



Studium nad łączeniem mikro kanalikowych wymienników ciepła w wymiennik integralny

Oktawia Kaczmarczyk, Jarosław Mikielwicz
Instytut Maszyn Przepływowych PAN

1. Wstęp

W pracy przyjęto nową koncepcję realizacji wymienników ciepła przy pomocy sieci wymienników elementarnych, tworzących zespolony wymiennik, zamiast projektowania typoszeregu wymienników. Pozwala to na większą swobodę w doborze sieci wymienników, w konsekwencji czego, zbędne staje się projektowanie konkretnego pojedynczego wymiennika. Zespolony wymiennik ciepła to wymiennik składający się z elementarnych wymienników ciepła o jednakowej konstrukcji i wielkości. Łączenie wymienników w sieci może być równoległe lub szeregowe. Im mniejsze elementy w sieci i większa ich liczba, to tym większa złożoność struktury sieci, jak również większa możliwość uzyskania integralnego wymiennika ekwiwalentnego, indywidualnie zaprojektowanego. Konfiguracja sieci może być optymalizowana, np. przy pomocy zasady „drzewa” Bejan’a.

Projektowanie sieci wymienników to nowy kierunek rozwoju architektury wymienników ciepła, dzięki któremu można osiągnąć jednocześnie dwa cele: (i) minimalny opór hydrauliczny (lub moc pompowania) oraz (ii) minimalny opór cieplny przepon rekuperatora. Optymalizacja przepływu w sieci wymienników przy pomocy zasady strukturalnej „drzewa” [1, 10] reprezentuje nowy trend w optymalizacji i miniaturyzacji urządzenia do przenoszenia ciepła [1, 5–7, 9, 10]. Optymalne „drzewa” obiecują lepsze wykorzystanie dostępnej przestrzeni: wyższe gęstości strumieni ciepła.

Poprawa ogólnych parametrów termodynamicznych systemu oznacza spadek nieodwracalności (lub generacji entropii, niszczenia egzergii), która charakteryzuje wszystkie składniki procesów w układzie termodynamicznym. Entropia generowana przez każdy element układu jest proporcjonalna do oporu przepływu czynnika i wymienianego ciepła. Innymi słowy, cały proces optymalizacji termodynamicznej sieci wymienników opiera się na zminimalizowaniu wszystkich oporów strumienia ciepła i oporów przepływowych.

To prawo opiera się na wspólnej (uniwersalnej) zasadzie zaobserwowanej przez Bejan'a, która mówi, że jeśli system przepływowy (np. dorzecze rzeki, naczynie krwionośne) obdarzony jest wystarczającą swobodą zmiany jego konfiguracji, to ów system tworzy konfigurację, która daje coraz to lepszy dostęp do tras przepływu prądów oraz najmniejsze opory przepływu. Jest to zgodne z Drugą Zasadą Termodynamiki. Strzałka czasu wiąże się tu z sekwencją konfiguracji przepływu układu. Powyższa zasada była sformułowana po raz pierwszy w formie książkowej przez Bejan'a (1997). Stanowi ona nowe rozszerzenie fizyki: termodynamiki przepływu systemów z konfiguracjami (Bejan i Lorente 2004, 2005). Aby zadać sobie pytanie, dlaczego zasada wyżej sformułowana jest prawem fizyki, należałoby zapytać, dlaczego ta zasada jest inna niż (tj., w odróżnieniu od, lub uzupełnieniem) pozostałe zasady termodynamiki. Myśląc termodynamicznie, rozważmy układ, który początkowo jest w stanie wewnętrznej nierównowagi (np. istnieją regiony wyższego i niższego ciśnienia lub temperatury, oddzielone przegrodami, które nagle zostają przerwane), zgodnie z pierwszą i drugą zasadą opisującą tendencję układu do osiągnięcia równowagi w dostatecznie długim czasie. Jeśli wystarczy czasu, układ przechodzi do stanu równowagi (nie ma wówczas wewnętrznych przepływów, osiąga maksimum entropii przy zachowaniu stałej energii, itp.). Pierwsza i druga zasada termodynamiki mówią o „czarnej skrzynce”. Nic nie mówią o konfiguracjach przepływu, jakie przechodzi układ. Zasada strukturalna Bejan'a opiera się na zasadach fenomenologicznych obserwacji (uniwersalnych). Jeśli system jest obdarzony swobodą zmiany jego konfiguracji, to system tworzy konfiguracje, które stanowią coraz lepszy dostęp do tras przepływu dla prądów i strumieni. Obserwacji tego rodzaju są miliardy, i one oznaczają jedno: strzałka czasu wiąże się z sekwencją konfiguracji strumieni. Istniejące konfiguracje są zastępowane przez łatwiejsze przepływowo konfiguracje.

Zasada ta będzie wykorzystywana do projektowania optymalnych sieci wymienników tworzących zintegrowany wymiennik ciepła w układzie termodynamicznym.

2. Sformułowanie problemu i zasady tworzenia sieci wymienników

Głównym problemem jest odpowiedź na pytanie, ile trzeba połączyć wymienników elementarnych w sieć, aby uzyskać zintegrowany wymiennik ciepła o założonych charakterystykach cieplno-przepływowych.

Łączenie elementarnych wymienników wymieniających ciepło między czynnikiem gorącym i zimnym może być szeregowo lub równoległe z uwagi na każdy z czynników.

Założmy, że każdy elementarny wymiennik ciepła jest identyczny pod względem konstrukcyjnym i znane są jego charakterystyki geometryczne i cieplno-przepływowe.

Przyjmując dodatkowo, że własności termodynamiczne nie zależą od temperatury i ciśnienia, mamy:

1. Przy połączeniu szeregowym strumieni poszczególnych czynników natężenie przepływu czynnika jest stałe, a zmiany temperatury, zgodnie z bilansem energii, są sumą spadków temperatury na poszczególnych wymiennikach elementarnych. Całkowity spadek ciśnienia na strumieniu czynnika jest sumą spadków ciśnienia na poszczególnych wymiennikach elementarnych. Można to zapisać jako:

$$\dot{m} = \text{const} \quad (1)$$

$$\Delta t_{\text{total}} = \sum \Delta t_i \quad (2)$$

$$\Delta p_{\text{total}} = \sum \Delta p_i \quad (3)$$

2. Przy łączeniu równoległym poszczególnych strumieni czynników natężenie przepływu czynnika jest sumą natężeń przepływu w wymiennikach elementarnych, a zmiany temperatury, zgodnie z bilansem energii, są stałe na poszczególnych wymiennikach elementarnych. Całkowity spadek ciśnienia jest równy spadkowi ciśnienia na poszczególnych wymiennikach elementarnych. Można to zapisać jako:

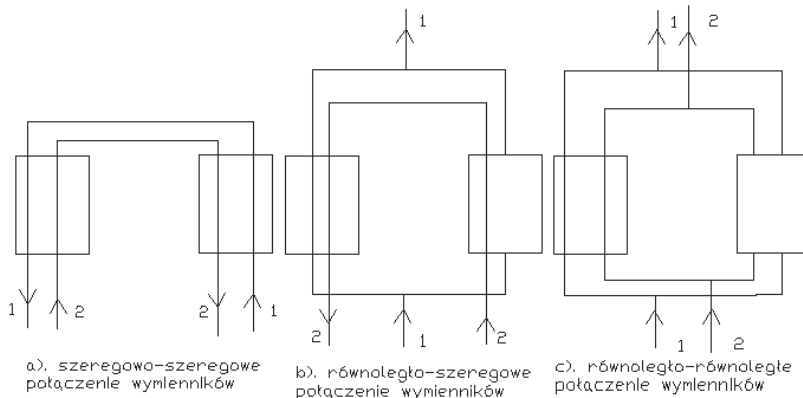
$$\Delta t_i = \text{const} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{\text{total}} = \sum \dot{m}_i \quad (5)$$

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_i \quad (6)$$

zakładając, że straty ciśnienia nie są istotne przy przepływie czynnika roboczego przez sieć wymienników.

Jak wynika z powyższych rozważań, istnieją dwie sieci połączeń strumieni. Sieć strumienia gorącego i sieć strumienia ogrzewanego – zimnego. Wobec tego dwa elementarne wymienniki ciepła o znanej konstrukcji i charakterystykach cieplno-przepływowych można połączyć na trzy sposoby: szeregowo-szeregowy, równoległo-szeregowy i równoległo-równoległy (rysunek 1) Każdy z elementarnych wymienników może pracować jako współprądowy albo przeciwprądowy wymiennik.



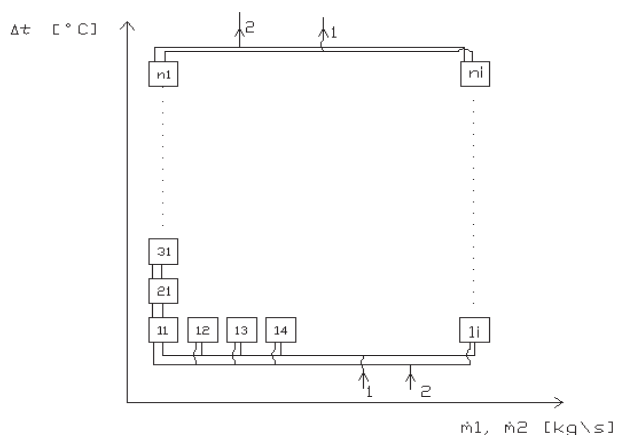
Rys. 1. Połączenia dwóch elementarnych wymienników ciepła: a) szeregowo-szeregowe, b) równoległo-szeregowe, c) równoległo-równoległe

Fig. 1. Outline of two primary micro channel heat exchangers connection: a) serial-serial, b) paralel-serial, c) paralel-paralel

W przypadku a) mamy do czynienia z klasycznym wymiennikiem podzielonym na sekcje i jego sposób obliczeń nie odbiega od konwencjonalnego. W przypadkach b) i c), wymienniki elementarne, składające się na sieć, są obliczane zgodnie z opisanymi w niniejszej pracy zasadami. Do tak połączonych wymienników można dołączyć kolejny wymiennik, który będzie z zespołem dwóch wymienników połączony na sposób a, b lub c. Zespoły elementarnych wymienników tworzą wówczas jednostkowy wymiennik ciepła.

Zastąpienie wymiennika siecią wymienników może być realizowane przez sieć jednostkowych wymienników ciepła odpowiadających schematowi a, b lub c. Jednostkowe wymienniki ciepła zbudowane z elementarnych wymienników pozwalają na realizację określonego, wynikającego z bilansu ciepła, stosunku natężeń przepływu czynnika gorącego do zimnego oraz odpowiedniego stosunku zmian temperatury czynników.

Aby uzyskać wymianę ciepła przy całkowitych natężeniach przepływu czynników oraz pożądaną różnicę temperatur pomiędzy wyjściem a wejściem czynników z zespolonego wymiennika ciepła, należy połączyć równolegle i kolumn jednostkowych wymienników posiadających n jednostkowych wymienników w kolumnie, rysunek 2.



Rys. 2. Schemat zespolonego wymiennika ciepła zbudowanego z jednostkowych wymienników ciepła

Fig. 2. Scheme of the integral micro channel heat exchanger made of unitary micro channel heat exchangers

Ostatecznie, otrzymamy jako zintegrowany wymiennik, wymiennik o $i \times n$ wymiennikach jednostkowych, w którym każdy jednostkowy wymiennik posiada $k + 1$ wymienników elementarnych, gdzie k jest stosunkiem natężeń przepływu czynnika gorącego do zimnego. Opracowana metoda projektowania wymienników ma charakter hierarchiczny, o trzech poziomach: wymienniki elementarne, wymienniki jednostkowe, wymiennik integralny.

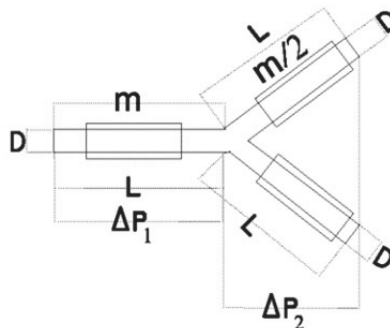
W przedstawionym powyżej schemacie połączeń jednostkowych wymienników ciepła kolumny wymienników są niezależne, gdyż pracują równolegle. Można sobie wyobrazić bardziej złożoną sieć, w której czynniki przepływające przez elementarne wymienniki ciepła tworzą dwa „drzewa”. Wówczas, taką sieć należałoby zoptymalizować zgodnie z zasadą Bejan’a.

Przyjmując, że przepływ czynników w elementarnych wymiennikach jest laminarny, to każde rozdzielenie przepływu na przepływy równoległe powoduje redukcję tarcowego spadku ciśnienia o połowę, przy zachowaniu w każdym z wymienników składowych tego samego współczynnika przejmowania ciepła, co jest charakterystyczne dla ruchu laminarnego. Ilustruje to rysunek 3. Rozwinięty przepływ laminarny daje tym wyższe współczynniki przejmowania ciepła im mniejsza jest średnica hydrauliczna kanału. Stąd też jako elementarne wymienniki ciepła mogą być zastosowane mikro-wymienniki opracowane w IMP PAN [5,6]. Podczas rozgałęziania się przepływu na dwa identyczne strumienie, otrzymuje się dwa razy mniejsze spadki ciśnienia. To stwierdzenie jest słuszne dla przepływu laminarnego. Mając na względzie (7) oraz równanie ciągłości, otrzymano ostatecznie (8) (rysunek 3).

$$\Delta p = \xi \frac{\rho w^2 L}{2 D_h} \quad (7)$$

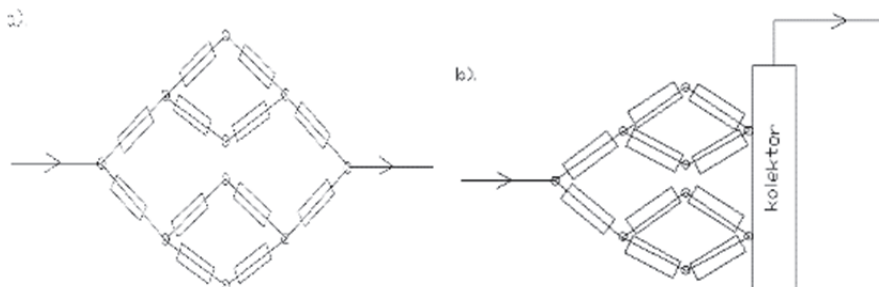
gdzie $\xi = \frac{64}{Re}$ – dla przepływu laminarnego.

$$\Delta p_2 = \frac{\Delta p_1}{2} \quad (8)$$



Rys. 3. Rozptyw laminarny czynnika na dwa równoległe kanały
Fig. 3. Laminar spread of the refrigerant flow onto two parallel channels

W celu redukcji tarcowego spadku ciśnienia w integralnym wymienniku, można zastosować sieci w postaci drzew, jak na rysunku 4.



Rys. 4. Fragment sieci wymienników realizujących rozptył przepływu laminarnego; a). bez kolektora, b). z kolektorem

Fig. 4. Fragment of the micro channel heat exchangers grid realizing spread of the laminar flow ; a) without a collector, b) with the collector

W celu dalszej intensyfikacji wymiany ciepła można zastosować sieć wymienników elementarnych, w których wykorzystywany jest laminarny rozbieg termiczny. W tym przypadku kanały wymiennika ciepła powinny być krótsze od długości rozbiegu termicznego, określonego zależnością [3]:

$$\frac{L_{rt}}{D} \leq 0.16 \frac{w D}{\nu}, Pr > 1 \quad (9)$$

gdzie:

L_{rt} – długość rozbiegu termicznego

w – prędkość płynu

ν – lepkość

D – średnica

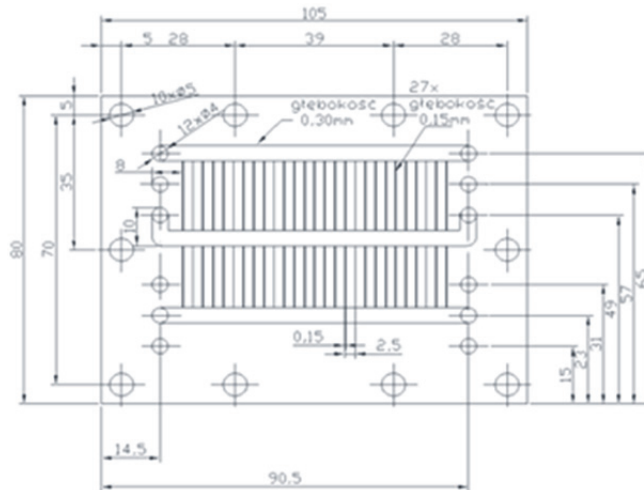
Efektywność rozwiązania sieciowego w porównaniu z projektowaniem bezpośrednim wymiennika ciepła można określić jako stosunek powierzchni zintegrowanego wymiennika do powierzchni wymiennika specjalnie do tego celu zaprojektowanego:

$$\varepsilon = \frac{A_{int}}{A_{proj}} \quad (10)$$

3. Przykład obliczeniowy

W niniejszej pracy, dotyczącej łączenia mikrowymienników, jako najbardziej podstawowy komponent, wybrano pojedynczą parę płyt z mikrokanalikami. Na rysunku 5 przedstawiono schemat takiej płyty. Wykonana jest ona z blachy o grubości 0.3 [mm], na której znajdują się dwa rzędy po 67 kanałików o długości 17 [mm] i przekroju poprzecznym (0.3x0.1) [mm]. Te dwa rzędy kanałików połączone są szeregowo, co powoduje spadek ciśnienia dwa razy większy niż dla pojedynczego kanałika (zaniedbano niewielkie opory przepływu w kolektorach zbiorczych). Podstawowym elementem jest w tym przypadku para płyt. Przez jedną z nich przepływa czynnik grzewczy (w tym przypadku woda grzejąca), a przez drugą płytę czynnik roboczy (w tym przypadku R134a). Obliczono wymaganą liczbę takich par płyt, pogrupowanych w tzw. wymienniki elementarne, z których jeden, wg założeń, ma przenosić moc cieplną 10 kW. Z kolei, para takich wymienników elementarnych składa się na wymiennik jednostkowy, co opisano w podpunktach 3.2 i 3.3.

Czynnik roboczy wybrano na podstawie analizy pracy [2], w której to przedstawiono porównanie kilku proekologicznych płynów roboczych. Zgodnie z tym, co podaje autor, R134a charakteryzuje się najwyższymi wartościami współczynnika przejmowania ciepła.



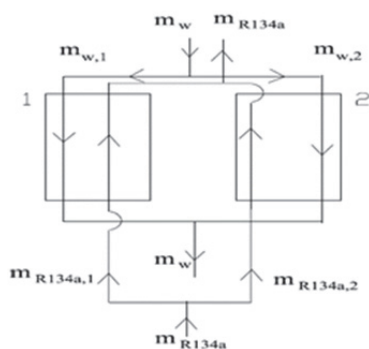
Rys. 5. Schemat pojedynczej płytki

Fig. 5. Scheme of the single plate with micro channels

3.1. Model odniesienia – połączenie równoległo (woda) – równoległe (R134a)

Łączenie mikrowymienników jest złożonym i nietrywialnym zagadnieniem, które dotychczas było rozważane w literaturze w sposób ogólny, a nie tak, jak to poczyniono w niniejszej pracy. Przeanalizowano zatem model odniesienia, zilustrowany na rysunku 6. Poniżej przedstawiono dane wejściowe, które posłużyły do obliczeń:

1. Zestaw mikrowymienników ma posłużyć do tego, aby podgrzać czynnik R134a od temperatury $t_{R134a} = 32.8$ [°C] do $t_{R134a} = 85$ [°C] przy użyciu medium grzewczego w postaci wody o temperaturze wlotowej i wylotowej równej odpowiednio $t_w = 90$ [°C] i $t_w = 60$ [°C].
2. Dysponowana całkowita moc cieplna niesiona przez strumień gorącej wody wynosi $\dot{Q}_{cał} = 83.2$ [MW_t].
3. Przyjęto, iż wymiennik elementarny ma realizować wymianę ciepła między czynnikiem grzejącym i ogrzewanym na poziomie $\dot{Q}_e = 10$ [kW], przy założonych temperaturach podanych w punkcie 1.
4. Zadano ciśnienie wody w kanalikach o wartości $p_w = 1.1$ [bar] oraz ciśnienie czynnika R134a wynoszące $p_{R134a} = 42$ [bar].
5. Mikrokanaliki wymiennika, o prostokątnym przekroju poprzecznym, mają długość $L = 17 \cdot 10^{-3}$ [m], przy czym powierzchnia przekroju poprzecznego ma wymiar:
 $F = a \cdot b = 3 \cdot 10^{-8}$ [m²]. Wymiennik elementarny składa się z płytek o 134 kanalikach.



Rys. 6. Schemat połączenia równoległo-równoległego dwóch płytek z mikrokanalami

Fig. 6. Scheme of the parallel-parallel connection of two plates with micro channels

Mając dane powyższe, dokonano następujących obliczeń:

1. Określono wartość wydatku masowego wody oraz czynnika R134a w pojedynczym wymienniku elementarnym.

Z bilansu energii wynika, że:

$$\dot{Q}_{w,e} = \dot{m}_{w,e} \Delta h_{w,e} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{w,e} = 0.08 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

oraz, że masowe natężenie czynnika roboczego R134a wynosi:

$$\dot{m}_{R134a,e} = 0.12 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

2. Z uwagi na fakt, iż opór cieplny ścianek jest zanedbywalnie mały, wzór na współczynnik przenikania ciepła sprowadza się do postaci: $\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{R134a}} + \frac{1}{\alpha_w}$. Wartości współczynników przyjmowania ciepła dla obu mediów wyliczono korzystając z poniższego wzoru:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_h} \quad (12)$$

Wartość Liczby Nusselt'a dla stosunku $\frac{a}{b} = \frac{0.3}{0.1} = 3$ wynosi $Nu = 4.79$ [7], przy w pełni rozwiniętym przepływie laminarnym. Z kolei średnica hydrauliczna, dana wzorem:

$$d_h = \frac{2ab}{a+b} \quad (13)$$

ma wartość $d_h = 0.15 \cdot 10^{-3} [m^2]$. Dodatkowo, przy użyciu programu EES, wyliczono wartości współczynników przewodzenia ciepła dla obu płynów, dla średniej temperatury każdego z nich, tj.

$$\lambda_{R134a} = 0.07 \left[\frac{W}{mK} \right] \text{ oraz } \lambda_w = 0.65 \left[\frac{W}{mK} \right].$$

Zgodnie z powyższym, otrzymano:

$$\alpha_w = 20856 \left[\frac{W}{m^2K} \right], \alpha_{R134a} = 2229 \left[\frac{W}{m^2K} \right],$$

$$\text{natomiast } k = 2013.47 \left[\frac{W}{m^2K} \right].$$

3. Mając dane cztery temperatury, tj. temperatury wody i czynnika R134a na wlocie i wylocie z wymiennika jednostkowego, obliczono $\Delta t_{log} = 13.11 [^\circ C]$.

4. Korzystając ze wzoru Peclet'a, wyznaczono całkowitą powierzchnię wymiany ciepła w wymienniku elementarnym:

$$A_e = \frac{\dot{Q}_e}{k \Delta t_{log}} [m^2] \quad (14)$$

$$A_e = 0.38 [m^2]$$

5. Powierzchnia pojedynczego kanalika wynosi:

$$A_{kanalik} = 2(a + b)L \quad (15)$$

$$A_{kanalik} = 13.6 \cdot 10^{-6} [m^2]$$

6. Liczba kanalików w jednym wymienniku elementarnym, przez które przepływa woda i czynnik R134a, odpowiednio: $n_{w,e} = \frac{A_e}{A_{kanalik}} \approx$

$$27868 \text{ oraz } n_{R134a,e} = \frac{A_e}{A_{kanalik}} \approx 27868$$

7. Liczba płytek w wymienniku elementarnym po stronie czynnika R134a i wody, pamiętając, że $N_e = N_{w,e} + N_{R134a,e}$, gdzie:

$$N_{R134a,e} = \frac{n_{R134a,e}}{\text{ilość kanalików w płytce}} \approx 208,$$

$$N_{R134a,e} = \frac{n_{R134a,e}}{\text{ilość kanalików w płytce}} \approx 208, N_e = 416 - \text{jest to ilość płytek mikro kanałowego wymiennika realizująca wymianę ciepła na poziomie } \dot{Q}_e = 10 [kW].$$

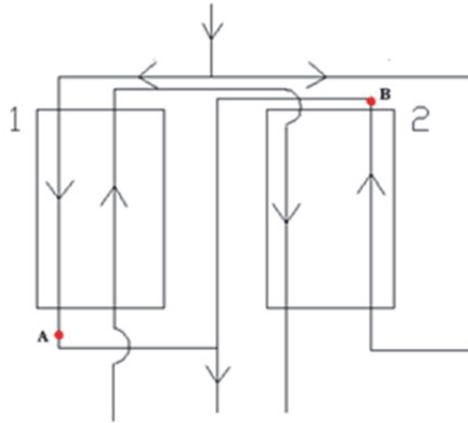
Natomiast, chcąc wykorzystać $\dot{Q}_{cał} = 83.2 [MW_t]$ należy użyć $N_{wymienników} = \frac{\dot{Q}_{cał}}{\dot{Q}_e} = 8320$ wymienników elementarnych, tj. całkowita liczba płytek $N_{cał} = N_{wymienników} \cdot N_e = 3.5 \cdot 10^6$.

3.2. Przykład połączenia równoległo (woda) – szeregowego (R134a)

Rysunek 7 przedstawia schemat ogólny połączenia szeregowo-równoległego dwóch mikrowymienników składających się na wymiennik jednostkowy.

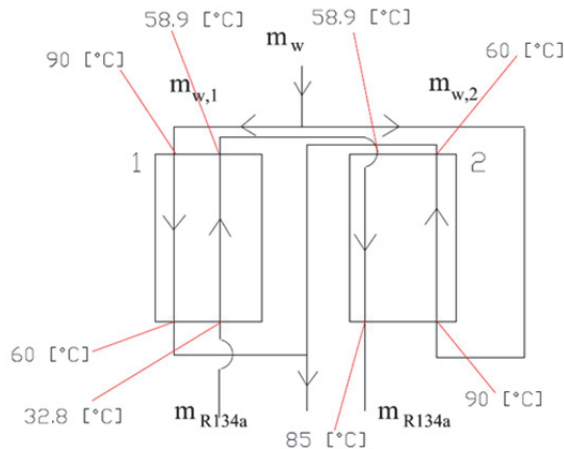
Na rysunku 8 przedstawiono schemat ilustrujący połączenie równoległo (woda grzejąca) – szeregowo (R134a), którego analizę opisano poniżej. Celem zilustrowania omawianego zagadnienia łączenia mikro kanałowych wymienników w sieci, przedstawiono stosowne przykłady, mające na celu wskazanie praktycznych zastosowań owej teorii. Pisząc ogólnie, problem sprowadza się do zagospodarowania ciepła, którego nośnikiem jest woda o temperaturze wlotowej i wylotowej równej odpowiednio $t_{w,wlot} = 90 [^{\circ}C]$, $t_{w,wylot} = 60 [^{\circ}C]$, oraz mocy cieplnej

$\dot{Q}_{wody} = 83,2 [MW]$. Ogrzewanym medium, o całkowitym masowym natężeniu przepływu $\dot{m}_{R134a,cał} = 410,5 \left[\frac{kg}{s}\right]$, jest czynnik roboczy R134a. Temperatura końcowa tego czynnika wynosi $t_{R134a,wylot} = 85[^\circ C]$.



Rys. 7. Schemat ogólny połączenia szeregowo-równoległego dwóch wymienników

Fig. 7. General scheme of the serial-parallel combination of two plates with micro channels



Rys. 8. Równoległo (woda) – szeregowo (R134a) połączenie dwóch wymienników elementarnych, składających się na wymiennik jednostkowy

Fig. 8. Parallel (heating water) – serial (R134a) connection of two primary micro channel heat exchangers, which make up the unitary heat exchanger

W tym miejscu należy sprecyzować poczynione założenia, dla analizowanego układu, przedstawionego na rysunku 8, które są następujące:

- i) Oba wymienniki elementarne 1 i 2 połączone są ze sobą w taki sposób, że woda przepływa przez nie równoległe, a czynnik R134a szeregowo.
- ii) Rozptyw wody na dwa równoległe strumienie ma charakter nierównomierny
- iii) Wiadomym jest, iż przy przepływie szeregowym, przez wymienniki elementarne, czynnika R134a, jego wydatek będzie taki sam, wobec czego: $\dot{m}_{R134a,1} = \dot{m}_{R134a,2}$.
- iv) Całkowita moc cieplna wymiennika jednostkowego, $\dot{Q}_{jedn.}$ jest sumą mocy cieplnych wymienników elementarnych, tj.: $\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = \dot{Q}_{jedn.}$
- v) W rozpatrywanym przypadku nie uwzględnia się strat ciepła do otoczenia, wobec czego można zapisać, że dysponowany strumień ciepła niesiony przez czynnik ogrzewający zostanie w pełni przekazany czynnikowi ogrzewanemu. Tak więc, w przypadku obu wymienników elementarnych 1 i 2, bilans ciepła przedstawia się następująco:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{w,1} \cdot c_{p,w} \cdot \Delta t_{w,1} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{R134a,1} \cdot c_{p,R134a} \cdot \Delta t_{R134a,1} \quad (17)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{w,2} \cdot c_{p,w} \cdot \Delta t_{w,2} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{R134a,2} \cdot c_{p,R134a} \cdot \Delta t_{R134a,2} \quad (19)$$

Z powyższych równań wynika następująca zależność:

$$\frac{\dot{m}_{w,1}}{\dot{m}_{w,2}} = \frac{\Delta h_{R134a,1}}{\Delta h_{R134a,2}} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2}$$

- vi) Ponadto przyjęto, iż w kanalikach wymiennika występuje przepływ laminarny płynu, a co za tym idzie, liczba Nusselt'a ma następującą stałą wartość: $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = 4,79$, gdzie:

$\alpha \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ – współczynnik przejmowania ciepła

$d [m]$ – grubość ścianki kanalika

$\lambda \left[\frac{W}{mK} \right]$ – współczynnik przewodzenia ciepła ścianki kanalika

Mając na względzie powyższe, otrzymano wyrażenie na α :

$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$. Oczywiście, $\alpha = const, d = const, \lambda = const$, więc współczynnik przenikania ciepła $k = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda}} + \frac{1}{\alpha_2} = const$ dla wymienników elementarnych. Zatem, z równania Peclet'a, można wyznaczyć wartość następującą zależność :

$$\dot{Q}_1 = k \cdot A_1 \cdot \Delta t_{log,1} \quad (20)$$

$$k = \frac{\dot{Q}_1}{\Delta t_{log,1} A_1} \quad (21)$$

$$\dot{Q}_2 = k \cdot A_2 \cdot \Delta t_{log,2} = \frac{\dot{Q}_1}{\Delta t_{log,1} A_1} \cdot \Delta t_{log,2}$$

Wobec tego, stosunek strumieni ciepła przekazanych czynnikowi robocznemu, odpowiednio w drugim i pierwszym wymienniku, odpowiada ilorazowi:

$$\frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} = \frac{A_2 \cdot \Delta t_{log,2}}{A_1 \cdot \Delta t_{log,1}} \quad (22)$$

Zgodnie z powyższym, możliwym staje się wyliczenie strumienia ciepła, jaki przekazany zostanie czynnikowi ogrzewanemu w wymienniku elementarnym numer 2.

vii) Przyjęto moc wymiennika elementarnego numer 1 na poziomie

$$\dot{Q}_1 = 10[kw].$$

viii) Założono, iż w celu określenia optymalnego rozwiązania należy przyjąć, iż przyrost temperatury czynnika po przepłynięciu przez oba wymienniki elementarne jest taki sam.

3.2.1. Zestawienie obliczeń oraz wyników dla obu wymienników elementarnych składających się na wymiennik jednostkowy

Wiadomo, iż:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_e = 10[kw]$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{w,1} \Delta h_{w,1}$$

$$\dot{m}_{w,1} = \frac{\dot{Q}_1}{\Delta h_{w,1}}$$

Ponadto, różnica entalpii wody wyliczona została dla danych temperatur, $t_{w,wlot} = 90 [^{\circ}C]$, $t_{w,wylot} = 60 [^{\circ}C]$ oraz ciśnienia $p = 1,1 [bar]$.

$$\dot{m}_{w,1} = 0.08 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Z danych wejściowych wiadomo, jaki jest spadek temperatury wody w wymienniku elementarnym:

$$\Delta t_w = t_{w,wlot} - t_{w,wylot} = 30[^\circ C].$$

Nieznana temperatura R134a na wylocie z wymiennika 1 i wlocie do wymiennika 2 obliczona została zgodnie z poniższą formułą, przy czym, przyjęto $\Delta t_{R134a,1} = \Delta t_{R134a,2}$, wobec czego można obliczyć nieznaną wartość temperatury, t_x , czynnika na wyjściu z wymiennika 1 i wejściu do wymiennika 2 :

$$t_x - t_{R134a,1,wlot} = t_{R134a,2,wylot} - t_x$$

$$t_x = \frac{t_{R134a,2,wylot} + t_{R134a,1,wlot}}{2}$$

$$t_x = 58.9 [^\circ C]$$

Wobec powyższego, przyrost temperatury czynnika w wymienniku elementarnym wynosi:

$$\Delta t_{R134a,1} = \Delta t_{R134a,2} = 26.1[^\circ C].$$

Masowe natężenie czynnika R134a wyliczone zostało następująco:

$$\dot{m}_{R134a} = \frac{\dot{Q}_1}{\Delta h_{1,R}}$$

$$\dot{m}_{R134a} = 0.26 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Moc cieplna drugiego wymiennika elementarnego wynosi:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{R134a} \cdot \Delta h_{R134a,2}$$

$$\dot{Q}_2 = 11442,14 [W]$$

$$\Delta t_{log1} = 29,11$$

$$\Delta t_{log2} = 2,58$$

z kolei jego powierzchnia ma wartość:

$$A_2 = \frac{\dot{Q}_2}{k \Delta t_{log2}} = 2.21[m^2]$$

Natomiast wydatek wody w drugim wymienniku elementarnym jest równy:

$$\dot{m}_{w,2} = \frac{\dot{Q}_2}{\Delta h_{2,w}}$$

$$\dot{m}_{w,2} = 0,091 \left[\frac{kg}{s} \right], \text{ co jest równoważne:}$$

$$\frac{\dot{m}_{w,1}}{\dot{m}_{w,2}} = \frac{\Delta h_{R134a,1}}{\Delta h_{R134a,2}} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2}$$

$$\dot{m}_{w,2} = \frac{\dot{Q}_2 \dot{m}_{w,1}}{\dot{Q}_1} = 0,091 \left[\frac{kg}{s} \right].$$

Z powyższej analizy wynika, iż połączenie obu wymienników elementarnych 1 i 2 w taki sposób, że woda przepływa przez nie równolegle, a czynnik R134a szeregowo nie jest najlepszym, ponieważ, z uwagi na niską różnicę logarytmiczną temperatur w wymienniku 2 musiałby on mieć powierzchnię:

$$A_2 = \frac{\dot{Q}_2}{k \Delta t_{log2}} = 2.21 [m^2]$$

Warto wspomnieć, iż wymiennik elementarny numer 1 miałby znacznie mniejszą powierzchnię, wobec czego, należy poszukiwać lepszych rozwiązań. Dla porównania, przedstawiono wyliczoną powierzchnię wymiennika numer 1:

$$A_1 = \frac{\dot{Q}_1}{k \Delta t_{log1}} = 0.17 [m^2]$$

Dla porządku dodać należy, iż stosunek powierzchni obu wymienników przedstawia się następująco:

$$\frac{A_1}{A_2} = 0.08$$

Przy takim połączeniu oba wymienniki elementarne realizują wymianę energii na sposób ciepła na poziomie :

$$\dot{Q}_{jedn} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = 21\,442,14 [W]$$

Całkowity strumień masowy czynnika R134a wyliczono zgodnie z poniższym równaniem, mając dany całkowity strumień ciepła oraz różnicę entalpii czynnika na wylocie/wlocie z sieci

$$\text{ków: } \dot{m}_{R134a,cał} = \frac{\dot{Q}_{cał}}{\Delta h_{R134a}} = 1006.98 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Ilość wymienników jednostkowych n potrzebnych do zagospodarowania $\dot{Q}_{cał} = 83.2 [MW_t]$.

$$n = \frac{\dot{m}_{R134a,cał}}{\dot{m}_{R134a,jedn}} \approx 3881$$

Obliczono zastępczą powierzchnię wymiennika jednostkowego zgodnie z poniższą formułą:

$$A_{jedn,zast.} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{k \Delta t_{log}} [m^2] = 0.81 [m^2],$$

gdzie Δt_{log} jest logarytmiczną różnicą temperatur całego wymiennika jednostkowego, który realizuje podgrzew R134a z temperatury 32,8[°C] do temperatury 85[°C] i ochłodzenie wody z 90[°C] do 60[°C].

$$\Delta t_{log} = 13.11 [°C]$$

Zatem, całkowita zastępcza powierzchnia zestawu mikrowymienników wyniesie:

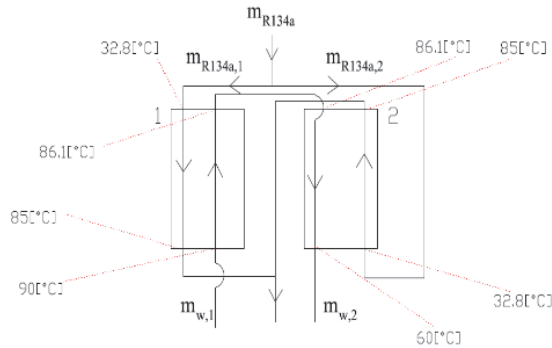
$$\frac{\dot{Q}_{cał}}{\dot{Q}_{jedn}} = \frac{A_{cał,zast}}{A_{jedn,zast}}$$

$$A_{cał,zast} = \frac{\dot{Q}_{cał}}{\dot{Q}_{jedn}} A_{jedn,zast} = 3152.67$$

3.3. Przykład połączenia równoległo (R134a) – szeregowego (woda)

W tym przypadku, gdy woda przepływa szeregowo, nie można wyliczyć jej temperatury na wyjściu z pierwszego wymiennika elementarnego w taki sposób, w jaki obliczono, w poprzednim przykładzie temperaturę czynnika R134a z uwagi na fakt, iż tak obliczona wartość temperatury byłaby o 10[°C] niższa niż temperatura czynnika na wlocie do drugiego wymiennika elementarnego, co wyraźnie widać na rysunku 9.

Chcąc jednak zachować pewne warunki, umożliwiające porównanie obu mieszanych typów połączenia wymienników elementarnych w jednostkowy, utrzymano tę samą różnicę temperatury między wodą a czynnikiem, na wlocie do drugiego wymiennika elementarnego, której wartość wynosi 1.1 [°C].



Rys. 9. Schemat połączenia równoległo (R134a) – szeregowego (woda)
Fig. 9. Scheme of the parallel (R134a)-serial (water) connection of two plates with micro channels

W pierwszej kolejności wyliczono różnice logarytmiczne temperatur.

$$\Delta t_{log1} = 20.41 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t_{log2} = 8.14 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tak, jak w poprzednim przypadku, tak i w tym, założono, iż $\dot{Q}_1 = 10 \text{ [kW]}$. Ponadto, z równań bilansu, zapisanych dla wymienników połączonych szeregowo (woda) – równoległe (czynnik), otrzymano kolejną zależność:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{R1} \cdot \Delta h_R = \dot{m}_w \cdot \Delta h_{w1}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{R2} \cdot \Delta h_R = \dot{m}_w \cdot \Delta h_{w2}$$

Po podzieleniu stronami :

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = \frac{\dot{m}_{R1}}{\dot{m}_{R2}} = \frac{\Delta h_{w1}}{\Delta h_{w2}}$$

Z powyższego wynika, iż moc wymiennika elementarnego numer 2 winna wynosić:

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = \frac{\Delta h_{w1}}{\Delta h_{w2}}$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{\dot{Q}_1 \Delta h_{w2}}{\Delta h_{w1}}$$

$$\dot{Q}_2 = 66723.82 \text{ [W]}$$

Z kolei wydatki czynnika, przepływającego przez wymienniki elementarne, wyliczone zostały w następujący sposób:

$$\dot{m}_{R1,e} = \frac{\dot{Q}_1}{\Delta h_R} = 0.12 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{R2,e} = \frac{\dot{m}_{R1} \dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} = 0.81 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Natomiast, masowe natężenie wody przepływającej szeregowo przez wymienniki elementarne określa równość:

$$\dot{m}_{w,e} = \frac{\dot{m}_{R1} \cdot \Delta h_R}{\Delta h_{w1}} = 0.61 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Powierzchnie obu wymienników elementarnych zostały wyliczone według danych formuł:

$$A_1 = \frac{\dot{Q}_1}{k \cdot \Delta t_{log1}} = 0.24 [m^2]$$

$$A_2 = \frac{\dot{Q}_2}{k \cdot \Delta t_{log2}} = 4.14 [m^2]$$

$$\frac{A_1}{A_2} = 0.058$$

Z przeprowadzonej analizy wynika, iż przy niniejszym połączeniu wymienników, ich całkowita moc będzie wynosiła: $\dot{Q}_{jednostkowe} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = 76723.82 [W]$

$$\dot{Q}_{całkowite} = 83.2 [MW], \text{ więc } \frac{\dot{Q}_{całkowite}}{\dot{Q}_{jednostkowe}} = 1085.$$

Zatem całkowita powierzchnia wymienników będzie miała wartość:

$$A_{jedn,zast.} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{k \Delta t_{log}} [m^2] = 2.91 [m^2]$$

$$A_{cał,zast} = A_{jedn,zast} \cdot \frac{\dot{Q}_{całkowite}}{\dot{Q}_{jednostkowe}} = 3152.7 [m^2]$$

Obliczono wartość liczby Reynolds'a, aby udowodnić, że przepływ czynnika w mikro kanałowym wymienniku ma charakter laminarny.

$$G = \frac{4 \cdot L \cdot k \cdot \Delta t_{log,1}}{d_h \cdot \Delta h_{R134a}} \left[\frac{kg}{s \cdot m^2} \right] = 225.48 \left[\frac{kg}{s \cdot m^2} \right]$$

$$Re = \frac{G \cdot d_h}{\mu_{R134a}} = 247.96$$

$$\Delta p_e = \frac{Po \cdot 2 \cdot G^2 \cdot L}{Re \cdot \rho_{R134a} \cdot d_h} [Pa] = 728.67 [Pa]$$

gdzie:

Po – współczynnik Poiseuille’a, który, dla stosunku $\frac{a}{b} = \frac{0.3}{0.1} = 3$, wynosi 17.09 [7]

$G \left[\frac{kg}{s \cdot m^2} \right]$ – gęstość strumienia masy

Przez wymiennik jednostkowy, składający się z dwóch wymienników elementarnych, połączonych ze sobą szeregowo (woda) – równolegle (R134a), przepływa czynnik roboczy o wydatku masowym \dot{m}_{Rjedn} :

$$\dot{m}_{R134a,jedn} = \dot{m}_{R1} + \dot{m}_{R2} = 0.93 \left[\frac{kg}{s} \right].$$

Dla porządku obliczono strumień masowy wody zasilającej wymiennik. Dodać należy, iż różnica entalpi została obliczona dla temperatur 32,8 [°C] i 85 [°C] dla czynnika R134a oraz 60 [°C] i 90 [°C] dla wody.

$$\dot{m}_{w,cał} = \dot{m}_{R134a,cał} \cdot \frac{\Delta h_{R134a}}{\Delta h_w} = 661.70 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Całkowite natężenie przepływu czynnika R134a wynosi 1006,98 $\left[\frac{kg}{s} \right]$. Wobec tego, chcąc wykorzystać cały masowy strumień czynnika należy równolegle połączyć ze sobą wymienniki jednostkowe, których ilość wyniesie: $\frac{\dot{m}_{R134a,cał}}{\dot{m}_{R134a,jedn}} \approx 1085$.

4. Podsumowanie

Przeprowadzone obliczenia miały na celu wykazanie tego, jakie jest optymalne połączenie dwóch mikrowymienników elementarnych w taki sposób, ażeby powstały w ten sposób mikro kanałowy wymiennik jednostkowy jak najlepiej realizował podgrzew czynnika roboczego R134a. Przeanalizowano trzy różne typy połączeń mikrowymienników elementarnych, tj. równoległo – równoległe, równoległo (woda) – szeregowo (R134a) oraz równoległo (R134a) – szeregowo (woda). Należy podkreślić, iż najbardziej podstawowym komponentem była para płytek, której rysunek poglądowy przedstawia rys. 5. Z owych płytek tworzono

wymienniki elementarne, a z nich z kolei wymienniki jednostkowe. Dodatkowym założeniem było, iż jeden z elementarnych wymienników ma realizować wymianę ciepła na poziomie 10 [kW]. Biorąc pod uwagę dwa ostatnie opisane modele, można by pokusić się o stwierdzenie, iż projekt połączenia dwóch wymienników elementarnych w sposób szeregowo (woda)- równoległy (R134a), wydaje się być lepszy pod względem mocy cieplnej. Aczkolwiek, należy zwrócić uwagę na wyliczone wartości powierzchni zastępczych, gdyż są one stosunkowo niewielkie. Dlatego właśnie najbardziej korzystne połączenie dwóch mikrowymienników elementarnych będzie realizował model równoległo (woda grzejąca)-równoległy (R134a).

Koniecznym dodać należy, że w mikrowymienniku elementarnym przepływ czynnika roboczego ma charakter laminarny, o czym świadczy wyliczona niska wartość liczby Reynolds'a, $Re = 247.96$. Zatem, w przypadku połączenia równoległo-równoległego, chcąc wykorzystać $\dot{Q}_{cat} = 83.2 [MW_t]$ należy użyć $N_{wymienników} = \frac{\dot{Q}_{cat}}{\dot{Q}_e} = 8320$ wymienników elementarnych, tj. całkowita liczba płytek $N_{cat} = N_{wymienników} \cdot N_e = 416 \cdot 8320 = 3.5 \cdot 10^6$.

Literatura

1. **Arun Prasad Raja V., Basak T., Kumar Das S.:** *Thermal performance of a multi-block heat exchanger designed on the basis of Bejan's constructal theory.* International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 51, 3582–3594 (2008).
2. **Bohdal T.:** *Investigations of Environmentally Friendly Refrigerants' Phase Changes in Minichannels.* Rocznik Ochrona Środowiska (Annual Set The Environment Protection), 15, 1, 107–126 (2013).
3. **Madejski J.:** *Teoria wymiany ciepła.* Politechnika Szczecińska, Szczecin 1998.
4. **Mikielewicz J., Mikielewicz D.:** *The Dynamics of heat exchangers and instabilities in ORC circulation.* Rocznik Ochrona Środowiska (Annual Set The Environment Protection), 13, 425–440 (2011).
5. **Mikielewicz D., Wajs J., Muszyński T.:** *Badania wpływu liczby płyt na charakterystyki cieplno-przepływowe prototypowego mikrokanalikowego wymiennika ciepła.* Opracowanie wewnętrzne IMP PAN, nr arch. 205/2012
6. **Mikielewicz D., Wajs J., Muszyński T.:** *Mikrokanalikowy wymiennik ciepła – konstrukcja i charakterystyki cieplno-przepływowe prototypu w układzie woda-woda,* Opracowanie wewnętrzne IMP PAN, nr arch. 66/2012

7. **Myzychka Y. S.:** *Constructal design of forced convection cooled micro-channel heat sinks and heat exchangers*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, 3119–3127 (2005).
8. **Rybiński W., Mikielewicz J.:** *Analytical solutions for laminar flow exchanging heat in rectangular channels*. Renewable Sources of Energy, ZUT, 229–238 (2012).
9. **Wolf A.:** *Synteza i analiza optymalnych sieci odzysku ciepła*. Politechnika Krakowska, Kraków 1987.
10. **Zimparov V. D., Da Silva A. K., Bejan A.:** *Thermodynamic optimization of three-shaped flow geometries with constant channel wall temperature*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 4839–4849 (2006).

Studies on the Micro Heat Exchangers Coupling into Integral Heat Exchanger

Abstract

As it is commonly known, heat exchangers are widely used in power generators equipment. The biggest disadvantage of conventional heat exchangers is that, in case of the energy load variation, it must be replaced by the one of different size.

The aim of this work is to specify a method of combining micro channel heat exchangers into a grid, realising different powers. It was ment to specify the most accurate micro channel heat exchangers connection, in order to increase the intensity of the heat exchange process. Studied problem was about heating the ORC working medium (R134a) using waste heat (hot water).

In this paper, there has been studied the fenomenon of the heat exchange process in the micro channel heat exchanger grid, which will be further called the integral heat exchanger. There have been studied three cases of micro channel heat exchangers connections, such as: parallel-parallel, parallel (heating water)-serial (R134a) and parallel (R134a) – serial (heating water). On the basis of the results of the analytical analysis it has been stated, that the serial (heating water)-parallel (R134a) micro channel heat exchangers combination is the most suitable for the most intensive heat exchange.

Słowa kluczowe:

mikro kanalikowy wymiennik ciepła, sieć wymienników, ORC

Keywords:

micro channel heat exchanger, heat exchangers grid, ORC