

Analiza przemian fazowych proekologicznych czynników chłodniczych w minikanalach rurowych¹

*Tadeusz Bohdal, Henryk Charun, Krzysztof Dutkowski
Politechnika Koszalińska*

1. Wstęp

W ostatnich latach wzrosło zapotrzebowanie na prace badawcze w zakresie wymiany ciepła i hydrodynamiki czynników chłodniczych w kanałach o małej średnicy. Jest to wynikiem gwałtownego zapotrzebowania na kompaktowe wymienniki ciepła, stosowane w przemyśle motoryzacyjnym, w medycynie, elektronice, a zwłaszcza w nowoczesnych komputerach. Ciągły wzrost mocy obliczeniowych procesorów komputerowych wymaga odbioru od nich coraz większej ilości ciepła. Dużą wartość gęstości strumienia ciepła na małych powierzchniach może zapewnić wykorzystanie przemian fazowych czynników chłodniczych. Może być realizowany w kanałach rurowych o małej średnicy lub w pakietach złożonych z dużej liczby równoległych kanałów, o różnych kształtach przekroju poprzecznego. Jako kanały o małej średnicy można uznać te, których średnica wewnętrzna jest mniejsza od 3 mm. Kanały rurowe stosowane w wymiennikach ciepła dzieli się na: kanały konwencjonalne – o średnicy hydraulicznej 3 mm i więcej, minikanaly – o średnicy hydraulicznej w zakresie $200\ \mu\text{m} \div 3\ \text{mm}$ i mikrokanaly – odpowiednio $50\ \mu\text{m} \div 200\ \mu\text{m}$.

Podział ten należy traktować, jako umowny. Ciągły rozwój metod badawczych sprawia, że ustalane są nowe granice zakresu średnic, tzw. małych kanałów. W zależności od średnicy kanału rurowego obserwuje się odmienne struktury przepływu dwufazowego, określone dla przemian fazowych czynników. Zagadnienia przedstawione w tej pracy mają istotne znaczenie z następujących powodów:

¹ Praca wykonana w ramach Projektów Badawczych Nr: N 513 012 31/2188 oraz NN 512 2315 33

1. zależności obliczeniowe określone i sprawdzone dla kanałów konwencjonalnych nie mogą być bezkrytycznie przeniesione do zakresu mini- i mikrokanalów,
2. pomimo tego, że przemiany fazowe wrzenia i skraplania czynników są względem siebie procesami odwrotnymi, nie oznacza to ich pełnej symetryczności. Dlatego proponowane do obliczeń korelacje powinny być oddzielnie weryfikowane eksperymentalnie dla tych przemian fazowych,
3. projektanci tzw. kompaktowych wymienników ciepła, w których stosowane są minikanaly rurowe oczekują sprawdzonych korelacji obliczeniowych, niezbędnych do wyznaczenia powierzchni wymiany ciepła,
4. wprowadzenie nowych, proekologicznych zamienników czynników chłodniczych chlorowcopochodnych (freonów – wycofanych już z zastosowań) stwarza dodatkowe problemy w tym zakresie.

Zagadnienia przedstawione w niniejszym opracowaniu dotyczą analizy przydatności proponowanych korelacji do obliczenia oporów przepływu i współczynnika przejmowania ciepła w minikanalach rurowych chłodniczych, kompaktowych skraplaczy i parowników. Analizą objęto pojedyncze minikanaly rurowe, wyłączając układy złożone z wielu minikanalów zasilanych równolegle.

2. Metody określanie spadku ciśnienia czynnika chłodniczego w przepływie dwufazowym podczas wrzenia i skraplania w minikanalach

Wyznaczenie spadku ciśnienia w przepływie dwufazowym w minikanale rurowym, podczas wrzenia i skraplania czynnika chłodniczego stanowi, obok obliczenia pola powierzchni wymiany ciepła, istotny element projektowania wymiennika ciepła. Spadek ciśnienia w przepływie dwufazowym zależy zarówno od udziału objętościowego obu faz (ciekłej i gazowej) mieszaniny, od struktury przepływu oraz od kształtu powierzchni międzyfazowej. Podobnie, jak dla kanałów konwencjonalnych, całkowitą względną stratę ciśnienia można przedstawić w postaci:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TP} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TPF} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_A + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_H, \quad (1)$$

gdzie:

- $(\Delta p / \Delta L)_{TPF}$ – tarciova strata ciśnienia,
- $(\Delta p / \Delta L)_A$ – strata przyśpieszeniowa,
- $(\Delta p / \Delta L)_H$ – strata hydrostatyczna ciśnienia.

Z uwagi na to, że zdecydowany wpływ wywiera tarciowa strata ciśnienia, można w obliczeniach, zwłaszcza inżynierskich pominąć drugi i trzeci składnik sumy po prawej stronie równania (1).

Określenie tarciowego spadku ciśnienia w przepływie mieszaniny dwufazowej dokonuje się stosując różne modele obliczeniowe. Wśród tych modeli, szczególną przydatność w odniesieniu do minikanalów wykazuje model rozdzielony. W oparciu o ten typ modelu stosowane są dwie metody obliczeniowe, to znaczy metoda *Lockharta – Martinelli’ego* oraz metoda *Friedela*, z różnymi ich modyfikacjami.

W metodzie *Lockharta – Martinelli’ego* oblicza się tarciową stratę ciśnienia z zależności [17]:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TPF} = \Phi_i^2 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_l, \quad (2)$$

gdzie:

$(\Delta p / \Delta L)_l$ – liniowa strata ciśnienia wywołana jednofazowym przepływem fazy ciekłej

Φ_i^2 – współczynnik zależny od parametru χ *Lockharta-Martinelli’ego* [17].

Ważnym problemem jest jego obliczenie. *Chisholm* [8] wprowadził zapis analityczny wielkości współczynnika Φ_i^2 , na podstawie danych *Lockharta* i *Martinelli’ego*, przedstawionych w ich pracy [17] w postaci graficznej. Proponowany zapis wzoru ma postać:

$$\Phi_i^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2}, \quad (3)$$

gdzie:

C – stała.

Uwzględniając charakter przepływu każdej z faz podano wartości stałej C : $C=5$ (przepływ laminarny fazy ciekłej – przepływ laminarny fazy gazowej), $C=10$ (przepływ turbulentny fazy ciekłej – przepływ laminarny fazy gazowej), $C=12$ (przepływ laminarny fazy ciekłej – przepływ turbulentny fazy gazowej) oraz $C=20$ (przepływ turbulentny fazy ciekłej – przepływ turbulentny fazy gazowej).

Metoda *Friedela* [12] opisuje tarciowy spadek ciśnienia przy założeniu, że jest on proporcjonalny do spadku ciśnienia, który miałby miejsce wówczas, gdyby masę przepływającej mieszaniny dwufazowej potraktować, jako masę jednej fazy (np. ciekłej). Wtedy można tarciowy spadek ciśnienia podać w postaci wzoru:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TPF} = \Phi_{lo}^2 \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{lo}, \quad (4)$$

gdzie:

$$\Phi_{lo}^2 = E + \frac{3,24 \cdot F \cdot H}{Fr^{0,045} \cdot We^{0,035}}, \quad (5)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_l \cdot f_{vo}}{\rho_v \cdot f_{lo}}, \quad F = x^{0,78} \cdot (1-x)^{0,24},$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,7}, \quad (6)$$

przy czym Fr jest liczbą Frouda, zaś We liczbą Webera:

$$Fr = \frac{(w\rho)^2}{d \cdot g \cdot \rho_{TPF}^2}, \quad We = \frac{d \cdot (w\rho)^2}{\sigma \cdot \rho_{TPF}}. \quad (7)$$

Gęstość ρ_{TPF} mieszaniny dwufazowej, traktowanej jako homogeniczna, oblicza się ze wzoru:

$$\rho_{TPF} = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1}. \quad (8)$$

W powyższych wzorach pozostałe symbole oznaczają: d – średnicę wewnętrzną kanału, x – stopień suchości, μ – dynamiczny współczynnik lepkości, ρ – gęstość, $(w\rho)$ – gęstość strumienia masy, σ – napięcie powierzchniowe. Współczynniki tarcia f_{lo} i f_{vo} , przykładowo dla przypadku skraplania w przepływie, określa się dla jednofazowego przepływu w rurze gładkiej z zależności Baroczy [3], o postaci:

$$f_x = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_x}\right)^{12} + \left\{ \left[2,457 \cdot \ln\left(\frac{Re_x}{7}\right)^{0,9} \right]^{16} + \left(\frac{37530}{Re_x}\right)^{16} \right\}^{-1,5} \right]^{1/12}, \quad (9)$$

gdzie indeks dolny $x=vo$ stosuje się w przypadku obliczenia f_{vo} oraz $x = lo$ w obliczeniu f_{lo} ; podobnie odnosi się takie oznaczenie w przypadku wyznaczenia liczby Reynoldsa Re_{lo} i Re_{vo} .

Propozycja *Chena* (2001) [6, 7] stanowi modyfikację korelacji *Friedela*, po wprowadzeniu mnożnika dwufazowego Ω :

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TPF} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{\text{wg Friedel}} \cdot \Omega, \quad (10)$$

gdzie:

$$\Omega = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{0,0333 \cdot \text{Re}_{lo}^{0,45}}{\text{Re}_v^{0,09} \cdot (1 + 0,4 \cdot e^{-Bo})} & \text{dla } Bo < 2,5, \\ \frac{We^{0,2}}{2,5 + 0,06Bo} & \text{dla } Bo \geq 2,5 \end{array} \right\}, \quad (11)$$

Bo – liczba *Bonda*.

W pracy *Cavalliniego et al.* [5] podano modyfikację korelacji *Friedela* w postaci:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TPF} = \Phi_{lo}^2 \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{lo}, \quad (12)$$

gdzie:

$$\Phi_{lo}^2 = E + \frac{1,262 \cdot F \cdot H}{We^{0,1458}}, \quad F = x^{0,6978},$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,3278} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{-1,181} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{3,477}. \quad (13)$$

W pracy *Wilsona et al.* (2003) [26] podano modyfikację metody *Lockharta-Martinellego*, po wprowadzeniu mnożnika poprawkowego (szczególnie przydatna w obliczeniach skraplania w minikanalach):

$$\Phi_{lo}^2 = 12,82 \cdot \chi_{tt}^{-1,47} (1 - x)^{1,8}. \quad (14)$$

przy czym tarciowa strata ciśnienia w układzie dwufazowym obliczana jest ze wzoru:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TPF} = \Phi_{lo}^2 \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{lo}, \quad \text{gdzie: } \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{lo} = \frac{f_{lo}(w\rho)^2}{2d\rho_l}. \quad (15)$$

Garimella et al. (2005-2006) [13] proponują następującą korelację:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TPF} = \frac{1}{2} \cdot f_l \cdot \frac{(w\rho)^2 \cdot x}{\rho_v \phi^{2,5} \cdot d}, \quad (16)$$

gdzie współczynnik tarcia

$$f_l = A \cdot x^a \cdot \text{Re}_l^b \cdot \psi^c \cdot f_l, \quad (17)$$

przy czym:

- dla ruchu laminarnego $\text{Re} < 2100$, $A = 1,308 \cdot 10^{-3}$, $a = 0,427$, $b = 0,930$, $c = -0,121$,
- dla ruchu turbulentnego: $\text{Re} > 3400$, $A = 25,64$, $a = 0,532$, $b = -0,327$, $c = 0,021$.

Wielkość oznaczona we wzorze (17) symbolem ψ oblicza się z zależności:

$$\psi = \frac{j_l \cdot \mu_l}{\sigma}, \quad (18)$$

gdzie:

j_l – tzw. *pozorna prędkość fazy ciekłej*:

$$j_l = \frac{(w\rho) \cdot (1-x)}{\rho_l(1-\phi)}, \quad (19)$$

σ – napięcie powierzchniowe, natomiast ϕ jest stopniem wypełnienia określonym ze wzoru:

$$\phi = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,74} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,65} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,13} \right]^{-1}; \quad (20)$$

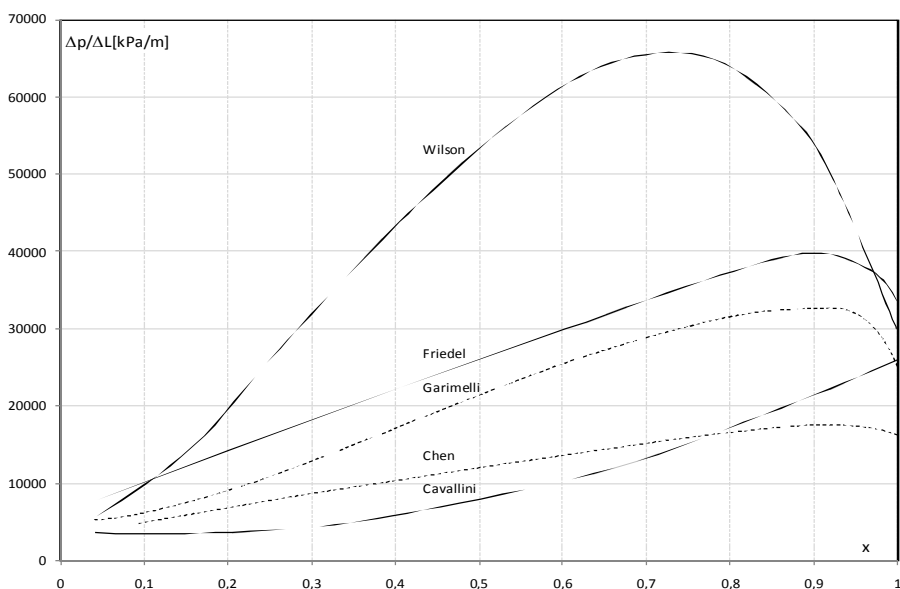
Liczba Reynoldsa opisana jest zależnościami:

$$\text{Re}_l = \frac{(w\rho) \cdot d \cdot (1-x)}{(1 + \sqrt{\phi})\mu_l}, \quad \text{Re}_v = \frac{(w\rho) \cdot d \cdot x}{\mu_v \sqrt{\phi}}, \quad (21)$$

a współczynniki tarcia, odpowiednio dla fazy ciekłej i parowej zdefiniowano następująco:

$$f_l = \frac{64}{\text{Re}_l}, \quad f_v = 0,316 \cdot \text{Re}_v^{-0,25}. \quad (22)$$

Autorzy wykonali przykładowe obliczenia porównawcze, z zastosowaniem korelacji podanych przez *Friedela* (4), *Chena* (10), *Cavallini'ego* (12), *Wilsona* (14) i *Garimella* (16). Na rysunku 1 pokazano interpretację graficzną obliczeń w postaci zależności $(\Delta p / \Delta L)_{TPF} = f(x)$, gdzie x jest udziałem masyowym fazy gazowej w mieszaninie dwufazowej (stopień suchości). Zauważa się znaczące rozbieżności wyników obliczeń, co w znacznej mierze utrudnia wybór potrzebnej, poprawnej korelacji. Poszukiwaniu takich korelacji trzeba uwzględnić ich eksperymentalną weryfikację.

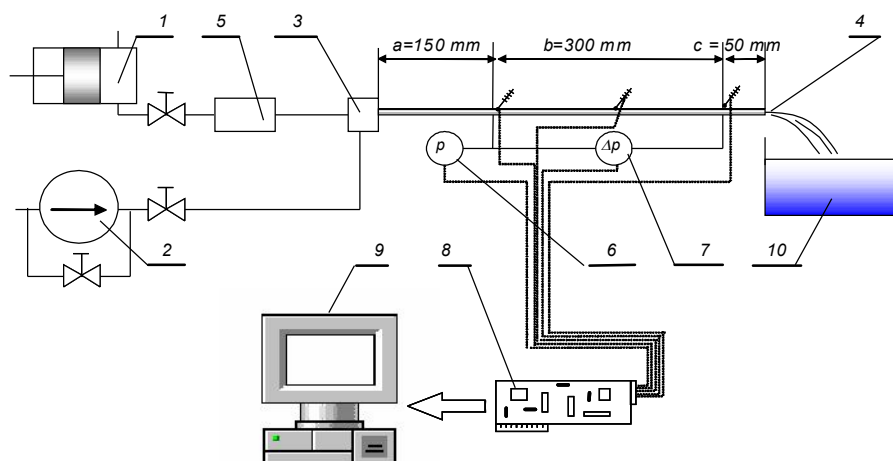


Rys. 1. Zestawienie porównawcze zależności tarcowego oporu przepływu od stopnia suchości x podczas przepływu proekologicznego czynnika chłodniczego R134a w minikanale rurowym o średnicy wewnętrznej $d = 1,4$ mm, $(w_p) = 400$ kg/(m² · s), $t_k = +40^\circ\text{C}$; w obliczeniach wykorzystano korelacje *Friedela* (4), *Chena* (10), *Cavallini'ego* (12), *Wilsona* (14), oraz *Garimella* (16)

Fig. 1. Comparison of the frictional flow resistance depending of dryness level x during condensation of R134a environment-friendly refrigerant in a tubular mini-channel with internal diameter $d = 1.4$ mm, $(w_p) = 400$ kg/(m² · s), $t_k = +40^\circ\text{C}$; correlations of *Friedel* (4), *Chen* (10), *Cavallini* (12), *Wilson* (14), and *Garimell* (16) were applied in the calculations

2.1. Wyniki eksperymentalnej weryfikacji zależności do obliczenia spadku ciśnienia w minikanalach rurowych

Wykonane zostały badania eksperymentalne, pozwalające na weryfikację zależności opisujących spadek ciśnienia w przepływie dwufazowym w minikanalach rurowych. W tym celu zbudowano stanowisko badawcze, na którym istniała możliwość pomiaru spadku ciśnienia w adiabatycznym przepływie mieszaniny dwufazowej wody i powietrza w minikanalach. Na rysunku 2 przedstawiono schemat stanowiska badawczego.



Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego; 1 – sprężarka wraz ze zbiornikiem, 2 – pompa z układem zaworów, 3 – strefa mieszania, 4 – odcinek pomiarowy, 5 – przepływomierz, 6 – czujnik pomiaru ciśnienia, 7 – czujnik pomiaru różnicy ciśnienia, 8 – karta pomiarowa, 9 – komputer, 10 – zbiornik; a, b, c – strefy odcinka pomiarowego

Fig. 2. Schematic diagram of the test stand; 1 – compressor with container, 2 – pump with a set of valves, 3 – mixing zone, 4 – measuring section, 5 – flow meter, 6 – pressure measurement sensor, 7 – pressure difference measurement sensor, 8 – measurement card, 9 – computer, 10 – container, a, b, c – zones of the measuring section

Woda, której wymuszony przepływ generowała mini-pompa zębata 2 (typu *D Series Magnetically Coupled Gear Pump* produkcji firmy *Tuthill Corporation*) doprowadzana była do strefy mieszania 3 i dalej do sekcji pomiarowej minikanalu rurowego 4. Układ zaworów w oprzyrządowaniu pompy 2 służył do regulacji natężenia przepływu wody. Powietrze doprowadzane było i przetła-

czane za pomocą sprężarki 1, przez zawór regulacyjny oraz układ filtrów do przepływomierza masowego *Coriolis 5* (typu *Promass 80A* produkcji firmy *Endress + Hauser*). Zakres pomiarowy przepływomierza wynosił $0 \div 20$ kg/h, co przy klasie przyrządu 0,15 pozwalało na osiągnięcie dokładności $\pm 0,03$ kg/h. Zakres przepływomierza mógł być zmieniany, przez co można było osiągnąć wzrost dokładności pomiaru, przy mniejszym mierzonym natężeniu przepływu. Ważnymi elementami stanowiska do badań przepływu w minikanalach były filtry wody oraz powietrza, co pozwoliło na usunięcie, przede wszystkim, zawartości cząstek stałych w tych czynnikach. Sekcja pomiarowa 4 stanowiła podstawowy element stanowiska pomiarowego.

Całkowitą długość minikanalu pomiarowego podzielono na trzy strefy. Strefa pierwsza (oznaczona na rys. 2 symbolem *a*), zwana stabilizacyjną, miała długość 150 mm, licząc od przekroju wlotowego do minikanalu. Długość odcinka stabilizacji – rozbiegu hydraulicznego – określono na podstawie kryterium podanego w pracy Steinke [21] opisującego bezwymiarową długość $x^+ = f(d_h, Re)$, gdzie *Re* jest liczbą Reynoldsa, zaś d_h średnicą hydrauliczną (d_h dla kanałów o przekroju kołowym jest równe średnicy wewnętrznej). Minimalna wartość bezwymiarowej długości powinna wynosić $x^+ = 0,05 \div 0,055$. Wykonane obliczenia sprawdzające dla *Re* = 2000 wykazały, że kryterium to zostało spełnione dla *a*=150 mm. Właściwy odcinek pomiarowy stanowiła zaizolowana strefa druga (*b*), o długości 300 mm. Strefa trzecia (symbol *c* na rys.2) miała długość 50 mm i stanowiła odcinek odpływowy. Woda opuszczająca tę strefę wypływała do zbiornika 10. Metodą napełniania zbiornika określano natężenie przepływu wody. Pozwoliła ona na precyzyjny pomiar bardzo małych wartości natężenia przepływu wody. Stwierdzono, że błąd metody nie przekracza $\pm 5\%$ mierzonej wartości.

Sekcja pomiarowa 4 została odpowiednio oprzyrządowana. W odległości 150 mm od przekroju wlotowego i 50 mm od przekroju wypływowego z minikanalu wykonano otwory impulsowe do odbioru ciśnienia wody. Na dopływie do właściwego odcinka pomiarowego (*b*) mierzono za pomocą czujnika 6 ciśnienie wody na dopływie, zaś czujnikiem 7 spadek ciśnienia na długości 300 mm odcinka pomiarowego. Do pomiaru ciśnienia zastosowano piezorezystancyjny czujnik z przetwornikiem (typu *Cerabar M PMP41*) produkcji firmy *Endress+Hauser*, o zakresie pomiarowym $0 \div 1$ MPa w klasie wykonania 0,2 (błąd wskazania czujnika ± 2 kPa). Pomiar spadku ciśnienia wykonano za pomocą czujnika różnicy ciśnienia z przetwornikiem (typ *Deltabar S PMD75* produkcji tej samej firmy), o podstawowym zakresie pomiarowym $0 \div 500$ kPa w klasie 0,075. Zakres pomiarowy czujnika mógł być zmieniony przez odpowiednie jego skalowanie, a dokładność pomiaru różnicy ciśnienia w zakresie podstawowym wynosiła $\pm 0,375$ kPa.

Temperaturę czynnika roboczego na długości odcinka pomiarowego (*b* – rysunek 2) mierzono za pomocą czujników termoelektrycznych typu *K* o średnicy termoelektrod 0,2 mm, rozmieszczonych w przekrojach wlotowym, wypływowym oraz w połowie długości odcinka testowego. Przed ich zamontowaniem wykonano indywidualne charakterystyki, względem termometru wzorcowego o działce elementarnej 0,1°C. Odcinek pomiarowy zaizolowano izolacją silikonową o grubości 10 mm. Wstępne badania układu pomiarowego wykazały, że przepływ czynnika roboczego na długości odcinka pomiarowego można było uznać, jako adiabatyczny. Przetworzone sygnały wielkości mierzonych: natężenia przepływu, ciśnienia i temperatury były rejestrowane przez system akwizycji danych, z zastosowaniem karty pomiarowej 8 (rysunek 2) typu *DaqBord 3005* (16 bit., 1 MHz), współpracującej z komputerem 9.

Badania przeprowadzono w zakresach pomiarowych parametrów adiabatycznego przepływu dwufazowego mieszaniny wody i powietrza podanych w tabeli 1.

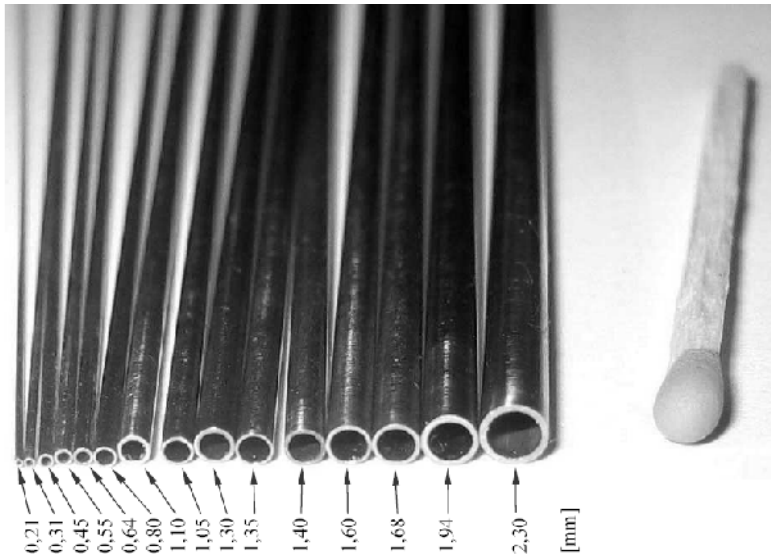
Tabela 1. Zestawienie zbiorcze zakresów wielkości mierzonych eksperymentalnie
Table 1. Overall list of the ranges of the quantities measured experimentally

d_w [mm]	\dot{m}_p [kg/h]	\dot{m}_w [kg/h]	x [-]	j_p [m/s]	j_w [m/s]	(wp) [kg/(m ² ·s)]
1,05	0,032÷0,427	1,47÷18,17	0,0018÷0,2247	3,7÷63,9	0,5÷5,6	587÷5622
1,30	0,011÷0,442	2,03÷34,63	0,0003÷0,1074	0,9÷32,0	0,4÷7,6	481÷7596
1,35	0,052÷0,637	2,21÷30,94	0,0018÷0,1506	3,6÷41,8	0,4÷5,8	455÷5756
1,40	0,034÷0,138	0,65÷35,44	0,0014÷0,1762	2,8÷19,3	0,1÷6,4	139÷6405
1,60	0,020÷0,623	4,26÷59,03	0,0003÷0,0933	1,1÷21,9	0,6÷8,6	683÷8582
1,68	0,034÷0,593	1,99÷58,60	0,0006÷0,1680	1,7÷37,3	0,2÷7,4	280÷7347
1,94	0,042÷0,702	1,67÷47,02	0,0013÷0,0803	2,9÷29,4	0,2÷4,6	174÷4565
2,30	0,063÷0,594	2,58÷53,98	0,0012 ÷0,1137	2,3÷19,9	0,2÷0,3	172 ÷3318

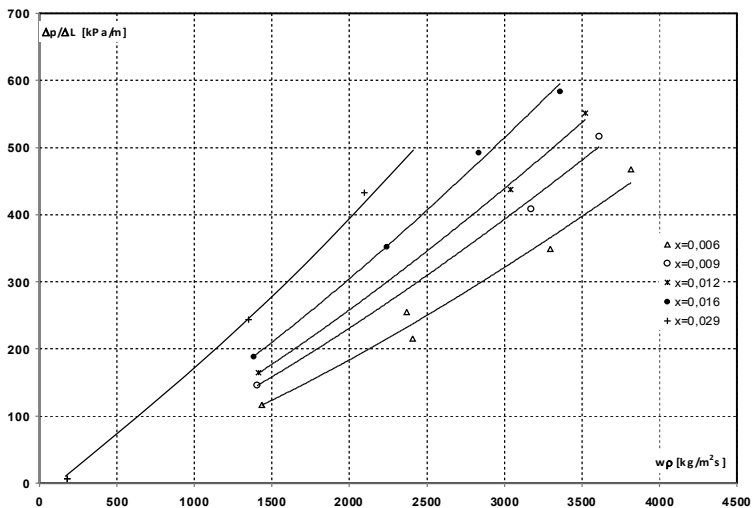
Oznaczenia: masowe natężenie przepływu wody – \dot{m}_w , powietrza – \dot{m}_p , udział masowy powietrza w mieszaninie – x , pozorna prędkość powietrza w minikanale – j_p , pozorna prędkość wody w minikanale – j_w oraz gęstość strumienia masy mieszaniny dwufazowej – (wp) .

Do badań zastosowano minikanaly o przekroju kołowym wykonane ze stali nierdzewnej, o całkowitej długości 500 mm i średnicy wewnętrznej: 1,05 mm, 1,30 mm, 1,35 mm, 1,40 mm, 1,60 mm, 1,68 mm, 1,94 mm oraz 2,30 mm (rysunek 3).

Wykonano badania eksperymentalne spadku ciśnienia w adiabatycznym przepływie mieszaniny dwufazowej woda-powietrze, dla każdego z ośmiu minikanalów rurowych. Dla poszczególnych kanałów sporządzono charakterystyki hydrodynamiczne.



Rys. 3. Widok minikanalów rurowych zastosowanych w badaniach eksperymentalnych
Fig. 3. View of the tubular mini-channels used for the purpose of the experimental research

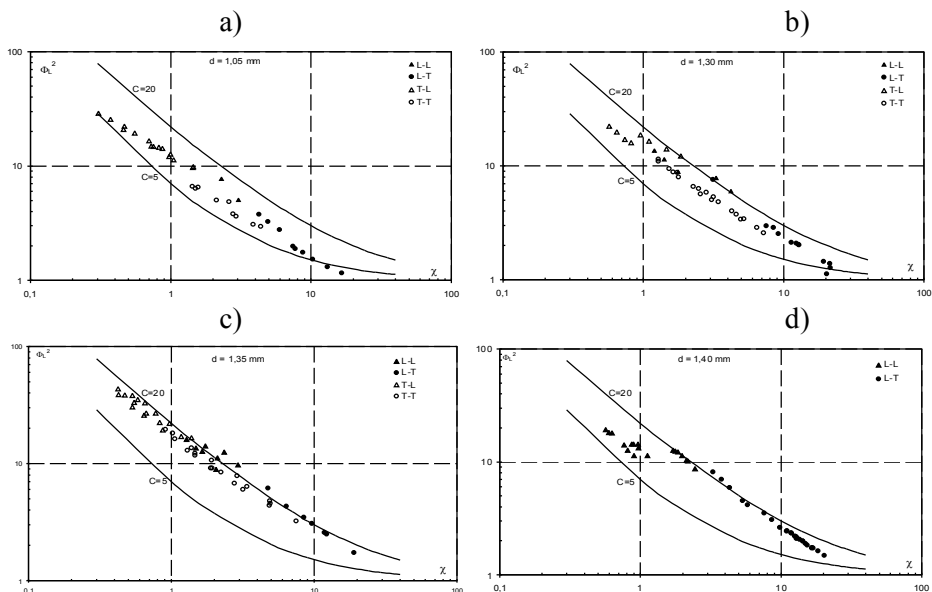


Rys. 4. Przykładowe charakterystyki hydrodynamiczne $(\Delta p/\Delta L) = f(w\rho)$ przy $x = \text{const}$, przepływu adiabatycznego dwufazowej mieszaniny woda – powietrze, w minikanale rurowym o średnicy $d_w = 1,94$ mm

Fig. 4. Sample results $(\Delta p/\Delta L) = f(w\rho)$ in tubular mini-channels with internal diameter $d_w = 1,94$ mm

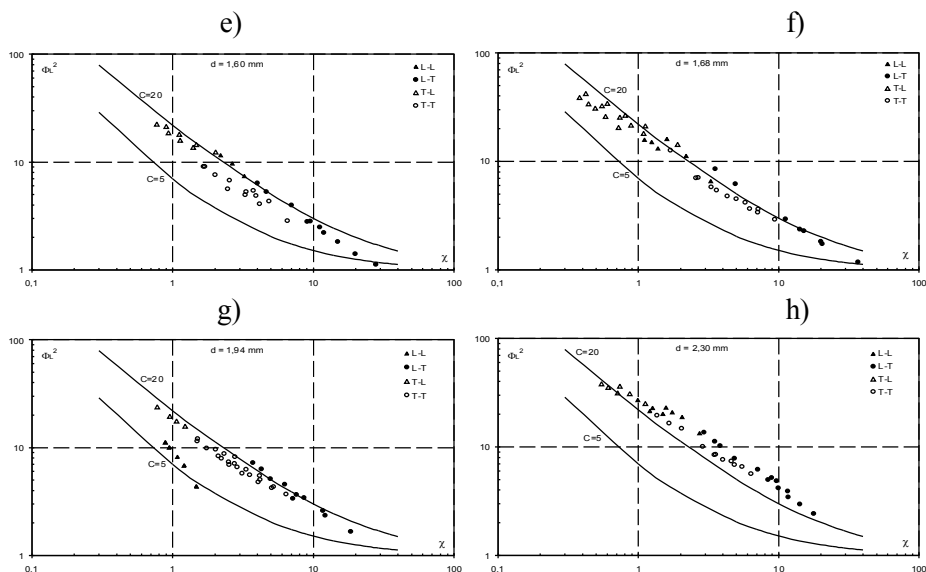
Rysunek 4 przedstawia charakterystykę hydrodynamiczną w postaci zależności ($\Delta p/\Delta L=f(w\rho)$), przy $x = \text{const}$, przykładowo dla minikanalu rurowego o średnicy wewnętrznej $d_w = 1,94$ mm. Analogiczne charakterystyki hydrodynamiczne uzyskano dla innych, badanych średnic minikanalów. Zauważa się, że ze wzrostem średnicy kanału wartości liczbowe spadku ciśnienia są mniejsze.

Wykorzystując uzyskaną bazę 331 danych eksperymentalnych przeprowadzono analizę możliwości zastosowania klasycznych procedur obliczania oporu przepływu czynników dwufazowych, zwłaszcza metody *Lockharta-Martinelli*'ego oraz *Friedela*, wykorzystywanych dla kanałów konwencjonalnych, w odniesieniu do minikanalów rurowych. Rys. 5 prezentuje porównanie wyników obliczeń i badań eksperymentalnych współczynnika poprawkowego $\Phi_l^2(3)$, w zależności od parametru Lockharta-Martinelli'ego χ .



Rys. 5a. Interpretacja graficzna porównania wyników obliczeń i wyników badań eksperymentalnych współczynnika poprawkowego Φ_w^2 od parametru *Martinelli*'ego χ , dla skrajnych wartości stałej $C = 5$ i $C = 20$; a) $d_w = 1,05$ mm, b) $d_w = 1,30$ mm, c) $d_w = 1,35$ mm, d) $d_w = 1,40$ mm

Fig. 5a. Graphical interpretation of the comparison of the results of calculations and experimental tests for correction factor Φ_w^2 for *Martinelli*'s parameter χ for the extreme values of constant $C = 5$ and $C = 20$; a) $d_w = 1.05$ mm, b) $d_w = 1.30$ mm, c) $d_w = 1.35$ mm, d) $d_w = 1.40$ mm



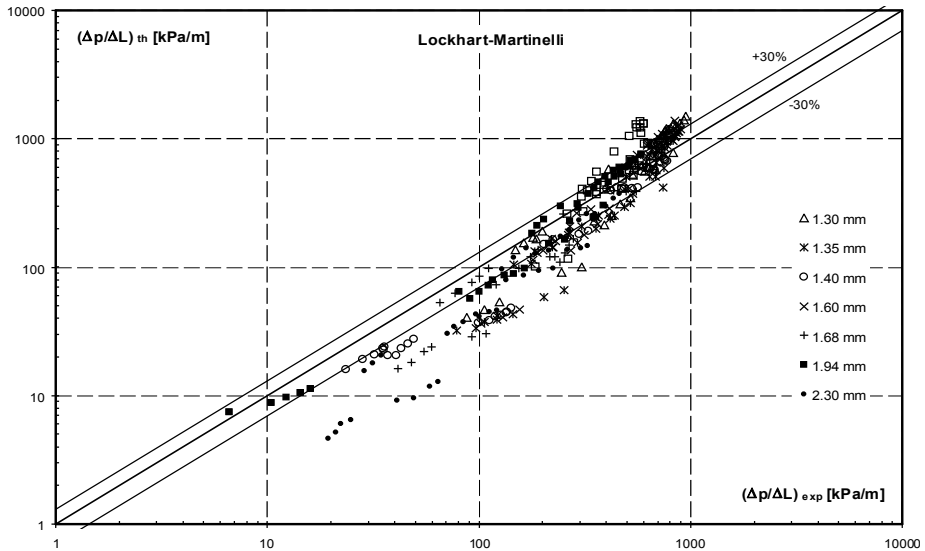
Rys. 5. Interpretacja graficzna porównania wyników obliczeń i wyników badań eksperymentalnych współczynnika poprawkowego Φ_w^2 od parametru *Martinelli'ego* χ , dla skrajnych wartości stałej $C = 5$ i $C = 20$; e) $d_w = 1,60$ mm, f) $d_w = 1,68$ mm, g) $d_w = 1,94$ mm, h) $d_w = 2,30$ mm

Fig. 5. Graphical interpretation of the comparison of the results of calculations and experimental tests for correction factor Φ_w^2 for *Martinelli's* parameter χ for the extreme values of constant $C = 5$ and $C = 20$; e) $d_w = 1.60$ mm, f) $d_w = 1.68$ mm, g) $d_w = 1.94$ mm, h) $d_w = 2.30$ mm

Na rysunku 6 pokazano porównanie wartości eksperymentalnej gradientu ciśnienia z wartością teoretyczną wyznaczoną na podstawie metody *Lockharta-Martinelli'ego*.

Dla minikanalów rurowych o średnicy wewnętrznej $d_w = 1,35 \div 1,94$ mm uzyskano zadowalającą zgodność wyników obliczeń według metody *Lockharta-Martinelli'ego* (2) z wynikami badań eksperymentalnych (rysunek 6); w przedziale $\pm 30\%$, mieściło się $55 \div 75\%$ wyników badań eksperymentalnych. Można zatem powiedzieć, że wartości eksperymentalne leżą w zakresie $\pm 30\%$ obszaru wyników obliczeń, tak jak dla kanałów konwencjonalnych. Dla pozostałego zakresu średnicy minikanalów zauważono, że odchylenia są znacznie większe; występują one szczególnie w obszarach pośrednich ruchu obu faz. Powyższe obserwacje, dotyczące zastosowania klasycznej wersji modelu *Loc-*

kharta-Martinelli ego dla minikanalów wskazując na ograniczone możliwości użycia tej procedury obliczeniowej.

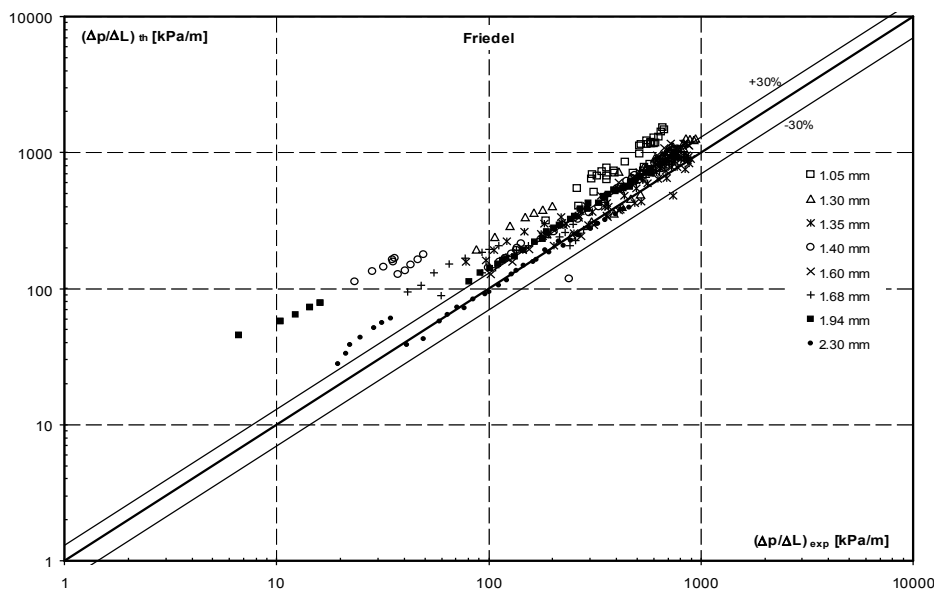


Rys. 6. Porównanie wyników obliczeń tarciowej straty ciśnienia $(\Delta p/\Delta L)_{th}$ opisanej wzorem *Lockharta-Martinelli* ego (2) z wynikami badań eksperymentalnych

Fig. 6. Comparison of the results of the calculations of frictional pressure drop $(\Delta p/\Delta L)_{th}$ described with *Lockhart-Martinelli*'s formula (2) with the results of the experimental tests

Na rysunku 7 pokazano porównanie wartości eksperymentalnej gradientu ciśnienia z wartością teoretyczną wyznaczoną na podstawie metody *Friedela*.

Z wykresu na rysunku 7 wynika, że ze wzrostem średnicy minikanalów przydatność wzoru (10) jest lepsza. Dla średnicy minikanalów $d_w = 1,05$ mm, liczba wyników eksperymentu, mieszczących się w przedziale $\pm 30\%$, względem obliczeń ze wzoru *Friedela* (10), nie przekracza 5%; dla minikanalów o średnicy $d_w = 2,30$ mm liczba wyników badań mieszczących się w podanym wyżej przedziale wynosiła już 82%. Stwierdzono przy tym wrażliwość tej metody na zmianę gęstości strumienia masy. Można przypuszczać, że w okresie, gdy autor (*Friedel*) zaproponował swoją korelację, nie dysponowano jeszcze dostatecznie dużą bazą danych doświadczalnych, zwłaszcza dla tak małych wartości natężenia przepływu, jak w badaniach autorów. Według przedstawionych przez autorów porównawczych badań eksperymentalnych wynika, że klasyczna metoda *Friedela* wykazuje małą przydatność w obliczeniach minikanalów.



Rys. 7. Porównanie wyników obliczeń tarciowej straty ciśnienia $(\Delta p/\Delta L)_{th}$ opisanej wzorem *Friedela* (10) z wynikami badań eksperymentalnych

Fig. 7. Comparison of the results of the calculations of frictional pressure drop $(\Delta p/\Delta L)_{th}$ described with *Friedela's* formula (10) with the results of the experimental tests

3. Metody określania współczynnika przejmowania ciepła podczas przemian fazowych czynnika chłodniczego w minikanale rurowym

Przegląd danych literaturowych dotyczących wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia i skraplania czynników chłodniczych w kanałach rurowych o małej średnicy daje możliwość stwierdzenia, że brak jest jednoznacznych wskazań korelacji najbardziej przydatnych.

3.1. Współczynnik przejmowania ciepła podczas wrzenia czynników chłodniczych w pojedynczym minikanale rurowym

Przeanalizowano ponad dwadzieścia zależności empirycznych proponowanych przez różnych autorów. Pozwalają one wyznaczyć średnią lub lokalną wartość współczynnika przejmowania ciepła w ogrzewanym kanale zależną od wielkości stopnia suchości. Poniżej podano wybrane zależności empiryczne.

Zależność *Trana et al* [22] (R12, R113, $d_w = 2,4$ mm)

$$Nu = (8,4 \cdot 10^5) \cdot (Bo^2 \cdot We_l)^{0,3} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,4} \quad (23)$$

Yu et al [30] proponują (badania dla wrzącej wody, $d_w=3$ mm) zależność

$$Nu = (6,4 \cdot 10^5) \cdot (Bo^2 \cdot We_l)^{0,27} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,2} \quad (24)$$

Według *Lazarka i Blacka* [16] (R113, $d_w = 3,1$ mm)

$$\alpha = 30 \cdot Re^{0,857} \cdot Bo^{0,714} \cdot \frac{\lambda_l}{d_h} \quad (25)$$

Zależność *Kewa i Cornwella* [15] (R141b, $d_w = 3,69; 2,87; 1,39$ mm) średni współczynnik przejmowania ciepła należy obliczać ze wzoru:

$$\alpha = 30 \cdot Re^{0,857} \cdot Bo^{0,714} \cdot (1-x)^{-0,143} \cdot \frac{\lambda_l}{d_h} \quad (26)$$

Zależność *Warriera et al* [24] (FC84) ma postać:

$$\alpha = E \cdot \alpha_o, \quad (27)$$

gdzie:

$$E = 1 + 6 \cdot Bo^{\frac{1}{16}} - 5,3 \cdot (1 - 855 \cdot Bo) \cdot x^{0,65},$$

$$\alpha_o = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{\lambda_l}{d_h}$$

Korelacja *Kenninga i Coopera* [14] sprawdzona w przepływie wody wrzącej:

$$\alpha = E \cdot \alpha_o, \quad (28)$$

gdzie:

$$E = 1 + 1,8 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,87},$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1}.$$

α_o określa się dla przepływu jednofazowego cieczy analogicznie jak dla wzoru (5).

Autorzy pracy [4] (R12, R134a) proponują wzór:

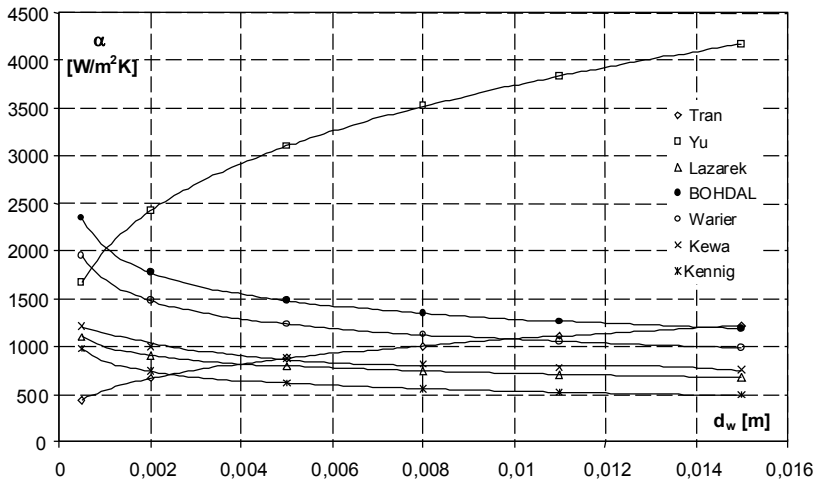
$$\alpha = 19,2 \cdot \text{Re}_o^{0,8} \cdot \text{Ku}^{0,6} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,5} \cdot \frac{\lambda'}{d_h} \quad (29)$$

W zależnościach (29) wykorzystano liczby kryterialne zdefiniowane następująco [4]:

- liczba wrzenia - $Bo = \frac{q}{r \cdot (w\rho)}$,
- liczba Kutateladzego - $Ku = \frac{q}{r \cdot \rho_v \cdot w_l}$,
- liczba Reynoldsa - $\text{Re} = \frac{w_l \cdot d_h}{\nu_l}$,
- liczba Webera - $We = \frac{(w\rho)^2 \cdot d}{\rho_l \cdot \sigma}$.

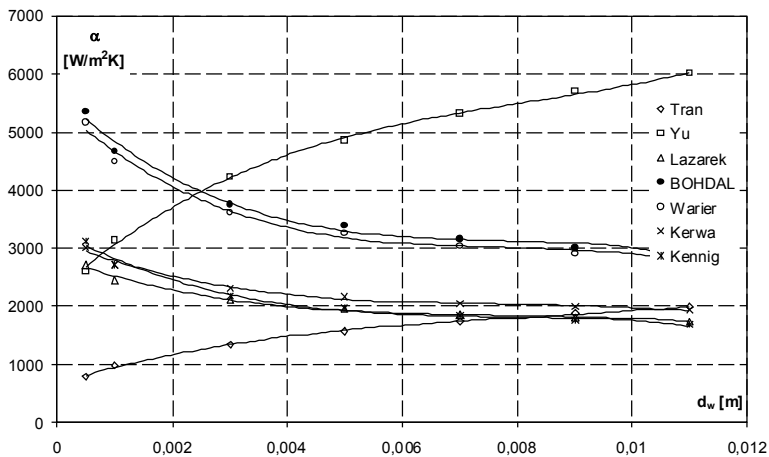
Autorzy niniejszego opracowania przeprowadzili obliczenia porównawcze mające na celu wyznaczenie wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia proekologicznych czynników chłodniczych w minikanale o przekroju kołowym. Na rysunku 8 podano zależności współczynnika przejmowania ciepła α od średnicy kanału rurowego dla czynnika R134a. Obliczenia wykonane na podstawie pięciu korelacji wskazują, że zmniejszenie średnicy kanału powoduje wzrost wartości współczynnika przejmowania ciepła α . Dotyczy to w szczególności minikanalów ($d < 3$ mm). Obliczenia wykonane według propozycji *Trana* [22] wykazują jednak odmienną zależność.

Przebieg zależności współczynnika przejmowania ciepła α podczas wrzenia czynnika R22 w minikanalach rurowych przedstawiono na rys. 9. Wykonano również obliczenia współczynnika przejmowania ciepła α dla różnych wartości stopnia suchości wrzącego czynnika chłodniczego. Uzyskane wyniki obliczeń porównano z wynikami badań eksperymentalnych wykonanych przez *Parka et al.* [18], co przedstawiono przykładowo na rys. 10. Wynika stąd, że najlepszą zgodność w zakresie stosowanych średnic minikanalów rurowych uzyskano (dla wskazanego zakresu parametrów) w przypadku zależności *Trana* [22] i *Lazarka* [16].



Rys. 8. Zależność współczynnika przyjmowania ciepła α od średnicy wewnętrznej kanału rurowego d_w podczas wrzenia czynnika chłodniczego R134a: $(w\rho) = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 5 \text{ kW}/\text{m}^2$, $T_s = -20^\circ\text{C}$

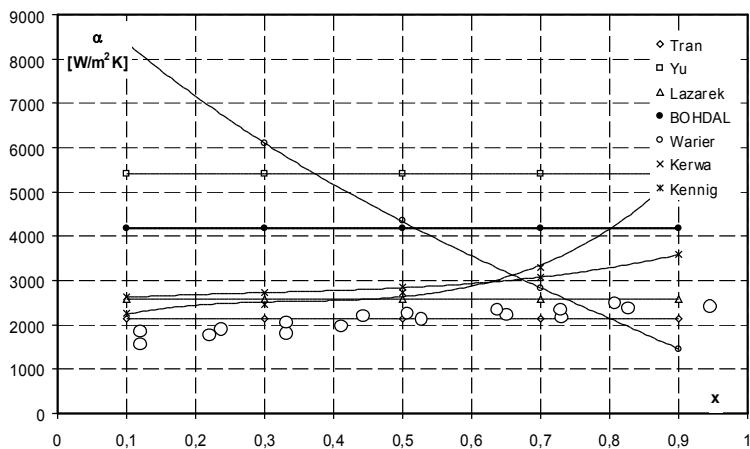
Fig. 8. Dependence of heat transfer coefficient α of the internal diameter of tubular channel d_w when refrigerant R134a is boiling; $(w\rho)=100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 5 \text{ kW}/\text{m}^2$, $T_s = -20^\circ\text{C}$



Rys. 9. Zależność współczynnika przyjmowania ciepła α od średnicy wewnętrznej kanału rurowego d_w podczas wrzenia czynnika chłodniczego R22: $(w\rho) = 300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 10 \text{ kW}/\text{m}^2$, $T_s = -20^\circ\text{C}$

Fig. 9. Dependence of heat transfer coefficient α of the internal diameter of tubular channel d_w when refrigerant R22 is boiling; $(w\rho) = 300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 10 \text{ kW}/\text{m}^2$, $T_s = -20^\circ\text{C}$

Z wykresów zależności $\alpha = f(d_w)$ dla czynników R134a i R22 (rys. 8 i 9) określonych dla stałych poziomów gęstości strumienia masy ($w\rho$), gęstości strumienia ciepła q oraz temperatury nasycenia T_s wynika, że wzrost średnicy wewnętrznej d_w kanału powoduje zmniejszenie wartości współczynnika przejmowania ciepła α . Spadek wartości tego współczynnika dla średnicy $d_w > 0,088$ m jest jednak pomijalnie mały.



Rys. 10. Zależność współczynnika przejmowania ciepła α stopnia suchości x podczas wrzenia czynnika chłodniczego R22: ($w\rho$) = 300 kg/(m²·s), q = 10 kW/m², T_s = +10°C, d_w = 0,0014 m

Fig. 10. Dependence of heat transfer coefficient α of the level of dryness x when refrigerant R22 is boiling; ($w\rho$)=300 kg/(m²·s), q = 10 kW/m², T_s = +10°C, d_w = 0.0014 m

3.2. Współczynnik przejmowania ciepła podczas skraplania czynników chłodniczych w minikanale rurowym

Do obliczenia współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania w minikanalach rurowych proponuje się aktualnie kilka korelacji. Niektóre z nich są znane i sprawdzone dla kanałów konwencjonalnych (na przykład wzory *Akersa et al.*, *Shaha*, *Dobsona* i *Chato* oraz *Cavalliniego et al.*), niekiedy z poprawkami empirycznymi dla minikanalów oraz nowe korelacje zbudowane na bazie badań eksperymentalnych skraplania w minikanalach (na przykład *Bandhauera et al.*[2], *Yana* i *Lina* [27], czy też *Yanga* i *Sieha* [29]).

Interesujące badania eksperymentalne skraplania czynnika chłodniczego R134a w minikanale rurowym o średnicy 0,691 mm przedstawiono w pracy *Shina* i *Kima* (2004) [20]. Badania przeprowadzono dla skraplania w pojedyn-

czym minikanale, w zakresie stopnia suchości pary $x = 0,15 \div 0,85$, gęstości strumienia masy ($w\rho$) = 100÷600 kg/(m²·s), gęstości strumienia ciepła $q = 5 \div 20$ kW/m², w temperaturze nasycenia $t_k = +40^\circ\text{C}$. Wyniki badań eksperymentalnych porównano z obliczeniami według korelacji *Shaha* (1979) [19] oraz *Akersa et al.* (1958-59) [1].

Lokalną liczbę *Nusselta* obliczono według korelacji *Shaha*, ze wzoru:

$$Nu = Nu_l \cdot (1-x)^{0,8} \cdot \left(1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}}\right), \quad (30)$$

gdzie:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \left(\frac{p}{p_{kr}}\right)^{0,4}, \quad (31)$$

$$Nu_l = 0,023 \cdot Pr_l^{0,4} Re_{lo}^{0,8}, \quad (32)$$

$$Re_{lo} = \frac{(w\rho) \cdot d}{\mu_l}, \quad (33)$$

$p_r = p / p_{kr}$ jest ciśnieniem zredukowanym (p_{kr} – ciśnienie krytyczne).

Wielu autorów, w tym [3], biorą pod uwagę korelację *Akersa et al.* [1], w której występują wielkości opisujące tzw. ekwiwalentną liczbę *Reynoldsa* i zastępcze masowe natężenie przepływu czynnika \dot{m}_{ekw} . Wzór *Akersa et al.* proponowany do obliczenia lokalnej liczby *Nusselta* ma postać:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_l} = C \cdot Re_{ekw}^n \cdot Pr_l^m, \quad (34)$$

gdzie ekwiwalentna liczba *Reynoldsa* podana jest w postaci zależności:

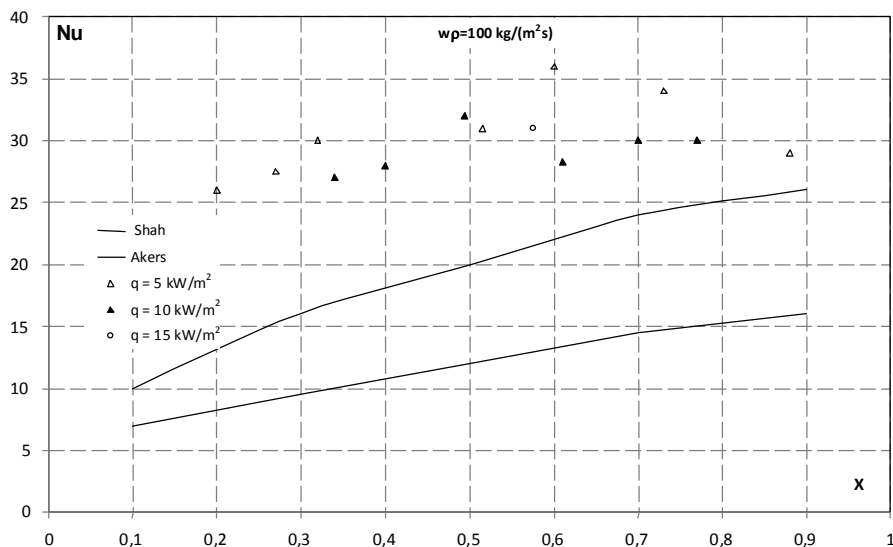
$$Re_{ekw} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{ekw}}{\pi \cdot d \cdot \mu_l}, \quad (35)$$

a ekwiwalentne masowe natężenie przepływu czynnika opisuje wzór:

$$\dot{m}_{ekw} = \dot{m} \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \right], \quad (36)$$

w którym \dot{m} oznacza masowe natężenie przepływu mieszaniny dwufazowej. Dla $Re_{ekw} \geq 5 \cdot 10^4$ wartości stałych we wzorze (34) wynoszą $C = 0,0265$, $n = 0,8$, $m = 1/3$, natomiast dla $Re_{ekw} \leq 5 \cdot 10^4$ mamy: $C = 5,03$, $n = 1/3$ i $m = 1/3$.

Na rysunku 11 i 12 przedstawiono wykresy zależności lokalnej liczby *Nusselta* (*Nu*) od stopnia suchości pary *x*, podczas skraplania czynnika chłodniczego R134a, dla stałych poziomów gęstości strumienia ciepła *q* w minikanale o średnicy 0,691 mm, obliczonych według korelacji *Shaha* i *Akersa* et al. Dla porównania wykorzystano wyniki badań eksperymentalnych *Shina* i *Kima* (2004) [20] przeprowadzone w podanych wyżej warunkach.

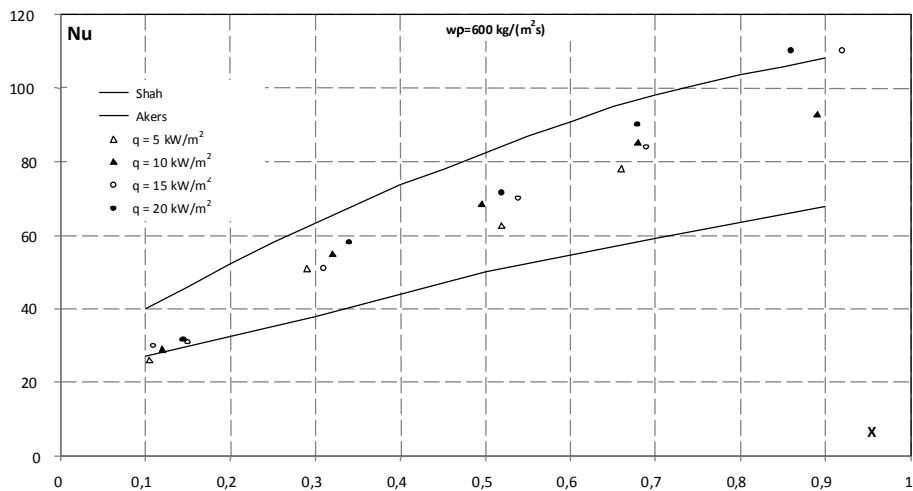


Rys. 11. Porównanie wyników obliczeń lokalnej liczby *Nu* z korelacji *Shaha* i *Akersa* od stopnia suchości pary *x* czynnika chłodniczego R134a, dla gęstości strumienia masy ($w\rho$) = 100 kg/(m²·s), z wynikami badań eksperymentalnych [20] podczas skraplania w minikanale o średnicy $d = 0,691$ mm w temperaturze nasycenia +40°C

Fig. 11. Comparison of the results of the calculations of local number *Nu* in accordance with *Shah* and *Akers*' correlation with dryness level *x* of refrigerant R134a, for mass flow density ($w\rho$) = 100 kg/(m²·s) with the results of the experimental tests [20] during condensation in a tubular mini-channel with internal diameter $d_w = 0.691$ mm in saturation temperature +40°C

Stwierdzono, że istnieją relatywnie duże rozbieżności wartości pomierzonych i obliczonych współczynnika przejmowania ciepła według podanych wyżej korelacji. Obliczenia wykonane z zastosowaniem wzorów *Shaha* i *Akersa*

dobrze korespondują z wynikami badań w zakresie $(w\rho)=400\div600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ – rysunek 12, natomiast dla gęstości strumienia masy poniżej $200\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ rozbieżności są znaczące (rysunek 11). Autorzy [20] podkreślają dużą przydatność porównawczą zależności Akersa. Korelacja ta jest wykorzystywana również w analizach porównawczych przedstawionych w pracach Webba i Ermisa [25], Wanga *et al.* [23] oraz Yanga i Webba [28]. Oprócz wymienionych wyżej prac, w których badano skraplanie czynników chłodniczych w minikanalach należy zwrócić uwagę na pracę Yanga i Sieha [29], w której przedstawiono wyniki badań skraplania czynnika R134a w minikanalach o średnicy wewnętrznej $1\div3\text{ mm}$, w zakresie $(w\rho)=300\div1600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ oraz stopniu suchości $x=0\div1$.



Rys. 12. Porównanie wyników obliczeń lokalnej liczby Nu z korelacji *Shaha* i *Akersa* od stopnia suchości pary x czynnika chłodniczego R134a, dla gęstości strumienia masy $(w\rho) = 600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, z wynikami badań eksperymentalnych [20] podczas skraplania w minikanale o średnicy $d = 0,691\text{ mm}$ w temperaturze nasycenia $+40^\circ\text{C}$

Fig. 12. Comparison of the results of the calculations of local number Nu in accordance with *Shah* and *Akers*' correlation with dryness level x of refrigerant R134a, for mass flow density $(w\rho)=600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ with the results of the experimental tests [20] during condensation in a tubular mini-channel with internal diameter $d_w = 0.691\text{ mm}$ in saturation temperature $+40^\circ\text{C}$

W ocenie aktualnie proponowanych procedur do obliczenia współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynników chłodniczych w pojedynczych minikanalach trzeba uwzględnić opracowania autorów: *Davide del Col* [9] oraz *Dhanani, Schmidta i Metzgera* [10] z 2007 roku. W wymienionych

pracach rekomenduje się wzory: *Shaha* (1979) [19], *Dobsona i Chato* (1998) [11], *Cavalliniego et al.*(2002) [5] oraz *Bandhauera et al.* (2006) [2]. Poniżej przedstawiono opis niektórych korelacji.

Korelacja *Dobsona i Chato* [11] ma ogólną postać:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_l} = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \left(1 + 2,22 / \chi_u^{0,889}\right), \quad (37)$$

Została ona sprawdzona w zakresie: $(w\rho) > 500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ lub $(w\rho) < 500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ i $Fr_s > 20$, gdzie Fr_s jest liczbą *Frouda* (dla parametrów nasycenia) opisaną zależnościami:

$$\text{dla } Re_1 \leq 1250: Fr_s = 0,025 \cdot Re_l^{1,59} \cdot \left[\left(1 + 1,09 \chi_u^{0,039}\right) / \chi_u\right]^{1,5} / Ga_l^{0,5}, \quad (38)$$

$$\text{a dla } Re_1 > 1250: Fr_s = 1,26 \cdot Re_l^{1,04} \cdot \left[\left(1 + 1,09 \chi_u^{0,039}\right) / \chi_u\right]^{1,5} / Ga_l^{0,5}, \quad (39)$$

przy czym liczba *Reynoldsa* Re_l zdefiniowana jest wzorem:

$$Re_l = \frac{(w\rho) \cdot (1-x) \cdot d}{\mu_l}, \quad (40)$$

gdzie:

- d – średnica wewnętrzna kanału,
- $(w\rho)$ – gęstość strumienia masy,
- x – stopień suchości pary,
- μ_l – współczynnik lepkości dynamicznej.

Liczbę *Galileusza* (Ga) oblicza się z zależności:

$$Ga = \frac{g \cdot \rho_l^3 \cdot d^3}{\mu_l^2}, \quad (41)$$

gdzie:

- ρ_l – gęstość fazy ciekłej;
- χ_u – parametr *Martinelli ego* opisany wzorem:

$$\chi_u = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9}. \quad (42)$$

We wzorach (8)÷(13) indeksy dolne l odnoszą się do fazy ciekłej, zaś v – do fazy gazowej (para).

Współczynnik przejmowania ciepła podczas skraplania w minikanale rurowym opisany według propozycji *Cavalliniego et al.* [5] ma postać:

$$\alpha = \frac{\rho_l \cdot c_{p_l} \cdot \left(\frac{\tau}{\rho_l}\right)^{0,5}}{T^+}, \quad (43)$$

gdzie:

T^+ jest bezwymiarową temperaturą czynnika:

$$T^+ = \left\{ \begin{array}{ll} \lambda^+ \text{Pr}_l, & \text{gdym } \delta^+ \leq 5, \\ 5 \cdot \left\{ \text{Pr}_l + \ln \left[1 + \text{Pr}_l \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\}, & \text{gdym } 5 < \delta^+ < 30, \\ 5 \cdot \left\{ \text{Pr}_l + \ln [1 + 5 \cdot \text{Pr}_l] + 0,495 \cdot \ln \left(\frac{\delta^+}{30} \right) \right\}, & \text{gdym } \delta^+ \geq 30 \end{array} \right\}; \quad (44)$$

wielkość λ^+ jest bezwymiarowym współczynnikiem przewodzenia ciepła zdefiniowanym jako:

$$\lambda^+ = \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{\text{Re}_l}{2}\right)^{0,5}, \text{ dla } \text{Re}_l \leq 1145, \\ 0,0504 \cdot \text{Re}_l^{7/8}, \text{ dla } \text{Re}_l > 1145 \end{array} \right\}, \quad (45)$$

natomiast obliczeniowe naprężenie styczne τ :

$$\tau = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{TPF} \cdot \frac{d}{4}. \quad (46)$$

Według propozycji *Bandhauera* [2] współczynnik przejmowania ciepła α podczas skraplania w minikanale można obliczyć z zależności:

$$\alpha = \frac{\rho_l \cdot c_{p_l} \cdot u^*}{T^+}, \quad (47)$$

gdzie:

T^+ – tzw. turbulentną, bezwymiarową temperaturą opisaną wzorem:

$$T^+ = 5 \text{Pr}_l + 5 \ln \left[\text{Pr}_l \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) + 1 \right], \quad \text{jeżeli } \text{Re}_1 < 2100, \quad (48)$$

zaś δ^+ jest bezwymiarową grubością filmu skropalin:

$$\delta^+ = \frac{\delta \cdot \rho_l \cdot u^*}{\mu_l}, \quad (49)$$

przy czym grubość filmu δ określa się, znając stopień wypełnienia ϕ czynnika w kanale:

$$\delta = (1 - \sqrt{\phi}) \cdot \frac{d}{2}. \quad (50)$$

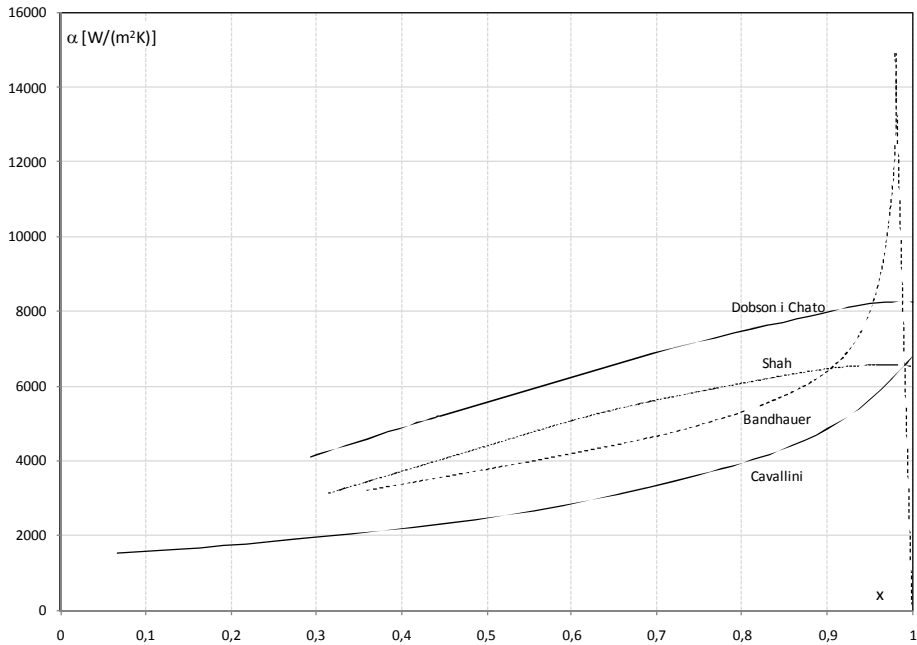
Wielkość oznaczona symbolem u^* jest tzw. zredukowaną prędkością tarcia opisaną wzorem:

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_i}{\rho_l}}, \quad (51)$$

gdzie:

$$\tau_i - \text{naprężenie styczne: } \tau_i = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right) \frac{d \cdot \sqrt{\phi}}{4} \quad (50)$$

Na rysunku 13 pokazano przykładowo wykres zależności lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α od stopnia suchości x podczas skraplania czynnika chłodniczego R134a w minikanale rurowym o średnicy 2,75 mm, przy gęstości strumienia masy (w_p) = 400 kg/(m²·s) i temperaturze nasycenia +35°C, według obliczeń z korelacji *Cavalliniego*, *Shaha*, *Dobsona* i *Chato* oraz *Bandhauera*. Szczególnie interesujący jest przebieg wykresu $\alpha = f(x)$ – rysunek 13 według korelacji *Bandhauera* różny w odniesieniu do innych autorów. Autor podaje zależność (47) do obliczania wartości α bez określenia zakresu jej stosowności.



Rys. 13. Zależności współczynnika przejmowania ciepła α od stopnia suchości x podczas skraplania czynnika chłodniczego R134a w minikanale rurowym o średnicy $d = 2,75$ mm, przy gęstości strumienia masy ($w\rho$) = $400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ i temperaturze nasycenia $+35^\circ\text{C}$, według obliczeń z korelacji *Shaha* (30), *Cavallini* ego (43), *Dobsona i Chato* (37) oraz *Bandhauera* (47)

Fig. 13. Dependence of heat transfer coefficient α of the level of dryness x when refrigerant R134a is condensing in a tubular mini-channel with internal diameter $d_w = 2.75$ mm, with the density of mass flow ($w\rho$) = $400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ and the saturation temperature of $+35^\circ\text{C}$, in accordance with the correlations of *Shah* (30), *Cavallini* (43), *Dobson and Chato* (37), as well as *Bandhauer* (47)

4. Podsumowanie

1. W pracy przedstawiono aktualny stan wiedzy w zakresie wykorzystania procedur do obliczenia współczynnika przejmowania ciepła α oraz tarciowego spadku ciśnienia $(\Delta p / \Delta L)_{TPF}$ podczas wrzenia i skraplania proekologicznych czynników chłodniczych w przepływie w pojedynczych minikanałach rurowych. W publikowanej pracy ograniczono liczbę proponowanych korelacji do kilku.
2. Wykonane obliczenia porównawcze z zastosowaniem proponowanych korelacji oraz wyniki badań eksperymentalnych wielu autorów nie pozwalają, na obecnym etapie stanu wiedzy w zakresie badań wrzenia i skraplania w minikanalach, wskazać w sposób jednoznaczny, które ze wzorów i w jakich zakresach dają najlepsze rezultaty.
3. Autorzy twierdzą, że dalsze badania teoretyczne oraz eksperymentalne powinny pozwolić na wskazanie standardowych zależności obliczeniowych. Wynika stąd również, że projektanci kompaktowych miniwymienników chłodniczych (w tym na nowe proekologiczne czynniki chłodnicze) oczekują rozwiązania tego problemu.
4. Prowadzone przez autorów badania wrzenia i skraplania czynników chłodniczych w minikanalach mają, w ich zamierzeniu, przyczynić się do rozwiązania niektórych zagadnień i wypełnienia tej luki informacyjnej.

Literatura

1. **Akers W., Deans O.K., Crosser O.K.:** *Condensation heat transfer within horizontal tubes*. Chemical Engineering Progress Symp. 1959, vol. 55, p.171÷176.
2. **Bandhauer T.M., Agarwal A., Garimella S.:** *Measurement and modeling of condensation heat transfer coefficients in circular microchannels*. Journal of Heat Transfer Transactions of ASME 2006, vol. 128, p.1050÷1059.
3. **Baroczy C.J.:** *Correlation of liquid fraction in two-phase flow with applications to liquid metals*. Chemical Engineering Progress Symposium 1965, vol. 61, no 57, p.179÷191.
4. **Bohdal T., Charun H., Czapp M., Dutkowski K.:** *Wrzenie perspektywicznych czynników w parownikach chłodniczych*. Monografia, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej. Koszalin 1999.
5. **Cavallini A., Censi G., Del Col D., Doretto L., Longo G.A., Rossetto L.:** *Condensation of halogenated refrigerants inside smooth tubes*. HVAC &R Research 2002, vol. 8, no 4, p.429÷451.
6. **Chen I.Y., Yang S., Chang J., Wang C.:** *Two-phase pressure drop of air-water and R410a in small horizontal tubes*. Int. Journal of Multiphase 2001, vol. 27, no 7, p.1293÷1299.

7. **Chen I.Y., Yang K.S., Wang C.C.:** *An empirical correlation for two-phase frictional performance in small diameter tubes.* J. of Heat and Mass Transfer 2002, vol. 45, p.3667÷3671.
8. **Chisholm D.:** *A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow.* Int. J. Heat Mass Transfer 1967, vol. 10, p.1767÷1778.
9. **Del Col D.:** *Condensation in minichannels and microchannels.* Proc. VII Scuola estiva UIT, Tecniche Sperimentali in Termofluidodinamica, Portignano 2007, p.1÷34.
10. **Dhanani H., Schmidt S., Metzger C.:** *Condensation in mini- and microchannels.* Heat and Mass Transfer Laboratory. 2007.
11. **Dobson M.K., Chato J.C.:** *Condensation in smooth horizontal tubes.* I. Heat Transfer, ASME 1998, vol. 120, p.193÷213.
12. **Friedel L.:** *Improved frictional pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe.* 3 R International 1979, vol. 18, no 7, p.485÷491.
13. **Garimella S.A., Agarwal A., Killion J.D.:** *Condensation pressure drop in circular microchannels.* Heat Transfer Engineering 2005, vol. 26, no 3, p.1÷8.
14. **Kenning D.B.R., Cooper M.G.:** *Saturated flow boiling of water in vertical tubes,* Int. J. Heat Mass Transfer 32. 1989. p.445÷458.
15. **Kew P.A., Cornwell K.:** *Confined bubble flow and boiling in narrow spaces,* Proc. 10th Int. Heat Transfer Conference, Brighton 7. 1994. p.473÷478.
16. **Lazarek G.M., Black S.H.:** *Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113,* Int. J. Heat Mass Transfer 25. 1982, p.945÷960.
17. **Lockhart R.W., Martinelli R.C.:** *Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes.* Chemical Engineering Process Symposium Series 1949, vol. 45, No 1, p.39÷48.
18. **Park K.S., Choo W.H., Bang K.H.:** *Flow boiling heat transfer of R-22 in small-diameter horizontal round tubes.* First International Conference on Microchannels and Minichannels 2003, Rochester, New York USA, p.623÷628.
19. **Shah M.M.:** *A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes.* Int. J. of Heat and Mass Transfer 1979, vol. 22, p.547÷556.
20. **Shin J.S., Kim M.H.:** *An experimental study of condensation heat transfer inside a mini-channel with a new measurement technique.* Int. J. of Multiphase Flow 2004, vol. 30, p.311÷325.
21. **Steinke M.E., Kandlikar S.G.:** *Single-phase liquid friction factors in microchannels,* Int. Journal of Thermal Sciences, 45, 2006, pp.1073÷1083;
22. **Tran T.N., Wambsganss M.W., France D.M.:** *Small circular and rectangular channel boiling with two refrigerants,* Int. J. Multiphase Flow, 22. 1996. p.485÷498.
23. **Wang H., Rose J.W.:** *Film condensation in horizontal microchannels: effect of channel shape.* 3 rd International Conference on Microchannels and Minichannels. Toronto 2005.
24. **Warrier G.R., Dhir V.K., Momoda L.A.:** *Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels,* Exp. Thermal Fluid Sci. 26. 2002. p.53÷64.

25. **Webb R.L., Ermis K.:** *Effect of hydraulic diameter on condensation of R134a in flat extruded aluminum tubes.* J. Enhanced Heat Transfer 2001, vol. 8(2), p.77÷90.
26. **Wilson M.J., Newell T.A., Chato J.C., Ferreira C.A.:** *Refrigerant charge, pressure drop and condensation heat transfer in flattened tubes.* Int. Journal of Refrigeration 2003, vol. 26, no 4, p.442÷451.
27. **Yan Y.Y., Lin T.F.:** *Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a small pipe.* Int. J. of Heat and Mass Transfer 1999, vol. 42, p.697÷708.
28. **Yang C., Webb R.L.:** *Condensation of R12 in small hydraulic diameter extruded aluminium tubes with and without micro-fin.* Int. J. Heat and Mass Transfer 1996, vol. 39, p.791÷800.
29. **Yang C.Y., Shieh C.C.:** *Flow pattern of air-water and two-phase R134a in small circular tubes.* Int. Journal of Multiphase 2001, vol. 27, no 7, p.1163÷1177.
30. **Yu W., France D.M., Wambsganss M.W., Hull J.R.:** *Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube,* Int. J. Multiphase Flow, 28. 2002. p.927÷941.

Wykaz stosowanych oznaczeń

c	– ciepło właściwe, J/(kgK)
C	– stała
d, d_w	– średnica wewnętrzna kanału, m
f	– współczynnik tarcia
j	– pozorna prędkość fazy
L	– długość, m
ΔL	– długość odcinka testowego, m
\dot{m}	– masowe natężenie przepływu, kg/s
p	– ciśnienie, Pa
Δp	– spadek ciśnienia, Pa
$\Delta p/\Delta L$	– jednostkowa liniowa strata ciśnienia, Pa/m
q	– gęstość strumienia ciepła, W/m ²
T	– temperatura, °C
u	– prędkość tarcia, m/s
w	– prędkość średnia czynnika, m/s
x	– stopień suchości, udział masowy powietrza w mieszaninie dwufazowej
α	– współczynnik przejmowania ciepła, W/(m ² K)
δ	– grubość, m
λ	– współczynnik przewodzenia ciepła, W/(mK)
μ	– współczynnik lepkości dynamicznej, kg/(ms)
ρ	– gęstość, kg/m ³

σ	–	napięcie powierzchniowe, N/m
τ	–	naprężenia styczne, N/m ²
ϕ	–	stopień zapełnienia
$\Phi_{l(v)}^2$	–	współczynnik poprawkowy oporu przepływu dwufazowego
Ω	–	współczynnik poprawkowy

Indeksy dolne dotyczą:

<i>A</i>	–	przyśpieszeniowej straty ciśnienia
<i>ekw</i>	–	wielkości ekwiwalentnej
<i>exp</i>	–	eksperymentu
<i>H</i>	–	hydrostatycznej straty ciśnienia
<i>k</i>	–	skraplania
<i>kr</i>	–	stanu krytycznego
<i>l</i>	–	fazy ciekłej
<i>lo</i>	–	przyjęcia przepływu dwufazowego jako przepływ cieczy
<i>p</i>	–	stałej wartości ciśnienia, powietrza
<i>r</i>	–	wielkości zredukowanej
<i>s</i>	–	stanu nasycenia
<i>th</i>	–	wielkości teoretycznej, obliczeniowej
<i>v</i>	–	fazy parowej (gazowej)
<i>vo</i>	–	przyjęcia przepływu dwufazowego jako przepływ gazu
<i>w</i>	–	wody

Indeksy górne dotyczą:

+	–	wielkości bezwymiarowej
*	–	wielkości zredukowanej

Stosowane bezwymiarowe liczby kryterialne

Bo	–	liczba wrzenia, liczba Bonda
Fr	–	liczba Frouda
Ga	–	liczba Galileusza
Ku	–	liczba Kutateladzego
Pr	–	liczba Prandtla
Re	–	liczba Reynoldsa
We	–	liczba Webera

Analysis of Phase Transitions of Environment-Friendly Refrigerants in Tubular Mini-Channels

Abstract

The increase of the computing power of computer systems results in the need of an intense cooling of processors, where relatively large amounts of heat energy are released. One of the ways to intensify the heat exchange is the use of phase transitions of the boiling and condensation of refrigerants in the left-run thermodynamic cycle. Considering the small dimensions of electronic elements, there is a requirement to miniaturize the cooling system, where the diameters of the tubular channels are below 3 mm. The present study includes an analysis of the processes of boiling and condensation of environment-friendly refrigerants in tubular mini-channels. Attention was paid to the specificity of these processes, which occur in channels with small and very small diameters in comparison with conventional channels. Dependences were proposed in order to determine the drop of the pressure and the heat transfer coefficient. The results of the research conducted by the author of the study and by other authors were used.

Issues presented in this paper have the essential meaning because of following:

1. computational dependences defined and tested for conventional channels can not be uncritically transferred to the range of mini- and micro-channels,
2. in spite of the fact, that the phase conversions of boiling and condensation refrigerants are, in relation to themselves, opposite processes, this does not mean their symmetricalness. That is why correlations proposed for calculations should be separately experimentally verified for those phase conversions,
3. designers of so-called compact heat exchangers in which tubular mini-channels are applied expect verified calculational correlations, necessary for determination of heat exchange surface,
4. introduction of new, environment-friendly substitutes of halogen refrigerants (freons - already withdrawn) creates additional problems in this range.

Issues presented in this paper concern analysis of usefulness of proposed correlations to calculation of flow resistance and heat transfer coefficient in cooling tubular mini-channels, compact condensers and evaporators. Individual tubular mini-channels were analysed, excluding arrangements composed of many mini-channels parallelly fed.

Executed comparative calculations with application of proposed correlations and the results of many authors experimental investigations do not let currently choose unambiguously, which formula and in which ranges will give the best results.

Authors claim that further theoretical and experimental investigations should allow to find standard computational dependences. This means that also designers of compact cooling mini-exchangers (including new environment-friendly refrigerants) wait for the solution of this problem.

