

Robert PIĄTEK
Politechnika Śląska, Gliwice

NUMERYCZNE WYZNACZANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW WNIKANIA CIEPŁA W WYMIENNIKACH OŻEBROWANYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki obliczeń porównawczych współczynnika wnikania ciepła po stronie powietrza α_a w powtarzalnym fragmencie wymiennika ożebrowanego, uzyskane z modelu numerycznego oraz z równań kryterialnych. Stwierdzono, że stosowanie różnych równań kryterialnych dla powierzchni ożebrowanych prowadzi do uzyskania dość dużej niedokładności wyznaczania α_a . W wyniku przeprowadzenia wielowariantowych obliczeń stwierdzono, że główny wpływ na wartość α_a ma prędkość powietrza. Po przeanalizowaniu różnych wariantów materiałów elementów wymiennika stwierdzono, że nie mają one wpływu na wartość α_a , ale mają pewne znaczenie, jeśli chodzi o gęstość strumienia ciepła przekazywanego w rozważanej chłodnicy.

NUMERICAL CALCULATIONS OF HEAT-TRANSFER COEFFICIENT IN RIBBED HEAT EXCHANGERS

Summary. Results of comparative calculations of heat-transfer coefficient on the air side α_a in repeatable element of ribbed heat exchanger obtained from numerical model and from dimensionless equations are presented in this paper. It was noticed that using different dimensionless equations for ribbed surface leads to a fair inaccuracy in determining of α_a . After performing multivariant numerical calculations it was confirmed that air velocity has a decisive influence on the value of α_a . The analysis of various materials of components of heat exchanger showed that they had an influence on heat flux transferred in the considered cooler, but not on the value of α_a .

1. WSTĘP

Wyznaczanie wartości współczynników wnikania ciepła często jest dość trudne i kłopotliwe. Dla procesów wymiany ciepła w wyniku konwekcji wymuszonej z turbulentnym przepływem czynników w przypadku standardowych geometrii (np. przepływ w przewodzie rurowym, opływ walca) wartości współczynników wnikania ciepła można z zadowalającą dokładnością obliczać za pomocą korelacji empirycznych, tj. tzw. równań kryterialnych.

W praktyce często występuje przypadek nagrzewania bądź chłodzenia cieczy za pomocą gazu. Po stronie gazu występują zazwyczaj dużo niższe wartości współczynników wnikania ciepła, a zatem w celu intensyfikacji procesu wymiany ciepła stosowane jest w takich przypadkach rozwinięcie powierzchni wymiany ciepła poprzez zastosowanie wszelkiego rodzaju żeber. Wymienniki ożebrowane są powszechnie wykorzystywane w wielu dziedzinach życia, np. w urządzeniach chłodniczych, klimatyzacyjnych, jako chłodnice w zastosowaniach przemysłowych, motoryzacyjnych itd. Z powodu bardzo wielkiej różnorodności wykonań powierzchni ożebrowanych (gęstość, kształt, długość, grubość żeber) bardzo trudno jest wyprowadzić ogólne zależności kryterialne. Różni badacze starali się uogólnić zależności otrzymane z przeprowadzonych eksperymentów [1÷3] ale ich stosowanie często prowadzi do otrzymania bardzo rozbieżnych wyników. Korzystanie z takich zależności jest więc niewystarczające i bardziej wiarygodne wyniki są możliwe do uzyskania za pomocą modelowania numerycznego. Modelowanie matematyczne konwekcji z przepływem turbulentnym jest jednym z trudniejszych zadań przepływu ciepła [4]. Obecnie można w tym celu wykorzystywać pakiety programów obliczeniowych CFD, do których należy między innymi kod FLUENT.

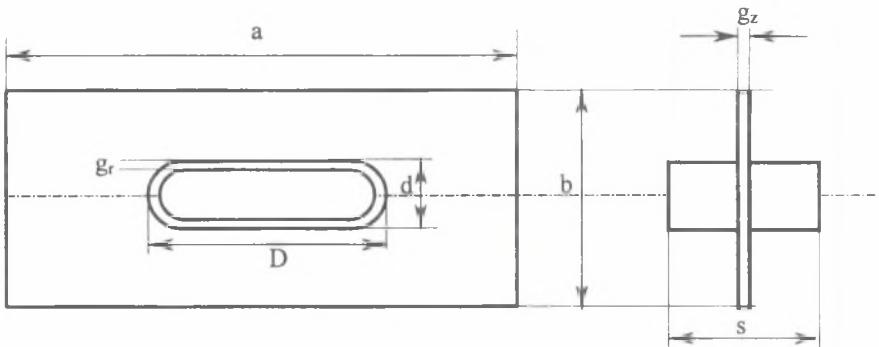
2. PRZEDMIOT I METODYKA BADAŃ

Przedmiotem rozważań jest powtarzalny fragment wodnorurkowej chłodnicy samochodowej o rurkach płasko-owalnych, z termodynamicznego punktu widzenia stanowiącej krzyżowoprądowy wymiennik ciepła. Do chłodnicy jest doprowadzone z określoną prędkością powietrze odbierające ciepło od cieczy płynącej wewnątrz rurek. W chłodnicy ciepło oddawane jest przez zewnętrzną powierzchnię rurek oraz przez poziome żebra. W pracy założono stan ustalony oraz przyjęto, że przepływ ciepła zachodzi jedynie w wyniku konwekcji (brak promieniowania). Opór cieplny wynikający z obecności osadu uwzględniano jedynie po stronie cieczy.

Celem badań jest porównanie wyników obliczeń współczynnika wnikania ciepła od strony powietrza, dla powtarzalnego fragmentu wymiennika w wariantcie jednorzędowym,

otrzymanych z opublikowanych w literaturze zależności kryterialnych z uzyskanymi za pomocą trójwymiarowego modelu numerycznego rozwiązanego przy użyciu kodu Fluent oraz przeprowadzenie wielowariantowych obliczeń porównawczych z wykorzystaniem wspomnianego modelu. Kod obliczeniowy Fluent jest oparty na metodzie bilansów elementarnych (objętości kontrolnych). Metoda ta związana jest z geometrycznym podziałem ciała na elementy różnicowe, podziałem czasu na skończone interwały, zastosowaniem prawa Fouriera i równania bilansu energii. Jest to odmiana metody różnic skończonych, przy czym jest bardziej od niej uniwersalna i łatwiejsza do realizacji [4].

Jednorzędowy powtarzalny fragment chłodnicy przedstawiono na rys. 1, a jego wymiary geometryczne zostały zaprezentowane w tab. 1. Taki sam element był przedmiotem rozważań w [5, 6], przy czym do obliczeń zastąpiono żebro prostokątne żebrzem płasko - owalnym. Do wyznaczenia rozkładu temperatury żebra zastosowano tam własny kod, oparty na metodzie bilansów elementarnych, zbudowany z 144 elementów różnicowych. Na rys. 2 przedstawiono geometrię dla wariantu jednorzędowego zamodelowaną na potrzeby niniejszej pracy w kodzie Fluent.

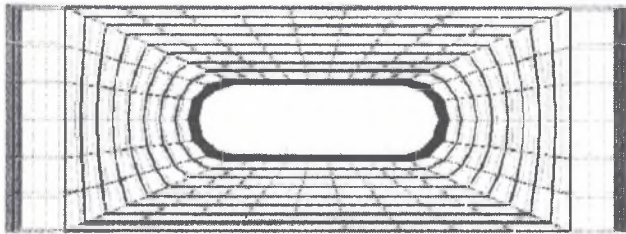


Rys. 1. Charakterystyczne wielkości powtarzalnego elementu chłodnicy
Fig. 1. Characteristic quantity of reproducible element of the cooler

Tabela 1

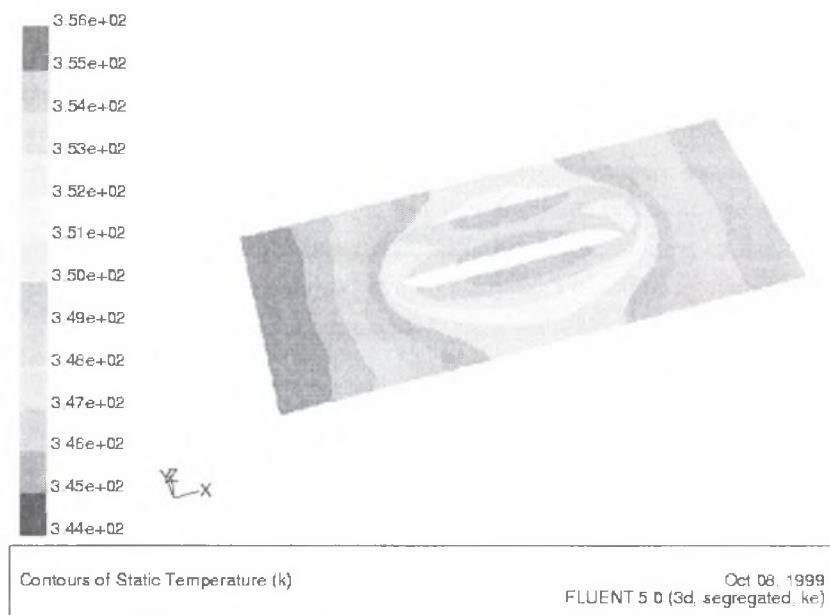
Zestaw danych do obliczeń [5, 6]

Wielkość	Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Długość zebra	a	25,00	mm
Szerokość zebra	b	11,00	mm
Grubość zebra	g_z	0,20	mm
Większa średnica rurki	D	12,60	mm
Mniejsza średnica rurki	d	3,90	mm
Grubość ścian rurki	g_r	0,20	mm
Podziałka	s	3,00	mm
Grubość osadu	g_o	0,05	mm
Współczynnik przewodzenia ciepła dla osadu	λ_o	2,00	W / (m·K)
Prędkość wody w rurkach	w_w	0,70	m / s
Zewnętrzna średnica ekwiwalentna rurki	d_{ez}	6,19	mm
Wewnętrzna średnica ekwiwalentna rurki	d_{ew}	5,68	mm
Wysokość zebra	h_z	12,50	mm
Poprzeczna podziałka pęczka rur	s_1	11,00	mm
Podłużna podziałka pęczka rur	s_2	25,00	mm
Powierzchnia zewnętrzna powtarzalnego fragmentu wymiennika	F	555,7	mm ²
Powierzchnia zewnętrzna powtarzalnego fragmentu wymiennika pozbawionego zeber	F_o	88,96	mm ²



Rys. 2. Siatka dla powtarzalnego fragmentu chłodnicy - widok z góry

Fig. 2. Mesh for reproducible fragment of the cooler – top view



Rys. 3. Przykładowy rozkład temperatury na powierzchni powtarzalnego fragmentu wymiennika dla przypadku: temperatura powietrza $t_a=20^{\circ}\text{C}$, prędkość powietrza $w_2 = 15 \text{ m/s}$, materiał rurki - aluminium, materiał żebra - miedź, temperatura wody $t_w=90^{\circ}\text{C}$

Fig. 3. An exemplary contours of temperature on the surface of reproducible fragment of cooler for the case: air temperature $t_a=20^{\circ}\text{C}$, air velocity $w_2=15 \text{ m/s}$, material of pipe - aluminum, material of rib - copper, water temperature $t_w=90^{\circ}\text{C}$

3. WYNIKI PRZYKŁADOWYCH OBLICZEŃ

W pracy zajmowano się wyznaczeniem wartości współczynnika wnikania ciepła po stronie powietrza, gdyż determinuje on przepływ ciepła w badanym powtarzalnym fragmencie wymiennika. Wyniki wielowariantowych obliczeń zestawiono w tab. 2 oraz przedstawiono na wykresach (rys. 4 ÷ 9). Wielowariantowe obliczenia wykonano dla trzech temperatur (10, 20 i 30°C) i trzech prędkości (12, 15 i 18 m/s) powietrza na wlocie do wymiennika, trzech temperatur (80, 90 i 100°C) wody płynącej w rurekch, dla różnych materiałów elementów wymiennika: aluminium, miedź oraz aluminiowe rurki i miedziane żebra. Opracowany model pozwala na obliczenia także dla innych mediów niż powietrze i woda, pod warunkiem znajomości ich parametrów termodynamicznych w funkcji temperatury oraz dla innych materiałów elementów wymiennika, jeżeli tylko znane są ich właściwości cieplne.

W tabeli 2 zamieszczono wyniki obliczeń współczynnika wnikania ciepła po stronie powietrza α_a otrzymane po zastosowaniu zależności kryterialnych oraz opracowanego modelu numerycznego dla jednorzędowego powtarzalnego fragmentu wymiennika. Na rys. 3 przedstawiono przykładowy rozkład temperatury na powierzchni żebra i rurki dla podstawowego zestawu warunków brzegowych. Rysunki 4 i 5 przedstawiają wyniki przykładowych obliczeń numerycznych współczynnika α_a w funkcji temperatury oraz prędkości chłodzącego powietrza. Na rysunkach 6 i 7 zobrazowano wpływ temperatury wody płynącej w rurkach na wartość współczynnika α_a . Na rysunku 8 pokazano wpływ różnych materiałów elementów wymiennika na jednostkowy strumień oddawanego ciepła oraz wartości współczynnika α_a w funkcji temperatury powietrza, na rys. 9 pokazano zaś te same wielkości w funkcji prędkości powietrza.

Współczynnik wnikania ciepła dla wody przepływającej w rurkach wyznaczano na podstawie znanej zależności Dittusa-Boeltera

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (3.1)$$

uwzględniając opór osadu wg wzoru:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_a}{\lambda_a}} \quad (3.2)$$

Obliczenia współczynnika wnikania ciepła po stronie powietrza α_a wykonano dla najczęściej przytaczanych w literaturze, między innymi [1-3] zależności kryterialnych dla powierzchni ożebrowanych. Były to następujące zależności:

- korelacja Norrisa i Spfforda (wymiar liniowy z_p jest równy podwójnej drodze, jaką czynnik przebywa w zetknięciu z żebrami)

$$\left(\frac{\alpha}{c_p \cdot g} \right) \left(\frac{c_p \cdot \eta_f}{\lambda} \right)^{2/3} = 1,0 \left(\frac{g \cdot z_p}{\eta_f} \right)^{-1/2}, \quad (3.3)$$

- uogólniona zależność sformułowana przez Schmidta dla układu rur szeregowego oraz przestawionego (wymiar liniowy: zewnętrzna średnica ekwiwalentna rurki)

$$Nu = 0,3 \cdot Re^{0,625} \left(\frac{F}{F_0} \right)^{-0,375} Pr^{0,333}, \quad (3.4)$$

$$Nu = 0,45 \cdot Re^{0,625} \left(\frac{F}{F_0} \right)^{-0,375} Pr^{0,333}, \quad (3.5)$$

- zależność sformułowana przez Bermiana (wymiar liniowy: zewnętrzna średnica ekwiwalentna rurki) dla rur owalnych z żebrami różnych kształtów w przypadku chłodzenia powietrza

$$Nu = 0,225 \cdot Re^{0,633}; \quad (3.6)$$

w przypadku nagrzewania powietrza zaleca się wyliczoną z tego równania wartość α_a zwiększyć o około 50 %,

- zależność dla układu 6 rzędów rur ożebrowanych w układzie trójkątnym sformułowana przez Brigsa i Younga (wymiar liniowy: zewnętrzna średnica ekwiwalentna rurki)

$$Nu = 0,134 \cdot Re^{0,681} Pr^{0,333} \left(\frac{s}{h_z}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{g_z}\right)^{0,1134} \quad (3.7)$$

Tabela 2

Zestawienie wyników obliczeń współczynnika wnikania ciepła po stronie powietrza α_a

Zależność	Współczynnik wnikania ciepła α_a , W/(m ² ·K)									
	t_a , °C	10			20			30		
		w, m/s	12	15	18	12	15	18	12	15
(3.3) Norrisa i Spofforda		112	127	141	112	125	137	112	125	137
(3.4) Schmidta, układ szeregowy		115	132	148	114	131	147	113	130	146
(3.5) Schmidta, układ przestawiony		172	198	222	171	197	220	170	195	219
(3.6) Bermana		206	237	266	205	236	264	203	234	263
(3.7) Brigsa i Younga		140	163	185	139	162	184	139	161	183
Model numeryczny (dla $t_w=90^\circ\text{C}$)		141,5	160,2	179	141,1	158,8	176,9	141,0	157,6	175,1

Najbardziej zbliżone wartości współczynnika α_a w porównaniu z modelem numerycznym otrzymano z równania (3.7), w którym własności fizyczne powietrza były podstawione dla średniej temperatury warstwy przyściennej. Wyniki z równania (3.6) dotyczą przypadku chłodzenia powietrza. Zwiększenie otrzymanych α_a o ok. 50% (co jest zalecane dla nagrzewania powietrza) jeszcze bardziej wpłynęłoby na niezgodność otrzymanych wyników.

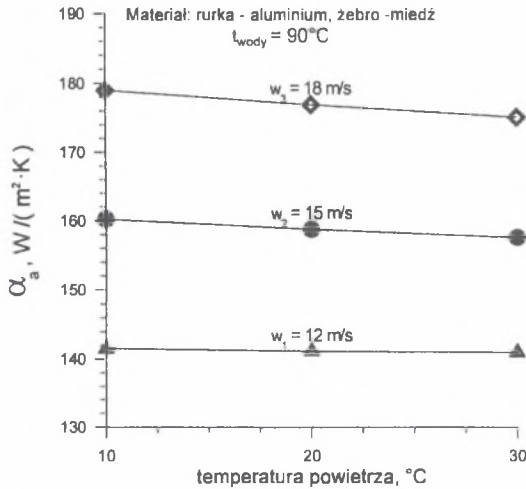
W pracach [5, 6] do wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła wykorzystano równanie w postaci :

$$Nu = C \cdot Re^m Pr^{0,4} \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0,2} \left(\frac{s}{d_{ez}}\right)^{0,18} \left(\frac{h_z}{d_{ez}}\right)^{-0,14} \quad (3.8)$$

gdzie dla $Re = 20 \cdot 10^3 + 200 \cdot 10^3$, $C=0,05$, $m=0,8$

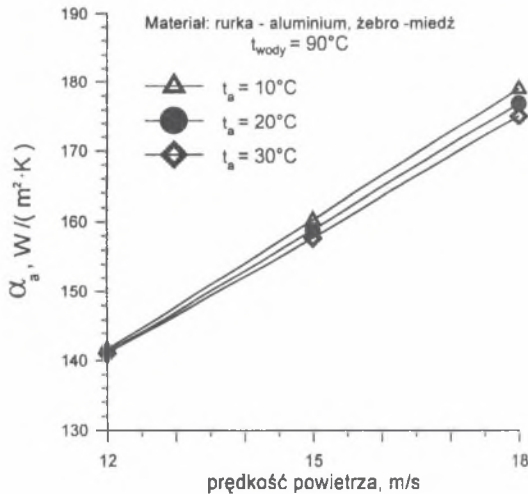
$Re > 200 \cdot 10^3$, $C=0,008$, $m=0,95$.

Przy warunkach brzegowych: temperatura powietrza 30°C, prędkość powietrza 16,6 m/s uzyskano współczynnik α_a na poziomie 122 W/(m²·K), a więc niższy o około 20+25 % od otrzymanego za pomocą modelu numerycznego, analizowanego za pomocą kodu Fluent.



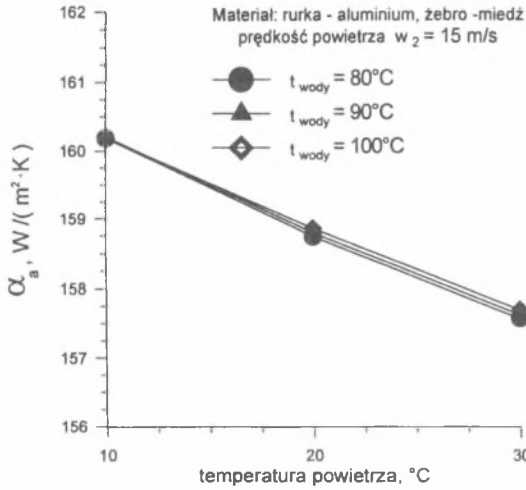
Rys. 4. Wyniki obliczeń współczynnika α_a w funkcji temperatury powietrza dla trzech prędkości powietrza

Fig. 4. The results of calculations α_a as a function of air temperature for three cases of air velocity



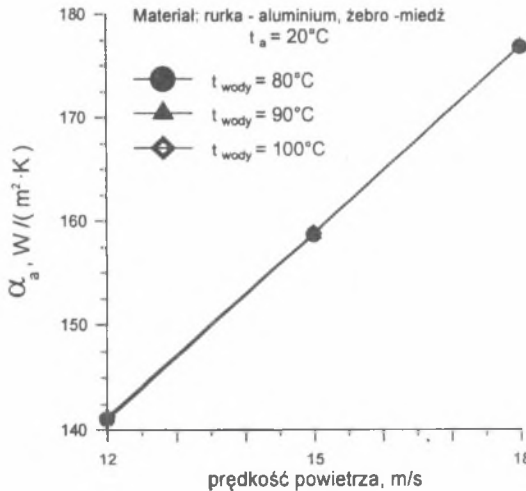
Rys. 5. Wyniki obliczeń współczynnika α_a w funkcji prędkości powietrza dla trzech temperatur powietrza

Fig. 5. The results of calculations α_a as a function of air velocity for three cases of air temperature



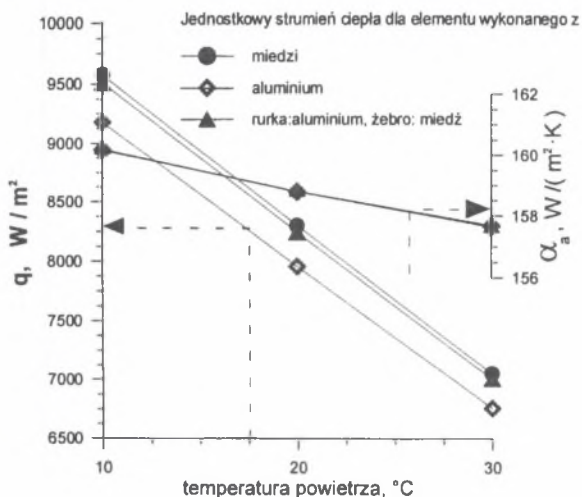
Rys. 6. Wyniki obliczeń współczynnika α_a w funkcji temperatury powietrza dla trzech wartości temperatury wody w rurkach

Fig. 6. The results of calculations α_a as a function of air temperature for three cases of temperature of water in pipe



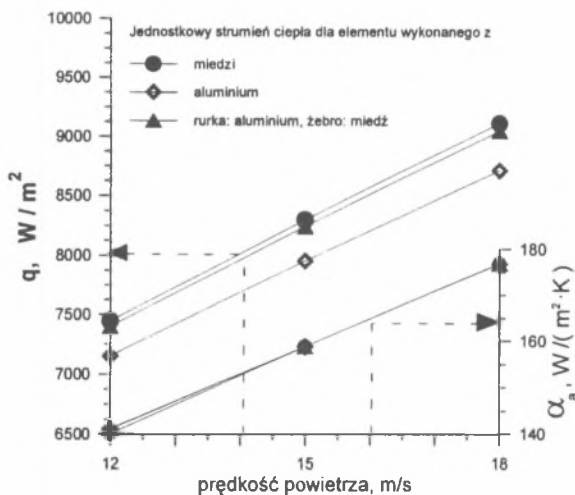
Rys. 7. Wyniki obliczeń współczynnika α_a w funkcji prędkości powietrza dla trzech wartości temperatury wody w rurkach

Fig. 7. The results of calculations α_a as a function of air velocity for three cases of temperature of water in pipe



Rys. 8. Wyniki obliczeń jednostkowego strumienia ciepła oraz współczynnika α_a w funkcji temperatury powietrza dla różnych materiałów elementów wymiennika dla $t_{wody}=90^\circ C$

Fig. 8. The results of calculations heat flux and α_a as a function of air temperature for three cases of material of components of the cooler for $t_{wody}=90^\circ C$



Rys. 9. Wyniki obliczeń jednostkowego strumienia ciepła oraz współczynnika α_a w funkcji prędkości powietrza dla różnych materiałów elementów wymiennika dla $t_{wody}=90^\circ C$

Fig. 9. The results of calculations heat flux and α_a as a function of air velocity for three cases of material of components of the cooler for $t_{wody}=90^\circ C$

4. WNIOSKI

Z przeprowadzonych obliczeń można wysnuć następujące wnioski:

- Wyniki obliczeń współczynników wnikania ciepła dla powierzchni ozebrowanych, otrzymane przy użyciu wzorów kryterialnych, charakteryzują się dość dużą rozbieżnością otrzymanych wartości w zależności od zastosowanego równania. Jest to wynik bardzo dużej różnorodności wykonań, kształtów i gęstości powierzchni ozebrowanych, co powoduje istotne trudności w formułowaniu ogólnych zależności do obliczeń inżynierskich dla tych geometrii. Zdarzają się jednak takie zależności empiryczne, które w dobry sposób opisują zjawisko. Trudno jednakże znaleźć kryteria weryfikacji wyboru równania, które należałoby zastosować dla rozważanego przypadku. W niniejszej pracy kryterium takim były wyniki otrzymane z modelu numerycznego. Na tej podstawie zaleca się stosowanie zależności (3.5) w obliczeniach inżynierskich w wymiennikach ozebrowanych typu klasycznej chłodnicy samochodowej wodnorurkowej.
- Jak się spodziewano, główny wpływ na wartość współczynnika wnikania ciepła ma prędkość powietrza. Zwiększanie wartości prędkości powietrza powoduje wzrost wartości współczynnika α_a .
- Wzrost temperatury powietrza powoduje nieznaczny spadek wartości współczynnika wnikania ciepła, który uwidacznia się przy wyższych prędkościach.
- Wartość współczynnika wnikania ciepła praktycznie nie zależy od materiału, z którego wykonana jest chłodnica, choć zależy od tego rozkład temperatury na powierzchni zewnętrznej elementów.
- Rodzaj materiału w istotny sposób wpływa na ilość ciepła przejmowanego przez powietrze z elementu. Największy strumień ciepła oddawany jest przez element miedziany, a najmniejszy przez element aluminiowy przy tych samych warunkach brzegowych. Jednostkowy strumień ciepła dla elementu o rurkach aluminiowych i żebrach miedzianych jest nieco niższy niż dla elementu w całości wykonanego z miedzi, co przemawia za wykorzystaniem takiego wymiennika.
- Zmiana temperatury wody płynącej w rurkach w zakresie 80÷100°C w bardzo niewielkim stopniu wpływa na wartość współczynnika wnikania ciepła po stronie powietrza – wzrost tej temperatury nieznacznie zwiększa wartość współczynnika wnikania ciepła α_a , co jest zauważalne zwłaszcza przy wyższych temperaturach powietrza.

LITERATURA

1. Hobler T., *Ruch ciepła i wymienniki*, WNT, wyd. III, Warszawa 1968
2. Kostowski E., *Zbiór zadań z przepływu ciepła*, Skrypt Pol. Śl., wyd. IV, Gliwice 1998
3. Kostowski E., *Przepływ ciepła*, Skrypt Pol. Śl., wyd. II, Gliwice 1991
4. Szargut J. i in., *Modelowanie numeryczne pól temperatury*, WNT, Warszawa 1992
5. Składzień J., Szapajko M., *Wyznaczanie zastępczego współczynnika przenikania ciepła w typowej chłodnicy samochodowej*, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, s. Mechanika, z. 56, Opole 1998
6. Szapajko M., *Model matematyczny wymiany ciepła w wymienniku krzyżowo-prądowym na przykładzie chłodnicy samochodowej*, Praca dyplomowa magisterka, ITC, Gliwice 1997

Recenzent: Dr hab. inż. Stanisław Witczak
Profesor Politechniki Opolskiej

Abstract

Ribbed heat exchangers are used in many branches of heat technology like refrigeration or air-conditioning. Determination of heat transfer coefficient in such a type of heat exchangers was found to be a very challenging task. Using many dimensionless equations for ribbed surfaces [1÷3] leads to considerable inaccuracy in determination of α_a .

A repeatable element of an exemplary extended surface car cooler, presented in Figures 1 and 2, is a subject of this paper. Numerical model with the assumptions of steady state and no radiation for the repeatable element of cooler was worked out utilizing commercial code FLUENT. The exemplary results of comparative calculations of heat transfer coefficient on the air side, i.e. α_a obtained from different dimensionless equations and from the numerical model are presented in Table 2.

The numerical model allows making multivariant thermodynamic calculations with different values of parameters of cooling media. The results of these multivariant calculations are presented in Figures 4÷9. The major influence of air velocity on value of α_a was confirmed (Fig. 4). Influence of air and water temperature on α_a is very weak (Fig. 5÷7). The

analysis of various materials of components of heat-exchangers was performed. There is no influence of materials of components on the value of heat transfer coefficient α_a but there is a substantial influence on the contours of temperature on the surface of the element and on heat flux transferred in the considered cooler (Fig. 8+9). The best properties are for a cooler made of copper but only a bit smaller heat flux is transferred in the exchanger with copper ribs and aluminum pipes what seems to be a profitable solution.