

Jan SKŁADZIEN,
Janusz SKOŁEK

Instytut Techniki Ciepłej

KRZYŻOWO-PRADOWY KONWEKCYJNY REKUPERATOR PĘTLICOWY
ZE STAŁĄ TEMPERATURĄ WYLOTOWĄ CZYNNIKA OGRZEWANEGO

Streszczenie. W pracy rozpatrzono konwekcyjny rekuperator pętlicowy z krzyżowym przepływem czynników, w którym temperatura czynnika ogrzewanego jest taka sama przy wypływie z każdego elementu. Rozpatrzono przypadki, gdy stałość temperatury podgrzania realizuje się przez zastosowanie elementów o zmiennej długości lub przez odpowiedni rozdział strugi czynnika ogrzewanego. Przyjęto założenia ogólnie stosowane w teorii rekuperatorów konwekcyjnych. Rozpatrzono przypadek całkowitego wymieszania czynnika grzejącego. Wykazano, za pomocą przykładów liczbowych, niecelowość dążenia w rekuperatorach pętlicowych do stałej temperatury podgrzania.

Oznaczenia

A - powierzchnia przepływu ciepła:

$$A = x_0 y_0 \quad \text{lub} \quad A = x_0 \int_0^1 y_0(x) dx \quad (1)$$

$k_{i,j}$ - współczynnik przenikania ciepła od strumienia i-tego do j-tego,

$(K_{1-2}), (K_Z)$ - liczby kryterialne (bezwymiarowe powierzchnie grzejne):

$$(K_{1-2}) = \frac{k_{1-2} x_0 y_0}{W_1}; \quad (K_Z) = \frac{(k_{1-2} + k_{1-3}) x_0 y_0}{W_2} = \frac{1 + \alpha}{\alpha} (K_{1-2}) \quad (2)$$

t - temperatura,

W - pojemność cieplna strumienia,

x, y - współrzędne bezwymiarowe:

$$x = \frac{X}{x_0}; \quad y = \frac{Y}{y_0} \quad (3)$$

X, Y - współrzędne bezwzględne,

x_0, y_0 - wymiary powierzchni przepływu ciepła,

α - stosunek pojemności cieplnych:

$$\alpha = \frac{w_2}{w_1} = \frac{w_3}{w_1} \quad (4)$$

γ - pomocnicza stała:

$$\gamma = \alpha \left\{ 1 - \exp[-(K_Z)] \right\} \quad (5)$$

κ - stosunek współczynników przenikania ciepła:

$$\kappa = \frac{k_{1-3}}{k_{1-2}} \quad (6)$$

θ - temperatura bezwymiarowa:

$$\theta_1 = \frac{t_1 - t_{2d}}{t_{1d} - t_{2d}}; \quad 0 \leq \theta_1 \leq 1 \quad (7)$$

$$t_{1d} = t_1 \Big|_{x=0}; \quad t_{2d} = t_2 \Big|_{y=0}$$

θ_0 - bezwymiarowa temperatura czynnika ogrzewanego przy wypływie z rekuperatora:

$$\theta_0 = \theta_{3w} = \theta_3 \Big|_{y=0} \quad (8)$$

Indeksy

d - przy dopływie,

w - przy wypływie,

c - dotyczy wielkości całkowitych,

i - dotyczy i-tego strumienia,

max - wartości maksymalne,

śr - wartości średnie.

Założenia

1. W rekuperatorze panuje stan ustalony.
2. W przegrodzie oddzielającej strumienie czynników przepływ ciepła występuje jedynie w kierunku poprzecznym.
3. Nie występują straty ciepła do otoczenia.
4. Współczynniki przenikania ciepła k_{1-j} są stałe w całym rekuperatorze. Pojemności cieplne W_1 nie zależą od temperatury. Zachodzi przy tym:

$$W_2 = W_3$$

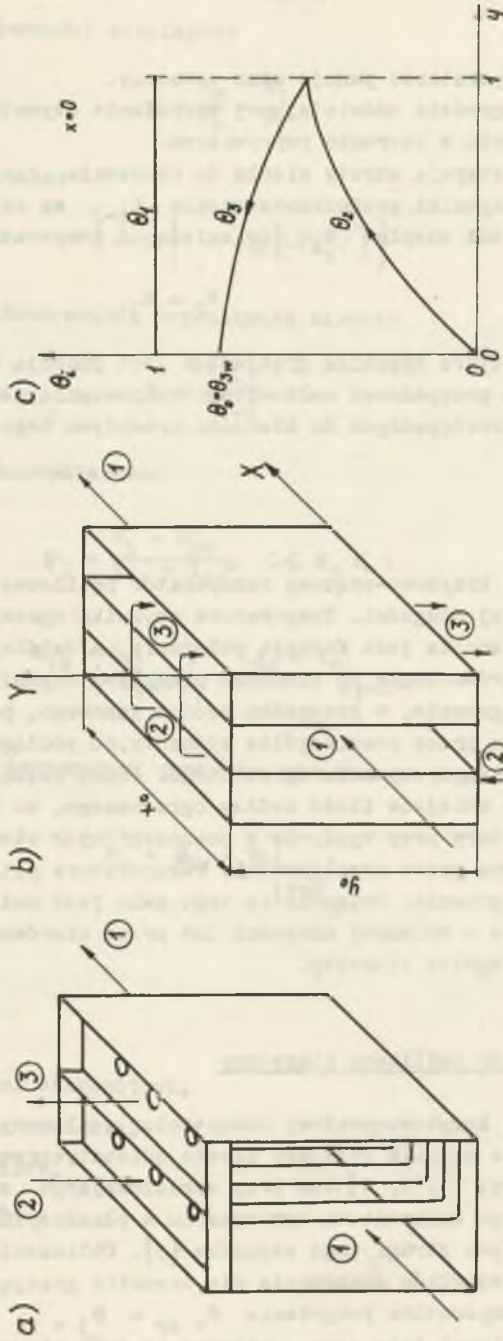
5. Temperatura czynnika grzejącego jest funkcją tylko jednej zmiennej. Odpowiada to przypadkowi całkowitego wymieszania medium grzejącego w płaszczyznach prostopadłych do kierunku przepływu tego czynnika.

Wstęp

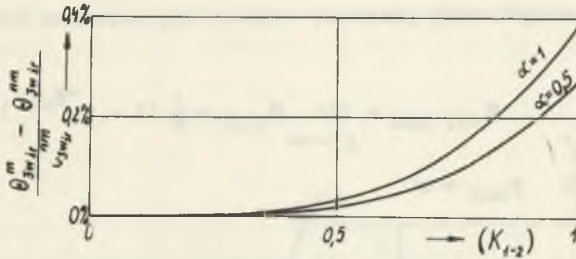
Klasyczny krzyżowo-prądowy rekuperator pętlicowy (rys. 1) posiada elementy o stałej długości. Temperatura czynnika ogrzewanego przy wypływie z takiego wymiennika jest funkcją położenia, a ściślej funkcją zmiennej, której oś jest równoległa do kierunku przepływu czynnika grzejącego. Nierównomierne podgrzanie, w przypadku medium gazowego, powoduje zmienność oporów przepływu przez poszczególne elementy, co pociąga za sobą nierównomierny podział strugi czynnika ogrzewanego. Przez początkowe elementy przepływa w efekcie mniejsza ilość medium ogrzewanego, co dodatkowo zwiększa różnice temperatury przy wypływie z poszczególnych elementów. Zapobiec temu zjawisku można przez zrealizowanie rekuperatora pętlicowego ze stałą temperaturą podgrzania. Osiągnięcie tego celu jest możliwe przez zastosowanie elementów o zmiennej długości lub przez nierównomierny rozdział strugi na poszczególne elementy.

1. Rekuperator pętlicowy klasyczny

Klasyczny krzyżowo-prądowy rekuperator pętlicowy można analizować przy założeniu, że czynnik grzejący płynie adiabatycznymi strugami (czysty przepływ krzyżowy) [1, 2, 4] lub przy upraszczającym założeniu, że czynnik grzejący ulega całkowitemu wymieszaniu w płaszczyznach poprzecznych do kierunku przepływu strugi tego czynnika [3]. Obliczenia cyfrowe wykonane dla skrajnych przypadków zachowania się czynnika grzejącego wykazują, że bezwymiarowa temperatura podgrzania $\theta_{o\ \acute{s}r} = \theta_3$ w $\acute{s}r$ (rys. 2) jest w obu sytuacjach niemal taka sama - różnice na ogół nie przekraczają 0,5%. Uzasadnia to przyjęcie upraszczającego założenia o zależności temperatury medium grzejącego od tylko jednej zmiennej.



Rys. 1. Klasyyczny rekuperator pętlicowy z krzyżowym przepływem czynników
 a) schemat rekuperatora, b) model teoretyczny, c) rozkład temperatur



Rys. 2. Względna różnica bezwymiarowych temperatur podgrzania wyznaczonych przy różnym zachowaniu się czynnika grzejącego
 m - czynnik grzejący ulega całkowitemu wymieszaniu, nm - czynnik grzejący płynie adiabatycznymi strugami

Dla przypadku uproszczonego bezwymiarowa temperatura czynnika ogrzewanego przy wypływie z rekuperatora pętlicowego jest określona [3] zależnością:

$$\theta_o = \theta_{3w} = \theta_1 [1 - e^{-(K_Z)}] \tag{9}$$

a po wykorzystaniu równania bilansu energii czynnika 1:

$$\theta_o = e^{-\gamma x} [1 - e^{-(K_Z)}] \tag{9a}$$

gdzie wielkości γ i (K_Z) są określone wzorami (5) i (2). Temperatura θ_o jest tu funkcją zmiennej x . Średnią temperaturę $\theta_{o\text{śr}}$ określa zależność:

$$\theta_{o\text{śr}} = \frac{1}{\alpha} (1 - e^{-\gamma}) \tag{10}$$

Po przekształceniu powyższego wzoru z uwzględnieniem (5) i (2) otrzymuje się wyrażenie określające bezwymiarową powierzchnię grzejącą (K_{1-2}) w klasycznym rekuperatorze pętlicowym z przepływem krzyżowym, przy całkowitym wymieszaniu czynnika grzejącego:

$$(K_{1-2}) = \frac{\alpha}{1 + \gamma} \ln \frac{\alpha}{\alpha + \ln(1 - \alpha \theta_{o\text{śr}})} \tag{11}$$

Rzeczywista powierzchnia przepływu ciepła A jest tu sprowadzona do dwóch jednakowych prostokątów o wymiarach x_o, y_o , przy czym pole powierzchni jednego prostokąta po wyznaczeniu (K_{1-2}) określa się z (2).

Maksymalny bezwymiarowy przyrost temperatury czynnika ogrzewanego wynosi:

$$\theta_{\text{ośr max}} = \lim_{A \rightarrow \infty} \theta_{\text{ośr}} = \frac{1}{\alpha} (1 - e^{-\gamma_{\text{max}}}) \quad (10a)$$

$$\text{gdzie: } \gamma_{\text{max}} = \alpha \quad (5a)$$

2. Rekuperator petlicowy z elementami o zmiennej długości

Stałą temperaturę podgrzania można osiągnąć przez zastosowanie elementów o zmiennej długości. Powierzchnia przepływu ciepła sprowadza się w tym przypadku do dwóch jednakowych figur jak na rys. 3. W rzeczywistości zmiana długości elementów odbywa się skokowo. Przyjęcie ciągłej zmiany długości jest tym bliższe rzeczywistości, im więcej jest rzędów elementów. Powierzchnia przepływu ciepła A jest tu określona za pomocą całki (1).

Równania bilansu energii dla strumieni czynnika ogrzewanego rozwiązuje się przy spełnieniu warunku $\theta_1 = \theta_1(x)$ dla stałej wartości x . Słuszna jest zatem również przy zmiennej długości elementów zależność (9) otrzymana z tych równań. Zależność tę po wykorzystaniu (5) można przedstawić w postaci:

$$\gamma \theta_1 = \alpha \theta_0 \quad (12)$$

Prawa strona powyższego równania jest stała z założenia, stała jest więc również lewa strona. Wielkość γ zawiera w sobie za pośrednictwem kryterium (K_z) bezwymiarową powierzchnię wymiany ciepła (K_{1-2}), która jest tu funkcją zmiennej x ze względu na zależność $y_0 = y_0(x)$.

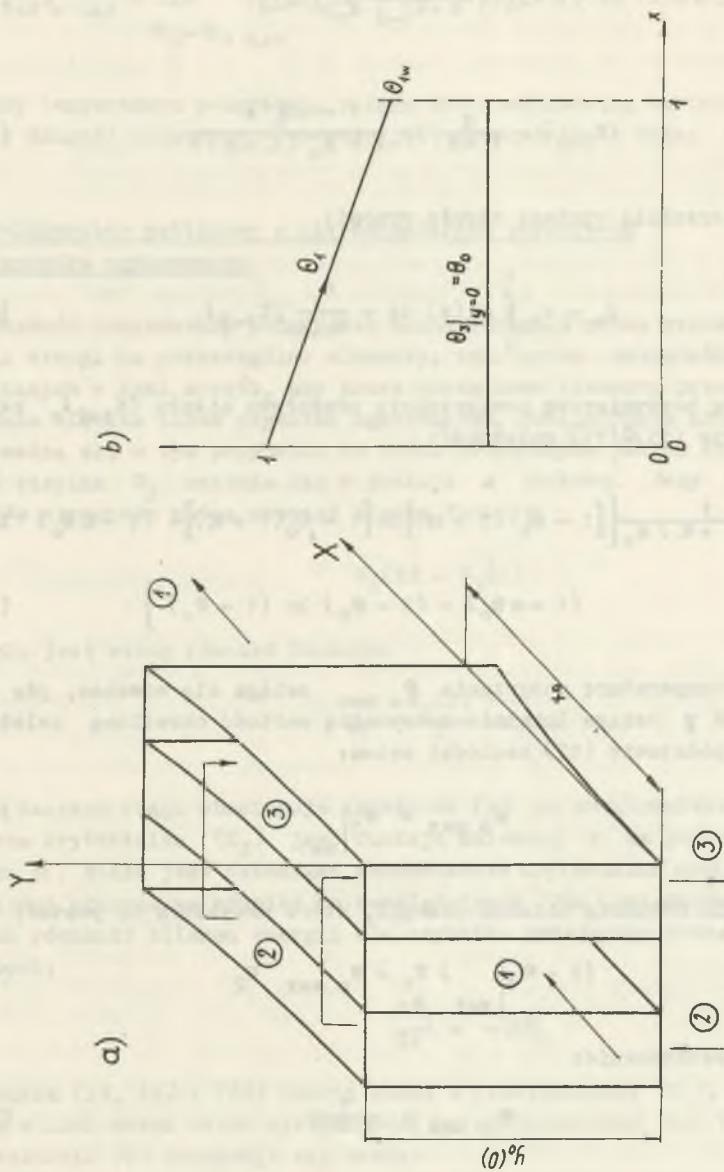
Bilans energii dla czynnika 1 przy stałym x prowadzi [3] przy całkowitym jego wymieszaniu do równania:

$$\frac{d\theta_1}{dx} = -\gamma \theta_1 \quad (13)$$

a stąd po uwzględnieniu warunków (12) i (7):

$$\theta_1 = 1 - \alpha \theta_0 x \quad (14)$$

Liniowy spadek temperatury θ_1 wzdłuż osi x jest łatwy do przewidzenia, gdyż tym samym różniczkom dx odpowiada tu ze względu na stałość θ_0 ta sama wartość elementarnego ciepła przepływającego przez powierzchnię grzejną o wielkości $y_0 dx$ (przy równomiernym przepływie czynnika ogrzewanego).



Krys. 3. Krzyżowo-prądowy rekuperator pętlicowy z elementami o zmiennej długości
 a) model teoretyczny, b) rozkład temperatur

Po podstawieniu (14) do (12) z uwzględnieniem (5) i (2) otrzymuje się zależność określającą zmienną długość elementów:

$$y_0(x) = \frac{W_1}{k_{1-2} x_0} (K_{1-2}) \quad (15)$$

gdzie:

$$(K_{1-2}) = \frac{\alpha}{1+\alpha} \ln \frac{1 - \alpha \theta_0 x}{1 - \theta_0 (1 + \alpha x)} \quad (16)$$

Całkowita powierzchnia wymiany ciepła wynosi:

$$A_c = x_0 \int_0^1 y_0(x) dx = \frac{W_1}{k_{1-2}} (K_{1-2})_c \quad (17)$$

gdzie całkowitą bezwymiarową powierzchnię przepływu ciepła $(K_{1-2})_c$ określa na podstawie (15) i (17) zależność:

$$(K_{1-2})_c = \frac{1}{(1+\alpha)\theta_0} \left\{ [1 - \theta_0 (1 + \alpha)] \ln [1 - \theta_0 (1 + \alpha)] - (1 - \alpha \theta_0) \ln (1 - \alpha \theta_0) - (1 - \theta_0) \ln (1 - \theta_0) \right\} \quad (18)$$

Maksymalną temperaturę podgrzania $\theta_0 \max$ osiąga się wówczas, gdy dla $x = 1$ wielkość γ osiąga lokalnie maksymalną wartość określoną zależnością (5a). Na podstawie (12) zachodzi zatem:

$$\theta_0 \max = \theta_1 \Big|_{x=1} \quad (19)$$

Po uwzględnieniu równania bilansu energii, które przybiera tu postać:

$$(1 - \theta_1 \Big|_{x=1}) W_1 = \theta_0 \max W_2 \quad (20)$$

otrzymuje się ostatecznie:

$$\theta_0 \max = \frac{1}{1+\alpha} \quad (21)$$

Całkowita bezwymiarowa powierzchnia przepływu ciepła $(K_{1-2})_c \max$ jest w tym przypadku określona wzorem:

$$(K_{1-2})_c \max = \lim_{\theta_0 \rightarrow \theta_0 \max} (K_{1-2})_c = \frac{1}{1+\kappa} \left[(1+\alpha) \ln(1+\alpha) - \alpha \ln \alpha \right] \quad (22)$$

Gdy temperatura podgrzania osiąga swoją maksymalną wartość: $\theta_0 = \theta_0 \max$, wtedy długość ostatnich elementów jest nieskończenie duża: $y_0(1) \rightarrow \infty$.

3. Rekuperator pętlicowy z nierównomiernym przepływem czynnika ogrzewanego

Stałość temperatury podgrzania można osiągnąć przez nierównomierny rozdział strugi na poszczególne elementy, tzn. przez zainstalowanie zwężeń dławiających w taki sposób, aby przez początkowe elementy przepływała odpowiednio większa ilość czynnika ogrzewanego. Powierzchnia przepływu ciepła sprowadza się w tym przypadku do dwóch prostokątów jak na rys. 1. Pojemność cieplna W_2 zmienia się w funkcji x skokowo. Przy dużej ilości rzędów elementów można przyjąć ciągłą funkcję:

$$W_2(x) = W_3(x) \quad (23)$$

Ciągła jest wtedy również funkcja:

$$\alpha = \frac{W_2(x)}{W_1} = \alpha(x) \quad (23a)$$

W dalszym ciągu obowiązuje zależność (9) po uwzględnieniu faktu, że liczba kryterialna (K_2) jest funkcją zmiennej x za pośrednictwem stosunku α . Stała jest natomiast bezwymiarowa kryterialna powierzchnia $(K_{1-2})_c$. Ponieważ słuszne są również po uwzględnieniu (23a) zależności (12) i (13), zatem równanie bilansu energii dla czynnika grzejącego można zapisać w postaci:

$$\frac{d\theta_1}{dx} = -\alpha\theta_0 \quad (24)$$

Równania (2), (9) i (24) tworzą układ o niewiadomych: (K_2) , α i θ_1 . Pierwszą z nich można łatwo wyeliminować po wykorzystaniu (2). W wyniku przekształcenia (9) otrzymuje się wtedy:

$$\alpha(x) = (1+\kappa) (K_{1-2})_c \frac{1}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_1 - \theta_0}} \quad (25)$$

Podstawienie (25) do (24) daje proste równanie różniczkowe o zmiennych rozdzielonych:

$$\ln \frac{\theta_1}{\theta_1 - \theta_0} d\theta_1 = - (1 + \lambda) (K_{1-2}) \theta_0 dx \quad (24a)$$

którego rozwiązanie po uwzględnieniu warunku $\theta_1 \Big|_{x=0} = 1$ przyjmuje postać:

$$x = \frac{(\theta_1 - \theta_0) \ln(\theta_1 - \theta_0) - (1 - \theta_0) \ln(1 - \theta_0) - \theta_1 \ln \theta_1}{(1 + \lambda) (K_{1-2}) \theta_0} \quad (26)$$

Równania (25) i (26) określają w sposób parametryczny zależność stosunku α , a tym samym pojemności W_2 , od zmiennej x . Parametrem jest temperatura czynnika grzejącego θ_1 . Temperaturę tę przy wpływie z rekuperatora określa wzór wynikający z bilansu energii:

$$W_{2sr} \theta_0 = W_{3sr} \theta_0 = W_1 (1 - \theta_{1w}) \quad (27)$$

Po wprowadzeniu:

$$\alpha_{sr} = \frac{W_{2sr}}{W_1} = \int_0^1 \alpha(x) dx \quad (23b)$$

otrzymuje się:

$$\theta_1 \Big|_{x=1} = \theta_{1w} = 1 - \alpha_{sr} \theta_0 \quad (28)$$

Bezwymiarową powierzchnię przepływu ciepła otrzymuje się z (26) po wykorzystaniu (28) i wynosi ona:

$$(K_{1-2}) = \frac{1}{(1 + \lambda) \theta_0} \left\{ [1 - \theta_0 (1 + \alpha_{sr})] \ln [1 - \theta_0 (1 + \alpha_{sr})] - (1 - \alpha_{sr} \theta_0) \ln(1 - \alpha_{sr} \theta_0) - (1 - \theta_0) \ln(1 - \theta_0) \right\} \quad (29)$$

Wzór (29) jest identyczny z (18), jedynie zamiast $(K_{1-2})_0$ występuje (K_{1-2}) , w miejscu zaś α znajduje się α_{sr} . Wynika stąd, że dla osiągnięcia stałej temperatury podgrzania przy określonej ilości czynników, w tych samych warunkach potrzeba takiej samej powierzchni grzejnej niezależnie od tego, który z dwóch możliwych wariantów się realizuje.

Maksymalną temperaturę podgrzania otrzymuje się w przypadku, gdy dla $x = 1$ pojemność W_2 dąży lokalnie do 0, a tym samym liczba (K_2) rośnie w tym miejscu do wartości nieskończenie dużej. Na podstawie (9) zachodzi wtedy (19), a po wykorzystaniu równania bilansu energii (27) dla tego przypadku otrzymuje się zależność analogiczną do (21):

$$\theta_{o \max} = \frac{1}{1 + \alpha_{\text{śr}}} \quad (30)$$

Graniczna bezwymiarowa powierzchnia przepływu ciepła jest określona wzorem:

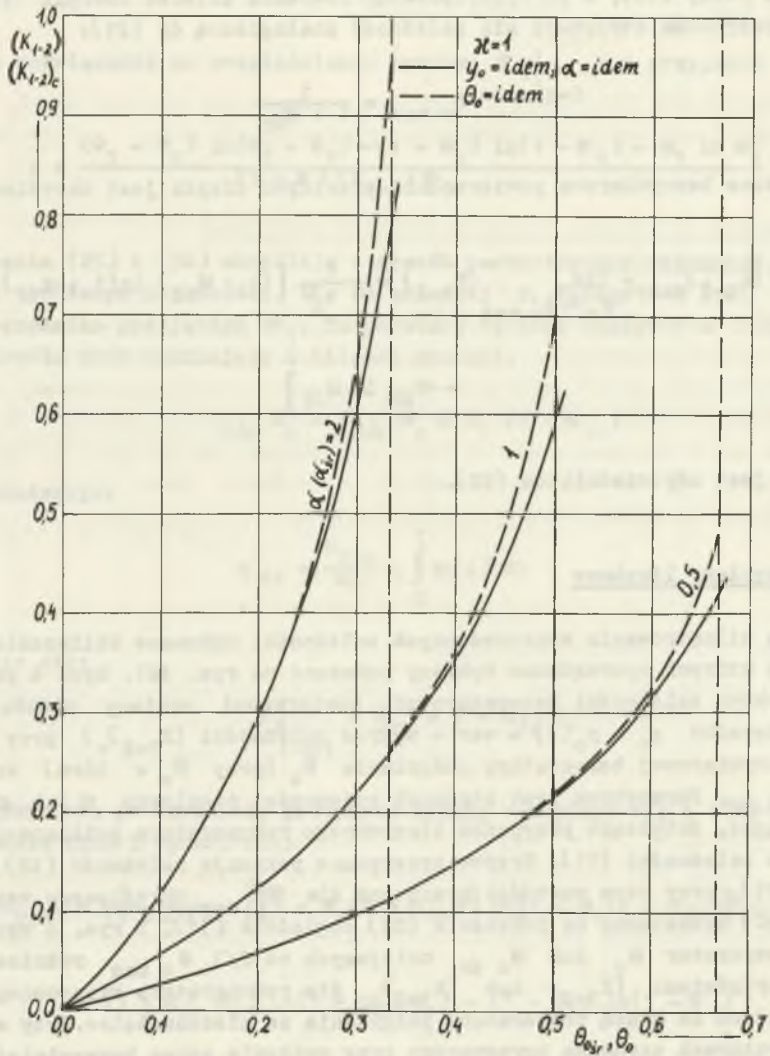
$$(K_{1-2})_{\max} = \lim_{\theta_o \rightarrow \theta_{o \max}} (K_{1-2}) = \frac{1}{1 + \mathcal{K}} \left[(1 + \alpha_{\text{śr}}) \ln(1 + \alpha_{\text{śr}}) - \alpha_{\text{śr}} \ln \alpha_{\text{śr}} \right] \quad (31)$$

który jest odpowiednikiem (22).

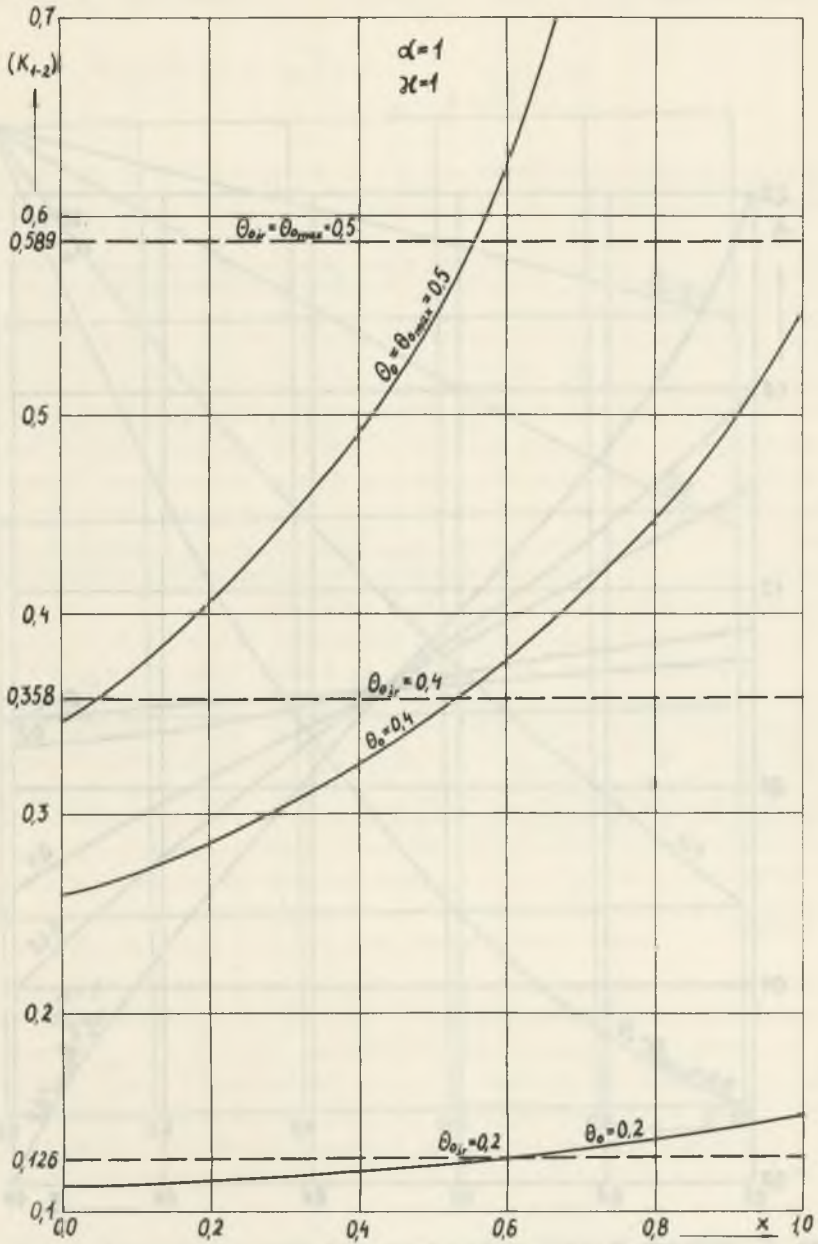
4. Przykłady liczbowe

Dla zilustrowania wyprowadzonych zależności wykonano obliczenia, na podstawie których sporządzono wykresy pokazane na rys. 4+7. Rys. 4 przedstawia wykres zależności bezwymiarowej powierzchni wymiany ciepła (K_{1-2}) (w przypadku $y_o = y_o(x) = \text{var}$ - wykres zależności $(K_{1-2})_c$) przy $\mathcal{K} = 1$ od bezwymiarowej temperatury podgrzania θ_o (przy $\theta_o = \text{idem}$) względnie od $\theta_o \text{ śr}$. Parametrem jest stosunek pojemności cieplnych α lub $\alpha_{\text{śr}}$. Krzywe ciągłe, dotyczące przypadku klasycznego rekuperatora pętlicowego, są obrazem zależności (11). Krzywe przerywane pokazują zależność (18) względnie (29), przy czym wartości graniczne dla $\theta_{o \max}$ określonego wzorem (21) lub (30) wyznaczono na podstawie (22) względnie (31). Z rys. 4 wynika, że dla temperatur θ_o lub $\theta_o \text{ śr}$ mniejszych od $2/3 \theta_{o \max}$ różnice pomiędzy wartościami (K_{1-2}) lub $(K_{1-2})_c$ dla rekuperatora klasycznego i rekuperatora ze stałą temperaturą podgrzania są niezauważalne. Przy wyższych temperaturach czynnika ogrzewanego przy wypływie coraz korzystniejszy jest rekuperator pętlicowy klasyczny. Temperatury podgrzania wyższe od $\theta_{o \max}$ można przy tym zrealizować jedynie w przypadku $y_o = \text{idem}$, $\alpha = \text{idem}$.

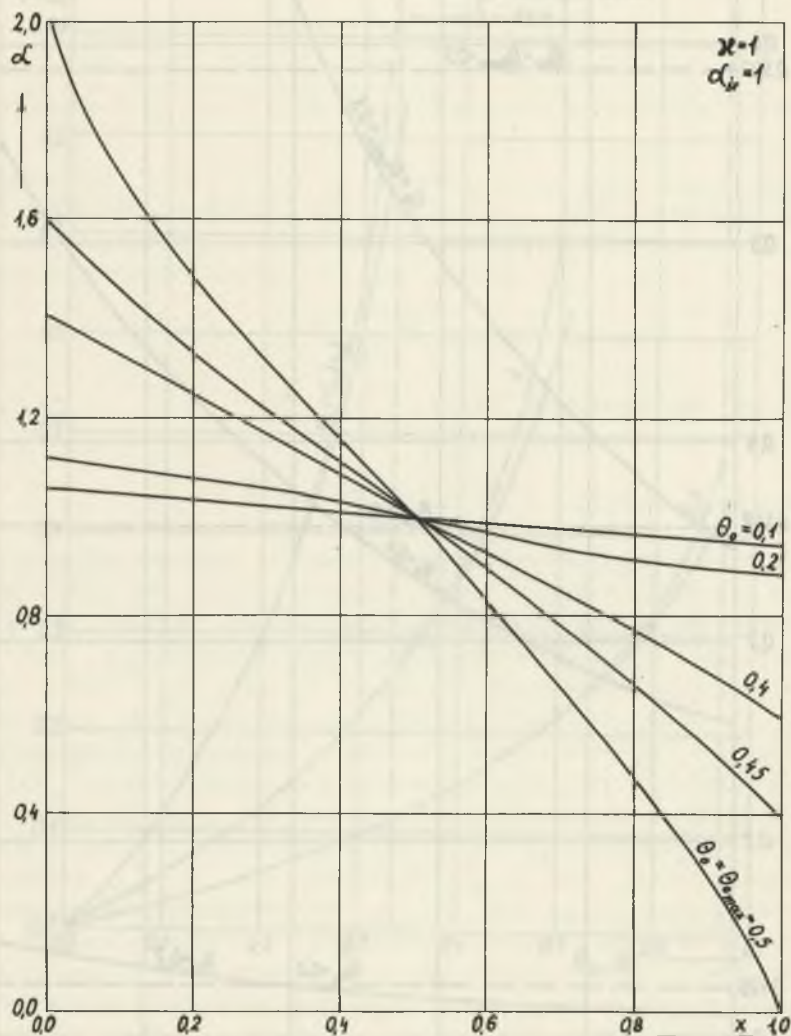
Zależność wyrażonej w sposób bezwymiarowy długości elementów od zmiennej x w rekuperatorze pętlicowym ze stałą temperaturą θ_o (przy stałym α) pokazana jest na rys. 5.



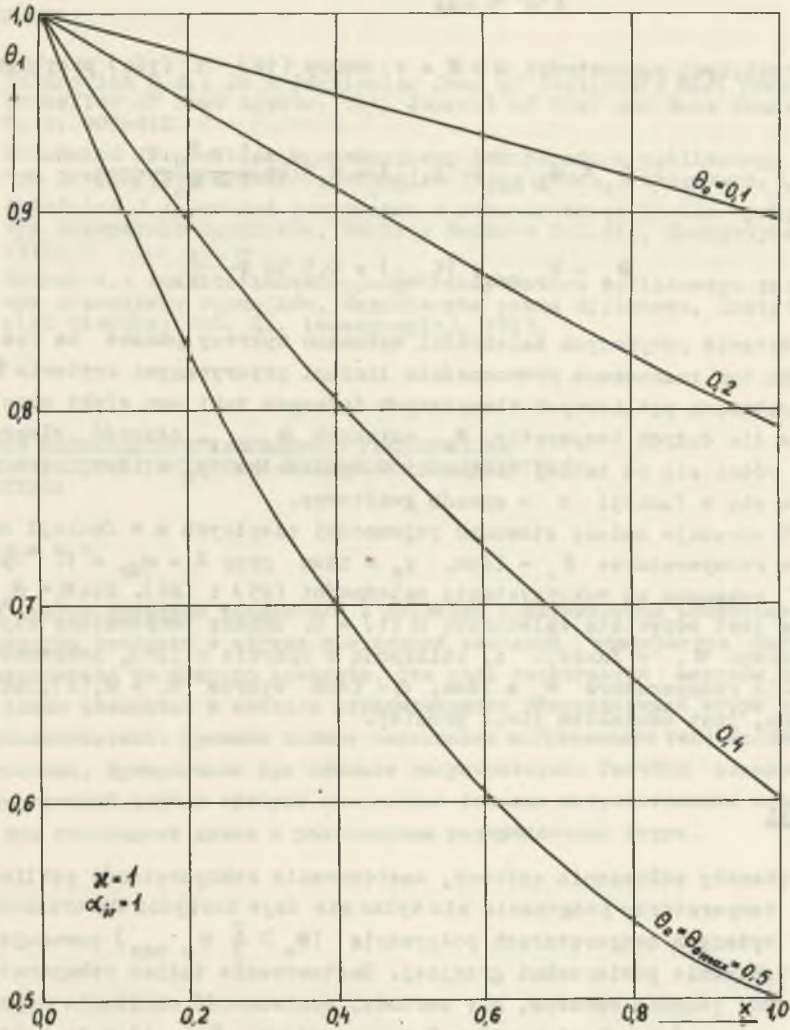
Rys. 4. Zależność liczb kryterialnych (K_{1-2}) względnie $(K_{1-2})_c$ od bezwymiarowych temperatur podgrzania θ_0 lub θ_{0sr} .



Rys. 5. Zależność liczby kryterialnej (K_{1-2}) od zmiennej x przy $\theta_0 = \text{idem}$, $\alpha = \text{idem}$



Rys. 6. Zależność stosunku α od zmiennej x przy $\theta_0 = \text{idem}$, $y_0 = \text{idem}$



Rys. 7. Spadek temperatury czynnika grzejącego w funkcji zmiennej x przy $\theta_0 = \text{idem}, y_0 = \text{idem}$

Dla $\theta_o = \theta_o \max$ liczba (K_{1-2}) na podstawie (16) i (21) jest określona zależnością

$$(K_{1-2}) \Big|_{\theta_o = \theta_o \max} = \frac{\alpha}{1 + \alpha} \ln \frac{1 + \alpha(1-x)}{\alpha(1-x)} \quad (16a)$$

Dla przyjętych parametrów: $\alpha = \mathcal{K} = 1$ wzory (16) i (16a) przybierają postać:

$$\theta_o < \theta_o \max; (K_{1-2}) = 0,5 \ln \frac{1 - \theta_o x}{1 - \theta_o(1+x)}$$

$$\theta_o = \theta_o \max; (K_{1-2}) = 0,5 \ln \frac{2-x}{1-x}$$

Na podstawie powyższych zależności wykonano wykresy podane na rys. 5. Na rysunku tym zaznaczono równocześnie liniami przerywanymi kryteria (K_{1-2}) w rekuperatorach pętlicowych klasycznych dających taki sam efekt cieplny. Widać, że dla dużych temperatur θ_o , bliskich $\theta_o \max$, długość elementów znacznie różni się od takiej wielkości w wymienniku $y_o = \text{idem}$, $\alpha = \text{idem}$ i zmienia się w funkcji x w sposób gwałtowny.

Rys. 6 obrazuje zmianę stosunku pojemności cieplnych α w funkcji zmiennej x w rekuperatorze $\theta_o = \text{idem}$, $y_o = \text{idem}$ przy $\mathcal{K} = \alpha_{gr} = 1$. Wykres $\alpha = \alpha(x)$ wykonano po wykorzystaniu zależności (25) i (26). Dla $\theta_o = \theta_o \max$ spełniona jest oczywista zależność: $\alpha(1) = 0$. Zmianę temperatury czynnika grzejącego θ_1 w funkcji x , obliczoną w oparciu o (26), pokazano na rys. 7. Dla rekuperatora $\theta_o = \text{idem}$, $\alpha = \text{idem}$ wykres $\theta_1 = \theta_1(x)$, jak już wspomniano, jest odcinkiem linii prostej.

5. Wnioski

Jak wykazały obliczenia cyfrowe, zastosowanie rekuperatorów pętlicowych o stałej temperaturze podgrzania nie tylko nie daje korzyści materiałowych, ale przy wyższych temperaturach podgrzania ($\theta_o > \frac{2}{3} \theta_o \max$) powoduje wyraźne zwiększenie powierzchni grzejnej. Zastosowanie takich rekuperatorów ma więc sens jedynie wówczas, gdy zachodzi konieczność obniżenia maksymalnej temperatury ścianek elementów. W rekuperatorze $\theta_o = \text{idem}$ ta maksymalna temperatura jest niższa od temperatury ścianek pierwszych elementów w rekuperatorze $y_o = \text{idem}$, $\alpha = \text{idem}$.

Maksymalna temperatura podgrzania możliwa do osiągnięcia w rekuperatorze $\theta_o = \text{idem}$, określona wzorem (21) lub (30), jest niższa od temperatury osiągalnej w rekuperatorze pętlicowym klasycznym i określonej zależnością (10a). Bezwymiarowe temperatury podgrzania w granicach $\frac{1}{1+\alpha} \div \frac{1-e^{-\alpha}}{\alpha}$

można więc osiągnąć jedynie w wymienniku pętlicowym z równomiernym przepływem czynnika ogrzewanego i z elementami o stałej długości.

LITERATURA

- [1] Rabinovich G.D.: On a Particular Case of Stationary Heat Transfer with Crossflow of Heat Agents, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 1962, 5, s. 409-412.
- [2] Składzień J.: Analiza konwekcyjnego rekuperatora pętlicowego z krzyżowym przepływem czynników, *Mechanika Teoretyczna i Stosowana*, 1, 13 (1975).
- [3] Składzień J.: Rozkład temperatur w rekuperatorze Fielda przy krzyżowym przepływie czynników, *Zeszyty Naukowe Pol. Sl., Energetyka* z. 39, 1971.
- [4] Skorek J.: Analiza konwekcyjnego rekuperatora pętlicowego przy krzyżowym przepływie czynników, *Magisterska praca dyplomowa, Instytut Techniki Ciepłej Pol. Sl. (maszynopis)*, 1973.

АНАЛИЗ КОНВЕКЦИОННОГО ПЕТЛЕВОГО РЕКУПЕРАТОРА
С ПЕРЕКРЕСТНЫМ ТЕЧЕНИЕМ И ПОСТОЯННОЙ ТЕМПЕРАТУРОЙ
ПОДОГРЕВА

Р е з ю м е

В статье приведен теплообмен в петлевом конвекционном рекуператоре с перекрестным течением в случае постоянной выходной температуры нагреваемого теплоносителя из каждого элемента. Эта цель достигается методом непостоянной длины элементов и методом неравномерного распределения струи нагреваемого теплоносителя. Приняты полное смешивание нагревающего теплоносителя, а также условия, применяемые при анализе рекуператоров. Расчёты доказывают, что рассмотренный случай требует применения больших нагревательных поверхностей, чем при постоянной длине и равномерном распределении струи.

THE CONVECTIVE CROSSFLOW LOOP RECUPERATOR WITH CONSTANT
OUTLET TEMPERATURE OF THE HEATED FLUID

S u m m a r y

In the paper there has been considered the convective crossflow loop recuperator with constant outlet temperature of the heated fluid in all elements. Obtaining of this constant temperature is possible as a result of using elements with variable length or as a result of suitable unequal flow of the heated fluid. There were applied assumptions generally used in the theory of recuperators. It was assumed also that the temperature of the heating fluid is constant in the normal direction to the flow. It was proved, that the considered cases need larger heated surface than in the same conditions the loop recuperator with equal flow and with equal elements.