



Modelowanie skraplania czynników chłodniczych w obszarze pary przegrzanej

Magdalena Florianowicz, Łukasz Bohdal
Politechnika Koszalińska

1. Wstęp

W wielu wymiennikach energetycznych na dopływie do skraplacza występuje para przegrzana czynnika. Wśród nich wyróżniają się skraplacze czynników chłodniczych, w których para opuszczająca sprężarkę jest zwykle znacznie przegrzana. W skraplaczu urządzenia chłodniczego mogą występować trzy charakterystyczne strefy wymiany ciepła, to znaczy: strefa schładzania pary przegrzanej *I*, skraplania właściwego *II* (dwufazowa) oraz dochłodzenia skroplin *III* [3].

W obszarze izobarycznego schładzania pary przegrzanej *I* mogą wystąpić warunki, przy których wystąpi zjawisko lokalnego skraplania czynnika w tym obszarze. Przypadki takie mają miejsce w skraplaczach chłodniczych, lecz w literaturze poświęca się zbyt mało uwagi problemowi „skraplania pary przegrzanej” [12]. Sposoby obliczenia parametrów w przekroju początku skraplania nie są jeszcze jednoznacznie zdefiniowane w literaturze. Ocenia się, że ilość ciepła odprowadzonego w jednofazowym procesie chłodzenia pary przegrzanej może wynosić nawet ponad 25% w stosunku ilości ciepła dwufazowej przemiany skraplania właściwego [2]. Istnieje zatem potrzeba właściwej oceny efektywności wymiany ciepła w skraplaczu w obszarze pary przegrzanej.

W pracy [6] przedstawiono wyniki badań skraplania czynnika R744 w poziomej rurze gładkiej o średnicy wewnętrznej $d = 6,1$ mm dla zakresu strumienia masy ($w \cdot \rho$) od 100 do 240 kg/(m²·s), przy ciśnieniu p od 5 do 7,5 MPa. Wyniki badań wykazały, że współczynnik przejmowania ciepła w strefie pary przegrzanej jest znacznie wyższy, niż wyznaczony z korelacji dla jednofazowego przepływu turbulentnego. Autorzy

stwierdzili występowanie lokalnego skraplania czynnika, gdy temperatura ścianki rury była niższa od temperatury nasycenia. Wykazano, że znaczna część ciepła była odprowadzana w postaci ciepła kondensacji, co wpływało bezpośrednio na wielkość powierzchni skraplacza.

W pracy [4] przedstawiono zmierzony rozkład temperatury w przekroju poprzecznym kanału rurowego. Wynika z niego, że podczas przepływu pary przegrzanej w rdzeniu przepływu, na ściance kanału może występować lokalne skraplanie czynnika. Wyjaśnia to jednoznacznie przyczynę wzrostu wartości współczynnika przejmowania ciepła. W pracy [12] zaproponowano zależność do obliczenia współczynnika przejmowania α_p ciepła podczas lokalnego skraplania w obszarze pary przegrzanej. Zaproponowany sposób określenia wartości całkowitego współczynnika przejmowania ciepła (traktowanego jako zastępczy współczynnik przejmowania ciepła w złożonych warunkach konwekcji wymuszonej z przemianą fazową skraplania) uwzględnia wpływ zarówno procesu chłodzenia pary przegrzanej do poziomu temperatury nasycenia, jak również wymianę ciepła związaną z jej częściowym skraplaniem.

Autorzy prac [2, 3] przedstawili aktualny stan wiedzy w zakresie obliczania wymiany ciepła w strefie odbioru ciepła od pary przegrzanej czynnika chłodniczego. Z analizy wynika, iż na pewnej części strefy przegrzania pary mogą wystąpić warunki konieczne do rozpoczęcia procesu skraplania pary w tej strefie (nazywany „skraplaniem pary przegrzanej”). Jeżeli temperatura powierzchni ścianki kanału będzie niższa, od temperatury nasycenia czynnika chłodniczego przy danym ciśnieniu, wtedy taki proces może być zainicjowany. W praktyce oznacza to podział strefy schładzania pary przegrzanej na dwie części, czyli tzw. strefę bezkondensacyjną i kondensacyjną. Ponadto autorzy przeprowadzili analizę warunków pracy skraplaczy chłodniczych, które różnią się znacznie od skraplaczy stosowanych w innych urządzeniach energetycznych. W nowoczesnych urządzeniach chłodniczych, z nowymi proekologicznymi czynnikami, takimi jak R134a, R404A i R507 i wyposażonymi w sprężarki tłokowe hermetyczne, stopień przegrzania pary dopływającej do skraplacza jest wysoki i może wynosić nawet 60–80 K i więcej. Autorzy stwierdzają, iż stan wiedzy w zakresie wymiany ciepła w strefie pary przegrzanej skraplaczy chłodniczych, zwłaszcza w jej części kondensacyjnej, można uznać jako ograniczony i niepełny. Jednak nie można bezkrytycznie przenosić zależności sprawdzonych dla różnych czynników

energetycznych (w tym dla pary wodnej) w odniesieniu do czynników chłodniczych stosowanych w urządzeniach sprężarkowych.

Niniejsze opracowanie dotyczy wymiany ciepła w strefie przepływu pary przegrzanej (strefa I) i możliwości wystąpienia sprzyjających warunków do rozpoczęcia lokalnego procesu skraplania czynnika chłodniczego. Zasadniczo problem obliczenia współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego w obszarze pary przegrzanej należy do zagadnień otwartych i pomimo faktu, że taki przypadek należy do często spotykanych w technice chłodniczej. Jest to zagadnienie słabo jeszcze rozpoznane i zazwyczaj pomijane w analizach wymiany ciepła w skraplaczach chłodniczych. Wybrane aspekty tego problemu przedstawiono w niniejszej pracy.

2. Model obliczeniowy

Jak podano w rozdziale 1 niewiele jest prac poświęconych skraplaniu czynników chłodniczych w obszarze pary przegrzanej. Jest to zagadnienie jeszcze stosunkowo mało poznane, co wymaga prowadzenia dalszych badań w tym zakresie. Dlatego zaproponowano uproszczony model obliczeniowy pozwalający wyznaczać wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynników chłodniczych w obszarze pary przegrzanej. W opracowaniu modelu wykorzystano sugestie i zalecenia autorów innych prac, w tym *Webb'a* [12] i *Mikielewicza et al* [8].

Warunkiem rozpoczęcia procesu skraplania jest uzyskanie pary przechłodzonej czynnika w pobliżu chłodzonej ścianki kanału. Nie jest możliwe skroplenie pary przegrzanej, ale możliwe jest lokalne skraplanie pary przechłodzonej czynnika występujące niekiedy w obszarze pary przegrzanej.

W proponowanym modelu obliczeniowym przyjęto następujące założenia:

- do skraplacza dopływa para przegrzana czynnika chłodniczego,
- proces skraplania realizowany jest podczas przepływu czynnika w kanale rurowym,
- warunkiem kondensacji fazy parowej jest, aby była ona schłodzona do temperatury niższej, od temperatury nasycenia,
- schłodzenie czynnika może mieć charakter lokalny lub w całej masie pary,
- temperatura ścianki kanału T_w jest niższa od temperatury nasycenia T_s ($T_w < T_s$),

- w parze przechłodzonej w warstwie przyściennej na ścianie rozpoczyna się lokalny proces skraplania,
- para przegrzana w rdzeniu przepływu ulega stopniowemu schłodzeniu.

Wielkość strumienia ciepła przekazanego od pary przegrzanej do chłodzonej ścianki kanału można podzielić na dwie składowe. Pierwsza z nich określa odbiór ciepła przegrzania schładzanej pary od temperatury T_p pary przegrzanej do temperatury nasycenia T_s , druga zaś charakteryzuje przekazywanie ciepła podczas skraplania pary nasyconej o temperaturze T_s , w warunkach dwufazowych.

Gęstość całkowitego strumienia ciepła q_c opisuje równanie:

$$q_c = q_p + q_k, \quad (1)$$

gdzie:

q_p – gęstość strumienia ciepła odbieranego od pary przegrzanej (ciepło jawne),

$$q_p = \alpha_p \cdot (T_p - T_s), \quad (2)$$

q_k – gęstość strumienia ciepła skraplania (ciepło utajone):

$$q_k = \alpha_k \cdot (T_s - T_n), \quad (3)$$

α_p – współczynnik przejmowania ciepła podczas jednofazowej konwekcji wymuszonej pary przegrzanej,

α_k – współczynnik przejmowania ciepła podczas skraplania właściwego w obszarze pary nasyconej mokrej,

T_p – temperatura pary przegrzanej,

T_s – temperatura nasycenia,

T_n – temperatura niedogrzanania cieczy do temperatury nasycenia równa temperaturze wewnętrznej ścianki kanału.

W modelu uwzględniono dwa efekty cieplne, tzn. efekt schładzania pary przegrzanej i dalsze jej skraplanie w pobliżu ścianki. Wprowadzono założenie, że współczynnik przejmowania ciepła, oznaczony symbolem α_c , ujmuje łącznie efektywność cieplną obu wymienionych efektów. Gęstość całkowitego strumienia ciepła q_c można przy tym założeniu opisać zależnością:

$$q_c = \alpha_c \cdot (T_p - T_n). \quad (4)$$

Równanie (4), po uwzględnieniu (2–4) przyjmuje postać:

stąd

$$\alpha_c \cdot (T_p - T_n) = \alpha_p \cdot (T_p - T_s) + \alpha_k \cdot (T_s - T_n), \quad (5)$$

$$\alpha_c = \alpha_p \cdot \left(\frac{T_p - T_s}{T_p - T_n} \right) + \alpha_k \cdot \left(\frac{T_s - T_n}{T_p - T_n} \right) \quad (6)$$

czyli

$$\alpha_c = \alpha_p \cdot \left(\left(\frac{T_p - T_s}{T_p - T_n} \right) + \frac{\alpha_k}{\alpha_p} \cdot \left(\frac{T_s - T_n}{T_p - T_n} \right) \right) \quad (7)$$

lub

$$\alpha_c = \alpha_p \cdot A, \quad (8)$$

gdzie współczynnik A jest wielkością opisaną wzorem w postaci

$$A = \left(\frac{T_p - T_s}{T_p - T_n} \right) + \frac{\alpha_k}{\alpha_p} \cdot \left(\frac{T_s - T_n}{T_p - T_n} \right). \quad (9)$$

W pracy [5] wykazano, że dla początku procesu skraplania czynnika chłodniczego w obszarze pary przegrzanej można przyjąć wartość wielkości A równą współczynnikowi C ($A \approx C$), który opisano wzorem:

$$C = \frac{\Delta T_w}{\Delta T_p} = \frac{T_s - T_n}{T_p - T_s}. \quad (10)$$

Stanowi on stosunek przechłodzenia pary przy ścianie kanału ΔT_w do przegrzania pary w rdzeniu przepływu ΔT_p .

Współczynnik ten przyjmuje dla kanałów konwencjonalnych wartość 1,55, a w przypadku minikanalu zależy od jego średnicy wewnętrznej. Oblicza się go z zależności [10]:

$$C = 0,118 \cdot d^2 - 0,6527 \cdot d + 2,474, \quad (11)$$

gdzie d oznacza średnicę wewnętrzną minikanalu podaną w milimetrach. Dokładność tej metody, jaką uzyskano i zweryfikowano eksperymentalnie, biorąc pod uwagę łatwość prowadzenia obliczeń, jest wystarczająca dla celów inżynierskich.

3. Charakterystyki wewnętrzne skraplania

W modelowaniu matematycznym procesu skraplania czynnika chłodniczego w obszarze pary przegrzanej wymagane jest wykorzystanie zależności (9), w której występują wartości współczynników przejmowania ciepła:

- w obszarze jednofazowym pary przegrzanej α_p ,
- podczas skraplania czynnika chłodniczego w przepływie α_k .

Wybór odpowiednich procedur obliczeniowych wyżej wymienionych współczynników bezpośrednio determinuje uzyskanie właściwych wyników obliczeń.

3.1. Wymiana ciepła w obszarze jednofazowym pary przegrzanej

Intensywność wymiany ciepła w obszarze jednofazowym pary przegrzanej wynika bezpośrednio z rodzaju ruchu czynnika chłodniczego (laminarny czy burzliwy) oraz z ruchu pary związanego z wymianą masy na skutek rozpoczęcia lokalnego skraplania na ściance kanału. Powoduje to dodatkowy ruch pary przegrzanej z rdzenia przepływu w kierunku podwarstwy przyściennej, znajdującej się przy chłodzonej ściance kanału. Intensyfikuje dodatkowo konwekcję wymuszoną w kanale.

Można więc zapisać, że wielkość q_p opisująca gęstość strumienia ciepła odbieranego od pary przegrzanej jest równa:

$$q_p = q_{p1} + q_{p2}, \quad (12)$$

gdzie q_{p1} i q_{p2} to wartości gęstości strumienia ciepła przenoszonego odpowiednio na drodze konwekcji wymuszonej i w wyniku ruchu przegrzanej pary z rdzenia przepływu w kierunku podwarstwy przyściennej na skutek jej kondensacji.

Na podstawie prawa Newtona równanie (12) przyjmuje postać:

$$\alpha_p \cdot (T_p - T_s) = \alpha_{p1} \cdot (T_p - T_s) + \alpha_{p2} \cdot (T_p - T_s), \quad (13)$$

czyli

$$\alpha_p = \alpha_{p1} + \alpha_{p2}, \quad (14)$$

gdzie α_{p1} i α_{p2} to współczynniki przejmowania ciepła, odpowiednio na drodze konwekcji wymuszonej i w wyniku ruchu przegrzanej pary z rdzenia przepływu w kierunku podwarstwy przyściennej na skutek jej kondensacji.

Wartość współczynnika przejmowania ciepła α_{p1} w zakresie konwekcji jednofazowej opisują zależności w literaturze. Ich postać zależy od rodzaju ruchu pary. W zakresie kanałów konwencjonalnych zaleca się dla ruchu burzliwego pary stosować zależności *Incropera'a* i *De Witt'a*, *Colburn'a*, *Dittus'a-Boelter'a* [7] itp. W przypadku minikanalów rurowych można również stosować zależność *Dittus'a-Boelter'a*, którą wykorzystano z dobrym skutkiem.

Dodatkowy strumień ciepła q_{p2} , uwzględniający wpływ strumienia masy, towarzyszący wymianie ciepła można ująć równaniem:

$$q_{p2} = (w \cdot \rho)_k \cdot c_p'' \cdot (T_p - T_s), \quad (15)$$

gdzie: $(w \cdot \rho)_k$ jest gęstością strumienia masy skraplającej się pary.

Gęstość strumienia masy pary $(w \cdot \rho)_k$, która ulega skropleniu zależy od gęstości całkowitego strumienia masy pary $(w \cdot \rho)$, która przepływa w kanale oraz od jej właściwości fizycznych i lokalnego stopnia ochłodzenia na ściance kanału. Ujmuje to zależność, którą można przedstawić w postaci:

$$(w \cdot \rho)_k = m \cdot K^n \cdot (w \cdot \rho), \quad (16)$$

gdzie:

K – jest liczbą związaną z ciepłem przemiany fazowej r [7]

$$K = \frac{r}{c_p' \cdot (T_s - T_n)}, \quad (17)$$

r – ciepło skraplania, określone w temperaturze T_s ,

m, n – współczynniki określone na drodze eksperymentalnej metodą dopasowania wyników obliczeń do wyników z badań eksperymentalnych dla czynników R134a i R404A.

Równanie (15), po uwzględnieniu zależności (17), przyjmuje postać:

$$q_{p2} = m \cdot K^n \cdot (w \cdot \rho) \cdot c_p'' \cdot (T_p - T_s), \quad (18)$$

Łączny strumień ciepła $q_p = q_{p1} + q_{p2}$, związany ze schładzaniem przegrzanej pary do temperatury nasycenia i ruchem jej masy, wywołanym częściowym skraplaniem można zapisać w postaci:

$$\alpha_p \cdot (T_p - T_s) = \alpha_{p1} \cdot (T_p - T_s) + m \cdot K^n \cdot (w \cdot \rho) \cdot c_p'' \cdot (T_p - T_s) \quad (19)$$

Z równania (22) wynika, że współczynnik przejmowania ciepła α_p związany ze schładzaniem przegrzanej pary do temperatury nasycenia i ruchem jej masy, wywołanym częściowym skraplaniem opisuje zależność.

$$\alpha_p = \alpha_{p1} + m \cdot K^n \cdot (w \cdot \rho) \cdot c_p''. \quad (20)$$

3.2. Wymiana ciepła w procesie skraplania w obszarze pary przegrzanej

W wielu pracach [3, 9] zaleca się określać wartość współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynników chłodniczych w kanałach konwencjonalnych według zależności *Shah'a* [11]. Wyniki licz-

nych badań potwierdzają słuszność takiego postępowania [9]. W przypadku minikanalów rurowych zależność *Shah'a* znacznie zawyża wyniki obliczeń w stosunku do badań eksperymentalnych [10]. Zaleca się stosować zależności opracowane dla skraplania czynników chłodniczych w minikanalach rurowych. Dobrą zgodność uzyskuje się stosując zależności autorów pracy [8]. W dalszych obliczeniach stosowano zależności:

- dla konwekcji jednofazowej zależność *Dittus'a-Boelter'a* [7],
- dla skraplania czynników w kanałach konwencjonalnych zależność *Shah'a* [11],
- dla skraplania czynników w minikanalach rurowych zależność *Mikielewicza at al.* [8].

Należy wyraźnie podkreślić, że wartość całkowitego współczynnika przejmowania ciepła α_c , który opisuje intensywność wymiany ciepła w kanale podczas schładzania i lokalnego skraplania pary przegrzanej jest średnią ważoną z dwóch wartości opisujących wymianę ciepła podczas konwekcji jednofazowej i przemiany skraplania w przepływie. Opisuje to zależność (6), którą można sprowadzić do postaci:

$$\alpha_c = \alpha_p \cdot \left(\frac{T_p - T_s}{T_p - T_n} \right) + \alpha_k \cdot \left(\frac{T_s - T_n}{T_p - T_n} \right) = \alpha_p \cdot A_1 + \alpha_k \cdot A_2, \quad (21)$$

gdzie współczynniki $A_1 = \frac{T_p - T_s}{T_p - T_n}$ i $A_2 = \frac{T_s - T_n}{T_p - T_n}$ ujmują odpowiednio

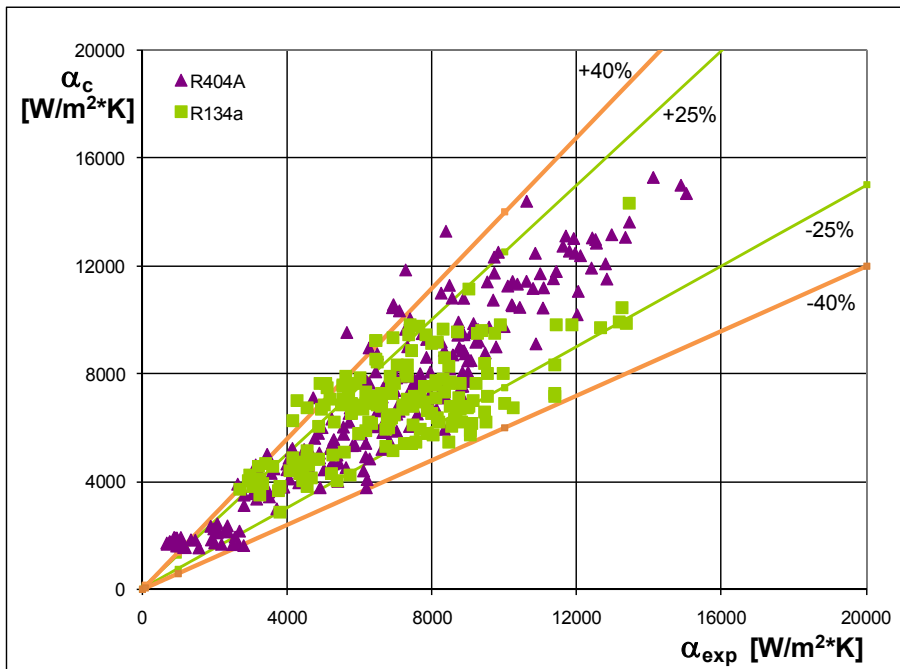
względne przegrzanie pary w rdzeniu przepływu oraz względne przechłodzenie czynnika na ścianie wewnętrznej kanału. W przypadku zaniku przegrzania pary, tzn. $T_p \rightarrow T_s$ wartość współczynnika A_1 spada do zera, a współczynnik A_2 przyjmuje wartość 1. Gdy na ścianie kanału nie występuje przechłodzenie to A_1 równa się 1, a A_2 wynosi zero.

Wartości współczynników m i n w zależności (19), określono metodą dopasowania wyników obliczeń do wyników z badań eksperymentalnych dla czynników R134a i R404A. Zastosowano model regresji nieliniowej z metodą największej wiarygodności. Parametry m i n modelu dobrano metodami *quasi - Newton'a* i *Symplex*, które są standardowymi w pakiecie *Statistica* [1]. Otrzymano korelację eksperymentalną opisującą całkowity współczynnik przejmowania ciepła α_c związany ze schładzaniem przegrzanej pary do temperatury nasycenia i ruchem jej masy, wywołanym częściowym skraplaniem. Zależność przedstawia się następująco:

$$\alpha_c = (\alpha_{pl} + 0,0005 \cdot K^{0,883} \cdot (w \cdot \rho) \cdot c_p'') \cdot A_1 + \alpha_k \cdot A_2. \quad (22)$$

Sposób obliczania wartości współczynnika przejmowania ciepła α_c podano w opisie wzoru (14).

Na rys. 1 podano porównanie wartości całkowitego współczynnika przejmowania ciepła α_c , uzyskanego z obliczeń według zależności (22), z wynikami badań eksperymentalnych zaprezentowanych w pracach [9, 10] dla czynników R134a i R404A, w zakresie kanałów o średnicy $d = 0,98\text{--}13$ mm. Wyniki analizy uzyskano w granicach $\pm 40\%$ dla obu czynników. W przedziale $\pm 25\%$ zgodność wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych stwierdzono dla 75% punktów pomiarowych.



Rys. 1. Porównanie wartości całkowitego współczynnika przejmowania ciepła α_c w strefie rozpoczęcia procesu skraplania z wynikami obliczeń α_{exp} według zależności (22) dla czynników chłodniczych R134a i R404A, $d = 0,98\text{--}13$ mm

Fig. 1. Comparison the values of total heat transfer coefficient α_c in the area begin the process of the condensation with the results of calculations α_{exp} according to the relation (22) for R134a and R404A refrigerants, $d = 0,98\text{--}13$ mm

4. Wnioski

1. Zaproponowano prosty model obliczeniowy wyznaczania wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego w kanale w strefie pary przegrzanej. W modelu Uwzględniono dwa równoważne efekty cieplne, tzn. efekt schładzania pary przegrzanej i dalsze jej skraplania w pobliżu ścianki. Wprowadzono założenie, że współczynnik przejmowania ciepła ujmuje łącznie efektywność cieplną obu wymienionych efektów.
2. Przyjęto, że intensywność wymiany ciepła w obszarze jednofazowym pary przegrzanej wynika bezpośrednio z wymuszonego ruchu czynnika chłodniczego w kanale oraz z ruchu pary związanego z wymianą masy na skutek rozpoczęcia lokalnego skraplania na ściance kanału. Powoduje to dodatkowy ruch pary przegrzanej z rdzenia przepływu w kierunku podwarstwy przyściennej, znajdującej się przy chłodzonej ściance kanału. Intensyfikuje dodatkowo konwekcję wymuszoną w kanale.
3. Całkowita wartość współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego w obszarze pary przegrzanej jest sumą dwóch iloczynów. Pierwszy iloczyn ujmuje wartość współczynnika przejmowania ciepła w obszarze jednofazowym pary przegrzanej i jej względnego przegrzania w rdzeniu przepływu, drugi wartość współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania pary i jej względnego przechłodzenia na ściance kanału.
4. Wykazano, że wartość współczynnika przejmowania ciepła podczas konwekcji wymuszonej w kanale pary przegrzanej można wyznaczać z ogólnie znanych zależności bezwymiarowych podawanych w literaturze. Dotyczy to również obliczania współczynnika przejmowania ciepła dla skraplania w przepływie czynników chłodniczych. Opracowano również własną korelację eksperymentalną [22] opisującą wzrost wymiany ciepła na skutek rozpoczęcia lokalnego skraplania na ściance kanału. Wynika ona z dodatkowego ruchu pary przegrzanej z rdzenia przepływu w kierunku podwarstwy przyściennej, znajdującej się przy chłodzonej ściance kanału.
5. Porównano wartości całkowitego współczynnika przejmowania ciepła α_c , uzyskanego z obliczeń według zależności (22), z wynikami badań eksperymentalnych dla czynników R134a i R404A, w zakre-

się kanałów o średnicy $d = 0,98\text{--}13$ mm. Stwierdzono, że w przedziale $\pm 25\%$ występuje zgodność wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych dla 75% punktów pomiarowych.

6. Zaproponowany model obliczeniowy pomimo znacznych uproszczeń może być polecany do prowadzenia obliczeń wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego w kanale w obszarze pary przegrzanej. Uwzględnia on, bowiem względne przegrzanie pary w rdzeniu przepływu i względne przechłodzenie czynnika na ścianie kanału. Pozwala to prowadzić obliczenia w całym zakresie lokalnego skraplania od jego rozpoczęcia, do uzyskania skraplania właściwego, gdy temperatura pary w rdzeniu przepływu osiągnie temperaturę nasycenia T_s .

Praca została wykonana w ramach grantu MNiSW nr N N512 456740

Literatura

1. **Bohdal Ł., Kukielka L.:** *Sensitivity analysis of the influence of dynamic material parameters on the blanking process and quality of the cut.* Machine Dynamics Research, Vol. 34, No 2., 14–20 (2010).
2. **Butrymowicz D.:** *Problemy poprawy efektywności energetycznej obiegów lewobieżnych.* Zeszyty Naukowe Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk, nr 538/1497/2005, (2005).
3. **Czapp M.:** *Przemiany fazowe czynników w węzownikowych chłodniczych wymiennikach ciepła.* Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin. 2002.
4. **Fujii T., Honda H., Nozu S., Ikeda T.:** *Condensation of fluorocarbon refrigerants inside a horizontal tube – proposals semi-experimental expressions for the local heat transfer coefficient and the interfacial friction factor.* Refrigeration, Tokio, vol 55, 6–12 (1980).
5. **Grzejszczak-Florjanowicz M.:** *Badanie początku skraplania czynnika chłodniczego w przepływie.* V Konferencja Studentów i Młodych Pracowników Nauki Wydziału Mechanicznego, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin. 2008.
6. **Kondou G., Hrnjak P.:** *Heat rejection from R744 flow under uniform temperature cooling in a horizontal smooth tube around the critical point.* Int. Journal of Refrigeration, vol. 34, 719–731 (2011).
7. **Madejski J.:** *Teoria wymiany ciepła.* Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin. 1998.

8. **Mikielewicz D., Mikielewicz J.:** *A common method for calculation of flow boiling and flow condensation heat transfer coefficient in minichannels with account of non-adiabatic effects.* Heat Transfer Engineering, vol. 32(13), 1–9 (2011).
9. **Praca zbiorowa:** *Badanie niestabilności skraplania czynników chłodniczych wewnątrz kanałów.* Sprawozdanie do Raportu Końcowego z realizacji Projektu Badawczego KBN nr 3 T10B 017 26, stron 348 (praca niepublikowana), Koszalin. 2006.
10. **Praca zbiorowa:** *Badanie skraplania proekologicznych czynników chłodniczych w minikanalach rurowych.* Sprawozdanie do Raportu Końcowego z realizacji Projektu Badawczego MN nr N N 512 2315 33, stron 322, (praca niepublikowana), Koszalin. 2010.
11. **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).
12. **Webb R. L.:** *Convective condensation of superheated vapour.* Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, vol. 120, 418–421 (1998).

Oznaczenia

- C – współczynnik, wzór (10)
 d – średnica wewnętrzna kanału rurowego, mm
 p – ciśnienie absolutne, Pa
 \dot{q} – gęstość strumienia ciepła, W/m^2
 T – temperatura, $^{\circ}C$
 $(w\rho)$ – gęstość strumienia masy, $kg/(m^2 \cdot s)$

Symbole greckie

- α – współczynnik przejmowania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$
 ΔT – różnica temperatury, K

Indeksy dotyczą:

- k – kondensacji,
 n – niedogrzaną do temperatury nasycenia,
 p – przegrzania, stałego ciśnienia,
 s – stanu nasycenia,
 w – ścianki,
 x – wartości lokalnej,
“ – pary nasyconej suchej.

Modeling of the Refrigerants Condensation in the Superheated Vapor Area

Abstract

A simple calculation model that was proposed to determine the value of the heat transfer coefficient during of refrigerant condensation in channel in the area of superheated vapour. The model used a two thermal effects, in example the chilling effect of superheated vapour and further is condensed her near the wall. The assumption was introduced that the heat transfer coefficient recognized a total thermal efficiency of both these effects. In the single-phase area of superheated vapour was assumed that the intensity of heat transfer resulted directly from the forced movement of refrigerant in the channel and the traffic associated with the replacement of heat mass due to start of the local condensation in a channel on the wall. The additional movement of superheated vapour this causes from the flow core towards the sublayer boundary, which located at the cooled wall of the channel. The additionally intensifies the forced convection in the channel. The total value of the heat transfer coefficient during the refrigerant's condensation in the superheated vapour is the sum of two products. The first product recorded value of the heat transfer coefficient in the single-phase superheated vapour and its relative overheating in the flow core, the second heat transfer coefficient during the vapour condensation and the relative undercooling on the channel wall.

It was proved that the heat transfer coefficient during forced convection in a channel of superheated vapour can be determined according to generally known dimensionless reported in the literature. This also applies to the calculation of the heat transfer coefficient for refrigerant's condensation in the flow. Also developed their own experimental correlations which described the increase the heat transfer due to the locally condensation of the start on the channel wall. It results from the additional movement of superheated vapour in the toward the boundary sublayer from the flow core, which located at the cooled channel wall.

The value of the total heat transfer coefficient α_c obtained from the calculation, compared with the results of the experimental investigations for R134a and R404A refrigerants, concerning a channel with diameter $d = 0,98\text{--}13$ mm. It was said that in the range $\pm 25\%$ occurs with the results of the experimental investigations compatibility the calculation results for the 75% points. Despite considerable simplifications proposed the calculation model can be recommended to conducted the calculations the value of heat transfer coefficient during the refrigerant's condensation in the superheated vapour in the channel.

Because it takes into account the relative superheating vapour in the flow core and the relative undercooling refrigerant on the wall in a channel. This allows to lead calculations of local condensation in the whole range since its inception, the proper condensation to obtain, when the vapour temperature reaches the saturation temperature T_s in the flow core.