

Małgorzata HANUSZKIEWICZ-DRAPAŁA

Jan SKŁADZIEN

Politechnika Śląska, Gliwice

## KRZYŻOWOPRĄDOWY WYMIENNIK CIEPŁA Z MODELOWANYM ROZDZIAŁEM STRUMIENIA CZYNNIKA PODGRZEWANEGO

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono rezultaty analizy termodynamicznej krzyżowoprądowego rurowego wymiennika ciepła ze sterowanym rozplywem strumienia czynnika podgrzewanego. Czynniki grzejący przemieszcza się w przestrzeni międzyrurowej, omywając poprzecznie rury, wewnątrz których przepływa czynnik ogrzewany. W termodynamicznym modelu matematycznym wymiennika uwzględniono między innymi opory hydrauliczne występujące podczas przepływu płynów oraz przyjęto, iż możliwe jest uzyskanie żądanego rozkładu natężenia przepływu czynnika ogrzewanego. Założono ponadto, iż przepływ ciepła ma charakter konwekcyjno-radiacyjny, a współczynniki wnikania ciepła zależne są od temperatury. Pozostałe uproszczenia związane są z charakterem przepływu płynów i należą do klasycznych założeń przyjmowanych w tego typu obliczeniach. Głównym celem pracy jest teoretyczna analiza możliwości takiego sterowania, aby uzyskać możliwie najniższą wartość maksymalnej temperatury ścian rur.

## CROSSFLOW HEAT EXCHANGER WITH MODELLED DISTRIBUTION OF THE HEATED AGENT STREAM

**Summary.** In the paper the results of the thermal analysis of the tubular crossflow heat exchanger with steered distribution of the heated agent stream are given. The combustion gases as the heating agent flow crosswise round the pipes in the intertubular space while the air as the heated agent flow inside the pipes. In the thermal mathematical model of the heat exchanger the hydraulic resistances of both agents were taken into account as well as it was assumed that it was possible to obtain the required distribution of the heated agent stream. It was assumed also that the heat transfer has radiative-convective form and that the heat transfer coefficients are temperature dependent. The other presumptions have typical form for such heat exchanger thermal analysis. The main aim of the paper is the theoretical analysis of the possibility of such steering of the heating agent stream distribution that the maximal temperature of the tube wall would have the minimal possible value.

## OZNACZENIA

$c_p$  - pojemność cieplna właściwa,

$e$  - parametr zmienności różnicowego pola przekroju umownego kanału spalinowego,

$F$  - pole powierzchni przepływu ciepła,

$F_k$  - pole przekroju umownego kanału spalinowego,

$F_r$  - pole przekroju kanału, którym przepływa powietrze,

$g$  - parametr nierównomierności przepływu powietrza,

$$\xi_i = \frac{W_{2di}}{W_{2d}} = \frac{\dot{G}_{2i}}{\dot{G}_{2isr}}$$

$\dot{G}$  - strumień czynnika,

$N_n$  - wielkość bezwymiarowa,

$$N_n = \frac{\alpha_n F}{\dot{W}_n}, \quad n = 1, 2,$$

$p$  - ciśnienie,

$T$  - temperatura rzeczywista,

$t$  - temperatura bezwymiarowa,

$$t = \frac{T - T_{2d}}{T_{1d} - T_{2d}}, \quad A$$

$u$  - stosunek pojemności cieplnej strumieni czynników,

$$u = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2},$$

$w$  - prędkość przepływu płynu,

$\dot{W}$  - pojemność cieplna strumienia czynnika,

$X, Y, Z$  - współrzędne rzeczywiste,

$x, y, z$  - współrzędne bezwymiarowe,

$$x = \frac{X}{X_0}, y = \frac{Y}{Y_0}, z = \frac{Z}{Z_0},$$

$X_0, Y_0, Z_0$  - rozmiary wymiennika modelowego,

$\alpha$  - współczynnik przejmowania ciepła,

$\delta p$  - spadek ciśnienia,

$\Delta p$  - względny przyrost oporów hydraulicznych związany ze sterowaniem natężeniem przepływu czynnika podgrzewanego w stosunku do oporów naturalnych,

$\rho$  - gęstość,

$\xi$  - współczynnik oporu miejscowego.

Wykaz indeksów:

1 - dotyczy czynnika grzejącego,

2 - dotyczy czynnika ogrzewanego,

$d$  - przy dopływie,

$i, j$  - dotyczy numeru elementarnego fragmentu wymiennika,

$k$  - dotyczy umownego kanału spalinowego,

$r$  - dotyczy umownego kanału, którym przepływa powietrze,

$s$  - dotyczy ścianek rur,

$sr$  - wartość średnia,

$w$  - przy wypływie.

## 1. WSTĘP

Przedmiotem analizy jest krzyżowoprądowy wymiennik ciepła z nierównomiernym przepływem czynników. W wymienniku tym czynnik ogrzewany przepływa przez zespół rur omywanych poprzecznie przez czynnik grzejący, przemieszczający się w przestrzeni międzururowej. W praktyce wymienniki tego typu są stosowane jako sekcja hutniczego rekuperatora powietrza ogrzewanego spalinami. Ich eksploatacja stwarza szereg problemów, których przyczyną jest między innymi nierównomierność rozdziału strumienia czynnika podgrzewanego pomiędzy poszczególne rzędy rur [1,2]. Powoduje to zmianę stopnia

podgrzania powietrza oraz maksymalnej wartości temperatury ścian rur, która ma istotny wpływ na żywotność i niezawodność pracy urządzenia. Obliczenia cieplne wymienników, w których nie uwzględnia się lokalnych oporów występujących podczas przepływu czynników, oddają przybliżony obraz zjawisk termodynamicznych zachodzących wewnątrz analizowanego urządzenia. Jeżeli uwzględni się w rozważaniach naturalne opory hydrauliczne, tj. opory występujące podczas przepływu czynników przez rurową część wymiennika, to uzyska się nierównomierny rozptyw strumieni czynników. Obliczenia przeprowadzone dla przykładowego rekuperatora hutniczego spaliny- powietrze [3,4] wykazały oczywisty fakt, iż przez rury najbardziej obciążone cieplnie, tj. przez elementy pierwszych rzędów rur licząc wzdłuż drogi przepływu spalin, przepływa zmniejszony strumień czynnika podgrzewanego w stosunku do średniej wartości strumienia określonej dla przepływu równomiernego. W cytowanych pracach obliczenia przeprowadzono po wykorzystaniu założeń ogólnie przyjmowanych w tego typu rozważaniach, uwzględniono jednak hydrauliczne opory przepływu oraz zmienność konwekcyjnych współczynników wnikania ciepła z temperaturą, jak również promieniowanie spalin. Powoduje to dodatkowe podwyższenie obliczonej numerycznie temperatury wylotowej powietrza w miejscu dopływu czynnika grzejącego, a tym samym wzrost maksymalnej obliczonej temperatury ścian rur. W rezultacie przy uwzględnieniu oporów przepływu czynników maksymalna wartość temperatury ścianek rur, charakterystyczna dla pierwszych rzędów rur, jest wyższa niż wyznaczona w przypadku, gdy zakłada się przepływ równomierny.

Otrzymane wyniki sugerują, iż z uwagi na maksymalną temperaturę ścian rur korzystne byłoby sterowanie rozdziałem strumienia powietrza doprowadzanego do układu rur. Sterowanie takie jest możliwe przez zastosowanie odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych [1], w wyniku czego uzyskuje się postulowany rozkład prędkości czynnika podgrzewanego przy dopływie do rur, a tym samym założony rozptyw strumienia powietrza pomiędzy poszczególne rzędy rur [4,5]. W niniejszej pracy podjęto próbę oceny możliwości sterowania strumieniem czynnika podgrzewanego, przeprowadzając obliczenia termodynamiczne dla przykładowego rekuperatora hutniczego w przypadku, gdy sterowanie powinno gwarantować określony efekt temperaturowy. Efektem tym jest płaski rozkład temperatury ścian rur w miejscu wypływu podgrzanego powietrza, tj. w miejscu, gdzie w przypadku uwzględnienia nierównomierności wynikającej z naturalnych oporów przepływu występowała maksymalna wartość temperatury ścian [3,7]. W przeprowadzonej analizie uwzględniono przy tym również hydrauliczne opory przepływu spalin. W przeciwieństwie do [9], gdzie podano uproszczoną analizę funkcjonowania

wymiennika dla przypadku założonej postaci funkcji określającej rozkład strumienia czynnika podgrzewanego, nie wprowadzono ograniczeń odnośnie do funkcji nierównomierności przepływu tego czynnika podgrzewanego.

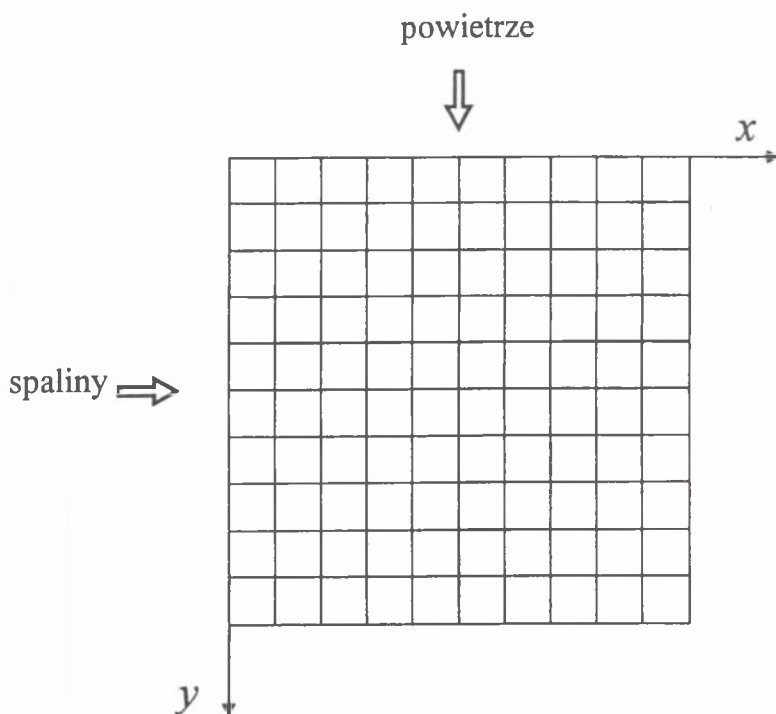
## 2. ZAŁOŻENIA

Model matematyczny analizowanego wymiennika ciepła opracowano dla założeń stosowanych na ogół w obliczeniach cieplnych tego typu. Założenia te dotyczą stanu ustalonego, braku źródeł ciepła, kierunku przekazywania ciepła prostopadłego w stosunku do przegród, stałej w całej objętości wymiennika koncentracji powierzchni przegród, pominięcia przepływu ciepła w kierunku równoległym do kierunku przemieszczania się płynów, pominięcia zmian potencjalnej i kinetycznej energii czynników. Założono ponadto, iż straty ciepła do otoczenia oraz radiacyjne oddziaływanie obudowy wymiennika mają znikomy wpływ. przepływ zaś płynów jest jednowymiarowy w postaci nie mieszających się, stałych wzdłuż drogi przepływu, strumieni składowych. Założenie to wiąże się z przyjęciem hipotetycznych kanałów, którymi wewnątrz roboczej części wymiennika przepływa stały strumień płynu. Przyjęcie takiego założenia w przypadku powietrza jest uzasadnione, ponieważ w rzeczywistym urządzeniu czynnik ten przemieszcza się przez zespół rur. Dla czynnika podgrzewanego słuszne jest ponadto przyjęcie stałego pola przekroju poprzecznego każdego z tych kanałów. W przypadku spalin przyjęcie hipotetycznych kanałów o stałym przekroju, przy równoczesnym założeniu dotyczącym przemieszczania się tego czynnika w postaci nie mieszających się stałych strumieni składowych, jest nieprecyzyjne. Dlatego też założono, że czynnik ten przemieszcza się w przestrzeni międzyrurowej w postaci stałych nie mieszających się strumieni składowych hipotetycznymi kanałami o zmiennej wzdłuż drogi przepływu spalin wartości pola przekroju poprzecznego. Zmienność ta wynika z hydraulicznych oporów przepływu spalin. Jak już wspomniano, uwzględniona została zależność pojemności cieplnej strumieni czynników oraz współczynników przejmowania ciepła od temperatury oraz promieniowanie spalin w rozpatrywanej rurowej części wymiennika, jak również wpływ promieniowania spalin w kanale spalinowym. Pominięto wpływ oporu cieplnego osadu i oporu cieplnego przewodzenia ścian. W przeprowadzonej analizie przyjęto ponadto, iż występują naturalne opory hydrauliczne

przepływu czynnika grzejącego oraz założono, iż istnieje możliwość sterowania natężeniem przepływu podgrzewanego czynnika przy dopływie do zespołu rur [5].

### 3. PODSTAWY MODELU MATEMATYCZNEGO

Analizowany krzyżowoprądowy rurowy wymiennik ciepła zastąpiono mającym kształt prostopadłościanu wymiennikiem modelowym, który składa się z elementarnych powtarzalnych fragmentów. Rozpatrywane zagadnienie jest dwuwymiarowe. Wystarczy w związku z tym rozpatrywać jedną warstwę wymiennika modelowego, składającą się z  $K_1 \times K_2$  elementów (rys.1) ( $i=1,2,\dots,K_1; j=1,2,\dots,K_2$ ). Kierunek przepływu spalin i powietrza określają odpowiednio zwroty osi  $x$  i  $y$ . Równania bilansu energii dla każdego z elementarnych fragmentów, zapisane z uwzględnieniem omówionych w rozdziale 2 założeń, mają następującą postać bezwymiarową:



Rys. 1. Przekrój wymiennika modelowego  
Fig. 1. Section of model heat exchanger

$$\frac{\partial t_1}{\partial x} + N_1 e(t_1 - t_s) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial y} - \frac{N_2 e}{g}(t_s - t_2) = 0, \quad (2)$$

$$N_1 u(t_1 - t_s) + N_2 (t_2 - t_s) = 0. \quad (3)$$

Znane są temperatury czynnika podgrzewanego i grzejącego przy dopływie do wymiennika, stąd warunki brzegowe w postaci

$$t_1(0, y, z) = 1, \quad t_2(x, 0, z) = 0. \quad (4)$$

Do układu równań (1) - (3) dołączono zależności wynikające z uwzględnienia naturalnych oporów spalin i powietrza, występujących podczas przepływu płynów przez roboczą część urządzenia. Współczynniki  $g$  oraz  $e$ , występujące w równaniach bilansu energii, określają nierównomierność przepływu czynnika podgrzewanego i grzejącego. Zgodnie z przyjętymi założeniami spaliny przemieszczają się w przestrzeni międzyrurowej w postaci nie mieszających się, stałych wzdłuż drogi przepływu strumieni składowych. Na rysunku 1 kierunek przepływu spalin określa oś  $x$ . Stałe strumienie składowe spalin przemieszczają się hipotetycznymi kanałami różnicowymi o zmiennej, wzdłuż drogi przepływu tego czynnika, wartości pola przekroju poprzecznego. Zmienność ta wynika z naturalnych oporów hydraulicznych, występujących podczas przepływu czynnika grzejącego przez przestrzeń międzyrurową. Ze względu na przyjęty podział wymiennika modelowego pole przekroju  $j$ -tego kanału nie zmienia się w sposób płynny, lecz skokowo. Założono, iż spadek ciśnienia spalin w każdym  $j$ -tym strumieniu składowym podczas przemieszczania się wzdłuż drogi o stałej długości  $\Delta x$ , odpowiadającej elementowi podziału wymiennika w kierunku osi  $x$ , jest stały, przy czym spadki te w ogólnym przypadku mogą być różne dla różnych wartości  $i$  :

$$\delta p_{i11} = \dots = \delta p_{ij} = \dots = \delta p_{iK_2}, \quad (j = 1, 2, \dots, K_2). \quad (5)$$

Zależności opisujące zmienność pola przekroju każdego  $j$ -tego kanału spalinowego oparto na warunku typu (5). Dla dowolnego elementu  $(i, j)$  stratę ciśnienia opisuje zależność:

$$\delta p_{ij} = \xi_{ij} \frac{\rho_{ij} w_{ij}^2}{2}, \quad (6)$$

a stały strumień spalin przepływający każdym j-tym kanałem można wyrazić następująco:

$$\dot{G}_{ij} = F_{kij} \rho_{ij} w_{ij}. \quad (7)$$

Dla rozpatrywanej warstwy wymiennika modelowego całkowite pole przekroju kanału spalinowego równe jest sumie pól przekroju wszystkich założonych j-tych kanałów

$$F_k = \sum_{j=1}^{K_2} F_{kij}. \quad (8)$$

Po wykorzystaniu zależności (6),(7),(8), przy założeniu, iż współczynniki oporów miejscowych w każdym elemencie różnicowym są stałe, zmiana ciśnienia w znikomym sposób wpływa na gęstość spalin, jak również iż każdym j-tym kanałem różnicowym przepływa stały wzdłuż całej drogi strumień spalin oraz że dla każdego kanału spełniony jest warunek (4), to słuszna jest zależność

$$\frac{F_{kij}}{F_k} = \frac{\sqrt{T_{1snj}}}{\sum_{j=1}^{K_2} \sqrt{T_{1snj}}}. \quad (9)$$

Równanie (9) zapisane dla każdego elementu różnicowego (i, j) wymiennika modelowego pozwala określić zmienność pola przekroju kanałów spalinowych, którymi przez wymiennik przemieszczają się nie mieszające się stałe strumienie składowe czynnika grzejącego. Uwzględnienie zmienności pola przekroju kanałów spalinowych jest równoznaczne z przyjęciem założenia o zmiennej wartości różnicowego pola powierzchni przepływu ciepła w wymienniku modelowym. W równaniach bilansu energii zmienność tę uwzględnia parametr zmienności różnicowego pola przekroju umownego kanału spalinowego  $e$ , określony dla każdego elementarnego fragmentu wymiennika następująco:

$$e_{ij} = \frac{F_{kij}}{F_{ksnj}} = \frac{F_{ij}}{F_{snj}}, \quad (10)$$



gdzie :

$F_{kij}, F_{ij}$  - wartości różnicowego pola przekroju kanału spalinowego oraz różnicowego pola powierzchni przepływu ciepła przy założeniu dotyczącym zmienności pola przekroju poprzecznego kanałów spalinowych,

$F_{ksrij}, F_{srj}$  - średnie wartości różnicowego pola przekroju kanału spalinowego oraz różnicowego pola powierzchni przepływu ciepła przy równomiernym podziale wymiennika modelowego.

Po wykorzystaniu równania (9) oraz zależności określającej średnią różnicową wartość pola przekroju kanału spalinowego dla rozpatrywanej warstwy wymiennika modelowego

$$F_{ksr} = \frac{F_k}{K_2} \quad (11)$$

otrzymuje się ostatecznie

$$e_{ij} = \frac{\sqrt{T_{1srj}}}{\sum_{j=1}^{K_2} \sqrt{T_{1srj}}} K_2. \quad (12)$$

Tak określony parametr zmienności różnicowego pola przekroju umownego kanału spalinowego występuje w równaniach bilansu energii.

Rozkład strumienia czynnika podgrzewanego określony parametrem  $g$ , występującym w równaniach bilansu energii, jest efektem naturalnych oporów przepływu [5] bądź też może wynikać z warunku związanego z temperaturą ścianek rur [4,10]. W tym pierwszym przypadku rozkład strumienia powietrza przy dopływie do rur określany jest z warunku stałego spadku ciśnienia tego czynnika w wymienniku [6], tzn. spadek ciśnienia powietrza podczas przepływu przez każdą z rur jest taki sam

$$\delta p_{2i} = \text{idem}. \quad (13)$$

Zależność między rozkładem prędkości powietrza przy dopływie do rur a temperaturą tego czynnika przy wypływie, uzyskana po wykorzystaniu wzorów opisujących stratę ciśnienia podczas przepływu wewnątrz rur, ma postać

$$w_{2di}^2 \phi(T_{2wi}) = \text{idem}, \quad (14)$$

gdzie funkcja  $\phi$  uwzględnia rzeczywisty rozkład temperatury powietrza przy wypływie z układu rur [6,7].

Równania (14) zapisane dla każdego składowego strumienia powietrza przepływającego przez zespół rur, po uwzględnieniu równania ciągłości dla całego strumienia, tworzą układ zależności, który umożliwia wyznaczenie rozkładu prędkości powietrza, a tym samym rozkładu strumienia tego czynnika.

W przypadku analizy termodynamicznej wymiennika ciepła z modelowanym rozplywem strumienia czynnika podgrzewanego parametr  $g$ , czyli rozkład strumienia tego czynnika, wyznaczany jest numerycznie iteracyjnie na podstawie warunku płaskiego rozkładu temperatury ścianek rur przy wypływie powietrza.

#### 4. METODA ROZWIĄZANIA ZAGADNIENIA

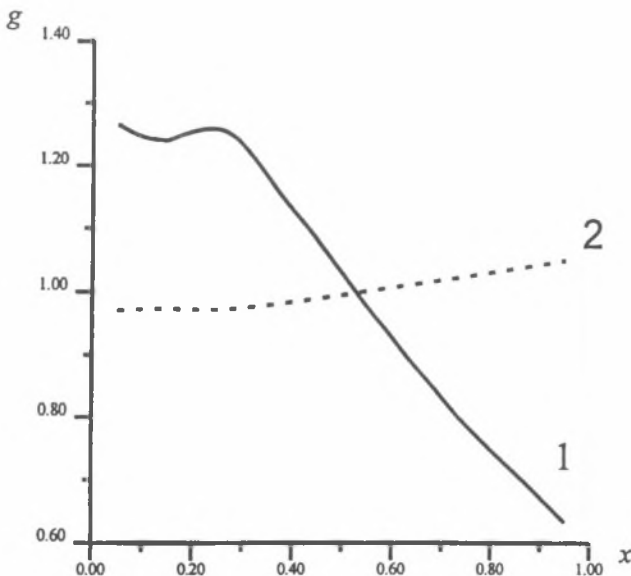
Podstawę przedstawionego modelu matematycznego krzyżowoprądowego wymiennika ciepła stanowią równania bilansu energii (1),(3) zapisane w postaci różnicowej. Dołączono do nich grupę zależności wynikającą z uwzględnienia oporów przepływu spalin i ewentualnie powietrza. Jak wspomniano, uwzględniono ponadto zmienność współczynników przejmowania ciepła i pojemności cieplnej strumieni czynników z temperaturą oraz promieniowanie spalin w kanale jak też wewnątrz rurowej części wymiennika.

Analizowane zagadnienie jest dwuwymiarowe, w związku z czym równania modelu matematycznego opisują zjawiska zachodzące w każdym elemencie  $(i, j)$  ( $i = 1, 2, \dots, K_1$ ;  $j = 1, 2, \dots, K_2$ ) należącym do dowolnej  $k$ -tej warstwy wymiennika modelowego (rys.1). Wielkościami danymi są: temperatury czynników przy dopływie do wymiennika, parametry geometryczne urządzenia, strumienie czynników, ich skład chemiczny oraz ciśnienie. W rezultacie rozwiązania równań modelu otrzymuje się pola temperatury czynników i ścianek przegród w wymienniku, rozkład strumienia czynnika podgrzewanego przy dopływie do zespołu elementów rurowych, jak również rozkład parametru zmienności pola przekroju poprzecznego różnicowych kanałów spalinowych. W trakcie obliczeń wyznacza się też pole prędkości ze względu na założenie dotyczące sposobu określania konwekcyjnych współczynników przejmowania ciepła. Układ równań bilansu energii rozwiązywano numerycznie, stosując metodę ilorazu różnicowego prawostronnego.

Procedura obliczeniowa ma iteracyjny charakter, wynikający z przyjętych założeń dotyczących zmienności współczynników przejmowania ciepła i pojemności cieplnej strumieni czynników z temperaturą, jak również uwzględniania hydraulicznych oporów przepływu płynów. Iteracyjna procedura obliczeniowa rozbudowuje się w przypadku obliczeń dotyczących celowego sterowania rozptyłem strumienia czynnika podgrzewanego.

## 5. WYNIKI OBLICZEŃ, UWAGI KOŃCOWE

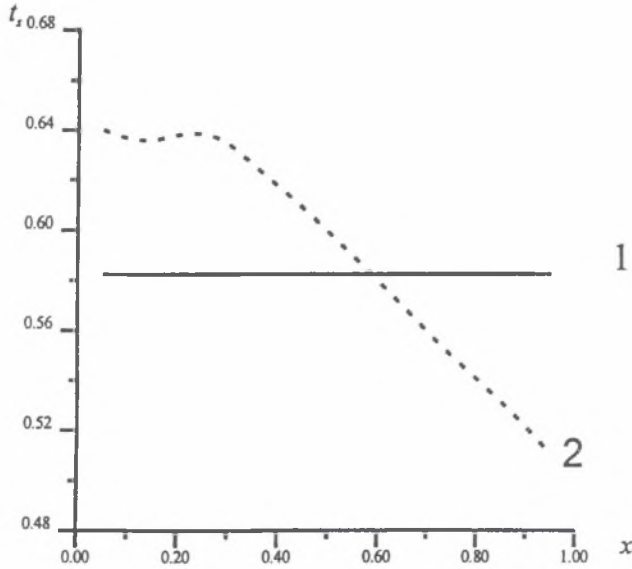
Przedstawiony model matematyczny wymiennika ciepła z nierównomiernym przepływem czynników posłużył do przeprowadzenia analizy termodynamicznej działania rekuperatora hutniczego. Dane do obliczeń stanowiły parametry geometryczne rekuperatora, wartości strumieni spalin i powietrza, ich ciśnienie i temperatura przy dopływie do urządzenia oraz skład chemiczny, jak również grubość warstwy spalin w kanale przed rekuperatorem. W rozpatrywanym przypadku sterowany nierównomierny rozdział strumienia powietrza przy dopływie do rurowej części wymiennika wynika z warunku płaskiego rozkładu temperatury



Rys. 2. Rozkład parametru nierównomierności przepływu powietrza (1-obliczenia dla sterowanego rozptyłu strumienia powietrza, 2-obliczenia dla naturalnych oporów hydraulicznych)

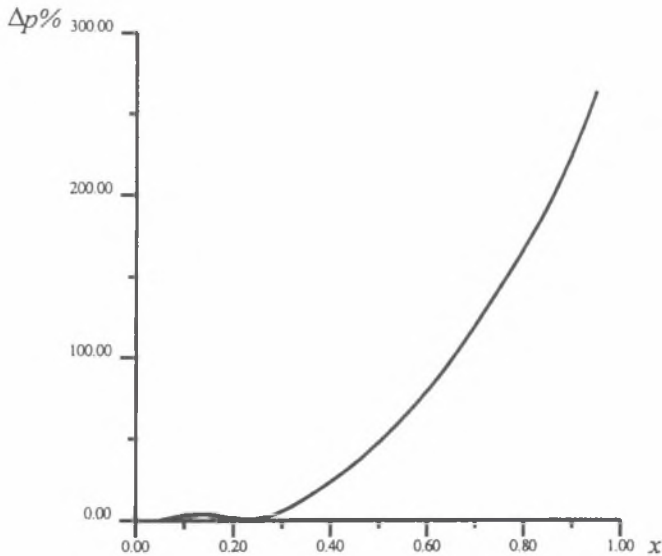
Fig. 2. Distribution of air flow inequality parametr (1-calculations for steered air stream divergence, 2-calculations for natural hydraulic resistances)

ścianek rur w miejscu wypływu podgrzanego czynnika. Wcześniejsze obliczenia termodynamiczne, w których uwzględniono naturalne opory przepływu powietrza, wykazały, iż jest to miejsce występowania maksymalnych wartości temperatury tych ścianek. W obu rozpatrywanych przypadkach uwzględniono opory przepływu spalin. Poprzez odpowiedni rozdział strumienia czynnika podgrzewanego pomiędzy poszczególne rzędy rur można zminimalizować maksymalną temperaturę ścian, co stanowiło cel obliczeń, których wyniki przedstawiono w niniejszej pracy. Rysunek 2 przedstawia rozkład parametru nierównomierności przepływu powietrza, obrazujący równocześnie rozdział strumienia tego czynnika pomiędzy poszczególne rzędy rur. W celu porównania na tym samym rysunku przedstawiono rozkład parametru  $g$  wyznaczony dla przypadku uwzględnienia jedynie oporów naturalnych przepływu powietrza. Otrzymane dla obu przypadków rozkłady temperatury ścian rur przedstawiono na rysunku 3. Otrzymane rezultaty wskazują, iż obniżenie maksymalnej temperatury ścianek można uzyskać poprzez zapewnienie odpowiedniego rozplywu powietrza pomiędzy poszczególne rzędy rur. Wymaga to zastosowania rozwiązań konstrukcyjnych, które gwarantowałyby odpowiednie zwiększenie oporów miejscowych, np. w postaci odpowiednio dobranych zwężek w dolotowym dnie sitowym. Względny przyrost oporów hydraulicznych, związany ze sterowanym rozdziałem strumienia powietrza w stosunku do oporów naturalnych, przedstawia rysunek 4. Na kolejnych rysunkach przedstawiono rozkład temperatury podgrzanego powietrza opuszczającego wymiennik (rys.5), rozkład parametru zmienności pola przekroju poprzecznego kanału spalinowego w płaszczyźnie wypływu spalin (rys.6) i powietrza (rys.7). Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, iż zmienność parametru  $e$  w rozpatrywanym przypadku jest niewielka. Przeprowadzona analiza termodynamiczna wykazała, iż średnia temperatura podgrzanego powietrza ma wartość zbliżoną do wyznaczonej dla przypadku uwzględniającego jedynie naturalne opory hydrauliczne, odpowiednie zaś sterowanie rozplywem strumienia czynnika podgrzewanego może przyczynić się do wyraźnego obniżenia temperatury ścian rur kosztem wprowadzenia dodatkowych lokalnych oporów hydraulicznych.



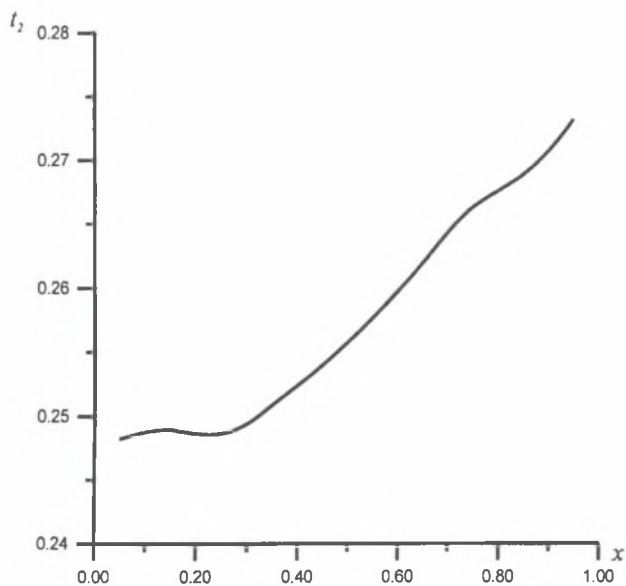
Rys. 3. Rozkład temperatury ścianek rur przy wypływie powietrza (1-obliczenia dla sterowanego rozplywu strumienia powietrza, 2-obliczenia dla naturalnych oporów hydraulicznych)

Fig. 3. Distribution of pipe wall temperature at the air outlet (1-calculations for steered air stream divergence, 2-calculations for natural hydraulic resistances)

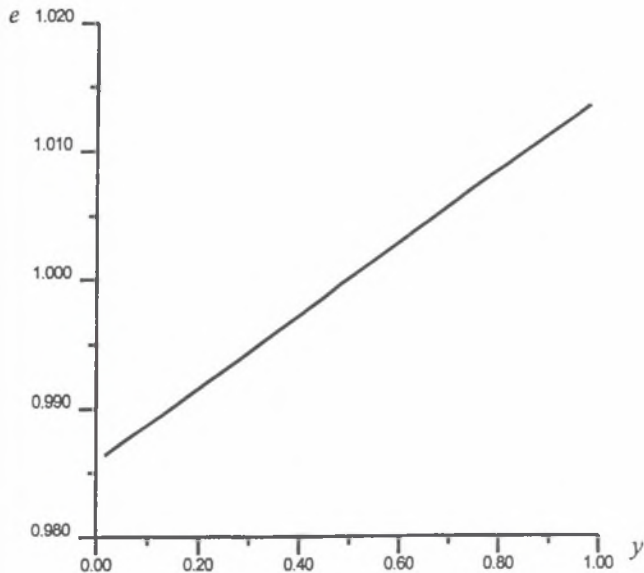


Rys. 4. Rozkład względnego przyrostu oporów hydraulicznych związanego ze sterowaniem natężeniem przepływu czynnika podgrzewanego w stosunku do oporów naturalnych

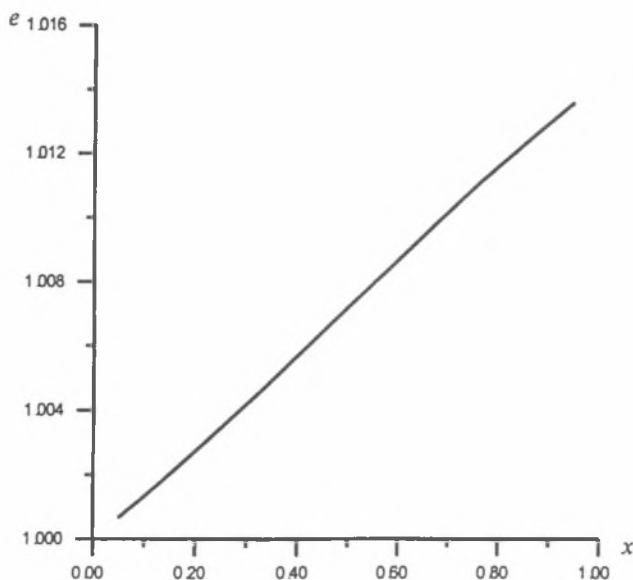
Fig. 4. Distribution of relative increase of hydraulic resistances connented with the steering of heated agent flow intensity related to the natural resistances



Rys. 5. Rozkład temperatury powietrza przy wypływie z wymiennika  
Fig. 5. Air temperature distribution at the outlet from heat exchanger



Rys. 6. Rozkład parametru zmienności pola przekroju poprzecznego kanału spalinowego przy wypływie spalin  
Fig. 6. Distribution of variability parametr of combustion gases channel transvers section area at the outlet of the flue gases



Rys. 7. Rozkład parametru zmienności pola przekroju poprzecznego kanału spalinowego przy wypływie powietrza  
Fig. 7. Distribution of variability parameter of combustion gases channel transvers section area at the outlet of the heated air

## LITERATURA

1. J.Szargut: Energetyka cieplna w hutnictwie. "Śląsk", Katowice 1983.
2. J.Szargut i in.: Przemysłowa energia odpadowa. Zasady wykorzystania. Urządzenia. WNT. Warszawa 1993.
3. M.Hanuszkiewicz-Drapała, J.Składzień: Krzyżowoprądowy wymiennik ciepła z nierównomiernym przepływem czynników, Materiały konferencyjne XIV Zjazdu Termodynamików, Kraków 1990, str 251,258.
4. M.Hanuszkiewicz-Drapała, J.Składzień: Sterowanie rozplywem strumienia powietrza w krzyżowoprądowym wymienniku ciepła, Materiały Konferencyjne XV Zjazdu Termodynamików, Gliwice-Kokotek 1993, str. 241,245.
5. J.Składzień, M.Hanuszkiewicz-Drapała: Krzyżowoprądowy wymiennik ciepła ze sterowanym rozplywem czynnika podgrzewanego, Referaty VIII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy PAN, Komitet Termodynamiki i Spalania, Białowieża 1992, str 431,438.

6. J.Składzień: Krzyżowoprądowy konwekcyjny wymiennik ciepła z nierównomiernym przepływem czynnika podgrzewanego, Referaty VII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy PAN, Komitet Termodynamiki i Spalania, Warszawa - Jadwisin 1989, str.192,197.
7. M.Hanuszkiewicz-Drapała, J.Składzień: Krzyżowoprądowy wymiennik ciepła z nierównomiernym przepływem czynników, ZN Pol. Śl., s. Energetyka z.114, Gliwice 1993
8. T.Wiśniewski: Wymiana ciepła w rekuperatorach rurowych typu U, Hutnik nr 4, 1987, str 114,125.
9. J.P.Chiou: Thermal performance deterioration in crossflow heat exchanger due to the flow nonuniformity, Trans. ASME 100 (1978),580.
10. M.Hanuszkiewicz-Drapała, J.Składzień: Analiza termodynamiczna krzyżowoprądowego wymiennika ciepła z modelowanym rozdziałem strumienia powietrza, Materiały IX Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, Komitet Termodynamiki i Spalania PAN, Augustów 1995.

## Abstract

In the paper the results of the thermal analysis of the tubular crossflow heat exchanger with steered distribution of the heated agent stream are given. The combustion gases as the heating agent flow crosswise round the pipes in the intertubular space while the air as the heated agent flow inside the pipes. In the thermal mathematical model of the heat exchanger the hydraulic resistances of both agents were taken into account as well as it was assumed that it was possible to obtain the required distribution of the heated agent stream. It was assumed also that the heat transfer has radiative-convective form and that the heat transfer coefficients are temperature dependent. The thermal radiation of CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O in the flue gases was taken into account using the formulas derived from Hotel results by Kostowski in the Institute of Thermal Technology in Gliwice. Temperature variations of convective heat transfer coefficients as well as thermal capacities of both agents were taken into account. The other presumptions have typical form for such heat exchanger thermal analysis and there were among them e.g. loss of heat exchange with the surroundings equal distribution of heat transfer area, steady state operation heat conductance in the pipe walls only in the perpendicular direction, lack of internal



heat sources and negligible changes of media potential and kinetic energy. The main aim of the paper is the theoretical analysis of the possibility of such steering of the heating agent stream distribution that the maximal temperature of the tube wall would have the minimal possible value. In this case the work time of heat exchanger elements would be the longest one. Of course there is the problem of economy of such solution because the steering of the air flow distribution increases the hydraulic resistances during flow of this agent through the tubular part of the recuperator.