



Wpływ dodatku nanocząstek do medium grzewczego na współczynnik wnikania ciepła w parowaczu płytowym

Agnieszka Właźlak

*Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Katedra Termodynamiki, Teorii Maszyn i Urządzeń Ciepłych
E-mail: agnieszka.wlazzlak@pwr.edu.pl*

REKOMENDACJA: *prof. dr hab. inż. Zbigniew Królicki*

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono rezultaty symulacji pracy parowacza płytowego, w którym zastosowano nanociecze (woda – Cu, woda – Al_2O_3 i woda – TiO_2) o stężeniach 0–5% w celu poprawy efektywności wnikania ciepła po stronie medium grzewczego. Do obliczeń wymienników ciepła wykorzystano równania opisujące własności wybranych nanocieczy. Analizie poddano liczbę płyt wymiennika wymaganą do osiągnięcia założonej mocy, zmianę przewodności cieplnej nanocieczy, zależność liczby Prandtla od stężenia zastosowanych nanocząstek oraz wymaganą moc pompy. Otrzymane wyniki wskazują na 15% poprawę współczynnika wnikania ciepła po stronie nośnika ciepła oraz 28% spadek wymaganej mocy pompy, co prowadzi do zmniejszenia gabarytów wymiennika oraz obniżenia zużycia energii.

SŁOWA KLUCZOWE: *nanociecze, medium grzewcze, wymiennik ciepła*

1. WPROWADZENIE

Rosnące zapotrzebowanie na chłód wymusza poszukiwanie nowych strategii pozyskiwania, transportowania oraz wykorzystania energii. Dynamicznie rozwijająca się dziedzina nanotechnologii wykazuje duży potencjał w zakresie intensyfikacji wymiany ciepła i poprawy efektywności energetycznej.

Nanociecze powstają na skutek rozproszenia cząsteczek o wielkości poniżej 100 nm w cieczy bazowej, najczęściej wodzie lub glikolu. Głównym celem badań w tej dziedzinie jest uzyskanie maksymalnej poprawy właściwości cieplnych i przepływowych płynu przy minimalnym dodatku ciała stałego (<1%) [1].

Wydajność wymiennika ciepła zależy od własności czynnika roboczego, dlatego jego dobór jest podstawowym problemem rozwiązywanym podczas procesu projektowania. Zastosowany nośnik ciepła ma wpływ na parametry pracy, bezpieczeństwo, gabaryty urządzenia oraz wymaganą moc pompy, co przekłada się na koszty inwestycyjne i eksploatacyjne.

W artykule przedstawiono analizę możliwości zastosowania nanocieczy jako medium grzewczego parownika płytowego. Do symulacji wykorzystano wodę stanowiącą ciecz bazową oraz trzy rodzaje nanocząstek: Cu, Al₂O₃ i TiO₂ o stężeniach w zakresie 0–5%.

2. WŁAŚCIWOŚCI TERMODYNAMICZNE NANOCIECZY

Aby dokonać optymalnego wyboru czynnika, w zależności od jego zastosowania, należy znać właściwości termofizyczne nanocieczy. Z tego powodu został dokonany przegląd literaturowy parametrów nanozawiesin: przewodności cieplnej, gęstości, lepkości i ciepła właściwego.

2.1. Przewodność cieplna

Potencjał wykorzystania nanocieczy w celu poprawy efektywności wymiany ciepła zależy głównie od ich przewodności cieplnej. Lee i in. [2] badali nanomieszaniny woda – Al₂O₃ o stężeniach 0,01–0,3% w temperaturze 21°C i uzyskali poprawę przewodności cieplnej o 44%, natomiast dla stężenia 6%, Li i Peterson [3] otrzymali prawie 30% wzrost współczynnika przewodzenia ciepła. Liu i in. [4] wykazali 24% wzrost przewodności cieplnej zawiesiny woda – Cu o stężeniu 0,1% w porównaniu do cieczy bazowej, natomiast Sinha i in. [5] 48–70% dla stężenia równego 1%. Dodatek TiO₂ o stężeniach 1–8% poprawia efektywność przewodzenia ciepła cieczy bazowej o 2–20% [6].

Dostępne w literaturze wyniki pomiarów nie są jednak jednoznaczne. Rozbieżności mogą wynikać z nieprecyzyjnej charakterystyki nanocieczy oraz różnic w technikach pomiarowych. Wskazuje się wiele parametrów mających wpływ na współczynnik przewodzenia ciepła nanocieczy, m.in. [1]: stężenie, rodzaj i kształt nanocząstek, rodzaj cieczy bazowej, wartość pH, wahania temperatury czy dodatki innych związków chemicznych, np. surfaktantów poprawiających stabilność zawiesin.

Nanociecze mają skłonność do aglomeracji, przede wszystkim w wyniku nieodpowiedniego przygotowania roztworu (np. zbyt krótkiego czasie ultrasonifikacji). Zazwyczaj proces ten nie jest precyzyjnie analizowany podczas wykonywania pomiarów.

Wśród najbardziej rozpowszechnionych teorii na temat mechanizmów odpowiedzialnych za wzrost współczynnika przewodzenia ciepła wyróżnić można:

- ruchy Browna nanocząsteczek [7, 8, 9],
- struktury warstwowe przy powierzchni nanocząstek [10, 11],
- transport balistyczny [1, 12],
- efekt aglomerowania cząstek [1, 12].

Koncepcja dotycząca ruchów Browna wzbudza najwięcej kontrowersji. W literaturze można spotkać artykuły udowadniające wpływ ruchów Browna na przewodzenie [7, 8, 9], jak i jemu zaprzeczające [13].

Ze względu na niejednoznaczne wyniki badań eksperymentalnych oraz mnogość mechanizmów odpowiadających za proces przewodzenia ciepła, w literaturze jest dostępnych wiele korelacji umożliwiających obliczenie współczynnika przewodzenia ciepła dla dowolnej pary nanocząstki – ciecz bazowa w wybranych warunkach.

Na potrzeby artykułu wykorzystano rozpowszechnioną korelację Hamiltona–Crossera, wykazującą dobrą zgodność z wynikami doświadczalnymi dla analizowanych nanociecz [14]:

$$k_{nf} = \frac{k_p(n-1)k_{bf} - (n-1)\varphi(k_{bf} - k_p)}{\frac{k_p}{k_{bf}} + (n-1) + \varphi\frac{k_{bf}-k_p}{k_{bf}}} \quad (1)$$

gdzie: k_p i k_{bf} są współczynnikami przewodzenia ciepła odpowiednio nanocząstek oraz cieczy bazowej, W/mK, φ – koncentracją obj. cząstek, -, a n – współczynnikiem zależnym od kształtu nanocząstek (3 dla cząstek sferycznych, 6 dla cylindrycznych).

2.2. Gęstość

Gęstość nanocieczy rośnie wraz ze wzrostem koncentracji ciała stałego. Badania eksperymentalne potwierdzają jej addytywność (różnice pomiędzy wartościami obliczonymi a zmierzonymi są mniejsze niż 5% [14]):

$$\rho_{nf} = \varphi\rho_p + (1 - \varphi)\rho_{bf} \quad (2)$$

gdzie: ρ_p i ρ_{bf} , kg/m³, są gęstościami odpowiednio nanocząstek oraz cieczy bazowej.

2.3. Lepkość

Opierając się na badaniach dostępnych w literaturze można stwierdzić, że lepkość nanocieczy zależy od stężenia, wielkości, kształtu i typu cząstek, rodzaju płynu bazowego oraz temperatury [15]. Na potrzeby niniejszej analizy wykorzystano powszechnie stosowane równanie Einsteina [15]:

$$\mu_{nf} = (1 + 2,5\varphi)\mu_{bf} \quad (3)$$

gdzie μ_{bf} , Pa · s, jest współczynnikiem lepkości dynamicznej cieczy bazowej.

2.4. Ciepło właściwe

Ciepło właściwe maleje liniowo wraz ze wzrostem stężenia nanocząstek. Do obliczenia ciepła właściwego nanocieczy posłużono się zależnością [14]:

$$\rho_{nf} = \varphi C_{p,p} + (1 - \varphi)C_{p,bf} \quad (4)$$

gdzie: $C_{p,p}$ i $C_{p,bf}$, J/kg · K, są ciepłem właściwym odpowiednio nanocząstek oraz cieczy bazowej.

3. MODEL OBLICZENIOWY

Niniejsza analiza dotyczyć będzie parowacza płytowego, którego parametry zostały przedstawione w tabeli 1. Szczegółowy algorytm obliczeń dostępny jest w [18].

Tabela 1: Założone parametry geometryczne oraz ciepłno-przepływowe rozpatrywanego wymiennika

Parametr	Symbol	Wartość	Jednostka
Szerokość	g	150	mm
Wysokość	H	300	mm
Odległość między płytami	s_{pl}	3	mm
Grubość płyt	δ_{pl}	0,4	mm
Liczba kanałów po stronie cieczy grzewczej	n_{zg}	2	-
Strumień masowy cieczy grzewczej	m_g	0,4	kg/s
Temp. cieczy grzewczej na wlocie	T_{g1}	12	°C
Temp. wrzenia	T_o	3	°C

Do oszacowania współczynnika wnikania ciepła w płytowych wymiennikach ciepła od strony nanocieczy wykorzystano korelację [16]:

$$Nu_{nf} = 2,4Re_{nf}^{0,25}Pr_{nf}^{0,4} \quad (5)$$

Jako wymiar charakterystyczny do obliczenia liczby Reynoldsa (Re) wykorzystano średnicę hydrauliczną kanału, która dla wymienników płytowych równa jest $2s_{pl}$ [18].

Współczynnik wnikania ciepła od strony czynnika chłodniczego obliczony został na podstawie korelacji Bogdanowa [17]:

$$\alpha_{cz} = \frac{A_0 G^{0,2} q^{0,6}}{d_e^{0,6}} \quad (6)$$

gdzie: G – gęstość strumienia masy czynnika, kg/m²s, $\tau = T_o / T_s$, gdzie T_s jest temperaturą wrzenia czynnika, a współczynnik A_0 można wyliczyć z zależności:

$$A_0 = \begin{cases} 10^{2,26\tau-2,35} & \tau \leq 1 \\ 10^{1,16\tau-1,25} & \tau > 1 \end{cases} \quad (7)$$

Liczba płyt wymagana do osiągnięcia założonej mocy cieplnej parowacza [18]:

$$n_{pl} = \frac{A}{0,9Hg} + 1 \quad (8)$$

gdzie: A – wymagana powierzchnia wymiany ciepła, m².

Analiza aplikacyjności nanocieczy w wymiennikach ciepła powinna uwzględniać aspekt ekonomiczny jego eksploatacji. Kluczowe znaczenie ma w tym przypadku wymagana moc pompy, którą można wyznaczyć jako [19]:

$$W = \Delta P V_g \quad (9)$$

gdzie: V_g to objętościowy strumień przepływu, ΔP spadek ciśnienia:

$$\Delta P = \frac{2fh\rho w^2}{d_e} \quad (10)$$

Współczynnik tarcia f oblicza się jako:

$$f = \begin{cases} 0,3025 + 91,75/Re & 150 < Re < 1800 \\ 1,46Re^{-0,177} & 1800 < Re < 30000 \end{cases} \quad (11)$$

Wszystkie wymagane własności fizyczne wody zostały obliczone na podstawie [20] dla średniej temperatury wody.

Właściwości nanocząstek zostały przedstawione w tabeli 2.

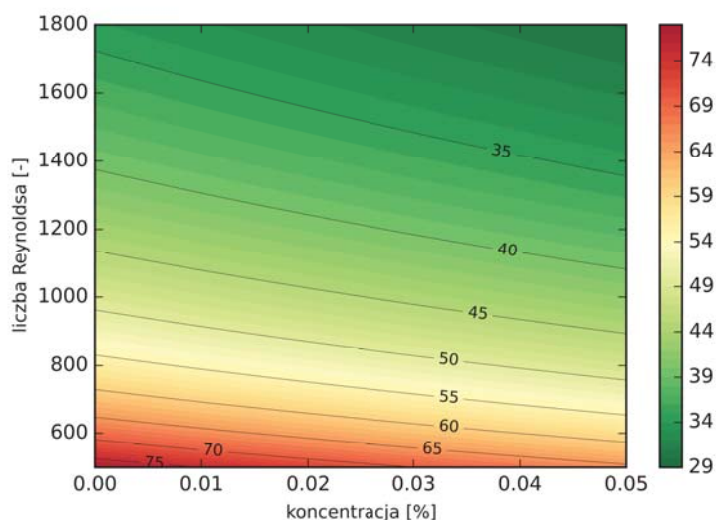
Tabela 2: Własności fizyczne nanocząstek [21]

Nanocząstki	Gęstość kg/m ³	Ciepło właściwe kJ/kg·K	Przewodność cieplna W/m·K
Cu	8900	385	395
Al ₂ O ₃	3700	880	46
TiO ₂	3900	710	8,4

4. ANALIZA WYNIKÓW

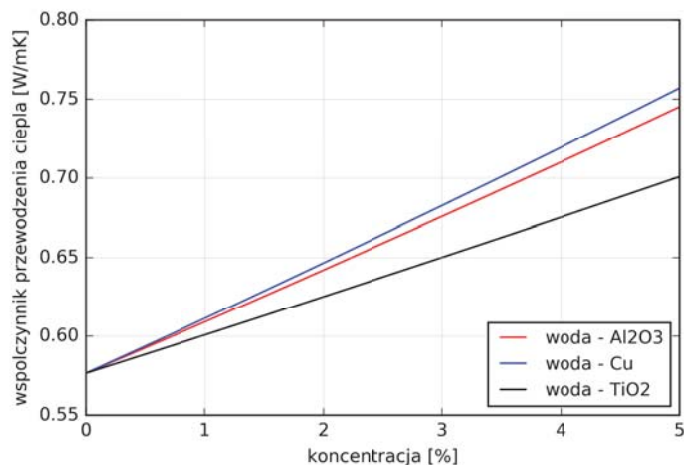
Spotykane w literaturze charakterystyki pracy wymienników ciepła [16, 19] opierają się najczęściej na porównaniu efektywności pracy urządzenia dla nanocieczy i cieczy bazowej dla równych liczb Re .

Na rysunku 1 przedstawiono wymaganą liczbę płyt parowacza o wydajności cieplnej 10 kW w zależności od liczby Re i koncentracji nanocząstek Cu. Wymagana powierzchnia wymiany ciepła maleje ze wzrostem liczby Re oraz koncentracji. Dodatek ciała stałego zmienia właściwości cieczy bazowej – rośnie gęstość, lepkość i przewodzenie ciepła, spada ciepło właściwe. Utrzymanie takiej samej liczby Re jest jednoznaczne z większą prędkością przepływu nanocieczy niż w przypadku cieczy bazowej.



Rys. 1: Liczba płyt wymiennika w zależności od liczby Re i koncentracji nanocząstek Cu w wodzie

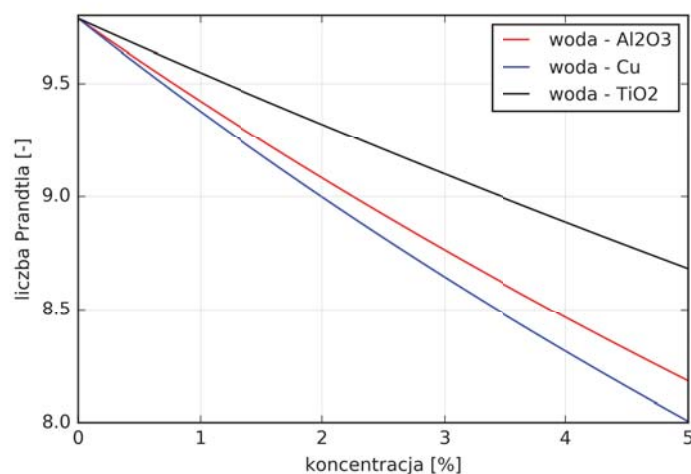
Dalsza analiza została więc przeprowadzona dla stałego objętościowego strumienia przepływu, zamiast dla stałej liczby Re . Zgodnie z przedstawionymi równaniami (1)–(11), im większa koncentracja ciała stałego, tym lepsza wymiana ciepła. Najczęściej rozpatrywane są zakresy stężenia poniżej 6% [1, 2, 22]. Zwiększanie koncentracji



Rys. 2: Zmiana przewodności cieplnej nanocieczy w zależności od stężenia różnych rodzajów nanocząstek

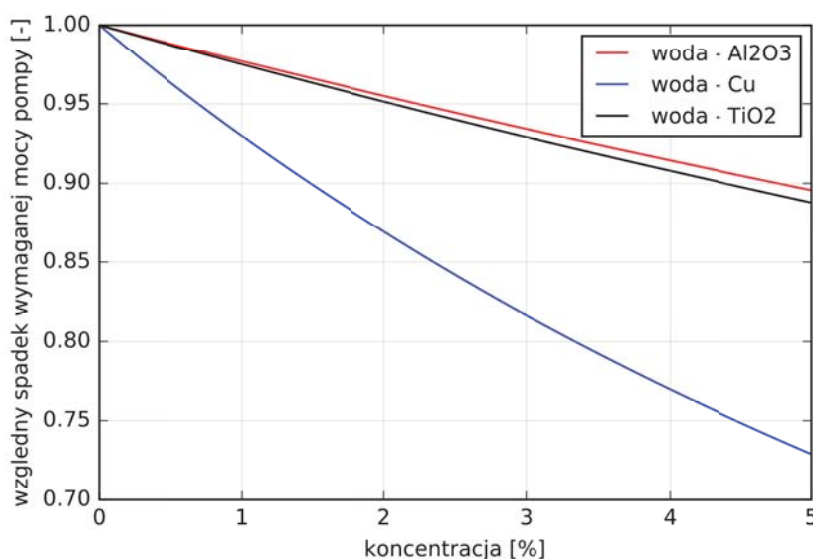
może spowodować utratę poprawionych właściwości cieplnych nanocieczy, ze względu na zaburzenie mechanizmów odpowiedzialnych za poprawę przewodności cieplnej oraz zwiększone prawdopodobieństwo wystąpienia sedymentacji [1]. Parametrem determinującym możliwości aplikacyjne nanocieczy jest ich współczynnik przewodzenia, obliczony na podstawie korelacji (1). Rysunek 2 przedstawia zmianę tej własności w zależności od stężenia dla trzech różnych dodatków.

Przy koncentracji równej 5% otrzymano ponad 31% poprawę przewodności dla nanocząstek Cu, 29% dla Al₂O₃ oraz 21% dla TiO₂. Rysunek 3 przedstawia zmianę liczby Prandtla (Pr) analizowanych nanocieczy.



Rys. 3: Zmiana liczby Prandtla nanocieczy w zależności od stężenia różnych rodzajów nanocząstek

Dla zakresu stężeń 0–5% maleje ona o ok. 18% dla nanocząstek miedzi, 16% dla tlenku glinu i 11% dla tlenku tytanu. Redukcja liczby Prandtla wpływa bezpośrednio na zmniejszenie współczynnika wnikania ciepła (równanie (6)), dlatego konieczne jest poszukiwanie nanododatków, które charakteryzuje stosunkowo mały spadek liczby Prandtla oraz możliwie duża liczba Reynoldsa. Zależność wymaganej mocy pompy od stężenia nanocząstek pokazano na rys. 4.

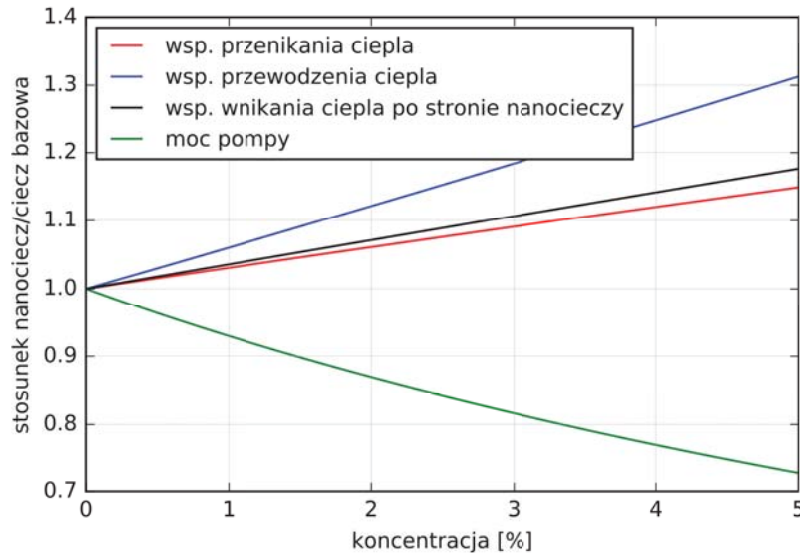


Rys. 4: Względna moc pompy w porównaniu do cieczy bazowej (wody)

Nanozawiesina woda–Cu okazała się najbardziej energooszczędnym rozwiązaniem. Dodanie 5% nanocząstek Cu powoduje spadek wymaganej mocy o 28%, dla TiO₂ i Al₂O₃ jest to odpowiednio 10 i 11%. Z przedstawionych danych wynika, że nanociecze oparte na miedzi wykazują zarówno najlepsze parametry cieplne, jak i wymagają najmniejszego nakładu energii do pokonania oporów przepływu. Osiągane parametry względne dla stężeń 0–5% zostały pokazane na rys. 5. Pięcioprocentowy dodatek miedzi powoduje wzrost współczynnika przewodzenia ciepła o 30%, współczynnika wnikania ciepła po stronie nanocieczy o 18%, przenikania ciepła przez płytę parowacza o 15% oraz spadek wymaganej mocy pompy o 27%.

5. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono analizę efektywności pasywnej metody poprawy wymiany ciepła w parowaczach płytowych, jaką jest wykorzystanie nanocieczy jako medium grzewczego. Obliczenia zostały wykonane dla stałego objętościowego strumienia przepływu substancji grzejnej. Spośród 3 analizowanych nanododatków: Cu, TiO₂ i Al₂O₃ o stężeniach 0–5%, najlepsze parametry do zastosowania w płytowym wymienniku ciepła wykazują nanocząstki Cu o maksymalnym stężeniu. W porównaniu do czystej wody, dodatek 5% nanocząstek miedzi powoduje 15% poprawę współczynnika



Rys. 5: Stosunek parametrów ciepłno-przepływowych nanocieczki woda-Cu w relacji do cieczy bazowej (wody)

przenikania ciepła. Dla Al_2O_3 zauważalny jest wzrost o 10%, natomiast dla TiO_2 o 7%.

Współczynniki wnikania ciepła w parowaczu rosną liniowo wraz ze wzrostem koncentracji nanocząstek. Zgodnie z zastosowanymi równaniami, które zostały wyznaczone empirycznie, a ich stosowalność nie jest ograniczona maksymalnym możliwym stężeniem, wzrost stężenia ponad analizowane 5% powinien powodować dalszą poprawę przewodności cieplnej. Wykorzystane korelacje opisują jednak właściwości cieczy z dodatkiem cząstek o wymiarach na poziomie 10^{-7} – 10^{-9} m [1]. Wzrost ich stężenia jest równoznaczny z większym prawdopodobieństwem aglomeracji, zaburzającej mechanizmy transportu ciepła, co może wykluczyć funkcjonalność użytych wzorów. Najpoważniejszym skutkiem aglomeracji jest sedymentacja, która stanowi zagrożenie dla bezawaryjnej pracy wymiennika.

W przypadku typowych wymienników płytowych stosowanych w układach chłodniczych dodatek 5% obj. nanocząstek Cu powoduje zmniejszenie gabarytów wymienników o ok. 13% przy jednoczesnym obniżeniu wymaganej mocy pompy o ok. 27%. Połączenie minimalizacji pola powierzchni wymiany ciepła z mniejszymi oporami przepływu może znacznie obniżyć zużycie energii.

Dostępne w literaturze dane doświadczalne nie są jednoznaczne. Kontrowersje wzbudza już sam mechanizm poprawy przewodności cieplnej. Dlatego konieczne są dalsze badania eksperymentalne oraz teoretyczne w celu lepszego zrozumienia procesów zachodzących w nanocieczkach oraz znalezienia optymalnego składu mieszaniny do aplikacji w urządzeniach cieplnych.

Wykaz symboli

A	pole powierzchni wymiany ciepła, m^2
C_p	ciepło właściwe, J/kgK
d_e	średnica hydrauliczna kanału, m
f	współczynnik tarcia, -
g	szerokość płyty, m
G	gęstość strumienia masy czynnika, kg/m^2s
H	wysokość płyty, m
k	współczynnik przewodzenia ciepła, W/mK
n	współczynnik zależny od kształtu nanocząstek, -
m	strumień masowy, kg/s
Nu	liczba Nusselta, -
Pr	liczba Prandtla, -
Re	liczba Reynoldsa, -
T	temperatura, $^{\circ}C$
q	gęstość strumienia ciepła, W/m^2
w	prędkość przepływu, m/s
W	moc pompy, W
α	współczynnik wnikania ciepła, W/m^2K
ΔP	spadek ciśnienia, Pa
ρ	gęstość, kg/m^3
μ	współczynnik lepkości dynamicznej, $Pa\cdot s$
φ	stężenie objętościowe nanocząstek, -

Indeksy dolne

bf	ciecz bazowa
g	medium grzejne
nf	nanociecz
p	nanocząstki
pl	płyta parowacza
o	proces wrzenia

LITERATURA

- [1] Das S.K., Choi S., Yu W., Pradeep T., *Nanofluids: Science and Technology*, Wiley Interscience, 2007.
- [2] Lee J.H., Hwang K.S. i in., *Effective viscosities and thermal conductivities of aqueous nanofluids containing low volume concentrations of Al_2O_3 nanoparticles*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, **51**(11–12), 2651–2656, 2008.
- [3] Li C.H., Peterson G.P., *The effect of particle size on the effective thermal conductivity of Al_2O_3 - water nanofluids*, Journal of Applied Physics, **101**(4), 2007.
- [4] Liu M.S., Lin M.C.C., Tsai C.Y., Wang C.C., *Enhancement of thermal conductivity with Cu for nanofluids using chemical reduction method*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, **49**(17–18), 3028–3033, 2006.
- [5] Sinha K., Kavlicoglu B., Liu Y., Gordaninejad F., Graeve O.A., *A comparative study of thermal behavior of iron and copper nanofluids*, Journal of Applied Physics, **106**(6), 2009.
- [6] Yiamsawasd T., Dalkilic A.S., Wongwises S., *Measurement of the thermal conductivity of titania and alumina nanofluids*, Thermochemica Acta, **545**, 48–56, 2012.

- [7] Azizian M.R., Aybar H., Okutucu T., *Effect of nanoconvection due to Brownian motion on thermal conductivity of nanofluids*, Proceedings of the 7th IASME / WSEAS International Conference on Heat Transfer, Thermal Engineering and Environment, HTE '09, 53–56, 2009.
- [8] Shukla K.N., Koller T.M., Rausch M.H., Fröba A.P., *Effective thermal conductivity of nanofluids – A new model taking into consideration Brownian motion* Int. Journal of Heat and Mass Transfer, **99**, 532–540, 2016.
- [9] Jang S.P., Choi S.U.S., *Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids* Applied Physics Letters, **84**(21), 4316–4318, 2004.
- [10] Leong K.C., Yang C., Murshed S.M.S., *A model for the thermal conductivity of nanofluids – The effect of interfacial layer* Journal of Nanoparticle Research, **8**(2), 245–254, 2006.
- [11] Yu W., Choi S.U.S., *The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: A renovated Maxwell model* Journal of Nanoparticle Research, **5**(1-2), 167–171, 2004.
- [12] Gao J.W., Zheng R.T., Ohtani H., Zhu D.S., Chen G., *Experimental investigation of heat conduction mechanisms in nanofluids. Clue on clustering*. Nano Letters, **9**(12), 4128–32, 2009.
- [13] Evans W., Fish J., Keblinski P., *Role of Brownian motion hydrodynamics on nanofluid thermal conductivity*. Applied Physics Letters, **88**V(9), 2004–2007, 2004.
- [14] Pantzali M.N., Mouza A.A., Paras S.V., *Investigating the efficacy of nanofluids as coolants in plate heat exchangers (PHE)* Chemical Engineering Science, **64**(14), 3290–3300, 2009.
- [15] Kumar V., Tiwari A.K., Ghosh S.K., *Application of nanofluids in plate heat exchanger: A review* Energy Conversion and Management, **105**, 1017–1036, 2015.
- [16] Stogiannis I.A., Mouza A.A., Paras S.V., *Efficacy of SiO₂ nanofluids in a miniature plate heat exchanger with undulated surface* Int. Journal of Thermal Sciences, **92**, 230–238, 2015.
- [17] Cengel Y.A., *Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed.* McGraw-Hill, 2002.
- [18] Niezgodna-Żelasko B., Zalewski W., *Chłodnicze i klimatyzacyjne wymienniki ciepła. Obliczenia Ciepłne* Politechnika Krakowska, 2012.
- [19] Ray D.R., Das D.K., Vajjha R.S., *Experimental and numerical investigations of nanofluids performance in a compact minichannel plate heat exchanger*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, **71**, 732–746, 2014.
- [20] Bell I.H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V., *Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp*, Industrial and Engineering Chemistry Research, **53**(6), 2498–2508, 2014.
- [21] Farajollahi B., Etemad S.G., Hojjat M., *Heat transfer of nanofluids in a shell and tube heat exchanger* Int. Journal of Heat and Mass Transfer, **53**(1-3), 12–17, 2014.
- [22] Serebryakova M.A., Dimov S.V., Bardakhanov S.P., Novopashin S.A., *Thermal conductivity, viscosity and rheology of a suspension based on Al₂O₃ nanoparticles and mixture of 90% ethylene glycol and 10% water*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, **83**, 187–191, 2015.