ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1979

Seria: ENERGETYKA z. 71 Nr kol. 599

Jan SKŁADZIEŃ
Joachim KOZIOŁ

Instytut Techniki Cieplnej

WYZNACZANIE POWIERZCHNI OGRZEWALNEJ RUROWEGO, PRZECIWPRĄDOWEGO REKUPERATORA RADIACYJNO-KONWEKCYJNEGO

Streszczenie. W pracy podano szczegółową metodę wyznaczania powierzchni grzejnej rurowego rekuperatora radiacyjno-konwekcyjnego zaprojektowanego w Instytucie Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej.

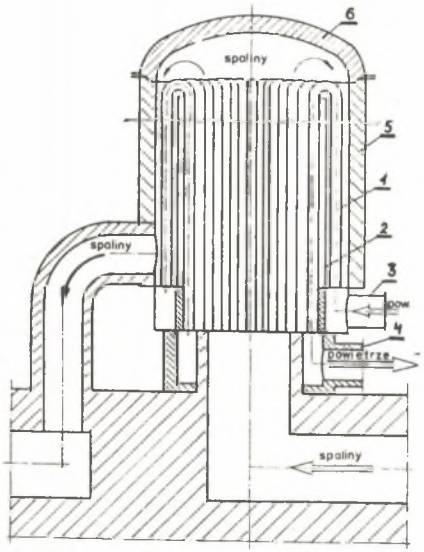
WSTĘP

Konieczność efektywnego wykorzystania energii chemicznej paliwa doprowadzanego do pieców przemysłowych spowodowała powstanie różnego typu konstrukcji rekuperatorów do podgrzewania powietrza i paliwa gazowego za pomocą strumienia spalin odpływających z pieców. Rekuperatory takie, a zwłaszcza rekuperatory hutnicze, muszą spełniać wiele warunków, niejednokrotnie częściowo sprzecznych. Rekuperatorem, który w znacznym stopniu warunki te spełnia jest rurowy, przeciwprądowy rekuperator radiacyjno-konwekcyjny do podgrzewania powietrza [6], zainstalowany w Hucie Pokój, którego projekt opracowano w Instytucie Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej. Twórcą koncepcji rekuperatora jest prof. dr inż. Jan SZARGUT.

1. OPIS REKUPERATORA

Rozpatrywany rekuperator przedstawiony jest na rys. 1. Powietrze płynie przeciwprądowo w stosunku do przepływu spalin rurami w kształcie wydłużonej litery U. Spaliny doprowadzane są do wewnętrznej części wymiennika, odprowadzane zaś z zewnętrznej. W zewnętrznej części rekuperatora przepływ ciepła następuje głównie na drodze konwekcji. Dodatkowo odgrywa tu rolę promieniowanie ścian wymiennika. W części centralnej spaliny płyną kanałem utworzonym przez wewnętrzne ramiona rur powietrznych. Spaliny oddają tu ciepło, ze względu na wysoką temperaturę i dużą średnią drogę promienia w przeważającej części przez promieniowanie. W pierwotnej wersji rozpatrzono przepływ spalin w części centralnej kanałem utworzonym przez wewnętrzne ramiona rur, ściśle przylegające do siebie, w części zewnętrz-

nej zaś kanałem pomiędzy tymi ramionami i obudową. Wprowadzenie przegrody cylindrycznej, umiejscowionej pomiędzy wewnętrznym i zewnętrznym rzędem rur, jak wykazały wstępne obliczenia, spowodowało zmniejszenie wysokości wymiennika przy niezmienionych parametrach pracy, prawie o połowę. Wynika to stąd, że przegroda cylindryczna powoduje zmniejszenie przekroju kanału, którym płyną spaliny w części zewnętrznej. Następuje wzrost prędkości spalin w części konwekcyjnej, co pociąga za sobą wzrost współczynnika przenikania ciepła w tej części.



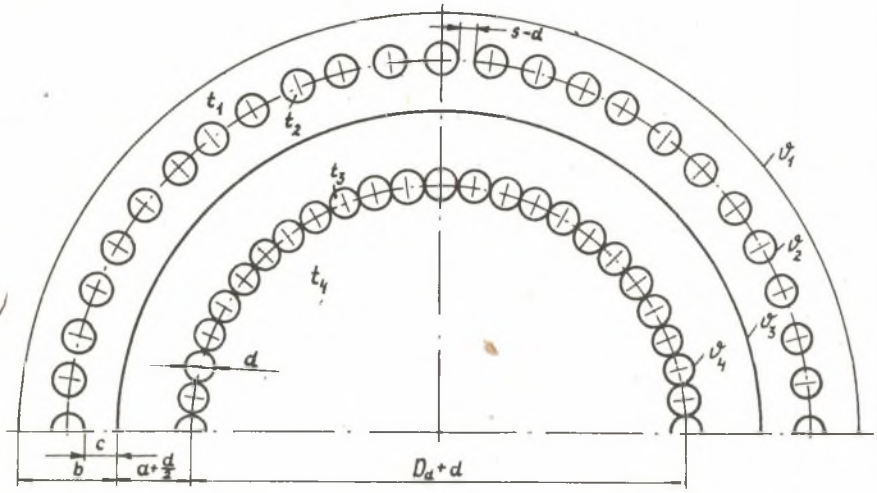
Rys. 1. Model rurowego rekuperatora przeciwprądowego radiacyjno-konwekcyjnego (przekrój pionowy)

1 - rury powietrzne, 2 - przegroda cylindryczna, 3 - kolektor powietrza zimnego, 4 - kolektor powietrza gorącego, 5 - obudowa, 6 - kopuła

2. WYZNACZANIE POWIERZCHNI OGRZEWALNEJ

W przyjętej metodzie obliczeniowej wyznacza się wysokość rekuperatora. Wysokość musi być tak dobrana aby przy założonych pozostałych parametrach konstrukcyjnych nastąpiło przekazanie przez spaliny czynnikowi podgrzewanemu określonej ilości ciepła. Dobór pozostałych parametrów wynika z istniejących ograniczeń oraz ze względów ekonomicznych. Podstawowym ograniczeniem są na ogół maksymalne dopuszczalne opory przepływu spalin przez rekuperator. Wysokość efektywną rekuperatora, determinującą całkowitą powierzchnię ogrzewalną, wyznacza się dla zadanych wielkości a, b, c, d, D_d (rys. 2), przy czym suma a + c + d musi być większa od minimalnej możliwej średnicy gięcia rur. Przy zadanych strumieniach czynników i ich temperaturach przy dopływie oraz przy założonej temperaturze podgrzania czynnika zimniejszego, temperatura spalin przy wypływie wynika z bilansu energii rekuperatora. W bilansie tym należy uwzględnić straty ciepła do otoczenia. W dalszych rozważaniach założono, że straty te skupione są w kopule wymiennika.

Ze względu na złożony charakter przepływu ciepła w rekuperatorze dzieli się go w celach obliczeniowych na poziome strefy stanowiące elementy różnicowe. Zakłada się, że w każdej strefie stałe są konwekcyjne i zastępcze radiacyjne współczynniki wnikania ciepła oraz że stałe są strumienie przekazywanego ciepła. Obliczenia przeprowadza się najpierw dla strefy dolnej, przy czym wszystkie wymienione wielkości wyznacza się dla tempe-



Rys. 2. Schemat rekuperatora (przekrój poziomy)

ratur spalin i czynnika podgrzewanego przy dopływie i wypływie z wymiennika. Znając strumienie ciepła wyznacza się temperatury czynników w górnej części strefy. Postępuje się następnie w taki sam sposób dla kolejnych stref, aż do momentu zrównania temperatur czynnika podgrzewanego w ramionach wewnętrznych i zewnętrznych elementów ogrzewalnych. Suma wysokości rozpatrzonych odcinków różnicowych stanowiących strefy daje poszukiwaną wysokość rur. Przy wykonywaniu obliczeń dla każdej ze stref, strumienie ciepła przekazywane przez promieniowanie wyznacza się jak dla fragmentu nieskończenie długiego kanału. Zakłada się, że dopływ oraz wypływ czynników z rekuperatora znajduje się w obu częściach na tym samym poziomie. Pomija się odcinki łukowe rur.

2.1. Wyznaczanie strumieni ciepła w przekroju poprzecznym rekuperatora

Na rys. 2 przedstawiony jest schematycznie przekrój poprzeczny wymiennika. Temperatury t_1, t_2, t_3, t_4 oznaczają kolejno temperaturę spalin w kanale zewnętrznym, czynnika podgrzewanego przed nawrotem i po nawrocie oraz spalin w kanale wewnętrznym.

Temperatury ϑ_1, ϑ_2, ϑ_3 i ϑ_4 dotyczą kolejno: ściany zewnętrznej rekuperatora, rur zewnętrznych, przegrody cylindrycznej oraz rur wewnętrznych. Czynnik zimniejszy odbiera ciepło od ścian rur na drodze konwekcji, spaliny oddają energię w obu kanałach poprzez konwekcję i dodatkowo w kanale wewnętrznym na drodze promieniowania, które odgrywa tu dominującą rolę. Oprócz tego istnieje przepływ ciepła przez promieniowanie pomiędzy ścianą zewnętrzną wymiennika, przegrodą cylindryczną oraz rurami. Dla stanu ustalonego, układ równań bilansu energii dla tych elementów i dla określonego odcinka różnicowego przyjmuje postać:

- dla ściany zewnętrznej:

$$\bar{\alpha}_{1-1}(t_1 - \vartheta_1) = \varepsilon_{1-2}(\vartheta_1 - \vartheta_2) + \varepsilon_{1-3}(\vartheta_1 - \vartheta_3), \qquad (1)$$

- dla rur zewnętrznych:

$$\bar{\alpha}_{1-2}(t_1 - \vartheta_2) + \varepsilon_{1-2}(\vartheta_1 - \vartheta_2) + \varepsilon_{3-2}(\vartheta_3 - \vartheta_2) = \bar{\alpha}_{2-2}(\vartheta_2 - t_2), \qquad (2)$$

- dla przegrody cylindrycznej:

$$\bar{\alpha}_{1-3}(t_1 - \vartheta_3) + \varepsilon_{1-3}(\vartheta_1 - \vartheta_3) = \varepsilon_{3-2}(\vartheta_3 - \vartheta_2) + \varepsilon_{3-4}(\vartheta_3 - \vartheta_4), \qquad (3)$$

- dla rur wewnętrznych:

$$\bar{\alpha}_{4-4}(t_4 - \vartheta_4) + \varepsilon_{3-4}(\vartheta_3 - \vartheta_4) = \bar{\alpha}_{4-3}(\vartheta_4 - t_3). \qquad (4)$$

Układ równań (1) ÷ (4) jest słuszny dla wymiennika przedstawionego na rys. 2. Dla rekuperatora z przestawionymi względem siebie rurami [6] lub dla rekuperatora, w którym występują szczeliny między rurami w części radiacyjnej, równanie bilansu energii dla przegrody przyjmuje postać:

$$\bar{\alpha}_{1-3}(t_1-\vartheta_3) + \varepsilon_{1-3}(\vartheta_1-\vartheta_3) + \bar{\alpha}_{4-3p}(t_4-\vartheta_3) = \varepsilon_{3-2}(\vartheta_3-\vartheta_2) + \varepsilon_{3-4}(\vartheta_3-\vartheta_4). \qquad (3a)$$

Dodatkowe wyrażenie po lewej stronie równania uwzględnia wnikanie ciepła od spalin do przegrody po stronie radiacyjnej. Współczynnik $\bar{\alpha}_{4-3p}$ praktycznie ujmuje jedynie konwekcyjne wnikanie ciepła. Promieniowanie bryły spalin, znajdującej się w środku rekuperatora, odgrywałoby tu rolę tylko przy stosunkowo dużym odstępie pomiędzy wewnętrznymi ramionami rur.

Wielkości $\bar{\alpha}_{i-j}$ są współczynnikami wnikania ciepła od płynu i do powierzchni j (względnie odwrotnie). Współczynnik $\bar{\alpha}_{4-4}$ uwzględnia przepływ ciepła na drodze konwekcji i promieniowania, pozostałe zaś są współczynnikami konwekcyjnymi. Wepółczynniki $\bar{\alpha}_{i-j}$ są równe iloczynom współczynników przypadających na jednostkową powierzchnię α_{i-j} przez pola powierzchni F_j, na których występuje wnikanie ciepła, odniesione do pojedynczego odcinka różnicowego rekuperatora:

$$\bar{\alpha}_{i-j} = \alpha_{i-j} F_j. \qquad (5)$$

Symbol ε_{i-j} oznacza współczynnik przepływu ciepła na drodze promieniowania pomiędzy powierzchniami i oraz j. Dla emisyjności powierzchni ε, nie mniejszych od 0,8, można w przybliżeniu stosować zależność:

$$\varepsilon_{i-j} = \frac{\varepsilon_i\ \varepsilon_j\ \varphi_{i-j}\ C_c\left[\left(\frac{\vartheta_i+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{\vartheta_j+273}{100}\right)^4\right]F_i}{\vartheta_i - \vartheta_j} \tag{6}$$

gdzie:

$C_c = 5{,}67\ \frac{W}{m^2K^4}$,

φ_{i-j} - jest stosunkiem konfiguracji,

F_i - oznacza pole i-tej powierzchni przypadające na rozpatrywany odcinek rekuperatora.

Układ równań (1÷4) jest nieliniowy ze względu na niewiadome $\vartheta_1 \div \vartheta_4$ z powodu zależności współczynników ε_{i-j} oraz $\overline{\alpha}_{4-4}$ od temperatur powierzchni. Rozwiązanie wymienionego układu równań stanowi główny problem proponowanej metody obliczeniowej. Zależności określające współczynniki ε_{i-j} oraz $\overline{\alpha}_{i-j}$ podano jedynie w sposób przykładowy. Układ (1) ÷ (4) rozwiązano metodą iteracyjną. Dla założonych wstępnie temperatur $\vartheta_1 \div \vartheta_4$ wyznacza się współczynniki ε_{i-j} oraz $\overline{\alpha}_{4-4}$, a następnie z równań (1) ÷ (4) temperatury $\vartheta_1 \div \vartheta_4$ w pierwszym przybliżeniu. Po skorygowaniu współczynników ε_{i-j} oraz $\overline{\alpha}_{4-4}$ oblicza się drugie przybliżenie. Obliczenia powtarza się aż do momentu, gdy kolejne przybliżenia temperatur różnią się mniej od przyjętej wartości wynikającej z żądanej dokładności obliczeń. Współczynniki α_{i-j}, z wyjątkiem α_{4-4}, nie zależą od temperatur i mają w danym przekroju stałe wartości wyznaczone dla znanych temperatur t_i $(i = 1 \div 4)$.

Po wyznaczeniu metodą kolejnych iteracji temperatur poszczególnych powierzchni można określić strumienie ciepła pobierane przez czynnik podgrzewany, a tym samym jego temperatury oraz temperatury spalin w górnej części strefy.

2.2. Wyznaczanie współczynników α_{i-j} oraz ε_{i-j}

Współczynniki $\alpha_{1-1}, \alpha_{1-2}, \alpha_{1-3}\ \alpha_{2-2}$ i α_{4-3} oraz ewentualnie α_{4-3p} są wyłącznie konwekcyjnymi współczynnikami wnikania ciepła, α_{4-4} zaś uwzględnia konwekcję i promieniowanie gazów trójatomowych (tzn. CO_2 i H_2O):

$$\alpha_{4-4} = \alpha_{4-4\ k} + \alpha_{4-4\ r}. \tag{7}$$

Współczynniki konwekcyjne można wyznaczyć ze znanego wzoru:

$$\alpha_k = 0{,}023\ Re^{0,8}\ Pr^{0,4}\ \frac{\lambda}{d_e}, \tag{8}$$

przy czym średnica ekwiwalentna d_e wynika ze wzoru:

$$d_e = \frac{4\ F}{O}, \tag{9}$$

gdzie F jest powierzchnią przekroju kanału, O zaś obwodem zwilżanym.

Dla powietrza zależność (7) przyjmuje postać [1]:

$$\alpha_k = \frac{w_n^{0,8}}{d_e^{0,2}} \left[3,845 + 0,219 \left(\frac{t}{100}\right) - 0,006 \left(\frac{t}{100}\right)^2\right], \tag{10}$$

gdzie w_n jest prędkością odniesioną do warunków normalnych.

W przypadku spalin lub paliwa gazowego (przy podgrzewaniu gazu palnego) wielkości charakterystyczne, tzn. współczynnik przewodzenia ciepła λ, liczbę Prandla Pr oraz występujący w liczbie Reynoldsa $Re = \frac{wd_e}{\nu}$ (w - prędkość czynnika) kinematyczny współczynnik lepkości ν można wyznaczyć jak dla roztworu gazów półdoskonałych [3].

Radiacyjny współczynnik wnikania ciepła w przybliżeniu dla $\varepsilon_4 \geqslant 0,8$ wynika z zależności:

$$\alpha_{4-4\ r} = \frac{\frac{1+\varepsilon_4}{2} C_c \left[\varepsilon_s \left(\frac{t_4+273}{100}\right)^4 - \varepsilon'_s \left(\frac{\vartheta_4+273}{100}\right)^4\right]}{t_4 - \vartheta_4}, \tag{11}$$

gdzie ε_s i ε'_s są emisyjnościami spalin przy temperaturach t_4 i ϑ_4. Emisyjności te można wyznaczyć za pomocą wykresów Hotela lub ze wzoru Gurwicza [5], który słuszny jest również dla spalin zapylonych, przy czym średnia długość drogi promienia d_r wynosi tu:

$$d_r = 0,9\ D_d. \tag{12}$$

Za emisyjność ε_4 można wstawić w równaniach (6) i (11) emisyjność zastępczą, wyznaczoną ze wzoru Surinowa:

$$\varepsilon_4 = \frac{\varepsilon_{4\ rz}}{1 - (1-\varepsilon_{4\ rz})\varphi_{4-4}} \tag{13}$$

gdzie $\varepsilon_{4\ rz}$ jest rzeczywistą emisyjnością powierzchni 4. Dla stykających się ze sobą rur, stosunek konfiguracji φ_{4-4} jest równy:

$$\varphi_{4-4} = 1 - \frac{2}{\pi} = 0,362. \tag{14}$$

W takim przypadku zamiast rzeczywistej powierzchni F_4 należy brać pod uwagę odcinek walca o średnicy D_d lub $D_d + 2\ d$. Przy wyznaczaniu α_{4-4} trzeba uwzględnić wtedy fakt, że $\alpha_{4-4\ k}$ wyznaczone z (8) jest odniesione do rzeczywistej jednostkowej powierzchni połówek rur wewnątrz części radiacyjnej, $\alpha_{4-4\ r}$ zaś dotyczy jednostkowej powierzchni walca o średnicy D_d. W przypadku rekuperatora z rurami przestawionymi, dla którego słuszne

jest równanie (3a), współczynnik $\alpha_{4-4\ k}$ jest odniesiony do całkowitej powierzchni wewnętrznych ramion rur. Przy rozpatrywaniu tego rekuperatora również można, przy niezbyt dużych szczelinach między rurami w części radiacyjnej, stosować wzór (13) i (14) lub bardziej ogólną zależność [1]:

$$\varphi_{4-4} = \frac{2}{\pi}\left[\arcsin\frac{d}{s_r} - \frac{s_r}{d} + \sqrt{\left(\frac{s_r}{d}\right)^2 - 1}\right]. \tag{14a}$$

Przy odległości pomiędzy osiami wewnętrznych rur s_r, dążącej do średnicy zewnętrznej d, wzór (14a) przechodzi w zależność (14), którą można również wyprowadzić bezpośrednio z prawa wzajemności i zamkniętości dla rur stykających się ze sobą.

Celem wyznaczenia współczynników ε_{i-j} na podstawie (6) należy określić stosunki konfiguracji φ_{i-j}. Stosunek φ_{3-4} wyznacza się jak dla układu Christiansena, przy czym w układzie powierzchni 3 i 4 krąg wewnętrzny rur zastępuje się obwiednią walcową o emisyjności określonej wzorem (13):

$$\varphi_{3-4} = \frac{D_d + 2d}{D_d + 2d + 2a}. \tag{15}$$

W celu określenia współczynników φ_{i-j} w układzie powierzchni 1, 2 i 3, należy skorzystać z prawa zamkniętości i wzajemności. Prawa te dają 6 równań z 9 niewiadomymi. Dodatkowo zachodzą zależności:

$$\varphi_{3-3} = 0, \tag{16}$$

$$\varphi_{1-1} = 1 - \frac{D_d + 2a + 4d + 2c}{D_d + 2a + 2d + 2b}. \tag{17}$$

Wartość φ_{1-1} wyznaczona została w podobny sposób jak φ_{3-4}. Stosunek φ_{1-3} można wyznaczyć w sposób przybliżony, przyjmując, że jest on taki sam jak dla układu płaskiego dwóch powierzchni, pomiędzy którymi znajdują się rury. Przybliżenie to można przyjąć, gdyż odległość b jest niewielka w stosunku do promienia powierzchni 1 i 3. Zatem [1]:

$$\varphi_{1-3} = 1 - \frac{d}{s}\left[0{,}5\pi + \frac{s}{d} - \arcsin\frac{d}{s} - \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1}\right], \tag{18}$$

gdzie:

$$s = \frac{\pi(D_d + 3d + 2a + 2c)}{n}, \tag{19}$$

przy czym n oznacza ilość rur.

Po wykorzystaniu (16) ÷ (18) z praw zamkniętości i wzajemności można wyznaczyć brakujące stosunki φ_{i-j}.

2.3. Wyznaczenie przyrostów temperatur czynników

Jak wspomniano, obliczenia współczynników $\bar{\alpha}_{i-j}$ i ε_{i-j} oraz temperatur ϑ_i wykonuje się najpierw dla dolnej części wymiennika, gdzie temperatury $t_i (i = 1 \div 4)$ są znane. Po założeniu stałości strumienia ciepła wzdłuż całego odcinka różnicowego wyznacza się temperatury t_i czynników w jego górnej części, po czym obliczenia powtarza się dla następnych stref, aż do momentu spełnienia warunku $t_2 = t_3$.

Zakłada się, że opory przewodzenia ciepła w rurach oraz w przegrodzie są bardzo małe, w związku z czym temperatura każdej powierzchni na danym poziomie jest stała. Przyjmuje się również, że grubość przegrody jest znikomo mała.

Znając temperatury $t_{i\,p}$ na początku rozpatrywanej strefy, temperatury $t_{i\,k}$ na jej końcu, po wyznaczeniu temperatur $\vartheta_{i\,p}$, określa się z zależności:

$$t_{1k} = t_{1p} + \left[\bar{\alpha}_{1-1}(t_{1p}-\vartheta_{1p}) + \bar{\alpha}_{1-2}(t_{1p}-\vartheta_{2p}) + \bar{\alpha}_{1-3}(t_{1p}-\vartheta_{3p})\right]\frac{1}{W_1}, \quad (20)$$

$$t_{2k} = t_{2p} + \bar{\alpha}_{2-2}(\vartheta_{2p}-t_{2p})\frac{1}{W_2}, \quad (21)$$

$$t_{3k} = t_{3p} - \bar{\alpha}_{3-4}(\vartheta_{4p} - t_{3p})\frac{1}{W_2}, \quad (22)$$

$$t_{4k} = t_{4p} - \bar{\alpha}_{4-4}(t_{4p}-\vartheta_{4p})\frac{1}{W_1}, \quad (23)$$

gdzie W_1 i W_2 oznaczają pojemności cieplne strumienia spalin i powietrza, obliczone za każdym razem dla temperatury $t_{i\,p}$.

Zależność (23) jest słuszna, gdy ważne jest równanie (3). Jeśli istnieje kontakt spalin z przegrodą w części wewnętrznej, fakt ten należy uwzględnić przez dodanie po prawej stronie wzoru (23) wyrażenia

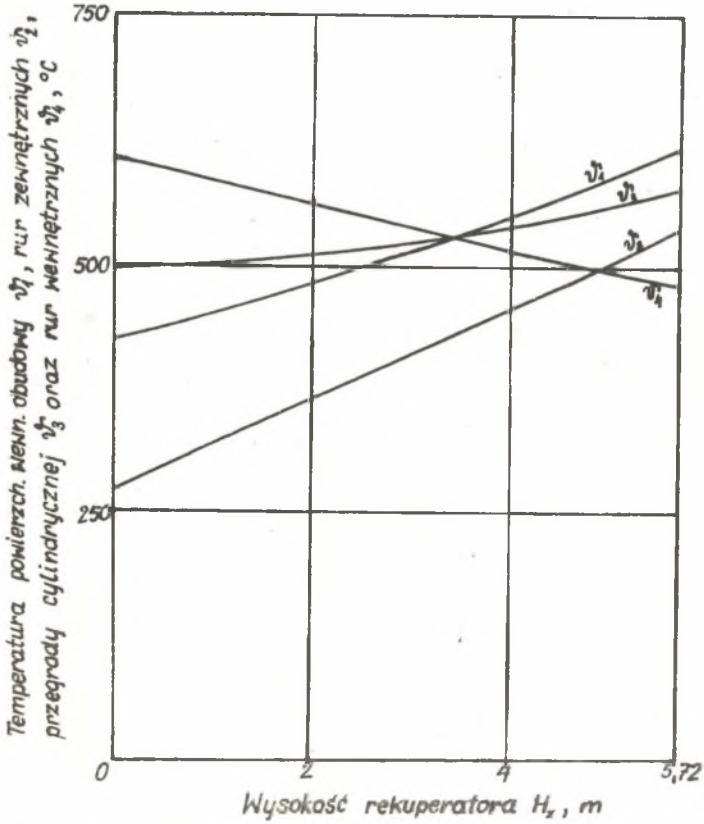
$$-\bar{\alpha}_{4-3p}(t_{4p} - \vartheta_{3p})\frac{1}{W_1}.$$

Po wyznaczeniu długości całkowitej rur wymiennika, przy której $t_2 = t_3$, nie nastąpi zrównanie w górnej części rekuperatora - temperatur t_1 i t_4. Spowodowane to jest zlokalizowaniem strat ciepła na rzecz otoczenia w kopule wymiennika. Gdy znane są parametry konstrukcyjne obudowy rekuperatora oraz temperatura otoczenia, można uwzględnić straty ciepła wzdłuż całej wysokości. W tym celu po prawej stronie zależności (1) należy umieś-

cić dodatkowo wyrażenie, uwzględniające przenikanie ciepła na zewnątrz wymiennika.

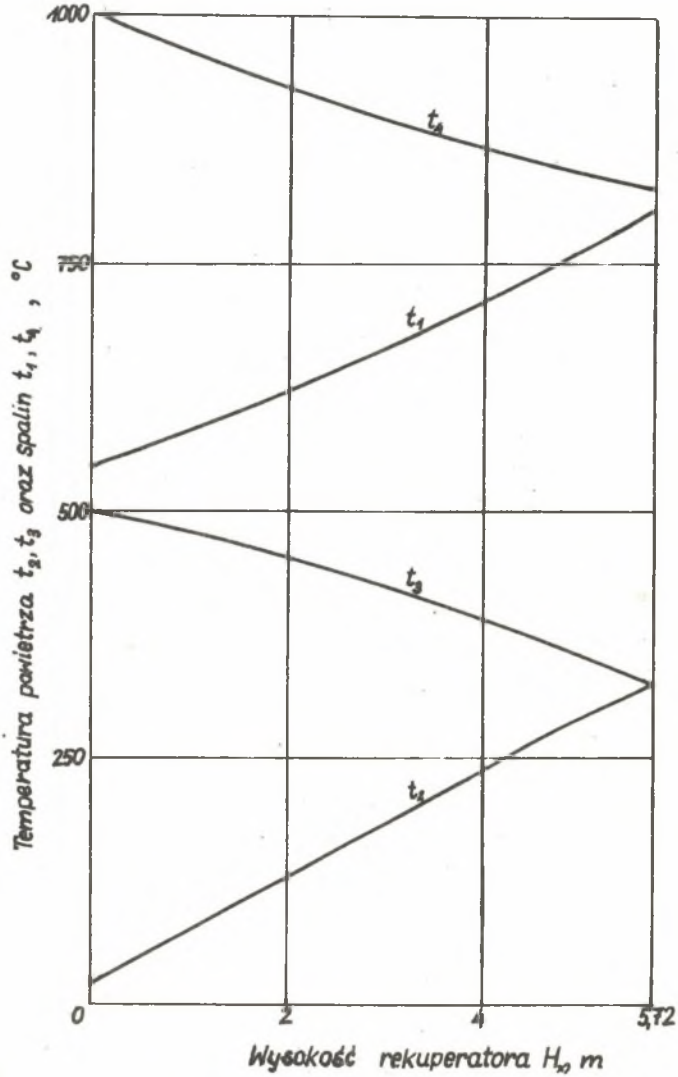
3. PRZYKŁADOWE OBLICZENIA CIEPLNE

Według wzorów podanych w p. 2 przeprowadzono obliczenia wysokości części grzejnej rekuperatora wykonanego z rur o średnicach 63,5/55,5 mm, których ilość wynosi n = 80 przy szerokości szczeliny b = 0,125 mm. Przyjęto ponadto a = 0,25 m, c = 0,05 m, ε = 0,8 (dla wszystkich powierzchni). W rekuperatorze 10 880 m_n^3/h powietrza ma zostać podgrzane od temperatury 20°C do 500°C za pomocą strumienia 9 860 m_n^3/h spalin o składzie Z_{H_2O} = = 0,152, Z_{CO_2} = 0,124, Z_{N_2} = 0,709, Z_{O_2} = 0,015, posiadających przy dopływie temperaturę 1000°C. Spaliny ulegną schłodzeniu do 540°C, jeśli straty ciepła, zgodnie z przyjętym założeniem, będą wynosić 5% ilości ciepła pobranego przez powietrze.



Rys. 3. Przebieg zmian temperatur powierzchni w rozpatrywanym przykładzie
1 - obudowa, 2 - rury w części konwekcyjnej, 3 - przegroda cylindryczna, 4 - rury w części radiacyjnej

Dla założonych danych wysokość rur wynosi H = 5,72 m. Przebieg zmian temperatur powierzchni pokazany jest na rys. 3, natomiast temperatur czynników na rys. 4. Przy wykonywaniu obliczeń wzięto pod uwagę odcinki różnicowe o wysokości 0,5 m. Z rysunku 3 wynika wniosek, że strumienie energii promienistej mogę zmieniać kierunek na pewnym poziomie rekuperatora. W dolnych odcinkach np. rury w części radiacyjnej przekazują ciepło prze-



Rys. 4. Przebieg zmian temperatur czynników w rozpatrywanym przykładzie
1 - spaliny w części konwekcyjnej, 2 - powietrze w części konwekcyjnej, 3 - powietrze w części radiacyjnej, 4 - spaliny w części radiacyjnej

grodzie cylindrycznej ($\vartheta_4 > \vartheta_3$), w górnej zaś istnieje sytuacja odwrotna ($\vartheta_3 > \vartheta_4$). Podobnie zachowuje się strumień energii promienistej przekazywany pomiędzy przegrodą cylindryczną i obudową. Maksymalna temperatura rur wynosi tu 610°C, przegrody cylindrycznej 580°C, obudowy natomiast 620°C. Spaliny, jak wynika z rys. 4, 40% ciepła przekazanego powietrzu oddają w części radiacyjnej, pozostałe 60% w części konwekcyjnej. Powietrze 63% ciepła pobiera w części konwekcyjnej, 37% ciepła dopływa do powietrza w części radiacyjnej. Nieco inny rozdział przekazanej energii w przypadku spalin i powietrza wynika z oddziaływania przegrody.

LITERATURA

[1] Kostowski E. i inni: Zbiór zadań z przepływu ciepła. Skrypt Pol. Śl. Gliwice 1975.

[2] Senkara T.: Obliczenie pieców grzewczych w hutnictwie żelaza. Katowice 1968.

[3] Składzień J., Kozioł J., Janusz M.: Uproszczona metoda wyznaczania konwekcyjnych współczynników wnikania ciepła w rurowych rekuperatorach hutniczych. Hutnik 5, 1975.

[4] Szargut J.: Energetyka cieplna w hutnictwie. Katowice 1971.

[5] Szargut J.: Metody numeryczne w obliczeniach cieplnych pieców przemysłowych. Katowice 1977.

[6] Szargut J., Kozioł J., Składzień J., Michna J., Knapik Z.: Rurowy przeciwprądowy rekuperator radiacyjno-konwekcyjny. Hutnik 7/8, 1977.

[7] Szargut J., Kozioł J., Składzień J., Michna J., Knapik Z., Maroń J.: Rurowy przeciwprądowy rekuperator radiacyjno-konwekcyjny. Polski opis patentowy - nr zgłoszenia P-191501.

РАСЧЁТ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ТРУБЧАТОГО ПРОТИВОТОЧНОГО РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНОГО РЕКУПЕРАТОРА

Р е з ю м е

В статье представлен точный метод расчёта поверхности теплопередачи трубчатого радиационно-конвективного рекуператора. Этот рекуператор был спроектирован в Институте теплотехники Силезского политехнического института.

DETERMINING THE HEATING SURFACE FOR A TUBULAR COUNTER-FLOW RADIATIONAL-CONVECTION RECUPERATOR

S u m m a r y

A detailed method of determining the heating surface for a tubular counter-flow radiational-convection recuperator has been presented. The recuperator has been designed in the Institute of Heat Engineering of the Silesian Polytechnic Institute.