

Ekologiczno-energetyczne aspekty badań eksperymentalnych procesu skraplania czynników chłodniczych w minikanalach rurowych¹

*Tadeusz Bohdal, Henryk Charun, Waldemar Kuczyński
Politechnika Koszalińska*

1. Wstęp

W ostatnich latach Unia Europejska zaproponowała i ujęła w ścisłe ramy legislacyjne niektóre „środowiskowe” obszary działalności gospodarczej krajów członkowskich. Ma to bezpośredni związek z wprowadzeniem w życie koncepcji zrównoważonego rozwoju. Koncepcja ta ma polegać na polepszeniu dobrobytu społeczeństwa w aspekcie długotrwałym, przez dążenie do utrzymania równowagi między bezpieczeństwem energetycznym, zaspokojeniem potrzeb i ochroną środowiska [6]. Praktyczna realizacja wskazanych wyżej postulatów wymaga jednak zmiany dotychczasowego myślenia o produkcji różnych wyrobów i ich eksploatacji. Wymowne jest wdrażanie filozofii *ekoprojektowania produktu* polegającej na tym, że zmniejszenie szkodliwego oddziaływania produktu na środowisko bierze się pod uwagę nie tylko w fazie jego projektowania, ale dotyczy całego cyklu życia produktu [14]. Wprowadzono w ten sposób *nowy wymiar* do projektowania klasycznego (czyli w ujęciu dotychczasowym). Zostały już opracowane i wydane niektóre Dyrektywy Unii Europejskiej dotyczące wielu dziedzin gospodarki narodowej krajów członkowskich, w tym szeroko pojętego zakresu energetyki.

Dominującą rolę w ekoprojektowaniu maszyn i urządzeń energetycznych odgrywają dwa aspekty, tzn. racjonalne wykorzystanie energii i ochrona środowiska. Współczesne tendencje rozwoju tego typu układów zmierzają

¹ Praca została wykonana w ramach Projektu Badawczego nr: NN 512 2315 33

w kierunku ich miniaturyzacji. Przez miniaturyzację trzeba tu rozumieć trend dotyczący zmniejszania rozmiarów układu, z zachowaniem niezmienności jego funkcjonalności użytkowej [11]. Przewiduje się, że do 2015 roku ilość produktów, która powstanie w wyniku zastosowania mini-, mikro- i nanotechnologii osiągnie poziom 15% wszystkich wytwarzanych produktów [12].

W tę problematykę wpisuje się istotne zagadnienie projektowania miniatury wymienników ciepła, zdolnych do „przenoszenia” bardzo wysokich wartości gęstości strumienia ciepła. Gęstość strumienia ciepła q [W/m^2] podczas konwekcyjnej wymiany ciepła można ogólnie zapisać w postaci zależności:

$$q = \alpha \cdot \Delta T, \quad (1)$$

gdzie α [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] jest współczynnikiem przejmowania (wnikania) ciepła, natomiast ΔT wyraża różnicę temperatury czynnika i powierzchni kanału, w którym czynnik przepływa. Mówiąc o intensyfikacji konwekcyjnej wymiany ciepła trzeba mieć na uwadze przede wszystkim wzrost wartości współczynnika α . Nadmierne bowiem zwiększanie różnicy temperatury ΔT powoduje niestety obniżenie sprawności egzergetycznej procesu wymiany ciepła.

Przy ograniczeniu gabarytów wymienników ciepła, związanym z miniaturyzacją układów w takich obszarach jak: elektronika, medycyna, przemysł kosmiczny, transportowy itp., intensyfikacja odbioru dużych strumieni ciepła z małych powierzchni jest bezwzględnie koniecznością. Widać to bardzo wyraźnie w produkcji jednostek komputerowych o coraz większej mocy obliczeniowej, które wymagają intensywnego chłodzenia. Zastosowanie wymienników ciepła z przepływem czynników jednofazowych (np. wodnych lub powietrznych) nie jest już wystarczające. Dlatego sięga się do możliwości wykorzystania przemian fazowych czynników chłodniczych (wrzenie i skraplanie) realizowanych w przepływie w kanałach o małej średnicy. W ten sposób powstała koncepcja konstruowania tzw. *kompaktowych wymienników ciepła* (parowników i skraplaczy) wchodzących w skład instalacji chłodniczej. Wobec małej objętości wewnętrznej mikro- i minikanalów spełnione jest również kryterium ekologiczne, bowiem w niekorzystnym przypadku wystąpienia nieszczelności w instalacji, ilość czynnika odprowadzona do otoczenia będzie znikoma.

Jednak projektanci kompaktowych wymienników ciepła stają dzisiaj przed trudnym problemem odpowiedniego wyboru procedur obliczeniowych w zakresie wymiany ciepła i oporów przepływu w kanałach o średnicy hydraulicznej mniejszej od 3 mm [13]. Znane w literaturze procedury, sprawdzone teoretycznie i eksperymentalnie dla kanałów konwencjonalnych ($d > 3$ mm), nie muszą i w większości przypadków nie sprawdzają się dla mikro- i minikanalów. Wynika stąd potrzeba wskazania najlepszych formuł obliczeniowych do zastosowania w wymiennikach kompaktowych.

Podkreślić trzeba, że liczba opublikowanych prac, prezentujących opis wymiany ciepła i opory przepływu podczas wrzenia w mini- i mikrokanałach jest zdecydowanie większa, niż dla przypadku skraplania w tych kanałach. Dotychczasowy stan wiedzy obejmujący kanały konwencjonalne dowodzi, że nie można procesów wrzenia i skraplania w przepływie traktować jako zjawisk „symetrycznych”. Poza tym inny jest mechanizm przenoszenia energii i pędu w procesach wrzenia i skraplania w przepływie zarówno w kanałach konwencjonalnych, jak i w minikanalach.

W pracy przedstawiono wybrane wyniki własnych badań eksperymentalnych procesu skraplania proekologicznego czynnika chłodniczego R134a w pojedynczym minikanale rurowym. Badania przeprowadzono w szerokim zakresie zmiany parametrów cieplno-przepływowych czynnika chłodniczego a uzyskane wyniki badań porównano z wynikami obliczeń według zależności proponowanych przez innych autorów.

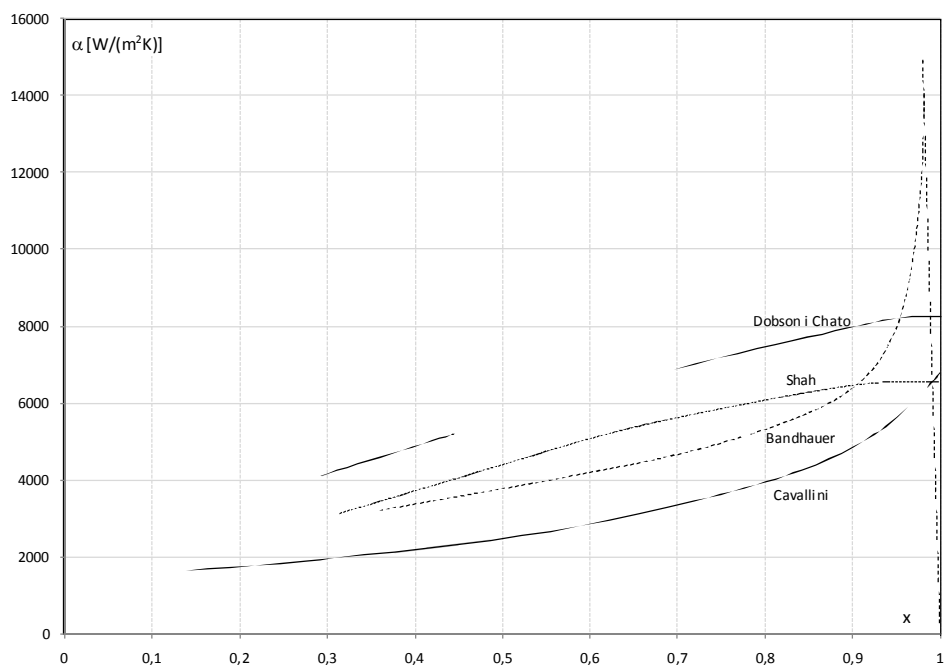
2. Problemy badawcze

Autorzy przeprowadzili przegląd korelacji publikowanych w literaturze, pozwalających obliczyć współczynnik przejmowania ciepła α i opory przepływu czynników chłodniczych w minikanalach rurowych [4, 7, 8]. Wyniki analizy nie dały jednoznacznej odpowiedzi odnośnie wyboru najlepszej korelacji. Dla czynnika chłodniczego R134a skraplającego się w minikanalach rurowych stwierdzono, że rozbieżności wyników obliczeń współczynnika przejmowania ciepła α są niekiedy bardzo duże, co ilustruje rys. 1. Wzięto przykładowo pod uwagę skraplanie czynnika R134a w minikanale rurowym o średnicy wewnętrznej 2,75 mm w temperaturze nasycenia $+35^{\circ}\text{C}$, dla gęstości strumienia masy (wp) = 400 kg/(m²·s). Wartości współczynnika przejmowania ciepła α , w zależności od stopnia suchości x obliczono wykorzystując korelacje autorów: *Shaha* [15], *Cavallini* ego et al. [5], *Dobsona* i *Chato* [9] oraz *Bandhauera* [2].

Wyniki obliczeń współczynnika przejmowania ciepła α według korelacji *Dobsona* i *Chato* oraz z korelacji *Akersa* [1] pozwoliły na zbudowanie charakterystyki opisującej zależność współczynnika α od średnicy wewnętrznej d minikanalu rurowego. Na rys. 2 pokazano wykres zależności $\alpha = f(d)$ dla czynnika chłodniczego R134a. Zmniejszenie średnicy minikanalu rurowego prowadzi do wzrostu wartości współczynnika przejmowania ciepła, przy czym obserwuje się znaczne rozbieżności wyników obliczeń z podanych wyżej dwóch korelacji.

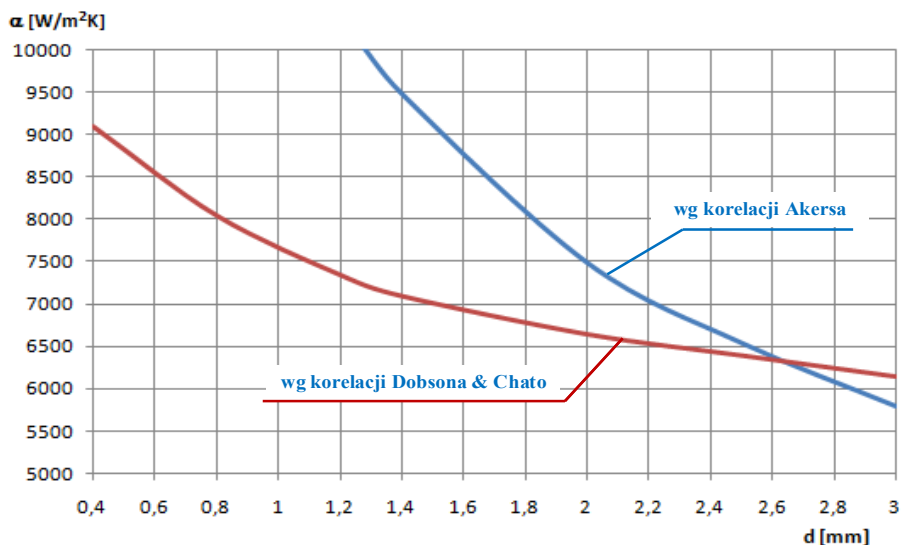
Biorąc pod uwagę obliczeniowe charakterystyki opisujące współczynnik przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego R134a i rozbieżności wyników obliczeń postanowiono przeprowadzić własne badania eksperymentalne porównawcze z tym czynnikiem w zastosowaniu do minikana-

łów rurowych o średnicy wewnętrznej 1,6; 1,94; 2,3 i 3,3 mm wykonanych ze stali nierdzewnej [3].



Rys. 1. Zależność współczynnika przyjmowania 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 $kg/(m^2 \cdot s)$ i temperaturze nasycenia $+35^\circ C$, według obliczeń z korelacji *Shaha*, *Cavallini* ego et al, *Dobsona* i *Chato* oraz *Bandhauera*

Fig. 1. Dependences of heat transfer coefficient α from the degree of dryness x during condensation of R134a refrigerant in a pipe mini-channel with diameter $d= 2.75$ mm, with mass flux density ($w\rho$) = 400 $kg/(m^2 \cdot s)$ and saturation temperature $+35^\circ C$, in accordance with calculations from the correlations of *Shah*, *Cavallini* et al, *Dobson* and *Chato* and *Bandhauer*



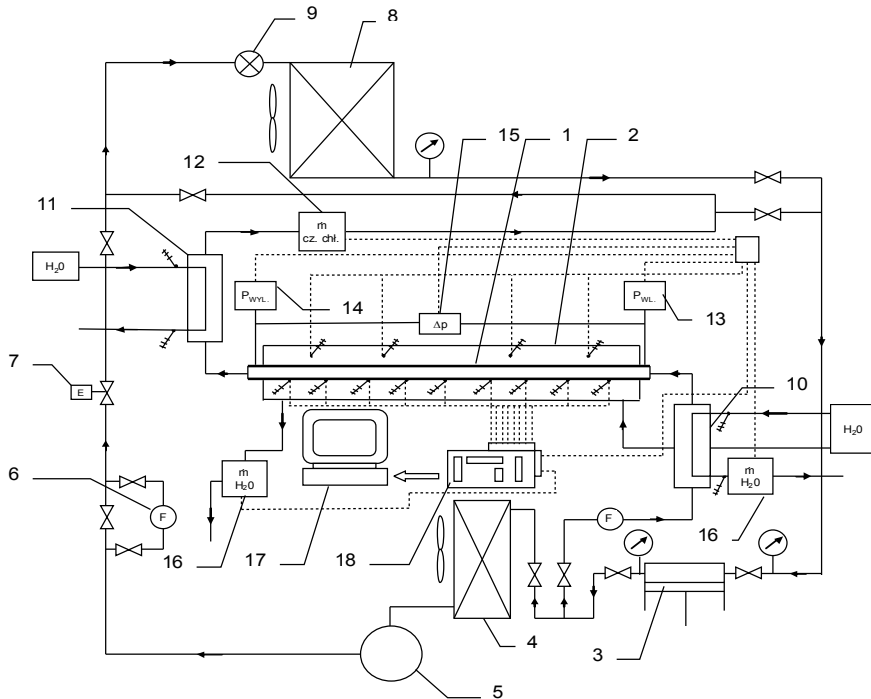
Rys. 2. Wpływ średnicy d minikanalu rurowego na wielkość współczynnika przejmowania ciepła α podczas skraplania czynnika chłodniczego R134a na podstawie obliczeń według korelacji *Akersa* oraz *Dobsona i Chato*;
 $(w\rho) = 400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), x = 0,6$

Fig. 2. Influence of diameter d of pipe mini-channel on the value of heat transfer coefficient α during condensation of R134a refrigerant on the basis of calculations according to correlations of *Akers* and *Dobson and Chato*;
 $(w\rho) = 400 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}, x = 0.6$

3. Stanowisko do badań eksperymentalnych

Zaprojektowano i wykonano oryginalne stanowisko badawcze posadowione w Laboratorium Katedry Techniki Ciepłej i Chłodnictwa Politechniki Koszalińskiej. Na rys. 3 pokazano schemat ideowy stanowiska.

Na schemacie stanowiska badawczego należy wyróżnić dwie instalacje chłodnicze z czynnikiem R134a współpracujące równolegle, to znaczy: instalację jednostopniowego układu chłodniczego zasilaną z agregatu sprężarkowo-skraplającego oraz instalację chłodniczą zasilającą odcinek pomiarowy minikanalu rurowego.



Rys. 3. Schemat ideowy stanowiska badawczego; 1 – odcinek pomiarowy mini kanału rurowego, 2 – kanał wodny, 3 – chłodniczy agregat sprężarkowy, 4 – skraplacz chłodzony powietrzem, 5 – zbiornik cieczy czynnika chłodniczego, 6 – filtr-osuszacz czynnika, 7 – zawór elektromagnetyczny, 8 – lamelowana chłodnica powietrza, 9 – zawór rozprężny zasilający chłodnicę, 10 – wymiennik ciepła do odbioru ciepła przegrzania czynnika, 11 – dochładzacz cieczy czynnika, 12 – przepływomierz elektroniczny czynnika chłodniczego, 13 – czujnik ciśnienia czynnika na dopływie do odcinka pomiarowego, 14 – czujnik ciśnienia czynnika na wypływie z odcinka pomiarowego, 15 – czujnik różnicy ciśnienia czynnika, 16 – przepływomierz elektroniczny wody, 17 – komputer, 18 – układ akwizycji danych

Fig. 3. Schematic diagram of the test stand; 1 – measuring section of the pipe mini-channel, 2 – water channel, 3 – refrigeration compressor installation, 4 – condenser cooled with air, 5 – tank with refrigerant liquid, 6 – filter and dryer of refrigerant, 7 – solenoid valve, 8 – air cooler, 9 – expansion valve which feeds the cooler, 10 – heat exchanger to collect the superheat of the refrigerant, 11 – subcooler of the refrigerant liquid, 12 – electronic flowmeter of the refrigerant, 13 – refrigerant pressure pickup on the inlet to the measuring section, 14 – refrigerant pressure pickup on the outlet from the measuring section, 15 – refrigerant differential pressure pickup, 16 – electronic water flowmeter, 17 – computer, 18 – data canvassing system

Instalacja jednostopniowego sprężarkowego układu chłodniczego z czynnikiem R134a

Para przegrzana czynnika chłodniczego R134a uzyskana po sprężeniu w sprężarce tłokowej 3 agregatu typu *Optyma*USGC 021 produkcji firmy *Danfoss* doprowadzana była do lamelowanego skraplacza 4 chłodzonego powietrzem a następnie do zbiornika 5 cieczy R134a. Ze zbiornika 5 ciecz przepływała przez zespół filtr-osuszacz 6 i zawór elektromagnetyczny 7, dopływając do lamelowej chłodnicy powietrza 8 (typu CTE23L8) zasilanej termostatycznie za pomocą zaworu rozprężnego 9. Para czynnika R134a, częściowo przegrzana w przepływie przez blok węzownicy rurowej chłodnicy 8 i na części ssawnej instalacji była zasysana przez sprężarkę tłokową 3 i cykl pracy układu powtarzał się.

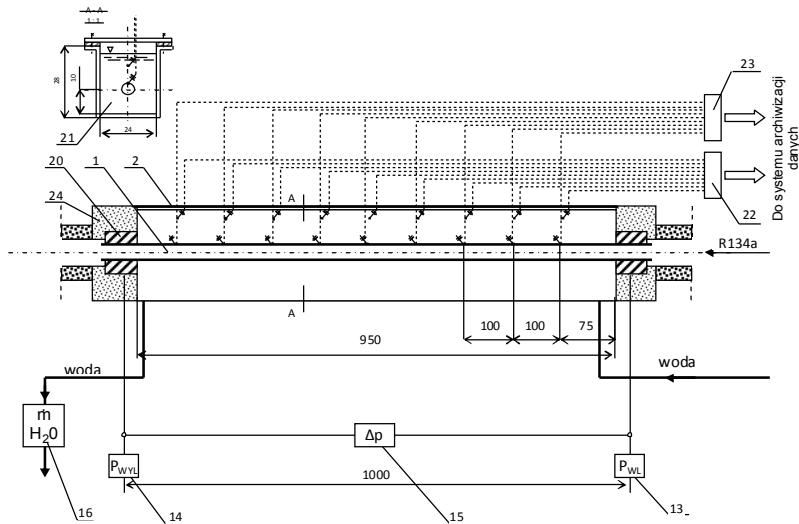
Instalacja chłodnicza obsługująca odcinek pomiarowy minikanalu

Proces skraplania czynnika chłodniczego R134a odbywał się w przepływie wewnątrz mini kanału rurowego 1 (rys. 3). Para przegrzana czynnika po sprężeniu w sprężarce tłokowej 3 kierowana była za pomocą zaworu regulacyjnego do układu zasilającego odcinek pomiarowy 1, po przepływie przez filtr *F*. Przed dopływem czynnika do przekroju wlotowego odcinka pomiarowego zainstalowano wymiennik ciepła 10 chłodzony wodą. Jego zadaniem był odbiór ciepła przegrzania czynnika chłodniczego. Intensywność odbioru ciepła przegrzanego regulowana była zmianą natężenia przepływu (16) wody chłodzącej wymiennik 10. W ten sposób uzyskiwano nastawę wymaganych parametrów stanu pary czynnika chłodniczego doprowadzanego do odcinka pomiarowego. Ciśnienie czynnika na dopływie do odcinka pomiarowego mierzono piezorezystancyjnym czujnikiem 13 z przetwornikiem typu *PMP 131-A1401A1W* produkcji firmy *Endress + Hauser*; zakres pomiarowy czujnika: $0 \pm 2,5$ MPa (na wyjściu z przetwornika uzyskiwano sygnał napięciowy ciśnienia doprowadzany do układu akwizycji danych). Na wypływie z odcinka pomiarowego zainstalowano czujnik ciśnienia 14 tego samego typu. Spadek ciśnienia czynnika chłodniczego na długości 1000 mm minikanalu rurowego mierzono za pomocą czujnika różnicy ciśnienia 15 z przetwornikiem typu *Deltabar SPMP*. Ciekły czynnik chłodniczy opuszczający odcinek pomiarowy był dochłodzony w wymienniku ciepła 11. Za pomocą przepływomierza 12 typu *Coriolis 34XIP67* mierzono natężenie przepływu cieczy czynnika chłodniczego R134a. Ciecz czynnika, po opuszczeniu odcinka pomiarowego była doprowadzana do instalacji zasilającej chłodnicę 8 (rys. 3). Dodatkowe zawory odcinające występujące w instalacji chłodniczej służyły do regulacji parametrów czynnika w obu współpracujących równolegle instalacjach chłodniczych.

Odcinek pomiarowy

Na rys. 4 pokazano schemat ideowy odcinka minikanalu rurowego z oprzyrządowaniem regulacyjno-pomiarowym. Podstawowym elementem układu pomia-

rowego był odcinek minikanалу rurowego o średnicy wewnętrznej d_w i całkowitej długości 1000 mm (na tej długości dokonywany był pomiar spadku ciśnienia czynnika chłodniczego za pomocą czujnika 15). Odcinek minikanалу rurowego umieszczono w kanale wodnym 21. Zastosowano kanał wodny z kształtownika aluminiowego o przekroju prostokątnym (wymiary 28x24 mm) i długości wewnętrznej 950 mm (była to czynna długość odcinka pomiarowego). Sposób umieszczenia minikanалу rurowego w kanale wodnym 21 pokazano na przekroju A-A – rys. 4. W dziewięciu przekrojach na czynnej długości minikanалу mierzono temperaturę jego powierzchni zewnętrznej za pomocą czujników termoelektrycznych typu K zainstalowanych w odległości co 100 mm każdy. W tych samych przekrojach rozmieszczono czujniki termoelektryczne do pomiaru temperatury wody chłodzącej przepływającej w kanale wodnym. Spoiny tych czujników umieszczono w odległości 19 mm od dna kanału wodnego w jego osi pionowej.



Rys. 4. Schemat ideowy odcinka pomiarowego minikanалу rurowego; 19 – rurka miedziana $\phi 8/\phi 10$ mm, 20 – złączka, 21 – układ chłodzenia mini kanału rurowego, 22 – złączka termoelektrod czujników termoelektrycznych temperatury wody, 23 – złączka termoelektrod czujników termoelektrycznych temperatury powierzchni minikanалу, 24 – izolacja; (pozostałe oznaczenia jak na rys 3)

Fig. 4. Schematic diagram of the measuring section of the pipe mini-channel; 19 – copper pipe $\phi 8/\phi 10$ mm, 20 – tube coupling, 21 – cooling system of the pipe mini-channel; 22 – connector of thermocouple wires of water temperature thermo-electric sensors; 23 – connector of thermocouple wires of thermo-electric sensors of mini-channel surface temperature; 24 – insulation; (remaining designations as in Fig. 3)

Termoelektrody czujników temperatury wyprowadzono do złączek 22 i 23 i dalej do systemu akwizycji danych 18 (rys. 3). Wszystkie czujniki termoelektryczne, przed ich zainstalowaniem na stanowisku, przecechowano względem termometru wzorcowego szklanego o działce elementarnej $0,1^{\circ}\text{C}$. Sporządzono indywidualne charakterystyki termoelektryczne. Oprzyrządowanie kontrolno-pomiarowe zainstalowane na stanowisku badawczym pozwoliło na bezpośredni pomiar wartości następujących wielkości:

- a) w podstawowej instalacji chłodniczej (rys. 3) zasilającej chłodnicę lamelowaną 8 mierzono: ciśnienie odparowania p_0 czynnika chłodniczego w chłodnicy wentylatorowej 8 oraz ciśnienie skraplania p_k czynnika chłodniczego w skraplaczu 4;
- b) na odcinku pomiarowym minikanalu mierzono: temperaturę czynnika chłodniczego T_{F1} na dopływie i wypływie T_{F2} z odcinka pomiarowego, temperaturę powierzchni ścianki zewnętrznej na długości odcinka pomiarowego minikanalu rurowego w 9-ciu przekrojach pomiarowych: $T_{wz1}, T_{wz2}, \dots, T_{wz9}$, temperaturę wody chłodzącej w 9-ciu przekrojach pomiarowych w kanale wodnym na długości odcinka pomiarowego o długości 950 mm: $T_{H1}, T_{H2}, \dots, T_{H9}$, masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego oraz masowe natężenie przepływu wody przepływających przez odcinek pomiarowy, nadciśnienie na dopływie i wypływie czynnika chłodniczego z odcinka pomiarowego p_{n1}, p_{n2} , spadek ciśnienia Δp czynnika chłodniczego w przepływie przez odcinek pomiarowy;
- c) oprzyrządowanie wymiennika ciepła 10 (na rys. 3) pozwalało na pomiar: temperatury czynnika chłodniczego na dopływie T_{F01} i T_{F02} na wypływie z wymiennika, temperatury wody chłodzącej na dopływie T_{H01} i T_{H02} na wypływie z wymiennika, masowego natężenie przepływu wody przez wymiennik \dot{m}_{H_2O} .

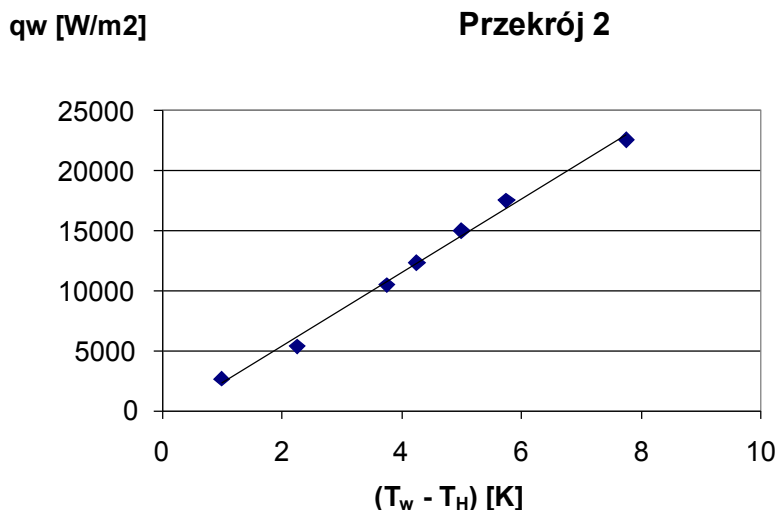
Opracowano oryginalną metodykę określenia wielkości charakteryzujących wymianę ciepła podczas procesu skraplania czynnika chłodniczego R134a w minikanalach rurowych. Poniżej przedstawiono niektóre wybrane jej przykłady.

- Strumień ciepła odprowadzany w procesie skraplania czynnika chłodniczego w minikanale rurowym określono metodą pośrednią (porównawczą). W tym celu zaprojektowano i włączono specjalny układ pomiarowy do realizacji tej metody. W metodzie porównawczej zastosowano dwa odcinki pomiarowe rozmieszczone bezpośrednio jeden obok drugiego: odcinek podstawowy minikanalu o czynnej długości 950 mm (całkowita długość 1000 mm), który był podłączony do instalacji stanowiska badawczego we-

dług schematu na rys. 3 oraz dodatkowy odcinek minikanalu o takiej samej długości całkowitej i czynnej (z takim samym systemem chłodzenia wodnego), który włączono do instalacji ogrzewania elektrycznego. W obu przypadkach zastosowano jednakowe rozmieszczenie czujników termoelektrycznych do pomiaru temperatury ścianki minikanalu i wody. Podczas pomiarów testujących czynnik chłodniczy nie przepływał wewnątrz minikanalu ($\dot{m} = 0$). Dodatkowy odcinek minikanalu włączony był do niezależnego, elektrycznego układu ogrzewania, w którym stanowił opornik elektryczny. Zmieniając napięcie zasilania w zakresie od zera do wartości maksymalnej mierzono każdorazowo: doprowadzaną moc elektryczną \dot{Q}_{el} oraz wartości temperatury ścianki $T_{wz,i}$ i wody $T_{H,i}$ ($i = 1, 2, \dots, 9$). Założono przy tym, że doprowadzona moc elektryczna przekazywana jest do otoczenia w postaci strumienia ciepła (zgodnie z prawem *Joule'a*). Znając wielkości \dot{Q}_{el} , d oraz długość kanału L obliczono gęstość strumienia ciepła q_w odniesioną do wewnętrznej powierzchni minikanalu rurowego:

$$q_w = \frac{\dot{Q}_{el}}{\pi d L}, \quad (2)$$

a biorąc pod uwagę zmierzone wartości temperatury ścianki $T_{wz,i}$ i wody $T_{H,i}$ w i -tym przekroju sporządzono charakterystyki cieplne w postaci zależności $q_{w,i} = f(T_{wz,i} - T_{H,i}) = f(\Delta T)$, gdzie $i = 1, 2, \dots, 9$. Ich znajomość w pomiarach cieplnych zasadniczych umożliwiła określenie lokalnej gęstości strumienia ciepła na wewnętrznej powierzchni minikanalu na podstawie znajomości różnicy temperatury ΔT . Na rys. 5 pokazano przykładowo charakterystykę $q_{w,i} = f(T_{wz,i} - T_{H,i})$ dla jednego z przekrojów.



Rys. 5. Przykładowa charakterystyka lokalnej gęstości strumienia ciepła $q_{w,i} = f(\Delta T)$ dla przekroju 2 minikanalu rurowego

Fig. 5. Example characteristics of local heat flux density $q_{w,i} = f(\Delta T)$ for section 2 of the pipe mini-channel

Charakterystyki eksperymentalne, takie jak na rys. 5, sporządzono dla wszystkich dziewięciu przekrojów badanych minikanalów rurowych.

- Stopień suchości czynnika chłodniczego na dopływie do odcinka pomiarowego wyznaczano z bilansu cieplnego wymiennika 10 (rys. 3), w którym przepływająca woda odbierała ciepło przegrzania pary i częściowej kondensacji czynnika chłodniczego. W ten sposób obliczono dynamiczny stopień suchości y opisany zależnością:

$$y = \frac{\dot{m}'}{\dot{m}' - \dot{m}''} , \quad (3)$$

gdzie \dot{m}' jest masowym natężeniem fazy ciekłej, a \dot{m}'' – fazy gazowej (parowej) czynnika chłodniczego.

Statyczny stopień suchości x określono korzystając z definicji stopnia zapełnienia Φ według zależności:

$$\Phi = \frac{V''}{V' + V''} = \left(1 + \frac{1 - y}{y} \cdot \frac{\rho''}{\rho'} \cdot S \right)^{-1} , \quad (4)$$

gdzie V' , ρ' , V'' i ρ'' oznaczają odpowiednio objętość i gęstość fazy ciekłej i fazy gazowej w mieszaninie dwufazowej a wielkość S jest tzw. poślizgiem.

Znajomość stopnia zapelnienia Φ pozwala wyznaczyć statyczny stopień suchości x w postaci:

$$x = \frac{\Phi \cdot \rho''}{(1 - \Phi) \cdot \rho' + \Phi \cdot \rho''} \quad (5)$$

Lokalną wartość stopnia suchości x_i czynnika chłodniczego na długości odcinka pomiarowego obliczano metodą iteracyjną, po dyskretyzacji odcinka pomiarowego na elementy o długości l_i (dziesięć odcinków).

- Lokalny współczynnik przejmowania ciepła α_i podczas skraplania czynnika chłodniczego w minikanale rurowym obliczono na podstawie równania bilansu cieplnego w i -tym przekroju minikanalu o postaci:

$$\dot{Q}_i = q_{wi} \cdot \pi \cdot d_w \cdot l \quad (6)$$

gdzie \dot{Q}_i jest lokalnym strumieniem ciepła, zaś l ($l = 0,1$ m) odległością pomiędzy przekrojami, w których dokonywano pomiaru temperatury ścianki zewnętrznej minikanalu i wody chłodzącej. Korzystając z równania *Pecleta* (opisującego ustalone przenikanie ciepła przez jednowarstwową ściankę cylindryczną) uzyskano zależność do obliczenia lokalnego współczynnika przejmowania ciepła α_{wi} :

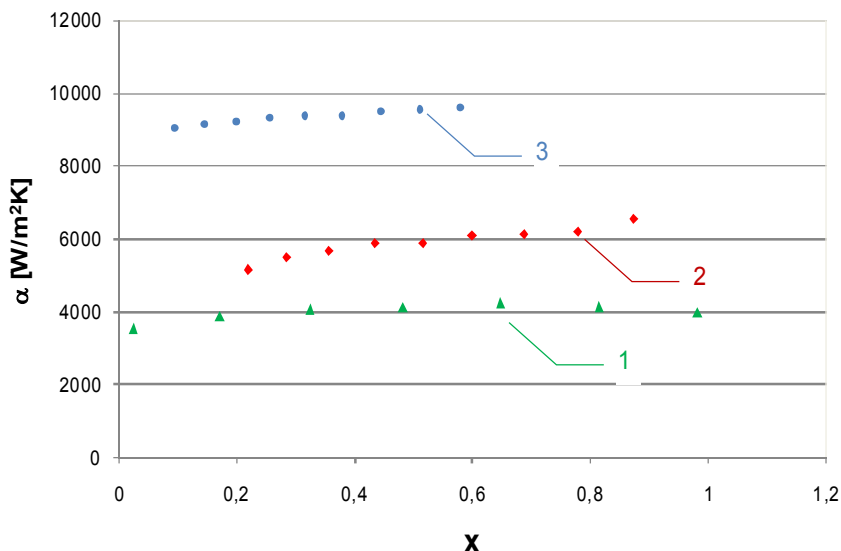
$$\alpha_i = \left[\frac{T_{wzi} - T_{si}}{q_{wi}} - \frac{d_w}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_z}{d_w} \right]^{-1} \quad (7)$$

gdzie wielkość $\frac{d_w}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_z}{d_w}$ jest poprawką uwzględniającą spadek temperatury na grubości ścianki minikanalu rurowego.

4. Wyniki badań eksperymentalnych

Na rys. 6 i 7 pokazano przykładowo wyniki badań eksperymentalnych skraplania czynnika chłodniczego R134a w przepływie w minikanalach rurowych o średnicy wewnętrznej 2,3 i 3,3 mm. Przedstawiono wykresy charakterystyk cieplnych w postaci zależności $\alpha = f(x)$, czyli lokalnego współczynnika

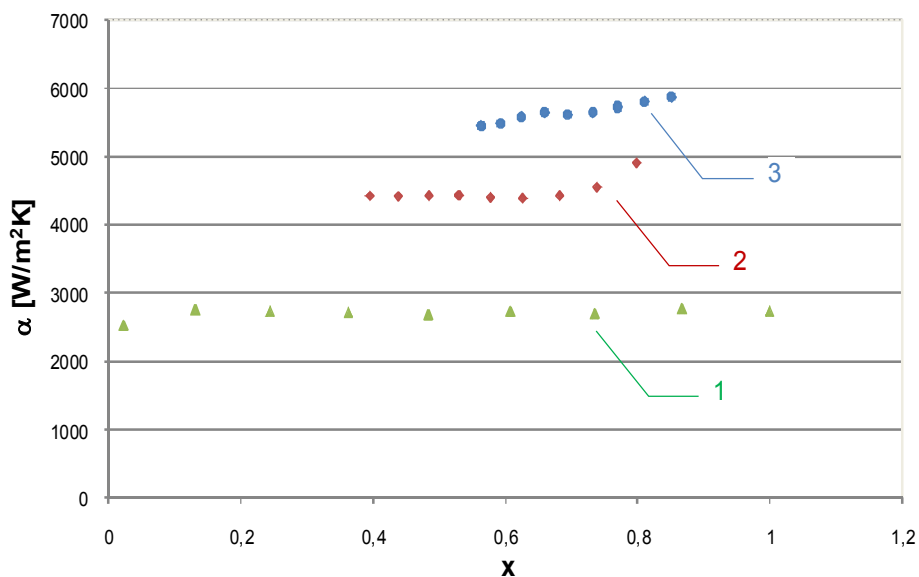
przejmowania ciepła od stopnia suchości x . Zauważa się istotny wpływ gęstości strumienia masy ($w\rho$) na przebieg tych charakterystyk.



Rys. 6. Wyniki badań eksperymentalnych charakterystyki $\alpha = f(x)$ podczas skraplania czynnika chłodniczego R134a w minikanale rurowym o średnicy wewnętrznej $d = 2,3$ mm; 1 – ($w\rho$) = 107 kg/(m²· s), 2 – ($w\rho$) = 497 kg/(m²· s), 3 – ($w\rho$) = 709 kg/(m²· s)

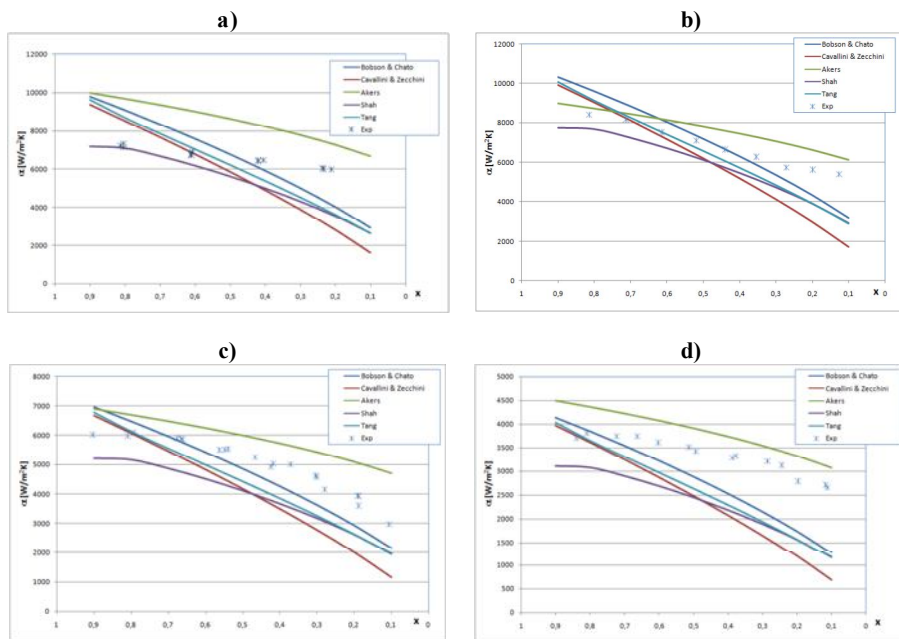
Fig. 6. Results of experimental tests of characteristics $\alpha = f(x)$ during condensation of R134 a refrigerant in a pipe mini-channel with internal diameter $d = 2,3$ mm; 1 – ($w\rho$) = 107 kg/(m²· s), 2 – ($w\rho$) = 497 kg/(m²· s), 3 – ($w\rho$) = 709 kg/(m²· s)

Wykonano także charakterystyki cieplne typu $\alpha = f(x)$ dla minikanalów rurowych o średnicy wewnętrznej 1,6 i 1,94 mm, przy czym uzyskane wyniki badań porównano z wynikami obliczeń według korelacji innych autorów, w tym: *Dobsona* i *Chato*, *Cavalliniego* i *Zecchina*, *Akersa*, *Shaha* oraz *Tanga* [16]. Na rys. 8 pokazano zestawienia porównawcze wyników badań. Ich analiza wykazała, że wyniki obliczeń współczynnika przejmowania ciepła z korelacji *Akersa* i *Shaha* najlepiej korespondują z wynikami badań eksperymentalnych.



Rys. 7. Wyniki badań eksperymentalnych charakterystyki $\alpha = f(x)$ podczas skraplania czynnika chłodniczego R134a w minikanale rurowym o średnicy wewnętrznej $d = 3,3$ mm; 1 – $(w\rho) = 161$ kg/(m²· s), 2 – $(w\rho) = 404$ kg/(m²· s), 3 – $(w\rho) = 619$ kg/(m²· s)

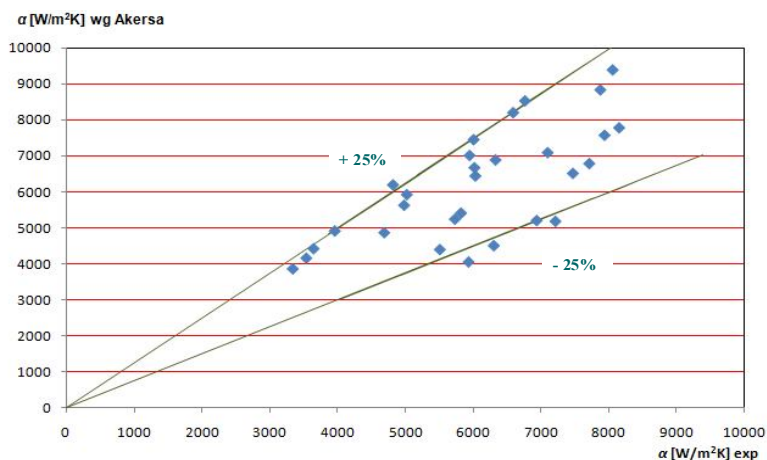
Fig. 7. Results of experimental tests of characteristics $\alpha = f(x)$ during condensation of R134 a refrigerant in a pipe mini-channel with internal diameter $d = 3,3$ mm; 1 – $(w\rho) = 161$ kg/(m²· s), 2 – $(w\rho) = 404$ kg/(m²· s), 3 – $(w\rho) = 619$ kg/(m²· s)



Rys. 8. Zestawienie porównawcze charakterystyk cieplnych $\alpha = f(x)$ eksperymentalnych i obliczeniowych dla skraplania czynnika chłodniczego R134 a w minikanalach rurowych; a) $d = 1,6$ mm, $(w\rho) = 450$ kg/(m²· s), $t_k = 35^\circ\text{C}$; b) $d = 1,94$ mm, $(w\rho) = 550$ kg/(m²· s), $t_k = 40^\circ\text{C}$, c) $d = 2,3$ mm, $(w\rho) = 350$ kg/(m²· s), $t_k = 40^\circ\text{C}$; d) $d = 3,3$ mm, $(w\rho) = 200$ kg/(m²· s), $t_k = 40^\circ\text{C}$

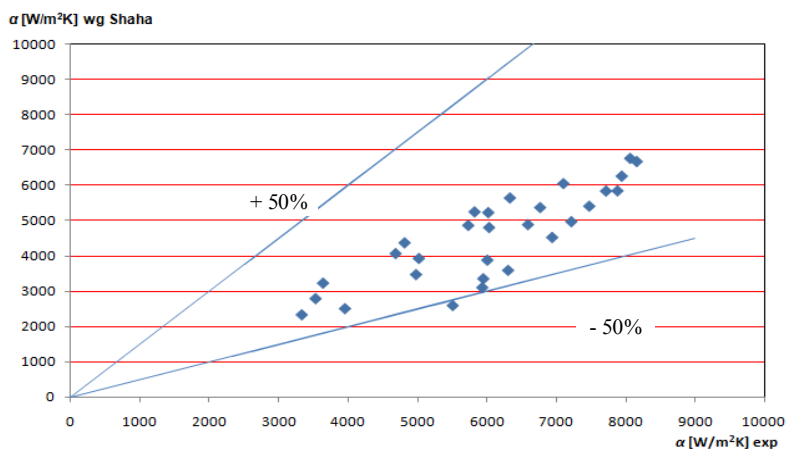
Fig. 8. Comparison of thermal characteristics $\alpha = f(x)$: experimental and computational ones for the condensation of R134 a refrigerant in pipe mini-channels; a) $d = 1.6$ mm, $(w\rho) = 450$ kg/(m²· s), $t_k = 35^\circ\text{C}$; b) $d = 1.94$ mm, $(w\rho) = 550$ kg/(m²· s), $t_k = 40^\circ\text{C}$, c) $d = 2.3$ mm, $(w\rho) = 350$ kg/(m²· s), $t_k = 40^\circ\text{C}$; d) $d = 3.3$ mm, $(w\rho) = 200$ kg/(m²· s), $t_k = 40^\circ\text{C}$

Na rys. 9 i 10 przedstawiono porównanie wyników badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń z korelacji *Akersa* i *Shaha* dla minikanalu o średnicy wewnętrznej $d = 1,6$ mm.



Rys. 9. Porównanie wyników badań eksperymentalnych współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego z wynikami obliczeń według korelacji *Akersa*

Fig. 9. Comparison of the results of experimental tests of heat transfer coefficient during the condensation of a refrigerant with the results of calculations in accordance with *Akers*' correlation



Rys. 10. Porównanie wyników badań eksperymentalnych współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego z wynikami obliczeń według korelacji *Shaha*

Fig. 10. Comparison of the results of experimental tests of heat transfer coefficient during the condensation of a refrigerant with the results of calculations in accordance with *Shah*'s correlation

Wyniki obliczeń z korelacji *Akersa* mieszczą się w paśmie $\pm 25\%$ wyników eksperymentu, co można uznać jako zadowalające, natomiast porównanie z korelacją *Shaha* wykazuje rozbieżność w zakresie 0÷-50%.

5. Podsumowanie

Przeprowadzone przez autorów badania cieplne porównawcze skraplania proekologicznego czynnika chłodniczego R134a w minikanalach rurowych o średnicy wewnętrznej $d = 1,6\div 3,3$ mm potwierdziły przydatność stosowania korelacji *Akersa* i *Shaha* do obliczenia współczynnika przejmowania ciepła. Zakres rozbieżności wyników eksperymentu i obliczeń według korelacji *Ackersa* był znacznie mniejszy i dlatego można tę korelację polecać projektantom. Badania eksperymentalne wykonano w zakresie parametrów: temperatura nasycenia $t_k = 35\div 40^\circ\text{C}$, gęstość strumienia masy (w_p) = $200\div 600$ kg/(m²·s) i gęstości strumienia ciepła $q = 5\div 50$ kW/m².

Literatura

1. **Akers W., Deans O.K., Crosser O.K.:** *Condensation heat transfer within horizontal tubes*. Chemical Engineering Progress Symp., vol. 55, 171-176, 1959.
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, vol. 128, 1050-1059, 2006.
3. **Bohdal T., Charun H., Piatkowski P., Więckiewicz D.:** *Skraplanie czynników chłodniczych w minikanalach rurowych*. Międzynarodowa Konferencja Chłodnicza, Poznań, XL Dni chłodnictwa, 59-75, 2008.
4. **Bohdal T., Charun H.:** *Przegląd procedur obliczeniowych skraplania czynnika chłodniczego R134a w minikanalach*. Chłodnictwo, Część 1, nr 8, 2-5 oraz Część 2, nr 9, 2-7, 2008.
5. **Cavallini A., Censi G., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rosetto L.:** *Condensation of halogenated refrigerants inside smooth tubes*. HVAC & R Research, vol. 8, no 4, 429-451, 2002.
6. **Charun H.:** *Podstawy Gospodarki Energetycznej – Część I*. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2004.
7. **Del Col D.:** *Condensation in minichannels and microchannels*. Proc. VII Scuola estiva UIT, Tecniche Sperimentali in Termofluidodinamica, Portignano, 1-34, 2007.
8. **Dhanani H., Schmidt S., Metzger C.:** *Condensation in mini- and microchannels*. Heat and Mass Transfer Laboratory, 2007.
9. **Dobson M.K., Chato J.C.:** *Condensation in smooth horizontal tubes*. I. Heat Transfer, ASME, vol. 120, 193-213, 1998.
10. **Garimella S.A., Agarwal A., Killion J.D.:** *Condensation pressure drop in circular microchannels*. Heat Transfer Engineering, vol. 26, no 3, 1-8, 2005.

11. **Gnutek Z., Nemš A.:** *Tendencje rozwoju maszyn i urządzeń energetycznych w erze miniaturyzacji*. Materiały XXX Zjazdu Termodynamików, Wrocław, tom I, 318-324, 2008.
12. <http://w.w.w.nauka.gov.pl>
13. **Kandlikar S.G.:** *Microchannels and minichannels- history, terminology, classification and current research needs*. First International Conference on Microchannels and Minichannels, New York, 2003.
14. **Langman E.:** *Ekoprojektowanie – prezentacja idei i regulacji prawnych*. Chłodnictwo & Klimatyzacja, nr 1-2, 74-80, 2007.
15. **Shah M.M.:** *A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes*. Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol. 22, 547-556, 1979.
16. **Tang L.:** *Empirical study of new refrigerant flow condensation inside horizontal smooth and micro-fin tubes*. University of Maryland at College Park, Ph.D. Thesis, pp.251, 1997.

Wykaz stosowanych oznaczeń

d_w	–	średnica wewnętrzna minikanalu, m <i>inside diameter of mini-channel, m</i>
d_z	–	średnica zewnętrzna minikanalu, m <i>outside diameter of mini-channel, m</i>
L, l	–	długość, m <i>length, m</i>
ΔL	–	długość odcinka testowego, m <i>length of test sector, m</i>
\dot{m}	–	masowe natężenie przepływu, kg/s <i>mass flow intensity, kg/s</i>
p	–	ciśnienie, Pa <i>pressure, Pa</i>
q	–	gęstość strumienia ciepła, W/m ² <i>density of heat stream, W/m²</i>
\dot{Q}	–	strumień ciepła, W <i>heat stream, W</i>
S	–	poślizg <i>slide</i>
T	–	temperatura, °C <i>temperature, °C</i>
ΔT	–	różnica temperatury, K <i>temperature difference, K</i>
V	–	objętość, m ³ <i>volume, m³</i>

w	–	średnia prędkość czynnika, m/s <i>average medium velocity, m/s</i>
(wp)	–	gęstość strumienia masy, kg/(m ² ·s) <i>density of mass stream, kg/(m²·s)</i>
x	–	statyczny stopień suchości <i>static dryness degree</i>
y	–	dynamiczny stopień suchości <i>dynamic dryness degree</i>
α	–	współczynnik przejmowania ciepła, W/(m ² ·K) <i>heat transfer coefficient, W/(m²·K)</i>
λ	–	współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K) <i>heat conduction coefficient, W/(m·K)</i>
ρ	–	gęstość, kg/m ³ <i>density, kg/m³</i>
Φ	–	stopień zapełnienia <i>closing degree</i>

Indeksy dolne dotyczą

i	–	<i>i</i> -tego przekroju minikanalu <i>i section of mini-channel</i>
H	–	wody <i>water</i>
w	–	ścianki kanału <i>channel wall</i>

Indeksy górne dotyczą

'	–	<i>prim</i> – dla fazy ciekłej <i>liquid phase</i>
''	–	<i>bis</i> – dla fazy parowej <i>steam phase</i>
.	–	wielkość odniesiona do jednostki czasu <i>value referred to time unit</i>

Ecology and Energy Related Aspect of Experimental Tests of the Condensation Process of Refrigerants in Pipe Mini-channels

Abstract

In the era of miniaturization of power equipment, application of compact systems is a very advantageous solution. Compact heat exchangers which are used in refrigerating systems do not only transfer a large density of the heat flux but also perform environment-friendly functions; a refrigerant occupies a small volume, and when there is no leak tightness, there is little threat to the natural environment.

Application of heat exchangers with flux of single-phase mediums (water or air) is not sufficient any more. That is the possibility of utilization of phase changes of refrigerants (boiling and condensation) realized during flux in channels with small diameter. Conception of constructing so-called *compact heat exchangers* (evaporators and condensers) which are a part of cooling installation was created that way.

However the designers of compact heat exchangers have to face today difficult problem of choice sufficient computational procedures in the range of the heat exchange and flow resistances in channels with hydraulic diameter smaller than 3 mm [13]. Well-known in literature procedures, tested for conventional channels ($d > 3$ mm) theoretically and experimentally, do not have to and in most cases are not suitable for micro- and mini-channels. This causes need to find and point the best computational formulae to be used in compact exchangers.

It should be underlined, that number publications, presenting description of heat exchange and flow resistances during boiling in the mini- and micro-channels is much larger, than for the case of condensation in such channels. Up to date knowledge about conventional channel proves that processes of boiling and condensation in flow cannot be treated as “symmetrical” phenomena. Also mechanism of energy transport and momentum in processes of boiling and condensation in flow both in conventional channels and in mini-channels.

The basic part of the paper is constituted by the presentation of the author's own experimental research on heat exchange in the condensation process of R134 a refrigerant in pipe mini-channels with an internal diameter of 1.6÷3.3 mm. On the basis of a comparative analysis, the usefulness of *Akers* and *Shah*'s correlations was stated for the determination of the heat transfer coefficient in this process.

The range of divergence of experiment results and calculations according to *Ackers* correlation was significantly smaller and that is why this correlation may be recommended for designers. Experiments were conducted in the following range of parameters: saturation temperature $t_k = 35\div 40^\circ\text{C}$, density of mass stream (w_p) = 200÷600 kg/(m²· s) and density of heat stream $q = 5\div 50$ kW/m².