

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

SCIENTIFIC LETTERS
OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

NR 290

(e-ISSN 2300-5211)

MECHANIKA

Kwartalnik

tom XXXI

zeszyt 86 (nr 2/2014)

kwiecień-czerwiec



WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Wydano za zgodą Rektora

Redaktor naczelny
Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej
prof. dr hab. inż. Leonard ZIEMIAŃSKI

Rada Naukowa ZN PRz Mechanika
Sergei ALEXANDROV (Rosja), Józef GAWLIK (Polska),
Rudolf KAWALLA (Niemcy), Krzysztof KUBIAK (Polska),
Thomas G. MATHIA (Francja), Tadeusz MARKOWSKI (Polska),
Pavlo MARUSCHAK (Ukraina), Paweł PAWLUS (Polska),
Andrea PICCOLROAZ (Włochy), Marderos Ara SAYEGH (Syria),
Jarosław SĘP (Polska), Emil SPISÁK (Słowacja), Feliks STACHOWICZ (Polska),
Marian SZCZEREK (Polska), Nicolae UNGUREANU (Rumunia)

Komitet Redakcyjny
(afiliacje: Polska)
redaktor naczelny
prof. dr hab. inż. Feliks STACHOWICZ
redaktorzy tematyczni (naukowi)
dr hab. inż. Krzysztof KUBIAK, prof. PRz
dr hab. inż. Jarosław SĘP, prof. PRz
prof. dr hab. inż. Andrzej TOMCZYK
redaktor statystyczny
prof. dr hab. inż. Paweł PAWLUS
sekretarz redakcji
dr hab. inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI
członkowie
dr hab. inż. Grzegorz BUDZIK, prof. PRz
dr hab. inż. Tadeusz BALAWENDER

Redaktor językowy
Natalia TRZEPIECIŃSKA

p-ISSN 0209-2689
e-ISSN 2300-5211

Wersja drukowana Kwartalnika jest wersją pierwotną.

Redakcja czasopisma: Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa,
al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów (e-mail: tomtrz@prz.edu.pl)
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika>

Wydawca: Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów (e-mail: oficyna1@prz.edu.pl)
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl>

Informacje dodatkowe i stopka – str. 295

SPIS TREŚCI

Tadeusz CHMIELNIAK, Paweł PILARZ: Modelowanie numeryczne odazotowania spalin metodą SCR	157
Piotr CYKLIS, Roman DUDA: Metodyka sterowania hybrydowym sprężarkowo-sorpcyjnym obiegiem chłodniczym	165
Tomasz CZAKIERT, Wojciech NOWAK: Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO ₂ -osiągnięcia w projekcie strategicznym NCBR	175
Michał DUDA, Jurij DOBRIAŃSKI, Daniel CHLUDZIŃSKI: Cykliczny termosyfon odwrócony o dwóch czynnikach roboczych	183
Piotr DUDA: Eksperymentalna weryfikacja metody rozwiązywania odwrotnego problemu przewodzenia ciepła	191
Piotr DZIERWA: Optimum heating of boiler drums	199
Agnieszka GARNYSZ, Zbigniew ZAPAŁOWICZ: Wpływ warunków otoczenia na wybrane parametry cieplne basenu kąpielowego z ruchomym zadaniem	207
Damian JOACHIMIAK, Piotr KRZYŚLAK: Analiza rozkładu prędkości w komorze uszczelnienia labiryntowego na podstawie badań eksperymentalnych i obliczeń numerycznych	215
Dariusz NANOWSKI: Analiza wydajności chłodniczej kaskadowego obiegu skraplania etylenu i stanu izolacji zbiorników ładunkowych podczas transportu ładunku na gazowcu LPG o pojemności 22500 m ³	225
Tadeusz ORZECZOWSKI, Anna TYBURCZYK, Kinga ZIĘTAŁA: Wymiana ciepła przy wrzeniu na żebrze z pokryciem metalowo-włóknistym	231

Henryk OTWINOWSKI, Vladimir P. ZHUKOV, Evgenii V. BAROCHKIN: Matematyczne modelowanie podgrzewacza regeneracyjnego wody	239
Magdalena SOBCZAK, Zbigniew ZAPAŁOWICZ: Badania wstępne wpływu odsysania mieszaniny parowo-powietrznej na efektywność wymiany ciepła między chłodziwem a podgrzewaną powierzchnią.....	249
Dawid TALER, Paweł OCŁOŃ: Numerical determination of the gas-side average heat transfer coefficients in the fin-and-tube heat exchanger	257
Marcin TROJAN: Modelowanie CFD konwekcyjnego przegrzewacza pary ..	269
Dariusz URBANIAK, Tomasz WYLECIAŁ, Vladimir P. ZHUKOV, Evgenii V. BAROCHKIN: Zastosowanie entropijnego uogólnienia rozkładu Maxwella-Boltzmannna do modelowania rozdrabniania w młynie strumieniowo-fluidalnym.....	277
Dariusz WAWRZYŃCZAK, Izabela MAJCHRZAK-KUCĘBA, Wojciech NOWAK: Możliwości zastosowania metody adsorpcyjnej do usuwania CO ₂ ze spalin kotłowych.....	285

Tadeusz CHMIELNIAK¹
Paweł PILARZ²

MODELOWANIE NUMERYCZNE ODAZOTOWANIA SPALIN METODĄ SCR

Z uwagi na konieczność wprowadzenia od 2016 roku nowych norm emisji tlenków azotu (NO_x), należy przeanalizować możliwości wykorzystania technologii selektywnej redukcji katalitycznej (SCR) jako uzupełnienie metod pierwotnych. Zastosowanie katalizatora jako dodatkowego modułu do oczyszczania spalin z tlenków azotu pozwala na wydłużenie pracy bloków węglowych uwzględniając założenia Dyrektywy IED. Redukcja tlenków azotu ze spalin metodą SCR zachodzi poprzez wtrysk reagenta (amoniaku, wody amoniakalnej) w kanale spalinywym oraz reakcje konwersji NO_x na powierzchni katalizującej. Praca ta jest oparta na modelowaniu przepływu spalin przez kanały o różnej geometrii za pomocą kodu AnsysFluent. Jest to pierwszy etap tworzenia pełnego modelu CFD dla technologii SCR, w którym skupiono się na wpływie średnicy kanałów katalizatora na przepływ spalin.

Słowa kluczowe: geometria kanałów, katalizator, model CFD, redukcja NO_x .

1. Wprowadzenie

1.1. Uwarunkowania emisyjne dla bloków węglowych

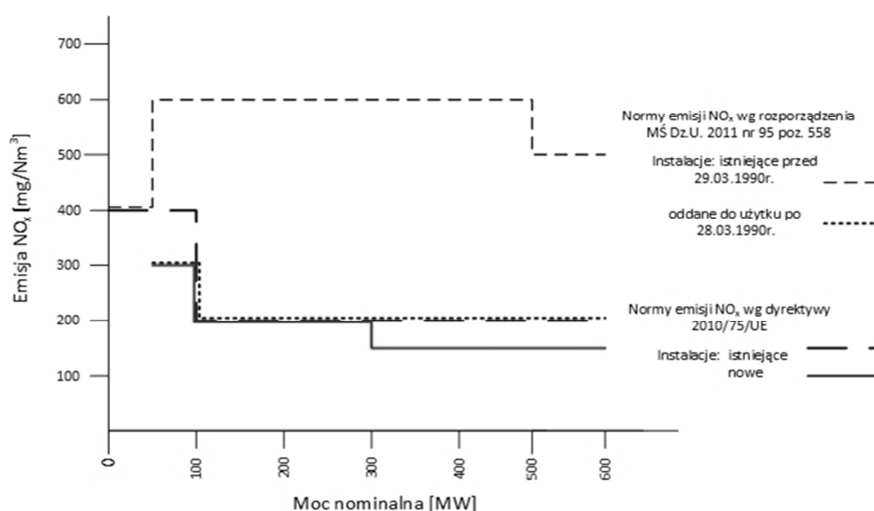
Instalacje energetycznego spalania węgla przyczyniają się do przemysłowych emisji zanieczyszczeń gazowych (SO_2 , NO_x), pyłowych oraz odpadów ściekowych wprowadzanych do środowiska. Z uwagi na dbałość o środowisko i zdrowie społeczeństwa wprowadza się normy ograniczające emisję niekorzystnych dla otoczenia substancji. Zawartość tlenków azotu (NO_x) oraz dwutlenku siarki są ustalone wg Dyrektyw oraz krajowych rozporządzeń dotyczących ochrony środowiska. Istotnym dokumentem w przeciągu kilku najbliższych lat jest Dyrektywa 2010/75/UE (IED) z dnia 24 listopada 2010 r. w sprawie emisji przemysłowych, która obejmuje obszar regulowany dotych-

¹Tadeusz Chmielniak, Politechnika Śląska w Gliwicach, ul. Konarskiego 18,
e-mail: tadeusz.chmielniak@polsl.pl

²Autor do korespondencji: mgr inż. Paweł Pilarz, Politechnika Śląska w Gliwicach,
ul. Konarskiego 18, tel.: 32-237-22-14, e-mail: pawel.pilarz@polsl.pl

czas przez kilka odrębnych dyrektyw, m.in. dyrektywy LCP (w sprawie emisji zanieczyszczeń z dużych obiektów energetycznego spalania), IPPC (w sprawie zintegrowanego zapobiegania i zmniejszania zanieczyszczeń) oraz dyrektywy o spalaniu odpadów i ograniczaniu emisji lotnych związków organicznych [5].

W polskiej energetyce utrzymuje się odpowiedni poziom emisji zgodnie z aktualnym rozporządzeniem Ministra Środowiska [8] za pomocą instalacji oczyszczania spalin. W przypadku redukcji NO_x stosuje się metody pierwotne związane z prowadzeniem procesu spalania paliw w sposób ograniczający tworzenie się tych zanieczyszczeń (spalanie w kotłach fluidalnych, palniki niskoemisyjne, stopniowanie paliwa i powietrza, systemy OFA i SOFA). Jednak od 1 stycznia 2016 r. nastąpi kolejne obniżenie poziomu emisji tlenków azotu co przedstawiono na rys. 1, co może wiązać się z koniecznością modernizacji bloków węglowych (m.in.: OP-650, AP-1650, BB-1150) uwzględniając zastosowanie wtórnych metod redukcji NO_x , w tym selektywnej redukcji katalitycznej (*selective catalytic reduction* – SCR)[4].



Rys. 1. Normy emisji NO_x z instalacji spalających węgiel kamienny [4,9]

Fig. 1. Standards of NO_x emission from coal-fired installations [4,9]

1.2. Metody redukcji NO_x ze spalin bloków węglowych

Wyróżnić można dwa typy metod prowadzących do zmniejszenia stężenia związków azotu w spalinach: pierwotne oraz wtórne. Do metod pierwotnych można zaliczyć modyfikacje prowadzonego procesu spalania m.in. stopniowanie powietrza i paliwa (palniki niskoemisyjne LNB, systemy dysz OFA i SOFA), obniżanie temperatury płomienia (spalanie fluidalne) i zmniejszanie nadmiaru powietrza (recyrkulacja spalin). Wtórne metody redukcji NO_x skupia-

ją się na oczyszczaniu spalin poza komorą paleniskową. Spotyka się wiele sposobów odazotowania spalin, m.in. [11]:

- Selektywną redukcję niekatalityczną SNCR,
- Selektywną redukcję katalityczną SCR,
- Absorpcję z utlenianiem,
- Absorpcję wspólną NO_x i SO_2 ,
- Adsorpcję z wykorzystaniem węgla aktywnego.

1.3. Selektywna redukcja katalityczna

Zastosowanie metody SCR pozwala na obniżenie energii aktywacji dla procesu redukcji tlenków azotu przy udziale reagenta (NH_3 , NH_4OH). Katalizator najczęściej jest zbudowany z monolitu o strukturze plastra miodu, siatki o wydłużonych kanalikach lub płyt ze stali nierdzewnej ułożonych względem siebie równolegle. Umieszczenie na porowatej powierzchni pierwiastków katalizujących (wanadowego, wolframowo-wanadowego lub platynowego) pozwala na obniżenie temperatury procesu redukcji do poziomu $t = 300 \div 400^\circ\text{C}$. Wtrysk reagenta następuje odpowiednio wcześniej w kanale doprowadzającym spaliny, który jest zaopatrzony w szereg prowadnic i mieszaczy. Zastosowanie ich gwarantuje optymalne rozprowadzenie stężenia NO_x oraz cząsteczek NH_3 w strumieniu spalin przed reaktorem SCR. Reakcje redukcji w module SCR zachodzą wg równań (1-4) [3, 11]:



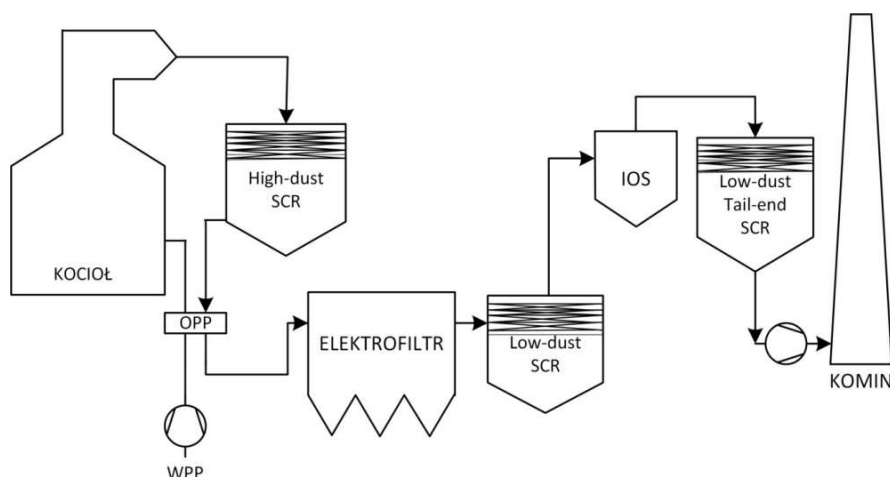
ΔH – entalpia ujemna świadczy o egzotermiczności reakcji

W wyniku działania katalizatora SCR otrzymuje się znacznie zredukowany poziom stężenia tlenków azotu, na rzecz tworzenia się cząsteczek obojętnych dla środowiska tj. azotu i wody. Ten proces jest traktowany jako *Best Available Technology* – BAT, czyli jedna z najlepszych technik oczyszczania spalin wykazująca się bezodpadowością. W celu zachowania optymalnego stopnia prze-reagowania NO_x z NH_3 najważniejszym jest zapewnienie odpowiedniej temperatury procesu oraz wtrysk w strumień spalin stosowniej ilości reagenta. W przeciwnym wypadku istnieje możliwość wylotu nieprzereagowanego amoniaku ze strumieniem spalin. Tą metodę wykorzystano przy modernizacji bloków typu 200 MW w Elektrowni Łaziska [7].

1.4. Lokalizacja katalizatora SCR

Chęć zastosowania metody SCR jako głównej techniki redukcji NO_x prowadzi do uwzględnienia dla niej miejsca już na etapie projektowania bloku węglowego. W przypadku istniejących instalacji spalania węgla konieczna może być znaczna ingerencja w konstrukcję ciągu technologicznego oczyszczania spalin. Można wyróżnić kilka miejsc najczęściej wybieranych jako lokalizacje katalizatora:

- *High-dust SCR* – redukcja NO_x ze spalin zapyłonych,
- *Low-dust SCR* – redukcja NO_x ze spalin odpylonych,
- *Low-dustTail-end SCR* – de NO_x spalin odpylonych i odsiarczonych.



Rys. 2. Możliwe miejsca instalacji katalizatora SCR

Fig. 2. Possible position of SCR catalyst installation

Reaktor SCR typu *high-dust* instaluje się w drugim ciągu kotła w rejonie podgrzewacza wody (rys. 2). Z uwagi na różny rozkład temperatur spalin konieczna może być przebudowa ciągu, w tym rozdzielanie podgrzewacza na rzecz instalacji warstw katalizatora, stosowanie dodatkowych układów odprowadzania pyłu oraz zmianę ułożenia kanałów powietrza pierwotnego i spalin. SCR instaluje się najczęściej w postaci dwóch warstw przedzielonych wolną przestrzenią, która pozwala na prowadzenie prac remontowych oraz możliwość wprowadzenia kolejnej warstwy katalizującej[2].

Zbyt wysoka temperatura oraz zapylenie spalin mogą powodować spiekanie oraz erozję powierzchni reaktora SCR obniżając wydajność procesu redukcji NO_x . Aby odseparować większe ziarna pyłu stosuje się nawrót spalin i ekrany tzw. *Large Particle Ash screen* o otworach nieznacznie mniejszych niż wymiar kanałów katalizatora. Ekrany są zbudowane ze stali nierdzewnej lub

węglowej odpowiednio zabezpieczonej węglikiem wolframu podnoszącym ich wytrzymałość. To rozwiązanie pozwala ochronić SCR przed popiołem, wydłużając żywotność modułów reaktora oraz zapewniając wydajność redukcji NO_x [10].

SCR typu *low-dust* polega na instalacji katalizatora za elektrofiltrem. Rozwiązanie to jest stosowane po uwzględnieniu optymalnej temperatury oraz wysokiego zapylenia spalin. W przypadku *high-dusti low-dust* występuje problem konwersji dwutlenku siarki zawartego w spalinach. SO_2 reaguje na powierzchni katalizatora utleniając się i reagując z NH_3 (5÷7) [6]:



Konwersja SO_2/SO_3 prowadzi do powstawania soli nieorganicznych, które zanieczyszczają powierzchnię katalizującą, ograniczając skuteczność redukcji tlenków azotu. Według [5] wzrost temperatury spalin w katalizatorze powyżej 380°C prowadzi do konwersji 1,8% całości dwutlenku siarki, natomiast przy temperaturze 420°C stopień konwersji wzrasta do 5%.

Instalacja typu *low-dusttail-end* SCR służy do redukcji NO_x ze spalin odpylonych oraz pozbawionych związków siarki. Katalizator w tym wariantcie znajduje się za elektrofiltrem i instalacją odsiarczania (IOS), co przynosi korzyści w postaci ograniczenia erozji warstw reaktora. Uzyskuje się również mniejszy spadek wydajności procesu deNO_x i minimalizację problemu konwersji SO_2/SO_3 . Problemem tego rozwiązania jest zbyt niska temperatura spalin, która nie pozwala na przeprowadzenie redukcji NO_x (po odsiarczaniu suchym $t = 130\div 140^\circ\text{C}$, po mokrym $t = 60^\circ\text{C}$). Dlatego też wymagana jest instalacja dodatkowego palnika gazowego podnoszącego temperaturę spalin oraz wymiennika ciepła typu spaliny-spaliny (przed-po SCR)[8].

2. Model przepływowy katalizatora

2.1. Założenia do modelu

Katalizatory służące do redukcji tlenków azotu ze spalin oferowane przez producentów mają kilka typów przekrojów kanałów. Wyróżnić można m.in. *honeycomb*, *plate* i *wave*. Warstwy katalizatora *honeycomb* zbudowane są z modułów o stałej wielkości 150×150 mm oraz długości w zakresie $350\div 1500$ mm. Natomiast średnica kanałków w modułach uwarunkowana jest docelowym zastosowaniem z uwzględnieniem typu spalin. Dla instalacji spalających gaz i paliwa płynne zarezerwowane są przekroje w zakresie $2\div 6$ mm,

natomiast dla bloków węglowych stosuje się zakres 5÷10 mm, w zależności od stopnia zapylenia oczyszczanego z NO_x gazu.

Na potrzeby budowy modelu przepływowego przyjęto długość kanałów równą 350 mm, natomiast średnice kanałów: 5,2 mm, 5,8 mm, 6,1 mm, 7,2 mm, 8,0 mm oraz 8,3 mm, które znajdują zastosowanie w katalizatorach de NO_x bloków węglowych. Prędkość strumienia spalin założono na poziomie $v_{in} = 10$ m/s. Przypadek zamodelowano za pomocą AnsysFluent [1] i jest to pierwszy etap w procesie numerycznego modelowania procesu redukcji tlenków azotu ze spalin za pomocą katalizatora SCR.

Celem prowadzenia obliczeń numerycznych jest zbadanie wpływu średnicy kanałów katalizatora na przepływ strugi spalin, uwzględniając zmianę ciśnienia, zmianę prędkości oraz intensywność turbulencji. Model geometryczny przedstawiono na rys. 3., natomiast do obliczeń wykorzystano metodę *Coupled* oraz model turbulencji *k-epsilon realizabile* z opcją *standard wallfunctions*.

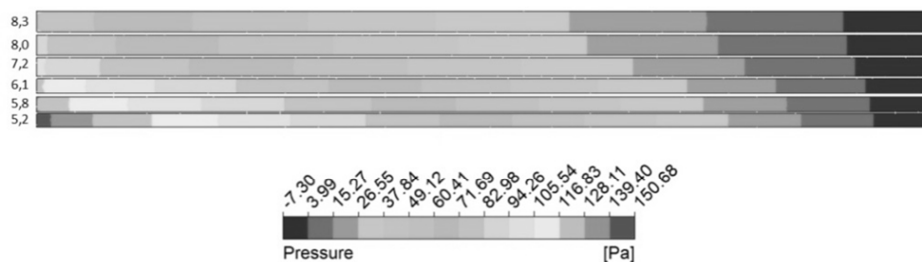


Rys. 3. Model geometryczny kanałów katalizatora

Fig. 3. Geometric model of catalyst channels

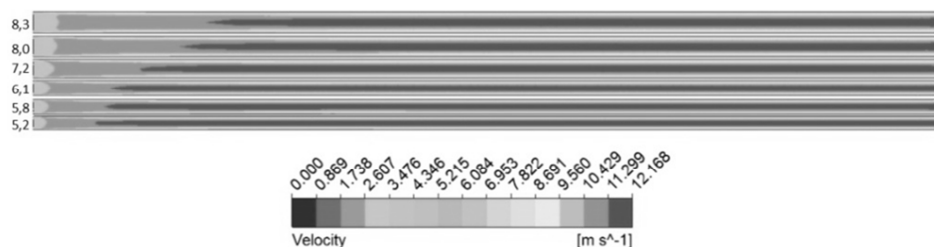
2.2. Wynikimodelowania

W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych w AnsysFluent [1] otrzymano wyniki przedstawiające wpływ średnicy kanału na ciśnienie (rys. 4), prędkość przepływu (rys. 5) oraz energię kinetyczną turbulencji (rys.6).



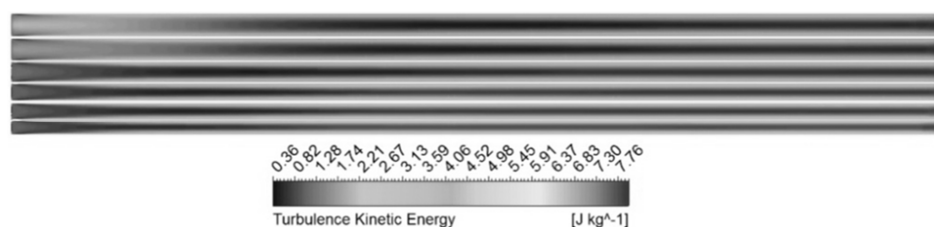
Rys. 4. Ciśnienie statyczne w modelowanych kanałach

Fig. 4. Static pressure in modeled channels



Rys. 5. Prędkość przepływu spalin przez kanały

Fig. 5. The flow rate of the exhaust gas through the channels



Rys. 6. Energia kinetyczna turbulencji w modelowanych kanałach

Fig. 6. Turbulent kinetic energy in modeled channels

3. Podsumowanie

Numeryczne obliczenia przepływu dla wybranych wielkości kanałów są pierwszym etapem budowy modelu redukcji NO_x ze spalin bloków węglowych. Wyniki obliczeń zilustrowane w rozdziale 2.2. świadczą o wpływie średnicy kanałów katalizatora na przepływ strugi spalin. Można zauważyć znaczną zmianę ciśnienia wzdłuż kanałów, co przekłada się na wzrost prędkości przepływu spalin w zależności od średnicy modelowanych przewodów. Energia kinetyczna turbulencji tylko miejscowo wykazuje wyższe wartości. Należy zauważyć, że dla kanałów o największych szerokościach występuje dłuższa strefa stabilizacji strugi spalin. Może to mieć istotny wpływ na przebieg reakcji zachodzących na powierzchni katalizatora, a tym samym na wydajność procesu redukcji tlenków azotu ze spalin.

Literatura

- [1] ANSYS® Fluent, Academic Research, Release 14.0.
- [2] Baczyk M., Żupa P.: Wpływ redukcji emisji tlenków azotu opartych na metodach pierwotnych i wtórnych na pracę bloku energetycznego, *Energetyka*, 11 (2010) 733-738.
- [3] Casagrande L., Lietti L.: SCR of NO by NH_3 over TiO_2 -supported V_2O_5 - MoO_3 catalysts: reactivity and redox behavior, *Applied Catalysis*, 22 (1999) 63-77.

- [4] Dyrektywa 2010/75/UE z dnia 24 listopada 2010 roku w sprawie emisji przemysłowych (IED).
- [5] Fulczyk T.: Wpływ dodatku kwasu cytrynowego na charakterystyki mokrej instalacji odsiarczania spalin, Praca doktorska, Gliwice 2013.
- [6] Hilber M., Thorwarth H.: Lab-scale assessment of different parameters influencing the operational behaviour of SCR-DENOX-catalyst, VGB PowerTech, 10/2012.
- [7] Informacja Zespołu realizacyjnego Tauron Wytwarzanie, Elektrownia Łaziska 2012.
- [8] Raport z Projektu strategicznego VI.1.5.: Badania wpływu rodzaju technologii odzotowania na strukturę integracji instalacji cieplnej z procesem wychwytu, obejmujący zarówno studia dla kotłów pyłowych jak i fluidalnych, Gliwice 2013.
- [9] Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 22 kwietnia 2011 r. w sprawie standardów emisyjnych z instalacji Dz.U. 2011 Nr 95 poz. 558.
- [10] Rummenhohl V., Capozella D.: Advanced selective catalytic reduction (ASCR) technology - A lower capital cost solution for NO_x reduction, Power-Gen, Vienna 2013.
- [11] Wielgosiński G.: Emisja tlenków azotu - istotny problem, Nowa Energia,1 (2012) 66-79.

NUMERICAL MODELING OF EXHAUST GASES DENITRIFICATION BY SCR METHOD

Summary

Due to the introduction in 2016 the new standards for emissions of nitrogen oxides (NO_x), there is a need to examine the possibility of using the technology of selective catalytic reduction (SCR) as a supplement to the primary methods. The use of a catalyst as an additional module purifying exhaust gases from NO_x allows to extend the operation time of coal-fired plants according to IED directive. Reduction of nitrogen oxides from exhaust gases occurs by injection of reagent (ammonia, ammonia water) in the gas channel. NO_x conversion is proceeding on the catalyst surface. This work is based on modeling the exhaust gas flow through the channels of different geometry by an Ansys Fluent code. This is the first step of creating a complete CFD model for the SCR technology, in which the influence of size of catalyst channels on the exhaust gas flow is considered.

Keywords: geometry of channels, catalyst, CFD model, reduction of NO_x

DOI: 10.7862/rm.2014.17

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Piotr CYKLIS¹
Roman DUDA²

METODYKA STEROWANIA HYBRYDOWYM SPRĘŻARKOWO-SORPCYJNYM OBIEGIEM CHŁODNICZYM

Wymagania dotyczące użycia przyjaznych dla środowiska czynników chłodniczych promują zastosowanie CO₂ i wody jako czynników roboczych. Oba rozwiązania posiadają wady, będące wynikiem ograniczeń dla maksymalnej temperatury CO₂ i dolnej granicy temperatury dla wody. Można tego uniknąć przez zastosowanie hybrydowego adsorpcyjno-sprężarkowego systemu chłodniczego, w którym woda jest cieczą roboczą w cyklu adsorpcyjnym, który zaś stosuje się w celu ochłodzenia skraplacza CO₂ w cyklu sprężarkowym. Proces adsorpcji jest zasilany energią niskotemperaturową z odnawialnego źródła ciepła, taką jak kolektory słoneczne lub poprzez inne źródła ciepła odpadowego. Rozwiązanie takie to nasz własny pomysł i nie odnotowano go w żadnym innym źródle literatury. Natomiast różne warunki otoczenia przez cały rok wymagają specjalnie zaprojektowanych procedur sterowania i rozwiązań automatyki. Algorytm sterujący musi kontrolować działanie dodatnich i ujemnych źródeł ciepła, zawory, pompy, wentylatory i pracę układu sprężarkowego. W algorytmie tym temperatura otoczenia i warunki słoneczne lub z innego źródła ciepła na przykład odpadowego muszą być wprowadzone jako jego parametry, biorąc pod uwagę działanie obiegów w celu osiągnięcia maksymalnej wydajności całego systemu. Zapotrzebowanie na zimno powinno być wzięte pod uwagę zarówno pod względem mocy chłodniczej jak i temperatury.

Słowa kluczowe: hybrydowy adsorpcyjno-sprężarkowy system chłodniczy, sterowanie

¹ Autor do korespondencji: Piotr Cyklis, Politechnika Krakowska, al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków, tel. 12 628 35 83, e-mail: pcyklis@mech.pk.edu.pl.

² Roman Duda e-mail: roman.duda@mech.pk.edu.pl.

1. Wstęp

Sprężarkowe i sorpcyjne układy chłodnicze są używane zamiennie w urządzeniach chłodniczych i klimatyzacyjnych w obiegach chłodniczych oraz w pompach ciepła. Dwu stopniowy układ chłodniczy bazujący na tym samym czynniku może osiągnąć temperaturę na poziomie -60°C [2]. W kaskadowym sprężarkowym układzie chłodniczym z dwoma niezależnymi obiegami z dwoma różnymi czynnikami gdzie dwa media transportujące ciepło są połączone wymiennikiem ciepła, który pełni funkcję parownika dla jednego skraplacza dla drugiego czynnika. W takim rozwiązaniu temperatura osiągnięta na dolnym stopniu kaskady może być znacząco poniżej -80°C [6, 11]. Dwutlenek węgla w rozwiązaniach chłodniczych jest także często używanym czynnikiem, ale ze względu na jego niską temperaturę krytyczną wymaga wysokiego ciśnienia sprężania dlatego w pewnych rozwiązaniach konieczna jest praca w układzie nadkrytycznym. Obiegi bazujące na dwutlenku węgla są szeroko używane jako niskotemperaturowe w rozwiązaniach dwustopniowych [9,10,14]. Układy adsorpcyjne takie jak litowo-bromowe-wodne czy też bazujące na żelach krzemionkowych lub zeolitach gdzie woda pracuje jako czynnik obiegowy. Mają one ograniczone możliwości pracy w układach ziębnych, osiągalna temperatura w takich przypadkach jest na poziomie $4-8^{\circ}\text{C}$ [3, 7]. W literaturze można znaleźć informacje na temat nowych rozwiązań hybrydowych gdzie część niskotemperaturowa takiej kaskady (LT) to rozwiązanie bazujące na sprężarkach zaś część wysokotemperaturowa (HT) to kompresja termiczna, taka jak ($\text{CO}_2\text{-NH}_3$) [8] lub ($\text{N}_2\text{O-CO}_2$) [1], adsorpcja [15,12] a także układ termoelektryczny. Także układy adsorpcji bazujące na zeolitach są używane w układach klimatyzacyjnych oraz w pompach ciepła [14].

Połączenie tych dwu obiegów czyli obiegu adsorpcyjnego po stronie wysokotemperaturowej kaskady oraz dwutlenku węgla w obiegu sprężarkowym po niskotemperaturowej stronie jest nowym rozwiązaniem, takie rozwiązanie daje i łączy możliwość wykorzystania ciepła odpadowego lub ciepła uzyskanego z układów solarnych do celów zasilania źródła wysokotemperaturowego kaskady [4]. Przewagą zaproponowanego systemu jest to, że stosowane są tylko naturalne czynniki chłodnicze oraz oszczędność energii elektrycznej w przypadku wykorzystania ciepła solarnego lub odpadowego. Aby jednak osiągnąć korzystne efekty energetyczne i ekologiczne (TEWI) przy wykorzystaniu proponowanego systemu hybrydowego konieczne jest opracowanie metodyki sterowania systemem dla różnych warunków otoczenia. To właśnie dla systemu zasilanego energią słoneczną jest celem niniejszej pracy.

2. Budowa systemu hybrydowego

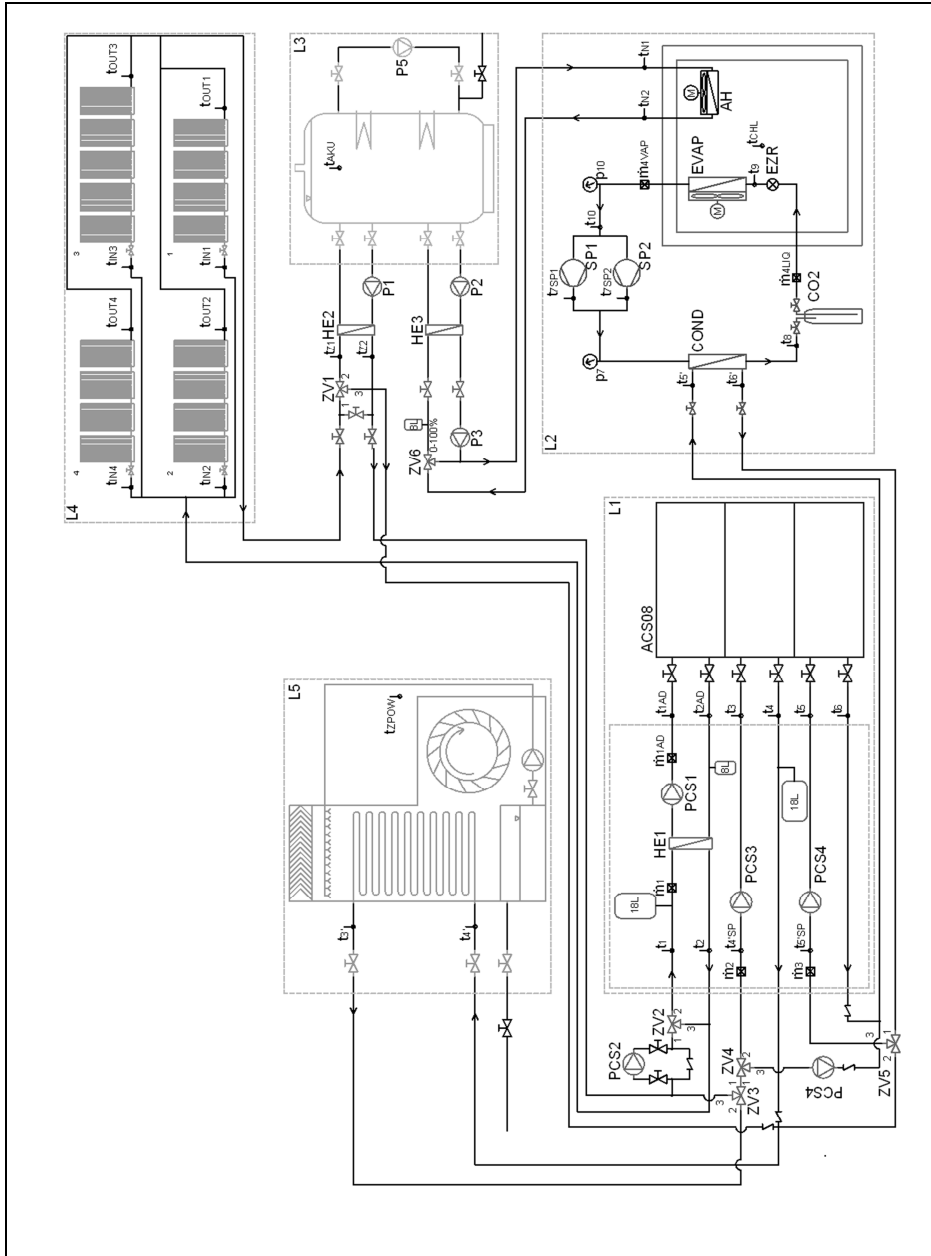
W Laboratorium Termodynamiki i Pomiarów Maszyn Ciepłych Politechniki Krakowskiej zostało opracowane i zbudowane stanowisko testowe kaskadowego hybrydowego sprężarkowo-sorpcyjnego układu chłodniczego [5]. Stopień wysokotemperaturowy to urządzenie bazujące na cyklu adsorpcyjnym ACS08 produkcji niemieckiej firmy (SorTech AG). Pracuje w połączeniu z zestawem siedemnastu rurowych kolektorów słonecznych KSR-10 firmy (HEWALEX) oraz zbiornikiem ciepła o pojemności 2000 [l] a także wyparną wieżą chłodniczą REF-C-005 firmy (DECSA) o mocy maksymalnej na poziomie 75 kW, która pracuje jako układ chłodzenia adsorbera.

Obieg niskotemperaturowy jest zbudowany w oparciu o dwie sprężarki CO₂ CD300H ph3 firmy (Dorin), jedna z nich jest wyposażona w falownik ACS355-03-08A8-4 firmy (ABB). Komora chłodnicza ma wewnętrzne wymiary 1960x1920x2690 mm o grubości ścianki/izolacji 200 mm, komora ta jest chłodzona parownikiem CXGHF 040.2H/17-ENW50.E z wentylatorem VT0398U firmy (Gunter) z zamontowanym zaworem rozprężnym CX4 CO₂ PCN 801990. Lamelowy wymiennik ciepła SWEP B16DWHx64/1P-SC-U pracuje jako skraplacz CO₂. Glikol etylenowy jest używany jako czynnik chłodzący pomiędzy wyparną wieżą chłodniczą oraz układem adsorpcyjnym. W komorze chłodniczej w celu zadawania obciążenia cieplnego jest także zamontowana nagrzewnica powietrza Leo FB 9 firmy (Flowair). Widok kompletnego systemu został pokazany na rysunku 1. W tabeli 1 przedstawiono zestawienie przyrządów pomiarowych.

Tabela 1. Wykaz urządzeń pomiarowych użytych w systemie

Table 1. Measurement devices used in the system

POMIAR	ILOŚĆ	CZUJNIK	KLASA	UŻYTY ZAKRES
t_i	36	Introl IT-CF-1 Pt100	B	-25~200; -50~150; 0~150 °C
$t_i/p.p.rąd.$	36	Introl	0,03%	4~20 mA
m_{4liq}	1	SIEMENS MASSFLO 2100	0,01%	0~1000 kg/h
m_{4liq}	1	SIEMENS MASS 6000	0,01%	0,0002~0,2786 kg/s
m_{4vap}	1	Hoffer Flow Controls ACEII	0,05%	10~110 l/min
$m_1; m_{1AD}; m_2, m_3$	4	Hoffer Flow Controls	0,05%	4,73~35,96; 6,62~60,57; 9,46~109,78 l/min
$m_1; m_{1AD}; m_2, m_3$	4	KEP BATRTM2AC	0,05%	0~36; 0~60; 0~110 l/min
$p_7; p_{10}$	2	Vegabar 17	0,05%	0~100 bar
p_{AKU}	1	Vegabar 17	0,05%	0~25 bar
P_i	9	LUMEL	0,01%	0~200; 0~700; 0~3000; 0~8000; 0~10000; 0~15000 W
$p.p.rąd.$	8	ICP DAS M-7017RC	0,01%	4~20 mA



Rys. 1. P Schemat kompletnego chłodniczego systemu hybrydowego zainstalowanego w Laboratorium Termodynamiki i Pomiarów Maszyn Ciepłych

Fig. 1. Schematic diagram of a complete hybrid refrigeration system installed in The Laboratory of Thermodynamics and Thermal Machines Measurements

3. Założenia układu automatyki i sterowania

Podstawowym problem, który wymaga rozwiązania w zaproponowanym systemie jest to, że układ automatycznego sterowania musi sterować i zapewnić pracę sytemu przez 24 godziny/12 miesięcy w roku, niezależnie od warunków zewnętrznych, w dzień oraz w nocy musi być zapewniona możliwość pracy układu chłodniczego. Z tego powodu również zastosowano wieżę chłodniczą o wydajności większej niż wynikałoby to z zapotrzebowania samego urządzenia adsorpcyjnego. Chłodzenie skraplacza CO₂ za pomocą adsorbera możliwe jest tylko w czasie gdy dostępne jest ciepło odpadowe lub ciepło solarne. Istnieje także możliwość wykorzystania w nocy części ciepła solarnego zgromadzonego w dzień w magazynie ciepła. W pozostałych przypadkach skraplacz CO₂ musi być chłodzony bezpośrednio z wieży. Jest to możliwe pod warunkiem, że osiągalna temperatura z wieży chłodniczej jest wystarczająco niska. Awaryjnie przydużej wilgotności i temperaturze powietrza otoczenia może zaistnieć potrzeba wykorzystania adsorbera, wtedy muszą zostać uruchomione grzałki elektryczne zainstalowane w zbiorniku ciepła.

Znaczącą zaletą systemu adsorpcyjnego jest to, że może on pracować przy niskiej temperaturze górnego źródła minimum 60-65⁰C, oczywiście zależy to też od typu i rozwiązania tego urządzenia. Dla optymalizacji systemów automatyki opracowano dla każdego podsystemu możliwe tryby pracy.

A) Dla podsystemu L1 (urządzenie adsorpcyjne) wyróżniamy cztery podstawowe:

1. Tryb pracy dziennej (SDW) kiedy temperatura wejściowa ze źródła ciepła przekracza 65⁰C, oraz temperatura zewnętrzna (otoczenia) przekracza 13⁰C. Wtedy urządzenie adsorpcyjne pracuje w trybie chłodzenia. Temperatura wyjściowa z części chłodzącej z adsorbera jest zależna od jego obciążenia, wystarczającą czynnością powinno być pozostawienie cyklu adsorbera przy najniższym obciążeniu. Wtedy możliwe staje się osiągnięcie najniższej możliwej temperatury przez urządzenie adsorpcyjne jednocześnie redukując zapotrzebowanie na energię. Ten tryb pracuje do momentu przekroczenia temperatur otoczenia oraz źródła.
2. Tryb nocny (SNW), praca adsorbera nie jest możliwa jeżeli temperatura górnego źródła spadnie poniżej 65⁰C, wtedy urządzenie adsorpcyjne zostaje zatrzymane i jednocześnie zostaje uruchomiony obieg pomiędzy skraplaczem a wieżą chłodniczą, wtedy wieża chłodzi bezpośrednio skraplacz CO₂.
3. Tryb pompy ciepła (HPW) jest używany gdy temperatura powietrza spadnie poniżej 13⁰C. Wtedy adsorber może zostać użyty niezależnie od całego systemu, pozwala to na odebranie całego ciepła odpadowego oraz ciepła otoczenia jako źródło wysokotemperaturowe (HT), podczas gdy źródło średniotemperaturowe (MT) jest wykorzystane do celów grzej-

nych. W tym trybie skraplacz CO₂ jest chłodzony bezpośrednio z wieży chłodniczej.

4. Tryb dogrzewania (AHW). W przypadku gdy temperatura źródła ciepła spadnie poniżej 65⁰C oraz wymagania w celu chłodzenia skraplacza są wyższe aniżeli można otrzymać bezpośrednio z wieży wyparnej. Tryb ten może być użyty w przypadku gdy warunki zewnętrzne takie jak wysoka temperatura i wysoka wilgotność oraz przy braku ciepła odpadowego lub ciepła solarnego.

B) Dla podsystemu L2 - sprężarkowego obiegu chłodniczego CO₂ podstawowa funkcjonalność obiegów sprężarkowych jest powszechnie znana i nie będzie w dalszej części artykułu omawiana, jednakże można wykazać dwie ważne różnice:

1. Wymagania co do chłodzenia skraplacza CO₂ mogą zostać w pewnych warunkach ograniczone, wtedy pojawia się sytuacja w której będzie wymagane zwiększenie mocy chłodniczej. W takim przypadku są dwie możliwości: wysłanie sygnału sterowania w celu uruchomienia programu AHW w podsystemie L1 lub chwilowe zredukowanie mocy sprężarek poprzez wyłączenie jednej z nich.
2. Jedna ze sprężarek ma zainstalowany falownik, który pozwala na spełnienie warunków regulacji nadążnej co pozwala na kontrolę mocy chłodniczej w zależności od bieżącego obciążenia komory chłodniczej. Ten tryb pracy pracuje wykorzystując zmienną kontrolę obciążenia zamiast kontroli w stylu włącz i wyłącz.

C) Podsystemy L3; L4; L5 - zbiornik ciepła; zestaw kolektorów słonecznych, wyparna wieża chłodnicza.

Zbiornik ciepła jest prosty w obsłudze ma zamontowane grzałki elektryczne na które są załączane tylko dla trybu L1 AHW. Także zawory ZV i pompy muszą pracować w zależności od swoich i innych trybów pozostałych podsystemów.

1. Tryb akumulacji ciepła solarnego (SAC), w którym akumulacja ciepła jest kontrolowana wykorzystując odczyty temperatury. W przypadku gdy temperatury są wyższe od punktu startu zostaje uruchomiona pompa PCS2 do momentu gdy temperatura wyjściowa z zestawu kolektorów nie osiągnie wartości wyższej o około 15K od temperatury w zbiorniku ciepła, po spełnieniu tego warunku zostaje uruchomiona pompa zasilająca wymiennik ciepła po stronie magazynu ciepła P1, następuje wymiana ciepła woda w magazynie ciepła jest dogrzewana. Pompa P1 kontynuuje swoją pracę do momentu gdy temperatura powrotu z kolektorów obniży się do wartości temperatury w zbiorniku akumulacyjnym plus 2-3K. W przypadku gdy następuje dalsze i szybkie obniżanie się temperatur na kolektorach słonecznych oznacza to, że nie ma nasłonecznienia i pompa PCS2 zostaje wyłączona. W przypadku gdy magazyn ciepła jest w pełni

naładowany (przy temperaturze wody 95⁰C) tryb pracy z SAC zmienia się na SWS.

2. Praca tylko na ciepłe solarnym (SW). W przypadku gdy magazyn ciepła jest w pełni naładowany (95⁰C), pompa P1 zostaje wyłączona, jeżeli podsystem L1 jest w trybie SDW następuje bezpośrednie nagrzewanie HT adsorbera od krążącego glikolu. W przypadku przekroczenia temperatury krążącego glikolu w układzie solarnym lub wyłączenia podsystemu L1 następuje zmiana trybu pracy z SW na SWS.
3. Tryb usuwania ciepła (SWS). Ten tryb jest wykorzystywany w przypadku gdy nie jest i nie będzie wykorzystywane źródło ciepła. (podsystem L1 wyłączony, zbiornik ciepła naładowany do pełna) oraz jest dość duże nasłonecznienie oraz temperatury w układzie solarnym przekraczają około 100⁰C, wtedy pompa PCS2 zostaje uruchomiona a całe ciepło zostaje przekserowane na wyparną wieżę chłodniczą.

W tabeli 2 przedstawiono nastawy kontroli poszczególnych podsystemów dla każdego z trybów pracy opisanych powyżej (tzn. SDW/SAC/SWS, itd.)

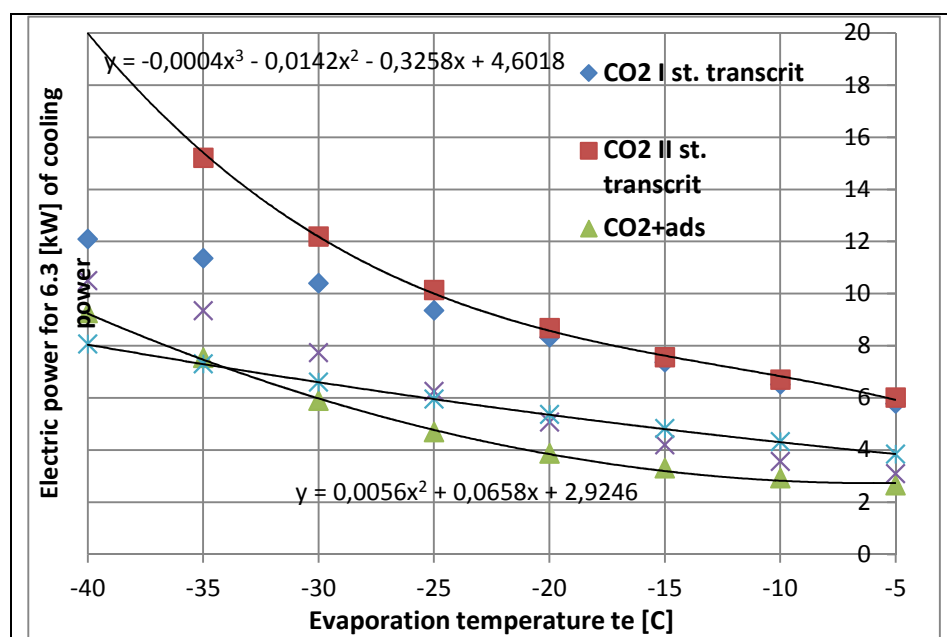
Tabela 2. Zestawienie nastaw automatyki dla poszczególnych trybów pracy podsystemów

Table 2. Automatic control setup for particular operational modes of subsystems

ELEMENTY WSPÓLNE							
MODE	ZV1	ZV2	ZV3	ZV4	ZV5	PCS2	PCS4'
SDW/SAC	POS-1-2	POS-1-3	POS-1-2	POS-1-2	POS-1-3	T-CTL	OFF
SDW/SW	POS-1-2	POS-1-2	POS-1-2	POS-1-2	POS-1-3	T-CTL	OFF
SDW/SWS	POS-1-3	POS-1-3	POS-2-3	POS-1-2	POS-1-3	T-CTL	OFF
SNW	POS-1-2	POS-1-3	POS-1-2	POS-1-3	POS-1-2	OFF	ON
HPW	POS-1-2	POS-1-3	POS-1-2	POS-1-3	POS-1-2	ON	ON
AHW	POS-1-2	POS-1-2	POS-1-2	POS-1-2	POS-1-3	ON	OFF
L1							
MODE	ACS	PCS1	PCS3	PCS4			
SDW/SAC	OFF	ACS-CTL	ACS-CTL	ACS-CTL			
SDW/SW	ON	ACS-CTL	ACS-CTL	ACS-CTL			
SDW/SWS	ON	OFF	OFF	OFF			
SNW	OFF	ACS-CTL	ACS-CTL	ACS-CTL			
HPW	ON	ACS-CTL	ACS-CTL	ACS-CTL			
AHW	ON	ACS-CTL	ACS-CTL	ACS-CTL			
L2							
MODE	AKC	ECX	SP1	SP2	EZR	MEVAP	MAH
SDW/SAC	ON	ON	AKC-CTL	AKC-CTL	ECX-CTL	AKC-CTL	MAN-CTL
SDW/SW	ON	ON	AKC-CTL	AKC-CTL	ECX-CTL	AKC-CTL	MAN-CTL
SDW/SWS	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	MAN-CTL
SNW	ON	ON	AKC-CTL	AKC-CTL	ECX-CTL	AKC-CTL	MAN-CTL
HPW	ON	ON	AKC-CTL	AKC-CTL	ECX-CTL	AKC-CTL	MAN-CTL
AHW	ON	ON	AKC-CTL	AKC-CTL	ECX-CTL	AKC-CTL	MAN-CTL

4. Zalety systemu hybrydowego

System hybrydowy przedstawiony w niniejszym artykule został uruchomiony w Laboratorium Termodynamiki i Pomiarów Maszyn Ciepłych Politechniki Krakowskiej.



Rys. 2. Wyniki badań eksperymentalnych obiegu pokazanego na rys 1.

Fig. 2. Results of the experimental investigations of the cycle shown in the fig. 1.

Przeprowadzono serię badań przy opisanej powyżej metodyce doboru nastaw automatyki systemu. Wskazania przyrządów pozwoliły na opracowanie bilansów energetycznych oraz obliczeń TEWI.

Wyniki badań systemu hybrydowego (CO₂+ads) zostały porównane do obliczonych i doświadczalnych wyników dla obiegów jedno stopniowych i dwustopniowych CO₂ z wykorzystaniem wieży chłodniczej (CO₂+tower) oraz obiegu R410 jako górne część kaskady i CO₂ jako dolna część kaskady. W większości przypadków cykl hybrydowy ma lepsze wyniki od pozostałych jeżeli chodzi o warunki energetyczne. W każdym przypadku współczynnik TEWI dla tego systemu jest zdecydowanie lepszy niż w innych porównywanych przypadkach. Wyniki tych badań oraz sposoby kontroli będą bazą dla dalszej optymalizacji pracy systemu przez cały rok 24h/dobę.

5. Wnioski

Nowej koncepcji system hybrydowy sorpcyjno-sprężarkowy został zaprojektowany i uruchomiony w Politechnice Krakowskiej. Jednym z najważniejszych elementów systemu jest jego prawidłowe i optymalne sterowanie uwzględniające: bezpieczeństwo działania, pewność dostarczenia chłodu, minimalizację zużycia energii i wskaźnika TEWI. Przedstawienie metodyki sterowania elementami uwzględniającej te wymagania było celem niniejszej pracy.

Sterowanie uwzględnia różne warunki pogodowe, jak też porę dnia przy zasilaniu za pomocą energii słonecznej. Założenia systemu i przedstawiony sposób sterowania pozwoliły na osiągnięciu wyników badań eksperymentalnych, znacząco lepszych niż dla systemów konwencjonalnych.

Literatura

- [1] Bhattacharyya S., Garai A., Sarkar J.: Thermodynamic analysis and optimization of a novel N2O-CO2 cascade system for refrigeration and heating, *Int. J. Refrigeration*, 32 (2009) 1077-1084.
- [2] Cecchinato L., Corradi M.: Transcritical carbon dioxide small commercial cooling applications analysis, *Int. J. Refrigeration*, 34 (2012) 50-62.
- [3] Cimsit C., Ozturk I.: Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles, *Appl. Thermal Eng.*, 40 (2012) 311-317.
- [4] Cyklis P., Kantor R.: Concept of hybrid adsorption-compression refrigeration system, *Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej*, Poznań 2011.
- [5] Cyklis P., Kantor R., Górski B., Ryncarz T.: Hybrydowe sorpcyjno-sprężarkowe systemy ziębnicze. Część III - Wyniki badań systemu, *Technika Chłodnicza Klimatyzacyjna*, 203 (2013) 14-19.
- [6] da Silva A., Pedone Bandarra Filho E., Heleno Pontes Antunes A.: Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets. *Appl. Thermal Eng.*, 41 (2012) 30-35.
- [7] Desideri U., Proietti S., Sdringola P.: Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications, *Appl. Energy*, 86 (2009) 1376-1386.
- [8] Fernandez-Seara J., Sieres J., Va'zquez M.: Compression-absorption cascade refrigeration system, *Appl. Thermal Eng.*, 26 (2006) 502-512.
- [9] Ge Y., Tassou S.: Control optimisation of CO2 cycles for medium temperature retail food refrigeration systems, *Int. J. Refrigeration*, 32 (2009) 1376-1388.
- [10] Girotto S., Minetto S., Neksa P.: Commercial refrigeration system using CO2 as the refrigerant, *Int. J. Refrigeration*, 27 (2004) 717-723.
- [11] Getu H., Bansal P.: Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system, *Int. J. Refrigeration*, 31 (2008) 45-54.

- [12] Labus J., Bruno J., Coronas A.: Performance analysis of small capacity absorption chillers by using different modeling methods, *Appl. Thermal Eng.*, 58 (2013) 305-313.
- [13] Pearson A.: Carbon dioxide-new uses for an old refrigerant, *Int. J. Refrigeration*, 28 (2005) 1140-1148.
- [14] Sekret R., Turski M.: Research on an adsorption cooling system supplied by solar energy, *Energy Buildings*, 51 (2012) 15-20.
- [15] Wang L., Ma A., Tan Y., Cui X., Cui H.: Study on solar-assisted cascade refrigeration system, *Energy Procedia*, 16 (2002) 1503-1509.

Niniejsza publikacja została opracowana w ramach projektu finansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju (umowa nr: N R06 0002 10 0936/R/T02/2010/10)

METHODOLOGY OF THE HYBRID ADSORPTION-COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE CONTROL

S u m m a r y

The requirements for environmental friendly refrigerants promote the application of CO₂ and water as working fluids. Both solutions have disadvantages, which are the result of high temperature limit for CO₂ and low temperature limit for water. This can be avoided by application of the hybrid adsorption-compression system, where water is the working fluid in the adsorption cycle which is used to cool down the CO₂ condenser on compression cycle. The adsorption process is powered by low temperature energy from renewable heat source such as solar collectors or other waste heat sources. This solution is our own conception and it is not reported in any other literature sources. The different ambient conditions over the year require specially designed control procedures and automation system solutions. The algorithm has to control both positive and negative heat sources operations, valves, pumps, fans and compressor operation. In this control algorithm the ambient temperature and solar conditions or other waste heat sources have to be introduced as its parameters, considering cycle operation to achieve maximum efficiency of the whole system. The demand for cold has to be considered for both refrigeration power and temperature.

Keywords: hybrid adsorption-compression refrigeration system, control

DOI: 10.7862/rm.2014.18

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Tomasz CZAKIERT¹
Wojciech NOWAK²

SPALANIE TLENOWE DLA KOTŁÓW PYŁOWYCH I FLUIDALNYCH ZINTEGROWANYCH Z WYCHWYTEM CO₂ – OSIĄGNIĘCIA W PROJEKCIE STRATEGICZNYM NCBR

Spalanie tlenowe jest tematem działań prowadzonych w ramach Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii” w Zadaniu Badawczym nr 2 „Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂”. W projekcie rozwijana jest jedna z technologii umożliwiających radykalne ograniczenie emisji CO₂ do atmosfery z dużych źródeł stacjonarnych, tj. spalanie tlenowe. Realizowane prace biorą pod uwagę różne typy palenisk, mianowicie kocioł pyłowy (PC), kocioł fluidalny z warstwą cyrkulacyjną (CFB) oraz ciśnieniowy reaktor CFB. Ponadto, prace uwzględniają pozostałe układy nierozzerwalnie związane z technologią spalania tlenowego, tj. układ separacji powietrza oraz układ do czyszczenia CO₂. Szeroko zakrojone badania w tym zakresie obejmują m.in. adsorpcyjne metody frakcjonowania powietrza i wydzielania CO₂ ze spalin oraz separację na membranach tlenowych. Wybrane instalacje wybudowane zostały w formie mobilnych laboratoriów, umożliwiających ich integrację z rzeczywistymi obiektami kotłowymi. Celem prowadzonych prac jest opracowanie wytycznych dla obiektu demonstracyjnego, uwzględniającego wytypowaną w wyniku realizacji projektu technologię spalania węgla, jak również wskazanie racjonalnie uzasadnionych lokalizacji dla tego rodzaju przedsięwzięcia na terenie naszego kraju. Szczegółowa rozważana jest również opcja retrofitu starszych bloków energetycznych, uwzględniająca przystosowanie modernizowanego obiektu do realizacji spalania tlenowego.

Słowa kluczowe: węgiel, O₂-CO₂, PC, CFB, PCFB, energetyka

¹ Autor do korespondencji: Tomasz Czakiert, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73, 42-201 Częstochowa, tel. 34-3250945, tczakiert@is.pcz.czyst.pl.

² Wojciech Nowak, Akademia Górniczo-Hutnicza, ul. Czarnowiejska 50B, 30-059 Kraków, wnnowak@agh.edu.pl.

1. Wprowadzenie

Panujące obecnie ogólne przekonanie, że za tzw. efekt cieplarniany odpowiedzialny jest przede wszystkim ditlenek węgla, doprowadziło do sytuacji w której znacząca część aktywności badawczej w obszarze wytwarzania energii elektrycznej z paliw kopalnych koncentruje się na zagadnieniach związanych z technologiami umożliwiającymi radykalne ograniczenie emisji tego gazu do atmosfery. Zmniejszenie ilości emitowanego CO₂, którego pierwotne źródło stanowi w dużej mierze sektor energetyczny, możliwe wydaje się głównie za sprawą:

- zwiększenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej oraz zwiększenia efektywności jej wykorzystania przez końcowych odbiorców,
- przestawienia produkcji z elektrowni węglowych na energetykę jądrową oraz opartą na źródłach odnawialnych,
- przechwytywania CO₂ i jego magazynowania w sposób nie zagrażający ludziom i środowisku naturalnemu.

Ciężko jednoznacznie i kategorycznie opowiedzieć się za zasadnością obarczania ditlenku węgla za zmiany klimatyczne, jako że nie brakuje zarówno sceptyków jak i orędowników tej teorii, a każda z grup deklaruje swoje racje. Dlatego też, temat ten nie będzie stanowił przedmiotu niniejszej publikacji. Tak czy inaczej, każde z powyżej przedstawionych rozwiązań mających na celu redukcję emisji CO₂ ma swoje zalety, jak również nie jest wolne od wad. Z punktu widzenia rozwoju gospodarczego Polski, ostatnia z zaproponowanych opcji rozwiązuje jednak niewątpliwie jedną istotną kwestię, mianowicie pozwoli na dalszy rozwój przemysłu wydobywczego w naszym kraju oraz odbudowę mocy w sektorze energetycznym poprzez modernizację istniejących bloków węglowych.

Podążając dalej tym tropem należy stwierdzić, że sam wychwyt ditlenku węgla może być również realizowany na kilka diametralnie różnych sposobów, wśród których jako kluczowe technologie wymienia się [1]:

- separacja CO₂ po procesie spalania, tzw. post-combustion capture,
- separacja CO₂ w procesie zgazowania, tzw. pre-combustion capture,
- spalanie tlenowe z bezpośrednim przechwytywaniem CO₂, tzw. oxy-combustion capture.

Reasumując, z jednej strony, konieczność podjęcia przez Rząd Polski zdecydowanych kroków w kierunku ograniczenia emisji CO₂, co ostatecznie pozwoli na dopełnienie zobowiązań złożonych na arenie międzynarodowej; z drugiej zaś, mnogość alternatywnych opcji technologicznych umożliwiających osiągnięcie tego celu, zmusiła w pierwszej kolejności do poszukiwania sposobu na wyłonienie optymalnego rozwiązania w tym temacie. Z uwagi na kontrowersje jakie mogą ostatecznie budzić rozstrzygające decyzje, które każdorazowo wiążą się z pewnym kompromisem oraz poniesieniem kosztów: finansowych, społecznych, środowiskowych, zdecydowano, że wybór o którym mowa powyżej dokonany

zostanie w drodze otwartego ogólnokrajowego konkursu, ogłoszonego przez powołane m.in. do tego typu celów Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (NCBR).

2. Program Strategiczny NCBR

2.1. Założenia Programu

Konkurs o którym mowa w rozdziale 1 ogłoszono w ramach tzw. Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych „Zaawansowane Technologie Pozyskiwania Energii” [4]. Z założenia, Program nie wykluczył z góry żadnej opcji technologicznej, która tylko dysponowała wystarczającym potencjałem by ostatecznie móc zaoferować możliwość głębokiego ograniczenia emisji CO₂ do atmosfery. Jednocześnie uznano że, finalna bezpośrednia konfrontacja zaproponowanych rozwiązań pozwoli na ich obiektywną ocenę, a w konsekwencji rekomendację kierunku rozwoju polskiej energetyki w najbliższych latach. Obszar zainteresowań podzielony został tym samym na cztery tzw. Zadania Badawcze, gdzie każde reprezentuje odmienny pomysł na rozwiązanie postawionego problemu, tj.:

- Zadanie Badawcze nr 1 „Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin”.
- Zadanie Badawcze nr 2 „Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂”.
- Zadanie Badawcze nr 3 „Opracowanie technologii zgazowania węgla dla wysokoefektywnej produkcji paliw i energii elektrycznej”.
- Zadanie Badawcze nr 4 „Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych”.

Zadanie Badawcze nr 1 koncentruje się przede wszystkim na zagadnieniach związanych z podniesieniem sprawności wytwarzania energii w klasycznych blokach opalanych węglem w połączeniu z zastosowaniem wychwytu CO₂ ze spalin metodą aminową (post-combustion capture). W Zadaniu Badawczym nr 2 rozwijana jest technologia spalania tlenowego (oxy-combustion) z doczyszczaniem CO₂ metodą adsorpcyjną - o czym mowa szerzej w rozdziale 2.2. W ramach Zadania Badawczego nr 3 analizowana jest metoda wydzielania CO₂ w procesie zgazowania (pre-combustion capture), gdzie dodatkowo rozważana jest opcja podziemnej realizacji procesu. Ostatecznie, w Zadaniu Badawczym nr 4 zajęto się technologiami konwersji energii pochodzącej ze źródeł odnawialnych. Tym samym, w ujęciu globalnym Program stanowi przekrój najlepiej rokujących technologii dedykowanych tzw. zero-emisyjnej energetyce zawodowej.

2.2. Zadanie Badawcze nr 2

Zadanie Badawcze nr 2 „Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂” [3] realizowane jest przez zawiązane do tego celu Konsorcjum w składzie: Politechnika Częstochowska (Koordynator), Politechnika Śląska, Politechnika Wrocławska, Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla, Instytut Energetyki, Tauron Wytwarzanie SA Elektrownia Łagisza, PGE GiEK SA Elektrownia Turów, Foster Wheeler Energia Polska oraz Eurol ITS. Działania Partnerów w Zadaniu Badawczym zmierzają w kierunku odpowiedzi na dwa kluczowe pytania:

- Po pierwsze, która z technologii spalania węgla, tj. spalanie w kotle pyłowym (PC), spalanie w kotle z paleniskiem atmosferycznym z cyrkulacyjną warstwą fluidalną (CFB), spalanie w reaktorze ciśnieniowym z cyrkulacyjną warstwą fluidalną (PCFB), najlepiej nadaje się do skojarzenia z technologią spalania tlenowego?
- Po drugie, jakie możliwości oferuje wytypowana technologia spalania w kontekście zakładanego retrofitu istniejących bloków węglowych oraz z jakimi trudnościami należy się liczyć i jakie bariery pozostają do pokonania przy realizacji takiego przedsięwzięcia w skali przemysłowej?

Jednocześnie nie mniej ważnym aspektem prowadzonych prac jest zamierzenie Partnerów Konsorcjum co do osadzenia rozważanego obiektu demonstracyjnego w rzeczywistej lokalizacji, wpisując kolejne „brakujące” komponenty bloku realizującego spalanie tlenowe w istniejącą infrastrukturę jednej z polskich elektrowni. Wybór samego obiektu wraz z jego lokalizacją nie pozostaje tu jednak przypadkowy, a składać się będzie na niego między innymi odległość od potencjalnych miejsc deponowania CO₂, bądź też odległość względem potencjalnych odbiorców tego gazu.

Dla osiągnięcia zamierzonego celu Projektu konieczne stało się logiczne usystematyzowanie zaplanowanych działań, które zostało osiągnięte poprzez wprowadzenie czytelnego podziału zadań do wykonania i wynikających z nich kompetencji w ramach tzw. Tematów Badawczych, mianowicie:

- wykonanie badań podstawowych w małej skali laboratoryjnej,
- wykonanie badań procesowych w pełnej skali laboratoryjnej,
- wykonanie badań technologicznych w skali pilotowej,
- przeprowadzenie badań i analiz w zakresie produkcji tlenu,
- przeprowadzenie badań i analiz w zakresie doczyszczania CO₂,
- integracja środowiskowa wyników uzyskanych w Tematach Badawczych 1-5,
- opracowanie studium wykonalności obiektu demonstracyjnego bloku energetycznego z kotłem węglowym realizującym spalanie tlenowe.

Nadrzędnym celem prac prowadzonych w Temacie Badawczym nr 1 była budowa banku podstawowej wiedzy z zakresu tlenowego spalania węgla, który w pierwszej kolejności umożliwić miał pozostałym Partnerom Konsorcjum

realizację równoległe zaplanowanych działań, w tym między innymi kalibrację modeli matematycznych pisanych pierwotnie z myślą o klasycznym spalaniu w powietrzu. Dlatego też zakres prac obejmował w tym przypadku przede wszystkim badania eksperymentalne ukierunkowane na rozpoznanie kinetyki i mechanizmu tlenowego spalania węgla. Zebrany w ramach Tematu Badawczego nr 1 bogaty materiał naukowo-badawczy został następnie upubliczniony w postaci opracowania zbiorowego [2] wydanego w 2013 roku.

Badania realizowane w Temacie Badawczym nr 2 to pewnego rodzaju kontynuacja i rozwinięcie prac prowadzonych w Temacie Badawczym nr 1. Nie byłyby one jednak możliwe bez podstawowej wiedzy pozyskanej uprzednio przez Konsorcjantów, której znajomość pozwoliła na właściwą ocenę i interpretację obserwowanych zjawisk oraz opis analizowanych procesów jednostkowych, w zakresie spalania paliwa, odsiarczania spalin, korozji elementów urządzeń kotłowych, itd. Uzyskane w Temacie Badawczym nr 2 wyniki posłużyły z kolei w głównej mierze jako wytyczne do budowy i rozruchu trzech instalacji pilotowych, stanowiących podstawowe narzędzia przy opracowywaniu koncepcji kotłów realizujących spalanie tlenowe w pełnej skali technicznej.

Układy pilotowe o których mowa powyżej wykorzystywane są do badań technologicznych prowadzonych w skali wielkolaboratoryjnej w Temacie Badawczym nr 3, a są nimi:

- instalacja z paleniskiem atmosferycznym z cyrkulacyjną warstwą fluidalną (CFB) o mocy 0,1MW_t,
- instalacja z reaktorem ciśnieniowym w cyrkulacyjną warstwą fluidalną (PCFB) o mocy 0,2MW_t,
- instalacja z palnikiem pyłowym (PC) o mocy 0,5MW_t.

Instalacje zlokalizowane są odpowiednio w Politechnice Częstochowskiej – Instytucie Zaawansowanych Technologii Energetycznych, Instytucie Chemicznej Przeróbki Węgla w Zabrze oraz Instytucie Energetyki w Warszawie. Intensywne badania nad procesem tlenowego spalania węgla w układach fluidalnym i pyłowym trwają praktycznie nieprzerwanie, a uzyskane wyniki mają ostatecznie dostarczyć argumentów uzasadniających wytypowanie jednej z analizowanych technologii, tj. Oxy-PC lub Oxy-CFB, do przyszłej demonstracji w skali przemysłowej.

W ramach Tematu Badawczego nr 4 rozwijane są z kolei technologie dedykowane wychytowi CO₂ ze spalin, które w Zadaniu Badawczym nr 2 koncentrują się na metodach opartych na stałych sorbentach. Za największe osiągnięcie w tym zakresie uznać należy z pewnością budowę i uruchomienie mobilnej kontenerowej instalacji separacji CO₂ wykorzystującej adsorpcję zmieniociśnieniową (VPSA). Warto podkreślić, że instalacja, po integracji z kotłem CFB na parametry nadkrytyczne o mocy 460MW_e pracującym w Tauron Wytworzenie Elektrowni Łągisza, przeszła pozytywnie testy technologiczne na rzeczywistych gazach spalinowych.

Temat Badawczy nr 5 poświęcony został w całości technologiom pozyskiwania tlenu. W tym zakresie badania i analizy prowadzone są równolegle w trzech wątkach. Pierwszy to separacja kriogeniczna powietrza, która przy obecnym stanie rozwoju technologii jako jedyna jest w stanie sprostać wymaganiom stawianym przez obiekt energetyczny dużej mocy. Drugi wątek stanowi separacja membranowa, gdzie na uwagę zasługują wytworzone w ramach Projektu sita molekularne z proszków perowskitowych. Niewątpliwym sukcesem jest również oddanie do użytku drugiej mobilnej kontenerowej instalacji zaprojektowanej z myślą o separacji tlenu z powietrza metodą VPSA.

Aktywność naukowa Konsorcjantów działających w Temacie Badawczym nr 6 pozostaje w dużym stopniu sprzężona z pracami realizowanymi w omówionych powyżej Tematach 1-5. Dane pozyskane w drodze prowadzonych badań eksperymentalnych wykorzystywane są tu bowiem do walidacji modeli numerycznych, odpowiadających pełnej gamie procesów dyskutowanych w ramach Projektu. Temat Badawczy nr 6 obejmuje również analizy systemowe, ekonomiczne oraz ocenę ryzyka związanego z budową i późniejszą eksploatacją bloku energetycznego z kotłem węglowym realizującym spalanie tlenowe. Tym samym, ten niezwykle istotny element Projektu stanowi swego rodzaju pomost do prac przewidzianych do wykonania w Temacie Badawczym nr 7, o czym mowa poniżej.

Temat Badawczy nr 7 to zwięźczenie całości prac prowadzonych w ramach Projektu, które finalnie ma przyjąć formę studium wykonalności obiektu demonstracyjnego. Ponadto, opracowanie ma zostać wzbogacone wirtualizacją zaprojektowanego układu, osadzoną w realnym otoczeniu jednej z istniejących polskich elektrowni.

3. Podsumowanie

Realizacja Zadania Badawczego nr 2 „Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂” jako całości, jak również poszczególnych prac wpisanych w kolejne Tematy Badawcze, przebiega jak dotąd bez większych zakłóceń. Osiągnięcia Konsorcjantów uzyskiwane na różnych polach ich działalności pozwalają rokować o końcowym sukcesie zaprezentowanego w artykule Projektu, dającym jednocześnie początek dalszej komercjalizacji rozwiązań i technologii opracowanych w ramach Programu Strategicznego NCBR „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii”.

Literatura

- [1] Nowak W., Czakiert T. (red.): Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2012.
- [2] Nowak W., Rybak W., Czakiert T. (red.): Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂. Kinetyka i mechanizm spalania tlenowego oraz wychwytu CO₂, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2013.
- [3] <http://www.is.pcz.czest.pl/stategiczny> [dostęp: 14 czerwca 2014 r.].
- [4] <http://www.ncbir.pl/programy-strategiczne/zaawansowane-technologie-pozyskiwania-energii> [dostęp: 14 czerwca 2014 r.].

Praca naukowa dofinansowana przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, w ramach Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych pt. „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii” Zadanie Badawcze nr 2 „Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂”, umowa nr SP/E/2/66420/10.

OXY-COMBUSTION TECHNOLOGY FOR PULVERISED AND FLUIDIZED BOILERS WITH CO₂ CAPTURE – ACHIEVEMENTS IN STRATEGIC PROJECT SUPPORTED BY THE NATIONAL CENTRE FOR RESEARCH AND DEVELOPMENT

Summary

Oxy-combustion is a subject of comprehensive studies carried out within the confines of Research and Development Strategic Program “Advanced Technologies for Energy Generation” – Project no. 2 “Oxy-combustion technology for PC and FBC boilers with CO₂ capture”, which is supported by the National Centre for Research and Development (NCBR) in Poland. - In the project the oxygen combustion as one of the technologies enabling radical reduction of CO₂ emissions from large stationary sources is developed. The studies take into consideration the different types of furnaces, namely pulverized-fuel boiler (PC), fluidized-bed boiler (CFB) and CFB pressure reactor. Furthermore, the study considered the others inextricably linked systems to oxygen combustion technology, such as air separation system and a system for CO₂ purification. Selected plants were built in the form of mobile laboratories, enabling their integration with real boiler objects. The aim of this work is to develop guidelines for the demonstrative object, taking into account selected by the project coal combustion technology, and an efficient indication of the well-grounded location for this kind of enterprise in our country. Option of retrofitting older power units, taking into account adaptation of modernized object to oxygen combustion is also considered.

Keywords: coal, O₂-CO₂, PC, CFB, PCFB, power industry

DOI: 10.7862/rm.2014.19

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Michał DUDA¹
Jurij DOBRIAŃSKI²
Daniel CHLUDZIŃSKI^{3,4}

CYKLICZNY TERMOSYFON ODWRÓCONY O DWÓCH CZYNNIKACH ROBOCZYCH

Dwufazowy termosyfon odwrócony jest urządzeniem umożliwiającym pasywny transport ciepła w przypadku kiedy źródło ciepła usytuowane jest powyżej miejsca jego odbioru. W pracy przedstawiono analizę pracy cyklicznego termosyfonu dwufazowego z dwoma czynnikami roboczymi i wykorzystaniem fazy ciekłej jednego z nich jako nośnika ciepła. Badane urządzenie składało się z dwóch naczyń roboczych usytuowanych jedno nad drugim i umieszczonych nad zasobnikiem wody, do którego ciepło było transportowane oraz grzałki elektrycznej podłączonej do dolnego naczynia roboczego w celu symulowania źródła ciepła. Badania przeprowadzono w warunkach nieustalonego nagrzewania wody w zasobniku oraz ustalonego strumienia ciepła odpowiednio 300, 600 i 900 W doprowadzonego do dolnego naczynia roboczego. Odległość na jaką ciepło było transportowane w dół wynosiła 1,5 m. W zależności od wielkości strumienia ciepła dostarczonego do urządzenia, średni przepływ ciekłej fazy nośnika ciepła w obiegu wyniósł odpowiednio 18,6; 27,5 i 40 dm³/h przy różnicy temperatur w gałęziach obiegu 11; 15,6 oraz 16°C.

Słowa kluczowe: pasywny transport ciepła, termosyfon dwufazowy, cykliczny termosyfon odwrócony, termosyfon z dwoma czynnikami roboczymi

1. Wprowadzenie

Najprostszym, najbardziej niezawodnym i najtańszym sposobem transportu energii termicznej są układy o naturalnej konwekcyjnej cyrkulacji płynu. Nie zawsze jednak ten sposób może być wykorzystany, np. instalacje słoneczne z kolektorem usytuowanym powyżej zasobnika wody ogrzewanej, wówczas stosowane są obiegi cieczowe o cyrkulacji nośnika ciepła wymuszonej pompą

¹ Autor do korespondencji: Michał Duda, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski, ul. Oczapowskiego 11, 10-736 Olsztyn, tel. 89 524 61 57, michal.duda@uwm.edu.pl

² Jurij Dobriański, dobr@uwm.edu.pl

³ Daniel Chludziński, daniel.chludzinski@uwm.edu.pl

⁴ Autor otrzymał stypendium współfinansowane przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego

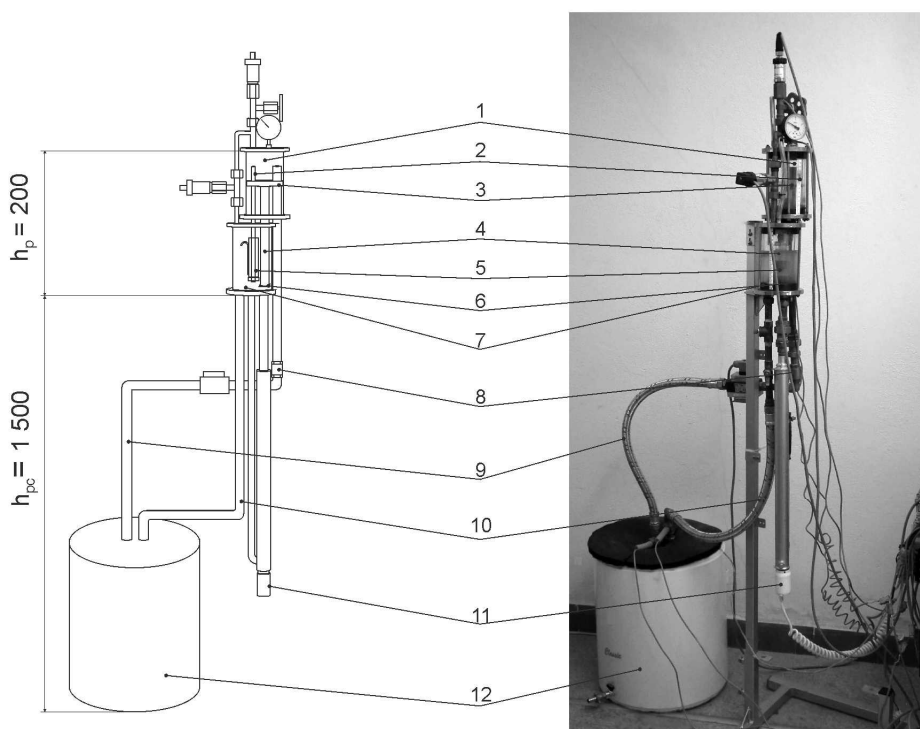
zasilaną energią elektryczną. Niemniej jednak w przeszłości badane były pasywne urządzenia pozwalające na transport ciepła w kierunku przeciwnym do konwekcji naturalnej. W dużej mierze są to klasyczne rury ciepła [6, 14], pętlowe rury ciepła [13] oraz kapilarnie pompujące pętle [1]. Chociaż w przypadku tych dwóch ostatnich wpływ siły grawitacji na pracę urządzenia jest niewielki [15], to wykonanie kapilarnej struktury jest procesem technologicznie złożonym i kosztownym. Inną grupę urządzeń do transportu ciepła, pracujących przeciwko sile grawitacji stanowią dwufazowe termosyfony znane z literatury jako: pompująca w dół rura ciepła [3], termosyfon odwrócony [12], pasywny parowy system transportu [8], czy też spontaniczny system transportu ciepła w dół [2]. Chociaż nazwy tych urządzeń się różnią, to ich działanie oparte jest na okresowym, naprzemiennym transporcie ciepła za pośrednictwem pary od parownika do skraplacza i powrocie kondensatu ze skraplacza do parownika, przez co mogą być określone jako okresowy dwufazowy termosyfon [7]. Z uwagi na to, iż transport ciepła w dół za pośrednictwem pary wymaga późniejszego podnoszenia kondensatu ze skraplacza do parownika, to wraz ze wzrostem odległości na jaką ciepło to jest transportowane, wrasta wewnętrzna różnica temperatury i ciśnienie pary w urządzeniu [9] a urządzenia takie nie mogą być stosowane przy transporcie ciepła w dół na większe odległości [11]. Problem tak znacznego wpływu wysokości obiegu na pracę urządzenia nie występuje, kiedy nośnikiem ciepła jest ciecz. W tym przypadku, przy niewielkiej różnicy temperatury wewnątrz urządzenia, ogrzana ciecz może być przetłaczana nawet do kilkuset metrów [4]. Duże obiegi z uwagi na koszt i względy ekologiczne uniemożliwiają wykorzystanie jako czynnika roboczego substancji chłodniczej. W tym przypadku rozwiązaniem jest zastosowanie wody, która jednak ze względu na dużą wartość podciśnienia w obiegu przy temperaturze pracy poniżej 100°C [10], sprawia wiele problemów [4].

W pracy przedstawiono zasadę działania oraz wyniki badań cyklicznie pracującego dwufazowego termosyfonu odwróconego z dwoma czynnikami roboczymi: wodą i pentanem. Takie rozwiązanie ma zapewnić nadciśnienia wewnątrz obiegu przy temperaturze pracy poniżej 100°C i jednocześnie ograniczenie zastosowanie substancji chłodniczej.

2. Cykliczny termosyfon odwrócony z dwoma czynnikami roboczymi - budowa i zasada działania

Termosyfon odwrócony z dwoma czynnikami roboczymi składa się z dwóch naczyń roboczych oraz przepływowego wymiennika ciepła (rys. 1). Naczynie robocze umieszczone są jedno nad drugim, natomiast wymiennik znajduje się poniżej tych naczyń w zasobniku wody ogrzewanej. Ciepło doprowadzane jest do naczynia roboczego dolnego zwanego naczyniem ciepłym. Naczynie to, za pośrednictwem gałęzi ciepłej-opadowej połączone jest z wy-

miennikiem. Z drugiej strony wymiennik gałęzią zimną-podnośną połączony jest z naczyniem górnym zimnym. Dodatkowo naczynia robocze połączone są kanałem pośrednim i rurą przepustową. W celu zapewnienia odpowiedniego kierunku przepływu cieczy i pary w urządzeniu, w gałęzi podnośnej oraz w kanale pośrednim zamontowano zawory zwrotne oraz zawór sterujący na wlocie rury przepustowej [5].



Rys. 1. Schemat stanowiska laboratoryjnego: 1 – naczynie robocze zimne, 2 – rura przepustowa, 3 – lejek zbierający, 4 – kanał pośredni, 5 – zawór sterujący cieczowy, 6 – zawór zwrotny, 7 – naczynie robocze ciepłe, 8 – zawór zwrotny, 9 – gałąź zimna-podnośna, 10 – gałąź ciepła-opadowa, 11 – grzałka elektryczna, 12 – zasobnik wody ogrzewanej, h_{pc} – wysokość przenoszenia ciepła (1500), h_p – wysokość podnoszenia cieczy (200)

Fig. 1. Schematic laboratory stand: 1 – cold fluid vessel, 2 – passage pipe 3 – collecting funnel, 4 – intermediate channel, 5 – control valve of liquid seal type, 6 – check valves, 7 - hot fluid vessel, 8 - check valve, 9 – cold rising branch, 10 – hot falling branch, 11 - electric heater, 12 –heat water tank, h_{pc} – heat transport height (1500), h_p – liquid transport height (200)

Termosyfon pracuje cyklicznie. Na cykl pracy składa się okres pompowania cieczy przez przeponowy wymiennik ciepła oraz okres powrotu cieczy z naczynia górnego do naczynia dolnego, przy czym w tym ostatnim występuje jednoczesny przepływ nadmiaru pary z naczynia dolnego do górnego. Wskutek

doprowadzenia ciepła do naczynia dolnego, wzrasta temperatura cieczy oraz ciśnienie pary w tym naczyniu. W momencie, kiedy ciśnienie pary czynników roboczych (woda i pentan) w naczyniu dolnym przekroczy wartość ciśnienia pary w naczyniu górnym powiększoną o ciśnienie hydrostatyczne różnicy poziomów cieczy w tych naczyniach oraz opory hydrauliczne przepływu cieczy przez obieg wymiennika ciepła, następuje wypieranie ogrzanej cieczy z naczynia dolnego. Ciepła ciecz wyparta z naczynia dolnego przepływa przez przeponowy wymiennik ciepła, gdzie zostaje odebrane od niej ciepło w zasobniku wody ogrzewanej. Schłodzona ciecz trafia do naczynia górnego. W naczyniu górnym ciecz jest gromadzona do czasu zakończenia okresu pompowania. Przy odpowiednio niskim poziomie cieczy w naczyniu dolnym następuje automatyczne otwarcie pływakowo–cieczowego zaworu sterującego. W tym momencie nadmiar pary z naczynia dolnego przepływa rurą przepustową do naczynia górnego, po czym kanałem pośrednim następuje grawitacyjny powrót cieczy (woda i pentan) z naczynia górnego do dolnego. Pompowanie cieczy zachodzi przy zamkniętym zaworze sterującym, w tym czasie zawór zwrotny kanału pośredniego pozostaje zamknięty, natomiast zawór w gałęzi podnośnej - otwarty. Podczas powrotu cieczy z naczynia górnego do dolnego, zawór sterujący i zawór jednokierunkowy w kanale pośrednim są otwarte, natomiast zawór zwrotny w gałęzi podnośnej jest zamknięty.

3. Badania laboratoryjne

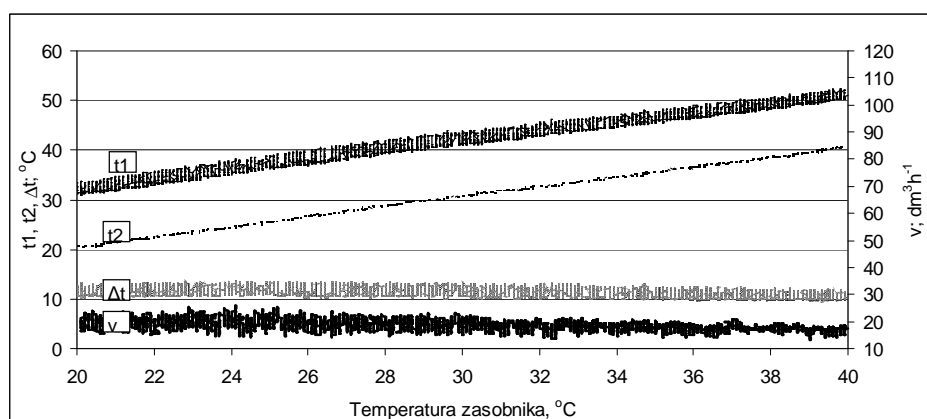
Badania laboratoryjne obiegu z termosyfonem odwróconym przeprowadzono w warunkach nieustalonego nagrzewania cieczy w zasobniku i przy ustalonym strumieniu ciepła doprowadzonego do urządzenia. W tym celu wykorzystano izolowany termicznie zbiornik o pojemności 25 dm³. Wewnątrz tego zbiornika umieszczono przeponowy wymiennik ciepła wykonany ze spiralnie zwiniętej rury miedzianej o średnicy zewnętrznej 18 mm, długości 1 m. W zbiorniku dodatkowo zamontowano mieszadło mechaniczne do wyrównywania pola temperatury cieczy. Jako źródło ciepła zastosowano grzałkę elektryczną o mocy 1,5 kW podłączoną do sieci elektrycznej za pośrednictwem autotransformatora. Strumień ciepła od grzałki do urządzenia był doprowadzany niezależnie od fazy cyklu pracy (okres pompowania i okres grawitacyjnego powrotu czynników roboczych). Instalacja laboratoryjna wypełniona była dwoma czynnikami roboczymi: wodą w ilości 4 litrów i pentanem w ilości 50 mililitrów. Eksperymenty przeprowadzono dla trzech wielkości strumienia ciepła: 300, 600 i 900 W. Na początku każdego eksperymentu temperatura wody w zasobniku wynosiła 20°C. Eksperyment przerywano w momencie, gdy temperatura wody w zasobniku przekroczyła 40°C.

Podczas eksperymentów do pomiaru temperatury zastosowano czujniki termoelektryczne typu K o średnicy osłony 1 mm. Chwilowej wartości prze-

plywu cieczy w obiegu przeponowego wymiennika ciepła dokonano przy wykorzystaniu przepływomierza elektromagnetycznego MIK o zakresie pomiarowym $0,16 \div 3,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$. Wielkości mierzone odczytywano i zapisywano z częstotliwością 1 Hz. Podczas eksperymentów rejestrowana również była chwilowa moc elektryczna pobierana przez grzałkę.

4. Wyniki i dyskusja

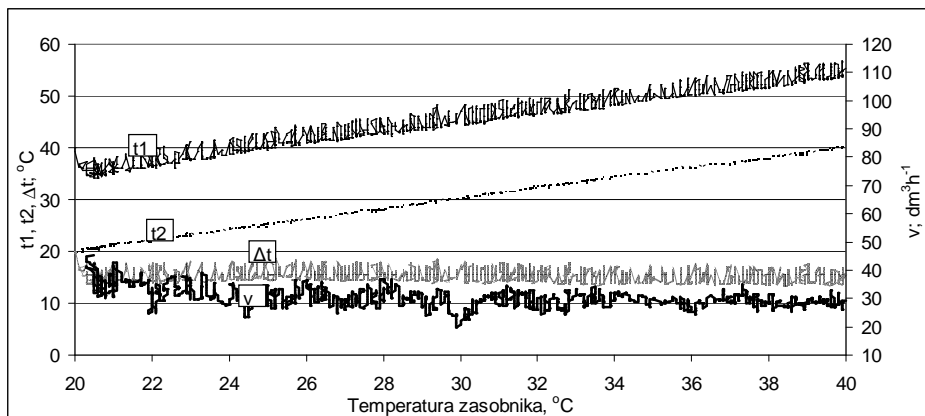
Wyniki z przeprowadzonych eksperymentów dla strumienia ciepła doprowadzonego 300, 600 i 900 W przedstawiono w postaci wykresów na rysunkach 2,3 i 4. Wykresy obrazują przebieg zmiany temperatury cieczy na wyjściu i powrocie do urządzenia oraz średniej wartości przepływu cieczy przez przeponowy wymiennik ciepła w zależności od temperatury zasobnika wody ogrzewanej. Chwilowa wartość przepływu cieczy na wykresach została przedstawiona jako średnia ruchoma z okresem uśrednienia 60.



Rys. 2. Zależność pomiędzy: temperaturą zasobnika, temperaturą płynu na wylocie i wlocie do urządzenia oraz prędkością przepływu cieczy w obiegu. Strumień ciepła – 300 W

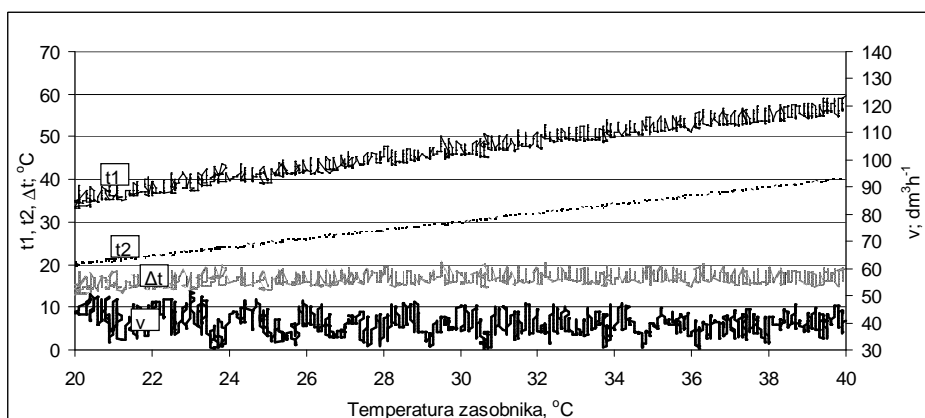
Fig. 2. Dependence between: temperature of tank, temperature of fluid on the inlet and outlet of device as well as velocity of fluid flow in circulation. The heat flux – 300 W

Dostrzegalne wahania temperatury t_1 na wyjściu z urządzenia wynikają bezpośrednio z cyklicznego charakteru pracy urządzenia. Ponieważ po otwarciu zaworu sterującego do naczynia dolnego ciepłego powraca grawitacyjnie zimna mieszanina cieczy czynników roboczych (pentan i woda), to w chwili rozpoczęcia pompowania cieczy przez wymiennik ciepła, temperatura wody i pentanu w naczyniu dolnym jest najniższa. Późniejszy wzrost temperatury czynników roboczych w naczyniu dolnym spowodowany jest głównie zwiększeniem różnicy poziomów cieczy w naczyniach roboczych w wyniku okresowego gromadzenia zimnej cieczy w naczyniu górnym.



Rys. 3. Zależność pomiędzy: temperaturą zasobnika, temperaturą płynu na wylocie i wlocie do urządzenia oraz prędkością przepływu cieczy w obiegu. Strumień ciepła – 600 W

Fig. 3. Dependence between: temperature of tank, temperature of fluid on the inlet and outlet of device as well as velocity of fluid flow in circulation. The heat flux – 600 W



Rys. 4. Zależność pomiędzy: temperaturą zasobnika, temperaturą płynu na wylocie i wlocie do urządzenia oraz prędkością przepływu cieczy w obiegu. Strumień ciepła – 900 W

Fig. 4. Dependence between: temperature of tank, temperature of fluid on the inlet and outlet of device as well as velocity of fluid flow in circulation. The heat flux – 900 W

Podczas eksperymentów zaobserwować można było nieznaczny wpływ zmiany wielkości strumienia ciepła dostarczonego do urządzenia na różnicę temperatury cieczy w gałęziach obiegu. Zauważalna natomiast była zależność średniej wartości przepływu wody przez przeponowy wymiennik ciepła od wielkości strumienia ciepła doprowadzonego. Wraz ze wzrostem strumienia ciepła przepływ zwiększył się i wynosił odpowiednio: $18,6 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ przy strumieniu ciepła

doprowadzonego 300 W, $27,5 \text{ dm}^3\text{h}^{-1}$ przy strumieniu 600 W i $40 \text{ dm}^3\text{h}^{-1}$ dla strumienia 900 W.

5. Podsumowanie

Badania laboratoryjne potwierdziły możliwość stosowania dwóch czynników roboczych w obiegu. Zaproponowane urządzenie pracowało stabilnie w zakresie mocy źródła ciepła 300÷900 W. Dalsze działania koncentrują się na przystosowaniu modelu laboratoryjnego do współpracy z instalacją o wysokości powyżej 10 m. Planowane są również eksperymenty, w których grzałka elektryczna zostanie zastąpiona kolektorem słonecznym.

Literatura

- [1] Bazzo E., Riehl R.: Operation characteristics of a small-scale capillary pumped loop, *Appl. Thermal Eng.*, 23 (2003) 687-705.
- [2] Beni G. de, Friesen R.: Spontaneous downward heat transport comparison tests of an improved system, *Solar Energy*, 50 (1993) 27-34.
- [3] Bienert W., Pravda M.: Down-pumping heat pipes. Google Patents, 1977, <http://www.google.com/patents/US4050509> [dostęp: 28 marca 2014 r.].
- [4] Dobriansky Y., Yohanis Y.: Cyclical reverse thermosiphon, *Arch. Thermodynamics*, 31 (2010) 3-32.
- [5] Dobriański J., Chludziński D., Duda M., Piechocki J., Samsel M., Wójcik R., Sposób samoczynnego przekazywania ciepła w kierunku odwrotnym do konwekcji naturalnej i urządzenie do samoczynnego przekazywania ciepła w kierunku odwrotnym do konwekcji naturalnej, WYN: 217073, 2010.
- [6] Faghri A.: Heat pipe science and technology, Taylor & Francis, Washington, DC, 1995.
- [7] Filippeschi S.: On periodic two-phase thermosyphons operating against gravity, *Int. J. Thermal Sci.*, 45 (2006) 124-137.
- [8] Hedstrom J. C.: Vapor phase heat transport systems, 1984.
- [9] Kadoguchi K., Yamazaki M.: Intermittent heat transportation by discharge of accumulated vapor, *Appl. Thermal Eng.*, 24 (2004) 2761-2775.
- [10] Koito Y., Ahamed M. S., Harada S., Imura H.: Operational characteristics of a top-heat-type long heat transport loop through a heat exchanger, *Appl. Thermal Eng.*, 29 (2009) 259-264.
- [11] Koito Y., Ikemizu Y., Tomimura T., Mochizuki M., A vapor-pressure-driven heat pipe for sideward long-distance heat transport, *Frontiers Heat Pipes*, 1 (2010) 1-7.
- [12] Nasonov E. A., Bondarenko I.: Heat-transmission device for solar heating systems, *Appl. Solar Energy*, 16 (1980) 59-64.
- [13] Pastukhov V., Maidanik Y., Vershinin C., Korukov M.: Miniature loop heat pipes for electronics cooling, *Appl. Thermal Eng.*, 23 (2003) 1125-1135.

- [14] Peterson G.: An introduction to heat pipes. Modeling, testing and applications, Wiley series in thermal management of microelectronic and electronic systems, Wiley, New York, 1994.
- [15] Vasiliev L. L.: Heat pipes in modern heat exchangers, Appl. Thermal Eng., 25 (2005) 1-19.

CYCLICAL REVERSE THERMOSIPHON WITH TWO WORKING MEDIA

S u m m a r y

A two-phase reverse thermosiphon is a device which allows for passive a heat transfer while heat source is situated above the delivery point. In the paper an analysis of the two-phase reverse thermosiphon operating with two working media and the use of liquid phase one of them as a heat carrier was presented. The investigated equipment was consisted of two vessels and electric heating element connected to lower working vessels in the order to simulate of the heat source. The vessels are situated one above another and placed in contained to which the heat was transferred. The research was performed in the conditions of transient water heating in a container and steady-state heat flux at the three various levels of 300W, 600W and 900W led to the lower working vessel. Heat was transferred downwards at a distance of 1.5m. Depending on the heat flux supplied to the device, average flow velocity of liquid in the cycle was 18.6; 27.5 and 40 dm^3h^{-1} for the temperature difference 11; 15.6 and 16°C, respectively.

Keywords: passive heat transport, two-phase thermosyphon, cyclical reversed thermosyphon, thermosiphon with two working media

DOI: 10.7862/rm.2014.20

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Piotr DUDA¹

EKSPERYMENTALNA WERYFIKACJA METODY ROZWIĄZYWANIA ODWROTNEGO PROBLEMU PRZEWODZENIA CIEPŁA

W elementach urządzeń energetycznych bardzo często pojawiają się problemy z określeniem niektórych warunków brzegowych. Przybliżone oszacowanie trudnych do określenia warunków brzegowych, w celu rozwiązania problemu metodą bezpośrednią, może doprowadzić do istotnych błędów. W niniejszej pracy przedstawiona zostanie metoda odwrotna, pozwalająca na możliwie dokładne wyznaczenie nieustalonego pola temperatury pomimo nieokreślonych niektórych cieplnych warunków brzegowych. Metoda oparta jest na bilansowej metodzie elementów skończonych. Metoda może być zastosowana przy rozwiązywaniu prostych zagadnień jednowymiarowych oraz prostych i skomplikowanych zagadnień dwuwymiarowych. Przedstawione będą dwie doświadczalne weryfikacje metody: jednowymiarowa i dwuwymiarowa.

Słowa kluczowe: wymiana ciepła, metody odwrotne, identyfikacja, monitorowanie

1. Sformułowanie metody

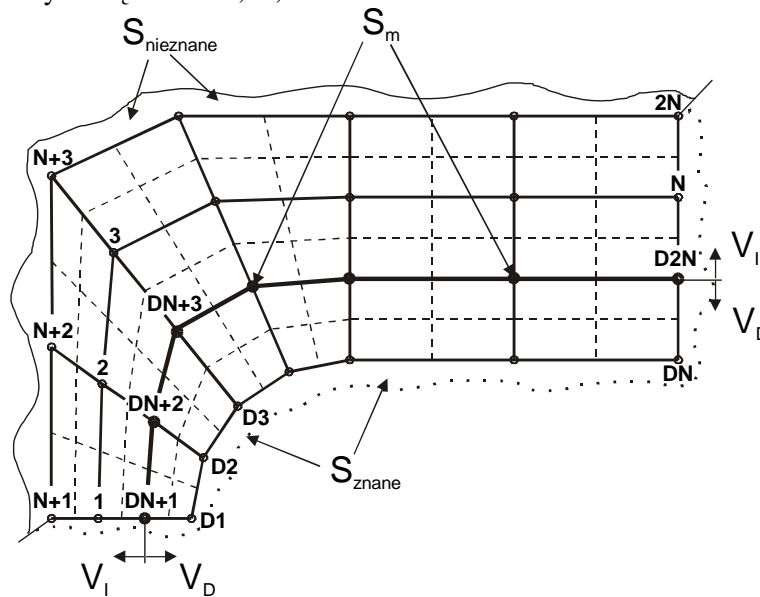
Analizowany obszar ma znany warunek brzegowy tylko na części brzegu (rys.1). W celu rozwiązania takiego problemu wprowadzone zostały do analizy dodatkowe punkty pomiaru temperatury. Tak postawione zagadnienie jest źle uwarunkowane i nosi nazwę odwrotnego problemu brzegowego przewodzenia ciepła. Założono, że wszystkie punkty pomiarowe umieszczone są na powierzchni S_m , która dzieli rozpatrywany obszar na podobszar bezpośredni V_D i odwrotny V_I . Najpierw obliczony jest czasowo-przestrzenny rozkład temperatury w obszarze bezpośrednim V_D poprzez zapisanie i rozwiązanie równań bilansu we wszystkich węzłach $D=D2N$, przy wykorzystaniu bilansowej metody elementów skończonych [1].

¹ Autor do korespondencji: Piotr Duda, Politechnika Krakowska, al. Jana Pawła II 37 31-864 Kraków, tel. +48 12 628 33 47, pduda@mech.pk.edu.pl

Rozwiązanie problemu odwrotnego zaczyna się od zapisania równania bilansu dla węzła $i=DN+1$. W ogólnym przypadku M elementów może mieć ten węzeł. Ponadto zakłada się, że temperatura w tymże węźle jest temperaturą średnią w objętości skończonej przyporządkowanej do niego. Równanie dla węzła i przyjmuje następującą postać

$$V_i c(T_i) \rho(T_i) \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j=1}^M Q_{ij} \quad (1)$$

gdzie V_i jest objętością obszaru kontrolnego przyporządkowanego węzłowi i , a Q_{ij} – strumieniem ciepła obliczonym dla j -tej części obszaru kontrolnego o objętości V_i , znajdującej się wewnątrz elementu skończonego j . W przypadku pokazanym na rys. 1. w równaniu bilansu dla węzła $i=DN+1$ pojawiają się temperatury z węzłów $i=1, 2, DN+2, D2, D1$. W jednym równaniu występują więc dwie niewiadome temperatury w węzłach $i=1, 2$. Jednakże zapisanie układu N równań bilansowych dla węzłów $i=DN+1, \dots, D2N$ umożliwia obliczenie temperatury w węzłach $i=1, \dots, N$.



Rys. 1. Odwrotny problem brzegowy przewodzenia ciepła, S_{znane} – powierzchnia ze znanym warunkiem brzegowym, $S_{nieznane}$ – powierzchnia z nieznanym warunkiem brzegowym, S_m – powierzchnia, na której umieszczone są punkty pomiaru temperatury, V_D – obszar bezpośredni, V_I – obszar odwrotny

Fig. 1. Inverse boundary problem of heat conduction; S_{known} – surface with known boundary condition; $S_{unknown}$ – surface with unknown boundary condition; S_m – surface on which temperature measurement points are located; V_D – direct region; V_I – inverse region

Jeśli własności materiału λ , c , ρ zależą od temperatury, to układ równań może być rozwiązany w sposób iteracyjny. W pierwszej iteracji zakłada się, że

$$T_k^{(0)} = T_{DN+k}, \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (2)$$

Rozwiązanie układu równań pozwala na wyznaczenie $T_k^{(1)}$, $k = 1, 2, \dots, N$. Iteracje prowadzone są tak długo, dopóki nie zostanie spełniony warunek

$$\left| \frac{T_k^{(n+1)} - T_k^{(n)}}{T_k^{(n+1)}} \right| \leq \varepsilon, \quad n = 0, 1, 2, \dots, \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (3)$$

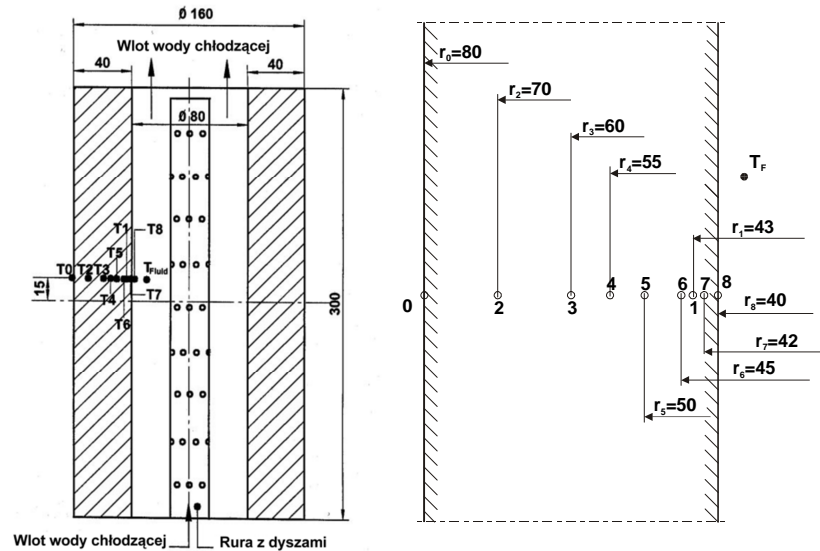
Jeśli temperatury w węzłach $i=1 \div N$ są obliczone, to opracowaną metodę odwrotną można zastosować jeszcze raz do wyznaczenia temperatur w węzłach $i=N+1 \div 2N$.

Rozwiązanie odwrotnego problemu brzegowego jest bardzo trudne, ponieważ obliczane temperatury w obszarze odwrotnym są bardzo wrażliwe na błędy popełnione podczas obliczeń w obszarze bezpośrednim lub podczas pomiaru temperatury na powierzchni S_m . Błędy obliczeniowe lub pomiarowe mogą spowodować niestabilność obliczeń objawiającą się dużymi oscylacjami temperatury w czasie. Problem ten rozwiązano poprzez wygładzanie zmierzonych lub obliczonych temperatur za pomocą wielomianów Grama [2,5].

2. Weryfikacja eksperymentalna proponowanej metody

2.1. Eksperymentalna weryfikacja w zagadnieniu jednowymiarowym

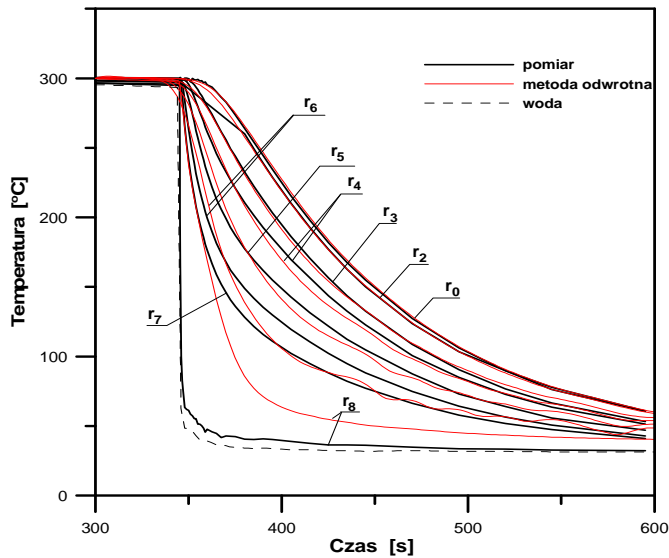
W niniejszej pracy przedstawione zostały dwa doświadczenia, których celem była eksperymentalna weryfikacja zaproponowanej metody odwrotnej w zagadnieniu jednowymiarowym i dwuwymiarowym. Weryfikację proponowanej metody przeprowadzono w grubościennym cylindrze o wymiarach: średnica zewnętrzna $d_z = 0,16$ m; grubość ścianki $g = 0,04$ m (rys.2) [3]. Został on wykonany ze stali 17 MoV 8 4. Wewnątrz cylindra umieszczono rurę z zainstalowanymi dyszami, których celem było zapewnienie jednolitego chłodzenia na całej jego wewnętrznej powierzchni. Na zewnętrznej powierzchni zainstalowano elektryczny system grzejny, który przykryto izolacją cieplną. W wybranych punktach na grubości ścianki oraz na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej zainstalowane zostały termoelementy. Położenie ich pokazano na rysunku 2. Przyjęto zależne od temperatury własności termofizyczne dla stali 17 MoV 8 4. Pusty model zbiornika ciśnieniowego został podgrzany za pomocą systemu grzejnego do temperatury 300°C.



Rys. 2. Model zbiornika ciśnieniowego oraz położenie termoelementów na grubości ścianki
 Fig. 2. Model of a pressure vessel and the position of thermocouples through the wall thickness

Następnie model nagle schłodzono zimną wodą. Wodę doprowadzono z dołu za pomocą rury zainstalowanej wewnątrz cylindra, po czym wtłoczono przez system dysz na całą jego wewnętrzną powierzchnię. Ciśnienie w cylindrze było utrzymywane na poziomie 5 MPa podczas całego eksperymentu. Przebiegi temperatury w wybranych punktach cylindra i historia temperatury wody zostały zarejestrowane na komputerze za pomocą układu akwizycji danych. Zmierzone przebiegi przedstawiono na rysunku 3.

Następnie zmierzony przebieg temperatury na powierzchni zewnętrznej cylindra, który oznaczono punktem nr 0 na rysunku 2, został wykorzystany jako jedna z danych pomiarowych dla proponowanej metody. Ściankę cylindra podzielono na 9 objętości skończonych. Porównanie obliczonych i zmierzonych przebiegów temperatury w wybranych węzłach przedstawiono na rysunku 3. Można zauważyć, że zgodność zmierzonych i obliczonych temperatur jest wysoka. Pewne różnice występują blisko powierzchni wewnętrznej i na tej powierzchni. Zmierzona temperatura powierzchni wewnętrznej jest niższa od obliczonej. Powodem jest inny sposób pomiaru. W przeciwieństwie do termopar, mierzących temperaturę na grubości ścianki, które zostały zainstalowane poprzez wywiercenie otworów od powierzchni zewnętrznej, temperatura powierzchni wewnętrznej jest mierzona za pomocą termopary zainstalowanej bezpośrednio na tej powierzchni. Z tego powodu jej temperatura jest bliższa temperaturze płynu niż rzeczywistej temperaturze powierzchni wewnętrznej.

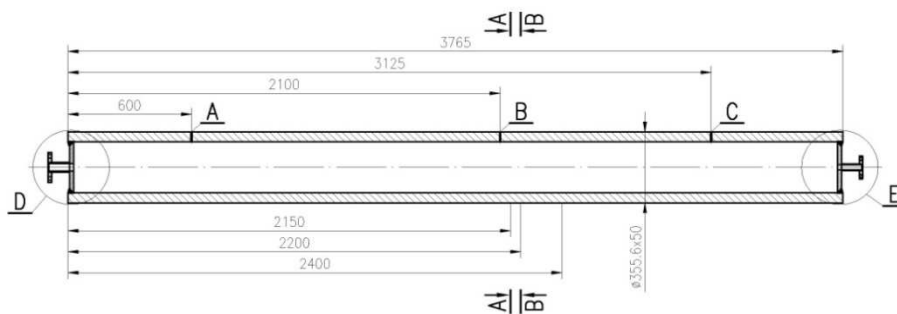


Rys. 3. Porównanie zmierzonych i obliczonych temperatur w węzłach 2, 3, 4, 5, 6 i 8 (rys. 2)

Fig. 3. Comparison of measured and calculated temperature at the nodes 2, 3, 4, 5, 6, 8 (fig. 2)

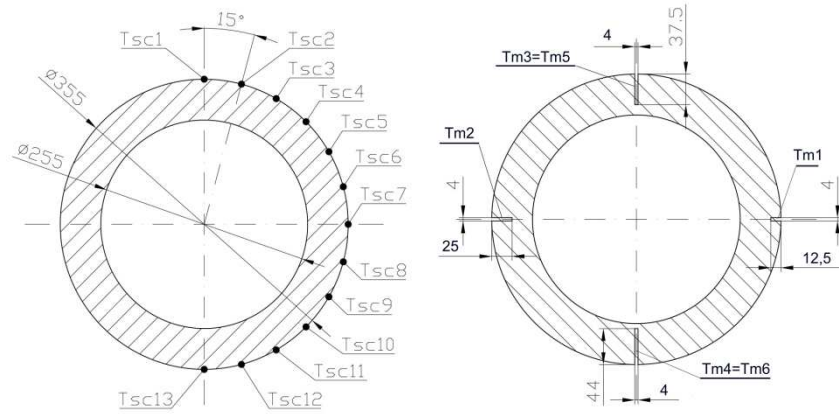
2.2. Eksperymentalna weryfikacja w zagadnieniu dwuwymiarowym

Badania przeprowadzono podczas procesu nagrzewania kolektora parowego znajdującego się w Laboratorium Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej [4]. Kolektor parowy wykonany z żarowytrzymałej stali P91 o wymiarach: $D_z = 355$ mm, $D_w = 255$ mm. pokazano na rysunku 4. W punktach A, B oraz C zamontowane zostały przemysłowe czujniki temperatury do pomiaru temperatury pary. W przekroju A-A zamocowane zostały termopary mierzące temperaturę powierzchni zewnętrznej natomiast w przekroju B-B realizowany jest pomiar temperatury ścianki na czterech różnych głębokościach (rys. 5).



Rys. 4. Przekrój wzdłużny kolektora parowego, na podstawie [4]

Fig. 4. The longitudinal section of a steam header, based on [4]

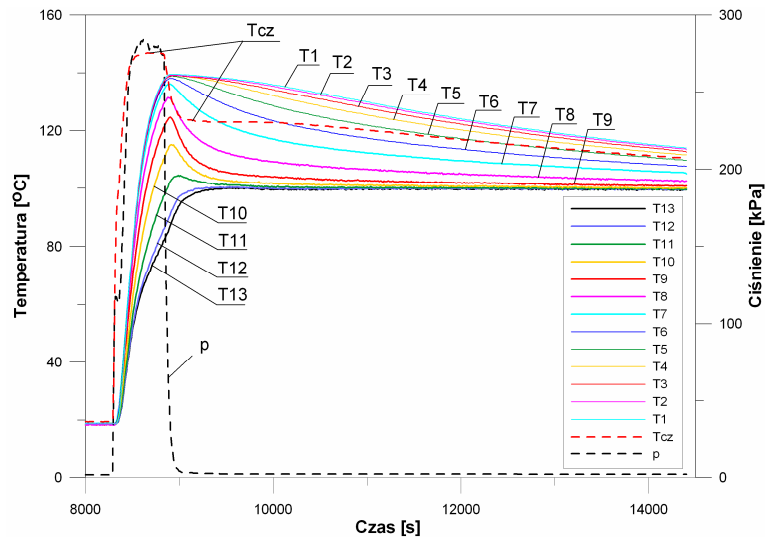


Rys. 5. Przekrój poprzeczny kolektora parowego A-A i B-B

Fig. 5. The cross section of a steam header A-A and B-B

Do pomiaru temperatury na grubości ścianki wykorzystywane są cztery termopary płaszczone NiCr-NiAl o średnicy 3 mm rozmieszczone co 90° na różnych głębokościach na obwodzie w odległości 2200 mm od wlotu pary.

Na stanowisku laboratoryjnym przeprowadzono nagrzewanie kolektora przepuszczając przez niego parę otrzymaną z kotła. Przebieg temperatury i ciśnienia pary przepływającej przez kolektor pokazano na rys. 6.

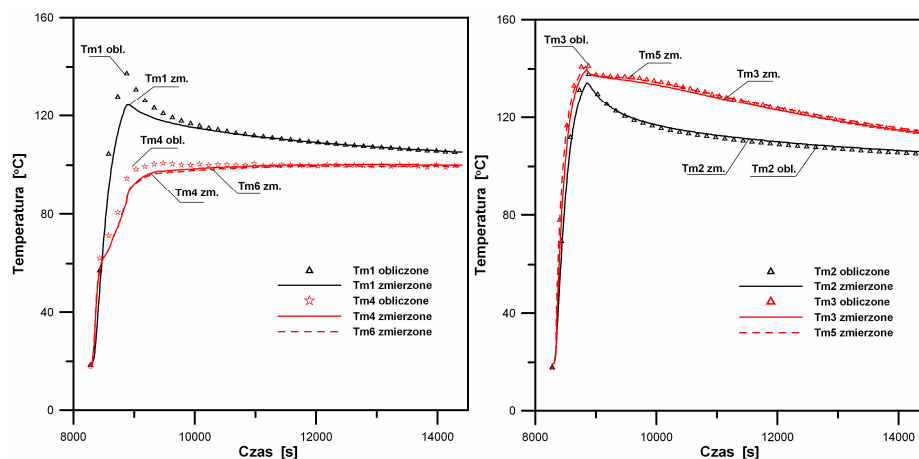


Rys. 6. Zmierzone przebiegi ciśnienia i temperatury pary oraz temperatury kolektora w trzynastu punktach na zewnętrznej powierzchni (1- punkt górny, 13-punkt dolny)

Fig. 6. Measured steam pressure, steam temperature and temperature of a collector at thirteen points on the outer surface (1 - upper point, 13 - lower point)

Dodatkowo na rys. 6 pokazano przebiegi zmierzonej temperatury kolektora w trzynastu punktach na jego zewnętrznej izolowanej cieplnie powierzchni. Opracowana metoda odwrotna zastosowana została do odtworzenia nieustalonego pola temperatury w przekroju kolektora na podstawie zmierzonych przebiegów temperatury w trzynastu punktach na jego powierzchni zewnętrznej.

Otrzymany nieustalony rozkład temperatury zweryfikowano następnie przez porównanie przebiegów temperatury w tych punktach wewnątrz ścianki kolektora, w których mierzone były temperatury. Miejsca pomiaru temperatury ścianki na różnych głębokościach pokazano na rys. 5. Porównanie obliczonych i zmierzonych przebiegów temperatury przedstawiono na rys. 7.



Rys. 7. Porównanie zmierzonych i obliczonych temperatur w punktach na grubości kolektora

Fig. 7. Measured and calculated temperatures at points through the steam header thickness

Większe różnice pojawiają się jedynie w przypadku temperatury $Tm1$ zmierzonej blisko powierzchni zewnętrznej. Są one spowodowane gorszą izolacją cieplną z tej strony kolektora.

3. Wnioski

W artykule przedstawiono metodę rozwiązywania odwrotnego problemu przewodzenia ciepła sformułowaną przy wykorzystaniu bilansowej metody elementów skończonych. W pracy pokazano doświadczalne weryfikacje proponowanej metody. Dla weryfikacji jednowymiarowej można zauważyć dużą zgodność zmierzonych i obliczonych temperatur. Pewne różnice występują blisko powierzchni wewnętrznej i na tej powierzchni. Weryfikację dwuwymiarową przeprowadzono dla identyfikacji nieustalonego pola temperatury w przekroju kolektora parowego na podstawie zmierzonych przebiegów temperatury w trzynastu punktach na jego zewnętrznej, izolowanej powierzchni. Otrzymany

nieustalony rozkład temperatury zweryfikowano następnie przez porównanie przebiegów temperatury w tych punktach wewnątrz ścianki kolektora, w których mierzone były temperatury. Dla weryfikacji dwuwymiarowej otrzymano również dużą zgodność zmierzonych i obliczonych temperatur.

Literatura

- [1] Duda P.: Monitorowanie ciepłno-wytrzymałościowych warunków pracy ciśnieniowych elementów urządzeń energetycznych. Monografia PK, z. 81, Kraków 2004.
- [2] Duda P.: Metoda krocząca do rozwiązywania nieliniowych odwrotnych zagadnień wymiany ciepła, praca doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 1997.
- [3] Duda P., Taler J., Roos E.: Inverse Method for Temperature and Stress Monitoring in Complex-Shape-Bodies, Nuclear Eng. Design, 3960 (2003) 1-17.
- [4] Sobota T.: Stanowisko do badań komputerowych układów do ciągłego nadzoru eksploatacji kotłów energetycznych, WTiUE, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Praca pod redakcją J. Talera, Kraków 2007, s. 577-586.
- [5] Taler J., Duda P.: Rozwiązywanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła, WNT, Warszawa 2003.

EXPERIMENTAL VERIFICATION OF THE METHOD FOR SOLVING AN INVERSE HEAT CONDUCTION PROBLEM

Summary

In some elements of power equipment occur problems with identifying some boundary conditions. Approximate estimate of a difficult to determine boundary condition, in order to solve the problem by using direct method, can lead to significant errors. In this paper, the reverse method is presented which can be used for possible accurate determination of the transient temperature field in spite of some unspecified thermal boundary conditions. The method can be used for solving simple one-dimensional problems and both simple and complex two-dimensional problems. Two experimental verifications of the proposed method are shown in this paper: one-dimensional and two-dimensional.

Keywords: heat transfer, inverse methods, identification, monitoring

DOI: 10.7862/rm.2014.21

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Piotr DZIERWA¹

OPTIMUM HEATING OF BOILER DRUMS

In a paper, a method for determining time-optimum medium temperature changes is presented. The heating of the pressure elements will be conducted so that the circumferential stress caused by pressure and fluid temperature variations at the edge of the opening at the point of stress concentration, does not exceed the allowable value. In contrast to present standards, the stress distribution at two points at the edge of the hole is taken into consideration. Optimum fluid temperature changes are approximated by simple time functions. The temperature of medium at the beginning of the heating process was varied steeply and then the temperature was increased with a constant rate.

Keywords: thermal stresses, inverse heat conduction problem, pressure vessels, boiler standards

1. Introduction

The major limiting factor relevant to fast steam boiler start-ups are the maximum allowable thermal stresses in thick-walled components such as headers of superheaters and reheaters, boiler drum and T and Y shaped junctions in steam pipelines [1-2]. Optimization of heating and cooling of thick boiler components is the subject of many studies [3-5], since too rapid heating or cooling element causes high thermal stresses. The heating rates: v_{T1} for pressure p_1 and v_{T2} for pressure p_2 can be determined in accordance with the German TRD 301 boiler regulations [6], or the European Standard EN 12952-3 [7] from the following equation

$$\left| \alpha_m (p - p_o) \frac{d_{in} + s}{2s} + \alpha_r \frac{E\beta}{1-\nu} c\rho \frac{v_T s^2}{k} \phi_w \right| \leq |\sigma_a| \quad (1)$$

The second term in eq. (1) represents a thermal circumferential stress at the hole edge at the point P₁ (Fig.1) assuming the quasi-steady state temperature distribution in the component. The quasi-steady distribution of temperature occurs in the wall of the component after heating the component for a long period of time at

¹ Piotr Dzierwa, Politechnika Krakowska, Al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków, tel. 12 6283554, e-mail: pdzierwa@wp.pl

the constant rate [8]. Both standards do not allow for abrupt changes in fluid temperature which is their major drawback. Stress concentration coefficient α_p for internal pressure-caused stresses can be determined from approximate equations based on experimental results or by means of the Finite Element Method (FEM).

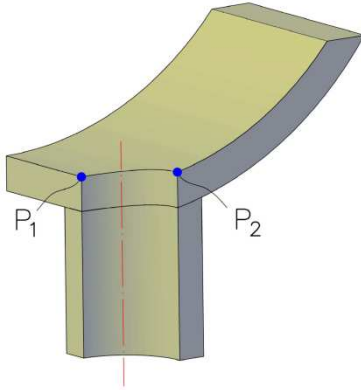


Fig. 1. Pressure vessel – connector junction; location of points P_1 and P_2

The coefficient ϕ_w depends only on the diameter ratio and can be determined from the following expression

$$\phi_w = \frac{1}{8} \frac{(\omega^2 - 1)(3\omega^2 - 1) - 4\omega^4 \ln \omega}{(\omega^2 - 1)(\omega - 1)^2} \quad (2)$$

which was derived from the assumed quasi-steady state of the wall temperature distribution. Once v_{T1} for p_1 and v_{T2} for p_2 is determined according to TRD boiler regulations, the value of the allowable medium temperature change rate $v_T = dT_f/dt$ for arbitrary pressure $p_1 \leq p \leq p_2$ can be determined by means of the linear interpolation from the following formula

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{p_2 v_{T1} - p_1 v_{T2}}{p_2 - p_1} + \frac{v_{T2} - v_{T1}}{p_2 - p_1} p(T_f) \quad (3)$$

Initial condition has the form $T(t = 0) = T_0$. TRD regulations assume that the thermal stress concentration coefficient, on the edge of a hole, is constant and is equal to $\alpha_T = 2$. From stress calculations conducted by means of FEM, however, one can deduce that the value of this coefficient in the quasi-steady state is not constant and depends, to a large extent, on the value of heat transfer coefficient h at the inner surface of a construction element. The European Standard EN 12952-3 has been improved by introducing a variable stress concentration factor α_T . The factor α_T depends on the heat transfer coefficient h at the vessel inner surface. The

determination of allowable temperature change rates of a fluid in a quasi-steady state can be rendered more accurate when α_T is determined from FEM stress analysis. When the fluid in the pressure component is saturated steam, saturated water or steam-water mixture, then the fluid pressure depends on the saturation temperature. The paper presents a new method of determining the optimum fluid temperature changes during heating and cooling of thick walled pressure vessels weakened by holes. Optimum temperature curve is determined from the condition that the total circumferential stress, caused by the thermal load and pressure, at the edge of the hole at the point P₂ (Fig. 1) is equal to the allowable stress. Current standards limit the boiler heating rate taking into account the stress at the point P₁, because at this point there is the greatest concentration of the circumferential stress caused by pressure. However, during pressure vessel heating, the stresses due to pressure are tensile while the stresses from the thermal load are compressive and they compensate each other. At the same heating rate of the pressure element during boiler start-up, total circumferential or equivalent stress at the point P₁ is smaller than the corresponding stress at the point P₂. This is due to much lower concentration of stress from pressure at the point P₂. In determining the optimum heating rate or the optimum time changes of fluid temperature in the vessel when with temperature increases the pressure, one must take into account the point P₂.

2. Mathematical formulation of the problem

The previous optimization analysis shows [4-5] that the optimum fluid temperature changes $T_f(t)$ obtained from the solution of the Volterra integral equation of the first kind, can be well approximated by (Fig. 2a)

$$T_f = T_0 + a + bt + c/t \quad (4)$$

At first, the optimum fluid temperature changes are approximated by the function $T_f(t)$ (Fig. 2b)

$$T_f = T_0 + a + bt \quad (5)$$

which can easily be carried out in practice. The symbols in Eq. (5) stand for: a – initial stepwise temperature increase, b – constant rate of fluid temperature changes. The optimum values of parameters a , b and c appearing in the function (4) or the parameters a and b in the function (5) will be determined from the condition

$$\sigma_\varphi(\mathbf{r}_2, t_i) \cong \sigma_a, \quad i = 1, \dots, n_i \quad (6)$$

The parameters a and b will be determined by the method of least squares. The sum of squared differences of the calculated circumferential stress: $\sigma_\varphi = S + \sigma_p$ and allowable stresses σ_a at the point P_2 for the selected n_t time points should be minimum

$$\sum_{i=1}^{n_t} \left[\int_0^{t_i} T_f(\theta) \frac{\partial u(\mathbf{r}_{P_2}, t - \theta)}{\partial t} d\theta + \alpha_m (p - p_a) \frac{d_{in} + s}{2s} - \sigma_a \right]^2 = \min \quad (7)$$

Fluid temperature $T_f(\theta)$ in the sum (7) was assumed as a function (4) or (5). Problem of seeking a minimum of function (3) is a parametric least squares problem. Parameters $x_1 = a$, $x_2 = b$, $x_3 = c$ in the function (4), or parameters $x_1 = a$ and $x_2 = b$ in the function (5) are to be searched. Parameter values at which the sum of squares (7) is a minimum have been determined by the Levenberg - Marquardt method [9].

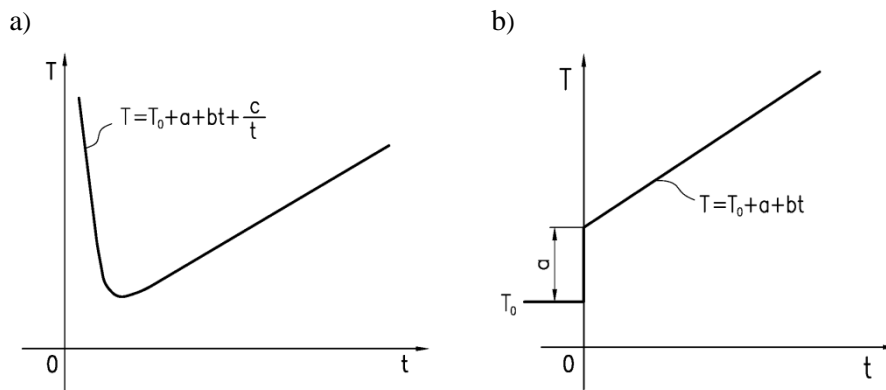


Fig. 2. Functions using for approximation of optimum time changes of fluid temperature; a) function defined by eq. (4), b) function defined by eq. (5)

3. Results of calculations

Optimum fluid temperature changes during warm-up of the boiler drum with an inner diameter $d_{in} = 1700$ mm and wall thickness $s = 90$ mm were determined. The inner diameter of the downcomer is $d_{wo} = 90$ mm and wall thickness $s_o = 6$ mm. The following properties of steel were adopted for the calculation: $k = 42$ W/(m·K); $c = 538.5$ J/(kg·K); $\rho = 7800$ kg/m³; $E = 1.96 \cdot 10^{11}$ N/m²; $\beta = 1.32 \cdot 10^{-5}$ 1/K, and $\nu = 0.3$. The heat transfer coefficient on the inner surface of the drum and downcomer is: $h = 1000$ W/(m²·K). Allowable stress is: $\sigma_a = -138.7$ MPa. The allowable stress σ_a for the boiler start-up was determined assuming 2000 boiler start-ups from a cold state [6]. The outer surface of the

drum and downcomer are thermally insulated. Stress concentration factor for the circumferential stress caused by the pressure at the point P_2 was determined by finite element method (FEM) and is: $\alpha_m = 0.51$.

Optimum fluid temperature changes were estimated using the influence function for the heat transfer coefficient, $h = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. The course of circumferential stress at the point P_2 as a function of time, which is required to apply the method of Levenberg - Marquardt, was determined using the FEM. The optimum fluid temperature changes have been determined for the pressureless state $p_n = 0 \text{ MPa}$ and for design operation pressure $p_n = 10.87 \text{ MPa}$. The optimum fluid temperature changes described by function (4) are presented in Figure 3a. Figure 3b depicts the optimum fluid temperature changes approximated by the function (5). The initial jump of the temperature is 48.6 K for gauge pressure $p_n = 0 \text{ MPa}$, and 51.2 K for $p_n = 10.87 \text{ MPa}$. The analysis of the results illustrated in figures 3a and 3b indicates that the drum pressure has little effect on the optimum time changes of the fluid temperature. This is due to small value of the stress concentration coefficient at the point P_2 for the stress caused by the pressure, which is only $\alpha_m = 0.51$.

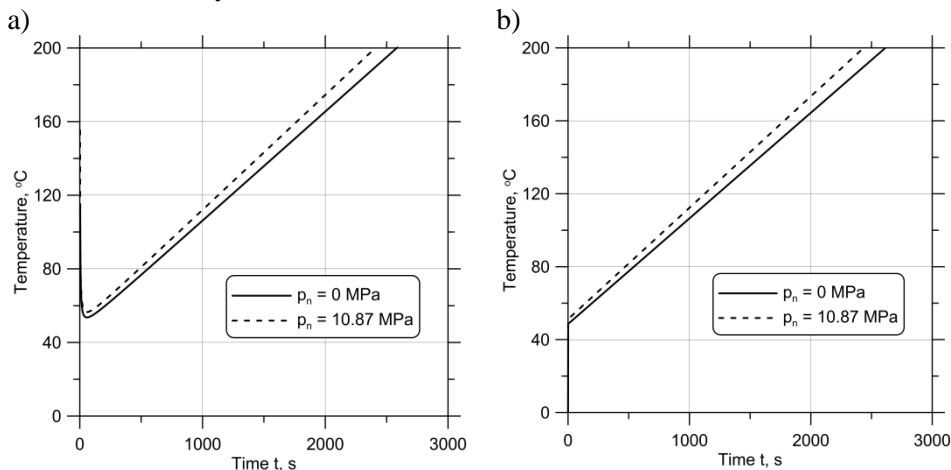


Fig. 3. Optimum time changes of water temperature $T_f(t)$ in the drum; a) approximated by function defined by eq. (4), b) approximated by function defined by eq. (5)

Plots of summary circumferential stress during the optimum heating process at the edge of the hole at points P_1 and P_2 as a function of time are presented in Figures 4 and 5. During the start-up the total circumferential stress at the point P_1 caused by thermal load and the pressure is lower than at the point P_2 . Small excesses over the allowable stresses at the point P_2 result from the assumed forms of the functions given by equation (4) or (5). In the case of function (4) the total stress at the point P_2 is very close to the allowable stress.

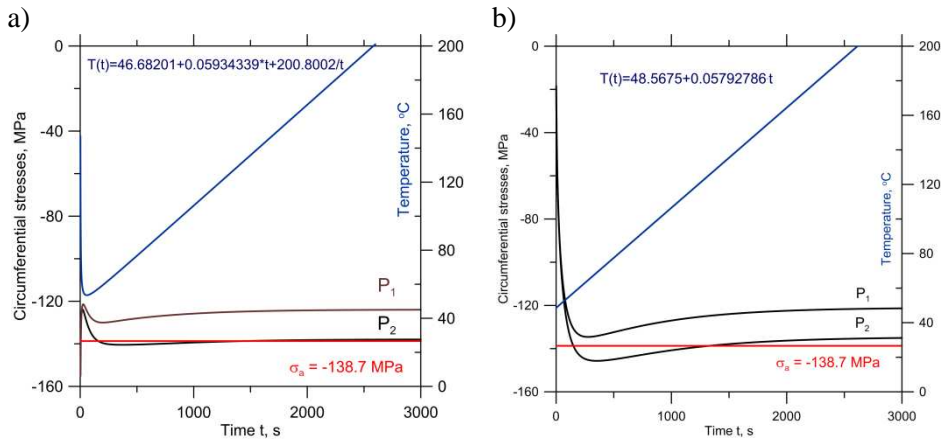


Fig. 4. Total circumferential stress due to pressure and thermal load at points P_1 and P_2 during optimum drum heating for $p_n = 0$ MPa; a) $T_j(t)$ approximated by function defined by eq. (4), b) approximated by function defined by eq. (5)

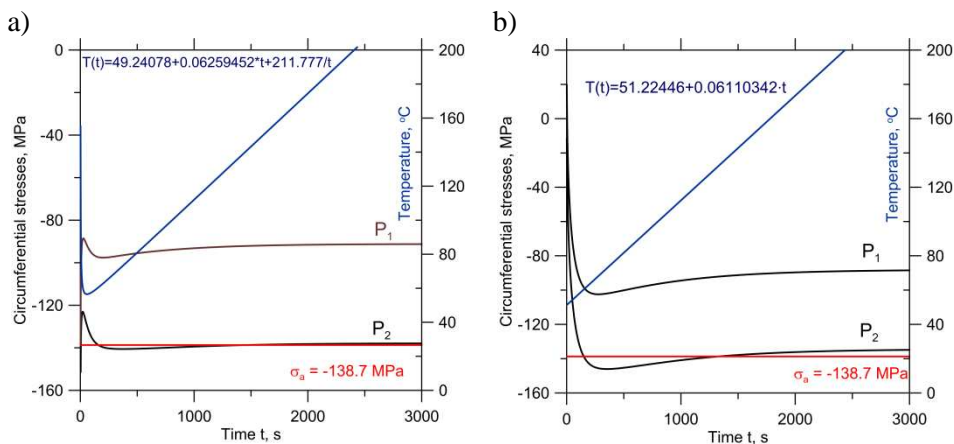


Fig.5. Total circumferential stress due to pressure and thermal load at points P_1 and P_2 during optimum drum heating for $p_n = 10.87$ MPa; a) $T_j(t)$ approximated by function defined by eq. (4), b) approximated by function defined by eq. (5)

Only at the beginning of the heating total stresses are slightly smaller than the allowable stress. When the optimum fluid temperature is prescribed by the ramp function (5), then the allowable stress is exceeded a little more at the beginning of the heating process (Figs. 4b and 5b). This is due to too simple form of the function (5) approximating the optimum temperature changes. However, the process of optimum fluid temperature changes, which is characterized by an initial temperature jump above the initial temperature of the pressure element and further increasing the temperature with a constant rate, is easy to implement

in practice. The initial temperature jump is easy to conduct in practice by flooding the vessel with a hot water. Heating the drum with a constant rate can also be easily performed in practice. In the case of the drum boiler water temperature in the evaporator can be raised with a constant rate controlling the flow of the fuel mass supplied to the combustion chamber. From a mathematical point of view, it is possible to find a better form of the function approximating the optimum fluid temperature changes, it is however difficult to carry out in practice.

4. Conclusions

The method for optimizing the start-up process presented in the paper can be used to determine the optimum fluid temperature during heating steam boiler drums in fossil power plants and pressure vessels of nuclear reactors. In contrast to present standards, two points at the edge of the opening are taken into consideration. Because of the high thermal circumferential stress occurring at the point P_2 at the opening edge that is not sufficiently compensated by the tensile circumferential stress caused by the pressure, the circumferential stress at this point is critical for optimum heating of the pressure vessel. The compressive thermal stress at the point P_2 is compensated to a small extent by the tensile stress due to the pressure since the circumferential stress from the pressure at the point P_2 is almost five times smaller compared to the corresponding stress at the point P_1 . The optimum temperature and pressure changes during heating of the pressure vessel should be determined with respect to the total circumferential stress at the point P_2 , and not, as in the existing standards due to the stress at the point P_1 . Optimum fluid temperature changes are assumed in the form of simple time functions. For practical reasons the optimum temperature in the ramp form is preferred. It is possible to increase the fluid temperature stepwise at the beginning of the heating process and then the fluid temperature can be increased with a constant rate. The rapid jump in the drum water temperature at the beginning of the boiler start-up may be obtained by filling the drum with hot water. By the stepwise increase in fluid temperature, heating time of the pressure vessel is shorter than heating time resulting from the calculations according to EN 12952-3 European Standard.

References

- [1] Taler J., Węglowski B., Zima W., Grądziel S., Zborowski, M.: Analysis of thermal stresses in a boiler drum during start-up, *Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technol.*, 121 (1999) 84-93.
- [2] Krüger K., Franke R., Rode M.: Optimization of boiler start-up using a nonlinear boiler model and hard constraints, *Energy*, 29 (2004) 2239-2251.
- [3] Dzierwa P.: Optimum heating of pressure components of complex shape, Chapter in: *Encyclopedia of Thermal Stresses*, ed. R. Hetnarski, Springer, 2013.

- [4] Taler J., Dzierwa P., Taler D.: Optimum heating of pressure components of large steam boilers, *Forschung im Ingenieurwesen (Engineering Research)*, 73 (2009) 183-192.
- [5] Taler J., Dzierwa P.: A new method for optimum heating of steam boiler pressure components, *Int. J. Energy Research*, 35 (2011) 897-908.
- [6] TRD 301: Zylinderschalen unter innerem Überdruck. Technische Regeln für Dampfkessel (TRD), Heymanns Beuth, Köln-Berlin, 2001, pp. 143-185.
- [7] EN 12952-3: Water-tube boilers and auxiliary installations - Part 3: Design and calculation for pressure parts, European Committee for Standardization, 2012.
- [8] Dzierwa P.: Quasi-steady-state approach for solving transient heat conduction problems, Chapter in: *Encyclopedia of Thermal Stresses*, ed. R. Hetnarski, Springer, 2013.
- [9] Press W. H., Teukolsky S. A., Vetterling W. T., Flannery B.P.: Numerical recipes in Fortran 77. The art of scientific computing, Second Edition, Cambridge University Press, New York 2006.

OPTYMALNE NAGRZEWANIE KOTŁÓW WALCZAKOWYCH

Streszczenie

W pracy przedstawiono sposób wyznaczania optymalnych zmian temperatury czynnika. Nagrzewanie elementów ciśnieniowych jest prowadzone w taki sposób, aby obwodowe naprężenie na krawędzi otworu w punkcie koncentracji wywołane ciśnieniem i zmianami temperatury czynnika, nie przekraczały wartości dopuszczalnej. W przeciwieństwie do aktualnych norm, analizowany jest rozkład naprężeń w dwóch punktach na krawędzi otworu. Optymalne zmiany temperatury płynu przybliżane są w formie prostych funkcji czasu. Temperatura czynnika na początku procesu nagrzewania zmienia się skokowo a następnie wzrasta ze stałą prędkością. Temperatura czynnika na początku procesu nagrzewania zmienia się skokowo, a następnie wzrasta ze stałą prędkością.

Słowa kluczowe: naprężenia cieplne, odwrotny problem przewodzenia ciepła, naczynia ciśnieniowe, przepisy kotłowe

DOI: 10.7862/rm.2014.22

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Agnieszka GARNYSZ¹
Zbigniew ZAPAŁOWICZ²

WPŁYW WARUNKÓW OTOCZENIA NA WYBRANE PARAMETRY CIEPLNE BASENU KĄPIELOWEGO Z RUCHOMYM ZADASZENIEM

W pracy przedstawiono wyniki pomiarów parametrów cieplnych przydomowego basenu kąpielowego z ruchomym zadaszeniem. Ruchoma osłona basenu wykonana jest z wygiętych płyt bezbarwnego przezroczystego poliwęglanu jednokomorowego umocowanych w konstrukcji aluminiowej. Pomiary przeprowadzono w obiekcie znajdującym się na terenie prywatnej posesji, zlokalizowanej w gminie Dobra Szczecińska, w okresie kończącym sezon użytkowania basenu. Zamontowana w obiekcie aparatura badawczo-rejestrująca pozwoliła na zmierzenie wartości charakterystycznych parametrów cieplnych rozpatrywanego basenu związanych z następującymi ośrodkami: woda w basenie, powietrze i powierzchnia płytek pod zadaszeniem, powietrze atmosferyczne, powierzchnia osłony oraz grunt w otoczeniu basenu. Dane były rejestrowane całodobowo, przez okres kolejnych 10 dni. Zarejestrowane dane pozwoliły na określenie zależności ujmujących wpływ warunków pogodowych: natężenia promieniowania słonecznego, temperatury i ciśnienia powietrza atmosferycznego oraz prędkości wiatru panujących w bliskim sąsiedztwie badanego obiektu na temperaturę wody oraz parametry powietrza pod osłoną (temperatura i wilgotność względna). Na podstawie analizy otrzymanych wyników badań stwierdzono, że średnia temperatura wody w basenie zależy przede wszystkim od wartości temperatury powietrza atmosferycznego. Badania doświadczalne wykazały także istotny wpływ temperatury powietrza atmosferycznego i natężenia promieniowania na parametry powietrza znajdującego się pod osłoną. Natomiast nie udało się określić wpływu ciśnienia i prędkości wiatru na parametry cieplne rozpatrywanych ośrodków.

Słowa kluczowe: basen otwarty, zadaszenia basenów, osłona przezroczysta, warunki atmosferyczne

¹ Autor do korespondencji: Agnieszka Garnysz, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, tel. 91 449 46 49, e-mail: agnieszka.garnysz@zut.edu.pl

² Zbigniew Zapałowicz, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, tel. 91 449 46 49, e-mail: zbigniew.zapalowicz@zut.edu.pl

1. Wprowadzenie

W ostatnich latach w Polsce wzrasta zainteresowanie prywatnymi, przydomowymi basenami zewnętrznymi. Mieszkańcy domów wolnostojących mogą wybierać w coraz szerszej ofercie basenów – od małych przenośnych basenów ogrodowych, poprzez konstrukcje wykonane z blachy aluminiowej lub stalowej, drewna, bądź tworzywa sztucznego, które są posadowione na ziemi, a kończą na obiektach o rozmaitych kształtach, budowanych jako baseny betonowe, stalowe lub z elementów prefabrykowanych i zagłębionych częściowo lub całkowicie w ziemi. Dodatkowo użytkownicy tych ostatnich rozwiązań decydują się coraz częściej na zakup zadaszeń umieszczanych nad basenem oraz w jego najbliższym otoczeniu. Najczęściej spotykanymi rozwiązaniami są te, gdzie elementem wsporczym jest konstrukcja z aluminiowych profili, wypełnionych płytami z poliwęglanu komorowego lub litego. Ponadto takie zadaszenie może być zbudowane z kilku segmentów przesuwanych teleskopowo po prowadnicach zamontowanych w pobliżu basenu. Stosowanie ruchomych zadaszeń basenowych ma kilka zalet. Przede wszystkim ich montaż pozwala wydłużyć sezon kąpielowy o kilka miesięcy. Osłona spełnia bowiem dwie funkcje – jest elementem pasywnego ogrzewania wody w basenie oraz zapobiega wymianie ciepła i masy między wodą w basenie a jego otoczeniem. Tego rodzaju rozwiązanie to także większy komfort i bezpieczeństwo. Zadaszenie rozsunięte nad basenem pozwala na korzystanie z kąpeli niezależnie od warunków pogodowych oraz ogranicza ryzyko przypadkowego wypadnięcia do wody, np. dzieci. Ponadto stosując zadaszenie, zmniejsza się koszty eksploatacyjne. Osłona chroni przed zanieczyszczeniami i deszczem, co przekłada się na zmniejszenie wydatków na środki chemiczne potrzebne do uzdatniania i oczyszczania wody w basenie.

W literaturze dostępne są informacje dotyczące metodyki obliczeń cieplnych basenów, które ograniczają się do obiektów zamkniętych i otwartych [5-8], a dla wariantu basenu z ruchomym zadaszeniem są one bardzo nieliczne i fragmentaryczne [4]. W związku z tym opracowano własną metodykę obliczeń cieplnych dla basenu, w którym zastosowano dodatkowo osłonę przezroczystą [2, 3]. W celu weryfikacji tej metodyki wykonano badania doświadczalne w obiekcie rzeczywistym. Wstępnie opracowanie wyników pomiarów podano w pracy [1]. Celem niniejszej pracy jest dalsza analiza otrzymanych wyników badań doświadczalnych dla rozpatrywanego basenu.

2. Obiekt i metodyka badań

Obiektem badań jest basen wraz z zadaszeniem znajdujący się na prywatnej posesji, zlokalizowanej na terenie gminy Dobra Szczecińska. W obiekcie tym zamontowane jest ruchome zadaszenie typu UNIVERSE firmy Alutherm [9] o wymiarach podstawy 5 m × 9 m, wysokości osłony od 0,83 m

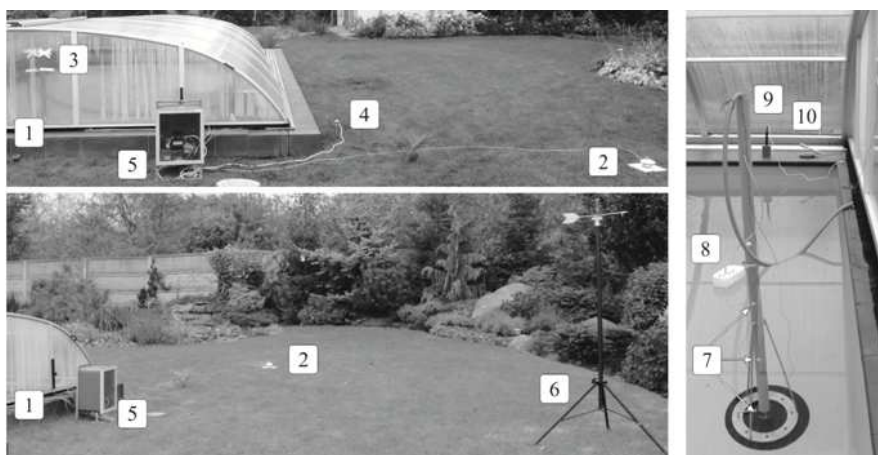
w części tylnej i do 1 m w części frontowej, w którym zastosowano bezbarwny przezroczysty poliwęglan jednokomorowy o grubości 0,010 m oraz profile aluminiowe. Betonowa niecka basenu, zaizolowana folią basenową, ma kształt prostopadłościanu o wymiarach: szerokość 3,95 m; długość 8,9 m; głębokość 1,6 m. Szerszy opis badanego obiektu przedstawiono w pracy [1].

W celu zmierzenia wartości charakterystycznych parametrów cieplnych basenu kąpielowego z ruchomą osłoną przezroczystą, związanych z następującymi ośrodkami: woda w basenie, powietrze i powierzchnia płytek pod zadaszeniem, powietrze atmosferyczne, osłona oraz grunt w otoczeniu basenu, zamontowano w nim aparaturę badawczo-rejestrującą.

Warunki pogodowe panujące w otoczeniu obiektu badano za pomocą zamontowanego na statywie przyrządu wielofunkcyjnego. Przyrząd umożliwiał pomiary: prędkości wiatru, temperatury, wilgotności względnej i ciśnienia powietrza atmosferycznego. Natężenie promieniowania słonecznego mierzono za pomocą pyranometru. Natomiast do pomiaru temperatury gruntu w otoczeniu obiektu zastosowano sondę głowicową z czujnikiem rezystancyjnym typu Pt-100, wbity pionowo na głębokość 1 m, w bliskim sąsiedztwie ściany niecki basenowej. Do pomiaru temperatury wody w niecce basenowej na różnych głębokościach (przy samym dnie oraz na wysokościach 0,5 m i 1 m od posadzki basenu) zastosowano specjalną sondę zbudowaną z kablowych czujników rezystancyjnych typu Pt-100 z osłoną prostą. Temperaturę powierzchni płytek otaczających basen i jednocześnie znajdujących się pod zadaszeniem mierzono sondą powierzchniową wyposażoną w termoparę typu K. Sondę ustawiono pod osłoną na ceramicznych płytkach pomiędzy brzegiem niecki basenowej a bokiem osłony. Obok niej postawiono termohigrometr służący do pomiaru temperatury i wilgotności względnej powietrza pod zadaszeniem. Do pomiaru temperatury osłony użyto sond perełkowych z termoparami typu K, przymocowanych do poliwęglanowej części osłony po wewnętrznej i zewnętrznej stronie zadaszenia. Zestaw aparatury służący do pomiaru natężenia promieniowania słonecznego oraz czujniki temperatur połączono przewodami elektrycznymi z dwoma rejestratorami danych. Natomiast wskazania termohigrometru oraz przyrządu wielofunkcyjnego były rejestrowane bezpośrednio w pamięci wewnętrznej tych przyrządów. Rozmieszczenie omówionych przyrządów pomiarowych w badanym obiekcie przedstawiono na rys. 1. Niepewności pomiarowe przyrządów pomiarowych oraz błędy przetwarzania sygnału przez rejestrator danych podano w pracy [1].

Badania przeprowadzono w okresie kończącym sezon użytkowania basenu, tj. w dniach od 7 do 17 października 2013 r. W tym czasie basen nie był użytkowany przez właścicieli (brak kąpiel w basenie), ale 14 października wystąpił około dwugodzinny proces mieszania wody w basenie, spowodowany uruchomieniem systemu oczyszczania przez właścicieli. Ponadto w celu zbadania jaki jest wpływ otwarcia osłony na parametry cieplne, dwukrotnie, tj. raz wieczorem

14 października oraz 15 października w ciągu dnia, rozsunięto zadaszenie na dłuższy czas.



Rys. 1. Stanowisko badawcze: 1 - badany obiekt; 2 - czujnik promieniowania słonecznego; 3 - czujniki temperatury osłony; 4 - czujnik temperatury gruntu; 5 - rejestratory; 6 - statyw z przyrządem wielofunkcyjnym; 7 - czujniki temperatury wody; 8 - czujnik temperatury powierzchni wody; 9 - czujnik temperatury powierzchni płytek pod zadaszeniem; 10 - czujnik termohigrometru

Fig. 1. Test stand: 1 - studied object; 2 - solar irradiance sensor; 3 - enclosure surface temperature sensor; 4 - soil temperature sensor; 5 - data loggers; 6 - tripod with multi-function instrument; 7 - water temperature sensors; 8 - water surface temperature sensor; 9 - temperature sensor of tile surface under the enclosure; 10 - thermo-hygrometer sensor

W trakcie pomiarów, parametry mierzone za pomocą czujników podłączonych do zewnętrznego zbieracza danych, były rejestrowane co minutę. Natomiast ze względu na mniejszą pamięć wewnętrzną rejestratorów termohigrometru oraz przyrządu wielofunkcyjnego, interwał czasu rejestracji parametrów dla tych urządzeń wynosił 5 minut.

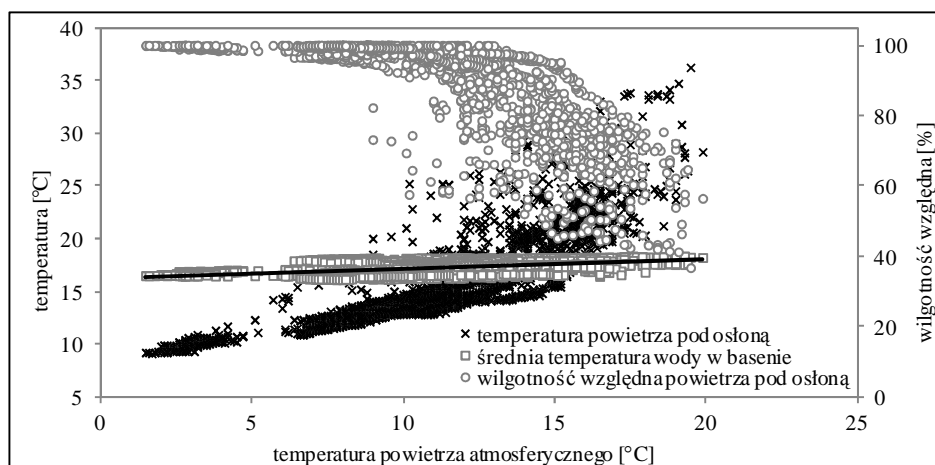
3. Wyniki badań i ich analiza

Podane w pracy [1] wstępnie opracowane wyniki badań miały na celu przedstawienie zmian: temperatury wody w basenie na różnej głębokości, temperatury gruntu, temperatury i wilgotności powietrza pod zadaszeniem oraz temperatury osłony i powierzchni płytek pod zadaszeniem w funkcji czasu. Oczywiście parametry te były uzależnione od temperatury powietrza atmosferycznego, natężenia promieniowania słonecznego oraz prędkości wiatru.

Z punktu widzenia użytkownika basenu najistotniejsze są informacje dotyczące temperatury wody oraz parametrów powietrza pod osłoną, tj. jego tempe-

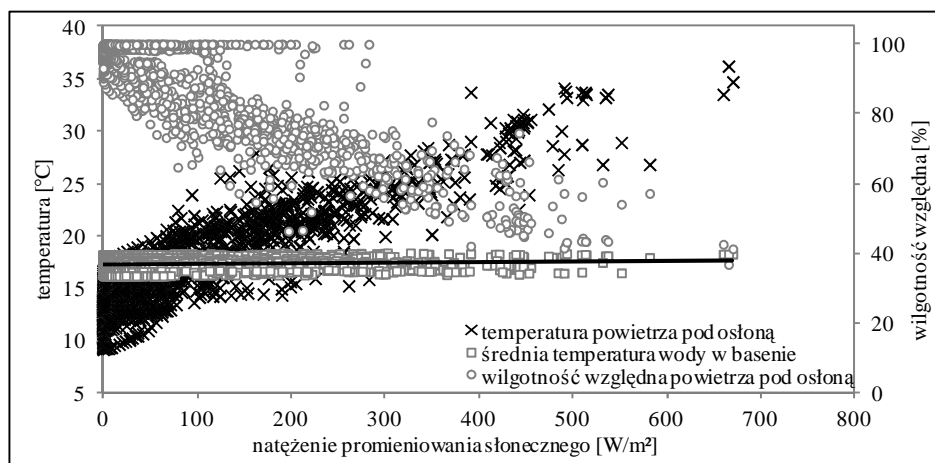
raty i wilgotności względnej. W związku z tym w niniejszym artykule analizowany jest wpływ warunków pogodowych na te parametry. Ze względu na różne interwały rejestracji parametrów zdecydowano się na analizę danych w odstępach co 5 minut. Ponadto z rozważań wykluczono dane pochodzące z okresów testowego rozsunięcia osłony, bowiem w tym czasie przyrządy przeznaczone do pomiarów parametrów powietrza pod zadaszeniem, dokonywały rejestracji parametrów powietrza atmosferycznego. W przypadku temperatury wody w basenie do sporządzenia wykresów przyjęto średnią temperaturę dla trzech mierzonych głębokości. Założenie to jest możliwe do przyjęcia ze względu na fakt, że odchylenie standardowe dla tej wielkości wynosi maksymalnie $0,2^{\circ}\text{C}$. Opracowane wyniki badań eksperymentalnych przedstawiono na rys. 2-4. Z analizy danych wynika, że istnieje liniowa zależność między średnią temperaturą wody w basenie a temperaturą powietrza atmosferycznego. Wzrost temperatury otaczającego basen powietrza powoduje wzrost temperatury wody w basenie (rys. 2). W przypadku analizy wpływu natężenia promieniowania słonecznego na temperaturę wody nie stwierdzono takiej tendencji (rys. 3).

Ponadto na podstawie analizy wyników badań stwierdzono, że istnieje związek między temperaturą i wilgotnością względną powietrza pod zadaszeniem a dwoma czynnikami zewnętrznymi, tj. temperaturą powietrza atmosferycznego (rys. 2) i natężeniem promieniowania słonecznego (rys. 3). Zarówno



Rys. 2. Zależność temperatury i wilgotności względnej powietrza pod osłoną oraz średniej temperatury wody w basenie od temperatury powietrza atmosferycznego

Fig. 2. Temperature and relative humidity of air inside the enclosure and average temperature of water in the pool in function of ambient temperature



Rys. 3. Zależność temperatury i wilgotności względnej powietrza pod osłoną oraz średniej temperatury wody w basenie od natężenia promieniowania słonecznego

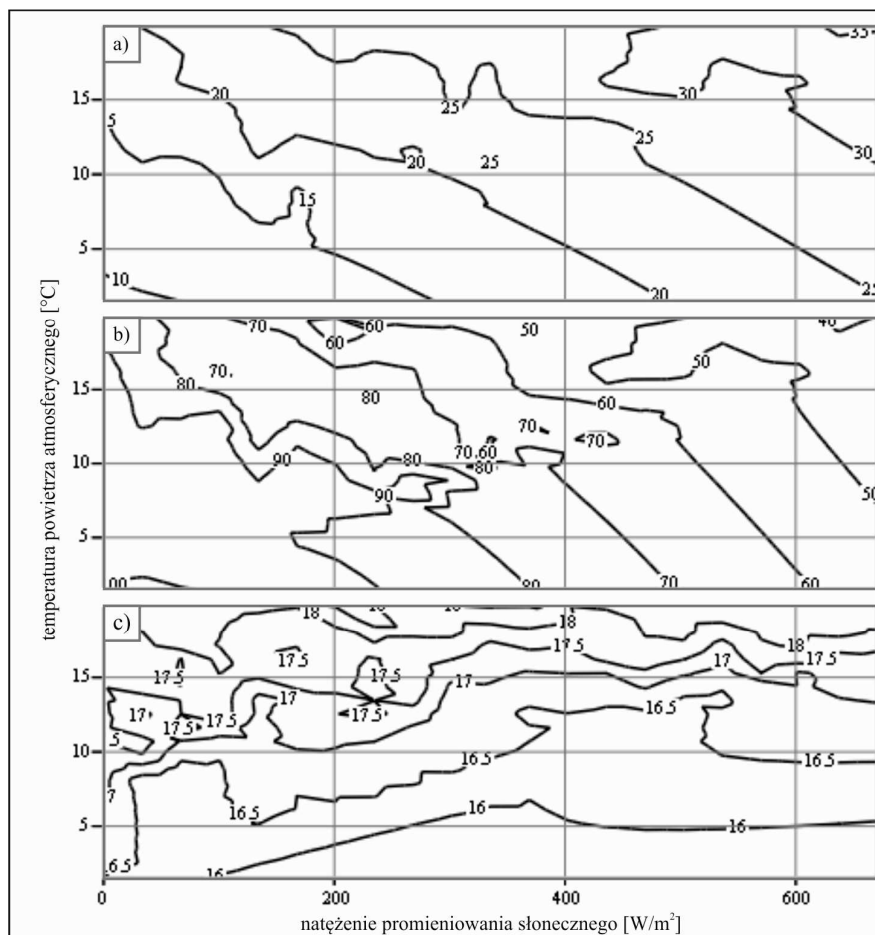
Fig. 3. Temperature and relative humidity of air inside the enclosure and average temperature of water in the pool in function of solar irradiance

wzrost temperatury powietrza atmosferycznego, jak i natężenia promieniowania słonecznego powoduje podwyższenie temperatury powietrza pod osłoną, przy jednoczesnym obniżeniu wartości wilgotności względnej panującej pod zadaniem. Do temperatury powietrza zewnętrznego wynoszącej 10°C zmiany temperatury i wilgotności względnej powietrza pod osłoną można przyjąć, że są w przybliżeniu liniowe. Jednak dla wyższych wartości tej temperatury, zależności te mają charakter nieliniowy. Powyżej stwierdzone związki między parametrami potwierdza rys. 4, na których uzależniono rozpatrywane parametry równocześnie od temperatury otoczenia i natężenia promieniowania słonecznego.

W pracy nie zamieszczono wyników analizy prędkości wiatru oraz ciśnienia i wilgotności względnej powietrza atmosferycznego na rozpatrywane parametry, ponieważ nie można wykazać ich istotnego wpływu na funkcjonowanie basenu.

4. Podsumowanie

Na podstawie analizy uzyskanych danych pomiarowych można stwierdzić, że średnia temperatura wody w basenie zależy przede wszystkim od wartości temperatury powietrza atmosferycznego. Z kolei badania doświadczalne wykazują na istotny wpływ temperatury powietrza atmosferycznego i natężenia promieniowania na parametry powietrza pod osłoną. Powodem tak dużych zmian parametrów powietrza pod osłoną jest jego mała pojemność cieplna.



Rys. 4. Wpływ natężenia promieniowania słonecznego i temperatury powietrza atmosferycznego na: a) temperaturę powietrza pod osłoną [°C]; b) wilgotność względną powietrza pod osłoną [%]; c) średnią temperaturę wody w basenie [°C]

Fig. 4. Influence of solar irradiance and ambient temperature on: a) temperature of air inside the enclosure [°C]; b) relative humidity of air inside the enclosure [%]; c) average temperature of water in the pool [°C]

Literatura

- [1] Garnysz A.: Badania doświadczalne parametrów cieplnych dla basenu kąpielowego z ruchomą osłoną przezroczystą, Instal, 1 (2014) 33-36.
- [2] Garnysz A., Zapałowicz Z.: Model of heat and mass transfer in swimming pools with roofing systems. [w] Developments in mechanical engineering, Vol. 5. Red. J.T. Cieśliński, S. Smoleń, Gdańsk University of Technology Publishers, Gdańsk 2012, pp. 49-58.

- [3] Garnysz A., Zapałowicz Z.: Thermal calculations for swimming pool with the roofing system. 3rd Int. Conf. Low Temperature and Waste Heat Use in Communal and Industrial Energy Supply Systems - Theory and Practice, Bremen 2012, pp. 72-78.
- [4] Govaer D., Zarmi Y.: Analytical evaluation of direct solar heating of swimming pools. *Solar Energy*, 27 (1981) 529-533.
- [5] Molineaux B., Lachal B., Guisan O.: Thermal analysis of five outdoor swimming pools heated by unglazed solar collectors, *Solar Energy*, 53 (1994) 21-26.
- [6] Ruiz L., Martínez P.J.: Analysis of an open-air swimming pool solar heating system by using an experimentally validated TRNSYS model, *Solar Energy*, 84 (2010) 116-123.
- [7] Sabiniak H.G., Pietras M.: Klimatyzacja obiektów basenowych, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2010.
- [8] Shah M.M.: Prediction of evaporation from occupied indoor swimming pool. *Energy Buildings*, 35 (2003) 707-713.
- [9] www.alutherm.com.pl

INFLUENCE OF ENVIRONMENTAL CONDITIONS ON SELECTED THERMAL PARAMETERS FOR THE SWIMMING POOL WITH MOVABLE ENCLOSURE

S u m m a r y

In this paper the results of measurements of characteristic thermal parameters for a swimming pool with the movable enclosure are presented. The movable enclosure is made of clear transparent twin-wall polycarbonate sheet mounted in aluminum construction. Measurements were carried out at the end of the swimming pool season, in the object located on a private estate in Dobra Szczecinska. The research equipment installed in the object was used for measurements of characteristic thermal parameters of analyzed swimming pool related to the following media: water in the swimming pool, air and tile surface under the roofing, atmospheric air, surface of the enclosure and ground near the pool. Data were recorded for 10 days. During the measurements the pool was not exploited. Registered data were used for determination of the influence of the following weather conditions: solar irradiance, ambient temperature, atmospheric pressure and wind velocity on the temperature of water and temperature and relative humidity of air inside the object. On the basis of the results of the studies, it can be stated that average temperature of water in the swimming pool depends mainly on a value of the ambient temperature. Experimental studies have also shown a significant effect of ambient temperature and solar irradiance on the parameters of air inside the object. Influence of atmospheric pressure and wind velocity on thermal parameters of considered media could not be observed.

Keywords: open-air swimming pool, pool roofing, transparent enclosure, weather conditions

DOI: 10.7862/rm.2014.23

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Damian JOACHIMIAK¹
Piotr KRZYŚLAK²

ANALIZA ROZKŁADU PRĘDKOŚCI W KOMORZE USZCZELNIENIA LABIRYNTOWEGO NA PODSTAWIE BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych badania rozkładu prędkości w dziesiątej komorze modelowego segmentu uszczelnienia labiryntowego składającego się z dwudziestu tarcz. Pomiar ciśnienia dynamicznego wykonano sondą Pito i sondą ciśnienia statycznego. Badania eksperymentalne przeprowadzono w trzech płaszczyznach komory. W obliczeniach numerycznych założono warunki termodynamiczne i przepływowe występujące w warunkach pomiaru. Praca zawiera porównanie prędkości osiowych powietrza w wymienionych płaszczyznach uzyskanych z eksperymentu i obliczeń.

Słowa kluczowe: uszczelnienia labiryntowe, badanie rozkładu prędkości

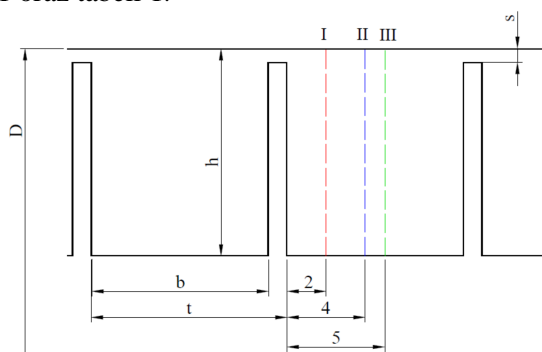
1. Wstęp

Obliczenia numeryczne przepływu gazu w uszczelnieniu labiryntowym jednostronnym zostały opisane w pracy [7]. Zawarto w niej analizę rozkładów prędkości osiowych i ciśnienia statycznego w segmencie uszczelnienia jednostronnego, składającego się z sześciu tarcz i jednostronnego stopniowanego. Analizę pól prędkości i ciśnień w modelowym segmencie uszczelnienia dwustronnego z tarczami prostopadłymi do powierzchni wału i pochylonymi opisano w pracy [8]. W pracy [6] przeprowadzono szczegółową analizę wpływu geometrii ostrzy dławnicy niezupełnej na parametry przepływu z uwzględnieniem współczynnika przenoszenia energii kinetycznej. W ramach grantu

¹ Damian Joachimiak, Politechnika Poznańska, 60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3, tel. 61 6652209,
e-mail: damian.joachimiak@put.poznan.pl

² Piotr Krzyślak, Politechnika Poznańska, 60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3,
e-mail: piotr.krzyślak@put.poznan.pl

3247/B/T02/2011/40 przeprowadzono serie badań nad modelowymi segmentami uszczelnień labiryntowych, które opisano w pracach [1, 2, 3, 4]. Geometrię analizowanego w tej pracy uszczelnienia jednostronnego przedstawiono na rys. 1 oraz tabeli 1.



Rys. 1. Geometria segmentu uszczelnienia jednostronnego z płaszczyznami pomiarowymi I, II i III

Fig. 1: Geometry of the one-sided seal segment with measuring planes I, II and III

Badany typ uszczelnienia charakteryzuje się znacznym wzrostem przecieku na skutek zwiększenia wysokości szczeliny s . Rysunek 2a przedstawia wartości strumienia masy dla ciśnienia początkowego i końcowego o wartościach $p_0 = 202700$ Pa i $p_k = 109760$ Pa w segmencie składającym się z dwudziestu tarcz o średniej wysokości szczelin $s = 0,3; 0,5; 0,7; 1$ mm.

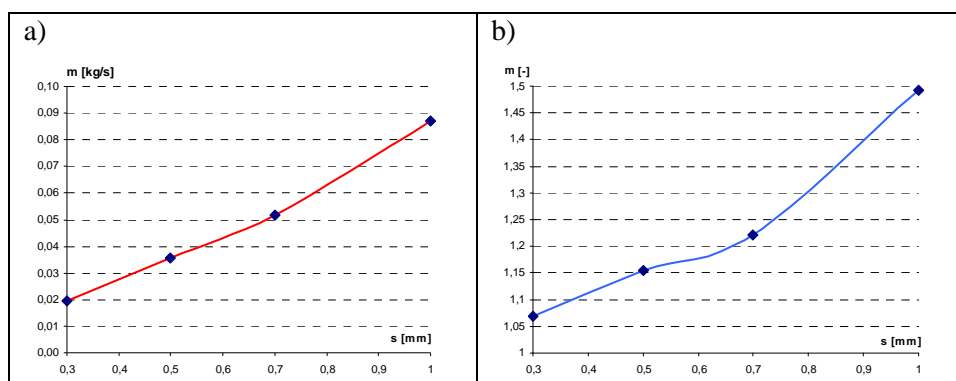
Tabela 1. Geometria badanego uszczelnienia

Table 1. Geometry of the tested seal

Nazwa	Oznaczenie	Wymiar	Jednostka
średnica zewnętrzna	D	150	mm
podziałka	t	10	mm
wysokość szczeliny	s	0,5	mm
długość komory	b	9	mm
wysokość uszczelnienia	h	10	mm
ilość szczelin	n	20	-

Uszczelnienia jednostronne charakteryzują się dużą wartością współczynnika przepływu. Współczynnik ten $\mu = \dot{m} / \dot{m}_t$ zdefiniowany jest, jako iloraz strumienia masy uzyskanego z pomiarów do wartości teoretycznej obliczonej w pro-

gramie DSV [2,4]. Wartości współczynnika przepływu znacznie wzrasta na skutek zwiększenia wysokości szczeliny s (rys. 2 b).



Rys. 2. Wartości: a) strumienia masy, b) współczynnika przepływu w zależności od wysokości szczeliny s dla segmentu jednostronnego

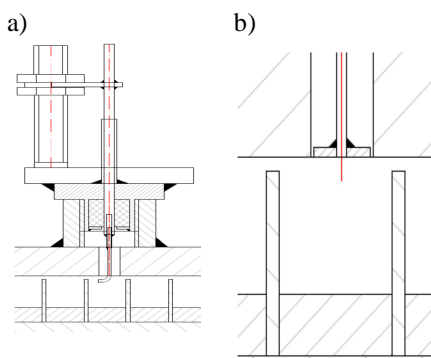
Fig. 2. Values of: a) mass flow, b) flow rate depending on the gap height s for one-sided segment

Uzyskany z pomiarów współczynnik przepływu o wartości większej niż 1 (rys. 2b) wynika z przenoszenia energii kinetycznej strugi gazu pomiędzy kolejnymi szczelinami. Zjawisko to spowodowane jest zbyt małą dyssypacją energii kinetycznej w komorze i jej małą długością w stosunku do wysokości szczeliny. W wyniku, czego w górnej części komory pomiędzy szczelinami tworzy się stożek dużej prędkości. Powoduje to, występowanie znacznej prędkości gazu przed następną szczeliną i wywołuje wzrost strumienia masy przepływającego w uszczelnieniu.

2. Metoda pomiaru

Pomiar ciśnienia dynamicznego wykonano rurką Pito. Do pomiaru ciśnienia statycznego wykorzystano sondę tarczową. Obie sondy wyposażono w układ trawersujący, umożliwiający precyzyjną regulację położenia punktu pomiarowego. Rurkę Pito i sondę ciśnienia statycznego umieszczano w płaszczyznach pomiarowych komory (rys. 1) poprzez regulację położenia wzdłużnego wsadu uszczelnienia względem korpusu (rys. 3 a, b). Pomiaru ciśnienia statycznego i dynamicznego dokonano w trzech płaszczyznach znajdujących się w dziesiątej komorze uszczelnienia. Pomiar ciśnienia dynamicznego wykonano za pomocą przetwornika różnicy ciśnienia. Na podstawie wartości ciśnienia dynamicznego określono prędkości gazu występującą w osi sondy Pito. Do badań użyto przetwornik ciśnienia różnicowego o zakresie pomiarowym $0 - 0,25 \cdot 10^5$ Pa i dokładności 0,2 % zakresu pomiarowego. Błąd pomiaru ciśnienia dynamicznego

przetwornika wynosił $\Delta p_d = \pm 50$ Pa. Przeliczona niedokładność określenia prędkości dla parametrów termodynamicznych powietrza w płaszczyznach pomiarowych wyniosła $\Delta c = \pm 7,4$ m/s. Pomiar ciśnienia dynamicznego w płaszczyznach pomiarowych dokonano przez zmianę położenia sądy Pito (rys. 1, 3a) co 0,5 mm. Sonda ciśnienia statycznego, została umieszczona tak, aby jej płaszczyzna pomiarowa była na tej samej wysokości, co powierzchnia wewnętrzna korpusu (rys. 3 b).



Rys. 3. Układ trawersujący i sondy: a) Pito, b) ciśnienia statycznego

Fig. 3. Traverse system and a) Pito probe, b) static pressure probe



Rys. 4. Sondy Pito i ciśnienia statycznego zamontowane na korpusie stanowiska

Fig. 4. Pito and static pressure probes mounted on the casing stand

3. Założenia do obliczeń numerycznych

3.1. Geometria

W badanym segmencie uszczelnienia przepływ gazu jest osiowosymetryczny. W obliczeniach numerycznych uwzględniono fragment uszczelnienia o grubości $l = 0,1$ mm. Średnica zewnętrzna segmentu wynosiła $D = 0,15$ m. Wymiar siatki oszacowano na podstawie parametrów przepływowych występujących w obliczanym obszarze. Miejsca, w których panują duże gradienty prędkości, przyspieszenia czy zmiany ciśnienia wymagają siatki o najmniejszych

wymiarach. Wielkość siatki oszacowano dla parametrów występujących w ostatniej szczelinie segmentu, w której prędkości gazu są największe.

3.2. Warunki brzegowe

W płaszczyźnie wlotowej do obszaru obliczeniowego zadano strumień masy i temperaturę sprężonego powietrza dopływającego do modelu dławnicy w warunkach pomiaru (tab. 2) oraz normalny kierunek prędkości do tej płaszczyzny o małym stopniu turbulencji. W płaszczyźnie wylotowej zadano średnie ciśnienie statyczne będące wartością zmierzoną.

Tabela 2. Parametry termodynamiczne i przepływowe sprężonego powietrza uzyskane z pomiarów założone w warunkach brzegowych do obliczeń numerycznych

Table 2. Thermodynamic and flowing parameters of compressed air obtained from measurements assumed in the boundary conditions for numerical computations

Nazwa	Oznaczenie	Wymiar	Jednostka
ciśnienie przed segmentem	p_0	$2 \cdot 10^5$	[Pa]
ciśnienie za segmentem	p_1	$1,05 \cdot 10^5$	[Pa]
temperatura początkowa	T_0	296	[K]

Założony strumień masy przed uszczelnieniem i ciśnienie statyczne za uszczelnieniem warunkuje uzyskanie wynikowego rozkładu ciśnienia w płaszczyźnie wlotowej. W obszarze obliczeniowym uwzględniono zachowanie równań ciągłości, energii, pędu i dyssypację energii kinetycznej. Do analizy przepływu gazu w dławnicy wybrano model turbulencji SSG. Warunkiem zakończenia obliczeń iteracyjnych, oprócz osiągnięcia odpowiednio niskich wartości RMS wybranych parametrów, jest uzyskanie założonej dokładności ciśnienia statycznego w płaszczyźnie wlotowej i założonego strumienia masy w płaszczyźnie wylotowej.

3.3 Dobór modelu turbulencji

Model turbulencji SSG należy do grupy modeli naprężeń Reynoldsa, bazujących na równaniach transportu dla sześciu składników tensora naprężeń turbulentnych oraz dyssypacji energii kinetycznej turbulencji. Uwzględnia on anizotropię tensora naprężeń Reynoldsa, dlatego powinien być on najbardziej odpowiedni do symulacji złożonych przepływów [5, 9]. W modelach naprężeń Reynoldsa moduł wykonawczy programu CFX rozwiązuje równania transportu naprężeń Reynoldsa, które można napisać, jako:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \bar{u}_i \bar{u}_j) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{2}{3} C_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_k} \right] =$$

$$P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + \phi_{ij} + P_{ij,b} \quad (1)$$

Gdzie ε oznacza dyssypację energii kinetycznej, P – człon źródłowy, odpowiedzialny za produkcję energii kinetycznej turbulencji, określony wzorem:

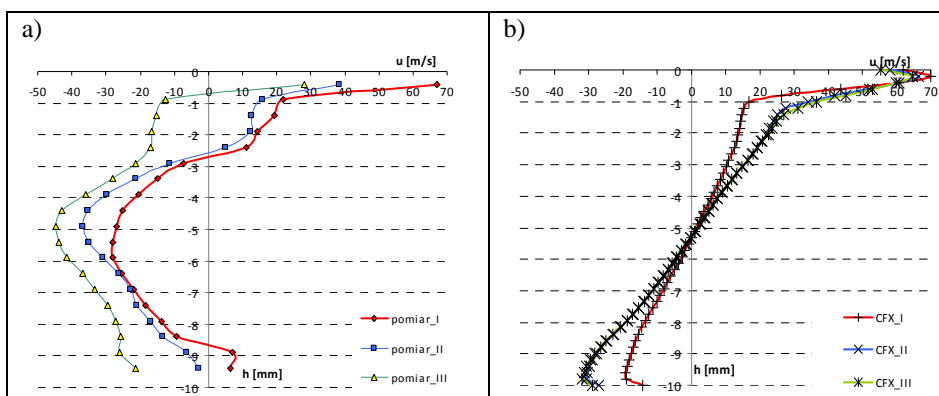
$$P_{ij} = -\rho \left(\bar{u}_i \bar{u}_k \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \bar{u}_j \bar{u}_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) \quad (2)$$

z kolei \square oznacza korelację ciśnienie – naprężenie. W modelu SSG korelacja ciśnienie - naprężenie \square przybiera postać kwadratową, dlatego model ten może być bardziej precyzyjny od modeli SST, LRR-IP czy LRR-Qi, w których korelacja ciśnienie – naprężenie jest liniowa.

4. Porównanie danych pomiarowych z wynikami symulacji

W obliczeniach numerycznych zadano strumień masy na wlocie i średnie ciśnienie w płaszczyźnie wylotowej. Obliczenia iteracyjne wykonywano do momentu osiągnięcia względnej różnicy strumienia masy w płaszczyźnie wlotowej i wylotowej $\varepsilon_m < 0,8\%$. Informacją o jakości obliczeń numerycznych jest uzyskana wartość średniego ciśnienia statycznego w płaszczyźnie wlotowej. Dla przeprowadzonych obliczeń wyniosła ona $p_0 = 222270$ [Pa]. Względna różnica ciśnienia początkowego odniesiona do wartości występującej w pomiarach wyniosła $\varepsilon_p = 11,1\%$.

Analizę prędkości przeprowadzono w płaszczyznach I, II, III oddalonych od tarczy o 2; 3; i 5 mm (rys. 1). Poziome osie rysunków 4, 5, 6a zawierają wartości prędkości u , natomiast pionowe wysokość komory h , liczoną od ścianki korpusu.

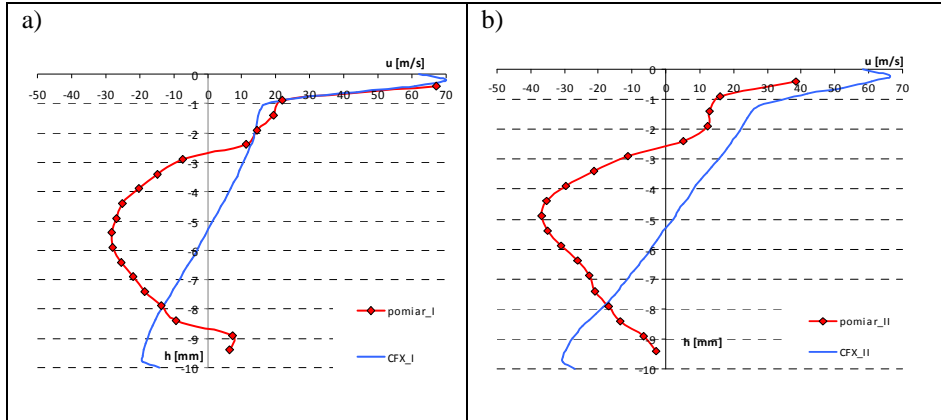


Rys. 5. Rozkład prędkości osiowej zmierzony w płaszczyznach I, II, III; a) dane pomiarowe, b) wyniki obliczeń w programie CFX

Fig. 5. Distribution of axial velocity measured in the planes I, II, III; a) measurement data, b) results of calculations in the CFX

Uzyskane z pomiarów rozkłady prędkości (rys. 5a) wskazują na występowanie w górnej części komory strumienia powietrza o dużej prędkości. Prędkość maksymalną strumienia, która wynosi 68 m/s, można zaobserwować na wysokości $h = -0,4$ mm od powierzchni korpusu. Z danych pomiarowych wynika, że maksymalna prędkość gazu w płaszczyznach pomiarowych II i III znacznie spada i wynosi 38 i 29 m/s. Na wysokości komory od $h = -0,4$ do -1 mm występuje znaczny spadek prędkości. Poniżej $h = -1$ mm zmiany prędkości w płaszczyznach są mniejsze. Uzyskany z pomiaru rozkład prędkości w trzech badanych płaszczyznach wskazuje, że środek cyrkulacji powietrza znajduje się na wysokości $h = -2,6$ mm. Rozkład prędkości obliczony w programie CFX (rys. 5 b) wskazuje na to, że struga powietrza w górnej części komory nie dyssypuje prędkości w tak dużym stopniu jak to wynika z danych pomiarowych. Środek cyrkulacji dla trzech płaszczyzn pomiarowych znajduje się w połowie wysokości komory.

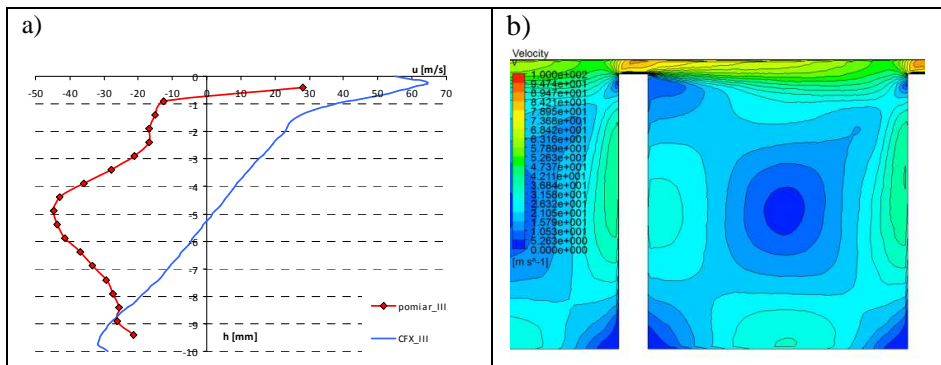
Zmierzone prędkości w płaszczyźnie I, w górnej części komory (rys. 1, 6a), dla h od 0 do $-2,5$ mm są zbliżone do wyników uzyskanych z programu CFX (rys. 6b). Z obliczeń numerycznych wynika, że powietrze uzyskuje prędkość maksymalną równą 68 m/s w odległości $h = -0,3$ mm od powierzchni korpusu. Zmierzone prędkości powietrza poniżej wysokości $h = -2,5$ mm różnią się od wyników z CFX. Uzyskane z pomiaru prędkości od wysokości $-8,5$ mm do $-9,5$ mm wskazują na występowanie wiru w dolnym lewym narożniku komory. Dodatkowo wartości prędkości wskazują, że wir ten ma przeciwny kierunek obrotu do wiru głównego (rys. 8). Rozkład wektorów i pól prędkości w komorze uzyskane z programu CFX (rys. 7b, 8) nie wskazuje na występowanie takiego zawirowania.



Rys. 6. Rozkład prędkości uzyskany eksperymentalnie i obliczony za pomocą programu CFX w płaszczyźnie: a) I, b) II

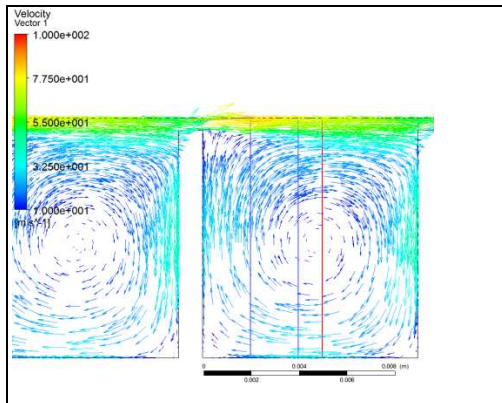
Fig. 6. Distribution of velocity obtained from experiment and calculated in CFX program in the plane: a) I, b) II

Rysunek 6b przedstawia rozkład prędkości zmierzony i obliczony w płaszczyźnie II, oddalonej od szczeliny o 4 mm. Zmierzona maksymalna prędkość powietrza wynosi 38 m/s i jest znacznie mniejsza od uzyskanej z programu Ansys wynoszącej 66 m/s. Uzyskane z pomiaru prędkości w dolnej części komory, są mniejsze niż wynika to z obliczeń numerycznych. Uwzględniając profil prędkości w dolnej części komory, uzyskany w płaszczyznach I i II można wnioskować o znacznych różnicach pól prędkości uzyskanych z eksperymentu i programu CFX (rys. 7b, 8) w tym obszarze.



Rys. 7. Rozkład prędkości uzyskany z pomiaru i programu CFX: a) w płaszczyźnie III, b) pola prędkości obliczone w CFX

Fig. 7. Distribution of the velocity obtained from measurement and CFX program in the plane: a) III, b) the velocity field calculated in CFX program



Rys. 8. Wektory prędkości w badanej komorze uszczelnienia z płaszczyznami pomiarowymi

Fig. 8. Vectors of velocity in the test seal chamber with the measurement planes

W płaszczyźnie III uzyskany z pomiarów rozkład prędkości (rys. 7a) różni się znacznie od obliczonego numerycznie. Rozbieżność ta może być spowodowana małymi prędkościami gazu występującymi w trzeciej płaszczyźnie i stosunkowo dużym błędem pomiaru ciśnienia dynamicznego. Ponadto pomiar ciśnienia dynamicznego może być zakłócony sondą Pito, której trzonek w tej płaszczyźnie położony był blisko następnej tarczy uszczelnienia.

5. Wnioski

Wyniki uzyskane z pomiarów i obliczeń numerycznych wskazują na występowanie strumienia gazu o dużej prędkości w górnej części komory. Dane pomiarowe uzyskane w płaszczyznach I, II i III wskazują, że prędkość powietrza w górnej części komory gwałtownie spada, czego nie można zaobserwować na podstawie obliczeń numerycznych. Rozkłady prędkości i charakter ruchu wirowego uzyskane z pomiaru i obliczone w CFX są rozbieżne. Z obliczeń numerycznych wynika, że w górnej części komory występują głównie składowe poziome prędkości gazu i przy dużych jej wartościach pomiar ciśnienia dynamicznego jest obarczony stosunkowo małym błędem. W środkowej części badanych płaszczyzn I, II i III prędkość gazu nie ma kierunku normalnego do płaszczyzny pomiarowej sondy Pitto (rys. 8), wówczas pomiar ciśnienia dynamicznego może być zaburzony. Linie rozkładu prędkości uzyskane z pomiaru i CFX w środkowej części badanych płaszczyzn mają różny przebieg.

Wyższa wartość ciśnienia statycznego w płaszczyźnie wlotowej uzyskana z obliczeń numerycznych wynika z uproszczonego odwzorowania rzeczywistej geometrii. W warunkach pomiarowych przepływ gazu występuje w przekroju pierścieniowym i jest on osiowo symetryczny. Aby zachować rzeczywiste warunki przepływowe należałoby obszar obliczeniowy zdefiniować, jako fragment obwodu, w którym przepływa czynnik roboczy. Założona geometria do obliczeń posiada większą objętość komór pomiędzy przewężeniami. Skutkuje to tym, że występują w niej dogodniejsze warunki dyssypacji energii kinetycznej niż w warunkach rzeczywistych. W wyniku czego, założona w obliczeniach geometria dławnicy posiada większy opór przepływu niż występuje on w warunkach pomiarowych.

Literatura

- [1] Joachimiak D.: Badanie uszczelnień labiryntowych z upustem, praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2013.
- [2] Joachimiak D., Joachimiak M., Krzyślak P.: The analysis of the calculation process related to labyrinth sealing with extraction, *Int. J. Appl. Mech. Eng.*, 18 (2013) 1057-1066.
- [3] Joachimiak D., Krzyślak P.: Porównanie metod obliczeniowych dławnic labiryntowych oraz wyznaczenie współczynnika przepływu na podstawie danych eksperymentalnych, *Maszyny i urządzenia energetyczne*, Pod redakcją St. Łopaty, Kraków 2013, s.106-1013.
- [4] Joachimiak D., Joachimiak M., Krzyślak P.: Opis programu Dławnica służącego do obliczeń uszczelnień labiryntowych, *J. Mech. Transport Eng.*, 65 (2013) 25-35.
- [5] Kuczowski M.: Numerical simulation of a turbulent flow through the strongly curved duct with different RANS turbulence model, *Turbomachinery*, 131 (2007) 51-60.
- [6] Tipton D. L., Scott T. E., Vogel T. E.: Analytical and experimental development of a design model for labyrinth seals, Air force wright aeronautical laboratories, Allison Gas Turbine-Division of General Motors Corporation, 1985.
- [7] Vakili, D., Meganathan, A.: An Experimental and numerical study of labyrinth seal flow, *Proc. ASME Turbo Expo 2005*, Vol. 3, Part B, pp. 1121-1128.
- [8] Wittig S., Schelling, U., Kim, S., Jacobsen, K.: Numerical predictions and measurements of discharge coefficients in labyrinth seals, *ASME 87-GT-188*, 1987, pp. 1-7.
- [9] ANSYS Academic Research, Release 14, Help System, ANSYS, Inc.

ANALYSIS OF THE VELOCITY DISTRIBUTION IN THE CHAMBER OF LABYRINTH SEAL ON THE BASIS OF EXPERIMENTAL RESEARCH AND NUMERICAL CALCULATIONS

Summary

The paper presents the results of the experimental and numerical studies of the velocity distribution in the tenth chamber of labyrinth seal of model segment consisting of twenty discs. The measurement of the dynamic pressure was carried out by using both Pito and static pressure probes. Experimental tests were carried out at three planes of the chamber. In numerical calculations thermodynamic and flow conditions occurring during the measurement were assumed. The work includes a comparison between the experimental and calculated values of axial air velocities at above mentioned planes.

Keywords: labyrinth seals, research of velocity distribution

DOI: 10.7862/rm.2014.24

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Dariusz NANOWSKI¹

ANALIZA WYDAJNOŚCI CHŁODNICZEJ KASKADOWEGO OBIEGU SKRAPLANIA ETYLENU I STANU IZOLACJI ZBIORNIKÓW ŁADUNKOWYCH PODCZAS TRANSPORTU ŁADUNKU NA GAZOWCU LPG O POJEMNOŚCI 22500 M³

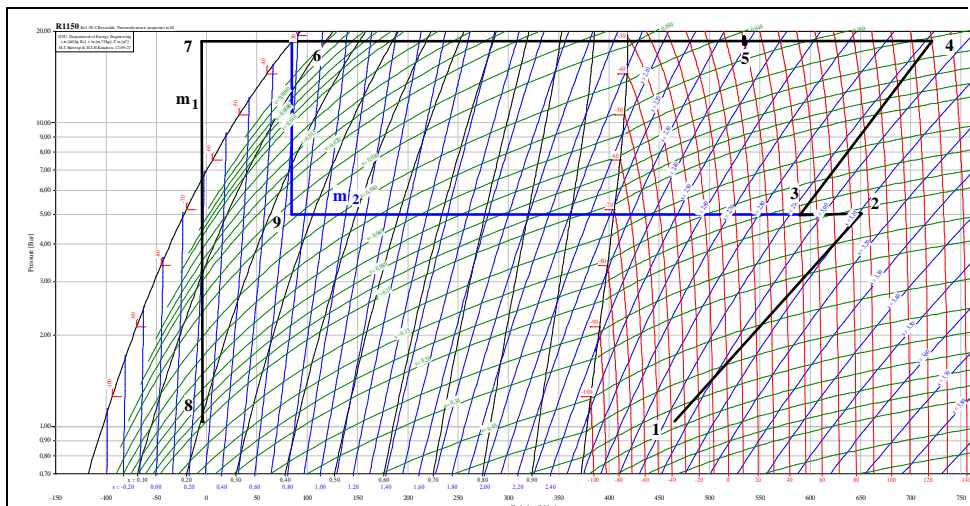
W pracy przedstawiono metody analizy służące do oceny efektów schładzania etylenu podczas transportu morskiego tego ładunku. Wykonano je na statku transportującym etylen, gdzie stwierdzono znaczne różnice pomiędzy zakładanymi przez projektantów prędkościami schładzania w zbiornikach ładunkowych, a tymi uzyskiwanymi podczas podróży morskiej. Temperatura ładunku wynosiła około minus stu stopni Celsjusza. Problemy stwierdzono po dziesięciu latach eksploatacji statku. Przeprowadzone obliczenia i testy miały za zadanie przeanalizowanie dwu głównych możliwości spadku prędkości chłodzenia ładunku, tj. obniżenia współczynnika wydajności chłodniczej systemu kaskadowego skraplania ładunku oraz stanu izolacji zbiorników ładunkowych. W tym celu połowa ładunku została odcięta od instalacji skraplającej na okres czterdziestu ośmiu godzin, a druga połowa etylenu w zbiornikach była w tym czasie schładzana przez wszystkie trzy układy instalacji kaskadowej. Wzrost temperatury w zbiornikach w okresie dwu dni testu umożliwił dokonanie obliczeń ilości ciepła napływającego poprzez izolację termiczną do ładunku. W celu obliczenia wydajności chłodniczej obiegów kaskadowych wykonano szczegółowe pomiary w dwu różnych okresach czasu i w różnej konfiguracji. Obliczenia przeprowadzono na oceanie Atlantyckim w okolicy wysp Azorskich przy średniej temperaturze otoczenia wody i powietrza ok. 19°C.

Słowa kluczowe: statek LPG, etylen, obieg kaskadowy, wydajność chłodnicza

¹ Autor do korespondencji: Dariusz Nanowski, Akademia Morska w Gdyni, Morska 81-87, 81-225 Gdynia, tel. +48 58 690 14 49, d.nanowski@wm.am.gdynia.pl

1. Wprowadzenie

Transport etylenu drogą morską wiąże się z jego schładzaniem w zbiornikach ładunkowych do temperatury ok. -103°C [1,4]. Wykorzystując kaskadowe obiegi chłodnicze utrzymuje się w ten sposób ciśnienie w tych zbiornikach zbliżone do atmosferycznego i spełnia jednocześnie typowe warunki odbiorcy na terminalu wyładunkowym. Podróże morskie od portu załadunkowego do odbiorcy trwają czasami dobę, czasami dziesięć lub więcej. W tym czasie temperatura ładunku jest obniżana maksymalnie w ekstremalnych warunkach (temperatura wody morskiej 30°C) o ok. $0,6\text{ K}$ na dobę, zgodnie z typowymi projektami etylenowców, czyli statków przystosowanych do przewozu tego ładunku. Na rysunku 1 przedstawiono typowe procesy realizowane podczas schładzania etylenu [2].



Rys. 1. Procesy realizowane w obiegu kaskadowym schładzania etylenu

Fig. 1. Processes performed in cascade cycle of ethylene refrigeration

Pary etylenu o temperaturze ok. -60°C zasysane są przez dwustopniową sprężarkę tłokową i w pierwszym stopniu sprężane do ciśnienia ok. $0,4\text{ MPa}$ (proces 1-2). Po schłodzeniu par w chłodnicy międzystopniowej (2-3) następuje proces sprężania 3-4 stopnia drugiego do ciśnienia $1,7\text{ MPa}$. Przy tym ciśnieniu etylen jest wstępnie schłodzony za pomocą wody morskiej do temperatury ok. 35°C (proces 4-5), a potem kierowany do chłodzonego obiegiem kaskadowym skraplacza etylenu gdzie skrapla się przy temperaturze ok. -35°C (5-6). Proces dławienia kondensatu 7-8 poprzedzony jest jego dochłodzeniem w chłodnicy międzystopniowej do temperatury -65°C . Procesy 6-9-3 przedstawione niebie-

skim liniami są przemianami strumienia masowego etylenu wykorzystywanego jako element chłodzący w chłodnicy międzystopniowej (ang. *economizer*).

Całkowita wydajność chłodnicza, oraz faktyczny stan techniczny trzech takich układów kaskadowych zainstalowanych na pokładzie decyduje o szybkości schładzania etylenu na omawianym statku. Jednocześnie zbiorniki ładunkowe w których transportowany jest etylen są izolowane za pomocą warstwy styropianu o grubości zapewniającej uzyskanie współczynnika przenikania k o wartości:

$$k = 0,186 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (1)$$

co ma zapewnić optimum pomiędzy nakładami inwestycyjnymi statku, a ilością ciepła napływającego do ładunku.

2. Napływ ciepła z otoczenia do zbiorników ładunkowych

Po załadunku etylenu i rozpoczęciu podróży morskiej stwierdzono, że prędkość schładzania 11000 ton etylenu wynosi ok. 0,2 K na dobę we wszystkich czterech zbiornikach, zamiast wspomnianych wyżej 0,5-0,6K. Przeprowadzone przez załogę inspekcje samych zbiorników, jak i instalacji skraplania nie wskazały żadnej przyczyny tak znacznego obniżenia prędkości chłodzenia etylenu. Ponieważ istnieją dwa główne powody tj. spadek wydajności chłodniczej instalacji skraplania etylenu i wzrost ilości ciepła napływającego do zbiorników ładunkowych wskutek utraty własności cieplnych izolacji, w celu rozstrzygnięcia po której stronie leży problem przeprowadzono test.

Dwudniowy test przeprowadzony podczas podróży morskiej polegał na wyłączeniu z chłodzenia na 48godzin zbiorników nr 1 i nr 2 w celu określenia przyrostu temperatury ładunku, a co za tym idzie ilości ciepła, które napłynęło do tych zbiorników. Jednocześnie zbiorniki ładunkowe nr 3 i nr 4 były chłodzone przez wszystkie trzy układy kaskadowe instalacji skraplania etylenu, dzięki czemu uzyskano dane do obliczenia rzeczywistej wydajności chłodniczej sprężarek ładunkowych. Wyniki wartości obserwowanego napływu ciepła w niechłodzonych w okresie 48 godzin zbiornikach nr 1 i nr 2 przedstawia tabela 1.

Zmiana entalpii etylenu została obliczona przy średniej temperaturze ładunku w zbiornikach statku. W ciągu 48 godzin temperatura ładunku wzrosła o 2K, a obliczony napływ ciepła wyniósł 156,5 kW, zamiast oczekiwanych 78,6 kW, łącznie dla obu zbiorników nr 1 i nr 2. Jeżeli uwzględni się napływ ciepła do zbiorników nr 3 i nr 4, o takiej samej wielkości i ilości ładunku jak nr 2, to całkowity napływ ciepła do etylenu wyniesie ok. 320 kW, zamiast zaprojektowanych 162,2 kW tj. 197% przyjętego do usunięcia przez system skraplania ładunku ciepła.

Tabela 1. Wartości uzyskane podczas testu dla zbiorników nr 1 i nr 2

Table 1. Values obtained during the test for the tanks no1 and no 2

		Zbiornik nr 1	Zbiornik nr 2
Powierzchnia izolacji	m ²	1632	1868
Masa stali zbiornika	x10 ³ kg	438,1	440,7
Masa ładunku	x10 ³ kg	2730,57	3105,7
Temperatura początkowa etylenu	°C	-99	-99,3
Ciśnienie początkowe	bar g	0,28	0,25
Temperatura końcowa etylenu	°C	-97	-97,4
Ciśnienie końcowe	bar g	0,5	0,47
Obliczony napływ ciepła	kW	75,3	81,2
Średnia temperatura otoczenia	°C	19	19
Projektowany współczynnik przenikania k	W/m ² K	0,186	0,186
Oczekiwany napływ ciepła	kW	36,6	42

3. Wydajność chłodnicza systemu skraplania etylenu

Wydajność chłodnicza systemu skraplania etylenu, a dokładnie wydajność chłodnicza sprężarek etylenu, była analizowana dwukrotnie, w dwu różnych układach. W tabeli 2 przedstawiono wielkości uzyskane podczas przeprowadzanego opisanego wyżej testu, w którym cały system skraplania etylenu schłodził jedynie zbiorniki nr 3 i nr 4.

Tabela 2. Wartości uzyskane podczas testu dla zbiorników nr 3 i nr 4

Table 2. Values obtained during the test for the tanks no3 and no 4

Zbiornik nr 3 i nr 4		
Oszacowany napływ ciepła przez izolację	kW	181
Masa stali zbiornika	x10 ³ kg	880,7
Masa etylenu	x10 ³ kg	6122
Temperatura początkowa etylenu	°C	-99,1
Ciśnienie początkowe	bar g	0,27
Temperatura końcowa etylenu	°C	-102,0
Ciśnienie końcowe	bar g	0,06
Obliczone ciepło odebrane wskutek schłodzenia ładunku	kW	249
Oszacowana wydajność chłodnicza jednej sprężarki	kW	143
Średnie ciśnienie ssania	bar g	0,14
Średnia temperatura ssania	°C	-57
Katalogowa wydajność chłodnicza sprężarki z uwzględnieniem strat przegrzewu par na ssaniu sprężarki	kW	148

Oszacowana wydajność pojedynczej sprężarki 143 kW jest bardzo zbliżona z katalogową 148 kW przedstawioną w dokumentacji technicznej przez producenta. Szczególnie jeśli uwzględni się niezamierzony przegrzew par na ssaniu sprężarki wynikający z wad izolacji rurociągów ssących na drodze zbiornik

ładunkowy – sprężarka, które powodowały wzrost temperatury ssania z projektowanych -70°C do -57°C . W tabeli 3 przedstawiono wyniki analizy wydajności chłodniczej sprężarki etylenu w przypadku gdy wszystkie trzy układy kaskadowe chłodziły jednocześnie wszystkie cztery zbiorniki ładunkowe

Tabela 3. Wartości uzyskane podczas testu dla zbiorników nr 1-4

Table 3. Values obtained during the test for the tanks no 1-4

Zbiornik nr 1-4		
Oszacowany napływ ciepła przez izolację	kW	337
Masa stali zbiornika	$\times 10^3$ kg	1759,5
Masa etylenu	$\times 10^3$ kg	11958
Temperatura początkowa etylenu	$^{\circ}\text{C}$	-98,4
Ciśnienie początkowe	bar g	0,32
Temperatura końcowa etylenu	$^{\circ}\text{C}$	-99,2
Ciśnienie końcowe	bar g	0,27
Obliczone ciepło odebrane wskutek schłodzenia ładunku	kW	132
Oszacowana wydajność chłodnicza jednej sprężarki	kW	156
Średnie ciśnienie ssania	bar g	0,3
Średnia temperatura ssania	$^{\circ}\text{C}$	-48
Katalogowa wydajność chłodnicza sprężarki z uwzględnieniem strat przegrzewu par na ssaniu sprężarki	kW	156

W ciągu 48 godzin schładzano wszystkie zbiorniki etylenu, a uzyskana oszacowana wydajność chłodnicza pojedynczej sprężarki 156 kW również jest zgodna z wartością katalogową przewidzianą przez producenta.

4. Wnioski

Przeprowadzone analizy wykazały, że główny problem związany z brakiem możliwości osiągnięcia zakładanych prędkości schładzania etylenu leży po stronie izolacji zbiorników ładunkowych. Utrata własności cieplnych izolacji umożliwia jak oszacowano prawie dwukrotnie większy (197%) napływ ciepła do ładunku niż jest to założone w projekcie instalacji.

Kolejnym krokiem w ustaleniu przyczyny wzrostu współczynnika przenikania tej izolacji jest pobranie jej próbki ze statku i szczegółowe badania laboratoryjne, mające na celu ustalenie przyczyny takiego stanu rzeczy. Może to być wada materiałowa izolacji, bądź jej nieprawidłowa eksploatacja.

Przeprowadzanie testów opisanych powyżej na statku podczas jego eksploatacji zakłóca i obniża chłodzenie etylenu wydłużając czas transportu i ostatecznie przekazania go odbiorcy. Rosną również koszty eksploatacji samego gazowca. Jednym z rozwiązań, które ułatwiałyby szybkie analizy w określaniu przyczyn spadku prędkości chłodzenia ładunku (nie tylko etylenu): izolacja czy system skraplania mógłby być licznik kondensatu skroplonego ładunku. Obecnie nie wykorzystuje się go na gazowcach, jednak precyzyjny pomiar ilości

kondensatu kierowanego z instalacji skraplania do zbiorników ładunkowych mógłby umożliwić szybkie porównanie wydajności poszczególnych sprężarek, co podczas eksploatacji nie jest sprawą prostą [3].

Literatura

- [1] McGuire and White: Liquefied gas principle on ships and in terminals, Witherby & Co, London 2000.
- [2] Nanowski D.: Wybrane parametry procesów termodynamicznych rzeczywistego obiegu kaskadowego wykorzystywanego do morskiego transportu etylenu, Technika chłodnicza i klimatyzacyjna, nr 4, 2012, s. 182-185.
- [3] Nanowski D.: Ocena pracy tłokowych sprężarek ładunkowych na statkach LPG na podstawie analizy procesów schładzania etylenu, Technika chłodnicza i klimatyzacyjna, nr 9, 2013, s. 410-412.
- [4] Włodarski J.K.: Bezpieczeństwo transport gazów skroplonych na zbiornikowcach, Wyższa Szkoła Morska Gdynia, 1993.

Analysis of refrigeration capacity of Ethylene reliquefaction plant and cargo tank insulation condition during carrying of cargo on board of 22 500 m³ Ethylene carrier

S u m m a r y

The paper presents methods of analysis used to assess results of precooling of ethylene during sea transport. The analysis was done during carrying ethylene, when significant differences between designed and performed speed of precooling in the cargo during sea transport was observed. Temperature of ethylene was around minus 100°C. The problems appeared on the board of ten years old ship. Calculation and tests were done in order to investigate two main reasons for the decrease of precooling speed of cargo, i.e. decreasing of refrigeration capacity of reliquefaction plant and the condition of the cargo tank insulation. For this purpose precooling of half cargo tank was stopped for 48 hours and reliquefaction of operated by all three installation systems. The increase of temperature in tanks during two days enabled to perform the calculation of heat quantity flow through the cargo tank insulation. The calculations of cooling capacity of cascade cycles were taken in two different periods of time and configuration. Calculations were made near the Azores in the Atlantic Ocean with average ambient and sea water temperature approximately of 19°C.

Keywords: LPG carrier, ethylene, cascade cycle, refrigeration capacity

DOI: 10.7862/rm.2014.25

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Tadeusz ORZECZOWSKI¹
Anna TYBURCZYK²
Kinga ZIĘTAŁA³

WYMIANA CIEPŁA PRZY WRZENIU NA ŻEBRZE Z POKRYCIEM METALOWO-WŁÓKNISTYM

Praca dotyczy badań intensyfikacji wymiany ciepła przy wrzeniu na nieizotermicznych powierzchniach elementów wymiennikowych. W literaturze spotyka się wiele badań związanych z procesami wymiany ciepła przy zmianie fazy, które bardzo często dotyczą pokryć wytwarzanych różnymi technologiami. Główną wadą tych badań jest to, że głównie prowadzone są na powierzchniach izotermicznych. W artykule zaprezentowano wyniki badań działania pojedynczego żebra we wrzącym etanolu w warunkach ciśnienia otoczenia. Zastosowano kamerę termowizyjną do pomiaru rozkładu temperatury dla dwóch próbek: o gładkiej powierzchni i powłoce kapilarno-porowatej nałożonej w celu zwiększenia przejmowania ciepła. W niniejszej pracy przedstawiono badania wpływu wybranego pokrycia kapilarno-porowatego na wielkość wymiany ciepła na nieizotermicznych powierzchniach usytuowanych pionowo. Badania prowadzono na stanowisku pomiarowym, którego głównym elementem jest długie miedziane żebro, którego podstawę utrzymywano w stałej dla danej serii pomiarów temperaturze. Cieczą odbierającą ciepło był etanol pod ciśnieniem atmosferycznym. Omówiono metodykę pomiarów oraz przedstawiono wyniki badań. W oparciu o zmierzony kamerą termowizyjną powierzchniowy rozkład temperatury wyznaczono lokalne wartości odprowadzanego strumienia i współczynnika przejmowania ciepła, które pokazano w postaci krzywej wrzenia dla żebra o powierzchni gładkiej i pokrytej strukturą kapilarno – porowatą. Z porównania lokalnie odprowadzanych strumieni ciepła wynika, że największa różnica pomiędzy nimi występuje przy przegrzaniu 19 K i wynosi niemal 218 kW/m².

Słowa kluczowe: wrzenie, żebro, struktura kapilarno-porowata, strumień ciepła, termowizja

¹ Autor do korespondencji: Tadeusz Orzechowski, Politechnika Świętokrzyska, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, tel. 41 34 24 854, todek@tu.kielce.pl.

² Anna Tyburczyk, Politechnika Świętokrzyska, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, annazw@tu.kielce.pl.

³ Kinga Ziętała, Politechnika Świętokrzyska, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, kzietala@tu.kielce.pl.

1. Wprowadzenie

Intensyfikacja procesów wymiany ciepła w różnych gałęziach przemysłu stanowi jeden z najważniejszych współczesnych problemów techniki cieplnej. W wielu dziedzinach istnieje olbrzymie zapotrzebowanie na różnego wysoko-wydajne wymienniki ciepła pracujące przy niewielkich różnicach temperatur i charakteryzujące się małymi gabarytami. Wymagania takie najlepiej spełniają urządzenia wykorzystujące procesy zmiany fazy, szczególnie wtedy, kiedy dodatkowo rozwija się ich powierzchnie poprzez nakładanie różnorodnych struktur.

Jedną z najprostszych i jednocześnie najbardziej rozpowszechnionych metod jest nakładanie struktur siatkowych, metalowo włóknistych, proszkowych, w tym natryskiwanych cieplnie. Wśród nich na szczególną uwagę zasługują metaliczno włókniste struktury kapilarno - porowate. Zbudowane są one z cienkich włókien różnych metali i ich stopów. Staranne nałożenie takich struktur skutkuje dużą wartością współczynnika przejmowania ciepła, przy odpowiednio dobranych parametrach takich jak: grubość, porowatość i przewodność szkieletowa.

Obszerny przegląd nad takimi powłokami podał Semena [7]. Struktury kapilarno - porowate wykonane były z metali znacznie różniących się przewodnością cieplną (m.in. miedź, nikiel i stale nierdzewne). Pomiary prowadzono dla takich cieczy wrzących jak woda, etanol, freon-22 i freon-113. Zmiennym parametrem była grubość i porowatość warstwy. Wyznaczony współczynnik przejmowania ciepła był o rząd większy od odpowiadającego mu współczynnika w obszarze konwekcji swobodnej dla powierzchni gładkiej. Poza tym wykazano, że gęstość strumienia ciepła i przegrzanie powierzchni grzejnej, dla których dochodzi do przejścia z obszaru parowania do wrzenia pęcherzykowego, zależą od charakterystyk struktury kapilarno-porowatej oraz właściwości cieplnych wrzącej cieczy.

Wrzenie na powierzchniach z pokryciem metalowo włóknistym przebiega inaczej niż na powierzchniach gładkich. Tłumaczy się to specyficznymi warunkami wymiany ciepła w warstwie pokrywającej powierzchnię grzejną. Według [2] wrzenie pęcherzykowe na powierzchni gładkiej związane jest z centrami nukleacji, którymi są zagłębienia lub rysy, otoczone przegrzaną warstwą cieczy o grubości równej około średnicy odrywającego się pęcherza. Wymiana ciepła odbywa się przez konwekcję i parowanie. Natomiast w przypadku warstwy porowatej wrzenie odbywa się wewnątrz struktury, a ciepło przewodzone jest od powierzchni grzejnej do elementów mikrostruktury przez przewodzenie w szkielecie.

Pomimo, iż struktury kapilarno-porowate są jednymi z efektywniejszych konstrukcji, dalsze nakładanie powłok o większych grubościach napotyka na barierę zasilania kapilarnego cieczą. Utrudnia to również transport ciepła do wyżej położonych elementów.

Dużą niedogodnością w pełnym wykorzystaniu badań opisanych w literaturze jest to, że dotyczą powierzchni izotermicznych i zwykle zorientowanych poziomo. Rzeczywiste układy wymiennikowe są nie tylko nieizotermiczne, ale też są konstruowane w różnej orientacji przestrzennej. Np. wg [1] zmiana nachylenia powierzchni z poziomego do pionowego skutkuje nawet ponad 100% zmianą przy umiarkowanych gęstościach strumienia ciepła. Podobne różnice uwidaczniają się pomiędzy izotermiczną powierzchnią grzejną i nieizotermiczną - np. powierzchnią żebra. W efekcie obliczenia prowadzone dla powierzchni wymiennikowych, w których występuje gradient temperatury, z wykorzystaniem zależności literaturowych nie dają wystarczająco dobrych rezultatów przy projektowaniu urządzeń do zastosowań technicznych. Takie badania porównawcze przeprowadzono dla żeber o powierzchni technicznie gładkiej. Przedmiotem badań eksperymentalnych były gładkie żebra wykonane z miedzi i aluminium pracujące w wodzie i etanolu pod ciśnieniem atmosferycznym. Dla takich powierzchni wyznaczono analogiczne krzywe wrzenia wykorzystujące korelacje: Rohsenowa, Labuntsova i Kruzhilina [6]. Wykonane porównanie własnych wyników eksperymentalnych ze wspomnianymi zależnościami literaturowymi wykazało znaczne rozbieżności [3] i [4]. Przy czym najmniej odbiegającą i dającą najlepsze wyniki była korelacja Rohsenowa.

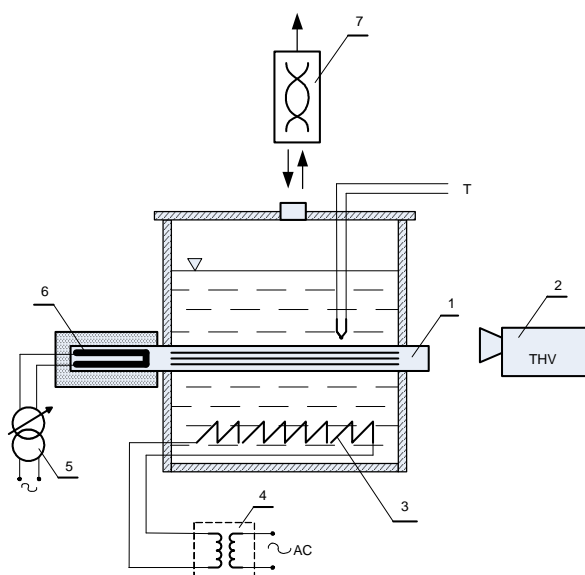
Celem niniejszej pracy są badania wymiany ciepła przy wrzeniu etanolu na przykładzie powierzchni nieizotermicznej długiego miedzianego żebra o powierzchni pokrytej metalowo włóknistą strukturą kapilarno-porowatą o zadanych parametrach mikrostruktury.

2. Opis stanowiska pomiarowego

Badania prowadzono na specjalnie do tego celu zestawionym stanowisku, którego uproszczony schemat pokazano na rysunku 1.

Głównym jego elementem jest płaskie żebro o przekroju prostokątnym. Jest ono zamontowane pomiędzy dwiema bocznymi bakelitowymi płytami, które stanowią obudowę naczynia wypełnionego wrzącą cieczą. Żebro od strony płynu zostało jednostronnie pokryte strukturą intensyfikującą wymianę ciepła (metalowo włóknistą strukturą kapilarno-porowatą). Badania prowadzono w warunkach stacjonarnych przy ustalonej, lecz różnej dla każdej serii pomiarowej temperaturze u podstawy żebra. Niezbędne ciepło doprowadzono za pomocą głównego grzejnika elektrycznego zasilanego z autotransformatora. Celem podtrzymania wrzenia w całej objętości naczynia zastosowano układ grzejnika pomocniczego, gdzie elementem grzejnym jest drut oporowy ułożony spiralnie na dnie naczynia. Dla wszystkich serii pomiarowych utrzymywano stałą moc elektryczną dostarczaną w układzie grzejnika pomocniczego. Chłodzenie par i odzysk kondensatu realizowany był w oddzielnym układzie dwóch chłodziw,

których temperaturę stabilizowano w układzie otwartym miejską wodą sieciową.



Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego: 1 – badany element, 2 – kamera termowizyjna, 3 – grzałka pomocnicza, 4 – układ grzejnika pomocniczego, 5 – autotransformator z pomiarem mocy elektrycznej, 6 – grzejnik główny, 7 – układ zasilania cieczą i odzysku kondensatu, T – termopara

Fig. 1. Schematic of measuring position: 1 – the examined element, 2 – the thermographic camera, 3 – the auxiliary heater, 4 – auxiliary heater system, 5 – the autotransformer with the electric power measurement, 6 – the main heater, 7 – the liquid supply and condensate recovery system, T – thermocouple

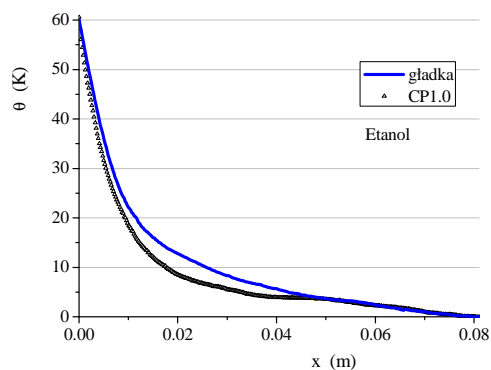
Przedmiotem pomiaru jest powierzchniowy rozkład temperatury na żebrze od strony zewnętrznej, który mierzono kamerą termowizyjną VarioCAM® hr. Kamera jest wyposażona w niechłodzoną macierz bolometryczną o formacie obrazu 640 x 480 pikseli. Urządzenie przeznaczone jest do pracy w długofalowym zakresie promieniowania podczerwonego $7,5 \div 14 \mu\text{m}$. Badania prowadzono ze standardowym obiektywem kamer $(30 \times 23)^0$. Obserwowaną powierzchnię równomiernie pokryto czarną farbą w celu zapewnienia jednorodności optycznej zewnętrznej powierzchni badanych próbek.

Zestawiony układ pomiarowy umożliwia przyjęcie założenia o jednowymiarowości zjawiska, tj. przyjęcie, że zmiana temperatury po grubości żebra jest pomijalnie mała. Założenie to jest słuszne dla liczb $Bi < 0,1$. Wynikiem badań jest jednowymiarowy rozkład temperatury po długości żebra wzdłuż jego osi.

3. Wyniki i metodyka badań

Badania wykonano dla próbki miedzianej, na którą napieczono metalicznie włóknistą warstwę kapilarno-porowatą o parametrach: wysokości $h_w = 1$ mm i porowatości objętościowej $\sim 85\%$. Strukturę wykonano z pociętego drutu o średnicy 0,05mm i długości włókien ~ 3 mm, które napieczono w redukcyjnej atmosferze wodoru. Czynnikiem odbierającym ciepło był etanol pod ciśnieniem atmosferycznym. Dla celów porównawczych i kalibracyjnych wykonano również pomiary w identycznych warunkach dla miedzianego żebra o powierzchni gładkiej.

Wynikiem obserwacji kamerą termowizyjną zewnętrznej powierzchni badanego elementu jest pole termalne. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowy poosiowy rozkład temperatury wzdłuż badanego żebra przy stałej mocy grzejnika głównego dla dwóch próbek: o powierzchni gładkiej oraz z nałożoną strukturą kapilarno-porowatą. Analizując poniższy rysunek można zauważyć, iż nałożenie pokrycia włóknistego intensyfikuje wymianę ciepła w stosunku do powierzchni gładkiej. Ze względu na odpowiednio duże wymiary jej wychłodzenie do temperatury wrzenia cieczy następuje przed połową wysokości próbki. Obserwuje się to dla wszystkich serii pomiarowych, które wykonywano przy różnych mocach elektrycznych przyłożonych u podstawy grzejnika głównego.

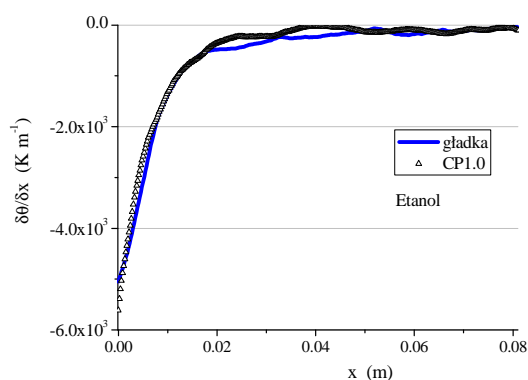


Rys. 2. Rozkład temperatury na miedzianym żebrze wzdłuż jego linii środkowej przy stałej mocy grzejnika głównego dla próbki gładkiej i kapilarno – porowatej o wysokości warstwy 1,0 mm

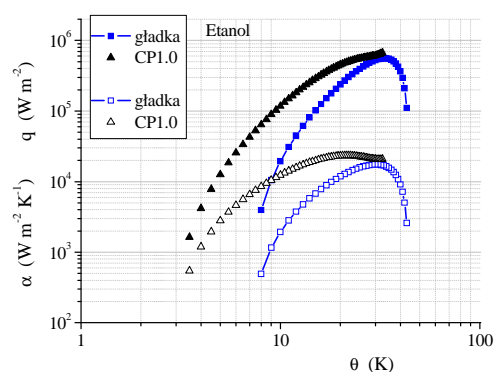
Fig. 2. Temperature distribution along the centerline of the copper fin at constant heating power of main heater for smooth and capillary-porous layer of a height of 1.0 mm

Wynikiem pomiaru kamerą termowizyjną jest duża ilość punktów pomiarowych, co zezwala na zastosowanie metody numerycznego różniczkowania z jednoczesnym wygładzaniem. W ten sposób wyznaczono pochodną dla dwóch badanych próbek po długości żebra, którą pokazano na rysunku 3. Jest ona proporcjonalna do ilości transponowanego ciepła wzdłuż długości elementu. Warto

zauważyć, że wartość tej pochodnej jest prawie równa zero w odległości poniżej połowy wysokości żebra.



Rys. 3. Gradient temperatury w funkcji długości dla próbki gładkiej i kapilarno – porowatej
Fig. 3. The temperature gradient versus length for the smooth and capillary-porous sample



Rys. 4. Krzywa wrzenia dla próbki gładkiej i z nałożoną metaliczno włóknistą strukturą kapilarno - porowatą

Fig. 4. Boiling curve for smooth sample and sample with capillary-porous structure of coating

Przedstawioną na rysunku 3 pochodną wykorzystuje się do obliczenia lokalnie odprowadzanych strumieni ciepła, a w konsekwencji wyznaczenia krzywej wrzenia dla rozpatrywanego elementu o nieizotermicznej powierzchni. Wynik takich obliczeń dla próbki gładkiej i z pokryciem kapilarno-porowatym zaprezentowano na rysunku 4. Szczegółową procedurę obliczeń opisano w pracy [5].

4. Wnioski

Kończym wynikiem prowadzonych badań jest zależność lokalnie odprowadzanych strumieni oraz współczynników przejmowania ciepła dla żebra o powierzchni gładkiej oraz z kapilarno-porowatym pokryciem. Jak pokazano na wykresie 4 wrzenie pęcherzykowe rozpoczyna się przy przegrzaniu ~ 8 K dla próbki o powierzchni gładkiej, zaś dla próbki z pokryciem strukturalnym już przy $\sim 3,5$ K. Podobne przesunięcie w kierunku niższych przegrzań obserwuje się dla maksymalnych wartości strumienia ciepła. W tabeli 1 zamieszczono lokalne wartości gęstości strumienia ciepła przy jednakowym przegrzaniu. Obliczono również różnicę pomiędzy tymi wartościami dla obydwu próbek, która początkowo rośnie, a dla wyższych przegrzań maleje. Obserwuje się maksimum $\Delta q = q_{\text{kapilarno-porowata}} - q_{\text{gładka}} = 217,7 \text{ kW/m}^2$ przy przegrzaniu 19K.

Tabela 1. Gęstość strumienia ciepła przy stałym przegrzaniu

Table 1. Heat flux at constant superheat

$q \text{ (kW/m}^2\text{)}$	$\theta = 10 \text{ K}$	$\theta = 13 \text{ K}$	$\theta = 19 \text{ K}$	$\theta = 26 \text{ K}$	$\theta = 29 \text{ K}$
$q_{\text{gładka}}$	19,3	61,3	206,9	425,0	502,8
$q_{\text{kapilarno-porowata}}$	117,5	217,2	424,6	566,7	599,6
Δq	98,2	155,8	217,7	141,7	96,8

Literatura

- [1] Nishikawa K., Fujita Y.: Nucleate Boiling Heat Transfer and Its Augmentation. Hartnett J.P., Irvine, Jr., T.F.(ed.), Academic Press, Advances in Heat Transfer, 20 (1990), pp. 1-82.
- [2] O'Neill P.S., Gottzmann C.F., Terbot J.W.: Heat Exchangers for NGL. Chem. Eng. Prog., vol. 67, 1971.
- [3] Orzechowski T., Zwierzchowska A., Zwierzchowska S.: Wymiana ciepła na żebrach z metalowo włóknistym pokryciem kapilarno-porowatym. Inżynieria i Aparatura Chemiczna, 6 (2009), s. 144-145.
- [4] Orzechowski T., Zwierzchowska A., Zwierzchowska S.: Evaluation of boiling heat transfer coefficients on fin's smooth surface. Transcom 2009: 8-th European Conference of Young Research and Scientific Workers. Zilina June 22-24, 2009 - Slovak Republic. Ed. by Alan Vaško, Peter Brida, Copyright by University of Žilina, 2009, pp. 169-172.
- [5] Orzechowski T.: Determining local values of the heat transfer coefficient on a fin. Experimental Thermal and Fluid 31 Issue: 8 (2007) pp. 947-955.
- [6] Pioro I.L., Rohsenow W., Doerfer S.S.: Nucleate pool-boiling heat transfer. II: assessment of prediction methods. International Journal of Heat transfer 47 (2004) pp. 5045-5057.

- [7] Semena M.G., Geršuni A.N., Zaripov V.K.: Teplovyje truby s metallovoloknistymi kapiljarnymi strukturami. Višč. Škola, Kiev, 1984.

BOILING HEAT TRANSFER ON A FIN WITH CAPILLARY-POROUS COATINGS

S u m m a r y

The paper deals with boiling heat transfer intensification on non-isothermal heat exchanger surfaces. Many researches related to heat transfer with phase change on coatings produced by different technologies are reported in the literature. The disadvantage of these researches is that the results are presented for mainly isothermal surfaces, while the real heat exchanger units are usually non-isothermal and heat transfer processes proceed differently in relation to isothermal conditions. The paper presents the results of investigations into a single fin operating in ethanol boiling under ambient pressure. Thermographic camera was used to measure temperature distribution for two specimens: with a smooth surface and capillary-porous coating superimposed to enhance heat transfer. This paper presents the results of study on the impact of the selected capillary-porous coating on the size of non-isothermal heat transfer surfaces oriented vertically. The tests were conducted on the measuring position, whose main element is a long copper fin, which was kept at a constant temperature for series of measurements. Heat receiving fluid was ethanol at atmospheric pressure. The measurement methodology is discussed and the results of the research are presented. Based on the measured by using thermographic camera surface temperature distribution the local values of stream carrying away and the heat transfer coefficients are determined. These results are shown as a boiling curve for a fin with a smooth surface and coated of capillary - porous structure. The maximum difference in the locally rejected heat flux at 19 K superheat is observed an equals 218 kW/m² nearly.

Keywords: boiling, fin, capillary-porous structure, hat flux, infrared mapping

DOI: 10.7862/rm.2014.26

Otrzymano/received: 20.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 22.06.2014

Henryk OTWINOWSKI¹
Vladimir P. ZHUKOV²
Evgenii V. BAROCHKIN³

MATEMATYCZNE MODELOWANIE PODGRZEWACZA REGENERACYJNEGO WODY

W artykule przedstawiono macierzowy model wielostopniowego wymiennika ciepła. W modelu rozpatrzono zagadnienie wymiany ciepła pomiędzy parą nasyconą i wodą. Opracowany model wykorzystano do obliczeń regeneracyjnego podgrzewacza wody zasilającej kocioł w obiegu siłowni cieplnej. W rozpatrywanym przypadku czynnikiem grzejnym jest para wodna, która ulega kondensacji podczas przekazywania ciepła wodzie zasilającej kocioł. Na podstawie równań bilansu energii otrzymano układ równań różniczkowych, opisujących zmianę stopnia suchości gorącego czynnika oraz temperatury chłodnego czynnika w funkcji powierzchni wymiennika ciepła. Rozwiązanie tego układu równań umożliwia wyznaczenie temperatury wody zasilającej i stopnia suchości pary grzejnej w dowolnym punkcie rozpatrywanego wymiennika wielostopniowego. Warunkiem koniecznym rozwiązania układu równań jest określenie kierunku przepływu czynników gorącego i chłodnego oraz znajomość ich parametrów na wejściu do wymiennika. W artykule przedstawiono zasady określania kierunku przepływu obydwu czynników oraz metodykę tworzenia macierzy blokowej wielostopniowego wymiennika ciepła. Na podstawie obliczeń przeprowadzono analizę, która wykazała, że wyniki obliczeń umożliwiają ocenę stanu pracy podgrzewacza regeneracyjnego wody zasilającej kocioł. Przedstawiony macierzowy model wielostopniowego wymiennika ciepła może być wykorzystany do analizy efektywności pracy podgrzewaczy regeneracyjnych stosowanych w energetyce zawodowej i przemysłowej, ciepłownictwie oraz wymienników płaszczowo-rurowych stosowanych w przemyśle chemicznym, petrochemicznym, rafineryjnym, spożywczym i innych.

Słowa kluczowe: wymiennik wielostopniowy, model macierzowy, przemiana fazowa, siłownia cieplna, woda zasilająca kocioł

¹ Autor do korespondencji: Henryk Otwinowski, Politechnika Częstochowska, al. Armii Krajowej 21, 42-201 Częstochowa, tel.: 34 3250 579, e-mail: otwinowski@imc.pcz.czyst.pl.

² Vladimir P. Zhukov, Ivanovo State Power Engineering University, Rabfakovskaya 34, 153003 Ivanovo, Russia.

³ Evgenii V. Barochkin, Ivanovo State Power Engineering University, Rabfakovskaya 34, 153003 Ivanovo, Russia.

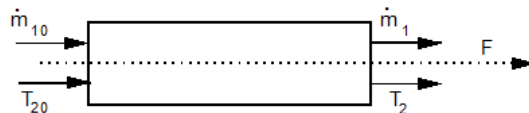
1. Wstęp

W pracach [1,2] przedstawiono modelowanie wymiany ciepła w urządzeniach wielostopniowych, w których nie występuje zmiana stanu skupienia czynników roboczych. W przemysłowych wymiennikach ciepła zdarza się często, że podczas wymiany ciepła stan skupienia jednego czynnika, a niekiedy obydwu, ulega zmianie. W niniejszej pracy przedstawiono model wielostopniowego wymiennika ciepła z uwzględnieniem przejścia fazowego czynnika roboczego. W szczególności rozpatrzono przemianę fazową gaz-ciecz dla pary wodnej i wody w powierzchniowym wymienniku ciepła.

2. Model wielostopniowego wymiennika ciepła

Przeponowy wymiennik ciepła (albo jego stopień) można przedstawić jako czterobiegunowy element o dwóch wchodzących i dwóch wychodzących strumieniach (rys.1) [1,2]. Parametry tych strumieni będą występować w równaniach, w których uwzględniono przejście fazowe. W modelu matematycznym wymiennika ciepła przyjęto następujące założenia:

- wymiana ciepła zachodzi pomiędzy wodą a parą nasyconą o temperaturze $T_{n1} = \text{idem}$,
- proces kondensacji pary będzie opisany za pomocą stopnia suchości pary x ,
- jako zmienną niezależną przyjmuje się powierzchnię czynną F wymiennika,
- nie uwzględnia się strat ciepła do otoczenia.



Rys. 1. Schemat pojedynczego stopnia wymiennika ciepła

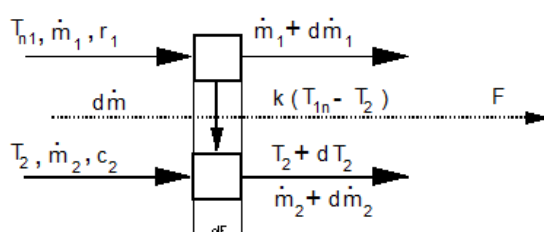
Fig. 1. Schematic of a heat exchanger single stage

Na rysunku 2 przedstawiono schemat obliczeniowy strumieni ciepła przechodzących przez elementarną powierzchnię dF współprądowego wymiennika ciepła. Na podstawie równań bilansu energii otrzymuje się układ równań różniczkowych opisujących zmianę stopnia suchości x_1 gorącego czynnika oraz temperatury T_2 chłodnego czynnika wzdłuż powierzchni wymiennika:

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dF} = -a_1(T_{n1} - T_2) \\ \frac{dT_2}{dF} = -a_2(T_{n1} - T_2) \end{cases} \quad (1)$$

$$a_1 = \frac{k}{r_1 \dot{m}_1}, \quad a_2 = \frac{k}{c_2 \dot{m}_2}$$

gdzie: k – współczynnik przenikania ciepła, $\text{W/m}^2\text{K}$;
 \dot{m} – strumień masy czynnika, kg/s ;
 r – entalpia właściwa parowania wody, J/kgK ;
 c – pojemność cieplna właściwa czynnika, J/kgK ;
 indeks 1 odnosi się do czynnika gorącego, a indeks 2 dotyczy czynnika chłodnego.



Rys. 2. Schemat przepływu czynników przez elementarną powierzchnię wymiany ciepła

Fig. 2. Schematic of the agents flow through an elementary heat exchange surface

Rozwiązanie układu równań (1) dla warunków początkowych:

$$x_1|_{F=0} = x_{10}, \quad T_2|_{F=0} = T_{20}$$

można przedstawić w postaci macierzowej

$$\begin{pmatrix} 1 & a_1(1 - e^{-a_2 F}) & -1 & 0 \\ 0 & a_2 & -e^{-a_2 F} & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{10} \\ T_{20} \\ x_1 \\ T_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_1(1 - e^{-a_2 F})T_{n1} \\ a_2 \\ (1 - e^{-a_2 F})T_{n1} \end{pmatrix} \quad (2)$$

Jeżeli dane są dwa z czterech parametrów $(x_{10}, T_{20}, x_1, T_1)$, to na podstawie układu równań (2) można obliczyć dwa pozostałe parametry. W celu uogólnienia modelu rozszerzono układ (2) o równania zawierające dwa znane parametry na wejściu do wymiennika wielostopniowego (lub układu wymienników). Przykładowo dla znanych następujących parametrów: stopnia suchości gorącego czynnika oraz temperatury chłodnego czynnika na wejściu do wymiennika rozszerzony układ równań przyjmie następującą postać:

$$\begin{pmatrix} 1 & \frac{a_1}{a_2}(1 - e^{-a_2 F}) & -1 & 0 \\ 0 & -e^{-a_2 F} & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{10} \\ T_{20} \\ x_1 \\ T_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{a_1}{a_2}(1 - e^{-a_2 F})T_{n1} \\ (1 - e^{-a_2 F})T_{n1} \\ \tilde{x}_{10} \\ \tilde{T}_{20} \end{pmatrix} \quad (3)$$

gdzie: \tilde{x}_{10} , \tilde{T}_{20} – wartości znanych parametrów na wejściu do układu wymienników, a położenie jedynek w odpowiednim wierszu macierzy współczynników wskazuje na miejsce, w którym występuje dany parametr.

Analizę układu, który składa się z n wymienników ciepła połączonych w dowolny sposób przeprowadzono przyjmując następujące założenia:

- każdy wymiennik stanowi czterobiegunowy element o dwóch strumieniach czynników wchodzących i dwóch strumieniach czynników wychodzących,
- wartości parametrów na wyjściu z wymiennika i wejściu do kolejnego wymiennika są równe.

Strumienie czynników przepływających pomiędzy wymiennikami w rozpatrywanym układzie nazwano strumieniami wewnętrznymi, a strumienie czynników wchodzących lub wychodzących z układu nazwano strumieniami zewnętrznymi. Dla każdego wymiennika stanowiącego element układu można zapisać układ 4 równań analogicznych do układu równań (3). Układ równań dla n wymienników ciepła zawiera $4n$ równań – rozwiązanie tego układu umożliwia wyznaczenie temperatury chłodnego czynnika i stopnia suchości gorącego czynnika w dowolnym punkcie układu wymienników. Powyższa analiza jest słuszna również dla wymiennika wielostopniowego.

W celu określenia kierunków przepływu: czynnika gorącego, chłodnego oraz wspólnego dla obydwu czynników wprowadzono następujące macierze:

- dla czynnika gorącego

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

- dla czynnika chłodnego

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (5)$$

– dla obydwu czynników

$$\mathbf{GC} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

Macierz współczynników dla i -tego wymiennika przyjmuje następującą postać:

$$\mathbf{B}_i = \begin{pmatrix} 1 & \frac{a_{1i}(1 - e^{-a_{2i}F_i})}{a_{2i}} & -1 & 0 \\ 0 & -e^{-a_{2i}F_i} & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (7)$$

Cztery parametry czynników dla i -tego wymiennika tworzą macierz jednokolumnową o wymiarze 4×1

$$\mathbf{P}_i = \begin{pmatrix} x_{10i} \\ T_{20i} \\ x_{1i} \\ T_{2i} \end{pmatrix} \quad (8)$$

a elementy macierzy wyrazów wolnych dla i -tego wymiennika tworzą następującą macierz o takim samym wymiarze

$$\mathbf{P}_{0i} = \begin{pmatrix} \frac{a_{1i}(1 - e^{-a_{2i}F_i})}{a_{2i}} T_{n1} \\ (1 - e^{-a_{2i}F_i}) T_{n1} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

W powyższej macierzy dla wymiennika, do którego wpływają lub wypływają czynniki zewnętrzne, zamiast zer występują wartości parametrów czynników zewnętrznych: temperatury albo stopnia suchości. Układ $4n$ równań liniowych dla układu n wymienników ciepła (lub n -stopniowego wymiennika) w postaci macierzowej można przedstawić w następujący sposób:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} & \mathbf{A}_{13} & \dots & \mathbf{A}_{1n} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} & \mathbf{A}_{23} & \dots & \mathbf{A}_{2n} \\ \mathbf{A}_{31} & \mathbf{A}_{32} & \mathbf{A}_{33} & \dots & \mathbf{A}_{3n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \mathbf{A}_{n1} & \mathbf{A}_{n2} & \mathbf{A}_{n3} & \dots & \mathbf{A}_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{P}_1 \\ \mathbf{P}_2 \\ \mathbf{P}_3 \\ \dots \\ \mathbf{P}_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{P}_{01} \\ \mathbf{P}_{02} \\ \mathbf{P}_{03} \\ \dots \\ \mathbf{P}_{0n} \end{pmatrix} \quad (10)$$

gdzie: \mathbf{A} – macierz blokowa układu wymienników, w której każdy blok \mathbf{A}_{ij} o wymiarze 4×4 odpowiada jednej z macierzy określonej równaniami (4)-(7).

W celu obliczenia dowolnego układu składającego się z n wymienników wystarczy utworzyć macierz blokową \mathbf{A} o wymiarze $n \times n$ bloków (lub $4n \times 4n$ elementów) według następujących zasad:

1. Każdy wymiennik układu ma przyporządkowany numer $i \in (1, n)$.
2. W macierzy blokowej \mathbf{A} wymiennikowi numer i odpowiada i -ty wiersz. W każdym wierszu występują co najwyżej trzy bloki niezerowe.
3. Na głównej przekątnej macierzy \mathbf{A} umieszczone są macierze współczynników (7) czyli $\mathbf{A}_{ii} = \mathbf{B}_i$.
4. Jeżeli gorący czynnik podawany jest z i -tego do j -tego wymiennika, to $\mathbf{A}_{ij} = \mathbf{G}$.
5. Jeżeli chłodny czynnik podawany jest z i -tego do j -tego wymiennika, to $\mathbf{A}_{ij} = \mathbf{C}$.
6. Jeżeli obydwa czynniki podawane są z i -tego do j -tego wymiennika, to $\mathbf{A}_{ij} = \mathbf{GC}$.
7. Wszystkie pozostałe bloki macierzy \mathbf{A} są równe zerowym macierzom kwadratowym czwartego stopnia $\mathbf{A}_{ij} = \mathbf{0}$.
8. Jednokolumnowa macierz blokowa nieznanymi parametrów \mathbf{P} zawiera n macierzy (8) (lub $4n$ elementów), odpowiadających parametrom czynników wewnątrz układu (stopień suchości lub temperatura).
9. Jednokolumnowa macierz blokowa wyrazów wolnych \mathbf{P}_0 zawiera n bloków analogicznych do macierzy (9) (albo $4n$ elementów). W tej macierzy wprowadza się także w miejsce zer znane wartości parametrów strumieni zewnętrznych.

Rozwiązanie układu równań (10) umożliwia określenie parametrów czynników w dowolnym punkcie układu wymienników lub wymiennika wielostopniowego.

3. Obliczenia podgrzewacza regeneracyjnego wody

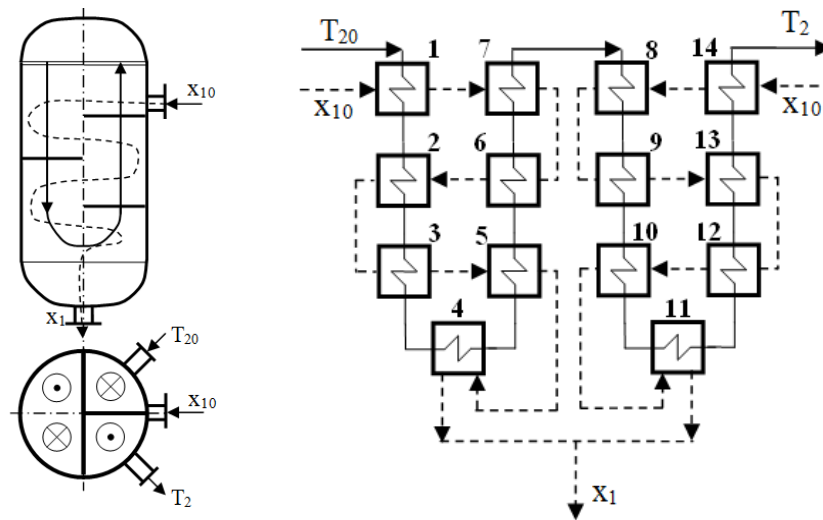
W niniejszej części artykułu rozpatrzono przykład obliczenia podgrzewacza regeneracyjnego niskoprężnego typu PN-400-26-2 (rys.3) [4] stosowanego do podgrzewu kondensatu z turbiny parowej typu K-300-240 o mocy 312 MW [3]. Zakłada się, że para podawana jest do podgrzewacza w stanie nasycenia o stopniu suchości równym 1. Para wychodząca z turbiny rozdziela się na dwa równoległe strumienie, z których jeden kierowany jest do podgrzewu pierwszego i drugiego biegu wody, a drugi strumień pary podawany jest do podgrzewu trzeciego i czwartego biegu wody. Powstający ze skroplenia pary grzejnej kondensat zbiera się w dolnej części podgrzewacza i poprzez regulator poziomu opuszcza wymiennik. Podwyższenie poziomu kondensatu może prowadzić do przedostawania się kropeł wody do turbiny. Z kolei obniżenie poziomu wody może doprowadzić do przepływu pary przez wymiennik wskutek niecałkowitego skroplenia. Do prawidłowej pracy wymiennika wymagane jest całkowite skroplenie pary grzejnej.

Woda z przestrzeni wlotowej przez płaski pęczek rur przepływa do pierwszego pęczka rur w kształcie litery U (pierwszy i drugi bieg). Podgrzana woda przez komorę wylotową i drugi pęczek U-rurek opuszcza podgrzewacz (trzeci i czwarty bieg). Macierz blokowa **A**, utworzona dla tego wymiennika według podanych zasad, przyjmuje następującą postać:

$$A = \begin{pmatrix} B_1 & C & 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B_2 & GC & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_3 & C & G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & B_4 & C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & B_5 & C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & G & 0 & 0 & 0 & B_6 & C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G & B_7 & C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_8 & GC & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_9 & C & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{10} & GC & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{11} & C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 & B_{12} & C & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G & B_{13} & C \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{14} \end{pmatrix}$$

Podczas tworzenia algorytmu obliczeniowego powierzchnię wymiennika podzielono na 14 stopni – elementów czterobiegunowych (rys. 3). Numeracja stopni jest zgodna z kierunkiem przepływu wody. Rurki wymiennika podzielono wzdłuż wysokości na cztery części: trzy biegi pary i odcinek powrotny.

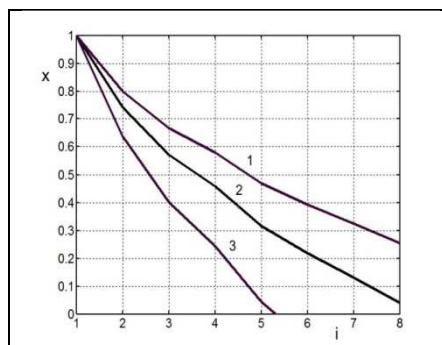
Stopnie o numerach 1-7 odpowiadają pierwszemu i drugiemu biegowi wody, a stopnie 8-14 – trzeciemu i czwartemu biegowi wody. Kierunki przepływu czynników i schemat obliczeniowy przedstawiono na rysunku 3. Rozwiązanie układu równań (10) pozwala wyznaczyć stopień suchości gorącego czynnika i temperaturę chłodnego czynnika.



Rys. 3. Schemat obliczeniowy podgrzewacza regeneracyjnego wody

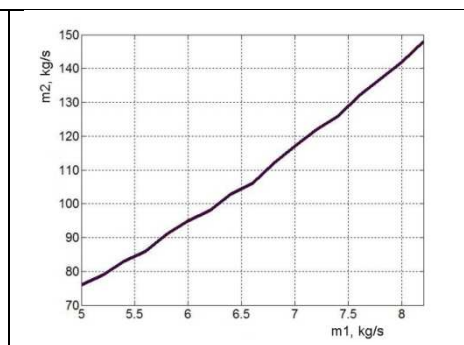
Fig. 3. Schematic of the regenerative feedwater heater calculation

Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunkach 4 i 5. Na rysunku 4 przedstawiono zależność stopnia suchości gorącego czynnika od numeru stopnia wymiennika dla różnych wartości strumienia masy pary grzejnej. Z rysunku wynika, że mały strumień masy (krzywa 3) prowadzi do całkowitego skroplenia pary już w środkowej części powierzchni wymiany ciepła, natomiast podwyższony strumień masy pary - do wypływu nieskroplonej pary z wymiennika (krzywa 1). Nominalne warunki eksploatacji odpowiadają kondensacji prawie całej pary grzejnej (krzywa 2). Na rysunku 5 przedstawiono zależność strumienia masy wody od strumienia masy pary przy całkowitym skropleniu pary grzejnej na wyjściu z wymiennika.



Rys. 4. Zależność stopnia suchości pary od numeru stopnia wymiennika dla różnych wartości strumienia masy pary grzejnej: 1 – 5 kg/s, 2 – 7 kg/s, 3 – 9 kg/s

Fig. 4. Dependence of the steam dryness fraction on the stage number of exchanger for different values of the heating steam mass flowflux: 1 – 5 kg/s, 2 – 7 kg/s, 3 – 9 kg/s



Rys. 5. Zależność strumienia masy wody od strumienia masy pary

Fig. 5. Dependence of the water mass flux on the steam mass flux

4. Wnioski

Porównanie teoretycznych i eksperymentalnych wyników dla podgrzewaczy przemysłowych umożliwia diagnozowanie stanu pracy wymiennika. W szczególności dobierając wartości współczynnika przenikania ciepła dla przypadków zbieżności wyników obliczeń i danych eksperymentalnych oraz porównując te wartości z danymi nominalnymi można diagnozować stan powierzchni ogrzewalnych wymiennika i wielkość zasysania gazów przez nieuszczelności. Opracowana metoda umożliwia także przeprowadzenie analizy podawania do wymiennika dodatkowych strumieni czynników albo zmiany powierzchni wymiany ciepła. W związku z tym przedstawiony model może być wykorzystany do oceny efektywności pracy podgrzewaczy regeneracyjnych w energetyce, ciepłownictwie, przemyśle chemicznym, spożywczym i innych.

Literatura

- [1] Barochkin E.V., Zhukov V.P., Mizonov V.E., Otwinowski H.: Recykulacja nośników ciepła w układach wymienników o złożonej konfiguracji, Izv. VUZ „Khimiya i khimicheskaya tehnologiya”, vol. 48, nr 1, 2005, s. 124-128.
- [2] Barochkin E.V., Zhukov V.P., Otwinowski H., Urbaniak D.: Modelowanie wielostopniowych wymienników ciepła, ZN Wydziału Inżynierii Procesowej, Materiałowej i Fizyki Stosowanej Politechniki Częstochowskiej, seria: Metalurgia, nr 48, 2005, s. 112-116.

- [3] Kostyuk A.G., Frolov V.V.: Turbiny elektrowni ciepłych i jądrowych, Izd. MEI, Moskwa 2001.
- [4] Nazmeev Yu.G., Lavygin V.M.: Wymienniki elektrowni ciepłych, Energoatomizdat, Moskwa 1998.

MATHEMATICAL MODELING OF THE REGENERATIVE FEEDWATER HEATER

S u m m a r y

In the paper matrix model of the multistage heat exchanger is presented. The problem of heat exchange between the saturated steam and water is considered in this model. The developed model was used for the calculation of the regenerative boiler feedwater heater in a cycle of the thermal power plant. In the presented case, the water vapor is a heating medium that condenses during the heat transfer in the boiler feedwater. On the basis of the energy balance equations, the system of differential equations describing the change of the steam dryness fraction of warm media and temperature of the cooler media as a function of the heat exchanger area is obtained. The solution of this system of equations allows the determination of the feedwater temperature and the heating steam dryness fraction in any point of considered multistage heat exchanger. In order to solve the system of equations it is necessary to define the flow direction of both hot and cold media as well as knowledge of the parameters to input exchanger is needed too. The article presents the rules for determining the direction of both media flowing and methodology of creating a block matrix of multistage heat exchanger. On the basis of calculations the analysis was done, which shows that computation results allow to assess the operating conditions of regenerative boiler feedwater heater. The presented matrix model of the multistage heat exchanger can be used to analyze the efficiency of regenerative feedwater heaters used in the power industry, heating plants and tubular heat exchangers used in the chemical, petrochemical, refining, food and others industries.

Keywords: multistage exchanger, matrix model, phase transition, power plant, boiler feedwater

DOI: 10.7862/rm.2014.27

Otrzymano/received: 25.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014

Magdalena SOBCZAK¹
Zbigniew ZAPĄŁOWICZ²

BADANIA WSTĘPNE WPŁYWU ODSYSANIA MIESZANINY PAROWO-POWIETRZNEJ NA EFEKTYWNOŚĆ WYMIANY CIEPŁA MIĘDZY CHŁODZIWEM A PODGRZEWANĄ POWIERZCHNIĄ

W pracy przedstawiono budowę stanowiska badawczego, metodykę pomiarów i obliczeń oraz wstępne wyniki badań doświadczalnych chłodzenia podgrzewanej powierzchni strugami wody. Celem pracy jest wstępna analiza wpływu procesu odsysania mieszaniny parowo-powietrznej na intensywność procesu odparowania filmu wodnego. Nagrzana powierzchnia chłodzona jest trzema strugami wody wytwarzanymi w zakraplaczach zamontowanych w płycie i ustawionych w wierzchołkach trójkąta równobocznego. Natężenie przepływu wody jest ustalone. W środku tego trójkąta umieszczono sondę połączoną z pompą próżniową, zadaniem której jest usunięcie powstałej nad powierzchnią filmu pary wodnej i otaczającego układu powietrza atmosferycznego. Strugi wody chłodzą powierzchnię roboczą grzejnika wykonanego z bloku miedzianego o wymiarach $0,04 \times 0,04 \times 0,02$ m. Eksperyment przeprowadzono dla temperatury podgrzewanej powierzchni zmieniającej się w zakresie od $50 \div 100^\circ\text{C}$. Na podstawie analizy uzyskanych wstępnych wyników badań oszacowano, że odsysanie mieszaniny parowo-powietrznej z nad warstwy filmu cieczowego zwiększa się intensywność odparowania chłodziwa (wody) o około $25 \div 50\%$.

Słowa kluczowe: odsysanie, odparowanie, film wodny, odprowadzanie pary, chłodzenie strugą, chłodzenie ścianki

1. Wprowadzenie

Zastosowanie odpowiednio dobranego sposobu chłodzenia powierzchni ma znaczący wpływ na pracę i sprawność urządzeń. Przy wysokich kosztach chłodzenia ważne jest zintensyfikowanie procesu wymiany ciepła między chłodzi-

¹ Autor do korespondencji: Magdalena Sobczak, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, al. Piastów 17, 70-310 Szczecin, tel. 91 449 4272, magdalena.sobczak@zut.edu.pl

² Zbigniew Zapalowicz, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, al. Piastów 17, 70-310 Szczecin, zbigniew.zapalowicz@zut.edu.pl

wem a powierzchnią chłodzoną. Intensyfikacji procesu chłodzenia można dokonać m.in. poprzez zastosowanie układu wielu dysz chłodzących [6÷7, 12, 16] bądź też utworzenie specjalnych struktur na podgrzewanej powierzchni [4÷5, 9, 16÷17]. Do chłodzenia można również wykorzystać różne czynniki robocze: w postaci alkoholi [6÷7, 15], ciekłych metali [1], parafin zmieniających fazę [13], nanopłynów [8]. Jednak ze względów ekonomicznych najczęściej stosowanymi chłodziwami są powietrze i woda.

Chłodzenie nagranych powierzchni wodą stosuje się w wielu gałęziach przemysłu m.in. samochodowym (chłodzenie silnika), energetycznym (chłodzenie reaktorów w elektrowniach), elektronicznym (chłodzenie chipów), etc. Chłodzenie elementów elektroniki od wielu lat bazuje na ich chłodzeniu strumieniem powietrza. Wadą tego sposobu chłodzenia są ograniczone wymiary systemów i duża ich waga oraz niewystarczająca ilość odprowadzanego ciepła z powierzchni. Dlatego w ostatnich latach coraz częściej pojawiają się propozycje chłodzenia elementów elektroniki za pomocą strumienia wody [2÷3, 14]. W zależności od struktury strumienia woda może występować w postaci strug [5, 9] bądź „spray’ów”, tj. mieszanin wody z powietrzem [2, 10÷11, 14, 17]. Chłodzenie strugą zapewnia nie tylko dobry odbiór ciepła z powierzchni, ale również usuwa opór termiczny między powierzchnią a chłodziwem. Ten rodzaj chłodzenia jest chętnie stosowany w procesie wytwarzania stali i tworzyw sztucznych, przy chłodzeniu łopatek turbiny, przy chłodzeniu paneli fotowoltaicznych. Większość dostępnej literatury skupia uwagę na chłodzeniu powierzchni przy pomocy „spray’u”. Literatury dotyczącej chłodzenia powierzchni strugą jest znacznie mniej. Natomiast informacje na temat badań dotyczących odsysania pary w czasie chłodzenia powierzchni wodą są nieliczne i fragmentaryczne.

Celem niniejszej pracy jest określenie wpływu zastosowania odsysania mieszaniny parowo-powietrznej na intensyfikację wymiany ciepła między powierzchnią grzaną a chłodziwem.

2. Stanowisko badawcze

Widok stanowiska badawczego pokazano na rysunku 1. Stanowisko badawcze składa się z następujących układów: zakraplania, grzania, odsysania, pomiaru i rejestracji temperatury.



Rys.1. Widok stanowiska badawczego

Fig.1. View of the test stand

Strugi cieczy są wytwarzane w zakraplaczach, którymi są trzy typowe igły lekarskie. Średnica zewnętrzna igły jest równa 0,0006 m. Igły umieszczono w otworach wywierconych w przezroczystej płytce. Otwory w płytce nawiercono tak, że odległości między nimi tworzą trójkąty równoboczne o różnych długościach boku. Możliwe jest więc wykonywanie badań dla zmiennych rozstawów między zakraplaczami. Igły poprzez gumowe przewody są połączone ze zbiorniczkiem przelewowym. Zbiorniczek ten jest umieszczony na statywie. Zadaniem zbiorniczka przelewowego jest zapewnienie stałego ciśnienia hydrostatycznego napływającej cieczy. W niniejszej pracy cieczą chłodzącą była woda. Woda o zadanej wartości temperatury dopływa przewodami gumowymi z ultratermostatu typu UH4. Wytworzone w zakraplaczach strugi kierowane są na powierzchnię roboczą grzejnika. Odległość końcówek zakraplaczy od powierzchni grzejnej można regulować za pomocą śrub mocujących płytkę z zakraplaczami w statywie. Nadmiar wody chłodzącej z powierzchni grzejnej spływa do zbiornika pomiarowego, będącego ostatnim elementem układu zakraplania. W środku płytki z zakraplaczami znajduje się sonda do odsysania mieszaniny parowo-powietrznej z nad powierzchni roboczej grzejnika. Średnica wewnętrzna sondy jest równa 0,004 m. Sonda połączona jest za pomocą gumowego przewodu z pompą próżniową typu 1154.4.

Grzejnik w formie bloczku miedzianego o wymiarach 0,04×0,04×0,02 m jest umieszczony poniżej zestawu zakraplaczy. Wewnątrz płytki miedzianej zamontowano standardową grzałkę elektryczną w kształcie cylindra o średnicy 0,006 m i długości 0,04 m. Moc elementu grzejnego wynosi 125 W. Regulacja

temperatury grzania następuje za pomocą regulatora RK40. Sygnałem sterującym jest temperatura zmierzona wewnątrz grzejnika termometrem oporowym Pt100. W grzejniku wywiercono otwory, w których zamontowano czujniki temperatury. Do pomiaru rozkładu temperatury w grzejniku zastosowano termopary typu J o średnicy 0,001 m. Termopary te podłączono do układu rejestracji danych wyposażonego w rejestrator APAR typu AR206/8. Dodatkowo przy pomocy termohigrometru typu LB-701H mierzono temperaturę otaczającego powietrza i jego wilgotność względną.

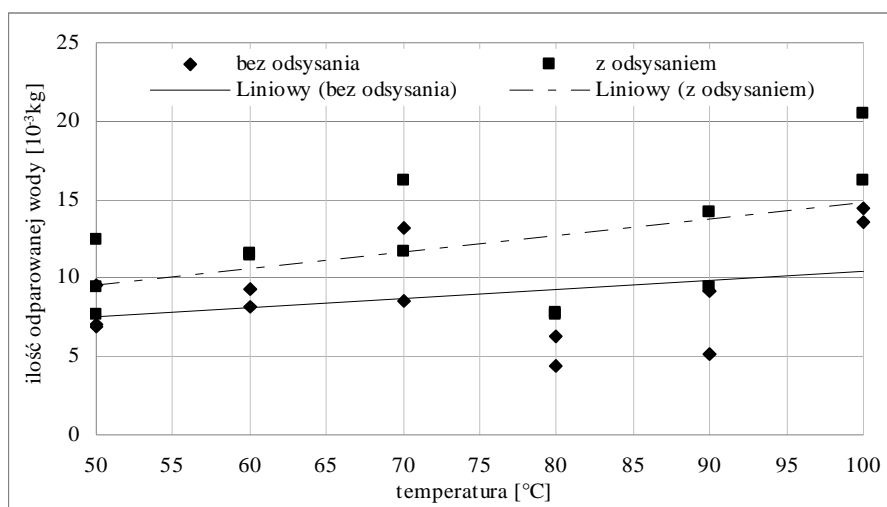
3. Metodyka badań

W celu określenia wpływu odsysania mieszaniny parowo-powietrznej na efektywność wymiany ciepła między chłodziwem, a grzaną powierzchnią wykorzystano metodę wagową. W niniejszych badaniach jako chłodziwo zastosowano wodę destylowaną o temperaturze 20°C. Przed pomiarem ważono (trzykrotnie) pusty zbiornik pomiarowy. Zakraplacze umieszczono w otworach płytki w wierzchołkach trójkąta równobocznego. W prowadzonym eksperymencie odległość między sąsiednimi zakraplaczami (bok trójkąta) wynosiła 0,006 m. W kolejnym kroku ustalono natężenie przepływu wody przez zakraplacze zmieniając wzajemne położenie zbiorniczka przelewowego i płytki z zakraplaczami. Wyływ wody z zakraplaczy jest wywołany ciśnieniem hydrostatycznym. W niniejszej próbie wysokość słupa wody, mierzonego między powierzchnią lustra w zbiorniczku przelewowym a końcówką zakraplacza była równa 0,205 m. Przed pomiarem ustawiano także odległość między końcówkami zakraplaczy, a powierzchnią grzaną. Odległość ta była równa 0,06 m. Następnie stabilizowano wyływ wody z zakraplaczy, odpowietrzając przewody gumowe łączące zbiorniczek przelewowy z zakraplaczami. Ustalano również położenie sondy odsysającej mieszaninę parowo-powietrzną w stosunku do powierzchni grzejnej. Badania przeprowadzono dla ustalonej wartości natężenia przepływu strumienia mieszaniny parowo-powietrznej. Eksperyment przeprowadzono dla zmiennych temperatur powierzchni grzanej (40 ÷ 100°C). Czas trwania pojedynczego pomiaru wynosił 5 minut. Po każdym pomiarze ważono zbiornik pomiarowy z wodą nieodparowaną i następnie obliczano ilość odprowadzonej wody. Dla każdej temperatury powierzchni grzanej wykonano po trzy serie pomiarowe, bez stosowania odsysania pary i z zastosowaniem odsysania mieszaniny parowo-powietrznej. Następnie obliczano współczynnik odparowania jako różnicę mas odparowującej wody, gdy zastosowano odsysanie mieszaniny parowo-powietrznej i przy braku odsysania. W kolejnym kroku obliczono względny stosunek odparowania odnosząc otrzymaną różnicę mas do wartości strumienia masy przy braku odsysania mieszaniny parowo-powietrznej. Parametr ten określano w procentach.

4. Wyniki badań

Wyniki badań doświadczalnych przedstawiono na rys. 2 i 3. Na obu rysunkach pokazano jedynie wyniki badań po wykonaniu analizy statystycznej i odrzuceniu punktów pomiarowych uznanych jako błędy grube. W tym przypadku zdecydowano się na zastosowanie ostrego kryterium oceny, zgodnie z którym punkt pomiarowy jest odrzucony, jeśli jego wartość różni się więcej niż o wartość odchylenia standardowego.

Na rys. 2 przedstawiono zależność masy odparowującej wody od średniej temperatury ogrzewanej powierzchni ścianki odpowiednio przy odsysaniu i braku odsysania mieszaniny parowo-powietrznej. Na rysunku tym wykreślono również linie tendencji pokazujące kierunek zmian ilości odparowanej pary. Z przebiegu linii tendencji wynika, co jest zgodne z oczekiwaniami, że ilość odparowującej wody jest większa, gdy wyższa jest średnia temperatura podgrzewanej powierzchni ścianki dla obu analizowanych przypadków. Linia tendencji ilustrująca intensywność odparowania wody w przypadku zastosowania odsysania jest położona wyżej niż ta, gdy brak jest odsysania mieszaniny parowo-powietrznej.



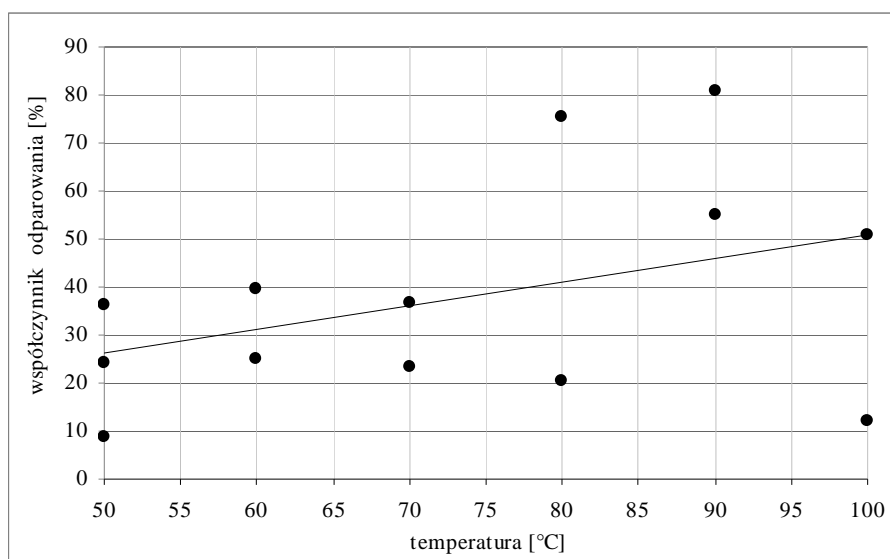
Rys.2. Zależność ilości odparowanej wody od temperatury ścianki

Fig.2. Relation between mass of evaporated water and wall temperature

Z kolei na rysunku 3 przedstawiono zależność między względnym współczynnikiem odparowania określonym w procentach, a średnią temperaturą podgrzewanej ścianki. Na rysunku tym pokazano także linię tendencji wskazującą, że wzrost średniej temperatury powierzchni ścianki powoduje większą intensywność odparowania w przypadku zastosowania odsysania mieszaniny paro-

wo-powietrznej. Z analizy wyników badań wynika, że intensywność chłodzenia powierzchni (odprowadzania ciepła) można istotnie zwiększyć, jeśli zastosuje się odsysanie mieszaniny parowo-powietrznej. Przybliżone średnie wartości względnego współczynnika odparowania wynoszą od 25÷50%.

Otrzymane wyniki badań wykazują jednak duży rozrzut punktów pomiarowych, wynikający z jeszcze niedoskonałej metodyki badań. Przyczynami tak dużego rozrzutu punktów pomiarowych mogą być m.in. zastosowanie metody wagowej oceny ilości odparowującej wody, wpływ zmiennych warunków otoczenia, nierównomierne podawanie wody z zakraplaczy.



Rys.3. Współczynnik odparowania dla wody od temperatury ścianki

Fig.3. Coefficient of evaporation for water in function of wall temperature

5. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych można stwierdzić, że odsysanie mieszaniny parowo-powietrznej z nad podgrzewanej powierzchni pokrytej filmem ciekowym istotnie zwiększa intensywność jego odparowania. Zastosowanie odsysania powoduje, że w badanym zakresie zmian temperatury powierzchni ścianki, średnie wartości względnego współczynnika odparowania filmu wodnego zmieniają się od 25% dla temperatury powierzchni ścianki około 50°C do 50% dla temperatury powierzchni ścianki około 100°C. Niedoskonałości w metodyce badań wskazują na konieczność ich kontynuacji.

Literatura

- [1] Deng Y., Liu J.: A liquid metal cooling system for the thermal management of high power LEDs, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37, 2010, s. 788 – 791.
- [2] Kim J.: Spray cooling heat transfer: The state of the art, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28, 2007, s. 753 – 767.
- [3] Lai Y., Cordero N., Barthel F., Tebbe F., Kuhn J., Apfelbeck R.: Liquid cooling of bright LEDs for automotive applications, *Applied Thermal Engineering* 29, 2009, s. 1239 – 1244.
- [4] Lin C., Chen C. J., Chieng C. C., Tseng F. G.: Dynamic effects of droplet impingement on nanotextured surface for high efficient spray cooling, *Transducers'11, Beijing, China, June 5 – 9, 2011*.
- [5] Liu Y. – H., Song S. – J., Lo Y. – H.: Jet impingement heat transfer on target surface with longitudinal and transverse grooves, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 58, 2013, s. 292 – 299.
- [6] Panão M.R.O., Correia A.M., Moreira A.L.N.: High – power electronics thermal management with intermittent multi-jet sprays, *Applied Thermal Engineering* 37, 2012, s. 293 – 301.
- [7] Panão M.R.O., Moreira A.L.N., Durao D.F.G.: Thermal – fluid assessment of multi-jet atomization for spray cooling applications, *Energy* 36, 2011, s. 2302 – 2311.
- [8] Rafati M., Hamidi A. A., Shariati Niaser M.: Application of nanofluids in computer cooling systems (heat transfer performance of nanofluids), *Applied Thermal Engineering* 45 – 46, 2012, s. 9 – 14.
- [9] Şeşen M., Demir E., İzci T., Khudhayer W., Karabacak T., Koşar A.: Submerged jet impingement cooling using nanostructured plates, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 59, 2013, s. 414 – 422.
- [10] Somasundaram S., Tay A.A.O.: A Study of the Effect of Exit Boundary Conditions on the Performance of a Spray Cooling System, *12th Electronics Packaging Technology Conference, 2010*.
- [11] Somasundaram S., Tay A.A.O.: Comparative study of intermittent spray cooling in single and two phase regimes, *International Journal of Thermal Science* 74, 2013, s. 174 – 182.
- [12] Tan Y.B., Xie J.L., Duan F., Wong T.N., Toh K.C., Choo K.F., Chan P.K., Chua Y.S.: Multi – nozzle spray cooling for high heat flux applications in a closed loop system, *Applied Thermal Engineering* 54, 2013, s. 372 – 379.
- [13] Tinger J., Sedeh M.M., Sharpe T., Bufford A., Floyd T. – Smith: Analysis of a platform for thermal management studies of microelectronics cooling methods, *Applied Thermal Engineering* 60, 2013, s. 88 – 95.
- [14] Vondran G., Makris K., Fragopoulos D., Papadas C., Kumari N.: Thermal Performance of Inkjet – assisted Spray Cooling in a Closed System, *13th IEEE ITherm Conference, 2012*.

- [15] Wang C. – H., Sun C. – J., Kuo H. – C.: An experimental investigation of heat transfer of a droplet impinging upon a hot surface, INT. COMM. HEAT MASS TRANSFER, Vol. 24, No. 1, 1997, pp. 65 – 78.
- [16] Xie J.L., Tan Y.B., Duan F., Ranjith K., Wong T.N., Toh K.C., Choo K.F., Chan P.K.: Study of heat transfer enhancement for structured surfaces in spray cooling, Applied Thermal Engineering 59, 2013, s. 464 – 472.
- [17] Zhang Z., Li J., Jiang P. – X.: Experimental investigation of spray cooling on flat and enhanced surfaces, Applied Thermal Engineering 51, 2013, s. 102 – 111.

INITIAL INVESTIGATION OF INFLUENCE OF THE STEAM-AIR MIXTURE SUCTION ON HEAT TRANSFER EFFICIENCY BETWEEN COOLING AGENT AND PREHEATED SURFACE

S u m m a r y

The paper presents test stand structure, measurement and calculation methodology and initial results of investigation of preheated surface cooling by water stream. The aim of this article is preliminary analysis of influence of steam-air mixture evacuation on the intensity of water film evaporation. The hot surface is cooling by three streams of water. Streams are produced in droppers mounted in plate and located in the vertices of an equilateral triangle. The water flow rate is stationary. In the center of triangle is mounted the probe connected to a vacuum pump that is used for evacuation of steam-air mixture from above the hot surface and atmospheric air surrounding the system. Streams of water cooling the heater surface made of copper block with the dimensions: 0.04×0.04×0.02 m). The surface temperature of block is changed in the range from 50°C to 100°C. Based on the results of preliminary investigations it was stated that the suction of steam-air mixture from above the liquid film layer enhances the water film evaporation about 25÷50%.

Keywords: suction, evaporation, water film, steam evacuation, spray cooling, wall cooling

DOI: 10.7862/rm.2014.28

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Dawid TALER¹
Paweł OCŁOŃ²

NUMERICAL DETERMINATION OF THE GAS-SIDE AVERAGE HEAT TRANSFER COEFFICIENTS IN THE FIN-AND-TUBE HEAT EXCHANGER

Abstract: This paper presents the numerical method for the determination of the average heat transfer coefficient in fin-and-tube heat exchanger. The air side Nusselt number formulas are determined via the CFD simulation based method. The path of the gas flow across the inter-tubular space of this heat exchanger is complex, therefore the CFD simulations are used to determine the velocity distributions and the temperature field of air. The results of the numerical computations are compared with the Nusselt number formula based on the experimental data, which were obtained during the test of the car radiator. Good agreement between the numerical results and the results based on the measurements is achieved.

Keywords: heat transfer coefficient, fin-and-tube heat exchanger, CFD simulations, oval tubes.

1. Introduction

Plate fin-and-tube heat exchangers are widely used in industrial plants and installations, as air-coolers, convectors for home heating and waste heat recovery for gas turbines, due to their large thermal efficiency. Such efficiency is achieved by the extended heat exchange surface consisting of the plate fins, which are assembled on the oval tubes of a heat exchanger. These heat exchangers operate in the cross-flow arrangements, with liquid (e.g. water or oil) flowing through the tubular space of the heat exchanger and gas (e.g. air, flue gas) flowing across the inter-tubular space of the heat exchanger. The large heat transfer area of the fins increases the heat transfer rate of gas flow. Moreover, the application of the oval tubes reduces pressure drop and improves heat trans-

¹ Dawid Taler, Cracow University of Technology, Warszawska 24, 31-155 Kraków, Poland, phone number: +48 12 6283026, e-mail: dtaler@pk.edu.pl

² Corresponding author Paweł Ocłoń: Cracow University of Technology, Al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków, Poland, e-mail: poclon@mech.pk.edu.pl

fer conditions by increasing the contact area between the gas and the tube surface, when compared with the circular tubes [1-4].

The performance of the fin-and-tube heat exchangers and their components has been widely studied in the literature [5-15]. The issues undertaken during the design procedure for these devices are: the efficiency analysis of heat transfer process, the determination of the average heat transfer coefficients for the fluids flowing in the tubular and the inter-tubular spaces of the heat exchangers, the analysis of flow distribution inside the tubular and inter-tubular space of the heat exchanger, the determination of the thermal contact resistance between the fin and the tube and the structural analysis of these devices.

In order to determine the overall heat transfer coefficient, it is necessary to determine the average values of the heat transfer coefficient for the fluids, between which the heat transfer occurs. It is difficult to predict properly these values, especially for the gas flow through the inter-tubular space of the heat exchanger, because the flow regime at the inlet to the heat exchanger is turbulent and changes to the laminar one at the inlet to the narrow passage, formed between the fins. Moreover, the large vortex zones occur below the oval profile, when the gas flows in the perpendicular direction to the tubes, what must be considered during the computations.

This paper presents both the experimental and numerical methods for the determination of the average heat transfer coefficients for air flow across the narrow passage formed between the plate fins of a fin-and-tube heat exchanger. The experimental tests are performed on the automotive car radiator, where the cold air flows through the inter-tubular space of the heat exchanger and is heated by water flowing inside the oval tubes welded to the sieve plate of the heat exchanger.

2. Tested fin-and-tube heat exchanger

The determination of the formulas for the heat transfer coefficient of gas-side is performed for the narrow flow passage (see Fig. 1) formed between two consecutive fins, with fin spacing $s = 1$ mm and fin thickness $\delta_f = 0.08$ mm. These fins are fixed to the oval tubes of the car radiator, presented in Fig 2. The tube and fin are made of aluminum ($k_f = k_t = 207$ W/(m K)). The pitches of the tube arrangement in the perpendicular and longitudinal directions are $p_1 = 18.5$ mm and $p_2 = 17$ mm, respectively. The minor and major axes of the oval section are $d_{min} = 6.35$ mm and $d_{max} = 11.82$ mm, and the tube wall thickness is equal $\delta_t = 0.4$ mm. The heat transfer coefficient for water flow is denoted as h_w and the bulk temperature of water flowing inside the tube is T_w .

Water, which is cooled down by the air flowing in the perpendicular direction to two rows of the oval tubes, flows inside the tubular space of the heat exchanger, which consists of: the inlet header, two rows of the tubes, the

intermediate header and the outlet header, is subdivided into two passes. The inlet, the intermediate and the outlet temperatures of water are denoted as T'_w , T''_w and T'''_w , respectively. The air, with inlet velocity w_0 , is heated when flowing through the inter-tubular space of the heat exchanger. The inlet, intermediate and outlet temperatures of the air are: T'_a , T''_a and T'''_a , respectively. The car radiator consists of 38 tubes arranged in two passes. The upper pass contains two rows of 10 tubes each and the lower one contains two rows of 9 tubes each. The radiator is 520 mm wide, 359 mm high and 34 mm thick.

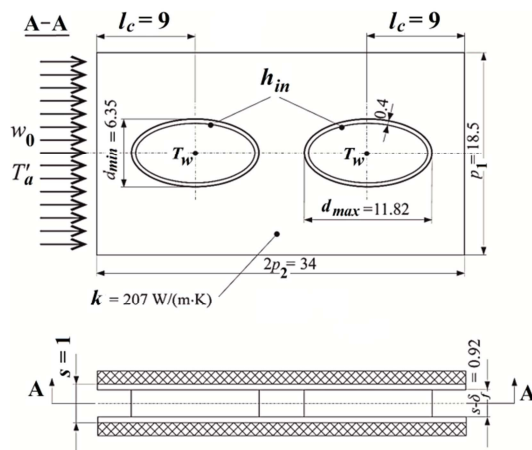


Fig. 1. Scheme of the narrow air flow passage across a car radiator.

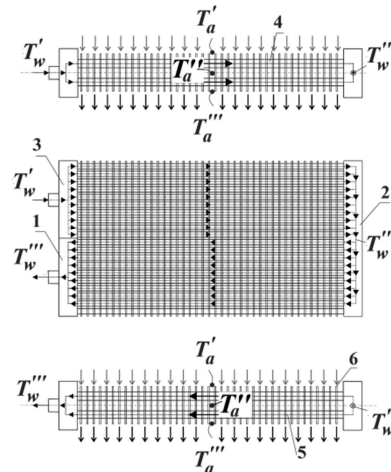


Fig. 2. Flow scheme of a two-pass two-row car radiator: 1 – outlet header, 2 – intermediate header, 3 – inlet header, 4 – oval tube (first row), 5 – oval tube (second row), 6 – plate fin.

3. CFD simulation based method for determination of air-side heat transfer coefficient

The heat transfer formulas for the air flow in the narrow passage, formed between two consecutive fins (see Fig.1) can be determined using the CFD simulations [16,17]. The CFD commercial code ANSYS CFX release 12 [16] enables the numerical solution of the differential mass, momentum and energy transport equations to obtain the fields of dependent variables in the fluid (air) and solid domains (tube, fin). In the fluid domain, the equations to be solved are the continuity, Navier-Stokes and energy transport equations. Although the Reynolds number (the definition of which is given in section 4) is low (approx. between 150 – 400), the resulting flow structure with vortices in the wakes of

the tubes imply that the flow may have a turbulent, or transitional character. For coping best with this circumstances, the SST turbulence model with the transitional Gamma-Theta turbulence formulation [18] is applied. Thus, Reynolds-averaged governing equations are solved, which are closed by the aforementioned turbulence model. In the solid domain, the single differential equation to be solved is the energy equation, describing the conduction heat transfer. For the solid regions, the material properties are assumed to be temperature independent. However, the temperature dependence of the air properties is taken into account. Tabulated temperature dependence of density ρ , viscosity μ and the isobaric heat capacity c_p was incorporated via the CEL (CFX expression language). The differential governing equations are discretized by finite element based finite volume method. The momentum and continuity equations are solved in a coupled manner. A co-located grid definition is used, applying the Rhie-Chow interpolation scheme for pressure. The connective terms are discretized by the so-called “high resolution” scheme [16]. The numerical model and boundary conditions, applied to the computations, are presented in Fig. 3.

Three heat transfer domains are defined: the fluid domain, air – 1 and solid domains: fin – 2 and tube – 3. The inlet boundary condition, with the given values of air velocity $w_0 = 1 \text{ m/s} - 2.5 \text{ m/s}$ and temperature $T'_a = 14.98 \text{ }^\circ\text{C}$ is denoted as I. At the defined outlet of the domain (Figure 3, symbol II), a reverse flow may occur since the wake behind the tube can even reach the fin edge at the air outlet. For being able to cope with this situation and to prescribe the values of the pressure and temperature of the recirculating flow, the so-called “opening” boundary of ANSYS CFX is applied. For this type of boundary condition the initial value of the area averaged static pressure and mass averaged static temperature in the next iteration

are equal to the corresponding values from the previous iteration. It leads to a converged and physically reasonable solution even in the case of recirculation at the outlet boundary. This approach ensures obtaining correct results. The convective surface boundary condition – III is applied to the inner surface of the tube wall to model the convective heat transfer from water. During the CFD computations, the heat transfer correlations for air side are determined, thus for

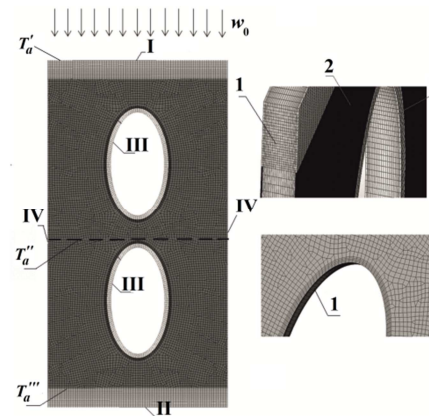


Fig. 3. The discrete model of flow across a single narrow passage between two fins: 1 – fluid domain (air), 2 – solid domain (fin), 3 – solid domain (tube); boundary conditions: I – inlet, II – opening, III – convective surface, IV – symmetry.

water flow the values of the heat transfer coefficient $h_m = 4795 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ and bulk temperature $\bar{T}_w = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ and $\bar{T}_w = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, are held constant. Only the inlet velocity of the air w_0 is varying during the consecutive computational cases. The symmetry boundary condition is applied at location IV.

The results of the CFD simulation are presented in Fig. 4. The discrete model used in the CFD simulation, is refined in the near wall regions in order to improve the prediction of the heat flux at the fluid-solid interface. The further refinement of the discrete model presented in Fig. 3 does not change the values of temperature and velocity, and heat flux by more than 0.01%.

Fig. 4a presents velocity distribution of the air flowing through a narrow passage formed between two consecutive fins. The stagnation zones occur beneath the tube in the first row and beneath the tube in the second one. These zones expand with the increase of inlet velocity of the air w_0 (compare Fig. 4, $w_0 = 1 \text{ m/s}$ and $w_0 = 2.5 \text{ m/s}$), reducing significantly the heat transfer ability.

The distributions of: the air temperature (evaluated at the middle of the flow passage) and the fin and tube temperature are presented in Fig. 4b and Fig. 4c respectively. In Fig. 4c, one can observe that the rate of temperature changes along the flow direction is larger for the tube in the first row than the tube in the second one. This occurs due to the presence of the stagnation zones beneath and above the second row of tubes, that reduce the heat flux across the outer surface of the tube wall.

The average heat transfer coefficients were determined, based on the following relationship:

$$h_{avg,CFD} = Q / (A_t (\bar{T}_{wall} - T_\infty)), \quad (1)$$

where the heat transfer rate, referenced to a single pitch, is defined as:

$$Q = \dot{m} (i_{0,outlet} - i_{0,inlet}), \quad (2)$$

where \dot{m} denotes the mass flow rate of the air, $i_{0,outlet}$ and $i_{0,inlet}$ are the static enthalpy of the air at the outlet and inlet of the narrow flow passage, respectively. The total heat transfer area is defined as:

$$A_t = A_f + A_e, \quad (3)$$

where A_f is the surface area of the fin and A_e is the area of a tube external surface. The area averaged wall temperature is given by:

$$\bar{T}_{wall} = (1/A_t) \int_{A_t} T_{wall} dA, \quad (4)$$

The bulk temperature of air T_∞ can be calculated based on the inlet and outlet air temperature, assumed as the arithmetic mean temperature:

$$T_\infty = \bar{T}_a = 0.5(T_a' + T_a''). \quad (5)$$

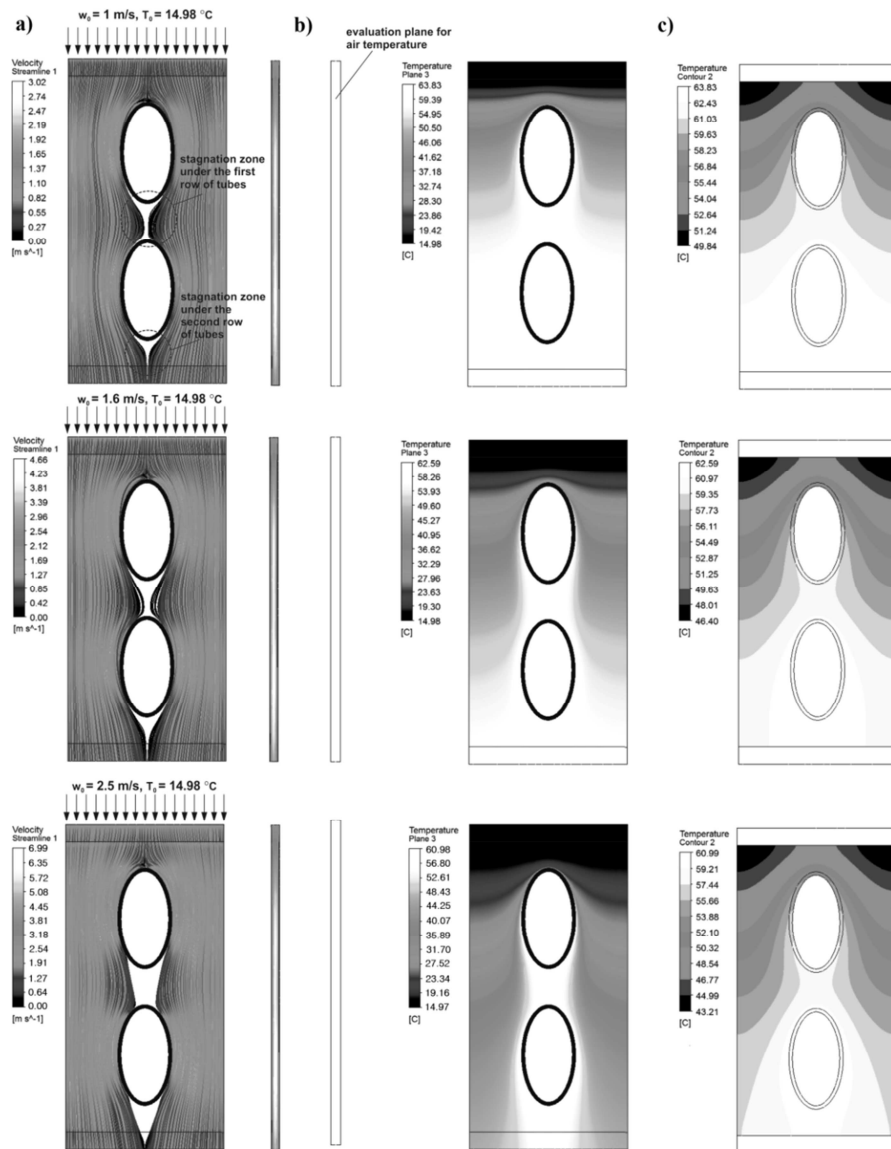


Fig. 4. The results of the test CFD simulation: a) air velocity distribution, b) air temperature evaluated in the middle of flow passage, c) wall temperature (tube and fin) obtained for different values of air inlet velocity w_0 . The bulk temperature of water $\bar{T}_w = 65^\circ\text{C}$.

The values of the average heat transfer coefficients $h_{avg,CFD}$ are listed in Table 1. The computations were carried out for the mean water temperatures $\bar{T}_w = 65$ °C (case no 1-9) and $\bar{T}_w = 30$ °C (case no 10-18) to demonstrate that the influence of the tube wall temperature on the determined air side heat transfer coefficients is insignificant. The maximum relative difference between the heat transfer coefficients for $\bar{T}_w = 30$ °C and $\bar{T}_w = 65$ °C does not exceed 2.9 %.

Table 1. The values of the heat transfer rate Q referenced to a single pitch, the area averaged wall temperature \bar{T}_{wall} , the bulk temperature of the air T_∞ and the average heat transfer coefficient $h_{avg,CFD}$ for the air flow, obtained for the performed computational cases.

Case no.	w_0 , m/s	Q , W	\bar{T}_{wall} , °C	$\bar{T}_a = T_\infty$, °C	$h_{avg,CFD}$, W/(m ² K)
1	1	0.8609	59.049	37.014	39.385
2	1.2	1.0089	58.059	36.521	47.121
3	1.4	1.1445	57.152	36.066	54.155
4	1.6	1.2678	56.321	35.651	60.347
5	1.8	1.3804	55.569	35.275	65.849
6	2	1.4806	54.865	34.922	70.589
7	2.2	1.575	54.247	34.614	74.774
8	2.4	1.6608	53.672	34.326	78.506
9	2.5	1.7007	53.403	34.191	80.204
10	1	0.2570	28.228	21.604	38.913
11	1.2	0.3010	27.938	21.459	46.399
12	1.4	0.3405	27.661	21.321	53.069
13	1.6	0.3765	27.416	21.198	58.935
14	1.8	0.4091	27.186	21.083	64.106
15	2	0.4392	26.989	20.985	68.628
16	2.2	0.4662	26.798	20.889	72.563
17	2.4	0.4913	26.625	20.803	76.083
18	2.5	0.5039	26.551	20.765	77.804

The values of $h_{a,CFD}$ obtained when $\bar{T}_w = 30$ °C (case no 1-9) and $\bar{T}_w = 65$ °C (case no 10-18) do not differ significantly for the same velocity of the air flow. In order to assess if the presented method for the determination of the average heat transfer coefficient is correct, the performance tests of the heat exchanger, presented in Fig. 2 are carried out. Based on them the correlations for the air side Nusselt number Nu_a are obtained.

4. Comparison of the Nusselt number correlations determined experimentally and via the CFD simulations

The experimental-numerical method for determining the average heat transfer coefficient for the air flow h_a was described in details in references [7, 10]. Moreover, in reference [10], the detailed list of measurement points, used in this work, is given. The experimental-numerical method is based on the performance tests of a car radiator (see Fig. 1 and Fig. 2) and allows to obtain

the correlations for the Nusselt number for the air and water flows, based on the mathematical model of fin-and-tube heat exchanger developed in [5]. The following parameters of the cross-flow heat exchanger are measured: the inlet and outlet air temperatures – T'_a, T''_a ; the inlet and outlet water temperatures – T'_w, T''_w , the volumetric mass flow rate of water \dot{V}_w and the inlet velocity of the air w_0 . During the measurements the following ranges of $T'_a, T''_a, \dot{V}_w, T'_w, T''_w$ and w_0 are examined: $T'_a = 12.5\text{ °C} - 15\text{ °C}$, $T''_a = 38.51\text{ °C} - 57.66\text{ °C}$, $\dot{V}_w = 865.8\text{ dm}^3/\text{h} - 2186.40\text{ dm}^3/\text{h}$, $T'_w = 61.0\text{ °C} - 71.08\text{ °C}$, $T''_w = 49.58\text{ °C} - 63.83\text{ °C}$, $w_0 = 1\text{ m/s} - 2.2\text{ m/s}$.

The Nusselt number correlations for the air flow, determined upon the experimental-numerical method, are listed in Table 2. These correlations are paired with the heat transfer formulas for water flow, presented in literature [19-21], which were used in the mathematical model of the fin-and-tube heat exchanger [11] to determine the outlet temperature of water T''_w .

Table 2. Nusselt number formulas for the air flow Nu_a obtained from the measurements.

No.	Correlation - experiment	Estimated parameters
1	$Nu_a = x_1 Re_a^{x_2} Pr_a^{1/3} \text{ (experiment)}$ $Nu_w = \frac{(\xi/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{1 + 12.7\sqrt{(\xi/8)(Pr_w^{2/3} - 1)}} \left[1 + \left(\frac{d_t}{L_t}\right)^{2/3} \right] \quad [19]$	$S_{min} = 0.6678\text{ K}^2$ $s_t = 0.1102\text{ K}$ $x_1 = 0.1117 \pm 0.0024$ $x_2 = 0.6469 \pm 0.0045$
2	$Nu_a = x_1 Re_a^{x_2} Pr_a^{1/3} \text{ (experiment)}$ $Nu_w = \frac{(\xi/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{k_1 + 12.7\sqrt{(\xi/8)(Pr_w^{2/3} - 1)}} \left[1 + \left(\frac{d_t}{L_t}\right)^{2/3} \right]$ $k_1 = 1.07 + \frac{900}{Re_w} + \frac{0.63}{(1 + 10Pr_w)} \quad [20]$	$S_{min} = 1.2799\text{ K}^2$ $s_t = 0.1540\text{ K}$ $x_1 = 0.1309 \pm 0.00418$ $x_2 = 0.6107 \pm 0.0559$
3	$Nu_a = x_1 Re_a^{x_2} Pr_a^{1/3} \text{ (experiment)}$ $Nu_w = \frac{(\xi/8)Re_w Pr_w}{1 + 8.7\sqrt{(\xi/8)(Pr_w - 1)}} \left[1 + \left(\frac{d_t}{L_t}\right)^{2/3} \right] \quad [21]$	$S_{min} = 1.4034\text{ K}^2$ $s_t = 0.1569\text{ K}$ $x_1 = 0.1212 \pm 0.0398$ $x_2 = 0.6258 \pm 0.0595$

The air-side Nusselt number formulas obtained based on the values of the average heat transfer coefficients $h_{avg,CFD}$ (see Table 1), are given in Table 3. These correlations involves the criteria number definition (Nu_a, Re_a, Pr_a and Nu_w, Re_w, Pr_w) given in [10].

Table 3. Nusselt number formulas for the air flow Nu_a obtained from CFD simulations based on the mean arithmetic temperatures of the air: $T_{\infty} = 65^{\circ}\text{C}$ and $T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}$.

No.	Correlation – CFD simulations	Estimated parameters
1	$Nu_a (T_{\infty} = 65^{\circ}\text{C}) = x_1 Re_a^{x_2} Pr_a^{1/3}$ $150 < Re_a < 400, Pr_a = 0.7$	$x_1 = 0.0674 \pm 0.00621$ $x_2 = 0.7152 \pm 0.0612$
2	$Nu_a (T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}) = x_1 Re_a^{x_2} Pr_a^{1/3}$ $150 < Re_a < 400, Pr_a = 0.7$	$x_1 = 0.0623 \pm 0.00574$ $x_2 = 0.7336 \pm 0.0703$

Due to the slight differences in the computed heat transfer coefficients (Table 1), also the heat transfer correlations shown in Table 4 differ slightly from each other (Fig. 5a). The estimated parameters x_1 and x_2 were determined using a Curve Fitting toolbox of the MATLAB R2013 software [22] using the least square method.

The Nusselt number correlations obtained for the air flow using the CFD simulations (see Table 4) are compared with the experimental correlations listed in Table 3. In Fig. 5a, one can observe, that the correlations for the Nusselt number for the air flow, based on the CFD simulations, predicts slightly lower values than the one obtained via the measurements. The maximum percentage differences can be observed for $Re_a = 150$, where the values of the Nusselt number, obtained using the CFD simulations are from 10.1 % to 13.7% lower than the ones obtained from the measurements. For the largest value of Re_a ($Re_a = 400$) these differences are smaller: from 0.5 % to 8.4 %.

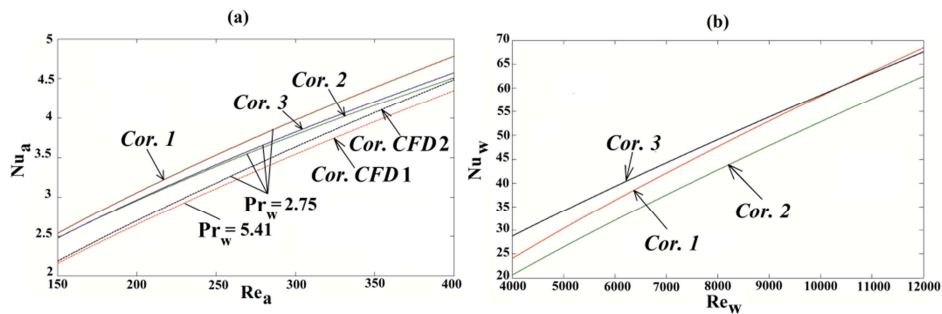


Fig. 5. The values of the Nusselt number of the air Nu_a - a) obtained for the Reynolds numbers $Re_a = 150 - 400$ and the Prandtl number $Pr_a = 0.7$, using the correlations listed in Table 2 (experimental correlations – Cor. 1 – Cor. 3) and in Table 3 (correlations based on CFD simulations – Cor. CFD 1, Cor. CFD 2); The values of the Nusselt number of water Nu_w - b) obtained for the Reynolds numbers $Re_w = 4000 - 12000$ and the Prandtl number $Pr_w = 2.75$ using the correlations given in Table 2.

The values of the Prandtl numbers for the air and water: $Pr_a = 0.7$ and $Pr_w = 2.75$ are typical for air temperatures \bar{T}_a from 10 °C to 40 °C and for water temperature $\bar{T}_w = 65$ °C. Comparing Fig. 5a and Fig. 5b, one can observe that the experimental correlation 1 (see Table 3) predicts the largest values of the Nusselt number for the air flow if $Re_a > 150$ and for water flow if $Re_w > 10364$. Experimental correlation 2 predicts the lowest values of the Nusselt number for the air flow if $Re_a > 150$ and for water flow if $Re_w > 4000$. Experimental correlation 3 predicts slightly larger values of Nu_a if $Re_a > 150$ and the largest values of Nu_w if $Re_w < 10364$.

During the CFD simulations the idealistic heat transfer conditions were assumed: the constant inlet velocity and the perfect contact between the fin and the outer surface of tube wall. In a real device the non uniform distribution of air flow at the inflow to the narrow passage formed between the fins as well as the thermal contact resistance between the fin and tube [11] can strongly influence the heat and momentum transfer processes. Furthermore, the non uniform distribution of water flow to the tubes of heat exchanger exists for these devices [14, 15]. The above mentioned circumstances explain why the Nusselt number correlations obtained using CFD simulations differ slightly from the experimental.

5. Conclusions

The paper presents the determination of the average air-side heat transfer coefficient for a fin-and-tube heat exchanger, based on the CFD simulations. The determined correlations for the Nusselt number are compared with the experimental results. The CFD simulations were carried out using the SST (Shear Stress Transport) turbulence model with the Gamma-Theta transitional turbulence formulation, proposed by Lengthry and Menter. The computations assume that the bulk temperature of air is equal to the mean arithmetic temperature of the inlet and outlet air temperatures.

The studied range of Reynolds number is: $Re_a \in 150-400$ and the Prandtl number Pr_a is equal 0.7. Comparing the air-side Nusselt numbers determined based on CFD simulations and by the experiment, the largest obtained differences are up to 13.7 %. For the analysed change range of Re_a the CFD based method predicts lower values of the Nusselt number than these determined experimentally. This situation can be influenced by flow maldistributions of the fluids (air, and water) in tested heat exchanger as well as the existence of thermal contact resistance between the fin and the tube, which strongly reduces the heat transfer rate.

References

- [1] Matos R. S., Vargas J. V. C., Laursen T. A., Bejan A., 2004: Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47(6-7): 1347–1359.
- [2] Jang J. Y., Yang J. Y., 1998: Experimental and Numerical Analysis of the Thermal-Hydraulic Characteristics of Elliptic Finned-Tube Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering* 19(4): 55-67.
- [3] Li B., Feng B., He Y. L., Tao W.Q., 2006: Experimental study on friction factor and numerical simulation on flow and heat transfer in an alternating elliptical axis tube, *Applied Thermal Engineering*, 26(17–18): 2336–2344.
- [4] Nishiyama H., Ota T., Matsumo T., 1988: Heat Transfer and Flow around an Elliptic Cylinders in Tandem Arrangement, *JSME International Journal Series II*, Vol. 31: 410-419.
- [5] Taler D., 2002: Theoretical and experimental analysis of heat exchangers with extended surfaces, Polish Academy of Science publishing press, ISBN 83-915470-1-9, Poland.
- [6] Taler D., 2004: Determination of heat transfer correlations for plate-fin-and-tube heat exchangers, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 40: 809-822.
- [7] Taler D., 2007a: Experimental and numerical predictions of the heat transfer correlations in the cross-flow plate fin and tube heat exchangers, *Archives of Thermodynamics* 28(2): 3-18.
- [8] Taler D., 2007b: Effect of thermal contact resistance on the heat transfer in plate finned tube heat exchangers, *ECI Symposium Series, Volume RP5: Proceedings of 7th International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning – Challenges and Opportunities*, pp. 362-371, H Müller-Steinhagen, M. R. Malayeri, P. Watkinson (Eds.), Engineering Conferences International, Tomar, Portugal.
- [9] Taler D., 2009: Dynamics of Tube Heat Exchangers (in Polish), Monograph 193, AGH University of Science and Technology Press, ISSN 0867-6631, Cracow, Poland.
- [10] Taler D., 2013: Experimental determination of correlations for average heat transfer coefficients in heat exchangers on both fluid sides, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 49. 1125-1139.
- [11] Taler, D., Cebula, A., 2010: A new method for determination of thermal contact resistance of a fin-to-tube attachment in plate fin-and-tube heat exchangers, *Chemical and Process Engineering* 31(4): 839-855.
- [12] Taler J., Taler D., Sobota T., Cebula A., 2012: Theoretical and Experimental Study of Flow and Heat Transfer in a Tube Bank, in V. M. Pertowa (Ed), *Advances in Engineering Research*, Vol. 1, Nova Science Publishers Inc., pp. 1-56 ,New York.
- [13] Łopata, S., Oćłoń, P., 2010: Investigation of the flow conditions in a high-performance heat exchanger, *Archives of Thermodynamics* 31(3): 37-50.
- [14] Łopata, S., Oćłoń, P., 2012a: Analysis of operating conditions for high performance heat exchanger with the finned elliptical tube, *Rynek Energii* 102(5): 112-124.

- [15] Łopata S., Ocoń, P., 2012b: Modelling and Optimizing Operating Conditions of Heat Exchanger with Finned Elliptical Tubes, in Fluid Dynamics, Computational Modeling and Applications, L. Hector Juarez (Ed.), ISBN: 978-953-51-0052-2, pp. 327- 356, InTech.
- [16] ANSYS CFX, 2009: Solver Theory Guide r12, ANSYS Inc.
- [17] Chung T. J., 2010: Computational Fluid Dynamics 2nd ed., ISBN 978-0521769693, Cambridge University Press, USA.
- [18] Langtry R. B., Menter F. R., 2005: Transition Modeling for General CFD Applications in Aeronautics, AIAA paper.
- [19] Gnielinski, V., 1976: Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen, Forschung im Ingenieurwesen 41(1): 8-16.
- [20] Pietukhov B. S., Popov V. N., 1963: Theoretical Calculations of Heat Transfer in Turbulent Flow in Tubes of an Incompressible Fluid with Variable Physical Properties, High Temperature Institute Paper, 1(1), pp. 69-83.
- [21] Bejan A., 2003: Forced Convection: Internal Flows, Chapter 5 in Heat Transfer Handbook, Bejan A. Kraus S. (Eds.), ISBN 978-0-471-39015-2, Wiley, Hoboken.
- [22] MATLAB, 2013, MATLAB online documentation:
<http://www.mathworks.com/help/matlab>, MathWorks

NUMERYCZNE WYZNACZANIE ŚREDNICH WSPÓŁCZYNNIKÓW WYMIANY CIEPŁA W WYMIENNIKU ŻEBROWO-RUROWYM

Streszczenie

Artykuł prezentuje metodę numeryczną określania średniego współczynnika wymiany ciepła. Formuły do obliczania liczby Nusselta określono za pomocą metody opartej na symulacji CFD. Trajektoria wypływu gazu w poprzek wewnętrznej przestrzeni rurowej wymiennika ciepła jest złożona, dlatego wykorzystano symulacje CFD do określenia rozkładów prędkości i pola temperatury powietrza. Wyniki obliczeń numerycznych porównano z formułą określającą liczbę Nusselta na podstawie danych eksperymentalnych, które otrzymano podczas badań chłodnicy samochodowej. Osiągnięto wysoka zgodność pomiędzy wynikami numerycznymi oraz eksperymentalnymi.

Słowa kluczowe: współczynnik przejmowania ciepła, żebrowo-rurowy wymiennik ciepła, symulacje CFD, rury owalne

DOI: 10.7862/rm.2014.29

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Marcin TROJAN¹

MODELOWANIE CFD KONWEKCYJNEGO PRZEGRZEWACZA PARY

W artykule przedstawiono wyniki symulacji CFD w programie ANSYS-CFX przegrzewacza pierwszego stopnia w kotle OP-210M. Wyznaczono rozkład temperatury pary i spalin wzdłuż drogi ich przepływu, rozkład temperatury pary i spalin na wylocie z przegrzewacza oraz rozkład temperatury na ścianie. Znajomość tych temperatur ma duże znaczenie praktyczne, ponieważ pozwala prawidłowo dobrać gatunek stali na dany stopień przegrzewacza. Korzystając z opracowanego modelu przegrzewacza do wyznaczenia stopnia jego zanieczyszczenia popiołem w trybie on-line można sterować częstotliwością aktywacji parowych zdmuchiwaczy sadzy.

Słowa kluczowe: modelowanie CFD, przegrzewacz pary, zanieczyszczenia popiołowe, kocioł,

1. Wstęp

Zadaniem przegrzewaczy pary jest wytworzenie pary przegrzanej z pary nasyconej dopływającej z parownika. W przypadku opalania kotłów węglem, stosunkowo mała ilość popiołu powoduje problemy z odkładaniem się zanieczyszczeń na ich powierzchniach ogrzewalnych [1, 2], w tym również na przegrzewaczach. W przypadku niższej temperatury spalin zanieczyszczenia popiołowe są sypkie lub spieczone. Zanieczyszczenia przegrzewaczy zmniejszają nie tylko strumień ciepła przepływający od spalin do rur, ale także powodują większy spadek ciśnienia na drodze przepływu spalin, przyczyniając się do większego zużycia energii przez wentylator wyciągowy spalin. W przypadku zanieczyszczania powierzchni przegrzewaczy temperatura pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewacza spada, co w konsekwencji prowadzi do zmniejszania strumieni masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary. Następuje również wzrost temperatury spalin za poszczególnymi stopniami przegrzewacza oraz obniżenie sprawności kotła.

¹ Autor do korespondencji: Marcin Trojan, Politechnika Krakowska, Al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków, tel. 507 710 662, e-mail: trojan_marcin@interia.pl.

2. Równania zachowania masy, pędu i energii oraz model turbulencji

Podstawą modelowania procesów przepływowo-ciepłych są równania zachowania masy, pędu i energii, które mają następującą postać:

- równanie zachowania masy

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

- równanie zachowania pędu

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M \quad (2)$$

- równanie zachowania energii

$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \mathbf{U} \cdot \nabla p + \boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{U} + S_E \quad (3)$$

gdzie: ρ - gęstość płynu, kg/m^3 , \mathbf{U} - wektor prędkości płynu, p - ciśnienie, Pa, $\boldsymbol{\tau}$ - tensor naprężeń, \mathbf{S}_M - jednostkowa moc źródła pędu, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$, h - entalpia właściwa, J/kg , λ - współczynnik przewodzenia ciepła, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, T - temperatura, K, S_E - jednostkowa moc ciągłego źródła energii, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^3)$.

Tensor naprężeń $\boldsymbol{\tau}$ będący funkcją prędkości odkształcenia opisuje zależność:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (4)$$

gdzie: δ oznacza macierz jednostkową.

Turbulentny przepływ spalin i pary w rurach przegrzewacza symulowano za pomocą modelu $k - \varepsilon$ [3], który skupia się na mechanizmach wpływających na energię kinetyczną turbulencji. Jest to model dwuwymiarowy, wprowadzający dwa dodatkowe równania: na energię kinetyczną turbulencji k oraz na prędkość jej dyssypacji ε . Dla energii kinetycznej turbulencji k możemy zapisać:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (5)$$

Dla dyssypacji ε możemy zapisać:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

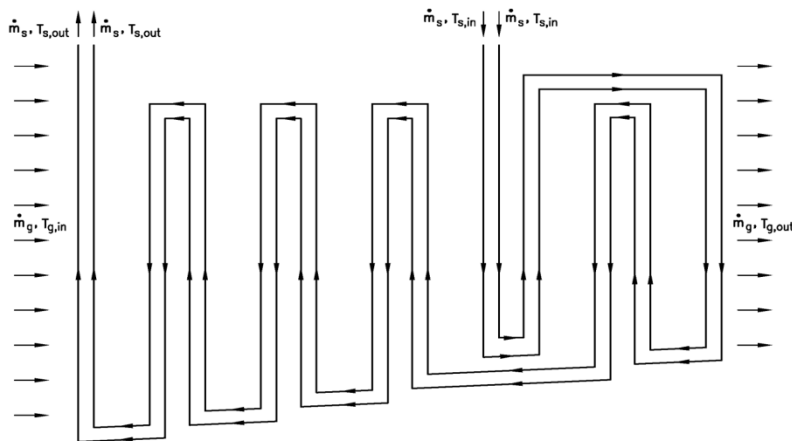
gdzie: u_i - składowa prędkości w odpowiednim kierunku, E_{ij} - składowa szybkości odkształcania, μ_t - dynamiczny współczynnik lepkości turbulentnej:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

Współczynniki występujące we wzorach (5) – (7) wyznaczone zostały empirycznie i wynoszą odpowiednio: $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$.

3. Przykład modelowania CFD konwekcyjnego przegrzewacza pary

Symulacja CFD przeprowadzona została dla przegrzewacza pierwszego stopnia w kotle OP210M przy użyciu oprogramowania ANSYS-CFX. Przegrzewacz pierwszego stopnia to dwunastobiegowy wiszący przegrzewacz pary, który można sklasyfikować jako mieszany krzyżowo-prądowy wymiennik ciepła [4]. Rury przegrzewacza rozmieszczone są w 74 rzędach. Każdy rząd składa się z dwóch rur, przez które para przepływa równolegle. Schemat przegrzewacza pierwszego stopnia w kotle OP-210M pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat przegrzewacza pierwszego stopnia w kotle OP210M

Fig. 1. Schema of first stage superheater in OP210M boiler

Przegrzewacz pierwszego stopnia wykonany jest z rur o średnicy zewnętrznej $d_z = 42\text{mm}$ i grubości ścianki $g = 5\text{mm}$. Materiał rur to rosyjska stal 20, dla której współczynnik przewodzenia ciepła λ_{st} przybliżony został wzorem:

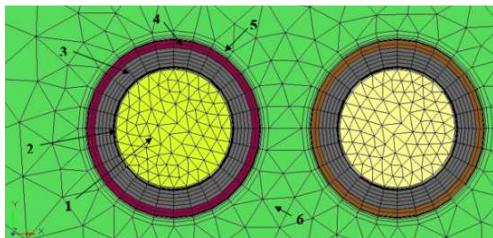
$$\lambda_{st}(T) = 51.7465 - 0.006704T - 0.0000419T^2, \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \quad (8)$$

Zależność (8) wyznaczona została na podstawie danych eksperymentalnych przy użyciu programu TableCurve.

3.1. Modelowany fragment przegrzewacza

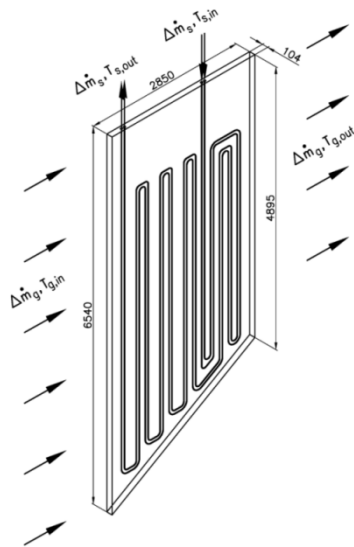
Siatkę do obliczeń CFD przygotowano przy użyciu programu HyperMesh 11. Zbudowany model zawierał 7809105 elementów. Tak duża liczba elementów wynika z faktu, iż obliczenia przeprowadzono na rzeczywistych wymiarach przegrzewacza pierwszego stopnia. Na rysunku 2 pokazano fragment siatki z uwzględnieniem warstwy przyściennej dla pary i spalin.

Obliczenia numeryczne przeprowadzono dla powtarzalnego fragmentu przegrzewacza pierwszego stopnia złożonego z jednego rzędu rur przegrzewacza w rzeczywistych wymiarach (rys. 3). Na zewnętrznej powierzchni każdej z rur wchodzących w skład rzędu przyjęto warstwę zanieczyszczeń popiołowych o jednakowej grubości $\delta_a = 1.8\text{mm}$ i współczynnika przewodzenia ciepła $\lambda_a = 0.18\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Temperatura spalin na wlocie do przegrzewacza wynosiła $T_{g,in} = 771.5^\circ\text{C}$. Strumień masy spalin przepływających przez cały przegrzewacz wynosił $\dot{m}_g = 64.5\text{ kg/s}$, co daje strumień masy spalin wpływających do powtarzanego fragmentu przegrzewacza złożonego z jednego rzędu rur $\Delta\dot{m}_g = 0.871\text{ kg/s}$. Spaliny zamodelowane zostały jako mieszanina gazów: N_2 , CO_2 , SO_2 , O_2 oraz H_2O o odpowiednich udziałach masowych i własnościach. Temperatura pary na wlocie do przegrzewacza wynosiła $T_{g,in} = 317.2^\circ\text{C}$. Strumień masy pary przepływającej przez przegrzewacz pierwszego stopnia wynosił $\dot{m}_g = 49.5\text{ kg/s}$, a zatem na jedną rurę przypada $\Delta\dot{m}_g = 0.334\text{ kg/s}$. Własności pary przegrzanej zdefiniowane zostały przy użyciu biblioteki IAPWS IF97.



Rys. 2. Siatka z uwzględnieniem warstwy przyściennej dla pary i spalin; 1 – para, 2 – warstwa przyścienna dla pary przegrzanej, 3 – rura, 4 – warstwa osadu popiołowego, 5 – warstwa przyścienna dla spalin, 6 – spaliny

Fig. 2. The mesh with wall skin layer for steam and flue gas: 1 - steam, 2 - layer for superheated steam, 3 - tube, 4 - layer of ash deposit, 5 - wall skin layer for flue gas, 6 - flue gas



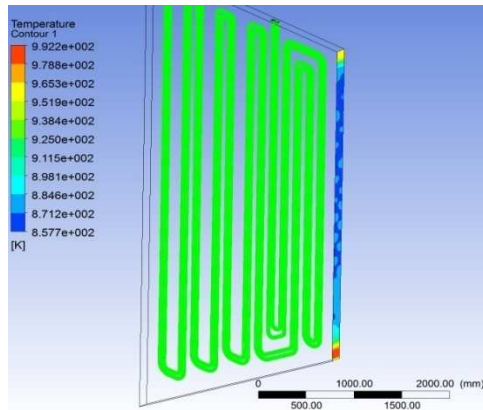
Rys. 3. Schemat powtarzalnego fragmentu przegrzewacza pierwszego stopnia złożonego z jednego rzędu rur

Fig. 3. Schema of repeatable part of first stage superheater compound with one row of tubes

3.2. Wyniki obliczeń

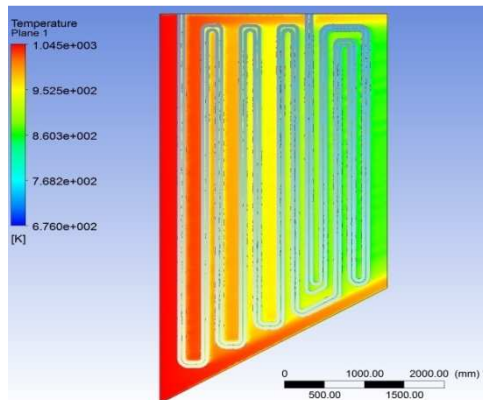
Wyniki obliczeń CFD wykonanych za pomocą programu ANSYS-CFX przedstawione zostaną poniżej. Symulacja wymiany ciepła dla zadanych warunków brzegowych pozwoliła na wyznaczenie rozkładu temperatury pary na wylocie z przegrzewacza, rozkładu temperatury spalin za przegrzewaczem, maksymalnej temperatury ścianki rur przegrzewacza pierwszego stopnia. Znajomość tych wielkości jest niezbędna do prawidłowego zaprojektowania przegrzewacza. Na rys. 4 przedstawiono rozkład temperatury spalin za przegrzewaczem pierwszego stopnia. Widać, że w obszarze, w którym znajdują się rury przegrzewacza spalinę wychładzają się najbardziej. W pobliżu ścian kanału spalinowego ich temperatura jest znacznie wyższa. Średnia temperatura spalin na wylocie z fragmentu przegrzewacza, dla którego przeprowadzono obliczenia wynosi $\bar{T}_{g,out} = 608.5^{\circ}C$.

Na rys. 5 przedstawiono rozkład temperatury spalin w przekroju znajdującym się w osi jednego rzędu rur przegrzewacza pierwszego stopnia (w środku powtarzalnego fragmentu przegrzewacza). Widać na nim doskonale w jaki sposób spalinę wychładzają się wzdłuż kierunku ich przepływu przez przegrzewacz. W obszarze, w którym znajdują się rury przegrzewacza ciepło przekazywane jest od spalin do pary.



Rys.4. Rozkład temperatury spalin na wylocie z powtarzalnego fragmentu przegrzewacza (za przegrzewaczem pierwszego stopnia)

Fig. 4. The flue gas temperature distribution at the outlet of the repeatable part of superheater (behind the first stage superheater)



Rys.5. Rozkład temperatury spalin w przekroju biegnącym przez środek powtarzalnego fragmentu przegrzewacza

Fig. 5. The flue gas temperature distribution in the center of repeatable part of the superheater

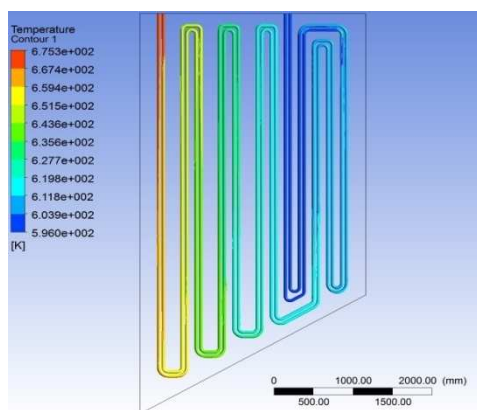
Na rysunku 6 pokazano jak zmienia się temperatura ścianki rur przegrzewacza wzdłuż drogi przepływu pary. Widać, że temperatura ścianki najniższa jest w miejscu, gdzie para wpływa do przegrzewacza, następnie stopniowo zwiększa się i w rejonie wylotu pary z przegrzewacza, a zarazem rejonie najwyższych temperatur spalin, temperatura ścianki osiąga największe wartości. Maksymalna temperatura ścianki pierwszej rury wynosi $T_{w1,max} = 402.0^{\circ}\text{C}$, natomiast maksymalna temperatura ścianki drugiej rury wynosi $T_{w1,max} = 396.3^{\circ}\text{C}$. Znajomość tych temperatur jest niezwykle istotna, ponieważ pozwala podczas projektowania właściwie dobrać materiał, z którego wykonane będą rury przegrzewacza. W celu zbadania, czy dla przeprowadzonych obliczeń zachowany został bilans energii dla wybranego fragmentu przegrzewacza pierwszego stopnia wyznaczony został przejmowany strumień ciepła od strony spalin i od strony pary. Strumienie ciepła wynoszą odpowiednio: od strony spalin $Q_g = 176.0$ kW oraz od strony pary $Q_g = 178.2$ kW. Jak widać, różnice pomiędzy tymi strumieniami są niewielkie, można więc przyjąć, że bilans energii został zachowany. Wyznaczony został również rozkład temperatury pary przegrzanej oraz

jej średnia temperatura na wylocie z przegrzewacza pierwszego stopnia, która wynosi $\bar{T}_{s,out} = 383.0^{\circ}\text{C}$.

Dodatkowo przeprowadzona została weryfikacja otrzymanych wyników modelowania CFD z wynikami otrzymanymi na podstawie pomiarów. W celu zbadania wpływu siatki dobranej dla wybranego powtarzalnego fragmentu przegrzewacza na jakość obliczeń, przeprowadzono również obliczenia dla modelu o siatce zagęszczonej w stosunku do modelu wyżej opisanego. Model kontrolny składał się z 8490342 elementów. Wykonane obliczenia dały następujące wyniki:

- średnia temperatura spalin na wylocie z powtarzalnego fragmentu przegrzewacza wynosi $\bar{T}_{g,out} = 607.8^{\circ}\text{C}$
- średnia temperatura pary na wylocie z przegrzewacza pierwszego stopnia wynosi $\bar{T}_{s,out} = 383.6^{\circ}\text{C}$
- maksymalna temperatura ścianki pierwszej rury wynosi $T_{w1,max} = 402.6^{\circ}\text{C}$
- maksymalna temperatura ścianki drugiej rury wynosi $T_{w2,max} = 396.6^{\circ}\text{C}$.

Widać, że obliczenia przeprowadzone dla obydwóch modeli dały wyniki bardzo zbliżone do siebie, co świadczy o tym, że siatka została dobrana prawidłowo.



Rys.6. Rozkład temperatury ścianek rur przegrzewacza pierwszego stopnia

Fig. 6. The tube wall temperature distribution of the first stage superheater

4. Wnioski

Obliczenia przeprowadzone zostały na modelu o wymiarach rzeczywistych z uwzględnieniem warstwy zanieczyszczeń popiołowych na zewnętrznych powierzchniach rur przegrzewacza pierwszego stopnia. W wyniku modelowania przepływu i wymiany ciepła w powtarzalnym elemencie przegrzewacza pierwszego stopnia za pomocą programu ANSYS-CFX wyznaczone zostały lokalne i średnie wartości:

- temperatury spalin za przegrzewaczem pierwszego stopnia,
- temperatury pary na wylocie z przegrzewacza,
- temperatur ścianek rur.

Dla ścianek rur przegrzewacza wyznaczone zostały również maksymalne wartości osiąganych temperatur. Znajomość wyżej wymienionych wielkości jest bardzo istotna. Pozwala bowiem w prawidłowy sposób zaprojektować przegrzewacz. Otrzymane za pomocą symulacji CFD wyniki porównane zostały z wynikami pomiarów.

Literatura

- [1] Wessel B., Rüsenberg D., Schlenkert J.U., Thiele I., Karkowski G.: Betriebserfahrungen mit dem Block Niederaußem K, VGB PowerTech 2006, No. 11, 47 – 51.
- [2] Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych. Modelowanie i monitoring, praca zbiorowa pod redakcją naukową J. Talera, PWN, Warszawa 2010.
- [3] Launder B. E., Spalding D. B.: The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3(2), 1974, pp: 269-289.
- [4] Taler D., Trojan M., Taler J.: Mathematical modeling of cross_flow tube heat exchangers with the complex flow arrangement. Heat Transfer Engineering. An International Journal, Vol. 35 (2014) Issues 11-12.

CFD MODELING OF CONVECTIVE STEAM SUPERHEATER

Summary

The paper presents the results of CFD simulations of the first stage superheater of the OP-210M boiler by using the ANSYS CFX software. The temperature distributions of the steam and flue gas along the way they flow will be determined. Furthermore, the temperature of the tube walls and temperature distribution of the steam and flue gas superheater outlet have been determined. Knowledge of these temperatures has great practical importance, because it allows to choose the grade of steel for a given superheater stage. Using the developed model of the superheater to determine its degree of ash fouling in on-line mode one can control the activation frequency of steam soot blowers.

Keywords: CFD modeling, steam superheater, ash fouling, boiler

DOI: 10.7862/rm.2014.30

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Dariusz URBANIAK¹
Tomasz WYLECIAŁ²
Vladimir P. ZHUKOV³
Evgenii V. BAROCHKIN⁴

ZASTOSOWANIE ENTROPIJNEGO UOGÓLNIENIA ROZKŁADU MAXWELLA- BOLTZMANN DO MODELOWANIA ROZDRABNIANIA W MŁYNIIE STRUMIENIOWO- FLUIDALNYM

Zastosowanie zjawiska fluidyzacji w wielu gałęziach przemysłu spowodowało intensyfikację przebiegu zjawisk, stanowiących istotę technologii przemysłowych. W przypadku młyna strumieniowo-fluidalnego ziarna materiału warstwy różnią się nie tylko prędkością przemieszczania wzdłuż wysokości warstwy, ale również rozmiarem, czego nie uwzględnia klasyczny rozkład Maxwella-Boltzmann. W pracy zaproponowano wykorzystanie zasady maksimum entropii do uogólnienia rozkładu Maxwella-Boltzmann. Takie uogólnienie pozwoli określić rozkład ziaren w warstwie fluidalnej w funkcji prędkości ich przemieszczania, wysokości warstwy oraz ich wielkości. Celem weryfikacji zaproponowanego modelu przeprowadzono eksperyment rozdrabniania materiału ziarnistego w młynie strumieniowo-fluidalnym. Porównanie wyników obliczeniowych i eksperymentalnych pozwala stwierdzić, że opis wyników eksperymentalnych przez zaproponowany model jest zadowalająco dobry. Zastosowanie metod fizyki statystycznej umożliwia przewidywanie zachowania ziaren w warstwie fluidalnej i rozwijanie na tej podstawie metod obliczeniowych dla urządzeń technologicznych, wykorzystujących zjawisko fluidyzacji.

Słowa kluczowe: rozkład Maxwella-Boltzmann, bilans energetyczny, bilans masy, zasada maksymalnej entropii

¹ Autor do korespondencji: Dariusz Urbaniak, Politechnika Częstochowska, al. Armii Krajowej 21, 42-201 Częstochowa, tel.: 34 3250 583, e-mail: urbaniak@imc.pcz.czyst.pl.

² Tomasz Wyleciał, Politechnika Częstochowska, al. Armii Krajowej 19, 42-201 Częstochowa.

³ Vladimir P. Zhukov, Ivanovo State Power Engineering University, Rabfakovskaya 34, 153003 Ivanovo, Russia.

⁴ Evgenii V. Barochkin, Ivanovo State Power Engineering University, Rabfakovskaya 34, 153003 Ivanovo, Russia.

1. Wprowadzenie

Zastosowanie zjawiska fluidyzacji w wielu gałęziach przemysłu pozwoliło zintensyfikować zachodzące tam procesy technologiczne. Taką prawidłowość zaobserwowano w suszarnictwie, przemyśle energetycznym, obróbce cieplnej metali, przeróbce mechanicznej substancji kruchych, itd. Poprawa efektywności procesów technologicznych zachodzi głównie dlatego, że fluidyzacja materiału powoduje intensywny ruch ziaren. Ruch ten przypomina zachowanie cząsteczek gazu lub cieczy [2, 7]. Obserwacja ta skłoniła do próby wykorzystania praw fizyki statystycznej do opisu zachowania ziaren w warstwie fluidalnej [2].

W przypadku młynów strumieniowo-fluidalnych [4] ziarna w całej objętości warstwy różnią się prędkością przemieszczania, położeniem względem wysokości warstwy, jak również rozmiarem. Tego ostatniego aspektu nie uwzględnia tradycyjny rozkład Maxwella-Boltzmann [3]. W pracy podjęto próbę rozszerzenia rozkładu Maxwella-Boltzmann o dodatkowy aspekt zmienności, a mianowicie wielkości ziaren w warstwie fluidalnej.

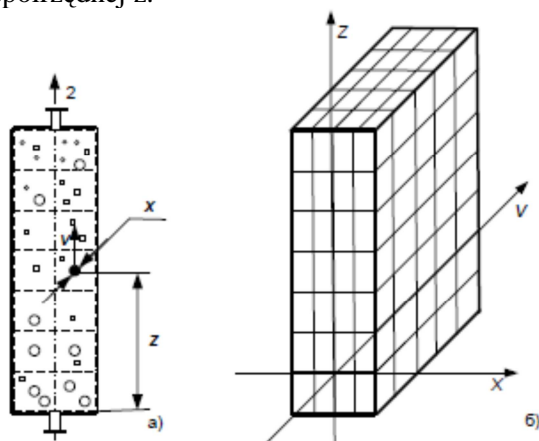
2. Metodyka badawcza

Jako analizowany obiekt badawczy wybrano młyn fluidalny, schematycznie przedstawiony na rysunku 1. Rozważany młyn pracuje periodycznie. Masa rozdrabnianego materiału nie zmienia się w czasie. Energia jest dostarczana do młyna wraz z gazem, który jest podawany do urządzenia poprzez otwór wlotowy 1 i opuszcza młyn przez wylot 2. Młyn został podzielony na elementarne przestrzenie fazowe.

Efekt procesu rozdrabniania zależy od wielu parametrów. W przypadku rozdrabniania w warstwie fluidalnej znaczącym parametrem, determinującym efekt rozdrabniania, jest energia kinetyczna ziaren. Ponadto rozdrobnienie ziarna zależy od jego rozmiaru. Im mniejszy rozmiar ziarna, tym więcej energii należy dostarczyć na jego rozdrobnienie. Rozmiar ziarna determinuje ponadto opory unoszenia, a więc położenie ziarna wzdłuż wysokości warstwy. Zatem jako charakterystyczne parametry procesu rozdrabniania wybrano rozmiar ziarna x , jego prędkość v i wysokość położenia ziarna w warstwie z . Strukturę obliczeniowej przestrzeni fazowej, z uwzględnieniem kierunku osi wybranych współrzędnych, pokazano na rysunku 1, b. Poszukiwana funkcja rozkładu ziaren względem rozmiaru, prędkości i położenia ziaren w warstwie fluidalnej $f(x, v, z)$ przedstawia gęstość rozkładu materiału w przestrzeń obliczeniowej. Funkcja ta dla pojedynczej komórki opisana jest następująco:

$$F_{i,j,k} = f(x, v, z) \cdot \Delta x \cdot \Delta v \cdot \Delta z \quad (1)$$

gdzie: Δx , Δv , Δz - rozmiar komórki wzdłuż osi x , v , z ; indeks i wskazuje liczbę komórek wzdłuż osi rozmiaru x ; j - wzdłuż osi prędkość v , k - wzdłuż współrzędnej z .



Rys. 1. Schemat (a) i obliczeniowa przestrzeń fazowa (b) młyna strumieniowo-fluidalnego: 1 - dopływ powietrza, 2 - wypływ powietrza

Fig. 1. Schematic (a) and the computational phase space (b) blast-fluid mill: 1 - air supply, 2 - air discharge

Ilość ziaren w całej przestrzeni fazowej odpowiada całej masie rozdrabnianego materiału. Zatem bilans masy tego materiału może być zapisany w postaci warunku normalizacji nieznannej funkcji rozkładu.

$$\sum_{i,j,k} F_{i,j,k} = 1 \quad (2)$$

Bilans energii ziaren warstwy fluidalnej zbudowano na podstawie analizy strumieni energii. Założono, że energia, dostarczana do układu wraz z gazem, powoduje zmianę energii kinetycznej ziaren, energii potencjalnej, determinowanej wysokością położenia, oraz energii potencjalnej, determinowanej rozmiarem ziarna. Zależność, opisująca właściwą potencjalną energię położenia ziaren, wyrażona jest za pomocą współrzędnych przestrzennych ziarna i przyspieszenia ziemskiego g :

$$e_i = g \cdot z_i \quad (3)$$

Właściwa energia kinetyczna ziaren jest określona jako połowa kwadratu prędkości ziarna:

$$e_j = \frac{v_j^2}{2} \quad (4)$$

Energia rozdrabniania, zgodnie z prawem Rittingera [6], opisana jest zależnością:

$$e_x = C_R \cdot \left(\frac{1}{x''} - \frac{1}{x'} \right) \quad (5)$$

gdzie: e_x - właściwa energia rozdrabniania, C_R - stała Rittingera, x' , x'' - średnie rozmiary ziaren odpowiednio przed i po procesie rozdrabniania.

Podczas rozdrabniania dużych ziaren $x' \rightarrow \infty$, zatem wyrażenie (5) można zapisać w postaci:

$$e_x = e_k = \frac{C_R}{x_k} \quad (6)$$

Energia rozdrabniania, zgodnie z (5) zależy tylko od końcowej wartości rozmiaru x albo stanów układu i nie zależy od przebiegu procesu rozdrabniania. Podobieństwo zależności (6) i wyrażenia na potencjał pola elektrostatycznego [3] wskazuje na potencjalny charakter energii rozdrabniania. Stałą Rittingera [8] można wyrazić w następującej postaci:

$$C_R = r_t \cdot d_0 \quad (7)$$

gdzie: r_t - utajone ciepło parowania w procesie sublimacji, d_0 - rozmiar ziaren rozdrabnianej substancji.

Dla wybranej przestrzeni fazowej energia właściwa pojedynczego elementu układu określona jest przez sumę energii potencjalnej położenia, potencjalnej energii rozmiaru i kinetycznej energii ziaren:

$$e_{i,j,k} = g \cdot z_i + \frac{v_j^2}{2} + \frac{C_R}{x_k} \quad (8)$$

Bilans energii wyrażony jest przez równość sumarycznej energii wszystkich ziaren układu E :

$$\sum_{i,j,k} e_{i,j,k} F_{i,j,k} = E \quad (9)$$

W celu znalezienia szukanego rozkładu wykorzystano zasadę maksymalnej entropii, którą z powodzeniem wykorzystuje się do modelowania złożonych układów [1, 3]. Dla analizowanego układu wyrażenie na entropię H można wyrazić w postaci:

$$H = - \sum_{i,j,k} F_{i,j,k} \ln F_{i,j,k} \Rightarrow \max \quad (10)$$

Najbardziej prawdopodobny rozkład to ten, który charakteryzuje największa wartość entropii. Zatem rozwiązaniem zależności (9) jest znalezienie maksymalnej wartości funkcji rozkładu ziaren względem położenia, prędkości i rozmiaru. Do tego celu wykorzystano metodę mnożników Lagrange'a [1], z uwzględnieniem warunków (2) i (9). Wtedy

$$F_{i,j,k} = \frac{\exp(\mu e_{i,j,k})}{\sum_{i,j,k} \exp(\mu e_{i,j,k})} \quad (11)$$

gdzie μ – nieokreślony mnożnik Lagrange'a, którego wartość wyznaczono z warunku (9).

Podstawienie zależności (8) w wyrażeniu (11) pozwala na uzyskanie szukanego rozkładu w postaci:

$$f(x, v, z) = A \cdot \exp \left[\mu \cdot \left(g \cdot z_i + \frac{v_j^2}{2} + \frac{C_R}{x_k} \right) \right] \quad (12)$$

gdzie: A - parametr normalizacyjny.

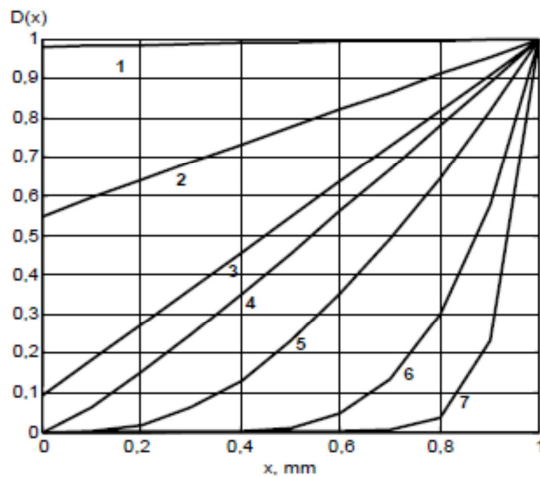
Zależność (12) podobna jest do postaci rozkładu Maxwella-Boltzmana [3] i pozwala określić rozkład ziaren dodatkowo względem ich rozmiaru. Porównanie szukanego rozkładu z rozkładem Maxwella-Boltzmana pozwala także zapisać wyrażenie dla mnożników Lagrange'a w postaci

$$\mu = \frac{M_\mu}{(MR) \cdot T} \quad (13)$$

gdzie: M_μ - masa molowa rozdrabnianego materiału, (MR) - uniwersalna stała gazowa, T - temperatury odniesienia.

3. Wyniki obliczeń analitycznych i eksperymentalnych

Przebieg szukanej funkcji rozkładu przeprowadzono dla następującego przykładu obliczeniowego. Przestrzeń fazowa przedstawia trójwymiarową macierz komórkową (rys. 1). Podawanie materiału nadawy ($C_R=12,51 \cdot 10^{-3}$, Jm/kg [8]) następuje w punkcie przestrzeni fazowej o współrzędnych $z = z_{\min}$, $v = v_{\min}$, $X = X_{\max}$. Na rysunku 2 przedstawiono obliczone rozkłady ziaren względem ich rozmiaru w warstwie fluidalnej o różnych energiach (parametrach rozkładu μ).



Rys. 2. Rozkład ziaren względem ich rozmiaru o różnych parametrach rozkładu μ : 1 - $\mu = -1$; 2 - $\mu = -0,3$; 3 - $\mu = -0,05$; 4 - $\mu = -0,005$; 5 - $\mu = -0,001$; 6 - $\mu = 0,0002$; 7 - $\mu = 0,0005$

Fig. 2. The distribution of the grains with respect to their size with different distribution parameters μ : 1 - $\mu = -1$; 2 - $\mu = -0.3$; 3 - $\mu = -0.05$; 4 - $\mu = -0.005$; 5 - $\mu = -0.001$; 6 - $\mu = 0.0002$; 7 - $\mu = 0.0005$

Rozkłady przedstawiono w postaci sumarycznych zależności masowych udziałów przesypu drobnego materiału przez sito kontrolne o rozmiarze oczka tego sita. Wielkość przesypu określono poprzez sumowanie szukanego rozkładu (11) względem prędkości i wysokości warstwy:

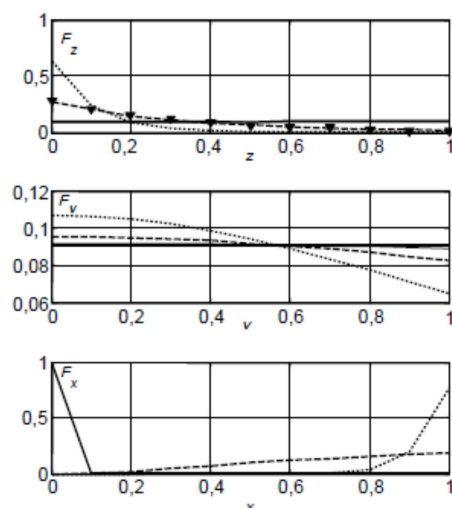
$$D(x_{k_1}) = \sum_{k=1}^{k_1} \sum_{i,j} F_{i,j,k} \quad (14)$$

gdzie: $D(x_{k_1})$ - przesyp przez sito o rozmiarze x_{k_1} materiału warstwy.

W celu przedstawienia trójwymiarowej przestrzeni fazowej (11) w postaci jednoparametrowej zależności wykonano wstępnie sumowanie względem dwóch pozostałych współrzędnych:

$$F_x = \sum_{i,j} F_{i,j,k} \quad F_v = \sum_{i,k} F_{i,j,k} ; \quad F_z = \sum_{j,k} F_{i,j,k} \quad (15)$$

Szukany rozkład ziaren w złożu fluidalnym obliczono względem osi z, v, i x przedstawiono na rysunku 3. Krzywa (a) przedstawia rozkład ziaren względem wysokości warstwy, krzywa (b) - względem prędkości i krzywa (c) - względem wielkości ziarna. Trójkątami przedstawiono eksperymentalne rozkłady ziaren, otrzymane w wyniku przeprowadzenia odpowiedniego eksperymentu [5]. Porównanie obliczonych i eksperymentalnych rozkładów pokazuje zadowalającą zgodność opisaną w wyniku doświadczeń poprzez znaleziony rozkład obliczeniowy.



Rys. 3. Rozkład ziaren względem wysokości warstwy (a), względem prędkości (b), oraz względem wielkości ziarna (c)

Fig. 3. The distribution of grains with respect to the layer height (a), with respect to the speed (b), and grain size (c)

4. Wnioski

Przeprowadzone badania wykazały, że zastosowanie praw fizyki statystycznej do modelowania zachowania się ziaren w warstwie fluidalnej młyna daje pozytywne rezultaty. Modele, zbudowane na prawach fizyki statystycznej, adekwatnie opisują zachowanie się zbioru ziaren w warstwie fluidalnej, gdzie zachodzi ich rozdrabnianie. Zatem jest możliwe i celowe wykorzystanie przedstawionej metodyki w modelowaniu procesów technologicznych mechanicznej przeróbki substancji kruchych.

Literatura

- [1] Barrow G.M.: Chemia fizyczna. PWN, Warszawa 1973.
- [2] Belyakov A.N., Zhukov V.P., Otwinowski H.: Formirovanie fraktsionnykh i energeticheskikh potokov v struynykh mel'nitsakh kipyashchego Slota, Vestnik IGEU, nr 1 (2012) 48-51.
- [3] Huang K.: Statistical mechanics (in Polish), PWN, Warszawa 1987.
- [4] Milioli F.E., Foster P.J.: A model for particle size distribution and elutriation in fluidized beds, Powder Technology 83 (1995) 265-280.
- [5] Mitrofanov A.V.: Modelirovanie i raschetno-eksperimental'nye issledovaniya gidromekhanicheskikh i teplovykh protsessov v psevdoozhizhennom sloe, dis. kand. tekhn. nauk, Ivanovo, 2011.
- [6] Pastucha L., Mielczarek E.: Kinetyka i termodynamika rozdrabniania strumieniowe- go, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 1994.
- [7] Wyleciał T., Urbaniak D.: Badanie rozdrabniania materiałów drobnoziarnistych w młynie strumieniowo-fluidalnym, Hutnik, nr 5 (2012) 396-399.
- [8] Zhukov V.P., Belyakov A.N.: Termodinamicheskiiy podkhod k opisaniyu mekhani- cheskikh protsessov v sypuchikh sredakh, Vestnik IGEU, nr 6 (2012) 35-40.

APPLICATION OF ENTROPY GENERALIZATION OF MAXWELL- BOLTZMANN DISTRIBUTION FOR MODELING OF GRINDING IN A FLUIDIZED-BED JET MILL

Summary

Application of fluidization phenomenon in many industries resulted in the intensification of the course of events, which are the essence of industrial technology. In the case of a fluidized-bed jet mill grains of the bed material are differ not only in speed of motion along the height of the bed, but also the size, which does not include a classic Maxwell-Boltzmann distribution. The approach of the principle of maximum entropy to generalize Maxwell-Boltzmann distribution is presented in the paper. Such generalization will determine the distribution of particles in a fluidized bed as a function of speed of motion, height of the bed and their size. To verify the proposed model, an experiment was conducted grinding of granular material in the fluidized-bed jet mill. Comparison of computational and experimental results demonstrates that the description of the experimental results by the proposed model is adequate. The use of methods of statistical physics allows to predict the behavior of grains in a fluidized bed and developing on this basis of the calculation methods for technological devices using the fluidization phenomenon.

Keywords: Maxwell-Boltzmann distribution, energy balance, mass balance, principle of maximum entropy

DOI: 10.7862/rm.2014.31

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Dariusz WAWRZYŃCZAK¹
Izabela MAJCHRZAK-KUCĘBA²
Wojciech NOWAK³

MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWANIA METODY ADSORPCYJNEJ DO USUWANIA CO₂ ZE SPALIN KOTŁOWYCH

Aby węgiel mógł pozostać głównym paliwem gwarantującym bezpieczeństwo energetyczne Unii Europejskiej, jego przyszłe wykorzystanie musi zostać dostosowane do wymagań polityki UE. W ramach prac naukowo-badawczych rozwija się i doskonali technologie pozwalające na redukcję emisji ditlenku węgla do atmosfery, jak również metody wychwytywania CO₂ z gazów procesowych. Prezentowana technologia adsorpcji, oparta o stałe sorbenty, testowana w skali laboratoryjnej jak i pilotowej, wykazała dużą zbieżność otrzymywanych wyników. Przeprowadzone testy potwierdzają możliwość jej zastosowania w rzeczywistych warunkach przemysłowych.

Słowa kluczowe: separacja CO₂, V-PSA, DR-VPSA, adsorpcja

1. Wstęp

Przyjęty przez Parlament Unii Europejskiej pakiet energetyczno-klimatyczny zobowiązuje państwa członkowskie m.in. do 20% redukcji emisji gazów cieplarnianych do atmosfery. Aby osiągnąć zamierzony cel, ilość emisji została ściśle określona dla każdego z państw, a sposobem rozliczenia są przydzielone uprawnienia. W tym celu podejmowane są prace zmierzające nie tylko do poprawy sprawności energetycznej, zmiany technologii czy zastosowania paliw niskowęglowych w procesie produkcji, ale także w kierunku możliwości i opłacalności wdrożenia technologii wychwytywania ditlenku węgla. Najprostszą technologią wychwytywania ditlenku węgla jest technologia separacji CO₂ po procesie spalania, która nie ingeruje w obecny układ paleniskowy. Realizacja wydzielenia CO₂ przebiega w odrębnej instalacji, która po winna znajdować się

¹ Autor do korespondencji: Dariusz Wawrzyńczak, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73, 42-201, Częstochowa, tel. 34 3250 945, dwawrzynczak@is.pcz.czest.pl

² Izabela Majchrzak-Kucęba, izak@is.pcz.czest.pl

³ Wojciech Nowak, Akademia Górniczo-Hutnicza, ul. Czarnowiejska 50B, 30-059, Kraków, wnowak@agh.edu.pl

w pobliżu miejsca wytwarzania spalin z uwagi na ich olbrzymie ilości. Zgodnie z artykułem 33 Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie geologicznego składowania ditlenku węgla [1] operatorzy wszystkich obiektów energetycznych, których elektryczna moc znamionowa wynosi 300MW lub więcej, a którym pozwolenia na budowę wydano po wejściu w życie tej dyrektywy, zobowiązani są do przeprowadzenia oceny dostępnych składowisk CO₂, wykonalności technicznej i ekonomicznej instalacji transportowych oraz modernizacji pod kątem wychwytywania CO₂. Spełnienie powyższych warunków wymaga rezerwacji miejsca pod przyszłą instalację oraz pod niezbędne urządzenia.

Wśród innych technologii separacji ditlenku węgla można wyróżnić technologię spalania tlenowego, jednak w tym przypadku istnieje konieczność ingerencji w pierwotny układ kotłowy. Oprócz jednostki do produkcji tlenu, konieczna jest również instalacja recyrkulacji spalin i ich mieszania z tlenem. Zmianie ulegają wówczas warunki i parametry prowadzenia procesu spalania, a to wiąże się z modernizacją układu paleniskowego. Technologia ta jest przedmiotem testów w Schwarze Pumpe (Niemcy), Callide (Australia), Ciuden (Hiszpania), a także w Instytucie Zaawansowanych Technologii Energetycznych Politechniki Częstochowskiej [2]. Planowane są również budowy dużych jednostek komercyjnych (2015 r.) w Janschwalde (Niemcy) 250MW_{el} oraz w Compostilla (Hiszpania) 323MW_{el}.

Kolejną technologią jest tzw. wychwytywanie ditlenku węgla przed procesem spalania. Polega ona na zgazowaniu paliwa, a następnie rozdzieleniu powstałego gazu syntezowego na CO i H₂ oraz spalaniu tych składników osobno lub poddaniu konwersji powstałego w gazie syntezowym CO do CO₂ oraz separacji wodoru od ditlenku węgla. Instalacje do zgazowania węgla są stosowane w przemyśle petrochemicznym do produkcji amoniaku, mocznika, metanolu itp. [3]. Z uwagi na niższą sprawność tych instalacji, w przypadku produkcji energii elektrycznej, w porównaniu z nowoczesnymi kotłami na parametry nadkrytyczne, prognozuje się, iż instalacje te będą miały zastosowanie przy jednoczesnej produkcji wodoru do produkcji energii elektrycznej oraz syngazu do produkcji syntetycznego paliwa lub chemikaliów, takich jak metanol czy amoniak [4]. Prowadzi się również badania dotyczące podziemnego zgazowania węgla w złożach; powstały gaz syntezowy jest następnie transportowany na powierzchnię ziemi (badania prowadzone w Kopalni Wieczorek) [5].

Powstałe gazy procesowe można rozdzielić następującymi metodami: adsorpcyjną, adsorpcyjną, membranową oraz kriogeniczną. Każda z tych metod posiada swoje wady oraz zalety, jednak przy wyborze metody do procesu separacji należy uwzględnić następujące parametry: ciśnienie gazu, stężenie poszczególnych składników, strumień gazu podlegającego procesowi separacji oraz ilość składników, jakie chcemy wydzielić.

W przypadku wydzielania ditlenku węgla ze strumienia gazów spalinyowych, za najbardziej odpowiednią aktualnie metodę, która może być zastoso-

wana na skalę demonstracyjną, uważa się metodę absorpcyjną [6]. Metoda ta jest dobrze znana i sprawdzona w przemyśle chemicznym do wychwytywania CO₂, jest jednak wysoce energochłonna (w przypadku zastosowania technologii opartej na MEA obniżenie sprawności netto elektrowni wynosi około 30%, co przełoży się na 60-90% wzrost cen energii elektrycznej) [6].

Niższe zapotrzebowanie na energię w procesie regeneracji występuje w przypadku zastosowania stałych adsorbentów – metoda adsorpcyjna. W metodzie tej cząstki CO₂ nie są chemicznie związane przez ciekły sorbent (jak ma to miejsce w przypadku absorpcji), lecz występuje przyciąganie międzycząsteczkowe (siły van der Waalsa), które wymaga dużo niższej energii do regeneracji. Z kolei regeneracja odbywa się poprzez obniżenie ciśnienia, bądź podwyższenie temperatury [6].

Kolejna z metod separacji gazów - metoda membranowa - wykorzystuje selektywność przenikania określonych składników przez materiał membrany, a zatem nie wymaga stosowania procesu regeneracji, nie jest też metodą energochłonną, podobnie jak adsorpcja [6, 7]. Zaletą metody membranowej jest możliwość modułowej budowy systemu. Problemem jest możliwość zanieczyszczenia powierzchni membrany [6] oraz niewystarczająca selektywność, która wymaga stosowania wieloetapowego procesu połączonego z recyrkulacją strumienia [7]. W przypadku stosowania metody kriogenicznej separacja gazu polega na kondensacji CO₂ w niskiej temperaturze i przy odpowiednio wysokim ciśnieniu. Zastosowanie tej metody w przypadku wychwytywania CO₂ z gazów spalinowych jest jednak bardzo energochłonne przy stężeniu ditlenku węgla do 20% [8].

Niniejszy artykuł przedstawia metodę adsorpcyjną testowaną w skali laboratoryjnej i w skali pilotowej w ramach Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych pt. „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii” Zadanie Badawcze nr 2 „Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂”, którego koordynatorem jest Politechnika Częstochowska.

2. Badania wydzielania ditlenku węgla metodą adsorpcyjną

Adsorpcja jest metodą znaną i stosowaną w przemyśle głównie do oczyszczania i odzysku gazów (separacja i osuszanie powietrza, odzyskiwanie i oczyszczanie wodoru, separacja CO₂ z metanu itp.). W metodzie tej proces rozdziału składników gazowych zachodzi na stałym adsorbencie stanowiącym złożę (np. na węglu aktywnym, zeolitach, węglowych sitach molekularnych itp.). Zazwyczaj są to instalacje ze stałym złożem, składające się z kilku kolumn adsorpcyjnych. Dzięki temu istnieje możliwość realizacji procesu w sposób ciągły, bez konieczności wymiany adsorbentu. Złożę instalacji można regenerować wykorzystując następujące techniki adsorpcyjne: zmiennociśnieniową

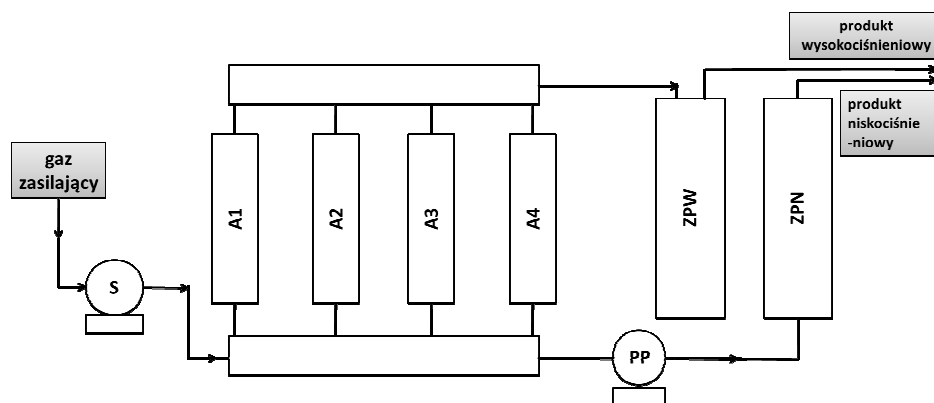
(PSA), zmiennotemperaturową (TSA), zmiennociśnieniową i zmiennotemperaturową (PTSA), zmiennociśnieniową z zastosowaniem obniżonego ciśnienia w etapie desorpcji/regeneracji złoża (V-PSA) oraz zmiennoelektryczną (ESA). Każda z technik posiada swoje wady oraz zalety, jednak w przypadku wydzielania ditlenku węgla z gazów spalinowych o niewielkim stężeniu CO₂ szczególnie użyteczna wydaje się być technika z zastosowaniem obniżonego ciśnienia w etapie regeneracji złoża (V-PSA). W jej przypadku nie jest wymagane znaczne sprężanie gazu spalinowego pochodzącego z konwencjonalnego procesu spalania kierowanego do instalacji, ponieważ żądany produkt uzyskiwany jest przy podciśnieniu w ilości kilka razy mniejszej niż strumień gazu zasilającego.

Metoda adsorpcyjna została wybrana z uwagi na korzyści, takie jak: brak emisji toksycznych składników do atmosfery, brak korozji w kolumnach adsorpcyjnych, elastyczność pracy instalacji, uzyskanie produktu w postaci suchej.

2.1. Skala laboratoryjna

Badania w skali laboratoryjnej były prowadzone dla różnych technik separacji: adsorpcji zmiennociśnieniowej PSA [9] oraz zmiennociśnieniowej z zastosowaniem próżni V-PSA [10], adsorpcji zmiennotemperaturowej TSA [11], adsorpcji zmiennociśnieniowej i zmiennotemperaturowej PTSA [12], jak również adsorpcji z zastosowaniem niskonapięciowego prądu elektrycznego ESA [13].

Z uwagi na brak zapotrzebowania ciepła do procesu regeneracji, w ramach Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych, Zadanie Badawcze nr 2, została wybudowana na Politechnice Częstochowskiej czterokolumnowa instalacja adsorpcyjna, pozwalająca na prowadzenie separacji ditlenku węgla techniką adsorpcji zmiennociśnieniowej z zastosowaniem próżni V-PSA (rys. 1). Do instalacji kierowana była sztuczna mieszanina gazów zawierających głównie CO₂, O₂ oraz N₂. Po sprężeniu (S) do zadanego ciśnienia gaz był kierowany do jednej z czterech kolumn adsorpcyjnych (A1-A4). Po zakończeniu etapu adsorpcji nastąpiła zmiana adsorbera, do którego kierowany był symulowany strumień gazu spalinowego. Dzięki czterem kolumnom zapewniono ciągłość procesu separacji oraz możliwość dowolnego konfigurowania etapów cyklu pracy instalacji. Wzbogacony w CO₂ gaz (produkt niskociśnieniowy) uzyskiwany był przy podciśnieniu (PP) oraz magazynowany w zbiorniku buforowym (ZPN). Podobnie gaz po procesie adsorpcji (produkt wysokociśnieniowy) magazynowany był w zbiorniku buforowym (ZPW), służąc do procesu regeneracji złoża w etapie jego płukania. Przeprowadzone badania w skali laboratoryjnej pozwoliły określić: średnie stężenie ditlenku węgla w produkcie wzbogaconym w CO₂ (C_{prod}) oraz sprawność procesu wydzielania CO₂ (R_{eco}). Otrzymane wyniki zestawiono w tabeli 1.



Rys. 1. Schemat czterokolumnowej instalacji adsorpcyjnej z zastosowaniem próżni V-PSA

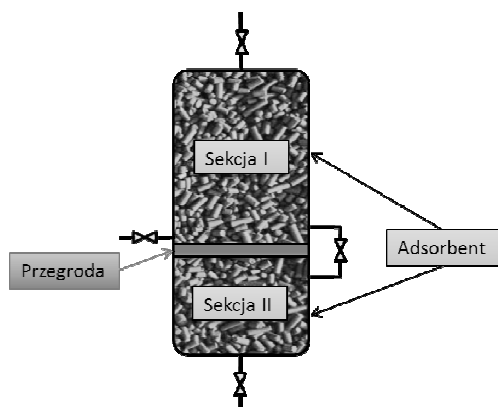
Fig. 1. The diagram of four-bed vacuum-pressure swing adsorption (V-PSA) installation

Tabela 1. Zestawienie parametrów oraz wyników separacji ditlenku węgla z symulowanej mieszaniny gazów spalinowych

Table 1. Parameters and results of carbon dioxide separation from simulated flue gas mixture

Nr pomiaru	t_a	V	C_{prod}	R_{eco}
	[s]	[dm ³ _w /min]	[%]	[%]
1	180	46,4	36,9	99,9
2	180	78,1	55,5	93,4
3	240	48,4	49,9	99,8
4	240	76,4	62,7	87,6

Powyższe wyniki zostały uzyskane dla czasu etapu adsorpcyjnego wynoszącego t_a oraz strumienia gazu zasilającego w warunkach umownych V. Badania prowadzono w temperaturze otoczenia na węglu aktywnym, zaś mieszanina gazów poddawanych separacji zawierała około: 13% CO₂, 18% O₂ oraz 69% N₂. Uzyskane wyniki dla przyjętych parametrów procesu świadczą o możliwości wzbogacenia ditlenku węgla zawartego w gazach spalinowych z około 13% do prawie 63% przy sprawności wydzielania CO₂ rzędu 88%. Wyższe wartości stężeń można uzyskać modyfikując konfigurację, parametry procesu lub stosując drugi, równoległy układ wydzielania CO₂, do którego kierowany byłby wzbogacony w ditlenek węgla gaz. Taka technika, pozwalająca na wzbogacanie wydzielonego CO₂, została zastosowana w badaniach w skali pilotowej w Elektrowni Łągisza, gdzie w ramach Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych, Zadanie Badawcze nr 2, została wybudowana i uruchomiona mobilna zmiennociśnieniowa instalacja pilotowa do badań wychwytu CO₂, którą podłączono do kanału spalin największego na świecie kotła fluidalnego na parametry nadkrytyczne (blok 460 MW_e w Elektrowni Łągisza należący do TAURON Wytwarzanie S.A.) [14].



Rys. 2. Schemat adsorbera w technologii DR-VPSA

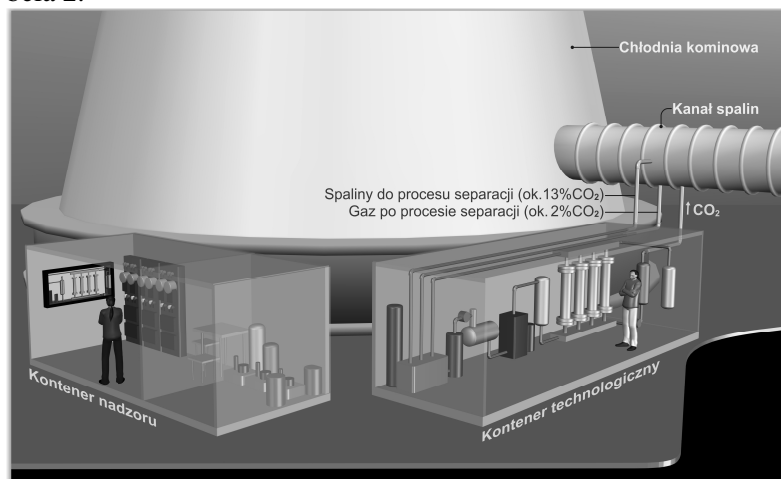
Fig. 2. Schematic of the adsorber in DR-VPSA technology

2.2. Skala pilotowa

Badania w skali pilotowej prowadzono w Japonii [15]. Instalacja badawcza obejmowała dwuetapowy proces wydzielania ditlenku węgla techniką PTSA, a następnie techniką PSA. Dla optymalnie przyjętych parametrów procesu otrzymano produkt o czystości około 99% przy stopniu odzysku 90%. Jako wypełnienie zastosowano zeolit 13X. Podobne badania w skali pilotowej są prowadzone przez Politechnikę Częstochowską oraz TAURON Wytwarzanie S.A. w Elektrowni Łagisza. W tym przypadku zdecydowano się na zastosowanie techniki adsorpcyjnej z podwójnym płukaniem złoża składnikiem lekkim i ciężkim, tzw. DR-VPSA (Dual-Reflux Vacuum-Pressure Swing Adsorption). Technika ta nie była dotychczas stosowana w badaniach w skali pilotowej na świecie. Dzięki zastosowaniu dwusekcyjnego adsorbera (rys. 2) istnieje możliwość wzbogacenia otrzymanego produktu z pierwszej sekcji adsorbera w wydzielonej dodatkowej drugiej sekcji adsorbera. Prowadzony w ten sposób proces, przy odpowiednim doborze adsorbentów i parametrów pracy, pozwala na uzyskanie wysokiej sprawności wydzielania ditlenku węgla oraz wysokiego stężenia CO₂ w produkcie. Instalacja zbudowana jest z dwóch kontenerów: technologicznego, w którym zlokalizowane są wszystkie aparaty i urządzenia do prowadzenia procesu oraz kontenera nadzoru ze sterowaniem, pomiarami i częścią socjalną (rys. 3).

Z uwagi na prowadzenie badań w rzeczywistych warunkach przemysłowych, niezbędne jest wcześniejsze przygotowanie gazów spalinowych przed wprowadzeniem do adsorpcyjnego układu separacji CO₂. Dlatego też instalacja została wyposażona w dodatkowe sekcje pozwalające na schłodzenie spalin, odzysk ciepła, odsiarczenie i odazotowanie oraz osuszenie spalin. Oczyszczony i osuszony gaz jest następnie kierowany do sekcji separacji ditlenku węgla DR-VPSA. Instalacja, realizując w każdym z czterech adsorberów inny etap cyklu, pozwala na prowadzenie procesu w sposób ciągły. Adsorbent, który wypełnia

kolumny adsorpcyjne, jest okresowo regenerowany poprzez obniżenie ciśnienia oraz przepłukiwanie gazem. Dzięki temu nie ma konieczności jego wymiany [14]. Wyniki z badań przeprowadzonych przy braku rozdziału na sekcję górną i dolną adsorbera (otwarty na stałe zawór łączący obie sekcje) przedstawia tabela 2.



Rys. 3. Usytuowanie kontenerów mobilnej instalacji adsorpcyjnej w elektrowni Łagisza

Fig. 3. Localization of containers of mobile adsorption installation in Łagisza power plant

Tabela 2. Zestawienie parametrów oraz wyników separacji ditlenku węgla z rzeczywistych gazów spalinowych

Table 2. Parameters and results of carbon dioxide separation from real flue gas

Nr pomiaru	t_a	V	C_{prod}	R_{eco}
	[s]	[m ³ /h]	[%]	[%]
1	180	58,1	49,4	98,1
2	240	80,3	65,5	83,7

Otrzymane rezultaty dla czasu etapu adsorpcji wynoszącego t_a oraz strumienia gazu zasilającego w warunkach umownych V pokazują dużą zbieżność osiągniętych wyników z rzeczywistych pomiarów w skali pilotowej z wynikami ze skali laboratoryjnej. Wyższe wartości stężenia ditlenku węgla są możliwe do osiągnięcia w przypadku, gdy zostanie obniżona sprawność procesu wydzielania CO₂. Ponadto dzięki prowadzonym kampaniom pomiarowym w rzeczywistych warunkach przemysłowych zdobyto doświadczenie oraz zidentyfikowano możliwe utrudnienia, jakie mogą pojawić się podczas długotrwałej eksploatacji. Zdobyte doświadczenie ruchowe jest niezwykle cenne w przypadku projektowania i eksploatacji instalacji w większej skali.

3. Wnioski

Dzięki przeprowadzonym testom (zarówno w skali laboratoryjnej jak i skali pilotowej) dla różnych konfiguracji procesowych oraz parametrów pracy instalacji określono zależności pomiędzy wartością stężenia ditlenku węgla w otrzymywanym produkcie oraz sprawnością separacji CO₂ w zależności od przyjętych parametrów procesu. Otrzymane rezultaty wskazują na dużą zbieżność wyników, co potwierdza możliwości skalowania instalacji. Jak dotąd nie napotkano na poważniejsze problemy związane z eksploatacją instalacji, zaś drobne przeróbki związane są z usprawnieniem jej działania i uniknięciem utrudnień, jakie mogłyby pojawić się w przyszłości.

Literatura

- [1] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/31/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie geologicznego składowania dwutlenku węgla oraz zmieniająca dyrektywę Rady 85/337/EWG, Euratom, dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2000/60/WE, 2001/80/WE, 2004/35/WE, 2006/12/WE, 2008/1/WE i rozporządzenie (WE) nr 1012/2006, L 140/114, 05.06.2009.
- [2] Czkiert T.: Spalanie tlenowe w kotłach energetycznych. W: Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂ pod redakcją Nowak W., Czkiert T.: Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2012, s.102-118.
- [3] CO₂ capture technologies, Pre combustion capture, Global CCS Institute, January 2012.
- [4] Carbon capture and storage in Europe, EASAC policy report 20, May 2013.
- [5] Dudała J., KWH: czekają na sukces w podziemnym zgazowaniu węgla, <http://www.wnp.pl>. [dostęp: 16 czerwca 2014 r.].
- [6] Majchrzak-Kucęba I., Nowak W.: Technologie separacji CO₂ i jego chemiczna utylizacja Komitet Problemów Energetyki, Technologie zeroemisyjne – Spalanie tlenowe, 2008.
- [7] Robertson E. P.: Analysis of CO₂ separation form flue gas, pipeline transportation, and sequestration in coal, Idaho National Laboratory, Idaho Falls, September 2007.
- [8] Liu W., King D., Liu J., Johnson B., Wang Y., Yang Z.: Critical material and process issues CO₂ separation from coal-powered plants, JOM, vol. 61, no 4, 2009, pp. 36-44.
- [9] Gomes V.G., Yee K. W. K.: Pressure swing adsorption for carbon dioxide sequestration from exhaust gases, Separation and Purification Technology, vol. 28, 2002, pp. 161-171.
- [10] Chou Ch. T., Chen Ch. Y.: Carbon dioxide recovery by vacuum swing adsorption, Separation and Purification Technology, vol. 39, 2004, pp. 51-65.

- [11] Tlili N., Grevillot G., Vallieres C., Carbon dioxide capture and recovery by means of TSA and/or VSA, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 3, 2009, pp. 519-527.
- [12] Mulgundmath V., Tezel F. H.: Optimisation of carbon dioxide recovery from flue gas in a TPSA system, *Adsorption*, vol. 16., 2010, pp. 587-598.
- [13] Grande C. A., Rodrigues A. E.: Electric Swing Adsorption for CO₂ removal from flue gases, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, t.2, 2008, pp. 194-202.
- [14] Wawrzyńczak D., Bieniek J., Srokosz K., Majchrzak-Kucęba I., Nowak W.: Efektywność metody adsorpcyjnej w separacji CO₂, *Energetyka cieplna i zawodowa*, nr 1, 2014, 30-33.
- [15] Ishibashi M., Otake K., Kanamori S.: Study on CO₂ removal technology from flue gas of thermal power plant by physical adsorption method, *Greenhouse Gas Control Technologies*, 1999, pp. 95-106.

Praca naukowa dofinansowana przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, w ramach Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych pt. „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii” Zadanie Badawcze nr 2 „Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂”, umowa nr SP/E/2/66420/10.

POSSIBILITIES OF THE APPLICATION OF ADSORPTION METHOD FOR CO₂ SEPARATION FROM BOILER FLUE GAS

S u m m a r y

The coal could be the main fuel that guaranteed energy security of the European Union, but its future use must be adapted to the requirements of EU policy. The research works, carried out in many research centers, develop and improve technologies for reducing carbon dioxide emissions into the atmosphere, as well as methods of CO₂ separation from flue gases. The presented adsorption technology (based on solid sorbents) tested in laboratory and pilot scales, showed a similarity of the results. The investigations confirmed the possibility of its application in real industrial conditions.

Keywords: CO₂ separation, V-PSA, DR-VPSA, adsorption

DOI: 10.7862/rm.2014.32

Otrzymano/received: 25.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014

Informacje dodatkowe

1. Lista recenzentów współpracujących zostanie opublikowana w czwartym numerze Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika 86(4/14) oraz zamieszczona na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
2. Zasady recenzowania są udostępnione na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/zasady-recenzowania/>
3. Informacje dla autorów artykułów są udostępnione na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/informacje-dla-autorow/>
4. Formularz recenzji jest udostępniony na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
5. Instrukcja dla autorów omawiająca szczegółowo strukturę artykułu, jego układ, sposób przygotowywania materiału ilustracyjnego i piśmiennictwa jest zamieszczona na stronach internetowych:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/instrukcja-dla-autorow/>
oraz
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
w zakładce „Instrukcja dla autorów”.
6. Dane kontaktowe do redakcji czasopisma, adresy pocztowe i e-mail do przesłania artykułów oraz dane kontaktowe do wydawcy są podane na stronie internetowej (Komitet Redakcyjny):
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>