

# Single-phase CFD approach for investigating bacterial inactivation and heat transfer in a microchamber

Aimad Koulali<sup>1</sup>, Paweł Ziółkowski<sup>1</sup>, Piotr Radomski<sup>1</sup>, Luciano De Sio<sup>2</sup>, Jacek Zieliński<sup>3</sup>, Dariusz Mikieliewicz<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

<sup>2</sup> Sapienza University of Rome, Department of Medico-Surgical Sciences and Biotechnologies, Corso della Repubblica, 79 04100 – Latina (LT), Italy

<sup>3</sup> Gdański Uniwersytet Medyczny, ul. Dębinki 1, 80-211 Gdańsk

e-mail: aimad.koulali@pg.edu.pl; pawel.ziolkowski1@pg.edu.pl; luciano.desio@uniroma1.it

## Abstract

This research aims to establish meaningful correlations between bacteria's destruction or inactivation rate and key parameters, including time, initial pathogen concentration, and treatment chamber size. To achieve this, the finite volume method was utilized to simulate fluid flow and heat transfer in a microchamber containing water and a bacterial suspension. The presence of bacteria was modelled using a single-phase approach. Additionally, gold nanoparticles were introduced at the chamber bottom, forming a slab to convert laser irradiation into heat. The rate of this conversion was determined using a well-established theoretical model documented in the scientific literature. The results were presented as a temperature evolution curve along the irradiation process, together with the quantification of bacterial cell numbers inactivated.

Keywords: CFD, single phase approach, volume fraction, mixture rule, *E. coli* bacteria inactivation

## 1. Introduction

Particular attention has been devoted to research concerning bacterial inactivation, prompted by the COVID-19 pandemic and its potential to control bacterial infections and improve public health. Various effective methods of bacterial inactivation have been developed [1], including heat treatment, chemical disinfection, UV radiation, filtration and laser technology. Laser-based techniques, which generate high temperature or reactive oxygen species, offer precise, targeted bacterial inactivation. In recent years, the use of laser irradiation coupled with gold nanoparticles has emerged as a promising technique for bacterial inactivation and virus attenuation. This approach exploits the unique properties of gold nanoparticles to convert light energy into localized heat, enabling the targeted destruction of bacteria and viruses [2, 3].

To understand and optimize this thermal inactivation process, it is essential to simulate the flow of the bacteria-water mixture and understand the associated thermal dynamics. Our research encompasses several key aspects aiming to study the thermal inactivation of bacteria, with particular focus on *E. coli*, using laser irradiation.

Firstly, we utilize Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations employing a single-phase approach for modelling the flow of (bacteria + water) within a microfluidic chamber [4]. This approach is chosen according to our particular objectives, which are mainly to capture the temperature distribution inside the medium. Single-phase approach provides distinctive advantages for our research objectives. By considering the bacteria-water mixture as a homogeneous fluid, we can simplify the modelling process and focus our computational resources on precisely capturing the thermal field inside the microfluidic chamber. This allows us to better understand the temperature distribution pattern that is crucial to the analysis of bacterial thermal inactivation.

Secondly, our work involves the assessment of the microfluidic chamber design by exploring the chamber thickness parameter. By varying the chamber thickness, we seek to understand its impact on thermal distribution and resulting bacterial inactivation. This assessment process provides valuable knowledge for designing efficient microfluidic systems to improve the thermal inactivation of bacteria.

Quantifying the number of *E. coli* cells killed over time during laser irradiation is another important aspect of our research. Using numerical simulation result and data analysis, we aim to establish a quantitative relationship between the duration of laser irradiation and the

corresponding bacterial inactivation. This quantitation will allow us to assess the effectiveness of our approach and determine the parameters for achieving the desired level of bacterial reduction.

## 2. Microdevice Description and Mathematical Formulation

The germicidal microchamber device used for simulating fluid flow and heat transfer consists of a thin fluidity chamber having 10  $\mu\text{m}$  and 100  $\mu\text{m}$  of thickness built by attaching a borosilicate glass plate with a thickness of 1 mm, isolated by a PDMS organic glass with a thickness of 1 cm. Gold nanoparticles were embedded in the chamber's bottom. The AuNPs were treated as a thin film with a thickness of  $t_{\text{gold}} = 23 \text{ nm}$ . The device is subjected to a squared laser beam, as shown in Fig. 1, which provides all the necessary details on the device's dimensions.

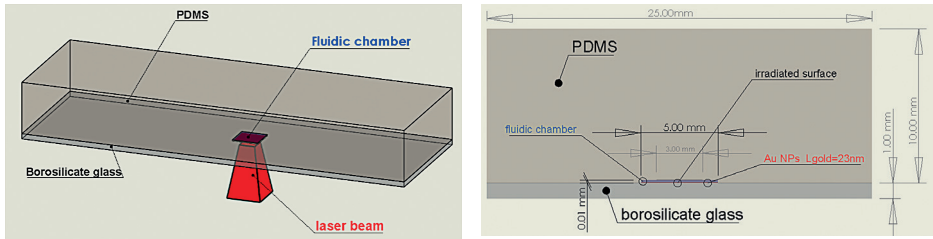


Fig. 1. Details on the germicidal micro chamber: a) isometric view of the system; b) cross-section in the x-axis

Heat transfer flow in bacteria-water mixtures can be effectively modelled using the Navier–Stokes and energy equations for incompressible fluid. These equations capture the fluid dynamics and thermal behavior inside the microfluidic chamber. On the other hand, to determine the thermal properties of the mixture appearing in these equations, such as density, thermal conductivity, viscosity and heat capacitance, appropriate mixing rules and models are used. These models consider the individual thermal properties of bacteria and water, as well as the presence rate of bacteria in the chamber. By integrating these considerations, the effective thermal properties of the mixture can be accurately determined. The thermophysical characteristics of *E. coli* bacteria have been extracted from the scientific literature [5, 6]. The source in energy equation represent the converted light into heat by AuNPs, it can be calculated using the model proposed by [7].

The microfluidic chamber is subject to specific boundary conditions: adiabatic conditions on the side walls, non-slip conditions with heat flux continuity at the fluid–solid contact, and mixed convection and radiation conditions on the bottom wall. Furthermore, the initial temperature of the domain was set at  $T_0 = 22,30^\circ\text{C}$ .

## 3. Results

Our study used the finite volume method to simulate 3D flow in an unsteady state with a laminar regime. The SIMPLE algorithm was used for the coupling of velocity and pressure fields. To guarantee precise time resolution, a time step of 0.002 s has been adopted. In addition, various mesh sizes were explored to strike a balance between computational efficiency and reliable results. During the simulation, the mean and maximum temperatures inside the microfluidic chamber were recorded after each time step. The influence of the *E. coli* presence rate was studied by considering three  $\phi$  values: 0, 0.3 and 0.8 (see Table. 1). Two different chamber designs were explored, depending on chamber thickness, setting  $h$  values at 10  $\mu\text{m}$  and 100  $\mu\text{m}$ , respectively.

Furthermore, the volume of cells whose temperature exceeded  $55^\circ\text{C}$  was recorded throughout the simulation. These data were used to calculate the amount of bacteria killed in the microfluidic chamber. By monitoring and analyzing these parameters, we can better understand the thermal inactivation of bacteria and assess the effectiveness of the laser irradiation process. According to the thermal field shown in Fig. 2, the isotherms inside the chamber are tight and parallel, indicating the absence of a convective regime. So, as a first remark, heat transfer in the mixture occurs solely by conduction. This can be explained by the fact that in a confined micro chamber with a small height, it is likely that convective circulation of bacteria + water mixture may be limited or absent. The small height restricts the development of natural convection currents.

**Table 1.** Corresponding number of bacteria cells for each value of  $\phi$

Volume fraction	Population of <i>E. coli</i> bacteria in chamber $h = 10 \mu\text{m}$	Population of <i>E. coli</i> bacteria in chamber $h = 100 \mu\text{m}$
$\phi = 0.0$	Without bacteria	Without bacteria
$\phi = 0.3$	$7.13 \cdot 10^{10}$ CFU/ml	$7.13 \cdot 10^{10}$ CFU/ml
$\phi = 0.8$	$19 \cdot 10^{10}$ CFU/ml	$19 \cdot 10^{10}$ CFU/ml

Fig. 3 shows the maximum temperature variation in a fluidic chamber over time. When laser irradiation is activated, heat generation by the gold nanoparticles starts. At this stage, the heat generation rate is indeed higher than the dissipation rate. This causes an accumulation of thermal energy within the fluidic chamber. As a result, we observe a rapid rise in temperature. As time passes, the dissipation mechanisms begin to catch up, gradually increasing the rate at which heat is dissipated. The dissipation mechanism becomes more important in balancing heat production, this leads to the transition from the initial rapid temperature increase to a slower rate. It is also worth noting that the temperature inside the chamber with  $h = 10 \mu\text{m}$  is higher than that inside a chamber with  $h = 100 \mu\text{m}$ . Moreover, it turned out that the bacterial presence rate has no impact on the thermal dynamics within the system, although a small effect was observed within the chamber with  $h = 100 \mu\text{m}$ .

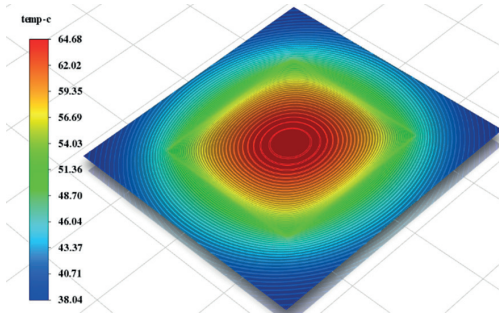


Fig. 2. Temperature distribution inside fluidic chamber ( $\phi = 0.8, h = 100$ ) after 190 s of irradiation

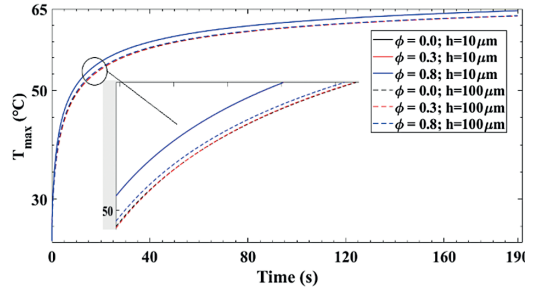


Fig. 3. Maximum temperature profile in the fluidic chamber during the irradiation process

Curves provided by Fig. 4 illustrate changes in the population of killed and surviving bacteria over time during irradiation. These values are calculated on the basis of equations that take into account the volume of mesh cells. The equation used to calculate the number of bacteria killed is:

$$N_{killed} = V_{cell}(T \geq 55^\circ\text{C}) \cdot \phi / V_b \quad (1)$$

where  $V_{cell}(T \geq 55^\circ\text{C})$  represents the total volume of mesh cells whose temperature is equal to or greater than  $55^\circ\text{C}$ ,  $\phi$  indicates the presence rate of bacteria inside the microfluidic chamber, and  $V_b$  represents the volume of a single rod-shaped *E. coli* bacterium.

On the other hand, the number of surviving bacteria is given by ( $N_{surv} = N(t=0) - N_{killed}$ ), where  $N(t=0)$  is the total number of bacteria present in the domain at  $t=0$  s. It is accepted that *E. coli* bacteria become inactive when the cell temperature reaches or exceeds  $55^\circ\text{C}$  for a period of one minute. To ensure that the described quantity of bacteria is killed, the time recorded in the curves is always  $(t + 60\text{s})$ . Observing the curves, we can see that after 20 seconds, the first cells with a temperature equal or above  $55^\circ\text{C}$  are recorded. After a further 60 seconds ( $20 + 60\text{s}$ ), the bacteria in these cells become inactivated. The trend in killed bacteria closely resembles the temperature profile observed previously. After 20 seconds, there is a rapid increase in the number of cells whose temperature exceeds  $55^\circ\text{C}$ . As time passes, the rate of increase decelerates, resulting in a gradual increase in the number of killed bacteria.

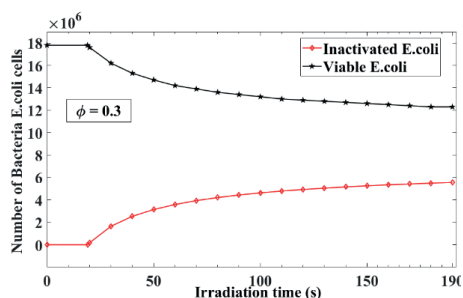


Fig. 4. Killed and survived bacteria during the irradiation process ( $h = 10 \mu\text{m}$ )

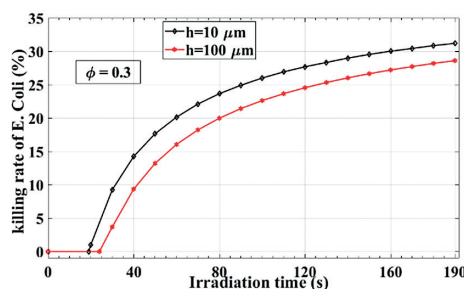


Fig. 5. Killing rate of bacteria during the irradiation process

Additional figure (Fig. 5) reveals a general trend in bacterial killing rates over time. Smaller microchamber show higher kill rates, indicating faster bacterial inactivation. The data were fitted to a mathematical model, represented by the equation

$$N_{killed}/N(t = 0) = a \cdot t^b + c \quad (2)$$

Which accurately captures the evolution of the kill rate (after  $t = 20\text{s}$ ). This concise model incorporates coefficients ( $a$ ,  $b$  and  $c$ ) that shape the curve. Overall, these results improve our understanding of the dynamics of bacterial inactivation, highlighting the influence of microchamber size on the destruction rate.

## Conclusion

In summary, our study utilized the finite volume method to simulate flow in a microchamber and investigate the dynamics of bacterial inactivation. Gold nanoparticles facilitated a rapid temperature rise leading to the destruction of bacteria. We noted a rapid initial increase in the number of bacteria killed, followed by a progressive increase over time. It's worth noting that smaller microchamber show higher bacterial inactivation rates. These results provide valuable insights into the factors influencing bacterial killing in microfluidic systems, and underline the importance of microchamber size in achieving effective inactivation processes.

## Acknowledgments

The article was supported by the National Science Centre, Poland, under research project "Shape and displacement optimization of gold nanorods in the killing chamber in order to photothermal ablation processes", no UMO-2021/43/D/ST8/02504. Computations were carried out using the computers of Centre of Informatics Tricity Academic Supercomputer & Network (CI TASK).

## Literature

- [1] Ma J. et al. Inactivation mechanism of *E. coli* in water by enhanced photocatalysis under visible light irradiation. *Science of The Total Environment* 2023; 866: 161450.
- [2] Zaccagnini F. et al. White light thermoplasmonic activated gold nanorod arrays enable the photo-thermal disinfection of medical tools from bacterial contamination. *Journal of Materials Chemistry B*. 2023; doi 10.1039/D3TB00865G.
- [3] Petronella F. et al. Label-free and reusable antibody-functionalized gold nanorod arrays for the rapid detection of *Escherichia coli* cells in a water dispersion. *Environmental Science: Nano* 2022; 9: 3343–3360.
- [4] Bejan A., Kraus A.D. *Heat transfer handbook*. Vol. 1. John Wiley & Sons, New Jersey 2003.
- [5] Nakanishi K. et al. Development of a novel scanning thermal microscopy (SThM) method to measure the thermal conductivity of biological cells. *Biocontrol Science* 2017; 22: 175–180.
- [6] Shiomi D. et al. Genetic mechanism regulating bacterial cell shape and metabolism. *Communicative & Integrative Biology* 2009; 2: 219–220.
- [7] Radomski P. et al. Computational fluid dynamics simulation of heat transfer from densely packed gold nanoparticles to isotropic media. *Archives of Thermodynamics* 2021; 42: 87–113.



# Analiza egzergetyczna hybrydowych układów wykorzystujących systemy fotowoltaiczne i pompy ciepła

Waldemar Kuczyński, Anna Borowska

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

e-mail: waldemar.kuczynski@tu.koszalin.pl; anna.borowska@s.tu.koszalin.pl

## Streszczenie

Badania nad hybrydowymi układami fotowoltaicznymi i pompami ciepła koncentrują się na ocenie efektywności energetycznej tych systemów. Analizuje się zarówno efektywność samego systemu fotowoltaicznego, jak i efektywność pracy pompy ciepła. Dążenie do maksymalnej efektywności energetycznej ma kluczowe znaczenie dla zrównoważonego wykorzystania energii. Badania obejmują analizę optymalnego rozmiaru systemu fotowoltaicznego i pompy ciepła. Poprzez odpowiednie dobranie wielkości i mocy tych elementów można osiągnąć optymalne wykorzystanie dostępnych zasobów energii i maksymalną efektywność całego systemu. Analiza egzergetyczna uwzględnia również sterowanie i zarządzanie układami hybrydowymi. Badacze opracowują zaawansowane algorytmy i strategie sterowania, które pozwalają optymalnie wykorzystać energię elektryczną generowaną przez panele fotowoltaiczne oraz energię cieplną dostarczaną przez pompę ciepła. W analizie egzergetycznej hybrydowych układów fotowoltaicznych i pomp ciepła dużą rolę odgrywa zrównoważony rozwój. Badania skupiają się na ocenie wpływu tych systemów na środowisko, emisję gazów cieplarnianych i redukcję zużycia energii pochodzącej ze źródeł nieodnawialnych. Wyniki badań i analiz egzergetycznych hybrydowych układów wykorzystujących systemy fotowoltaiczne i pompy ciepła stanowią podstawę do dalszego rozwoju tej technologii, optymalizacji wykorzystania energii i przyczyniają się do osiągnięcia większego zrównoważenia systemu energetycznego. W niniejszej pracy przedstawiono wyniki analizy egzergetycznej układu hybrydowego wykorzystującego instalację fotowoltaiczną i pompę ciepła na rzeczywistym obiekcie domu jednorodzinnego znajdującym się w województwie zachodniopomorskim [1].

Słowa kluczowe: fotowoltaika, pompy ciepła, analiza energetyczno-egzergetyczna, układy hybrydowe

## 1. Wprowadzenie

Innowacyjne urządzenie, jakim jest pompa ciepła, wykorzystuje do produkcji ciepła odnawialne źródła energii. Jest to zrównoważone i ekologiczne rozwiązanie, które przynosi wiele korzyści dla środowiska. Aby jednak pompa ciepła działała efektywnie, wymaga dostarczenia energii elektrycznej do napędu sprężarki, która stanowi istotny element tego systemu. W przypadku tradycyjnych systemów energia elektryczna pochodzi z sieci energetycznej, która często opiera się na konwencjonalnych źródłach energii, takich jak węgiel czy gaz.

W celu dostarczenia energii elektrycznej do pracy pompy ciepła istnieje możliwość zastosowania paneli fotowoltaicznych. Wykorzystują one promienie słoneczne do generowania elektryczności, co czyni je odnawialnym źródłem energii. Dzięki takiemu rozwiązaniu część energii potrzebnej do pracy sprężarki może być pozyskana bezpośrednio z energii słonecznej, co znacznie zwiększa ekologiczność całej instalacji [2].

Korzystanie z paneli fotowoltaicznych jako źródła energii dla pompy ciepła ma wiele zalet. Po pierwsze, pozwala na zmniejszenie zużycia energii z sieci energetycznej opartej na źródłach konwencjonalnych, co przekłada się na redukcję emisji gazów cieplarnianych. Po drugie, panele fotowoltaiczne są trwałe i długotrwałe, co oznacza, że dostarczają energię przez wiele lat, przyczyniając się do oszczędności finansowych.

W rezultacie taka instalacja pompy ciepła zasilana energią słoneczną może być uważana za rozwiązanie ekologiczne i zrównoważone. Pozwala na wykorzystanie odnawialnych źródeł energii w celu ogrzewania, jednocześnie minimalizując negatywny wpływ na środowisko.

Dlatego też coraz więcej osób i firm decyduje się na takie rozwiązania, chcąc przyczynić się do ochrony środowiska i dążąc do oszczędności energetycznych [3, 4].

Zastosowanie modelu rozliczeń prosumenckich daje możliwość wykorzystania instalacji fotowoltaicznej do zasilania pompy ciepła. Dzięki produkcji własnej energii elektrycznej do celów ogrzewania budynku można uniezależnić koszt ciepła od cen rynkowych. Poprawnie wymiarowana instalacja pozwala na dostosowanie ceny ciepła do kosztów inwestycyjnych fotowoltaiki i pompy ciepła. To ważne, zwłaszcza w kontekście prognozowanej tendencji wzrostowych cen energii, gdyż umożliwia uniknięcie zależności od rynkowych cen energii elektrycznej. Warto jednak pamiętać, że inwestycja w odnawialne źródła energii wiąże się z pewnym ryzykiem, a w przypadku błędnej prognozy cen koszt ogrzewania może być wyższy niż cena rynkowa. Istotnym założeniem instalacji prosumenckiej jest wykorzystanie wyprodukowanej energii elektrycznej na własne potrzeby. W idealnym przypadku zużycie energii powinno być zsynchronizowane z jej produkcją, co przyczynia się do optymalnego wykorzystania zasobów i minimalizacji strat [5, 6].

## 2. Prezentacja obiektu

Badanym obiektem jest dom jednorodzinny, położony na terenie północnej Polski, w województwie zachodniopomorskim. Dom ten jest zamieszkiwany przez cztery osoby. W celu poprawy efektywności energetycznej i redukcji emisji CO<sub>2</sub> została przeprowadzona modernizacja domu, obejmująca m.in. wymianę poszycia dachowego, stolarki okiennej, docieplenie budynku oraz zainstalowanie ogrzewania podłogowego. W ramach termomodernizacji zamontowano pompę ciepła (powietrze–woda), która zasilą c.o. oraz dostarczą c.w.u. Dodatkowo w celu zasilania zarówno domu, jak i pompy ciepła zainstalowano instalację fotowoltaiczną o mocy 12,3 kWp.

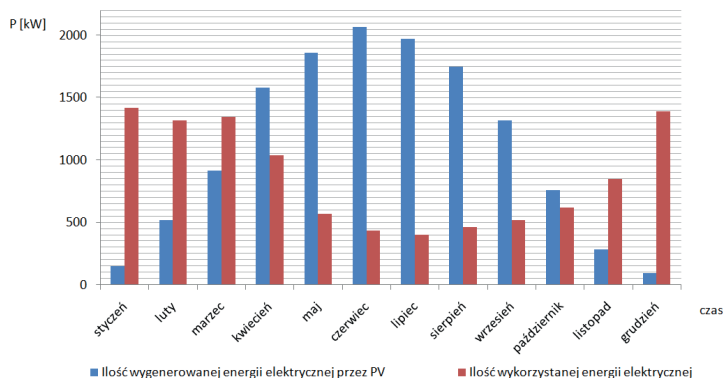
Główne cele analizy to dokładne zbadanie efektywności działania tego układu hybrydowego oraz oszacowanie potencjalnych korzyści ekonomicznych i ekologicznych wynikających z jego zastosowania.

## 3. Analiza badanego układu hybrydowego

Znowelizowana ustawa o OZE [8] wprowadziła rozwiązanie dotyczące bilansowania energii w instalacjach prosumenckich. Artykuł 4 ustawy określa możliwość oddawania nadmiarowej energii wyprodukowanej przez układ fotowoltaiczny do sieci energetycznej. Kluczowym założeniem jest model rozliczeń oparty na kompensacie poboru energii elektrycznej za pomocą nadwyżki energii wyprodukowanej. Dzięki ustawie o OZE możliwa jest kompensata nie tylko w skali dobowej, ale także w dłuższym okresie rozliczeniowym, jak np. rok. To oznacza, że panele fotowoltaiczne, które w okresie letnim generują nadwyżkę energii, mogą dostarczać niezbędną energię do systemu ogrzewania w okresie zimowym. Taki model pozwala na optymalne wykorzystanie energii odnawialnej i zmniejsza zależność od tradycyjnych źródeł energii. W tym kontekście współpraca pomiędzy pompą ciepła a panelami fotowoltaicznymi w celu ogrzewania domu i wody użytkowej staje się atrakcyjna także z perspektywy ekonomicznej [7, 8].

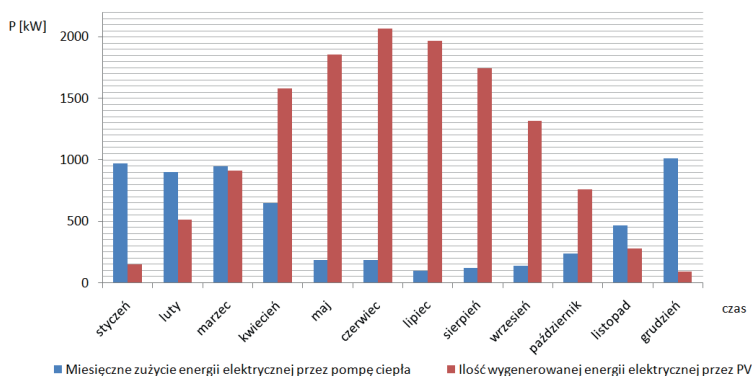
Na rys. 1 kolor czerwony określa miesięczną ilość energii elektrycznej zużytej przez gospodarstwo domowe, czyli energię wykorzystaną nie tylko przez pompę ciepła, ale także przez inne urządzenia elektryczne. Natomiast kolor niebieski oznacza ilość energii elektrycznej wygenerowanej przez instalację fotowoltaiczną znajdującą się na dachu domu jednorodzinnego.

Można dostrzec, że w okresie jesienno-zimowym, od listopada do marca, ilość energii elektrycznej generowanej przez instalację fotowoltaiczną była mniejsza w stosunku do ilości energii wykorzystywanej. Dopiero od kwietnia do października odnotowano nadprodukcję energii elektrycznej przez system fotowoltaiczny. W tym czasie zapotrzebowanie na energię elektryczną zostało w pełni pokryte, nadwyżka niewykorzystanej energii została zaś wprowadzona i zmagazynowana w sieci należącej do zakładu energetycznego.



Rys. 1. Charakterystyka generacji energii elektrycznej przez instalację fotowoltaiczną i całkowitego zużycia energii elektrycznej przez gospodarstwo domowe (opracowanie własne)

Na rys. 2 przedstawiono ilość energii elektrycznej generowanej przez instalację fotowoltaiczną w korelacji z rzeczywistym profilem poboru energii elektrycznej przez pompę ciepła o mocy 13 kW służącą do ogrzewania wody na potrzeby c.o. oraz c.w.u. W czasie jednego roku instalacja fotowoltaiczna wygenerowała imponującą ilość energii elektrycznej, wynoszącą 13 254,2 kWh, która w całości trafia do zakładu energetycznego.



Rys. 2. Charakterystyka generacji energii elektrycznej przez instalację fotowoltaiczną i wykorzystania energii elektrycznej przez pompę ciepła (opracowanie własne)

Obowiązujący system net-meteringu wyznacza formułę rozliczania się za energię elektryczną. Zasada działania tego mechanizmu polega na tym, że właściciel instalacji odnawialnej produkuje energię, którą wykorzystuje w swoim domu lub budynku. Jeśli w danym momencie produkcja energii przewyższa zapotrzebowanie, nadwyżki trafiają do sieci elektrycznej. W okresach, gdy instalacja nie generuje wystarczającej ilości energii (np. w nocy lub w dni pochmurne), właściciel pobiera energię z sieci. Całkowity bilans energetyczny jest wyznaczany na podstawie różnicy pomiędzy energią dostarczoną do sieci a energią pobraną z sieci.

W związku z tym, że instalacja fotowoltaiczna przekracza moc 10 kW, zakład energetyczny pobiera 30% wygenerowanej energii elektrycznej, tj. 3976,26 kWh. Pozostała ilość energii, tj. 9277,94 kWh, jest do wykorzystania przez prosumenta, z czego 5920 kWh energii elektrycznej pobiera pompa ciepła na potrzeby c.o. i c.w.u. Oznacza to, że na pozostałe odbiory występujące w domu pozostaje 3357,94 kWh energii elektrycznej.

Wartości sprawności energetycznej oraz egzenergetycznej zostały określone na podstawie metodologii podanej w [9, 10]. Z 32 978 kWh energii słonecznej doprowadzanej do instalacji fotowoltaicznej zostaje wygenerowane 5920 kWh energii elektrycznej, która poprzez pompę ciepła ulega konwersji na energię cieplną w ilości 20 579 kWh. Sprawność energetyczna instalacji fotowoltaicznej o mocy 12,28 kWp osiąga wartość 18%, sprawność egzenergetyczna zaś 19%. Sprawność układu pompy ciepła określa równanie:

$$\eta = (E_{\text{cieplna}}/E_{\text{doprowadzona}}) \cdot 100\% \quad (1)$$

Sprawność układu pompy ciepła w badanym przypadku wynosi 62,4%.

## Podsumowanie i wnioski

Podsumowując, można stwierdzić, że zastosowanie układu hybrydowego, który łączy pompę ciepła i instalację fotowoltaiczną, przynosi użytkownikowi liczne korzyści. Powoduje obniżenie kosztów eksploatacji, redukcję emisji CO<sub>2</sub>, zwiększenie niezależności energetycznej, oszczędności długoterminowe oraz wysoką efektywność energetyczną. Dzięki zainstalowanej fotowoltaice gospodarstwo domowe ma dostęp do czystej energii elektrycznej, co przekłada się na mniejszą zależność od tradycyjnych źródeł energii i oszczędności finansowe. Wykorzystanie energii elektrycznej wygenerowanej przez panele fotowoltaiczne we współpracy z pompą ciepła jest szczególnie atrakcyjnym rozwiązaniem dla domów jednorodzinnych. Integracja tych dwóch systemów umożliwia efektywne wykorzystanie energii odnawialnej, przyczyniając się zarówno do ochrony środowiska, jak i do redukcji kosztów związanych z zużyciem energii elektrycznej. Wprowadzenie takiego układu stanowi istotny krok w kierunku zrównoważonej przyszłości energetycznej i może mieć pozytywny wpływ na nasze środowisko naturalne.

## Literatura

- [1] Klugmann-Radziemska E. Fotowoltaika w teorii i praktyce. Wydawnictwo BTC, Legionowo 2010.
- [2] Szymański B. Instalacje fotowoltaiczne. Wyd. IX. GLOBEnergia 2020.
- [3] Zagórski W. Poradnik praktyczny instalatora. Systemy fotowoltaiczne i słoneczne systemy grzewcze. ATUM, Wrocław 2018.
- [4] Zhang T. et al. Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat pump/gravity assisted heat pipe hybrid system. *Renewable Energy* 2023; 207: 147–161.
- [5] Sibiński M., Znajdek K. Przystawki i instalacje fotowoltaiczne. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2016.
- [6] Obalanlege M.A. et al. Techno-economic analysis of a hybrid photovoltaic-thermal solar-assisted heat pump system for domestic hot water and power generation. *Renewable Energy* 2022; 196: 720–736.
- [7] Pompa ciepła i fotowoltaika – korzyści i rozwiązania; <https://murator.com.pl/instalacje/pompy-ciepła/pompa-ciepła-i-panele-fotowoltaiczne-jak-skorzystac-na-ich-współpracy-aa-o3Xw-c8na-r8ff.html>.
- [8] Ustawa z dnia 20 lutego 2015 r. o odnawialnych źródłach energii (Dz.U. 2015, poz. 478 z późn. zm.).
- [9] Szargut J., Petela R. Egzergija. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1965.
- [10] Stanek W. Analiza egzenergetyczna w teorii i praktyce. Wydawnictwo PŚ, Gliwice 2016.

# Badanie procesu skraplania izomerów R1234 w kompaktowych wymiennikach ciepła wytworzonych metodą wydruku 3D z proszków metali

Waldemar Kuczyński, Katarzyna Chliszcz

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

e-mail: waldemar.kuczynski@tu.koszalin.pl; katarzyna.chliszcz@tu.koszalin.pl

## Streszczenie

W ramach pracy przeprowadzono badania eksperymentalne mające na celu weryfikację możliwości realizacji procesu skraplania czynników R1234yf i R123ze w kompaktowym wymienniku ciepła wykonanym metodą przyrostową z proszków metali. Wytwarzanie przyrostowe jest technologią, która umożliwia realizację złożonych projektów konwencjonalnych wymienników ciepła, niemożliwych do wykonania za pomocą metod konwencjonalnych.

Słowa kluczowe: czynniki chłodnicze, skraplanie, kompaktowe wymienniki ciepła, wytwarzanie przyrostowe z proszków metali

## 1. Wprowadzenie

Jednym z kluczowych zagadnień w dziedzinie techniki chłodniczej jest współcześnie oddziaływanie czynników chłodniczych na globalne ocieplenie oraz degradację warstwy ozonowej. Dlatego też aktualne międzynarodowe uregulowania prawne wymuszają konieczność stosowania czynników charakteryzujących się wskaźnikiem ODP (wskazującym na potencjał niszczenia ozonu; *ozone depletion potential*) na poziomie 0 oraz wskaźnikiem GWP (informującym o potencjale tworzenia efektu cieplarnianego; *global warming potential*) poniżej 150. Z tego względu istnieje konieczność wyeliminowania z użytku powszechnie stosowanego czynnika chłodniczego R134a oraz poszukiwania jego zamienników, które spełnią aktualne wymogi ekologiczne. Ośrodki badawcze oraz firmy, które zajmują się produkcją czynników chłodniczych, zwróciły szczególną uwagę na izomery propenu, zaliczane do grupy alkenów lub olefin, które zawierają związki nienasycone, a wyjątkowe zainteresowanie wzbudziły dwa spośród nich – R1234yf oraz R1234ze(E) [1, 2].

Jak pokazano w tabeli 1, zgodnie z normą ISO 817, proponowane substytuty R134a zostały sklasyfikowane jako A2L (umiarkowanie palne), co rodzi niepewność w zakresie bezpieczeństwa ich pracy w instalacjach [3–5]. Ta klasa palności wymaga stosowania urządzeń o niskim napełnieniu czynnikiem chłodniczym [3].

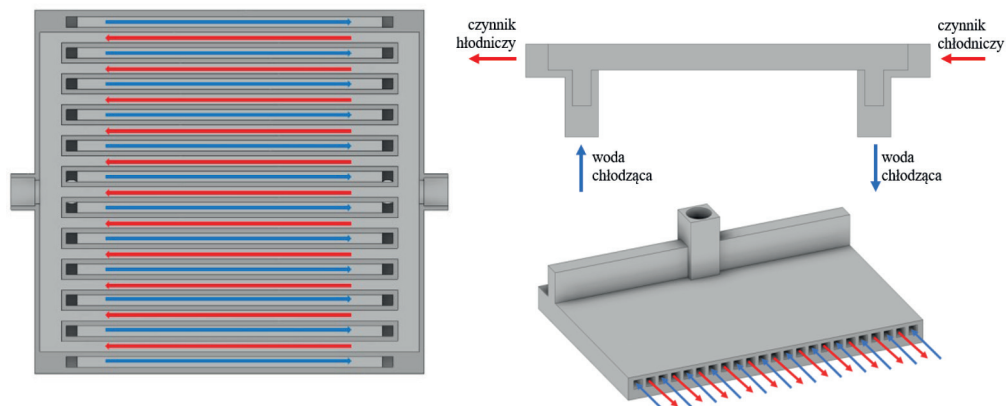
Tabela 1. Porównanie czynników chłodniczych R134a, R1234yf, R1234ze

Czynnik chłodniczy	R134a	R1234yf	R1234ze(E)
ODP [–]	0	0	0
GWP [–]	1430	4	6
Klasa palności (wg ISO 817)	A1	A2L	A2L
$t_{kr}$ [°C]	101,1	94,7	109,4
$p_{kr}$ [bar]	40,59	33,82	36,35

Dlatego też współczesne badania wymienników ciepła skupiają się w dużej mierze na zagadnieniu ich miniaturyzacji, a kryteria wysokosprawnych wymienników ciepła spełniają kompaktowe wymienniki ciepła, czyli takie, których stosunek powierzchni wymiany ciepła  $A$  do objętości gabarytowej  $V$  wynosi  $A/V > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Budowa takich wymienników często opiera się na minikanalach. Wytwarzanie złożonych projektów przy zastosowaniu konwencjonalnych metod, takich jak: wiercenie, frezowanie, odlewanie, jest skomplikowane ze względu na ograniczone możliwości obróbki ubytkowej, a realizacja tak złożonych form w bardzo małej skali stanowi jeszcze większe wyzwanie. Koniecznością stała się zatem ewolucja alternatywnych technik produkcji [6]. Technologia, która ma szansę zrewolucjonizować obszar wymiany ciepła, jest wytwarzanie przyrostowe [7, 8], które w przeciwieństwie do tradycyjnych metod wytwórczych umożliwia stworzenie elementu fizycznego poprzez jego budowanie warstwa po warstwie bezpośrednio z modelu cyfrowego [9, 10]. Badania dotyczące zastosowania wytwarzania przyrostowego w wymianie ciepła koncentrują się m.in. na: modyfikacji chropowatości powierzchni [11], zastosowaniu struktur komórkowych [12] oraz wytwarzaniu wymienników opartych na minikanalach [13]. Żadne z tych badań nie obejmują jednak przemian fazowych czynników chłodniczych w tak wykonanych układach, co może być spowodowane brakiem uzyskania pełnej szczelności takiego wymiennika.

## 2. Stanowisko pomiarowe

Zaprojektowano i wykonano metodą przyrostową (w technologii SLM – *selective laser melting*) kompaktowy wymiennik ciepła z minikanalami o przekroju kwadratowym i średnicy hydraulicznej 2,215 mm z proszków stali 316L (rys. 1, 2a).



Rys. 1. Projekt kompaktowego wymiennika ciepła

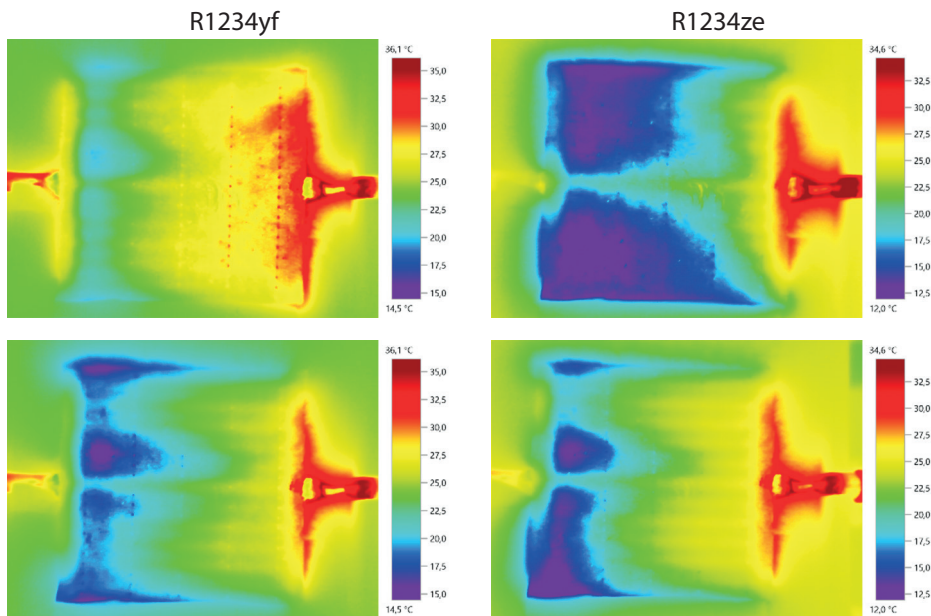


Rys. 2. Kompaktowy wymiennik ciepła wykonany metodą przyrostową (a); widok ogólny stanowiska pomiarowego (b); sekcja pomiarowa (c)

Wykonany wymiennik zainstalowano w sekcji pomiarowej na stanowisku w laboratorium Katedry Energetyki na Wydziale Mechanicznym Politechniki Koszalińskiej (rys. 2b). Elementem napędowym w tym układzie jest jednostopniowy, sprężarkowo-skrapłający agregat chłodniczy. Sprężarka agregatu zasysa parę czynnika chłodniczego opuszczającego parownik i po sprężeniu przetłacza ją do skraplacza tego agregatu. Czynnik po skropleniu w skraplaczu doprowadzany jest do parownika zasilanego termostycznym zaworem rozprężnym. Część sprężonego czynnika przed dopływem do skraplacza jest pobierana i kierowana do wymiennika wstępnego chłodzonego wodą, a następnie do sekcji pomiarowej. Na wylocie sekcji pomiarowej umieszczony jest również wymiennik ciepła (dochładacz) chłodzony wodą. Zastosowany przepływomierz typu Coriolisa umożliwia pomiar natężenia przepływu czynnika chłodniczego przez sekcję pomiarową. Sekcja pomiarowa (rys. 2c) składa się z izolowanego kompaktowego wymiennika ciepła. Poza parą czynnika chłodniczego do wymiennika dopływała również woda chłodząca. Rozkład temperatur był mierzony od góry przy pomocy kamery termowizyjnej Testo. Na dopływie i wylocie sekcji pomiarowej umieszczono także czujniki ciśnienia.

### 3. Badania eksperymentalne

Przeprowadzono badania eksperymentalne, które miały na celu weryfikację możliwości realizacji procesu skraplania czynników R1234yf i R1234ze w wykonanym kompaktowym wymienniku ciepła. Umożliwiły one też sprawdzenie jego wewnętrznych przestrzeni pod kątem drożności minikanalów.



Rys. 3. Skraplanie w kompaktowym wymienniku ciepła czynników R1234yf, R1234ze

Przepływ przez wymiennik ciepła odbywał się w sposób osiowy, przeciwpłądowy. Średnia różnica temperatur w przepływie przeciwpłądowym jest większa niż w przypadku przepływu współpłądowego, co pozwala przy zachowaniu tej samej powierzchni wymiany ciepła transportować większy strumień ciepła bądź przy tym samym strumieniu ciepła zastosować mniejszą powierzchnię wymiany ciepła, co jest szczególnie istotne z ekonomicznego punktu widzenia. Na rys. 3 widoczny jest rozkład temperatury skraplających się czynników chłodniczych. W celu zwiększenia wydajności takiego wymiennika niezbędny jest optymalny dobór parametrów przepływu czynnika chłodniczego oraz wody chłodzącej.

## Podsumowanie i wnioski

Konstrukcja idealnego wymiennika ciepła powinna zapewniać równowagę pomiędzy specyfikacjami projektowymi, jak: materiał, rozmiar, waga, właściwościami eksploatacyjnymi (przenoszenie ciepła oraz spadek ciśnienia), a także innymi wymaganiami, dotyczącymi np. łatwości konserwacji. Wytwarzanie przyrostowe umożliwia realizowanie projektów, które dotychczas były niemożliwe do wykonania przy pomocy konwencjonalnych metod wytwórczych. Pomimo ogromnego postępu technologia ta charakteryzuje się pewną niedokładnością oraz brakiem odpowiedniej powtarzalności, co jest kluczowym problemem szczególnie w przypadku mini- i mikrogeometrii. W dalszym ciągu wyzwaniem stanowi określenie wydajności takich urządzeń, zwłaszcza gdy realizowane są w nich przepływy dwufazowe, np. skraplanie. Dodatkowo pojawianie się nowych czynników chłodniczych sprawia, że dotychczasowe korelacje wykorzystywane przy projektowaniu takich układów mają ograniczony zakres stosowalności i konieczne jest opracowanie nowych opisów matematycznych, np. współczynnika przejmowania ciepła oraz oporów przepływu.

## Literatura

- [1] Kumar A. et al. A Comprehensive Review Regarding Condensation of Low-GWP Refrigerants for Some Major Alternatives of R-134a. *Processes* 2022; 10: 1882.
- [2] Kuczyński W. et al. A regressive model for dynamic impulsive instabilities during the condensation of R134a, R1234ze(E) and R1234yf refrigerants. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2021; 169: 120963.
- [3] Longo G.A. et al. Saturated vapour condensation of R134a inside a 4 mm ID horizontal smooth tube: comparison with the low GWP substitutes R152a, R1234yf and R1234ze(E). *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2019; 133: 461–473.
- [4] Imamura T. et al. Ignition hazard evaluation on A2L refrigerants in situations of service and maintenance. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* 2015; 36: 553–561.
- [5] Diani A. et al. Low GWP refrigerants condensation inside a 2.4 mm ID microfin tube. *International Journal of Refrigeration* 2018; 312–321.
- [6] Kaur I., Singh P. State-of-the-art in heat exchanger additive manufacturing. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2021; 178: 121600.
- [7] Mahmood R. et al. Revolutionary additive manufacturing: an overview. *Lasers in Engineering* 2014; 27: 161–178.
- [8] Sefene E.M. State-of-the-art of selective laser melting process: a comprehensive review. *Journal of Manufacturing Systems* 2022; 63: 250–274.
- [9] Santa-aho S. et al. Additive manufactured 316L stainless-steel samples: microstructure, residual stress and corrosion characteristics after post-processing. *Metals (Basel)* 2021; 11: 182.
- [10] Alfaify A. et al. Design for additive manufacturing: a systematic review. *Sustainability* 2020; 12: 7936.
- [11] Stimpson C.K. et al. Roughness effects on flow and heat transfer for additively manufactured channels. *Journal of Turbomachinery* 2016; 138: 051008.
- [12] Dixita T. et al. High performance, microarchitected, compact heat exchanger enabled by 3D printing. *Applied Thermal Engineering* 2022; 210: 118339.
- [13] Arie M.A. et al. Experimental characterization of an additively manufactured heat exchanger for dry cooling of power plants. *Applied Thermal Engineering* 2018; 129: 187–198.



# Numeryczne badania procesów ciepło-przepływowych w skraplaczu strumieniowym dla wybranych parametrów geometrycznych

Tomasz Kuś, Paweł Madejski

Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, al. Adama Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

e-mail: kus@agh.edu.pl; madejski@agh.edu.pl

## Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki analizy numerycznej zjawisk przeplywowo-ciepnych w skraplaczu strumieniowym dla różnych wariantów geometrycznych przy użyciu obliczeniowej mechaniki płynów CFD. Rozpatrywany skraplacz strumieniowy jest napędzany wodą i odpowiada za wytworzenie podciśnienia pozwalającego na zassanie gazów wylotowych, a następnie skroplenie zawartej w nich pary wodnej i ponowne podniesienie ciśnienia do warunków zbliżonych do atmosferycznych. Opracowano dwuwymiarowy, osiowosymetryczny model numeryczny odwziedlający wielofazowy, turbulentny przepływ ze zjawiskiem skraplania pary wodnej w obecności gazu inertnego. Ocena wpływu wybranych parametrów, takich jak średnica dyszy napędowej oraz średnica komory mieszania, została przeprowadzona na podstawie opracowanych rozkładów skalarnych, a także przebiegów ciśnień i temperatur wzdłuż kierunku przepływu.

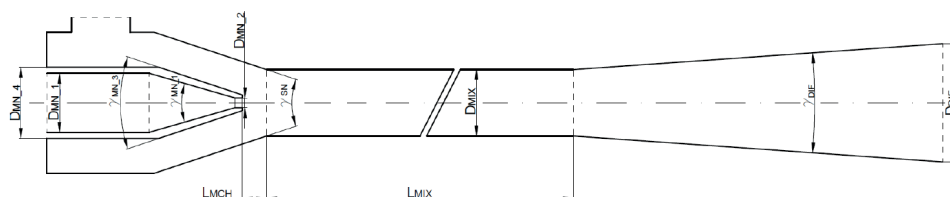
Słowa kluczowe: eżektor, przepływ dwufazowy, skraplanie pary wodnej, CFD

## 1. Wprowadzenie

Strumienice to urządzenia charakteryzujące się wysoką niezawodnością, brakiem części ruchomych i praktycznie bezobsługowym działaniem. Mogą służyć do transportu i sprężania płynów, a także do przeprowadzania procesów wymiany ciepła i masy. Zastosowanie skraplaczy strumieniowych obejmuje głównie układy chłodnicze, gdzie proces kondensacji wspomaga wytworzenie wysokiego ciśnienia tłoczenia [1, 2]. Głównym zadaniem skraplacza strumieniowego, będącego obiektem badań, jest zassanie i skroplenie pary wodnej zawartej w mieszaninie gazów. Wstępna geometria została opracowana w celu zapewnienia najbardziej efektywnego procesu skraplania. Oczekiwany spręż strumienicy, wynikający z wytworzonego podciśnienia, jest stosunkowo niski (maks. 1,25). Ze względu na dużą złożoność zjawisk fizycznych posłużono się metodą CFD do stworzenia numerycznego modelu skraplacza strumieniowego i oceny jego osiągnięć dla różnych wariantów geometrycznych.

## 2. Obiekt badań

Obiektem badań jest skraplacz strumieniowy, będący częścią elektrowni gazowej o ujemnej emisji [3]. Schemat skraplacza strumieniowego został przedstawiony na rys. 1, a dokładne wymiary podano w tabeli 1.



Rys. 1. Skraplacz strumieniowy

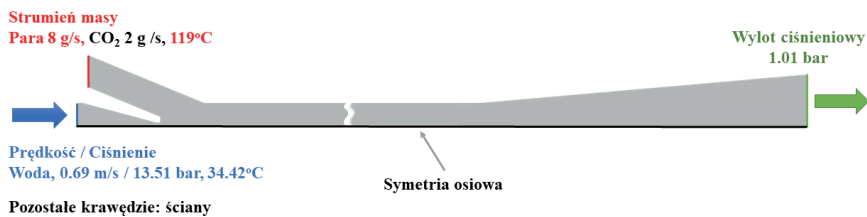
**Tabela 1.** Wymiary skraplacza strumieniowego

Parametr	Wartość	Parametr	Wartość	Parametr	Wartość	Parametr	Wartość
$D_{MN\_1}$ [mm]	25,4	$D_{MIX}$ [mm]	25,4	$L_{MCH}$ [mm]	25,0	$\gamma_{SN}$ [°]	45,0
$D_{MN\_2}$ [mm]	3,0	$D_{DIF}$ [mm]	100,0	$\gamma_{MN\_1}$ [°]	30,0	$\gamma_{DIF}$ [°]	10,0
$D_{MN\_4}$ [mm]	40,0	$L_{MIX}$ [mm]	1050,0	$\gamma_{MN\_3}$ [°]	45,0		

### 3. Model numeryczny

#### 3.1. Założenia oraz warunki brzegowe

Osiowosymetryczny, dwuwymiarowy model numeryczny został opracowany przy użyciu oprogramowania Simcenter STAR-CCM+ z wykorzystaniem metody objętości skończonych. Schemat modelu wraz z warunkami brzegowymi przedstawiono na rys. 2. Właściwości wody przyjęto jako stałe, natomiast właściwości pary i dwutlenku węgla przyjęto jako zmienne w funkcji temperatury na podstawie tablic parowych IAPWS-IF97 [4] oraz biblioteki NIST [5].



Rys. 2. Schemat modelu wraz z warunkami brzegowymi

#### 3.2. Siatka numeryczna

Stworzono dwuwymiarową siatkę numeryczną składającą się z poliedralnych elementów o wymiarze podstawowym 0,077 mm i liczbie elementów około 825 000 (zależnie od wariantu). Zastosowano warstwę inflacji (trzy warstwy, grubość 0,03 mm, przyrost 1,3).

#### 3.3. Modele oraz równania rządzące

Do obliczeń przepływu wielofazowego zastosowano model Mixture, oparty na podejściu Euler–Eulera. Poza standardowymi równaniami zachowania masy, pędu i energii konieczne jest rozwiązanie równania udziału objętościowego fazy:

$$\int_A \alpha_i \mathbf{v}_m \, d\mathbf{a} = \int_V S_{u,i} \, dV + \int_A \frac{\mu_t}{\sigma_t \rho_m} \nabla \alpha_i \cdot d\mathbf{a} \quad (1)$$

gdzie:  $\alpha$  – udział objętościowy, –;  $S_{u,i}$  – człon źródłowy, 1/s;  $\sigma_t$  – turbulentna liczba Schmidta, –;  $\mathbf{v}_m$  – prędkość mieszaniny, m/s;  $\mu_t$  – lepkość turbulentna, Pa s;  $\rho_m$  – gęstość mieszaniny, kg/m<sup>3</sup>.

Dwurównaniowy model Realisable  $k-\epsilon$  został wykorzystany do obliczeń turbulencji. Kondensacja została uwzględniona za pomocą modelu *boiling–condensation*, gdzie strumień masy jest obliczany na podstawie bilansu ciepła między fazami  $i$  oraz  $j$ :

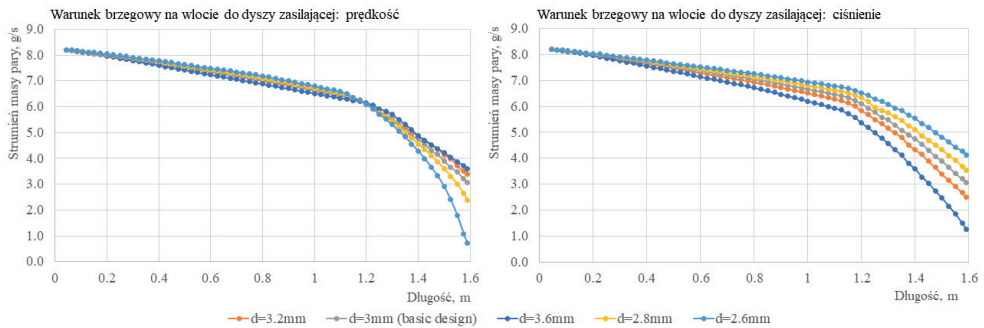
$$\dot{m}^{(ij)} = (Q_i^{(ij)} + Q_j^{(ij)}) / \Delta h_{ij} \quad (2)$$

gdzie:  $\dot{m}$  – strumień masy, kg/s;  $\dot{Q}$  – strumień ciepła, W/m<sup>3</sup>;  $\Delta h$  – ciepło utajone, J/kg.

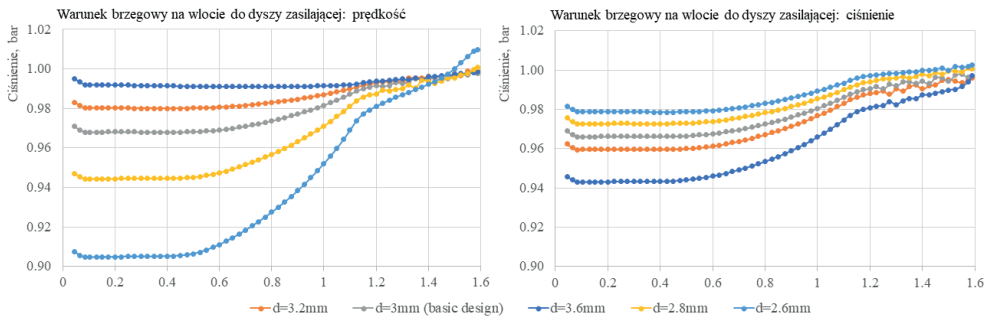
## 4. Wyniki

### 4.1. Wpływ średnicy dyszy napędowej

Rozpatrzono pięć średnic dyszy napędowej: 2,6 mm; 2,8 mm; 3,0 mm (podstawowa); 3,2 mm oraz 3,6 mm dla dwóch różnych typów warunków brzegowych na wlocie wody napędowej: prędkości i ciśnienia. Wyniki w postaci przebiegów strumienia pary oraz ciśnienia przedstawiono odpowiednio na rys. 3 i rys. 4. W przypadku stałej prędkości na wlocie (stały strumień masy wody) zastosowanie mniejszej dyszy powoduje wytworzenie większego podciśnienia na wlocie gazów (do 0,91 bar) i intensyfikuje proces kondensacji. Rozpatrując stałe ciśnienie na wlocie wody napędzającej, można stwierdzić, że lepsze osiągi (więcej skroplonej pary, większe podciśnienie na wlocie) otrzymywane są dla dyszy o większej średnicy.



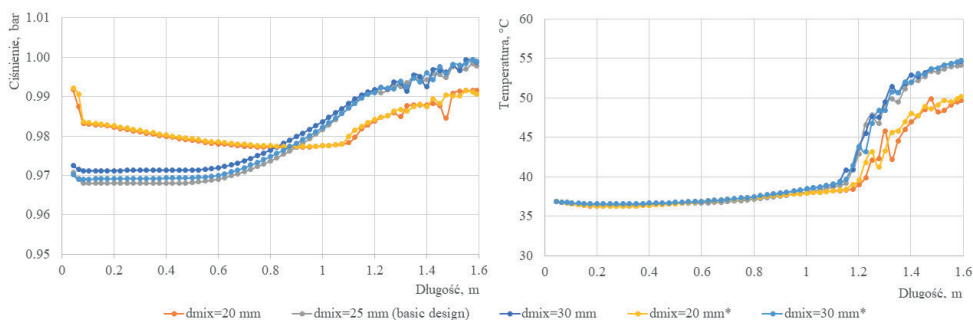
Rys. 3. Przebiegi strumienia masy pary wzdłuż ścieżki przepływu dla różnych średnic dyszy zasilających



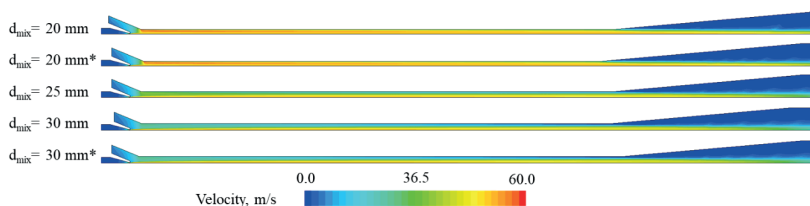
Rys. 4. Przebiegi ciśnienia wzdłuż ścieżki przepływu dla różnych średnic dyszy zasilających

### 4.2. Wpływ średnicy komory mieszania

Rozpatrzono trzy średnice komory mieszania: 20 mm; 25 mm (podstawowa) oraz 30 mm. Dla średnic 20 mm i 30 mm rozważono dwa przypadki: skrócenie średnicy poprzez skrócenie wymiaru kanału wlotowego gazu lub poprzez nieznaczne skrócenie komory mieszania (zaznaczone \* na rys. 5 i rys. 6). Przebiegi ciśnienia i temperatury wzdłuż ścieżki przepływu dla różnych średnic komory mieszania zostały zaprezentowane na rys. 5. Zastosowanie większej średnicy nieznacznie polepsza osiągi strumienicy – nieznacznie większa temperatura na wylocie świadczy o większej ilości skroplonej pary. Mniejsza średnica pogarsza osiągi: powoduje spadek ciśnienia w komorze mieszania oraz obniża temperaturę wylotową. Spadek ciśnienia wiąże się ze znaczącym wzrostem prędkości w komorze mieszania, co jest widoczne na rys. 6, przedstawiającym rozkład prędkości dla różnych średnic komory mieszania.



Rys. 5. Przebiegi ciśnienia i temperatury wzdłuż ścieżki przepływu dla różnych średnic komory mieszania



Rys. 6. Rozkład prędkości dla różnych średnic komory mieszania

## Wnioski

Opracowano osiowosymetryczny, dwuwymiarowy model CFD skraplacza strumieniowego, pozwalający analizować osiągi, w tym efektywność procesu skraplania, w różnych warunkach pracy. Zmiana średnicy dyszy napędowej znacząco wpływa na wytworzone ciśnienia oraz efektywność kondensacji pary wodnej. Przy utrzymywaniu stałego przepływu wody zasilającej bardziej korzystne jest zmniejszenie średnicy, natomiast przy stałym ciśnieniu jej zwiększenie. Zmniejszenie średnicy komory mieszania powoduje znaczący wzrost prędkości i pociąga za sobą pogorszenie intensywności procesu kondensacji oraz duże straty ciśnienia w komorze mieszania.

## Podziękowania

Badania otrzymały dofinansowanie z Funduszy Norweskich 2014–2021 za pośrednictwem Narodowego Centrum Badań i Rozwoju. Artykuł powstał w ramach projektu: „Elektrownia gazowa o ujemnej emisji CO<sub>2</sub>” – NOR/POLNORCCS/NEGATIVE-CO<sub>2</sub>-PP/0009/2019-00, współfinansowanego z programu „Badania stosowane” w ramach Norweskich Mechanizmów Finansowania 2014–2021 POLNOR CCS 2019 – Rozwój zintegrowanych rozwiązań wychwytywania CO<sub>2</sub> w procesach energetycznych i przemysłowych.

## Literatura

- [1] Colarossi M. et al. Multidimensional modeling of condensing two-phase ejector flow. *International Journal of Refrigeration* 2012; 35: 290–299.
- [2] Zhang G. et al. Accurate condensing steam flow modeling in the ejector of the solar driven refrigeration system. *Energy* 2020; 212: 118690.
- [3] Ziółkowski P. et al.: Thermodynamic analysis of negative CO<sub>2</sub> emission power plant using Aspen Plus, Aspen Hysys, and Epsilon Software. *Energies* 2021; 14: 6304.
- [4] Wagner H.J., Kretschmar W. *International Steam tables. Properties of water and steam based on the industrial formulation IAPWS-IF97. 3<sup>rd</sup> ed.* Springer-Verlag, Berlin 2019.
- [5] Linstrom P.J, Mallard W.G. *The NIST Chemistry WebBook: a chemical data resource on the Internet.* *Journal of Chemical and Engineering Data* 2001; 46: 1059–1063

# Numerical analysis of energy transfer in the human eye as a result of electro-magnetic radiation exposure

Elżbieta Kwapisz, Elżbieta Fornalik-Wajs

AGH University of Krakow, Faculty of Energy and Fuels, Department of Fundamental Research in Energy Engineering,  
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

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

## Abstract

The presented research concentrated on the influence of high-frequency electromagnetic (EM) radiation on the human eye, as an organ of the sense of sight, which is protected by the eyelid and the tear fluid. Unfortunately, there is a tendency to reduce the frequency of blinking when using mobile devices, which is directly related to a faster evaporation of the tear fluid and the risk of injury. Numerical analysis of energy transfer in the human eye as a result of exposure to EM radiation in the GHz range was performed. It was carried out using the ANSYS Fluent solver. The propagation of EM radiation was calculated with the ANSYS High Frequency Simulation Software (HFSS) solver. A comparative analysis was presented between the results without and with exposure for a wide range of EM radiation frequency. To the best knowledge of the authors, this analysis has not yet been presented in the literature.

Keywords: computational fluid dynamics, high-frequency electromagnetic radiation, energy transport, human eye

## 1. Introduction

In recent years, the telecommunication infrastructure has developed significantly. The widening range of products' categories that are permanently connected to the Internet, the transfer of work to the cloud, and the development of communication technologies are observed [1]. It has a significant impact on the time spent using mobile devices and an impact of the EM radiation on human health [2]. In connection with development of the 5G network, it was necessary to update existing standards for the permissible levels of electromagnetic radiation in the environment. The current state of knowledge does not indicate any negative effects of electromagnetic (EM) radiation in the range typical for telecommunications networks operating within certain standards. At the same time, long-term impact analyses are not reported. Importantly, the information used to set standards does not take into account the specific circumstances of use of devices, only the levels of EM radiation in the environment. For this reason, it is not possible to unequivocally declare whether daily exposure to EM radiation from mobile devices is harmless [3]. The novelty is an analysis of high-frequency electromagnetic radiation on energy transport in the human eye, as the most vulnerable to damage and coupling of mentioned solvers for this purpose [4].

## 2. Research methodology

### 2.1. Mathematical model

The mathematical model created in ANSYS Fluent consists of transport equations derived from the principles of conservation of mass, momentum, and energy. The equations are based on the following assumptions: the analysis is three-dimensional and considers the steady state, one tissue is represented as a Newtonian fluid, there are no sources of mass [5].

#### Continuity equation

Equation (1) represents the formulation of the continuity equation, applied to the tissue treated as a fluid:

$$\nabla \cdot \mathbf{u}_i = 0 \quad (1)$$

where:  $u_j$  – velocity [m/s],  $i$  – tissue.

### Momentum equation

The momentum transport equation is described by the following formula, applied to the tissue treated as a fluid:

$$\mathbf{u}_i \nabla \cdot \mathbf{u}_i = -\frac{1}{\rho_i} \nabla p_i + \frac{1}{\rho_i} \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathbf{u}_i + \nabla \mathbf{u}_i^T)] + g\beta_i(T_i - T_{ref}) \quad (2)$$

where:  $\rho_i$  – density [kg/m<sup>3</sup>],  $\mu$  – dynamic viscosity [Ns/m<sup>2</sup>],  $g$  – gravity [m/s<sup>2</sup>],  $\beta_i$  – volume expansion coefficient [1/K],  $T_i$  – temperature [K],  $T_{ref}$  – reference temperature [K] considered here as 37°C; the effects of buoyancy due to the temperature gradient were modeled using the Boussinesq approximation which stated that the density of a given fluid changed slightly with temperature but negligibly with pressure.

### Energy equation

Equation (3) presents a general notation of the conservation of energy law, but the convection term is applied only to the tissue treated as a fluid:

$$-\frac{1}{\rho_i c_i} \nabla \cdot (k_i \nabla T_i) = -\mathbf{u}_i \cdot \nabla T_i + \frac{1}{\rho_i c_i} Q_{ext,i} \quad (3)$$

where:  $C_i$  – specific heat [J/(kgK)],  $k$  – thermal conductivity [W/(mK)],  $Q_{ext,i}$  – external heat source [W/m<sup>3</sup>].

### External heat source term

The external heat source of the electromagnetic field phenomenon can be expressed using Equation (4):

$$Q_{ext,i} = \frac{1}{2} \sigma_i |\bar{E}|^2 = \frac{\rho_i}{2} \cdot SAR \quad (4)$$

where:  $\sigma_i$  – electrical conductivity [S/m],  $\bar{E}$  – average electric field intensity [V/m],  $SAR$  – Specific Absorption Rate [W/kg].

The mathematical model created in HFSS contains the following equations.

### Specific Absorption Rate (SAR)

The energy deposited in a tissue is described with the following equation (5):

$$SAR = \frac{\sigma_i}{2\rho_i} |E_p|^2 = \frac{\sigma_i}{\rho_i} |E_{rms}|^2 \quad (5)$$

where:  $E_p$  – peak electric field intensity [V/m],  $E_{rms}$  – root-mean-square electric field intensity [V/m].

### Equation of the electromagnetic field

The propagation of the EM field is characterized by Maxwell's equations, and in the case analyzed it was assumed to be constant in time; therefore the field equation is formulated as:

$$\nabla \times \frac{1}{\mu_{r,i}} (\nabla \times E) - k_0^2 \left( \varepsilon_{r,i} - \frac{j\sigma_i}{\omega \varepsilon_{0,i}} \right) E = 0 \quad (6)$$

where:  $E$  – electric field intensity [V/m],  $j$  – electric current density [C/s],  $\mu_{r,i}$  – relative magnetic permeability [–],  $k_0$  – free space wave number [1/m],  $\varepsilon_{r,i}$  – relative permittivity [–],  $\omega$  – angular frequency [Hz],  $\varepsilon_{0,i}$  – permittivity of vacuum [F/m].

## 2.2. Numerical model

Simplified models were created in ANSYS HFSS (ANH) and ANSYS Fluent (ANF) independently. The HFSS programme was used to generate averaged Specific Absorption Rate (SAR) values along the midline of the eye (as in [6]). These data were exported and approximated with mathematical functions, which were then imported into ANSYS Fluent.

A numerical model created in ANSYS Fluent used the 3D geometry (Fig. 1) of the human eye based on data presented in [5]. Geometry took into account the individual components corresponding to the different tissues of the human eye. The numerical model assumed the convection condition at the front surface of the cornea, with a temperature of 25 [°C] and the heat transfer coefficient equal to 20 [W/(m<sup>2</sup>K)].

The remaining surface of the eyeball in the scleral part was characterised by a temperature of 37 [°C] and a blood heat transfer coefficient equal to 65 [W/(m<sup>2</sup>K)] [5]. The mesh consisted of polihedral elements, of which the quality was satisfactory.

A numerical model created in ANSYS High Frequency Simulator Software (HFSS) was developed to generate an electromagnetic field over a wide frequency range and its propagation through space. This field provided an environment that interacts with the tissues of the eye. The geometry was simplified in comparison to the geometry from ANSYS Fluent (Fig. 1).

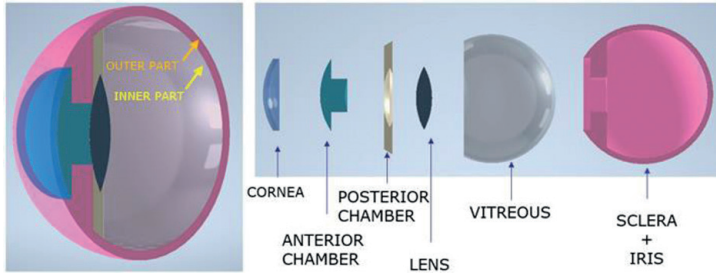


Fig. 1. Geometry of the human eye, tissues from left: cornea, anterior chamber, posterior chamber, lens, vitreous body, sclera, and iris

### 3. Results and discussion

Fig. 2 shows differences in the values of the total unit energy, that is, the amount of energy accumulated in a given tissue in relation to a mass of 1 [kg] of that tissue. Values are presented in relation to a reference energy, which is the energy without exposure to EM radiation, respectively: cornea 43.60 [MJ/kg]; anterior chamber 42.87 [MJ/kg]; lens 33.95 [MJ/kg]; posterior chamber 45.93 [MJ/kg]; vitreous body 49.12 [MJ/kg]; sclera 36.97 [MJ/kg]. There is a noticeable trend in the frequency dependence of this energy in successive tissues.

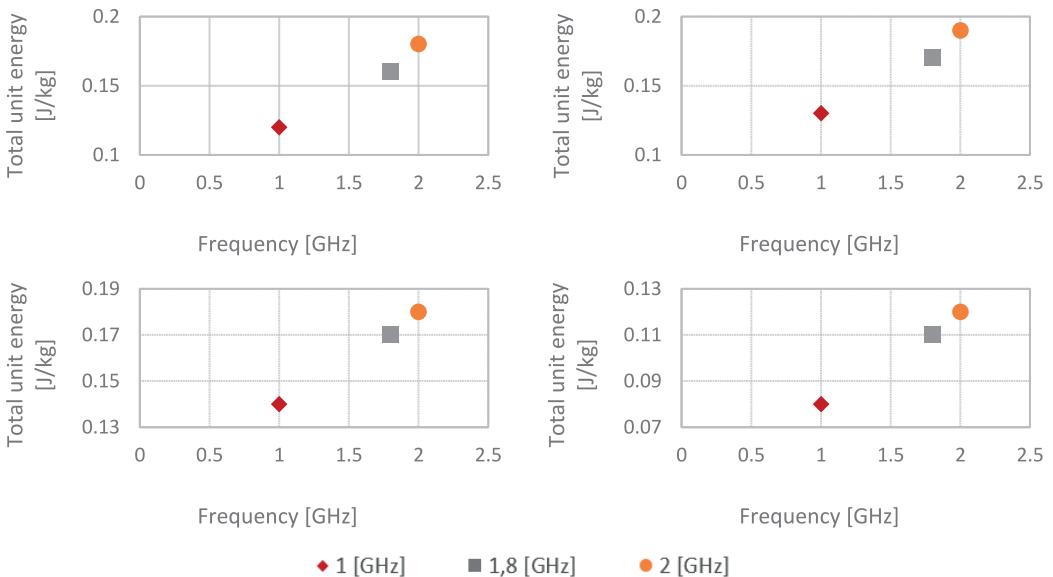


Fig. 2. Total unit energy for all tissues: a) cornea; b) anterior chamber; c) vitreous body; d) sclera

The characteristics of the SAR function (Fig. 3) have a common minimum point falling in the anterior chamber region, which is the only one depicted as a fluid, unlike a solid representing the other tissues.

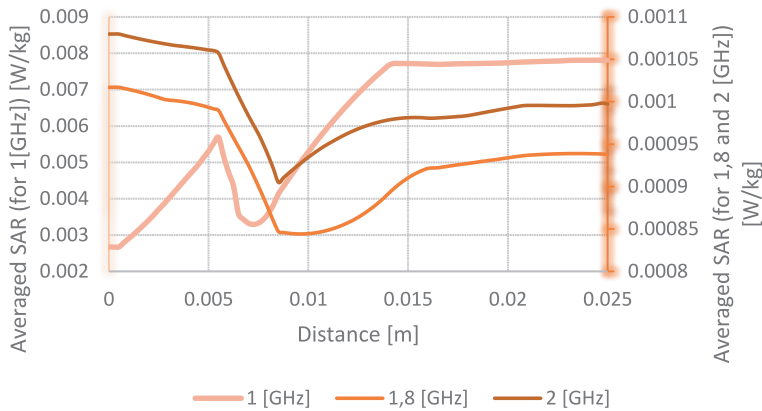


Fig. 3. Averaged SAR function along the X-axis of the eyeball. Vertical axis on the left for 1 [GHz], vertical axis on the right for 1.8 and 2 [GHz]

## Summary

A preliminary simplified model was created to indicate a difference in SAR distribution depending on the EM frequency. It was shown that there are differences in SAR. However, its influence on energy transport is not significant at this stage of analysis. At the same time, more care should be put on the boundary conditions because, with a small influence of the EM field, they are dominant in the model and determine the temperature distribution in the eye. The model is already developed, and it will take into account a number of additional phenomena (e.g. local SAR distribution) to analyse the influence of EM field.

## Acknowledgments

This research was partially supported by the program “Excellence Initiative–research University” for the AGH University of Science and Technology.

## Literature

- [1] Kumar A., Gupta M. A review on activities of fifth generation mobile communication system. *Alexandria Engineering Journal* 2018; 57: 1125–1135.
- [2] Simkó M., Mattson M.O. 5G wireless communication and health effects – a pragmatic review based on available studies regarding 6 to 100 GHz. *International Journal of Environmental Research and Public Health* 2019; 16: 3406.
- [3] Sacco G. et al. Age-dependence of electromagnetic power and heat deposition in near-surface tissues in emerging 5G bands. *Scientific Reports* 2021; 11: 3983.
- [4] Deepak B., Amarjot D. Numerical analysis of the thermal interaction of cell phone radiation with human eye tissues. *Iranian Journal of Medical Physics* 2018; 15: 146–150.
- [5] Wessapan T., Rattanadecho P. Influence of ambient temperature on heat transfer in the human eye during exposure to electromagnetic fields at 900MHz. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 70: 378–388.
- [6] Cvetković M. et al. Numerical comparison of compound and extracted eye models for high frequency dosimetry. *International Journal for Engineering Modelling* 2018; 31: 1–13.



# Uproszczony model matematyczny z określeniem zakresów warunków brzegowych parametrów ogniwa paliwowego

Sebastian Lepczy<sup>1</sup>, Sebastian Rulik<sup>1</sup>, Julian Jędrzejewski<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, ul. S. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice

<sup>2</sup> Antea Polska SA, ul. Dulęby 5, 40-833 Katowice

e-mail: sebastian.lepczy@polsl.pl; sebastian.rulik@polsl.pl; julian.jedrzejewski@polsl.pl

## Streszczenie

Zastosowanie wodoru jako nośnika energii wymaga doskonalenia technologii jego wykorzystania. Ogniwa paliwowe wysokotemperaturowe charakteryzują się wysoką sprawnością wytwarzania energii elektrycznej z wodoru. Dodatkowo istnieje możliwość budowy układów kombinowanych umożliwiających dalsze zwiększenie sprawności. Optymalizacja ekonomiczna tego typu układów nie jest łatwa ze względu na dużą liczbę zmiennych decyzyjnych już w zakresie samego ogniwa paliwowego, jego konstrukcji i sposobu eksploatacji. Dla przeprowadzenia nawet wstępnych optymalizacji niezbędne jest opracowanie modelu termodynamicznego ogniwa paliwowego. W pracy przedstawiono uproszczony jednowymiarowy model SOFC. Założono, że ogniwo paliwowe zbudowane jest w postaci rur ze współprądowym przepływem paliwa i powietrza. Główne rezultaty analiz przeprowadzonych przy wykorzystaniu modelu to: powierzchnia ogniwa paliwowego, spadek ciśnienia gazu i powietrza przy przepływie, moc elektryczna ogniwa paliwowego, temperatury wylotowe czynników. Zmienne decyzyjne analiz to m.in.: napięcie pracy ogniwa, prędkość początkowa substratów, współczynnik wykorzystania paliwa, współczynnik nadmiaru powietrza, temperatura początkowa substratów.

Nowatorskim aspektem prezentowanej pracy jest przede wszystkim określenie zależności pomiędzy parametrami wejściowymi umożliwiającymi uzyskanie racjonalnych pod względem technicznym parametrów technicznych i eksploatacyjnych. W szczególności zwrócono uwagę na temperaturę wylotową produktów, spadek ciśnienia w ogniwie paliwowym, średnicę i długość ogniw paliwowych.

Słowa kluczowe: ogniwo paliwowe, SOFC, modelowanie ogniwa paliwowego, charakterystyki ogniwa paliwowego, optymalizacja parametrów ogniwa paliwowego

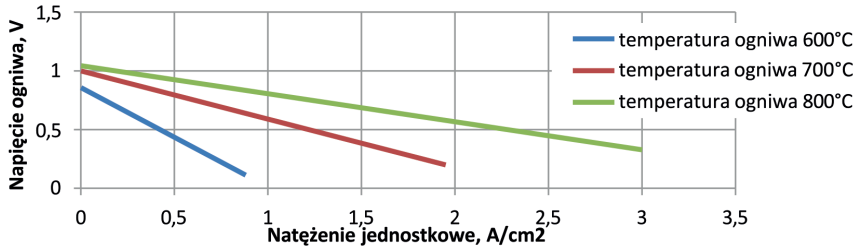
## 1. Wprowadzenie

Wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną oraz wykorzystania odnawialnych źródeł energii wymusza konieczność rozwoju m.in. energetyki opartej na wodorze. W zakresie wytwarzania energii z wodoru bardzo dobrymi parametrami charakteryzują się ogniwa paliwowe. Istnieje kilka rodzajów ogniw paliwowych. Szersze wykorzystanie wysokotemperaturowych ogniw stałotlenkowych (SOFC) wydaje się obiecujące m.in. ze względu na możliwość budowy układów hybrydowych (ogniwo paliwowe–obieg gazowy–obieg parowy) w różnych konfiguracjach i o wysokiej sprawności. W celu określenia optymalnych struktur układów hybrydowych niezbędne jest przeprowadzenie analiz systemowych, które wymagają określenia charakterystyk ogniw paliwowych. W zależności od celu analiz zastosowany model ogniwa paliwowego może się charakteryzować różnym stopniem złożoności. Przedstawiony w artykule model jest rozwinięciem najprostszych modeli zerowymiarowych, które pozwala jednak w znacznym stopniu urealnić wstępne analizy ekonomiczne układów hybrydowych dzięki możliwości oceny sprawności, wymiarów, parametrów czynników wylotowych. Możliwa jest również ocena, czy wybrane do analiz parametry ogniw skutkują realnymi do zastosowania parametrami technicznymi.

## 2. Opis modelu ogniwa paliwowego

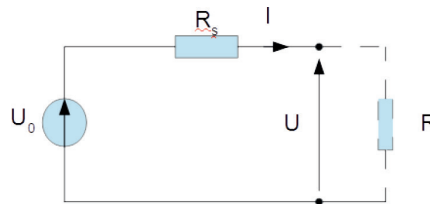
W analizach wykorzystano jednowymiarowy model rurowych ogniw paliwowych typu SOFC. Algorytm obliczeń modelu polega na podziale ogniwa paliwowego na elementarne odcinki w kształcie pierścieni, dla których na podstawie parametrów wejściowych czynników obliczane są parametry czynników wylotowych i elementarnego odcinka ogniwa. Ponadto algorytm zakłada brak spadku napięcia przy przepływie prądu wzdłuż elektrod.

Dla określenia parametrów pracy ogniwa paliwowego wykorzystano charakterystykę zamieszczoną w [1]. Dla uproszczenia obliczeń wykorzystano zlinearyzowane charakterystyki prądowo-napięciowe (rys. 1) dla trzech temperatur pracy jako źródło danych do modelu zastępczego ogniwa paliwowego.



Rys. 1. Uproszczona charakterystyka prądowo-napięciowa ogniwa paliwowego dla trzech temperatur pracy ogniwa

Linearyzacja charakterystyk ogniwa paliwowego pozwala zastosować elektryczny model elementarnego ogniwa paliwowego w postaci źródła napięciowego i szeregowej rezystancji (rys. 2).



Rys. 2 Uproszczony model ogniwa paliwowego:  $U_0$  – napięcie bez obciążenia,  $R_s$  – rezystancja szeregową,  $I$  – natężenie prądu,  $U$  – napięcie na zaciskach ogniwa paliwowego,  $R$  – rezystancja obciążenia)

Na podstawie modelu ogniwa paliwowego i zlinearyzowanej charakterystyki określano zależność jednostkowej rezystancji szeregowej i napięcia bez obciążenia w funkcji temperatury  $t$ . Zależności te miały następującą postać:

$$r_s = 36,374e^{-0,006t} \quad (1)$$

$$U_0 = 0,00093t + 0,3 \quad (2)$$

Model jednowymiarowy wykorzystuje zasadę zachowania pędu do wyznaczania spadku ciśnienia przy przepływie czynników. W obliczeniach tych założono, że w elementarnym odcinku zmianie nie ulegają prędkość i gęstość czynnika i wartości te są równe wartościom wylotowym z poprzedniego elementu. Tak więc straty ciśnienia przy przepływie czynników określono, wykorzystując równanie:

$$\Delta p = f \frac{\rho w^2}{2} \frac{O}{4A} \Delta x \quad (3)$$

gdzie:  $\Delta p$  – spadek ciśnienia w kanale,  $f$  – współczynnik tarcia,  $\rho$  – gęstość czynnika,  $w$  – prędkość czynnika,  $O$  – obwód kanału zwilżony płynem,  $A$  – powierzchnia kanału,  $\Delta x$  – długość analizowanego odcinka kanału.

Współczynnik tarcia określono przy pomocy równania zaproponowanego przez Churchilla, które można stosować dla przepływów laminarnego, turbulentnego i przejściowego dla rur gładkich.

Dla elementarnego odcinka ogniwa paliwowego wykorzystano bilans energii napisany przy pomocy równań w postaci:

$$H_{ai} + H_{fi} + Q_{FC} = H_{ao} + H_{fo} + N_{elFC} \quad (4)$$

$$Q_{FC} = (1 - \eta_{elFC}) \cdot \Delta m_{H_2} \cdot LHV_{H_2} \quad (5)$$

$$N_{elFC} = \eta_{elFC} \cdot \Delta m_{H_2} \cdot LHV_{H_2} \quad (6)$$

gdzie:  $H$  – strumień entalpii fizycznej,  $Q_{FC}$  – strumień energii cieplnej z reakcji chemicznej wodoru i tlenu,  $N_{elFC}$  – energia elektryczna z reakcji wodoru i tlenu,  $\Delta m_{H_2}$  – strumień masy wodoru reagującego z tlenem,  $\eta_{elFC}$  – sprawność ogniwa paliwowego.

Entalpia fizyczna wyznaczana jest przy użyciu algorytmu wykorzystującego bibliotekę CoolProp. Dane wejściowe potrzebne do wyznaczenia entalpii fizycznej mieszaniny gazowej to masowy skład gazu, jego temperatura i ciśnienie oraz temperatura odniesienia.

Założono, że głównym mechanizmem wpływającym na wymianę ciepła w elementarnym elemencie jest konwekcja. Założenie to pozwala na uproszczenie obliczeń, jednocześnie skutkując wyrównaną temperaturą modelowanego elementu ogniwa paliwowego. Kluczowym parametrem umożliwiającym określenie wartości ciepła przepływającego od ogniwa paliwowego do czynników jest współczynnik wnikania ciepła. Jego wartość określono na podstawie wartości współczynnika tarcia. Do wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła wykorzystano liczbę Nusselta opracowaną przez Gnielińskiego.

### 3. Dane do obliczeń

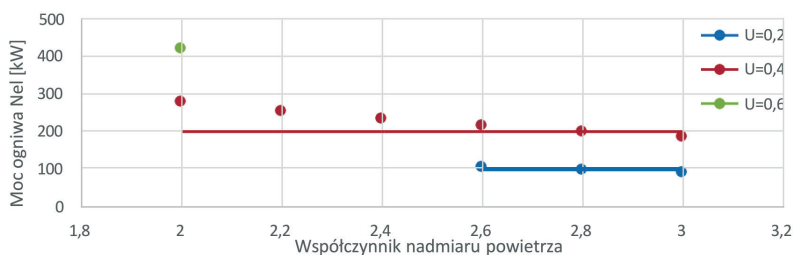
W procesie modelowania założono, że paliwem dla ogniwa jest wodór. Przyjęto, że stanowi on 95% obj.; dodatkowo w paliwie jest 4% azotu i 1% pary wodnej. Temperatura paliwa wynosiła 20°C, a ciśnienie 1 bar. Wartości te wynikały z założenia, że docelowo model ma posłużyć do analiz układów kombinowanych z turbinami gazowymi, w których ogniwo paliwowe pracuje przy ciśnieniu zbliżonym do otoczenia.

Przyjęto, że powietrze do ogniwa paliwowego ma następujący skład: azot 78,1%, argon 0,9% i tlen 21,0%. Analizy zakładały wysokie wartości temperatury początkowej powietrza umożliwiające rozpoczęcie pracy ogniwa. Ciśnienie powietrza na wlocie wynosiło 1 bar. Założono, że strumień powietrza wynosi 1 kg/s, a strumień paliwa jest dobierany na podstawie założonego w analizach współczynnika nadmiaru powietrza.

Jednym z podstawowych parametrów pracy stosu lub wielu elementów ogniw paliwowych połączonych równolegle jest napięcie elektryczne pracy poszczególnych ogniw i całego zespołu. Teoretycznie napięcie to może przyjmować wartości z całego zakresu napięć ogniwa paliwowego, czyli od 0 do  $U_{MAX}$  wynikającego z temperatury pracy i stężenia składników, tj. wodoru i tlenu. Ze względu na uproszczenia w postaci linearyzacji charakterystyk ogniw paliwowych ograniczono zakres zmienności napięcia pracy od wartości 0,1 V do 0,7 V.

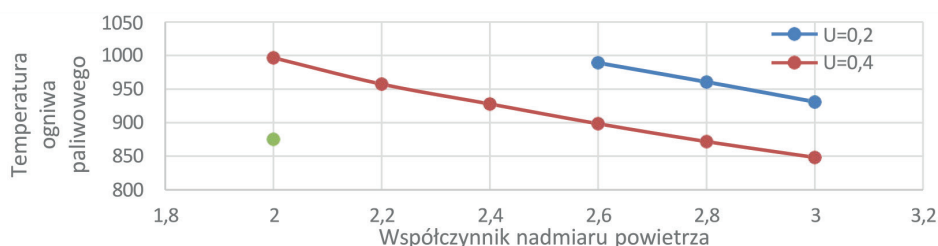
### 4. Wybrane rezultaty analiz

Jedną z najważniejszych wartości, które analizowano przy użyciu modeli, była moc elektryczna ogniwa. Przykładowe rezultaty mocy w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza i napięcia pracy ogniwa przedstawia rys. 3. W zakresie analizowanych zmian dla małego współczynnika nadmiaru powietrza i niskiego napięcia pracy wystąpiło jedno z ograniczeń pracy związane z przekroczeniem przez ogniwo temperatury 1000°C. Zkolei dla napięcia pracy ogniw wynoszącego 0,6 V występowało inne z ograniczeń dotyczące nadmiernego spadku ciśnienia paliwa w ogniwie (spadek powyżej 20% ciśnienia wlotowego). Efekt ten wynikał między innymi z dużej wyliczonej długości ogniw paliwowych.



Rys. 3. Zależność mocy ogniwa paliwowego w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza i napięcia pracy poszczególnych ogniw (temperatura powietrza wlotowego 500°C,  $FUF = 0,8$ ,  $w_{oi} = 7$  m/s,  $l_k = 50$ )

Przykładową zależność temperatury maksymalnej ogniwa paliwowego przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Zależność temperatury maksymalnej ogniwa paliwowego w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza i napięcia pracy poszczególnych ogniw (temperatura powietrza wlotowego 500°C,  $FUF = 0,8$ ,  $w_{oi} = 7$  m/s,  $l_k = 50$ )

## Podsumowanie

Oprócz przedstawionych możliwości analiz model umożliwia m.in. określenie następujących parametrów: powierzchnia ogniw paliwowych, długość ogniw paliwowych, temperatury wzdłuż ogniwa paliwowego, spadek ciśnienia przy przepływie paliwa i powietrza wzdłuż ogniwa paliwowego. W modelu przyjęto m.in. następujące ograniczenia techniczne skutkujące wygenerowaniem ostrzeżeń podczas analiz wrażliwości: wzrost temperatury ogniwa powyżej 1000°C; praca elementu ogniwa poza charakterystyką napięciowo-prądową; średnica rur ogniwa paliwowego poniżej 5 mm, spadek ciśnienia czynników powyżej 20% ciśnienia wlotowego. Zadaniem zbudowanego modelu jest w przyszłości wygenerowanie danych do modeli systemowych uwzględniających analizę energetyczną i ekonomiczną układów hybrydowych. Model – mimo uproszczeń – jest do tego przydatny, gdyż w znacznym stopniu urealnia wartości wielu zmiennych niezbędnych do przeprowadzenia systemowych ekonomicznych analiz optymalizacyjnych.

## Podziękowania

Prezentowane badania zostały przeprowadzone w ramach statutowych funduszy badawczych Politechniki Śląskiej.

## Literatura

- [1] Milewski J. A mathematical model of SOFC: a proposal. Fuel Cells 2012; 12: 709–721.

# Wyznaczanie współczynnika przejmowania ciepła podczas przepływu płynu HFE-7200 przez układ minikanalów poziomych z wykorzystaniem funkcji Trefftza

Beata Maciejewska<sup>1</sup>, Magdalena Piasecka<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Świętokrzyska, Wydział Zarządzania i Modelowania Komputerowego, Al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

<sup>2</sup> Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

e-mail: beatam@tu.kielce.pl; tmpmj@tu.kielce.pl

## Streszczenie

Głównym celem pracy jest badanie wymiany ciepła, a w szczególności wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła podczas przepływu wrzącego czynnika HFE-7200 przez układ 5 lub 15 minikanalów poziomych o głębokości 1 mm. Cienka folia stanowiła wspólną ścianę grzejną dla czynnika chłodniczego, a temperaturę jej zewnętrznej powierzchni mierzono kamerą termowizyjną. Podczas eksperymentów asymetrycznie ogrzewana sekcja testowa przybierała dwie poziome orientacje przestrzenne: 0° i 180°. Lokalne współczynniki przejmowania ciepła między ścianą grzejną a płynem obliczono na podstawie warunku Robina. Rozkład temperatury w ścianie grzejnej opisano równaniem przewodzenia ciepła, podczas gdy temperatura płynącego płynu spełniała równanie Fouriera–Kirchhoffa. Równania te uzupełniono o układ odpowiednich warunków brzegowych wynikających z warunków eksperymentalnych. Sformułowany problem, stanowiący zagadnienie odwrotne przepływu ciepła, rozwiązano za pomocą metody Becka połączonej z metodą elementów skończonych z funkcjami Trefftza jako funkcjami bazowymi. Wyniki przedstawiono jako zależności temperatury i współczynników przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu. Pokazano również przebiegi krzywych wrzenia.

Słowa kluczowe: minikanaly, wymiana ciepła, wrzenie w przepływie, MES, funkcje Trefftza

## 1. Wprowadzenie

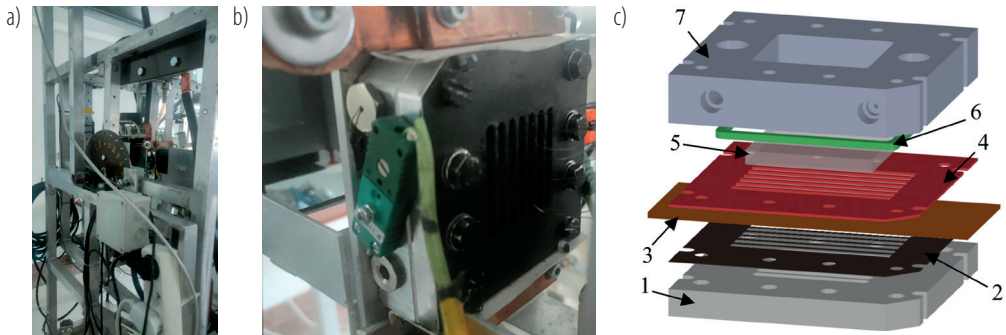
Postępowi technologicznemu towarzyszy wzrost wymagań energetycznych, a często również dążenie do miniaturyzacji konstrukcji urządzeń. Poszukiwanie wymienników ciepła o niewielkich wymiarach i wysokiej efektywności energetycznej sprawia, że kompaktowe przepływowe wymienniki ciepła z przestrzeniami o małych wymiarach, pracujące ze zmianą fazy czynnika roboczego, budzą duże zainteresowanie badaczy i są pożądane przez różne gałęzie przemysłu.

Niniejsza praca stanowi kontynuację badań eksperymentalnych prowadzonych na module testowym z układem asymetrycznie ogrzewanych minikanalów o przekroju prostokątnym [1–3]. Model matematyczny i obliczenia cieplne z zastosowaniem funkcji Trefftza opierają się na danych z eksperymentu. Nowatorskim aspektem pracy są badania eksperymentalne wykonane na zaprojektowanym stanowisku testowym dostosowanym do zmiennej orientacji przestrzennej modułu z układem minikanalów (5 lub 15) oraz obliczenia numeryczne przeprowadzone za pomocą autorskiej procedury obliczeniowej opartej na metodach Becka i MES połączonych z funkcjami Trefftza, zastosowanych do rozwiązania zagadnienia odwrotnego przepływu ciepła w układzie minikanalów. Obliczone z warunku Robina lokalne wartości współczynnika przejmowania ciepła od ściany grzejnej do płynu przepływającego przez minikanal posłużyły do oszacowania intensywności wymiany ciepła w badanym układzie modułu. Procedura obliczeniowa została ściśle dostosowana do danych eksperymentalnych.

## 2. Eksperyment

### 2.1. Stanowisko badawcze i moduł testowy

Do najważniejszych systemów stanowiska badawczego należą: zamknięty obieg główny z cyrkulacją czynnika chłodniczego (układ z pompą zębatą współpracującą z falownikiem), system akwizycji i przetwarzania danych pomiarowych oraz rejestracji obrazów, system prądowy zasilania grzejnika oraz system oświetlenia. Widok stanowiska pokazano na rys. 1a. Najważniejszym elementem stanowiska badawczego jest moduł testowy z układem 5 lub 15 minikanalów o głębokości 1 mm, którego widok ilustruje rys. 1b; rysunek złożeniowy modułu pokazano na rys. 1c. W minikanalach realizowany jest przepływ wrzącego czynnika chłodniczego (HFE-7200, producent firma 3M – Novec™ 7200) przez układ minikanalów poziomych. Cienka folia (grubości ok. 0,1 mm) ze stopu Haynes-230 stanowiła wspólną ściankę grzejną dla czynnika chłodniczego przepływającego wzdłuż minikanalów. Podczas eksperymentów asymetrycznie ogrzewana sekcja testowa przybierała dwie poziome orientacje przestrzenne: 0° (przepływ płynu nad ścianką grzejną) i 180° (przepływ płynu pod ścianką grzejną). W celu pomiaru temperatury ściany grzejnej zastosowano technikę termowizji. Ściana przeciwna do podgrzewanej była przezroczysta, co umożliwiło obserwację struktur przepływu. Kontrolowano ponadto: temperaturę i ciśnienie wlotowe/wylotowe oraz natężenie przepływu czynnika chłodniczego, natężenie prądu i spadek napięcia (ścianka grzejna) oraz podstawowe parametry otoczenia. Szczegółowe informacje dotyczące stanowiska badawczego i modułu testowego można odnaleźć w opublikowanych wcześniej pracach autorek, np. [1, 2].



Rys. 1. Stanowisko badawcze i moduł testowy: a) widok stanowiska; b) widok modułu; c) elementy modułu; 1 – pokrywa metalowa (duraluminium PA6), 2, 4 – przekładka teflonowa, 3 – folia grzejna ze stopu Haynes-230, 5 – płytka szklana, 6 – uszczelka typu O-ring, 7 – korpus metalowy (duraluminium PA6)

### 2.2. Metodyka badań i parametry eksperymentalne

Podczas serii pomiarowej, po ustabilizowaniu parametrów eksperymentalnych, do ścianki grzejnej dostarczano prąd o regulowanej wartości natężenia, zwiększanej w kilkunastominutowych interwałach czasowych, zakładając ustalone w czasie warunki eksperymentu. Rejestrowano parametry eksperymentalne oraz termogramy z kamery termowizyjnej. Podstawowe parametry analizowanych czterech serii badań eksperymentalnych zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe parametry analizowanych serii badań eksperymentalnych

Liczba kanałów	Przepływ masowy	Położenie (kąt do poziomu)	Ciśnienie (wlot)	Strumień ciepła
5	40 kg/h	0° (płyn nad grzejnikiem)	1,01 bar	29,86 kW/m <sup>2</sup>
		180° (płyn pod grzejnikiem)	1,48 bar	36,94 kW/m <sup>2</sup>
15		0° (płyn nad grzejnikiem)	1,24 bar	22,4 kW/m <sup>2</sup>
		180° (płyn pod grzejnikiem)	1,31 bar	29,64 kW/m <sup>2</sup>

### 3. Model matematyczny

Współczynnik przejmowania ciepła od ściany grzejnej do przepływającego płynu wyznaczono z warunku Robina:

$$\alpha(x) = \frac{-\lambda_F \frac{\partial T_F(x, \delta_F)}{\partial y}}{T_F(x, \delta_F) - T_f(x, \delta_F + \frac{1}{2} \delta_M)} \quad (1)$$

gdzie:  $x$  – zmienna związana z kierunkiem przepływu płynu,  $y$  – zmienna związana z głębokością minikanalu,  $\lambda_F$  – współczynnik przewodzenia ciepła ściany grzejnej,  $\delta_F$  – grubość ściany grzejnej,  $\delta_M$  – głębokość minikanalu. Temperatura  $T_F$  ściany grzejnej oraz temperatura  $T_f$  przepływającego płynu zostały wyznaczone z następujących równań:

$$\frac{\partial^2 T_F}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_F}{\partial y^2} = -\frac{q_w}{\delta_F \lambda_F} \text{ dla } (x, y) \in \Omega_F \quad (2)$$

$$\kappa_f \left( \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) - w_x(y) \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \text{ dla } (x, y) \in \Omega_M \quad (3)$$

gdzie:  $\Omega_F = \{(x, y) \in \mathbb{R}^2: 0 \leq x \leq L, 0 \leq y \leq \delta_F\}$ ;  $\Omega_M = \{(x, y) \in \mathbb{R}^2: 0 \leq x \leq L, \delta_F \leq y \leq \delta_F + \delta\}$ ,  $\kappa$  – współczynnik dyfuzyjności termicznej płynu,  $\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła płynu,  $\rho_f$  – gęstość płynu,  $c_{p,f}$  – ciepło właściwe płynu,  $q_w$  – gęstość strumienia ciepła,  $w_x(y)$  – składowa wektora prędkości płynu,  $L$  – długość minikanalu.

Warunki brzegowe mają postać:  $\frac{\partial T_F}{\partial y}(x, 0) = 0$ ,  $T_F(x, 0) = T_{IR}$ ,  $\frac{\partial T_F}{\partial x}(0, y) = 0$ ,  $\frac{\partial T_F}{\partial x}(L, y) = 0$ ,  $T_F(x, \delta_F) = T_f(x, \delta_F)$ ,  $T_f(0, y) = T_{in}$ ,  $T_f(L, y) = T_{out}$

Zagadnienie odwrotne wymiany ciepła w ścianie grzejnej zostało rozwiązane metodą Becka [4]. Występujące w tej metodzie współczynniki wrażliwości zdefiniowano jako pochodne temperatury względem szukanych wartości strumienia ciepła na brzegu  $y = \delta_f$ .

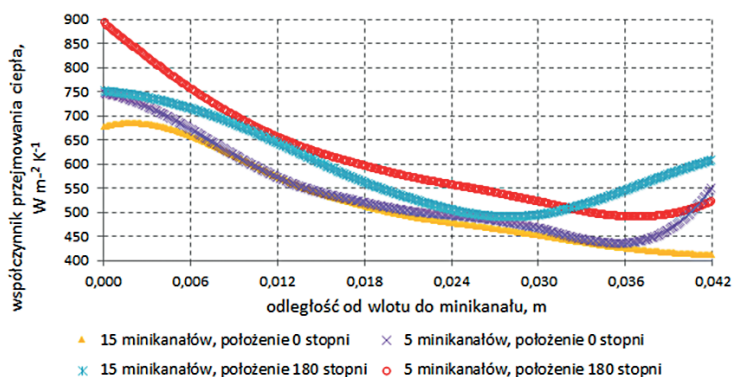
Bezpośrednim rezultatem obliczeń były wartości bez konieczności różniczkowania  $\frac{\partial T_F(x, \delta_F)}{\partial y}$  funkcji temperatury ściany grzejnej. Do rozwiązania pomocniczych zagadnień prostych w tej metodzie wykorzystano funkcje Trefftza [5]. Rozkład temperatury płynącego płynu wyznaczono za pomocą MES z funkcjami Trefftza jako funkcjami bazowymi. W postaci funkcji bazowych uwzględniono paraboliczny profil prędkości płynu [5].

### Wyniki i podsumowanie

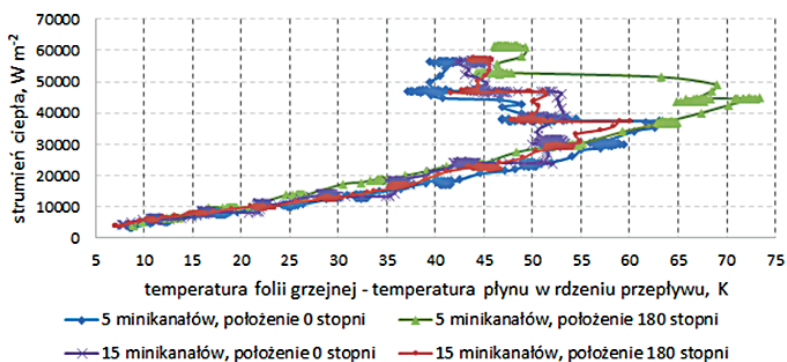
Wyniki przedstawiono dla czterech serii badań eksperymentalnych, których podstawowe parametry zestawiono w tabeli 1 w formie:

- zależności współczynnika przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu (rys. 2);
- krzywych wrzenia – zależności strumienia ciepła w funkcji różnicy temperatury folii i płynu w rdzeniu przepływu, dla punktu w połowie długości i osi minikanalu środkowego (rys. 3).

Analizując wyniki przedstawione na rys. 2, można zauważyć, że współczynnik przejmowania ciepła maleje ze wzrostem odległości od wlotu. Najwyższe wartości współczynnika osiągnął dla eksperymentu z modułem z 5 minikanalami, ustawionym pod kątem 180° do poziomu, a najmniejsze – gdy moduł zawierał 15 minikanalów, przy jego położeniu 0°. Z przebiegu krzywych wrzenia pokazanych na rys. 3 wynika, że w kanale występował uskok temperatury towarzyszący inicjacji wrzenia. Największą wartość uskoku temperatury zaobserwowano dla modułu z 5 minikanalami, ustawionego pod kątem 180° do poziomu.



Rys. 2. Zależność współczynnika przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu



Rys. 3. Krzywe wrzenia sporządzone dla analizowanych serii pomiarowych, odległość ok. 1/2 długości kanału

## Podziękowania

Badania finansowane z grantu NCN nr UMO-2018/31/B/ST8/01199.

## Literatura

- [1] Maciejewska B., Piasecka M. Time-dependent study of boiling heat transfer coefficient in a vertical minichannel. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 2019; 30: 2953–2969.
- [2] Maciejewska B. et al. The study of the onset of flow boiling in minichannels – time-dependent heat transfer results. *Heat Transfer Engineering* 2021; 43: 223–237.
- [3] Piasecka M. et al. Heat transfer calculations during flow in minichannels with estimation of temperature uncertainty measurements. *Energies* 2023; 16: 1222.
- [4] Beck J.V. et al. *Inverse heat conduction. III – posed problems*, Wiley – Interscience 1985.
- [5] Poniewski M.E. et al. *Encyclopedia of two-phase heat transfer and flow. I: Fundamentals and methods. Vol. 4: Special topics in pool and flow boiling*. Thome J.R. (ed.). World Scientific 2015.



# Wykorzystanie metod optycznych w badaniach zjawisk przepływowych w strumienicy dwufazowej

Paweł Madejski, Michał Karch

Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

e-mail: madejski@agh.edu.pl; karch@agh.edu.pl

## Streszczenie

Obecnie w wielu sektorach przemysłu rozwija się technologie związane z redukcją zanieczyszczeń gazowych w technologiach energetycznych. W celu ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> rozwijane są systemy jego wychwytu w procesach spalania paliw. Istotną część układu wychwytu CO<sub>2</sub> mogą stanowić procesy skraplania i separacji wytwarzanych spalin. Stosowane są systemy skraplania z bezpośrednim kontaktem (DCC), które cechują się licznymi zaletami. W takich układach można zastosować skraplacze strumienicowe. W ramach projektu POLNOR: „nCO<sub>2</sub>PP – Negative CO<sub>2</sub> emission gas power plant” w AGH zbudowano prototypowe stanowisko umożliwiające badanie zjawisk zachodzących w skraplaczu strumienicowym. Stanowisko pozwala na prowadzenie analizy zjawisk przepływowych dwufazowych zachodzących w strumienicy przy zastosowaniu optycznych metod pomiarowych. W pracy przedstawiono aktualnie stosowane optyczne metody pomiarowe. Omówiono zasadnicze części zbudowanej instalacji badawczej ze wskazaniem na wybraną metodę pomiarową. Przedstawiono również wybrane wyniki przeprowadzonych eksperymentów.

Słowa kluczowe: optyczne metody pomiarowe, strumienica, przepływy dwufazowe

## 1. Wstęp

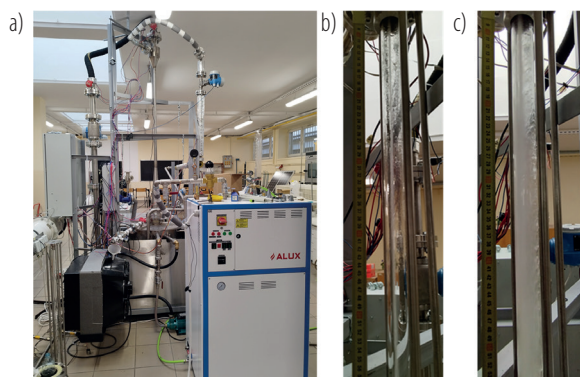
Kondensacja w kontakcie bezpośrednim DCC (ang. *direct contact condensation*) [1] jest powszechnie stosowana od ponad wieku w różnych gałęziach przemysłu, m.in. w elektrowniach, w inżynierii chemicznej czy instalacjach odsalania. Zalety bezpośredniej kondensacji kontaktowej w stosunku do konwencjonalnych procesów wykorzystujących metalowe powierzchnie wymiany ciepła wynikają głównie ze względnej prostoty konstrukcji, mniejszej podatności na korozję i osadzanie się kamienia, tańszej konserwacji, lepszych parametrów powierzchni przenoszenia i wyższych szybkości przenoszenia [2]. Eksperymentalne badania wymiany ciepła przy bezpośrednim kontakcie pary wodnej ze strumieniem wody były przedmiotem pracy [3]. Analizie poddano proces skraplania stabilnego strumienia pary wodnej w przepływie wody w pionowej rurze, wykorzystując do tego szybką kamerę oraz mobilną sondę termoelektryczną. Przedstawiono charakterystykę kondensacji, określono kształt smugi, długość strumienia, rozkład temperatury, średni współczynnik przejmowania ciepła i średnią liczbę Nusselta. Interesującym zagadnieniem jest wpływ gazu inertnego zawartego w gazie skraplanym na proces skraplania bezpośredniego. W pracy [4] zaprezentowano wyniki badania tego problemu w odniesieniu do skraplacza strumienicowego. Stwierdzono, że wydajność skraplacza, wyrażona natężeniem przepływu wyrzucanej wody, wzrasta najpierw przy niewielkiej ilości gazu nieskrapającego się i maleje, gdy ilość gazu nieskrapającego osiągnie określony poziom. Ponadto przedstawiono rozkłady wielu lokalnych parametrów przepływu, w tym ciśnienia, szybkości skraplania i objętościowego udziału gazu, prędkości i temperatury wewnątrz skraplacza strumienicowego dla różnych stężeń gazu inertnego. We wcześniejszych pracach [5–7] zawarto opis koncepcji, schematy, zakresy pracy, propozycje pozyskiwania i monitorowania parametrów pracy oraz podstawowe założenia do realizacji instalacji do badania skraplaczy strumienicowych. Uwagę skupiono na umożliwieniu prowadzenia badań eksperymentalnych nad DCC w dwufazowym układzie strumienica–skraplacz. Prace eksperymentalne koncentrowały się na zbudowaniu w skali laboratoryjnej (masowe natężenie przepływu pary wodnej i CO<sub>2</sub> około 10 g/s) zaprojektowanej instalacji, która umożliwiłaby badania procesu skraplania pary wodnej podczas przepływu w obecności gazu inertnego przez dwufazowy skraplacz strumienicowy do zastosowania w elektrowni o ujemnej emisji CO<sub>2</sub> [9].

Optyczne metody pomiarowe należą do metod bezinwazyjnych, które pozwalają uzyskać informację o mierzonej wielkości (np. o prędkości płynu) bez zakłócania badanego przepływu. W metodach tych ze względu na wykorzystywane światło należy zapewnić dostęp optyczny do sekcji pomiarowej. W tej grupie można wyróżnić takie techniki pomiarowe, jak: LDA (ang. *Laser Doppler Anemometry*), DGV (ang. *Doppler Global Velocimetry*), PTV (ang. *Particle Tracking Velocimetry*), PIV (ang. *Particle Image Velocimetry*), LSV (ang. *Laser Speckle Velocimetry*). Cenne informacje na temat wykorzystania metod bezinwazyjnych w badaniach przepływów dwufazowych gaz–ciecz można znaleźć w pozycji [8]. Metoda LDA umożliwia punktowy pomiar prędkości płynu przy wykorzystaniu pomiaru dopplerowskiego przesunięcia częstotliwości, powstałego w wyniku rozpraszania wiązki laserowej na cząstkach znacznika, który wprowadza się do badanego przepływu. W metodzie tej źródłem fali elektromagnetycznej jest najczęściej laser argonowy o mocy 2–4 W [10, 11]. Światło emitowane z lasera jest rozszczepiane na dwie wiązki i przesyłane światłowodami do głowicy laserowej. Z głowicy wychodzą wiązki nachylone do siebie pod kątem od kilku do kilkudziesięciu stopni. Pomiaru składowej prędkości płynu dokonuje się w miejscu przecięcia się wiązek laserowych. Jest to tak zwana objętość pomiarowa, która ma kształt elipsoidy, a jej wielkość zawiera się w przedziale 0,03–1,0 mm<sup>3</sup>. W typowych badaniach układ pomiarowy konfiguruje się tak, że pozwala on na wyznaczenie dwóch składowych wektora prędkości płynu w badanej objętości. Metoda DGV ma takie same podstawy fizyczne jak metoda LDA. Różnica wynika stąd, że w metodzie DGV obszar pomiarowy tworzony jest przez płaszczyznę światła laserowego. Pozwala to na wyznaczenie rozkładu pola prędkości w całym badanym obszarze, a nie tylko w jednym punkcie. Najczęściej stosuje się laser argonowy, który wytwarza ciągłą wiązkę światła, lub pulsacyjny laser neodymowy [12, 13]. Układ pomiarowy składa się z dwóch kamer CCD, z których jedna rejestruje tzw. obraz odniesienia. Metoda DGV umożliwia wyznaczenie wszystkich trzech składowych wektora prędkości płynu, wiąże się to jednak z koniecznością zastosowania złożonego układu pomiarowego.

Następną grupę stanowią metody PTV, PIV, LSV, w których do pomiaru prędkości wykorzystuje się cząstki znacznikowe umieszczone w przepływającym płynie. Prędkość płynu wyznaczana jest na podstawie ruchu znacznika zarejestrowanego na kolejnych zdjęciach zapisywanych przez kamerę CCD. Różnica pomiędzy poszczególnymi metodami wynika przede wszystkim z gęstości stosowanego posiewu (jest to liczba cząstek znacznikowych przypadających na jednostkę objętości) [14]. W metodzie PTV, w której gęstość posiewu jest mała, istnieje możliwość śledzenia ruchu pojedynczych cząstek znacznika. Z kolei w metodzie PIV gęstość posiewu jest większa i nie ma możliwości śledzenia pojedynczych cząstek, ale na obrazach rejestrowanych przez kamerę CCD nadal jest widoczny sygnał pochodzący od poszczególnych cząstek znacznikowych. W metodzie LSV pomiar odbywa się przy tak dużej gęstości posiewu, że nie można odróżnić od siebie poszczególnych cząstek znacznikowych. Do analizy ruchu wykorzystuje się również tzw. kamery szybkie, które pozwalają rejestrować obrazy w wysokiej rozdzielczości 4K (4096 × 2304 piksele) z szybkością do 1000 klatek na sekundę. Zmniejszając rozdzielczość rejestrowanych obrazów, można zwiększać szybkość rejestracji do ponad 60 000 klatek na sekundę. Układy pomiarowe wyposażone w kamery szybkie pozwalają też wyznaczać wartości prędkości rejestrowanego ruchu.

## 2. Stanowisko badawcze

W Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie zbudowano prototypowe stanowisko laboratoryjne umożliwiające prowadzenie badań skraplaczy strumienicowych (rys. 1). Stanowisko to pozwala analizować proces skraplania pary wodnej z gazem inertnym w skraplaczu strumienicowym napędzanym wodą. W skład stanowiska wchodzi następujące układy: układ wytwarzania pary przegrzanej z regulacją temperatury, ciśnienia i strumienia masowego pary, układ zasilania CO<sub>2</sub> z regulacją temperatury, ciśnienia i strumienia masy wraz z systemem mieszania CO<sub>2</sub>–para, układ zasilania wodą z regulacją temperatury, ciśnienia i masowego strumienia wody napędowej, układ odprowadzania mieszaniny woda–para–CO<sub>2</sub> do zbiornika w celu separacji gazu i cieczy, układ kontrolno-pomiarowy do rejestracji niezbędnych sygnałów pomiarowych oraz do sterowania wybranymi parametrami pracy instalacji.



Rys. 1. Stanowisko do badania skraplaczy strumieniowych (a); wyniki w postaci obrazu strumienia wody wypływającego z dyszy napędowej skraplacza przy ciśnieniu wody napędowej 1 bar (b) oraz 8 bar (c)

### 3. Wyniki

W celu umożliwienia prowadzenia pomiarów metodami optycznymi część skraplacza wykonano ze szkła, co pozwoliło prowadzić obserwacje zjawisk zachodzących wewnątrz strumienicy. Na potrzeby badań stanowisko można wyposażać w system PIV firmy LaVision lub kamerę szybką Phantom Miro C211. Na rys. 1b i 1c zaprezentowano obrazy przepływu zarejestrowane w trakcie badania skraplacza strumieniowego przy różnych ciśnieniach wody napędowej. Zarejestrowane obrazy przepływu przy różnych wartościach ciśnienia wody napędowej znacząco się różnią. Wraz ze wzrostem ciśnienia skróceniu ulega strumień wypływający z dyszy napędowej i jednocześnie następuje wyraźniejsze rozbitcie strugi w całym przekroju kontrolnym, równocześnie zaś poprawia się efektywność działania skraplacza.

### Wnioski

Obecnie trwają dalsze badania skraplaczy, dzięki którym będzie można zgromadzić obszerniejszy materiał do analiz. Jednak już obecnie widać, że prototypowe stanowisko badawcze spełnia swoje zadanie i umożliwia przeprowadzenie szeregu badań, które pozwolą lepiej poznać zjawiska wpływające na efektywność działania skraplaczy strumieniowych, w tym badań z zastosowaniem zaawansowanych i bezinwazyjnych metod optycznych.

### Podziękowania

Badania otrzymały dofinansowanie z Funduszy Norweskich 2014–2021 za pośrednictwem Narodowego Centrum Badań i Rozwoju. Artykuł powstał w ramach projektu „Elektrownia gazowa o ujemnej emisji CO<sub>2</sub>” – NOR/POLNORCCS/NEGATIVE-CO<sub>2</sub>-PP/0009/2019-00 współfinansowanego z programu „Badania stosowane” w ramach Norweskich Mechanizmów Finansowania 2014–2021 POLNOR CCS 2019 – Rozwój zintegrowanych rozwiązań wychwytywania CO<sub>2</sub> w procesach energetycznych i przemysłowych.

### Literatura

- [1] Sideman S., Moalem-Maron D. Direct contact condensation. *Advances in Heat Transfer* 1982; 15: 227–281.
- [2] Boehm R.F., Kreith F. Direct-contact heat transfer processes. In: Kreith F., Boehm R.F. (eds.). *Direct-contact heat transfer*. Springer, Berlin, Heidelberg 1988.
- [3] Xu Q. et al. Experimental study on direct contact condensation of stable steam jet in water flow in a vertical pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2013; 66: 808–817.
- [4] Zhang Y. et al. Effect of non-condensable gas on the performance of steam-water ejector in a trigeneration system for hydrogen production: an experimental and numerical study. *International Journal of Hydrogen Energy* 2020; 45: 20266–20281.

- [5] Madejski P. et al. Conceptual design of experimental test rig for research on thermo-flow processes during direct contact condensation in the two-phase spray-ejector condenser. CPOTE 2022, 7<sup>th</sup> International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering: Towards Sustainable & Decarbonized Energy System, Warszawa 2022.
- [6] Madejski P. et al. The possibilities of carrying out numerical and experimental tests of jet type flow condensers for application in energy technologies. 9<sup>th</sup> Wdzydzanum Workshop on Fluid-Solid Interaction, Wdzydze Kiszewskie 2021.
- [7] Madejski P. et al. Measurement techniques and apparatus for experimental studies of flow processes in a system with a jet flow type condenser. XIV Multiphase Workshop and Summer School, Koszałkovo–Wieżyca k. Gdańska, 2–4.09.2021. Book of abstracts. Gdańsk 2021.
- [8] Zając D., Ulbrich R. Nieinwazyjne metody badań dla przepływu mieszanin dwufazowych gaz–ciecz. Politechnika Opolska, Opole 2005.
- [9] Programu „Badania stosowane” w ramach Norweskiego Mechanizmu Finansowego 2014–2021 POLNOR CCS 2019 – Rozwój zintegrowanych rozwiązań wychwytywania CO<sub>2</sub> w procesach energetycznych i przemysłowych; <https://nco2pp.mech.pg.gda.pl/pl>.
- [10] Barata J.M.M., Durao D.F.G. Laser-Doppler measurements of impinging jet flows through a crossflow. *Experiments in Fluids* 2004; 36: 665–674.
- [11] Puharic M. et al. Laser Doppler anemometry in hydrodynamic testing. *Journal of Russian Laser Research* 2007; 6: 619–628.
- [12] Wilert C. et al. Application of Doppler global velocimetry in cryogenic wind tunnels. *Experiments in Fluids* 2005; 39: 420–430.
- [13] Ottavy X. et al. Doppler global velocimeter – development and validation with measurements in a round free jet. *Journal of Thermal Science* 2009; 18: 74–84.
- [14] Raffel M. et al. Particle image velocimetry: a practical guide. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 2007.

# Koncepcja układu energetycznego o ujemnej emisji CO<sub>2</sub> integrującego elektrociepłownię gazowo-parową z instalacją zgazowania biomasy i instalacją wychwytu CO<sub>2</sub>

Paweł Madejski, Navaneethan Subramanian, Marian Banaś, Sławomir Różycki, Tymoteusz Turlej

Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, al. Adama Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

e-mail: madejski@agh.edu.pl

## Streszczenie

W pracy przedstawiono koncepcję i wybrane wyniki symulacji pracy układu energetycznego w postaci elektrociepłowni gazowo-parowej zintegrowanej z instalacją produkcji paliwa gazowego z osadów ściekowych traktowanych jako biomasa oraz z instalacją wychwytu CO<sub>2</sub> ze spalin. Analizowany układ to wielkoskalowa elektrociepłownia gazowo-parowa wyposażona w dwie turbiny gazowe, dwa kotły odzysknicowe i jedną turbinę parową. Proponowany proces przekształcenia istniejącej elektrociepłowni w układ o ujemnej emisji CO<sub>2</sub> można ocenić za pomocą wyników opracowanych modeli oraz wskaźników technicznych. W pracy scharakteryzowano również właściwości paliw gazowych traktowanych jako neutralne pod względem emisji CO<sub>2</sub>, które umożliwiają modyfikację elektrociepłowni gazowo-parowej w układ o ujemnej emisji CO<sub>2</sub>.

Słowa kluczowe: elektrociepłownia gazowo-parowa, ujemna emisja CO<sub>2</sub>, turbina gazowa, wychwyt CO<sub>2</sub>, analiza energetyczna

## 1. Wprowadzenie

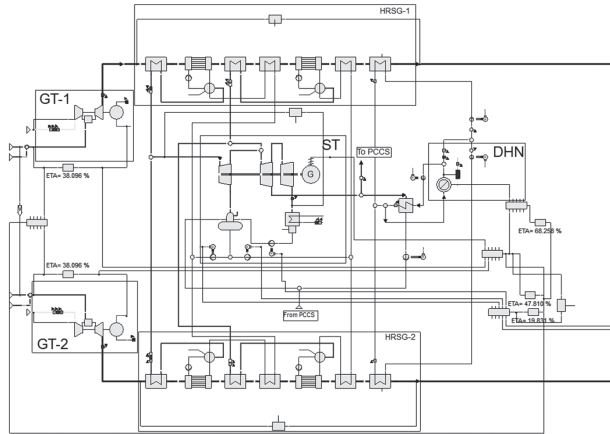
Bloki gazowo-parowe cechują się wysoką sprawnością wytwarzania energii, niższą emisją dwutlenku węgla i innych szkodliwych związków oraz stosunkowo niskimi kosztami inwestycyjnymi w porównaniu z blokami węglowymi. Z tego powodu w ostatnich latach widoczny jest znaczny wzrost inwestycji w budowę bloków gazowo-parowych, które mają odgrywać ważną rolę podczas transformacji polskiej energetyki w kierunku zeroemisyjnym. Wysoka sprawność energetyczna jest możliwa do osiągnięcia poprzez zastosowanie skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła do zasilania miejskiej sieci ciepłowniczej. Wytyczne podawane przez międzynarodowe agencje i stowarzyszenia w raportach dotyczących bioenergii wraz z wychwytywaniem i składowaniem dwutlenku węgla BECCS (Bioenergy with Carbon Capture and Storage) stwierdzają, że połączenie biopaliw z technologiami CCS jest potencjalnym rozwiązaniem pozwalającym osiągnąć ujemną emisję CO<sub>2</sub> [1]. Paliwa gazowe wytwarzane w procesie zgazowania biomasy lub osadów ściekowych [2] są uznawane za paliwa neutralne pod względem emisji CO<sub>2</sub>, a ich stosowanie wraz z technologią wychwytywania CO<sub>2</sub> [3] może prowadzić do uzyskania ujemnych wartości emisji CO<sub>2</sub> w procesie produkcji energii elektrycznej i ciepła. Analiza parametrów pracy elektrociepłowni gazowo-parowej [4] oraz instalacji produkcji gazu syntezowego i wychwytu CO<sub>2</sub> ze spalin jest możliwa poprzez wykorzystanie wyników modelowania komputerowego [5].

## 2. Układ gazowo-parowy z możliwością wychwytu CO<sub>2</sub>

Rozważana istniejąca wielkoskalowa elektrociepłownia (rys. 1) składa się z dwóch turbin gazowych Siemens SGT-800 (2×50,5 MWe) oraz turbiny parowej Siemens SGT-400 (65 MWe), generatora pary z odzyskiem ciepła HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) i Miejskiej Sieci Ciepłowniczej DHN (*District Heating Network*). Podstawowe parametry pracy bloku gazowo-parowego zostały zestawione w tabeli 1.

W zależności od aktualnego zapotrzebowania na ciepło przez DHN oraz parametrów otoczenia warunki pracy bloku gazowo-parowego mogą się różnić. W celu wyznaczenia podstawowych parametrów pracy bloku zastosowano model termodynamiczny bloku gazowo-parowego opracowany w programie Epsilon Professional. W celu ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> analizowany układ energetyczny może

zostać wyposażony w instalację do wychwytu CO<sub>2</sub> ze spalin. Wyniki symulacji współpracy bloku gazowo-parowego z instalacją PCCS (*Post Combustion Capture and Storage*) zostały zaprezentowane w tabeli 2. W analizie uwzględniono dwa rodzaje paliwa: gaz ziemny z dużą zawartością azotu (52,66% N<sub>2</sub>; 39,78% CH<sub>4</sub>; 5,12% C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>; 2,44 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) oraz syngaz pochodzący ze zgazowania biopaliw stałych (9,09% CO; 25,61 CO<sub>2</sub>; 13,64 CH<sub>4</sub>; 3,39 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>; 45,16 H<sub>2</sub>; 3,10 NH<sub>3</sub>).



Rys. 1. Schemat bloku gazowo-parowego elektrociepłowni z zaznaczonymi turbinami gazowymi GT-1 i GT-2 (*Gas Turbine*), turbiną parową ST (*Steam Turbine*), kotłami odzysknicowymi HRSG-1 HRSG-2 (*Heat Recovery Steam Generator*), układem zasilania miejskiej sieci ciepłowniczej DHN (*District Heating Network*) oraz miejscem poboru pary pary i powrotu kondensatu na cele instalacji wychwytu dwutlenku węgla PCCS (*Post Combustion Capture and Storage*)

**Tabela 1.** Parametry pracy bloku przy pełnym obciążeniu i temperaturze otoczenia  $T_0=15^{\circ}\text{C}$  (dla pracy w trybie kondensacji) oraz  $T_0=-8^{\circ}\text{C}$  (dla pracy w trybie kogeneracji)

Tryb pracy	Moc elektryczna brutto	Moc elektryczna netto	Sprawność netto
Praca w kondensacji	141,7 MWe	139,4 MWe	53,1%
Praca w kogeneracji	136,9 MWe	134,7 MWe	84,3%

### 3. Możliwości produkcji i oczyszczania gazu syntezowego

Zgazowanie znacząco rozszerza możliwości zastosowania paliw stałych przy jednoczesnym ograniczeniu ich negatywnego wpływu na środowisko, a gaz syntezowy, tzw. syngaz, powstaje poprzez rozkład termiczny w niewielkiej ilości powietrza/tlenu lub pary wodnej. Technologie oczyszczania gazów procesowych, pochodzących np. z procesu gazyfikacji, można sklasyfikować ze względu na zakres temperatury procesu. Na podstawie tego kryterium można wyróżnić oczyszczanie gazu gorącego HGC (*Hot Gas Cleanup*), oczyszczanie gazu zimnego CGC (*Cold Gas Cleanup*), oczyszczanie gazu ciepłego WGC (*Warm Gas Cleanup*) [6].

Technologie zgazowania paliw stałych kategoryzowane są ze względu na typ reaktora oraz parametry procesu: temperaturę, właściwości materiału wsadowego, czynnik zgazowujący, jego stężenie oraz ciśnienie [7]. W zastosowaniach komercyjnych wykorzystywane są reaktory o różnej konstrukcji, pracujące przy różnych zestawach stosowanych parametrów procesu. Prace badawcze nad zgazowaniem osadów ściekowych prowadzone były z wykorzystaniem różnych typów reaktorów: ze złożem stałym, fluidalnych, bębnowych i plazmowych [8]. Komercyjne zastosowanie znalazły przede wszystkim gazyfikatory fluidalne (Burkhardt GmbH, Sülzle Kopf SynGas) [1]. Jednak ze względu na fakt, że osady ściekowe często zawierają metale ciężkie oraz mikrozanieczyszczenia organiczne, korzystne jest zastosowanie reaktorów plazmowych (Westinghouse Plasma Corporation), które umożliwiają jednoczesną wtryfikację popiołów (odpad stały jest bezpieczny

i nadaje się do utylizacji), a otrzymywany syngaz jest względnie czysty i pozbawiony smoły [9]. Gaz syntezowy otrzymany z procesu zgazowania osadów ściekowych w reaktorze fluidalnym zawiera wiele zanieczyszczeń (smoły, amoniak, siarkowodór, chlorowodór, pył), które muszą być wydzielone i usunięte przed skierowaniem go do układu zasilania turbiny gazowej. Stężenia tych substancji są mocno zróżnicowane w zależności od stopnia zanieczyszczenia surowca [10, 11].

**Tabela 2.** Wyniki symulacji pracy bloku gazowo-parowego współpracującego z instalacją PCCS przy zmiennym obciążeniu instalacji do wychwyty CO<sub>2</sub>

Parametr	Jednostka	Bez PCCS	Wydajność instalacji PCCS				
			100%	90%	80%	70%	60%
Gaz ziemny							
Moc cieplna do DHN	MW <sub>t</sub>	54	27	32	38	43	49
Moc elektryczna brutto	MW <sub>e</sub>	136,97	131,11	131,22	131,12	131,22	131,12
Moc elektryczna netto	MW <sub>e</sub>	126,44	106,27	107,81	109,13	110,67	112,00
Moc potrzeb własnych	MW <sub>e</sub>	10,53	24,85	23,41	21,98	20,55	19,12
Sprawność brutto	%	72,31	59,87	61,81	64,04	65,97	68,20
Sprawność netto	%	51,86	49,65	49,69	49,65	49,69	49,65
Strumień CO <sub>2</sub> w spalinach	kg/s	15,21	15,21	15,21	15,21	15,21	15,21
Strumień wychwyconego CO <sub>2</sub>	kg/s	–	13,69	12,32	10,95	9,58	8,21
Strumień CO <sub>2</sub> emitowanego do atmosfery	kg/s	15,21	1,52	2,89	4,26	5,63	7,0
Emisja CO <sub>2</sub>	gCO <sub>2</sub> /kWh <sub>e</sub>	433,05	51,49	96,50	140,52	183,13	225,0
Syngaz							
Moc cieplna do DHN	MW <sub>t</sub>	54	24	32	39	47	54
Moc elektryczna brutto	MW <sub>e</sub>	136,97	127,61	127,50	127,60	127,50	127,60
Moc elektryczna netto	MW <sub>e</sub>	126,40	101,34	102,80	104,48	105,94	107,61
Moc potrzeb własnych	MW <sub>e</sub>	10,57	26,27	24,70	23,13	21,56	19,99
Sprawność brutto	%	72,31	57,41	60,40	63,09	66,07	68,76
Sprawność netto	%	51,86	48,32	48,28	48,32	48,28	48,32
Strumień CO <sub>2</sub> w spalinach	kg/s	20,69	20,69	20,69	20,69	20,69	20,69
Strumień wychwyconego CO <sub>2</sub>	kg/s	–	18,62	16,76	14,89	13,03	11,17
Strumień CO <sub>2</sub> emitowanego do atmosfery	kg/s	20,69	2,07	3,93	5,8	7,66	9,52
		0*	–18,62*	–16,76*	–14,89*	–13,03*	–11,17*
Emisja CO <sub>2</sub>	gCO <sub>2</sub> /kWh <sub>e</sub>	0	–661,45	–586,92	–513,05	–442,77	–373,68

\*Emisja CO<sub>2</sub> do atmosfery z założeniem zerowej emisji dla spalania syngazu (biopaliwo).

## Wnioski

W pracy przedstawiono koncepcję układu energetycznego o ujemnej emisji CO<sub>2</sub> zbudowanego z elektrociepłowni gazowo-parowej zasilanej gazem ziemnym lub gazem syntezowym pochodzącym z instalacji zgazowania i oczyszczania gazu oraz instalacji do wychwytu CO<sub>2</sub>. Dla celów analizy opracowany został model bloku gazowo-parowego oraz model instalacji do wychwytu CO<sub>2</sub> z zastosowaniem technologii absorpcji aminowej. Wyniki analizy potwierdzają możliwość osiągnięcia ujemnej emisji CO<sub>2</sub> na poziomie –661,45 g/kWhe dla przypadku zasilania gazem syntezowym oraz wychwytu CO<sub>2</sub> ze sprawnością 90% dla pełnego strumienia przepływu wytwarzanych spalin. W tym przypadku obniżona została sprawność wytwarzania z 72,31% do 57,41%, a także ilość ciepła produkowanego na potrzeby sieci ciepłowniczej z 54 MWt do 24 MWt. W pracy scharakteryzowano i omówiono możliwości zastosowania technologii produkcji i oczyszczania gazu syntezowego dla uzyskania ujemnej emisji CO<sub>2</sub>.

## Podziękowania

Badania otrzymały dofinansowanie z Funduszy Norweskich 2014–2021 za pośrednictwem Narodowego Centrum Badań i Rozwoju. Artykuł powstał w ramach projektu: „Elektrownia gazowa o ujemnej emisji CO<sub>2</sub>” – NOR/POLNORCCS/NEGATIVE-CO<sub>2</sub>-PP/0009/2019-00, współfinansowanego z programu „Badania stosowane” w ramach Norweskich Mechanizmów Finansowania 2014–2021 POLNOR CCS 2019 – Rozwój zintegrowanych rozwiązań wychwytywania CO<sub>2</sub> w procesach energetycznych i przemysłowych.

## Literatura

- [1] IEA. Bioenergy with carbon capture and storage. IEA, Paris 2022; <https://www.iea.org/reports/bioenergy-with-carbon-capture-and-storage>, License: CC BY 4.0.
- [2] Hrbek J. 2019 Status report on thermal gasification of biomass and waste 2019. Summary Series. IEA Bioenergy: Task 33, 10 2019.
- [3] Madejski P. et al. Methods and techniques for CO<sub>2</sub> capture: review of potential solutions and applications in modern energy technologies. *Energies* 2022; 15: 887.
- [4] Subramanian N., Madejski P. Main assumptions and input data for modelling the reference case of a modern Combined Cycle Gas Turbine power plant. XIV Warsztaty Wielofazowe i Szkoła Letnia „Przepływy wielofazowe” / 14<sup>th</sup> Multiphase Workshop & Summer School: Workshop “Multiphase flows”. Book of abstracts. Koszałkowo–Wieżyca k. Gdańska, 2–4.09.2021.
- [5] Madejski P., Zymełka P. Wprowadzenie do komputerowych obliczeń symulacji pracy systemów energetycznych w programie STEAG Epsilon® Professional. Wydawnictwa AGH, Kraków 2020.
- [6] Woolcock P.J., Brown R.C. A review of cleaning technologies for biomass-derived syngas. *Biomass and Bioenergy* 2013; 52: 54–84.
- [7] Madejski P. et al. Technologie zgazowania paliw stałych do zastosowań w niskoemisyjnych technologiach energetycznych. Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie 2021. Praca zbiorowa, red. nauk. K. Krauze. Wydawnictwa AGH, Kraków 2022.
- [8] Gao N. et al. Thermochemical conversion of sewage sludge: a critical review. *Progress in Energy and Combustion Science* 2020; 79: 1–38.
- [9] Munir M.T. et al. Plasma gasification of municipal solid waste for waste-to-value processing. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2019; 116: 109461.
- [10] Seville J.P. (ed.). Gas cleaning in demanding applications. Springer 1997.
- [11] Korens N. et al. Process screening analysis of alternative gas treating and sulfur removal for gasification – revised final report. Mountain View, California 2002.



# Analiza energetycznego i materiałowego potencjału biowęgla otrzymanych w procesie pirolizy biomasy odpadowej

Aneta Magdziarz<sup>1</sup>, Janusz Koziniński<sup>2</sup>, Agata Mlonka-Mędrala<sup>1</sup>, Wojciech Jerzak<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

<sup>2</sup> Lakehead University, Faculty of Engineering, 955 Oliver Road, Thunder Bay ON, Canada P7B 5E1

e-mail: amagdzia@agh.edu.pl; janusz.kozinski@lakeheadu.ca; amalonka@agh.edu.pl; wjerzak@agh.edu.pl

## Streszczenie

Biowęgiel (ang. *biochar*) jest materiałem, który możemy otrzymać w wyniku termochemicznej konwersji (pirolizy, zgazowania, karbonizacji hydrotermicznej) różnego rodzaju biomasy i odpadów organicznych. Biowęgiel cechuje się dobrymi parametrami energetycznymi, jak również właściwościami adsorpcyjnymi. Dzięki rozwiniętej strukturze porowatej oraz wysokiej odporności termicznej, chemicznej i mechanicznej może być stosowany m.in. jako: (i) adsorbent do wychwytywania ditlenku węgla (CO<sub>2</sub>); (ii) dodatek do gleby w celu poprawy żyzności gleby, retencji wody i dostępności składników odżywczych; (iii) uzdatniacz wody; (iv) dodatek paszowy dla zwierząt; (v) katalizator; (vi) materiał do budowy ogniw węglowych.

Biowęgle otrzymane w procesie pirolizy lub zgazowania wymagają dalszej aktywacji w celu poprawy ich właściwości sorpcyjnych; w tym celu poddaje się je obróbce termochemicznej (np. aktywacja parą wodną) lub aktywacji chemicznej (np. w obecności KOH lub H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>). Należy podkreślić, że parametry fizykochemiczne biowęgla silnie zależą od zawartości poszczególnych składników budulcowych (hemicelulozy, celulozy i ligniny) oraz mineralnych (obecność Mg, Al, Fe, Ni i Ca sprzyja chemicznej sorpcji CO<sub>2</sub>) w biomacie i odpadach organicznych. Biowęgle o wysokiej zawartości ligniny w biomacie charakteryzują się dużą reaktywnością, natomiast te o wysokiej zawartości celulozy – dużą porowatością.

Synteza i wykorzystanie adsorbentów z bioodpadów jest jednym z działań ograniczających ilość deponowanych odpadów. Działania takie wpisują się w koncepcję gospodarki o obiegu zamkniętym, przynosząc korzyści środowiskowe dla człowieka, a jednocześnie wpływając na złagodzenie zmian klimatycznych.

Słowa kluczowe: biomasa, odpady, biowęgiel, adsorbent, węgiel aktywny

## 1. Wstęp

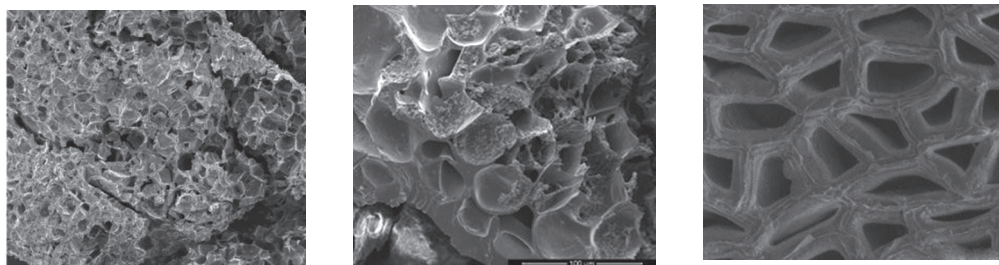
Rosnąca produkcja odpadów, zanieczyszczenie środowiska, a jednocześnie wzrost zużycia energii wymuszają poszukiwanie nowych rozwiązań zagospodarowywania odpadów na cele zarówno energetyczne, jak i materiałowe. Zgodnie z założeniami gospodarki o obiegu zamkniętym (GOZ) należy zredukować ilość wytwarzanych odpadów poprzez zastosowanie efektywnych rozwiązań wpływających korzystnie na środowisko. Hierarchia postępowania z odpadami nakazuje ich wykorzystanie, tak aby wytworzyć nowe produkty o tzw. wartości dodanej (ang. *value-added products*). GOZ zakłada zrównoważone działania poprzez minimalizację ilości odpadów, zmniejszenie zanieczyszczenia środowiska oraz zmniejszenie zależności od zasobów naturalnych, co może wpłynąć na zwiększenie konkurencyjności, pobudzić innowacje i wzrost gospodarczy oraz stworzyć nowe miejsca pracy.

## 2. Biowęgiel – otrzymywanie, właściwości i zastosowanie

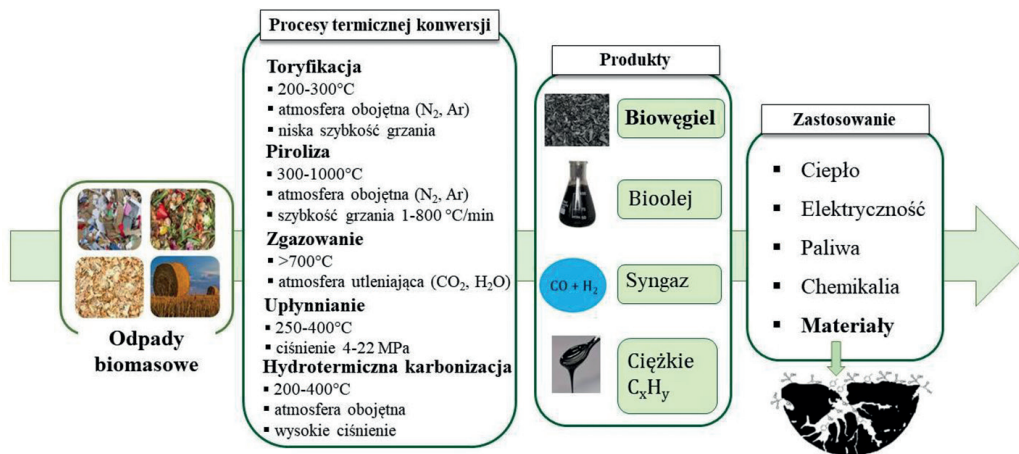
Biowęgiel jest materiałem o właściwościach adsorbcyjnych, który możemy otrzymać z różnego rodzaju biomasy i innych odpadów organicznych. Mimo że na rynku dostępnych jest wiele materiałów porowatych na bazie węgla, adsorbenty pochodzące z biomasy wydają się atrakcyjnym sposobem zagospodarowania biomasy i odpadów. Aktywowane biowęgle mogą być stosowane jako adsorbenty do wychwyty

ditlenku węgla ( $\text{CO}_2$ ) dzięki rozwiniętej strukturze porowatej (rys. 1), zdolnościom adsorpcji ditlenku węgla [1] oraz wysokiej odporności termicznej, chemicznej i mechanicznej [2]. Biowęgle są również znacznie tańsze od innych adsorbentów  $\text{CO}_2$  ze względu na szeroką dostępność biomasy na rynku oraz stosunkowo proste i tanie metody syntezy. W celu zminimalizowania kosztów produkcji adsorbentu materiały odpadowe stosuje się jako surowiec w stanie czystym lub jako mieszaninę z biomasą, najczęściej drzewną lub lignocelulozową [3, 4].

Najbardziej odpowiednią metodą syntezy biowęgla w przypadku biomasy jest obróbka termochemiczna, np. w procesie pirolizy, uwęglania hydrotermicznego (ang. *hydrothermal carbonization*, HTC) i zgazowania (rys. 2), oraz aktywacja chemiczna [5]. Dowiedziono, że biowęgiel wyprodukowany z biomasy drzewnej i słomianej charakteryzuje się wysokimi właściwościami adsorpcyjnymi do wychwytu  $\text{CO}_2$  oraz ma zdolności regeneracyjne [6]. Również biowęgiel ze słomy ryżowej, otrzymany w procesie pirolizy mikrofalowej, wykazuje zdolności adsorpcji  $\text{CO}_2$  [7]. Piroliza i dalsza aktywacja chemiczna za pomocą  $\text{KOH}$  biowęgla wyłtoków z trzciny cukrowej wpłynęła pozytywnie na powstanie fenolowych i karboksylowych grup funkcyjnych o wysokim powinowactwie do  $\text{CO}_2$  [8]. Podczas syntezy biowęgla temperatura procesu pirolizy istotnie przyczynia się do powstawania struktury porowatej, co w konsekwencji sprzyja zdolności adsorpcji  $\text{CO}_2$  [9]. Zdolności adsorpcyjne biowęgla o strukturze mikroporowatej zależą również od ciśnienia [10]. Adsorpcja  $\text{CO}_2$  za pomocą biowęgla jest procesem fizycznym, w którym ważną rolę odgrywają: i) oddziaływanie van der Waalsa pomiędzy biowęglem a  $\text{CO}_2$ ; ii) powierzchnia właściwa; iii) wielkość porów [6, 11, 12].



Rys. 1. Przykładowe zdjęcia struktury morfologicznej biowęgla otrzymanych w procesie pirolizy biomasy lignocelulozowej wykonane techniką elektronowej mikroskopii skaningowej (SEM)



Rys. 2. Metody termochemicznego przetwarzania odpadów biomasowych (opracowanie własne na podstawie [17])

Wykazano, że zdolność adsorpcji biowęgla otrzymanego z materiałów odpadowych względem  $\text{CO}_2$  można zwiększyć poprzez zwiększenie zasadowości powierzchni materiału [13]. Dodatkowo adsorpcję  $\text{CO}_2$  na biowęglu można zwiększyć poprzez proces chemisorpcji, modyfikację biowęgla tlenkami metali i materiałami zawierającymi aminy [14]. Np. w pracy [4] podano, że modyfikacja biowęgla poprzez

domieszkowanie heteroatomami jest obiecującą metodą zwiększania zdolności adsorpcji CO<sub>2</sub>. Stała pozostałość po fermentacji beztlenowej może być również surowcem do syntezy biowęgla zawierającego azotowe grupy funkcyjne. Biowęgiel może być też stosowany podczas oczyszczania biogazu (wychwytywanie CO<sub>2</sub> i H<sub>2</sub>S), jednak wymaga najpierw obróbki w środowisku fosforanu mocznika, po to by poprawić porowatość i zwiększyć liczbę powierzchniowych grup funkcyjnych zawierających azot [15]. Zwiększenie zdolności adsorpcyjnych CO<sub>2</sub> przez biowęgle można osiągnąć poprzez zwiększenie ilości metalu w biowęgłu. Zaobserwowano, że metale, takie jak magnez, glin, żelazo, nikiel i wapń, wpływają na proces adsorpcji CO<sub>2</sub> z powodu zmiany mechanizmu fizycznego na reakcję chemiczną między np. wodorotlenkiem żelaza, a ditlenkiem węgla [16].

Właściwości fizykochemiczne biowęgla, takie jak: niepolarność, hydrofobowość, obecność powierzchniowych grup funkcyjnych, skład mineralny i zasadowość, wpływają na adsorpcję CO<sub>2</sub> na powierzchni biowęgla. Zwiększenie zasadowości powierzchni biowęgla zwiększa zdolność adsorpcji CO<sub>2</sub> przez biowęgiel. Na zasadowość powierzchniową biowęgla wpływają grupy funkcyjne zawierające azot. Można je wprowadzić na powierzchnię biowęgla poprzez reakcje z różnymi związkami zawierającymi azot (kwas azotowy, aminy i amoniak) lub poprzez aktywację biowęgla prekursorami zawierającymi azot.

Analiza fizykochemiczna biowęgla jest istotna w celu określenia jego parametrów i zakresu zastosowania. Wysoka zawartość popiołu jest niepożądana, ponieważ nieorganiczne związki mineralne mogą blokować pory i ograniczać dostęp do miejsc adsorpcji. Z drugiej strony obecność metali, takich jak potas czy wapń, wpływa na zwiększenie zawartości zasadowości powierzchniowej. Na podstawie analizy elementarnej (zawartość C, H, N, S) można określić stosunki molowe O/C i H/C, których wartości dostarczają informacji dotyczących hydrofobowości, stopnia uwęglenia, aromatyczności i polarności biowęgla. Do wnikliwej analizy parametrów biowęgla niezbędne jest wykorzystanie następujących metod instrumentalnych: i) skaningowej mikroskopii elektronowej, SEM (morfologia powierzchni, analiza wielkości i kształtu porów); ii) porozymetrii rtęciowej (wyznaczanie parametrów struktury porów i rozkładu wymiarów porów); iii) spektroskopii z transformacją Fouriera, FTIR; iv) rentgenowskiej spektroskopii fotoelektronów, XPS (określanie powierzchniowych grup funkcyjnych); v) analizy termogravimetrycznej, TGA (ocena stabilności termicznej biowęgla, czyli istotnego parametru dotyczącego regeneracji biowęgla i jego zastosowań przemysłowych).

## Podsumowanie

Biowęgiel ma bardzo szerokie spektrum zastosowań, m.in. w: rolnictwie (poprawia żyzność gleby, retencję wody i dostępność składników odżywczych), rekultywacji środowiska (ma zdolność adsorbowania i zatrzymywania metali ciężkich i innych zanieczyszczeń), filtracji wody, gospodarce odpadami (zmniejszenie emisji metanu ze składowisk) oraz sekwestracji węgla.

Podsumowując, można stwierdzić, że biowęgiel ma potencjał, aby stać się cennym materiałem służącym poprawie stanu gleby, zmniejszeniu emisji gazów cieplarnianych i zapewnieniu zrównoważonych rozwiązań energetycznych. Istnieje jednak konieczność starannego i rozważnego wykorzystywania odpadów, odpowiedniego doboru warunków ich termochemicznej konwersji oraz analizy wpływu na środowisko, co pozwoli zagwarantować, że biowęgiel będzie produkowany i wykorzystywany w sposób zrównoważony i przyjazny dla środowiska.

## Podziękowania

Praca była finansowana w ramach projektu European Union's Horizon 2020 Research and Innovation Programme under the Marie Skłodowska-Curie, Grant Agreement No 823745.

## Literatura

- [1] Singh G. et al. Biomass derived porous carbon for CO<sub>2</sub> capture. *Carbon* 2019; 148: 164–186.
- [2] Amer N.M. et al. Modification of biomass-derived biochar: a practical approach towards development of sustainable CO<sub>2</sub> adsorbent. *Biomass Conversion and Biorefinery* 2022; <https://doi.org/10.1007/s13399-022-02905-3>.
- [3] Ibrahim M. et al. Effect of hydrothermal carbonization parameters and performance of carbon dioxide adsorption on pineapple peel waste biochar. *Chemical Engineering & Technology* 2022; 45: 1982–1989.
- [4] Igalavithana A.D. et al. Gasification biochar from biowaste (food waste and wood waste) for effective CO<sub>2</sub> adsorption. *Journal of Hazardous Materials* 2020; 391: 121147.

- [5] Shen R. et al. The hydrochar activation and biocrude upgrading from hydrothermal treatment of lignocellulosic biomass. *Bioresource Technology* 2021; 342: 125914.
- [6] Cao L. et al. Straw and wood based biochar for CO<sub>2</sub> capture: adsorption performance and governing mechanisms. *Separation and Purification Technology* 2022; 287: 120592.
- [7] Huang Y.F. et al. Microwave pyrolysis of rice straw to produce biochar as an adsorbent for CO<sub>2</sub> capture. *Energy* 2015; 84: 75–82.
- [8] Peres C.B. et al. CO<sub>2</sub> adsorption of bagasse waste feedstock using thermogravimetric analyses. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 2022; 147: 5973–5984.
- [9] Mukherjee A. et al. Carbon dioxide capture from flue gas in biochar produced from spent coffee grounds: effect of surface chemistry and porous structure. *Journal of Environmental Chemical Engineering* 2021; 9: 106049.
- [10] Manya J.J. et al. Adsorption performance of physically activated biochars for postcombustion CO<sub>2</sub> capture from dry and humid flue gas. *Applied Sciences–Basel* 2020; 10: 376.
- [11] Zhang Y. et al. Functional biochar synergistic solid/liquid-phase CO<sub>2</sub> capture: a review. *Energy & Fuels* 2022; 36: 2945–2970.
- [12] Majchrzak-Kuceba I., Sołtysik M. The potential of biocarbon as CO<sub>2</sub> adsorbent in VPSA unit. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 2020; 142: 267–273.
- [13] Dissanayake P.D. et al. Biochar-based adsorbents for carbon dioxide capture: a critical review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2020; 119: 109582.
- [14] Salem B.I. et al. Utilization of the UAE date palm leaf biochar in carbon dioxide capture and sequestration processes. *Journal of Environmental Management* 2021; 299: 113644.
- [15] Ma Q. et al. One-step synthesis of microporous nitrogen-doped biochar for efficient removal of CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>S. *Fuel* 2021; 289: 119932.
- [16] Lahijani P. et al. Metal incorporated biochar as a potential adsorbent for high capacity CO<sub>2</sub> capture at ambient condition. *Journal of CO<sub>2</sub> Utilization* 2018; 26: 281–293.
- [17] Escalante J. et al. Pyrolysis of lignocellulosic, algal, plastic, and other biomass wastes for biofuel production and circular bioeconomy: a review of thermogravimetric analysis (TGA) approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2022; 69: 112914.

# NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration systems

Robert Matysko

Instytut Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku, ul. Fiszerza 14, 80-231 Gdańsk

e-mail: matyskor@imp.gda.pl

## Abstract

Absorption refrigeration chillers are perfect systems to improve energetic efficiency when working as waste heat recovery systems. In the present paper a new proposal of ammonia cycle combined with a compressor system are described. The proposal improve energetic efficiency of the ammonia refrigeration cycle.

Keywords: energy efficiency, absorption, refrigeration, Kalina cycle

## 1. Introduction

Currently the ORC (organic Rankine cycle) systems are widely considered as systems allowing to manage the waste heat obtained from technological processes in the industry. In comparison with the ORC cycle, the Kalina cycle integrated with refrigeration installations allows to achieve better efficiency which is proved in [1–3]. The Kalina cycle may be modified through introducing there an absorption refrigeration subsystem, which improves the total efficiency of the cycle as described e.g. in [4, 5]. There is also some literature on Kalina systems in which a ejector refrigerating system is applied [6]. However, these systems are less energy-efficient.

Constant search for effective solutions for heating circuits motivates to designing new configurations of absorption circuits. What is new in this paper, is the description and calculation results for hybridised ammonia Kalina cycle, where a possibility of its cooperation with compression refrigeration circuit and absorption circuit is presented. Performed calculations show the influence of work of the compressor on the efficiency of the absorption circuit.

## 2. NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O Absorption Refrigeration Cycles

Principle of operation of the ammonia-water absorption cycle is associated with thermodynamical equilibrium of two substances, out of which the first (propulsive) forces the working fluid through and the second (working fluid) transfers the heat supplied to the system. NH<sub>3</sub> is the working fluid and water is the absorbent. In the absorber, due to lack of thermodynamic equilibrium between two substances, ammonia is sucked from the area of lower pressure (evaporator or turbine outlet). Then it is transported by water into the generator, where the strong solution of water and NH<sub>3</sub> is evaporated. Ammonia is recovered from the mixture during rectification. Weak solution of water and NH<sub>3</sub> returns from rectifier to the absorber, whereas the separated NH<sub>3</sub> becomes involved in refrigeration (e.g. in ammonia absorption refrigeration chiller) or energetic processes (e.g. in Kalina cycle).

Figure 1 shows the concept of new ammonia compression-absorption cycle. Theoretically this system has a number of advantages, such as the ability to produce electric current and chill when we have excessive high temperature heat, or chill production using compression system when we have a peak demand. There may be a certain technical difficulty in this case, that is creating a technology that would allow a very good separation of dampness from the ammonia.

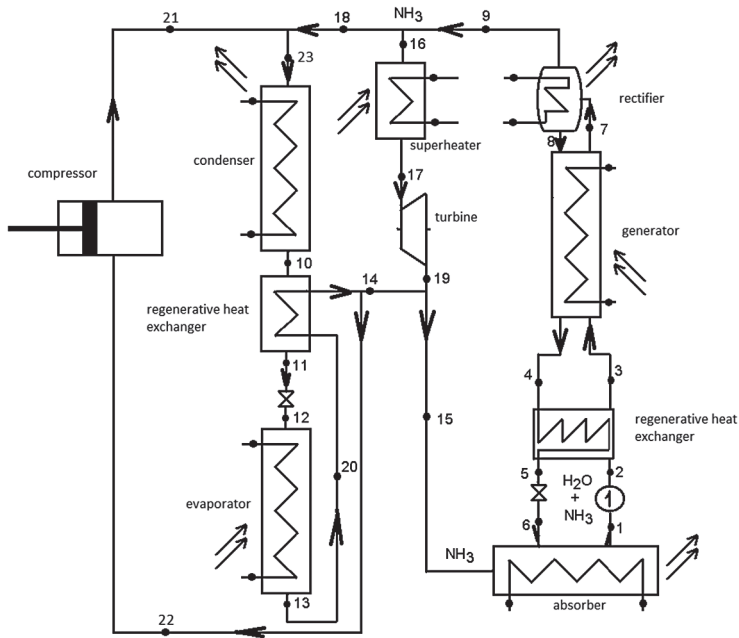


Fig. 1. Trigeneration ammonia hybrid compression-absorption system

### 3. Calculation Results for NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O Cycles

In order to perform calculations for the presented cycles, literature connected with determining the properties of mixtures of NH<sub>3</sub> with various substances used in refrigeration technology was analysed [7–13]. Properties of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O mixture described by correlations ascertained on the basis of the Gibbs [13] equation were used. Other balance equations used in the calculations were presented below.

Total mass balance for particular elements of the cycle:

$$\sum_{i=0}^N \dot{m}_i = 0 \quad (1)$$

Mass concentrations balance of LiBr-H<sub>2</sub>O mixture for subsystems, in which the mixture is present:

$$\sum_{i=0}^N \dot{m}_i x_i = 0 \quad (2)$$

Energy balance for particular elements of the cycle:

$$\sum_{i=0}^N h_i \dot{m}_i + \dot{W} + \dot{Q} = 0 \quad (3)$$

In Table 1 there are calculation results of the trigeneration circuits for various values of mass flow rate of ammonia flowing through the compressor. Figure 2 shows the change in COP of the whole system in dependence on theoretical work done by the compressor. Efficiency improvement of the whole COP cycle can be observed in the case of big amounts of chill produced in the evaporator as a result of increased work of the compressor  $L_{com}$ .

**Table 1.** Trigeneration system calculation results for alternating power supply of the compression system  $L_{com}$  according to Figure 1

mass intensity of the mixture at the intake to the generator	$m_1$ [kg/s]	0,2									
mixture temperature at the intake to the circuit pump	$T_1$ [K]	303									
ammonia temperature at the intake to the condenser	$T_{10}$ [K]	300									
mixture temperature at the intake to the generator	$T_3$ [K]	330									
pressure on the low pressure part of the circuit	$P_1$ [MPa]	0,6227									
pressure on the high pressure part of the circuit	$P_2$ [MPa]	1,1672									
percentage concentration of ammonia	$y_{15}$	100%									
mass flow rate of the refrigerant at the intake to the turbine	$m_{16}$	0,021									
power generated in the turbine	$W_{th}$	1,9057									
power consumed by the pump	$W_p$	0,0025									
heat flux rate exchanged in the absorber	$Q_{abs}$	56,0661									
heat flux rate exchanged in the regenerative exchanger	$Q_{reg}$	25,0739									
heat flux rate exchanged in the steam superheater	$Q_{sup}$ [kW]	1,8308									
heat flux rate exchanged in the steam generator	$Q_{gen}$	59,6399									
heat flux rate exchanged in the rectifier	$Q_{rek}$	3,4266									
mass flow rate in the compressor part of the circuit	$m_{21}$ [kg/s]	0,001	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	
heat flux rate exchanged in the condenser	$Q_{con}$	26,6138	31,611	37,857	44,1041	50,3507	56,5973	62,8438	69,0904	75,337	
heat flux rate exchanged in the evaporator	$Q_{par}$	26,4514	31,0984	36,907	42,7161	48,5249	54,3338	60,1426	65,9514	71,7602	
heat flux rate exchanged in the refrigerating regenerator	$Q_{regch}$	0,3048	0,3583	0,4253	0,4922	0,5591	0,6261	0,693	0,76	0,8269	
compressor work	$L_{com}$	0,08754	0,4377	0,8754	1,313	1,7509	2,1886	2,6263	3,0641	3,5018	
COP efficiency of the circuit	COP	0,4606	0,533	0,6225	0,7106	0,7976	0,8834	0,9679	1,0514	1,133	

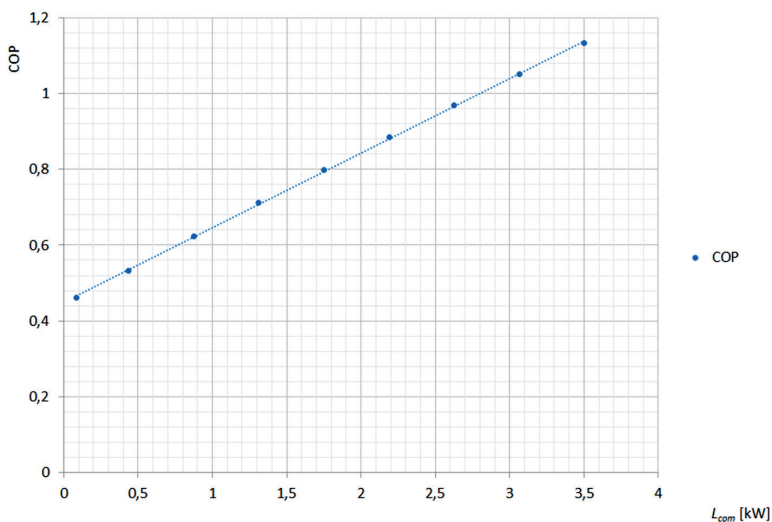


Fig. 2. Total COP as a function of variable theoretical power of compression

## 4. NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O Absorption Refrigeration Cycles

This paper discusses in short the NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O hybrid system. These circuits may be used to improve the energetic efficiency through applying them in e.g. trigeneration systems in residential buildings.

In the case of ammonia–water absorption refrigeration chillers there is a possibility to achieve lower temperature than in the LiBr–H<sub>2</sub>O systems. When such systems are integrated in a compressor hybrid system, it is possible to produce useful cool and power with cycle efficiency more than 1.0.

In the case of trigeneration ammonia circuit hybridised with a compressor system, increase in total COP value over 1.0 was obtained. It is possible that after optimisation of the cycle operation in higher pressure conditions of the turbine system the efficiency of the circuit related to electric current generation may rise even more. Hybridisation of the absorption refrigeration circuit with a compressor system may provide better efficiency in comparison with absorption – only circuits.

NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O refrigeration systems have one disadvantage that very often excludes them from common technical solutions. It is the fact that NH<sub>3</sub> is a dangerous agent and, therefore, staff specialised in handling of equipment which operates on this agent is required.

### Literature

- [1] Nemati A. et al. A comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: a case study for CGAM cogeneration system. *Case Stud. Therm. Eng.* 2017; 9: 1–13.
- [2] Rashidi J., Kyoo Yoo C. Exergetic and exergoeconomic studies of two highly efficient power–cooling cogeneration systems based on the Kalina and absorption refrigeration cycles. *Appl. Therm. Eng.* 2017; 124: 1023–1037.
- [3] Wang Y. et al. Thermodynamic performance comparison between ORC and Kalina cycles for multi-stream waste heat recovery. *Energy Convers. Manag.* 2017; 143: 482–492.
- [4] Rashidi J. et al. Thermodynamic and economic studies of two new high efficient power–cooling cogeneration systems based on Kalina and absorption refrigeration cycles. *Energy Convers. Manag.* 2016; 127: 170–186.
- [5] Dereje S. et al. Integration of a mechanical and thermal compressor booster in combined absorption power and refrigeration cycles. *Energy* 2017; 135: 327–341.
- [6] Ghaebi H. et al. Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles. *Energy* 2017; 139: 262–262.
- [7] Herold K.E. et al. *Absorption chillers and heat pumps.* CRC Press, Boca Raton 1996.
- [8] Ibrahim O.M., Klein S.A. *Absorption power cycles.* Energy 1996; 21: 21–27.
- [9] Alamdari G.S. Simple equations for predicting entropy of ammonia–water mixture. *Int. J. Eng. Trans. B: Appl.* 2007; 20: 97–106
- [10] Conde-Petit M.R. *Thermophysical properties of {NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O} solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment.* M. Conde Engineering, Zurich 2004.
- [11] Ganesh N.S., Srinivas T. Thermodynamic properties of binary mixture for power generation systems. *ARNP J. Eng. Appl. Sci.* 2010; 5: 11–25.
- [12] Ganesh N.S., Srinivas T. Evaluation of thermodynamic properties of ammonia–water mixture up to 100 bar for power application systems. *J. Mech. Eng. Res.* 2011; 3: 25–29.
- [13] Ibrahim O.M., Klein S.A. Thermodynamic properties of ammonia–water mixtures. *ASHRAE Trans.* 1993; 99: 1495–1502.



# Dyssypacja energii w modelowaniu przepływów konwekcyjnych

Dariusz Mikielwicz

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

e-mail: dariusz.mikielwicz@pg.edu.pl

## Streszczenie

Modelowanie przepływów konwekcyjnych, zwłaszcza tych, w których występują wrzenie lub kondensacja w przepływie, jest zagadnieniem, nad którym od dłuższego czasu pochylają się badacze na całym świecie. W większości przypadków proponuje się korelacje empiryczne, które obowiązują dla wybranych płynów w ograniczonym zakresie stosowności.

W pracy przedstawiono alternatywne podejście do modelowania przepływów konwekcyjnych oparte na analizie energii dyssypacji. Energia posiada cechę addytywności i to właśnie tę cechę wykorzystano w przedstawionych przykładach. Uwagę skupiono na modelowaniu przepływów z wrzeniem lub kondensacją w warunkach nasycenia i przechłodzenia. Zaproponowane podejście zastosowano także do analizy przepływu mgłowego oraz nadkrytycznej wymiany ciepła. Również w tych przypadkach uzyskano spójne wyniki, które potwierdzają zdolność przedstawionego modelowania do przewidywania złożonych przepływów z wymianą ciepła i efektami nieliniowymi.

Podejście oparte na sumowaniu energii dyssypacji w złożonym przepływie sprawdziło się też w innych przypadkach. Podejście wykorzystujące koncepcję modelu sumowania energii dyssypacji zostało wcześniej zastosowane przez autora do analizy dwufazowego przepływu pęcherzykowego w warstwie przyściennej.

Słowa kluczowe: energia dyssypacji, modelowanie przepływów, wrzenie, kondensacja, opory przepływu

## 1. Wprowadzenie

W pracy przedstawiono alternatywne podejście do modelowania przepływów konwekcyjnych oparte na analizie energii dyssypacji. Energia posiada cechę addytywności, i to właśnie tę cechę wykorzystano w przedstawionych przykładach. Uwagę skupiono na modelowaniu przepływów z wrzeniem lub kondensacją w warunkach nasycenia i przechłodzenia. Zaproponowane podejście zastosowano także do analizy przepływu mgłowego oraz nadkrytycznej wymiany ciepła. Również w tych przypadkach uzyskano spójne wyniki, które potwierdzają zdolność przedstawionego modelowania do przewidywania złożonych przepływów z wymianą ciepła i efektami nieliniowymi.

Należy zauważyć, że podejście oparte na sumowaniu energii dyssypacji w złożonym przepływie sprawdziło się też w innych przypadkach. Podejście wykorzystujące koncepcję modelu sumowania energii dyssypacji zostało wcześniej zastosowane przez autora do analizy dwufazowego przepływu pęcherzykowego w warstwie przyściennej.

Metody oparte na analizie energii są alternatywą dla tradycyjnych podejść do modelowania, dając wiarygodne wyniki. Metody energetyczne są doceniane w wielu zastosowaniach inżynierskich (np. metoda Galerkina czy składanie naprężeń w ciałach stałych metodą Hubera w mechanice).

## 2. Zastosowanie energii dyssypacji w modelowaniu przepływów

Model został opracowany na podstawie hipotezy postulującej, że dyssypacja energii podczas wrzenia w przepływie składa się z dwóch składników: dyssypacji energii podczas procesu nukleacji,  $E_{pb}$ , oraz dyssypacji energii z konwekcyjnej części przepływu,  $E_{TP}$  [1]:

$$E_{TPB} = E_{TP} + E_{pb} \quad (1)$$

Energia dyssypacji wyrażana jest jako moc tracona w objętości kontrolnej, czyli w przypadku wrzenia w przepływie jest to iloczyn siły aerodynamicznej i prędkości przez objętość. Siła aerodynamiczna jest wyrażana poprzez naprężenia styczne i element powierzchni. W efekcie uzyskuje się geometryczne złożenie naprężeń w przepływie w postaci:

$$\tau_{TPB}^2 = \tau_{TP}^2 + \tau_d^2 \quad (2)$$

Wyrażenie naprężeń stycznych za pomocą odpowiednich zależności prowadzi bezpośrednio do zależności między odpowiednimi współczynnikami tarcia:

$$f_{TPB}^2 = f_{TP}^2 + f_d^2 \quad (3)$$

Szczegóły modelu można znaleźć w [1–4], a poniżej przedstawiono ostateczną formę modelu:

$$\frac{\alpha_{TPB}}{\alpha_{LO}} = \sqrt{R^n + \frac{1}{1+P} \left(\frac{\alpha_{PB}}{\alpha_{LO}}\right)^2} \quad (4)$$

Współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha_{LO}$  jest wyznaczany przy założeniu, że przez analizowany kanał przepływa tylko ciecz. Jego wartość wyznacza się z wykorzystaniem korelacji Dittusa–Boeltera dla przepływu turbulentnego oraz z równania:  $Nu = 4,36$  dla przepływu laminarnego. Wykładnik  $n$  w równaniu (4) jest równy 0,76 [2–3]. Mnożnik przepływu dwufazowego  $R$  w równaniu (4) jest zmodyfikowaną wersją korelacji Müllera–Steinhagen i Hecka [5]. W formie zastosowanej w niniejszej pracy został on rozszerzony i zatwierdzony do stosowania w całym zakresie obniżonych ciśnień [4, 5]:

$$R_{MS} = \left[ 1 + 2 \left( \frac{1}{f_1} - 1 \right) x Con^m \right] (1-x)^{\frac{1}{3}} + x^3 \frac{1}{f_{1z}} \quad (5)$$

Wykładnik potęgi  $m$  przyjmuje wartość  $m = -0,875$  dla minikanalów i  $m = 0$  dla kanałów konwencjonalnych. Kryterium używanym do rozróżnienia mini- i makrokanalów jest liczba ograniczająca, którą zaproponowali Kew i Cornwell [3], wskazująca, że dla  $Con > 0,5$  mamy do czynienia z minikanalami:

$$Con = \frac{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}}{d_h} \quad (6)$$

Funkcje  $f_1$  i  $f_{1z}$  przedstawiają odpowiednio stosunek spadku ciśnienia w przepływie cieczy do spadku ciśnienia w przepływie gazu oraz stosunek współczynnika przejmowania ciepła w przepływie cieczy do współczynnika przejmowania ciepła w przepływie gazu:

$$f_1 = \frac{\left(\frac{dp}{dL}\right)_{LO}}{\left(\frac{dp}{dL}\right)_{VO}} \quad (7)$$

$$f_{1z} = \frac{\alpha_{LO}}{\alpha_{VO}} \quad (8)$$

Korekta empiryczna  $P$  została również ponownie przeanalizowana w [5], a postać wykorzystana w niniejszych obliczeniach przyjmuje postać:

$$P = 2,53 \cdot 10^{-3} Re_{LO}^{1,17} Bo^{Apr} (R_{MS} - 1)^{-0,65} \quad (9)$$

W równaniu (9) wykładnik przy liczbie wrzenia  $Bo$  jest funkcją ciśnienia zredukowanego  $p_r$ . Stała  $A$  w równaniu (9) ma wartość równą 3. Współczynnik przejmowania ciepła wrzenia w objętości  $\alpha_{PB}$  w równaniu (3) jest obliczany przy użyciu korelacji Coopera dla wrzenia w objętości [3]. Korelacja ta cechuje się wewnętrzną zależnością od wartości zredukowanego ciśnienia.

W pracy [6] zastosowano podobne podejście do modelowania wrzenia przechłodzonego w przepływie, stawiając warunek, że w przepływie przechłodzonym dyssypacja energii może być modelowana jako suma dwóch wkładów: dyssypacji energii spowodowanej przechłodzonym przepływem ścinającym bez pęcherzyków,  $E_{TPS}$ , oraz dyssypacji wynikającej z generowania pęcherzyków w przepływie

przechłodzonym,  $Ep_b$ . Podobna analiza umożliwiła wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia przechłodzonego w przepływie w postaci:

$$\frac{\alpha_{TPBS}}{\alpha_{ref}} = \sqrt{\left(\frac{\alpha_{TPS}}{\alpha_{ref}}\right)^2 + \frac{1}{1+P_2} \left(\frac{\alpha_{pb}(\Delta T_{sat})}{\alpha_{ref}} \frac{\Delta T_{sat}}{\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub}}\right)^2} \quad (10)$$

$$P_2 = 2.53 \times 10^{-3} Re^{1.17} Bo^{0.6} \left(\frac{\Delta T_{sat}}{\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub}}\right)^m \quad (11)$$

Wpływ stopnia przechłodzenia na modelowanie członu związanego z generacją pęcherzyków jest wprowadzany w postaci bezwymiarowej z wykładnikiem  $m$  przyjmującym wartość  $m = 2$ .

W przypadku modelowania pokryzysowej wymiany ciepła [7], a konkretniej – przepływu mgłowego występującego po wyschnięciu filmu cieczowego na ścianie, postuluje się, że w przepływie mgłowym rozpraszanie energii można modelować jako sumę dwóch składowych: rozpraszania energii z powodu konwekcji pary przepływającej blisko ściany,  $E_{TPK}$ , i dwufazowego rozpraszania w przepływie mgły składającej się z kropelek cieczy i pary w rdzeniu,  $E_{AV}$ . Równoważny współczynnik przejmowania ciepła dla warunków po *dryout* (przepływ mgły):

$$\frac{\alpha_{TPM}}{\alpha_{w,v}} = \sqrt{1 + \frac{\alpha_{TPK}^2(r) - \alpha_w^2(r)}{\alpha_{w,v}^2}} \quad (12)$$

W przypadku modelowania wymiany ciepła w warunkach nadkrytycznych wykorzystanie energii dysypacji w przepływie sprowadza się do analizy przepływu w dwóch obszarach: przepływu ciężkiego w rdzeniu oraz przepływu lekkiego poza nim, czyli wyróżnia się strefę ciężką i lekką [8]. Dysypację energii można zdefiniować jako rozpraszanie spowodowane przez fazę lekką przepływającą blisko ściany,  $E_l$ , i fazę ciężką przepływającą w rdzeniu kanału,  $E_h$ , co stanowi całkowite rozpraszanie energii w przepływie. Jako referencyjną wartość współczynnika przejmowania ciepła przyjmuje się jego wartość obliczoną w temperaturze pseudokrytycznej,  $\alpha_{pc}$ :

$$\frac{\alpha_{PC-TP}}{\alpha_{pc}(R)} = \sqrt{\left[1 + \frac{f_{grav} \bar{p}}{f_h \rho_h}\right] (\Phi^2)^{0.76} + \frac{[\alpha_h(r_i) - \alpha_l(r_i)]^2}{\alpha_{pc}^2(R)} \left(\frac{r_i}{R}\right)^2} \quad (13)$$

Kolejną pracą, w której zastosowano modelowanie za pomocą analizy energii dysypacji w przepływie, jest analiza przepływu pęcherzykowego w warstwie przysciennej [9]. W tym przypadku całkowita energia dysypacji w przepływie stanowi sumę energii dysypacji w przepływie ścinającym cieczy oraz dysypacji pochodzącej od obecności pęcherzyków gazowych w przepływie. Analizę przepływu kończy się wyznaczeniem zależności opisującej naprężenia w przepływie, co w dalszej kolejności umożliwia wyznaczenie bezwymiarowej prędkości w przepływie w warstwie przysciennej, która uwzględnia liczbę pęcherzyków w warstwie przysciennej, a w przypadku ich braku redukuje się do zależności obowiązującej dla przepływów pęcherzykowych:

$$w = -\frac{1}{\kappa(1-\alpha)^{1/2}} \ln \frac{\kappa(1-\alpha)^{1/2} + M\alpha\kappa^4 y}{y} + C_1 \quad (14)$$

gdzie:

$$M = \frac{3}{4} \frac{C_D u_R^3}{d_b \kappa^2 u_\tau^4} v_l \quad (15)$$

## Zakończenie

Na podstawie przedstawionych przykładów można stwierdzić, że analiza skomplikowanych przepływów konwekcyjnych za pomocą energii dysypacji jest możliwa. Uzyskane wyniki badań są konkurencyjne wobec pozostałych metod obliczeniowych, nawet najdokładniejszych obliczeń numerycznych. Uzyskane procedury pozwalające na wyznaczenie wymiany ciepła podczas przepływu umożliwiają analizę

wpływu poszczególnych elementów składowych na rozwiązanie. Powodzenie w modelowaniu skomplikowanych przepływów dwufazowych za pomocą energii dyssypacji skłania do rozszerzenia analiz na inne, równie skomplikowane przypadki.

## Literatura

- [1] Mikielwicz J. Semi-empirical method of determination of HTC in flow boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1974; 17: 1129–1134.
- [2] Mikielwicz D. et al. Improved semi-empirical method for determination of heat transfer coefficient in flow boiling in conventional and small diameter tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50: 3949–3956.
- [3] Mikielwicz D., Mikielwicz 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.
- [4] Mikielwicz D., Mikielwicz J. An improved Müller-Steinhagen and Heck model for two phase pressure drop modelling at high reduced pressures. *Journal of Power Technologies* 2022; 101: 81–87.
- [5] Pysz M., Mikielwicz D. Flow boiling of R1233zd(E) in a 3 mm vertical tube at moderate and high reduced pressures. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2023; 147: 110964.
- [6] Mikielwicz J., Mikielwicz D. A simplified energy dissipation based model of heat transfer for subcooled flow boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2017; 106: 280–288.
- [7] Mikielwicz J., Mikielwicz D. A simplified energy dissipation based model of heat transfer for post-dryout flow boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2018; 124: 260–268.
- [8] Mikielwicz D., Mikielwicz J. Modelling of heat transfer in supercritical pressure recuperators. *Energy* 2020; 207: 118251.
- [9] Mikielwicz D. Hydrodynamics and heat transfer in bubbly two-phase flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002; 46: 207–220.

# Wpływ termodynamiki na rozwój techniki i nauki

Jarosław Mikielwicz<sup>1</sup>, Dariusz Mikielwicz<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Instytut Maszyn Przepływowch PAN, ul. gen. J. Fiszer 14, 11/12, 80-231 Gdańsk

<sup>2</sup> Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

e-mail: jarekm@imp.gda.pl; dariusz.mikielwicz@pg.edu.pl

Słowa kluczowe: termodynamika, cywilizacja, energia, entropia

## 1. Wstęp

Rozwój cywilizacji nierozdzielnie łączy się ze wzrostem zapotrzebowania na energię. Rewolucja przemysłowa w Anglii pod koniec XVIII w. dokonała się m.in. na skutek wynalezienia przez Watta maszyny parowej. Zapoczątkowało to burzliwy rozwój techniki i technologii. Energia chemiczna paliw została zamieniona na pracę, co umożliwiło masową produkcję dóbr materialnych. W transporcie pojawiły się parowozy i parostatki. W elektrowniach najpierw pojawiły się turbiny parowe, a znacznie później turbiny gazowe, umożliwiające produkcję energii elektrycznej wykorzystywanej w wielu zastosowaniach. Pół wieku po wynalezieniu maszyny parowej ogłoszono teorię maszyn ciepłych opracowaną przez francuskiego uczonego N.L.S. Carnota (1796–1832), który jako pierwszy sformułował drugą zasadę termodynamiki (II ZT).

W 1859 r. francuski inżynier Étienne Lenoir (1822–1900) opracował pierwszy silnik spalinowy, ulepszony w Niemczech przez Nikolausego Otta. Opracowanie silnika spalinowego przyczyniło się do rozwoju teorii spalania, detonacji itd. Rozwój transportu na bazie silnika spalinowego spowodował przenoszenie się ludzi zamożnych z centrów miejskich na ich peryferie. Zaczęła się rozwijać nauka o zamianie energii na pracę i ciepło, niezbyt słusznie nazwana termodynamiką, chociaż dziedzina ta ma niewiele wspólnego z dynamiką. Joule rozumiał pracę i ciepło jako równoważne sposoby zamiany energii. Walnie przyczynił się do sformułowania zasady bilansu energii – pierwszej zasady termodynamiki (I ZT), zwanej niekiedy zasadą Joule'a.

## 2. Termodynamika klasyczna w fizyce

Współczesna termodynamika to nie tylko teoria maszyn ciepłych, ale nowa filozofia w fizyce. W nauce renesansowej nie było strzałki czasowej zjawisk. Prawa fizyki miały charakter odwracalny. Galileusz i Newton nie przyjmowali kierunku przemian. Świat był rządony przez proste prawa odwracalne. Fizyka newtonowska zajmowała się optyką, mechaniką, elektrostatyką. W końcu XVIII i w XIX w. dla fizyki stała się istotna teoria ciepła. Przyczyniła się do tego m.in. wspomniana rewolucja przemysłowa. Zwrócono uwagę na relację między energią termiczną a energią mechaniczną. Na tym gruncie powstała termodynamika. Jej kierunek techniczny dotyczy zamiany energii na pracę i ciepło. Uczni szybko doszli do wniosku, że nie całą energię termiczną można zamienić na energię mechaniczną, natomiast energię mechaniczną można łatwo w całości zamienić na energię termiczną. Carnot (1824), zajmujący się maksymalizacją zamiany energii termicznej w energię mechaniczną, doszedł do wniosku, że istnieje ograniczenie w zamianie energii termicznej w mechaniczną. To ograniczenie zostało sformułowane przez Clausiusa (1850) jako II ZT. II ZT wskazuje jakościowy aspekt energii. Chociaż całkowita energia się nie zmienia, to jej zdolność do wykonania pracy jest zależna od wartości parametrów energii. Clausius nazywa tę jakościową cechę energii „entropią” i definiuje ją jako iloraz ciepła i temperatury w skali bezwzględnej. Wzrost entropii we wszechświecie jest uważany za podanie kierunku strzałki czasowej dla wszechświata. Ciepło i praca są składnikami bilansu energii

Klasyczna fizyka i chemia rozważają układy zamknięte. Pojęcie stanu równowagowego jest istotne dla rozważań termodynamicznych. Układ jest w równowadze, gdy jego parametry są jednorodne w przestrzeni. Procesy równowagowe to procesy modelowe. Takie procesy nie istnieją w przyrodzie. Przechodząc z jednego stanu w drugi, układ traci równowagowość. W praktyce wystarczy, aby stany osiągały równowagę szybciej, niż trwa proces przejścia układu z jednego stanu w drugi (czas relaksacji krótszy od czasu przebiegu zjawiska). Dla ciała będącego

w równowadze można znaleźć związek między parametrami stanu, zwany równaniem stanu. Rozróżnia się termiczne i kaloryczne równania stanu. Prawa rządzące termodynamiką zostały zapisane jako jej zasady. IZT to zasada formułująca bilans energii obowiązujący dla przemian zarówno odwracalnych, jak i nieodwracalnych (zasada księgowego). Układ izolowany, będący w stanie nierównowagi, zawsze dąży do stanu równowagi. Tego typu proces nazywa się procesem samorzutnym lub spontanicznym. Odwrócenie zjawiska samorzutnego jest niemożliwe. Jest to najogólniejsze sformułowanie II ZT (zasady dyrektora), uwzględniające istnienie uprzywilejowanego kierunku zachodzenia przemian w przyrodzie, zapisane matematycznie za pomocą funkcji termodynamicznej entropii. Zmiany entropii w pobliżu temperatury zera w skali Kelwina opisuje trzecia zasada termodynamiki (III ZT). Procesy nierównowagowe bliskie stanom równowagowym opisuje termodynamika procesów nierównowagowych, w której zasada Onsagera jest często uważana za czwartą zasadę termodynamiki (IV ZT).

Termodynamika nie jest ograniczona tylko dla układów ściśliwych, jakimi są płyny, które mogą wykonać pracę zmiany objętości. Stosuje się ją także do innych układów, jak proste substancje magnetyczne, elektrostatyczne, błony powierzchniowe, układy elastyczne (ciała stałe) itp. Układy, które wykonują kilka rodzajów prac, nazywają się układami złożonymi.

### 3. Zastosowanie zasad termodynamiki w technice

Zasady termodynamiki pozwalają na rozwiązywanie wielu problemów technicznych. Termodynamika klasyczna nie posługuje się układem współrzędnych, gdyż zajmuje się stanami równowagowymi, w których parametry intensywne (pole temperatur, pole ciśnień, pole koncentracji) są wyrównane w całej objętości. W sposób jawny nie występuje w termodynamice czas, z uwagi na to, że zajmuje się ona stanami, które osiągnęły równowagę, a nie tym, po jakim czasie ta równowaga nastąpiła. Istotny element analizy termodynamicznej stanowi wybór układu. Klasycznym układem jest układ zamknięty – związany ze stałą i tą samą liczbą molekuł, dla którego są sformułowane fundamentalne prawa przyrody wskazujące, że energia jest stała, a zmiany entropii dla procesów nieodwracalnych są większe od zera. Pojęcie układu zamkniętego rozszerza się w termodynamice technicznej na pojęcie układu otwartego. W układzie otwartym istnieje przepływ materii powodujący zmiany energii i entropii. Zmiany entropii mogą być dla układu otwartego ujemne.

W silownikach cieplnych realizowany jest łańcuch konwersji energii: od energii chemicznej przez ciepło, energię mechaniczną, do energii elektrycznej. Sprawność poszczególnych procesów to stosunek pożądanego rodzaju energii na wyjściu do energii na wejściu. Zależy ona od fizycznych i chemicznych praw rządzących procesem.

Od czasu sformułowania odwracalnego obiegu Carnota zaproponowano wiele innych odwracalnych obiegów, które stanowią modyfikacje idealnego obiegu Carnota, a które nie dają się zrealizować w praktyce. Wiele z nich to tzw. obiegi porównawcze, czyli zbiory przemian odwzorowujących rzeczywiste procesy zachodzące w maszynach cieplnych. Określenie sprawności urządzenia, w którym następuje konwersja energii, wymaga zastosowania nie tylko IZT, ale i II ZT, gdyż konwersja dowolnego rodzaju energii zawsze prowadzi do zamiany jej części na ciepło, co powoduje w konsekwencji zmianę entropii układu. Silniki cieplne, przedmiot zainteresowań termodynamiki technicznej, zamieniają energię cieplną, wynikającą z zamiany energii chemicznej paliw takich jak: węgiel, ropa, gaz (spalania), na pracę mechaniczną. Jako paliwo wykorzystuje się też materiały rozszczepialne, takie jak uran w reaktorze nuklearnym do produkcji energii cieplnej, która z kolei wykorzystywana jest w maszynach cieplnych do produkcji pracy (elektryczności). Konieczne jest efektywne zużycie paliw kopalnianych, ostatnio redukowane z uwagi na ich ograniczone zasoby i szkodliwą emisję podczas spalania. Stąd też preferuje się jak największe wykorzystanie źródeł energii „czystej”, czyli wiatru, słońca, wody, złóż geotermalnych. Są to tzw. źródła odnawialne.

Konsekwencją II ZT jest to, że ciepło musi przechodzić z ciała o wyższej temperaturze do ciała o niższej temperaturze. Im ta różnica jest większa, tym ciepło przechodzi intensywniej, ale z kolei sprawność zamiany energii cieplnej na pracę w przypadku obiegu termodynamicznego spada. Problematyką przejścia ciepła między układami zajmuje się gałąź termodynamiki technicznej zwana wymianą ciepła. Termodynamika nie analizuje szybkości transferu energii cieplnej. Tym zajmuje się wymiana ciepła. W technice istnieją procesy, w których należy intensyfikować proces transferu ciepła, gdyż to się wiąże z małymi powierzchniami wymieniającymi ciepło, a to z kolei skutkuje małymi gabarytami urządzeń wymieniających ciepło, jak to ma miejsce np. w obiegu termodynamicznym. Istnieją też procesy wymagające redukcji lub izolacji procesu wymiany ciepła, np. izolacja rurociągów ciepłowniczych czy izolacja cieplna budynków mieszkalnych. Te dwa rodzaje procesów wymagają znajomości teorii wymiany ciepła. Nauka o wymianie ciepła rozwija się na bazie różnych gałęzi przemysłu. Można tu wymienić energetykę

(problemy zamiany ciepła na pracę), inżynierię chemiczną, chłodziwo itd. Dziś jest trudno wskazać procesy lub zjawiska, w których nie występują problemy wymiany ciepła. Rozwój dziedziny wymiany ciepła jest uwarunkowany rozwojem wiodących technologii cywilizacji. Stąd też początkowo wymiana ciepła rozwijała się na bazie energetyki, a ostatnio rozwija się na bazie energetyki jądrowej i elektroniki. Chłodzenie mikroelementów elektronicznych jest wyzwaniem dla współczesnej wymiany ciepła. Aktualnie nauka i technika są zainteresowane układami otwartymi. Poza techniką układy otwarte występują w biologii, medycynie, ekonomii, socjologii, historii itd. W układzie zamkniętym entropia może rosnąć i układ ewentualnie osiąga równowagę. W układzie otwartym układ może osiągać stan ustalony przy ciągłym przepływie entropii. Układem otwartym jest np. żywy organizm, w którym entropia maleje na skutek importu materii wraz z energią z otoczenia. Entropia całkowita żywych organizmów maleje, ale w świetle powyższych uwag nie oznacza to niezgodności z II ZT.

## 4. Rola termodynamiki we współczesnej nauce

W nauce można wyróżnić różne aspekty koncepcji entropii wprowadzonej w XIX w. przez Carnota i Clausiusa: aspekt fenomenologiczny o charakterze termicznym, o którym była mowa, aspekt statystyczny jako miarę nieuporządkowania wg Boltzmanna, co stanowi pewien rodzaj molekularnej teorii termicznej ciepła, i aspekt informatyczny, dotyczący zawartości informacji w wiadomości wg Shannona, stanowiący element teorii komunikacji. Wielu badaczy uważa, że te trzy sformułowania są równoważne. Otwiera to nowe możliwości dla zastosowań termodynamiki, np. w medycynie, historii, procesach społecznych itd.

Statystyczna entropia dotyczy „nieuporządkowania”, a informacja redukuje ją, wprowadzając „porządek”. Istnieje związek pomiędzy entropią termiczną a prawdopodobieństwem zaistnienia określonego stanu cząsteczek w gazie. Proces nieodwracalny jest przejściem od mniej prawdopodobnego stanu mikroskopowego do bardziej prawdopodobnego. W układzie otwartym stan ustalony osiąga się przy ciągłym przepływie entropii. Klasyczna termodynamika operuje układami w równowadze lub w pobliżu równowagi. Nowa kategoria układów złożonych jest w stanach nierównowagowych. Klasyczne układy dążą do równowagi, tzn. w kierunku nieuporządkowania stanów materii, podczas gdy układy złożone ewoluują w kierunku uporządkowania. Dla układów w pobliżu równowagi produkcja entropii zmierza do minimum. Stany dalekie od równowagi przechodzą ewolucję, organizując nowy porządek. Otoczenie nie jest w stanie kontrolować takich przemian. Układy dalekie od równowagi są silnie nieliniowe i dążą w kierunku minimalizacji energii swobodnej i maksimum entropii. Wzmacniają amplitudę zaburzeń i dążą w kierunku nowych, wyżej zorganizowanych stanów.

Układy biologiczne, socjologiczne, ekonomiczne są złożone i przechodzą ewolucję w określonym kierunku. Można uważać, że podobnie jak w układach fizycznych, istnieje strzałka czasowa określona II ZT. Z czasem złożoność tych układów rośnie. Materia przechodząca przez te układy prowadzi do „samoorganizacji” i wzrostu złożoności układu. Często układy takie nazywane są „dysypatywnymi”, ponieważ oprócz importu materii i energii entropia jest generowana i dysypowana wewnątrz układu. Statystyczna entropia jest nieuporządkowaniem, informacja zaś jest ujemną entropią, czyli entropią negatywną.

Informacja odgrywa ważną rolę nie tylko w fizyce i technice, ale także w biologii i ekonomii, np. koszt wykonania detalu zależy od stopnia jego skomplikowania. Przejście na nową technologię wykonania detalu zmienia relacje kosztowe jego wyprodukowania. Wynikiem pracy ludzkiej jest ciągły przepływ informacji. Dobre wykonawstwo potrzebuje więcej informacji itp. Informacja i termodynamika są istotne we współdziałaniu i samoregulacji układów złożonych. Organizmy żywe, jak też inne układy złożone są napędzane przez informację i organizowane przez procesy dysypatywne. Podstawę do niestabilności takich układów stanowi nieliniowe oddziaływanie pomiędzy mikroelementami układu, który znajduje się daleko od równowagi. Oddziaływanie to prowadzi do organizacji stanu makroskopowego i różnych bifurkacji stanów układu. Następnie układ porusza się, oddalając od równowagi termodynamicznej do bardziej prawdopodobnych struktur w punkcie bifurkacji. Informacja biologiczna zawiera genetyczne kody DNA. Układy biologiczne są układami dysypatywnymi, samoorganizującymi się i redukującymi entropię. Życie jest procesem redukcji entropii. Stosuje się do niego termodynamika układów otwartych. W dysypatywnych strukturach biologicznych pamięć o przeszłości jest elementem konserwatywnym, a niebezpieczeństwo i zagrożenie powodują odsunięcie się od stanu równowagi oraz samoorganizowania się organizmu. Jest to zdolność do uczenia się organizmów.

Klasyczna cybernetyka wykorzystuje analizy oparte na informacji Shannona. Niektóre osiągnięcia sztucznej inteligencji są związane z termodynamiką układów otwartych. Trzeba zaznaczyć, że na podejściu Shannona opiera się wiele koncepcji sztucznej inteligencji. W wyniku rozwoju sztucznej inteligencji wzbogaciły się psychologia i neurofizyka.

Rozwój kultury manifestuje się rozwojem języka, muzyki, literatury, wiedzy technologicznej, nauki, a teoria tych dziedzin bazuje na złożonych układach entropowych.

Termodynamika jest narzędziem do analizy procesów socjoekonomicznych. Ekonomia jest determinowana rozwojem technologii, przy czym innowacje są elementem jej ewolucji.

Rozwój historii jest kontrolowany przez proces entropowy, która stanowi serię bifurkacji w systemie społecznym dalekim od stanów równowagi. Przebieg historii jest uwarunkowany zmianami socjoekonomicznymi i kulturalnymi. Gdy nie ma innowacji i występuje stabilność socjokulturalna, wtedy panuje stagnacja i nie zachodzą zmiany. Zmiany w układzie socjotechnologicznym mogą prowadzić do rewolucyjnych przemian poprzez pozytywne zwrotne sprzężenie informacyjne. Z punktu widzenia struktur dyssypatywnych katastrofa (rewolucja) powstaje wskutek perturbacji wewnętrznych wzmocnionych przez otoczenie. Katastrofa prowadzi do punktu bifurkacji i nowego poziomu stabilności. Nowy stan społeczności jest po tym przejściu bardziej złożony.



# Numerical modelling of the low-temperature thermochemical energy storage reactor using salt hydrate – analysis of the charging and discharging processes

Natalia Mikos-Nuszkiewicz, Piotr Furmański

Warsaw University of Technology, Faculty of Power and Aeronautical Engineering, ul. Nowowiejska 21/25, 00-665 Warszawa

e-mail: natalia.mikos.dokt@pw.edu.pl; piotr.furmanski@pw.edu.pl

## Abstract

The paper presents the results obtained by a numerical simulation of a mathematical model of the charging and discharging processes of a thermochemical energy storage reactor. The reversible chemisorption reaction is used in the reactor with a salt undergoing hydration and dehydration processes. A significant part of the paper is devoted to studying the storage operation with the proposed geometry, the energy accumulated in the reactor in a thermochemical way as opposed to the sensible heat storage, and evaluation of the chemical, total and round-trip efficiency of storing.

Keywords: thermochemical energy storage, numerical modelling, salt hydrates, thermal energy storage, reversible chemical reactions

## 1. Introduction

Thermochemical energy storage (TChES) is the least studied technology among thermal energy storage methods. Nevertheless, its advantageous properties make it a promising heat accumulation way. The TChES has a high storage density in the range of 0.5–3 GJ/m<sup>3</sup> as compared to 0.2 GJ/m<sup>3</sup> for the sensible and 0.3–0.5 GJ/m<sup>3</sup> for the latent heat storage [1] as well as a wide temperature range of application. Moreover, the storing material can be hypothetically kept at room temperature for a long time or transported over a long distance with negligible heat losses to the surrounding. Because of the great potential of the practical application of the TChES method, it recently attracted the attention of researchers [2–4].

In our previous work [5], a mathematical model of charging and discharging of the TChES reactor using the hydrated potassium carbonate as a thermochemical material (TCM) was thoroughly described. The created numerical model gives insight into the multi-physical phenomena that occur in the proposed reactor. It may aid in determining the characteristics that have the greatest influence on its performance. This knowledge would considerably minimise the time and expense spent on developing experiments. The present paper is focused on the detailed analysis of the performance of the mentioned TChES reactor via numerical simulations.

## 2. TChES system description

in the reactor, the reversible chemisorption reaction is used with a salt undergoing hydration and dehydration processes. The moist air is used as a heat-carrying medium. The reactor operation is described by the following parameters: the specific humidity and temperature  $T_g$  of the moist air in the reactor, the degree of salt dehydration and the bed temperature across the reactor. The degree of salt dehydration  $\beta$  is defined as the ratio of the number of moles of the hydrated salt which underwent dehydration to its initial number. The model is built on the temporal and spatial variations of the listed parameters. The heat storage procedure is done by opening and shutting the valves between the reaction bed, condenser/evaporator, and storage tank. The charging and discharging processes are the two key stages of the system's operation.

Fig. 1 depicts the system components used during the charging (dehydration) stage. The air passing through the heat exchanger is heated to the temperature required by the system by incoming heat stream ( $\dot{Q}_d$ ). The fluid then enters the fixed cylindrical bed reactor (Fig. 3).

The reactor's core is a porous structure made of a thermochemical material (TCM). Heat is transmitted to the material by the dry, hot air. The water is released from the salt and evaporates.

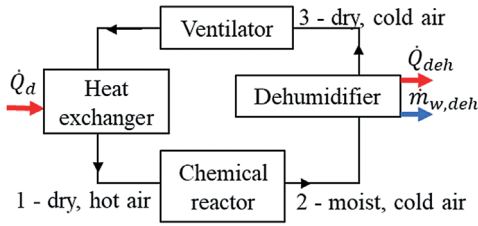


Fig. 1. TChES system for the charging stage (where:  $\dot{m}_{w,deh}$  – mass flow rate of the water vapour removed from the dehumidifier,  $\dot{Q}_{w,deh}$  – heat flux dissipated from the dehumidifier,  $\dot{Q}_d$  – heat flux supplied to the system)

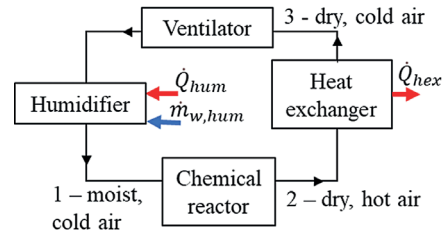


Fig. 2. TChES system for the discharging stage (where:  $\dot{m}_{w,hum}$  – mass flow rate of the water vapour supplied to the humidifier,  $\dot{Q}_{hex}$  – heat flux dissipated from the heat exchanger,  $\dot{Q}_{hum}$  – heat flux supplied to the humidifier)

This raises the vapour partial pressure and the specific humidity of the air while decreasing its temperature. The cold and moist air from the reactor is subsequently sent to the dehumidifier, where moisture separation occurs, and condensation heat is released ( $\dot{Q}_{deh}$ ).

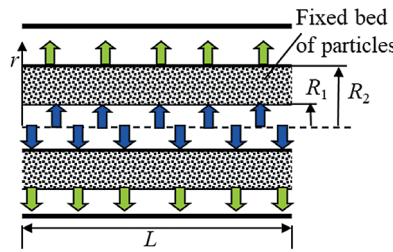


Fig. 3. Reactor with the fixed cylindrical bed filled with the hydrate particles (where:  $L$  – reactor's length,  $r$  – coordinate running across the fixed bed and  $R_1, R_2$  – internal and external fixed bed's radius, respectively)

Fig. 2 shows a simplified schematic diagram of the system responsible for discharging (hydration) stage. The dry cold air flows to the humidifier. Then, the process of air saturation with water vapour takes place to a degree corresponding to the operation of the system. The water enters the system from the outside. Next, the moist cold air flows through the reactor, and the salt absorbs the water vapour (hydration) with a release of heat. The hot, dry air from the reactor flows into the air/air heat exchanger and heats the air inside the rooms.

### 3. Performance analysis

The performance of the TChES system can be characterized by several parameters [6]. The total efficiency of charging (1) is used to compare the amount of energy stored during charging in the form of sensible heat and chemical energy ( $Q_s$ ) and energy supplied to the reactor ( $Q_d$ ).

$$\eta_{tot,s} = \frac{Q_s}{Q_d} \quad (1)$$

The chemical efficiency of charging (2) compares chemical energy stored during charging ( $Q_{chem}$ ) and maximum possible chemical energy that can be stored within the system ( $Q_{chem,max}$ ).

$$\eta_{chem} = \frac{Q_{chem}}{Q_{chem,max}} \quad (2)$$

The total chemical efficiency of charging is used to compare chemical energy stored during charging ( $Q_{chem}$ ) and energy supplied to the reactor.

$$\eta_{tot,chem} = \frac{Q_{chem}}{Q_d} \quad (3)$$

The volumetric heat density (4) represents the amount of energy stored during charging ( $Q_s$ ) per reactor's bed volume ( $V_b$ ).

$$q = \frac{Q_s}{V_b} \quad (4)$$

The specific heat density (5) represents the amount of energy stored during charging ( $Q_s$ ) per reactor's bed mass ( $m_b$ ).

$$q_m = \frac{Q_s}{m_b} \quad (5)$$

The total efficiency of discharging (6) is used to compare the heat delivered to the heat exchanger ( $Q_{hex}$ ) during discharging and the amount of energy stored during charging ( $Q_s$ ).

$$\eta_{tot,disch} = \frac{Q_{hex}}{Q_s} \quad (6)$$

The round-trip efficiency (7) describes the overall efficiency of full cycle process.

$$\eta_{rt} = \eta_{tot,s} \eta_{tot,disch} \quad (7)$$

## 4. Results

The simulated reactor has the inner and outer radii equal to 0.025 m, 0.030 m, respectively and is 0.1 m in length and filled with the hydrated potassium carbonate as the TCM. The selected results of the performed simulations are presented below.

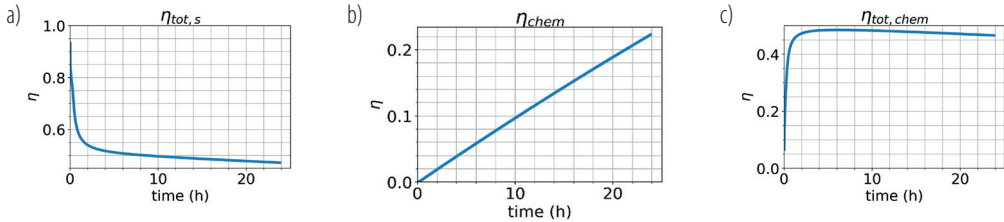


Fig. 4. Total efficiency of charging (a); chemical efficiency of charging (b) and total chemical efficiency of charging (c) in time

After 24h of charging, 78.7 kJ of heat was accumulated in the described reactor with total efficiency of charging equal to 57%. Figs. 4 and 5 present different parameters describing the performance of the charging process. The total chemical efficiency of charging stabilizes at about 50% after 2h and remains constant until the end of charging – see Fig. 4c.

The total efficiency of discharging depends on the enthalpy difference between the reactor's outlet and inlet, after 14h this efficiency attains 50% (Fig. 6). Fig. 6c shows the comparison between air temperatures after 1h and 14h of discharging, after 14h temperature at the reactor's outlet is much lower than at the beginning of discharging, this should be investigated further.

The round-trip efficiency  $\eta_{rt}$ , as calculated by multiplying total efficiencies of charging and discharging stages reach 29% for the assumed time of the process.

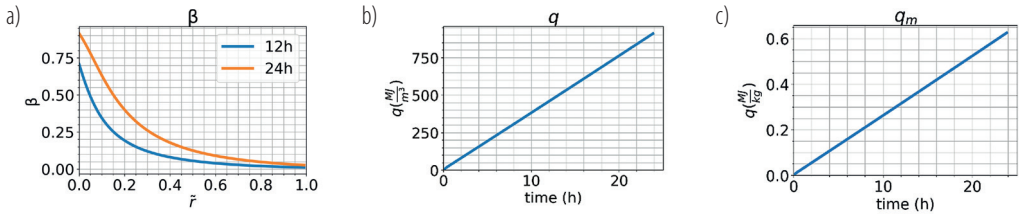


Fig. 5. Degree of the salt dehydration along  $\bar{r}$  ( $\bar{r} = (r - R1)/(R2 - R1)$ ) after 12h and 24h of charging (a); volumetric heat density (b) and specific heat density of charging (c) in time

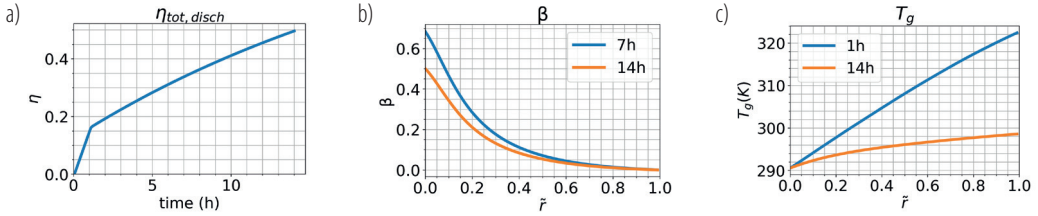


Fig. 6. Total efficiency of discharging in time (a); degree of the salt dehydration along  $\bar{r}$  after discharging (b) and heat-carrying medium (air) temperature along reactor's radius after 14h and 1h of discharging (c)

## Conclusions

In this paper, a TChES system was described, and the chosen results of its performance, obtained via numerical simulations, were shown. The analyzed system can be characterized by many different parameters with only a few presented in this paper. Due to the relatively short charging and discharging time, the demonstrated efficiencies are smaller than the maximum which can be attained. The full analysis of two stages of the considered TChES for the longer charging/discharging times with the complete number of parameters affecting the storage operation will be studied in the future. The results of the simulations are also to be compared to the data obtained on the currently built experimental stand.

## Literature

- [1] Abedin A.H. A critical review of thermochemical energy storage systems. *J. Renew. Energy* 2011; 4: 42–46.
- [2] Scapino L. et al. Sorption heat storage for long-term low-temperature applications: a review on the advancements at material and prototype scale. *Appl. Energy* 2017; 190: 920–948.
- [3] Salgado-Pizarro R. et al. The relevance of thermochemical energy storage in the last two decades: the analysis of research evolution. *J. Energy Storage* 2022; 51: 104377.
- [4] Alva G. et al. An overview of thermal energy storage systems. *Energy* 2018; 144: 341–378.
- [5] Mikos-Nuszkiewicz N. et al. A mathematical model of charging and discharging processes in a thermochemical energy storage reactor using the hydrated potassium carbonate as a thermochemical material. *Energy* 2023; 263: 125642.
- [6] Liu H. et al. Performance gap between thermochemical energy storage systems based on salt hydrates and materials. *J. Clean. Prod.* 2021; 313: 127908.

# Analiza złożoności dynamiki przepływów dwufazowych

Romuald Mosdorf, Gabriela Rafałko, Iwona Zaborowska

Politechnika Białostocka, Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej, ul. Wiejska 45A, 15-351 Białystok

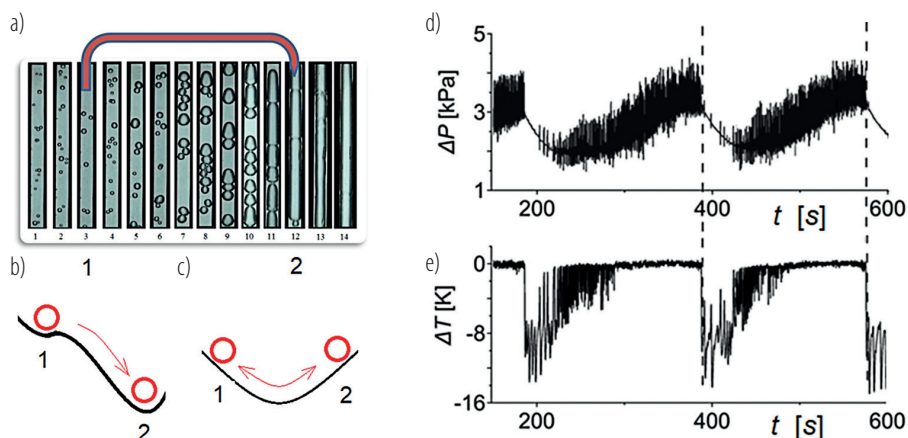
## Streszczenie

Podczas wrzenia w przepływie w układzie z minikanalami może występować kilka niestabilności jednocześnie, które nakładają się na siebie – takie zjawisko utrudnia analizę dynamiki wrzenia. Powyższe procesy powodują, że rejestrowane sygnały pomiarowe charakteryzują się chaotycznymi oscylacjami zachodzącymi w różnych skalach czasowych. W pracy omówiono zastosowanie wykresów rekurencyjnych w analizie oscylacji ciśnienia, temperatury oraz strumienia ciepła. Przedstawiono również wybrane metody analizy dynamiki struktur przepływu dwufazowego wykonywane na podstawie analizy obrazu (filmów).

Słowa kluczowe: niestabilności, przepływ dwufazowy, analiza rekurencyjna, analiza obrazu

## 1. Wstęp

Niestabilności przepływów dwufazowych towarzyszących wrzeniu w minikanalach powodują oscylacje spadku ciśnienia, natężenia przepływu cieczy i pary oraz temperatury ścianek kanałów. Niestabilności przepływów dwufazowych można podzielić na statyczne i dynamiczne (rys. 1a, b). Za niestabilność statyczną uważa się zaburzenie stanu układu, po którym system asymptotycznie osiąga nowy stabilny stan układu – takiemu procesowi zazwyczaj towarzyszą wysokoczęstotliwościowe oscylacje ciśnienia i temperatury (rys. 1d, e).



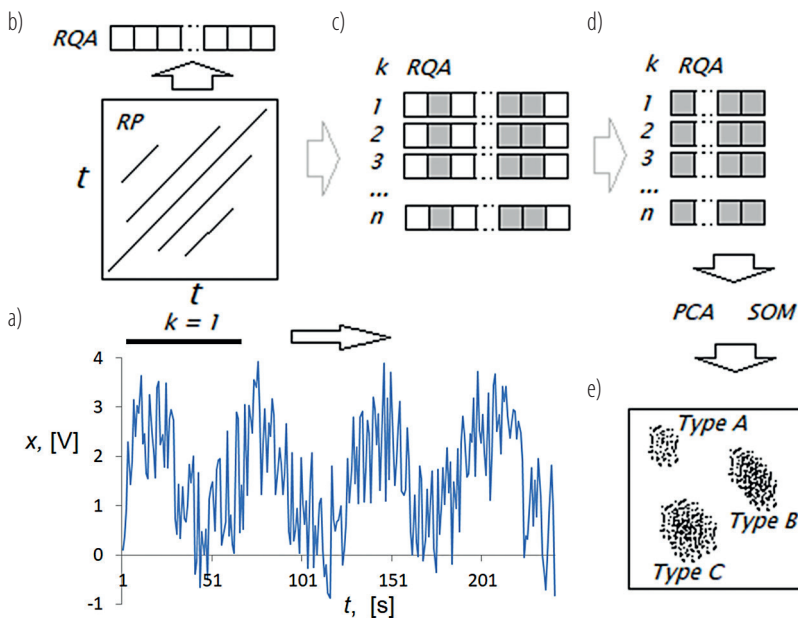
Rys. 1. Niestabilność przepływów dwufazowych: a) przykłady struktur przepływu dwufazowego; b) schemat niestabilności statycznej; c) schemat niestabilności dynamicznej; d) fluktuacje spadku ciśnienia w minikanale; e) fluktuacje temperatury ścianki minikanalu

Natomiast w trakcie dynamicznej niestabilności system nieustannie zmienia swój stan pomiędzy różnymi stanami niestabilnymi – takiemu procesowi również towarzyszą wysokoczęstotliwościowe oscylacje ciśnienia i temperatury. Niestabilności we wrzeniu w przepływie związane są z procesami: zmiany fazy, przepływu ciepła oraz cieczy i pary, jak również z procesami zachodzącymi w układzie zasilania wymiennika ciepła w ciecz oraz ciepło.

## 2. Analiza rekurencyjna

Jedną z podstawowych cech układów chaotycznych jest rekurencja. W przepływach dwufazowych we wrzeniu ta cecha rejestrowanych sygnałów jest charakterystyczna dla niestabilności dynamicznych. Analiza charakteru rekurencji w zarejestrowanych we wrzeniu oscylacjach: ciśnienia, temperatury lub strumienia ciepła pozwala na identyfikację wybranych cech niestabilności struktur przepływu dwufazowego.

W pracy przedstawiono rezultaty zastosowania zmodyfikowanej metody RQA do analizy fluktuacji ciśnienia we wrzeniu w minikanalach. Na rys. 2 pokazano schemat algorytmu identyfikacji struktur przepływu dwufazowego na podstawie fluktuacji ciśnienia. Rys. 2a przedstawia przykładowy sygnał pomiarowy. Natomiast na rys. 2b schematycznie pokazano dwa etapy analizy RQA. W pierwszym etapie na podstawie zarejestrowanego sygnału rekonstruowany jest atraktor w wielowymiarowej przestrzeni fazowej. Następnie tworzony jest wykres rekurencyjny – schematycznie pokazany na rys. 2b. Wykres rekurencyjny jest dwuwymiarową (kwadratową) macierzą zawierającą zera i jedynki. Wymiar macierzy definiuje liczba analizowanych próbek (schematycznie zaznaczonych przez czarną linię na rys. 2a). Analiza RQA polega na wyznaczeniu szeregu współczynników charakteryzujących układ jedynek w macierzy. Współczynniki RQA wyznaczone są dla kolejnych przedziałów czasu. W rezultacie powstaje macierz współczynników RQA pokazana na rys. 2c. Analiza statystyczna zmian wartości współczynników RQA pozwala na wybór współczynników, które najlepiej opisują zróżnicowanie badanego zjawiska. W ten sposób powstaje macierz pokazana na rys. 2d. Wizualizacja danych zawartych w macierzy widoczna na rys. 1e odbywa się z wykorzystaniem PCA lub sieci neuronowych (SOM).



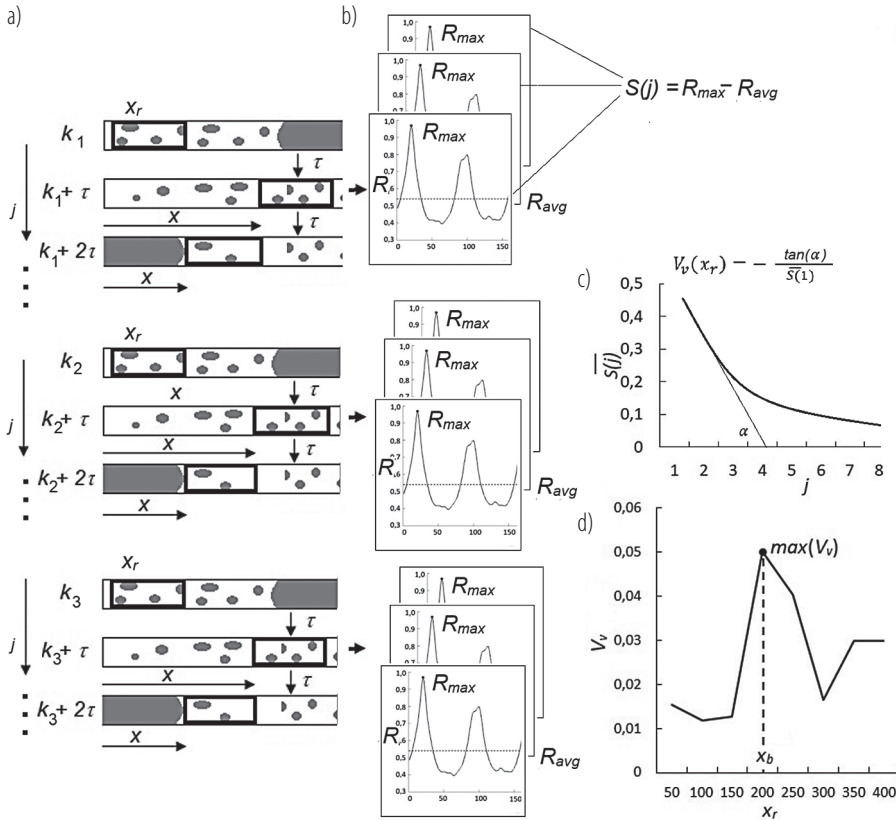
Rys. 2. Schemat algorytmu identyfikacji struktur przepływu dwufazowego na podstawie fluktuacji ciśnienia: a) przykładowy sygnał pomiarowy; b) analiza RQA; c) macierz współczynników RQA wyznaczonych w kolejnych przedziałach czasu; d) selekcja współczynników RQA; e) analiza PCA lub SOM

W pracy przedstawiono wyniki zastosowania zilustrowanej na rys. 1 metody analizy fluktuacji ciśnienia w pojedynczym minikanale oraz w wymienniku składającym się z wielu równoległych minikanalów [1, 3].

### 3. Metoda oceny dynamiki zmiany fazy

W pracy przedstawiono również wybrane metody analizy dynamiki struktur przepływu dwufazowego wykonywanej na podstawie analizy obrazu (filmów). Analizę charakterystycznych cech przepływu przeprowadzono na podstawie zmian jasności pikseli zachodzących w trakcie przepływu dwufazowego podczas wrzenia. Analizowano podobieństwo oraz złożoność rozkładu faz.

Zaproponowana metoda polega na badaniu podobieństwa rozkładu faz z wykorzystaniem współczynnika korelacji Pearsona. Początkowym krokiem analizy jest rozłożenie zarejestrowanych filmów na klatki. Zbiór klatek filmu schematycznie pokazano na rys. 3a.



Rys. 3. Schemat analizy filmów z przepływem dwufazowym: a) kolejne klatki filmu, klatki referencyjne ( $k$ ) oraz bramki referencyjne ( $x_r$  – położenie bramki referencyjnej), klatki testowe ( $k+\tau$  – numer klatki testowej),  $\tau$  – czas pomiędzy kolejnymi klatkami testowymi,  $x$  – położenie bramki ruchomej; strzałki oznaczają kierunek przepływu; b) wykresy współczynnika korelacji pomiędzy bramką referencyjną i bramkami testowymi; c) wykres średnich wartości ( $R_{max} - R_{avg}$ ) dla kolejnych bramek testowych; d) zmiany współczynnika  $V_v$  w funkcji położenia bramki referencyjnej

W tak powstałym zbiorze klatek definiowane są klatki referencyjne ( $k$ ) oraz bramki referencyjne ( $x_r$  – położenie bramki referencyjnej) (rys. 3a). Na klatkach testowych o numerach  $k+\tau$  przemieszczane są bramki testowe, których położenie oznacza  $x$ . W ten sposób dla każdej bramki referencyjnej powstaje zbiór wykresów opisujący jej korelację z bramkami testowymi przemieszczającymi się na kolejnych klatkach testowych. Otrzymane w ten sposób wykresy schematycznie pokazano na rys. 3b. Dla każdego wykresu wyznaczono wartość:  $S(j) = R_{max} - R_{avg}$ , gdzie  $R$  – współczynnik korelacji pomiędzy obrazami. Uzyskane wartości  $S(j)$  uśredniono dla kolejnych (odpowiadających kolejnym bramkom referencyjnym) numerów bramek testowych ( $j$ ), tworząc wykres pokazany na rys. 3c. Wykres posłużył do wyznaczenia wartości współczynnika  $V_v$  zgodnie z zależnością podaną na rys. 3c.

Zaproponowaną metodę analizy filmów zastosowano do identyfikacji struktur przepływu oraz – po modyfikacji – do wyznaczenia położenia frontu wrzenia w wymienniku z równoległymi mini- i mikrokanalami [2, 4, 5]. Modyfikacja polega na uwzględnieniu ruchu pozycji bramki referencyjnej. Pokazano, że maksymalna wartość współczynnika  $V_f$  wyznacza położenie frontu wrzenia. Uzyskany wynik zaprezentowano na rys. 3d.

W pracy przedstawiono wyniki zastosowania zilustrowanej na rys. 3 metody analizy przepływów dwufazowych w pojedynczym minikanale oraz w wymienniku składającym się z wielu równoległych minikanatów [2, 4, 5].

## Podsumowanie

Otrzymane wyniki wykazały, że metody analizy fluktuacji ciśnienia we wrzeniu w mini- i mikrokanalach wykorzystujące analizę rekurencyjną umożliwiają identyfikację struktur przepływu dwufazowego we wrzeniu.

Pokazano, że informacja zawarta w „szumie świetlnym” pochodzącym z bezpośredniej rejestracji przepływów dwufazowych w mini- i mikrokanalach, analizowana z wykorzystaniem metod służących do badania podobieństwa rozkładu faz w przestrzeni i w czasie, pozwala na identyfikację struktur przepływów dwufazowych oraz badanie procesów zachodzących we wrzeniu.

## Podziękowania

Badania finansowano z grantu UMO-2017/27/B/ST8/02905, Narodowe Centrum Nauki, Polska.

## Literatura

- [1] Zaborowska I. Badania doświadczalne i identyfikacja numeryczna dynamiki struktur przepływów dwufazowych we wrzeniu w mini- i mikrokanalach. Praca doktorska, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Białystok 2023.
- [2] Rafałko G. Zastosowanie analizy obrazu do identyfikacji struktur przepływu dwufazowego oraz badania ich dynamiki. Praca doktorska, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Białystok 2023.
- [3] Zaborowska I. et al. Boiling dynamics in parallel minichannel system with different inlet solutions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2021; 165: 1–10.
- [4] Rafałko G. et al. Two-phase flow pattern identification in minichannels using image correlation analysis. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2020; 113: 1–9.
- [5] Rafałko G. et al. An image analysis method of liquid phase distribution during boiling in parallel minichannels. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2022; 139: 1–10.



# Modułowy, hybrydowy węzeł ciepłny

Michał Mrózek, Jan Wajs

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

e-mail: [michal.mrozek@pg.edu.pl](mailto:michal.mrozek@pg.edu.pl); [jan.wajs@pg.edu.pl](mailto:jan.wajs@pg.edu.pl)

## Streszczenie

W pracy przedstawiono autorską koncepcję modułowego, hybrydowego węzła ciepłnego, która może zyskać zainteresowanie inwestorów modernizujących instalacje grzewcze w budynkach przyłączonych do sieci ciepłowniczych. Opisano wymagania stawiane opracowywanym narzędziami wspomagającym proces projektowania i optymalizacji instalacji zgodnie z proponowaną koncepcją. Ponadto zaprezentowano wyniki wstępnych analiz dla jednego z modułów hybrydowego węzła ciepłnego.

Słowa kluczowe: efektywność energetyczna, pompy ciepła, węzeł ciepłny, analizy energetyczne

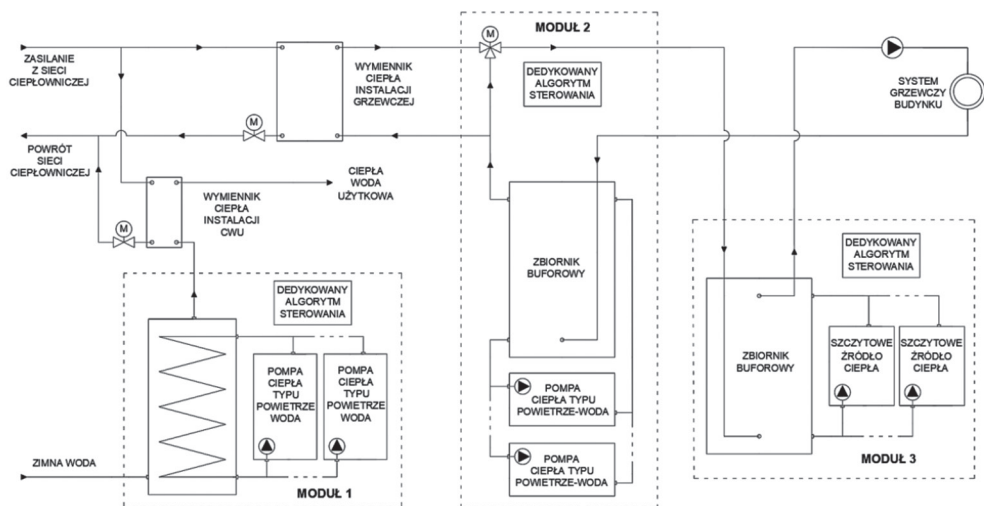
## 1. Wprowadzenie

Poprawę efektywności energetycznej i wzrost udziału odnawialnych źródeł energii (OZE) w systemach ciepłowniczych można rozpatrywać m.in. z perspektywy potrzeb użytkownika końcowego. Odnosi się ona do termomodernizacji sektora budowlanego, przy czym wyróżnia się dwa główne kierunki działań w tym obszarze. Pierwszy z nich dotyczy poprawy izolacyjności termicznej przegród budowlanych w celu minimalizowania wartości współczynnika przenikania ciepła. Drugi natomiast dotyczy poprawy efektywności systemów grzewczych i/lub przygotowania ciepłej wody użytkowej w budynkach. Zwykle prace są prowadzone w obu kierunkach jednocześnie, co nazywa się termomodernizacją kompleksową.

W literaturze przedmiotu coraz więcej uwagi poświęca się optymalizacji projektów termomodernizacyjnych [1], szczególnie przy pokrywaniu potrzeb energetycznych w budynkach z wykorzystaniem wielu źródeł energii. Takie rozwiązania, zwane powszechnie hybrydowymi, wymagają wzajemnej kompensacji mocnych i słabych stron poszczególnych urządzeń współpracujących w systemie [2]. W części prac uwaga koncentruje się na systemach sterowania hybrydowymi węzłami ciepłnymi [3]. Brakuje natomiast doniesień o strukturalnej modernizacji węzłów ciepłnych zasilanych z sieci ciepłowniczej, polegającej na ich rozbudowie po stronie użytkownika o odnawialne i konwencjonalne źródła energii. Takie działanie wzbudziłoby zainteresowanie wśród użytkowników węzłów, jeśli tylko po ich modernizacji mogliby oni osiągnąć korzyści energetyczno-ekonomiczne. Istnieje zatem luka badawcza w zakresie modelowania i optymalizacji hybrydowych węzłów ciepłnych, gdzie jednym ze źródeł ciepła wciąż pozostaje system ciepłowniczy lokalnego operatora. Zaproponowane rozwiązanie własne wydaje się tę lukę częściowo wypełniać.

## 2. Koncepcja modułowego, hybrydowego węzła ciepłnego i metody jego projektowania

Zaproponowane rozwiązanie jest kierowane do inwestorów modernizujących węzły ciepłne, szczególnie w budynkach użyteczności publicznej. Schemat ideowy opracowanej koncepcji hybrydowego węzła ciepłnego przedstawiono na rys. 1. Węzeł składa się z trzech niezależnych modułów, co umożliwia etapową realizację modernizacji przy ograniczonych funduszach inwestora lub użytkownika obiektu.



Rys. 1. Schemat ideowy koncepcji hybrydowego węzła cieplnego współpracującego z siecią ciepłowniczą

W module 1 i module 2 (rys. 1) wykorzystuje się technologię powietrznych pomp ciepła. Zadaniem modułu 1 jest podgrzanie wody powrotnej z instalacji grzewczej budynku, zanim zostanie ona skierowana do wymiennika ciepła, który łączy instalację z siecią ciepłowniczą. Zadaniem modułu 2 jest podgrzanie zimnej wody użytkowej przed jej skierowaniem do wymiennika ciepła łączącego instalację przygotowania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) z siecią ciepłowniczą. Takie rozwiązanie pozwoli zwiększyć udział energii z OZE w bilansie energetycznym obiektu, podnieść efektywność instalacji grzewczej i przygotowania c.w.u., jak również obniżyć koszty ogrzewania. Docelowo zmiennymi w modelu optymalizacyjnym będą liczba i wydajność grzewcza pomp ciepła zainstalowanych w modułach oraz pojemność cieplna zbiornika buforowego/zasobnika c.w.u. Zostaną również zoptymalizowane zmienne w algorytmie sterującym pracą modułu 2, takie jak temperatura źródła ciepła (powietrza) czy temperatura wody w zbiorniku buforowym/zasobniku c.w.u., przy której pompy ciepła powinny pracować. Proces modelowania i optymalizacji danego modułu powinien uwzględnić zmianę mocy grzewczej oraz współczynnika efektywności grzewczej (COP) w zależności od temperatury powietrza zewnętrznego i temperatury wody w skraplaczu pompy ciepła. Pod uwagę zostaną też wzięte inne parametry pracy, tj. różnice pomiędzy przepływami czynnika krążącego w instalacji grzewczej a wymaganym przepływem czynnika przez skraplacz pompy ciepła, liczba załączeń pompy ciepła i wymagane czasy pomiędzy nimi oraz roczny czas pracy pompy ciepła.

W module 3 (rys. 1) zakłada się wykorzystanie kotła (kotłów) do podgrzania czynnika w instalacji grzewczej budynku do wymaganej temperatury w okresie szczytowego zapotrzebowania na ciepło. To pozwoli ograniczyć moc zamawianą w przedsiębiorstwie ciepłowniczym oraz przyczyni się do obniżenia kosztów ogrzewania. Zmiennymi modelu optymalizacyjnego będą liczba kotłów i ich wydajność cieplna, pojemność cieplna zasobnika buforowego, rodzaj nośnika energii zasilającego kocioł. Przykładem zmiennej w algorytmie sterowania jest dobór jednostek roboczych i ich obciążenia cieplnego w zależności od zmiennej mocy grzewczej całego modułu. W przypadku kotłów na olej opałowy do zbioru zmiennych zostanie włączona objętość zbiornika paliwa.

Docelowo przy optymalizacji modułów w węźle cieplnym zostanie uwzględniona cena nośników energii według taryfowego systemu opłat za gaz i energię elektryczną, a także cena ciepła z różnych przedsiębiorstw ciepłowniczych działających w Polsce.

### 3. Analiza teoretyczna

W tej części przedstawiono wyniki wstępnych prac nad optymalizacją modułu 3 (rys. 1) w ramach autorskiej koncepcji węzła cieplnego współpracującego z miejską siecią ciepłowniczą, w którym szczytowe źródło ciepła stanowi kocioł elektryczny.

### 3.1. Założenia

Analizy przeprowadzono, bazując na rzeczywistym profilu zapotrzebowania na ciepło budynku, pozyskanym z zakładu ciepłowniczego, oraz danych z eksploatowanego węzła cieplnego. Szczytowa moc cieplna analizowanej instalacji grzewczej wynosi 650 kW, natomiast roczne zapotrzebowanie na ciepło w obiekcie wynosi 5204,4 GJ. Obliczenia prowadzono dwuwariantowo (oznaczenia DH\_1 i DH\_2 na rys. 2), przyjmując stawki opłat za ciepło obowiązujące w dwóch przedsiębiorstwach ciepłowniczych zlokalizowanych w różnych częściach Polski [4, 5]. Założono, że szczytowa moc cieplna jest równa mocy zamówionej u dostawcy ciepła. Przyjęto sprawność kotła elektrycznego wynoszącą 0,98 i koszt jednostki energii elektrycznej wynoszący 2,299 zł/kWh [6]. W obliczeniach wykorzystano również jednostkowy koszt kotła elektrycznego (odniesiony do zainstalowanej w nim mocy grzewczej), wynoszący 127,14 zł/kW [7].

### 3.2. Metodologia

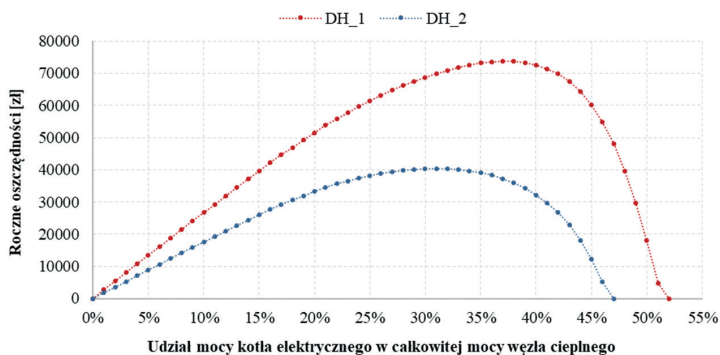
Opracowano algorytm wyznaczania optymalnej mocy kotła elektrycznego z kryterium maksymalnych oszczędności finansowych. Analizy prowadzono dla różnych mocy szczytowego źródła ciepła, z krokiem wynoszącym 6,5 kW. W każdym kroku obliczano ilość i koszty ciepła dostarczanego z podstawowego źródła ciepła (sieci ciepłowniczej) oraz ze źródła szczytowego (kotła elektrycznego). W ramach pracy oszacowano oszczędności wynikające z wdrożenia zaproponowanej koncepcji oraz prosty okres zwrotu z inwestycji (SPP).

## 4. Wyniki analiz teoretycznych i omówienie

Z przeprowadzonych analiz wynika, że źródło ciepła o mocy grzewczej wynoszącej 50% mocy szczytowej (zamówionej) pokrywa 95,15% rocznego zapotrzebowania na ciepło. Wniosek ten stanowił podstawę do opracowania modułu 3 (rys. 1) dla węzła cieplnego w taki sposób, by ograniczyć moc cieplną zamówioną w przedsiębiorstwie ciepłowniczym, a przez to znacznie obniżyć koszty stałe ponoszone przez zarządcę budynku. Jednostkowy koszt ciepła wytworzonego w kotle elektrycznym będzie wyższy od kosztu ciepła z sieci ciepłowniczej. Przyjęto jednak, że roczna redukcja kosztów wynikająca z obniżenia opłaty stałej za zamówioną moc cieplną przewyższa wzrost kosztu ciepła krótkotrwale produkowanego przez źródło szczytowe.

Wpływ mocy szczytowego źródła ciepła na roczne oszczędności finansowe wynikające z wdrożenia proponowanego rozwiązania zaprezentowano na rys. 2. W zależności od przyjętych stawek za ciepło optymalna moc kotła elektrycznego wynosi 201,5 kW lub 240,5 kW, co stanowi odpowiednio 31% i 37% całkowitej mocy węzła cieplnego. Źródło szczytowe dostarcza 0,56% oraz 1,07% rocznego zapotrzebowania na ciepło analizowanego budynku. Zmniejszenie mocy zamówionej w przedsiębiorstwie ciepłowniczym w wyniku wprowadzenia do systemu kotła elektrycznego skutkuje rocznymi oszczędnościami wynoszącymi 40 267 zł i 73 778 zł, co stanowi odpowiednio 4,6% i 5,9% całkowitych rocznych kosztów ciepła. Prosty okres zwrotu dla przedstawionego rozwiązania wynosi 0,64 oraz 0,41 roku.

Wyniki wskazują na konieczność prowadzenia prac optymalizacyjnych dla każdego rozważanego przypadku. Pomimo tego samego profilu zapotrzebowania na ciepło uzyskano znaczne różnice oszczędności finansowych w zależności od stawek opłat za ciepło.



Rys. 2. Wpływ mocy szczytowego źródła ciepła na roczne oszczędności finansowe

W kolejnych krokach analiz wymagane jest opracowanie sposobu połączenia kaskady kotłów z instalacją grzewczą budynku oraz algorytmu sterowania modułem z uwzględnieniem m.in. zakresu modulacji mocy kotłów.

## Podsumowanie

Przegląd literaturowy wskazuje na lukę badawczą w zakresie modelowania i optymalizacji hybrydowych węzłów cieplnych, w których jednym ze źródeł ciepła jest system ciepłowniczy. Proponowana koncepcja modułowego, hybrydowego węzła cieplnego współpracującego z miejską siecią ciepłowniczą stanowi w opinii autorów alternatywę dla kosztownej, kompleksowej termomodernizacji budynków, w szczególności budynków użyteczności publicznej lub budynków wielorodzinnych. Przedstawione wyniki stanowią podstawę do dalszych prac nad narzędziami wspomagającymi proces projektowania i optymalizacji modułu 3 w autorskiej koncepcji.

## Literatura

- [1] Xu J. et al. Ideal scheme selection of an integrated conventional and renewable energy system combining multi-objective optimization and matching performance analysis. *Energy Conversion and Management* 2022; 251: 114989.
- [2] Pater S. Field measurements and energy performance analysis of renewable energy source devices in a heating and cooling system in a residential building in southern Poland. *Energy and Buildings* 2019; 199: 115–125.
- [3] Wierzbirski M. Integracja rozproszonych odnawialnych źródeł energii z ciepłem systemowym przy wykorzystaniu hybrydowego węzła cieplnego wraz z nadrzędnym systemem IT. Materiały konferencji „Modernizacja ciepłownictwa – wyzwania organizacyjne i finansowe dla samorządów terytorialnych”, 19.05.2021 (online).
- [4] Grupa GPEC. Taryfy dla ciepła; <https://grupagpec.pl/taryfa-dla-ciepla/> [dostęp 28.06.2023].
- [5] Calor Energetyka ciepła Sp. z o.o. Opłaty za ciepło; [https://www.urcalor.pl/kategorie/oplaty\\_za\\_cieplo2](https://www.urcalor.pl/kategorie/oplaty_za_cieplo2) [dostęp 28.06.2023].
- [6] Energa Obrót. Cennik dla przedsiębiorstw; <https://www.energa.pl/mala-firma/umowy/prad-dla-firm.html> [dostęp 28.06.2023].
- [7] Auer. Dwufunkcyjny kocioł elektryczny ze stalowym wymiennikiem ciepła; <https://auerpolska.com/gialix-196-ma> [dostęp 28.06.2023].