

Jerzy Tomczek, Lech Dobrowolski

Katedra Energetyki Procesowej

Politechnika Śląska

Adam Kuśmirek

OBR GE Katowice

### MATEMATYCZNY MODEL WYMIENNIKA CIEPŁA TYPU FIELDA

Streszczenie. W referacie przedstawiono matematyczny model wymiennika ciepła typu Fielda. Model, w przypadku projektowania wymiennika, pozwala na określenie długości elementu, a następnie dla dowolnej konfiguracji elementów można wyznaczyć charakterystyki eksploatacyjne wymiennika. Model można zastosować w optymalizacji wymiennika.

Резюме. В статье представлена математическая модель теплообменника типа Фельда. Модель, в случае проектирования теплообменника позволяет определить длину элемента, а потом для произвольной конфигурации элементов можно определить его эксплуатационные характеристики. Модель применяется при оптимизации теплообменников

Summary. The mathematical model of heat exchanger composed of the Field-type elements has been presented in this paper. The model does allow to determine the length of the elements and the thermal behaviour heat exchanger at various conditions. It can also be used for optimization of the heat exchange geometry..

#### 1. WSTĘP

Wymienniki Fielda należą do grupy rurowych metalowych rekuperatorów opromienionych. Podstawowym elementem rekuperatora jest układ dwóch współśrodkowych rur. Czynniki ogrzewany wpływa do rury wewnętrznej, a następnie płynie szczeliną pomiędzy rurami. Do zalet tego typu rekuperatorów należą: swobodna dylatacja, prosta konstrukcja, pełna szczelność, intensywny odbiór ciepła ze ścianek rury zewnętrznej poprzez promieniowanie do ścianek rury wewnętrznej. Prosta konstrukcja nie idzie w parze z prostotą obliczeń. Przepływ ciepła w wymienniku jest opisywany za po-

mocą układu nieliniowych równań różniczkowych. Rozwiązania tych równań nie uwzględniające promieniowania pomiędzy ścianami rur przedstawione zostały przez Hoblera [1] i w znacznie prostszej formie przez Kostowskiego [2]. Uwzględnienie wymiany ciepła przez promieniowanie pomiędzy rurami zewnętrzną i wewnętrzną wymaga metody różnicowej rozwiązania [3,4].

W zastosowaniach do pieców wysokotemperaturowych istotne znaczenie w przekazywaniu ciepła od spalin do powietrza ma promieniowanie ścian kanału spalinowego, dla obliczenia którego założono w poprzednich modelach równość temperatury ścian kanału spalinowego i spalin [3]. W rzeczywistości temperatura ścian nie jest równa temperaturze spalin i powinna być obliczona w procedurze modelowej. Konsekwencją będzie temperatura spalin na dolocie do pierwszego rzędu rur rekuperatora różna od temperatury spalin wylotowych z komory pieca. Celem pracy jest ustalenie wpływu konfiguracji rekuperatora oraz parametrów płynów na jego charakterystykę przy założeniu, że temperatura ścian kanału nie jest równa temperaturze spalin.

## 2. MODEL ELEMENTU FIELDA

### 2.1. Założenia modelu

W celu przeprowadzenia obliczeń podzielono element na odcinki o długości  $\Delta L$  płaszczyzną prostopadłą do osi rur w sposób przedstawiony na rysunku 1. Przy budowie modelu przyjęto następujące założenia upraszczające:

- pominięto przepływ ciepła wzdłuż ścianek rur elementu,
- ścianki rur mają jednakowe temperatury na długości odcinka,
- temperatury płynu w odcinku są jednorodne i są równe: dla rury wewnętrznej temperaturze dolotowej, a dla szczeliny temperaturze wylotowej płynu z odcinka.

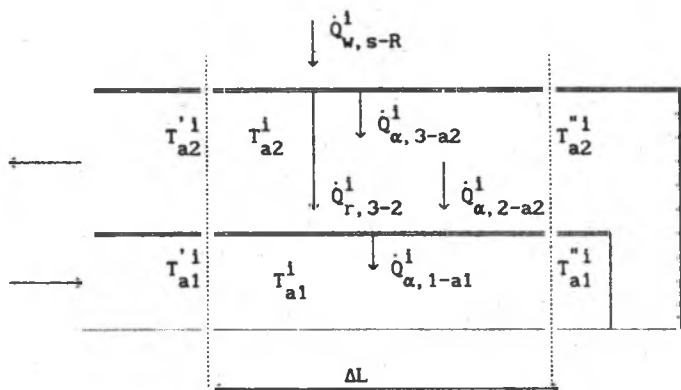
### 2.2 Opis modelu

Na podstawie schematu przedstawionego na rys.1 sporządzono bilanse dla 1-tego odcinka elementu:

- ścianki rury wewnętrznej,

$$\dot{Q}_{\alpha,2-a2}^i + \dot{Q}_{r,3-2}^i = \dot{Q}_{\alpha,1-a1}^i \quad (1)$$

- ścianki rury zewnętrznej,



Rys.1 Schemat bilansowy elementu Fielda

Fig.1 Balance diagram of Field-type element

$$\dot{Q}_{w,s-R}^1 = \dot{Q}_{\alpha,3-a2}^1 + \dot{Q}_{r,3-2}^1 \quad (2)$$

- odcinka rury wewnętrznej,

$$\dot{Q}_{\alpha,1-a1}^1 = \Delta \dot{I}_{a1}^1 \quad (3)$$

- odcinka szczeliny.

$$\dot{Q}_{\alpha,3-a2}^1 = \Delta \dot{I}_{a2}^1 + \dot{Q}_{\alpha,2-a2}^1 \quad (4)$$

Strumienie dotyczą:  $\dot{Q}_{\alpha,1-a1}^1$ ,  $\dot{Q}_{\alpha,2-a2}^1$ ,  $\dot{Q}_{\alpha,3-a2}^1$  - ciepła przekazywanego przez konwekcję od ścian do czynnika ogrzewanego,  $\dot{Q}_{r,2-3}^1$  - ciepła przekazywanego przez promienowanie pomiędzy rurami,  $\dot{Q}_{w,s-R}^1$  - ciepła od spalin i ścian rekuperatora do odcinka elementu,  $\Delta \dot{I}_{a1}^1$ ,  $\Delta \dot{I}_{a2}^1$  - przyrosty entalpii czynnika na i-tym odcinku rury wewnętrznej i szczeliny.

Zgodnie z założeniami temperatura płynu w odcinku rury wewnętrznej jest równa temperaturze dolotowej do odcinka, zaś w szczelinie jest równa temperaturze wylotowej z odcinka:

$$T_{a1}^1 = T_{a1}^1 \quad (5)$$

$$T_{a2}^1 = T_{a2}^1 \quad (6)$$

Układ równań (1)-(4) pozwala na wyznaczenie temperatur powierzchni ścianek rur oraz temperatur na wylocie z odcinka rury wewnętrznej  $T_{a1}^1$  i

dolocie do szczeliny  $T_{a2}^*$ , które są jednocześnie temperaturami początkowymi dla odcinka następnego:

$$T_{a1}^{i+1} = T_{a1}^i \quad (7)$$

$$T_{a2}^{i+1} = T_{a2}^i \quad (8)$$

Obliczenia są prowadzone dla kolejnych odcinków w celu wyznaczenia długości elementu, która jest określana na podstawie warunku zrównania się temperatur płynu w rurze wewnętrznej i w szczelinie.

### 3. MODEL WYMIENNIKA CIEPŁA

Podstawowym składnikiem modelu wymiennika jest model pojedynczego elementu wykorzystany tym razem do wyznaczania temperatury wylotowej czynnika ogrzewanego przy zdeterminowanej jego długości. Pierwszym etapem obliczeń jest określenie ilości elementów w wymienniku oraz sposobu ich rozmieszczenia. Pozwala to na sprecyzowanie wymiarów kanału, w którym umieszczone są elementy oraz obliczenie strumienia ciepła przekazywanego do i-tego odcinka elementu. Jest on sumą trzech składników:

$$\dot{Q}_{w,s-R}^i = \dot{Q}_{\alpha,s-R}^i + \dot{Q}_{r,w-R}^i + \dot{Q}_{r,s-R}^i \quad (9)$$

Konwekcyjne strumienie ciepła obliczono opierając się na znanych zależnościach literaturowych [1], zaś radiacyjny strumień ciepła od spalin w otoczeniu pojedynczego elementu wyznaczono poprzez emisyjność spalin określoną wzorem Gurwicza [4]. Radiacyjny strumień ciepła od ścian kanału spaliniowego dorury w k-tym rzędzie od danej ściany obliczono na podstawie zależności:

$$\phi_{w-Rk} = \phi_{w1-R1} \prod_{l=0}^{k-1} \phi_{R1-R(1+l)} \quad (10)$$

Równanie to obowiązuje dla wszystkich ścian, przy czym ścianę kanału znajdującego się przed rekuperatorem zastąpiono ścianą modelową równoległą do pierwszego rzędu rur, podobnie jak uczyniono to w pracy [3].

Stosunek konfiguracji sąsiednich rzędów elementów jest funkcją podziałki wymiennika p zdefiniowanej jako stosunek odległości między elementami do ich średnicy ( $p = s/d$ )

$$\phi_{R1-R(1-1)} = f(p), \quad (11)$$

zaś dla rzędu elementów sąsiadujących ze ścianą [5]

$$\phi_{w-R1} = 1 - \left( 1 - (1/p)^2 \right)^{1/2} + (1/p) \operatorname{arctg} \left( (1/p)^2 - 1 \right)^{1/2} \quad (12)$$

Temperatura ścian kanału spalinowego decydująca o wartości radiacyjnego strumienia ciepła przekazywanego do elementów była wyznaczona zgodnie z bilansem energii części kanału znajdującego się przed rekuperatorem.

Temperatura powierzchni modelowej jest równa temperaturze ścian kanału przed rekuperatorem, zaś temperatura ścian bocznych jest równa średniej arytmetycznej temperatur ścian przed rekuperatorem i spalin na wylocie z rekuperatora.

W wyniku rozwiązania otrzymuje się temperatury wylotowe z poszczególnych elementów w rzędzie oraz rozkłady temperatur ścianek i płynu wewnątrz elementów. Następnie z bilansu energii dla rzędu oblicza się średnią temperaturę spalin za rzędem. Po powtórzeniu obliczeń dla pozostałych rzędów wyznacza się średnią temperaturę wylotową czynnika ogrzewanego.

Przykładowe wyniki uzyskane z rozwiązania modelu przedstawiono na rysunkach 2 + 5.

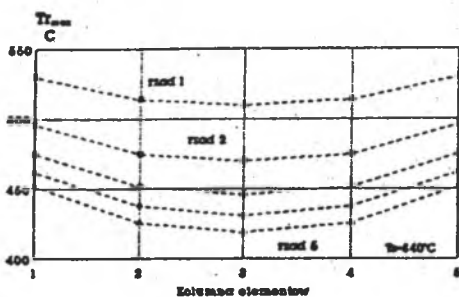
#### 4. WNIOSKI

Przedstawiony model może mieć zastosowanie do projektowaniu nowych oraz badania charakterystyk eksploatacyjnych istniejących rekuperatorów.

Model matematyczny umożliwia obliczenie parametrów dla dowolnej rury rekuperatora. Obliczenia wykazały, że promieniowanie ścian kanału, przy poprawnym chłodzeniu rur nie wnosi niebezpiecznego zróżnicowania temperatur ścian rur.

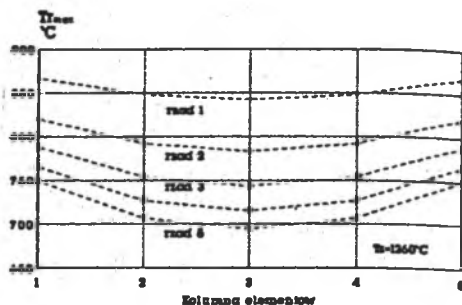
Udział promieniowania ścian kanału spalinowego w całkowitym strumieniu ciepła przekazywanego do powietrza zależy od konfiguracji rekuperatora i temperatury spalin. Dla stosunku podziałki rur do średnicy  $p=2$  oraz jednego modułu rekuperatora złożonego z  $5 \times 5$  rur otrzymuje się udział promieniowania ścian w zależności od temperatury spalin dla  $T_s=1260^\circ\text{C}$  - 50,1%, zaś dla  $T_s=840^\circ\text{C}$  - 34,6%.

Pominięcie promieniowania ścian w obliczeniach projektowych znacznie upraszczające algorytm obliczeń prowadzi do wyznaczenia zaniżonej temperatury powietrza obciążonej błędem: dla  $T_s=1260^\circ\text{C}$  - 22%, a dla  $T_s=840^\circ\text{C}$  - 11%.



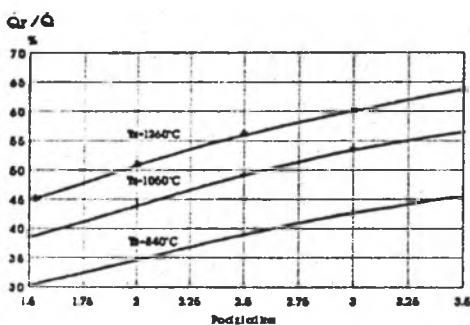
Rys. 2 Rozkład maksymalnych temperatur w rurach dla temp. spalin 840°C

Fig. 2 Distribution of maximum temperature of tubes for flue-gas temperature 840°C



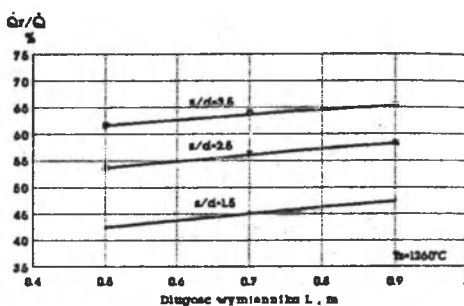
Rys. 3 Rozkład maksymalnych temperatur w rurach dla temp. spalin 1260°C

Fig. 3 Distribution of maximum temperature of tubes for flue-gas temperature 1260°C



Rys. 4 Udział promieniowania w całkowitym strumieniu ciepła w funkcji podziałki elementów

Fig. 4 Radiation contribution in total heat flux as function of the elements spacement



Rys. 5 Udział promieniowania w całkowitym strumieniu ciepła w funkcji długości elementów

Fig. 5 Radiation contribution in total heat flux as a function of the length of elements

#### LITERATURA

- [1] Hobler T.: Ruch ciepła i wymienniki. WNT, Warszawa 1979.
- [2] Kostowski E.: Charakterystyczne rozkłady temperatur w elemencie

- Fielda. ZN Pol.Śl., ser. Energetyka z.34, Gliwice 1970, s 93.
- [3] Kostowski E.: Optymalizacja rekuperatora opromieniowanego zbudowanego z elementów Fielda, Praca doktorska, Pol.Śl. Gliwice 1967.
- [4] Szargut J.: Metody numeryczne w obliczeniach cieplnych pieców przemysłowych. Wyd.Śląsk, Katowice 1977.
- [5] Madejski J.: Teoria wymiany ciepła. PWN, Warszawa 1963.

#### MATHEMATICAL MODEL OF A FIELD-TYPE HEAT EXCHANGER

The Field-type heat exchanger consists of a number of elements which are assemblies of two concentric tubes. The inlet and outlet of air are located at one end of elements and as a result, the freely expanding tubes simplify the structure of the heat exchanger and eliminate the thermal stress problems.

Mathematical modelling of this type cross-counter flow heat exchanger has a long history [1,2,3,4]. A specific problem of heat transfer in a high temperature furnace is the contribution of radiation of the walls of the flue-gas duct. The previously developed model [3] assumed that the walls of the duct have temperature equal to the flue-gas temperature. The aim of the thermal characteristics of the heat exchanger in which the temperature of the walls and of the flue-gas are not equal, the deviation is calculated upon the energy balance equation. The model was developed to extend the results of detailed individual element to a system of elements.

Presented results demonstrate the large contribution of duct wall radiation as a function of element spacing and flue-gas temperature.