

Modelowanie wymiany ciepła przy wrzeniu w przepływie w warunkach podwyższonego ciśnienia zredukowanego dla R1233zd(E) jako potencjalnego czynnika w układach ORC

Michał PYSZ^(a), Dariusz MIKIELEWICZ^(a)

^(a) Politechnika Gdańska, Gabriela Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańska, Poland
michal.pysz@pg.edu.pl

STRESZCZENIE

Proces wrzenia w wysokotemperaturowych pompach ciepła oraz układach ORC zachodzi przy temperaturach wyższych niż 80°C. W literaturze występuje luka w wiedzy dla podwyższonych temperatur nasycenia oraz korespondujących wysokich ciśnień zredukowanych. Większość istniejących danych doświadczalnych dotyczy temperatur niższych niż 40 °C, co związane jest z zastosowaniami chłodniczymi czynników niskowrzących. Dla temperatur wyższych niż 120 °C większość czynników pracuje w okolicach termodynamicznego punktu krytycznego, gdzie występują gwałtowne zmiany lepkości oraz gęstości faz ciekłej oraz parowej, co ma znaczący wpływ na oddziaływania międzyfazowe. Większość modeli literaturowych opiera się na konkretnych parametrach eksperymentalnych i nie ma charakteru ogólnego dla zastosowań dla płynów i warunków termodynamicznych nie będących przedmiotem eksperymentu. Przedstawiony w pracy model ma solidne podstawy fizyczne i dużą ogólność, będąc niezależnym od rodzaju czynnika.

Celem przetestowania modelu w warunkach podwyższonych ciśnień zredukowanych zbudowano dedykowane stanowisko eksperymentalne. W powyższym badaniu przeprowadzono systematyczne badania eksperymentalne dla wrzenia w przepływie czynnika R1233zd(E). Dane uzyskano dla cylindrycznego pionowego minikanalu o średnicy wewnętrznej 2 mm oraz długości 300 mm. Zakres ciśnień zredukowanych przedstawionych w badaniu zawiera się w zakresie od 0,2 do 0,7, prędkość masowa od 400 do 1000 kg/m²s, a gęstość strumienia ciepła od 20 do 45 kW/m². Przedstawiono wpływ struktury przepływu na uzyskane trendy wymiany ciepła. Dane eksperymentalne zostały również porównane z najbardziej znanymi modelami literaturowymi.

Słowa kluczowe: wrzenie w przepływie, minikanaly, wysokie ciśnienie zredukowane, modelowanie, wysokotemperaturowe pompy ciepła, ORC.

1. WSTĘP

W dobie szczególnego zainteresowania wpływem człowieka na środowisko, znacząco wzrosły nakłady na technologie, charakteryzujące się nie tylko niskim wpływem środowiskowym, ale także wysoką efektywnością energetyczną. Spora część energii jest tracona bezpowrotnie w formie ciepła odpadowego. Jednym z potencjalnych rozwiązań tego problemu są układy typu ORC (ang. Organic Rankine Cycle). Układy te wykorzystują źródła energii charakteryzujące się temperaturą znacznie niższą, niż w przypadku konwencjonalnej elektrowni zasilanej parą wodną. W tego typu układach wykorzystuje się czynniki niskowrzące, które bardzo często pracują w parametrach bliskich termodynamicznemu punktowi krytycznemu.

Występuje luka w literaturze w zakresie wysokich temperatur nasycenia i odpowiadających im ciśnieniom zredukowanym. Większość danych eksperymentalnych dotyczy temperatur nasycenia niższych niż 40 °C, co związane jest z zastosowaniem w układach klimatyzacyjnych i chłodniczych. Właściwości fazy ciekłej i gazowej ulegają znacznym zmianom w otoczeniu termodynamicznego punktu krytycznego. Obserwuje się w tym regionie niskie napięcie powierzchniowe, wysoką gęstość i lepkość fazy gazowej przy jednocześnie niewielkiej lepkości fazy ciekłej. W związku z tym przebiegi zjawisk są nieco odmienne niż dla niskich ciśnień

zredukowanych. Proces projektowania parowników i skraplaczy dla układów ORC wymaga dokładnych modeli, które natomiast muszą być podparte danymi eksperymentalnymi, a tych jest niewiele.

Podsumowania tego tematu podjęli się Marchetto i in. (Marchetto et al., 2022), którzy w swojej pracy wyróżnili trzy różne trendy charakteryzujące rozkład współczynnika przejmowania ciepła w warunkach okołokrytycznych w zależności od stopnia suchości pary: trend niezależny, trend malejący oraz trend rosnący.

Charnay i in. (Charnay, Bonjour, et al., 2014; Charnay et al., 2015b, 2015a; Charnay, Revellin, et al., 2014) podjęli się szerokich badań eksperymentalnych czynnika R245fa. Zakres badań obejmował temperatury saturacji od 60 do aż 120° C, co koresponduje z wartością ciśnienia zredukowanego od 0,13 do 0,53. Wykazali oni, że wraz ze wzrostem temperatury saturacji wzrasta wpływ wrzenia pęcherzykowego na całkowitą wymianę ciepła, a maleje wpływ wrzenia konwekcyjnego. Belyaev i in. (Belyaev et al., 2017) przeprowadzili badania dla R113 oraz RC318 w zakresie temperatur od 30 do 180° C w kanałach o średnicy od 1,36 mm do 0,95 mm. Zauważyli oni, że dla tak wysokich ciśnień zredukowanych, pomimo bardzo małej średnicy kanału, uzyskane trendy przypominały te, które są charakterystyczne dla kanałów konwencjonalnych. Dominujący wpływ wrzenia pęcherzykowego w podwyższonych ciśnieniach zredukowanych został również potwierdzony w kilku innych pracach (Billiet et al., 2018; del Col, 2010; Grauso et al., 2014; Zhang et al., 2018). Jednakże, trendy te nie są zależne tylko od ciśnienia, ale także innych parametrów. Lillo i in. (Lillo et al., 2019) wykazali, że dla R448A or R404A w obszarze ciśnień zredukowanych niższych niż 0,5 oraz dla podwyższonych prędkości masowych ($G > 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$) wrzenie konwekcyjne jest dominującym mechanizmem. Również Guo i in. (Guo et al., 2020) wskazali, że dla R134a, w zakresie ciśnień zredukowanych od 0,1 do 0,88 wrzenie konwekcyjne było głównym mechanizmem wymiany ciepła.

Tak niewielka liczba danych eksperymentalnych nie sprzyja również tworzeniu nowych korelacji oraz modeli obliczeniowych. Marchetto i in. (Marchetto et al., 2022) w oparciu o dane literaturowe stworzyli dużą bazę danych eksperymentalnych, które następnie porównali z szeroko znanymi korelacjami. Najlepsze rezultaty uzyskały korelacje takie jak Liu i Winterton (Liu & Winterton, 1991), Kim i Mudawar (Kim & Mudawar, 2013), a także Saitoh i in. (Saitoh et al., 2007) oraz Mikielewicz (Mikielewicz, 2010). Jednakże, wszystkie obliczenia za pomocą tych modeli charakteryzowały się wysokimi średnimi niepewnościami pomiarowymi. Modele te powstały w oparciu o dane dla niskich temperatur nasycenia i niskich ciśnień zredukowanych, w związku z czym są niepewne do użytkowania w warunkach okołokrytycznych. Próby uwzględnienia wpływu ciśnienia zredukowanego na wymianę ciepła podjęli Jakubowska i Mikielewicz (Jakubowska & Mikielewicz, 2019). Zaproponowane przez nich modyfikacje modelu bazowego (Mikielewicz, 2010; Mikielewicz et al., 2007) pozwoliły na uzyskanie obiecujących rezultatów, w szczególności w przypadku baz danych dotyczących dwutlenku węgla.

2. CZĘŚĆ GŁÓWNA

Celem badania jest dostosowanie modelu obliczeniowego do warunków okołokrytycznych. Dedykowane stanowisko badawcze do badań czynników niskowrzących zostało zbudowane oraz skalibrowane. Uzyskane dane przetestowano z wykorzystaniem modelu bazowego, a następnie zaproponowano modyfikacje modelu. Kluczowym dla autorów było, aby modyfikacje, te zachowywały sens fizyczny zjawiska. Zmodyfikowany model został również poddany próbom dla danych eksperymentalnych uzyskanych w literaturze oraz porównany z innymi modelami dostępnymi w literaturze.

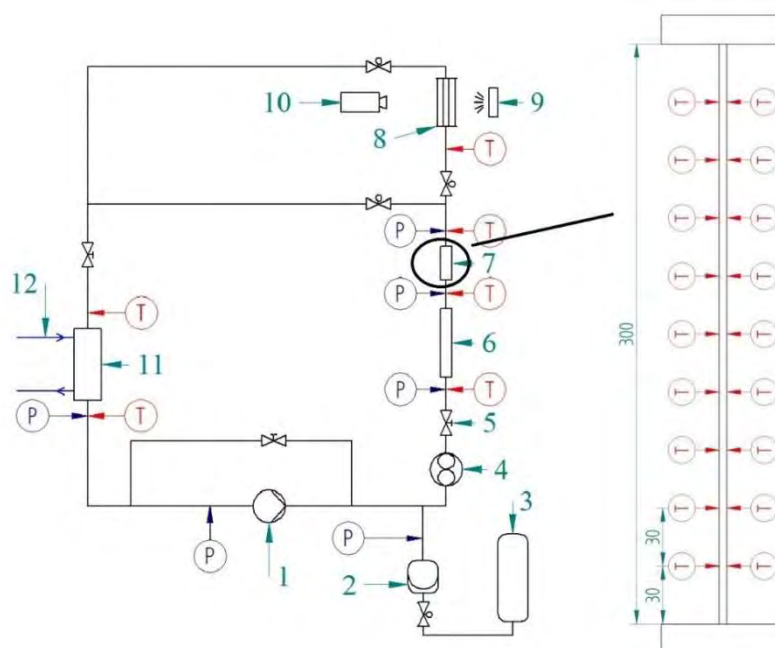
2.1. Stanowisko badawcze

Eksperyment został zrealizowany dla czynnika R1233zd(E) przy wrzeniu w przepływie w kanale cylindrycznym o średnicy 2 mm i długości 300 mm. Badania prowadzone były dla ciśnień zredukowanych w zakresie od 0,2 do 0,7 ciśnienia zredukowanego, co odpowiada temperaturom nasycenia w zakresie od 83 do 145° C. Gęstość strumienia ciepła zmieniano od 15 do 45 kW/m^2 , a prędkość masową od 200 do 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$. Dokładny zakres eksperymentu przedstawia tabela 1.

Tabela 1. Zakres parametrów eksperymentu

Parametry	Wielkość	Niepewność
d (mm)	2.0	±0.05
L (mm)	300.0	±0.2
G (kg/m ² s)	400-1000	±6.5 %
$\dot{q}_{\text{podgrzew}}$ (kW/m ²)	0.1 – 50.0	±3.5 %
\dot{q}_{sekcja} (kW/m ²)	15.0 – 45.0	±3.5 %
T _{sat} (°C)	83 – 145	± 0.5
p _{sat} (kPa)	714 - 1430	± 5.6

Rysunek 1 przedstawia schemat stanowiska badawczego. Układ badawczy dzieli się na dwa obiegi, obieg testowy – oparty na czynniku chłodniczym, a także obieg olejowy do chłodzenia skraplacza. Prędkość masowa czynnika kontrolowana jest na trzy różne sposoby: poprzez prędkość obrotową pompy, poprzez zawór iglicowy na bypassie pompy, a także poprzez zawór iglicowy przed podgrzewem wstępnym. Pomiar wydajności realizowany jest poprzez przepływomierz masowy Coriolisa. Ciśnienie w układzie ustala się z wykorzystaniem hydroakumulatora membranowego, który pełni ponadto rolę stabilizatora przepływu oraz zbiornika. Czynnik podgrzewany oraz w niektórych przypadkach częściowo odparowany zostaje w podgrzewaczu wstępnym, z którego wpływa do sekcji pomiarowej. Podgrzewacz oraz hydroakumulator zapewniają początkowe parametry eksperymentalne. Na wlocie oraz wylocie sekcji pomiarowej dokonuje się pomiaru temperatury, ciśnienia statycznego oraz różnicy ciśnień (z wykorzystaniem przetwornika różnicowego). Na zewnętrznej ścianie sekcji pomiarowej przylutowano 18 termopar typu K, służących do pomiaru temperatury zewnętrznej ścianki rurki.



Rysunek 1: Schemat stanowiska badawczego: 1 – pompa, 2 – hydroakumulator membranowy, 3 – zbiornik z azotem technicznym, 4 – przepływomierz masowy Coriolisa, 5 – zawór iglicowy, 6 – podgrzew wstępny, 7 – sekcja pomiarowa, 8 – sekcja wizualizacji, 9 – źródło światła LED, 10 – szybka kamera, 11 – skraplacz, 12 – układ olejowy

2.2. Model

Podstawą modelu bazowego (Mikielewicz, 2010; Mikielewicz et al., 2007) jest hipoteza, że całkowita energia dyssypacji podczas wrzenia w przepływie jest wynikiem obecności energii dyssypacji pochodzącej z generacji pęcherzyków, E_{pb} oraz energii dyssypacji pochodzącej z przepływu konwekcyjnego ze ścinaniem, E_{TP} .

$$E_{TPB} = E_{TP} + E_{Pb} \quad \text{Równ. (1)}$$

Zgodnie z powyższą definicją, ostateczna forma modelu przyjmuje postać jak w równaniu 2:

$$\frac{\alpha_{TPB}}{\alpha_{LO}} = \sqrt{R^n + \frac{1}{1+P} \left(\frac{\alpha_{Pb}}{\alpha_{LO}}\right)^2} \quad \text{Równ. (2)}$$

W powyższym równaniu α_{LO} to współczynnik przejmowania ciepła obliczony przy założeniu przepływu czynnika w formie ciekłej, który oblicza się z wykorzystaniem korelacji Dittusa-Boelter'a (Dittus & Boelter, 1985) w przypadku przepływu turbulentnego lub z użyciem wzoru $Nu=4,36$ dla przepływu laminarnego. Oryginalnie w pracy Mikielwicz (1974) wykładnik n , dla korelacji bazowej, przyjmuje wartość 0,76 dla przepływów turbulentnych. W wyniku modyfikacji modelu w kolejnych latach dla zmodyfikowanej korelacji, n przyjmuje wartość 0,91 dla przepływu turbulentnego oraz 2 dla przepływów laminarnych. R oznacza mnożnik dwufazowy spadku ciśnienia, który modelowany jest z wykorzystaniem zmodyfikowanej wersji korelacji Müller-Steinhagen'a i Heck'a (Müller-Steinhagen & Heck, 1986) przedstawionej w pracy Mikielwicz (2010):

$$R_{MS} = \left[1 + 2 \left(\frac{1}{f_1} - 1\right) x Con^m\right] (1-x)^{\frac{1}{3}} + x^3 \frac{1}{f_{1z}} \quad \text{Równ. (3)}$$

Wykładnik m przyjmuje wartość -1 dla minikanatów i 0 dla kanałów konwencjonalnych. Poprawki f_1 oraz f_{1z} oblicza się z użyciem wzorów 4 oraz 5:

$$f_1 = \frac{\left(\frac{dp}{dL}\right)_{LO}}{\left(\frac{dp}{dL}\right)_{VO}} \quad \text{Równ. (4)}$$

$$f_{1z} = \frac{\alpha_{LO}}{\alpha_{VO}} \quad \text{Równ. (5)}$$

Poprawka P w równaniu 2 obliczana jest za pomocą równania 6 w przypadku modelu bazowego i za pomocą równania 7 w przypadku nowej wersji korelacji:

$$P = 2,53 \cdot 10^{-3} Re_{LO}^{1,17} Bo^{0,6} (R_{MS} - 1)^{-0,65} \quad \text{Równ. (6)}$$

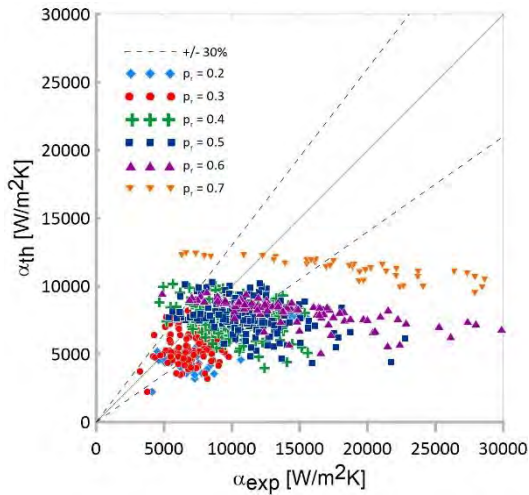
$$P = 2,53 \cdot 10^{-3} Re_{LO}^{1,17} Bo^{Ap_{zr}} (R_{MS} - 1)^{-0,65} \quad \text{Równ. (7)}$$

Gdzie wykładnik Ap_{zr} to próba uwzględniania w poprawce P wpływu ciśnienia zredukowanego. Współczynnik A został wstępnie określony poprzez analizę czułości i jego wartość wynosi 3.

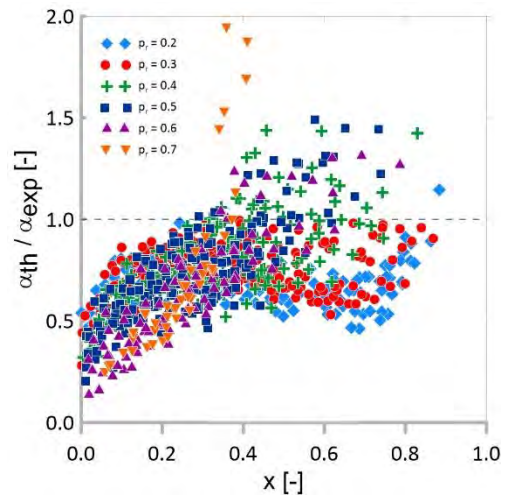
W równaniu 2 α_{Pb} oblicza się z wykorzystaniem korelacji Cooper'a (Cooper, 1984) dla wrzenia w objętości.

2.3. Wyniki modelowania

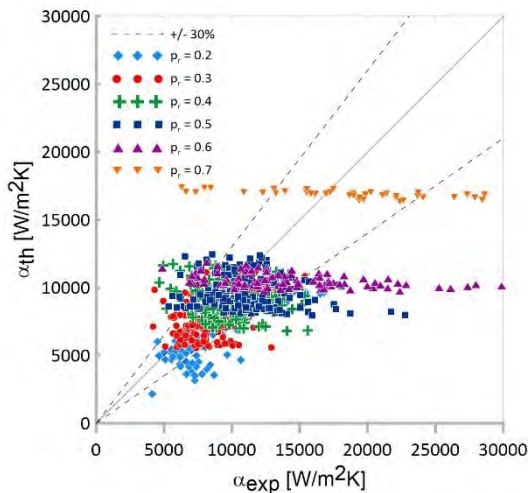
Rysunki od 2 do 9 przedstawiają wyniki uzyskane podczas modelowania z wykorzystaniem różnych korelacji i modeli. Rysunki 2 i 3 dotyczą modelu bazowego, 4 i 5 modelu rozszerzonego, 6 i 7 korelacji Liu i Wintertona (Liu & Winterton, 1991), natomiast 8 i 9 korelacji Kandlikara i Subramaniana (Kandlikar & Balasubramanian, 2004).



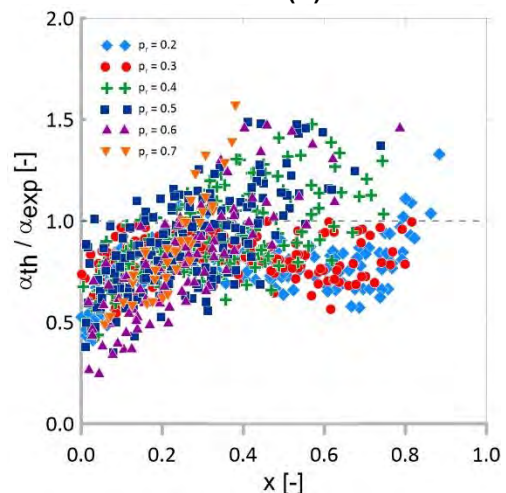
Rysunek 2: Porównanie wyników uzyskanych z użyciem modelu bazowego z wynikami uzyskanymi eksperymentalnie; R1233zd(E)



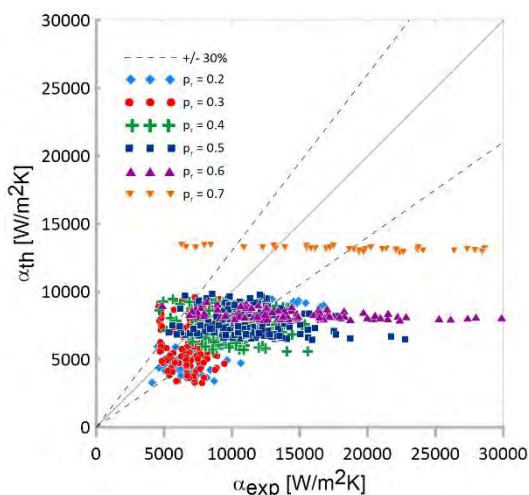
Rysunek 3: Stosunek współczynników przejmowania ciepła uzyskanych teoretycznie (model bazowy) do uzyskanych eksperymentalnie w funkcji jakości pary, x; R1233zd(E).



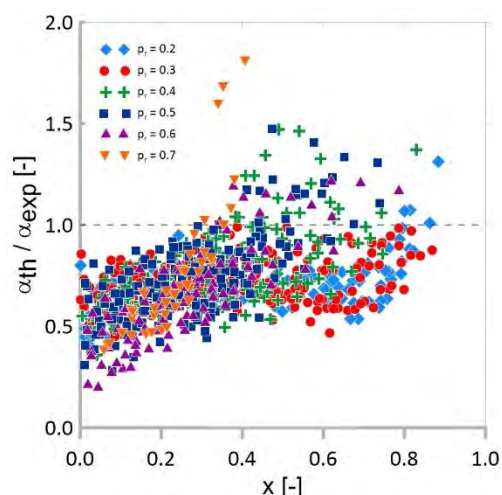
Rysunek 4: Porównanie wyników uzyskanych z użyciem modelu rozszerzonego z wynikami uzyskanymi eksperymentalnie; R1233zd(E)



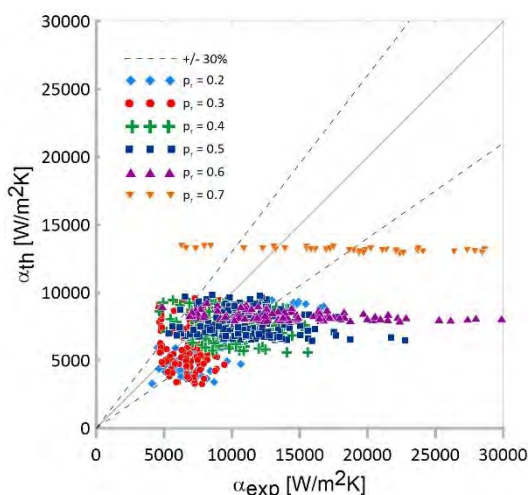
Rysunek 5: Stosunek współczynników przejmowania ciepła uzyskanych teoretycznie (model rozszerzony) do uzyskanych eksperymentalnie w funkcji jakości pary, x; R1233zd(E).



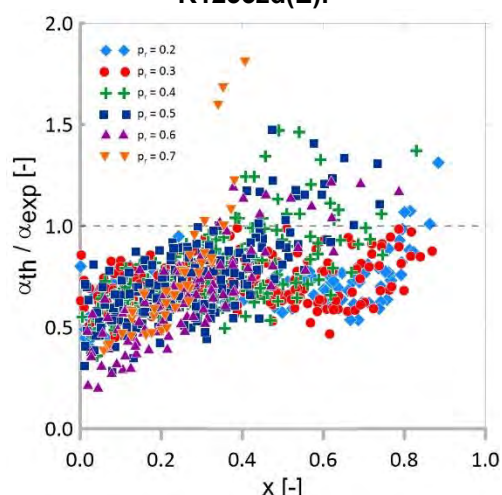
Rysunek 6: Porównanie wyników uzyskanych z użyciem korelacji i Liu i Wintertona (Liu & Winterton, 1991) z wynikami uzyskanymi eksperymentalnie; R1233zd(E)



Rysunek 7: Stosunek współczynników przejmowania ciepła uzyskanych teoretycznie (Liu & Winterton, 1991) do uzyskanych eksperymentalnie w funkcji jakości pary, x; R1233zd(E).



Rysunek 8: Porównanie wyników uzyskanych z użyciem korelacji Kandlikara i Subramaniana (Kandlikar & Balasubramanian, 2004) z wynikami uzyskanymi eksperymentalnie; R1233zd(E)



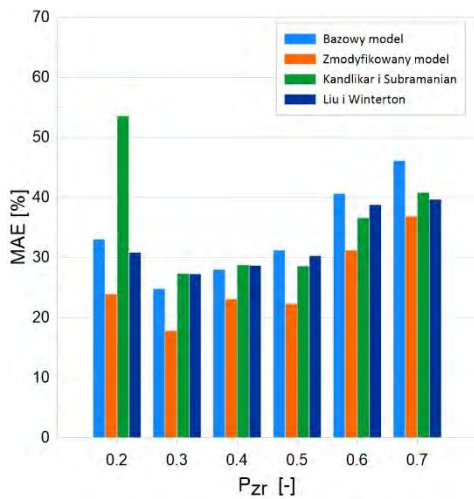
Rysunek 9: Stosunek współczynników przejmowania ciepła uzyskanych teoretycznie (Kandlikar & Balasubramanian, 2004) do uzyskanych eksperymentalnie w funkcji jakości pary, x; R1233zd(E).

Tabela 2 przedstawia ilościowe wyniki dla poszczególnych modeli: średni błąd bezwzględny (MAE) oraz procentową ilość danych mieszczącą się w zakresie 30 % niepewności.

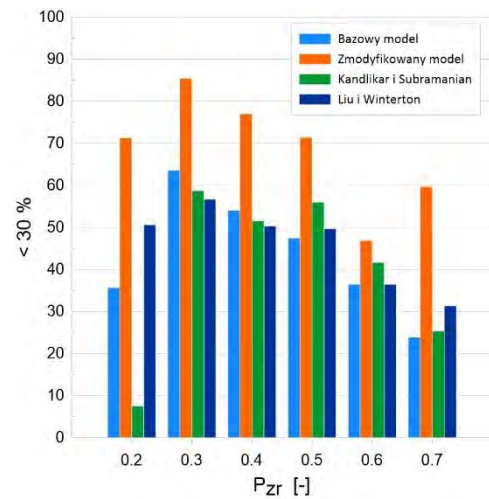
Tabela 2. Wyniki modelowania w zależności od modelu

Model	MAE [%]	< 30% [%]
Bazowy	37,53	46,05
Rozszerzony	23,59	73,16
Liu & Winterton, 1991	30,64	49,56
Kandlikar & Balasubramanian, 2004	33,94	43,32

Na rysunkach 10 i 11 przedstawiono wykresy statystyczne, na których widać jak kształtowały się wyniki dla poszczególnych ciśnień zredukowanych w zależności od wykorzystanego modelu.

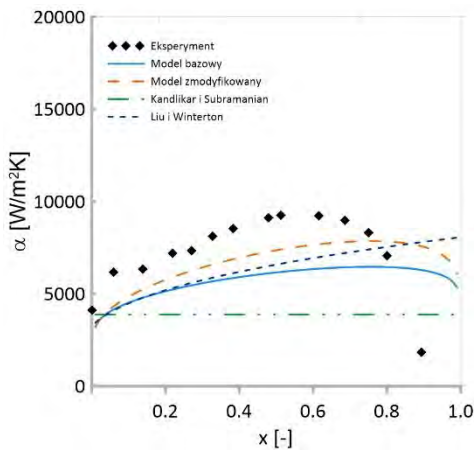


Rysunek 10: MAE w zależności od ciśnienia zredukowanego dla wszystkich użytych modeli; R1233zd(E)

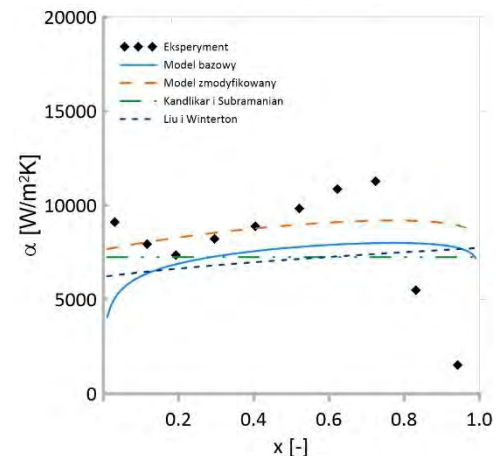


Rysunek 11: Ilość danych mieszczących się w błędzie 30%, w zależności od ciśnienia zredukowanego, dla wszystkich modeli obliczeniowych; R1233zd(E)

Rysunki 12 i 13 przedstawiają wybrane serie danych wraz z przedstawionymi na nich modelami obliczeniowymi. Model zmodyfikowany z dość dobrym przybliżeniem oddaje charakter realnych trendów termodynamicznych.

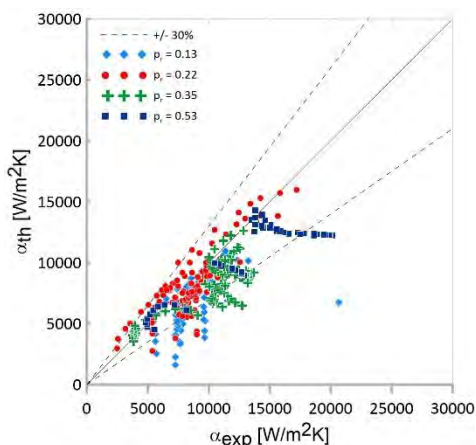


Rysunek 12: Porównanie danych eksperymentalnych dla R1233zd(E) z wybranymi modelami: $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 20 \text{ kW/m}^2$, $p_{zr} = 0,2$; R1233zd(E)

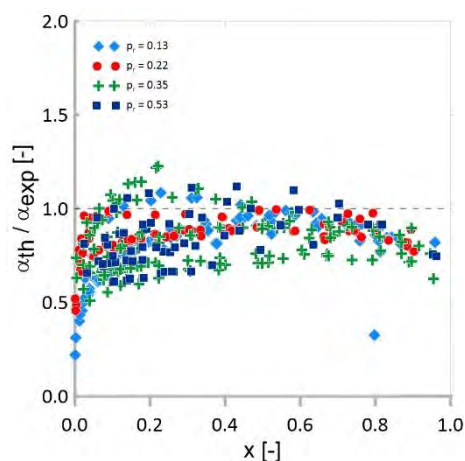


Rysunek 13: Porównanie danych eksperymentalnych dla R1233zd(E) z wybranymi modelami: $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 20 \text{ kW/m}^2$, $p_{zr} = 0,4$; R1233zd(E)

Rozszerzony model następnie przetestowano na danych eksperymentalnych zebranych dla R245fa przez Charney'a i in. (Charney, Bonjour, et al., 2014; Charney et al., 2015b, 2015a; Charney, Revellin, et al., 2014). Wyniki modelowania przedstawiono na rysunkach 14 i 15. MAE dla tych danych wyniósł 19,23 %, a 78,34% danych znalazło się w zakresie 30 procentowego błędu. Należy podkreślić fakt, że jest to zdecydowanie najlepsze przybliżenie powyższych danych eksperymentalnych.



Rysunek 14: Porównanie wyników uzyskanych z użyciem modelu rozszerzonego z wynikami eksperymentalnymi dla R245fa uzyskanymi przez Charnay’a i in. (Charnay, Bonjour, et al., 2014; Charnay et al., 2015a, 2015b; Charnay, Revellin, et al., 2014)



Rysunek 15: Stosunek współczynników przejmowania ciepła uzyskanych teoretycznie (model rozszerzony) do uzyskanych eksperymentalnie w funkcji jakości pary, x dla R245fa. Charnay’a i in. (Charnay, Bonjour, et al., 2014; Charnay et al., 2015b, 2015a; Charnay, Revellin, et al., 2014)

3. WNIOSKI

Praca przedstawia wyniki badań eksperymentalnych czynnika R1233zd(E) oraz ich porównanie z obliczeniami przeprowadzonymi za pomocą czterech różnych korelacji: modelu bazowego, modelu z nowymi poprawkami, korelacji Liu i Wintertona (Liu & Winterton, 1991) oraz korelacji Kandlikara i Subramaniana (Kandlikar & Balasubramanian, 2004). Najlepsze wyniki, uzyskano z użyciem przedstawionego w pracy modelu rozszerzonego, który uwzględnia wpływ ciśnienia zredukowanego w poprawce P. MAE dla całej bazy danych wyniósł 23,59 % i aż 73,16 % danych zmieściło się w obszarze 30% błędu. Ponadto model charakteryzował się najlepszymi rezultatami w przypadku każdego ciśnienia zredukowanego. Jest to bardzo obiecujący wynik, ponieważ głównym celem prowadzonych badań jest określenie wpływu ciśnienia zredukowanego na wymianę ciepła w warunkach okołokrytycznych. Model został również przetestowany na bazie danych dla innego czynnika, tj. R245fa, która została pozyskana z literatury. Również w tym przypadku model wykazał się bardzo wysoką dokładnością, przewidując dane eksperymentalne z MAE równym 19,23 %.

PODZIĘKOWANIA

Prace zrealizowano dzięki wsparciu Narodowego Centrum Nauki, nr grantu 2017/25/B/ST8/00755

NOMENKLATURA

α	współczynnik przejmowania ciepła (W/m ² K)	T	Temperatura (°C)
Bo	liczba wrzenia (-)		
Con	liczba ograniczająca (-)		
d	średnica (m)		Indeksy dolne
E	energia dyssypacji (W/m ³)	LO	przeływ fazy ciekłej
f_1	Funkcja w zależności 4 (-)	MS	Müller-Steinhagen i
f_{1z}	funkcja w zależności 5 (-)	Pb	Heck wrzenie w
G	prędkość masowa (kg/m ² s)	Sat	objętości nasycenie
L	długość (m)	TP	przeływ dwufazowy
MAE	średni błąd bezwzględny	TPB	wrzenie dwufazowe
p	(%) ciśnienie (kPa)		

p_{zr}
 q

ciśnienie zredukowane (-) gęstość
strumienia ciepła (kW/m^2)

$\dot{V}O$ przepływ fazy gazowej

BIBLIOGRAFIA

- Belyaev, A. V., Varava, A. N., Dedov, A. V., & Komov, A. T. (2017). An experimental study of flow boiling in minichannels at high reduced pressure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110, 360–373. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.045>
- Billiet, M., Ameel, B., Charnay, R., Revellin, R., & de Paepe, M. (2018). Flow regime based heat transfer correlation for R245fa in a 3 mm tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 1304–1311. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.062>
- Charnay, R., Bonjour, J., & Revellin, R. (2014). Experimental investigation of R-245fa flow boiling in minichannels at high saturation temperatures: Flow patterns and flow pattern maps. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 46, 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.12.002>
- Charnay, R., Revellin, R., & Bonjour, J. (2014). Flow boiling characteristics of R-245fa in a minichannel at medium saturation temperatures. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 59, 184–194. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.01.011>
- Charnay, R., Revellin, R., & Bonjour, J. (2015a). Flow boiling heat transfer in minichannels at high saturation temperatures: Part I – Experimental investigation and analysis of the heat transfer mechanisms. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 87, 636–652. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.081>
- Charnay, R., Revellin, R., & Bonjour, J. (2015b). Flow boiling heat transfer in minichannels at high saturation temperatures: Part II – Assessment of predictive methods and impact of flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 87, 653–672. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.080>
- Cooper, M. G. (1984). SATURATION NUCLEATE POOL BOILING - A SIMPLE CORRELATION. In *First U.K. National Conference on Heat Transfer* (pp. 785–793). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-85295-175-0.50013-8>
- del Col, D. (2010). Flow boiling of halogenated refrigerants at high saturation temperature in a horizontal smooth tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(2), 234–245. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.10.035>
- Dittus, F. W., & Boelter, L. M. K. (1985). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 12(1), 3–22.
- Grauso, S., Mastrullo, R., Mauro, A. W., & Vanoli, G. P. (2014). Two-phase adiabatic frictional pressure gradients for R410A and CO₂ in a macro channel: Experiments and a simplified predictive method for annular flow from low to medium reduced pressures. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 52, 79–87. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.08.024>
- Guo, Q., Li, M., & Tian, X. (2020). Experimental study on flow boiling heat transfer characteristics of R134a, R245fa and R134a/R245fa mixture at high saturation temperatures. *International Journal of Thermal Sciences*, 150, 106195. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106195>
- Jakubowska, B., & Mikielewicz, D. (2019). An improved method for flow boiling heat transfer with account of the reduced pressure effect. *Thermal Science*, 23(Suppl. 4), 1261–1272. <https://doi.org/10.2298/TSCI19S4261J>

Kandlikar, S. G., & Balasubramanian, P. (2004). An Extension of the Flow Boiling Correlation to Transition, Laminar, and Deep Laminar Flows in Minichannels and Microchannels. *Heat Transfer Engineering*, 25(3), 86–93. <https://doi.org/10.1080/01457630490280425>

Kim, S.-M., & Mudawar, I. (2013). Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part II. Two-phase heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 1239–1256. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.014>

Lillo, G., Mastrullo, R., Mauro, A. W., Pelella, F., & Viscito, L. (2019). Experimental thermal and hydraulic characterization of R448A and comparison with R404A during flow boiling. *Applied Thermal Engineering*, 161, 114146. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114146>

Liu, Z., & Winterton, R. H. S. (1991). A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(11), 2759–2766. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90234-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90234-6)

Marchetto, D. B., Moreira, D. C., Revellin, R., & Ribatski, G. (2022). A state-of-the-art review on flow boiling at high reduced pressures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 193, 122951. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122951>

Mikielewicz, D. (2010). A New Method for Determination of Flow Boiling Heat Transfer Coefficient in Conventional-Diameter Channels and Minichannels. *Heat Transfer Engineering*, 31(4), 276–287. <https://doi.org/10.1080/01457630903311694>

Mikielewicz, D., Mikielewicz, J., & Tesmar, J. (2007). Improved semi-empirical method for determination of heat transfer coefficient in flow boiling in conventional and small diameter tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(19–20), 3949–3956. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.024>

Müller-Steinhagen, H., & Heck, K. (1986). A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 20(6), 297–308. [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(86\)80008-3](https://doi.org/10.1016/0255-2701(86)80008-3)

Saitoh, S., Daiguji, H., & Hihara, E. (2007). Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(25–26), 5215–5225. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.019>

Zhang, Y., Tian, R., Dai, X., Wang, D., Ma, Y., Li, H., & Shi, L. (2018). Experimental study of R134a flow boiling in a horizontal tube for evaporator design under typical Organic Rankine Cycle pressures. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 71, 210–219. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.04.008>