

**Marek PRYMON, Jan WRONA**

Politechnika Krakowska, Instytut Inżynierii Ciepłej i Ochrony Powietrza

**Andrzej ZBROWSKI**

Instytut Technologii Eksploatacji – PIB, Radom

## **SYMULACJA OPROMIENIOWANEGO WYMIENNIKA CIEPŁA DO ZASTOSOWAŃ W APARACIE DO BADAŃ ZUŻYCIA EROZYJNEGO**

### **Słowa kluczowe**

Wymiana ciepła, zużycie erozyjne, badania numeryczne.

### **Streszczenie**

W artykule przedstawiono obliczenia modelowe opromieniowanego wymiennika ciepła przeznaczonego do podgrzewania powietrza zasilającego dysze aparatu, służącego do badania odporności na ścieranie materiałów konstrukcyjnych w podwyższonych temperaturach. Przedstawiono uproszczony model wymiennika, którego wyniki porównano z symulacją numeryczną 3D uwzględniającą zarówno wymianę ciepła przez promieniowanie, jak i konwekcję swobodną. Wyniki otrzymane z obliczeń modelowych stanowiły podstawę do zaprojektowania instalacji wyposażonej w odpowiedni wymiennik ciepła, który będzie podgrzewał powietrze do 650°C.

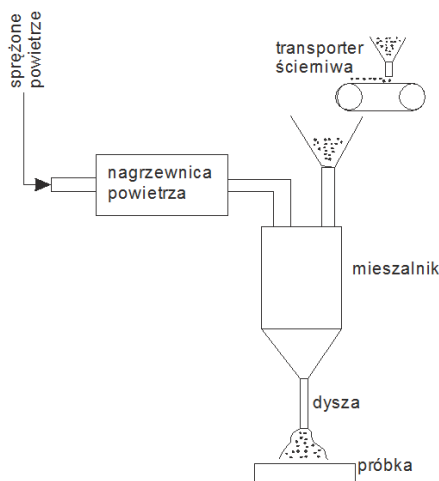
### **Wprowadzenie**

Badania odporności na ścieranie prowadzone są metodami z wykorzystaniem ścierania stykowego oraz ścierania uderzeniowego. Metody uderzeniowe wykorzystuje się obecnie do testów wykonywanych w temperaturze pokojowej

na podstawie normy ASTM G 76 z zastosowaniem dmuchawy Mackensena. Brak jest aparatów wykonujących testy w podwyższonych temperaturach, które miałyby zastosowanie w badaniach materiałów konstrukcyjnych. Warunki, w jakich należy prowadzić test (wysoka temperatura), wymuszają zaprojektowanie odpowiedniej instalacji zasilającej dyszę aparatu powietrzem o temperaturze  $650^{\circ}\text{C}$  oraz zapewnienie ciśnienia dyspozycyjnego w dyszy pozwalającego na wypływ powietrza z prędkością do 100 m/s.

Omawiany wymiennik ciepła został zaprojektowany z myślą o zapewnieniu powyższych parametrów testu (temperatura i prędkość wypływu powietrza z dyszy) oraz dodatkowo szerokiego zakresu strumienia ścierniwa. Wiąże się to z koniecznością stosowania dysz o średnicy większej niż 1,5 mm, o której jest mowa w normie [6], a co za tym idzie większych strumieni powietrza przetłaczanych przez układ.

Aby osiągnąć te założenia, przyjęto strumień gazu w wymienniku na poziomie 40 l/s, przy ciśnieniu gazu na wlocie do wymiennika 6 bar. Ze względu na przeznaczenie urządzenia (rys. 1) do celów badawczych i związaną z tym konieczną elastyczność pod względem jego zasilania w media przyjęto, że powietrze będzie podgrzewane za pomocą elektrycznego źródła ciepła. Z powodu wysokiej temperatury gazu opuszczającego wymiennik zrezygnowano przy tym z zastosowania pozornie najprostszego mechanizmu podgrzania powietrza w wymienniku na drodze przewodzenia. Zaprojektowano wymiennik, w którym mechanizm wymiany ciepła będzie realizowany przez promieniowanie.

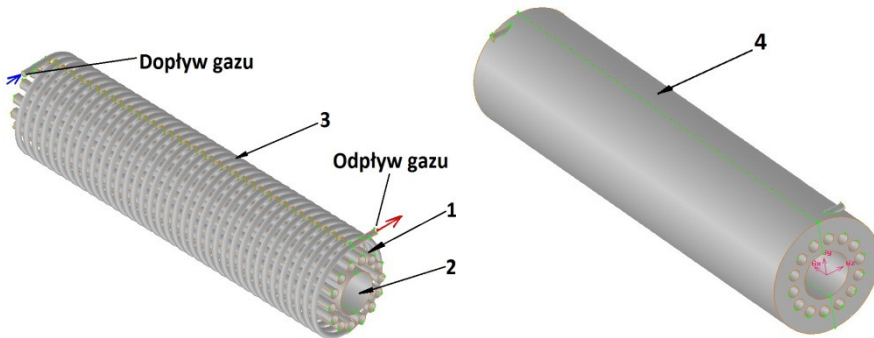


Rys. 1. Schemat aparatu do badań zużycia erozyjnego materiałów

Wymiennik opromieniowany składa się ze wzdluznie rozmieszczonych grzałek elektrycznych oraz dwóch ekranów, z których jeden stanowi odcinek

rury umieszczony centralnie a druga rura stanowiąca równocześnie obudowę wymiennika. Pomiędzy ekranami, nad grzałkami znajduje się rurka w kształcie linii śrubowej, wewnątrz której płynie ogrzewany gaz (rys. 2). Element grzejny stanowi 14 grzałek elektrycznych (1) wykonanych w formie rurek ze szkła kwarcowego o średnicy zewnętrznej 7,3 mm, na których powierzchni nawinięto drut oporowy. Grzałki rozmieszczono symetrycznie wokół ekranu (2). Ekran wewnętrzny stanowi ramę wymiennika. Na wysuniętych końcach ekranu wewnętrznego umieszczono uchwyty mocujące. W odległości 8 mm od zewnętrznej powierzchni rurki ceramicznej grzałek znajduje się przewód gazowy wykonany z rury uformowanej w linię śrubową o skoku 8,8 mm otaczającej pakiet grzałek. Na zewnątrz przewodu gazowego (3) umieszczono ekran zewnętrzny (4).

Dla zapewnienia prostej konstrukcji wymiennika oraz ze względu na trudności w umieszczeniu elektrycznego elementu grzejnego bezpośrednio na powierzchni rury gazowej założono, że podstawowym mechanizmem wymiany ciepła będzie promieniowanie. Umożliwia to zastosowanie nieożebrowanej przepony wymiennika w postaci gładkiej rury oraz grzałek elektrycznych umieszczonych w pewnej odległości od przewodu gazowego bez konieczności stosowania dużej prędkości czynnika lub rozwijania powierzchni wymiany ciepła po stronie zewnętrznej, co miałyby miejsce w przypadku wymiennika konwekcyjnego.



Rys. 2. Schemat wymiennika ciepła: 1 – grzałka elektryczna, 2 – ekran wewnętrzny, 3 – przewód gazowy, 4 – ekran zewnętrzny

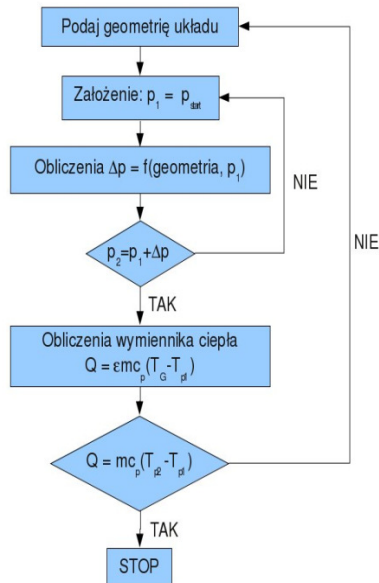
Celem modelowania procesu wymiany ciepła w projektowanym wymienniku opromieniowanym jest takie zwymiarowanie wymiennika, aby osiągnąć jak najbardziej efektywną wymianę ciepła i nie przekroczyć dopuszczalnej temperatury grzałek.

## 1. Model uproszczony wymiennika ciepła

Założenia:

1. Temperatura powietrza za wymiennikiem równa jest  $650^{\circ}\text{C}$ .
2. Ciśnienie gazu za wymiennikiem równe jest ciśnieniu koniecznemu do pokonania oporu przepływu w dyszy z mieszalnikiem.
3. Ciśnienie gazu na wlocie do wymiennika wynosi 6 barów.
4. Temperatura gazu na wlocie do wymiennika wynosi  $10^{\circ}\text{C}$ .
5. Stała temperatura grzałek.

Ze względu na zmienność stanu cieplnego gazu podczas przepływu przez wymiennik ciepła i nieliniową zależność strumienia ciepła przekazywanego na drodze promieniowania oraz konwekcji od temperatury do obliczeń wymiennika ciepła zastosowano procedurę iteracyjną.



Rys. 3. Schemat blokowy obliczeń wymiennika ciepła

Na podstawie znajomości stanu gazu przed mieszalnikiem (ciśnienie, temperatura, strumień) wyznaczonych w modelu CFD (*Computational Fluid Dynamic*) mieszalnika wyznaczono spadek ciśnienia na wymienniku. Do obliczeń oporu hydraulicznego wymiennika wykorzystano średnie wartości własności gazu wynikające z jego stanu początkowego i końcowego. Na tej podstawie obliczone jest ciśnienie gazu przed wymiennikiem. Ze względu na nieliniowy charakter równań obliczenia są wykonywane iteracyjnie. Przy znanym ciśnieniu i tempe-

raturze gazu przed wymiennikiem obliczany jest model wymiany ciepła w wymienniku [1, 5] – geometria jest odpowiednio zmieniana aż do osiągnięcia zbieżności. Algorytm obliczeniowy przedstawiony został na schemacie (rys. 3). Obliczenia oporu przepływu wykonano poprzez wyliczenie współczynnika oporu dla przepływu laminarnego równego  $64/Re$  [4], dla przepływu turbulentnego wykorzystując zależność Colebrooka-White'a [5]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{2,51}{R\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71D_w} \right) \quad (1)$$

gdzie:

- l – współczynnik oporów hydraulicznych [-],
- k – chropowatość wewnętrznej powierzchni rury [m],
- $D_w$  – średnica wewnętrzna rury [m],
- Re – liczba Reynoldsa [-].

$$R = \frac{wD_w}{\nu} \quad (2)$$

gdzie:

- w – prędkość średnia gazu w rurze [m/s],
- $D_w$  – średnica wewnętrzna rury [m],
- $\nu$  – lepkość kinematyczna [m<sup>2</sup>/s].

Strumień ciepła, jaki należy dostarczyć do gazu w celu jego podgrzania od  $T_1$  do  $T_2$ :

$$Q = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (3)$$

gdzie:

- m – strumień masowy powietrza [kg/s],
- $C_p$  – ciepło właściwe powietrza [J/(kgK)],
- $T_1$  – temperatura powietrza na wlocie [K],
- $T_2$  – temperatura powietrza na wylocie [K].

Współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni wewnętrznej rury wynosi:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_g}{D_w} \quad (4)$$

gdzie:

$w$  – prędkość średnia gazu w rurze [m/s],  
 $D_w$  – średnica wewnętrzna rury [m],  
 $Nu$  – liczba Nusselta.

– dla przepływu laminarnego [1]

$$Nu = 1.86 RPr \frac{D_w}{L} \frac{\mu_f^{0.14}}{\mu_w} \frac{50 D_w}{L} \frac{1.87}{R^{0.293}} \left( 1 + 1.77 \frac{D_w}{R} \right) \quad (5)$$

– dla przepływu turbulentnego

$$Nu = 0.021 \cdot R^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot (T_2/T_1)^{0.5} \quad (6)$$

Zastępczy radiacyjny współczynnik wnikania ciepła:

$$\alpha_R = \frac{\varepsilon_{1-2} \cdot \sigma \cdot (\overline{T_G}^4 - \overline{T_S}^4)}{\overline{T_G} - \overline{T_S}} \quad (7)$$

gdzie:

$\varepsilon_{1-2}$  – emisyjność wzajemna układu:

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \Phi \frac{1}{\varepsilon_2 - 1}} \quad (8)$$

$\varepsilon_1$  – emisyjność powierzchni grzałek,

$\varepsilon_2$  – emisyjność powierzchni rury gazowej,

$\sigma$  – stała Stefana-Boltzmana [ $W/m^2 K^4$ ],

$T_G$  – średnia temperatura ścianki grzałki [K],

$T_S$  – średnia temperatura ścianki zewnętrznej rurki [K].

Całkowity współczynnik przenikania ciepła przez wymiennik [5]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha \cdot A_{ww}} + \frac{\ln\left(\frac{D_z}{D_w}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{inc} \cdot L_w} + \frac{1}{A_{zr} \cdot \alpha_R} \quad (9)$$

gdzie:

$\alpha$  – współczynnik wnikania ciepła wewnątrz rurki [ $W/(m^2 \cdot K)$ ],

- $A_{ww}$  – powierzchnia wewnętrzna rurki [ $m^2$ ],  
 $D_z$  – średnica zewnętrzna rurki [m],  
 $D_w$  – średnica wewnętrzna rurki [m],  
 $\lambda_{inc}$  – współczynnik przewodzenia ciepła inconelu [W/mK],  
 $L_w$  – długość wymiennika [m],  
 $A_{zr}$  – zastępcze radiacyjne pole powierzchni zewnętrznej rurki [m],  
 $\alpha R$  – zastępczy radiacyjny współczynnik wnikania ciepła [W/( $m^2 \cdot K$ )].

Number of transfer unit:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m} \cdot C_p} \quad (10)$$

gdzie:

- $\dot{m}$  – strumień masowy powietrza [kg/s]  
 $C_p$  – średnia pojemność cieplna powietrza [J/kgK]

Efektywność wymiennika ciepła:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (11)$$

Średnia temperatura ścianki grzałki:

$$\overline{T_G} = \sqrt[4]{\frac{Q}{\varepsilon_{1-2} \cdot A_{gr} \cdot \sigma} + \overline{T_{ws}}^4} \quad (12)$$

gdzie:

- $A_{gr}$  – zastępcze radiacyjne pole powierzchni grzałek [ $m^2$ ],  
 $\overline{T_{ws}}$  – temperatura średnia ścianki grzałki [K].

Średnia temperatura ścianki rurki:

$$\overline{T_{ws}} = \frac{Q}{UA_1} + \overline{T_S} \quad (13)$$

gdzie:

- $\overline{T_S}$  – średnia temperatura powietrza w wymienniku [K].

Na tej podstawie wyznaczony został radiacyjny strumień ciepła równy:

$$Q = \varepsilon m C_p (\overline{T_G} - T_1) \quad (14)$$

Długość rury wymiennika [m]:

$$L_R = \frac{L_W}{\sin \gamma} \quad (15)$$

gdzie:

- $L_W$  – długość wymiennika [m],
- $\gamma$  – kąt wzniosu linii śrubowej [Rad].

Powierzchnię wymiany ciepła grzałek oraz rury gazowej uwzględnianą w obliczeniach wymiany radiacyjnej przyjęto równą połowie powierzchni zewnętrznej rury.

## 2. Model CFD numeryczny ciepła

Dla weryfikacji poprawności przyjętych założeń wykonano model numeryczny 3D wymiany ciepła na drodze promieniowania. Dyskretyzację przestrzeni wykonano preprocesorem Gambit. W przestrzeni wymiennika zastosowano siatkę tetrahedralną, we wnętrzu rury wymiennika heksahedralną z przybliżeniem warstwy przyściennej Standard Wall Functions [2]. Do rozwiązania układu równań zastosowano komercyjny solver Fluent [4]. Dodatkowo modelowano również proces konwekcji swobodnej we wnętrzu wymiennika. W tym celu przepływ gazu w rurze wymiennika założono jako nieściśliwy, lecz gęstość i lepkość dynamiczną uzależniono od temperatury. Dało to możliwość zastosowania przybliżonego modelu Bossinesque [2, 3], który poprzez wprowadzenie dodatkowego członu do równań zachowania pędu pozwala modelować konwekcję swobodną. Nie wymaga jednak rozpatrywania zagadnienia nieustalonego, co byłoby konieczne w przypadku analizowania przepływu ściśliwego.

## 3. Założenia do modelu numerycznego

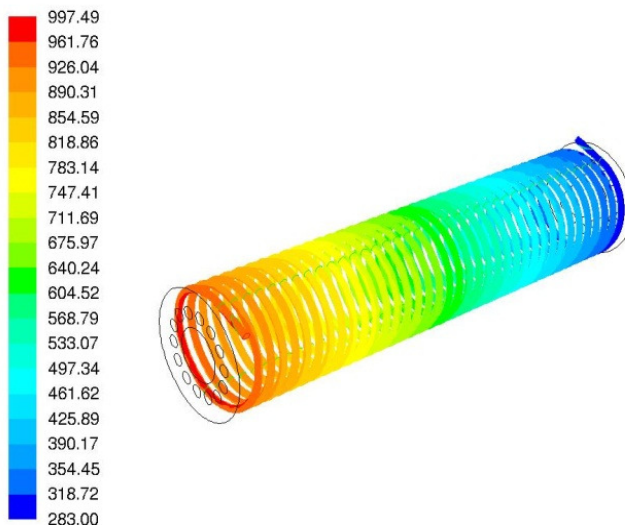
- Powietrze jest traktowane jako płyn nieściśliwy;
- Gęstość powietrza uzależniono od temperatury, pozostałe własności przyjęto jako średnie w rozpatrywanym zakresie temperatur;
- Zastosowano model promieniowania DO (*Discrete Ordinates*) [3];
- Uwzględniono konwekcję swobodną w obudowie wymiennika – zastosowano model Bossinesque;
- Do symulacji turbulencji wykorzystano model  $k-\varepsilon$  [5] z przybliżeniem warstwy przyściennej Standard Wall Functions;
- Dyskretyzację przestrzeni wykonano przy pomocy siatki hybrydowej (częściowo heksahedralnej, częściowo tetrahedralnej) – wykorzystano pakiet Gambit;



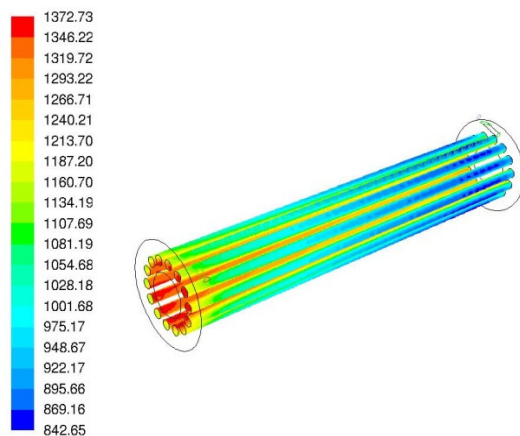
- Dla materiału przepony (Inconel 625) przyjęto własności cieplne w funkcji temperatury;
- Na wlocie do rury gazowej zastosowano warunek brzegowy *velocity inlet* (5% turbulencji);
- Na wylocie z rury gazowej zastosowano warunek brzegowy *pressure outlet* (5% turbulencji);
- Do obliczeń równań Reynoldsa oraz modelu promieniowania DO oraz modelu wykorzystano solver *Fluent*;
- Wykorzystano sprzężony algorytm oparty na rozwiązaniu pola ciśnienia (*Pressure Based Coupled Algorithm*) [2], w którym w kolejnych iteracjach wyznaczane jest pole prędkości – obliczane z równań ruchu, oraz pole ciśnienia – z równania ciśnienia które jest wynikiem przekształcenia równania ciągłości i równania pędu;
- Zastosowano solver *Double-Precision*;
- Kryterium zbieżności (*unormowane residua*) przyjęto na poziomie  $10^{-6}$ ;
- Na powierzchniach grzałek zadano warunek brzegowy drugiego rodzaju.

#### 4. Wyniki obliczeń

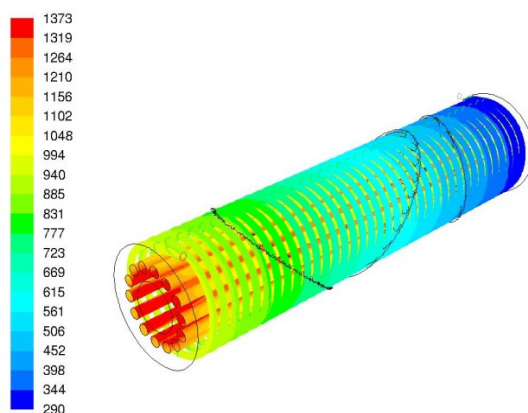
Pola temperatur poszczególnych części wymiennika ciepła przedstawiają rysunki 4, 5, 6. Pozwalają one na odczyt maksymalnych temperatur występujących w wymienniku, co jest istotne ze względu na ograniczoną wytrzymałość materiału, z którego wykonana jest grzałka na wysokie temperatury.



Rys. 4. Pole temperatury na powierzchni rury gazowej



Rys. 5. Pole temperatury na powierzchni grzałek



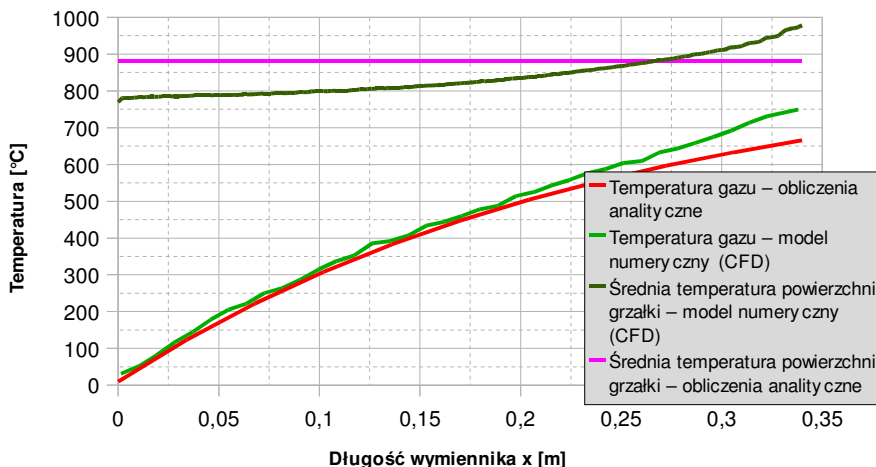
Rys. 6. Pole temperatury na powierzchni grzałek oraz rury gazowej

W tabeli 1 przedstawiono porównanie wyników obliczeń uzyskane z modelu uproszczonego oraz symulacji numerycznej.

Tabela 1. Porównanie wyników obliczeń

Wielkość		jednostka	Symulacja numeryczna	Model uproszczony
Strumień ciepła dostarczany przez grzałki	$Q_G$	W	3321	3349
Strumień ciepła na powierzchni rury	$Q_R$	W	3287	3348
Strumień masowy czynnika	m	kg/s	0,004801	0,0049248
Temperatura powietrza opuszczającego wymiennik	$T_2$	K	1022	939
Maksymalna temperatura grzałek	$T_{max}$	K	1081	–

Porównanie temperatur grzałek oraz gazu opuszczającego wymiennik przedstawiono w formie wykresu (rys. 7).



Rys. 7. Porównanie rozkładu temperatury powietrza w wymienniku oraz średniej temperatury powierzchni grzałek

## Wnioski

W artykule zaprezentowano zastosowanie metody CFD w procesie projektowania stanowiska badawczego do badań zużycia erozyjnego materiałów w wysokich temperaturach. Jednym z głównych elementów wchodzących w skład urządzenia jest wymiennik ciepła podgrzewający powietrze do wymaganych w teście temperatur.

Ze względu na wymagania dotyczące parametrów wpływającego z dyszy powietrza oraz ograniczenia dotyczące temperatury grzałek, dokładne zaprojektowanie wymiennika jest szczególnie ważne w procesie budowy urządzenia do badań zużycia erozyjnego w podwyższonych temperaturach.

Do wykonania obliczeń zastosowano metodę analityczną oraz w celu weryfikacji otrzymanych wyników symulację numeryczną. Wyniki otrzymane zarówno z modelu uproszczonego, jak i modelu CFD w pełni potwierdziły poprawność przyjętych założeń.

Stosowanie symulacji numerycznych jest wskazane w podobnych przypadkach, ze względu na możliwość uzyskania pełnego obrazu przemian zachodzących w urządzeniu. Widoczne jest to szczególnie na przykładzie temperatury grzałki, która w modelu analitycznym obliczana była jako średnia z długości, natomiast model CFD pozwala na jej odczyt na całej długości, co jest szczególnie istotne ze względu na ograniczoną wytrzymałość na wysoką temperaturę materiału, z którego wykonana została grzałka.

## **Bibliografia**

1. Wiśniewski S.: Wymiana ciepła, PWN, Warszawa 1979.
2. Chung T.J: Computational Fluid Dynamics, Cambridge University Press 2003.
3. Fluent Manual, [on line]  
[www.fluentusers.com/fluent63/doc/ori/html/rn/rel\\_index.htm](http://www.fluentusers.com/fluent63/doc/ori/html/rn/rel_index.htm).
4. Hobler T.: „Ruch ciepła i wymienniki”, PWT, Warszawa 1959.
5. Kreith F., Heat and Mass Transfer, Mechanical Engineering Handbook, CRC Press, 1999.
6. Norma: ASTM z G 76-07.

Recenzent:  
**Jerzy OSIŃSKI**

## **A simulation of a radiated heat exchanger for application in an apparatus for erosion wear testing**

### **Key words**

Heat exchange, erosion wear, numeric testing.

### **Summary**

The article presents the model calculation of the radiated heat exchanger intended for the heating of the air supplied to the jets of an apparatus used for testing the resistance of construction materials to scrubbing in the increased temperature. The simplified model of the exchanger is presented, and the outcomes of the calculations are compared to the 3D numeric simulation considering the heat exchange by both radiation and free convection. The results from the computer calculations were a basis for the design of the plant with a proper exchanger that will heat the air up to the 650°C.