



Badanie wymiany ciepła podczas wrzenia przechłodzonego proekologicznych czynników chłodniczych w minikanalach

Tadeusz Bohdal, Krzysztof Dutkowski
Politechnika Koszalińska

1. Wstęp

Miniaturyzacja jest hasłem, które obowiązuje zarówno w sferze wysoko rozwiniętej technologii, jak również w tradycyjnych sektorach przemysłu. Miniaturowe układy spotyka się w wielu gałęziach przemysłu. Bardzo dynamicznie rozwijają się przedsiębiorstwa produkujące wymienniki ciepła wraz z oprzyrządowaniem, zwłaszcza w mini- i mikroskali. Dotyczy to producentów kompaktowych wymienników ciepła oraz miniaturowych pomp, np. do układów precyzyjnego dozowania substancji chemicznych. Szczególnym polem zainteresowania jest konieczność odprowadzania lub doprowadzania coraz większej gęstości strumieni ciepła generowanych w układach elektronicznych. Zdarza się, że niektóre elementy wymienników są najpierw wprowadzane do produkcji, a dopiero później prowadzi się ich szczegółowe modelowanie i optymalizację, mając do dyspozycji eksploatacyjne wyniki badań. Wydaje się, że jednym ze źródeł takiego postępowania jest fakt, że mimo

istnienia znacznej liczby opublikowanych prac występują istotne luki informacyjne w opisie zjawisk fizycznych zachodzących w układach z mini- i mikrokanalami. Dotyczy to w dużej mierze konieczności udzielenia odpowiedzi, w jakim zakresie można wykorzystywać znane i sprawdzone zależności, opisujące zjawiska hydrodynamiczne i cieplne sprawdzone dla kanałów konwencjonalnych, w odniesieniu do kanałów o małym i bardzo małym przekroju i czy jest to w ogóle możliwe. W ostatnim czasie przeprowadzono szereg badań dotyczących wrzenia rozwiniętego czynników chłodniczych w minikanalach. Zdecydowanie mniej jest opracowań dotyczących wrzenia przechłodzonego. Dlatego autorzy niniejszej pracy podjęli się badań eksperymentalnych w tym zakresie.

Wrzenie przechłodzone czynnika R134a w minirurkach o średnicy wewnętrznej: 0,83 mm, 1,22 mm oraz 1,70 mm było przedmiotem badań *Martin-Callizo* i inni [14, 15]. Dotyczyły one wpływu gęstości strumienia ciepła $q = 1 \div 26 \text{ kW/m}^2$, gęstości strumienia masy ($w\rho = 300 \div 700 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$), przechłodzenia $\Delta T = 5 \div 15 \text{ K}$ oraz ciśnienia roboczego $p = 0,770 \div 1,017 \text{ MPa}$ na wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła. Uzyskane wyniki badań porównano z obliczonymi wg zależności *Shaha*, *Gungora* i *Wintertona* oraz *Kandlikara*. Najlepsze przybliżenie wartości eksperymentalnych, zdaniem autorów, dała korelacja *Shaha* (-19,9%). *Lee* i *Mudawar* [11] przeprowadzili badania wymienników ciepła składających się z 11 oraz 24 równoległych kanałów o przekroju prostokątnym wykonanych w bloku z miedzi beztlenowej. Średnica hydrauliczna kanałów wynosiła: 0,1757 mm, 0,2000 mm, 0,3341 mm i 0,4159 mm, zaś ich długość 10 mm. Czynnikiem chłodniczym był HFE-7100, który przepływał w ilości $670 \div 6730 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, zaś gęstość strumienia ciepła doprowadzanego do czynnika $q = 0 \div 0,7 \text{ MW/m}^2$. Wyniki badań porównano z wynikami obliczeń wg korelacji *Shaha*, *Kandlikara*, *Papella* oraz *Molesa* i *Shaw*. Żadna z korelacji nie odzwierciedlała w zadowalający sposób wyników eksperymentu. Dlatego autorzy zaproponowali dwie własne korelacje do obliczenia współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia przechłodzonego w przepływie. *Haynes* i *Fletcher* [9] określili eksperymentalnie współczynnik przejmowania ciepła podczas przechłodzonego wrzenia czynników R11 i R123 w gładkich miedzianych rurkach o średnicy wewnętrznej 0,92 mm oraz 1,95 mm. Parametry eksperymentu zawierały się w granicach: gęstość

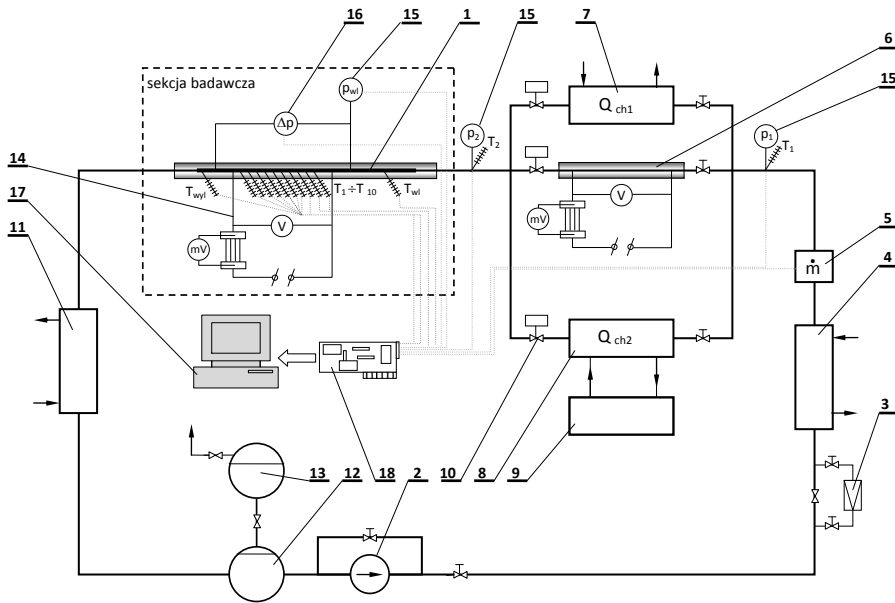
strumienia ciepła $q = 11 \div 170 \text{ kW/m}^2$, gęstość strumienia masy ($w\rho$) = $110 \div 1840 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$. W efekcie porównania wartości określonej eksperymentalnie z wynikami obliczeń zaproponowano, aby współczynnik przejmowania ciepła w obszarze wrzenia przechłodzonego był obliczany z korelacji stanowiącej superpozycję jednofazowej konwekcji wymuszonej w cieczy i wrzenia pęcherzykowego, wg zależności *Gorenflo* stosowanej dla wrzenia w objętości. *Lie* i *Lin* [12] przeprowadzili badania wrzenia czynnika R134a w szczelinie pierścieniowej o grubości 1 mm oraz 2 mm. Założyli, że całkowity strumień ciepła przekazywany do wrzącego płynu jest równy sumie strumienia ciepła potrzebnego do nukleacji oraz jednofazowej wymiany ciepła. Na podstawie własnych badań podali zależności do obliczenia współczynników poprawkowych.

W niniejszej pracy zaprezentowano wyniki badań współczynnika przejmowania ciepła podczas przechłodzonego wrzenia w przepływie czynników chłodniczych R134a oraz R404A. Wyniki eksperymentalne przedstawiono w postaci charakterystyk obrazujących wpływ: gęstości strumienia ciepła, gęstości strumienia masy oraz rodzaju czynnika chłodniczego na wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem 12 różnych minikanałów wykonanych ze stali nierdzewnej o średnicy wewnętrznej $0,45 \div 2,30 \text{ mm}$ i całkowitej długości 500 mm.

2. Stanowisko badawcze

Wykonano stanowisko badawcze, którego schemat ideowy pokazano na rys. 1. Ciecz czynnika chłodniczego zasysana przez pompę 2 ze zbiornika 12 przepływała przez filtr 3 oraz wstępną chłodnicę czynnika 4. Na wypływie cieczy z chłodnicy zainstalowano przepływomierz elektroniczny 5 (masowy typu Coriolisa) pozwalający na pomiar natężenia przepływu czynnika chłodniczego. Ciekły czynnik chłodniczy doprowadzany był następnie do zespołu wymienników ciepła, które oznaczono na rys. 1 symbolami 6, 7 i 8. Możliwość alternatywnego wykorzystania tych wymienników pozwalała uzyskać odpowiedni stan czynnika chłodniczego na dopływie do sekcji badawczej. Mierzono parametry termiczne czynnika chłodniczego (ciśnienie i temperaturę) na dopływie (p_1, T_1) do zespołu wymienników ciepła oraz na wypływie (p_2, T_2). Zaprojektowany układ wymienników ciepła umożliwiał wykonanie badań eksperymental-

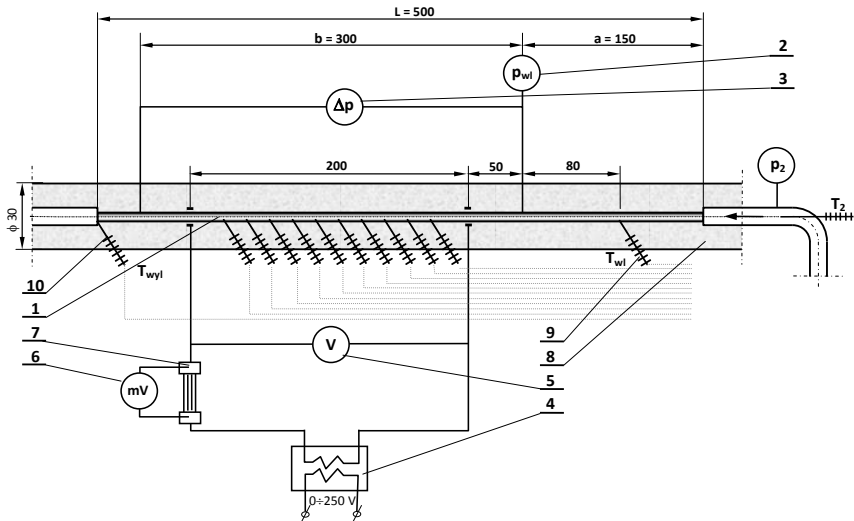
nych wymiany ciepła i oporów przepływu w zakresach: jednofazowego przepływu czynnika, wrzenia przechłodzonego oraz rozwiniętego wrzenia pęcherzykowego.



Rys. 1. Schemat ideowy stanowiska; 1 – minikanal, 2 – pompa czynnika chłodniczego, 3 – filtr, 4 – wstępna chłodnica czynnika, 5 – przepływomierz, 6 – elektryczny podgrzewacz, 7 – chłodnica nr 1 (chłodzenie wodą), 8 – chłodnica nr 2 (chłodzenie dodatkowym czynnikiem chłodniczym), 9 – pomocniczy układ chłodniczy, 10 – zawory elektromagnetyczne, 11 – skraplacz, 12 – zbiornik cieczy czynnika, 13 – uzupełniający zbiornik czynnika, 14 – układ ogrzewania elektrycznego, 15 – czujnik ciśnienia, 16 – czujnik różnicy ciśnienia, 17 – komputer, 18 – system akwizycji danych
Fig. 1. Schematic diagram of test stand; 1 – minichannel, 2 – refrigerant pump, 3 – filter, 4 – refrigerant pre-cooler, 5 – flowmeter, 6 – electric heater, 7 – cooler no. 1 (cooling with water), 8 – cooler no. 2 (cooling with additional refrigerant), 9 – auxiliary refrigerating system, 10 – electromagnetic valves, 11 – condenser, 12 – tank for liquid refrigerant, 13 – supplementary tank for refrigerant, 14 – electric heating system, 15 – pressure sensor, 16 – pressure difference sensor, 17 – computer, 18 – data collection system

Czynnik chłodniczy o odpowiednich parametrach uzyskiwanych na wypływie z zespołu wymienników ciepła (6, 7, 8) kierowany był do odcinka pomiarowego minikanalu rurowego 1. Mierzono ciśnienie p_{wl} czynnika w minirurce w przekroju wlotowym odcinka pomiarowego, spadek ciśnienia Δp na długości odcinka testowego, rozkład temperatury ścianki minikanalu na długości odcinka, temperaturę czynnika na wlocie T_{wl} i na wypływie z odcinka T_{wyl} oraz doprowadzaną moc elektryczną P_{el} . Para czynnika chłodniczego opuszczająca odcinek pomiarowy 1 była doprowadzana do skraplacza 11 chłodzonego wodą, a skropliny czynnika odprowadzano do zbiornika 12 połączonego z dodatkowym zbiornikiem uzupełniającym 13. Wszystkie sygnały napięciowe wielkości mierzonych doprowadzano do systemu akwizycji danych 18 współpracującego z komputerem 17. Podstawowym elementem stanowiska badawczego był odcinek pomiarowy 1 zawierający minikanal rurowy. W badaniach eksperymentalnych zastosowano minikanaly rurowe o średnicy wewnętrznej $d_w = 0,45 \div 2,30$ mm i całkowitej długości $L = 500$ mm. Minikanal podzielono na trzy strefy: stabilizacyjną ($a = 150$ mm), właściwy odcinek pomiarowy ($b = 300$ mm) i odcinek odpływowy ($c = 50$ mm). Na rysunku 2 pokazano schemat włączenia odcinka pomiarowego do instalacji badawczej.

Z rys. 2 wynika, że właściwy odcinek pomiarowy (b) ogrzewano elektrycznie na długości 200 mm. Był on włączony w obwód elektryczny, co umożliwiało wydzielanie na nim ciepła Joule'a. Na odcinku tym zainstalowano 10 czujników termometrów termoelektrycznych typu K rozmieszczonych równomiernie w miejscach oddalonych od siebie o 18,2 mm. Za pomocą tych czujników mierzono temperaturę powierzchni ścianki zewnętrznej minikanalu. Przed montażem czujników sporządzono ich indywidualne, eksperymentalne charakterystyki termoelektryczne, względem termometru rtęciowego o działce elementarnej $0,1^\circ\text{C}$. Ciśnienie czynnika chłodniczego na dopływie do odcinka pomiarowego mierzono piezorezystancyjnym czujnikiem z przetwornikiem. Czujnik ten miał podstawowy zakres pomiarowy $0 \div 4$ MPa i był wykonany w klasie 0,075 (błąd wskazania ± 3 kPa). Spadek ciśnienia czynnika chłodniczego na długości 300 mm odcinka minikanalu mierzono czujnikiem różnicy ciśnienia z przetwornikiem o zakresie $0 \div 1,6$ MPa w klasie 0,075 (błąd wskazania $\pm 1,2$ kPa). Odcinek pomiarowy oraz kanały rurowe do- i odprowadzające czynnik chłodniczy zaizolowano izolacją silikonową o średnicy zewnętrznej $\phi 36$ mm.

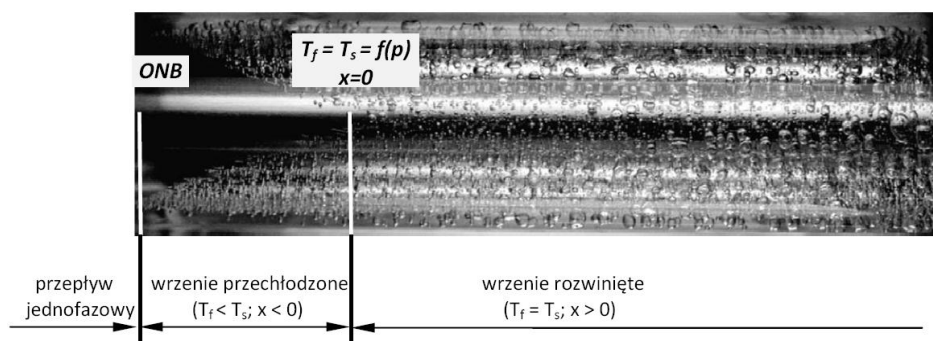


Rys. 2. Schemat ideowy odcinka pomiarowego; 1 – minikanal rurowy, 2 – czujnik ciśnienia czynnika na dopływie do odcinka badawczego, 3 – czujnik różnicy ciśnienia, 4 – transformator wysokoprądowy, 5 – woltmierz, 6 – bocznik wysokoprądowy, 7 – miliwoltmierz, 8 – izolacja cieplna, 9 – termometr termoelektryczny – temperatura wlotowa czynnika, 10 – termometr termoelektryczny – temperatura wylotowa czynnika

Fig. 2. Schematic diagram of measuring section; 1 – pipe minichannel, 2 – pressure sensor at the inflow of refrigerant to investigated section, 3 – pressure difference sensor, 4 – high current transformer, 5 – voltmeter, 6 – high current shunt, 7 – mili-voltmeter, 8 – thermal insulation, 9 – thermoelectric thermometer: refrigerant inflow temperature, 10 – thermoelectric thermometer: refrigerant outflow temperature

3. Zakres badań eksperymentalnych

Na rys. 3 przedstawiono charakterystyczne strefy powstające w ogrzewanym kanale podczas przepływu czynnika. Wyróżniono strefy: jednofazowego przepływu czynnika, wrzenia przechłodzonego i wrzenia rozwiniętego. Wyeksponowano przekrój, w którym rozpoczyna się wrzenie przy ścianie (*ONB* – ang.: Onset Nucleate Boiling) oraz przekrój, w którym pęcherzyki osiągają rdzeń przepływu.



Rys. 3. Widok charakterystycznych stref wrzenia czynnika chłodniczego w przepływie kanałem

Fig. 3. Characteristic boiling zones of refrigerant during flow through channel

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych wrzenia przechłodzonego w minikanalach ($x < 0$), czyli w strefie między *ONB* a przekrojem, w którym stopień suchości osiąga wartość $x = 0$, zaś wrzenie traktowane jest jako rozwinięte. Badania wymiany ciepła podczas wrzenia przechłodzonego prowadzono dla każdej średnicy minirurki w 6 seriach pomiarowych. Wykonano pomiary, podczas których, dla ustalonej gęstości strumienia masy skokowo zwiększano gęstość strumienia ciepła (do 90 kW/m^2), a następnie zmniejszano. Zakres badań przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Zakres eksperymentu

Table 1. Range of investigations

d_w [mm]	$(w\rho)$ [kg/(m ² s)] – R134a						$(w\rho)$ [kg/(m ² s)] – R404A					
	I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI
0,45	380,9	427,6	551,9	808,0	961,1	1399,1	363,7	442,1	581,0	830,0	951,7	1407,8
0,55	348,3	440,8	584,0	809,6	958,0	1396,4	367,2	447,2	578,5	822,3	933,7	1401,3
0,80	361,7	436,4	568,1	811,8	953,5	1343,8	365,3	443,8	575,1	817,3	942,7	1403,8
1,10	377,4	428,4	576,2	814,1	945,1	1385,6	362,1	440,9	572,8	805,6	936,2	1400,2
1,15	360,6	449,4	583,2	820,8	956,9	1427,3	356,5	441,5	568,9	814,9	942,1	1410,2
1,30	364,6	439,4	571,1	817,0	933,5	1344,5	365,1	448,6	572,4	815,9	940,7	1399,8
1,35	364,5	438,1	566,7	809,2	938,4	1393,2	355,6	440,0	571,7	818,1	939,8	1403,1
1,40	361,3	437,1	568,7	813,3	936,3	1389,0	368,9	440,0	567,5	816,1	936,8	1394,7

Tabela 1. cd
Table 1. cont.

d_w [mm]	(wρ) [kg/(m ² s)] – R134a						(wρ) [kg/(m ² s)] – R404A					
	I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI
1,60	365,3	438,4	557,7	816,0	941,5	1468,1	354,4	439,6	564,7	813,5	954,4	1399,4
1,68	291,6	443,8	448,3	520,5	864,2	1422,6	346,3	419,4	543,8	774,8	904,5	1333,1
1,94	355,5	441,7	567,1	813,0	945,9	1441,8	361,9	435,3	570,2	812,9	936,6	1389,1
2,30	360,7	436,7	555,9	813,6	948,5	x	363,4	441,2	576,9	790,5	944,4	x
(wρ) średnie	357,7	438,2	558,2	788,9	940,2	1401,0	360,9	440,0	570,3	811,0	938,6	1394,8

4. Metodyka badań

Lokalny współczynnik przejmowania ciepła $\alpha(i)$ obliczono z zależności:

$$\alpha(i) = \frac{q}{T_w(i) - T_f(i)}, \quad (1)$$

gdzie: $T_w(i)$ zmierzona temperatura ścianki w i -tym przekroju, zaś q – gęstość strumienia ciepła określona z zależności:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{P_{el} - Q_{str}}{A}, \quad (2)$$

w której strumień ciepła Q jest określony różnicą mocy elektrycznej dostarczonej do ogrzewanego odcinka minikanalu rurowego P_{el} i straty ciepła do otoczenia $-Q_{str}$, zaś A jest wewnętrzną, ogrzewaną powierzchnią minikanalu. Bezpośredni pomiar temperatury czynnika chłodniczego $-T_f(i)$ – w przekroju odległym o $L(i)$ od przekroju wlotowego podczas przepływu wewnątrz minikanalu rurowego był niemożliwy z przyczyn technicznych. Dlatego wartości temperatury czynnika w poszczególnych przekrojach odcinka pomiarowego określono stosując metodę bilansu cieplnego:

$$T_f(i) = T_{wl} + \frac{q \cdot \pi \cdot d_w \cdot L(i)}{m \cdot c_p}, \quad (3)$$

gdzie: T_{wl} – temperatura czynnika chłodniczego zmierzona w przekroju wlotowym odcinka pomiarowego, c_p – średnie ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu czynnika jednofazowego dla średniej temperatury czynnika. Straty ciepła do otoczenia oszacowano na drodze pomiarów eksperymentalnych podczas testowania stanowiska i nie przekraczały one poziomu 3÷5% dostarczanej mocy elektrycznej P_{el} , w zależności od średnicy wewnętrznej minikanalu.

Korzystając z zależności zdefiniowanej przez *Maranzana* [13]:

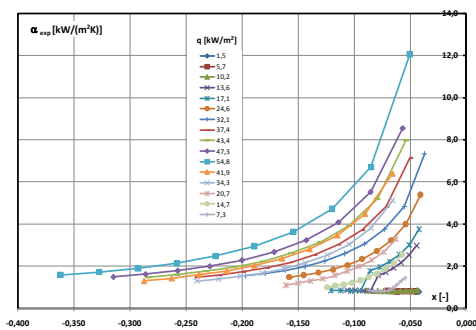
$$M = \frac{\lambda_w}{\lambda_f} \cdot \frac{d_z^2 - d_w^2}{d_w L} \cdot \frac{1}{Re \cdot Pr}, \quad (4)$$

gdzie: λ_w – współczynnik przewodzenia ciepła materiału ścianki minikanalu, λ_f – przewodność cieplna czynnika, d_z – zewnętrzna średnica minikanalu, d_w – wewnętrzna średnica minikanalu i L – długość ogrzewanej strefy minikanalu. Sprawdzone możliwość pominięcia wpływu wzdłużnego przewodnictwa cieplnego w ścianie minikanalu w warunkach eksperymentu. Parametr M , zwany również liczbą przewodnictwa wzdłużnego, stanowi podstawę weryfikacji istotności wzdłużnego przewodzenia ciepła w ścianie minikanalu i jest zalecany do stosowania, między innymi w pracach *Hetsroni* [10] i *Celaty et al.* [1]. Dla średnic minikanalów rurowych parametr ten mieścił się w przedziale $M = 3 \cdot 10^{-4} \div 1 \cdot 10^{-3}$. Zgodnie z teorią *Maranzana*, dla wartości parametru $M < 0,01$ zjawisko przewodnictwa wzdłużnego ścianki minikanalu uznaje się za znikome i w zagadnieniach wymiany ciepła może być pominięte.

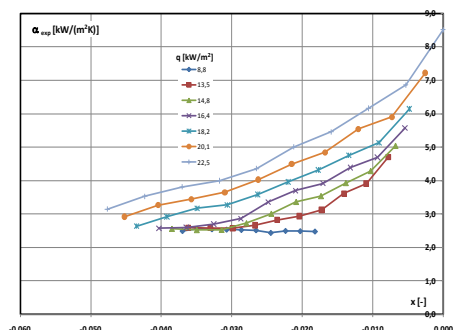
W analizie wymiany ciepła w warunkach konwekcji wymuszonej w minikanalach, zjawisko przewodzenia wzdłużnego w płynie może być pominięte, gdy wartość liczby Pecleta $Pe \gg 1$. W przeprowadzonych badaniach eksperymentalnych liczba *Pecleta* wynosiła $Pe > 3500$. Można więc uznać, że wzdłużne przewodzenie ciepła w płynie wzdłuż osi kanału jest w warunkach eksperymentu pomijalne.

5. Wyniki badań

Szczegółowe wyniki badań porównawczych zawarto, między innymi, w publikacjach autorów [2 ÷ 8]. Na rys. 4 i 5 przedstawiono eksperymentalną zależność lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α_{exp} od stopnia suchości x przy różnych wartościach gęstości strumienia ciepła q .



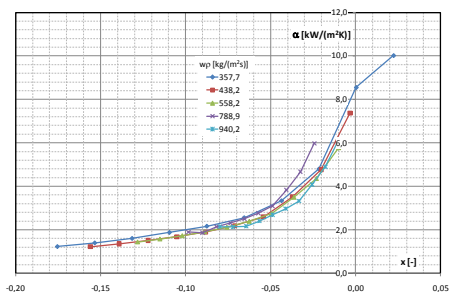
Rys. 4. Lokalny współczynnik przejmowania ciepła α od stopnia suchości x przy $q = \text{const}$; R134a, $d_w = 2,30$ mm, $(w\rho) = 360,7$ kg/(m²s)
Fig. 4. Local heat transfer coefficient α related to vapor quality with $q = \text{const}$; R134a, $d_w = 2.30$ mm, $(w\rho) = 360.7$ kg/(m²s)



Rys. 5. Lokalny współczynnik przejmowania ciepła α od stopnia suchości x przy $q = \text{const}$; R404A, $d_w = 2,30$ mm, $(w\rho) = 944,4$ kg/(m²s)
Fig. 5. Local heat transfer coefficient α related to vapor quality with $q = \text{const}$; R404A, $d_w = 2,30$ mm, $(w\rho) = 944.4$ kg/(m²s)

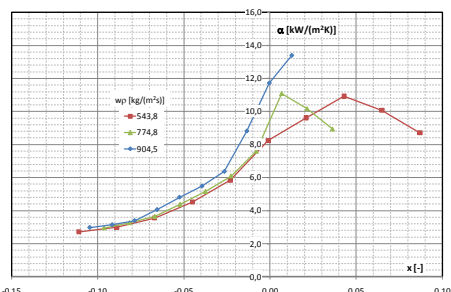
Z przedstawionych charakterystyk wynika, że wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α zwiększa się wyraźnie ze wzrostem stopnia suchości x . Charakterystyczny jest również wzrost lokalnego współczynnika przejmowania ciepła ze wzrostem gęstości strumienia ciepła, dla tych samych wartości lokalnego stopnia suchości. Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono eksperymentalną zależność lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α od stopnia suchości x , dla różnych wartościach gęstości strumienia masy $(w\rho)$. Podczas wrzenia przechłodzonego wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α nie zależy praktycznie od strumienia masy przepływającego czynnika $(w\rho)$. Dla

prezentowanych przypadków wartość strumienia ciepła q mieściła się w przedziale $\pm 5\%$ wartości średniej, podanej w opisie rys. 6 i 7, co jest przyczyną rozbieżności w przebiegach uzyskanych charakterystyk.



Rys. 6. Lokalny współczynnik przejmowania ciepła α od stopnia suchości przy $(w\rho) = \text{const}$; R134a, $d_w = 1,60 \text{ mm}$, $q = 26 \text{ kW/m}^2$

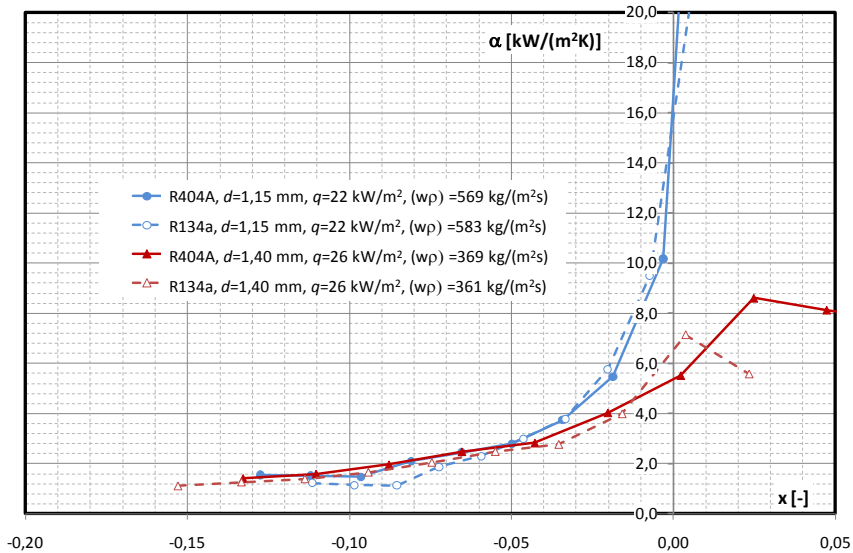
Fig. 6. Local heat transfer coefficient α related to vapor quality with $(w\rho) = \text{const}$; R134a, $d_w = 1.60 \text{ mm}$, $q = 26 \text{ kW/m}^2$



Rys. 7. Lokalny współczynnik przejmowania ciepła α od stopnia suchości przy $(w\rho) = \text{const}$; R404A, $d_w = 1,68 \text{ mm}$, $q = 40 \text{ kW/m}^2$

Fig. 7. Local heat transfer coefficient α related to vapor quality with $(w\rho) = \text{const}$; R404A, $d_w = 1.68 \text{ mm}$, $q = 40 \text{ kW/m}^2$

Na rysunku 8 przedstawiono porównanie wartości lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α od stopnia suchości x uzyskanych dla czynników R134a i R404A. Porównanie dotyczy dwóch wybranych średnic minikanалу rurowego: $d_w = 1,15 \text{ mm}$ i $d_w = 1,40 \text{ mm}$. Zauważa się, że w strefie wrzenia przechłodzonego brak jest wyraźnego wpływu rodzaju czynnika (R134a lub R404A) na wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła.



Rys. 8. Wpływ rodzaju czynnika chłodniczego na lokalny współczynnik przejmowania ciepła α

Fig. 8. Influence of the refrigerant type on local heat transfer coefficient α

6. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań wrzenia przechłodzonego czynników R134a i R404A w minikanalach rurowych o średnicy wewnętrznej $d_w = 0,45 \div 2,30$ mm stwierdzono, że:

- wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α w zakresie wrzenia przechłodzonego gwałtownie wzrasta ze wzrostem stopnia suchości x ,
- obserwuje się wyraźny wpływ gęstości strumienia ciepła q na lokalny współczynnik przejmowania ciepła α , tzn. ze wzrostem gęstości strumienia ciepła wzrasta wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła,
- wpływ gęstości strumienia masy ($w\rho$) na wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α , przy stałym strumieniu ciepła doprowadzanym do czynnika q jest pomijalnie mały,
- nie zauważono wyraźnego wpływu rodzaju czynnika chłodniczego (R134a lub R404A) na lokalny współczynnik przejmowania ciepła podczas wrzenia przechłodzonego.

Praca wykonana w ramach grantu MNiSWNr. N N512 355 637.

Literatura

1. **Celata G.P., Cumo M., Marconi V., McPhail S.J., Zummo G.:** *Micro-tube liquid single-phase heat transfer in laminar flow*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 49, pp. 3538÷3546. 2006.
2. **Dutkowski K., Bohdal T., Sikora M.:** *Boiling curves of refrigerants in minichannel*, XIX International Symposium, Research-Education-Technology, Bremen, pp. 146÷151. 2009.
3. **Dutkowski K., Bohdal T.:** *Analiza wrzenia czynników chłodniczych w kanałach o małej średnicy*, Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna, nr 4 str. 146÷150. 2008.
4. **Dutkowski K., Bohdal T.:** *Wrzenie czynników chłodniczych w kanałach o małej średnicy*, XIII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, Darłówko str. 403÷410. 2007.
5. **Dutkowski K., Charun H.:** *Wpływ flashingu w minikanale na krzywe wrzenia czynnika chłodniczego*, Chłodnictwo, nr 12, str. 18÷27. 2008.
6. **Dutkowski K., Charun H.:** *Wrzenie przechłodzone czynników chłodniczych w minikanalach*, VIII Workshop „Modelling of Multiphase Flows in Thermo-Chemical Systems”, Wieżyca, pp. 41÷42. 2009.
7. **Dutkowski K., Charun H.:** *Wymiana ciepła podczas wrzenia przechłodzonego czynnika R134a w minirurkach*, Chłodnictwo, nr 10, str. 26÷33. 2009.
8. **Dutkowski K.:** *Influence of the flashing phenomenon on the boiling curve of refrigerant R134a in minichannels*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, nr 53, pp. 1036÷1043. 2010.
9. **Haynes B. S., Fletcher D.F.:** *Subcooled flow boiling heat transfer in narrow passages*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 46, pp. 3673÷3682. 2003.
10. **Hetsroni G.:** *Flow and heat transfer in micro-channels*, 4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics HEFAT 2005, paper number: K3, Cairo, Egypt 2005.
11. **Lee J., Mudawar I.:** *Fluid flow and heat transfer characteristics of low temperature two-phase micro-channel heat sinks – Part 2. Subcooled boiling pressure drop and heat transfer*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 51, pp. 4327÷4341. 2008.
12. **Lie Y. M., Lin T. F.:** *Subcooled flow boiling heat transfer and associated bubble characteristics of R-134a in a narrow annular duct*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 49, pp. 2077÷2089. 2006.

13. **Maranzana G., Perry I., Maillet D.:** *Mini- and micro-channels: influence of axial conduction in the walls*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 47, pp. 3993÷4004. 2004.
14. **Martín-Callizo C., Owhaib W., Palm B.:** *Subcooled flow boiling of R134a in a vertical channel of small diameter*, 6th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Matsushima, Miyagi, Japan 2005.
15. **Martin-Callizo C., Palm B., Owhaib W.:** *Subcooled flow boiling of R-134a in vertical channels of small diameter*, Int. Journal of Multiphase Flow, 33, pp. 822÷832. 2007.

Oznaczenia

c_p	– ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, J/(kgK),
d	– średnica, mm,
\dot{m}	– masowe natężenie przepływu, kg/s,
M	– liczba Maranzana, -,
L	– długość, m,
p	– ciśnienie, Pa,
P_{el}	– moc elektryczna, W,
Pe	– liczba Pecleta, -,
q	– gęstość strumienia ciepła, W/m ² ,
Q	– strumień ciepła, W,
T	– temperatura, K,
$w\rho$	– gęstość strumienia masy, kg/(m ² s),
x	– stopień suchości, -,

Symbole greckie

α	– współczynnik przejmowania ciepła, W/(m ² K),
λ	– współczynnik przewodzenia ciepła, W/(mK),

Indeksy

f	– płyn,
w	– wewnętrzna, ścianka,
wl	– wlotowa,
wyl	– wylotowa.

Investigations of Heat Transfer During Subcooled Flow Boiling of Refrigerants in Minichannels

Abstract

Companies producing heat exchangers with instrumentation, particularly in the mini- and microscale are dynamically developing. This applies to manufacturers of compact heat exchangers and miniature pumps, for systems which precisely dose chemical reagents. A particular field of interest is the need to discharge or supply an increasing density of heat fluxes generated in electronic circuits.

Recently, several studies were carried out on the developed boiling of refrigerants in minichannels. Substantially less studies were conducted on subcooled boiling. Therefore, authors undertook experimental investigations in this field.

This paper presents the results of experimental investigations of subcooled flow boiling in minichannels. The local heat transfer coefficient was determined during measurements of subcooled flow boiling of R134a and R404A in 12 horizontal pipes with the internal diameters of: $0.45 \div 2.30$ mm. The local heat transfer coefficient was obtained for heat fluxes up to 90 kW/m^2 with average mass fluxes as follows: 358, 438, 558, 789, 940, 1401 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ and 361, 440, 570, 811, 939, 1395 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ for R134a and R404A refrigerants respectively. Influence of selected parameters on local heat transfer coefficient was presented.

Value of the local heat transfer coefficient α in the range of subcooled boiling rapidly increases along with increase of the degree of dryness x .

Evident impact of heat flux density q on the local heat transfer coefficient α was observed. With increasing heat flux density value of local heat transfer coefficient increases.

Influence of mass flux density ($w\rho$) on the value of local heat transfer coefficient α , at a constant stream of heat inflowing to reagent q is negligibly small.

No relevant influence of the type of refrigerant (R134a or R404A) on the local heat transfer coefficient during subcooled boiling was observed.

