ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI SLĄSKIEJ 1993
Seria: ENERGETYKA z.114 Nr kol. 1153

Małgorzata HANUSZKIEWICZ-DRAPAŁA
Jan SKŁADZIEŃ

KRZYZOWOPRĄDOWY WYMIENNIK CIEPŁA Z NIERÓWNOMIERNYM PRZEPŁYWEM CZYNNIKÓW

Streszczenie. W pracy przedstawiono analizę cieplną krzyżowoprądowego wymiennika ciepła spaliny-powietrze. Przyjęto klasyczne założenia upraszczające stosowane na ogół w obliczeniach cieplnych wymienników. Uwzględniono jednakże zmienność współczynników wnikania ciepła z temperaturą oraz promieniowanie spalin. Ponadto założono nierównomierność przepływu obu czynników: ogrzewanego i grzejącego.

CROSSFLOW HEAT EXCHANGER WITH UNEQUAL FLUID FLOWS

Summary. In the paper the thermal analysis of the crossflow heat exchanger furnace gas - air is given. Some presumptions usually applied in thermal calculations of tubular heat exchangers are accepted. The variable heat transfer coefficients being temperature functions and furnace gas radiation as well as unequal flow of both fluids though are taken into consideration.

EIN KREUZTROMIGER WARMEAUSTAUSCHWER MIT EINER UNGLEICHMAßIGEM DURCHSTRMUNG DER FAKTOREN

Resumme. In diesem Artikel beschreib man die Thermoanalyse in einem kreuzstromigem Rohrenrekuperator der Luft in welchem die Verbrennungsgase die Wärmemittel sind. In den Berechnungen nam man die Verleichterungen an, welche den Charakter des durchströmen der Faktoren und die Bedingungen des wärmenaustauschens betrefen und welche man, bei solchen Berechnungen gebräuchlich anwendet. In dieser Analyse berücksicht man hingegen die Anderung der Wärmeübergangskoeffizenten mit der Temperatur, hiermit nam man ein konvektions-strahlungs Wärme austachen an. Außerdem wurde angenohmen das, daß durchstromen der Faktoren den ungleichäßigen Charakter hat.

Oznaczenia:

A - absorpcyjność,

c_p - pojemność cieplna właściwa, J/(kg·K),

F - całkowita odniesieniowa powierzchnia przepływu ciepła w wymienniku, m^2,

g - parametr nierównomierności przepływu,

$$g = \frac{w}{w_d},$$

l - charakterystyczny wymiar liniowy, m,

m - strumień czynnika, kg/s,

n - bezwymiarowa liczba kryterialna,

$$n = \frac{\alpha F}{W},$$

q - jednostkowy strumień ciepła, W/m^2,

T - rzeczywista temperatura czynnika, K,

t - bezwymiarowa temperatura czynnika,

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

u - stosunek pojemności cieplnej strumieni czynników,

$$u = \frac{W_1}{W_2},$$

W - zależna od temperatury całkowita pojemność cieplna strumienia czynnika, W/K,

w, w_d - prędkość lokalna i prędkość średnia czynnika dopływającego do roboczej części wymiennika, m/s,

X, Y, Z - współrzędne rzeczywiste, m,

x, y, z - współrzędne zredukowane,

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

X_0, Y_0, Z_0 - rozmiary wymiennika modelowego,

α - współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$,

ε - emisyjność,

λ - współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(m \cdot K)$,

μ - dynamiczny współczynnik lepkości, $kg/(m \cdot s)$,

ρ - gęstość, kg/m^3,

σ_o - stała Stefana-Bolzmanna, $\sigma_c = 5,67 \cdot 10^{-8}\ W/(m^2 \cdot K)$,

Indeksy

1 - czynnik grzejący,

2 - czynnik ogrzewany,

d - przy dopływie,

i, j - numer elementarnego fragmentu wymiennika,

k - konwekcyjny,

r - radiacyjny,

s - dotyczy ścianki rur,

śr - średni,

w - przy wypływie,

Liczby kryterialne

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

$$Pr = \frac{\mu\, c_p}{\lambda}$$

$$Re = \frac{w\, l\, \rho}{\mu}$$

1. WSTĘP

Przedmiotem analizy jest krzyżowoprądowy wymiennik ciepła, w którym czynnikiem ogrzewanym jest powietrze, czynnikiem grzejącym są natomiast spaliny. Powietrze przepływa wewnątrz rur, podczas gdy spaliny przemieszczają się w przestrzeni międzyrurowej prostopadle do rur. Przypadek taki jest typowy dla przemysłowych podgrzewaczy powietrza.

W obliczeniach cieplnych wymienników stosuje się na ogół założenia upraszczające dotyczące charakteru przepływu czynników i warunków wymiany ciepła. Przyjmuje się przede wszystkim stałe średnie wartości współczynników wnikania ciepła oraz zakłada się równomierny przepływ każdego z czynników przez roboczą część wymiennika. Na ogół pomija się także radiacyjną wymianę ciepła. Uproszczenia te, szczególnie zaś pominięcie efektów wywołanych oporami przepływu (założenie przepływu równomiernego), mogą wpływać na wyniki obliczeń cieplnych.

W przeprowadzonej analizie uwzględniono nierównomierny rozpływ strumieni czynników przy dopływie do głównej części wymiennika. W analizowanym przypadku nierównomierność ta wynika z "naturalnych" oporów występujących podczas przemieszczania się każdego z czynników przez roboczą część urządzenia [1]. Przyjęto przy tym, że rozkład strumienia powietrza dopływającego do systemu rur wynika z warunku stałości spadku ciśnienia tego czynnika w rurach. W przypadku spalin posłużono się także warunkiem stałości oporów przepływu przyjmując, że spaliny przemieszczają się przez wymiennik w postaci odosobnionych strug [1]. Bardzo uproszczoną analizę funkcjonowania dla przypadku założonej postaci funkcji określającej rozkład strumienia czynnika podgrzewanego podano w [2].

Model matematyczny wymiennika, zbudowany dla założeń przedstawionych szczegółowo w p.2, umożliwia analizę wpływu nierównomierności przepływu powietrza i spalin na charakterystyczne wartości temperatury, np. na maksymalną wartość temperatury elementów rurowych. Jest to istotne z uwagi na trwałość urządzenia. Uwzględniono złożony charakter przepływu ciepła (konwekcyjno-radiacyjny) oraz zależność współczynników wnikania ciepła od temperatury. Rozwiązanie zagadnienia uzyskano wykorzystując metody bilnasów elementarnych. Obliczenia numeryczne mają charakter iteracyjny z uwagi na związki pomiędzy temperaturą czynników a wartościami współczynników wnikania ciepła oraz rozkładem prędkości powietrza i spalin przy dopływie do roboczej części urządzenia.

2. PODSATWY MODELU MATEMATYCZNEGO

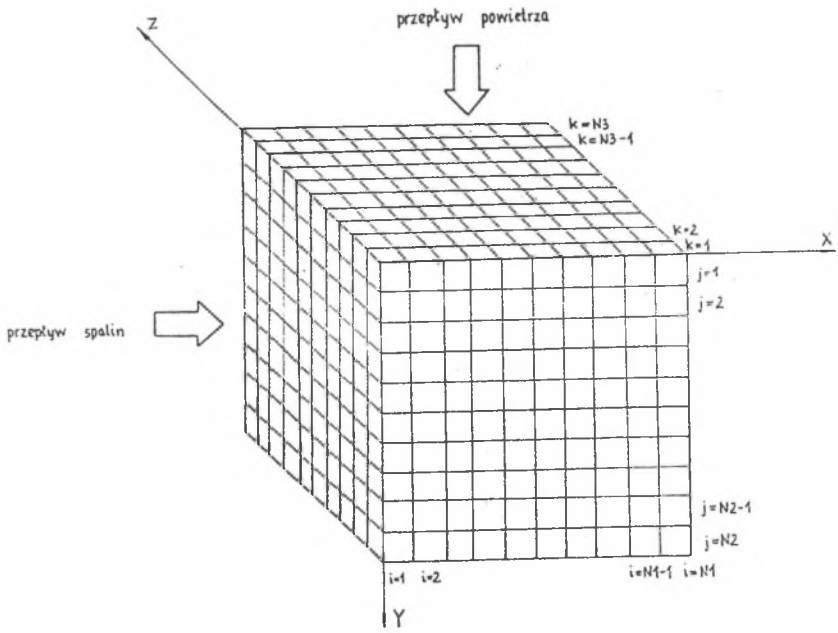
Model analizowanego krzyżowoprądowego wymiennika ciepła spaliny-powietrze w postaci sześcianu o wymiarach $X_0 \cdot Y_0 \cdot Z_0$ przedstawiono na rys.1. Wymiennik modelowy składa się z elementarnych powtarzalnych fragmentów.

Równania bilansu energii zapisane dla elementarnego fragmentu wymiennika spełnione są dla następujących ogólnie stosowanych założeń:

- w wymienniku panuje stan ustalony,
- w wymienniku nie występują źródła ciepła,
- przepływ płynów ma charakter jednowymiarowy, sąsiednie strugi żadnego z czynników nie ulegają wymieszaniu i nie ma wymiany ciepła między nimi,
- ciepło przekazywane jest prostopadle w stosunku do przegród,
- zmiany energii potencjalnej i kinetycznej czynników są znikome,
- przepływ ciepła w czynnikach w kierunku równoległym do kierunku ich przepływu nie ma istotnego znaczenia.

Jak już wspomniano we wstępie, uwzględniono radiacyjny przepływ ciepła, zależność współczynników wnikania ciepła i pojemności cieplnych strumieni czynników od temperatury oraz nierównomierność przepływu czynników roboczych przez wymiennik. Oprócz wymienionych założeń przyjęto stała koncentrację powierzchni ogrzewalnej w całej objętości wymiennika oraz pominięto opór przewodzenia ciepła przez ścianki rur i przez warstwę osadu.

Dla każdego z elementranych fragmentów wymiennika obowiązują równania bilansu energii, których bezwymiarowa postać jest następująca:



Rys. 1. Układ podobszarów w wymienniku modelowym

Fig. 1. Subdomain system in model heat exchanger

$$\frac{\partial t_1}{\partial x} + \frac{n_1}{g_1}(t_1 - t_s) = 0,$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial y} - \frac{n_2}{g_2}(t_s - t_2) = 0, \qquad (1)$$

$$n_1 u\,(t_1 - t_s) + n_2\,(t_2 - t_s) = 0,$$

z warunkami brzegowymi:

$$t_1(0,\ y, z) = 1,$$

$$t_2(x, 0, z) = 0. \qquad (2)$$

Rozpatrywane zagadnienie jest dwuwymiarowe. W celu wyznaczenia wartości temperatury spalin, powietrza i ścianek rur w wymienniku wystarczy rozpatrywać jedną, dowolną k-tą płaszczyznę równoległą do płaszczyzny wyznaczonej przez osie x y układu współrzędnych (rys.1). Wyznaczone rozkłady temperatury nie są bowiem zależne od współrzędnej "z".

Rozwiązanie zagadnienia, jak już wspomniano, uzyskano, stosujac metodę różnicową [3]. W związku z tym analizie podlegają kolejne elementy jednej z "warstw" wymiennika modelowego. Rozwiązanie układu zależności (1) dla każdego analizowanego podobszaru umożliwia określenie poszukiwanych wartości temperatury. Związki występujące między temperaturą, prędkością początkową czynnika a współczynnikiem wnikania ciepła narzucają iteracyjny charakter obliczeń. Iteracyjna procedura obliczeniowa obejmuje w pierwszym kroku wyznaczenie rozkładów temperatury dla równomiernego przepływu czynników z uwzględnieniem zależności współczynników wnikania ciepła od temperatury.
W kolejnych krokach iteracyjnych uwzględniony jest już nierównomierny przepływ czynników.

Przedstawiony model matematyczny umożliwia przeprowadzenie wielowariantowych obliczeń dotyczących zarówno równomiernego, jak i nierównomiernego przepływu czynników.

Przedstawiony model matematyczny umożliwia przeprowadzenie wielowariantowych obliczeń dotyczących zarówno równomiernego, jak i nierównomiernego przepływu czynników. Wielkościami zadanymi są parametry geometryczne wymiennika oraz strumieni czynników, ich skład i parametry termiczne przy dopływie.

3. WYZNACZENIE ROZKŁADU STRUMIENI CZYNNIKÓW

Czynniki przepływające przez wymiennik charakteryzują się określonym rozkładem prędkości przy dopływie do roboczej części urządzenia. Rozkład ten jest efektem naturalnych oporów występujących podczas przepływu czynnika przez wymiennik. W celu określania wartości prędkości powietrza i spalin posłużono się zależnościami wynikającymi z warunku stałości spadku ciśnienia każdego z czynników w wymienniku [4]. W przypadku powietrza przyjęto, że spadek ciśnienia w każdej i-tej strudze jest taki sam [4]

$$p_i = \text{idem}. \tag{3}$$

Zależność między rozkładem prędkości powietrza przy dopływie do rur a temepraturą tego czynnika przy wypływie uzyskana po wykorzystaniu wzorów opisujących stratę ciśnienia podczas przepływu wewnątrz rur, ma postać [4]:

$$w^2_{2\,di}\,(T_{2\,wi}) = \text{idem}, \tag{4}$$

gdzie:

$w_{2\,di}$ - prędkość i-tej strugi powietrza dopływającego,

$(T_{2\,wi})$- funkcja temperatury powietrza przy wypływie.

Wyznaczenie rozkładu prędkości powietrza jest możliwe po wykorzystaniu równania (4) zapisanego dla każdej i-tej strugi oraz po wykorzystaniu równania ciągłości strumienia powietrza dopływającego do całego systemu rur [4].

W przypadku spalin przyjęto, że podobnie jak powietrze przepływają one przez wymiennik w układzie odosobnionych strug, pomiędzy którymi nie występuje wymiana ciepła i substancji.

Spadek ciśnienia w każdej strudze spalin jest taki sam:

$$\delta p_j = \text{idem} . \tag{5}$$

Rezultatem przekształcenia zależności określającej spadek ciśnienia czynnika podczas przepływu przez wymiennik przy poprzecznym omywaniu pęku rur [5] jest związek o postaci ogólnej [6]:

$$w_{1\ dj}^2 \psi(T_{1\ wj}) = \text{idem} , \tag{6}$$

gdzie:

$w_{1\ dj}$ - prędkość spalin dopływających do założonego j-tego "kanału", którym przepływa dana struga,

$\psi(T_{1\ wj})$ - funkcja temperatury spalin opuszczających wymieniony "kanał".

Do wyznaczania rozkładu prędkości spalin przy dopływie do roboczej części wymiennika służy układ równań (6) oraz równanie ciągłości dopływającego do urządzenia strumienia spalin. Ostatecznie prędkość spalin, które dopływają do j-tego "kanału", wyrażona jest zależnością analogiczną do przypadku powietrza:

$$w_{1\ dj} = \frac{w_{1d}\ N_2}{\sqrt{\psi(T_{1\ wj})} \cdot \sum_{j=1}^{N_2} \frac{1}{\sqrt{\psi(T_{1\ wj})}}} , \tag{7}$$

gdzie:

w_{1d} - średnia prędkość dopływających spalin,

N_2 - założona liczba "kanałów", którymi przemieszczają się spaliny.

Na podstawie wyznaczonych w ten sposób wartości prędkości powietrza oraz spalin można wyznaczyć parametry g_1, g_2 określające nierównomierność przepływu tych czynników:

$$g_{1j} = \frac{w_{1\ dj}}{w_{1d}} = \frac{m_{1j}}{m_{1\ śr}} , \tag{8}$$

$$g_{zi} = \frac{w_{2\ di}}{w_{2d}} = \frac{m_{2i}}{m_{2\ śr}} , \tag{8}$$

gdzie:

m_{1j} - strumień spalin przepływających przez j-ty "kanał",

$m_{1\ śr}$ - średni strumień spalin jw.,

m_{2i} - strumień powietrza w i-tej strudze,

$m_{2\ śr}$ - średni strumień powietrza jw.

4. WYZNACZANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW WNIKANIA CIEPŁA

W analizie cieplnej krzyżowoprądowego wymiennika spaliny-powietrze przyjęto, że przepływ ciepła ma charakter złożony konwekcyjno-radiacyjny. Uwzględnienie promieniowania spalin jest istotne szczególnie w przypadku wyższych temperatur spalin. W związku z tym współczynnik wnikania ciepła stronie spalin jest współczynnikiem zastępczym i stanowi sumę współczynnika konwekcyjnego i radiacyjnego:

$$\alpha_1 = \alpha_{1k} + \alpha_{1r} \ . \tag{9}$$

Do wyznaczania radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła wykorzystano zależności dla strumienia ciepła przekazywanego przez promieniowanie:

$$q_{ri,j} = \frac{1 + \varepsilon_s}{2} \sigma_c \left(\varepsilon_{1i,j} T^4_{1\ śr\ i,j} - A_{1i,j} T^4_{si,j}\right) , \tag{10}$$

$$\alpha_{1ri,j} = \frac{q_{ri,j}}{T_{1\ śr\ i,j} - T_{si,j}} \ . \tag{11}$$

Wartości radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła obliczane są dla każdego elementu (i,j) wymiennika.

W celu wyznaczenia emisyjności i absorpcyjności spalin wykorzystano wzory:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon_g \ , \\ \Delta\varepsilon_g &= \varepsilon_{CO_2} \cdot \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} \ . \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

w których:

ε_{CO_2} i ε_{H_2O} - emisyjność dwutlenku węgla i pary wodnej,

$\Delta\varepsilon_g$ - poprawka uwzględniająca przesłanianie pasm czynnych CO_2 i H_2O,

β - poprawka związana z ciśnieniem cząstkowym H_2O .

Dla określenia emisyjności składników spalin posłużono się funkcjami analitycznymi aproksymującymi wykresy emisyjności CO_2 i H_2O [7]. Emisyjność ta jest funkcją gęstości optycznej i średniej temperatury spalin w każdym z fragmentów elementarnych wymiennika. W przypadku obliczania absorpcyjności CO_2 lub H_2O dodatkowo uwzględnia się temperaturę ścianek rury. Absorpcyjność spalin wyznaczona jest analogicznie do emisyjności.

Konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła określany jest za pomocą ogólnie znanego związku:

$$Nu = C \cdot (Re)^a \, (Pr)^b \, \varepsilon_p \, . \tag{13}$$

Występujące w zależności (13) współczynniki a, b, c, zależne są od warunków wymiany ciepła, natomiast ε_p oznacza iloczyn poprawek. W przypadku powietrza bierze się pod uwagę poprawkę uwzględniającą kierunek przepływu ciepła i zmianę współczynnika wnikania ciepła na odcinku rozbiegowym, dla spalin zaś uwzględnia się kierunek przepływu ciepła, wpływ podziałek pęczka rur i wpływ kolejnych numerów rzędów rur. Występujące w liczbach kryterialnych wielkości fizyczne, takie jak: pojemność cieplna właściwa, dynamiczny współczynnik lepkości, gęstość współczynnik przewodzenia ciepła określano w funkcji temperatury dla powietrza i spalin na podstawie informacji zawartych w [6].

5. ROZWIĄZANIE ZAGADNIENIA

Jak już wspomniano w p.2, rzeczywisty analizowany wymiennik zastąpiono wymiennikiem modelowym (rys.1), składającym się z powtarzalnych elementarnych fragmentów. Rozpatrywane zagadnienie ma charakter dwuwymiarowy, w związku z czym wystarczy poddać analizie jedną z "warstw" wymiennika modelowego, równoległą do płaszczyzny wyznaczonej przez osie Ox i Oy. Zagadnienie rozwiązano wykorzystując metodę bilansów elementarnych. Równania

bilansu energii (1) dla każdego z elementarnych fragmentów wymiennika przybierają następującą postać:

$$\frac{t_{1,i+1,j} - t_{1,i,j}}{\Delta x} + \frac{n_1}{g_1}\left(\frac{t_{1,i+1,j} + t_{1,i,j}}{2} - t_{s,i,j}\right) = 0 ,$$

$$\frac{t_{2,i,j+1} - t_{2,i,j}}{\Delta y} - \frac{n_2}{g_2}\left(t_{s,i,j} - \frac{t_{2,i,j+1} + t_{2,i,j}}{2}\right) = 0 , \qquad (13)$$

$$n_1 u \left(\frac{t_{1,i+1,j} + t_{1,i,j}}{2} - t_{s,i,j}\right) + n_2\left(\frac{t_{2,i,j+1} + t_{2,i,j}}{2} - t_{s,i,j}\right) = 0,$$

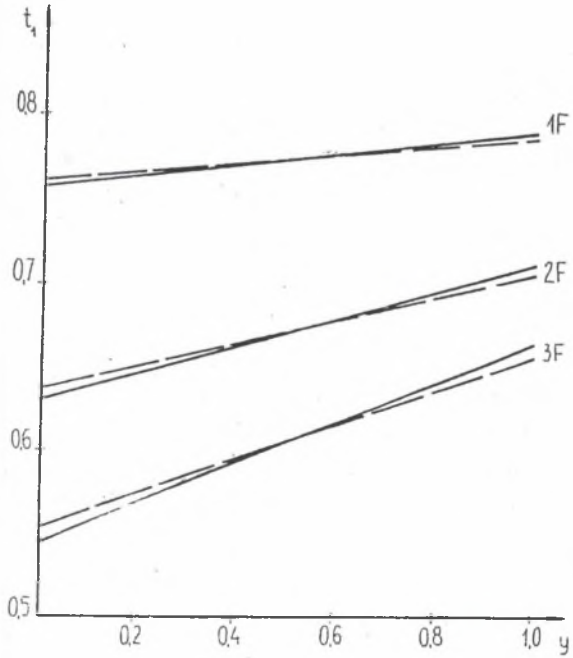
gdzie:

$t_{s,i,j}$ – temperatura ścianki rur dotycząca środka elementu i,j podziału różnicowego.

W efekcie rozwiązywania przedstawionego układu równań kolejno dla każdego z elementranych frgamentów wymiennika modelowego, z uwzględnieniem warunków brzegowych (2), uzyskuje się rozkłady temperatury powietrza, spalin oraz ścianek elementów rurowych w całym wymienniku. Przyjęto następujący tok rozwiązywania zagadnienia: w pierwszym kroku wyznacza się rozkłady temperatury jak dla przepływu równomiernego i założonych stałych wartości współczynników wnikania ciepła po stronie spalin i powietrza. Następnie na podstawie uzyskanych wyników w postaci wartości temperatury ponawia się obliczenia, uwzględniając jednak zmienność współczynników wnikania ciepła z temperaturą. Procedura obliczeniowa ma charakter iteracyjny. Uwzględnienie oporów występujących podczas przepływu czynników przez wymiennik wiąże się z rozbudowaniem procedury iteracyjnej spowodowanym związkiem wyznaczanego rozkładu prędkości powietrza i spalin przy dopływie do roboczej części urządzenia z rozkładami temperatury tych czynników.

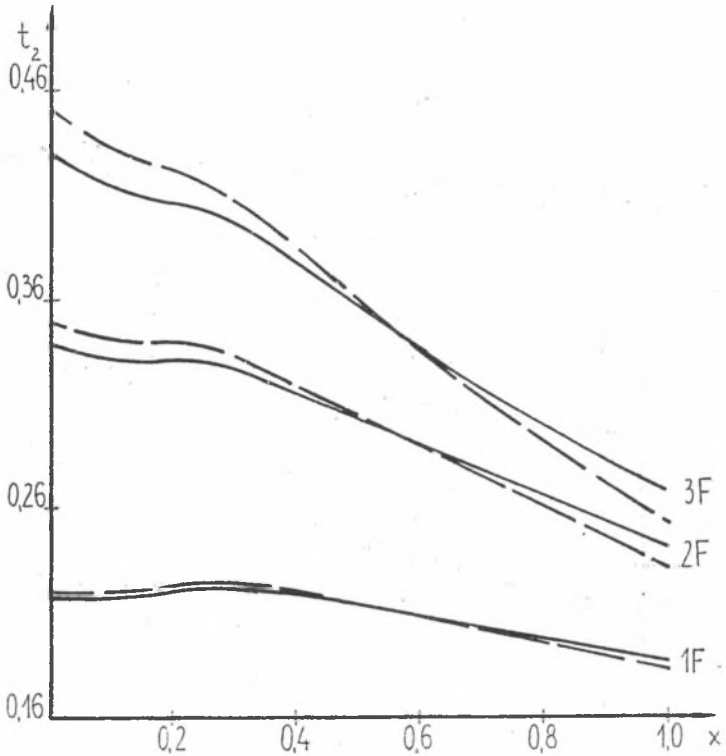
6. WYNIKI OBLLICZEŃ, WNIOSKI

Model matematyczny krzyżowoprądowego wymiennika ciepła posłużył do przeprowadzenia wielowariantowych obliczeń dotyczących przepływu zarówno równomiernego, jak i nierównomiernego. W każdym z wariantów zmianie podlegał jeden z parametrów przy niezmiennych pozostałych parametrach. Zmianie ulegały wartości pola powierzchni przepływu ciepła, wartości średnic elementów rurowych oraz wartości temperatury czynnika grzejącego przy dopływie do wymiennika. Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci wykresów, na których linia ciągła dotyczy hipotetycznego przypadku równomiernego przepływu obu czynników, linia przerywana zaś nierównomiernego przepływu powietrza i spalin. Wyznaczono między innymi rozkłady temperatury powietrza i spalin opuszczających wymiennik oraz rozkłady parametrów nierównomierności przepływu obu czynników, obrazujących równocześnie rozkłady prędkości powietrza i spalin przy dopływie do roboczej części wymiennika.



Rys. 2. Rozkłady temperatury spalin opuszczających wymiennik dla założonych wartości pola powierzchni przepływu ciepła przy d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m

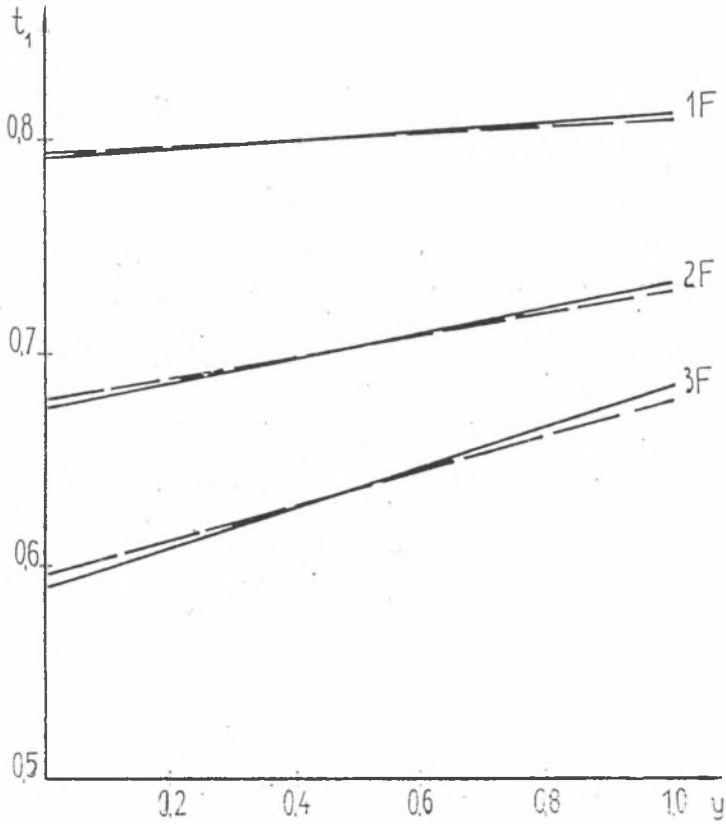
Fig. 2. Furnace gas temperature distribution at the outlet of heat exchanger for assumed values of heat transfer surface area if d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m



Rys. 3. Rozkłady temperatury powietrza opuszczającego wymiennik dla założonych wartości pola powierzchni przepływu ciepła przy d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m

Fig. 3. Air temperature distribution at the outlet of heat exchanger for assumed values of heat transfer surface area if d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m

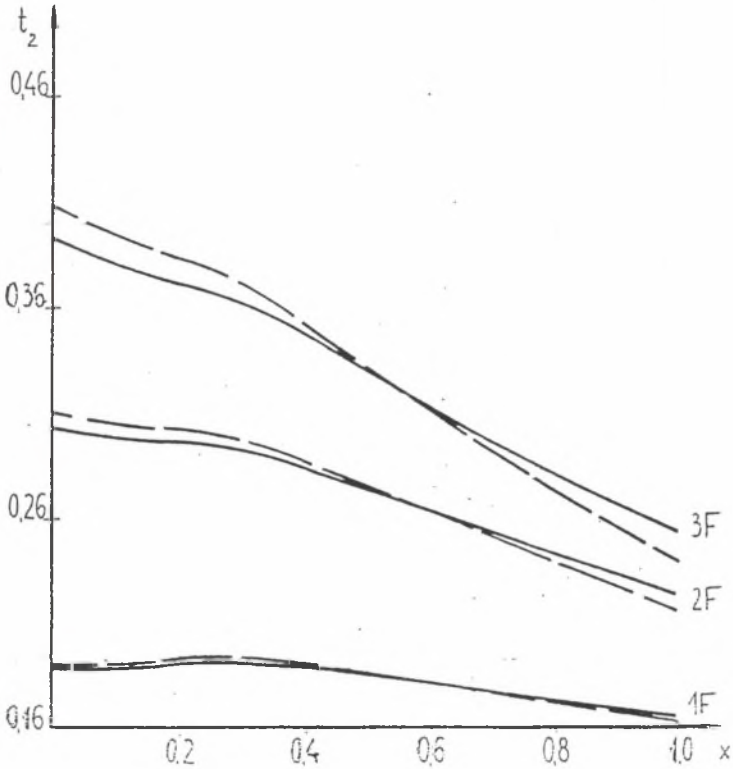
Na rys. 2, 3, 4, 5 przedstawiono rozkłady temperatury spalin i powietrza przy wypływie z wymiennika wyznaczone dla założonych wartości pola powierzchni przepływu ciepła (1F, 2F, 3F) oraz dla przyjętych wartości średnic rur. Oznaczeniom 2F, 3F odpowiadają wielokrotności pola powierzchni oznaczonego na rysunkach 1F, a wynoszącego w rozpatrywanym przykładzie liczbowym 20 m^2. Zamieszczone wykresy wykazują, że rozkłady temperatury wyznaczone dla różnych średnic elementów rurowych mają zbliżone przebiegi. Dotyczy to zarówno powietrza, jak i spalin, przepływu równomiernego (linia ciągła) oraz przepływu nierównomiernego (linia kreskowa). Z przedstawionych wykresów wynika, że zwiększenie średnicy rur dla przyjętej wartości pola powierzchni przepływu ciepła powoduje wzrost średniej temperatury spalin przy wypływie oraz obniżenie tej temperatury w przypadku powietrza.



Rys. 4. Rozkłady temperatury spalin opuszczających wymiennik dla założonych wartości pola powierzchni przepływu ciepła przy d_z/d_w = 0,0700/0,0636 m

Fig. 4. Furnace gas temperature distribution at the outlet of heat exchanger for assumed values of heat transfer surface area if d_z/d_w = 0,0700/0,0636 m

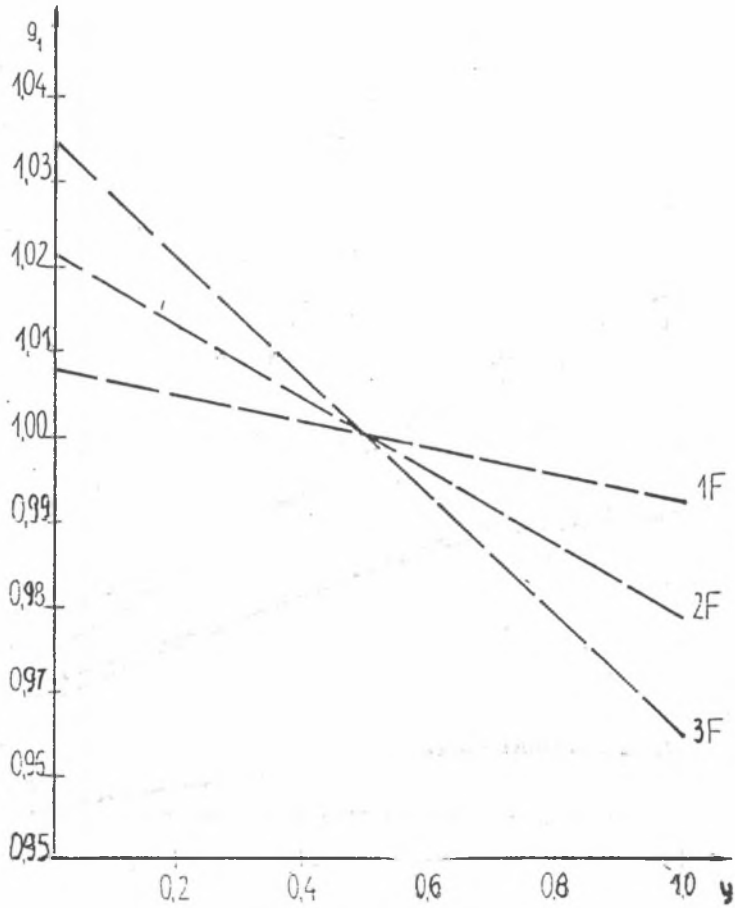
Podobnie jest w przypadku, gdy przy stałej założonej wartości średnicy zmianie ulega pole powierzchni przepływu ciepła. Zmniejszanie pola powierzchni F powoduje obniżanie średniej temperatury powietrza przy wypływie oraz wzrost tej temperatury dla spalin. Można także zauważyć, że zmniejszanie pola powierzchni wpływa na zmniejszanie zakresu zmienności temperatury czynników przy wypływie. Uwagi dotyczące wpływu średnicy rur i pola powierzchni przepływu ciepła odnoszą się do przepływu równomiernego i nierównomiernego.



Rys.5. Rozkłady temperatury powietrza opuszczającego wymiennik dla założonych wartości pola powierzchni przepływu ciepła przy d_z/d_w = 0,700/0,0636 m

Fig.5. Air temperature distribution at the outlet of heat exchanger for assumed values of heat transfer surface area if d_z/d_w = 0,0700/0,0636 m

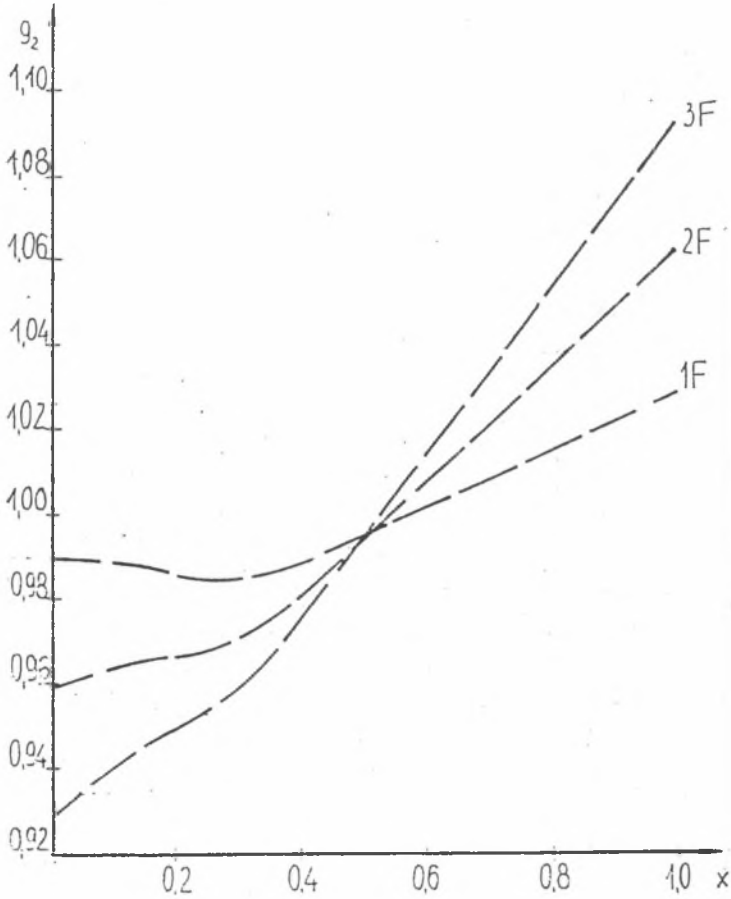
Uwzględnienie zmian współczynnika wnikania ciepła po stronie spalin na odcinku rozbiegowym jest przyczyną charakterystycznej wypukłości na wykresach przedstawiających rozkład temperatury podgrzanego powietrza (rys.3,5). Widoczny nieznaczny wzrost temperatury powietrza dla $0,2 < x < 0,3$ spowodowany jest zwiększaniem się podczas omywania kolejnych rzędów rur współczynnika wnikania ciepła dla spalin. Znajduje to także odzwierciedlenie w rozkładzie parametru nierównomierności przepływu powietrza g_2 (rys.7,11).



Rys.6. Rozkłady parametru nierównomierności przepływu spalin dla założonych wartości pola powierzchni przepływu ciepła przy d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m

Fig.6. Furnace gas flow non-uniformity parameter distribution for assumed values of heat transfer surface area if d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m

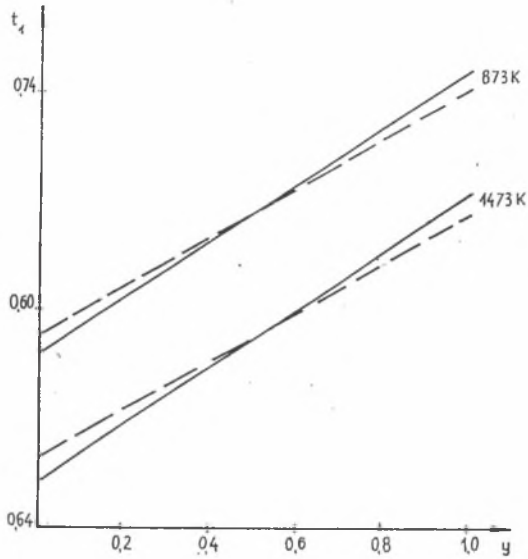
Rysunki 8, 9 przedstawiają rozkłady temperatury czynników przy wypływie z urządzenia, uzyskane dla założonych wartości temperatury dopływających spalin. Zaznaczono jedynie przebiegi temperatury uzyskane dla dwóch założonych wartości temperatury doprowadzonych spalin. Wyniki dla wartości pośrednich mieszczą się pomiędzy zaznaczonymi na rysunkach 8 i 9 liniami.



Rys. 7. Rozkłady parametru nierównomierności przepływu powietrza dla założonych wartości pola powierzchni przepływu ciepła przy d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m

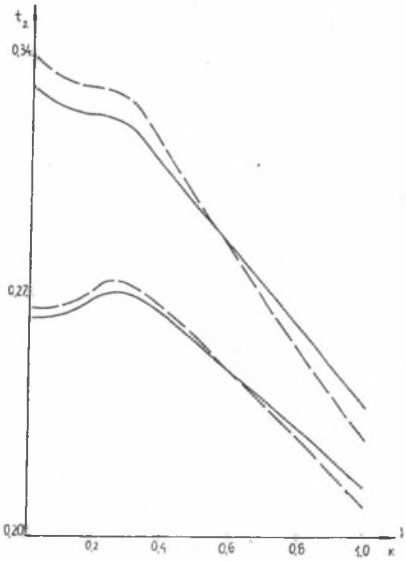
Fig. 7. Air flow non-uniformity parameter distribution for assumed values of heat transfer surface area if d_z/d_w = 0,603/0,0539 m

Rozkłady parametru nierównomiernego spalin g_1 mają przebiegi bardzo zbliżone do liniowych. Zakres zmienności tego parametru, obrazującego równocześnie zmiany prędkości, zwiększa się ze wzrostem powierzchni wymiany ciepła (rys. 6). Podobny wpływ ma wzrost temperatury czynnika grzejącego przy dopływie do urządzenia (rys. 10).



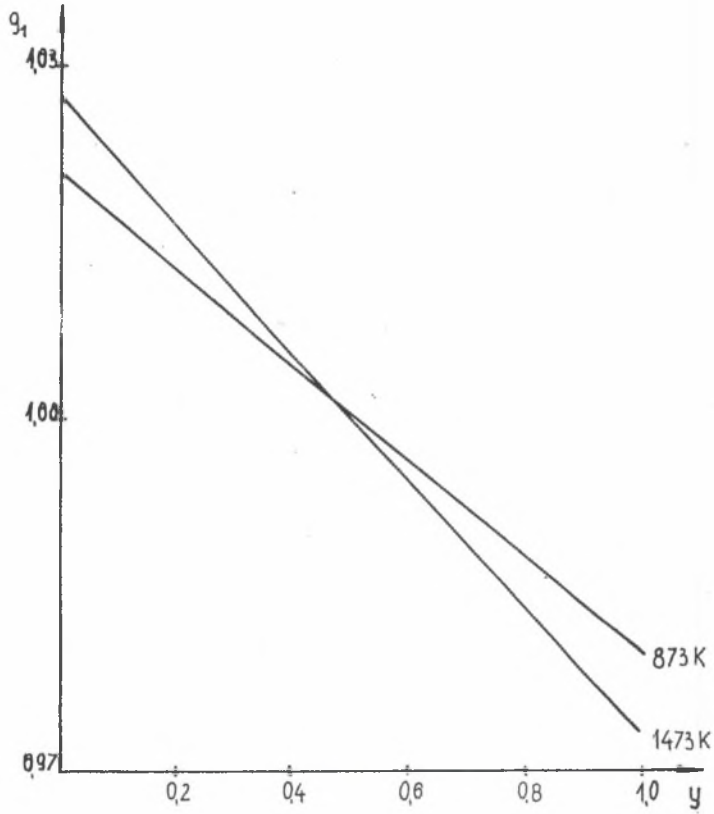
Rys. 8. Rozkłady temperatury spalin opuszczających wymiennik dla założonych wartości temperatury doprowadzonych spalin

Fig. 8. Furnace gas temperature distribution at the outlet of heat exchanger for assumed values of flowing in furance gas temperature



Rys. 9. Rozkłady temperatury powietrza opuszczającego wymiennik dla założonych wartości temperatury doprowadzonych spalin

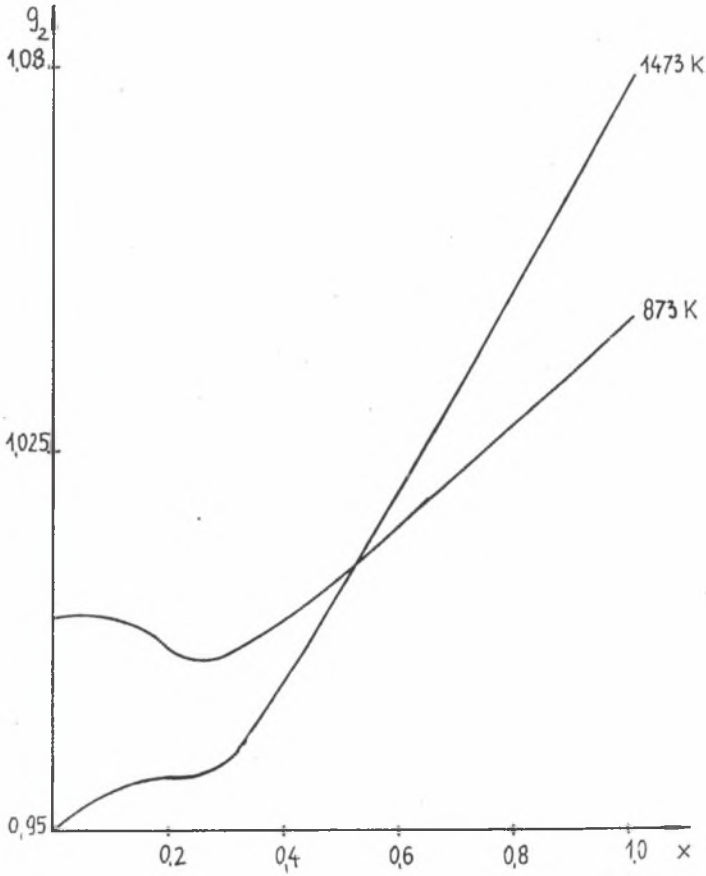
Fig. 9. Air temperature distribution at the outlet of heat exchanger for assumed values of flowing in furnace gas temperature



Rys. 10. Rozkłady parametru nierównomierności przepływu powietrza dla założonych wartości temperatury doprowadzanych spalin

Fig. 10. Furnace gas flow non-uniformity parameter distribution for assumed values of flowing in furnace gas temperature

Z analizy przedstawionych wykresów wynika, że opory przepływu powietrza i spalin nie wpływają w istotny sposób na wartość średniej temperatury tych czynników przy wypływie z roboczej części wymiennika, zwiększają natomiast maksymalną wartość temperatury podgrzanego powietrza przy wypływie (rys. 3, 5, 9) z poszczególnych zespołów elementów rurowych. W przypadku spalin temperatura ta zostaje obniżona. Uwzględnienie nierównomiernego przepływu czynników w decydujący sposób wpływa na wyznaczone wartości maksymalne temperatury ścianek rur wymiennika.

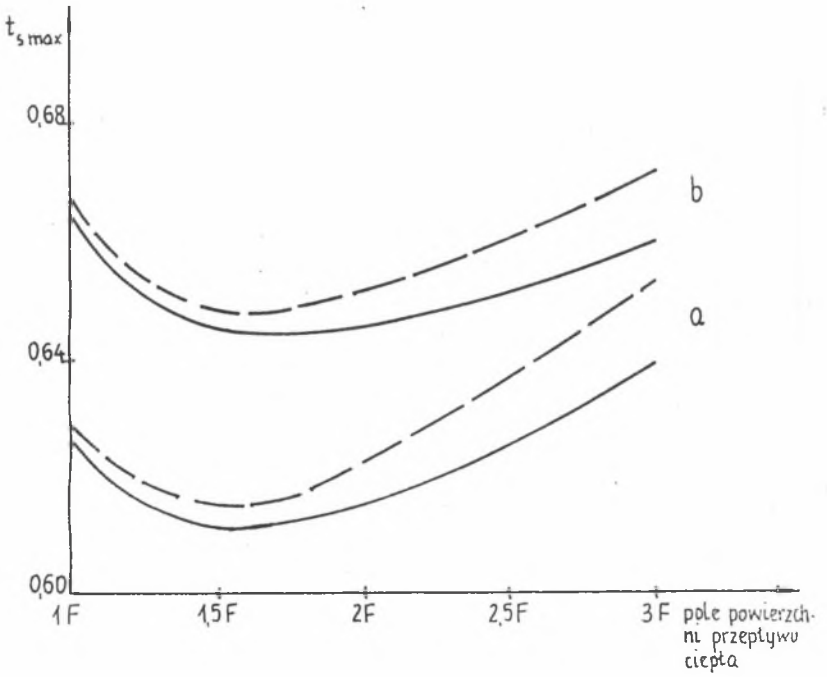


Rys. 11. Rozkłady parametru nierównomierności przepływu powietrza dla założonych wartości temperatury doprowadzanych spalin

Fig. 11. Air flow non-uniformity parameter distribution for assumed values of flowing in furnace gas temperature

Uwidocznione to zostało na rysunku 12, na którym przedstawiono maksymalne wartości temperatury ścianek uzyskane dla przepływu równomiernego i nierównomiernego, w przypadku założonej wartości pola powierzchni przepływu ciepła (1F - 3F) oraz przyjętej wartości średnicy rury. Obliczenia wykazują, że w przypadku nierównomiernego przepływu wynikającego z naturalnych oporów towarzyszących przemieszczaniu się czynników przez wymiennik maksymalne

temperatury ścianek elementów rurowych są wyższe niż w przypadku przepływu równomiernego. Rozbieżność ta jest tym większa, im większa jest wartość pola powierzchni przepływu ciepła przy założonej średnicy rur. Na wykresie widać wyraźne minimum wartości $t_{s\ max}$ (rys. 12).



Rys. 12. Zależność maksymalnej temperatury ścianek rur od pola powierzchni przepływu ciepła:

a) dla d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m

b) dla d_z/d_w = 0,0700/0,0636 m

Fig. 12. Dependence between maximal tube wall temperature and heat transfer surface area for:

a) d_z/d_w = 0,0603/0,0539 m

b) d_z/d_w = 0,0700/0,0636 m

W przypadku a) występuje ono dla pola powierzchni wynoszącego ok. 1,5 F, zaś w przypadku b) dla wartości ok. 1,75 F. W obu przypadkach odpowiada to długości rur wynoszącej ok. 1,5 m. Dla przyjętych różnych wartości temperatury spalin zasilających wymiennik nierównomierny przepływ czynników także wpływa na wzrost t_{smax} w porównaniu z przypadkiem równomiernego przepływu strumieni czynników.

Uzyskane wyniki wskazują, że uwzględnienie oporów przepływu, występujących podczas przemieszczania się spalin i powietrza przez wymiennik, jest istotne z uwagi na maksymalną wyznaczoną wartości temperatury ścianek rur. Temperatura ta nie może przekroczyć wartości dopuszczalnej temperatury charakterystycznej dla danego materiału, z którego wykonane są rury. W rzeczywistym wymienniku celowe jest więc sterowanie rozpływem strumienia powietrza doprowadzanego do wymiennika tak, aby przez elementy rurowe najbardziej obciążone cieplnie, tj. rury stanowiące pierwsze rzędy omywane przez spaliny, kierować zwiększony strumień czynnika podgrzewanego. Dokonuje się tego przez stosowanie określonych zabiegów konstrukcyjnych, które mają na celu rozdzielenie strumienia doprowadzanego powietrza w założony sposób.

LITERATURA

[1] Hanuszkiewicz-Drapała M., Składzień J.: Krzyżowoprądowy wymiennik ciepła z nierównomiernym przepływem czynników, Materiały Konferencyjne XIV Zjazdu Termodynamików. Kraków 1990.

[2] Chiou J.P.: Thermal performace deterionation in Crossflow heat exchanger due to the flow nonuniformity. Trans. AS E 100 (1978), 580.

[3] Stoer J., Bulirsch R.: Wstęp do analizy numerycznej, PWN, Warszawa 1987.

[4] Składzień J.: Krzyżowoprądowy konwekcyjny wymiennik ciepła z nierównomiernym przepływem czynnika podgrzewanego, Referaty VII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy. Warszawa-Jadwisin 1989.

[5] Idelczik J.E.: Spravocznik po gidrowliczeskim soprotiwleniom, Maszinostrojenie, Moskwa 1975.

[6] Szargut J. i inni.: Analiza termodynamiczna i optymalizacja wybranych urządzeń oraz systemów do odzyskiwania fizycznej energii odpadowej w przemyśle, Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej wykonanej za zlecenie ITC i Sil. Spal. Pol. Poznańskiej, ITC Pol. Śląskiej, Gliwice, 1989 - praca niepublikowana.

[7] Kostowski E.: Aproksymacja wykresów określających emisyjność CO_2 i H_2O za pomocą funkcji analitycznych, ZN Pol. Śl. s. Energetyka z. 92, Gliwice 1987.

[8] Kozioł J.: Uogólniona analiza wpływu ograniczeń na optymalizację konwekcyjnych rekuperatorów rurowych, ZN Pol. Śl. s. Energetyka z. 193, Gliwice 1988.

Recenzent: Doc. dr hab. inż. **Michał Palica**

Wpłynęło do Redakcji 10.12.1992

Abstract

In the paper the thermal analysis of the crossflow tubular air recuperator with furnace gas as a heating fluid is given. Some simplifications usually applied in the theory of heat exchangers and connected with fluid flows and heat transfer conditions in calculations are accepted. They are: steady state, one-dimensional fluid flows, heat transfer perpendicularly to the partition representing tube walls, neglecting of fluid potential and kinetic energy changes, neglecting of heat transfer in the fluids parallelly to the directions of their flows. On the contrary the heat transfer coefficients as temperature functions and the furnace gas radiation are taken into consideration. It is also assumed that the fluid flow distributions at the inlet to the central part of the heat exchanger are unequal. In the analysed cases unequal fluid flows result from "natural" resistances which appear during agent flows through the recuperator.

In the paper the basis of the mathematical model for analysis of unequal fluid flow influence is shown. The heat exchanger is devided into finite parts and the elementary balance method is used. The equation set is solved using iterative method because of relations between the temperature values, heat transfer coefficients and distributions of furnace gas and air velocities. The resuts of some calculations are given. The results have a form of temperature and velocity distributions as well as the recuperator effectiveness.