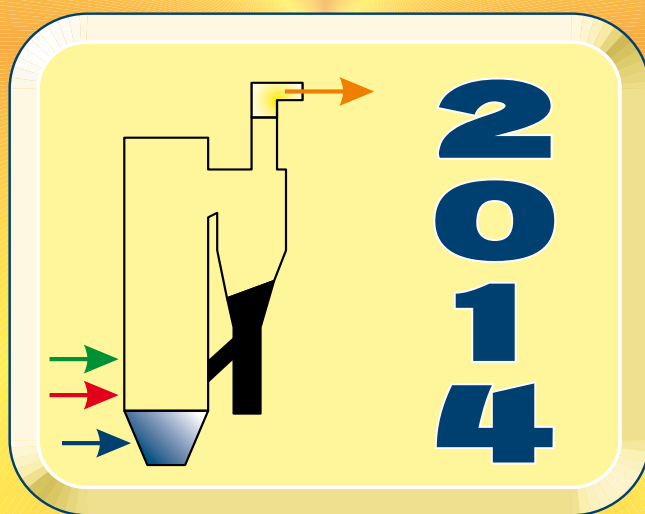


# AKTUALNE ZAGADNIENIA ENERGETYKI

## TOM I



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej



---

# **AKTUALNE ZAGADNIENIA ENERGETYKI**

---

## **TOM I**

*Praca zbiorowa pod redakcją*

Kazimierza Wójca

Andrzeja Sitki



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej  
Wrocław 2014

Recenzent  
Janusz KOTOWICZ

Skład i łamanie tekstu  
Romuald REDZICKI  
Andrzej SITKA  
Piotr SZULC  
Tomasz TIETZE

Projekt okładki  
Andrzej SITKA  
Piotr SZULC  
Tomasz TIETZE

Wydano na podstawie dostarczonych materiałów

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właścicieli praw autorskich.

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2014

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCLAWSKIEJ  
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław  
<http://www.oficyna.pwr.wroc.pl>  
e-mail: [oficwyd@pwr.edu.pl](mailto:oficwyd@pwr.edu.pl)  
[zamawianie.książek@pwr.edu.pl](mailto:zamawianie.książek@pwr.edu.pl)

ISBN 978-83-7493-872-3



## Spis treści

Wstęp .....	7
Analiza termodynamiczna quasi-nieustalonej skojarzonej pracy bloku energetycznego 370 MW Ryszard Bartnik, Zbigniew Buryn.....	9
Analiza termodynamiczna skojarzonej pracy bloku energetycznego 370 MW dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych Ryszard Bartnik, Zbigniew Buryn.....	19
Analiza możliwości podwyższenia parametrów niskotemperaturowego nośnika ciepła odpadowego przy pomocy wysokotemperaturowych pomp ciepła Bogusław Biało, Zbigniew Królicki, Bartosz Zajączkowski.....	31
The thermosyphon effect in loop heat pipe used for computer cooling Henryk Bieliński, Jarosław Mikielewicz.....	41
The heat transfer characteristics in two phase thermosyphon loop with minichannels applied to computer cooling Henryk Bieliński, Jarosław Mikielewicz.....	51
The effect of design parameters of pumpless two phase natural circulation loop with minichannels on computer cooling effectiveness Henryk Bieliński, Jarosław Mikielewicz.....	63
Analiza akustyczna orurowania w instalacji chemicznej węglowodorów Andrzej Błaszczyk, Adam Papierski, Maciej Rydlewicz, Mariusz Susik.....	77
Analiza modalna orurowania w instalacji ciekłych węglowodorów Andrzej Błaszczyk, Adam Papierski, Maciej Rydlewicz, Mariusz Susik.....	95
Optimization of particle settler in tertiary air duct in the cement kiln installation Grzegorz Borsuk, Jacek Wydrych, Bolesław Dobrowolski .....	105
Numerical simulation thermo-flow processes in the riser chamber of installation for clinker production Grzegorz Borsuk, Bolesław Dobrowolski, Grzegorz Nowosielski, Jacek Wydrych, Jerzy Duda.....	115
Analiza przepływu opadającego w rurach pionowych Agata Brandt, Krystian Czernek, Marcin Pietrzak, Stanisław Witczak.....	127
Stany dynamiczne w układzie potrzeb własnych elektrowni dużej mocy Janusz Buchta, Radosław Gawrysiak.....	137
Application of spatial neural simulators of turbine blade rows to fluid flow diagnostics Anna Butterweck, Jerzy Głuch.....	147

Optelon narzędziem wspomagającym optymalizację strat i kosztów rozruchowych Małgorzata Bydlińska-Dradrach, Adrian Materlak, Zbigniew Buryn .....	157
The influence of the cooling type on the performance characteristics and the electricity price in gas turbine air bottoming cycle Tadeusz Chmielniak, Daniel Czaja, Sebastian Lepszy, Katarzyna Stępczyńska-Drygas,.....	169
Techniczny wymiar odnawialnej generacji rozproszonej w krajowym systemie elektroenergetycznym Waldemar Dołęga .....	181
Entropy increment in heat transfer between two potentials Zbigniew Drozyski.....	197
Wpływ aktywacji elektromagnetycznej na proces odgazowania i spalania pozostałości koksowej z węgla brunatnego Michał Gandor, Krzysztof Sławiński, Krzysztof Knaś, Wojciech Nowak .....	211
Numerical modeling of fuels formation processes using component oriented methodology (CCA) Krzysztof Gaska, Agnieszka Generowicz .....	225
A component-oriented modeling (CCA) of high temperature incineration of municipal wastes Krzysztof Gaska, Agnieszka Generowicz .....	239
Wybrane aspekty analizy wytrzymałościowej połączenia krzyżowego instalacji kotła energetycznego Łukasz Gołacki, Artur Górski .....	261
Identyfikacja skutków przejścia fali pożarowej w bloku energetycznym Artur Górski, Eugeniusz Rusiński, Michał Paduchowicz, Grzegorz Przybyłek.....	273
Wpływ pracy przemysłowego odpylacza elektrostatycznego na sieć zasilającą Zbigniew Hanzelka, Jurij Warecki, Michał Gajdzica.....	283
Analiza metod intensyfikacji procesu parowania ziębnika ekologicznego w parowaczach podciśnieniowych systemów adsorbcyjnych Tomasz Hałon, Bartosz Zajązkowski, Zbigniew Królicki.....	295
Numerical analysis of the operation of the op-140 boiler furnace chamber for three variants of the burner system upgrade Bartłomiej Hernik, Tomasz Rurka .....	307
Wpływ warunków przepływowych w atmosferycznym palenisku z cyrkulacyjną warstwą fluidalną na przebieg procesu tlenowego spalania węgla Sylwia Jankowska, Tomasz Czakiert, Grzegorz Krawczyk, Łukasz Jesionowski, Paweł Borecki, Wojciech Nowak.....	319
Experimental verification of the inverse marching method used to reduce dynamic errors of the transient temperature measurement Magdalena Jaremkiewicz .....	331

Zastosowanie parametrów przepływowych w modelowaniu procesu spalania w urządzeniach termicznego przekształcania odpadów (spalarni odpadów) Tomasz Józef Jaworski .....	341
Kinetic analysis of the addition of CO <sub>2</sub> to the flame in the combustion of methane Wojciech Jerzak, Monika Kuźnia .....	351
Elektrofiltry – ograniczenie emisji rtęci Maria Jędrusik, Arkadiusz Świerczok, Mariusz Tulej.....	361
Porównanie metod podnoszenia sprawności i obniżania emisyjności turbin gazowych przez zastosowanie wtrysku H <sub>2</sub> O do obiegu turbiny gazowej Krzysztof Jesionek, Andrzej Chrzczonowski, Paweł Ziółkowski, Janusz Badur .....	373
Energetyczne i podatkowe aspekty zgazowania pomiotu drobiowego Wiesław Jodkowski, Andrzej Sitka, Dobrosława Antonów .....	383
Concurrent experimental determination of velocity fields and the heat transfer coefficient during two-phase flow of gas-liquid through the tube bundle Marcin Karaś, Daniel Zajac, Roman Ulbrich.....	391
Casings designs for supercritical steam turbines aimed to decrease the thermal stresses Wojciech Kosman .....	403



## Wstęp

Od wielu lat w ośrodkach badawczych na świecie i w Polsce trwają intensywne prace nad opracowaniem i wdrożeniem technologii związanych z poprawą efektywności wytwarzania energii elektrycznej i ciepła. Wdrożenie tych technologii wpływa na poprawę sprawności pracy urządzeń energetycznych, a tym samym na oszczędność zużycia paliw, co z kolei prowadzi do zmniejszenia emisji zanieczyszczeń do atmosfery.

Jednym z czynników wpływających na poprawę sprawności jest podwyższanie parametrów pary w elektrowniach konwencjonalnych, co wiąże się z koniecznością zastosowania nowoczesnych materiałów zdolnych do pracy w temperaturze przekraczającej 700 °C i ciśnieniu ponad 35 MPa. Bloki pracujące przy takich parametrach to bloki na parametry ultra-nadkrytyczne.

Normy emisyjne wymusiły rozwój technologii wychwytu pyłu węglowego, instalacji odsiarczania spalin, ograniczenia emisji tlenków azotu oraz samego procesu spalania węgla. Aktualnie prowadzone są badania nad technologiami umożliwiającymi wychwyt i składowanie CO<sub>2</sub>, zwanymi technologiami CCS.

Zawarte w monografii rozdziały zostały opracowane przez specjalistów z wyższych uczelni, instytutów badawczych i przedsiębiorstw z branży energetycznej. W rozdziałach książki przedstawiono aktualne zagadnienia dotyczące zaawansowanych technologii energetycznych, energetyki odnawialnej i jądrowej, modelowania matematycznego w energetyce, optymalizacji maszyn i urządzeń energetycznych oraz automatyki i diagnostyki procesów energetycznych.

*Wrocław, październik 2014 r.*

Kazimierz Wójs  
Andrzej Sitka



# **ANALIZA TERMODYNAMICZNA QUASI-NIEUSTALONEJ SKOJARZONEJ PRACY BLOKU ENERGETYCZNEGO 370 MW**

Ryszard Bartnik<sup>1)</sup>, Zbigniew Buryn<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Politechnika Opolska, Wydział Inżynierii Produkcji i Logistyki,  
Katedra Zarządzania Energetyką, r.bartnik@po.opole.pl

<sup>2)</sup> PGE GiEK SA, Oddział Elektrownia Opole, 46-021 Brzeziny, Zbigniew.Buryn@gkpgge.pl

## **1. Wprowadzenie**

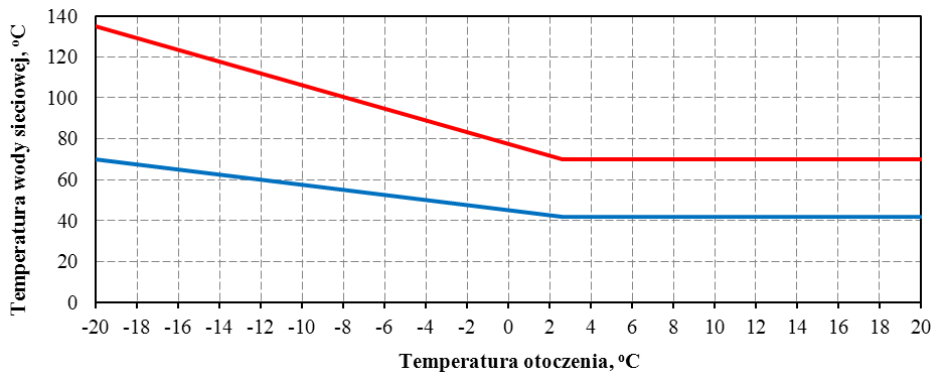
W rozdziale przedstawiono wybrane wyniki termodynamicznych obliczeń quasi-nieustalonej skojarzonej pracy bloku energetycznego – rys. 1. Obliczenia wykonano dla całorocznego rzeczywistego przebiegu mocy elektrycznej bloku pracującego zgodnie z wymogami Krajowego Systemu Energetycznego (KSE) oraz potrzeb ciepłych wynikających z przebiegu temperatury otoczenia. Dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych sporządzono zależności ubytku mocy elektrycznej bloku w funkcji temperatury otoczenia, a także zależności całkowitej sprawności energetycznej bloku w funkcji jego mocy elektrycznej i temperatury otoczenia. Obliczono również całkowite roczne zużycie energii chemicznej paliwa w bloku, całkowitą produkcję ciepła w poszczególnych wymiennikach ciepłowniczych, jednostkowe zużycie energii chemicznej paliwa na produkcję ciepła oraz sprawności energetyczne dla całorocznej pracy ucieplonego bloku.

## **2. Obliczenia termodynamiczne**

Obliczenia termodynamiczne przeprowadzono za pomocą modelu matematycznego bloku energetycznego 370 MW przedstawionego w [1] uzupełnionego o wymiennik XC5 zasilany z kolektora międzyblokowego łączącego wyloty części wysokoprężnych turbin, tzw. „zimne szyny”. Założono, że moc elektryczna bloku zmienia się zgodnie z potrzebami KSE (rys. 2.), a potrzeby ciepłe zgodnie z prostoliniowym wykresem regulacji jakościowej (rys. 3.) dla rzeczywistych przebiegów temperatury zewnętrznej. Ciepłą moc szczytową przy-







Rys. 3. Prostoliniowy wykres regulacji (woda gorąca – kolor czerwony, woda powrotna – kolor niebieski)

Analizie poddano takie same konfiguracje wymienników ciepłowniczych jak w [1, 2], rys. 4. Przyjęto, że zasilane są one z upustów A2, A3 oraz przelotni między średnio- i niskoprężną częścią turbiny. Każda z analizowanych konfiguracji zawierała wymiennik szczytowo-awaryjny XC5 zapewniający podgrzanie wody do wymaganej temperatury podczas pracy z niską mocą elektryczną [3, 4] oraz będący rezerwowym źródłem zasilania podczas postoju uciepłownionego bloku. Skropliny z wymienników ciepłowniczych kierowane były do układu kondensatu w miejsce o zbliżonej temperaturze, tak aby uniknąć nieuzasadnionych strat egzergii jakie występują przy mieszaniu się czynników o różnych temperaturach.

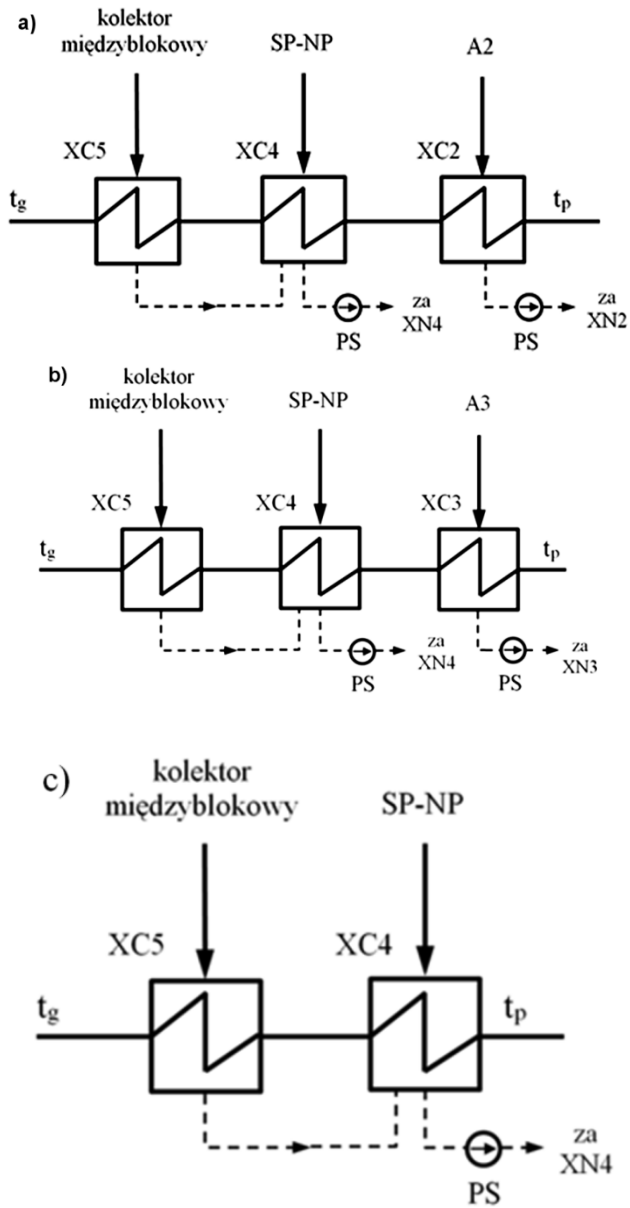
Wyprowadzenie znacznych ilości pary z upustów turbiny na potrzeby ciepłownicze prowadzi, przy stałym strumieniu energii chemicznej paliwa, do ubytku mocy elektrycznej. Ubytek ten zależy od ilości wyprowadzonej pary oraz od miejsca z którego para ta została pobrana. Najkorzystniejsze byłoby pobranie pary wylotowej z wylotu części niskoprężnej turbiny, jak ma to miejsce w przypadku turbin przeciwprężnych – nie ma wtedy ubytku mocy. Niskie ciśnienie (kilka do kilkunastu kPa) nie pozwala jednak na wykorzystanie tej pary. „Najniższym” upustem, który jak wykazano w pracy [1] umożliwia wykorzystanie pary do celów ciepłowniczych jest upust A2 turbiny. Na rysunku 5. pokazano przykładową zależność ubytku mocy elektrycznej od temperatury otoczenia dla stałej wartości strumienia energii chemicznej paliwa  $\dot{E}_{ch} = 940$  MW odpowiadającej pracy z mocą  $N_{el}^{kond} = 380$  MW

$$\Delta N_{el} = N_{el}^{sk} - N_{el}^{kond} \quad (1)$$

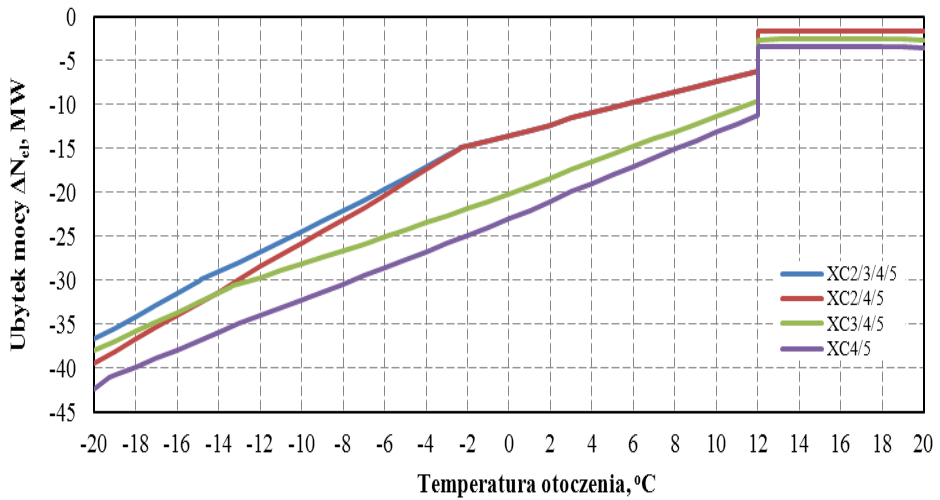
gdzie:

$N_{el}^{sk}$  – moc elektryczna w skojarzeniu,

$N_{el}^{kond}$  – moc elektryczna w kondensacji.



Rys. 4. Warianty konfiguracji wymienników ciepłowniczych: a) XC2/4/5 zasilane kolejno z upustów A2, przelotni SP-NP oraz kol. międzyblokowego, b) XC3/4/5 zasilane z upustu A3, przelotni SP-NP oraz kol. międzyblokowego, c) XC4/5 zasilane z przelotni SP-NP oraz kol. międzyblokowego

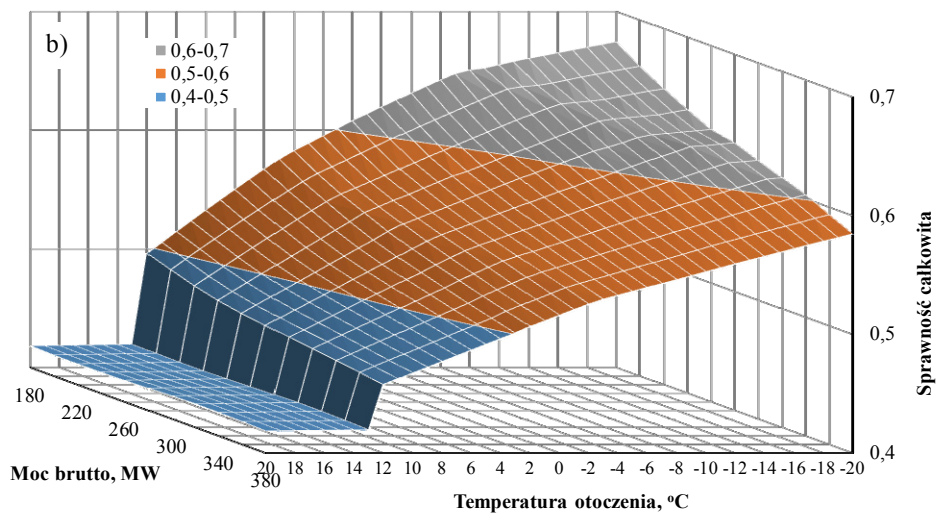
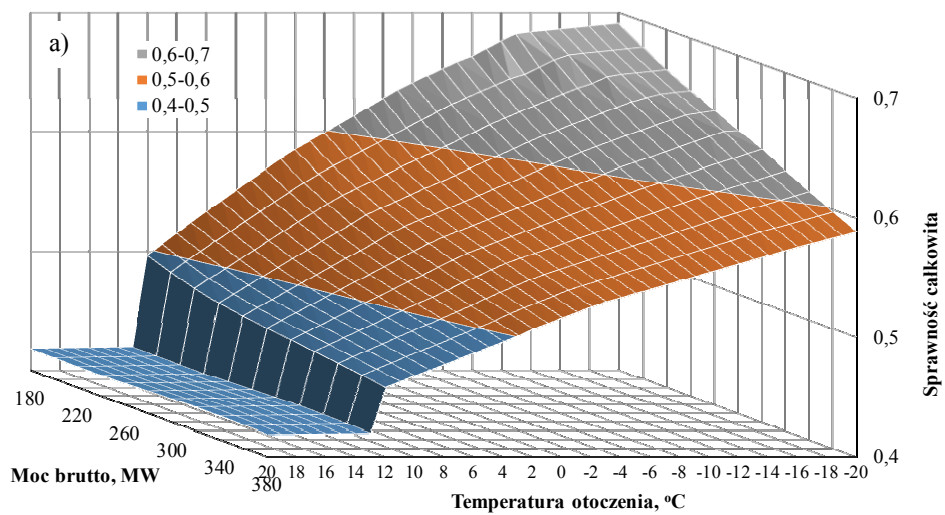


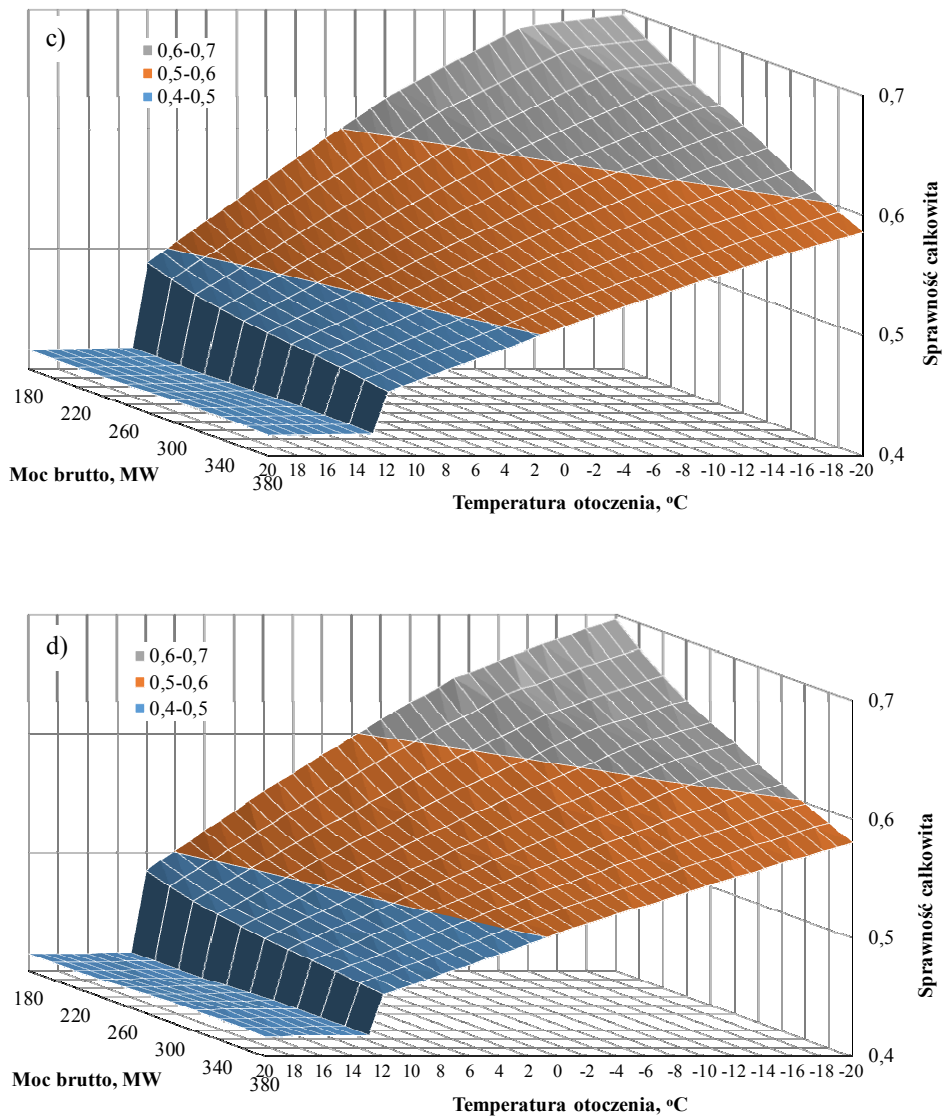
Rys. 5. Zależność ubytku mocy elektrycznej od temperatury otoczenia dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych przy pracy bloku energetycznego z mocą elektryczną 940 MW.

Jak wynika z obliczeń termodynamicznych przedstawionych na rysunku 5. największym ubytkiem mocy charakteryzuje się konfiguracja z wymiennikami XC4 i XC5 zasilanymi z przelotni SP-NP oraz kolektora międzyblokowego. Widoczny przy temperaturze  $+12^{\circ}\text{C}$  skokowa zmiana ubytku mocy wynika z rozpoczęcia sezonu grzewczego. Zmiany kąta nachylenia charakterystyk widoczne np. dla konfiguracji XC2/3/4/5 oraz XC2/3/5 przy temperaturze otoczenia ok.  $-2,5^{\circ}\text{C}$  spowodowane są poborem pary do wymienników XC3 – dla konfiguracji XC2/3/4/5 oraz do XC4 – dla konfiguracji XC2/4/5 i stopniowym ograniczaniem poboru pary do wymiennika XC2. Podobne zmiany można zaobserwować również dla innych konfiguracji wymienników.

Możliwe do wyprowadzenia z poszczególnych upustów ilości ciepła determinują całkowitą sprawność uciepłonnionego bloku energetycznego. Przy tej samej produkcji energii elektrycznej sprawność ta będzie tym większa im więcej ciepła zostanie wyprowadzone z „niższych” upustów, czyli im mniejszy będzie ubytek mocy elektrycznej. Ponieważ blok energetyczny pracuje z mocą narzuconą przez Krajowy System Elektroenergetyczny ubytek mocy, jaki powstałby na skutek wyprowadzenia ciepła w postaci pary upustowej, musi zostać skompensowany przez produkcję dodatkowej pary w kotle parowym, co wymaga zużycia dodatkowej ilości paliwa.

Na rysunku 6. przedstawiono sprawność wytwarzania energii elektrycznej i ciepła w bloku w funkcji temperatury otoczenia i jego mocy elektrycznej dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych.





Rys. 6. Zależność całkowitej sprawności bloku w funkcji temperatury otoczenia i jego mocy elektrycznej brutto przy różnych konfiguracjach wymienników ciepłowniczych (a – XC2/3/4/5, b – XC2/4/5, c – XC3/4/5, d – XC4/5)

Jak można zauważyć ucieplony blok osiąga najwyższą sprawność całkowitą przy pracy z minimalną mocą elektryczną, tj. z mocą równą 180 MW. Wynika to oczywiście z faktu najmniejszej wówczas ilości kondensowanej pary w skraplaczu. Charakterystyczny „skok” sprawności przy temperaturze 12 °C

spowodowany jest skokową zmianą poboru ciepła na początku sezonu grzewczego, a załamania wykresów występujące przy niskich temperaturach otoczenia są spowodowane zmianami w poborach pary przez poszczególne wymienniki ciepłownicze. Jest to szczególnie widoczne podczas poboru pary do wymiennika XC5 zasilanego z magistrali międzyblokowej

W tabeli 1. pokazano porównanie zużycia energii chemicznej paliwa na produkcję ciepła, produkcję ciepła w wymiennikach, jednostkowe zużycie energii chemicznej paliwa na produkcję ciepła oraz sprawność energetyczną uciepłownionego bloku brutto dla różnych konfiguracji wymienników. Obliczenia wykonano dla całorocznej pracy bloku. Sprawność całkowitą obliczono dla pracy bloku zgodnej z zapotrzebowaniem KSE, bez uwzględnienia stanów rozruchowych.

**Tab. 1.** Zużycie energii chemicznej paliwa na produkcję ciepła, produkcja ciepła w wymiennikach ciepłowniczych, jednostkowe zużycia energii chemicznej paliwa na produkcję ciepła oraz sprawność całkowita brutto dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych

Konfiguracja	Zużycie en. chem. paliwa na prod. ciepła	Produkcja ciepła w wymiennikach				Jednostkowe zużycie en. chem. paliwa na prod. ciepła	Sprawność całkowita brutto
		XC2	XC3	XC4	XC5		
	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MJ/GJ	%
XC2/3/4/5	128 308	383 471	57 390	3 820	104	288	48,0
XC2/4/5	131 265	384 538	0	59 523	725	295	47,9
XC3/4/5	179 991	0	440 452	4 240	93	405	47,5
XC4/5	211 207	0	0	444 201	585	475	47,2

### 3. Podsumowanie i wnioski

1. Uciepłownienie bloku kondensacyjnego poprzez wyprowadzenie pary z upustów regeneracyjnych na potrzeby ciepłownictwa prowadzi do zwiększenia sprawności energetycznej brutto o ok. 7–8 punktów procentowych w zależności od konfiguracji wymienników ciepłowniczych. Nawet w najmniej termodynamicznie atrakcyjnym wariancie, w którym pracują tylko wymiennik XC4 i XC5, wzrost sprawności jest wysoki. Skojarzenie i tym samym wzrost sprawności prowadzi również w skali kraju, w porównaniu do wytwarzania rozdzielonego, do oszczędności paliwa pierwotnego, a także do zmniejszenia emisji zanieczyszczeń do atmosfery.
2. Największą efektywnością charakteryzują się konfiguracje, w których występuje wymiennik XC2. Pobór pary z tego wymiennika charakteryzuje się

bowiem najmniejszym ubytkiem mocy elektrycznej (rys. 5.), który należy skompensować poprzez produkcję dodatkowej pary w kotle. Konfiguracje bez tego wymiennika są zdecydowanie mniej atrakcyjne termodynamicznie.

3. Produkcja ciepła prowadzona jest w sposób ciągły. Należy zatem przewidzieć zasilanie awaryjne umożliwiające dostarczenie odbiorcom ciepła także w okresach, w których uciepłowniony blok nie pracuje. W powyższej analizie jest to wymiennik XC5 zasilany z kolektora międzyblokowego.
4. Interesującą możliwością jest też uciepłownienie dwóch bloków energetycznych. Rozwiązanie takie zwiększy pewność zasilania odbiorców w ciepło, ponieważ w przypadku postoju jednego z bloków całkowita produkcję ciepła przejmie drugi uciepłowniony blok. Ponadto cechować się ono będzie wyższą sprawnością termodynamiczną ze względu na niższe spadki ciśnień w upustach zasilających wymienniki ciepłownicze, a także mniejszy pobór pary z kolektora międzyblokowego do wymiennika XC5.
5. Inna interesującą możliwością jest także analiza współpracy bloku energetycznego z sieciami ciepłymi niskoparametrowymi, co pozwala na zwiększenie efektywności skojarzenia, a także na ograniczenie strat w sieciach przesyłowych.
6. O celowości wyboru konfiguracji wymienników ciepłowniczych powinno decydować kryterium ekonomiczne, kryterium maksymalizacji zysku. W gospodarce rynkowej jest ono bowiem nadrzędne dla kryterium technicznego. Należy jednak zaznaczyć, że analiza ekonomiczna jest możliwa dopiero po uprzedniej analizie technicznej. To jej wyniki są wielkościami wejściowymi do obliczeń ekonomicznych.

#### Literatura

- [1] Buryń Z.: Dobór optymalnych struktur technologicznych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej. Praca doktorska. Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, 2010.
- [2] Bartnik R., Buryń Z.: Conversion of Coal-Fired Power Plants to Cogeneration and Combined-Cycle. Thermal and Economic Effectiveness, Wydawnictwo Springer-Verlag London 2011.
- [3] Bartnik R., Buryń Z.: Cogeneration in a power plant with 370 MW power units operating in Polish power system. Rynek Energii, nr 6, grudzień 2013, s. 123-127.
- [4] Bartnik R., Buryń Z.: Thermodynamic analysis of annual operation of a 370 MW unit operating in cogeneration for actual hourly courses of electrical and thermal power. Rynek Energii (przesłano do Redakcji).





# **ANALIZA TERMODYNAMICZNA SKOJARZONEJ PRACY BLOKU ENERGETYCZNEGO 370 MW DLA RÓŻNYCH KONFIGURACJI WYMIENNIKÓW CIEPŁOWNICZYCH**

Ryszard Bartnik<sup>1)</sup>, Zbigniew Buryn<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Politechnika Opolska, Wydział Inżynierii Produkcji i Logistyki,  
Katedra Zarządzania Energetyką, r.bartnik@po.opole.pl

<sup>2)</sup>PGE GiEK SA, Oddział Elektrownia Opole, 46-021 Brzezic, Zbigniew.Buryn@gkpgge.pl

## **1. Wprowadzenie**

W rozdziale przedstawiono termodynamiczną analizę całoroczną, quasi-nieustalonej skojarzonej pracy bloku o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW, który bierze udział w regulacji mocy i częstotliwości w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym (KSE). Analizie poddano różne konfiguracje wymienników ciepłowniczych. Ponadto analizę przeprowadzono dla pracy bloku z kompensacją ubytku jego mocy elektrycznej na skutek wprowadzenia w nim skojarzenia. Dla założonych konfiguracji wymienników ciepłowniczych sporządzono między innymi zależności przebiegu ciśnień pary grzewczej w poszczególnych upustach turbiny i przelotni SP-NP w funkcji temperatury otoczenia, od której zależą potrzeby cieplne odbiorców. Uzyskane przebiegi ciśnień i odpowiadające im temperatury nasycenia pary pozwoliły na wyznaczenie możliwych do uzyskania temperatur gorącej wody sieciowej za poszczególnymi wymiennikami.

## **2. Wyniki termodynamicznych obliczeń**

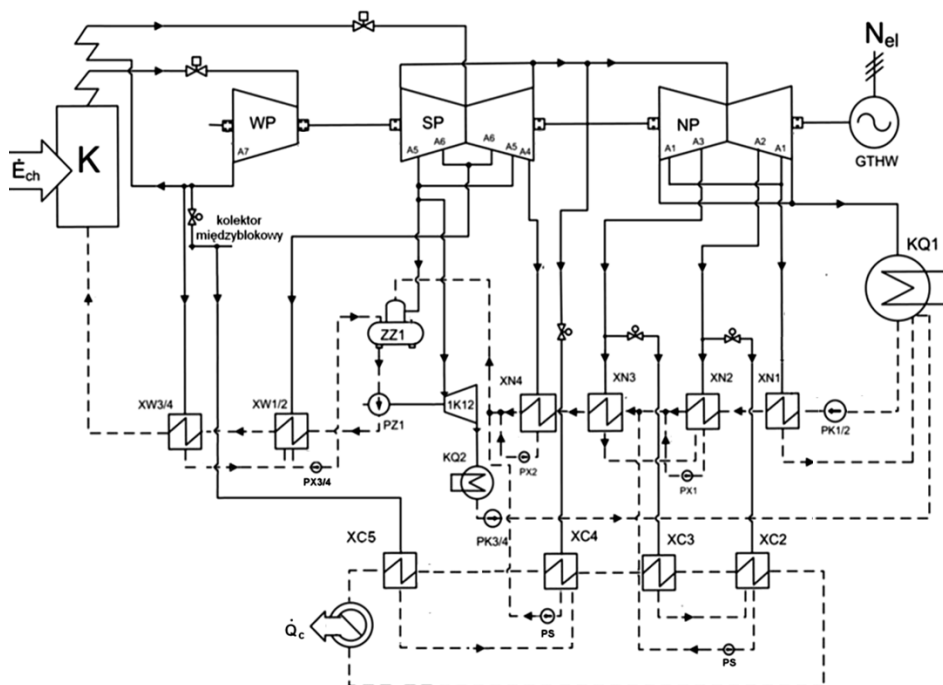
Ideowy schemat bloku zawierający podstawową konfigurację wymienników ciepłowniczych XC2, XC3, XC4, XC5 przedstawiono na rysunku 1. Na rysunkach 2a-c pokazano pozostałe analizowane warianty.

W każdym z przedstawionych konfiguracji występuje wymiennik szczytowy XC5 pełniącego zarazem rolę wymiennika awaryjnego. Nie analizowano natomiast konfiguracji bez wymiennika XC4, gdyż taka praca wymaga zwięk-

szanego poboru pary z kolektora międzyblokowego, co jest zjawiskiem termodynamicznie niekorzystnym, a koszt wymiennika XC4 jest porównywalny do kosztów wymienników zasilanych z niższych upustów.

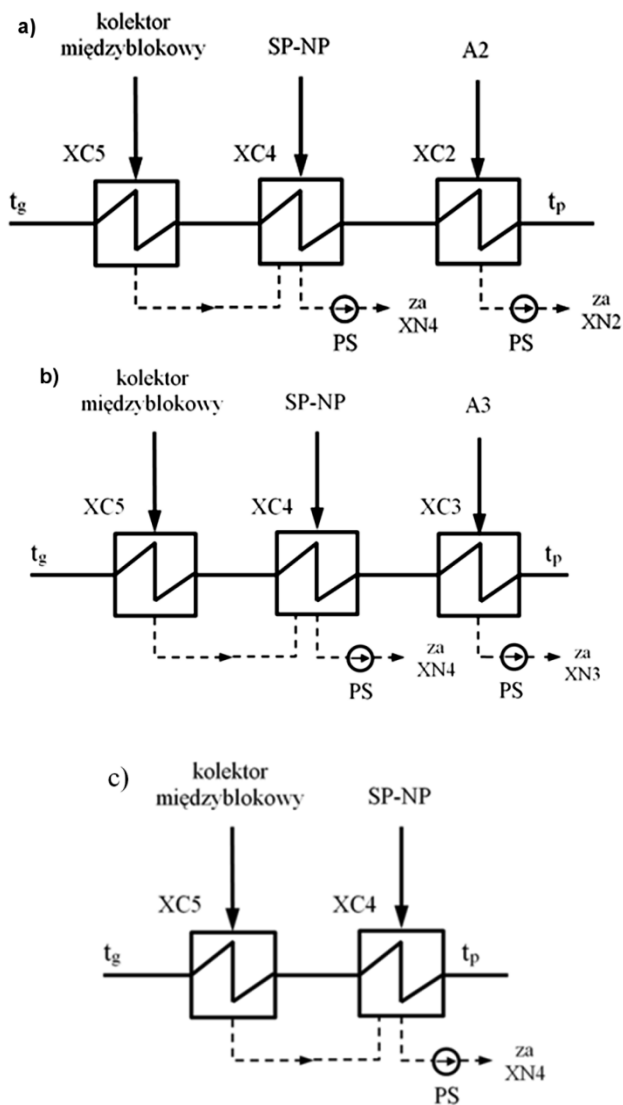
Konieczność występowania wymiennika szczytowego XC5 wynika, jak wykazano w [3, 4], z pracy bloku 370 MW w układzie regulacji mocy i częstotliwość w KSE. Wymiennik ten, jak zaznaczono już powyżej, pełni rolę wymiennika szczytowo-awaryjnego, który pozwala dostarczać odbiorcom ciepło nawet w przypadku postoju uciepłownionego bloku. Założono, że ciśnienie w nim pary wynosi 1,7 MPa, co pozwala na zasilanie go przez pracujące turbiny nawet w przypadku ich pracy z mocą minimalną, tj. z mocą równą 180 MW. Temperatura pary natomiast jest równa temperaturze pary za częścią WP turbiny. W przypadku zasilania kolektora przez więcej niż jeden blok jest to średnia ważona temperatur, gdzie wagą jest przepływ pary do kolektora międzyblokowego. Z uwagi na wysoką temperaturę skropliny z wymiennika XC5 kierowane są kaskadowo do wymiennika XC4 gdzie są dodatkowo wykorzystywane do podgrzania w nim wody sieciowej, a następnie wraz ze skroplinami z XC4 kierowane są za wymiennik regeneracji niskoprężnej XN4 – rys. 1. Skropliny z wymiennika XC3 kierowane są do wymiennika XC2, a w przypadku wariantu bez wymiennika XC2 za wymiennik XN3. Skropliny z wymiennika XC2 trafiają natomiast za wymiennik XN2. Przyjęto bowiem zasadę, że skropliny trafiają do układu kondensatu w miejsce o zbliżonej temperaturze, co ma na celu uniknięcie strat egzergii, jakie występują przy mieszanii się strumieni wody o różnych temperaturach.

Obliczenia termodynamiczne wykonano dla średniogodzinowych wartości mocy elektrycznej dla całorocznej pracy bloku 370 MW. Przebieg mocy elektrycznej wynikał z pracy regulacyjnej bloku zgodnie z potrzebami Krajowego Systemu Elektroenergetycznego. Dla przedstawionego bloku zawiera się on w przedziale 180–380 MW. Pobór mocy cieplnej przyjęto natomiast zgodnie z prostoliniowym wykresem regulacji jakościowej 135/70 °C dla rzeczywistych temperatur otoczenia. Wykres regulacji jakościowej zmodyfikowano tak, aby minimalna temperatura wody gorącej wynosiła +70 °C, a powrotnej +41,7 °C, co miało na celu uzyskanie temperatur ciepłej wody użytkowej na poziomie +55 °C. Dla stałych wartości temperatur wody gorącej i powrotnej regulacja ilości ciepła odbywała się poprzez zmianę przepływu wody sieciowej. W przedziale, w którym temperatury wody gorącej i powrotnej były linowo zależne od temperatury otoczenia przepływ wody sieciowej był stały, a ilości przekazanego wodzie sieciowej ciepła proporcjonalna do różnicy temperatur między wodą gorącą a powrotną. Założono, że maksymalna moc cieplna wynosi  $\dot{Q}_{c \max} = 220$  MW, w tym na potrzeby ciepłej wody użytkowej  $\dot{Q}_{c \text{cwu}} = 15$  MW. Jako początek sezonu grzewczego przyjęto okres, w którym temperatura otoczenia spada poniżej +12 °C [3].

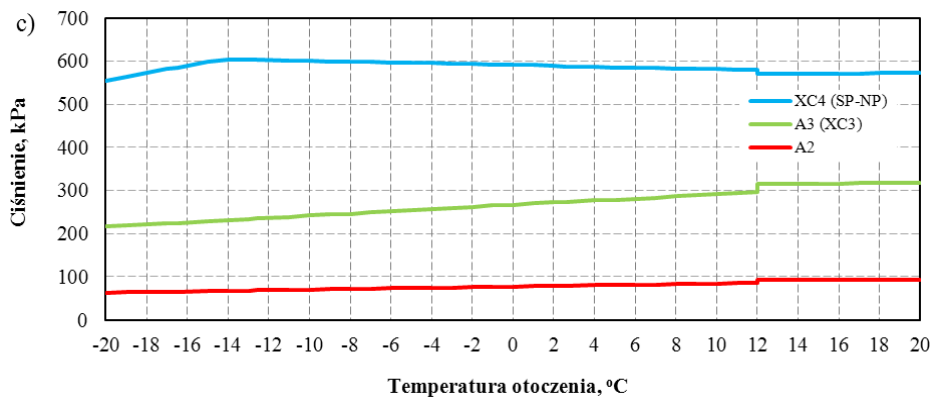
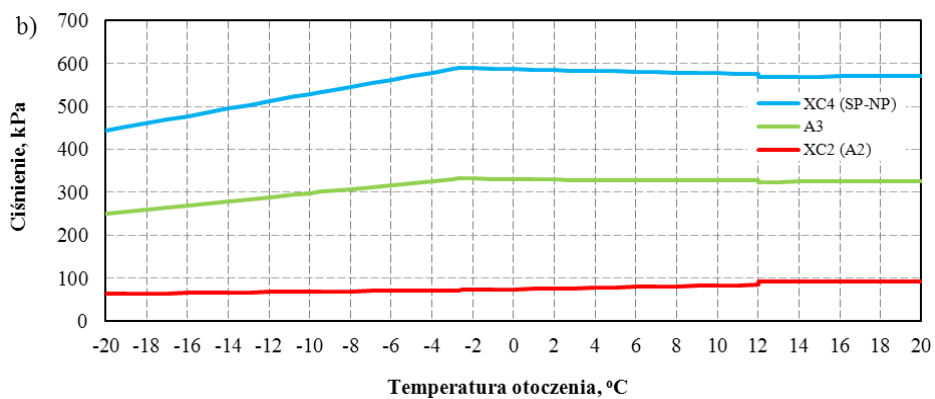
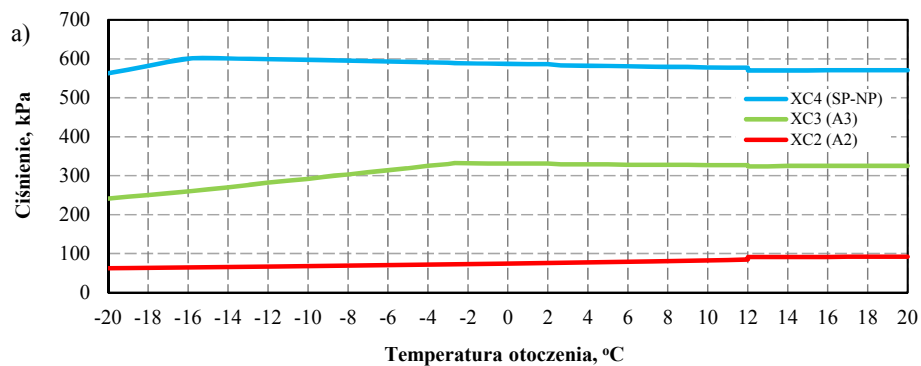


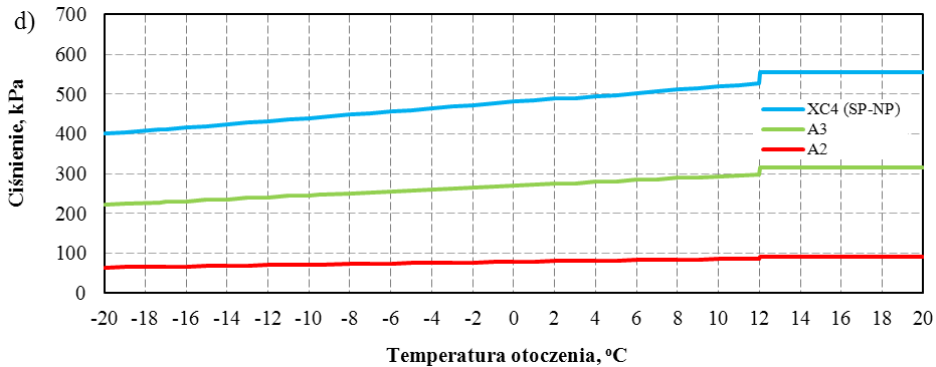
Rys.1. Schemat bloku energetycznego pracującego w skojarzeniu z podstawową konfiguracją wymienników ciepłowniczych XC2, XC3, XC4, XC5

Zmienna moc elektryczna wynikająca z pracy w KSE jak również zmienne pobory ciepła grzejnego zależne od temperatury otoczenia powodują, że ciśnienia w upustach turbiny różnią się od ich wartości nominalnych. Te odstępstwa są najbardziej widoczne w części niskoprężnej turbiny przy pracy z mocą minimalną. Zależność ciśnień w upustach turbiny od temperatury otoczenia dla różnych wariantów zasilania wymienników ciepłowniczych dla mocy bloku 380 MW oraz 180 MW pokazano na rysunkach 3a-d i 4a-d.



Rys. 2. Warianty konfiguracji wymienników ciepłowniczych: a) XC2/4/5 zasilane kolejno z upustów A2, przelotni SP-NP oraz kol. międzyblokowego, b) XC3/4/5 zasilane z upustu A3, przelotni SP-NP oraz kol. międzyblokowego, c) XC4/5 zasilane z przelotni SP-NP oraz kol. międzyblokowego



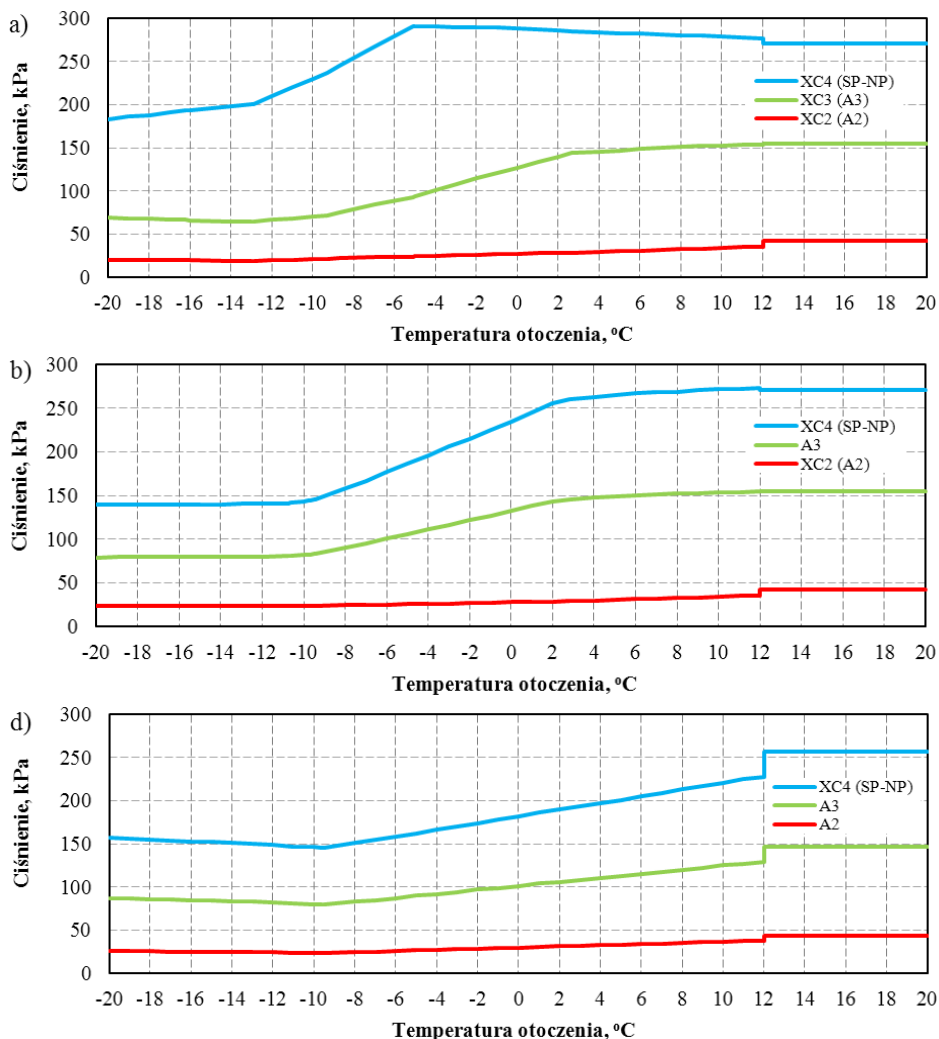


Rys. 3. Zależność ciśnienia pary upustowej od temperatury otoczenia dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych przy pracy bloku energetycznego z mocą elektryczną  $N_{el} = 380$  MW (a – XC2/3/4/5, b – XC2/4/5, c – XC3/4/5, d – XC4/5)

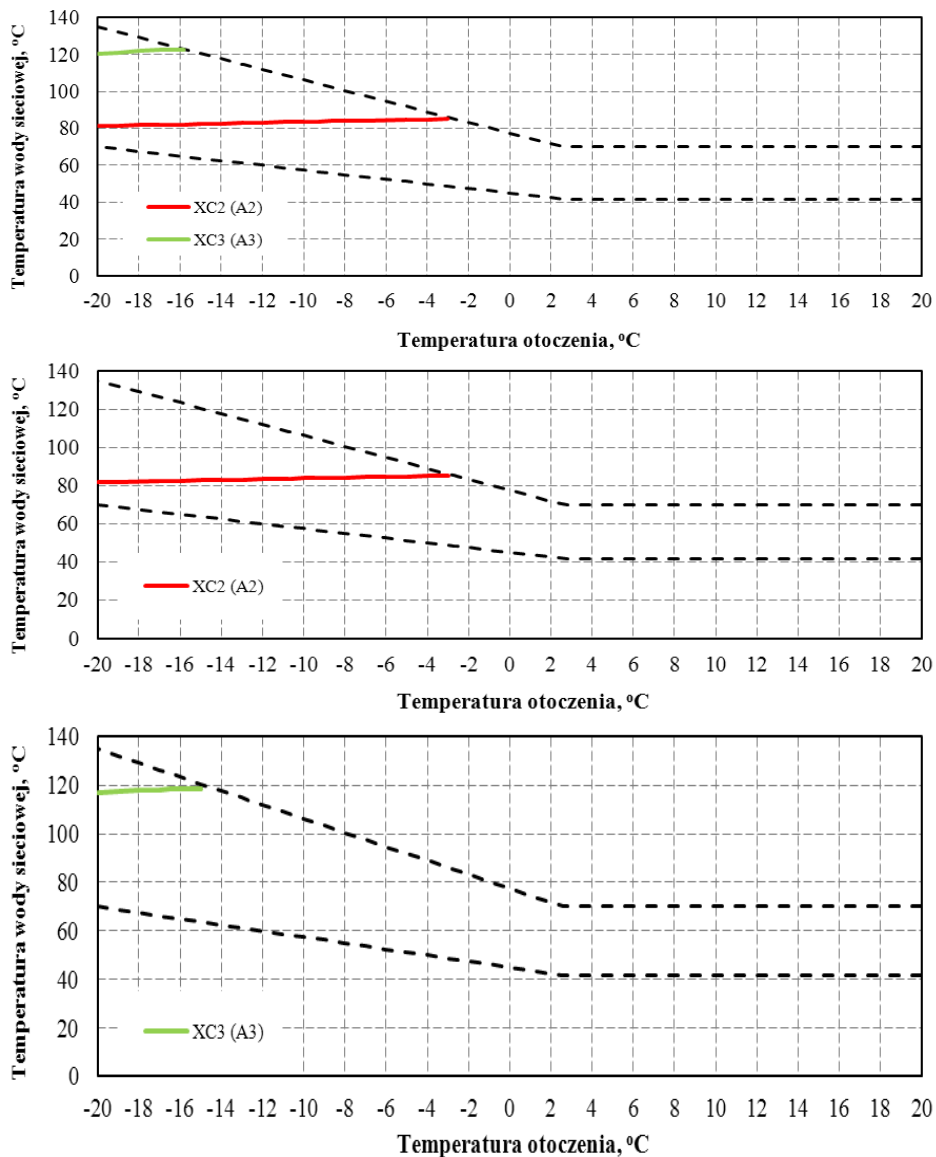
Analizując wyniki obliczeń termodynamicznych można zauważyć, że wartości ciśnień w upustach turbiny podlegają zmianom w zależności od temperatury otoczenia oraz od obciążenia bloku mocą elektryczną. Temperatura otoczenia determinuje ilość pobieranej mocy cieplnej, natomiast moc elektryczna oraz konfiguracja wymienników ciepłowniczych decydują o produkcji tego ciepła w poszczególnych wymiennikach. Im większy strumień pary pobierany jest z danego upustu tym bardziej, zgodnie z prawem przelotowości turbiny Stodoli-Flügla, spada w nim ciśnienie i odpowiadająca mu temperatura nasycenia do wartości uniemożliwiającej dalsze podgrzanie wody sieciowej. W obliczeniach założono, że woda sieciowa może być w danym wymienniku pogrzana do temperatury co najwyżej o  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  niższej od temperatury pary zasilającej ten wymiennik. Jeżeli różnica temperatur między kondensującą się w wymienniku parą a wodą sieciową za wymiennikiem spada poniżej  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  do pływ pary do wymiennika zostaje odcięty. Widoczny np. na rysunkach 3a, b, c oraz 4a, c wzrost ciśnienia w przelotni SP-NP wynika z tego, że zwiększonego przepływu pary na skutek jej poboru do wymienników zasilanych z upustów niższych.

Im wyższe będzie obciążenie mocą elektryczną tym wyższe będą ciśnienia w upustach turbiny i odpowiadające im temperatury nasycenia, i w tym większym stopniu będzie można wykorzystać wymienniki zasilane z niższych upustów. W przypadku gdy konfiguracja wymienników (rys. 2.) odbiega od podstawowej (rys. 1.) obciążenie brakującego wymiennika (lub dwóch wymienników) musi przejąć wymiennik zasilany parą z wyższego upustu. Przykładowo, gdy wyłączymy z pracy wymiennik XC3 (rys. 3b, 4b) produkcja ciepła w wymienniku XC2 będzie na porównywalnym poziomie, a w wymienniku XC4 będzie wyższa o ciepło produkowane uprzednio w wymienniku XC3. Analogicznie, jeżeli nie będzie pracował wymiennik XC3 produkowane w nim cie-

pło musi być wyprodukowane w wymienniku XC4. Jeżeli natomiast konfiguracja wymienników nie będzie obejmować wymienników XC2 i XC3 produkowane w nich ciepło będzie musiało być zastąpione przez ciepło z wymiennika XC4. Możliwe do uzyskania temperatury wody sieciowej dla poszczególnych konfiguracji wymienników pokazano na rysunkach 5a-d i 6a-d, przy czym podobnie jak uprzednio zaprezentowano wyniki dla dwóch skrajnych wartości mocy elektrycznej 380 MW i 180 MW. Linie przerywane pokazują natomiast przebieg temperatury wody gorącej i powrotnej.

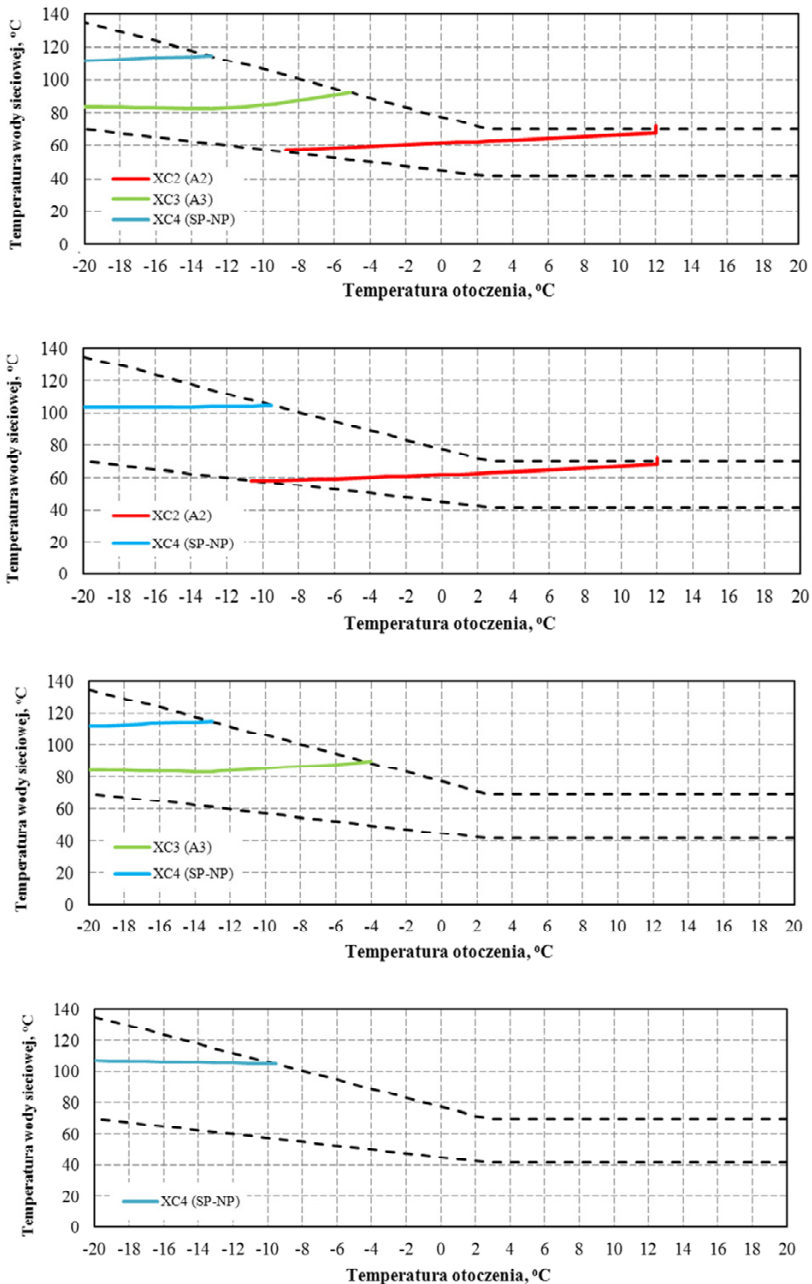


Rys. 4. Zależność ciśnienia pary upustowej od temperatury otoczenia dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych przy pracy bloku energetycznego z mocą elektryczną  $N_{el} = 180$  MW (a – XC2/3/4/5, b – XC2/4/5, c – XC3/4/5, d – XC4/5)



Rys. 5. Zależność temperatury wody sieciowej za wymiennikami ciepłowniczymi od temperatury otoczenia dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych przy pracy bloku energetycznego z mocą elektryczną  $N_{el} = 380$  MW (a – XC2/3/4/5, b – XC2/4/5, c – XC3/4/5, dla konfiguracji wymienników XC4/5 brak jest wykresu, gdyż temperatura nasycenia w przelotni SP–NP umożliwia podgrzanie wody gorącej w całym zakresie zmienności temperatur otoczenia)





Rys. 6. Zależność temperatury wody sieciowej za wymiennikami ciepłowniczymi od temperatury otoczenia dla różnych konfiguracji wymienników ciepłowniczych przy pracy bloku energetycznego z mocą elektryczną  $N_{el} = 180$  MW (a – XC2/3/4/5, b – XC2/4/5, c – XC3/4/5, d – XC4/5)

Analizując przebiegi możliwych do osiągnięcia temperatur w wymiennikach ciepłowniczych można zauważyć, że przy pracy z mocą bliską a znamionowej, co ma miejsce w czasie szczytu obciążenia dziennego, nie jest wykorzystywany wymiennik XC5. Do osiągnięcia maksymalnej temperatury wody gorącej wystarczy wymiennik XC4. Wymiennik XC2, w konfiguracjach, w których występuje, pozwala natomiast na całoroczne podgrzewanie wody na potrzeby c.w.u. Osiągnięte w wymiennikach maksymalne temperatury wody gorącej charakteryzują się niewielkim spadkiem wraz z obniżaniem się temperatur otoczenia, co jest spowodowane zwiększającym się poborem pary do wymienników. Na wartość temperatury w danym upuście wpływ ma bowiem nie tylko ilość pobieranej z niego pary, ale także ilość pary pobierana z upustu wyższego. W przypadku pracy bloku z niską mocą, charakterystyczną dla nocnej doliny obciążenia, parametry pary w przelotni SP-NP nie pozwalają na uzyskanie maksymalnej temperatury wody gorącej. Niezbędna staje się zatem praca wymiennika XC5 zasilanego z magistrali międzyblokowej. Upust A2 w konfiguracjach, które zawierają wymiennik XC2, pozwala na podgrzanie wody sieciowej do wymaganej temperatury  $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$  jedynie poza sezonem grzewczym. W sezonie grzewczym, poniżej  $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ze względu na zwiększony pobór pary z upustu spadek jej ciśnienia powoduje obniżenie temperatury nasycenia i konieczność poboru pary z upustu wyższego.

### 3. Podsumowanie i wnioski

- Ucieplnienie bloku energetycznego poprzez wyprowadzenie pary upustowej powoduje odstępstwo od jego pracy znamionowej. Zmianom podlegają głównie ciśnienia pary w niskoprężnej części turbiny.
- Ciśnienie i odpowiadająca mu temperatura nasycenia pary jest najważniejszym parametrem decydującym o przydatności poszczególnych upustów do pracy ciepłowniczej, wpływającym również na sprawność przyjętego rozwiązania. Decyduje ona bowiem o wartości możliwej do osiągnięcia temperatury wody gorącej w wymienniku ciepłowniczym. Im wyższe będzie ciśnienie pary upustowej, tym wyższa będzie temperatura nasycenia i w tym wyższą będzie można osiągnąć temperaturę wody gorącej.
- Wartości ciśnień, zgodnie z prawem przelotowości turbiny Stodoli-Flügla, zależą od poboru pary z danego upustu oraz z upustów go poprzedzających. Wpływ na nie ma również moc elektryczna bloku.
- Efektywność ucieplnienia bloku energetycznego będzie tym większa im w większym stopniu potrzeby ciepłe zaspokojone będą za pomocą pary z upustu o najniższych parametrach termodynamicznych – straty mocy elektrycznej bloku (egzergii) są wtedy najniższe. W powyższej analizie są to

konfiguracje wymienników, w których wykorzystywana jest para z upustu A2 turbiny.

#### **Literatura**

- [1] Buryń Z.: Dobór optymalnych struktur technologicznych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej. Praca doktorska. Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, 2010.
- [2] Bartnik R., Buryń Z.: Conversion of Coal-Fired Power Plants to Cogeneration and Combined-Cycle. Thermal and Economic Effectiveness, Wydawnictwo Springer-Verlag London 2011.
- [3] Bartnik R., Buryń Z.: Cogeneration in a power plant with 370 MW power units operating in Polish power system. Rynek Energii, nr 6, grudzień 2013, s. 123-127.
- [4] Bartnik R., Buryń Z.: Thermodynamic analysis of annual operation of a 370 MW unit operating in cogeneration for actual hourly courses of electrical and thermal power. Rynek Energii (przesłano do Redakcji).



# **ANALIZA MOŻLIWOŚCI PODWYŻSZENIA PARAMETRÓW NISKOTEMPERATUROWEGO NOŚNIKA CIEPŁA ODPADOWEGO PRZY POMOCY WYSOKOTEMPERATUROWYCH POMP CIEPŁA**

Bogusław Białko, Zbigniew Królicki, Bartosz Zajączkowski

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Katedra Termodynamiki, Teorii Maszyn  
i Urządzeń Ciepłych, Politechnika Wroclawska

W pracy przeprowadzono ocenę możliwości wykorzystania sprężarkowych pomp ciepła do podniesienia temperatury nośnika niskoparametrowej energii odpadowej. Poddano analizie obiegi termodynamiczne pomp ciepła pracujących na mieszaninach zeotropowych ziębników R124, R142b i R600a realizowanych przy ekstremalnych wartościach temperatur odparowania i kondensacji. Zamodelowano teoretyczne obiegi termodynamiczne możliwe do realizacji; określono parametry porównawcze. Zaproponowano sposób opisu strat dla obiegów rzeczywistych i obliczono wartości COP. Sformułowano wnioski dotyczące perspektyw eksploatacji takich pomp ciepła w warunkach rzeczywistych.

## **1. Wstęp**

W technice ciepłej znane jest pojęcie niskotemperaturowej energii odpadowej definiowanej i wartościowanej przy pomocy temperatury nośnika ciepła, a raczej różnicy temperatur pomiędzy temperaturą nośnika a temperaturą otoczenia. O technicznej i ekonomicznej przydatności energii cieplnej decyduje, obok rodzaju nośnika ciepła (woda, powietrze, gazy, spaliny, ciecze zanieczyszczone) poziom egzergii [15].

Nośnik o temperaturze 90-150 °C może być wykorzystywany na przykład do napędu sorpcyjnych ziębiarek lub pomp ciepła. Przeprowadzona analiza literaturowa [12] wskazuje, że w przypadku systemów sorpcyjnych efektywność termodynamiczna tych systemów jest silnie zależna od temperatury nośnika ciepła, czyli temperatury zasilania. I tak np. systemy absorpcyjne amoniak-woda przy temperaturze zasilania 120–150 °C gwarantują uzyskanie efektyw-

ności COP na poziomie  $COP = 1,2-1,5$ . Przy temperaturze zasilania  $90-110\text{ }^{\circ}\text{C}$  uzyskano  $COP = 0,85-1,1$ . Przy czy również silnie maleje wydajność cieplna systemu. Przy niższej temperaturze nośnika zasilającego zastosowanie ziębiarek absorpcyjnych jest ekonomicznie i termodynamicznie nieopłacalne [4, 12].

Przy źródłach energii odpadowej o temperaturze  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  można wykorzystać podwyższające transformatory ciepła, które umożliwiają produkcję zmniejszonej ilości ciepła grzejnego na wyższym poziomie temperatury, około  $100-120\text{ }^{\circ}\text{C}$  [4]. Jednak jak podają autorzy opracowań czas zwrotu poniesionych nakładów jest dość długi.

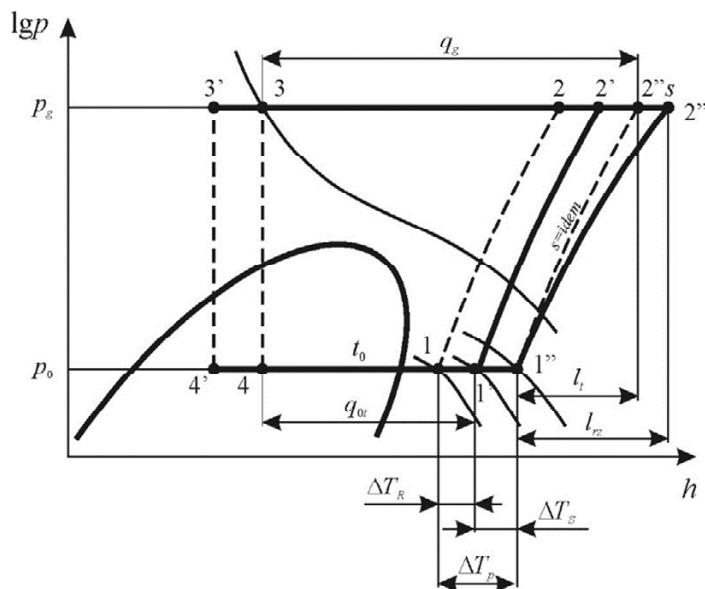
Adsorpcyjne pompy ciepła wykorzystujące adsorpcję fizyczną jak i chemiczną umożliwiają, teoretycznie tzn. przy odpowiednim doborze zespołu sorpcyjnego podwyższenie temperatury nośnika niskotemperaturowego nawet do temperatury  $80-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Wymaga to jednak źródła wysokoparametrowego do regeneracji złoża na jeszcze wyższym poziomie [4].

Szczególnym przypadkiem są źródła, w których średnia temperatura nośnika ciepła – np. wody jest na poziomie  $t_{w1} \approx 40^{\circ}\text{C} \pm 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Takie źródła charakteryzują się dużym stopniem rozproszenia, zróżnicowaniem wielkości strumieni ciepła i chwilowych wartości temperatury. Pomimo, że zasoby tej energii są znaczne, jest to przyczyną trudności w jej zagospodarowaniu i dosyć ograniczonego wykorzystania [4].

Powszechnie przyjmuje się, że parametry niskotemperaturowego nośnika energii odpadowej można poprawić stosując pompy ciepła lub transformatory ciepła, czyli systemy realizujące termodynamiczne obiegi lewobieżne [12]. Na pewno najpopularniejsze są sprężarkowe pompy ciepła, które pozwalają na osiągnięcie temperatur końcowej nośnika ciepła nawet do około  $60\text{ }^{\circ}\text{C}-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , przy początkowej  $< 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Wartość końcowej temperatury nośnika jest determinowana ciśnieniem i temperaturą krytyczną czynnika obiegowego, realizowanym obiegiem termodynamicznym oraz stosowanymi olejami w sprężarce (temperatura rozkładu oleju).

## 2. Analiza możliwości wykorzystania $\text{CO}_2$ i $\text{N}_2\text{O}$

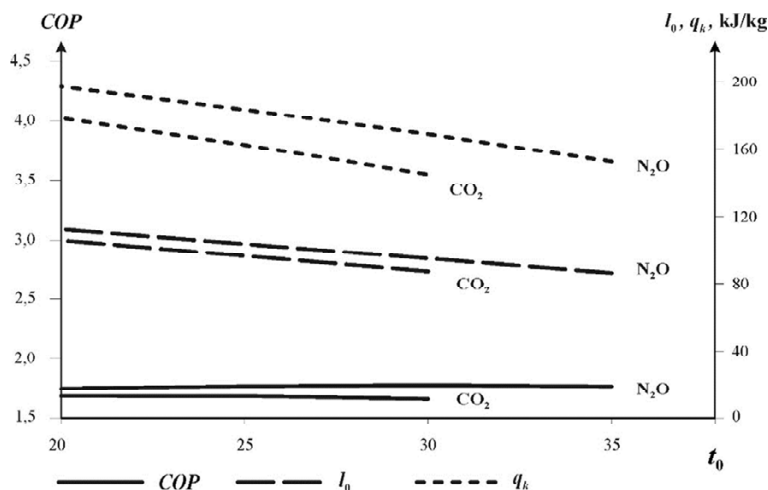
Ziębnikami wychodzącymi naprzeciw wymaganiom temperaturowym analizowanego obiegu, ekologicznymi, związanymi z zerowym współczynnikiem OPD i relatywnie niskim współczynnikiem GWP, są dwutlenek węgla  $\text{CO}_2$  i podtlenek azotu  $\text{N}_2\text{O}$  [2, 3, 7, 11]. Porównanie możliwości ich wykorzystania na tle innych czynników były wielokrotnie przedstawiane w literaturze [1, 8, 14]. Specyficzne własności  $\text{CO}_2$  i  $\text{N}_2\text{O}$  sprawiają, że realizowany w systemach sprężarkowych termodynamiczny obieg lewobieżny jest obiegiem transkrytycznym (rys. 1)



Rys. 1. Transkrytyczny obieg N<sub>2</sub>O na wykresie T-s poddany analizie termodynamicznej [1]

Obiegi transkrytyczne charakteryzują się sprężaniem pary (pkt. 1'' – 2'') do ciśnienia nadkrytycznego 80 – 120 barów i temperatury ok. 80 – 130 °C. Izobaryczne ochładzanie sprężonego gazu wodą 2'' – 3 w chłodnicy przeciwprądowej, związane jest z poślizgiem temperaturowym (od 100 °C do 60 °C). Krzywa poślizgu temperatury jest w swym kształcie identyczna z izobarą. Jeżeli uwzględnimy temperatury gazu na końcu procesu sprężania ( $t_2'' > 120$  °C) i silną nieizotermiczność przemiany izobarycznej chłodzenia gazu to można wnioskować, że najbardziej uzasadnione będzie wykorzystanie tych czynników w systemach klimatyzacji i pompach ciepła tzn. tam, gdzie eksploatacja systemu będzie uzasadniała możliwość zastosowania wymiennika przeciwprądowego do intensywnego ogrzewania medium grzewczego [1, 3]. Dążenie do wykorzystania wszystkich walorów eksploatacyjnych CO<sub>2</sub> i N<sub>2</sub>O wymaga podejmowania działań optymalizacyjnych już na etapie projektowania obiegu transkrytycznego (do konkretnego zastosowania), doborze optymalnego ciśnienia sprężania  $p_g$  a przede wszystkim określania wartości współczynnika efektywności energetycznej COP [1].

Do przeanalizowania możliwości zastosowania CO<sub>2</sub> i N<sub>2</sub>O do podwyższenia parametrów wody przez zastosowanie sprężarkowej pompy ciepła, wykorzystano model zaprezentowany w literaturze [1] i założono że system pompy ciepła będzie składał się z typowych elementów umożliwiających realizację obiegu transkrytycznego [1, 8]. Uwzględniono wymiennik rekuperacyjny i przegrzanie czynnika w rurociągu ssawnym [1, 3].



Rys. 2. Wartości wybranych parametrów analizowanych obiegów CO<sub>2</sub> i N<sub>2</sub>O

Specyfika obiegu transkrytycznego daje możliwość skierowania średnioparametrowego nośnika ciepła – wody, bezpośrednio na ochładzacz gazu lub do parowacza jako dolne źródło ciepła pompy ciepła. Dlatego przeanalizowano dwa typy obiegów transkrytycznych:

A)

- temperatura wody na dopływie do ochładzacza gazu  $T_{w1} = 60$  °C
- temperatura wody na odpływie z dochładzacza gaz  $T_{w2} = 90$  °C
- temperatura odparowania  $T_0 = -10$  °C

B)

- temperatura wody na dopływie do ochładzacza gazu  $T_{w1} = 30$  °C
- temperatura wody na odpływie z dochładzacza gaz  $T_{w2} = 90$  °C
- zmienność temperatur parowania  $T_0 = 5 \div 30$  °C (35 °C dla N<sub>2</sub>O)

W obu analizowanych obiegach założono:

- przegrzanie czynnika w rekuperatorze  $\Delta T_R = 5$  K
- przegrzanie czynnika w rurociągu ssawnym  $\Delta T_S = 5$  K

Izentropowa sprawność procesu sprężania i wynikającą stąd temperaturę końca sprężania określono zakładając, że zależy ona przede wszystkim od stopnia sprężania, z zależności [1, 14]:

$$\eta_{is} = C_1 - C_2 \left( \frac{p_t}{p_0} \right) \quad (1)$$

gdzie  $C_1$  i  $C_2$  – stałe empiryczne. Dla sprężarek tłokowych na CO<sub>2</sub>, gdy spręż  $p_t/p_0 > 2$   $C_1 = 93,43$ ,  $C_2 = 0,04478$  [14].

Wyniki analizy wartości COP,  $l_0$  i  $q_k$  przedstawiono na rysunku 2.



Dla wariantu A wysoka wartość temperatury końca procesu dochłodzenia gazu (pkt 3, rys. 1) powoduje, że uzyskiwane wartości współczynników  $COP < 1$ , tak dla  $CO_2$  jak i dla  $N_2O$ . Wariant należy uznać za zupełnie nieekonomiczny.

Analizując wartości przedstawione na wykresach można zauważyć, że dla rozpatrywanego wariantu B pracy obiegu wzrost temperatury parowania powoduje zmniejszenie wartości  $q_k$  i  $l_0$ , a współczynnik efektywności przyjmuje wartość  $COP = 1,6-1,7$ , co w praktyce czyni taki wariant zupełnie nieekonomicznym. Podobnie założenie temperatury odparowania na poziomie  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , (wariant B) wskazuje na praktyczny brak możliwości wykorzystania dwutlenku węgla w systemie pompy ciepła pracującej w zadanych warunkach temperaturowych. Koszty instalacji oraz utrzymania systemu w warunkach rzeczywistych będą ekonomicznie nieuzasadnione. Ponadto maksymalną temperaturę wyjściową czynnika z chłodnicy gazu można osiągnąć na poziomie  $95\text{ }^\circ\text{C}$ , ze względu na bardzo wąski obszar pary mokrej przy tej temperaturze odparowania i uzyskiwane wartości  $q_0$ . W przypadku podtlenu azotu można osiągnąć rozszerzenie zakresu wykorzystywanych temperatur, przy jednoczesnym spadku ciśnienia końca sprężania. Uzyskiwane są nieco wyższe współczynniki efektywności w porównaniu do  $CO_2$ , nadal jednak są to wartości zbyt niskie do zastosowania tego typu systemu na skalę przemysłową.

Możliwość wykorzystania obu czynników realizujących obiegi nadkrytyczne w obu analizowanych wariantach ( $CO_2$  i  $N_2O$ ) do wysokotemperaturowych pomp ciepła należy ocenić negatywnie.

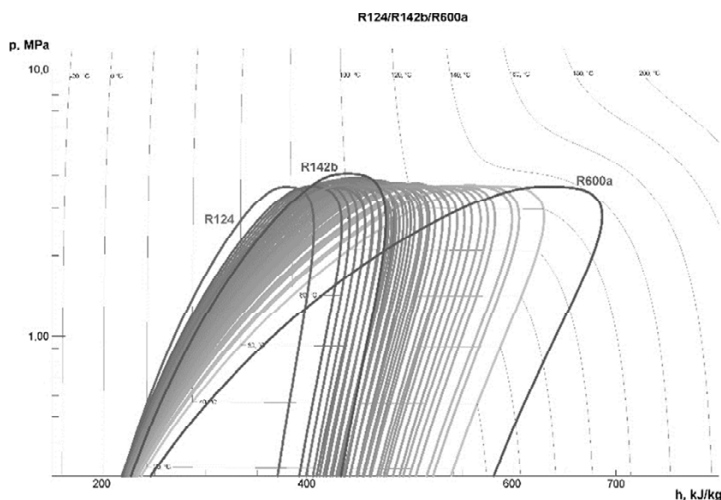
### 3. Mieszanki ziębników R124/R142b/R600a

Wieloletnie doświadczenia techniki chłodniczej wskazują na możliwość pracy ziębiarek sprężarkowych na mieszaninach zeotropowych freonów jak i czynników naturalnych [6, 13].

Zwolennicy, podkreślając celowość takich zastosowań zwracają uwagę na możliwości tworzenia mieszanin dwu- lub wieloskładnikowych, o tak dobranej kompozycji i proporcjach, aby otrzymana substancja spełniała wymagania ekologiczne, uzyskując jednocześnie pożądane własności, odpowiednio do projektowanego zakresu parametrów pracy [6].

Rozwijając tę tezę można, korzystając z modeli własności [10] stworzyć mieszaninę (High Temperature Refrigerant – HTR), która będzie odpowiadała wymaganiom termicznym wysokotemperaturowej pompy ciepła. Odpowiedni dobór składników mieszaniny można oprzeć o wskaźniki termodynamiczne, zakresy ciśnień (rys. 3) oraz wartość różnicy entalpii pomiędzy stanami nasycenia w danym ciśnieniu. Na tej podstawie zaproponowano [6] mieszaninę ziębników R124/R142b/R600a. Poglądowe zestawienie mieszaniny w całym zakre-

się składu wraz z krzywymi nasycenia czystych składników mieszaniny przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Krzywe nasycenia mieszaniny R124/R142b/R600a na wykresie logp – h

## 4. Obieg termodynamiczny

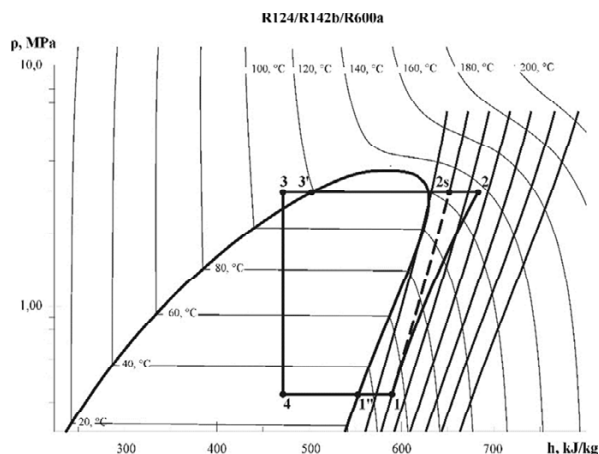
Obliczenia mające na celu określenie potencjalnej przydatności mieszaniny do realizacji procesu podwyższenia temperatury wody z poziomu 30 °C do 90 °C zostały przeprowadzone na podstawie lewobieżnego obiegu Lindego. Mieszanina o wyselekcjonowanym składzie została wybrana pod kątem maksymalizacji współczynnika efektywności pompy ciepła oraz minimalizacji temperatury końca sprężania [5]. Obieg naniesiony na wykres fazowy mieszaniny przedstawiono na rys 4.

Analizę przydatności mieszaniny oparto na założeniach:

- temperatura odparowania czynnika  $t_0 = 20 \text{ °C} \div 45 \text{ °C}$
- temperatura kondensacji  $t_k = 95 \text{ °C}$
- przegrzanie czynnika w parowaczu 5 K
- izentropowa sprawność procesu sprężania wg. zależności (1)
- przegrzanie czynnika w rurociągu ssawnym 5 K
- przechłodzenie czynnika w skraplaczu 10 K.

Założono, że obieg realizowany w modelowanym systemie pompy ciepła jak na rys. 4 i przebiega pomiędzy punktami 1–2–3–4, a odstępstwa od obiegu teoretycznego wynikają z przegrzania czynnika w rurociągu ssawnym 1'–1, przechłodzenia czynnika w skraplaczu 3'–3, uwzględnienia nieizentropowego procesu sprężania 1-2. Do analizy przyjęto cztery składy mieszaniny wybrane

z całego obszaru składów: pierwszy oznaczony jako HTR1 zaproponowany w literaturze [6], oraz HTR2, HTR3 i HTR4.



Rys. 4. Obieg pompy ciepła realizowany na mieszaninie R124/R142b/R600a (HTR3)

Składy:

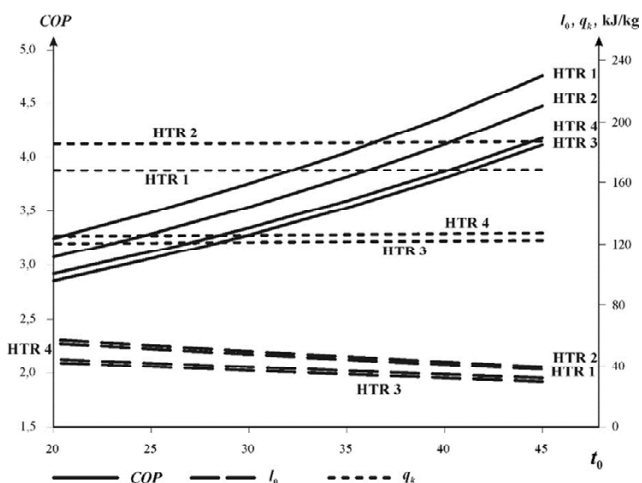
HTR1 (literatura [6]) – R124/R142b/R600a – 90/8/2

HTR2 – R124/R142b/R600a – 20/65/15

HTR3 – R124/R142b/R600a – 15/70/15

HTR4 – R124/R142b/R600a – 85/10/5

Rezultaty modelowania obiegów termodynamicznych przedstawiono na rys. 5.

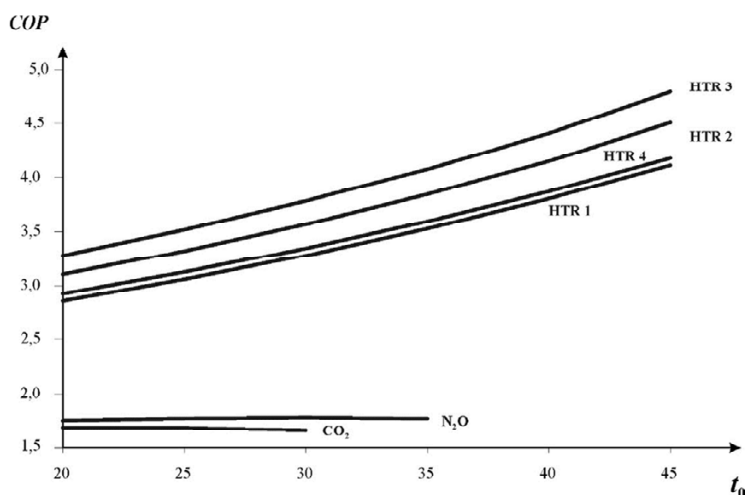


Rys. 5. Wartości wybranych parametrów analizowanych obiegów dla HTR1, HTR2, HTR3 i HTR4

## 5. Wnioski

Powyższa analiza i uzyskiwane wartości podstawowych parametrów obiegu wskazują na możliwości wykorzystania mieszaniny trójskładnikowej do wysokotemperaturowego obiegu pompy ciepła. Uzyskiwane temperatury końca sprężania oraz ciśnienie kondensacji znajdują się na znacznie niższym poziomie w stosunku do czynników  $\text{CO}_2$  i  $\text{N}_2\text{O}$  realizujących obieg w obszarze nadkrytycznym, co daje potencjalne perspektywy zastosowania tej mieszaniny.

Należy również zauważyć, iż współczynniki efektywności analizowanego obiegu pompy ciepła dla założonych parametrów temperaturowych ukazują bezzasadność wykorzystywania w tym celu dwutlenku węgla i podtlenku azotu, jako czynników obiegowych. Wysokotemperaturowe odparowanie, leżące w ich przypadku blisko punktu krytycznego powoduje znaczące zmniejszenie właściwego ciepła odparowania przy początkowym spadku a następnie wzroście właściwej pracy sprężania, objawiającym się ostatecznie wzrostem oraz spadkiem wartości COP (rys. 6).



Rys. 6. Wartości COP analizowanych obiegów  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ , HTR1, HTR2, HTR3 i HTR4

Uzyskiwane wartości współczynnika efektywności COP dla zaproponowanych mieszanin są na tyle interesujące, że zachęcają do podjęcia badań takich systemów w warunkach rzeczywistych i rozwiązania problemów eksploatacyjnych, jak np. dobór odpowiednich olei.

Problemem otwartym pozostaje jednak nadal optymalizacja składu mieszaniny pod kątem maksymalizacji współczynnika COP, lub maksymalizacji wartości innych parametrów obiegu np. maksymalnej wartości temperatury wody grzewczej.

**Literatura**

- [1] Białko B., Królicki Z., Marczak A.: Modelowanie współczynnika efektywności (COP) pompy ciepła realizującej transkrytyczny obieg dwutlenku węgla, *Inżynieria Chemiczna i procesowa*, tom 25, zeszyt 4, 2004, pp. 2079-2088.
- [2] Bhattacharyya S., Garaia A., Sarkar J.: Thermodynamic analysis and optimization of a novel N<sub>2</sub>O–CO<sub>2</sub> cascade system for refrigeration and heating, *International Journal of Refrigeration*, 32, 2009, pp.1077 – 1084.
- [3] Kim S. G., Kim Y. J., Lee G., Kim M. S.: The performance of a transcritical CO<sub>2</sub> cycle with an internal heat exchanger for hot water heating, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, Issue 7, 2005, pp. 1064-1072.
- [4] Królicki Z., Białko B., Zajęzkowski B.: Analiza możliwości podwyższenia parametrów nisko-temperaturowego nośnika ciepła odpadowego spalin odlotowych przy pomocy transformatorów ciepła i pomp ciepła. I Etap Programu Strategicznego Zaawansowane technologie pozyskiwania energii” NCBiR SP/E/1/67484/102010, Raport ITCiMP PWr 2010 Ser SPR 38/2010.
- [5] Królicki Z., Białko B., Zajęzkowski B. Termodynamiczne aspekty doboru obiegu porównawczego Chłódnictwo & Klimatyzacja. 2010, R. 15, nr 7, s. 16-20.
- [6] Nanxin I., Shi. L., Lizhong H.: Moderately high temperature water source heat-pump using a near-azeotropic refrigerant mixture, *Applied Energy* 80(2005) 435-447.
- [7] Nicola G., Giuliani G., Polonara F., Stryjek R.: Solid–liquid equilibria for the CO<sub>2</sub>+N<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub> + R32 and N<sub>2</sub>O+ R32 systems, *Fluid Phase Equilibria* 256, 2007, pp. 86–92.
- [8] Pettersen J., Lorentzen G.: New, efficient and environmentally benign system for car airconditioning. *International Journal of Refrigeration*. 1993, Vol 16, No 1, pp. 4-12.
- [9] Sarkar J., Bhattacharyya S., Ram Gopal M.: Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, 2004, pp. 830-838.
- [10] REFPROP – reference Fluid thermodynamic and Transport Properties, NIST Standard Reference, Database23, Version 9.1.
- [11] Sarkar J., Bhattacharyya S.: Thermodynamic analyses and optimization of a transcritical N<sub>2</sub>O refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration*, 33, 2010, pp. 33 – 40.
- [12] Siekanowicz T.; Przykłady wykorzystania energii odpadowej przy zastosowaniu technik chłodniczych, *Gospodarka Paliwami i Energią*, 11/2002, 16-21.
- [13] Spoelstra S., Techno-economic feasibility of high-temperature high-lift classical heat pumps for upgrading industrial waste heat. *Applied Thermal Engineering* 22 (14), 2002, 1619-1630.
- [14] Warczak W.: Nowe generacje sprężarek do obiegów ziębnicznych na CO<sub>2</sub>, COCH, Kraków 2007.
- [15] Wark W., Richards D.: *Thermodynamics*. McGraw Hill, Boston, Wyd. VI 1999.



# THE THERMOSYPHON EFFECT IN LOOP HEAT PIPE USED FOR COMPUTER COOLING

Henryk Bieliński\*, Jarosław Mikielawicz\*\*

The Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences, Fiszerza 14,  
80-952 Gdańsk, Poland, \*) e-mail: hbiel@imp.gda.pl, \*\*) e-mail: jarekm@imp.gda.pl

This chapter proposes the theoretical study of the thermosyphon effect in a loop heat pipe. The one-dimensional two-phase separate flow model has been used in calculations. This model is based on mass, momentum, and energy balances in the evaporators, rising tube, condenser and the falling tube. The heat transfer characteristics in a new designed closed thermosyphon loop with minichannels and minipump heated from the lower vertical section and cooled from the upper vertical section of the loop are presented. The latest correlations for minichannels available in literature have been applied. The influence of geometric parameters of the thermosyphon loop with minichannels and minipump on the distribution of the mass flux rate has been analyzed in terms of thermal performance. The results indicate that the new variant of the thermosyphon loop with minichannels and minipump can be an alternative method of computer cooling.

## Nomenclature

<p><math>A</math> - cross-section area of the channel, m,  <math>B</math> - breadth, m,  <math>D</math> - internal diameter of the tube, m,  <math>\dot{G}</math> - mass flux, kg/(m<sup>2</sup>s),  <math>g</math> - acceleration, m/s<sup>2</sup>,  <math>H</math> - height, m,  <math>L</math> - total length of the closed loop, m,  <math>L_H</math> - length of heated section, m,  <math>L_C</math> - length of cooled section, m,  <math>\dot{m}</math> - mass flow rate, kg/s,  <math>P</math> - pressure, Pa,  <math>\dot{q}</math> - heat flux density, W/(m<sup>2</sup>K),</p>	<p><math>s</math> - axial co-ordinate around the closed-loop, m,  <math>x</math> - quality of vapour,</p> <p style="text-align: center;"><b>Greek symbols</b></p> <p><math>\alpha</math> - void fraction,  <math>\rho</math> - mass density, kg/m<sup>3</sup>,  <math>\tau_w</math> - wall shear stress, N/m<sup>2</sup>,</p> <p style="text-align: center;"><b>Subscripts</b></p> <p>L - liquid,  V - vapour,  TP - two-phase.</p>
--	---

## 1. INTRODUCTION

The results presented in this chapter demonstrated the benefits of the thermosyphon effect in a loop heat pipe to computer cooling. A loop heat pipe is a completely passive heat transfer device. A LHP consists of an evaporator, a condenser and transport tubes for the vapor and liquid flows. The thermosyphon effect is observed in Loop Heat Pipe (LHP) if the evaporator is located below the condenser.

The obtained results shows the LHP cooling system can be modeled by the rectangular thermosyphon loop with minichannels and minipump heated at the bottom vertical side and cooled at the upper vertical side of the loop. This new design model can be an alternative method of computer cooling. The lower heater can be a CPU processor located on the motherboard of personal computer. The cooler can be placed above the heater on the computer chassis. Heat exchangers are connected by tubes in which the liquid refrigerant is circulated.

The influence of geometric parameters of the thermosyphon loop with minichannels and minipump on the distribution of the mass flux rate has been analyzed in terms of thermal performance. Fluid flow in a thermosyphon loop is created by the buoyancy forces that evolve from the density gradients induced by temperature differences in the heating and cooling sections of the loop. The minipump can be used if the mass flux is not high enough to transport heat from evaporator to condenser. Therefore, the minipump promotes natural circulation.

The thermosyphon effect for cooling electronic devices can be applied in innovative miniature loop heat pipe (mLHP) with the evaporator located on the loop below the condenser (Fig. 1).

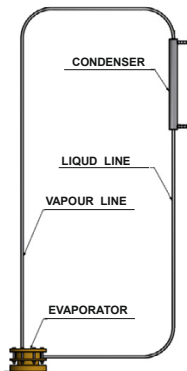


Fig. 1. Idea scheme of miniature Loop Heat Pipe (mLHP) with thermosyphon loop



The thermosyphon effect can also be applied in concept of micro-CHP-cogeneration where evaporator is located below condenser [18]. The use of capillary forces for pumping of the working fluid in the Clausius–Rankine cycle is a new idea that allows the reduction or even the elimination of the pumping device in such cycles. It is also possible to exploit the gravity force to support the operation of a circulation pump by placing the evaporator below the condenser and creating the thermosyphon loop. The results of the investigations on the heat transfer and fluid flow in miniature loop heat pipe (mLHP) with capillary pump (fmE-CP) can be used in a forthcoming concept of micro-CHP-cogeneration. The systematic studies on the concept of mini-evaporator for micro-CHP-cogeneration are carried out at the Institute of Fluid Flow Machinery, Polish Academy of Sciences in Gdańsk.

## 2. The new design of the two-phase thermosyphon loop with minichannels and minipump

This present chapter analyzes a new designed two-phase thermosyphon loop with minichannels and minipump heated from the lower vertical section and cooled from the upper vertical section of the loop. The new design of *thermosyphon loop* is schematically shown in Fig. 2.

The thermosyphon loop is heated from the lower vertical section ( $s_0 \leq s \leq s_1$ ) by a constant heat flux:  $\dot{q}_{H1}$  and cooled from the upper vertical section ( $s_4 \leq s \leq s_5$ ) by a constant heat flux:  $\dot{q}_C$ . The constant heat fluxes  $\dot{q}_{H1}$  and  $\dot{q}_C$  are applied to the cross-sectional area per heated and cooled unit length:  $L_H$  and  $L_C$ . The heated and cooled regions of the thermosyphon loop are connected by perfectly insulated channels ( $s_1 \leq s \leq s_4$ ,  $s_5 \leq s \leq s_8$ ). The space coordinate  $s$  circulates around the closed loop as shown in Fig. 3. The total length of the loop is denoted by  $L$ , the cross-section area of the channel is denoted by  $A$  and the wetted perimeter by  $U$ . Both the superheat and sub-cooling are neglected and a linearly varying quality function  $x(s)$  are assumed according to [3-9, 13, 16].

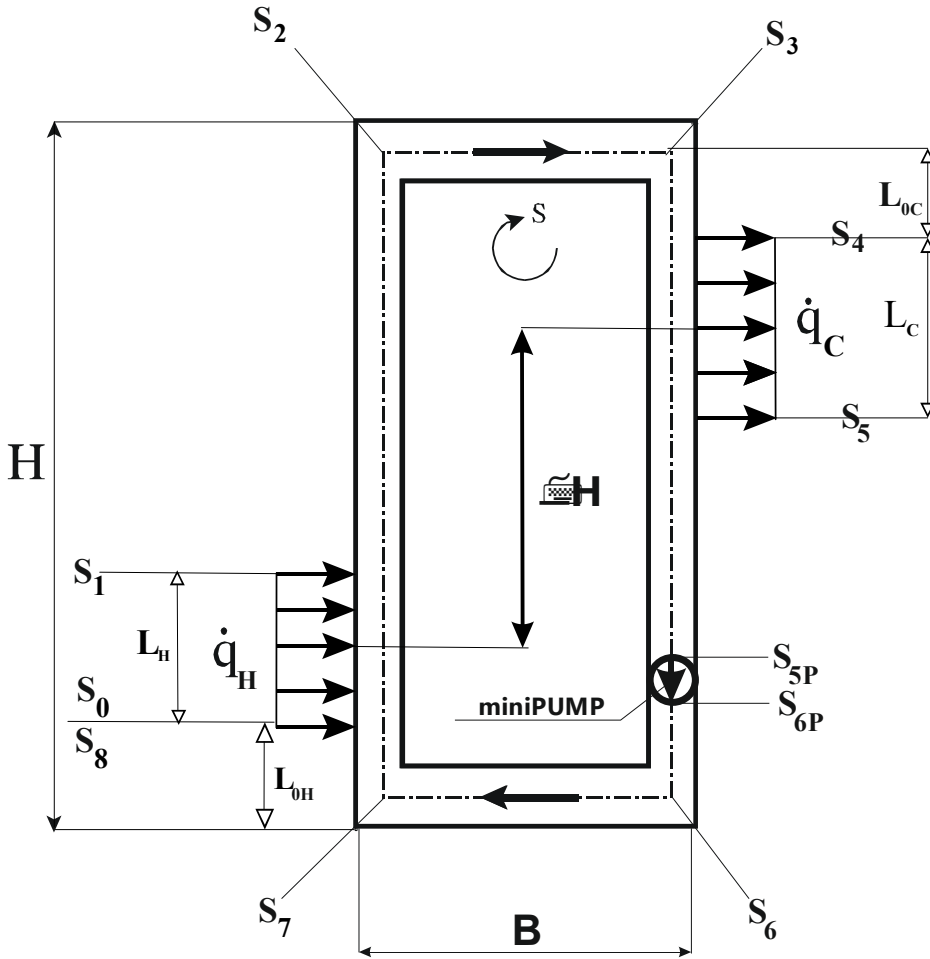


Fig. 2. Schematic diagram of the two-phase thermosyphon loop with minichannels and minipump heated from the lower vertical section and cooled from the upper vertical section of the loop

### 3. The governing equations

The one-dimensional, steady-state governing equations for thermosyphon loop with minichannels and minipump can be written as follows [3-9, 16]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\dot{m}}{ds} = 0 \\ -\frac{dp}{ds} = \underbrace{\frac{U}{A} \cdot \tau_w}_{\text{FRICTION TERM}} + \underbrace{\frac{\dot{m}}{A} \cdot \frac{d}{ds} \left[ \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \cdot \rho_L} + \frac{x^2}{\alpha \cdot \rho_V} \right]}_{\text{ACCELERATION TERM}} + \underbrace{\beta \cdot g \cdot [(1-\alpha) \cdot \rho_L + \alpha \cdot \rho_V]}_{\text{GRAVITATION TERM}} \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\frac{d}{ds} \left( \frac{\dot{m}}{A} \cdot h \right) = \begin{cases} 0 & \text{for insulated regions} \\ \frac{U}{A} \cdot \dot{q} & \text{for heated and cooled regions.} \end{cases}$$

where:  $\beta = 0$  for  $\vec{e} \perp \vec{g}$ ;  $\beta = (+1)$  for  $\vec{e} \uparrow \wedge \vec{g} \downarrow$ ;  $\beta = (-1)$  for  $\vec{e} \downarrow \wedge \vec{g} \downarrow$ ;

In the equation of motion of the thermosyphon loop with natural circulation, the pressure term of integration around the loop is zero  $\oint \left( \frac{dp}{ds} \right) ds = 0$ .

For the thermosyphon loop with minipump [10] the pressure term is  $\oint \left( \frac{dp}{ds} \right) ds = \Delta p_{PUMP} = \rho_L \cdot g \cdot H_{PUMP}$ ;  $H_{PUMP} = H_{MAX} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{MAX}} \right)^2 \right]$ ,

with  $H_{MAX}, \dot{V}_{MAX}$  from minipump curve ( $\dot{V}$  - volumetric flow rate).

### 3.1. The gravitational term in momentum equation

The gravitational term in the momentum equation (1) can be expressed as:

$$\oint \{ \beta \cdot g \cdot \rho \} ds = g \cdot (\rho_V - \rho_L) \cdot \left\{ (s_1 - s_0) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_0; s_1 \rangle} + [(s_2 - s_1) - (s_4 - s_3)] \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_1; s_4 \rangle} - (s_5 - s_4) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_4; s_5 \rangle} \right\} = 0 \quad (2)$$

where:

$$\bar{\alpha}_{\langle s_P; s_K \rangle} = \frac{1}{(s_K - s_P)} \cdot \int_{s_P}^{s_K} \alpha_{\langle s_P; s_K \rangle} (s) ds \quad (3)$$

### 3.2. The frictional term in momentum equation

The frictional component of the pressure gradient in two-phase regions was calculated using the two-phase separate flow model. Due to friction of fluid, the pressure gradient in two-phase regions can be written as follows [13, 16, 17]:

$$\frac{U}{A} \cdot \tau_w = \left( \frac{-dp}{ds} \right)_{2p} = R \cdot \left( \frac{-dp}{ds} \right)_{L0}, \quad (4)$$

where  $R$  is the local two-phase friction factor.  $\left( \frac{dp}{ds} \right)_{L0}$  is only the liquid frictional pressure gradient calculated for the liquid total mass flow rate. After integrating the friction term around the loop, we obtain

$$\oint \left( \frac{U}{A} \cdot \tau_w \right) ds = \left( \frac{dp}{ds} \right)_{L0} \cdot \left\{ (s_1 - s_0) \cdot \bar{R}_{\langle s_0; s_1 \rangle} + (s_4 - s_1) \cdot \bar{R}_{\langle s_1; s_4 \rangle} + (s_5 - s_4) \cdot \bar{R}_{\langle s_4; s_5 \rangle} + (s_8 - s_5) \right\}, \quad (5)$$

where:

$$\bar{R}_{\langle s_P; s_K \rangle} = \frac{1}{(s_K - s_P)} \cdot \int_{s_P}^{s_K} R(s) ds. \quad (6)$$

Substituting equations (2) and (5) into the momentum equation (1) gives

$$\left( \frac{dp}{ds} \right)_{L0} \cdot \left\{ (s_1 - s_0) \cdot \bar{R}_{\langle s_0; s_1 \rangle} + (s_4 - s_1) \cdot \bar{R}_{\langle s_1; s_4 \rangle} + (s_5 - s_4) \cdot \bar{R}_{\langle s_4; s_5 \rangle} + (s_8 - s_5) \right\} + g \cdot (\rho_V - \rho_L) \cdot \left\{ (s_1 - s_0) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_0; s_1 \rangle} - (s_5 - s_4) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_4; s_5 \rangle} + [(s_2 - s_1) - (s_4 - s_3)] \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_1; s_4 \rangle} \right\} = 0 \quad (7)$$

The El-Hajal's [12] empirical correlation for the void fraction in two-phase separate flow model were applied in calculations. The local two-phase friction coefficient in two-phase adiabatic region was calculated using the Zhang-Webb [20] formula. The local two-phase friction coefficient in the two-phase heating section and cooling section was calculated using the Tran [19] and Cavallini et al. [11] formula, respectively.

## 4. Minichannels. The influence of geometrical parameters

The influence of geometrical parameters on the fluid flow and heat transfer characteristics in thermosyphon loop has been numerically investigated for the internal diameter tube  $D$ , the total length of the loop  $L$ , the length of the heated and cooled section  $L_H$  and  $L_C$ , the length  $\Delta H$  and aspect ratio  $H/B$  (height  $H$  to breadth  $B$ ).

It was found that the effectiveness of computer cooling increases with increasing value of the mass flux rate and depends largely on the geometrical parameters of a loop.

### 4.1. The effect of the internal diameter tube ( $d$ ) and the total length of the loop ( $l$ ) on the mass flux rate distributions

The effect of the internal diameter tube  $D$  and total length of the loop  $L$  on the mass flux rate has been numerically obtained for the steady-state conditions. These results are presented in Fig. 3 and Fig. 4, respectively. The mass flux rate increases with increasing internal diameter tube  $D$ , as it shown in Fig. 3. The mass flux rate decreases with increasing total length of the loop  $L$  (Fig. 4). This increase of total length *causes* an increase in frictional pressure drop.

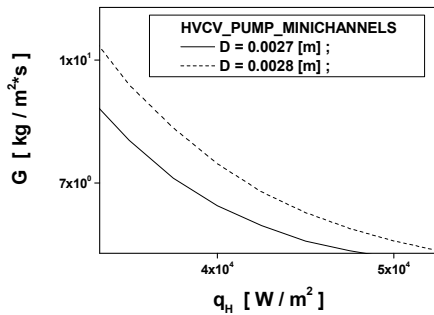


Fig. 3. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with internal diameter tube  $D$  as the parameter. ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.16$  [m])

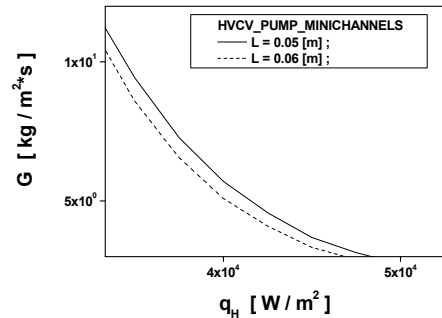


Fig. 4. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with total length of the loop  $L$  as the parameter. ( $D=0.0027$  [m])

### 4.2. The effect of the length of the heated and cooled sections $L_H$ and $L_C$ on the mass flux rate distributions

The effect of the length of the heated and cooled section  $L_H$  and  $L_C$  on the mass flux rate under the steady-state condition was studied and the numerical results are presented in Fig. 5 and 6, respectively. It was found that the mass

flux rate decreases with increasing length of the heated sections  $L_H$  and  $L_C$  (Fig. 5-6).

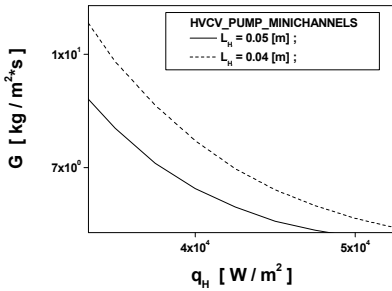


Fig. 5. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L_H$  as the parameter. ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.16$  [m])

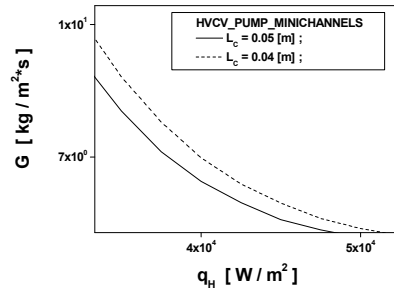


Fig. 6. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L_C$  as the parameter. ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.16$  [m])

### 4.3. The effect of the difference heights ( $\Delta H$ ) and aspect ratio $h/b$ (height $h$ to breadth $b$ ) on the mass flux rate distributions

The effect of the height  $\Delta H$  and aspect ratio  $H/B$  (height  $H$  to breadth  $B$ ) on the mass flux rate under the steady-state condition is presented in Fig. 7 and 8, respectively. The mass flux rate increases with increasing height  $\Delta H$  and aspect ratio  $H/B$ . These factors *cause* an increase in the driving force. The friction force is not changed because the total length of the loop is assumed constant.

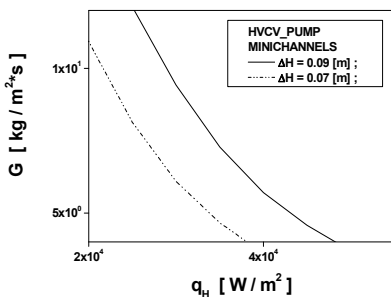


Fig. 7. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $\Delta H$  as the parameter. ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.16$  [m])

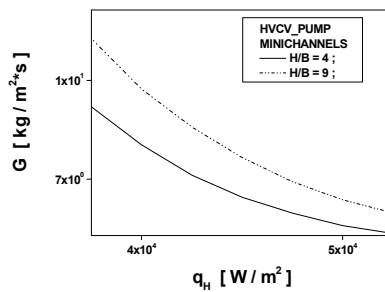


Fig. 8. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $H/B$  as the parameter. ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.16$  [m])

## 5. Conclusions

The numerical results of the study shows that the one-dimensional two-phase separate flow model can be used to describe heat transfer and fluid flow in the new designed thermosyphon loop with minichannels and minipump heated from the lower vertical section and cooled from the upper vertical section of the loop. The minipump can be used to promotes natural circulation if the mass flow rate is not high enough to circulate the necessary fluid to transport heat from evaporator to condenser.

In order to evaluate the thermal performance of the thermosyphon loop with minichannels the following correlation have been successfully used: the El-Hajal [11] correlation for void fraction, the Zhang-Webb [21] correlation for the friction pressure drop of two-phase flow in adiabatic region, the Tran [20] and Cavallini [12] correlation for the friction pressure drop of two-phase flow in heating and cooling section, respectively (Fig. 3). Distilled water as the working fluid was used in calculations. The quality of vapour in the two-phase regions is assumed to be a linear function of the coordinate around the loop.

The influence of the geometrical parameters on the mass flux rate distributions obtained numerically for the steady-state condition is presented in Figs. 3-8. The results demonstrate that the mass flux rate increases with the following geometrical parameters: (1) with increasing internal diameter tube (Fig. 3), (2) with increasing aspect ratio  $H/B$  (Fig. 4), (3) with increasing height  $\Delta H$  (Fig. 7), (4) with decreasing length of the heater sections  $L_H$  and cooler section  $L_C$  (Figs. 5-6), (5) with decreasing total length of the loop  $L$  (Fig. 4). The obtained results indicate that the effectiveness of computer cooling increases with increasing value of the mass flux rate and depends largely on the geometrical parameters of a loop adapted to the various operating conditions. Therefore, the presented solution can be used as an alternative method of computer cooling.

### Acknowledgement

The work presented in the chapter was funded from the National Science Centre Poland: Project No: NCN-UMO-2011/01/B/ST8/06856.

### References

- [1] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (1995). Natural Convection of Thermal Diode., Archives of Thermodynamics, Vol. 16, No. 3-4.

- [2] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2001). New solutions of thermal diode with natural laminar circulation., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 22, pp. 89-106.
- [3] Bieliński, H.; Mikielwicz J. (2004). The effect of geometrical parameters on the mass flux in a two phase thermosyphon loop heated from one side., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 29, No. 1, pp. 59-68.
- [4] Bieliński, H.; Mikielwicz J. (2004). Natural circulation in two-phase thermosyphon loop heated from below., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 25, No. 3, pp. 15-26.
- [5] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2005). A two-phase thermosyphon loop with side heating, *Inżynieria Chemiczna i Procesowa.*, Vol. 26, pp. 339-351 (in Polish).
- [6] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2010). Energetic analysis of natural circulation in the closed loop thermosyphon with minichannels., *Archiwum Energetyki*, Tom. XL, No 3, pp.3-10.
- [7] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2010). Computer cooling using a two phase minichannel thermosyphon loop heated from horizontal and vertical sides and cooled from vertical side., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 31(2010), No. 4, pp. 51-59.
- [8] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2010). A Two Phase Thermosyphon Loop With Minichannels Heated From Vertical Side And Cooled From Horizontal Side, *Inżynieria Chemiczna i Procesowa.*, Vol. 31, pp. 535-551.
- [9] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2011). Natural Circulation in Single and Two Phase Thermosyphon Loop with Conventional Tubes and Minichannels., published by InTech (ISBN 978-953-307-550-1) in book *Heat Transfer. Mathematical Modeling, Numerical Methods and Information Technology*, Edited by A. Belmiloudi, pp. 475-496.
- [10] Blanchard, D.B., Ligrani, P.M., Gale, B.K. (2004). Performance and Development of a Miniature Rotary Shaft Pump (RSP), 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and RD&D Expo, November 13-20, 2004, Anaheim, California USA. Gogół W., *Heat transfer. Tables and Graphs*. Warszawa 1976.
- [11] Cavallini A., Col D., Doretti L., Matkovic M., Rossetto L., Zilio C., Two-phase frictional pressure gradient of R236ea, R134a and R410A inside multi-port mini-channels., *Experimental Thermal and Fluid Science* 29, (2005), pp. 861–870.
- [12] El-Hajal J., Thome J.R., Cavalini A., Condensation in horizontal tubes, part 1; two-phase flow pattern map., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46(18), (2003), pp. 3349-3363.
- [13] Kandlikar S.G., Garimella S., Li D., Colin S., King M. R., *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels.*, Elsevier (2006).
- [14] Madejski J., Mikielwicz J., Liquid Fin a New Device for Heat Transfer Equipment, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.14, pp.357-363, (1971).
- [15] Mertol A., Greif R., A review of natural circulation loops, In *Natural Convection: Fundamentals and Applications*, pp. 1033-1071, (1985).
- [16] Mikielwicz J., Modelling of the heat-flow processes, *Polska Akademia Nauk Instytut Maszyn Przepływowych, Seria Ciepłne Maszyny Przepływowe Tom 17, Ossolineum* 1995.
- [17] Mikielwicz D., Flow boiling and condensation in channels and minichannels. *Wydawnictwa Politechniki Gdańskiej*, (2009), Gdańsk.
- [18] Mikielwicz D., Szymański P., Błaćciak K., Wajs J., Mikielwicz J., Ihnatowicz E., The New Concept Of Capillary Forces Aided Evaporator For Application In Domestic Organic Rankine Cycle., *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal* 1(4), 359–373 (2010).
- [19] Tran T.N., Chyu M.C., Wambsganss M.W., France D.M., Two –phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigations and correlation development., *Int. J. Multiphase Flow*, 26(11), (2000), pp. 1739-1754.
- [20] Zhang M., Webb R.,L., “Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes.” *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25, (2001), pp. 131-139.



# THE HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS IN TWO PHASE THERMOSYPHON LOOP WITH MINICHANNELS APPLIED TO COMPUTER COOLING

Henryk Bielinski<sup>\*)</sup>, Jarosław Mikielewicz<sup>\*\*)</sup>

The Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences, Fiszerza 14,  
80-952 Gdańsk, Poland, e-mails: <sup>\*)</sup>hbiel@imp.gda.pl, <sup>\*\*)</sup>jarekm@imp.gda.pl

This chapter presents the heat transfer characteristics of two phase thermosyphon loop with minichannels. The one-dimensional two-phase separate flow model and heat transfer in a closed thermosyphon loop with minichannels were applied in calculations using the latest correlations available in literature. The mass flux rate distributions versus heat flux was obtained numerically for the steady-state condition in minichannels. The main goal of this chapter is the presentation of numerical investigations of the heat transfer coefficient for flow boiling in the heater at the bottom and for flow condensation in the cooler at the top of the loop with minichannels. This design of thermosyphon loop was chosen to prove its application to computer cooling.

## 1. Introduction

The purpose of the current study is to present the heat transfer characteristics of two phase thermosyphon loop with minichannels. Both the mass flux rate distributions and the distributions of the heat transfer coefficient for flow boiling and condensation in a heater at the bottom (H2) and a cooler at the top (C2) were obtained numerically for the steady-state condition in minichannels.

The one-dimensional two-phase separate flow model and heat transfer in a closed thermosyphon loop with minichannels was used in calculations. The model is based on mass, momentum, and energy balances in the evaporator, rising tube, condenser and the falling tube. The heat transfer characteristics of two-phase flow inside minichannels were done using the latest correlations available in literature like for example the El-Hajal [15] correlation for void fraction, the Zhang-Webb [26] correlation for the friction pressure drop of two-phase flow in adiabatic region, the Tran [25] correlation for the friction pressure

drop of two-phase flow in diabatic region. In addition, the following correlations were used in calculations: the Mikielwicz [20], the Balasubramanian-Kandlikar [1] and Li-Wu [17] correlations for the flow boiling heat transfer coefficient in minichannels and the Mikielwicz [20], the Tang [24] and the Dobson-Chato [14] correlations for the flow condensation heat transfer coefficient in minichannels.

A natural circulation occurs in the thermosyphon loop. The heat is transported in the thermosyphon loop from a source to a sink. Fluid flow in a thermosyphon loop is created by the buoyancy forces that evolve from the density gradients induced by temperature differences in the heating and cooling sections of the loop. An advanced thermosyphon loop consists of an evaporator, where the liquid boils; and a condenser, where the vapour condenses back to liquid; a riser and a downcomer connect these parts. Heat is transferred as the vaporization heat from the evaporator to the condenser. The thermosyphon is a passive heat transfer device, which makes use of gravity for returning the liquid to the evaporator. Thermosyphons are less expensive than other cooling schemes because they are pumpless. The closed-loop thermosyphon is also known as a "liquid fin" [18].

The single- and two-phase thermosyphon loops find many industrial applications [19], such as, for example: distillation process, steam generators, thermosyphon reboilers, *chemical* reactors, emergency cooling systems in nuclear reactor cores and reflux boiling systems in light water reactor cores, solar heating and cooling systems, geothermal energy generation and thermal diodes [2-3]. The increasing integration of electronic systems requires improved cooling technologies. The thermosyphon cooling could be an attractive alternative technology of dissipating high local heat fluxes. The presented model of the rectangular thermosyphon loop with minichannels can be applied to describe the computer cooling system. The lower horizontal heater can be treated as a CPU processor located on the motherboard of personal computer and the lower vertical heater can simulate a chip located on vertical graphic card. The cooler must be placed above the heaters on the computer chassis. Heat exchangers are connected by minichannels filled with the liquid refrigerant.

The thermosyphon effect is observed in Loop Heat Pipe (LHP) if the evaporator is located below the condenser. A loop heat pipe is a completely passive heat transfer device. A LHP consists of an evaporator, a condenser, a compensation chamber and some smooth transport lines for the vapor and liquid flows as shown in Fig. 1.

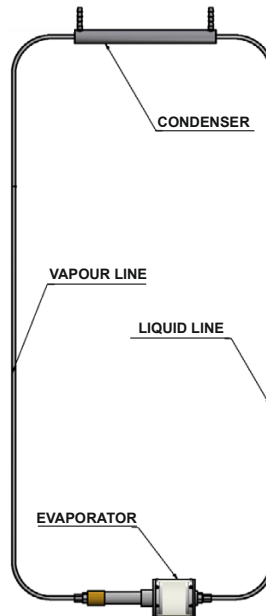


Fig. 1. Idea scheme of Loop Heat Pipe (LHP) with thermosyphon loop

The thermosyphon effect can also be used in concept of micro-CHP-cogeneration if the evaporator is located below condenser [21]. The use of capillary forces for pumping of the working fluid in the Clausius–Rankine cycle is a new idea that allows the reduction or even the elimination of the pumping device in such cycles. It is also possible to exploit the gravity force to support the operation of a circulation pump by placing the evaporator below the condenser and creating the thermosyphon loop.

## 2. The generalized model of two phase thermosyphon loop with minichannels

A schematic diagram of the generalized model of two phase thermosyphon loop with minichannels is shown in Fig. 2. It is possible to apply the different number of heaters and coolers using this model. These heat exchangers can have the different locations on the loop. For example, the heat sources can be placed at the bottom horizontal pipe or on the right/left vertical legs; similarly, the heat sinks can be chosen at the top horizontal pipe or on the right/left vertical legs. It is shown that this generalized model can be used to describe any possible individual variants of thermosyphon loop with minichannels including the earlier variants developed by authors [2-12].

The constant heat fluxes  $\dot{q}_{H_i}$  and  $\dot{q}_{C_j}$  are applied to the cross-sectional area per heated and cooled unit length:  $L_{H_i}$  and  $L_{C_j}$ . The heated and cooled regions of the thermosyphon loop are connected by perfectly insulated channels. The coordinate  $s$  along the loop and the characteristic geometrical points on the loop are marked with  $s_j$ , as shown in Fig. 2. The total length of the loop is denoted by  $L$ , the cross-sectional area of the channel is denoted by  $A$  and the wetted perimeter by  $U$ . Thermal properties of fluid:  $\rho$  - density,  $c_p$  - heat capacity of constant pressure,  $\lambda$  - thermal conductivity.

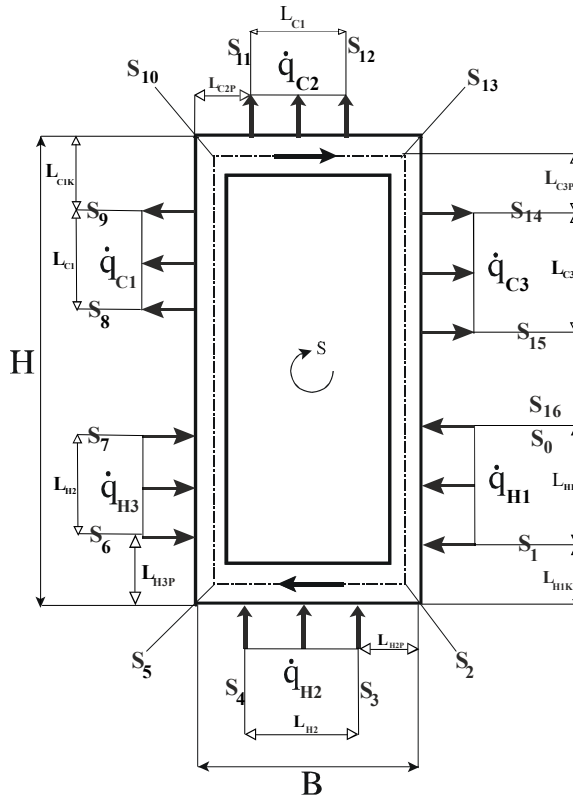


Fig. 2. Schematic diagram of the generalized model of thermosyphon loop with minichannels

The following assumptions are made in this study:

- 1) Thermal equilibrium exists at any point of the loop,
- 2) Fluid flow and heat transfer can be considered in a steady-state analysis

$$\frac{\partial}{\partial \tau} = 0 \quad (1)$$

- 3) One-dimensional model is applied for the heat transfer and fluid flow in both one- and two-phase regions,
- 4) A linearly varying quality function  $x(s)$  is assumed according to Orzechowski [22]
- 5) Mixture density  $\rho$ , is given by the weighting of void fraction [16, 22]

$$\rho = \begin{cases} \rho_L & \text{for liquid} \\ \rho_V & \text{for vapour} \end{cases} \quad (2)$$

$$\rho = (1 - \alpha) \cdot \rho_L + \alpha \cdot \rho_V ; \quad \text{for two-phase mixture}$$

- 6) Friction coefficient is constant in each region of the loop. Superheating and subcooling are neglected.
- 7) Changes of the kinetic and potential energy in energy equation are neglected.

According to the model shown in Fig. 2 the incomplete evaporation and condensation of working fluid occurs in the heaters: (H1), (H2) and (H3) and in the coolers: (C1) and (C2), respectively. The one-phase fluid occurs on the entry of the Heater (H1)  $\langle s_0 ; s_1 \rangle$ . Moreover, the sections:  $\langle s_1 ; s_3 \rangle$  and  $\langle s_4 ; s_6 \rangle$  and  $\langle s_7 ; s_8 \rangle$  and  $\langle s_9 ; s_{11} \rangle$  and  $\langle s_{12} ; s_{14} \rangle$  are the adiabatic sections. Therefore, the two-phase fluid occurs on the entry of the heaters: H2 and H3 and on the entry of the coolers: C1, C2 and C3 and as well as at the end of the heaters: H1, H2 and H3 and at the end of the coolers: C1 and C2.

### 3. The governing equations

Under the above assumptions, the one-dimensional, steady-state governing equations for natural circulation in two phase thermosyphon loop can be written as follows [4-12]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm}{ds} = 0 \\ -\frac{dp}{ds} = \underbrace{\frac{U}{A} \cdot \tau_w}_{\text{FRICTION TERM}} + \underbrace{\frac{\dot{m}}{A} \cdot \frac{d}{ds} \left[ \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \cdot \rho_L} + \frac{x^2}{\alpha \cdot \rho_V} \right]}_{\text{ACCELERATION TERM}} + \underbrace{\beta \cdot g \cdot [(1-\alpha) \cdot \rho_L + \alpha \cdot \rho_V]}_{\text{GRAVITATION TERM}} \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\frac{d}{ds} \left( \frac{\dot{m}}{A} \cdot h \right) = \begin{cases} 0 & \text{for insulated regions} \\ \frac{U}{A} \cdot \dot{q} & \text{for heated and cooled regions.} \end{cases}$$

In the region ( $s_0 \leq s \leq s_{15}$ ) the working fluid is regarded as the two-phase medium. Fluid flow in the region ( $s_{15} \leq s \leq s_{16}$ ) is the liquid flow.

The steady-state total energy equation can be written as:

$$\dot{Q} = \sum_i \dot{q}_{H_i} \cdot L_{H_i} \cdot U = \sum_i \dot{q}_{C_i} \cdot L_{C_i} \cdot U = \dot{m} \cdot r \quad (4)$$

In order to eliminate the pressure gradient, the momentum term in eq. (3) is integrated around the loop:

$$\oint \left( \frac{dp}{ds} \right) ds = 0 \quad : \quad p(0) = p(L) \quad (5)$$

In case of a loop with constant cross-sectional area, the integration of the term with acceleration around the loop gives zero and the balance of forces takes place only between the friction (FR) and gravity (GR) forces:

$$\oint \left( \frac{\Delta p}{\Delta s} \right)_{2p,FR} ds + \oint \left( \frac{\Delta p}{\Delta s} \right)_{2p,GR} ds = 0 \quad (6)$$

#### 4. The gravitational term in momentum equation

The gravitational term in the momentum equation (6) can be expressed as follows:

$$\oint \{\beta \cdot \vec{g} \cdot \rho\} ds = \vec{g} \cdot (\rho_V - \rho_L) \cdot \left[ (-1) \cdot (s_1 - s_0) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_0; s_1 \rangle} - (s_2 - s_1) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_1; s_2 \rangle} \right. \\ \left. + (s_6 - s_5) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_4; s_6 \rangle} + (s_7 - s_6) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_6; s_7 \rangle} + (s_8 - s_7) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_7; s_8 \rangle} + (s_9 - s_8) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_8; s_9 \rangle} \right. \\ \left. + (s_{10} - s_9) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_9; s_{11} \rangle} + (s_{14} - s_{13}) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_{12}; s_{14} \rangle} + (-1) \cdot (s_{15} - s_{14}) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_{14}; s_{15} \rangle} \right] \quad (7)$$

where:  $\beta = 0$  for  $\vec{e} \perp \vec{g}$ ;  $\beta = (+1)$  for  $\vec{e} \uparrow \wedge \vec{g} \downarrow$ ;  $\beta = (-1)$  for  $\vec{e} \downarrow \wedge \vec{g} \downarrow$ ; and

$$\bar{\alpha}_{\langle s_P; s_K \rangle} = \frac{1}{(s_K - s_P)} \cdot \int_{s_P}^{s_K} \alpha_{\langle s_P; s_K \rangle}(s) ds. \quad (8)$$

## 5. The frictional term in momentum equation

The frictional component of the pressure gradient in two-phase regions has been calculated using the two-phase separate flow model. Due to friction of fluid, the pressure gradient in two-phase regions can be written as [16, 22]:

$$\frac{U}{A} \cdot \tau_w = \left( \frac{-dp}{ds} \right)_{2p} = R \cdot \left( \frac{-dp}{ds} \right)_{L0}, \quad (9)$$

where R is the local two-phase friction factor, and the term

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_{L0} = \frac{f_{L0} \cdot 2 \cdot (\dot{G})^2}{D \cdot \rho_L} \quad (10)$$

is only the liquid frictional pressure gradient calculated for the liquid total mass flow rate, and the term  $f_{L0}$  is the Churchill's single-phase friction factor [10].

After integrating the friction term around the loop, we obtain

$$\oint \left( \frac{U}{A} \cdot \tau_w \right) ds = \left( \frac{dp}{ds} \right)_{L0} \cdot \left\{ (s_1 - s_0) \cdot \bar{R}_{\langle s_0; s_1 \rangle} + (s_3 - s_1) \cdot \bar{R}_{\langle s_1; s_3 \rangle} \right. \\ \left. + (s_4 - s_3) \cdot \bar{R}_{\langle s_3; s_4 \rangle} + (s_6 - s_4) \cdot \bar{R}_{\langle s_4; s_6 \rangle} + (s_7 - s_6) \cdot \bar{R}_{\langle s_6; s_7 \rangle} + (s_8 - s_7) \cdot \bar{R}_{\langle s_7; s_8 \rangle} \right. \\ \left. + (s_9 - s_8) \cdot \bar{R}_{\langle s_8; s_9 \rangle} + (s_{11} - s_9) \cdot \bar{R}_{\langle s_9; s_{11} \rangle} + (s_9 - s_8) \cdot \bar{R}_{\langle s_8; s_9 \rangle} + (s_{11} - s_9) \cdot \bar{R}_{\langle s_9; s_{11} \rangle} \right. \\ \left. + (s_{12} - s_{11}) \cdot \bar{R}_{\langle s_{11}; s_{12} \rangle} + (s_{14} - s_{12}) \cdot \bar{R}_{\langle s_{12}; s_{14} \rangle} + (s_{15} - s_{14}) \cdot \bar{R}_{\langle s_{14}; s_{15} \rangle} + (s_{16} - s_{15}) \right\} \quad (11)$$

where:

$$\bar{R}_{(s_P; s_K)} = \frac{1}{(s_K - s_P)} \cdot \int_{s_P}^{s_K} R(s) ds . \quad (12)$$

Substituting equations (7) and (11) into the momentum equation (6) gives

$$\begin{aligned} & \left( \frac{dp}{ds} \right)_{L0} \cdot \left\{ (s_1 - s_0) \cdot \bar{R}_{(s_0; s_1)} + (s_3 - s_1) \cdot \bar{R}_{(s_1; s_3)} + (s_4 - s_3) \cdot \bar{R}_{(s_3; s_4)} + (s_6 - s_4) \cdot \bar{R}_{(s_4; s_6)} + \right. \\ & + (s_7 - s_6) \cdot \bar{R}_{(s_6; s_7)} + (s_8 - s_7) \cdot \bar{R}_{(s_7; s_8)} + (s_9 - s_8) \cdot \bar{R}_{(s_8; s_9)} + (s_{11} - s_9) \cdot \bar{R}_{(s_9; s_{11})} \\ & + (s_9 - s_8) \cdot \bar{R}_{(s_8; s_9)} + (s_{11} - s_9) \cdot \bar{R}_{(s_9; s_{11})} + (s_{12} - s_{11}) \cdot \bar{R}_{(s_{11}; s_{12})} + (s_{14} - s_{12}) \cdot \bar{R}_{(s_{12}; s_{14})} \\ & + (s_{15} - s_{14}) \cdot \bar{R}_{(s_{14}; s_{15})} + (s_{16} - s_{15}) \left. \right\} + g \cdot (\rho_V - \rho_L) \cdot \left[ (-1) \cdot (s_1 - s_0) \cdot \bar{\alpha}_{(s_0; s_1)} \right. \\ & + (-1) \cdot (s_2 - s_1) \cdot \bar{\alpha}_{(s_1; s_2)} + (s_6 - s_5) \cdot \bar{\alpha}_{(s_4; s_6)} + (s_7 - s_6) \cdot \bar{\alpha}_{(s_6; s_7)} + (s_8 - s_7) \cdot \bar{\alpha}_{(s_7; s_8)} \\ & \left. + (s_9 - s_8) \cdot \bar{\alpha}_{(s_8; s_9)} + (s_{10} - s_9) \cdot \bar{\alpha}_{(s_9; s_{11})} + (-1) \cdot (s_{14} - s_{13}) \cdot \bar{\alpha}_{(s_{12}; s_{14})} + (-1) \cdot (s_{15} - s_{14}) \cdot \bar{\alpha}_{(s_{14}; s_{15})} \right] = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

The El-Hajal's [15] empirical correlation for the void fraction in two-phase separate flow model were applied in calculations. The local two-phase friction coefficient in two-phase adiabatic region was calculated using the Zhang-Webb [26] formula. In two-phase heating section and cooling section the local two-phase friction coefficient was calculated using the Tran [25] and Cavallini et al. [13] formula, respectively.

## 6. Minichannels. The mass flux rate distributions

The mass flux rate distributions  $\dot{G}$  versus heat flux  $\dot{q}_H$  was obtained numerically for the steady-state condition in minichannels, as is shown in Fig. 3.

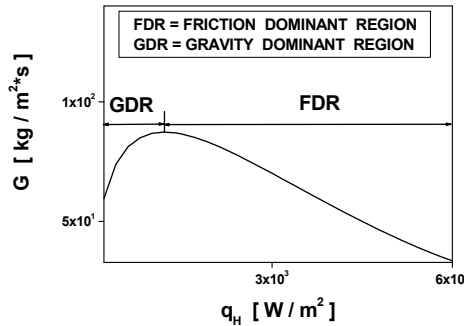


Fig. 3. Minichannels. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$   
(L=0.4 m ; B=0.05 m ; H=0.15 m ; D=0.002 [m])



Distilled water was used as a working fluid. As it is shown in Fig. 3 the two flow regimes can be clearly identified: GDR - gravity dominant regime and FDR - friction dominant regime.

## 7. Heater (H2). the distributions of the heat transfer coefficient for flow boiling in minichannel

The heat transfer coefficient for flow boiling in minichannels was calculated using the Mikielewicz et al. [20] formula, the modified Balasubramanian-Kandlikar (B-K) formula [1] and the modified Li-Wu formula [17].

The distributions of the heat transfer coefficient for flow boiling in minichannels  $\alpha_{TPB}$  versus heat flux  $\dot{q}_{H2}$  was obtained numerically for the steady-state condition in the heater (H2  $\langle s_3; s_4 \rangle$ ). The results obtained for minichannels are presented in Fig. 4.

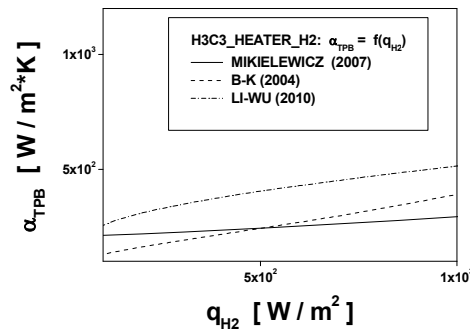


Fig. 4. Heater (H2). Heat transfer coefficient  $\alpha_{TPB}$  as a function of  $\dot{q}_{H2}$   
( $L=0.4$  [m];  $B=0.05$  [m];  $H=0.15$  [m];  $D=0.002$  [m])

## 8. Cooler (C2). The distributions of the heat transfer coefficient for condensation in minichannel

The heat transfer coefficient for flow condensation in minichannels was calculated using the Mikielewicz et al. [20] formula considering that during condensation the term of pool boiling is neglected, the modified Dobson-Chato formula [14] and the modified Tang formula [24].

The distributions of the heat transfer coefficient for flow condensation in minichannels  $\alpha_{TPC}$  versus heat flux  $\dot{q}_{C2}$  was obtained numerically for the steady-state condition in the cooler ( $C2 \langle s_{11}; s_{12} \rangle$ ). The results obtained for minichannels are presented in Fig. 5.

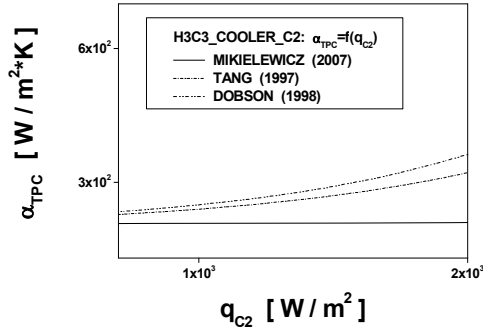


Fig. 5. Cooler (C2). Heat transfer coefficient  $\alpha_{TPC}$  as a function of  $\dot{q}_{C2}$   
( $L=0.4$  [m] ;  $B=0.05$  [m] ;  $H=0.15$  [m] ;  $D=0.002$  [m])

## 9. Conclusions

The results show that the heat transfer and fluid flow in the generalized model of thermosyphon loop with minichannels can be described by the one-dimensional two-phase separate flow model. This generalized model can include a number of different heaters and coolers which can have the various locations on the loop.

The analysis of the one-dimensional two-phase separate flow model provides evidence that the heat transfer characteristics of the thermosyphon loop with minichannels can be predicted with the following correlations: the El-Hajal [15] correlation for void fraction, the Zhang-Webb [26] correlation for the friction pressure drop of two-phase flow in adiabatic region, the Tran [25] and Cavallini [13] correlation for the friction pressure drop of two-phase flow in heating and cooling regions, respectively; the Mikielwicz [20], the Balasubramanian-Kandlikar [1] and Li-Wu [17] correlation for the heat transfer coefficient for flow boiling in evaporator with minichannels; the Mikielwicz [20], the Dobson-Chato [14] and the Tang [24] correlations for the heat transfer coefficient for flow condensation in the cooler with minichannels. The distilled water as the working fluid was used in calculations.

In case of minichannels the distribution of the mass flux rates against the heat flux approaches a maximum and then slowly decreases, and the two flow

regimes can be clearly identified: GDR- gravity dominant regime and FDR - friction dominant regime, as presented in Fig. 3.

The incomplete evaporation and condensation of working fluid occur in the heater: (H2) and in the cooler: (C2), respectively. Fig. 4 shows that the heat transfer coefficient for flow boiling increases with increasing heat flux in the heater  $H2 \langle S_3 ; S_4 \rangle$ . Fig. 5 demonstrates that the heat transfer coefficient for flow condensation slowly increases with increasing heat flux in the cooler  $C2 \langle S_{11} ; S_{12} \rangle$ .

The results obtained indicate that, the mass flux rate and the heat transfer coefficient for flow boiling in the heater (H2) and the heat transfer coefficient for flow condensation in the cooler (C2) have an influence on the computer cooling performance. The general model of thermosyphon loop offers many useful variants of cooling and it can be used as a theoretical basis for further work on prototype development.

### Acknowledgement

The work presented in the chapter was funded from the National Science Centre Poland: project No: NCN-UMO-2011/01/B/ST8/06856.

### References

- [1] Balasubramanian P., Kandlikar S.G., An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannel and microchannels., *Heat Tr. Engineering*, 25 (3), pp. 86-93, (2004).
- [2] Bieliński, H.; Mikielewicz, J. (1995). Natural Convection of Thermal Diode., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 16, No. 3-4.
- [3] Bieliński, H.; Mikielewicz, J. (2001). New solutions of thermal diode with natural laminar circulation., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 22, pp. 89-106.
- [4] Bieliński, H.; Mikielewicz J. (2004). The effect of geometrical parameters on the mass flux in a two phase thermosyphon loop heated from one side., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 29, No. 1, pp. 59-68.
- [5] Bieliński, H.; Mikielewicz J. (2004). Natural circulation in two-phase thermosyphon loop heated from below., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 25, No. 3, pp. 15-26.
- [6] Bieliński, H.; Mikielewicz, J. (2005). A two-phase thermosyphon loop with side heating, *Inżynieria Chemiczna i Procesowa.*, Vol. 26, pp. 339-351 (in Polish).
- [7] Bieliński, H.; Mikielewicz, J. (2010). Energetic analysis of natural circulation in the closed loop thermosyphon with minichannels., *Archiwum Energetyki*, Tom. XL, No 3, pp.3-10.
- [8] Bieliński, H.; Mikielewicz, J. (2010). Computer cooling using a two phase minichannel thermosyphon loop heated from horizontal and vertical sides and cooled from vertical side., *Archives of Thermodynamics*, Vol. 31(2010), No. 4, pp. 51-59.

- [9] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2010). A Two Phase Thermosyphon Loop With Minichannels Heated From Vertical Side And Cooled From Horizontal Side, *Inżynieria Chemiczna i Procesowa*, Vol. 31, pp. 535-551.
- [10] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2011). Natural Circulation in Single and Two Phase Thermosyphon Loop with Conventional Tubes and Minichannels, published by InTech (ISBN 978-953-307-550-1) in book *Heat Transfer. Mathematical Modeling, Numerical Methods and Information Technology*, Edited by A. Belmiloudi, pp. 475-496.
- [11] Bieliński, H.; (2011), New Variants to Theoretical Investigations of Thermosyphon Loop. published by InTech., (ISBN 978-953-307-584-6), in Book: *Two Phase Flow, Phase Change And Numerical Modeling*, Edited by A. Ahsan, Chapter 16, pp. 365-386.
- [12] Bieliński, H.; Mikielwicz, J.; Mikielwicz, D.; (2012). A Closed Loop Thermosyphon With Conventional or Minichannel Based Condenser and Evaporator. 16th International Heat Pipe Conference (16th IHPC), Lyon, France, May 20-24, 2012.
- [13] Cavallini A., Col D., Doretti L., Matkovic M., Rossetto L., Zilio C., Two-phase frictional pressure gradient of R236ea, R134a and R410A inside multi-port mini-channels., *Experimental Thermal and Fluid Science* 29, (2005), pp. 861–870.
- [14] Dobson M.K., Chato J.C., Condensation in smooth horizontal tubes, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, 1998, pp. 193–213.
- [15] El-Hajal J., Thome J.R., Cavalini A., Condensation in horizontal tubes, part 1; two-phase flow pattern map., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46(18), (2003), pp. 3349-3363.
- [16] Kandlikar S.G., Garimella S., Li D., Colin S., King M. R., *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier (2006).
- [17] Li W., Wu Z., A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels., *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 53, (2010), pp. 1778-1787.
- [18] Madejski J., Mikielwicz J., Liquid Fin a New Device for Heat Transfer Equipment, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.14, pp.357-363, (1971).
- [19] Mertol A., Greif R., A review of natural circulation loops, In *Natural Convection: Fundamentals and Applications*, pp. 1033-1071, 1985.
- [20] Mikielwicz D., Mikielwicz J., Tesmar J., Improved semi-empirical method for determination of heat transfer coefficient in flow boiling in conventional and small diameter tubes. *Inter. J. Heat Mass Transfer* 50 (2007), 3949-3956.
- [21] Mikielwicz D., Szymański P., Błauciak K., Wajs J., Mikielwicz J., Ihnatowicz E., The New Concept Of Capillary Forces Aided Evaporator For Application In Domestic Organic Rankine Cycle., *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal* 1(4), 359–373 (2010).
- [22] Orzechowski Z., *Przepływy dwufazowe, jednowymiarowe, ustalone, adiabatyczne*, PWN, Warszawa 1990.
- [23] Saitoh S., Daiguji H., Hihara E., „Correlation for Boiling Heat Transfer of R-134a in Horizontal Tubes Including Effect of Tube Diameter.” *Int. J. Heat Mass Tr.*, 50, (2007), 5215-5225.
- [24] Tang L., Ohadi M.M., Johnson A.T., Flow condensation in smooth and microfin tubes with HCFC-22, HFC-134a, and HFC-410 refrigerants, Part II: Design equations. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 7, (2000), pp.311-325.
- [25] Tran T.N., Chyu M.C., Wambsgans M.W., France D.M., Two –phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigations and correlation development., *Int. J. Multiphase Flow*, 26(11), (2000), pp. 1739-1754.
- [26] Zhang M., Webb R.L., “Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes.” *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25, (2001), pp. 131-139.

# THE EFFECT OF DESIGN PARAMETERS OF PUMPLESS TWO PHASE NATURAL CIRCULATION LOOP WITH MINICHANNELS ON COMPUTER COOLING EFFECTIVENESS

Henryk Bieliński<sup>1</sup>, Jarosław Mikielawicz<sup>2</sup>

The Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences,  
Fiszera 14, 80-952 Gdańsk, Poland <sup>1</sup> e-mail: hbiel@imp.gda.pl, <sup>2</sup> e-mail: jarekm@imp.gda.pl

The aim of this study was to investigate the influence of the geometric parameters of pumpless two phase natural circulation loop with minichannels (thermosyphon loop, wickless loop heat pipe) on distribution of the mass flux rate. The distribution of the flow condensation heat transfer coefficient in minicooler was determined. The computer cooling effectiveness were numerically investigated by applying the model of two-phase thermosyphon loop with minichannels heated from horizontal and vertical sides and cooled from horizontal side. The latest correlations available in literature have been used to describe the one-dimensional separate model of two-phase flow and heat transfer in a closed thermosyphon loop with minichannels. This model is based on mass, momentum, and energy balances in the evaporators, rising tube, condenser and the falling tube.

## Nomenclature

$A$  - cross-section area of the channel, m,  
 $B$  - breadth, m,  
 $D$  - internal diameter of the tube, m,  
 $\dot{G}$  - mass flux,  $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ,  
 $g$  - acceleration,  $\text{m}/\text{s}^2$ ,  
 $H$  - height, m,  
 $L$  - total length of the closed loop, m,  
 $L_H$  - length of heated section, m,  
 $L_C$  - length of cooled section, m,  
 $\dot{m}$  - mass flow rate,  $\text{kg}/\text{s}$ ,  
 $\dot{q}$  - heat flux density,  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ,  
 $s$  - axial co-ordinate around the loop, m,  
 $x$  - quality of vapour,

Greek symbols

$\alpha$  - void fraction,  
 $\rho$  - mass density,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ,  
 $\tau_w$  - wall shear stress,  $\text{N}/\text{m}^2$ ,

Subscripts

L - liquid,  
V - vapour,  
TP - two-phase.

## 1. Introduction

An attempt has been made to investigate the effect of geometrical parameters of the pumpless two phase natural circulation loop with minichannels (wickless loop heat pipe) on the distribution of the mass flux rate. The distribution of the flow condensation heat transfer coefficient in minicooler was determined. It is shown that these parameters have an influence on the computer cooling performance. The obtained results are based on the numerical investigations of the model of two-phase thermosyphon loop with minichannels heated from horizontal and vertical sides and cooled from horizontal. In case of a thermosyphon with minichannels, it is necessary to apply some new correlations for void fraction (El-Hajal [13]) and the local two-phase friction coefficient in two-phase region (Zhang-Webb [21], Tran [20], Cavallini [14]) and local heat transfer coefficient in flow condensation (Mikielwicz) [17], Tang [19]).

This chapter is an extension of our previous works published in *Archives of Energetics* [6] and *Inżynieria Chemiczna i Procesowa* [5]. Our last articles provide a discussion of variants with complete and non-complete vaporization in the heated region of closed loop thermosyphon with minichannels and conventional tubes.

The single- and two-phase thermosyphon loops find many industrial applications, such as, for example: steam generators, thermosyphon reboilers, emergency cooling systems in nuclear reactor cores and reflux boiling systems in light water reactor cores, solar heating and cooling systems, geothermal energy generation [16] and thermal diodes [1, 2]. The thermal diode is a device, which allows the heat to be transferred in one direction, and blocks the heat flow in the opposite direction. Thermosyphons can be designed as a closed loop. The closed-loop thermosyphon is also known as a “liquid fin” [15]. The increasing integration of electronic systems requires improved cooling technologies. Because of increased power levels, miniaturization of the electronic devices and typical cooling techniques, the conduction are not able to cool such a high heat flux. Thermosyphon cooling is an alternative cooling technology of dissipating high local heat fluxes.

The thermosyphon effect is observed if the evaporator is located on the loop below the condenser (Fig.1.) and it can be applied in concept of micro-CHP-cogeneration [18]. The systematic studies on the concept of mini-evaporator for micro-CHP-cogeneration are carried out at the Institute of Fluid Flow Machinery, Polish Academy of Sciences in Gdansk.

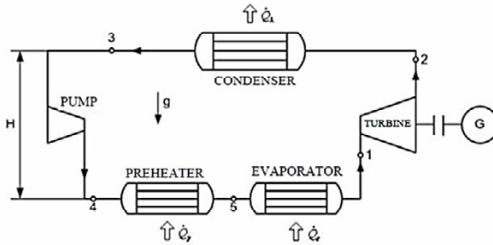


Fig. 1. Structural scheme of CHP with LHP and thermosyphon loop [18]

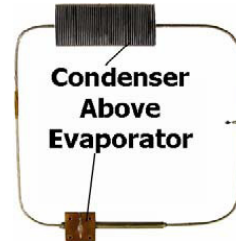


Fig. 2. Idea scheme of miniature Loop Heat Pipe (mLHP) with thermosyphon loop [12]

The specific issue of the investigation is the use of low-boiling refrigerants in a closed loop consisting of turbines, pumps and micro-heat exchanger. Using capillary forces for pumping a working fluid in the Clausius–Rankine cycle is a new idea that allows for reduction or even elimination of the device pumping the working fluid in such cycles. It is additionally possible to exploit the gravity force to support the operation of a circulation pump by placing the evaporator below the condenser and creating the thermosyphon loop. The structural scheme of micro-CHP [18] is shown in Fig. 1.

The thermosyphon effect for cooling electronic devices can be applied in innovative miniature loop heat pipe (mLHP) in case of evaporator located on the loop below the condenser (Fig. 2.) [12]. The prototype of mLHP consists of a flat mini-evaporator and capillary pump (fmE-CP). The porous wick material is placed inside capillary pump. Both the mini-evaporator and cooler are connected to the separate liquid and vapour channels. The wicks generate the capillary pumping pressure, which is required to transport a working fluid along mLHP.

## 2. The model of pumpless two phase natural circulation loop with minichannels (wickless loop heat pipe)

A schematic diagram in the Fig. 3. presents a model of the one-dimensional model of the pumpless two phase natural circulation loop with minichannels heated from horizontal and vertical sides and cooled from horizontal side.

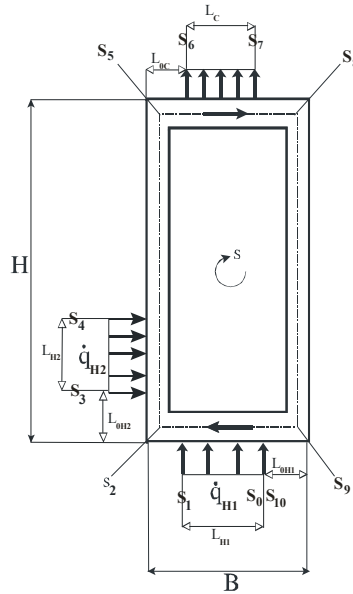


Fig. 3. Model of the pumpless two phase natural circulation loop with minichannels heated from horizontal and vertical sides and cooled from horizontal side

The thermosyphon loop is heated from horizontal side ( $s_0 \leq s \leq s_1$ ) by a constant heat flux:  $\dot{q}_{H1}$  and vertical side ( $s_3 \leq s \leq s_4$ ) by a constant heat flux:  $\dot{q}_{H2}$ , and cooled in the horizontal section ( $s_6 \leq s \leq s_7$ ) by a constant heat flux:  $\dot{q}_C$ . The constants of heat fluxes  $\dot{q}_{H1}$  and  $\dot{q}_{H2}$  are applied in the cross-section area per heated and cooled length:  $L_{H1}$ ,  $L_{H2}$  and  $L_C$ . The heated and cooled parts of the thermosyphon loop are connected by perfectly insulated channels connected by  $(s_1 \leq s \leq s_3, s_4 \leq s \leq s_6, s_7 \leq s \leq s_{10})$ . The space coordinate  $s$  circulates around the closed loop as shown in Fig. 3. The total length of the loop is denoted by  $L$ , the cross-section area of the channel by  $A$  and the wetted perimeter by  $U$ . Superheating and subcooling are neglected and a linearly varying quality function  $x(s)$  are assumed according to studies in [14].

The presented model of the rectangular thermosyphon loop with minichannels heated at the bottom horizontal and vertical sides and cooled at the upper horizontal side and connected by adiabatic tubes can be applied to describing the computer cooling system. The lower horizontal heater can be treated as a CPU processor located on the motherboard of personal computer and the lower vertical heater can simulate a chip located on vertical graphic card.



The cooler can be placed above the heaters on the computer chassis. Heat exchangers are connected by minichannels filled with the liquid refrigerant. Fluid flow in a thermosyphon loop is created by the buoyancy forces that evolve from the density gradients induced by temperature differences in the heating and cooling sections of the loop.

### 3. Governing equations

The one-dimensional, steady-state equations governing the vertical loop flow can be written as, [3-11]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\dot{m}}{ds} = 0 \\ -\frac{dp}{ds} = \underbrace{\frac{U}{A} \cdot \tau_w}_{\text{FRICTION TERM}} + \underbrace{\frac{\dot{m}}{A} \cdot \frac{d}{ds} \left[ \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \cdot \rho_l} + \frac{x^2}{\alpha \cdot \rho_v} \right]}_{\text{ACCELERATION TERM}} + \underbrace{\beta \cdot g \cdot [(1-\alpha) \cdot \rho_l + \alpha \cdot \rho_v]}_{\text{GRAVITATION TERM}} \quad (1) \\ \frac{d}{ds} \left( \frac{\dot{m}}{A} \cdot h \right) = \begin{cases} 0 & \text{for insulated regions} \\ \frac{U}{A} \cdot \dot{q} & \text{for heated and cooled regions.} \end{cases} \end{array} \right.$$

where:  $\beta = 0$  for  $\vec{e} \perp \vec{g}$ ;  $\beta = (+1)$  for  $\vec{e} \uparrow \wedge \vec{g} \downarrow$ ;  $\beta = (-1)$  for  $\vec{e} \downarrow \wedge \vec{g} \downarrow$ ;

In order to eliminate the pressure gradient, the momentum term in eq. (4) is integrated around the loop:

$$\oint \left( \frac{dp}{ds} \right) ds = 0 \quad ; \quad p(0) = p(L) \quad (2)$$

In the case of a loop with constant cross-section area, the integration of the term with acceleration around the loop gives zero and the balance takes place only between the friction and gravity forces:

$$\oint \left( \frac{\Delta p}{\Delta s} \right)_{2f,T} ds + \oint \left( \frac{\Delta p}{\Delta s} \right)_{2f,H} ds = 0 ; \quad (3)$$

### 4. Gravitational term in momentum equation

The gravitational term in the momentum equation (1) can be expressed as:

$$\oint \{\beta \cdot g \cdot \rho\} ds = g \cdot (\rho_V - \rho_L) \times \\ \times \left[ (s_3 - s_2) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_1; s_3 \rangle} + (s_4 - s_3) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_3; s_4 \rangle} + (s_5 - s_4) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_4; s_6 \rangle} \right] = 0 \quad ; \quad (4)$$

## 5. Frictional term in momentum equation

The frictional component of the pressure gradient in two-phase regions has been calculated using the two-phase separate model. Due to friction of fluid, the pressure gradient in two-phase regions can be written as follows [14]:

$$\frac{U}{A} \cdot \tau_w = \left( \frac{-dp}{ds} \right)_{2p} = R \cdot \left( \frac{-dp}{ds} \right)_{L0} \quad (5)$$

where  $R$  is the local two-phase friction factor.  $\left( \frac{dp}{ds} \right)_{L0}$  is only the liquid frictional pressure gradient calculated for the liquid total mass flow rate.

After integrating the friction term around the loop, we obtain

$$\oint \left( \frac{U}{A} \cdot \tau_w \right) ds = \left( \frac{dp}{ds} \right)_{L0} \times \left\{ (s_1 - s_0) \cdot \bar{R}_{\langle s_0; s_1 \rangle} + (s_3 - s_1) \cdot \bar{R}_{\langle s_1; s_3 \rangle} + (s_4 - s_3) \cdot \bar{R}_{\langle s_3; s_4 \rangle} + \right. \\ \left. + (s_6 - s_4) \cdot \bar{R}_{\langle s_4; s_6 \rangle} + (s_7 - s_6) \cdot \bar{R}_{\langle s_6; s_7 \rangle} + (s_{10} - s_7) \right\} ; \quad (6)$$

Substituting equations (4) and (6) into the momentum equation (1) gives

$$\left( \frac{dp}{ds} \right)_{L0} \cdot \left\{ (s_1 - s_0) \cdot \bar{R}_{\langle s_0; s_1 \rangle} + (s_3 - s_1) \cdot \bar{R}_{\langle s_1; s_3 \rangle} + (s_4 - s_3) \cdot \bar{R}_{\langle s_3; s_4 \rangle} + \right. \\ \left. + (s_6 - s_4) \cdot \bar{R}_{\langle s_4; s_6 \rangle} + (s_7 - s_6) \cdot \bar{R}_{\langle s_6; s_7 \rangle} + (s_{10} - s_7) \right\} + \\ + g \cdot (\rho_V - \rho_L) \cdot \left[ (s_3 - s_2) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_1; s_3 \rangle} + (s_4 - s_3) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_3; s_4 \rangle} + (s_5 - s_4) \cdot \bar{\alpha}_{\langle s_4; s_6 \rangle} \right] = 0 \quad ; \quad (7)$$

## 6. Minichannels. Formulas for void fraction and for local two-phase friction factor in two-phase adiabatic and diabatic regions

In this study the El-Hajal's [13] empirical correlation for the void fraction for separate model of two phase flow was applied. The local two-phase friction coefficient in two-phase adiabatic region was calculated using the Zhang-Webb

[21] formula. In diabatic regions the local two-phase friction coefficient was calculated using the Tran [20] formula for heated sections and Cavallini [14] formula for cooled section.

## 7. Minichannels. The mass flux rate distributions and the effect of the total length (l) of the loop

The mass flux rate distributions  $\dot{G}$  versus heat flux  $\dot{q}_H$  was obtained numerically for the steady-state conditions for separate model, as is shown in Fig. 4. Distilled water was used in calculations as the working fluid. The effect of the total length of the loop  $L$  on the mass flux rate was obtained numerically for the steady-state conditions. As it is shown in Fig. 5 the mass flux rate decreases with increasing the total length of the loop  $L$ , due to the increasing frictional pressure drop.

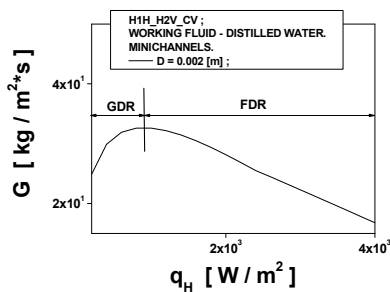


Fig. 4. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  ( $L=0.2$  [m] ;  $B=0.04$  [m] ;  $H=0.06$  [m] ;  $D=0.002$  [m] ;  $L_{H_{1,2}} = L_C = 0.02$  [m] ;  $L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005$  [m] ; )

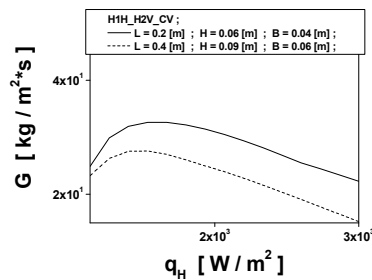


Fig. 5. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L$  as the parameter. ( $D=0.002$  [m] ;  $L_{H_{1,2}} = L_C = 0.02$  [m] ;  $L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005$  [m] ; )

## 8. Minichannels. The effect of the internal diameter tube (d) and aspect ratio (height h to breadth b) on the mass flux rate distributions

The effect of the internal diameter tube  $D$  and aspect ratio (height  $H$  to breadth  $B$ ) on the mass flux rate has been obtained numerically for the steady-state conditions and is presented in Fig. 6 and 7, respectively. The mass flux rate increases with increasing internal diameter tube  $D$  (Fig.6.).

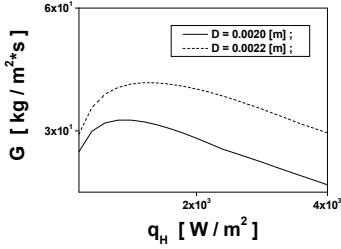


Fig. 6. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with internal diameter tube  $D$  as the parameter.

$$(L=0.4 \text{ [m]}; B=0.04 \text{ [m]}; H=0.06 \text{ [m]}; \\ L_{H_{1,2}} = L_C = 0.02 \text{ [m]}; L_{H_{1,2}} = L_C = 0.02 \text{ [m]}; \\ L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005 \text{ [m]})$$

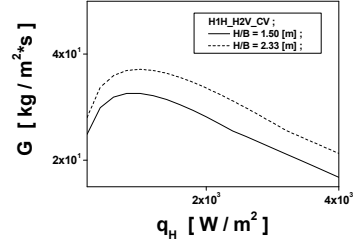


Fig. 7. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with aspect ratio  $H/B$  (height to breadth) as the parameter. ( $L=0.4 \text{ [m]}; D=0.002 \text{ [m]};$

$$L_{H_{1,2}} = L_C = 0.02 \text{ [m]}; \\ L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005 \text{ [m]})$$

The mass flux rate increases with increasing aspect ratio  $H/B$ , due to the increasing gravity driving force. The friction force is not changed because the total length of the loop is assumed constant (Fig. 7.).

## 9. Minichannels. The effect of the length of the heated sections $l_{h1}$ and $l_{h2}$ on the mass flux rate distributions

The effect of the length of the heated section  $L_{H1}$  and  $L_{H2}$  on the mass flux rate under the steady-state condition was studied and the results obtained numerically are presented in Fig. 8 and 9, respectively. It is shown that the mass flux rate increases with increasing the length of the heated sections  $L_{H1}$  and  $L_{H2}$  (Fig. 8-9.).

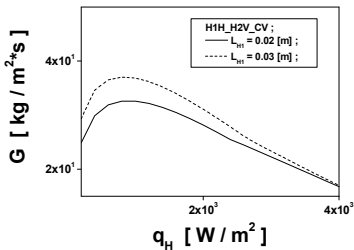


Fig. 8. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L_{H1}$  as the parameter. ( $L=0.4 \text{ [m]}; B=0.04 \text{ [m]}; H=0.06 \text{ [m]}; D=0.002 \text{ [m]};$

$$L_{H_2} = L_C = 0.02 \text{ [m]}; L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005 \text{ [m]})$$

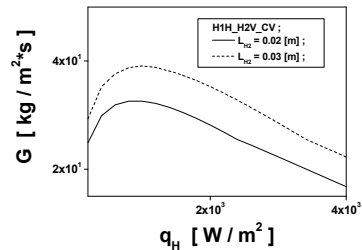


Fig. 9. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L_{H2}$  as the parameter. ( $L=0.4 \text{ [m]};$

$$B=0.04 \text{ [m]}; H=0.06 \text{ [m]}; D=0.002 \text{ [m]};$$

$$L_{H_1} = L_C = 0.02 \text{ [m]};$$

$$L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005 \text{ [m]})$$

### 10. Minichannels. The effect of the length of the preheated sections $l_{0h1}$ and $l_{0h2}$ on the mass flux rate distributions

The effect of the length of the preheated section  $L_{0H1}$  and  $L_{0H2}$  on the mass flux rate under the steady-state condition is presented in Fig. 10 and 11, respectively. These results obtained numerically show that the mass flux rate increases with increasing the length of the preheated section  $L_{H1}$  (Fig. 10).

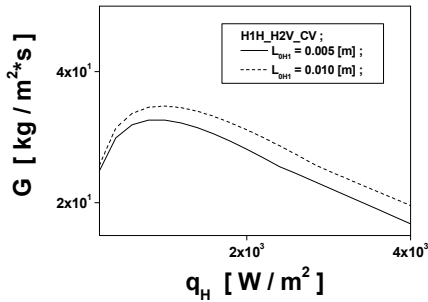


Fig. 10. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L_{0H1}$  as the parameter. ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.06$  [m];  $D=0.002$  [m];  $L_{H_2} = L_C = 0.02$  [m];  $L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005$  [m] )

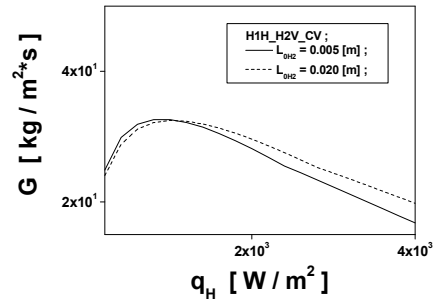


Fig. 11. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L_{0H2}$  as the parameter. ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.06$  [m];  $D=0.002$  [m];  $L_{H_1} = L_C = 0.02$  [m];  $L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005$  [m] )

### 11. Minichannels. The effect of the length of the cooled section $l_c$ and the length of the precooled section $l_{0c}$ on the mass flux rate distributions

The effect of the length of the cooled section  $L_C$  and the length of the precooled section  $L_{0C}$  on the mass flux rate under the steady-state conditions obtained numerically is presented in Fig. 12 and 13, respectively. The mass flux rate decreases with increasing the length of the precooled section  $L_{H1}$  as it is shown in Fig. 13.

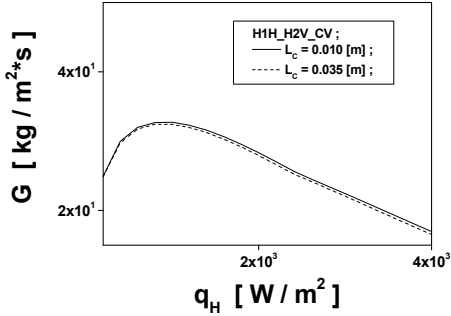


Fig. 12. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L_C$  as the parameter. ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.06$  [m];  $D=0.002$  [m];  $L_{H_{1,2}} = 0.02$  [m];  $L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005$  [m] )

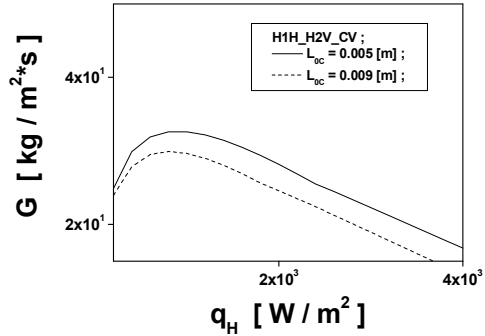


Fig. 13. Mass flux rate  $\dot{G}$  as a function of  $\dot{q}_H$  with  $L_{0C}$  as the parameter. ( $L=0.4$  m;  $B=0.04$  m;  $H=0.06$  m;  $D=0.002$  [m];  $L_{H_{1,2}} = L_C = 0.02$  [m];  $L_{0H_{1,2}} = 0.005$  [m]; )

## 12. Minichannels. Distributions of the heat transfer coefficient in flow condensation

The heat transfer coefficient distributions in flow condensation for minichannels  $\alpha_{\text{TPC}}$  versus heat flux  $\dot{q}_C$  in cooler ( $s_6 \leq s \leq s_7$ ) was obtained numerically with Mikielwicz [17] and Tang [19] correlations:

MIKIELEWICZ (2007)	TANG (2000)
$\frac{\alpha_{\text{TPC}}^{\text{JM}}}{\alpha_{\text{REF}}} = \sqrt{(R_{M-S})^n} ;$	$\frac{\alpha_{\text{TPC}}^{\text{TANG}}}{\alpha_{\text{REF}}} = \left[ 1 + 4.863 \cdot \frac{\left( (-x) \cdot \ln \left( \frac{p_{\text{SAT}}}{p_{\text{CRIT}}} \right) \right)^{0.836}}{(1-x)} \right] ;$

The results obtained for minichannels are presented in Fig. 14.

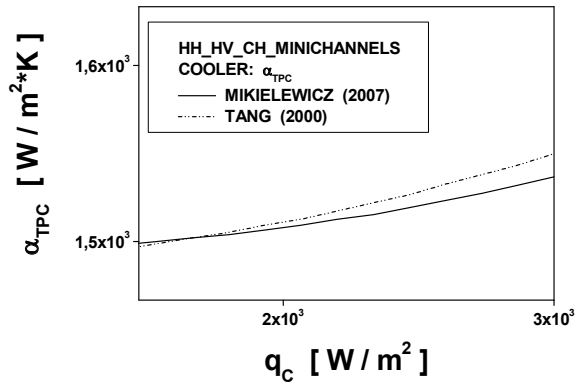


Fig. 14. Minichannels. Heat transfer coefficient  $\alpha_{\text{TPC}}$  as a function of  $\dot{q}_c$  ( $L=0.4$  [m];  $B=0.04$  [m];  $H=0.06$  [m];  $L_{H_{1,2}} = 0.02$  [m];  $L_{0H_{1,2}} = L_{0C} = 0.005$  [m];  $D=0.002$  [m])

### 13. Conclusions

The results show that the one-dimensional two-phase separate model can be used to describe heat transfer and fluid flow in the thermosyphon loop with minichannels heated from horizontal and vertical sides and cooled from horizontal side.

The characteristic of the heat transfer and fluid flow in thermosyphon loop with minichannels were obtained by using the El-Hajal [13] correlation for void fraction, the Zhang-Webb [21] correlation for the friction pressure drop of two-phase flow in adiabatic region, the Tran [20] and Cavallini [14] correlations for the friction pressure drop of two-phase flow in heater and cooler regions respectively and the Mikielewicz [17], Tang [19] correlations for the heat transfer coefficient in condenser are used to evaluate. Distilled water as a working fluid was used in calculations. The quality of vapour in the two-phase regions is assumed to be a linear function of the coordinate around the loop.

The distribution of the mass flux rates against the heat flux approaches a maximum and then slowly decreases and two flow regimes can be clearly identified: GDR- gravity dominant regime and FDR – friction dominant regime as it showed in Fig. 2.

The effect of geometrical parameters on the mass flux rate distributions obtained numerically for the steady-state condition is presented in Fig. 4-13. The results demonstrate that the mass flux rate increases with the following parameters: (1) with increasing the internal diameter tube, (2) with increasing the aspect ratio  $H/B$ , (3) with increasing the length of heater sections  $L_{H1}$  and  $L_{H2}$ , (4)

with increasing the length of pre-heater section  $L_{0H1}$ , (5) with increasing the length of cooler section  $LC1$ , (6) with decreasing the length pre-cooler section  $L_{0C}$ , (7) with decreasing the total length of the loop  $L$ . The Fig. 14 shows that the heat transfer coefficient in flow condensation slowly increases with increasing the heat flux for minichannels in cooler.

Finally, all these facts indicate that the effectiveness of computer cooling increases with the increasing value of the mass flux rate and depends largely on the geometrical parameters of a loop adapted to the various operating conditions.

#### ACKNOWLEDGEMENT

The work presented in the chapter was partly funded from the National Science Centre Poland: Project No. N N512 3561 37 and Project No: NCN-UMO-2011/01/B/ST8/06856.

#### References

- [1] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (1995). Natural Convection of Thermal Diode., Archives of Thermodynamics, Vol. 16, No. 3-4.
- [2] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2001). New solutions of thermal diode with natural laminar circulation., Archives of Thermodynamics, Vol. 22, pp. 89-106.
- [3] Bieliński, H.; Mikielwicz J. (2004). The effect of geometrical parameters on the mass flux in a two phase thermosyphon loop heated from one side., Archives of Thermodynamics, Vol. 29, No. 1, pp. 59-68.
- [4] Bieliński, H.; Mikielwicz J. (2004). Natural circulation in two-phase thermosyphon loop heated from below., Archives of Thermodynamics, Vol. 25, No. 3, pp. 15-26.
- [5] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2005). A two-phase thermosyphon loop with side heating, Inżynieria Chemiczna i Procesowa., Vol. 26, pp. 339-351 (in Polish).
- [6] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2010). Energetic analysis of natural circulation in the closed loop thermosyphon with minichannels., Archiwum Energetyki, Tom. XL, No 3, pp.3-10,
- [7] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2010). Computer cooling using a two phase minichannel thermosyphon loop heated from horizontal and vertical sides and cooled from vertical side., Archives of Thermodynamics, Vol. 31(2010), No. 4, pp. 51-59.
- [8] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2010). A Two Phase Thermosyphon Loop With Minichannels Heated From Vertical Side And Cooled From Horizontal Side, Inżynieria Chemiczna i Procesowa., Vol. 31, pp. 535-551 .
- [9] Bieliński, H.; Mikielwicz, J. (2011). Natural Circulation in Single and Two Phase Thermosyphon Loop with Conventional Tubes and Minichannels., published by InTech (ISBN 978-953-307-550-1) in book Heat Transfer. Mathematical Modeling, Numerical Methods and Information Technology, Edited by A. Belmiloudi, pp. 475-496,
- [10] Bieliński, H.; (2011), New Variants to Theoretical Investigations of Thermosyphon Loop. published by InTech., (ISBN 978-953-307-584-6), in Book: Two Phase Flow, Phase Change And Numerical Modeling., Edited by A. Ahsan, Chapter 16, pp. 365-386.



- [11] Bieliński, H.; Mikielewicz, J.; Mikielewicz, D.; (2012). A Closed Loop Thermosyphon With Conventional or Minichannel Based Condenser and Evaporator. 16th International Heat Pipe Conference (16th IHPC), Lyon, France, May 20-24, 2012.
- [12] Chen Y., Groll M., Mertz R., Maydanik Y., Vershinin B., Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe., *International Journal of Thermal Sciences* 45 (2006) 1084–1090
- [13] El-Hajal J., Thome J.R., Cavalini A., Condensation in horizontal tubes, part 1; two-phase flow pattern map., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46(18), (2003), pp. 3349-3363.
- [14] Kandlikar S.G., Garimella S., Li D., Colin S., King M. R., *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels.*, Elsevier (2006).
- [15] Madejski J., Mikielewicz J., Liquid Fin a New Device for Heat Transfer Equipment, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.14, pp.357-363, (1971).
- [16] Mertel A., Greif R., A review of natural circulation loops, In *Natural Convection: Fundamentals and Applications*, pp. 1033-1071, 1985.
- [17] Mikielewicz D., Mikielewicz J., Tesmar J., „Improved semi-empirical method for determination of heat transfer coefficient in flow boiling in conventional and small diameter tubes.” *Inter. J. Heat Mass Transfer*, 50(2007), 3949-3956.
- [18] Mikielewicz D., Szymański P., Błauciak K., Wajs J., Mikielewicz J., Ihnatowicz E., The New Concept Of Capillary Forces Aided Evaporator For Application In Domestic Organic Rankine Cycle., *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal* 1(4), 359–373 (2010).
- [19] Tang L., Ohadi M.M., Johnson A.T., Flow condensation in smooth and microfin tubes with HCFC-22, HFC-134a, and HFC-410 refrigerants, Part II: Design equations. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 7, (2000), pp.311-325.
- [20] Tran T.N., Chyu M.C., Wambsgans M.W., France D.M., Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigations and correlation development., *Int. J. Multiphase Flow*, 26(11), (2000), pp. 1739-1754.
- [21] Zhang M., Webb R.,L., “Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes.” *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25, (2001), pp. 131-139.



# ANALIZA AKUSTYCZNA ORUROWANIA W INSTALACJI CHEMICZNEJ WĘGLOWODORÓW

Andrzej Błaszczyk<sup>1</sup>, Adam Papierski<sup>1</sup>, Maciej Rydlewicz<sup>2</sup>, Mariusz Susik<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Łódzka, Instytut Maszyn Przepływowych. 90-924 Łódź, ul. Wólczańska 219/223

<sup>2</sup> Centrum Systemów Softdesk. 93-232 Łódź, ul. Lodowa 101

W rozdziale przedstawiono symulację i analizę stanu dynamicznego orurowania instalacji rurociągów pomp procesowych w instalacji chemicznej mieszaniny węglowodorów o temperaturze 270°C. Przeprowadzona analiza dynamiczna miała na celu ilościowe określenie wpływu pulsacji ciśnienia w obszarze króćców tłocznych pomp na obciążenie konstrukcji rurociągów i króćców pomp. Symulacja polegała na wzbudzeniu fal akustycznych przy pomocy zdefiniowanych źródeł pulsacji ciśnienia, a następnie modelowaniu numerycznym rozchodzenia się fal, z uwzględnieniem parametrów sprężystych płynu i konstrukcji ścianek rurociągu oraz strat przepływowych. W wyniku symulacji otrzymano charakterystyki widmowe sił wstrząsów akustycznych, które w stanie ustalonej pracy pobudzają konstrukcję do drgań. Charakterystyki widmowe tych sił posłużyły do wykonania analizy dynamicznej konstrukcji rurociągów z zastosowaniem metody elementów skończonych w programie AutoPIPE. W wyniku analizy uzyskano informację na temat przemieszczeń, sił, momentów i w efekcie naprężeń występujących w ściankach rurociągów oraz obciążań działających na króce pomp i zamocowania.

## 1. Wprowadzenie

Systemy rurociągowo stanowią jeden z podstawowych składników systemów transportu czynnika roboczego w przemysłowych instalacjach technologicznych. Jako konstrukcje mechaniczne podlegają różnorodnym obciążeniom statycznym i dynamicznym, których źródła to: masa własna instalacji i czynnika, ciśnienie wewnętrzne i temperatura czynnika, sejsmika, wiatr i inne czynniki środowiskowe. Procedury analizy konstrukcyjnej rurociągów przemysłowych zostały do pewnego stopnia sformalizowane, ściśle określając szereg wymagań jak i parametrów technicznych. Przykładem takiej formalizacji jest Norma europejska EN 13480-3 „Metallic Industrial Piping – Part 3: Design & calculation” [2]. Wspomniana Norma pozostawia konstruktorom zaangażowanym

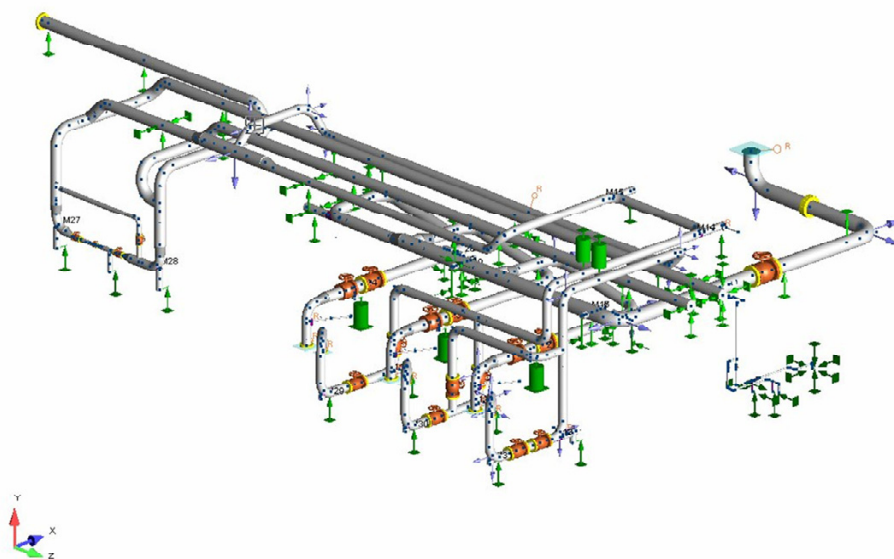
w proces projektowania, budowy i eksploatacji instalacji dość dużo swobody w zakresie kształtowania listy obciążeń, które są uwzględniane w formalnych analizach konstrukcyjnych. Prowadzi to do sytuacji, w której do eksploatacji oddawane są instalacje jedynie częściowo zweryfikowane w ramach obliczeń konstrukcyjnych pod kątem odpowiedzi na występujące obciążenia. Regułą, od której sporadycznie można napotkać wyjątki, jest pomijanie wpływu wszelkich obciążeń dynamicznych w analizach konstrukcyjnych instalacji.

Obciążenia dynamiczne są zagrożeniem szczególnie dla instalacji rurociągowych ze względu na ich konstrukcję, m.in. smukłość, koncentrację mas, punktowe więzy ze sztywnym podłożem. Jednym z takich obciążeń są siły generowane w trakcie dynamicznych zmian ciśnienia lub przepływu czynnika roboczego, propagowanych w rurociągach m.in. w postaci fal akustycznych. Szczególny przypadek tego typu obciążenia to siły generowane w wyniku pojawienia się lokalnych źródeł pulsacji ciśnienia lub pulsacji przepływu. Mianem pulsacji określa się okresową zmienność przedmiotowego parametru charakteryzującego czynnik roboczy w danym przekroju pomiarowym. W przypadku omawianej w tym rozdziale symulacji pulsacji ciśnienia i analizy jej wpływu na konstrukcję zakładamy 100% wypełnienie przestrzeni wewnętrznej rurociągów oraz pozostałe założenia typowe dla jednowymiarowych analiz akustycznych omówione w [1].

Szereg zjawisk zachodzących w opisywanym systemie pojawia się w różnorodnych instalacjach cieczy i gazów, nie ograniczając się do instalacji ciekłych węglowodorów i dlatego wymaga analizy, z której wnioski mogą zostać zaaplikowane również np. w instalacjach energetycznych.

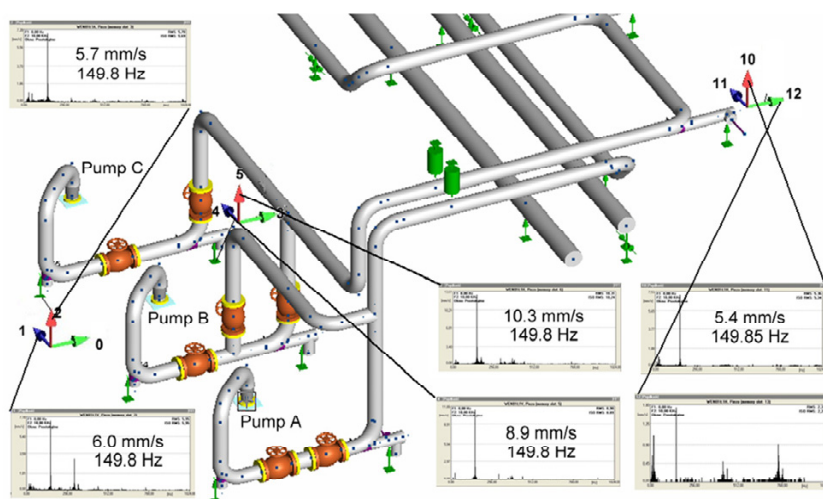
## 2. Opis analizowanej instalacji

Przedmiotem badań jest instalacja procesowa ciekłych węglowodorów, w której zamontowane są trzy pompy, których rurociągi ssawne i tłoczne połączone są z kolektorami prostopadłymi do osi obrotu wału pompy. Temperatura czynnika roboczego ok. 270°C. W trakcie eksploatacji przewidziano jednoczesną pracę dowolnie wybranych dwóch z trzech pomp, pozostawiając trzecią jednostkę jako rezerwową. Jeden ze scenariuszy pracy przewiduje również, że w trakcie rozruchu pracować będzie tylko jedna pompa.



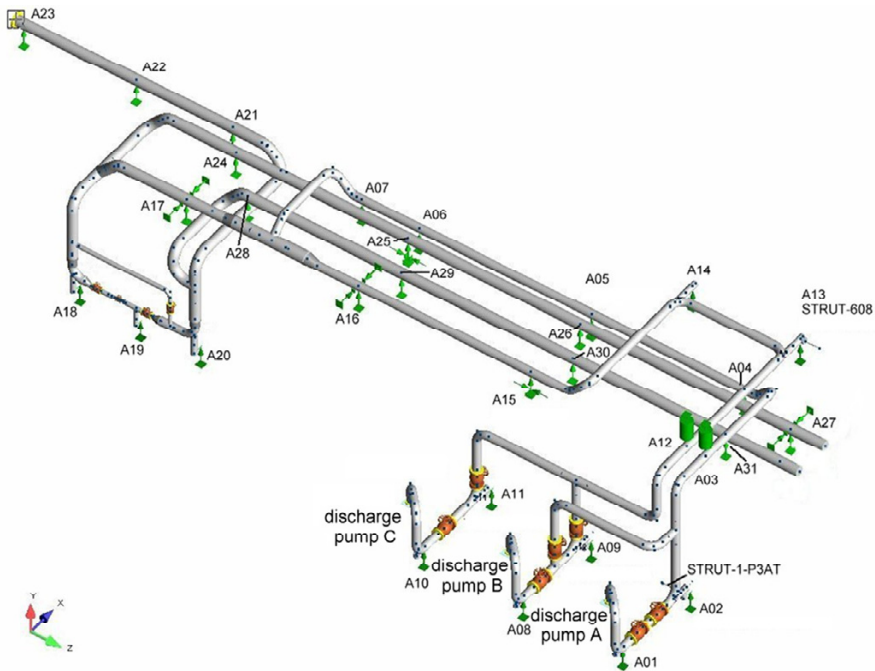
Rys. 7. Widok ogólny instalacji poddanej analizie

W instalacji stanowiącej przedmiot badań występowały drgania pojawiające się w fazie rozruchu i utrzymujące w określonych stanach warunków roboczych, tj. przy pewnych prędkościach obrotowych pomp i ich określonych konfiguracjach pracy. [5]



Rys. 8: Przykładowe wyniki pomiaru drgań w instalacji - pracujące pompy B i C

Pulsacja ciśnienia o amplitudzie małej w porównaniu z wartością bezwzględną ciśnienia statycznego rozchodzi się w instalacji w postaci fal akustycznych, a chwilowe różnice ciśnienia wzdłuż trasy rurociągu skutkują powstaniem okresowo-zmiennych sił wzbudzających drgania. Podstawowe wygenerowane w ten sposób siły działają w kierunku osiowym odcinków prostych pomiędzy sąsiadującymi łukami.



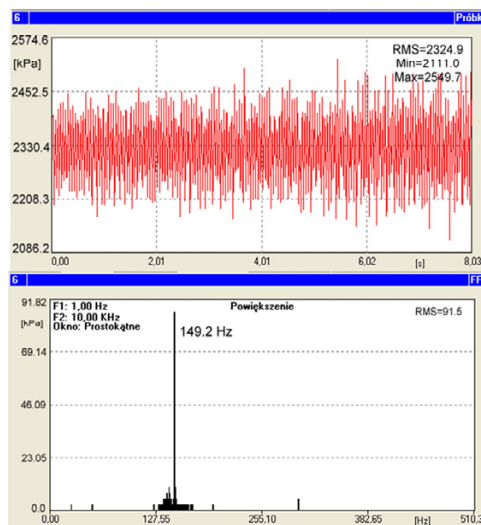
Rys. 9: Rurociągi tłoczne systemu pomp

Pompy zamontowane w instalacji to jednostki jednostopniowe, wyposażone w dwustronny wirnik 6-łopatkowy. Nominalna prędkość obrotowa wirnika to 1500RPM, a częstotliwość przejścia łopatek (ang. Blade Passing Frequency BPS) dla tej prędkości obrotowej jest równa 150Hz. Możliwe scenariusze pracy:

- pompa A + pompa B;
- pompa A + pompa C;
- pompa B + pompa C.

W procesie identyfikacji możliwych przyczyn drgań, jako jedną z nich wybrano do dalszej analizy m.in. pulsację ciśnienia, która mogłaby być źródłem pojawiania się sił osiowych stanowiących okresowo-zmienne obciążenie dyna-

miczne. Jako źródło pulsacji do dalszych badań przyjęto okresowo generowane wiry powstające w rejonie króćców tłocznych pompy.



Rys. 10: Zmierzony przebieg czasowy i wyniki analizy widmowej sygnału pulsacji ciśnienia na króćcu tłocznym pompy A w nominalnych warunkach roboczych [5]

### 3. Cel i zastosowana metodyka analizy

Celem symulacji i analizy jest potwierdzenie tezy o możliwym pochodzeniu źródła pulsacji i wzbudzonych drgań konstrukcji rurociągów. W przypadku uzyskania możliwości jakościowej i ilościowej analizy obciążeń tego typu możliwe będzie określenie i zaaplikowanie skutecznych metod tłumienia pulsacji, a więc likwidacji przyczyn drgań.

Wykonano model instalacji do celów analizy akustycznej, bazujący na modelu geometrycznym stanowiącym przedmiot wytrzymałościowej analizy konstrukcyjnej. W modelu odwzorowano geometrię tras rurociągów oraz wprowadzono określone warunki brzegowe stosowne do panujących warunków roboczych.

Jednocześnie wykonano model konstrukcyjny, w którym przeprowadzono teoretyczną analizę modalną, pozwalającą na identyfikację potencjalnie zagrożonych drganiami obszarów.

W większości instalacji rurociągowych pulsacja ciśnienia nie wywołuje zauważalnych i niebezpiecznych dla konstrukcji drgań ze względu na istotną sztywność i duże tłumienie konstrukcji. Sytuacja może ulec istotnej zmianie, jeżeli siły pochodzące od zjawisk akustycznych pobudzają do drgań konstrukcję

w warunkach rezonansowych. Z tego względu analiza modalna jest niezbędnym elementem prowadzonych badań akustycznych pod kątem wykorzystania ich wyników do analizy zagrożenia drganiami.

Analiza prowadzona była w dwóch etapach opisanych w [1]:

- a) Symulacja pulsacji ciśnienia w rurociągach w celu wyznaczenia obciążenia dynamicznego konstrukcji;
- b) Analiza konstrukcyjna polegająca na wprowadzeniu wyznaczonego w pierwszym etapie złożonego obciążenia dynamicznego i zsumowaniu jego działania z obciążeniami statycznymi.

Przeprowadzona symulacja pulsacji ciśnienia polegała na wykonaniu numerycznej symulacji rozchodzenia się fal akustycznych w rurociągach przy zastosowaniu zdefiniowanych źródeł pulsacji ciśnienia odwzorowujących rzeczywiste źródła, których charakterystykę uzyskano w wyniku pomiarów. W symulacji uwzględniane są parametry sprężystych płynu i ścianek rurociągu oraz straty przepływowe.

Wynikiem powyższej symulacji są charakterystyki widmowe sił wstrząsów akustycznych dla określonych, wybranych prędkości obrotowych, które, w ustalonych warunkach roboczych, występują w przekrojach końcowych odcinków prostych rurociągu, pobudzając konstrukcję do drgań. Posiadając charakterystyki widmowe tych sił można wykonać analizę dynamiczną konstrukcji np. z zastosowaniem np. programu AutoPIPE i uzyskać w ten sposób informację na temat przemieszczeń punktów węzłowych, sił, momentów i w efekcie wyznaczyć naprężenia występujące w ściankach rurociągów. Uzyskanie tych wartości pozwala na normatywną ocenę badanej konstrukcji oraz identyfikację i eliminację zagrożeń poprawnego funkcjonowania instalacji.

Weryfikacja jakościowa i ilościowa przeprowadzanej powyżej opisaną metodą symulacji polega na wykonaniu pomiarów kluczowych parametrów drgań i porównaniu ich z przewidywanymi wartościami w zakresie kształtu, amplitudy i częstotliwości.

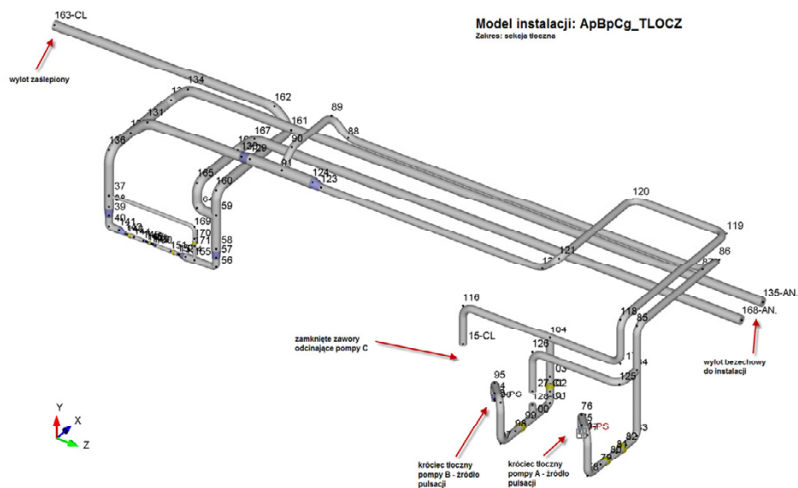
Przyjęto założenie, że pulsacja powstaje na skutek zaburzeń przepływu wywołanych konstrukcją wewnętrzną pomp. W rejonie króćca tłoczego dochodzi do istotnych zaburzeń przepływu, których wynikiem i obserwowalnym efektem jest pulsacja ciśnienia, tj. nałożenie się składowej zmiennej ciśnienia statycznego na słabą stałą wynikającą z parametrów hydraulicznych instalacji.

Biorąc pod uwagę fakt, że dane zarówno materiałowe jak i środowiskowe mogą wpływać na wyniki prowadzonych symulacji i analiz, przeprowadzono rozszerzone symulacje akustyczne dla jednego z modeli, w celu zbadania wrażliwości przyjętej metody na zmiany wartości danych tj. gęstość czynnika roboczego i wartość modułu Helmholtza.

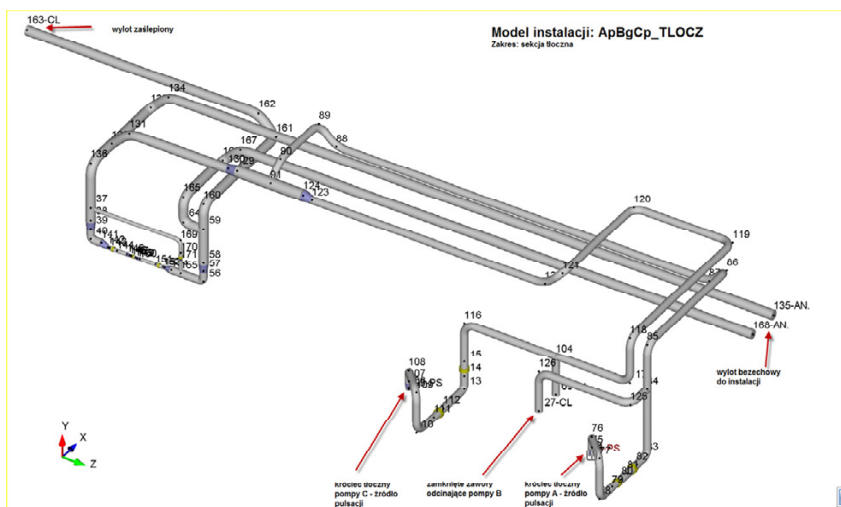


## 4. Realizacja analizy numerycznej

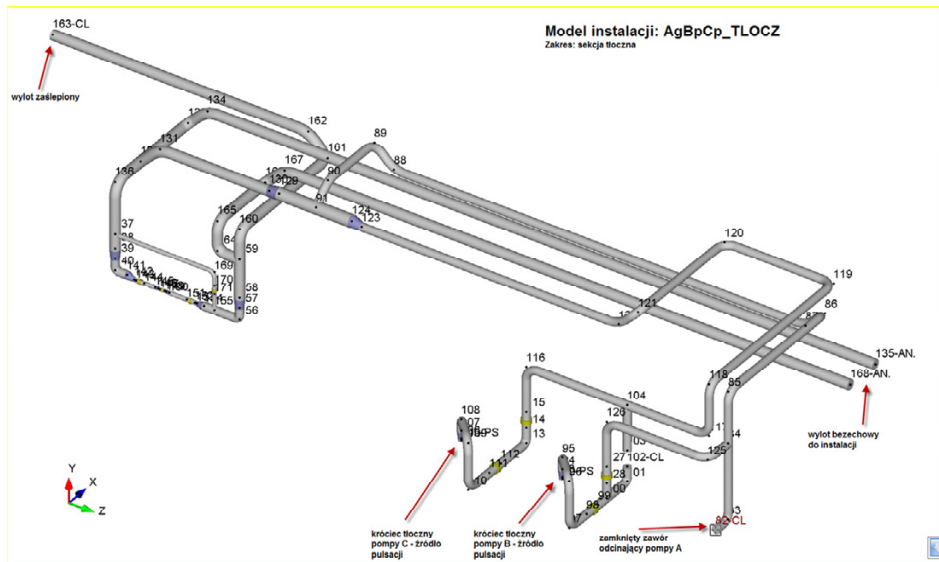
Wybrano jako reprezentatywne i poddano analizom następujące modele obliczeniowe:



Rys. 11: Model 1 oznaczony jako A\_p\_B\_p\_C\_g\_272\_5: rurociągi tłoczne stacji pomp, od króćców pomp A i B lub, w przypadku odciętych pomp, od zaworu odcinającego pompy C, do wylotu do magistrali



Rys. 12: Model 2 oznaczony jako A\_p\_B\_g\_C\_p\_272\_5: rurociągi tłoczne stacji pomp, od króćców pomp A i C lub, w przypadku odciętych pomp, od zaworu odcinającego pompy B, do wylotu do magistrali



Rys. 13: Model 3 oznaczony jako A\_g\_B\_p\_C\_p\_272\_5: rurociągi tłoczne stacji pomp, od króćców pomp B i C lub, w przypadku odciętych pomp, od zaworu odcinającego pompy A, do wylotu do magistrali.

W dalszej części rozdziału omówiono przebieg realizacji symulacji i wyniki analizy dla Modelu 1. Pozostałe modele dały również wyniki pozwalające na szczegółową analizę badanej instalacji, jednak obszerność materiału przekracza zakres niniejszego rozdziału.

## 5. Realizacja symulacji i wyniki analizy Modelu 1

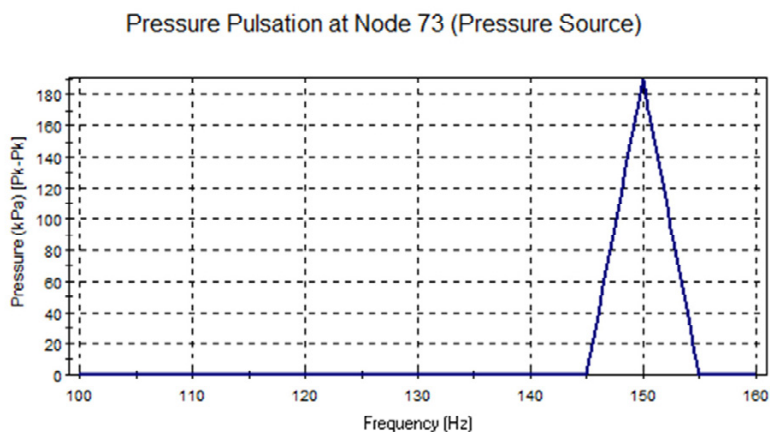
Krytycznym parametrem mającym istotny wpływ na jakość wyników analizy są dane czynnika roboczego, stanowiącego środowisko rozchodzenia się fal akustycznych. Przyjęto w analizach:

- 1) gęstość =  $609 \text{ kg/m}^3$
- 2) lepkość dynamiczna =  $0.1495 \text{ cP}$
- 3) moduł Helmholtza =  $1400 \text{ MPa}$
- 4) prędkość dźwięku =  $1516.2 \text{ m/s}$
- 5) prędkość dźwięku z uwzględnieniem sprężystości ścianek =  $1360 \text{ m/s}$

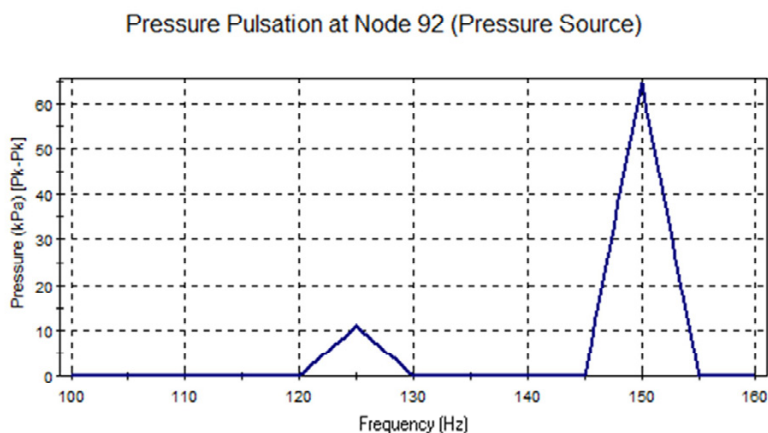
### 5.1. Położenie i charakterystyki źródeł pulsacji ciśnienia

Charakterystyki widmowe źródeł pulsacji ciśnienia określono na podstawie pomiarów wykonanych w lokalizacji instalacji. W przypadku Modelu 1 źródła

pulsacji zlokalizowane są w króćcach tłocznych pomp A i B. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe źródeł pulsacji:



Rys. 14: Charakterystyka widmowa źródła pulsacji ciśnienia w króćcu tłocznym pompy A



Rys. 15: Charakterystyka widmowa źródła pulsacji ciśnienia w króćcu tłocznym pompy B

## 5.2. Wyniki symulacji akustycznej

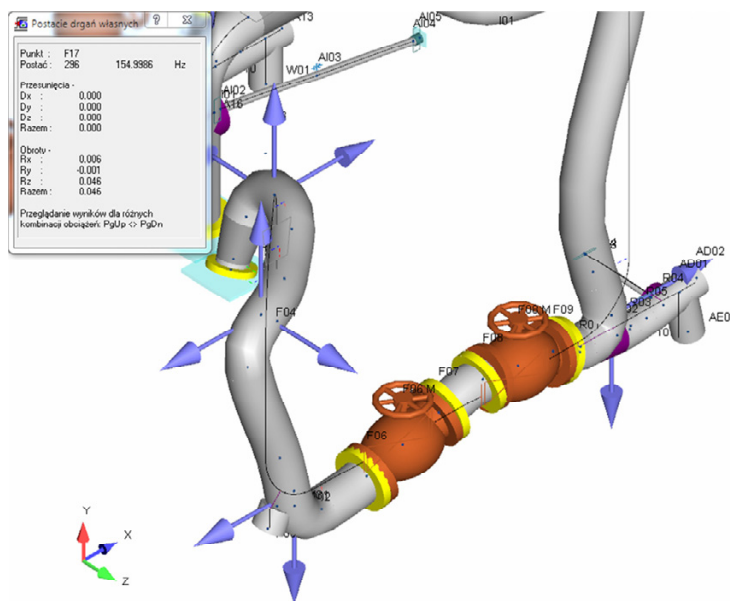
W wyniku przeprowadzonej numerycznej symulacji akustycznej, uzyskano następujące wartości składowych harmonicznyc sił wstrząsów akustycznych, stanowiące obciążenie dynamiczne do dalszych wytrzymałościowych analiz konstrukcyjnych:

Częst (Hz)	Pkt	F (N)	Faza
148.0	F00	1139.0	179.4
154.0	F00	962.7	-9.5
148.5	F02	3871.0	178.1
154.0	F02	1772.0	-11.6
150.0	F03 F	12400.0	-179.9
153.5	F04 F	8707.0	175.0
150.0	F05 F	16744.0	0.8
122.5	F10 F	162.0	0.0
153.0	F10 F	8747.0	177.2
122.5	F11	1861.0	-17.9
150.0	F11	5403.0	1.2
122.5	F12 F	3383.0	-17.6
150.0	F12 F	11119.0	-178.0
149.5	G00	847.0	-138.1
150.0	G02	2422.0	-157.9
125.0	G03 F	615.0	-179.0
150.0	G03 F	4237.0	-179.8
146.5	G04 F	1913.0	-8.3
125.0	G05 F	1099.0	0.7
149.0	G05 F	5147.0	-54.2
125.0	G10 F	641.0	-176.0
149.0	G10 F	4191.0	146.7
150.0	H11 F	2273.0	11.8
149.0	H13 F	5149.0	-65.8
122.5	H14 F	1183.0	166.3
154.0	H14 F	624.6	158.4
122.5	H16 F	1346.0	-15.4
149.0	H16 F	7100.0	120.5
122.5	I01 F	1790.0	162.1
150.0	I01 F	5119.0	1.1

### 5.3. Analiza konstrukcji z uwzględnieniem obciążeń statycznych i dynamicznych

W analizie wykonywanej z wykorzystaniem programu AutoPIPE wprowadzono obciążenie dynamiczne, oznaczone jako Wariant H1. Wykonano teoretyczną analizę modalną w zakresie do  $>1.5$  najwyższej częstotliwości składowej obciążenia od pulsacji ciśnienia, tj. do 240 Hz.

Wyniki teoretycznej analizy modalnej pokazały, że w przyjętym modelu występują postacie modalne, o kształcie i częstotliwości własnej, sprzyjające wystąpieniu rezonansu mechanicznego wywołanego pulsacją ciśnienia. Np. w przypadku pompy A, postać modalna charakteryzuje się częstotliwością  $f = 154.9986$  Hz oraz kształtem pokazanym na poniższej ilustracji:



Rys. 16: Wyniki analizy modalnej: postać modalna  $f=154.9986$  Hz

W związku z tym można przypuszczać, że pulsacja ciśnienia, wzbudzana w króćcu tłocznym pompy i propagowana w postaci fali akustycznej w rurociągach o określonej geometrii, prowadząca do powstania zmiennych harmonicznie sił osiowych w odcinkach prostych pomiędzy łukami, może wzbudzić drgania konstrukcji, gdyż zarówno kształt jak i częstotliwość wymuszenia jest zgodna z kształtem i częstotliwością jednej z postaci modalnych konstrukcji.

## 5.4. Kombinacje obciążeń

W celu wyznaczenia reakcji konstrukcji w złożonym stanie obciążenia wykonano obliczenia przemieszczeń, sił, momentów, w tym wyznaczono obciążenia króćców i zamocowań. W tym celu utworzono tzw. Kombinacje obciążeń, których celem jest selektywna prezentacja wyników analizy numerycznej.

	Kombinacja	Print	Auto-aktual.	Metoda kombin.	Rodzaj Kombinacji	Opis kombinacji
		<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>			
	Grawitac. {1}	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default	CIEŻAR WŁASNY (INSTALACJA + CZYNNIK)
	Użytkown. 1 {1}	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default	TYLKO REAKCJE HYDRODYNAMICZNE
	GT1P1 {1}	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default	STATYCZNE BEZ HYDRODYNAM I PULSACJI
	Harmonic. 1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default	TYLKO PULSACJA
	GT1PIU1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Sum	User-Defined	STATYCZNE
	GT1PIU1H1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Abs. S	User-Defined	STATYCZNE + PULSACJA (DYNAMICZNE)

Analiza wyników w zakresie zarówno naprężeń jak i obciążeń króćców, pokazuje na istotny wpływ obciążenia dynamicznego od pulsacji ciśnienia.

Seg	Punkt	Kombinacja	Kategoria	NaprOblicz MPa	NaprDopus MPa	Wsk.	Od_Ciśn MPa	Od_Zginania MPa	NaprWzdł	NaprŚcin	Ma (Dtrw) Nm	Mb (Spora) Nm	Mc (Rozsz) Nm	SiWzdł	SIF(1)	NrRówn
F		GR + MaksP1	Długotrwale	18.11	129.32	0.15	18.00	1.14	0.00	0.00	868.95	0.00	0.00	0.00	2.63	2-1
F	F03 F.	Dtr + U1(1)	Sporadyczny	19.25	129.32	0.15	18.00	1.29	0.00	0.00	868.95	116.01	0.00	0.00	2.63	3-1
F		Dtr + U1(1) + TYLKO H1	Sporadyczny	20.70	129.32	0.16	18.00	2.74	0.00	0.00	868.95	1210.51	0.00	0.00	2.63	3-1
F		TYLKO H1	Sporadyczny	1.47	129.52	0.01	0.00	1.47	0.00	0.00	0.00	1174.00	0.00	0.00	2.63	3-1
F	F03 F.	GR + MaksP1	Długotrwale	16.54	129.32	0.14	18.00	0.58	0.00	0.00	868.95	0.00	0.00	0.00	1.00	2-1
F		Dtr + U1(1)	Sporadyczny	16.62	129.32	0.14	18.00	0.65	0.00	0.00	868.95	110.01	0.00	0.00	1.00	3-1
F		Dtr + U1(1) + TYLKO H1	Sporadyczny	19.35	129.32	0.15	18.00	1.39	0.00	0.00	868.95	1210.46	0.00	0.00	1.00	3-1
F		TYLKO H1	Sporadyczny	0.74	129.32	0.01	0.00	0.74	0.00	0.00	0.00	1113.92	0.00	0.00	1.00	3-1
F	F04 N.	GR + MaksP1	Długotrwale	16.79	129.32	0.15	18.00	0.83	0.00	0.00	1242.99	0.00	0.00	0.00	1.00	2-1
F		Dtr + U1(1)	Sporadyczny	16.88	129.32	0.15	18.00	0.91	0.00	0.00	1242.99	124.58	0.00	0.00	1.00	3-1
F		Dtr + U1(1) + TYLKO H1	Sporadyczny	19.82	129.32	0.15	18.00	1.86	0.00	0.00	1242.99	1540.42	0.00	0.00	1.00	3-1
F		TYLKO H1	Sporadyczny	0.95	129.32	0.01	0.00	0.95	0.00	0.00	0.00	1417.27	0.00	0.00	1.00	3-1
F	F04 N.	GR + MaksP1	Długotrwale	19.00	129.32	0.15	18.00	1.94	0.00	0.00	1242.99	0.00	0.00	0.00	2.63	2-1
F		Dtr + U1(1)	Sporadyczny	19.77	129.32	0.15	18.00	1.80	0.00	0.00	1242.99	124.58	0.00	0.00	2.63	3-1
F		Dtr + U1(1) + TYLKO H1	Sporadyczny	21.63	129.32	0.17	18.00	3.67	0.00	0.00	1242.99	1540.42	0.00	0.00	2.63	3-1
F		TYLKO H1	Sporadyczny	1.87	129.32	0.01	0.00	1.87	0.00	0.00	0.00	1417.27	0.00	0.00	2.63	3-1

Rys. 17. Porównanie wartości naprężeń w wybranych punktach węzłowych modelu, z wyróżnieniem naprężeń na skutek obciążeń od pulsacji ciśnienia

Seg	Punkt	Kombinacja	DN mm	GlobalFX N	GlobalFY N	GlobalFZ N	GlobalRFZ Nm	GlobalMX Nm	GlobalMY Nm	GlobalMZ Nm	GlobalRMZ Nm
F		GT1P1 {1}	0.00	-12495.01	-4222.40	1102.89	13235.19	13058.82	-9754.95	-1717.64	16390.31
F	pmpAd	Harmonic.1	0.00	1743.79	5186.16	4691.73	7207.59	318.84	235.88	276.95	483.74
F	F00	GT1PIU1	0.00	-12500.04	-2597.17	1215.60	12824.74	13090.98	-9694.96	-1751.23	16383.92
F		GT1PIU1H1	0.00	12500.04	5847.62	1215.60	13853.64	13090.98	9814.95	1751.23	16455.21
G		GT1P1 {1}	0.00	-5417.26	-7859.54	-7834.87	12349.26	1094.15	-7757.89	-489.39	7849.93
G	pmpBd	Harmonic.1	0.00	1222.68	3202.47	4055.72	5310.33	154.19	186.97	201.95	315.46
G	G00	GT1PIU1	0.00	-5405.41	-8222.72	-7543.92	11173.70	1222.25	-7634.25	-517.22	7748.76
G		GT1PIU1H1	0.00	5429.10	9496.37	8125.81	13626.63	1222.25	7881.52	517.22	7992.48
H		GT1P1 {1}	0.00	-2484.96	-7469.12	-6862.37	10442.93	-1909.96	305.84	555.20	2012.40
H	pmpCd	Harmonic.1	0.00	762.79	308.78	178.34	842.02	33.12	31.02	145.29	152.21
H	H00	GT1PIU1	0.00	-2487.42	-7427.14	-6467.67	10157.77	-1680.57	483.68	569.81	1839.28
H		GT1PIU1H1	0.00	2487.42	7511.10	7257.07	10736.34	2139.36	483.68	569.81	2266.16

Rys. 18. Porównanie wartości sił i momentów w punktach przyłączenia rurociągów do króćców tłocznych pomp. Oznaczenie H1 będące składnikiem nazwy kombinacji wskazuje na to, że zawiera ona składnik, którego źródłem jest obciążenie od pulsacji ciśnienia

### 5.5. Analiza wrażliwości na zmianę wartości właściwości fizycznych czynnika roboczego

W poprzednich rozdziałach przedstawiono analityczne potwierdzenie tezy, że w analizowanej konstrukcji badanych rurociągów jednym z istotnych obciążeń jest pulsacja ciśnienia. Dokładność przeprowadzonych symulacji akustycznych, których rezultatem jest ilościowe określenie obciążenia dynamicznego konstrukcji rurociągów, w istotny sposób zależy od właściwości fizycznych płynu, tj. gęstość i moduł Helmholtza.

We wstępnych, szczegółowych obliczeniach przyjęto następujące wartości parametrów czynnika roboczego (cieczy):

- gęstość  $\rho = 609 \text{ kg/m}^3$
- moduł Helmholtza  $B = 1400 \text{ MPa}$

Wg danych otrzymanych od operatora instalacji, gęstość cieczy może mieć różne wartości, od  $627 \text{ kg/m}^3$  do  $873 \text{ kg/m}^3$ , co może w istotny sposób wpłynąć na wyniki symulacji akustycznej, a co za tym idzie również wyniki analizy konstrukcji rurociągów poddanych obciążeniu dynamicznemu od pulsacji ciśnienia.

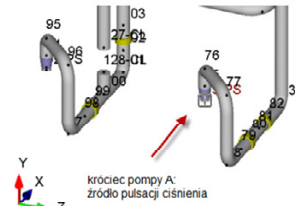
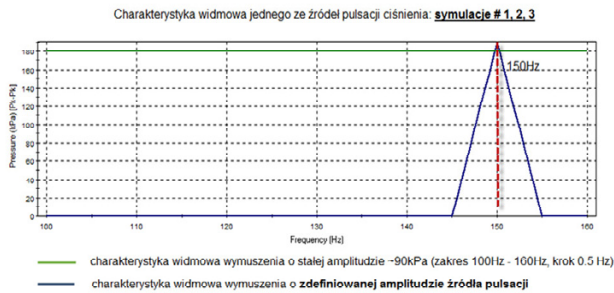
Podobnie, wartość współczynnika ściśliwości (moduł Helmholtza) może mieć inną wartość niż przyjęta w obliczeniach symulacyjnych na podstawie dostarczonych danych. Literatura podaje różne wartości tego parametru dla produktów ropopochodnych:

czynnik roboczy	moduł ściśliwości B (MPa)	gęstość $\rho$ ( $\text{kg/m}^3$ )
ropa naftowa	1500	835
oleje	1100 – 1600	855 – 963

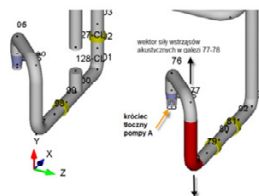
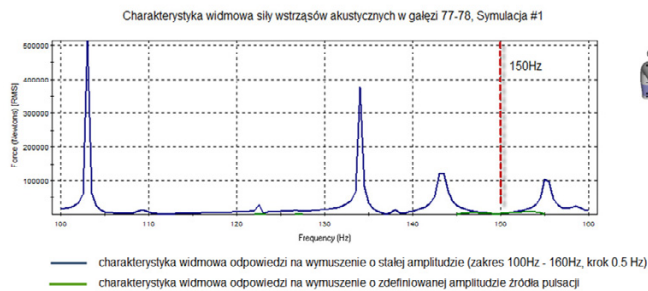
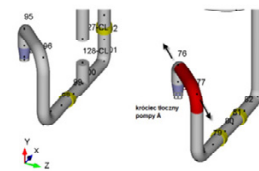
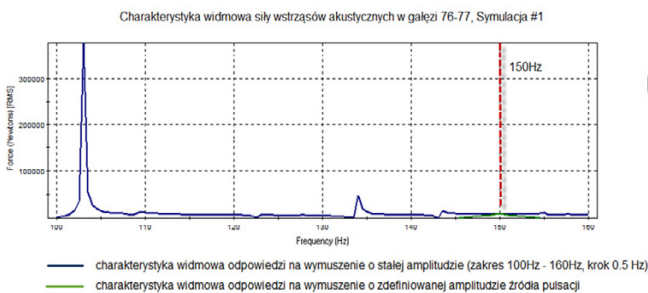
Biorąc pod uwagę powyższe, przeprowadzono dodatkowe symulacje numeryczne dla różnych wartości gęstości i modułu Helmholtza. W poszczególnych symulacjach zachowano wszystkie pozostałe dane modelu bez zmian.

Model 1; symulacja #1 (wg parametrów określonych pierwotnie dla wszystkich wariantów symulacji):

1. gęstość =  $609 \text{ kg/m}^3$
2. lepkość dynamiczna =  $0.1495 \text{ cP}$
3. moduł Helmholtza =  $1400 \text{ MPa}$
4. prędkość dźwięku =  $1516.2 \text{ m/s}$
5. prędkość dźwięku z wzgl. sprężystości ścianek =  $1360 \text{ m/s}$



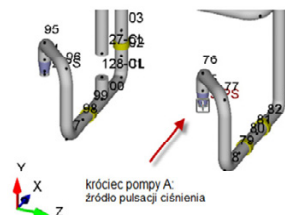
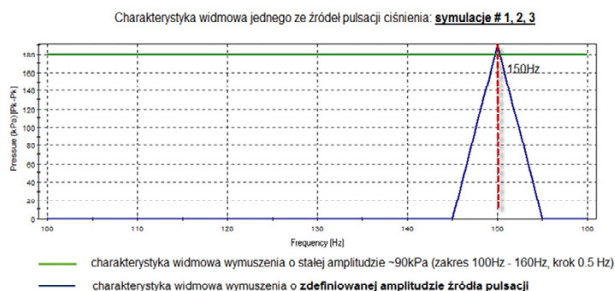
### Wybrane rezultaty symulacji #1:



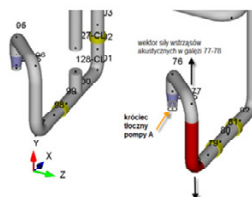
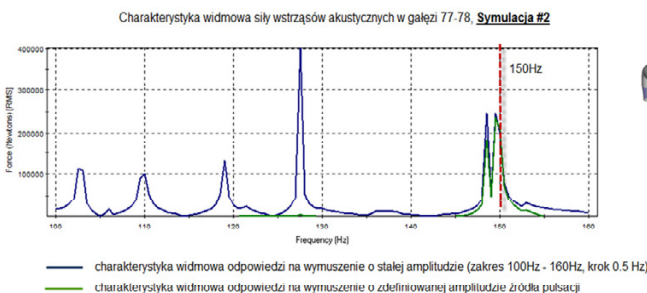
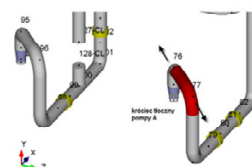
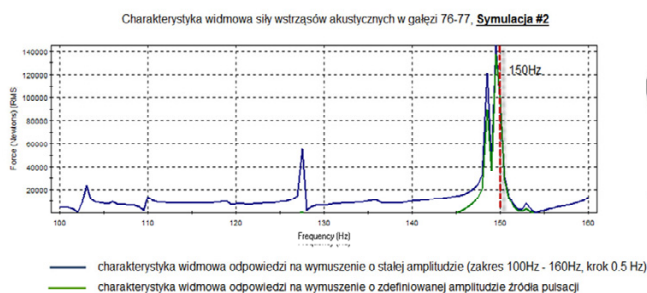
### Model 1; Symulacja #2:

1. gęstość =  $873 \text{ kg/m}^3$
2. lepkość dynamiczna =  $0.1495 \text{ cP}$
3. moduł Helmholtza =  $1100 \text{ MPa}$
4. prędkość dźwięku =  $1122.2 \text{ m/s}$
5. prędkość dźwięku z wzgl. sprężystości ścianek =  $1042 \text{ m/s}$



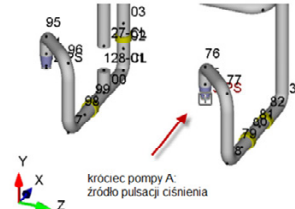
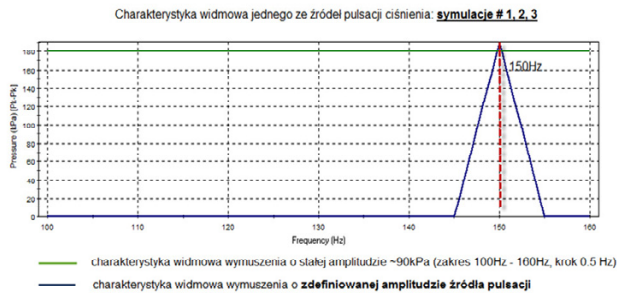


Wybrane rezultaty symulacji #2:

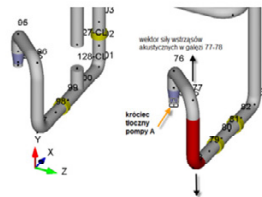
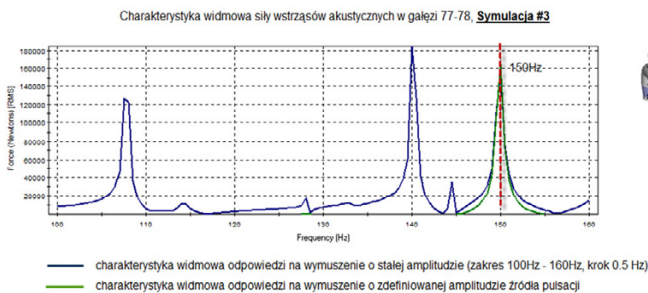
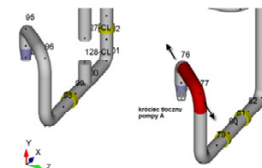
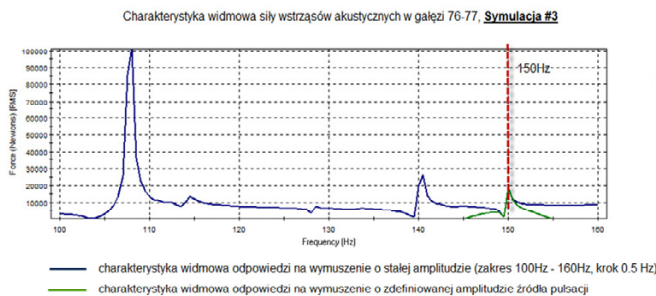


Model 1, Symulacja #3:

1. gęstość = 609 kg/m<sup>3</sup>
2. lepkość dynamiczna = 0.1495 cP
3. moduł Helmholtza = 1500 MPa
4. prędkość dźwięku = 1569.0 m/s
5. prędkość dźwięku z wzgl. sprężystości ścianek = 1422 m/s



### Wybrane rezultaty symulacji #3:

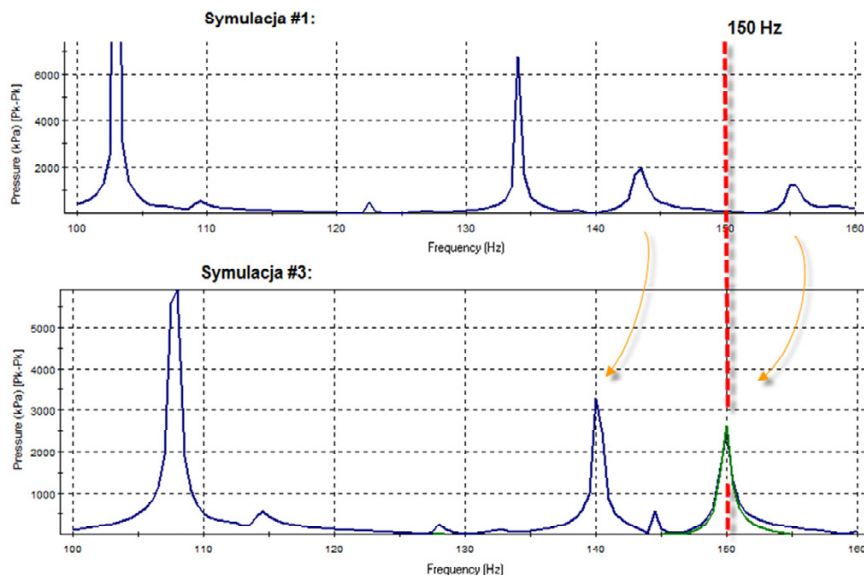


### Analiza porównawcza wyników symulacji #1, #2 i #3.

Porównując wyniki symulacji należy stwierdzić, że nie można jednoznacznie potwierdzić ani wykluczyć zagrożenia wynikającego z pulsacji ciśnienia w analizowanej konstrukcji rurociągów bez dokładnego określenia danych czynnika roboczego.

Porównując warianty #1 i #3, dla których przyjęto tę samą gęstość czynnika, natomiast stosunkowo niewiele różniące się wartości modułu ścisłości objętościowej cieczy, można zauważyć dużą różnicę amplitud sił wstrząsów akustycznych przy częstotliwości ok. 150 Hz, a więc przyjętej jako częstotliwość podstawowa źródła pulsacji ciśnienia. Przyczyną tego jest wystąpienie przy tej częstotliwości rezonansu akustycznego w wariantcie #3:

## Charakterystyka widmowa 'rezonansowa' pulsacji ciśnienia - pkt. 77



Wraz ze zmianą własności fizycznych płynu, uległa zmianie charakterystyka akustyczna – system został ‘przestrojony’ na inne częstotliwości rezonansowe, co pokazano na powyższej ilustracji.

Rezultatem wystąpienia rezonansu akustycznego w symulacji #3 jest wzmocnienie pulsacji ciśnienia i w efekcie występowanie sił wstrząsów akustycznych o dużo większej amplitudzie niż w przypadku symulacji #1.

W efekcie, wartości obciążeń króćców oraz naprężenia w ściankach rurociągów również wzrosną, co może wskazywać na jedną z przyczyn nieprawidłowego funkcjonowania analizowanego systemu orurowania stacji pomp.

## 6. Podsumowanie i wnioski

1. Wykonane analizy dynamiczne wykazują zauważalny wpływ pulsacji ciśnienia zmierzonej w przekrojach króćców tłocznych pompy na obciążenie konstrukcji rurociągów i króćców pomp.
2. Obliczone wartości pulsacji ciśnienia i siły stanowiące obciążenie dynamiczne konstrukcji wyznaczone dla przykładowych, nominalnych warunków pracy układu, należy traktować jako przybliżone. Praktyka pokazuje, że wartości rzeczywiste mogą być większe, szczególnie jeżeli konstrukcja jest ‘podatna dynamicznie’ na określone obciążenie, tzn. występują zbliżone postacie obciążenia (wymuszenia) i postacie modalne konstrukcji. Problemem wpływającym w tym przypadku na jakość i dokładność symulacji akustycznej

nej i w efekcie całej analizy dynamicznej konstrukcji jest dokładności danych fizycznych czynnika roboczego (cieczy) w której rozprzestrzenia się pulsacja ciśnienia. Szczególnie istotnym parametrem jest w tym przypadku wartość moduły ściśliwości (moduł Helmholtza) cieczy, a równie istotnym jej gęstość.

3. Bez względu na wyniki analizy konstrukcyjnej zalecane jest doprowadzenie do sytuacji, w której skutki rezonansów akustycznych w rurociągach są odpowiednio odseparowane od postaci modalnych konstrukcji instalacji. Zalecane jest takie odstrojenie akustyczne systemu, aby w obszarze częstości podstawowych wynikających z prędkości obrotowej pompy i częstości przejścia łopatek wirnika oraz ich harmonicznych nie występowała żadna częstotliwość rezonansu akustycznego, z zachowaniem odpowiednich, przewidzianych normami separacji. [2]

### Literatura

- [1] Rydlewicz M.: „Analiza wpływu zjawisk wibroakustycznych na dynamikę rurociągów przemysłowych”, Łódź, Instytut Maszyn Przepływowych,
- [2] API Standard 617 Seventh Edition “Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services”,
- [3] Norma EN 13480-3:2002 „Metallic industrial piping – Part 3: Design and Calculation”.
- [4] API Standard 610 Tenth Edition “Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries”,
- [5] Błaszczuk A., Najdecki S., Papierski A., Kunicki R., Susik M.: „Ekspertyza techniczna orurowania ssawnego i tłocznego pomp 1 P3 A/B/C zlokalizowanych na instalacji – zadanie inwestycyjne 11327 pn. Budowa instalacji do produkcji Paraksylenu – Instalacja podstawowa”. Łódź, Instytut Maszyn Przepływowych 2011,
- [6] Atkinson K., Tison J.: “Solving Pulsation Induced Vibration Problems in Centrifugal Pumps, Pumps and Systems Magazine”, (January 1993, str. 44-46).
- [7] Botros K., Jungowski W., Studziński W.: „Influence of flow in pulsation simulation of gas pipelines installations”, IMECHE Seminar: Gas and Liquid Pulsations in Piping Systems – Prediction and Control, December 1988.
- [8] Jungowski W.: “Jednowymiarowy nieustalony przepływ cieczy”, (1976) Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej.

# ANALIZA MODALNA ORUROWANIA W INSTALACJI CIEKŁYCH WĘGLOWODORÓW

Andrzej Błaszczyk<sup>1</sup>, Adam Papierski<sup>1</sup>, Maciej Rydlewicz<sup>2</sup>, Mariusz Susik<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Łódzka, Instytut Maszyn Przepływowych. 90-924 Łódź, ul. Wólczańska 219/223  
<sup>2</sup> Centrum Systemów Softdesk. 93-232 Łódź, ul. Lodowa 101

W rozdziale przedstawiono analizę stanu dynamicznego orurowania instalacji rurociągów ssawnych i tłocznych pomp procesowych w instalacji chemicznej mieszaniny węglowodorów o temperaturze 270 °C. Analizę wykonano na podstawie zmierzonej na obiekcie siły wymuszającej, w postaci szybkozmiennych ciśnień na ssaniu i tłoczeniu pomp procesowych. Do obliczeń statycznych i dynamicznych konstrukcji wykorzystano komercyjny program AutoPIPE firmy Bentley. Wykonano teoretyczną analizę modalną w zakresie do 1.5 najwyższej częstotliwości składowej obciążenia od pulsacji zmierzonego ciśnienia. Wyniki teoretycznej analizy modalnej pokazały, że w częstotliwościach zbliżonych do stanowiących składowe wymuszenia, występują postacie modalne o kształcie sprzyjającym wystąpieniu rezonansu mechanicznego wywołanego pulsacją ciśnienia. Celem weryfikacji obliczeń numerycznych wykonano pomiary drgań na podporach rurociągów, które poddane analizie widmowej porównano z wykonanymi obliczeniami.

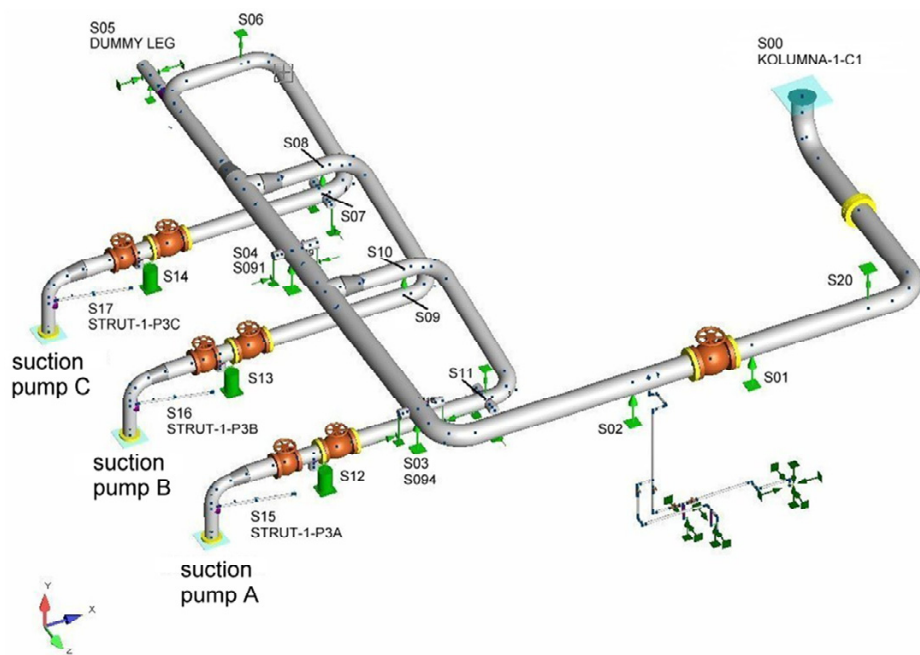
## 1. Wstęp

Rurociągi w chemicznych instalacjach procesowych projektowane są na podstawie wytycznych normy EN 13480-3 pt. "Metalic industrial piping – Part 3: Design and calculation". Na etapie projektu uwzględniane są standardowo obliczenia dotyczące wytrzymałości konstrukcji (rurociągi, podpory, przemieszczenia oraz pełzanie. Ze względu na brak wymagań przez Urząd Dozoru Technicznego zwykle nie przeprowadza się analizy dynamicznej rurociągów w przypadku instalacji w której pompy procesowe są pompami wirowymi. Obciążenia dynamiczne skutkują większymi reakcjami konstrukcji, których wartość przekracza wartości reakcji w stosunku do statycznego obciążenia o tej samej wielkości. Wielkość reakcji zależy nie tylko od wartości przyłożonego obciążenia, lecz również od jego częstotliwości. Drgania sprzężarek i pomp mają charakter obciążeń harmonicznych o stałej częstotliwości wymuszenia. W jed-

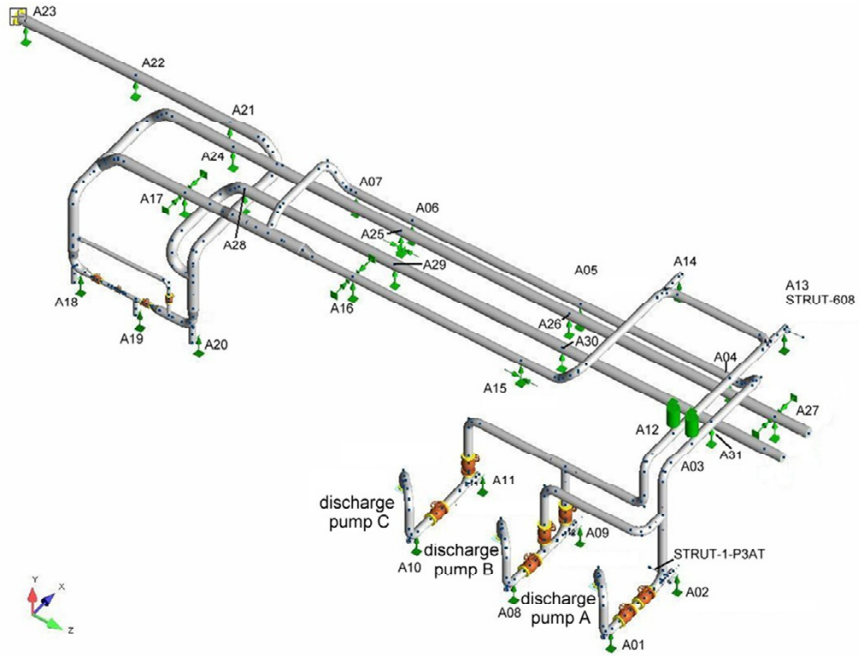
nym układzie może działać wiele obciążeń i nie są one zwykle zgodne w fazie. Częstotliwość wymuszenia zwykle jest wysoka. W celu określenia całkowitej reakcji dynamicznej konstrukcji powinny zostać przeanalizowane wszystkie częstości własne układu. Analiza modalna określa cechy konstrukcji poddanej obciążeniu dynamicznemu i jej tendencję do drgań.

## 2. Opis instalacji

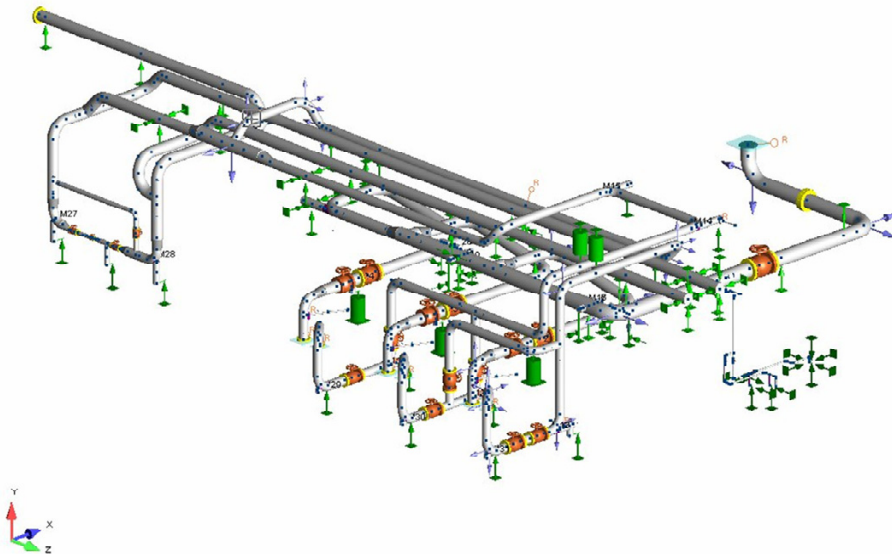
Rurociągi instalacji będącej przedmiotem analizy wypełnione są mieszaniną węglowodorów o wysokiej temperaturze wynoszącej około ok. 270 °C. Czynnik przetłaczany jest jedną lub dwoma z trzech zainstalowanych w układzie równoległym pomp procesowych. W trakcie normalnej pracy instalacji pracują dwie pompy, a trzecia jest pompą w tzw. gorącej rezerwie. Możliwa jest także w trakcie rozruchu instalacji praca jedną pompą. Rysunek 1 przedstawia widok rurociągów ssawnych pomp procesowych, a rysunek 2 rurociągi tłoczne. Rysunek 3 złożenie obu instalacji.



Rys. 1. Widok rurociągów ssawnych pomp procesowych zamodelowanych programem AutoPipe



Rys. 2. Widok rurociągów tłocznych pomp procesowych zamodelowanych programem AutoPipe

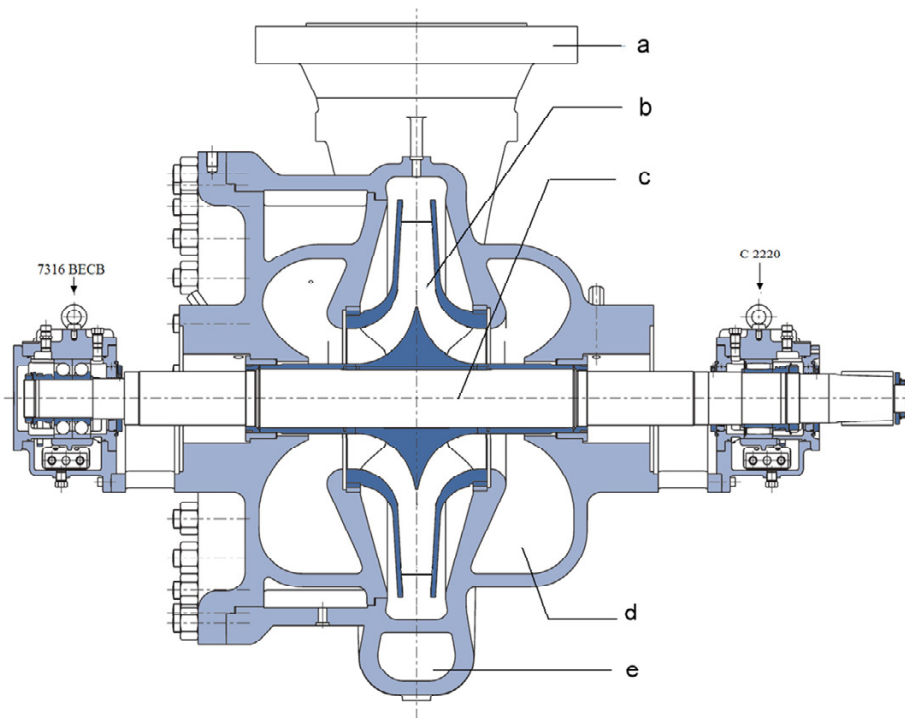


Rys. 3. Złożenie rurociągów tłocznych i ssawnych

W instalacji zainstalowano jednostopniowe pompy odśrodkowe z wirnikami dwustrumieniowymi sześciłopatkowymi. Częstość synchroniczna obrotów silników napędowych tych pomp wynosi 1500 obr/min. Układ przepływowy pomp składa się z wirnika odśrodkowego oraz ze spirali wlotowej i wylotowej. Zespół wirujący pompy łożyskowany jest w łożyskach:

- po stronie przeciw napędowej dwa łożyska kulkowe skośne jednorzędowe,
- po stronie napędu łożysko baryłkowe.

Na rysunku 4 przedstawiono został przekrój merydionalny pompy z zaznaczonymi jej podstawowymi elementami.



Rys. 4. Przekrój merydionalny pompy procesowej  
a – króciec tłoczny, b – wirnik, c – wał, d – spirala ssawna e – spirala tłoczna

Projektanci układu rurociągów zwykle w obliczeniach nie uwzględniają sztywności króćców pomp, pracujących w tych układach ze względu na brak danych od producentów pomp. W obliczeniach zakłada się, że króćce pomp są elementami idealnie sztywnymi. Założenie takie skutkuje tym, że wyniki obliczeń naprężeń w elementach rurociągów są znacznie zawyżone. Natomiast obliczenia częstości drgań własnych układu na podstawie analizy modalnej również odbiegają od wartości rzeczywistych.



Na podstawie dokumentacji oraz pomiarów kształtu zarysu zewnętrznego i grubości ścianek korpusu metodą „REVERSE ENGINEERING” wykonano trójwymiarowy model bryłowy korpusu pompy pokazany na rysunku 5. Obliczenia metodą elementów skończonych na siatce o ilości węzłów równej 282640.



Rys. 5. Model obliczeniowy pompy procesowej dla metody elementów skończonych

Celem określenia sztywności króćców korpusu wykonano obliczenia numeryczne przemieszczeń i kątów obrotu króćców dla obciążeń dopuszczalnych podanych przez producenta pompy. Obliczone wartości sztywności przedstawiono w układzie współrzędnych zgodnych z normą ISO 13709 (API 610) i zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Obliczona sztywność króćców pomp metodą elementów skończonych

	Podatność króćców pompy procesowej						Przemieszczenie termiczne (22°C - 272°C)		
	Fx/ $\Delta x$	Fz/ $\Delta z$	Fy/ $\Delta y$	Mx/ $\phi_x$	Mz/ $\phi_z$	My/ $\phi_y$	$\Delta y$	$\Delta z$	$\Delta x$
	N/mm	N/mm	N/mm	Nm/1°	Nm/1°	Nm/1°	mm	mm	mm
Króciec ssawny	98 887	299 279	1 892 149	1 541 669	289 442	1 544 873	3,86	-1,52	0
Króciec tłoczny	74 811	189 241	1 742 274	579 934	155 973	414 507	3,86	1.48	0

### 3. Analiza modalna

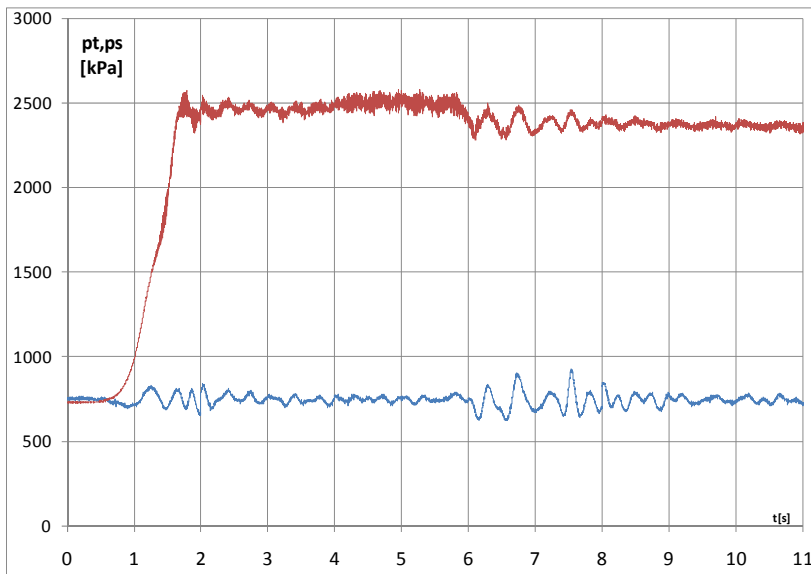
Analiza modalna jest powszechnie stosowaną w praktyce techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych. W wyniku analizy modalnej otrzymuje się model w postaci zbioru częstości drgań własnych oraz ich postaci.

Znajomość tych parametrów umożliwia przewidywanie zachowania się obiektu na skutek dowolnych zaburzeń równowagi. Jest ona stosowana dla celów modyfikacji konstrukcji, diagnostyki stanu konstrukcji, aktywnej redukcji drgań oraz dla celów weryfikacji i walidacji modeli numerycznych takich jak modele elementów skończonych czy elementów brzegowych.

Aby zidentyfikować częstotliwość wymuszającą wykonano badania ciśnienia statycznego na wlocie do pompy i na wylocie z pompy.

Pomiary wykonano czujników ciśnień szybkozmiennych odpornych na wysokie temperatury. Czujniki zamontowano bezpośrednio do rurociągów na ssaniu i tłoczeniu pomp. Akwizycja pomiarów odbywała się w sposób ciągły, a na rysunkach przedstawiono jedynie kilkusekundowy wycinek czasu. Częstotliwość próbkowania wynosiła 2 kHz. Karta pomiarowa miała zainstalowany filtr antyaliasingowy, którego wartość ustawiono na 500 Hz

Przykładowy wykres zmierzonych na obiekcie ciśnienia w trakcie rozruchu pompy pokazano na rys. 6 i w stanie ustalonej pracy pokazano na rys. 7.

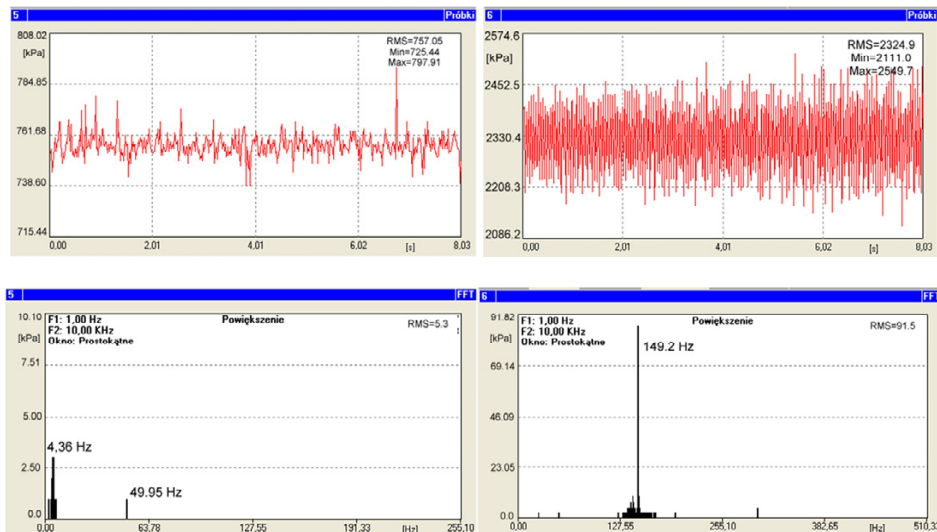


Rys. 6. Ciśnienie na ssaniu (linia niebieska) i na tłoczeniu (linia czerwona) w trakcie uruchomienia pompy

Ze względu na złożoność modelu i wynikającą z tego bardzo dużą liczbę postaci i częstości modalnych przedstawiono jedynie te częstości i postaci drgań własnych dla częstości zbliżonych do częstości 150 Hz, która jest główną częstością wymuszającą układu spowodowana szóstą harmoniczną wymuszoną przepływem czynnika przez pompę.

## Króciec ssawny

## Króciec tłoczny



Rys. 7. Ciśnienie na ssaniu (z lewej) i tłoczeniu (z prawej) zmierzone na pompie A podczas typowej pracy instalacji

Na kolejnych rysunkach przedstawiono wybrane częstotliwości i ich postacie dla podstawowych wariantów pracy.

Przedstawione częstotliwości drgań własnych układu wyznaczone są z dokładnością wynikającą z przyjętego modelu obliczeniowego (model liniowy). Rzeczywisty obiekt może zostać wzbudzony z każdą przedstawioną poniżej postacią drgań modalnych.

Do weryfikacji obliczeń numerycznych wykorzystano wyniki pomiarów drgań na podporach, które zostały przedstawione w następnym rozdziale.

#### 4. Walidacja obliczeń

Dla każdego z wariantów pracy pomp zidentyfikowano od 6 do 7 częstotliwości drgań własnych rurociągów, których wartość mieściła się w przedziale od 145 do 155 Hz. Wartości dla każdego z wariantów pracy zestawiono w tabeli 2

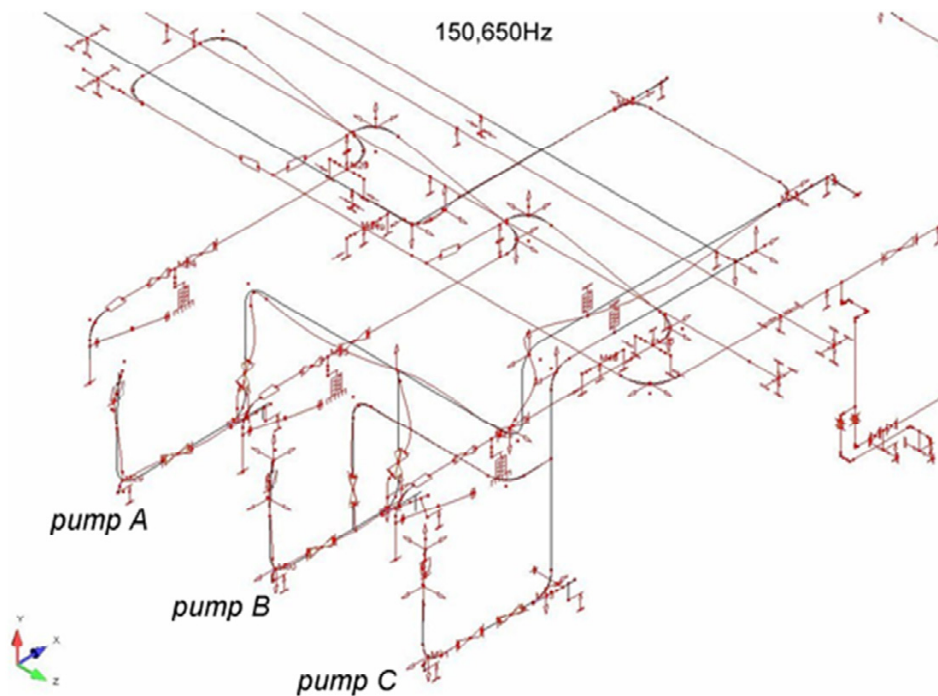
Rysunek 8 pokazuje przykładowy wynik postaci drgań własnych o częstotliwości 150.65 Hz, otrzymanego dla wariantu pracy w którym pompy A i B pracują, a pompa C jest wygrzana.

Table 2

Variant of pumps operation			free vibration frequency
Pump A	Pump B	Pump C	
running	running	standby	144.98, 146.95, 148.02, 150.65, 153.25, 155.00
running	standby	running	145.14, 146.49, 150.73, 152.56, 154.95, 155.00
standby	running	running	145.24, 146.67, 147.95, 148.67, 150.80, 152.56, 154.96

Do obliczeń przyjęto następujące temperatury rurociągów:

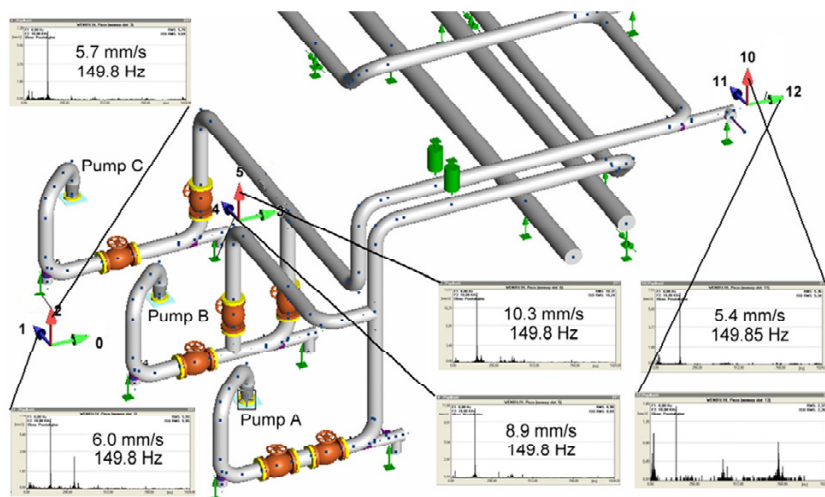
- 272 °C - temperatura rurociągów, przez które płynie czynnik,
- 150 °C - temperatura rurociągów przy wygrzanej pompie,
- 5 °C - temperatura rurociągów przez które nie płynie czynnik



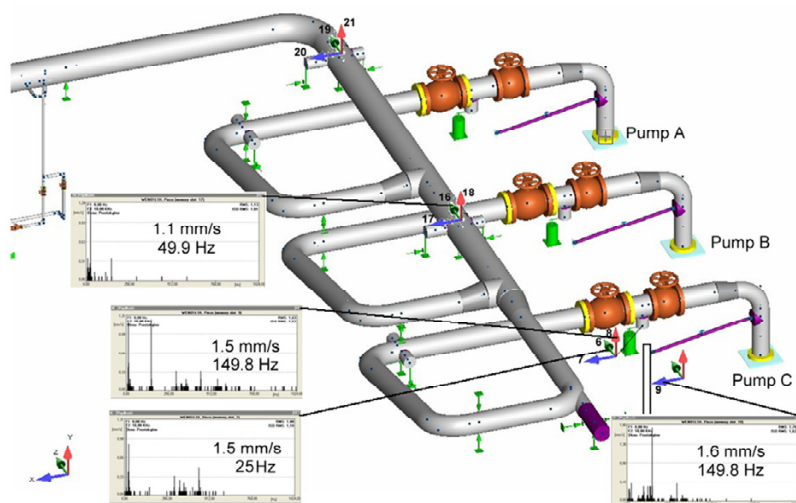
Rys. 8. Postacie drgań własnych rurociągów tłocznych. Pompa A i B pracują, pompa C jest w gorącej rezerwie

Pomiary drgań na rurociągach wykonano celem weryfikacji, która z postaci drgań własnych rurociągów ulega wzbudzeniu w rzeczywistym obiekcie. Pełnej weryfikacji postaci drgań nie można było wykonać ze względu na fakt, że rurociągi były izolowane termicznie i nie można było pomierzyć drgań w miejscach gdzie występują tzw. strzałki lub węzły ugięcia. Pomiary mogły być wykonane tylko w miejscach gdzie był dostęp do materiału rurociągu czyli na podporach.

Pomimo to pomiary te pozwoliły zidentyfikować wzbudzone postacie drgań rurociągów. Wyniki te w przyszłości służyć będą modyfikacją podparcia rurociągów tak aby odstroić je od wymuszającej drgania pulsacji ciśnienia. Przykładowe wyniki pomiarów drgań wraz z miejscem pomiaru pokazano na rysunkach 9 i 10.



Rys. 9. Miejsca pomiaru drgań na rurociągach tłoczonych pomp procesowych



Rys. 10. Miejsca pomiaru drgań na rurociągach ssących pomp procesowych

## 5. Wnioski

Uwzględnienie w obliczeniach sztywności króćców pomp procesowych pozwoliło na dokładną identyfikację postaci i częstości drgań własnych układu rurociągów. Zmierzone wartości pulsacji ciśnienia (siły wymuszającej drgania w układzie) pozwoliło na ich uwzględnienie w obliczeniach wytrzymałościowych oraz przeprowadzenie tzw. analizy akustycznej opisanej w osobnym artykule.

Celem zmniejszenia drgań w analizowanych układach należy przede wszystkim dążyć do zmniejszenia pulsacji ciśnienia będącego źródłem siły wymuszającej.

Osiągnąć to można poprzez zmiany konstrukcyjne samej pompy procesowej lub zabudowanie specjalnych tłumików pulsacji ciśnienia.

Kolejną możliwością jest zmiana długości rurociągów i ich podparć tak aby je odstroić częstość drgań własnych od częstości wymuszającej. Ten ostatni sposób jest trudny do realizacji ze względu na brak miejsca na instalacji.

### Literatura

- [1] Błaszczuk A., Najdecki S., Papierski A., Kunicki R., Susik M.: Ekspertyza techniczna orurowania ssawnego i tłocznego pomp 1 P3 A/B/C zlokalizowanych na instalacji – zadanie inwestycyjne 11327 pn. Budowa instalacji do produkcji Paraksylenu – Instalacja podstawowa. Łódź, Instytut Maszyn Przepływowych 2011.
- [2] API Standard 617 Seventh Edition “Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services”,
- [3] Norma EN 13480-3:2002 „Metallic industrial piping – Part 3: Design and Calculation”;
- [4] API Standard 610 Tenth Edition “Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries”,

# **OPTIMIZATION OF PARTICLE SETTLER IN TERTIARY AIR DUCT IN THE CEMENT KILN INSTALLATION**

Grzegorz Borsuk, Jacek Wydrych, Bolesław Dobrowolski

Department of Thermal Engineering and Industrial Facilities  
Opole University of Technology, Opole, Poland  
e-mail: g.borsuk@po.opole.pl, j.wydrych@po.opole.pl, b.dobrowolski@po.opole.pl

Rotary kiln installation as a very complicate system of many elements influences on the cement production. During operation of tertiary air installation some problems with settling the particles are possible. This chapter presents results of the gas-particle flow in tertiary air duct installation. Gas-particle flow was calculated using Euler method for air motion and Lagrange method for the particles motion. This chapter shows that it is possible to focus on studies of the tertiary air installation without the analysis of the other processes in the rotary kiln. Solving this problem it gave the possibility to check several variants of modification the tertiary air installation. The influence of using settler for particles is shown as a result of numerical calculations.

## **1. Introduction**

Because of the clinker production process, portion of the fuel can be burned in preheater, it is necessary to supply additional air (tertiary air), which should be taken from the clinker cooler [1]. Trouble at the tertiary air conveying is that clinker particles which are entrained from the cooler may be settle in the duct [2]. For optimization of working conditions, it is necessary to understand the detailed process which takes place in the kiln. The specific requirements of the process are designing the burner system and provide a burner design that will deliver efficient and reliable combustion. Yet, extensive use of this type of transport may bring about some problems that should be eliminated.

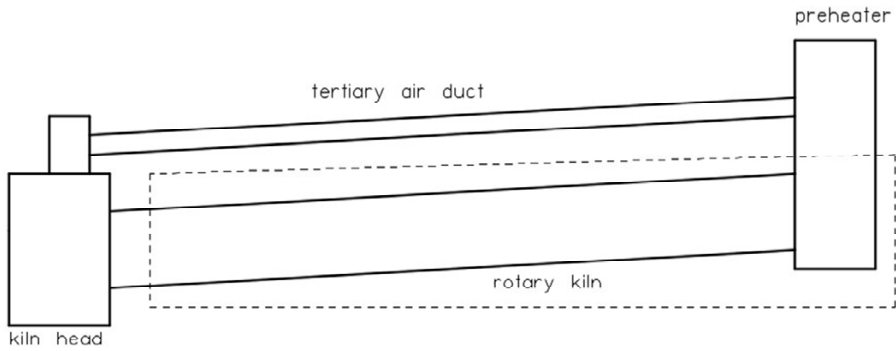


Fig. 1 Rotary kiln general view

For describing the complex process of cement production a numerical calculation domain was built. For subsequent analyses only flow distribution through the kiln head was important, authors decided to build the cement kiln installation only partially. Fig. 1 shows general view of the rotary kiln system with connection between kiln head and preheater. Part of the installation inside a dotted line has been omitted and then there was a possibility to build a calculation domain for tertiary air duct only. Fig. 2 shows tertiary air duct with inlet and outlet. In Fig. 3 head of rotary kiln connected with “basic” tertiary air duct is presented. Flow parameters for the system are based on the following assumptions: constant velocity in the inlet cross-section depends on the gas flow rate to the kiln head, at the outlet of the kiln and pipeline constant pressure value was determined for the “basic” variant for the appropriate distribution of gas stream to the kiln and tertiary air duct.

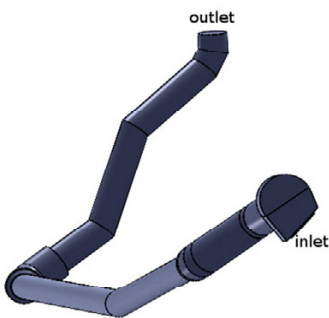


Fig. 2. Tertiary air duct

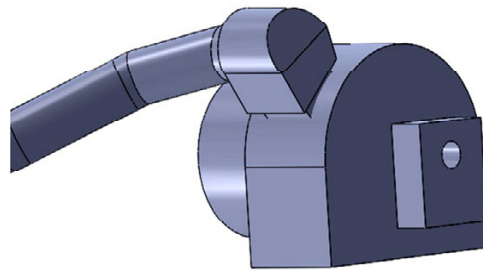


Fig. 3. Rotary kiln head for “basic” conditions



## 2. Mathematical model

In order to realize numerical calculations, the mathematical model containing equations of motion for the gaseous phase and coal dust particles was formulated. The air motion was described with the Euler method, and the particle motion – by the Lagrange method. To analyse motion of the gas-particle poly-dispersive mixture, in this chapter the PSI-Cell method was applied [3].

Numerical calculations are based on the following assumptions: considered flow is isothermal, stationary and without phase changes, both phases are incompressible, Gas motion is described in the uniform, generalized conservative form, isolating convection, diffusion and source components. In a consequence we obtain

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi + S_{\phi p}, \quad (1)$$

where  $\phi$  is a generalized dependent variable,  $\Gamma_\phi$  is the coefficient of diffusion transport, and the source term  $S_\phi$  contains all the remaining components of the differential equations [2]. The coefficients  $\Gamma_\phi$  and  $S_\phi$  are dependent on the variable  $\phi$ . In the PSI-Cell method it is assumed that particles of the disintegrated phase are the sources of mass, momentum and energy occurring as additional components  $S_{\phi p}$  in equations of the continuous (gaseous) phase.

The system of equations is accompanied by suitable boundary and initial conditions. The above system of partial differential equations is non-linear. Particular equations are coupled, so they have to be solved with special numerical techniques.

In order to calculate turbulence model k- $\varepsilon$  was used. The standard k- $\varepsilon$  model is a semi-empirical model based on model transport equations for the turbulence kinetic energy  $k$  and its dissipation rate  $\varepsilon$ . The model transport equation for  $k$  is derived from the exact equation, while the model transport equation for  $\varepsilon$  was obtained using physical reasoning and bears little resemblance to its mathematically exact counterpart [4].

In the derivation of the k- $\varepsilon$  model, it was assumed that the flow was fully turbulent, and the effects of molecular viscosity were negligible. The standard k- $\varepsilon$  model is therefore valid only for fully turbulent flows [5]. The turbulence kinetic energy,  $k$  and its rate of dissipation  $\varepsilon$ , are calculated from the following transport equations [6]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho a_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon, \quad (3)$$

In these equations,  $G_k$  represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients.  $G_b$  is the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy.  $Y_M$  represents the contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  and  $C_{3\varepsilon}$  are constants.  $\sigma_k$  and  $\sigma_\varepsilon$  are the turbulent Prandtl numbers for  $k$  and  $\varepsilon$ , respectively.  $S_k$  and  $S_\varepsilon$  are user-defined source terms. The turbulent (or eddy) viscosity  $\mu_t$  is computed by combining  $k$  and  $\varepsilon$  as follows:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (4)$$

The model constants  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_\mu$ ,  $\sigma_k$  and  $\sigma_\varepsilon$  have the following default values  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1.0$  and  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ .

The particle trajectory should be known during calculation of the mentioned above source components of differential equations. The particle trajectory is calculated according to its equation of motion. If the phase density difference is big, the equation of particle motion can be written as [11][12]:

$$\frac{d\vec{u}_p}{dt} = \frac{1}{\tau_p} (\vec{u} - \vec{u}_p) + \mathbf{g} + 3,084 \left( \frac{\mu}{\rho} \right)^{1/2} \left( \frac{1}{|\vec{\omega}|} \right)^{1/2} \{ \vec{\omega} \times (\vec{u} - \vec{u}_p) \} f(\text{Re}_p, \text{Re}_s), \quad (5)$$

### 3. Pressure drop optimization

Information about flow rate of incoming air to the head of rotary kiln was received from the monitoring system of the cement factory. Having information about the area of the inlet velocity was set to 5.538 m/s. Pressure loss between inlet to head and outlet from tertiary air pipe was treated as a base information for calculation proper distribution of gas. The primary step of setting the numerical calculation was the pressure at the outlet to the kiln, as the flow distribution is the same as at the start of the analysis. Over 70% of the incoming flow to the head is transported through the kiln. Minor rest is transported through the tertiary air installation.

Fig. 4 presents velocity profile for the “basic” conditions. In the tertiary air duct velocity is going to be in range from 0 to 20 m/s. In Fig. 5 there are results of calculations particles concentration in selected cross sections of the head of kiln.

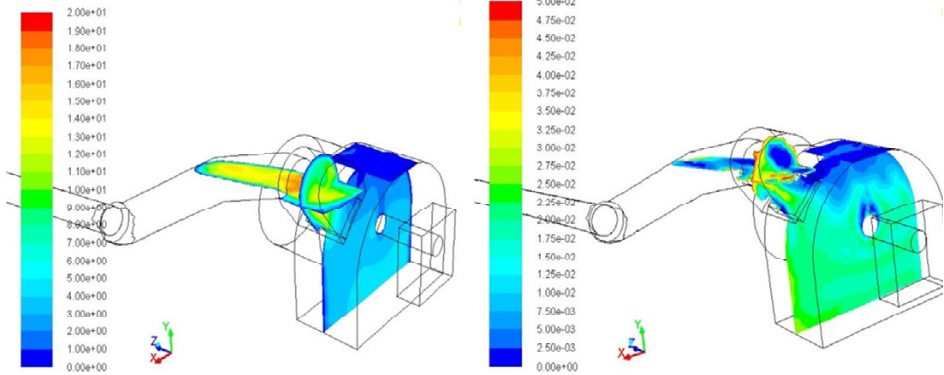


Fig. 4. Velocity profile [m/s] – variant V0 Fig. 5. Particle concentration [kg/m<sup>3</sup>] – variant V0

For the particle calculation Rosin-Rammler-Sperling distribution was used and 10 fractions of particle with the range from 15 to 600  $\mu\text{m}$  were determined. Tab. 1 presents the particle percentage of each fraction determined as a part of the mass flow for one fraction. In the calculations was assumed the same number of intake point for all particle fractions. Such adopted boundary conditions gave the results of the pressure drop calculation as was assumed. Calculations were made by using ANSYS Package [13]. Fig. 6 shows particle trajectories in the head of rotary kiln.

Table 1. Particle percentage

d[ $\mu\text{m}$ ]	Percentage
15	7.51
35	9.39
55	10.32
75	14.12
110	17.16
150	18.66
220	16.67
350	5.15
450	0.95
600	0.07

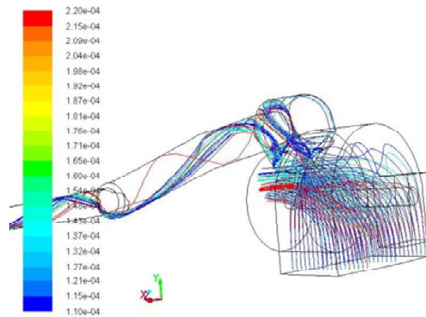
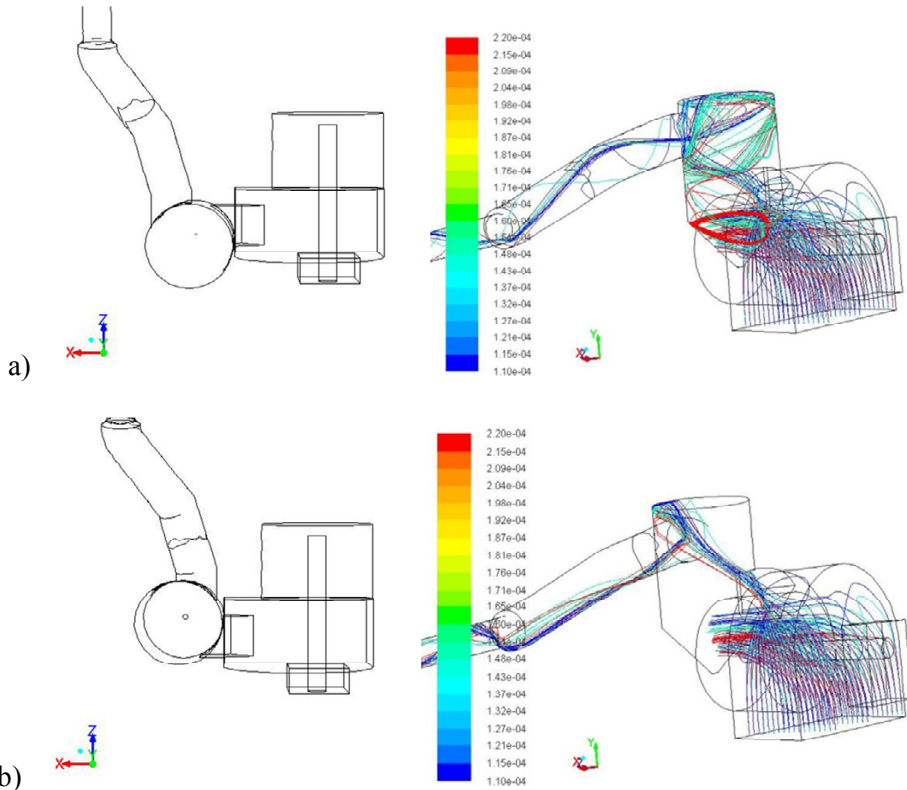


Fig. 6. Particle trajectories (d110, d150, d220  $\mu\text{m}$ ) – variant V0

## 4. Tertiary air installation with solid particle settler

For the “basic” conditions obtained from the initial calculations (variant V0), special settler just after the outlet of the kiln head as one of the tertiary air installation sections was used. Fig. 7 shows selected variants of the modification. In variants V1 and V2 inlet and outlet in the settler are situated under  $90^\circ$  angle, in variants V3 and V4 inlet and outlet are in the same axis but another relative to the circular base of the settler. Selected particle trajectories are presented for each variant. In variants V1 and V3 settler is situated back to the rotary kiln, in variants V2 and V4 – closer to the kiln. In each variant some particles are transported with the gas through the tertiary air duct, especially in variant V2 a “rope” of particles is visible. For this set, the largest number of particles is transported in the tertiary air duct, so in these variant working conditions are the worst of the possible.



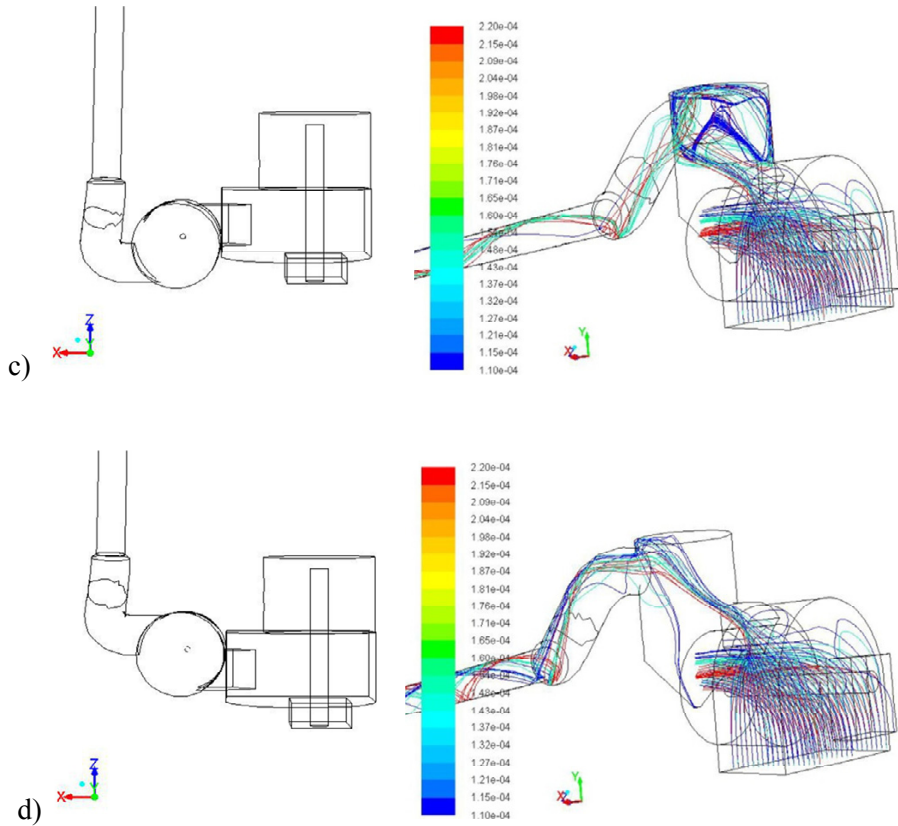


Fig. 7. Considered modifications of the settler and selected particle trajectories (d110, d150, d220  $\mu\text{m}$ ) for: a) variant V1, b) variant V2, c) variant V3, d) variant V4

## 5. Particle conveying

The next step was the opportunity of counting particles transported in tertiary air installation. Tab. 2 presents number of particles at the outlet from tertiary air installation for “basic” conditions and next 4 variants.

For better explanation of the problem, next step there were calculations in order to obtain information on mass particle flow for each of the variants. Tab. 3 shows the results of the calculation.

Table 2. Number of particles at the outflow from tertiary air installation

diameter	V0	V1	V2	V3	V4
d015	809	797	805	704	736
d035	780	745	737	683	721
d055	749	737	730	417	578
d075	678	705	705	570	564
d110	665	651	667	304	614
d150	497	307	619	610	605
d220	481	257	498	496	499
d350	80	2	24	2	21
d450	0	0	0	0	0
d600	0	0	0	0	0

Table 3. Mass flow rate [t/h]

diameter	V0	V1	V2	V3	V4
d015	0,1110	0,1094	0,1105	0,0966	0,1010
d035	0,1338	0,1278	0,1265	0,1172	0,1237
d055	0,1413	0,1390	0,1377	0,0786	0,1090
d075	0,1750	0,1819	0,1819	0,1471	0,1455
d110	0,2085	0,2042	0,2092	0,0953	0,1925
d150	0,1695	0,1047	0,2111	0,2080	0,2063
d220	0,1465	0,0783	0,1517	0,1511	0,1520
d350	0,0075	0,0002	0,0023	0,0002	0,0020
d450	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
d600	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
sum	<b>1,0932</b>	<b>0,9455</b>	<b>1,1308</b>	<b>0,8942</b>	<b>1,0321</b>

Tab. 3 shows that the best results in terms of reducing the number of particles being transported in the tertiary air installation is obtained in variant V1, where inlet and outlet are positioned relative to the settler at an angle of  $90^\circ$ . In variants V3 and V4 mass flow rate is smaller than the “basic” system, but the ratio of particles having diameters exceeding  $150 \mu\text{m}$  is greater. This is probably connected with results of the formation of a „rope” of particles passing through the settler. This phenomena is even more visible in the variant V2, where most of the particles exiting from the head after being distributed to the pipeline, avoiding the middle part of the settler.

## 6. Summary

From the results of numerical calculations, the following conclusions can be drawn:

- The pressure at the outlet to the rotary kiln was selected as long, as the distribution of the gas flow rate is consistent with the real installation,
- It is possible to find the solution how to focus on studies of the tertiary air installation without the analysis of the other processes in a rotary kiln,
- Initial conditions were selected on the basis of a predetermined pressure drop between kiln head and preheater,
- Using one of the selected variants it is possible to decrease number of particles transported in tertiary air duct.

### References

- [1] Lederer H.: A new rotary kiln burner technology, *World cement* (1996).
- [2] Borsuk G., Dobrowolski B., Wydrych J.: Gas - solids mixture flow through a two - bend system. - *Chemical and Process Engineering* vol. 27, nr 3/1, (2006), pp. 645-656.
- [3] Wydrych J.: Comparative analysis of the methods of simulation of flow in boiler dust systems, *Chemical and Process Engineering*, vol. 31, no. 4, (2010), pp. 603-656.
- [4] Wang J., Shirazi S.: A CFD based correlation for mass transfer coefficient in elbows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, (2001), pp. 1817-1822.
- [5] Akili H., Levy E.K., Sahin B.: Gas-solid flow behavior in a horizontal pipe after a 90 ° vertical-to-horizontal elbow, *Powder Technology* 116, (2001), pp. 43-52.
- [6] Kuan B., Yang W., Schwarz P.: Dilute gas–solid two-phase flows in a curved 90 ° duct bend: CFD simulation with experimental validation, *Chemical Engineering Science*, 62, (2007), pp. 2068–2088.
- [7] Fidaros D.K., Baxevanou C.A., Dritselis C.D., Vlachos N.S., Numerical modelling of flow and transport processes in a calciner for cement production, *Powder Technology*, 171, (2007), pp. 81-95.
- [8] Hu Z., Lu J., Huang L., Wang S., Numerical simulation study on gas-solid two-phase flow in pre-calciner, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 11, (2006), pp.440-451.
- [9] Z. Zhou, H. Zhu, B. Wright, A. Yu, P. Zulli: Gas-solid flow in an ironmaking blast furnace-II: Discrete particle simulation, *Powder Technology*, Vol. 208, Issue 1, (2011), pp. 72-85.
- [10] Saidura R., Hossaina M.S., Islama M.R., Fayazb H., Mohammed H.A., A review on kiln system modeling, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, (2011), pp. 2487-2500.
- [11] Laín S., Sommerfeld M., Numerical calculation of pneumatic conveying in horizontal channels and pipes: Detailed analysis of conveying behavior, *International Journal of Multiphase Flow*, no. 39, (2012), pp. 105–120.
- [12] Bilirgen H., Levy E.K.: The effect of a band on the particle cross-section concentration and segregation in pneumatic conveying systems, *Powder Technology*, 98, (1998), pp. 95-103.
- [13] ANSYS Fluent, Release 14.0, ANSYS Inc.





# NUMERICAL SIMULATION THERMO-FLOW PROCESSES IN THE RISER CHAMBER OF INSTALLATION FOR CLINKER PRODUCTION

Grzegorz Borsuk<sup>1</sup>, Bolesław Dobrowolski<sup>1</sup>, Grzegorz Nowosielski<sup>1</sup>,  
Jacek Wydrych<sup>1</sup>, Jerzy Duda<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Thermal Engineering and Industrial Facilities

<sup>2</sup>Department of Innovative Processes Opole University of Technology, Opole, Poland

e-mail: j.wydrych@po.opole.pl, g.borsuk@po.opole.pl,  
b.dobrowolski@po.opole.pl, gn.opole.pl@gmail.com

Clinker burning process has a decisive impact on energy consumption and the cost of cement production. A new problem is to use the process of decarbonization of alternative fuels from waste. These issues are particularly important in the introduction of a two-stage combustion of fuel in a rotary kiln without the typical reactor-decarbonizator. The results of numerical studies of thermal-flow phenomena in the riser chamber, which will be designed to burn fuel in the system AS (combustion air supplied separately from the clinker cooler). The mathematical model is based on a combination of the two methods of description of fluid motion - Euler method for the gas phase and Lagrange method for particles. The numerical calculation included account the heat transfer between particles and gas raw material. The obtained results of calculations can be the basis for optimizing the design and operating conditions of the riser chamber the implementation of the AS.

## 1. Introduction

Industrial installations for clinker production have a very complex structure and they are difficult to analyses by theoretical methods [1]. One of the most important elements of this installation is precalciner, where is the initial stage of the raw material calcination [2, 3]. The main part of the work is modelling the phenomena flow in the chamber with atypical construction. Gas-particle multi-phase flow in some kind of precalcination chamber is considered. Fig. 1 presents calculation domain with the information about inlets, outlets and geometrical shape of the chamber. The distribution of particle size in inlets to precal-

ciner chamber has influence on heat and mass transfer between particles and gas. As a result of sieve analysis of raw material and Rosin-Rammler-Sperling calculation method, the authors obtained a particle size distribution as shown in Fig. 2. This distribution was assumed in the early stages of calculations. Due to Euler-Lagrange method used for the calculation, it was necessary to set the correct fractional distribution of particles. For assumed particles distribution, authors noted that all particles were carried away by upper outlet to preheater tower (Fig. 2). Sieve analysis, shown in Fig. 2, was made for particles after cooling to room temperature. This situation creates a risk that during the sieving particle were crushed and sieve residues do not represent the fractional composition of raw material in real flow. The possibility of particles coagulation increases with the temperature. Because of that, particles from cyclones IV may have larger diameters than those from cyclones III. The authors proposed a method based on the increase of the upper range of particle diameters. Because of the lack of possibility to determine the true particles size distribution by measurements, therefore authors used the method of gradually increasing particle diameters [12]. Thermo-flow processes in precalciner installation are presented in the following parts of the work. Presented results are first stage works on the formation and emission of pollutants especially NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> to atmosphere.

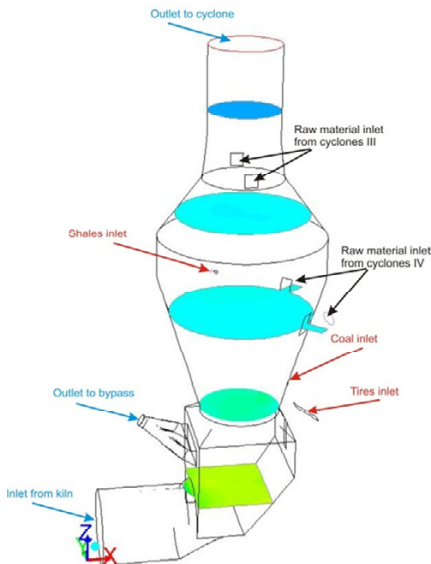


Fig. 1. Calculation domain with control cross-sections

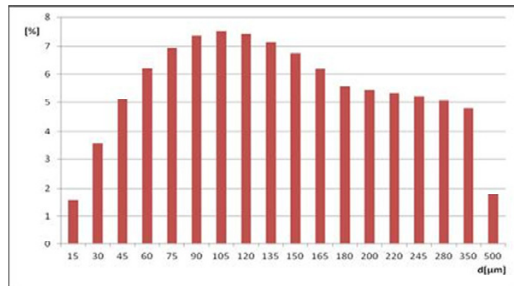


Fig. 2. Particle size distributions of raw material

## 2. Method of calculations

In order to realize numerical calculations, the mathematical model containing equations of motion for the gaseous phase and particles was formulated. Gas motion was described with the Euler method, and the particle motion – by the Lagrange method. To analyze motion of the gas-particle polydisperse mixture, in this chapter the PSI-Cell method was applied [4, 5, 6].

Numerical calculations are based on the following assumptions: considered flow is stationary, without phase changes, and both phases are incompressible. Gas motion is described in the uniform, generalized conservative form, isolating convection, diffusion and source components. In a consequence we obtain

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi + S_{\phi p}, \quad (1)$$

where  $\phi$  is a generalized dependent variable,  $\Gamma_\phi$  is the coefficient of diffusion transport, and the source term  $S_\phi$  contains all the remaining components of the differential equations [4]. The coefficients  $\Gamma_\phi$  and  $S_\phi$  are dependent on the variable  $\phi$ . In the PSI-Cell method it is assumed that particles of the disintegrated phase are the sources of mass, momentum and energy occurring as additional components  $S_{\phi p}$  in equations of the continuous (gaseous) phase.

The system of equations is accompanied by suitable boundary and initial conditions. The above system of partial differential equations is non-linear. Particular equations are coupled, so they have to be solved with special numerical techniques.

In order to calculate turbulence, model k- $\varepsilon$  was used. The standard k- $\varepsilon$  model is a semi-empirical model based on model transport equations for the turbulence kinetic energy  $k$  and its dissipation rate  $\varepsilon$ . The model transport equation for  $k$  is derived from the exact equation, while the model transport equation for  $\varepsilon$  was obtained using physical reasoning and bears little resemblance to its mathematically exact counterpart.

In the derivation of the k- $\varepsilon$  model, it was assumed that the flow was fully turbulent, and the effects of molecular viscosity were negligible. The standard k- $\varepsilon$  model is therefore valid only for fully turbulent flows [7]. The turbulence kinetic energy,  $k$ , and its rate of dissipation,  $\varepsilon$ , are calculated from the following transport equations [8]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon, \quad (3)$$

In these equations,  $G_k$  represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients.  $G_b$  is the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy.  $Y_M$  represents the contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  and  $C_{3\varepsilon}$  are constants.  $\sigma_k$  and  $\sigma_\varepsilon$  are the turbulent Prandtl numbers for  $k$  and  $\varepsilon$ , respectively.  $S_k$  and  $S_\varepsilon$  are user-defined source terms. The turbulent (or eddy) viscosity  $\mu_t$  is computed by combining  $k$  and  $\varepsilon$  as follows:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (4)$$

The model constants  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_\mu$ ,  $\sigma_k$  and  $\sigma_\varepsilon$  have the following default values  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1.0$  and  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ .

The particle trajectory should be known during calculation of the mentioned above source components of differential equations. The particle trajectory is calculated according to its equation of motion [8]. If the phase density difference is big, the equation of particle motion can be written as:

$$\frac{d\vec{u}_p}{dt} = \frac{1}{\tau_p} (\vec{u} - \vec{u}_p) + \mathbf{g} + 3,084 \left( \frac{\mu}{\rho} \right)^{1/2} \left( \frac{1}{|\vec{\omega}|} \right)^{1/2} \{ \vec{\omega} \times (\vec{u} - \vec{u}_p) \} f(\text{Re}_p, \text{Re}_s). \quad (5)$$

The radiative heat transfer and the effects of particle radiation from the limestone particles is modeled with the P-1 radiation model

$$\nabla(\Gamma \nabla G) = (a + a_p)G - 4\pi \left( a \frac{\sigma T^4}{\pi} + E_p \right), \quad (6)$$

where the term on the left hand side represents the change of the incident radiation. The first term on the right hand side represents the absorption, from the continuous phase and the particles, and the second term on the right hand side represents the emission, again from the continuous phase and the particles. For the particle emission  $E_p$  the following correlation is used:

$$E_p = \frac{1}{\Delta V} \sum_{n=1}^N \varepsilon_{pn} A_{pn} \frac{\sigma T^4}{\pi}, \quad (7)$$

Equations presented above were solved with the using ANSYS Fluent Package [9]

### 3. Results

In order to perform the calculations authors adopted the boundary conditions, which are shown in Tab. 1. Inlet from kiln is the source of gas produced during the combustion of fuel and chemical transformation of raw material in the high temperature. The same cross-section is treated as a outlet for calcined material. Raw material is supplied from two inlets. In the following descriptions raw material inlets from cyclones III and VI are called upper and lower inlets, respectively, regarding outlets inlet from kiln and outlet to cyclones are called lower and upper outlets.

Table 1. Boundary conditions for inlets and outlets

Boundary	$v$ [m/s]	$T$ [K]	$p_n$ [Pa]
Inlet from kiln	15	1370	-400
Outlet to bypass	-30	1100	-400
Outlet to cyclones	From the balance of the inflow mass	1112	-800
Coal inlet	100	300	0
Shale's inlet	45	300	0
Tires inlet	Closed – treated as a wall		
Raw material inlet from cyclones III	From flow rate of particles	1000	0
Raw material inlet from cyclones IV		1100	0

Fig. 3 presents distributions of the gas velocity modulus in the consider geometry. Comparison of Fig. 3 and 6 leads to the conclusion that in areas with larger particle concentration gas velocity is smaller due to the blocking of these areas.

Fig. 4 presents temperature distribution in precalciner chamber for two ranges of temperature. Comparison of Fig.4 and 6 leads to the conclusion that in areas with larger particle concentration gas temperature is smaller due to the more intensive radiative heat exchange between gas and particles in these areas.

Because incorrect particle distribution as result of sieve analysis of raw material and Rosin-Rammler-Sperling calculation method, to reach from the initial ranges of diameters, corresponding to the mass distribution between the upper and lower outlets, authors made about 20 steps in the search for the appropriate range. In final series of the results, upper limits of the particle diameters from the upper and lower inlets were set to 1500  $\mu\text{m}$  and 2900  $\mu\text{m}$ , respectively. This

ranges was used as a correct for final calculations [12]. From this moment numbering of particle does not mean the particle diameters but rather their names, and for each fraction, the actual particle diameters are set for upper and lower inlets as in table 3 [12].

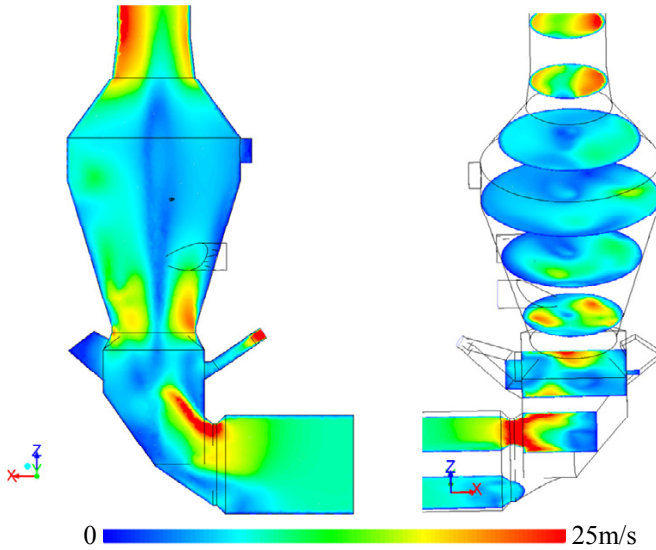


Fig. 3. Distribution of velocity magnitude in precalciner chamber

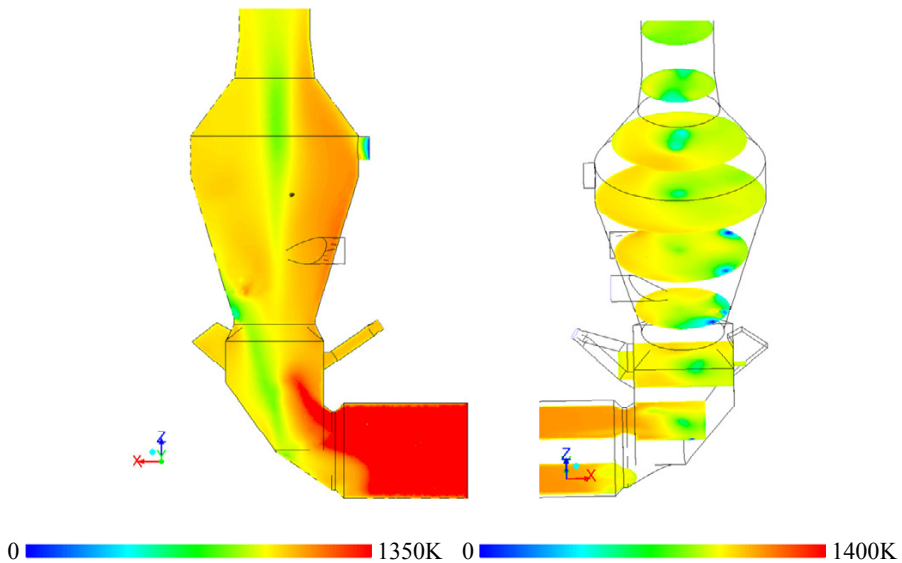


Fig. 4. Temperature distribution in precalciner chamber for two ranges of temperature

Fig.5 shows the results of particle trajectory calculations delivered to the system from the upper and lower inlets for particles 45, 500 and for all consider particles.

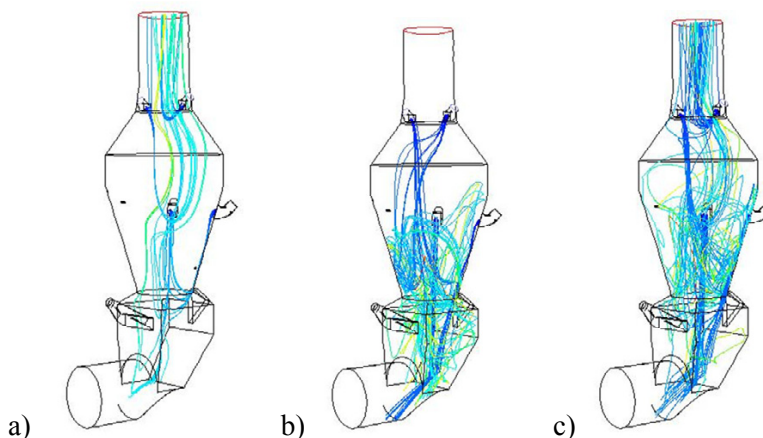


Fig. 5. Trajectory particles of size a) 45, b) 500, c) all diameters

Analysis of Fig. 5 lead to the conclusion that the largest particles end up in the lower outlet, the smallest in the upper outlet. For all particles from the two inlets mass flow rate is distributed in the ratio 27.01% to 72.99% for the upper and lower outlets, respectively. In the fig. 5 can be seen that the particles are concentrated in a small areas in the center of geometry and close to the wall of chamber. This is due to the fact that almost all of the particles from the lower inlet flow down along the chamber wall in form of “rope” and get into lower outlet, which results in free motion of the gas phase [10, 11].

Further analysis of the presented case allows the assessment of certain dependence more accurately than with the enclosed drawings. Analyzing raw material flow rate and fractions through the upper and lower outlets it can be seen that the particle fraction of  $15 \div 45$  goes entirely through the upper one. Particles of 60 in a 93% goes to the upper outlet. Fraction of particles 120 goes mostly to the outlet of the kiln chamber at a bottom. In total, the upper outlet goes to 27.01%, and 72.99% to the lower.

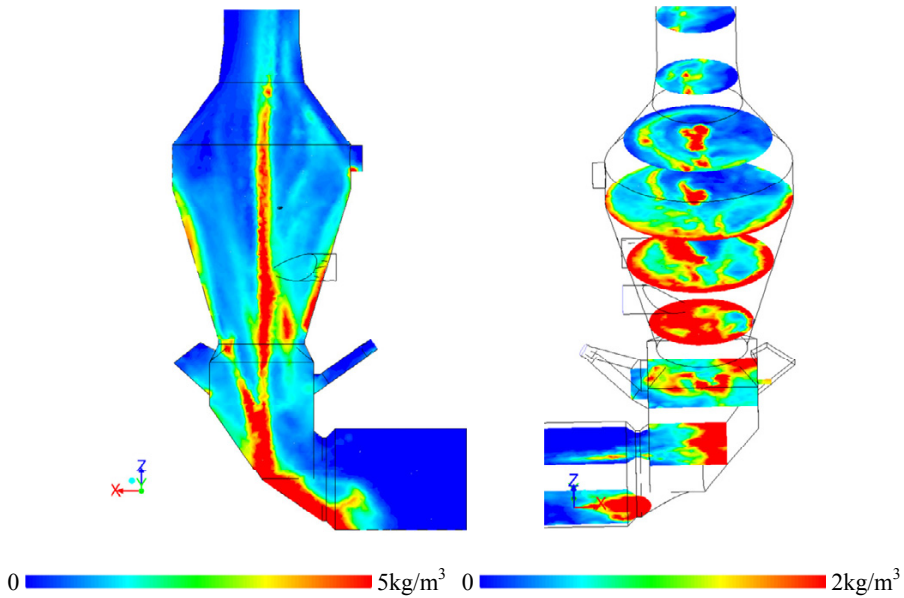


Fig. 6. Particles concentration distribution in precalciner chamber for two ranges of concentration

Table 2 shows the average residence time of the particles and normalized temperature differences for each faction in the precalciner chamber. For particles that reach the lower section of the outlet, it is noted a shortening of the residence time with increasing particle size. The residence time in the chamber of the particles 135 from cyclones III reaching the upper outlet cross-section exhibits a maximum.

Particles of  $15 \div 45$  reach the upper section from cyclone III and have the shortest residence time in chamber. Due to the fact that the particles get to the areas with high-speed values in the vertical direction, the path between the inlet and the outlet are the shortest. The temperature difference between the temperature of the outlet section and the raw material chute section was normalized relative to the temperature of 1100 K. The temperature of the raw material particles of lime supplied with cyclones third degree was 1000 K, while the fourth degree of the cyclones was 1100 K. The particles reaching the lower section of the exhaust heat more effectively than others.



Table 2. Residence time and normalized temperature difference of particles from III and IV cyclones reach the upper and lower outlet sections

d	Particles residence time in chamber				Normalized temperature increase [%]			
	from cyclone IV		from cyclone III		from cyclone IV		from cyclone III	
	upper	lower	upper	lower	upper	lower	upper	lower
15	5.00	-	1.54	-	15.55%	-	15.34%	-
30	6.11	-	1.43	-	15.33%	-	15.23%	-
45	9.81	-	1.62	-	15.42%	-	15.12%	-
60	11.14	9.95	2.88	-	15.27%	17.58%	15.15%	-
75	26.98	12.89	7.09	-	15.26%	17.69%	15.18%	-
90	19.60	8.49	6.31	-	15.33%	17.16%	15.17%	-
105	34.92	7.82	8.30	16.40	15.47%	16.97%	15.28%	18.39%
120	-	7.84	14.87	22.79	-	16.50%	15.24%	17.88%
135	-	7.76	17.08	19.37	-	16.09%	15.12%	17.47%
150	-	5.75	12.78	15.60	-	15.73%	15.06%	17.21%
165	-	5.30	12.30	16.46	-	15.59%	15.12%	16.90%
180	-	5.14	13.07	13.80	-	15.92%	15.15%	16.72%
200	-	4.25	9.01	10.60	-	15.64%	15.10%	16.62%
220	-	3.14	2.94	11.07	-	14.79%	15.15%	16.49%
245	-	2.80	2.26	9.10	-	13.05%	15.06%	16.31%
280	-	2.75	2.77	7.10	-	11.42%	14.99%	16.28%
350	-	2.68	-	6.65	-	8.61%	-	16.23%
500	-	2.28	-	4.56	-	1.44%	-	15.08%

## 4. Conclusions

Temperature of particle, which is a function of ambient temperature and the residence time of the particles in the zones of sufficiently high temperature influence on the limestone calcination effectiveness. This chapter presents possibilities of numerical calculations to recognize resident time of particle in precalciner chamber and particle temperature as an effect of radiative heat exchange between gas and limestone particles.

In order to achieve the separation of the particles mass flow in correct proportions, authors made series of numerical calculations, for which the fractional distribution of the particles was varied.

Table 3. Corrected values of particle diameters of raw material and flow rates for upper and lower inlets

d	$d_U[\mu\text{m}]$	$M_U[\text{kg/s}]$	$d_L[\mu\text{m}]$	$M_L[\text{kg/s}]$
15	15	0.428	15	0.385
30	60	1	105	0.9
45	105	1.417	195	1.275
60	155	1.722	285	1.55
75	200	1.928	370	1.735
90	245	2.047	460	1.843
105	290	2.089	550	1.88
120	335	2.064	640	1.858
135	380	1.986	730	1.788
150	430	1.867	820	1.68
165	475	1.717	905	1.545
180	520	1.55	995	1.395
200	580	1.794	1115	1.615
220	645	1.486	1235	1.338
245	720	1.456	1385	1.31
280	825	1.406	1590	1.265
350	1040	1.331	2010	1.198
500	1500	0.492	2900	0.443

By scaling the particle diameters we can observe, that mass flow rate reaching directly to the kiln and returning to the heat exchangers tower were significantly changed. After changing the range of diameters to 15-2900  $\mu\text{m}$ , large diameter particles fall into the rotary kiln, while the remaining fractions are carried away to the outlet from the chamber. In Tab. 3 was presented real particle diameters and mass flow rates for correct distribution, which was used on the final stage of calculations [12].

Presented results are good base to further works on the formation and emission of pollutants especially NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> to atmosphere.

### References

- [1] R. Saidura, M.S. Hossaina, M.R. Islama, H. Fayazb, H.A. Mohammed, A review on kiln system modeling, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, (2011), pp. 2487-2500.
- [2] D.K. Fidaros, C.A. Baxevanou, C.D. Dritselis, N.S. Vlachos, Numerical modelling of flow and transport processes in a calciner for cement production, *Powder Technology*, 171, (2007), pp. 81-95.

- [3] Z. Hu, J. Lu, L. Huang, S. Wang, Numerical simulation study on gas-solid two-phase flow in pre-calciner, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 11, (2006), pp.440-451.
- [4] G. Borsuk, B. Dobrowolski, J. Wydrych, Gas - solids mixture flow through a two-bend system, *Chemical and Process Engineering*, vol. 27, no. 3/1, (2006), pp. 645-656.
- [5] J. Wydrych, Comparative analysis of the methods of simulation of flow in boiler dust systems, *Chemical and Process Engineering*, vol. 31, no. 4, (2010), pp. 603-623.
- [6] D.K. Fidaros, C.A. Baxevanou, C.D. Dritselis, N.S. Vlachos, Numerical modelling of flow and transport processes in a calciner for cement production, *Powder Technology* 171, (2007), pp. 81-95.
- [7] Z. Hu, J. Lu, L. Huang, S. Wang, Numerical simulation study on gas-solid two-phase flow in pre-calciner, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 11, (2006), pp. 440-451.
- [8] K.S. Mujumdera, K.V. Ganesha, S.B. Kulkarnia, V.V. Ranade, Rotary Cement Kiln Simulator (RoCKS): Integrated modeling of pre-heater, calciner, kiln and clinker cooler, *Chemical Engineering Science*, 62, (2007), pp. 2590-2607.
- [9] ANSYS Fluent, Release 14.0, ANSYS Inc.
- [10] H. Bilirgen, E.K. Levy, Mixing and dispersion of particle ropes in lean phase pneumatic conveying, *Powder Technology*, 119, (2001), pp. 134-152.
- [11] A. Yilmaz, E.K. Levy: Formation and dispersion of ropes in pneumatic conveying, *Powder Technology* 114, (2001), pp. 168-185.
- [12] J. Wydrych, G. Borsuk, B. Dobrowolski, G. Nowosielski, Numerical modelling of gas-particle countercurrent flow in the installation for clinker production, 8th International Conference on Inverse Problems in Engineering, 12-15 May 2014, Kraków.



# ANALIZA PRZEPIYU OPADAJĄCEGO W RURACH PIONOWYCH

Agata Brandt, Krystian Czernek, Marcin Pietrzak, Stanisław Witczak

Politechnika Opolska, Katedra Inżynierii Procesowej  
Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, m.pietrzak@po.opole.pl

W pracy przedstawiono wyniki badań dotyczące współprądowego opadającego przepływu trójfazowego powietrze-woda-olej w rurze pionowej. W wyniku przeprowadzonych badań opracowano systematykę struktur takiego przepływu, jak również modele obliczeniowe dotyczące wyznaczania zredukowanej grubości filmu cieczy. Opracowane zależności mogą stanowić przydatne narzędzie przy projektowaniu aparatów i procesów, w których taki przepływ występuje.

## 1. Wstęp

Wiele aparatów do prawidłowej pracy wymaga wytworzenia korzystnego rodzaju przepływu. Można w tej grupie wymienić wyparki cienkowarstewkowe, czy też rurowe reaktory heterogeniczne. Jednoczesna obecność w procesach realizowanych w takich aparatach fazy gazowej i ciekłej stwarza wiele trudności w zapewnieniu odpowiednich warunków do ich prawidłowej pracy.

Głównym wymogiem w procesie modelowania wyparek cienkowarstewkowych jest uniknięcie ich zalania lub tworzenia się suchych ścieżek wzdłuż rur aparatu, co wpływa na zmniejszenie wydajności pracy tych aparatów. W aparatach wyparnych korzystnym rodzajem przepływu jest przepływ pierścieniowy czyli taki, w którym ciecz płynie cienką warstwą po ścianie rury, a gaz ze znaczną prędkością jej środkiem. Hydrauliczny przepływ filmu cieczy występuje w aparatach z hydraulicznie wytwarzanym filmem cieczy, wykorzystywanych między innymi w procesie odwadniania smoły węglowej.

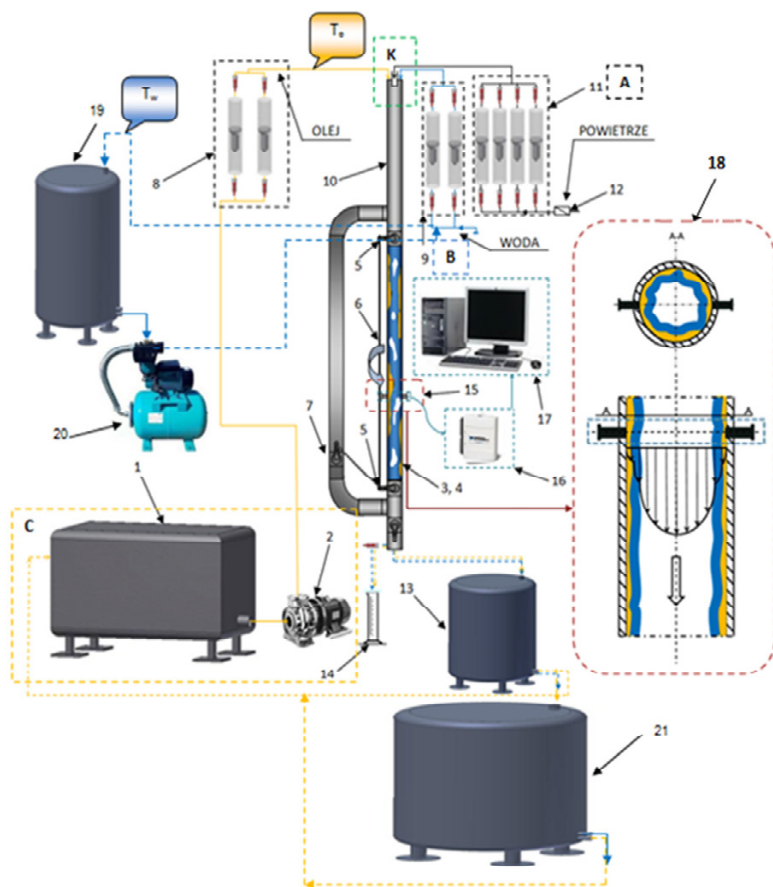
W literaturze przedmiotu [1-11] liczba opracowań dotyczących współprądowego, opadającego w rurach pionowych przepływu trójfazowego typu gaz-ciecz-ciecz jest niewielka. W większości przypadków publikacje dotyczą przepływów dwufazowych ciecz-ciecz lub gaz-ciecz.

Brak opracowań dotyczących opadającego przepływu trójfazowego gaz ciec-ciecz skłonił autorów niniejszej pracy do podjęcia badań doświadczalnych oraz opisu zależności pozwalających na szersze poznanie hydrodynamiki opadającego przepływu trójfazowego gaz-ciecz-ciecz.

## 2. Opis badań

Badania doświadczalne przepływu trójfazowego prowadzono na instalacji doświadczalnej, której schemat przedstawia rys. 1. Badania prowadzono w rurze pionowej, wykonanej z pleksiglasu o średnicy, wewnętrznej 12,5mm. Czynniki robocze doprowadzane z odpowiednich układów zasilania kierowane były do układu regulacji i pomiaru strumienia przepływu (8, 9, 11), skąd kierowane były do komory mieszania, w której następowało wytworzenie strugi wielofazowej. Olej tłoczony był do instalacji i układu zasilania za pomocą pompy zębatej (2), napędzanej silnikiem prądu stałego, umożliwiającą płynność regulacji obrotów pompy. Przed wlotem do układu zasilania mierzono temperaturę oleju. Woda pobierana była bezpośrednio z sieci wodociągowej, skąd po odgazowaniu w zbiorniku wody (19) za pomocą hydroforu (20) kierowana była do układu zasilania, poprzez baterię rotametrów wody, służących do regulacji i pomiaru jej strumienia przepływu. Temperaturę wody mierzono w zbiorniku w punkcie (Tw). Natomiast powietrze pobierane było z centralnej instalacji ciśnieniowej. Po przejściu przez zawór redukcyjny (12) powietrze kierowane było do baterii rotametrów, gdzie regulowano i mierzono jego strumień przepływu. Powstała mieszanina wielofazowa przepływała początkowo przez nieprzezroczysty odcinek kanału pomiarowego (10), gdzie następowała stabilizacja parametrów przepływu i kształtowanie się określonej struktury przepływu w wyniku różnych wartości strumieni przepływu i właściwości faz. Natomiast w części przezroczystej kanału pomiarowego (3) dokonywano obserwacji i identyfikacji tworzących się struktur przepływu, pomiaru udziałów objętościowych faz (4) oraz określania dominacji poszczególnych faz w przepływie mierzonej cieczy typu woda-olej (15). Po opuszczeniu kanału pomiarowego mieszanina trójfazowa przepływała do separatora pośredniego (13), w którym następowało oddzielenie gazu od cieczy. Następnie za pomocą pompy, oddzielona ciecz przetłaczana była do właściwego separatora (21), gdzie następowało grawitacyjne rozdzielanie jej składników na olej i wodę.

Badania eksperymentalne opadającego przepływu trójfazowego gazu i dwóch niemieszających się cieczy obejmowały swoim zakresem m.in. określenie struktur przepływu, pomiar udziałów objętościowych poszczególnych faz w mieszaninie trójfazowej oraz określenie grubości filmów każdej z cieczy bazowych oraz ich mieszaniny jako udziału dwufazowego ciec-ciecz, a także określenie dominacji poszczególnej fazy ciekłej w przepływie wielofazowym.



Rys. 1. Stanowisko badawcze: 1 – zbiornik oleju; 2 – pompa zębata; 3, 4 – przezroczysty odcinek kanału pomiarowego i obserwacja struktur; 5 – zawory odcinające; 6 – mechanizm odcinający; 7 – zawór kulowy; 8 – bateria rotametrów oleju; 9 – bateria rotametrów wody; 10 – nieprzezroczysty kanał pomiarowy; 11 – bateria rotametrów powietrza; 12 – zawór redukcyjny; 13 i 21 – separator; 14 – cylinder miarowy; 15 – sondy pomiarowe; 16 – karta pomiarowa; 17 – komputerowy system akwizycji danych pomiarowych; 18 – przekrój kanału pomiarowego; 19- zbiornik wody, 20- hydrofor, A – układ zasilania powietrzem, B- układ zasilania wodą, C- układ zasilania olejem, K- komora mieszania

W badaniach doświadczalnych hydrodynamiki przepływu trójfazowego gazu i dwóch wzajemnie niemieszających się cieczy, wykorzystano powietrze, wodę i cztery jakościowo różne oleje. Za ciecze olejowe posłużyły dwa oleje grzewcze (jako nośniki ciepła w urządzeniach grzewczych) Iterm 6 Mb i Iterm 12, jeden olej smarowy Iterm 30 MF oraz jeden olej maszynowy L-AN 15. Wybrane do badań oleje charakteryzowały się znacznie większą lepkością i mniejszą gęstością w porównaniu do wody, która stanowiła drugą fazę w ciekłej mie-

szaninie dwufazowej. Jako fazy gazowej użyto powietrza, które było pobierane z zewnętrznego układu instalacji centralnej.

Badania własne przeprowadzono w szerokim zakresie zmian parametrów przepływowych przy całkowitym wykorzystaniu możliwości przepływowych i technicznych instalacji doświadczalnej. W trakcie badań tak dobierano zakresy zmian strumieni przepływu poszczególnych składników mieszaniny wielofazowej, aby otrzymać zarówno laminarny, jak i burzliwy charakter ich przepływu. Zakres zmian parametrów przepływowych przedstawiono w tabeli 1.

Tabela. 1. Parametry przepływu

Składnik mieszaniny- i	$V_i$ , l/min	$w_{i,0}$ , m/s	$\eta_i$ , Pa·s	$\rho_i$ , kg/m <sup>3</sup>
olej Iterm 30	0,07 – 22,4	$1,65 \cdot 10^{-4}$ – 0,05	2,19	880,85
olej Iterm 12	1,04 – 96,1	$2,4 \cdot 10^{-3}$ – 0,22	0,37	881,55
olej Iterm 6	$2,67 \cdot 10^{-4}$ – 0,092	$2,2 \cdot 10^{-3}$ – 0,75	0,083	860,73
olej L-AN 15	0,09 – 5,5	$1,2 \cdot 10^{-2}$ – 0,75	0,027	858,46
woda	0,12 – 18,2	0,02 – 2,5	0,001	998,76
powietrze	0 - 22400	0 – 50,74	$18,58 \cdot 10^{-6}$	1,13

### 3. Wyniki badań

#### 3.1. Struktury przepływu

W wyniku przeprowadzonych badań dokonano oceny tworzących się struktur przepływu trójfazowego w zakresie struktury pierścieniowej, jako najbardziej korzystnej formy przepływu.

Dla struktur z dominacją oleju w przepływie wyróżniono strukturę pierścieniową z dyspersją wody w oleju (rys.2a) oraz strukturę przerywaną wody w oleju (rys. 2b).

W przypadku struktury pierścieniowej z dyspersją wody w oleju, olej płynie przy ściance kanału oraz obmywa cały obwód kanału. Woda płynie natomiast w oleju w postaci kropli o zróżnicowanym rozmiarze. Gaz z kolei przepływa, poza rdzeniem, także w postaci drobnych pęcherzyków.

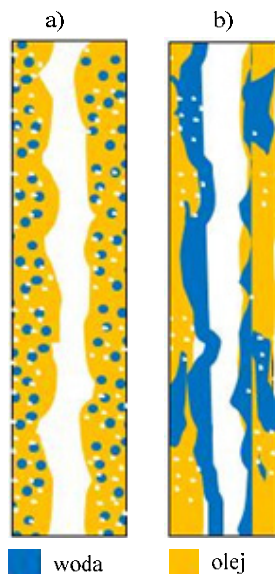
W przypadku struktury przerywanej wody w oleju, struktura taka powstawała przy niskich prędkościach przepływu ciągłej fazy olejowej i niezbyt dużym udziale fazy gazowej. Powstające obszary wodno-olejowe naprzemiennie występowały przy ściance kanału.



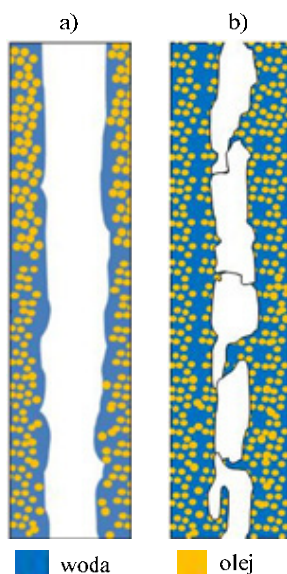
Dla struktur z dominującą fazą wodną wyróżniono strukturę pierścieniową z dyspersją oleju w wodzie (rys. 3a) oraz strukturę pianową z dyspersją oleju w wodzie (rys. 3b).

W przypadku struktury pierścieniowej z dyspersją oleju w wodzie, faza wodna obmywała cały kanał pomiarowy i pozostawała stale w kontakcie ze ścianką kanału. Faza gazowa płynęła zarówno środkiem kanału, jak i w postaci drobnych, pojedynczych pęcherzyków gazu w filmie cieczy. Olej płynął (w zależności od koncentracji w mieszaninie cieczy) w postaci pojedynczych kropelek lub skupisk dużej ilości mniejszych kropelek.

W przypadku struktury pianowej z dyspersją oleju w wodzie, woda była fazą dominującą w przepływie przy ściance kanału, ale zawierała także drobne kropelki oleju. Faza gazowa występowała w postaci licznych pęcherzy gazowych o nieregularnych kształtach i przepływała z dużą prędkością, co powodowało tworzenie się piany.



Rys. 2. Struktury przepływu z dominującą fazą olejową: a) struktura pierścieniowa z dyspersją wody w oleju, b) struktura przerywana wody w oleju



Rys. 3. Struktury przepływu z dominującą fazą wodną: a) struktura pierścieniowa z dyspersją oleju w wodzie, b) struktura pianowa z dyspersją oleju w wodzie

### 3.2. Modelowanie przepływu

Przepływ współprądowy opadający pierścieniowy czyli taki, w którym ciecz płynie cienką warstwą po ścianie rury, jest najczęściej definiowany jako przepływ cienkiej warstwy cieczy, z międzyfazową lub swobodną powierzchnią, ukształtowaną wskutek działania siły grawitacji, naprężenia ścinającego lub innych oddziaływań zewnętrznych [12]. Dla tego typu przepływu interesującym parametrem jest grubość warstwy cieczy, dla której to powstało wiele równań korelacyjnych [12]. Opracowane zależności dotyczą jednak przepływów dwufazowych gaz-ciecz i cechują się małą przydatnością do warunków rozpatrywanego w pracy przepływu trójfazowego, w którym mamy do czynienia z dwoma filmami cieczy spływającymi po powierzchni ściany rury z jednoczesnym przepływem gazu.

Biorąc powyższe pod uwagę opracowano zależność do wyznaczenia średniej zredukowanej grubości filmu cieczy podczas przepływu mieszaniny trójfazowej gaz-ciecz-ciecz.

Punktem wyjścia do opracowania ogólnej zależności stały się korelacje stworzone dla równoczesnego spływu grawitacyjnego wody i oleju. Korelacje te zostały opracowane oddzielnie dla przepływu z dominującą fazą olejową oraz dla przepływu z dominującą fazą wodną, w której również zawarty był

przepływ emulsji. W obliczeniach tych przepływ dwufazowy ciecz-ciecz potraktowano, jako przepływ pseudojednofazowy, w którym fazę wodną i olejową potraktowano, jako ciecz pseudojednorodną o zastępczych właściwościach. W związku z tym gęstość  $\rho_c$  i lepkość  $\eta_c$  cieczy pseudojednorodnej wyznaczano z następujących zależności

$$\rho_c = \rho_w \cdot R_w + \rho_{ol} \cdot R_{ol}, \quad (1)$$

$$\eta_c = \eta_w \cdot R_w + \eta_{ol} \cdot R_{ol}, \quad (2)$$

w których udział objętościowy oleju  $R_{ol}$  wyznacza się z opracowanej własnej metody (3), uwzględniającej współczynnik poślizgu międzyfazowego pomiędzy dwoma fazami ciekłymi:

$$R_{ol} = \frac{1}{1 + S \cdot \left( \frac{1-x}{1} \right) \cdot \left( \frac{\rho_{ol}}{\rho_w} \right)}, \quad (3)$$

W równaniu (3) wartość współczynnika poślizgu  $S$  między olejem a wodą wyznacza się z zależności:

$$S = 1,109 \cdot Fr_{ol}^{0,25} \cdot Fr_w^{0,17}, \quad (4)$$

w której liczbę Frouda dla oleju  $Fr_{ol}$  i wody  $Fr_w$  wyznacza się z równań:

$$Fr_{ol} = \frac{w_{ol,0}^2}{d \cdot \bar{g}}, \quad (5)$$

$$Fr_w = \frac{w_{w,0}^2}{d \cdot \bar{g}}, \quad (6)$$

w których  $w_{ol,0}$ ,  $w_{w,0}$ , oznaczają odpowiednio prędkości pozorne oleju i wody.

Wartość udziału objętościowego wody  $R_w$  oblicza się z równania

$$R_w = 1 - R_{ol}. \quad (7)$$

Wprowadzając definicję liczby Reynoldsa dla warunków spływu grawitacyjnego cieczy

$$Re_z = \frac{4 \cdot \Gamma_c}{\eta_c}, \quad (8)$$

oraz zastępczy wymiar liniowy:

$$\mathcal{G}_z = \left( \frac{\eta_c^2}{\rho_c^2 \cdot \bar{g}} \right)^{1/3} \quad (9)$$

średnią grubość filmu cieczy można opisać zależnością

$$s_0 = C \cdot \mathcal{G}_z \cdot \text{Re}_z^n, \quad (10)$$

a grubość zredukowaną warstewki cieczy (wielkość bezwymiarową), jako

$$s_r = \frac{s_0}{\mathcal{G}_z} = C \cdot \text{Re}_z^n. \quad (11)$$

W wyniku przeprowadzonych obliczeń i korelacji otrzymano równania do wyznaczania zredukowanej grubości warstewki cieczy pseudojednorodnej w zależności od dominującej w układzie fazy olejowej (W/O)-(12) oraz fazy wodnej (O/W)-(13) w obszarze którym tworzyła się również emulsja (W+O):

$$s_r = 0,6689 \cdot \text{Re}_z^{0,312}, \quad (12)$$

$$s_r = 0,3465 \cdot \text{Re}_z^{0,549}. \quad (13)$$

Opracowane zależności (12) i (13) stanowiły podstawę do określenia wpływu strumienia gazu na zmianę grubości spływającej warstwy cieczy pseudojednorodnej.

Z uwagi na występowanie w przepływie trójfazowym fazy gazowej, która determinuje kształt oraz wielkość tworzących się filmów cieczy, postanowiono uwzględnić charakter przepływu tej fazy na wartość zredukowanej grubości filmu cieczy pseudojednorodnej podczas przepływu opadającego współprądowego w rurze pionowej. Charakter przepływu gazu opisano liczbą Reynoldsa  $\text{Re}_g$ , jak również wartością jego wlotowego udziału objętościowego  $\varepsilon_g$ . Wielkości te zostały uwzględnione w równaniu (14) przedstawiającym korelację do obliczania zredukowanej wartości grubości spływającego filmu cieczy pseudojednorodnej podczas przepływu trójfazowego gaz-ciecz-ciecz

$$s_r = 7,67 \cdot \left( \frac{\varepsilon_g}{1 - \varepsilon_g} \right)^{0,34} \cdot \text{Re}_z^{0,679} \cdot \text{Re}_g^{-0,657}. \quad (14)$$

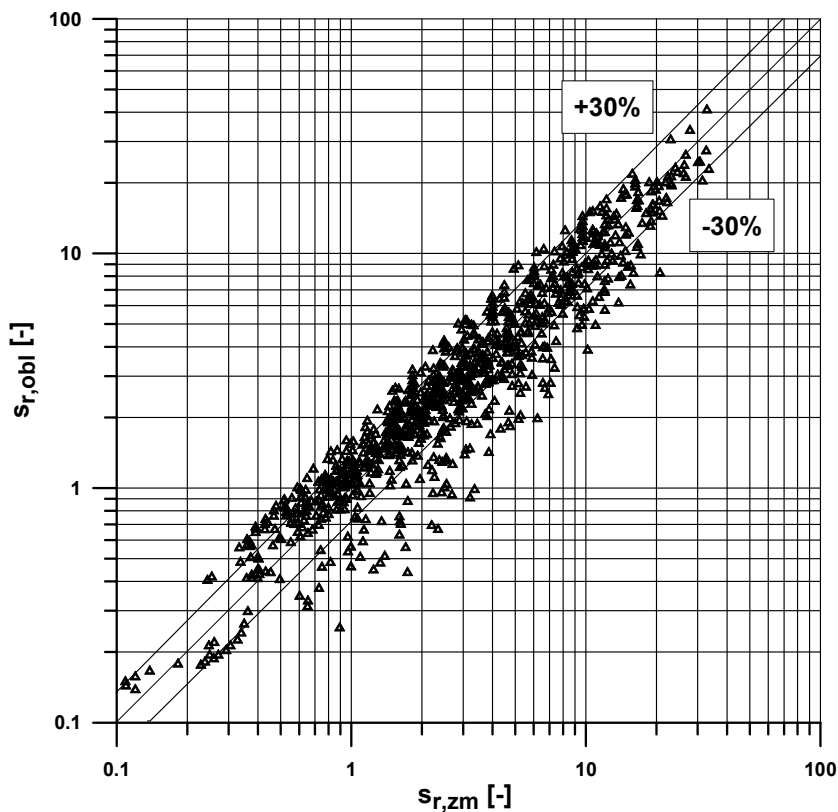
W równaniu (14)  $\text{Re}_g$  i  $\varepsilon_g$  oblicza się z zależności:

$$\text{Re}_g = \frac{w_{g,0} \cdot d \cdot \rho_g}{\eta_g}, \quad (15)$$

$$\varepsilon_g = \frac{w_{g,0}}{w_{g,0} + w_{w,0} + w_{ol,0}}, \quad (16)$$

gdzie  $w_{g,0}$ , oznacza prędkości pozorną gazu.

Z porównania zmierzonych wartości zredukowanej grubości filmu cieczy z obliczonymi na podstawie równania (14)- rys. 4, wnioskuje się, że w zakresie błędu względnego  $\pm 30\%$  mieści się ponad 80% punktów eksperymentalnych, co świadczy o dużej dokładności opracowanej metody. Dla nowo opracowanej metody wyznaczania zredukowanej grubości filmu cieczy (14) wartość współczynnika korelacji wielokrotnej wynosi  $r = 0,943$ , a średnia wartość odchylenia standardowego  $d = 0,366$ .



Rys. 4. Porównanie wartości zmierzonych i obliczonych na podstawie równania (14) zredukowanej grubości filmu cieczy pseudojednorodnej dla przepływu opadającego powietrze-woda-olej w rurze pionowej

## 4. Wnioski

W pracy dokonano rozszerzenia aktualnego stanu wiedzy dotyczącego współprądowego, opadającego w rurach pionowych pierścieniowego przepływu mieszaniny powietrza, wody i oleju. W zakresie identyfikacji struktur przepływu scharakteryzowano struktury bazujące na wodzie i na oleju. Opracowano także nowe zależności do obliczania grubości filmów cieczy, zarówno dla przypadku jej spływu grawitacyjnego, jak i jej przepływu z fazą gazową. Przedstawione w pracy sposoby wyznaczania wielkości charakteryzujących wielofazowy przepływ pierścieniowy mogą być wykorzystywane przy projektowaniu i optymalizacji procesów zachodzących w aparatach cienkowarstewkowych.

### Literatura

- [1] Broniarz L., Oddziaływanie ściany aparatu warstewkowego na średnią grubość filmu cieczy i współczynnik wnikania masy w fazie ciekłej *Inżynieria Chemiczna i Procesowa*, 12, (1991), 2, 227-249.
- [2] Broniarz-Press L., *Hydrodynamika spływu filmowego cieczy i zjawiska przenoszenia w aparatach warstewkowych*, Poznań 2004, Politechnika Poznańska.
- [3] Czernek K., *Hydrodynamika pierścieniowego współprądowego przepływu opadającego w rurach pionowych cieczy bardzo lepkiej i gazu*, Opole 2004, Politechnika Opolska.
- [4] Gstoehl D., Roques J. F., Crisinel P., Thome J. R., Measurement of falling film thickness around a horizontal tube using a laser measurement technique, *Heat Transfer Engineering*, 25, (2004), 28-34.
- [5] Han Y. B., Shikazono, N., Thickness of liquid film formed in slug flow in micro tube, in: *Proceedings of the ECI International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow in Microscale Whistler, Canada*, 2008.
- [6] Jayanti S., Hewitt G. F., Hydrodynamics and heat transfer of wavy annular gas-liquid flow: a computational fluid dynamics study, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, (1997), 10, 2445.
- [7] Kim J., Kim M. H., A photochromic dye activation method for measuring the thickness of liquid films, *Measurement*, 39, (2006), 497-504.
- [8] Kozioł K., Broniarz L., Nowicka-Kubiszewska T., Pasywna turbulizacja przepływu i jej wpływ na intensyfikację procesów wymiany ciepła i masy, *ZNPP, Chemia i Inżynieria Chemiczna*, 15, (1980), 309-333.
- [9] Nusselt W., Der Wärmeaustausch Am Berieselungskühler, *Zeitschrift VDI*, 9, (1923), 206-210.
- [10] Pedersen P. C., Cakareski Z., Hermanson J. C., Ultrasonic monitoring of film condensation for applications in reduced gravity, *Ultrasonics*, 38, (2000), 486-490.
- [11] Brandt A., Pietrzak M., Witczak S., Hydrodynamika spływu cieczy dwufazowej woda – olej w rurze pionowej, *Inżynieria i Aparatura Chemiczna*, 52, (2013), 5, 401-402.
- [12] Czernek K., *Hydrodynamiczne aspekty projektowania aparatów cienkowarstewkowych dla cieczy bardzo lepkiej*, Opole 2013, Politechnika Opolska.

# STANY DYNAMICZNE W UKŁADZIE POTRZEB WŁASNYCH ELEKTROWNI DUŻEJ MOCY

Janusz Buchta<sup>1)</sup>, Radosław Gawrysiak

<sup>1)</sup> Politechnika Łódzka, Instytut Elektroenergetyki,  
janusz.buchta@p.lodz.pl

Rozdział dotyczy analizy stanów dynamicznych w elektrycznym układzie potrzeb własnych (EUPW) jednostki wytwórczej wyposażonej w napędy silnikowe dużej mocy. Przedstawiono wyniki symulacji wybranych stanów nieustalonych: rozruchu największego silnika oraz różnych wariantów przełączeń zasilania przez automatykę SZR dla bloku klasy 900 MW.

## 1. Wstęp

We wrześniu 2011 roku, w Elektrowni Bełchatów przekazano do eksploatacji blok o mocy 858 MW. W najbliższych latach w krajowej energetyce powstaną kolejne jednostki wytwórcze o mocach 900-1075 MW [1]. Wysoka sprawność nowych jednostek wytwórczych skutkuje obniżeniem jednostkowego zużycia paliwa i jednostkowego zużycia pary, a tym samym zmniejszeniem zapotrzebowania na moc zdecydowanej większości urządzeń potrzeb własnych. Rośnie natomiast zapotrzebowanie na moc pompowania wody zasilającej, co jest związane ze zwiększeniem ciśnienia pary dolotowej do turbiny do wartości nadkrytycznych. W konsekwencji, w układach potrzeb własnych bloków klasy 900-1100 MW pojawiają się napędy o mocach powyżej 10 MW - zdecydowanie większych niż dotychczas stosowane w krajowej energetyce. Konieczne jest podwyższenie napięcia znamionowego w potrzebach własnych elektrowni do 10 kV w celu ograniczenia wartości prądów przejściowych oraz zmniejszenia spadków napięcia, a tym samym poprawy warunków pracy silników w stanach dynamicznych. W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki badań symulacyjnych stanów dynamicznych w elektrycznym układzie potrzeb własnych elektrowni (EUPW) bloku 858 MW.

## 2. Potrzeby własne bloku 858 MW

Blok 858 MW włączony jest do krajowego systemu elektroenergetycznego poprzez rozdzielnię 400 kV [2]. W układzie wyprowadzenia mocy zastosowano dwa równoległe pracujące transformatory blokowe. Blok posiada cztery rozdzielnice potrzeb własnych, które są zasilane z dwóch transformatorów trójzwojeniowych o mocach 80/40/40 MVA każdy. Napięcie znamionowe rozdzielni potrzeb własnych wynosi 10 kV. Napędy potrzeb własnych bloku 858 MW zostały podzielone między cztery sekcje rozdzielnicy: A1BBA, A1BBB, A1BBC oraz A1BBD, zgodnie z konfiguracją układu elektrycznego. Podział poszczególnych urządzeń potrzeb własnych został przedstawiony w tabeli 1. Podczas normalnej pracy bloku z parowym napędem pompy wody zasilającej, pompy rezerwowe są wyłączone, a sumaryczne obciążenie we wszystkich czterech rozdzielniach jest na zbliżonym do siebie poziomie i wynosi ok. 19 MW na rozdzielnię.

## 3. Model matematyczny EUPW

Podstawę modelu matematycznego elektrycznego układu potrzeb własnych (EUPW) stanowi model silnika indukcyjnego w postaci układu równań różniczkowych [3]. W warunkach eksploatacji, w silnikach elektrycznych potrzeb własnych występują procesy przejściowe o charakterze mechanicznym i elektrycznym. W analizie tych stanów należy uwzględnić zarówno zmiany energii kinetycznej wirujących mas, jak i zmiany energii pól magnetycznych. Pozwala to określić składowe przejściowe prądów i momentów. Analizę procesów przejściowych przeprowadza się na podstawie równań równowagi mechanicznej i elektrycznej oraz równania przetwarzania energii elektromagnetycznej na energię mechaniczną, czyli równania momentu elektromagnetycznego. W badaniach symulacyjnych układu EUPW bloku 858 MW zastosowano program Matlab-Simulink. Wykorzystano model matematyczny silnika indukcyjnego zaimplementowany w programie [4, 5]. Model ten nie uwzględnia zmian parametrów obwodu stojana i wirnika w stanach nieustalonych.

Dla potrzeb budowy modelu symulacyjnego, parametry obwodowe silników indukcyjnych zostały wygenerowane na podstawie ich danych katalogowych za pomocą programu WindSys. Szczegółowe parametry obwodowe silników przedstawia tabela 2. W celu dostosowania modelu do warunków obciążenia rozdzielnic (tab. 1), w modelu zostały uwzględnione dodatkowe odbiory zastępcze.

Matlab-Simulink zawiera również w swoich bibliotekach modele transformatorów, źródeł zasilania, wyłączników, które zostały wykorzystane w modelu EUPW. W programie zamodelowano także charakterystyki momentu obciąże-



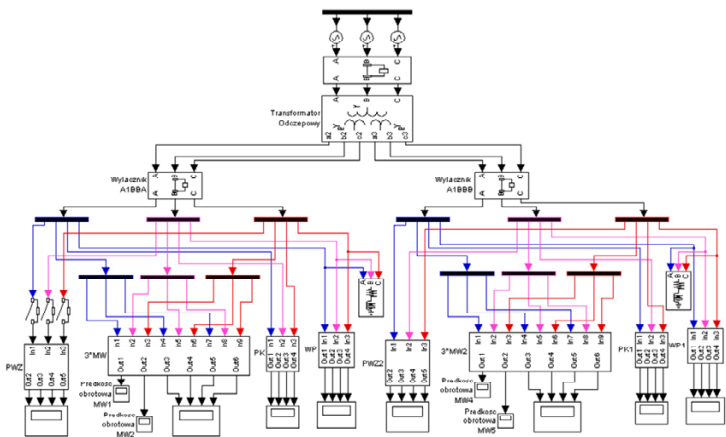
nia urządzeń potrzeb własnych. Schemat modelu EUPW bloku 858 MW dla symulacji rozruchu pompy wody zasilającej z widocznymi napędami zasilanymi z rozdzielni A1BBA oraz A1BBB został przedstawiony na rys. 1. Na schemacie widoczne są poszczególne napędy potrzeb własnych (bloki PWZ, PK, WP, MW). Model pojedynczego napędu obejmujący silnik wraz z blokiem charakterystyki momentu obciążenia, na przykładzie pompy wody zasilającej został przedstawiony na rys. 2.

Tabela 1. Zestawienie napędów urządzeń potrzeb własnych bloku 858 MW

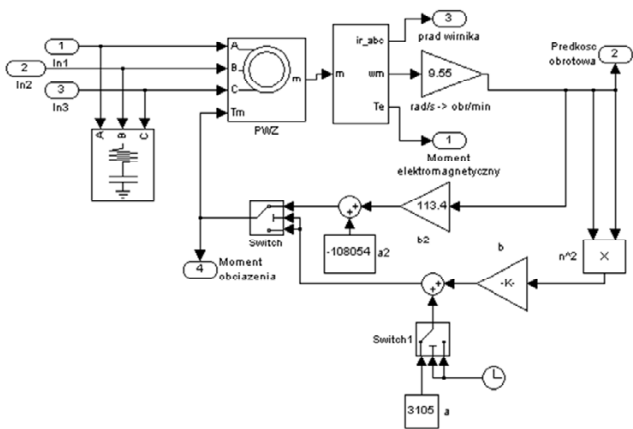
<b>Rozdzielnia A1BBA</b>			
Napęd	Liczba	Moc silnika	Suma mocy silników
	szt.	[kW]	[kW]
Młyn węglowy (MW)	4	1700	6800
Pompa wody zasilającej (PWZ)	1	13000	13000
Pompa kondensatu (PK)	2	1200	2400
Wentylator powietrza (WP)	1	4400	4400
Inne odbiory	1	-	7000
Sumaryczna moc w rozdzielni			<b>33600</b>
<b>Rozdzielnia A1BBB</b>			
Napęd	Liczba	Moc silnika	Suma mocy silników
	szt.	[kW]	[kW]
Młyn węglowy (MW)	4	1700	6800
Pompa wody zasilającej (PWZ)	1	13000	13000
Pompa kondensatu (PK)	1	1200	1200
Wentylator powietrza (WP)	1	4400	4400
Inne odbiory	1	-	7000
Sumaryczna moc w rozdzielni			<b>33400</b>
<b>Rozdzielnia A1BBC</b>			
Napęd	Liczba	Moc silnika	Suma mocy silników
	szt.	[kW]	[kW]
Wentylator spalin (WS)	1	8500	8500
Pompa wody chłodzącej (PWCh)	1	3400	3400
Inne odbiory	1	-	7000
Sumaryczna moc w rozdzielni			<b>18900</b>
<b>Rozdzielnia A1BBD</b>			
Napęd	Liczba	Moc silnika	Suma mocy silników
	szt.	[kW]	[kW]
Wentylator spalin (WS)	1	8500	8500
Pompa wody chłodzącej (PWCh)	1	3400	3400
Inne odbiory	1	-	7000
Sumaryczna moc w rozdzielni			<b>18900</b>

Tabela 2. Parametry obwodów wirnika i stojana dla silników napędzających urządzenia potrzeb własnych

Napęd	Rezystancja stojana $R_s$ [ $\Omega$ ]	Indukcyjność stojana $L_s$ [H]	Rezystancja wirnika $R_r$ [ $\Omega$ ]	Indukcyjność wirnika $L_r$ [H]	Indukcyjność wzajemna $L_m$ [H]	Moment bezwładności $J$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]
PWZ	0,0279	0,00264	0,0765	0,00173	0,103	1300
PWCh	0,448	0,00922	0,284	0,00611	0,317	1600
PK	2,41	0,0254	0,772	0,0169	0,723	100
WS	0,0880	0,00407	0,116	0,00263	0,138	8500
WP	0,253	0,00731	0,222	0,00488	0,239	400
MW	1,53	0,0176	0,551	0,0117	0,548	200



Rys. 1. Model rozdzielni A1BBA oraz A1BBB w programie Matlab-Simulink



Rys. 2. Blok silnika napędzającego PWZ wraz z charakterystyką obciążenia

#### 4. Symulacja rozruchu największego silnika

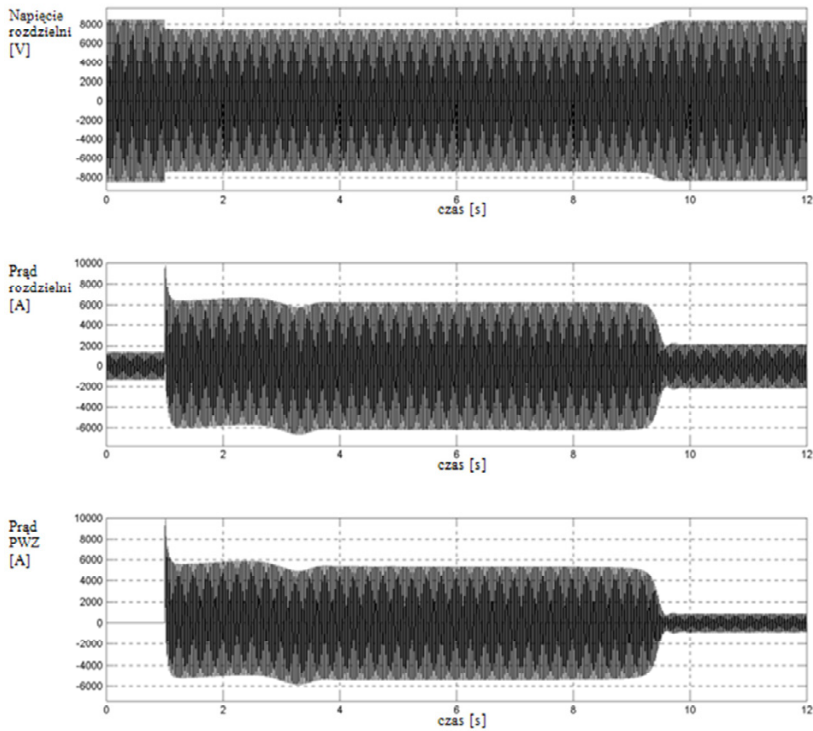
Silnikiem o największej mocy w potrzebach własnych elektrowni jest najczęściej silnik napędzający rezerwową pompę wody zasilającej kocioł. Jego rozruch powoduje elektryczne stany nieustalone, które wpływają na pracę innych silników zasilanych z danej rozdzielni. W przeprowadzonych symulacjach poddano analizie parametry elektryczne oraz mechaniczne pracy pompy wody zasilającej oraz innych urządzeń przyłączonych do rozdzielni. Przebiegi uzyskane na drodze symulacji przedstawione zostały na rys.3. Załączenie silnika napędzającego pompę wody zasilającej nastąpiło w chwili  $t = 1$  s.

Tabela 3. Parametry elektryczne w rozdzielni A1BBA podczas rozruchu silnika PWZ

Parametr	Wartość
Czas rozruchu PWZ, $t_r$ [s]	8,50
Prąd w rozdzielni przed załączeniem PWZ, $I_{nl}$ [A]	950
Prąd znamionowy PWZ, $I_{n\text{PWZ}}$ [A]	815
Prąd PWZ w stanie ustalonym, $I_{\text{PWZ}}$ [A]	601
Wartość średnia prądu rozruchowego PWZ, $I_r$ [A]	3830
Krotność prądu rozruchu, $k_r$ [-]	4,7
Napięcie fazowe podczas rozruchu, $U_r$ [V]	5320 (87,6%)
Spadek napięcia na szynach rozdzielni, $\Delta U_r$ [V]	750
Moc silnika pompy w stanie ustalonym, [MW]	9,68

Tabela 3 przedstawia podstawowe parametry elektryczne w rozdzielni A1BBA występujące podczas rozruchu silnika PWZ.

Załączenie silnika PWZ powoduje zakłócenia w pracy pozostałych napędów, które trwają do momentu zakończenia rozruchu przez silnik. W trakcie rozruchu silnik pobiera prawie 5-krotnie większy prąd od prądu znamionowego. Podczas rozruchu silnika (poboru prądu rozruchowego), w rozdzielni występuje spadek napięcia. Wartość napięcia obniża się do poziomu ok.  $0,876 U_n$ . Spadek napięcia na szynach rozdzielni wpływa na pracę innych urządzeń w trakcie rozruchu PWZ. Zmniejszenie napięcia powoduje większy pobór prądu przez silniki indukcyjne oraz zmniejszenie prędkości obrotowych pozostałych maszyn. Z końcem rozruchu parametry pracy silników powracają do stanu przed jego wystąpieniem. Zasady eksploatacji silników zainstalowanych w potrzebach własnych elektrowni obejmują wymóg prawidłowego rozruchu rezerwowej pompy wody zasilającej w pogorszonych warunkach zasilania, tj. przy obniżonym napięciu zasilania do poziomu  $0,9 U_n$ . Przeprowadzona symulacja rozruchu silnika przy obniżonym napięciu pokazała, że czas rozruchu wydłużył się do 10,5 s, zaś spadek napięcia osiągnął  $0,778 U_n$ .



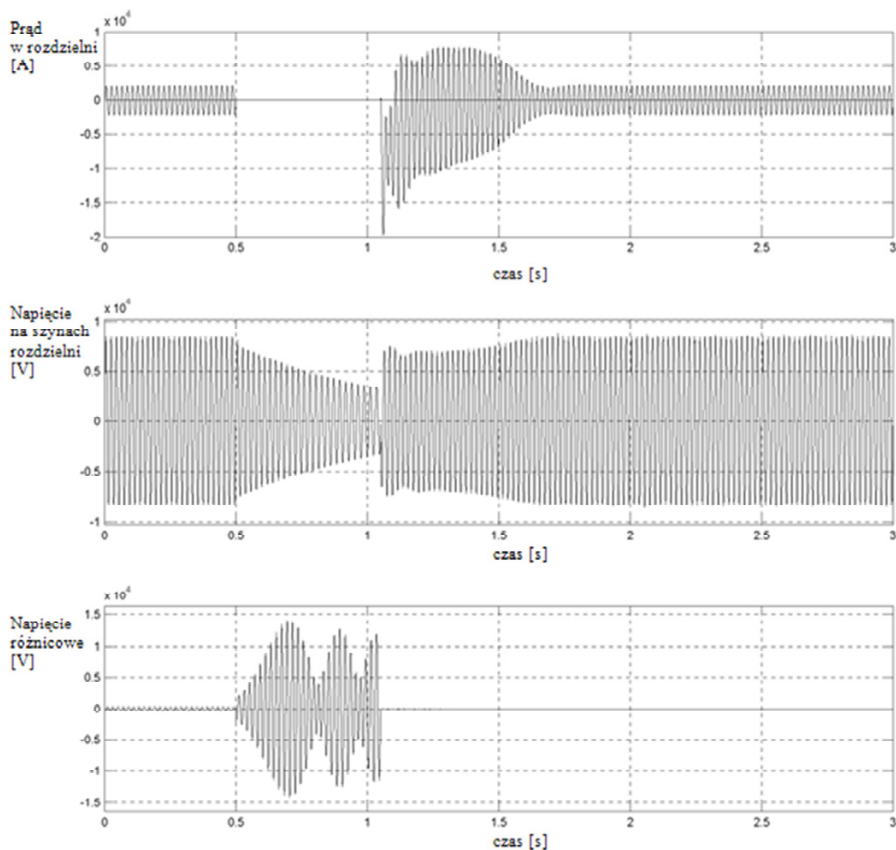
Rys. 3. Przebiegi napięcia, prądu w rozdzielni, prądu silnika PWZ w rozdzielni A1BBA podczas symulacji rozruchu PWZ przy napięciu znamionowym

## 5. Symulacja przełączenia zasilania rozdzielni przez automatkę SZR

Wskutek przełączenia zasilania występuje wybieg i samorozruch grupy silników zasilanych z rozdzielni potrzeb własnych. W zależności od zastosowanego sposobu działania automatyki SZR, można zaobserwować różne wartości parametrów elektrycznych i mechanicznych silników, w trakcie jego trwania. Przeprowadzono symulacje przełączania zasilania w następujących wariantach: SZR szybki, SZR wolny, SZR quasi-synchroniczny o kącie przesunięcia fazowego między napięciem szczytkowym oraz źródła zasilania rezerwowego wynoszącym  $15^\circ$  oraz  $30^\circ$  dla rozdzielni A1BBA z załączoną rezerwową pompą wody zasilającej oraz rozdzielni A1BBC. Czasy przerwy beznapięciowej dla poszczególnych wariantów przełączeń zostały określone na podstawie przebiegów napięć szczytkowych dla poszczególnych grup napędów. Przykładowe przebiegi uzyskane podczas symulacji SZR-u wolnego rozdzielni A1BBA

z czasem przerwy beznapięciowej  $t_p = 0,55$  s przedstawiono na rys. 4. W tabeli 4 przedstawiono wyniki symulacji dla wybranych sposobów załączania zasilania rezerwowego.

Czasy samorozruchu  $t_{sr}$  zostały określone od chwili załączenia zasilania rezerwowego do momentu zaniku stanów nieustalonych w wielkościach elektrycznych oraz mechanicznych silników i EUPW. Największa wartość prądu samorozruchu  $I_{sr}$  występuje krótką chwilę po załączeniu zasilania rezerwowego do momentu ustalenia się prędkości obrotowych silników. Największe spadki napięcia wystąpiły w rozdzielni A1BBA podczas SZR-u quasi-synchronicznego, a jego wartość wynosi ok.  $0,758 U_n$ .



Rys. 4. Przebiegi prądu rozdzielni, napięcia na szynach, napięcia różnicowego podczas symulacji SZR-u wolnego rozdzielni A1BBA z czasem przerwy beznapięciowej  $t_p = 0,55$  s

Tabela 4. Zestawienie wyników symulacji przełączeń zasilania przez automatykę SZR

Rodzaj SZR-u	Parametr	Wartość	
		A1BBA	A1BBC
wolny	Czas przerwy beznapięciowej, $t_p$ [s]	0,55	0,33
szybki		0,15	0,14
quasi-synchroniczny dla $\varphi=15^\circ$		0,24	0,24
quasi-synchroniczny dla $\varphi=30^\circ$		0,23	0,23
wolny	Czas samorozruchu $t_{sr}$ [s]	0,85	0,67
szybki		0,60	0,61
quasi-synchroniczny dla $\varphi=15^\circ$		0,51	0,51
quasi-synchroniczny dla $\varphi=30^\circ$		0,52	0,52
wolny	Prąd w stanie ustalonym w rozdzielni, [A]	1520	1000
szybki			
quasi-synchroniczny dla $\varphi=15^\circ$			
quasi-synchroniczny dla $\varphi=30^\circ$			
wolny	Wartość średnia prądu samorozruchu, $I_{sr}$ [A]	6310	3010
szybki		4610	2410
quasi-synchroniczny dla $\varphi=15^\circ$		5670	2840
quasi-synchroniczny dla $\varphi=30^\circ$		6030	3470
wolny	Krotność prądu samorozruchu, $k$ [-]	4,15	3,01
szybki		3,03	2,41
quasi-synchroniczny dla $\varphi=15^\circ$		3,73	2,84
quasi-synchroniczny dla $\varphi=30^\circ$		3,97	3,47
wolny	Napięcie fazowe podczas samorozruchu, $U_{sr}$ [V]	4960	5320
szybki		4660	5190
quasi-synchroniczny dla $\varphi=15^\circ$		4610	5520
quasi-synchroniczny dla $\varphi=30^\circ$		4600	5500
wolny	Spadek napięcia na szynach rozdzielni, $\Delta U_{sr}$ [V]	1110	750
szybki		1410	880
quasi-synchroniczny dla $\varphi=15^\circ$		1460	550
quasi-synchroniczny dla $\varphi=30^\circ$		1470	570

## 6. Wnioski

Na podstawie analizy stanów dynamicznych w EUPW bloku 858 MW stwierdzono, że:

- w przeprowadzonych próbach obiektowych, w porównaniu z powszechnie stosowanymi w krajowej energetyce układami na napięcie 6 kV, zaobserwowano szybsze zanikanie napięcia szczytkowego; poziom napięcia szczytkowego 04  $U_n$  na szynach rozdzielniczy potrzeb własnych wybiegające silniki uzyskują po czasie ok. 0,6 s;
- stałe czasowe zanikania napięcia szczytkowego uzyskane w badaniach symulacyjnych odpowiadają wynikom badań na obiekcie; model symulacyjny w zadowalający sposób odpowiada obiektowi rzeczywistemu;

- automatyka SZR w analizowanych przypadkach spełniała dobrze swoje zadanie; krótszy czas trwania samorozruchu silników zaobserwowano podczas SZR-u szybkiego, który charakteryzuje się mniejszymi spadkami prędkości obrotowych silników, co za tym idzie – mniejszymi zakłóceniami w pracy kotła i turbiny;
- rozruch silnika pompy wody zasilającej o mocy 13 MW, w warunkach zasilania znamionowego trwa ok. 8 sekund, przy obniżonym do 90%  $U_n$  napięciu wydłuża się do ok. 10 sekund; silnik PWZ pobiera 4,2-4,7 – krotnie większy prąd od wartości znamionowej, a na szynach rozdzielni występuje obniżenie napięcia, nie zakłócające pracy innych silników zasilanych z rozdzielni.

#### PODZIĘKOWANIA

Przedstawione w rozdziale wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez NCBiR w ramach umowy SP/E/1/67484/10

#### Literatura

- [1] Pawlik M.: Zaawansowane technologicznie bloki energetyczne - Nowe wyzwania. Energetyka 2013 nr 8 s.595-599.
- [2] Papuga S., Wijata M.: Doświadczenia z etapu rozruchu i pierwszych tygodni eksploatacji bloku 858 MW w Elektrowni Belchatów. Miesięcznik SEP INPE 2012, nr 154-155, s. 11-25.
- [3] Anuszczyk J.: Maszyny elektryczne w energetyce, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005.
- [4] Dyka E., Markiewicz P., Sikora R.: Modelowanie w elektrotechnice z wykorzystaniem środowiska MATLAB, Wydawnictwa Politechniki Łódzkiej, Łódź 2006.
- [5] Matlab. The Language of Technical Computing, ver. R14 SP1, The MathWorks, Inc.





# APPLICATION OF SPATIAL NEURAL SIMULATORS OF TURBINE BLADE ROWS TO FLUID FLOW DIAGNOSTICS

Anna Butterweck, Jerzy Głuch

Gdańsk University of Technology Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology

This chapter presents the results of neural modelling of fluid flow in steam turbine row. In modelling working conditions of the flow channel varied, thus the aim of the work was to reconstruct of reference state – distributions of velocity, pressure and losses in fluid flow channel - with high accuracy for fluid-flow diagnostics.

## 1. Introduction

Application of diagnostic methods and models to modern operating systems of technical object is of very high significance. It leads to safer and more efficient operating of technical objects. Diagnostic methods are profiled individually either towards their safety (e.g. vibrations) or efficiency. Higher efficiency indicators of operation of the technical object lead to improvement of environmental protection through reducing noise and emission of harmful substances, [3, 9].

In particular for energy facilities, like power plants, diagnostic methods are important. Their efficiency is determined mainly by efficient operation of all the devices and components of the turbine thermal cycle [3, 9]. Fluid – flow diagnostics may employ various diagnostic methods. The detection requires the identification of the symptoms of an inefficient work. Such symptoms, often gathered in signatures, are deviations of parameters and indicators of efficiency of the current state of the machine from corresponding parameters of the reference state [5, 6]. Diagnostic methods based upon symptoms represent the pattern-based diagnostics [3, 5, 6, 7, 9, 11].

The basic requirement for diagnostic models is fast pattern recognition [5, 6]. Up to date, the applied 1D diagnostics models are fast enough but they do not provide details of the flow [5, 6]. Spatial models allow accessing distri-

butions of thermodynamic parameters of the flow, but the time of the calculations is vastly prolonged. The application of detailed multidimensional methods in the diagnostics must therefore lead to their modification, which should keep the accuracy of the calculation, significantly reducing the computation time. Such can be achieved by the use of artificial neural networks (ANN).

Neural modelling that replaces the detailed 3D methods, has already been reported in the literature [2, 8, 10]. However, this neural modelling was only used to support the design of thermal turbines, and therefore to determine the geometric parameters for the design load of palisades. Neural modelling for diagnostic purposes has to be done in a different way as the reference geometry and thermal parameters are known but working conditions vary and degradation of the object occurs during the operation of the object. Example of the degradation of turbine blades are presented in Fig 1. [3].

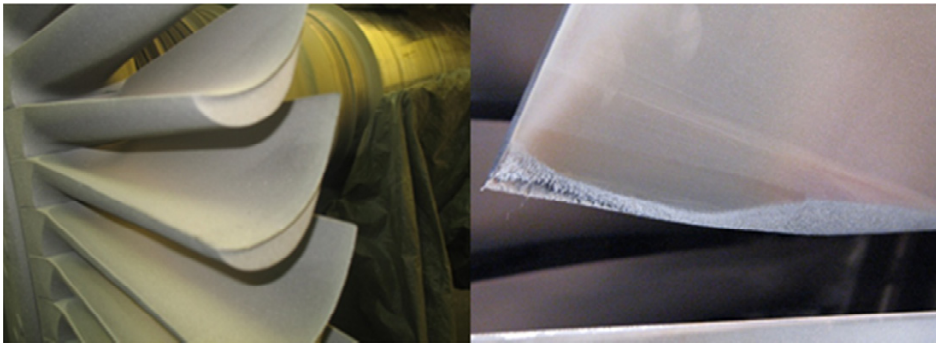


Fig. 1. Example of steam turbine rotor blades. Left: design geometry; right: example of one of possible operating degradations

In this chapter selected results of neural modelling of fluid flow through channel between blades of steam turbine (of known geometry) with changing operating conditions are shown. The aim of the modelling presented here was the recreation of distributions of velocity, pressure, temperature and losses in channel of complex shape.

## 2. Modelling physics of the flow

Existing systems can be modelled computationally accounting for all their geometric complexity. Computational fluid dynamics (CFD) calculations are widely used and allow determining the three-dimensional distributions of velocity, pressure, temperature and energy loss. Still, a substantial amount of the time is required to perform such calculations. In diagnostics applications the time of

calculations is crucial and should be minimised. In order to shorten the time of calculations, the authors decided to investigate possible application of ANN models as a replacement of CFD solvers. Preserving high accuracy of the outcomes of the solver was also the necessary condition and is possible when neural models are applied.

In order to calculate the distributions of quantities describing fluid flow the system of equations has to be solved. The flow of compressible media is described by [12]:

- the continuity equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (1)$$

where:  $\rho$  - density,  $\mathbf{u}$ - vector of velocity.

- conservation equation of momentum:

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} = \rho \mathbf{f} - \operatorname{grad} p - \operatorname{grad} \left( \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} \mathbf{u} \right) + \operatorname{div}(2\mu \mathbf{D}), \quad (2)$$

where:  $\mathbf{f}$  - density of distribution of mass forces,  $p$  - pressure,  $\mu$ - dynamic viscosity,

$\mathbf{D}$  - tensor of velocity of deformation

- conservation of energy:

$$\rho \frac{de}{dt} = T \dot{s}_m + \frac{p}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \lambda \Delta T, \quad (3)$$

where:  $e$  - internal energy,  $T$  - temperature,  $\dot{s}_m$ - intensity of mechanical entropy sources,  $\lambda$  - thermal conductivity.

In order to close system of equations (1-3) it is necessary to involve equation of fluid

$$e = \int_{T_0}^T c_v(T) dT, \quad (4)$$

and the state equation (5)

$$\frac{p}{\rho} = Z(p, T) RT, \quad (5)$$

where:  $c_v$ - heat at constant volume,  $Z$  - compressibility function,  $R$  - gas constant.

In order to train the neural networks, computational fluid dynamics(CFD) calculations were made and used as a reference state. To apply above equations, their discretisation with following schemes was conducted:

- pressure-velocity coupling - SIMPLE
- density - second order Upwind
- momentum - second order Upwind
- turbulent kinetic energy - first order Upwind

- turbulent dissipation rate - first order Upwind
- energy - second order Upwind

In order to perform the calculations, the geometry of flow channel was built and meshed structurally. In this case flow channel was created by two blades of steam turbine stator. In Fig. 2 the geometry of the flow channel and its mesh is shown.

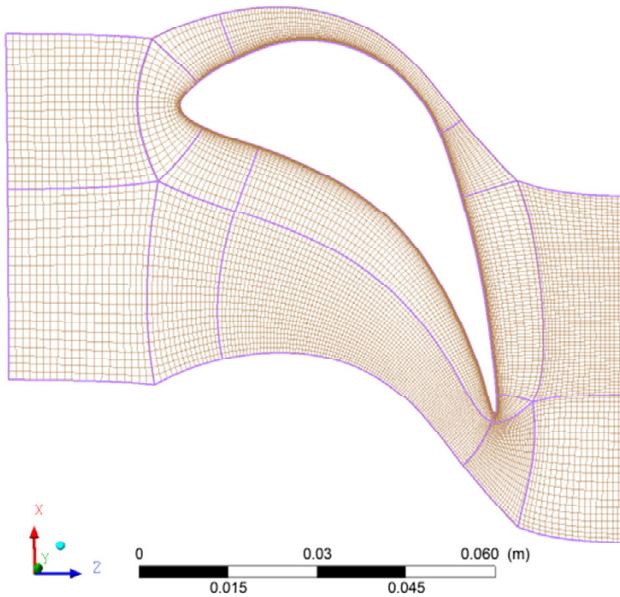


Fig. 2. Mesh of the flow channel

In Table 1 the inlet values of fluid flow channel pressure of particular stages of the first group of stages are shown. As a first step towards complex application of neural network modelling in diagnostics, the calculations within the range of the values of inlet and outlet parameters were made. Inlet and outlet pressures varied from 93% to 100% of the design values [6]. Selected results of these calculations are shown in Figs. 3 and 4.

As mentioned before, using CFD commercial solver is highly time consuming. Due to the disadvantages of CFD solvers it is impossible to apply such calculations in diagnostics. The authors foresee the chance of shortening time of calculations in applying artificial neural networks ANN.

Table 1. Inlet values of fluid flow channel pressure of particular stages of 1HP [6]

No Stage Group	Stage No	Power – 200 MW							
		Condensation pressure [kPa]							
		3	4	5	6	7	8	9	10
Inlet pressure [kPa]									
1 HP	1	8971,83	8981,49	8996,09	9012,84	9031,10	9049,50	9066,75	9085,00
	2	8214,90	8218,76	8224,51	8231,37	8238,42	8245,99	8252,83	8259,92
	3	7450,99	7455,20	7461,51	7469,02	7476,77	7485,05	7492,59	7500,42
	4	6727,41	6731,96	6738,79	6746,90	6755,28	6764,22	6772,38	6780,85
	5	6048,99	6053,92	6061,32	6070,09	6079,17	6088,83	6097,67	6106,84
	6	5415,24	5420,60	5428,62	5438,12	5447,97	5458,44	5468,02	5477,95
	7	4833,71	4839,51	4848,23	4858,52	4869,24	4880,57	4890,97	4901,75
	8	4300,17	4306,48	4315,96	4327,13	4338,78	4351,07	4362,35	4374,04

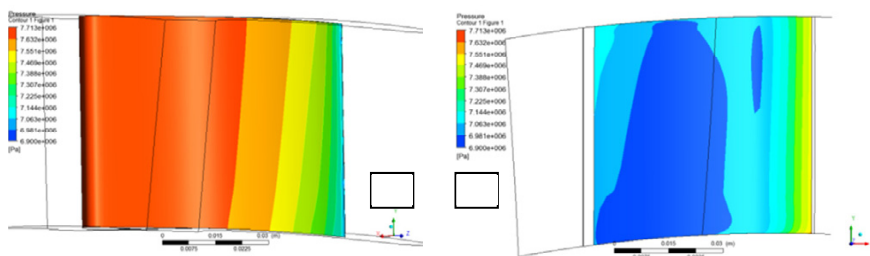


Fig. 3. Pressure distribution on blade profile: a – suction surface; b – pressure surface.

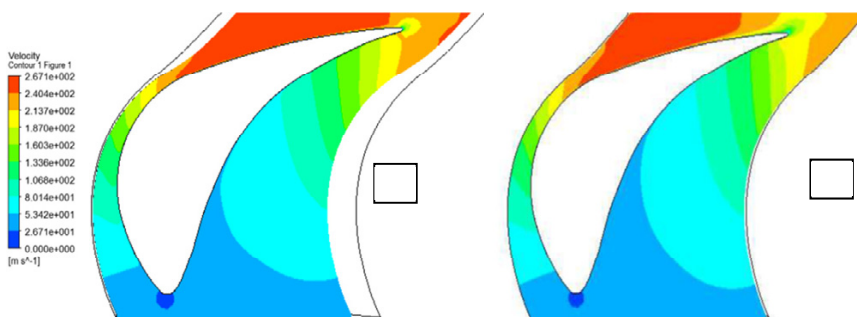


Fig. 4. Velocity distribution: a – bottom of the blade; b – top of the blade

### 3. Reference state neural model

Neural models themselves do not contain any physics of the modelled phenomena. Therefore, it is a great responsibility to set proper input values to neural model in order to be able to reproduce physics of the fluid flow.

To introduce physics of the fluid flow and processes of energy transformation in the flow channel input data to neural model, it was assumed that such should correspond to the data used in analytical models. This neural model applies only to working medium (gas) of well-known properties. Individual neural models were built for each of the quantities describing the flow field, such as pressure, velocity, energy loss, etc., providing better quality of the modelling [1, 6]. In Fig. 5 a simplified diagram of individual model of the flow channel is shown.

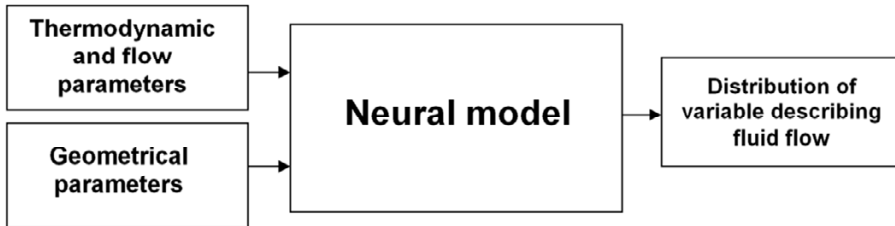


Fig. 5. Scheme of an individual neural model determining distribution of single quantity describing fluid flow (e.g. pressure, velocity, energy losses etc.)

The following input parameters for each of the individual neural models were set:

- thermodynamic parameters, represented by inlet and outlet temperature and pressure of investigated flow channel in changing load conditions,
- physical boundaries of channel, defined by the geometrical parameters of the turbine blades.

Diagnostic application requires as detailed as possible description of geometry of turbine blade in blading row. During operation of the blades it degrades (e.g. via deformation of trailing edge or by erosion). To simulate that process, geometrical characteristics of the blades were changed. Also changing load of the blade was simulated by taking input and outlet parameters of the flow from range from 93% - 100% of nominal values.

## 4. Sample application of neural model

Described neural model was trained under supervision using the results of CFD calculations of blading flow channel. An example of the graphical reconstruction is presented in Fig. 6, [1].

Neural modelling results were satisfying, based on the value of error of neural reconstruction of CFD calculations. The value of the error of neural reconstruction of CFD calculations, given as relative percentage error yields:

$$err = \frac{W_{CFD} - W_{ANN}}{W_{CFD}} 100\%, \quad (6)$$

where:  $err$  – value of the error,  $W_{CFD}$  - quantity calculated with CFD solver,  $W_{ANN}$  - quantity calculated with ANN model.

The calculated values of the error for pressure and velocity are presented in Table 2.

Table 2. Values of an error of neural reconstruction of CFD calculations for pressure and velocity distributions

		Pressure	Circumferential velocity	Axial velocity
Maximum error	[%]	0.248	0.226	0.231
Average error	[%]	0.049	0.043	0.044

In Fig. 6 the distribution of an error in the area that is the most problematic to model, the trailing edge, is shown. In the area of trailing edge of the blade, the highest changes of thermodynamic parameters occur, thus making in the most probable place for reconstruction problems. In Fig 6 it can be seen that maximum values of the error occur occasionally, whereas vast amount of points indicates errors of low values.

The 2D model contained 16200 elements. Time of 2D CFD calculations of the flow was about 90 seconds, while for the same calculations proceeded with trained neural solver was about 1 second. Such dramatic shortening of the time of calculation is a good premise for further development of neural model for fluid flow diagnostics.

## 5. Conclusions

Application of artificial neural networks to perform the fluid flow calculations through both damaged and undamaged turbine blading was investigated.

The obtained results confirm high accuracy of the method. Percentage relative error values, corresponding to the value of the thermodynamic variables from CFD, were found in range from 0 to 0,25%. Due to shortening time of computation(in investigated case - 90 times) and high accuracy, in our opinion the ANN-based method is applicable to detailed heat-flow turbine diagnostics.

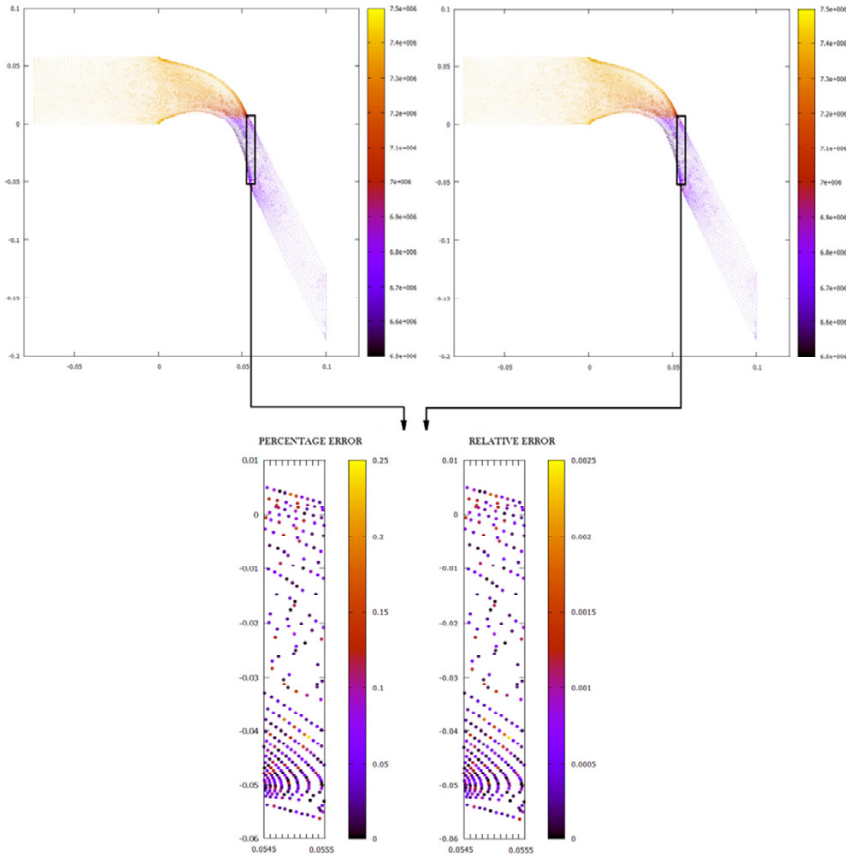


Fig. 6. Comparison of results of CFD calculations (left top) with results of ANN modelling (right top). Percentage (down left) and relative (down right) error of recreating pressure distribution in 2D blade channel around the trailing edge [1]

### References

- [1] Butterweck A., Gluch J., Neural network simulator's application to reference performance determination of turbine blading in the heat-flow diagnostics, Chapter in monograph "Intelligent systems in technical and medical diagnostics", pp. 230-238 Springer.



- [2] Duch W., Korbicz J., Rutkowski L., Tadeusiewicz R.: *Neural Networks, Vol. 6 Biocybernetics and Biomedical Engineering (in Polish)*, 2000, Editor: M Nałęcz, Warszawa: Akademicka Oficyna Wydawnicza Exit 2000, 833 s.
- [3] Gardzilewicz A., Gluch J., Bogulicz M., Walkowiak R., Najwer M., Kiebdój J.: *Experience in Application of Thermal Diagnostics in the Turów Power Station, W:(CD-ROM)ASME International Joint Power Conference'2003, Paper No. IJPGC2003-40017, Atlanta, June 16-19, 2003.*
- [4] Gluch J., 2000, *On ANN application to heat and flow calculations (in Polish)*, *Mat. XIV Krajowej Konferencji Mechaniki Płynów, Łódź-Arturówek 18-22.09.2000, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej Nr 851, Ciepłne Maszyny Przepływowe 117/2000, Łódź 2000.*
- [5] Gluch J. – editor and others, *Heat and Flow diagnostic relations under industrial conditions (in Polish)*, Wyd. Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2007.
- [6] Gluch J. – editor and others, *On application of neural simulators of turbine blading systems 3D flow to the reference state determination in thermal and flow diagnostics (in Polish – in print)*, Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2014.
- [7] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W.: *Fault diagnostics. Models.Artificial Intelligence. Applications*, ISBN 3-540-40767-7, Springer-Verlag 2004, 865s.
- [8] Kosowski K., Tucki K.: *Turbine stage design aided by artificial intelligence methods, Expert Systems with Applications*, Elsevier 2009, 11536-11542.
- [9] Krzyżanowski J., Gluch J.: *Heat and Flow diagnostics of energetic objects (inPolish)*, Gdańsk: Wydawnictwo Inst. Masz. Przepł. PAN 2004, 302 s.
- [10] Pierret S.: *Designing Turbomachinery Blades by Means of the Function Approximation Concept Based on Artificial Neural Network, Genetic Algorithm, and theNavier-Stokes Equation*, PhD Thesis, Faculte Polytechnique de Mons, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Turbomachinery Department, December 1999,176 s.
- [11] Ślęzak-Żoła J., Gluch J., *Towards Symptoms Of Degradation In On-Line Thermal And Flow Diagnostics Of Power Objects*, W: CD, *Mat. Konferencji SAFEPROCESS'2006, Pekin, 30.08-01.09.2006.*
- [12] Puzyrewski R., Sawicki J., *Fundamentals of Fluid mechanics and hydraulics*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2000.



# **OPTELON NARZĘDZIEM WSPOMAGAJĄCYM OPTYMALIZACJĘ STRAT I KOSZTÓW ROZRUCHOWYCH**

Małgorzata Bydlińska-Dradrach, Adrian Materlak, Zbigniew Buryn

PROCOM SYSTEM S.A.

Rozdział zawiera prezentację systemu kontroli strat rozruchowych OPTELON opracowanego przez firmę PROCOM SYSTEM S.A. dla Elektrowni Dolna Odra oraz dla Elektrowni Opole. W pracy przedstawiono proces uruchomienia bloku energetycznego z podziałem na jego charakterystyczne etapy. Omówiono miejsce i przyczyny powstawania strat i kosztów rozruchowych, definicje strat i kosztów wzorcowych. W głównej części pracy zaprezentowano natomiast najważniejsze funkcje i możliwości systemu oraz przedstawiono przykłady zastosowania systemu w postaci tabel, wykresów i raportów.

## **1. Wprowadzenie**

Rozwój społeczeństwa pociąga za sobą wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną, a tym samym na zwiększenie zapotrzebowania na surowce energetyczne. Powoduje to, że w niedalekiej przyszłości mogą wystąpić problemy z ich dostępnością. Aby przeciwdziałać temu zjawisku należy zwiększyć efektywność energetyczną, która dla wytwórców energii oznacza konieczność zwiększenia sprawności wytwarzania elektrycznej i ciepła. Jednym ze sposobów realizacji tego celu, a tym samym zmniejszenia emisji szkodliwych produktów spalania do atmosfery, jest ograniczenie strat związanych z procesem uruchomienia bloku energetycznego, co nabiera dużego znaczenia w kontekście rosnącej ilości przeprowadzanych rozruchów. Opisany w rozdziale system kontroli strat rozruchowych OPTELON autorstwa PROCOM SYSTEM S.A. pozwala na monitorowanie strat i kosztów rozruchowych, co w dalszym kroku umożliwi przeprowadzenie ich szczegółowej analizy oraz optymalizacji. System ten z powodzeniem funkcjonuje w Elektrowni Dolna Odra oraz w Elektrowni Opole.

## 2. Przeznaczenie systemu

Przez straty rozruchowe, będące konsekwencją odstawień bloku, rozumie się straty energii związane z cyklem obejmującym: wyłączenie z ruchu, postój oraz uruchomienie bloku (w czasie od rozpoczęcia obniżania mocy podczas wyłączania bloku do uzyskania równowagi cieplnej po ponownym uruchomieniu).

Straty rozruchowe są więc nadwyżką energii doprowadzonej w cyklu rozruchowym do bloku w postaci paliwa pomocniczego i podstawowego oraz dodatkowych strumieni energii (para z obcego źródła, potrzeby własne elektryczne itd.) nad energią doprowadzoną, która byłaby niezbędna do wyprodukowania równoważnej energii użytecznej w trakcie jego pracy ustalonej.

Wartość strat rozruchowych zależy głównie od własności akumulacyjnych urządzeń bloku, sposobu/powodu odstawienia, czasu postoju, szczelności układów kotłowych podczas postoju w gorącej rezerwie oraz technologii uruchamiania. W związku z tym straty rozruchowe ponoszone podczas przygotowania parametrów pary na kotle przy rozruchu turbozespołu zależą od wyjściowego stanu cieplnego oraz własności akumulacyjnych kotła, szybkości rozruchu, wydatku i parametrów pary rozruchowej oraz stopnia jej wykorzystania. Natomiast w przypadku fazy uruchamiania turbozespołu poziom strat rozruchowych wynika z akumulacji ciepła w elementach turbiny i jej obniżonej sprawności cieplnej.

Z powyższych spostrzeżeń wynika, iż decydujący wpływ na stan cieplny bloku będący „bazą” do następnego uruchomienia bloku ma przebieg odstawienia i stygnięcia elementów akumulujących ciepło (szczególnie znaczenie ma tutaj parownik kotła ze względu na największą pojemność cieplną) oraz czas postoju bloku.

Na całkowite straty rozruchowe składają się straty związane ze zużyciem paliw (podstawowego oraz pomocniczych), energii elektrycznej na potrzeby własne, pary technologicznej, wody uzupełniającej oraz dodatkowe obciążenia wytwórcy związane z przeprowadzaniem uruchomień bloków.

Ze względu na aktualne warunki funkcjonowania wytwórców na rynku energii, analiza strat rozruchowych powinna być przeprowadzona również w ujęciu kosztowym.

W całkowitych kosztach rozruchowych zawierają się koszty związane z:

- rozruchowymi stratami energii,
- uzupełnieniem obiegu parowo-wodnego,
- odprowadzeniem ścieków,
- zużyciem urządzeń,

oraz wszystkie pozostałe koszty obciążające wytwórcę w związku z rozruchami bloków.

### Algorytm wyliczania strat

Straty rozruchowe definiowane są jako różnica między energią doprowadzoną w czasie uruchomienia bloku a energią, jaka byłaby doprowadzona w czasie jego ustalonej pracy przy produkcji równoważnej ilości energii elektrycznej i ciepła, przeliczonej na energię chemiczną paliwa:

$$\Delta E_R = \Sigma E_d - \Sigma E_w$$

gdzie:

$\Sigma E_d$  – całkowita energia doprowadzona w trakcie uruchomienia, GJ;

$\Sigma E_w$  – całkowita energia jaka byłaby doprowadzona w czasie ustalonej pracy bloku przy produkcji równoważnej ilości energii elektrycznej i ciepła, GJ.

Całkowitą energię dostarczoną w trakcie uruchomienia można wyrazić wzorem:

$$\Sigma E_d = E_{weg} + E_{maz} + \beta_c Q_{ppob} + \beta_{el} E_{el\_PW}$$

gdzie:

$E_{weg}$  – energia chemiczna węgla, GJ;

$E_{maz}$  – energia chemiczna mazutu, GJ;

$\beta_c$  – jednostkowe zużycie energii chemicznej paliwa na produkcję ciepła, GJ/GJ;

$Q_{ppob}$  – ciepło zawarte w parze technologicznej pobranej i zużytej przez blok w trakcie uruchomienia, GJ;

$\beta_{el}$  – jednostkowe zużycie energii chemicznej paliwa na produkcję energii elektrycznej netto, GJ/MWh;

$E_{el\_PW}$  – energia elektryczna zużyta na potrzeby własne, MWh.

Całkowitą energię, jaką należałoby doprowadzić do bloku energetycznego w czasie jego ustalonej pracy dla wyprodukowania równoważnej ilości energii elektrycznej i ciepła, przeliczoną na energię chemiczną paliwa, można wyrazić zależnością:

$$\Sigma E_w = \beta_{el} E_{el\_wyp} + \beta_c Q_{pwyp}$$

gdzie:

$E_{el\_wyp}$  – energia elektryczna wytworzona w cyklu uruchomieniowym i wyprowadzona poza osłonę bilansową bloku, MWh;

$Q_{pwyp}$  – ciepło wytworzone w cyklu uruchomieniowym i wyprowadzone poza osłonę bilansową bloku, GJ.

### Algorytm wyliczania kosztów

Na całkowity koszt rozruchu składają się: koszt strat energii oraz koszty dodatkowe ponoszone przez wytwórcę w związku z tym rozruchem:

$$K_C = K_R + K_{\text{dodat}}k$$

Koszt strat energii można wyznaczyć za pomocą następującej zależności:

$$K_R = E_{\text{weg}} k_{\text{weg}} + E_{\text{maz}} k_{\text{maz}} + \beta_{\text{el}} k_{\text{el}} (E_{\text{el\_PW}} - E_{\text{el\_wyp}}) + \beta_c k_c (Q_{\text{ppob}} - Q_{\text{pwyp}})$$

gdzie:

$k_{\text{weg}}$ ,  $k_{\text{maz}}$  – koszt jednostkowy energii chemicznej węgla, mazutu, PLN/GJ;

$k_{\text{el}}$  – koszt jednostkowy energii elektrycznej, PLN/MWh;

$k_c$  – koszt jednostkowy energii zawartej w parze technologicznej, PLN/GJ.

Koszty dodatkowe związane z przeprowadzaniem cyklu rozruchowego oblicza się w następujący sposób:

$$K_{\text{dodat}} = K_{\text{wu}} + K_{\text{os}} + K_{\text{sorb}} + K_{\text{zpop}} + K_{\text{zzuz}} + K_{\text{CO2}}$$

gdzie:

$K_{\text{wu}}$  – koszt wody uzupełniającej obieg parowo-wodny, PLN;

$K_{\text{os}}$  – koszt odprowadzenia ścieków, PLN;

$K_{\text{sorb}}$  – koszt sorbentu zużytego do odsiarczenia spalin, PLN;

$K_{\text{zpop}}$  – koszt zagospodarowania popiołu lotnego, PLN;

$K_{\text{zzuz}}$  – koszt zagospodarowania zużła, PLN;

$K_{\text{CO2}}$  – koszt emisji CO<sub>2</sub>, PLN.

### Podział cyklu rozruchowego na etapy

Algorytmy obliczeniowe systemu strat rozruchowych OPTELON bazują na podziale cyklu rozruchowego na 5 etapów, charakteryzujących się zazwyczaj stałymi udziałami w całkowitym wyniku strat. Znajomość tych udziałów pozwala na znaczne przyspieszenie analizy procesu uruchamiania bloku, gdyż wystarczające jest przeanalizowanie etapów o największych stratach.

Warunki logiczne służące identyfikacji rozpoczęcia i zakończenia każdego z etapów rozruchu prezentują się następująco:

- Etap I (Odstawienie bloku) - obejmuje okres od osiągnięcia przez blok granicznej z jednoczesnym spalaniem mazutu do momentu wygaszenia kotła,
- Etap II (Wentylacja kotła) - obejmuje okres od wygaszenia kotła do momentu wyłączenia ostatniego wentylatora spalin i przejścia do postoju bloku,
- Etap III (Przygotowanie do uruchomienia) - obejmuje okres od załączenia jednej nitki spaliny-powietrze (koniec postoju bloku) do momentu rozpalenia kotła,
- Etap IV (Uruchomienie bloku) - obejmuje okres od rozpalenia kotła do synchronizacji generatora z Krajowym Systemem Elektroenergetycznym,

- Etap V (Podnoszenie obciążenia) - obejmuje okres od synchronizacji do osiągnięcia przez blok mocy granicznej bez mazutu.

### Rozruchy wzorcowe

W dotychczasowej literaturze poruszającej zagadnienie strat rozruchowych występuje pojęcie rozruchu wzorcowego, czyli takiego który jest prowadzony najbardziej optymalnie w danych warunkach termicznych z zachowaniem wszelkich procedur bezpieczeństwa i instrukcji uruchamiania (w tym krzywej rozruchowej).

W latach 80' ub. wieku przeprowadzono analizę danych statystycznych z 829 uruchomień bloków 100-500 MW i wyznaczono empiryczną zależność służącą do wyznaczania strat wzorcowych:

$$E_{strat\_wzorc} = 25,12 P_n \left[ p_a \left( 0,83 + \frac{t_{nas}}{342} \right) t_K + 0,643 (520 - t_{dT}) \right] 10^{-3}$$

gdzie:

$P_n$  – moc znamionowa bloku, MW;

$p_a$  – współczynnik korekcyjny uwzględniający akumulację kotła, -;

$t_{nas}$  – temperatura nasycenia w walczaku,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_K$  – czas uruchamiania kotła (od rozpalenia do synchronizacji), h;

$t_{dT}$  – czas uruchomienia turbozespołu (od synchronizacji do 80%  $P_n$ ), h.

W omawianym systemie strat wzorcowych OPTELON zdecydowano o odejściu od powyższej koncepcji i zastosowano nowatorskie podejście w postaci bazy rozruchów wzorcowych, zawierającej rozruchy odniesienia dla różnych warunków termicznych. To na jej podstawie system samodzielnie, dla aktualnych warunków termicznych, wyszukuje wzorzec i do jego parametrów konfrontuje aktualnie prowadzony rozruch.

Baza rozruchów wzorcowych jest zarządzana wyłącznie przez uprawnionych użytkowników. To oni po zakończeniu analizy każdego z przeprowadzonych rozruchów podejmują decyzję o jego zaklasyfikowaniu do bazy wzorców.

## 3. Architektura i funkcje systemu

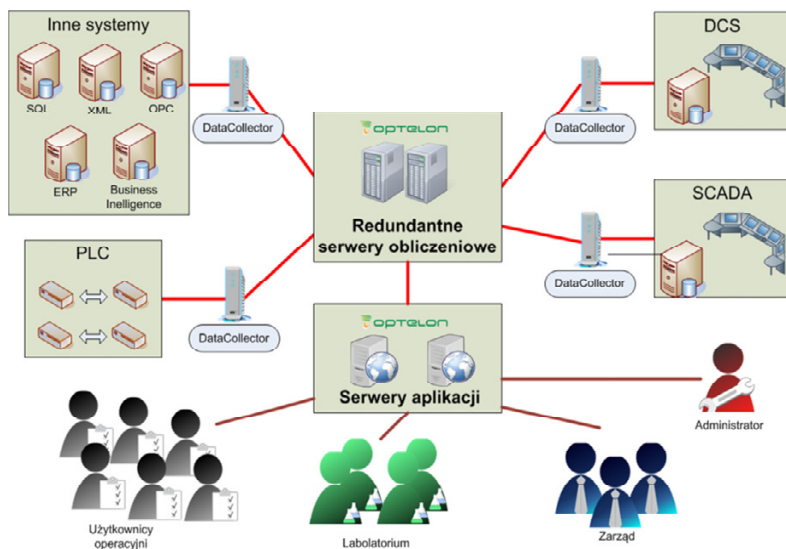
Na rys. 1 przedstawiono strukturę sieciową systemu strat rozruchowych OPTELON, na który składają się redundantne serwery obliczeniowe, sprzęgi komunikacyjne (DataCollector) oraz serwery aplikacji.

Na serwerach obliczeniowych, pracujących w strukturze klastrowej, jest zainstalowana baza danych oraz oprogramowanie służące do wyliczania strat i kosztów rozruchowych.

Sprzęgi komunikacyjne pośredniczą w wymianie danych pomiędzy serwerami obliczeniowymi i systemami dostarczającymi dane obiektowe w dowolnej formie (m.in. DCS, SCADA, PLC, bazy danych SQL, pliki XML, serwery OPC, systemy klasy ERP oraz Business Intelligence). Ich dodatkową funkcją jest zabezpieczanie ciągłości danych poprzez lokalne buforowanie na wypadek problemów z połączeniem z serwerami obliczeniowymi lub przy prowadzeniu na nich prac konserwacyjnych (np. aktualizacji oprogramowania).

Dostęp do systemu dla wszystkich użytkowników (tj. użytkownicy operacyjni, pracownicy laboratorium chemicznego, członkowie zarządu, administratorzy), zgodnie z indywidualnie przydzielonymi prawami, zapewniają serwery aplikacji za pośrednictwem przeglądarki internetowej.

Podstawową funkcją systemu OPTELON jest przeprowadzanie obliczeń strat rozruchowych on-line, tj. w trakcie trwania rozruchu. Niestety w związku z tym, że większość danych laboratoryjnych lub kosztowych jest pozyskiwana z dość znacznym opóźnieniem, obliczenia bieżące zawsze bazują na parametrach orientacyjnych. Fakt ten powoduje konieczność ich powtórzenia po każdorazowym wprowadzeniu do systemu przez pracowników laboratorium chemicznego aktualnych danych ręcznych. Proces ponawiania obliczeń jest całkowicie zautomatyzowany i niezależny od woli użytkownika, co zapewnia utrzymanie w systemie pełnej spójności danych wejściowych oraz wyników obliczeń.



Rys. 1. Architektura sieciowa systemu strat rozruchowych OPTELON




Na rys. 2 przedstawiono jedno z okien „Menadżera rozruchów” (modułu stworzonego do zarządzania zarejestrowanymi rozruchami) służące do przeglądania bazy wszystkich rozruchów. Z tego miejsca w łatwy sposób można filtrować bazę za pomocą różnego rodzaju kryteriów:

- czas rozpoczęcia odstawienia i zakończenia rozruchu bloku,
- numer bloku,
- czas trwania postoju: do 8 h, 8-24 h, 24-96 h, powyżej 96 h,
- stan termiczny kotła na początku etapu IV (zimny, ciepły lub gorący – stan zależny od temperatury metalu walczaka / separatora i stanu rozprężenia kotła)
- stan termiczny turbiny na początku etapu V (zimna lub gorąca – stan zależny od temperatury metalu korpusu wewnętrznego WP turbiny),
- każdy rozruch może zostać przyporządkowany przez użytkownika do jednej z klas: planowany lub awaryjny, natomiast system samodzielnie klasyfikuje rozruch jako awaryjny w przypadku odstawienia spowodowanego zadziałaniem zabezpieczeń technologicznych,
- rozruch uznany przez użytkownika za wzorcowy - w tym przypadku występuje jeszcze informacja o typie wzorca (ze względu na czas lub koszt).

**Analiza i przeglądanie rozruchów**

Nazwa zestawienia	2014
Opis zestawienia	Wszystkie rozruchy od początku roku
Zakres czasu	2013-12-01 <input type="text"/> 2038-01-01 <input type="text"/>
Zakres temperatury	Kocioł: 0 - 800 Turbina: 0 - 800



**PGE**  
PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna SA  
Oddział Elektrownia Opole

Lp.	Blok	Typ	Kocioł	Turbina	Klasyfikacja	Wzorcowy	Typ wzorca	Czas	Data
1	Blok 1	24<= tp <96	Zimny	Gorąca	Planowany	Nie	Czas	56.6 h	2014-01-02
2	Blok 1	tp <8	Gorący	Gorąca	Planowany	Nie	Czas	8.23 h	2014-01-03
3	Blok 1	24<= tp <96	Zimny	Gorąca	Planowany	Nie	Czas	56.4 h	2014-01-07
4	Blok 1	tp <8	Gorący	Gorąca	Planowany	Nie	Czas	7.55 h	2014-01-08
5	Blok 1	8<= tp <24	Zimny	Gorąca	Planowany	Nie	Czas	30.66 h	2014-01-20
6	Blok 2	24<= tp <96	Zimny	Gorąca	Planowany	Nie	Czas	56.95 h	2014-01-27
7	Blok 1	tp <8	Gorący	Gorąca	Planowany	Nie	Czas	6.66 h	2014-01-31
8	Blok 1	24<= tp <96	Zimny	Gorąca	Planowany	Nie	Czas	38.33 h	2014-02-02

**Statystyka**

Calkowite straty rzeczywiste	153 630	GJ
Calkowite koszty rzeczywiste		PLN
Zuzycie mazutu	1 839	t
Zuzycie wegla	6 251	t
Koszt mazutu		PLN
Koszt wegla z transportem		PLN

**Wybrany rozruch**

	Wartosc bezwzeglдна		Wartosc wzgledna	
Calkowite straty rzeczywiste	1 635	GJ	1	%
Calkowite koszty rzeczywiste		PLN	1	%
Zuzycie mazutu	27	t	1	%
Zuzycie wegla	67	t	1	%
Koszt mazutu		PLN	1	%
Koszt wegla z transportem		PLN	1	%

[Wiecej informacji](#)

Zamknij
Zapiez zmiany

Rys. 2. Okno służące do przeglądania bazy rozruchów


Po zaznaczeniu konkretnego rozruchu na liście, w prawej dolnej części okna zostaną wyświetlone jego najważniejsze wskaźniki (straty i koszty, zużycie i koszt najważniejszych paliw) odniesione do sumarycznych wskaźników charakteryzujących wszystkie wyświetlone rozruchy na liście (w lewej dolnej części okna). Dodatkowo po użyciu przycisku „Więcej informacji” użytkownikowi ukaże się kolejny panel omówiony w kolejnym akapicie.

Na rys. 3 znajduje się okno zawierające szczegółowe informacje na temat rozruchu wybranego wcześniej przez użytkownika z listy (rys. 2). W formie przełączanych zakładek zaprezentowane są wzorcowe i rzeczywiste wartości: strat energii i kosztów całkowitych rozruchu, zużycie poszczególnych paliw i innych mediów jak również czasy trwania poszczególnych etapów oraz ich parametrami termicznymi. Z tego okna w bardzo szybki sposób można wywołać:

- schematy synoptyczne, na których w trakcie trwania rozruchu (lub po jego zakończeniu) można obserwować osiągnięte parametry i wskaźniki odniesione do wartości wzorcowych (przykładowy schemat został przedstawiony na rys. 4).
- wykresy, które w przystępny sposób umożliwiają bieżącą obserwację trendów wielkości kryterialnych (np. gradienty) oraz innych parametrów rozruchu (przykładowy wykres zaprezentowano na rys. 5),
- raporty, które pozwalają na prezentację wszystkich danych nt. rozruchu w dowolnie zaproponowanym układzie graficznym (przykład jednego z raportów przedstawiono na rys. 6),
- kalkulator rozruchów (rys. 7), gdzie uprawniony użytkownik w szybki sposób może przeliczyć wybrany rozruchu po zmianie wartości wybranego (jednego lub kilku) parametrów bez ingerencji i wpływu na systemową bazę zarejestrowanych rozruchów.

Szczegółowe informacje o rozruchu: Blok 1 ( 02.01.2014 23:00:40 - 03.01.2014 07:14:30)

Typ rozruchu	pp ~0	▼	Nie wzorcowy	▼
Kocioł/ turbina	Gorący	▼	Gorąca	▼
Klasyfikacja	Planowany	▼		▼
Typ wzorca	Czas	▼		▼



**PGE**  
PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna SA  
Oddział Elektrownia Opole

Straty i koszty	Zużycie oraz energia	Parametry oraz czasy
Odstawienie bloku	51 GJ	52 GJ
Wentylacja kotła	81 GJ	79 GJ
Przygotowanie do uruch.	96 GJ	98 GJ
Uruchomienie bloku	1 031 GJ	1 007 GJ
Podnoszenie obciążenia	500 GJ	400 GJ
Suma strat	1 759 GJ	1 635 GJ

Wzorcowe straty energii		Rzeczywiste straty energii	
Odstawienie bloku	51 GJ	52 GJ	GJ
Wentylacja kotła	81 GJ	79 GJ	GJ
Przygotowanie do uruch.	96 GJ	98 GJ	GJ
Uruchomienie bloku	1 031 GJ	1 007 GJ	GJ
Podnoszenie obciążenia	500 GJ	400 GJ	GJ
Suma strat	1 759 GJ	1 635 GJ	GJ

Data obliczeń: 2014-05-26 12:02:02

Schematy:

- Elektrownia
- Straty bloku
- Koszty bloku
- Zużycie mediów

Wykresy:

- Straty wzorcowe i rzeczywiste
- Zużycie mediów

Raport i symulacja obliczeń:

- Zestawienie zbiorcze
- Symulacja obliczeń

Komentarz

Tu wprowadź swój komentarz ....

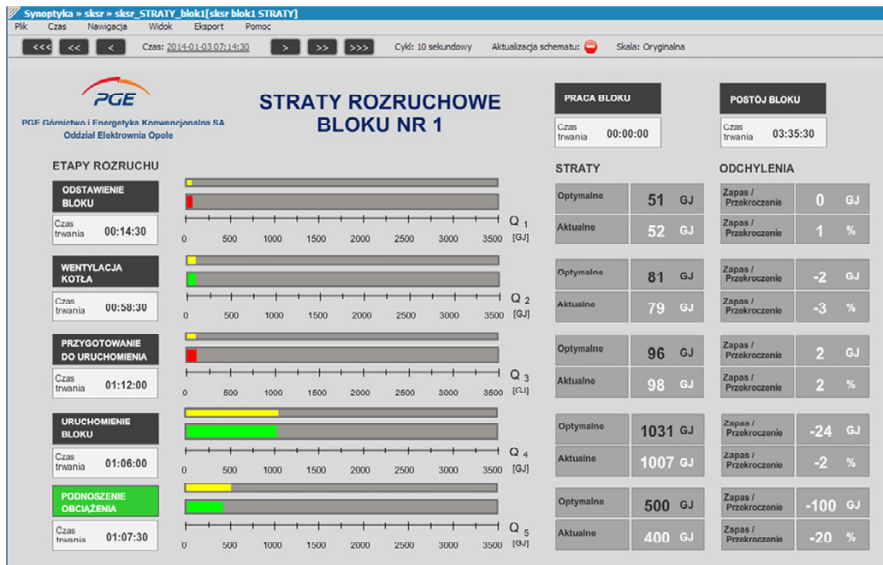
Zamknij

Zapamiętaj zmiany

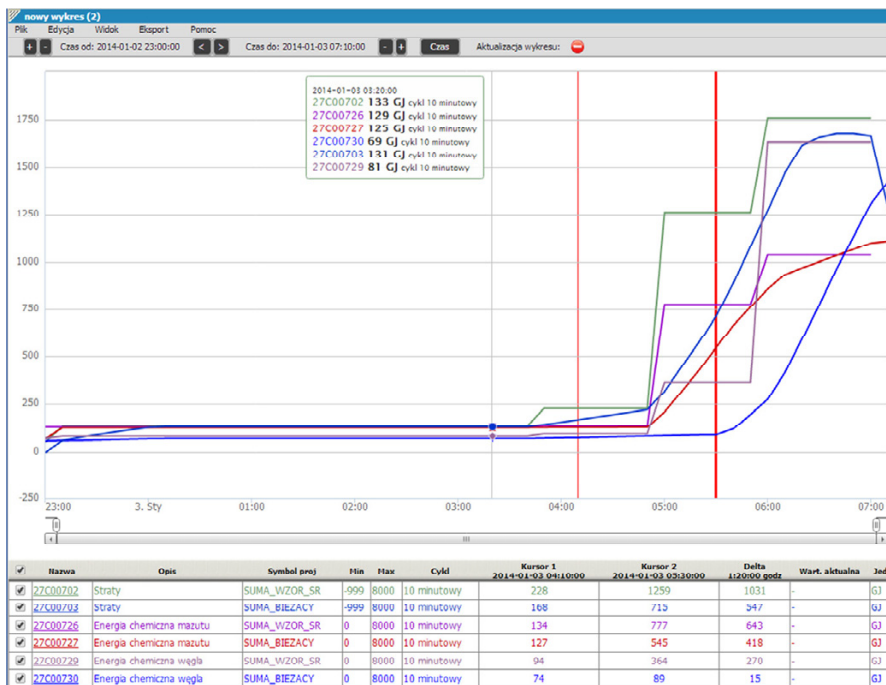
Straty i koszty	Zużycie oraz energia	Parametry oraz czasy
Wyświetl etap rozruchu		Uruchomienie bloku ▼
Rozruch wzorcowy średni		
Zużycie mazułu	16 t	17 t
Zużycie węgla	13 t	8 t
Zużycie wody uzupelniającej	60 t	62 t
Zużycie pary technologicznej	10 t	14 t
Energia na potrzeby własne	86 GJ	84 GJ
Energia ciepła mazułu	843 GJ	707 GJ
Energia ciepła węgla	270 GJ	176 GJ
Energia ciepła pary	30 GJ	41 GJ
Energia na potrzeby własne	9 MWh	8 MWh
Produkcja energii brutto	0 MWh	0 MWh

Straty i koszty	Zużycie oraz energia	Parametry oraz czasy
T METAL SEPAR		T MET KORP WEW WP
Odstawienie bloku	348 °C	423 °C
Wentylacja kotła	344 °C	402 °C
Przygotowanie do uruch.	242 °C	378 °C
Rozruch bloku	224 °C	374 °C
Podnoszenie obciążenia	280 °C	380 °C
Czasy wzorcowe		Czasy rzeczywiste
Odstawienie bloku	00:16 h	00:15 h
Wentylacja kotła	00:54 h	00:59 h
Postój bloku	03:13 h	03:36 h
Przygotowanie do uruch.	01:10 h	01:12 h
Rozruch bloku	01:08 h	01:06 h
Podnoszenie obciążenia	01:12 h	01:08 h
Czas sumaryczny	07:54 h	08:14 h

Rys. 3. Okno prezentujące szczegółowe informacje o rozruchu



Rys. 4. Przykładowy schemat synoptyczny obrazujący straty rozruchowe



Rys. 5. Wykres „Straty wzorcowe i rzeczywiste”

BLOK nr 1		Raport rozrachowy		STRATA										ZYSKI	SUMA
				Zużycie						Odprow.		Zagospodarowanie			
		mazutu	węgla	mocy własnych	pary techn.	wody uzupełn.	sorbentu	ścieków	popiołu łobnego	żufta					
STAP 1	Wzrostowy kredyt [JED FIZ]	3,2	3,3	3,0	2,1	3,0	0,3	-	0,6	0,1	6,6	19,0	-		
	Bezczy [JED FIZ]	3,1	2,7	3,0	1,9	0,2	0,3	-	0,9	0,1	5,0	16,0	-		
	Wzrostowy kredyt [OU]	129,0	71,0	30,0	6,0	-	-	-	-	-	-	185,0	51,0		
	Bezczy [OU]	125,0	58,0	28,0	5,0	-	-	-	-	-	-	165,0	51,0		
	Wzrostowy kredyt [PLN]														
	Bezczy [PLN]														
STAP 2	Wzrostowy kredyt [JED FIZ]	0,0	0,5	6,0	4,5	69,0	0,0	-	-	-	-	-	-		
	Bezczy [JED FIZ]	0,0	0,5	6,0	2,1	75,7	0,0	-	-	-	-	-	-		
	Wzrostowy kredyt [OU]	0,0	10,0	58,0	13,0	-	-	-	-	-	-	-	81,0		
	Bezczy [OU]	0,0	11,0	61,0	7,0	-	-	-	-	-	-	-	79,0		
	Wzrostowy kredyt [PLN]														
	Bezczy [PLN]														
STAP 3	Wzrostowy kredyt [JED FIZ]	0,1	0,6	7,0	2,8	23,1	0,0	-	-	-	-	-	-		
	Bezczy [JED FIZ]	0,2	0,6	8,8	0,0	31,7	0,0	-	-	-	-	-	-		
	Wzrostowy kredyt [OU]	5,0	13,0	69,0	8,0	-	-	-	-	-	-	-	95,0		
	Bezczy [OU]	8,8	14,0	76,0	0,0	-	-	-	-	-	-	-	98,0		
	Wzrostowy kredyt [PLN]														
	Bezczy [PLN]														
STAP 4	Wzrostowy kredyt [JED FIZ]	15,9	12,6	9,0	10,2	59,7	1,3	-	2,2	0,4	24,9	-	-		
	Bezczy [JED FIZ]	17,4	8,2	8,0	14,0	62,2	1,6	-	1,9	0,9	16,1	-	-		
	Wzrostowy kredyt [OU]	643,0	270,0	89,0	30,0	-	-	-	-	-	-	-	1 032,0		
	Bezczy [OU]	707,0	176,0	84,0	41,0	-	-	-	-	-	-	-	1 008,0		
	Wzrostowy kredyt [PLN]														
	Bezczy [PLN]														
STAP 5	Wzrostowy kredyt [JED FIZ]	6,4	59,0	12,0	4,2	25,3	1,8	-	10,8	1,9	117,0	116,0	-		
	Bezczy [JED FIZ]	6,4	54,0	12,0	2,5	40,2	1,7	-	9,3	1,7	107,4	116,0	-		
	Wzrostowy kredyt [OU]	258,0	1 268,0	123,0	12,0	-	-	-	-	-	-	-	1 161,0		
	Bezczy [OU]	269,0	1 167,0	118,0	7,0	-	-	-	-	-	-	-	1 160,0		
	Wzrostowy kredyt [PLN]														
	Bezczy [PLN]														
SUMA	Wzrostowy kredyt [JED FIZ]	25,4	76,4	37,0	23,9	180,1	3,7	-	13,4	2,4	150,6	135,0	-		
	Bezczy [JED FIZ]	27,4	66,7	37,0	20,4	215,0	3,6	-	11,8	2,1	131,3	139,0	-		
	Wzrostowy kredyt [OU]	1 036,0	1 632,0	369,0	69,0	-	-	-	-	-	-	-	1 247,0		
	Bezczy [OU]	1 108,0	1 425,0	368,0	60,0	-	-	-	-	-	-	-	1 246,0		
	Wzrostowy kredyt [PLN]														
	Bezczy [PLN]														

Rys. 6. Raport rozrachowy „Bilans strat i zysków”

Symulacja obliczeń rozrachy dla: Blok 1 ( 02.01.2014 23:00:40 - 03.01.2014 07:14:30)							
Nazwa parametru	C00715						
Opis parametru	Zużycie wody uzupełniającej						
Wartość parametru	215,00	t					
Ustaw wartość							
Parametry symulacji				Resetuj wartości			
Lp.	Nazwa parametru	Opis parametru	Jednostka	Zakres dolny	Zakres górny	Wartość oryginalna	Wartość symulowana
3	C00715	Zużycie wody uzupełniającej	t	0	99999	215,00	215,00
4	C00721	Zużycie pary technologicznej	t	0	5000	20,60	20,60
5	C00736	Energia na potrzeby własne	MWh	0	500000	37,00	37,00
6	C00739	Produkcja energii brutto	MWh	0	500000	133,00	133,00
7	R00001	Wsk. jedn. zuż. en-ch paliw netto	GJ/MWh	5	15	10,00	10,00
8	R00002	Wartość opalowa mazutu	GJ/t	30	50	40,50	40,50
9	R00003	Wartość opalowa węgla	GJ/t	15	30	21,36	21,36
10	R00004	Zawartość siarki w mazucie	%	0.1	8	2,50	2,50
Wyniki symulacji							
Lp.	Nazwa parametru	Opis parametru	Jednostka	Wartość wyliczona			
14	C00775	Koszt węgla z transportem	PLN				
15	C00781	Koszt pary technologicznej	PLN				
16	C00769	Koszt wytw. en-el	PLN				
17	C00772	Koszt en-el na potrzeby własne	PLN				
18	C00784	Koszt wody uzupełniającej	PLN				
19	C00787	Koszt odprowadzenia ścieków	PLN				
20	C00760	Koszt sorbentu	PLN				
21	C00790	Koszt zagosp. popiołu łobnego	PLN				
Zamknij							

Rys. 7. Kalkulator rozrachów

## 4. Podsumowanie

Zastosowanie systemu strat rozruchowych umożliwia operatorom bloków obserwację i analizę ekonomicznych skutków ich działań w czasie rzeczywistym, zaś specjalistom zatrudnionym w komórkach odpowiedzialnych za eksploatację – łatwą kontrolę stosowanych procedur oraz jakości pracy obsługi. Może pomagać również wszystkim zainteresowanym służbom w podejmowaniu działań zmierzających do ograniczenia kosztów uruchomień.

Doświadczenia z elektrowni z wdrożonym systemem wskazują, że ułatwia on podejmowanie działań sprzyjających obniżeniu kosztów rozruchu. Oszczędności wynikają zarówno ze skrócenia czasu rozruchu, jak również z ograniczenia zużycia mazutu przez zastąpienie go tańszym paliwem węglowym.

Główne korzyści z wdrożenia systemu to możliwość:

- szybkiej oceny jakości procesu odstawiania i rozruchu bloku, w tym przestrzegania procedur i utrzymywania parametrów w dopuszczalnych granicach,
- analizy wrażliwości kosztów rozruchu na zmiany cen,
- doskonalenia eksploatacji bloku w stanach nieustalonych,
- wykorzystania wyników obliczeń do wykazania efektów z przeprowadzonych działań w zakresie poprawy efektywności wytwarzania energii oraz przy renegocjacji umownych kosztów kwalifikowanych z operatorem systemu przesyłowego.

Nie bez znaczenia jest również efektywne wspomaganie personelu operatywnej obsługi bloków energetycznych oraz wzrost świadomości obsługi.

Przy szacowaniu korzyści bardzo ważne są również znaczące efekty ekologiczne związane ze skróceniem czasu rozruchu obejmujące obniżenie emisji szkodliwych gazów oraz dwutlenku węgla do atmosfery, a także zmniejszenie produkcji ścieków.

Dzięki wdrożeniu omawianego systemu Elektrownia Opole w latach 2003 i 2004 została wyróżniona w Konkursie Ekologicznym „Przyjaźni Środowisku” otrzymując tytuł „Technologii godnej polecenia”.

### Literatura

- [1] Cwynar L.: Rozruch kotłów parowych. WNT, Warszawa 1989.
- [2] Janiczek R.: Eksploatacja elektrowni parowych. WNT, Warszawa 1992.
- [3] Majchrzak H.: Analiza wpływu technologii uruchamiania i odstawiania bloków energetycznych elektrowni na straty energii i koszty rozruchowe. Praca doktorska. Politechnika Opolska 2001.

# **THE INFLUENCE OF THE COOLING TYPE ON THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS AND THE ELECTRICITY PRICE IN GAS TURBINE AIR BOTTOMING CYCLE**

Tadeusz Chmielniak, Daniel Czaja,  
Sebastian Lepszy, Katarzyna Stępczyńska-Drygas,

Politechnika Śląska. Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, tadeusz.chmielniak@polsl.pl,  
daniel.czaja@polsl.pl, sebastian.lepszy@polsl.pl, katarzyna.stepczynska-drygas@polsl.pl

Gas turbine air bottoming cycle can compete with commercially available combined cycle power plant, in particular in the field of low power systems. This limitation is primarily due to the physical properties of air. In chapter the air bottoming cycle with air and water intercooler integrated with Taurus 60 gas turbine was analysed. Depending on the cooling medium, intercooler will have different construction features. Chapter presents the results obtained from the comparison of the electricity price for autonomous Taurus 60 gas turbine, gas turbine air bottoming cycle and commercially available combined cycle power plant STAC 60 (also integrated with Taurus 60 gas turbine). Multivariate analysis shows the area of air bottoming cycle competitiveness with respect to other technologies. The advantage of the results is the fact that gas turbine air bottoming cycle (cooling by water or air) can be competitive with combined cycle power plant.

## **1. Introduction**

An alternative system for a gas turbine steam bottoming cycle is a gas turbine air bottoming cycle GT-ABC. GT-ABC is also called the Farrell cycle, Brayton Brayton cycle or DGTCC (Dual gas turbine combined cycle) [1]. This solution was presented by William Farrell from General Electric in 1988. This type of cycle can be used in power and industrial units. There is no problem with corrosion and installation does not require demineralized water in order to maintain its proper cleanliness (lack of water as the working agent). In the case of GT-SBC important issue is commissioning time. It is significantly longer

than very short start-up of the gas turbine unit (installation does not required an extra time for heating and evaporating the water). It should also be noted that GT-SBC has many disadvantages like its weight in particular the heat recovery steam generator HRSG. Even in low-power solutions, installation requires a lot of working space, if only because of the additional installations [2]. The purpose is to maintain the GT-ABC similar flexibility like a gas turbine installation. In order to increase the efficiency of GT-ABC the cooling of the compressed air should be used. This results in lower temperature of the air in air heat exchanger AHX inlet. Air or water intercoolers can be applied in GT-ABC system. This is important when choosing the location and the possibility of its operation in places where there is no access to water. Properly selected intercooler construction provides a low pressure drop on the side of the working and cooling agent.

## 2. Systems under analysis

In order to compare the GT-ABC with GT-SBC and autonomous unit of the gas turbine GT it was decided to use a simple technological structure of the gas – air unit with one interstage air as well as water cooler. Possibility of using air as the cooling agent provides an advantage in relation to the GT-SBC systems, which are dependent on water as the cooling agent.

A simple gas turbine air bottoming cycle is presented in. This systems features one interstage cooler between individual compressor stages. It is assumed that depending on the type of operation it has to be possible for the gas turbine exhaust gases to bypass the air heat exchanger and to be transported to the stack. A system of shut off dampers is used in exhaust gas ducts. The shut off dampers passes exhaust gases to the stack or to the AHX (in the case of the air bottoming cycle operation). The structure under consideration is a two-shaft system. The air part expander drives the compressor C2 and C3 and, depending on the configuration, the generator or another working machine, e.g. a natural gas compressor. A decision was made to combine the exhaust gas system with the air system and to use a common stack. If the gas turbine operates with no air turbine, the AHX has to be separated from hot exhaust gases. For this purpose, an additional damper is used after the AHX. Both air and water can be used as coolant in the interstage cooler. In the case of water cooling there is possibility to decrease the dimensions of the heat exchanger significantly.



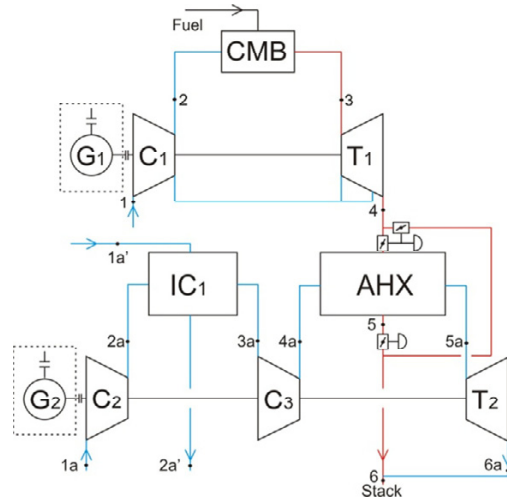


Fig. 1. Gas Turbine Air Bottoming Cycle with one intercooler

### 3. Thermo-economic calculations

GT-ABC systems achieve high energy efficiency through the use of high efficient rotary machines, and heat exchangers with high effectiveness. In the case of thermodynamic analysis the system was optimized in terms of energy efficiency. The method of calculation is shown in Fig. 2, as well as in [3]. The results provided the information needed to carry out economic analysis and comparison of commercially available GT-SBC to GT-ABC and autonomous unit of the gas turbine.

Each case was calculated with respect to the air turbine part characteristic parameters which changed according to the data listed in Tab. 1. The following parameters were assumed as quantities with the biggest impact on efficiency: turbo machinery polytropic efficiency, the air heat exchanger effectiveness and the effectiveness of individual intercoolers. Next, each case was optimized with respect to power efficiency.

The investment expenditure and the minimum selling price of electricity were determined for the cases under analysis. Calculations were presented for systems with air and water cooling. Additionally, a preliminary design of the air heat exchanger and the intercooler was carried out for selected cases. All findings were compared with systems characterized by the parameters from Tab. 1.

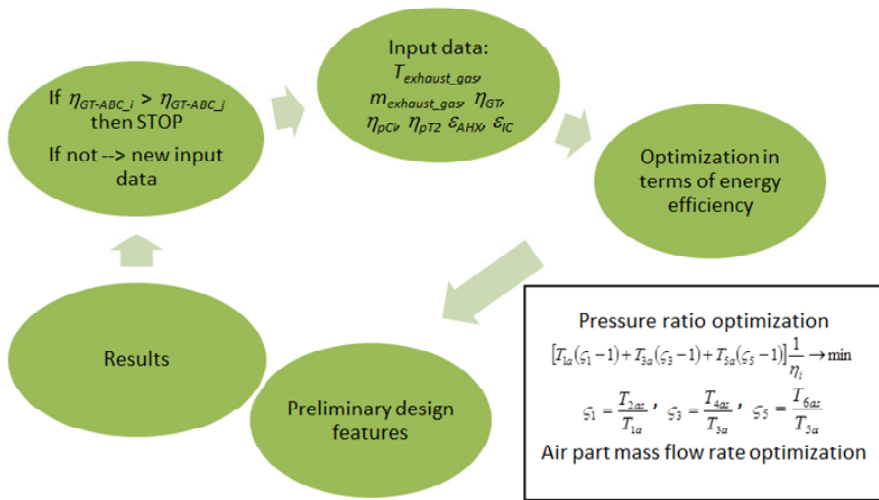


Fig. 2. GT-ABC calculation and optimization algorithm

Tab. 1. Air bottoming cycle calculation cases

Case	Unit	1	2	3	4	5
AHX effectiveness	%	80,0	82,5	85,0	87,5	90,0
Polytropic efficiency	%	85,0	86,0	87,0	88,0	89,0
IC effectiveness	%	70,0	74,0	78,0	82,0	86,0
Pressure drop in AHX and ICs	%	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0

The main task of the financial analysis is to determine the energy system unit investment expenditure denominated mostly in USD/kW or zł/kW. Total investment expenditure associated with the construction of the power plant can be divided into the cost of purchasing equipment and additional costs, which include, inter alia:

- pipelines and ducts with necessary equipment,
- control and protection systems,
- acquisition of land for investment,
- installation commissioning.

Market prices of gas turbines which are currently in use may be found in the Gas Turbine World Handbook [4], which also includes other basic data concerning a specific machine, e.g. power output and efficiency, the working medium mass flow or the exhaust gas temperature. Based on information from [4] and unit investment expenditure estimated formulas for gas turbine taken from [5] a graph presented in Fig. 3 was created showing investment expenditures for

each gas turbine. Attention should be drawn to the fact that the unit cost presented in Fig. 3 was updated for the year 2014 in accordance with CEPCI index.

$$C_u = 5005.9N_{el}^{-0.233} \quad (1)$$

The unit investment expenditure on the air part of GT-ABC consists mainly of the compressor, air turbine and air heat exchanger cost. Investment expenditure of rotary machines are determined from the following formulas:

$$C_c = \alpha_1 \frac{39.5 \cdot \dot{m}_{air}}{0.9 - \eta_{iC}} \cdot \beta_C \cdot \ln \beta_C \quad (2)$$

$$C_T = \alpha_1 \frac{266.3 \cdot \dot{m}_{air}}{0.92 - \eta_{iT}} \cdot \ln \beta_T \cdot [1 + \exp(0.036 \cdot T_T - 54.4 \cdot \alpha_2)] \quad (3)$$

where:

$\alpha_1$  – constant,

$\dot{m}_{air}$  – inlet air mass flow to compressor or air expander, kg/s

$\beta_C$  – pressure ratio, -

$T_T$  – expander air inlet temperature, K

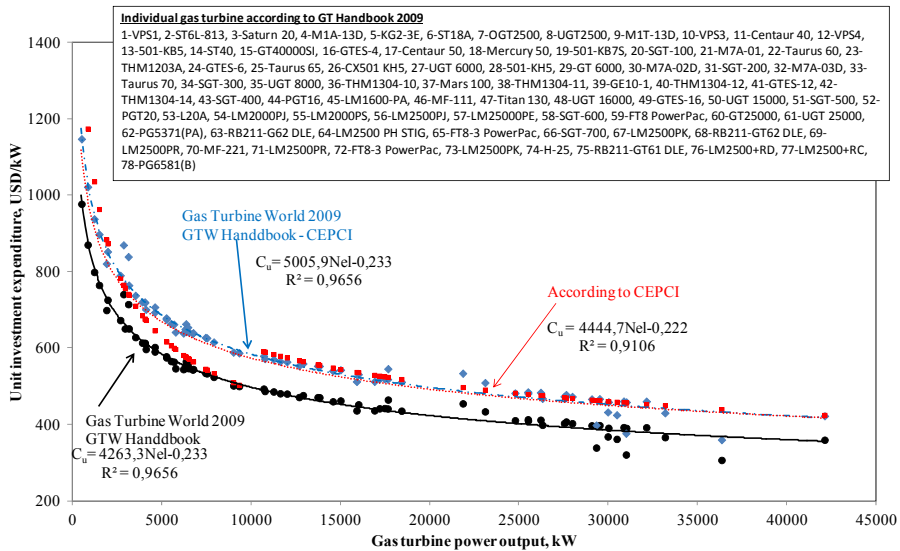


Fig. 3. Gas turbine estimation of investment expenditure

In case of heat exchangers the purchase cost was estimated on the basis of the weight of the unit. Using a recommendation from [8] it was decided to use the indicators determining the type of steel consumption expressed in USD / kg

of steel. Due to the fact that the air heat exchanger will operate at high temperature the design must be based on the use of steel that can withstand high heat load. According to [9] to estimate the cost of individual components it was taken into account the cost of individual ducts, control dampers and stack. To assess the cost-effectiveness of the project discount methods were applied.

In order to determine the minimum selling price of electricity the basic economic indicator NPV (ang. Net Present Value) was applied. NPV was defined as follows:

$$NPV = \sum_{t=1}^{t=N} \frac{CF_t}{(1+r)_t} \quad (4)$$

where:

$CF_t$  – cash flow in period  $t$ ,

$r$  – discount rate,

$t$  – another year from the start of system construction.

## 4. Results

Calculations were performed for two variants. The first variant was to perform calculations based on thermodynamic analysis. Data for each case were changed in accordance with Tab. 1.

Second variant includes design features of individual heat exchangers in the air part of GT-ABC. Calculations were performed for both cooling agents air and water. Air heat exchanger is characterized by larger dimensions due to the lack of finned heat surface. Construction details are given in [10].

### Thermodynamic calculations

Fig. 4 shows the comparison of energy efficiency and mechanical power obtained for each of the analyzed cases of the air cooled GT-ABC an autonomous unit of the gas turbine and GT-SBC. It can be seen that there is an area where power efficiency as well as power output is higher than commercially available GT-SBC and gas turbine unit.

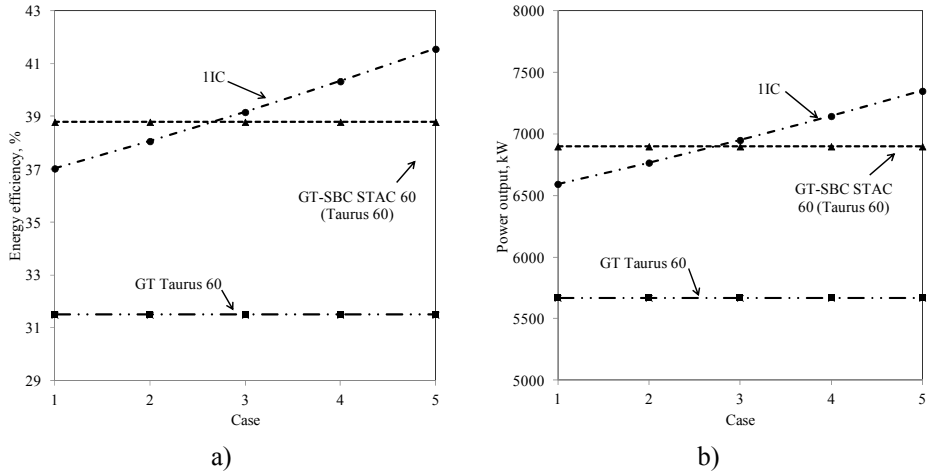


Fig. 4. Efficiency and power for individual cases (air cooled); a) – power efficiency; b) – power output

Small differences can be observed for water-cooled systems (Fig. 5). Line which represents the efficiency and power output of GT-ABC cross the efficiency and power output line of GT-SBC closer than in air cooled air part. This is related to the fact that in the case of air-cooled systems, it is necessary to reserve extra power needed to drive the cooling air fan.

After estimating the investment expenditures of individual devices forming GT-ABC the minimal selling price of electricity for analyzed cases was calculated. The results for the air cooled system are presented in Fig. 6. The electricity price is only a little higher than in the GT-SBC in first case. It is 131.49zł/MWh for GT-ABC, while GT-SBC is characterized by a price equal 131.26zł/MWh. Investment expenditure of the GT-ABC for most of the analyzed cases are lower compared to the systems with steam as working agent. The intersection of the GT-ABC curve with GT-SBC line is located between the fourth and fifth case.

A similar analysis was performed for water-cooled systems (Fig. 7). In this analysis, even for the first case, the minimal price of electricity is lower compared to the commercially available GT-SBC and is equal 130.56 zł / MWh.

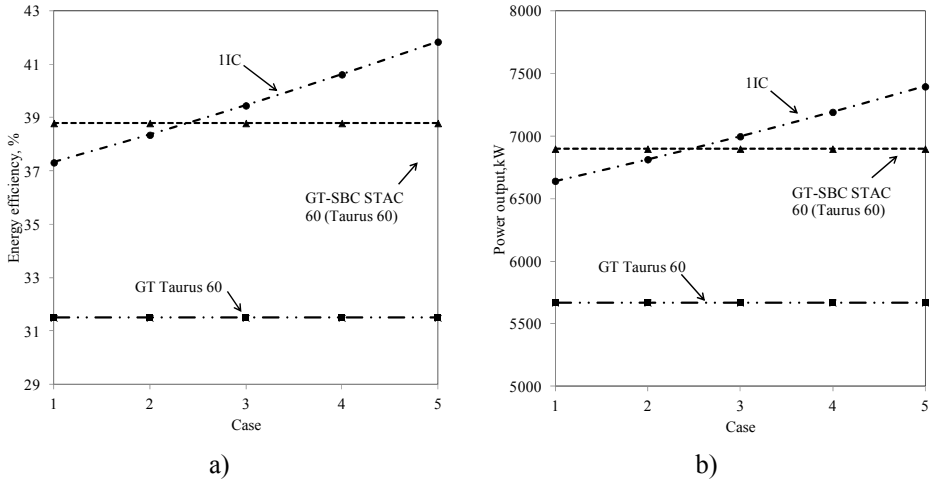


Fig. 5. Efficiency and power for individual cases (water cooled); a) – power efficiency; b) – power output

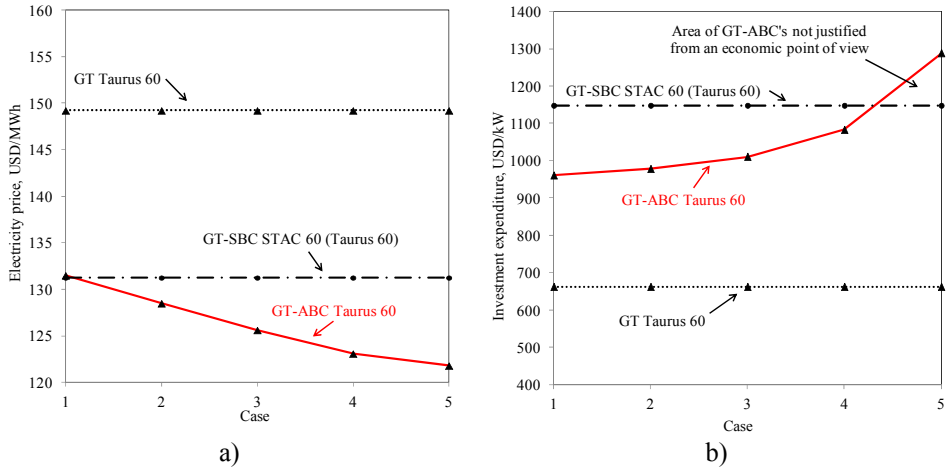


Fig. 6. Electricity price (MWh) and unit investment expenditure for individual cases (air cooled); a) Electricity price; b) Unit investment expenditure

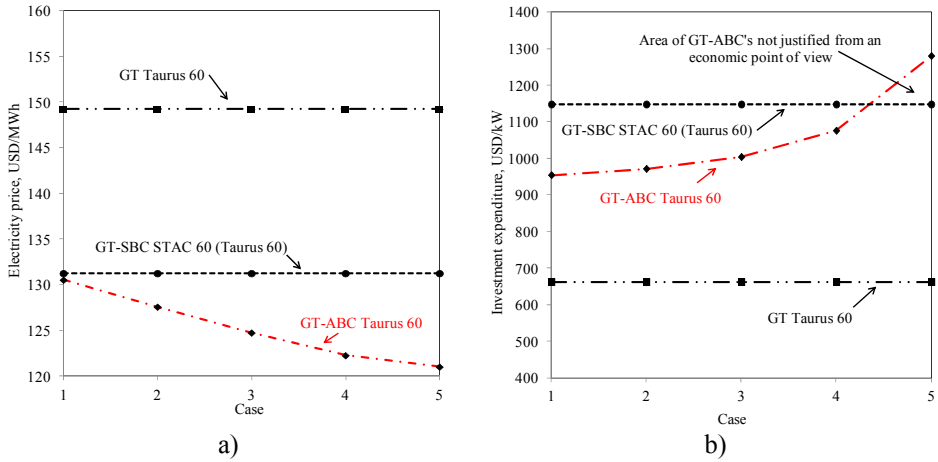


Fig. 7. Electricity price (MWh) and unit investment expenditure for individual cases (air cooled); a) Electricity price; b) Unit investment expenditure

### Calculations with design features of heat exchangers

Development of a preliminary design of the heat exchangers results in a determination of real value of pressure drop. The value of pressure drop in case of intercooler is also important because of the possibility to choose the appropriate fan or water pump transporting cooling agent. Knowing the amount of used steel and the weight of the device allow for a more precise way to estimate the investment expenditure on the selected device which results other than in thermodynamic analysis minimal selling price of electricity. The method of calculation of individual heat exchangers and their preliminary design study can be found in [10]. Fig. 8 shows the results for the minimal electricity prices and unit investment expenditures for a given configuration of the GT-ABC both inclusive and exclusive of the design features of heat exchange units.

Fig. 9 shows the value of energy efficiency and power output of GT-ABC for individual cases. Cases with determined heat exchanger geometry (it means with determined preliminary design features) are also marked.

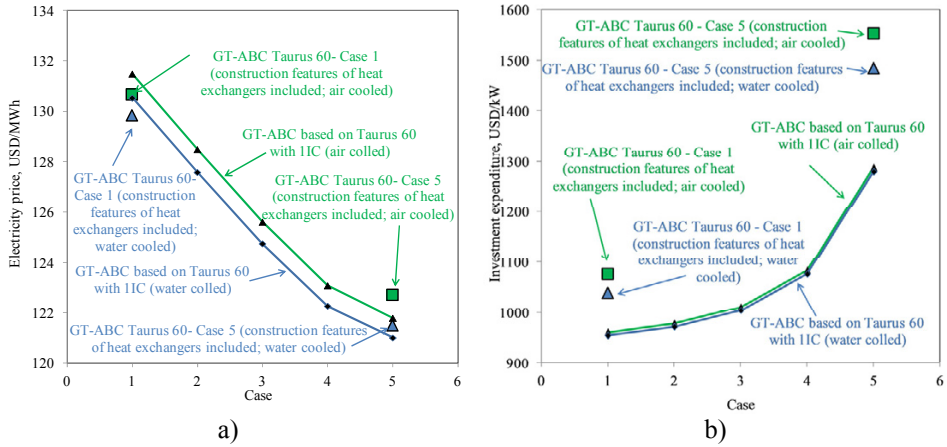


Fig. 8. Price of electricity and unit investment expenditure (air cooled; heat exchangers design features included); a – price of electricity; b – unit investment expenditure

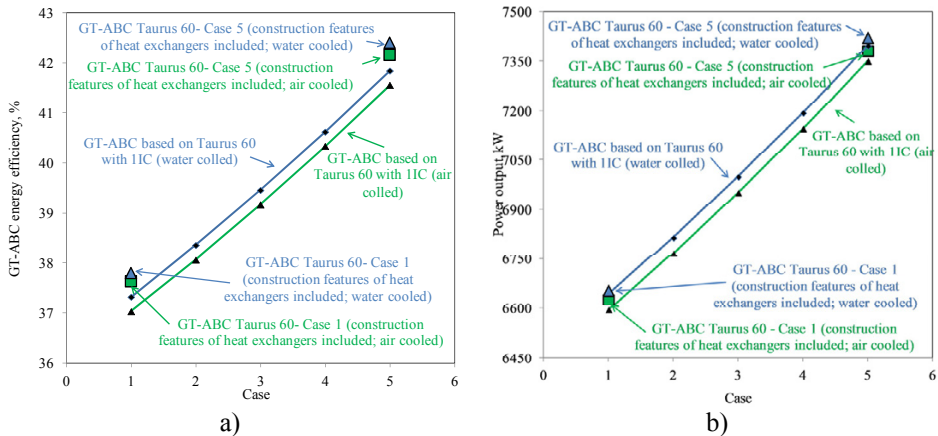


Fig. 9. Energy efficiency and power output of individual cases (air cooled; heat exchangers design features included); a – efficiency; b – power output

### 5. Summary of results

Depending on the type of cooling (air or water) different values of energy efficiency and power output is obtained. Small differences in efficiency and power output are mainly due to used the fan or pump to transport cooling agent



to the intercooler. In the case of systems for which a preliminary design study was carried out the heat exchangers are labelled as DFI - design features included (Tab. 2). Tab. 2 shows a comparison of the unit investment expenditure, minimal prices of electricity, energy efficiency and power output of chosen cases. Term Taurus 1 or 5 must be understood as the first and fifth analyzed case (in accordance with Tab. 1). One can observe slight differences in the final values of a minimal price of electricity for individual cases.

Tab. 2. Comparison of the GT-ABC system variants taking account of structural features of heat exchangers

Case	Parameter			
	Unit investment expenditure, USD/kW	Energy efficiency, %	Power output, kW	Electricity price, USD/MWh
Taurus 1 (air cooled)	960.58	37.03	6594.60	131.48
Taurus 5 (air cooled)	1287.96	41.56	7350.05	121.79
Taurus 1 (water cooled)	954.10	37.32	6642.77	130.53
Taurus 5 (water cooled)	1279.77	41.84	7397.84	121.01
Taurus 1 (air cooled) – DFI	1075.26	37.64	6625.06	130.67
Taurus 5 (air cooled) – DFI	1553.74	42.17	7380.85	122.71
Taurus 1 (water cooled) – DFI	1038.59	37.80	6652.61	129.84
Taurus 5 (water cooled) – DFI	1483.84	42.41	7421.10	121.50

## 6. Conclusions

The chapter presents the calculation of the GT-ABC with one interstage cooler. The motivation to perform the calculations was the search the technical solution that can compete in terms of thermodynamic and economic field with commercially available GT-SBC and autonomous unit of the gas turbine. After a preliminary design study of heat exchangers the obtained results were compared with the variant where the individual values of heat exchangers effectiveness and rotary machines polytropic efficiency were changed according to Tab. 1. Cooling type (air or water) does not have a major impact on minimal electricity selling price. This is a big advantage for the GT-ABC which can be used in areas where there is no access to the cooling water. It should be also noted that GT-ABC compared to a classical GT-SBC does not need demoralized water.

This eliminates the need for water treatment installation which undoubtedly translates into investment and operating costs.

The chapter presents the areas where GT-ABC is competing to GT-SBC. It should be noted that it requires possibly high value of heat exchanger effectiveness and high rotary machines efficiency. Heat exchangers with high value of effectiveness requires appropriate design study and cost estimation due to much larger weight of the device

#### ACKNOWLEDGMENT

The results presented in this chapter were obtained from research work co-financed by the National Centre of Research and Development in the framework of Contract SP/E/1/67484/10 – „Strategic Research Programme – Advanced Technologies for obtaining energy: Development of a technology for highly efficient zero-emission coal-fired Power units integrated with CO<sub>2</sub> capture”.

#### References

- [1] Wicks F. The thermodynamic theory and design of an ideal fuel burning engine. Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference IECEC'90, Vol 2, str. 474-481, Boston, USA (1991).
- [2] Farrell W.M. Air Cycle Thermodynamic Conversion System. US patent 4,751,814, 1988.
- [3] Czaja D., Chmielniak T., Lepszy. The selection of Gas Turbine Air Bottoming Cycle for Polish compressor stations – Journal of Power Technologies – Vol. 93, No 2 (2013) (str. 67-77).
- [4] Gas Turbine Handbook. Gas Turbine World, Pequot Publishing Inc., 2009.
- [5] Kotowicz J. Elektrownie gazowo-parowe. Wydawnictwo Kaprint. Lublin 2008.
- [6] Chemical engineering [www.che.com](http://www.che.com).
- [7] Vatavuk W.M. Updating the plant cost index. Chemical Engineering, January 2002.
- [8] Czaja D. – informacja prywatna pozyskana z firmy Foster Wheeler Energia Polska Sp. z o.o – 2014.
- [9] Bolland O, Fırde M, H\_ande B. Air Bottoming Cycle. Use of Gas Turbine Waste Heat for Power Generation. ASME Paper 95-CTP-50, 1995.
- [10] Raport wewnętrzny z Etapu 11. Temat II.7.3.3 Wstępne studia konstrukcyjne kotła odzyskowego, turbin powietrznych i głównych wymienników w układzie powietrznym.II.7.3.3a. Opracowanie metodyki obliczeń kotła odzyskowego spalino-powietrznego oraz jego ogólne studium konstrukcyjne. II. 7.3.3b. Opracowanie metodyki obliczeń turbiny powietrznej oraz jej ogólne studium konstrukcyjne.

# **TECHNICZNY WYMIAR ODNAWIALNEJ GENERACJI ROZPROSZONEJ W KRAJOWYM SYSTEMIE ELEKTROENERGETYCZNYM**

Waldemar Dołęga

Instytut Energoelektryki, Politechnika Wroclawska,  
50-370 Wrocław, ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27, email: waldemar.dolega@pwr.wroc.pl

W rozdziale przedstawiono analizę i ocenę technicznego wymiaru odnawialnej generacji rozproszonej w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym. Przeanalizowano odnawialne źródła energii w systemie elektroenergetycznym w aspekcie ekonomicznym i technicznym, w tym w obszarze przyłączania ich do sieci elektroenergetycznej. Omówiono podstawowe wymagania dla odnawialnych źródeł generacji rozproszonej. Przeanalizowano udział odnawialnych źródeł generacji rozproszonej w lokalnym bezpieczeństwie energetycznym. Dokonano identyfikacji zagrożeń dla rozwoju odnawialnych źródeł generacji rozproszonej w kraju. Nakreślono obszary koniecznej współpracy pomiędzy operatorami systemów dystrybucyjnych a właścicielami źródeł odnawialnej generacji rozproszonej. Ponadto przeanalizowano wpływ odnawialnych źródeł energii na krajową infrastrukturę elektroenergetyczną. Dodatkowo przedstawiono kluczowe wyzwania dla obszaru odnawialnych źródeł energii.

## **1. Wprowadzenie**

Zwiększenie udziału odnawialnych źródeł energii (OZE) w bilansie paliwowo-energetycznym kraju przynosi wymierne efekty ekologiczno-energetyczne, poprawia poziom lokalnego bezpieczeństwa energetycznego i jest również istotnym elementem realizacji zasady zrównoważonego rozwoju. Dlatego jednym z podstawowych celów krajowej polityki energetycznej jest m.in. osiągnięcie 15% udziału energii ze źródeł odnawialnych w strukturze energii finalnej brutto w 2020 r. [1].

Rozwój wykorzystania odnawialnych źródeł energii w szczególności:

- zwiększy bezpieczeństwo energetyczne kraju poprzez decentralizację wytwarzania energii, zróżnicowanie jej źródeł, wykorzystanie jej lokalnych za-

sobów oraz wprowadzenie pożądanego elementu konkurencji w sektorze elektroenergetycznym;

- wpłynie na rozwój lokalnych rynków pracy, tworząc miejsca pracy w dziedzinie produkcji urządzeń oraz montażu i eksploatacji instalacji wytwarzających energię ze źródeł odnawialnych;
- zwiększy rozwój nowoczesnych technologii i modernizację infrastruktury technicznej;
- ograniczy szkody w środowisku przyrodniczym związane z wydobyciem i spalaniem paliw kopalnych;
- ułatwi realizację międzynarodowych zobowiązań Polski w zakresie redukcji emisji gazów cieplarnianych i zanieczyszczeń powietrza.

Racjonalne wykorzystanie energii ze źródeł odnawialnych wymaga z jednej strony intensywnego rozwoju odnawialnych źródeł energii, a z drugiej podjęcia działań mających na celu stymulowanie wzrostu wykorzystania odnawialnych źródeł energii zarówno w energetyce, jak i w innych sektorach gospodarki. Przy czym przyłączenie i wyprowadzenie mocy z nowych odnawialnych jednostek wytwórczych wymaga znacznego rozwoju sieciowej infrastruktury elektroenergetycznej w obszarze zarówno przesyłu jak i dystrybucji.

Kluczową rolę w realizacji wspomnianego celu ilościowego spełnia obecnie i będzie spełniał w przyszłości krajowy system wsparcia w zakresie wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych. System taki powinien zawierać rozwiązania umożliwiające zwiększenie udziału odnawialnych źródeł energii w krajowym bilansie energetycznym. Ponadto ogromny wpływ będą miały uwarunkowania techniczne funkcjonowania OZE w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym (KSE) i procedury przyłączeniowe. Temu zagadnieniu poświęcono rozdział.

## **2. Odnawialne źródła generacji rozproszonej w systemie elektroenergetycznym**

W kraju odnawialne źródła generacji rozproszonej obejmują różne typy układów rozproszonych: biogazowe, fotowoltaiczne, elektrownie wiatrowe i małe elektrownie wodne. Są one bardzo zróżnicowane w aspekcie wyposażenia, właściwości jednostek i technologii.

Odnawialne źródła generacji rozproszonej mogą być przyłączone do sieci: nn, SN, 110 kV bezpośrednio lub za pomocą wydzielonej linii do stacji elektroenergetycznej.

Podstawowymi kryteriami decydującymi o tym, do jakiej sieci ma być przyłączone dane źródło jest jego moc wyrażona w kVA oraz arbitralna decyzja operatora systemu dystrybucyjnego (OSD) określająca techniczne warunki

przyłączenia do sieci. Decyzja ta jest wydawana na podstawie szczegółowych analiz zawartych w tzw. ekspertyzach przyłączeniowych. Usytuowanie odnawialnych źródeł generacji rozproszonej w sieci elektroenergetycznej jest czynnikiem bardzo znacząco wpływającym na całkowity koszt inwestycji. Realizacja przyłączenia na niższym napięciu w postaci bezpośredniej jest przeważnie dla właściciela odnawialnego źródła generacji rozproszonej tańsza, niż przyjęcie innych rozwiązań. Usytuowanie źródeł generacji rozproszonej w sieci elektroenergetycznej jest więc często czynnikiem bardzo znacząco wpływającym na całkowity koszt inwestycji [4].

Wprowadzenie lokalnego źródła rozproszonego do systemu elektroenergetycznego przynosi pozytywne i negatywne skutki. Do pozytywnych należą m.in.: poprawienie bilansu energetycznego, zmniejszenie strat przesyłowych, możliwość zmniejszenia strat i odchyleń napięcia [7]. Negatywne związane są głównie z zachowaniem źródła w stanach awarii. W przypadku awarii elementu sieci doprowadzającej energię elektryczną z systemu elektroenergetycznego, nastąpi samoczynne wyłączenie źródła lokalnego ze względu na jego przeciążenie i niemożność utrzymania podstawowych parametrów energii elektrycznej (częstotliwość, napięcie).

W odniesieniu do średnich i małych odnawialnych źródeł generacji rozproszonej przyłączanych do sieci średniego i niskiego napięcia pojawiają się problemy związane m.in. ze zmianą rozplądów mocy w sieci, zwiększeniem wartości prądów zwarciovych, zwiększeniem zakresu odchyleń i odkształceń napięcia w sieci przy pracy źródeł oraz zmianą warunków bezpieczeństwa przy obsłudze sieci (odłączenie sieci od węzła zasilającego nie gwarantuje stanu beznapięciowego w sieci) [5].

Źródła rozproszone o znacznej mocy wykorzystujące przetworniki energoelektroniczne mogą powodować istotne zmiany i odkształcenia napięcia, pogarszające jakość energii.

Niekorzystne zmiany spowodowane wprowadzeniem do sieci źródła rozproszonego są najmniejsze w przypadku podłączenia źródła do węzła sieciowego [7]. Dlatego przy przyłączaniu źródła generacji rozproszonej konieczne jest monitorowanie pracy tych źródeł w systemie online. Zakres niezbędnej kontroli zależy od pracy odnawialnego źródła rozproszonego. Obejmuje informacje: o stanie źródła, o mocy źródła i energii przekazanej do sieci, o napięciu w określonych punktach sieci i utrzymaniu poziomu napięcia - w określonym punkcie sieci - w dopuszczalnym przedziale, poprzez załączenie lub wyłączenie źródła oraz regulację jego mocy [5].

Moc źródeł energii elektrycznej powinna być dopasowana - poprzez procesy regulacji - do mocy pobieranej przez odbiorców, zmiennej w czasie. W przypadku przyłączenia średniego lub dużego źródła rozproszonego np. farmy wiatrowej o dużej (losowej) zmienności mocy elektrownie systemowe nie są w stanie ze względów technicznych i ekonomicznych realizować wszystkich ko-

niecznych funkcji regulacyjnych [8]. Wówczas należy to realizować poprzez wymianę energii (import lub eksport) z sąsiednimi systemami lub wprowadzenie do systemu turbozespołów gazowych, które mogą zapewnić odpowiednią moc regulacyjną.

Dodatkowa moc źródeł regulacyjnych może osiągać znaczne wartości odniesione do mocy zainstalowanej farmy wiatrowej. Przeważnie zawiera się w przedziale od 25% w przypadku dużego udziału, do 35% w przypadku małego udziału elektrowni wiatrowych [8].

W przypadku nadmiaru mocy wytworzonej przez farmę wiatrową w stosunku do potrzeb odbiorców możliwe jest doraźne wyłączenie części źródeł wiatrowych ze stratą energii, którą mogłyby wyprodukować, lub wykorzystanie nadmiaru energii do produkcji ciepła.

Dodatkowe koszty przy budowie farmy wiatrowej są związane z przyłączeniem do sieci elektroenergetycznej. Obejmują one: koszty niezbędnej modernizacji sieci związanej z jej przystosowaniem, koszty dodatkowych inwestycji dla uzyskania niezbędnej mocy „zapasowej” regulacyjnej oraz koszty systemu sterowania pracą źródeł w farmie wiatrowej niezbędnego do współpracy źródła z siecią [4].

### **3. Podstawowe wymagania dla odnawialnych źródeł generacji rozproszonej**

Podstawowe wymagania dla źródeł generacji rozproszonej przyłączonych do sieci dystrybucyjnej, zawarte w Instrukcji Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej (IRiESD), obejmują: wymagania techniczne i eksploatacyjne zapewniające bezpieczeństwo funkcjonowania systemu elektroenergetycznego, wymagania obejmujące dotrzymanie w miejscu przyłączenia parametrów jakościowych energii elektrycznej oraz zapewnienie możliwości dokonywania pomiarów niezbędnych do prowadzenia ruchu sieci i rozliczeń [2, 3]. Ponadto mają na celu zabezpieczenie systemu elektroenergetycznego przed uszkodzeniami spowodowanymi niewłaściwą pracą źródeł generacji rozproszonej oraz ich zabezpieczenie przed uszkodzeniami w przypadku awarii sieciowej lub systemowej.

Wymagania techniczne dla źródeł generacji rozproszonej obejmują w zależności od potrzeb wymagania w zakresie:

- układów wzbudzenia,
- układów regulacji napięcia,
- sposobów wykorzystania układów grupowej regulacji napięć jednostek wytwórczych (ARNE),
- systemów elektroenergetycznej automatyki zabezpieczeniowej,

- urządzeń regulacji pierwotnej,
- czasów rozruchu i minimalnej liczby rozruchów w ciągu roku,
- ograniczników maksymalnych prądów stojana i wirnika,
- możliwości synchronizacji jednostki wytwórczej z siecią,
- wytwarzanych mocy czynnych i biernych,
- wyposażenia linii blokowych w układy automatyki.

Szczegółowe wymagania techniczne dla jednostek wytwórczych przyłączanych do sieci dystrybucyjnej, zamieszczone w specjalnym załączniku do IRiESD, dotyczą aparatury łączeniowej, zabezpieczeń i telemechaniki, kompensacji mocy biernej, załączania i synchronizacji jednostek wytwórczych z siecią oraz warunki związane z dochowaniem parametrów jakościowych napięcia [2]. Ponadto zawarte są odrębne szczegółowe wymagania dotyczące elektrowni wiatrowych.

W krajowych instrukcjach przyjęto, że sposób przyłączenia jednostek wytwórczych do sieci dystrybucyjnej powinien umożliwiać ich odłączanie oraz stworzenie przerwy izolacyjnej w sposób nieograniczony dla OSD. Jednostki wytwórcze o mocy osiągalnej powyżej 150 kVA przyłączane do sieci rozdzielczej powinny być zautomatyzowane i dostosowane do zdalnego sterowania przez operatora systemu dystrybucyjnego [2, 3]. Moc zwarciowa w miejscu przyłączenia do sieci rozdzielczej powinna być przynajmniej 20 razy większa od ich mocy przyłączeniowej. Praca wyspowa jednostek wytwórczych jest możliwa jedynie na wyspę urządzeń tego wytwórcy, o ile uwzględniono to w warunkach przyłączenia.

Zabezpieczenia źródeł rozproszonych obejmują dwie grupy: zabezpieczenia podstawowe (służące do ochrony jednostki wytwórczej przed uszkodzeniem) oraz zabezpieczenia dodatkowe (uzależnione od mocy jednostki wytwórczej) [5].

#### **4. Udział odnawialnych źródeł generacji rozproszonej w lokalnym bezpieczeństwie energetycznym**

Segment odnawialnej energetyki rozproszonej ma istotne znaczenie dla zapewnienia lokalnego bezpieczeństwa energetycznego. Lokalne źródła rozproszone włączone do sieci dystrybucyjnej mogą stanowić realną możliwość rezerwowania części odbiorów zasilanych z tej sieci. Ponadto źródła generacji rozproszonej, oparte np. na silnikach z napędem biogazowym mogą zastąpić w niektórych przypadkach inwestycje sieciowe związane z modernizacją lub rozbudową sieci średnich i niskich napięć.

W sytuacji ciągle zwiększającego się zapotrzebowania na energię elektryczną w kraju i jednocześnie występujących silnych ograniczeniach w rozwo-

ju infrastruktury sieciowej oraz szybko starzejącej się bazie wytwórczej w źródłach systemowych i braku zastępowania tych źródeł nowymi o podobnej skali rola odnawialnej energetyki rozproszonej w kraju będzie stale rosła.

Obecnie rozwój odnawialnej generacji rozproszonej w kraju jest dynamiczny, jedynie w zakresie elektrowni wiatrowych. Realizacja celów Pakietu Energetyczno-Klimatycznego może jednak doprowadzić do dynamicznego rozwoju innych typów układów rozproszonych: biogazowych, fotowoltaicznych, małych elektrowni wodnych itp. W związku z tym, operatorzy systemów dystrybucyjnych muszą być przygotowani do znacznego zwiększenia liczby obiektów odnawialnych źródeł rozproszonych zarówno w obszarze infrastruktury sieciowej jak i poprzez opracowanie i przyjęcie właściwych procedur przyłączeniowych [6].

Z technicznego punktu widzenia należy zapewnić takie warunki współpracy z siecią dystrybucyjną odnawialnych źródeł generacji rozproszonej, aby ich potencjał wytwórczy był wykorzystywany, a nie tracony, szczególnie warunkach awaryjnych. Konieczna jest aktywna współpraca źródeł rozproszonych z siecią dystrybucyjną w celu okresowego przejmowania zasilania sieci przez te źródła. W sytuacji, gdy pozwalają na to warunki techniczne, OSD powinien planować wykorzystywanie obiektów generacji rozproszonej do procedur odbudowy poawaryjnej systemu [4]. Wymaga to sukcesywnego wprowadzania na bazie doświadczeń eksploatacyjnych różnych rodzajów zabezpieczeń od pracy wyspowej przez OSD dla źródeł generacji rozproszonej oraz rozbudowania układów monitorowania tych źródeł za pomocą dedykowanych dla nich systemów telemechaniki.

Odnawialna generacja rozproszona na bazie generacji wiatrowej, o silnej koncentracji obszarowej, wskazuje z jednej strony na korzystny jej wpływ na pracę sieci, w sytuacji gdy na danym obszarze występują niedobory mocy wytwórczej, natomiast w stanach niskiego poziomu obciążenia systemu generacja ta stanowi problem od strony rezerwowania.

Dynamiczny rozwój energetyki wiatrowej w kraju skutkuje wprowadzaniem do sieci elektroenergetycznej coraz większych ilości energii elektrycznej pochodzącej z farm wiatrowych. Charakteryzuje je m.in. zmienność produkcji uzależniona od warunków wiatrowych. Operatorzy muszą więc w odpowiedzi na nową sytuację stosować coraz szerszy wachlarz środków mających na celu asymilację wyprodukowanej energii oraz ograniczanie efektów bieżących pracy tych źródeł na sieć oraz na cały system elektroenergetyczny [8].



## 5. Zagrożenia dla rozwoju odnawialnych źródeł generacji rozproszonej

W sytuacji braku określenia w IRiESD wartości granicznej mocy źródeł generacji rozproszonej, które mogą być przyłączone do sieci: nn, SN, 110 kV bezpośrednio lub za pomocą wydzielonej linii do stacji elektroenergetycznej, decyzje dotyczące technicznych warunków przyłączenia podejmowane są elastycznie i arbitralnie przez OSD na podstawie szczegółowych analiz zawartych w tzw. ekspertyzach przyłączeniowych.

Odbywa się to niekiedy z niekorzyścią dla właściciela źródła generacji rozproszonej, bowiem OSD określając techniczne warunki przyłączenia odnawialnego źródła generacji rozproszonej do sieci wymusza przyjęcie bardzo bezpiecznych i korzystnych z jego punktu widzenia rozwiązań technicznych generujących znaczne koszty dla właściciela takiego źródła [6]. Te koszty związane są często z koniecznością przyłączenia takiego źródła na wyższym napięciu za pomocą wydzielonej linii oraz znacznej modernizacji sieci elektroenergetycznej, której zakres jest zbyt duży i znacznie odbiega od oczekiwań właściciela źródła generacji rozproszonej.

Ponadto operator systemu dystrybucyjnego określa wymagania w zakresie układów: automatyki, telemechaniki i zabezpieczeń dla uruchamianych źródeł generacji rozproszonej [2, 3]. W sytuacji, gdy są one wygórowane w stosunku do potrzeb obciążają właścicieli źródeł generacji rozproszonej znaczącymi kosztami związanymi z koniecznością ich spełnienia. Szczególnie ma to miejsce w odniesieniu do małych źródeł przyłączanych na napięciu niskim i średnim, gdzie wymusza się instalowanie rozbudowanych systemów: automatyki, telemechaniki i zabezpieczeń. Ogranicza się tym samym liczbę i wielkość źródeł rozproszonych w sieci dystrybucyjnej.

Dodatkowo nie dopuszcza się do pracy wyspowej odnawialnego źródła generacji rozproszonej obejmującej elementy sieci dystrybucyjnej. Dąży się do odłączenia źródła od sieci i wyizolowania go w stanach awaryjnych w momencie nawet niewielkiego zagrożenia. Ma to na celu przede wszystkim ochronę samej sieci dystrybucyjnej.

Przy innym podejściu operatorów systemów dystrybucyjnych w obszarze współpracy odnawialnych źródeł generacji rozproszonej z siecią dystrybucyjną, źródła takie mogą odgrywać bardziej istotną rolę w zapewnieniu bezpieczeństwa energetycznego na szczeblu lokalnym szczególnie w perspektywie wzrastającej ich liczby i nasyceniu sieci dystrybucyjnej tymi źródłami.

Kwestie techniczne i formalno-prawne w sposób bardzo znaczący hamują i deformują proces inwestycyjny związany z oddaniem układów odnawialnej generacji rozproszonej do użytku [6]. Konieczne jest w związku z tym dokonanie standaryzacji źródeł generacji rozproszonej oraz precyzyjne określenie wymagań OSD w stosunku do innych niż elektrownie wiatrowe typów układów

rozproszonych [5]. Ponadto ważna jest weryfikacja procedury przyłączenia dla odnawialnych układów generacji rozproszonej zmierzająca w kierunku jej uproszczenia. Należy wprowadzić ponadto standardy postępowania przyłączeniowego dla takich układów [5].

## **6. Współpraca OSD - właściciele źródeł generacji rozproszonej**

Intensywny rozwój energetyki rozproszonej prowadzi to do wielu jakościowych i ilościowych zmian w sieci dystrybucyjnej. Konieczna jest w związku z tym ścisła współpraca operatorów systemów dystrybucyjnych i właścicieli źródeł generacji rozproszonej oraz realizacja różnorodnych analiz i podejmowanie skoordynowanych działań w tym kierunku. Należy je ukierunkować na uzyskanie lepszej współpracy źródeł rozproszonych z siecią elektroenergetyczną, uwzględnienie wzrostu liczby źródeł rozproszonych w systemie elektroenergetycznym oraz zachowanie obiektów generacji rozproszonej w różnych stanach awaryjnych.

Właściwe funkcjonowanie źródeł generacji rozproszonej w systemie elektroenergetycznym wymaga wypracowania kompromisowych rozwiązań przez OSD i właścicieli źródeł rozproszonych w kilku newralgicznych obszarach [6].

Obejmują one:

- wymagania w zakresie układów automatyki, telemechaniki i zabezpieczeń dla uruchamianych źródeł generacji rozproszonej,
- wymagania w technicznych warunkach przyłączenia związane z koniecznością modernizacji sieci elektroenergetycznej,
- współpracę układów zabezpieczeniowych źródeł generacji rozproszonej i sieci elektroenergetycznej,
- zachowanie obiektów generacji rozproszonej w różnych stanach awaryjnych,
- monitorowanie obiektów generacji rozproszonej.

Zagadnienie to przedstawiono w publikacji [5]. Poniżej przedstawiono analizę w obszarach: podstawowe wymagania dla źródeł generacji rozproszonej, standaryzacja źródeł generacji rozproszonej, wymagania w zakresie układów automatyki, telemechaniki i zabezpieczeń dla uruchamianych źródeł generacji rozproszonej.

Postanowienia dotyczące wymagań technicznych dla źródeł generacji rozproszonej mają charakter jednostronny i uwzględniają głównie punkt widzenia operatora systemu dystrybucyjnego. Mają na celu przede wszystkim ochronę samej sieci dystrybucyjnej. Wymusza się instalowanie rozbudowanych systemów zabezpieczeń i telemechaniki nawet dla małych źródeł, co znacznie ogranicza liczbę źródeł generacji rozproszonej w sieci. Ponadto nie dopuszcza się

do pracy wyspowej obejmującej elementy sieci dystrybucyjnej, a dąży się do odłączenia źródła od sieci i wyizolowania go w stanach awaryjnych w momencie nawet niewielkiego zagrożenia.

Postanowienia dotyczące wymagań technicznych dla źródeł generacji rozproszonej powinny zostać wypracowane w wyniku współpracy i dyskusji pomiędzy OSD a właścicielami źródeł generacji rozproszonej [5]. Wypracowane rozwiązania kompromisowe powinny pozwolić z jednej strony na spełnienie podstawowych wymagań stawianym źródłom generacji rozproszonej, a z drugiej na zwiększenie roli tych źródeł w zapewnieniu bezpieczeństwa elektroenergetycznego na szczeblu lokalnym.

Szczególnie istotne jest określenie zaleceń dla układów zabezpieczeniowych źródeł rozproszonych i sieci elektroenergetycznej, które pozwalają na właściwe wykorzystanie źródła generacji rozproszonej w stanach awaryjnych.

Współpraca układów zabezpieczeniowych źródeł generacji rozproszonej i sieci elektroenergetycznej ma kluczowe znaczenie w aspekcie koordynacji pracy źródeł rozproszonych i sieci dystrybucyjnych [7]. Dlatego bardzo istotny jest właściwy dobór nastawień zabezpieczeń umożliwiający pełną koordynację tych zabezpieczeń. Wymaga to wypracowania odpowiednich standardów rozwiązania tego problemu.

Rozwiązania układów zabezpieczeniowych powinny gwarantować autonomiczność i niezawodność działania oraz pełną kontrolę przez odpowiednie służby eksploatacyjne OSD. Operator systemu powinien mieć pełny dostęp do układów zabezpieczeniowych źródeł generacji rozproszonej w celu sprawdzenia i weryfikacji ich nastaw i działania. Często zdarza się bowiem, że zabezpieczenia tych źródeł są fabrycznie nastawiane w sposób trudny do zaakceptowania dla operatora systemu dystrybucyjnego.

W systemie elektroenergetycznym mogą wystąpić stany nienormalne w postaci zakłóceń o charakterze lokalnym (zwarcia, obniżenia napięcia) oraz globalnym (lawina częstotliwości, lawina napięcia). Zachowanie obiektów generacji rozproszonej w stanach awaryjnych spowodowanych tymi zakłóceniami jest bardzo ważne. Obecnie podstawową zasadą koordynacji źródeł generacji rozproszonej z siecią elektroenergetyczną jest odłączenie tych źródeł od sieci podczas zakłóceń, bowiem źródła te nie są zaprojektowane na udział w procesie sterowania awaryjnego w systemie elektroenergetycznym. Aby uległo to zmianie konieczna jest m.in. właściwa identyfikacja pracy wyspowej źródła. Wymaga to stosowania dedykowanych zabezpieczeń specjalistycznych zgodnie ze standardami wypracowanymi na drodze dyskusji i kompromisu pomiędzy OSD i właścicielami źródeł generacji rozproszonej. Bowiem w sytuacji ich braku, tradycyjne zabezpieczenia należy nastawiać w sposób niezwykle czuły, co w stanach awarii w sieci skutkuje natychmiastowym ich odłączeniem.

Ponadto wymagane jest systemowe podejście w zakresie określenia dopuszczalnych poziomów niewrażliwości urządzeń dla zdarzeń nienormalnych,

uwzględniające istniejące poziomy odchylen napięcia w stanach normalnych. Pozwoli to na zmianę podejścia do automatyki układów generacji rozproszonej, która dla większości przypadków, kiedy wartości progowe nie będą przekraczane, nie będzie inicjować odłączenia układu wytwórczego od sieci. Natomiast dopiero przy przekroczeniu dopuszczalnego poziomu odporności będzie to skutkowało odłączeniem źródła od sieci, aby nie dopuścić do jego uszkodzenia.

Określenie dopuszczalnych poziomów niewrażliwości urządzeń powinno zostać wypracowane w wyniku współpracy i dyskusji pomiędzy operatorami systemów elektroenergetycznych a właścicielami źródeł generacji rozproszonej [5]. Wypracowane rozwiązania kompromisowe powinny pozwolić na lepsze wykorzystanie tych źródeł w obszarze lokalnego bezpieczeństwa energetycznego.

Konieczna jest również zmiana filozofii operatorów systemów dystrybucyjnych w zakresie wykorzystywania źródeł generacji rozproszonej w warunkach awaryjnych. Bowiem obecnie służby ruchowe i eksploatacyjne OSD dążą najczęściej do eliminowania źródeł rozproszonych w stanach nienormalnej pracy i zagrożenia sieci.

Operatorzy systemów dystrybucyjnych powinni opracować warunki dla źródeł rozproszonych, aby stanowiły w warunkach awaryjnych wsparcie dla systemu elektroenergetycznego. Należy planować wykorzystywanie obiektów generacji rozproszonej do procedur odbudowy poawaryjnej systemu elektroenergetycznego w sytuacji, gdy pozwalają na to warunki techniczne.

Bezpieczeństwo funkcjonowania systemu elektroenergetycznego wymaga zwiększenia zakresu obserwowalności sieci dystrybucyjnej oraz współpracujących z nią źródeł generacji rozproszonej. W KSE nasycenie urządzeniami pomiarowymi i teletechnicznymi, obejmującymi układy telesygnalizacji, telepomiarów i telesterowania, pogarsza się znacznie w miarę obniżenia poziomu napięciowego na którym sieć pracuje [6]. Przy czym w dużym, ale nie wystarczającym, stopniu opomiarowana jest sieć 110 kV. W związku z tym należy wprowadzić, dostosowane do potrzeb OSD pełne opomiarowanie i systemy teletechniczne w stacjach elektroenergetycznych w odniesieniu do rozdzielni SN oraz dla źródeł generacji rozproszonej. Obecnie dla jednostek generacji rozproszonej o mocy do 1 MW w odniesieniu do systemów teletechnicznych standardowo wymaga się: telesygnalizacji stanu położenia wyłącznika generatora lub łącznika sprzęgającego jednostkę wytwórczą z siecią oraz telepomiarów: prądu, napięcia, mocy czynnej i biernej [2, 3]. Natomiast dla jednostek o mocy powyżej 1 MW wymaga się co najmniej: telesygnalizacji stanu położenia wszystkich łączników po stronie napięcia generatorowego lub łącznika sprzęgającego jednostkę generacji rozproszonej z siecią oraz telepomiarów prądu, napięcia, mocy czynnej i biernej na zaciskach jednostki generacji rozproszonej (brutto) oraz w punkcie przyłączenia do sieci (netto) dla każdej jednostki osobno oraz sumarycznej mocy czynnej i biernej [2, 3].

Prawidłowa praca sieci elektroenergetycznej ze źródłami generacji rozproszonej wymaga stworzenia przez OSD systemu kontroli jej pracy. Wiąże się to z koniecznością określenia: zakresu niezbędnych informacji przekazywanych z miejsca przyłączenia źródła generacji rozproszonej, procedur ich przetwarzania (wyznaczanie wartości średnich, sygnalizacja wartości granicznych, rejestracja stanu, wizualizacja informacji itp.) rodzaju i wymagań dla urządzeń pomiarowych. Operator systemu dystrybucyjnego powinien dysponować możliwie najpełniejszą wiedzą o źródłach rozproszonych w sieci. Dla niego najistotniejsze są informacje: o stanie źródła, jego mocy i energii przekazanej do sieci, o poziomie i odchyleniach napięcia w określonych punktach sieci [9]. Ponadto ważna jest informacja o utrzymaniu poziomu napięcia - w określonym punkcie sieci - w dopuszczalnym przedziale, poprzez załączenie lub wyłączenie źródła oraz regulację jego mocy [9]. Właściciel źródła generacji rozproszonej jest zainteresowany minimalnym i prostym zakresem przekazywanych OSD informacji.

Wypracowanie założeń właściwego systemu kontroli pracy sieci elektroenergetycznej ze źródłami generacji rozproszonej powinno odbywać się w warunkach pełnej współpracy operatorów systemów elektroenergetycznych z właścicielami źródeł generacji rozproszonej i być ukierunkowane na wypracowanie kompromisu [5].

Wprowadzanie nowych lub rozbudowywanie istniejących dedykowanych systemów telemechaniki przeznaczonych dla obiektów generacji rozproszonej powinno uwzględniać z jednej strony ich możliwości, a z drugiej potrzeby właściciela takiego obiektu i operatora systemu dystrybucyjnego do którego sieci przyłączone jest dane źródło.

## **7. Wpływ rozwoju źródeł rozproszonych na infrastrukturę sieciową**

Rozwój źródeł rozproszonych będzie miał duży wpływ na sieć przesyłową (400 i 220 kV) i sieć 110 kV. Będzie się przejawiał głównie w obniżaniu obciążenia poszczególnych elementów tych sieci. Wynika to z instalowania źródeł rozproszonych blisko odbiorców w centrach zapotrzebowania w sieci SN i nn. Przy czym obciążeniu ulegać będą te fragmenty sieci, które w stanach normalnej pracy obciążone są najsilniej.

Ponadto rozwój źródeł rozproszonych prowadzi będzie do likwidacji przekroczeń występujących w elementach sieci przesyłowej i 110 kV w stanach normalnej lub awaryjnej pracy. Przy czym najbardziej widoczne będzie to na obszarach, gdzie przyrost mocy w źródłach rozproszonych będzie największy oraz na obszarach deficytowych pod względem produkcji energii elektrycznej.

Rozwój źródeł rozproszonych może powodować odsunięcie w czasie niektórych inwestycji sieciowych lub brak potrzeby ich realizacji [12]. Efekt inwe-

stycyjny związany z instalowaniem źródeł rozproszonych będzie widoczny dopiero w późniejszym okresie ich rozwoju. Do tego czasu obciążenie elementów sieci przesyłowej i sieci 110 kV będzie wprawdzie maleć w wyniku instalowania źródeł rozproszonych, ale konieczne będzie utrzymywanie rezerwy zdolności przesyłowej w celu zapewnienia rezerwowania źródeł rozproszonych.

Źródła rozproszone są instalowane w promieniowej sieci SN i nn i wymagają rezerwowania z sieci nadrzędnej 110 kV lub przesyłowej [6]. Przy dużej ich liczbie będą rezerwowały się w dużym stopniu same, ale nastąpi to dopiero przy dużym ich nasyceniu. Do tego czasu niezbędne będzie ich rezerwowanie z sieci nadrzędnej.

Rezerwowanie źródeł rozproszonych będzie miało szczególne znaczenie w pierwszych latach ich rozwoju, gdy ich liczba będzie stosunkowo niewielka i rezerwowania wymagała będzie praktycznie cała moc zainstalowana w tych źródłach. Wraz z rozwojem źródeł rozproszonych, z uwagi na malejące prawdopodobieństwo jednoczesnego wyłączenia większej liczby źródeł oraz wysoki współczynnik ich dyspozycyjności, stopień rezerwowania będzie się znacząco obniżał.

Istotne jest również zapewnienie odpowiednich parametrów jakościowych energii elektrycznej dostarczanej odbiorcom, co wymaga istnienia źródeł świadczących usługi systemowe. Źródła takie obecnie znajdują się wyłącznie w sieci przesyłowej i 110 kV, a zastąpienie ich w tym zakresie przez źródła rozproszone jest ograniczone ze względu na możliwości technologiczne źródeł odnawialnych i brak opłacalności ekonomicznej ich świadczenia w przypadku agregatów kogeneracyjnych.

Ze względu na lokalne uwarunkowania produkcji energii elektrycznej przez źródła rozproszone nie ma możliwości zapewnienia równomiernego rozwoju tych źródeł na obszarze działania wszystkich operatorów dystrybucyjnych. Ze względu na małe moce jednostkowe, rozwój taki byłby niezbędny, aby nie występowała konieczność przesyłu energii elektrycznej pomiędzy obszarami poszczególnych operatorów dystrybucyjnych. W związku z tym, nawet bardzo silny rozwój źródeł rozproszonych będzie w sposób ograniczony wpływał na zmniejszenie rozwoju sieci przesyłowej i 110 kV [10]. Źródła rozproszone, uwalniając zdolność przesyłową sieci przesyłowej i 110 kV poprzez jej odciążanie, mogą natomiast stanowić alternatywę dla niektórych inwestycji lub odsuwać je w czasie.

Rozwój źródeł rozproszonych może przyczynić się do eliminacji ograniczeń przesyłowych i zmniejszenia potrzeb rozbudowy infrastruktury sieciowej. Wymaga to jednak właściwej lokalizacji tych źródeł w sieci elektroenergetycznej, która wpływa na jej ekonomiczną efektywność. Ta lokalizacja jest wprawdzie ułatwiona z racji uwarunkowań środowiskowych, ale konieczne są ekonomiczne bodźce dla inwestorów w postaci prawidłowej polityki taryfowej, dającej

efektywne sygnały ekonomiczne w opłatach za przyłączenie i następnie w opłatach przesyłowych [10].

Rozwój źródeł rozproszonych będzie prowadził do zmiany struktury systemu elektroenergetycznego [11]. Naturalne ubytki mocy w elektrowniach systemowych oraz przyrosty zapotrzebowania na energię elektryczną nie będą musiały być uzupełniane wyłącznie nowymi jednostkami wytwórczymi w tych elektrowniach. Oznacza to, że liczba dużych jednostek wytwórczych pracujących w elektrowniach systemowych ulegnie zmniejszeniu na rzecz dużej liczby małych jednostek wytwórczych przyłączonych do sieci dystrybucyjnej. Spowoduje to zbliżenie źródeł wytwórczych do odbiorców. Nastąpią zmiany własności dynamicznych systemu elektroenergetycznego, pojawią się nowe zadania przed istniejącymi i przyszłymi układami regulacji elementów KSE.

Zmiany strukturalne w KSE spowodowane rozwojem źródeł rozproszonych mogą spowodować, że możliwości wpływania na własności dynamiczne KSE przez duże jednostki wytwórcze pracujące w elektrowniach systemowych mogą okazać się niewystarczające.

Zbliżenie generacji do odbiorców spowoduje obciążenie linii przesyłowych i zmniejszy także pobór mocy biernej z sieci przesyłowej. Przy mniejszej generacji i mniejszych przepływach mocy w sieci przesyłowej spowoduje to wzrost napięć w tej sieci jako wynik generacji mocy biernej przez słabo obciążone linie przesyłowe. Problem ten występuje już w istniejącej sieci z powodu niewielkiego obciążenia linii 400 kV szczególnie w dolinie obciążenia KSE. Istnieją niekorzystne proporcje w obciążeniu sieci 400 i 220 kV, a ich poprawa wymagać będzie zmian strukturalnych w sieci przesyłowej polegających na przeniesieniu obciążeń i generacji z sieci 220 kV do sieci 400 kV [6].

## **8. Kluczowe wyzwania dla obszaru odnawialnych źródeł energii**

Krajowy system wsparcia w zakresie wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych mimo wielu zalet posiada pewne wady i ograniczenia które należy wyeliminować. Obejmują one m.in. brak mechanizmu modyfikowania obowiązków i celów w obszarze odnawialnych źródeł energii. Do tej pory jedynym przewidzianym mechanizmem modyfikowania jest okresowa zmiana aktów prawnych określających zobowiązania przedsiębiorstw energetycznych w odniesieniu do udziału energii produkowanej z odnawialnych źródeł energii na kolejne lata oraz coroczna waloryzacja opłaty zastępczej [6].

Stosowany obecnie w kraju system wsparcia skierowany jest do wszystkich technologii wykorzystywanych w ramach odnawialnych źródeł do produkcji energii elektrycznej i nie różnicuje ich [6]. Zarówno system świadectw pocho-

dzenia, jak i system obowiązku zakupu energii nie różni się w zależności od poszczególnych technologii.

Ponadto obecny system wsparcia nie określa ceny minimalnej na świadectwa pochodzenia. Obrót prawami majątkowymi wynikającymi z uzyskanych świadectw pochodzenia odbywa się na zasadach rynkowych na Towarowej Giełdzie Energii.

Rozwój odnawialnych źródeł energii wymaga zastosowania spójnego, elastycznego, efektywnego i wielopłaszczyznowego krajowego systemu wsparcia w zakresie wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych [6].

Konieczna jest modyfikacja obecnie obowiązującego systemu wsparcia rozwoju odnawialnych źródeł energii w taki sposób, aby wsparcie było uzależnione od technologii odnawialnych źródeł energii. Zmodyfikowany system powinien uwzględniać takie elementy jak: stopień zwrotu inwestycji, koszty stosowania technologii i trendy ich zmian, postęp techniczny, zainstalowaną moc urządzeń generujących energię, datę budowy lub modernizacji instalacji – odnawialnego źródła energii, efektywny okres pracy instalacji itd. [6].

Ponadto w ramach modyfikacji konieczne jest przyjęcie rozwiązań ukierunkowanych na budowę nowych jednostek wytwórczych na bazie odnawialnych źródeł energii. Dlatego ważne jest, aby wielkość wsparcia oraz czas jego trwania były zależne od stosowanej technologii oraz daty budowy instalacji - odnawialnego źródła energii [6].

Zwiększenie zainteresowania technologiami związanymi z OZE wymaga wprowadzenia rozwiązań umożliwiających efektywne wykorzystanie środków finansowych oraz zlikwidowanie bariery polegającej na ryzyku inwestycyjnym [11]. Wymaga to wprowadzenia do systemu wsparcia minimalnego gwarantowanego poziomu przychodu.

Ponadto zapewnienie bezpieczeństwa inwestycyjnego dla podmiotów zainteresowanych budową jednostek wytwórczych wymaga zapewnienia stabilności oraz długofalowego, wieloletniego systemu wsparcia.

Znajdująca się w ostatniej fazie prac legislacyjnych ustawa o odnawialnych źródłach energii po jej uchwaleniu przez Sejm RP będzie stanowiła kluczowe działanie zmierzające do zwiększania udziału energii pochodzącej ze źródeł odnawialnych w krajowym bilansie energetycznym w przyszłości. Ustawa ta wychodzi naprzeciw rozwiązaniom unijnym w tym obszarze. Umożliwi stworzenie spójnych ram prawnych dla obszaru odnawialnych źródeł energii, uporządkowanie i uproszczenie obowiązujących przepisów. Ponadto umożliwi wprowadzenie jednolitego, zmodyfikowanego systemu wsparcia dla energii pochodzącej z odnawialnych źródeł, zależnego od nośnika energii odnawialnej i innych wspomnianych wcześniej parametrów [6].



## 9. Wnioski

Racjonalne wykorzystanie energii ze źródeł odnawialnych wymaga z jednej strony intensywnego rozwoju odnawialnych źródeł energii, a z drugiej podjęcia działań mających na celu stymulowanie wzrostu wykorzystania odnawialnych źródeł energii zarówno w energetyce jak i w innych sektorach gospodarki. Przy czym przyłączenie i wyprowadzenie mocy z nowych odnawialnych jednostek wytwórczych wymaga znacznego rozwoju sieciowej infrastruktury elektroenergetycznej, za który odpowiedzialność ponoszą operatorzy systemów. Ich działania w tym obszarze powinny być ukierunkowane w znacznym stopniu na realizację inwestycji umożliwiających przyłączenie odnawialnych źródeł energii do sieci oraz przyjęcie rozwiązań ułatwiających realizację procedury przyłączenia.

Rozwój odnawialnych źródeł rozproszonych będzie prowadził do obniżania obciążenia poszczególnych elementów sieci przesyłowej i sieci 110 kV, a także do likwidacji przekroczeń występujących w elementach tych sieci, w stanach normalnej lub awaryjnej pracy. Przy czym, najbardziej widoczne będzie to na obszarach gdzie przyrost mocy w źródłach rozproszonych będzie największy oraz na obszarach deficytowych pod względem produkcji energii elektrycznej.

Rozwój odnawialnych źródeł rozproszonych może powodować odsunięcie w czasie niektórych inwestycji sieciowych lub brak potrzeby ich realizacji. Efekt inwestycyjny związany z instalowaniem źródeł rozproszonych będzie widoczny dopiero w późniejszym okresie ich rozwoju. Do tego czasu obciążenie elementów sieci przesyłowej i sieci 110 kV będzie maleć w wyniku instalowania odnawialnych źródeł rozproszonych jednak konieczne będzie utrzymanie rezerwy zdolności przesyłowej w celu zapewnienia rezerwowania źródeł rozproszonych.

Kluczowe znaczenie dla obszaru odnawialnych źródeł energii ma obecnie uchwalenie ustawy o odnawialnych źródłach energii. Umożliwi to właściwą koordynację działań na rzecz rozwoju odnawialnych źródeł energii i wdrożenie jednolitego i czytelnego systemu wsparcia.

### Literatura

- [1] Obwieszczenie Ministra Gospodarki z dnia 21 grudnia 2009 r. w sprawie polityki energetycznej państwa do 2030 r. (M.P. 2010 nr 2, poz. 11).
- [2] Instrukcja Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej. Część Ogólna. ENEA Operator sp.z.o.o. Poznań 2008.
- [3] Instrukcja Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej. Wersja 2.3. ENEA Operator sp.z.o.o. Poznań 2013.
- [4] Dołęga W.: Odnawialna generacja rozproszona, a lokalne bezpieczeństwo energetyczne. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 7 lipiec 2010, str. 105-108.

- [5] Dołęga W.: Operatorzy systemów dystrybucyjnych a generacja rozproszona w aspekcie bezpieczeństwa elektroenergetycznego. *Wiadomości Elektrotechniczne*, nr 04/2010, str. 12-15.
- [6] Dołęga W.: Planowanie rozwoju sieciowej infrastruktury elektroenergetycznej w aspekcie bezpieczeństwa dostaw energii i bezpieczeństwa ekologicznego. Monografia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2013.
- [7] Kacejko P.: Generacja rozproszona w systemie elektroenergetycznym. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2004.
- [8] Lubośny Z.: Farmy wiatrowe w systemie elektroenergetycznym. WNT, Warszawa 2009.
- [9] Lubośny Z.: Maksymalizacja vs optymalizacja wykorzystania elektroenergetycznych sieci rozdzielczych o strukturze promieniowej. *Acta Energetica*, nr 03/2010, str. 54-71.
- [10] Popczyk J. (red.): Bezpieczeństwo elektroenergetyczne w społeczeństwie postprzemysłowym na przykładzie Polski. Monografia. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.
- [11] Popczyk J.: Energetyka rozproszona. Instytut na rzecz Ekorozwoju, Warszawa 2011.
- [12] Przygodzki M., Modelowanie rozwoju sieci elektroenergetycznej współpracującej ze źródłami rozproszonymi. Monografia. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2011.

# ENTROPY INCREMENT IN HEAT TRANSFER BETWEEN TWO POTENTIALS

Zbigniew Drozynski

The Thermodynamics Department, The Szewalski Institute of Fluid Flow Machinery Polish Academy of Sciences, EDF Wybrzeze SA Poland;  
Corresponding author. Z Drożyński, The Szewalski Institute of Fluid Flow Machinery Polish Academy of Sciences, Fiszera 14, 80-231 Gdansk, Poland.  
Tel. +58 699 5267, fax: +58 3416144, e-mail address: drozd@imp.gda.pl

The heat transfer is well known to be an irreversible process. Based on a known relation, entropy increments caused by the heat flow between the upper heat source and the working medium in the popular Clausius-Rankine (C-R) cycle were analysed. In technical realisation of this cycle the object of analysis was the steam boiler. Entropy increments in consecutive surface heat exchangers being the components of a typical pulverised-fuel boiler OP650 were calculated. The results were compared with those obtained for the fluidised bed boiler. The entropy increment in such exchangers inevitably leads to increased fuel consumption and, as a further consequence, to increased carbon dioxide emission.

## Nomenclature

A – [m <sup>2</sup> ] - heat transfer area		Subscripts
l – [m] - coordinate	<i>c</i> – cold	
m – [kg/s] - mass flow rate	<i>h</i> – hot	
p – [Pa] - static pressure	<i>f</i> – friction	
Q – [kW] - heat flux rate	<i>w</i> – wall	
s – [kJ/kgK] - specific entropy	C – CYCLE	
S – [kW/K] - entropy		Acronym
T – [K] - temperature	<i>TPC</i> – Thermodynamic Potential Coefficient	

## 1. Introduction

The below presented material is a continuation of that discussed in [1] where the entropy increment caused by the heat flow between the potentials was

defined. The positive increment is always a function of (specific) entropy changes of the media taking part in heat transfer.

The definition of (specific) entropy change which can be found in the literature [2 - 8] is a general mathematical formula transforming the incomplete partial differential equation of the 1-st order into the integrable equation. After multiplying the incomplete equation by the integrating factor, the operation of integration becomes path-independent. A consequence of the integrability of the complete equation is that the value of the circulation calculated around an arbitrary path (process) is equal to zero. A typical illustration of this statement is the diagram of the Clausius-Rankine cycle shown in T-s coordinates.

## 2. Definition of entropy increment

The object of analysis is the irreversible phenomenon ( process ) of steady heat transfer between fluid flows ( $m_h$ ,  $m_c$ ) separated by a diaphragm in the surface heat exchanger. The heat transfer takes place only on surface  $A$  of the diaphragm separating the two flows. No heat transfer is assumed on the remaining surfaces.

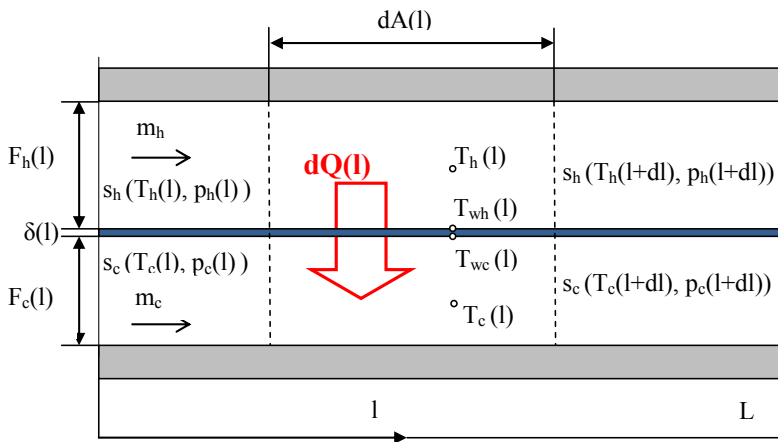


Fig. 1. Diagram for deriving the relation of entropy increment in the heat and mass transfer

In general, the examined heat transfer is a function of:

- known thermodynamic properties of the heating and cooling fluids,
- known and constant (for  $0 \leq l \leq L$ ) parameters along both channels:

$m_h$  - mass flow rate of the heating medium,

$F_h$  - cross section area of the heating fluid,

$m_c$  - mass flow rate of the heated medium,  
 $F_c$  - cross section area of the heated fluid,  
 $\delta$  - diaphragm thickness,  
 $\lambda$  - thermal conductivity for diaphragm.

• known distributions (for  $0 \leq l \leq L$ ) of the thermodynamic parameters of the media taking part in the heat transfer:

$p_h(l)$  - pressure of the heating medium,  
 $T_h(l)$  - flow-averaged temperature of the heating medium,  
 $p_c(l)$  - pressure of the heated medium,  
 $T_c(l)$  - flow-averaged temperature of the heated medium,

• known geometric characteristic of the passages (for  $0 \leq l \leq L$ ):

$A(l)$  - heat transfer surface area,

The searched quantity is entropy increment as a measure of irreversibility of the heat transfer in the exchanger. It has been assumed that for each coordinate  $l$  from within the interval  $0 \leq l \leq L$  of the passage the following relation takes place:  $T_h(l) > T_{wh}(l) > T_{wc}(l) > T_c(l)$ . Heat flux  $dQ(l)$  transfer from the heating to the heated medium is subject to degradation in the scalar field of temperature.

It is clear by the definition that local entropy changes of the flowing media are caused by the irreversible heat penetration through diaphragm  $dQ(l)$  and friction heat  $dQ_f(l)$  resulting from the turbulent fluid flow in the exchanger passages

$$dS_h(l) = m_h \frac{dq_h(l) + dq_{fh}(l)}{T_h(l)} \quad (1)$$

and

$$dS_c(l) = m_c \frac{dq_c(l) + dq_{fc}(l)}{T_c(l)} \quad (2)$$

The formulas for specific entropy changes of the media taking part in the irreversible process of heat transfer, written based on the well known definition, are given above. The specific entropy change of the warmer medium is negative ( $dS_h(l) < 0$ ), while that of the cooler medium is positive ( $dS_c(l) > 0$ ).

$$\begin{aligned}
 dS(l) = dS_c(l) + dS_h(l) &= \frac{dQ(l)}{T_c(l)} \left[ 1 - \frac{T_c(l)}{T_h(l)} \right] + \\
 &\frac{dQ_{fc}(l)}{T_c(l)} + \frac{dQ_{fh}(l)}{T_h(l)} = \\
 &dS_Q(l) + dS_f(l)
 \end{aligned} \quad (3)$$

The heat and mass transfer related entropy increment is equal to the sum of local entropy changes of the media participating in heat transfer through surface  $dA(l)$  of an exchanger as well as to the sum of entropy increment  $dS_Q(l)$  re-

sulting from irreversible heat penetration  $dQ(l)$  through the diaphragm and also to entropy increment  $dS_f(l)$  caused by the heat of fluid friction in the passages.

The sum in Eq. (3) of the entropy changes of the media taking part in the heat transfer process is always positive.

As stressed in [ 1 ], the entropy increment is equal to zero ( $dS(l) = 0$ ) if and only if  $dQ(l) = 0$  and  $dQ_{f...}(l) = 0$  (no thermodynamic transformations).

The entropy increment are always positive ( $dS(l) > 0$ ) when  $dQ(l) > 0$  or  $dQ_{f...}(l) > 0$  (for all other thermodynamic transformations).

In thermodynamics there has been no unambiguous method for calculating the efficiency of heat flow, and certainly the second law of thermodynamics is not applicable for this purpose. The defined entropy increment between the sources is the expected solution. When evaluating the heat flow we should define in which process (convection, conduction, or radiation) the largest entropy increments are observed. For this purpose the temperature distribution is to be determined in successive layers, and then the layer is to be selected in which the entropy increment is the largest.

After complementing this equation with the temperature distributions on the diaphragm surfaces ( $T_{wh}(l)$ ,  $T_{wc}(l)$ ), obtained from either numerical analyses [ 9, 10 ] or experimental investigations, we can analyse the entropy increase in the thermal layers on both sides of the heat transfer surfaces and in the polluted diaphragm itself [ 11 ].

$$\begin{aligned}
 dS_Q(l) &= \frac{dQ(l)}{T_c(l)} \left[ 1 - \frac{T_c(l)}{T_h(l)} \right] = \\
 dQ(l) &\left\{ \frac{1}{T_c(l)} \left[ 1 - \frac{T_c(l)}{T_{wc}(l)} \right] + \frac{1}{T_{wc}(l)} \left[ 1 - \frac{T_{wc}(l)}{T_{wh}(l)} \right] \right. \\
 &\left. + \frac{1}{T_{wh}(l)} \left[ 1 - \frac{T_{wh}(l)}{T_h(l)} \right] \right\} =
 \end{aligned} \tag{4}$$

$$dS_{T_{wc},T_c}(l) + dS_{T_{wh},T_{wc}}(l) + dS_{T_h,T_{wh}}(l) = dS_{T_h,T_c}(l) > 0$$

The local entropy increment  $dS_Q(l)$  caused by irreversible heat transfer  $dQ(l)$  through infinitesimal surface element  $dA(l)$  of the heat exchanger surface is equal to the sum of the entropy increment in the thermal layers of the fluids and in the ( polluted ) diaphragm itself.

The above differential form of the relations can be used to calculate the entropy increment caused by the heat transfer between the flowing fluids. By integrating the local entropy increment along the fluid flow path  $l$  (or over the heat transfer surface  $A(l)$ ) we can obtain the total entropy increment connected with heat penetration in the entire surface heat exchanger.

In order to obtain relevant heat transfer, the process should be optimized to minimize the entropy increment, which involves minimizing all terms in the above equation.

As stressed in [1] in technical analyses we can assume that the dominating effect in surface heat exchangers is heat penetration through the diaphragm. In other words, the friction heat connected with the fluid flow in the passages is small compared to the effect of heat penetration through the diaphragm. Therefore the entropy increase connected with the irreversible heat penetration through the diaphragm is far larger than the entropy increase from the turbulent fluid flow.

$$dS_Q(A) \gg dS_f(A) \quad (5)$$

According to (5), calculating the entropy increment connected with the irreversible process of heat penetration through the infinitesimal surface element  $dA(l)$  requires the information on local specific entropy change of the heated medium

$$\frac{dQ(A)}{T_c(A)} \approx \frac{dQ_c(A) + dQ_{fc}(A)}{T_c(A)} = m_c ds_c(A) \quad (6)$$

and the dimensionless local thermodynamic potential coefficient expressed by relevant temperature values

$$0 < TPC_{T_h, T_c}(A) = \left[ 1 - \frac{T_c(A)}{T_h(A)} \right] < 1 \quad (7)$$

Knowing the mass flow rate of the heated medium ( $m_c$ ), as well as real distributions  $ds_c(A)$ ,  $T_c(A)$  and  $T_h(A)$  for  $0 \leq A \leq A_i$  we can calculate the entropy increment as a measure of energy degradation in the irreversible process of heat penetration between the fluids in the entire surface heat exchanger.

The entropy increment caused by the irreversible heat flow  $dS_Q$  is the function of specific entropy changes of the media (the ways in which atoms of each of the analysed substances can absorb or emit energy) and corresponding coefficients which characterise the heat flow between them

As an example of the proposed entropy increment calculation method, presented below are the calculations for surface heat exchangers working in a typical Clausius - Rankine cycle. In general, the energy flows between two different potentials. The task of the heat engine is to convert the thermal energy flowing between the sources. The maximal and minimal parameters of the working fluid in a particular cycle result from the heat transfer between the media and the upper and lower heat sources. In the case of the C - R cycle for instance, these parameters are determined by the action of heat exchangers in the boiler and the condenser (Fig. 2).

The entropy increment in the process of irreversible heat transfer between the upper heat potential (source) and the working fluid flowing in the boiler's surface heat exchanger unit is equal to:

$$\Delta S_H = \sum_{i=1}^{i=N} \int_0^{A_i} \frac{dQ_H(A_i)}{T_{CH}(A_i)} \left[ 1 - \frac{T_{CH}(A_i)}{T_H(A_i)} \right] dA_i + \Delta S_{fH}, \quad (8)$$

$$\Delta S_{fH} = \sum_{i=1}^{i=N} \int_0^{A_i} \left[ \frac{dQ_{fH}(A_i)}{T_H(A_i)} + \frac{dQ_{fCH}(A_i)}{T_{CH}(A_i)} \right] dA_i, \quad (9)$$

where :

$\Delta S_{...}$  – is the entropy increment,

$Q_H(A_i)$  - distributions of heat penetration through the diaphragms,

$Q_{f...}(A_i)$  – distributions of friction heat generated by the turbulent flow of fluids in the passages,

$T_H(A_i)$  –distributions of heating gas temperature along heat exchanger surface  $A_i$  in the boiler,

$T_{CH}(A_i)$  - distributions of cycle's working fluid temperature along heat exchanger surface  $A_i$  in the boiler,

$i$  – number of the heat exchanger working between the high thermodynamic potential and the cycle (in the boiler).

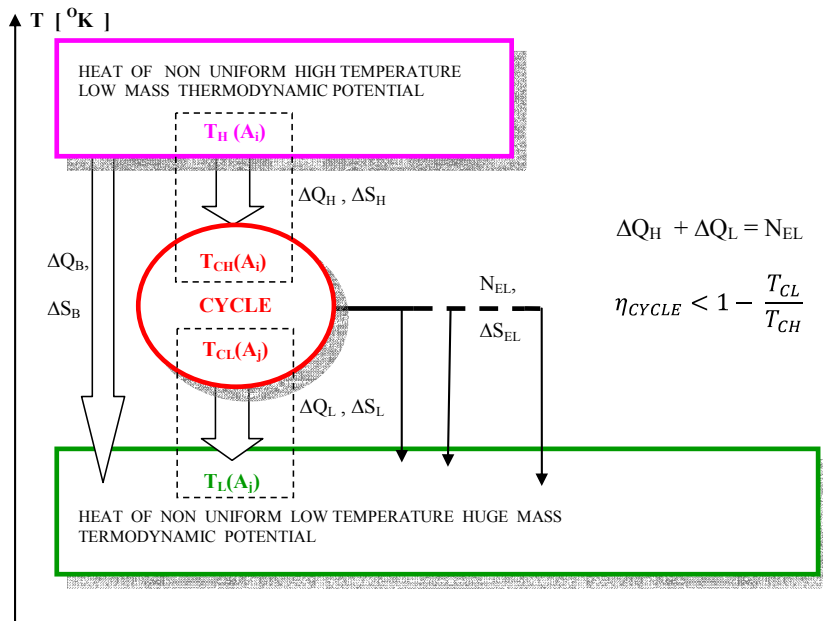


Fig. 2. Scheme of a heat engine working in space – entropy between high and low thermodynamic potentials



On the basis of (5), we can assume that the entropy increment connected with irreversible heat penetration through the wall is far larger than that resulting from the turbulent fluid flow. However, it should be remembered that the fluid flow does contribute to general entropy increment even if this contribution is negligible.

Knowing the functions which describe the heat transfer and temperature distributions on both sides of the heat exchanger diaphragm we can calculate the entropy increment in successive exchangers as a measure of energy degradation in the irreversible heat transfer between fluids.

### **3. Analysing entropy increment in surface heat exchangers working in a typical Clausius - Rankine cycle**

Sample calculations of the entropy increment, being the measure of energy degradation in heat and mass transfer processes, are presented using industrial surface heat exchanger units working on the C – R cycle principle. All the above relations describing entropy increment in irreversible heat transfer processes between the fluids form the basis for the analysis of energy degradation in the most common power plant components in Poland. Within the area of the high thermodynamic potential, a system of surface heat exchangers transfers the heat between the exhaust gas and the water, the latter being the working fluid in the cycle. The device in which this process takes place is the pulverised fuel boiler OP 650. Flowing over the surfaces of seven successive heat exchangers ( $1 \leq i \leq N = 7$ ) of the boiler, the hot exhaust gas transfers the heat to the water delivered by the feed pump. Within the area of low thermodynamic potential, a condenser unit with a cooling water system removes the heat from the cycle to the surroundings [12]. The entropy increments in both condenser paths were determined in [1]. An analysis of how the regeneration system works is important because it also increases the efficiency of the other two systems. A 13K215 steam turbine (nominal electric power 215 MW) works in this cycle.

This chapter determines the measure of irreversibility, that is energy degradation resulting from the heat transfer process in high thermodynamic potential system. The entropy increment can be calculated in the heat transfer from the heating medium (exhaust gas) to the working medium (water).

The analysis makes use of thermodynamic parameters measured by the author in industrial devices in operation. In real thermal cycle installations we can only obtain thermodynamic parameters recorded at their inlets and outlets. Hence for the purposes of this analysis, the linear distributions of the thermodynamic parameters (temperature and pressure) had to be assumed.

### 3.1. Clausius-Rankine cycle

Figure 3 presents a typical thermal C - R cycle in a  $T - s$  coordinate system, with the basic components of particular cycle parts.

The exact values of the thermodynamic parameters were recorded by the author and are comparable with [13].

It is well known that the circulation of the complete partial differential equation of the 1<sup>st</sup> order is equal to zero. A thermodynamic consequence of this fact is that the integral of the working medium specific entropy over an arbitrary closed cycle is also equal to zero. The diagram shown in Fig. 3 is good illustration of this statement.

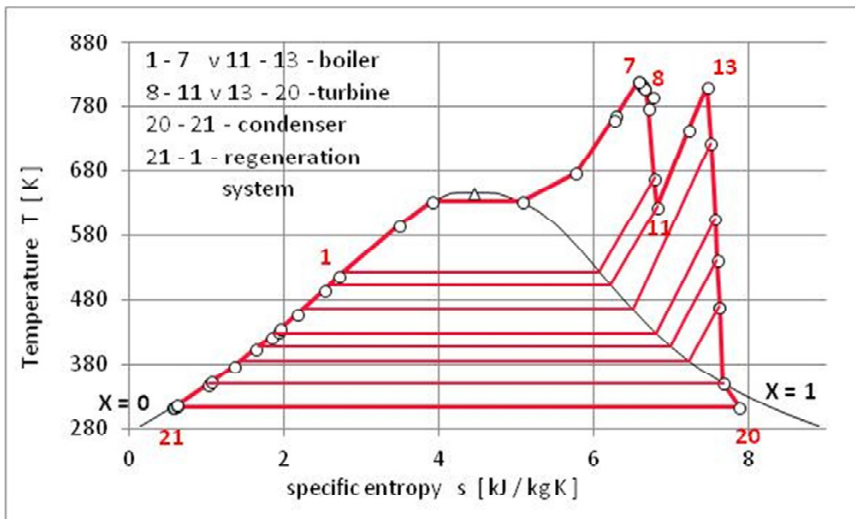


Fig. 3. Thermodynamic parameters of water used as working fluid in C - R cycle components

### 3.2. High thermodynamic potential of the Clausius-Rankine cycle

The upper heat source (high thermodynamic potential) in the examined cycle is the heat of an exhaust gas flowing over successive surfaces  $A_i$  ( $1 \leq i \leq N = 7$ ) of heat exchangers of the pulverised-fuel boiler OP 650. The working fluid (water) is fed by a pump to the boiler, where it is heated, evaporated, and then superheated in the subsequent set of boiler's surface heat exchangers. The analysis requires the information on specific entropy changes in the heated medium (water). The calculations were performed based on thermodynamic parameters made available by Rafako.

The exhaust gas temperature distribution in the upper heat source, superimposed on real thermodynamic parameters of the working fluid, is shown in Fig. 4.

The parameters of the exhaust gas and water in this cycle part describe diverse values of specific entropies. The temperature distributions in Fig. 4 are given using the dimensionless coordinates for successive boiler's heat transfer surfaces  $A_i$ . The exhaust gas temperature in the chamber was assumed constant in its entire volume and equal to the maximal temperature of the combusted fuel.

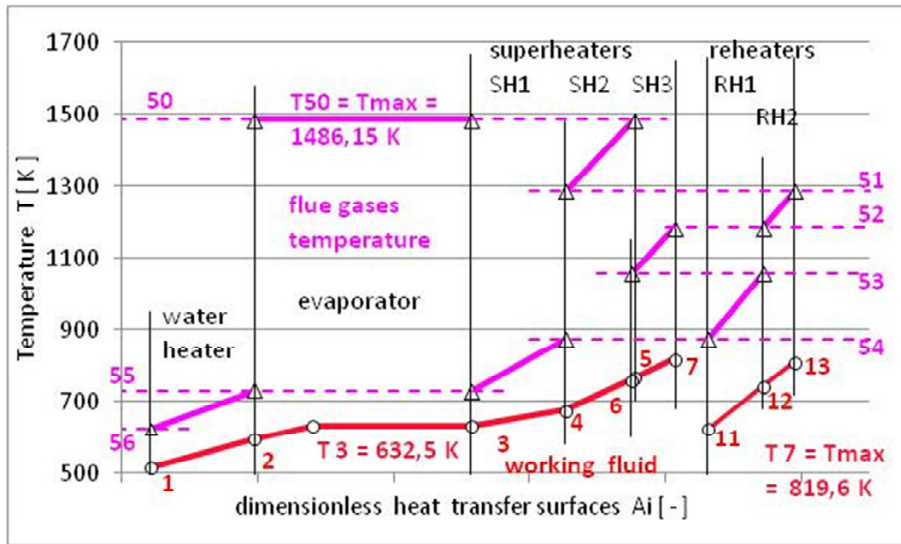


Fig. 4. Temperature distribution in boiler's heat exchangers (high thermodynamic potential) of the C - R cycle

### 3.3. Regeneration system in the Clausius-Rankine cycle

As well as the heat exchangers in the high and low thermodynamic potential areas, the object of analysis was also the regeneration system. The calculations considered the system of two-zone surface heat exchangers. The temperature distributions at inlets and outlets of these devices are shown in Fig. 5.

The parameters of the working medium, i.e. the water heated in low-pressure regeneration system  $A_k$  ( $1 \leq k \leq 4$ ) and high-pressure regeneration system  $A_k$  ( $5 \leq k \leq 7 = K$ ), and the parameters of the extraction steam are known from measurements.

Where  $k$  - number of the cycle's regenerative heat exchanger.

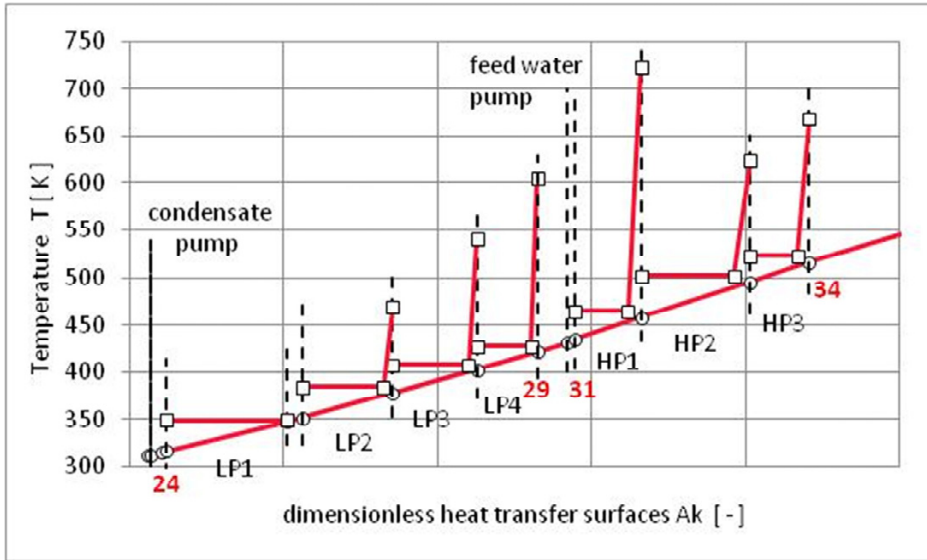


Fig. 5. Distribution of thermodynamic parameters of the working media in the C – R cycle regeneration system

## 4. Calculation results

In [1] the results of investigations performed for the steam condenser working in this most popular steam cycle are presented.

Using the above data, calculations were performed to determine the entropy increment in real devices. The results of these calculations are shown in Table 1 below.

Table 1 Entropy increment in particular C – R cycle heat exchangers

Number	Heat exchanger	Heat transfer	Entropy increment
		kW	kW / K
<b>BOILER</b>			
<i>i</i> = 1	Water heater	77 528.42	24.75
2	Evaporator	180 075.70	165.77
3	SH1, superheater 1	82 440.20	22.99
4	SH2, superheater 2	66 754.73	44.28
5	SH3, superheater 3	46 180.79	17.28
6	RH1, reheater 1	43 600.02	18.61
<i>i</i> = 7	RH2, reheater 2	28 656.52	13.72
		$\Delta Q_H =$	$\Delta S_H =$
		<b>525 236.4</b>	<b>307.40</b>
<b>CONDENSER</b>			
<i>j</i> = 1	1 st pass of Condenser	192 069.80	35.91
<i>j</i> = 2	2 nd pass of Condenser	115 146.10	15.55
		$\Delta Q_L =$	$\Delta S_L =$
		<b>307 215.90</b>	<b>51.46</b>
<b>REG. SYSTEM</b>			
<i>k</i> = 1	LP1, low pressure	17 415.79	2.57
2	heater 1	14 254.57	2.43
3	LP2, low pressure	14 265.64	2.01
4	heater 2	12 997.03	1.60
5	LP3, low pressure	17 225.16	3.06
6	heater 3	30 421.67	4.28
<i>k</i> = 7	LP4, low pressure	17 502.31	1.94
		$\Delta Q_R =$	$\Delta S_R =$
		<b>124 082.17</b>	<b>17.88</b>
	HP1, high pressure		
	heater 1		
	HP2, high pressure		
	heater 2		
	HP3, high pressure		
	heater 3		

## 5. Conclusions

In the chapter, local and integral relations were defined for calculating the entropy increment resulting from irreversible heat transfer processes in surface

heat exchangers. Based on the above relations, the operational analysis of such heat exchangers provides new opportunities for cycle optimisation through:

- The entropy increments were calculated for basic surface heat exchangers working in the steam C-R cycle.
- Assuming that the entropy increments are the measure of irreversibility of the energy flow we can assess the efficiency of the analysed processes in successive devices.
- The highest irreversibility in the heat flow in the C-R cycle observed in the steam boiler OP650 concern its evaporator and the next heat exchanger working on radiation-based heat transfer manner.
- After completing the data (with those obtained from experiment or calculations) we can analyse local entropy increments in boundary layers being the effect of irreversible process of heat transfer.
- Based on the known technical and operating data of particular devices, we can do their selection from the point of view of their use in the cycle. For instance, fluidised bed boilers have smaller entropy increment than pulverised-fuel boilers [16]. Supercritical boilers are likely to have smaller irreversible heat flow entropy increment than subcritical devices.

The heat dropped by the engines to the non uniform, low temperature, huge mass thermodynamic potential contributes (in a small part) to environment destabilization energy.

Further research is required with regard to:

- Acquiring more precise knowledge on the distributions of thermodynamic parameters of media in surface heat exchangers.
- Determining the effect of friction heat on total entropy increment in heat exchangers.
- The fact that entropy increment in the entire cycle is equal to the sum of the entropy increments in each component device.
- Optimising the construction of surface heat exchangers by minimising the sum of entropy increment.

### References

- [1] Drożyński Z. Entropy increase as a measure of energy degradation in heat transfer, Archives of Thermodynamics, Vol.34, 2013, No. 3, IMP PAN Gdańsk.
- [2] Ochęduszek S.: Applied thermodynamics (in Polish), WNT Warsaw 1974,
- [3] Mikielewicz J.: Principles of thermodynamics (in Polish), Zesz. Nauk. IMP PAN 182 / 1098/84.
- [4] Mikielewicz J., Mikielewicz D.: Heat exchanger sizing optimization for single phase case based on entropy generation minimization, IMP PAN Gdansk Nr arch. 160/2013.
- [5] Badur J., Development of energy concept (in Polish), IMP PAN, Gdańsk 2009.
- [6] Szargut J.: Thermodynamics (in Polish) PWN Warszawa 1971.
- [7] Chmielniak T., Technologie energetyczne (in Polish), WPS, Gliwice 2004.

- [8] Chmielniak T., Kosman G., Kosman W.: Modernization of combined heat and power plant with high wear of coal fired boilers and steam turbines, IMiUE Politechnika Śląska, Gliwice 2004.
- [9] Drozynski, Z., Phenomenological model of steam condensation containing non-condensable gases on a single non-inundated tube. Archives of Thermodynamics, Vol.27 2006 No.4, IMP PAN Gdańsk
- [10] Drozynski, Z., Mechanisms of inertial gas concentration in the condensation process (in Polish), IMP PAN, Gdansk, Nr 4658 / 2007.
- [11] Drozynski, Z., Entropy increase as a measure of energy degradation: condensation of steam mixed with inertial gases (in Polish), IM P PAN Nr / 2011.
- [12] Marto, P. J., Nunn, R. H., Power condensers heat transfer technology: Computer Modelling / Design / Fouling. Hemisphere Publishing Corporation. Washington, New York, London, 1980. ISBN 0-07-040662-6.
- [13] Laudyn, D., Pawlik, M., Strzelczyk, F., Electric power plants (in Polish), Warsaw, WNT 1995,
- [14] Drozynski, Z., Inertial gas concentration on bank tubes with forced convection (in Polish), IMP PAN, Gdansk, Nr 620 / 2008.
- [15] Drozynski, Z., Inertial gas concentration on bank tubes of the first condenser pass (in Polish), IMP PAN, Gdansk, Nr 763 / 2009.
- [16] Drozynski, Z., Entropy increase as a measure of energy degradation in heat exchangers in the Clausius-Rankine cycle (in Polish). IM P PAN Nr 458 / 2012.
- [17] Drozynski, Z., The system of gas suction from thermal cycle condensers (in Polish). Application to RP Patent Office no. P.392204 IMP PAN, Gdansk, Nr 613 / 2010.
- [18] Drozynski, Z., Heat flow in the process of condensation of steam mixed with inertial gases (in Polish), IMP PAN, Gdansk, Nr 505 / 2011.





# **WPLYW AKTYWACJI ELEKTROMAGNETYCZNEJ NA PROCES ODGAZOWANIA I SPALANIA POZOSTAŁOŚCI KOKSOWEJ Z WĘGLA BRUNATNEGO**

Michał Gandor<sup>1</sup>, Krzysztof Sławiński<sup>1</sup>, Krzysztof Knaś<sup>1</sup>, Wojciech Nowak<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Politechnika Częstochowska, Instytut Zaawansowanych Technologii Energetycznych,  
ul. J.H. Dąbrowskiego 73, 42-200 Częstochowa, mgandor@fluid.is.pcz.pl;  
kslawinski@fluid.is.pcz.pl; kknas@fluid.is.pcz.pl

<sup>2</sup>Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, Wydział Energetyki i Paliw,  
Katedra Maszyn Ciepłych i Przepływowych, ul. Czarnowiejska 50B, I, wnowak@agh.edu.pl

W rozdziale przedstawiono wyniki analizy termograwimetrycznej procesu spalania węgla brunatnego poddanego aktywacji w młynie elektromagnetycznym. W trakcie rozdrabniania elektromagnetycznego rozbudowana zostaje struktura powierzchniowa materiałów, a jego właściwości mogą ulec zmianie pod wpływem działania silnego pola magnetycznego. Opisano zasadę działania młyna elektromagnetycznego oraz procesy zachodzące w trakcie obróbki materiałów sypkich w tymże urządzeniu. Sposób prowadzenia procesu jest dalece różny od metod konwencjonalnych rozdrabniania paliwa i wymaga głębszego poznania zmian zachodzących w materiale, mających przełożenie na mechanizm spalania paliwa. W tym celu wykonano badania termograwimetryczne węgla poddanego aktywacji. Proces spalania rozdzielono na etap odgazowania paliwa w atmosferze N<sub>2</sub> ze stałą szybkością podgrzewu (10 K/min) oraz proces spalania pozostałości koksowej w atmosferze powietrza. Badania przeprowadzono dla temperatury finalnej 850 °C – czyli warunków typowych dla spalania fluidalnego. Analizowano cztery frakcje paliwa, znajdujące się w zakresie 0 – 1000 μm. Wyniki spalania uzyskane dla paliwa poddanego aktywacji porównano z wynikami paliwa poddanego rozdrobieniu bez wpływu pola magnetycznego.

## **1. Wprowadzenie**

Węgiel brunatny jest jednym z głównych zasobów naturalnych, używanych do produkcji energii zarówno elektrycznej jak i cieplnej. Mimo, iż jest to paliwo mniej energetyczne od np. węgla kamiennego czy ropy naftowej, wyczerpujące się zasoby światowych surowców nieodnawialnych zmuszają do korzystania z paliw gorszej jakości. Polska posiada bogate złoża węgla brunatnego w związku z czym ma ono znaczny udział w krajowym sektorze energetycz-

nym. W Polsce w 2013 roku moc elektryczna zainstalowana wynosiła około 38,16 GW, z czego około 9,4 GW pochodziło z elektrowni zawodowych ciepłych spalających węgiel brunatny [1]. Dodatkowo paliwo to cechuje się znacznym prognozowanym okresem wystarczalności, który na świecie szacuje się na około 300 lat[2]. Obecnie wiele uwagi poświęca się opracowaniu najbardziej efektywnych metod pozyskiwania energii z paliw węglowych, włączając w to tzw. czyste technologie węglowe, polegające między innymi na zwiększeniu wartości kalorycznej poprzez eliminację zanieczyszczeń, stosowaniu odpowiednio dobranych mieszanek węglowych, modernizacji i zwiększeniu sprawności kotłów energetycznych czy poprzez opracowanie innych technologii pozyskiwania energii, jaką na przykład jest zgazowanie węgla.

Jednym z istotnych zagadnień w przypadku obróbki paliw stałych jest ich odpowiednie rozdrobnienie. Poszczególne typy instalacji energetycznych posiadają swoje wymogi odnośnie optymalnego rozkładu wielkości ziaren paliwa, z reguły natomiast ziarna drobniejsze spalają się szybciej i w większym stopniu niż ziarna grube. Mielenie węgla jest procesem energochłonnym, a ilość energii potrzebnej do fragmentacji ziaren jest wartością zależną zarówno od rodzaju węgla, jak i stopnia rozdrobnienia. Badania wykazały, że nie tylko stopień rozdrobnienia, ale również sposób rozdrobnienia mogą mieć wpływ na właściwości węgla takie jak: szybkość odgazowania, temperatura reakcji autotermicznej czy całkowity czas spalania [3]. W dziedzinie mielenia węgla dokonał się znaczny postęp, jednak metody konwencjonalne mają pewne ograniczenia, wynikające z użycia znacznej wielkości elementów mechanicznych, narażonych na zużycie, a dodatkowo powodujących znaczny hałas. Metody te często cechują się niskim stopniem konwersji energii elektrycznej ich zasilania na efektywną energię służącą rozdrabnianiu ziaren. Autorzy rozdziału proponują nowatorskie rozwiązanie w postaci młyna elektromagnetycznego, który w znacznym stopniu redukuje opisane powyżej problemy. Urządzenie opisane w dalszej części rozdziału umożliwia mielenie materiałów nawet do bardzo drobnych frakcji przy niskim zużyciu energii elektrycznej.

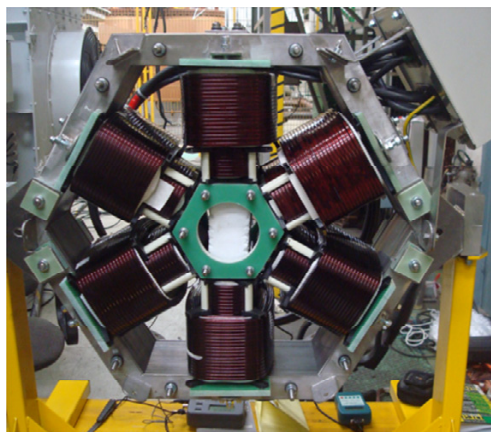
Prowadzone badania miały na celu określenie wpływu mielenia elektromagnetycznego na właściwości spalanych próbek węgla brunatnego oraz porównanie tych właściwości z węglem nie poddanym działaniu wirującego pola magnetycznego, występującego w trakcie elektromagnetycznego mielenia. Analiza dokonana została na podstawie otrzymanych krzywych termogravimetrycznych TG, różnicowych DTG, a także krzywych SDTA uzyskanych w trakcie odgazowania i spalania próbek węgla brunatnego po procesie mielenia w atmosferze obojętnej ( $N_2$ : 25 – 850 °C), a następnie utleniającej (powietrze: 850 °C).

## 2. Mielenie elektromagnetyczne węgla

W niniejszym rozdziale przedstawiona została istota działania oraz budowa młyna elektromagnetycznego. Omówiono procesy zachodzące w trakcie przeróbki materiałów sypkich w tym urządzeniu oraz wzajemne zależności i interakcje pomiędzy materiałem mielonym a mielnikami. Opisano również potencjalny wpływ wirującego pola magnetycznego indukowanego w komorze roboczej młyna na zmiany parametrów fizycznych i chemicznych mielonego węgla.

### 2.1. Zasada działania młyna elektromagnetycznego

Młyn elektromagnetyczny to urządzenie wykorzystujące zjawisko wirującego pola magnetycznego, pod wpływem którego drobne ferromagnetyczne elementy mielące poruszają się w sposób burzliwy wewnątrz komory roboczej młyna. Młyn, jako główny element instalacji elektromagnetycznego mielenia i suszenia węgla składa się z dwóch zasadniczych części: komory mielenia wraz z elementami mielącymi (mielnikami) oraz stojana z uzwojeniami biegunów jawnych. Komorę mielenia stanowi nieferromagnetyczna rura wewnątrz której w wirującym polu magnetycznym poruszają się drobne, ferromagnetyczne elementy mielące (mielniki). Całość stanowi obszar roboczy, w którym materiał nadawy poddawany jest obróbce mechanicznej, termicznej oraz działaniu pola magnetycznego. Wraz ze wzrostem wartości indukcji magnetycznej wewnątrz komory roboczej, drobne elementy mielące wprawiane są w coraz bardziej burzliwy ruch. Niewielki ferromagnetyczny mielnik pod wpływem indukcji pola magnetycznego staje się dipolem magnetycznym o określonych biegunach i przyciągany jest przez to pole z określoną siłą.



Rys. 1. Model fizyczny wzbudnika z biegunami jawnymi

Dzięki niewielkim rozmiarom i odpowiedniemu kształtowi oraz proporcjom wymiarów, możliwe jest osiągnięcie dużego przyspieszenia i osiągnięcie maksymalnych prędkości mielnika. W związku z bardzo szybkim ruchem obrotowym młynów znaczna jest również ilość uderzeń elementów mielących na cząstki paliwa, umożliwia to dużo szybsze przeprowadzenie procesu niż w przypadku młynów w których okres pomiędzy kolejnymi oddziaływaniami siły niszczącej jest dłuższy.

## 2.2. Aktywacja węgla w młynie elektromagnetycznym

Jak opisano w poprzednim podrozdziale, oddziaływania jakim poddawane są ziarna paliwa w trakcie mielenia elektromagnetycznego mają wpływ na ich właściwości po zakończeniu procesu. Podstawowym, najbardziej oczywistym efektem jest zwiększenie powierzchni całkowitej mielonego węgla. Powierzchnia ta rośnie wraz ze zmniejszeniem średnicy cząstek, co przekłada się na przyspieszenie reakcji spalania, szczególnie przy wyższych temperaturach, gdy cząstka spala się powierzchniowo [4]. Powierzchnia właściwa cząstki jest więc jednocześnie powierzchnią reakcji. Efekt ten występuje jednak w przypadku każdego rodzaju mielenia i związana jest ze zmniejszeniem średniej średnicy cząstek. Innym sposobem zwiększenia powierzchni reakcji w obszarze tej samej frakcji cząstek jest rozwinięcie ich struktury powierzchniowej. Duża ilość drobnych elementów mielących, uderzająca o ziarna paliwa z wysoką częstotliwością umożliwia ukruszenie powierzchni ziarna, zwiększenie szczelin i porów. Efekt ten wyraźniejszy byłby w przypadku paliwa twardszego, o większej wytrzymałości mechanicznej i mniejszej kruchłości, np. dla węgla kamiennego. Węgiel brunatny jest paliwem dość kruchym i teoretycznie może podlegać on ścieraniu przez inne cząstki paliwa w trakcie trwania procesu oraz po nim, redukując przy tym powierzchnie właściwą. Wielkość tej powierzchni przekłada się na szybkość reakcji, można więc w przypadku bardziej rozwiniętej powierzchni zaobserwować wyższy pik na krzywej szybkości ubytku masy próbki DTG niż dla ziaren o mniej rozwiniętej strukturze. Istotną kwestią w przypadku mielenia ultradrobno są zmiany aktywności chemicznej cząstek, które objawia się aglomerowaniem ziaren po przekroczeniu pewnej granicy wielkości. Wymiary te są różne i zależą od rodzaju rozdrabnianego materiału. Innym efektem występującym w trakcie mielenia jest przeobrażenie wiązań węglowotlenowych. Zmiany te widoczne są szczególnie w przypadku węgla słabiej uwęglonych (węgle brunatne), gdzie wyniku mielenia następuje wzrost stosunku C/H. Na ogół zmiany dotyczą raczej powierzchni ziaren a nie przebudowy ich wewnętrznej struktury, natomiast dla pewnych węgli zauważono zmiany odległości międzywarstwowych w makrocząsteczkach węgla i zmniejszenie wysokości warstw krystalitów. Na strukturę węgla składają się trzy grupy składników petrograficznych: egzynit, wityryt i inertyt, zwane macerałami, których źró-

dłem są różne składniki materiału roślinnego [5]. Zawartość poszczególnych macerałów wpływa na właściwości węgla, różnice wynikają między innymi z różnej gęstości poszczególnych macerałów oraz różnej odległości między płaszczyznami aromatycznymi [6]. Macerały charakteryzuje również występowanie centrów paramagnetycznych, których ilość zależy między innymi od zawartości pierwiastka C oraz rodzaju struktur w jakich się on układa. Centra te oddziałują z tlenem atmosferycznym szczególnie w trakcie rozkładu termicznego, w którym to tworzone są wolne rodniki. Badania mają na celu ustalenie czy silne pole magnetyczne powstające w komorze roboczej młyna w sposób znaczący zmienia charakterystykę termicznego rozkładu badanego węgla brunatnego [7].

### 3. Metodyka badawcza

Badania polegały na spalaniu próbek węgla brunatnego kopalni KWB Turów, w ściśle określonych warunkach temperaturowych oraz atmosferycznych. Badania prowadzono na termograwimetrze TGA/SDTA 851e firmy Mettler-Toledo. Do badań użyto próbek węgla o masie  $20 \times 10^{-6}$  kg i czterech frakcjach: 0 – 125  $\mu\text{m}$ , 160 – 250  $\mu\text{m}$ , 400 – 630  $\mu\text{m}$  i 800 – 1000  $\mu\text{m}$ . Rozdzielenie materiału na frakcje ułatwia interpretację wyników oraz pozwala oszacować potencjalny wpływ mielenia elektromagnetycznego na poszczególne średnice ziaren. Na próbki składał się węgiel „surowy” – uzyskany z odsiania materiału otrzymanego z kopalni, oraz węgiel po mieleniu w młynie elektromagnetycznym z czasem mielenia i aktywacji wynoszącym 30 sekund. Materiał ten zaraz po procesie mielenia umieszczony został w szczelnie zamkniętych woreczkach strunowych w celu odizolowania od wpływu otoczenia i utrzymania podobnej zawartości wilgoci w trakcie testów. Odgazowanie i spalanie przeprowadzone było dwuetapowo: pierwszy etap dynamiczny polegał na ogrzewaniu próbki w atmosferze obojętnej ( $\text{N}_2$ ) od temperatury 25 °C do temperatury 850 °C przy stałej szybkości podgrzewu wynoszącej 10 K/min. Następnie następowało przełączenie gazu na czynnik utleniający (powietrze syntetyczne) i dopalanie pozostałości koksowej przez okres 25 minut. Na podstawie badań wykreślone zostały krzywe TG spadku masy próbki, krzywe DTG szybkości spadku masy próbki oraz krzywe SDTA różnicy temperatury próbki – obrazujące reakcje egzotermiczne i endotermiczne. Wyznaczono temperatury charakterystyczne ubytku wody, odgazowania paliwa oraz maksymalne szybkości tych ubytków oraz czas spalania pozostałości koksowej oraz stopień utraty masy tej pozostałości względem masy początkowej.

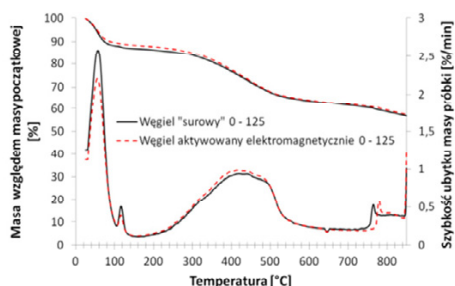
Tab. 1 Analiza techniczna i elementarna węgla brunatnego

Parametr	Wartość
Stan analityczny	
Wilgość $W^a$ [%]	5,93
Popiół $A^a$ [%]	30,48
Części lotne $V^a$ [%]	37,94
Wartość opałowa $Q_i^a$ [kJ/kg]	16049
Węgiel $C^a$ [%]	38,10
Wodór $H^a$ [%]	4,33
Azot $N^a$ [%]	0,28
Siarka całkowita $S_t^a$ [%]	1,97

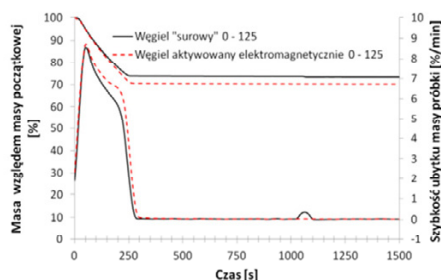
## 4. Wyniki badań

Poniżej przedstawiono wyniki pomiarów termogravimetrycznych węgla brunatnego „surowego” oraz aktywowanego w młynie elektromagnetycznym z podziałem na cztery zakresy średnicy ziaren.

### 4.1. Ziarna węgla o średnicy 0 – 125 $\mu\text{m}$



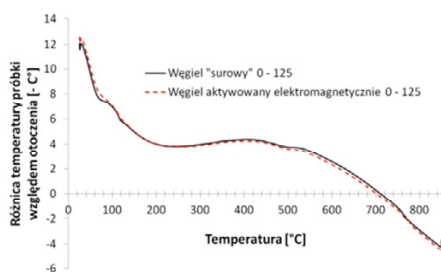
Rys. 2. Krzywa TG/DTG próbek dla etapu odgazowania w atmosferze  $N_2$ , szybkość podgrzewu 10 K/min, zakres wielkości ziaren: 0 - 125  $\mu\text{m}$



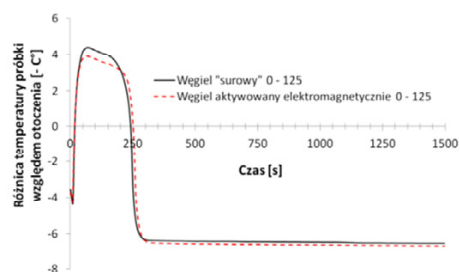
Rys. 3. Krzywa TG/DTG próbek w atmosferze powietrza, czas trwania etapu: 25 minut, zakres wielkości ziaren: 0 -125  $\mu\text{m}$

Badania dynamiczne próbek węgla brunatnego o rozmiarach w zakresie 0 – 125  $\mu\text{m}$  wykazały, iż krzywe TG i DTG dla węgla „surowego” i po aktywacji w młynie posiadają podobną charakterystykę. Krzywe TG różnią się nieznacznie ilością odparowanej wilgoci (13,2% utraty masy w przypadku węgla „surowego” i 11,8% utraty masy w przypadku węgla aktywowanego). Próbką węgla „surowego” traciła wilgoć nieco szybciej, z tempem maksymalnym 2,58%/min (utrata masy względem masy początkowej) przy około 2,20%/min dla węgla

aktywowanego. Dla obu próbek wyraźnie rozróżnić można fazy odparowania wilgoci powierzchniowej oraz dyfuzji wody z wnętrza próbki (pik w temperaturze 100 – 130 °C). Odgazowanie dla obu próbek zachodzi w podobnym zakresie temperatur, od około 200 do około 530 °C z nieco wyższą prędkością dla próbek aktywowanych (maksymalnie 0,98%/min dla temperatury 413 °C). Dla obu próbek obserwuje się przyspieszoną utratę masy w zakresie temperatur od 758 °C dla węgla „surowego” oraz od 770 °C dla węgla mielonego w młynie elektromagnetycznym. Utrata masy może wynikać z kalcynacji węglanu wapnia, który może być zawarty w próbkach węgla do tlenku wapnia z uwolnieniem dwutlenku węgla. Krzywa SDTA potwierdza endotermiczny charakter reakcji w tym zakresie temperatur.



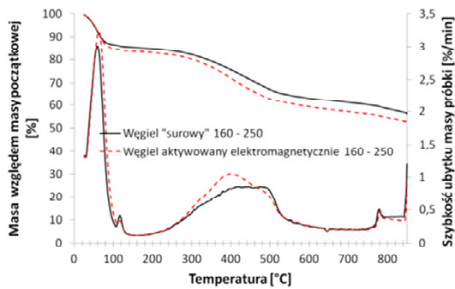
Rys. 4. Krzywa SDTA próbek dla etapu odgazowania w atmosferze  $N_2$ , szybkość podgrzewu 10 K/min, zakres wielkości ziaren: 0 -125  $\mu m$



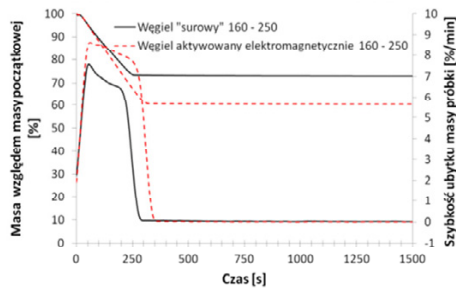
Rys. 5. Krzywa SDTA próbek w atmosferze powietrza, czas trwania etapu: 25 minut, zakres wielkości ziaren: 0 -125  $\mu m$

W wyniku zmiany atmosfery testu na utleniającą, nastąpiło spalanie odgazowanych próbek paliwa. Szybkość spalania dla węgla „surowego” i aktywowanego była podobna i wynosiła około 8,55%/min (utrata masy względem masy odgazowanej próbki). Zauważalna jest natomiast różnica w ilości masy pozostałej po spalaniu próbki, która dla węgla „surowego” wynosiła około 73% masy początkowej próbki odgazowanej, a dla węgla aktywowanego około 70% masy początkowej. W dalszym etapie spalania (powyżej 50 sekund) zauważyć można nieznacznie szybsze tempo spalania próbki węgla aktywowanego, co może świadczyć o bardziej rozbudowanej strukturze porowatej tej próbki. Spalanie węgla „surowego” zakończyło się około 290 sekundy testu, natomiast węgla aktywowanego, w około 300 sekundzie.

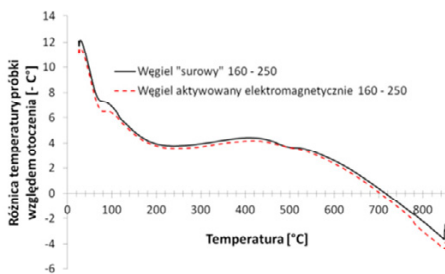
## 4.2. Ziarna węgla o średnicy 160 – 250 $\mu\text{m}$



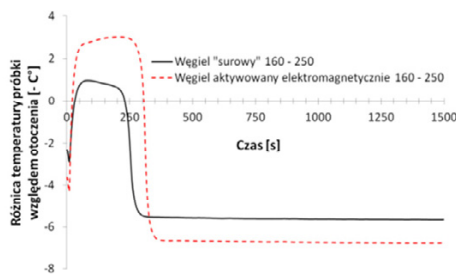
Rys. 6. Krzywa TG/DTG próbek dla etapu odgazowania w atmosferze  $\text{N}_2$ , szybkość podgrzewu 10 K/min, zakres wielkości ziaren: 160 - 250  $\mu\text{m}$



Rys. 7. Krzywa TG/DTG próbek w atmosferze powietrza, czas trwania etapu: 25 minut, zakres wielkości ziaren: 160 - 250  $\mu\text{m}$



Rys. 8. Krzywa SDTA próbek dla etapu odgazowania w atmosferze  $\text{N}_2$ , szybkość podgrzewu 10 K/min, zakres wielkości ziaren: 160 - 250  $\mu\text{m}$



Rys. 9. Krzywa SDTA próbek w atmosferze powietrza, czas trwania etapu: 25 minut, zakres wielkości ziaren: 160 - 250  $\mu\text{m}$

Na rysunku 6 zauważyć można, że krzywe TG i DTG zachowują podobny kształt jak dla testu przy użyciu mniejszych cząstek. Najwyraźniejsza różnica dotyczy przesunięcia się reakcji odgazowania paliwa w obszar niższych temperatur oraz wzrost szybkości tej reakcji. Próbka węgla „surowego” odgazowuje najintensywniej w zakresie temperatur wynoszącym 470 – 480  $^{\circ}\text{C}$ , przy szybkości ubytku masy około 0,85%/min. Węgiel aktywowany odgazowuje najintensywniej w temperaturze około 397  $^{\circ}\text{C}$  i przy szybkości utraty masy wynoszącej 1,05%/min. Próbka węgla aktywowanego oddała również do otoczenia nieco więcej wilgoci. Również dla tego zakresu ziaren obserwuje się spadek masy dla temperatury powyżej 750  $^{\circ}\text{C}$  spowodowany najprawdopodobniej kalcynacją węglanu wapnia z uwolnieniem dwutlenku węgla.

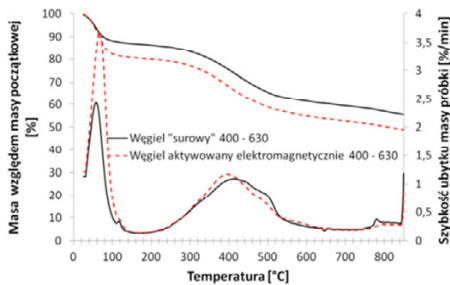


Spalanie pozostałości koksowej ziaren o zakresie średnic 160 – 250 cechuje się znacznie szybszą reakcją z tlenem i szybszym ubytkiem masy w przypadku węgla aktywowanego niż dla węgla „surowego”. Maksymalna szybkość ubytku masy wynosi około 7,57%/min w 55 sekundzie testu dla węgla „surowego” i 8,63%/min w 61 sekundzie testu dla węgla aktywowanego. Największą różnicę obserwuje się w długości spalania pozostałości koksowej, która spala się o około 68 sekund dłużej dla próbki z węgla aktywowanego. W wyniku tego masa niepalnej pozostałości dla próbki z węgla aktywowanego wynosi zaledwie 60% masy początkowej wobec 72% dla próbki węgla „surowego”.

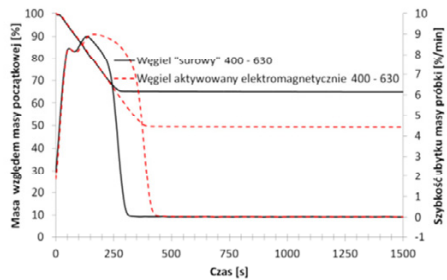
### 4.3. Ziarna węgla o średnicy 400 – 630 $\mu\text{m}$

W przypadku testów dla próbek o zakresie średnic 400 – 630  $\mu\text{m}$  obserwuje się podobne tendencje dla pomiarów dynamicznych jak dla mniejszych ziaren, przy czym mniej wyraźny jest etap odparowania wody z porów paliwa „surowego” oraz niższy jest spadek masy próbek w obszarze kalcynacji węgla wapnia. Dla tej średnicy ziaren paliwo aktywowane cechowało się wyższą zawartością wilgoci niż paliwo „surowe”. Dodatkowo dla węgla aktywowanego w młynie utrata wody zachodzi jednoetapowo. Zauważalną różnicą jest również w tym przypadku przesunięcie etapu maksymalnego ubytku masy wskutek odgazowania próbki w obszar niższych temperatur. Odgazowanie z największą szybkością następuje w temperaturze około 412,5 °C dla węgla „surowego” oraz 394 °C dla węgla poddanego działaniu młyna elektromagnetycznego. Szybkości ubytku masy w tym etapie wynoszą odpowiednio: 1,09 i 1,17%/min i są nieco wyższe niż dla cząstek o mniejszych wymiarach.

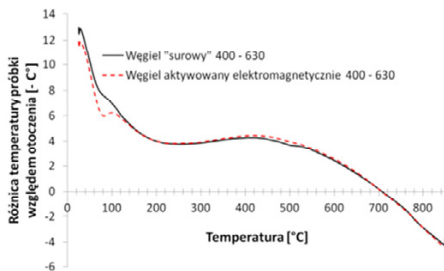
Analiza krzywych TG ze spalania powietrznego pozostałości koksowej ponownie potwierdza wyższą konwersję w przypadku spalania próbek aktywowanych w młynie elektromagnetycznym. Dodatkowo zauważyć można, że wraz ze wzrostem rozmiaru cząstek zmniejsza się masa końcowa pozostałości względem wstępnej masy odgazowanej próbki. Końcowe masy próbek z węgla aktywowanego wynosiły 70, 60 i 49% masy początkowej dla frakcji kolejno 0 – 125, 160 – 250 i 400 – 630  $\mu\text{m}$ . Szybkość ubytku masy dla obu próbek jest podobna i wynosi około 8,88 i 9,01%/min dla węgla „surowego” i aktywowanego, co jest wartością nieznacznie wyższą niż dla próbek węgla o mniejszej średnicy. W związku z podobnym tempem ubytku masy i niższą masą końcową próbek aktywowanych w młynie dłuższy jest również czas spalania, który w przypadku ziaren o rozmiarach 400 – 630  $\mu\text{m}$  wyniósł około 425 sekund.



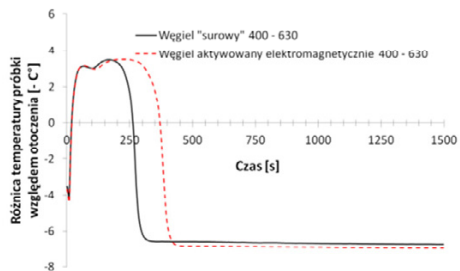
Rys. 10. Krzywa TG/DTG próbek dla etapu odgazowania w atmosferze  $N_2$ , szybkość podgrzewu 10 K/min, zakres wielkości ziaren: 400 - 630  $\mu m$



Rys. 11. Krzywa TG/DTG próbek w atmosferze powietrza, czas trwania etapu: 25 minut, zakres wielkości ziaren: 400 - 630  $\mu m$



Rys. 12. Krzywa SDTA próbek dla etapu odgazowania w atmosferze  $N_2$ , szybkość podgrzewu 10 K/min, zakres wielkości ziaren: 400 - 630  $\mu m$



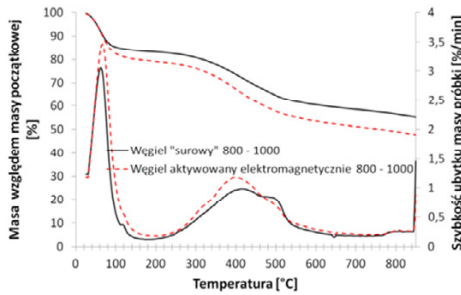
Rys. 13. Krzywa SDTA próbek w atmosferze powietrza, czas trwania etapu: 25 minut, zakres wielkości ziaren: 400 - 630  $\mu m$

#### 4.4. Ziarna węgla o średnicy 800 – 1000 $\mu m$

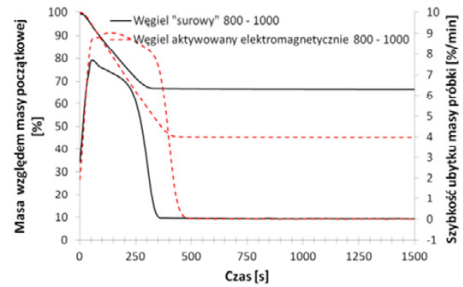
Szybkość odgazowania próbek najgrubszej frakcji wyniosła 0,98%/min dla węgla „surowego” i 1,18%/min dla węgla aktywowanego w młynie elektromagnetycznym. Temperatury maksymalnego ubytku masy testu dynamicznego wyniosły odpowiednio 413,5 °C i 397,5 °C. Dla średnicy ziaren 800 – 1000  $\mu m$  praktycznie zanikał etap zwiększonej utraty masy powyżej 750 °C.

Spalanie odgazowanych próbek przebiegało analogicznie do próbek mniejszych rozmiarów. Utrata masy próbek aktywowanych przebiegała w czasie około 480 sekund a masa finalna wyniosła 45% masy początkowej odgazowa-

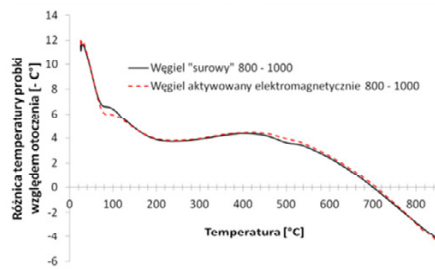
nej próbki. Szybkość spadku masy jest wyraźnie wyższa dla próbek aktywowanych i sięga 9,03% dla 136 sekundy testu.



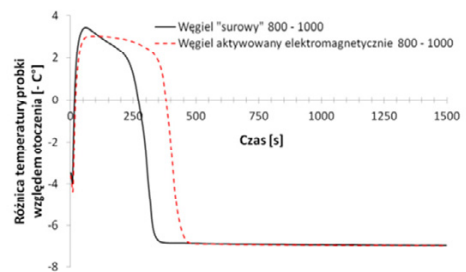
Rys. 14. Krzywa TG/DTG próbek dla etapu odgazowania w atmosferze  $N_2$ , szybkość podgrzewu 10 K/min, zakres wielkości ziaren: 800 - 1000  $\mu m$



Rys. 15. Krzywa TG/DTG próbek w atmosferze powietrza, czas trwania etapu: 25 minut, zakres wielkości ziaren: 800 - 1000  $\mu m$



Rys. 16. Krzywa SDTA próbek dla etapu odgazowania w atmosferze  $N_2$ , szybkość podgrzewu 10 K/min, zakres wielkości ziaren: 800 - 1000  $\mu m$



Rys. 17. Krzywa SDTA próbek w atmosferze powietrza, czas trwania etapu: 25 minut, zakres wielkości ziaren: 800 - 1000  $\mu m$

## 5. Wnioski końcowe

Badania polegały na analizie termogravimetrycznej rozkładu termicznego próbek węgla brunatnego „surowego” oraz aktywowanego w młynie elektromagnetycznym. Badania prowadzone były dwuetapowo, najpierw podgrzewano próbkę do temperatury 850 °C w atmosferze azotu a następnie w tej temperaturze spalano odgazowaną pozostałość przez okres 25 minut.

Testy potwierdziły wpływ oddziaływania zmiennego pola magnetycznego generowanego w młynie elektromagnetycznym na mielony w nim węgiel. Zmiana właściwości węgla polegała w głównej mierze na zmniejszeniu temperatury maksymalnego ubytku masy wskutek odgazowania próbki z ponad 400 °C do temperatury poniżej 400 °C, efekt ten był widoczny dla ziaren większych niż 125 µm. Szybkość ubytku masy była na zbliżonym poziomie, przy czym w przypadku ziaren większych od 125 µm, odgazowanie zachodziło intensywniej w próbkach aktywowanych w młynie. Najwyraźniejszym efektem oddziaływania młyna na mielony węgiel było znaczne obniżenie masy pozostałości niepalnej z procesu spalania próbek w atmosferze powietrznej (z około 70% do wartości poniżej 50%). Szybkość ubytku masy w trakcie spalania dla jednych frakcji (0 – 125 i 400 – 630 µm) była taka sama dla spalania węgla „surowego” i aktywowanego, podczas gdy dla innych frakcji (160 – 250 i 800 – 1000) szybkość ta była wyższa dla spalania węgla aktywowanego. Nie pozwala to wyciągnąć jednoznacznego wniosku co do zwiększenia aktywnej powierzchni reakcji badanych próbek (zwiększenie powierzchni cząstki skutkować powinno zwiększeniem tempa reakcji w przypadku spalania powierzchniowego). Zmiany zdecydowanie natomiast dotyczą czasu spalania i stopnia wypalenia próbki. Z przeprowadzonych badań można wywnioskować iż aktywacja elektromagnetyczna paliwa powinna nieść ze sobą wymierne efekty w postaci większej reaktywności paliwa oraz zmniejszenia straty niedopału. Efekty te są na dany moment trudne do wyjaśnienia i wymagają dalszych badań porozymetrycznych, mikroskopowych oraz badań w skali półprzemysłowej w celu wyjaśnienia ich przyczyn.

#### ACKNOWLEDGEMENTS

Przedstawione w rozdziale wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO<sub>2</sub> ze spalin.

#### Literatura

- [1] Pietraszewski A., Polskie górnictwo węgla brunatnego w pierwszym półroczu 2013 roku, Węgiel Brunatny 3/84, 2013.
- [2] Kasztelewicz Z., Węgiel brunatny optymalnym paliwem dla polskiej energetyki w I połowie XXI wieku, 4 lutego 2010, Warszawa.
- [3] Rubiera F., Arenillas A., Fuente E., Miles N., Pis J.J., Effect of the grinding behaviour of coal blends on coal utilisation for combustion, Powder Technology 105 (1999) 351 – 356.
- [4] Sorensen, L.H., Saastamoinen, J., Hustad, J.E.: Fuel 75 (1996b), pp. 1294-1300.

- [5] Given P.H., Dyrkacz G.R., The nature and origin of coal macerals, *New Trends in Coal Science* (Yutum, Y., Ed.) pp. 53-72, Dordrecht, Boston 1988.
- [6] Dyrkacz G.R., Horwitz E.P., Separation of coal macerals, *Fuel*, 1982, 61, 3-12.
- [7] Piława B., Ewolucja centrów paramagnetycznych podczas rozkładu termicznego maceratów węglowych, *Wyższa Szkoła Pedagogiczna im. Tadeusza Kościuszki, Zielona Góra 2000*, 110 – 120.



# **NUMERICAL MODELING OF FUELS FORMATION PROCESSES USING COMPONENT ORIENTED METHODOLOGY (CCA)**

Krzysztof Gaska<sup>1</sup>, Agnieszka Generowicz<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Chair of Technologies and Installations for Waste Management, Silesian University of Technology, ul. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, Poland, e-mail: krzysztof.gaska@polsl.pl

<sup>2</sup>Institute of Water Supply and Environmental Protection, Cracow University of Technology, Warszawska 24, 31-155 Cracow, Poland, e-mail: agenerowicz@pk.edu.pl

The realization of technological processes with the utilization of formed fuels in associated thermal systems should be qualified by technical criteria, which means that elementary processes as well as factors of sustainable development, from a global viewpoint, must not be disturbed. The utilization of post-process waste should be preceded by detailed technical, ecological and economic analysis. The objective function defined in the optimization task assists in the decision process i.e. choosing a suitable solution. In order to optimize the mixing process of fuel components, a mathematical model of the forming process was created. The chapter presents the optimization of parameters in the process of forming fuels using a modified simplex algorithm with a polynomial worktime. The calculation procedures outlined above are embodied in a numerical model programmed in the C++ (Microsoft Visual Studio 2010) high-level object-oriented language.

## **1. Overview of the problem**

Excessive exploitation of natural deposits causes degradation of the environment and the diminishing of plant-life on our planet. A consequence of the production of energy carriers and products or semi-products used in different technological processes is the formation of secondary waste of different groups. Besides industry, other economic entities are sources of waste as well, which generate non-devaluated hazardous waste streams (medical waste, chemical agents including pesticides etc.) and municipal waste with calorific value high enough to make use of them after suitable conversion. Utilization of formed fuels from segregated groups of wastes in associated processes of co-

combustion with conventional fuels causes significant savings resulting from the partial replacement of fossil fuels, and the reduction of pollution resulting directly from the limitation of waste migration to the environment (soil, atmospheric air, surface and underground water). Particular attention should be paid to the possibility of reusing biomass waste (the energy sector defines biomass in a more limited way as the fuel source which originates from plant materials and animal waste) in the aforementioned processes. In the policies of the European Union (EU) and its member states, biomass is expected to play a major role as a renewable energy source. In the course of implementing this policy it appeared that a large proportion of the resource base for biomass consists of waste. Waste processing, however, is regulated in particular ways which differ from the way in which the production of electricity and heat is controlled. This experience resulted in the stalling of a number of renewable energy initiatives. The characterisation of certain biomass types as waste does not only bear consequences for the applicable regulatory framework, but also for the EU's policy on renewable energy in general, one basic question being whether energy generated from waste should be regarded as renewable energy [8]. The realization of technological processes with formed fuel components in associated thermal systems should be qualified by technical criteria, which means that elementary processes as well as factors of sustainable development, from a global viewpoint, must not be disturbed. The utilization of secondary, post-process waste should be preceded by detailed technical, ecological and economic analysis. The profitability of recovering useful materials by the application of elementary segregation processes and waste conversion is based on detailed analysis of economic effectiveness indices (NPV – Net Present Value, NPVR - Net Present Value Ratio and IRR – Internal Rate of Return). The objective function (NPV, NPVR) defined in the optimization task assists in the decision process i.e. choosing a suitable solution. Nowadays, there are many technologies for material and energy recovery from different groups of wastes and their reusing in selected branches of industry. Formed fuels may be fed directly into a furnace chamber as an addition to conventional fuels, or after conversion into gas (devolatilization, gasification) combusted in boilers [6, 7]. This paper is devoted to the modeling of real processes of fuel formation in aspects of the utilization of waste in co-combustion processes of conventional fuels with, so called, formed fuels obtained from the conversion of selected fractions of raw waste. In the modeling of real processes, there is an important role play criteria imposed on parameters (variables) of fuel components depending on technological process, shape and type of furnace chamber and grate (in case of combustion process), temperature and pressure field etc. Individual models of processes and their structure is presented. In the next section a mathematical model is presented in the form of algebraic equations of mass balance, stoichiometric equations of combustion processes. Modified simplex algorithm is applied in the optimiza-



tion of formed fuel components' composition, as well as its implementation in source code (C++ in a Microsoft Visual Studio 2010 software environment).

## 2. Mathematical model of the optimization of fuel components formation process

The mathematical model of the fuel component preparation process consists of data sets (parameters) uniquely identifying the process which define the model, and data conversion methods (definition of variables describing the process, definition of mass transfer algebraic equations, definition of modified simplex optimization algorithm).

### 2.1. Optimization of fuel components formation process

Separated combustible species (plastics, paper, rubber, textiles, wood), as well as those obtained from agricultural processing (straw, sunflower waste, sugar beets and their derivatives, other biological and animal-originated waste), together with fossil fuels (hard coal and its low-quality fractions, brown coal, peat) are mixed in appropriate proportions to acquire fuel usable in the production of energy and cement. However, the mixing process must be carried out in a way to obtain a product with required and beforehand established, technical parameters such as specified gross calorific value, yet with the lowest volume of noxious elements possible (chlorine, sulphur, metals). The optimization problem of the fuel formation process from selected combustible fractions of waste consists of the maximization of the objective function which is defined (formulated) in standard form [1, 3]:

$$\max_{u \in S} W_d^T u, S = \{ u \in \mathbb{R}^n : Au \leq b_{\max}, Au \geq b_{\min}, u \geq 0 \} \quad (1)$$

where:  $W_d^T$  - denotes  $|j|$  dimension vector (number of fractions which take part in fuel component formation process) of components  $(w_j)$ , denoting lower calorific values of formed fuel components. Therefore optimization process resolves to linear programming problem (linear objective function and linear limitations) with limitations Eq. (1) imposed on decision variables determined by vector  $U$ , of components  $(u_j)$ , determining ipso facto the set of permissible solutions. Because the solution of the linear programming problem is located only at the top of the set of permissible solutions, the searching method should revise the tops (in space of permissible solutions). However this is not a complete revision, but a greedy strategy in which a modified algorithm of simplex



$$(b_k^{\min}) = \begin{cases} b_1^{\min}, \text{denotes minimal chlorine (Cl) mass fraction in formed fuel} \\ b_2^{\min}, \text{denotes minimal sulphur (S) mass fraction in formed fuel} \\ b_3^{\min}, \text{denotes minimal heavy metals mass fraction in formed fuel} \\ b_4^{\min}, \text{denotes minimal mercury (Hg) mass fraction in formed fuel} \\ b_5^{\min}, \text{denotes minimal cadmium (Cd) mass fraction in formed fuel} \end{cases} \quad (7)$$

while  $B_{\max} = (b_k^{\max}) \quad (8)$

denotes column vector (vector of right sides of limiting equations) of dimension  $|k|$  such that components denote maximum content of harmful substances. The meaning of individual components is like the one in  $B_{\min} = (b_k^{\min})$ . Decomposition of Eq. (4) leads to the following limiting equations:

$$AU \leq B_{\max} \quad (9)$$

and

$$AU \geq B_{\min} \quad (10)$$

Substitution of auxiliary variables  $\varepsilon_{\min}$  and  $\varepsilon_{\max}$  gives:

$$b_k^{\max} - a_{kj}u_j = \varepsilon_{\max} \quad \text{and} \quad a_{kj}u_j - b_k^{\min} = \varepsilon_{\min} \quad (11)$$

The simplex algorithm finds an optimal solution by exploring the sequence of points in permissible space – the n-dimensional space, which satisfy the inequalities  $AU \leq B_{\max}$  and  $AU \geq B_{\min}$ . The principle of operation of the algorithm is based on the observation that the solution, which maximizes the objective function  $W_d(u)$ , is located at some extreme point, or at the top of the permissible space. In the algorithm, a sequential revision of tops which determines the space of permissible solutions follows, until more corrections of the objective function value is impossible.

From the viewpoint of the solution of the linear programming problem, the following situation may appear: there is only one limiting solution (the objective function has the least value in one of the tops of the permissible solutions set),

- there is an unlimited solution (when the objective function may have an arbitrarily small value, with the lack of violation of limitations),
- there are many solutions (there are at least two tops of the permissible solutions set, in which the function has the same minimal value),
- there is no solution, which means that the set of permissible solutions is empty.

This problem may be solved in a polynomial or exponential time complexity algorithm. The fuel selection optimization program has been based on the Office Solver suite and is subject to further improvement. Co-operation between

the computational system and the executive centre, which put into practice the selection of chosen sources, allows us to control the quality of produced fuel in the conditions of applied usage.

Optionally, you can enter additional constraints (extending the basic model), which result from the concentration limits of substances emitted during the combustion process derived fuel components that determine the process of their formation:  $C^f = (c_i^f) < C^{dop}$

where  $C^f$  de notes the parameters of the process gas (products of combustion), the dimension  $|i|$  such that:

$(c_i^f)$  - denotes the i-th parameter - the mole fraction of component i in the exhaust ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{HCl}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ )

$C^{dop} = (c_i^{dop})$  - meaning as above, but for the limit values set standards

Shares molar composition of the process gas is determined from the system of equations stoichiometric fuel combustion process (Section 2.2.5).

Scalability model allows to formulate the following equations and inequalities limiting the scope of the changes of decision variables optimization task taking into account the geometry of the combustion chamber, grate type, etc.

## 2.2. Data conversion methods

The data structure of the mathematical model of fuel formation process is represented by one and two dimensional matrixes, while the data conversion methods consists of the mass balance equations.

Mass balance equations are formed in two options:

- option of fuel formation by optimization of fractions of individual components in formed fuel (after determination of optimal parts of individual components by modified simplex algorithm), and
- option of fuel formation without optimization process, where parts of components are determined on the basis of analysis of laboratory test results.

1. Equation of elements balance (matrix notation)

$$W = AU, \text{ where } w_i = \sum_{j=1}^n a_{ij}u_j \quad (12)$$

where

$W = (w_i)$  denotes column vector of dimension  $|i|$  such, that:

$(w_i)$  - denotes mass fractions of i (c, s, h, o, n, w, p, cl)

$A = (a_{ij})$  denotes rectangle matrix of dimension  $|i| \times |j|$  such, that:

2. Balance equation of components which determine fuel properties (matrix notation):

$$X = PU, \text{ where } x_k = \sum_{j=1}^n p_{kj}u_j \quad (13)$$

where

$X = (x_k)$  denotes, column vector of dimension  $|k|$  such, that:

$(x_k)$  – denotes part of k ingredient

$P = (p_{kj})$  denotes rectangular matrix of dimension  $|k|x|j|$  such, that:

3. Balance equation of morphologic parts of components (matrix notation):

$$Z = MU, \text{ where } z_l = \sum_{j=1}^n m_{lj}u_j \quad (14)$$

where

$Z = (z_l)$  denotes (morphologic composition of fuel component) column vector of dimension  $|l|$  such, that  $(z_l)$  – denotes part of l ingredient

$M = (m_{lj})$  denotes rectangular matrix (morphological composition of j fuel/fraction in formed fuel component) of dimension  $|l|x|j|$  such, that:

4. Balance equation of morphologic parts of components (matrix notation):

$$S = TU, \text{ where } s_h = \sum_{j=1}^n t_{hj}u_j \quad (15)$$

where

$S = (s_h)$  denotes column vector of dimension  $|h|$  such, that:

$(s_h)$  – denotes part of h ingredient (ultimate analysis of heavy metals of fuel component)

$T = (t_{hj})$  denotes rectangular matrix (ultimate composition of heavy metals of j fuel/fraction of fuel formed component) of dimension  $|h|x|j|$  such, that:

Column vector U Eq. (6), in the equations above, denotes parts of components (fractions) in formed fuel determined by the optimization process or taken from laboratory test results.

5. Stoichiometric equations of the fuel combustion process were formed with the assumption that in the production of the process there is a lack of solid, liq-

uid or gaseous combustible components (complete combustion) and there is no dissociation of  $CO_2$  and  $H_2O$  products.

- Balance of elements:

$$C: \quad n'_C = n''_{CO_2}, \quad (16)$$

$$S: \quad n'_S = n''_{SO_2}, \quad (17)$$

$$H_2: \quad n'_{H_2} + n'_a X_{za} + n'_{H_2O} = n''_{H_2O} + \frac{1}{2} n''_{HCl}, \quad (18)$$

$$O_2: \quad n'_{O_2} + 0,21n'_a + \frac{1}{2} n'_{H_2O} + \frac{1}{2} n'_a X_{za} = n''_{O_2} + n''_{CO_2} + n''_{SO_2} + \frac{1}{2} n''_{H_2O}, \quad (19)$$

$$N_2: \quad 0,79n'_a + n'_{N_2} = n''_{N_2}, \quad (20)$$

$$Cl_2: \quad n'_{Cl_2} = \frac{1}{2} n'_{HCl}. \quad (21)$$

- Molar air humidity  $X_{za}$ :

$$X_{za} = \varphi \varphi_s 0,01 / (0,1 - 0,01 \varphi \varphi_s), \quad (22)$$

where:

$$p_s = f(T_a) = \exp((- \pi(1000/T_a - 1000/373,16) + 3,56 \ln(373,16/T_a) - 0,002(373,16 - T_a)) \ln(10)) / 10,2,$$

- Real air requirement for combustion  $n'_a$ :

$$n'_a = \frac{\lambda}{0,21} (n_C + n'_S + n'_{H_2} - n'_{O_2} - \frac{1}{2} n'_{Cl_2}), \quad (23)$$

- Dry exhaust gas stream  $n''_{ss}$ :

$$n''_{ss} = n''_{CO_2} + n''_{N_2} + n''_{HCl} + n''_{O_2} + n''_{SO_2}, \quad (24)$$

- Humid exhaust gas stream  $n''_{sw}$ :

$$n''_{sw} = n''_{ss} + n''_{H_2O}, \quad (25)$$

- Molar composition of dry exhaust gas:

$$[CO_2] = \frac{n''_{CO_2}}{n''_{ss}}, \quad [SO_2] = \frac{n''_{SO_2}}{n''_{ss}}, \quad [O_2] = \frac{n''_{O_2}}{n''_{ss}}, \quad [N_2] = \frac{n''_{N_2}}{n''_{ss}}, \quad [HCl] = \frac{n''_{HCl}}{n''_{ss}},$$

$$[H_2O] = \frac{n''_{H_2O}}{n''_{ss}} = X_{Zsp}$$

### 3. Numerical simulation and optimisation of fuel components preparation processes (model validation)

The calculation procedures outlined above are embodied in a Common Component Architecture based model, programmed in the C++ high-level component-oriented language [2], with a graphical Windows-based user interface (Fig. 3). The component oriented model has been worked out on the basis of the mathematical model formulated in Chapter 2. Fuel components used in the model are represented by special class types (Fig. 1 and 2) with the definition of fields and methods, that represents structures of data and equations formulated in the mathematical model.

Component-oriented model of fuel modelling process is the implementation presented in point. 2 mathematical model in source code form high-level language (RAD - Rapid Application Development) C ++, Microsoft Visual Studio 2010, using design techniques and object-oriented analysis OOA & D (Object Oriented Analysis and Design). This model has been defined on the basis of the environmental standard library environment, which means that inherits the basic fields and methods from parent classes.

Topology-oriented component model fuel modelling process (Fig. 2) consists of three logically related parts, representing the mapping of computational methods (category of object-oriented data management components - Process Analysis Object Model), a graphical user interface (category application components Waste Treatment process Application Object Model) and the module data, representing georelational database (Process Data Module Object Model).

In order to verify numerical model (described in the chapter) and to validate [9] its computer code, sample problems were simulated and the results were compared with the analytical solutions.

Validation of the model was carried out with the following assumptions:

1. For the fuel formation process two components are used: dark coal and biomass of the chemical composition given in table 1.
2. Optimisation constraints imposed on fuel formation process are used as given in table 2.

Results of laboratory tests of the formed fuel and its components as well as results of computer simulations are presented in table 3. Comparisons between simulated results and measured data are presented in Figures 4 and 5.

As a result of computer simulations and laboratory experiments the model gives the results that are very close to the obtained from the real process. Calculated Root Mean Square Error (RMSE) was as follows:

- a. for mass fraction of chlorine (Cl) in formed fuel:  $RMSE = 0,0002273$  (kgCl/kg)

b. for mas fraction of sulphur (S) in formed fuel :  $RMSE = 0,0005023$  (kgS/kg)

c. for (Wd) of formed fuel :  $RMSE = 46,23$  (kJ/kg)

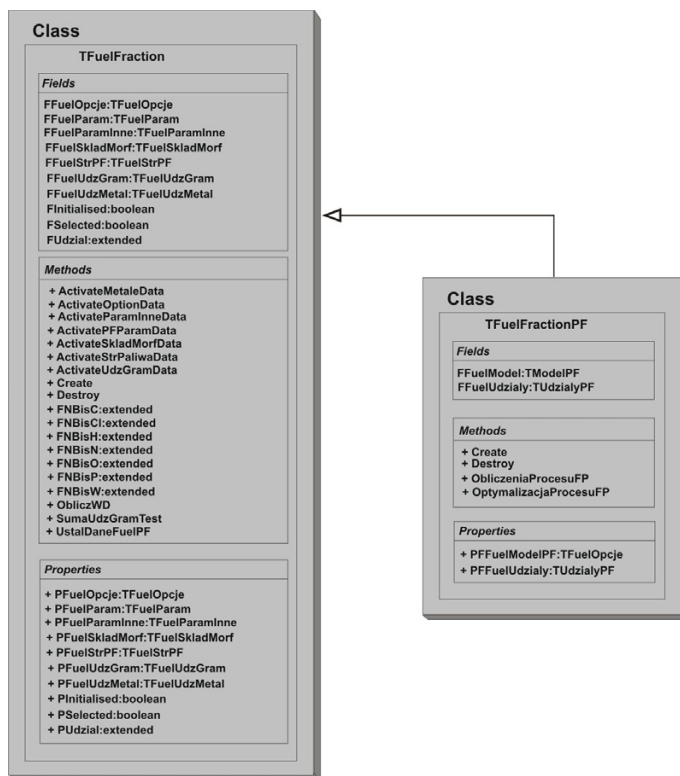


Fig. 1. Class diagram TFuelFraction and TFuelFractionPF in UML notation

Table 1. Mass composition of components P1 and P2

Fuel components	Mass fractions in components P1 and P2 (kg i/kg)							
	c	s	h	o	n	w	p	cl
P1 (coal)	0,60350	0,00270	0,04100	0,08970	0,00010	0,07140	0,18420	0,00740
P2 (biomass)	0,50010	0,00920	0,06760	0,21860	0,13580	0,02000	0,04710	0,00160

Table 2. Constraints for optimization procedure

Criterium	Mass fraction in formed fuel (kg i/kg)							
	c	s	h	o	n	w	p	cl
		<0,018						<0,0025



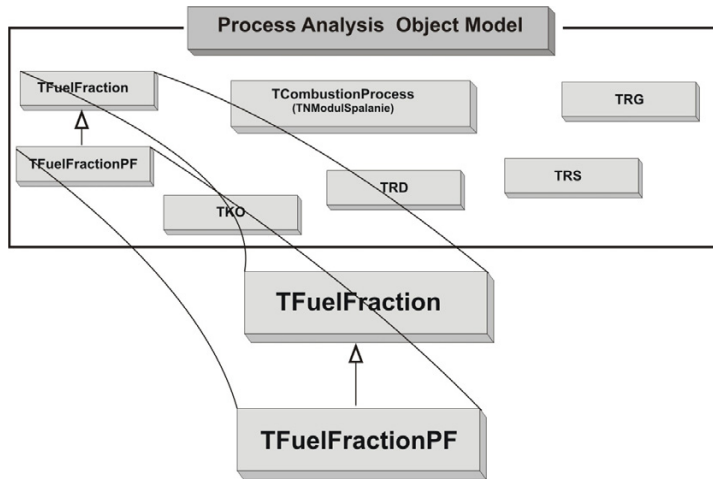


Fig. 2. Components object model of the formation of fuel components from waste

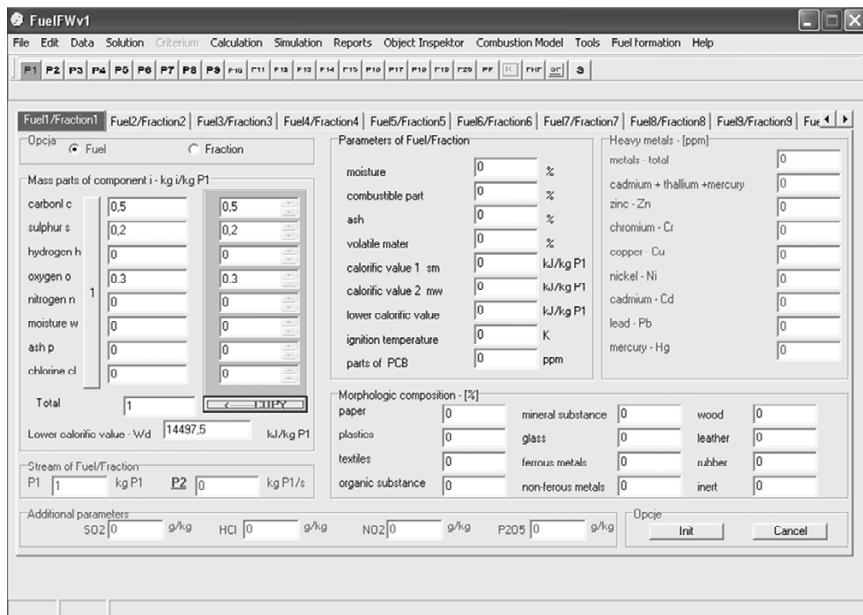


Fig. 3. Main form of application with lap of fuel/fraction component of formed fuel

Application of the modified simplex algorithm for fuel formation process allowed the identification of the optimal mass fractions of components P1 and P2 in formed fuel  $U_1$  (within the range of 0,01 - 0,24 kg i/kg) and  $U_2$  (within the range of: 0,76 - 0,99 kg i/kg) with the following constraints on the decision

variables:  $b_1^{\min} \leq a_{11}u_1 + a_{12}u_2 \leq b_1^{\max}$ , where  $a_{11}, a_{12}$  are sulphur mass fraction in components of the formed fuel and  $b_2^{\min} \leq a_{21}u_1 + a_{22}u_2 \leq b_2^{\max}$ , where  $a_{21}, a_{22}$  are chlorine mass fraction in components of the formed fuel. Symbols  $b_1^{\min}, b_1^{\max}$  and  $b_2^{\min}, b_2^{\max}$  denotes allowable values of sulphur and chlorine mass fractions in components of the formed fuel respectively ( $b_1^{\min} \geq 0, b_1^{\max} \leq 0,018 \text{ kg s/kg}$  and  $b_2^{\min} \geq 0, b_2^{\max} \leq 0,0025 \text{ kg cl/kg}$ ). Optimum value of the objective function  $W_d^{opt}$  was found within the range of 23,14 to 24,31 MJ/kg. The acceptable agreement between our simulation results and the measured data demonstrates that the model can reasonably simulate the real process of fuel formation.

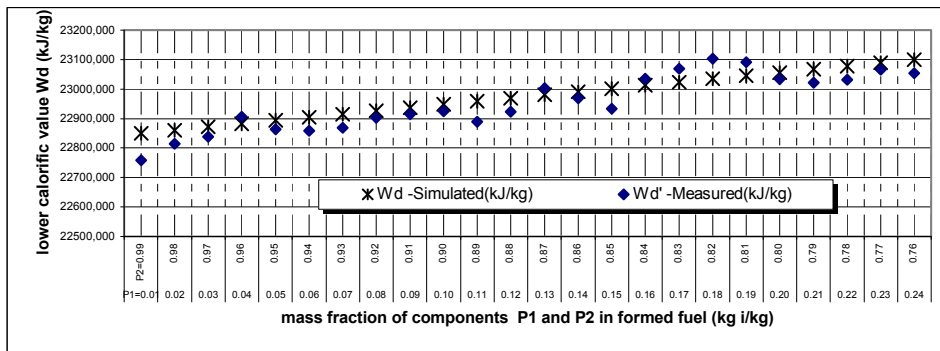


Fig. 4. Comparison between measured and simulated data of lower calorific value  $W_d$

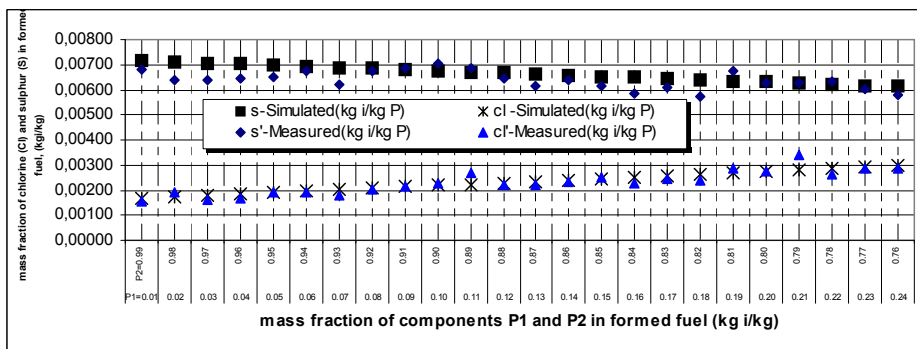


Fig. 5. Comparison between measured and simulated chlorine and sulphur concentration in formed fuel

## 4. Conclusions

The physical process of preparation of fuel mixtures requires a careful analysis of chemical and physical properties of formed fuel components and technical conditions. Rigorous requirements of the thermal decomposition process of substances impose many demands on fuels. First of all, fuel must have an optimal lower calorific value, suitable fractional and ultimate composition, suitable fuel properties, softening and melting point, ignition temperature, combustion temperature, as well as suitable material properties (shape, porosity). The concept of the conversion of segregated combustible ingredients or combustible substances from different processes into fuel is based, in principle, on the following assumptions:

- substances which are ingredients of fuels have identified chemical properties and composition,
- combustion process of formed fuels is known.

Owing to the complexity of the real process of fuel formation, as well as the relatively high cost of laboratory tests for determining the optimal composition of formed fuel, mathematical models were created, consisting of data structures which uniquely describe and identify the analyzed process, and data conversion methods (algorithms). The global model was decomposed into sub-models, corresponding to the elementary processes of forming fuel components. The optimization algorithm, presented here, is based on a linear programming problem taking advantage of a modified simplex method (with a polynomial work-time) which is distinct from a classic algorithm for it allows us to consider the changes of decision variables of the task in permissible space, defined on the basis of careful analysis of technical conditions as well as ecological and economical ones which parameters of formed fuel must satisfy in case of their use in thermal associated processes. The presented model is a base for object-oriented numerical models and expert systems of assistance in decision processes.

## References

- [1] Cormen Thomas H., Leiserson Charles E., Rivest Ronald L., Introduction to algorithms. WNT, Warszawa, (1999).
- [2] Dumnicki R., Kasprzyk A., Kozłowski M., Object Oriented Analysis and Design. Helion. Gliwice, (1998).
- [3] Gaska K., Wandrasz A.J. (2008): Mathematical modeling of biomass fuels formation process, Waste Management Volume: 28, Issue: 6, pp. 973-985
- [4] Sysło M. M., Discrete Optimization Methods. PWN. Warszawa, (1999).
- [5] Wandrasz J.W. Kozioł M. et al, Research on the ADAL fuel combustion process in an OR16 boiler .Typescript. KTiUZO. Gliwice, (2004).

- [6] Wandrasz J.W., et al, A report on performed research with data handling and issuing a certification on combustible properties of a ECOPRO biofuel substance produced in the Dobrowolsky, Ltd. meat-processing plant .Gliwice, (2004).
- [7] Wandrasz J.W., Wandrasz A.J., Formed fuels. Seidel Przywecki Publishing. Warszawa, (2006).
- [8] Siemons Roland V., How European waste will contribute to renewable energy. Energy Policy 30, 471-475, (2002).
- [9] Retsgaard J.Ch., Henriksen H.J., Modeling guidelines - terminology and guiding principles. Advances in Water Resources 27, 71-82, (2004).

# **A COMPONENT-ORIENTED MODELING (CCA) OF HIGH TEMPERATURE INCINERATION OF MUNICIPAL WASTES**

Krzysztof Gaska<sup>1</sup>, Agnieszka Generowicz<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Chair of Technologies and Installations for Waste Management, Silesian University of Technology, ul. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, Poland, e-mail: krzysztof.gaska@polsl.pl

<sup>2</sup>Institute of Water Supply and Environmental Protection, Cracow University of Technology, Warszawska 24, 31-155 Cracow, Poland, e-mail: agenerowicz@pk.edu.pl

The analysis of complex real-time physical processes, thermal waste processing and determination of their optimal parameters requires a series of studies and detailed analysis of constituents of elementary processes (degassing, gasification, combustion). The apparent simplicity of process implementation often determines knowledge and practical experience required in their application. The relationships known and used in the design usually concern a homogeneous substance (conventional fuels) and do not correspond to the conditions and needs of processing of complex substances of a different chemical composition and physic-chemical properties. Due to the complexity of the real process, numerical calculations were carried out to simulate the operation of a waste incineration technology. For this purpose a mathematical model was developed as well as its implementation in the programming code of a high-level language. In order to calibrate and validate the model (compliance with the real process) calculations were performed on a specially prepared set of validation data. The authors analyzed a group of processes that belong to one technology, looking into connections between degassing, gasification and combustion of carbonized substances in pure oxygen.

## **1. Introduction**

Methodology of analysis of physical processes taking place in the individual nodes of the actual object includes a series of costly steps (measurements of the installation operation parameters, laboratory tests of feed and end product samples). Hence the authors developed a deterministic mathematical model allowing for a simplified analysis of operation of physical objects. High complexity of the mathematical description enables to obtain an analytical solution only in very specific cases: for steady state conditions, in one spatial dimension and assuming processes uniformity. On other hand, a numerical solution does

not provide a general description of the phenomenon, acting just as a certain image for the parameters of the actual object model. It should be noted, that the implementation cost of the decision support system (DSS) during the analysis of processes accompanying the object during implementation of various stages of waste conversion, is substantially low if compared to benefits of its application.

In order to verify the model with the actual process, its verification was performed on a prepared data set. It allowed to compare the model output results with measurements observed during the actual process. Simulations were carried out using the technology described in Section 2. Then the authors discussed in detail the various process models, their description in the form of algebraic equations as well as their computer implementation in the source code of a high-level language Object Pascal, Delphi 5.0 environment.

## 2. Proces description

In order to simulate operation of the thermal waste processing system, the actual combined technological process was logical divided into four separate sub-processes, running in separate parts of the installation (zones):

- Degassing process (in the reactor - degassing chamber **KO**)
- Gasification process (in the central zone - reactor of char gasification **RS**),
- Combustion process (in the lower zone - reactor of char combustion **RD**),
- Pyrolysis process (in the upper zone - reactor of gases pyrolysis **RG**),

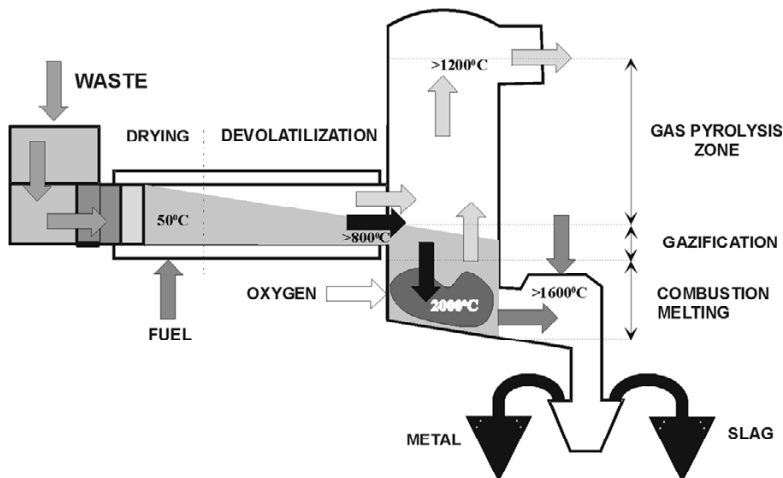


Fig. 1. Layout of the high-temperature solid waste incineration process [3]

Fig. 1 presents a simplified layout of the combined processes of degassing, gasification and incineration of waste in the industrial installation, as described in the work [3].

The technological process model broken down into individual functional components of the system (reactors) is presented in Fig. 2.

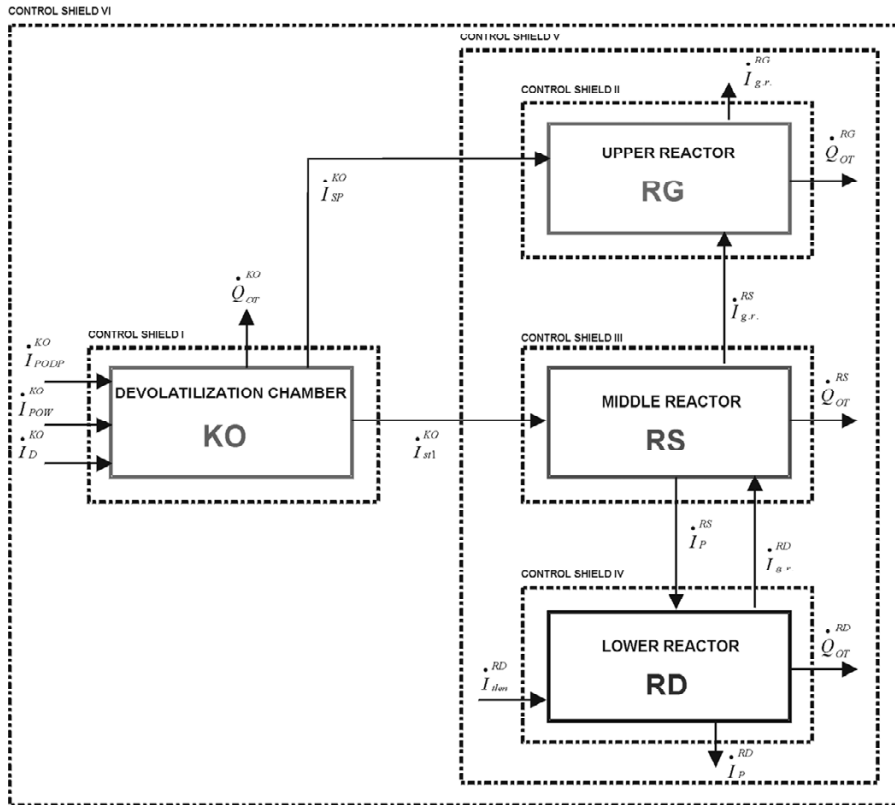


Fig. 2. Flow diagram of thermal waste processing. KO – degassing chamber, RD – reactor of char combustion, RS – reactor of char gasification, RG – reactor of gases pyrolysis

According to the flow diagram a degassing process is carried out in a separate continuous - flow reactor with a diaphragm. Steam and char, as gaseous decomposition products, go directly to the next reactor, with three separate zones. The first (middle) one is a char gasification reactor. Here, the carbonized substance meets the products of carbon combustion in pure oxygen (only  $\text{CO}_2$  is assumed) taking place in a lower reactor (char combustion reactor). Waste gases from gasification along with gaseous products and steam from the degassing reactor, enter the last reactor. Here, pyrolysis of gases takes place and synthesis

gas is produced at the temperature of 16000 °C. The next step is undivided cooling of products from 1200 °C to 9000 °C.

## 2.1. Model description – waste degasing - KO

The process is most conveniently analyzed using differential modeling and considering: change of feed's porosity along the path of its movement, two-dimensional temperature field, impact of a feed velocity (vary due to a mass loss), size of the drying zone, degassing etc. These considerations lead to the balance equations describing the elements with internal mass sources. For the purpose of this study the process was analyzed as the one taking place in a cylinder with the temperature of TSR, at an infinitely long time when the influence of a feed heating rate on a degassing process can be ignored. Based on data presented in [3] the authors developed empirical formulas for the model. The formulas enable to determine composition of products of a degassing process for a given process temperature (assuming that municipal solid waste is degassed). The adopted equation results from the assumption that the increase of the product mass, caused by a temperature change, is proportional to a component participation in the process:

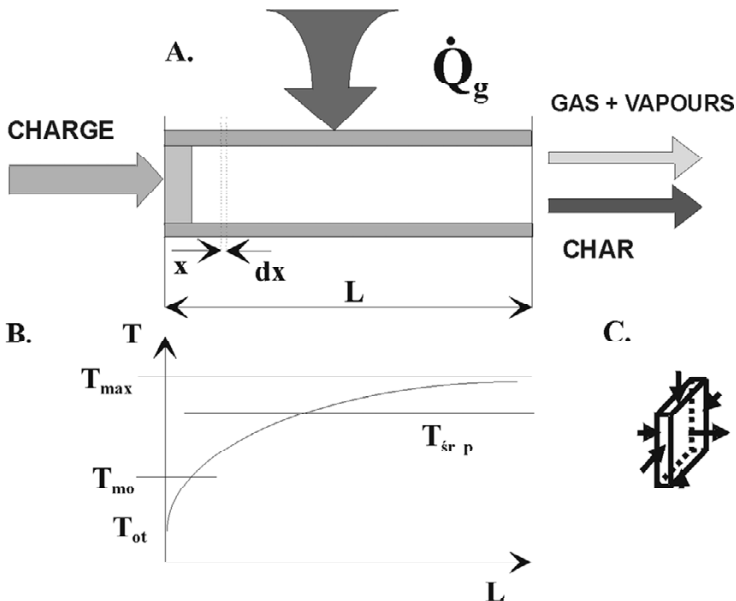


Fig. 3. Diagram of a flow-through reactor for feed degassing ( A ), temperature distribution along its course (B) and the element of differential distribution (base for mass and energy flow balance) (C).



$$\frac{dg_i}{dT} = E g_i \tag{1}$$

where E is a coefficient of substance production at 1/K. For a dimensionless form of the equation a reduced process temperature was introduced, related to  $T_n = 273,15$  K. Integration of equation (1) gives an exponential equation, which form was considered when choosing the empirical equation describing production of the substance. The following summarizes equations describing the production of char, tar (condensate) and gas:

$$g_{\text{karb}} = 1,0991 \exp(-0,399 T/T_n) \text{ kg i/kg of} \tag{2}$$

$$g_{\text{kond}} = 0,2372 \exp(0,1744 T/T_n) \text{ kg i/kg of waste} \tag{3}$$

$$g_{\text{gazu}} = 0,0403 \exp(0,4280 T/T_n) \text{ kg i /kg of waste} \tag{4}$$

The formulas approximate with sufficient accuracy the results of the experiment. The following equations approximating the results related to the amount of particular components of gas are as follows:

$$\text{Hydrogen } H_2 \quad y(H_2) = 0,0033 \exp(1,0857 T/T_n) \text{ m}^3_n/\text{m}^3_n \tag{5}$$

$$\text{Methane } CH_4 \quad y(CH_4) = 0,1902 \exp(-0,1053 T/T_n) \text{ m}^3_n/\text{m}^3_n \tag{6}$$

$$CO \quad y(CO) = 0,2821 \exp(0,0457 T/T_n) \tag{7}$$

$$CO_2 \quad y(CO_2) = 2,1688 \exp(-0,5732 T/T_n) \tag{8}$$

$$C_2H_4 \quad y(C_2H_4) = 0,0029 \exp(0,3852 T/T_n) \tag{9}$$

$$C_2H_6 \quad y(C_2H_6) = 0,3572 \exp(-0,8452 T/T_n) \tag{10}$$

Compatibility of approximation equations was shown in Fig. 4.

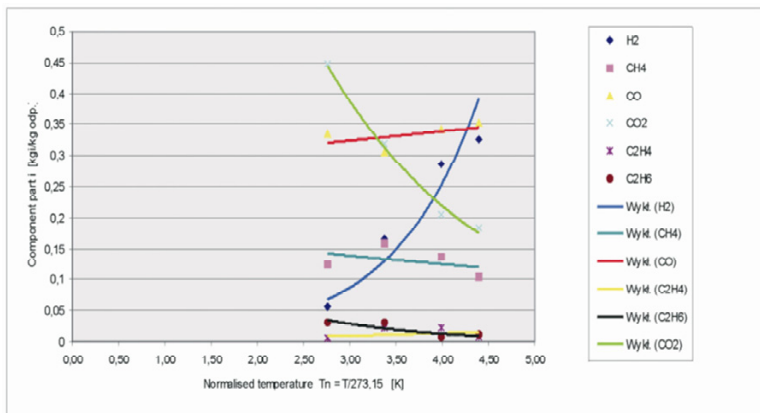


Fig. 4. Equations approximating the results of the experiments, according to [1]

Analyzing the process at a given temperature in the reactor, based on the elements mass balance and given approximation equations, the amount of gas and its composition as well as the amount of char and condensate can be determined. According to the literature, the composition of char takes into account the amount of coal, related volatile fraction and ash. A simplified analysis ignores the volatile content. The remaining part includes: mineral fraction, metals and glass.

## 2.2. Model of solid waste gasification - RS

Solid products of a degassing process pass to the gasification chamber. Here, char and gaseous products of combustion move in a countercurrent flow from the lower chamber where combustion in pure oxygen takes place. For simplicity, the authors assumed that there are no other exhaust gas components except CO<sub>2</sub>; this way the process can be described by a single reaction, called Boudouard reaction:



where an equilibrium constant is

$$K_p = \frac{p_{\text{CO}}^2}{P_{\text{CO}_2}} \quad (12)$$

The amount of reactive CO<sub>2</sub> is determined by iteration, assuming that in the first iteration due to the lack of information on the CO<sub>2</sub> stream reaction (12) does not occur and the entire quantity of the carbon from degassing process is burned in oxygen. Then, a stream of CO<sub>2</sub> formed at the bottom of the combustion chamber reacts with C reducing the amount of carbon in the stream passing to a combustion zone; this way the amount of CO<sub>2</sub> can be corrected during next iteration. The energy driving this endothermic process is carried by exhaust gases at temperature of 2000 °C, which was set by the process assumptions. The final temperature of gas from gasification results from the energy balance in the chamber.

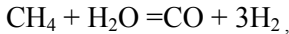
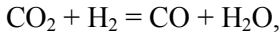
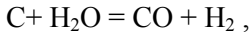
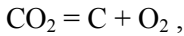
## 2.3. Model of char combustion - RD

Energy for the endothermic process is produced from combustion of gasification residues in the reactor. Combustion is carried out in pure oxygen. According to the assumptions, the gas flow temperature at the reactor exit should be approximately 2000 °C. The chemical reactions become simplified to carbon combustion in pure oxygen. Possible production of metal oxides and their vapors as well as other products is ignored due to required high temperature.

Melted solids are discharged from the reactor chamber to a separation/granulation system.

## 2.4. Model of gas pyrolysis - RG

Finally, gaseous products of degassing in contact with the products of the gasification zone (temperature of 1600°C obtained as a result of calculations in the previous zone) undergo pyrolytic reduction to CO and H<sub>2</sub> in the upper reactor zone (pyrolysis chamber). The following reactions may take place in the zone:



To simplify calculations, it is assumed that CO and H<sub>2</sub> are the only reaction products, called a synthesis gas, as assumed by designers. Physical energy of this gas is not the issue, because from the reactor it comes directly to the heat exchanger without diaphragm and is cooled to 90 °C. This energy is lost to the environment.

## 3. Mathematical model of thermal waste processing

The mathematical model of degassing, gasification and combustion of waste was logically decomposed into sub-models, representing the individual sub-processes (degassing, gasification and combustion of carbonized substances) running in a real incineration installation. Each process is identified by the separate logical elements i.e. the degassing chamber and the lower, central and upper reactors; their mathematical description consists of a set of data (parameters) clearly identifying the process and methods (algorithms) for data processing. Individual sub-models (numerically implemented as separate classes defined in the program modules) are described in the following sections, defining the set of methods performing elementary operations on the data sets:

1. Section of definitions of waste degassing process model (definition of process variables, definitions of mass transfer algebraic equations, stoichiometric equations and energy balance equations for the steady state)  
DEGASSING CHAMBER,
2. Section of definition of incineration model; carbonized substance is incinerated in pure oxygen atmosphere (model description - see unit 1) – LOWER REACTOR,

3. Section of definition of gasification model; carbonized substance is gasified in atmosphere of gaseous incineration products from the lower reactor (model description – see units 1 and 2) – CENTRAL REACTOR,
4. Section of definition of a pyrolysis model for reducing gases from the central reactor and the degassing chamber ( model description– as in units 1, 2, 3) – UPPER REACTOR .

Due to complexity of the actual process of high - temperature fuel combustion, a number of assumptions was made, which allow to precisely define the model and ignore details of no significance for simulation calculations (e.g, an assumption that the model parameters are subject to additivity).

### 3.1. Data structures for specific process models

Set of general data

1. Ultimate analysis – mass fraction [kg i/ kg fuel]: carbon (c) -  $c$  , sulphur (s) -  $s$  , hydrogen (h) -  $w$  , oxygen (o) -  $o$  , nitrogen (n) -  $n$  , humidity (w) -  $w$  , ash (p) -  $p$  , chlorine (cl) -  $cl$  ,
2. Air parameters:
  - temperature  $T_{ot}$  [K],
  - air humidity -  $\varphi_{ot}$  [%],
  - actual air flow rate -  $n \dot{n}_a$  [kmol/s],
  - air excess ratio -  $\lambda$
3. Combustion paramaters:
  - Combustion temperature -  $T_{sp}$  [K],
  - Calorimetric temperature -  $T_{kal}$  [K],
  - Adiabatic temperature -  $T_{ad}$  [K],
  - Calorific value -  $W_d$  [kJ/kg],
  - Minimal air demand for combustion -  $n_{a \min}$  [kmol/kg],
  - Actual air demand for combustion -  $n_a$  [kmol/kg],
  - Theoretical percent of  $[CO_2 + SO_2]$  in dry exhaust gases -  $k_{\max}$  [%],
  - Heat losses to atmosphere -  $Q_{ot}$  [kJ/kg],
  - Combustion heat -  $W_g$  [kJ/kg],
  - Flash-point  $T_g$  [K],
  - Waste flow -  $G_j$  [kg/h]
4. Combustion Products \* :

---

\* concerns complete combustion

- Molar composition of dry flue gases - [kmol i/kmol of dry gases]:  
 $[CO_2], [O_2], [SO_2], [HCl], [N_2], X_{zspal} = [H_2O]$  ,
- Molar composition of wet flue gases - [kmol i/kmol of wet gases]:  
 $(CO_2), (O_2), (SO_2), (HCl), (N_2), (H_2O)$  ,
- Flow of dry flue gases -  $n_{ss}''$  [kmol ss/kg],
- Flow of wet flue gases -  $n_{sw}''$  [kmol sw/kg]

**I. Model definition – degassing of waste – DEGASSING CHAMBER (model parameters – set of variables)**

$n_i^{KO}$  [kmol i/kg] - unit amount of i-compound ( $i = \{C, S, O_2, N_2, Cl_2, H_2\}$ ) in substrates,

$n_i^{KO}$  [kmol i/kg] - unit amount of i-compound of flue gases  
 $i = \{CO, CO_2, O_2, N_2, SO_2, CH_4, HCl, H_2, H_2O\}$  in products

$\bullet^{KO}$   
 $I_{PODP}$  - chemical enthalpy of waste [kJ/kg],

$\bullet^{KO}$   
 $I_{POW}$  - physical enthalpy of air transported with waste [kJ/kg],

$\bullet^{KO}$   
 $I_D$  - energy supplied to a degassing chamber from external heat sources [kJ/kg],

$\bullet^{KO}$   
 $Q_{OT}$  - heat losses to the environment [kJ/kg],

$\bullet^{KO}$   
 $I_{SP}$  - enthalpy of a gas product stream from a degassing chamber [kJ/kg],

$\bullet^{KO} \bullet^{KO}$   
 $I_{st1}, I_{st2}$  - enthalpy of a solid product stream [kJ/kg],

**II. Model definition – combustion of carbonated substrate in pure oxygen – LOWER REACTOR (model parameters – set of variables)**

$n_i^{RD}$  [kmol i/kg] - unit amount of i-compound ( $i = \{CO, CO_2, O_2\}$ ) in substrates and products

$\bullet^{RD}$   
 $I_{iten}$  - physical enthalpy of an oxygen entering a lower reactor [kJ/kg],

$\bullet^{RS}$   
 $I_P$  - physical enthalpy of a solid product stream coming from a central reactor to a lower reactor [kJ/kg],

$\bullet^{RD}$   
 $I_{SP}$  - physical and chemical enthalpy of a flue gas stream coming from a lower reactor [kJ/kg],

•<sup>RD</sup>

$I_P$  - physical enthalpy of a product stream [kJ/kg,]

•<sup>RD</sup>

$Q_{OT}$  - heat losses to the environment [kJ/kg].

**III. Model definition – gasification of carbonated substance in atmosphere of flue gas from a lower reactor – CENTRAL REACTOR (model parameters – set of variables)**

$n_i^{RS}$  [kmol i/kg] - unit amount of i-compound ( $i = \{CO, CO_2, C(char)\}$ ) in substrates and products

•<sup>KO</sup>

$I_{st1}$  - enthalpy of a solid product stream [kJ/kg],

•<sup>RD</sup>

$I_{SP}$  - physical and chemical enthalpy of a flue gas stream coming from a lower reactor [kJ/kg],

•<sup>RS</sup>

$I_P$  - enthalpy of a solid product stream [kJ/kg],

•<sup>RS</sup>

$I_{SP}$  - physical and chemical enthalpy of a flue gas stream coming from a central reactor [kJ/kg],

•<sup>RS</sup>

$Q_{OT}$  - heat losses to the environment [kJ/kg]

**IV. Model definition – Pyrolysis of reaction gases from a central reactor and a degassing chamber – UPPER REACTOR (model parameters – set of variables)**

$n_i^{RG}$  [kmol i/kg] - unit amount of i-compound ( $i = \{CO, CO_2, O_2, N_2, H_2, C_m H_n\}$ ) in substrates and products

•<sup>KO</sup>

$I_{SP}$  - enthalpy of a gas stream coming from a degassing chamber [kJ/kg],

•<sup>RS</sup>

$I_{SP}$  - physical and chemical enthalpy of a flue gas stream coming from a central reactor [kJ/kg],

•<sup>RG</sup>

$Q_{OT}$  - heat losses to the environment [kJ/kg],

•<sup>RG</sup>

$I_{SP}$  - physical and chemical enthalpy of a gas stream coming from an upper reactor [kJ/kg],

### 3.2. Mathematical representation of the model general data structures

One-and two-dimensional matrixes were used to present the data set (structures of data) of the mathematical model. Matrix's have elements of real numbers field as well as basic types of integer and real variables.

#### MATRIX REPRESENTATION OF THE DATA SET OF THE PROCESS MODEL

Such as:

- **chemical composition (in grams) of fuel compounds/fractions** – rectangular matrix  $A^f$

$$A^f = (a_{im}^f) = \begin{bmatrix} a_{11}^f & a_{12}^f & \cdot & a_{1m}^f \\ a_{21}^f & \cdot & \cdot & a_{2m}^f \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ a_{i1}^f & \cdot & \cdot & a_{im}^f \end{bmatrix} \text{ of dimension } |i| \times |m| \quad (13)$$

$(a_{im}^f)$  – i – compound in grams (c, s, h, o, n, w, p, cl) in m – calculation process

- **air parameters** - rectangular matrix  $P^f$

$$P^f = (p_{im}^f) = \begin{bmatrix} p_{11}^f & p_{12}^f & \cdot & p_{1m}^f \\ p_{21}^f & \cdot & \cdot & p_{2m}^f \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ p_{i1}^f & \cdot & \cdot & p_{im}^f \end{bmatrix} \text{ of dimension } |i| \times |m| \quad (14)$$

such as:

$(p_{im}^f)$  – i parameter ( $T_{ot}, \varphi_{ot}, n_a, \lambda$ ) in m – calculation process

- **combustion parameters** - rectangular matrix  $F^f$

$$F^f = (f_{im}^f) = \begin{bmatrix} f_{11}^f & f_{12}^f & \cdot & f_{1m}^f \\ f_{21}^f & \cdot & \cdot & f_{2m}^f \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ f_{i1}^f & \cdot & \cdot & f_{im}^f \end{bmatrix} \text{ of dimension } |i| \times |m| \quad (15)$$

such as:

$(f_{im}^f)$  – i – parameter ( $T_{sp}, T_{kal}, T_{ad}, W_d, n_{amin}, n_a, k_{max}$ ) in

m – calculation process

- **parameters of process products** - rectangular matrix  $C^f$

$$C^f = (c_{im}^f) = \begin{bmatrix} c_{11}^f & c_{12}^f & \cdot & c_{1m}^f \\ c_{21}^f & \cdot & \cdot & c_{2m}^f \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ c_{i1}^f & \cdot & \cdot & c_{im}^f \end{bmatrix} \quad \text{of dimension } |i| \times |m| \quad (16)$$

such as:

$(c_{im}^f)$  –  $i$  – parameter ( $\text{CO}_2, \text{O}_2, \text{SO}_2, \text{HCl}, \text{N}_2, \text{H}_2\text{O}, n_{ss}''', n_{sw}'''$ ) in .  
 $m$  – calculation proces

### 3.3. Methods of data structures processing – general relations

Algorithms of processing of data structures of sub-processes models were divided into two groups of methods: (within particular reactor models):

1. **Group I** – definition of mass balance equations
2. **Group II** – definition of energy balance equations

#### General model relations

A) Molar degree of air humidity  $X_{za}$  :

$$X_{za} = \phi p_s 0,01 / (0,1 - 0,01\phi p_s) \quad (17)$$

where

$$p_s = f(T_{pow}) = \exp((- \pi(1000 / T_{pow} - 1000 / 373,16) + 3,56 \ln(373,16 / T_{pow}) - 0,002(373,16 - T_{pow})) \ln(10)) / 10,2 \quad (18)$$

B) Actual air stream  $n_a'$  :

$$n_a' = \frac{\lambda}{0,21} (n_C + n_S' + n_{H_2}' - n_{O_2}' - \frac{1}{2} n_{Cl_2}') \quad (19)$$

C) Combustion temperature  $T_{sp}$  :

$$T_{sp} = 273 + (W_d + n_a' M_{pow} i_{pow} + n_{ss}'' M_{Cp} - 0,01 q_{ot} (W_d + n_a' M_{pow} i_{pow})) / (n_{ss}'' M_{Cp}) \quad (20)$$

where:

$M_{Cp}$  molar specific heat capacity, expressed as:

$$M_{Cp} = \sum_{i=1}^n [i] (Ai + BiT_{sp} + CiT_{sp}^2 + DiT_{sp}^3) \quad (21)$$



( $i=1..n$ ,  $i$  – amount of compounds in dry flue gases)

$$W_d = 33900c + 10500s + 121400\left(h - \frac{o}{8}\right) - 2500w \quad (22)$$

$$i_{pow} = 1,005T_{ot} + X_{za}0,622(1987 + 1,88T_{ot}) - 275 - 2547,24X_{za} - 24,49 \quad (23)$$

D) Colorimetric temperature of combustion  $T_{kal}$ :

$$T_{kal} = 273 + (W_d + n'_a M_{pow} i_{pow} + n''_{ss} M_{Cp}) / (n''_{ss} M_{Cp}) \quad (24)$$

**I. Model of waste degassing – DEGASING CHAMBER (KO)**

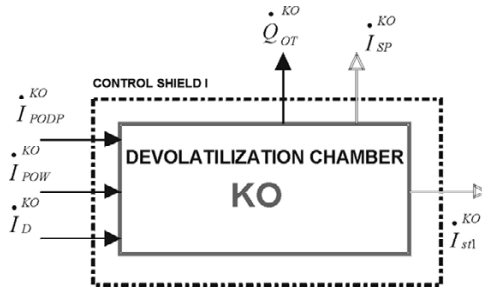


Fig. 5. Simplified flow scheme of the reactor – waste degassing chamber

**Mass balance equations (stoichiometric equation)**

Stoichiometric equations of a degassing process were developed assuming that the process products are both solid and gaseous.  $C_2H_4$ ,  $C_2H_6$ ,  $CH_4$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $SO_2$ ,  $HCl$  (Fig. 5)

A) Balance of elements:

$$C : n'_c = n''_{CO_2} + n''_{CO} + n''_{CH_4} + 2n''_{C_2H_2} + 2n''_{C_2H_6} + n''_{C_{st}} \quad (25)$$

$$S : n'_s = n''_{SO_2} \quad (26)$$

$$H_2 : n'_{H_2} + n'_{H_2O} = n''_{H_2O} + \frac{1}{2}n''_{HCl} + 2n''_{C_2H_4} + 3n''_{C_2H_6} + 2n''_{CH_4} + n''_{H_2} \quad (27)$$

$$O_2 : n'_{O_2} + \frac{1}{2}n'_{H_2O} = n''_{O_2} + n''_{CO_2} + n''_{SO_2} + \frac{1}{2}n''_{H_2O} + \frac{1}{2}n''_{CO} \quad (28)$$

$$N_2 : 0,79n'_a + n'_{N_2} = n''_{N_2} \quad (29)$$

$$Cl_2 : n'_{Cl_2} = \frac{1}{2}n'_{HCl} \quad (30)$$

B) Dry flue gas  $n''_{ss}$  :

$$n''_{ss} = n''_{CO_2} + n''_{N_2} + n''_{HCl} + n''_{O_2} + n''_{SO_2} + n''_{CO} + n''_{CH_4} + n''_{C_2H_2} + n''_{C_2H_6} \quad (31)$$

C) Wet flue gas  $n''_{sw}$  :

$$n''_{sw} = n''_{ss} + n''_{H_2O} \quad (32)$$

D) Molar composition of dry flue gas :

$$[i] = \frac{n''_i}{n''_{ss}}$$

### Energy balance equation

$$\overset{\bullet}{I}_{PODP}^{KO} + \overset{\bullet}{I}_{POW}^{KO} + \overset{\bullet}{I}_D^{KO} = \overset{\bullet}{Q}_{OT}^{KO} + \overset{\bullet}{I}_{SP}^{KO} + \overset{\bullet}{I}_{st2}^{KO} \quad (33)$$

$\overset{\bullet}{I}_{PODP}^{KO}$

- chemical enthalpy of solid waste [kJ/kg],

$\overset{\bullet}{I}_{POW}^{KO}$

- physical enthalpy of air transported with waste [kJ/kg],

$\overset{\bullet}{I}_D^{KO}$

- energy supplied to a degassing chamber from external heat sources [kJ/kg],

$\overset{\bullet}{Q}_{OT}^{KO}$

- heat losses to the environment [kJ/kg],

$\overset{\bullet}{I}_{SP}^{KO}$

- enthalpy of gas products coming from a degassing chamber [kJ/kg],

$\overset{\bullet}{I}_{st1}^{KO}, \overset{\bullet}{I}_{st2}^{KO}$

- enthalpy of a solid products [kJ/kg],

## II. Model of char gasification – CENTRAL REACTOR (RS)

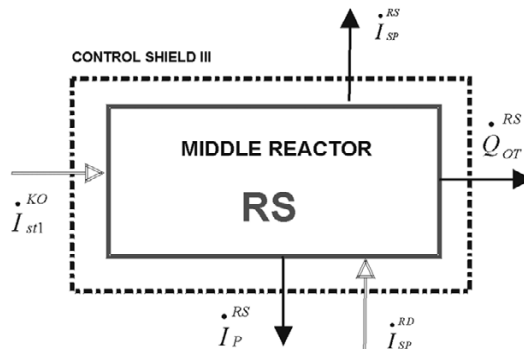


Fig. 6. Simplified flow chart of a central reactor (char gasification)

**Mass balance equations (stoichiometric equation)**

Stoichiometric equations were developed assuming that the process products are both solid and gaseous CO, CO<sub>2</sub> (Fig.6)

A) Balance of elements:

$$C : n_{CS_{st}}^{KO} + n_{CO_2}^{RD} + n_{CO}^{RD} = n_{C_{st}}^{RS} + n_{CO}^{RS} + n_{CO_2}^{RS} \quad (34)$$

$$O_2 : n_{CO_2}^{RD} + \frac{1}{2}n_{CO}^{RD} = \frac{1}{2}n_{CO}^{RS} + n_{CO_2}^{RS} \quad (35)$$

B) Dry flue gas  $n_{SS}''$  :

$$n_{SS}''^{RS} = n_{CO_2}''^{RS} + n_{CO}''^{RS} \quad (36)$$

C) Molar composition of dry flue gas :

$$[i] = \frac{n_i^{RS}}{n_{SS}^{RS}}$$

**Energy balance equation**

$$\dot{I}_{st1}^{KO} + \dot{I}_{SP}^{RD} = \dot{I}_P^{RS} + \dot{I}_{SP}^{RS} + \dot{Q}_{OT}^{RS} \quad (37)$$

where:

$\dot{I}_{st1}^{KO}$  - enthalpy of solid products [kJ/kg],

$\dot{I}_{SP}^{RD}$  - physical and chemical enthalpy of a flue gas stream coming from a lower reactor [kJ/kg],

$\dot{I}_P^{RS}$  - enthalpy of solid products [kJ/kg],

$\dot{I}_{SP}^{RS}$  - physical and chemical enthalpy of a flue gas stream coming from a central reactor [kJ/kg],

$\dot{Q}_{OT}^{RS}$  - heat losses to the environment [kJ/kg].

**III. Model of char combustion – LOWER REACTOR (RD)**

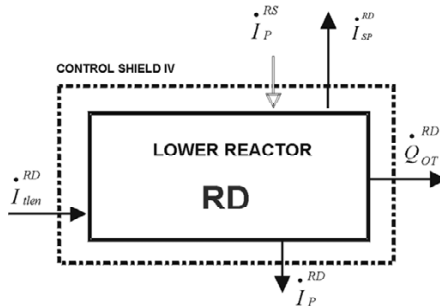


Fig. 7. Simplified flow chart of a lower reactor (char combustion)

### Mass balance equations (stoichiometric equation)

Stoichiometric equations were developed assuming that the process products are both solid and gaseous CO, CO<sub>2</sub> (Fig.7)

A) Balance of elements:

$$C : n_{C_{st1}}^{RS} + n_{C_{st2}}^{KO} = n_{C_{st1}}^{RD} + n_{CO}^{RD} + n_{CO_2}^{RD} \quad (38)$$

$$O_2 : n_{O_2}^{RD} = \frac{1}{2} n_{CO}^{RD} + n_{CO_2}^{RD} \quad (39)$$

B) Dry flue gas  $n_{ss}^{RD}$  :

$$n_{ss}^{RD} = n_{CO_2}^{RD} + n_{CO}^{RD} \quad (40)$$

C) Molar composition of dry flue gas:

$$[i] = \frac{n_i^{RD}}{n_{ss}^{RD}}$$

### Energy balance equation

$$\dot{I}_{st2}^{KO} + \dot{I}_{ilen}^{RD} + \dot{I}_P^{RS} = \dot{I}_{SP}^{RD} + \dot{I}_P^{RD} + \dot{Q}_{OT}^{RD} \quad (41)$$

- $\dot{I}_{ilen}^{RD}$  -physical enthalpy of an oxygen stream coming to the lower reactor [kJ/kg],
- $\dot{I}_P^{RS}$  -physical enthalpy of a solid products coming from a central reactor [kJ/kg],
- $\dot{I}_{SP}^{RD}$  -physical and chemical enthalpy of flue gas coming from a lower reactor [kJ/kg],
- $\dot{I}_P^{RD}$  -physical enthalpy of a solid products coming from a lower reactor [kJ/kg],
- $\dot{Q}_{OT}^{RD}$  -heat losses to the environment [kJ/kg].

**IV. Model of flue gases pyrolysis – UPPER RECTOR (RG)**

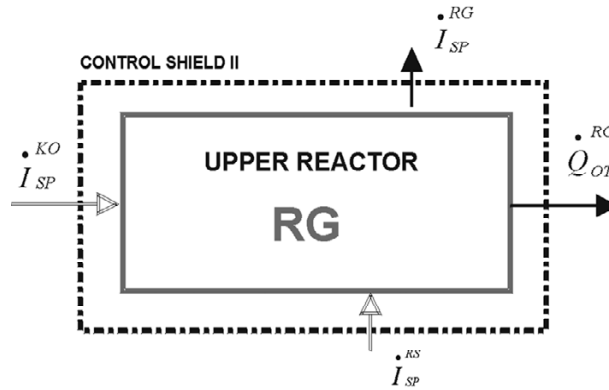


Fig. 8. Simplified flow chart of an upper reactor (gas pyrolysis)

**Mass balance equations (stoichiometric equation)**

Stoichiometric equations were developed assuming that the process generates only gaseous products. CO, H<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O (rys.8)

A) Balance of elements:

$$C : n_{CO_2}^{KO} + n_{CO}^{KO} + n_{CH_4}^{KO} + 2n_{C_2H_2}^{KO} + 2n_{C_2H_6}^{KO} = n_{CO_2}^{RG} + n_{CO}^{RG} \quad (42)$$

$$H_2 : n_{H_2O}^{KO} + \frac{1}{2}n_{HCl}^{KO} + 2n_{C_2H_4}^{KO} + 3n_{C_2H_6}^{KO} + 2n_{CH_4}^{KO} + n_{H_2}^{KO} = n_{H_2O}^{RG} + n_{H_2}^{RG} \quad (43)$$

$$O_2 : n_{O_2}^{KO} + n_{CO_2}^{KO} + n_{SO_2}^{KO} + \frac{1}{2}n_{H_2O}^{KO} + \frac{1}{2}n_{CO}^{KO} = n_{CO_2}^{RG} + \frac{1}{2}n_{H_2O}^{RG} + \frac{1}{2}n_{CO}^{RG} \quad (44)$$

B) Dry flue gas  $n_{ss}^{RG}$  :

$$n_{ss}^{RG} = n_{CO_2}^{RG} + n_{CO}^{RG} + n_{H_2}^{RG} \quad (45)$$

C) Wet flue gas  $n_{sw}^{RG}$  :

$$n_{sw}^{RG} = n_{ss}^{RG} + n_{H_2O}^{RG} \quad (46)$$

D) Molar composition of dry flue gas:

$$[i] = \frac{n_i^{RG}}{n_{ss}^{RG}}$$

### Energy balance equation

$$\dot{I}_{SP}^{KO} + \dot{I}_{SP}^{RS} = \dot{Q}_{OT}^{RG} + \dot{I}_{SP}^{RG} \quad (47)$$

where:

- $\dot{I}_{SP}^{KO}$  - enthalpy of a gas stream coming from a degasing chamber [kJ/kg],
- $\dot{I}_{SP}^{RS}$  - physical and chemical enthalpy of flue gas coming from a central reactor [kJ/kg],
- $\dot{Q}_{OT}^{RG}$  heat losses to the environment [kJ/kg],
- $\dot{I}_{SP}^{RG}$  - physical and chemical enthalpy of a gas coming from an upper reactor [kJ/kg].

## 4. Component Oriented Model

The model of associated processes i.e. degasing, gasification and combustion of solid waste is an object-oriented and reactive (event driven) model. It is the implementation of a mathematical model in a source code of a high-level language (RAD) environment, using design techniques and Component-oriented analysis CCA (Common Component Architecture). Open architecture of the model allows to modify a source code of the methods defined in the class types, representing different sub-models of a decomposed global task.

The decomposed global model consists of the so-called sub-models, performing partial tasks of real process simulation:

1. Sub-model of degasing of solid waste, represented by a class type TKO,
2. Sub-model of char degasing, represented by a class type TRS,
3. Sub-model of char combustion in pure oxygen, represented by a class type TRD,
4. Sub-model of gas pyrolysis, represented by a class type TRG

Topology of an object model with defined data structures and different classes is shown in Figure 9. It should be noted that in a defined library of classes, the parent class is the type TObject, with basic definitions of fields, properties, and methods of environmental Object Pascal (Delphi). The core of the object model are four classes: TKO (simulation of degassing), TRS (degassing process simulation), TRD (combustion of carbonized substances) and TRG (simulation

of gases pyrolysis). A detailed description of the class library is presented in unit 4.1.

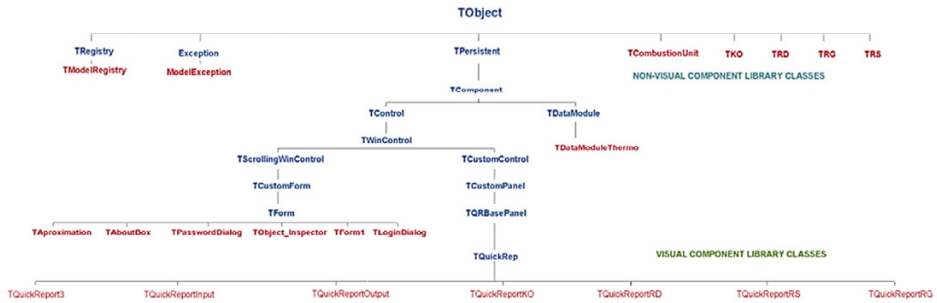


Fig. 9. Diagram of classes of an object-oriented model

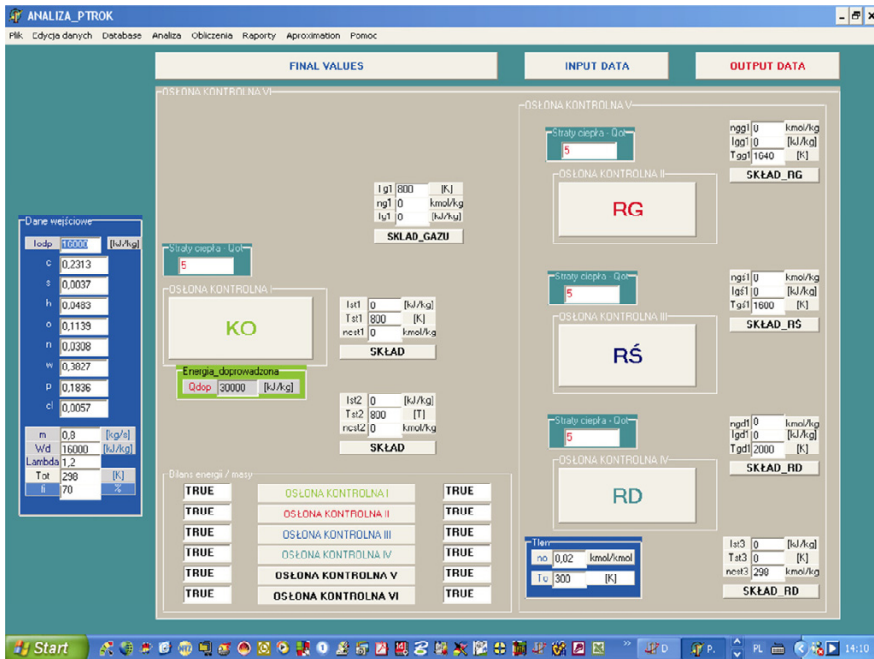


Fig. 16. The main application form

## 5. Model validation and verification

The strategy of testing of the object-oriented model of the actual process is to develop models of test methods, which help to eliminate errors in the applica-

tion source code. Therefore, decomposition of class model into so-called sub-systems containing sets (clusters) of related classes was performed. The testing process was carried out within individual classes and methods.

The model validation, that allows for unambiguous assessment of the model conformity with the real process, was carried out on a specially prepared set of validation data and used the developed model of applications (Fig. 16).

Table 1 shows the waste parameters while examining variability of calorific value in the range of 11 - 31 MJ/kg. Fig. 1 shows process diagram and the basic operation parameters.

The gas produced as the energetic effect of the process was characterized in Table 2. This table provides the energy output/input ratio as an indicator of the process efficiency. The implementation of thermal waste processing, apart from their disposal and substrate recovery, should assure positive environmental (high temperature and fast reaction freezing) and energy effects. Simulation of operation of selected objects led to the conclusion that the same environmental effects (as in the installation, see Fig.1.) could be obtained using a high-temperature technologies with lower energy costs. Table 1 illustrates the ratio of the energy input to the chemical enthalpy of the waste feed.

Table 1. Elemental composition of waste, their calorific value and energy demand from other sources.

Elements <i>i</i> kg/ kg solid waste								$W_d$	$Q_{dod}$
c	s	h	o	n	w	p	cl	kJ/kg	kJ/kg
0,2313	0,0037	0,0483	0,1139	0,0308	0,3827	0,1836	0,0057	11058,36	42476,3
0,3313	0,0037	0,0483	0,1139	0,0308	0,2827	0,1836	0,0057	14698,36	41435,5
0,4313	0,0037	0,0483	0,1139	0,0308	0,1827	0,1836	0,0057	18338,36	40660,8
0,5313	0,0037	0,0483	0,1139	0,0308	0,0827	0,1836	0,0057	21978,36	40048,0
0,614	0,0037	0,0483	0,1139	0,0308	0	0,1836	0,0057	24988,64	39624,7
0,714	0,0037	0,0483	0,1139	0,0308	0	0,0836	0,0057	28378,64	39213,9
0,7976	0,0037	0,0483	0,1139	0,0308	0	0	0,0057	31212,68	38912,0
0,8033	0,0037	0,0483	0,1139	0,0308	0	0	0	31405,91	38892,6

The lowest demand for additional energy occurs in the case of high-caloric waste with high carbon content; this way the combustion process meets the process parameters required for the entire system. The thermal efficiency of the process is expressed by the energy output/input ratio:

$$\eta_t = \frac{n_g W_{d,g}}{W_{d,odp} + Q_{dod}} \quad (48)$$



The efficiency remains in the range of 0.017 - 0.048, which shows a very low thermodynamic efficiency of the process. It should be noted that, a denominator in relationship (19) does not take into account the energy required to produce an oxygen stream for the combustion. In this case, the thermal efficiency given in Table 2 would be even lower.

Table 2. Amount and composition of synthesized gas

Components of process gas (moles)						Thermal process efficiency
L.p.	$n_g$ kmol/kg waste	CO kmol/kmol of process gas	H <sub>2</sub> kmol/kmol of process gas	CO <sub>2</sub> kmol/kmol of process gas	MW <sub>d g</sub> kJ/kmol of process gas	
1.	0,0041	0,3201	0,3900	0,1744	226648,2930	0,017
2.	0,0054	0,3255	0,3261	0,1917	228213,4047	0,022
3.	0,0071	0,3310	0,2621	0,2152	230657,2353	0,028
4.	0,0080	0,3335	0,2191	0,2365	233136,5865	0,030
5.	0,0091	0,3366	0,1761	0,2654	236824,3218	0,033
6.	0,0102	0,3391	0,1472	0,2917	240443,9162	0,036
7.	0,0116	0,3423	0,0989	0,3599	250781,2342	0,041
8.	0,0128	0,3449	0,0665	0,4440	265047,8312	0,048

## 6. Conclusions

The physical process of thermal solid waste treatment requires a careful analysis of process parameters, physic-chemical composition of waste as well as all types of by-products. Stringent requirements imposed on the process of thermal waste decomposition in boilers enforce a number of technological requirements.

Due to complexity of the actual waste incineration process and relatively large costs of laboratory tests, performed to determine the optimum operating parameters and their analysis for the real unit, a mathematical model was developed. The model has a form of data structures, clearly describing and identifying the processes, and methods (algorithms) used for data processing. A global model was logically decomposed into four sub-models corresponding to degassing, gasification and combustion of waste in separate functional parts of the analyzed technology. The mathematical model may serve as the basis for object-oriented numerical models and decision support expert systems.

To implement the process mathematical model a high-level language (RAD) is used; the language is characterized by the following properties:

1. system is modeled and built as a model with inter-object communication. The objects are program implemented with special software object types, which definition includes both the data and methods that allow for implementation (based on a preset algorithms) of many complex operations.
2. division of the program into objects makes it easy to analyze; though still the object's "inside" is an imperative classical model but "from the outside" objects can be manipulated in such a way that a program structure becomes similar to a functional program.
3. through the use of dynamic properties of object-oriented structures such as polymorphism, encapsulation and implementation of methods in an object structure the design takes on the declarative characteristics.
4. use of objects as elements of the system model enables its easy modification - change of data (fields) are mostly local within a class of objects,
5. inheritance of fields and methods makes possible "class specialization", i.e. declaration of new properties in the child objects.

#### References

- [1] Cormen Thomas H., Leiserson Charles E., Rivest Ronald L. Wprowadzenie do algorytmów. Warszawa: WNT; 1999.
- [2] Dumnicki R., Kasprzyk A., Kozłowski M. Analiza i projektowanie obiektowe. Gliwice: Helion; 1998.
- [3] Thomé- Kozmiensky K.J. Thermische Abfallbehandlung. Berlin : EF- Verlag; 1994.
- [4] Kozaczka J. Procesy zgazowania. Inżynierskie metody obliczeń. Kraków: AGH; 1994.
- [5] KSK- WT GmbH: Abfallbeseitigung durch Abfallverwertung mittels Hochtemperatur- Schmelzvergasung. KSK-WT GmbH D-98634 Unterkatz.

# WYBRANE ASPEKTY ANALIZY WYTRZYMAŁOŚCIOWEJ POŁĄCZENIA KRZYŻOWEGO INSTALACJI KOTŁA ENERGETYCZNEGO

Łukasz Gołacki, Artur Górski

Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

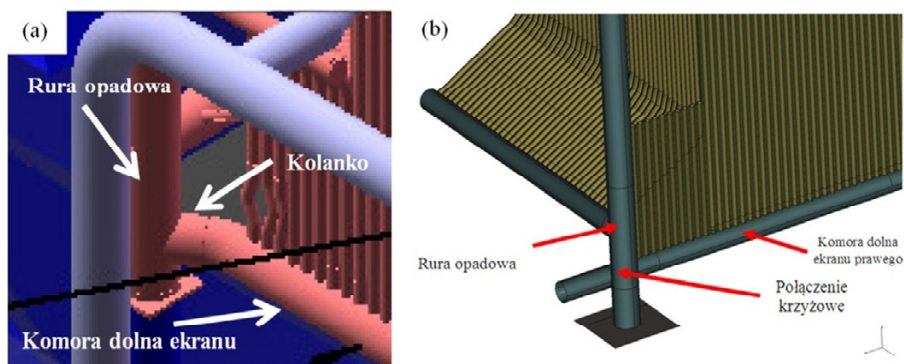
W rozdziale przeprowadzono problematykę wymiarowania i oceny stanu wyężenia połączenia krzyżowego w rurociągach instalacji energetycznych. Przeprowadzono identyfikację wpływu parametrów geometrycznych połączenia na stan odkształcenia i wyężenia zarówno materiału rodzimego głównych elementów połączenia jak również spoin ze strefą wpływu ciepła w miejscach łączenia rur grubościennych. Parametryczny model obliczeniowy i symulacje komputerowe wykonano za pomocą narzędzi CAD w tym metody elementów skończonych. Wnioski końcowe z pracy badawczej pozwalają dokonać trafnego wyboru przy doborze odpowiednich parametrów geometrycznych połączenia krzyżowego dla zadanych warunków eksploatacyjnych.

## 1. Wstęp

Analizowany problem dotyczy w ogólnym zarysie poprawnej definicji parametrów geometrycznych połączenia dwóch grubościennych rur w układzie krzyżowym z pominięciem zastosowania elementów pośrednich typu trójniki. Elementy takie występują w instalacji rurociągów obiegu głównego wody kotła wodnorurowego-parowego którego wizualizacja i schemat przedstawiono na rysunku 1.

Rura opadowa będąca jednym z elementów połączenia prowadzi wodę do komór dolnych, skąd medium trafia do ekranów. Element ten charakteryzują duża masa oraz spore gabaryty, stąd też został on podparty na stopie. Komora dolna znajduje się bezpośrednio pod ekranem, którego wielkość i położenie determinuje konstrukcja całego kotła. Dodatkowo poszczególne elementy kotła również muszą zostać podparte. Wykonanie tego zadanie stwarza poważne problemy, w momencie gdy rura ekranu dolnego jest wprowadzono osiowo symetrycznie w rurę opadową. Stąd należy ją odsunąć o mimośród, aby umożliwić

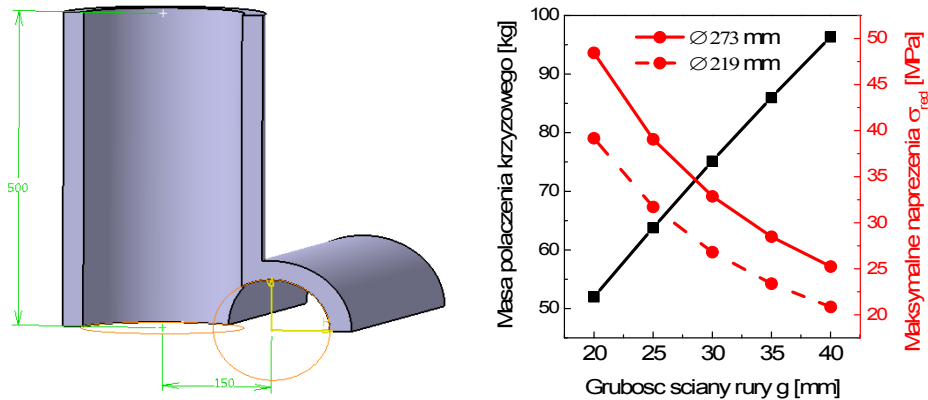
łatwy montaż podparcia konstrukcji. W wyniku tego w instalacji ciśnieniowej kotła wprowadzono dodatkowe kolanko, które wraz z rurą opadową tworzy swoisty trójkąt. Główne zalety zastosowania takiego rozwiązania to znaczne uproszczenie konstrukcji kotła, co w znacznym stopniu ułatwia montaż. Po drugie wymagana wartość mimośrodów może zostać otrzymana bez konieczności wprowadzania dodatkowych elementów w układzie. Należy również zaznaczyć, iż przejście medium bezpośrednio z rury opadowej do komory dolnej ekranu kotła odbywa się przy sumarycznie mniejszych stratach miejscowych. Pomimo to, implementacja połączenia krzyżowego do konstrukcji kotła wymaga przeanalizowania kilku istotnych kwestii. Jest to między innymi konieczność zapewnienia odpowiedniej cyrkulacji medium w instalacji rurociągów. W tym też celu konieczna staje się dogłębna analiza stanu wyężenia tak obciążonego węzła konstrukcyjnego zarówno cieplnie jak i strukturalnie [1,4,7].



Rys. 1. Schemat i zastosowanie połączenia krzyżowego

## 2. Analiza wielkości przeswitu pomiędzy rurami

Wielkość przelotu pomiędzy łączonymi rurami w projektowanym połączeniu nie może być przypadkowa. Zgodnie z zasadami wynikającymi z mechaniki płynów, nie wolno doprowadzić do powstania przewężenia w miejscu łączenia rur. Prawidłowy przepływ płynu zapewnić może jedynie przelot, którego powierzchnia zawiera się pomiędzy wartościami pól przekroju rur łączonych. Analizowane połączenie krzyżowe składało się z rury opadowej o średnicy zewnętrznej równej  $\varnothing 273$  mm oraz komory dolnej ekranu o średnicy zewnętrznej  $\varnothing 219$  mm. Analiza wielkości przeswitu wykonana zostanie względem szeregu parametrów geometrycznych: grubości ścianki rur, wartości mimośrodu oraz wielkości zaokrąglenia krawędzi wewnętrznych. Proces wyselekcjonowania odpowiednich wartości grubości ścianki przedstawiono na rysunku 2.

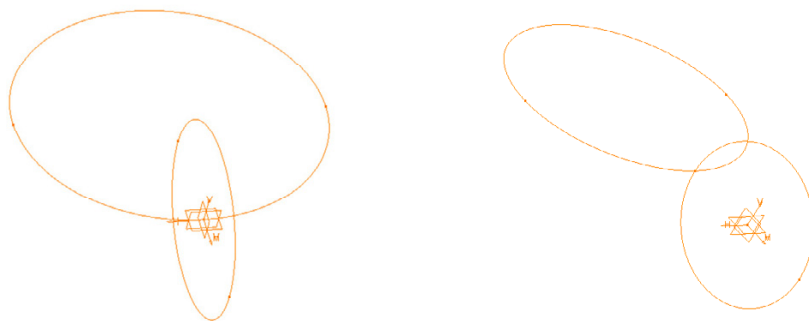


Rys. 2. Model połączenia krzyżowego rur  $\text{Ø}273$  mm i  $\text{Ø}219$  mm dla grubości ścianek rur  $g = 30$  mm, wartości mimośrodu  $e = 150$  mm oraz długości rur  $l = 500$  mm

Przedstawione na wykresie przebiegi maksymalnych naprężeń zredukowanych analizowanych rur przy założeniu zmienności grubości ścianki rur zostały wyznaczone na drodze obliczeń analitycznych. Na ich podstawie wynika fakt, iż dla mniejszej rury ( $\text{Ø}219$  mm) minimalna grubość ścianki powinna wynosić 21,9 mm. Do dalszych prac pomimo tych wyników analizie poddano wielkości w zakresie  $20 \text{ mm} \leq g \leq 40 \text{ mm}$ . Na rysunku 2 przedstawiono również model geometryczny połączenia krzyżowego rur  $\text{Ø}273$  mm i  $\text{Ø}219$  mm o długościach równych  $l = 500$  mm oraz wartości mimośrodu  $e = 150$  mm. Masa tego połączenia (dla gęstości równej  $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$ ) w zależności od grubości ścianki rur wykazuje zależność liniową.

Na podstawie tych początkowych obliczeń oraz biorąc pod uwagę główny cel działań obliczeniowych wytypowano kilka wariantów geometrycznych połączenia krzyżowego do późniejszych symulacji komputerowych. Zgodnie z przedstawionym schematycznie na rysunku 3 zakresem mimośrodu analizowanego połączenia, w tabeli 1 zawarto poszczególne warianty geometryczne przyjęte do obliczeń numerycznych.

Najmniejsza rozpatrywana wartość mimośrodu  $e$  odnosi się do sytuacji, gdy połowa rury o mniejszej średnicy ( $\text{Ø}219$  mm) zawiera się w drugiej rurze ( $\text{Ø}273$  mm) a maksymalna wartość mimośrodu  $e$  dotyczy przypadku, gdy powierzchnie zewnętrzne obu rur łączą się zewnętrznie w jednym punkcie. Aby wykonać optymalną liczbę symulacji komputerowych wielkości prześwitu przeprowadzono dla 6 różnych wartości  $e$  (Tab. 1.) [6,8]



Rys. 3. Skrajne przypadki ich wzajemnego położenia: (a) gdy połowa rury mniejszej zawiera się w większej rurze, (b) powierzchnie wewnętrzne obu rur łączą się zewnętrznie w jednym punkcie

Tabela 1. Wartości mimośrodu  $e$  przyjęte do analizy pola przelotu w połączeniu krzyżowym

Grubość ściany [mm]	Wartość mimośrodu $e$ [mm]						Wartości graniczne [mm]
	111.5	120	135	150	165	195	
25	111.5	120	135	150	165	195	196
30	106.5	120	135	150	165	185	186
35	101.5	120	135	150	165	175	176

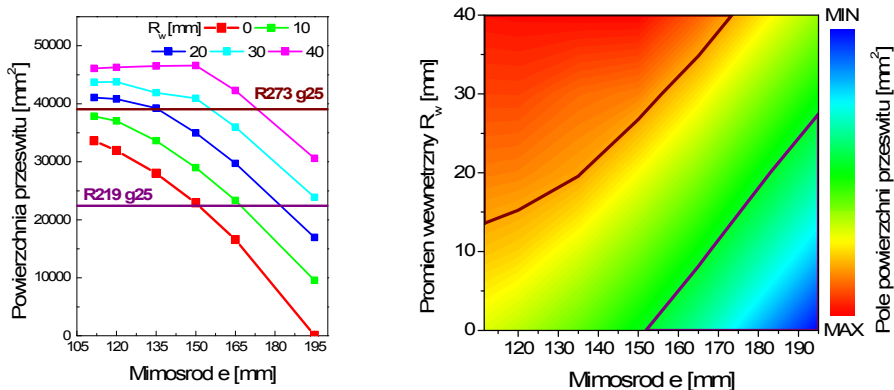
Na tej podstawie bazując na modelu geometrycznym wyznaczono wartości powierzchni prześwitu otrzymane dla połączenia krzyżowego rur o grubości  $g = 25$  mm, które zestawiono w tabeli 2. Dopuszczalne granice określone zostały poprzez wartości powierzchni przekroju wewnętrznego składowych rur. Wynoszą one  $39057.07 \text{ mm}^2$  ( $\text{Ø}273$  mm) oraz  $22431.76 \text{ mm}^2$  ( $\text{Ø}219$  mm).

W celu wyraźniejszej wizualizacji zakresu prześwitu, wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 4. Fioletowa linia oznacza dolną granicę, określoną przez wartość powierzchni wewnętrznego pola przekroju rury  $\text{Ø}219$  mm o grubości ścianki równej 25 mm. Analogicznie brązową linią oznaczono górną granicę dopuszczalnego przelotu (pole przekroju rury  $\text{Ø}273$  mm). Aby lepiej przedstawić otrzymane rezultaty, aproksymowano je w postaci mapy konturowej. Pomimo niewielkiej liczby analizowanych przypadków (30) można odczytać dwie główne tendencje. Po pierwsze, zwiększanie wartości mimośrodu  $e$  zmniejsza powierzchnię przelotu. Wyjątkiem od tej zasady jest połączenie krzyżowe o dużym promieniu zaokrąglenia wewnętrznej krawędzi ( $R_w = 40$  mm), dla którego w pewnym obszarze wielkość mimośrodu nie zmienia znacznie powierzchni przelotu. Druga wyraźna tendencja rysuje się wraz ze wzrostem zaokrąglenia krawędzi wewnętrznej połączenia. Większa wartość promienia wewnętrznego  $R_w$  zwiększa pole przelotu.

Podobne obliczenia wielkości prześwitu przeprowadzono dla pozostałych grubości ścianek połączenia krzyżowego.

Tabela 2. Wartości powierzchni przelotu [mm<sup>2</sup>] w połączeniu krzyżowym rur Ø273 mm oraz Ø219 mm o grubościach ścianki  $g = 25$  mm

Mimośród $e$ [mm]	Promień wewnętrzny $R_w$ [mm]				
	0	10	20	30	40
111.5	33599.516	37852.308	41075.908	43724.756	46096.852
120	31948.84	37041.028	40806.604	43767.012	46289.36
135	28032.152	33636.384	39264.352	41919.3	46504.708
150	22892.712	28998.3	34958.716	40946.2	46603.072
165	16583.292	23354.86	29717.792	35976.472	42274.952
195	87.692	9558.508	16961.456	23857.992	30577.708

Rys. 4. Wartości powierzchni przelotu [mm<sup>2</sup>] w połączeniu krzyżowym rur Ø273 mm oraz Ø219 mm o grubościach ścianki  $g = 25$  mm przedstawione (a) na wykresie XY oraz (b) aproksymowane na mapie konturowej

### 3. Definicja parametrycznego modelu dyskretnego połączenia w systemie CAD

Ze względu na założoną zgodność parametrów materiałowych w połączeniu (materiał rodzimy jak i strefa wpływu ciepła) połączenie krzyżowe zamodelowane zostało jako jeden spójny element (rys. 5). Biorąc pod uwagę fakt, iż symulacja jest próbą wyznaczenia przybliżonych wartości wytrzymałości danego modelu, można wprowadzić pewne uproszczenia, które przedstawione zostały na rysunku 5. Na podstawie modelu geometrycznego zdefiniowano model obliczeniowy składający się z elementów skończonych jak i zestawu warunków brzegowych. Wewnętrzna powierzchnia została obciążona ciśnieniem roboczym wielkości  $p = 7$  MPa, oraz temperaturą wynikającą z pracy w stanie ustalonym [10, 11].



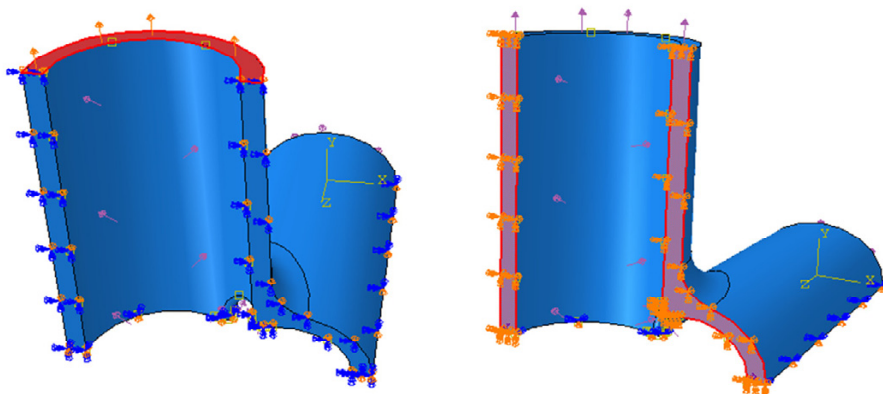
Rys. 5. Model połączenie krzyżowego w systemie CAD – podział strefowy połączenia: rura o średnicy Ø273 mm (zielony) oraz Ø219 mm (czerwony), uproszczony model spoiny (biały) [14]

Ze względu na zastosowanie symetrii, warunki podparcia przedstawione na rysunku 6 są wynikiem przeprowadzonej analizy warunków eksploatacyjnych połączenia.

Zaprezentowany na rysunku 6 model połączenia krzyżowego, jest jedynie fragmentem instalacji ciśnieniowej kotła, dlatego rury ‘ucięto’ na długościach 500 mm. Aby zachować rzeczywisty stan fizyczny, konieczne jest przyłożenie odpowiednich sił odrzutu, których źródłem jest obecność płynu pod ciśnieniem. Wartość tej siły zależy od powierzchni przekroju rury i została wyznaczona dla obu rur zgodnie ze wzorem:

$$F_{od}(g) = \frac{\pi}{4} (d - 2g)^2 \cdot p \text{ [N]}$$

gdzie  $d$  jest średnicą zewnętrzną [mm],  $g$  – grubością ścianki [mm], natomiast  $p$  – ciśnieniem [MPa]. W tabeli 3 przedstawiono zbiorczo wartości wprowadzone w modelu numerycznym.



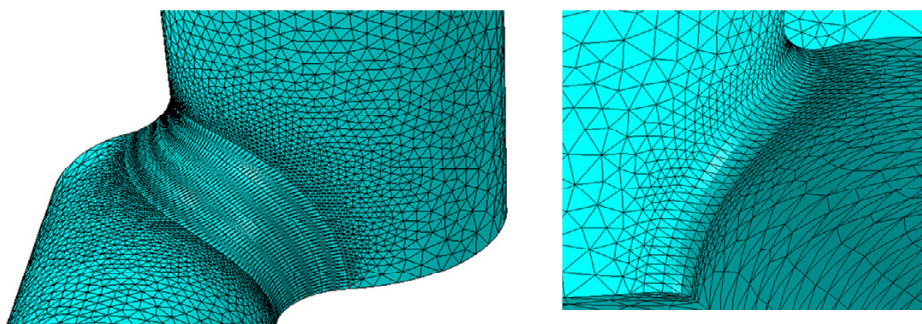
Rys. 6. Model obciążeń i podparcie połączenia krzyżowego



Tabela 3. Zestawienie warunków brzegowych oraz wartości obciążeń w zależności od grubości ścian rury oraz ich średnicy

Grubość ściany rury $g$ [mm]	Ciśnienie robocze $p$ [MPa]	Temperatura [°C]	Siła odrzutu $F_{od}$ [N]	
			$d = 273$ mm	$d = 219$ mm
25	7	417	157022	273399
30	7	432	138990	249429
35	7	447	122056	226558

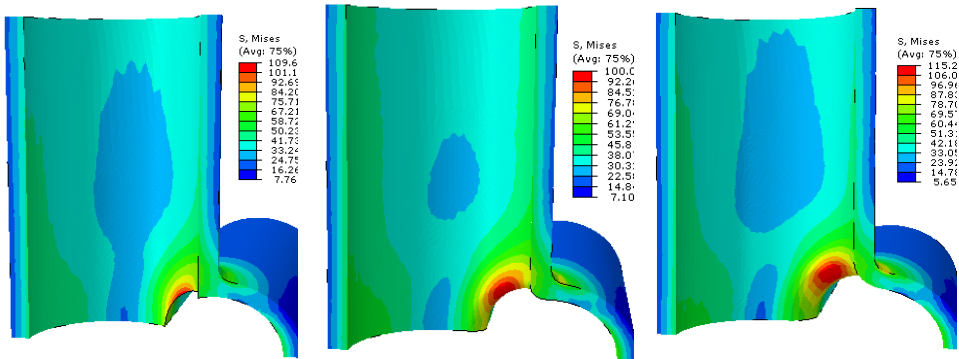
Kolejnym etapem było odpowiednie przygotowanie modelu dyskretnego przy założeniu różnorodności materiału. Zastosowano technikę zwiększenia dokładności symulacji poprzez tzw. proces submodelowania. Polega ona na zagęszczeniu siatki modelu, jedynie w wybranym jej obszarze. Ze względu na spodziewane największe koncentracje naprężeń w miejscu spoiny, zdecydowano o lokalnym zagęszczeniu siatki w jej otoczeniu, tak jak to pokazano na rysunku 7. Przy dyskretyzacji zastosowano własności stali 16Mo3 oraz 13CrMo4-5 [3, 5].



Rys. 7. Wynik submodelowania modelu połączenia krzyżowego: (a) widok od strony zewnętrznej oraz (b) wewnętrznej

#### 4. Obliczenia numeryczne

Na podstawie opracowanych modeli obliczeniowych przeprowadzonych zostało szereg symulacji komputerowych. Celem tych obliczeń było wyznaczenie wartości maksymalnych naprężeń  $\sigma_{red}$  względem grubości ścianki rur, wartości mimośrodów, wewnętrznego oraz zewnętrznego promienia zaokrąglenia miejsca spawu. Wyniki obliczeń numerycznych w postaci przykładowych wartości naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera przedstawiono na rysunku 8 [2, 12, 13].



Rys. 8. Wyniki symulacji przeprowadzone dla połączenia krzyżowego z promieniem zewnętrznym równym  $R_z = 20$  mm, grubością ścianki  $g = 25$  mm, mimośrodem równym  $e = 135$  mm oraz promieniem wewnętrznego zaokrąglenia równym (a)  $R_w = 0$  mm, (b)  $R_w = 20$  mm, (c)  $R_w = 40$  mm

Ze względów bezpieczeństwa do interpretacji wyników przyjęto graniczne wartości naprężeń zredukowanych przy temperaturze pracy połączenia. Przyjmując granice plastyczności równe  $R_{e(16Mo3,450^\circ C)} = 145$  MPa i  $R_{e(13CrMo4-5,450^\circ C)} = 169$  MPa oraz wprowadzając współczynnik bezpieczeństwa  $x = 1,65$  otrzymujemy:

$$k_{\max(16Mo3)} = \frac{R_{e(16Mo3,450^\circ C)}}{x} = \frac{145 \text{ MPa}}{1,65} = 87,88 \text{ MPa}$$

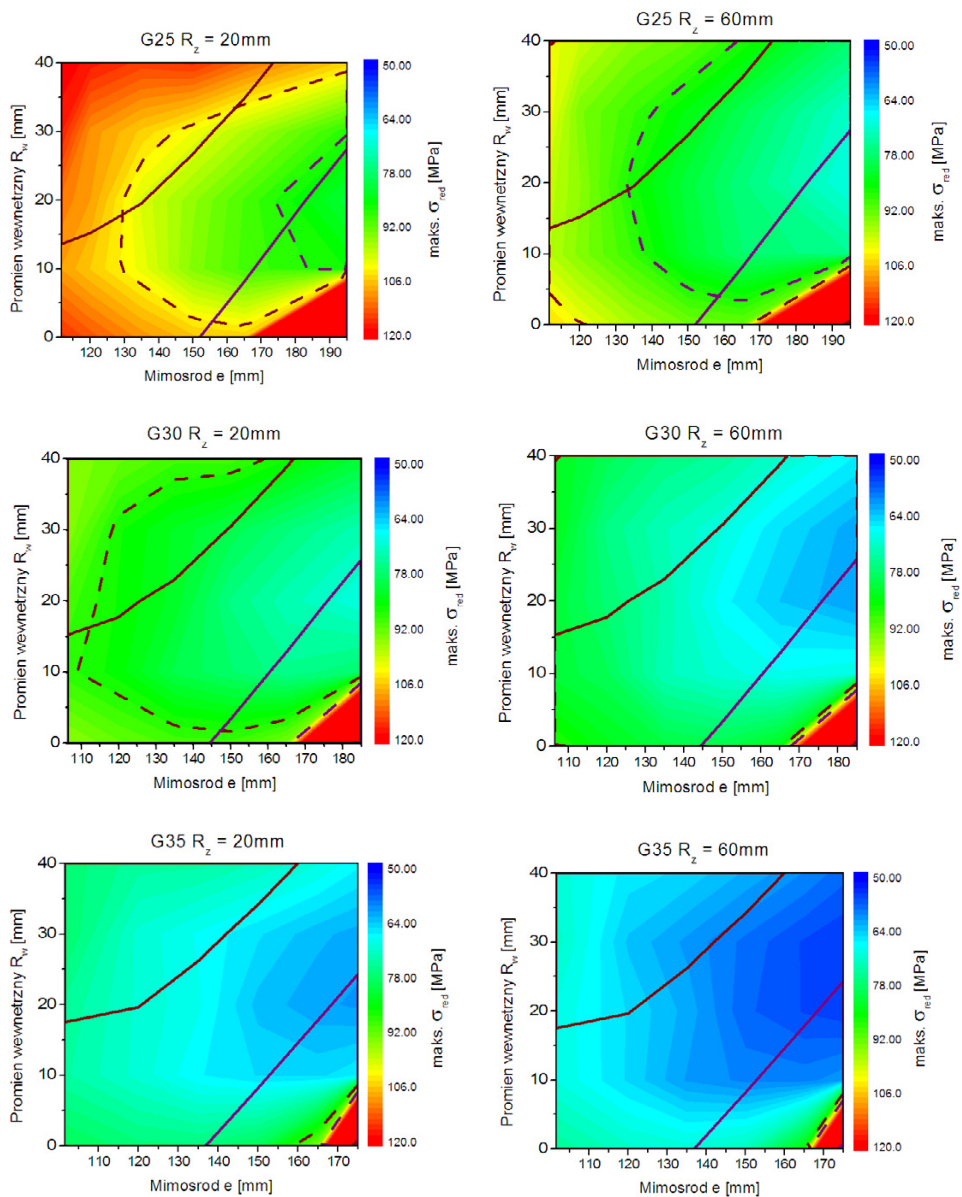
$$k_{\max(13CrMo4-5)} = \frac{R_{e(13CrMo4-5,450^\circ C)}}{x} = \frac{169 \text{ MPa}}{1,65} = 102,42 \text{ MPa}$$

Wartości mimośródów, zostały przeanalizowane zgodnie z wartościami przedstawionymi w Tabeli 1. Do tego analizie poddano połączenia krzyżowe z zaokrągleniem wewnętrznej krawędzi. Założono, iż promień wewnętrzny  $R_w$  przyjmie wartości 0, 10, 20, 30 oraz 40 mm, we wszystkich trzech przypadkach grubości. Kolejnym bardzo ważnym parametrem jest promień zewnętrzny  $R_z$ , powstały poprzez przeszlifowanie nałożonej spoiny. W celu dalszego ograniczenia dużej ilości symulacji, rozpatrzono dwa jedynie skrajne przypadki: gdy spoiny ma niewielkie rozmiary ( $R_z = 20$  mm) oraz duże ( $R_z = 60$  mm). Wyniki dla wariantów z  $R_z = 20$  mm oraz jedną z trzech grubości ścianki rury  $g$  przedstawiono w tabeli 4. Dodatkowo na szarym kolorze zaznaczono elementy, w których wartość powierzchni przelotu nie spełnia warunku określonego w ramach mechaniki płynów [9].

Tab. 4. Wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych  $\sigma_{red}$  (podane w MPa) w połączeniu krzyżowym rur  $\varnothing 273$  mm oraz  $\varnothing 219$  mm o promieniu zewnętrznym  $R_z = 20$  mm

Grubość ścianki $g = 25$ mm					
Mimośród $e$ [mm]	Promień wewnętrzny $R_w$ [mm]				
	0	10	20	30	40
111.5	116.42	108.75	111.17	117.33	119.94
120	113.8	105.92	108.77	109.7	117.87
135	109.68	101.25	100.01	105.6	115.23
150	106.51	94.3	95.16	101.71	116.27
165	105.82	90.07	90.45	97.2	112.21
195	264.53	86.37	81.6	88.11	105.3
Grubość ścianki $g = 30$ mm					
Mimośród $e$ [mm]	Promień wewnętrzny $R_w$ [mm]				
	0	10	20	30	40
106.5	95.14	88.26	89.9	94.42	94.47
120	92.27	85.66	86.22	86.64	92.42
135	90.07	80.53	83.02	83.33	89.66
150	89.68	78.17	76.4	80.2	89.83
165	93.87	75.6	72.96	76.88	86.55
185	235.93	78.1	69.78	72.9	81.88
Grubość ścianki $g = 35$ mm					
Mimośród $e$ [mm]	Promień wewnętrzny $R_w$ [mm]				
	0	10	20	30	40
101.5	79.7	74.06	74.91	78.14	77.58
120	77.2	70.47	70.63	70.54	74.4
135	76.88	66.96	68.46	67.97	74.29
150	79.62	65.31	63.46	65.64	72.21
165	93.93	65.05	61.61	63	69.76
175	219.92	66.63	60.86	61.98	67.22

W celu czytelniejszego zaprezentowania powyższych danych wyniki aproksymowano w postaci map konturowych, które zbiorczo przedstawiono na rysunku 9.



Rys. 9. Dwuwymiarowe mapy konturowe prezentujące wyniki symulacji przeprowadzone dla: promienia zewnętrznego  $R_z = 20\text{ mm}$  oraz grubości ścianki rur równej (a)  $g = 25\text{ mm}$ , (a)  $g = 30\text{ mm}$ , (a)  $g = 35\text{ mm}$  oraz  $R_z = 60\text{ mm}$  oraz grubości ścianki rur równej, (d)  $g = 25\text{ mm}$ , (e)  $g = 30\text{ mm}$ , (f)  $g = 35\text{ mm}$ . Linie ciągłe prezentują minimalną (fioletowa) oraz maksymalną (brązowa) wartość dopuszczalnego prześwietu. Linie przerywane pokazują przyjęte granice wytrzymałości przy wykorzystaniu stali 16Mo3 (linia fioletowa) oraz 13CrMo4-5 (linia brązowa)

## 5. Podsumowanie

W pracy zaprezentowano część prac związanych z analizą wytrzymałościową parametrycznego połączenia krzyżowego dla różnych wariantów geometrycznych. Wyznaczono krzywe zmienności naprężeń dla poszczególnych parametrów geometrycznych. Wyniki symulacji komputerowych zaproponowanej konstrukcji połączenia krzyżowego oraz wybór technologii jego wykonania, wyznaczyły podstawowe kierunki przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej. Analiza wpływu parametrów geometrycznych, na poprawną wielkości powierzchni prześwitu, pozwoliła dobrać odpowiednie zakresy ich wartości. Dzięki temu możliwe stało się wyznaczenie wariantów połączenia krzyżowego, które nie posiadają niebezpiecznych przewężeń i dzięki temu zapewnią stabilną pracę instalacji ciśnieniowej.

Informacje zawarte w normach pozwoliły prawidłowo wyznaczyć zespół właściwości mechanicznych oraz fizykochemicznych, dla odpowiednio przyjętych materiałów (16Mo3, 13CrMo4-5). Wykonanie symulacji dla szeregu wariantów połączenia krzyżowego określiło wpływ parametrów geometrycznych na jego wytrzymałość. Zaobserwowano główne tendencje wzrostu wytrzymałości konstrukcji (przy wzroście mimośrodu oraz wewnętrznego promienia naprężenia maksymalne maleją) oraz wyjaśniono przyczynę występowania wyjątków od tych reguły. Dzięki aproksymacji wyników, przedstawiono oraz dodatkowo preselekcjonowano najlepsze warianty konstrukcyjnych, względem określonej grubości ścianki rury  $g$ .

Dla wskazanych rozwiązań przeanalizowano wpływ zmiennego obciążenia ciśnieniem oraz gradientem temperatury. W obu przypadkach otrzymana zależność okazała się liniowa. O ile występuje jeszcze możliwość zwiększenia wartości ciśnienia roboczego, o tyle pojawienie się gradientu może znaczenie zwiększyć wartość maksymalnych naprężeń zredukowanych  $\sigma_{red}$ . W związku z tym faktem, zaleca się stopniowe rozgrzewanie przepływającego płynu oraz zapewnienie odpowiedniej temperatury na powierzchni zewnętrznej ścianki (np. poprzez izolację).

### Literatura

- [1] Górski A., Iluk A., Rusiński E.: *Diagnostowanie stanu odkształcenia ustroju nośnego komory paleniskowej fluidalnego kotła energetycznego*. Przegląd Mechaniczny, 2004 R. 63 nr 6 s. 11-16.
- [2] Hernas A., Dobrzański J.: *Trwałość i niszczenie elementów kotła i turbiny*, Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [3] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.

- [4] Rusiński E., Górski A.: *Modelowanie konstrukcji nośnych kotłów w Elektrowni Turów*. ENERGETYKA NR 2 — 1998, str. 65-72.
- [5] Zienkiewicz O. C.; Taylor R. L.: *The Finite Element Method. Fourth Edition*. vol. 1 i 2. McGRAW-HILL Book Company 1991.
- [6] Materiały dydaktyczne zamieszczone na stronie Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów, Wydziału Mechaniczno-Energetycznego, Politechniki Wrocławskiej, dostęp 2014.09.01.  
[http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/skrypt\\_Maszyny/08.pdf](http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/skrypt_Maszyny/08.pdf)
- [7] Orłowski P., Dobrzański W., Szwarz E. *Kotły parowe: konstrukcja i obliczenia*, WNT, Warszawa, 1979, za pośrednictwem:  
[http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/skrypt\\_Maszyny/08.pdf](http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/skrypt_Maszyny/08.pdf)
- [8] Bęczkowski W. *Rurociągi energetyczne* WNT Warszawa 1963.
- [9] Jeżowiecka-Karbsch K., Szewczyk H. *Mechanika płynów*, Oficyna Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej Wrocław 2001.
- [10] Kostowski E. *Przepływ ciepła*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej Gliwice 2006.
- [11] Madejski J. *Teoria wymiany ciepła* Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej Szczecin 1998.
- [12] Orłoś Z. *Naprężenie cieplne* Wydawnictwo Naukowe PWN Warszawa 1991.
- [13] Niezgodziński M. E., Niezgodziński T. *Zadania z wytrzymałości materiałów* WNT Warszawa 2012.
- [14] Keszthelyi F. *Spawanie Rurociągów* WNT Warszawa 1977.

# **IDENTYFIKACJA SKUTKÓW PRZEJŚCIA FALI POŻAROWEJ W BLOKU ENERGETYCZNYM**

Artur Górski, Eugeniusz Rusiński, Michał Paduchowicz, Grzegorz Przybyłek

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska,  
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

W rozdziale przedstawiono wyniki z badań konstrukcji nośnej bloku energetycznego, który został poddany znacznym obciążeniom cieplnym w wyniku przejścia fali pożarowej. Badania przeprowadzono na siedmiu poziomach wysokości bloku oceniając stan techniczny i trwałość połączeń spawanych. Również przeprowadzono pomiary drgań konstrukcji stalowej bloku, otrzymując charakterystyki częstotliwościowe w poszczególnych punktach pomiarowych. Wykonano pomiary termowizyjne wszystkich węzłów bloku sprawdzając czy nie doszło do rozszczelnienia komory paleniskowej kotła oraz uszkodzenia izolacji rurociągów. Przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji stalowej w celu określenia odkształceń plastycznych. We wnioskach końcowych podano sposoby modernizacji połączeń spawanych w celu zachowania projektowej trwałości bloku energetycznego.

## **1. Wstęp**

W pewnej elektrowni konwencjonalnej podczas eksploatacji, na jednym z jej bloków energetycznych doszło do pożaru, który spowodował przejście fali eksplozji w obrębie konstrukcji nośnej komory paleniskowej, II ciągu, cyklonu, systemu odpopielenia i systemu nawęglania. Pożar został zainicjowany w galerii nawęglania na jednym z bloków, a następnie fala ognia przeszła w ciągach dostawy paliwa na dwóch kolejnych jednostkach wytwórczych. [1, 2]

W związku z przejściem fali ognia opracowano plan badań mających na celu ocenę skutków degradacji i zniszczenia poszczególnych elementów bloków energetycznych. W tej sytuacji należało przeprowadzić kompleksowe badania, które obejmowały:

- pomiary geometryczne głównych elementów bloku energetycznego w zakresie: konstrukcji nośnej, komory II ciągu, cyklonu, systemu odpopielenia, kanałów powietrza, urządzeń pomocniczych, itp. Identyfikacja różnic

w stosunku do dokumentacji technicznej i wcześniejszych pomiarów sprzed pożaru [2],

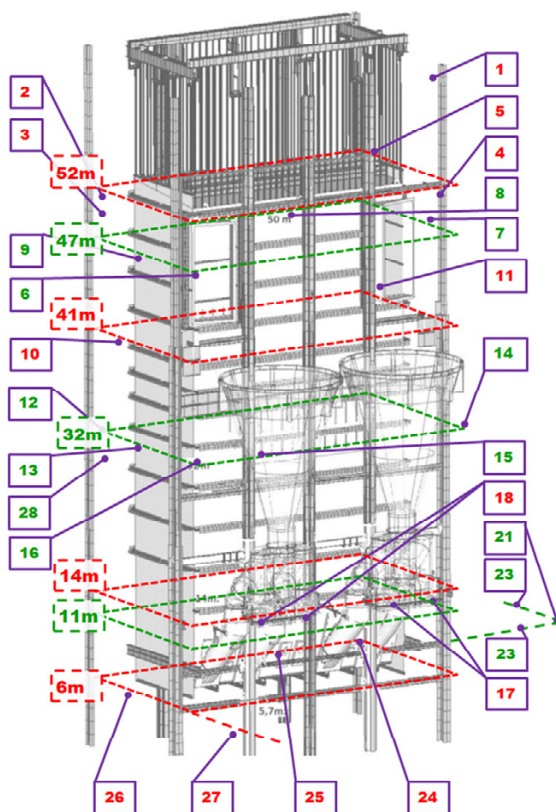
- przeprowadzenie badań nieniszczących dostępnych złączy spawanych głównych elementów bloku energetycznego, konstrukcji nośnej, komory II ciągu, cyklonu, systemu odpopielania, kanałów powietrza, urządzeń pomocniczych, itp., w celu identyfikacji ewentualnej nieciągłości materiału – ocena stopnia degradacji wybranych miejsc w elementach badanych bloku energetycznego po pożarze,
- sprawdzenie jakości spoin (ich ciągłości) pod względem geometrycznych niezgodności spawalniczych [3],
- pomiar poziomu drgań konstrukcji nośnych bloku w celu identyfikacji amplitudy drgań,
- pomiary termowizyjne rozkładu temperatury na poszczególnych analizowanych elementach bloku energetycznego [4],
- opracowanie niezbędnych, modeli obliczeniowych wybranych elementów bloku energetycznego do przeprowadzenia symulacji komputerowych skutków oddziaływania fali pożarowej na postać ich struktury.

## 2. Badania nieniszczące

Na bloku energetycznym, na którym doszło do wystąpienia pożaru w wyniku wcześniejszej eksplozji przeprowadzono ocenę uszkodzenia konstrukcji stalowej bloku. W ramach tej ekspertyzy dokonano oceny złączy spawanych głównych elementów wyspy kotłowej w celu wykrycia nieciągłości materiałowych [5].

Identyfikację stopnia degradacji wybranych obszarów jednostki wytwórczej przeprowadzono w oparciu o wymagania normowe. Miało to na celu wykrycie metodami nieniszczącymi ewentualnych niezgodności i uszkodzeń, węzłów konstrukcji wsporczej, oraz innych podzespołów bloku. W sposób szczególny, uwaga została skupiona na poziomach wysokości bloku, przez które przeszła fala pożarowa. W obszarach, gdzie było to konieczne (i możliwe), wykorzystano metodę magnetyczno-proszkową mokrą z magnesowaniem magnesem stałym. Do wykrywania rozproszonego pola magnetycznego użyto proszku magnetycznego w aerozolu, który naniesiono na badany element w trakcie magnesowania. Miejsca badania odtłuszczano, a następnie malowano farbą podkładową w celu polepszenia czytelności defektogramów proszkowych. W pierwszej kolejności przeprowadzono oględziny zewnętrznych powierzchni podzespołów, w otoczeniu, których przeszła fala ognia. Szczegółowym badaniom podano miejsca złączy spawanych i śrubowych w głównych elementach konstrukcji wsporczej kotła. Miejsca oględzin przedstawiono na rysunku rys. 1 w postaci schematycznego oznaczenia [6, 7].

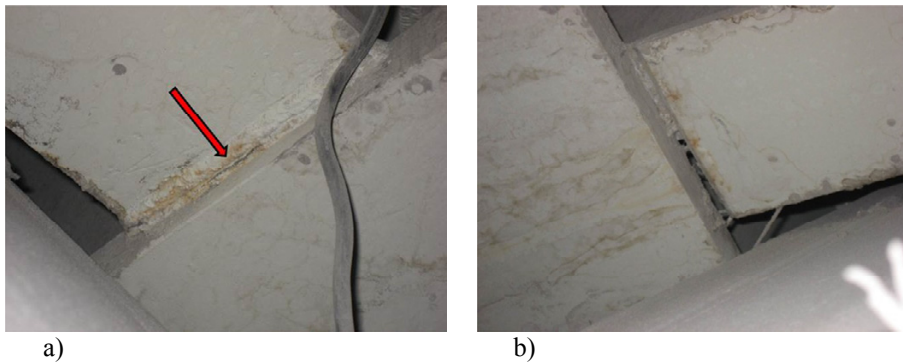




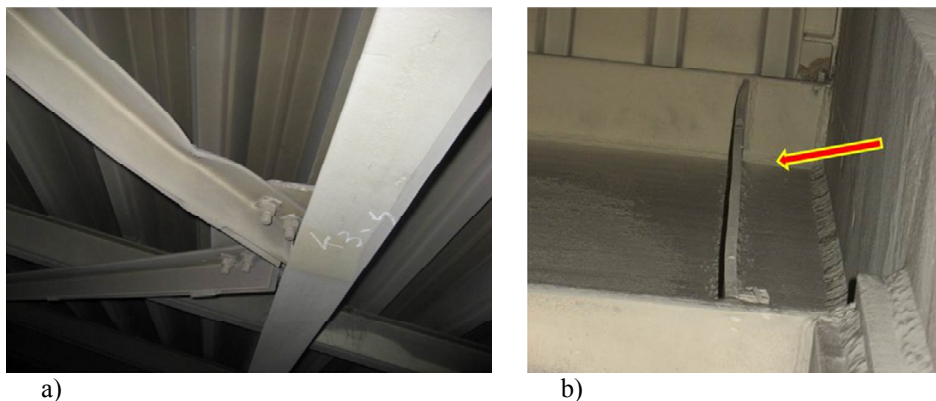
Rys. 1. Schemat bloku energetycznego z zaznaczonymi obszarami lokalizacji wykrytych niezgodności

Badania konstrukcji nośnej bloku sprowadziły się do przeglądu elementów nośnych, węzłów i połączeń pod kątem spełnienia przez nie warunków wytrzymałości doraźnej. Miejsca tych badań oznaczono na rys. 4. Weryfikacji poddano zarówno połączenia spawane jak i skręcane, a także odkształcenia trwałe belek i poszycia urządzeń energetycznych. Wyniki tych oględzin wykazały:

- wystąpienie w wielu miejscach pęknięć spoin (rys. 2),
- wyboczenia wykratowań konstrukcji nośnej (rys. 3),
- zastosowanie niewłaściwych wzmocnień, które mogą być przyczyną spiętrzenia naprężeń w rejonach ich wprowadzenia,
- kumulację dużej ilości spoin na niewielkim obszarze, powodującą zmiany struktury materiału w skutek dostarczenia dużej ilości ciepła do tych elementów i tym samym utratę własności wytrzymałościowych materiału.[8, 9]
- deplanacji półek i środników belek wsporczych oraz deformację żeber wzmocniających w dźwigarach dwuteowych.



Rys. 2. Pęknięcia spoin w dźwigarach konstrukcji nośnej bloku: a) nieciągłość spoiny pomiędzy licem a SWC (Strefa Wpływu Ciepła), b) pęknięcie spoiny



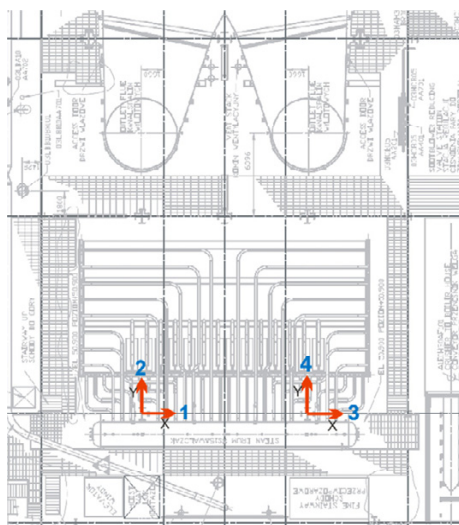
Rys. 3. Utrata stateczności lokalnej elementów konstrukcji nośnej bloku energetycznego:  
 a) wyboczenie zastrzałów dźwigara spowodowane działaniem wysokiej temperatury,  
 b) wyboczenie żebra wzmacniającego dwuteownik

Z racji tej, iż fala pożarowa przeszła od zasobników podawania węgla i biomasy w stronę kotła, przyczyniło się to do wyboru tego obszaru bloku w obrębie przejścia fali do badań kontroli stanu degradacji konstrukcji nośnej kotła i wszystkich urządzeń znajdujących się w obrębie bloku energetycznego. W wyniku oględzin konstrukcji stalowej kotła, stwierdzono wystąpienie wielu wad w postaci pęknięć w materiale rodzimym oraz pomiędzy spoiną a SWC (strefa wpływu ciepła) jak pokazano na rysunkach 2 i 3. Wiele uszkodzeń, dystorsji konstrukcji było spowodowane pojawieniem się wysokiej temperatury. Pojawienie się tego dodatkowego czynnika przyczynił się do znacznego spadku wytrzymałości belek na obciążenia normowe oraz utraty stateczności lokalnej

belek i żeber. Również w niektórych miejscach pojawiły się pęknięcia w spoinach [10, 11].

### 3. Pomiar poziomu drgań konstrukcji nośnych bloków

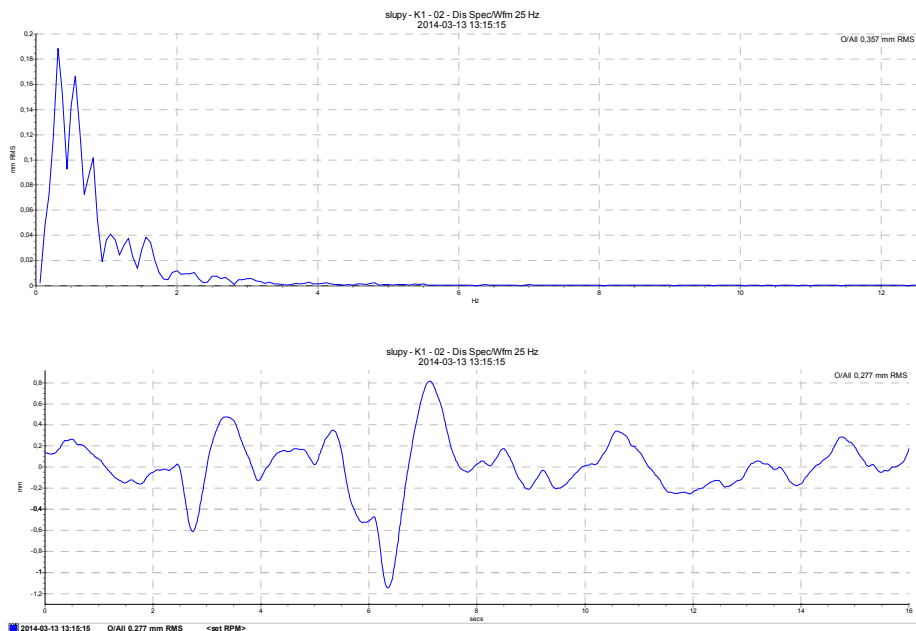
W ramach realizacji zaplanowanego zakresu prac badawczych przeprowadzono również pomiary drgań konstrukcji nośnej (wsporczej) oraz komory paleniskowej na poszczególnych poziomach jej wysokości począwszy od 5 do 50 metra. Ogólny schemat wybranych punktów pomiarowych oznaczono na rysunku 4.



Rys. 4. Schemat bloku z zaznaczonymi punktami pomiarowymi – poziom 50 m wysokości bloku

Badania poziomu drgań przeprowadzono również na słupach nośnych poszczególnych poziomów bloku energetycznego w dwóch prostokątnych kierunkach. Schemat rozmieszczenia poszczególnych punktów pomiarowych oraz kierunki analizowanych widm przemieszczeń i przyspieszeń przedstawiono na rysunku 5 [11, 12].

W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano wyniki pomiarów w postaci charakterystyk częstotliwościowych dla poszczególnych punktów pomiarowych.



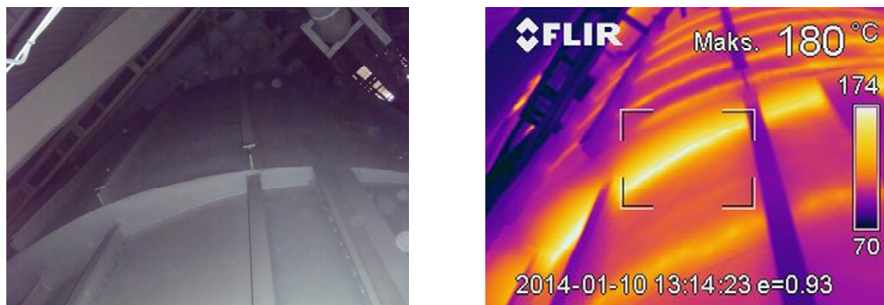
Rys. 5. Wykresy przyspieszeń i przemieszczeń w przykładowym punkcie 2

#### 4. Pomiary rozkładu temperatury na poszczególnych elementach bloku energetycznego

Kolejnym elementem prac badawczych było przeprowadzenie pomiaru obciążeń cieplnych całego bloku energetycznego, w tym również jego konstrukcji nośnej, oraz poszczególnych urządzeń komory paleniskowej wraz z bandażami. Pomiar obciążenia cieplnego bloku i jego elementów przeprowadzono metodą rejestracji z zastosowaniem aparatu termowizyjnego. Do strukturalnych obliczeń numerycznych metodą elementów skończonych (FEM) niezbędna jest znajomość przestrzennego rozkładu temperatury w analizowanym obiekcie. W tym celu przeprowadzono badania termowizyjne bloku energetycznego, które następnie wykorzystano w modelach numerycznych do zdefiniowania ich obciążeń cieplnych. Przykładowe wyniki z badań termowizyjnych komory paleniskowej kotła pokazano na rys. 6 [13, 14].

Przeprowadzone pomiary termowizyjne rozkładu temperatury zostały wykonane na kotle między poziomami poziomemu 0 i 56 m wysokości kotła. Otrzymane z pomiarów termogramy dają wiele informacji tj. o skuteczności płaszczy izolacyjnych komory paleniskowej, pokazują miejsca uszkodzenia

izolacji cieplnej i występujące mostki cieplne na połączeniach kompensatorowych.



Rys. 6. Rozkład temperatury na konstrukcji cyklonu z wyraźnymi mostkami cieplnymi na połączeniach płaszczy konstrukcji zbiornika

## 5. Obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji nośnej bloku i jego zespołów

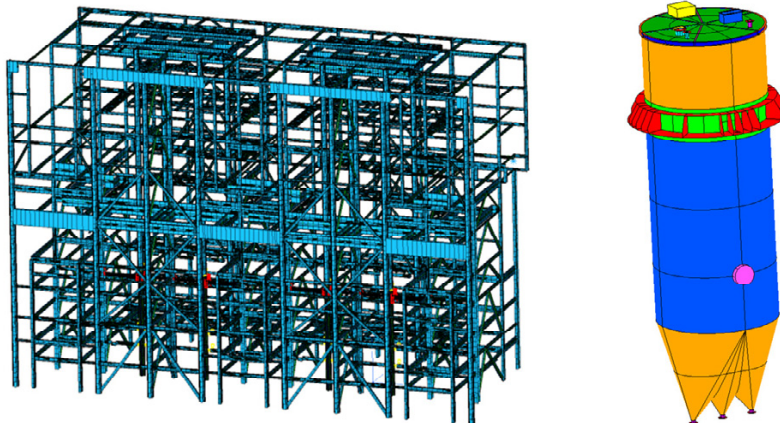
W kolejnym etapie zaplanowanych prac badawczych zostały przeprowadzone obliczenia wytrzymałościowe FEM wybranych elementów części kotła, takich jak ich konstrukcja nośna, zawirowywacza spalin w części górnej (cyklon) i dolnej (syfon) jego części, oraz zbiornika materiału złoża. Elementy te w szczególności były narażone na wpływ obciążeń cieplnych wynikających z wystąpienia pożaru w budynku kotłowni, ze względu na to, iż nie posiadają one izolacji w swojej zewnętrznej powłoce [15, 16].

Obliczenia zostały przeprowadzone z wykorzystaniem metody elementów skończonych w systemie NX – IDEAS. W tym celu opracowano modele geometryczne tych urządzeń (rys. 7), które następnie poddano dyskretyzacji, wykorzystując odpowiednie elementy skończone. Kolejnym etapem były obliczenia wytrzymałościowe, uwzględniające miejscową zmianę temperatury na powierzchni zewnętrznej tych obiektów.

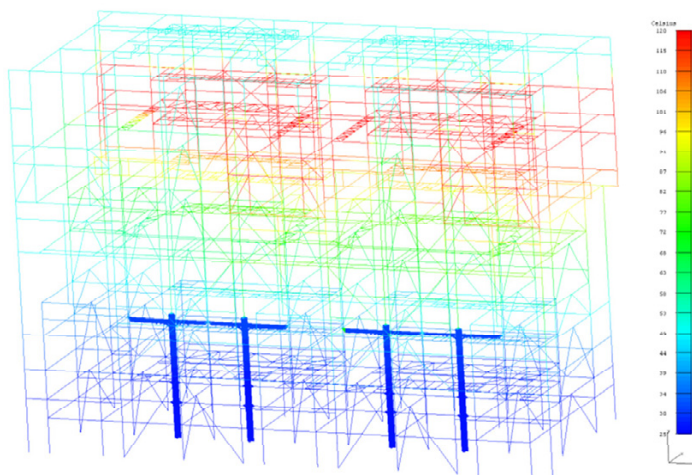
W obliczeniach uwzględniono jednocześnie obciążenia cieplne i mechaniczne. Są to zarówno gradienty temperatury występujące w konstrukcji stalowej, wskutek jej nierównomiernego nagrzania, będącego skutkiem przejścia pożaru jak i obciążeń strukturalnych pochodzących od ciężaru podzespołów wyspy kotłowej zawieszonych na niej. Zanim jednak przystąpiono do obliczeń stanu wyężenia struktury, początkowo zostało wyznaczone przestrzenne pole temperatury konstrukcji wspaniejszej bloku energetycznego. Jest to rozkład, który z dużym prawdopodobieństwem mógł wystąpić na rzeczywistych konstrukcjach. Otrzymany rozkład pola temperatury przedstawiono na rysunku 8,



a otrzymane przykładowe wyniki z obliczeń wytrzymałościowych w postaci warstwicy przemieszczeń uogólnionych i warstwicy naprężeń zredukowanych wg Hubera na rysunku 9.



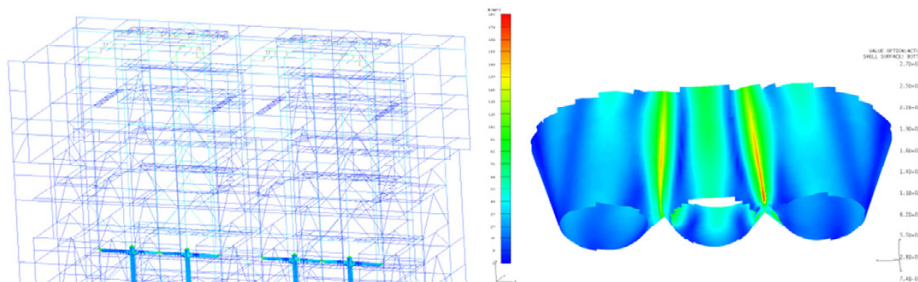
Rys. 7. Przykładowe modele obliczeniowe - konstrukcja nośna bloku energetycznego, zbiornik popiołu



Rys. 8. Warstwice pola temperatury ( $^{\circ}\text{C}$ ) w obszarze całej konstrukcji nośnej bloku

Obliczenia wytrzymałościowe FEM stalowej konstrukcji nośnej wykazały m. in., że największe naprężenia zredukowane równe 183 MPa wystąpiły w obszarze słupów podtrzymujących rur nawrotu, do komory paleniskowej. Są to wartości niższe od granicy plastyczności materiału konstrukcyjnego (równej 235 MPa), z którego wykonana jest konstrukcja nośna bloków. W pozostałej

części tego obiektu przeważające naprężenia zredukowane wyniosły około 50 MPa. Oznacza to, że w wyniku zaistniałego pożaru budynku kotłowego nie doszło do żadnego uszkodzenia konstrukcji wsporczej bloku [5].



Rys. 9. Warstwicę naprężeń zredukowanych wg Hubera – Misesa konstrukcji nośnej bloku energetycznego (MPa) - widok obszaru rusztu górnego

## 6. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono problematykę kompleksowej oceny ustroju nośnego kotła energetycznego poddanego znacznym obciążeniom cieplnym powstałym w wyniku przejścia fali pożarowej. Zaplanowany szeroki zakres badań obejmował z jednej strony ocenę wpływu działania fali pożarowej na strukturę zarówno ustroju nośnego kotła i urządzeń pomocniczych, jak również konstrukcji wsporczej, z drugiej również efekty pośrednie ujawniające się w postaci niestabilnej pracy. W tym celu wykonano szereg badań nieniszczących oceny struktury bloku. Ponadto zaprezentowano tylko wybrane wyniki badań efektów przejścia fali pożarowej w postaci widma drgań poszczególnych elementów kotła i pomiary termowizyjne stanu urządzeń i ich izolacji. W końcowym etapie badań zaprezentowano przykładowe obliczenia numeryczne symulujące możliwość efektu w deformacji i wyężeniu ustroju nośnego bloku energetycznego przy założeniu działania obciążeń cieplnych w efekcie pożaru.

### Literatura

- [1] Czmochoński J., Derlukiewicz D., Górski A.: Analiza konstrukcji nośnej kanału spalin bloku energetycznego. *Systems* 2003 vol. 8, s. 112-121.
- [2] Czmochoński J., Górski A., Paduchowicz M., Rusiński E.: Diagnostic method of measuring hanger rods tension forces in the suspension of the power boilers combustion chamber *Journal of Vibroengineering*, 2012, vol. 14, iss. 1, 129-134.
- [3] Czmochoński J., Górski A., Paduchowicz M., Rusiński E.: "Metodyka pomiaru drgań urządzeń energetycznych"- *Systems: Journal of Transdisciplinary Systems Science*. 2012, vol. 17, spec. iss., s. 41-50.

- [4] Dobrociński S.: Modelowanie zagadnień obliczania naprężeń cieplnych. WNT, Warszawa 2000.
- [5] Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z.: *Wytrzymałość materiałów*”. WNT, Warszawa 1997.
- [6] Kostowski E.: *Przepływ ciepła*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [7] Kowalczyk M., Górski A., Iluk A., Paduchowicz M. "System diagnozowania elementów zawieszenia kotła energetycznego w aspekcie wyężenia konstrukcji nośnej", Systems Journal of Transdisciplinary Systems Science, Vol.16, Issue nr 1, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej Wrocław 2012, str. 289÷298.
- [8] Hernas A., Dobrzański J.: Trwałość i niszczenie elementów kotła i turbiny, Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [9] Mutwil K., Okrajni J., Cieśla M.: *Wpływ charakterystyk zamocowań rurociągów energetycznych na ich wyężenie*. VI Międzynarodowa konferencja naukowa: Computer Aided Engineering. Polanica-Zdrój, 2002.
- [10] Okrajni J., Cieśla M., Renowicz D., Wojas M.: Badania zmian własności mechanicznych materiału rurociągów po długotrwałej eksploatacji w podwyższonej temperaturze. Inżynieria Materiałowa nr 4, Warszawa 1996.
- [11] Paduchowicz M., Górski A., Czmochoowski J., Rusiński E.: Numerical and experimental identification of vibration convection chamber of fluid power boiler Journal of Vibroengineering, 2012, vol. 14, iss. 1, 151-156.
- [12] Rusiński E., Czmochoowski J., Górski A., Iluk A., Moczko P., Paduchowicz M., Pietrusiak D.: Pomiar i analiza nadmiernego hałasu oraz drgań rurociągu pary świeżej bloków 7 i 8 w elektrowni Bełchatów. Raport Nr 33/2013, PWr, Wrocław 2013.
- [13] Rusiński E., Czmochoowski J., Iluk A., Kowalczyk M.: An analysis of the causes of a BWE counterweight boom support fracture Engineering Failure Analysis, 2010, vol. 17, no 1, 179-191.
- [14] Rusinski Eugeniusz; Czmochoowski Jerzy; Pietrusiak Damian: Problems Of Steel Cconstruction Modal Models Identification Eksploatacja i N niezawodnosc-Maintenance And Rreliability Issue: 1 Pages: 54-61.
- [15] Rusiński E.; Iluk A, Malcher K., Pietrusiak D.: Failure analysis of an overhead travelling crane lifting system operating in a turbogenerator hall Engineering Failure Analysis, In Press, Available online 16 February 2013 DOI:10.1016/j.engfailanal.2013.02.008.
- [16] Wójs K., Szulc P., Tietze T., Sitka A., "Concept of a system for waste heat recovery from flue gases in a coal-fired power plant", vol. 1, nr 1, s. 191-200.
- [17] Yoshihiro O., Yoshinobu T.: Three-dimesional transient thermall stresses of functionally graded rectangular plate due to partial heating. Journal of Thermal Stresses, vol. 22, Taylor & Francis 1999.



# WPLYW PRACY PRZEMYSŁOWEGO ODPYLACZA ELEKTROSTATYCZNEGO NA SIĘĆ ZASILAJĄCĄ

Zbigniew Hanzelka<sup>1</sup>, Jurij Warecki<sup>2</sup>, Michał Gajdzica<sup>3</sup>

AGH Akademia Górniczo-Hutnicza <sup>1</sup>Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Inżynierii Biomedycznej, Katedra Energoelektroniki i Automatyki Systemów Przetwarzania Energii, e-mail: hanzel@agh.edu.pl; <sup>2</sup>Wydział Energetyki i Paliw, Katedra Podstawowych Problemów Energetyki, e-mail: jwarecki@agh.edu.pl, <sup>3</sup>Wydział Energetyki i Paliw, Katedra Podstawowych Problemów Energetyki, e-mail: michal.gajdzica@wp.pl

Elektrofiltry przemysłowe ograniczają emisję zanieczyszczeń pyłowych, uczestniczą w procesach odpylania spalin oraz gazów produkowanych podczas zachodzących procesów technologicznych w przemyśle oraz energetyce zawodowej. Podczas prowadzonego odpylania gazów wpływają niekorzystnie na wybrane parametry użytkowanej energii elektrycznej. Praca tego typu urządzeń nieliniowych powoduje występowanie w sieci zasilającej asymetrycznych, szybkozmiennych i odkształconych prądów. Powoduje występowanie znacznych wahań napięcia, mających bezpośredni wpływ na źródła światła zasilane z tych samych szyn. Poza aspektami pogorszenia wskaźników określających jakość dostawy energii elektrycznej praca elektrofiltru może powodować stopniowe ograniczanie maksymalnej mocy pozornej transformatora zasilającego przy obciążeniach granicznych. W rozdziale omówiono wyniki pomiarów oraz dokonano analizy wskaźników jakości energii elektrycznej w systemie zasilania potrzeb własnych elektrociepłowni z odpylaczem elektrostatycznym.

## 1. Wprowadzenie

W procesie technologicznym elektrociepłowni i elektrowni ciepłych szeroko wykorzystywane są elektryczne urządzenia do odpylania spalin wychodzących z komina paleniska kotła opalanego pyłem węglowym – elektrofiltry przemysłowe (Electrostatic Precipitator (ESP)). W hutach odpyla się np. gazy odlotowe powstające w procesie spiekania surowców, przy produkcji miedzi z kruszców siarczkowych gaz z procesu przetwarzania rudy. W koksowniach elektrofiltry znalazły zastosowanie do odpylania i odsmalania surowego gazu koksowniczego. Bywają też stosowane do odpylania gazów odlotowych z pieców obrotowych w cementowniach.

W chwili obecnej żąda się, aby stężenie pyłu w gazie odpylanym nie przekraczało  $50 \text{ mg/m}^3$ , co może zostać zrealizowane przy skuteczności działania wynoszącej 99% i powyżej. Aby proces odpylania zachodził efektywnie, wymaga się utrzymywania dużej wartości natężenia niejednorodnego pola elektrycznego w przestrzeni między elektrodami odpylacza. Stąd elektrofiltry jako odbiorniki niespokojne, zasilane są ze specjalnych jednostek transformatorowych często przewymiarowanych, których moc jest wyznaczana z uwzględnieniem: zwarciowego charakteru prądów występujących podczas normalnej pracy elektrofiltru, liczby zasilanych zespołów elektrofiltrów oraz ich mocy maksymalnych. W przypadku tych jednostek podczas projektowania zakłada się (30-40)% zapasu mocy ze względu na przetężenia mogące powstać w obwodzie podczas łączeń ruchowych, jak również pracy jednostki z innymi odbiornikami, w tym również nie zainstalowanymi na stałe w obwodzie np. elektryczne zespoły spawalnicze.

W rozdziale omówiono wyniki pomiarów parametrów jakości energii elektrycznej dwóch pracujących elektrofiltrów przemysłowych zasilanych z sieci średniego napięcia 6kV, wykonane w jednym z zakładów przemysłowych. Przeprowadzono szczegółową analizę bilansu strat mocy czynnej oraz uzasadniono konieczność indywidualnego doboru transformatora do warunków współpracy z odpylaczem elektrostatycznym.

## **2. Charakterystyka przemysłowego systemu zasilania elektrofiltru przemysłowego**

### **A. Opis obiektu**

Pomiary wskaźników oraz wpływ elektrofiltru przemysłowego na parametry użytkowanej energii elektrycznej przeprowadzono dla dwóch jednostek odpylających spaliny z kotłów pyłowo-gazowych typu TP230 elektrociepłowni przemysłowej. Obiekt energetyczny przystosowany jest do równoczesnego spalania pyłu węglowego, gazu wielkopieczowego a także gazu koksowniczego. Elektrofiltry zasilane są bezpośrednio z wydzielonej do tego celu podstacji transformatorowej. W budynku podrozdzielni zainstalowane są 2 transformatory robocze i jeden rezerwowy o mocy 1000 kVA i napięciach 6/ 0,4 kV każdy.

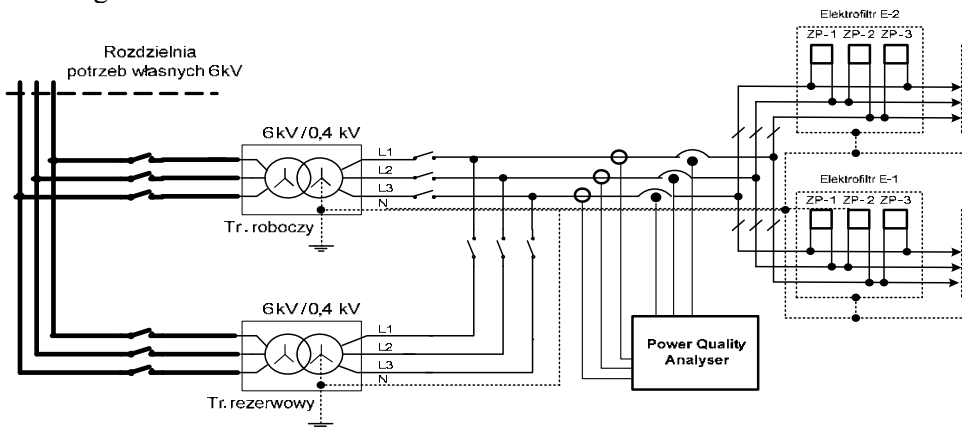
### **B. Układ zasilania i sterowania**

Zespoły elektrofiltrów przemysłowych zasilane są z transformatora roboczego z chłodzeniem olejowym, zasilanego z rozdzielni potrzeb własnych RPW 6 kV elektrociepłowni przemysłowej o parametrach znamionowych zawartych w tabeli 1. Rozdzielnia niskiego napięcia 0,4 kV zasilą m.in.: szafy i zespoły sterownicze, strzepywacze elektrod, urządzenia technologiczne, oświetlenie podstacji.

Tabela 1 Parametry znamionowe transformatora zasilającego zespoły elektrofiltrów przemysłowych

Moc znamionowa	$S_{nom}$	kVA	1000
Napięcie znamionowe strony pierwotnej	$U_{1nom}$	V	6300
Napięcie znamionowe strony wtórnej	$U_{2nom}$	V	400
Znamionowy prąd strony pierwotnej	$I_{1nom}$	A	91,5
Znamionowy prąd strony wtórnej,	$I_{2nom}$	A	1443
Napięcie zwarcia	$U_{zw}$	%	6,12
Straty mocy biegu jałowego	$\Delta P_o$	kW	2,12
Straty mocy w stanie zwarcia	$\Delta P_{zw}$	kW	11,06
Rezystancja zastępcza uzwojenia pierwotnego	$R_1$	$\Omega$	0,16760
Rezystancja zastępcza uzwojenia wtórnego	$R_2$	$\Omega$	0,00057
Grupa połączeń			Yy0

Układ sieciowy jaki tworzą jednostka robocza, elektrofiltry oraz pozostałe odbiory wykonany został w konfiguracji TN-C (rysunek 1). W całym układzie sieci funkcje przewodu ochronnego PE, funkcje przewodu neutralnego N pełni jeden przewód ochronno-neutralny PEN. Jednostki prostownicze poszczególnych elektrofiltrów zasilane są z uzwojenia wtórnego napięcia transformatora roboczego



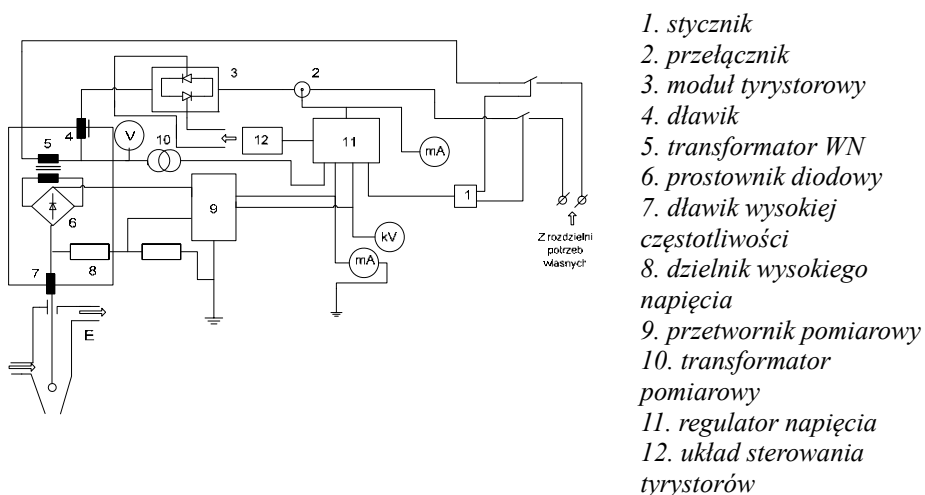
Rys. 1. Układ zasilania elektrofiltrów oraz punkt pomiaru wskaźników jakości dostawy energii elektrycznej

Elektrofiltry E-1 i E-2 zasilane są bezpośrednio z podstacji, w której sekcje A i B rozdzielni niskiego napięcia są rozdzielone poprzez odłączniki i zasilane z transformatora roboczego. W przypadku wystąpienia awarii lub przeprowadzania prac konserwacyjnych wynikających z harmonogramu przeglądów, ze-

społy elektrofiltrów są zasilane przez transformator rezerwowy o tych samych parametrach znamionowych, co transformator roboczy. Pomiar wskaźników jakości dostawy energii elektrycznej przeprowadzono po stronie niskiego napięcia transformatora roboczego, na podstawie zasilającej zespoły elektrofiltrów. Do pomiarów wykorzystano miernik firmy *Topas 1000 Power Quality Analyser*.

Maksymalne, przewidywane szczytowe obciążenie prądowe sekcji A w przypadku pracujących wszystkich zespołów elektrofiltru wraz ze strzeptywaczami, grupą szaf sterowniczych oraz załączonym oświetleniem wynosi około 814 A, z czego 77% obciążenia transformatora stanowią zespoły prostownicze. Z kolei obciążenie sekcji B podczas pracy odpylacza elektrostatycznego wynosi około 560 A, z czego aż 88% stanowią jednostki prostownicze. Pobór mocy przez obwody oświetlenia przemysłowego wynosi około 11% mocy obciążenia transformatora dla sekcji A oraz jedynie 2% mocy jednostki dla sekcji B.

Sterowanie każdego z zespołów prostowniczych współpracujących z elektrofiltrem odbywa się z wykorzystaniem układu sterowania o schemacie blokowym jak poniżej (rysunek 2).



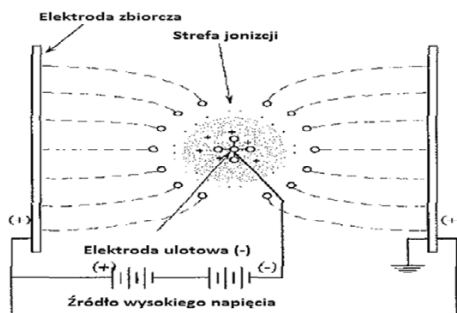
Rys. 2. Schemat blokowy sterowania pojedynczym zespołem przekształtnikowym elektrofiltru

Układ sterowania elektrofiltru zapewnia ciągłą pracę układu zasilającego zgodnie z zadeklarowanym algorytmem pracy. Regulator napięcia (11) współpracując z układem sterowania tyrystorów (12) ma za zadanie regulację wartości wyprostowanego napięcia wyjściowego. Przetwornik pomiarowy (9) zapewnia separację galwaniczną obwodów sterowania oraz obwodu wysokonapięciowego. Tak wypracowany przebieg podawany jest na transformator wysokiego napięcia odpylacza elektrostatycznego. Napięcie robocze strony górnej trans-

przez dławik wysokiej częstotliwości na elektrody elektrofiltru i wywołuje w obwodzie WN transformatora prąd w zakresie zmian 1000...1200 mA.

### 3. Procesy zachodzące w komorze odpylacza elektrostatycznego

Proces odpylania gazów zachodzi w trzech etapach w obszarze silnego, niejednorodnego pola elektrycznego wytwarzanego między elektrodami elektrofiltru. Aby przebiegał z dużą wydajnością rzędu 3 mln Nm<sup>3</sup>/h, konieczne jest zasilanie elektrod prądem o wysokim napięciu między 30 a 110 kV. W silnie nierównomiernym polu elektrycznym utworzonym w odpowiednio ukształtowanym układzie, występują dwa rodzaje elektrod odizolowanych od siebie elektrycznie. Elektrody ujemne, zwane również elektrodami emisyjnymi stanowią źródło wysokiego napięcia i są ukształtowane w postaci cienkich prętów. Z kolei elektrody dodatnie, zbiorcze są wykonywane najczęściej w postaci szeregu cienkich równoległych płyt, jednakowo oddalonych od siebie i uziemionych, między którymi umieszczone są rzędy cienkich prętów. Przyłożenie wysokiego napięcia do elektrod emisyjnych powoduje wydzielanie się elektronów, które poruszając się ku dodatnim elektrodom zbiorczym, powodując wytrącenie dalszych elektronów z cząstek gazu (tzw. ujemna jonizacja). Zjawisku temu zwanym wyładowaniem koronowym towarzyszą również efekty świetlne. W komorze przez którą z małą prędkością przepuszczany jest strumień zanieczyszczonego gazu następuje ładowanie jonów oraz molekuł pyłu. Elektrony zdążające do elektrody zbiorczej ładują ujemnie cząstki gazu, a te z kolei przekazują ładunek ziarnom pyłu, które przyciągane są i osadzone na powierzchni elektrod zbiorczych. W wyniku uziemienia tej grupy elektrod, wytrącone cząsteczki pyłu rozładowują się a następnie podczas odbywającego się strzepywania, opuszczają przestrzeń elektrody i w wyniku sił grawitacji opadają na dno lejka zsykowego (rysunek 3).



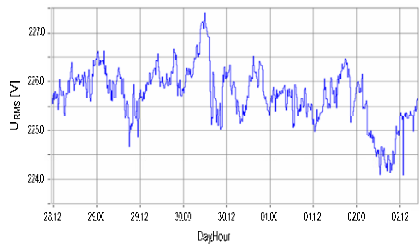
Rys. 3. Schemat ideowy odpylacza elektrostatycznego

## 4. Pomiary parametrów stanu elektrofiltru i sieci zasilającej

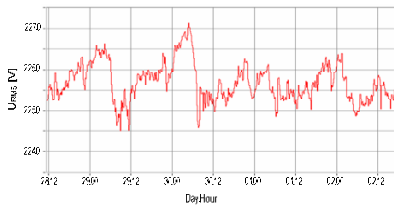
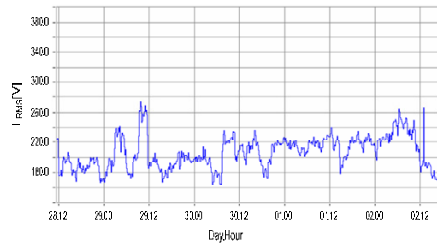
### A. Prądy i napięcia elektrofiltru przemysłowego

Pomiar oraz rejestracja wartości skutecznych prądu oraz napięcia, pozwala określić warunki pracy transformatora trójfazowego zasilającego elektrofiltry. Zmianę poszczególnych wartości rejestrowaną po stronie wtórnej poszczególnych faz transformatora podczas pięciodniowej agregacji czasowej przedstawiono na rysunku 4.

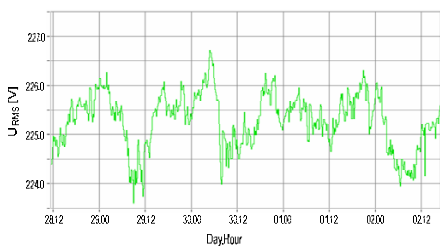
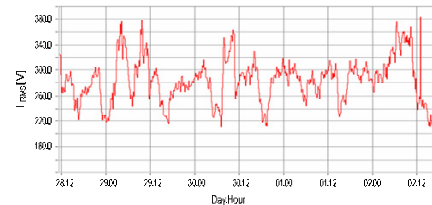
Praca elektrofiltru przemysłowego jako obciążenia nieliniowego transformatora, o stochastycznym charakterze zmian, uwidacznia się w przebiegach prądu fazowego w postaci losowo generowanych udarów prądu spowodowanych wyładowaniami występującymi w komorach odpylających. Jak wynika z zarejestrowanych oscylogramów, najbardziej obciążoną fazą transformatora roboczego jest faza L-2, przy występującej asymetrii prądowej.



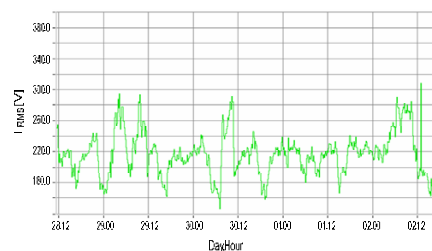
Faza L-1



Faza L-2



Faza L-3



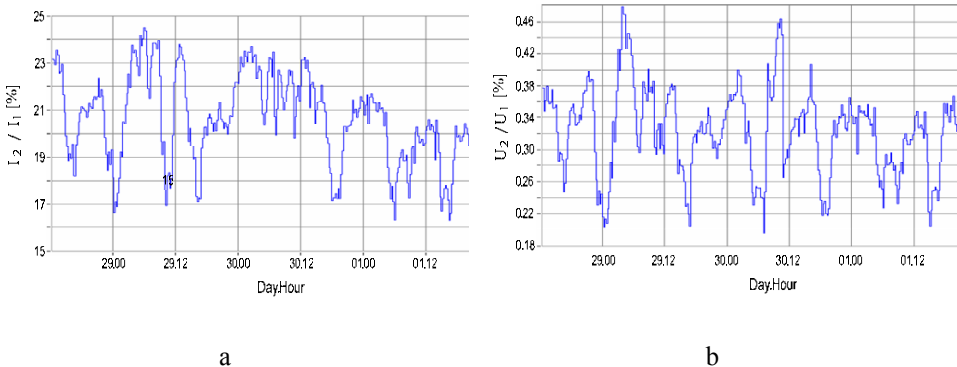
a

b

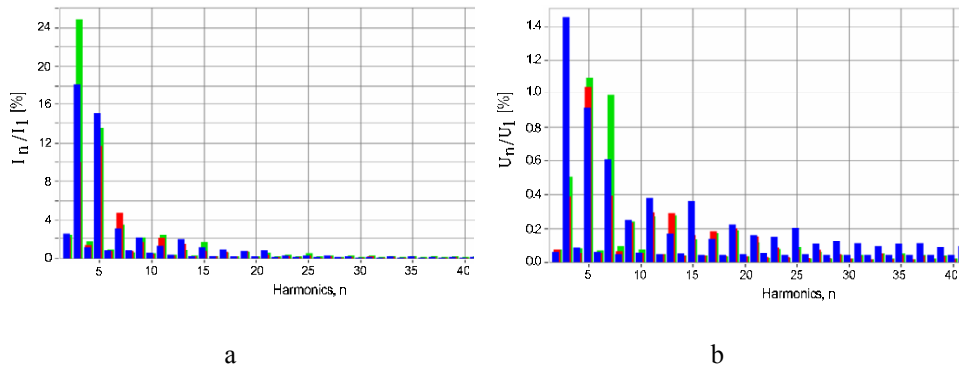
Rys. 4. Wartości skuteczne napięć (a) i prądów (b) strony wtórnej transformatora

## B. Wpływ elektrofiltru przemysłowego na wskaźniki jakości energii elektrycznej

Praca odpylacza elektrostatycznego w sieci przemysłowej wprowadza znaczącą asymetrię prądu strony wtórnej transformatora roboczego, wskutek zachodzących wyładowań w każdej fazie, wynikających z aktualnego składu odpylanej mieszanki gazu (rysunek 5). W czasie pomiarów współczynnik asymetrii prądu zawiera się w przedziale 16,5...24,5%, a jego średnia wartość wynosi około 20% (rysunek 5a). Ponieważ sumaryczne obciążenie nie przekracza 22% mocy znamionowej transformatora, zarejestrowana asymetria napięcia w sieci 0,4 kV nie przekracza wartości 0,5%, co zgodnie z normą PN-EN 50160:2011 jest poziomem akceptowalnym (rysunek 5b). Podczas pomiarów pracujących elektrofiltrów, zarejestrowano również widmo harmonicznych prądu oraz napięcia strony wtórnej transformatora roboczego przy maksymalnym obciążeniu. Uzyskane rezultaty zamieszczono na rysunku 6. Z przeprowadzonej analizy uzyskanego widma harmonicznych prądu oraz napięcia wynika, że w sieci zasilającej elektrofiltr przemysłowy obserwujemy zarówno typowe (charakterystyczne) harmoniczne tj. 3, 5, 7, 11, 13 i 15, a także nietypowe składowe parzyste: 2, 4 oraz nieparzystych rzędu: 17, 19, 21, 23 i 25. Wyznaczono również wartości całkowitego współczynnika odkształcenia poszczególnych faz napięcia i prądu, tabela 2.



Rys. 5. Zmiana współczynnika asymetrii (a) prądu (b) napięcia



Rys. 6. Harmoniczne (a) prądu i (b) napięcia strony wtórnej transformatora

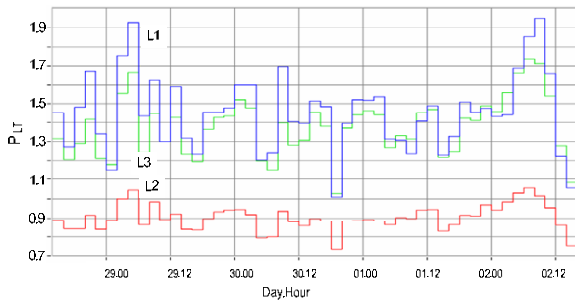
Tabela 2. Całkowity współczynnik odkształcenia prądu i napięcia

Wielkość	$U$			$I$		
	L-1	L-2	L-3	L-1	L-2	L-3
THD [%]	2,00	1,50	1,75	22,36	9,96	40,13

Uzyskane fazowe współczynniki odkształcenia prądu ( $THD_U$ ) oraz napięcia ( $THD_I$ ) porównane z poziomami granicznymi zawartymi w normach PN-EN 50160:2011 i CEI/IEC61000-2-4:2002, spełniają warunki dostawy energii elektrycznej z punktu widzenia odkształcenia napięcia oraz prądu. Istotnym jednak czynnikiem w analizowanym przypadku jest relatywnie mała wartość sumarycznego obciążenia transformatora roboczego.

Zmienny w sposób losowy charakter pracy odpylacza wpływa również na powstawanie znacznych wahań napięcia we wszystkich trzech fazach układu przemysłowego (tabela 3). Ich wartości znacznie przekraczają dopuszczalne poziomy zmian długookresowego wskaźnika migotania światła  $P_{LT}$  zgodnie z wskazanymi normami (rysunek 7).





Rys. 7. Charakterystyka zmian długookresowego wskaźnika wahań napięcia

Tabela 3. Wartości długookresowego wskaźnika wahań napięcia

Wielkość	$P_{LT}$		
	L-1	L-2	L-3
Faza			
CP95	1,85	1,03	1,66
Max	1,95	1,06	1,73

Jak wynika z uzyskanych wartości duża skuteczność odpylania oraz liczba wyładowań zachodzących w komorach elektrofiltru przemysłowego wpływa negatywnie na poziom wahań napięcia. Obserwowana różnica zachodząca w maksymalnych wartościach wskaźnika spowodowana jest jakością pracy poszczególnych zespołów prostowniczych odpylaczy elektrostatycznych. Skutkiem prowadzonego z dużą efektywnością odpylania spalin jest obserwowane migotania strumienia świetlnego źródeł światła zainstalowanych w analizowanej sieci przemysłowej, w całym okresie prowadzonych pomiarów.

## 5. Bilans mocy czynnej transformatora

Przeprowadzając bilans strat mocy czynnej oraz określając warunki pracy w chwili zasilania elektrofiltru przemysłowego przez transformator roboczy, wykorzystano procedurę analizy wpływu wyższych harmonicznych prądu na poziom strat w jego uzwojeniach. Jednostka przewidziana do współpracy z obciążeniem nieliniowym, powodującym przepływ prądów odkształconych w uzwojeniach transformatora, musi uwzględniać występowanie dodatkowych strat w ogólnym bilansie mocy. Znając rodzaj obciążenia, moc oraz przypisany (obliczony) dla danego typu urządzeń współczynnik dodatkowych strat, można dobrać moc transformatora, odpowiednią do warunków pracy z nieliniowym obciążeniem.

Całkowite straty w transformatorze ogólnie można podzielić na straty obciążeniowe oraz straty biegu jałowego (straty w rdzeniu):

$$\Delta P_T = \Delta P_{LL} + \Delta P_C,$$

gdzie:

$\Delta P_T$  – straty całkowite,

$\Delta P_{LL}$  – straty obciążeniowe,

$\Delta P_C$  – straty biegu jałowego (straty w rdzeniu).

Straty obciążeniowe wywołane przepływem prądu wyznaczone są na podstawie wzoru:

$$\Delta P_{LL} = \Delta P_{Cu} + \Delta P_{EC} + \Delta P_{OSL} ,$$

gdzie:

$\Delta P_{Cu} = I^2 R$  – straty omiczne wywołane przepływem prądu obciążenia w uzwojeniach transformatora,

$I$  – wartość skuteczna prądu,

$\Delta P_{EC}$  – straty w uzwojeniach od prądów wirowych,

$\Delta P_{OSL}$  – straty dodatkowe od prądów wirowych w częściach konstrukcyjnych.

Wyznaczając straty w rdzeniu transformatora  $\Delta P_C$  dla każdego przypadku obciążenia jednostki trójfazowej, przyjmuje się tę samą wartość ze względu na napięcie zasilające uzwojenia. Zakłada się, że straty wywołane przepływem prądów wirowych  $\Delta P_{EC}$  oraz straty dodatkowe  $\Delta P_{OSL}$  stanowią 30% wartości strat obciążenia przy prądach sinusoidalnych. W przypadku rozdzielenia strat wiropądowych w uzwojeniach od dodatkowych przyjęto, że te pierwsze stanowią 10% sumarycznych strat wiropądowych. Wartości poszczególnych strat dla rozważanego rodzaju obciążenia transformatora, obliczone zgodnie z metodą [7], zamieszczono w tabeli 4.

Porównując straty całkowite transformatora pracującego z roboczym liniowym i symetrycznym obciążeniem (wyliczonym z zarejestrowanej mocy sumarycznej) oraz rzeczywistym nieliniowym i asymetrycznym obciążeniem stwierdza się zwiększenie strat sumarycznych. Jak wynika z obliczonych danych, rodzaj obciążenia transformatora nie wpływa na zmianę wartości strat obciążenia  $P_{Cu}$ , wprowadza jednak dość znaczące różnice w stratach wiropądowych  $\Delta P_{EC}$  i  $\Delta P_{OSL}$ . Wyznaczone wartości strat transformatora dowodzą, że przepływ prądów odkształconych w przypadku zasilania elektrofiltrowego przemysłowego wpływa na zwiększenie strat wiropądowych w ogólnym bilansie mocy.

Porównując straty występujące przy obciążeniu rzeczywistym oraz znamionowym można stwierdzić, że wpływ harmonicznych w badanych warunkach jest nieznaczny. Jednak podczas pracy transformatora z pełnym (projektowanym) obciążeniem dla danej sieci należy uwzględnić obecność wyższych harmonicznych związaną z rozważanym rodzajem obciążenia transformatora. Fakt ten potwierdzają obliczenia wartości współczynnika obniżenia dopuszczalnego obciążenia transformatora (K-Factor) [6]. Wyznaczony współczynnika dla analizowanej sieci przemysłowej wynosi  $K=4$ , co wskazuje na konieczność zmniejszenia dopuszczalnego obciążenia transformatora o 10%.

Tabela 4. Porównanie wartości strat mocy transformatora dla różnego rodzaju odbiorników

Rodzaj strat transformatora	Straty omiczne $\Delta P_{Cu}$ [kW]	Straty wiroprądowe		Straty obciążeniowe $\Delta P_{LL}$ [kW]	Straty w rdzeniu $\Delta P_C$ [kW]	Straty sumaryczne $\Delta P_T$ [kW]
		w uzwojeniach $\Delta P_{EC}$ [kW]	dodatkowe $\Delta P_{OSL}$ [kW]			
Straty przy liniowym znamionowym obciążeniu	7,742	0,332	2,986	11,060	2,120	13,180
Straty przy roboczym liniowym obciążeniu	0,252	0,007	0,065	0,324	2,120	2,444
Straty przy rzeczywistym roboczym obciążeniu	0,252	0,018	0,084	0,354	2,120	2,474

## 6. Wnioski

Wykonane badania oraz wyznaczone współczynniki określające jakość dostawy energii elektrycznej w badanej sieci zasilającej wskazują, że pracujące jednostki odpylające mają negatywny wpływ na parametry jakości energii elektrycznej. Praca elektrofiltru przemysłowego wywołuje znaczną asymetrię prądu w poszczególnych fazach układu a także znaczne (prawie dwukrotne) przekroczenie dopuszczalnej wartości wskaźnika wahań napięcia. Wskutek nieznacznego sumarycznego obciążenia transformatora, w przypadku pozostałych, zbadanych wskaźników jakości energii elektrycznej nie zaobserwowano przekroczeń dopuszczalnych wartości dla analizowanej sieci przemysłowej zgodnie z normami: PN-EN 50160:2011, CEI/IEC61000-2-4:2002 oraz z Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 4 maja 2007 r. w sprawie szczegółowych warunków funkcjonowania systemu elektroenergetycznego (Dz. U. z dnia 29 maja 2007 r.)

### Literatura

- [1] Warecki J. Hanzelka Z., Gajdzica M., Kwiecień 2014, Wskaźniki jakości dostawy energii elektrycznej w sieci zasilającej elektrofiltry przemysłowe - analiza przypadku, Przegląd Elektrotechniczny, ISSN 0033-2097, s.85-91.— Bibliogr. s. 91.
- [2] Hanzelka Z.: Jakość energii elektrycznej. Część 4. Wyższe harmoniczne napięć i prądów, [http://twelvee.com.pl/pdf/Hanzelka/cz\\_4\\_pelna.pdf](http://twelvee.com.pl/pdf/Hanzelka/cz_4_pelna.pdf).

- [3] Hołdyński G., Skibko Z.: Problemy związane z eksploatacją transformatorów energetycznych zasilających odbiorniki nieliniowe, *Wiadomości Elektrotechniczne*, 5, 2010, 32-35.
- [4] Jagieła K., Rak J., Gała M., Kępiński M.: Straty mocy w transformatorach energetycznych zasilających dużych odbiorców przemysłowych, *Elektroenergetyka*, 3, 9, 46-56.
- [5] [www.aet.com.sg](http://www.aet.com.sg), K-Factor Isolation Transformer, (AET-2009-AET\_K13-Factor\_400V\_R1.pdf) [10.08.2011]
- [6] Desmet J., Delaere G.: Harmoniczne. Dopuszczalna obciążalność i dobór transformatorów do pracy z prądem odkształconym, Jakość zasilania – poradnik cz. 3.5.2, Polskie Centrum Promocji Miedzi, Wrocław 2005.
- [7] Gregory W. Massey: Estimation Methods for Power System Harmonic Effects on Power Distribution Transformers, *IEEE Transactions on industry application*, 30, 2, March/April 1994.
- [8] Mizuno A., Electrostatic Precipitator, *IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation*, Vol. 7 No. 5, October 2000, s.615-624.

# ANALIZA METOD INTENSYFIKACJI PROCESU PAROWANIA ZIĘBNIKA EKOLOGICZNEGO W PAROWACZACH PODCIŚNIENIOWYCH SYSTEMÓW ADSORBCYJNYCH

Tomasz Hałon, Bartosz Zajązkowski, Zbigniew Królicki

Politechnika Wroclawska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław  
tomasz.halon@pwr.edu.pl, bartosz.zajazkowski@pwr.edu.pl, zbigniew.krolicki@pwr.edu.pl

Przedstawiono wpływ właściwości konstrukcyjnych parownika niskociśnieniowego przeznaczonego do adsorbcyjnych systemów chłodniczych na jego parametry pracy oraz możliwość intensyfikacji warunków wymiany ciepła wewnątrz rur. Dokonano analizy wpływu tych zmian na spadek ciśnienia i prędkości przepływu dla typowych warunków pracy. Przeanalizowano wpływ ożebrowania rur i intensywności zraszania na współczynnik wymiany ciepła. Sprawdzono warunki zmiany rodzaju przepływu filmu ziębniaka i wysychania powierzchni. Omówiono możliwość zastosowania parowacza wykorzystującego siły kapilarne do stworzenia cienkiej warstwy cieczy na powierzchni wymiany ciepła. Zaprezentowano wyniki obliczeń konstrukcyjnych dla parownika ze spływającą warstwą (filmem) ziębniaka oraz z warstwą wznoszoną przez siły kapilarne.

## 1. Wstęp

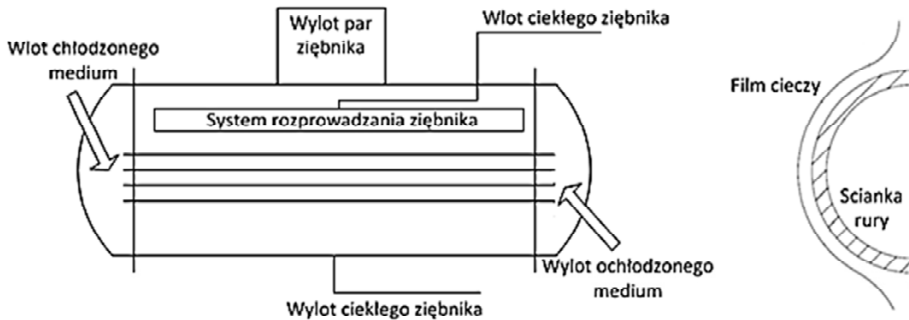
Ziębniki naturalne są coraz powszechniej stosowane w technice chłodniczej, szczególnie w systemach sorpcyjnych. Posiadając właściwości fizyczne konieczne w procesach ad- i ab-sorpcji, charakteryzują się one wysokimi wartościami utajonego ciepła parowania  $R$  (ok. 2490 kJ/kg dla wody przy ciśnieniu nasycenia  $p_{sat}$  równym 1 kPa) [1] oraz spełniają wymagania stawiane przez normy ekologiczne.

W zakresie temperatur typowych dla urządzeń oziębiających na potrzeby systemów klimatyzacyjnych tj. 5-15°C, czynniki te posiadają dużą objętość właściwą par. Na przykład woda zwiększa swoją objętość właściwą  $v$  ponad 60-krotnie, a metanol 15-krotnie w stosunku do ciśnienia atmosferycznego. Obniża to o rząd wielkości współczynnik wymiany ciepła  $\alpha$  [2] oraz podwyższa mini-

malną temperaturę powierzchni wymiany ciepła potrzebną do rozpoczęcia nukleacji [3]. W parowaczach o konstrukcji płaszczowo rurowej duże znaczenie nabiera poziom wypełnienia płaszcza zbiębnikiem. Dla różnicy poziomów ok. 10 cm różnica ciśnień  $p$  dla wody wynosi 1 kPa, co przekłada się w tych warunkach na różnicę 10,5 K w temperaturze nasycenia  $T_{sat}$ , podczas gdy dla ciśnienia atmosferycznego różnica ta była by pomijalnie mała (ok. 0,3 K) [1].

Z tych powodów w parowaczach podciśnieniowych stosuje się konstrukcje zraszane wykorzystujące parowanie czynnika z cienkiej warstwy filmu otaczającego rurki z chłodzonym medium. Mniejsze ilości czynnika w parowaczu eliminują wpływ ciśnienia hydrostatycznego i powodują uzyskiwanie wyższych wartości współczynnika wymiany ciepła  $\alpha$  niż przy wrzeniu na pęczku rur. Możliwe jest wykorzystanie mniejszej różnicy temperatur między zbiębnikiem a medium chłodzonym oraz zmniejszenie gabarytów urządzenia [4]. Grubość warstwy  $\delta$  jest mniejsza niż 1 mm, przez co przyjmuje się że przenoszenie ciepła zachodzi głównie na zasadzie przewodzenia przez ciekłą przegrodę, oraz w mniejszym stopniu przez konwekcję [4].

Ziębnik dostarczany jest poprzez dysze lub specjalne systemy rozprowadzania znajdujące się powyżej pęczka rur. Następnie na powierzchni rur tworzy ciekłą warstwę cieczy, z której odprowadzane jest ciepło poprzez odparowanie części czynnika – medium wewnątrz rury zostaje ochłodzone. Reszta nieodparowanego zbiębnika spływa na rury poniżej, gdzie proces się powtarza. Główne mechanizmy przenoszenia ciepła – przewodzenie i w mniejszym stopniu konwekcja wymuszona, są funkcjami grubości filmu  $\delta$  (warstwy) oraz rodzaju przepływu (turbulentny lub laminarny) [4]. Rysunek ideowy parowacza oraz filmu cieczy widoczny jest na rys. 1.



Rys. 1. Schemat ideowy parowacza zraszane oraz filmu cieczy wokół rury

W przypadku parowaczy podciśnieniowych poważną trudnością jest konieczność stosowania pomp wymuszających obieg czynnika przez system zraszania oraz możliwość powstawania suchych płatów na powierzchni rury –

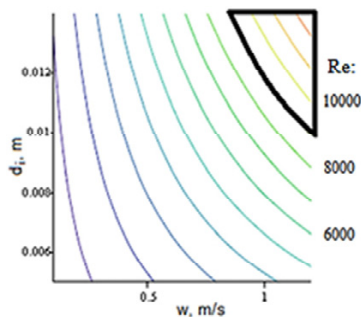
miejsce, w których czynnik albo odparował, albo w skutek nierównomiernego spływu cieczy nie obmył rury. Znacząco zmniejszają one współczynnik wymiany ciepła  $\alpha$  [4].

## 2. Wymiana ciepła między chłodzonym medium a ścianą rury

Analizie poddano urządzenie typu płaszczowo rurowego ze zraszaniem o mocy 10 kW, przeznaczone do produkcji wody lodowej o temperaturze 8-12 °C. W celu uzyskania odpowiedniej wartości współczynnika wymiany ciepła między chłodzonym medium a ścianą rury, należy zagwarantować turbulentny przepływ w kanale, pamiętając że prędkość medium nie powinna być znacznie większa niż 1 m/s (z powodów strat ciśnienia w przepływie). Dla średnicy wewnętrznej rury  $d = 10$  mm, w obliczeniach założono prędkość medium równą 1,2 m/s, aby liczba Reynoldsa  $Re_m$  miała wartość około 10000.

Współczynnik wymiany ciepła  $\alpha_m$  obliczony może być z równania (1) Dittusa-Boeltera [5] i w rozpatrywanym przypadku wynosi 4800 W/(m<sup>2</sup>K). Dla przykładowego 10 kW parowacza możliwe kombinacje prędkości przepływu oraz średnicy zaprezentowano na rys. 2 w zaznaczonym polu – minimalne wartości liczby Reynoldsa.

$$\alpha_m = 0.023 \cdot \frac{\lambda_m}{d_i} \cdot Re_m^{0,8} \cdot Pr_m^{0,4} \quad (1)$$



Rys. 2. Możliwe kombinacje prędkości przepływu w rurze oraz średnicy wewnętrznej

Wymianę ciepła w kanale można zintensyfikować o 40% poprzez wprowadzenie do kanału turbulatorów [6]. Najpowszechniej stosowane to skręcone taśmy, skręcone taśmy o skrzydełku delta, skręcone taśmy o ukośnym skrzydełku delta, wprowadzenie do rury dyszy o kształcie „v” oraz wprowadzenie pierścienia stożkowego [5, 7]. Według Eiamsa-ar i in. [5] największą intensyfikację

wymiany ciepła zapewniają skręcone taśmy o skrzydełku delta, dla których stosunek skoku taśmy  $y$  do jej szerokości  $w$  wynosi 3. W takim wypadku liczba Nusselta jest o 1,6 razy większa niż w przypadku niezastosowania turbulatora. Współczynnik tarcia hydraulicznego jest wyższy 4,35 krotnie. Skręcone taśmy o ukośnym skrzydełku delta dają nieznacznie większą liczbę Nusselta, jednak współczynnik tarcia wzrasta pięć-krotnie w stosunku do pustej rury.

Liczba Nusselta i współczynnik tarcia hydraulicznego dla skręconych taśm o skrzydełku delta policzone zostały odpowiednio ze wzorów (2) oraz (3). Dla skręconych taśm o ukośnym skrzydełku delta ze wzorów (4) oraz (5) [5]. Współczynnik wymiany ciepła został przeliczony z definicji liczby Nusselta – równanie (6).

$$Nu_{sd} = 0,18 \cdot Re_m^{0,675} \cdot Pr_m^{0,4} \cdot \left(\frac{y}{w}\right)^{-0,566} \cdot \left(1 + \frac{d_i}{w}\right)^{0,76} \quad (2)$$

$$f_{sd} = 21,7 \cdot Re_m^{-0,45} \cdot \left(\frac{y}{w}\right)^{-0,564} \cdot \left(1 + \frac{d_i}{w}\right)^{1,41} \quad (3)$$

$$Nu_{ssd} = 0,18 \cdot Re_m^{0,67} \cdot Pr_m^{0,4} \cdot \left(\frac{y}{w}\right)^{-0,423} \cdot \left(1 + \frac{d_i}{w}\right)^{0,982} \quad (4)$$

$$f_{ssd} = 24,8 \cdot Re_m^{-0,51} \cdot \left(\frac{y}{w}\right)^{-0,566} \cdot \left(1 + \frac{d_i}{w}\right)^{1,87} \quad (5)$$

$$\alpha_m = \frac{Nu \cdot \lambda_m}{d_i} \quad (6)$$

Na podstawie wzorów (1-6) dokonano porównania między metodami intensyfikacji przepływu w rurze. Wyniki przedstawiono w tabeli 1. Pokazano współczynnik wymiany ciepła  $\alpha$ , stosunek współczynnika wymiany ciepła dla danego turbulatora do współczynnika bez turbulatora  $\alpha/\alpha_{bt}$ , współczynnik chropowatości hydraulicznej  $f$ , stosunek zastępczej chropowatości hydraulicznej używając turbulatora do chropowatości hydraulicznej bez niego  $f/f_{bt}$ , stosunek długości wymaganej rury używając turbulatora do długości bez niego  $L/L_{bt}$ , oraz stosunek straty ciśnienia na wymienniku z turbulatorami oraz bez  $\Delta p/\Delta p_{bt}$ . Długości rur oraz straty ciśnienia obliczono dla współczynnika wymiany ciepła po stronie zewnętrznej  $\alpha_b$  równego 2300 kW/(m<sup>2</sup>K) (obliczony ze wzoru 10). Z obliczeń długości wymaganego wymiennika oraz spadków ciśnienia (tab. 1) wynika, że zastosowanie turbulatorów przy danym projekcie parowacza o mocy chłodniczej 10 kW jest nie opłacalne. Długość wymaganego wymiennika wynosi ok. 8,8 m przy spadku ciśnienia 1,2 bar. Zastosowanie turbulatorów prowadzi w obu przypadkach do zmniejszenia długości o około 20%, natomiast wzrostu spadku ciśnienia o 700% dla skręconych taśm o skrzydełku delta oraz 520% dla skręconych taśm o ukośnym skrzydełku delta.



Tab. 1. Porównanie turbulatorów oraz pustej rury

	$\alpha$	$\alpha/\alpha_{bt}$	$f$	$f/f_{bt}$	$L/L_{bt}$	$\Delta p/\Delta p_{bt}$
	$\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$	-	-	-	-	-
Bez turbulatora	4,84	1	0,032	1	1	1
Skręczone taśmy o skrzydełku delta	8,95	1,84	0,282	8,86	0,8	7,14
Skręczone taśmy o ukośnym skrzydełku delta	9,52	1,96	0,211	6,63	0,79	5,25

### 3. Wymiana ciepła po stronie ziębnika

Warstwa cieczy w warunkach nasycenia spływa na powierzchnię rury o wyższej temperaturze. Jej część odparowuje w trakcie opływu rury, a pozostała nieodparowana spływa na powierzchnię rury w niższym rzędzie. Na proces wpływa wielkość oraz rozstawienie rur, metoda dystrybucji czynnika, rodzaj powierzchni, położenie rury w pęczku, strumień masy spływającego ziębnika, ciśnienie, parametry czynnika oraz w mniejszym stopniu strumień ciepła i różnica temperatur [4, 8].

Wielkość zewnętrznej średnicy rury  $d_o$  ma wpływ na grubość warstwy spływającego filmu  $\delta$  oraz na strefę zderzenia filmu spływającego z rury powyżej. Dla przepływu, w którym nie dochodzi do wrzenia na powierzchni (dominujący rodzaj w chłodniczych parowaczach podciśnieniowych) zaobserwowano wyższy współczynnik wymiany ciepła  $\alpha$  dla mniejszych średnic [9, 10]. W przypadku zastosowania kolektorów na ciekły czynnik pod rurami zależność ta ma odwrotny charakter – większy współczynnik wymiany ciepła  $\alpha$  dla większej średnicy rury  $d_o$  [11].

Odległości między rurami oraz odległość elementu rozprowadzającego od rur według części autorów nie ma wpływu na wymianę ciepła [8, 11]. Jednak według innych może zwiększyć współczynnik wymiany ciepła  $\alpha_b$  o 15% [12]. Najlepsze wyniki uzyskano dla odległości 11 mm między rurami oraz między pierwszym rzędem rur, a systemem rozprowadzającym. Spowodowane jest to wzrostem prędkości filmu. Powyżej tej wartości może dojść do odbijania filmu od rury oraz do odchylenia spływającego filmu poprzez przyciąganie wody między kolumnami rur [12].

Rodzaj dystrybucji ziębnika wpływa na jednolitość filmu opływającego rurę. Najczęściej stosowane to usytuowane bezpośrednio nad rurami z chłodzonym medium: rury perforowane, spiekane porowate rury, płyta perforowana, płyta z dyszami oraz rura z dyszami [13, 14]. Według Habert'a [14] dzięki za-

stosowaniu płyty perforowanej lub spiekanej porowatej rury można uzyskać 20% wyższy współczynnik wymiany ciepła  $\alpha$  niż przy innych rodzajach dystrybucji. Uważa również, że dysze pogarszają jednorodność filmu, tym samym zmniejszając wymianę ciepła. Fujita [13] oraz Ribatski i inni [8] uważa, że zastosowanie przynajmniej jednego rzędu pustych rur pod systemem rozprowadzania zniweluje wpływ jego rodzaju.

Fujita zaproponował równanie (7) na współczynnik wymiany ciepła  $\alpha_b$  dla przypadku z pomijalnym efektem dystrybucji ziębniaka [13], gdzie liczba Reynoldsa spływającego filmu  $Re_\Gamma$  obliczona jest ze wzoru (8).

$$Nu_b = \sqrt{Re_\Gamma^{\frac{2}{3}} \cdot +0,01 \cdot Re_\Gamma^{0,3} \cdot \frac{Pr_z^{\frac{1}{4}}}{100}} \quad (7)$$

$$Re_\Gamma = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_z} \quad (8)$$

W przypadku występowania wrzenia strumień masy ziębniaka ma pomijalny efekt [14]. Jednak w przypadku odparowania większy strumień masy zwiększa grubość filmu tym samym pogarszając wymianę ciepła. Przy większych wartościach liczby Reynoldsa (powyżej 6000) dochodzi do zwiększenia wpływu prędkości ziębniaka na wymianę ciepła. Dodatkowo strumień masy ziębniaka ma wpływ na rodzaj spływającego filmu [9,12,14]. Zbyt mały strumień masy może doprowadzić do powstania kropelkowego spływu ziębniaka, który jest podatny na zrywanie przez wznoszone przeciwprądowo pary ziębniaka [8, 14]. Jest to szczególnie ważne w parowaczach systemów adsorpcyjnych, w których przepływ czynnika chłodniczego jest bardzo mały (poniżej 0,02 kg/s) [6]. W takim przypadku należy zainstalować pompę recyrkulacji nieodparowanego ziębniaka.

Zbyt mały przepływ może również wpłynąć na wysuszenie części rur. Za pomocą wzoru (9) [15] dla danego strumienia ciepła oraz przepływu można obliczyć minimalną liczbę Reynoldsa  $Re_\Gamma$  dla której rozpoczyna się wysuszenie powierzchni grzejnej. Według obliczeń autorów, dla przykładowego parowacza w obniżonym ciśnieniu wysychanie powierzchni zachodzi przy 1,8 razy mniejszej liczbie Reynoldsa  $Re_\Gamma$  niż przy ciśnieniu atmosferycznym ( $Re_\Gamma$  równe 9,3 przy ciśnieniu 0,93 kPa oraz  $Re_\Gamma$  równe 16,5 przy 100 kPa).

$$Re_{min} = 65.8 \cdot \left( \frac{q \cdot d_o}{\mu_z \cdot R} \right)^{0,63} \quad (9)$$

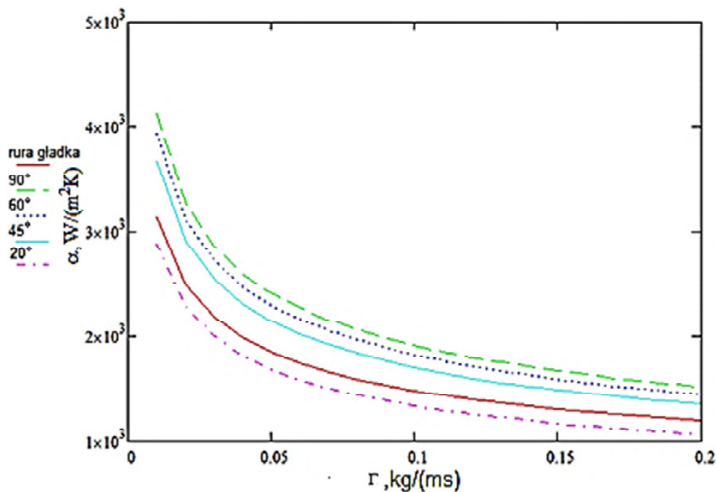
Powierzchnia nagwintowana wspomaga wymianę ciepła w parowaczach zraszanych poprzez zmniejszenie grubości warstwy ziębniaka. Sprawia dodatkowo, że grubość ta jest niejednorodna – większa między zębami gwintu, gdzie jest większa powierzchnia wymiany ciepła, a mniejsza na zewnątrz. Wzór na grubość warstwy filmu przyjmuje postać równania (10) [13].

$$\delta = \left( \frac{3 \cdot \mu \cdot \Gamma}{\rho^2 \cdot g \cdot \sin \theta} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

Wykres z rys. 3 przedstawia zależność współczynnika wymiany ciepła  $\alpha_b$  od strumienia masy ziębnika  $\Gamma$ . Najlepsze warunki wymiany ciepła uzyskuje się dla najniższych wartości strumienia masy, jednak w rozpatrywanym ciśnieniu  $p_{sat}$  0,93 kPa strumień niższy niż 0,03 kg/(s m) powoduje przejście do sływu kropelkowego (równanie 11), który jak napisano wcześniej jest podatny na zaburzenie przez przepływ par czynnika.

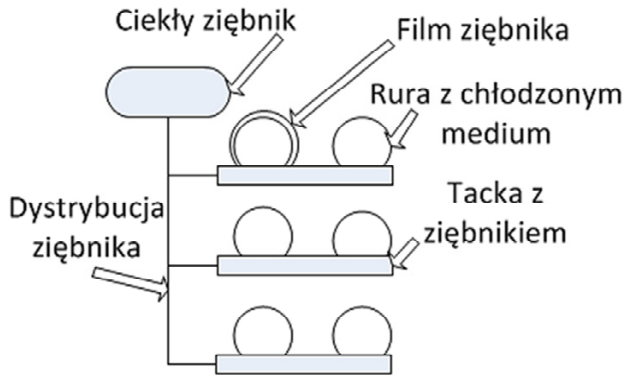
$$Re_k = 0,074 \cdot \left( \frac{\rho_z \cdot \sigma_z^3}{\mu_z^4} \right)^{0.302} \quad (11)$$

Na rys. 3 naniesiono również wartości współczynnika wymiany ciepła  $\alpha_b$  dla powierzchni nagwintowanej o różnych kątach nacięcia. Zastosowanie nagwintowanych powierzchni wymiany ciepła zwiększa współczynnik wymiany ciepła  $\alpha_b$ . Zastosowanie zbyt małego kąta gwintu może doprowadzić do obniżenia współczynnika  $\alpha_b$ . Najlepszą wymianę ciepła zapewnia kąt  $90^\circ$ .



Rys. 3. Zależność współczynnika wymiany ciepła  $\alpha_b$  od strumienia masy ziębnika  $\Gamma$  dla różnych powierzchni rur

Ponieważ użycie pompy do recyrkulacji ziębnika w parowaczu ze ściekającym filmem wiąże się z dodatkowymi kosztami oraz wprowadza element podatny na awarie, używa się w niektórych systemach adsorpcyjnych parowaczu wykorzystujących efekt kapilarnego zasysania cieczy. W tego typu parowaczach rury z chłodzonym medium mają na powierzchni nacięcia rzędu dziesiętnej milimetra lub nawalcowane cienkie druty. Rury te zanurzone są częściowo w ziębniku. Dzięki efektowi kapilarnemu ziębnik zostaje wciągnięty na powierzchnię rury tworząc warstwę cieczy o mniejszej grubości niż przy ściekającym filmie. Dzięki temu możliwe jest osiągnięcie wyższych współczynników wymiany ciepła [6]. Schemat z rys. 4 przedstawia zasadę działania tego typu parowacza.



Rys. 4. Schemat ideowy parowacza wykorzystującego efekt kapilarny [6]

Jako że prędkość przepływu w tym przypadku jest pomijalnie mała, przyjmuje się że jedyną istotną formą przenoszenia ciepła jest tu kondukcja. W zależności od parametrów ziębnika oraz szerokości kanału kapilarnego  $d_w$  ciecz może zostać wessana na ograniczoną wysokość  $H$ . Determinuje to maksymalną możliwą średnicę rury z chłodzonym medium. Wysokość tę można obliczyć z równania (12), natomiast grubość warstwy cieczy  $\delta$  oraz współczynnik wymiany ciepła z równań odpowiednio (13) i (14) [6].

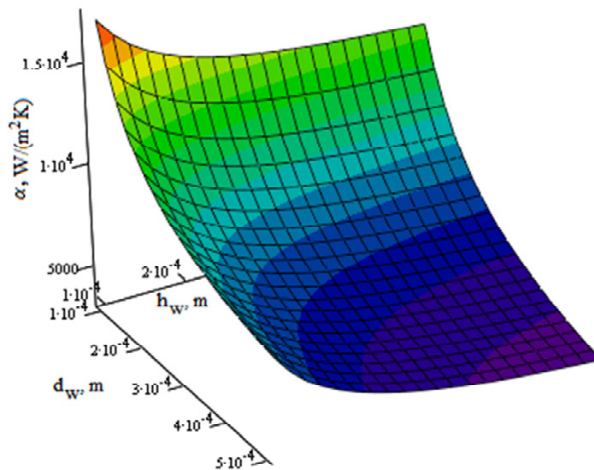
$$H = \frac{2 \cdot \sigma_z}{d_w \cdot \rho_z \cdot g} \quad (12)$$

$$\delta = \frac{d_w \cdot h_w}{2h_w + d_w} \quad (13)$$

$$\alpha_b = \frac{\lambda_z}{\delta} \quad (14)$$

Im mniejsze zanurzenie rury w ziębniku tym większy współczynnik wymiany ciepła  $\alpha_b$ . Optymalne wartości współczynnika  $\alpha_b$  uzyskano dla zanurzenia równego  $\frac{1}{4}$  średnicy rury. Stosunek głębokości do szerokości kanału kapilarnego  $\lambda$  powinien wynosić około 2,5. Powyżej tej wartości współczynnik wymiany ciepła przestaje szybko rosnąć [16].

Na podstawie równań (12-14) i obliczeń autorów sporządzono analizę wpływu głębokości oraz szerokości kanału kapilarnego na współczynnik wymiany ciepła  $\alpha_b$  przedstawioną na rys. 5. Dla parowacza wspomaganego efektem kapilarnym im mniejsza głębokość oraz szerokość kanału, tym większy współczynnik wymiany ciepła. Jedynymi ograniczeniami w tym wypadku są możliwość oraz cena wyprodukowania rur odpowiedniej długości z odpowiednio małymi kanałami. Na potrzeby obliczenia parowacza 10 kW przyjęto szerokość nacięcia równą 0,25 mm oraz głębokość 0,6 mm. W takim wypadku maksymalna wysokość zasysania  $H$  wynosić będzie 61 mm a współczynnik wymiany ciepła 5,5 kW/(m<sup>2</sup>K).



Rys. 3. Zależność współczynnika wymiany ciepła  $\alpha_b$  od głębokości  $h_w$  oraz szerokości  $d_w$  kanału kapilarnego

## 5. Wnioski

W rozdziale przeanalizowano najważniejsze parametry wpływające na wymianę ciepła w podciśnieniowych parowaczach mogących pracować w chłodniczych systemach adsorpcyjnych.

Wykazano nieopłacalność stosowania turbulatorów wewnątrz rur z chłodzonym medium w danym ciśnieniu parowania 0.93 kPa oraz przy założonej mocy 10 kW. Powodują nieznaczne zmniejszenie wymaganej powierzchni wymiany ciepła w zamian za ponad pięciokrotny wzrost spadku ciśnienia w przepływie.

Przedstawiono parowacz wspomagany efektem kapilarnym. Pokazano, że jest on lepiej sprawdzającą się konstrukcją w założonych warunkach. Posiada większy współczynnik wymiany ciepła  $\alpha_b$  oraz nie wymaga dodatkowej aparatury w postaci pompy i sterowania.

Wykorzystane w rozdziale wzory mogą posłużyć do obliczeń konstrukcyjnych parowaczy niskociśnieniowych. Wyboru metody wytworzenia warstwy filmu, oraz doboru parametrów powierzchni rury z czynnikiem chłodzonym. Można sprawdzić czy przy dobranych parametrach oraz przepływie dojdzie do wysuszania części rur lub do zmiany rodzaju spływu warstwy ziębniaka.

#### Literatura

- [1] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort, Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, (2014).
- [2] W.R. Mcgillis, V.P. Carey, J.S. Fitch, W.R. Hamburg, Pool Boiling Enhancement Techniques for Water at Low Pressure, in: 7th IEEE Semi Therm Symp., (1991): pp. 64–72.
- [3] T. Hałon, Proces wrzenia ziębniaka w niskociśnieniowym adsorpcyjnym systemie trigeneracyjnym, Zesz. Energ. 1 (2014) 193–200.
- [4] J. Fernández-seara, Á.Á. Pardiñas, Refrigerant falling film evaporation review: Description, fluid dynamics and heat transfer, Appl. Therm. Eng. 64 (2014) 155–171. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.11.023.
- [5] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard, C. Thianpong, Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts, Appl. Therm. Eng. 30 (2010) 310–318. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.09.006.
- [6] R. Wang, L.W. Wang, J.Y. Wu, Adsorption refrigeration technology - theory and application, 1st ed., Wiley, (2014).
- [7] P. Promvong, S. Eiamsa-ard, Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert, Int. Commun. Heat Mass Transf. 34 (2007) 849–859. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.03.019.
- [8] G. Ribatski, A.M. Jacobi, Falling-film evaporation on horizontal tubes — a critical review, Int. J. Refrig. 28 (2005) 635–653. doi:10.1016/j.ijrefrig.2004.12.002.
- [9] L. Xu, M. Ge, S. Wang, Y. Wang, Heat-transfer film coefficients of falling film horizontal tube evaporators, 166 (2004) 223–230.
- [10] W.H. Parken, L.S. Fletcher, Heat transfer in thin liquid films flowing over horizontal tubes, in: Heat Transf. 1982; Proc. Seventh Int. Conf., Munich, West Germany, (1982): pp. 415–420.
- [11] M.M. Awad, E.R. Negeed, HEAT TRANSFER ENHANCEMENT OF FALLING FILM, in: Thirteen. Int. Water Technol. Conf., (2009).
- [12] L. Yang, S. Shen, Experimental study of falling film evaporation heat transfer outside horizontal tubes, 220 (2008) 654–660. doi:10.1016/j.desal.2007.02.046.

- [13] Y. Fujita, Boiling and evaporation of falling film on horizontal tubes and its enhancement on grooved tubes, in: S. Kakac, A.E. Bergles, F. Mayinger, H. Yuncu (Eds.), *Heat Transf. Enhanc. Heat Exch.*, Springer-Science + Business Media, (1998): pp. 325–346. doi:10.1007/978-94-015-9159-1.
- [14] M. Habert, *Falling Film Evaporation on a Tube Bundle with Plain and Enhanced Tubes*, ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE, (2009).
- [15] Wolverine tube, Falling film evaporation, in: *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube Inc., (2009), dokument elektroniczny: <http://www.wlv.com/wp-content/uploads/2014/06/databook3/data/db3ch14.pdf>.
- [16] Z.Z. Xia, G.Z. Yang, R.Z. Wang, Experimental investigation of capillary-assisted evaporation on the outside surface of horizontal tubes, *Int. J. Heat Mass Transf.* 51 (2008) 4047–4054. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.042.





# **NUMERICAL ANALYSIS OF THE OPERATION OF THE OP-140 BOILER FURNACE CHAMBER FOR THREE VARIANTS OF THE BURNER SYSTEM UPGRADE**

Bartłomiej Hernik, Tomasz Rurka

Silesian University of Technology, ul. Konarskiego 18, e-mail: bartlomiej.hernik@polsl.pl

This chapter presents the results of a numerical analysis of the operation of the OP-140 boiler furnace chamber for three variants of the burner system upgrade. The boiler is equipped with jet burners fixed in the furnace chamber corners (PSN). The numerical analysis presented in the chapter comprises turbulent burners located in the corners and on the front wall of the furnace chamber – (PWN) and (PWP), respectively. The jet and turbulent burners mentioned above are considered to be low-emissions burners. They operate based on the principle of grading the amount of oxygen supplied for combustion – fuel is fired under a shortage of oxygen in the first stage of the process. Grading the air supply is a cheap method that makes it possible to reduce  $\text{NO}_x$  emissions. However, some unwanted phenomena may arise during this process, such as an increase in the amount of unburned coal in ash and higher CO emissions.

## **1. Introduction**

The OP-140 boiler is a two-pass, pulverized coal-fired, radiant boiler with a natural circulation in the evaporator. The flue gas duct dimensions in pass I are: 6.015×6.055 m. This means that the boiler cross section resembles a square, and the jet burners are installed in the corners of the furnace chamber. An attempt is made in this chapter to answer the question how the chamber operation (flue gas velocities, temperatures), nitrogen oxides emissions and the content of  $\text{O}_2$  and CO will change if jet burners are replaced with turbulent burners. The numerical analysis comprises three variants of the burner system upgrade in the OP-140 boiler furnace chamber. The boiler is equipped with jet burners fixed in the furnace chamber corners (PSN). Within the upgrade works, an analysis was conducted of turbulent burners located in the chamber corners and on its front wall – (PWN) and (PWP), respectively. The thermal calculations of the furnace

chamber were carried out using the CKTI method [1, 2], which made it possible to find the temperature at the chamber outlet. Three furnace chamber models were built in the Ansys.Fluent program [3] and numerical calculations were performed controlling the emissivity of the furnace chamber walls and monitoring the furnace chamber outlet temperature which should be equal to the outlet temperature calculated earlier by means of the CKTI method. After the calculations of the three models of the furnace chamber were completed, the results were analyzed.

## 2. CFD analysis

The CFD analysis was conducted in the Ansys.Fluent program for three cases of the furnace chamber:

- furnace chamber with jet burners located in the corners (PSN),
- furnace chamber with turbulent burners located in the corners (PWN),
- furnace chamber with turbulent burners located on the front wall (PWP).

The furnace chamber has three rows of burners in each corner. It is assumed that only two upper rows operate. Due to the turbulent air flow through the burners, the assumed turbulence model was the standard  $k-\epsilon$  model [4, 5, 6]. The Non-Premixed Combustion model was assumed. In it, fuel and air are fed into the furnace chamber in separate streams [7]. The single-rate-model [8] was assumed as the coal particle devolatilization model. The coal particle combustion was modelled using the kinetic-diffusion model [9, 10, 11]. The P1 radiation model was applied [7]. The gaseous medium emissivity was calculated using the “wsggm-cell-based” model, which determines emissivity based on H<sub>2</sub>O and CO<sub>2</sub> [8, 12]. The carbon particle flow model was obtained using the Discrete Phase Model [4, 6, 12, 13, 14], which consists in tracing pulverized coal particles. Analyzing the boiler operation conditions, gravitation was taken into consideration. Tables 1, 2 and 3 present the results of the coal analysis (coal as-received), the coal grain size and the input data for the model, respectively. The furnace chamber outlet temperature calculated by means of the Ansys.Fluent program should be equal to the temperature obtained using the CKTI method [15]. For this purpose, the emissivity of the boiler walls was controlled. The results obtained for the three cases of the combustion system at the emissivity of the walls of 0.85 are similar because the burners remain at the same levels – heights – and the temperature at the furnace chamber outlet does not change. For all variants the furnace chamber outlet temperature was  $t''_k = 1213$  °C. The last step was to model the NO<sub>x</sub> particles. In the model, thermal and fuel nitrogen oxides are assumed.

## 2.1 Geometry and boundary conditions

The contour of the furnace chamber and the numerical mesh with jet burners located in the corners (PSN) are presented in Fig. 1. For this case, the numerical mesh is composed of 628,220 elements and its density is higher in the area of the burners.

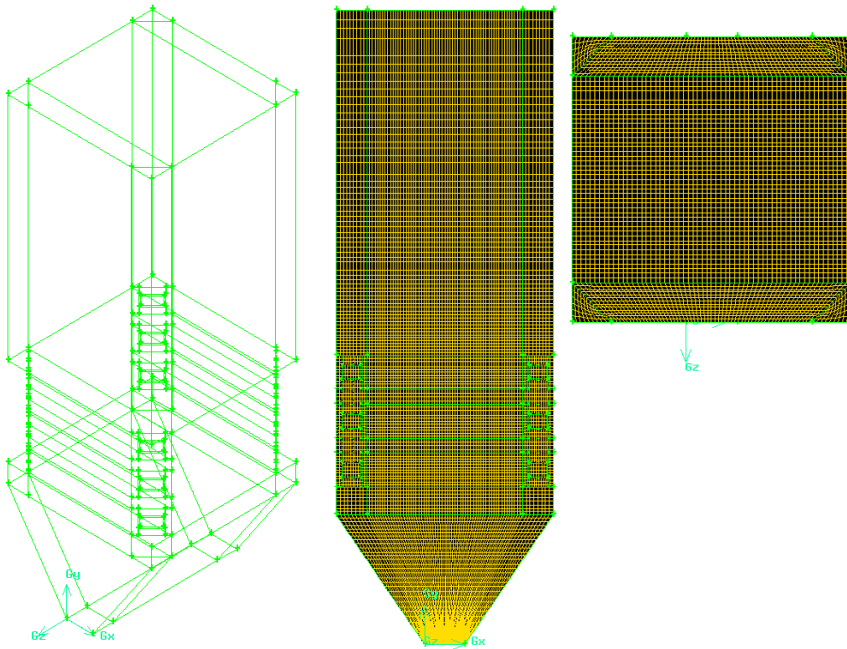


Fig. 1. Contour of the furnace chamber and view of the numerical mesh in the longitudinal and transverse sections (PSN furnace chamber)

Fig. 2 presents the contour and the numerical mesh for the second case – furnace chamber with turbulent burners located in the corners (PWN furnace chamber) In this model, the numerical mesh is composed of 624,804 elements and, like previously, its density is also higher in the area of the burners.

The furnace chamber with turbulent burners located on the front wall (PWP) and the numerical mesh are shown in Fig. 3. Here, the numerical mesh is composed of 633,000 elements and its density is also higher in the area of the burners.

Fig. 4 additionally presents the mesh for the burners, which cannot be seen in previous pictures.

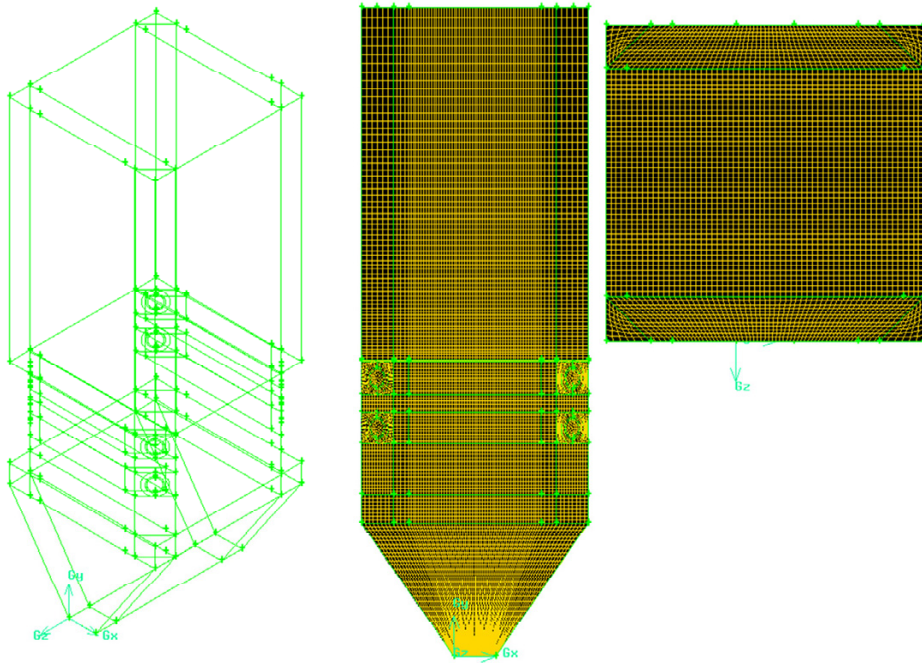


Fig. 2. Contour of the furnace chamber and view of the numerical mesh in the longitudinal and transverse sections (PWN furnace chamber)

Table 1. Coal analysis (as-received state)

Calorific value	$Q_i^r$	kJ/kg	22843
Ash content	$A^r$	%	16.9
Moisture content	$W_r^t$	%	11.5
Coal content	$C^r$	%	59.1
Hydrogen content	$H^r$	%	4.2
Sulphur content	$S^r$	%	0.62
Oxygen content	$O^r$	%	6.8
Nitrogen content	$N^r$	%	0.88

Table 2. Coal grain size

X	$R_x$
$\mu\text{m}$	%
88	51.5
102	20.6
120	14.6
150	9.8
200	3.5

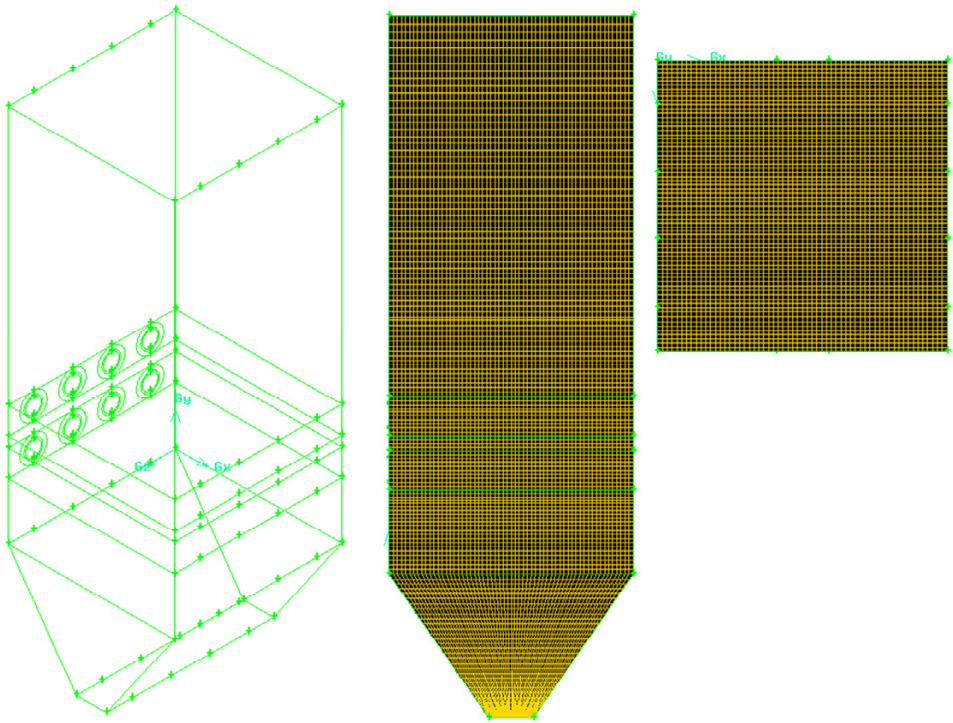


Fig. 3. Contour of the furnace chamber and view of the numerical mesh in the longitudinal and transverse sections (PWP furnace chamber)

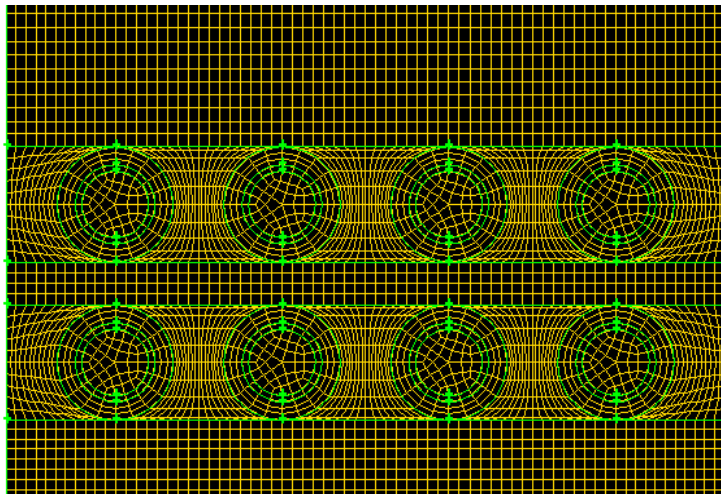


Fig. 4. View of the numerical mesh from the front wall

Table 3. Input values for the model (LP – left front corner, PT – right rear corner, etc)

Parameter	Unit	LP	LT	PP	PT
Air mass flow III	kg/s	6.5	6.6	6.7	6.4
Air mass flow II	kg/s	0.45	0.53	0.5	0.49
Air mass flow I – upper level	kg/s	1.065	1.145	1.055	1.295
Air mass flow I – middle level	kg/s	1.195	1.175	1.395	1.085
Coal mass flow Mill 2 – upper	kg/s	0.62	0.56	0.58	0.63
Coal mass flow Mill 2 – bottom	kg/s	0.65	0.58	0.62	0.61
Primary air temperature	°C	105			
Secondary air temperature	°C	246			

## 2.2. Analysis of results

In the case of the furnace chamber with jet burners located in the corners (PSN – Fig. 5) the distribution of temperatures shows good mixing of the air streams. Owing to that, the temperature maximum occurs in the centre of the furnace chamber and no unfavourable phenomena, such as the wall singeing, are observed. In Fig. 5, in the “PP” corner a flux of very low temperature can be seen. This may be caused by the very large mass flow of air I coming out of this corner. In the case of the furnace chamber with turbulent burners located in the corners (PWN – Fig. 6) the temperature maximum also occurs in the furnace chamber centre, but on a smaller area compared to the chamber with jet burners. Higher temperatures can be noticed in this chamber variant at the walls, and the temperature longitudinal streamline is not as thin as in the case of the furnace chamber with jet burners.

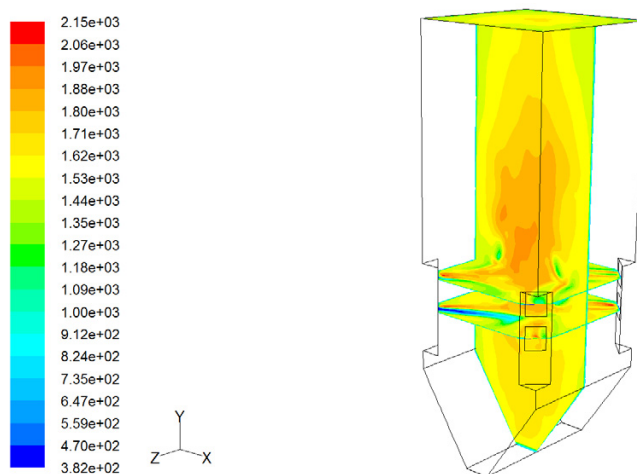


Fig. 5. Distribution of temperatures in the planes of the upper rows of burners, in the chamber longitudinal plane and in the outlet plane of the PSN furnace chamber

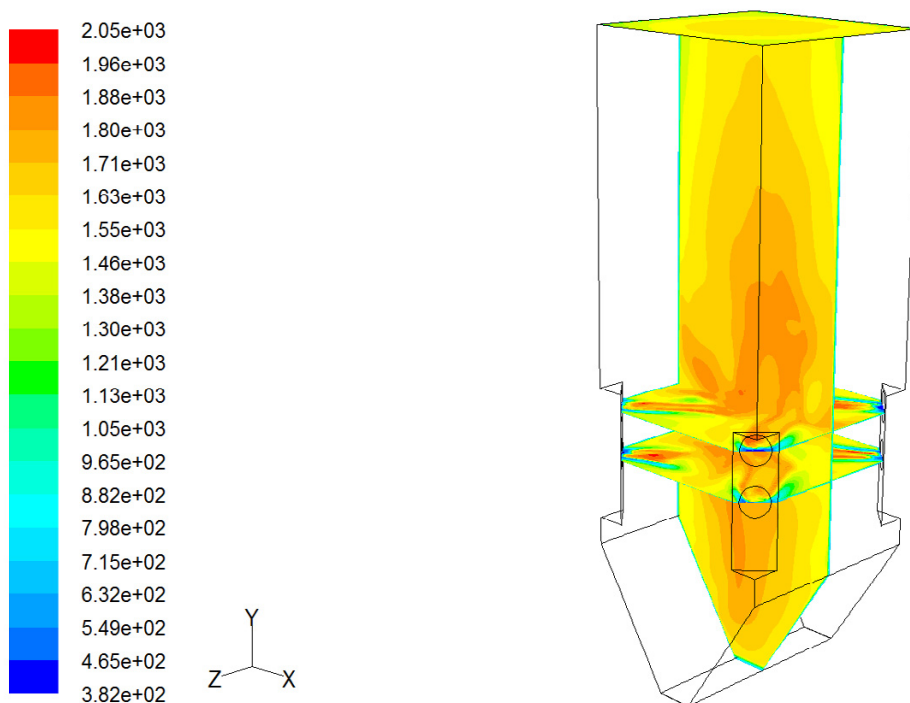


Fig. 6. Distribution of temperatures in the planes of the upper rows of burners, in the chamber longitudinal plane and in the outlet plane of the PWN furnace chamber

The distribution of temperatures in the furnace chamber with turbulent burners located on the front wall (PWP – Fig. 7) shows that the maximum temperature area is in the centre of the furnace chamber, in the plane of the upper row of the burners. The distribution of temperatures in the furnace chamber outlet plane is similar in each case.

In the case of the furnace chamber with jet burners located in the corners (Fig. 8) the greatest amounts of nitrogen oxides appear beyond the "swirl" region. Fig. 9 presents the results obtained for the furnace chamber with turbulent burners located in the corners.

In the third case of the furnace chamber with turbulent burners located on the front wall (Fig. 10), the greatest amounts of nitrogen oxides appear in the centre of the furnace chamber, over the flame and in the outlet plane near the chamber rear wall.

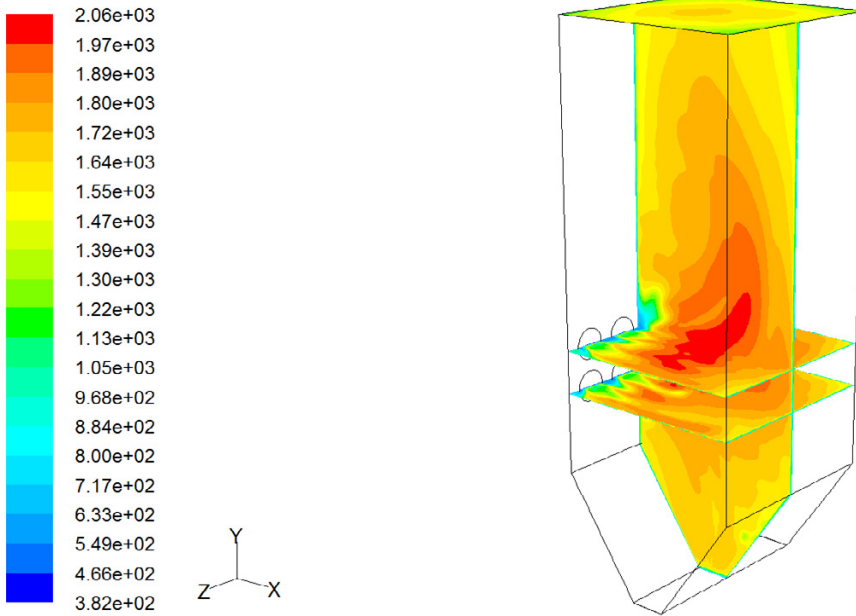


Fig. 7. Distribution of temperatures in the planes of the upper rows of burners, in the chamber longitudinal plane and in the outlet plane of the PWP furnace chamber

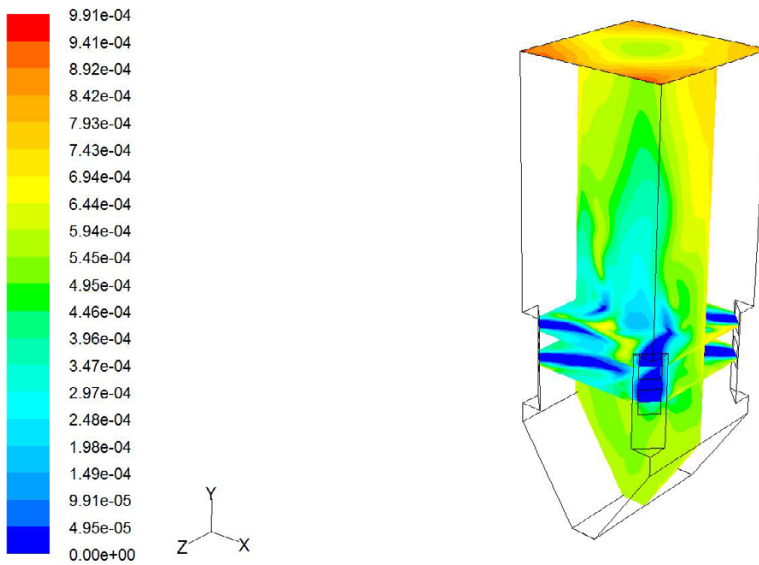


Fig. 8.  $\text{NO}_x$  volume contents in the planes of the upper rows of burners, in the chamber longitudinal plane and in the outlet plane of the PSN furnace chamber



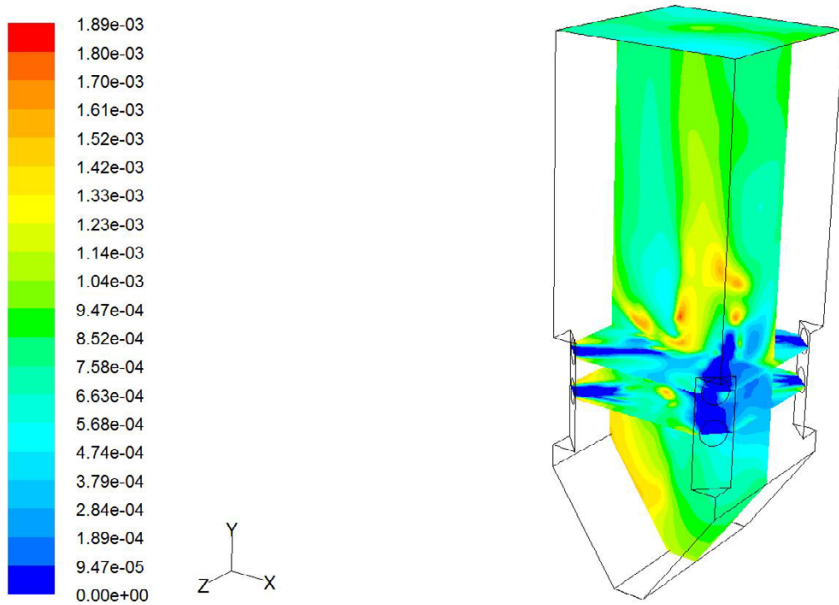


Fig. 9.  $\text{NO}_x$  volume contents in the planes of the upper rows of burners, in the chamber longitudinal plane and in the outlet plane of the PWN furnace chamber

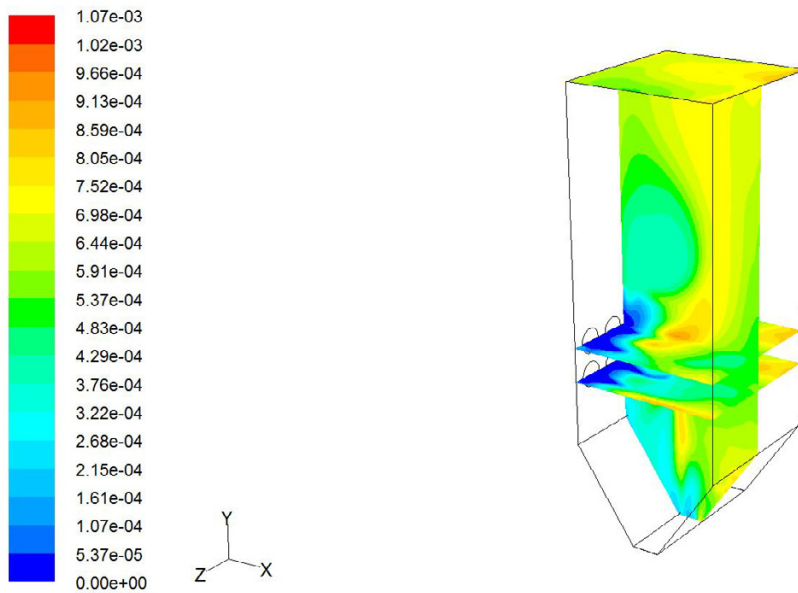


Fig. 10.  $\text{NO}_x$  volume contents in the planes of the upper rows of burners, in the chamber longitudinal plane and in the outlet plane of the PWP furnace chamber

### 3. Conclusions

The chapter presents an analysis of three furnace chambers with different burner systems which was conducted using the CKTI method (outlet temperature) and the numerical method. The numerical analysis of the chambers was performed with respect to different aspects: temperature distributions, velocity distributions of streams at the outlet of the burners, flue gas composition, etc. Known temperature at the furnace chamber outlet, calculated by means of the CKIT method, was used to validate the CFD results. The CFD calculation results show that the first furnace chamber under analysis – the one with jet burners located in the chamber corners (PSN) – is characterized by a uniform distribution of temperatures along the chamber and a good mixing of the fuel and air owing to the “swirl” produced in the chamber centre by co-operating jet burners. There are also no areas with a low content of oxygen on the chamber walls, which means that there is no risk of enhanced corrosion. The time of the coal particle residence in the chamber is relatively long. The second furnace chamber – the one with turbulent burners located in the chamber corners (PWN) – is characterized by a less uniform distribution of temperatures along the chamber. Here, temperature fields with a higher value can be found closer to the chamber walls. The burners in the corners do not co-operate because they each cause an air swirl. Areas with a zero concentration of oxygen occur on the right and front walls at the level of the ash hopper, which creates a higher risk of corrosion of these chamber walls compared to others. Comparing all three cases, the time of the particle residence in the furnace chamber in this case is on the average level. In the last variant – the furnace chamber with turbulent burners located on the front wall (PWP) – the temperature distribution is uniform and seems to be similar to the distribution obtained for the furnace chamber with jet burners. The air flow velocities from the burners are smaller than they were for the chamber with burners located in the corners because the cross section of these burners is larger. In this case, the concentration of oxygen near a large portion of the walls is slight or none, which means that these areas are threatened with corrosion. In this variant, the time of the particle residence in the furnace chamber is the shortest. In all three cases of the furnace chamber, NO<sub>x</sub> emissions were also taken into consideration. The results concerning the volume contents of relevant nitrogen oxides in the outlet plane of the furnace chamber are listed in Table 4.

Table 4. Calculation results

Variant	NO <sub>x</sub>	O <sub>2</sub>	t <sub>k</sub>
	mg/m <sup>3</sup> <sub>n</sub>	%	°C
PSN	726	6.3	1213
PWN	727	8.2	1214
PWP	679	2	1212

The results presented herein are a springboard for further numerical testing. In order to validate the numerical calculations, the temperatures and concentrations of flue gas components should be measured for the reference case (PSN) on a real facility. Moreover, the numerical analysis should be conducted using more accurate numerical sub-models.

### References

- [1] Orłowski P., Dobrzański W., Szwarc E.: *Kotły parowe* [Steam boilers]. WNT Warszawa 1979.
- [2] Kuznetsov NW, Mitor WW, Dubovski IE, Karasina ES. Standards for thermal calculations of power boilers (Teplovoi raschet kotelnyh agregatov). Moskva: Energia; 1973 (in Russian).
- [3] Ansys Fluent. Computational Fluid Dynamics, Ansys Inc., England.
- [4] Belosevic S., Sijercic M., Oka S., Tucakovic D.L. Three-dimensional modelling of utility boiler pulverized coal tangentially fired furnace. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, (2006), 3371–3378.
- [5] Pallare's J., Arauzo I., Williams A.: Integration of CFD codes and advanced combustion models for quantitative burnout determination. *Fuel*, 86, (2007), 2283–2290.
- [6] Li J., Jankowski R., Kotecki M., Yang W., Szewczyk D., Brzdekiewicz A., Blasiak W.: CFD Approach for Unburned Carbon Reduction in Pulverized Coal Boilers. *Energy Fuels*, 26, (2012), 926–937.
- [7] Filkoski R. V.: Pulverised-Coal Combustion with Staged Air Introduction: CFD analysis with Different Thermal Radiation Methods. *The Open Thermodynamics Journal*, (2010), 4, 2-12.
- [8] Asotani T., Yamashita T., Tominaga H., Uesugi Y., Itaya Y., Mori S.: Prediction of ignition behaviour in a tangentially fired pulverized coal boiler using CFD. *Fuel*, 87, (2008), 482–490.
- [9] Yin Ch., Rosendahl L., Condra T. J.: Further study of the gas temperature deviation in large-scale tangentially coal-fired boilers. *Fuel*, 82, (2003), 1127–1137.
- [10] Bosoaga A., Panoiu N., Mihaescu L., Backreedy R.I., Ma L., Pourkashanian M., Williams A.: The combustion of pulverised low grade lignite. *Fuel*, 85, (2006), 1591-1598.
- [11] Williams A., Backreedy R., Habib R., Jones J.M., Pourkashanian M.: Modelling coal combustion: the current position. *Fuel*, 81, (2002), 605–618.
- [12] Eaton A.M., Smoot L.D., Hill S.C., Eatough C.N.: Components, formulations, solutions, evaluation, and application of comprehensive combustion models. *Progress in Energy and Combustion Science*, 25, 1999, 387–436.
- [13] He B., Zhu L., Wang J., Liu S., Liu B., Cui Y., Wang L., Wie G.: Computational fluid dynamics based retrofits to reheater panel overheating of No. 3 boiler of Dagang Power Plant. *Computers & Fluids*, 36, 2007, 435–444.
- [14] Li J., Brzdekiewicz A., Yang W., Blasiak W.: Co-firing based on biomass torrefaction in a pulverized coal boiler with aim of 100% fuel switching. *Applied Energy*, 99, (2012), 344–354.
- [15] Hernik B., Pronobis M.: A zero-dimensional model used as a basis for numerical modelling of OP-650 boiler. *Archives of Energetics*, 42, (2012), 2, 17-26.



# WPLYW WARUNKÓW PRZEPŁYWOWYCH W ATMOSFERYCZNYM PALENISKU Z CYRKULACYJNĄ WARSTWĄ FLUIDALNĄ NA PRZEBIEG PROCESU TLENOWEGO SPALANIA WĘGLA

Sylwia Jankowska<sup>1\*</sup>, Tomasz Czakiert<sup>1</sup>, Grzegorz Krawczyk<sup>1</sup>,  
Łukasz Jesionowski<sup>1</sup>, Paweł Borecki<sup>1</sup>, Wojciech Nowak<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Częstochowska, Wydział Inżynierii Środowiska i Biotechnologii,  
Instytut Zaawansowanych Technologii Energetycznych, \*e-mail: sjankowska@fluid.is.pcz.pl

<sup>2</sup> Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Energetyki i Paliw,  
Katedra Maszyn Ciepłych i Przepływowych

W rozdziale zamieszczono wyniki badań eksperymentalnych w zakresie tlenowego spalania węgla kamiennego w atmosferycznym palenisku typu CWF (Cyrkulacyjna Warstwa Fluidalna). Testy przeprowadzono na instalacji w skali wielkolaboratoryjnej. Zmiennym parametrem procesowym była prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej. Zmiana parametru rzutowała na rozkład koncentracji ziaren materiału warstwy fluidalnej oraz na rozkład temperatur w konturze komory paleniskowej. Decydowała również o czasie pobytu ziaren paliwa w strefie spalania. Ostatecznie przełożyła się na przebieg procesu tworzenia zanieczyszczeń gazowych. Pomiar składu spalin realizowany był na czterech poziomach komory paleniskowej, co pozwoliło na śledzenie postępu konwersji węgla elementarnego, siarki palnej i azotu paliwowego wzdłuż całej wysokości komory paleniskowej.

## 1. Wprowadzenie

Węgiel jako paliwo, w całym procesie od wydobycia, poprzez spalanie, do wykorzystania zawartej w nim energii, stwarza liczne problemy związane z wymogami ochrony środowiska. Szansą na rozwiązanie konfliktu między potrzebą spalania węgla w celach energetycznych a koniecznością zmniejszania emisji zanieczyszczeń gazowych jest zastosowanie technologii wychwytu i składowania CO<sub>2</sub>. Jedną z rozważanych opcji jest spalanie tlenowe. Zakłada się, że technologia ta zostanie rozwinięta do roku 2020 na tyle, że łączne koszty

wychwytywania i zatłaczania CO<sub>2</sub> będą niższe, niż koszty zakupu pozwoleń na emisję [1]. Istota procesu spalania tlenowego polega na tym, że na potrzeby procesu utylizacji paliwa kocioł zasilany jest mieszanką gazową O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub>. Właściwości procesu spalania w powietrzu różnią się od właściwości procesu spalania tlenowego. Nowe warunki prowadzenia procesu spalania tlenowego mogą mieć istotne znaczenie dla chemii węgla, siarki i azotu.

## 2. Eksperyment

### 2.1. Stanowisko badawcze

Badania zostały przeprowadzone na instalacji atmosferycznego paleniska z cyrkulacyjną warstwą fluidalną (CWF) przystosowanego do pracy zarówno w trybie powietrznym jak i tlenowym. Głównym elementem stanowiska jest komora spalania (o średnicy 0,1 m i wysokości 5 m) połączona z gorącym cyklonem. Odseparowany w cyklonie materiał zawracany jest do komory paleniskowej układem nawrotu (rura opadowa i syfon). Szczegółowy opis i zasadę działania stanowiska przedstawiono w [2].

Instalacja pilotażowa wyposażona jest w cztery punkty pomiaru składu gazów spalinowych, rozmieszczonych wzdłuż wysokości komory paleniskowej, co umożliwia prześledzenie termicznego rozpadu paliwa od momentu jego odgazowania do chwili w której spaliny opuszczają układ. Ponadto stanowisko wyposażone jest w szereg kilkunastu portów pomiaru temperatury i ciśnienia. Tak gęste opomiarowanie układu umożliwiło bieżącą kontrolę procesu spalania.

### 2.2 Parametry prowadzenia procesu

Do badań jako paliwa użyto węgla kamiennego z KWK Janina o właściwościach zawartych w tabeli 1. Gaz zasilający stanowiła mieszanka O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> o udziale tlenu 35%-obj., symulująca tym samym recyrkulację spalin. Stosunek gazu pierwotnego (PG) do wtórnego (SG) utrzymywany był na poziomie 70/30, a nadmiar tlenu wynosił 15%. Całkowity strumień gazu doprowadzanego do układu był zmienny i w kolejnych testach wynosił odpowiednio ok. 21,0, 24,0 i 29,8 m<sup>3</sup>/h (w tym gaz doprowadzany do syfonu w ilości ok. 3 m<sup>3</sup>/h i gaz doprowadzany do podajnika paliwa w ilości ok. 1 m<sup>3</sup>/h. Tym samym, średnie prędkości przepływu gazu w komorze paleniskowej oscylowały w zakresach  $v=1,75-2,63$  m/s (test\_ $v_{nis}$ ),  $2,26-3,24$  m/s (test\_ $v_{śr}$ ) i  $2,67-3,86$  m/s (test\_ $v_{wys}$ ), odpowiednio w jej dolnej części z gęstą warstwą (poniżej punktów dystrybucji gazu wtórnego) i w górnej części komory paleniskowej z warstwą rozrzedzoną (powyżej dysz gazu wtórnego). Różnica prędkości wynikała przede wszystkim ze zmiennego strumienia gazu doprowadzanego do komory paleniskowej. Śred-

nie wartości temperatur mierzonych wzdłuż wysokości komory paleniskowej oscylowały w zakresie 750-869 °C (Rys. 1), z kolei, gradient ciśnienia w tym obszarze utrzymywany był na stałym poziomie ok. 2500 Pa.

Tabela 1. Analiza techniczna i elementarna paliwa

Paliwo węgiel kamienny	Wartość opałowa  10 <sup>3</sup> J/kg	Analiza techniczna				Analiza elementarna				
		Wilgoć	Części lotne	Koksik (z różnicy)	Popiół	C	S <sup>palna</sup>	H	N	O (z różnicy)
		%	%	%	%	%	%	%	%	%
test_V <sub>nis</sub>	22245	12,5	30,0	47,8	9,7	58,7	1,12	3,90	0,70	13,38
test_V <sub>śr</sub>	22139	11,8	29,5	45,9	12,8	56,9	1,79	3,84	0,90	11,97
test_V <sub>wys</sub>	23305	8,6	32,2	49,5	9,7	61,1	1,11	3,93	0,98	14,58

Pomiar większości składników gazów spalinowych (CO<sub>2</sub>, CO, C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>, SO<sub>2</sub>, SO<sub>3</sub>, NO<sub>2</sub>, NO, N<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>, HCN, H<sub>2</sub>O, ...) prowadzony był przy użyciu wieloparametrowego analizatora gazów DX-4000 firmy Gaset, opartego na metodzie pomiaru FTIR (transformata Fouriera w podczerwieni). Do pomiaru stężenia H<sub>2</sub>S zastosowano analizator ECOM J2KN z elektrochemiczną celą pomiarową. Z kolei, pomiar stężenia tlenu realizowany był analizatorem Oxymat 61 firmy Simens wykorzystującym metodą paramagnetyczną oraz analizatorem AMS OXITRACE z czujnikiem cyrkonowym. Wszystkie urządzenia umożliwiały pomiar ciągły ze zdefiniowaną częstotliwością próbkowania 1Hz. Czas pomiaru realizowanego kolejno we wszystkich portach wynosił 3600s, a rozpoczynał się po osiągnięciu stabilnych warunków pracy instalacji pilotażowej. Sondowanie spalin realizowane było na 4 poziomach wewnątrz komory paleniskowej: 0,43m, 1,45m, 2,50m oraz 4,88m od rusztu. Stała lokalizacja jednego z pomiarów stężenia tlenu w spalinach, na odcinku pomiędzy komorą paleniskową a cyklonem, została przyjęta z myślą o bieżącej kontroli procesu spalania. Przystosowanie instalacji pilotowej do prowadzenia wielopoziomowego sondowania składu gazów spalinowych wewnątrz komory paleniskowej umożliwia przeprowadzenie globalnej analizy w przedmiocie przebiegu konwersji organicznej substancji paliwa na kolejnych etapach jego termicznej dekompozycji i spalania.

## Obliczenia

Analizę jakości procesu spalania paliwa przeprowadzono w oparciu o zmiany wartości współczynników opisujących stopień konwersji (CR) wybranych składników paliwa, mianowicie:

- węgla elementarnego ( $C_{\text{fuel}}$ ) do  $\text{CO}_2$  - ( $\text{CR}_{\text{C}\rightarrow\text{CO}_2}$ ),  $\text{CO}$  - ( $\text{CR}_{\text{C}\rightarrow\text{CO}}$ ),  $\text{C}_x\text{H}_y$  - ( $\text{CR}_{\text{C}\rightarrow\text{C}_x\text{H}_y}$ ),
- siarki palnej ( $S_{\text{fuel}}^{\text{comb}}$ ) do:  $\text{SO}_2$  - ( $\text{CR}_{\text{S}\rightarrow\text{SO}_2}$ ),  $\text{SO}_3$  - ( $\text{CR}_{\text{S}\rightarrow\text{SO}_3}$ ),  $\text{H}_2\text{S}$  - ( $\text{CR}_{\text{S}\rightarrow\text{H}_2\text{S}}$ ),
- azotu cząsteczkowego ( $N_{\text{fuel}}$ ) do:  $\text{NO}$  - ( $\text{CR}_{\text{N}\rightarrow\text{NO}}$ ),  $\text{NO}_2$  - ( $\text{CR}_{\text{N}\rightarrow\text{NO}_2}$ ),  $\text{N}_2\text{O}$  - ( $\text{CR}_{\text{N}\rightarrow\text{N}_2\text{O}}$ ),  $\text{NH}_3$  - ( $\text{CR}_{\text{N}\rightarrow\text{NH}_3}$ ),  $\text{HCN}$  - ( $\text{CR}_{\text{N}\rightarrow\text{HCN}}$ );

według metodyki opisanej szczegółowo w [3].

Porównanie wartości odpowiednich współczynników na kolejnych poziomach komory paleniskowej umożliwiło prześledzenie przebiegu konwersji danego składnika, od etapu odgazowania paliwa do postaci w której odprowadzany jest on do atmosfery.

## 4. Wyniki

### 4.1. Warunki ciepło – przepływowe

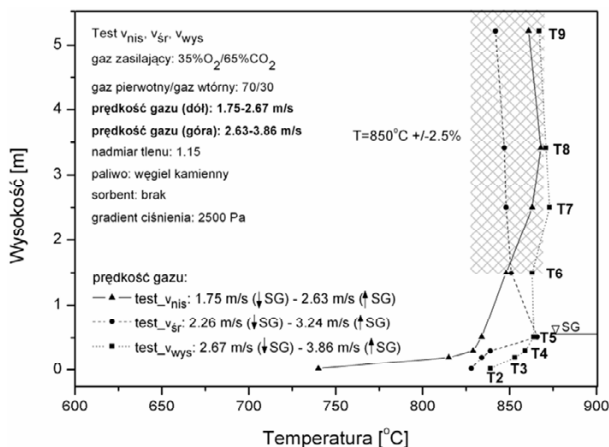
Przed wszystkim należy zaznaczyć że, stanowisko w swojej konstrukcji nie przewiduje dodatkowych wymienników ciepła. Regulacja temperatury, w pewnym zakresie, możliwa jest jedynie poprzez pierwotny podgrzew doprowadzanego gazu oraz kontrolowane rozizolowywanie termiczne układu nawrotu (syfonu i rury opadowej) oraz w mniejszym stopniu samej komory paleniskowej. Jak widać na rys. 1, zabieg ten pozwolił na utrzymanie temperatury w górnej części komory paleniskowej (punkty pomiarowe T6 -T9) na założonym poziomie  $850\text{ }^\circ\text{C}$  ( $\pm 2,5\%$  względem założonej stałej wartości średniej temperatury).

Efekt spowodowany korektą prędkości przepływu gazu w komorze paleniskowej widoczny jest zatem przede wszystkim w dolnej części paleniska, pomiędzy punktami pomiarowymi T2-T5 (rys. 1). Największy gradient temperatury odnotowano przy niskiej prędkości gazu, co wynika ze zwiększonej koncentracji ziaren materiału budującego warstwę fluidalną w dolnej części komory paleniskowej. Przeciwnie, najmniejszą różnicę temperatur zarejestrowano przy wysokiej prędkości gazu. Jest to efektem rozciągnięcia, a co za tym idzie rozrzedzenia fazy gęstej. W rezultacie, ziarna paliwa mają ułatwioną „drogę ucieczki” z tego obszaru, w wyniku czego konwersja węgla przenosi się w wyższe partie komory.

Rozkład koncentracji materiału warstwy wzdłuż wysokości komory paleniskowej przedstawiono na rys. 2. Na wykresie wyraźnie widać pięć stref typowych dla palenisk z cyrkulacyjną warstwą fluidalną [4, 5], tj.: strefa przyruchowa (0,01-0,065 m), strefa z fazą gęstą (0,065-0,20 m), strefa przejściowa (0,20-0,51 m), strefa z fazą rozrzedzoną, z przewagą grubszych ziaren (0,51-1,45 m), strefa z fazą rozrzedzoną, z przewagą drobniejszych ziaren (1,45-

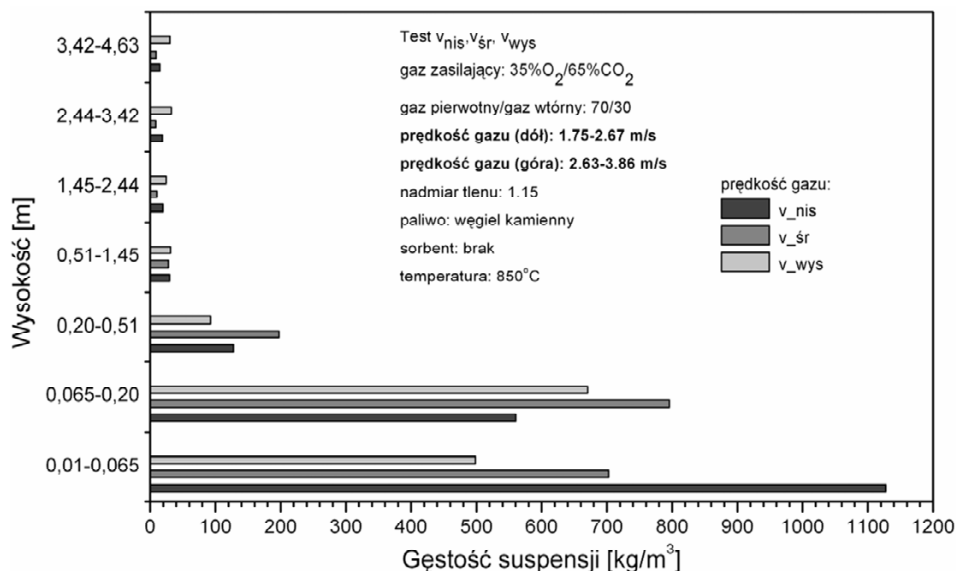


4,63 m). Różnice w gęstości suspensji materiału warstwy wywołane zmianą prędkości przepływu gazu w komorze paleniskowej, podobnie jak w przypadku rozkładu temperatur, widoczne są najbardziej w dolnej części komory paleniskowej (poniżej punktu dystrybucji gazu wtórnego).



Rys. 1. Rozkład temperatur wzdłuż wysokości komory paleniskowej

Wraz ze zmniejszeniem prędkości przepływu gazu, wyraźnie rysowała się strefa przyrztowa. Zatrzymanie warstwy na pieszych 7 cm komory spalania zadecydowało o dłuższym czasie pobytu materiału warstwy w tym obszarze, sprzyjając lepszemu wypaleniu ziaren węgla. Wysoka porowatość warstwy w obszarze 0,01-0,065 m wpłynęła na silniejszą fragmentację i ścieranie ziaren paliwa, stąd więcej drobnego materiału w górnej części paleniska. Zwiększenie prędkości przepływu spowodowało rozrzedzenie fazy gęstej, sprzyjając tym samym wywiewaniu ziaren budujących warstwę fluidalną z dolnej części paleniska (przyrost gęstości suspensji w górnej części paleniska).



Rys. 2. Rozkład gęstości suspensji wzdłuż wysokości komory paleniskowej

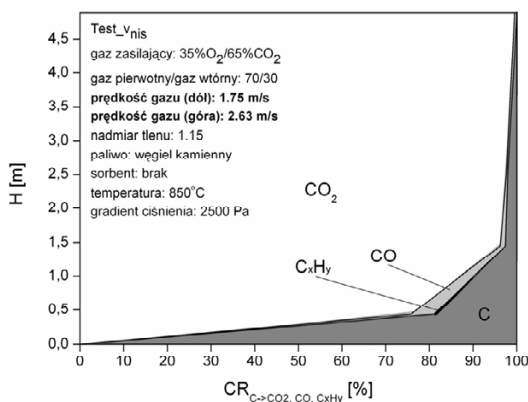
## 4.2. Formowanie zanieczyszczeń gazowych

Oceny jakości procesu spalania dokonano na podstawie pomiarów stężeń gazowych składników spalin, koncentrując się przy tym na następujących substancjach:  $CO_2$ ,  $CO$  i  $C_XH_Y$ ,  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $N_2O$ ,  $HCN$ ,  $NH_3$  oraz  $SO_2$ ,  $SO_3$  i  $H_2S$ , jak również  $H_2O$  i  $O_2$  niezbędnych w procesie obróbki danych. W grupie mierzonych węglowodorów znalazły się natomiast:  $CH_4$ ,  $C_2H_6$ ,  $C_3H_8$ ,  $C_4H_{10}$ ,  $CHOH$ ,  $C_2H_4$ ,  $C_3H_6$  i  $C_4H_8$ . Sondowanie spalin realizowane było na 4 poziomach wewnątrz komory paleniskowej: 0,43 m, 1,45 m, 2,50 m oraz 4,88 m od rusztu.

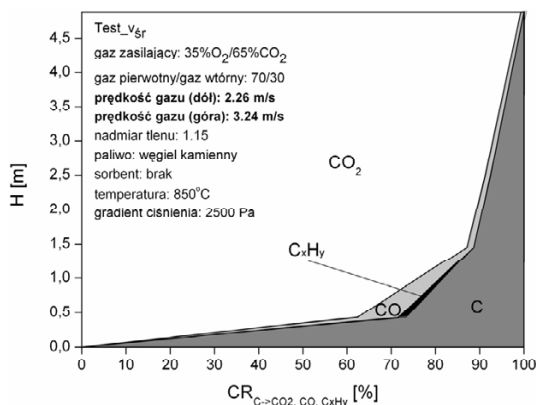
Przeprowadzona analiza, zorientowana była na rozpoznanie mechanizmów formowania/ redukcji ww. zanieczyszczeń gazowych, towarzyszących kolejnym etapom spalania paliwa. Dyskusję w tym zakresie oparto na zmianach wartości tzw. stopni konwersji C, S i N.

Omawiane sesje pomiarowe prowadzone były przy ustalonych warunkach procesowych, to też, różnice w zachowaniu węgla pierwiastkowego, siarki palnej i azotu cząsteczkowego, widoczne na rys. 3-5, rys. 6-8 i rys. 9-11, wynikają przede wszystkim ze zmiany prędkości przepływu gazu w komorze paleniskowej, która zmieniała się w zakresie 1,75-2,67 m/s oraz 2,63-3,86 m/s, odpowiednio w jej dolnej części z gęstą warstwą (poniżej punktów dystrybucji gazu wtórnego) i w górnej części komory paleniskowej z warstwą rozrzedzoną (powyżej dysz gazu wtórnego).

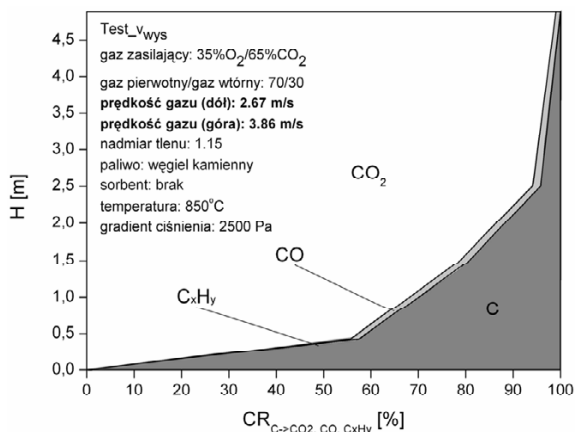
Przeprowadzona analiza w zakresie konwersji węgla elementarnego wykazała silną zależność pomiędzy prędkością przepływu gazu w komorze paleniskowej a postępem wypalania substancji organicznej paliwa, obserwowanym wzdłuż całej wysokości paleniska (rys. 3-5). Niska prędkość gazu (rys. 3) powoduje wzrost koncentracji ziaren materiału budującego warstwę fluidalną w dolnej części komory paleniskowej, czego efektem jest zatrzymanie i spalanie grubszych ziaren paliwa właśnie w tej strefie. Przeciwnie, wysoka prędkość przepływu (rys. 5) powoduje rozciągnięcie, a co za tym idzie rozrzedzenie fazy gęstej. W rezultacie, konwersja węgla przenosi się w wyższe partie komory. Jednocześnie, atmosfera gazowa w dolnej części paleniska pozostaje bogatsza w tlen, co ułatwia dopalanie CO i  $C_xH_y$ .



Rys. 3. Stopień konwersji C – niska prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej



Rys. 4. Stopień konwersji C – średnia prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej

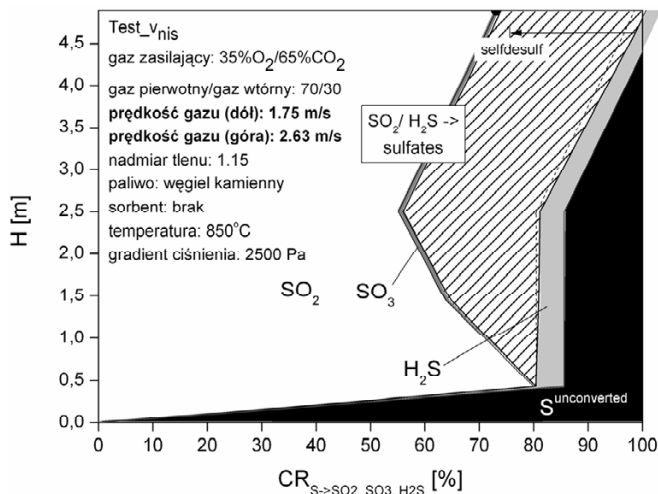


Rys. 5. Stopień konwersji C – wysoka prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej

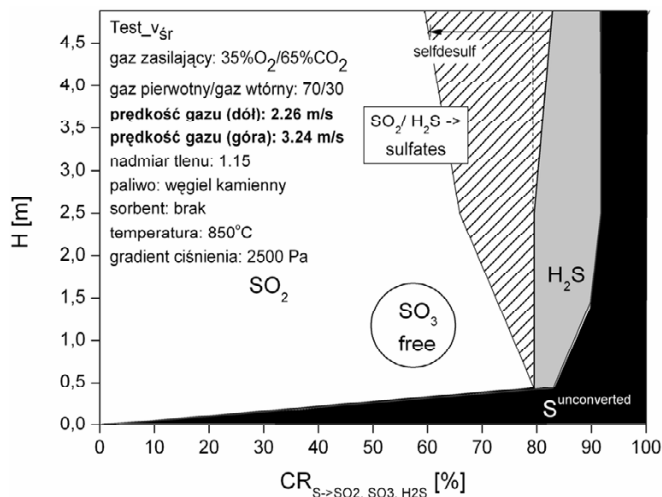
Konwersja siarki palnej (rys.6-8) oraz towarzyszące jej wiązanie formowanych produktów potwierdza obserwacje wynikające z analizy konwersji węgla elementarnego. Wysoka koncentracja popiołu w dolnej części paleniska sprawia, że przy niskiej prędkości gazu (rys. 6) proces samoodsiarczenia spalin ogranicza się głównie do tego obszaru, a możliwości jakie w tym zakresie oferuje paliwo zostają w pełni wykorzystane. W przypadku wysokiej prędkości przepływu (Rys. 8), wiązanie związków siarki przenosi się w górne partie komory paleniskowej, a materiał warstwy wynoszony z komory zawiera znaczące ilości nieprzereagowanego wapna i magnezu. Tym samym przypuszczać należy, że dzięki zawracaniu popiołu do paleniska, proces odsiarczenia kontynuowany jest w strefie przyrusztowej (poniżej poziomu pierwszego portu sondowania spalin), o czym świadczyć może m.in. relatywnie niska wartość całkowitego stopnia konwersji siarki palnej wyznaczona dla wylotu z komory paleniskowej. Konwersja H<sub>2</sub>S do SO<sub>2</sub> rozpoczyna się dopiero w górnej części paleniska, co potwierdza wcześniejsze obserwacje świadczące o konieczności dłuższego pobytu tego związku w strefie spalania [6]. We wszystkich testach, niezależnie od lokalizacji portu sondowania spalin, wartość wskaźnika definiującego stopień konwersji S do SO<sub>3</sub> nie przekroczyła 1%.

Analiza procesu formowania związków wywodzących się z azotu paliwowego nie wykazała radykalnych różnic w przypadku zmiany prędkości przepływu gazu w komorze paleniskowej. Nie mniej jednak dłuższy czas pobytu N<sub>2</sub>O w konturze paleniska, spowodowany niską prędkością gazu (rys. 9), zadecydował o jego częściowej destrukcji podczas przepływu spalin przez górną część komory. Intensyfikacja procesu spalania paliwa w dolnej części komory paleniskowej, towarzysząca niskiej prędkości gazu, spowodowała zahamowanie powstawania NO, co wynikało najprawdopodobniej ze zubożenia w tlen tego

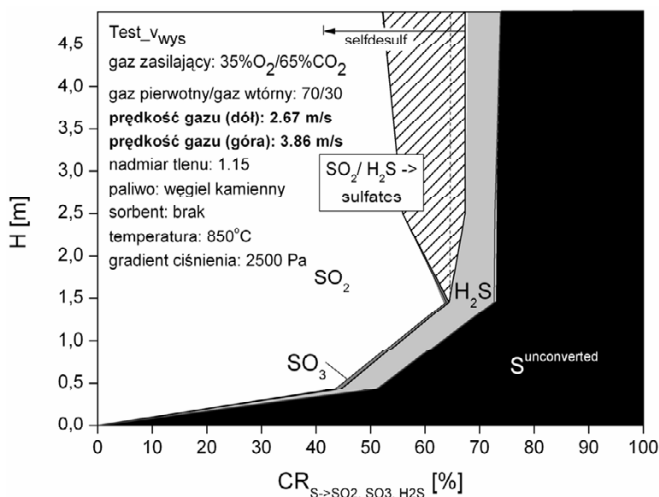
obszaru paleniska. Warunki te sprzyjały jednak formowaniu  $\text{NO}_2$ , co potwierdza dotychczasowe obserwacje z wcześniej prowadzonych testów [2, 7].



Rys. 6. Stopień konwersji S – niska prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej

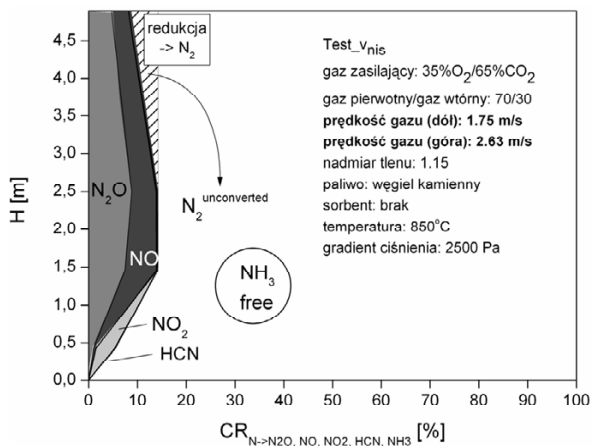


Rys. 7. Stopień konwersji S – średnia prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej

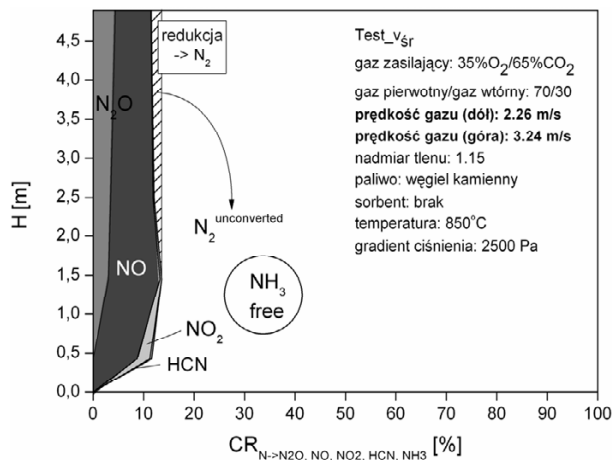


Rys. 8. Stopień konwersji S – wysoka prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej

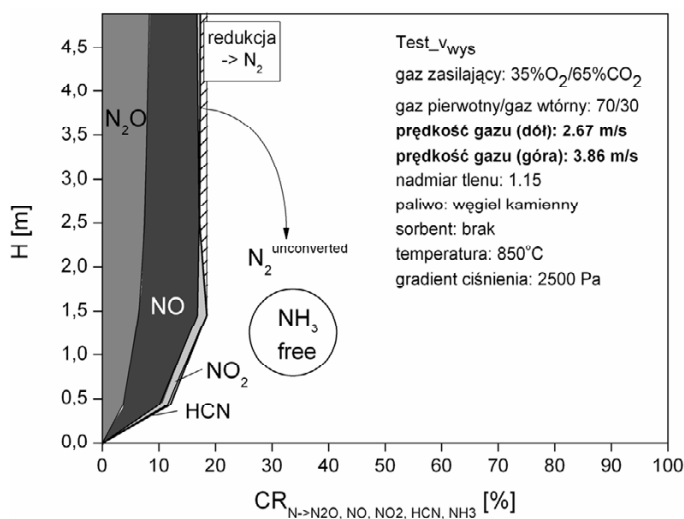
Podobnie jak w przypadku  $N_2O$ , dłuższy czas pobytu tlenków azotu w strefie spalania prowadził do wzmożenia mechanizmu redukcji tych związków w górnej części komory. Ostatecznie wartość wskaźnika stopnia konwersji azotu paliwowego określona dla wylotu z komory paleniskowej okazała się być najniższa przy niskiej prędkości przepływu gazów w komorze paleniskowej. W żadnym z testów nie zarejestrowano amoniaku w składzie gazów spalinyowych, co świadczyć może o słabej stabilności tego związku.



Rys. 9. Stopień konwersji N – niska prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej



Rys. 10. Stopień konwersji N – średnia prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej



Rys. 11. Stopień konwersji N – wysoka prędkość przepływu gazu w komorze paleniskowej

## 5. Podsumowanie

W rozdziale dokonano oceny wpływu warunków przepływowych na zachowanie C, S i N podczas tlenowego spalania węgla w palenisku z cyrkulacyjną warstwą fluidalną. Analiza obejmowała formowanie CO<sub>2</sub>, CO, C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> oraz SO<sub>2</sub>, SO<sub>3</sub>, H<sub>2</sub>S a także NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>, HCN, wzdłuż wysokości komory paleniskowej. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono silną zależ-

ność pomiędzy prędkością przepływu gazu w komorze paleniskowej a postępowaniem wypalania substancji organicznej paliwa. Wraz ze zwiększeniem prędkości gazu stężenie fazy rzadkiej zwiększa się, a fazy gęstej maleje. Przy niskiej prędkości, dłuższy czas pobytu ziaren paliwa „uwięzionych” w gęstej fazie przyrztowej sprzyjał dopaleniu węgla w tym obszarze. W przypadku wysokiej prędkości przepływu, konwersja paliwa przenosi się w górne partie paleniska, a materiał warstwy wynoszony z komory zawiera znaczące ilości nieprzereagowanego wapna i magnezu.

#### PODZIĘKOWANIA

Praca naukowa była współfinansowana przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, jako Projekt Strategiczny PS/E/2/66420/10 „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO<sub>2</sub>”.

#### Literatura

- [1] Raport „Technologia wychwytywania i geologicznego składowania dwutlenku węgla (CCS) sposobem na złagodzenie zmian klimatu”, [http://www.pkplewiatan.pl/upload/File/2009\\_05/RAPORT%20CCS.pdf](http://www.pkplewiatan.pl/upload/File/2009_05/RAPORT%20CCS.pdf).
- [2] Czakiert T., Muskala W., Jankowska S., Krawczyk G., Borecki P., Jesionowski Ł., Nowak W.: Proc. of the 21st International Conference on Fluidized Bed Combustion, Naples, Italy (2011), pp. 495-02.
- [3] Czakiert T., Szteklar K., Karski S., Markiewicz D., Nowak W.: Fu. Proc. Tech. 91 (2010), pp. 1617-23.
- [4] Basu, P., Fraser, S.A.: Circulating Fluidized Bed Boilers - Design and Operations, pp. 41, Butterworth-Heinemann, Stoneham, USA, (1991).
- [5] Kunii D., Levenspiel O. (1991), Fluidization Engineering 2nd Edition, Butterworth-Heinemann, Stoneham, USA.
- [6] Czakiert T., Muskala W., Jankowska S., Krawczyk G., Borecki P., Jesionowski Ł., Nowak W.: Energy&Fuels 26 (2012), pp. 5437-45.
- [7] Czakiert T. (2013), Tlenowe spalanie węgla w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej, Monografia, nr 282, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa.



# EXPERIMENTAL VERIFICATION OF THE INVERSE MARCHING METHOD USED TO REDUCE DYNAMIC ERRORS OF THE TRANSIENT TEMPERATURE MEASUREMENT

Magdalena Jaremkiewicz

Cracow University of Technology, Department of Thermal Power Engineering,  
ul. Jana Pawła II 37, 31-864 Cracow, Corresponding author, e-mail: mjaremkiewicz@pk.edu.pl

In this chapter, the experimental verification of the inverse marching method used to determine transient fluid temperature is presented. The experiment was carried out in a wind tunnel, where the air temperature and velocity were changed over time. The temperature was measured by two thermometers of different construction but with the same outer diameter of 15 mm. One of them is a K-type industrial thermometer widely available commercially. The temperature indicated by the thermometer was corrected considering the thermometer as the first order inertia device. Newly designed thermometer was also used to measure the temperature of the air. Its characteristic feature is a cylinder-shaped housing with the sheath thermocouple located in its center. The temperature of the air was determined based on measurements taken in the axis of the solid cylindrical element (housing) using the inverse marching method. By comparing the results it was demonstrated that the new thermometer allows to obtain the fluid temperature much faster and with higher accuracy in comparison to the industrial thermometer. Accurate measurements of the fast changing fluid temperature are possible due to fast space marching method applied for solving the inverse heat conduction problem.

## Symbols

$c$  – specific heat at constant pressure, J/(kg·K)  
 $h$  – heat transfer coefficient, W/(m<sup>2</sup>·K)  
 $k$  – thermal conductivity, W/(m·K)  
 $r_{out}$  – outer radius of the thermometer, m  
 $t$  – time, s  
 $T(t)$  – temperature of the thermometer, °C  
 $T_f(t)$  – fluid temperature, °C  
 $u(t)$  – response to the unit step

$v_T$  – rate of temperature change, K/s

Greek symbols

$\varepsilon$  – tolerance, K

$\nu$  – kinematic viscosity,  $\text{m}^2/\text{s}$

$\Delta r$  – spatial step in the  $r$  direction, m

$\Delta t$  – time step, s

$\rho$  – mass density,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$\tau$  – time constant, s

## 1. Introduction

In the steady state when fluid temperature is constant, there is no damping and time lag and temperature measurement can be made with high accuracy. When the fluid temperature is varying, under unsteady conditions, the response time of thermometer can be very long, depending on type of thermometer and outer diameter of its housing.

In installations where pressure and temperature of the fluid are high, thermometers with massive housings are used to prevent their destruction (Kerlin and Johnson, 2012; Johnson and Gilson, 2012). During rapid changes of the fluid temperature, the thermal inertia of the sheath has a significant influence on the measured values. The ability to accurately determine of the transient fluid temperature is very important for proper operation of control systems.

## 2. Methods of determining transient fluid temperature

In this section two methods for indirect measurements of transient fluid temperature are presented. First, the thermometer is treatment as the first order inertial model and then the inverse heat conduction problem is solved to determine fluid temperature.

### 2.1. Thermometer as a first order inertia device

Usually the thermometer is modelled as an element with lumped thermal capacity. In this way, it is assumed that the temperature of the thermometer is only the function of time, and temperature differences occurring within the thermometer are neglected. The temperature changes of the thermometer in time  $T(t)$  have been described by an ordinary first order differential equation (first order thermometer model) (Michalski and Eckersdorf, 1986)

$$\tau \frac{dT(t)}{dt} + T(t) = T_f(t), \quad (1)$$

where  $\tau = m_t c / (h A_t)$ . Eq. (1) was solved for the step increase of the fluid temperature from  $T_0 = 0^\circ\text{C}$  to the constant value  $T_f$ . The initial condition is:

$$T(0) = T_0 = 0. \quad (2)$$

For the first order model the thermometer response for a unit step fluid temperature change is determined by the simple expression:

$$u(t) = \frac{T(t)}{T_f} = 1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right). \quad (3)$$

The time constant  $\tau$  in Eq. (3) can be estimated from experimental data. Eq. (1) can also be used for determining fluid temperature  $T_f(t)$  when the time constant of the thermocouple  $\tau$  is a function of fluid velocity  $w$ . The time constant of the thermocouple  $\tau = m_t c / (h A_t)$  depends strongly on the heat transfer coefficient  $h$  on the outer thermometer surface, which in turn is a function of the air velocity (Sanitjai and Goldstein, 2004).

The fluid temperature will be determined on the basis of measured histories of the thermometer temperature  $T(t)$  and known time constant  $\tau(w)$  using Eq. (1).

## 2.2. Inverse marching method

An inverse space marching method is used to determine the temperature distribution inside the thermometer wall and the fluid temperature. The transient heat conduction equation for a cylindrical wall is (Jaremkiewicz, 2012)

$$c(T) \rho(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ k(T) r \frac{\partial T}{\partial r} \right], \quad 0 \leq r \leq r_{out} \quad (4)$$

Based on the measured temperature  $T_1(t)$  at the cylinder axis  $r = 0$

$$T(r = 0) = T_1(t) \quad (5)$$

the temperature distribution inside the cylinder including the outer surface will be determined.

The unknown fluid temperature  $T_f(t)$  appears in the convective boundary condition at the outer surface of the cylinder

$$k(T) \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_{out}} = h \left( T_f - T \Big|_{r=r_{out}} \right) \quad (6)$$

The solution of the inverse problem (4)-(6) is obtained by using the control volume method (Taler and Duda, 2006)

$$\Delta V_i c(T_i) \rho(T_i) \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j=1}^{n_c} \dot{Q}_{i,j} + \Delta V \dot{q}_v(T_i) \quad (7)$$

The thermometer housing is modeled as a solid cylindrical without inner hole, divided into four control volumes (Fig. 1). Using the control volume method, the energy balance equations can be written for all nodes which are located at the centres of the control volumes. The energy balance equations are written for the nodes: **1**, **2**, and **3** of the control volumes. Taking into account that the temperature  $T_1(t)$  at the node 1 is measured, the temperature at the node 2 is determined from the energy balance equation for the node **1**. In similar way, the temperature at the node **3** is obtained from the energy balance equation for the node **2**, and subsequently the temperature at the node **4** from the energy balance equation for the node **3**. The temperatures at the nodes **2**, **3**, and **4** are as follows

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{2} \frac{(\Delta r)^2}{k(T_1) + k(T_2)} c(T_1) \rho(T_1) \frac{dT_1}{dt} \quad (8)$$

$$T_3 = T_2 - \frac{1}{3} \frac{k(T_1) + k(T_2)}{k(T_3) + k(T_2)} (T_1 - T_2) + \frac{4}{3} (\Delta r)^2 \frac{c(T_2) \rho(T_2)}{k(T_3) + k(T_2)} \frac{dT_2}{dt} \quad (9)$$

$$T_4 = T_3 - \frac{3}{5} \frac{k(T_2) + k(T_3)}{k(T_4) + k(T_3)} (T_2 - T_3) + \frac{8}{5} (\Delta r)^2 \frac{c(T_3) \rho(T_3)}{k(T_4) + k(T_3)} \frac{dT_3}{dt} \quad (10)$$

where the symbol  $\Delta r = r_{out}/3$ .

The energy balance equation for the node **4** is

$$\begin{aligned} \pi \left[ r_{out}^2 - \left( r_{out} - \frac{\Delta r}{2} \right)^2 \right] c(T_4) \rho(T_4) \frac{dT_4}{dt} = \\ = 2\pi \left( r_{out} - \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{k(T_3) + k(T_4)}{2} \frac{T_3 - T_4}{\Delta r} + 2\pi r_{out} h (T_f - T_4) \end{aligned} \quad (11)$$

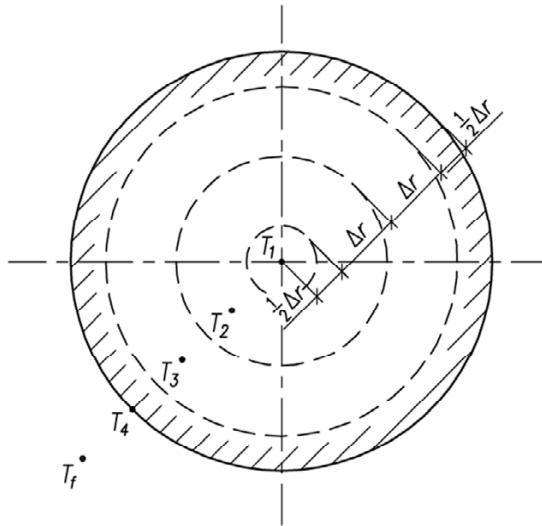


Fig. 1. Dividing the cylindrical element into four control volumes

Solving Eq. (11) gives the fluid temperature  $T_f(t)$

$$T_f = T_4 - \frac{5}{12} \frac{k(T_3) + k(T_4)}{h \Delta r} (T_3 - T_4) + \frac{11}{24} \Delta r \frac{c(T_4) \rho(T_4)}{h} \frac{dT_4}{dt} \quad (12)$$

The surface temperature  $T_f$  is determined sequentially. Calculating the time derivatives  $dT_1/dt$  and using Eq. (8), the temperature at the node 2 is obtained at first. Next, the temperatures at the nodes  $T_3$  and  $T_4$  are calculated in sequence using Equations (9) and (10).

Values of thermal conductivity  $k(T_i)$  for temperature  $T_i$  at the  $i$  node (where  $i = 2, 3, 4$ ) are unknown. It is necessary to execute several iterations to obtain temperature  $T_i$ . It was assumed that the starting value of the thermal conductivity for the first iteration is

$$k(T_i^{(0)}) = k(T_{i-1}) \quad (13)$$

The iteration continues until (Jaremkiewicz, 2012)

$$|T_i^{(n+1)} - T_i^{(n)}| \leq \varepsilon, \quad i = 2, 3, 4 \quad (14)$$

where the small value  $\varepsilon$  is equal to 0.000 01 K.

Having determined temperatures  $T_2$ ,  $T_3$ , and  $T_4$ , the fluid temperature is calculated using Eq. (12).

### 3. Description of experiment

At the beginning, the time constants of the industrial thermometer  $\tau$  for various air velocities  $w$  were determined in an open benchtop wind tunnel (Fig. 2). The WT4401-S benchtop wind tunnel is designed to give uniform flow rate over a  $100 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$  cross section (WT4401-S & WT4401-D Benchtop Wind Tunnels).



Fig. 2. Benchtop wind tunnel used for determining thermocouple time constant

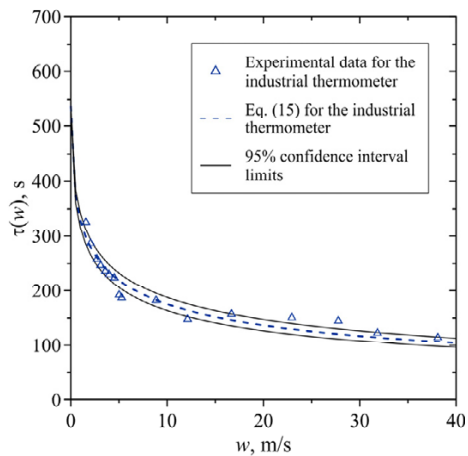


Fig. 3. Time constant  $\tau$  of the industrial as a function of air velocity  $w$  with 95% confidence interval limits

The variations of the thermocouple time constants  $\tau$  with the fluid velocity for the thermometer with the outer diameter of 15 mm is shown in Fig. 3. The experimental data were approximated by the least squares method. The following function was thus obtained:

$$\tau = \frac{1}{0,0018215 + 0,0012272\sqrt{w}}, \quad (15)$$

where  $\tau$  is expressed in s, and  $w$  in m/s.

Next, the transient temperature in the wind tunnel (Fig. 4) was measured. Two thermometers were used, both with a housing diameter of 15 mm, but of different construction. The first of them is the industrial thermometer widely available commercially. The temperature sensor is a K type thermocouple (NiCr-NiAl) with the accuracy class of 2. Hot junction is not grounded. The housing of thermometer is made of 1H18N9T austenitic steel. The second thermometer with a new housing design is characterized by a very small gap between the sheath of the inner thermocouple and the surface of the hole drilled axially throughout the solid cylinder, which forms a housing of the thermometer. In this thermometer, the thermocouple of K type with the accuracy class of 2 and the grounded junction is used. The outer diameter of the sheath is 1 mm. The thermowell is made of 1H18N9T stainless steel.

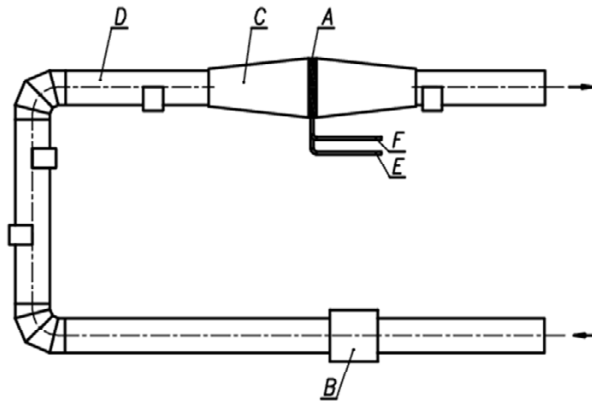


Fig. 4. Diagram of open wind tunnel (Taler, 2009): A – heat exchanger, B – fan, C – chamber, D – air channel, E – water outlet pipe, F – hot water feeding pipe.

First, the measurements were made using the industrial thermometer and then using newly designed thermometer. The air in the tunnel was heated by a heat exchanger and its velocity was also altered. The thermometers measured the temperature behind the heat exchanger. The variation in the air velocity was measured by the vane anemometer. Both the velocity and temperature data were

collected using the Ahlborn ALMEMO 5990-0 data acquisition system. In addition, the K type sheath thermocouple with an outer diameter of 1.5 mm and the second class accuracy was used to measure continuously the air temperature behind a heat exchanger during the experiment.

#### 4. Analysis of the calculation results

The measurements of transient temperature by the industrial thermometer and newly designed thermometer have big dynamic errors (Figs. 5 and 6).

The first, air transient temperature measurement was performed using the industrial thermometer. On the basis of measurements the exact temperature of the air was determined by treating thermometer as an inertial first-order model and using Eq. (1). Because the air velocity varied in time, the time constant of thermometer was calculated using Eq. (15). The calculations were performed for the sampling time  $\Delta t = 6$  s. The obtained results of the calculations are shown in Figure 5.

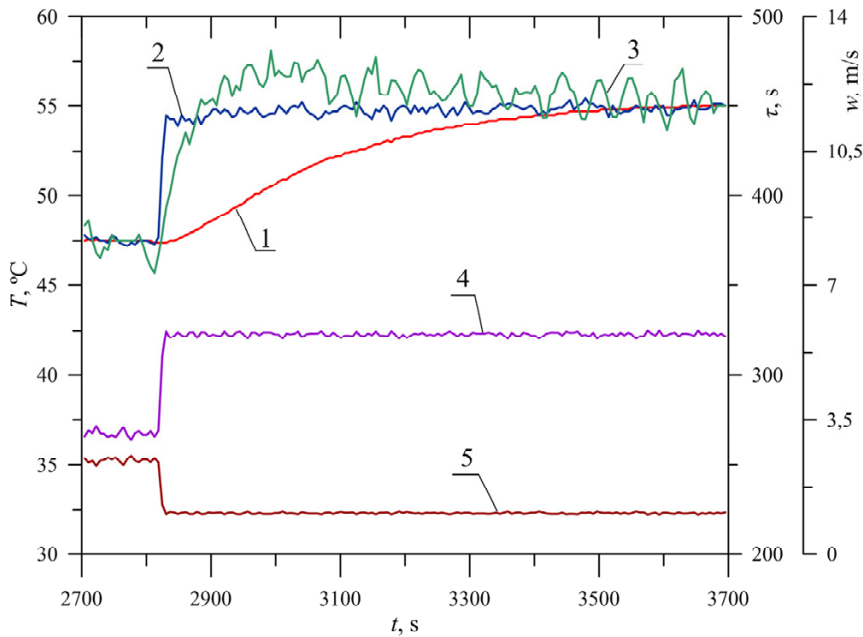


Fig. 5. Measurements and results of calculations: 1 - temperature measured by the industrial thermometer, 2 - temperature measured by the thermocouple with outer diameter of 1,5 mm, 3 - temperature calculated using the inverse method based on measurements carried out by the industrial thermometer, 4 - time constant of the thermometer, 5 - velocity of the air.



Then, the air transient temperature was measured using a new thermometer. For quicker response of the thermometer and more accurate measurements, the inverse marching method was used. Equations (8)-(10) and (12) were used to obtain the fluid temperature. Calculations were made for constant physical properties of the thermometer housing: specific heat  $c = 500 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ , density  $\rho = 7900 \text{ kg}/\text{m}^3$  and thermal conductivity  $k = 18 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ . The heat transfer coefficient on the outer surface of the thermometers  $h$  was determined based on the Nusselt number defined by correlation of Moffat (Wiśniewski, 1983) with changed constant value  $C$ . The physical properties of the air using in calculation of the heat transfer coefficient: Prandtl number  $\text{Pr} = 0,698$ , thermal conductivity  $k_a = 0.0283 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  and kinematic viscosity  $\nu_a = 17.95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . The calculations were made for time step of 6 s.

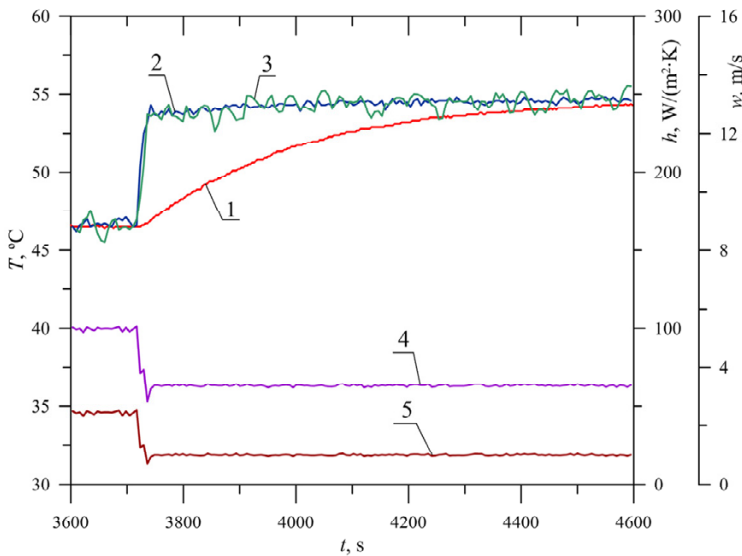


Fig. 6. Measurements and results of calculations: 1 - temperature measured by the newly designed thermometer, 2 - temperature measured by the thermocouple with outer diameter of 1,5 mm, 3 - temperature calculated using the inverse method based on measurements carried out by the newly designed thermometer, 4 - heat transfer coefficient on the outer surface of thermometer, 5 - velocity of the air.

## 5. Conclusions

Both applied methods allow for the correction of transient temperature measurements, but are suitable for different applications. The first method is suitable for measuring temperature of exhaust gas and air by the thinner thermometers than the industrial thermometer using during the experiment. The

second method has much wider possibilities of its application. It can be used everywhere where has to be applied massive housing of the thermometer due to the high pressure and temperature of the fluid (e.g. steam). The results of calculations demonstrate that the thermometer of new design allows to obtain the accurate temperature much faster in comparison to the industrial thermometer. Accurate measurement of fast fluid temperature changes is possible due to fast space marching method for solving inverse heat conduction problem used to calculate fluid temperature based on temperature measurement at the axis of the thermometer.

#### ACKNOWLEDGMENTS

The results presented in this chapter were obtained from research work co-financed by the National Centre of Research and Development in the framework of the contract PBS1/A4/4/2012 – Applied Research Program – Development of advanced methods to assess the residual life of pressure elements in power plants.

#### References

- [1] Kerlin T.W., Johnson M., 2012. Practical Thermocouple Thermometry. 2nd edition, International Society of Automation, Research Triangle Park, NC.
- [2] Johnson M.P., Gilson A.G., 2012. Do Your Thermowells Meet the ASME Standard? Flow Control 8.
- [3] Michalski L., Eckersdorf K., 1986. Temperature measurements. 3rd edition, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa (in Polish).
- [4] Sanitjai S., Goldstein R.J., 2004. Forced convection heat transfer from a circular cylinder in cross-flow to air and liquids. International Journal of Heat and Mass Transfer 47, 4795-4805.
- [5] Jaremkiewicz M., 2012. Inverse heat transfer problem encountered in measurement of transient fluid temperature. 1st edition, Publishing House of Cracow University of Technology, Cracow (in Polish).
- [6] Taler J., Duda P., 2006. Solving Direct and Inverse Heat Conduction Problems, 1st edition, Springer, Berlin.
- [7] Taler D., 2009. The dynamics of tubular heat exchangers. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków (in Polish).
- [8] Wiśniewski S., 1983. Temperature Measurement in Engines and Thermat Facilities. WNT, Warszawa (in Polish).
- [9] WT4401-S & WT4401-D Benchtop Wind Tunnels, Omega, Stamford, CT, USA, [www.omega.com](http://www.omega.com).

# **ZASTOSOWANIE PARAMETRÓW PRZEPLYWOWYCH W MODELOWANIU PROCESU SPALANIA W URZĄDZENIACH TERMICZNEGO PRZEKSZTAŁCANIA ODPADÓW (SPALARNI ODPADÓW)**

Tomasz Józef Jaworski

Politechnika Śląska, Katedra Technologii i Urządzeń Zagospodarowania Odpadów,  
Ul. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, Tel. 32.2372122, fax: 322371167,  
e-mail: tomasz.jaworski@polsl.pl

Grupa zagadnień poruszona w pracy związana jest ze wspomaganie modelowania numerycznego procesów przepływowych i spalania w komorach rusztowych urządzeń do termicznego przekształcania odpadów stałych. W szczególności wspomaganie obejmowało:

- nowatorską integrację dwóch modeli: modelu spalania (metoda bilansów elementarnych) w warstwie i modelu FLUENT CFD w bryle gazowej komory spalania,
- wprowadzenie do metodyki parametryzacji modelu ciała porowatego, jakim jest ruchoma warstwa materiału odpadów na ruszcie: porowatości wyliczonej na bazie własnej formuły na wzdluzny współczynnik dyspersji, zależny od typu rusztu, parametrów eksploatacyjnych i materiałowych i zastosowanie ich w równaniu Erguna oraz współczynników: przepuszczalności i Forchheimera (strat inercyjnych) wyznaczonych na podstawie wyników badań oraz danych literaturowych,
- wykorzystanie parametrów przepływowych tj. rozkład czasu przebywania odpadów na ruszcie, współczynnik zmieszania i współczynnik dyspersji wzdluznej oraz wyników ich wielowariantowych badań do uzgadniania warunków brzegowych w modelu numerycznym FLUENT CFD Software.

## **1. Analogia: reaktor chemiczny – komora urządzenia do termicznego przekształcania odpadów z rusztem ruchomym**

Przepływ w chemicznych reaktorach rzeczywistych wykazuje duże podobieństwo do przepływu materiału odpadów w urządzeniach do spalania z rusz-

tem ruchomym, będąc w swym charakterze czymś pośrednim do skrajnych przypadków występujących w teorii chemicznej reaktorów, tj. reaktora zbiornikowego i rurowego [8]. W rzeczywistości w przepływie materiału odpadów na rusztach nie zawsze osiąga się stan idealnego wymieszania, natomiast wystąpi zawsze w mniejszym lub większym stopniu zjawisko mieszania wzdłużnego bądź dyspersji wzdłużnej, zależne od rodzaju rusztu, własności substancji i charakteru przepływu oraz niewielkie, ale występujące mieszanie poprzeczne, związane ze zmianą porowatości spalanej warstwy.

Przepływ materiału odpadów na ruszcie ruchomym w urządzeniu do spalania wywołany jest wymuszonym ruchem, w zależności od typu rusztu: rusztowin lub walców. Konsekwencją tego ruchu jest przekazywanie energii między cząstkami warstwy (przenoszenie pędu) wskutek ich wzajemnych zderzeń, a także zderzeń z rusztowinami i ścianami bocznymi komory. Dochodzi do tego oddziaływanie sił grawitacji oraz oddziaływanie strugi gazu pochodzące od systemu doprowadzenia powietrza pierwotnego.

Przyjmując analogię - podobieństwo w przepływie materiału odpadów na ruszcie poprzez komorę spalania do przepływu płynu przez reaktor chemiczny możemy wykorzystać dość dobrze znaną teorię reaktorów i adaptować ją na potrzeby opisu transportu mechanicznego materiału odpadów na różnych systemach rusztów.

## **2. Parametry przepływowe charakteryzujące transport mechaniczny masy odpadów na rusztach**

Charakter przepływu materiału odpadów oraz czasy przebywania materiału odpadów w urządzeniach z systemami rusztów posuwistych i walcowych, zdefiniowane jako parametry przepływowe, zaproponowano opisać za pomocą trzech wielkości:

- rozkładu czasu przebywania (skrót: RCP) materiału na ruszcie, badane za pomocą metody znacznikowej w oparciu o analogię przepływu w rzeczywistych reaktorach chemicznych,
- stopień zmieszania materiału odpadów na ruszcie ( $M$ ), mieszanie wzdłużne i poprzeczne, badane za pomocą formuły Rose'a, [1],
- współczynników dyspersji wzdłużnej ( $D_L$ ) i poprzecznej ( $D_P$ ), badane metodą autorską [4].

### 3. Zastosowanie parametrów przepływowych w modelowaniu procesu spalania w warstwie na ruszcie paleniska kotłowego

Doświadczenia i wiedza zdobyte w trakcie badań i po analizie wyników procesu transportu mechanicznego masy na rusztach powinna zostać zweryfikowana, powinna zostać również określona funkcjonalność wykorzystania zastosowanych algorytmów i metodyki. Polepszenie użyteczności obsługi i nauki w obszarze projektowania i eksploatacji urządzeń termicznego przekształcania odpadów, w szczególności spalarni odpadów polegało co zaproponowano w niniejszej pracy na określeniu możliwości zastosowania parametrów przepływowych:

- w modelowaniu numerycznym CFD procesu spalania w komorach urządzeń do termicznego przekształcania odpadów stałych, wyposażonych w różne rodzaje rusztów,
- w eksploatacji tych urządzeń.

Tabela 1 poniżej przedstawia zestawienie możliwości wykorzystania parametrów przepływowych w modelowaniu numerycznym za pomocą CFD - Software FLUENT.

Tabela 1. Możliwości wykorzystania parametrów przepływowych masy na systemach rusztów w modelowaniu numerycznym procesu spalania (CFD) w urządzeniu do termicznego przekształcania odpadów stałych

Lp.	Rodzaj parametru przepływowego	Możliwość wykorzystania w modelowaniu numerycznym CFD poprzez:
1.	Rozkład czasu przebywania (RCP)	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Właściwy dobór czasu przebywania masy odpadów na ruszcie (w tym, czasu przebywania w strefach). Określenie średniej wydajności rusztu oraz zakresu wydajności rusztu dla materiału wejściowego odpadów i jego form przeobrażonych podczas spalania na ruszcie.</li> <li>➤ Dobór optymalnych parametrów eksploatacyjnych rusztów, tj.: kąta nachylenia, prędkości przesuwu rusztów, prędkości obrotowej walców w funkcji liczby Pecleta obrazującej wielkość dyspersji wzdłużnej.</li> <li>➤ Właściwy dobór obciążenia mechanicznego rusztu w <math>[\text{kg}/\text{m}^2 \text{ h}]</math>.</li> </ul>

2.	Mieszanie	Mieszanie wzdłużne	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Wybór rodzaju rusztu w zależności od właściwości materiałowych (gęstość pozorna) i spektrum granulometrycznego odpadów.</li> <li>➤ Konstrukcja rusztu posuwistego zapewnia duże mieszanie wzdłużne w przypadku materiału o różnym wymiarze ziaren i stałej gęstości (<math>Pe=56</math>). Dla mieszanki materiałów o różnym wymiarze ziaren i różnej gęstości mieszanie wzdłużne jest małe (<math>Pe=302</math>).</li> <li>➤ Konstrukcja rusztu posuwisto-zwrotnego zapewnia duże mieszanie wzdłużne zarówno dla materiału o różnym wymiarze ziaren i stałej gęstości (<math>Pe=8</math>), jak i dla mieszanki materiałów o różnym wymiarze ziaren i różnej gęstości (<math>Pe=40</math>).</li> </ul>
		Mieszanie poprzeczne	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Dobór właściwej szerokości i długości rusztu oraz prędkości rusztowin (pr.obr. walców) w zależności od stopnia rozproszenia materiału w kierunku prostopadłym do głównego kierunku przepływu odpadów na ruszcie.</li> <li>➤ Dla rusztu posuwisto-zwrotnego, przyjęcie udziału procentowego masy strumienia rozpraszanego w kierunku poprzecznym: <ul style="list-style-type: none"> <li>-od 0,15 do 0,20 masy materiału w odchyleniu 0,04 m/mb rusztu,</li> <li>-dla rusztu posuwistego wskaźnik ten wynosił: 0,01 udziału strumienia doprowadzonego masy materiału odpadów w odchyleniu 0,016 m/mb rusztu.</li> </ul> </li> </ul>
		Stopień zmieszania	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Dla rusztu posuwistego wartości stopnia zmieszania <math>M</math> w poszczególnych kaskadach są do siebie zbliżone i osiągają wysokie wartości.</li> <li>➤ Dla rusztu posuwisto-zwrotnego wartości stopnia zmieszania zmieniają się w szerokim zakresie. Wysokie wartości otrzymano dla materiału transportowanego, przebywającego w połowie długości rusztu. Na początku i na końcu rusztu wartości stopnia zmieszania są niskie wskutek segregacji składników towarzyszącej transportowi materiału. W górę rusztu wynoszone są cząstki mniejsze, natomiast cząstki większe wykazują tendencje do szybszego transportu. Wielkość cząstek decyduje bardziej o szybszym transporcie niż różnica ich gęstości.</li> </ul>

3.	Współczynnik dyspersji wzdłużnej i poprzecznej	<p>➤ Stworzenie katalogu materiałów i przynależnych współczynników w zależności od kąta nachylenia rusztu i prędkości rusztowin (prędkości obrotowej walców). Obliczanie <math>D_L</math> bez konieczności przeprowadzenia badań znacznikowych RCP.</p> <p><b>Model ośrodka porowatego – wykorzystanie pakietu FLUENT</b></p> <p>➤ Obliczenie porowatości warstwy ruchomej z formuły wykorzystującej równanie na obliczanie współczynnika dyspersji wzdłużnej <math>D_L</math>,</p> $\varepsilon = 1 - m C \frac{1}{D_L d_p \rho_p} \quad (1)$ <p>dla różnych stref na ruszcie, w zależności od stopnia przeobrażenia materiału odpadów podczas procesu spalania w warstwie. Zastosowanie wartości <math>\varepsilon</math> jako własności ciała porowatego w pakiecie FLUENT (równanie Erguna (3)).</p> <p>➤ Ustalenie wartości:</p> <p><math>\kappa</math> - współczynnika przepuszczalności [m<sup>2</sup>],  <math>\beta</math> - współczynnika Forchheimera [1/m], zawartych w równaniu Forchheimera (2):</p> $-\frac{dp}{dL} = \frac{\mu}{\kappa} \cdot \vec{u}_f + \beta \cdot \rho \cdot \vec{u}_f^2 \quad (2)$ <p>określającego podstawowe prawo, które opisuje przepływ w ośrodkach porowatych w tym w warstwie odpadów na ruszcie, gdzie:  <math>d_l</math> - odcinek przepływu [m] na którym rozpatrywany jest spadek ciśnienia <math>dp</math> [Pa]; <math>u_f</math> - prędkość filtracji [m/s]; <math>\eta</math> - współczynnik lepkości dynamicznej [kg/m s]; <math>\rho</math> - gęstość gazu, [kg/m<sup>3</sup>].</p>
4.		<p>Szczególnym przypadkiem równania Forchheimera jest podany w 1952 roku empiryczny wzór Erguna [2] (3):</p> $-\frac{dp}{dL} = \frac{150 \cdot \mu (1 - \varepsilon)^2}{d^2 \cdot \varepsilon^3} \cdot \vec{u}_f + \frac{1,75 \cdot \rho (1 - \varepsilon)}{d \cdot \varepsilon^3} \cdot \vec{u}_f^2 \quad (3)$ <p>Ze względu na stosowalność tego równania dla szerokich zakresów liczb Reynoldsa, a także różnych materiałów złoża porowatego formuła ta została zastosowana w pakiecie Fluent.</p> <p>Ponieważ zakres wartości <math>\beta</math> otrzymanych w wyniku zastosowania różnych wzorów uniemożliwia ich interpretację, do wyznaczenia tego współczynnika wykorzystuje się bezpośrednio dane eksperymentalne (zależność spadku ciśnienia na warstwie ciała porowatego od prędkości przepływającego gazu [3]), a zadanie wyznaczenia współczynnika <math>\beta</math> formułuje się jako zadanie wyznaczenia funkcji opisującej pewną zależność łączącą prędkość przepływu <math>u_f</math> i spadek ciśnienia <math>dp</math>, stwierdzony podczas przepływu przez badany ośrodek. Sposób wyznaczenia parametrów <math>\kappa</math> i <math>\beta</math> wykorzystuje aproksymację średniokwadratową wielomianem drugiego stopnia z wyrazem wolnym równym zero, zastosowaną do oryginalnych danych pomiarowych [86].</p> <p>Program Fluent jest programem przeznaczonym do numerycznego rozwiązywania wielu klas zagadnień z zakresu dynamiki płynów opisywanych za pomocą uniwersalnych równań bilansowych.</p> <p>W szczególności możliwe jest uwzględnianie przepływu w ośrodkach porowatych. We Fluencie wykorzystuje się w tym celu standar-</p>

	<p>dowy układ równań bilansu masy, pędu i energii ośrodka płynnego uzupełniony o odpowiedni składnik źródłowy. Rozwiązanie układu bilansowego opisanego równaniami jw. dokonuje się w pakiecie Fluent Metodą Objętości Skończonych (MOS). Ośrodek porowaty jest w takim ujęciu traktowany jako medium, które wprowadza do członu źródłowego równania bilansu pędu dodatkowy opór przepływu w postaci źródła sił masowych. Źródło to może być opisane prawem Darcy'ego, co odpowiada stratom wywołanym lepkością, prawem Forchheimera, uwzględniającym straty wywołane lepkością oraz bezwładnością lub też dowolnym innym prawem definiującym zasady przepływu przez ośrodek porowaty.</p> $F = \sum_{j=1}^3 D_{ij} \cdot \mu \cdot u_j - \frac{150 \cdot \mu (1 - \varepsilon)^2}{d^2 \cdot \varepsilon^3} \cdot \sum_{j=1}^3 C_{ij} \cdot \frac{\rho \cdot  u }{2} \cdot u_j \quad (4)$ <p>Symbol F oznacza źródło sił dla i-tego kierunku przestrzeni (x, y oraz z w przypadku 3D), <math>\mu</math> - współczynnik lepkości dynamicznej płynu [kg/(m.s)], <math>u_j</math> - składową prędkości na j-tym kierunku przestrzeni [m/s], <math>u</math> - bezwzględną wartość prędkości [m/s], <math>D_{ij}</math> oraz <math>C_{ij}</math> są stałymi, występującymi w modelu jako macierze diagonalne, w których na przekątnej umieszczone są wartości równe odpowiednio odwrotności współczynnika przepuszczalności <math>1/\kappa</math> oraz podwojonej wartości współczynnika Forchheimera <math>\beta</math>. Pozostałe elementy macierzy są zerowe. Sformułowanie wykorzystane w pakiecie Fluent umożliwia uwzględnienie pełnej anizotropowości przepływu (a nie tylko w kierunkach głównych) za pomocą dodatkowych parametrów, które tu pominięto.</p>
<p><b>UWAGA:</b>          Modelu ośrodka porowatego nie należy mylić z mikroskopowym obrazem ośrodka porowatego, w którym przepływ następuje w „pustych” kanalikach ośrodka i który jest opisywany również za pomocą równań Naviera-Stokesa. W skali, w jakiej rozważa się makroskopowy ośrodek porowaty, te kanaliki nie są już widoczne i zamiast tego operuje się na wielkościach uśrednionych. Tak też jest w przypadku modelu wykorzystanego we Fluencie, który wymusza spowolnienie przepływu związane z porowatością ośrodka za pomocą składnika źródłowego.</p>	

### 3.1. Modelowanie numeryczne procesu spalania w komorach rusztowych urządzeń do termicznego przekształcania odpadów stałych

W pracy wykorzystano nowoczesne metody symulacji przepływu i spalania za pomocą Computational Fluid Dynamics (CFD) na podstawie programu Ansys 12.1 z wbudowanym postprocesorem Fluent 6.0. Oprogramowanie to najlepiej sprawdza się w symulacjach procesu spalania w płynach, natomiast w konfrontacji ze spalaniem warstwy i w warstwie paliwa stałego (odpadów stałych) wymaga dodatkowych przedsięwzięć dotyczących formułowania warunków materiałowych i brzegowych oraz zastosowania między innymi funkcji UDF. Do rozwiązania tego problemu wykorzystano istniejący zmodyfikowany o wykorzystanie parametrów przepływowych model spalania odpadów w war-



stwie na ruszcie paleniska kotłowego integrując go z aplikacją CFD - Software Fluent, dobrze radzącą sobie w obliczeniach przepływowych i spalania w bryle gazowej przestrzeni komory spalania.

Podsumowując, w tabeli 2 poniżej zestawiono wartości ważniejszych parametrów zastosowanych w modelu symulacyjnym zrealizowanym w programie Fluent. Wprowadzone wartości współczynnika dyspersji wzdłużnej, a także wartości wyliczone na jej podstawie, tj.: porowatość warstwy, jednostkowa powierzchnia wypełnienia oraz wartości współczynnika przepuszczalności i Forchheimera wykazały bardzo dobrą zgodność z innymi parametrami układu przyjętymi wg zaleceń opisanych w pracy.

Tabela 2. Zestawienie ważniejszych parametrów modelu symulacyjnego przepływu i spalania odpadów w komorze przeciwprądowej zrealizowanego w programie Fluent

Parameter	Value or description
Solver	pressure based, steady
Computation domain type	3D
Energy equation	switched off
Viscous Model	laminar
Fluid	air
Fluid density	1,168 [kg/m <sup>3</sup> ]
Fluid viscosity	17,08 10 <sup>-6</sup> [Pa s]
Operating pressure	101325 [Pa]
Gravitational acceleration	9.81 [m/s <sup>2</sup> ]
Inlet type	velocity inlet
Inlet air velocity	0.01 – 1.6 [m/s]
Outlet type	pressure outlet
Outlet air pressure	-20 Pa
Wsp. dyspersji wzdłużnej. (średni)	0,27 10 <sup>-3</sup> [m <sup>2</sup> /s]
Porowatość warstwy $\varepsilon$ (średnia)	0,45–0,56 [-]
$\kappa$ (średnia)	0,0003839 [m <sup>2</sup> ]
$\beta$ (średnia)	2806527 [1/m]

Możliwość wykorzystania parametrów przepływowych i innych, razem zestawionych w tabeli 1. zaproponowano zbadać poprzez obliczenia za pomocą modelu matematycznego procesu spalania odpadów stałych w urządzeniu, w skali technicznej. Analiza numeryczna dotyczyła rozwiązania problemu w obszarze dwóch podmodeli:

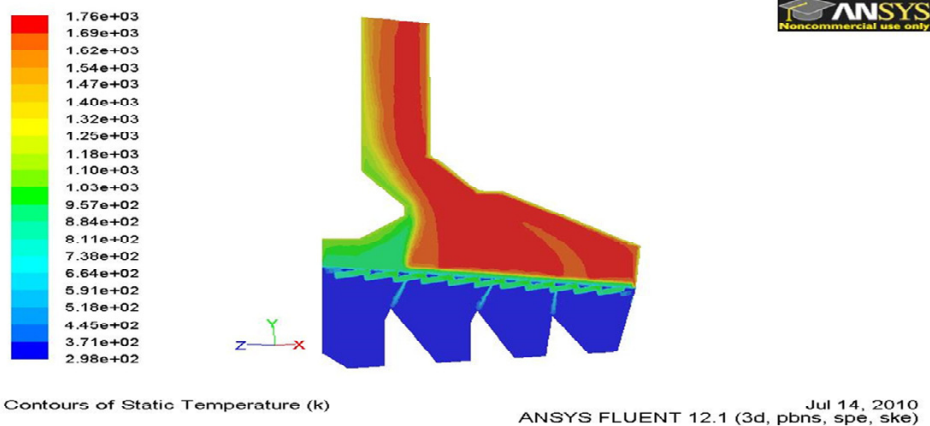
- podmodelu spalania odpadów stałych w warstwie na ruszcie, [5],
- podmodelu spalania w bryle gazowej przestrzeni komory spalania[6].

W obliczeniach rozkładu temperatur faz stałej i gazowej wewnątrz warstwy spalanych odpadów na ruszcie wykorzystano metodę bilansów elementarnych (MBE)[7]. Podmodel warstwy [5] pozwalał obliczać również: stężenia fazy gazowej w obrębie wytypowanych związków chemicznych, ubytek pierwiastka węgla oraz uwzględniał zmiany geometrii warstwy. Rezultaty obliczeń podmodelu spalania warstwy odpadów, będące w ścisłym powiązaniu z wymianą ciepła w całej komorze, służyły jako warunek brzegowy w rozwiązaniu zagadnienia CFD bryły gazowej przestrzeni komory spalania. Realizacja przebiegała na

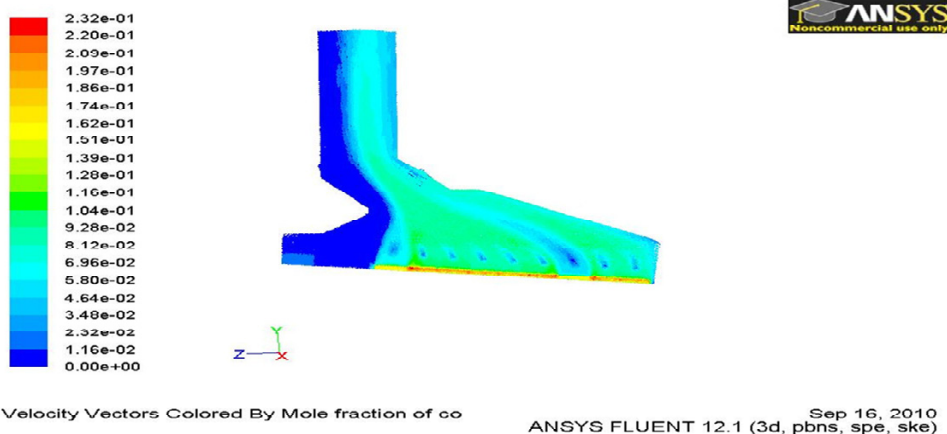
podstawie oprogramowania ANSYS 12.1, w założeniu właściwego doboru systemu doprowadzenia powietrza do spalania, a także homogenicznego, wieloskładnikowego i wieloreakcyjnego spalania w przestrzeni gazowej, przeciwprądowej komory spalania odpadów stałych w skali technicznej. Bezpośrednie przeniesienie parametrów transportu masy na rusztach posuwistych, posuwistozwrotnych i walcowych takich, jak: rozkład czasu przebywania materiału na ruszcie, stopień mieszania, współczynniki dyspersji wzdłużnej i poprzecznej, wyznaczonych drogą eksperymentu dają możliwość bardziej precyzyjnego formułowania warunków przepływowych CFD, w tym parametrów ciała porowatego, jakim jest warstwa odpadów.

Wyniki obliczeń w postaci rozkładu pola stężeń poszczególnych składników gazowych, temperatur, prędkości, gęstości itd., w obrębie całej geometrii komory potwierdzają dobrą integrację i zgodność dwóch zastosowanych modeli. Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono przykładowo rozkład pól: temperatur i stężeń CO w przestrzeni gazowej analizowanego obiektu. Otrzymany model dla rusztu posuwistego oraz komory spalania z geometrią przeciwprądową poprzez odpowiedni dobór warunków brzegowych a w szczególności porowatości warstwy ruchomej, zależnej od współczynników dyspersji i współczynników: przepuszczalności i Forchheimera, na wylocie z analizowanego obiektu, uzyskał akceptowalny poziom emisji.

Zastosowany model numeryczny daje możliwość technicznej interwencji w proces technologiczny spalarni odpadów w celu jego optymalizacji dla minimalizacji obciążenia środowiska emisjami ze spalania odpadów.



Rys. 1. Rozkład pola temperatur w przestrzeni gazowej komory spalania odpadów stałych



Rys. 2. Rozkład pola stężeń CO w przestrzeni gazowej komory spalania odpadów stałych

## 4. Podsumowanie

Modelowanie procesu transportu masy na rusztach urządzeń do spalania odpadów stanowi bardzo istotną tematykę, która warunkuje prawidłowe podejście do zagadnień modelowania całego węzła spalania odpadów jako komora wyposażona w ruszt ruchomy. Większość obecnie spotykanych w literaturze modeli spalania odpadów stałych nie zajmuje się procesem zachodzącym w warstwie na ruszcie traktując, go jako swoistą „czarną skrzynkę” z przyjętymi warunkami brzegowymi na wejściu i obliczonymi wg własnego algorytmu (najczęściej obwarowanego wieloma założeniami upraszczającymi) wynikami na wyjściu - powierzchni górnej warstwy. Pod tym względem wykorzystanie analogii: komora spalania z rusztem ruchomym – reaktor chemiczny i na tej podstawie wyjaśnienie i opisanie zjawisk transportu masy na różnych systemach rusztów stanowi nowatorstwo i znaczne rozwinięcie dotychczas stosowanych modeli matematycznych procesu spalania w konwencjonalnych spalarniach odpadów stałych, opartych w swej budowie o komorę wyposażoną w ruszt ruchomy (posuwisty, posuwisto-zwrotny lub walcowy). W konsekwencji, w obszarze analizy zjawisk przepływowych, towarzyszących transportowi masy odpadów na rusztach posuwistych, posuwisto-zwrotnym i walcowym wprowadzono i wielowariantowo przebadano tzw. parametry przepływowe w postaci [4]: rozkładu czasu przebywania masy odpadów na ruszcie, mieszania odpadów na ruszcie oraz współczynników dyspersji wzdłużnej i poprzecznej.

Zastosowanie parametrów przepływowych w modelowaniu procesu spalania w warstwie naruszcze paleniska kotłowego zostało przeprowadzone za po-

mocą integracji dwóch podmodeli: podmodelu spalania w warstwie i podmodelu FLUENT CFD Software. Przy czym w metodyce parametryzacji modelu ciała porowatego, jakim jest ruchoma warstwa materiału odpadów na ruszcie wykorzystano:

- porowatości wyliczonej na bazie własnej formuły na wzdluzny wspolczynnik dyspersji, zalezny od typu rusztu, parametrów eksploatacyjnych i materiałowych i zastosowanie ich w równaniu Erguna,

- współczynników: przepuszczalności i Forchheimera (strat inercyjnych) wyznaczonych na podstawie wyników badań oraz danych literaturowych,

- parametrów przepływowych i wyników ich wielowariantowych badań do uzgadniania warunków brzegowych w modelu numerycznym FLUENT CFD Software (szczegóły tabeli 1).

Efekty tych obliczeń (rozkład temperatur w przestrzeni komory spalania, rozkład gęstości, prędkości, stężeń itd. są zgodne z danymi rzeczywistymi przedstawianymi w dostępnej literaturze np. [9]. Wyniki symulacji komputerowych CFD w pakietach np. ANSYS-Fluent pod warunkiem posiadania rzetelnej bazy danych wejściowej są równoznaczne z przeprowadzeniem kosztochłonnych badań eksperymentalnych na rzeczywistym obiekcie.

### Literatura

- [1] Boss J.: Mieszanie materiałów ziarnistych. Państwowe Wydawnictwo Naukowe. Warszawa 1987.
- [2] Ergun S.: Fluid flow through packed columns. Chemical and Engineering Progress, 48(1952), p.89-94.
- [3] Tomeczek J.: Spalanie węgla. Skrypt uczelniany Politechniki Śląskiej Nr 1667. Gliwice 1992 r.
- [4] Jaworski T.J.: Modelowanie procesu transportu masy na rusztach urządzeń do termicznego przekształcania odpadów stałych. Monografia nr 419, Wydawnictwo Politechnika Śląska, Gliwice 2012 r.
- [5] Jaworski T., Wandrasz J.W.: Mathematische Modellierung des Verbrennungsprozesses in der Abfallschicht auf den Wandrost des Kessels. VDI-Berichte 1540 „Wege des Abfalls”. Verlag GmbH Düsseldorf 2000, s.431-442.
- [6] Jaworski T.J.: CFD numerical model of solid waste combustion in the incinerator with moving grate. The 2011 World Environmental & Water Resources Congress, May 22-26 in Palm Springs, California .USA, p.3964-3972.
- [7] Szargut J.: Metody numeryczne w obliczeniach cieplnych pieców przemysłowych. Wydawnictwo Śląsk. Katowice 1977.
- [8] Levenspiel O.: Chemical Reaction Engineering. John Wiley & Sons Verlag, Auflage 1999.
- [9] Thome-Kozmienski K. J.: Thermische Abfallbehandlung. EF-Verlag. Berlin. 1994.

# KINETIC ANALYSIS OF THE ADDITION OF CO<sub>2</sub> TO THE FLAME IN THE COMBUSTION OF METHANE

Wojciech Jerzak\*, Monika Kuźnia

AGH University of Science and Technology, Faculty of Metal Engineering  
and Industrial Computer Science, 30-059 Kraków, al. Mickiewicza 30, Poland

\*Corresponding author's e-mail: wjerzak@metal.agh.edu.pl

The chapter presents the results of the calculation of the effect of the CO<sub>2</sub> addition in the combustion of methane in air enriched in oxygen up to 25 vol.% on the variations in the concentrations of free radicals, CO and NO. The calculations constitute a complement to performed experiments with injecting CO<sub>2</sub> at varying distances from the burner. Modelling of the kinetics of methane combustion was done in the Chemked II program by implementing the reaction mechanism GRI-Mech, version 3.0. The times of residence of the reagents at temperatures of 1200, 1500 and 1800 K, necessary for obtaining the peak concentrations of H, OH, O and CO, have been determined. It has been demonstrated that the addition of CO<sub>2</sub> reduces the peak concentrations of H, OH and O the stronger, the higher the temperature is. If the temperature in the flame region is at a level of 1200 K, then the CO<sub>2</sub> addition lengthens the time necessary for achieving the peak reagent concentrations. For T=1100 K, a negligible effect of adding CO<sub>2</sub> on the variation in the mole fractions of H, OH, O, CO was noted. The chapter enumerates the predominant reactions included in the employed GRI-Mech system, which determine the consumption and production of H, OH, O, CO and NO in the flame.

## 1. Introduction

Oxygen Enhanced Combustion (OEC) is a combustion technology that has been intensively developing in the recent decade. The reason for the increased interest in this technology can be seen in the reduction of the high oxygen generation costs and the increasing importance of environmental protection. The addition of oxygen results in a reduction of combustion gas volume by eliminating the burden that is nitrogen (which is intended to facilitate the subsequent capture of carbon dioxide from the combustion gas to be sequestered); an increase in temperature (increases the flame radiation, and thus the heat exchange); a shortening of the flame, etc. Four oxygen addition methods are

commonly used: 1. Air Enrichment – oxygen is injected to the air directed to combustion through a diffuser to be adequately mixed; 2. Air Enrichment – injection of oxygen directly to the flame; 3. Oxy-Fuel – oxygen of a purity of >90% is separated from the fuel inside the burner; 4. Air–Oxy/Fuel – air and oxygen are injected separately to the flame.

In order to facilitate the capture the combustion gas carbon dioxide and to reduce the flame temperature in the OEC process, CO<sub>2</sub> is added. If combustion is conducted in an oxygen atmosphere rather than in oxygen-enriched air, then the carbon dioxide will derive from combustion gas recirculation. Carbon dioxide can be added to the flame either directly or after being mixed with the combustion substrates.

Hwang et al. [1] compared the rate of selected reactions with the methane and the oxidizer being diluted with carbon dioxide in a diffusion flame burner. In the added CO<sub>2</sub> mole fraction range of ( $0.1 < X_{CO_2} < 0.55$ ), the maximum rate of the examined reactions  $CO_2 + H \rightarrow CO + OH$ ;  $CH_4 + H \rightarrow CH_2 + H_2$ ;  $H + O_2 \rightarrow O + OH$  is higher for the variant of methane dilution with carbon dioxide and decreases with the increase in CO<sub>2</sub>.

The kinetic analysis of the changes occurring in pre-mixed natural gas flames, resulting from the CO<sub>2</sub> addition, was the subject of the studies by Biet et al. [2]. The results of measurements and simulations of component concentrations in the flame in the range of distance from the burner of 0-0.3 cm were reported. In the examined range of distance from the burner, the peak concentrations of, e.g., CO, OH, H and O were captured. Moreover, maximum flame concentrations, as determined according to three different combustion mechanisms, were compared. Results, which were the most close to the experiments for the simultaneous addition of CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>, were obtained for the GRI-Mech 3.0 mechanism [3].

The influence of the residence time needed for the oxidation of natural gas with the addition of CO<sub>2</sub> (mixed with the oxidizer) and the stoichiometry from 773 to 1673 K was studied by Giménez-López et al. [4]. Based on experiments and calculations it was found that the CO<sub>2</sub> addition increased the importance of the essential reactions with the third body (denoted in the literature by M) being the partner of the collision. The direct injection of recirculation combustion gas containing 94 vol.% CO<sub>2</sub> on a dry basis through the outer burner nozzle, and O<sub>2</sub> through a separate burner nozzle to the flame was tested in reference [5]. The proposed method of adding CO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> makes it possible to change over from gaseous fuel to liquid one in large-power boilers. Another method of adding carbon dioxide to the methane flame is by direct CO<sub>2</sub> injection through the retractable central burner nozzle [6]. Based on experiments it was demonstrated that injecting CO<sub>2</sub> at a distance of 0.05 m from the burner increased the NO<sub>x</sub> concentration, while pulling out the CO<sub>2</sub> feed nozzle to a minimum distance of 0.1 m from the burner resulted in a reduction of NO<sub>x</sub>. With the increase in ex-

cess air, a drop in combustion chamber temperature follows. Increasing the distance of the  $CO_2$  injection location from the burner results in a decrease in temperature in the place of combustion gas intake.

The analyses described in the present chapter are conducted for the combustion of methane in an atmosphere of air enriched with oxygen up to 25 vol.% with an addition of  $CO_2$ . The change of the oxidizer type from air to the  $CO_2/O_2/N_2$  mixture is the core of the "flexible combustion" (Flexi-Burn) concept, which involves a smooth transition from air combustion to oxygen combustion.

## 2. Mechanisms for gaseous fuel combustion

The mechanism of combustion of hydrocarbons consists of many consecutive, as well as overlapping, elementary reactions of different rates. The reactions describe combustion stages, such as the attack on the fuel molecule, the formation of a "bank" of radicals, the recombinations of radicals, oxidation, etc. Several dozen detailed models dedicated to the combustion of solid, liquid and gaseous fuels function in the literature on the subject. The mechanisms have been developed based on the following experimentally determined values: the coefficients of the gaseous phase reaction rate constant, laminar combustion rates, laminar flame concentration variation profiles, and ignition delay times. The most common gaseous fuel combustion mechanisms include: GRI-Mech 3.0 [3], GDF-Kin [7, 8], San Diego Mechanism [9], as well those developed by Konnov [10], Mendiara and Glarborg [11]. Each of the above-mentioned mechanisms is applicable to strictly defined pressure and temperature conditions. Apart from the detailed combustion mechanism, also reduced mechanism can be found in the literature, e.g. 2-step and 4-step mechanisms [12] verified for the atmospheres of  $CH_4/N_2/O_2$  and  $CH_4/CO_2/O_2$ .

Computational combustion mechanisms are modified by many authors to meet the needs for adapting them to specific conditions. The GRI-Mech 3.0 [3], developed by the Gas Research Institute, includes 325 elementary reactions that allow for 53 chemical compounds, and is optimized for the combustion of, e.g., methane in the temperature range from 1000 to 2500 K at a pressure of  $1.3 \cdot 10^{-3} \div 1$  MPa. There are many aspects of natural gas combustion chemistry, where the GRI-Mech 3.0 mechanism should not be used; these include: soot formation; selective non-catalytic NO reduction with ammonia; combustion of pure fuels, such as methanol, propane, ethylene and acetylene, even though such compounds are allowed for in the mechanism.

The GDF-Kin<sup>®</sup>3.0 [7] mechanism consists of 671 elementary reactions, which include 99 chemical compounds. The mechanism has been tested for the prediction of: the rate of laminar combustion of small-molecule alkanes (me-

thane, ethane, propane); oxidation of a methane/ethane mixture in a wide equivalence factor range at atmospheric pressure in a jet reactor; and the ignition delay for the  $\text{CH}_4/\text{O}_2/\text{Ar}$  and  $\text{C}_2\text{H}_6/\text{O}_2/\text{Ar}$  mixtures. In the latest version of GDF-Kin<sup>®</sup> 4.0 [8], the mechanism has been extended to comprise 1287 reactions and 197 reagents. The verification of the mechanism has been made by examining, e.g., the delay of ignition of different gaseous fuels (methane, natural gas, syngas) under the conditions of temperatures from 800 to 1010 K and pressure from 0.5 to 2.5 MPa.

The San Diego Mechanism was developed in 2001; however, based on new information and the re-assessment of the previous studies, it was updated to the 2014/02/12 version [9] including 239 reactions and 50 reagents. Fuels examined using this mechanism included alkanes, alkenes and alkynes (with a number of carbon atoms of up to three) and  $\text{CH}_3\text{OH}$ . Some of updates concerned the chemical and kinetic mechanisms for the description of the combustion of  $\text{H}_2\text{-O}_2$ . A lot of studies focus clearly on hydrogen [8-10], towards the combustion of  $\text{CO}/\text{H}_2$  (syngas). Also Konnov [10] updates the mechanism, while noting that in spite of the apparent simplicity of the  $\text{H}_2\text{-O}_2$  reaction system, contemporary reaction systems developed by different authors often differ in the number of reactions and their rate constants. He analyzes the efficiency of the mechanism in the  $\text{H}_2\text{-O}_2$  system using kinetic and thermodynamic data. The computation results are in good agreement with the experimental data on the ignition of hydrogen under the conditions of a temperature from 950 to 2700 K and a pressure of  $0.03 < p < 8.7$  MPa.

The effect of the high concentration of  $\text{CO}_2$  and the addition of ammonia during the oxidation of methane were examined experimentally in a flow reactor [11]. The results of that examination provided a basis for proposing a correction to the essential reactions in the mechanism including 779 reactions and 97 reagents. The addition of  $\text{CO}_2$  to the reactor chamber facilitated the formation of NO by increasing the OH/H radical ratio. In addition, the high CO level promoted the formation of HNCO following the reaction:  $\text{NH}_2 + \text{CO} \rightarrow \text{HNCO} + \text{H}$ . It was also observed that the O and H reduced by the radical concentrations inhibit the reaction:  $\text{NH}_2 + \text{O} \rightarrow \text{HNO} + \text{H}$  and  $\text{NH}_2 + \text{H} \rightarrow \text{NH} + \text{H}_2$ .

### 3. Computation model

Modelling of the methane combustion process kinetics was performed in the Chemked II program, version 3.5.2 [13], by implementing a combustion mechanism called GRI-Mech, version 3.0, created by the Gas Research Institute. This software provides the capability to make a detailed analysis of the progress of 325 reactions in both directions, while enabling the determination of the production and consumption volumes of a selected component [mol/gram of



fuel]. The computation was carried out for temperatures of 1200, 1500 and 1800 K at a constant pressure of  $p=0.1$  MPa and a component flame residence time not exceeding 50 ms. Three computation variants were considered, where the  $\text{CO}_2$  fraction of flame was 0, 10 and 20 vol.% of the oxidizing mixture. It was assumed that carbon dioxide injected through the central nozzle perpendicularly to the burner axis was ideally mixed with the air-fuel mixture at the burner's outlet.

The adiabatic equilibrium flame temperatures in the combustion of methane with the addition of  $\text{O}_2$  and  $\text{CO}_2$  were determined in the program FactSage™ [14]. Using the Equilib module operating based on the Gibbs free energy minimum principle, the state of thermodynamic equilibrium between reagents occurring in different states of aggregation was determined. As the criterion of computation in the FactSage™ program, the equality of product and substrate enthalpies at a constant pressure was adopted. The computation was made for initial conditions consistent with the experiment, i.e.  $p=0.1$  MPa;  $T=298$  K;  $1.05 < \lambda < 1.25$ .

## 4. Computation results

The effect of the  $\text{CO}_2$  addition on the change in adiabatic flame temperature in the range of  $1.05 > \lambda > 1.25$  is illustrated in Fig. 1a. The increase in the  $\text{CO}_2$  fraction distinctly reduces the adiabatic flame temperature. An explanation of the lower temperature is the higher heat capacity of  $\text{CO}_2$  than that of  $\text{N}_2$ . The subsequent figures illustrate variations in the mole fractions of selected methane flame components, as related to wet combustion gas. Figure 1b represents variations in the oxygen mole fractions of the flame for temperatures of 1500 and 1800 K during combustion with a 10% excess air. As follows from the figure, the oxygen consumption at 1800 K proceeds faster than for  $T=1500$  K. The addition of  $\text{CO}_2$  slows down the methane oxidation reactions, resulting in a higher oxygen mole fraction of the flame.

The effect of the excess air and  $\text{CO}_2$  addition on the variations in NO concentrations is illustrated in Fig. 2. According to the computation results, a higher NO concentration in the flame is achieved in combustion with an excess air number of 1.1 than 1.2 for each of the examined temperatures. Computations made in a wider excess air range have shown that a maximum NO concentration in the flame occurs under near-stoichiometric conditions. At a temperature of 1800 K for  $\lambda=1.1$ , the NO concentration attains a value of 32 ppm already after approx. 1 ms, while the 10% addition of  $\text{CO}_2$  reduces the NO concentration by approx. 9 ppm. The predominating NO formation reactions include the following (the reaction number consistent with the GRI-Mech mechanism is given in the parentheses): (R179)  $\text{N} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{NO} + \text{O}$ ; (R180)  $\text{N} + \text{OH} \leftrightarrow \text{NO} + \text{H}$ ,

(R190)  $\text{NH} + \text{O} \leftrightarrow \text{NO} + \text{H}$ . The higher the temperature, the smaller the quantity of the H, O, OH radicals, one of the causes of which being the reduction in the NO mole fraction according to the above-mentioned reactions. At the temperature 1500 K, nitrogen oxide (II) forms 1ms later than at  $T=1800$  K, with the NO formation delay time slightly increasing with the addition of  $\text{CO}_2$ .

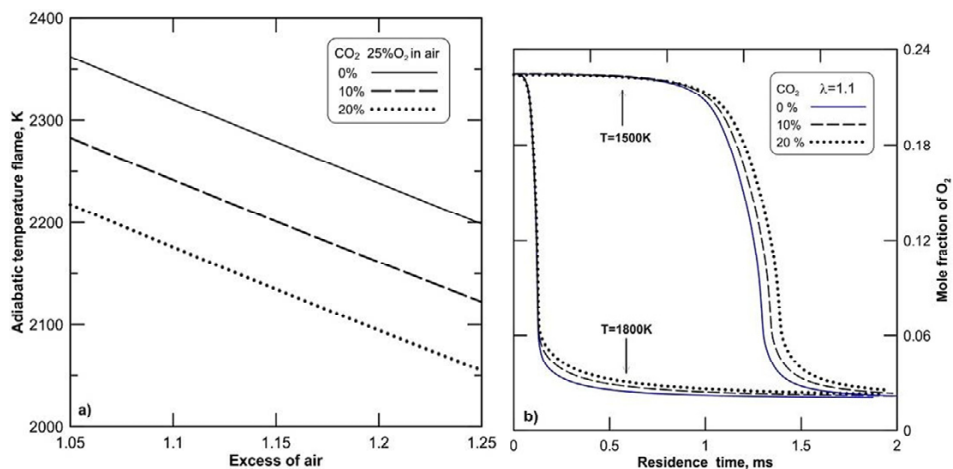
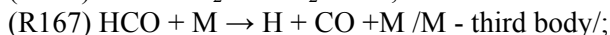
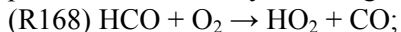


Fig. 1. The effect of  $\text{CO}_2$  addition on the variation of: a) adiabatic flame temperature; b) oxygen mole fractions of the flame

Figure 3 represents the peak concentrations of carbon monoxide in the flame at temperatures of 1500 and 1800 K. With the addition of  $\text{CO}_2$  to the flame, the peak CO concentrations increase. As indicated by the broken dotted line, the  $\text{CO}_2$  addition at a level of 10% at 1500 K increases the peak flame CO concentration up to the level attained at 1800 K with no  $\text{CO}_2$  addition. Similarly as for the flame NO concentrations, the peak CO concentrations form slower at a lower temperature. The causes of the CO increase include the reactions that proceed almost solely to the right-hand side:



(R284)  $\text{O} + \text{CH}_3 \rightarrow \text{H} + \text{H}_2 + \text{CO}$ . It should be noted that under the conditions of the conducted experiment (up to 20%  $\text{CO}_2$ ), more hydrogen radicals (by approx. 1.5 times) than OH radicals (for the reaction in the reverse direction) form as a result of the reaction (R99)  $\text{OH} + \text{CO} \leftrightarrow \text{H} + \text{CO}_2$ .

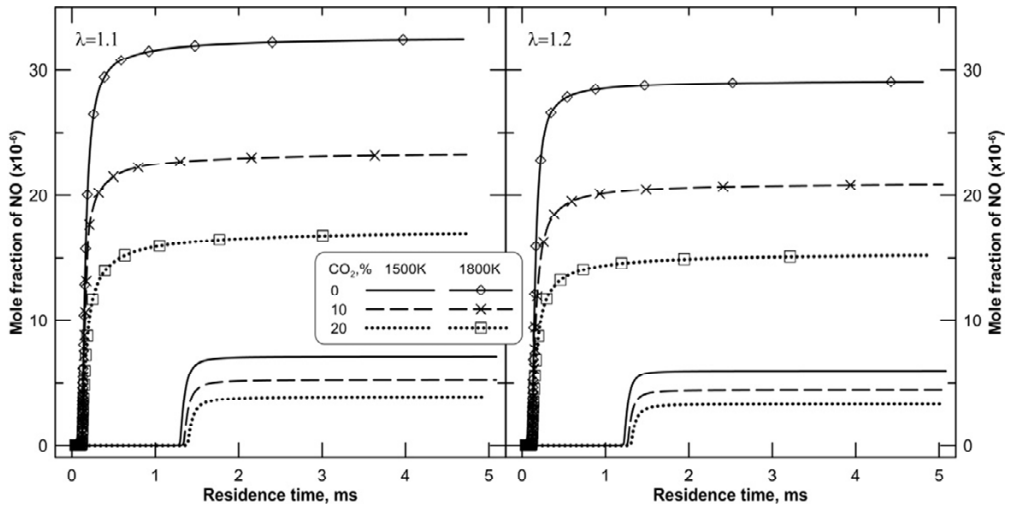


Fig. 2. Variations in the NO mole fractions of the flame with the addition of  $\text{CO}_2$

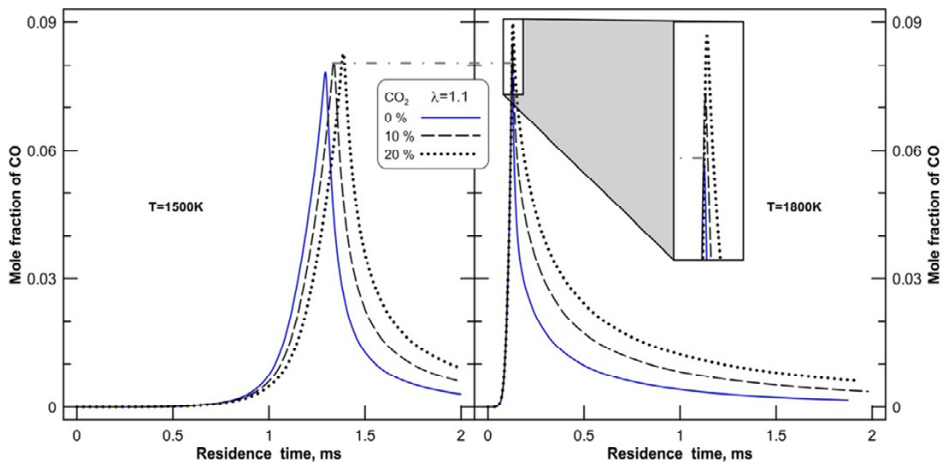


Fig. 3. Variations in the CO mole fractions of the flame with the addition of  $\text{CO}_2$

Comparison of the peak concentrations of H, OH and O for three temperatures is illustrated in Fig. 4. The higher the temperature, the stronger the effect of the  $\text{CO}_2$  addition on the reduction of the peak concentrations of the radicals. When reducing the temperature, adding  $\text{CO}_2$  results in a lengthening of the time needed for attaining the peak concentrations of H, OH and O.

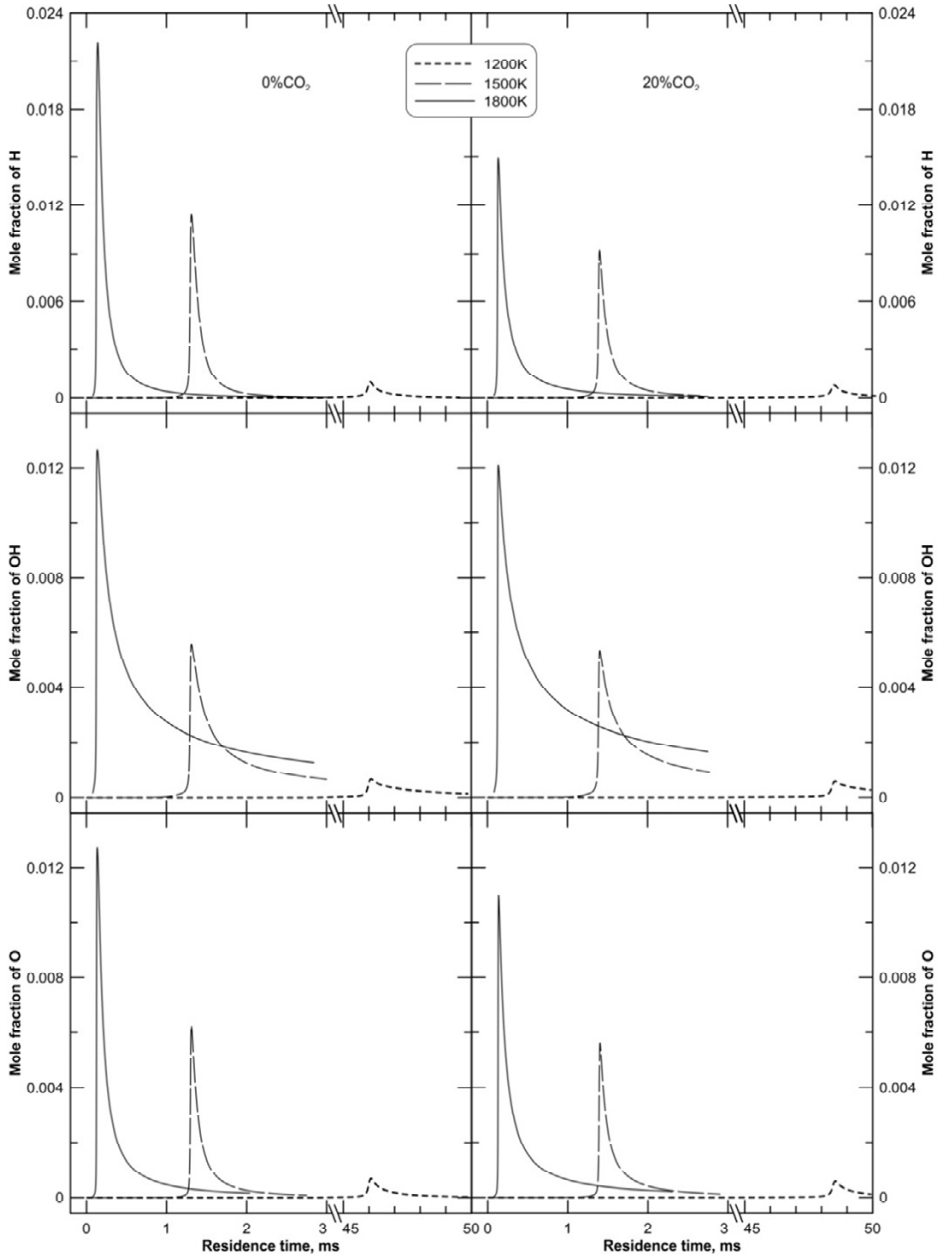


Fig. 4. Variations in the mole fractions of H, OH and O with the addition of CO<sub>2</sub> at: a) 1800 K, b) 1500 K

After attaining the peak concentration, the OH radical concentration is always lower for a larger excess air (in this case, 1.2), regardless of the CO<sub>2</sub> addi-

tion. The most conspicuous effect of shifting the peak concentration in time occurs for a temperature of 1200 K. An unnoticeable effect of the  $\text{CO}_2$  addition in the flame region on the formation of OH, O, H, CO concentrations was noted for  $T=1100$  K. Most H radicals (nearly 40%) form as a result of the reaction (R99)  $\text{OH} + \text{CO} \leftrightarrow \text{H} + \text{CO}_2$ , which is consistent with the studies reported in the literature [2], conducted using various methane combustion mechanisms. Another reaction having an important contribution to the formation of H radicals is (R84)  $\text{OH} + \text{H}_2 \leftrightarrow \text{H} + \text{H}_2\text{O}$ . The addition of  $\text{CO}_2$  at a level of 20% of the oxidizing mixture does not disturb the first predominating H radical formation reactions. Most OH radicals (approx. 35%) and O radicals (approx. 92%) form as a result of the reaction (R38)  $\text{H} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{O} + \text{OH}$ . Next significant reactions (items 2 and 3) contributing to the formation of OH radicals are: (R46)  $\text{H} + \text{HO}_2 \leftrightarrow \text{OH} + \text{OH}$  and (R86)  $\text{O} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{OH} + \text{OH}$ .

The  $\text{CO}_2$  addition changes the places of the reactions (R38) and (R86).

The presented profiles of the variations of concentrations as a function of time are similar to the profiles of concentration variations as a function of the distance from the burner. The difference in the presented computation results lies in that the residence time was counted from the outlet of the  $\text{CO}_2$  injection nozzle.

## 5. Summary

In accordance with the computation results for methane combustion in air enriched with oxygen up to 25%, presented herein, the addition of  $\text{CO}_2$  causes the following changes in the flame:

- reduces the adiabatic flame temperature,
- slows down the methane oxidation reactions, resulting in a higher oxygen mole fraction,
- causes a reduction of NO, H, OH and O,
- with decreasing temperature, lengthens the time necessary for attaining the peak concentrations, and
- increases the CO mole fractions.

Adding  $\text{CO}_2$  at a level of 20% of the oxidizing mixture does not alter the essential methane combustion reactions (being in first position in terms of production) responsible for the formation of:

- H radicals – (R99)  $\text{OH} + \text{CO} \leftrightarrow \text{H} + \text{CO}_2$ ,
- OH and O radicals – (R38)  $\text{H} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{O} + \text{OH}$ ,
- nitrogen (II) oxides – (R179)  $\text{N} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{NO} + \text{O}$ , and
- carbon (II) oxides – (R168)  $\text{HCO} + \text{O}_2 \rightarrow \text{HO}_2 + \text{CO}$ .

## ACKNOWLEDGMENTS

The work was supported by grant no. AGH: 15.11.110.234.

## References

- [1] Hwang D.-J., Park J., OH CH.-B., Lee K.-H. and Keel S. I.: Numerical study on NO formation in CH<sub>4</sub>-O<sub>2</sub>-N<sub>2</sub> diffusion flame diluted with CO<sub>2</sub>. *International Journal of Energy Research*, vol. 29 (2005) p. 107-120.
- [2] Biet J., Delfau J.L., Pillier L., Vovelle C.: *Influence of CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub> on the Chemical Structure of a Premixed, Lean Methane – Air Flame*. Proceedings of the 3<sup>rd</sup> *European Combustion Meeting 2007*, Greece 11-14 04.2007.
- [3] Smith G.P., Golden D.M., Frenklach M., Moriarty N.W., Eiteneer B., Goldenberg M., Bowman C.T., Hanson R.K., Song S., Gardiner W.C., Lissianski V.V., Qin Z., [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech) [last access: 04-03-2014]
- [4] Giménez-López J., Millera A., Bilbao R., Alzueta M.U.: Influence of stoichiometry and residence time on the oxidation of natural gas in a CO<sub>2</sub> atmosphere. Proceedings of the 5<sup>th</sup> *European Combustion Meeting 2011*, UK 29.06-1.07.2011.
- [5] Cieutat D., Sanchez-Molinero I., Tsiava R., Recourt P., Aimard N., Prébendé C.: The Oxy-combustion burner development for the CO<sub>2</sub> pilot at Lacq. *Energy Procedia*, vol. 1 (2009) p. 519-526.
- [6] Jerzak W.: Emissions of NO<sub>x</sub> and CO from natural gas combustion with adding CO<sub>2</sub> at varying distances from the burner. *Annual Set The Environment Protection (Rocznik Ochrona Środowiska)*, vol. 16 (2014), in press.
- [7] El bakali A., Pillier L., Desgroux P., Lefort B., Gasnot L., Pauwels J.F., da Costa I.: NO prediction in natural gas flames using GDF-Kin<sup>®</sup> w 3.0 mechanism NCN and HCN contribution to prompt-NO formation. *Fuel*, vol. 85 (2006) p.896-909.
- [8] Yu Y.: Gaseous fuel autoignition kinetic at high pressure : experimental and modelling study, Electronic Thesis or Dissertation, Université Lille1 - Sciences et Technologies 2012, <http://doc.univ-lille1.fr> [last access: 04-03-2014].
- [9] Sanchez A.L. and Williams F.A.: Recent advances in understanding of flammability characteristics of hydrogen. *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 41 (2014) p. 1-55.
- [10] Konnov A. A.: Remaining uncertainties in the kinetic mechanism of hydrogen combustion. *Combustion and Flame*, vol. 152 (2008) no. 4, p.507-528.
- [11] Mendiara T., Glarborg P.: Ammonia chemistry in oxy-fuel combustion of methane. *Combustion and Flame*, vol. 156 (2009) p.1937-1949.
- [12] Bibrzycki J., Poinso T., Zajdel A.: Investigation of Laminar Flame Speed of CH<sub>4</sub>/N<sub>2</sub>/O<sub>2</sub> and CH<sub>4</sub>/N<sub>2</sub>/O<sub>2</sub> Mixtures Using Reduced Chemical Kinetic Mechanisms. *Archivum Combustionis*, vol. 30 (2010) no. 4, p. 287-296.
- [13] Jelezniak M., Jelezniak I.: "Chemked-II version 3.5. Program for chemical kinetics of gas-phase reactions", <http://www.chemked.com> [last access: 04-03-2014].
- [14] Bale C.W., Chartrand P., Degrov S.A., Eriksson G., Hack K., Ben Mahfound R., Melançon J., Pelton A.D. and Petersen S.: *FactSage Thermochemical Software and Databases*. Claphad, vol. 26 (2002) p. 189-228.

# ELEKTROFILTRY – OGRANICZENIE EMISJI RTĘCI

Maria Jędrusik, Arkadiusz Świerczok, Mariusz Tulej

Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny  
maria.jedrusik@pwr.edu.pl

W chwili obecnej w Polsce w większości elektrowni i dużych elektrociepłowni elektrofiltry są podstawowymi urządzeniami do usuwania zanieczyszczeń pyłowych ze spalin powstających ze spalania węgla. Elektrofiltry charakteryzują się niewielkim spadkiem ciśnienia przy przepływie dużych strumieni objętości spalin i są odpylaczami konkurencyjnymi zarówno pod względem nakładów inwestycyjnych jak i eksploatacyjnych. Zwiększenie skuteczności odpylania cząstek drobnych (np. PM<sub>2,5</sub>) zwiększa również możliwość usuwania rtęci emitowanej z procesów spalania węgla.

Jak wynika z dotychczasowych badań kluczowym elementem wpływającym na skuteczność odpylania elektrofiltru jest konstrukcja elektrod ulotowych, które są źródłem jonów ładujących pył, a jednocześnie generują pole elektryczne powodujące jego osadzenie. Przyjmuje się przy tym, że elektrody ulotowe zapewniające równomierny rozkład pola elektrycznego i prądu ulotu, pozwalają na skuteczniejsze odpylanie cząstek drobnych. W ten sposób poprzez zmiany konstrukcyjne elektrofiltru można również ograniczyć emisję rtęci, która, jak pokazują badania, związana jest z najdrobniejszymi pyłami.

W rozdziale przedstawiono wyniki badań w laboratoryjnym elektrofiltrze, wyznaczono całkowitą skuteczność odpylania dla wybranych konstrukcji elektrod ulotowych. Wyniki wskazują na wzrost skuteczności odpylania elektrofiltru przy zastosowaniu elektrody o równomiernym rozkładzie prądu ulotu, co pozwala również na ograniczenie emisji rtęci.

## 1. Wstęp

W ostatnich latach nastąpiło zaostrzenie norm czystości powietrza, a nowa Dyrektywa UE z dnia 24 listopada 2010 r. w sprawie emisji przemysłowych (IED, 2010/75/EU) ograniczyła emisje pyłu z poziomu 50 – 100 mg/um<sup>3</sup> do poziomu 10 – 20 mg/um<sup>3</sup> (w zależności od mocy źródła pyłu). Dyrektywa ta pozostaje w ścisłym związku z Dyrektywą 2008/50/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 21 maja 2008 r., nazywaną dyrektywą CAFE [1]. Zawiera ona regulacje dotyczące głównie drobnego pyłu zawieszonego PM<sub>2,5</sub>, ponadto konsoliduje inne dyrektywy i zawiera przepisy odnoszące się do obecności w po-

wietrze takich substancji jak: benzen, tlenki azotu, dwutlenek siarki, ołów, pył zawieszony PM10, tlenek węgla oraz ozon. Pył zawieszony PM2,5 jest najgroźniejszą dla życia i zdrowia ludzi mieszaniną bardzo drobnych cząstek stałych i ciekłych. Znajdują się w nim przede wszystkim tlenki siarki, tlenki azotu i amoniak. Pył zawieszony zawiera substancje toksyczne, takie jak metale ciężkie w tym rtęć. Jego cząstki są tak drobne, że przenikają z układu oddechowego bezpośrednio do krwi. To właśnie one są współodpowiedzialne za astmę, alergie, zawały serca i przedwczesne zgony. Zgodnie z Dyrektywą 2008/50/WE (CAFE) państwa członkowskie mają zmniejszyć do 2020 r. narażenie ludzi na działanie drobnego pyłu PM2,5 w miastach o średnio 20% w porównaniu z rokiem 2010. Na obszarach miejskich, poziom narażenia powinien zostać zredukowany do 2015 roku do wartości poniżej  $20 \mu\text{g}/\text{m}^3$ . Na całym terytorium UE państwa członkowskie będą zmuszone do przestrzegania dopuszczalnej wartości dla PM2,5 wynoszącej najwyżej  $25 \mu\text{g}/\text{m}^3$ . Takie wskaźniki mają zostać osiągnięte do 2015 roku. Unijne normy różnią się od zaleceń WHO, która ustaliła dopuszczalny poziom na  $10 \mu\text{g}/\text{m}^3$ , w USA natomiast obowiązuje limit  $15 \mu\text{g}/\text{m}^3$ . Oczywiście jest, że jeszcze ostrzejszych limitów możemy spodziewać się w przyszłości.

W krajach EU uzyskano znaczącą redukcję emisji rtęci (ok. 70% w ostatnich trzech dekadach) poprzez korzyści współtowarzyszące, na zasadzie poprawy skuteczności pracy odpylaczy oraz pracy instalacji do usuwania  $\text{SO}_2$  i  $\text{NO}_x$ . Ograniczenie emisji zanieczyszczeń powinno być osiągane możliwie minimalnym kosztem, czyli głównie poprzez udoskonalanie istniejących instalacji oczyszczania spalin lub samego procesu spalania, aby nie generować wysokich kosztów produkcji energii, a jednocześnie dostosować się do coraz ostrzejszych europejskich norm emisji.

## 2. Rtęć w spalinach i sposoby ograniczania jej emisji

W temperaturze spalania węgla w komorze paleniskowej kotła Hg występuje w postaci par rtęci pierwiastkowej (metalicznej)  $\text{Hg}^0$ . Jednak na skutek procesów chemicznych i fizycznych, występujących w czasie kiedy spaliny opuszczają kocioł, rtęć może występować również w różnych formach utlenionych ( $\text{Hg}^{2+}$ ) oraz jako rtęć związana z cząstkami lotnego popiołu ( $\text{Hg}_p$ ). Podział pomiędzy formami rtęci w spalinach z kotłów węglowych jest mocno zróżnicowany. Z doniesień literaturowych wynika, że wielkość emitowanej rtęci zmieniała się w zakresie wartości od 10 do 90% rtęci występującej pierwotnie w węglu. [2-5]

Uważa się, że powodem tak dużego zróżnicowania w wielkości końcowej emisji Hg są złożone reakcje chemicznego przekształcania związków rtęci oraz odmienne warunki pracy poszczególnych jednostek kotłowych. Wielkość emisji



Hg silnie zależy od typu węgla i jego składu, konstrukcji kotła i typu zastosowanych urządzeń ograniczających emisję zanieczyszczeń do atmosfery oraz warunków pracy kotła i właściwości cząstek lotnego popiołu.

Jak dotąd natomiast brak jest zgodności czy istnieje związek między stopniem uwęglenia spalanego węgla a emisją rtęci. W kotłach, w których spalano węgle kamienne rejestrowano większą redukcję rtęci niż w tych, w których spalano węgle brunatne. Zwykle węgle kamienne zawierają dostateczną ilość chloru, aby wystąpiło utlenianie  $Hg^0$  do  $Hg^{+2}$ . Gorzej proces ten zachodzi w czasie spalania węgla brunatnego, który zawiera znacznie mniej chloru.

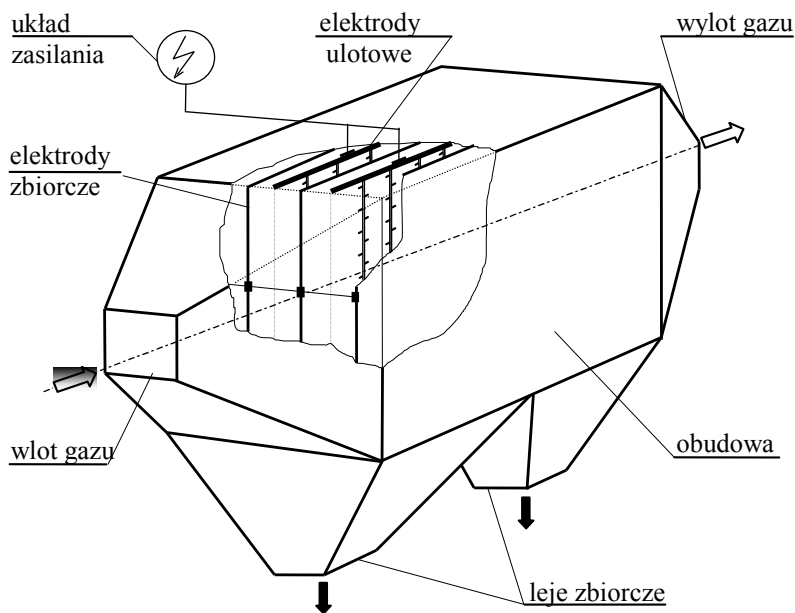
Modyfikacja zarówno procesu spalania jak i oczyszczania spalin pozwala na wzrost stosunku  $Hg^{+2}/Hg^0$ . Należy mieć przy tym na uwadze, że utlenianie rtęci znacząco poprawia skuteczność wychwytu rtęci. Zwiększenie skuteczności usuwania w elektrofiltrze frakcji pyłów drobnych jest zatem sposobem na ograniczenie emisji rtęci zaadsorbowanej na ich powierzchni. Zgodnie z wynikami przedstawionymi przez Nowaka i Pronobisa [6] skuteczność usuwania rtęci w elektrofiltrach mieści się w zakresie wartości 37 do 85%. Inne wyniki pomiarów wykazały możliwości osiągnięcia redukcji rtęci z wykorzystaniem elektrofiltrów w zakresie wartości 43 ÷ 66% [7]. Badania prowadzone na Politechnice Wrocławskiej wskazują, że dobór konstrukcji elektrod ulotowych i konfiguracji elektrod zbiorczych oraz ulotowych dla danego procesu technologicznego ze szczególnym uwzględnieniem procesu spalania i rodzaju paliwa, to czynniki w bardzo istotny sposób wpływające na skuteczność odpylania elektrofiltru. W odniesieniu do procesu spalania należy wziąć pod uwagę własności fizykochemiczne popiołów lotnych, a w szczególności ich skład chemiczny [8, 9].

### 3. Konstrukcja elektrofiltru - elektrody ulotowe

Elektrofiltr to wysokosprawne urządzenie do odpylania gazów z procesów przemysłowych, a jego zasadnicze elementy to: komora, w której mocowane są na przemian rzędy elektrod ulotowych i zbiorczych, oraz system zasilania układu elektrod wysokim napięciem, schemat elektrofiltru przedstawia rys.1. Zasada działania elektrofiltru opiera się na wykorzystaniu zjawiska oddziaływania pola elektrycznego na cząstki pyłu znajdujące się w przestrzeni między różnoimionnymi elektrodami. Elektrody ulotowe podłączone są do źródła prądu o biegunowości ujemnej, a elektrody zbiorcze mają biegunowość dodatnią i są uziemione.

Jednym z zasadniczych elementów konstrukcyjnych elektrofiltru są elektrody ulotowe. W chwili obecnej wciąż brak jest jednoznacznych i szczegółowych wskazówek, co do zastosowania dostępnych konstrukcji elektrod ulotowych. Elektrofiltry często wyposaża się w ten sam rodzaj elektrody ulotowej, bez zwracania uwagi na własności ośrodka pyłowo-gazowego. Reasumując można

jedynie stwierdzić, że jest możliwa odpowiednia kombinacja podziałki między-elektrodowej, geometrii elektrody oraz zasilania elektrycznego w celu optymalnej pracy elektrofiltru, lecz wymaga to uwzględnienia własności fizykochemicznych popiołu lotnego.



Rys. 1. Schemat jednoetapowego elektrofiltru poziomego

Skuteczność działania elektrofiltru w dużej mierze uzależniona jest od konstrukcji elektrod ulotowych. Zwykle od elektrody ulotowej oczekuje się, aby dla danego napięcia zasilania generowała możliwie wysoki prąd ulotu, co polepsza proces ładowania cząstek w szczególności drobnych. Istotną rolę odgrywa również rozkład prądu ulotu na powierzchni elektrod zbiorczych, oczekuje się przy tym, że wzrost jego równomierności przyczynia się do wzrostu całkowitej skuteczności odpylania elektrofiltru. Wyniki badań prowadzonych w różnych ośrodkach wskazują, że mechanizm osadzania cząstek w obszarach wysokiej wartości prądu ulotu jest inny niż w obszarach elektrody zbiorczej gdzie dopływa niewielki lub wręcz zerowy prąd ulotu [10, 11].

Przemysłowe elektrofiltry osiągają wysokie całkowite skuteczności odpylania (w odniesieniu do masy pyłu) rzędu 99%, jednak skuteczności usuwania cząstek drobnych (PM<sub>2,5</sub>) są znacznie niższe. Masowy udział tych cząstek jest zróżnicowany i dla typowych popiołów lotnych z kotłów węglowych wynosi poniżej 10% wagowo. Elektrofiltry jako urządzenia konkurencyjne pod wzglę-

dem nakładów inwestycyjnych i eksploatacyjnych znajdują i będą znajdowały zastosowanie, szczególnie jeśli uda się podnieść skuteczność odpylania cząstek drobnych (PM<sub>2,5</sub>), a przez to zaadsorbowanej na nich rtęci. Celowe jest zatem podejmowanie działań mających na celu podniesienie skuteczności usuwania cząstek drobnych ze spalin.

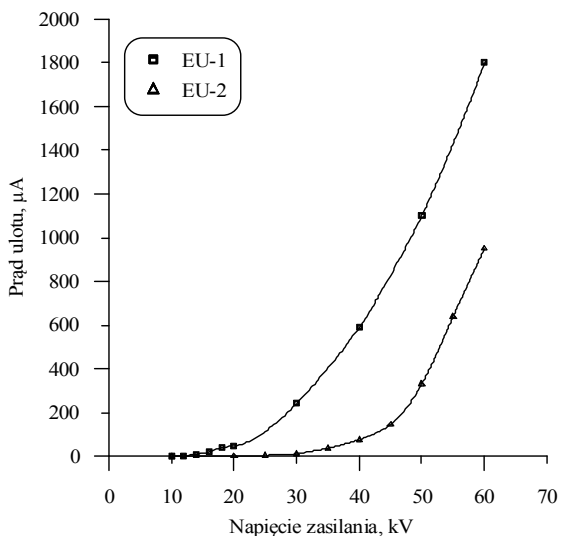
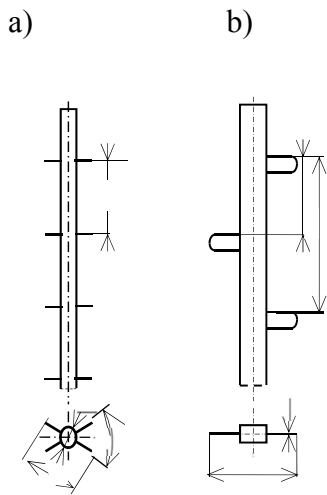
#### **4. Badania rozkładu prądu ulotu na powierzchni elektrody zbiorczej**

W celu doboru konstrukcji elektrody ulotowej przeprowadzono badania rozkładu prądu ulotu i skuteczności odpylania. Pomiar rozkładu gęstości prądu pozwalają na lepszą ocenę wybranych konstrukcji elektrod ulotowych, szczególnie w powiązaniu z miejscowym odkładaniem się pyłu na elektrodzie zbiorczej. Osadzanie pyłu w elektrofiltrze powoduje tworzenie się wzorów, których kształt zależy od sił pola w przestrzeni międzyelektrodowej.

Z danych dostępnych w literaturze [10-12] wynika, że największa wartość prądu ulotu występuje na przeciwko ostrza elektrody. Od liczby ostrzy i ich konfiguracji zależeć będzie więc równomierność rozkładu prądu na powierzchni elektrod zbiorczych, a to warunkuje wysoką skuteczność odpylania. W tym aspekcie istotne jest stosowanie takich konstrukcji elektrod, które ograniczają występowanie obszarów o bardzo wysokich i bardzo niskich wartościach prądów. Obserwacje wzorów pyłu osadzonego na powierzchni osadczącej dają możliwość jakościowej oceny rozkładu prądu ulotu. Widoczna jest znaczna zbieżność kształtu wzoru pyłu z rozkładami prądu ulotu. Z badań [10] wynika również, że gęstość warstwy jest zależna od kształtu wzoru osadzonego pyłu, przy czym w obszarze na przeciwko ostrza jest ona największa, co wiąże się z rozkładem pola elektrohydrodynamicznego (EHD). To zjawisko można wykorzystać do projektowania i doboru elektrod ulotowych dla usuwania cząstek submikronowych.

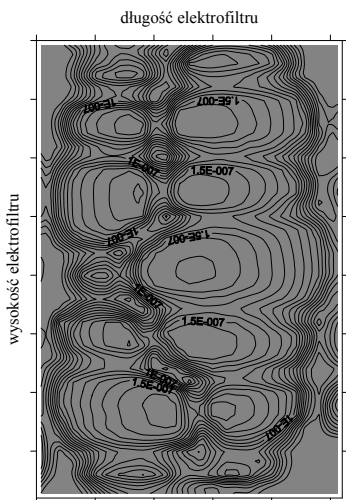
Dla przykładu zbadano dwie konstrukcje elektrod ulotowych różniące się konstrukcją i parametrami elektrycznymi przedstawione na rys. 2, a ich charakterystyki prądowo-napięciowe pokazano na rys. 3 [13].

Na rys. 4 pokazano rozkład prądu ulotu na powierzchni elektrody zbiorczej dla elektrody EU-1 z ostrzami skierowanymi prostopadle do płaszczyzny elektrod zbiorczych. Na rys. 5 przedstawiono kształt wzoru pyłu osadzonego na elektrodach zbiorczych dla tej konstrukcji elektrody ulotowej. Analizując uzyskane wyniki na powierzchni elektrody zbiorczej wyróżnić można obszary aktywne (wysokie wartości prądu ulotu, duża ilość osadzonego pyłu) i nieaktywne (niski prąd, mało pyłu).

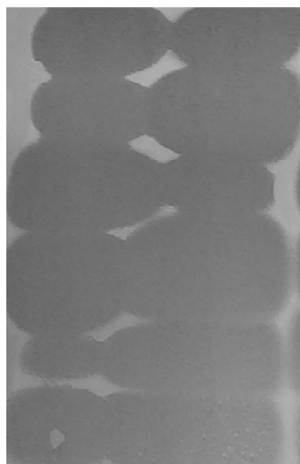


Rys. 2. Konstrukcje elektrod ulotowych użytych w badaniach: a) EU-1, b) EU-2

Rys. 3. Charakterystyki prądowo-napięciowe badanych elektrod ulotowych

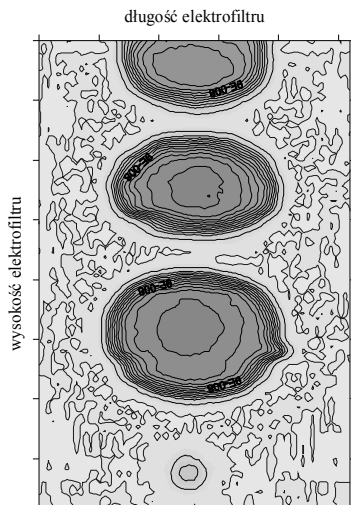


Rys. 4. Rozkład prądu ulotu dla elektrody EU-1

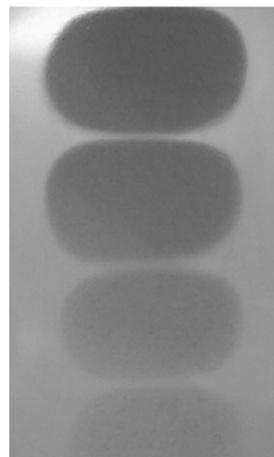


Rys. 5. Wzory pyłu osadzonego na elektrodzie zbiorczej dla EU-1

Na rys. 6 pokazano rozkład prądu ulotu dla elektrody EU-2 z ostrzami skierowanymi prostopadłe do płaszczyzny elektrod zbiorczych, a na rys. 7 wzory osadzonego pyłu.



Rys. 6. Rozkład prądu ulotu dla elektrody EU-2



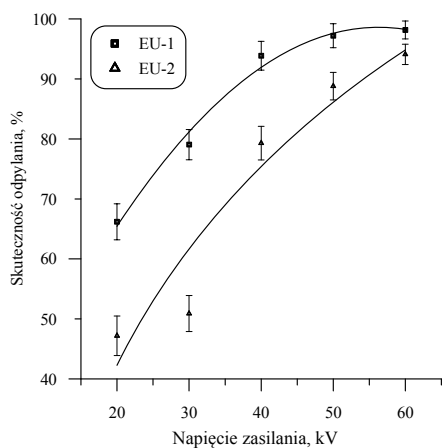
Rys. 7. Wzory pyłu osadzonego na elektrodzie zbiorczej dla EU-2

Konstrukcja elektrody EU-1 powoduje, że prąd ulotu dopływa do większej powierzchni elektrody zbiorczej (83%), w porównaniu do elektrody EU-2 (62% pola powierzchni). Zapewnia przy tym niskie względne odchylenie standardowe  $RSD=60,7\%$  wartości prądu ulotu i jego wyższą wartość średnią  $i_d=91,7$  nA. Dla elektrody EU-2 wartości te wynoszą odpowiednio:  $RSD=162\%$ ,  $i_d=30,3$  nA, co świadczy o słabym pokryciu elektrody zbiorczej prądem ulotu, na dodatek o niskiej wartości średniej

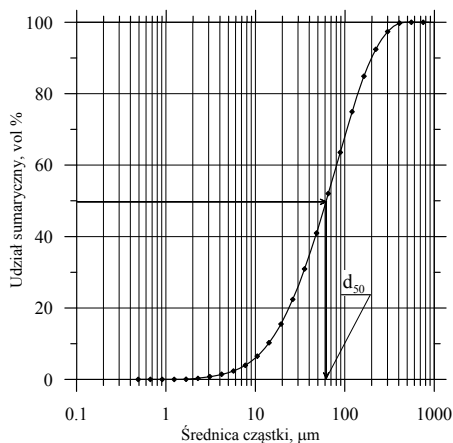
## 5. Badania całkowitej skuteczności odpylania

Skuteczności odpylania dla wybranych konstrukcji elektrod ulotowych pokazano na rys. 8. Rys. 9 przedstawia skład ziarnowy popiołu lotnego użytego w badaniach określony za pomocą optycznego analizatora wielkości cząstek *Mastersizer*.

Analiza wyników pokazała, że całkowita skuteczność odpylania przy zastosowaniu elektrody EU-1 jest wyższa, w całym zakresie badanych napięć zasilania.



Rys. 8. Skład ziarnowy badanego popiołu lotnego

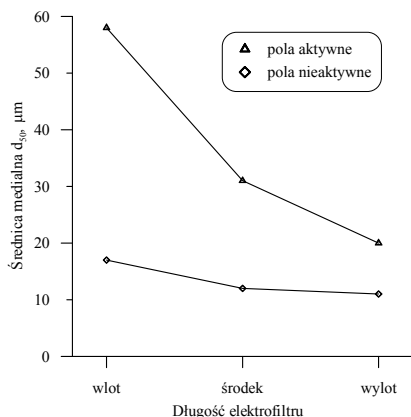


Rys. 9. Całkowita skuteczność odpylania

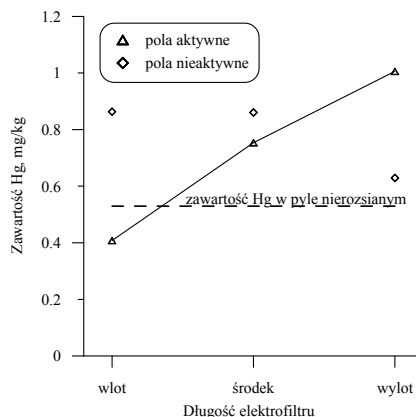
### 5.1. Osadzanie cząstek drobnych i rtęci

W celu oceny wpływu rozkładu prądu ulotu na osadzanie cząstek drobnych, a co za tym idzie związanej na ich powierzchni rtęci, przeanalizowano skład ziarnowy próbek popiołu osadzonego w obszarach aktywnych i nieaktywnych (rys. 5 i 7). Dla wartości napięcia zasilania 60 kV, zebrane zostały próbki pyłu pochodzące z różnych przekrojów leżących na długości elektrofiltru: wlotu, środka i wylotu z komory modelu elektrofiltru. W każdym z tych przekrojów pobierano próbki z obszarów leżących na przeciw ostrzy badanych elektrod ulotowych (pola aktywne – cechujące się dużą wartością prądu ulotu) i pól nieaktywnych, do których prąd praktycznie nie dopływa. Próbki te poddano analizie granulometrycznej oraz oznaczono w nich zawartość rtęci. Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 10-13.

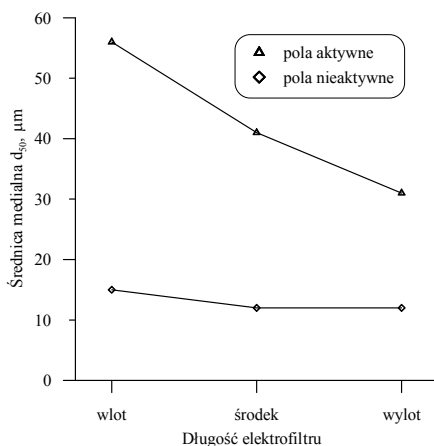
Uzyskane wyniki wskazują, że średnica medialna na długości pola elektrycznego maleje znacząco dla pól aktywnych, a zmienia się tylko nieznacznie dla pól nieaktywnych. Charakterystyki pokazane na rys. 10 i 12 wskazują, że na całej długości elektrofiltru skład ziarnowy popiołu osadzonego w polach aktywnych przesunięty jest w kierunku cząstek grubszych, aniżeli w polach nieaktywnych.



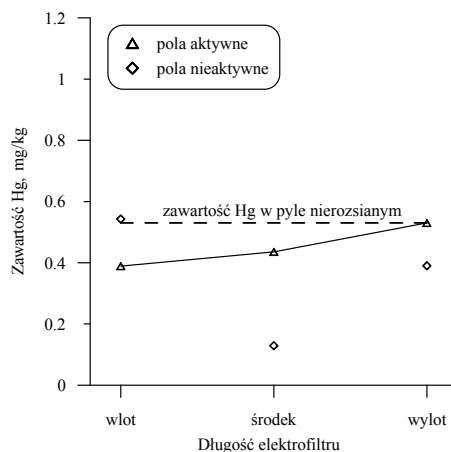
Rys. 10. Zmiana średnicy medialnej próbek popiołu lotnego na długości modelu elektrofiltru dla EU-1



Rys. 11. Zmiana zawartości rtęci w próbkach popiołu lotnego na długości modelu elektrofiltru dla EU-1



Rys. 12. Zmiana średnicy medialnej próbek popiołu lotnego na długości modelu elektrofiltru dla EU-2



Rys. 13. Zmiana zawartości rtęci w próbkach popiołu lotnego na długości modelu elektrofiltru dla EU-2

Wyniki analizy zawartości rtęci (rys. 11 i 13) wskazują, że w obszarach aktywnych zawartość rtęci zależna jest od miejsca poboru próbki: w kierunku wylotu z elektrofiltru udział rtęci zwiększa się. Zgodne jest to z dotychczasowymi obserwacjami [12] i potwierdza, że udział rtęci większy jest w cząstkach drobnych, a tak zmienia się skład ziarnowy pyłu osadzonego w elektrofiltrze

(rys. 10 i 12). W obszarach nieaktywnych zależność zawartości rtęci w próbce od miejsca poboru nie jest tak jednoznaczna, co być może wiąże się niepewnością wykonania analiz ze względu na małą ilość zebranego z tych obszarów pyłu. Można zauważyć, że dla elektrody EU-1 ilość rtęci w osadzonym pyłe we wszystkich przekrojach jest większa niż dla elektrody EU-2 (dla obszarów aktywnych).

## 6. Podsumowanie

Wyniki badań wskazują, że konstrukcja elektrody w istotny sposób wpływa na skuteczność odpylania, a co za tym idzie na ilość zatrzymanej w elektrofiltrze rtęci. Zastosowanie elektrody EU-1, charakteryzującej się bardziej równomiernym rozkładem prądu ulotu, do odpylania popiołu lotnego ze spalania węgla kamiennego w kotle pyłowym daje lepsze efekty w porównaniu do elektrody EU-2.

Ponadto można stwierdzić

- Zawartość rtęci w próbkach popiołu osadzonego na elektrodzie zbiorczej silnie zależy od jego składu ziarnowego; im drobniejszy jest pył tym większa w nim zawartość rtęci. W polach aktywnych zawartość rtęci jest większa w przekrojach na wylocie z elektrofiltru.
- W obszarach o niewielkim (lub wręcz zerowym) prądzie ulotu osadzają się cząstki drobniejsze niż w obszarach do których dopływa duży prąd, mechanizm tego zjawiska należy prawdopodobnie wiązać z występowaniem wiatru jonowego. Biorąc jednakże pod uwagę ilości popiołu osadzającego się w obszarach aktywnych (duża ilość pyłu) i nieaktywnych (mało pyłu) należy dążyć do tego aby uzyskać pokrycie prądem ulotu jak największej powierzchni elektrody zbiorczej.
- Zastosowanie elektrod ulotowych o równomiernym rozkładzie prądu ulotu może przyczynić się do zmniejszenia emisji rtęci z procesów spalania węgla.

### Literatura

- [1] Program CAFE - *Clean Air for Europe – czyste powietrze dla Europy*. Impact Assessment of the Thematic Strategy and the CAFE Directive (SEC(2005) 1133) COM(2005) 447. Dokumenty osiągalne na <http://ec.europa.eu>.
- [2] Wojnar K., Wisz J.: *Rtęć w polskiej energetyce*. Energetyka, 2006
- [3] Brown TD, Smith DN, Hargis RA, O'Dowd WJ. "Hg Measurement and Its Control: What We Know. Have Learned, and Need to Further Investigate." J. Air Waste Management Association., June 1999;1:1997.
- [4] Sloss, L. et al. "Hg Emissions and Effect - The Role of Coal." IEA Coal Research, IEA-ER/19, August 1995.



- [5] EPA/EPA, NoICR. : Information Collection Request for Electric Utility Steam Generating Unit Hg Emissions Information Collection Effort. 1858;1999.
- [6] Nowak W., Pronobis M. *Nowe technologie spalania i oczyszczania spalin*, monografia Wyd. Pol. Śląskiej, Gliwice 2010.
- [7] Scala Fabrizio; Clack Herek L., *Mercury emissions from coal combustion: Modeling and comparison of Hg capture in a fabric filter versus an electrostatic precipitator* , Journal of Hazardous Materials, Vol: 152, Issue: 2, April 1, 2008, pp. 616-623.
- [8] Jędrusik Maria, Świerczok Arkadiusz: *The influence of fly ash physical and chemical properties on electrostatic precipitation process*. Journal of Electrostatics. 2009, vol. 67, nr 1/2, s. 105-109.
- [9] Jędrusik Maria, Świerczok Arkadiusz: *Influence of fly-ash size distribution on collection efficiency of electrostatic precipitator*. Polish Journal of Environmental Studies. 2012, vol. 21, nr 5A, s. 140-144.
- [10] J. Miller, H. J. Schmid, E. Schmidt, A J. Schwab, *Local deposition of particles in a laboratory-scale electrostatic precipitator with barbed discharge electrodes*, Procee. 6th International Conference on Electrostatic Precipitation, Budapest, Hungary, 18-21 June 1996, pp. 325-334.
- [11] D. Blanchard, P. Atten, L. M. Dumitran, *Correlation between current density and layer structure for fine particle deposition in a laboratory electrostatic precipitator*, IEEE Transaction on Industry Applications, Vol. 38, no. 3 May/June 2002, 832-839.
- [12] M. Jędrusik, A. Świerczok, “The correlation between corona current distribution and collection of fine particles in a laboratory-scale electrostatic precipitator”, Journal of Electrostatics, vol. 71, issue 3, pp. 199–203, June 2013.
- [13] A. Świerczok , M. Jędrusik, *Experimental studies of novel constructions of emission electrode in ESP for the reduction of fine particles and mercury emission*, Procee. International Symposium on Electrohydrodynamics 2014, Okinawa, Japan, 23-25 June, 2014.



# **PORÓWNANIE METOD PODNOŻENIA SPRAWNOŚCI I OBNIŻANIA EMISYJNOŚCI TURBIN GAZOWYCH PRZEZ ZASTOSOWANIE WTRYSKU H<sub>2</sub>O DO OBIEGU TURBINY GAZOWEJ**

Krzysztof Jesionek<sup>1</sup>, Andrzej Chrzczonowski<sup>1</sup>,  
Paweł Ziółkowski<sup>2\*</sup>, Janusz Badur<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Mechanical and Power Engineering, Wrocław University of Technology, Wybrzeże  
Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, Poland<sup>2</sup>  
Energy Conversion Department, The Szewalski Institute Of Fluid-Flow Machinery Polish Acad-  
emy of Sciences, Fiszerka 14, 80-231 Gdańsk, Poland

W pracy przedstawiono analizę termodynamiczną obiegu Braytona oraz jego modernizację po zastosowaniu wtrysku H<sub>2</sub>O do obiegu turbiny gazowej. Wykonano symulacje numeryczne siłowni dla warunków nominalnych określając sprawność zarówno prostego obiegu Braytona, obiegu Braytona z wtryskiem wody do sprężarki i regeneracją przed komorą spalania, układu STIG, układu CSTIG, jak i tradycyjnego obiegu kombinowanego gazowo – parowego pracującego w kogeneracji. Wspomniane modernizacje są powszechnie uważane za rozwiązania proekologiczne i podnoszące sprawność jednak w literaturze nie ma jednoznacznej odpowiedzi na to, które jest najlepsze. Do analizy numerycznej parametrów termodynamicznych i eksploatacyjnych bloku przed i po modernizacji użyto kodów numerycznych typu *CFM*.

## **1. Wprowadzenie**

Obecnie prawie wszystkie rozwinięte kraje, jak również Polska stają w obliczu problemu niedostatecznej ilości energii elektrycznej [3]. Dodatkowe utrudnienie stanowi konieczność sprostania normom ochrony środowiska określonym przez Dyrektywę Unii Europejskiej nr 2010/75/UE [19] i protokołom z Kioto. Budowa i uruchomienie nowych, spełniających wymogi bloków wymaga co najmniej kilkuletniego okresu pracy. Na przykład najszybciej powstające jednostki - bloki gazowo-parowe wymagają około 57 miesięcy realizacji [27]. Należy wspomnieć, że są to układy osiągające obecnie sprawności rzędu

60% przy zastosowaniu kondensacyjnych turbin parowych i przy mocach kilkuset MWe. Inna sytuacja występuje przy układach gazowo-parowych pracujących w kogeneracji, jak również w blokach o mocach rzędu od kilku kWe do kilku MWe. Znacznie szybszym, ekologicznym i zapewniającym przyrost mocy elektrycznej rozwiązaniem jest modernizacja istniejących bloków gazowych lub bloków elektrociepłowni gazowo-parowych w układy z wtryskiem wody lub pary wodnej do turbiny gazowej [18]. Zastosowanie układu STIG (*Steam Injection Gas Turbine*), CSTIG (*Combined Steam Injection Gas Turbine*), układu z wtryskiem wody do sprężarki i regeneracją przed komorą spalania, jak i tradycyjnego obiegu kombinowanego gazowo-parowego zapewnia zwiększenie mocy i sprawności obiegu Braytona. STIG i CSTIG są szczególnie korzystne w okresie zmniejszonego zapotrzebowania na ciepło w elektrociepłowniach. Z kolei STIG i układy z wtryskiem wody do sprężarki i regeneracją przed komorą spalania dają możliwości podniesienia mocy i sprawności bloku w trakcie remontu turbiny parowej. Ponadto układ STIG i CSTIG zapewnia elastyczną pracę elektrociepłowni z optymalnym wykorzystaniem wytworzonej pary [18, 26].

Układ STIG i CSTIG są układami gazowo-parowymi, w którym obieg gazowy Braytona łączy się z parowym w komorze spalania. W turbinie gazowej następuje rozprężanie zarówno spalin jak i pary wytworzonej w kotle odzyskowym, a w konsekwencji zwiększenie mocy obiegu Braytona [4, 5, 24]. Specyfikacja niniejszych układów powoduje, że wysokie sprawności elektryczne osiągnięte są również w małych systemach [24]. Ponadto spaliny opuszczające komorę spalania zawierają niewielkie ilości składników toksycznych, dzięki czemu nie jest konieczne instalowanie kosztownych systemów oczyszczania spalin [25]. Szczególne korzyści osiąga się przy zmniejszeniu emisji tlenków azotu, które w turbinach gazowych generują się głównie dzięki mechanizmowi termicznemu (tzw. mechanizm Zeldowicza) [7]. Na skutek wtrysku pary do komory spalania następuje spadek temperatury procesu spalania i w konsekwencji redukcja zanieczyszczeń tlenkami azotu [9, 13].

Pierwszą propozycję modernizacji obiegu Braytona w układ z wtryskiem pary przedstawiona przez Saada i Chenga dotyczyła turbiny General Electric LM2500 [13]. Obecnie wtrysk pary do komory spalania jest stosowany w turbinach takich wiodących koncernów jak General Electric, Rolls-Royce, Kawasaki [9, 12]. W pracy [16] pokazano, że wprowadzenie STIG do podstawowego obiegu turbiny gazowej General Electric Frame 6B potrafi podnieść sprawność z 30% do 40% a moc z 38 do 50 MWe. Znane są bardziej złożone układy np.: wykorzystujące wtrysk wody do sprężonego powietrza jako chłodzenie międzystopniowe [28, 10], na wilgotne powietrze (HAT, EvGT, CHAT) (z ang. *Humidified Air Turbine, Evaporating Gas Turbine, Cascade Humidified Air Turbine*) [9], układy łączące wtrysk pary z regeneracją (RSTIG) [10], układy łączące zarówno wtrysk wody i pary DRIASI (The dual-recuperated inter-cooled-after-

cooled steam injected cycle) [12] oraz LOTHECO cycle (low temperature heat combined cycle) wykorzystujące zewnętrzne odnawialne źródło ciepła do podgrzewu skroplonej wody ze spalin [12].

Celem niniejszego rozdziału jest zbadanie parametrów termodynamicznych i eksploatacyjnych podstawowego obiegu Braytona oraz obiegu gazowo-parowego przykładowej elektrowni o mocy 60 MWe przy pomocy dostępnych kodów numerycznych typu *CFM* to jest *COM-GAS* [15] i pakietu komercyjnego. A następnie dokonać analizy sprawności trzech modyfikacji a mianowicie: w obieg Braytona z wtryskiem wody do sprężarki i regeneracją przed komorą spalania, w układ *STIG* oraz w układ *CSTIG*.

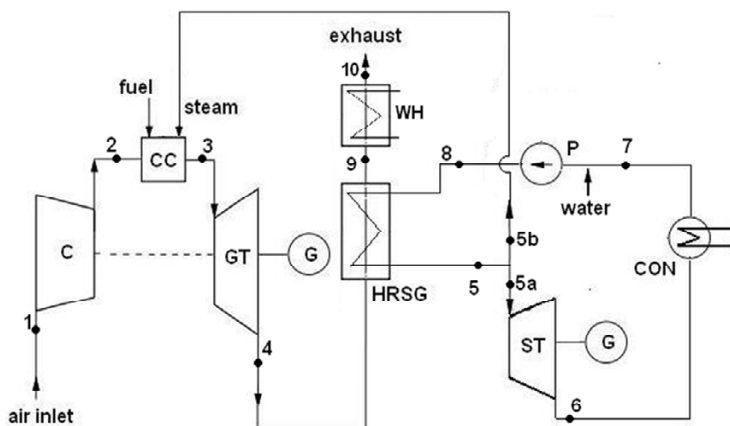
## 2. Analizowane układy

Przy analizie obiegów cieplnych posłużono się kodami numerycznymi typu *CFM*. Modele matematyczne *CFM* (znajdujące się w programach *COM-GAS* i *Aspen Plus*) wykorzystują równania bilansu masy, pędu i energii w postaci integralnej (0D, inżynierskiej) [29, 30]. We wcześniejszych pracach autorów [31-33] przedstawiono procedury obliczeniowe elementów składowych turbozespołu tj. sprężarki, komory spalania, turbiny, pompy i wymienników ciepła. Zdefiniowano również moc, sprawność, współczynnik wtrysku pary i pozostałe istotne wielkości.

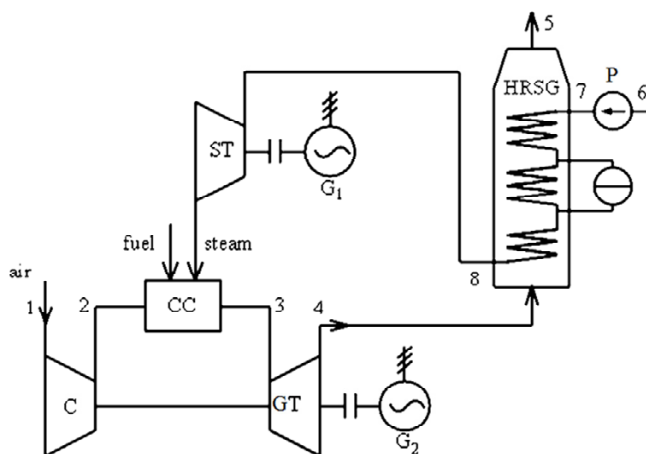
Na rysunkach 1-3 przedstawiono schematy układów porównywanych w niniejszej pracy. Na rys. 1 przedstawiony jest układ elektrowni gazowo-parowej z możliwością przekierowania pary wodnej do komory spalania (*CC*) i tym samym zastosowanie rozwiązania *STIG*. Z kolei rys. 2 przedstawia układ *CSTIG*, który jest swego rodzaju odpowiednikiem *STIG*, z tym, że wytworzona para w kotle odzyskowym (*HRS*) zanim trafi do komory spalania, przepracowuje część entalpii w turbinie parowej (*ST*). Ostatni z analizowanych układów z wykorzystaniem wtrysku wody (*W*) w sprężarce dwusekcyjnej (niskoprężnej *C1* i wysokoprężnej *C2*) i regeneracją (*R*) przed komorą spalania ukazano na rys. 3.

Każdy ze wspomnianych układów ma swoje zalety i wady, które zostaną pokrótce opisane. Układ *STIG* charakteryzuje się prostą konstrukcją i możliwością łatwego przekierowania pary wodnej na układ turbiny gazowej. Niestety nie wykorzystuje w maksymalny sposób energii płynące w parze wytworzonej w kotle odzyskowym. Poprawę niniejszego rozwiązania osiąga się po wprowadzeniu układu kombinowanego *CSTIG*, ale w tej sytuacji pojawia się problem projektowania nowej turbiny parowej dostosowanej do wymaganych spadków ciśnienia. Z kolei rozwiązanie z wtryskiem wody nie wymaga stosowania kotła odzyskowego, ale wymaga optymalizacji co do ilości wprowadzonej wody i ciśnienia przy, którym się wtryskuje wodę do sprężarki. Dodatkową zaletą

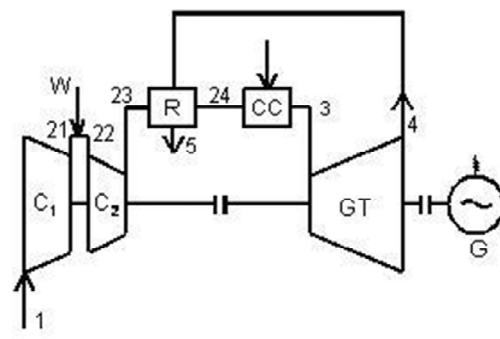
wspomnianego rozwiązania jest obniżenie temperatury za sprężarką i tym samym zmniejszenie pracy sprężania, a podniesienie stopnia regeneracji. Te wszystkie czynniki sprawiają, że nie jest możliwa jednoznaczna odpowiedź, które rozwiązanie jest lepsze pod względem termodynamicznym i ekologicznym bez wcześniejszej analizy i porównania wszystkich trzech układów.



Rys. 1. Schemat obiegu gazowo-parowego z możliwością przejścia do układu STIG, (GT – turbina gazowa, C – sprężarka, CC – komora spalania, G – generator, HRSG – kocioł odzyskowy, ST – turbina parowa, P – pompa, CON – skraplacz, WH – wymiennik ciepła)



Rys. 2. Schemat układu CSTIG, (GT – turbina gazowa, C – sprężarka, CC – komora spalania, G – generator, HRSG – kocioł odzyskowy, ST – turbina parowa, P – pompa)



Rys. 3. Schemat układu z regeneracją i międzystopniowym chłodzeniem w sprężarce przez zastosowanie wtrysku wody: C1, C2 - nisko i wysoko prężna sprężarka, R – wymiennik regeneracyjny, CC – komora spalania, GT – turbina gazowa, G – generator, W - wtrysk wody.

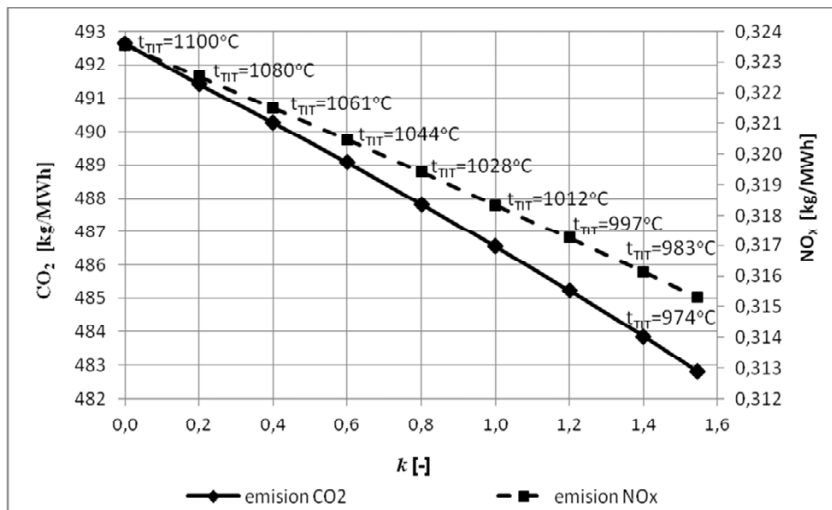
### 3. Wyniki

Tak jak wcześniej wspomniano na rys. 1 przedstawiono blok gazowo-parowy z możliwością wykorzystania pary w układzie STIG. Część strumienia masy pary wodnej wytworzona w kotle odzyskowym (HRSG) jest przekierowywana do komory spalania (CC), gdzie zostaje wykorzystana do zmniejszenia emisji tlenków azotu (rys. 4), a dalej do zwiększenia mocy i sprawności obiegu Braytona w turbinie gazowej (GT). Tym samym zmniejszamy strumień pary kierowany na turbinę parową upustowo-przewprężną i następuje spadek strumienia ciepła oddawanego odbiorcą.

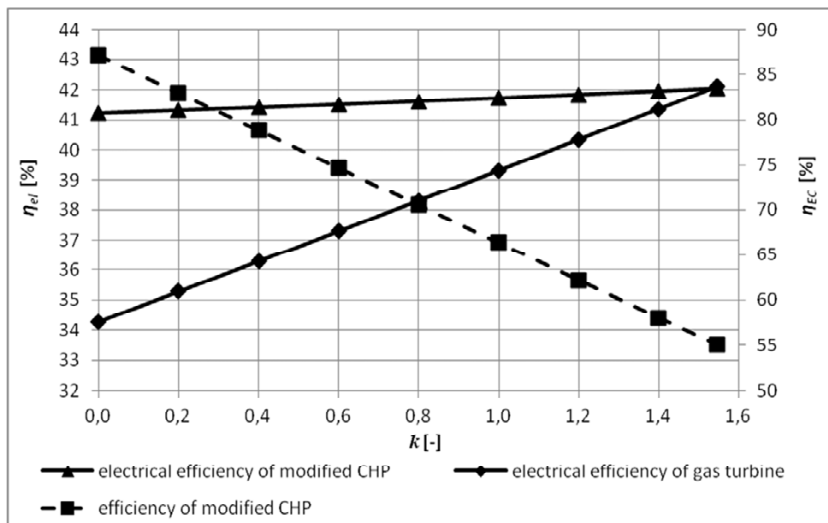
Z kolei analizując rys. 3. należy stwierdzić, że sprawność elektryczna obiegu gazowo-parowego elektrociepłowni wynosi  $\eta_{el}=41,21\%$ , z kolei po przekształceniu je w układ STIG wzrost sprawności do  $\eta_{el}=42,05\%$ . Najwyższą sprawność osiąga się przy współczynniku wtrysku pary na poziomie  $k=1,55$  ( $\eta_{el}=42,05\%$ ) gdy moc turbiny parowej,  $N_{el}$ , jest równa zero i cały strumień wytworzony w kotle odzyskowym (HRSG),  $\dot{m}_s$ , jest wtryskiwany do komory spalania (CC).

Rys. 4. przedstawia zależność emisji dwutlenku węgla  $CO_2$ , tlenków azotu  $NO_x$  i temperatury przed turbiną gazową  $t_{III}$  w zależności od  $k$ . W analizowanym przypadku nastąpił spadek emisji dwutlenku węgla o  $\Delta CO_2 = 10$  kg/MWh oraz tlenków azotu  $\Delta NO_x = 0,008$  kg/MWh. Tendencja zmian emisji tlenków azotu  $NO_x$ , jest liniowa w zależności od temperatury w komorze spalania za-

miast eksponentyjnej [7] ale przy obniżaniu temperatury można przyjąć takie uproszczenie.

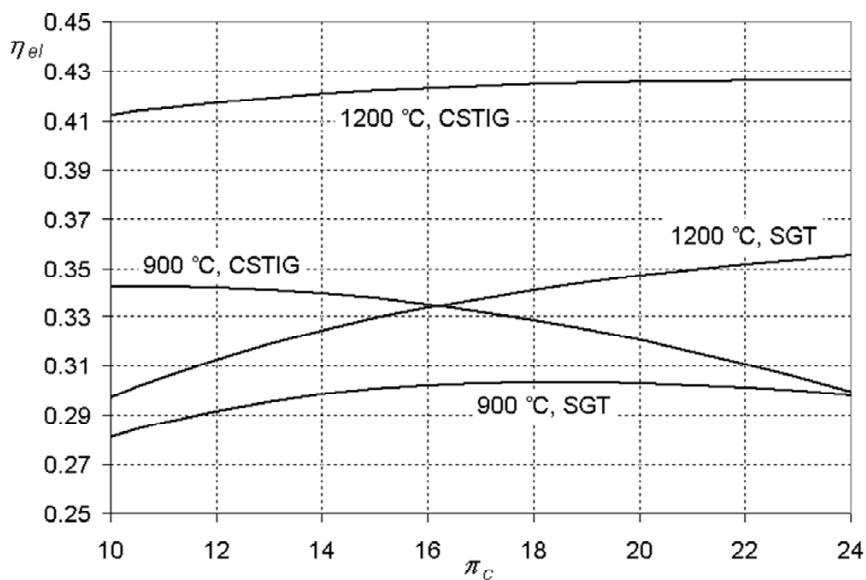


Rys. 4. Zależność dwutlenku węgla  $CO_2$ , tlenków azotu  $NO_x$  i temperatury przed turbiną gazową  $t_{TIT}$  w zależności od  $k$

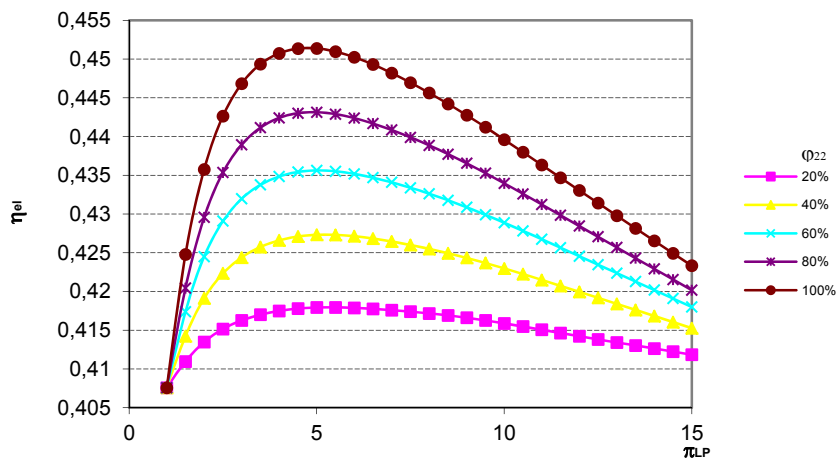


Rys. 5. Sprawność elektryczna  $\eta_{el}$  i sprawność całej elektrociepłowni  $\eta_{EC}$  w zależności od  $k$





Rys. 6. Zależność sprawności elektrycznej  $\eta_{el}$  układów SGT i CSTIG od sprężu  $\pi_c$  dla temperatury wlotowej do turbiny  $t_3=900\text{ °C}$  i  $1200\text{ °C}$



Rys. 7. Zależność sprawności elektrycznej  $\eta_{el}$  układu od sprężu niskoprężnej sprężarki i względnej wilgotności powietrza po nawilżeniu (chłodzeniu międzystopniowym sprężanego powietrza poprzez wtrysk wody)

## 4. Wnioski

Dzięki zastosowaniu wtrysku wody bądź pary następuje zwiększenie mocy elektrycznej i sprawności elektrycznej zarówno turbiny gazowej jak i całego bloku gazowo-parowego pracującego jako elektrociepłownia. Dodatkową zaletą powyższych rozwiązań jest spadek emisji zanieczyszczeń takich jak tlenki azotu i dwutlenek węgla. Zatem wykorzystanie pary wodnej lub wody do zwiększenia strumienia czynnika roboczego w obiegu Braytona jest zabiegiem korzystnym pod względem termodynamicznym, ekonomicznym i ekologicznym w tradycyjnych układach kogeneracyjnych. Wadą wspomnianych rozwiązań jest konieczność odzysku wody ze spalin, ale obecnie można już mówić o znacznym postępie w projektowaniu wymienników kondensacyjnych, które mogłyby być wykorzystane we wspomnianych układach.

### Literatura

- [1] Badur J.: Rozwój pojęcia energii. IMP PAN Gdansk 2009, (in polish).
- [2] Boyce M.P.: Gas turbine engineering handbook. Butterworth-Heinemann 2002.
- [3] Carapellucci R., Milazzo A.: Repowering combined cycle power plants by a modified STIG configuration. Energy Conversion and Management 2007, vol.48.
- [4] Cheng D.Y.: Regenerative parallel compound dual-fluid heat engine. US Patent 1978, no. 4128994.
- [5] Cheng D.Y.: The distinction between Cheng and STIG cycle. Proceedings of ASME EXPO 2006, GT-2006-90382.
- [6] Chrzczonowski A.: Układ Chenga jako proekologiczne źródło energii elektrycznej i ciepłej. Rozprawa doktorska, ITCiMP PW Wrocław 2006.
- [7] Jarociński J.: Techniki czystego spalania. WNT Warszawa 1996.
- [8] Jesionek K., Chrzczonowski A., Badur J., Lemański M.: Analiza parametryczna pracy zaawansowanego obiegu Chenga. Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, Politechnika Śląska 2004, vol.23.
- [9] Jonson M., Yan J.: Humidified gas turbine - a review of proposed and implemented cycles. Energy 2005, vol. 30.
- [10] Nishida K., Takagi T., Kinoshita S.: Regenerative steam-injection gas-turbine systems. Applied Energy 2005, vol.81, 231-246.
- [11] Pawlik M., Kotlicki T.: Układy gazowo - parowe w energetyce. Konferencja „Elektrownie ciepłe” Słok 2001 (in polish).
- [12] Poullikkas,A.: An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2005, vol.9.
- [13] Saad M.A., Cheng D.Y.: The new LM2500 Cheng cycle for power generation and cogeneration. Energy Conversion and Management 1997, vol. 38.
- [14] Srinivas T., Gupta A.V.S.S.K.S., Reddy B.V.: Sensitivity analysis of STIG based combined cycle with dual pressure HRSG. International Journal of Thermal Sciences 2008, vol.47.
- [15] Topolski J., Lemański M., Badur J.: Model matematyczny wysokotemperaturowego ogniwa paliwowego SOFC w kodzie COM-GAS. Konferencja „Problemy badawcze Energetyki Ciepłej 2003, Warszawa.
- [16] Wang F.J., Chiou J.S.: Performance improvement for a simple cycle gas turbine GENSET - a retrofitting example. Applied Thermal Engineering 2002, vol.22.

- [17] Wołoncewicz Z., Buraczewski J.: Doświadczenia z eksploatacji bloku gazowo - parowego w EC Gorzów S.A. 1999-2003. Konferencja Elektrownie i elektrociepłownie gazowe i gazowo - parowe 2003.
- [18] Ziółkowski P.: Analiza numeryczna parametrów eksploatacyjnych obiegu cieplnego elektrociepłowni EC Gorzów przed i po modernizacji. Praca magisterska 2011, Politechnika Gdańska (in polish).
- [19] Directive 2010/75/eu of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control).
- [20] <http://www.ecgorzow.pgegielk.pl>
- [21] <http://www.chengpower.com>
- [22] <http://kladno.alpiq.cz>
- [23] [chron,Jeś} Jesionek K., Chrzczonowski A., Influence of interstage cooling of compressed air upon power output of STIG system, Producerea, Transportul și Utilizarea Energiei, Volumul Conferinței Știința Modernă și Energia SME 2006, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Cluj-Napoca 2006, pp. 261-264.
- [24] Kwanka K., Flexible Stromerzeugung mit Gasturbinen. Fachtagung Gasturbinen in der Praxis. Köln, März 1999.
- [25] Kellerer A., Spangenberg C., Operating experience with a Cheng-cycle unit, Concept and technical characteristics – VGB PowerTech., 11/98, s. 16–20, (1998)
- [26] Ziółkowski P., Lemański M., Badur J., Nastalek L.: Power augmentation of PGE Gorzow's gas turbine by steam injection – thermodynamic overview, Rynek Energii, vol.98, 161-167 (2012).
- [27] <http://npbe.pl/>
- [28] Jesionek K., Chrzczonowski A.: wpływ wtrysku pary do komory spalania na własności energetyczne turbiny gazowej. Modelowanie Inżynierskie 32, s. 199-204, Gliwice 2006.
- [29] Badur J.: *Pięć wykładów ze współczesnej termomechaniki płynów*. [www.imp.gda.pl/fileadmin/doc/o2/z3/.../2005\\_piecwykladow.pdf](http://www.imp.gda.pl/fileadmin/doc/o2/z3/.../2005_piecwykladow.pdf), Gdańsk 2005.
- [30] Topolski J.: *Diagnostyka spalania w układach gazowo - parowych*, Rozprawa doktorska, IMP PAN, Gdańsk, 2002.
- [31] Chrzczonowski A., Jesionek K., Badur J., Ziółkowski: *Analysis of operation of combined STIG installation*, Producerea, Transportul și Utilizarea Energiei, Volumul Conferinței Știința Modernă și Energia SME 2012, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Cluj-Napoca 2012, pp. 66-73.
- [32] Jesionek K., Chrzczonowski A., Ziółkowski P., Badur J.: *Power enhancement of the Brayton cycle by steam utilization*. Archives of thermodynamics, 33(2012), No. 3, 39-50.
- [33] Jesionek K., Chrzczonowski A., Ziółkowski P., Badur J.: *Enhancement of the Brayton cycle efficiency by water or steam utilization*, TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY, No. 124, 2012, 93–109.



# **ENERGETYCZNE I PODATKOWE ASPEKTY ZGAZOWANIA POMIOTU DROBIOWEGO**

Wiesław Jodkowski<sup>1</sup>, Andrzej Sitka<sup>1</sup>, Dobrosława Antonów<sup>2</sup>

<sup>1</sup>) Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny,  
e-mail: wieslaw.jodkowski@pwr.wroc.pl, andrzej.sitka@pwr.wroc.pl

<sup>2</sup>) Katedra Prawa Finansowego, Wydział Prawa, Administracji i Ekonomii,  
Uniwersytet Wrocławski, e-mail: d.antonow@prawo.uni.wroc.pl

W związku z pojawieniem się Rozporządzenia Komisji (UE) Nr 592/2014 z dnia 03.06.2014, które dopuszcza spalanie pomiotu drobiowego jako paliwo (nie jako odpad, jak było dotychczas), otwiera się możliwość zastąpienia oleju opałowego lub innego paliwa konwencjonalnego do wytwarzania energii cieplnej do ogrzewania pomieszczeń inwentarskich, ciepłem wytwarzanym z pomiotu. Rozdział zawiera opis koncepcji instalacji zgazowania pomiotu drobiowego, która jednocześnie rozwiąże problem utylizacji pomiotu, obniży koszty ogrzewania oraz rozwiąże problem emisji odorów i amoniaku w fermach drobiowych. Rozdział obejmuje również problematykę instalacji zgazowania pomiotu drobiowego na gruncie podatku od nieruchomości

## **1. Wprowadzenie**

Pomiot drobiowy stanowi niechciany produkt procesu hodowli drobiu, stwarzający hodowcom różnorodne problemy. Wykorzystanie rolnicze w charakterze nawozu jest możliwe przez krótki okres 2 razy w roku, w związku z czym istnieje konieczność przetrzymywania pomiotu przez kilka miesięcy. To z kolei wiąże się z emisją amoniaku i obciążeniem odorami. Z drugiej strony, hodowcy ponoszą duże koszty ogrzewania pomieszczeń inwentarskich, używając w tym celu olej opałowy lub gaz. Rozwiązaniem lansowanym w ostatnich latach jest budowa biogazowni. Rozwiązanie to jest drogie, zarówno pod względem inwestycyjnym jak i eksploatacyjnym. Dodatkowo, proces fermentacji jest wrażliwy na ewentualną zawartość antybiotyków i trudny eksploatacyjnie a na dodatek nie do końca rozwiązuje problem odpadów, bowiem pozostaje niemal taka sama ilość osadu pofermentacyjnego, który rodzi te same problemy, co surowy pomiot. Rozporządzenie Komisji Europejskiej nr 592/2014 z dnia

03.06.2014 wprowadza możliwość wykorzystania pomiotu drobiowego jako paliwa w obiektach energetycznego spalania. Jest to wielka szansa dla hodowców na znaczną poprawę ekonomiki produkcji drobiu i zmniejszenie obciążenia środowiska naturalnego emisjami amoniaku i odorów.

## **2. Podstawy prawne i podatkowe zgazowania pomiotu drobiowego**

Analizując wydajność ekonomiczną instalacji zgazowania pomiotu drobiowego w fermach kurzych należy wziąć pod uwagę wiele przesłanek wskazujących na opłacalność tego rozwiązania, w tym przesłanki natury prawnej. Przesłankami natury prawnej powszechnie uwzględnianymi w procesie inwestycyjnym przedsiębiorstwa, w tym w zakresie wdrażania nowych technologii, są konsekwencje podatkowe podjętych działań. W przypadku działalności prowadzonej z wykorzystaniem nieruchomości, a zwłaszcza budowli o znacznej wartości, jednym z elementów uwzględnianych w procesie optymalizacji opodatkowania jest podatek od nieruchomości. Dotyczy to również gospodarczego wykorzystania instalacji zgazowania, które w zależności od ich konstrukcji mogą stanowić budowle w rozumieniu przepisów ustawy z dnia 12 stycznia 1991r. o podatkach i opłatach lokalnych<sup>1</sup> (dalej u.p.o.l.).

Zgodnie z art. 2 u.p.o.l. opodatkowaniu podatkiem od nieruchomości podlegają następujące nieruchomości lub obiekty budowlane: grunty; budynki lub ich części; budowle lub ich części związane z prowadzeniem działalności gospodarczej. W przypadku, gdy opodatkowaniu podlega budowla, podstawę opodatkowania stanowi jej wartość, o której mowa w przepisach o podatkach dochodowych, ustalona na dzień 1 stycznia roku podatkowego, stanowiąca podstawę obliczania amortyzacji w tym roku, niepomniejszona o odpisy amortyzacyjne, a w przypadku budowli całkowicie zamortyzowanych - ich wartość z dnia 1 stycznia roku, w którym dokonano ostatniego odpisu amortyzacyjnego (art. 4 ust 1 pkt 3 u.p.o.l.). Wysokość stawek podatku od nieruchomości ustala Rada gminy w drodze uchwały, z tym że stawki w przypadku opodatkowania budowli nie mogą przekroczyć rocznie 2% ich wartości określonej w powyższy sposób (art. 5 ust 1 pkt 3 u.p.o.l.). W przypadku budowli o znacznej wartości, podatek od nieruchomości stanowić może zatem istotny, stały koszt prowadzenia działalności. Bardzo ważne jest więc ustalenie, czy wykorzystywane w przedsiębiorstwie, złożone pod względem technologicznym i konstrukcyjnym urządzenia i instalacje są budowlami w rozumieniu u.p.o.l., a jeśli tak to, czy budowle te podlegają opodatkowaniu.

---

<sup>1</sup> Dz.U. 2014.849.j.t.

Pojęcie budowli zostało zdefiniowane w art. 1a ust 1 pkt 2 u.p.o.l. Zgodnie z tym przepisem budowla jest to obiekt budowlany w rozumieniu przepisów prawa budowlanego niebędący budynkiem lub obiektem małej architektury, a także urządzenie budowlane w rozumieniu przepisów prawa budowlanego związane z obiektem budowlanym, które zapewnia możliwość użytkowania obiektu zgodnie z jego przeznaczeniem. U.p.o.l. wyróżnia zatem dwie kategorie budowli. Po pierwsze, mogą to być obiekty budowlane w rozumieniu przepisów prawa budowlanego, które nie są budynkami lub obiektami małej architektury. Po drugie, urządzenia budowlane w rozumieniu przepisów prawa budowlanego związane z obiektem budowlanym, które zapewniają możliwość użytkowania obiektu zgodnie z jego przeznaczeniem. Do pierwszej kategorii, zgodnie z art. 3 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994r. Prawo budowlane<sup>2</sup> (dalej P.b.) należą obiekty budowlane, jakimi są budowle stanowiące całość techniczno-użytkową wraz z instalacjami i urządzeniami. Budowlą jest zaś każdy obiekt budowlany niebędący budynkiem lub obiektem małej architektury, jak: obiekty liniowe, lotniska, mosty, wiadukty, estakady, tunele, przepusty, sieci techniczne, wolno stojące maszty antenowe, wolno stojące trwale związane z gruntem urządzenia reklamowe, budowle ziemne, obronne (fortyfikacje), ochronne, hydrotechniczne, zbiorniki, wolno stojące instalacje przemysłowe lub urządzenia techniczne, oczyszczalnie ścieków, składowiska odpadów, stacje uzdatniania wody, konstrukcje oporowe, nadziemne i podziemne przejścia dla pieszych, sieci uzbrojenia terenu, budowle sportowe, cmentarze, pomniki, a także części budowlane urządzeń technicznych (kotłów, pieców przemysłowych, elektrowni wiatrowych, elektrowni jądrowych i innych urządzeń) oraz fundamenty pod maszyny i urządzenia, jako odrębne pod względem technicznym części przedmiotów składających się na całość użytkową (art. 3 pkt 3 P.b.). Do drugiej kategorii należą urządzenia budowlane, a więc urządzenia techniczne związane z obiektem budowlanym, zapewniające możliwość użytkowania obiektu zgodnie z jego przeznaczeniem, jak przyłącza i urządzenia instalacyjne, w tym służące oczyszczaniu lub gromadzeniu ścieków, a także przejazdy, ogrodzenia, place postojowe i place pod śmietniki (art. 3 pkt 9 P.b.).

Biorąc pod uwagę cechy i przeznaczenie instalacji zgazowania pomiotu drobiowego, w zależności od jej konstrukcji i parametrów technicznych, tego, czy powstaje w procesie budowlanym (czyli, czy jest obiektem budowlanym), czy znajduje się w budynku (jeśli jest to możliwe ze względów technologicznych), może ona spełniać kryteria budowli podlegającej opodatkowaniu podatkiem od nieruchomości. Jednoznaczne stwierdzenie tego, wymaga każdorazowej analizy poszczególnych instalacji – ich konstrukcji, elementów składowych oraz procesu budowy. W zależności od wyników ustaleń w tym zakresie instalacja taka mogłaby być potencjalnie zakwalifikowana jako sieć techniczna,

---

<sup>2</sup> Dz.U. 2013.1409 j.t.

wolno stojące instalacja przemysłowa lub urządzenie techniczne. W zależności od konstrukcji, w przypadku takiej instalacji opodatkowaniu jako budowla mogłaby podlegać jedynie część budowlana urządzeń technicznych, lub fundamenty pod maszyny i urządzenia, jako odrębne pod względem technicznym części przedmiotów składających się na całość użytkową. Jeśli możliwe jest zakwalifikowanie analizowanej instalacji zgazowania do jednej z powyższych kategorii, stanowi ona budowlę na gruncie u.p.o.l.. Budowla taka lub jej część podlega opodatkowaniu podatkiem od nieruchomości wtedy (i tylko wtedy), gdy jest związana z prowadzeniem działalności gospodarczej<sup>3</sup>.

Budowle związane z prowadzeniem działalności gospodarczej są to budowle będące w posiadaniu przedsiębiorcy lub innego podmiotu prowadzącego działalność gospodarczą, chyba że przedmiot opodatkowania nie jest i nie może być wykorzystywany do prowadzenia tej działalności ze względów technicznych. (art. 1a ust 1 pkt 3 u.p.o.l.). Działalność gospodarcza w rozumieniu u.p.o.l. jest to działalność, o której mowa w przepisach Prawa działalności gospodarczej z tym, że za działalność gospodarczą w rozumieniu u.p.o.l. nie uważa się między innymi działalności rolniczej (art. 1a ust 1 pkt 4 i art. 1a 2 u.p.o.l.). Działalnością rolniczą jest w rozumieniu u.p.o.l. produkcja roślinna i zwierzęca, w tym również produkcja materiału siewnego, szkółkarskiego, hodowlanego oraz reprodukcyjnego, produkcję warzywniczą, roślin ozdobnych, grzybów uprawnych, sadownictwo, hodowla i produkcja materiału zarodkowego zwierząt, ptactwa i owadów użytkowych, produkcja zwierzęca typu przemysłowego fermowego oraz chów i hodowla ryb. Jeżeli zatem budowla nie jest związana z prowadzeniem działalności gospodarczej, to nie podlega opodatkowaniu. Oznacza to, że budowla nie podlega opodatkowaniu jeżeli nie jest związana z prowadzeniem działalności gospodarczej, w tym np. jest związana z działalnością rolniczą (np. produkcją zwierzęcą typu przemysłowego fermowego).

Reasumując, jeżeli nawet względy techniczne (co jest wysoce prawdopodobne) przesądzają, że instalacja zgazowania pomiotu kurzego jest budowlą w rozumieniu u.p.o.l., to i tak, jeśli jest związana z prowadzeniem działalności rolniczej w rozumieniu u.p.o.l., to nie podlega opodatkowaniu podatkiem od nieruchomości.<sup>4</sup> A zatem, w przypadku instalacji zgazowania pomiotu kurzego

<sup>3</sup> Tak np. „Budowla w rozumieniu p.b. a więc obiekt budowlany nie będący budynkiem ani obiektem małej architektury, jest zawsze budowlą także w rozumieniu prawa podatkowego, a jej opodatkowanie zależne jest jedynie od związania z prowadzeniem działalności gospodarczej w rozumieniu art. 2 ust. 1 pkt 3 u.p.o.l.” Wyrok WSA w Krakowie z dnia 27 lipca 2010r., sygn. akt I SA/Kr 761/10, Lex nr 694378.

<sup>4</sup> Tak np. „budowle związane z działalnością rolniczą nie podlegają podatkowi od nieruchomości. Bowiem tylko budowle lub ich części związane z prowadzeniem działalności gospodarczej (art. 2 ust. 1 pkt 3 w zw z art. 1a ust. 1 pkt 4 ustawy) podlegają opodatkowaniu podatkiem od nieruchomości.” Postanowienie w sprawie interpretacji podatkowej Burmistrza Sulechowa z dnia 5 lipca 2006r., FN.3110-2-00086/06, www.mf.gov.pl.



związanej z działalnością rolniczą (która nie jest działalnością gospodarczą w rozumieniu u.p.o.l.) obowiązek podatkowy na gruncie podatku od nieruchomości z tytułu budowli nie powstaje. Oznacza to, że podatek od nieruchomości w tym zakresie nie zwiększa kosztów prowadzonej działalności.

### 3. Opis koncepcji instalacji

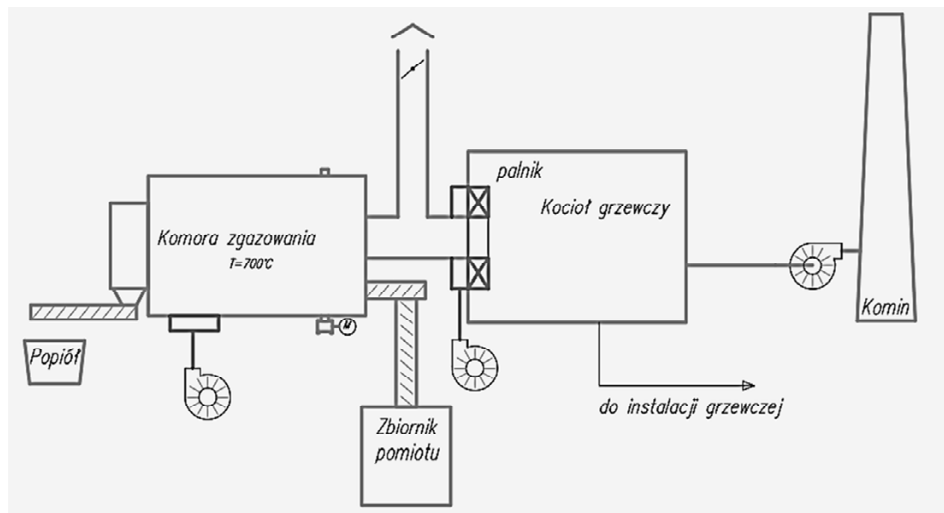
Bezpośrednie spalanie pomiotu drobiowego w typowych kotłach grzewczych nie jest ekonomicznie uzasadnione z uwagi na to, że pomiot drobiowy ma w postaci roboczej wilgotność ok. 40-50% i wymagałby do spalania paliwa pomocniczego. Rozwiązaniem jest zastosowanie instalacji zgazowania, gdzie pomiot ulega w jednym procesie i w jednym urządzeniu: suszeniu, odgazowaniu i zgazowaniu pozostałości koksowej, dając na wyjściu gaz, który jest następnie spalany w typowym kotle, wyposażonym w specjalnej konstrukcji palnik.

Podstawową zaletą proponowanej instalacji, odróżniającą tę technologię od innych, jest ograniczenie do niezbędnego minimum paliwa pomocniczego w postaci oleju opałowego lub gazu, wymaganego wyłącznie do rozruchu instalacji. Powoduje to bardzo niskie koszty eksploatacyjne przetwarzania wilgotnych paliw i stwarza warunki do biznesowego potraktowania tematu utylizacji pomiotu drobiowego. Instalacje oparte o opatentowaną technologię zgazowania (patent nr 207207) pracują od kilku lat, zgazowując takie odpady jak: mączka zwierzęca, odpady poubojowe, odpady przemysłowe, odpadowa biomasa leśna.

Zasadniczym elementem instalacji jest obrotowa komora zgazowania. Substancja wsadowa o wilgotności do 50% podawana jest do komory obrotowej, w której jest suszona i odgazowana w warunkach niedostatku tlenu. Uzyskany gaz przedostaje się do kotła, gdzie w specjalnej konstrukcji palnika jest mieszany z powietrzem i spalany z nadmiarem tlenu. Kocioł wykorzystuje ciepło gorących spalin do wytwarzania gorącej wody (rys.1).

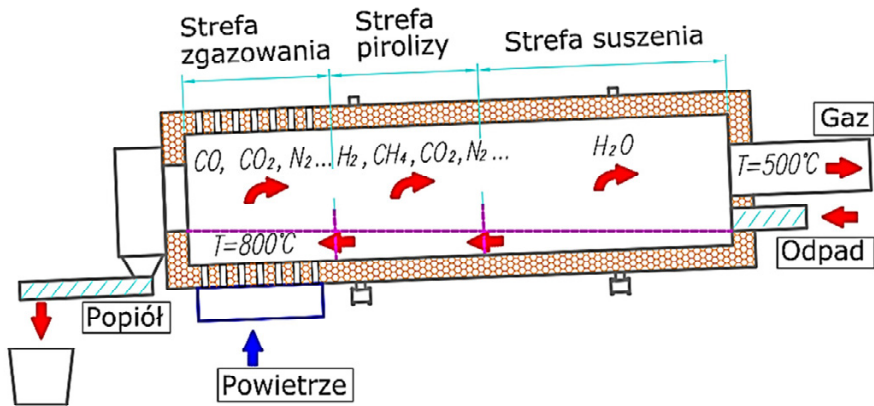
Komora zgazowania pracuje w układzie przeciwwądowym. Paliwo pomocnicze potrzebne jest tylko do wygrzania komór w czasie rozruchu, natomiast energia cieplna potrzebna do podtrzymania procesu suszenia i zgazowania wsadu jest uzyskiwana z egzotermicznego zgazowania karbonizatu. Przemieszczanie się substancji stałej w pochylonej komorze obrotowej (rys. 2) odbywa się od wlotu paliwa w kierunku wylotu popiołu, natomiast przepływ gorących gazów odbywa się w przeciwnym kierunku. W czasie pracy instalacji w warunkach ustabilizowanych komora obrotowa jest wypełniona w ok. 20 – 30% substancją stałą, którą stanowi w różnym stopniu przetworzony wsad. Stopień przetworzenia zmienia się od surowego, wilgotnego wsadu w pobliżu wlotu, przez wsad pozbawiony wilgoci w części środkowej komory, do całkowicie odgazowanego po dojściu do części komory, wyposażonej w dysze powietrza zgazowującego.

W obszarze dysz powietrza znajduje się mieszanka popiołu z karbonizatem, w której średnia koncentracja węgla pierwiastkowego wynosi kilka-kilkanaście procent. Po przejściu przez strefę dysz powietrza popiół zawiera poniżej 3% węgla. Prowadzenie procesu suszenia, odgazowania i zgazowania w komorze obrotowej stwarza bardzo dobre warunki wymiany ciepła i masy. Obroty komory powodują dobre wymieszanie i stopniowe przemieszczanie się produktów wzdłuż pochylonej komory



Rys. 1. Schemat instalacji zgazowania popiołu drobiowego

Prowadzenie procesu suszenia, odgazowania i zgazowania w komorze obrotowej stwarza bardzo dobre warunki wymiany ciepła i masy. Obroty komory powodują dobre wymieszanie i stopniowe przemieszczanie się produktów wzdłuż pochylonej komory. Parametry gazu, takie jak skład i temperatura są stabilne w czasie. Energia ze zgazowania i częściowego dopalania karbonizatu w komorze obrotowej jest wykorzystywana do odparowania wilgoci i odgazowania odpadów, zastępując energię paliwa pomocniczego. Na wylocie z komory zgazowania otrzymywany jest popiół, bogaty w składniki mineralne, który może być wykorzystywany jako polepszacz gleby. Dodatkowo, instalacja może pobierać do spalania powietrze obciążone amoniakiem z wentylacji hali, obniżając w ten sposób całkowitą emisję. Amoniak i odory po przejściu przez paleńsko ulegają całkowitemu rozkładowi.



Rys. 2. Schemat obrotowej komory zgazowania

Dla tego typu instalacji obowiązują standardy emisyjne takie jak dla typowych instalacji spalania paliw.

Przykładowe dane techniczne linii technologicznej dla hodowli o wydajności 150 DJP:

Roczny strumień pomiotu drobiowego,	ok. 300 Mg
Zdolność przerobowa instalacji	200 kg/h
Wilgotność pomiotu	40 - 50%
Wartość opałowa robocza odpadów	7,95 MJ/kg
Moc chemiczna paliwa	440 kW
Użyteczna moc instalacji	310 kW
Roczna produkcja ciepła	2 385 GJ
Zapotrzebowanie energii elektrycznej (potrzeby własne)	15 kWe
Roczne zużycie energii elektrycznej na potrzeby własne	22 MWh
Rodzaj paliwa pomocniczego	olej opałowy
Zużycie paliwa pomocniczego na rozruchy	1 000 kg/rok
Produkcja popiołu	25 t/rok
Obsługa	1 osoba
Powierzchnia zabudowy instalacji technologicznej	ok. 15×10 m
Wysokość zabudowy urządzeń	5 m

Szacunkowe obliczenia techniczno-ekonomiczne (w skali jednego roku)

Do obliczeń przyjęto:

Ilość przerobionego pomiotu w skali roku	300 t/rok
Cena oleju opałowego	3,8 PLN/kg
Cena energii elektrycznej	350 PLN/MWh

Roczne koszty eksploatacyjne:	
Koszt oleju zużytego na rozruchy 1000 kg/rok	3 800 PLN
Koszt energii elektrycznej	7 700 PLN
Koszty osobowe (1 osoba)	40 000 PLN
Eksploatacja i części zamienne	10 000 PLN
<i>Razem koszty rocznie:</i>	<i>61 500 PLN</i>
Roczna produkcja ciepła	2 385 GJ
Szacowany koszt 1 GJ ciepła	25 PLN

#### 4. Podsumowanie

Jak wynika z analiz, ilość powstającego w fermie pomiotu drobiowego, biorąc pod uwagę jego wartość opałową, w całości pokrywa zapotrzebowanie na energię cieplną potrzebną do utrzymania optymalnego zakresu temperatur dla hodowli drobiu. Pozwala to całkowicie wyeliminować koszty zakupu paliwa do ogrzewania.

Z analizy prawnopodatkowej wynika, że nawet względy techniczne (co jest wysoce prawdopodobne) przesądzają, że instalacja zgazowania pomiotu kurzego jest budowlą w rozumieniu u.p.o.l., to i tak, jeśli jest związana z prowadzeniem działalności rolniczej w rozumieniu u.p.o.l., to nie podlega opodatkowaniu podatkiem od nieruchomości. A zatem, w przypadku instalacji zgazowania pomiotu kurzego związanej z działalnością rolniczą (która nie jest działalnością gospodarczą w rozumieniu u.p.o.l.) obowiązek podatkowy na gruncie podatku od nieruchomości z tytułu budowli nie powstaje. Oznacza to, że podatek od nieruchomości w tym zakresie nie zwiększa kosztów prowadzonej działalności. W każdym innym przypadku należy opodatkowanie budowli nie mogące przekroczyć rocznie 2% ich wartości określonej. W przypadku budowli o znacznej wartości, podatek od nieruchomości stanowić może zatem istotny, stały koszt prowadzenia działalności.

# **CONCURRENT EXPERIMENTAL DETERMINATION OF VELOCITY FIELDS AND THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT DURING TWO-PHASE FLOW OF GAS-LIQUID THROUGH THE TUBE BUNDLE**

Marcin Karaś<sup>1</sup>, Daniel Zając<sup>2</sup>, Roman Ulbrich<sup>3</sup>

<sup>1</sup> GEA Technika Ciepłna Sp. z o.o., ul. Oświęcimska 100B, 45-641 Opole

<sup>2,3</sup> Politechnika Opolska, ul. Prószkowska 76, 45-758 Opole

In this work presented the effect of the hydrodynamic characteristics of the two-phase mixture flowing through the tube bundle with different geometry, on the intensity of heat transfer between the surface of the tubes and the two-phase medium. Hydrodynamic parameters of the flow illustrate the distributions of velocity fields around tubes and the designated area of stagnation. Heat transfer represent the experimentally determined heat transfer coefficients. An experimental non-invasive investigations of heat transfer coefficient on the tubes surface were performed using electrochemical technique. With measured values of the mass transfer coefficient was then used Chilton-Colburn analogy to determine the heat transfer coefficient and then the Nusselt number. In parallel with the measurements of the mass transfer coefficient, two-phase flow was recorded with a fast digital camera and then analyzed by Digital Particle Image Velocimetry method in order to determine the velocity fields.

## **1. Introduction**

The use in the process apparatuses different forms of two-phase flow of gas-liquid is increasingly common. This is determined by generally favorable conditions for heat and mass transfer. More and more popularity are gaining apparatuses where there is a two-phase flow, such as bubble columns, air-lift reactors and co-current scrubbers operating in bubbly flow regime. In many of these types of apparatus, parallel to the basic process of mass transfer, it is necessary to apply a convection heat exchange - cooling or heating. This requirement is most often achieved by encapsulating in the apparatus appropriately shaped tube bundles. The two-phase gas liquid flow in the tube bundles also

formed naturally during the boiling and condensation. Design of this type devices requires computational tools in which play an important role heat transfer coefficients depend on a number of factors. The complexity of the thermo-flow phenomena occurring during the flow of two-phase mixture in the tube bundle justifies undertaking studies towards a most effective determine the heat transfer coefficients. Heat exchange between the broadly understood two-phase fluid and arbitrarily shaped tube bundle is a very complex and designing encounters a number of difficulties. Problems encountered tend to be usually overcome by seeking analogies to the much better studied and reported cases of heat exchange between single phase fluids and surfaces of the tubes. The results of such research and the use of different analogies can be used in the design of direct calculation of the heat exchangers as well as early as during the operation of the equipment with similar geometry, in which occur two-phase flow with the heat convection.

In the literature a lot of attention focused mainly for occurring during the two-phase flow structures. Type of flow structures has a significant impact on the distribution of heat transfer coefficient on the surface of the tube and consequently on the overall performance of the device. Leong and Cornwell [10], Cornwell, Duffin and Schuller [4] conducted visual observations in the segment of the steam generator during the evaporation. They described two dominant flow structure. At the bottom of the tube bundle dominant flow structure was bubbly flow and in the upper part, where there were a greater amount of vapor dominant flow was foam flow. For two-phase flow rising across the staggered tube bundle, Nakajima [15] observed and described the bubbly and slug flow. Grant and Chisholm [6] conducted extensive experiments studying rising and falling flow, for a wide range of changes in mass flows for the staggered tube bundles. They observed bubbly, slug, dispersed and stratified flow. Kondo and Nakajima [9] conducted observations of flow structures and classified them as: bubbly, plug, foam and dispersion. Noghrehgar et al. [17] using the probability density function PDF have identified flow structures as bubbly, transient and annular. They have found significant differences between the structures present in the near wall of the shell, and those occurring in the vicinity of the axis of the heat exchanger.

Of the many non-invasive techniques for measurement and visualization of two-phase flows digital image velocimetry DPIV was often used by researchers to determine the velocity fields. Studies of Burnside et al. [3] showed the usefulness of the application of the technique used in the design of process heaters and shell and tube exchangers. Iwaki et al. [7, 8] studied the structure of single and two-phase flow around a staggered and in-line tube bundle. Olinto et al. [18] characterized the movement disorder in the first rows of the tube bundle. The results of their study showed that the greatest movement disorder emerged for the second row of tubes. Paul et al. [19] investigated the transverse turbulent

flow through the tube bundle and characterize the behavior of vortices behind tubes, and the levels of turbulence.

As regards the determination of the coefficient of heat transfer under conditions of forced convection, the most common method is the method of electrochemical technique. While the use of electrochemical method and the analogy of heat and mass transport to determine the intensity of heat transfer is known since the 50 years, there are few papers describing its use for direct testing of heat exchangers. Lin [11] investigated the process of mass transfer in a bubble column and Macbeth [12] investigated the heat transfer process in heat exchanger model. Mickley [13] set the local heat transfer coefficients in a shell-and-tube heat exchanger. Nieva and Böhm [16] investigated the mass transfer on the surface of a single cylinder, as well as cylinders arranged in parallel and staggered arrangements. Bieniasz [1, 2] occupied by the use of electrochemical methods to the study of the mass transfer systems with different geometries, such as cylindrical segments of channels, or laminated rotor rotary regenerator. In his works have been compiled literature data, described in detail the electrochemical processes and methods for their use in experimental studies. The electrochemical method is based on the Colburn-Chilton analogy of heat and mass transfer. In addition to the work of Bieniasz, a detailed description of this method and the mentioned analogy can be found in papers of Mizushima [14] and Wilk [21, 22], who used an electrochemical method in the study of heat and mass transport in minichannels.

While the presence of tube for single-phase flow causes non-uniformity in the flow of fluid, the homogeneity properties of the fluid is not in doubt. In the case of two-phase flow in the shell side flow structure appear to differ markedly from those of the flow inside the tubes. It is therefore appropriate for identification of how asymmetry distribution of the heat transfer on the tube surface is a result of the presence of obstacle, and is that determined by the asymmetrical distribution of the phases around tube. Two-phase flow in the shell side is characterized by significant non-uniformity of flow around the tube bundle and the occurrence of non-homogeneous areas. As a result, unevenness of the two-phase flow becomes an important parameter for describing the flow of a mixture of gas-liquid two-phase in the tube bundle, and its identification is important for the design and operation of heat exchangers.

So far, studies presented in the literature were carried out in the experimental model of heat exchangers in the tube bundle, in the stabilized zone (center of the tube bundle), although in the actual shell-and-tube heat exchangers, the cross-flow can occur only in a few rows of tubes (between adjacent edges of the baffles is often only a few rows of pipes). Therefore, it is important to study the flow in tube bundle, particularly in the run-up zone in which there is an evolution of the flow.

The aim of this work is to estimate the effect of flow parameters on the conditions of heat exchange through simultaneous measurements using electrochemical methods (determination of mass transfer coefficient and further by Chilton-Colburn analogy heat transfer coefficient) and DPIV (determination of velocity fields). Unlike the research methodology presented in the literature, simultaneous measurement of both characteristics allows for a more accurate interpretation of the relationship between heat-flow dependencies.

## 2. Experimental setup and research methodology

The main element of the experimental setup on which performed the research were two sets of tube bundles made of plexiglass, each with the five rows of tubes in a staggered and in-line geometry. Tube bundle was made of the transparent cylinders having a length of 60 mm, a diameter of 15 mm and a pitch  $t/d = 1.66$ . The scheme of the setup presented on Figure 1.

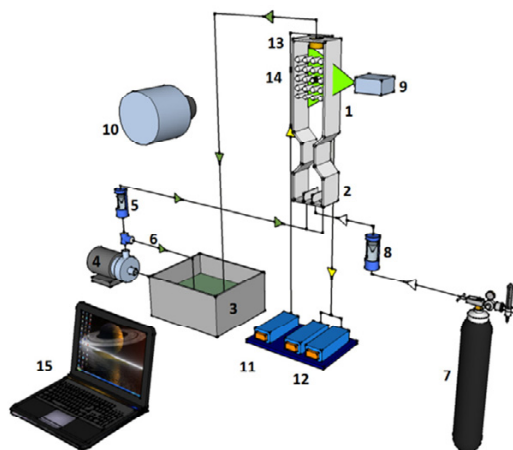


Fig. 1. Experimental setup: 1 – tube bundle, 2 – mixing chamber, 3 – expansion vessel, 4 - pump, 5,8 - rotameter, 6 – bypass, 7 – nitrogen tank, 9 – laser, 10 – digital camera, 11, 12 – capture/control system for current and voltage, 13 – anode, 14 – cathode

Through the tube bundle is flowed a two-phase mixture of gas-liquid. The different series of measurements differed flow rates of liquid and gas, respectively, in the range of 800-1200 dm<sup>3</sup>/h and 10-60 dm<sup>3</sup>/h. The concept was based on the studies visualizing the flow around the tube and to define the intensity of the heat transfer on the surface of selected tube. The use of optical measurement methods allowed the visualization and characterization of heterogeneity of the two-phase flow around the tubes. The use of electrochemical methods allowing



to determine the intensity of the heat transfer on the surface of the tubes. The combination of these two measurement methods is an attempt to clearly identify the impact of heterogeneity of two-phase mixture flow around the tube on the local value of heat transfer coefficient on surface of the tube.

In order to use the DPIV measurement technique, in the flow was added tracer polyamide particles having a diameter of 20  $\mu\text{m}$ . The flow area illuminated by the laser power of 1 W, producing a light beam having a wavelength  $\lambda = 532$  nm. Illuminated flow area was recorded with a CMOS camera under resolution of 1024 $\times$ 1024 pixels and a sampling frequency 462 fps.

Measurements of velocity fields using DPIV relied on image registration of the flow, which were then subjected to digital processing and image analysis [20]. The aim was to obtain information about changes of flow characteristics for different flow rates of phases and comparison of results for two tube bundle geometries. Images recorded for the area around the individual tubes arranged in the third row in the bundle.

For the measurements used electrodes immersed in a solution of an equimolar mixture of  $\text{K}_3\text{Fe}(\text{CN})_6$  and  $\text{K}_4\text{Fe}(\text{CN})_6$ , in the presence of sodium hydroxide as base electrolyte. The concept was based on the test measurement of the current flowing through the cathode disposed on the surface of the tube with increasing voltage applied to the system. The applied electric system allowed to provide a specific, growing by leaps and bounds and stabilized DC voltage flowing through the electrolyte solution between the cathode and the anode. The measured values were used to determine the polarization curves, using the specified current limit plateau, used for determination of the mass transfer coefficient [1, 21]. Then used the Colburn-Chilton analogy of heat and mass transfer determining the heat transfer coefficient, which allowed the calculation of the heat transfer on the surface of the tubes.

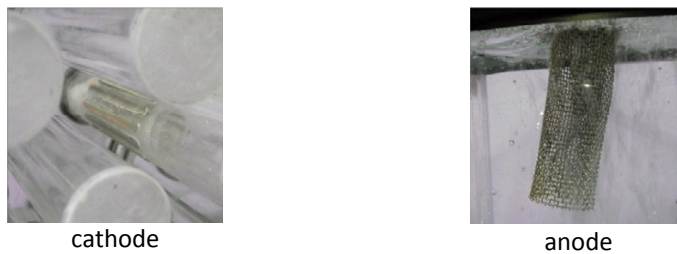


Fig. 2. View for nickel electrodes – cathodes and anode

In order to investigate the size of stagnation zones, analyzed a representative area of a square, which lower side coincides with the diameter of the test tube. In this zone specified the percentage of stagnation zones in relation to the whole area. To do this, set the threshold of gray value above which was a stag-

nation zone and made binarization. In this way, these stagnation zones were white and all other areas had black color. In order to determine the volume fraction of stagnation zone, counted number of pixels in two colors. The image processing steps of the analysis of stagnation zones shows figure 3.

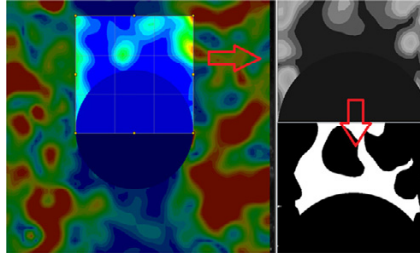


Fig. 3. Calculation of the size of the stagnation zones

### 3. Analysis of the results

#### 3.1. Velocity distribution and stagnation zones

The velocity fields for the flow over in-line tube bundle have a clear distinction to the areas of high velocity between the tubes, and the areas where the velocity is much lower than that occur above and below the tube (Figure 4). In the case of in-line tube bundle bubbles are free to flow upwards, not encountering an obstacles. This results in the average velocity for the interrogation area is higher than in a staggered arrangement.

For the in-line arrangement, it is clearly visible areas between the tubes where there is upward flow, undisturbed by obstacles. However, sometimes there are vectors directed downward or toward the sides of the interrogation area. This shows that despite the constant geometry of the arrangement and the steady state, two-phase flow is irregular. This irregularity increased with increasing gas phase flow rate. For higher gas flow rates observed clearer separation between stagnation zones and rising flow areas. Also in these cases often observed flow in a direction different than rising.

Velocity fields of the flow in the staggered tube bundle, in comparison to in-line arrangement are characterized by a smaller differentiation. Floating bubbles encounters the tubes through which their rising velocity decreases, but the velocity distribution is uniform and stagnation zones are decreasing. This results in that the average velocity for a given area is lower compared to the in-line arrangement, but the contact areas of the tubes themselves with stagnation zones occurs only after tubes. It was observed a clear decrease in the size of the stagnation zone with increasing gas flow rates. With an increase in the liquid flow

rates, this phenomenon was no longer so clearly observed. It was also found that the area of stagnant zones is irregular and its shape changes dynamically. The analysis results in the form of percentages of stagnation zones in the studied areas showed on figure 5.

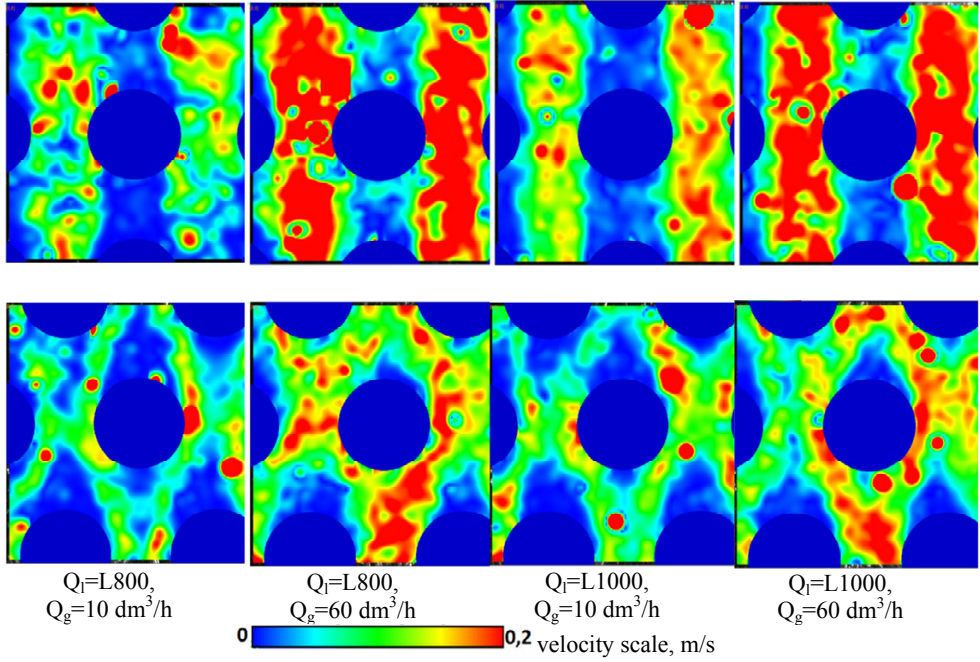


Fig. 4. Selected velocity fields for in-line (top) and staggered bundle geometry (bottom)

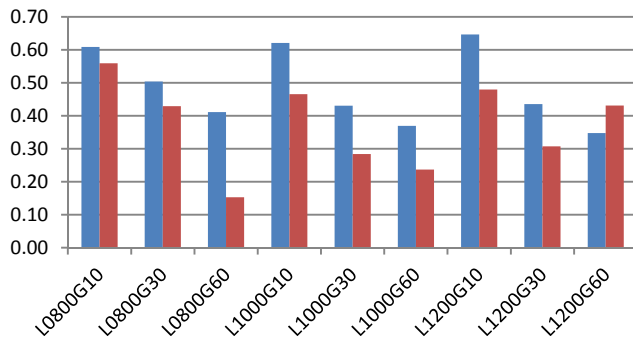


Fig. 5. Percentage of stagnation zones in the interrogated areas for in-line (blue) and staggered (red) tube bundle geometry

### 3.2. Distribution of heat transfer coefficient

Nusselt number value measured at the surface of the tube in the bundle is determined by the number preceding tubes. This value is increased from the first row to about fifth, then remains constant. Based on the distribution graphs of local Nusselt number values that are equivalent to the dimensionless heat transfer coefficient, an assessment of the heat transfer on the surface of the tested tubes was made. Conducted an analysis of the impact of changes in liquid and gas flow rates, and the type of tube bundle arrangement, staggered and in-line, on the intensity of heat exchange. The Figures 6 and 7 show a comparison of average Nusselt number of the measured values over the circumference of the tubes for the in-line and staggered tube bundle.

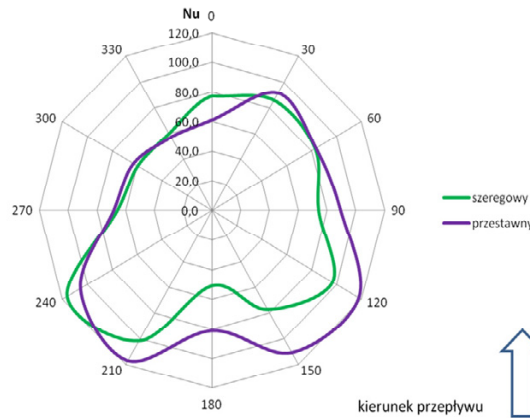


Fig. 6. Averaged Nusselt numbers of all flow rates for both tube bundles

The top part of the tube, near 135° and 225°, where the two-phase mixture stream was breaking on its surface, the local Nusselt numbers had the highest values.

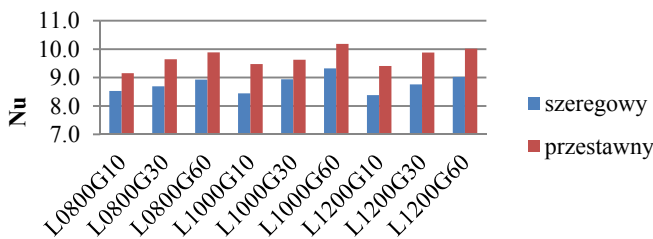


Fig. 7. Comparison of the results of calculation of the average Nusselt number for in-line and staggered tube bundle

This relationship was observed for all measurements, and the both tube bundles. In the case of the staggered bundle unevenness was smaller than in the case of in-line bundle. This relationship is shown in figure 8.

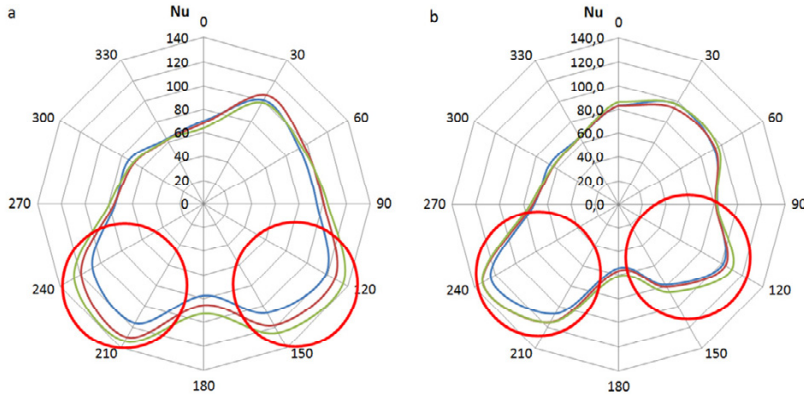


Fig. 8. Local maxima of Nusselt number for staggered (a) and in-line (b) tube bundle

Also in the vicinity of  $135^\circ$  and  $225^\circ$  observed the biggest impact of changes in the flow parameters on the Nusselt numbers. The smallest change in this value occurred behind tube. This relationship, shown in Figure 9. It has been found that uneven distribution of Nusselt number decreased with increasing flow rates of individual phases.

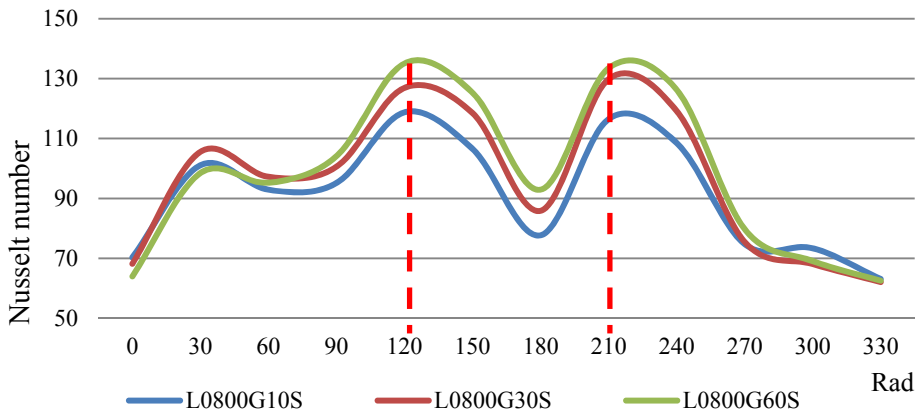


Fig. 9. Change the value of Nusselt number as a function of flow rate of the gas phase

## 4. Conclusions

Velocity fields for the area around the individual tubes show great similarity in the nature of movement for all the flow rates. There was a variety of vortex structures, single, in pairs, symmetrical and asymmetrical. A characteristic feature of flow in the tube bundle are the stagnation zones are present behind tubes. In these zones the flow rate is much lower than in other areas. Visualization of two-phase flow in the tube bundle enabled the evaluation the size of the surface zones of stagnation located behind tubes. Based on a comparison of the shares by volume of stagnation zones can be evaluated heterogeneity of flow depending on the volume of the void fractions of individual phases. During the study found that those zones have a much greater area for the in-line tube bundle and the largest differences were observed for higher values of the flow rates and in areas located in front of the tubes. Observed decrease in the size of the stagnation zone with the increase of the gas flow rate. With an increase in the liquid flow rate, this phenomenon was no longer so clear. It was also found that the area of stagnant zones is irregular and its shape changes dynamically. In-line tube bundle is characterized by a much more non-uniform flow rates as compared to a staggered one. Bubbles rising up between the tubes do not face any obstacles by which achieve higher flow velocities. For the staggered geometry average and maximum velocities were significantly lower.

The results of measurements of the heat transfer shown that for the two-phase flow the geometry of tube bundle used in the construction of the heat exchanger has a significant effect on the intensity of heat transfer. Comparing the results of all measurements for in-line and staggered geometry, with the same ratio  $t/d = 1.66$  was determined that the staggered tube bundle is by about 9% more efficient than a in-line geometry. Observed flow structures, including primarily the rising bubbles that disturb the velocity field, have a significant impact on the process of mass and heat exchange in tube bundle. It was observed a large effect of the change of the gas phase flow rates on the Nusselt numbers. The calculation results showed that the presence of even a small flow rate of the gas phase has a great influence on the intensity of heat transfer, making it impossible to simplify the calculation methods and the selection of the heat exchanger used for the calculation models of single-phase systems in which there are two phases.

## References

- [1] BIENIASZ B., Short ducts consisting of cylindrical segments and their connective mass/heat transfer, pressure drop and performance analysis., *Int. J. Heat Mass Transfer*, t. 41, s. 501-511, 1998.

- [2] BIENIASZ B., Konwekcyjna wymiana masy/ciepła w płytkowych wirnikach regeneratora obrotowego, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2005.
- [3] BURNSIDE B.M., MILLER K.M., MCNEIL D.A., BRUCE T., Flow velocities in an experimental kettle reboiler determined by particle image velocimetry, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 48 s. 1000–1016, 2004.
- [4] CORNWELL K., DUFFIN H.W., SCHULLER R.B., An experimental study of the effects of fluid flow on boiling within a kettle reboiler tube bundle, ASME Paper No 80-HT-45, 1980.
- [5] CORNWELL K., DUFFIN H.W., SCHULLER R.B., An experimental study of the effects of fluid flow on boiling within a kettle reboiler tube bundle, ASME Paper No 80-HT-45, 1980.
- [6] GRANT I.D.R., CHISHOLM D.: Two phase flow in the shell side of a segmentally baffled shell and tube heat exchanger. *Journal of Heat Transfer* No. 101, p. 38–42, 1979.
- [7] IWAKI C., CHEONG K. H., MONJI H., MATSUI G., PIV measurement of the vertical cross-flow structure over tube bundles, *Experiments in Fluids* No 37, p. 350–363, 2004.
- [8] IWAKI C., CHEONG K. H., MONJI H., MATSUI G., Vertical, bubbly cross-flow characteristics over tube bundles, *Experiments in fluids* No 39, p. 1024–1039, 2005.
- [9] KONDO M., NAKAJIMA K.: Experimental investigation of air – water two phase upflow across horizontal tube bundles. *Bull JSME* Vol. 23, No 177, p. 385–393, 1980.
- [10] LEONG L.S., CORNWELL K. Heat transfer coefficients in a reboiler tube bundle, *The chemical engineer*, No 343, p. 219–221, 1979.
- [11] LIN, C., CHIU, P.H., SHIEH, S.J., Characteristics of horseshoe vortex system near a vertical plate-base plate juncture. *Experimental Thermal and Fluid Science* 27, 25–46. 2002.
- [12] MACBETH R., Application of the diffusion controlled electrochemical mass transfer modeling technique to the systematic acquisition of heat exchanger design data, Atomic Energy Establishment, Winfrith, 1972.
- [13] MICKLEY N. Local shell-side coefficients in shell and tube heat exchangers - the use of mass transfer technique, submitted for the degree of Doctor of Philosophy, University of Aston, Birmingham, 1973.
- [14] MIZUSHIMA T.: The electrochemical method in transport phenomena, *Advances in Heat Transfer* 7, 87–161, 1970.
- [15] NAKAJIMA K. Boiling heat transfer outside horizontal multitube bundles, *Heat Transfer-Jap. Res.*, Vol. 7, No 1, p. 1–24, 1978.
- [16] NIEVA I., BOHM U., Mass transfer at vertical and horizontal arrangements of cylinders normal to the flow., *Latin American Journal, Heat Mass Transfer*, nr. 4, s. 109–119, 1985.
- [17] NOGHREHKAR, G.R., KAWAJI, M., CHAN, A.M.C.: Investigation of two-phase flow regimes in tube bundles under cross-flow conditions, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 25 No 5, p. 854–874, 1999.
- [18] OLINTO C.R., INDRUSIAK M.L.S., ENDRES L.A.M., MOLLER S.V.: Experimental study of the characteristics of the flow in the first rows of tube banks. *Nuclear engineering and design* No 239, p. 2022–2034, 2009.
- [19] PAUL S.S., TACHIE M.F., ORMISTON S.J., Experimental study of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle using particle image velocimetry, *Int. J. Heat Fluid Flow* No 28, p. 441–453, 2007.
- [20] Raffel M., Willert Ch. E., Kompenhans J.: *Particle Image Velocimetry: a practice guide*, Springer, Berlin 1998.
- [21] WILK J., Mass/heat transfer coefficient in the radially rotating circular channels of the rotor of the high speed heat regenerator. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 1979–1988, 2004.
- [22] WILK J., Experimental investigation of convective mass/heat transfer in short mini channel at low Reynolds numbers., *Experimental Thermal and Fluid Science*, nr 33, s. 267–272, 2009.





# **CASINGS DESIGNS FOR SUPERCRITICAL STEAM TURBINES AIMED TO DECREASE THE THERMAL STRESSES**

Wojciech Kosman

Institute of Power Engineering and Turbomachinery, Silesian University of Technology,  
ul. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, wojciech.kosman@polsl.pl

The research described in the chapter concerns thermal stresses in supercritical steam turbines. The application of the new materials that are able to operate at high temperature levels are not the only solution to the thermal stresses. Designs exist that allow to lower the temperature and stresses in the main components of the turbines. The application of these designs makes it possible to increase the live steam temperature and consequently improve the power generation efficiency. The chapter discusses the possible range of the casings protection. In particular it describes a system of the cooling that involves additional flows of the steam inside the turbine. The research bases on the thermal and strength analysis performed for steady and transient operation.

## **1. Introduction**

In order to protect the main components of the supercritical steam turbines against the overheating several designs were adapted from the gas turbine industry. This is because the levels of the temperature in the gas turbines is considerable higher [1]. The designs include first of all the thermal screens and the cooling systems [2].

A thermal screen separates the surfaces of the main components of a turbine (the inner casing and the rotor) from the main flow. An example is shown in fig. 1a. The steam path in the figure includes shrouded blades - blades with components at their tips and roots that strengthen the design and make it more stiff. If the shrouds are extended to cover more of the surface just like shown in the figure they become thermal screens. The surfaces of the inner casing and the rotor are exposed not to the main flow at the high temperature and velocity but to the flow under the shrouds at much lower velocity. In this case the heat transfer at the surfaces is much less intensive. The advantage of thermal screening is

evident during transient conditions, especially start-ups, when they allow shorter start-up periods.

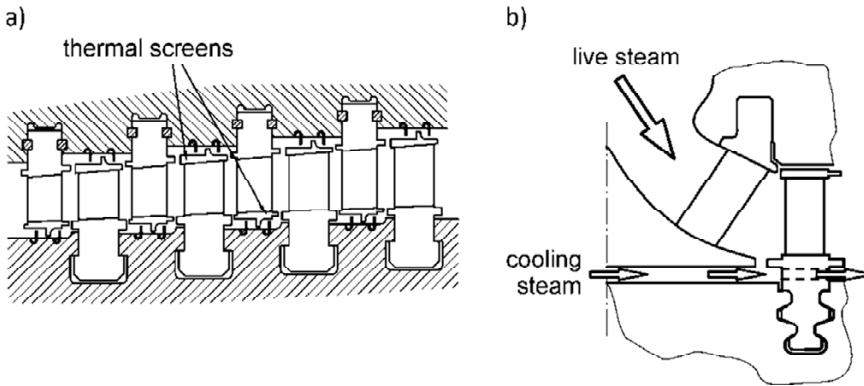


Fig. 1. Thermal screens and cooling system in steam turbines

Another design adapted from the gas turbines is a cooling system [3]. There is a number of components that are subject to the cooling: the live steam pipes at the inlet to the turbine, the first stage of the rotor, the blade roots etc. The solution shown in fig. 1b refers to the cooling of the rotor in the live steam inlet area. It is worth to notice that the cooling system is combined with the thermal screen - the cooling steam flows under the extended shrouds in the first stage rotor blade.

## 2. External sources of the cooling steam

When considering the cooling system in the steam turbines the main problem is the source of the cooling steam. The adaptation of the designs from the gas turbines to the steam turbines is not straightforward since the basic arrangement of the components in the steam and the gas turbine cycles is different. In the gas turbines the cooling air is extracted from the last stage of the compressor that is located directly near the expander. The cooling air has higher pressure than the exhaust gas from the combustor, which makes it possible to inject the cooling flow into the main flow.

There is no such a possibility in the steam turbines. The working fluid is compressed in the pumps, where the flow exists of the feed water and not the steam. A solution similar to the gas turbines may only be applied to the intermediate part of the steam turbine. It is shown in fig. 2a.

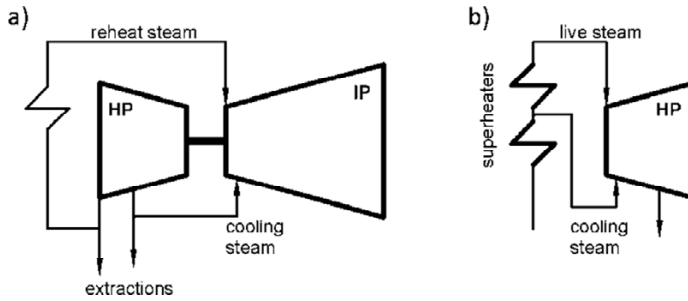


Fig. 2. Sources of the cooling steam

The cooling steam for the IP part is taken from the extraction of the HP turbine. The two requirements for the cooling steam are then met. Its temperature is lower than the temperature of the main flow because the temperature in the extraction is lower than that of the reheated steam. Also the pressure of the cooling steam is higher because it is taken from the location situated upstream of the HP outlet.

The cooling system in the high-pressure part involves not only the turbine but also the steam boiler as shown in fig. 2b. The cooling flow is taken from the pipe between the stages of the superheater exchangers in the boiler. The cooling flow bypasses the last superheater stage and thus has lower temperature than the live steam, while remaining at slightly higher level of the pressure.

The systems presented above may be used to lower the temperature of the rotor and the inner casing depending on the direction of the flow of the cooling steam. In fig. 1b the cooling steam flows in a channel between the rotor and the inner casing, which allows to extract the heat from both of the components. This is a most common solution adapted from the gas turbine designs. Another solution was discussed in [4]. The external cooling steam was delivered to the area between the inner and the outer casing. This system replaces the traditional flow of the steam from the seals. It is especially effective for the outer casing since it notably lowers the temperature of the steam at the inner surface of the outer casing. The additional steam changes also the intensiveness of the heat transfer at the outer surface of the inner casing.

### 3. Internal cooling system

The most problematic disadvantage of the external cooling systems is the additional piping outside of the turbine. The cooling steam must be extracted from a point of the thermodynamic cycle of the appropriate parameters and then delivered to the cooled area. This is especially difficult in the HP part where the additional pipe must connect the turbine and the boiler. In order to avoid this

problems another cooling systems are under development that use the internal flows as a mean of a cooling [5].

An arrangement of such a system is shown in fig. 3. The system aims to cool the area between the inner and the outer casing in the area close to the live steam inlet. The cooling steam is simply extracted from one of the stages of a turbine. In the particular case analyzed in this chapter the cooling steam is taken from the outlet of the fourth stage of the expander. The steam then flows into the area between the casings. The inner surface of the outer casing and the outer surface of the inner casing are exposed to this cooling steam.

Further the cooling steam enters the area between the inner casing and the rotor. This area is located between the first and the second labyrinth packing. The sealing in the fig 3. is drawn schematically and in a particular design may have different form.

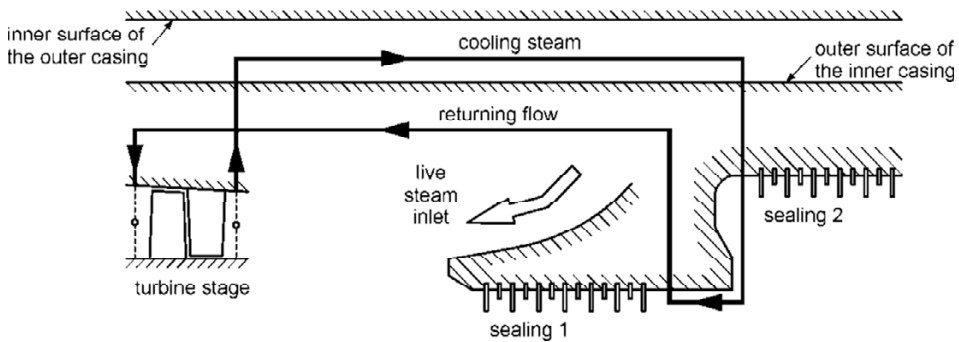


Fig. 3. Internal cooling system

The flow of the cooling steam in the counter-flow direction (in reference to the direction of the main steam) is possible due to the pressure level set in the area between the sealing 1 and 2. The geometry and the size of the first sealing is chosen in order to maintain the pressure loss that causes the steam pressure to fall below the pressure in the turbine stage where the cooling steam is extracted from.

Furthermore the cooling steam returns to the main steam path. Its flow is forced into the cross-section located downstream of the cross-section where it is extracted from. In figure 3 the cooling steam returns to the steam path right after the next turbine stage counting from its extraction point. Again the flow is forced due to the pressure difference between the area in the sealing gap and the downstream turbine stage.

A particular design of the inner casing with the internal cooling system is shown in fig. 4. The casing is split vertically into two symmetrical parts (left and right [6]). The casing has several extraction holes for the cooling steam in

the radial direction. The number and the size of the holes determine the amount of the cooling flow.

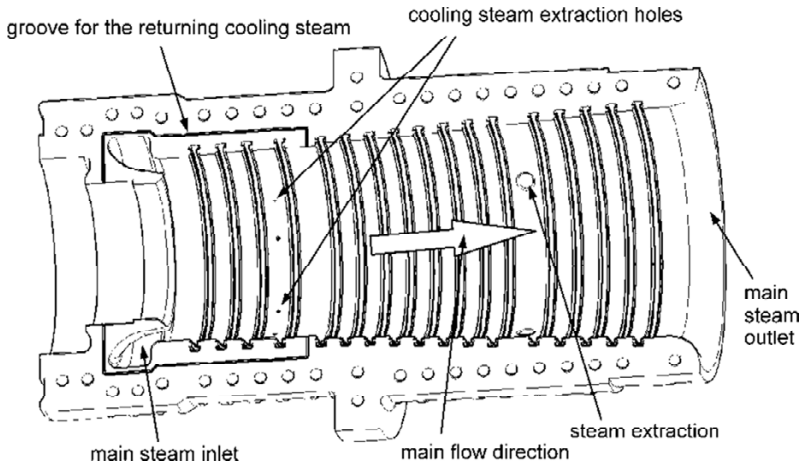


Fig. 4. Inner casing with the internal cooling system

The cooling steam returns to the main steam path through the grooves located at the split surface of the casing parts. Again, the width and the depth of the grooves determine the amount of the cooling flow. The returning flow cools also the inlet area of the casing, although it applies to the area near the vertical split of the casing only.

The main effect of the cooling flow presence is explained in fig. 5. The figure presents a comparison between a turbine without and with an internal cooling.

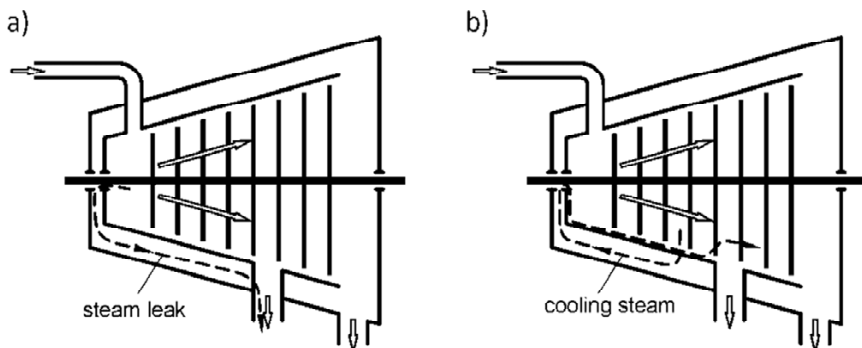


Fig. 5. HP turbine without (a) and with the internal cooling system(b)

In the first case (fig. 5a) a part of the leakage flow that leaves the sealing in the inner casing flows into the area between the inner and the outer casing. It further leaves the turbine through the first extraction pipe. Although the velocity of the flow is low and causes low intensive heat exchange, its temperature is very high, which results in notable thermal stress in the outer casing.

The presence of the cooling flow reduces this disadvantage. The outer casing is now exposed to the steam at much lower temperature (fig. 5b). As a result the thermal stress is lower and the thickness of the outer casing may be lower as well. Also the requirements for the material for the outer casing are lower (for example its maximal operating temperature), which lowers the manufacture costs.

However application of the cooling flow in the area between the inner and the outer casing is not a design without the negative aspects. The most problematic issue is the change of the heat transfer conditions at the outer surface of the inner casing. The casing without the cooling is exposed to the steam of a similar temperature on both sides (the inner and the outer side) in the area of the live steam inlet. Since the thermal stress depends on the temperature difference on both sides of the analyzed body in this case the stress is kept at a relatively low level. When the cooling flow is forced at the outer surface of the inner casing it lowers the temperature and intensifies the heat exchange due to the higher velocity of the flow. Therefore the amount of the cooling steam has to be carefully selected in order not to worsen the thermal and strength state of the casing.

## 4. Cooling system in the steady state

The effects of the cooling system depend first of all on the parameters of the cooling flow. In the particular example analyzed here the cooling steam is taken from the area directly after the fourth stage. It returns to the main flow after the fifth stage. Figure 6 shows the parameters of the extraction and the return points on the expansion line of the high pressure turbine part.

It is assumed that the size and the geometry of the first sealing are selected with the respect to the pressure between the extraction and the return points. In other words the pressure losses in the first sealing guarantee that the steam pressure at the outlet of the sealing is between the pressure levels of the two points. The expansion line shown in fig. 6 was determined in a numerical model of a supercritical steam turbine [7]. The model involved all of the components of the cycle but the results are limited here to the HP section only.

The results from the cycle analysis create the input data for the thermal and strength analysis of the inner casing. The basic set of the boundary conditions is shown in fig. 7. The figure presents also the finite element mesh used in the calculations. The thermal strength analysis is to determine the possible effect of

the cooling through the comparison of the stresses in the cooled and uncooled casing. Therefore a simplified model may be applied. The casing itself is modeled as axisymmetric part. The grooves for the diaphragms have less geometrical details. The analysis involves thermal stresses and mechanical stresses caused by the pressure of the steam.

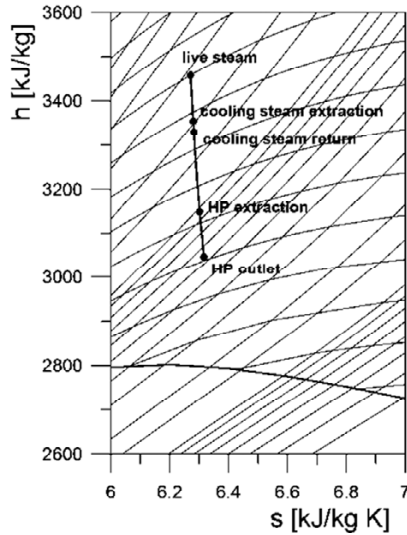


Fig. 6. Expansion line in the turbine

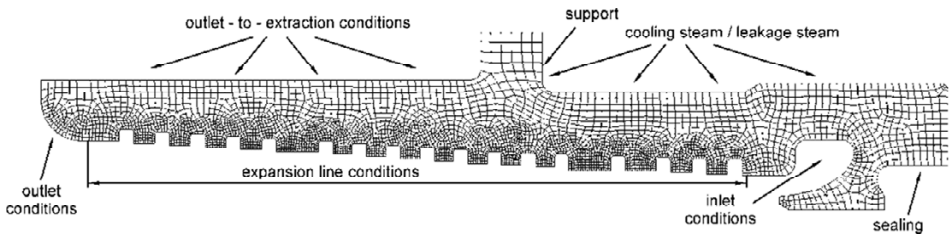


Fig. 7. Boundary conditions and mesh for the thermal-strength analysis

The results of the calculation for the steady state are shown in fig. 8. The figure presents the distribution of the effective stress (von Mises stress) for the operation under the full load for the casing without and with the cooling system.

The distribution of the stress is similar although lower stresses are observed for the cooled casing. The maximum value of the stress is 151 MPa for the cooled casing and 169 MPa for the uncooled one. This is about 10% difference. However the cooling system has got more impact on the outer casing. The temperature of the steam between the casing changes from 590 °C for the uncooled

turbine to 538 °C. It means that the requirements for the maximum temperature of the operation for the material of the outer casing differ by over fifty degrees. This is a crucial issue when selecting the appropriate material.

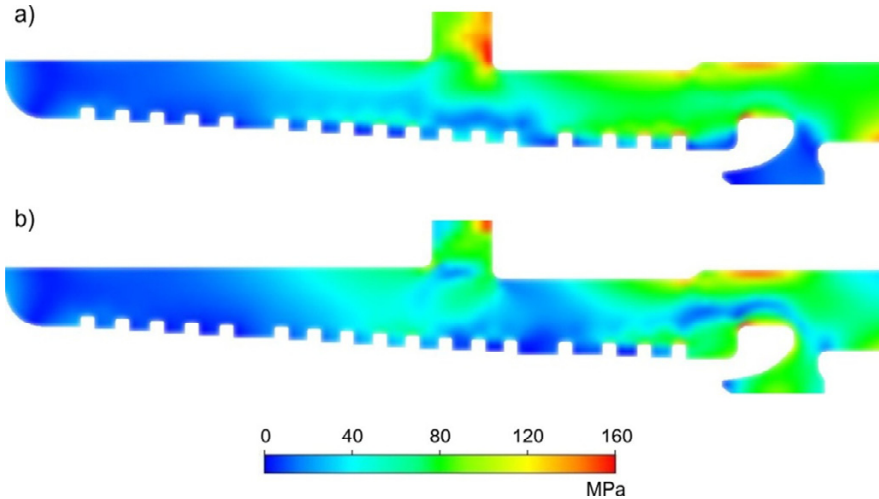


Fig. 8. Stress in the inner casing without (a) and with the internal cooling system(b)

Further decrease of the temperature between the casings is even better for the outer casing. However problems arise with the inner casing. This is because the lower the temperature the higher the temperature difference across the wall of the inner casing and this results in higher thermal stresses. This is shown in fig. 9.

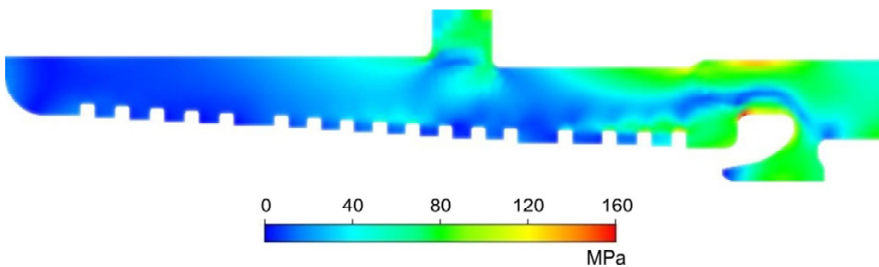


Fig. 9. Stress in the inner casing for the lower temperature of the cooling steam

Figure 9 presents the distribution of the stress for the casing with the internal cooling system. This time the cooling steam is extracted one stage further



then in the previous example (fig. 8b). The cooling flow is taken from the outlet of the fifth stage of the turbine and returns to the main flow after the sixth stage. The temperature of the cooling flow is 520 °C (compared to 538 °C in the previous case). It is assumed that the first sealing is expanded to maintain the appropriate pressure in the frontal area of the casing between the sealing number 1 and 2. When the figure 9 is compared with the fig. 8b the distribution of the stress seems more uniform. However the stress at the inner surface of the casing near the inlet of the live steam is now considerable higher - it is 200 MPa. This is 30% higher value then before.

## 5. Turbine start-up

The cooling system changes the heat transfer in the transient states as well. The analysis described here involves a modeling of a start-up, which is the most common yet harsh transient process. The start-up is performed according to the start-up curves prepared by a manufacturer. An example of such a curves is shown in fig. 10.

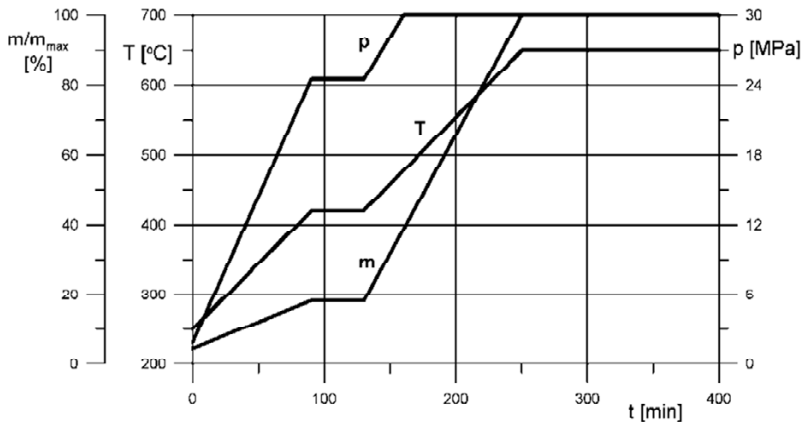


Fig. 10. Start-up curves for the analyzed turbine

The final results of the thermal-strength analysis are shown in fig. 11. The graph in the figure shows the effective stress (von Misses stress) during the start-up in the casing with and without the cooling system. The lines in the fig. 11 refer to the point of the casing where stress reaches the highest value during the whole period of the start-up. The difference is almost 60 MPa, which is over 30%. It should be noted that the design without the cooling may not be suitable at all in this case because of the stress limits for the material.

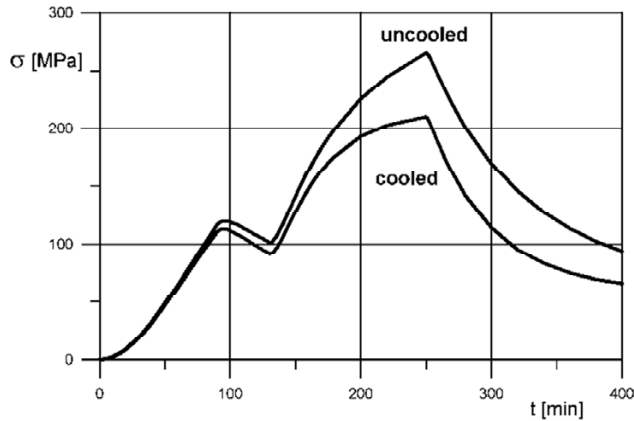


Fig. 11. Stresses during start-up in the inner casing without and with the internal cooling

## 6. Final remarks

The designs of the supercritical steam turbines are taken from the gas turbines but adopted in forms very far from the original solution. The analysis described here proves that it is indeed possible to lower the thermal stress simply by applying an appropriate design. Of course it is not possible to lower the stress to the level of the subcritical steam turbines. However the combination of the appropriate material and the designs allows to increase the live and reheat steam temperature in order to achieve high efficiency of the electric power generation.

### ACKNOWLEDGEMENTS

The results presented in this chapter were obtained from research work co-financed by the National Centre of Research and Development in the framework of Contract SP/E/1/67484/10 - "Strategic Research Programme - Advanced Technologies for Obtaining Energy: Development of a Technology for Highly Efficient Zero-emission Coal-fired Power Units Integrated with CO<sub>2</sub> Capture.

### References

- [1] Knoedler R., Straub S., Scarlin B. "KOMET 650 - Investigation of Materials for Use in Steam Turbines at Temperatures up to 650°C" VGB PowerTech 3/2008.
- [2] Susta, M. R. "Latest development in Supercritical Steam Technology" PowerGen Asia 2008.
- [3] Kosman, W. "Thermal analysis of cooled supercritical steam turbine components" Energy Volume 35, Issue 2, 2/2010.

- [4] Kosman W. „The possibilities to reduce thermal loads in the casing of the supercritical steam turbines” Archives of Thermodynamics, vol. 30, no 4, 2009.
- [5] Cziesla F., Kremer H., Much U., Riemschneider J. E., Quinkertz R. „Adanced 800+ MW Steam Power Plants and Future CCS Options“ COAL-GEN Europe 2009.
- [6] Cziesla F., Beverunge J., Senzel A. “Lünen – State-of-the-Art Ultra Supercritical Steam Power Plant Under Construction” POWER-GEN Europe 2009.
- [7] Kosman W. „The influence of the external cooling system on the performance of supercritical steam turbine cycles” Archives of Thermodynamics, vol. 31, no. 3, 2010.







**Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej  
są do nabycia w księgarni  
plac Grunwaldzki 13, 50-377 Wrocław  
budynek D-1 PWr., tel. 71 320 29 35  
Prowadzimy sprzedaż wysyłkową  
zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl**

**ISBN 978-83-7493-872-3**