

Jan CZEPELAK
Julian GAIŃSKI
Marek PRNOBIS

BADANIA MODELOWE WYMIANY CIEPŁA I OPORÓW PRZEPIYU W POWIERZCHNIACH OGRZEWANYCH Z OŻEBROWANIEM DIAGONALNYM

Streszczenie. Przedstawiono wyniki badań wymiany ciepła i oporów przepływu w poprzecznie omywanych kotłowych powierzchniach konwekcyjnych z ożebrowaniem diagonalnym. W badaniach posłużono się metodą analogii naftalenowej. Dla badanych pęczków rurowych podano uogólnione zależności kryterialne opisujące wymianę ciepła i opory przepływu.

INVESTIGATIONS OF THE HEAT TRANSFER AND FLOW RESISTANCE FOR DIAGONALLY FINNED HEATING SURFACES

Summary. The paper presents the results of investigations of heat transfer and flow resistance for boiler heating surfaces with diagonal fins. The investigation have been carried out by means of naphthalene analogy. The correlations for Nusselt and Euler numbers for tested tube banks have been presented.

UNTERSUCHUNGEN DES WÄRMEÜBERGANGES UND STRÖMUNGSWIDERSTANDS BEI DEN HEIZFLÄCHEN MIT DIAGONALFLOSSEN

Zusammenfassung. Die Wärmeübergangs- und Strömungswiderstandsuntersuchungen bei querangeströmten Heizflächen mit Diagonalflossen sind durchgeführt worden. Zur festlegung der Wärmeübergangskoeffizienten wurde die Naphthalinanalogie angewendet. Allgemeine Gleichungen zur Berechnung der Nusselt- und Eulerzahlen wurden gegeben.

1. WSTĘP

Jedną z metod intensyfikacji przepływu ciepła w kotłowych pęczkach konwekcyjnych jest zastosowanie ożebrowania na zewnętrznej powierzchni rur. W kotłach, ze względu na występujące na ogół zapylenie spalin, korzystne jest stosowanie ożebrowania wzdłużnego, stosunkowo niewrażliwego na zanieczyszczenie osadami lotnego popiołu.

Ożebrowanie wzdłużne może przybierać formę płetw umieszczonych po przeciwległych stronach rury lub membran łączących poszczególne rury pęczka. W pracy [1] przedstawiono nowy rodzaj pęczków rur opłętowanych, w których żebra ustawione są pod kątem do kierunku przepływu czynnika omywającego. Są to tzw. pęczki diagonalne.

Badania opisane w [1] przeprowadzono dla następujących założeń:

- średnica rury nośnej $D = 38$ mm,
- wysokość żeber $h = 25$ mm,
- grubość żeber $b = 6$ mm,
- podziałka poprzeczna $s_1 = 76$ mm ($\sigma_1 = 2$) i $s_1 = 98$ mm ($\sigma_1 = 2,58$),
- podziałka wzdłużna $s_2 = 116$ mm ($\sigma_2 = 3,05$),
- kąt pochylenia żeber $\varphi = 0, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$.

Badano głównie układy korytarzowe, ponieważ z pomiarów wstępnych wynikał wniosek, że dla korytarzowych i przestawnych układów diagonalnych wartości liczby Nusselta są praktycznie takie same. Zbadano ponadto opory przepływu czynnika omywającego pęczki.

W celu szerszego zastosowania pęczków diagonalnych konieczne było przeprowadzenie badań intensywności wnikania ciepła oraz oporów przepływu w układach o większym zakresie podziałek, ze szczególnym uwzględnieniem dużych podziałek poprzecznych.

2. METODA BADAŃ

Badania intensywności wnikania ciepła, podobnie jak w pracy [1], prowadzono metodą opartą na analogii między konwekcyjnym wnikaniem ciepła a wymianą masy podczas sublimacji naftalenu w strumieniu powietrza [2, 3].

Wyniki opracowano w formie funkcji:

$$Sh = C_m Re^{m_n} Sc^n \quad (1)$$

Wykorzystując opracowaną w [3] funkcję analogii, opisującą stosunek liczb Nusselta i Sherwooda

$$\Psi = \frac{Nu}{Sh} = 0,89 Re^{-0,047} \quad (2)$$

wyznaczano współczynniki równania opisującego liczbę Nusselta:

$$\text{Nu} = C_q \text{Re}^{m_q} \text{Pr}^n \quad (3)$$

Na podstawie badań oporów czynnika omywającego pęczki określono liczbę Eulera:

$$\text{Eu} = \frac{\Delta p}{z\rho w^2} \quad (4)$$

gdzie:

z – liczba rzędów rur w pęczku liczona wzdłuż drogi strumienia omywającego.

Badano układy o następującej charakterystyce:

- średnica rury nośnej $D = 38$ mm,
- wysokość żeber $h = 25$ i 40 mm,
- grubość żeber $b = 6$ mm,
- podziałka poprzeczna $s_1 = 115$ mm ($\sigma_1 = 3,03$), 128 mm ($3,37$),
i 155 mm ($4,08$),
- podziałka wzdłużna $s_2 = 90$ mm ($\sigma_2 = 2,37$) (tylko dla $h = 25$)
 115 mm ($3,03$) i 152 mm ($4,0$),
- kąt pochylenia żeber $\varphi = 30^\circ$ i 45° .

Badania prowadzono dla liczb Reynoldsa od 2500 do $20\,000$.

3. WYNIKI BADAŃ

Wyniki przeprowadzonych badań wymiany ciepła opracowano w formie funkcji o postaci (3), zaś uzyskane metodą regresji współczynniki tych równań zestawiono w tablicach 1, 2, 3 i 4. Wartość wykładnika potęgi n przy liczbie Prandtla przyjęto podobnie jak w [3], równą $0,44$.

Wyniki badań oporów przepływu opracowano w postaci równania:

$$\text{Eu} = C_E \text{Re}^{n_E} \quad (5)$$

Jak widać z zamieszczonych w tablicach wyników badań wymiany ciepła, wykładnik m_q w zależności (3) dla poszczególnych układów pęczków oscyluje wokół liczby $0,65$. Taką więc wartość przyjęto jako średnią. Odpowiadające $m_q = 0,65$ wartości C_q wyznaczone metodą regresji podano w tablicach 1÷ 4 jako wartość C . Korelacja w postaci $\text{Nu} = C \text{Re}^{0,65}$ dobrze aproksymuje wyniki badań, a błędy w skrajnych przypadkach nie przekraczają $\pm 5\%$.

W przypadku oporów przepływu wykładnik potęgowy przy liczbie Reynoldsa jest bliski zera, przy czym przyjmuje wartości zarówno dodatnie, jak i ujemne. Wskazuje to na nikłą zależność liczby Eulera od liczby Reynoldsa w badanym zakresie liczb Re. Jako wartość średnią, dobrze uogólniającą wyniki badań, można zatem przyjąć $n_E = 0$. Średnie wartości liczb Eu wyznaczone przy tym założeniu zamieszczono w ostatnich kolumnach tablic 1 ÷ 4.

Tablica 1

Empiryczne współczynniki w równaniach (3) i (5) dla zbadanych układów rur z żebrami o wysokości $h = 25$ mm dla kąta $\varphi = 45^\circ$

Nr	σ_1	σ_2	C_q	m_q	C	C_E	n_E	Eu_{sr}
1	3,03	2,37	0,1699	0,6929	0,2512	0,4939	-0,0049	0,0473
2	3,03	3,03	0,3086	0,6555	0,3244	0,7521	0,0094	0,817
3	3,03	4,0	0,3333	0,6249	0,2650	1,1988	-0,0321	0,902
4	3,37	2,37	0,2867	0,6347	0,2496	0,3529	-0,0006	0,351
5	3,37	3,03	0,3570	0,6165	0,2633	0,5835	-0,0264	0,462
6	3,37	4,0	0,3016	0,6449	0,2880	0,5422	0,0384	0,762
7	4,08	2,37	0,2104	0,6490	0,2085	0,2817	-0,0479	0,185
8	4,08	3,03	0,2131	0,6606	0,2204	0,3173	-0,0340	0,237
9	4,08	4,0	0,2860	0,6323	0,2437	0,3040	0,0142	0,344

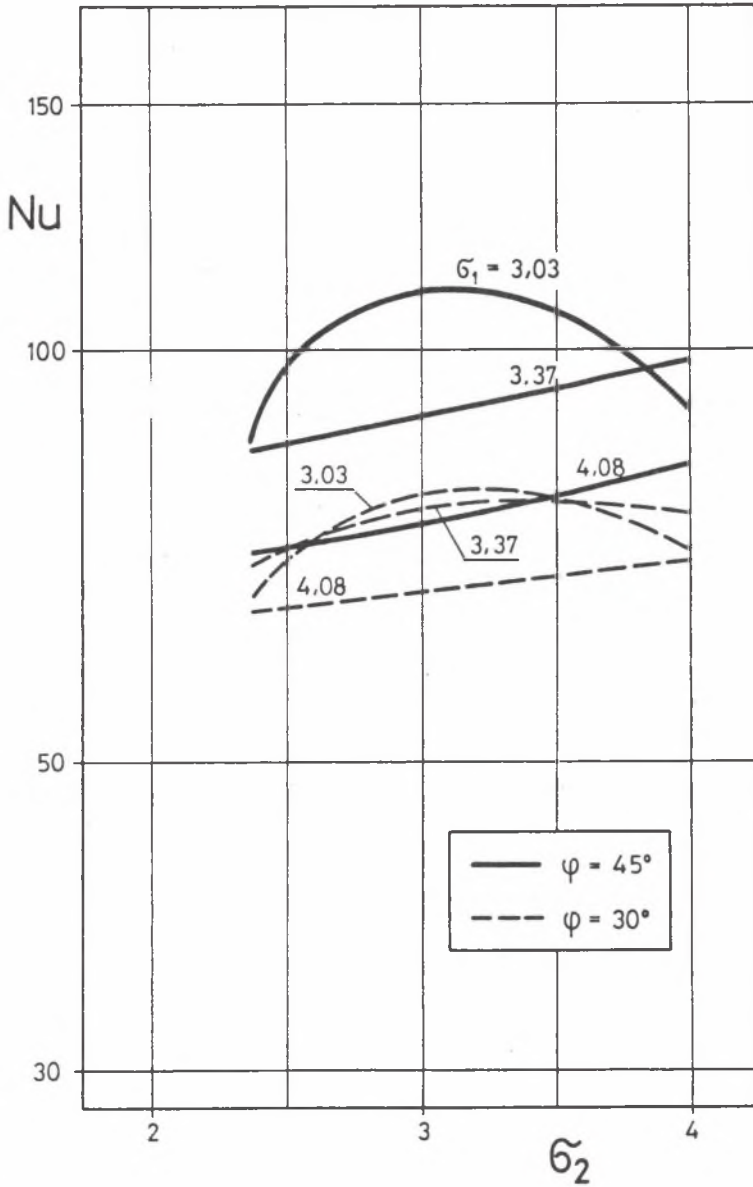
Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono przebieg liczby Nusselta w funkcji podziałek: podłużnej i poprzecznej rur w pęczku odpowiednio dla rur z żebrami o wysokości $h = 25$ i 40 mm.

Podobnie na rysunkach 3 i 4 przedstawiono przebieg liczby Eulera w funkcji podziałek. Jak widać z zamieszczonych wykresów, podziałki rur mają istotny wpływ zarówno na wymianę ciepła, jak i opory przepływu.

Tablica 2

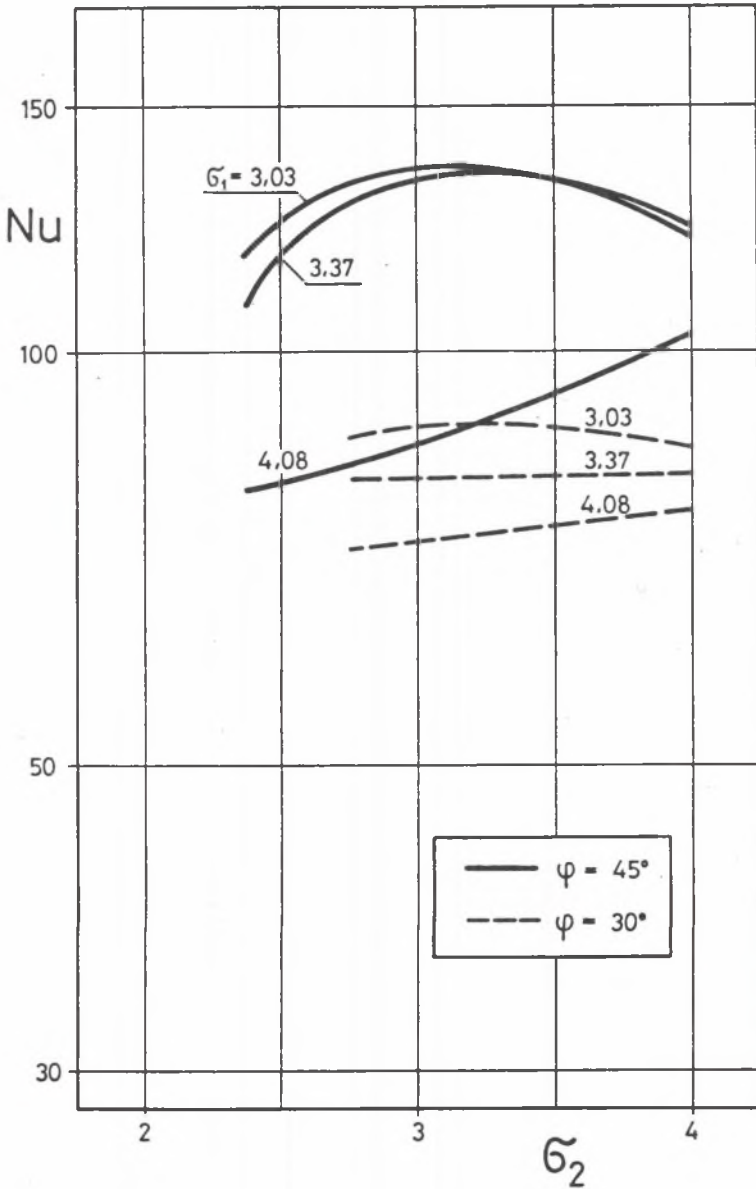
Empiryczne współczynniki w równaniach (3) i (5) dla zbadanych układów rur z żebrami o wysokości $h = 25$ mm dla kąta $\varphi = 30^\circ$

Nr	σ_1	σ_2	C_q	m_q	C	C_E	n_E	Eu_{sr}
1	3,03	2,37	0,2043	0,6439	0,1933	0,1638	-0,0371	0,118
2	3,03	3,03	0,1924	0,6702	0,2313	0,1911	-0,0119	0,172
3	3,03	4,0	0,2185	0,6455	0,2096	0,2581	-0,0101	0,236
4	3,37	2,37	0,1867	0,6603	0,2049	0,3846	-0,1157	0,107
5	3,37	3,03	0,3315	0,6072	0,2246	0,2120	-0,0468	0,140
6	3,37	4,0	0,2450	0,6403	0,2244	0,2043	0,0042	0,212
7	4,08	2,37	0,2019	0,6425	0,1887	0,1124	-0,0310	0,086
8	4,08	3,03	0,2056	0,6448	0,1963	0,2706	-0,1128	0,101
9	4,08	4,0	0,1220	0,7080	0,2061	0,2732	-0,0675	0,150



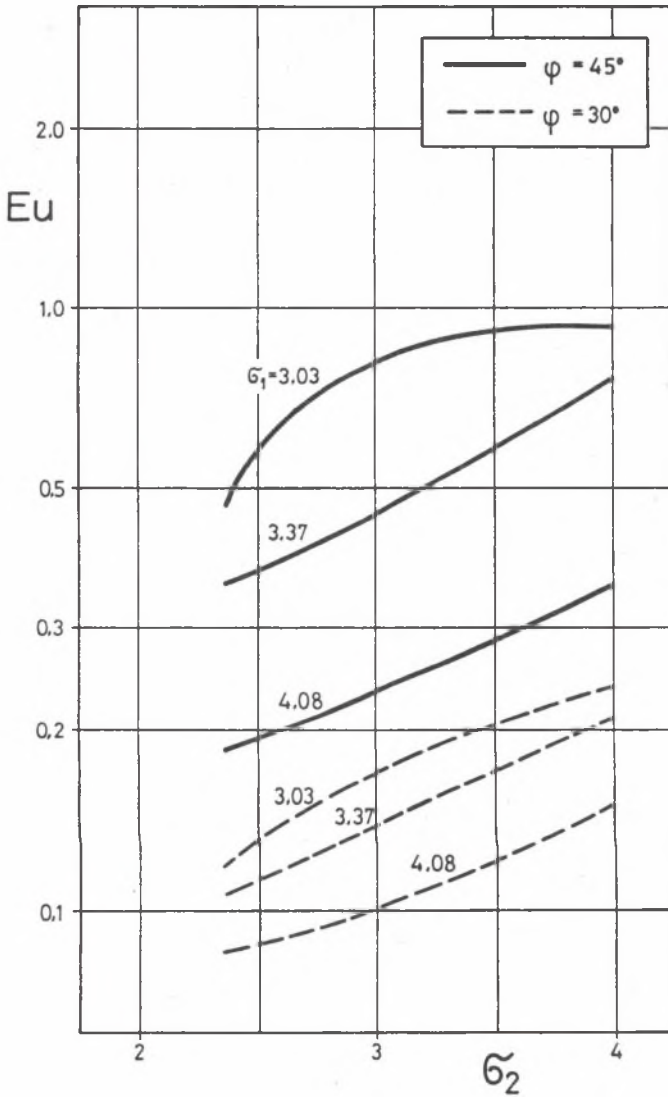
Rys. 1. Wpływ podziałek rur w pęczku na wartość liczby Nusselta: $D = 38$ mm, $h = 25$ mm, $Re = 10\ 000$

Fig. 1. The influence of tube spacing on Nusselt number for $D = 38$ mm, $h = 25$ mm, $Re = 10\ 000$



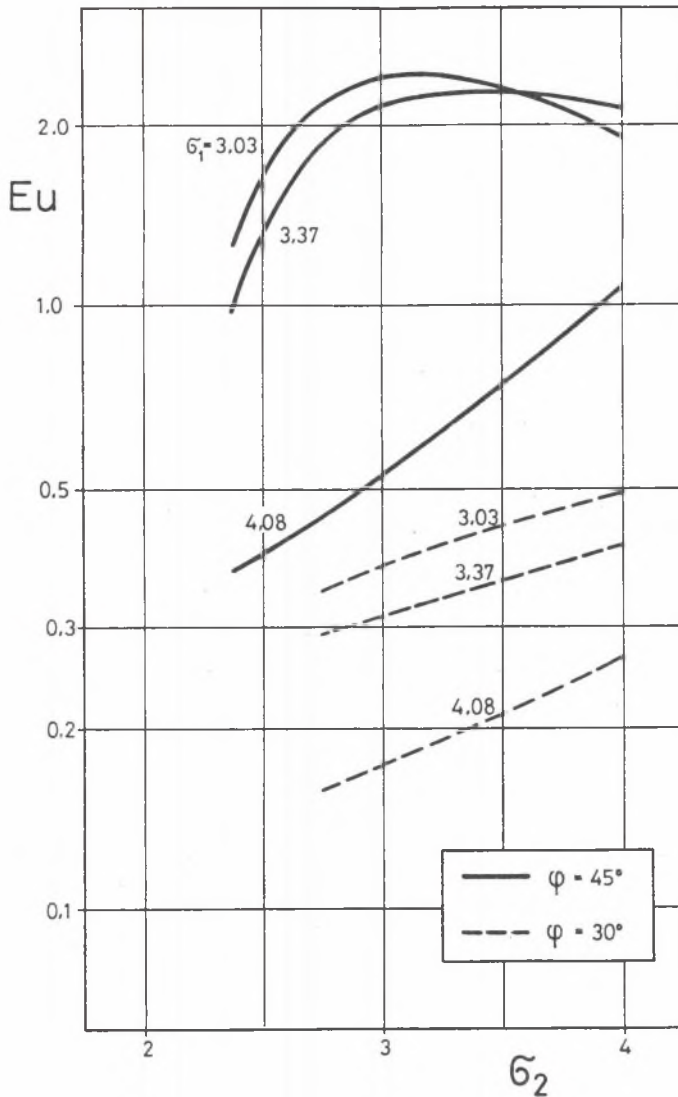
Rys. 2. Wpływ podziałek rur w pęczku na wartość liczby Nusselta: $D = 38$ mm, $h = 40$ mm, $Re = 10\ 000$

Fig. 2. The influence of tube spacing on Nusselt number for $D = 38$ mm, $h = 40$ mm, $Re = 10\ 000$



Rys. 3. Wpływ podziałek rur w pęczku na wartość liczby Eulera, D = 38 mm, h = 25 mm

Fig. 3. The influence of tube spacing on Euler number for D = 38 mm, h = 25 mm



Rys. 4. Wpływ podziałek rur w pęczku na wartość liczby Eulera, $D = 38$ mm, $h = 40$ mm

Fig. 4. The influence of tube spacing on Euler number for $D = 38$ mm, $h = 40$ mm

Tablica 3

Empiryczne współczynniki w równaniach (3) i (5) dla zbadanych układów rur z żebrami o wysokości $h = 40$ mm dla kąta $\varphi = 45^\circ$

Nr	σ_1	σ_2	C_q	m_q	C	C_E	n_E	$Eu_{\dot{s}r}$
1	3,03	2,37	0,3829	0,6388	0,3458	1,1778	0,0049	1,230
2	3,03	3,03	0,4053	0,6487	0,4005	2,4024	-0,0001	2,401
3	3,03	4,0	0,3102	0,6657	0,3572	2,4222	-0,0292	1,870
4	3,37	2,37	0,5046	0,5970	0,3138	0,6050	0,0545	0,981
5	3,37	3,03	0,4412	0,6379	0,3965	2,3640	-0,0092	2,180
6	3,37	4,0	0,4542	0,6234	0,3584	3,0056	-0,0477	2,120
7	4,08	2,37	0,1729	0,6830	0,2324	0,4247	-0,0105	0,387
8	4,08	3,03	0,2425	0,6545	0,2523	0,4562	0,0186	0,538
9	4,08	4,0	0,3609	0,6301	0,3021	0,8636	0,0244	1,072

Tablica 4

Empiryczne współczynniki w równaniach (3) i (5) dla zbadanych układów rur z żebrami o wysokości $h = 40$ mm dla kąta $\varphi = 30^\circ$

Nr	σ_1	σ_2	C_q	m_q	C	C_E	n_E	$Eu_{\dot{s}r}$
1	3,03	3,03	0,2301	0,6630	0,2589	0,5343	-0,0391	0,378
2	3,03	4,0	0,3863	0,6020	0,2497	0,5237	-0,0071	0,492
3	3,37	3,03	0,2042	0,6667	0,2367	0,3402	-0,0105	0,310
4	3,37	4,0	0,2042	0,6428	0,2365	0,5250	-0,0296	0,404
5	4,08	3,03	0,1957	0,6595	0,2130	0,2349	-0,0332	0,175
6	4,08	4,0	0,2213	0,6512	0,2236	0,2183	0,0206	0,262

4. PODSUMOWANIE

1. Charaktery przebiegu zmienności oporów przepływu oraz wymiany ciepła w funkcji konfiguracji pęczka są bardzo podobne.
2. Dla kąta $\varphi = 45^\circ$ zarówno wymiana ciepła, jak i opory przepływu są dużo większe niż dla kąta $\varphi = 30^\circ$.
3. Układy z żebrami o większej wysokości cechują się lepszą wymianą ciepła. Związane jest to jednak ze znacznym wzrostem oporów przepływu.
4. Dla pęczka z małymi podziałkami poprzecznymi i żebrami pod kątem 45° występują maksima w przebiegu wartości liczb Nu i Eu w funkcji podziałki podłużnej. Przy dużych podziałkach poprzecznych i dla wszystkich badanych układów dla $\varphi = 30^\circ$ zarówno opory, jak wymiana ciepła rosną ze wzrostem podziałki podłużnej.
5. Układy diagonalne wykazują większe wartości współczynników wnikania ciepła niż typowe pęczki opletniowane, z żebrami wzdłuż kierunku przepływu czynnika omywającego. Efekt ten wymaga jednak pokonania nawet kilkukrotnie większych oporów przepływu.
6. Porównanie z układami z rur gładkich okazuje, że wyższe wartości liczb Nusselta uzyskują układy diagonalne z żebrami pod kątem $\varphi = 45^\circ$.

LITERATURA

- [1] Baran M., Pronobis M.: Konvektiver Wärmeübergang und Druckverlust bei querangeströmten Flossenrohrbündeln. Wärme- und Stoffübertragung 18, 1984.
- [2] Pronobis M.: Badanie współczynników wnikania masy metodą sublimacji naftalenu. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Energetyka, z. 82, Gliwice 1984.
- [3] Pronobis M.: Analogie zwischen dem konvektiven Wärmeübergang und dem Massenaustausch bei querangeströmten Rohrbündeln. Wärme- und Stoffübertragung 23, 1988.

Abstract

The paper presents the results of investigations of heat transfer and flow resistance for boiler heating surfaces with diagonal fins. The investigation have been carried out by means of naphthalene analogy. Following kinds of tube banks have been tested:

– outside tube diameter	$D = 38 \text{ mm}$
– fin height	$h = 25 \text{ and } 40 \text{ mm}$
– fin thickness	$b = 6 \text{ mm}$
– tube spacing normal to the flow direction	$s_1 = 115, 128, 155 \text{ mm}$
– tube spacing arallel to the flow direction	$s_2 = 90, 115, 152 \text{ mm}$
– fin angle	$\varphi = 30^\circ \text{ and } 45^\circ$

The Reynolds number range from 2500 to 20 000.

The investigations results show that diagonally finned tube banks have higher Nusselt number values then heat exchangers with fins oriented arallel to the flow direction, but Euler numbers increase is few times higher.