

Wrzenie na powierzchni z minikanalami wypełnionymi częściowo pianą miedzianą

Norbert Dadas, Robert Pastuszko, Robert Kaniowski

Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

e-mail: NDadas@tu.kielce.pl; tmprp@tu.kielce.pl; kaniowski@tu.kielce.pl

Streszczenie

Wrzenie jest jednym z najbardziej efektywnych sposobów odprowadzania ciepła z powierzchni elementów, które generują je jako niepożądaną energię podczas działania. Miniaturyzacja urządzeń powoduje zwiększenie gęstości strumienia ciepła, co wymusza poszukiwanie efektywniejszych wymienników ciepła. W niniejszej pracy przedstawiono badania wymiany ciepła przy wrzeniu etanolu na powierzchni rozwiniętej z minikanalami, które zostały częściowo wypełnione strukturą porowatą w postaci piany miedzianej. Wypełnienia porowate o wymiarze 2 mm rozmieszczono na całej długości minikanalu z podziąłką 3,6 mm. Przestrzenie minikanalów ograniczone strukturą porowatą tworzyły obszary odprowadzania pęcherzy, ciecz natomiast była zasysana przez pory piany miedzianej. Zaproponowane powierzchnie rozwinięte umożliwiały znaczne zwiększenie gęstości strumienia ciepła i współczynnika przejmowania ciepła przy wrzeniu w porównaniu z powierzchnią gładką.

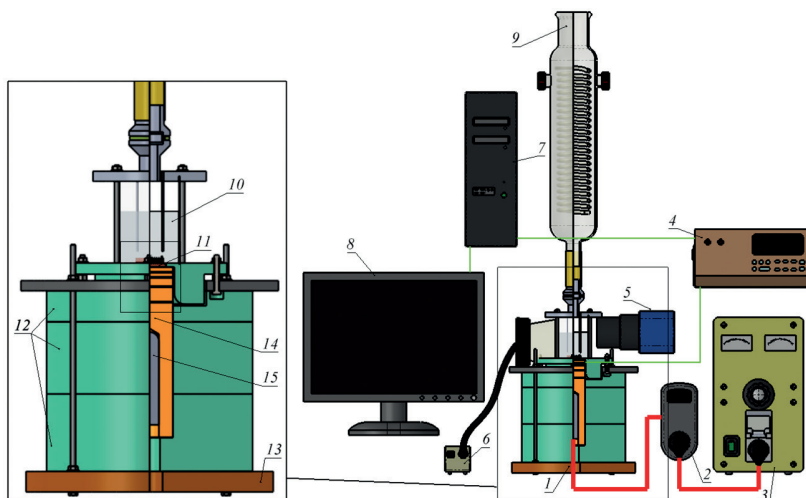
Słowa kluczowe: wrzenie w objętości, minikanaly, piana miedziana, średnica odrywającego się pęcherza

1. Wstęp

Wraz z rosnącym zapotrzebowaniem na odprowadzanie ciepła z różnego rodzaju urządzeń, takich jak mikroelektroniczne systemy chłodzenia, jak również w reaktorach jądrowych i lotnictwie, bardzo istotna jest poprawa wydajności rozpraszania ciepła [1]. Wrzenie w objętości pozwala na uzyskanie wysokich gęstości strumieni ciepła, które mogą być odprowadzane pasywnie, przy zachowaniu niskiego przegrzania w porównaniu z konwekcją naturalną bądź wymuszoną bez zmiany fazy. Wydajność usuwania ciepła jest jednak ograniczona przez krytyczny strumień ciepła, przy którym współczynnik przejmowania ciepła drastycznie spada ze względu na zmianę rodzaju wrzenia z pęcherzykowego na błonowe [2]. W opisie wymiany ciepła podczas wrzenia w objętości stosowane są zależności współczynników przejmowania ciepła i gęstości strumienia ciepła od przegrzania, które są zwykle używane do oceny efektywności badanych próbek. Gdy gęstość strumienia ciepła przekroczy krytyczną wartość, temperatura powierzchni sprzętu gwałtownie wzrośnie, a element chłodzony może ulec uszkodzeniu [3]. Autorzy stwierdzili, że dla minikanalów częściowo wypełnionych strukturami porowatymi w postaci miedzianej piany lub siatki następuje rozdzielanie przepływu pary i cieczy w minikanalach. Dodatkowe elementy porowate umieszczone w minikanalach powodują zassanie cieczy, a przestrzenie między nimi pozwalają na tworzenie, wzrost i odrywanie się pęcherzy parowych [4].

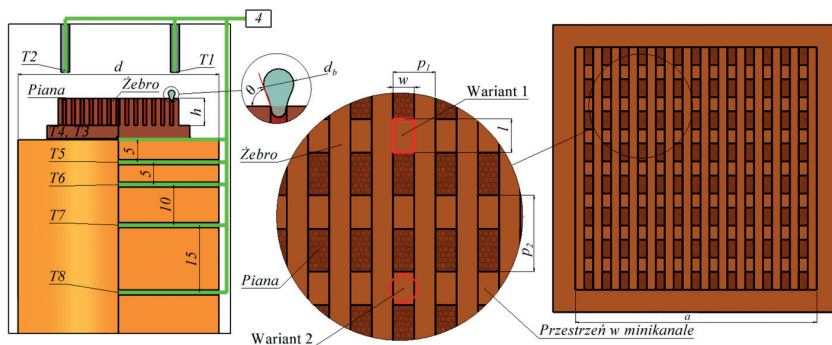
2. Stanowisko pomiarowe

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku, które zostało wykonane na Politechnice Świętokrzyskiej w celu badania intensyfikacji wrzenia w dużej objętości dla różnych powierzchni rozwiniętych (rys. 1). Moc dostarczana do próbki (11) przez grzałkę patro-nową (15) była regulowana za pomocą autotransformatora (3) i wyświetlana na watomierzu (2). Podłączony do stanowiska skraplacz (9) chłodzony wodą zapewniał utrzymywanie ciśnienia atmosferycznego przez cały czas trwania eksperymentu oraz zapobiegał zmniejszaniu się objętości czynnika roboczego.



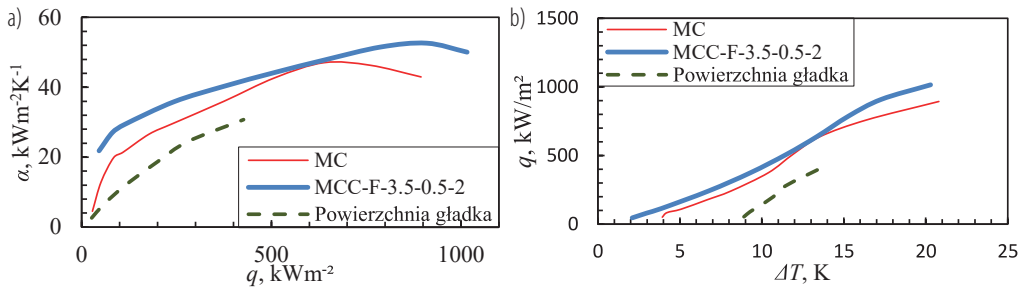
Rys. 1. Stanowisko do badania intensyfikacji wrzenia w dużej objętości dla różnych powierzchni rozwiniętych: 1 – moduł główny, 2 – watomierz, 3 – autotransformator, 4 – stacja akwizycji danych, 5 – szybka kamera, 6 – oświetlacz, 7 – komputer, 8 – monitor, 9 – skraplacz, 10 – szklane naczynie z czynnikiem roboczym, 11 – próbka, 12 – izolacja, 13 – podstawa, 14 – miedziany walec grzejny, 15 – grzałka patronowa

W celu uzyskania jednowymiarowego przepływu ciepła z grzałki patronowej (15) do próbki (11) zastosowano izolację (12) z promasilu, teflonu i promafeltu. Rozkład temperatur uzyskanych z termoelementów typu K ($T1-T6$), które zostały umieszczone w miedzianym walcu (rys. 2), podobnie jak w [5] pozwolił określić współczynnik determinacji R^2 na poziomie 0,97–0,99. Termoelementy $T7$ i $T8$ umieszczone w cieczy roboczej (etanol) umożliwiły weryfikację, czy podczas eksperymentu nie występowała zmiana ciśnienia w naczyniu (rys. 1 – 10).



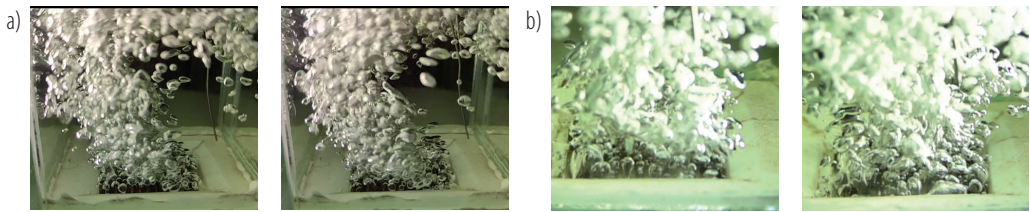
Rys. 2. Charakterystyczne wymiary próbki wraz z rozkładem termoelementów w miedzianym walcu

Metodykę wyznaczania gęstości strumienia ciepła i współczynnika przyjmowania ciepła opisano w [4]. Uzyskane wartości przedstawiono na rys. 3. Wyróżniono trzy powierzchnie: gładką, z minikanalami (MC) oraz z minikanalami wraz z dodanymi wypełnieniami w postaci piany miedzianej (MCC-F-3.5-0.5-2). Próbkę MC wykonano z minikanalami o głębokości (h) 5,5 mm, szerokości (w) 1 mm i podziałką (p_1) wynoszącej 2 mm. W próbce MCC-F-3.5-0.5-2 dodatkowo umieszczono w minikanalach wypełnienia w postaci piany miedzianej (porowatość 98% i 100 PPI (ang. *pores per inch* – liczba porów na cal)) o wysokości (h) 5,5 mm, szerokości (w) 1 mm oraz długości (l) 2 mm, które zostały rozmieszczone z podziałką wynoszącą 3,6 mm (p_2). W każdym z minikanatów znajdowało się osiem elementów porowatych.



Rys. 3. Krzywe wrzenia dla etanolu jako czynnika roboczego: a) współczynnik przejmowania ciepła od gęstości strumienia ciepła; b) gęstość strumienia ciepła od przegrzania

Dzięki częściowemu wypełnieniu kanałów wrzenie pęcherzykowe rozpoczęło się przy przegrzaniu o 2 K mniejszym niż w przypadku próbki MC oraz uzyskano wzrost współczynnika przejmowania ciepła o prawie 10%. Maksymalna gęstość strumienia ciepła wyniosła 1016 kWm^{-2} dla próbki MCC-F-3.5-0.5-2, $894,3 \text{ kWm}^{-2}$ dla MC oraz 427 kWm^{-2} dla powierzchni gładkiej. Najwyższa wartość współczynnika przejmowania ciepła wyniosła $52,6 \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ dla MCC-F-3.5-0.5-2, $48,4 \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ dla MC oraz $30,7 \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ dla powierzchni gładkiej, natomiast maksymalne przegrzania osiągnęły odpowiednio 20,3 K, 20,8 K i 13,9 K. Podczas badań eksperymentalnych określono średnie średnice odrywających się pęcherzy, które były mierzone dla 20 kolejnych pęcherzy z 4–5 miejsc nukleacji przy wybranych gęstościach strumienia ciepła (przykłady wizualizacji – rys. 4).



Rys. 4. Wizualizacja wrzenia na powierzchni: a) MCC-F-3.5-0.5-2 dla gęstości strumienia ciepła $q = 114 \text{ kWm}^{-2}$; b) MC dla gęstości strumienia ciepła $q = 96,3 \text{ kWm}^{-2}$

Uzyskane z wizualizacji eksperymentalnej średnice pęcherzy pary porównano z wynikami teoretycznymi obliczenia średnic (rys. 5), na podstawie bilansu siły napięcia powierzchniowego (F_{st}) i siły wyporu (F_{bu}) według następującej zależności:

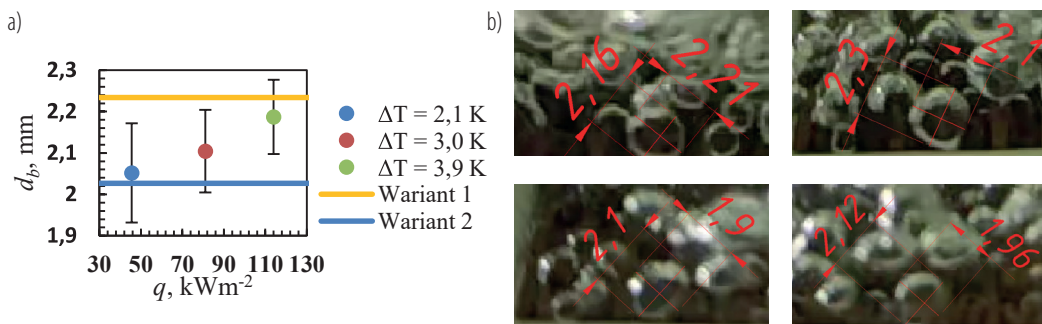
$$F_{st} = F_{bu} \rightarrow \sigma \cdot L_c \cdot \sin \theta = \frac{\pi d_b^3}{6} \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \quad (1)$$

σ – napięcie powierzchniowe, Nm^{-1} , θ – kąt zwilżania $^\circ$, ρ_l – gęstość cieczy, kgm^{-3} , ρ_v – gęstość pary, kgm^{-3} , g – przyspieszenie ziemskie, ms^{-2} , d_b – średnica pęcherza, m, L_c – linia kontaktu w dwóch wariantach – obwód i długość średnicy hydraulicznej (rys. 2), m:

$$L_{c_{variant\ 1}} = 2 \cdot (w + l) \quad (2)$$

$$L_{c_{variant\ 2}} = \frac{4\pi \cdot w \cdot l}{2(w+l)} \quad (3)$$

Martinez-Urrutia i in. [6] określili przy pomocy goniometru kąt zwilżania dla wody na powierzchni miedzianej w przedziale $70,0$ – $90,8^\circ$; w niniejszej pracy przyjęto 80° .



Rys. 5. Porównanie średnic pęcherzy pary uzyskanych z obliczeń i eksperymentu wraz z odchyleniem standardowym (a); przykład wyznaczenia średnic pęcherzy (b)

Można zauważyć, że średnice pęcherzy określone podczas wizualizacji (do gęstości strumienia ciepła wynoszącej 114 kWm^{-2}) w trakcie eksperymentu znajdują się między wartościami obliczeniowymi z dwóch przyjętych wariantów. Linie kontaktowe zdefiniowano na podstawie średnicy hydraulicznej (wariant 2) i obwodu obszaru ograniczonego ściankami minikanalów oraz elementami porowatymi (wariant 1), które przedstawiono na rys. 2.

Wnioski

W niniejszej pracy skupiono się na wyznaczeniu krzywych wrzenia i określeniu średnic odrywających się pęcherzy pary na powierzchni z minikanalami i wypełnieniami porowatymi. Elementy porowate umieszczone w minikanalach intensyfikują wymianę ciepła poprzez rozgraniczenie obszarów zasysania cieczy (w elementach porowatych) i obszarów nukleacji oraz wzrostu pęcherza (przestrzenie między strukturami porowatymi). Przedstawiono obliczenia uwzględniające dwa warianty określania linii kontaktowej. Wyznaczenie średnicy odrywającego się pęcherza na podstawie średnicy hydraulicznej wylotu kanału, ograniczonego strukturami porowatymi i ściankami minikanalu, jest obarczone niższym błędem dla mniejszych gęstości strumienia ciepła ($40\text{--}50 \text{ kWm}^{-2}$). Obliczenia średnicy pęcherza wykonane przy założeniu, że linia kontaktowa jest równa obwodowi przekroju wylotowego, są dokładniejsze dla większych gęstości strumienia ciepła ($110\text{--}120 \text{ kWm}^{-2}$). Planowane w przyszłości precyzyjniejsze określenie linii kontaktowej i kształtu odrywających się pęcherzyków dla minikanalu z wypełnieniami porowatymi podczas okresu wzrostu i oderwania pęcherzyka (metody analityczne i numeryczne) umożliwi zmniejszenie błędów wyznaczania średnicy pęcherzy pary.

Literatura

- [1] Cao Z. et al. Effect of thermal contact resistance on the CHF and HTC for pool boiling heat transfer. *Appl. Therm. Eng.* 2023; 229: 120623.
- [2] Mori S., Utaka Y. Critical heat flux enhancement by surface modification in a saturated pool boiling: a review. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2017; 108: 2534–2557.
- [3] Lv Z. et al. Enhanced pool boiling heat transfer by adding metalized diamond in copper porous materials. *Appl. Therm. Eng.* 2023; 226: 120288.
- [4] Dadas N. et al. Pool boiling heat transfer on minichannels with porous structure. *EPJ Web of Conferences* 2022; 264: 01010.
- [5] Dadas N. et al. Porównanie intensywności wymiany ciepła podczas wrzenia wody na powierzchniach rozwiniętych. In: *Postępy w badaniach wymiany ciepła i masy. Monografia konferencyjna XVI Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy. Politechnika Białostocka, Białystok 2022: 23–31.*
- [6] Martínez-Urrutia A. et al. Contact angle measurement for LiBr aqueous solutions on different surface materials used in absorption systems. *Int. J. Refrig.* 2018; 95: 182–188.

Eksperymentalne badanie potencjału stężonych roztworów NaCl do wykorzystania w procesie ciśnieniowo powstrzymywanej osmozy

Fabian Dietrich, Łukasz Cieślikiewicz, Piotr Furmański, Piotr Łapka

Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, ul. Nowowiejska 21/25, 00-665 Warszawa

e-mail: fabian.dietrich.dokt@pw.edu.pl; lukasz.cieslikiewicz@pw.edu.pl; piotr.furmanski@pw.edu.pl; piotr.lapka@pw.edu.pl

Streszczenie

Cięnieniowo powstrzymywana osmoza (PRO) jest procesem umożliwiającym generację pracy użytecznej z różnicy stężenia roztworów. W literaturze najczęściej rozważa się wykorzystanie PRO z naturalnymi roztworami NaCl przy zastosowaniu układów pracujących w cyklu otwartym, zależnych od dostępnego źródła strumieni zasilających. Drugie podejście, rzadziej spotykane w publikacjach naukowych, to układy pracujące w cyklu zamkniętym, umożliwiające manipulowanie parametrami oraz składem roztworów roboczych.

Badania opisane w niniejszej pracy koncentrują się na ocenie potencjału generacji pracy użytecznej roztworów NaCl o wysokim stężeniu w zmiennych warunkach. Opracowane stanowisko eksperymetalne umożliwia pełną kontrolę nad temperaturą strumieni roztworów bogatego i ubogiego. Dzięki temu wyznaczono wpływ temperatury i stężenia roztworów na przepływ wody przez membranę, który jest bezpośrednio związany z możliwą do uzyskania pracą w procesie PRO. Badania prowadzono bez przeciwcisnienia (konfiguracja typowa dla procesu osmozy), wymuszając jedynie przepływy po obu stronach membrany.

Słowa kluczowe: osmoza, PRO, energetyka odnawialna, sole organiczne, badania eksperymetalne

1. Wprowadzenie

Wykorzystanie energii na świecie w dalszym ciągu w dużej mierze opiera się na paliwach kopalnych, które są ściśle związane z emisjami zanieczyszczeń i dwutlenku węgla, co wpływa na stan ekosystemu. W związku z ciągłym wzrostem zapotrzebowania na energię na świecie coraz większym zainteresowaniem cieszą się metody konwersji energii dotychczas niestosowane na dużą skalę. Jedną z tych metod jest ciśnieniowo powstrzymywana osmoza (ang. *pressure retarded osmosis*, PRO) – proces umożliwiający generację pracy użytecznej z różnicy stężenia roztworów rozdzielonych półprzepuszczalną membraną [1]. W literaturze najczęściej rozważa się wykorzystanie PRO z naturalnymi roztworami chlorku sodu (NaCl), takimi jak woda morska i rzeczna, lub przemysłowymi, jak np. koncentrat z odsalania wody morskiej [2]. Najczęściej analizowane są układy pracujące w cyklu otwartym, zależne od dostępnego źródła strumieni zasilających układ. W takich układach nie można zbadać pełnego potencjału PRO jako metody generacji energii z uwagi na istniejące ograniczenia parametrów naturalnych i przemysłowych roztworów NaCl.

Drugie podejście, rzadziej spotykane w publikacjach naukowych, to układy pracujące w cyklu zamkniętym, umożliwiające szerszą manipulację parametrami strumieni czynników, jak również wykorzystanie zoptymalizowanych, syntetycznych roztworów [3]. Pozwala to na optymalizację procesu w zależności od planowanych zastosowań.

Dotychczas spotykane w literaturze badania bazują w większości na stężeniach odpowiadających standardowemu stężeniu wody morskiej. Badania przedstawione w niniejszej pracy zostały rozszerzone o roztwory wysoko stężone, co pozwala na określenie maksymalnego teoretycznego potencjału odczynnika w przyszłych zastosowaniach w zamkniętych układach PRO. Badanie eksperymetalne umożliwia również wykrycie potencjalnych problemów technicznych wynikających ze zwiększenia koncentracji roztworów roboczych, trudnych do przewidzenia w analizach teoretycznych. Ponadto określenie wpływu temperatury roztworów na dynamikę procesu pozwoli na lepsze przewidywanie zachowania takich układów w zmiennych warunkach pracy oraz ich optymalizację.

Badania opisane w niniejszej pracy koncentrują się na ocenie wpływu stężenia i temperatury roztworów NaCl na strumień czynnika (wody) przepływający przez membranę, który jest bezpośrednio związany z możliwością do uzyskania pracą użyteczną w procesie PRO. Badania prowadzono bez przeciwcisnienia (konfiguracja typowa dla procesu osmozy, ang. *forward osmosis*, FO), wymuszając jedynie przepływy czynników po obu stronach membrany.

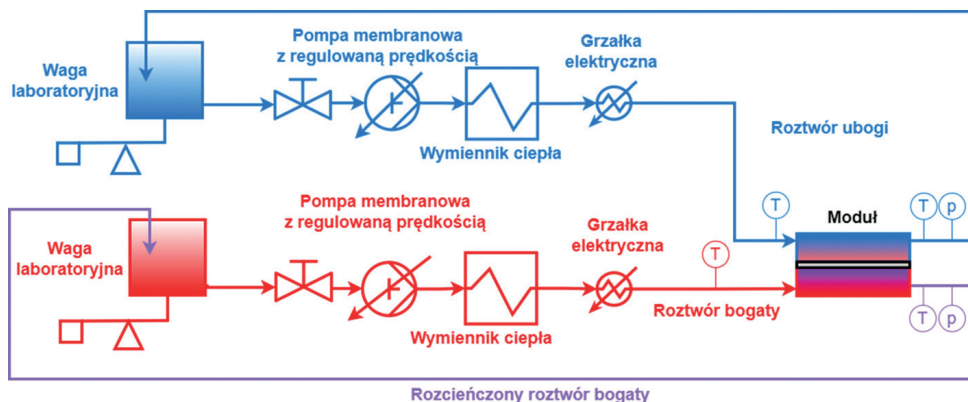
2. Opis metody i użytych materiałów

2.1. Badany roztwór

Do przygotowania roztworu bogatego użyto chlorku sodu o czystości analitycznej oraz wody dejonizowanej. Sól została wcześniej wysuszona w suszarce próżniowej. Jako punkt bazowy badań przyjęto roztwór o stężeniu 35 g NaCl/kg roztworu, co odpowiada standardowemu stężeniu wody morskiej. Jako kolejny punkt pomiarowy wybrane zostało stężenie dwukrotnie wyższe, ponieważ przyrost ciśnienia osmotycznego roztworu jest w założonym zakresie pomiarowym liniowy. Dla określenia maksymalnego potencjału roztworu przyjęto stężenie 211 g/kg roztworu, odpowiadające 80% maksymalnej rozpuszczalności soli w wodzie w temperaturze 20°C. Takie założenie pozwoliło uniknąć krystalizacji soli w układzie w punktach obniżonej temperatury, co mogłoby doprowadzić do podania frakcji stałej na pompę i moduł osmotyczny, potencjalnie prowadzącego do uszkodzenia tych elementów. Roztwór przygotowywany był w partiach po 10 kg, uzyskane stężenie weryfikowano pomiarem gęstości i porównaniem z wartościami stabelaryzowanymi.

2.2. Stanowisko badawcze

Stanowisko zostało w większości wykonane ze stali kwasoodpornej AISI 316 w celu zminimalizowania ryzyka degradacji elementów przy używaniu roztworów soli o znacznych stężeniach. Głównym elementem układu jest specjalnie zaprojektowany i wykonany moduł składający się z dwóch części, które po przedzieleniu ich membraną półprzepuszczalną i złożeniu tworzą dwa kanały umożliwiające przepływ roztworów bogatego i ubogiego. Pole robocze modułu wynosi 100×250 mm, a wysokość kanałów 2,2 mm. Aby uniknąć odkształceń i zamykania przepływu membraną, po obu stronach zamontowano specjalne wkładki podporowe wydrukowane z wykorzystaniem metody *Fused Deposition Modelling* (FDM). Przepływ czynnika w układzie realizowany jest z wykorzystaniem dwóch pomp membranowych FOTTON FTL-222 o wydatku maksymalnym 4 l/min każda, zasilanych prądem stałym o napięciu 24 V oraz sterowanych z wykorzystaniem metody *Pulse Width Modulation* (PWM). Pomiar ciśnienia po obu stronach modułu odbywa się z wykorzystaniem przetworników ciśnienia Keller PAA-33X o zakresie pomiarowym 0,8–1,2 bara oraz dokładności 0,1% zakresu, komunikujących się z układem z zastosowaniem protokołu Modbus RTU RS485. Układ sterowania, wykorzystując odczyty z ciśnieniomierzy na wylocie z układu, zapewnia zerową różnicę ciśnień po obu stronach membrany (praca w konfiguracji FO) poprzez dostosowanie wydatku na pompie roztworu bogatego. Utrzymanie temperatury w układzie realizowane jest przez dwa uzupełniające się elementy: spiralny wymiennik ciepła wykonany z węża silikonowego zanurzonego w kąpeli wodnej połączonej z agregatem wody lodowej i grzałką elektryczną, co ma na celu zgrubną zmianę temperatury czynnika, oraz grzałkami elektrycznymi o mocy 200 W każda, umieszczonymi w przepływie obu czynników i umożliwiającymi precyzyjne sterowanie temperaturą roztworów z wykorzystaniem metody PWM. Pomiar temperatury wykonywany jest z wykorzystaniem czujników rezystancyjnych PT100 w klasie A, w wykonaniu czteroprzewodowym, podłączonych do przetworników MAX31865 komunikujących się z układem z wykorzystaniem protokołu SPI. Pomiar zmian masy w zbiornikach wykonywano przy użyciu dwóch wag precyzyjnych RADWAG 3000.X2, które komunikowały się z wykorzystaniem protokołu VISA. Autorski układ sterowania i akwizycji danych został zintegrowany za pomocą komputera jednopłytkowego Raspberry Pi 4 8GB z dedykowaną aplikacją napisaną w języku Python. Schemat stanowiska przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego

2.3. Metodyka pomiarów

W trakcie badań przeanalizowano dziewięć przypadków, zgodnie z tabelą 1. Temperatura utrzymywana była na jednakowym poziomie dla roztworów bogatego i ubogiego.

Tabela 1. Rozpatrywane konfiguracje parametrów pomiaru

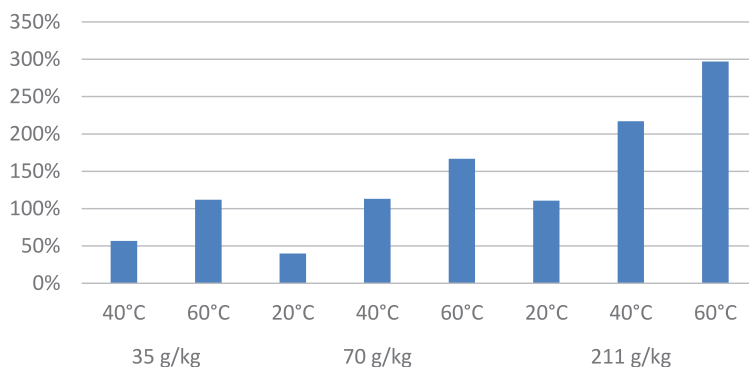
Stężenie roztworu [g/kg]	35			70			211		
Temperatura [°C]	20	40	60	20	40	60	20	40	60

Jako przypadek referencyjny przyjęto wynik uzyskany dla roztworu o stężeniu 35 g/kg w temperaturze 20°C. Wszystkie pomiary prowadzone były w tej samej konfiguracji, z użyciem jednakowych objętości roztworów. Przed wykonaniem doświadczenia temperatura układu pomiarowego była stabilizowana, a stężenie cyrkulowanych roztworów weryfikowane przez pomiar gęstości. Po ustabilizowaniu temperatur oraz ciśnień po obu stronach membrany rozpoczynano pomiar, zatrzymywany automatycznie po zadanym czasie, jednakowym dla wszystkich przypadków. Po zakończeniu doświadczenia dla danego przypadku wykonywano pomiar gęstości roztworu ubogiego – w celu określenia ewentualnego przepływu wstecznego soli – oraz roztworu bogatego – po to by określić rozcieńczenie podczas procesu. Następnie, analizując dane, wyznaczono strumienie masowe roztworów. Aby zredukować wpływ odparowania i higroskopijności roztworu bogatego, wynik obliczano jako średnią tych strumieni. Strumień masowy po uwzględnieniu gęstości wody w temperaturze pomiaru i powierzchni membrany był konwertowany na jednostkowy strumień objętościowy.

Seria pomiarów została zakończona ponownym pomiarem w warunkach referencyjnych. Pomiar ten wykazał znaczący spadek uzyskanego strumienia w trakcie sesji pomiarowej. Zjawisko to wynika ze stopniowej degradacji membrany w procesie. Przyjęto liniową charakterystykę degradacji, strumienie uzyskane w kolejnych pomiarach zostały skorygowane. Zależność liniową degradacji oraz wpływ na nią jedynie czasu trwania procesu sprawdzono dla roztworu o stężeniu 35 g/kg w temperaturze 20°C w oddzielnej serii pięciu pomiarów.

Analiza wyników i podsumowanie

Skorygowane jednostkowe strumienie objętościowe przepływające przez membranę zostały porównane ze strumieniem uzyskanym w warunkach referencyjnych. Otrzymane przyrosty przedstawiono na rys. 2. Wyraźnie widoczna jest silna zależność wydajności procesu od temperatury, spójna dla poszczególnych stężeń. Zwiększanie stężenia wywiera mniejszy wpływ na uzyskany strumień, nadal jednak zasadne wydaje się stosowanie roztworów o najwyższym praktycznie stosowalnym stężeniu. Uzyskana charakterystyka wydajności pozwala również wnioskować, że zwiększenie temperatur roztworów roboczych daje wymierne korzyści wydajnościowe w układach osmotycznych – przy jednoczesnym zmniejszeniu ryzyka krystalizacji występującego przy wysokich stężeniach roztworu bogatego. W celu weryfikacji tych założeń w toku dalszych badań należy potwierdzić niezależność charakterystyki degradacji membrany od temperatury i stężenia roztworu.



Rys. 2. Uzyskane przyrosty strumienia w zależności od stężenia roztworu bogatego i temperatury procesu w odniesieniu do przypadku referencyjnego (35 g/kg i 20°C)

Podziękowania

Praca finansowana przez Narodowe Centrum Nauki w ramach projektu nr 2021/43/B/ST8/02968 pt. „Opracowanie zaawansowanego mikro-makroskopowego modelu zjawisk transportowych w procesie ciśnieniowo powstrzymywanej osmozy (*pressure-retarded osmosis*, PRO)“.

Literatura

- [1] Thorsen T., Holt T. The potential for power production from salinity gradients by pressure retarded osmosis. *J. Memb. Sci.* 2009; 335: 103–110.
- [2] Kim Y.C., Elimelech M. Potential of osmotic power generation by pressure retarded osmosis using seawater as feed solution: analysis and experiments. *J. Memb. Sci.* 2013; 429: 330–337.
- [3] Islam M.S. et al. Highly effective organic draw solutions for renewable power generation by closed-loop pressure retarded osmosis. *Energy Convers. Manag.* 2018; 171: 1226–1236.

Modularne reaktory jądrowe – stan wiedzy i perspektywy

Roman Domański

Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Lotnictwa, al. Krakowska 110/114, 02-256 Warszawa

e-mail: Roman.Domanski@ilot.lukasiewicz.gov.pl

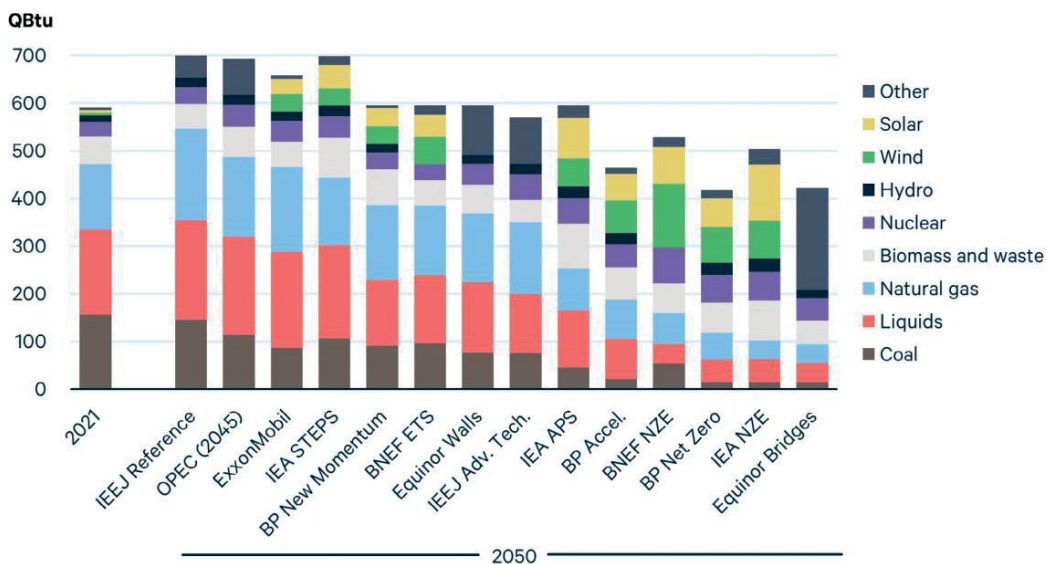
Streszczenie

W pracy po krótkim wprowadzeniu przedstawiono podstawowe informacje o reaktorach SMR oraz ich zalety. Scharakteryzowano wybrane najbardziej zaawansowane konstrukcje i wybrane parametry pracy. W podsumowaniu wskazano kierunki rozwoju małych modularnych reaktorów jądrowych i możliwości ich stosowania.

Słowa kluczowe: energia, reaktor jądrowy, paliwo, bezpieczeństwo, neutrony

1. Wprowadzenie

Stale rosnące zapotrzebowanie na energię w różnych formach, zwłaszcza na energię elektryczną, wymaga radykalnych zmian we wszystkich sektorach dotyczących jej wytwarzania, transportu i magazynowania. Prezentowanych jest wiele, często bardzo rozbieżnych, scenariuszy rozwoju energetycznego świata. Zestawienie najważniejszych scenariuszy zużycia energii pierwotnej przedstawiono na rys. 1 [4].



Rys. 1. Światowy miks energii pierwotnej w 2021 r. i prognozy na 2050 r.

Jak wynika z przedstawionego zestawienia prognoz na rok 2050, w 11 scenariuszach spośród 14 wskazuje się wzrost zużycia energii jądrowej, przy czym w scenariuszach BP NZE (Net Zero Emission) i IEA NZE wzrost ten jest ponad dwukrotny w stosunku do roku 2021. Tak zdecydowany spadek całkowitego zużycia energii pierwotnej w tych scenariuszach jest dyskusyjny.

2. SMR – podstawowe informacje, stan obecny

Obecnie na świecie gwałtownie wzrosło zainteresowanie małymi i prostszymi reaktorami jądrowymi do wytwarzania energii elektrycznej i ciepła technologicznego z energii jądrowej. Wynika to z kilku przyczyn: radykalnego zwiększenia bezpieczeństwa energetycznego, możliwości dostarczania energii elektrycznej i ciepła z dala od dużych systemów energetycznych, zmniejszenia kosztów kapitałowych, możliwości wytwarzania w postaci modułów (seryjna produkcja).

Od momentu pierwszej konwersji energii jądrowej do celów pokojowych w roku 1950 wielkość bloków reaktorów wzrosła z 60 MWe do ponad 1600 MWe. Bloki te były realizowane w różnych technologiach i dawały różnorodne korzyści eksploatacyjne. W tym samym czasie zbudowano setki mniejszych reaktorów energetycznych do różnych celów, w tym do napędu okrętów i statków (do 190 MWt) i jako źródła neutronów. Zdobyto więc ogromne doświadczenie w inżynierii małych bloków energetycznych, które szacowane jest na ponad 12 000 reaktorolat (dla stosowanych obecnie reaktorów energetycznych wielkość ta szacowana jest na 18 000 reaktorolat), co pozwala stwierdzić, że technologicznie te konstrukcje są w pełni opanowane i bezpieczne [1, 3, 5].

Międzynarodowa Agencja Energii Atomowej (MAEA; ang. IAEA) definiuje jako „małe” reaktory o mocy poniżej 300 MWe, a jako „średnie” – o mocy do ok. 700 MWe (w tym zakresie mocy pracuje szereg jednostek z XX w.). Łącznie reaktory o tym zakresie mocy zostały określone przez MAEA jako reaktory małe i średnie (*small and medium reactors*, SMR). Jednak skrót SMR jest częściej używany w odniesieniu do „małego reaktora modułowego” (*small modular reactor*) o mocy poniżej 300 MWe, zaprojektowanego do seryjnej budowy modułów w fabryce, które mogą być zestawiane w dużą elektrownię jądrową (definicja opracowana przez Światowe Stowarzyszenie Nuklearne, zgodna z definicjami MAEA i amerykańskiego Instytutu Energii Jądrowej). Wprowadzono także podkategorię bardzo małych reaktorów – vSMR lub MMR – dla bloków o mocy poniżej 15 MWe. Technologie te zazwyczaj nie są oparte na reaktorach LWR i są zasadniczo przeznaczone do pracy poza siecią w odległych lokalizacjach.

Ogólnie rzecz biorąc, oczekuje się, że nowoczesne małe reaktory do konwersji energii, a zwłaszcza SMR, będą się cechowały większą prostotą konstrukcji, ekonomicznie uzasadnioną możliwością produkcji seryjnej (głównie w fabrykach), krótkimi czasami budowy i niższymi kosztami lokalizacji. Mała moc i kompaktowa architektura zwykle pozwalają na zastosowanie pasywnych systemów bezpieczeństwa, w związku z tym zmniejsza się zależność od aktywnych systemów bezpieczeństwa, dodatkowych pomp, zasilania awaryjnego. Niższa moc to zmniejszenie członu źródłowego, mniejsze ciepło powyłądzeniowe, mniejsza ilość substancji radioaktywnych w reaktorze, mniejsze osłony radiacyjne, mniejsze zapotrzebowanie na wodę chłodzącą.

Reaktory typu SMR dają możliwość usunięcia modułu reaktora lub likwidacji *in-situ* pod koniec okresu eksploatacji. Dzięki odpowiedniej konstrukcji i kompaktowości stwarzają możliwość lokalizacji reaktora pod ziemią lub pod wodą, co zapewnia lepszą ochronę przed zagrożeniami naturalnymi (np. sejsmicznymi czy tsunami, w zależności od lokalizacji) lub spowodowanymi przez człowieka (np. działaniami terrorystycznymi). Dodatkowym powodem zainteresowania SMR jest to, że łatwiejsze jest ich umieszczenie na terenach przemysłowych, w miejsce nieczynnych elektrowni węglowych, dzięki wykorzystaniu ich modułowego charakteru.

Wyzwaniem w przypadku SMR są procesy ich licencjonowania, ponieważ koszty certyfikacji projektu, budowy i licencji na eksploatację obecnie nie są niższe niż w przypadku dużych reaktorów, mimo że realne zagrożenia stwarzane przez SMR są znacznie mniejsze. Za procesami licencjonowania i wdrażania SMR kryją się nie tylko zagadnienia techniczne, ale również racje polityczno-militarne. Istnieje szereg raportów Światowego Stowarzyszenia Nuklearnego na temat standaryzacji SMR w zakresie licencjonowania i harmonizacji wymogów regulacyjnych, w których potwierdzono ogromny potencjał SMR wynikający z wielu czynników, w tym ich modułowości.

W latach 2020 i 2022 IAEA opublikowała aktualizacje opracowania dotyczącego SMR, w których przedstawiono szczegółowo ponad 70 reaktorów z różnych krajów i firm (tab. 1) [2].

Tabela 1. Małe reaktory pracujące

Nazwa	Pojemność	Typ	Wytwórca, kraj
CNP-300	300 MWe	PWR	SNERDI/CNNC, Pakistan i Chiny
PHWR-220	220 MWe	PHWR	NPCIL, Indie
EGP-6	11 MWe	LWGR	Bilibino, Syberia (kogeneracja, do zamknięcia)
KLT-40S	35 MWe	PWR	OKBM, Rosja
RITM-200	50 MWe	Integralny PWR, cywilny morski	OKBM, Rosja

3. Wybrane przykłady realizowanych projektów

Obecnie na świecie realizowanych jest około 70 projektów dotyczących SMR opartych na bardzo różnych technologiach i o różnych poziomach zaawansowania, o mocach 27–311 MWe [1, 2]. Reaktory w budowie przedstawiono w tabeli 2, a reaktory o zaawansowanym stopniu rozwoju – w tabeli 3. Na uwagę zasługuje fakt, że z wymienionych 21 reaktorów tylko 9 opiera się na rozwiązaniach klasycznych, typowych dla wielkich reaktorów energetycznych, czyli PWR i BWR. Prace badawcze i wdrożeniowe idą zatem w kierunku chłodzenia gazem, ciekłym sodem, stopionymi solami i z wykorzystaniem neutronów prędkich. Prowadzi się bardzo szeroko zakrojone prace nad różnymi typami reaktorów mobilnych i reaktorów napędowych, których na świecie pracowało kilkaset.

Tabela 2. Małe reaktory w budowie [1, 2]

Nazwa	Moc	Typ	Wytwórca, kraj
CAREM25	27 MWe	Integralny PWR	CNEA & INVAP, Argentyna
HTR-PM	210 MWe	Bliźniaczy HTR	INET, CNEC i Huaneng, Chiny
ACP100/Linglong One	125 MWe	Integralny PWR	CNNC, Chiny
BREST	300 MWe	Wiodący FNR	RDIPE, Rosja

Tabela 3. Małe reaktory do wdrożenia w najbliższym czasie – rozwój zaawansowany [1, 2]

Nazwa	Moc	Typ	Wytwórca, kraj
VBER-300	300 MWe	PWR	OKBM, Rosja
NuScale Power Module	77 MWe	Integralny PWR	NuScale Power + Fluor, USA
SMR-160	160 MWe	PWR	Holtec, USA + SNC-Lavalin, Kanada
SMART	100 MWe	Integralny PWR	KAERI, Korea Południowa
BWRX-300	300 MWe	BWR	GE Hitachi, USA
PRISM	311 MWe	Sód FNR	GE Hitachi, USA
Natrium	345 MWe	Sód FNR	TerraPower + GE Hitachi, USA
ARC-100	100 MWe	Sód FNR	ARC z GE Hitachi, USA
Integral MSR	192 MWe	MSR	Terrestrial Energy, Kanada
Seaborg CMSR	100 MWe	MSR	Seaborg, Dania
Hermes prototype	35 MWt	MSR-Triso	Kairos, USA
RITM-200M	50 MWe	Integralny PWR	OKBM, Rosja
RITM-200N	55 MWe	Integralny PWR	OKBM, Rosja

Nazwa	Moc	Typ	Wytwórca, kraj
BANDI-60S	60 MWe	PWR	Kepeco, Korea Południowa
Xe-100	80 MWe	HTR	X-energy, USA
ACPR50S	60 MWe	PWR	CGN, Chiny
Moltex SSR-W	300 MWe	MSR	Moltex, Wielka Brytania

Dla paliwa w postaci pastylek z UO_2 i reaktorów typu LWR wzbogacenie paliwa wynosi poniżej 5%, sprawności termiczne wynoszą 30–35%, wypalanie paliwa 30–60 GWd/t, a cykl doładowania 12–30 miesięcy. W reaktorach mobilnych z UO_2 wzbogacenia wynoszą 18–20%, wypalanie powyżej 45 GWd/t, a cykle paliwowe 30–84 miesięcy. Dla SMR IV generacji i MMR stosowane wzbogacenia (zależnie od typu reaktora i chłodziwa) wynoszą 5–20%, sprawności 29–53%, wypalenie paliwa 70–200 GWd/t, a cykle ładowania 12–360 miesięcy [2, 4]. Temperatury pracy SMR wynoszą od 290°C (BWRX) do 890°C (EM2).

4. Kierunki rozwoju SMR

Trudno obecnie jednoznacznie określić kierunki rozwoju SMR na świecie bowiem prowadzone są badania nad prawie 70 konstrukcjami małych reaktorów o bardzo różnych rozwiązaniach technicznych. Jedno jest pewne – ze względu na wielokrotnie większe gęstości energii w procesach przemian jądrowych muszą one stać się głównym źródłem energii dla naszej cywilizacji.

Za zasadnicze kierunki rozwoju należy uznać zwiększenie bezpieczeństwa, zwiększenie wzbogacenia i stopnia wykorzystania paliwa, oraz – dla wybranych konstrukcji – radykalne zwiększenie temperatur pracy (zwiększenie potencjału wykorzystania ciepła do różnych celów technologicznych, a nawet produkcji wodoru). Warto zwrócić uwagę na bardzo szybko rosnące zainteresowanie reaktorami typu vSMR i mikroreaktorami jądrowymi. Na bazie SMR można budować „wyspy energetyczne”, zasilać budynki wysokościowe, prowadzić odsalanie. Wzrośnie liczba układów mobilnych, w tym oczywiście liczba napędów jądrowych.

Wdrożenie SMR, które mogą pracować od kilku nawet do 30 lat bez przeładunku paliwa, stworzy nowe standardy bezpieczeństwa energetycznego oraz zredukuje możliwość spekulacji na rynku paliw organicznych.

Niedawne doniesienia związane z technologią syntezy jądrowej wywołały poruszenie w całym świecie energetycznym, ale żaden ze znanych scenariuszy nie uwzględnił syntezy w okresie objętym prognozą. W porównaniu z 5% w 2021 r. wskazywany udział energii jądrowej w 2050 r. waha się od 5% (IEEJ Reference) do 14% (BNEF i BP Net Zero) [4, 6]. W 3 spośród 4 scenariuszy NZE wykorzystanie konwersji energii jądrowej do 2050 r. co najmniej się podwoi, przy założeniu (dość dyskusyjnym), że szeroko produkowany będzie wodór do wykorzystania w różnych sektorach gospodarki.

Uwaga: W opracowaniu stosowano typowe, używane w nomenklaturze IAE i IAEA, oznaczenia reaktorów, chłodziw i paliw.

Literatura

- [1] IAEA. Small Nuclear Power Reactors. World Nuclear Association, May 2022.
- [2] IAEA. Advances in Small Modular Reactor Technology Developments. A Supplement to: IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS) 2022 Edition; https://aris.iaea.org/Publications/SMR_booklet_2022.pdf.
- [3] Domański R. Energetyka jądrowa – konieczność, a nie zagrożenie. Mazowsze Studia Regionalne 2022; 42: 25–60.
- [4] Raimi D. et al. Global Energy Outlook 2023: Sowing the Seeds of an Energy Transition; <https://www.rff.org/publications/reports/global-energy-outlook-2023/>.
- [5] IEA. Energy Technology Perspectives 2023; <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2023>.
- [6] bp Energy Outlook 2023 edition. January 2023.

Identyfikacja stanu cieplno-wytrzymałościowego w elemencie ciśnieniowym o złożonej geometrii

Piotr Duda, Mariusz Konieczny

Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków

e-mail: piotr.duda@pk.edu.pl; mariusz.konieczny@doktorant.pk.edu.pl

Streszczenie

Podstawowy problem przy wyznaczaniu rozkładu temperatury i naprężeń w eksploataowanych urządzeniach stanowi trudność określenia niektórych ciepłych warunków brzegowych. W pracy przedstawiono wyniki symulacji komputerowej przy wykorzystaniu opracowanej metody odwrotnej, w której zamiast nieznanego ciepłego warunku brzegowego wprowadzono do obliczeń wygenerowane przebiegi temperatury. Pokazano identyfikację stanu cieplno-wytrzymałościowego w elemencie o złożonym kształcie. Rozwiązanie było możliwe dzięki zastosowaniu bilansowej metody elementów skończonych. W celu weryfikacji stabilności i dokładności metody uzyskane wyniki porównano z wielkościami uzyskanymi z rozwiązania bezpośredniego.

Słowa kluczowe: odwrotne przewodzenie ciepła, bilansowa metoda elementów skończonych, złożona geometria, system diagnostyczny, monitorowanie

1. Wprowadzenie

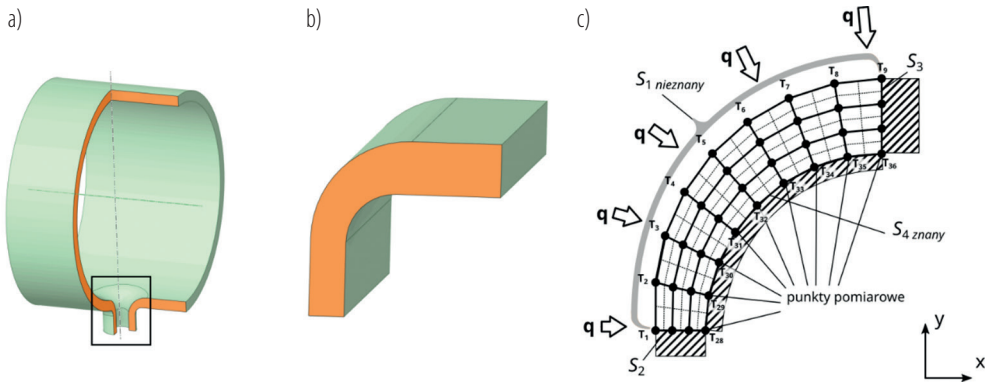
Rozwijająca się gospodarka jest uzależniona od różnych źródeł energii. Obecnie do produkcji energii wykorzystuje się głównie paliwa kopalne, takie jak ropa naftowa, węgiel i gaz ziemny, które są jednak stopniowo wyczerpywane i w znacznym stopniu przyczyniają się do emisji gazów cieplarnianych [1]. Energetyka jądrowa może częściowo zastąpić te źródła energii i dostarcza już około 20% światowej energii. Szczególne znaczenie dla zapewnienia w przyszłości wydajnego oraz bezpiecznego dla ludności i środowiska źródła energii będzie miała energetyka termojądrowa wykorzystująca energię uwolnioną w wyniku termojądrowej syntezy izotopów wodoru, deuteru i trytu [2].

Zachowanie się elementów elektrowni konwencjonalnych, jądrowych czy termojądrowych było badane w wielu projektach badawczych. Podczas ich eksploatacji w grubościennych elementach ciśnieniowych występują duże naprężenia. Cykliczność pracy wynikająca z chłodzenia i nagrzewania elementów ciśnieniowych powoduje zjawisko zmęczenia niskocyklowego, które może prowadzić do pęknięć. Ponieważ elektrownie się starzeją lub stosowane są wyższe parametry operacyjne, inżynierowie potrzebują kryteriów, aby wyeliminować ryzyko zmęczenia cieplnego.

Podstawowym problemem przy wyznaczaniu rozkładu temperatury i naprężeń w eksploataowanych elementach stanowi trudność określenia warunków brzegowych. Nieznany warunek brzegowy zwykle występuje na powierzchniach mających kontakt z płynem. Rozwiązanie jest możliwe przez sformułowanie odwrotnego problemu przewodzenia ciepła i dostarczenie zmierzonych przebiegów temperatury. Dla elementów o prostych kształtach, niezależnych od temperatury właściwościach termofizycznych znane są metody analityczne i numeryczne, które pozwalają na identyfikację stanu cieplno-wytrzymałościowego w stanach zarówno ustalonych, jak i nieustalonych. Znacznie mniej badań poświęcono analizie wielowymiarowego pola temperatur i naprężeń w elementach o złożonych kształtach [3]. W niniejszej pracy przedstawiono identyfikację stanu cieplno-wytrzymałościowego w elemencie o złożonym kształcie. W celu weryfikacji stabilności i dokładności metody uzyskane wyniki porównano z wielkościami uzyskanymi z rozwiązania bezpośredniego.

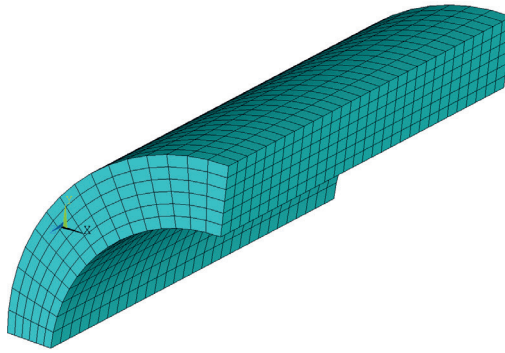
2. Sformułowanie problemu

Rozważono typowy element o nieregularnym kształcie, pokazany na rys. 1a. Przy pewnych warunkach możliwe jest uproszczenie analizy trójwymiarowej do analizy dwuwymiarowej osiowo-symetrycznej [4]. W tej pracy założono, że zagadnienie można uprościć do płaskiego problemu dwuwymiarowego, który zaprezentowano na rys. 1b. Grubości ramienia poziomego i pionowego wynoszą odpowiednio 30 i 20 mm. Promień powierzchni S_4 to 70 mm, a powierzchni S_1 to 90 mm. Element wykonany jest ze stali St41K. Na początku nagrzewania element ma jednolitą temperaturę $T_0 = 20^\circ\text{C}$, a temperatura płynu $T_m = 200^\circ\text{C}$ jest stała podczas całego procesu. Płyn omywa element na powierzchni S_1 , którą pokazano na rys. 1c, a współczynnik wnikania zmienia się liniowo od wartości $a_l = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$ na dolnym końcu łuku do $a_p = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ na prawym końcu łuku. Zakłada się, że na powierzchniach S_2 , S_3 i S_4 można przyjąć izolację cieplną. Dyskretyzację tej części na objętości kontrolne pokazano na rys. 1c. Siatka zbudowana jest z 3 elementów na grubości, 8 elementów na długości łuku. Obszar jest podzielony na płaskie 4-węzłowe elementy skończone. Tak zdefiniowany problem początkowo-brzegowy można rozwiązać metodą bezpośrednią, która służy do obliczenia całego rozkładu temperatury w analizowanym elemencie. Rozwiązanie bezpośrednie jest realizowane za pomocą pakietu oprogramowania ANSYS [5], czas przeprowadzonej analizy wynosi 1000 s. Powierzchnie S_1 , S_2 , S_3 oraz S_4 stanowią granice obszaru uwzględnionego w analizie odwrotnej.



Rys. 1. Przykładowy element o nieregularnym kształcie (a), jego uproszczenie (b) oraz jego dyskretyzacja na elementy skończone na potrzeby rozwiązania odwrotnego (c)

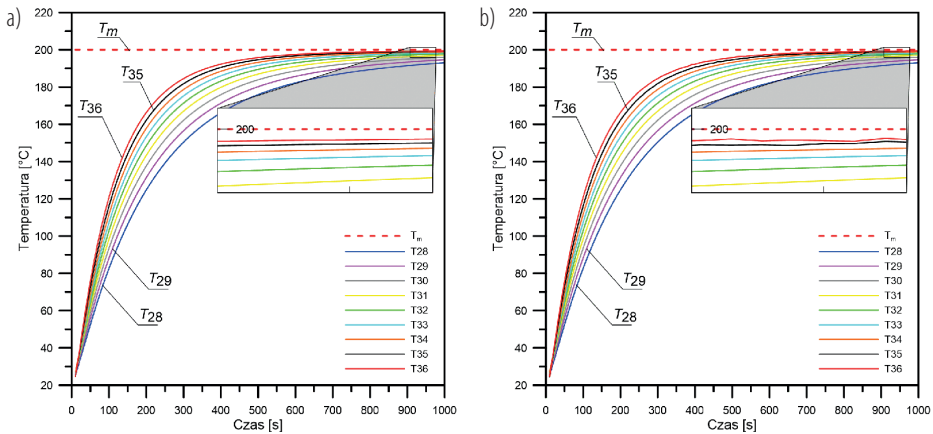
Wyznaczone przebiegi temperatury na powierzchni o znanym warunku brzegowym S_4 służą jako „dane pomiarowe” dla metody odwrotnej – bezpośrednio jako „dane pomiarowe” lub jako „zaburzone dane pomiarowe”. Zadaniem metody odwrotnej jest identyfikacja nieustalonego rozkładu temperatury, gdy warunek brzegowy na powierzchni S_4 jest nieznan. Rozwiązanie rozpoczyna się od zapisania równań bilansowych w węzłach na powierzchni S_4 . Z rozwiązania uzyskuje się przebiegi temperatury w węzłach na kolejnej warstwie. Dla właściwości materiałowych zależnych od temperatury układ równań bilansowych staje się nieliniowy i można go rozwiązać iteracyjnie. W celu ustabilizowania źle uwarunkowanych obliczeń odwrotnych stosuje się filtry wygładzające przebiegi temperatury w czasie. Pochodne temperatury po czasie też są wyznaczone przy wykorzystaniu filtrów wygładzających. W analogiczny sposób wyznacza się przebiegi temperatury w kolejnych warstwach, aż do uzyskania nieustalonego rozkładu temperatury na powierzchni S_1 . Następnie wyznacza się rozkład naprężeń cieplnych. W tym celu model płaski, który służył do identyfikacji nieustalonego rozkładu temperatury, zostaje wyciągnięty w model trójwymiarowy, który pokazano na rys. 2. Obliczenia strukturalne przeprowadza się metodą elementów skończonych po przyjęciu właściwych warunków brzegowych i nieustalonego rozkładu temperatury z analizy cieplnej.



Rys. 2. Model 3D do wyznaczenia naprężeń cieplnych

3. Weryfikacja numeryczna

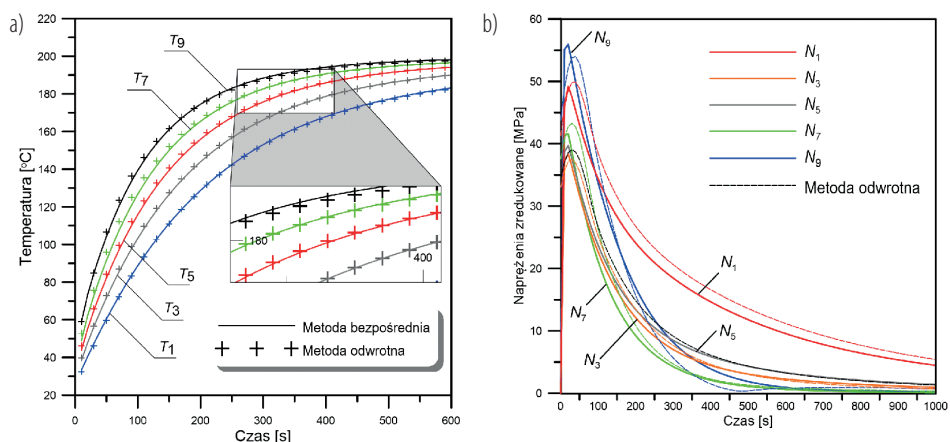
Obliczenia odwrotne przeprowadzono na podstawie przebiegów temperatury, które wygenerowano metodą bezpośrednią i następnie zaburzono błędami losowymi z zakresu $\pm 0,1^\circ\text{C}$. Wygenerowane dane pomiarowe i zaburzone dane pomiarowe przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Temperatura płynu T_m i „zmierzone” przebiegi temperatury w węzłach 28–36: a) „dane pomiarowe”; b) „zaburzone dane pomiarowe”

Obliczone przebiegi temperatury na nieznannej powierzchni S_1 oraz ich porównanie z wartościami z metody bezpośredniej przedstawiono na rys. 4a. Błędy na powierzchni o nieznanym warunku brzegowym w węzłach 1–9 są obliczane podczas wszystkich kroków czasowych. Wartość błędu bezwzględnego σ_T wynosi $1,85^\circ\text{C}$, a względnego $RET = 1,08\%$. Całkowite błędy obliczanej temperatury wynikają z niepewności pomiaru oraz złego uwarunkowania metody.

Zidentyfikowane przebiegi temperatur dla modelu 2D zostały przypisane do odpowiednich węzłów modelu 3D – pokazanego na rys. 2. Rozkład naprężeń w modelu uzyskano przy założeniu, że deformacje wywołane zmianami temperatury nie powodują generacji ciepła i obliczenia naprężeń dla każdego kroku czasowego mogą być prowadzone jak dla zjawiska ustalonego w czasie. Analizę przeprowadzono do czasu $t = 1000$ s z krokiem czasowym 10 s. Naprężenia były odczytywane i porównywane w pięciu węzłach na powierzchni nieznannej S_1 (oznaczonych jako: N_1, N_3, N_5, N_7, N_9). Największe naprężenia występują na nieznannej powierzchni, na początku procesu nagrzewania, dla czasu $t = 20$ s. Wartość naprężenia zredukowanego dla tego czasu w węźle N_9 wynosi $55,9$ MPa. Przebieg naprężeń zredukowanych dla wybranych węzłów na nieznannej powierzchni S_1 przedstawia rys. 4b. Błędy – odpowiednio bezwzględny i względny – na powierzchni o nieznanym warunku brzegowym wynoszą $\sigma_T = 4,6$ MPa oraz $RET = 12,7\%$.



Rys. 4. Porównanie przebiegów temperatur (a) oraz naprężeń zredukowanych (b) wyznaczonych metodą bezpośrednią oraz obliczonych metodą odwrotną na nieznaną powierzchnię elementu w wybranych węzłach

Wnioski

Zaproponowana metoda odwrotna dzięki zastosowaniu bilansowej metody elementów skończonych pozwoliła na identyfikację niestalonego rozkładu temperatury i naprężeń cieplnych w elemencie o złożonym kształcie. Ze względu na zależne od temperatury właściwości materiałowe obliczenia były prowadzone w sposób iteracyjny. Rozwiązania uzyskano pomimo wprowadzania do wygenerowanych przebiegów temperatury błędów losowych oraz złego uwarunkowania problemu odwrotnego. Dokładność i stabilność metody oceniono na podstawie porównania obliczonych rozkładów temperatur i naprężeń cieplnych z wartościami uzyskanymi z metody bezpośredniej. Błędy zidentyfikowanych rozkładów naprężeń cieplnych okazały się większe od błędów popełnionych przy odtworzeniu rozkładu temperatury.

Literatura

- [1] Peddakapu K. et al. A state-of-the-art review on modern and future developments of AGC/LFC of conventional and renewable energy-based power systems. *Renewable Energy Focus* 2022; 43: 146–171.
- [2] Weinzettl V. et al. Development of the diagnostic tools for the COMPASS-U tokamak and plans for the first plasma. *Fusion Engineering and Design* 2023; 191: 113545.
- [3] Duda P, Konieczny M. Solution of an inverse transient heat conduction problem in a part of a complex domain. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2018; 127: 821–832.
- [4] Duda P. Simplification of 3D transient heat conduction by reducing it to anaxisymmetric heat conduction problem and a new inverse method of the problem solution. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2019; 143: 118492.
- [5] ANSYS User's Manual, Revision 19.1.

Badania eksperymentalne wpływu stanu skupienia materiału zmiennofazowego w mikrokapsułce na krytyczną liczbę Reynoldsa w przepływie zawiesiny

Krzysztof Dutkowski, Marcin Kruzel, Martyna Kochanowska

Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin

e-mail: krzysztof.dutkowski@tu.koszalin.pl; marcin.kruzel@tu.koszalin.pl; kochanowska34@gmail.com

Streszczenie

Wykorzystanie mikrokapsułkowanego materiału zmiennofazowego (mPCM) jako dodatku do cieczy roboczej pracującej w układach wymiany ciepła jest koncepcją nowatorską i obecnie wzrasta liczba publikacji poświęconych tej tematyce. W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych, których celem było wyznaczenie granicy przejścia przepływu zawiesiny od ruchu laminarnego do burzliwego. Sporządzono próbki zawiesiny wodnej o masowym udziale mPCM odpowiednio 4,30%, 6,45%, 8,60%, 10,75%, 12,09%, 14,24% oraz 17,2%. Zawiesina o temperaturze 7°C (PCM w mikrokapsułkach był w stanie stałym), 24°C (PCM w mikrokapsułkach ulegał przemianom fazowym) oraz 44°C (PCM w mikrokapsułkach był w stanie ciekłym) przepływała rurką o średnicy wewnętrznej $d = 4$ mm i długości $L = 400$ mm. Przepływ odbywał się w zakresie liczby Reynoldsa $Re = 350 - 11\,000$. Zauważono, że granica przejścia od ruchu laminarnego do burzliwego zależała od stężenia mPCM oraz stanu skupienia materiału PCM w mikrokapsułce. Najniższe wartości krytycznej liczby Re uzyskano dla zawiesiny, w której PCM był w postaci ciała stałego, wyższe, gdy PCM ulegał przemianom fazowym, i najwyższe, gdy PCM był w postaci cieczy. Wzrost masy mPCM powodował wcześniejsze przejście do turbulentnego przepływu zawiesiny.

Słowa kluczowe: zawiesina mikrokapsułkowanego PCM, badania eksperymentalne, krytyczna liczba Reynoldsa

1. Wprowadzenie

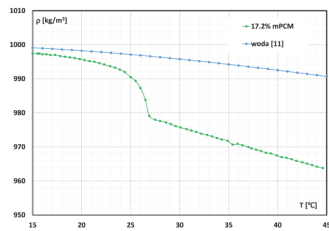
Lepkość zawiesiny dwufazowej zależy od lepkości cieczy bazowej, stężenia cząstek zawiesiny, ich wielkości i kształtu, rozkładu wielkości cząstek, interakcji między tymi cząstkami a cieczą, dodatków chemicznych stabilizujących zawiesinę oraz czasu [1–3]. Do wyznaczenia lepkości wykorzystuje się różne zależności. Są to wzory teoretyczne, modele półempiryczne lub empiryczne [4, 5]. Zależności te stosuje się do wyznaczania liczby Reynoldsa niezbędnej do prawidłowego szacowania oporów przepływu (współczynnika tarcia) zawiesiny. Zależności empiryczne lub półempiryczne budowane są na podstawie dostępnych wyników badań eksperymentalnych. W pracy przedstawiono wyniki szczegółowych pomiarów spadku ciśnienia podczas przepływu wodnej zawiesiny mikrokapsułkowanego PCM (mPCM) przez odcinek rury prostej. Badania zrealizowano dla kilku różnych wartości stężenia zawiesiny, jej temperatury oraz prędkości przepływu.

2. Badania eksperymentalne

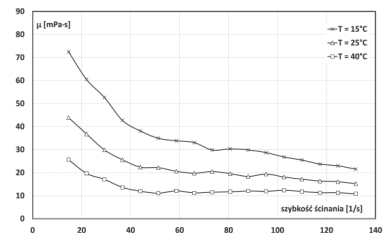
2.1. Ciecz robocza

Do badań wykorzystano zawiesinę mPCM o nazwie handlowej MICRONAL[®] 5428 X. Według danych producenta [6] produkt (koncentrat) składał się z 57% z wody oraz $43 \pm 1\%$ mikrokapsułek wypełnionych woskiem parafinowym. Mikrokapsułki o wielkości 1–5 μm wykonano z polimeru polimetakrylanu metylu i wypełniono parafiną, której katalogowa temperatura topnienia wynosiła $28 \pm 1^\circ\text{C}$. Koncentrat cechował się lepkością, która praktycznie uniemożliwia jego bezpośrednie wykorzystanie w obiegach cieplnych. Do badań sporządzono zawiesinę o zawartości mPCM odpowiednio 4,30%, 6,45%, 8,60%, 10,75%, 12,09%, 14,24% oraz 17,2%. Sporządzone próbki poddano badaniom podstawowym, których celem było precyzyjne wyznaczenie ich własności fizycznych, w tym gęstości i lepkości. Gęstość zawiesiny użytej

do badań wyznaczono metodą, którą autorzy opisali szczegółowo w pracy [7], lepkość zaś metodą opisaną w pracach [8–10]. Przykładowe wyniki pomiaru gęstości oraz lepkości zawiesiny przedstawiono odpowiednio na rys. 1 i rys. 2. Na podstawie badań własnych podstawowych własności zawiesin stwierdzono, że faktyczny proces przemiany fazowej mPCM zachodził w zakresie temperatury 22–27°C.



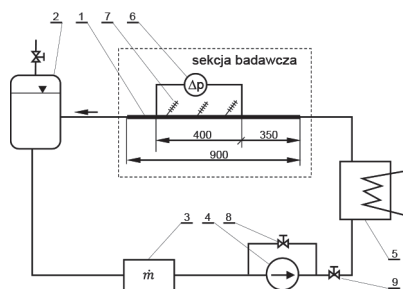
Rys. 1. Wyniki pomiaru gęstości zawiesiny o stężeniu 17,2% mPCM oraz wody (wg [11]) w funkcji temperatury



Rys. 2. Wyniki pomiaru lepkości pozornej zawiesiny o stężeniu 30% mPCM w funkcji szybkości ścinania

2.2. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze (rys. 3) zbudowano tak, aby ciecz robocza płynęła w obiegu zamkniętym. Składało się ono z sekcji badawczej oraz urządzeń wspomagających.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego: 1 – odcinek badawczy, 2 – zbiornik cieczy roboczej, 3 – przepływomierz masowy Coriolisa, 4 – pompa, 5 – wymiennik ciepła, 6 – czujnik różnicy ciśnienia, 7 – termometr termoelektryczny, 8 – zawór regulacyjny na by-passie, 9 – zawór regulacyjny główny

Głównym elementem sekcji badawczej była prosta miedziana rura o całkowitej długości 900 mm i średnicy wewnętrznej $d = 4$ mm. W rurce wykonano dwa otwory impulsowe, które rozmieszczono w taki sposób, że cała rurka została podzielona na trzy sekcje. Sekcja pierwsza, o długości 350 mm, stanowiła strefę rozbiegu hydraulicznego. Druga strefa, o długości $L = 400$ mm, stanowiła właściwy odcinek pomiarowy. Na jego długości mierzono spadek ciśnienia. Trzeci odcinek, o długości 150 mm, tworzył strefę wylotową umożliwiającą niezaburzony wypływ cieczy z sekcji badawczej. Na długości odcinka testowego na powierzchni zewnętrznej rurki umieszczono równomiernie trzy termometry do pomiaru temperatury przepływającej cieczy. Cała sekcja badawcza była izolowana cieplnie warstwą (10 mm) samoprzylepnej pianki kauczukowej.

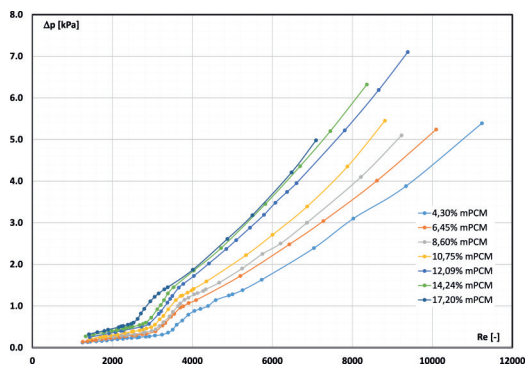
2.3. Procedura badawcza i zakres eksperymentu

Zawiesina mPCM ze zbiornika cieczy 2 (rys. 3) kierowana była do przepływomierza Coriolisa 3 (Promass 80 firmy Endress+Hauser). Zakres pomiarowy przepływomierza wynosił 0–200 kg/h, dokładność pomiaru przepływu zaś $\pm 0,2\%$ mierzonej wartości. Zawiesina przetłaczana pompą 4 przepływała przez zawór regulacyjny 9, który umożliwiał dławienie przepływu i kierowanie nadmiaru cieczy przez by-pass z zaworem 8. W dalszej kolejności zawiesina przepływała do płytowego wymiennika ciepła 5, gdzie ustalano jej temperaturę. Wartość temperatury zawiesiny stanowiła średnią ze wskazań trzech termoelektrycznych termometrów 7 umieszczonych równomiernie pod izolacją cieplną na powierzchni rurki. Termometry termoelektryczne typu K cechowano indywidualnie w przedziale temperatury 10–60°C. Dokładność

pomiaru temperatury uzyskana po cechowaniu termometrów wynosiła $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. Pomiar spadku ciśnienia realizowano za pomocą piezorezystancyjnego czujnika różnicy ciśnień Deltabar S PMD75 firmy Endress+Hauser. Zakres pomiarowy przyrządu, wykonanego w klasie 0,075, wynosił 0–50 kPa. Stąd maksymalny błąd pomiaru spadku ciśnienia wynosił $\pm 37,5$ Pa. Wszystkie pomiary były wykonywane w stanie ustalonym. Dla każdego stężenia mPCM i przepływu zawiesiny w zakresie $Re = 350$ –11 000 wykonano pomiary spadku ciśnienia – oporów przepływu na długości 400 mm odcinka testowego. Pomiary przeprowadzono w trzech seriach pomiarowych różniących się temperaturą zawiesiny. Wynosiła ona 7°C (PCM w mikrokapsułce znajdował się w stanie stałym), 24°C (PCM w mikrokapsułce ulegał przemianom fazowej) oraz 44°C (PCM w mikrokapsułce znajdował się w stanie ciekłym).

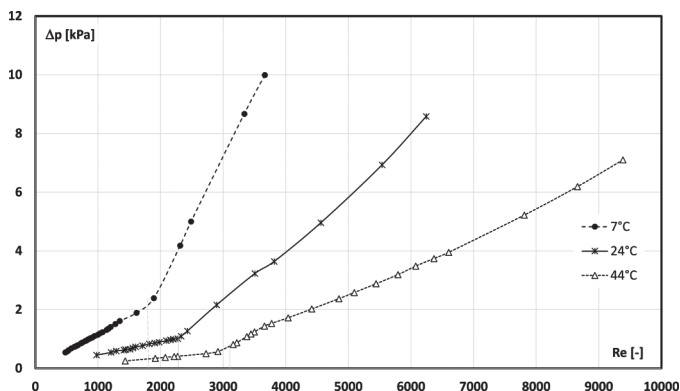
2.4. Wyniki badań eksperymentalnych

Na rys. 4 przedstawiono wyniki pomiaru spadku ciśnienia zawiesiny mPCM o temperaturze 44°C przepływającej odcinkiem rury prostej długości $L = 400$ mm i średnicy wewnętrznej $d = 4$ mm w funkcji liczby Reynoldsa.



Rys. 4. Spadek ciśnienia w przepływie wodnej zawiesiny mPCM ($T = 44^{\circ}\text{C}$)

Z rys. 4 wynika, że im większe jest stężenie zawiesiny mPCM, tym większe są opory jej przepływu. Wzrost natężenia przepływu zawiesiny wywołuje (niezależnie od jej stężenia) wzrost spadku ciśnienia. W pierwszej fazie zwiększania prędkości przepływu zawiesiny opory przepływu wzrastają w taki sposób, że wyniki na wykresie układają się wzdłuż linii prostej, co odzwierciedla laminarny charakter przepływu zawiesiny w rurce. Dalsze zwiększanie prędkości przepływu zawiesiny powoduje odejście od prostoliniowego przebiegu charakterystyki. Zmiana trendu świadczy o przejściu od przepływu laminarnego do turbulentnego. Ruch w pełni burzliwy obrazowany jest przez punkty wykresu tworzące kształt paraboli. Można zauważyć, że im większe jest stężenie mikrokapsulek w zawieszynie, tym wcześniej następuje turbulizacja jej przepływu.



Rys. 5. Spadek ciśnienia w przepływie wodnej zawiesiny mPCM o stężeniu 12,09% w odniesieniu do liczby Reynoldsa

Na rys. 5 zestawiono wyniki pomiaru spadku ciśnienia podczas przepływu zawiesiny o stężeniu 12,09% mPCM oraz różnej temperaturze. Można dostrzec, że gdy zawiesina miała temperaturę $T = 7^{\circ}\text{C}$ (PCM w mikrokapsułce znajdował się w stanie stałym) przepływ laminarny zakończył się przy $Re \approx 2000$. Gdy PCM ulegał przemianom fazowym ($T = 24^{\circ}\text{C}$), przejście od przepływu laminarnego do burzliwego nastąpiło przy $Re \approx 2300$. Laminarny przepływ zawiesiny udało się utrzymać najdłużej, gdy PCM w mikrokapsułkach był w postaci cieczy ($T = 44^{\circ}\text{C}$). Prezentowane na rys. 5 charakterystyki dotyczą jednego stężenia mikrokapsułek, ale opisane zjawisko miało miejsce dla każdego badanego stężenia zawiesiny.

Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań wnioskuje się, że:

- stężenie mikrokapsułek oraz stan skupienia substancji wewnątrz mikrokapsułki wpływają na moment, w którym następuje zmiana charakteru ruchu płynu (zawiesiny);
- im większe stężenie mPCM, tym trudniej utrzymać przepływ laminarny;
- krytyczna liczba Re , przy której następuje przejście od ruchu laminarnego do burzliwego, zależy od stanu skupienia PCM w mikrokapsułce i przyjmuje najniższe wartości, gdy PCM jest w stanie stałym, wyższe, gdy ulega przemianom fazowym, a najwyższe, gdy jest w postaci cieczy.

Literatura

- [1] Albdour S.A. et al. Micro/nano-encapsulated phase-change materials (ePCMs) for solar photothermal absorption and storage: fundamentals, recent advances, and future directions. *Progress in Energy and Combustion Science* 2022; 93: 101037.
- [2] Yeşilyurt M.K., Çomaklı Ö. Encapsulated phase change material slurries as working fluid in novel photovoltaic thermal liquid systems: a comprehensive review. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering* 2023; <https://doi.org/10.1007/s40997-023-00599-0>.
- [3] Li H. et al. A review of the mathematical models for the flow and heat transfer of microencapsulated phase change slurry (MEPCS). *Energies* 2023; 16: 2914.
- [4] Wang X. et al. Flow and heat transfer behaviors of phase change material slurries in a horizontal circular tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50: 2480–2491.
- [5] Güzel B. et al. Predicting laminar–turbulent transition in Poiseuille pipe flow for non-Newtonian fluids. *Chemical Engineering Science* 2009; 64: 254–264.
- [6] MICRONAL® 5428 X; <https://cdn2.hubspot.net/hubfs/4153344/Microtek%20Laboratories%20December2017/PDF/MPDS3300-0041%20Rev%201.pdf?t=1516975227818>.
- [7] Dutkowski K. et al. The experimental investigation of MPCM slurries density at phase change temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2020; 159: 120083.
- [8] Dutkowski K., Kruzel M. Microencapsulated PCM slurries' dynamic viscosity experimental investigation and temperature dependent prediction model. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2019; 145: 118741.
- [9] Dutkowski K., Fiuk J.J. Experimental research of viscosity of microencapsulated PCM slurry at the phase change temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2019; 134: 1209–1217.
- [10] Dutkowski K., Fiuk J.J. Experimental investigation of the effects of mass fraction and temperature on the viscosity of microencapsulated PCM slurry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2018; 126: 390–399.
- [11] National Institute of Standards and Technology. Thermophysical properties of fluid systems; <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid>.

Badania eksperymentalne magazynowania energii cieplnej z zastosowaniem nanoPCM

Maciej Fabrykiewicz, Janusz T. Cieśliński

Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

e-mail: mac.fabrykiewicz@gmail.com; jciestin@pg.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych ładowania i rozładowywania płaszczowo-rurowego magazynu energii cieplnej wypełnionego parafiną z dodatkiem nanocząstek grafitowych o koncentracji masowej 0,1%, 1% i 5%.

Słowa kluczowe: magazynowanie energii cieplnej, nanoPCM, układy płaszczowo-rurowe, wydajność

1. Wprowadzenie

Magazynowanie energii cieplnej (*thermal energy storage*, TES) ma kluczowe znaczenie w wielu dziedzinach, takich jak: budownictwo, ogrzewnictwo i klimatyzacja, chłodzenie przenośnych urządzeń elektronicznych, zapobieganie przegrzewaniu się akumulatorów, chłodnictwo, termoregulowane tekstylia czy poprawa sprawności układów kogeneracyjnych. Jednak najszersze zastosowanie TES dotyczy obszaru odnawialnych źródeł energii [1].

Istnieją trzy główne sposoby magazynowania energii cieplnej. Pierwszy z nich – w postaci ciepła jawnego – polega na zmianie energii wewnętrznej materiału. Drugi sposób to wykorzystanie energii przemiany fazowej wybranych materiałów. Zwykle wykorzystuje się przemianę fazową ciało stałe–ciecz w wyniku topnienia i krzepnięcia. Materiały stosowane w takich układach są nazywane materiałami zmiennofazowymi (*phase change materials*, PCM). Magazynowanie energii na sposób termochemiczny (*thermochemical energy storage*, TCES) zachodzi wówczas, gdy w trakcie reakcji chemicznej jest doprowadzana znaczna ilość energii.

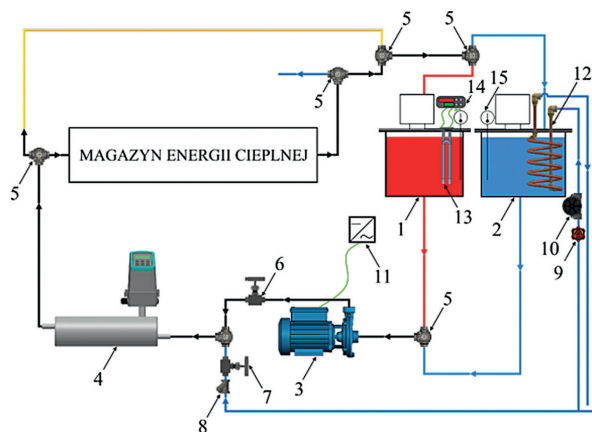
W układach solarnych, a więc w zakresie temperatury 0–100°C, za najbardziej perspektywiczne uznaje się zastosowanie PCM [2]. Ogólnie PCM dzieli się na materiały organiczne, nieorganiczne i mieszaniny eutektyczne [3, 4]. Podstawową wadą PCM jest mały współczynnik przewodzenia ciepła, co prowadzi do długich czasów ładowania i rozładowywania magazynów energii cieplnej (MEC). Najnowszą technikę poprawy współczynnika przewodzenia ciepła stanowi dodawanie do bazowego PCM nanocząstek. Tworzy się w ten sposób nowa klasa materiałów, zwana nanokompozytami zmiennofazowymi lub nanomateriałami zmiennofazowymi (nanoPCM, NePCM, n-PCM) [5]. Przez analogię do nanocieczy [6] można więc zdefiniować nanokompozyty zmiennofazowe jako mieszaniny bazowego PCM (BPCM) i cząstek o wymiarze liniowym poniżej 100 nm. Jako nanocząstki stosuje się materiały na bazie węgla, nanocząstki ceramiczne, tlenki metali oraz czyste metale. W pracach przeglądowych [7–10] można znaleźć dodatkowe informacje na temat wytwarzania, wyznaczania własności termofizycznych, a także zastosowań nanoPCM.

W literaturze dostępnych jest niewiele prac dotyczących magazynowania energii cieplnej w układach płaszczowo-rurowych z zastosowaniem nanoPCM. Przez układy płaszczowo-rurowe należy rozumieć układy typu rura w rurze (*double tube*), rura potrójna (*triplex tube*) oraz pęki rur (*multitube*) [11].

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych czasów ładowania i rozładowywania magazynów płaszczowo-rurowych wypełnionych nanoPCM. Jako BPCM wykorzystano parafinę o nazwie handlowej LTP56, a jako nanocząstki – grafit w postaci płatków o koncentracji masowej 0,1%, 1% i 5%.

2. Stanowisko badawcze

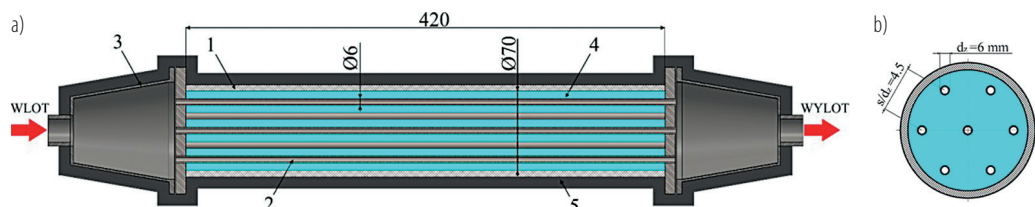
Stanowisko do badania magazynowania energii cieplnej z wykorzystaniem PCM składa się z trzech zasadniczych układów: magazynu energii cieplnej, układu zasilania oraz układu akwizycji danych pomiarowych. Schemat ideowy stanowiska przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego: ■ – obieg wody gorącej, ■ – obieg wody zimnej, ■ – obieg wspólny dla wody gorącej i zimnej, ■ – bypass, ■ – woda wodociągowa, 1 – ultratermostat wody gorącej, 2 – ultratermostat wody zimnej, 3 – pompa wirowa, 4 – przepływomierz ultradźwiękowy, 5 – zawór trójdrogowy, 6, 7 – zawór iglicowy, 8 – filtr siatkowy, 9 – zawór grzybkowy, 10 – przepływomierz turbinkowy, 11 – falownik, 12 – chłodnica, 13 – grzałka pomocnicza, 14 – regulator temperatury, 15 – termoelement

2.1. Badany magazyn energii cieplnej

Cylindryczny MEC składał się z płaszcza wykonanego ze szkła akrylowego o średnicach $D_z = 80$ mm, $D_w = 70$ mm, długości $L = 400$ mm oraz pęku rurek wykonanego ze stali nierdzewnej 1.4301 o średnicach rurek $d_z = 6$ mm i $d_w = 4$ mm. Na podstawie badań BPCM [12] ustalono, że ze względu na najkrótsze czasy ładowania/rozładowywania MEC najkorzystniejszy jest pęk 7 rurek o układzie przedstawionym, podzięcie 4.5 i położeniem rurek jak na rys. 2a. Woda gorąca/zimna doprowadzana była do pęku rurek przez kolektory o kształcie ściętego stożka. Schemat cylindrycznego płaszczowo-rurowego MEC pokazano na rys. 2b.



Rys. 2. Schemat cylindrycznego płaszczowo-rurowego MEC (a) i konfiguracja rurek (b): 1 – płaszcz, 2 – pęk rur, 3 – kolektor wlotowy/wylotowy, 4 – PCM, 5 – izolacja

2.2. Wytwarzanie nanokompozytów zmiennofazowych

Nanokompozyty zmiennofazowe zostały przygotowane metodą dwuetapową. Jako BPCM wykorzystano parafinę o nazwie handlowej LTP56, a jako nanocząstki – grafit o czystości 99,9% w postaci płatków o boku $L_n = 400$ nm, dostarczony przez firmę IoLiTec Nanomaterials GmbH. W celu wytworzenia nanoPCM 2 kg parafiny roztopiano w temperaturze 70°C , po czym dodawano surfaktant PVP o koncentracji masowej 0,8% i używając homogenizatora, mieszano zawiesinę przez 20 min z prędkością obrotową mieszadła 2500 obr./min. Do tak przygotowanej zawiesiny dodawano nanocząstki o żądanej koncentracji i poddawano mieszaninę z użyciem homogenizatora przez 20 min.

W dalszej kolejności naczynie z nanoPCM umieszczano w płuczce ultradźwiękowej w kąpeli wodnej o temperaturze 70°C. Proces sonifikacji trwał 45 min.

Stabilność badanych nanoPCM określono na podstawie obserwacji próbek poddanych 5 cyklom topnienia i krzepnięcia w okresie 5 dni. Pojedynczy cykl obejmował 10-godzinny okres wytrzymania nanoPCM w fazie ciekłej w temperaturze 70°C, a następnie cykl chłodzenia układu do temperatury otoczenia. Przed rozpoczęciem kolejnego cyklu wykonywano fotografię próbek nanoPCM. Na rys. 3 pokazano zdjęcia próbek nanoPCM po trzecim cyklu. Jak wynika z rys. 3, wytworzony nanoPCM wykazywał zadowalającą stabilność.



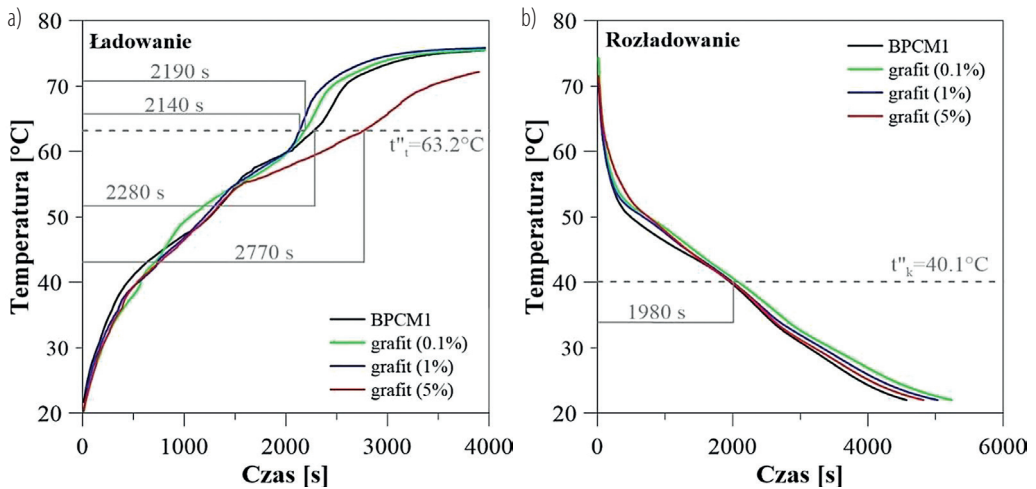
Rys. 3. Widok próbek nanoPCM po trzech cyklach

2.3. Procedura pomiarowa

Pomiary rozpoczynano od badania procesu rozładowywania. W celu zapewnienia możliwie zbliżonych warunków termicznych przebiegu procesu rozładowywania dla wszystkich badanych przypadków temperaturę MEC i całej instalacji ustalano na 20°C ±0,5K. Wykorzystywano do tego obieg wody zimnej, stosując odpowiednią nastawę zaworów trójdrogowych (rys. 1). Po uzyskaniu izotermiczności MEC wlewano do MEC roztopiony PCM o temperaturze 80°C. Za koniec procesu rozładowywania uznawano stan, w którym wszystkie termometry oporowe umieszczone wewnątrz PCM pokazywały temperaturę 20°C ±0,5K. Badanie procesu ładowania rozpoczynano od wygrzania instalacji, z pominięciem MEC, do temperatury 80°C ±0,5K. W tym celu wykorzystywano obieg wody gorącej z odpowiednim ustawieniem zaworów trójdrogowych (rys. 1). Po uzyskaniu przez instalację stanu zbliżonego do izotermicznego, co trwało ok. 5 min, zmieniano ustawienie zaworów trójdrogowych, zamykano bypass i przepuszczano wodę gorącą przez MEC (rys. 1). Za koniec procesu ładowania przyjmowano stan, w którym średnia arytmetyczna wskazań 18 termometrów oporowych pokazujących temperaturę PCM różniła się o ±0,5K w czasie 15 min.

3. Wyniki badań

Na rys. 4 przedstawiono przebiegi średniej temperatury PCM w przestrzeni międzyrurowej dla trzech badanych koncentracji nanocząstek grafitowych. Dodanie nanocząstek grafitowych o koncentracji masowej 1% spowodowało skrócenie czasu ładowania MEC o ok. 6% w porównaniu z czystą parafiną, natomiast zwiększenie koncentracji masowej do 5% spowodowało wydłużenie czasu ładowania MEC o ok. 21% w porównaniu z czystą parafiną. W przypadku procesu rozładowywania nie zaobserwowano wpływu koncentracji nanocząstek grafitowych na czas rozładowania MEC.



Rys. 4. Wpływ koncentracji nanocząstek grafitowych na czas procesu ładowania i rozładowywania MEC

Podsumowanie

Zmiana koncentracji masowych nanocząstek grafitowych w zakresie od 0,1% do 5% praktycznie nie miała wpływu na czas ładowania bądź rozładowania badanego MEC.

Literatura

- [1] Letcher T.M. Storing energy with special reference to renewable energy sources. Elsevier, Amsterdam 2016.
- [2] Fredi G. et al. Valuating the multifunctional performance of structural composites for thermal energy storage. *Polymers* 2021; 13: 3108.
- [3] Su W. et al. Review of solid–liquid phase change materials and their encapsulation technologies. *Renew. Sust. Energy Rev.* 2015; 48: 373–391.
- [4] Sarbu I., Sebarchievici C. A comprehensive review of thermal energy storage. *Sustainability* 2018; 10: 191.
- [5] Al-Kayiem H.H. et al. Review on nanomaterials for thermal energy storage technologies. *Nanoscience and Nanotechnology-Asia* 2013; 3: 60–71.
- [6] Choi S. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. *Developments and Applications of Non-Newtonian Flows*, ASME, FED, vol. 231/MD, 1995, 99–105.
- [7] Tariq S.L. et al. Nanoparticles enhanced phase change materials (NePCMs) – a recent review. *Appl. Therm. Eng.* 2020; 176: 115305.
- [8] T. Xiong et al. Nano-enhanced phase change materials (NePCMs): a review of numerical simulations. *Appl. Therm. Eng.* 2020; 178: 115492.
- [9] Muzhanje A.T. et al. An overview of the preparation and characteristics of phase change materials with nanomaterials. *J. Energy Storage* 2022; 51: 104353.
- [10] Amudhalapalli G.K., Devanuri J.K. Synthesis, characterization, thermophysical properties, stability and applications of nanoparticle enhanced phase change materials – a comprehensive review. *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2022; 28: 101049.
- [11] Cieśliński J.T., Fabrykiewicz M. Thermal energy storage with PCMs in shell-and-tube units: a review. *Energies* 2023; 16: 936.
- [12] Fabrykiewicz M., Cieśliński J.T. Effect of tube bundle arrangement on the performance of pcm heat storage units. *Energies* 2022; 15: 9343.

Badania chłodniczych układów strumienicowych pracujących w warunkach przemysłowych

Jerzy Gagan¹, Andrzej Pawluczuk¹, Michał Łukaszuk¹, Kamil Śmierciew¹, Dariusz Butrymowicz¹, Marek Madej², Mikołaj Mastrowski²

¹ Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

² Marani sp. z o.o., ul. Szybowa 14c, 41-808 Zabrze

e-mail: d.butrymowicz@pb.edu.pl; madej@marani.pl

Streszczenie

Odzysk ciepła odpadowego nabiera obecnie coraz większego znaczenia. Zastosowanie ciepła odpadowego wiąże się najczęściej z wytwarzaniem ciepłej wody użytkowej. Coraz istotniejszą rolę odgrywa jednak wytwarzanie chłodu na cele użytkowe. Klimatyzacja powoli przestaje być luksusem i staje się standardem, co przyczynia się do wzrostu zapotrzebowania na chłód oraz układy chłodnicze. Układy strumienicowe pozwalają na odzysk ciepła przy najniższym potencjale źródła, czyli przy temperaturze poniżej 80°C. W pracy przedstawiono wyniki badań strumienicowego układu chłodniczego stosowanego w przedsiębiorstwie przemysłowym. Układ napędzany jest ciepłem odpadowym generowanym przez sprężarki mechaniczne stosowane w agregatach sprężania powietrza. Temperatura źródła napędowego jest poniżej 70°C, co zapewnia temperaturę nasycenia napędowego nośnika ciepła na poziomie 50–60°C. Badania zostały przeprowadzone dla układu o mocy cieplnej 200 kW. W badaniach wykorzystano czynnik chłodniczy R1233zdE.

Słowa kluczowe: układ strumienicowy, ciepło odpadowe, efektywność, źródło niskotemperaturowe, R1233zdE

1. Wstęp

Szacuje się, że sektor przemysłowy odpowiada za około jedną trzecią całkowitego zużycia energii w USA [1]. Niezależnie od skali działania przedsiębiorstw przemysłowych minimalizacja traconej energii, w tym ciepła odpadowego, ma oczywisty sens biznesowy. Energia elektryczna ma np. największy udział w całkowitych kosztach energii w układach sprężania powietrza. Całkowity koszt posiadania sprężarki w ciągu jej 10-letniego cyklu życia składa się prawie w 80% z kosztów energii elektrycznej. W rzeczywistości przez cały okres eksploatacji typowej sprężarki koszt energii elektrycznej zwykle kilkakrotnie przewyższa cenę zakupu samej sprężarki. Odzysk ciepła jest coraz częściej uruchamiany przez duże zakłady przemysłowe, wykorzystujące przede wszystkim systemy sprężonego powietrza o dużej wydajności, pracujące 24 godziny na dobę, 7 dni w tygodniu i wymagające w swojej pracy ciepła technologicznego. Są to zakłady z takich branż, jak m.in. przemysł spożywczy, farmaceutyczny i tekstylny. Im większa skala działalności, tym większa oszczędność energii. Jednak wskaźnik posiadania systemów odzysku ciepła przez małe i średnie przedsiębiorstwa jest nadal dość niski. Widać zatem wyraźną potrzebę opracowania wydajnych i efektywnych kosztowo technologii odzyskiwania ciepła odpadowego oraz ponownego jego wykorzystania. Odzyskiwanie ciepła odpadowego z przemysłu prowadzi do zmniejszenia zarówno zanieczyszczenia termicznego, jak i emisji gazów cieplarnianych [2]. Różne gałęzie przemysłu wykorzystują odzysk ciepła zarówno do ogrzewania pomieszczeń, jak i do podgrzewania wody. W takich przypadkach ciepło jest wykorzystywane jako dodatkowe źródło ciepła, co z kolei zmniejsza zapotrzebowanie na tradycyjne kotły węglowe lub gazowe, obniżając tym samym koszty paliwa grzewczego i emisję dwutlenku węgla.

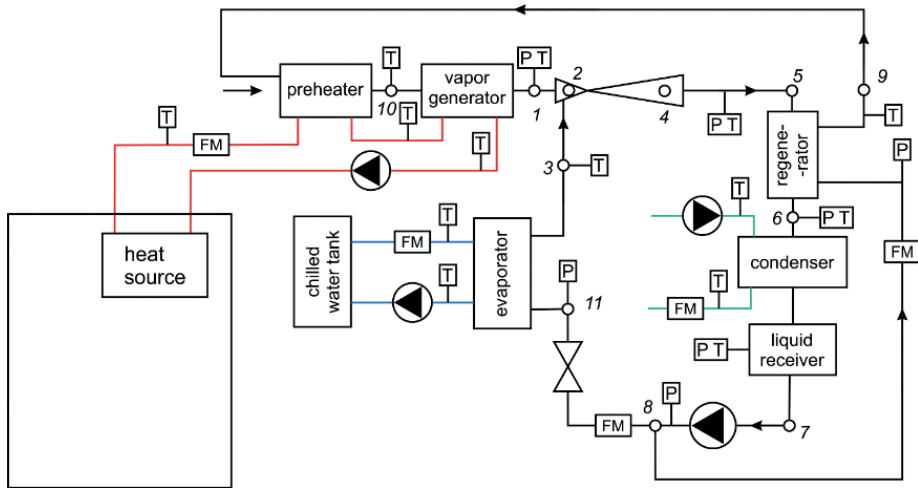
Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady UE nr 517/2014 oraz poprawka z Kigali z 2016 r. do Protokołu montrealskiego już teraz zachęcają przemysł do stopniowego wycofywania czynników chłodniczych HFC i rozwijania technologii odpowiedniej dla czynników chłodniczych o niskim GWP (UE 517/2014). Większość prac dotyczy analiz teoretycznych obiegów strumienicowych, a nie badań eksperymentalnych, zwłaszcza pod kątem zastosowania czynników chłodniczych o niskim GWP jako płynów roboczych. Można również stwierdzić, że w większości przypadków jako źródło napędowe wykorzystywane jest promieniowanie słoneczne lub ciepło odpadowe. Z tego powodu

w większości analiz prezentowanych w publikowanych pracach temperatura źródła napędu wynosi 90°C i więcej. Niezwykle pożądane jest zaś wykorzystanie ciepła o temperaturach poniżej 80°C lub nawet 70°C. Autorzy już wcześniej wykazali, że strumieniowy obieg chłodniczy może być skutecznie zasilany przez źródło ciepła o temperaturze poniżej 70°C, gdy w układzie wykorzystuje się czynniki R600a i R1234ze [3, 4]. W pracy przebadano nowy czynnik chłodniczy R1233zdE, którego GWP = 1. W odniesieniu do innych opracowań dotyczących odzysku ciepła za pomocą strumieniowego obiegu chłodniczego niniejsza praca cechuje się następującymi aspektami świadczącymi o jej innowacyjności:

- działanie systemu w rzeczywistych warunkach przemysłowych, tj. poza laboratorium;
- zasilanie układu ciepłem o temperaturze w zakresie 53–70°C (temperatura nasycenia w generatorze pary wynosiła 48–60°C);
- zastosowanie czynnika chłodniczego R1233zdE, po raz pierwszy testowanego w tak niskich temperaturach źródła napędowego.

2. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze pokazane na rys. 1 zostało zainstalowane w firmie Timken Polska w Sosnowcu. Najważniejsze parametry geometryczne strumienicy to: gardło dyszy $d_t = 21,6$ mm, średnica dyfuzora $d_d = 156$ mm. Badano dwie komory mieszania, o średnicach: $d_m = 58,5$ mm, $d_m = 52,0$ mm. Ciepło napędowe oraz odbiór ciepła dla parownika i skraplacza są dostarczane przez niezależne podukłady z wodą i glikolem jako nośniki ciepła. Trzy duże sprężarki powietrza o mocy napędowej 200 kW służyły do ciągłej produkcji sprężonego powietrza wykorzystywanego w codziennej pracy przedsiębiorstwa. Ciepło wytwarzane przez te sprężarki było odbierane przez płytowe wymienniki ciepła za pomocą obiegu olejowego. W typowych warunkach pracy część tego ciepła była wykorzystywana do podgrzewania wody użytkowej, a pozostała część była odprowadzana do otoczenia. W celu spożytkowania tego traconego ciepła odpadowego strumieniowy układ chłodniczy został podłączony do układu chłodzenia sprężarek w sprężarkowni.



Rys. 1. Stanowisko badawcze

3. Wyniki

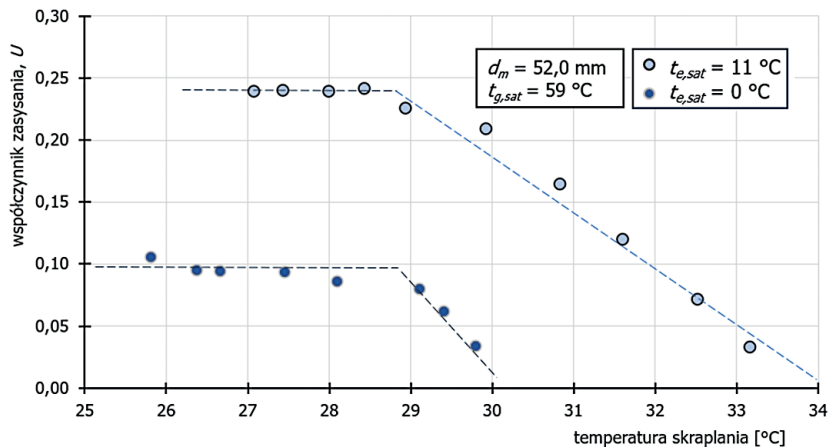
W tabeli 1 zestawiono wartości średnie parametrów roboczych zarejestrowanych w pomiarach wraz z odchyłkami od średniej.

Na rys. 2 przedstawiono działanie strumienicy z mniejszą komorą mieszania w postaci zależności między temperaturą skraplania a stosunkiem zasysania. Współczynnik zasysania U definiuje się jako stosunek strumienia masowego pary zasysanej przez strumienicę do strumienia masy pary napędowej. Temperatura nasycenia źródła to około 59°C. Zbadano dwa poziomy temperatur parowania: $t_{e,sat} = 0^\circ\text{C}$ i $t_{e,sat} = 11^\circ\text{C}$. Niższa wartość temperatury parowania jest charakterystyczna dla chłodzenia standardowego stosowanego do produkcji wody

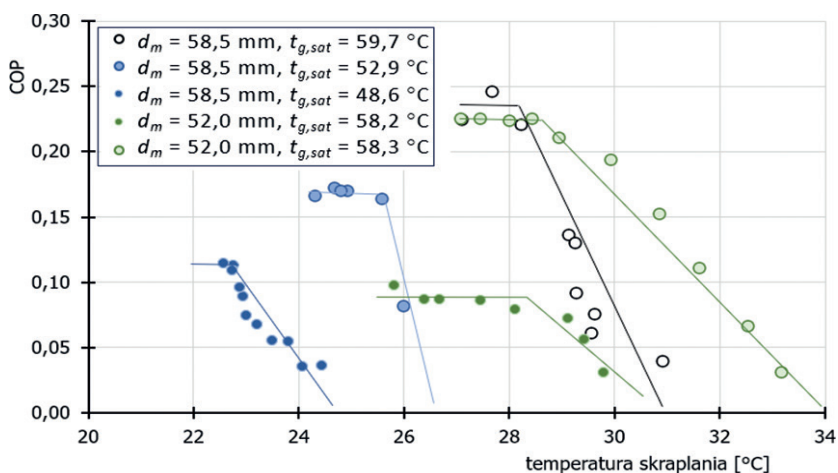
lodowej o temperaturze 6/12°C zasilającej centrale wentylacyjne. Wyższej wartości temperatury parowania wymagają średnio- lub wysokotemperaturowe instalacje klimatyzacyjne, w których dostarczana jest zimna woda o temperaturze 16/19°C. W przypadku, gdy $t_{e,sat} = 0^\circ\text{C}$, współczynnik zasysania dla projektowych warunków pracy wynosi w przybliżeniu $U = 0,1$. Stała wartość U jest utrzymywana do momentu, gdy temperatura skraplania przekroczy 29°C. Powyżej tej temperatury strumienica zaczyna pracować w trybie pracy *off-design*. Podwyższenie temperatury parowania pozytywnie wpływa na wydajność strumienicy. Współczynnik zasysania dla warunków pracy *on-design* wynosi w przybliżeniu $U = 0,24$ i jest utrzymywany na tym poziomie, dopóki temperatura skraplania nie przekroczy 29°C. Charakterystyka pracy wskazuje, że strumienica jest w stanie pracować do temperatury skraplania równej 34°C.

Tabela 1. Wartości średnie zarejestrowane podczas badań

	$t_{g,sat}$	ΔT_g	$t_{e,sat}$	ΔT_e	$t_{c,sat}$
	°C	°C	°C	°C	°C
$d_m = 52,0 \text{ mm}$					
1	$58,2 \pm 1,1$	$10,6 \pm 1,2$	$-0,2 \pm 0,6$	$11,1 \pm 0,9$	var
2	$58,3 \pm 1,2$	$10,6 \pm 0,7$	$11,6 \pm 0,3$	$7,4 \pm 1,0$	var
$d_m = 58,5 \text{ mm}$					
1	$48,6 \pm 0,3$	$10,6 \pm 0,6$	$11,1 \pm 1,3$	$8,9 \pm 0,4$	var
2	$52,9 \pm 0,3$	$3,8 \pm 0,8$	$11,7 \pm 0,8$	$7,0 \pm 1,2$	var
3	$59,7 \pm 0,6$	$8,2 \pm 1,0$	$11,9 \pm 1,3$	$6,7 \pm 0,5$	var



Rys. 2. Charakterystyka robocza urządzenia strumienicowego



Rys. 3. Charakterystyka robocza urządzenia strumieniowego, dla dwóch testowanych komór mieszania

Współczynnik efektywności energetycznej COP układu strumieniowego dla wszystkich przypadków przedstawiono na rys. 3. Zgodnie z oczekiwaniami największe wartości uzyskano dla najwyższych temperatur napędowych oznaczonych białymi i jasnozielonymi kółkami. Maksymalne wartości to w przybliżeniu $COP = 0,23$. Należy zauważyć, że dla dwóch charakterystyk strumienicy z komorą mieszania $d_m = 52,0$ mm odnotowano takie same temperatury napędowe, jednak przypadek zaznaczony ciemnymi kółkami przedstawia pracę przy temperaturze parowania $t_{e,sat} = 0^\circ\text{C}$. To jedyny przypadek tak niskiej temperatury parowania w tym porównaniu.

Wnioski

Na podstawie przedstawionych wyników można wskazać następujące wnioski:

- czynnik chłodniczy R1233zdE został po raz pierwszy przetestowany eksperymentalnie w strumieniowym układzie chłodniczym w rzeczywistych przemysłowych warunkach pracy przy ekstremalnie niskich temperaturach ciepła napędowego;
- otrzymane wyniki wykazały, że COP badanego układu przekracza 0,22 dla warunków nasycenia w wytwornicy pary około 60°C ;
- dla zastosowanego czynnika chłodniczego R1233zdE praca w zakresie *off-design* ma bardzo stromy przebieg, co jest negatywną cechą układu.

Podziękowania

Praca sfinansowana w ramach projektu NCBR: POIR.01.01.01-00-0301/18.

Literatura

- [1] Cavazzini G. et al. Contribution of metal-organic-heat carrier nanoparticles in a R245fa low-grade heat recovery Organic Rankine Cycle. *Energy Conversion Management* 2019; 199: 111960.
- [2] Soltani M. et al. A comparative study between ORC and Kalina based waste heat recovery cycles applied to a green compressed air energy storage (CAES) system. *Energy Conversion and Management* 2020; 222: 113203.
- [3] Gagan J. et al. Performance of ejection refrigeration system operating with R-1234ze(E) driven by ultra-low grade heat source. *International Journal of Refrigeration* 2018; 88: 458–471.
- [4] Śmierciew K. et al. Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system. *Energy and Buildings* 2014; 80: 260–267.

Modelowanie wymiany ciepła podczas kondensacji czynników naturalnych w przepływie w warunkach podwyższonego ciśnienia nasycenia

Stanisław Głuch, Dariusz Mikielawicz

Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

e-mail: stanislaw.gluch@pg.edu.pl; dariusz.mikielawicz@pg.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono porównanie współczynników przejmowania ciepła podczas kondensacji w przepływie naturalnych czynników chłodniczych ze szczególnym uwzględnieniem podwyższonego ciśnienia nasycenia. Obliczenia oparto na skonsolidowanej bazie danych, która składa się z 1116 punktów dla siedmiu naturalnych czynników chłodniczych i obejmuje zakres ciśnienia zredukowanego (stosunek ciśnienia krytycznego do ciśnienia nasycenia) od 0,1 do 0,8 dla różnych prędkości masowych i średnic. Nowa wersja korelacji D. Mikielawicza i J. Mikielawicza została porównana z czterema innymi korelacjami polecanymi do obliczeń inżynierskich i uzyskała najlepsze wyniki obliczeń. Wartość średniego błędu absolutnego MAE wyniosła 28,94%.

Słowa kluczowe: kondensacja, współczynnik przejmowania ciepła, ciśnienie zredukowane, ciśnienie nasycenia

1. Metody obliczania współczynnika przejmowania ciepła podczas kondensacji

Proces kondensacji w wysokotemperaturowych pompach ciepła zachodzi w temperaturach wyższych niż 80°C. W literaturze istnieje luka w wiedzy na temat kondensacji w podwyższonych temperaturach nasycenia i odpowiadających im wysokich ciśnieniach zredukowanych. Większość istniejących danych eksperymentalnych zebrano dla temperatur poniżej 40°C, co jest związane z zastosowaniami chłodniczymi czynników niskowrzących. W przypadku temperatur wyższych niż 120°C większość czynników chłodniczych operuje przy parametrach zbliżonych do punktu krytycznego, w którym zachodzą znaczne zmiany lepkości i gęstości faz ciekłej i parowej, co ma znaczący wpływ na interakcje międzyfazowe. W ciągu ostatniego stulecia powstało wiele prac, które dotyczyły modelowania współczynnika przejmowania ciepła podczas kondensacji. Większość modeli opiera się na wąskim zakresie parametrów eksperymentalnych i nie jest przeznaczona do zastosowania dla szerokiego zestawu czynników chłodniczych. W ostatnich latach znaczenia nabrały badania nad wysokotemperaturowymi pompami ciepła, gdzie temperatury nasycenia, a więc także ciśnienia nasycenia są dużo wyższe niż w zastosowaniach klasycznych [1]. Istotne jest również stosowanie nowych, neutralnych dla środowiska czynników chłodniczych. Z tego powodu coraz większą popularność zyskują naturalne czynniki chłodnicze, takie jak izobutan czy propan.

1.1. Modyfikacja korelacji Mikielawicza

Mikielawicz i Mikielawicz [2] przedstawili półempiryczną metodę służącą do modelowania wymiany ciepła podczas wrzenia oraz kondensacji w minikanalach. Opiera się ona na hipotezie analogii pomiędzy oporami przepływu oraz wymianą ciepła. Równanie wyjściowe (1) zawiera człon modelujący opory w przepływie dwufazowym oraz człon modelujący opory przepływu związane z procesem nukleacji podczas wrzenia. Zmodyfikowane równanie (1) zawiera wyłącznie człon odpowiadający oporom przepływu, ponieważ niniejsza praca dotyczy modelowania przejmowania ciepła podczas kondensacji. Opory przepływu są modelowane za pomocą zmodyfikowanej korelacji Müllera-Steinhagena i Hecka [3] przedstawionej w równaniu (2). Liczba Bonda przedstawiona w równaniu (3) opisuje zmiany w charakterze przepływu przy wysokich wartościach ciśnienia zredukowanego. Zawiera w sobie gęstości faz gazowej oraz ciekłej, napięcie powierzchniowe,

średnicę oraz przyspieszenie grawitacyjne. Modyfikacja ta pozwala na uwzględnienie zmiany właściwości fizycznych, które wpływają na proces wymiany ciepła przy wysokich wartościach ciśnienia zredukowanego.

$$\frac{\alpha_{TPB}}{\alpha_{LO}} = \sqrt{\frac{R_{MS}^n}{Bo^{0,17}}} \quad (1)$$

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

$$Bo = \frac{(\rho_l - \rho_v) g d^2}{\sigma} \quad (3)$$

1.2. Skonsolidowana baza danych

Porównanie zostało oparte na skonsolidowanej bazie danych, która składa się ze 1161 punktów pomiarowych opublikowanych w pracach [4–10] i zawiera dane dla siedmiu różnych naturalnych czynników chłodniczych, różnych średnic rurki, prędkości masowych oraz ciśnień zredukowanych, aż do 0,809.

Tabela 1. Skonsolidowana baza danych

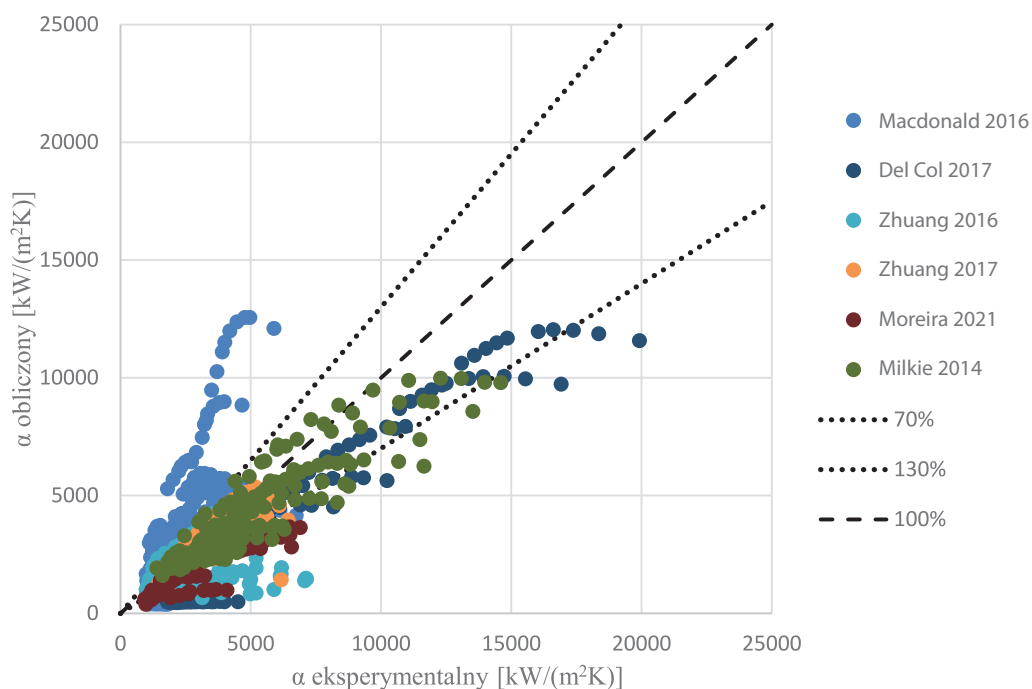
Numer	Autorzy	Średnica [mm]	Czynnik chłodniczy	Prędkość masowa [kg/(m ² ·s)]	Ciśnienie zredukowane p_r [-]	Liczba punktów pomiarowych
1	Macdonald, Garimella [4, 5]	0,76–1,45	R290	150–450	0,254–0,809	260
2	Zhuang i in. [6]	4	etan	101–255	0,22–0,522	230
3	Zhuang i in. [7]	4	metan	99–254	0,43–0,76	286
4	Milkie [8]	7,75	n-pentan	150–600	0,04–0,17	163
5	Moreira i in. [9]	9,43	propylen, R290, R600a	50–250	0,12–0,32	110
6	Del Col i in. [10]	1	propylen	80–1000	0,35	109

1.3. Wyniki obliczeń

Skonsolidowaną bazę danych wykorzystano do porównania pięciu metod predykcji współczynnika przejmowania ciepła podczas kondensacji (tab. 2). Najlepszy wynik wykazała zmodyfikowana korelacja Mikielewicza, dla której średni błąd absolutny (MAE) wyniósł 28,94%. Klasyczna korelacja D. Mikielewicza i J. Mikielewicza odwzorowuje wyniki z bazy z błędem większym o ok. 10%. Pozostałe korelacje dają znacznie gorsze wyniki ze względu na ich empiryczny charakter. Zostały też utworzone dla innych wartości ciśnienia zredukowanego oraz czynników chłodniczych. Wyniki obliczeń pokazano na rys. 1.

Tabela 2. Wyniki obliczeń dla pięciu korelacji

Metoda predykcji	Średni błąd absolutny MAE	Liczba punktów poniżej 30%	Stosunek w zakresie 30%
Mikielewicz, Mikielewicz [2]	40,01%	581	50,09%
Mikielewicz, modyfikacja	28,94%	795	68,53%
Bohdal i in. [11]	163,26%	223	19,22%
Dorao i Ferdinando [12]	142,41%	244	21,03%
Shah [13]	95,24%	259	22,33%



Rys. 1. Wyniki modelowania za pomocą zmodyfikowanej korelacji Mikielewicza

Podsumowanie

W pracy zaproponowano nową metodę predykcji współczynników przejmowania ciepła podczas kondensacji czynników naturalnych ze szczególnym uwzględnieniem wysokich wartości ciśnienia zredukowanego. Do walidacji wykorzystano bazę eksperymentalnych danych pomiarowych, składającą się ze 1161 punktów pomiarowych dla siedmiu naturalnych czynników chłodniczych. Nowa metoda została porównana z obliczeniami czterech innych korelacji z literatury i wykazała najmniejszą wartość średniego błędnie absolutnego (MAE) – 28,9%.

Podziękowania

Badania zostały sfinansowane z grantu Narodowego Centrum Nauki 2021/41/N/ST8/04421.

Literatura

- [1] Pysz M. et al. Experimental study of flow boiling pressure drop and heat transfer of R1233zd(E) at moderate and high saturation temperatures. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2023; 204: 123855.
- [2] Mikielewicz D., Mikielewicz J. A common method for calculation of flow boiling and flow condensation heat transfer coefficients in minichannels with account of nonadiabatic effects. *Heat Transfer Engineering* 2011; 32: 1173–1181.
- [3] Jakubowska B., Mikielewicz D. An improved method for flow boiling heat transfer with account of the reduced pressure effect. *Thermal Science* 2019; 23: S1261–S1272.
- [4] Macdonald M., Garimella S. Hydrocarbon condensation in horizontal smooth tubes: Part I – Measurements. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016; 93: 75–85.
- [5] Macdonald M., Garimella S. Hydrocarbon condensation in horizontal smooth tubes: Part II – Heat transfer coefficient and pressure drop modeling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016; 93: 1248–1261.
- [6] Zhuang X.R. et al. Experimental investigation on flow condensation heat transfer and pressure drop of R170 in a horizontal tube. *International Journal of Refrigeration* 2016; 66: 105–120.

- [7] Zhuang X.R. et al. Étude expérimentale sur la condensation de l'écoulement de méthane dans un tube horizontal lisse. *International Journal of Refrigeration* 2017; 78: 193–214.
- [8] Milkie J.A. Condensation of hydrocarbons and zeotropic hydrocarbon/refrigerant mixtures in horizontal tubes. PhD Thesis. Georgia Institute of Technology, Atlanta, USA 2014.
- [9] Moreira T.A. et al. Convective condensation of R600a, R290, R1270 and their zeotropic binary mixtures in horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration* 2021; 130: 27–43.
- [10] Del Col D. et al. Experimental results and design procedures for minichannel condensers and evaporators using propylene. *International Journal of Refrigeration* 2017; 83: 23–38.
- [11] Bohdal T. et al. Comparative investigations of the condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2011; 54: 1963–1974.
- [12] Dorao C.A., Fernandino M. Simple and general correlation for heat transfer during flow condensation inside plain pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2018; 122: 290–305.
- [13] Shah M.M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1979; 22: 547–556.

Studium adaptacji alternatywnych systemów zasilania w energię dla obiektów przemysłowych

Michał Gołębiowski¹, Marta Galant-Gołębiowska²

¹ Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

² Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Lądowej i Transportu, ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

Streszczenie

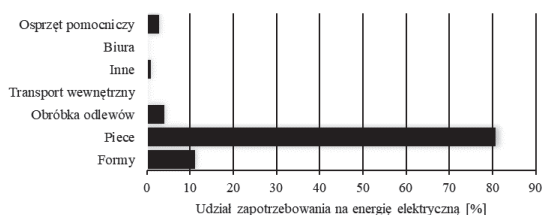
Rosnące ceny energii wymuszają poszukiwanie nowych alternatyw jej wytwarzania. Energetyka rozproszona pozwala na pozbycie się strat przesyłowych w sieciach energetycznych oraz umożliwia bardziej efektywne wykorzystanie energii zawartej w paliwach. Jest to możliwe dzięki układom kogeneracyjnym (CHP). Oprócz nich oraz instalacji fotowoltaicznych (PV) w obecnych czasach coraz częściej brane są pod uwagę układy *organic Rankine cycle* (ORC) oraz silniki Stirlinga. Pozwala to na uzyskanie wzrostu sprawności układów energetycznych oraz zwiększenie wykorzystania ciepła odpadowego z procesów produkcyjnych. W pracy przeanalizowano rentowność zastosowania szeregu wariantów opartych na generatorach zasilanych gazem ziemnym, układach PV, ORC oraz silnikach Stirlinga dla modelowej odlewni.

Słowa kluczowe: układy kogeneracyjne (CHP), *organic Rankine cycle* (ORC), instalacje fotowoltaiczne (PV), silniki Stirlinga

1. Wprowadzenie

Gospodarka każdego kraju rozwiniętego jest mocno uzależniona od przemysłu ciężkiego. Wśród działalności przemysłowych cechujących się największą produkcją można wskazać m.in. przedsiębiorstwa produkujące energię, paliwa, jak również metale oraz wykonywane z nich produkty. Sama gałąź przemysłu produkująca wyroby z metalu stanowi 7,7% gospodarki narodowej Polski [1]. Daje jej to trzecie miejsce, tuż za sektorem spożywczym oraz sektorem produkcji pojazdów samochodowych. Natomiast produkcja metali to 4%. W przypadku zużycia energii elektrycznej udziały te się zmieniają. Przedsiębiorstwa produkujące metale, jak huty, odlewnie, odpowiadają za około 10,6% całkowitego zużycia energii elektrycznej w gospodarce, co daje im drugie miejsce za sektorem produkcji energii (energia elektryczna, gaz, para wodna i gorąca woda) [1]. Przedstawione dane ukazują odlewnie jako miejsca, w których należy poszukiwać potencjalnych oszczędności. Te natomiast pozwolą obniżyć koszty produkcyjne, co może korzystnie wpłynąć na dostępność końcowych produktów oraz ich konkurencyjność.

Największym odbiorcą energii elektrycznej w odlewniach są piece znajdujące się w halach odlewniczych. To w nich następuje topnienie wsadu. W odlewniach żeliwa można napotkać piece hutnicze, które z racji swojej pracy w znacznie większym stopniu zasilane są energią z paliwa kopalnego. Na rys. 1 przedstawiono udziały w zużyciu energii elektrycznej dla poszczególnych działów odlewni. Jak widać, proces topnienia stali w piecach stanowi ponad 80% całkowitego zużycia tego nośnika energii. W przypadku żeliwa średnie zużycie energii to ok. 750 kWh na tonę topionego wsadu [2]. W zależności od materiału wsadu oraz sprawności pieca jednostkowe zużycie energii przyjmuje zmienne wartości. W związku z tym oraz ze zróżnicowaniem systemów znajdujących się w odlewniach udziały zużycia mogą sięgać nawet ponad 50% [3, 4].



Rys. 1. Podział zużycia energii elektrycznej w przykładowej odlewni [5]

W celu poszukiwania oszczędności kosztów możliwe jest przeanalizowanie rozwiązań polegających na rozproszonej produkcji energii, obejmującej wiele jej źródeł, z których najpopularniejsze są instalacje fotowoltaiczne (PV) oraz silniki gazowe (SG). W przypadku PV koszt użytkowania jest znikomy. Układy SG wymagają natomiast dostarczenia paliwa w celu jego konwersji do energii elektrycznej i ciepłej. Analizując rynki energii, można zauważyć ciągłą różnicę kosztów pomiędzy energią elektryczną a gazem ziemnym, co sugeruje opłacalność inwestycji [6]. Dodatkową zaletą jest ciepło odpadowe, które można wykorzystać na terenie zakładu.

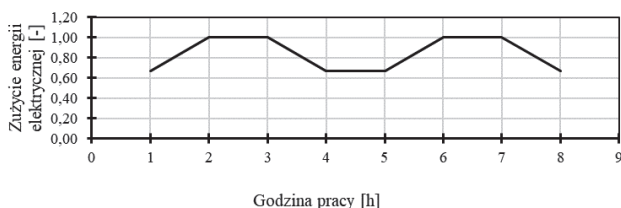
W przypadku ciepła odpadowego można wykorzystać dwie technologie. Pierwszą z nich jest układ ORC, czyli wykorzystanie czynnika organicznego mogącego odparować przy znacznie niższych temperaturach niż woda w obiegu Clausiusa–Rankine’a. Drugi wariant to zastosowanie silnika Stirlinga. Dzięki wykorzystaniu gazu (wodoru, helu, azotu) teoretycznie możliwe jest użycie większego zakresu temperatur niż w przypadku układu ORC, gdzie czynnik ma swoje granice, przy których ulega rozpadowi.

W pracy przeanalizowano wpływ systemów rozproszonych produkcji energii na charakterystykę pracy odlewni. Dodatkowo przeprowadzono analizę możliwości wykorzystania ciepła odpadowego z produkcji w takich zakładach. Jako źródło przyjęte zostały transportowe kadzie odlewnicze. W przypadku postoju największy spadek temperatury kadzi jest zauważalny w ciągu pierwszej godziny. To wtedy na drodze radiacji oddawana jest największa ilość ciepła do otoczenia [7]. Wykorzystując silniki Stirlinga lub ORC, można wykorzystać część ciepła odpadowego [8, 9].

2. Obiekt analizy

Obiektem analizy jest przyjęty model odlewni żeliwa. Posiada on standardową linię odlewniczą, w skład której wchodzi: linia wytwarzania form oraz rdzeni odlewniczych, piec hutniczy, piec indukcyjny, linia odlewnicza (kadź zalewająca z układem kontroli), linia czyszcząca (linia wibracyjna, czyszcząca oraz sekcja odcinania pozostałych zbędnych elementów), hala wstępnej obróbki, magazyny gotowych elementów, pomieszczenia biurowe.

Przyjęto roczną produkcję żeliwa na poziomie 13 000 ton. Przy założonych współczynnikach daje to dzienne zużycie energii elektrycznej na poziomie ok. 50 GWh. Na rys. 2 przedstawiono założoną zmienność zapotrzebowania na energię elektryczną w trakcie zmiany w stosunku do typowego obciążenia nominalnego. Przez większość czasu przyjęty jest ciągły podgrzew w piecach, zmiany zaś są uzależnione od częstotliwości pracy pracowników. Przyjęto również, że odlewnia posiada pięć kadzi transportowych i nalewających, a każda z nich ma możliwość akumulacji ciepła w ścianach na poziomie ok. 3,8 MWh.



Rys. 2. Udział zapotrzebowania na energię elektryczną w trakcie zmiany

3. Metodyka

W modelu wykorzystano zmienne opisujące pracę poszczególnych układów. Pierwszą z nich była charakterystyka pracy silnika gazowego. Wraz ze wzrostem mocy zwiększa się jego sprawność. Dodatkowo wykorzystano układ ORC w celu odzysku energii ze spalin. W przypadku instalacji fotowoltaicznych wykorzystano model nasłonecznienia uwzględniający porę dnia oraz bazę danych meteorologicznych określających wartości nasłonecznienia bezpośredniego oraz odbitego dla terenów Wielkopolski. W celu obliczenia aspektu ekonomicznego wykorzystano średnie ceny skupu i sprzedaży energii elektrycznej [10] z uwzględnieniem zdyskontowanego przepływu pieniędzy, biorąc pod uwagę inflację oraz stopę kredytu. Obliczenia przeprowadzono dla trzech systemów pracy zmianowej oraz zmiennej liczby dni roboczych w tygodniu. W tabeli 1 przedstawiono konfigurację źródeł energii oparte na silnikach gazowych wraz z przyjętymi ich oznaczeniami.

Dodatkowo przeprowadzono analizę dla wariantu opartego jedynie na układach fotowoltaicznych (PV). Dla powyższych wariantów nie uwzględniono dofinansowania.

Tabela 1. Przyjęte konfiguracje źródeł energii

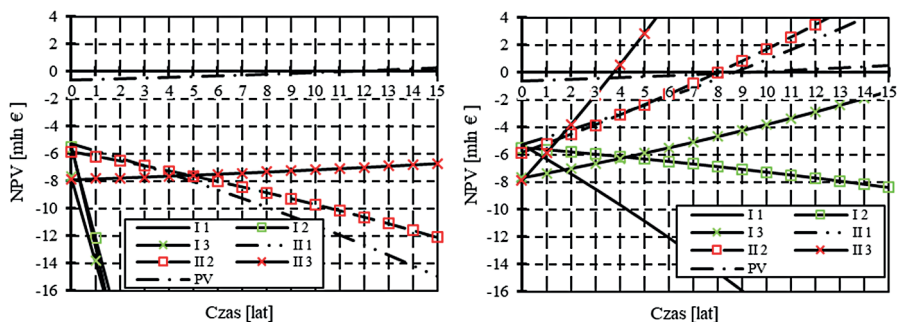
	1	2	3
I	1×SG	1×SG+ORC	1×SG+ORC+PV
II	2×SG	2×SG+ORC	2×SG+ORC+PV

W przypadku analizy zagospodarowania ciepła odpadowego z kadzi odlewniczych przyjęto pośredni wymiennik ciepła. Czynnikiem obiegowym był olej termalny, który następnie transportował energię do układów ORC i silnika Stirlinga. Zastosowano charakterystyki sprawności w funkcji temperatury.

4. Wyniki

Wyniki analiz przedstawiono na rys. 3. Zwrot inwestycji uzyskały rozwiązania oparte na panelach fotowoltaicznych oraz grupie z dwoma silnikami gazowymi. W przypadku PV czas zwrotu wynosi ok. 10 lat bez znacznego wpływu liczby zmian. Jest to spowodowane faktem, że pierwsza zmiana przypada w trakcie godzin słonecznych. W przypadku układu opartego na dwóch SG z systemem PV i odzyskiem ORC ze spalin szansa zwrotu inwestycji występuje już po 11 latach dla systemu dwuzmianowego i ok. 6 latach przy systemie trójzmianowym. Zastosowanie pełnego tygodnia pracy pozwala skrócić czas inwestycji do ok. 4 lat, atrakcyjny finansowo staje się także układ bez ORC.

Zastosowanie układu ORC w celu zagospodarowania ciepła z kadzi odlewniczej daje odzysk ok. 32 kWh. Wykorzystanie silnika Stirlinga umożliwia wzrost tej wartości do ok. 50 kWh. Dodatkowo przeprowadzono analizę 10 modułów silników Stirlinga w systemie kaskadowym. Pozwoliło to na około trzykrotny wzrost odzyskanej mocy.



Rys. 3. Wyniki analizy ekonomicznej: 5 dni pracy z 1 zmianą (lewa strona), 7 dni pracy z 3 zmianami (prawa strona). Oznaczenia wg tabeli 1

Podsumowanie

Przedstawione wyniki analiz wskazują na opłacalność wytwarzania energii jedynie w przypadku zastosowania wysokosprawnych systemów rozproszonych. Niestety charakterystyka zużycia energii w odlewniach jest w większości skupiona na urządzeniach elektrycznych o dużych mocach, większych niż zapotrzebowanie na ciepło budynków przedsiębiorstwa. Skutkuje to trudnością w wykorzystaniu ciepła z układów kogeneracyjnych, zwłaszcza gdy w okolicy nie ma odbiorców, którzy mogliby być zainteresowani odkupem odzyskanego ciepła.

Analiza zagospodarowania ciepła z kadzi odlewniczych wskazuje, że tylko układy kaskadowe silników Stirlinga mogą być brane pod uwagę jako opłacalne. Niestety koszty inwestycji wzrastają w tym przypadku nieproporcjonalnie do zysków. Dodatkowo konstrukcja całego układu może się okazać kłopotliwa w użytkowaniu. W przypadku ciągłej pracy odlewni rozwiązanie to nie będzie mogło zostać wykorzystane.

Literatura

- [1] GUS. Rocznik statystyczny 2022.
- [2] Canadian Foundry Association. Guide to energy efficiency opportunities in Canadian foundries 2003; <https://www.osti.gov/etdeweb/servlets/purl/21552942>.
- [3] Jarża S. Importance of energy management in foundries. *Polish Journal of Management Studies* 2011; 4: 166–173.
- [4] Leoni L. et al. Energy-saving technology opportunities and investments of the Italian foundry industry. *Energies* 2021; 14: 1–29.
- [5] Noro M., Lazzarin R.M. Energy audit experiences in foundries. *International Journal of Energy and Environmental Engineering* 2016; 7: 409–423.
- [6] Gołębiewski M., Galant-Gołębiewska M. Economic model and risk analysis of energy investments based on cogeneration systems and renewable energy sources. *Energies* 2021; 14: 7538.
- [7] Tripathi A. et al. Numerical simulation of heat transfer phenomenon in steel making ladle. *ISIJ International* 2012; 52: 1591–1600.
- [8] Smith L. et al. 25 kW low-temperature Stirling engine for heat recovery, solar, and biomass applications. *Cool Energy* 2016; https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/ISEC_papers/ISEC2016-CoolEnergy.pdf.
- [9] Zhang X. et al. Comparative study of waste heat steam SRC, ORC and S-ORC power generation systems in medium-low temperature. *Applied Thermal Engineering* 2016; 106: 1427–1439.
- [10] Urząd Regulacji Energetyki; www.ure.gov.pl.

Numerical benchmark-like analysis of round impinging jet – summary

Sebastian Gurgul, Elzbieta Fornalik-Wajs

AGH University of Krakow, Faculty of Energy and Fuels, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

e-mail: sebastian.gurgul@agh.edu.pl; elzbieta.fornalik@agh.edu.pl

Abstract

The jet impingement phenomenon is one of the very efficient heat transfer enhancement processes. Presented research was oriented on the creation of a numerical database/benchmark for single round and turbulent jet impingement phenomenon for various geometrical, hydrological and turbulent parameters. The calculations were carried out in ANSYS Fluent software. The detailed studies considered the Nusselt number values distribution and its comparison with the experimental and other numerical data. For the comparison purpose, a new approach to the discrepancies justification was proposed. Based on this measure, a suggestion for turbulence model selection for particular geometrical and hydrodynamical parameters was formulated.

Keywords: turbulence, jet impingement, Nusselt number, heat transfer intensification, RANS

1. Introduction

The usage of jet impingement as a heat transfer enhancement process has been studied for long time. This method is widely used in various industries, such as glass and metal, gas turbine cooling, cryosurgery, and paper drying [1]. Furthermore, promising new areas for potential applications are currently being investigated. One of them is jet impingement with nanofluids as the working fluid [2]. This approach could enhance heat transfer further and facilitate the miniaturization of cooling systems. Despite efforts to study this phenomenon, there are still many inconsistencies between numerical and experimental works. The Nusselt number, for instance, can differ by up to 70%. Locating discrepancies and identifying their origin becomes challenging due to the lack of essential details, such as configuration, geometrical layout, inlet conditions, and precise information regarding turbulence modeling [3, 4]. Considering the RANS approach, the main goal is to find a quantitative description to help select one or a few turbulence models for numerical analysis of the jet impingement heat transfer processes. Another objective is to create a numerical benchmark, which will be available in the repository [5]. The last goal is to present budgets of turbulence kinetic energy, momentum, and energy equations, which might be a good tool for analyzing jet impingement and provide an insight into transport processes that occur in it.

2. The studied cases

The 2D axisymmetric geometry was analyzed. Fig. 1a shows the geometrical concept and the boundary conditions. The inlet boundary condition was set as the velocity with a fully developed turbulent profile and constant temperature of 293 K. Air was considered as a working fluid with constant properties. The study was conducted at various Reynolds number values defined in [3]: $Re = 10\,000$, $20\,000$, $23\,000$, and $30\,000$, for four geometrical configurations represented by the dimensionless ratio of the inlet diameter D to the fluid domain height H : $H/D = 1, 2, 4$, and 6 .

The mathematical model consists of three transport equations: mass, momentum, and energy, assuming that the flow was Newtonian, incompressible, stationary, and without additional mass, momentum, and energy sources. Due to the turbulent nature of the analyzed flow, five different RANS models were used: $k-\omega$ SST Kato–Launder, Intermittency Transition Model, $k-\varepsilon$ RNG Kato–Launder, $\overline{v^2}-f$, and Transition SST [6].

For each geometrical configuration (H/D) a block-structured mesh has been prepared. The number of cells varies between 46 060 ($H/D = 1$) and 80 100 ($H/D = 6$), y^+ value is around or below 1 for all analyzed Reynolds number values. An example of geometry discretization is presented in Fig. 1b.

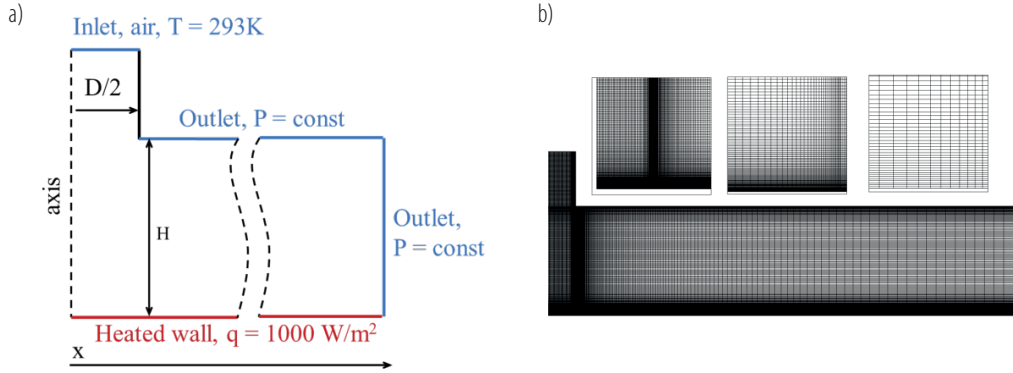


Fig. 1. Geometry for all studied cases (a); discretization at $H/D = 2$. Inlet diameter $D = 0.02$ m (b)

3. Quantitative metric

Usually, a qualitative analysis is used to describe heat transfer enhancement of the jet impingement phenomenon. In such analysis, a local value of Nusselt number distribution and its shape is compared with experimental data available in the literature. The flaws of such analysis are discrepancies between experimental results reported by different researchers (the same problem occurs for numerical investigations) and lack of details of experimental or numerical procedures, which makes comparisons very difficult, especially when a source of differences is unknown. Moreover, sometimes the final effect of processes is important and looked for. For such cases, the overall heat transfer performance of selected turbulence models and its comparison to the experimental data are required. An area under the local Nusselt distribution curve can serve as a comparison parameter.

The procedure of calculating quantitative metric was as follows: at first, area below Nusselt number distribution for each turbulence model, Reynolds number value, and geometrical configuration were calculated. Secondly, experimental results for the same Reynolds number and H/D ratio were averaged. Thirdly, absolute and relative differences between numerical and experimental data according to the equations below were determined:

$$\Delta Nu_{area} = |Nu_{area,experiment}^{average} - Nu_{area,CFD}| \quad (1)$$

$$\Delta \% Nu_{area} = \frac{|Nu_{area,experiment}^{average} - Nu_{area,CFD}|}{Nu_{area,experiment}^{average}} \quad (2)$$

The output data in the matrix were converted into the statistics form for each turbulence model. The results are collected and presented as the box and whisker plot in Fig. 2.

Both plots show upper and lower extreme, quartile, and median values of differences between numerical results and experimental values. Statistically the smallest discrepancies can be observed for $k-\varepsilon$ RNG Kato–Launder turbulence model for all analyzed cases. The most significant differences come from the calculations that use the Transition SST and $\nu^2 - f$ turbulence models. Three turbulence models ($k-\omega$ SST Kato–Launder, Intermittency Transition Model, and $k-\varepsilon$ RNG Kato–Launder) have a median of differences below 10% and maximal values ~15% and are recommended for numerical investigations of jet impingement phenomenon.

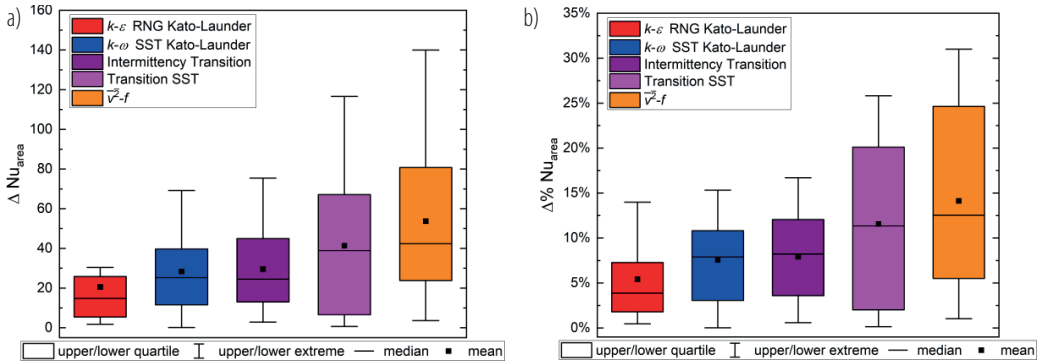


Fig. 2. Comparison of area under local Nusselt number curve between numerical and experimental results: a) absolute difference; b) relative difference

4. Budgets

The qualitative and quantitative analysis based on the Nusselt number can provide information about the performance of each turbulence model in an analyzed phenomenon and show its advantages and disadvantages. However, more is needed to understand the behavior of the selected turbulence model. Such insight might be provided by calculating budgets of turbulence kinetic energy, x and y momentum, and energy transport equations [6]. Calculating each term in previously mentioned equations can be done as local values at a line parallel to the heated wall. However, this approach is highly influenced by a selection of distance from the wall and might disturb the accurate picture. An alternative method is to calculate each term in the equation at different vertical locations (perpendicular to the heated wall) and sum them to get a horizontal distribution that can be plotted with a local Nusselt number. Figs.3, 4 present exemplary budgets of two selected turbulence models at $Re = 23\ 000$ and for two geometrical configurations ($H/D = 2$ and 6).

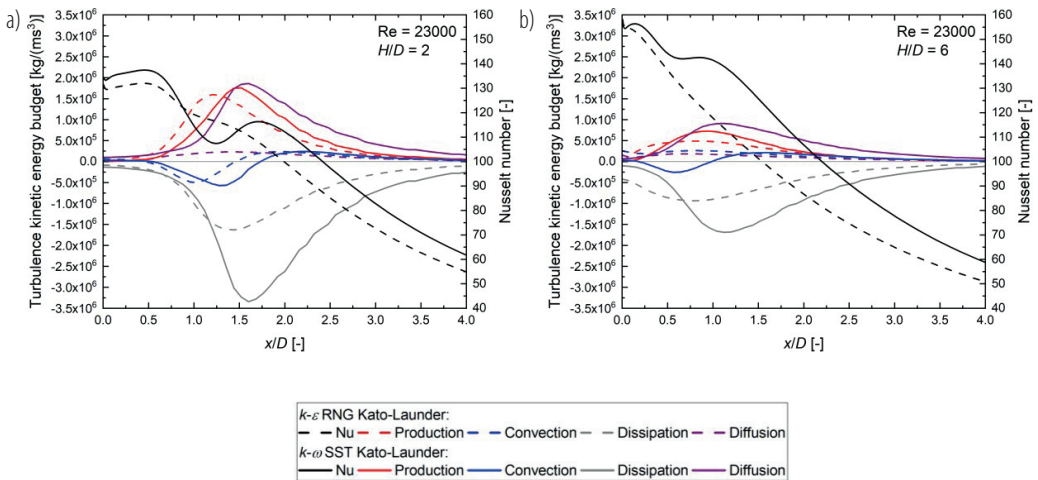


Fig. 3. Budget of turbulence kinetic energy equation at $Re = 23\ 000$: a) $H/D = 2$; b) $H/D = 6$; x/D – nondimensional distance from axis, $D = 0.02$ m

The budget of turbulence kinetic energy (Fig. 3) reveals that dissipation and diffusion term plays a significant role in presented cases. Also, the minimum and inflection point of the convection term seems to be correlated with the secondary maximum in the Nusselt number. The maximum value of the production term corresponds to the inflection point of the Nusselt number distribution.

Analysis of the momentum budget (Fig. 4) shows two dominant terms – pressure and convection, especially in the stagnation region ($x/D < 1$), where they play a significant role in the momentum transport.

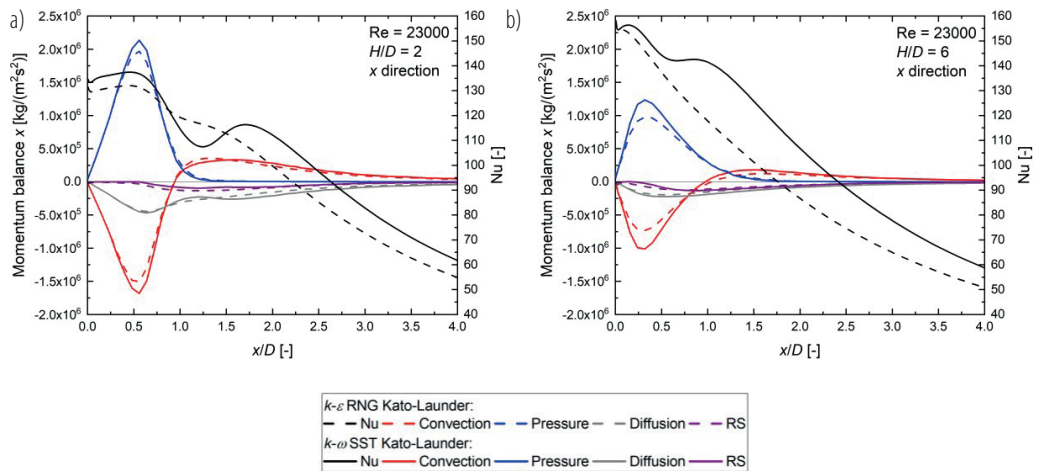


Fig. 4. Budget of x momentum equation at $Re = 23\,000$: a) $H/D = 2$; b) $H/D = 6$; x/D – nondimensional distance from axis, $D = 0.02$ m

Summary

The presented investigation shows a quantitative metric that can be used to determine which turbulence model is a good choice for the analyzed phenomenon in a statistical way. The budgets of the transport equations give an insight into the particular processes contribution to overall heat transfer effect.

Acknowledgment

This research was partially supported by the Ministry of Education and Science. Research project was supported by program “Excellence initiative – research university” for the AGH University of Science and Technology.

Literature

- [1] Zuckerman N., Lior N. Jet impingement heat transfer: physics, correlations, and numerical modeling. *Journal of Heat and Mass Transfer* 2005; 127: 544–552.
- [2] Plant R.D. et al. A review of jet impingement cooling. *International Journal of Thermofluids* 2023; 17: 100312.
- [3] Kura T. et al. Thermal and hydrodynamic phenomena in the stagnation zone – impact of the inlet turbulence characteristics on the numerical analyses. *Energies* 2020; 14: 105.
- [4] Jambunathan K. et al. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 1992; 13: 106–115.
- [5] Gurgul S., Fornalik-Wajs E. Turbulent single round jet impingement – numerical data collection; <https://doi.org/10.58032/AGH/2S-RV80>, AGH University of Krakow, V1.
- [6] Ansys Fluent Theory Guide. Release 18.1. ANSYS, Inc. April 2017.

Współpraca wyspy turbinowej z reaktorem jądrowym czwartej generacji

Dorota Homa, Wojciech Kosman, Łukasz Bartela

Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, ul. S. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice

e-mail: dorota.homa@polsl.pl

Streszczenie

Przedmiotem opisywanych badań jest ścieżka transformacji energetycznej *Coal-to-Nuclear*, polegająca na przekształceniu elektrowni węglowej w jądrową, przy możliwie jak największym wykorzystaniu istniejącej infrastruktury pomocniczej, takiej jak: systemy chłodzenia, układy wyprowadzenia mocy, linie transportowe. W niektórych przypadkach możliwe jest także wykorzystanie infrastruktury podstawowej, w tym wyspy turbinowej.

W pracy analizowano możliwość zastosowania reaktora jądrowego czwartej generacji jako źródła ciepła bloku węglowego. Reaktory tego rodzaju pozostają obecnie w fazie rozwojowej, a planowane terminy ich wdrożenia to lata 2028–2030.

Przeprowadzona analiza dotyczyła połączenia reaktora czwartej generacji z wyspą turbinową zasilaną parą o parametrach nadkrytycznych. Na potrzeby obliczeń wybrano eksploatowaną turbinę o mocy 900 MW. W ramach badań opracowano model numeryczny całego bloku. Stworzony model pozwala na wielowariantową analizę warunków pracy wyspy turbinowej, w tym warunków znacznie odbiegających od nominalnych (projektowych). Przewidziano możliwość pracy turbiny po obniżeniu temperatury pary świeżej i wtórnej oraz po obniżeniu lub podwyższeniu temperatury wody zasilającej za regeneracją wysokopiętną. Takie warianty eksploatacji pozwolą dopasować wyspę turbinową do konkretnego modelu reaktora. Założono, że turbina współpracuje z wytwornicą pary zasilaną roztopioną solą.

Rozpatrzono przypadek, w którym źródłem ciepła dla obiegu turbinowego jest reaktor wysokotemperaturowy FHR firmy Kairos Power. Przeprowadzono symulacje numeryczne w celu określenia zakresu parametrów czynnika roboczego wymaganych do połączenia turbiny z dedykowaną wytwornicą pary. Dla badanego przypadku wykonano również analizę ekonomiczną.

Słowa kluczowe: elektrownia jądrowa, transformacja energetyczna, reaktor jądrowy, dekarbonizacja energetyki

1. Wstęp

Szacuje się, że w Polsce niemal połowa mocy zainstalowanej w blokach węglowych (uwzględniając wyłącznie bloki o mocach wyższych niż 50 MW) przekroczyła wiek 20 lat. Istniejące bloki na parametry nadkrytyczne, chociaż stosunkowo dużo młodsze, także będą się stawać coraz mniej konkurencyjne z uwagi na wciąż wzrastające wymagania dotyczące ochrony środowiska i rosnące koszty emisji dwutlenku węgla. Wyłączenie bloków węglowych z eksploatacji bez podjęcia prób ich dekarbonizacji oznacza utratę istotnego kapitału, w rozumieniu zarówno kapitału rzeczowego, jak i kapitału ludzkiego. Stąd też znacznie bardziej korzystne są inwestycje typu *brownfield*, w ramach których nowe instalacje są lokalizowane w miejscu dotychczasowej działalności bloku węglowego, gdzie możliwe jest wykorzystanie istniejącej infrastruktury wytwórczej oraz towarzyszącej o znacznej wartości materialnej. Inwestycje te charakteryzują się także krótszym czasem realizacji w porównaniu z inwestycjami typu *greenfield*. Spośród potencjalnych ścieżek dekarbonizacji do analizy wybrano ścieżkę *Coal-to-Nuclear*, polegającą na przeprowadzeniu modernizacji bloku węglowego przy użyciu reaktora lub systemu reaktorów jądrowych. Ścieżka *Coal-to-Nuclear* ma znaczny potencjał, o czym świadczy poświęcony jej obszerny raport Departamentu Energii USA [1], jak również publikacje krajowe [2, 3].

Do analizy wybrano blok na parametry nadkrytyczne o mocy 900 MW. Ze względu na wymagane parametry pary podawanej do turbiny należy brać pod uwagę reaktory jądrowe IV generacji typu GCR (reaktory chłodzone gazem) lub reaktory typu MSR (reaktory chłodzone stopionymi solami), w których temperatura wylotowa chłodziwa osiąga 600–750° [4]. Do przeprowadzenia analizy wybrano reaktor FHR firmy Kairos Power. Ciepło z reaktora jądrowego przekazywane jest do obiegu pierwotnego, w którym używana jest sól FLiBe (mieszanka LiF

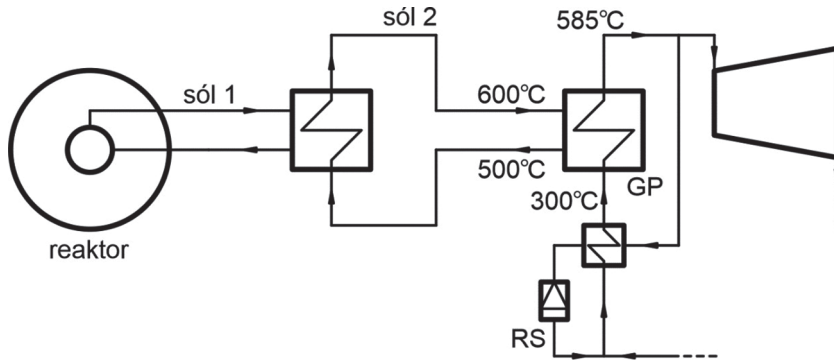
oraz BeF₂) [5]. Następnie sól FLiBe przepływa do pośredniego wymiennika ciepła, gdzie oddaje ciepło mieszance soli NaNO₃ oraz KNO₃. Sól NaNO₃/KNO₃, podgrzana do ok. 600°, przepływa do generatora pary.

2. Dopasowanie reaktora do istniejącej wyspy parowej

Podstawowym problemem przy połączeniu wyspy turbinowej z układem reaktora jądrowego jest dopasowanie parametrów pary świeżej i wtórnej oraz wody zasilającej do wymagań reaktora. Dedykowane obiegi turbinowe są projektowane dla zadanych wymagań układu reaktora, co pozwala zoptymalizować strukturę wyspy turbinowej. W przypadku istniejących instalacji turbin parowych dopasowanie do reaktora oznacza zmianę warunków eksploatacji turbin. Wiąże się to z przejściem od optymalnego punktu pracy do warunków, które można uznać za częściowe obciążenie turbiny.

W pracy analizowano możliwość połączenia istniejącego obiegu turbiny 900 MW z reaktorem KP-FHR. Od strony obiegu turbinowego wymagane są następujące wartości: temperatura pary świeżej i wtórnej: 585°, temperatura wody zasilającej: 300°.

W rozpatrywanym przypadku istniejącej wyspy turbinowej temperatura pary była wyższa od wymaganej, a temperatura wody zasilającej – niższa. Dopasowanie parametrów wymagało dodania do obiegu turbinowego nowych obiektów: wymiennika para–woda zasilająca i stacji redukcyjno–schładzającej, co pokazano na rys. 1. Dodatkowe obiekty pozwalają na wymaganą korektę parametrów wody i pary w całym zakresie obciążenia bez konieczności modyfikacji układu reaktora.



Rys. 1. Schemat połączenia wyspy parowej z reaktorem jądrowym: GP – generator pary, RS – stacja redukcyjno-schładzająca

Do oceny zakresu modyfikacji wykorzystano model numeryczny wyspy turbinowej i reaktora. Model opracowano na podstawie pomiarów eksploatacyjnych obiegu turbinowego wykonanych przy zakresie obciążenia 40–100%.

W tabeli 1 zebrano wyniki obliczeń wykonanych za pomocą modelu dla trzech wariantów pracy wyspy turbinowej. Wszystkie dotyczą pracy przy pełnym obciążeniu. Pierwszy z nich odpowiada warunkom nominalnym (projektowym). W analizowanym przypadku chodzi o obieg turbiny współpracujący z kotłem węglowym. Drugi wariant to zmiana sposobu eksploatacji po obniżeniu temperatury pary świeżej i wtórnej do poziomu wymaganego przez reaktor. Głównym efektem jest zmniejszenie sprawności obiegu turbiny. W trzecim wariantcie obliczeniowym temperaturę wody zasilającej dopasowano do wartości wymaganej przez układ reaktora. Założono, że woda zasilająca jest podgrzewana przez dodatkowy strumień pary świeżej pobrany z generatora pary. Ten strumień płynie następnie do stacji redukcyjno-schładzającej, gdzie zostaje skroplony, a następnie połączony z głównym strumieniem wody zasilającej z regeneracji wysokoprężnej.

Tabela 1. Warunki pracy wyspy parowej przy pełnym obciążeniu przed połączeniem i po połączeniu z reaktorem jądrowym

Wielkość	Warunki pracy		
	nominalne	korekta temp. pary	korekta temp. pary i wody zasilającej
Temperatura pary świeżej/wtórnjej [°C]	602/604	585/585	585/585
Temperatura wody zasilającej [°C]	292,5	290,5	300
Moc obiegu [MW]	903,21	876,04	876,02
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej obiegu turbinowego [%]	50,53	49,51	48,99

Przedstawione wyniki modelowania numerycznego wskazują, że połączenie istniejącej wyspy turbinowej z układem reaktorów jest możliwe nawet bez zmiany parametrów pracy obiegów soli i samego reaktora. Wszystkie modyfikacje są wykonywane po stronie obiegu parowo-wodnego.

3. Analiza ekonomiczna

Dla badanego przypadku przeprowadzono analizę ekonomiczną różnych ścieżek inwestycji. Pod uwagę wzięto inwestycję typu *greenfield* (GF) oraz cztery ścieżki inwestycji typu *brownfield*. Poszczególne ścieżki inwestycji *brownfield* różniły się od siebie poziomem oszczędności (*retrofit savings*, RS) uzyskiwanych poprzez różny stopień wykorzystania infrastruktury elektrowni węglowej. Ścieżki RET_1 i RET_2 oznaczają inwestycje z wykorzystaniem infrastruktury budowlanej, elektrycznej, systemów pomocniczych oraz elementów obiegu parowego, w tym turbiny parowej. Maksymalne oszczędności w tym przypadku oszacowano na 35%, minimalne na 28%. Ścieżki RET_3 i RET_4 dotyczą sytuacji, gdy obieg parowy nie jest wykorzystywany (projektowana jest nowa turbina). W tym przypadku maksymalny poziom oszczędności wyniósł 14%, minimalny 11%. Poziomy oszczędności obliczono na podstawie analizy przeprowadzonej w [3].

Porównano NPV oraz DPP dla każdej ścieżki inwestycyjnej. Wartość zaktualizowaną netto NPV obliczono jako:

$$NPV = \sum_{\tau=1}^n \frac{NCF_{\tau}}{(1+r)^{\tau}} - TCIC \quad (1)$$

gdzie: n – przyjęty czas pracy elektrowni, NCF – nominalny przepływ pieniężny, r – stopa dyskontowa, $TCIC$ – nakłady inwestycyjne. Dla wszystkich przypadków przyjęto n wynoszące 30 lat. Zdyskontowany czas zwrotu DPP oznacza liczbę lat, po której NPV osiąga wartość dodatnią. Nominalny przepływ pieniężny NCF w danym roku operacyjnym przyjęto jako:

$$NCF_{\tau} = S_{\tau} - OMC_{\tau} - TAX_{\tau} \quad (2)$$

gdzie: S – dochód ze sprzedaży, OMC – całkowite koszty bieżące (stałe oraz zmienne), TAX – podatek. Założono, że podczas eksploatacji nie prowadzono dodatkowych inwestycji, a przyjęty czas 30 lat nie obejmuje okresu likwidacji elektrowni.

Szacując koszty inwestycyjne, skorzystano z następującej formuły:

$$TCIC = OCC_{GF}(1 - RS) + IDC \quad (3)$$

gdzie OCC_{GF} – całkowite koszty inwestycji typu *greenfield*, RS – *retrofit savings*, IDC – koszty uzyskania kapitału (pożyczki).

Koszty uzyskania kapitału zostały oszacowane na podstawie literatury [3]. Całkowite koszty inwestycji zostały obliczone na podstawie kosztów jednostkowych $uOCC_{GF}$ przyjętych na poziomie 3500 €/kWe [6]. Cenę energii elektrycznej ustalono na poziomie 85 €/MWh. Współczynnik dyspozycyjności elektrowni jądrowej przyjęto na poziomie 90% [3]. Jednostkowe koszty stałe przyjęto na podstawie [7], natomiast

jednostkowe koszty zmienne (związane z wymianą paliwa jądrowego oraz utylizacją zużytego paliwa) wyniosły 12 €/MWh [3]. Stopa dyskontowa wynosiła 6%, wskaźnik inflacji 2%, stawka podatku 19%. Dla porównania przeprowadzono także obliczenia NPV dla ścieżki COAL, czyli dla sytuacji, gdy elektrownia węglowa eksploatowana jest dalej bez żadnych zabiegów modernizacyjnych. Wyniki analizy przedstawiono w tabeli 2. Dla ścieżki oznaczonej COAL po okresie 30 lat odnotowano stratę w wysokości 302 mln €. NPV dla różnych ścieżek inwestycji w retrofit jądrowy wynosi 2,6–3,6 mld €, w zależności od przyjętego poziomu wykorzystania infrastruktury elektrowni węglowej.

Tabela 1. Porównanie NPV dla $n = 30$ lat oraz DPP dla różnych ścieżek inwestycji

Rodzaj ścieżki	COAL	GF	RET_1	RET_2	RET_3	RET_4
RS [%]	–	0	35	28	14	11
NPV [mln €]	–302	2624	3645	3425	2985	2891
DPP [lata]	–	13	8	9	11	12

Podziękowania

Praca powstała w wyniku realizacji projektu pt.: „Plan dekarbonizacji krajowej energetyki zawodowej na drodze modernizacji z wykorzystaniem reaktorów jądrowych”, finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu „Społeczny i gospodarczy rozwój Polski w warunkach globalizujących się rynków” GOSPOSTRATEG (Umowa nr: Gospostrateg VI/0032/2021-00 z dn. 15.03.2022 r.).

Literatura

- [1] Hansen J. et al. Investigating benefits and challenges of converting retiring coal plants into nuclear plants. Report prepared for U.S. Department of Energy 2022.
- [2] Bartela Ł. et al. Repowering a coal power unit with small modular reactor and thermal energy storage. *Energies* 2022; 15: 5830.
- [3] Bartela Ł. et al. Techno-economic assessment of coal-fired power unit decarbonization retrofit with kp-fhr small modular reactors. *Energies* 2021; 14: 2557.
- [4] Advances in Small Modular Reactor Technology Development. Supplement to IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS), 2022 Edition.
- [5] Blandford et al. Kairos power thermal hydraulics research and development. *Nuclear Engineering and Design* 2020; 364: 110636.
- [6] Mignacca B., Locatelli G. Economics and finance of small modular reactors: a systematic review and research agenda. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2020; 118: 109519.
- [7] Ingersoll E. et al. The ETI Nuclear Cost Drivers Project Full Technical Report. Energy Systems Catapult, Birmingham, UK 2020.

Badanie wymiany ciepła i oporów przepływu przy wrzeniu proekologicznych czynników w minikanałach

Sylwia Hożejowska¹, Magdalena Piasecka², Wojciech Wolak¹

¹ Politechnika Świętokrzyska, Wydział Zarządzania i Modelowania Komputerowego, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

² Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

e-mail: ztpsf@tu.kielce.pl; tmpmj@tu.kielce.pl; w.wolak@tu.kielce.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań wymiany ciepła i oporów przepływu przy wrzeniu podczas przepływu proekologicznych czynników chłodniczych HFE-649, HFE-7100 i HFE-7200 przez układ poziomych minikanalów o przekroju prostokątnym. Eksperymenty przeprowadzono na stanowisku badawczym, którego podstawowym elementem był moduł testowy z zespołem pięciu minikanalów. Płyn w minikanalach ogrzewany był wzdłuż przepływu ścianką grzejną, a przezroczysta ścianka przeciwległa pozwalała na obserwację struktur przepływu. Do pomiaru temperatury ścianki grzejnej wykorzystano kamerę termowizyjną. Analizę numeryczną procesów wymiany ciepła oraz dalsze obliczenia przeprowadzono na podstawie uproszczonego modelu matematycznego odnoszącego się do środkowego minikanalu. W modelu założono, że w elementach modułu testowego, tj. folii grzejnej i płynu w minikanale, niestacjonarny proces wymiany ciepła opisany jest odpowiednimi równaniami zachowania energii z układem warunków brzegowo-początkowych wynikających z eksperymentu. Otrzymany układ równań rozwiązano, stosując bezsiatkową analityczno-numeryczną metodę Trefftza. Znajomość rozkładów temperatury powierzchni grzejnej i płynu w minikanale pozwoliła na wyznaczenie (na podstawie warunku brzegowego Robina) lokalnych współczynników przejmowania ciepła na ich styku. Analizę oporów przepływu wykonano, wykorzystując model homogeniczny i rozdzielony Lockharta–Martinello. Wykresy posłużyły do zilustrowania lokalnych współczynników przejmowania ciepła w funkcji czasu i odległości od wlotu do minikanalu oraz oporów przepływu.

Słowa kluczowe: wymiana ciepła, wrzenie w przepływie, opory przepływu, minikanaly, metoda Trefftza

1. Wstęp

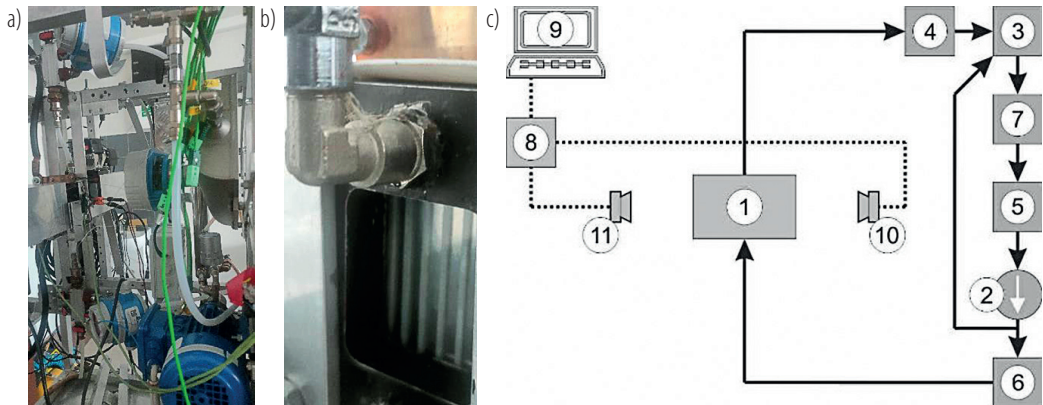
W ciągu ostatnich kilkudziesięciu lat przeprowadzono wiele badań eksperymentalnych, teoretycznych i numerycznych dotyczących wrzenia w przepływie w mikro- i w minikanalach, których obszerny przegląd można znaleźć w pracach [1–3]. Temat ten jest ważny i aktualny, gdyż wymiana ciepła, realizowana z wykorzystaniem układów z kanałami o niewielkich wymiarach, jest coraz szerzej badana i stosowana ze względu na ogromny potencjał do przenoszenia dużych strumieni ciepła.

Podstawowy cel pracy to prezentacja modelu matematycznego niestacjonarnej wymiany ciepła przy wrzeniu podczas przepływu przez asymetrycznie ogrzewany zespół minikanalów i rozwiązanie go metodą Trefftza. Przyjęte w modelu równania zachowania energii wraz z układem odpowiednich warunków początkowo-brzegowych prowadzą do rozwiązania dwóch zagadnień odwrotnych typu Cauchy'ego [4]. Zagadnienia odwrotne są zagadnieniami, które wymagają stabilnych i dokładnych metod rozwiązyjących, takich jak metody oparte na funkcjach Trefftza [5, 6].

Drugi cel pracy stanowi wyznaczenie oporów przepływu w minikanalach, które mają kluczowe znaczenie przy projektowaniu kompaktowych wymienników ciepła. Podczas przepływu cieczy w poziomych minikanalach na całkowitą wartość strat ciśnienia wpływa głównie składowa tarciowa, składowa przyspieszeniowa jest mniej istotna, a składowa grawitacyjna przyjmuje wartość zerową [3, 7, 8]. W pracy tarciowe straty ciśnienia określono na podstawie dwóch modeli: homogenicznego – wykorzystującego równanie Darcy'ego–Weisbacha oraz rozdzielonego – na podstawie metody Lockharta–Martinello.

2. Opis stanowiska badawczego

Schemat blokowy głównych obiegów stanowiska eksperymentalnego pokazano na rys. 1a. W obiegu głównym następuje przepływ następujących trzech proekologicznych czynników chłodniczych firmy 3M: HFE-649, HFE-7000 i HFE-7100. Obieg ten zawiera: moduł testowy z zespołem pięciu minikanatów o głębokości 1 mm, szerokości 6 mm i długości 43 mm każdy (1), pompę cyrkulacyjną (2), regulator ciśnienia (3), wymiennik ciepła (4), filtry (5), masowy przepływomierz Coriolisa (6), dwa przetworniki ciśnienia i termoelementy typu K zainstalowane na wlocie i wylocie modułu testowego. Do najważniejszych pozostałych elementów stanowiska należą: stacja akwizycji danych pomiarowych, komputer PC, kamera termowizyjna i kamera do zdjęć szybkich. Moduł ustawiono poziomo z przepływem płynu nad ścianą grzejną. Przepływające przez minikanaly czynniki chłodnicze ogrzewane były asymetrycznie poprzez powierzchnię grzejną stanowiącą jedną ze ścian modułu. Ścianę tę stanowiła cienka folia, wykonana ze stopu Haynes-230, ogrzewana oporowo. Kamera termowizyjna pozwoliła na rejestrację temperatury na zewnętrznej powierzchni folii. Przejroczysta ścianka minikanatów umożliwiła obserwację struktur przepływu, a kamera do zdjęć szybkich ich akwizycję. Eksperymenty przeprowadzono w warunkach zmiennych w czasie, zbierając dane co 1 sekundę. W trakcie eksperymentu rejestrowano ciśnienia i temperaturę płynu na wlocie i wylocie z modułu, przepływy masowy oraz natężenie prądu doprowadzonego do folii grzejnej i spadek napięcia. Widok stanowiska badawczego i modułu testowego ilustrują rys. 1a, b, a główne elementy obiegów pokazano na rys. 1c.



Rys. 1. Widok stanowiska badawczego (a); widok modułu testowego (b); schemat podstawowych obiegów (c)

3. Model matematyczny

Dalsze rozważania i obliczenia dotyczą środkowego minikanálu, przy uwzględnieniu kierunku zgodnego z kierunkiem przepływu płynu (x) i prostopadłego do niego, odnoszącego się do grubości powierzchni grzejnej (δ_h) i głębokości minikanálu (y). Założono, podobnie jak w [5], że proces wymiany ciepła w odcinku doświadczalnym jest zależny od czasu przy stałych właściwościach materiału i płynu, a temperatury ściany grzejnej T_h i płynu T_f spełniają równania zachowania energii w postaci:

$$\text{a) temperatura } T_h \quad \lambda_h \left(\frac{\partial^2 T_h}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_h}{\partial y^2} \right) = \rho_h c_{p,h} \frac{\partial T_h}{\partial t} - \frac{q(t)}{\delta_h} \quad (1)$$

$$\text{b) temperatura } T_f \quad \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) = \rho_f c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + v \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) \quad (2)$$

gdzie $q(t)$ oznacza strumień ciepła dostarczany do ściany grzejnej, zaś λ , ρ i c_p to odpowiednio współczynnik przewodzenia ciepła, gęstość i ciepło właściwe, przy czym indeks h dotyczy folii grzejnej, a f cieczy. Dla równania (1) przyjęto, że znany jest rozkład temperatury zewnętrznej powierzchni folii i że trzy jej ściany (obszar wlotowy i wylotowy oraz ściana stykająca się ze szklaną płytą) są izolowane. Dla płynu założono, że jego przepływ jest laminarny o znanym natężeniu, ciśnieniu i temperaturze na wlocie i wylocie do/z minikanálu. Występująca w zależności

(2) prędkość v o parabolicznym profilu jest równoległa do kierunku przepływu. Równania różniczkowe (1) i (2) rozwiązano, stosując metodę Trefftza, podobnie jak w [5]. Znajomość dwuwymiarowych rozkładów temperatur powierzchni grzejnej i płynu pozwala na wyznaczenie współczynnika przyjmowania ciepła z warunku Robin'a:

$$\alpha(x, t) = \frac{-\lambda_h \frac{\partial T_h}{\partial y} (1-\varphi)}{T_h - \bar{T}_f} \quad (3)$$

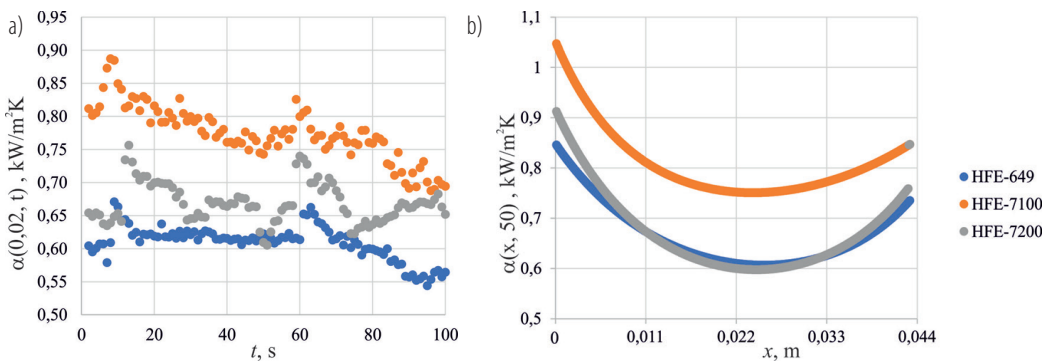
gdzie φ jest stopniem zapełnienia wyznaczonym eksperymentalnie [5], a temperaturę odniesienia T_f wyliczono podobnie jak w [5].

Opory przepływu wyznaczono na podstawie dwóch modeli: modelu homogenicznego i modelu rozdzielonego Lockharta–Martinello, tak jak w [8, 9].

Wyniki i wnioski

Wyniki obliczeń numerycznych wykonano dla następujących danych eksperymentalnych rejestrowanych w ciągu pierwszych 100 sekund trwania eksperymentu: strumienia masy $193 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, strumienia ciepła z zakresu $3,44\text{--}9,11 \text{ kW}/\text{m}^2$, nadcisnienia na wlocie do minikanалу wynoszącego 109 kPa (dla HFE-649), 104 kPa (dla HFE-7100) i 94 kPa (dla HFE-7200).

Na rys. 2 przedstawiono współczynnik przyjmowania ciepła w funkcji czasu dla odległości od wlotu $x = 0,02 \text{ m}$ (rys. 2a) oraz w funkcji odległości od wlotu dla chwili $t = 50 \text{ s}$ (rys. 2b).

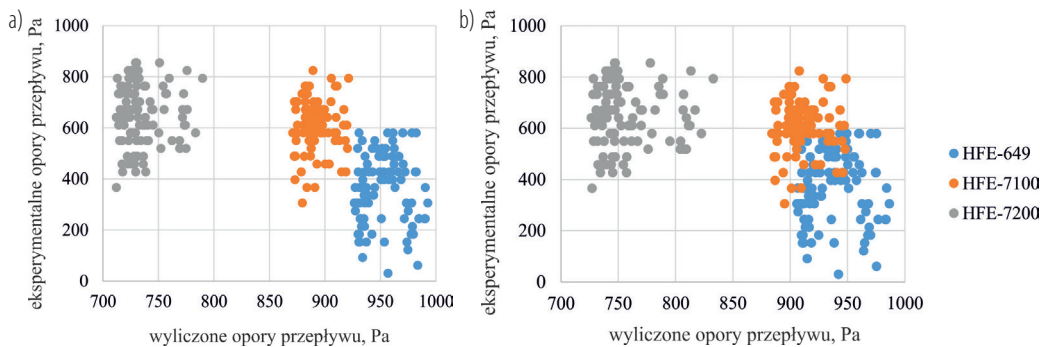


Rys. 2. Współczynnik przyjmowania ciepła w funkcji: a) czasu, dla odległości od wlotu $x = 0,02 \text{ m}$; b) odległości od wlotu do minikanalu dla chwili $t = 50 \text{ s}$

Z przeprowadzonych badań eksperymentalnych oraz obliczeń wynika, że:

- współczynnik przyjmowania ciepła osiągał najwyższe wartości dla płynu HFE-7100, a najniższe dla płynu HFE-649;
- współczynnik przyjmowania ciepła malał wraz ze wzrostem strumienia ciepła dostarczanego do ścianki grzejnej i wraz ze wzrostem odległości od wlotu do minikanalu;
- opory przepływu wyznaczone na podstawie modelu homogenicznego (rys. 3a) i modelu rozdzielonego Lockharta–Martinello (rys. 3b) nie różniły się znacząco między sobą – największą maksymalną różnicę względną wynoszącą 3% zaobserwowano dla płynu HFE-7200; większe różnice stwierdzono, porównując wyliczone opory przepływu z wyznaczonym eksperymentalnie spadkiem ciśnienia.

Planowane są dalsze badania w kierunku wyznaczania oporów przepływu wrzących czynników chłodniczych w minikanalach i propozycje własnych zależności je opisujących.



Rys. 3. Eksperymentalne opory przepływu w funkcji oporów przepływu wyznaczonych z modelu:

a) homogenicznego; b) rozdzielonego Lockharta–Martinellego

Podziękowania

Badania finansowane częściowo z grantu Narodowego Centrum Nauki, nr UMO-2018/31/B/ST8/01199.

Literatura

- [1] Guo Z. et al. A review of computational modelling of flow boiling in microchannels. *Journal of Computational Multiphase Flows* 2014; 6: 79–110.
- [2] Kharangate C.R., Mudawar I. Review of computational studies on boiling and condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2017; 108: 1164–1196.
- [3] Asadi M. et al. A review of heat transfer and pressure drop characteristics of single and two-phase microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 79: 34–53.
- [4] Ciałkowski M. et al. Cauchy type nonlinear inverse problem in a two-layer area. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 2022; 32: 313–331.
- [5] Piasecka M. et al. Time-dependent heat transfer calculations with Trefftz and Picard methods for flow boiling in a mini-channel heat sink. *Energies* 2021; 14: 1832.
- [6] Kołodziej J.A., Grabski J.K. Many names of the Trefftz method. *Engineering Analysis with Boundary Elements* 2018; 96: 169–178.
- [7] Yang X. et al. Pressure drop of single phase flow in microchannels and its application in characterizing the apparent rheological property of fluids. *Microfluidics and Nanofluidics* 2019; 23: 75.
- [8] Dutkowski K. Pomiary oporów przepływu dwufazowego w minikanalach. *Pomiary, Automatyka, Kontrola* 2020; 56: 507–511.
- [9] Piasecka M. Wrzenie w przepływie na rozwiniętych powierzchniach minikanalów. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2014.