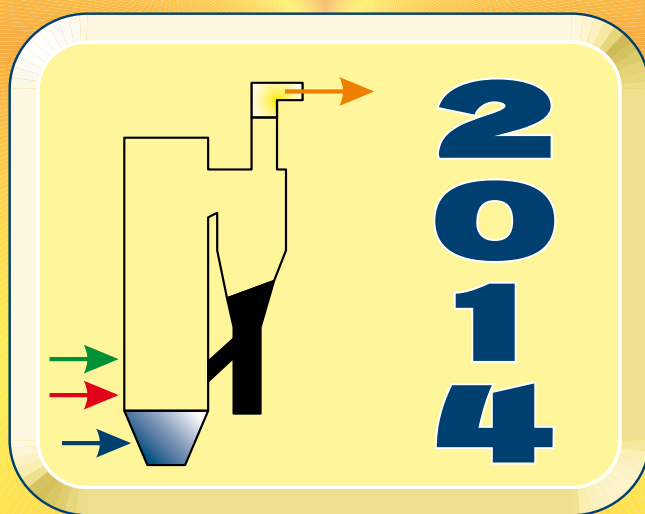


AKTUALNE ZAGADNIENIA ENERGETYKI

TOM II



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej

AKTUALNE ZAGADNIENIA ENERGETYKI

TOM II

Praca zbiorowa pod redakcją

Kazimierza Wójśa

Piotra Szulca



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2014

Recenzent
Kazimierz RUP

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
zamawianie.książek@pwr.edu.pl

ISBN 978-83-7493-873-0

Spis treści

Wstęp.....	7
Analiza procesu spalania tlenowego biomasy leśnej i agro w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej Monika Kosowska-Golachowska, Krzysztof Wolski, Łukasz Szpak, Bartłomiej Jeż, Maciej Kurzawa.....	9
Wpływ uziarnienia brykietów z biomasy na proces ich spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej Monika Kosowska-Golachowska, Krzysztof Wolski, Dominika Skrzypczyk, Małgorzata Sieradzka.....	21
Analiza właściwości fizyko-chemicznych brykietów z biomasy agro Monika Kosowska-Golachowska, Krzysztof Wolski, Małgorzata Sieradzka, Dominika Skrzypczyk, Tomasz Musiał	33
Analiza możliwości poprawy efektywności energetycznej w układzie potrzeb własnych elektrowni ciepłej Tomasz Kotlicki	45
Wpływ energochłonności procesu desorpcji na charakterystyki sprawności i efektywności ekonomicznej bloku dwupaliwowego zintegrowanego z absorpcyjną instalacją separacji CO ₂ Janusz Kotowicz, Łukasz Bartela, Dorota Mikosz	57
Ocena możliwości zwiększenia sprawności bloku dwupaliwowego zintegrowanego z absorpcyjną instalacją separacji CO ₂ poprzez zabudowę modułu ORC Janusz Kotowicz, Łukasz Bartela, Dorota Mikosz, Mateusz Brzęczek	75
The influence of the selected parameters on the efficiency and economic characteristics of the oxy-type coal unit with a membrane-cryogenic oxygen separator Janusz Kotowicz, Sylwia Berdowska	93
The thermo-economic analysis of the oxy-type the ultra-supercritical power plant with capacity of 600 MW, with the cryogenic air separation unit Janusz Kotowicz, Aleksandra Dryjańska.....	131
Thermodynamic analysis of the advanced zero-emission power plant Janusz Kotowicz, Marcin Job	149
Określenie masowego natężenia przepływu czynników wielofazowych w klasycznej zwężce pomiarowej Venturiego w ujęciu zero- i trójwymiarowym Tomasz Kowalczyk, Sebastian Kornet, Paweł Ziółkowski, Janusz Badur	189
Analiza warunków i poprawy efektywności wymiany ciepła w pionowej sondzie gruntowej	

Zbigniew Królicki, Stanisława Sandler, Bogusław Biało, Bartosz Zajączkowski	149
Uwarunkowania występowania maksymalnych udarów prądowych w liniach wielonapięciowych Rafał Kumala	157
Wpływ parametrów geometrycznych konstrukcji wsporczych na przebiegi przejściowe w wielotorowych liniach wielonapięciowych podczas złożonych zakłóceń zwarciovych Rafał Kumala	169
Dobór parametrów turbin gazowych małej mocy w typoszeregu na podstawie kryterium ekonomicznego Sebastian Lepszy, Tadeusz Chmielniak	181
Modeling radiative heat exchange inside hollow convex space domains Marek Lewkowicz, Ewa Pelińska-Olko, Ewa Skawińska, Jerzy Zoń	191
Coal char kinetics of oxidation and gasification reactions Robert Lewtak, Jarosław Hercog	267
On the oxygen-enriched combustion of a single coal char particle Robert Lewtak, Aleksandra Milewska	275
Modelowanie matematyczne procesu inertyzacji w silosie z biomasą Paweł Madejski, Marta Czekaj, Karol Witkowski, Henryk Kubiczek	285
Integracja układów technologicznych wykorzystujących odnawialne źródła energii o generacji stochastycznej w systemie elektroenergetycznym Jacek Malko, Henryk Wojciechowski	295
Odporność stali stopowej i stopów niklu w środowisku IOS w obecności jonów rtęci Jan Masalski, Izidor Dreła, Maria Jędrusik, Bogdan Szczygieł	241
Domestic ORC micro-CHP combined with a commercial gas boiler Dariusz Mikielewicz, Jan Wajs, Jarosław Mikielewicz, Michał Bajor	251
Operation of the 900 MW power plant with the ORC supplied from three heat sources Dariusz Mikielewicz, Łukasz Bartela, Paweł Ziółkowski, Jan Wajs, Jarosław Mikielewicz	263
The mineral matter transformation in low-sulfur coal from Upper Silesia Wojciech Moroń, Dorota Nowak-Woźny, Wiesław Rybak	279

Ocena dyspozycyjności eksploatacyjnej bloków energetycznych zainstalowanych w Elektrowni Bełchatów Andrzej Oziemski, Jarosław Jędrzejczyk.....	291
Symulacja numeryczna pracy ustroju nośnego bloku energetycznego w stanie ustalonym Michał Paduchowicz, Eugeniusz Rusiński, Artur Górski, Jerzy Czmochowski.....	303
CO ₂ capture by calcium looping from the oxy-combustion Halina Pawlak-Kruczek, Marcin Baranowski, Monika Tkaczuk-Serafin.....	313
Dobór źródła napędu sprężarki CO ₂ dla referencyjnego bloku węglowego 900 MW Paweł Pilarz, Tadeusz Chmielniak.....	323
Modeling of waste heat recovery process with condensation Krzysztof Polko.....	335
On-line diagnostics and self-tuning method for the fluidized bed temperature controller Jan Porzuczek.....	347
Zastosowanie kondensacyjnego wymiennika ciepła odpadowego w bloku energetycznym Paweł Rączka, Kazimierz Wójs.....	361

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 oszczędności 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 CO₂, zwanymi technologiami CCS.

Zawarte w monografii rozdziały zostały opracowane przez specjalistów z wyższych uczelni, instytutów badawczych i przedsiębiorstw z branży energetycznej. Treści rozdziałów poruszają 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
Piotr Szulc

ANALIZA PROCESU SPALANIA TLENOWEGO BIOMASY LEŚNEJ I AGRO W CYRKULACYJNEJ WARSTWIE FLUIDALNEJ

Monika Kosowska-Golachowska, Krzysztof Wolski, Łukasz Szpak,
Bartłomiej Jeż, Maciej Kurzawa

Politechnika Częstochowska, Instytut Maszyn Ciepłych
al. Armii Krajowej 21, 42-201 Częstochowa
e-mail: kosowska@imc.pcz.czyst.pl, wolski@imc.pcz.czyst.pl, l.szpak.pcz@gmail.com

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych procesu spalania tlenowego biomasy leśnej oraz biomasy agro w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej. Badania prowadzono na stanowisku laboratoryjnym o mocy 12 kW. Pomiary wykonano w temperaturze 850 °C w atmosferze O₂/CO₂ o koncentracji tlenu w zakresie 21÷40% oraz dla porównania w powietrzu. Do badań użyto próbek kulistych o średnicy 10 mm z sosny zwyczajnej (biomasa leśna) oraz z wierzby energetycznej (biomasa agro). Przeanalizowano rozkład temperatury na powierzchni i wewnątrz próbek, czas zapłonu, czas spalania części lotnych oraz całkowity czas spalania biomasy w różnych atmosferach utleniających. Ponadto określono oddziaływanie koncentracji tlenu w atmosferze utleniającej na przebieg procesu spalania paliw biomasowych w CWF.

1. Wprowadzenie

Spalanie tlenowe paliw (oxy-fuel combustion) jest jedną z nowych technologii, która umożliwia jednoczesną produkcję energii elektrycznej oraz wychwytywanie dwutlenku węgla. Technologia ta różni się od konwencjonalnych metod spalania tym, iż zamiast powietrza do komory paleniskowej doprowadzany jest tlen o czystości co najmniej 95% oraz recyrkulowane spaliny. Koncepcja spalania tlenowego biomasy pozwoliłaby w przyszłości osiągnąć w założeniu „ujemną” emisję dwutlenku węgla do atmosfery, co wynika z dwóch czynników - przepisów UE (pakiet klimatyczno-energetyczny) [1] traktujących biomasę jako paliwo zero-emisyjne oraz zasadniczej zalety technologii CCS –

sekwestracji CO₂. Główne cele polityki energetycznej Polski związane ze spalaniem biomasy to m.in. [2]:

- wzrost udziału odnawialnych źródeł energii, w finalnym zużyciu energii, co najmniej do poziomu 15% w 2020 roku oraz dalszy wzrost tego wskaźnika w latach następnych,
- zmniejszenie emisji CO₂,
- ochrona lasów przed nadmiernym eksploataowaniem poprzez ograniczenie dostępu do biomasy leśnej dla dużych instalacji systemowych,
- zrównoważone wykorzystanie obszarów rolniczych na cele OZE,
- zwiększenie bezpieczeństwa energetycznego Polski, poprzez m.in. zwiększenie dywersyfikacji *energy mix*.

Obecnie biomasę stosuje się najczęściej do konwencjonalnego spalania w kotłach z cyrkulacyjną warstwą fluidalną (CWF), które ze względu na elastyczność paliwową, znakomicie nadają się do spalania różnego rodzaju biomasy, zarówno w mniejszych jednostkach w elektrociepłowniach, jak i w energetyce zawodowej. Od roku 2012 uruchomionych zostało kilka bloków dedykowanych do spalania biomasy m.in. blok o mocy 55 MWe z kotłem CWF w PAK Konin oraz blok o mocy 50 MWe z kotłem CWF w Elektrowni Jaworzno II, jak również największy na świecie blok z kotłem CWF spalający w 100% biomasę o mocy 205 MWe w Elektrowni Połaniec.

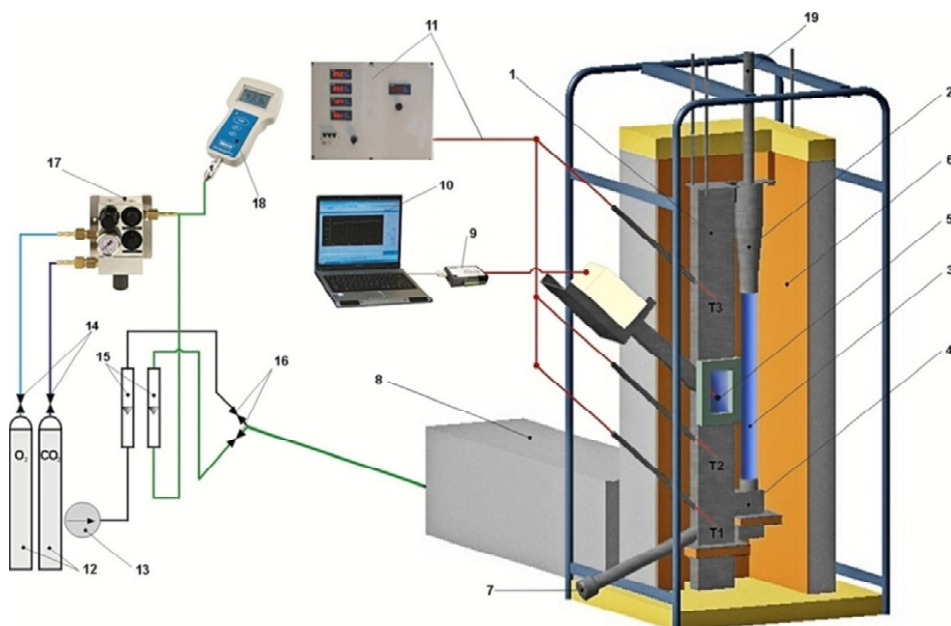
Biomasa posiada wiele zalet, do których zaliczyć można zerowy bilans emisji dwutlenku węgla, uwalnianego podczas spalania biomasy, a także niższe niż w przypadku paliw kopalnych emisje dwutlenku siarki, tlenków azotu i tlenku węgla. Główną wadą biomasy jest stosunkowo mała gęstość, utrudniająca jej transport, magazynowanie i dozowanie do kotła, jak również szeroki przedział wilgotności, utrudniający jej przygotowanie do wykorzystania w celach energetycznych. Ponadto biomasa charakteryzuje się niższą wartością opałową w porównaniu z paliwami kopalnymi [3]. Biomasa pochodzenia leśnego stanowi obecnie główne paliwo biomasowe w Polsce [4,5]. Biorąc pod uwagę, iż przepisy nakładają obowiązek spalania coraz większej ilości biomasy rolniczej (tzw. agro), m.in. w celu ochrony lasów przed nadmiernym eksploataowaniem oraz zbytym nadwyżek płodów rolnych, w niniejszej pracy porównano proces konwencjonalnego spalania biomasy agro i leśnej w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej oraz przeanalizowano proces spalania tlenowego.

Spalanie biomasy w mieszaninie O₂/CO₂, zamiast w powietrzu, powodować będzie zmianę warunków spalania, co wynika z różnic we własnościach CO₂ w stosunku do N₂, takich jak: większa gęstość i pojemność cieplna właściwa dwutlenku węgla oraz mniejszy współczynnik dyfuzji tlenu w CO₂. Alternatywna atmosfera utleniająca wpływać będzie na czas i temperaturę zapłonu, temperaturę powierzchni i środka ziarna, czas spalania części lotnych, jak również na całkowity czas spalania oraz emisję zanieczyszczeń.

2. Badania eksperymentalne

2.1. Stanowisko badawcze

Badania procesu spalania tlenowego paliw biomasowych przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym o mocy 12 kW, przedstawionym na rysunku 1. Stanowisko z cyrkulacyjną warstwą fluidalną składało się z kolumny fluidyzacyjnej (1), cyklonu (2), rury opadowej (3) oraz układu nawrotu (4). Głównym elementem stanowiska była płaska kolumna fluidyzacyjna (1) o wymiarach 680×75×35 mm.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego z cyrkulacyjną warstwą fluidalną do spalania tlenowego paliw stałych: 1-kolumna fluidyzacyjna, 2-cyklon, 3-rura opadowa, 4-układ nawrotu, 5-ziarno węgla, 6-izolacja, 7-rura spustowa, 8-nagrzewnica, 9-karta pomiarowa, 10-komputer, 11-układ pomiaru i regulacji temperatury, 12-butle z gazami technicznymi, 13-sprężarka, 14-reduktory ciśnienia, 15-rotametry, 16-zawory regulacyjne, 17-mieszalnik gazów, 18-analizator tlenu, 19-wyciąg spalin, T1–T3-termopary Pt-Rh10-Pt

Przednia ściana kolumny wykonana została ze szkła kwarcowego, umożliwiającego wizualizację procesu spalania biomasy. Kolumna obudowana została segmentami grzałek, następnie obłożona izolacją termiczną (6) i osłoną metalową. Czynnikiem fluidyzującym było powietrze lub mieszanina O_2/CO_2 , której prędkość wynosiła 5 m/s. Powietrze doprowadzane było ze sprężarki (13). Natomiast tlen oraz dwutlenek węgla do tworzenia mieszanek gazowych dostar-

czane były z butli (12) poprzez reduktory ciśnienia (14) do mieszalnika (17) firmy WITTGAS. Do ciągłego monitorowania stężenia tlenu w mieszaninie O_2/CO_2 zastosowano analizator tlenu OXYBABY[®] (18). Pomiar strumienia objętości powietrza lub mieszaniny O_2/CO_2 prowadzony był przy użyciu niezależnych rotametrów laboratoryjnych (15). Przed komorą spalania umieszczono nagrzewnicę gazów (8) w celu zapewnienia odpowiedniej temperatury w komorze spalania. System regulacji temperatury (11) stanowił układ oparty na czterech mikroprocesorowych regulatorach firmy LUMEL, pracujących niezależnie w komorze spalania i w nagrzewnicy. Pomiar temperatury w komorze spalania dokonywany był na trzech poziomach (T1-T3) za pomocą termopar Pt-Rh10-Pt, natomiast w nagrzewnicy gazów za pomocą termopar NiCr-NiAl. Do wizualizacji procesu spalania biomasy zastosowano kamerę cyfrową z możliwością nagrywania filmów w jakości HD.

2.2. Metodyka pomiarów

Po osiągnięciu przez warstwę fluidalną odpowiedniej temperatury 850°C pojedynczą próbkę biomasy wprowadzano do komory paleniskowej. Temperaturę środka i powierzchni próbki biomasy mierzono termoparami PtRh10-Pt z dokładnością do 2°C i rejestrowano w komputerze. Równocześnie z pomiarem temperatury próbki, mierzono czas zapłonu, czas spalania części lotnych oraz całkowity czas spalania paliwa.

Do badań użyto sosny zwyczajnej (biomasa leśna) i wierzby energetycznej (biomasa agro), których analizę techniczną i elementarną przedstawiono w tabeli 1. Można zauważyć, iż badane paliwa biomasowe charakteryzują się bardzo wysoką zawartością części lotnych oraz niską zawartością popiołu. Występuje w nich śladowa ilość siarki i azotu, w porównaniu do węgla, co niewątpliwie ma korzystny wpływ na emisję zanieczyszczeń.

Badania eksperymentalne spalania pojedynczych ziaren paliw biomasowych prowadzono w następujących atmosferach utleniających:

- powietrze,
- 21% tlenu + 79% dwutlenku węgla,
- 30% tlenu + 70% dwutlenku węgla,
- 40% tlenu + 60% dwutlenku węgla.

Do badań użyto próbek sferycznych o średnicy zastępczej 10 mm. Przyjęty sferyczny, modelowy kształt paliwa zapewnił porównywalność uzyskanych rezultatów eksperymentów.

Tabela 1. Analiza techniczna i elementarna paliw biomasowych

Parametr	Wierzba energetyczna	Sosna zwyczajna
ANALIZA TECHNICZNA (<i>w stanie analitycznym</i>)		
Zawartość wilgoci całkowitej, W^a , %wag.	6,9	7,0
Zawartość popiołu, A^a , %wag.	1,4	0,6
Zawartość części lotnych, V^a , %wag.	76,3	76,8
Stała część palna (obliczona), FC^a , %wag.	15,4	15,6
Wartość opałowa, Q_i^a , MJ/kg	16,82	17,63
ANALIZA ELEMENTARNA (<i>w stanie suchym i bezpopiołowym</i>)		
Zawartość pierwiastkowego węgla, C^{daf} , %	49,6	50,9
Zawartość siarki całkowitej, S_c^{daf} , %	0,03	0,01
Zawartość wodoru, H^{daf} , %	6,0	5,8
Zawartość azotu, N^{daf} , %	0,3	0
Zawartość tlenu (obliczona), O^{daf} , %	44,07	43,29

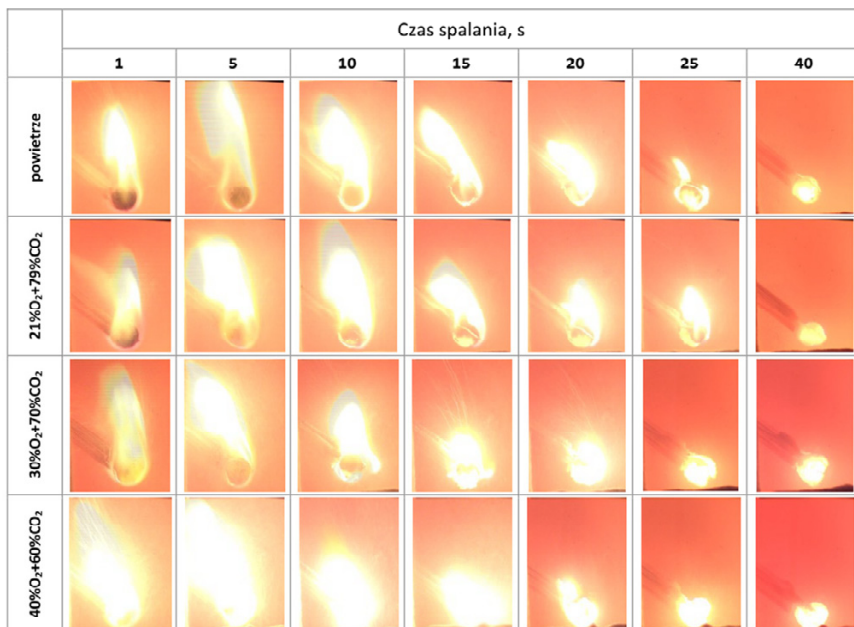
3. Wyniki badań

Celem niniejszej pracy była analiza oddziaływania atmosfery utleniającej na przebieg procesu spalania biomasy agro i leśnej w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej. Zarówno wierzba energetyczna jak i sosna zwyczajna, wprowadzona do komory paleniskowej, przechodziła przez następujące etapy:

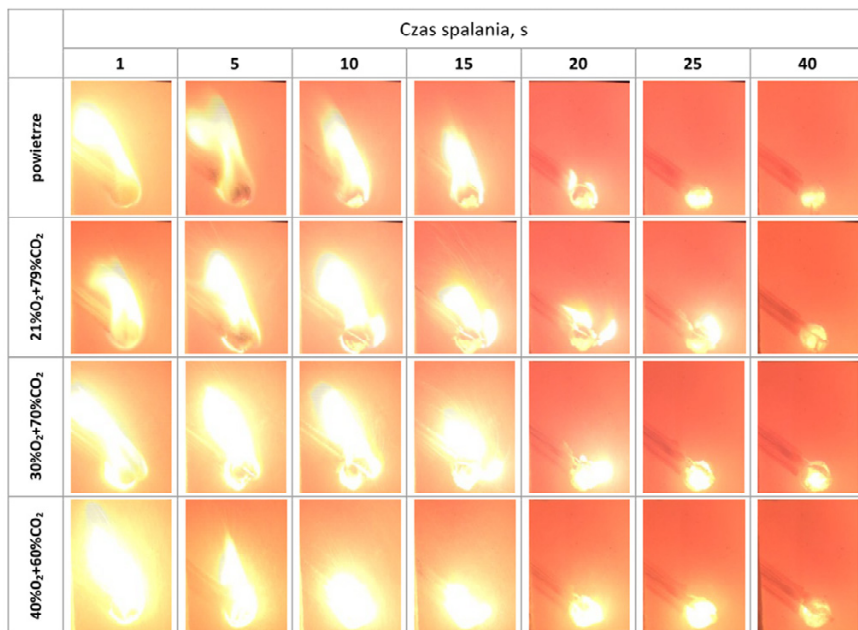
- nagrzewanie i suszenie,
- zapłon części lotnych,
- spalanie części lotnych,
- spalanie karbonizatu.

Na rysunkach 2 i 3 pokazano wizualizację procesu spalania wierzby energetycznej i sosny zwyczajnej w różnych atmosferach utleniających.

Można zauważyć, iż po wprowadzeniu próbki biomasy do warstwy fluidalnej, bardzo szybko następował zapłon części lotnych. Spalanie części lotnych charakteryzowało się wyraźnym, długim płomieniem, co związane było z bardzo dużą zawartością części lotnych zarówno w biomase leśnej jak i biomase agro. Ponadto można zaobserwować różnice w czasie trwania procesu spalania, na które wpływ miała atmosfera utleniająca. Wyższa koncentracja tlenu powodowała intensyfikację procesów chemicznych objawiającą się większą gwałtownością oraz skróceniem całkowitego czasu spalania.



Rys. 2. Wizualizacja procesu spalania próbek wierzby energetycznej w CWF w różnych atmosferach: a) powietrze, b) 21%O₂+79%CO₂, c) 30%O₂+70%CO₂, d) 40%O₂+60%CO₂



Rys. 3. Wizualizacja procesu spalania próbek sosny zwyczajnej w CWF w różnych atmosferach: a) powietrze, b) 21%O₂+79%CO₂, c) 30%O₂+70%CO₂, d) 40%O₂+60%CO₂

Tabela 2. Wyniki pomiarów podczas spalania biomasy w CWF w różnych atmosferach utleniających

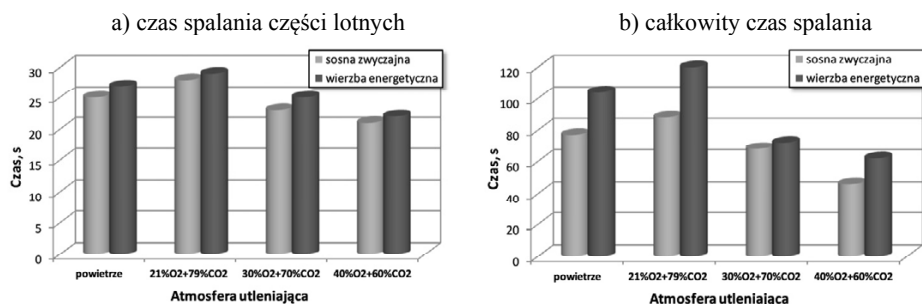
Atmosfera utleniająca	Wierzba energetyczna					Sosna zwyczajna				
	m	T_p^{max}	T_{sr}^{max}	τ_v	τ_c	m	T_p^{max}	T_w^{max}	τ_v	τ_c
	mg	°C	°C	s	s	mg	°C	°C	s	s
powietrze – pomiar 1	332	1140	1023	28	110	240	1060	1006	24	73
powietrze – pomiar 2	321	1094	1028	25	96	244	1069	1008	25	75
powietrze – pomiar 3	325	1115	1031	27	105	253	1058	1014	27	82
powietrze – średnia	326	1116	1027	27	104	246	1062	1009	25	77
21%O ₂ +79% CO ₂ – pomiar 1	324	1048	996	26	116	262	1021	1010	30	92
21%O ₂ +79% CO ₂ – pomiar 2	335	1080	1020	29	118	243	1036	1004	27	84
21%O ₂ +79% CO ₂ – pomiar 3	345	1053	1013	31	125	256	1014	1003	28	88
21%O₂+79% CO₂ – średnia	335	1060	1010	29	120	254	1024	1006	28	88
30%O ₂ +70% CO ₂ – pomiar 1	324	1234	1092	25	73	240	1220	1112	23	70
30%O ₂ +70% CO ₂ – pomiar 2	316	1286	1118	24	67	235	1218	1087	22	62
30%O ₂ +70% CO ₂ – pomiar 3	335	1252	1119	26	76	245	1224	1109	23	71
30%O₂+70% CO₂ – średnia	325	1257	1110	25	72	240	1221	1103	23	68
40%O ₂ +60% CO ₂ – pomiar 1	325	1357	1230	22	60	238	1336	1192	20	46
40%O ₂ +60% CO ₂ – pomiar 2	329	1343	1202	23	67	244	1319	1257	21	47
40%O ₂ +60% CO ₂ – pomiar 3	326	1356	1209	22	60	236	1390	1214	21	45
40%O₂+60% CO₂ – średnia	327	1352	1214	22	62	239	1348	1221	21	46

gdzie: m – masa próbki, T_p^{max} – maksymalna temperatura na powierzchni, T_w^{max} – maksymalna temperatura w środku, τ_v – czas spalania części lotnych, τ_c – całkowity czas spalania próbki

W tabeli 2 przedstawiono wyniki pomiarów ze spalania biomasy leśnej i agro w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej w różnych atmosferach utleniających. W tabeli nie uwzględniono czasu zapłonu części lotnych, który wynosił poniżej 1 sekundy dla obu paliw biomasowych podczas spalania we wszystkich atmosferach utleniających. Można zauważyć, iż masa próbek sosny zwyczajnej była o około 25% mniejsza niż wierzby energetycznej.

Na rysunku 4 porównano średnie czasy spalania części lotnych oraz całkowitego spalania próbek sosny zwyczajnej i wierzby energetycznej w różnych atmosferach utleniających. Można zaobserwować, iż czasy spalania części lotnych dla biomasy leśnej i agro są zbliżone. Najdłużej spalały się próbki w mieszaninie 21%O₂+79%CO₂, co związane było z właściwościami CO₂ w porównaniu do N₂. Utrzymanie koncentracji tlenu w mieszaninie O₂/CO₂ na poziomie 21% (jak w powietrzu) spowalniało nagrzewanie ziarna i obniżało temperaturę powierzchni i środka, co wynika z większej pojemności cieplnej CO₂ w porównaniu do N₂ oraz niższego współczynnika dyfuzji tlenu w CO₂. Wysokie stężenie dwutlenku węgla powodowało obniżenie temperatury ziarna na skutek reakcji endotermicznych, a co za tym idzie spadek szybkości wypalenia karbonizatu.

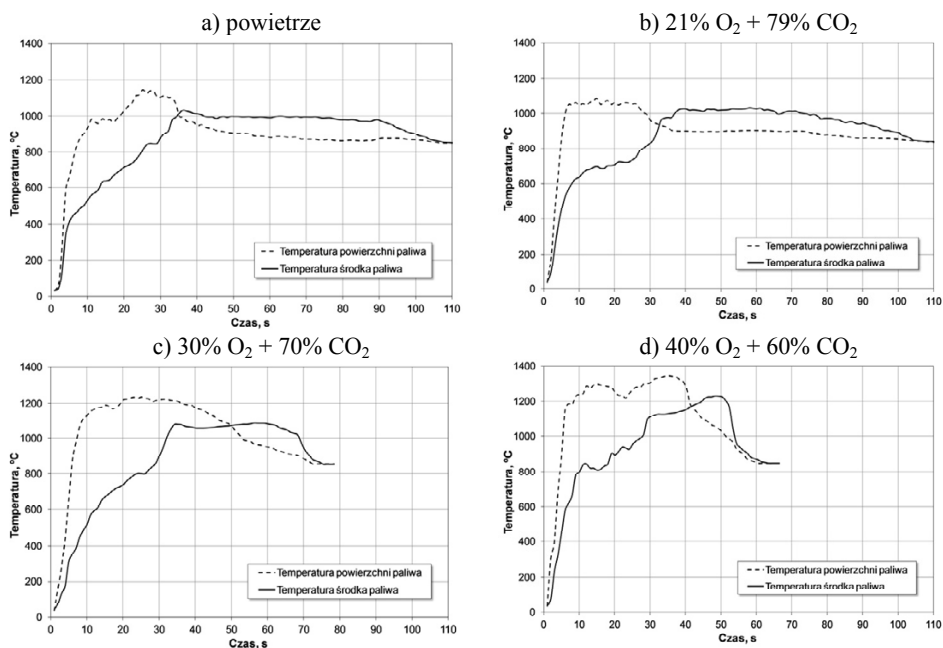
Ze wzrostem stężenia tlenu w mieszaninie O₂/CO₂ obserwowano nieznaczne skrócenie czasu spalania części lotnych oraz znaczne skrócenie całkowitego czasu spalania próbek. Podczas spalania obu paliw biomasowych w mieszaninie 40%O₂+60%CO₂ całkowity czas spalania skracał się o około 40% w porównaniu do spalania w powietrzu.



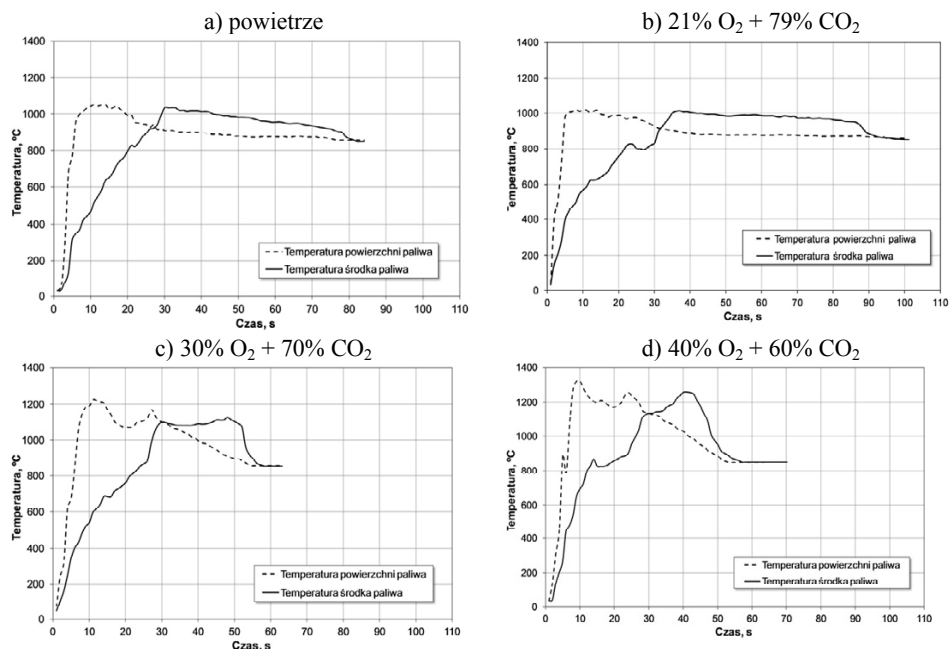
Rys. 4. Porównanie średniego czasu spalania części lotnych (a) i całkowitego czasu spalania (b) dla próbek sosny zwyczajnej i wierzby energetycznej

Na rysunku 5 i 6 pokazano przykładowe przebiegi temperatur podczas spalania wierzby energetycznej i sosny zwyczajnej w CWF w różnych atmosferach utleniających. Można zauważyć, iż podczas spalania 10-milimetrowych ziaren biomasy występowało znaczne opóźnienie w nagrzewaniu powierzchni i środka próbek. Ziarno wprowadzone do komory paleniskowej było bardzo szybko nagrzewane przez gorący materiał warstwy, następował zapłon i spalanie części lotnych. Podczas spalania części lotnych można było zaobserwować maksymal-

ną temperaturę na powierzchni próbek, która dla wierzby energetycznej wynosiła średnio 1116 °C podczas spalania w powietrzu oraz około 1352 °C podczas spalania w mieszaninie 40%O₂+60%CO₂. Tak wysokie temperatury ziarna mogą powodować topnienie popiołu i jego osadzanie na powierzchniach ogrzewalnych kotła. Dla większości paliw drzewnych temperatura topnienia popiołu wynosi około 1100-1200 °C. Analizując temperatury podczas spalania konwencjonalnego (tabela 2), można zaobserwować, iż maksymalna temperatura na powierzchni wierzby energetycznej była o około 50 °C wyższa niż w przypadku sosny zwyczajnej. Kolejnym etapem było spalanie karbonizatu, podczas którego można było zaobserwować maksymalną temperaturę środka próbki. Maksymalna temperatura środka była wyższa o około 180 °C dla wierzby energetycznej i 210 °C dla sosny zwyczajnej podczas spalania w mieszaninie 40%O₂+60%CO₂ niż w powietrzu. Po zakończeniu procesu spalania, temperatura powierzchni i środka ziarna osiągały temperaturę panującą w komorze spalania. Ponadto z wykresów można odczytać z dużą dokładnością całkowity czas spalania próbek.



Rys. 5. Przykładowe przebiegi zmian temperatury powierzchni i środka wierzby energetycznej podczas spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej w temperaturze 850 °C w różnych atmosferach



Rys. 6. Przykładowe przebiegi zmian temperatury powierzchni i środka sosny zwyczajnej podczas spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej w temperaturze 850°C w różnych atmosferach

4. Wnioski

1. Stwierdzono, iż całkowity czas spalania wierzby energetycznej w atmosferze powietrza był dłuższy o około 25% niż sosny zwyczajnej. Ponadto wykazano, iż maksymalna temperatura na powierzchni wierzby energetycznej podczas spalania konwencjonalnego była o około 50 °C wyższa niż w przypadku sosny zwyczajnej.
2. Spalanie paliw biomasowych w mieszaninie O_2/CO_2 przy stężeniu tlenu takim samym jak w powietrzu powodowało wydłużenie czasu spalania części lotnych i całkowitego czasu spalania oraz obniżenie temperatury powierzchni i środka, co związane było z wyższą pojemnością cieplną dwutlenku węgla w porównaniu do azotu i niższego współczynnika dyfuzji tlenu w CO_2 .
3. W pracy wykazano, iż atmosfera utleniająca silnie wpływa na proces spalania paliw biomasowych. Wzrost stężenia tlenu w mieszaninie O_2/CO_2 do 30% i 40% powodował intensyfikację procesu spalania biomasy poprzez wyższe temperatury powierzchni i środka próbek oraz skrócenie całkowite-

go czasu ich spalania. Podczas spalania obu paliw biomasowych w mieszaninie 40%O₂+60%CO₂ całkowity czas spalania skracał się o około 40% w porównaniu do spalania w powietrzu.

4. Podczas spalania w mieszaninie 40%O₂+60%CO₂ maksymalna temperatura na powierzchni próbek wynosiła około 1350 °C dla wierzby energetycznej oraz 1220 °C dla sosny zwyczajnej. Tak wysokie temperatury ziarna mogą powodować topnienie popiołu i jego osadzanie na powierzchniach ogrzewalnych kotła.

PODZIĘKOWANIA

Publikacja współfinansowana w ramach projektu „Odbierz klucz do sukcesu – kierunki zamawiane na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki” nr POKL.04.01.02-00-149/12 współfinansowanego ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego, realizowana w ramach pracy BS/MN 1-103-302/2014/P.

Literatura

- [1] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r.
- [2] Krajowy plan działania w zakresie energii ze źródeł odnawialnych, Ministerstwo Gospodarki, Warszawa 2010.
- [3] Kosowska-Golachowska M., Wolski K.: Badania eksperymentalne spalania tlenowego biomasy w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej. Praca zbiorowa Maszyny i urządzenia energetyczne pod red. Łopata S., Grądziel S., Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2013, 383-394.
- [4] Skręta M.: Obrót zieloną biomasą leśną. *Czysta Energia* 8/2012, 131-132.
- [5] Biomasa leśna na cele energetyczne. Praca zbiorowa pod red. Gołos P. Kaliszewski A. Sękocin Stary 2013.

WPLYW UZIARNIENIA BRYKIETÓW Z BIOMASY NA PROCES ICH SPALANIA W CYRKULACYJNEJ WARSTWIE FLUIDALNEJ

Monika Kosowska-Golachowska, Krzysztof Wolski,
Dominika Skrzypczyk, Małgorzata Sieradzka

Politechnika Częstochowska, Instytut Maszyn Ciepłych, al. Armii Krajowej 21,
42-201 Częstochowa, e-mail: kosowska@imc.pcz.czyst.pl, wolski@imc.pcz.czyst.pl,
dominika_skrzypczyk@o2.pl, malgorzata.siee@gmail.com

W pracy przeanalizowano proces spalania brykietów ze słomy pszenicznej oraz wierzby energetycznej w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej. Do badań użyto brykietów kulistych o średnicy zastępczej 10 mm wykonanych z biomasy agro o uziarnieniu $<100\ \mu\text{m}$, $100\div 200\ \mu\text{m}$, $200\div 400\ \mu\text{m}$ oraz $400\div 630\ \mu\text{m}$. Pojedyncze brykiety spalano w stanowisku badawczym o mocy 12 kW w temperaturze 850 °C. Porównano temperatury powierzchni i środka spalanych brykietów, jak również czasy zapłonu, spalania części lotnych oraz całkowity czas spalania paliw.

1. Wprowadzenie

W ostatnich latach wzrasta znaczenie odnawialnych źródeł energii w energetyce światowej. Wpływ na sytuację ma głównie polityka energetyczna państw Unii Europejskiej. Od dnia 23 kwietnia 2009 roku zaczęła obowiązywać dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE, której celem jest zobowiązanie państw członkowskich do ochrony środowiska naturalnego, a także rozwoju technologicznego z wykorzystaniem odnawialnych źródeł energii (OZE). Pakiet klimatyczno-energetyczny nakłada na Polskę obowiązek m.in. osiągnięcia 15% energii z OZE w krajowej konsumpcji brutto do 2020 roku [1]. W następstwie dostosowania się do unijnych dyrektyw powstał dokument „Krajowy plan działania w zakresie energii ze źródeł odnawialnych” [2], który opisuje

strategię rozwoju polskiego rynku energetycznego oparciu o OZE. Z racji warunków geograficznych, a także odpowiednich zdolności produkcyjnych i zasobów, w Polsce istotną rolę w przyszłości może odegrać biomasa. Przepisy nakładają obowiązek spalania określonej ilości biomasy rolniczej, m.in. w celu ochrony lasów przed nadmiernym eksploatowaniem oraz zbytem nadwyżek płodów rolnych. Publikowane akty prawne dotyczące OZE, skłaniają do zwiększonego zainteresowania rynkiem paliw alternatywnych.

Przepisy UE określają biomasę, jako produkty oraz pozostałości roślinne i zwierzęce, pochodzące z rolnictwa, leśnictwa i związanych z nimi działań przemysłu, które są biodegradowalne. Do biomasy roślinnej możemy zaliczyć głównie drewno odpadowe (biomasa leśna) oraz rośliny energetyczne i słomę (biomasa roślinna, tzw. „agro”). Biomasa charakteryzuje się niższą niż paliwa kopalne zawartością siarki i popiołu. Dodatkowym atutem stosowania biomasy, jako paliwa w energetyce, jest jej neutralny bilans dwutlenku węgla w atmosferze. Do wad biomasy należy zaliczyć wysoką i zmienną zawartość wilgoci (nawet do 60%), która obniża wartość opałową oraz małą gęstość, sprawiającą problemy techniczne podczas transportu, magazynowania i dostarczania do kotła. Niesprzyjającą cechą jest również w większości jej sezonowa dostępność.

W celu wyeliminowania niektórych wad biomasy, dokonuje się jej uszlachetniania poprzez brykietowanie lub peletowanie. Paliwo wstępnie się suszy, mieli a następnie prasuje otrzymując produkt o wyższej wartości opałowej, większej gęstości i zmniejszonej zawartości wilgoci.

Spalanie paliw w kotłach z cyrkulacyjną warstwą fluidalną (CWF) wyróżnia się szeregiem zalet, do których należą m.in.: stosunkowo niska temperatura spalania około 850°C, niska emisja NO_x i SO₂, wysoka sprawność oraz możliwość spalania różnych paliw stałych, w tym także paliw odpadowych i biomasy [3]. Paleniska CWF, ze względu na elastyczność paliwową, znakomicie nadają się do spalania różnego rodzaju biomasy, zarówno w mniejszych jednostkach w elektrociepłowniach, jak i w dużych kotłach w energetyce zawodowej. W 2012 roku uruchomiono blok o mocy 55 MWe z kotłem CWF dedykowanym do spalania biomasy w PAK Konin oraz blok o mocy 50 MWe z kotłem CWF w Elektrowni Jaworzno II, jak również największy na świecie blok o mocy 205 MWe z kotłem CWF spalającym w 100% biomasę w Elektrowni Połaniec [4]. Autorzy pracy [5] przedstawili wstępne wyniki pomiarów emisji zanieczyszczeń z kotła CWF w Elektrowni Połaniec, z których wynika, iż spalanie 80% biomasy leśnej i 20% biomasy agro pozwala na spełnienie następujących limitów emisji zanieczyszczeń: 150 mg/Nm³ dla NO_x, 150 mg/Nm³ dla SO₂, 50 mg/Nm³ dla CO oraz 20 mg/Nm³ dla pyłu.

Ponadto w nowym prawie energetycznym planowane jest ograniczenie wsparcia dla współspalania po 2017 roku, dlatego też w ostatnich kilku latach podjęto inwestycje w instalacje dedykowane do spalania 100% biomasy. Według danych zawartych w „Polityce Energetycznej Polski do 2030 roku” [6]

w instalacjach dedykowanych do spalania biomasy w 2011 roku moc zainstalowana wynosiła 350 MW, a produkcja energii elektrycznej osiągnęła wartość 6700 GWh. Natomiast według danych Urzędu Regulacji Energetyki [7] do czerwca 2014 roku moc zainstalowana wzrosła prawie trzykrotnie i wynosiła 995 MW.

Przedstawione w literaturze wyniki wielu prac badawczych dotyczących brykietowania wykazują jak istotną rolę w tym procesie odgrywają czynniki związane z przygotowaniem materiału do brykietowania. Do najważniejszych parametrów należą uziarnienie materiału, wilgotność oraz lepiszcze. Celem niniejszej pracy było określenie oddziaływania uziarnienia brykietów z biomasy na proces ich spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej.

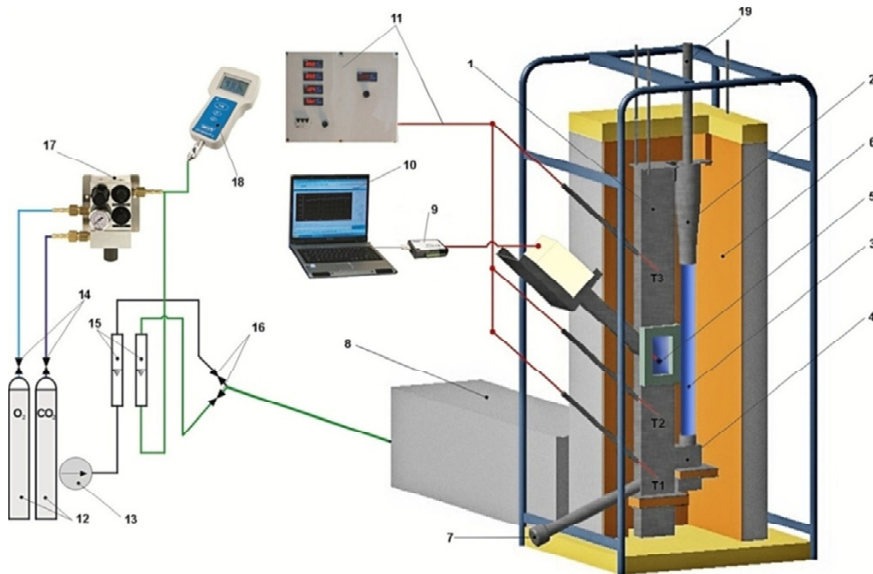
2. Badania eksperymentalne

2.1. Stanowisko badawcze i metodyka pomiarów

Badania procesu spalania brykietów z biomasy przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym o mocy 12 kW, przedstawionym na rysunku 1. Stanowisko z cyrkulacyjną warstwą fluidalną składało się z kolumny fluidyzacyjnej (1), cyklonu (2), rury opadowej (3) oraz układu nawrotu (4). Głównym elementem stanowiska była płaska kolumna fluidyzacyjna (1) o wymiarach 680×75×35 mm. Przednia ściana kolumny wykonana została ze szkła kwarcowego, umożliwiającego wizualizację procesu spalania biomasy. Kolumna obudowana została segmentami grzałek, następnie obłożona izolacją termiczną (6) i osłoną metalową. Czynnikiem fluidyzującym było powietrze, którego prędkość wynosiła 5 m/s. Powietrze doprowadzane było ze sprężarki (13). Pomiar strumienia objętości powietrza prowadzony był przy użyciu rotametry laboratoryjnego (15). Przed komorą spalania umieszczono nagrzewnicę gazów (8) w celu zapewnienia odpowiedniej temperatury w komorze spalania. System regulacji temperatury (11) stanowił układ oparty na czterech mikroprocesorowych regulatorach firmy LUMEL, pracujących niezależnie w komorze spalania i w nagrzewnicy. Pomiar temperatury w komorze spalania dokonywany był na trzech poziomach (T1-T3) za pomocą termopar Pt-Rh10-Pt, natomiast w nagrzewnicy gazów za pomocą termopar NiCr-NiAl. Do wizualizacji procesu spalania biomasy zastosowano kamerę cyfrową z możliwością nagrywania filmów w jakości HD.

Po osiągnięciu przez warstwę fluidalną temperatury 850 °C pojedynczy brykiet wprowadzano do komory paleniskowej. Temperaturę środka i powierzchni próbki brykietu mierzono termoparami PtRh10-Pt z dokładnością do 2 °C i rejestrowano w komputerze. Równocześnie z pomiarem temperatury próbki, mierzono czas zapłonu, czas spalania części lotnych oraz całkowity czas

spalania brykietu. W celu zapewnienia powtarzalności wyników wykonano minimum pięć pomiarów dla każdego uziarnienia, z których wybierano trzy.



Rys. 1. Schemat stanowiska z cyrkulacyjną warstwą fluidalną do spalania paliw stałych
 1-kolumna fluidyzacyjna, 2-cyklon, 3-rura opadowa, 4-układ nawrotu, 5-ziarno węgla,
 6-izolacja, 7-rura spustowa, 8-nagrzewnica, 9-karta pomiarowa, 10-komputer, 11-układ
 pomiaru i regulacji temperatury, 12-butle z gazami technicznymi, 13-sprężarka,
 14-reduktory ciśnienia, 15-rotametry, 16-zawory regulacyjne, 17-mieszalnik gazów,
 18-analizator tlenu, 19-wyciąg spalin

2.2. Charakterystyka badanych paliw

Do badań eksperymentalnych procesu spalania użyto brykietów o średnicy zastępczej 10 mm utworzonych ze słomy pszenicznej oraz wierzby energetycznej (*Salix viminalis*), których analizy zestawiono w tabeli 1.

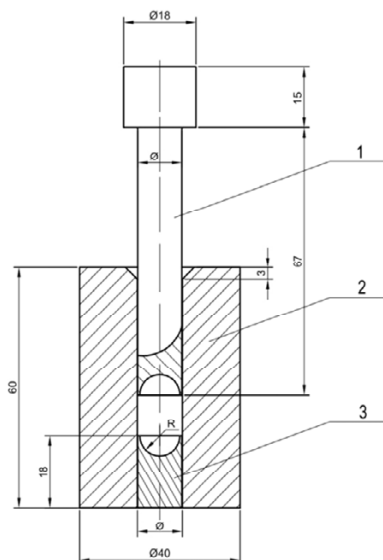
Do określenia oddziaływania uziarnienia brykietów z biomasy na proces ich spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej wykonano brykiety z następujących frakcji: $<100\ \mu\text{m}$, $100\div 200\ \mu\text{m}$, $200\div 400\ \mu\text{m}$, $400\div 630\ \mu\text{m}$. Zmielone paliwo przesiewano przez sита laboratoryjne o określonej wielkości oczek. Odpowiednio przygotowaną i przesianą biomasę mieszano z lepszczem oraz określoną ilością wody. Lepiszcz stanowiła skrobia ziemniaczana o udziale masowym 8%, który określono na podstawie wcześniejszych badań. Otrzymany półprodukt umieszczano w matrycy (rys.2) i przyciskano stemplem na prasie hydraulicznej. Produktem wyjściowym były brykiety kuliste o średnicy 10 mm (rys.3). Następnie otrzymane brykiety poddawano procesowi kondycjonowania,

przez okres 14 dni w warunkach naturalnych, w celu usunięcia wilgoci przemijającej.

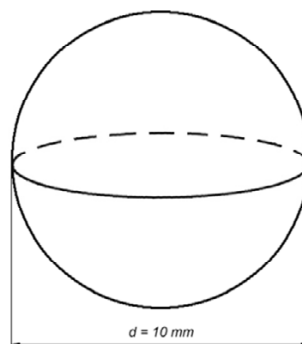
Tabela 1. Analiza techniczna i elementarna biomasy

Parametr	Słoma pszeniczna	Wierzba energetyczna
ANALIZA TECHNICZNA (w stanie analitycznym)		
Zawartość wilgoci całkowitej, W^a , %wag.	8,4	6,9
Zawartość popiołu, A^a , %wag.	6,1	1,4
Zawartość części lotnych, V^a , %wag.	68,3	76,3
Stała część palna (obliczona), FC^a , %wag.	17,2	15,4
Wartość opałowa, Q_i^a , MJ/kg	15,57	16,82
ANALIZA ELEMENTARNA (w stanie suchym i bezpopiołowym)		
Zawartość pierwiastkowego węgla, C^{daf} , %	50,2	49,6
Zawartość siarki całkowitej, S_c^{daf} , %	0,08	0,03
Zawartość wodoru, H^{daf} , %	5,8	6,0
Zawartość azotu, N^{daf} , %	0,8	0,3
Zawartość tlenu (obliczona), O^{daf} , %	43,12	44,07

2.3. Metodyka brykietowania



Rys. 2. Schemat konstrukcyjny jednostek do formowania brykietów 1-stempel, 2-matryca, 3-przeciwstempel



Rys. 3. Kształt i średnica brykietu

3. Wyniki badań

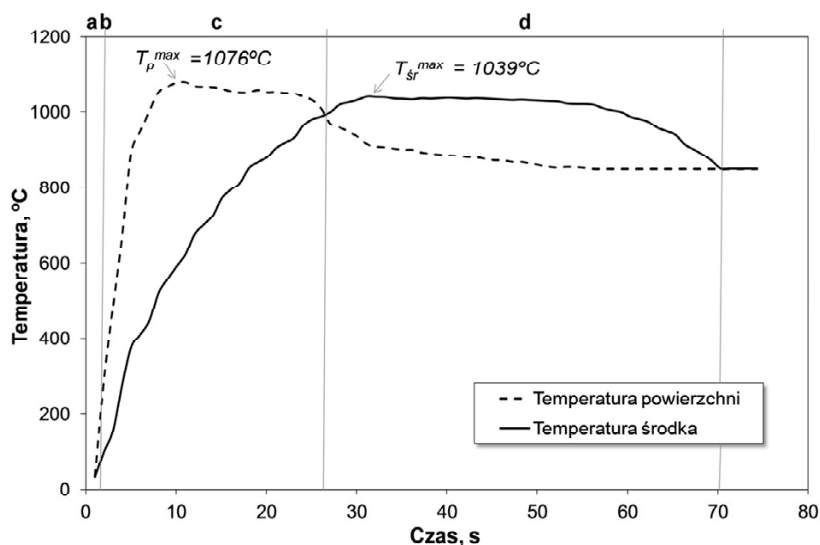
Celem badań było określenie oddziaływania uziarnienia brykietów ze słomy pszenicznej oraz wierzby energetycznej na przebieg procesu spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej.

Na rysunku 4 pokazano charakterystyczne etapy podczas spalania brykietu z biomasy agro, natomiast przykładowy przebieg temperatur na powierzchni oraz w środku próbki przedstawiono na rysunku 5. Po wprowadzeniu brykietu biomasowego do komory paleniskowej, następowało jego nagrzewanie i suszenie (a) oraz bardzo szybki zapłon części lotnych (b), co spowodowane było małą zawartością wilgoci w biopaliwie oraz jego wysoką reaktywnością. Można zaobserwować, iż spalanie części lotnych (c) charakteryzowało się wyraźnym i długim płomieniem z powodu bardzo dużej zawartości części lotnych w biomasie. Ostatnim etapem było spalanie karbonizatu (d), które trwało około 70% całkowitego czasu spalania brykietu. Maksymalną temperaturę na powierzchni brykietu obserwowano podczas spalania części lotnych, natomiast maksymalną temperaturę w środku biopaliwa w trakcie spalania karbonizatu (rys.5). Po zakończeniu procesu spalania biopaliwa, temperatury wyrównywały się do temperatury panującej w komorze paleniskowej.

Te same etapy można wyróżnić podczas spalania innych paliw stałych, w tym także paliw kopalnych, jednakże czas trwania poszczególnych etapów i ich intensywność zależy m.in. od typu paliwa (zawartości wilgoci, części lotnych, pierwiastkowego węgla, itd.), temperatury w komorze spalania, szybkości nagrzewania, masy próbki oraz atmosfery utleniającej.



Rys. 4. Etapy spalania brykietu z biomasy agro w CWF w temperaturze 850 °C



Rys. 5. Przykładowy przebieg temperatury na powierzchni i w środku brykietu z biomasy agro podczas spalania w CWF w temperaturze 850 °C (z oznaczonymi etapami z rys.4)

W tabeli 2 zestawiono zmierzone parametry podczas spalania brykietów, wykonanych ze słomy pszenicznej i wierzby energetycznej o różnym uziarnieniu, w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej. W tabeli nie uwzględniono czasu zapłonu części lotnych, który wynosił poniżej 1 sekundy dla wszystkich badanych brykietów. Ponadto w niniejszej pracy nie analizowano temperatury zapłonu dla biopaliw. Można zauważyć, iż ze wzrostem uziarnienia malała gęstość brykietów. Wynosiła ona średnio 380 kg/m³ dla słomy pszenicznej oraz 510 kg/m³ dla wierzby energetycznej dla uziarnienia poniżej 100 μm oraz odpowiednio 270 kg/m³ i 340 kg/m³ dla uziarnienia 400÷630 μm.

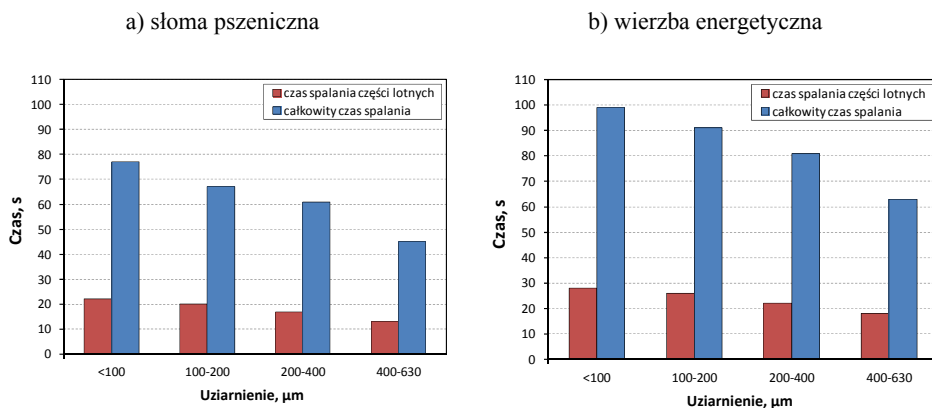
Na rysunku 6 pokazano wpływ uziarnienia brykietów na uśredniony czas spalania części lotnych i całkowity czas spalania biopaliwa. Można zauważyć, iż ze wzrostem uziarnienia skracał się czas spalania części lotnych oraz całkowity czas spalania brykietów. Najdłużej spalały się brykiety wykonane z frakcji poniżej 100 μm. Natomiast całkowity czas spalania brykietów wykonanych z frakcji 400÷630 μm był o około 40% krótszy w przypadku obu biopaliw. Ponadto można zaobserwować, iż brykiety z wierzby energetycznej spalały się około 20-30% dłużej w porównaniu do brykietów ze słomy pszenicznej.

Tabela 2. Wyniki pomiarów podczas spalania brykietów z biomasy o różnym uziarnieniu w CWF

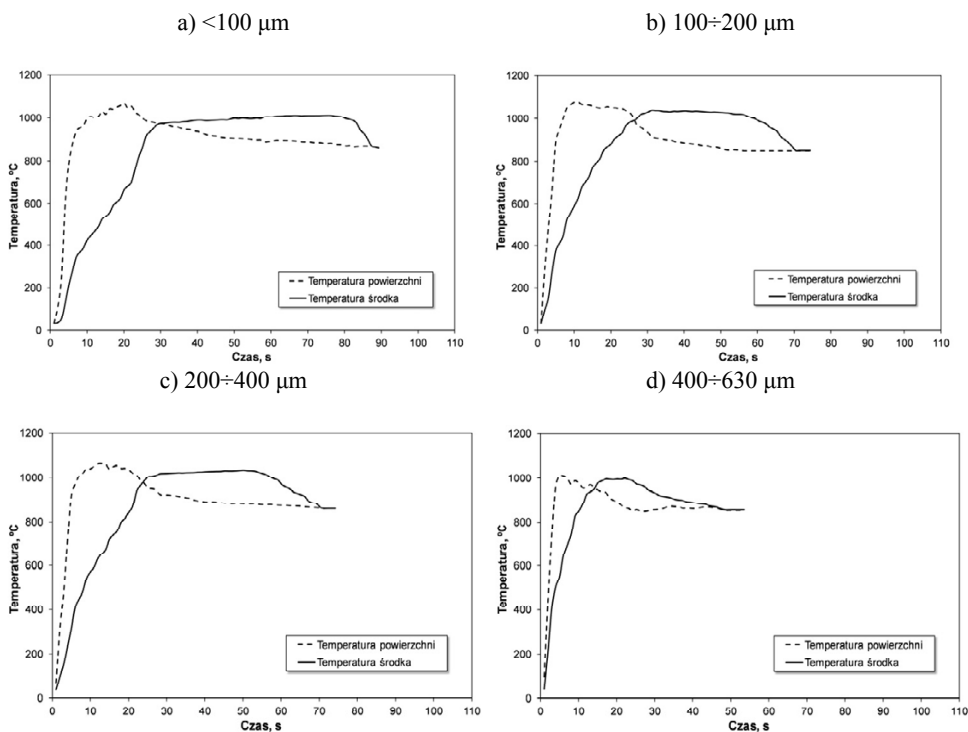
Uziarnienie	Słoma pszeniczna					Wierzba energetyczna				
	ρ_b	T_p^{max}	T_{sr}^{max}	τ_v	τ_c	ρ_b	T_p^{max}	T_w^{max}	τ_v	τ_c
	kg/m ³	°C	°C	s	s	kg/m ³	°C	°C	s	s
<100 μm – pomiar 1	383	1064	1055	22	76	508	1186	989	28	98
<100 μm – pomiar 2	385	1078	1035	23	80	512	1151	983	29	102
<100 μm – pomiar 3	373	1056	1039	20	75	510	1191	993	28	97
<100 μm – średnia	380	1066	1043	22	77	510	1176	988	28	99
100÷200 μm – pomiar 1	344	1077	1038	21	66	452	1178	989	26	92
100÷200 μm – pomiar 2	342	1087	1052	20	70	443	1146	982	25	87
100÷200 μm – pomiar 3	335	1053	1046	20	65	456	1174	991	27	94
100÷200 μm – średnia	340	1070	1045	20	67	450	1166	987	26	91
200÷400 μm – pomiar 1	324	1061	1056	16	59	412	1136	965	24	87
200÷400 μm – pomiar 2	332	1050	1047	17	64	411	1123	966	20	80
200÷400 μm – pomiar 3	335	1068	1034	19	61	408	1181	980	22	76
200÷400 μm – średnia	330	1060	1046	17	61	410	1147	970	22	81
400÷630 μm – pomiar 1	272	1026	1021	14	47	340	1088	977	19	62
400÷630 μm – pomiar 2	264	1017	1039	11	39	344	1121	980	19	71
400÷630 μm – pomiar 3	273	1038	1013	15	49	336	1108	973	17	55
400÷630 μm – średnia	270	1027	1024	13	45	340	1106	977	18	63

gdzie: ρ_b – gęstość brykietu, T_p^{max} – maksymalna temperatura na powierzchni, T_w^{max} – maksymalna temperatura w środku, τ_v – czas spalania części lotnych, τ_c – całkowity czas spalania brykietu

Na rysunkach 7 i 8 pokazano oddziaływanie uziarnienia materiału wejściowego biomasy na przebiegi zmian temperatury powierzchni i w środku brykietów ze słomy pszenicznej oraz wierzby energetycznej. Po wprowadzeniu brykietu biomasowego do komory paleniskowej obserwowano gwałtowny wzrost temperatury na powierzchni oraz wolniejsze nagrzewanie środka biopaliwa. Powierzchnia brykietu osiągała temperaturę 850 °C zaledwie po kilku sekundach, natomiast środek brykietu dopiero po około 20-30 s, czyli po zakończeniu spalania części lotnych.

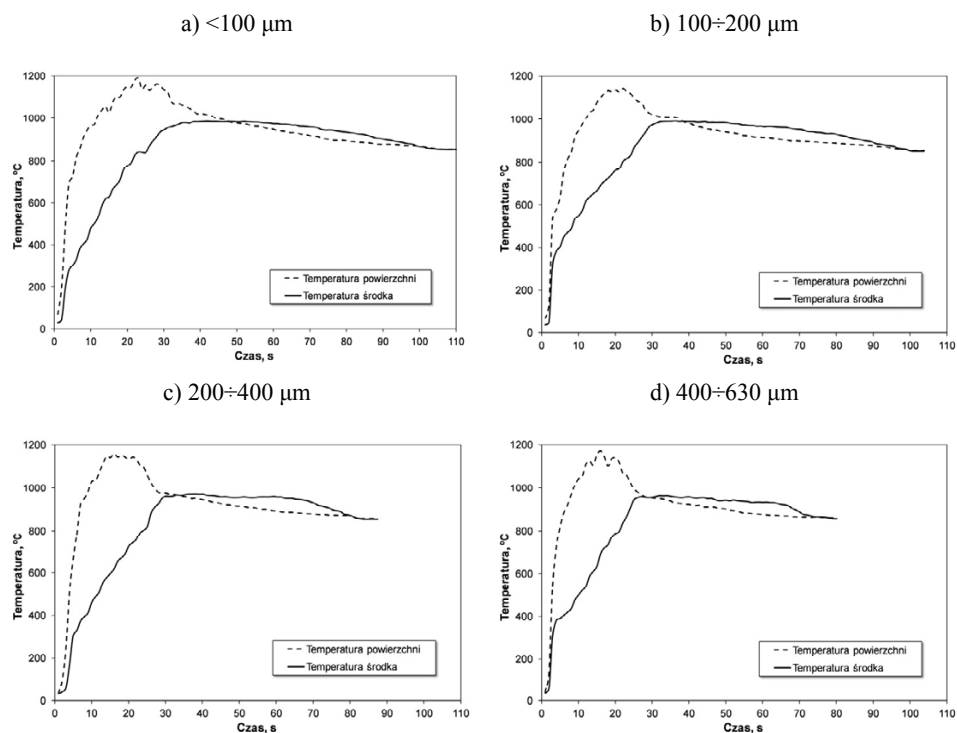


Rys. 6. Wpływ uziarnienia brykietów ze słomy pszenicznej (a) i wierzby energetycznej (b) na średni czas spalania części lotnych i całkowity czas spalania brykietów w CWF w temperaturze 850 °C



Rys. 7. Wpływ uziarnienia brykietów z słomy pszenicznej wierzby energetycznej na przebieg zmian temperatury powierzchni i środka paliwa podczas spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej w temperaturze 850 °C

Wyjątek stanowiły brykiety utworzone ze słomy pszenicznej o uziarnieniu $400\div 630\ \mu\text{m}$ (rys.7d), co prawdopodobnie spowodowane było większą porowatością i szybszym wnikaniem ciepła do wnętrza brykietu. Zaobserwowano ponadto, że po wypaleniu części lotnych temperatura w środku brykietu przewyższała temperaturę powierzchni. Jednakże można zauważyć różnice w przypadku spalania karbonizatu słomy pszenicznej i wierzby energetycznej.



Rys. 8. Wpływ uziarnienia brykietów z wierzby energetycznej na przebieg zmian temperatury powierzchni i środka paliwa podczas spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej w temperaturze $850\ ^\circ\text{C}$

Różnice te są prawdopodobnie związane z większą zawartością popiołu w słomie pszenicznej (około 6%) i tworzeniem się warstwy popiołu na powierzchni brykietu. Natomiast brykiety z wierzby energetycznej, ze względu na znikomą zawartość popiołu (1,4%), spalały się w całej objętości. Analizując przebiegi temperatur pokazanych na rysunkach, można było zauważyć wyższe temperatury powierzchni podczas spalania części lotnych w przypadku brykietów z wierzby energetycznej, co związane było z wyższą reaktywnością tego paliwa. Maksymalna temperatura powierzchni brykietu z wierzby energetycznej wynosiła $1191\ ^\circ\text{C}$ oraz $1087\ ^\circ\text{C}$ dla brykietu ze słomy pszenicznej. Natomiast

podczas spalania karbonizatu obserwowano wyższą maksymalną temperaturę środka dla brykietów ze słomy pszenicznej, która wynosiła 1055 °C oraz 993 °C dla wierzby energetycznej.

4. Podsumowanie

Z przeprowadzonych badań wynika, iż uziarnienie brykietów odgrywa istotną rolę w procesie spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej. W pracy wykazano, iż ze wzrostem uziarnienia brykietów skracał się czas spalania części lotnych oraz całkowity czas spalania próbek. Najdłużej spalały się brykiety wykonane z frakcji poniżej 100 µm. Natomiast całkowity czas spalania brykietów wykonanych z frakcji 400÷630 µm był o około 40% krótszy w przypadku obu biopaliw. Ponadto stwierdzono, iż brykiety z wierzby energetycznej spalały się około 20-30% dłużej w porównaniu do brykietów ze słomy pszenicznej.

PODZIĘKOWANIA

Publikacja współfinansowana w ramach projektu „Nowoczesny inżynier przyszłością naszej gospodarki – atrakcyjne studia na kierunkach zamawianych” nr POKL.04.01.02-00-218/11 współfinansowanego ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego, realizowana w ramach pracy BS/MN 1-103-302/2014/P.

Literatura

- [1] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r.
- [2] Krajowy plan działania w zakresie energii ze źródeł odnawialnych, Ministerstwo Gospodarki, Warszawa 2010.
- [3] Gajewski W., Kosowska-Golachowska M.: Rozdział 2.4.2. Kotły fluidyzacyjne. Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych. Modelowanie i monitoring, s.134-154. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2011.
- [4] Kosowska-Golachowska M., Wolski K.: Badania eksperymentalne spalania tlenowego biomasy w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej. Praca zbiorowa Maszyny i urządzenia energetyczne pod red. Łopata S., Grądziel S., Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2013, 383-394.
- [5] Natunen M., Jäntti T., Goral D., Nuortimo K.: First Operating Experiences of 55 MWe Konin and 205 MWe Polaniec CFB Boilers Firing 100% Biomass, Foster Wheeler Energia Oy, PowerGen Europe, Austria, 2013.
- [6] Polityka Energetyczna Polski do 2030, Ministerstwo Gospodarki, 2009.
- [7] Strona internetowa Urzędu Regulacji Energetyki: www.ure.gov.pl.

ANALIZA WŁAŚCIWOŚCI FIZYKO-CHEMICZNYCH BRYKIETÓW Z BIOMASY AGRO

Monika Kosowska-Golachowska, Krzysztof Wolski, Małgorzata Sieradzka,
Dominika Skrzypczyk, Tomasz Musiał

Politechnika Częstochowska, Instytut Maszyn Ciepłych, al. Armii Krajowej 21,
42-201 Częstochowa, e-mail: kosowska@imc.pcz.czyst.pl, wolski@imc.pcz.czyst.pl,
malgorzata.siee@gmail.com, dominika_skrzypczyk@o2.pl, musial@imc.pcz.czyst.pl

W niniejszej pracy przedstawiono laboratoryjną metodę brykietowania biomasy oraz przeanalizowano wybrane właściwości fizyko-chemiczne brykietów ze słomy pszenicznej i wierzby energetycznej. Do wytwarzania brykietów z biomasy zastosowano specjalnie skonstruowaną matrycę ze stemplem oraz prasę hydrauliczną. Wilgotność biomasy w stanie świeżym wynosiła od 20% dla słomy pszenicznej do 35% dla wierzby energetycznej, natomiast w stanie powietrzno-suchym około 7-9%. Średnia wartość opałowa dla badanych paliw biomasowych wahała się w przedziale od 15,6 MJ/kg do 16,8 MJ/kg. Gęstość w stanie zsypanym wynosiła 140-200 kg/m³ dla słomy pszenicznej oraz 190-320 kg/m³ dla wierzby energetycznej w zależności od składu ziarnowego. Natomiast gęstość brykietów wyniosła 380 kg/m³ dla słomy pszenicznej oraz 510 kg/m³ dla wierzby energetycznej.

1. Wprowadzenie

Rozwój energetyki prezentowany przez Unię Europejską promuje tzw. „zieloną energię”, czyli zastępowanie paliw kopalnych energią ze źródeł odnawialnych (OZE), do których zaliczamy także biomasę. Oprócz aspektów środowiskowych, takich jak zerowa emisja CO₂ za stosowaniem biomasy przemawiają także czynniki gospodarcze i ekonomiczne [1]. Kraje UE zobowiązane są do zwiększania udziału zużycia energii pochodzącej z OZE, wynikających z postanowień zawartych w europejskim pakiecie klimatyczno-energetycznym (Dyrektywa 2009/28/WE) [2].

Warunki klimatyczne naszego kraju sprawiają, że potencjalnie największym źródłem energii odnawialnej jest biomasa [3]. Biomasę można podzielić, ze

względem na jej pochodzenie, na leśną i rolniczą (agro). Do biomasy agro kwalifikuje się rośliny pochodzące z upraw energetycznych, a także pozostałości z produkcji rolnej oraz przemysłu przetwarzającego jej produkty [4]. Z racji ograniczonych możliwości wzrostu lasów oraz limitów nakładanych na spalanie biomasy leśnej, pozyskiwanie surowca z produkcji rolniczej będzie miało coraz większe znaczenie [5]. Dlatego kluczowym wytwórcą i dostawcą biomasy na cele energetyczne powinno być rolnictwo. Biomasa agro można pozyskiwać z różnorodnych upraw (typowe rośliny rolnicze jak zboża, rzepak, kukurydza, słonecznik) oraz kultywacji roślin energetycznych (rośliny i krzewy wieloletnie: wierzba, miskant, ślazier). Rośliny energetyczne są to gatunki charakteryzujące się szybkim wzrostem, wysoką odpornością na trudne warunki klimatyczne oraz odpowiednim wskaźnikiem wartości opałowej. Do ich uprawy zwykle nadają się mało urodzajne oraz skażone gleby. Kultywacja roślin energetycznych może zatem dostarczyć znacznych ilości biomasy do celów energetycznych. Wartościowym surowcem energetycznym jest także słoma, której nadwyżki mogą być stosowane jako paliwo. Jako słomę, określa się dojrzałe lub wysuszone źdźbła zbóż, roślin strączkowych, lnu i rzepaku [6]. Stosowanie słomy w charakterze opału stanowi znacznie lepsze rozwiązanie dla środowiska, niż spalanie jej na polach [5].

Skład pierwiastkowy biomasy jest identyczny jak paliw kopalnych, jednak ich udział procentowy jest odmienny. Dodatkowo w obrębie jednego gatunku biomasy mogą występować istotne różnice, na co wpływ mają m.in. rodzaj gleby i warunki pogodowe determinujące metabolizm danej rośliny, co w następstwie przyczynia się do niestabilnych właściwości energetycznych. Różnorodny skład fizykochemiczny utrudnia przebieg procesu spalania, co ma znaczenie także przy projektowaniu palenisk i instalacji do spalania biomasy. Ponadto biomasa zawiera wysoką i zmienną zawartość wilgoci, która wpływa wyraźnie na stabilność i szybkość reakcji spalania. Wilgoć jest to istotny parametr warunkujący nie tylko jakość procesu spalania, ale również mający istotny wpływ m.in. na zwiększenie kosztów transportu. Z badań opisanych w [7] wynika, że na zawartość wilgoci ma także wpływ termin pozyskiwania biomasy. Problem stanowi również zawartość chloru w biomacie, który podczas spalania w wysokich temperaturach jest determinantą niebezpiecznych dla życia trucizn, tj. dioksyn [11].

Do celów energetycznych wykorzystuje się biomasa w formie paliwa stałego. Surowiec można spalać w całości, albo przetwarzając go wcześniej w określony produkt – pelet lub brykiet. Głównym celem brykietowania biomasy jest zmniejszenie objętości magazynowanego i transportowanego paliwa, obniżenie wilgotności, a co za tym idzie zwiększenie wartości opałowej. Podczas brykietowania rozdrobniony materiał roślinny, pod działaniem sił zewnętrznych i wewnętrznych, ulega zagęszczeniu, a otrzymany wyrób uzyskuje ustalony kształt i rozmiary. Brykiety można wytwarzać bez żadnych dodatków lub stosując

substancje wiążące. Lepszcze powoduje nie tylko łatwiejsze łączenie drobnoziarnistej struktury surowca w jedną całość, ale również wpływa na poprawę właściwości mechanicznych. Na ogół jako lepszcze stosuje się skrobię, cukier, ług sodowy, gips, wapno, szkło wodne itp. [8]. Jako wadę brykietów, oprócz dodatkowych kosztów produkcji, wyszczególnia się podatność na zmiany wilgotności. Nieodpowiednie przechowywanie może być przyczyną ich rozpadu [9].

Od początku 2014 roku na giełdzie biomasy i biopaliw ceny kształtowały się następująco: pelety ze słomy 400-700 zł za tonę, brykiety ze słomy 320-450 zł za tonę.

Według najnowszych danych Instytutu Energii Odnawialnej (IEO) [10], w 2013 roku sprzedaż kotłów na biomasę w Polsce, wyniosła ponad 16 tys. sztuk, co przekłada się na przeszło 600 MW sprzedanej mocy urządzeń grzewczych wykorzystujących biomasę i biopaliwa stałe - dwukrotnie więcej niż w roku 2012.

W niniejszej pracy przedstawiono krótki przegląd dostępnych na rynku technologii brykietowania biomasy agro oraz zaprezentowano laboratoryjną metodykę brykietowania biomasy, jak również wyniki badań w zakresie określenia właściwości fizykochemicznych otrzymanych brykietów ze słomy pszenicznej oraz wierzby energetycznej.

2. Przegląd technologii brykietowania

Rozwijający się rynek biomasy oferuje szereg dostępnych maszyn służących do przetwarzania surowca agro w brykiety. Funkcjonują całe linie technologiczne, w których począwszy od rozdrabniania frakcji grubej, poprzez przesiewanie, otrzymuje się półprodukt przydatny do brykietowania.

Początkowym etapem produkcji brykietów jest rozdrabnianie wstępne, które umożliwia uzyskanie mniejszych frakcji. Podstawowy podział pozwala wyróżnić rębaki do użytku domowego i przemysłowego, wśród których wyodrębnić można maszyny samojezdne, do zabudowy oraz maszyny z własnym napędem na podwoziu kołowym. Produktem wyjściowym z rębaków są zrębki, czyli małe kawałki pozyskane z rodzimego materiału [12]. Zważywszy na nieopłacalność transportowania surowca, wskazane jest rozdrabnianie możliwie blisko lokalizacji pozyskiwania. Celowe zastosowanie mają więc maszyny mobilne. Zrębki nie są odpowiednim materiałem do brykietowania z racji niedostatecznego rozdrobnienia. Do dalszej obróbki używa się rozdrabniarek lub młynów, z których produkt końcowy jest odpowiedni jako wsad do brykieciarek [12]. Właściwie przygotowaną biomasę poddaje się procesowi brykietowania. Wyróżnia się brykieciarki: hydrauliczne, tłokowe, ślimakowe, stemplowe i walcowe (tabela 1). Urządzenia pod wpływem działania zewnętrznych sił nacisku

i wysokiej temperatury, wywołanej tarciem, powodują powstawanie w materiale wewnętrznych wiązań międzycząsteczkowych [13].

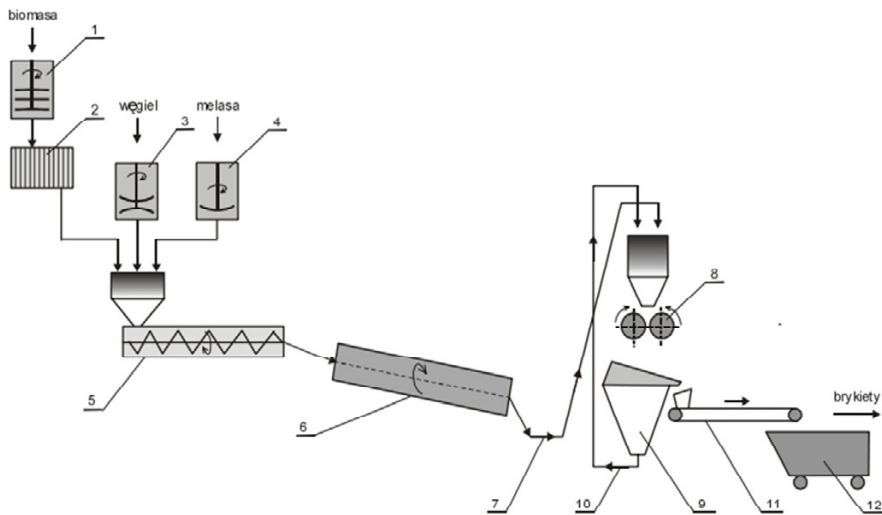
Tabela 1. Porównanie i wybrane właściwości dostępnych na rynku brykietciarek [13]

Brykietciarki	Właściwości
Tłokowa (mimośrodowa)	<ul style="list-style-type: none"> • wydajność 150-2500 kg/h, • wyjściowy materiał łatwo ulega kruszeniu i rozwarstwieniu podczas transportu
Ślimakowa	<ul style="list-style-type: none"> • wydajność do 300 kg/h, • brykiety o najróżniejszych przekrojach, • duże siły tarcia i temperatura pracy wymagają stosowania bardziej wytrzymałych materiałów
Stemplowa	<ul style="list-style-type: none"> • wydajność ok. 300 kg/h, • względnie mała masa, • niskie koszty zakupu i eksploatacji, • niska wydajność oraz duża energochłonność, • stosowane w zakładach bez konieczności ciągłego przetwarzania odpadów
Walcowa	<ul style="list-style-type: none"> • wydajność do 12000 kg/h, • wysokie ciśnienie prasowania, • duża wydajność i sprawność, • niewielkie koszty eksploatacji

Na rysunku 1 pokazano przykładową linię technologiczną do produkcji brykietów z biomasy, jak również biomasy z węglem, z dodatkiem melasy jako lepszca [13].

Rozdrobniona biomasa trafia do kosza zasypowego mieszalnika ślimakowego (5). Następnie po wymieszaniu, mieszanka dostaje się do suszarki bębnowej (6), skąd przenośnikiem (7) dostarczana jest do brykietciarki (8). Gotowe brykiety po wyselekcjonowaniu na ruszcie separatora (9) trafiają kolejnym przenośnikiem taśmowym (11) do kontenera składowego (12). Etap suszenia można przeprowadzać także w warunkach naturalnych. Sposób ten jest tani, jednak mało wydajny. W celu usprawnienia tego procesu wykorzystywane są suszarki (komorowe, zbiornikowe, próżniowe, fluidalne, mikrofalowe i bębnowe). Do najprostszych suszarek pod względem konstrukcyjnym zalicza się suszarki komorowe, które umożliwiają uzyskanie końcowej wilgotności brykietów na poziomie 8%. W przypadku wydajnych linii produkcyjnych wykorzystywane są suszarki bębnowe.

Należy także wziąć pod uwagę, że właściwości otrzymanych brykietów zależą nie tylko od parametrów pracy urządzeń, ale również od cech fizycznych i chemicznych materiałów wejściowych [3].



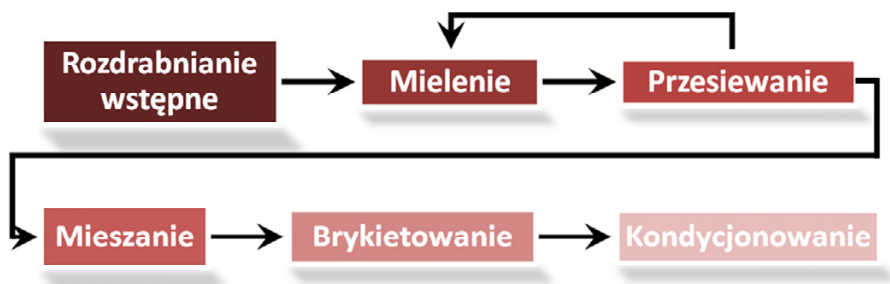
Rys. 1. Schemat linii technologicznej do produkcji brykietów [13]
 1-młynek nożowy, 2-prasa filtracyjna, 3-młynek udarowy, 4-zbiornik melasy, 5-mieszalnik ślimakowy, 6-suszarka bębnowa, 7-przenośnik kulekowy, 8-brykietciarka walcowa, 9-separator, 10-przenośnik kulekowy do zawrotu odsiewu, 11-przenośnik taśmowy do odbioru brykietów, 12-kontener na brykiety

3. Opis laboratoryjnej metodyki brykietowania

Na rysunku 2 pokazano schemat laboratoryjnej metodyki brykietowania. Pierwszym etapem było rozdrabnianie wstępne, które polegało na pocięciu biomasy na mniejsze kawałki. Następnie biomasę mielono w młynku laboratoryjnym w celu uzyskania drobnoziarnistych frakcji. Zmielone paliwo przesiewano przez sita laboratoryjne o określonej wielkości oczek. Z kolei większe frakcje ponownie poddawano mieleniu. Odpowiednio przygotowaną i przesianą porcję biomasy mieszano z substancją wiążącą (lepiszczem) oraz określoną ilością wody. Lepiszczce stanowiła skrobia ziemniaczana, o zawartości 8% składu masowego, która poprawiała własności wytrzymałościowe brykietów.

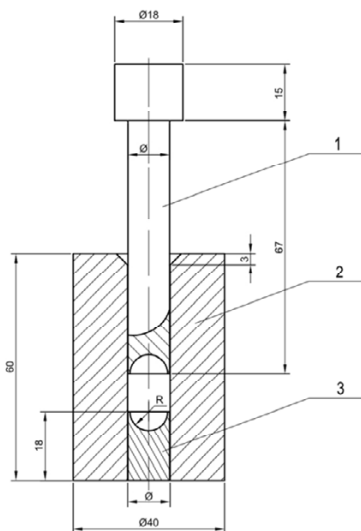
Kolejnym etapem było brykietowanie mieszanki w laboratoryjnej prasie hydraulicznej. Na rysunku 3 pokazano schemat konstrukcyjny jednostek do formowania brykietów. Półprodukt umieszczano w matrycy (3) i przyciskano stemplem (1) na prasie hydraulicznej. Matryca umożliwia uzyskanie brykietów kulistych o średnicy 10 mm (rys. 4). Istnieje jednak możliwość wymiany elementów formujących w celu uzyskania brykietów o różnych kształtach i wymiarach. Nacisk potrzebny do wytworzenia konkretnego brykietu określa się

eksperymentalnie. Ostatni etap stanowiło kondycjonowanie brykietów w celu usunięcia wilgoci przemijającej.

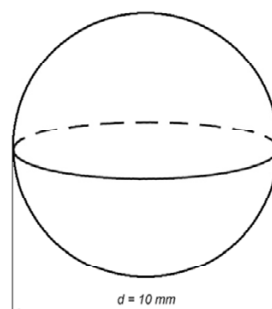


Rys. 2. Schemat laboratoryjnej metodyki brykietowania

W celu określenia oddziaływania składu ziarnowego materiału sypkiego na właściwości fizyczne otrzymanych brykietów wykonano brykiety z następujących frakcji: $<100\ \mu\text{m}$, $100\div 200\ \mu\text{m}$, $200\div 400\ \mu\text{m}$ oraz $400\div 630\ \mu\text{m}$.



Rys. 3. Schemat konstrukcyjny jednostek do formowania brykietów 1-stempel, 2-matryca, 3-przeciwstempel



Rys. 4. Kształt i średnica brykietu

4. Wyniki badań

Celem badań była analiza właściwości fizyko-chemicznych brykietów z biomasy agro. Wyznaczono takie parametry jak wartość opałowa, zawartość wilgoci, zawartość części lotnych, zawartość popiołu, skład chemiczny, gęstość biomasy w stanie zsypanym oraz gęstość brykietów. Ponadto określono oddziaływanie składu ziarnowego materiału sypkiego oraz czasu kondycjonowania na gęstość brykietów.

4.1. Właściwości fizyko-chemiczne paliw biomasowych

Do badań właściwości fizyko-chemicznych biomasy agro użyto słomy pszenicznej oraz wierzby energetycznej (*Salix viminalis*). W tabeli 2 przedstawiono wyniki analizy technicznej badanych paliw biomasowych w stanie powietrzno-suchym (analitycznym) oraz analizy elementarnej przeliczonej na stan suchy i bezpopiołowy.

Tabela 2. Analiza techniczna i elementarna paliw biomasowych

Parametr	Słoma pszeniczna	Wierzba energetyczna
ANALIZA TECHNICZNA (w stanie analitycznym)		
Zawartość wilgoci całkowitej, W^a , %wag.	8,4	6,9
Zawartość popiołu, A^a , %wag.	6,1	1,4
Zawartość części lotnych, V^a , %wag.	68,3	76,3
Stała część palna (obliczona), FC^a , %wag.	17,2	15,4
Wartość opałowa, Q_i^a , MJ/kg	15,57	16,82
ANALIZA ELEMENTARNA (w stanie suchym i bezpopiołowym)		
Zawartość pierwiastkowego węgla, C^{daf} , %	50,2	49,6
Zawartość siarki całkowitej, S_c^{daf} , %	0,08	0,03
Zawartość wodoru, H^{daf} , %	5,8	6,0
Zawartość azotu, N^{daf} , %	0,8	0,3
Zawartość tlenu (obliczona), O^{daf} , %	43,12	44,07

Można zauważyć, iż badane paliwa biomasowe charakteryzują się znacznie wyższą zawartością części lotnych i niższą wartością opałową w porównaniu z paliwami kopalnymi. Wartość opałowa wynosiła 15,6 MJ/kg dla słomy pszenicznej oraz 16,8 MJ/kg dla wierzby energetycznej. Dla porównania, wartość opałowa zrębków wierzby o 30% wilgotności wynosi około 12 MJ/kg. Ponadto wierzba energetyczna wyróżnia się bardzo niską zawartością popiołu. Poza tym w badanej biomase agro występuje śladowa ilość siarki oraz niższa, w porównaniu do węgla, zawartość azotu, co wpływa na niższe emisje zanieczyszczeń z procesu spalania.

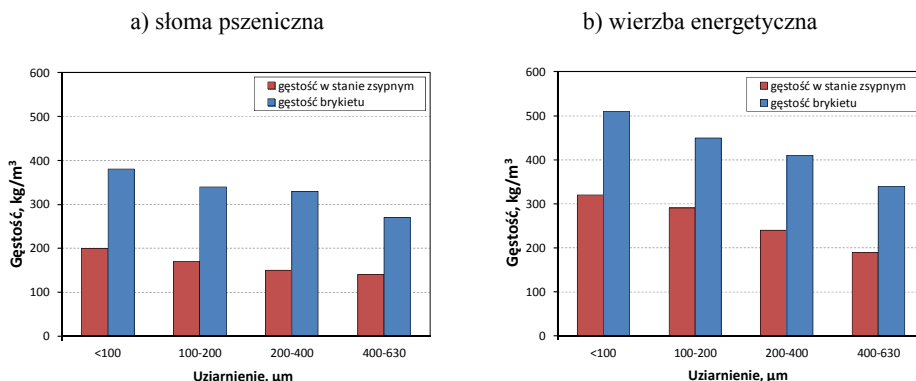
Dodatkowo dla badanych paliw biomasowych wykonano analizę EDX (Energy Dispersive X-ray Spectroscopy) na analizatorze EDS, który był elementem składowym elektronowego mikroskopu skaningowego JEOL JSM 6610 LV. Analiza pozwoliła na identyfikację powierzchniową pierwiastków chemicznych wchodzących w skład paliwa biomasowego (tabela 3). Porównując otrzymane dane z analizą elementarną paliw (tabela 2), można zauważyć dość dużą zgodność w przypadku pierwiastka węgla oraz tlenu. Dodatkowo można zidentyfikować pierwiastki wchodzące w skład substancji mineralnej. Analiza EDX pozwala na identyfikację pierwiastków o liczbie atomowej większej od 3 dlatego też w składzie pierwiastkowym paliw nie ma wodoru.

Tabela 3. Skład pierwiastkowy powierzchni paliw biomasowych wyznaczony metodą EDS

Biomasa	Zawartość pierwiastka, %wag.						
	C	O	N	S	Si	Mg	Ca
Słoma pszeniczna	52,66	42,94	2,43	0,14	1,65	0,18	0
Wierzba energetyczna	53,54	45,26	1,15	0	0	0	0,05

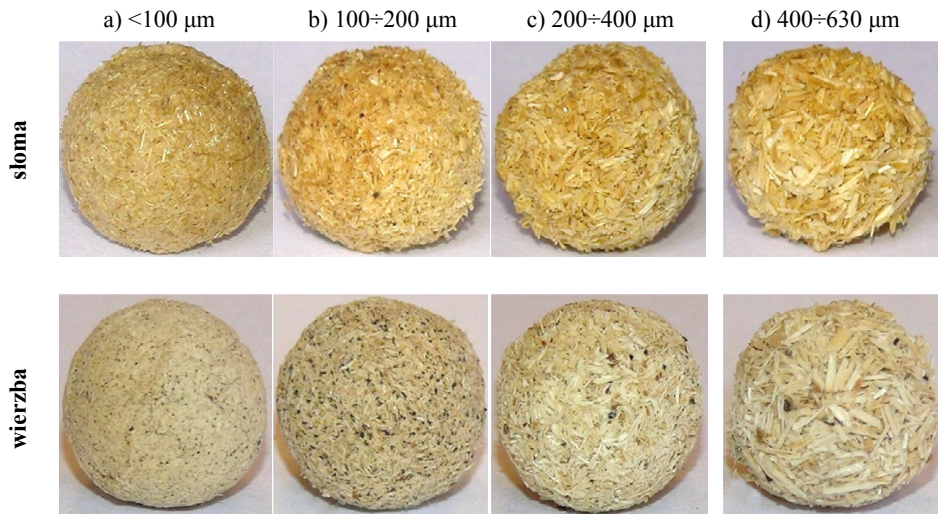
4.2. Właściwości fizyczne brykietów

W pierwszym etapie badań wyznaczono gęstość w stanie zsypanym (masę usypową, czyli masę jednostkowej objętości materiału w stanie swobodnie usypanym) słomy pszenicznej i wierzby energetycznej. Dla paliw o uziarnieniu poniżej 100 μm , gęstość w stanie zsypanym wynosiła 200 kg/m^3 dla słomy pszenicznej i 320 kg/m^3 dla wierzby energetycznej. Wpływ uziarnienia materiału sypkiego na gęstość w stanie zsypanym dla paliw biomasowych pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Wpływ uziarnienia materiału sypkiego na gęstość brykietów ze słomy pszenicznej (a) i wierzby energetycznej (b)

Można zauważyć, iż ze wzrostem uziarnienia materiału sypkiego maleje jego gęstość w stanie zsypanym. Dla biomasy o uziarnieniu 400-630 μm , gęstość w stanie zsypanym obniżyła się o 30% dla słomy pszenicznej (do 140 kg/m^3) oraz o około 40% dla wierzby energetycznej (do 190 kg/m^3). Następnie z przeanalizowanego materiału sypkiego, o różnym uziarnieniu, wykonano serię brykietów (rys.6), które kondycjonowano przez okres 14 dni w warunkach naturalnych.



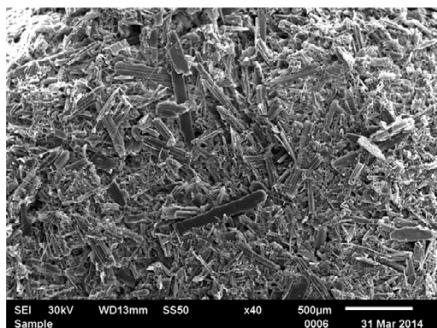
Rys. 6. Brykiety o średnicy 10 mm wykonane ze słomy pszenicznej oraz wierzby energetycznej o różnym uziarnieniu materiału wejściowego

W pierwszej dobie kondycjonowania zaobserwowano największy spadek masy brykietów, co spowodowane było odparowaniem wody dodawanej w trakcie brykietowania. Kondycjonowanie brykietów przez 48 godzin powodowało dalszy spadek gęstości o około 3-6%. Stwierdzono, że po około 72 godzinach nie występuje już istotna zmiana masy paliwa w jednostce objętości. Dłuższe kondycjonowanie brykietów, przez 7 i 14 dni, nie powodowało już zmian masy brykietów zarówno z wierzby energetycznej jak i słomy pszenicznej. Zaobserwowano ponadto, że brykiety utworzone z materiału sypkiego o uziarnieniu poniżej 100 μm , po wysuszeniu, nieznacznie zmniejszały swoją objętość o około 2-4%. Natomiast brykiety otrzymane z frakcji 400-630 μm zwiększały swoją objętość około 4-5% w przypadku wierzby i 7-8% w przypadku słomy.

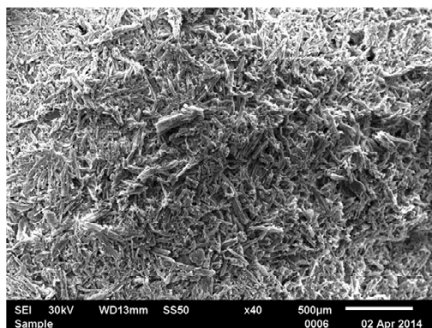
Na rysunku 7 pokazano zdjęcia SEM powierzchni brykietów biomasowych. W ich jednorodnej strukturze nie zaobserwowano widocznych defektów w po-

staci pęknięć czy szczelin, co świadczy o prawidłowej technologii produkcji brykietów.

a) brykiet ze słomy pszenicznej



b) brykiet z wierzby energetycznej



Rys. 7. Zdjęcia SEM brykietów ze słomy pszenicznej (a) i wierzby energetycznej (b). Powiększenie $\times 40$

Kolejnym etapem było wyznaczenie gęstości brykietów oraz określenie oddziaływania uziarnienia materiału sypkiego na gęstość brykietów. Dla biomasy o uziarnieniu poniżej $100\ \mu\text{m}$, gęstość brykietów ze słomy pszenicznej wynosiła $380\ \text{kg/m}^3$ i $510\ \text{kg/m}^3$ z wierzby energetycznej (rys.5). Stwierdzono, iż uziarnienie materiału sypkiego ma znaczący wpływ na gęstość otrzymanych brykietów. Brykiety utworzone z materiału sypkiego o uziarnieniu poniżej $100\ \mu\text{m}$ odznaczały się największą gęstością oraz były najbardziej wytrzymałe na działanie sił mechanicznych. Brykiety utworzone z frakcji $400\div 630\ \mu\text{m}$ posiadały o około 30% mniejszą gęstość i niższą wytrzymałość mechaniczną.

5. Podsumowanie

W pracy wykazano, iż uziarnienie materiału wejściowego biomasy ma znaczący wpływ na gęstość otrzymanych brykietów. Brykiety uzyskane z frakcji poniżej $100\ \mu\text{m}$ odznaczały się jednorodną strukturą, największą gęstością ($380\ \text{kg/m}^3$ ze słomy pszenicznej i $510\ \text{kg/m}^3$ z wierzby energetycznej) oraz były najbardziej wytrzymałe na działanie sił mechanicznych. Brykiety z frakcji $400\div 630\ \mu\text{m}$ posiadały o około 30% mniejszą gęstość. Analizując wpływ czasu kondycjonowania brykietów na ich gęstość stwierdzono, że po około 72 godzinach nie występuje już istotna zmiana masy paliwa w jednostce objętości. Zaobserwowano ponadto, że brykiety utworzone z materiału sypkiego o uziarnieniu poniżej $100\ \mu\text{m}$, po wysuszeniu, nieznacznie zmniejszały swoją objętość o

około 2-4%. Natomiast brykiety otrzymane z frakcji 400-630 μm zwiększały swoją objętość około 4-5% w przypadku wierzby i 7-8% w przypadku słomy.

PODZIĘKOWANIA

Publikacja współfinansowana w ramach projektu „Nowoczesny inżynier przyszłością naszej gospodarki – atrakcyjne studia na kierunkach zamawianych” nr POKL.04.01.02-00-218/11 współfinansowanego ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego, realizowana w ramach pracy BS/MN 1-103-302/2014/P.

Literatura

- [1] Janowicz L.: Biomasa w Polsce. Energetyka i Ekologia, sierpień 2008, 601-604.
- [2] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE.
- [3] Niedziółka I., Szpryngiel M., Kraszkiewicz A., Kachel-Jakubowska M.: Ocena wydajności brykietowania oraz jakości brykietów wytworzonych z wybranych surowców roślinnych, Inżynieria Rolnicza 6(131), 2011, 149-155.
- [4] Dz.U. 2012 poz. 1229 Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 18 października 2012 r. w sprawie szczegółowego zakresu obowiązków uzyskania i przedstawienia do umorzenia świadectw pochodzeni.
- [5] Stankiewicz D.: Produkcja rolna na cele energetyczne jako instrument polityki klimatycznej. Studia BAS nr 1(29), 2012, 185–208.
- [6] Denisiuk W.: Słoma – potencjał masy i energii, Inżynieria Rolnicza 2(100) 2008, 23-30.
- [7] Stolarski M., Szczukowski S., Tworkowski J.: Biopaliwa z biomasy wieloletnich roślin energetycznych. Energetyka i ekologia styczeń 2008, 77-80.
- [8] Fiszer A., Dworecki Z.: Analiza technologii brykietowania trocin. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, vol.51 (3), 2006, 26-28.
- [9] Borowski G.: Badania właściwości mechanicznych brykietów węgla z biomasą. Postępy Nauki i Techniki nr 2, 2008, 81-89.
- [10] Bolesta J.: Polski rynek kotłów na biomasę w 2013 roku. VII Forum Przemysłu Energetyki Słonecznej i Biomasy, Racibórz, 12 czerwca 2014.
- [11] Denisiuk W.: Brykiety/pelety ze słomy w energetyce. Inżynieria Rolnicza 9(97)/2007, 41-47.
- [12] Burkiewicz B.: Rębaki - maszyny do rozdrabniania biomasy. Przegląd komunalny nr 4/2006 (175).
- [13] Borowski G.: Wykorzystanie brykietowania do zagospodarowania odpadów, Lublin 2011.

ANALIZA MOŻLIWOŚCI POPRAWY EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ W UKŁADZIE POTRZEB WŁASNYCH ELEKTROWNI CIEPLNEJ

Tomasz Kotlicki

Politechnika Łódzka, Instytut Elektroenergetyki,
ul. Stefanowskiego 18/22, 90-924 Łódź, kotlicki@p.lodz.pl

Jednym ze sposobów poprawy efektywności energetycznej w elektrowni jest ograniczenie zużycia energii elektrycznej w układach potrzeb własnych. Urządzenia potrzeb własnych najczęściej są napędzane silnikami indukcyjnymi klatkowymi. Ich moce dochodzą dzisiaj do kilkunastu MW. Zmniejszenie zużycia energii elektrycznej przez te napędy jest możliwe poprzez m.in.: optymalny dobór nowoczesnych silników (obciążenie znamionowe, napięcie zasilania) oraz stosowanie zawansowanych układów regulacji wydajności (w tym napędy zmiennoprędkościowe), dostosowanych do rytmu pracy bloku energetycznego. Poprawa efektywności energetycznej jest obecnie jednym z celów strategicznych rozwoju UE. W rozdziale przedstawiono przykładowe wyliczenia oszczędności energii wynikające z zastosowania różnych wariantów regulacji wydajności w odniesieniu do pompy zasilającej. Rozpatrzono różne warianty pracy pompy oraz typowe sposoby regulacji stosowane obecnie w nowoczesnych instalacjach. Obliczenia przeprowadzone zostały w oparciu o rzeczywiste czasowe przebiegi zmienności obciążenia oraz charakterystyki urządzeń dla dużych bloków energetycznych pracujących w krajowym systemie elektroenergetycznym.

1. Wstęp

Zagadnienie poprawy efektywności energetycznej wpisuje się w realizowany w Unii Europejskiej pakiet energetyczny „3x20%”. Zakłada on wzrost efektywności energetycznej o 20 %, zwiększenie udziału OZE w ogólnym bilansie energetycznym o 20 % i ograniczenie emisji CO₂ również o 20 % - w perspektywie do 2020 roku. Z tych trzech filarów najbardziej racjonalnym jest właśnie ograniczanie zużycia energii przez odbiorców – można osiągnąć duże oszczęd-

ności paliw i innej energii pierwotnej przy stosunkowo niedużych nakładach inwestycyjnych.

Zgodnie z Ustawą [1], poprawa efektywności energetycznej elektrowni ciepłej węglowej sprowadza się przede wszystkim do ograniczenia zużycia energii elektrycznej w układach potrzeb własnych. Dodatkowo, obwieszczenie Ministra Gospodarki [2] podaje rodzaje przedsięwzięć służące temu celowi, w tym modernizację lub wymianę urządzeń potrzeb własnych, takich jak: wentylatory powietrza i spalin, układy pompowe i pompy (płynna regulacja obrotów), układy odzūżlania, młyny węglowe, układy sterowania i automatyki, sprężarki, silniki elektryczne (stosowanie falowników), urządzenia do uzdatniania wody, oświetlenie.

Pojęcie efektywności energetycznej, zgodnie z definicją ustawową, wyraża się liczbowo za pomocą wskaźnika efektywności:

$$WE = \frac{E_{uz}}{A_{el}} \quad (1)$$

gdzie:

E_{uz} – efekt użytkowy („efekt uzyskany w wyniku dostarczenia energii do danego obiektu, urządzenia technicznego lub instalacji, w szczególności: wykonanie pracy mechanicznej, zapewnienie komfortu cieplnego, oświetlenie” [1]),

A_{el} – energia elektryczna zużyta przez silniki elektryczne (powinno się ją mierzyć w rozdzielniach, do których przyłączone są napędy urządzeń, tak aby uwzględniać straty w torach zasilania).

Należy zauważyć, że o ile energia elektryczna jest zdefiniowana jednoznacznie, to w przypadku efektu użytkowego takiej jednoznaczności nie ma. W przypadku dużych pomp i wentylatorów (a także młynów węglowych), których wydajności zależą od pracy bloku (są narzucone z góry), za efekt użytkowy powinno się przyjmować ilość przetransportowanego (przygotowanego) medium: wody, powietrza, spalin, paliwa. Tutaj, zwiększenie wskaźnika WE, zgodnie ze wzorem (1), praktycznie sprowadza się tylko do zmniejszenia zużywanego energii A_{el} . W innych sytuacjach, np. przy modernizacji oświetlenia, czy systemów ogrzewania, można również brać pod uwagę zwiększanie efektów użytkowych (ich poprawę) przy niezmiennym lub nawet zmniejszonym zużyciu energii.

Ponadto należy wziąć pod uwagę, że przy modernizacjach układów technologicznych elektrowni zmierzających do obniżenia jednostkowego zużycia paliwa lub pary (np. rozbudowa układu regeneracji wody zasilającej, wykorzystanie ciepła odpadowego), wskaźniki efektywności urządzeń potrzeb własnych mogą się pogorszyć. Będzie się tak działo, gdy punkty pracy urządzeń (silników również) przesuną się w stronę niższych sprawności. Należy wtedy odpowiednio zmodernizować układy napędowe (optymalny dobór urządzeń, silniki o mniejszych mocach).

W układach napędowych pomp czy wentylatorów stosowane są przede wszystkim silniki indukcyjne klatkowe o mocach jednostkowych dochodzących w dużych elektrowniach do kilkunastu MW. Zmniejszenie zużycia energii elektrycznej przez te napędy jest możliwe m.in. poprzez odpowiedni (optymalny) dobór nowoczesnych silników do napędzanych urządzeń oraz zastosowanie zaawansowanych, zmiennoprędkościowych układów regulacji wydajności.

Wybór sposobu regulacji wydajności urządzeń powinien być zawsze poprzedzony szczegółową analizą techniczno-ekonomiczną, w tym analizą zmienności obciążenia danej instalacji w ciągu roku. Przykładowo, dla urządzeń głównych dużych bloków (pompy wody zasilającej, wentylatory kotłowe), ważny jest reżim pracy bloku (praca w ARCM, rola w systemie elektroenergetycznym, zmienność jakościowa paliwa, sposób regulacji ciśnienia i temperatury pary itp.).

2. Analiza poprawy efektywności energetycznej dla pompy wody zasilającej

2.1. Założenia i dane do obliczeń

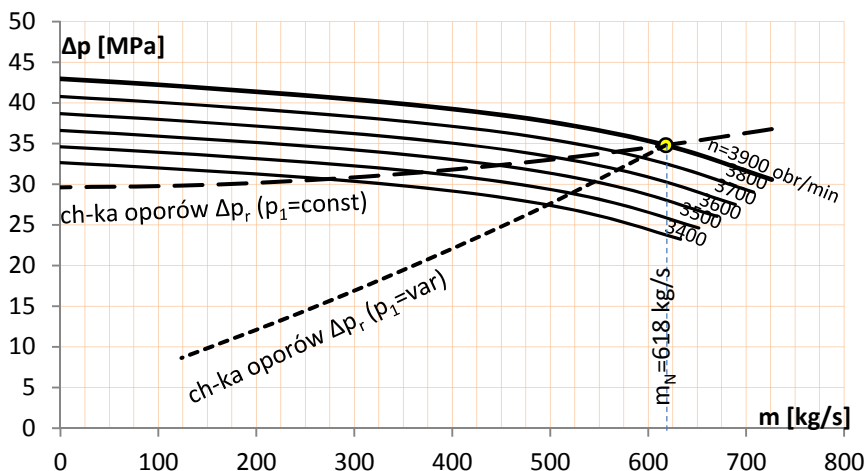
Do analiz przyjęto wysokociśnieniową pompę wirową odśrodkową współpracującą z rurociągiem wody zasilającej kocioł. Rozpatrzono dwa przypadki (reżimy) pracy układu kocioł-turbina: ze stałym ciśnieniem pary ($p_1 = \text{const}$) i z ciśnieniem poślizgowym ($p_1 = \text{var}$). Na rys. 1. pokazano charakterystyki pompy oraz oporów układu. Pompa pracuje na bloku energetycznym o mocy 900 MW opalany węglem kamiennym. Założono, że blok pracuje w podstawie systemu i jego obciążenie zmienia się ciągu roku od ok. 700 MW do 900 MW, wg wykresu przedstawionego na rys. 2. Dla uproszczenia przyjęto, że wydajność pompy zmienia się proporcjonalnie do obciążenia bloku.

Dla każdego reżimu pracy bloku rozpatrzono 4 warianty regulacji wydajności pompy:

- (a) zastosowanie standardowego sprzęgła hydrokinetycznego z przekładnią zwiększającą obroty silnika indukcyjnego klatkowego zasilanego z sieci (**wariant SH**);
- (b) zastosowanie nowoczesnego sprzęgła hydrokinetycznego z przekładnią planetarną (Vorecon firmy Voith) (**wariant SV**);
- (c) zastosowanie przemiennika częstotliwości (falownika) do zasilania i zmiany prędkości obrotowej silnika indukcyjnego klatkowego (**wariant F**);
- (d) zastosowanie zaworu dławiącego przepływ pompy (**wariant DŁ**).

Schematy w/w wariantów pokazano na rys. 3. (zaznaczono najważniejsze wielkości uwzględniane w obliczeniach), natomiast w tabeli 1. podano podstawowe dane układów przyjęte do obliczeń.

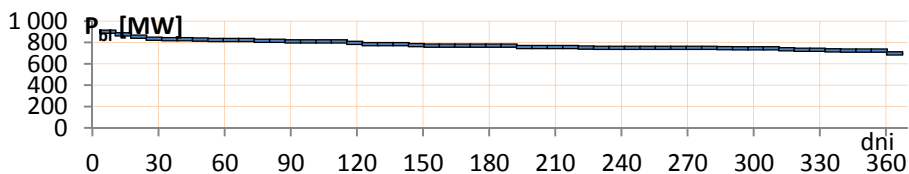
Podstawowe charakterystyki pomp, wentylatora oraz silników i sprzęgieł hydraulicznych zostały zaczerpnięte z danych literaturowych oraz z katalogów producentów. [3,4,5,6,7] Zostały one dla potrzeb analiz zaproksymowane wielomianami. W analizie uwzględniono zależność sprawności elementów układu napędowego od wydajności, prędkości obrotowej i konfiguracji układu – przykładowe charakterystyki ilustrujące te zależności przedstawiono na rys. 4.



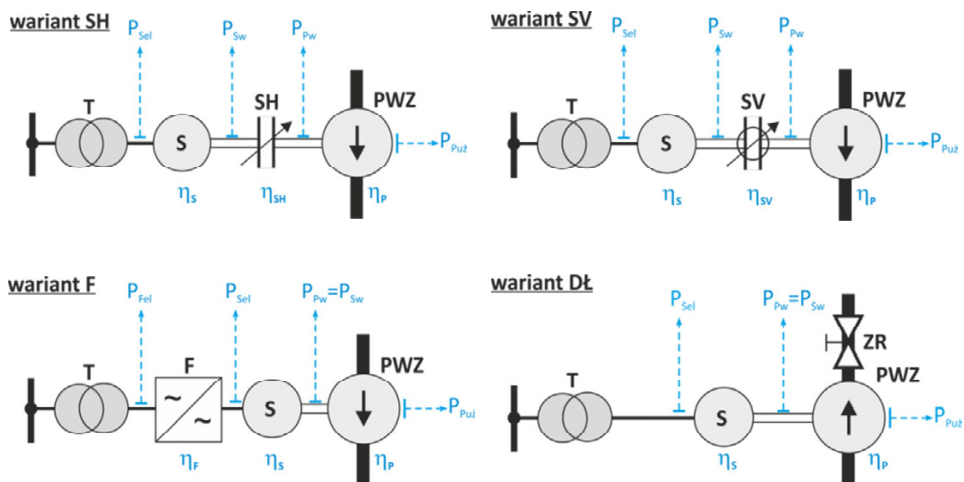
Rys. 1. Charakterystyki pompy wody zasilającej oraz oporów układu dla stałego ciśnienia pary ($p_1=\text{const}$) oraz ciśnienia poślizgowego ($p_1=\text{var}$)

Tabela 1. Dane znamionowe pompy wody zasilającej i elementów układu napędowego

Pompa		Falownik i sprzęgła hydrokinetyczne	
wydajność	618 kg/s	sprawność falownika	98%
przyrost ciśnienia	34,8 MPa	sprawność sprzęgła standardowego	97%
sprawność	80%	sprawność sprzęgła Vorecon	96%
prędkość obrotowa wirnika	3900 obr/min	Parametry czynnika	
moc na wale	30000 kW	temperatura wody	190°C
Silnik		ciśnienie wody	35 MPa
moc silnika (wał)	31500 kW	gęstość wody	898 kg/m ³
sprawność silnika	97 %		

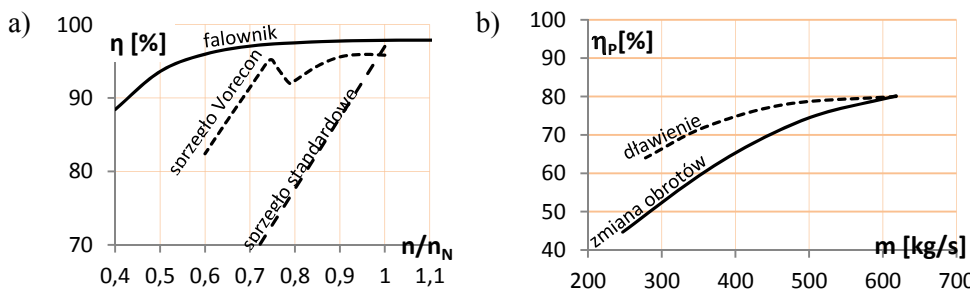


Rys. 2. Roczny uporządkowany wykres obciążenia bloku



Rys. 3. Układy pracy pompy zasilającej w różnych wariantach regulacji wydajności.

T – transformator zasilający, S - silnik indukcyjny klatkowy, SH – sprzęgło hydrokinetyczne standardowe, SV – sprzęgło hydrokinetyczne planetarne (Vorecon); PWZ – pompa wody zasilającej; F – falownik; ZR – zawór regulacyjny (dławiaczy); P_{Sel}, P_{Fel} – moce elektryczne pobierane przez silnik i falownik; P_{Sw}, P_{Pw} – moce mechaniczne na wale silnika i pompy; P_{Puz} – moc użyteczna pompy; η_s , η_p , η_{SH} , η_{SV} , η_F – sprawności urządzeń.



Rys. 4. Zmiany sprawności napędów zmiennoprędkościowych w zależności od prędkości obrotowej (a) oraz pompy w zależności od wydajności i rodzaju regulacji (b).

2.2. Obliczenie zmienności obciążeń dla różnych wariantów regulacji wydajności pompy

Obliczenie zmienności obciążenia polegało na wyznaczeniu funkcji:

$$P_{el}=f(P_{bl}), \quad (2)$$

gdzie: P_{bl} – obciążenie bloku, MW;

P_{el} – moc elektryczna pobierana przez układ napędowy pompy, kW;

W ogólności moc elektryczna pobierana z sieci była wyliczana ze wzoru:

$$P_{el}=\frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_p \cdot \eta_s \cdot \eta_U} \quad (3)$$

gdzie: $\Delta p, \dot{V}$ – przyrost ciśnienia [MPa] i wydajność objętościowa pompy [m^3/s] wyznaczające punkt pracy pompy. Iloczyn $\Delta p \cdot \dot{V}$ jest to tzw. moc użyteczna pompy, czyli szybkość przyrostu energii wody w pompie;

η_p – sprawność pompy;

η_s – sprawność silnika elektrycznego;

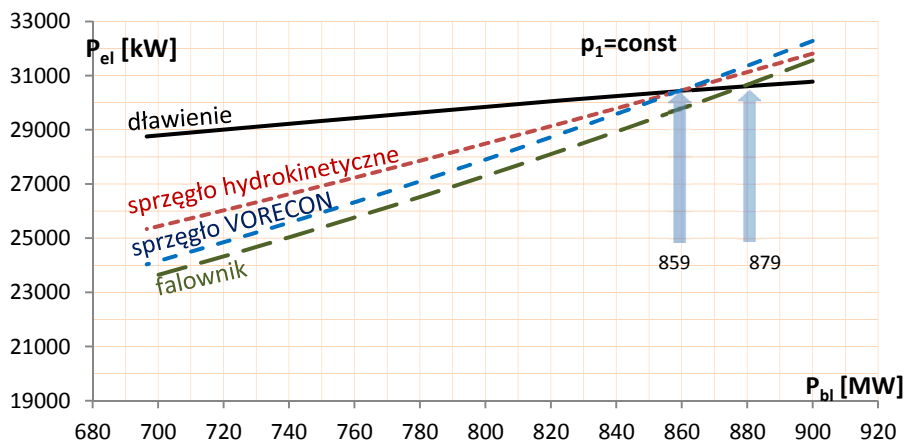
η_U – sprawność pozostałych elementów układu napędowego, określana

jako:

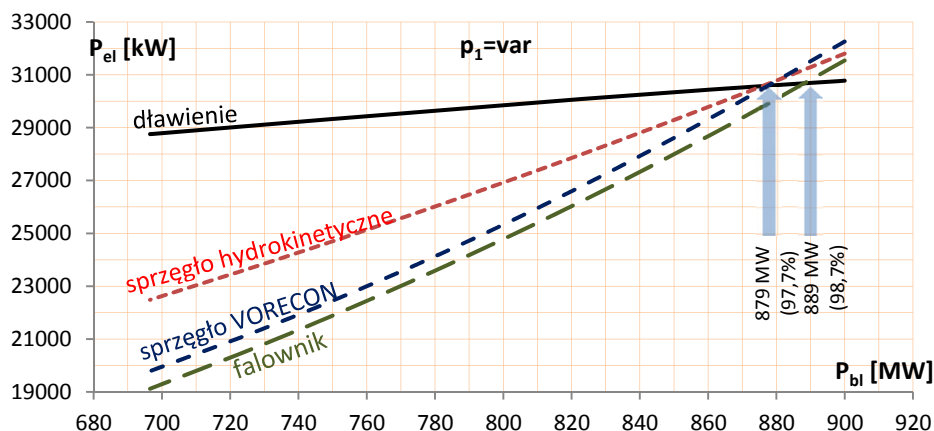
$$\eta_U = \begin{cases} \eta_{SH} & \text{- dla wariantu SH (sprawność stand. sprzęgła hydr.)} \\ \eta_{SV} & \text{- dla wariantu SV (sprawność sprzęgła Vorecon)} \\ \eta_F & \text{- dla wariantu F (sprawność falownika)} \\ 1 & \text{- dla wariantu DŁ (dławienie)} \end{cases} \quad (4)$$

Sprawności poszczególnych elementów układu napędowego, użyte we wzorach (3) i (4) były wyznaczane w oparciu o charakterystyki przedstawione w podpunkcie 2.1.

Wyniki obliczeń, osobno dla bloku pracującego ze stałym ciśnieniem pary i dla bloku z ciśnieniem poślizgowym, przedstawiono w formie wykresów na rys. 5. i rys. 6. Wykresy te pokazują jak zmienia się obciążenie elektryczne układu napędowego pompy (dla rozpatrywanych wariantów regulacji wydajności) przy zmianach obciążenia bloku. Na wykresach zaznaczono te obciążenia bloku, przy których pobór mocy przez pompę jest taki sam dla różnych wariantów.



Rys. 5. Porównanie zmienności obciążeń elektrycznych dla różnych układów napędowych pompy wody zasilającej przy założeniu stałego ciśnienia pary do turbiny



Rys. 6. Porównanie zmienności obciążeń elektrycznych dla różnych układów napędowych pompy wody zasilającej przy założeniu poślizgowego ciśnienia pary do turbiny

2.3. Obliczenie wskaźników skumulowanych

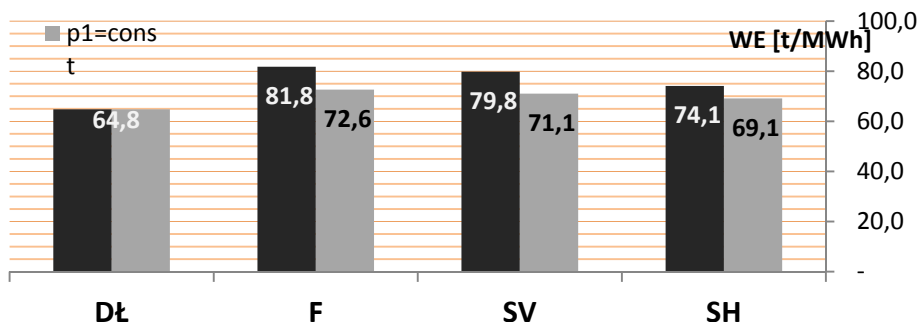
Skumulowane wskaźniki dla różnych sposobów regulacji wydajności pompy obliczono w oparciu o roczne zużycia energii przez układy napędowe – zgodnie z przyjętym grafikiem obciążenia bloku. Do obliczeń założono stałe jednostkowe zużycie paliwa przez blok: 0,307 t/MWh oraz szacunkowe ceny: energii elektrycznej 190 zł/MWh, węgla kamiennego: 300 zł/t. Do wyliczenia kosztów związanych z opłatami środowiskowymi założono, że blok emituje gazy i pyły w ilościach odpowiadających obowiązującym standardom emisji

oraz przyjęto wartości opłat na rok 2014 (wg obwieszczenia Ministra Środowiska). Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 2., a na rys. 7. porównano wskaźniki efektywności dla poszczególnych wariantów (skumulowane, roczne).

Tabela 2. Porównanie wskaźników skumulowanych dla różnych sposobów regulacji wydajności pompy wody zasilającej

Wskaźnik		p ₁ =const				p ₁ =var			
		wariant regulacji PWZ				wariant regulacji PWZ			
		SH	SV	F	DŁ	SH	SV	F	DŁ
roczne zużycie energii	GWh	242,4	235,8	230,7	258,5	226,1	209,9	204,9	258,5
względne zmniejszenie zużycia energii ^{*)}	%	6,64	9,37	11,46	-	13,37	20,05	22,12	-
wskaźnik zużycia energii na potrzeby własne	%	3,73	3,63	3,55	3,98	3,48	3,23	3,15	3,98
wskaźnik efektywności energetycznej	t/MWh	69,1	71,1	72,6	64,8	74,1	79,8	81,8	64,8
zużycie paliwa	tys. ton	74,5	72,5	70,9	79,5	69,5	64,5	63,0	79,5
oszczędność zużycia paliwa ^{*)}	tona	4,95	6,98	8,54	-	9,97	14,9	16,5	-
koszty uniknięte dla paliwa ^{*)}	mln zł	1,48	2,09	2,56	-	2,99	4,48	4,94	-
emisje NO _x	tona	114,2	111,1	108,7	121,8	106,5	98,90	96,54	121,8
emisje SO ₂	tona	114,2	111,1	108,7	121,8	106,5	98,90	96,54	121,8
emisje pyłu	tona	17,1	16,7	16,3	18,3	16,0	14,8	14,5	18,3
emisje CO ₂	tona	164,8	160,3	156,9	175,8	153,7	142,7	139,3	175,8
uniknięte emisje NO _x ^{*)}	tona	7,58	10,7	13,1	-	15,3	22,9	25,3	-
uniknięte emisje SO ₂ ^{*)}	tona	7,58	10,7	13,1	-	15,3	22,9	25,3	-
uniknięte emisje pyłu ^{*)}	tona	1,14	1,61	1,96	-	2,29	3,44	3,79	-
uniknięte emisje CO ₂ ^{*)}	tona	10,9	15,4	18,9	-	22,0	33,0	36,5	-
uniknięte opłaty środowiskowe ^{*)}	tys. zł	11,6	16,4	20,0	-	23,4	35,1	38,7	-

^{*)} w stosunku do wariantu dławienia (DŁ)

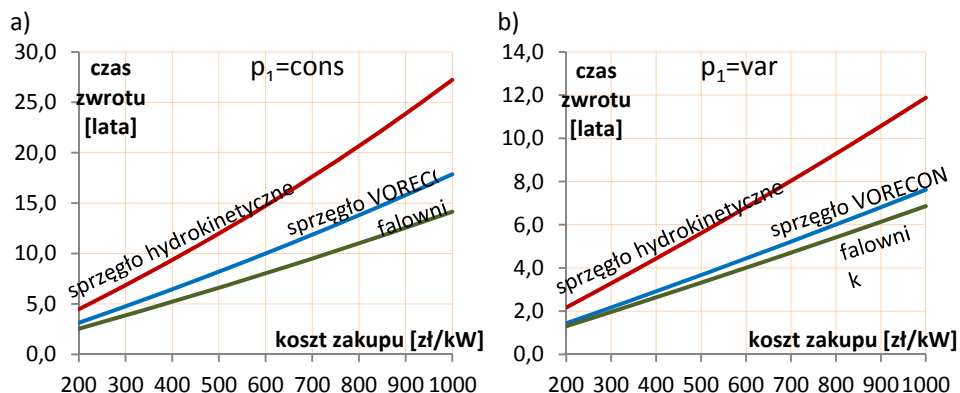


Rys. 7. Porównanie rocznych wskaźników efektywności energetycznej dla różnych wariantów regulacji wydajności pompy (dla dwóch reżimów pracy kotła)

Dokonano zatem uproszczonej analizy ekonomicznej rozważanych wariantów, przyjmując następujące założenia:

- wariantem odniesienia (bezinwestycyjnym) jest regulacja dławieniowa wydajności pompy;
- ceny urządzeń regulacyjnych (sprzęgieł, falowników, przekładni) wyrażają się w zł za kilowat mocy urządzenia (przyjęto moc znamionową 32 MW) i kształtują się w granicach od 200 do 1000 zł/kWh;
- koszty inwestycyjne pokrywane są ze środków własnych inwestora (bez kredytowania);
- koszty eksploatacji urządzeń wynoszą średnio 1% kosztów inwestycyjnych rocznie;
- koszty uniknięte są takie same w kolejnych latach eksploatacji (stałe ceny paliwa);

W wyniku analizy oszacowano czasy zwrotu kosztów inwestycyjnych (zrównanie kosztów inwestycyjnych z unikniętymi kosztami paliwa) w zależności od kosztów zakupu urządzeń (rys. 8).



Rys. 8. Czasy zwrotu kosztów inwestycyjnych dla różnych wariantów regulacji w zależności od kosztów zakupu urządzeń regulacyjnych: a) praca bloku ze stałym ciśnieniem, b) praca bloku z ciśnieniem poślizgowym

3. Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzone analizy, których syntetyczne wyniki przedstawiono w rozdziale 2. pozwalają na wyciągnięcie następujących wniosków:

- Zużycie energii przez pompę wody zasilającej przy zmiennoprędkościowej regulacji wydajności jest istotnie zależne od reżimu pracy bloku. Z prostych kalkulacji wynika, że poruszanie się punktu pracy pompy po stosunkowo płaskiej charakterystyce oporów dla stałego ciśnienia pary za kotłem ($p_1 = \text{const}$) daje większe zużycie energii w porównaniu z bardziej stromą charakterystyką oporów dla ciśnienia poślizgowego ($p_1 = \text{var}$). Te różnice widoczne są we wszystkich analizach – zawsze na korzyść układu z ciśnieniem poślizgowym.
- Stopień oszczędności energii dla różnych wariantów regulacji wydajności zależy od zmienności obciążenia bloku. Im większe niedociężenia, tym bardziej opłaca się stosować zaawansowane, zmiennoprędkościowe sposoby regulowania wydajności pompy. Z analizy wykresów przedstawionych na rys. 5. i rys. 6. wynika, że przy niedużych zmianach obciążenia (do 95-98 procent obciążenia znamionowego), najmniej energochłonna jest prosta regulacja przez dławienie. Przy schodzeniu z obciążeniem poniżej tych wartości, lepsze efekty dają regulacje zmiennoprędkościowe. Wpływ na ten efekt mają dodatkowe straty energii w urządzeniach regulacyjnych (sprzęgłach hydrokinetycznych i falowniku): do pewnego poziomu przewyższają one straty energii w pompie na pokonanie oporów dławienia przepływu.
- Przy coraz niższych obciążeniach bloku wyraźnie widać mniejszą energochłonność regulacji zmiennoprędkościowej w stosunku do dławienia prze-

pływu (rys. 5., 6.). Różnice te są znacznie większe dla reżimu pracy bloku z ciśnieniem poślizgowym. Dla obydwu reżimów pracy wyraźnie największe obciążenie dla tych trzech wariantów regulacji występuje dla układu napędowego ze sprzęgłem hydrokinetycznym. Jest to spowodowane istotnym wpływem prędkości obrotowej na sprawność tego sprzęgła (rys. 4a.). Biorąc pod uwagę to, że takie rozwiązanie jest często stosowane w elektrowniach, można stwierdzić, że tkwią tutaj duże możliwości poprawy efektywności energetycznej potrzeb własnych.

- Stosowanie bardziej zaawansowanych technicznie sposobów regulacji zmiennoprędkościowej, czyli nowoczesnych sprzęgieł z przekładniami planetarnymi lub falowników (przetwornic częstotliwości), daje zbliżone efekty energetyczne w całym zakresie zmian obciążenia bloku (rys. 5. i rys. 6.). Obciążenie w wariantcie z falownikiem jest o kilkadziesiąt kW mniejsze w porównaniu z wariantem ze sprzęgłem Vorecon. Różnica ta jest stosunkowo niewielka (2-3%), można więc stwierdzić, że o wyborze konkretnego rozwiązania decydować będą głównie koszty zakupu.
- Skumulowane roczne wskaźniki dla rozpatrywanych wariantów przy przyjętym grafiku obciążenia bloku, potwierdzają wcześniejsze wnioski: najmniejsze zużycie energii na napęd pompy występuje w wariantcie z falownikiem (nieco tylko większe występuje dla wariantu ze sprzęgłem Vorecon) (tab. 2., rys. 7.). Przyjmując za wariant odniesienia regulację dławieniową, można oszacować oszczędności energii elektrycznej i, co za tym idzie, oszczędności w paliwie. Uproszczona (szacunkowa) analiza ekonomiczna daje wyobrażenie o czasie zwrotu nakładów inwestycyjnych dla rozpatrywanych wariantów zmiennoprędkościowych (rys. 8.) i umożliwia wyciągnięcie ogólnych wniosków. Po pierwsze, dla reżimu pracy bloku z ciśnieniem poślizgowym, czasy zwrotu są dwukrotnie mniejsze w porównaniu z reżimem stałociśnieniowym. Po drugie, czasy zwrotu przy inwestycji w warianty z falownikiem lub ze sprzęgłem Vorecon są prawie dwa razy krótsze w porównaniu do wariantu ze zwykłym sprzęgłem hydrokinetycznym.

PODZIĘKOWANIA

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 „zeroemisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

Literatura

- [1] Ustawa z 15 kwietnia 2011 r. o efektywności energetycznej, Dz.U. z 2011 r., Nr 94, poz. 551.
- [2] Obwieszczenie Ministra Gospodarki z dnia 21 grudnia 2012 r. w sprawie szczegółowego wykazu przedsięwzięć służących poprawie efektywności energetycznej, M. P. z 11.01.2013 r., poz. 15
- [3] Pawlik M., Skierski J.: „Układy i urządzenia potrzeb własnych elektrowni”. WNT, Warszawa 1986.
- [4] Bernat M.: „Remontować czy wymieniać stare silniki elektryczne w przemysłowych napędach dużej i średniej mocy?” Fundacja na Rzecz Efektywnego Wykorzystania Energii, Katowice 2006.
- [5] Stępniewski M.: „Pompy”. WNT, Warszawa 1985.
- [6] Misiewicz W., Misiewicz A.: „Napędy regulowane w układach pompowych źródeł ciepła”. KA-PE, Warszawa 2008.
- [7] Kubera T., Szulc Z.: „Poprawa efektywności energetycznej układu napędowego pompy wody zasilającej dużej mocy”. Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 78/2007

WPŁYW ENERGOCHŁONNOŚCI PROCESU DESORPCJI NA CHARAKTERYSTYKI SPRAWNOŚCI I EFEKTYWNOŚCI EKONOMICZNEJ BLOKU DWUPALIWOWEGO ZINTEGROWANEGO Z ABSORPCYJNĄ INSTALACJĄ SEPARACJI CO₂

Janusz Kotowicz, Łukasz Bartela, Dorota Mikosz

Politechnika Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
ul. Konarskiego 20, 44-100 Gliwice

W rozdziale zaprezentowano rezultaty analiz termodynamicznych i ekonomicznych zrealizowanych dla bloku węglowego na parametry nadkrytyczne o mocy elektrycznej brutto 900 MW. Badany układ został zintegrowany z absorpcyjną instalacją separacji CO₂. Proces desorpcji pozwalający na regenerację nasyconego sorbentu wymaga doprowadzenia ciepła. W klasycznych rozwiązaniach źródłem pary jest upust turbiny parowej bloku energetycznego. Takie rozwiązanie wymaga zaprojektowania turbiny o specjalnej konstrukcji, bądź też w przypadku układów modernizowanych ingerencji w konstrukcję turbiny dla umożliwienia pobrania z niej znacznej ilości pary o odpowiednim ciśnieniu. Rozpatrzono wariant alternatywny zasilania w ciepło procesu desorpcji zakładający dodatkowo integrację z blokiem energetycznym układu gazowo-parowego z turbiną parową przeciwną. Takie rozwiązanie umożliwia zasilanie w ciepło procesu desorpcji parą opuszczającą turbinę przeciwną, co ważne bez ingerencji w strukturę bloku energetycznego. Dokonano oceny termodynamicznych oraz ekonomicznych skutków przedmiotowej integracji. Dla potrzeb oceny wykorzystano sprawności wytwarzania energii elektrycznej brutto oraz netto oraz sprawność marginalną. Oceny ekonomicznej dwóch wariantów, tj. bloku bez integracji oraz bloku zintegrowanego z instalacją separacji dokonano przy wykorzystaniu wskaźnika granicznej ceny sprzedaży energii elektrycznej. W ramach analiz uzmienniano wartość wskaźnika energochłonności procesu desorpcji (od 2 do 4 MJ/kgCO₂), a więc wielkości, od której istotnie zależy wymagana wielkość układu gazowo-parowego.

1. Wstęp

Celem stawianym przed obecną gospodarką międzynarodową jest znaczące ograniczenie antropogenicznej emisji dwutlenku węgla [1]. Jest to wynik odgórnie stawianych wymagań co do dekarbonizacji sektora elektroenergetyki

systemowej przez unijnych prawodawców [2, 3, 4]. W aktualnie realizowanych programach strategicznych związanych z tematyką wychwyty i składowania dwutlenku węgla realizowanych przez uczelnie wyższe w kooperacji z potencjalnymi odbiorcami komercyjnymi badanych technologii prowadzone są analizy technologiczne, ekologiczne, ale również ekonomiczne [5]. Technologie sekwestracji rozważane są w trzech najważniejszych ujęciach; są to: Pre combustion - polega na zaangażowaniu nowych komponentów w celu konwersji składników węglowych w podawanym paliwie, Post combustion – polega na usunięciu dwutlenku węgla z produktu spalania, oraz oxy fuel combustion – polega na spalaniu paliwa w atmosferze utleniacza o podwyższonym udziale tlenu [6,9,10,11].

Kierunkiem zintegrowanych działań inwestycyjnych obieranych przez koncerny energetyczne jest nie tylko wymiana starzejącej się bazy jednostek wytwórczych na nowe wysokosprawne bloki energetyczne, ale również dostosowywanie istniejących podmiotów do wymagań rynkowych. Celem minimalizacji ryzyka inwestycyjnego w szczególności należy zabezpieczyć się przed mogącymi w przyszłości zajść istotnymi zmianami realnie kształtującymi otoczenie ekonomiczne. W tym aspekcie istotnego znaczenia w zakresie energetyki nabierają badania technologii mających na celu zmniejszenie emisji CO₂ do atmosfery. W przypadku wystąpienia prognozowanych dziś wyżek cen uprawnień do emisji możliwość włączenia do struktur elektrowni wysokowydajnych układów separacji będzie kluczowa dla zastosowania wysokiego udziału węgla w strukturze użytkowania energii pierwotnej.

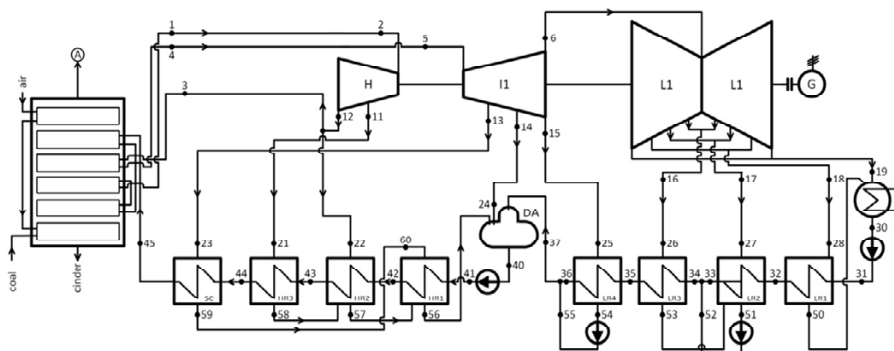
W niniejszym rozdziale analizowany jest blok o mocy 900 MW pracujący w zakresie parametrów nadkrytycznych. Blok ten został zintegrowany z absorpcyjną instalacją wychwyty dwutlenku węgla. W celu zwiększenia wydajności układu zastosowano dwa warianty modułów zasilanych paliwem gazowym pozwalających na produkcję ciepła wymaganego dla realizacji procesu desorpcji. Po zakończeniu analizy termodynamicznej przeprowadzono badanie wskaźników ekonomicznych dla zaproponowanych rozwiązań.

2. Charakterystyka bloku węglowego o mocy 900 MW

Ze względu na rozbudowę systemów energetycznych analizowany przypadek bloku został dopasowany do aktualnie projektowanych oraz realnie powstających jednostek wielkich mocy na terenie Unii Europejskiej. Schemat analizowanego przypadku znajduje się na rysunku 1.

Moc brutto badanego bloku wynosi 900 MW. Układ zasilany jest węglem kamiennym (wartość opałowa 23.93 MJ/kg, wilgoć: 0.090, popiół: 0.200, C: 0.599, O: 0.050, H=0.038, N: 0.012, S: 0.010), który doprowadzany jest kotła pyłowego wyposażonego w pojedynczy przegrzewacz pary wtórnej. Wy-

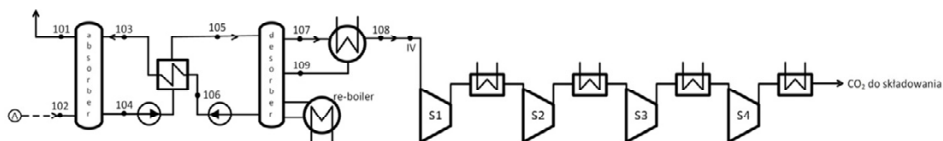
tworzona para o parametrach 650 °C/30 MPa (para świeża) oraz 670 °C/5.9 MPa (para wtórna) kierowana jest na łopatki zespołu turbiny parowej upustowo-kondensacyjnej, który składa się z części wysokoprężnej, średnioprężnej oraz dwuprzepływowej części niskoprężnej. Para pobierana z upustów części turbiny zostaje skierowana do: schładzacza pary (SC), trzech wymienników regeneracyjnych wysokoprężnych (HR), odgazowywacza (DA) oraz czterech wymienników regeneracyjnych niskoprężnych (LR). Ciśnienie pary w skraplaczu zostało założone na poziomie 5 kPa. Sprawności wymienników oraz pozostałe wielkości przyjęte do analizy zamieszczono w tabeli 1.



Rys. 1. Schemat bloku o mocy 900 MW na parametry nadkrytyczne

3. Charakterystyka instalacji separacji CO₂

W analizowanym przypadku zdecydowano się na zintegrowanie bloku o mocy 900 MW z technologią separacji typu post combustion – wykorzystującą metodę absorpcji chemicznej z zastosowaniem sorbentu w postaci wodnego roztworu monoetanolaminy (MEA) [4]. Schemat instalacji zamieszczono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat absorpcyjnej instalacji separacji dwutlenku węgla

Tabela 1. Założenia dot. bloku o mocy 900 MW

Wielkość	Wartość	jednostka	Wielkość	Wartość	jednostka
Przyrost temperatur skroplin w wymiennikach regeneracyjnych niskoprężnych	120.7	K	Sprawność wewn. grup stopni części H turbiny	90.0	%
Przyrost temperatur w wymienniku regeneracyjnym HR1	41.9	K	Sprawność wewn. grup stopni części I turbiny	92.0	%
Przyrost temperatur w wymienniku regeneracyjnym HR3	28.4	K	Sprawność wewn. grup stopni części L turbiny	85.0	%
Przyrost temperatur w schładzacz pary	5.0	K	Sprawność wewn. ostatniej grupy stopni części L turbiny	80.0	%
Spiętrzenia temperatur w wymiennikach regeneracyjnych LR1, LR2, LR3 i LR4	3.0	K	Sprawność generatora	98.8	%
Spiętrzenia temperatur w wymiennikach regeneracyjnych WR1, WR2 i WR3	2.0	K	Sprawność wewnętrzna pomp	85.0	%
Przechłodzenie skroplin w wymiennikach WR1, WR2 i WR3	10	K	Sprawność wymienników regeneracyjnych oraz schładzacza pary	99.5	%
Temperatura wody zasilającej kocioł	310	°C	Straty przepływu w rurociągach pary do wymienników regeneracyjnych oraz schładzacza	2.0	%
Ciśnienie w odgazowawcu	1.15	MPa	Strata przepływu w rurociągu pary od schładzacza do wymiennika regeneracyjnego HR1	1.0	%
Ciśnienie w skraplaczu	0.005	MPa	Straty przepływu wody zasilającej przez wymienniki regeneracyjne i schładzacz	1.0	%
Ciśnienie za pompą skroplin	2.2	MPa	Straty przepływu w rurociągach pary przegrzanej	1.7	%
Strata ciśnienia czynnika obiegowego w kotle	4.2	MPa	Straty mechaniczne turbiny	0.32	MW
Strata ciśnienia pary w przegrzewaczu wtórnym	0.3	MPa			

Głównymi elementami instalacji są dwie kolumny tj. kolumna absorbera, w której następuje reakcja zawiązania dwutlenku węgla zawartego w spalinach (punkt A) z płuczącym strumieniem sorbentu (MEA) oraz kolumny desorbera, gdzie następuje wyizolowanie CO₂ z roztworu MEA przy pomocy ciepła dostarczanego do re-boilera z zewnątrz. Do układu dostarczone zostają spaliny po procesie oczyszczenia, a w tym odsiarczeniu. Proces głębokiego odsiarczania jest wymaganym elementem ciągu technologicznego ze względu na reakcję związków siarki z roztworem MEA. W wyniku reakcji powstają trwałe sole, które przy procesie desorpcji nie podlegają regeneracji co skutkuje znaczną utratą sorbentu. Po zawiązaniu się roztworu MEA z dostarczonym CO₂ pozosta-

łe składniki strumienia spalin zostają wyprowadzone do atmosfery w górnej części kolumny absorbera. Z dolnej części absorbera strumień dwutlenku węgla oraz roztworu MEA zostaje przetransportowany przy pomocy pompy przez wymiennik ciepła do kolumny desorbera. W celu prawidłowego przebiegu procesu desorpcji do przyległego re-boilera zostaje dostarczone ciepło z zewnątrz. Po osiągnięciu przez nasycony sorbent temperatury 125 °C następuje uwolnienie CO₂. Po wyizolowaniu dwutlenek węgla wraz ze znaczną ilością pary wodnej zostaje wyprowadzony górną częścią desorbera do kondensatora (KND-ABS). W kondensatorze następuje końcowe odseparowanie CO₂. Strumień dwutlenku węgla zostaje skierowany do instalacji sprężania. W instalacji składającej się z czterosekcyjnej sprężarki gaz zostaje sprężony do ciśnienia 15 MPa. Po ostatecznym schłodzeniu dwutlenek węgla zostaje przetransportowany do miejsca składowania.

Desorpcja to proces, do którego przebiegu potrzebne jest doprowadzenie dużych ilości ciepła (w tym przypadku pośrednio przez re-boiler). W trakcie planowania koncepcji możliwych rozwiązań dostarczania ciepła opracowano dwa warianty zasilania zewnętrznego opartego o paliwo gazowe. Te rozwiązania pozwalają na rozszerzenie puli możliwych technologii i są w opozycji do klasycznych rozwiązań wymuszających ingerencję w ciąg technologiczny istniejących lub planowany bloków wytwórczych.

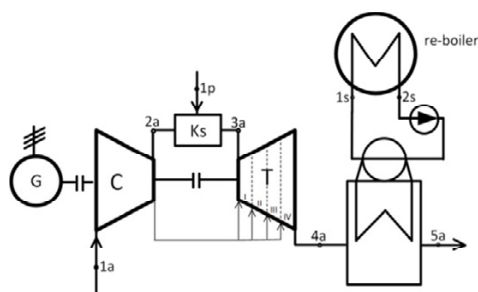
4. Opis instalacji zewnętrznego zasilania instalacji separacji CO₂

W rozwiązaniach klasycznych będących obiektem analiz autorów w [5,12], ciepło dostarczane do procesu desorpcji zostaje pobrane z upustu turbiny parowej bloku wytwórczego. Zaletą tego rozwiązania jest ograniczenie dodatkowych komponentów wytwarzających ciepło, co skutkuje mniejszymi nakładami inwestycyjnymi. Podstawową wadą tego rozwiązania jest jednak konieczność odpowiedniego zaprojektowania turbiny parowej pozwalającego na realizację znacznego upustu pary o określonych parametrach kierowanych bezpośrednio do re-boilera zabudowanego przy kolumnie desorbera. Skutkiem tego zabiegu byłoby zmniejszenie przekrojów poprzecznych w części niskoprężnej turbiny, które pozwalają na zachowanie wysokiej sprawności przy minimalnym przepływie strumienia pary, co jednocześnie wyklucza prowadzenie eksploatacji przy dużych przepływach w chwili braku poboru pary do procesu desorpcji. Ze względu na wady klasycznego rozwiązania w literaturze przedmiotu rozważane są inne alternatywne formy dostarczania ciepła do procesu desorpcji. Możliwym do zastosowania wariantem jest wariant z zewnętrznym źródłem ciepła w postaci kotła zasilanego biomasą [18]. Kolejnym możliwym rozwiązaniem jest tak jak w [14,7,8] zaangażowanie zespołu turbiny gazowej. Para wymagana do

procesu desorpcji produkowana jest w kotle odzyskowym zasilanym spalinami opuszczającymi turbinę gazową. Koncepcja oparta na zespole turbiny gazowej jest przedmiotem analizy w niniejszym rozdziale.

4.1. Zespół turbiny gazowej wraz z parowaczem (wariant A)

Rozważanym w ramach analiz wariantem jest połączenie zespołu turbiny gazowej wraz z parowaczem, który pozwala na przekazanie wymaganego strumienia pary bezpośrednio do absorpcyjnej instalacji separacji. Schemat proponowanego rozwiązania o sygnaturze A zamieszczono na rysunku 3. Zespół turbiny gazowej składa się ze: sprężarki, której spręż wynosi 20, komory spalania, zasilanej paliwem gazowym o składzie: CH_4 : 0.9733, C_2H_6 : 0.0081, C_3H_8 : 0.0046, C_4H_{10} : 0.0026, CO_2 : 0.0028, N_2 : 0.0086, oraz ekspandera. Parowacz odpowiada za wytwarzanie strumienia pary nasyconej kierowanej bezpośrednio do re-boilera instalacji separacji. Zdefiniowane wielkości charakterystyczne zamieszczono w tabeli 2.



Rys. 3. Schemat wariantu A: zespół turbiny gazowej wraz z parowaczem

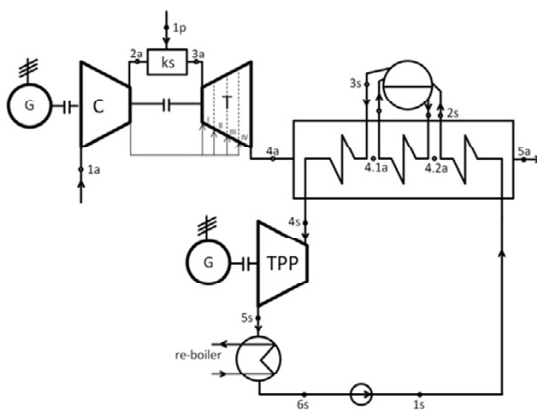
4.2. Zespół turbiny gazowej wraz z obiegiem parowym (wariant B)

Drugim rozpatrywanym wariantem umożliwiającym realizowanie dostaw ciepła na potrzeby desorpcji w ramach zewnętrznego zasilania jest układ turbiny gazowej zespolony z obiegiem parowym. Schemat wariantu B zamieszczono na rysunku 4. Jednym z podstawowych założeń jest zaangażowanie turbiny gazowej o takich samych parametrach jak w wariantcie A. Dodatkowymi założeniami wynikającymi z rozbudowania wariantu są: sprawność izentropowa turbiny parowej przeciwprężnej wynosząca 90%, oraz temperatura pary przegrzanej wynosząca 527 °C. W kotle odzyskowym występuje minimalne spiętrzenie temperatur czynników (tzw. *pinch point*) wraz z niedogrzewem wody na wlocie do walczaka (tzw. *approach point*) [8] wynoszące 5 K. Elementami składowymi obiegu parowego są: jednoprzężny kocioł odzyskowy oraz turbina przeciwpręż-

na, z której kierowany jest bezpośrednio strumień pary do re-boilera w celu prawidłowego przebiegu procesu desorpcji.

Tabela 2. Założenia dot. wariantu A

Wielkość	Wartość	Jednostka	Wielkość	Wartość	Jednostka
Wartość opałowa gazu ziemnego,	48.82	MJ/kg	Wskaźnik ilość powietrza chłodzącego, z tego: - do chłodzenia pierwszego stopnia ekspandera - do chłodzenia drugiego stopnia ekspandera - do chłodzenia trzeciego stopnia ekspandera Wskaźnik ilość powietrza chłodzącego drugi stopień ekspandera	0.5 0.35 0.15	- - -
Temperatura powietrza pobieranego z otoczenia	15	°C			
Temperatura paliwa	15	°C			
Temperatura spalin za komorą spalania	1 430	°C			
Temperatura paliwa	15	°C	Ciśnienie pary	270.66	kPa
Temperatura pary	130	°C	Sprawność izentropowa turbiny gazowej	90	%
Ciśnienie otoczenia	0.1013	MPa	Sprawność izentropowa sprężarki powietrza	88	%
Ciśnienie podawanego paliwa	3.5	MPa	Sprawność generatora	99	%
			Spręż	20	-
			Minimalne spiętrzenie temperatur w parowaczu	5	K



Rys. 4. Schemat wariantu B: zespół turbiny gazowej wraz z obiegiem parowym

Badania zostały zrealizowane dla zmiennej wartości energochłonności procesu desorpcji q_{des} . Wielkość ta uziemienniana była w zakresie wartości od 2 do 4 MJ/kgCO₂.

5. Analiza termodynamiczna

5.1. Wskaźniki oceny termodynamicznej

W celu przeprowadzenia analizy porównawczej zdefiniowano poszczególne sprawności wytwarzania energii elektrycznej dla omówionych w punkcie 4.1 oraz 4.2 wariantów. W tabeli 3 zamieszczono sformułowane zależności.

Tabela 3. Zdefiniowane wskaźniki oceny termodynamicznej układu

Sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto bloków 900 MW zintegrowanych z instalacją separacji oraz układami zewnętrznego zasilania		
Wariant A	$\eta_{el,B} = \frac{N_{el,ST} + N_{el,GT}}{\dot{E}_{chc} + \dot{E}_{chg}},$	(1)
Wariant B	$\eta_{el,B} = \frac{N_{el,ST} + N_{el,GT} + N_{el,BPST}}{\dot{E}_{chc} + \dot{E}_{chg}},$	(2)
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto bloków 900 MW zintegrowanych z instalacją separacji oraz układami zewnętrznego zasilania		
Wariant A	$\eta_{el,N} = \frac{N_{el,ST} + N_{el,GT} - (N_{aux,ST} + N_{aux,SEP})}{\dot{E}_{chc} + \dot{E}_{chg}},$	(3)
Wariant B	$\eta_{el,N} = \frac{N_{el,ST} + N_{el,GT} + N_{el,BPST} - (N_{aux,ST} + N_{aux,BPST} + N_{aux,SEP})}{\dot{E}_{chc} + \dot{E}_{chg}},$	(4)
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej źródeł zewnętrznych wytwarzających parę na potrzeby procesu desorpcji		
Wariant A	$\eta_{el,B,AB} = \frac{N_{el,GT}}{\dot{E}_{chg}},$	(5)
Wariant B	$\eta_{el,B,AB} = \frac{N_{el,GT} + N_{el,BPST}}{\dot{E}_{chg}},$	(6)

Zastosowane oznaczenia:

$N_{el,ST}$ - moc turbiny parowej, $N_{el,GT}$ - moc turbiny gazowej, $N_{el,BPST}$ - moc turbiny parowej przeciwpięrznej, $N_{aux,ST}$ - moc potrzeb własnych turbiny parowej, $N_{aux,GT}$ - moc potrzeb własnych turbiny gazowej, $N_{aux,SEP}$ - moc potrzeb własnych układu separacji, $N_{aux,BPST}$ - moc potrze własnych turbiny parowej przeciwpięrznej, \dot{E}_{chc} - strumień energii chemicznej węgla, \dot{E}_{chg} - strumień energii chemicznej gazu, $\eta_{el,B}$ - sprawność brutto, $\eta_{el,N}$ - sprawność netto, $\eta_{el,B,AB}$ - sprawność brutto zewnętrznego źródła, $\eta_{el,N,AB}$ - sprawność netto zewnętrznego źródła.

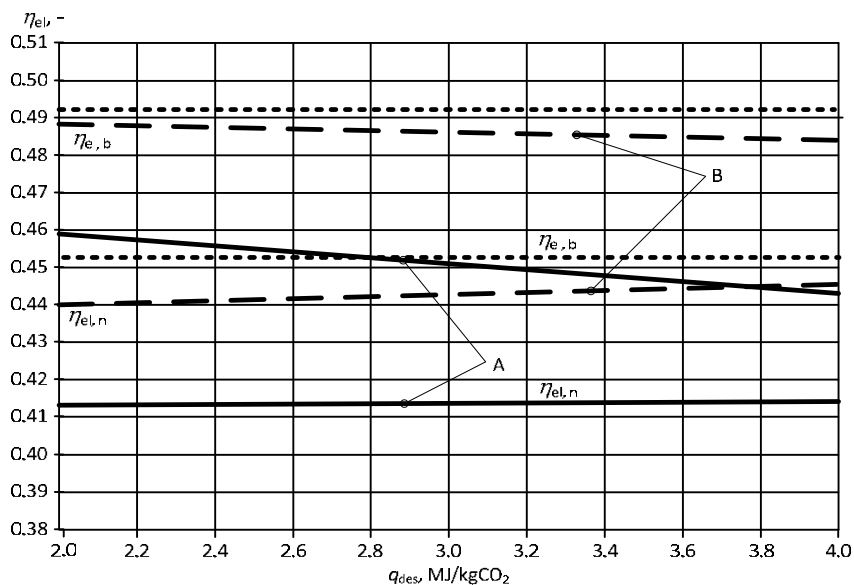
5.2. Rezultaty analizy

W niniejszym punkcie zostały zgromadzone wyniki obliczeń sprawności zdefiniowanych zależności (1)-(6). Uzyskane charakterystyki zostały zestawione ze sprawnościami uzyskiwanymi dla niezintegrowanego bloku odniesienia, którym jest blok o mocy 900 MW opisany szerzej w punkcie 2.

Wszystkie analizy odbywały się dla zmiennej wartości energochłonności procesu desorpcji q_{des} .

Charakterystyka zamieszczona na rysunku 5 to zestawienie sprawności brutto oraz netto wytwarzania energii elektrycznej bloków 900 MW zintegrowanych z instalacją separacji dwutlenku węgla oraz wariantami A oraz B zewnętrznego zasilania. Spadek sprawności brutto układu zintegrowanego w odniesieniu do sprawności brutto bloku referencyjnego w funkcji wzrostu energochłonności q_{des} wynika ze znaczenia efektywności zastosowania w układzie gazu ziemnego, która to jest niższa od efektywności wykorzystania węgla (im wyższa moc turbiny gazowej tym niższa sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto). Wygenerowany w przybliżeniu stały rozkład wartości sprawności netto wytwarzania energii elektrycznej w funkcji wskaźnika q_{des} q_{des} jest rezultatem niewielkiego wpływu tego wskaźnika na wielkość mocy potrzeb własnych, która jest sumą potrzeb własnych bloku 900 MW, absorpcyjnej instalacji separacji oraz instalacji sprężania CO₂. Natomiast w wariantach A oraz B gdzie zastosowano zespół turbiny gazowej wraz z obiegiem parowym, sprawność netto wzrasta wraz ze wzrostem wskaźnika energochłonności q_{des} .

Sprawność wytwarzania energii elektrycznej źródeł zewnętrznych wytwarzających parę na potrzeby procesu desorpcji podane zostały w tabeli 4. Ze względu na zastosowanie turbiny gazowej jako podstawowego elementu układu zewnętrznego zasilania w ciepło re-boilera przy kolumnie desorbera uzyskiwanie sprawności tych komponentów są relatywnie wysokie. Oczywiście dla wariantu B, gdzie dodatkowo występuje obieg parowy o wysokich parametrach pary kierowanej na łopatki turbiny przeciwprężnej sprawności są wyższe niż uzyskiwane przez samodzielną turbinę gazową.



Rys. 5. Charakterystyka sprawności w funkcji wskaźnika zapotrzebowania na ciepło procesu desorpcji, A: Sprawność brutto, netto w wariancie A, B: Sprawność brutto, netto w wariancie B

Tabela 4. Zestawienie sprawności zewnętrznych źródeł zasilania procesu desorpcji

	$\eta_{el, AB}$
Wariant A	38.74%
Wariant B	48.09%

6. Analiza ekonomiczna

6.1. Wskaźniki oceny efektywności ekonomicznej

Rozpatrywane trzy warianty jednostki wytwórczej, tj. blok 900 MW w wariantcie referencyjnym, czyli bez integracji z instalacją absorpcyjnego wychwytu dwutlenku węgla, blok 900 MW zintegrowany z instalacją oraz wariantem A źródła zewnętrznego zasilania procesu desorpcji oraz blok 900 MW zintegrowany z wariantem B zespołu turbiny gazowej wraz z obiegiem parowym zostały objęte analizami ekonomicznymi. W analizach wykorzystano metodę dyskontowego badania efektywności ekonomicznej jednocześnie wykorzystując wskaźnik, którym jest graniczna cena sprzedaży energii elektrycznej. Wartość tego wskaźnika określa minimalną cenę sprzedaży, dla której inwestycja jest

rentowna. Graniczna cena sprzedaży energii elektrycznej została zdefiniowana w następujący sposób:

$$C_{el}^{gr} = C_{el}(NPV = 0), \quad (7)$$

gdzie: NPV- wartość zaktualizowana netto, wyznaczana z zależności:

$$NPV = \sum_{t=0}^{t=N} \frac{CF_t}{(1+r)^t}, \quad (8)$$

gdzie: CF – przepływy pieniężne, r – stopa dyskonta, t – kolejny rok rozważań od momentu rozpoczęcia budowy układu.

Metoda dyskontowa wiąże się z wyznaczeniem przepływów pieniężnych (CF) netto dla okresu t czyli dla każdego roku związanego z inwestycją, zarówno w czasie budowy jak i samej eksploatacji.

Przepływy pieniężne (CF) definiowane są zależnością:

$$CF_t = [-J + S - (K_{op} + P_d + K_{obr.}) + A + L]_t, \quad (9)$$

gdzie: J - nakłady inwestycyjne, S – przychody ze sprzedaży, K_{op} – koszty operacyjne, P_d – podatek dochodowy, $K_{obr.}$ – zmiana kapitału obrotowego, A – amortyzacja, L – wartość likwidacyjna.

W przypadku analizowanego wariantu referencyjnego nakłady inwestycyjne (J) zostały wyznaczone na podstawie wskaźnika jednostkowych nakładów inwestycyjnych (i). Wskaźnik ten określa całościowy nakład inwestycyjny przypadający na 1 kW mocy elektrycznej brutto zainstalowanej w układzie, w relacji:

$$J_{REF} = i_{REF} \cdot N_{el,ST}. \quad (10)$$

W przypadku bloku 900 MW zintegrowanego z kolejnymi wariantami zewnętrznego źródła zasilania (Wariant A i B) wskaźnik jednostkowych nakładów inwestycyjnych jest relatywnie wyższy w stosunku do wariantu referencyjnego ze względu na zwiększenie ilości elementów, a w tym instalacji separacji dwutlenku węgla oraz źródła wytwarzania ciepła. W przypadku układu referencyjnego i_{REF} założono na poziomie 5050 PLN/kW_b. Nakłady jednostkowe jednostek zintegrowanych z instalacją separacji i zespołem turbiny gazowej różnią się między sobą i zależą od energochłonności instalacji separacji. Wielkości jednostkowego nakładu w zależności od wskaźnika energochłonności q_{des} przedstawiono w tabeli 5. Jednostkowe nakłady inwestycyjne dla wariantu A oznaczono symbolem i_A , a dla wariantu B i_B . W przypadku wariantów A i B konieczne jest uwzględnienie puli nakładów inwestycyjnych na układzie turbiny gazowej (J_{UGT}) oraz w wariantcie B dodatkowo nakładów na obieg parowy (J_{BPST}). W celu określenia potrzebnych nakładów zastosowano zależności:

Dla Wariantu A:

$$J = i \cdot N_{el,ST} + J_{UGT}, \quad (11)$$

Dla Wariantu B:

$$J = i \cdot N_{el,ST} + J_{UGT} + J_{BPST}, \quad (12)$$

Nakłady inwestycyjne na układy generujące ciepła dla procesu desorpcji zależą bezpośrednio od wielkości charakteryzujących turbinę gazową wraz z wymiennikami i przedstawiono za pomocą zależności:

$$J_{UGT} = B \cdot [l_{GT} \cdot i_{GT} \cdot N_{el,GT} + 44204 \cdot (kA)^{0,6}], \quad (13)$$

gdzie: B – współczynnik kosztu zabudowy [15], (przyjęto $B=2$), l_{GT} – liczba zabudowawych turbin gazowych, $(N_{el,GT})_n$ – nominalna moc elektryczna turbiny gazowej, kA – przewodność cieplna, W/K. i_{GT} – jednostkowy koszt zakupu turbiny gazowej określony zależnością:

$$i_{UGT} = 21346 \cdot (N_{el,GT})_n^{-0,271}, \quad (14)$$

Wielość nakładów inwestycyjnych na część parową w wariantcie B określono przy wykorzystaniu zależności:

$$J_{BPST} = 9744 \cdot Q^{-0,3122}, \quad (15)$$

gdzie: Q - strumień ciepła uzyskiwany z obiegu parowego kotła odzyskowego [19].

Tabela 5. Jednostkowe nakłady inwestycyjne PLN/kWb, w badanych wariantach

	q_{des}								
	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	3.75	4.00
i_A	4299	4231	4156	4081	4001	3933	3868	3802	3791
i_B	4111	4029	3940	4518	4444	4382	4323	4262	5004

Wskaźniki jednostkowych nakładów inwestycyjnych zostały wyznaczone na podstawie literatury przedmiotu [16-23]. Jednocześnie te same pozycje literaturowe pozwoliły na określenie dla celów analizy wielkości jednostkowych kosztów eksploatacyjnych badanych wariantów, które zamieszczono w tabeli z podstawowymi założeniami do analizy ekonomicznej. Przedstawione w zależności (11) przepływy pieniężne, poza nakładami inwestycyjnymi (J), wpływają na opłacalność inwestycji ze względu na to, że są one skorelowane z charakterystykami termodynamicznymi układów. W trakcie badań należy przyjąć założenia o charakterze mikroekonomicznym, które warunkują funkcjonowanie układu w sektorze elektroenergetyki systemowej. Najistotniejsze założenia zawiera tabela 6. Zasadniczym aspektem analizy jest założenie większych wartości kosztów eksploatacji oraz utrzymania, kosztów remontów, czy też kosztów związanych z zatrudnieniem przy jednostkach zintegrowanych z instalacją separacji. Przeprowadzana analiza ma za zadanie uwierzytelnienie korzyści ekonomicznych zastosowania integracji jednostki wytwórczej z instalacją separacji wraz z zewnętrznym źródłem zasilania w ciepło procesu desorpcji w stosunku do ewentualnych kosztów związanych z emisją gazów cieplarnianych.

Tabela 6. Założenia do analizy ekonomicznej

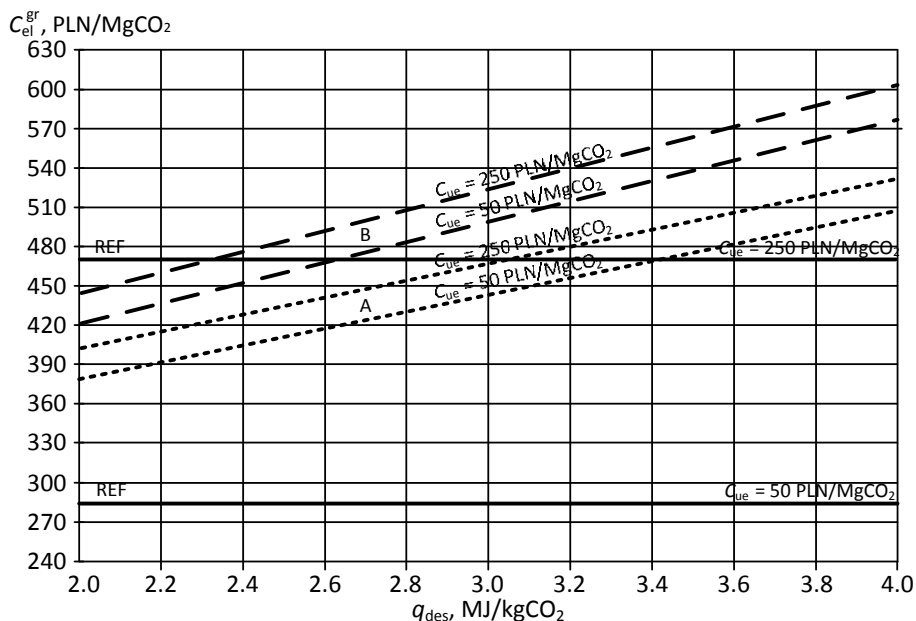
Wyszczególnienie	Jednostka	REF	Wariant A	Wariant B
Czas pracy układu w roku	h/a	8000		
Jednostkowe nakłady inwestycyjne	PLN/kW mocy zainstalowanej	5050	(Patrz Tabela 5)	
Okres budowy	lata	3		
Rozdział nakładów inwestycyjnych na kolejne lata budowy	%	30/50/20		
Udział środków własnych	%	20		
Udział kredytu komercyjnego	%	80		
Rzeczywiste oprocentowanie kredytu komercyjnego	%	6		
Czas spłaty kredytu komercyjnego	lata	10		
Okres eksploatacji	lata	20		
Stopa dyskonta	%	6.2		
Jednostkowe koszty eksploatacji i utrzymania	PLN/MWh	25	51	60
Cena węgla	PLN/GJ	15.22		
Cena gazu ziemnego	PLN/GJ	39.10		
Jednostkowe zatrudnienie (przypadające na 1 MW zainstalowanej mocy na paliwie węglowym oraz paliwie gazowym)	os./MW	0.4	0.5	
Miesięczne wynagrodzenie z narzutami	PLN/etat/m-c	5000		
Średnia stawka amortyzacji	%	6.67		
Wartość likwidacyjna w odniesieniu do nakładów inwestycyjnych	%	20		
Stopa podatku dochodowego	%	19		

W trakcie analiz ekonomicznych dwie wielkości traktowano jako zmienne decyzyjne. Pierwszą, analogicznie do analizy termodynamicznej był wskaźnik energochłonności procesu desorpcji, analizowany w przedziale od 2 do 4 MJ/kgCO₂. Analizy prowadzono dla dwóch wartości ceny uprawnień do emisji, tj. dla 50 oraz 250 PLN/MgCO₂.

6.2. Rezultaty analizy

Na rys. 6 zestawiono charakterystyki granicznej ceny sprzedaży energii elektrycznej w funkcji wskaźnika energochłonności procesu desorpcji. Przedstawione charakterystyki dotyczą dwóch scenariuszy, które zakładają ceny uprawnień do emisji dwutlenku węgla na poziomach: $C_{ue} = 50$ PLN/MgCO₂ oraz $C_{ue} = 250$ PLN/MgCO₂. Na wykresie liniami ciągłymi zaznaczono charakterystyki granicznej ceny sprzedaży energii uzyskanych wygenerowane dla układu referencyjnego. Odpowiednio linie przerywane: kreska krótka oraz kreska długa odnoszą się do wariantu A oraz wariantu B.

Wyniki analiz wskazują na znaczący wpływ energochłonności procesu desorpcji na uzyskiwane wartości ceny granicznej sprzedaży energii elektrycznej. Niezależnie od przyjmowanych do analiz wartości wskaźnika energochłonności wyniki analizy wskazują na przewagę wariantu A nad wariantem B. Różnice pomiędzy granicznymi cenami sprzedaży energii elektrycznej uzyskanymi dla dwóch wariantów są jednak wyższe w zakresie wyższych wartości wskaźnika energochłonności procesu desorpcji. W odniesieniu do bloku referencyjnego w przypadku rozwiązań zintegrowanych z instalacjami separacji wartość wskaźnika efektywności ekonomicznej w niewielkim stopniu zależy od ceny uprawnień do emisji. Wynika to oczywiście z istotnie mniejszej emisji dwutlenku węgla w przypadku układów zintegrowanych. Miejsca przecięcia odpowiednich charakterystyk (uzyskanych dla tych samych wartości cen uprawnień) dla układów zintegrowanych z instalacjami separacji z charakterystykami otrzymanymi na podstawie analiz układu referencyjnego pozwalają na odczytanie wartości wskaźnika energochłonności procesu desorpcji przy jakich integracja bloku według analizowanych wariantów jest ekonomicznie uzasadniona. I tak: inwestycja w blok według wariantu A przy cenie uprawnień na poziomie 250 PLN/MgCO₂ jest uzasadniona jeśli wartość wskaźnika energochłonności nie będzie przekraczać poziomu 3,05 MJ/kgCO₂. W przypadku wariantu B przy cenie uprawnień do emisji na poziomie 250 PLN/MgCO₂ integracja byłaby uzasadniona jeśli wartość wskaźnika energochłonności nie byłaby wyższa od 2,35 MJ/kgCO₂. Przy cenie wynoszącej 50 PLN/MgCO₂ integracja zgodna z wariantem A oraz wariantem B mogłaby być rentowna względem układu referencyjnego przy wartościach wskaźników energochłonności znacznie niższych od 2 MJ/kgCO₂.



Rys. 6. Charakterystyka granicznej ceny sprzedaży w funkcji wskaźnika zapotrzebowania na ciepło procesu desorpcji

7. Wnioski

Analizowane w rozdziale alternatywne rozwiązania zasilania w ciepło proces desorpcji wydają się aktualnie interesujące głównie z technicznego powodu. Wynika to głównie z zalety zaangażowania do produkcji ciepła źródeł zewnętrznych, czego konsekwencją jest brak ingerencji w obieg parowy bloku energetycznego. Wysoka cena gazu ziemnego w dużych ilości wymaganych do zasilania układów zgodnych z wariantami opartymi o wykorzystanie układów turbin gazowych przesądza o niekorzystnych rezultatach analiz ekonomicznych. Kluczowym czynnikiem mogącym decydować w przyszłości o atrakcyjności analizowanych rozwiązań będzie energochłonność procesu desorpcji. Obecnie możliwe do uzyskania wartości wskaźnika energochłonności zawierają się w przedziale od 3 do 4 MJ/kgCO₂. Inwestycja w analizowane rozwiązania przy takim poziomie wartości wskaźnika energochłonności mogłaby być uzasadniona wyłącznie przy wysokich cenach uprawnień do emisji. Możliwość wzrostu sprawności wytwarzania energii elektrycznej, a co za tym idzie poprawy charakterystyk ekonomicznych doszukiwać należy się w optymalizacji układu, głównie w zakresie wykorzystania ciepła odpadowego.

PODZIĘKOWANIA

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 CO₂ ze spalin.

Literatura

- [1] Meerman J.C., Knoope M.M.J., Ramírez A., Turkenburg W.C., Faaij A.P.C., *Technical and economic prospects of coal- and biomass-fired integrated gasification facilities equipped with CCS over time*. International Journal of Greenhouse Gas Control, Volume 16, August 2013, s. 311–323.
- [2] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/1/WE z dnia 15 stycznia 2008 r. *dotycząca zintegrowanego zapobiegania zanieczyszczeniom i ich kontroli*.
- [3] Dyrektywy Rady 85/337/EWG z dnia 27 czerwca 1985 r. *w sprawie oceny skutków wywieranych przez niektóre przedsięwzięcia publiczne i prywatne na środowisko naturalne*.
- [4] Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2004/35/WE z dnia 21 kwietnia 2004 r. *w sprawie odpowiedzialności za środowisko w odniesieniu do zapobiegania i zaradzania szkodom wyrządzonym środowisku naturalnemu*.
- [5] Bartela Ł., Skorek-Osikowska A., Kotowicz J., *Economic analysis of a supercritical coal-fired CHP plant integrated with an absorption carbon capture installation*. Energy 2014;64:513-523.
- [6] *IPCC Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage*. Prepared by Working Group III of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Metz, B., O. Davidson, H. C. de Coninck, M. Loos, and L. A. Meyer (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, 442 pp.
- [7] Bartela Ł., Skorek-Osikowska A., Kotowicz J., *Thermodynamic, ecological and economic aspects of the use of the gas turbine for heat supply to the stripping process in a supercritical CHP plant integrated with a carbon capture installation*. Energy Conversion and Management 2014;85:750-763.
- [8] Bartela Ł., Skorek-Osikowska A., Kotowicz J., *Integracja bloku elektrociepłowni węglowej na parametry nadkrytyczne z instalacją wychwytu dwutlenku węgla oraz turbiną gazową*. Rynek Energii, Nr 3(100), 2012, 56-62.
- [9] Skorek-Osikowska A., Bartela Ł., Kotowicz J., Job M., *Thermodynamic and economic analysis of the different variants of a coal-fired, 460 MW power plant using oxy-combustion technology*. Energy Conversion and management 2013;76:109-120.
- [10] Job M., Bartela Ł., Skorek-Osikowska A., *Analysis of the use of waste heat in an oxy-combustion power plant to replace steam cycle heat regeneration*. Journal of Power Technologies 2013; 93(3):33–141.
- [11] Kotowicz J., Michalski S., *Efficiency analysis of a hard-coal-fired supercritical power plant with a four-end high-temperature membrane for air separation*. Energy 2014;64:109-119.
- [12] Bartela Ł., Skorek-Osikowska A., Kotowicz J., *Analiza ryzyka inwestycyjnego związanego z wdrożeniem technologii separacji CO₂ w nadkrytycznej elektrociepłowni węglowej*. Rynek Energii, Nr 1(110), 2014, 90-95.
- [13] Johanssona D., Sjöblomb J., Berntsson T., *Heat supply alternatives for CO₂ capture in the process industry*. International Journal of Greenhouse Gas Control 2012;8:217-232.
- [14] Chmielniak T., Lepszy S., Wójcik K., *Analysis of gas turbine combined heat and power system for carbon capture installation of coal-fired power plant*. Energy 2012;45:125-133.

- [15] Kotowicz J., *Elektrownie Gazowo-Parowe*, Wydawnictwo KAPRINT, Lublin, 2009.
- [16] Pulverized Coal Oxycombustion Power plants, Volume 1: Bituminous Coal to Electricity. Final report, Rev. 2. DOE/NETL-2007/1291, August 2008.
- [17] Strategic Analysis of the global Status of carbon Capture and storage, Report 2: economic assessment of Carbon Capture and Storage Technologies. *Global CCS Institute*, Canberra, Australia, 2009.
- [18] The future of coal. *Massachusetts Institute of Technology, Cambridge 2007*. URL: http://web.mit.edu/coal/The_Future_of_Coal.pdf, retrieved January 2013.
- [19] Power systems evaluation and benchmarking. *ENCAP (Enhanced Capture of CO₂) Report, 2008*. URL: www.encapco2.org/publications/D-1_2_6_Public_Benchmarking_Report_Final_Update.pdf, retrieved January 2013.
- [20] Power systems evaluation and benchmarking. *ENCAP (Enhanced Capture of CO₂) Report, 2008*. URL: www.encapco2.org/publications/D-1_2_6_Public_Benchmarking_Report_Final_Update.pdf, retrieved January 2013.
- [21] Odenberger M., Kjærstad J., Johnsson F., *Ramp-up of CO₂ capture and storage within Europe*. *International Journal of Greenhouse Gas Control* 2008;2:417–438.
- [22] Ludig S., Haller M., Bauer N., *Tackling long-term climate change together: the case of flexible CCS and fluctuating renewable energy*. *Energy Procedia* 2011;4:2580–2587.
- [23] Skorek J., Kalina J., *Gazowe układy kogeneracyjne*, Warszawa : Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2005, s.245.

OCENA MOŻLIWOŚCI ZWIĘKSZENIA SPRAWNOŚCI BLOKU DWUPALIWOWEGO ZINTEGROWANEGO Z ABSORPCYJNĄ INSTALACJĄ SEPARACJI CO₂ POPRZEZ ZABUDOWĘ MODUŁU ORC

Janusz Kotowicz, Łukasz Bartela, Dorota Mikosz, Mateusz Brzęczek

Politechnika Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
ul. Konarskiego 20, 44-100 Gliwice

W tym rozdziale przedstawiono rezultaty analiz termodynamicznych zrealizowanych dla bloku węglowego na parametry nadkrytyczne o mocy elektrycznej brutto 900 MW zintegrowanego z absorpcyjną instalacją separacji CO₂ oraz układem gazowo-parowym. W ramach układu gazowo-parowego generowana jest para, która wykorzystywana jest dla realizacji procesu desorpcji. Wysokie ciśnienie tej pary umożliwia wcześniejsze zasilenie nią turbiny parowej przeciwprężnej, w której para rozpręża się do ciśnienia wymaganego dla procesu desorpcji. Taki wariant integracji, zakładający wykorzystanie zewnętrznego źródła ciepła stanowi alternatywę dla wariantu klasycznego zakładającego dla realizacji procesu desorpcji pobór pary z upustu turbiny parowej. Zasadniczą wadą analizowanego wariantu jest konieczność użytkowania dużych ilości drogiego paliwa, jakim jest gaz ziemny. Zasadniczym celem analiz była ocena możliwości zwiększenia sprawności bloku poprzez użyteczne wykorzystanie ciepła odpadowego spalin opuszczających kocioł odzyskowy układu gazowo-parowego. Przeanalizowany wariant zakładał zasilanie spalinami modułu ORC. Oceny sposobu podwyższenia sprawności dokonano przy wykorzystaniu zdefiniowanych w pracy wskaźników efektywności termodynamicznej. Analizę przeprowadzono dla różnych wartości wskaźnika energochłonności procesu desorpcji. Wielkość uzmienniano w zakresie wartości od 2 do 4 MJ/kgCO₂.

1. Wstęp

Równocześnie z rozwojem cywilizacji następuje gwałtowny wzrost zapotrzebowania na pierwotne nośniki energii. Wynikiem tego wzrastającego popytu jest zwiększająca się emisja gazów cieplarnianych zwłaszcza na obszarach wysoce zurbanizowanych. Za działaniami mającymi na celu ograniczenie emisji

gazów cieplarnianych przemawia teza mówiąca o negatywnych skutkach nadmiernej emisji, mających odzwierciedlenie w zaobserwowanym w ostatnich dekadach dynamicznym wzroście średniej temperatury atmosfery. Wynikiem szeregu działań mających na celu powstrzymanie globalnego ocieplenia jest między innymi wprowadzenie w państwach Unii Europejskiej szeregu aktów prawnych ukierunkowujących branżę energetyczną ku dekarbonizacji oraz wprowadzaniu technologii niskoemisyjnych.

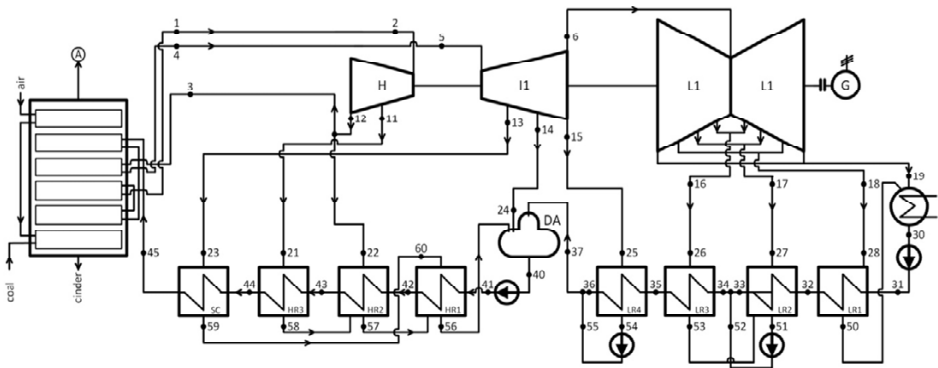
Aktualnie pracujące węglowe jednostki wytwórcze należące do sektora elektroenergetyki systemowej z uwagi na niekorzystne charakterystyki ekologiczne będą musiały zostać poddane niezbędnym modernizacjom. W obrębie bloków nowoprojektowanych nadrzędnym wyzwaniem pozostaje wzrost sprawności [1]. Skutkiem podwyższenia sprawności będzie także spadek emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Przy obecnie przyjętych obostrzeniach eksploatowane jednostki wytwórcze jak i jednostki nowopowstające muszą zostać dostosowane do przeprowadzenia w przyszłości integracji z instalacjami separacji CO₂. Obecnie rozwijane są trzy technologie wychwytu dwutlenku węgla. Technologia *pre-combustion* polega na utlenieniu pierwiastka węgla przed zasadniczym procesem spalania, a następnie usunięciu z paliwa związku CO₂, technologia *post-combustion* polega na separacji związku CO₂ po procesie spalania, natomiast *oxy-fuel combustion* polega na spalaniu paliwa w atmosferze utleniającej o podwyższonym udziale tlenu [6].

W obrębie wymienionych technologii separacji wykorzystać można wiele metod separacji. Jedną z nich jest metoda absorpcji chemicznej. Co ważne już teraz można ją zaimplementować do komercyjnego wykorzystania. W rozdziale poddano analizie jednostkę wytwórczą o mocy 900 MW zintegrowaną z instalacją wychwytu CO₂ wykorzystującą właśnie metodę absorpcji chemicznej. Ze względu na wymagania komponentu separacyjnego wynikające z konieczności doprowadzenia ciepła dla realizacji procesu desorpcji układ został nadbudowany zespołem turbiny gazowej w dwóch wariantach. W ramach rozwinięcia struktury bloków zaproponowano włączenie do układów siłowni ORC (*Organic Rankine Cycle*) z czynnikiem niskowrzącym. Przeprowadzono analizę termodynamiczną zaproponowanych rozwiązań przyjmując zmienną wartość wskaźnika energochłonności procesu desorpcji (procesu regeneracji nasyconego sorbentu) w zakresie od 2 do 4 MJ/kgCO₂.

2. Charakterystyka bloku o mocy 900 MW

Układem referencyjnym jest blok na parametry nadkrytyczne o mocy 900 MW. Jest to jednostka, której struktura oraz wielkości charakterystyczne w niedalekiej przyszłości będą proponowane dla bloków energetycznych.

Schemat bloku referencyjnego zamieszczono na rysunku 1. Wielkości charakterystyczne oraz założenia do analizy przedstawiono w tabeli 1.

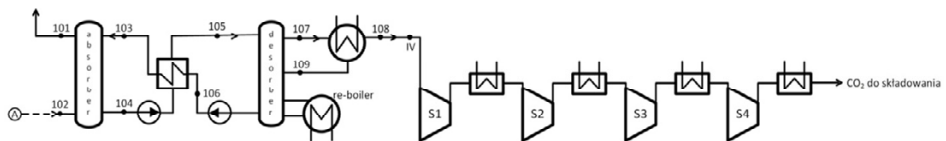


Rys. 1. Schemat bloku o mocy 900 MW

Jednostka referencyjna zasilana jest węglem kamiennym. Kocioł parowy wyposażony jest w pojedynczy przegrzewacz pary wtórnej. Para kierowana jest do zespołu turbiny parowej upustowo-kondensacyjnej składającej się sekcji wysokoprężnej, średnioprężnej oraz sekcji niskoprężnej dwuprzepływowej. Para z upustów turbiny trafia do schładzacza pary (SC), trzech wymienników regeneracyjnych wysokoprężnych (HR), odgazowywacza (DA) oraz czterech wymienników regeneracyjnych niskoprężnych (LR).

3. Charakterystyka instalacji separacji CO₂

Ze względu na wymogi stawiane przez unijnych decydentów [2-5] jednostki wytwórcze już w fazie projektowej powinny być dostosowane do integracji z instalacjami separacji dwutlenku węgla. Analizowany blok o mocy 900 MW został zintegrowany z absorpcyjną instalacją separacji. Schemat proponowanego modułu separacyjnego pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat modułu separacyjnego

Głównymi elementami instalacji opartej o metodę absorpcji chemicznej są dwie kolumny: pierwsza to kolumna absorbera, w której zachodzi proces za-

wiązania związku węglowego z dostarczonym do kolumny sorbentem monoetanolaminy (MEA) [7,8]; drugą jest kolumna desorbera będąca miejscem odseparowania pod wpływem ciepła z zewnątrz dwutlenku węgla z MEA.

Tabela 1. Wielkości charakterystyczne oraz założenia dotyczące bloku o mocy 900 MW

Wielkość	Wartość	Jednostka	Wielkość	Wartość	Jednostka
Wartość opałowa paliwa	23.93	MJ/kg	Ciśnienie za pompą skroplin	2.2	MPa
Wilgość (w paliwie)	9	%	Przyrost temperatur skroplin w wymiennikach regeneracyjnych niskoprężnych	120.7	K
Popiół (w paliwie)	20	%	Przyrost temperatur w wymienniku regeneracyjnym HR1	41.9	K
Węgiel (w paliwie)	59.9	%	Przyrost temperatur w wymienniku regeneracyjnym HR3	28.4	K
Tlen (w paliwie)	5	%	Przyrost temperatur w schładzacz pary	5.0	K
Wodór (w paliwie)	3.8	%	Spiętrzenia temperatur w wymiennikach regeneracyjnych LR1, LR2, LR3 i LR4	3.0	K
Azot (w paliwie)	1.2	%	Spiętrzenia temperatur w wymiennikach regeneracyjnych WR1, WR2 i WR3	2.0	K
Siarka (w paliwie)	1	%	Przechłodzenie skroplin w wymiennikach WR1, WR2 i WR3	10	K
Temperatura pary świeżej	650	°C	Sprawność wymienników regeneracyjnych oraz schładzacza pary	99.5	%
Ciśnienie pary świeżej	30	MPa	Straty przepływu w rurociągach pary do wymienników regeneracyjnych oraz schładzacza	2.0	%
Temperatura pary przegrzanej	670	°C	Strata przepływu w rurociągu pary od schładzacza do wymiennika generacyjnego HR1	1.0	%
Ciśnienie pary przegrzanej	5.9	MPa	Straty przepływu w rurociągach pary przegrzanej	1.7	%
Sprawność wewn. grup stopni części H turbiny	90.0	%	Straty mechaniczne turbiny	0.32	MW
Sprawność wewn. grup stopni części I turbiny	92.0	%	Strata ciśnienia czynnika obiegowego w kotle	4.2	MPa
Sprawność wewn. grup stopni części L turbiny	85.0	%	Strata ciśnienia pary w przegrzewaczu wtórnym	0.3	MPa
Sprawność wewn. ostatniej grupy stopni części L turbiny	80.0	%	Ciśnienie pary w skraplaczu	5	kPa
Sprawność generatora	98.8	%	Temperatura wody zasilającej kocioł	310	°C
Sprawność wewnętrzna pomp	85.0	%	Ciśnienie w odgazowywaczu	1.15	MPa

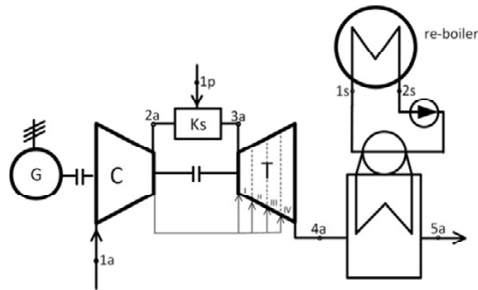
Spaliny przed wprowadzeniem do kolumny absorbera podlegają procesowi głębokiego odsiarczania. W kolumnie absorbera spaliny obmywane są strumieniem wodnego roztworu aminy. Składniki spalin, które nie reagują z MEA zostają odtransportowane i uwolnione do atmosfery w górnej części kolumny. Dwutlenek węgla związany z MEA zostaje przetransportowany przez pompe oraz wymiennik ciepła do kolumny desorbera. W desorberze następuje wyizolowanie CO₂ z sorbentu przy udziale ciepła dostarczanego z zewnątrz pośrednio przez re-boiler. Strumień dwutlenku węgla wraz z parą wodną zostaje przetłoczony do górnej części kolumny desorbera, a następnie opuszczając ją trafia na wymiennik ciepła, gdzie następuje wykroplenie pary wodnej. Strumień CO₂ trafia do instalacji sprężania. Instalacja sprężania składająca się z czterech sekcji sprężania pozwala na uzyskanie ciśnienia CO₂ na poziomie 15 MPa. Po opuszczeniu sekcji sprężania CO₂ jest transportowany do miejsca składowania.

Z punktu widzenia efektywności bloku zintegrowanego z instalacją separacji kluczowym procesem jest proces desorpcji, który wymaga doprowadzenia do instalacji znacznych ilości ciepła. Strumień ciepła doprowadzany jest pośrednio przez wykorzystanie wymiennika ciepła (re-boilera). Warianty instalacji separacji zintegrowanej z jednostką wytwórczą zakładają realizację dostaw ciepła wraz z parą ze źródeł zewnętrznych. W rozważaniach literaturowych [9,10] autorzy analizują możliwość pozyskania strumienia pary z upustu turbiny parowej jednostki nadbudowywanej tą instalacją. Autorzy wskazują na zaletę tego rozwiązania, którą jest brak dodatkowych elementów w strukturze jednostki wytwórczej, które warunkują zwiększenie nakładów inwestycyjnych. Niewątpliwie wadą takiego rozwiązania jest konieczność poboru pary w znacznych ilościach, co powoduje zmniejszenie mocy efektywnej turbiny parowej. Jest to rozwiązanie zarezerwowane w szczególności dla jednostek nowopowstających ze względu na to, że już w fazie projektów można zadbać o ograniczenie strat w przepływie pary przez część niskoprężną turbiny poprzez zmniejszenie przekrojów poprzecznych tej części turbiny. Zabieg ten umożliwi osiągnięcie wysokich sprawności w warunkach minimalnego przepływu pary, jednak eliminuje możliwość wydajnej eksploatacji podczas braku poboru pary do procesu desorpcji. Ze względu na wskazane wady rozwiązania klasycznego zaczęto zastanawiać się nad alternatywnymi możliwościami zasilania w ciepło procesu desorpcji. W literaturze przedmiotu rozważane są układy z zewnętrznym źródłem ciepła w postaci kotła biomasowego [11]. Innym rozwiązaniem jest opisywany w [12] wariant zakładający wykorzystanie zespołu turbiny gazowej, który jest przedmiotem prezentowanej analizy.

4. Zewnętrzne zasilanie instalacji separacji dwutlenku węgla

4.1. Zespół turbiny gazowej z parowaczem

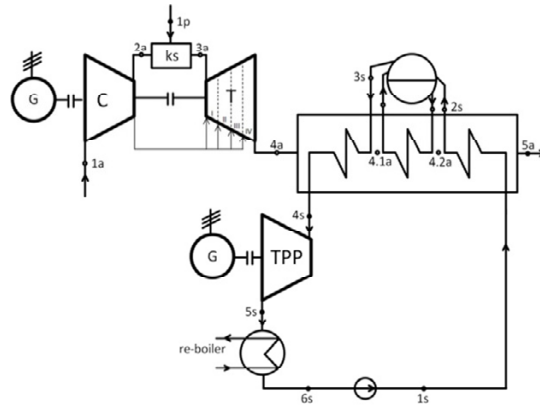
W ramach układu energetycznego celem realizacji procesu desorpcji zaproponowano wykorzystanie potencjału zespołu turbiny gazowej. W wariantcie A zaprezentowanym na rysunku 3 wykorzystano połączenie turbiny gazowej z parowaczem w celu pozyskania pary kierowanej do re-boilera pracującego na potrzeby instalacji separacji. W skład turbiny gazowej wchodzi: sprężarka, komora spalania oraz ekspander turbiny. Wielkości charakterystyczne dotyczące układu zestawiono w tabeli 2.



Rys. 3. Schemat zespołu turbiny gazowej wraz z parowaczem (wariant A)

4.2. Zespół turbiny gazowej z obiegiem parowym

Istnieje możliwość rozbudowania proponowanego wariantu A i uzyskanie układu gazowo-parowego, który produkuje parę w ilości wynikającej z zapotrzebowania instalacji separacji. Schemat proponowanego rozwiązania przedstawia rysunek 4. W skład obiegu parowego zgodnie z [13] wchodzi: jednociesnieniowy kocioł odzyskowy oraz turbina przeciwprężna, która zaopatruje re-boiler w wymagany strumień ciepła. Założono, że w ramach obu wariantów zaimplementowane są takie same turbiny gazowe o charakterystyce zaprezentowanej w tabeli 2. Ze względu na rozbudowanie układu do wariantu B należy przyjąć dodatkowe założenia. W jednociesnieniowym kotle odzyskowym niedogrzew wody na wlocie do walczaka (*approach point*) wynosi 5 K.



Rys. 4. Schemat układu gazowo-parowego (wariant B)

Tabela 2. Wielkości charakterystyczne oraz założenia dotyczące wariantu A oraz B

Wielkość	Wartość	Jednostka	Wielkość	Wartość	Jednostka
Wartość opałowa gazu ziemnego	48.82	MJ/kg	Wskaźnik ilość powietrza chłodzącego łopaty ekspandera, z tego: - do chłodzenia pierwszego stopnia - do chłodzenia drugiego stopnia - do chłodzenia trzeciego stopnia	0.5	-
CH ₄	97.33	%		0.35	-
C ₂ H ₆	0.81	%		0.15	-
C ₃ H ₈	0.46	%	Temperatura powietrza pobieranego z otoczenia	15	°C
C ₄ H ₁₀	0.26	%	Temperatura paliwa	15	°C
CO ₂	0.28	%	Temperatura spalin za komorą spalania	1 430	°C
N ₂	0.86	%	Temperatura pary	130	°C
Spręż	20	-	Sprawność izentropowa turbiny gazowej	90	%
Ciśnienie otoczenia	0.1013	MPa	Sprawność izentropowa sprężarki powietrza	88	%
Ciśnienie podawanego paliwa	3.5	MPa	Sprawność generatora	99	%
Ciśnienie pary	270.66	kPa	Minimalne spiętrzenie temperatur w parowaczu (<i>pinch point</i>)	5	K
Względna strata ciśnienia w prze-grzewa-	1/5/1	%			

Podstawową wielkością decydującą o wielkości strumienia ciepła jaki musi być wygenerowany w źródle zewnętrznym dla zasilania procesu desorpcji jest

wskaźnik energochłonności procesu desorpcji q_{des} . Strumień ciepła generowany w źródle zewnętrznym określa jest zależnością:

$$\dot{Q}_{TG} = \frac{\dot{Q}_{des}}{\eta_{reboiler}} = \frac{1}{\eta_{reboiler}} \dot{m}_{sp} g_{CO_2} R_{CO_2} q_{des}, \quad (1)$$

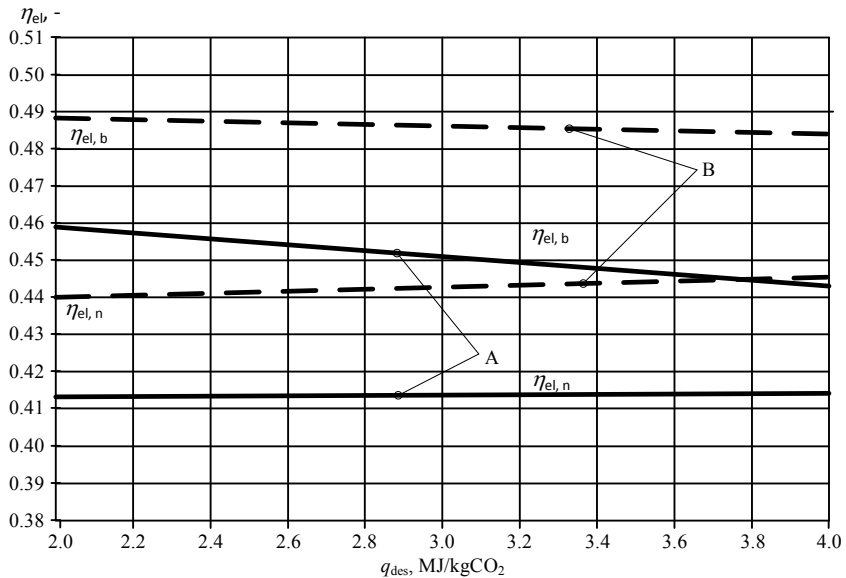
gdzie: \dot{Q}_{des} – strumień ciepła wymagany dla realizacji procesu desorpcji, MW, $\eta_{reboiler}$ – sprawność wymiennika ciepła - re-boilera (99%), \dot{m}_{sp} – strumień spalin trafiających do instalacji separacji, kg/s, g_{CO_2} – zawartość CO₂ w spalinach, kgCO₂/kg_{sp}, R_{CO_2} – stopień odzysku CO₂ (90%).

Analiza przeprowadzona została przy zmiennych wartościach wskaźnika energochłonności procesu desorpcji q_{des} . Wielkość tą uziemienniano w przedziale wartości od 2 do 4 MJ/kgCO₂.

Na rysunku 5 zamieszczono charakterystyki sprawności brutto oraz netto wytwarzania energii elektrycznej uzyskane dla wariantów A i B zintegrowanych z blokiem o mocy 900 MW wraz z instalacją separacji dwutlenku węgla. Wielkości uzyskane w funkcji wskaźnika energochłonności procesu desorpcji q_{des} , można odnieść do sprawności bloku referencyjnego, gdzie separacja nie jest prowadzona. Sprawność brutto bloku 900 MW wynosi 49.10%, a netto 45.42%.

W wariantach A oraz B spadek sprawności brutto spowodowany jest zwiększeniem strumienia energii chemicznej paliwa gazowego i wynika niższą efektywnością wykorzystania tego paliwa w odniesieniu do węgla. Skutkiem takiego zabiegu jest proporcjonalny spadek wielkości sprawności wytwarzania energii elektrycznej względem zwiększającej się mocy implementowanej turbiny. Stałowartościowy przebieg liniowy sprawności netto uzyskany dla wariantu A w funkcji wskaźnika q_{des} wynika z niewielkiego wpływu energochłonności procesu desorpcji na wielkość mocy potrzeb własnych całego zintegrowanego układu. W wariantcie B wzrost wskaźnika energochłonności procesu desorpcji powoduje niewielki wzrost sprawności brutto oraz niewielki przyrost sprawności netto. Różnice w relacjach pomiędzy charakterystykami wygenerowanymi dla obu wariantów wynikają z różnych poziomów efektywności wykorzystania w dodatkowych układach energii chemicznej paliw gazowych. Sprawności wytwarzania energii elektrycznej źródeł zewnętrznego zasilania w wariantach wynoszą odpowiednio: dla wariantu A 38.74%, dla wariantu B 48.09%. Ze względu na wysokie temperatury spalin wyprowadzanych z układów (punkt 5a), wynoszące odpowiednio dla wariantu A 152.27 °C oraz dla wariantu B 202.18 °C i generowane w związku z tym wysokie straty energetyczne zasadna wydaje się nadbudowa układów turbin gazowych dodatkowymi modułami siłowni ORC (ang. Organic Rankine Cycle). Dodatkowy element w postaci ORC pozwoli na

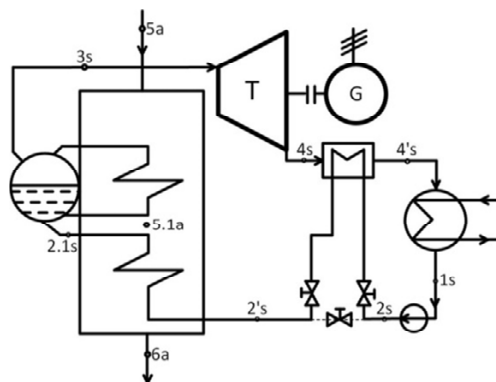
zwiększenie mocy wytwórczej całego obiegu oraz zwiększenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej.



Rys. 5. Charakterystyki sprawności w funkcji wskaźnika zapotrzebowania na ciepło procesu desorpcji, A: sprawność brutto, netto w wariantcie A, B: Sprawność brutto, netto w wariantcie B

5. Charakterystyka integracji z modułami ORC

Organiczny Obieg Rankine'a (ang. *Organic Rankine Cycle*) jest obiegiem analogicznym do klasycznego obiegu Clausiusa-Rankine'a. Różnica pomiędzy klasycznym obiegiem Clausiusa-Rankine'a, a ORC polega na zastosowaniu innego medium roboczego, którym jest czynnik niskowrzący. Ciepło zasilające układ ORC może pochodzić z różnych źródeł m.in. z wód geotermalnych, biomasy, energii słonecznej, ciepła odpadowego [13]. Na rysunku 5 przedstawiono schemat układu ORC, który został wbudowany w różnych kombinacjach (wariant A-1, B-1, B-2) w ramy zespołów turbin gazowych.



Rys. 6. Schemat obiegu ORC

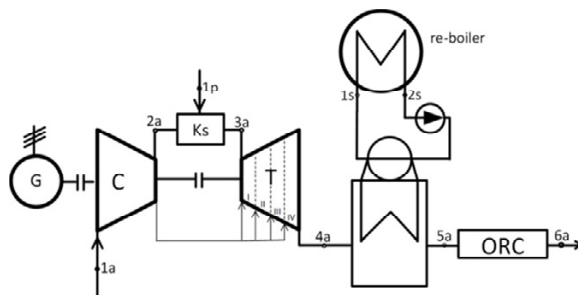
Analizowany obieg ORC składa się z: podgrzewacza, parowacza, turbiny oraz wymiennika ciepła rekuperacyjnego. Dla uzyskania wysokich sprawności modułu ORC ważny jest wybór odpowiedniego czynnika obiegowego. Literatura przedmiotu [14,15] nie wskazuje na idealny oraz uniwersalny czynnik niskowrzący. Dla potrzeb analizy wybrano Etanol oraz R245ca. Sprawności urządzeń oraz pozostałe wielkości przyjęte do analizy zamieszczono w tabeli 3. Dodatkowo założono, że w punkcie 3s (rys. 6) para znajduje się w stanie nasyconia. Ciśnienie w kondensatorze ORC równe jest ciśnieniu nasyconia dla temperatury $t_{1s} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tabela 3. Założenia dot. modułu ORC

Wielkość	Wartość	Jednostka	Wielkość	Wartość	Jednostka
Niedogrzew czynnika na gorącym końcu ekonomizera	5	K	Sprawność generatora	93	%
Spiętrzenie temperatur w parowaczu	10	K	Względna strata ciśnienia czynnika na ekonomizerze	2	%
Sprawność wewnętrzna turbiny	80	%	Względna strata ciśnienia czynnika na wlocie do parowacza	5	%
Sprawność mechaniczna turbiny	98	%	Temperatura wody chłodzącej na wlocie do skraplacza ORC	15	$^{\circ}\text{C}$
Sprawność wewnętrzna pompy obiegowej	80	%	Różnica temperatury między wodą chłodzącą na wlocie do skraplacza ORC a czynnikiem niskowrzącym na jego wylocie	10	K
Sprawność mechaniczna pompy obiegowej	99.80	%			

5.1. Włączenie modułu ORC do wariantu A

Rozpatrywany wariant A, gdzie zasilanie w ciepło desorpcji realizowane jest przez zespół turbiny gazowej pozwala na umiejscowienie modułu ORC tylko w jednym miejscu. Na rysunku 7 zamieszczono schemat wariantu A wraz z umiejscowieniem siłowni ORC nazywany dalej wariantem A-1. W wariantcie A-1 moduł ORC został umiejscowiony za parowaczem i jest zasilany spalinami opuszczającymi ten wymiennik o temperaturze 152,27 °C.

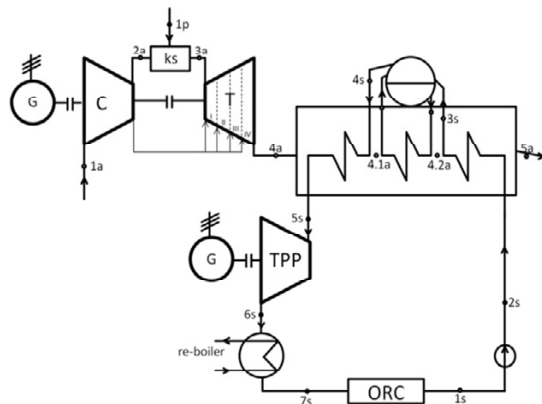


Rys. 7. Schemat układu wg wariantu A-1 z integracją modułu ORC przy jego zasilaniu spalinami opuszczającymi parowacz zespołu turbiny gazowej

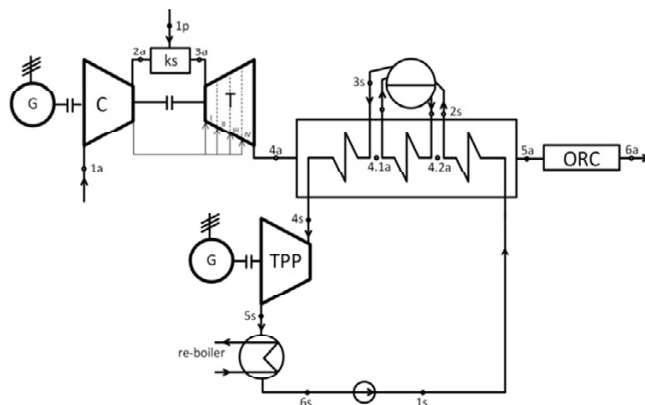
Ze względu na przyjęte założenia ciśnienie pary czynnika niskowrzącego trafiającego do turbiny parowej zależy od rodzaju czynnika i dla Etanolu wynosi 139,28 kPa, a dla R245cs 631,48 kPa. Dla obliczeń kondensatora modułu ORC założono spiętrzenie temperatur pomiędzy czynnikiem chłodzącym, a czynnikiem niskowrzącym wyprowadzanym ze skraplacza na poziomie 10 K. Wielkość ta determinuje ciśnienie panujące w kondensatorze (punkt 1s na rys. 6), które dla Etanolu wynosi 7,92 kPa, a dla R245ca 100,82 kPa.

5.2. Włączenie modułu ORC do wariantu B

W wariantcie B przy zastosowaniu układu gazowo-parowego z kotłem odzyskowym jedno-ciśnieniowym istnieją dwie możliwości umiejscowienia modułu ORC. Na rysunku 8 pokazano schemat wariantu B wraz z umiejscowieniem modułu ORC nazywany dalej wariantem B-1. W wariantcie B-1 siłownia ORC jest zasilany wodą powracającą do obiegu z re-boilera przy kolumnie desorbera o temperaturze 125 °C. Na rysunku 9 zamieszczono schemat wariantu B-2, gdzie moduł ORC zintegrowano w analogiczny sposób jak w wariantcie A-1, a więc przy jego zasilaniu spalinami opuszczającymi układ turbiny gazowej. W przypadku wariantów B-1 oraz B-2 założenia dotyczące modułu ORC są analogiczne jak w przypadku modułu A-1.



Rys. 8. Schemat układu wg wariantu B-1 z integracją modułu ORC przy jego zasilaniu skroplinami opuszczającymi re-boiler



Rys. 9. Schemat wariantu B-1 z integracją modułu ORC przy jego zasilaniu spalinami opuszczającymi parowacz zespołu turbiny gazowej

Ciśnienia pary czynników niskowrzących kierowanej do turbiny parowej modułu ORC w poszczególnych analizowanych przypadkach wyniosły: dla Etanolu w wariantcie B-1: 61,78 kPa, w wariantcie B-2 139,28 kPa; dla R245ca w wariantcie B-1 473,95 kPa, w wariantcie B-2 1105,45 kPa. Ciśnienia panujące w kondensatorze dla Etanolu w wariantcie B-1 oraz B-2 wynosiło 7,95 kPa; z kolei dla czynnika R245ca dla obu wariantów ciśnienie wynosiło 100,82 kPa.

6. Analiza termodynamiczna

6.1. Wskaźniki oceny termodynamicznej

W ramach analiz wyznaczono sprawności brutto oraz netto poszczególnych zaproponowanych układów zintegrowanych z modułami ORC. Sprawność brutto wytwarzania energii elektrycznej w przypadku bloku 900 MW zintegrowanego z instalacją separacji dwutlenku węgla oraz siłownią ORC, zdefiniowano następującą zależnością:

- wariant A

$$\eta_{el,B} = \frac{N_{el,ST} + N_{el,GT} + N_{el,ORC}}{\dot{E}_{chc} + \dot{E}_{chg}} \quad (2)$$

- wariant B

$$\eta_{el,B} = \frac{N_{el,ST} + N_{el,GT} + N_{el,BPST} + N_{el,ORC}}{\dot{E}_{chc} + \dot{E}_{chg}} \quad (3)$$

gdzie: $N_{el,ST}$ - moc brutto bloku węglowego 900 MW, \dot{E}_{chc} - strumień energii chemicznej węgla, \dot{E}_{chg} - strumień energii chemicznej gazu, $N_{el,GT}$ - moc turbiny gazowej, $N_{el,BPST}$ - moc turbiny parowej przeciwprężnej $\eta_{el,B}$ - sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto, $\eta_{el,N}$ - sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto, $N_{el,ORC}$ - moc układu ORC.

Sprawność netto wytwarzania energii elektrycznej w przypadku bloku 900MW zintegrowanego z instalacją separacji dwutlenku węgla oraz siłownią ORC, zdefiniowano następującą zależnością:

- wariant A

$$\eta_{el,N} = \frac{N_{el,ST} + N_{el,GT} + N_{el,ORC} - (N_{aux,ST} + N_{aux,SEP} + N_{aux,ORC})}{\dot{E}_{chc} + \dot{E}_{chg}} \quad (4)$$

- wariant B

$$\eta_{el,N} = \frac{N_{el,ST} + N_{el,GT} + N_{el,BPST} + N_{el,ORC} - (N_{aux,ST} + N_{aux,BPST} + N_{aux,SEP} + N_{aux,ORC})}{\dot{E}_{chc} + \dot{E}_{chg}} \quad (5)$$

gdzie: $N_{aux,ST}$ - moc potrzeb własnych bloku węglowego 900 MW, $N_{aux,SEP}$ - moc potrzeb własnych instalacji separacji, $N_{aux,GT}$ - moc potrzeb własnych zespołu turbiny gazowej, $N_{aux,BPST}$ - moc potrzeb własnych turbiny parowej przeciwprężnej, $N_{aux,ORC}$ - moc potrzeb własnych układu ORC

Sprawność brutto źródeł zewnętrznych nadbudowanych na instalacji separacji wraz z siłownią ORC, zdefiniowano następującą zależnością:

- wariant A

$$\eta_{el,B,AB} = \frac{N_{el,GT} + N_{el,ORC}}{\dot{E}_{chg}} \quad (6)$$

- wariant B

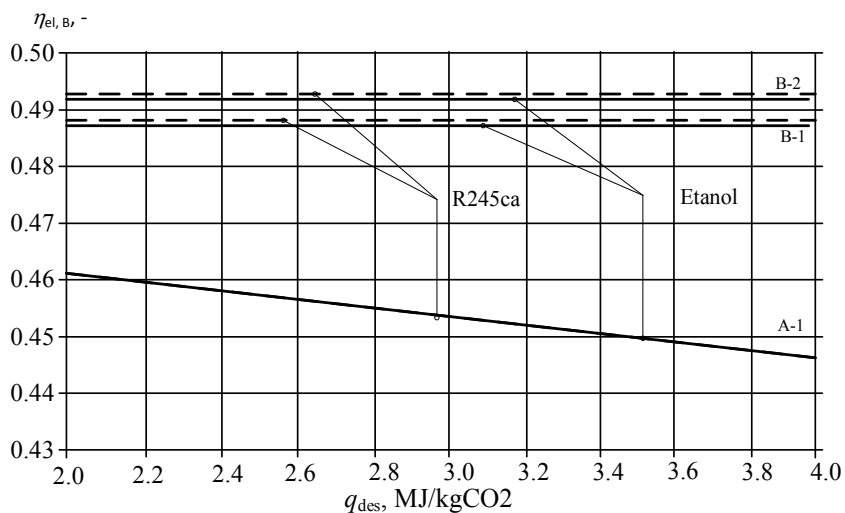
$$\eta_{el,B,AB} = \frac{N_{el,GT} + N_{el,BPST} + N_{el,ORC}}{\dot{E}_{chg}} \quad (7)$$

6.2. Rezultaty analiz

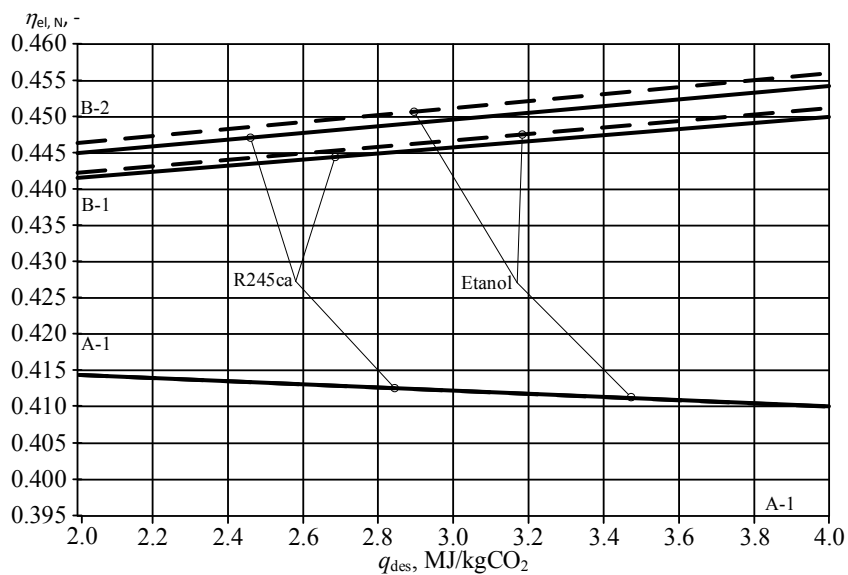
Rezultaty zgromadzone w niniejszym punkcie mają charakter podsumowujący przeprowadzone analizy wskaźników termodynamicznych zdefiniowanych w punkcie 6.1. Otrzymane charakterystyki są wynikiem analizy zaproponowanych koncepcji układów stanowiących integrację jednostki wytwórczej o mocy 900 MW z instalacją separacji dwutlenku węgla oraz turbiną gazową wraz z wariantami zastosowania siłowni ORC. Analizy przeprowadzone przy uśrednianej wartości wskaźnika energochłonności procesu desorpcji q_{des} . Wielkość tą uśredniano w zakresie od 2 do 4 MJ/kgCO₂. W analizie wzięto pod uwagę dwa czynniki niskowrzące, tj. R245ca oraz Etanol.

Charakterystyki zamieszczone na rysunku 10 odnoszą się do sprawności brutto wytwarzania energii elektrycznej w bloku na parametry nadkrytyczne zintegrowanego z instalacją separacji oraz układem turbiny gazowej zgodnie z wariantami A-1, B-1 oraz B-2 opisanymi w punkcie 5.

Sprawność bloku referencyjnego brutto wynosi 49.1%. Porównywalne wartości uzyskano dla sprawności brutto bloku zintegrowanego z instalacją separacji CO₂ zgodnej z wariantem B-1. Wynika to z porównywalnej jak w przypadku węgla sprawnością konwersji gazu. W przypadku wariantu A-1 wzrost wartości wskaźnika energochłonności wpływa na zmniejszenie sprawności brutto, co jest skutkiem mniejszej sprawności konwersji gazu ziemnego w układzie. Na rysunku 11 zestawiono charakterystyki netto analizowanych wariantów. Sprawność netto bloku referencyjnego wynosi 45.42%. Wyższe wartości sprawności uzyskiwane są dla układu zintegrowanego zgodnie z wariantem B-2, przy czym wyłącznie dla wyższych wartości wskaźników energochłonności procesu desorpcji. W odniesieniu do sprawności brutto w przypadku wariantów B-1 oraz B-2 wzrost wskaźnika energochłonności powoduje wzrost sprawności netto. Z kolei w przypadku wariantu A-1 zaobserwowany spadek sprawności netto jest względnie mniejszy w stosunku do spadku sprawności brutto.



Rys. 10. Charakterystyka sprawności brutto w funkcji wskaźnika zapotrzebowania na ciepło procesu desorpcji w wariantcie A-1, B-1, B-2



Rys. 11. Charakterystyka sprawności netto w funkcji wskaźnika zapotrzebowania na ciepło procesu desorpcji w wariantcie A-1, B-1, B-2

W tabeli 4 zestawiono wartości sprawności brutto oraz netto dla źródeł zewnętrznych wraz z zaimplementowanymi siłowniami ORC zgodnych z wariantami A-1, B-1, B-2 przy zastosowaniu: R245ca oraz Etanolu. W wyniku zasto-

sowania zespołu turbiny gazowej, jako bazowego elementu nadbudowy instalacji separacji dwutlenku węgla uzyskiwane sprawności są wysokie. Ze względu na znacznie rozbudowaną strukturę warianty B otrzymane wartości sprawności są wyższe niż otrzymywane w przypadku zastosowania jedynie turbiny gazowej. Dla porównania wyniki zestawiono z wartościami sprawności otrzymywanych dla układów bez układów ORC.

Tabela 4. Wartości sprawności wytwarzania energii elektrycznej zewnętrznych źródeł dla wariantów A, B, A-1, B-1 oraz B-2

Para	$\eta_{el.}$	Warianty				
		A	B	A-1	B-1	B-2
Para	$\eta_{el.}$	0.3790	0.4809	-	-	-
Etanol	$\eta_{el.}$	-	-	0.3851	0.4852	0.4953
R245ca	$\eta_{el.}$	-	-	0.3914	0.4828	0.4932

7. Wnioski

Wyniki analiz termodynamicznych wskazują, iż analizowane warianty zasilania w ciepło procesu desorpcji mającego mieć zastosowanie w nieodległej przyszłości w obrębie dużych bloków energetycznych są ciekawymi i efektywnymi rozwiązaniami. Ich dużą zaletą jest zastosowanie turbin gazowych stanowiących zewnętrzne źródło ciepła, co powoduje, iż przeprowadzane integracje nie muszą wymagać ingerencji w strukturę obiegu parowego oraz konstrukcję samej turbiny parowej. Dodatkowe zintegrowanie układów zewnętrznego zasilania w ciepło z modułami ORC pozwolić może na zwiększenie sprawności konwersji energii chemicznej gazu. Analiza dwóch czynników niskowrzących zastosowanych w siłowni ORC Etanolu oraz R245ca wykazała, że instalacja procująca na Etanolu osiąga lepsze uzyski sprawności.

Niestety zastosowanie wariantów w praktyce wymagałoby włączenia w strukturę układu bloku turbin gazowych o bardzo znacznych mocach. Taka integracja przyczyniałaby się do poważnego wzrostu nakładów inwestycyjnych. Dodatkowo wysoki udział gazu ziemnego w strukturze paliwowej bloku przekładałby się w znacznej mierze na wzrost kosztów operacyjnych.

PODZIĘKOWANIA

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 CO₂ ze spalin.

Literatura

- [1] Marcisz M., Szymała A., Wanatowicz P., Wojas K.: *Nowe wyzwania dla energetyki*. „*Energetyka Ciepła i Zawodowa*” 2011 nr 5.
- [2] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/1/WE z dnia 15 stycznia 2008 r. *dotyczącej zintegrowanego zapobiegania zanieczyszczeniom i ich kontroli*.
- [3] Dyrektywy Rady 85/337/EWG z dnia 27 czerwca 1985 r. *w sprawie oceny skutków wywieranych przez niektóre przedsięwzięcia publiczne i prywatne na środowisko naturalne*.
- [4] Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2004/35/WE z dnia 21 kwietnia 2004 r. *w sprawie odpowiedzialności za środowisko w odniesieniu do zapobiegania i zarządzania szkodami wyrządzonym środowisku naturalnemu*.
- [5] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/29/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. *ustanawiająca system handlu przydziałami emisji gazów cieplarnianych we Wspólnocie oraz zmieniająca dyrektywę Rady 96/61/WE*.
- [6] *IPCC Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage*. Prepared by Working Group III of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Metz, B., O. Davidson, H. C. de Coninck, M. Loos, and L. A. Meyer (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, 442 pp.
- [7] Więclaw-Solny L., Ściążko M., Tatarczuk A., Krótki A., Wilk A.: *Czy CCS może być tańszy? - W poszukiwaniu nowych sorbentów CO₂*. *Polityka Energetyczna* Tom 14, Zeszyt 2, 2011.
- [8] Wilk, A., Więclaw-Solny L., Tatarczuk A., Śpiewak D., Krótki A.: *Wpływ zmiany składu roztworu absorpcyjnego na efektywność procesu usuwania CO₂ z gazów spalinowych*, *Przemysł Chemiczny*, 2013, 92, 1, 120.
- [9] Bartela Ł., Skorek-Osikowska A., Kotowicz J., *Economic analysis of a supercritical coal-fired CHP plant integrated with an absorption carbon capture installation*. *Energy*, Volume 64, 1 January 2014, Pages 513–523.
- [10] Johanssona D., Sjöblomb J., Berntssona T., *Heat supply alternatives for CO₂ capture in the process industry*. *International Journal of Greenhouse Gas Control* 2012;8:217-232
- [11] Chmielniak T., Lepszy S., Wójcik K., *Analysis of gas turbine combined heat and power system for carbon capture installation of coal-fired power plant*. *Energy* 2012;45:125-133.
- [12] Kotowicz J., *Elektrownie Gazowo-Parowe*, Wydawnictwo KAPRINT, Lublin, 2009.
- [13] Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A.: *Słownie ORC sposobem na wykorzystanie energii ze źródeł nieskotemperaturowych*. *Czysta Energia* nr 2/2011.
- [14] Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: *Badania eksperymentalne niskotemperaturowej minisiłowni parowej z czynnikiem organicznym*. Monografia Ciepłownictwo, ogrzewnictwo, odnawialne źródła energii. Kraków 2013.
- [15] Ziółkowski P., Mikielewicz D., Mikielewicz J.: *Increase of power and efficiency of the 900 MW supercritical power plant through incorporation of the ORC*. *Archives of Thermodynamics* Vol. 34(2013), No. 4, 51 - 71.

THE INFLUENCE OF THE SELECTED PARAMETERS ON THE EFFICIENCY AND ECONOMIC CHARACTERISTICS OF THE OXY-TYPE COAL UNIT WITH A MEMBRANE-CRYOGENIC OXYGEN SEPARATOR

Janusz Kotowicz, Sylwia Berdowska

Silesian University of Technology, Institute of Power Engineering and Turbomachinery,
ul.Konarskiego18, 44-100 Gliwice, Poland

In this chapter a 600 MW oxy – type coal unit with a pulverized bed boiler and membrane-cryogenic oxygen separator and carbon capture installation was analyzed. A membrane-cryogenic oxygen separation installation consists of a membrane module and two cryogenic distillation columns. In this system oxygen is produced with the purity equal to 95%. Installation of carbon capture was based on the physical separation method and allows to reduce the CO₂ emission by 90%. In this chapter the influence of the main parameter of the membrane process – the selectivity coefficient, on the efficiency of the coal unit was presented. The economic analysis with the use of the Break-Even Point method was carried out. The economic calculations were realized in view of the break-even price of electricity depending on a coal unit availability.

Nomenclature

A – depreciation
 A_M – membrane area, m²
 C_{op} – operating costs
 C_{we} – change of the working capital
 F – the cost of financing
 J – investment costs
 k_M – unit cost of membrane module, €/m²
 K_{VENT} – unit cost of fan
 K_{VP} – cost of vacuum pump
 L – salvage value
 m – mass flow, kg/s

m_p – coal stream directed to the coal unit, kg/s
 M_{O_2} - oxygen molar mass, kg/kmol
 N_{el} - electric power produced in the power plant, kW
 N_{el_ASU} - electric power required to drive of ASU devices, kW
 N_{el_BD} - electric power required to drive of boiler devices, kW
 N_{el_CCS} - electric power needed to drive of CCS devices, kW
 $(N_{el})_{COMP}$ – electric power of compressor used in cryogenic module, kW
 N_{el_SC} - electric power required to drive of steam cycle devices, kW
 $(N_{el})_{VENT}$ – electric power of fan, kW
 $(N_{el})_{VP}$ – electric power of vacuum pump, kW
 n_{O_2} – oxygen molar stream, kmol/h
 n_p – permeate molar stream, kmol/h
 P – permeability coefficient
 p_{atm} – atmospheric pressure, bar
 p_F – partial pressure on the feed side
 p_P – partial pressure on the permeate side
 p_{perm} – pressure on the permeate side, bar
 r – the discount rate
 S - revenues from sale
 T_{in} – income tax
 t - consecutive year of consideration from the beginning of the construction system
 LHV – lower heating value of coal, kJ/kg
 x – membrane thickness
 X – component concentration in the feed stream
 Y – component concentration on the permeate side
 (Y_{O_2}) – oxygen concentration of permeate
 $(Y_{O_2})_{CRYO}$ – oxygen concentration in final product from cryogenic distillation column

Greek symbols

β – pressure ratio
 η_i – isentropic efficiency

Subscripts

VENT – fan
 VP – vacuum pump

1. Introduction

In Poland 95% of electricity is generated with the use of coal fuel (61% hard coal, 34% lignite) [1]. To the advantages of the use of coal is its availability (and evenly distributed resources) and price stability. As a result energy technologies based on coal will play a dominant role in the power (energy) industry today and in the future. The primary objective of the EU energy policy is the reduction of carbon dioxide anthropogenic emissions into the atmosphere by 20%. This is because this a greenhouse gas has a negative impact on climatic changes in the earth's atmosphere [2].

The reduction of CO₂ emissions can be achieved, among others by increasing the of electricity efficiency production and the use of CO₂ sequestration

systems. A significant increase of efficiency of fossil fuels conversion can be achieved though the use of supercritical steam parameters – power plant efficiency for such a solution increases to approximately 50% [3].

To the methods of CO₂ separation can be included: carbon capture after combustion process, capture before combustion and combustion in an atmosphere of oxygen and recirculated flue gases. The CO₂ capture technology before combustion uses the process of fossil fuels gasification, while in CO₂ separation technology after combustion, CO₂ is removed from the produced flue gas stream. However, in both methods the power plant efficiency is significant reduced [4,5,6].

Less energy intensive solution is oxy-combustion method [7], where the exclusion of nitrogen from the oxidant fed to the combustion chamber causes the increase of the CO₂ concentration in the generated flue gases, which results in the possibility of carbon dioxide further uncomplicated sequestration. The advantage of oxy-combustion technology is the fact that this method can be used to retrofitting units currently operated by building an air separation plant, an installation for further CO₂ purification and an exhaust gas recirculation system to the boiler structure.

2. Scheme of the 600 MW coal unit

The analyzed coal unit with a gross capacity of 600 MW includes: pulverized bed boiler with live steam parameters at 650 °C/31.1 MPa and reheated steam parameters at 670 °C/6.15 MPa, steam cycle, membrane - cryogenic oxygen separation plant, carbon capture installation. Integrated with coal unit membrane-cryogenic oxygen separator consists of membrane module and two cryogenic distillation columns. In this installation the membranes made of polymer material were used, whereby the oxygen concentration in the air is increased to the level of 40%, and separated stream is directed to the cryogenic module. In the cryogenic air separator the product is obtained with a final purity of 95%. Oxygen plant is integrated with pulverized bed boiler, where resulting flue gases contain about 79% of CO₂, and the in next step are directed to the drying and purification installation. The CO₂ sequestration system (CCS) consists of: drying section, where excess water is removed, cryogenic distillation module, where the redundant nitrogen and oxygen are removed and compression section, where flue gases are compressed to the pressure of 150 bar. The parameters of hard coal used in coal unit: c = 0.6125, s = 0.011, h = 0.039, n = 0.0093, o = 0.065, moisture = 0.1732, ash = 0.09 and the lower heating value is 24048 kJ/kg.

Scheme of coal unit is shown in Fig. 1.

The net efficiency was calculated from equation:

$$\eta_{el,N} = \frac{N_{el} - N_{el_ASU} - N_{el_BD} - N_{el_SC} - N_{el_CCS}}{m_p \cdot LHV} \tag{1}$$

Energy intensity of individual installation of power plant: $N_{el_BD} = 12,62$ MW, $N_{el_SC} = 19,6$ MW, $N_{el_CCS} = 45,23$ MW.

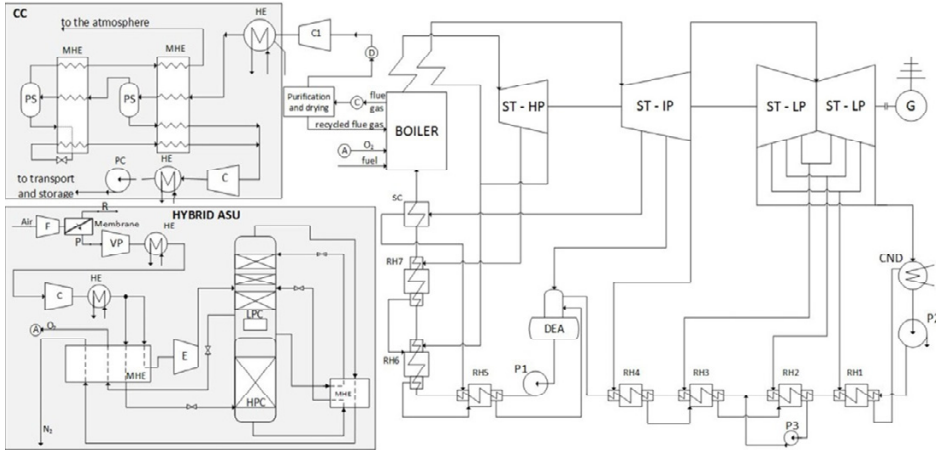


Fig.. 1. Scheme of coal unit integrated with membrane-cryogenic oxygen separator

The net efficiency of power plant with membrane-cryogenic oxygen separator is at level of 36.47%.

3. Analysis of the membrane module

Membrane is a phase barrier, which can be used for selective separation of components. Membrane technology is used in many industries: chemical, pharmaceutical, electronics, food, water purification and wastewater treatment, etc. The membranes are produced from different materials: organic, inorganic and composite. Membranes for air separation are produced from a polymeric material such as: ethyl cellulose, polyphenylene, polysulfone.

On the efficiency of the membrane process two main parameters have influence: the permeability and selectivity of the used membrane. Permeability is defined as the selected component stream permeated through the membrane. The selectivity coefficient α is the ratio of the permeabilities of the individual components. In the case of the air selectivity is a ratio of oxygen to nitrogen permeability:

$$\alpha = \frac{P_{O_2}}{P_{N_2}} \quad (2)$$

Selectivity is a membrane material property. For the membranes made of polymer material the oxygen and nitrogen selectivity is a diminish function with the increase of the O_2 permeability coefficient [9].

In this chapter, in the membrane module a polymer membrane with the following parameters is used: O_2 permeation coefficient: $3.1119 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{bar}$, N_2 permeation coefficient: $0.2922 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{bar}$ [9], $\alpha = 10.6$.

In the membrane module the driving force of the process is produced by a fan on the side of the feed and the vacuum pump installed on the permeate side. For the energy reasons the lowest energy consumption for the membrane-cryogenic was determined .

In the membrane module the demand for electricity needed to power the devices used is dependent on the feed and permeate streams. In the membrane model in order to determine a minimum of the energy intensity, constant parameters of the obtained stream and permeate purity were assumed, while as variables pressure of permeate and membrane surface area were treated.

For oxygen concentration of 22-50% of stream directed to the cryogenic module the membrane area and permeate pressure were calculated for the lowest energy intensity. Calculations were performed for the membrane with different coefficients of oxygen permeability and a different degree of selectivity. In Table 1 summarizes the assumptions of oxygen permeability coefficient, permeate pressure and oxygen concentration in permeate and the results of obtained minimal energy intensity for each membrane.

The energy intensity in kWh/kg O_2 is determined from equation:

$$E_{MEM} = \frac{(N_{el})_{VENT} + (N_{el})_{VP}}{n_p \cdot (Y_{O_2}) \cdot M_{O_2}} \quad (3)$$

Electric intensity of membrane – cryogenic unit calculated from formula:

$$E_{MEM-CRYO} = E_{MEM} + \frac{(N_{el})_{COMP}}{n_{O_2} \cdot (Y_{O_2})_{CRYO} \cdot M_{O_2}} \quad (4)$$

For the membrane characterized by a selectivity of 15-30 the lowest energy intensity can be achieved for the concentration of oxygen in the permeate at level of 50%, because of the smaller permeate stream directed to the cryogenic unit, which results in lower energy demand of compressors used in the cryogenic system. The influence of the selectivity coefficient on the net efficiency of coal unit was analyzed.

The net efficiency of coal unit was calculated from relationship:

$$\eta_{el,N} = \frac{N_{el} - ((E_{MEM} \cdot n_p \cdot (Y_{O_2}) \cdot M_{O_2}) + (N_{el})_{COMP}) - N_{el_BD} - N_{el_SC} - N_{el_CCS}}{m_p \cdot LHV} \quad (5)$$

The results are illustrated in Fig. 2.

Table 1. Main parameters of the membrane module

Selectivity O_2/N_2	Oxygen permeability coefficient, $m^3_N/(m^2 \cdot h \cdot bar)$	Pressure on the permeate side, bar	Oxygen concentration in the permeate	Energy intensity of the membrane module E_{MEM} , kWh/kgO ₂	Energy intensity of the membrane – cryogenic installation $E_{MEM-CRYO}$, kWh/kgO ₂
10.6	3.1119	0.39	41%	0.085	0.204
15	4.3837	0.3	50%	0.090	0.196
20	5.844	0.32	50%	0.085	0.190
30	8.766	0.34	50%	0.080	0.185

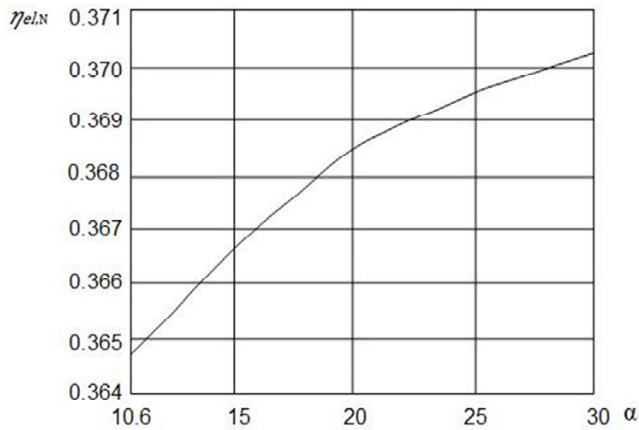


Fig. 2. The dependence of the efficiency of the coal unit on the selectivity coefficient α

The net efficiency of coal unit for the membrane with selectivity coefficient of $\alpha = 10.6$ is 36.47% and it is increasing function with the increase of selectivity and is for $\alpha = 30$ equal to 37.02%. The calculation of energy intensity depending on α were also performed in [10].

4. The economic analysis of the 600 MW coal unit integrated with membrane-cryogenic oxygen separator

The economic analysis was performed in order to profitability assessment of building of 600 MW coal unit with oxy - type pulverized bed boiler, hybrid membrane-cryogenic oxygen production installation and carbon capture system.

One of the primary indicator of economic efficiency evaluation is Net Present Value method [8]:

$$NPV = \sum_{t=0}^{t=N} \frac{CF_t}{(1+r)^t} \quad (6)$$

Cash flow CF_t is determined from the equation:

$$CF_t = [S - J - (C_{OP} + T_{in} + C_{wc}) + A + F + L]_t \quad (7)$$

The economic analysis for each of the considered cases based on the Break Even Point (*BEP*) method was realized, thanks to it is possible to determine the break-even point of the project which is the case in which the income from the sale of products equal to the cash outlays. In BEP method the limit value of one of the components of the net cash flow CF_t is determined. The selected value is calculated for the condition $NPV = 0$. For the analysis the break-even price of electricity was assumed.

The economic analysis was performed for three variants of the power plant with power gross equal to 600 MW for every coal unit:

- the reference unit with the air-fired pulverized bed boiler without CO₂ separation installation, the net efficiency of this unit is at level of 45.82%
- coal unit with oxy - type pulverized bed boiler integrated with cryogenic oxygen production installation and CCS system, the net efficiency of this unit is equal to 35.71%
- coal unit with oxy - type pulverized bed boiler integrated with membrane-cryogenic oxygen separator and CCS system, the net efficiency of this unit is equal to 36.47% (as shown in Fig. 2 for $\alpha = 10.6$).

In Table 2 the main assumptions for the economic analysis are summarized.

On the basis of the assumptions the break-even price of electricity for each of the case was calculated and is equal:

- for the reference unit: 62.9 €/MWh
- coal unit with cryogenic oxygen plant: 69.0 €/MWh
- coal unit with membrane - cryogenic oxygen plant: 70.8 €/MWh

The break – even price of electricity is the highest for the power plant with membrane – cryogenic air separator, what is caused by the high investment cost of hybrid oxygen installation.

The sensitivity analysis was made because of variable annual working time of coal unit on the break-even price electricity. Results are illustrated in Figure 3.

Table 2. The main assumption for the economic analysis

Specification	Unit	Value
Annual working time	h/a	7500
Reference unit investment costs	€/kW _{gross}	1400[11]
Investment costs on the unit with cryogenic ASU	€/kW _{gross}	1850
Investment costs on the unit with membrane-cryogenic installation	€/kW _{gross}	2000
Construction time	years	3
Share of own means	%	20
Share of commercial credit	%	80
Actual interest of commercial credit	%	6
Payback time of commercial credit	years	10
Exploitation time	years	20
Discount rate	%	6.2
Costs of exploitation	€/MWh	5.8
Costs of exploitation of CCS	€/MgCO ₂	4,6
Coal price	€/GJ	2.29
	€/Mg	55
CO ₂ emission allowances price	€/Mg	21.8
Employment in the reference unit	pers./MW	0.4
Employment in the unit with cryogenic and hybrid air separator	pers./MW	0.5
Monthly salary including related costs	€/post/month	1163 Average
depreciation rate	%	6.67
Income tax rate	%	19
CO ₂ emission incriminating of reference unit	kg CO ₂ /MWh	683
CO ₂ emission incriminating a unit of coal unit with membrane – cryogenic separator	kg CO ₂ /MWh	20

The change of annual operation time from value of 7500 h to quantity of 8500 h caused the decrease of break – even electricity price of the every analyzed unit configuration and C_{el_gr} is 60.2 €/MWh for reference unit, for unit with cryogenic air separator is equal to 64.4 €/MWh and for power plant with hybrid separator: 65.9 €/MWh.

For the unit integrated with a membrane-cryogenic oxygen separator the cost of particular devices of membrane installation was calculated from the following relationships:

$$K_M = k_M \cdot A_M + 250000 \cdot \left(\frac{A_M}{2000}\right)^{0.7} \quad (8)$$

$$K_{\text{VENT}} = 1.051 \cdot \frac{39.5 \cdot m}{0.90 - \eta_{i,\text{VENT}}} \beta_{\text{VENT}} \cdot \ln \beta_{\text{VENT}} \quad (9)$$

$$K_{\text{VP}} = 4 \cdot 1.051 \cdot \frac{39.5 \cdot m}{0.90 - \eta_{i,\text{VP}}} \beta_{\text{VP}} \cdot \ln \beta_{\text{VP}} \quad (10)$$

$$\beta_{\text{VENT}} = 1.06$$

$$\beta_{\text{VP}} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{perm}}}$$

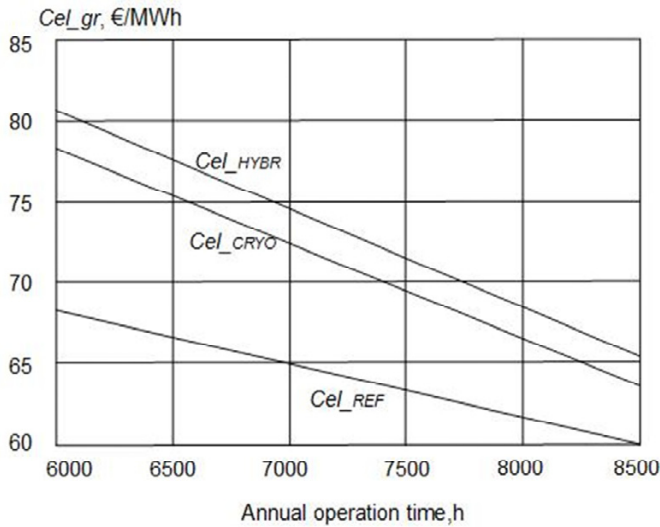


Fig. 3. Break – even price of electricity (C_{el_gr}) as a function of annual operation time

For membranes with different selectivity coefficients from equations (8) - (10) costs of the membrane module were determined. The results are summarized in Table 3.

The membrane area was calculated using data from Table 1 using Aspen software which uses the equation of permeate stream:

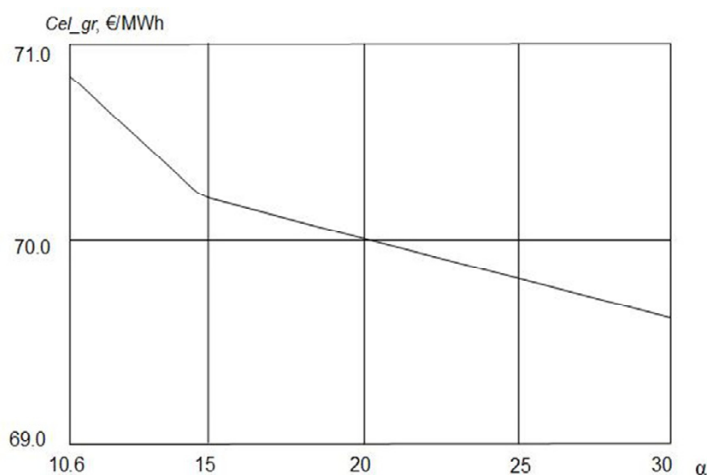
$$dJ_i = \frac{P_i}{x} (p_F X_i - p_p Y_i) dA_m \quad (11)$$

Table 3. The costs of membrane module

Selectivity	The membrane area, mln m ²	The price of membrane module, €/kW
10.6	2.058	222
15	1.334	158
20	1.349	158
30	1.364	158

The main component in an investment cost of the membrane module is the same membrane, therefore investment costs are higher for air separation systems which require membrane with a larger surface area. For the analyzed cases, the highest investment cost must be incurred for membrane with a selectivity coefficient of 10.6.

The calculations of break-even price of electricity for coal units with membranes with different selectivity coefficient were performed. The results are shown in Fig. 4.

Fig. 4. Break – even price of electricity as a function of membrane selectivity α

With the increase of O₂/N₂ selectivity of the membrane the price of electricity is reduced and is equal to 69.6 €/MWh for $\alpha = 30$.

5. Summary

In this chapter results of thermodynamic and economic analysis of coal unit with oxy-type boiler integrated with membrane-cryogenic oxygen plant and carbon capture installation are presented.

The influence of selectivity of the membrane on the efficiency of the coal unit was tested.

The analysis showed that the increase of membrane O₂/N₂ selectivity increases the efficiency of the power unit. Sensitivity analysis of the break – even price of electricity depending on the availability of the power plant for three systems: reference, with cryogenic oxygen plant and membrane-cryogenic air separator was performed. If coal unit availability will increase from 7500 h/a to value of 8500 h/a, then break – even electricity price will decrease following: for reference unit about 2.7 €, for power plant with cryogenic air separator about 4.6 € and for coal unit with hybrid oxygen separator about 4.9 €. Economic analysis was also performed for power units with membranes of differing selectivity coefficient. The break – even price of electricity decreases with increasing degree of selectivity of the membrane and is minimal for the coal unit with hybrid oxygen plant with membrane characterized by selectivity factor of 30 and is equal to 69.6 €/MWh.

References

- [1] Andrzej Ziębik, Marcin Liszka: Technologie energetyczne dla województwa śląskiego – wyniki foresightu regionalnego, *Energetyka* (2008), nr 11, s. 747-756.
- [2] Ruszel M.: Polska perspektywa pakietu energetyczno – klimatycznego, *Nowa Energia* (2009), nr 4, s. 5-8.
- [3] Kotowicz J., Skorek - Osikowska A., Bartela Ł.: Economic and environmental evaluation of selected advanced power generation technologies. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 225 (2011), nr 3, s.221-232.
- [4] Kotowicz J., Iluk T., Układy gazowo-parowe zintegrowane ze zgazowaniem. *Rynek Energii* 76 (2008), nr 3, s.34-40.
- [5] Skorek-Osikowska A., Janusz-Szymańska K., Kotowicz J., Modeling and analysis of selected carbon dioxide capture methods in IGCC systems, *Energy* 45 (2012), nr 1, s.92-100.
- [6] Skorek - Osikowska A., Kotowicz J., Janusz-Szymańska K.: Comparison of the energy intensity of the selected CO₂ capture methods applied in the ultra-supercritical coal power plants. *Energy and Fuels* 26 (2012), nr 11, s.6509-6517.
- [7] Berdowska S., Skorek-Osikowska A., The thermodynamic analysis of CO₂ separation installation in a supercritical 600 MW coal unit, *Rynek Energii* 106 (2013), nr 3 s.130-134.
- [8] Kotowicz J., *Elektrownie gazowo-parowe*, Wydawnictwo KAPRINT, Lublin 2009.
- [9] Li N., Fane G., *Advanced Membrane Technology and Applications*, John Wiley&Sons, Hoboken 2008.
- [10] Kotowicz J., Berdowska S., The characteristics of the possibility of the use of polymer membranes coupled with cryogenic separation for oxygen production for energy processes, *Archiwum Energetyki*, 3(2012), s.3-16.
- [11] *Advancing Oxycombustion Technology for Bituminous Coal Power Plants: An R&D Guide*, April 2012 Final Report, DOE/NETL-2010/1405.

THE THERMO-ECONOMIC ANALYSIS OF THE OXY-TYPE THE ULTRA-SUPERCRITICAL POWER PLANT WITH CAPACITY OF 600 MW, WITH THE CRYOGENIC AIR SEPARATION UNIT

Janusz Kotowicz, Aleksandra Dryjańska

Institute of Power Engineering and Turbomachinery, Silesian University of Technology,
Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, janusz.kotowicz@polsl.pl; aleksandra.dryjanska@polsl.pl

In this chapter, the oxy-type ultra-supercritical power plant with a gross electrical power of 600 MW and a steam parameters of 31 MPa and 650/670 °C, was presented. The methodology of electrical generation efficiency of power plant determination was presented, as well as the main energetic indicators were specified. The influence of work of each technological installation of power plant on its efficiency was described. Considered energetic system was subjected under the economic calculations. The break-even price of electricity sale was determined. The methodology of the block sensitivity analysis calculations was presented. The basic economic characteristics were determined.

1. Introduction

The oxy-fuel combustion is one of the group of combustion methods, which are the subject interests in the field of clean coal technologies in power industry [1,2]. This trend was imposed by many European arrangements to reduce the emissions of greenhouse gases, especially carbon dioxide, which among the anthropologic action is produced mainly in the process of fossil fuels combustion. In Poland, the legal basis for the implementation of the European solutions is the the act of the trading scheme for greenhouse gas emissions [3].

Polish energy management is based mainly on the coal (until about 90% of electricity production is derived from the coal-fired power plants). Stabilization of the CO₂ concentration in the atmosphere can be obtained, inter alia, by an implementation of new energetic solutions based on the low-emission technolo-

gies of combustion of fossil fuels. These technologies could be implemented in the currently existing power plants, or in the new power blocks [4].

The carbon dioxide capture methods are divided into three groups: a) CO₂ separation from the flue gas formed in the air-fuel combustion (post-combustion) [5, 6]; b) CO₂ separation from the synthesis gas formed in the fuel gasification (pre-combustion) [7]; c) CO₂ separation from the flue gas formed by the fuel combustion in the atmosphere enriched in the oxygen (oxy-combustion) [8, 9].

In the oxy-fuel fired power plants, the partially flue gas recirculation is used, in the order of control of the flame temperature in the boiler. It is necessary due to the fact, that in the case of an oxy-combustion, the flue gas stream is not diluted by the nitrogen, which is absorbing the heat. This allows also the obtained a less-volumetrically the flue gas. Its main components are CO₂ and H₂O, what causes easier CO₂ separation.

The net efficiency of electricity generation in the oxy-coal power plants with the cryogenic air separation unit is in the borders 30÷40% [9, 10, 11].

2. Characterisation of an analyzed oxy-type power plant

An analyzed energetic block is the power plant, operating in the oxy-combustion technology, with a gross capacity of 600 MW. The live steam parameters are: 31 MPa and 650°C, and the reheated steam parameters are: 6 MPa and 670°C. The models of each of technological installations of the power plant were built in the programmes: GateCycle (a boiler island CFB and a steam turbine system ST) and Aspen (a cryogenic air separation unit ASU and the CCS system). The general scheme of the analyzed power plant is show in Fig. 1.

The steam turbine cycle is content of three parts: high-pressure (HP), intermediate-pressure (IP) and low-pressure (LP). In the turbine system, the pressure levels were assumed: 1.2 MPa in a deaerator, 5 kPa in a condenser, and 1.6 MPa in a condensate pump. The electric generator of steam turbine is 99%. A regenerative system of turbine is built of the seven steam-heat exchangers (four the low-pressure heaters (WRN) and three the high-pressure heaters of condensate (WRW)), and a steam cooler (SC). For the calculations, assumed the efficiencies of the equipments located in the steam turbine system structure. These are described more detailed in the [12]. Assumed quantities allow to determine the live steam and the secondary steam flows: 412.76 kg/s and 348.58 kg/s, respectively. Useful heat stream is equal to 1154.9 MW. Steam cycle efficiency is 51.96%.

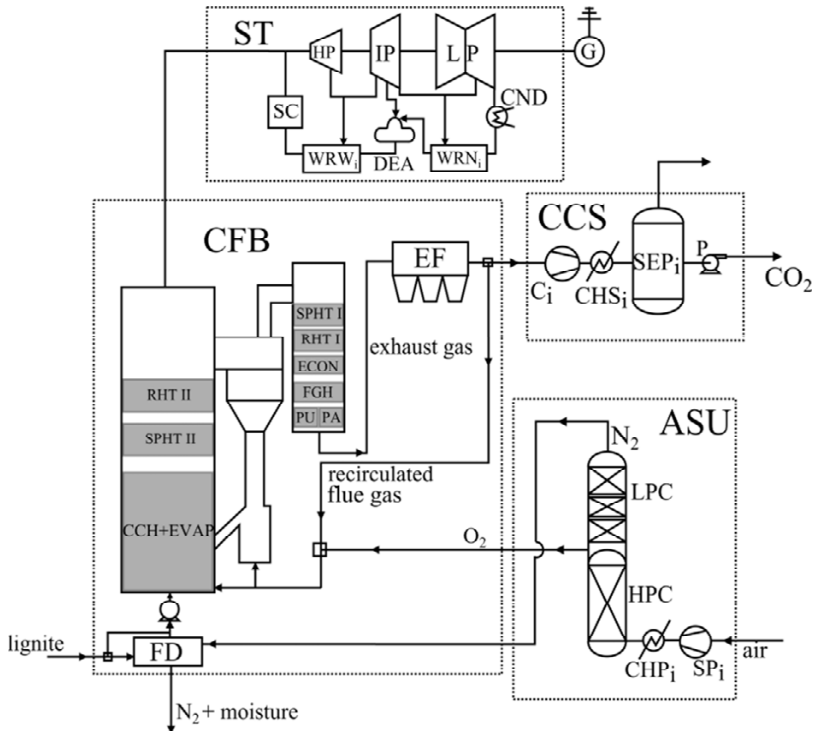


Fig. 1. The oxy-type power plant with a gross capacity of 600 MW (30 MPa/650 °C/670 °C)

To the oxy-type circulating fluidized bed boiler, the lignite is supplied. Its lower heating value is 9960 kJ/kg, and the mass composition is: $c = 28.6\%$, $s = 0.95\%$, $h = 2.2\%$, $n = 0.25\%$, $o = 8\%$, $\text{ash} = 17.5\%$, $\text{moisture} = 42.5\%$. The boiler is integrated with the fuel dryer (FD). The model of fuel dryer was built based on the own computational codes, described in [13], using the balances of the mass and energy of the coal and the moisture in the fuel, without the taking into account the kinetics of the process. The concentration of moisture in the fuel behind the fuel dryer is equal to 30%. It determines a level of separation of total fuel stream supplied to the boiler system, which is depended on the maximum amount of nitrogen from ASU.

Temperature of the feed-water assumed as 310°C, and the factors temperature in the outlet of ekonomizer (ECON) is 340°C and 480°C in the evaporator (EVAP). In the heat exchangers, located in the boiler system, the differences of temperature were assumed: 55 K between the feed-water and the flue gas at the outlet of ECON; 23 K in the flue gas heater (FGH) between the hot flue gas stream (behind ECON) and the recirculated flue gas stream at the outlet of FGH; 30 K both, in the high purity oxygen heater (PU), and in the nitrogen heater (PA), derived from an ASU, between the flue gas stream at the inlets of

these heaters and the heated factors at the outlets of them. Nitrogen, which is the waste product of oxygen production process from the air – in the analyzed power plant, is used in the fuel dryer as a drying medium.

Content of carbon in the ash is equal to 0.5%; the relative radiative heat loss in the boiler is 0.2%; the ratio of the bottom ash to the fly ash is equal to 40% / 60%; and the fan efficiency is 75%. Due to the higher thermal efficiency of the boiler in the system with the wet flue gas recirculation, compared to the dry flue gas recirculation [14], the way of a "wet" recirculation was adopted. Thermal efficiency of fluidized bed boiler, working in this system is 92.84%.

An oxygen with the purity of 99.5% (supplied to the boiler system) is obtained in the cryogenic air separation unit, which main element is a double Linde's kolumn (a high-pressure column (HPC) coupled to a low pressure kolumn (LPC)). The air (21% O₂ and 79% N₂) of an ambient parameters (15 °C and 1.013 bar) is supplied to this installation. An element, which had significantly influenced the energy consumption of the ASU installation is a multi-section air compressor (SP) (final pressure of compression is 6 bar), with inter-cooling (CHP) to the temperature of 20 °C. An isentropic efficiency of SP is 85%, and a mechanical efficiency is 99%. A compressed air is cooled in a multi-stream heat exchanger (to the temperature required for the cryogenic process of separation of air components) and here partially condensed by cold streams of oxygen and nitrogen. Table 1 contains other assumptions for the calculation of ASU's model.

Table 1. Assumption to the calculations of the ASU's model

Quantity	Unit	Value
Oxygen purity at the outlet of air separation unit	%	99,5
The numbers of separating shelves in the air distillation columns	pcs	50
The pressure profile in the HPC	bar	5,6 - 5,8
The pressure profile in the LPC	bar	1,25 - 1,95
Pressure of the factors at the outlet of an ASU's installation	bar	1,015

With the assumption of an oxygen recovery rate of 100%, the total stream of the air is depended of a high purity oxygen stream, required to the burning; and this stream is determined by the combustion conditions in the boiler. In the analyzed power plant, required oxygen stream from an ASU is 117.43 kg/s. Oxidant of fuel is content in 30% from the high purity oxygen (99,5%), and the rest is the stream of recirculated flue gas (from the electrostatic precipitator EF).

A remaining part of flue gas is flowing through the flue gas dryer, where is dried to content of moisture of 10%. Next, stream of flue gas is directed to a CCS installation, where separation of CO₂ takes place. In an analyzed power plant, the CCS system is built from three compressors of flue gas (C) with an inter-cooling (CHS), three phase separators (SEP), and pump of the liquid

stream enriched of CO₂. First two compressors and phase separators are used as a system of water separation from the stream of flue gas (from 10% to about 0.03%). The final pressure of flue gas compression is 65 bar (with assumed the same value of the ratio of an outlet pressure to the inlet pressure in each compressor), with an inter-cooling to the temperature of 46.07°C. In the last phase separator, the separation of CO₂ enriched stream takes place, with assumed the carbon dioxide recovery ratio of 90%. The Rest of flue gas – with a reduced content of CO₂ – is directed do the atmosphere. The liquid stream of CO₂ is compressed to the pressure of 150 bar, and then it is transported to the storage place. However, this issue is not considered in this study.

3. Efficiency of electricity generation of oxy-type power plant

In the methodology of determining of an electricity generation efficiency, the classic definition for energetic blocks, was used. It tells, that the gross efficiency of the power plant is an relation of electric power on the steam turbine generator $N_{el,g}$ to the chemical energy, supplied to the boiler in the fuel $\dot{m}_f \cdot LHV$.

$$\eta_{el,g} = \frac{N_{el,g}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (1)$$

Taking into account an auxiliary electric power demand of power plant $N_{el,PW}$, the net efficiency of the electricity generation is obtained.

$$\eta_{el,n} = \frac{N_{el,g} - N_{el,PW}}{\dot{m}_f \cdot LHV} = \frac{\dot{Q}_{u\dot{z}}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \cdot \frac{N_{el,g}}{\dot{Q}_{u\dot{z}}} = \eta_{t,TP} \cdot \eta_{t,k} \cdot \left(1 - \frac{N_{el,PW}}{N_{el,g}}\right) \quad (2)$$

The auxiliary electric power demand of the power plant in relation to the gross electric power on the generator $\frac{N_{el,PW}}{N_{el,g}}$, is the total indicator of the auxiliary power demand of block δ_{PW} :

$$\eta_{el,n} = \eta_{t,ST} \cdot \eta_{t,k} \cdot (1 - \delta_{PW}) \quad (3)$$

According to the Fig. 1, an analyzed power plant consists of four main components, therefore a total auxiliary electric power demand is a sum of an

electric power necessary for driving the equipments, which are located in each of them:

$$N_{el,PW} = N_{el,ST} + N_{el,CFB} + N_{el,ASU} + N_{el,CCS} \cdot \quad (4)$$

Analogically, an equation on total indicator of the auxiliary power demand can be described. However, it should be remember, that the each of the indicators is relation of an electric power for individual part of power plant to the gross power of the block.:

$$\delta_{PW} = \delta_{ST} + \delta_{CFB} + \delta_{ASU} + \delta_{CCS} \cdot \quad (5)$$

Size of the auxiliary electric power demand of each technological installation power plant is dependent of the energy consumption of equipments, that are in the structure of them. In the steam turbine system, the auxiliary power demand is the sum of an electric power required to driving the condensate pumps, and the feed-water pump. In the fluidized bed boiler system, the power demand is dependent of the electric power necessary to the powering the fans, located within the boiler (a fan of exhaust gas, a fan of recirculated flue gas, a fan of high purity oxygen, and a fan of nitrogen from the ASU), as well as the lignite crusher, and the electrostatic precipitator (for which assumed an energy consumptions: 5 kWh/Mg of lignite, and 0.35 kWh/Mg of flue gas, respectively). In the cryogenic air separation unit, the auxiliary power demand is the electric power for driving the air compressor; and in the CO₂ sequestration installation – the electric power for driving the flue gas compressors and the pump of a liquid stream of CO₂.

In the Table 2., the main energetic indicators of analyzed power plant are presented.

The reference energetic block for an analyzed oxy-type power plant is the air-fuel fired power plant, which basic energetic indicators are presented in the Table 3. (These quantities are marked by the superscript „ref”).

The loss of net electricity generation efficiency, in the analyzed oxy-type power plant, compared to the reference block, is 11.98 pkt%.

In Fig.2. shown the way of changing the net electricity generation efficiency in the oxy-type power plant $\eta_{el,n}$, as well as the loss of this efficiency (which is defined as difference between the net electricity generation efficiency of a reference power plant and the oxy-type power plant - $\Delta\eta_{el,n}$), as a function of the indicator of auxiliary electric power demand of cryogenic air separation unit δ_{ASU} .

Table 2. Main energetic indicators of an ultra-supercritical oxy-type power plant with a gross capacity of 600 MW

Quantity	Symbol	Unit	Value
Thermal efficiency of the boiler	$\eta_{t,k}$	%	92.84
The steam cycle efficiency	$\eta_{t,ST}$	%	51.96
Auxiliary electric power demand of a cryogenic ASU installation	$N_{el, ASU}$	MW	95.2
Auxiliary electric power demand of a fluidized bed boiler	$N_{el, CFB}$	MW	18.1
Auxiliary electric power demand of a steam turbine system	$N_{el, ST}$	MW	19.6
Auxiliary electric power demand of a CCS installation	$N_{el, CCS}$	MW	54.1
Total electric power demand of the power plant	$N_{el, PW}$	MW	187.0
Auxiliary electric power demand indicator of a cryogenic ASU installation	δ_{ASU}		0.1587
Auxiliary electric power demand indicator of a fluidized bed boiler	δ_{CFB}	-	0.0302
Auxiliary electric power demand indicator of a steam turbine system	δ_{ST}	-	0.0327
Auxiliary electric power demand indicator of a CCS installation	δ_{CCS}	-	0.0902
Total electric power demand indicator of the power plant	δ_{PW}	-	0.3118
Net electricity generation efficiency of an oxy-type power plant	$\eta_{el,n}$	%	33.20

Table 3. Data of the reference air-fuel fired power plant with a gross capacity of 600 MW

Quantity	Symbol	Unit	Value
Auxiliary power demand indicator	δ_{PW}^{ref}	%	7.50
Thermal efficiency of the boiler	$\eta_{t,k}^{ref}$	%	94.00
The steam cycle efficiency	$\eta_{t,ST}^{ref}$	%	51.96
Net electricity generation efficiency	$\eta_{el,n}^{ref}$	%	45.18

4. Economic viability evaluation of an ultra-supercritical oxy-type power plant

In order to determining the threshold of profitability of an investment in building the ultra-supercritical oxy-type power plant, the method of a net present value (NPV) was used. This indicator provides about the predictable profit to obtaining.: if $NPV > 0$, the investment is profitable; if $NPV < 0$ – investment is not profitable; and $NPV = 0$ means covering of incurred costs by the profits. In the economic analysis, the discount method was used. It bases on

determining the break-even price of electricity sale c_{el}^{gr} , within a fulfillment of the condition of $NPV = 0$ [15].

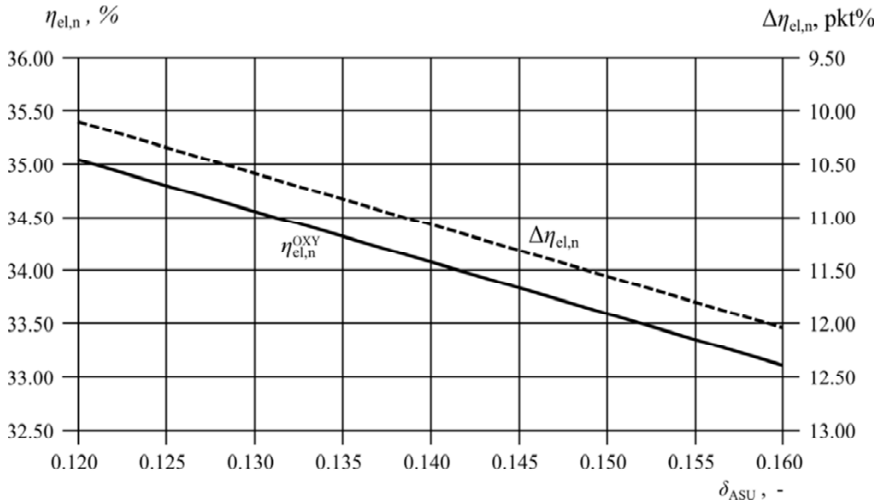


Fig. 2. Net efficiency of an oxy-type power plant (in comparison to the reference block), as a function of changing the auxiliary electric power demand indicator of A cryogenic ASU installation

A NPV is defined as a sum of a net annual cash flow CF_t , discounted on the start year of a build $t = 0$, in the period to the final year of consideration $t = N$ (where r – discount rate):

$$NPV = \sum_{t=0}^{t=N} \frac{CF_t}{(1+r)^t} . \quad (6)$$

The annual cash flow is a sum of total capital expenditures on the power plant J_{BE} , the revenues from electricity sale S , operating costs K_{op} , income tax P_d , change in working capital K_{obr} (in this study assumed this quantity as zero), depreciation K_A , and salvage value L (the last year of the power plant exploitation):

$$CF_t = (-J_{BE} + S - K_{op} - P_d - K_{obr} + K_A + L)_t . \quad (7)$$

The quantities marked by the sign minus, means the capital costs incurred by the investor. The revenues from the electricity sale were determined as a the multiplying of the net electricity produced in a given year $E_{el,n}^t$, and unit selling price of this energy c_{el} :

$$S = E_{el,n}^t \cdot c_{el} \cdot \quad (8)$$

The operating costs are the sum of the fixed costs K_s (i.e.: a service costs K_o , a repair costs K_R , an insurance costs K_u , and a depreciation costs K_A), and the variable costs K_z (i.e.: a fuel costs K_F , an exploitation costs of CCS installation K_{CCS} , an other raw materials K_{PS} , and the cost of fee for use of the environment K_E):

$$K_{op} = K_s + K_z = K_o + K_R + K_u + K_A + K_F + K_{PS} + K_{up} + K_{CCS} + K_E \cdot (9)$$

Because of the assumption of five years of building of power plant, the capital expenditures has to be discounted on the zero year of an exploitation of the block, as follows:

$$J_{BE,0} = \sum_{t=-4}^{t=N} \frac{J_t}{(1+r)^t}, \quad (10)$$

where: J_t - the cash expenditures in the each next year of building of the block.

Capital expenditures for the building the oxy-type power plant is the sum of the financial expenditures for the each of the technological installation of the block, i.e.: a steam cycle (steam turbine system and the fluidized bed boiler system) J_{CFB+TP} , a cryogenic air separation unit J_{ASU} , and a CO₂ separation installation J_{CCS} , as well as the other expenditures J_{inne} (inter alia: the projects costs, the permits costs, the storage and maintenance of buildings costs, the start and the spare parts costs):

$$J_{BE} = J_{CFB+TP} + J_{ASU} + J_{CCS} + J_{inne} \cdot \quad (11)$$

The above-mentioned the break-even price of an electricity sale in the adopted computational algorithm is determined from the equation:

$$c_{el}^{gr} = \frac{\sum_{t=0}^{t=N} \frac{(J_{BE} + K_{op} + P_d + K_{obr} - K_A - L)_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^{t=N} \frac{E_{el,n}}{(1+r)^t}} \cdot \quad (12)$$

By subtracting the size of net CO₂ emissions from the reference power plant $(E_{CO_2}^n)_{ref}$, from the net emissions in the oxy-type Block $(E_{CO_2}^n)_{OXY}$, the size of an avoided CO₂ emission E_{AV} can be determined:

$$E_{AV} = (E_{CO_2}^n)_{OXY} - (E_{CO_2}^n)_{ref} \cdot \quad (13)$$

Value difference of the break-even price of electricity sale for both power plants in relation to the avoided CO₂ emission, specifies cost of this emission. It is due to the possible replacement the reference power plant by the oxy-type power plant:

$$c_{AV} = \frac{C_{el,OXY}^{gr} - C_{el,ref}^{gr}}{E_{AV}}. \quad (14)$$

5. Assumptions for the economic calculations

In order to performing the economic effectiveness evaluation of the investment in building the analyzed power plant, assumed the period of thirty-five years of the investment life, including five years of the building period, and thirty years of a power plant exploitation. Coverage of investment expenditures decomposed at 20% from their own funds, and 80% of the bank credit with an annual interest rate of 6%. The repayment period of the loan is 15 years. Capital expenditures for a building period were separated in a proportion of: 10%, 30%, 25%, 20% and 15%. Among the macroeconomic quantities were adopted: the discount rate of 6.2%, the average depreciation rate equal to 5% income tax rate of 19%, and 20% the liquidation value. Foreign currency exchange rates was adopted on the basis of [16], as the average in 2013, amounting to: 4.198 zł/€ and 3.162 zł/\$.

The repairs costs were assumed as changing in the time, in relation to the investment expenditures: 0.5% in the first year of exploitation, 1% in the second and the third year, 1.5% in the period from the fourth and seventh year, 2% between the eighth to the eleventh year, 2.5% from the twelfth to the fifteenth year, 3% from the sixteenth to the twenty-fifth year, and 3.5% in the period from twenty-six to thirty years of power plant exploitation. Assumed employment of 240 people (which gives the employment rate of 0.4 persons per unit of gross capacity), and the monthly salary costs with overheads equal to 1100 €/person.

Among the quantities associated with the variable costs, were assumed: the annual operating time as 8000 hours, the fuel price equal to 22.64 €/Mg (95 zł/Mg according to the price paths on the years 2013 to 2030, determined by the rolling forecasts in the period of years 2013 -2017, and based on the inflation increase for lignite from coal mine "Turów", negotiated by the Power Plant "Turów" from for remaining years), the CO₂ emission allowances price equal to 21.8 €/Mg CO₂ [17], as well as the unitary costs of exploitation of CCS installation, were assumed as 3 €/MWhg.

Amount of investment expenditures for the building the power plant, was assumed based on the data from two technical reports about the similar energet-

ic blocks (DOE/NETL-2012 [18] and FosterWheeler-2006 [19]), as well as based on previous analyzes analogous power plant with a lower the supercritical steam parameters, i.e. 29 MPa, and 600/650 °C [20], for which the investment expenditures are shown in Table 4.

Table 4. Capital expenditures for the building the supercritical oxy-type power plant (29 MPa/600 °C/620 °C)

Quantity	Symbol	Unit	Value
Total investment expenditures for the building the whole power plant	$J_{BE,total}$	mln €	1 056
Unitary investment expenditures for the building the whole power plant	J_{BE}	€/kW _g	1760
Unitary financial expenditures for the steam cycle	J_{CFB+ST}		1056
Unitary financial expenditures for the cryogenic air separation unit	J_{ASU}		273
Unitary financial expenditures for the CO ₂ sequestration installation	J_{CCS}		185
The others unitary investment expenditures	J_{others}		246

To these considerations was adopted unitary financial expenditures for the building the oxy-type power plant equal to 1900 €/kW_g. It was assumed that unitary investment expenditures on each technological systems, are a suitable percentage of gross unitary expenditures of whole the power plant, i.e.: 61.5% for a steam cycle, 15% for a cryogenic air separation unit, and 10% for a CCS system, and the remaining 13.5% is the other investment expenditures. Table 5. shows these percentage shares.

Table 5. Capital expenditures for the building the ultra-supercritical oxy-type power plant

Quantity	Symbol	Unit	Value
Total investment expenditures for the building the whole power plant	$J_{BE,total}$	mln €	1 140
Unitary investment expenditures for the building the whole power plant	J_{BE}	€/kW _g	1900
Unitary financial expenditures for the steam cycle	J_{CFB+ST}		1168
Unitary financial expenditures for the cryogenic air separation unit	J_{ASU}		285
Unitary financial expenditures for the CO ₂ sequestration installation	J_{CCS}		190
The others unitary investment expenditures	J_{others}		257

6. Results of the economic calculations of the oxy-type power plant

During the economic calculations, the annual working time of the block, as well as the fuel price, and the price of CO₂ emission allowances, were changed. The change in break-even price of electricity sale border prices of electricity sale under the influence of changes in investment expenditures for a power plant, was analyzed for both variants: the oxy-type power plant (marked "OXY"), and reference power plant (marked "ref"); assuming that the unitary investment expenditures for a reference power plant, are reduced by the financial costs provided for the building of a cryogenic ASU and the CCS installations, relative to the oxy-type block. The relative change in the value of these expenditures γ in the range of $0.8 \div 1.2$, was adopted.

The operational availability of supercritical coal-fired power units, working in the air-fuel combustion technology, ($90 \div 94$)% [21]. In order to performing the analysis of the oxy-type power plant, these boundaries extended to ($85 \div 97$)%, which gives the tested range of annual working time of the block of ($7500 \div 8500$) hours. For the lignite price, the extent of its changeability was assumed as (-25 to $+40$)%, i.e. ($17 \div 32$) €/Mg of fuel. The price of CO₂ emission allowances was changing in the range of ($6 \div 90$) €/Mg CO₂. The lower limit is a result of the average price of emission allowances in 2013, while the upper limit based on the assumption that the value adopted as a preliminary, will increase up to 4 times in the predicted period of operation of the analyzed power plant [22].

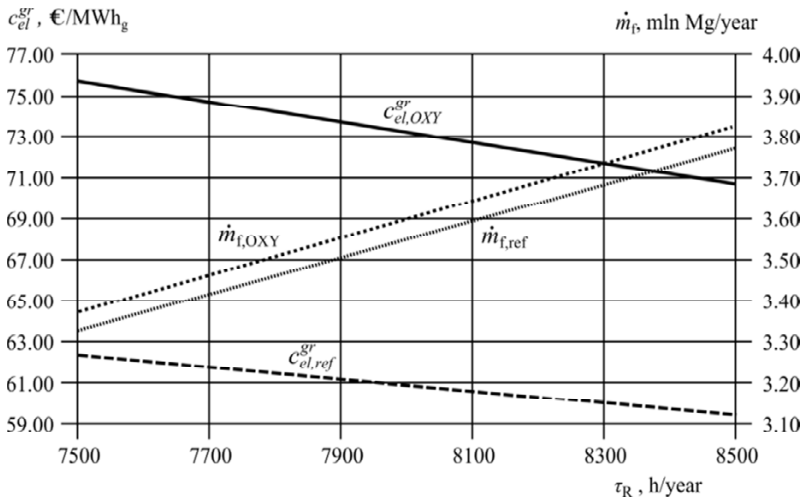


Fig. 3. The break-even price of electricity and the annual fuel consumption as a function of annual working time of the oxy-type power plant

An influence of the operational availability of the power plant on the break-even price of electricity, as well as on the annual fuel consumption, is shown in Fig. 3.

For the basic assumptions, the size of an avoided CO₂ emission was determined. It is equal to 725.92 kg CO₂/MWh_n (with the flows of CO₂ emitted in oxy-type and the reference power plant: 13.03 kg/s and 132.92 kg/s, respectively). In Fig. 4. the influence of changing the fuel price on the break-even price of electricity as well as on the cost of avoided CO₂ emission, was presented.

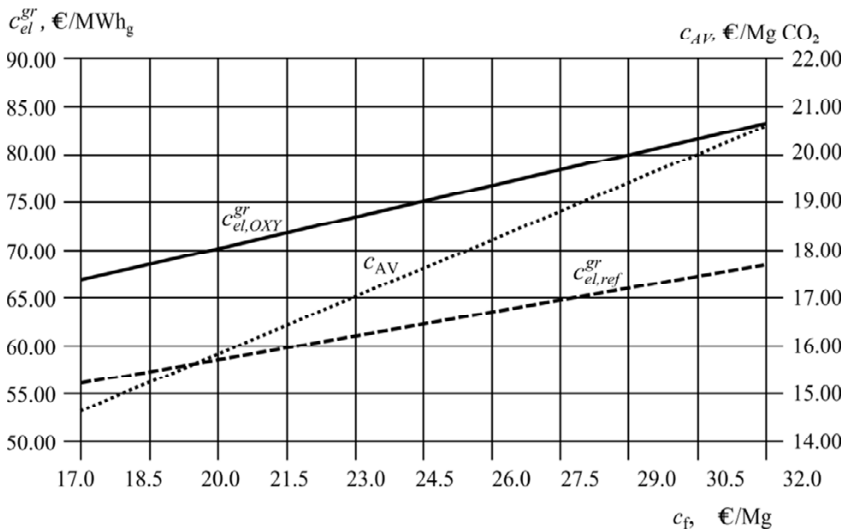


Fig. 4. The break-even price of electricity and the cost of avoided CO₂ emission as a function of the fuel price

Fig. 5. presents graph of the changing the break-even price of electricity, depending on the price of CO₂ emission allowances, for both of the oxy-type and the reference power plants.

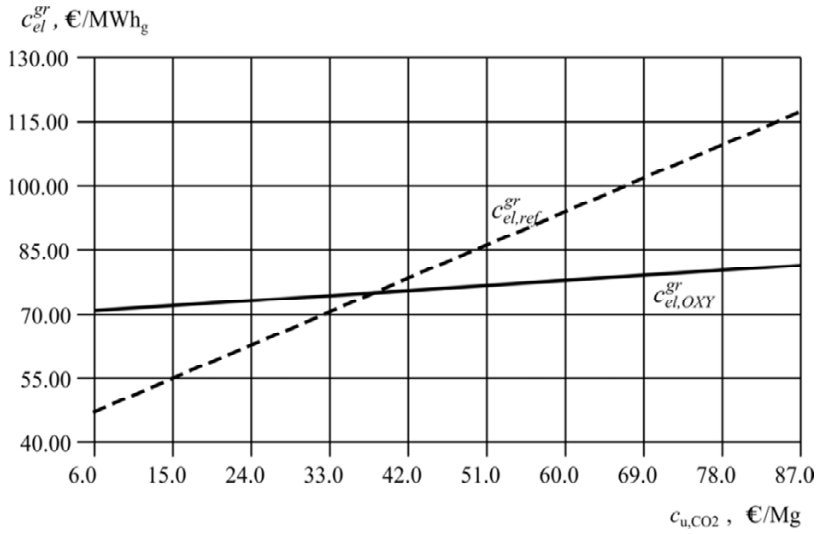


Fig. 5. The break-even price of electricity as a function of the price of CO₂ emission allowances

The results of analyzing the changing of the unitary investment expenditures for the building the power plant, in the range ±20%, was illustrated in Fig. 6.

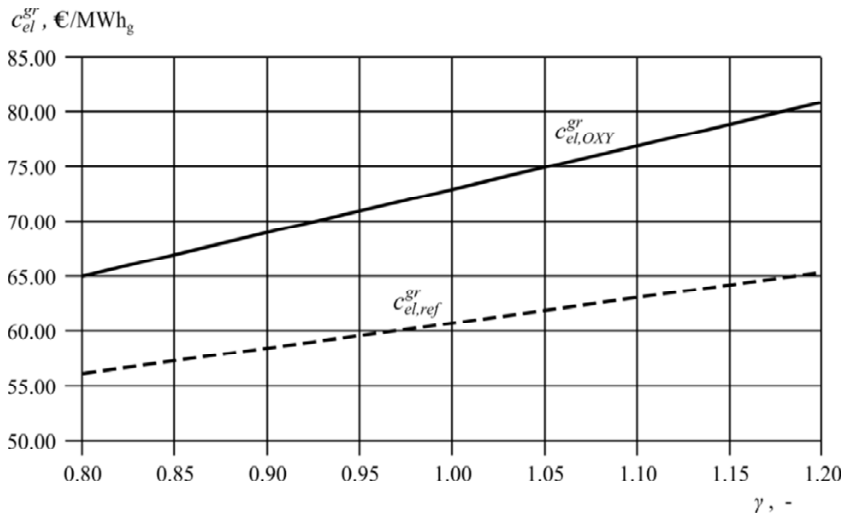


Fig. 6. The break-even price of electricity as a function of the relative change of unitary investment expenditures of the power plant

7. Summary

The loss of the net electricity generation efficiency between both of power plants, oxy-type and reference, is equal to 11.98%. The most influence on this fact has a auxiliary electric power demand of a cryogenic air separation unit, which is even 15,87% of a power plant's gross electric output.

As we can see in Fig.2., by decreasing indicator of an auxiliary power demand of ASU installation to 12.2% of gross electric power of the block, the loss of a net efficiency can be reduced to 10.2%, with the achieved the net efficiency of power plant equal to 34.96%. It can be obtained by the application of hybrid membrane-cryogenic method of oxygen production from the air [23].

This would result in the decreasing the break-even price of electricity in the oxy-type power plant from the value of 73.07 €/MWh_g to 69.25 €/MWh_g. In compared to the reference power plant, it would result in decreasing difference of this price of about 31.3% (from the value of 12.25 €/MWh_g to 8.42 €/MWh_g), which is show in Fig. 7.

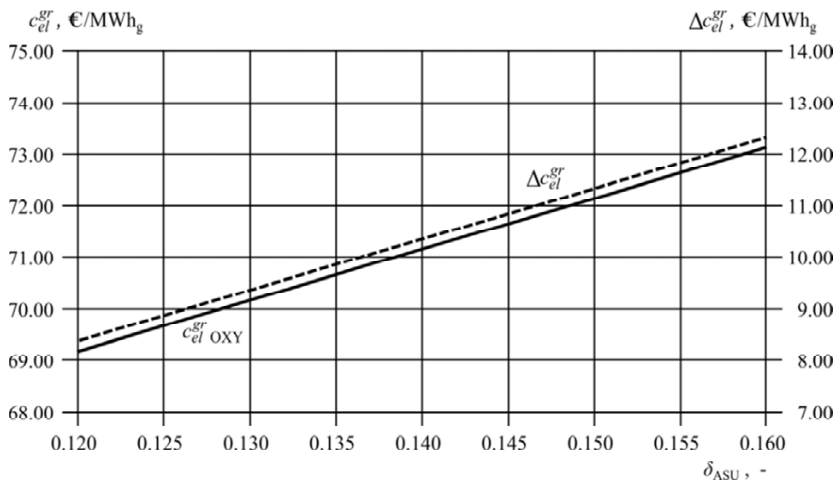


Fig. 7. The break-even price of electricity sale of an oxy-type power plant, and the difference in this price (compared to the reference power plant) as a function of changing the indicator of an auxiliary power demand of cryogenic ASU installation

The break-even price of electricity of the oxy-type power plant is higher than in the air-fuel power plant, because of the presence of ASU and CCS installations in the power plant structure, thus the increased investment expenditures for the block.

By the increasing the annual working time of oxy-type power plant of about 6.25%, the break-even price of electricity generation can be reduced of about 2.38 €/MWh_g. For the reference power plant, this decrease will be lower, and

will be equal to 1.33 €/MWhg. Whereas by decreasing the fuel price of 25%, the break-even price of electricity will be decreased of about 6.13 €/MWhg. As is apparent from the intersection of function $c_{el,OXY}^{gr}$ and $c_{el,ref}^{gr}$ (in Fig. 5.), the building of the oxy-type power plant in place of a traditional air-fuel block, can be profitable with around 38 €/Mg of CO₂.

The annual CO₂ emission, both from the oxy-type and the reference power plant, is presented in Fig. 8. As can be seen, the size of this emission from the oxy-type power plant is ten times lower than in the case of the air-fuel power plant. This in turn causes facilitate the decision to invest in the building the oxy-type power plant.

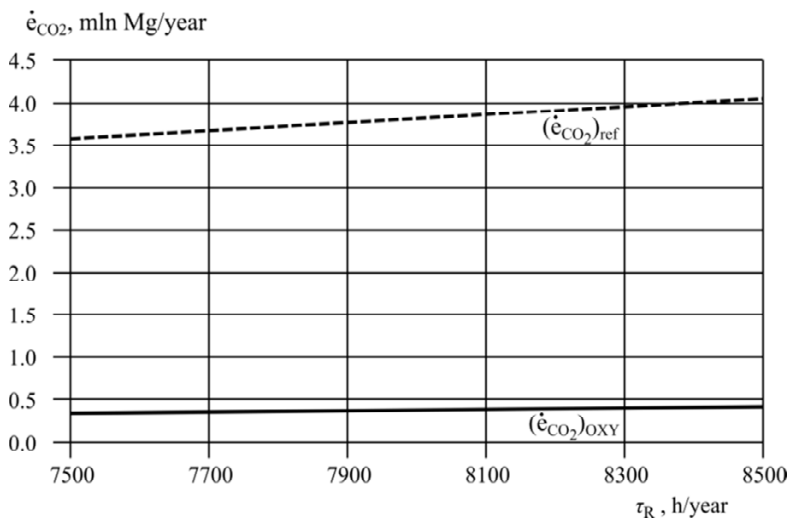


Fig. 8. The annual CO₂ emission as a function of an annual working time of power plant

References

- [1] Buhre B.J.P., Elliot L.K., Sheng C.D., Gupta R.P., Wall T.F.: Oxy-fuel combustion technology for coal fired power generation. *Progress in Energy Combustion Science*, 2005;31:283-307.
- [2] Kanniche M., Gros-Bonnivard R., Jaud P., Valle-Marcos J., Amann J.M., Bouallou C.: Pre-combustion, post-combustion and oxy-combustion in thermal power plant for CO₂ capture. *Applied Thermal Engineering*, 2010;30:53–62.
- [3] *Act of 28 April 2011 on the greenhouse gas emissions trading (Dz. U. z 2011 r. Nr 122, poz. 695)*.
- [4] Chmielniak T., Łukowicz H.: Wysokosprawne "zeroemisyjne" bloki węglowe zintegrowane z wychwytem CO₂ ze spalin. *Polityka Energetyczna*, Tom 13, Zeszyt 3, 2012, ISSN 1429-6675
- [5] Duan L., Zhao M., Yang Y.: Integration and optimization study on the coal-fired power plant with CO₂ capture using MEA. *Energy*, 2012;45:107–16.
- [6] Kotowicz J., Janusz-Szymańska K.: Influence of CO₂ separation on the efficiency of the supercritical coal fired power plant. *Rynek Energii*, 2011;93(2):8-12 (in Polish).

- [7] Sobolewski A., Kotowicz J., Iluk T., Matuszek K.: The influence of biomass type on the operating parameters of a fixed-bed gasifier. *Rynek Energii*, 2009;82(3):53-58.
- [8] Darde A., Prabhakar R., Tranier J.P., Perrin N.: Air separation and flue gas compression and purification units for oxy-coal combustion systems. *Energy Procedia*, 2009;1:527-534.
- [9] Kotowicz J., Balicki A.: Enhancing the overall efficiency of a lignite-fired oxyfuel power plant with CFB boiler and membrane - based air separation unit. *Energy Conversion and Management*, 2014;80:20-31.
- [10] Okawa M., Kimura N., Kiga T., Takano S., Arai K., Kato M.: Trial design for a CO₂ recovery power plant by burning pulverized coal in O₂/CO₂. *Energy Conversion and Management*, 1997;38:S123-S127.
- [11] Kotowicz J., Michalski S.: Efficiency analysis of a hard-coal-fired supercritical power plant with a four-end high-temperature membrane for air separation. *Energy*, 2014;64:109-119.
- [12] Kotowicz J., Lukowicz H., Bartela Ł., Michalski S.: Validation of a program for supercritical power plant calculations. *Archives of Thermodynamic* 2011; 32(4), 81-89.
- [13] Bartela Ł., Kotowicz J.: Analysis of using of nitrogen as a drying medium for coal combusted in oxy boiler. *Rynek Energii*, 2011,93(2):49-55 (in Polish).
- [14] Kotowicz J., Dryjańska A., Balicki A.: Influence of selected parameters for a CFB oxy boiler efficiency. *Rynek Energii* 2012; 2(99), 120-126 (in Polish).
- [15] Kotowicz J., Bartela Ł.: The influence of economic parameters on the optimal values of the design variables of a combined cycle plant. *Energy*, 2010;35(2):911-919.
- [16] Strona internetowa NBP - Średnioważone kursy walut obcych w złotych liczone narastająco od stycznia 2013 roku do końca poszczególnych miesięcy: http://www.nbp.pl/home.aspx?f=/kursy/kursy_archiwum.html.
- [17] Michalski S.: Thermodynamic and economic analysis of hard coal fired supercritical power plant with ionic membrane for air separation. *Rynek Energii* Nr 2(105), 2013, 54-60 (in Polish).
- [18] Turner M. J. et al.: Advancing Oxycombustion Technology for Bituminous Coal Power Plants: An R&D Guide. DOE/NETL-2010/1405 Final Report. April 2012.
- [19] [19] Seltzer A., Fan Z., Robertson A.: Conceptual Design of Supercritical O₂-Based PC Boiler Final Report. DE-FC26-04NT42207. November 2006.
- [20] Dryjańska A., Janusz-Szymańska K.: The analysis of economic efficiency of oxy-type power plant on supercritical parameters with a capacity of 600 MW. *Archivum Combustionis*, Vol. 33 (2013), No. 2, 109-123.
- [21] Ziębik A., Liszka M.: Technologie energetyczne dla województwa śląskiego – wyniki foresightu regionalnego. *Energetyka*, 2008, Nr 11 (653)
- [22] EU, Energy, transport and GHG emissions trends to 2050. Reference scenario 2013. European Commission, January 2014.
- [23] Kotowicz J., Dryjańska A., Janusz-Szymańska K.: Analiza możliwości zwiększenia sprawności elektrowni typu oxy przez zastosowanie układu hybrydowego do separacji tlenu. Materiały konferencyjne XIV Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej - Forum Energetyków GRE 2014, 16-18 czerwca 2014, Szczyrk.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE ADVANCED ZEROEMISSION POWER PLANT

Janusz Kotowicz, Marcin Job

Silesian University of Technology, Faculty of Energy and Environmental Engineering,
ul. Akademicka 2A , 44-100 Gliwice, Poland

The chapter presents the structure and parameters of Advanced Zero Emission Power Plant (AZEP). This concept is based on the replacement of the combustion chamber in a gas turbine by the membrane reactor. The reactor has three basic functions: (I) oxygen separation from the air through the membrane, (II) combustion of the fuel, and (III) heat transfer to heat the oxygen-depleted air. In the discussed unit hot depleted air is expanded in a turbine and further feeds a bottoming steam cycle (BSC) through the main heat recovery steam generator (HRSG). Flue gas leaving the membrane reactor feeds the second HRSG. The flue gas consist mainly of CO₂ and water vapor, thus, CO₂ separation involves only the flue gas drying. Results of the thermodynamic analysis of described power plant are presented.

1. Introduction

Power plants fed by natural gas are becoming increasingly important in the energy sector. Currently the high price of natural gas is the main limitation for this technology in Poland. In 2012, 3.6% of electricity was produced from natural gas, while the Polish Energy Policy until 2030 assumes an increase of this share to 6.6%. This results from the need to diversify the energy sources in Poland and to reduce the carbon dioxide emissions. Combined cycle plants are ecologically favorable and characterized by a low investment cost, short construction time, high reliability and flexibility of operation. With currently achieved 60% electric efficiency the CO₂ emission is around 330 kgCO₂/MWh, which is about 2.5-times less than emission of modern coal-fired plants exceeding 800 kgCO₂/MWh. The rapid development of natural gas technologies allow to further increase of electric efficiency and reduction of harmful emissions [1, 2].

The energy sector is facing the new challenges of reducing the CO₂ emission level. The Carbon Capture and Storage (CCS) technologies are currently developed. They allow for near zero-emission production of electricity from fossil fuels. CCS technologies can be classified into three main groups: post-combustion, pre-combustion and oxy-combustion.

Oxy-combustion technology is based on the fuel combustion in an oxidant atmosphere with increased proportion of oxygen. By elimination of nitrogen from the combustion process flue gas consists mainly of carbon dioxide and water vapor. This allows for CO₂ separation with a relatively low energy cost, realized only by drying the flue gas. However, oxygen separation from air is required, involving significant energy consumption. Currently the use of cryogenic air separation units is considered due to the requirement of high performance and sufficient purity of the oxygen. In the literature different concepts of the natural gas fueled units with oxy-combustion, such as [3,4,5], can be found.

However, in most of presented structures the application of oxy-combustion involves a significant efficiency drop at the level of 7÷9 percentage points. The advanced solution utilizing the oxy-combustion technology is the replacement of the combustor in gas turbine with Mixed Conductive Membrane (MCM) reactor, in which three processes take place: (I) the oxygen separation from compressed air by a high-temperature membrane; (II) near-to-stoichiometric fuel combustion; (III) heat exchange to heat the oxygen depleted air. This air is expanded in a turbine and further feeds the HRSG. The flue gas, consisting mainly of CO₂ and H₂O is mostly recirculated. The remaining part is leaving the membrane reactor and its thermal energy is utilized. Then, after moisture removal, carbon dioxide is compressed and transported to a place of storage.

In the literature units with MCM reactor are defined as Advanced Zero Emission Plants (AZEP) and two solutions can be found, differing in the way of energy utilization from flue gas leaving MCM reactor. The first concept, presented, among others, in [6,7,8], is based on the use of increased pressure in the reactor cycle and the flue gas is expanded in the CO₂/steam turbine. In the condenser water vapor is separated from carbon dioxide. The second concept, presented for example in [9], assumes the use of flue gas in additional HRSG, which in consequence allows to increase the power of a BSC. Both AZEP concepts, according to the authors, achieve similar electric efficiency, exceeding 50%. The efficiency drop due to the application of CCS technology in relation to the units with similar parameters is assumed at about 5 percentage points.

2. Structure of the power plant

The general structure of the AZEP is shown in Fig. 1. The unit consists of: (I) a gas turbine with membrane reactor; (II) a bottoming steam cycle with two

HRSGs; (III) a carbon dioxide separation installation consisting of a condenser and a CO₂ compressor. The models of all analyzed components are made with the use of GateCycle™ software [10].

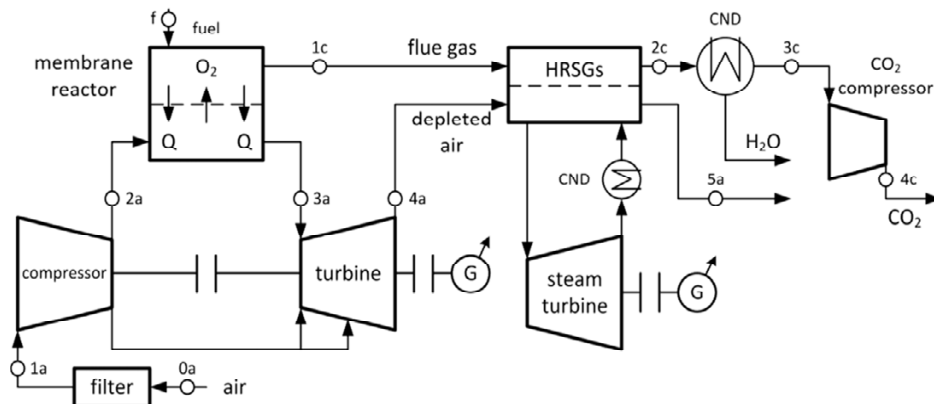


Fig. 1. A structure of the AZEP (HRSG – heat regenerative steam generator, CND – condenser, G – generator)

2.1. Gas turbine with membrane reactor

A detailed scheme of the gas turbine with membrane reactor, consisting of a membrane, heat exchangers and combustion chamber, is presented in Fig. 2. A four-end type high-temperature separation membrane is used in the reactor. Such membranes are made from a material which is an ionic oxygen conductor at temperatures of 700–900 °C and it is using an oxygen partial pressure difference between factors on both sides of the membrane.

The compressed air is heated (pt 2.6a) to the membrane operating temperature, assumed at $t_{MEM} = 850$ °C. In the membrane part of the oxygen permeates to flue gas cycle in the reactor. The oxygen-depleted air (pt 2.7a) after additional heating is expanded in the turbine. Recirculated flue gas (pt 5g) consisting mainly of CO₂/H₂O in membrane module is enriched in oxygen. Resulting gas is cooled and in the combustion chamber is used as an oxidant in the natural gas combustion process. Hot flue gas is cooled down to the membrane operating temperature by heating the air. Part of the flue gas is recirculated to the membrane, the remaining part (pt 4.1g) is cooled in the regenerative heat exchanger and directed in part to the additional HRSG (pt 1c) and in other part is recirculated to the combustion chamber for cooling (pt 4.3g).

The most important assumptions for the gas turbine and the membrane reactor are presented in Tab. 1. The unit is supplied by the ISO air (15 °C; 101.325 kPa; relative humidity 60%). Combustion chamber is fed by natural gas with 100% CH₄ content, lower heating value LHV = 50.049 kJ/kg and parame-

ters at 15°C/ 3.5 MPa. The gas turbine is air-cooled with an air flow from compressor $\dot{m}_{1.1a}$ determined by the relation:

$$\dot{m}_{1.1a} = 0.24 \cdot \dot{m}_{3a} \cdot \frac{t_{3a} - 1000}{600} \quad (1)$$

where \dot{m}_{3a} and t_{3a} are the turbine inlet air flow and temperature, respectively.

First two stages of the turbine are cooled, with the cooling air flow divided into 70% to the first stage and 30% to the second stage. The selection of key parameters for the gas turbine installation, i.e.: pressure ratio (β) and turbine inlet temperature (t_{3a}), is preceded by the thermodynamic analysis presented in section 3.

Table 1. Assumptions for the gas turbine and the membrane reactor

Parameter	Value
Gas turbine gross electric power N_{elGT} , MW	200
Turbine isentropic efficiency η_{iT} , -	0.90
Compressor isentropic efficiency η_{iC} , -	0.88
Circulation fans isentropic efficiency η_{iF} , -	0.80
Turbine and compressor mechanical efficiency η_{mT}, η_{mC} , -	0.995
Generator efficiency η_G , -	0.99
Gas turbine and steam cycle own needs ΔN_{el} , %	2.0
Compressor inlet pressure loss rate ζ_{s1} , -	0.007
Turbine outlet pressure p_{4a} , kPa	102.5
Membrane operating temperature t_{MEM} , °C	850
Combustion chamber inlet oxidant temperature t_{1g} , °C	600
Combustion chamber outlet flue gas temperature t_{2g} , °C	1700
Regenerative heat exchanger outlet flue gas temp. $t_{4.2g}$, °C	630
Combustion chamber inlet gas oxygen content $(O_2)_{1g}$, -	0.21
Combustion chamber outlet gas oxygen content $(O_2)_{2g}$, -	0.02
Circulation fan outlet pressure $p_{1g}, p_{4.4g}$, kPa	107.0
Combustion chamber heat loss δ_{CCH} , -	0.01
Heat exchangers efficiency η_{HX}, η_{RX} , -	0.99
Heat exchangers pressure loss ζ_{HX}, ζ_{RX} , kPa	1.0

2.2. Bottoming steam cycle

The bottoming steam cycle is powered through two triple-pressure HRSGs with reheating. Main HRSG is fed by depleted air from the gas turbine (pt 4a), and the second HRSG is fed by flue gas leaving the membrane reactor (pt 1c).

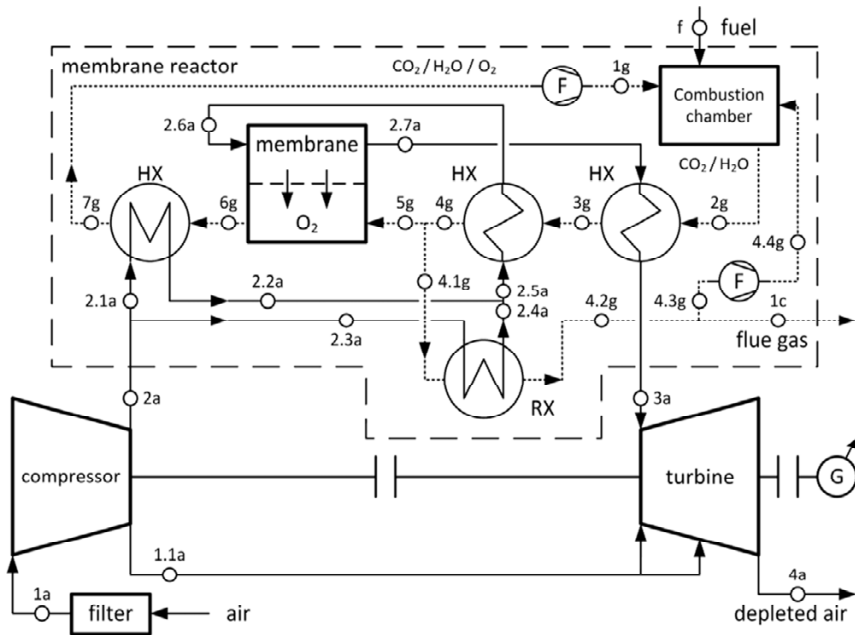


Fig. 2. A scheme of the gas turbine with membrane reactor (HX – heat exchanger, RX – regenerative heat exchanger, F – fan)

Table 2. Assumptions for the bottoming steam cycle

Parameter	Value	
Condenser operating pressure p_{CND} , kPa	5	
Steam turbine isentropic efficiency η_{IST} , -	0.90	
Steam turbine mechanical efficiency η_{mST} , -	0.99	
Generator efficiency η_G , -	0.99	
HRSs heat exchangers efficiency, -	0.99	
Pressure loss factor in heat exchangers:	- economizers:	0,01
	- evaporators:	0,04
	- superheaters:	0,03
Steam pressure loss before steam turbine, -	0.03	

In both HRSGs the steam is generated with the same parameters, then the corresponding flows are mixed to power a common steam turbine. The steam parameters are optimized for the main HRSG, since it provides the major heat flow to the BSC. The flue gas temperature is assumed to achieve the same steam parameters in the second HRSG. Main assumptions for the BSC are presented in tab. 2. Selected optimal steam pressure and temperature for all pressure levels are presented in section 4.

2.3. Carbon dioxide separation

Flue gas leaving the HRSG is prepared for the storage of carbon dioxide. In the first place flue gas is directed to the condenser, in which it is cooled to a temperature of 30 °C, and phase separation of the condensed water vapor from the gaseous CO₂ takes place. The prepared gas containing over 90% CO₂ is compressed to a pressure of 13 MPa in 8-sectional compressor. Every compressor section has an identical pressure ratio and inter-section cooling of CO₂ stream to a temperature of 30 °C, accompanied by subsequent water vapor condensation. Assumed isentropic efficiency of the compressor equals 80%. Compressed supercritical carbon dioxide is transported to the place of storage.

3. Thermodynamic analysis of the gas turbine

3.1. Evaluation methodology

Effectiveness of the combined cycle power plants is evaluated by the efficiency of electric energy production. Gross electric efficiency $\eta_{el.gross}$ is defined by the relation:

$$\eta_{el.gross} = \frac{N_{el.gross}}{\dot{m}_f \cdot LHV} = \frac{N_{elGT} + N_{elST}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (2)$$

where: $N_{el.gross}$ – gross electric power of the combined cycle unit, N_{elST} – steam turbine electric power, \dot{m}_f – fuel mass flow, LHV – lower heating value of the fuel.

Electric efficiency of the gas turbine η_{elGT} and bottoming steam cycle η_{elST} are given by:

$$\eta_{elGT} = \frac{N_{elGT}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (3)$$

$$\eta_{elST} = \frac{N_{elST}}{\dot{Q}_{in}} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{4a} + \dot{Q}_{1c} \quad (5)$$

where: \dot{Q}_{in} – total heat flow directed to the HRSGs, \dot{Q}_{4a} – turbine outlet depleted air heat flow, \dot{Q}_{1c} – flue gas heat flow leaving the membrane reactor.

The net electric efficiency of the combined cycle unit is defined with analogy to (2), taking into account the own needs of individual installations within

the unit, i.e.: the gas turbine and the BSC ΔN_{el} , installation of CO₂ compression ΔN_{CC} , circulation fans in the membrane reactor ΔN_F .

$$\eta_{el} = \frac{N_{elGT} + N_{elST} - \Delta N_{el} - \Delta N_{CC} - \Delta N_F}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (6)$$

The total own needs rate of the unit δ is equal to:

$$\delta = \sum \frac{\Delta N_i}{N_{el, gross}} = \frac{\Delta N_{el} + \Delta N_{CC} + \Delta N_F}{N_{el, gross}} \quad (7)$$

3.2. Influence of chosen parameters on the gas turbine efficiency

The key parameters of the gas turbine are pressure ratio and turbine inlet temperature. Therefore, the influence of the pressure ratio in the range of $\beta = 15 \div 30$ and the temperature in the range of $t_{3a} = 1400 \div 1600^\circ\text{C}$ on the efficiency of gas turbine is analyzed. Adopted ranges of analysis correspond to currently available gas turbines class F, G or H. The impact of β and t_{3a} on, respectively, the gas turbine efficiency η_{elGT} , the heat flow \dot{Q}_{in} and the turbine outlet temperature t_{4a} are presented in figures 3-5. The results for η_{elGT} and \dot{Q}_{in} are compared to the conventional gas turbine with similar assumptions.

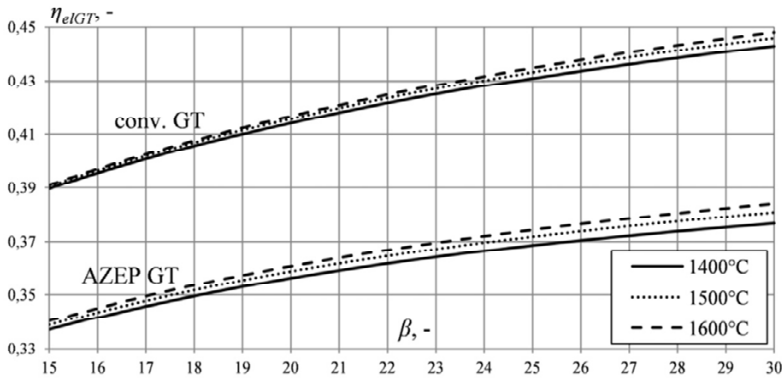


Fig. 3. Gas turbine electric efficiency η_{elGT} in a function of β and t_{3a}

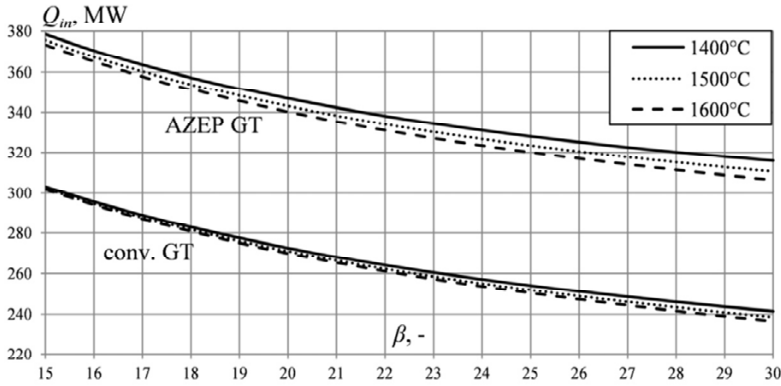


Fig. 4. Total heat flow \dot{Q}_{in} in a function of β and t_{3a}

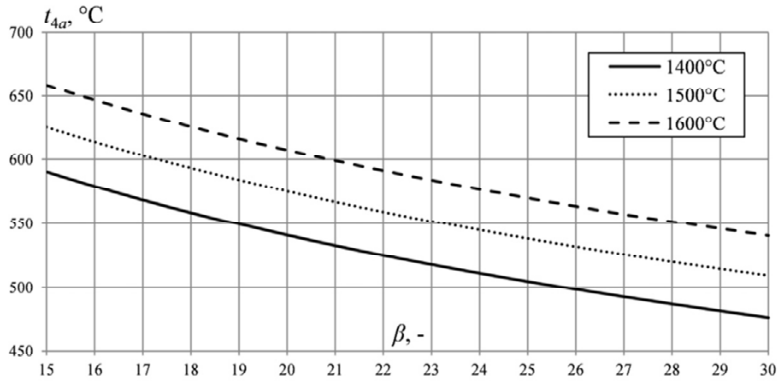


Fig. 5. Turbine outlet temperature t_{4a} in a function of β and t_{3a}

Higher pressure ratios and turbine inlet temperatures allows to achieve better gas turbine efficiency. However, the temperature rise entails the need to increase the air flow cooling expander blades, which are the most vulnerable to high temperature, in the analyzed model according to equation (1). Therefore, the increase in t_{3a} results in a slight η_{elGT} improvement, but also leads to an increase in turbine outlet temperature and, consequently, enables to obtain higher efficiency of the BSC. The η_{elGT} growth with the increase of β binds to a significant decrease of the turbine outlet gas temperature and flow, which reduces the effective use of the heat in the BSC.

The resulted efficiency η_{elGT} in the range of 34÷38% is lower than achieved in the conventional gas turbine by 5÷6 percentage points due to the structure of installation with membrane reactor. In the conventional gas turbines the turbine

inlet gas flow is greater than compressed air flow by the amount of used fuel. In AZEP the turbine inlet gas flow is lower than compressed air flow by the amount of oxygen permeated in the membrane, thus, the turbine effective work is lower for the same compressor air flow. On the other hand, membrane reactor is a source of additional flue gas stream feeding the HRSG and allows to increase the BSC power. Total heat flow applied to the HRSGs is increased by 26÷31% relative to the conventional gas turbine.

4. Results

For the analysis it was assumed in the gas turbine $t_{3a} = 1600^\circ\text{C}$ and $\beta = 20$. Main HRSG is fed by depleted air flow $\dot{m}_{4a} = 453.9$ kg/s with temperature $t_{4a} = 607.4^\circ\text{C}$. The BSC optimization for given depleted air resulted in the following steam parameters: live steam at steam turbine inlet at $580^\circ\text{C}/18.0$ MPa; reheated steam at $580^\circ\text{C}/4.0$ MPa; low pressure saturated steam at 0.3 MPa. The additional HRSG is fed by the flue gas flow $\dot{m}_{1c} = 56.7$ kg/s consisting of 65.3% H_2O , 32.7% CO_2 and 2.0% O_2 .

Table 3. Chosen characteristic parameters of the AZEP

Parameter	Value
Turbine internal power N_{iT} , MW	428.0
Compressor internal power N_{iC} , MW	222.7
Gas turbine electric power N_{elGT} , MW	200.0
Fuel chemical energy flow $\dot{m}_f \cdot \text{LHV}$, MW	554.6
Gas turbine electric efficiency η_{elGT} , -	0.3607
Turbine outlet depleted air heat flow \dot{Q}_{4a} , MW	288.7
Flue gas heat flow leaving the membrane reactor \dot{Q}_{1c} , MW	51.5
Total heat flow feeding the HRSGs \dot{Q}_{in} , MW	340.2
Steam turbine electric power N_{elST} , MW	118.6
Bottoming steam cycle electric efficiency η_{elST} , -	0.3487
AZEP gross electric power $N_{el, gross}$, MW	318.6
Gross electric efficiency $\eta_{el, gross}$, -	0.5746
Gas turbine and BSC own needs ΔN_{el} , MW	6.4
CO_2 compression installation own needs ΔN_{CC} , MW	10.7
Circulation fans in membrane reactor own needs ΔN_F , MW	2.2
Total own needs rate δ , -	0.0605
Net electric power N_{el} , MW	299.3
Net electric efficiency η_{el} , -	0.5398
CO_2 unit production u_{CO_2} , kg/MWh	365.6
CO_2 unit emission e_{CO_2} , kg/MWh	~0.0

The flue gas dried in condenser with mass flow $\dot{m}_{3c} = 32.3$ kg/s and composition: 90.4% CO₂, 4.1% H₂O and 5.5% O₂, is directed to the CO₂ compressor. Almost all water vapor is condensed during intercooling, so final CO₂ purity is 94.2% with less than 0.1% H₂O. Unit energy consumption of CO₂ compression installation reached 0.097 kWh/kgCO₂.

Obtained characteristic parameters for the gas turbine and the bottoming steam cycle of the AZEP are presented in tab. 3.

5. Conclusions

The use of membrane reactor isolates the combustion process, which is realized in the reactor internal cycle, from air in the gas turbine. Therefore, the flue gas contains no nitrogen and separation process of carbon dioxide is reduced only to drying the flue gas.

A turbine with a membrane reactor achieves a lower electric efficiency (about 36%) than conventional gas turbines with similar operating parameters, reaching over 41%. This results from lower air stream feeding the turbine in the AZEP.

Lower gas turbine efficiency is partially offset by flue gas leaving the membrane reactor, which supply the additional HRSG and increase the BSC power.

The AZEP achieved net electric efficiency at almost 54%, relative to power plants without carbon capture installation it is efficiency drop by 5÷6 percentage points. This result is more favorable than in a combined cycle plant with oxy-combustion or post-combustion CCS installation, reaching net efficiency at the level of 50÷52%.

References

- [1] Kotowicz J.: Combined Cycle Power Plants. Kaprint, Lublin 2008 (in Polish).
- [2] Kotowicz J., Janusz K.: Manners of the reduction of the emission CO₂ from energetic processes. *Rynek Energii* 2007;1(68):10-18 (in Polish).
- [3] Liu C.Y., Chen G., Sipöcz N., Assadi M., Bai X.S.: Characteristics of oxy-fuel combustion in gas turbines. *Applied Energy* 2012;89:387–394.
- [4] Zhanga N., Lior N.: Two novel oxy-fuel power cycles integrated with natural gas reforming and CO₂ capture. *Energy* 2008;33:340–351.
- [5] Kotowicz J., Job M.: The thermodynamic and economic analysis of a gas turbine combined cycle plant with oxy combustion. *Archives of thermodynamics* 2013;4(35):215-233.
- [6] Kvamsdal H. M., Jordal K., Bolland O.: A quantitative comparison of gas turbine cycles with CO₂ capture. *Energy* 2007;32:10-24.
- [7] Haag J. Ch., Hildebrandt A., Honen H., Assadi M., Kneer R.: Turbomachinery simulation in design point and part-load operation for advanced CO₂ capture power plant cycles. Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, 14-17 May 2007.

- [8] Petrakopoulou F., Tsatsaronis G., Boyano A., Morosuk T.: Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation of power plants including CO₂ capture. *Chemical Engineering Research and Design* 2011;89:1461-1469.
- [9] Sundkvist S. G., Julsrud S., Vigeland B., Naas T., Budd M., Leistner H., Winkler D.: Development and testing of AZEP reactor components. *International Journal of Greenhouse Gas Control* 2007;1:180-187.
- [10] GateCycle Version 5.40. Manual. GE Enter Software, LLC.

OKREŚLENIE MASOWEGO NATĘŻENIA PRZEPIYWU CZYNNIKÓW WIELOFAZOWYCH W KLASYCZNEJ ZWĘŻCE POMIAROWEJ VENTURIEGO W UJĘCIU ZERO- I TRÓJWYMIAROWYM

Tomasz Kowalczyk^{1,2}, Sebastian Kornet^{1,2}, Paweł Ziółkowski^{1,2}, Janusz Badur¹

¹Zakład Konwersji Energii, Instytut Maszyn Przepływowych PAN,
ul. Fiszerka 14, 80-231 Gdańsk, tomasz.kowalczyk@imp.gda.pl

²Środowiskowe Studium Doktoranckie przy Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej,
ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki obliczeń masowego natężenia przepływu mieszaniny pary wodnej i powietrza przy różnych udziałach poszczególnych składników w obszarach wysokiego podciśnienia i przy temperaturze nasycenia dla pary. Obliczenia przeprowadzono na modelu matematycznym klasycznej zwężki Venturiego na podstawie normy EN-ISO 5167-4 i za pomocą metod CFD. Wyznaczono charakterystyki przepływowe zwężki pomiarowej i znaleziono jej stałe w funkcji: strumień masy - spadek ciśnienia w warunkach pracy poza obszarem ujętym w wymienionej wcześniej normie. Tym samym określono przydatności tego typu urządzeń pomiarowych w szerszym zakresie pomiarowym. Dodatkowym aspektem poruszonym w niniejszej pracy jest porównanie wyników z obliczeń metodami CFD udziału poszczególnych faz w przepływie płynu – podejście trójwymiarowe z wynikami obliczeń zero-wymiarowych uzyskanych na podstawie prawa Daltona.

1. Wprowadzenie

Znajomość masowego natężenia przepływu medium roboczego jest w energetyce sprawą kluczową. Określenie ilości pary lub wody przepływającej w instalacjach energetycznych jest niezbędne przy analizie bilansu energetycznego obiektu, mocy poszczególnych maszyn, ich sprawności itd. Problem jest szczególnie istotny przy modernizacji bloków energetycznych pracujących w podstawie obciążenia w celu przystosowania ich do pracy przy obciążeniach zmiennych. Na przykład znane są prace [4], w których przedstawiany jest pro-

blem eksploatacji turbin klasy 390 MWe związanych z niepełnym obciążeniem bloku. Znajomość zjawisk (zarówno w sposób jakościowy, jak i ilościowy) przed, za i w skraplaczu jest szczególnie istotna ze względu na prawidłową jak i bezpieczną pracę ostatnich stopni NP.

Pomiary przepływu pary suchej w instalacjach nadciśnieniowych są szeroko opisane w literaturze [1,2,3,7,11]. W przypadku wody stosowanie zwężek pomiarowych jest nawet łatwiejsze, ponieważ czynnik roboczy jest nieściśliwy [1,2]. Dokładne pomiary strumienia wody z wykorzystaniem urządzeń spiętrzających ciśnienie od dawna są znormalizowane, a ponadto istnieje wiele rozwiązań takich jak przepływomierze turbinowe, wirowe, wykorzystujące zjawisko Dopplera, indukcji elektromagnetycznej i inne [2]. Natomiast znacznie więcej problemów nastęca pomiar strumienia pary w wysokim podciśnieniu w obszarach występowania pary mokrej i mieszaniny pary z innym gazem np. powietrzem. Warunki takie występują przede wszystkim w skraplaczach i instalacjach pomocniczych, utrzymujących odpowiednie podciśnienie. Chcąc realizować efektywne zarządzanie kondensacyjnym blokiem energetycznym konieczny jest ciągły pomiar masowego strumienia i udziału poszczególnych faz w usuwanej ze skraplacza mieszaninie powietrze-para.

Zagadnieniami związanymi z pomiarem strumienia masy w kryzje przepływu dwufazowego zajmowali się [8]. Również szeroko rozpowszechniona jest tematyka symulacji numerycznych przepływów dwufazowych zarówno w zwężkach pomiarowych [12,14], jak i w strumienicach parowych [15,17], wodnych [18,19] i powietrznych [13]. Natomiast warunkami wymiany ciepła w przepływach dwufazowych, które bezpośrednio zależą od składu mieszaniny jak i strumienia masy zajmowano się w pracach [9,10,16].

Pomimo dość licznych badań nadal niedostatecznie poznane są przepływy dwufazowe w podciśnieniu i konieczne jest dalszy rozwój metod modelowania przepływów wielofazowych. Zatem celem niniejszego rozdziału jest przybliżenie tematyki związanej z pomiarem masowego natężenia przepływu mieszaniny pary wodnej i powietrza w wysokim podciśnieniu przy zastosowaniu zwężki Venturiego, a następnie za pomocą narzędzi numerycznych wykreślenie i porównanie charakterystyk przepływowych mieszaniny dwufazowej.

2. Wstępne określenie parametrów przepływu

W kondensacyjnych blokach energetycznych skraplacz pary jest jednym z podstawowych elementów termodynamicznego obiegu konwersji energii [6]. Jest to zbiornik, w którego wnętrzu panuje ciśnienie absolutne z zakresu (4-12)kPa [3]. Utrzymanie niskiego ciśnienia jest konieczne w celu zapewnienia niskiej temperatury kondensacji pary wodnej, co jest pożądane z termodynamicznego punktu widzenia. Temperatura kondensacji pary przy tak niskim ci-

śnieniu wynosi odpowiednio (28,97-49,42)°C. Duże podciśnienie w instalacji prowadzi do problemów z utrzymaniem szczelności zbiorników kondensatorów. Przedostające się do wewnątrz skraplacza powietrze, pogarsza warunki kondensacji pary wodnej na dwa sposoby: pogarsza lokalnie współczynnik przenikania ciepła oraz obniża ciśnienie parcjale pary obniżając tym samym temperaturę kondensacji i zwiększając zużycie wody chłodzącej. Wieloletnie doświadczenia eksploatacyjne zgromadzone w literaturze przedmiotu pozwalają wstępnie określić strumień odsysanej masy powietrza ze skraplacza [3]. Dla skraplaczy o dużej mocy i wysokiej szczelności można wstępnie przyjąć zależność (1) określającą masowy strumień odsysanego powietrza \dot{m}_{pow} wprost proporcjonalnie do strumienia masy skroplin \dot{m}_{skr} wypływających ze skraplacza [3]:

$$\dot{m}_{pow} = \frac{1}{2000} \dot{m}_{skr} \quad (1)$$

Udział pary wodnej w mieszaninie na etapie wstępnych obliczeń jest nieznaną. Zależy on od warunków eksploatacyjnych i konstrukcyjnych m.in. od pozycji rurociągu odsysającego mieszaninę w kondensatorze, tj. od jego wysokości od podstawy kondensatora [3]. Stopień suchości pary jest również nieznaną, lecz z uwagi na stosowanie instalacji odwadniania mieszaniny z dużym przybliżeniem można przyjąć stopień suchości pary na linii nasycenia, tj. $X=1$.

3. Obliczenia 0D

Obliczenia przeprowadzone na podstawie literatury [1] są podstawą do wyznaczenia geometrii zwężki Venturiego. Zaletą stosowania klasycznej zwężki Venturiego, w odróżnieniu do kryz oraz dysz pomiarowych, jest wprowadzenie minimalnych strat energii w przepływie. Wadą jest konieczność występowania bardziej turbulentnego przepływu (o większej liczby Reynoldsa) niż w przypadku kryz pomiarowych. Pomiar polega na zmierzeniu różnicy ciśnienia statycznego przed zwężką i w jej przewężeniu. Zakładając, że: ciecz jest nieściśliwa i nielepka, a przepływ jest stacjonarny i bezwirowy zasada zachowania energii zostaje uproszczona do równania Bernoulliego [5]:

$$gh + \frac{v_n^2}{2} + \frac{p}{\rho} = const. \quad (2)$$

gdzie:

g – wartość przyspieszenia ziemskiego,

h – wysokość,

v_n – składowa normalna prędkości,

p – absolutne ciśnienie statyczne,

ρ – gęstość.

W takich warunkach energia przenoszona jako ciśnienie statyczne płynu za zwężką będzie takie samo jak przed zwężką. W technice pomiarowych nie można oczywiście przyjąć tak daleko posuniętych uproszczeń dlatego zależności pozwalające wyznaczyć masowe natężenie przepływu medium są wzorami analityczno–empirycznymi. Poza członem wyznaczonym w sposób teoretyczny równaniem Bernoulliego, zawierają one również czynnik kalibrujący wyniki obliczeń teoretycznych z wynikami eksperymentów.

Zatem strumień masy wyznaczamy z zależności [1]:

$$\dot{m} = C \frac{A}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon * 2\sqrt{\Delta p * \rho} \quad (3)$$

gdzie:

\dot{m} – masowe natężenie przepływu [kg/s]

A – pole przekroju przewężenia [m^2]

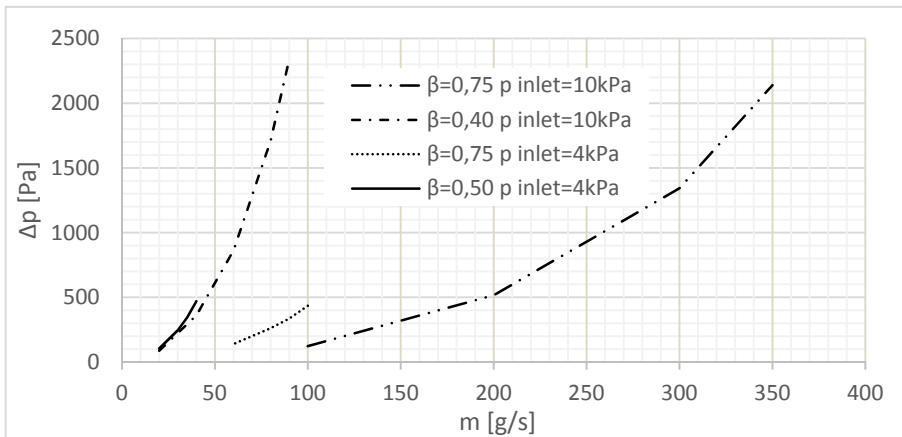
C – współczynnik przepływu [-]

β – współczynnik przewężenia [-]

ε – współczynnik ekspansji [-]

Δp – ciśnienie różnicowe [Pa]

ρ – gęstość medium [kg/m^3]



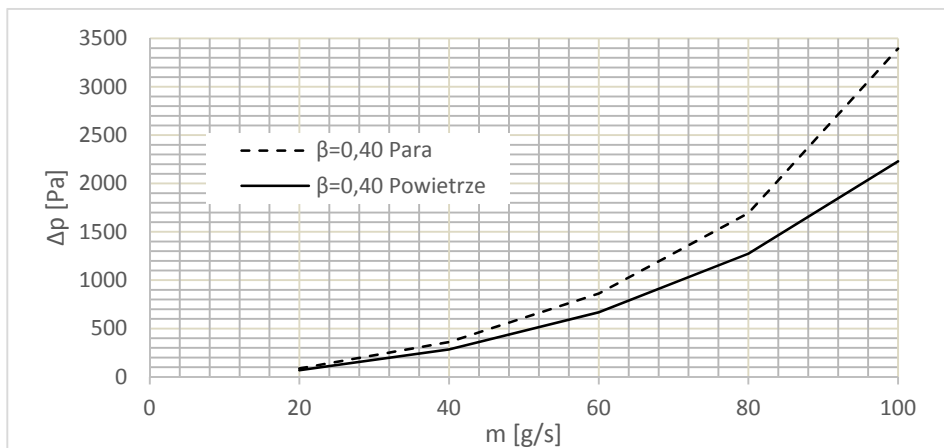
Rys. 2. Różnica ciśnienia statycznego w odległości równej połowie średnicy wewnętrznej rurociągu od wlotowej krawędzi konfuzora do wartości ciśnienia w przewężeniu zwężki w funkcji masowego natężenia przepływu pary dla wybranych wartości ciśnienia dolotowego i przewężenia

Na podstawie normy [1] wykonano serie obliczeń dla pary nasyconej przy ciśnieniu 10kPa i 4kPa, dla średnicy wewnętrznej rurociągu 206,50 mm i przewężeniu zwężki $\beta=0,40$ i $\beta=0,75$. Przewężenie zwężki pomiarowej oznacza

stosunek średnic wewnętrznych: przewężenia do rurociągu. Wyniki przedstawiono na rys.1.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że wartość ciśnienia różnicowego Δp silnie zależy od ciśnienia panującego w instalacji. Przy tym samym masowym strumieniu przepływającej masy jest ono większe przy niższym ciśnieniu, co bezpośrednio wynika z objętości właściwej gazów, która jest większa przy niższych ciśnieniach zgodnie z równaniem gazu idealnego. Niskie ciśnienie prowadzi również do znacznego zmniejszenia zakresu pomiarowego zwężki Venturiego. Wynika to z malejącego stosunku ciśnienia statycznego w przewężeniu do ciśnienia w instalacji, co niekorzystnie wpływa na współczynnik ekspansji gazu w zwężce. Ponadto prowadzi również do osiągania przepływów naddźwiękowych przy stosunkowo niedużych wartościach masowego natężenia przepływu oraz obniża lepkość mieszaniny prowadząc do niedużej turbulencji przepływu. Powstanie fali uderzeniowej w zwężce jak i mała wartość liczby Reynoldsa jest w tym przypadku zjawiskiem niekorzystnym. Zakres pomiarowy w pewnym obszarze można regulować za pomocą odpowiednio dobranego przewężenia.

Ponowne obliczenia, tym razem dla jednakowych wartości ciśnienia statycznego w rurociągu dolotowym i przewężenia zwężki, ale dla pary i powietrza przedstawiono na rys.2.

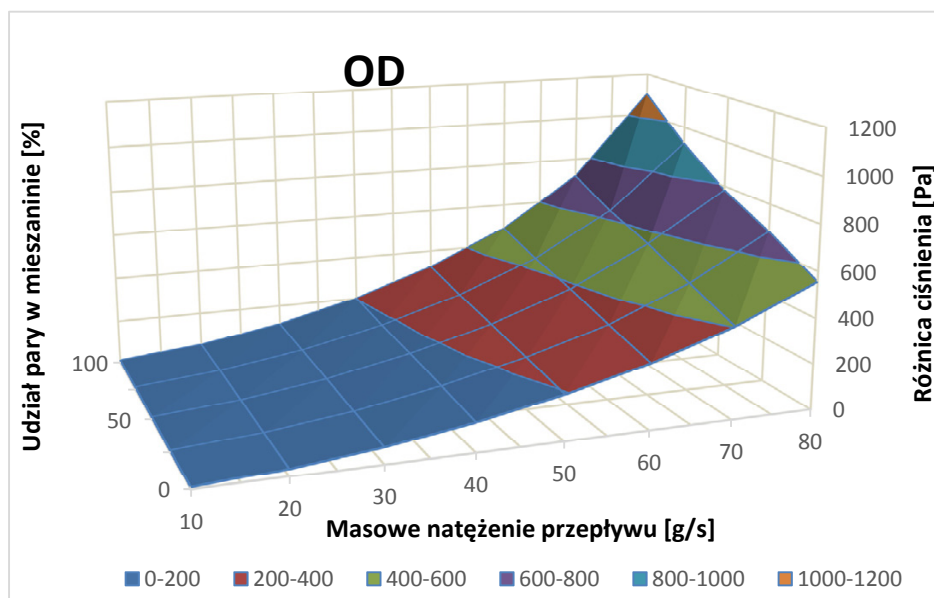


Rys. 2.3 Różnica ciśnienia statycznego w odległości równej połowie średnicy wewnętrznej rurociągu od wlotowej krawędzi konfuzora do wartości ciśnienia w przewężeniu zwężki w funkcji masowego natężenia przepływu pary i powietrza ciśnieniu statycznym na dolicie 10kPa i przewężeniu $\beta=0,40$

Na podstawie otrzymanych wyników można zaobserwować pewien zakres wartości masowego natężenia przepływu badanych czynników, dla których ciśnienie różnicowe jest sobie bliskie. Umożliwia to łatwy pomiar natężenia

przepływu mieszaniny para-powietrze przy nieznanymi wartościach udziałów poszczególnych gazów. Z drugiej strony jest to pomiar obarczony pewnym błędem, tym większym im większy będzie zakres pomiarowy urządzenia. Dla przykładu używając przetwornika różnicy ciśnienia o zakresie (0-250)Pa i błędzie pomiarowym 0,6% dokładność określenia masowego strumienia mieszaniny tą metodą w zakresie (20-37)g/s wynosi w przybliżeniu 14%.

Uznając powyższe wyniki za niezadowolające, na podstawie danych przedstawionych na rys.1 dobrano optymalną wartość przewężenia dla przewidywanych warunków panujących w badanej instalacji kondensatora turbiny parowej równą $\beta=0,60$ i wykonano dalsze obliczenia tym razem dla określonych udziałów pary w badanej mieszaninie. Objętość właściwą mieszaniny i jej poszczególnych składników wyznaczono posługując się prawem Daltona odnoście objętości cząstkowych. Wyniki w formie wykresu przedstawiony na rys. 3.



Rys. 3. Wykres zależności różnicowego ciśnienia statycznego w odległości równej połowie średnicy wewnętrznej rurociągu od wlotowej krawędzi konfuzora do wartości ciśnienia w przewężeniu zwężki w funkcji masowego natężenia przepływu pary przy danych udziałach procentowych pary przy ciśnieniu statycznym na dolocie 4kPa i przewężeniu $\beta=0,60$ wyznaczony na podstawie normy EN-ISO 5167-4.

Na podstawie otrzymanej charakterystyki badanej zwężki, znając rzeczywisty udział pary w przepływającej mieszaninie, możliwe jest precyzyjne wyznaczenie masowego natężenia przepływu pary i powietrza w rozpatrywanej instalacji energetycznej za pomocą prostego i niezawodnego urządzenia pomiarowego. Niestety określenie gęstości mieszaniny, niezbędnej do określenia natężenia

przepływu, wymaga stosowania dodatkowych urządzeń, które komplikują układ pomiarowy lub ograniczają jego przydatność np. poprzez brak ciągłości pomiarów (metody próbkowania).

Stała zwężki, lub inaczej współczynnik przepływu, oznaczany w normie literą C przyjmuje wartość stałą w szerokim zakresie pomiarowym. Jest to również zalecany zakres użytkowania zwężki Venturiego zarówno z powodu zmiany wartości współczynnika (który nie może być już traktowany jako wartość stała dla danej zwężki), jak również rosnącej niepewności pomiarowej wraz ze spadkiem jego wartości [1,2]. Wartość współczynnika przepływu bezpośrednio zależy od chropowatości materiału zwężki, jakości wykonania, liczby Reynoldsa w rurociągu dolotowym i przewężenia (kształtu) zwężki. Współczynnik C w zakresie pracy zwężki przewidzianym w normie został dobrany na jej podstawie, natomiast dla małych wartości przepływu, gdzie liczba Reynoldsa była niewystarczająca, współczynnik przepływu został aproksymowany na podstawie zawartych w literaturze danych eksperymentalnych. Procedura została przeprowadzona w celu uzyskanie niezależnych wyników do porównania metod obliczeniowych. W praktyce współczynnik przepływu C może zostać wyznaczony na podstawie obliczeń CFD, a następnie potwierdzony i ew. skorygowany w czasie eksperymentalnej kalibracji urządzenia.

4. Obliczenia CFD

Numeryczne obliczenia przepływowe badanej zwężki pomiarowej są obliczeniami czasochłonnymi, a dokładność otrzymanych wyników zależy m.in. od przyjętego modelu i założeń. Są one jednak mniej pracochłonne i mogą dostarczyć większej ilości danych niż pomiary eksperymentalne. Eksperymentalne kalibrowanie zwężek wciąż jest jednak zabiegiem zalecanym.

Użycie trójwymiarowego (3D) równania bilansu masy, pędu i energii, których postać w ujęciu lokalnym przedstawia się następująco [5]:

$$\delta_t \rho + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0, \quad (4)$$

$$\delta_t(\rho \vec{v}) + \text{div}(\rho \vec{v} \otimes \vec{v} + p \vec{I}) = \text{div}(\vec{\tau}^c) + \rho \vec{b}, \quad (5)$$

$$\delta_t(\rho e) + \text{div}(\rho [e + \frac{p}{\rho}] \vec{v}) = \text{div}(\vec{\tau}^c \vec{v} + \vec{q}) + \rho \vec{b} \vec{v}, \quad (6)$$

gdzie:

δ_t – zmiana w czasie,

ρ – gęstość,

$\rho \vec{v}$ – gęstość pędu,

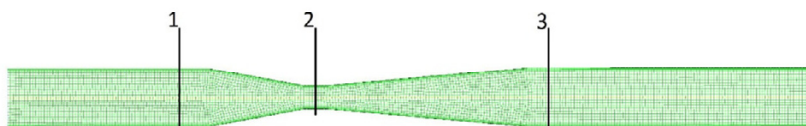
$e = u + \frac{1}{2} \vec{v}^2$ – suma energii wewnętrznej i kinetycznej,

\vec{I} – idemfktor Gibbsa,

\vec{b} – wektor przyspieszenia ziemskiego,
 \vec{q} – strumień ciepła,
 $\vec{\tau}^c$ – tensor naprężeń lepkich.

Pozwala ono z pewną dozą przybliżenia wyznaczyć rozkład ciśnień w przepływie badanej geometrii. Chcąc uściślić obliczenia niezbędne jest uwzględnienie modelu turbulencji k- ϵ , który dobrze opisuje przepływy o dużym stopniu turbulencji i znacznym stosunku powierzchni kanału do objętości strumienia [5]. Przy obliczeniach przepływów pary mokrej wielu informacji dostarcza użycie modelu kondensacji. Odbywa się to jednak kosztem zwielokrotnienia czasu obliczeń, tak więc z uwagi na wstępny charakter przeprowadzonych obliczeń założone przepływy równowagowy.

Wstępne obliczenia przepływowe wykonano dla zwężki o przewężeniu $\beta=0,40$ i przy ciśnieniu dolotowym powietrza równym w przybliżeniu 10 kPa. Siatkę modelu badanej zwężki przedstawia rys. 4.



Rys. 4.4 Siatka modelu badanej klasycznej zwężki Venturiego.

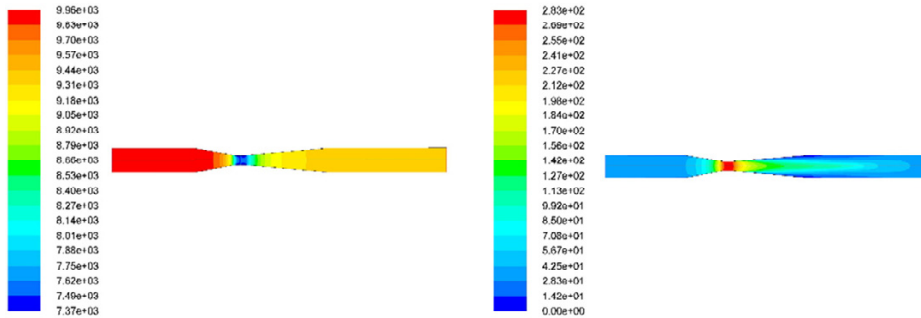
Punkty 1, 2 i 3 określają położenie punktów pomiarowych zgodnie z normą [1]. Obliczenia wykonano w przestrzeni dwuwymiarowej, stosując model osiowosymetryczny. Na rys. 5 przedstawiono rozkład ciśnienia (po lewej) i prędkości (po prawej).

Wizualizacja przepływu ukazuje zarówno różnicę ciśnienia przed zwężką i w przewężeniu, jak i stratę ciśnienia na zwężce pomiarowej, czego nie można wyznaczyć za pomocą wcześniej wspomnianej normy. Ponadto rozkład prędkości ukazuje jet tworzący się za przewężeniem przy maksymalnej wartości przepływu uwzględniając zalecenia ujęte w normie.

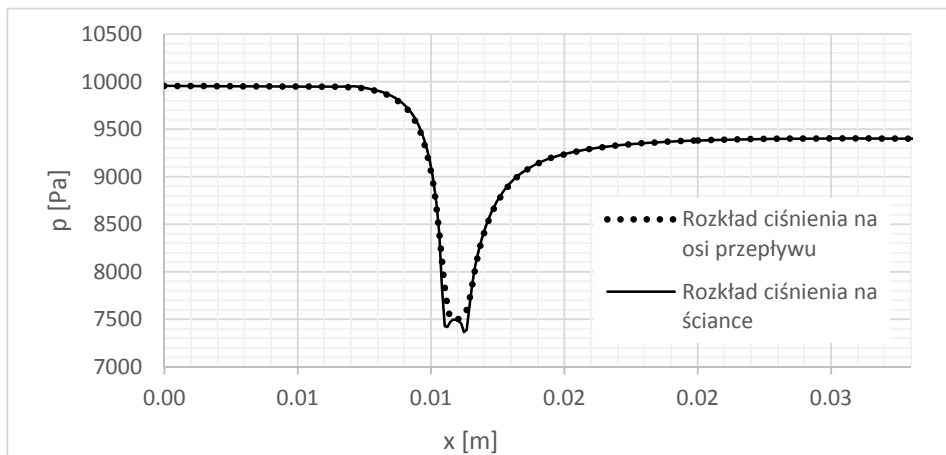
Bardziej szczegółowych informacji dostarczają charakterystyki rozkładu ciśnienia (rys.6), gęstości i prędkości (rys.7) w funkcji długości zwężki stworzone na podstawie wyników obliczeń numerycznych.

Przeprowadzone, wstępne obliczenia numeryczne dostarczają więcej informacji niż obliczenia 0D wykonane na podstawie normy [1]. Poza rozkładem prędkości i gęstości powietrza, które zamieszczone są jedynie w formie pogłądowej, możliwe jest szczegółowe wyznaczenie rozkładu ciśnienia na ściankach zwężki pomiarowej. Umożliwia to ew. optymalizacją rozmieszczenia przetworników ciśnienia, analizę parametrów przepływowych poza obszarem normalnej

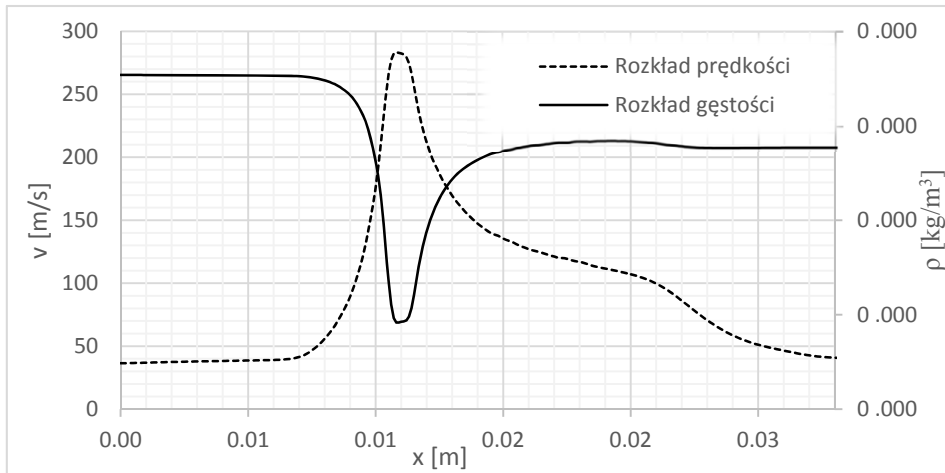
pracy zwężki i określenie straty zwężki już na etapie projektowania, a nie w fazie eksperymentalnego wzorcowania jak ma to miejsce w przypadku posługiwania się jedynie metodami ujętymi w normie [1].



Rys. 5.5 Rozkład ciśnienia [Pa] i prędkości [m/s] (odpowiednio po lewej i prawej stronie) dla klasycznej zwężki Venturiego o przewężeniu $\beta=0,40$ dla powietrza przy wydatku masowym $m=100\text{g/s}$



Rys. 6. Rozkład ciśnienia na ściankach zwężki pomiarowej i w osi przepływu dla powietrza przy wydatku 100g/s dla klasycznej zwężki Venturiego o przewężeniu $\beta=0,40$

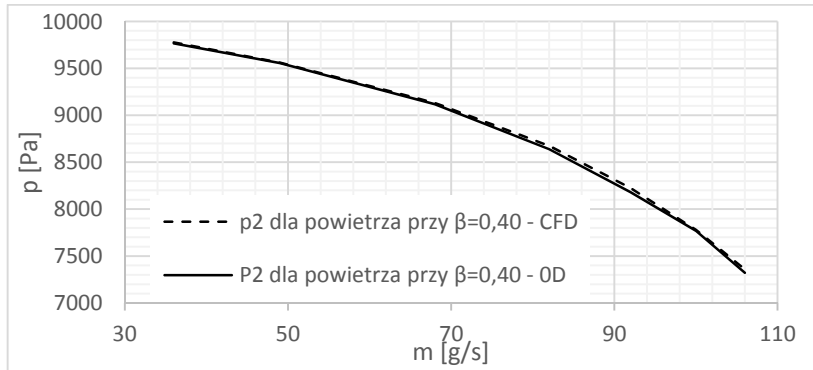


Rys. 7. Rozkład prędkości i gęstości powietrza w osi przepływu przy wydatku 100g/s dla klasycznej zwężki Venturiego o przewężeniu $\beta=0,40$

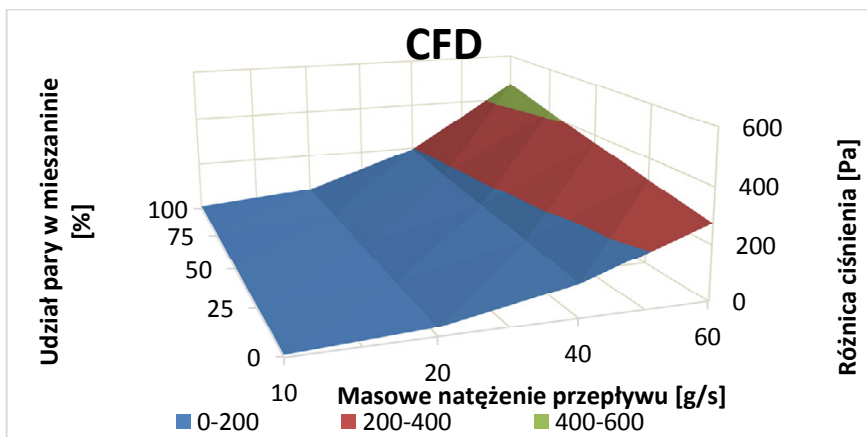
5. Porównanie wyników obliczeń

Porównanie wyników obliczeń w podejściu 0D i CFD ukazało wysoką zbieżność rozwiązań. Na rys. 8 przedstawiono porównanie wartości ciśnienia w punkcie pomiarowym 2, tj. w przewężeniu zwężki, przy zadanym ciśnieniu wlotowym powietrza 10 kPa w funkcji masowego strumienia przepływu.

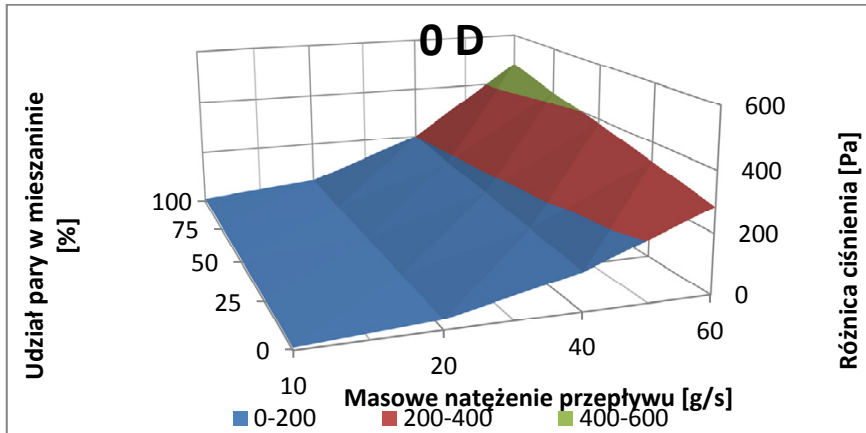
Na dokładność wyników numerycznych wpływa ilość wykonanych iteracji, pomocne jest w tym stopniowe obniżanie zadawanych wartości w celu uniknięcia fluktuacji zbieżności. Różnicę wyników obliczeń numerycznych (w każdym przypadku obliczenia były zbieżne) za pomocą stopniowego obniżania wartości i zadania określonej wartości na początku obliczeń widać porównując wyniki wstępnych obliczeń zamieszczone na rys. 6 i obliczeń szczegółowych na rys. 8. Maksymalny błąd bezwzględny prezentowanych wyników na rys. 9 wynosi niespełna 50 Pa. Otrzymanie tak wysokiej zbieżności rozwiązań pozwoliło na przeprowadzenie powtórnych obliczeń, tym razem dla ustalonego na podstawie wcześniejszych wyników optymalnego przewężenia zwężki w spodziewanym zakresie pomiarowym $\beta=0,60$. W obliczeniach zadano stałe ciśnienie dolotowe mieszaniny na poziomie 4kPa oraz zadawano masowe natężenia przepływu w przedziale (10-60) g/s co 10 g/s i udział pary w mieszaninie od 0 do 100% co 25%. Wyniki przedstawiają charakterystyki przedstawione na rys. 9 i rys. 10.



Rys. 8 Porównanie wyników obliczeń numerycznych oraz obliczeń na podstawie normy EN-ISO 5167-4 wartości ciśnienia w punkcie pomiarowym 2 przy zadanym ciśnieniu wlotowym powietrza 10kPa w funkcji masowego natężenia przepływu dla klasycznej zwężki Venturiego o przewężeniu $\beta=0,40$



Rys. 9 Wykres zależności różnicowego ciśnienia statycznego w odległości równej połowie średnicy wewnętrznej rurociągu od wlotowej krawędzi konfuzora do wartości ciśnienia w przewężeniu zwężki w funkcji masowego natężenia przepływu pary przy danych udziałach procentowych pary przy ciśnieniu statycznym na dolocie 4kPa i przewężeniu $\beta=0,60$ wyznaczony metodą CFD



Rys. 10. Wykres zależności różnicowego ciśnienia statycznego w odległości równej połowie średnicy wewnętrznej rurociągu od wlotowej krawędzi konfuzora do wartości ciśnienia w przewężeniu zwężki w funkcji masowego natężenia przepływu pary przy danych udziałach procentowych pary przy ciśnieniu statycznym na dolicie 4kPa i przewężeniu $\beta=0,60$ wyznaczony metodą zawartą w normie EN-ISO 5167-4

W wyniku przeprowadzony obliczeń, dwoma niezależnymi metodami, uzyskano bardzo dobrą zbieżność wyników zarówno w zakresie ujętym w normie jak i poza nią.

6. Podsumowanie

Pomiar natężenia przepływu par i gazów w wysokim podciśnieniu jest możliwy przy pomocy prostej w budowie i eksploatacji klasycznej zwężki Venturiego. Obarczony jest on jednak dużymi ograniczeniami z powodu niskiego ciśnienia medium. W zakresie dużych podciśnieniach problematyczna staje się niska wartość prędkości dźwięku w badanym ośrodku, co sprawia, że w przewężeniu łatwo jest osiągnąć prędkości naddźwiękowe. Jest to zjawisko niekorzystne. Drugim problemem jest duża podatność na kompresje w konfuzorze i ekspansje w dyfuzorze, co uniemożliwia uzyskanie poprawnych wyników stosując normę[1]. Ponadto przy dużym podciśnieniu znacznie maleje lepkość rozpatrywanego powietrza i pary, prowadzi to do konieczności stabilizowania współczynnika przepływu C , który w tych warunkach silnie zależy od masowego natężenia przepływu.

Otrzymane wyniki obliczeń klasycznej zwężki Venturiego metodą ujętą we wcześniej wspomnianej normie i metodami CFD wykazują bardzo wysoką zbieżność. Stosując odpowiednio dobrane przewężenie można osiągnąć poprawne wyniki w warunkach niskiego ciśnienia medium, jednak w znacznie

ograniczonym zakresie pomiarowym. Ów zakres użytkowania klasycznej zwężki Venturiego można w niektórych przypadkach z powodzeniem rozszerzyć jednak niezbędnym narzędziem do realizacji tego zadania na poziomie projektowania są numeryczne metody modelowania przepływu. Przy czym znaczne odejście od warunków pracy zwężki ujętych w normie prowadzi do mniejszej powtarzalności wyników. Dodatkową zaletą stosowania metod CFD jest możliwość określenia straty ciśnienia na urządzeniu pomiarowym, co w dotychczasowym ujęciu możliwe jest dopiero w trakcie eksperymentalnego wzorcowania zwężki.

Pomiar przepływów wielofazowych, w rozważanym przypadku powietrza i pary nasyconej, jest możliwy do osiągnięcia przy użyciu proponowanej zwężki Venturiego. Przy nieuwzględnieniu składu mieszaniny możliwe jest uzyskanie jedynie przybliżonych wyników i to w mocno ograniczonym zakresie pomiarowym. Dodatkowy pomiar gęstości mieszaniny umożliwia precyzyjne określenie masowego natężenia przepływu mieszaniny i jej poszczególnych składników oraz znacznie rozszerza zakres pomiarowy. Niestety metody określania gęstości mieszanin na chwilę obecną posiadają wady ograniczające ich zastosowanie. Jednym z powodów jest braku ciągłości pomiarów, drugim komplikacja aparatury i wprowadzania znacznych strat energetycznych w instalacji utrzymania próżni kondensatora. Z tego powodu metody pomiarowe pozwalające w sposób pośredni lub bezpośredni określić skład badanej mieszaniny lub jej gęstość wymagają rozwoju.

Literatura

- [1] Pomiary strumienia płynów za pomocą zwęzek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełniony rurociąg o przekroju kołowym – Część 4: Klasyczna zwężka Venturiego, Norma Europejska EN ISO 5167-4:2003.
- [2] Piotrowski J.: Pomiary, czujniki i metody pomiarowe wybranych wielkości fizycznych i składu chemicznego, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2009.
- [3] Salij A., Stępień J.: Praca skraplaczy turbinowych w układach cieplnych bloków energetycznych, Wydawnictwo Kaprint, Lublin 2013.
- [4] Cecotka P.: Lesson Learned z przeprowadzonych modernizacji turbin parowych 18K360 w PGE GiEK SA Oddział Elektrownia Bełchatów, IX International Conference of Steam Power Plant Users, Kudowa Zdrój 21-23.05.2014.
- [5] Badur J.: Pięć wykładów ze współczesnej termomechaniki płynów, www.imp.gda.pl/fileadmin/doc/o2/z3/.../2005_piecwykladow.pdf, Gdańsk, 2005.
- [6] Badur J.: Rozwój pojęcia energii, Wyd. IMP PAN, Gdańsk, 2009.
- [7] Perycz S.: Turbiny parowe i gazowe, Wyd. Pol. Gdańskiej, Gdańsk, 1988.
- [8] Amini A., Owen I.: The use of critical flow venturi nozzles with saturated wet steam, *Flow Meas. Instrum.*, Vol. 6, No. 1, pp. 41~17, 1995.
- [9] Artemov V. I., Minko K. B., Yan'kov G. G.: Modeling Steam Condensation from Steam – Air Mixture in the Inclined Tubes of an Air– Cooled Condenser, *Thermal Engineering*, 2014, Vol. 61, No. 1, pp. 30–40.

- [10] Joachimiak M., Krzyślak P., The analysis of the changes in the partial pressure of gases and the share of air during a flow through a tube bank inside a condenser, *Journal of Mechanical and Transport Engineering*, Vol. 65, no. 4, 2013.
- [11] Pawlik M., Strzelczyk F.: *Elektrownie*, WNT, Warszawa, 2009.
- [12] Matsuo S., Tanaka M., Setoguchi T.: Effect of Non-Equilibrium Condensation of Moist Air on Flow Field in Ludwig Tube. *J. of Thermal Science* 2002 Vol. 11, No.2 pp 104-113.
- [13] Marynowski T., Desevaux P., Mercadier, Y.: Experimental and Numerical Visualizations of Condensation Process in a Supersonic Ejector, *Journal of Visualization*, Vol. 12, No. 3 (2009) 251-258.
- [14] Kwon S.B., Lee S.J., Shin S.Y., Kim H. S.: A study on the flow with nonequilibrium condensation in a minimum length nozzle *Journal of Mechanical Science and Technology* 23 (2009) 1736~1742.
- [15] El-Dessouky H.T., Ettouney H.M., Alatiqi I., Al-Nuwaibit G.: Evaluation of steam jet ejectors. *Chemical Engineering and Processing* 41 (2002) 551 – 561.
- [16] V. G. Orlik, L. L. Vainshtein N. V. Averkina, S. V. Istomin, V. V. Nesterov, I. A. Nosovitskii, A. P. Ol'shanskii, and I. V. Popov: Reduction of air inflows in condensers of 200-MW power units. *Power Technology and Engineering* Vol. 40, No. 6, 2006 pp 362- 364.
- [17] N. Sharifi, M. Boroomand, M. Sharifi.: Numerical assessment of steam nucleation on thermodynamic performance of steam ejectors. *Applied Thermal Engineering* 52 (2013) 449-459.
- [18] Zhang B., Lv J., Wang Y.: Numerical and experimental study on parameters distribution inside a two-phase ejector *Heat Mass Transfer* (2013) 49:1525–1533.
- [19] Kim Y.K., Lee D.Y., Kim H.D., Ahn J.H., Kim K.C.: An experimental and numerical study on hydrodynamic characteristics of horizontal annular type water-air ejector *Journal of Mechanical Science and Technology* 26 (9) (2012) 2773~2781.

ANALIZA WARUNKÓW I POPRAWY EFEKTYWNOŚCI WYMIANY CIEPŁA W PIONOWEJ SONDZIE GRUNTOWEJ

Zbigniew Królicki, Stanisława Sandler, Bogusław Białko,
Bartosz Zajączkowski

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Katedra Termodynamiki, Teorii Maszyn
i Urządzeń Ciepłych, Politechnika Wroclawska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

W pracy przedstawiono przegląd konstrukcji sond gruntowych stosowanych w sprężarkowych pompach ciepła. Na podstawie sporządzonego modelu obliczeniowego i danych literaturo-
wych, dokonano oceny rozwiązań konstrukcyjnych i ich wpływu na jakość wymiany ciepła z
gruntem. Przedstawiono propozycje własnych modyfikacji konstrukcyjnych, ze szczególnym
uwzględnieniem zależności pomiędzy powierzchnią wymiany ciepła a parametrami przepływo-
wymi występującymi w sondzie.

1. Wprowadzenie

Podstawą przeprowadzenia analiz nowatorskiego rozwiązania dolnego źródła ciepła i przeprowadzenia badań eksperymentalnych stał się konkretny problem techniczno-inwestycyjny. W celu zasilenia monowalentnej pompy ciepła, zamontowanej w wolnostojącym domu jednorodzinym zlokalizowanym w miejscowości Mysłakowice, położonej w odległości ok. 110 km na południowy zachód od Wrocławia w odpowiednią ilość ciepła, postanowiono zbudować wymiennik gruntowy. Wielkość powierzchni i kształt działki uniemożliwił budowę wymiennika poziomego. Z drugiej strony teren leżący na granicy Przedgórze Sudeckiego i Sudetów Środkowych wpływa na brak możliwości zainstalowania dolnego źródła ciepła w postaci sond pionowych, gdyż lita skała granitowa w tym miejscu zaczyna się na głębokości ok. 6-8,5 m poniżej powierzchni gruntu. Badania georadarowe oraz wykonane pomocnicze odwierty pionowe, potwierdziły obecność litych skał granitowych na głębokości 7 m, ale jednocześnie umożliwiły określenie przepływu wód gruntowych. Odwierty

wskazały pierwszy poziom występowania wody już na poziomie ok. 1,8 m poniżej poziomu gruntu natomiast największe natężenie przepływu zanotowano na głębokości ok. 3,2 -5 m poniżej poziomu gruntu.

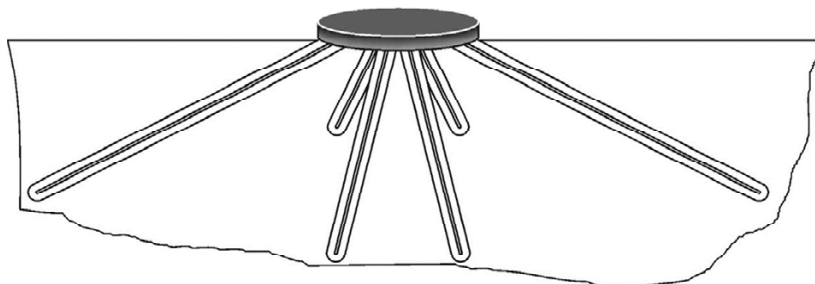
W tej sytuacji, w pierwszej fazie projektu, zdecydowano się na budowę tzw. sond gwiaździstych i analizę rozwiązania geotermalnego systemu bezpośredniej wymiany ciepła.

2. Geotermalny system bezpośredniej wymiany ciepła – sondy gwiaździste (ang. Direct Exchange Geothermal System)

W typowej gruntowej pompie ciepła czynnik pośredniczący (solanka, glikol) krąży w obiegu sondy (obieg czynnika wymuszany pompą) i oddaje ciepło pobrane z gruntu w parowaczu pompy ciepła czynnikowi żiębniczemu (freon). Wymiana ciepła w parowaczu wymaga odpowiedniej różnicy temperatur ($\Delta T \approx 3:6$ K), jako siły napędowej procesu i zaprojektowanie temperatury odparowania czynnika żiębniczego na poziomie o tyle niższym od temperatury solanki opuszczającej wymiennik gruntowy. Biorąc pod uwagę, że każde obniżenie temperatury parowania czynnika żiębniczego powoduje obniżenie współczynnika efektywności obiegu termodynamicznego o ok. 3 % [3] powoduje to znaczne obniżenie końcowej wartości COP pompy ciepła.

W pierwszej fazie projektowania poddano szczegółowej analizie zaproponowany w literaturze [5] system bezpośredniego odparowania składający się z sond wykonanych z metalu (miedzi) rozłożonych gwiaździscie. To co zdecydowało o rozważeniu tego wariantu to kątowe poprowadzenia odwiertu, które przy danej długości sondy umożliwia wykonanie płytszych odwiertów a w przypadku natrafienia na warstwę wodonośną zapewnia lepszą wymianę ciepła z gruntem. Czynnik roboczy pompy ciepła krąży, odparowując bezpośrednio w sondzie gruntowej. Rury plastikowe PE [7] klasycznych sond gruntowych zastąpiono miedzianymi o bardzo dobrej przewodności cieplnej. $Ra = 0,0025$ K·m/W [10], co gwarantuje obniżenie oporu cieplnego sondy. W analizowanym rozwiązaniu prototypowym, sondy umieszczone są odwiertach diagonalnych (o kącie nachylenia 30° , długości 22 m [5] i średnicy 76 mm. Jako czynnika chłodniczego użyto czynnika R-407C obojętnego, nie wchodzącego w reakcję z miedzią.[5]). Parametry czynnika termodynamicznego krążącego w obiegu dobrano tak, aby do sondy dopływał po zdławieniu dwufazowy czynnik chłodniczy o bardzo małym stopniu suchości $x = 0,2-0,25$ – praktycznie ciecz. Kiedy ciekły czynnik chłodniczy wpływa do sondy, naturalne siły grawitacji, powodują, że spływa on w dół, ogrzewa się i odparowuje. Następnie,

jako para o dużym stopniu suchości $x \approx 1$ – praktycznie gaz (lżejszy od cieczy) wznosi się do kolektora zbiorczego i zasysana jest do sprężarki. [5].



Rys. 1. Diagonalny wymiennik ciepła [8]

Problemy, jakie pojawiają się podczas eksploatacji takiego rozwiązania [5] to korozja i utlenianie metalowych sond. Użycie sond metalowych jest związane z rodzajem podłoża. Dla gruntu o współczynniku $pH > 6$ nie ma ryzyka korozji, dla pH poniżej 6 zagrożenie korozją jest poważne. Konieczne jest więc stosowanie anody ochronnej przedłużającej trwałość sondy. [9]

3. Rozwiązanie eksperymentalne

Biorąc pod uwagę rezultaty analizy termodynamiczno-przepływowej [4], warunki geologiczne oraz powyższe trudności zdecydowano się na inne rozwiązanie. Zaproponowano sondę typu U-rura poprowadzoną w odwiercie o zmiennym nachyleniu. Wykonane zostały przewiertki pod powierzchnią działki, mające zmienny charakter nachylenia, głównie jednak zbliżone do profilu poziomego (rys. 2) [2]. Sonda na całej długości przebiega w warstwie wodonośnej o dużej zawartości wody.

Wartość stopnia wilgotności gruntu S_r definiowanego jako:

$$S_r = \frac{V_w}{V_p} = \frac{w \cdot \rho_w}{100 \cdot e \cdot \rho_s} \quad (1)$$

gdzie:

V_w – objętość wody wypełniającej pory gruntu, m^3 ;

V_p – objętość porów, m^3 ;

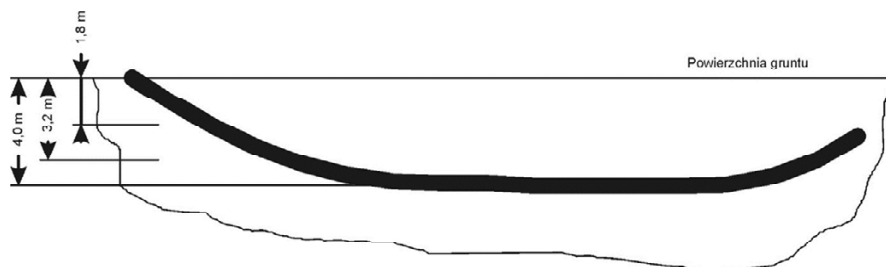
w – wilgotność gruntu, %;

ρ_s – gęstość właściwa gruntu, kg/m^3 ;

e – wskaźnik porowatości gruntu w stanie naturalnym,

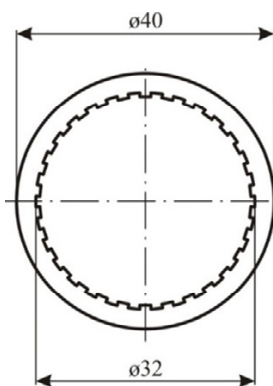
ρ_w – gęstość wody kg/m^3 ,

oceniono na $S_r = 0,98$ [2].



Rys. 2. Przekrój odwiertu sondy o zmiennym nachyleniu

W odwiert wprowadzono rurę osłaniającą oraz sondę typu U. Na rys. 3 przedstawiono parametry geometryczne sondy.



Rys. 3. Parametry geometryczne sondy

Po wykonaniu niezbędnych prac instalacyjnych rurę osłaniającą odwiert usunięto, umożliwiając bezpośredni kontakt rur sondy z gruntem. Niewielka głębokość odwiertu (w najniższym miejscu 4 m) a także rodzaj gruntu minimalizują ryzyko uszkodzenia rur sondy.[9.10]

Cały wymiennik składał się z czterech identycznych sond typu U -rura o tej samej długości i tych samych parametrach przepływowych [2].

4. Badania eksperymentalne

Obliczenie rzeczywistych wartości strumieni ciepła uzyskiwanych z dolnego źródła ciepła, przy pomocy sondy Muovitech, były możliwe na podstawie pomiarów temperatury wlotowej i wylotowej czynnika roboczego (30% wodnego roztworu glikolu propylenowego) przepływającego przez wymiennik oraz pomiaru strumienia masy czynnika przetłaczanego przez pompę obiegową.

Wszystkie te dane zbierane były w pracującej instalacji, obsługującej pompę ciepła wykorzystywaną w systemie grzewczym i produkcji ciepłej wody użytkowej [2].

Poniżej przedstawiona została dokumentacja zdjęciowa opisywanych prac.



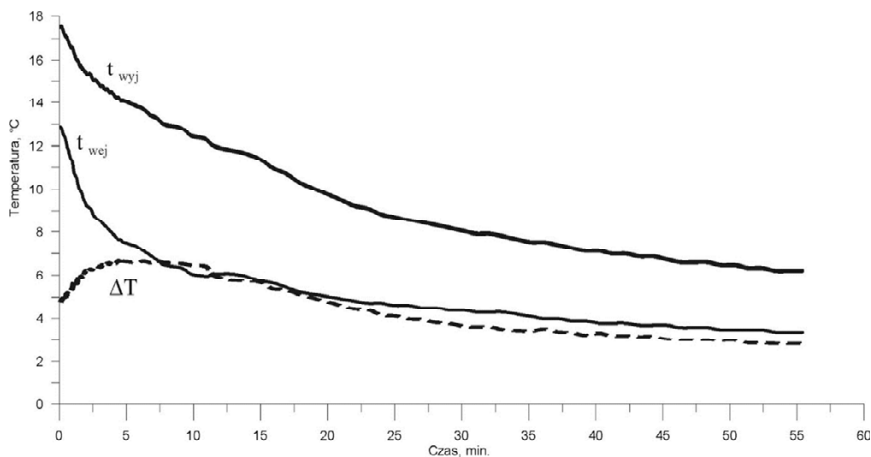
Rys. 4. Wiertnica do przewiertów sterowanych



Rys. 5. Sondy gruntowe wprowadzone do odwiertów

Badania eksperymentalne przeprowadzone były za pomocą kontaktowych czujników temperatury, umieszczonych po stronie zasilającej i odbiorczej dolnego źródła ciepła (termopary kontaktowe PT 100 oraz rejestratora KD7) Na tej podstawie obliczona została, uzyskiwana w źródle różnica temperatury. Wyniki przedstawiono na rys. 6.

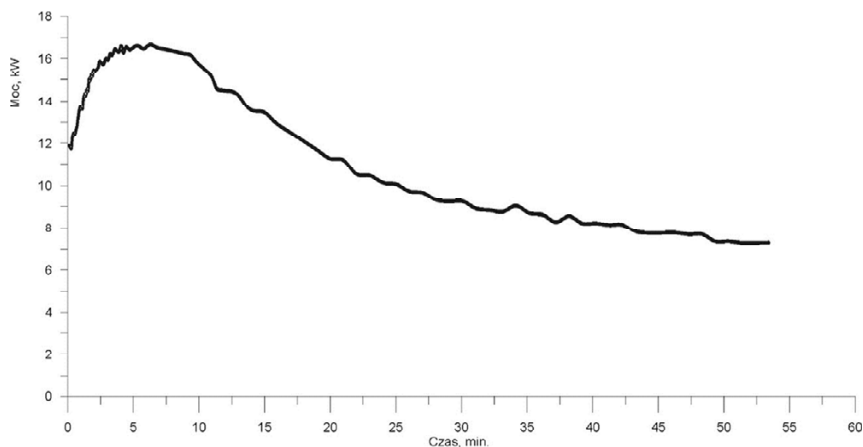
Przebieg krzywych wskazuje na bardzo dobry charakter pracy źródła, gdyż już praktycznie po ok. 10 minutach różnica temperatur ustala się na poziomie umożliwiającym prawidłową eksploatację pompy ciepła.



Rys. 6. Zmiany temperatury po stronie zasilającej i odbiorczej zestawu sond gruntowych oraz różnica temperatury pomiędzy nimi

Na uwagę zasługuje również poziom temperatury ustalonego charakteru pracy, osiągniętego po 56 minutach. Wartość $+3,3^{\circ}\text{C}$ po stronie zasilania i $+6,1^{\circ}\text{C}$ po stronie odbiorczej pozwala przypuszczać, iż wpływ przepływającej w otoczeniu wymiennika wody gruntowej jest bardzo znaczący, pozytywnie wpływa na regenerację źródła i daje bardzo duże wartości współczynników przejmowania ciepła.

Bardzo interesującą jest również informacja wynikająca z wykresu pokazanego na rysunku 7.



Rys. 7. Zmiana mocy uzyskiwanej z dolnego źródła ciepła w funkcji czasu

Zaprezentowano na nim rozkład mocy cieplnej Q_0 uzyskiwanej ze źródła w funkcji czasu. Wartość mocy obliczono na podstawie pomiaru zmian temperatu-

ry, własności cieplno-przepływowych medium pośredniczącego oraz pomiarów natężenia przepływu wymuszanego przez pompę obiegową. Uzyskiwane parametry świadczą o bardzo dużej efektywności pozyskiwania ciepła. Niewątpliwie cenną informacją jest stosunkowo krótki czas dojścia do ustabilizowanej eksploatacji źródła.

5. Wnioski

Jak wynika z przedstawionych informacji problematyka pozyskania ciepła z gruntu powinna być indywidualnie rozpatrywana dla każdego konkretnego projektu i danych warunków geologicznych.

Porównanie teoretycznych, przyjmowanych do projektowania wartości strumieni ciepła pozyskiwanych w wymiennikach gruntowych pomp ciepła, pionowych i poziomych [3, 8, 9, 10] z wartościami uzyskiwanymi w zastosowanym przez NANOTEL S.A. systemie, potwierdza zasadność przyjętego kierunku modyfikacji i ulepszeń tego sposobu instalacji sondy gruntowej.

Przeprowadzone, podczas standardowej eksploatacji pompy ciepła pomiar parametrów pracy wymiennika gruntowego, wykazały średnią moc cieplną dolnego źródła równą 60,12 W/m, oraz maksymalną 69,72 W/m.

PODZIĘKOWANIA

Autorzy dziękują firmie NANOTEL S.A. Wrocław za możliwość przeprowadzenia badań oraz zgodę na publikację wyników

Literatura

- [1] „Baza danych geologiczno-inżynierskich wraz z opracowaniem atlasu geologiczno-inżynierskiego aglomeracji wrocławskiej”, Ministerstwo Środowiska Rzeczpospolita Polska, Wrocław – maj 2009.
- [2] B. Białko, System pompy ciepła współpracującej z dolnym źródłem ciepła o nazwie Źródło Ciepła i Chłodu ZCC Nanoterm, Wrocław 2011.
- [3] M. Rubik, “Pompy ciepła w systemach geotermii niskotemperaturowej”, MULTIKO Oficyna Wydawnicza, Warszawa 2011.
- [4] S. Sandler, Projekt pionowego gruntowego wymiennika ciepła do pompy ciepła o wydajności 20 kW, Praca projektowa stopnia inżynierskiego, Politechnika Wroclawska, Wrocław 2013.
- [5] <http://www.totalgreenus.com>.
- [6] <http://www.muovitech.pl>.
- [7] Katalog rur HDPE www.aqua.lublin.pl/cenniki/Cennik%20na%20rury%20HDPE.pdf.
- [8] <http://www.geothermalgenius.org>.
- [9] <http://www.americandreamgeothermal.com>.
- [10] <http://www.geoexchange.org>.

UWARUNKOWANIA WYSTĘPOWANIA MAKSYMALNYCH UDARÓW PRĄDOWYCH W LINIACH WIELONAPIĘCIOWYCH

Rafał Kumala

Wydział Elektryczny Politechniki Śląskiej w Gliwicach, Instytut Elektroenergetyki
i Sterowania Układów, rafal.kumala@polsl.pl

Rozdział przedstawia problematykę związaną z występowaniem udarów prądowych w liniach o różnych poziomach napięć pracujących na tych samych konstrukcjach wsporczych podczas zwarć. Badania przeprowadzono dla linii czterotorowej dwunapięciowej 2x400 kV + 2x220 kV. Symulowano różne rodzaje zwarć oraz warunki ich powstania. Analizę stanów przejściowych podczas zwarć zrealizowano przy użyciu programu EMTP-ATP.

1. Wielotorowe linie wielonapięciowe

Napowietrzne linie elektroenergetyczne są podstawowymi elementami współczesnych systemów elektroenergetycznych (SEE) służącymi do przesyłu energii elektrycznej. Ciągły i bardzo dynamiczny rozwój sieci średniego i niskiego napięcia (kolejno: SN i nn) powiązany ze wzrostem odbiorców energii, zwiększa obciążenie linii przesyłowych o napięciu 110 kV i wyższym [3]. Powinno to skutkować rozbudową sieci przesyłowej, szczególnie w obszarach o małej gęstości ciągów liniowych. Paradoksalnie istniejące wymagania prawne znacząco utrudniają budowę nowych linii elektroenergetycznych. Jest to związane m.in. ze spełnieniem wymogów związanych z bezpieczeństwem ludzi oraz ochroną środowiska naturalnego [2]. Dlatego też coraz powszechniejszym rozwiązaniem staje się budowa wielotorowych linii wielonapięciowych, polegająca na prowadzeniu kilku linii o różnych poziomach napięć na tych samych konstrukcjach wsporczych. Umożliwia to wydajne zmniejszenie pasa technicznego linii, często kilkakrotnie w porównaniu do standardowych rozwiązań, czyli budowy linii o jednym napięciu znamionowym na osobnych słupach, których trasy przebiegają równolegle [1]. Wielotorowe linie wielonapięciowe wymusza-

ją jednak dedykowane konstrukcje wsporcze, często projektowane tylko pod konkretny rodzaj linii. Sposób rozmieszczenia przewodów roboczych warunkuje wzajemne oddziaływanie poszczególnych torów wielotorowej linii wielonapięciowej zarówno podczas pracy normalnej jak i stanów zakłóceń. Niestety, na chwilę obecną bardzo mało publikacji w literaturze polskiej i światowej porusza tematykę związaną ze stanami zakłóceniami w wielotorowych liniach wielonapięciowych [5]. Prawdopodobnie jest to spowodowane ciągle znikomą długością wielotorowych linii wielonapięciowych w porównaniu do sumarycznej długości linii wysokich i najwyższych napięć (WN i NN) w światowych SEE. Ponadto wiarygodna analiza zakłóceń w tego typu liniach uwarunkowana jest znajomością dokładnego przebiegu trasy poszczególnych torów prądowych linii łączących wybrane stacje elektroenergetyczne, a przede wszystkim parametrów geometrycznych słupów [3, 4, 5]. Ponieważ wielotorowe linie wielonapięciowe łączą podsystemy o różnych poziomach napięć i mocach zwarciovych, analiza stanów zakłóceń w takim fragmencie sieciowym może okazać się kluczowa z punktu widzenia pracy SEE w stanach zakłóceń, a przede wszystkim podczas zwarć. Dlatego też w niniejszym rozdziale podjęto próbę analizy uwarunkowań występowania maksymalnych udarów prądowych oraz prądów zwarciovych udarowych w poszczególnych torach linii 2x400 kV + 2x220 kV podczas wybranych zakłóceń zwarciovych.

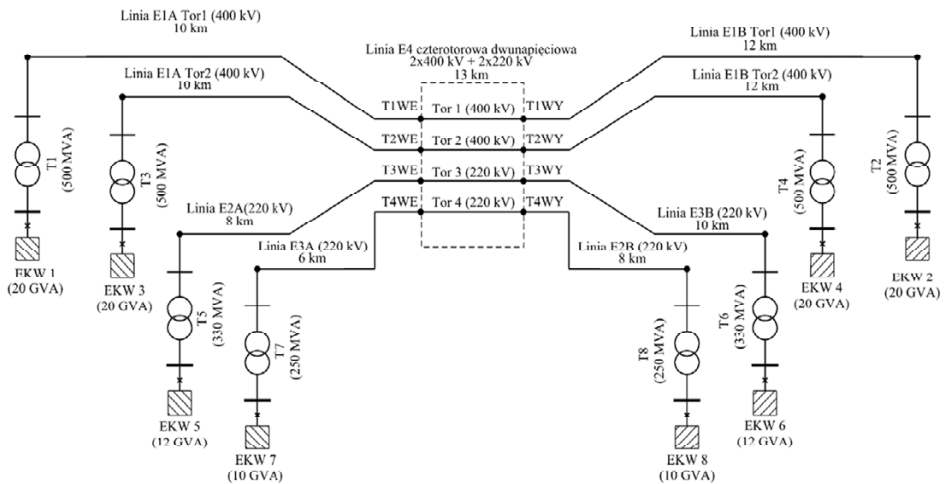
2. Analiza udarów prądowych w czterotorowej linii dwunapięciowej 2x400 kV + 2x220 kV

Analiza zakłóceń zwarciovych w rozpatrywanym układzie sieciowym polegała na określeniu wpływu zmian mocy zwarciovych w poszczególnych stacjach zasilających oraz chwili wystąpienia zwarć na wartości chwilowe prądów we wszystkich fazach linii wielotorowej. Badania przeprowadzono dla fragmentu SEE z czterotorową linią dwunapięciową 2x400 kV + 2x220 kV o długości 13 km. Badany fragment sieciowy zawierał w swojej strukturze:

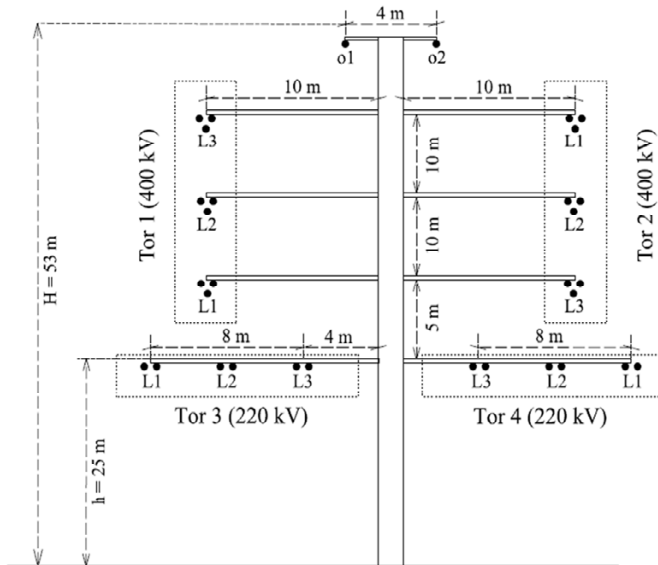
- cztery źródła EKW1...EKW4 z autotransformatorem 400/220 kV o mocach znamionowych 500 MVA (T1...T4) zasilające dwutorową linię 400 kV E1A/E1B,
- dwa źródła EKW5 i EKW6 z autotransformatorem 220/110 kV o mocach znamionowych 330 MVA (T5, T6) zasilające jednotorową linię 220 kV E2A/E2B,
- dwa źródła EKW7 i EKW8 z autotransformatorem 220/110 kV o mocach znamionowych 250 MVA (T7, T8) zasilające jednotorową linię 220 kV E3A/E3B,
- czterotorową linię dwunapięciową E4 2x400 kV + 2x220 kV.

- Wszystkie linie zamodelowano z przewodami odgromowymi typu AFL-1,7 70 mm² oraz następującymi przewodami roboczymi:
- AFL-8 3x350 mm² dla linii 400 kV E1A/E1B oraz torów 400 kV linii E4,
- AFL-8 525 mm² dla linii 220 kV E2A/E2B oraz E3A/E3B,
- AFL-8 2x350 mm² dla torów 220 kV linii E4.

Źródła zasilające zamodelowano jako ekwiwalenty fragmentów sieciowych umiejscowione po stronie dolnego napięcia autotransformatorów. Założenie takich samych mocy zwarciovych systemów w wybranych stacjach elektroenergetycznych (SE) było celowe, z uwagi na późniejszą analizę stanów zakłóceńowych w linii E4. Z kolei odmienna długość linii elektroenergetycznych po obu stronach linii 2x400 kV + 2x220 kV była celowa, z uwagi na próbę odzwierciedlenia sytuacji występujących w rzeczywistych SEE (wielotorowe linie wielonapięciowe nigdy nie są usytuowane symetrycznie względem SE - umiejscowienie tego typu linii jest bowiem losowe). Ponieważ analizowany fragment sieciowy dotyczył sieci przesyłowej, przyjęto najczęściej spotykane moce autotransformatorów sieciowych. Schemat analizowanego układu sieciowego z długościami linii zamieszczono na rys. 1, natomiast układ przewodów roboczych i odgromowych konstrukcji wsporczej linii E4 pokazano na rys. 2.



Rys. 1. Schemat analizowanego układu sieciowego z badaną linią dwunapięciową czterotorową



Rys. 2. Parametry geometryczne konstrukcji wsporczej z linią E4

W celu sprawdzenia warunków występowania największych uderzeń prądowych oraz prądów uderowych podczas zwarć, badania przeprowadzono w sposób dwojaki:

- zmieniając moc zwarciovą ekwiwalentów EKW1...EKW8 zlokalizowanych w SE przy założonym czasie zakłóceń zwarciovych,
- zmieniając czas wystąpienia zwarć przy niezmiennym mocy zwarciowej ekwiwalentów.
- Zakłócenia zwarciove symulowano pomiędzy węzłami T1WY...T4WY (koniec linii E4), a przebiegi prądowe odczytywano na początku linii E4 (węzły T1WE...T4WE). Z uwagi na przyjętą liczbę torów linii E4 oraz parametry geometryczne słupa, analizie poddano cztery rodzaje (warianty) zwarć międzysystemowych:
- zwarcie dwufazowe dwusystemowe pomiędzy torami 400 kV linii E4 – w chwili $t_1 = 2,5$ ms następuje zwarcie fazy L1 toru T1 z fazą L2 toru T2 (oznaczenie „1R”),
- zwarcie dwufazowe dwusystemowe pomiędzy torami 220 kV linii E4 – w chwili $t_1 = 2,5$ ms następuje zwarcie fazy L1 toru T3 z fazą L2 toru T4 (oznaczenie „2R”),
- zwarcie dwufazowe dwusystemowe pomiędzy torami 400 kV i 220 kV linii E4 – w chwili $t_1 = 2,5$ ms następuje zwarcie fazy L1 toru T1 z fazą L2 toru T3 (oznaczenie „3R”),

- zwarcie czterofazowe czterosystemowe pomiędzy wszystkimi czterema torami linii E4 – w chwili $t_1 = 2,5$ ms następuje zwarcie fazy L1 toru T1 z fazą L2 toru T2, następnie zwarcie fazy L2 toru T2 z fazą L1 toru T3 w chwili $t_2 = 12,5$ ms oraz zwarcie fazy L1 toru T3 z fazą L2 toru T4 w chwili $t_2 = 22,5$ ms (oznaczenie „4R”).

Należy tutaj zaznaczyć, że przez zwarcia międzysystemowe rozumie się zakłócenia pomiędzy wybranymi fazami poszczególnych torów wielotorowej linii wielonapięciowej, czyli pomiędzy liniami elektroenergetycznymi łączącymi różne podsystemy - stąd określenie międzysystemowe. Ponieważ analizowana linia E4 była linią wielonapięciową czterotorową, dodatkowo trzeba rozróżnić zwarcia międzysystemowe pomiędzy torami o jednym napięciu znamionowym (warianty 1R i 2R) oraz pomiędzy torami o różnych napięciach znamionowych (warianty 3R i 4R), czyli tzw. złożone zakłócenia zwarciove. Podane czasy zwierania poszczególnych faz dla rozpatrywanych wariantów zwarć 1R-4R dotyczą części badań związanych z analizą wpływu zmian mocy zwarciowych ekwiwalentów EKW1-EKW8 (tab. 1-tab. 3) na wartości chwilowe prądów w torach linii E4. Z kolei podczas weryfikacji wpływu zmian chwil wystąpienia zwarć na wartości chwilowe prądów, zmieniał się moment wystąpienia zakłócenia zwarciowego - zwarcia zakładano dla minimalnej i maksymalnej wartości sinusoidy napięcia 400 kV i 220 kV. Trzeci rodzaj możliwych chwil powstania zakłóceń był równy połowie wartości chwilowej napięcia zasilającego i odpowiadał wynikom zamieszczonym w tab.1 dla pozycji 100%Sk". Rezultaty przeprowadzonych symulacji dla zakładanych wariantów zwarć 1R-4R zamieszczono w tab. 1-tab. 4.

W celu pokazania dynamiki przebiegów przejściowych w analizowanej czterotorowej linii dwunapięciowej podczas zwarć międzysystemowych na rys. 3 i 4 przedstawiono przykładowe przebiegi chwilowe prądów w fazach zwartych oraz niedotkniętych zakłóceniem. Wariant zwarcia 4R wybrano z uwagi na występowanie zakłócenia we wszystkich torach linii E4, natomiast czasy zwierania faz w kolejnych torach dla $t_{wzm} = t_{min}$ ze względu na obecność największej wartości składowej aperiodycznej w przebiegach chwilowych prądów. Dodatkowo oznaczono fazy poszczególnych torów linii E4, aby pokazać, które z nich cechowały się największymi wartościami prądów zwarciowych (fazy zwarte) i udarów prądowych (fazy zdrowe) podczas zakłócenia. Było to szczególnie istotne dla zdrowych faz poszczególnych torów, ponieważ udary prądowe podczas zakłóceń zwarciowych pojawiały się w obu zdrowych fazach.

Tabela 1. Maksymalne wartości chwilowe prądów zwarciovych oraz udarów prądowych wybranych faz dla rozpatrywanych rodzajów zwarć międzysystemowych - zmiana mocy zwarciovych w stacjach ST1-ST4

$S_{k(zm)}'' = 20 \text{ GVA (100\%S_k'')}, t_{wzm} = 0,5t_{min}$									
RZM/OZM	CZKF	i_{T1max}	i_{T2max}	i_{T3max}	i_{T4max}	g_{T1max}	g_{T2max}	g_{T3max}	g_{T4max}
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,15	8,15	-	-	1,26	1,29	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,86	7,86	1,36	1,36	6,78	6,30
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,19	-	8,03	-	5,03	5,51	15,50	5,38
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,54	8,13	4,99	7,66	3,80	4,42	10,76	8,00
$S_{k(zm)}'' = 24 \text{ GVA (120\%S_k'')}, t_{wzm} = 0,5t_{min}$									
RZM/OZM	CZKF	i_{T1max}	i_{T2max}	i_{T3max}	i_{T4max}	g_{T1max}	g_{T2max}	g_{T3max}	g_{T4max}
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,28	8,28	-	-	1,23	1,26	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,86	7,86	1,36	1,36	6,78	6,30
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,27	-	8,12	-	5,03	5,50	15,50	5,38
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,69	8,36	5,02	7,66	3,85	4,50	10,86	8,06
$S_{k(zm)}'' = 28 \text{ GVA (140\%S_k'')}, t_{wzm} = 0,5t_{min}$									
RZM/OZM	CZKF	i_{T1max}	i_{T2max}	i_{T3max}	i_{T4max}	g_{T1max}	g_{T2max}	g_{T3max}	g_{T4max}
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,38	8,38	-	-	1,20	1,22	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,84	7,86	1,36	1,36	6,78	6,30
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,34	-	8,18	-	5,03	5,49	15,49	5,36
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,79	8,36	5,03	7,66	3,88	4,56	10,93	8,08
$S_{k(zm)}'' = 32 \text{ GVA (160\%S_k'')}, t_{wzm} = 0,5t_{min}$									
RZM/OZM	CZKF	i_{T1max}	i_{T2max}	i_{T3max}	i_{T4max}	g_{T1max}	g_{T2max}	g_{T3max}	g_{T4max}
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,44	8,47	-	-	1,24	1,66	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,84	7,86	1,36	1,36	6,78	6,30
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,38	-	8,22	-	5,02	5,48	15,48	5,36
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,87	8,45	5,03	7,66	3,89	4,56	10,96	8,10

gdzie:

RZM/OZM - rodzaj zwarcia międzysystemowego/oznaczenie zwarcia międzysystemowego,

L1, L2, L3 - fazy poszczególnych torów linii E4,

T1...T4 - tory linii E4, odpowiednio: 400 kV (T1 i T2) oraz 220 kV (T3 i T4),

CZKF - czas zwierania kolejnych faz,

Sk'' - pierwotna moc zwarciova w stacjach ST1...ST8 (moc odniesienia),

Sk(zm)'' - moc zwarciova w stacjach ST1...ST8 podczas zwarć międzysystemowych,

t_{wzm} - czas wystąpienia zwarcia międzysystemowego,

t_{min} - minimalny zakładany czas wystąpienia zwarcia międzysystemowego,

i_{Txmax} - maksymalna wartość chwilowa prądu w torach linii E4 dotkniętych zwarcie; „x” oznacza numer toru,

g_{Txmax} - maksymalna wartość chwilowa prądu w fazach zdrowych torów linii E4 odniesiona do wartości prądu obciążenia w stanie pracy normalnej (wielkość względna charakteryzująca udar prądowy w fazie zdrowej).

Tabela 2. Maksymalne wartości chwilowe prądów zwarciovych oraz udarów prądowych wybranych faz dla rozpatrywanych rodzajów zwarć międzysystemowych - zmiana mocy zwarciovych w stacjach ST5 i ST6

$S_{k(zm)}^n = 14,4 \text{ GVA } (120\%S_k^n), t_{wzm} = 0,5t_{\min}$									
RZM/OZM	CZKF	$i_{T1\max}$	$i_{T2\max}$	$i_{T3\max}$	$i_{T4\max}$	$g_{T1\max}$	$g_{T2\max}$	$g_{T3\max}$	$g_{T4\max}$
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,15	8,15	-	-	1,26	1,29	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,89	7,91	1,35	1,35	7,09	6,35
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,23	-	8,07	-	5,03	5,52	15,59	5,39
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,53	8,13	5,04	7,69	3,82	4,44	10,88	8,02
$S_{k(zm)}^n = 16,8 \text{ GVA } (140\%S_k^n), t_{wzm} = 0,5t_{\min}$									
RZM/OZM	CZKF	$i_{T1\max}$	$i_{T2\max}$	$i_{T3\max}$	$i_{T4\max}$	$g_{T1\max}$	$g_{T2\max}$	$g_{T3\max}$	$g_{T4\max}$
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,16	8,16	-	-	1,26	1,29	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,92	7,95	1,35	1,35	7,15	6,38
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,25	-	8,09	-	5,01	5,52	15,66	5,41
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,53	8,13	5,07	7,72	3,83	4,45	10,95	8,04
$S_{k(zm)}^n = 19,2 \text{ GVA } (160\%S_k^n), t_{wzm} = 0,5t_{\min}$									
RZM/OZM	CZKF	$i_{T1\max}$	$i_{T2\max}$	$i_{T3\max}$	$i_{T4\max}$	$g_{T1\max}$	$g_{T2\max}$	$g_{T3\max}$	$g_{T4\max}$
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,16	8,16	-	-	1,26	1,29	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,94	7,98	1,35	1,35	7,25	6,39
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,27	-	8,12	-	5,01	5,53	15,72	5,42
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,52	8,13	5,09	7,74	3,84	4,46	11,00	8,06

Tabela 3. Maksymalne wartości chwilowe prądów zwarciovych oraz udarów prądowych wybranych faz dla rozpatrywanych rodzajów zwarć międzysystemowych - zmiana mocy zwarciovych w stacjach ST7 i ST8

$S_{k(zm)}^n = 12 \text{ GVA } (120\%S_k^n), t_{wzm} = 0,5t_{\min}$									
RZM/OZM	CZKF	$i_{T1\max}$	$i_{T2\max}$	$i_{T3\max}$	$i_{T4\max}$	$g_{T1\max}$	$g_{T2\max}$	$g_{T3\max}$	$g_{T4\max}$
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,15	8,15	-	-	1,26	1,29	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,89	7,92	1,36	1,36	7,01	6,36
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,19	-	8,03	-	5,04	5,51	15,48	5,38
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,56	8,13	5,01	7,73	3,81	4,43	10,79	8,00
$S_{k(zm)}^n = 14 \text{ GVA } (140\%S_k^n), t_{wzm} = 0,5t_{\min}$									
RZM/OZM	CZKF	$i_{T1\max}$	$i_{T2\max}$	$i_{T3\max}$	$i_{T4\max}$	$g_{T1\max}$	$g_{T2\max}$	$g_{T3\max}$	$g_{T4\max}$
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,15	8,15	-	-	1,26	1,29	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,94	7,96	1,37	1,37	7,04	6,39
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,19	-	8,04	-	5,04	5,51	15,47	5,39
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,57	8,13	5,02	7,78	3,81	4,44	10,81	8,01
$S_{k(zm)}^n = 16 \text{ GVA } (160\%S_k^n), t_{wzm} = 0,5t_{\min}$									
RZM/OZM	CZKF	$i_{T1\max}$	$i_{T2\max}$	$i_{T3\max}$	$i_{T4\max}$	$g_{T1\max}$	$g_{T2\max}$	$g_{T3\max}$	$g_{T4\max}$

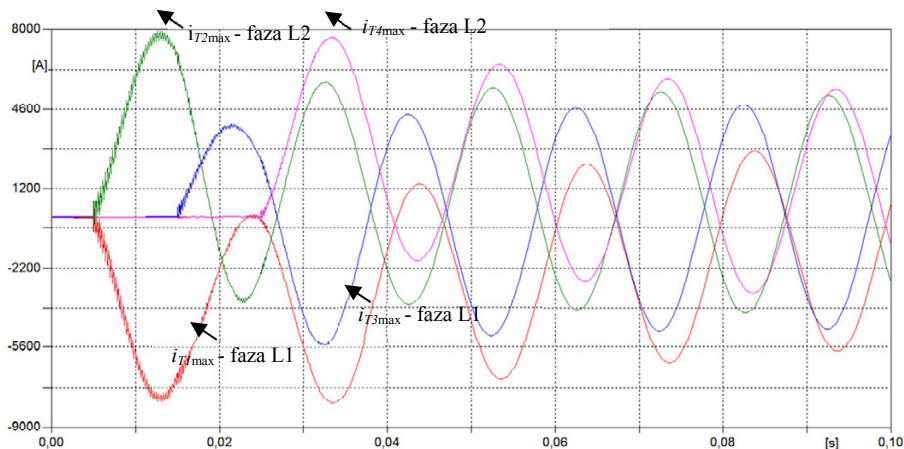
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	2,5	8,15	8,15	-	-	1,26	1,29	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	2,5	-	-	7,97	7,99	1,37	1,37	7,06	6,42
L1(T1)L2(T3)/3R	2,5	8,19	-	8,04	-	5,04	5,51	15,46	5,39
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	2,5/12,5/22,5	8,58	8,13	5,03	7,82	3,82	4,44	10,81	8,02

Tabela 4. Maksymalne wartości chwilowe prądów zwarciovych oraz uderów prądowych wybranych faz dla rozpatrywanych rodzajów zwarć międzysystemowych - zmiana czasu wystąpienia zakłócenia zwarciovego

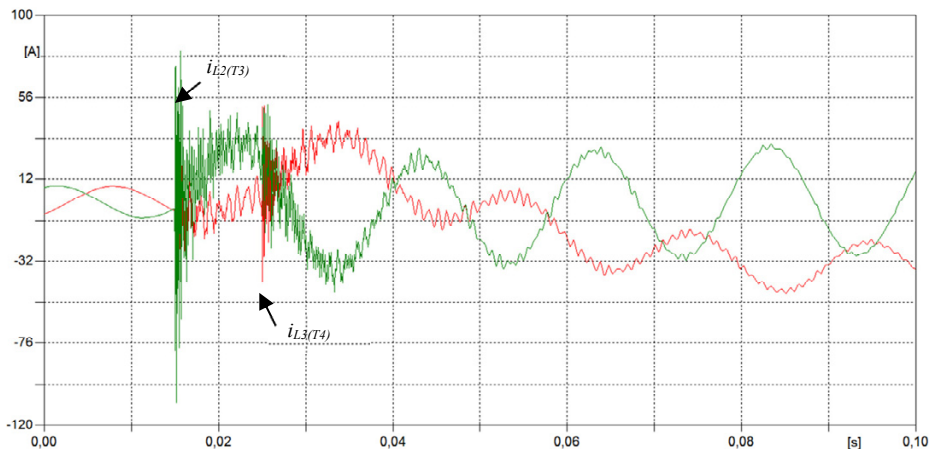
$t_{wzm} = t_{\min}, S_{k(zm)} = 100\%S_k''$									
RZM/OZM	CZKF	$i_{T1\max}$	$i_{T2\max}$	$i_{T3\max}$	$i_{T4\max}$	$g_{T1\max}$	$g_{T2\max}$	$g_{T3\max}$	$g_{T4\max}$
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	4,9	7,94	7,94	-	-	1,24	1,28	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	4,9	-	-	7,58	7,58	1,83	1,83	10,22	9,55
L1(T1)L2(T3)/3R	4,9	8,33	-	8,17	-	4,15	4,49	12,65	4,57
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	4,9/14,9/24,9	8,00	7,93	5,49	7,68	5,95	7,53	6,86	7,05
$t_{wzm} = t_{\max}, S_{k(zm)} = 100\%S_k''$									
RZM/OZM	CZKF	$i_{T1\max}$	$i_{T2\max}$	$i_{T3\max}$	$i_{T4\max}$	$g_{T1\max}$	$g_{T2\max}$	$g_{T3\max}$	$g_{T4\max}$
	ms	kA	kA	kA	kA	-	-	-	-
L1(T1)L2(T2)/1R	9,9	6,49	6,48	-	-	1,24	1,23	-	-
L1(T3)L2(T4)/2R	9,9	-	-	6,28	6,28	2,69	2,69	20,78	17,27
L1(T1)L2(T3)/3R	9,9	6,14	-	6,01	-	11,20	11,25	34,64	11,29
L1(T1)L2(T2) L1(T3)L2(T4)/4R	9,9/19,9/29,9	6,69	6,71	5,71	5,83	8,21	7,99	19,03	17,41

gdzie:

t_{\max} - maksymalny zakładany czas wystąpienia zwarcia międzysystemowego.



Rys. 3. Przebiegi chwilowe prądów zwarciovych we wszystkich torach linii E4 podczas wariantu zwarcia 4R dla $t_{wzm} = t_{\min}$



Rys. 4. Przebiegi chwilowe prądów w fazach zdrowych torów 220 kV linii E4 podczas wariantu zwarcia 4R dla $twzm = tmin$

3. Podsumowanie

Przeprowadzone badania miały na celu obserwację wpływu zmian: rodzaju zwarcia (1R-4R), wartości mocy zwarciovych w SE (tab. 1-tab. 3) oraz chwili wystąpienia zakłócenia (tab. 4) na wartości chwilowe prądów zarówno w fazach zwartych, jak i niedotkniętych zakłóceniem. Na podstawie analizy wyników zamieszczonych w tab. 1-tab. 4 widać, że największy wpływ na wartość prądów zwarciovych oraz udarów prądowych miał czas wystąpienia zwarć. Właściwość ta jest słuszna zarówno dla zwarć pomiędzy systemami o jednym poziomie napięcia znamionowego (1R i 2R), jak i dla złożonych zakłóceń zwarciovych (3R i 4R). Uwidaczniało się to szczególnie dla $twzm = tmin$, gdzie różnice pomiędzy prądami udarowymi w porównaniu do wielkości odniesienia (część pierwsza tab. 1) zawierały się w przedziale (14,4÷25,1)%, w zależności od rodzaju zwarcia oraz toru linii E4. Z kolei zmiany w wartościach udarów prądowych faz zdrowych przekraczały próg 200% w przypadku zwarcia czterofazowego czterosystemowego (współczynniki $gT1max$ i $gT4max$). Dla porównania zwiększenie wartości mocy zwarciovych poszczególnych ekwiwalentów nawet o 60% miało znacznie mniejszy wpływ na zmianę wartości chwilowych prądów zwarciovych (różnica poniżej 5%) oraz udarów prądowych (poniżej 30%) i było zauważalne jedynie dla źródeł zasilających tory 400 kV. W przypadku wzrostu mocy zwarciovych w SE zasilających linie 220 kV zmiany w wartościach maksymalnych prądów udarowych i udarów prądowych były praktycznie niezauważalne. Cechą charakterystyczną zmian mocy zwarciovych w SE był niewielki wpływ tych zmian na wartości chwilowe prądów w fazach

zwartych i zdrowych wybranych torów linii E4 podczas zakłóceń, w których moc zwarciowa ulegała zmianie i jednoczesny brak oddziaływania tych zmian na pozostałe tory linii $2 \times 220 \text{ kV} + 2 \times 400 \text{ kV}$.

Analiza wpływu rodzaju zwarć międzysystemowych pokazała natomiast, że największe wartości chwilowe zarówno udarów prądowych jak i prądów zwarciowych uzyskano dla złożonych zakłóceń zwarciowych, a dokładniej dla wariantu 4R. Jest to zależność prawdziwa tak dla zmian mocy zwarciowych, jak i chwili wystąpienia zakłóceń. Należy jednak zaznaczyć, że badanie uwarunkowań występowania maksymalnych udarów prądowych oraz prądów zwarciowych udarowych podczas zwarć międzysystemowych jest zagadnieniem niezwykle trudnym, a stopień tej trudności w dużym stopniu zależy od liczby torów analizowanej wielotorowej linii wielonapięciowej.

Z przebiegów chwilowych zamieszczonych na rys. 4 reprezentujących udary prądowe w fazach zdrowych torów 220 kV linii E4 widać jak duży wzrost prądu powoduje zwarcie międzysystemowe pomiędzy wszystkimi czterema torami prądowymi. Udary prądowe w fazach niedotkniętych zwarcie w chwili wystąpienia zakłócenia wielokrotnie przekraczają prąd obciążenia w stanie normalnym linii, a największa wartość chwilowa prądu występuje w torze 220 kV o większej mocy zwarciowej (T3). Dodatkowo, dla toru T3 bardzo duża wartość chwilowa prądu (ok. 1/4 wartości początkowej udaru) utrzymuje się przez długi czas.

Zwarcia międzysystemowe należy analizować w sposób indywidualny dla danej wielotorowej linii wielonapięciowej, a wniosków przytoczonych w niniejszej publikacji nie można uogólniać dla innych rodzajów tego typu linii. Jest to związane z wieloma aspektami, takimi jak:

- liczba torów oraz wartość napięcia znamionowego w poszczególnych torach wielotorowej linii wielonapięciowej,
- parametry geometryczne konstrukcji wsporczej,
- długość wielotorowej linii wielonapięciowej oraz długości linii łączących tą linię ze SE,
- moc autotransformatorów oraz poziomy napięć fragmentów sieci, dla których wyznaczono ekwiwalenty.

Szczególnie istotne jest rozmieszczenie przewodów roboczych w wielotorowej linii wielonapięciowej, dlatego też zasadne wydaje się przeprowadzenie dodatkowych badań symulacyjnych dotyczących wpływu zmian parametrów geometrycznych konstrukcji wsporczych na wartości chwilowe prądów podczas zwarć międzysystemowych. Będzie to celem kolejnych analiz dotyczących pracy wielotorowych linii wielonapięciowych podczas złożonych zakłóceń zwarciowych, które będą kontynuacją problematyki poruszanej w niniejszym rozdziale.

PODZIĘKOWANIA

Serdeczne podziękowania składa się firmie BSPiR Energoprojekt-Katowice S.A. za umożliwienie uczestnictwa w VIII Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Energetyka 2014”.

Literatura

- [1] Kumala R., Sowa P.: Intersystem faults in the coupled high-voltage line working on the same tower construction. XII Międzynarodowa Konferencja Naukowo - Techniczna "Prognozowanie w elektroenergetyce - PE 2013", Podlesice, 11-13 września 2013.
- [2] Kumala R., Sowa P.: Identyfikacja zakłóceń w wielotorowych różnopoziomowych napięciowo liniach elektroenergetycznych. Międzynarodowa Konferencja Naukowo - Techniczna "INVENTION Innowacyjność w Elektroenergetyce", Szczyrk, 23-25 października 2013.
- [3] Kumala R., Sowa P.: Zakłócenia zwarciove w liniach wielonapięciowych jako jedna z przyczyn powstania awarii sieciowych. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "BLACKOUTA KRAJOWY SYSTEM ELEKTROENERGETYCZNY - WERYFIKACJA ZDOLNOŚCI KSE DO OBRONY I ODBUDOWY", Poznań-Rosnówko, 28-30 maja 2014.
- [4] Sowa P.: Dynamiczne układy zastępcze. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2011.
- [5] Brierley R. H., Morched A. S., Grainger T. E.: Compact right-of-ways with multi-voltage towers. IEEE Transactions on Power Delivery, Vol. 6, No. 4, October 1991.

WPLYW PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH KONSTRUKCJI WSPORCZYCH NA PRZEBIEGI PRZEJŚCIOWE W WIELOTOROWYCH LINIACH WIELONAPIĘCIOWYCH PODCZAS ZŁOŻONYCH ZAKŁÓCEŃ ZWARCIOWYCH

Rafał Kumala

Wydział Elektryczny Politechniki Śląskiej w Gliwicach, Instytut Elektroenergetyki
i Sterowania Układów, rafal.kumala@polsl.pl

Rozdział porusza problematykę związaną z wpływem sposobu rozmieszczenia przewodów fazowych w poszczególnych torach wielotorowych linii wielonapięciowych na charakter zmian przebiegów przejściowych podczas zwarć międzysystemowych. Badania przeprowadzono dla linii trójtorowej trójnapięciowej 400 kV + 220 kV + 110 kV. Badano wybrane rodzaje złożonych zakłóceń zwarciovych dla różnych typów konstrukcji wsporczych. Analizę stanów przejściowych podczas zwarć międzysystemowych zrealizowano przy użyciu programu EMTP-ATP.

1. Konstrukcje wsporcze wielotorowych linii wielonapięciowych

W dobie współczesnych przepisów prawnych, które w znaczący sposób utrudniają budowę nowych elektroenergetycznych linii napowietrznych, głównym problemem staje się wybór trasy oraz rodzaju nowej linii [7]. Jest to o tyle istotne, że obecne rozporządzenia prawne wymuszają minimalizację ingerencji nowych inwestycji liniowych zarówno w środowisko naturalne, jak i tzw. własność prywatną podmiotów. Kluczowym zagadnieniem staje się więc optymalne wykorzystanie terenu już należącego do przedsiębiorstw związanych bezpośrednio z elektroenergetyką zawodową i przemysłową. Odpowiedzią na wymagania prawne związane z budową nowych inwestycji liniowych mogą być wielotorowe linie wielonapięciowe. Główną ideą jest w tym przypadku prowadze-

nie kilku linii o różnych poziomach napięć na tych samych słupach [1, 2]. Pozwala to zmniejszyć pas techniczny linii oraz co najistotniejsze - umożliwia wykorzystanie już istniejącego terenu bez konieczności spełnienia wielu wymogów prawnych (wpływa to bardzo korzystnie na skrócenie czasu realizacji nowych inwestycji związanych z rozbudową sieci przesyłowej). Co prawda we współczesnych systemach elektroenergetycznych (SEE) wielotorowe linie wielonapięciowe stanowią znikomą część wszystkich ciągów liniowych to niewykluczone jest, że w najbliższych latach będzie ulegało to stopniowej zmianie. Wydaje się to prawdopodobne choćby z uwagi na coraz większą różnorodność tego typu linii pod względem poziomów napięć znamionowych. Można bowiem wyróżnić wiele kombinacji we współczesnych wielotorowych liniach wielonapięciowych jeśli chodzi o rodzaje linii pracujących na wspólnych konstrukcjach wsporczych, np.:

- linie najwyższych i wysokich napięć (kolejno: NN i WN) - wielotorowe linie wielonapięciowe o napięciu znamionowym co najmniej 110 kV,
- linie WN i SN (SN - średnie napięcie) - wielotorowe linie wielonapięciowe o napięciu znamionowym nie większym niż 150 kV (tor/tory WN) oraz nie większym niż 60 kV (tor/tory SN),
- linie SN i nn (nn - niskie napięcie) - wielotorowe linie wielonapięciowe zawierające co najmniej jeden tor o napięciu znamionowym niższym niż 1 kV.

Przedstawiony powyżej podział wielotorowych linii wielonapięciowych jest jedynie próbą klasyfikacji tych linii w światowych SEE według kryterium napięcia znamionowego w poszczególnych torach. Możliwe są także inne podziały, np. ze względu na znamionową częstotliwość pracy poszczególnych torów. W praktyce występują bowiem przypadki prowadzenia linii o różnych częstotliwościach pracy na tych samych słupach. Przykładem może być trójtorowa linia dwunapięciowa $2 \times 380 \text{ kV} (50 \text{ Hz}) + 110 \text{ kV} (16,7 \text{ Hz})$ [4]. Należy jednak podkreślić, że współdzielenie konstrukcji wsporczej przez linie o różnych poziomach napięć niesie ze sobą niebezpieczeństwo wzajemnego oddziaływania pomiędzy poszczególnymi torami tych linii wskutek istnienia sprzężeń elektromagnetycznych pomiędzy przewodami roboczymi. Dlatego też rozmieszczenie przewodów roboczych w poszczególnych torach warunkuje wzajemne oddziaływanie linii o różnych poziomach napięć [3]. Jest to szczególnie istotne podczas stanów zakłóceń, ponieważ wielotorowe linie wielonapięciowe łączą podsystemy zarówno o różnych poziomach napięć znamionowych, jak i mocach zwarciowych (różnice w poziomach tych mocy np. dla linii typu WN + SN mogą być znaczące). Z uwagi na dedykowane rozwiązania konstrukcji wsporczych (brak chociażby częściowej unifikacji jak w przypadku standardowych słupów) w zależności od rodzaju wielotorowej linii wielonapięciowej, zasadne wydaje się zbadanie wpływu rozmieszczenia przewodów roboczych w poszczególnych torach na przebiegi chwilowe prądów i napięć podczas stanów zakłóceń. Dlatego też w dalszej części rozdziału pokazano wyniki badań

związanych z wpływem parametrów geometrycznych wybranych konstrukcji wsporczych na przebiegi przejściowe dla przykładowej wielotorowej linii wielonapięciowej podczas wybranych zwarć międzysystemowych.

2. Analiza wpływu parametrów geometrycznych konstrukcji wsporczych na przebiegi przejściowe w linii 400 kV + 220 kV + 110 kV podczas złożonych zakłóceń zwarciovych

Analizę wpływu zmian rozmieszczenia przewodów roboczych w poszczególnych torach prądowych przeprowadzono dla trójtorowej linii trójnapięciowej 400 kV + 220 kV + 110 kV o długości 10 km. Fragment sieciowy z trójtorową linią trójnapięciową poddany analizie składał się z następujących elementów:

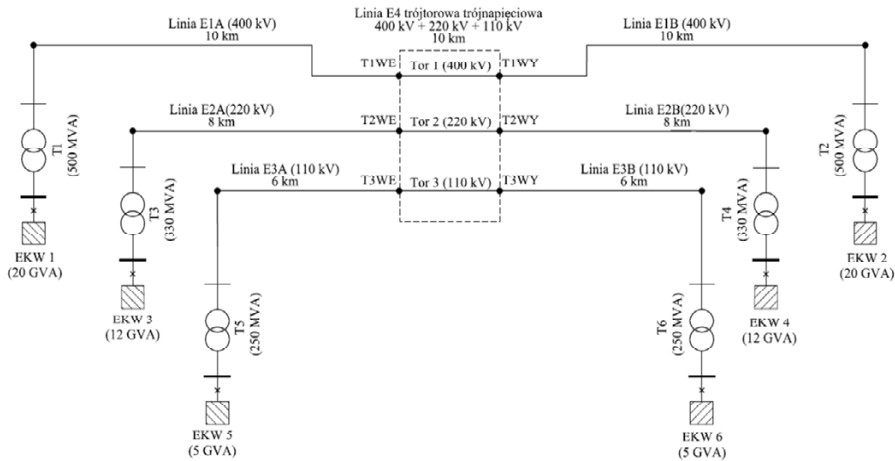
- dwóch źródeł EKW1 i EKW2 z autotransformatorem 400/220 kV o mocach znamionowych 500 MVA (T1 i T2) zasilających jednotorową linię 400 kV E1A/E1B,
- dwóch źródeł EKW3 i EKW4 z autotransformatorem 220/110 kV o mocach znamionowych 330 MVA (T3 i T4) zasilających jednotorową linię 220 kV E2A/E2B,
- dwóch źródeł EKW5 i EKW6 z autotransformatorem 220/110 kV o mocach znamionowych 250 MVA (T5 i T6) zasilających jednotorową linię 110 kV E3A/E3B,
- trójtorowej linii trójnapięciowej E4 400 kV + 220 kV + 110 kV.

Moc zwarciovie ekwiwalentów sieciowych zasilających poszczególne tory linii E4 wynosiły od 5 GVA (zasilanie torów 110 kV linii E4) do 20 GVA (zasilanie torów 400 kV linii E4) i nie były zmieniane podczas badań symulacyjnych. Przyjęcie różnych mocy zwarciovych w zależności od poziomu napięcia znamionowego ekwiwalentu sieciowego było celowe, bowiem w rzeczywistych SEE różnice w mocach zwarciovych np. pomiędzy stacjami 110 kV i 400 kV są dość znaczne (jest to szczególnie widoczne w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym). Konstrukcje wsporcze zamodelowano jako słupy mocne, które w zależności od napięcia znamionowego posiadały następujące rodzaje przewodów roboczych i odgromowych:

- dla linii jednotorowych 400 kV E1A/E2A - AFL-8 3x350 mm² oraz AFL-1,7 95 mm²,
- dla linii jednotorowych 220 kV E2A/E2B - AFL-8 525 mm² oraz AFL-1,7 70 mm²,
- dla linii jednotorowych 110 kV E3A/E3B - AFL-6 240 mm² oraz AFL-1,7 70 mm²,
- dla toru 400 kV linii E4 - AFL-8 3x350 mm² oraz AFL-1,7 95 mm²,

- dla toru 220 kV linii E4 - AFL-8 2x350 mm²,
- dla toru 110 kV linii E4 - AFL-6 240 mm².

Schemat analizowanego układu sieciowego zamieszczono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat analizowanego układu sieciowego z badaną linią trójtorową trójnapięciową

Po dokonaniu przeglądu najczęściej spotykanych konstrukcji wsporczych wielotorowych linii wielonapięciowych WN i NN, zdecydowano się na wybór następujących typów słupów [4, 5, 6]:

- typ nr 1 - pionowo-poziomy układ przewodów roboczych,
- typ nr 2 - poziomy układ przewodów roboczych,
- typ nr 3 - pionowy układ przewodów roboczych,
- typ nr 4 - trójkątny układ przewodów roboczych.

Trzeba jednocześnie zaznaczyć, że typy słupów nr 1 i 3 zostały zamodelowane specjalnie na potrzeby niniejszego rozdziału, natomiast pozostałe dwa rozwiązania są konstrukcjami wsporczymi pracującymi w rzeczywistych SEE - typ nr 2 w systemie polskim [6], a typ nr 4 w systemie austriackim [4]. Założono taką samą wysokość konstrukcji wsporczych oraz pewnego rodzaju próbę unifikacji odległości elektrycznych pomiędzy poszczególnymi torami linii, aby zachować zbliżone gabaryty słupów. Ponieważ badania związane były z analizą wpływu rozmieszczenia przewodów roboczych w poszczególnych torach linii 400 kV + 220 kV + 110 kV na przebiegi przejściowe prądów i napięć, symulowano dwa wybrane rodzaje zwarć międzysystemowych:

- zwarcie trójfazowe trójsystemowe z udziałem ziemi pomiędzy wszystkimi torami linii 400 kV + 220 kV + 110 kV - w chwili $t_1 = 2,5$ ms następuje zwarcie fazy L1 toru 400 kV z fazą L2 toru 220 kV, następnie zwarcie fazy L2 toru 220 kV z fazą L1 toru 110 kV w chwili $t_2 = 7,5$ ms i w konsekwencji zwarcie fazy L1 toru 110 kV z ziemią w chwili $t_3 = 12,5$ ms (oznaczenie „1R”),

- zwarcie dwufazowe dwusystemowe bez udziału ziemi pomiędzy torami 400 kV oraz 220 kV - w chwili $t_1 = 2,5$ ms następuje zwarcie fazy L1 toru 400 kV z fazą L3 toru 220 kV (oznaczenie „2R”).

Należy wyjaśnić, że zwarcia międzysystemowe to zakłócenia występujące pomiędzy wybranymi fazami poszczególnych torów wielotorowej linii wielonapięciowej, czyli pomiędzy liniami elektroenergetycznymi łączącymi różne podsystemy (stąd określenie międzysystemowe). Dodatkowo z uwagi na zwarcia pomiędzy torami o różnych napięciach znamionowych, są to tzw. złożone zakłócenia zwarciove. Jako chwilę wystąpienia danego zwarcia międzysystemowego przyjmowano zawsze połowę wartości maksymalnej sinusoidy napięcia toru 400 kV linii E4. Złożone zakłócenia zwarciove symulowano pomiędzy węzłami oznaczonymi jako T1WY...T4WY traktując je jako koniec linii E4, natomiast przebiegi przejściowe prądów i napięć odczytywano w węzłach T1WE-T4WE (zakładany początek linii E4). Podczas symulacji wybranych stanów zakłóceń rejestrowano przebiegi chwilowe prądów i napięć we wszystkich fazach linii E4 - tak w fazach dotkniętych zwarcie jak i tzw. fazach zdrowych. W celu dokładniejszego zobrazowania wpływu zmian typu słupa na przebiegi chwilowe prądów i napięć określono następujące współczynniki:

- współczynnik przepięć dla zwarć międzysystemowych, określający zmianę wartości chwilowej napięcia w danej fazie podczas zwarcia:

$$k_{Tx\max} = \frac{u_{Tx\max}}{\sqrt{2}U_n} \quad (1)$$

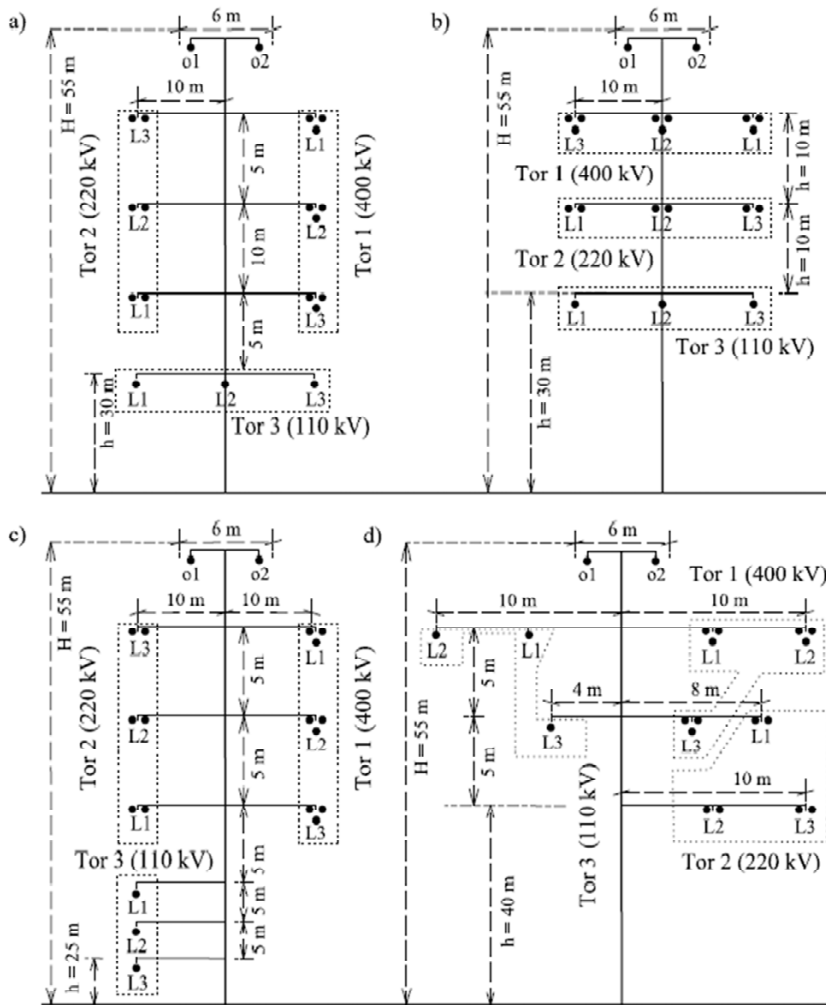
gdzie: $k_{Tx\max}$ - współczynnik przepięć dla zwarć międzysystemowych („x” oznacza numer toru), $u_{Tx\max}$ - maksymalna wartość chwilowa napięcia podczas zwarcia międzysystemowego w danym torze (w kV), U_n - znamionowe napięcie linii (w kV),

- współczynnik określający wzrost prądu w fazie zdrowej:

$$g_{Tx\max} = \frac{i_{Tx\max}}{i_{Txn}} \quad (2)$$

gdzie: $g_{Tx\max}$ - stosunek wartości chwilowej prądu w fazie zdrowej podczas zakłócenia w danych torach wielotorowej linii wielonapięciowej do wartości chwilowej prądu w stanie pracy normalnej („x” oznacza numer toru), $i_{Tx\max}$ - maksymalna wartość chwilowa prądu w fazie zdrowej podczas zakłócenia w danych torach wielotorowej linii wielonapięciowej (w kA), i_{Txn} - maksymalna wartość chwilowa prądu w fazie zdrowej w stanie pracy normalnej (w kA).

Wszystkie analizowane rodzaje słupów wraz z ich parametrami geometrycznymi zamieszczono na rys. 2.



Rys. 2. Parametry geometryczne analizowanych typów konstrukcji wsporczych z linią E4:
 a) typ nr 1 - pionowo-poziomy układ przewodów roboczych; b) typ nr 2 - poziomy układ przewodów roboczych; c) typ nr 3 - pionowy układ przewodów roboczych;
 d) typ nr 4 - trójkątny układ przewodów roboczych

Rezultaty przeprowadzonych symulacji dla zakładanych typów konstrukcji wsporczych wraz z obliczonymi współczynnikami $k_{T_{xmax}}$ oraz $g_{T_{xmax}}$ zamieszczono w tab. 1 i 2.

Tabela 1. Maksymalne wartości chwilowe prądów zwarciovych wybranych faz oraz współczynników określających wzrost prądów w fazach zdrowych dla rozpatrywanych rodzajów zwarć międzysystemowych w zależności od parametrów geometrycznych analizowanych konstrukcji wsporczych

RZM/OZM: L1(T1)L2(T2)L1(T3)/1R						
RKW	i_{T1max}	i_{T2max}	i_{T3max}	g_{T1max}	g_{T2max}	g_{T3max}
	kA	kA	kA	-	-	-
typ nr 1	8,564	8,727	8,887	21,24	41,96	135,42
typ nr 2	8,645	8,843	9,102	21,29	41,67	145,10
typ nr 3	8,575	8,850	8,907	21,16	43,16	138,35
typ nr 4	8,597	8,759	8,964	21,79	46,25	150,48
RZM/OZM: L1(T1)L3(T2)/2R						
RKW	i_{T1max}	i_{T2max}	i_{T3max}	g_{T1max}	g_{T2max}	g_{T3max}
	kA	kA	kA	-	-	-
typ nr 1	6,500	6,309	-	45,56	48,79	29,96
typ nr 2	6,522	6,349	-	45,82	48,45	29,83
typ nr 3	6,520	6,374	-	45,38	48,04	29,93
typ nr 4	6,514	6,333	-	46,82	50,51	33,26

gdzie:

RZM/OZM - rodzaj zwarcia międzysystemowego/oznaczenie zwarcia międzysystemowego,

RKW - rodzaj konstrukcji wsporczej,

L1, L2, L3 - fazy poszczególnych torów linii E4,

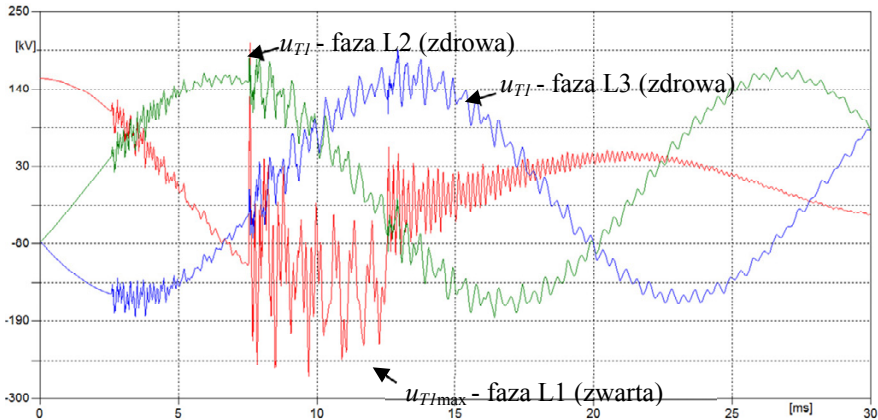
T1-T3 - tory linii E4, odpowiednio: 400 kV (T1), 220 kV (T2) i 110 kV (T3).

Tabela 2. Maksymalne wartości chwilowe napięć wybranych faz oraz obliczone współczynniki przepięć dla rozpatrywanych rodzajów zwarć międzysystemowych w zależności od parametrów geometrycznych analizowanych konstrukcji wsporczych

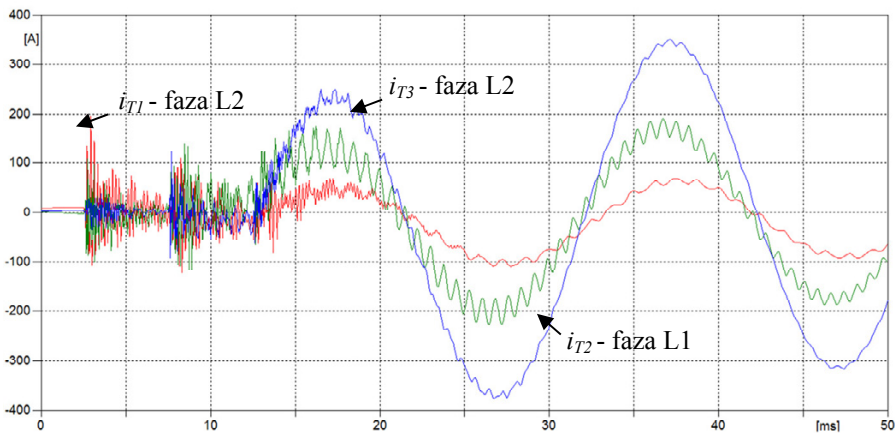
RZM/OZM: L1(T1)L2(T2)L1(T3)/1R						
RKW	u_{T1max}	u_{T2max}	u_{T3max}	k_{T1max}	k_{T2max}	k_{T3max}
	kV	kV	kV	-	-	-
typ nr 1	624,30	487,48	263,92	1,107	1,572	1,702
typ nr 2	621,60	487,01	255,41	1,102	1,569	1,647
typ nr 3	624,97	488,71	264,43	1,108	1,575	1,705
typ nr 4	627,7	493,87	267,73	1,113	1,592	1,726
RZM/OZM: L1(T1)L3(T2)/2R						
RKW	u_{T1max}	u_{T2max}	u_{T3max}	k_{T1max}	k_{T2max}	k_{T3max}
	kV	kV	kV	-	-	-
typ nr 1	692,75	583,02	223,63	1,228	1,879	1,442
typ nr 2	694,76	582,47	223,19	1,232	1,878	1,439
typ nr 3	697,98	585,71	223,01	1,238	1,888	1,438
typ nr 4	712,42	597,33	218,25	1,263	1,926	1,407

Aby zobrazować dynamikę oraz charakter zmian przebiegów przejściowych w analizowanej trójtorowej linii trójnapięciowej podczas zwarć międzysystemowych na rys. 3 i 4 przedstawiono przykładowe przebiegi chwilowe prądów i

napięcie wybranych torów linii E4, dla faz zwartych oraz nie dotkniętych zakłóceniem. Wybrano wariant zwarcia 1R z uwagi na występowanie zakłócenia we wszystkich torach linii E4, natomiast typ słupa nr 4 ze względu na największe wartości przepięć i uderów prądowych spośród wszystkich analizowanych rodzajów konstrukcji wsporczych.



Rys. 3. Przebiegi chwilowe napięć w torze 110 kV linii E4 podczas zwarcia trójfazowego trójsystemowego (wariant 1R) dla konstrukcji wsporczej z trójkątnym układem przewodów roboczych



Rys. 4. Przebiegi chwilowe prądów w fazach zdrowych wszystkich torów linii E4 podczas zwarcia trójfazowego trójsystemowego (wariant 1R) dla konstrukcji wsporczej z trójkątnym układem przewodów roboczych

3. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych zweryfikowano wpływ zmiany rozmieszczenia przewodów roboczych na wartości chwilowe prądów i napięć w trójtorowej linii trójnapięciowej 400 kV + 220 kV + 110 kV podczas zwarć międzysystemowych. Wartości zamieszczone w tab. 1 i 2 współczynników $g_{T_{\max}}$ oraz $k_{T_{\max}}$ pokazały, że dla założonych parametrów geometrycznych analizowanych konstrukcji wsporczych zmiana typu słupa miała niewielki wpływ na wartości maksymalne prądów i napięć w fazach dotkniętych zakłóceniem. Dla prądów udarowych w fazach zwartych zmiany te nie przekraczały ok. 3% i były największe dla zwarcia trójfazowego trójsystemowego (wariant 1R). Z kolei w zależności od toru prądowego linii E4 oraz wariantu zwarcia międzysystemowego, można stwierdzić, że:

- największe wartości chwilowe prądów zwarciovych w torze 400 kV (T1) występowały dla słupa z poziomym układem przewodów roboczych (zarówno dla wariantu zwarcia 1R jak i 2R),
- największe wartości chwilowe prądów zwarciovych w torze 220 kV (T2) występowały dla słupa z pionowym układem przewodów roboczych (zarówno dla wariantu zwarcia 1R jak i 2R),
- największe wartości chwilowe prądów zwarciovych w torze 110 kV (T3) występowały dla słupa z poziomym układem przewodów roboczych (wariant zwarcia 1R).

Z kolei zmiany współczynników przepięć nie przekraczały ok. 5% i podobnie jak w przypadku wartości chwilowych prądów w fazach dotkniętych zakłóceniem - były największe dla zwarcia pomiędzy wszystkimi trzema torami prądowymi linii E4 400 kV + 220 kV + 110 kV. Dla tego typu zwarcia międzysystemowego największe przepięcia (we wszystkich torach linii E4) pojawiały się w słupie z trójkątnym układem przewodów fazowych. W przypadku wariantu zwarcia 2R zanotowano podobny trend, przy czym dla toru 110 kV największe przepięcia występowały dla słupa z pionowo-poziomym układem przewodów roboczych.

Bardziej znaczące zmiany występowały w fazach zdrowych. Porównanie wartości współczynników $g_{T_{\max}}$ pokazało, że wpływ zmian konstrukcji słupa na wartości prądów w fazach niedotkniętych zakłóceniem był znacznie większy aniżeli w przypadku wartości chwilowych prądów zwarciovych i w niektórych przypadkach przekraczał 10%. Największy przyrost wartości chwilowej prądu w fazie zdrowej odnotowano dla typu słupa z trójkątnym układem przewodów roboczych (typ nr 4).

Przebiegi chwilowe napięć w torze 110 kV linii E4 pokazały, jak niebezpieczne są zwarcia międzysystemowe - pomimo, że zakłócenie obejmowało tylko fazę L1, przepięcia o znacznych wartościach występowały także w pozostałych fazach toru 110 kV. Niebezpieczeństwo związane z występowaniem

złożonych zakłóceń zwarciovych w wielotorowych liniach wielonapięciowych potwierdziły także przebiegi chwilowe prądów w fazach zdrowych torów linii E4 podczas zwarcia trójfazowego trójsystemowego. Widać bowiem jak duży wzrost prądów w fazach zdrowych powoduje zwarcie międzysystemowe. Można ponadto zauważyć, że największa wartość chwilowa prądu występuje dla toru o najmniejszej mocy zwarciowej, czyli toru T3 (110 kV). Tak znaczący przyrost wartości chwilowych prądów w fazach zdrowych może być przyczyną błędnego działania zabezpieczeń w wielotorowej linii wielonapięciowej (brak selektywności zabezpieczeń), ponieważ wartości udarów prądowych w fazach zdrowych są porównywalne z przetężeniami prądowymi występującymi podczas zwarć.

Na koniec trzeba zaznaczyć, że wnioski przytoczone w niniejszym rozdziale odnoszą się wyłącznie do analizowanego fragmentu sieciowego z trójtorową linią trójnapięciową i uogólnianie ich dla innych układów elektroenergetycznych jest błędem. Analiza zwarć międzysystemowych w wielotorowych liniach wielonapięciowych jest bowiem zagadnieniem niezwykle złożonym, które zależy od wielu czynników, takich jak parametry geometryczne konstrukcji wsporczej, długość wielotorowej linii wielonapięciowej, czy sposób zasilania torów wielotorowej linii wielonapięciowej (długość linii łączących szyny poszczególnych stacji z odpowiednimi torami wielotorowej linii wielonapięciowej, moce autotransformatorów sieciowych oraz moce zwarciowe źródeł w badanej sieci elektroenergetycznej). Zmiana któregokolwiek z wymienionych parametrów ma określony wpływ na przebiegi chwilowe prądów i napięć podczas stanów przejściowych i nie może być pomijana podczas analiz stanów zakłóceń w wielotorowych liniach wielonapięciowych.

PODZIĘKOWANIA

Serdeczne podziękowania składa się firmie BSPiR Energoprojekt-Katowice S.A. za umożliwienie uczestnictwa w VIII Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Energetyka 2014”.

Literatura

- [1] Kumala R., Sowa P.: *Identyfikacja zakłóceń w wielotorowych różnopoziomowych napięciowo liniach elektroenergetycznych*. Międzynarodowa Konferencja Naukowo - Techniczna "INVENTIONInnowacyjność w Elektroenergetyce", Szczyrk, 23-25 października 2013.
- [2] Kumala R., Sowa P.: *Zakłócenia zwarciove w liniach wielonapięciowych jako jedna z przyczyn powstania awarii sieciowych*. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "BLACKOUT A KRAJOWY SYSTEM ELEKTROENERGETYCZNY - WERYFIKACJA ZDOLNOŚCI KSE DO OBRONY I ODBUDOWY", Poznań – Rosnówko, 28-30 maja 2014.

- [3] Brierley R. H., Morched A. S., Grainger T. E.: *Compact right-of-ways with multi-voltage towers*. IEEE Transactions on Power Delivery, Vol. 6, No. 4, October 1991.
- [4] Novitskiy A., Westermann D.: *Interaction of multi-circuit overhead transmission lines of different voltages located on the same pylons*. Electric Power Quality and Supply Reliability Conference (PQ), Tartu, 11-13 June 2012.
- [5] KROMISS BIS Sp.z o. o.: *Materiały konferencyjne*. Chrzanów 2013.
- [6] PSE S.A.: *Parametry wielonapięciowych linii elektroenergetycznych NN - materiały udostępnione.*, Konstancin-Jeziorna 2014.
- [7] Skomudek W., Szpindler P.: *Innowacyjne słupy stalowe pełnościennie w elektroenergetycznych liniach napowietrznych najwyższych napięć*. Przegląd Elektrotechniczny 9a'2012.

DOBÓR PARAMETRÓW TURBIN GAZOWYCH MAŁEJ MOCY W TYPOSZEREKU NA PODSTAWIE KRYTERIUM EKONOMICZNEGO

Sebastian Lepszy, Tadeusz Chmielniak

Politechnika Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych,
ul. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, tadeusz.chmielniak@polsl.pl

Mając do dyspozycji źródło paliwa o określonej wydajności, można do niego przyporządkować urządzenie wytwarzające energię elektryczną, które zapewni optymalny pod względem ekonomicznym efekt. Ze względu na różnice w wydajności źródeł energii w różnych lokalizacjach, takie urządzenie nie będzie optymalnym wyborem w innych lokalizacjach. W celu osiągnięcia wysokich efektów ekonomicznych konieczne jest dysponowanie typoszeregiem urządzeń tak dobranych, by ewentualne niedopasowanie wydajności źródła i wielkości układu energetycznego powodowało jak najmniejsze niekorzystne skutki ekonomiczne. W rozdziale przedstawiono analizę doboru wartości parametrów turbin gazowych małej mocy w typoszeregu. Założono, że paliwo stanowi biogaz rolniczy. Istotą analizy jest porównanie parametrów ekonomicznych związanych z pracą jednej turbiny gazowej i dwóch turbin gazowych pracujących według różnych algorytmów czasowych. Na podstawie porównania granicznej wartości ceny sprzedaży energii elektrycznej możliwe jest określenie parametrów typoszeregu turbin gazowych do różnych zastosowań.

1. Wstęp

Mając do dyspozycji źródło paliwa o określonej wydajności można do niego przyporządkować urządzenie które zapewni optymalny pod względem ekonomicznym efekt. Ze względu na duże różnice w wydajności źródeł energii w różnych lokalizacjach, tak wybrane urządzenie nie będzie optymalne w innych lokalizacjach. W celu osiągnięcia wysokich efektów ekonomicznych konieczne jest dysponowanie typoszeregiem urządzeń tak dobranych, by ewentualne niedopasowanie wydajności źródła i wielkości układu energetycznego powodowało jak najmniejsze niekorzystne skutki ekonomiczne. Najbardziej racjo-

nalna przesłanką określania wielkości urządzeń w typoszeregu wydaje się być kryterium ekonomiczne.

Dobór bazowego układu energetycznego najlepiej oprzeć o dane dotyczące największego zapotrzebowania na dany układ. W przypadku rozważania paliwa w postaci biogazu, bazowy układ może być określony na podstawie wydajności najczęściej spotykanych biogazowi.

W zależności od lokalnych warunków można określi parametry techniczne układu, które praktycznie jednoznacznie determinują efektywność ekonomiczną. Jednocześnie należy pamiętać, że zmiana stopnia wykorzystania układu lub możliwej do sprzedania ilości energii elektrycznej może skutkować pogorszeniem efektywności ekonomicznej. Niektóre dodatkowe czynniki wpływające na efektywność ekonomiczną układu to [1-3]:

- cena energii elektrycznej, wsparcie finansowe (certyfikaty, dopłaty);
- możliwości wykorzystania energii elektrycznej na potrzeby własne;
- praca układu w szczytowych okresach zapotrzebowania na energię elektryczną;
- wykorzystanie energii cieplnej (cena energii cieplnej, podaż, popyt);
- możliwości magazynowania paliwa i ciepła;
- możliwość regulacji wydajności źródła paliwa.

Turbina gazowa o danej mocy nominalnej może pracować również w innych mniejszych instalacjach, z mocą mniejszą od nominalnej. Efektem tego są między innymi zwiększone nakłady inwestycyjne związane z zakupem urządzeń większych niż przewidziane oraz mniejsza sprawność energetyczna związana z oddaleniem punktu pracy urządzenia od nominalnego [4]. Efektem tego jest pogorszenie wskaźników ekonomicznych (np. wzrost granicznej ceny sprzedaży energii elektrycznej). Dysponując turbiną gazową o mniejszej wydajności nominalnej uzyskujemy mniejsze nakłady inwestycyjne, jednocześnie sprawność tego układu jest najczęściej mniejsza. Układ o mniejszej mocy powinien być taki by efekt związany z obniżeniem sprawności oraz nakładów inwestycyjnych dawał lepsze rezultaty ekonomiczne niż wykorzystanie układu bazowego.

2. Porównanie granicznej ceny energii elektrycznej dla układów o tej samej ilości wyprodukowanej energii elektrycznej

Wykorzystując turbinę gazową, określoną ilość energii elektrycznej można wytworzyć regulując czas pracy turbiny gazowej obciążonej maksymalnie lub zmniejszyć moc układu wydłużając do maksymalnej wartości względny czas

pracy układu w roku. Możliwe są jeszcze pośrednie stany, w których zarówno skracany jest czas pracy i zmniejszany jest stopień obciążenia układu.

W analizach założono, że bazowy układ ma moc elektryczną znamionową $N_{eln} = 100$ kW. Jego sprawność wytwarzania energii elektrycznej wynosi $\eta_{el} = 28\%$ [5],[6]. Najistotniejsze założenia modelu energetycznego dotyczyły charakterystyki sprawności układu przy częściowym obciążeniu. W tym zakresie wykorzystano charakterystykę przedstawioną na rys. 1.



Rys. 1. Zależność względnej sprawności od względnego obciążenia układu

Dalsze założenia techniczne do obliczeń ekonomicznych obejmowały:

- średnie wartości temperatury otoczenia w miesiącach – do korekty mocy maksymalnej;
- dyspozycyjność – do korekty czasu pracy układu;
- wysokość nad poziomem morza – do korekty mocy maksymalnej;
- względne obciążenie układu lub względny czas pracy z maksymalną mocą.

Na podstawie założeń i charakterystyk określono roczną produkcję energii elektrycznej i zużycie energii chemicznej paliwa.

Dla uzyskanych danych układu bazowego określono charakterystyki ekonomiczne. Do obliczeń ekonomicznych przyjęto następujące założenia [7], [2]:

- nakłady inwestycyjne – 400000 zł;
- czas budowy – 1 rok;
- czas eksploatacji – 20 lat;
- okres spłaty kredytu – 10 lat;
- stopa oprocentowania kredytu - 4,7%;
- udział kredytu - 80%;
- cena paliwa - 27;42;55 zł/GJ;

- stawka amortyzacji - 9%;
- stopa podatkowa - 19%;
- liczba zatrudnionych osób – 1;
- średnie wynagrodzenie – 6800 zł;

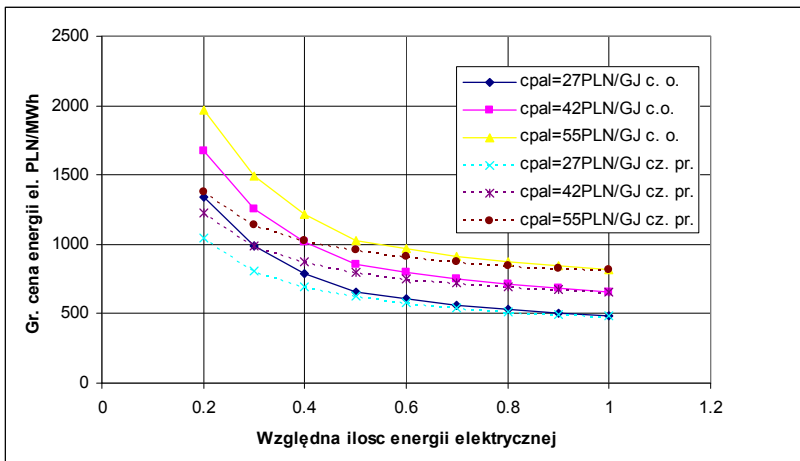
Najmniejszą wartość ceny paliwa (biogazu) ustalono zakładając, że cena ta wynika jedynie z zakupu surowca do produkcji biomasy w postaci kiszonki kukurydzy. Nie uwzględniono innych składników kosztów produkcji jak koszty obsługi, amortyzacji. W celu zobrazowania wpływu ceny paliwa na efektywność ekonomiczną obliczenia przeprowadzono również dla innych wartości ceny paliwa.

Na podstawie danych określono graniczne ceny sprzedaży energii elektrycznej (c_{el}^{gr}) wynikające z zależności [1]:

$$NPV(c_{el}^{gr}) = 0 \quad (1)$$

Na rys. 2 zilustrowano graniczną cenę sprzedaży energii elektrycznej dla dwóch sposobów regulacji układu. Pierwszy sposób regulacji polegał na obniżeniu ilości wyprodukowanej energii w roku poprzez zmniejszenie obciążenia układu, drugi na skróceniu czasu pracy układu.

Można zauważyć, że lepsze rezultaty ekonomiczne uzyskujemy poprzez cykliczną pracę układu z maksymalną możliwą mocą. Gorsze wyniki układu związane są z obniżeniem sprawności układu przy częściowym obciążeniu. W przypadku pracy cyklicznej należy jednak pamiętać o odpowiedniej ilości zmagazynowanego paliwa.



Rys. 2. Zależność granicznej ceny sprzedaży energii elektrycznej od względnej ilości wyprodukowanej energii elektrycznej dla różnych wartości ceny paliwa (c. o. – praca z częściowym obciążeniem; cz. pr. – praca cykliczna)

W następnej kolejności przeanalizowano efektywność ekonomiczną układów o mniejszej mocy nominalnej. Układy takie charakteryzowały się obniżoną wartością sprawności, oraz mniejszymi nakładami inwestycyjnymi. W analizach założono, że sprawność nominalna turbin gazowych jest liniową funkcją mocy turbiny i jest określona wzorem:

$$\eta_{el} = a \cdot N_{el} + b \quad (2)$$

gdzie: η_{el} – sprawność wytwarzania energii elektrycznej turbiny gazowej; a – współczynnik proporcjonalności; N_{el} – moc turbiny gazowej; b – wyraz wolny. Do wyznaczania wartości a i b założono, że turbina o mocy 100kW ma sprawność 28%, a turbina o mocy 30 kW ma sprawność 26%.

Założono, że nakłady inwestycyjne są również funkcją mocy elektrycznej nominalnej układu. Do obliczeń wykorzystano zależność [4]:

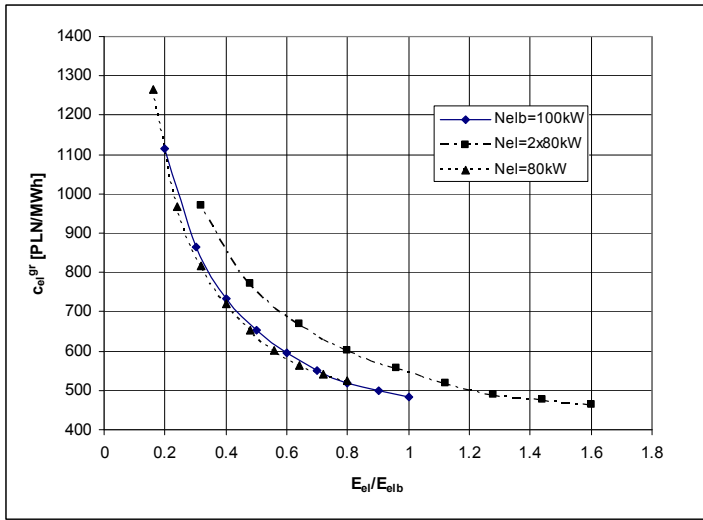
$$\frac{I}{I_b} = \left(\frac{N_{el}}{N_{elb}} \right)^c \quad (3)$$

gdzie: I , I_b – nakłady inwestycyjne na budowę układu analizowanego i bazowego; N_{elb} – moc elektryczna układu bazowego; c – wykładnik. Wartość wykładnika c zależy od rodzaju maszyn, można przyjąć, że dla turbin gazowych wynosi on ok. 0,7.

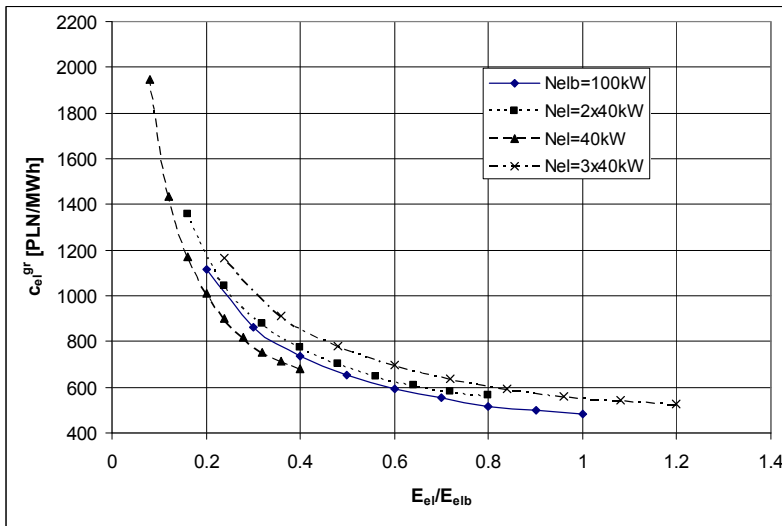
W wyniku analiz określono parametry układów o mniejszych mocach nominalnych, równych odpowiednio 80%, 40% i 30% mocy układu bazowego, jednocześnie określono parametry ekonomiczne dla przypadku wykorzystania dwóch, trzech lub czterech turbin pracujących równolegle. Przedstawione analizy opracowano dla najniższej ceny paliwa. W przypadku pracy kilku turbin równolegle założono, że nakłady inwestycyjne na system są odpowiednio równe dwukrotnym lub trzykrotnym nakładom na układ o małej mocy. Rezultaty dla pracy z mniejszym od nominalnego obciążeniem zakładają, że regulacja ta następuje poprzez obniżenie strumienia paliwa.

Zakładając, że w typoszeregu kolejna mniejsza od bazowej turbina gazowa ma moc równą 80% mocy układu można zauważyć, że w praktycznie całym zakresie efektywność mniejszej turbiny gazowej jest lepsza pomimo mniejszej sprawności i większych jednostkowych nakładów inwestycyjnych (rys. 3). Różnica w granicznej cenie energii elektrycznej jest bardzo niewielka. Zastosowanie dwóch turbin gazowych o mocy 80 kW dla pokrycia zakresu średniej mocy od 80-100 kW jest bardzo nieefektywne w stosunku do turbiny bazowej o mocy 100 kW.

Rysunek 4 przedstawia analogiczne wykresy dla turbiny gazowej o mocy równej 40% mocy układu bazowego. Można zauważyć, że różnica pomiędzy efektywnością układu bazowego i układu złożonego z dwóch turbin wyraźnie zmalała.

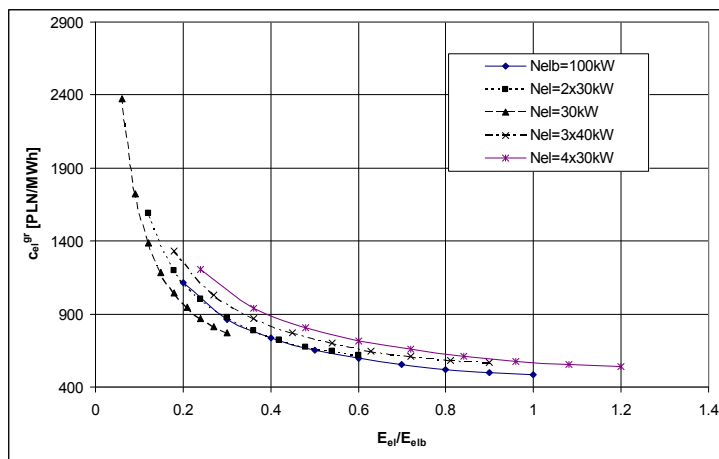


Rys. 3. Zależność granicznej ceny energii elektrycznej od ilości wyprodukowanej energii elektrycznej dla układu bazowego i układów z turbiną o mocy 80kW



Rys. 4. Zależność granicznej ceny energii elektrycznej od ilości wyprodukowanej energii elektrycznej dla układu bazowego i układów z turbiną o mocy 40kW

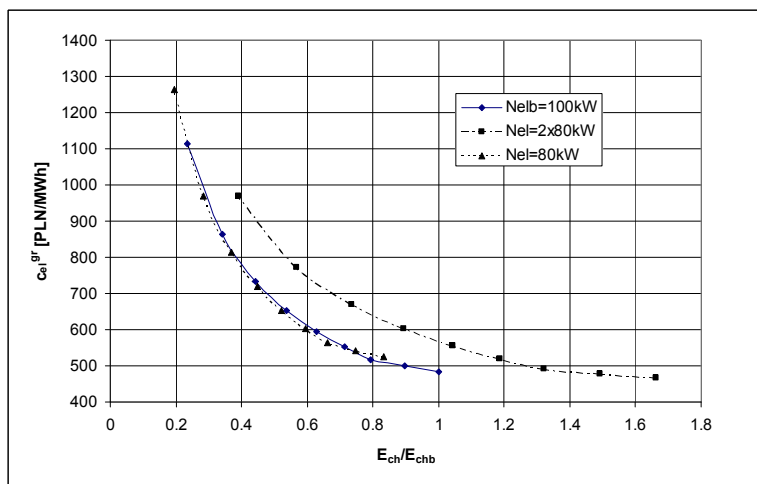
W przypadku gdy turbina gazowa posiada moc równą 30 kW (rys. 5), różnica pomiędzy efektywnością układu bazowego pracującego z częściowym obciążeniem i układu zbudowanego z dwóch turbin jest bardzo mała. Tak więc efektywność ekonomiczna układów jest podobna.



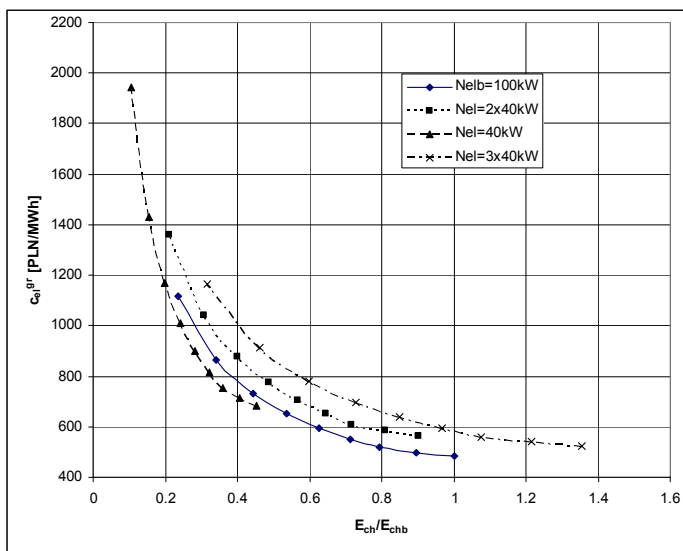
Rys. 5. Zależność granicznej ceny energii elektrycznej od ilości wyprodukowanej energii elektrycznej dla układu bazowego i układów z turbiną o mocy 30 kW

3. Porównanie granicznej ceny energii elektrycznej dla układów o tym samym zużyciu energii chemicznej paliwa

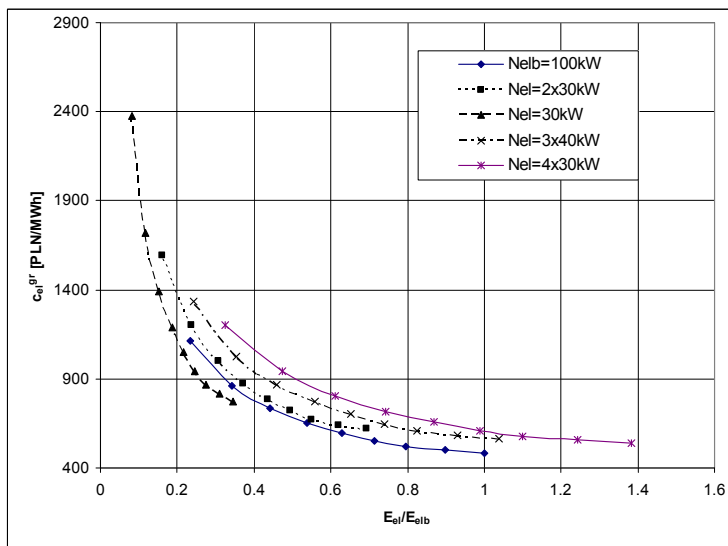
Ze względu na różnice w sprawności poszczególnych układów efektywność ekonomiczna układów zużywających tę samą ilość paliwa w ciągu roku może by różna. Analogicznie jak w poprzednim rozdziale na rys. 6-8 przedstawiono porównanie granicznej ceny energii elektrycznej dla układów o różnej mocy.



Rys. 6. Zależność granicznej ceny energii elektrycznej od ilości zużytej energii chemicznej paliwa dla układu bazowego i układów z turbiną o mocy 80 kW



Rys. 7. Zależność granicznej ceny energii elektrycznej od ilości zużytej energii chemicznej paliwa dla układu bazowego i układów z turbiną o mocy 40 kW



Rys. 8. Zależność granicznej ceny energii elektrycznej od ilości zużytej energii chemicznej paliwa dla układu bazowego i układów z turbiną o mocy 30 kW

Zauważalny trend to zwiększenie różnic wartości ceny granicznej dla określonych wartości stosunku zużycia energii chemicznej paliwa w stosunku do

zużycia w układzie bazowym przy znamionowym obciążeniu. Na rysunku 8 zauważyć można, że moc układu turbiny gazowej powinna być poniżej 30% mocy układu bazowego by efektywność ekonomiczna układu bazowego i układu dwóch turbin była podobna.

4. Podsumowanie

W tym rozdziale przedstawiono analizę ekonomiczną pracy turbin gazowych o różnej mocy w różnych konfiguracjach. Uzyskane rezultaty pozwalają bardziej racjonalnie podejmować decyzje w zakresie wyboru mocy turbin gazowych wykorzystywanych do produkcji energii elektrycznej.

Na podstawie analiz można wyciągnąć następujące wnioski:

- Analizowany wariant pracy cyklicznej w stosunku do regulacji obciążenia charakteryzuje się lepszymi wskaźnikami energetycznymi. Należy jednak pamiętać o konieczności magazynowania paliwa co może być związane z większymi nakładami inwestycyjnymi na układ wytwarzania biogazu;
- Dla przyjętych założeń w analizowanych zakresach obciążeń turbiny gazowej układy o mocy mniejszej od nominalnej charakteryzowały się lepszą efektywnością ekonomiczną;
- Dla ograniczenia ilości produkowanych modeli turbin gazowych w typoszerzegu można określić moc turbiny gazowej mniejszej od bazowej która charakteryzuje się podobną efektywnością jak turbina bazowa, w przypadku pracy dwóch układów równoległe;
- Układy które zużywają taką samą ilość energii chemicznej paliwa charakteryzują się większymi różnicami ceny granicznej energii elektrycznej w stosunku do ceny granicznej dla układu bazowego w porównaniu do układów wytwarzających tą samą ilość energii elektrycznej.

PODZIĘKOWANIA

Opisane badania były finansowane z budżetu Zadania Badawczego nr 4 pt. "Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych" w ramach strategicznego programu badań naukowych i prac rozwojowych pt.: "Zaawansowane technologie pozyskiwania energii" realizowanego ze środków NCBiR i ENERGA SA

Literatura

- [1] Kotowicz J.: Analiza efektywności wybranych układów z turbiną gazową. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 2003.

- [2] Chmielniak T., Skorek J., Kalina J., Lepszy S.: Układy energetyczne zintegrowane ze zgazowaniem biomasy. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2008.
- [3] Lepszy S., Chmielniak T: Technical and economic analysis of biomass integrated gasification combined cycle. Power for land, sea and air. ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK, June 14-18, 2010. GT2010-23407, s. 1-7, bibliogr. 10 poz.
- [4] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M.: Thermal design and optimization. JohnWiley& Sons, Inc. New York 1996.
- [5] Lepszy S., Rulik S, Wójcik K., Chmielniak T.: Produkcja energii elektrycznej z biomasy w układach z turbinami gazowymi. Problemy badawcze energetyki cieplnej. X Konferencja, Warszawa, 13-16 grudnia 2011 r. Warszawa : Oficyna Wydaw. Politechniki Warszawskiej, 2011, s. 185-195, bibliogr. 9 poz. (Prace Naukowe ; Politechnika Warszawska Konferencje ; z. 27).
- [6] Hamilton S. L.: The handbook of microturbine Generators, Penn Well Corporation, Tulsa 2003.
- [7] Kaltschmitt M., Hartmann H.: Energie aus Biomasse-Grundlagen, Technik Und Verfahren: Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York 2001.

MODELING RADIATIVE HEAT EXCHANGE INSIDE HOLLOW CONVEX SPACE DOMAINS

Marek Lewkowicz, Ewa Pelińska-Olko, Ewa Skawińska, Jerzy Zoń

Department of Thermodynamics, Faculty of Mechanical and Power Engineering,
50-370 Wrocław, 27 Wybrzeże Wyspiańskiego, marek.lewkowicz@pwr.edu.pl

We study the heat exchange process by emission and absorption of thermal radiation along the boundary surface S of a convex domain. Assuming that two fragments A and B of S have constant temperature (higher and lower, respectively), the heat exchange process leads to a steady state temperature distribution along the remaining part of S . The distribution satisfies an integral equation based on the Stefan-Boltzmann's and Lambert's laws. An integral formula for the rate of radiant energy flow from A to B follows. Numerical solutions of the equation for several shapes of S are obtained and the corresponding heat rate is calculated.

1. Introduction

1.1. Motivation: winter solar collectors

Obtaining cheap and clean sources of energy has been a constant desire of mechanical engineers for a long time and will remain such in the nearest future. Recently, except being just an economic or environmental issue, this becomes an important political problem, which may even have military implications. The source of heat we are particularly interested in are solar collectors to be used in winter to heat our homes. Low intensity of solar radiation in this season makes the increase of their efficiency extremely important. For this, one has firstly to reduce the loss of energy due to the thermal radiation from the solar collector surface. One way to achieve this can be applying a layer of a so-called transparent insulation which lets the solar energy in but does not let it out.

1.2. Transparent insulations

A typical transparent insulation may consist of an array of long, parallel, thin, transparent pipes, perpendicular to the surface of the collector plate. As we shall see below, its insulating properties, as far as radiation is concerned, are determined by the length to diameter ratio R/D . One opening of the pipe, call it A , lets the sunlight get in and travel until it is absorbed by the collector plate. The other opening, B , is placed near the hot collector plate. We assume that the pipe walls are very thin, so that we can ignore heat conduction along the pipe. If the diameter of the pipe is small, convection can also be ignored. Conduction in the air contained in the pipe is reasonably small if the pipes are long enough. Thus the energy loss is mainly due to the thermal radiation of the collector plate and may be described as a radiation transport problem inside the body of the pipe. The pipe surface S consists of the cold part A (at the sky temperature in the range, say, -20 to 0 °C), the hot part B with the temperature of the collector plate, and the remaining surface C , which is the lateral surface of the cylindrical pipe and takes part in the process by absorbing and emitting heat radiation. In particular, some portion of energy, emitted by B and absorbed by C , is re-emitted towards B and thus reduces the energy loss. Therefore the main topic of interest is to evaluate the net loss of energy transported from B to A in this way. The cross-section of the pipe need not be a circle, and in fact honeycomb insulations, with hexagonal cross-sections are used, among others. A solution with an array of parallel slots bonded by parallel sheets of thin foil is also of interest. Although less effective, this may be more practical for its technological simplicity. Below we give numerical results for the radiation heat transfer along such slots, as well as for both the circular and square pipes.

1.3. Heat exchange in enclosures

The problem of interactions between absorption and reemission of thermal diffuse radiation in enclosures was investigated as early as in 1933 [1]. Further work addressed complex effects of diffuse radiation conjugated with heat conduction and convection, with applications to transparent insulations of solar collectors [2]. The devices were supposed to be used at a relatively high level of solar radiation and therefore a typical L/D (length to diameter ratio) range was within a dozen or so. For reasons explained above, we assume a significantly lower level of solar radiation. This forces us to consider much higher values of L/R . A rough estimation based on our results supports our hope that it is technically feasible to build a solar collector, reasonably efficient even if the intensity of solar radiation is below 100 W/m^2 . The model we use assumes the black body radiation (with diffuse radiation distribution). The experimental results of Rommel and Wagner [3] suggest that predictions based on the diffuse model may be too optimistic. Other models, showing better agreement with the exper-

iment, can be used [4]. Therefore our estimations should be verified experimentally. Nevertheless, a comparison of the diffuse model we use with the experimental data from [3] performed in the high intensity range (around 1000 W) suggests that the error does not exceed 50%. Even if the error may seem enormous, it still allows one to conclude that the technical parameters we used in the comparison allow the real loss rate to be below 30 W/m², which still seems to be very encouraging.

2. Radiation laws

It is assumed that the thermal radiation of a real body at a given temperature is a fraction of the black body radiation at the same temperature, governed by two fundamental laws, the Stefan-Boltzmann Law and Lambert's Law (see [5], [6]). The proportionality coefficient, the body's thermal emissivity, even if varying with the temperature, approximately it is known for most bodies of practical importance.

2.1. Basic formulas for the emission and absorption of radiation

Consider two infinitesimal surface elements dA and dB with normal versors n_A and n_B . The versor n_A points towards the half-space containing dB , with a similar condition for n_B . Let both elements be black and let dA have temperature T_A . It follows from the Stefan-Boltzmann Law and Lambert's Law that the thermal radiation rate emitted by dA and absorbed by dB is:

$$\frac{\sigma}{\pi} T_A^4 \frac{\cos \angle(AB, n_A) \cos \angle(BA, n_B)}{|AB|^2} dA dB \quad (1)$$

Here $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ is the Stefan-Boltzmann constant and $|AB|$ is the length of the vector AB joining $A \in dA$ with $B \in dB$. It follows from the differential formula (1) that if two finite black surfaces S_A and S_B are situated so that any points $A \in dA$ and $B \in dB$ can see each other and normal versor fields along each surface points towards the other surface, then the temperature field T_A along S_A determines the radiation energy flow rate from S_A to S_B by the formula:

$$W = \frac{\sigma}{\pi} \int_{S_A} dA \int_{S_B} dB T_A^4 \frac{\cos \angle(AB, n_A) \cos \angle(BA, n_B)}{|AB|^2} \quad (2)$$

2.2. The integral stationary radiative heat equation

As explained in the Introduction, we consider a surface S being the boundary of a convex space domain, and divide it in three parts A , B and C , with prescribed temperature along A and B . We assume that C is thermally insulated with constant surface specific heat and negligibly small thermal conductivity. The process of the black body radiative heat transfer between different parts of S makes the temperature T of C evolve. It follows from Eq. (2) that the stationary state, which is approached in the limit as $t \rightarrow \infty$, satisfies the integral equation:

$$T(c)^4 = \frac{1}{\pi} \int_S T(s)^4 \frac{\cos \angle(cs, n_c) \cos \angle(sc, n_s)}{|cs|^2} \quad (3)$$

Here c is a point in C and s varies across S .

2.3. Scalability

If one surface with a temperature distribution on it satisfies the stationary radiation equation (3) then so does its homothetic image, with the temperature transferred by the homothety. This scalability property of the problem is simple, but useful. It implies that the energy loss flux for a transparent insulation made of identical parallel pipes of length L and radius R depends only on the ratio L/R . Usually a layer of the transparent insulation is made of a series of identical objects arranged regularly. The distance between them is a characteristic quantity, which could be called spacing. This may be the radius (or the diameter) for round pipes, the side length of a polygon for polygonal pipes, the distance between sheets for insulations made of parallel layers of some transparent material (so-called “slots”). Denote the spacing by R and the thickness of the insulation by L . The more general conclusion following from the scalability property is that the energy loss rate for such an insulation depends only on the ratio L/R . This observation simplifies the computation of the loss rate as depending on L , R , since it is a function in one variable L/R only. It has also profound importance in engineering constructions, since other parameters, neglected so far, as conduction and convection losses, show different pattern of dependence on R and L . This enables some optimization procedures, both in technological and economical sense.

3. View and transmission factor

3.1. Definitions

The radiation view factor $F_{A \rightarrow B}$ is the fraction of radiation leaving surface A that strikes surface B . The view factor of two differential areas dA_1 and dA_2 at a distance S is given by:

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi S^2} dA_2. \quad (4)$$

Here θ_1 and θ_2 are the angles between the surface normals and a ray between the two differential areas. The view factor from a finite surface A_1 to another finite surface A_2 is given by:

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi S^2} dA_2 dA_1 \quad (5)$$

It is convenient to define the transmission factor t_{AB} from S_A to S_B by:

$$t_{AB} = \int_{S_A} dA \int_{S_B} dB \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi |S|^2} \quad (6)$$

Thus the transmission factor and the view factor are related by $t_{AB} = |S_A| F_{AB}$. Similar definitions and formulas apply when one of the surfaces is infinitesimal. If T_A is constant, then the energy flow rate from A to B is:

$$W = t_{AB} \sigma T_A^4 = |S_A| F_{AB} \sigma T_A^4. \quad (7)$$

All view factors from a single surface to the environment sum up to unity. The transmission factors sum up to the area $|S_A|$ of the surface and have the advantage of being symmetric, i.e., $t_{AB} = t_{BA}$. Besides the transmission factor is additive with respect to each argument separately due to the energy conservation law. In other words, if S_B is an almost disjoint union of two surfaces S_C and S_D (i.e., the intersection is null-measure), then $t_{AB} = t_{AC} + t_{AD}$. These properties can be used to compute view and transmission factor easily for more complicated geometrical situations once they are known (e.g., by direct integration) for simpler ones. This approach is called the factor algebra and will be used in the numerical procedures below.

3.2. Closed formulas

We shall list several pairs (A_1, A_2) of surfaces, for which the exact value of the view (and transmission) factor can be found (cf. [7]). They can be either checked by direct integration or deduced from other formulas, using the factor

algebra. In order to write the formulas in a concise way it will be useful to define the following function:

$$\tau(H, R) = \frac{\pi}{2} H \left(\sqrt{4R^2 + H^2} - H \right) \quad (8)$$

For two parallel coaxial disks of radii R_1 and R_2 and separation H we have:

$$F_{12} = \frac{1}{2} \left(S - \sqrt{S^2 - 4 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2} \right), \quad S = 1 + \frac{1 + r_2^2}{r_1^2}, \quad r_i = \frac{R_i}{L}. \quad (9)$$

It follows that the transmission factor t_{12} is given by

$$t_{12} = \frac{\pi}{2} \left(L^2 + R_1^2 + R_2^2 - \sqrt{(L^2 + R_1^2 + R_2^2)^2 - 4R_1^2 R_2^2} \right). \quad (10)$$

As a special case, consider two identical coaxial disks of radius R and separation H . The transmission factor in this case is

$$t_{12} = \frac{\pi}{2} \left(H^2 + 2R^2 - H\sqrt{4R^2 + H^2} \right) = \pi R^2 - \tau(H, R). \quad (11)$$

A finite cylinder of radius R and height H has two bases b (disks of radius R) and the lateral surface l . The transmission factors between the base and the lateral surface of a cylinder are given by

$$t_{bl} = t_{lb} = \frac{\pi}{2} H \left(\sqrt{4R^2 + H^2} - H \right) = \tau(H, R), \quad (12)$$

$$t_{ll} = 2\pi R H F_{22} = \pi H \left(2R + H - \sqrt{4R^2 + H^2} \right) \\ = 2\pi R H - 2\tau(H, R). \quad (13)$$

The code we use for the calculation of the temperature distribution along a round pipe needs two other transmission factor formulas. Consider a cylinder C of radius R and length H_1 . Let a coaxial disk D of radius R be placed at the distance H_2 from the base of the cylinder. The transmission factor between D and C is:

$$(H_1 + H_2) \sqrt{4R^2 + (H_1 + H_2)^2} - H_1(H_1 + 2H_2) \\ - H_2 \sqrt{4R^2 + H_2^2}. \quad (14)$$

This can be deduced using the factor algebra. We also need transmission factor for two coaxial cylinders, at least in the case their interiors are disjoint. For two coaxial cylinders of length H_1 and H_2 , separated by length H , the transmission factor is:

$$\tau(H + H_1, R) + \tau(H + H_2, R) - \tau(H, R) - \tau(H + H_1 + H_2, R). \quad (15)$$

This much is needed for the round pipe; for a square pipe or for an array of parallel slots, several other transmission coefficient formulas are needed. These are formulas for:

- two identical parallel coaxial square plates;
- two identical rectangles, parallel and coaxial, separated by a distance;
- two perpendicular rectangles that are adjacent (have a common edge);
- two identical infinite parallel separated strips;
- two perpendicular infinite strips – adjacent or one of them shifted along the plane it is contained in.

4. Numerical model of radiation in pipes and slots

Having in mind transparent insulations in solar collectors, we shall develop a tool for determining radiation energy losses in a straight pipe perpendicular to the absorber plate. We assume the walls are black bodies absorbing all thermal radiation and reemitting it diffusely. Moreover we ignore heat conduction along the pipe as well as in the air contained in it.

4.1. The model

The simplest numerical algorithm will divide the pipe lateral surface into n equal parts A_i , assume each part has constant temperature T_i , and search T_i so that the net energy balance between the parts is zero. The base disk temperatures T_h and T_c are given. Let the i^{th} part A_i extend along the z -axis as the segment $[z_{i-1}, z_i]$ for $i = 1..n$ with: $z_i = ih$, $h = \frac{L}{n}$. In order to determine the temperature distribution T_i , $i = 1..n$, we need the transmission factors between any two parts involved. Denote the required factors as follows:

- b_{ij} for $i, j = 1..n$ – the transmission factor between A_i and A_j ;
- g_0 – the factor between the two openings of the pipe (the bases of the cylinder);
- g_i for $i = 1..n$ – the factor between A_i and the base next to A_1 .

The factors will be explicitly calculated below, with calculations based on formulas from Section 3.2. Note that the case of a round pipe differs from a polygonal pipe solely by the formulas for the transmission factors. The case of parallel slots can also be incorporated in this scheme, if the transmission coefficients are understood as related to unit length.

4.2. Balance compatibility conditions

The temperature T_i along the pipe will be determined by the balance equations, which express the fact that in the stationary state the amount of radiative energy entering a portion A_i of the lateral surface of the pipe equals the energy leaving it. It may be more convenient to deal with the energy rate $\Theta_i = \sigma T_i^4$ instead of T_i itself. The compatibility conditions (net balance zero for the i^{th} face, $i = 1..n$) reads as:

$$\begin{aligned} \left(g_i + g_{n+1-i} + \sum_j b_{ij} \right) \Theta_i \\ = g_i \Theta_h + g_{n+1-i} \Theta_c + \sum_j b_{ij} \Theta_j. \end{aligned} \quad (16)$$

If the system of equations (16) is solved, the net energy loss rate from the hot base plate (of area A) can be calculated as:

$$\sigma T_h^4 A - \sum_{i=1}^n g_i \Theta_i - g_0 \sigma T_c^4. \quad (17)$$

Similarly, the net energy gain rate by the cold base plate is:

$$\sum_{i=1}^n g_{n+1-i} \Theta_i - g_0 \sigma T_h^4 - \sigma T_c^4 A. \quad (18)$$

In the stationary state the two are equal, as it can be deduced from the equations (16).

4.3. The algorithm

The system of equations 4.1 is equivalent to:

$$\Theta_i = \frac{1}{\sum_{j \neq i} b_{ij} + g_i + g_{n+1-i}} \left(\sum_{j \neq i} b_{ij} \Theta_j + g_i \Theta_h + g_{n+1-i} \Theta_c \right). \quad (19)$$

Therefore it can be solved by any standard relaxation method, as Gauss-Seidel or successive over-relaxation method. For example one can simply apply the following algorithm steps:

- Calculate the boundary values of Θ_h and Θ_c ;
- Calculate the initial values of Θ_i , for example take them linearly between Θ_h and Θ_c ;
- Calculate the transmission factors b_{ij} , g_i , g_0 ;
- Iterate the relaxation procedure step by evaluating new values of Θ_i for all i , obtained from the previous values, according to (19); check the inlet and outlet flux difference every several dozen iteration steps and stop when the difference is less than a prescribed admissible value.

4.4. Transmission factors for the round pipe

In order to implement the algorithm described above we need formulas for the transmission coefficients b_{ij} , g_i , g_0 . For a round pipe of radius R and length L they can be deduced from...by the factor algebra. The transmission factors between two coaxial cylinder pieces of radius R and length h , shifted by kh , $k = |i-j| \geq 1$, are

$$b_{ij} = 2\tau(kh) - \tau((k-1)h) - \tau((k+1)h). \quad (20)$$

For $i = j$ we have:

$$b_{ij} = \pi h \left(2R + h - \sqrt{4R^2 + h^2} \right). \quad (21)$$

Also note the transmission factors

$$g_i = \tau(ih) - \tau((i-1)h) \quad (22)$$

from the lower base (a disk of radius R) to the cylinder part A_i . The transmission factors in the opposite direction, from A_i to the lower base, are the same, and the corresponding transmission factors for the upper base can be obtained by symmetry as g_{n+1-i} . Transmission factor between the bases is:

$$g_0 = \frac{\pi}{2} \left(2R^2 + H^2 - H\sqrt{4R^2 + H^2} \right) = \pi R^2 - \tau(nh) \quad (23)$$

4.5. Transmission factors for the square pipe and the slats

The transmission factors for the square pipe and the slots can be found similarly as for the round pipes. We apply the factor algebra as above to the basic formulas for the view factors to be found in [7].

4.6. Numerical tests

We start with two simple tests for round pipes. First we simulate no pipe conditions. We use data $L = 0.000001$, $R = 100.0$. Thus the pipe walls practically do not interfere with radiation and the exact flux should be 649.041, as follows from the $\sigma(T_h^4 - T_c^4)$ formula. Numerically, our program gives 649.0412. Secondly, we test how the accuracy depends on the number of nodes. For $R = 0.1$ (10 cm) and $L = 1.0$ m the energy rate obtained numerically is about 124 W/m². We check how the number of nodes influences the result. Here the number of nodes varies from 100 to 10000. We give also the execution time in seconds – the iteration was stopped when the inlet and outlet fluxes differed by less than 0.001 W/m².

nodes	in-flux	out-flux	time
100	124,004493	124,003731	0,05
200	123,948689	123,947735	0,06
400	123,934474	123,933929	0,19
750	123,931156	123,930581	0,58
1000	123,930581	123,929997	0,94
2000	123,930030	123,929432	3,53
4000	123,929894	123,929289	14,65
7000	123,929864	123,929256	58,86
8500	123,929860	123,929251	134,93
10000	123,929857	123,929248	270,21

The conclusion is that taking 1000 nodes gives numerical results with accuracy 0.002.

5. Radiation inside pipes and slots

5.1. Net energy loss for different length-to-diameter ratios

We know from Section 2.3 that the energy transfer (loss) flux from the hot plate to the cold one depends only on the ratio L/R . In Fig.1. below we give the numerically calculated loss flux as a function of L/R in the form of a log-log plot. The two bottom plots are for the round and square pipes, with the flux slightly smaller for the circular cross-section than for the square one. The top plot, with definitely larger flux, is for slots having separation $D = 2R$. For round pipes and $L = R$ we get 436.15 W/m^2 , for $L = 1000 R$ the flux is 1.72 . For winter solar collectors we would like to have the loss flux below 5 W/m^2 . The calculations show that this can be achieved for round pipes if $L > 330 R$.

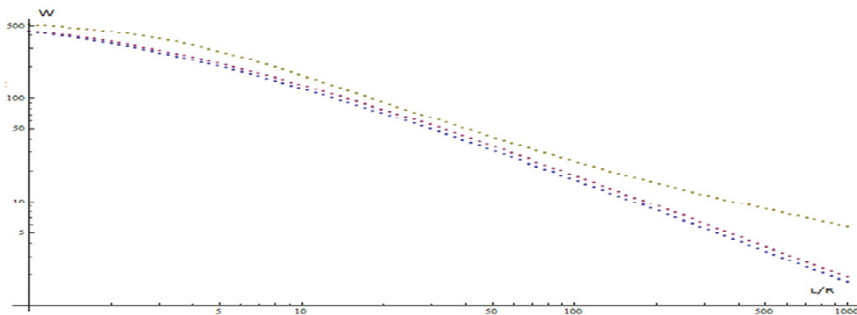


Fig. 1. The heat loss flux (in W/m^2) dependence on L/R , for slots, square pipes and round pipes (top to bottom)

5.2. Linearity and boundary temperature jump

For a sample value $L/R = 4.0$ we calculate the temperature function and the theta function ($\Theta = \sigma T^4$) along the pipe. The plot is given in Fig.2. We see that visually one cannot distinguish Θ from being linear, while the deviation of T from linearity is quite substantial. The endpoints temperature was $+80$ °C and -20 °C. The actual calculated temperature span along the pipe is from $+68.82$ down to $+5.00$. Similarly, the values of Θ corresponding to the temperature at the endpoints are 881.90 and 232.86 , while the calculated values are 775.39 and 339.37 . Thus there is a considerable jump at the ends of the pipe. This justifies gaps between the insulation and the collector plate as well as the cover, applied in collectors of this type.

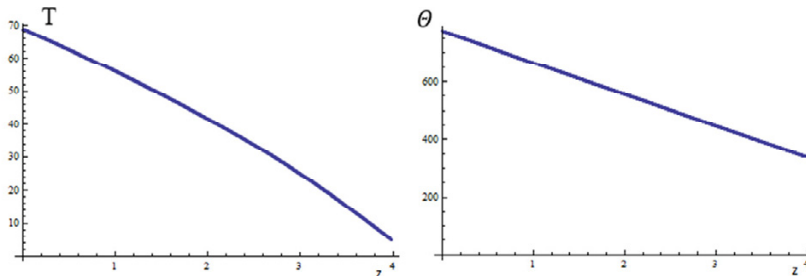


Fig. 2. Temperature $T(z)$ and flux $\theta(z) = \sigma T(z)^4$ along the round pipe for $z \leq \frac{L}{R} = 4.0$

6. Conclusions

The numerical heat flux model for heat losses in transparent insulations exploited in this chapter agrees very well with other diffuse radiation numerical models. Being a simplest solar radiation model, which takes only radiation heat component into account, it may give underestimated flux values by as much as 50 %, as a comparison with experimental data suggests. Nevertheless, even aving the possible error in mind, it enables us to make a prediction that if a transparent insulation is made of pipes of length 0.5 m, diameter 3 mm, and wall thickness 0.1 mm, total heat losses could be below 15 W/m^2 . Therefore, if appropriate material and shape of the insulation is used, it seems to be technically feasible to provide a design of a solar collector applicable in winter conditions.

References

- [1] Hottel, H. C.; Keller, J. D. Effect of reradiation on heat transmission in furnaces and through openings. *Trans. ASME*, 1933, 55: 39-49.
- [2] Hollands, K. G. T. Honeycomb devices in flat-plate solar collectors. *Solar Energy*, 1965, 9: 159-164.
- [3] Rommel, M.; Wagner, A. Application of transparent insulation materials in improved flat-plate collectors and integrated collector storages. *Solar energy*, 1992, 49: 371-380.
- [4] Aronov, Y.; Zvirin, B. A novel algorithm to investigate conjugate heat transfer in transparent insulation: application to solar collectors. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 1999, 35: 757-777.
- [5] Hsu, S. T.. *Engineering heat transfer*. Van Nostrand, Princeton, 1963.
- [6] Chapman, A. J. *Fundamentals of Heat Transfer*. Collier McMillan, London, 1987.
- [7] Platzer, B. J. R.; Howell, R. S.; Mengüç, M. P., *Thermal Radiation Heat Transfer*. CRC Press Taylor & Francis, Boca Raton, 2011.

COAL CHAR KINETICS OF OXIDATION AND GASIFICATION REACTIONS

Robert Lewtak, Jarosław Hercog

Thermal Processes Department, Institute of Power Engineering
Augustówka 36, 02-981 Warsaw, robert.lewtak@ien.com.pl

Experimental investigations and numerical simulations have been conducted in this study to derive and test the values of kinetic parameters describing oxidation and gasification reactions between char carbon and O_2 and CO_2 occurring at standard and oxy-fuel combustion conditions. Experiments were carried out in an electrically heated drop-tube in conditions comparable to full-scale pf combustion chambers. Optimal values of the kinetic parameters, obtained by minimization of the difference between the experimental and modelled values of char burnout, have been derived and CFD simulations reproducing the experimental conditions of the drop tube furnace certified proper agreement between numerical and experimental char burnout.

1. Introduction

From the three main groups of the CCS technologies, oxy-fuel combustion seems to be the most promising one due to the lowest energy penalty associated with the investment and operational costs [1]. The main feature of this technology is the combustion of fuel in the mixture of recycled flue gases and O_2 . But diluents present in combustion system, such as CO_2 and H_2O , have different physical and chemical properties than N_2 present in air [2], which change the particle temperature, heat transfer, emissions and char burnout [3].

Rathnam *et al.* [5] found that the influence of the CO_2 on coal burnout is coal dependent but in general is higher in oxy-fuel conditions comparing to air-combustion, which was attributed to higher char reactivity in the oxy-fuel atmosphere by char- CO_2 gasification. Chars formed during pyrolysis experiments in pure CO_2 exhibit higher specific surface area in comparison to chars produced in N_2 , which can also catalyse the surface reactions [5], [6]. On the other hand, Brix *et al.* [7] observed no significant differences in volatile yield or specific surface between chars produced in CO_2 and N_2 explaining with shorter

particle residence times than in previous study, which prevented char gasification reaction to occur. As the char combustion is concerned, they observed either no apparent difference between combustion in CO_2/O_2 and N_2/O_2 atmospheres. But, at low oxygen concentrations, the contribution of gasification with CO_2 to the overall rate can compensate for the change of the atmosphere and oxy-fuel combustion results in a slightly enhanced consumption rate with respect to char oxidation in air [8].

Thus, it is necessary to address the changed combustion mechanism in oxy-fuel modelling. In this chapter, the experimental data, obtained in a number of tests, were used to derive a set of most adequate kinetic parameters of the oxidation and gasification reactions applicable to numerical simulations of the oxy-fuel combustion process in pulverized fuel boilers.

2. Experimental setup

Experiments of pulverized coal char combustion have been carried out in the 6-meter drop tube, presented in Fig 1., with 38.5 mm of inner diameter, in operating conditions similar to full scale combustion furnaces, i.e. the reactor temperature ranging from 900 to 1300 °C, oxygen mole fractions from 3 to 9% and residence time up to 1.2 s.

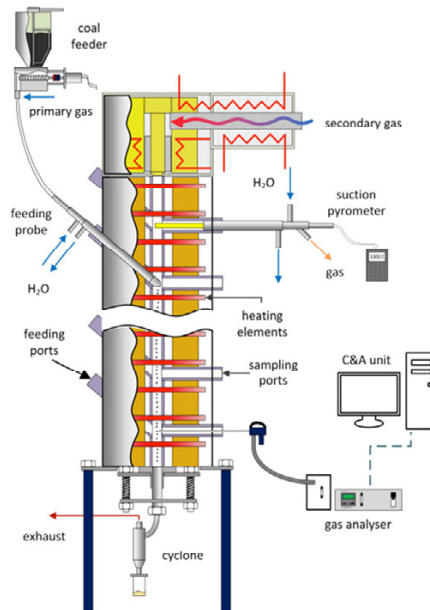


Fig. 1. Schematic of char combustion facility

All gas flows are adjusted using mass flow controllers in order to maintain the required atmosphere composition and particle residence times. Reactor wall temperatures are controlled by S-type thermocouples measuring the outer surface of the tube.

Char, from the bituminous coal screened between 63 and 90 μm , was produced either in pure CO_2 or N_2 , at high heating rate of 10^4 – 10^5 K/s and reactor temperature 1300 $^\circ\text{C}$, for oxy-fuel or air combustion respectively. The char particles were pneumatically fed into the reactor using screw feeder and water-cooled probe through one of the twelve, sloped ports installed along the reactor height. Changing the position of the feeding probe while the collection point remained stationary varied the particle residence time. Char burnout was determined using ash tracer method.

3. Description of the char combustion model

When pulverized char particles are burnt in oxy-fuel conditions, besides oxidation, the combustion mechanism additionally takes into account the gasification by CO_2 . Here, the single film-model [9], widely used to describe char oxidation, is also used to describe the gasification. Similar to O_2 , it is assumed that CO_2 diffuses to the char particle surface where it reacts to form CO which then diffuses outward the particle surface without oxidation [9], [10], [11]. For the oxidation reaction, the production of CO_2 can be assumed to be negligible at high temperatures so that CO is the primary product of char carbon oxidation [12]. Moreover, the homogeneous reaction of CO oxidation is not considered in the model while its thermal effect can further affect the combustion process. Thus, the combustion mechanism of char carbon is composed of two surface reactions as follows:



The total rate of char carbon consumption, r_{C} , is defined as follows:

$$r_{\text{C}} = \sum_{i=1}^{i=2} r_{\text{C},i} \quad (3)$$

where i denotes the i -th surface reaction, and

$$r_{\text{C},1} = A_p f(\text{X}_{\text{C}}) M_{\text{C}} \psi_1 \frac{k_{\text{c},1} k_{\text{d}}}{k_{\text{d}} + k_{\text{c},1} f(\text{X}_{\text{C}})} C_{\text{O}_2,\infty} \quad (4)$$

since both diffusion and kinetics can affect the oxidation rate, and

$$r_{\text{C},2} = A_p f(\text{X}_{\text{C}}) M_{\text{C}} \psi_2 k_{\text{c},2} C_{\text{CO}_2,\infty} \quad (5)$$

since the rate of the gasification reaction is limited only by the kinetics, and $\psi_1 = 2 \text{ mol-C/mol-O}_2$, $\psi_2 = 1 \text{ mol-C/mol-CO}_2$, $C_{g,\infty}$ is the g -th species concentration in the bulk flow, $M_C = 12 \text{ kg/kmol}$. The individual reaction rates, $r_{C,i}$, are expressed in terms of the external particle surface $A_p = \pi d_p^2$, the rate coefficient of the i -th surface reaction expressed in the form of the Arrhenius equation

$$k_{C,i} = A_i e^{-E_i/(RT_s)} \quad (6)$$

in which A_i and E_i are the kinetic parameters, the mass transfer coefficient

$$k_d = \frac{D}{r_p}, \quad (7)$$

in which the effective diffusion coefficient is defined as

$$D(T) = D_0 \left(\frac{T_{f,\infty} + T_p(t)}{2T_0} \right)^{1.75}, \quad (8)$$

where $D_0 = D_{\text{O}_2\text{-N}_2} = 0.181 \text{ cm}^2/\text{s}$ at $T_0 = 273 \text{ K}$ [13] was used in O_2/N_2 combustion, and $D_0 = 0.154 \text{ cm}^2/\text{s}$ was used in O_2/CO_2 combustion, and

$$f(X_C) = (1 - X_C(t))^q, \quad (9)$$

is the correction function which takes into account the development of the specific surface area and the effect of the non-reactive ash surface during the particle combustion.

Finally, the governing equations of the char combustion model can be presented. Gas phase is treated in the Eulerian approach and coal particles are treated as Lagrange discrete particles whose mass and temperature evolution is described by equations given below. It was assumed that the particle volume, $V_p = \frac{\pi}{6} d_p^3$, is constant during combustion so that the mass conservation law of the char particle is expressed in the following form:

$$V_p \frac{d\rho_p}{dt} = -r_C(t), \quad \rho_p(0) = \rho_{p,0} \quad (10)$$

and the char particle mass is then defined as

$$m_p(t) = m_a + m_C(t) \quad (11)$$

in which

$$m_a = f_{a,0} \rho_{p,0} V_p \quad (12)$$

is constant mass of ash contained in the char particle.

The char particle temperature, T_p , is defined by the conservation law of particle energy as follows [[14]]:

$$m_p(t) c_p \frac{dT_p(t)}{dt} = h^* A_p (T_{f,\infty} - T_p(t)) + A_p c_p \sigma (T_{f,\infty}^4 - T_p^4(t)) + \sum_{i=1}^{i=2} r_{C,i}(t) \Delta H_i \quad (13)$$

with the initial condition

$$T_p(t=0) = T_{p,0}, \quad (14)$$

where the heat transfer coefficient, h^* , corrected by the Ackermann correction, is defined as

$$h^* = \frac{k_{f,\infty}}{d_p} \text{Nu} \frac{\Phi}{e^{\Phi}-1} \quad (15)$$

in which

$$\Phi = \frac{r_C}{2\pi d_p \rho_f D} \quad (16)$$

is the nondimensional heat transfer rate coefficient, and $\text{Nu} = 2 + 0.6 \text{Re}_p^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$ is the Nusselt number.

Additionally, in the current study, the partial oxidation of CO in the char particle boundary layer is taken into consideration that the heat released during char coal oxidation is modified as $\Delta H_1 = (1 - \chi)H_{\text{CO}} + \chi H_{\text{CO}_2}$, where $\chi \in \langle 0, 1 \rangle$ and $H_{\text{CO}} = 9.21 \text{ MJ/kg-C}$, $H_{\text{CO}_2} = 32.8 \text{ MJ/kg-C}$ while $\Delta H_2 = -14.3 \text{ MJ/kg-C}$ for the gasification reaction.

4. Results and discussion

The mathematical model describing combustion of a char particle is comprised of a set of two ordinary differential equations (10) and (13) in which the optimal values of the model parameters, i.e. the kinetic parameters and the q exponent, exist and satisfy

$$\min_{A_i, E_i, q} \sum_j |X_C^{\text{num}}(t_j) - X_C^{\text{exp}}(t_j)| \quad (17)$$

where j numbers all experimental points. The optimal values of A_i , E_i and q shown in 0 have been determined by the generalized reduced gradient method [[15]] for which the fourth-order Runge-Kutta method was used to solve the system (10) and (13) to determine the values of X_C^{num} . Additionally, table 1 presents the model parameters when partial oxidation of CO in the particle boundary layer is taken into consideration, i.e. for $\chi = 0.2$ and 0.4 .

Table 1. Optimal values of the kinetic parameters and q

model	q	A_1	E_1	A_2	E_2
		m/s	kJ/mol	m/s	kJ/mol
$\chi = 0$	1.65	6700	77.5	2.55×10^6	214
$\chi = 0.2$	1.65	5390	75.8	3.58×10^6	221
$\chi = 0.4$	1.65	3370	71.8	4.21×10^6	222

The mathematical model of char particle combustion described above has been implemented in ANSYS®Fluent® to simulate the experimental drop-tube-furnace conditions and test the values of the kinetic parameters already derived.

Fig. 2 shows selected contours of gas velocity and temperature, CO mole fraction and particle trajectories from the CFD modelling of coal char combus-

tion in the drop-tube furnace. All CFD simulations have been carried out for pulverized coal char particles in diameter range conformed to the experimental particle size distributions. Char particles which are immediately transported close to the hot wall of the drop tube furnace heat up quicker than the char particle flowing through the centre where the gas temperature is lower due to cold primary air introducing the char particles.

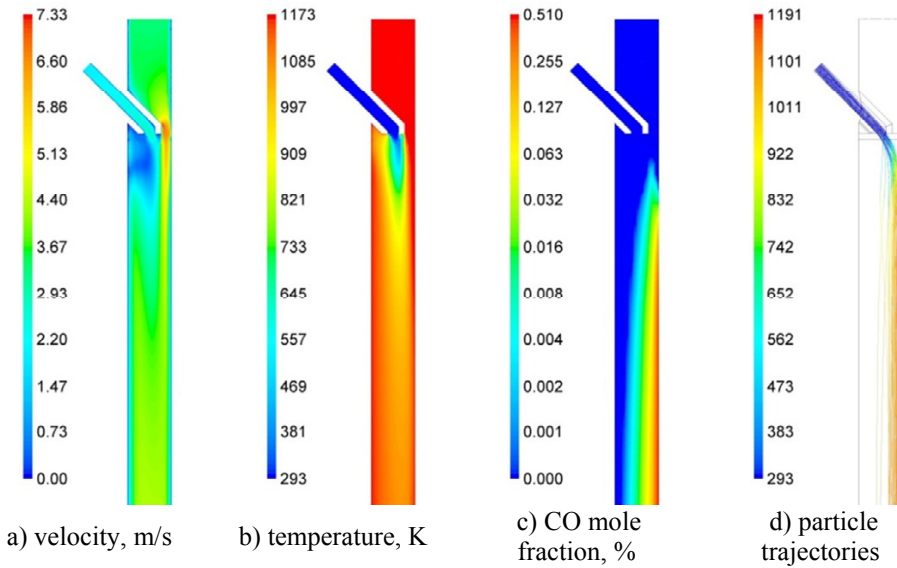


Fig. 2. Selected CFD modelling of pulverized char combustion in the drop tube furnace at oxy-fuel conditions of $T_{f,\infty} = 1173$ K, $y_{O_2,\infty} = 3\%$. Particle trajectories, (d), coloured by particle temperature in K

Fig. 3 shows evolution of coal char burnout for oxy-fuel conditions derived from experimental and CFD investigations. The CFD lines plotted for all particle sizes considered in the CFD modelling create a family of lines limited by a top and bottom envelope. The experimental points are located near the top envelope of all CFD lines since the kinetic parameters have been derived assuming the ideal process conditions of constant gas temperature and constant gas concentrations during combustion of char particles. Meanwhile, the conditions of gas temperature and concentrations acting on the char particles were variable in CFD and experimental investigations giving a wide band of CFD char burnout. Moreover, the top envelope exactly represents the char burnout line achieved for the ideal conditions considered during optimization of the model parameters.

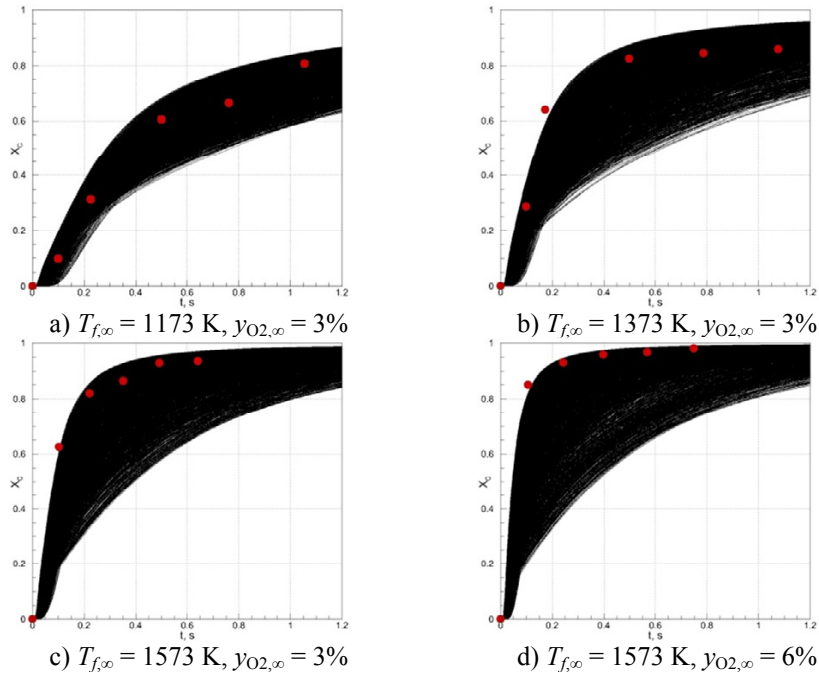


Fig. 3. Evolution of char burnout for oxy-fuel conditions (CO_2 as the rest gas), — CFD solution, ● experimental points

5. Concluding remarks

Optimal kinetic parameters, describing surface reactions of the char carbon oxidation by O_2 and gasification by CO_2 , have been determined by minimization of the difference between experimental and numerical values of burnout.

Mathematical model, proposed here, describing char combustion in oxy-fuel conditions, has been implemented in a commercial CFD package to simulate the experimental set-up and test the derived kinetic parameters.

Proper agreement between experimental data and numerical simulations has been achieved justifying the use of proposed model and methodology for kinetic parameters determination for CFD simulations of the pf flames in oxy-fuel conditions.

ACKNOWLEDGEMENT

This work was carried out within the confines of the RELCOM project funded by the European Community's Seventh Framework Programme (FP7/2007-2013) under grant agreement no. 268191.

References

- [1] Jennia K. E., *et al.*, *Expert elicitations of energy penalties for carbon capture technologies*, Int. Journal of Greenhouse Gas Control 12, (2013), pp. 136–145.
- [2] Chen L., *et al.*: *Oxy-fuel combustion of pulverized coal: Characterization, fundamentals, stabilization and CFD modeling*, Progress in Energy and Combustion Science 38, (2012), pp. 156–214.
- [3] Toftegaard M. B., *et al.*: *Oxy-fuel combustion of solid fuels*, Progress in Energy and Combustion Science 36, (2010), pp. 581–625.
- [4] Shaddix C.R., Molina A.: *Effect of O₂ and high CO₂ concentrations on pc char burning rates during oxy-fuel combustion*, 33rd International Technical Conference on Coal Utilization and Fuel Systems, Clearwater, (2008), FL, USA.
- [5] Rathnam RK, Elliott LK, Wall TF, Liu Y, Moghtaderi B., *Differences in reactivity of pulverised coal in air (O₂/N₂) and oxy-fuel (O₂/CO₂) conditions*, Fuel Process Technol. 90, (2009), pp. 797–802.
- [6] Al-Makhadmeh L., *Coal pyrolysis and char combustion under oxy-fuel conditions*, PhD thesis, Stuttgart, (2009), Universität Stuttgart.
- [7] Brix J., *et al.*: *Coal devolatilization and char conversion under suspension fired conditions in O₂/N₂ and O₂/CO₂ atmospheres*, Fuel 89, (2010), pp. 3373–3380.
- [8] Gonzalo-Tirado C., *et al.*: *Gasification of a pulverized subbituminous coal in CO₂ at atmospheric pressure in an entrained reactor*, Combustion and Flame 159, (2012), pp. 385–395.
- [9] Caram H.S., Amundson N.R.: *Diffusion and reaction in a stagnant boundary layer about a carbon particle*, Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals 16(2), (1977), pp. 171–181.
- [10] Fendell F.E.: *The burning of spheres gasified by chemical attack*, Combustion Science and Technology 1, (1969), pp. 13–24.
- [11] Mitchell R.E.: *Experimentally determined overall burning rates of coal chars*, Combustion Science and Technology 53(2-3), (1987), pp. 165–186.
- [12] Shaddix C.R., *et al.*: *Numerical assessment of Tognotti determination of CO₂/CO production ratio during char oxidation*, Combustion and Flame 160(9), (2013), pp. 1827–1834.
- [13] Green D., Perry R.: *Perry's chemical engineers' handbook*, Canada, (2007), McGraw-Hill.
- [14] Lewtak R., Milewska A., *Application of different diffusion approaches in oxy-fuel combustion of single coal char particles*, Fuel 113, (2013), pp. 844–853.
- [15] Lasdon L.S., *et al.*: *Design and testing of a generalized reduced gradient code for nonlinear optimization*, USA, (1975), NTIS.

ON THE OXYGEN-ENRICHED COMBUSTION OF A SINGLE COAL CHAR PARTICLE

Robert Lewtak^{*,1}, Aleksandra Milewska^{*}

^{*}Department of Thermal Processes, Institute of Power Engineering, Augustowka 36,
02-981 Warsaw, ¹ corresponding author: robert.lewtak@ien.com.pl

The chapter presents numerical results of single coal char particle combustion in the oxygen-enriched environment at which the effect of the equimolar and non-equimolar counterdiffusion has been taken into consideration. Usually, the phenomenon of the non-equimolar counterdiffusion arising at combustion of char particles is neglected and superseded by the equimolar counterdiffusion. Such a replacement can lead to results, e.g. profiles of particle temperature and species concentrations, which do not agree with the real process. First, the phenomenon of the equimolar and non-equimolar counterdiffusion for a single spherical particle is explained in detail. Next, the governing equations of single char particle combustion are presented. Finally, numerical simulations have been performed at O₂ mole fractions of 26%, 36% and 46% for the particle size of $d_p = 160 \mu\text{m}$ and gas temperature of 1373 K. Numerical results, e.g. profiles of char burnout, temperature, molar fractions at the particle surface, show the significant influence of the non-equimolar counterdiffusion on the combustion.

1. Introduction

The combustion rate of char particles is controlled by two processes: the chemical heterogeneous reaction on the char surface and the mass transfer of oxygen to the particle surface from the bulk gas stream through the boundary layer surrounding the particle. Although the kinetic mechanisms of the heterogeneous reaction between solid char and gas species are important and still being developed [2,3], the diffusion concerning the gas species around the burning particle can be also a quite complicated process [9,10,5,11], especially when the diffusion is no longer equimolar.

Generally, in a N -species gas mixture, the diffusion of the i -th species is ruled by the Maxwell–Stefan equation [8]. Since the solution of the Maxwell–

Stefan equation can become quite complicated, its simplification is used assuming that the binary diffusion coefficients, D_{ij} , of all pairs of species are equal to the effective diffusion coefficient, D . Then the Maxwell–Stefan equation takes the following form:

$$\dot{n}_i'' = y_i \sum_{j=1}^{j=N} \dot{n}_j'' - CD \nabla y_i. \quad (1)$$

For $N = 2$, the Eq. (1) presents the Fick's diffusion law for binary gas mixtures used to describe the diffusion of gas species around the char particle burning in the oxygen-enriched environment. Depending on the combustion conditions, the diffusion can be equimolar or non-equimolar and the correct use of the proper diffusion type is important, especially in numerical modelling what is shown below.

2. Phenomenon of the equimolar and non-equimolar counterdiffusion for a single spherical particle

A prime example of the equimolar counterdiffusion can be the char particle burning in air when char carbon C reacts heterogeneously with oxygen at the particle surface to produce only carbon dioxide, i.e.



One mole of O_2 diffuses towards the particle surface where one mole of CO_2 is formed which next diffuses outwards from the particle surface. Both O_2 and CO_2 components diffuse in opposite directions at equal rates:

$$\dot{n}_C'' = -\dot{n}_{O_2}'' = \dot{n}_{CO_2}'', \quad (3)$$

where \dot{n}_C'' is the molar flux of carbon which describes the mole rate of the char particle combustion. Solution of the Fick's equation written for the reaction (2) as

$$\dot{n}_{O_2}'' = y_{O_2}(\dot{n}_{O_2}'' + \dot{n}_{CO_2}'') - CD \nabla y_{O_2} \quad (4)$$

with the equimolar condition (3) and following boundary conditions:

$$y_{O_2}(r \rightarrow \infty) = y_{O_2,\infty} \quad \text{and} \quad y_{O_2}(r = r_p) = y_{O_2,s} < y_{O_2,\infty}, \quad (5)$$

gives the following expression to the molar flux of oxygen diffusing:

$$\dot{n}_{O_2}'' = |\dot{n}_{O_2}''| = k_d^{(e)} C (y_{O_2,\infty} - y_{O_2,s}), \quad (6)$$

where

$$C = \frac{p}{RT_f} \quad (7)$$

is the molar concentration and

$$k_d^{(e)} = \frac{D}{r_p} \quad (8)$$

is the mass transfer coefficient for the case of the equimolar counterdiffusion. However, in a general situation, when both the convection and diffusion of oxygen can occur simultaneously, the mass transfer coefficient can be determined from the correlation on Sherwood number.

On the contrary, the classic example of the non-equimolar conterdiffusion is the char particle burning in air when the only product of combustion is carbon monoxide



For each mole of O_2 diffusing towards the particle surface, two moles of CO diffuse in the opposite direction, so

$$\dot{n}''_C = -2\dot{n}''_{O_2} = \dot{n}''_{CO}. \quad (10)$$

Now, the solution of the Fick's equation written for the reaction (9) as

$$\dot{n}''_{O_2} = y_{O_2}(\dot{n}''_{O_2} + \dot{n}''_{CO}) - CD\nabla y_{O_2} \quad (11)$$

with the non-equimolar condition (10) and the boundary conditions (5), gives the following expression to the molar flux of oxygen diffusing:

$$\dot{n}''_{O_2} = \frac{D}{r_p} C \ln \left(\frac{y_{O_2,\infty} + 1}{y_{O_2,s} + 1} \right) \quad (12)$$

or rewritten in the form similar to the equation (6) as

$$\dot{n}''_{O_2} = k_d^{(n)} C (y_{O_2,\infty} - y_{O_2,s}) \quad (13)$$

in which

$$k_d^{(n)} = \frac{D}{r_p} \cdot \frac{\ln \left(\frac{y_{O_2,\infty} + 1}{y_{O_2,s} + 1} \right)}{y_{O_2,\infty} - y_{O_2,s}} \quad (14)$$

defines the mass transfer coefficient for the case of the non-equimolar counterdiffusion. The oxygen reaching the particle surface in the amount of the molar flux derived above in the form of equation (6) or (13) is completely consumed in the heterogenous reaction (2) or (9). The rate at which the char carbon is consumed, i.e. the reaction rate of the surface reaction is defined by the following expression:

$$\dot{n}''_C = k_c f(X_C) C_{O_2,s}^n, \quad (15)$$

where the reaction rate coefficient k_c is expressed in the form of the modified Arrhenius equation:

$$k_c = AT_s^b e^{-E/(RT_s)} \quad (16)$$

and $f(X_C)$ is the correction function which takes into account the development of the specific surface area and the effect of the non-reactive ash surface during the particle combustion. In case of the char particle combustion, $f(X_C)$ is expressed as

$$f(X_C) = (1 - X_C)^q, \quad (17)$$

where $q > 1$ and

$$X_C = \frac{m_{C,0} - m_C(t)}{m_{C,0}} \quad (18)$$

defines the char burnout.

Combining both the surface reaction and the diffusion as one process, i.e. combining the equations (15) and (6) or (13) and respectively taking into account the equimolar and non-equimolar conditions (3) and (10), one gets the overall burning rate of the char particle specified in the following form of the implicit equation:

$$\dot{n}_C'' = k_c f(X_C) \left(C_{O_2, \infty} - \frac{\dot{n}_C''}{\phi k_d} \right)^n, \quad (19)$$

where $\phi = 1$ and $k_d = k_d^{(e)}$ is for the equimolar counterdiffusion or $\phi = 2$ and $k_d = k_d^{(n)}$ is for the non-equimolar counterdiffusion.

3. Description of the mathematical model

The mass conservation law of the char particle is

$$\frac{dm_C(t)}{dt} = -r_C(m_C(t), T_p(t)) \quad (20)$$

with the initial condition:

$$m_C(t=0) = m_{C,0} = f_{C,0} \cdot m_{p,0} = f_{C,0} \cdot \rho_{p,0} \cdot \frac{\pi}{6} d_p^3. \quad (21)$$

The char particle is composed of char carbon which is consumed during combustion and ash of which mass, m_A , is constant. The particle mass, $m_p(t)$, is then calculated as:

$$m_p(t) = m_C(t) + m_A = m_C(t) + m_{p,0}(1 - f_{C,0}). \quad (22)$$

The combustion rate r_C , defined as

$$r_C = \pi d_p^2 M_C \dot{n}_C'', \quad (23)$$

where \dot{n}_C'' is the solution of the equation (19), depends on the combustion conditions for which reactions (2) and (9) can proceed at the same time. However, to investigate the influence of the equimolar and non-equimolar diffusion on the combustion, it has been deliberately assumed that the reaction (9) is only valid

and further considered in the present study. Indeed, since the ratio $\text{CO}/\text{CO}_2 > 10$ at the considered process conditions [17,15,16,12], then CO_2 is produced in a small amount which does not influence the process and therefore has been neglected. So, in case of the non-equimolar counterdiffusion model, the nonlinear equation (19) is numerically solved with the correct non-equimolar condition of $\phi = 2$ and $k_d = k_d^{(n)}$.

Next, in case of the equimolar counterdiffusion model, it is assumed that the diffusion conditions are equimolar in the gas phase surrounding the particle, i.e. $\dot{n}_{\text{O}_2}'' = \dot{n}_{\text{CO}}''$ but $\dot{n}_{\text{C}}'' = -2\dot{n}_{\text{O}_2}''$ is still intentionally fulfilled for the surface reaction. The equation (19) is now solved with the following equimolar condition: $\phi = 2$ and $k_d = k_d^{(e)}$. Such a treatment of the process, met in pulverized coal combustion modelling, allows the investigation of the influence of the equimolar and non-equimolar counterdiffusion on the combustion process. In fact, it means that the equivalent solution of both the equation (6), valid only for the equimolar conterdiffusion, and the equation (15) for the surface reaction is considered.

The energy conservation law of the char particle during the surface combustion is defined as follows

$$m_p(t)c_p \frac{dT_p(t)}{dt} = A_p h(T_{f,\infty} - T_p) + A_p \varepsilon_p \sigma (T_{f,\infty}^4 - T_p^4) + r_C(t) \Delta H \quad (24)$$

with the initial condition

$$T_p(t = 0) = T_{p,0} . \quad (25)$$

Apart from the convective and radiation heat transfer, the particle energy equation (24) takes into consideration the energy released by the surface reaction. In general, when the convection energy transfer occurs as well between the solid particle and the gas surrounding, the heat transfer coefficient, h , is evaluated using the correlation of $\text{Nu} = h d_p / k_{f,\infty} = 2 + 0.6 \text{Re}_p^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$.

The equations governing the particle mass and energy have been implemented and numerically solved in MATLAB. For the initial value problem (20) and (24), the ode15s function has been used which is based on a variant of the backward differentiation formulas particularly useful for stiff differential equations [13,14]. At each time step, the fsolve function using the Levenberg-Marquardt algorithm [4,6] has been used to solve the equation (19).

Table 1 presents the parameters used in numerical simulations. The diffusion coefficient, D , is defined as:

$$D(t) = D_0 \left(\frac{T_{f,\infty} + T_p(t)}{2T_0} \right)^{1.75} , \quad (26)$$

where $D_0 = 3.294 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ and $T_0 = 1573 \text{ K}$. The properties of coal presented in Tab. 1 have been taken from the available data and concern general repre-

sentative coal [15,1,7]. The surface temperature T_s has been assumed to be equal to the particle temperature T_p .

Table 1: Parameters used in numerical simulations

property	unit	value	property	unit	value
d_p	μm	160	ΔH	kJ/mol	110.5
$T_{f,\infty}$	K	1373	$f_{C,0}$		0.700
A	$\text{m}/(\text{s}\times\text{K})$	3.50	$\rho_{p,0}$	kg/m^3	1100
E	kJ/mol	90.0	ϵ_p		0.90
n		1.00	c_p	$\text{J}/(\text{kg}\times\text{K})$	1680
b		1.00	$k_{f,\infty}$	$\text{W}/(\text{m}\times\text{K})$	7.90×10^{-2}
q		1.30	Nu		2.0
$y_{\text{O}_2,\infty}$	%	26, 36, 46	Δt	ms	0.10

4. Numerical results and discussion

The description of the combustion process given below and in Fig. 1 shows results for the particle having $d_p = 160 \mu\text{m}$ burnt at $T_{f,\infty} = 1373 \text{ K}$ and $y_{\text{O}_2,\infty} = 36\%$. The course of process is qualitatively similar to other process conditions considered, i.e. additionally $y_{\text{O}_2,\infty} = 26\%$ and 46% (v. Fig. 1). The quantitative differences are merely due to the modified process conditions. The process is shown in terms of the particle burnout X_C , particle temperature T_p , O_2 and CO mole fractions at the particle surface $y_{\text{O}_2,s}$, $y_{\text{CO},s}$ and the coefficient ratio $\kappa^{(p)}$.

Initially, by time $t_1 = 40 \text{ ms}$, the particle is only heated up by its gas surroundings having higher temperature (v. Fig. 1b). At time t_1 , when the particle temperature has reached the value of 1000 K , the reaction (9) starts, $r_C > 0$ (v. Fig. 1e) and $X_C > 0$ (v. Fig. 1a). At the same time, $y_{\text{O}_2,s}$ starts decreasing (v. Fig. 1c) and $y_{\text{CO},s}$ starts increasing (v. Fig. 1d). The heat generated in the reaction allows the heating rate of the particle to maintain constant, $dT_p/dt \sim 1.6 \times 10^4 \text{ K/s}$.

By time $t_2 = 60 \text{ ms}$, the reaction rate r_C is limited by kinetic rate k_c of the heterogeneous reaction (9) since $\kappa = k_d/k_c > 5$ (v. Fig. 1f). The ratio of the mass transfer coefficient and the kinetic rate coefficient

$$\kappa^{(p)} = \frac{k_d^{(p)}}{k_c}, \quad (27)$$

where $p = \{e, n\}$ defines the diffusion type, informs about the limiting process of the reaction rate which is the kinetic rate of the heterogeneous reaction or the diffusion rate of gas reagent towards the particle surface. It has been assumed that the reaction rate of the combustion is limited by:

- the kinetic rate of the heterogeneous reaction when $\kappa > 5$,
- both the kinetic rate of the heterogeneous reaction and the diffusion rate when $0.2 < \kappa < 5$,
- the diffusion rate when $\kappa < 0.2$.

Between t_1 and t_2 , $\kappa^{(e)} = \kappa^{(n)}$ since the reaction (9) is limited by kinetics. The particle burnout, X_C , the particle temperature, T_p , the reaction rate, r_C , and $y_{O_2,s}$ and $y_{CO,s}$ respectively have the same values for both types of diffusion.

Next, for $t > t_2$, the diffusion starts influencing the combustion rate since $\kappa < 5$ (v. Fig. 1f). The mass transfer rate is higher for the equimolar diffusion model, $k_d^{(e)} > k_d^{(n)}$, then the higher mass flux of O_2 reaching and reacting at the particle surface makes $r_C^{(e)} > r_C^{(n)}$ (v. Fig. 1e). This increases the particle temperature for the equimolar diffusion, $T_p^{(e)} > T_p^{(n)}$ (v. Fig. 1b).

For $t > t_3 = 130$ ms, only diffusion impacts the reaction rate since $\kappa < 0.2$. At this time, $y_{O_2,s}^{(n)}$ reaches a minimum of 7.72% (v. Fig. 1c) and $y_{CO,s}^{(e)}$ reaches a maximum of 27.2% (v. Fig. 1d). The combustion process is more intensive and quicker for the equimolar diffusion ($r_C^{(e)} > r_C^{(n)}$) and since

$$\int_0^\infty r_C dt = m_{C,0} = const, \quad (28)$$

then the particle reaches the higher temperature for the equimolar diffusion.

The particle quicker burns itself out and the particle temperature decreases. This fact forms the displacement between all combustion characteristics for the equimolar and non-equimolar diffusion. Finally, for time $t > t_3$ when the reaction rate r_C decreases to zero, $y_{O_2,s}$ increases to $y_{O_2,\infty}$ and T_p reaches $T_{f,\infty}$. The combustion process is finished. Although the combustion process runs relatively fast, the discrepancy between both diffusion types can have a strong influence on the overall combustion process, especially considering the production of environmental pollutants. For instance, the difference is equal 400 K in the particle temperature (v. Fig. 1b) and 17 % in O_2 molar fraction (v. Fig. 1c). Moreover, according to expectations, the increase of the oxygen concentration intensifies the discrepancy between the equimolar and non-equimolar diffusion (v. Fig. 1).

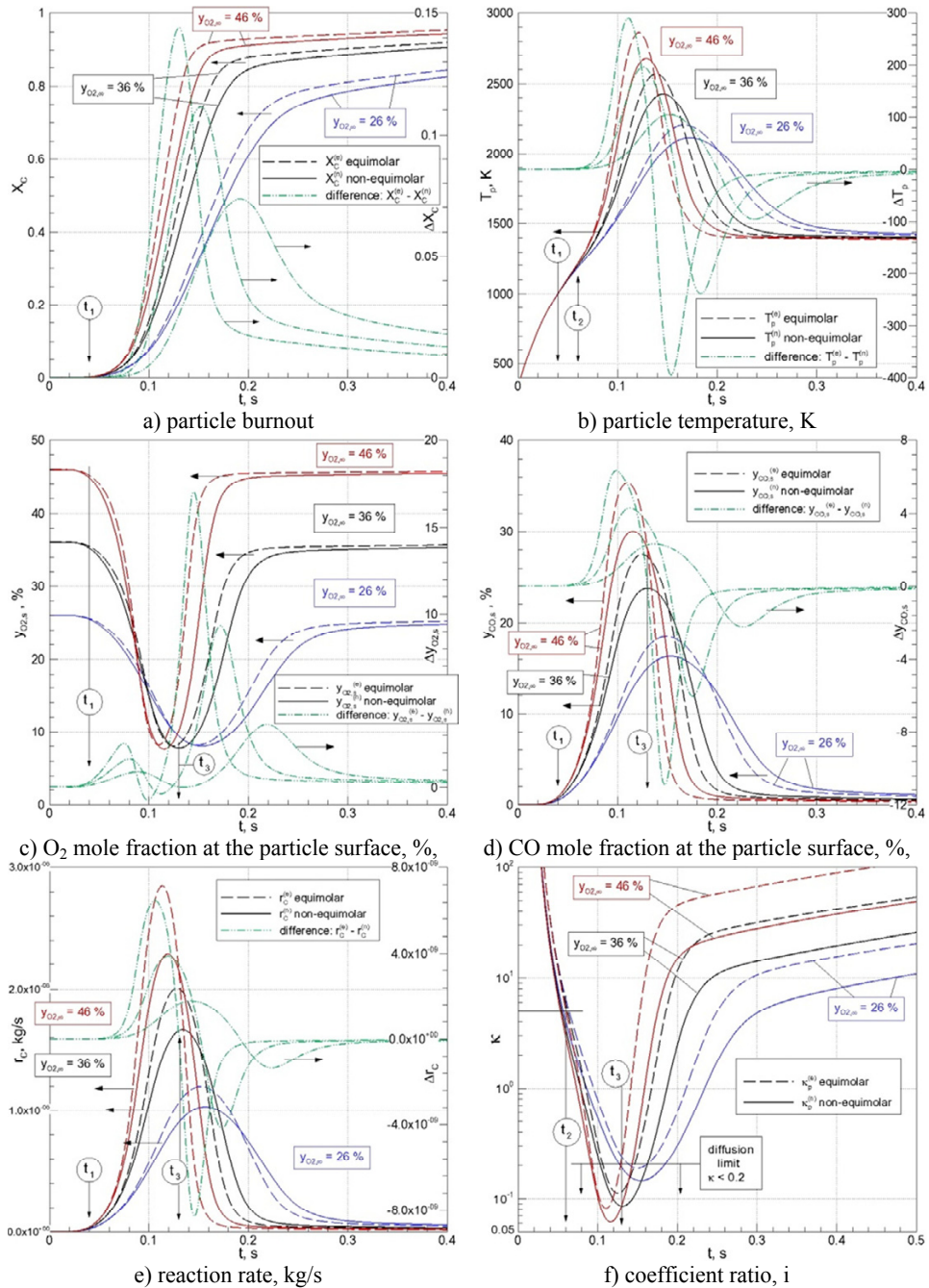


Fig. 1: Selected characteristics of combustion for a coal char particle $d_p = 160 \mu\text{m}$ burnt at $T_{f,\infty} = 1373 \text{ K}$ and varying $y_{O_2,\infty}$ – comparison of the equimolar and non-equimolar diffusion models

5. Concluding remarks

The model for char combustion of single particles including the equimolar and non-equimolar counterdiffusion was considered. Numerical results providing useful insights into the problem show the critical need for taking into account the non-equimolar effects on the combustion. Since the non-equimolar diffusion model takes into account the real diffusion conditions, the numerical results of the non-equimolar diffusion model, e.g. time profiles of particle temperature, concentrations of gas species and char burnout, are close to the real process than the results of the equimolar model. The differences between those two diffusion models are particularly noticeable at the diffusion combustion limit but also when the combustion conditions indicate the kinetic combustion limit, i.e. for small particle diameters.

ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by the National Centre for Research and Development, within the confines of Research and Development Strategic Program *Advanced Technologies for Energy Generation*, project no. 2 *Oxy-combustion technology for PC and FBC boilers with CO₂ capture*. Agreement no. SP/E/2/66420/10. The support is gratefully acknowledged.

References

- [1] Hecht E.S., et al., Effect of CO₂ gasification reaction on oxy-combustion of pulverized coal char, *Proc Comb Inst* 33, 2011, pp. 1699–1706.
- [2] Hurt R.H., Calo J.M., Semi-global intrinsic kinetics for char combustion modeling, *Combust Flame* 125, 2001, pp. 1138–1149.
- [3] Hurt R.H., Haynes B.S., On the origin of power-law kinetics in carbon oxidation, *Proc. Comb Ins.* 30, 2005, pp. 2161–2168.
- [4] Levenberg K., A method for the solution of certain problems in least squares, *Quart. Appl. Math.* 2, 1944, pp. 164–168.
- [5] Lewtak R., Milewska A., Application of different diffusion approaches in oxy-fuel combustion of single coal char particles, *Fuel* 113, 2013, pp. 844–853.
- [6] Marquardt D., An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters, *SIAM J. Appl. Math.*, 11, 1963, pp. 431–441.
- [7] Murphy J.J., Shaddix C.R., Combustion kinetics of coal chars in oxygen-enriched environments, *Combust Flame* 144, 2006, pp. 710–729.
- [8] Newman J., Stefan–Maxwell mass transport, *Chem Eng Sc* 64, (2009), pp. 4796–4803.
- [9] Paterson W.R., Mass transfer to and reaction on a sphere immersed in a stationary or flowing gas, *Chem Eng Sc* 55, 2000, pp. 3567–3570.
- [10] Patisson F., et al., A non-isothermal, non-equimolar transient kinetic model for gas-solid reactions, *Chem Eng Sc* 53, 1998, pp. 697–708.
- [11] Scala F., Calculation of the mass transfer coefficient for the combustion of a carbon particle, *Combust Flame* 157, 2010, pp. 137–142.
- [13] Shaddix C.R., et al.: Numerical assessment of Tognotti determination of CO₂/CO production ratio during char oxidation, *Combust Flame* 160, pp.1827–1834, 2013.

- [14] Shampine L.F., et al., Solving index-1 DAEs in MATLAB and Simulink, *SIAM Review* 41, 1999, pp. 538–552.
- [15] Shampine L.F., Reichelt M.W., The MATLAB ODE Suite, *SIAM Journal on Scientific Computing* 18, 1997, pp. 1–22.
- [16] Smith I.W., The combustion rates of coal chars: A review, *Symposium (Int) on Combustion* 19, 1982, pp. 1045-1065.
- [17] Smoot L.D., Smith P.J., *Coal combustion and gasification*, Plenum Chemical Engineering Series, Springer, 1985.
- [18] Zeng T., Fu W.B., The ratio CO/CO₂ of oxidation on a burning carbon surface, *Combust Flame* 107, 1996, pp. 197–210.

MODELOWANIE MATEMATYCZNE PROCESU INERTYZACJI W SILOSIE Z BIOMASĄ

Paweł Madejski, Marta Czekaj, Karol Witkowski, Henryk Kubiczek

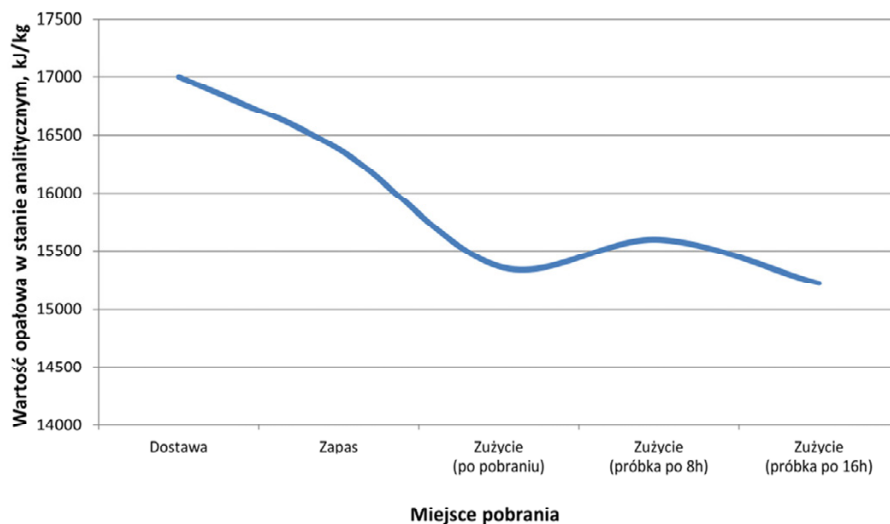
EDF Polska S. A., Badania i Rozwój, ul. Ciepłownicza 1, 31-587 Kraków,
pawel.madejski@edf.pl, marta.czekaj@edf.pl, karol.witkowski@edf.pl, henryk.kubiczek@edf.pl

Praca przedstawia wyniki modelowania numerycznego CFD procesu inertyzacji azotem silosu z biomasą. Na podstawie przeprowadzonych badań wykazano, że podczas składowania zrębek biomasy mokrej, przeznaczonej na cele energetyczne następuje proces pogorszenia parametrów technicznych paliwa, co przekłada się na utratę kaloryczności składowanego paliwa. Jako środek zapobiegawczy tym negatywnym procesom wskazano zastosowanie azotu do wytworzenia atmosfery inertyjnej w silosie. Obliczenia przeprowadzone zostały dla stanów nieustalonych uwzględniając początkowe wypełnienie całego silosu powietrzem. Analizie poddany został wpływ rozmieszczenia wlotów azotu na jego dystrybucję w silosie oraz wpływ ilości podawanego azotu na czas, potrzebny do uzyskania stałego poziomu stężenia azotu w wybranych punktach kontrolnych. Wyniki obliczeń mogą posłużyć, jako wytyczne do projektowania instalacji, w celu zapewnienia optymalnej dystrybucji azotu w całym obszarze oraz do wyznaczenia optymalnej ilości podawanego azotu.

1. Wprowadzenie

Podczas składowania zrębek biomasy mokrej (agrarniej i leśnej) przeznaczonej na cele energetyczne zaobserwowany został postępujący proces pogorszenia parametrów technicznych paliwa, co w konsekwencji przełożyło się na utratę kaloryczności paliwa. Utrata jakości parametrów biomasy została zaobserwowana także podczas składowania paliwa w okresie krótkoterminowym (do kilku dni). W celu oceny tego negatywnego zjawiska przeprowadzono serię badań, podczas których prześledzono zmianę m. in. wartości opałowej, zawartości wilgoci i udziału procentowego popiołu od momentu dostawy do zużycia [2]. Testy miały na celu wskazanie przyczyny degradacji jakościowej biomasy oraz wskazanie miejsca składowania (silos czy plac), w którym następuje

znaczne pogorszenie parametrów biomasy. W oparciu o wyniki stwierdzono, że silos jest kluczowym miejscem, gdzie w ciągu 8 godzin nastąpił spadek wartości opałowej średnio o 1,7 MJ/kg (rys. 1).



Rys. 1. Zmiany wartości opałowej biomasy w stanie analitycznym od momentu dostawy do zużycia

Późniejsze pomiary emisji gazów CO, CO₂, CH₄ oraz tlenu dla dwóch zbiorników biomasy, wskazały na większą aktywność mikrobiologiczną biomasy typu agro oraz na przewagę procesów tlenowych nad beztlenowymi [3, 4, 10]. Wyniki przeprowadzonych badań w postaci zmierzonych maksymalnych i minimalnych stężeń wymienionych gazów przedstawia tabela 1.

Tabela 1. Zmierzone maksymalne i minimalne wartości stężenia gazów dla dwóch analizowanych zbiorników

	Stężenie gazów uzyskane w trakcie pomiarów, %			
	Maksymalne			Minimalne
	CO	CH ₄	CO ₂	O ₂
Zbiornik 1 (biomasa leśna)	$3,76 \cdot 10^{-4}$	$2,57 \cdot 10^{-4}$	0,21	20,87
Zbiornik 2 (biomasa agro)	$3,80 \cdot 10^{-4}$	$2,72 \cdot 10^{-4}$	0,84	20,51

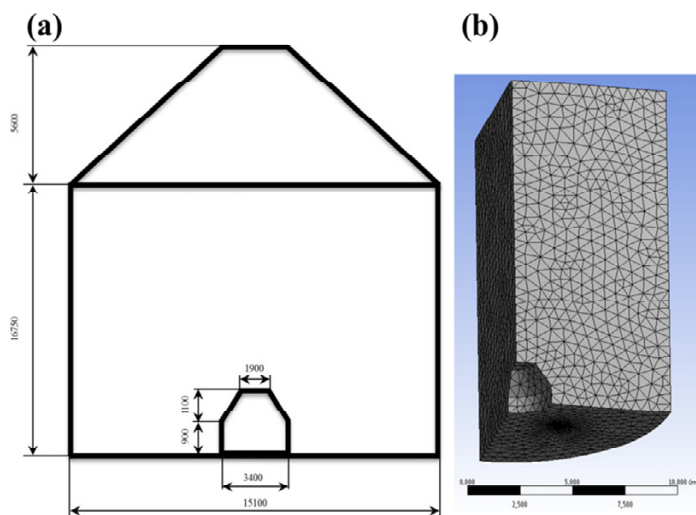
W związku z powyższym wskazano na potrzebę ograniczenia procesów tlenowych w silosie, co możliwe jest przy zastosowaniu atmosfery inertej. W tym celu zaproponowano użycie azotu, który jako gaz inertyjny jest stosowany m.in.

do tworzenia atmosfer ochronnych (ograniczenie ryzyka wybuchowo-pożarowego) [9].

W celu potwierdzenia celowości użycia procesu inertyzacji, w pierwszej kolejności przeprowadzono badania laboratoryjne, gdzie badano wpływ krotności wymiany atmosfery oraz wpływ parametrów (wilgotność, temperatura) na skuteczność prowadzenia procesów inertyzacji. Badania wykazały, że średnia skuteczność ograniczenia procesów tlenowych przy użyciu azotu wynosi 49% dla biomasy typu agro, 34% dla biomasy leśnej oraz że wraz ze wzrostem krotności wymiany atmosfery uzyskuje się wyższą skuteczność. W celu uzyskania podobnych wyników w warunkach rzeczywistych należy zapewnić równomierne rozprzowanie azotu w silosie oraz wskazać najbardziej optymalny sposób wprowadzania tego gazu do zbiornika. W związku z powyższym przeprowadzono symulację procesu inertyzacji z wykorzystaniem modelowania CFD.

2. Model geometryczny silosu z biomasa

W celu zamodelowania zjawiska przepływu azotu przez silos wypełniony biomasa odwzorowana została jego geometria.

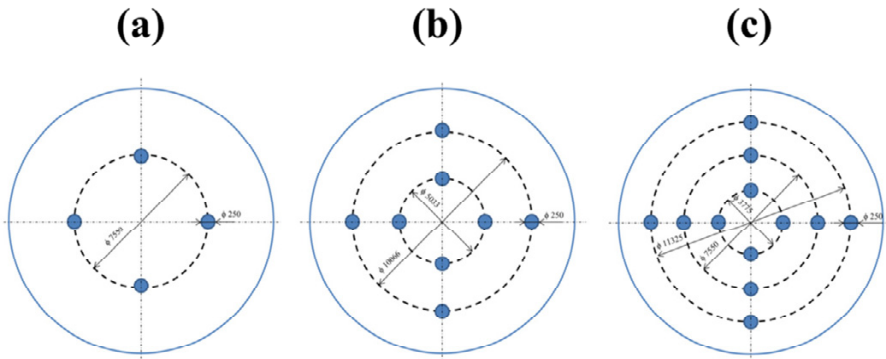


Rys. 2. Schemat geometryczny silosu z zaznaczonymi podstawowymi wymiarami (a) oraz siatka numeryczna modelu 3D po zastosowaniu uproszczeń (b)

Rysunek 2a przedstawia podstawowe wymiary silosu, stosowanego do składowania biomasy zarówno leśnej, jak i typu agro. Wykorzystany w obliczeniach model geometryczny nie uwzględnia przestrzeni wypełnionej powietrzem

w silosie, pryzmy biomasowej oraz w sposób uproszczony odwzorowuje kształt skrzyni wybieraka. Ze względu na symetrię zbiornika wraz z symetrią propozycji rozmieszczenia wlotów azotu, obliczenia zostały przeprowadzone dla $\frac{1}{4}$ modelu geometrycznego (rys. 2b). Na podstawie pomiarów wypełnienia biomasą silosu zebranych w przeciągu jednego roku, uwzględniając stany kiedy kocioł zasilany biomasą pracował powyżej 40% swojej nominalnej wydajności, wysokość składowanej biomasy wynosi 7,2 m.

W przeprowadzonych obliczeniach procesu inertyzacji odwzorowanego silosu przeanalizowane zostały trzy warianty rozmieszczenia wlotów, dla różnych wydajności instalacji podawania azotu. Rysunek 3 przedstawia analizowane sposoby rozmieszczenia wlotów azotu na dnie zbiornika wraz z zaznaczonymi podstawowymi wymiarami.



Rys. 3. Rozmieszczenie wlotów azotu wraz z zaznaczonymi charakterystycznymi wymiarami dla trzech analizowanych przypadków: a) 4 wloty; b) 8 wlotów; c) 12 wlotów

3. Matematyczny model przepływu gazu w silosie

W celu zamodelowania procesu inertyzacji należy odwzorować przepływ azotu przez silos wypełniony biomasą. Składowana biomasa w postaci zrębków tworzy ośrodek porowaty, przez który może przepływać płyn. Możliwe jest przeprowadzanie symulacji przepływu płynu przez ośrodek porowaty, przy dokładnym odwzorowaniu wymiarów geometrycznych analizowanego obszaru [5, 6]. Z uwagi na duże wymiary silosu i przestrzeni zajmowanej przez biomasę, zamodelowanie przepływu gazu przez dokładnie odwzorowaną przestrzeń porową jest jednak bardzo trudne do wykonania. W wykonanym modelu obszar zajmowany przez biomasę został odwzorowany, jako ośrodek porowaty o stałych własnościach (tab. 2), w którym przepływ jest opisany za pomocą prędkości filtracji [1, 8]. Podejście to pozwala na obliczanie spadku ciśnienia w każdej

komórce siatki analizowanego obszaru w oparciu o własności fizyczne ośrodka porowatego.

Dodatkowy człon reprezentujący spadek ciśnienia obliczany jest w każdej komórce w oparciu o prędkość filtracji, lepkość i współczynnik oporów lepkościowych, bazując na równaniu Darcy'ego. Zmodyfikowane równanie Darcy'ego przedstawia się następująco:

$$-\frac{dp}{dl} = \alpha \mu v_f \quad (1)$$

gdzie:

$\alpha = \frac{1}{k}$ – współczynnik oporu, w zakresie prawa Darcy'ego, $1/m^2$

k – przepuszczalność ośrodka porowatego, m^2

μ – lepkość dynamiczna, Pa·s

v_f – prędkość filtracji, m/s

W oparciu o wzór (1) można obliczyć całkowity opór lepkościowy generowany przez materiał porowaty:

$$P_v = \alpha \mu \quad (2)$$

Tabela 2. Własności biomasy i powietrza użyte do obliczeń numerycznych

Nr	Parametr	Jednostka	Wartość
Biomasa			
1	Gęstość, ρ_b	kg/m ³	700
2	Porowatość, ϕ	%	55
3	Średnica zastępcza, d	m	0,01
4	Współczynnik oporu, α	1/m ²	1825695
5	Opór lepkościowy, P_v	(Pa·s)/m ²	30,4
Powietrze			
6	Udział masowy, u_{N_2}	%	76,7
7	Udział masowy, u_{O_2}	%	23,3
8	Współczynnik dyfuzji, a	m ² /s	2,88e-05
9	Lepkość dynamiczna, μ	kg/(m·s)	1,72e-05
10	Masa molowa, M_{N_2}	kg/kmol	28,01
11	Masa molowa, M_{O_2}	kg/kmol	31,99

Najlepszym sposobem na określenie oporów generowanych przez materiały porowate, jest pomiar spadku ciśnienia w kierunku przepływu gazu. Z uwagi na brak danych eksperymentalnych, współczynnik α reprezentujący opory przepływu, wyznaczony został na podstawie empirycznego wzoru Erguna [1, 7, 8]:

$$\alpha = \frac{150(1-\phi)^2}{\phi^3 d^2} \quad (3)$$

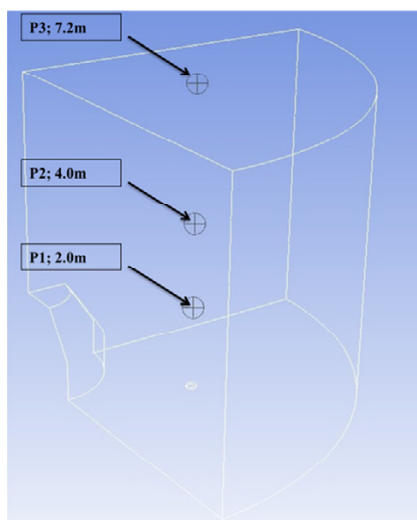
Porowatość materiału oraz jego średnica zastępcza zostały wyznaczone eksperymentalnie. Średnica zastępcza wyznaczona została w taki sposób, aby

objętość zastępczego ziarna była równa zmierzonej średniej objętości cząstek biomasy. Ponadto w modelu założono, że ośrodek porowaty jest izotropowy a przepływ gazu laminarny i izotermiczny, co oznacza, że wymienione w tabeli 2 własności biomasy mają tą samą wartość w całym analizowanym obszarze.

W celu obliczenia czasu potrzebnego do napełnienia zbiornika azotem niezbędne jest przeprowadzanie obliczeń w stanie nieustalonym, uwzględniając warunki początkowe panujące w zbiorniku. W modelu założono początkowe wypełnienie całego silosu powietrzem traktowanym, jako mieszanina tlenu i azotu o odpowiednich udziałach masowych (tab. 2).

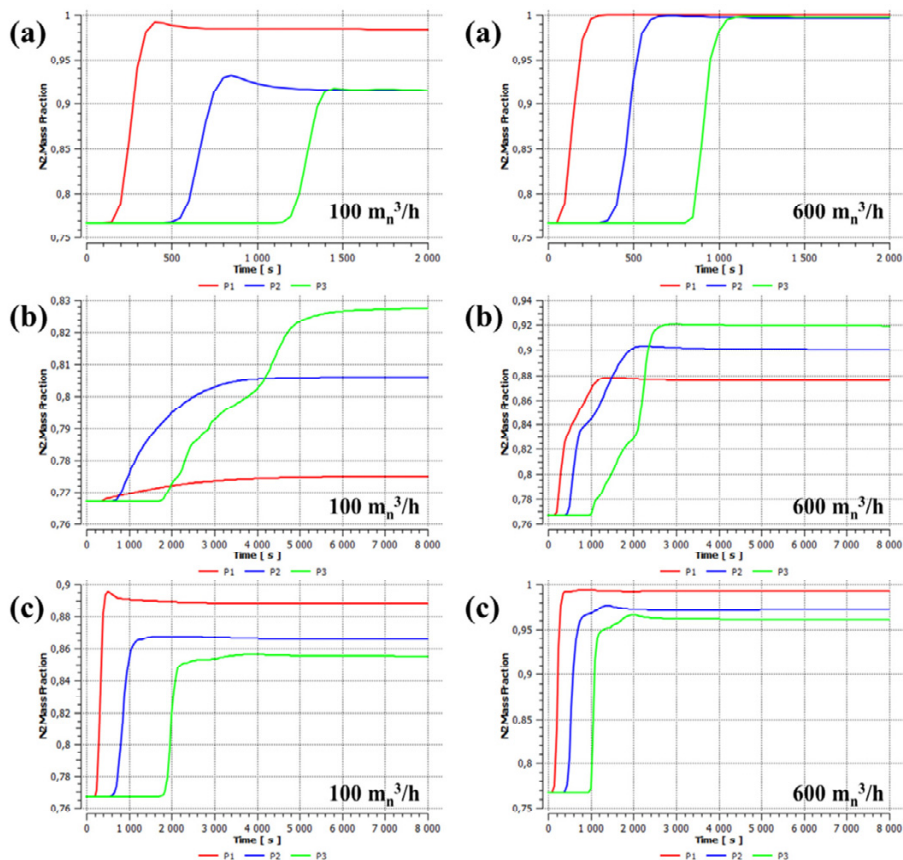
4. Wyniki obliczeń

Obliczenia zostały przeprowadzone dla kilku wartości ilości podawania azotu w zakresie $100 - 600 \text{ m}^3/\text{h}$, dla każdego z przedstawionych wariantów rozmieszczenia wlotów (rys. 3).



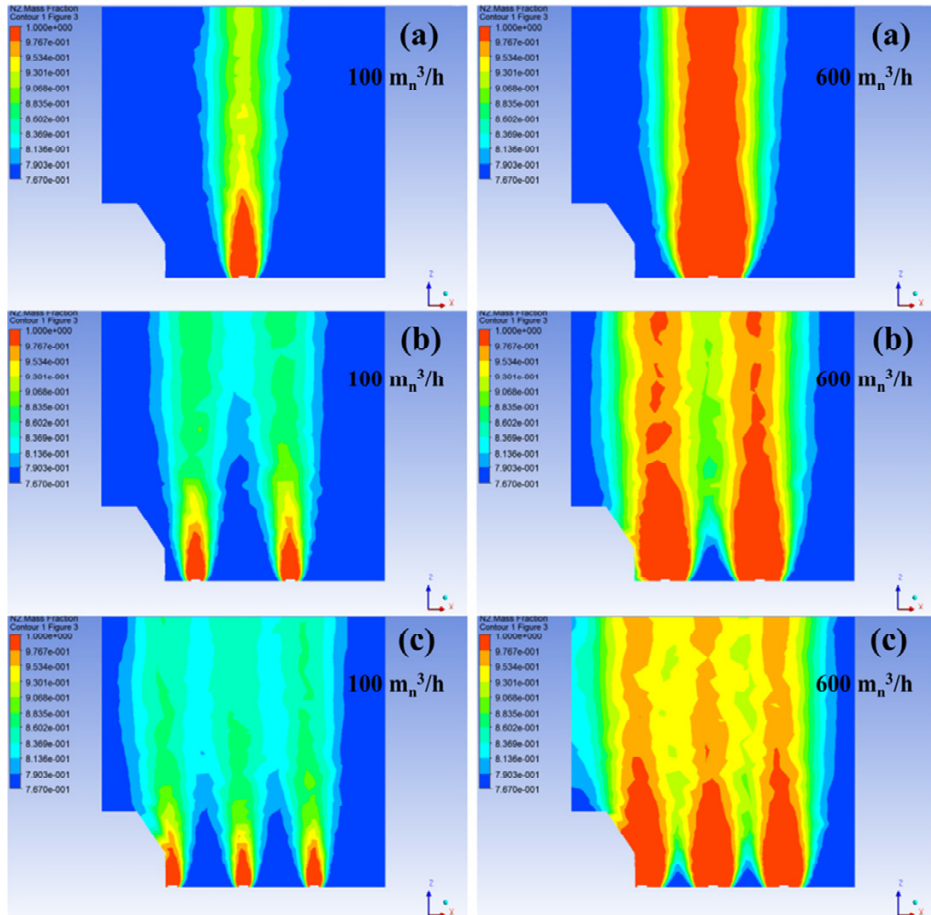
Rys. 4. Punkty kontrolne zlokalizowane w połowie promienia silosu na trzech różnych wysokościach: 2m, 4m i 7,2 m

Wyniki obliczeń przedstawione zostały w postaci rozkładów udziału masowego azotu w wybranych przekrojach. Udział masowy azotu i tlenu był również monitorowany w kilku punktach na różnych wysokościach silosu, zgodnie z rysunkiem 4. Udział masowy azotu mierzony w punktach kontrolnych P1 – P3, dla wartości 100 i $600 \text{ m}^3/\text{h}$, dla trzech wariantów rozmieszczenia wlotów prezentuje rysunek 5.



Rys. 56. Udział masy azotu mierzony w punktach kontrolnych P1, P2 i P3 dla 3 wariantów rozmieszczenia wlotów (a, b, c; rys. 3) i ilości podawanego azotu równego 100 oraz 600 m³

Wyniki przedstawiają widoczny wpływ ilości podawanego azotu na czas potrzebny od ustabilizowania się wartości na stałym poziomie, dla każdego wariantu rozmieszczenia wlotów. Dla punktu P3, uzyskane różnice w czasie potrzebnym do osiągnięcia początku stabilizacji stężenia azotu wynoszą 300s (a), 3500s (b) oraz 1000s (c). Czas potrzebny do rozprowadzenia azotu w zbiorniku może mieć szczególne znaczenie w przypadku, gdy instalacja będzie wykorzystywana, jako system przeciwpożarowy w celu uniknięcia powstania zarzewia ognia. Drugim ważnym elementem poprawnej pracy instalacji jest doprowadzenie do równomiernego i pełnego wypełnienia silosu azotem. Wyniki w postaci rozkładów udziału masy azotu, dla wybranego przekroju przechodzącego przez miejsca zlokalizowania wlotów oraz końcowego czasu symulacji, przedstawione zostały na rysunku 6.



Rys. 6. Rozkład udziału masowego azotu w wybranym przekroju zbiornika dla 3 wariantów rozmieszczenia wlotów (a, b, c; rys. 3) i ilości podawanego azotu równego 100 oraz $600 \text{ m}_n^3/\text{h}$

W przypadku, gdy występuje tylko 1 wlot (a), zwiększanie ilości podawanego azotu nieznacznie poprawia jego dystrybucję w zbiorniku. Azot podawany do silosu przepływa głównie w kierunku pionowym, nie zapewniając dystrybucji w miejscach oddalonych od wlotu. Zdecydowanie lepszą dystrybucję zapewnia większa ilość miejsc podawania azotu.

5. Wnioski

W pracy przeprowadzona została analiza wpływu miejsca podawania oraz ilości azotu na jego dystrybucję w silosie z biomasa. Wyniki obliczeń zostały przedstawione w postaci rozkładu azotu w obszarze zajmowanym przez bioma-

sę oraz w postaci zmiany stężenia azotu w czasie, w wybranych punktach kontrolnych. Uzyskane wyniki wskazują na konieczność stosowania większej liczby miejsc podawania azotu o odpowiednim rozmieszczeniu, w celu przeprowadzenia procesu inertyzacji w całym obszarze biomasy. Zwiększanie ilości podawanego gazu poprawia tylko nieznacznie jego dystrybucję, wpływając głównie na czas potrzebny do uzyskania maksymalnego stężenia w punktach kontrolnych.

Tylko zwiększanie ilości wlotów poprawia dystrybucję azotu w obszarze zajmowanym przez biomasę. Wloty należy rozmieszczać na całej powierzchni dna zbiornika, aby jak najbardziej zintensyfikować proces inertyzacji. Czas, po jakim uzyskujemy stężenie na zadowalającym poziomie decyduje o wymaganym czasie pracy całej instalacji. Z punktu widzenia wykorzystywania instalacji do wyeliminowania ryzyka powstania zarzewia wskazane jest, aby był on jak najkrótszy. Wyniki obliczeń mogą posłużyć, jako wytyczne do projektowania instalacji inertyzacji, w celu zapewnienia optymalnej dystrybucji azotu w całym obszarze oraz do wyznaczenia optymalnej ilości podawanego azotu.

Literatura

- [1] Civan F.: Porous media transport phenomena. John Wiley & Sons Inc., New Jersey, 2011.
- [2] Czekaj M., Madejski P., Kulesz E.: Analiza przyczyn degradacji jakościowej (utruty kaloryczności) biomasy mokrej w EC Czechnica. Opracowania własne EDF Polska S.A., Badania i Rozwój, Kraków 2012.
- [3] Czekaj M., Witkowski K., Madejski P.: Inertyzacja azotem. Zabezpieczanie silosów z biomasą. Opracowania własne EDF Polska S.A., Badania i Rozwój, Kraków 2013.
- [4] Jędrzak A., Haziak K.: Określenie wymagań dla kompostowania i innych metod biologicznego przetwarzania odpadów. Pracowni Badawczo-Projektowe EKOSYSTEM Sp. z o.o., Zielona Góra, 2005.
- [5] Krakowska P., Madejski P., Jarzyna J.: Permeability estimation using CFD modeling in tight Carboniferous sandstone. Baza publikacji EAGE EartDoc, 76th EAGE Conference & Exhibition 2014, 16-19 czerwiec, Amsterdam, Holandia, DOI: 10.3997/2214-4609.20141607, Th P06 05, 1-5.
- [6] Krakowska P., Madejski P., Jarzyna J.: Fluid flow modelling in tight Carboniferous sandstone. Baza publikacji EAGE EartDoc, 75th EAGE Conference & Exhibition incorporating SPE EUROPEC 2013, 10-13 czerwiec, Londyn, Wielka Brytania, DOI: 10.3997/2214-4609.20130692, TuP1611, 1-5.
- [7] Ozgumus T., Mobei M., Ozkol U.: Determination of Kozeny constant based on porosity and pore to throat size ratio in porous medium with rectangular rods. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics Vol. 8, No. 2, pp. 308-318 (2014).
- [8] Peszyńska M., Trykozko A., Sobieski W.: Forchheimer law in computational and experimental studies of flow through porous media at porescale and mesoscale, GAKUTO International Series Mathematical Sciences and Applications, vol. 32, Tokyo 2010, 463-482.
- [9] Zharkov M., Grabarek M., Nawrat M., Sarapata B., Kubiczek H.: Zabezpieczenia przeciwybuchowe - inertyzacja młynów węglowych mgłą wodno-azotową. III Konferencja Naukowo - Techniczna Współczesne Technologie i Urządzenia Energetyczne, Kraków 16 - 18 październik 2013. Maszyny i Urządzenia Energetyczne, Praca zbiorowa (red. S. Łopata, S. Grądział), Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2013.

- [10] Żukowski W.: Badania aktywności biochemicznej biomasy typu agro i leśnej prowadzącej do utraty jej kaloryczności w różnych warunkach przechowywania i określanie czynników przeciwdziałających. Praca wykonana dla EDF Polska S.A., Kraków, 2012.

INTEGRACJA UKŁADÓW TECHNOLOGICZNYCH WYKORZYSTUJĄCYCH ODNAWIALNE ŹRÓDŁA ENERGII O GENERACJI STOCHASTYCZNEJ W SYSTEMIE ELEKTROENERGETYCZNYM

Jacek Malko, Henryk Wojciechowski

Politechnika Wroclawska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław,
jacek.malko@pwr.edu.pl, henryk.wojciechowski@pwr.edu.pl

Liberalizacja, integracja OZE i ewolucja w kierunku wewnętrznego rynku energii elektrycznej są strategicznymi wyzwaniami dla Europy. Niektóre z kluczowych problemów sektora przedstawiono w panelu ekspertów, określając adekwatne działania realizowane w sposób możliwie bezkonfliktowy i skuteczny. Paneliści przedstawili rozwiązania zasadniczych problemów jako swoje osobiste poglądy na teraźniejszość i przyszłość elektroenergetyki Europy. Są to zagadnienia następujące:

- W ubiegłym 30. leciu rządy krajów Unii Europejskiej dokonały deregulacji i sprywatyzowania rynków energii, dokonując rozdzielenia sektorów wytwarzania, przesyłu i dystrybucji. Jakie są dotychczasowe znaczące sukcesy i wyzwania tego procesu?
- Jak ewolucja niemieckiego rynku energii będzie wpływać na inne rynki europejskie i jakie można już dziś wysnuwać wnioski?
- W jaki sposób przedsiębiorstwom energetycznym można skompensować obowiązek pokrywania przez nie podstawy wykresu obciążenia, niezbędnej w pracy systemu – np. czy idea subsydiowania mocy zainstalowanej jest pomysłem do zaakceptowania?
- Jakie są kluczowe wyzwania w realizacji większej skali powiązań i co jest ważniejsze: niezależność energetyczna czy unifikacja?
- Podczas gdy niepewność na rynku nie jest zjawiskiem nowym, to jakie jest niebezpieczeństwo działań zbyt szybkich w warunkach nieprzygotowanego systemu?
- Skąd powinny pochodzić fundusze dla inwestowania w europejski sektor energii elektrycznej (np. z funduszy emerytalnych)?
- Jaką rolę odgrywać winny rządy (i w jakim wymiarze) w zapewnieniu przyszłości przedsiębiorstwom elektroenergetycznym?

1. Wprowadzenie

Obserwowana przyśpieszona penetracja układów technologicznych o stochastycznej generacji (określanych jako „intermittent”) wymusza ze strony systemu elektroenergetycznego działania dostosowawcze, polegające na przekształceniu istniejącego modelu rynku energii elektrycznej. System elektroenergetyczny wymaga większej elastyczności źródeł wytwarzania energii elektrycznej, ale wartość tej cechy z trudem poddaje się weryfikacji ilościowej lub identyfikacji przez mechanizmy rynkowe w oparciu o cele takie jak emisyjność zanieczyszczeń, niezawodność i parametry kosztowe ustalane na mocy decyzji politycznych. Konieczne staje się podejście scenariuszowe, w którym poszczególne scenariusze różnią się strukturą paliw pierwotnych („energy mix”) i technologiami („technology mix”). Zaleca się działanie trójstopniowe, obejmujące opracowanie architektury rynku, modelowanie działań operacyjnych w systemie elektroenergetycznym oraz określenie wartości elastyczności dla różnych scenariuszy wraz z oceną korzyści rozwiązań typu „smart grid” (SG) i „smart power generation” (SPG). Dla przyspieszenia rozwoju technologii „intermittent renewable energy sources” (i-RES) w wielu krajach stworzono mechanizmy zachęt o charakterze rynkowym bądź regulacyjnym i stosowane scentralizowanie lub w sposób zdecentralizowany. Istnieje subtelna gra interesów źródeł i-RES i operatora systemu dystrybucyjnego, prowadząca do podziału ryzyka i odpowiedzialności. Niekiedy w dążeniu do dekarbonizacji gospodarki (a zwłaszcza sektora energetyki) dąży się do nierynkowych rozwiązań, faworyzujących inwestorów przez ograniczenie ponoszonych przez nich ryzyka i nadającym odnawialnym źródłom energii rangę priorytetową. Co więcej, modele prognozujące obciążenie i produkcję energii z układów technologicznych wykorzystujących odnawialne źródła energii znacznie zmniejszają błąd predykcji przy zbliżaniu się do horyzontu czasu rzeczywistego, umożliwiając elastyczne reagowanie na zmienne warunki pracy systemu elektroenergetycznego.

Wymienione ogólne problemy rozwoju i eksploatacji systemu elektroenergetycznego były przedmiotem dyskusji grona specjalistów przed okresową ważną imprezą skupiającą uwagę teoretyków i praktyków sektora.

„Special Preview POWER-GEN Europe 2014”

W przededniu sztandarowej dorocznej imprezy konferencyjno-wystawienniczej (3-5) czerwca 2014 r., Kolonia) redakcja czasopisma z Grupy PennWell – Power Engineering International (PEI) – zorganizowała panel na temat rozbudowy sektora energii w bieżącym stuleciu^{*}. Na panelistów powołano prominentnych specjalistów branży, członków Rady Programowej konferencji POWER – GEN Europe. Byli nimi:

^{*}Editorial: Building a 21st century power sector. Power Engineering International Vol. 21, Iss.5, May 2014

- David Porter (DP) – starszy analityk globalnej firmy doradczej Navigant,
- Simon Hobday (SH) - z firmy doradczej PinsetMasons,
- Tim Vink (TV) - dyrektor Honeywell EMEA,
- Philippe Paelinck (PP) - prezes Alstom,
- Risto Paldanius (RP) – dyrektor Värtisila,
- Franco Rosatelli (FR) – dyrektor ds. technologii Ansaldo Energia,
- Tamer Turner (TT) – prezes Yildirim Energy Holding

Redakcja PEI zasięgnęła opinii tych siedmiu wybitnych specjalistów z branży na temat kluczowych problemów sektora energetycznego na progu 21.stulecia.

1. PEI: W ubiegłym 30.leciu rządy krajów Unii Europejskiej dokonały deregulacji i sprywatyzowania rynków energii, dokonując rozdzielenia sektorów wytwarzania, przesyłu i dystrybucji. Jakie są dotychczasowe znaczące sukcesy i wyzwania tego procesu?

DP: Deregulacja i prywatyzacja zapewniły konkurencyjność w wytwarzaniu energii elektrycznej i jej dostarczaniu oraz wygenerowały wartość dodaną dla płatników podatków, doprowadzając do większej efektywności inwestycji kapitałowych oraz oferując większy wybór oraz niższe ceny hurtowe i detaliczne, jednakże nadal utrzymuje się obawa o transparentność cenotwórstwa oraz – co jest nawet ważniejsze – o zmienność cen, będące powodem troski ze strony konsumentów.

SH: Jedną z podstawowych korzyści deregulacji pozostaje zapewnienie transparentności kosztów, zaś liberalizacja i prywatyzacja skupiły uwagę na efektywności finansowej w obszarach konkurencji. Zapewniło to również niższy poziom cen na skutek zwiększonej efektywności.

TV: Największym wyzwaniem stało się zaprojektowanie i wdrożenie właściwego otoczenia regulacyjnego, zapewniającego niezawodność dostaw. Zmienność cen hurtowych oznacza konieczność opracowania nowych, dotychczas nie stosowanych, instrumentów zarządzania ryzykiem. Zapewne najmniejszą uwagę poświęcono roli systemów reagowania strony popytowej (Demand Response – DR). To co zachodzi po konsumenckiej stronie licznika jest równie ważne jak po stronie podażowej.

FR: Liberalizacja europejskich rynków energii oraz rozdzielenie („unbundling”) wytwarzania, przesyłu i dystrybucji w wielu krajach odegrało zasadniczą rolę w zwiększaniu efektywności systemów energetycznych, przynosząc korzyści zarówno odbiorcom przemysłowym jak i komunalnym. Nowi gracze umocnili swą pozycję na rynkach energii, korzystając z wyższej efektywności, większej skłonności do inwestowania oraz większych wartości mocy zainstalowanych w porównaniu z poprzednim modelem monopolistycznym.

PP: Tworzenie jednolitego wewnętrznego rynku energii w UE postępuje we właściwym kierunku. Zgodnie z postanowieniami dyrektywy o liberalizacji energii elektrycznej, zapewniającej ramy polityki energetycznej UE, zasadni-

czym celem jest uzyskanie przez konsumentów korzyści z istnienia wewnętrznego rynku, zarządzanego w sposób skoordynowany; dotyczy to zasad wprowadzenia generacji, wykorzystującej zasoby odnawialne (OZE) oraz rozwoju infrastruktury sieciowej. Rynkowy system energetyczny Europy również dąży do wprowadzenia zróżnicowanych rodzajów technologii wytwórczych oraz do optymalizacji kosztów, związanych z zarządzaniem, utrzymywaniem i rozwojem sieci.

RP: W ostatniej dekadzie nastąpiły zasadnicze zmiany w elektroenergetyce europejskiej w rezultacie udanego promowania OZE. Jednakże wywołało to również nieporządne efekty towarzyszące. Jednym z nich jest to, że klasyczne dobro użyteczności publicznej – energia elektryczna – przekształciła się w wysoce zmienny produkt rynkowy, dla którego niekoniecznie doszukiwać się można jednoznacznych powiązań kosztów i zysków. Stabilna stopa wzrostu oraz wypłaszczone krzywe relacji cenowych odeszły już w niebyt. Także inwestowanie w infrastrukturę podstawową, taką jak moce wytwórcze, mają okres realizacji rzędu 20 lat, są z trudem akceptowane przez sektor bankowy, dla którego horyzontem planowania jest raczej (1 – 2) lat. Rodzi to troskę o bezpieczeństwo dostaw, zarówno w perspektywie planowania krótkoterminowego (kiedy to istotnym czynnikiem jest nieciągły - „intermittent” - charakter generacji OZE) jak i w perspektywie dłuższej, dla której problemem jest wystarczalność mocy zainstalowanej.

TT: Rynek mocy wytwórczych wzrastał wraz z procesem prywatyzacji, tak więc model rynkowy uzyskał tu sukces. Jednak w całkowicie zderegulowanej strukturze nie jest to już prawdziwe ani też nie istnieje pełna polityczna niezależność urzędów regulacji rynku energii. Opinia publiczna i systemy subsydiowania umożliwiły stworzenie rynku OZE, ale jest on zasadniczo wspomagany przez taryfy (stanowione przez regulatora). Największym wyzwaniem dla modelu OZE jest pełna liberalizacja rynku.

2. PEI: Jak ewolucja niemieckiego rynku energii będzie wpływać na inne rynki europejskie i jakie można już dziś wysnuwać wnioski?

SH: Z punktu widzenia niemieckiego systemu energii elektrycznej sytuacja jest następująca: wielka liczba farm wiatrowych rozlokowana jest na wybrzeżu Morza Północnego, powodując problemy z wyprowadzeniem mocy przez sieć w korytarzach przesyłowych. Problemy te wynikają z trybu pracy turbin wiatrowych - gdy zmieniają się w krótkich okresach parametry wiatru w północnej części kraju, to koncentracja źródeł wytwórczych utrudnia sterowanie poziomami napięć i obniża poziom stabilności sieci, co prowadzi do wahań cen. Dla silniejszych powiązań europejskiego rynku energii takie wahania nie tylko naruszają warunki pracy niemieckiego rynku mocy, ale też oddziałują na systemy krajów sąsiednich, gdyż ceny energii są ze sobą powiązane, a przepływy mocy ingerują w pracę systemów ościennych i połączonych rynków.

DP: Niemiecka „Energiewende”, jak wiele innych decyzji politycznych w obszarze energii pociąga za sobą niepożądane skutki. Rezygnacja z energetyki jądrowej oraz znaczne wartości mocy w technologiach OZE klasy „intermittent” doprowadziły Niemcy do konieczności powrotu do technologii węglowych dla zapewnienia bezpieczeństwa dostaw energii. Doświadczenia niemieckie wykazały dobitnie, że preferowanie OZE, silnie zależnych od czynników pogodowych, zmusza do rozbudowy źródeł, dostępnych „na żądanie” i niezbędnych w warunkach losowej niedostępności zasobów wiatrowych lub solarnych. Inną nauką z lekcji niemieckiej jest stwierdzenie, że problemem jest inwestowanie w moce wytwórcze w warunkach wzrastającego poziomu źródeł „intermittent”, zapewnianych przez OZE. Gdy nieosiągalne jest magazynowanie energii na znaczącą skalę, to im większy jest udział źródeł o stochastycznie zmiennej generacji, tym większa musi być moc rezerwowa. Zakwestionowana została rola rynku „wyłącznie energii”, gdyż duża liczba przedsiębiorstw elektroenergetycznych argumentuje, iż nie są one w stanie utrzymać w gotowości mocy „na żądanie” lub inwestować w nowe jednostki, jeżeli tak nieprzewidywalne są warunki pracy i przychody.

TV: Potencjalnie oczekiwać można, że Niemcy staną się importerem netto energii elektrycznej. Będzie to zatem wymagać dodatkowych inwestycji w infrastrukturze transportu i przesyłu. Innym problemem jest to, że podniesienie cen energii może obniżyć konkurencyjność niemieckiej gospodarki. Wynikającym z polityki energetycznej „Energiewende” wnioskiem jest konieczność umocnienia wewnętrznego rynku w specyficznym obszarze energii elektrycznej.

3. PEI: W jaki sposób przedsiębiorstwom energetycznym można skompensować obowiązek pokrywania przez nie podstawy wykresu obciążenia, niezbędnej w pracy systemu – np. czy idea subsydiowania mocy zainstalowanej jest pomysłem do zaakceptowania?

TT: Subsydiowanie mocy jest dobrym pomysłem, zapewniając zwrot z inwestycji i utrzymanie miejsc pracy. Jednakże uważam, że subsydiować należy technologie wytwórcze, młodsze niż 30 lat. Starsze elektrownie winny być trwale wycofane, gdyż wykonały już swoje zadanie, przypisane efektywnym jednostkom.

RP: Jak już wspomniano występują dwa wyzwania, odniesione do bezpieczeństwa zasilania. Musimy wprowadzić rozróżnienie pomiędzy mocą zainstalowaną, która oznacza wystarczalność długoterminową, a zdolnością wytwórczą, pokrywającą krótkoterminowe zapotrzebowanie na elastyczność w systemie. Podejście rynkowe, wynagradzające dostawców elastyczności i promujące bilansowanie we własnym zakresie może stworzyć zachęty do inwestowania w moce elastyczne. Dostawcy elastyczności mogą również oferować moce rezerwowe.

PP: Dla zapewnienia stabilności sieci na przyszłościowych rynkach energii źródła winny uczestniczyć w zapewnieniu bezpieczeństwa tak jak operatorzy technologii wykorzystujących paliwa kopalne uczestniczą w działaniach dla ochrony klimatu. Można to uzyskać przez technologie OZE, zwiększające ogólną efektywność i oferowanie wraz ze stabilnymi formami generacji – szczególnie w połączeniu z efektywną generacją na paliwach kopalnych. Rynek może również wyceniać koszty zwiększonej nieciągłości generacji. Jednakże przykład niemiecki wykazał, że zachęcanie do OZE może być nadmierne i odstraszać inwestorów. Należy starannie rozpatrzyć zasady funkcjonowania rynku wewnętrznego, zwłaszcza w kontekście braku przyrostu zapotrzebowania lub nawet jego spadku. Tak zwany rynek mocy zainstalowanych jest jednym z wielu potencjalnych rozwiązań tego problemu, ale działania w tym zakresie wymagają starannej koordynacji na poziomie UE dla uniknięcia dalszego nadmiernego komplikowania, potencjalnie potęgującego i tak istniejące problemy.

4. PEI: Jakie są kluczowe wyzwania w realizacji większej skali powiązań i co jest ważniejsze: niezależność energetyczna czy unifikacja?

DP: Możliwe jest uzyskanie znacznie większego stopnia fizykalnego powiązania sieci elektroenergetycznych krajów stowarzyszonych bez ingerowania w obszar ich unifikacji politycznej. Nawet w regionach, w których państwa narodowe nie tworzą związków politycznych, wydaje się prawdopodobne, że większy stopień powiązań infrastrukturalnych jest pożądanym. Powiązanie zwiększa odporność na zakłócenia, a dywersyfikacja źródeł energii jest zgodna z celami bezpieczeństwa narodowego. UE stwierdza potrzebę rozbudowy połączeń transgranicznych w ramach jednolitego rynku energii elektrycznej, wprowadzając system wspomagania finansowego.

SH: Hasło powiązań wzajemnych rozpląwa się w mnogości różnych celów. Jednym z nich jest połączenie fizykalne; jeżeli dążeniem jest rynek, obejmujący obszary o luźnych połączeniach wewnętrznych, to nie można wymuszać fizykalnych przepływów w reakcji na rynkowy sygnał cenowy w szerokim obszarze. Innym problemem jest fakt, że różnice prawne i regulacje tworzą bariery w rodzaju standardów technicznych. Bariery mogą być również skutkiem lokalnych interesów od politycznych i regulacyjnych po komercyjne. Takie problemy wpływają na zachowanie zarówno indywidualnych odbiorców jak i przedsiębiorstw sektora, a stąd też oddziałują na same rynki. W tych warunkach powiązania wzajemne, niezależność energetyczna lub unifikacja sprowadzają się do tego samego pytania: gdzie jest linia graniczna pomiędzy powiązaniem a niezależnością? Jednocześnie każda odpowiedź jest uzależniona od warunków zarówno politycznych jak i ekonomicznych i obejmuje także bezpieczeństwo dostaw.

5. PEI: Podczas gdy niepewność na rynku nie jest zjawiskiem nowym, to jakie jest niebezpieczeństwo działań zbyt szybkich w warunkach nieprzygotowanego systemu?

TT: Wierzę, że jest to rzeczywisty problem. Bardziej odpowiednia jest tu ewolucja, nie zaś rewolucja, zwłaszcza że lepiej dziś rozpoznajemy typy zagadnień do rozwiązania. Twórcy polityki energetycznej muszą być bardziej realistami w zakresie technologii, ekonomiki i stosunków społecznych na rozważanych rynkach, biorąc pod uwagę zdolność do absorbowania zachodzącym przemian.

RP: Podstawą jest zasadnicze ustrukturyzowanie każdego z rynków. Struktura musi być klarownie zdefiniowana przed tym, jak oczekiwani gracze rynkowi będą zdolni do uporania się z zachodzącymi zmianami. Rynek nie jest jeszcze przygotowany do warunków, narzuconych przez silną penetrację odnawialnych zasobów energetycznych (OZE), gdyż obecne ramy funkcjonowania sektora nie są zdolne do sprostania nowym potrzebom systemu energetycznego. Podczas gdy postępy we wdrożeniu OZE są wielkim sukcesem, legislacja w tym zakresie nie została odpowiednio przygotowana do nowych uwarunkowań. Obecnie pilną potrzebą jest funkcjonowanie systemu z uwzględnieniem zwiększonej roli OZE, w szczególności klasy „intermittent”.

PP: Z pewnością wyzwania muszą być właściwie adresowane; przykładowo konkurencyjność sektora elektroenergetyki, ograniczenie emisji do środowiska i bezpieczeństwo energetyczne wymagają działań szczególnie pilnych. Nie dysponujemy jeszcze pełnym instrumentarium dla stworzenia systemu zachęt, już niezbędnych dla pobudzenia inwestycji.

SH: Niepewność rynkowa jest cechą europejskiego sektora energii elektrycznej od czasu, gdy sektor ten podlega prywatyzacji. Jednakże znacząca niepewność polityczna jest dla przemysłu energetycznego zjawiskiem względnie nowym. Prowadzi to nie tylko do większego stopnia zniechęcenia do inwestowania, ale powoduje też szereg problemów odnośnie do ryzyka politycznego, niedocenionego dotychczas przez wielu szefów sektora jako niezbyt prawdopodobnego w Europie. Coraz więcej banków zgłasza obecnie zastrzeżenia co do podstaw rynkowych, generujących model inwestowania, a zatem i do wyboru inwestycji opłacalnych. Całe dotychczasowe rozumowanie musi ulec zmianie, gdyż niepewność polityczna zmienia zachowania i dynamikę przemysłu elektroenergetycznego w okresach rządu (5÷6) lat. Przykładowo subsydia mogą być wprowadzane, zwiększone, redukowane lub nawet poniechane bez należytych ostrzeżeń. Mogą występować także liczne i często niezapowiedziane zmiany z polityce odnośnie do typu i sposobu wprowadzania zachęt do aktywności generacyjnej. Tak więc gdy znana jest ocena niepewności rynku i rynki są przygotowane do działań dostosowawczych do przewidywanych zmian, to podczas kilku ostatnich lat nastąpiły warunki niepewności politycznej i ram legislacyjnych, w których działają przedsiębiorstwa energetyczne. Gracze rynkowi w

wielu przypadkach nie znają warunków, w których prowadzić mają działania, gdyż zmiany zachodzą z dnia na dzień, przy czym model biznesowy inwestowania jest mało wiarygodny. Prowadzi to do oczekiwanego w tych warunkach wycofania się z inwestycji.

TV: Nie wierzę, że problemem jest tempo zachodzących zmian, lecz raczej jest nim błędny kierunek tych zmian. Kluczowym wyzwaniem dla akcjonariuszy jest stabilny długoterminowy horyzont planowania - *może i musi* on być ustalony. Dobrym punktem wyjścia może być dokument Komisji Europejskiej o wewnętrznym rynku i wsparciu publicznym.

DP: Należy rozróżnić pomiędzy dwoma rodzajami zmian: ewolucyjnych (które zachodzą w sposób zróżnicowany bez względu na politykę) oraz transformacyjnych (pobudzających politykę dla spowodowania działań dla spełnienia wymagań zewnętrznych (np. zobowiązanie do redukcji emisji). Realia działań zależą od szybkości uzyskanych efektów, które wynikać mają z prowadzonych zmian. Jest to przypisane polityce rządu, która wynikać ma z założonych zmian. Jest to przypisane polityce rządu, który winien równoważyć czynniki takie jak bezpieczeństwo, dekarbonizacja i wystarczalność z ryzykiem, efektywnością dostaw oraz optymalizacją ekonomiczną.

6. PEI: Skąd powinny pochodzić fundusze dla inwestowania w europejski sektor energii elektrycznej (np. z funduszy emerytalnych)?

TT: Jestem przekonany, że rozwiązaniem jedynym jest ustanowienie „centralnego rynku infrastruktury sieciowej”, co pozwoli przewyciężyć problemy integracji źródeł „intermittent”, w rodzaju wiatrowych i solarnych. Przekonaliśmy się już, że to działa w pewnych częściowo zliberalizowanych rynkach energii (takich jak np. Turcja), ale w których sieć przesyłowa nie jest sprywatyzowana i pozostaje pod kontrolą rządów. Na rynkach bardziej liberalnych podsektor przesyłu traktowany jako solidna inwestycja („kotwica”) dla inwestorów w rodzaju funduszy emerytalnych, gdyż ze względów technicznych sieć przesyłowa działa na zasadzie monopolu i przez to stanowi względnie pewną dziedziną inwestowania o długim okresie zwrotu.

PP: Europejski rynek energii elektrycznej jest hamowany przez wiele problemów, dotyczących regulacji, skalowalności oraz powtarzalności rozwiązań. Inwestowanie w nową infrastrukturę sieciową wymaga nowych modeli biznesowych, definiowanych na zasadzie projektów demonstracyjnych i pilotowych, ze szczególnym uwzględnieniem problemów systemów odpowiedzi strony popytowej (DR), magazynowania energii oraz sterowania dystrybucją.

RP: Dla przesyłania energii elektrycznej do obszarów, w których jej wartość jest wysoka, wymagana jest dobrze rozwinięta infrastruktura sieciowa. Rozbudowa jedynie samych linii jest niewystarczająca dla rozwiązania problemów elastyczności i wystarczalności generacji. Co więcej, rynki energii, przekazujące sygnały o wartości energii elektrycznej w zróżnicowanej skali czasu (rynek bilansujący krótkoterminowy, rynek spotowy, rynki kontraktów termi-

nowych) będą wytwórcze i sieć. Gdy istnieją mechanizmy zachęcania, reakcja inwestorów jest oczekiwana i zgodna z intencjami regulatora.

7. PE: Jaką rolę odgrywać winny rządy (i w jakim wymiarze) w zapewnieniu przyszłości przedsiębiorstwom elektroenergetycznym?

PP: Pomoc rządów winna polegać na zapewnieniu długoterminowych i stabilnych ram regulacyjnych, tworzących jednolite pole gry dla wszystkich rozwiązań technologicznych w zakresie generacji zdekarbonizowanej. Regulacja musi opierać się na kosztach rzeczywistych i podawać aktualną realizację osiągnięcia celów penetracji OZE, polepszenia efektywności energetycznej i redukcji emisji węglowych. Ponadto politycy muszą zadbać o zrekonstruowanie rynku handlu emisjami (EW-ETS), który obecnie nie zapewnia racjonalnego poziomu cen emisji.

RP: Dla osiągnięcia przyjaznej dla środowiska produkcji energii elektrycznej w ramach UE należy zbudować zróżnicowane mechanizmy, działające na poziomie rządów. Mechanizmy te powinny przeorientować zachowania produkcyjne i konsumpcyjne w kierunku bardziej neutralnych węglowo procesów. Istnieje jednak obawa, że takie działania mogą być traktowane jako ingerowanie w zliberalizowane rynki energii. W modelu idealnym wszystkie technologie wytwórcze winny konkurować na zasadzie ekonomicznego rozdziału obciążeń, ale oczywiście każda z technologii może być zwycięska, jeżeli będą zastosowane stosowne mechanizmy wsparcia. Rządy winny zapewnić ramy rynkowe dla zachęcenia do inwestowania, nieodzownego w celu umożliwienia zarządzania systemem w warunkach znacznego wzrostu udziału odnawialnych źródeł energii (co właśnie wynika z polityki rządowej).

TT: Dzięki demokracji opinia publiczna zyskała możliwość oddziaływania na zmiany polityki energetycznej w okresach (3÷5) lat, podczas gdy okresy spłaty z inwestycji w elektrownie i infrastrukturę sieciową wynoszą (5–15) lat, a czasami nawet dłużej. Niepewność regulacyjna pogarsza klimat do inwestowania.

Tak więc ochronie podlegać powinny jedynie rozwiązania technicznie efektywne oraz przedsiębiorstwa o zdrowym potencjale finansowania.

2. Podsumowanie

Zakres dyskusji panelowej wykracza poza problem sygnalizowany tytułem rozdziału, jednak wyzwanie integracyjne (które doczekało się już czytelnego akronimu „i-RES”) jest dziś i w dającej się przewidzieć przyszłości problemem kluczowym dla elektroenergetyki nie tylko w wymiarze europejskim. Synteza wypowiedzi panelistów jest istotnym wskazaniem drogi ewolucyjnej również w skali globalnej.

ODPORNOŚĆ STALI STOPOWEJ I STOPÓW NIKLU W ŚRODOWISKU IOS W OBECNOŚCI JONÓW RTĘCI

Jan Masalski¹⁾, Izydor Drela¹⁾, Maria Jędrusik²⁾, Bogdan Szczygieł¹⁾

¹⁾ Wydział Chemiczny Politechnika Wrocławska, Wrocław

²⁾ Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska, Wrocław

Podczas spalania węgla następuje uwalnianie zawartej w nim rtęci, która w postaci utlenianej oraz metalicznej przedostaje się do instalacji odsiarczania spalin a następnie w pewnej części również do środowiska. Dla oceny wpływu jonów rtęci znajdujących się w IOS na odporność korozyjną stali 304 oraz stopów 59 i 31 wykonano badania potencjodynamiczne. Badania wykazały, że obydwie stopy niklu wykazują pełną odporność w roztworze symulującym warunki występujące w IOS niezależnie od stężenia jonów rtęci. Stal 304 ulega korozji wżerowej w obecności jonów chlorkowych. Szybkość korozji tej stali ulega ograniczeniu w obecności jonów fluorokowych.

1. Wprowadzenie

W ostatnich latach tematem obecności rtęci w węglu i przedostawaniu się jej podczas spalania do atmosfery zajmowało się wiele jednostek badawczych i naukowych na świecie. Problem emisji rtęci do atmosfery dotyczy w znacznym stopniu energetyki krajowej opartej w przeważającej części na węglu. Rtęć w węglu kamiennym lub brunatnym może występować w postaci minerałów takich jak np. cynober, piryt czy sfaleryt. Zawartość rtęci w węglach polskich ocenia się na 50 - 150 ng/g w węglu kamiennym i od 120 do 370 ng/g w węglu brunatnym [1].

W procesie spalania węgla następuje szereg reakcji chemicznych, które prowadzą do rozkładu związków chemicznych zawierających rtęć. W temperaturze spalania węgla w komorze paleniskowej kotła, Hg występuje w postaci par rtęci metalicznej. Na skutek procesów chemicznych i fizycznych, zachodzących w czasie kiedy spaliny opuszczają kocioł, rtęć może przechodzić w formy utlenione (Hg^{2+}) oraz wiązać się z cząstkami lotnego popiołu (Hg_p). Podział

rtęci pomiędzy różne jej formy występujące w spalinach wychodzących z kotłów węglowych jest mocno zróżnicowany. Zawartość rtęci w odpadach paleniskowych wskazuje, że znajduje się ona głównie w popiele lotnym, a tylko niewielka jej część w żużlu. Z doniesień literaturowych wynika, że wielkość emitowanej rtęci zmieniała się w zakresie od 10 do 90% ilości występującej pierwotnie w węglu. [2-4]. Do atmosfery dostaje się ona w postaci rtęci metalicznej, w postaci łatwo rozpuszczalnych w wodzie związków Hg^{2+} lub zaadsorbowana na cząstkach popiołów lotnych. W Polsce w 2005 roku wartość emisji rtęci do atmosfery szacowano na poziomie 20 Mg/rok. W 2009 roku udział sektora energetycznego w tej emisji oceniano na blisko 60%.

Powodem dużego zróżnicowania w wielkości emisji Hg w elektrowniach są odmienne warunki pracy poszczególnych jednostek kotłowych, w tym: składu węgla, konstrukcji kotła i warunków jego pracy oraz właściwości cząstek lotnego popiołu, które prowadzą do odmiennych mechanizmów reakcji chemicznego przekształcania związków rtęci. Stopień usuwania rtęci zależy głównie od stopnia przejścia rtęci metalicznej do rtęci utlenionej (głównie do $HgCl_2$).

Jak dotąd wśród badaczy brak jest zgodności dotyczącej związku między stopniem uwęglenia spalanej paliwa węglowego a emisją rtęci. Obserwowano jednak, że w kotłach, w których spalano węgle kamienne następowało większe obniżenie emisji rtęci niż w tych, w których spalano węgle brunatne. Może to być wynik dostatecznie dużej zawartości chloru w węglu kamiennym, wystarczającym do utleniania Hg^0 do Hg^{+2} . Rtęć w postaci utlenionej usuwana jest ze spalin zarówno w odpyłaczach suchych, mokrych jak i pół-suchych. Skuteczność usuwania Hg^{2+} w elektrofiltrze wynosi 30-40%, a w instalacji mokrego odsiarczania można osiągnąć wartość 80-90%. Stopień redukcji zawartości rtęci metalicznej w IOS jest obecnie niewielki i zgodnie z danymi literaturowymi udaje się uzyskać 26,6% [5].

Skuteczność usuwania rtęci i jej związków w wyniku adsorpcji na cząstkach niesionego przez spaliny popiołu jest zależna od zawartości niespalonego węgla w popiele. Im gorszy proces spalania, czyli im większa zawartość niespalonego węgla w popiele, tym mniejsza jest emisja rtęci i jej związków [4]. Zawartość rtęci i jej związków w emitowanych spalinach maleje wraz ze wzrostem stężenia sadzy w spalinach. Badania zawartości rtęci w popiele lotnym przed elektrofiltrami wykazały jego dużą pojemność sorpcyjną [6, 7]. Wynika to z dobrze rozwiniętej porowatej powierzchni stanowiącej potencjalny adsorbent dla rtęci, szczególnie w obecności niespalonego węgla [8-9].

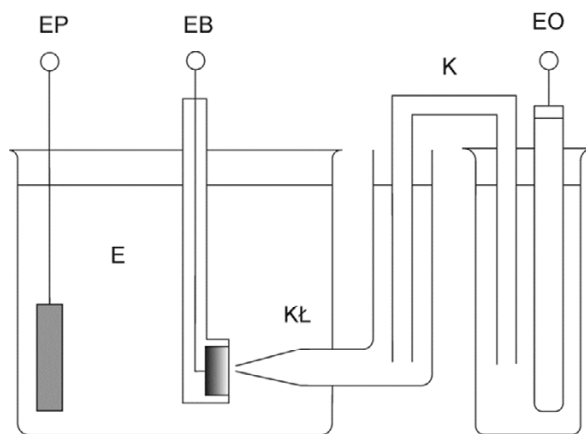
W absorberach instalacji mokrego odsiarczania spalin usuwane są zawarte w spalinach utlenione związki rtęci (głównie $HgCl_2$) przeciętnie w ilości około 70% (rozpuszczalność chlorku rtęci rośnie wraz ze wzrostem temperatury od 36 g/dm³ w 0°C do 4800 g/dm³ w 100 °C). Równocześnie może występować zjawisko reemisji rtęci z absorbentów SO_2 . Zdarzają się przypadki, że prawie

cała zawartość rtęci utlenionej usuwana jest w odpylaczach i do absorbera dociera tylko niesiona przez spaliny rtęć metaliczna [4].

W ramach prowadzonych badań postanowiono za pomocą pomiarów polaryzacyjnych sprawdzić jak obecność rtęci w gazach spalinowych może wpływać na odporność korozyjną stopów niklu i stali wysokostopowej, stosowanych w instalacji odsiarczania spalin.

2. Metodyka i zakres badań

Pomiary stałoprądowe, w tym potencjodynamiczne, pozwalają uzyskać wiele interesujących informacji o odporności korozyjnej materiału w badanym środowisku. Zazwyczaj prowadzi się je w warunkach laboratoryjnych, gdyż w warunkach polowych pojawia się szereg problemów natury technicznej. Badania prowadzono przy użyciu potencjostatu w układzie trójelektrodowym przy zastosowaniu naczynka pomiarowego przedstawionego na rys. 1. Pomiar polegał na otrzymaniu zależności między potencjałem elektrody badanej a gęstością prądu (krzywe polaryzacyjne). Z krzywych polaryzacyjnych wyznacza się wielkości prądów korozyjnych, a co za tym idzie szybkość niszczenia materiału.



Rys. 1. Schemat naczynia elektrochemicznego do badań stałoprądowych. EB – elektroda badana, EP – elektroda pomocnicza, EO – elektroda odniesienia, K – klucz elektrolityczny, E – roztwór elektrolitu, L – kapilara Luggina

Badania potencjodynamiczne wykonano dla próbek ze stopów Alloy31 i Alloy59 oraz dla stali AISI typu 304. Stosowano roztwory kwasu siarkowego(VI) zawierające siarczan(IV) sodu w obecności jonów chlorkowych i fluorokowych. Stężenie kwasu siarkowego(VI) było stałe i wynosiło 1g/dm^3 . Stężenie siarczanu(IV) sodu (a właściwie wodorosiarczanu(IV) sodu, NaHSO_3) wynosiło

1 g/dm³ i 20 g/dm³, stężenie chlorku sodu: 2 g/dm³ i 100 g/dm³, a fluorku 2 g/dm³. Stężenie jonów Hg²⁺ ustalono na: 1 mg/dm³, 2 mg/dm³, 5 mg/dm³ i 10 mg/dm³. Jony rtęci wprowadzano do roztworu w postaci mianowanego roztworu Hg(NO₃)₂. Krzywe polaryzacyjne badanych materiałów uzyskano w dwóch roztworach bazowych:

„A”: kwas siarkowy(VI) z dodatkiem siarczanów(IV) (1 g/dm³), chlorków (2 g/dm³) i przy zmieniającym się stężeniu jonów rtęci(II);

„B”: kwas siarkowy(VI) z dodatkiem siarczanów(IV) (20 g/dm³), chlorków (100 g/dm³), fluorków (2 g/dm³) i przy zmieniającym się stężeniu jonów rtęci(II).

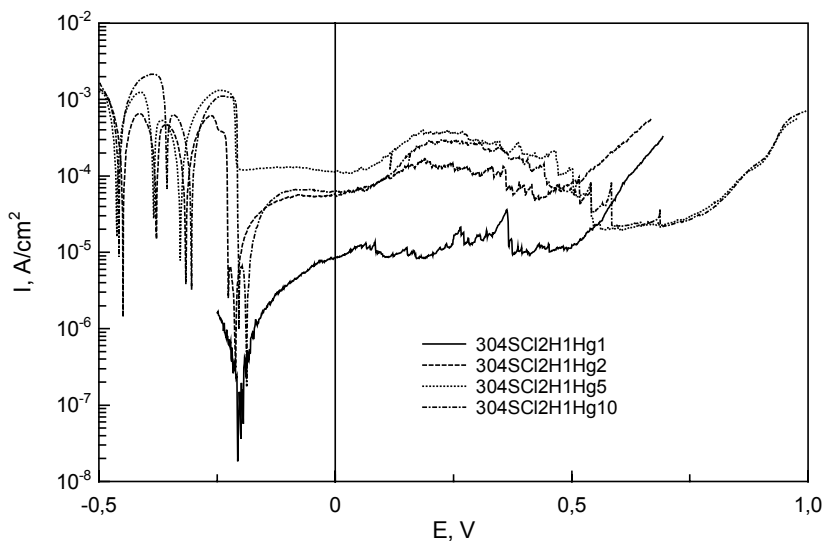
Krzywe polaryzacyjne będące zbiorem danych pomiarowych oznaczano nazwami plików (ciągami liter i cyfr) w następujący sposób: na pierwszym miejscu umieszczano nazwę materiału (304, 31 lub 59), dalej następowała litera S oznaczająca kwas siarkowy, litery H, Cl oraz F i występujące po nich liczby oznaczają: siarczany(IV), chlorki, fluorki i ich stężenia wyrażone w g/dm³. Przykładowo nazwa pliku: 59SCI100H20F2Hg10 informuje, że badany był stop Alloy 59 w kwasie siarkowym(VI) o stężeniu 1 g/dm³ zawierającym 100 g/dm³ chlorku sodu, 20 g/dm³ siarczanu(IV) sodu, 2 g/dm³ fluorku sodu i stężeniu jonów Hg²⁺ 10 mg/dm³. Przed pomiarem próbki były eksponowane 10 minut w roztworze. Potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne rejestrowano poczynając od potencjału -0.5 V (względem nasyconej elektrody kalomelowej) z szybkością zmiany potencjału 1 mV/s.

Badane próbki o powierzchni 1 cm² zalewano w żywicy epoksydowej, wyprawiając przewód elektryczny dla doprowadzenia prądu. Przed przeprowadzeniem pomiaru próbki szlifowano na papierze ściernym o gradacji 400.

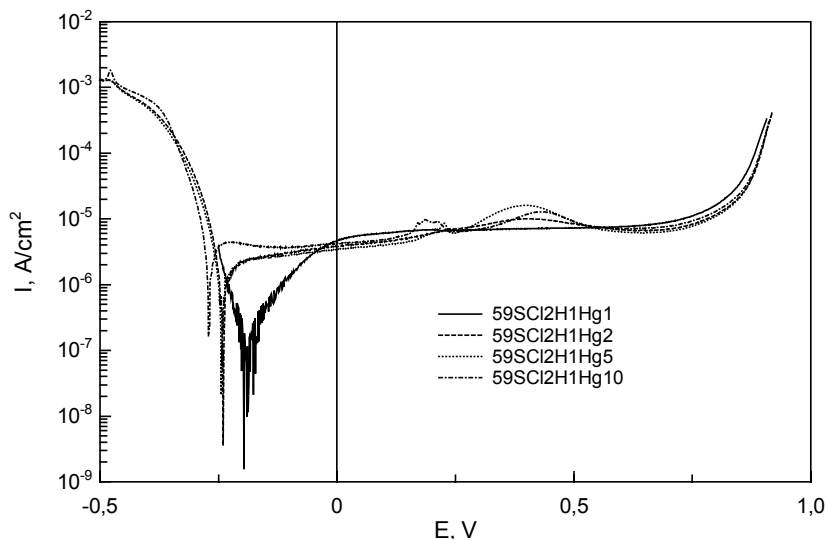
3. Wyniki badań polaryzacyjnych

Na rysunkach 2-9 przedstawiono potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne badanych materiałów w różnych roztworach.

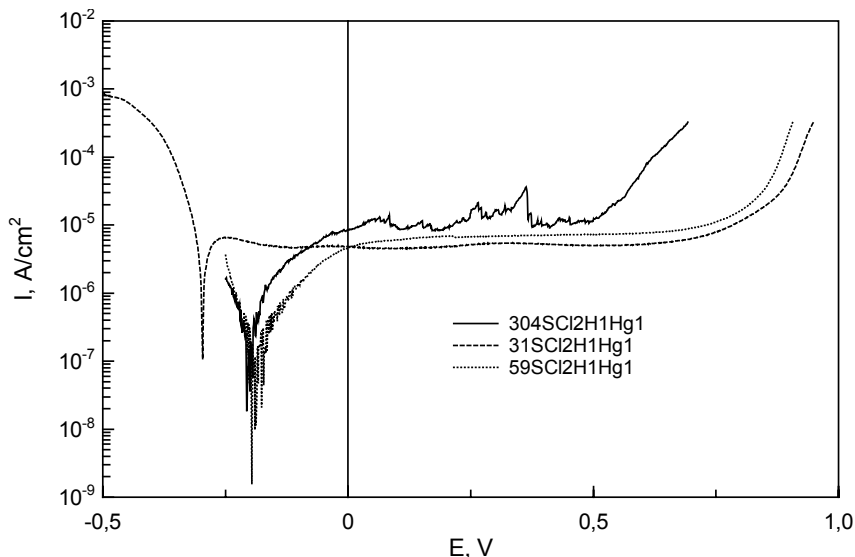
Wzrost stężenia Hg²⁺ powoduje zwiększenie gęstości prądu w obszarze pasywnym – z jednej strony – ale zmniejsza prawdopodobieństwo wystąpienia korozji wżerowej – z drugiej strony. (rys. 2). Stop 59 w roztworze o składzie (g/dm³): 1 H₂SO₄, 1 NaHSO₃, 2 NaCl, oraz od 1 do 10 mg/dm³ Hg²⁺, nie ulega korozji wżerowej. Najmniejszej szybkości korozji należy oczekiwać w roztworze zawierającym 1-2 g/dm³ jonów Hg²⁺ (rys. 3). Podobnie jak stop 59 bardzo dobrą odporność korozyjną w roztworze symulującym środowisko IOS w obecności jonów rtęci wykazuje stop 31.



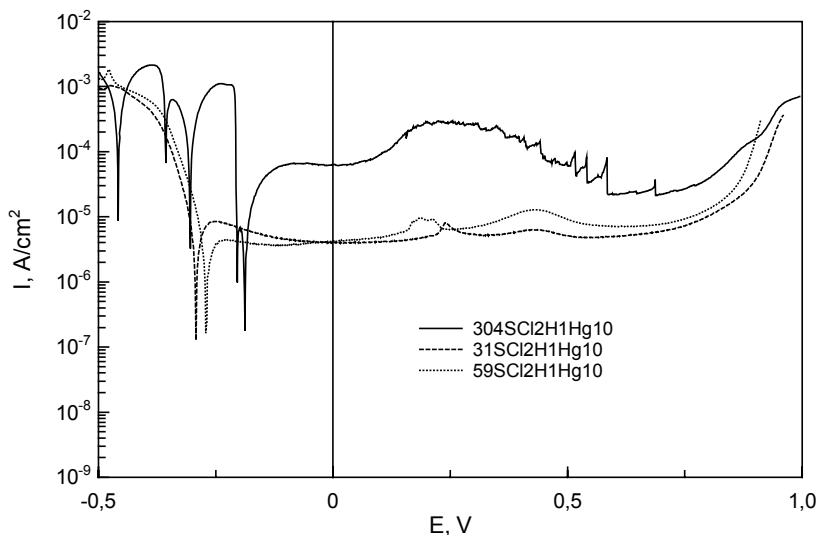
Rys. 2. Wpływ stężenia jonów Hg^{2+} (1 mg/dm³, 2 mg/dm³, 5 mg/dm³ i 10 mg/dm³) na potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne stali 304 w roztworze kwasu siarkowego(VI) (1 g/dm³) zawierającego siarczan(IV) sodu (1 g/dm³) i chlorek sodu (2 g/dm³)



Rys. 3. Wpływ stężenia jonów Hg^{2+} (1 mg/dm³, 2 mg/dm³, 5 mg/dm³ i 10 mg/dm³) na potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne stopu 59 w roztworze kwasu siarkowego(VI) (1 g/dm³) zawierającego siarczan(IV) sodu (1 g/dm³) i chlorek sodu (2 g/dm³)

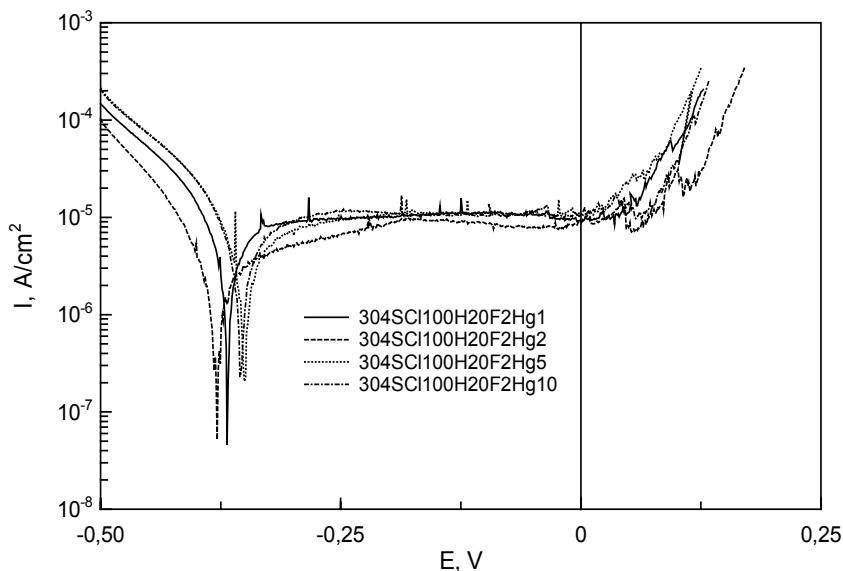


Rys. 4. Potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne badanych materiałów w roztworze kwasu siarkowego(VI) (1 g/dm^3) zawierającego siarczan(IV) sodu (1 g/dm^3), chlorek sodu (2 g/dm^3) i jony Hg^{2+} (1 mg/dm^3)



Rys. 5. Potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne badanych materiałów w roztworze kwasu siarkowego(VI) (1 g/dm^3) zawierającego siarczan(IV) sodu (1 g/dm^3), chlorek sodu (2 g/dm^3) i jony Hg^{2+} (10 mg/dm^3)

W roztworze o składzie (g/dm^3): 1 H_2SO_4 , 1 NaHSO_3 , 2 NaCl , oraz $1 \text{ mg/dm}^3 \text{ Hg}^{2+}$, stal typu 304 ulega korozji wżerowej. Świadczy o tym przebieg krzywej anodowej z krótkim obszarem pasywnym (rys. 4). W roztworze zawierającym $10 \text{ mg/dm}^3 \text{ Hg}^{2+}$ prawdopodobieństwo wystąpienia korozji wżerowej stali typu 304 jest mniejsze niż w roztworze zawierającym 1 mg/dm^3 jonów Hg^{2+} . Gęstości prądów obszarze pasywnym stopów 31 i 59 są kilkunastokrotnie niższe niż stali typu 304 (rys. 5).

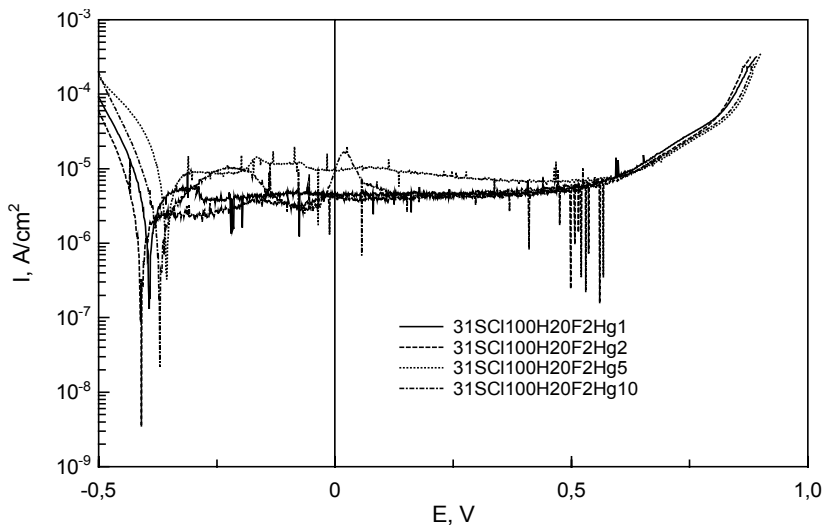


Rys. 6. Wpływ stężenia Hg^{2+} (1 mg/dm^3 , 2 mg/dm^3 , 5 mg/dm^3 i 10 mg/dm^3) na potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne stali 304 w roztworze kwasu siarkowego(VI) (1 g/dm^3) zawierającego siarczan(IV) sodu (20 g/dm^3), chlorek sodu (100 g/dm^3) i fluorek sodu (2 g/dm^3).

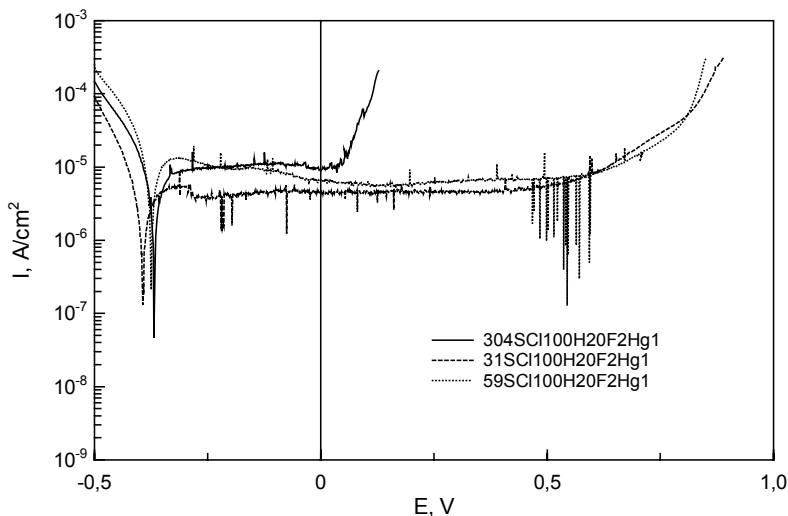
W roztworze o bardzo dużym stężeniu jonów chlorkowych i siarczanych(IV), o składzie (g/dm^3): 1 H_2SO_4 , 20 NaHSO_3 , 100 NaCl i dodatkowo 2 NaF oraz od 1 do $10 \text{ mg/dm}^3 \text{ Hg}^{2+}$, stal typu 304 ulega korozji wżerowej. Stężenie jonów Hg^{2+} nie ma wpływu na korozję wżerową tej stali (rys. 6). W roztworze tym korozji wżerowej nie ulegają natomiast stop 31 (rys. 7) i stop 59 niezależnie od zawartości jonów rtęci. Stężenie jonów Hg^{2+} nie ma większego wpływu na kształt krzywych polaryzacyjnych tych stopów.

W roztworze o składzie (g/dm^3): 1 H_2SO_4 , 20 NaHSO_3 , 100 NaCl , 2 NaF oraz $1 \text{ mg/dm}^3 \text{ Hg}^{2+}$ (niskie stężenie jonów Hg^{2+}) stal typu 304 ulega korozji wżerowej, a stopy 31 i 59 są odporne na ten typ korozji (rys. 8). Przy zwiększeniu stężenia jonów rtęci do 10 mg/dm^3 przebieg krzywych polaryzacyjnych, a

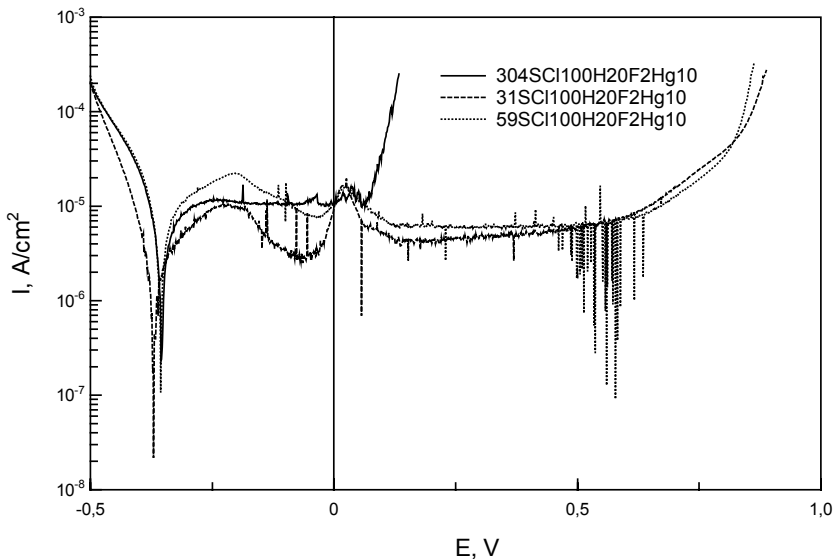
tym samym odporność na korozję wszystkich badanych materiałów nie ulega zmianie (rys. 9).



Rys. 7. Wpływ stężenia Hg^{2+} (1 mg/dm³, 2 mg/dm³, 5 mg/dm³ i 10 mg/dm³) na potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne stali stopu 31 w roztworze kwasu siarkowego(VI) (1 g/dm³) zawierającego siarczan(IV) sodu (20 g/dm³), chlorek sodu (100 g/dm³) i fluorek sodu (2 g/dm³)



Rys. 8. Potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne badanych materiałów w roztworze kwasu siarkowego(VI) (1 g/dm³) zawierającego siarczan(IV) sodu (20 g/dm³), chlorek sodu (100 g/dm³), fluorek sodu (2 g/dm³) i jony Hg^{2+} (1 mg/dm³)



Rys. 9. Potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne badanych materiałów w roztworze kwasu siarkowego(VI) (1 g/dm³) zawierającego siarczan(IV) sodu (20 g/dm³), chlorek sodu (100 g/dm³), fluorek sodu (2 g/dm³) i jony Hg²⁺ (10 mg/dm³)

4. Wnioski

Potencjodynamiczne krzywe polaryzacyjne stali typu 304 w roztworze „A” (H₂SO₄ – 1 g/dm³, NaHSO₃ - 1 g/dm³, NaCl - 2 g/dm³) wykazują różny przebieg w zależności od stężenia jonów Hg(II). Krzywe rejestrowane w pierwszych momentach pomiaru (pomiar rozpoczynano przy potencjale –0.5 V) składają się z na przemian zmieniających się fragmentów anodowych i katodowych. Może to być związane z zachodzeniem reakcji redukcji i utleniania jonów rtęci oraz wynikać z niestabilności roztworu w obecności stali 304 w warunkach niskich potencjałów (od –0,5 do –0,2 V). Takiego zachowania nie obserwuje się na krzywych polaryzacyjnych stopów 31 i 59.

W roztworze „B” (H₂SO₄ – 1 g/dm³, NaHSO₃ - 20 g/dm³, NaCl - 100 g/dm³, NaF – 2 g/dm³) nie pojawiają się na przemian zmieniające się fragmenty anodowe i katodowe krzywych polaryzacyjnych. Przy wielokrotnie większym, w porównaniu do roztworu „A”, stężeniu siarczanu(IV) sodu i chlorku sodu, może to być wynikiem ich ekranującego działania. Z drugiej strony roztwór „B” zawiera dodatkowo jony fluorkowe, o których wiadomo, że wywierają korzystny wpływ na podniesienie odporności stali typu 304 na korozję wżerową. W efekcie stal typu 304 ulega korozji wżerowej z mniejszą szybkością. Przy po-

tencjale ok. 0,1 V obserwuje się gwałtowny wzrost prądu niezależny od stężenia jonów Hg^{2+} .

Stopy 31 i 59 nie ulegają korozji wżerowej w żadnym z roztworów. Jony Hg^{2+} , których stężenie mieści się między 1 mg/dm^3 a 10 mg/dm^3 w roztworach „A” i „B” nie mają widocznego wpływu na kształt krzywych polaryzacyjnych obu badanych stopów niklu.

Literatura

- [1] Wojnar K., Wisz J.: Rtęć w polskiej energetyce. Energetyka, 2006. 2. Sharon Mc Gee: Current status in USA, MEC6-6th Int. Experts Workshop, Lubliana.
- [2] Sharon Mc Gee: Current status in USA, MEC6-6th Int. Experts Workshop, Lubliana, Slovenia, 22-24 April, 2009.
- [3] Gale T., Lani B., Offen G.: Mechanisms governing the fate of mercury in coal-fired power systems, Fuel Proces. Technol., 2008, 89, 139-151.
- [4] Nguyen Y.V., Pessione G.F.: A Three-Year assesment of Mercury mass balance from Lambston's Coal Fired Boilers Equipped with FGD and SCR, Power Plant Air Pollution Control Symposium, Baltimore, August 28-31, 2008.
- [5] Pavlish J. H., et all: Status review of mercury control options for coal-fired power plants, Fuel Proces. Technol., 2003, 82, 89– 165.
- [6] Lee S.J., et all: Speciation and mass distribution of mercury in a bituminous coal-fired power plant, Atmosph. Envir., 2006, 40, 2215-2224.
- [7] Zhang L., et all: Mercury emission from six coal-fired power plants in China, Fuel Proces. Technol., 2008, 89, 1033-1040.
- [8] Wang Y., et all: Experimental study on mercury transformation and removal in coal-fired boiler flue gases, Fuel Proces. Technol. 2009, 90, 643-651.
- [9] Gostomczyk M.A., Jędrusik M.: Doświadczalna instalacja do redukcji emisji SO_2 , NO_x i rtęci ze spalin kotłowych, Archiwum Energetyki, 2008, tom XXXVIII, Nr 2.

DOMESTIC ORC MICRO-CHP COMBINED WITH A COMMERCIAL GAS BOILER

Dariusz Mikielewicz¹, Jan Wajs^{1,2}, Jarosław Mikielewicz², Michał Bajor¹

¹Gdansk University of Technology, Department of Energy and Industrial Apparatus,
ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, e-mail: Dariusz.Mikielewicz@pg.gda.pl

²Institute of Fluid-Flow Machinery PAS, ul. Fiszerza 14, 80-231 Gdańsk

The chapter presents the results of experimental studies conducted during the launch of the first in Poland demonstration prototype of the micro ORC coupled to a domestic gas boiler. The accomplished studies indicated the possibility for the ORC module to work with such boiler (autonomous source of heat) with a prototype single-stage axial micro turbine as the expansion machine. Confirmation of that fact has been delineated in the recorded temperature and pressure in characteristic points of the steam cycle, as well as the rates of heat, turbine power and the power of generated electricity. The prototype of the micro CHP is innovative due to the compactness of the system, mobility and dedicated solutions of heat exchangers such as evaporator and condenser. Domestic gas boiler, fitted with a steam turbine with ethanol as the working fluid, can be called the third generation boiler, where electricity is produced as a byproduct sufficient to cover the needs of the individual household.

1. Introduction

With the increase in demand for various energy carriers, there arises a noticeable trend is the search for new forms of electricity production. In recent years, energy production tends to the distributed energy based on local energy sources and technologies using fossil fuels and renewable energy sources. One way to improve the efficiency in the use of these sources is autonomous energy production in the form of electricity and heat in individual households. Such a solution could also contribute to greater safety in terms of fuel and energy supplies. The fact that the cogeneration ORC technology is promoted by the legislative bodies of the European Union should also be emphasized. This resulted in a record used in the Directive [10]. This is also consistent with the national

strategy of sustainable development [1]. Bearing in mind the continuous technological development, the co-production of electricity and thermal energy in small households becomes possible. Examples of solutions to the aforementioned micro-cogeneration is a gas engine [2], micro-gas turbine [3], fuel cells with efficient electrolysis [4], Stirling engine [5], or a system with the use of organic Rankine cycle (ORC) [6,7,8].

To meet the expectations posed by the energy future of small-scale, authors have attempted to create a prototype unit for the cogeneration of electricity and heat to cover the needs of individual households. The idea of operation of the system is based on the organic Rankine cycle cooperating with a gas boiler with a thermal power of 25 kW as an autonomous source of heat. This chapter provides a summary of the construction and commissioning of the demonstration prototype of micro-CHP. In the opinion of the authors the prototype bears the symptoms of innovation due to the compactness of the unit, its mobility and dedicated solutions of heat exchangers such as evaporator and condenser. The inherent feature of the CHP unit is the fact that due to implementation of ethanol as a working fluid there is no need for additional heat exchanger, namely the regenerator, which must be present in case of using the so called dry fluids, i.e. the fluids exhibiting a positive slope of the vapour saturation line in temperature-entropy coordinates. Such regenerator is used to transfer heat from vapour after the expansion process to preheat the liquid before the boiler. The concept of combining a domestic gas boiler with the ORC module is discussed in detail in [9]. The principle of operation of the system implementing the Organic Rankine cycles does not differ from the fundamental principles of classical steam power plant operating in line with the Clausius-Rankine (CR) sequence of processes, where water is the working fluid. The essential difference in ORC installation is the use of low-boiling substance as working fluid. This allows the use of low temperature energy source for the preparation of the saturated / superheated vapour of working fluid, and the circuit itself is characterized by lower temperatures and pressures. Therefore, from the point of view of the user the ORC technology is safer, especially for use in households.

Practical development of the ORC module in a small scale poses a technological challenge. The main requirements faced by the designers of the prototype version of the domestic micro CHP were:

- Implementation of ORC technology in a substitution of an individual household,
- production of thermal energy for own needs and electricity production associated with it,
- use of a gas boiler as a heat source in the micro heat and power station,
- compactness and mobility of the cogeneration system,
- use of organic working fluid in the vapour system,
- implementation of innovative heat exchangers (evaporator and condenser),

- solving the innovative application of vapor turbine working with ethanol as the working fluid.

2. Description of a prototype domestic CHP

For the prototype of domestic CHP, the ORC system is a kind of the add-on module for a gas boiler DTG X 23 N, which in the commercial version is offered by De Dietrich to the domestic market. This kind of boiler has been modified by the authors to operate with thermal oil as heat carrier and subsequently tested at the high temperatures [11]. The schematic of a laboratory facility is shown in Fig. 1. Axonometric view of the micro demonstration ORC installation with the gas boiler is shown in Fig. 2a. The overall view of the facility is presented in the form of photograph in Fig. 2b.

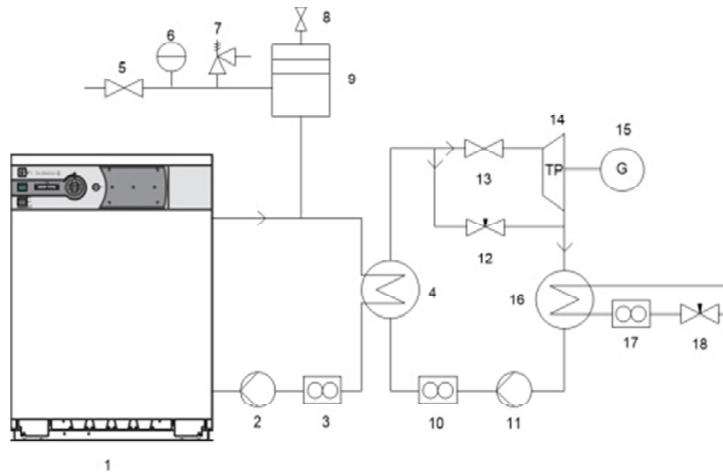


Fig. 1. Schematic of the laboratory installation; 1- gas boiler De Dietrich DTG, 2- oil circulation pump, 3- oil flow meter, 4- evaporator, 5- ball valve, 6- manometer, 7- safety valve, 8- ball valve, 9- compensation vessel, 10- mass flow meter, 11- pump of working fluid, 12- throttle valve, 13- ball valve, 14- expander, 15- alternator, 16- condenser, 17- water meter, 18- throttle valve

Following is a brief description of the principles of operation of the facility - notation used in the description corresponds to the indicators used in Fig. 1. As previously mentioned, an autonomous source of heat for the ORC is the micro gas boiler (1) in which the chemical energy of the fuel (natural gas) is converted into thermal energy received by thermal oil. Oil is an intermediate heat transfer medium circulating in a closed loop between the boiler and evaporator (2) of ORC module with ethyl alcohol as the working fluid. Oil circulation in the loop is ensured by the circulation pump (10) with a maximum capacity

3.5 m³/h and a maximum lifting height of 6 m. Vane flow meter (9) was used to measure the volumetric flow of oil. Circulation of ethyl alcohol in a closed loop of ORC module is provided by a hermetic gear pump with magnetic coupling (7) of a nominal capacity of 431 l/h at a differential pressure of 10.3 bar. The adjustment of the pump's efficiency is carried out by changing the frequency, or by using a manually operated throttle valve - installed in the form of "by-pass". Coriolis mass flow meter (8) with signal converter was used to measure the flow of ethanol. Alcohol passing through the evaporator receives heat energy from the thermal oil and evaporates to reach the state of superheated steam with applied appropriate heat flux. Saturated / superheated steam is ultimately directed to the turbine (3), where it expands and then flows to the condenser (4). During the facility start-up phase the turbine is bypassed by the throttle valve (6) to obtain required vapour parameters. After that the valve is opened. The condenser is cooled by network water. After the condensation process, the ethyl alcohol is routed to the tank (5).

De Dietrich gas boiler DTG X 23 N features the open combustion chamber, electronic ignition with ionisation flame control, atmospheric burner able to burn all kinds of natural gas and liquefied petroleum gas. In addition to the main burner, boiler is also equipped with an ignition burner, which enables "soft" (inexplosive) start of the main burner. The boiler's body is made of thermal shock and corrosion-resistant eutectic cast iron.

During the test phase of the facility the function of the evaporator was performed by the in-house design and manufacture of the shell and tube heat exchanger, with circular minitubes [12]. It is equipped with turbulizing baffles inside the jacket. Heat exchange surface of the heat exchanger is 0.4m². All the components of the heat exchanger were made of stainless austenitic chromium-nickel steel. Connections were made with the use of TIG welding technology. The outer jacket was made of a pipe having an inner diameter of 67 mm and a wall thickness of 3 mm. The jacket's input constitutes a hexagonal arrangement of 103 pipes of the active length of 310 mm, an inner diameter of 2 mm and a wall thickness of 1 mm. Frontal surface of the exchanger, similarly to the input's tube sheets, was made of 5 mm thick sheet metal.

The function of the condenser was performed by a shell and tube heat exchanger with mini tubes - the mirror structure of the evaporator. A view of the installed heat exchanger is shown in Fig. 3. ORC turbine was connected with the condenser by means of a flexible compensator providing the damping in the system.

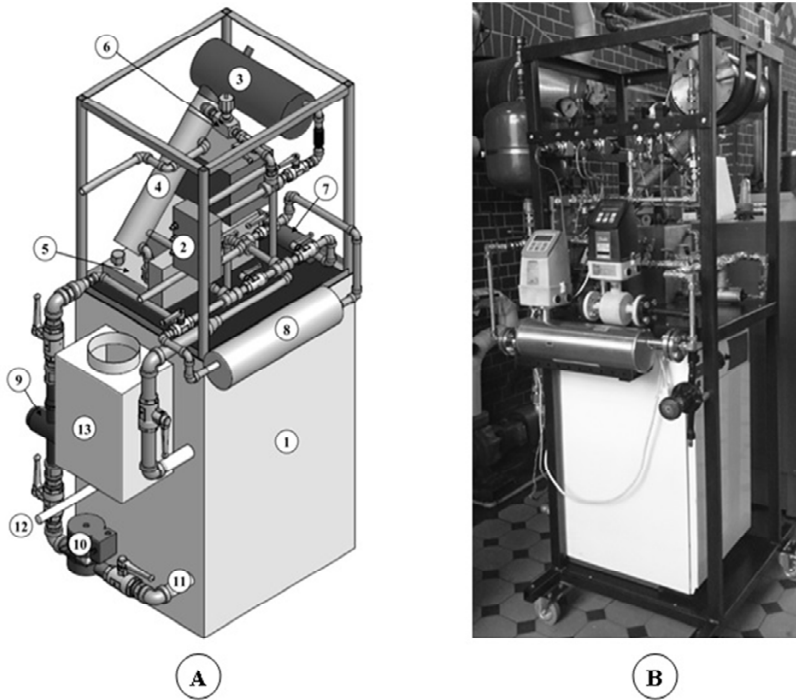


Fig. 2. A micro-CHP – axonometric view: 1- gas boiler, 2- evaporator , 3- turbogenerator, 4- condenser, 5- tank with ethanol, 6- throttle valve, 7- ethanol circulating pump, 8- ethanol flow meter, 9- oil flow meter, 10- oil circulating pump, 11- inlet oil, 12- gas connector, 13- exhaust
B- overview of micro-CHP with gas boiler

Steam microturbine together with power generator (shown in Fig. 3) has been designed and manufactured specifically for the needs of the micro ORC prototype with ethanol as the working fluid. Power generator is built on the turbine shaft, directly behind the low pressure part. Micro axial turbine is equipped with a single stage supersonic turbine (nominal rotor speed up to 30 000 rpm), designed with a specific view to cooperate with the ethyl alcohol vapor. Computational parameters of the thermal alcohol vapors are: steam pressure at the inlet to the turbine 7 bar, vapor pressure of the expansion in turbine 1 bar, mass flow rate of 25 g/s.

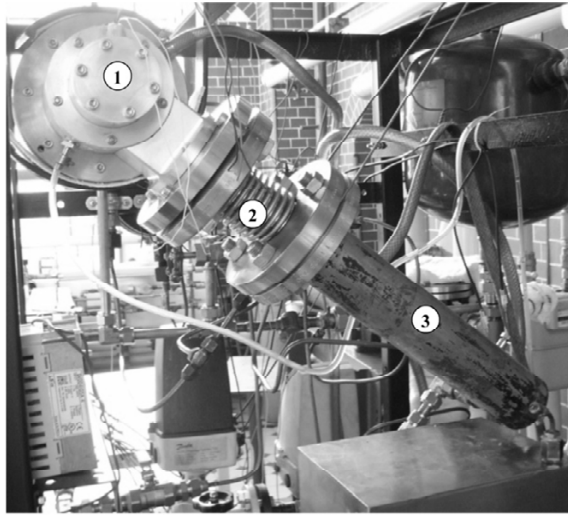


Fig. 3. View of turbine connected with condenser through compensator: 1- turbogenerator, 2- compensator, 3- condenser

3. Experimental analysis

On the basis of own theoretical analysis and experimental studies conducted earlier anhydrous ethyl alcohol was selected as a working fluid for the ORC module [13]. Physical properties necessary for the calculation of the fluid properties, were taken from REFPROP 9.0 [14].

In the first stage of experimental analysis examining the cooperation of a gas boiler with ORC module, supporting the start-up of the demonstrative station, was conducted an analysis of the efficiency of the heat exchangers (evaporator and condenser) module installed in the ORC. In this case, the expansion valve was the element acting as the expander. The results of measurements and calculations for the evaporator are summarized in Table 1 and results for the condenser are summarized in Table 2. In addition to the list of mass flow rate, temperature and pressure, in the tables are also presented heat exchanger efficiency and dryness factor of ethanol (x) at the outlet of the evaporator (Table 1) and in the input to the condenser, ie. after the throttle valve (Table 2).

At this stage of the study it was demonstrated that the adapted boiler can produce saturated steam of ethyl alcohol with a dryness factor close to unity, by the mass flow in the range from 15 to 20 g/s and a pressure in the range $3.6 \div 5.1$ bar, which corresponds to the saturation temperature in the range $115 \div 126$ °C. The results served as a basis to try to start micro CHP together with the

micro-turbine - second stage. All components of the station remaining in high-temperature area were covered with thermal insulation to reduce heat losses.

Table 1. Energy balance for the ORC evaporator

Lp	thermal oil				ethanol				
	\dot{m}_{ol}	t_{in}	t_{out}	\dot{Q}_{ol}	\dot{m}_{et}	t_{in}	t_{out}	P	x
	g/s	°C	°C	kW	g/s	°C	°C	bar	–
1	297	167,0	142,0	17,66	20	42,4	119,0	4,15	0,858
2	267	164,5	138,5	16,41	20	38,1	116,4	3,80	0,835
3	369	159,0	139,0	17,43	20	49,8	116,1	3,86	0,847
4	352	159,0	138,6	16,97	16	53,3	115,1	3,70	0,998
5	287	162,0	137,7	16,47	17	51,7	114,8	3,59	0,974
6	258	165,5	138,2	16,66	18	49,8	115,0	3,65	0,910
7	201	173,5	139,1	16,45	18	50,4	115,0	3,70	0,921
8	171	178,5	140,3	15,81	18	51,3	115,2	3,72	0,884
9	151	183,8	140,9	15,50	18	51,4	114,8	3,63	0,894
10	146	187,4	145,1	14,95	15	50,2	120,6	4,40	0,997
11	141	193,5	149,5	15,14	15	46,6	126,1	5,11	0,998

Measurements of physical quantities obtained during the research of the working ORC module allowed to perform the following calculations: rate of heat received by the working medium (ethanol) in the evaporator (\dot{Q}_{in}), rate of heat in the cooling water in the condenser (\dot{Q}_{out}), theoretical efficiency of implemented thermodynamic cycle (η_t), maximum efficiency, i.e. Carnot cycle efficiency in the min / max working temperature (η_C), and exergy efficiency (η_b). The results of measurements and calculations are summarized in Table 3. The table additionally features mass flow rates of ethanol, temperature, and pressure, exchangers' heat efficiency, and the degree of dryness of ethyl alcohol vapor x at the turbine's exit.

Table 2: Summary of energy balance for the ORC condenser

Lp	ethanol					water			
	\dot{m}_{et}	t_{in}	P	x	t_{out}	\dot{m}_w	t_{in}	t_{out}	\dot{Q}_w
	g/s	°C	Bar	–	°C	g/s	°C	°C	kW
1	20	86,2	1,35	0,846	38,7	100	12,4	52,8	16,98
2	20	85,4	1,33	0,804	39,4	91	12,4	55,0	16,22
3	20	88,6	1,51	0,811	50,4	70	12,8	68,7	16,35
4	16	88,6	1,49	0,985	45,0	70	13,1	66,9	15,80
5	17	88,2	1,49	0,943	44,3	71	13,2	66,2	15,63
6	18	88,2	1,49	0,871	45,9	70	13,5	66,1	15,39
7	18	88,5	1,49	0,899	46,8	70	13,6	67,5	15,76
8	18	88,6	1,51	0,876	46,5	70	13,7	66,7	15,44
9	18	88,4	1,49	0,868	45,5	70	13,7	66,2	15,36
10	15	87,6	1,44	0,981	39,9	70	13,7	63,3	14,58
11	15	87,0	1,42	0,976	40,1	70	13,7	62,5	14,34

Turbine start-up occurred at a certain margin with respect to the design parameters - this concerned both the reduced mass flow of ethanol vapor and the pressure at the inlet to the turbine (Table 3). This kind of procedure was adopted due to the fact of the first start-up (security considerations, bearing testing, as well as the cooperation of the generator with power system), and due to the absence of the automatic control system of the turbine.

Table 3. Measurement and calculations results of ORC module

	\dot{Q}_{in}	\dot{Q}_{out}	N_{el}	\dot{m}_{et}	P_{before} turbine	T_{before} turbine	P_{behind} turbine	x_{behind} turbine	η_t	η_c	η_b
	kW	kW	W	g/s	bar	°C	bar	–	%	%	%
1	21,26	19,63	660	20	5,73	130,4	1,59	0,98	5,45	22,53	24,19
2	21,29	19,19	708	20	5,29	129,6	1,53	0,96	5,73	20,66	27,72
3	21,48	18,84	764	19	6,04	143,2	1,56	0,99	6,20	23,54	33,33

In addition to the thermodynamic analysis of the entire circuit, the performance characteristics of the turbine was also made. Time distributions of alcohol vapor pressure at the inlet (P_0) and the outlet of the turbine (P_2), were also recorded, together with rotor speed (n) and generated output of an electric current (N_e). The outlined characteristics of the generator's load resistance of 115Ω is shown in Fig. 4 (in the dimensional form). In contrast, the characteristics of the turbine generator with a load of 80Ω is shown in Fig. 5.

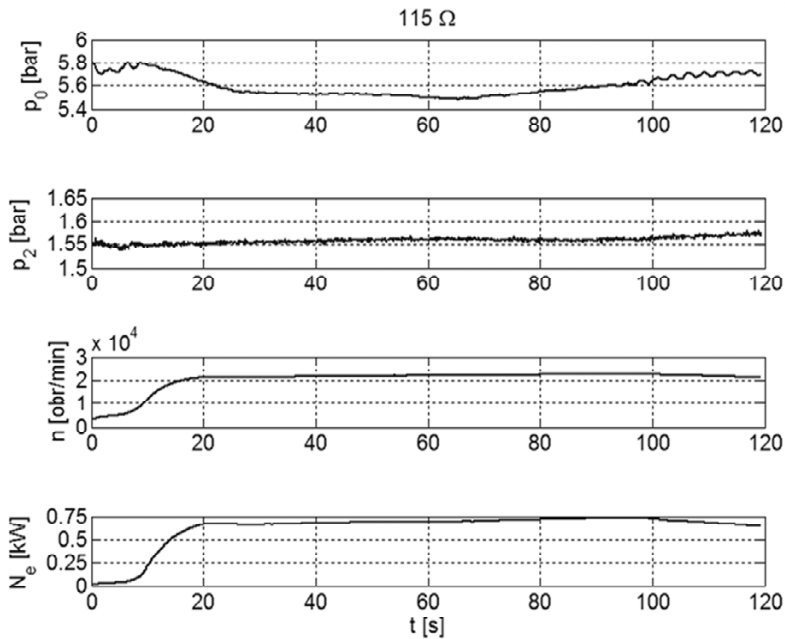


Fig. 4. Characteristics of a micro turbine with a generator's load resistance of 115Ω

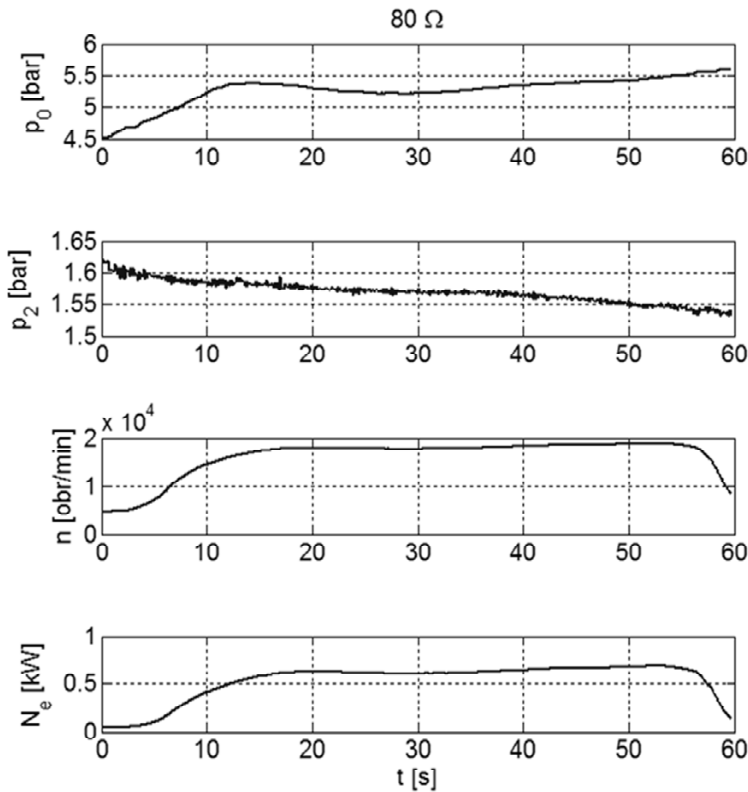


Fig. 5. Characteristics of a micro turbine with a generator's load resistance of 80Ω

4. Conclusions

This chapter presents the first in Poland demonstration prototype of a domestic ORC micro-steam power plant with a gas boiler as an autonomous source of heat. It allows the cogenerative production of thermal energy and electricity in terms of covering the needs for the individual household. The design is innovative due to the compactness, mobility and original solutions of heat exchangers such as evaporator and condenser.

In the course of studies it has been demonstrated that the De Dietrich gas boiler allows to produce superheated steam of ethyl alcohol at a mass flow rate in the range of 20 g/s at a pressure of 6 bar. Obtained thermal parameters of steam allowed to run a prototype micro-turbine and the generation of electricity. Reported maximum generated electrical power is 760 W.

However, it should be emphasized that the study was conducted at the lowered thermal parameters of alcohol vapor with respect to the design assumptions. In the opinion of the authors the De Dietrich gas boiler can work with ORC module in terms of cogeneration.

The proposed solution of combining commercial heat source, which is a gas boiler, with the ORC module can be an interesting alternative for small households. This solution enables simultaneous production of electricity and heat. Thus, any household can become an autonomous unit for electricity generation. It should be noted that the production of electricity in the presented installation is only possible if there is demand for thermal energy. The expected period of work for the installation is mainly the heating season, i.e. the period in which water is prepared for the central heating and for utility purposes. During summer, when a household's need for heat is reduced, it is possible to apply a different renewable energy technologies, such as photovoltaic for the support of ORC module in power generation [15]. The combination of several energy sources allows the user to become independent household on external energy supplies.

ACKNOWLEDGEMENT

The works reported in the chapter have been accomplished partially in the frame of project No POIG.01.01.02-00-016 / 08.

References

- [1] Resolution of the Council of Ministers No. 202/2009 on the Polish energy policy until 2030, (in Polish).
- [2] Muccillo M., Gimelli A.: Experimental development, 1D CFD simulation and energetic analysis of a 15 kw micro-CHP unit based on reciprocating internal combustion engine, *Applied Thermal Engineering*, In print.
- [3] Al-attab K.A., Zainal Z.A.: Performance of a biomass fueled two-stage micro gas turbine (MGT) system with hot air production heat recovery unit, *Applied Thermal Engineering*, 70 (2014), p. 61–70.
- [4] Arsalis A., Nielsen M. P., Koer S. K.: Modeling and parametric study of a 1 kWe HT-PEMFC-based residential micro-CHP system, *International Journal of Hydrogen Energy*, 36 (2011), p. 5010–5020.
- [5] Lia T., Tanga D., Lia Z., Dua J., Zhou T., Jiab Y.: Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system, *Applied Thermal Engineering*, 33-34 (2012), p. 119–123.
- [6] Yagoub W., Doherty P., Riffat S.B.: Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building, *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006), p. 1604–1610.
- [7] Qiu K., Hayden A.C.S.: Integrated thermoelectric and organic Rankine cycles for micro-CHP systems, *Applied Energy*, 97 (2012), p. 667–672.

- [8] Qiu G., Shao Y., Li J., Liu H., Riffat S. B.: Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications, *Fuel*, 96 (2012), p. 374–382.
- [9] Mikielewicz D., Wajs J., Mikielewicz J.: Gas boiler as a heat source for the domestic micro-CHP, *Journal of Power Technologies*, In print.
- [10] Directive of the European Parliament and of the Council (2012/27/UE).
- [11] Mikielewicz D., Wajs J., Bieliński R., Zygmunt J.: Adaptation of a gas boiler to cooperation with thermal oil, IFFM PAS, report, 578 (2011), (in Polish).
- [12] Wajs J., Mikielewicz D.: Mini channel shell and tubes heat exchanger, *Refrigeration & Air-conditioning Engineering*, 6-7 (2010), p 255-259 (in Polish).
- [13] Mikielewicz D., Mikielewicz J.: A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP, *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010), pp. 2357-2362.
- [14] Refprop v. 9.0, National Institute of Standards, 2010.
- [15] Iimuraa K., Yamazaki M., Maeno K.: Results of electrical system and Home Energy Management System for “Omotenashi House” in Solar Decathlon Europe 2012, *Energy and Buildings*, in print.

OPERATION OF THE 900 MW POWER PLANT WITH THE ORC SUPPLIED FROM THREE HEAT SOURCES

Dariusz Mikielewicz ^{**1}, Łukasz Bartela ^{***2}, Paweł Ziółkowski ^{*3},
Jan Wajs ^{**4}, Jarosław Mikielewicz ^{*5}

^{*)}Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences, ul. Fiszerza 14,
PL-80-231 Gdańsk, Poland, ³⁾ e-mail: pziolkowski@imp.gda.pl,

⁵⁾ e-mail: Jaroslaw.Mikielewicz@imp.gda.pl

^{**)} Gdańsk University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering,
ul. Narutowicza 11/12, PL-80-233 Gdańsk, Poland, ¹⁾ e-mail: Dariusz.Mikielewicz@pg.gda.pl,
⁴⁾janwajs@pg.gda.pl

^{***)} Silesian University of Technology, Faculty of Energy and Environmental Engineering, ul.
Konarskiego 20, PL-44-100 Gliwice, ²⁾ e-mail: lukasz.bartela@polsl.pl

The work presented here is aimed at utilisation of waste heat in the reference supercritical power plant in the manner to produce electricity in ORC installation. The waste heat is available in the form of a stream of hot water at 90°C, recovered from the exhaust gases in the amount of 200MW. Such low enthalpy heat source is rather insufficient to produce a good quality vapour to feed the ORC turbine. Therefore an original approach to increase temperature of the vapour of ORC working fluid at the inlet to the turbine has been proposed through the use of heat from the bleed steam from the low-pressure part of the steam turbine of the reference power plant. Additionally the system uses heat from the CO₂ capture installation. Analysis was accomplished using the Aspen Plus numerical code. Investigated were four working fluids such as pentane, ethanol, R236ea and R245fa. All fluids rendered the increase of the unit power and efficiency, however the conclusion is that not always the fluid having highest thermal efficiency is capable of producing the highest power.

1. Introduction

The generation of power using industrial waste heat has been growing in the past years. Due to the increasing energy prices, it is becoming more and more economically profitable to recover even the low grade waste heat. An often used solution is the transformation of waste heat into electricity using the Clausius-Rankine cycle with organic substance as working fluid (ORC). The waste heat

is used to produce vapour that is being expanded in the ORC turbine to generate electricity. A drawback to the use of steam is often the limited temperature level of the waste heat source.

The work presented here is aimed at utilisation of waste heat in the reference supercritical power plant in the manner to produce electricity in ORC installation. Therefore the precondition of the study was to use the waste heat available in the form of a stream of hot water at 90°C, recovered from the exhaust gases. Such low enthalpy heat source is rather insufficient to produce a good quality vapour to feed the ORC turbine. That was the incentive to search for the ways of increasing the temperature of the vapour at ORC turbine inlet. In authors opinion the steam from extraction point fits very well that idea. The advantage here is the fact that the low-temperature cycles better fills the area of wet vapour region in the lower temperature range and brings in such way these cycles closer to the ideal thermodynamical cycle. Secondly, the efficiency of the LP turbine part is much lower with steam as working fluid than the low-boiling point fluid in ORC turbine. It is usually assumed that the efficiency of the last stage of the steam turbine is about 60% while the organic fluid turbine efficiency can be assumed at the level of 85%. In the chapter the steam from two extractions will be used to raise further temperature of the working fluid in ORC installation. It turned out also from previous studies that the amount of heat available in the extracted steam is not sufficient to convert all liquid to vapour [1,2]. Therefore it was decided in the present work to aid the cycle also by heat from the CO₂ capture installation. That is a completely novel solution in the literature. It must also be remembered that the waste water at outlet from the ORC working fluid evaporator could further be used for other purposes for example for preliminary drying of the coal, introducing in such way a cogenerative process and improving further.

This chapter considers a refinement of an original approach to increase temperature of the vapour of ORC working fluid at the inlet to the turbine through the use of heat from the bleed steam from the low-pressure part of the steam turbine of the reference power plant [1]. It is a concept which the authors have not met previously in the literature. There are in the literature solutions regarding the sole use of heat of the bleed steam to drive the operation of the ORC installation. One of the examples is based on the use of the total heat contained in the steam bleed treated as a heat source to the ORC [2]. The authors of that concept show the superiority of such solution over the installation, which does not have integration with the ORC installation. Proposed by the authors concept is improved, because it consists in the fact that apart from the waste heat, here in the form of the stream of hot water, additional heat is used from the bleed is used to enhance parameters of steam in the ORC installation. Use of the steam from the extraction point has an advantage that it can be condensed in the process of heating of ORC working fluid and in such way is better from the

exergy destruction point of view. The objective of the present chapter is analysis of operational and thermodynamic parameters of the 900 MWe supercritical power plant using Aspen Plus code for the reference case without ORC and with consideration of the proposed modifications. The aim is to utilize available capacity of 200 MWt of waste heat flux in the form of hot water with temperature of 90 °C by incorporation of ORC into the system. Considered were six potential working fluids, namely propane, isobutene, pentane, ethanol, R236ea and R245fa with respect to obtain highest output and efficiency of the cycle.

2. The model

The concept of using heat from the steam extraction is assumed to heat-up the working fluid in the ORC plant in two stages. In the present study it was assumed that temperature of working fluid vapour before the ORC turbine will be 85 °C. That is the highest level of temperature that can be obtained when using the stream of hot water with temperature of 90 °C. In the calculations it is assumed that the water leaving the waste heat exchanger has temperature of 50 °C. As will turn out later it is not possible to transfer the entire waste heat to the working fluid in ORC. That is due to the fact that the underlying idea of the heat transfer is based on the fact that waste heat is merely used for heating the working fluid to temperature of 85 °C, whereas the remaining part will be extra heated by condensing steam from the extraction points and heat from cooling of compressors in the CO₂ capture system. Remaining part of the waste heat is used for preheating of the feedwater, Fig. 1. Initially it was thought that we can vary the amount of steam from extraction point. The exact amount of steam to be used for that purpose depends on the type of the working fluid in ORC installation. There must be obeyed the condition that the working fluid in ORC installation can be heated by the source, which at all conditions exceeds the minimum temperature difference ΔT_{\min} , so called “pinch point temperature difference” between the hot fluid and working fluid [3]. The remaining heat comes from the steam, which is first desuperheated, then condensed and subsequently sub-cooled. Such arrangement assures a correct cooperation of the heat sources with the ORC installation.

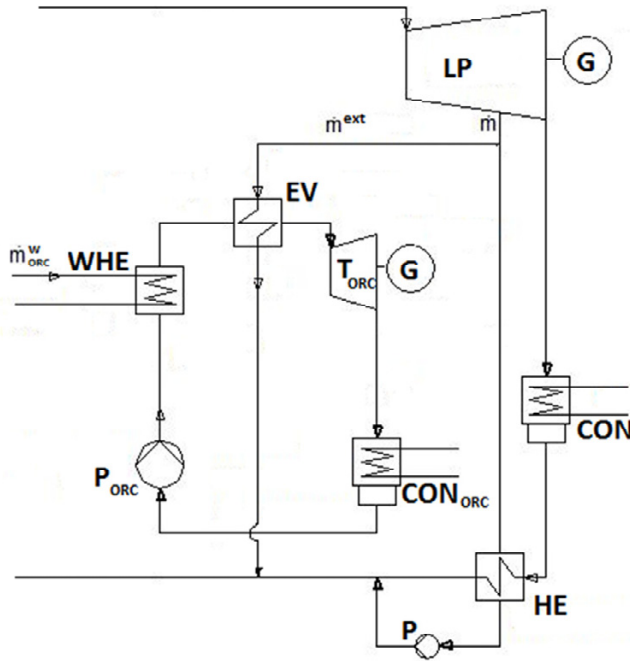


Fig. 1. Schematic of the concept of heat supply to ORC installation with use water with temperature 90°C as well as use of LP extraction of steam, where: LP -low pressure part of steam turbine, HE - regenerative heat exchangers, P – pump of water, G – generator, CON – condenser of water steam, EV – evaporator, WHE - waste heat exchangers with use water with temperature 90°C , T_{ORC} – turbine of organic fluid, P_{ORC} – pump of organic fluid, CON_{ORC} – condenser of organic fluid vapour [1]

As mentioned earlier in the considered case there is the rate of hot water for disposal having temperature of $t_h^w = 90^{\circ}\text{C}$ in the amount of 200 MWt recovered in the economiser E (Fig. 2). The rate of heat in water is used firstly in ORC (WHE), but the remaining part of heat is directed for regeneration in low-pressure heat exchangers (HE1) to increase the temperature of feed water in the reference cycle. The later is reduced due to the fact that steam from extraction points is used for heating the ORC and not the feedwater, as it should. From authors earlier studies [4] it resulted that not the whole heat can be used in the ORC, as the assumption is such heat must be cooled to 50°C . It stems from the accomplished calculations that the maximum rate of waste heat which can be recovered in HE1 is $\dot{Q}_{\text{HE1}}^w = 89,4 \text{ MWt}$ reaching the temperature of condensate equal 87°C . It ought to be added that the pinch temperature there is $\Delta T_{\text{HE1}} = 3 \text{ K}$. In order to increase the amount of used waste heat the heat from CO_2 capture

installation is considered this time. ORC installation with connections to steam bleeds and CO₂ recovery system is shown also in Figure 2.

The hybrid system consisting of the plant and ORC is connected through the heat exchanger where the stream of water from the exhaust gases having temperature $t_h^w = 90$ °C initially heats the ORC working fluid. Subsequently the heat from the CO₂ capture is used, followed by final heating from the extraction steam. In the considered case therefore the following rates of heat are used:

1. Steam bleeds, where steam has the following parameters: temperature $t_1^{extr} = 227$ °C, pressure $p_1^{extr} = 2.469$ bar, maximal rate of bleed steam $\dot{m}_1^{extr} = 23.0$ kg/s. The condensation temperature at pressure p_1 is 127 °C. Such temperature level allows for reaching temperature of ORC working fluid before turbine equal to $t_{T,ORC} = 122$ °C. The bleed point allows for the rate of heat of $\dot{Q}_{ORC,1}^s = 55.1$ MWt,
2. Steam bleeds, where steam has the following parameters: temperature $t_2^{extr} = 135.7$ °C, pressure $p_2^{extr} = 0.910$ bar, maximal rate of bleed steam $\dot{m}_2^{extr} = 18,78$ kg/s. The condensation temperature at pressure p_2 is 96.8 °C. Such temperature level allows for reaching temperature of ORC working fluid before turbine equal to $t_{T,ORC} = 91.8$ °C. The bleed point allows for the rate of heat of $\dot{Q}_{ORC,2}^s = 44.1$ MWt,
3. Water heated in the system of heat recovery from exhaust gases to temperature $t_h^w = 90$ °C transferring heat to the ORC fluid and low-pressure regeneration; water reduces its temperature to $t_c^w = 50$ °C,
4. Utilised is the heat from compressor cooling in the carbon dioxide capture system (AB). The operational parameters have been assumed from [5] at the assumption that the fluid is cooled down to temperature of 90 °C.

In calculations of ORC it has been assumed that the internal efficiencies of turbine and pump are $\eta_{iT} = 0.9$ and $\eta_{iP} = 0.85$ respectively as well as assumed was $\Delta T = 5$ K in the heat exchanger where heat transfer between the low-boiling point fluid and the heating fluid, water/steam, takes place. A subcritical cycle has been assumed. Additionally, it has been assumed that the boiling temperature is $t_{T,ORC} = 85$ °C. The condensation pressure in ORC has been assumed at the same level as in the case of the reference cycle and is $t_{con} = 32.8$ °C. As mentioned earlier is has been set that water from the recovery of heat from exhaust gases having temperature $t_h^w = 90$ °C transfers heat to the ORC working fluid and low-pressure regeneration, so in effect the temperature of that water is $t_c^w = 50$ °C. The mass flow rate of water \dot{m}^w is a resultant value, dependent upon

the used rate of waste heat. Schematic of the plant with respective elements has been presented in Fig. 2.

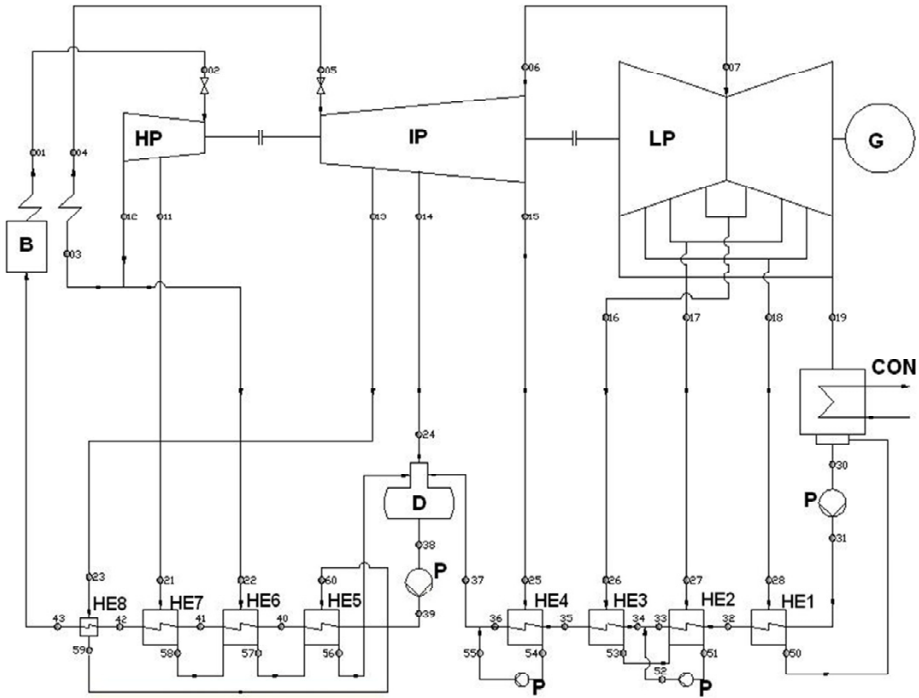


Fig. 2. Schematic of the supercritical plant, where: B – boiler, HP, IP, LP – high pressure part, intermediate pressure part and low pressure part respectively, D – deaerator, HE1-HE4 – low-pressure regenerative heat exchangers, HE5-HE7 – high-pressure regenerative heat exchangers, HE8 – steam cooler, P – pump, G – generator, CON – condenser [6]

2.1. CO₂ capture system

The system consists of such elements as exhaust gases from AB cooler, condenser of CO₂ separation installation, intersection CO₂ cooler No. 1 and No. 2. Such a system AB can be coupled to EVAB (vapour generator using the heat from the CO₂ capture installation) or directly and hence can be the one system (AB=EVAB – which has been assumed in calculations) or can be connected by a system of pipelines, see Fig. 3.

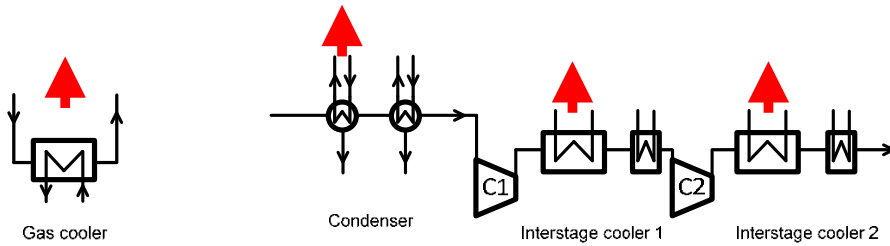


Fig. 3. System of heat recovery from the carbon dioxide capture installation (AB) [34]

Following the recommendation from [5] it has been assumed that the entire waste heat from the exhaust gases is used for the initial heating of working fluid in the WHE. The heat from the cooled CO_2 and other equipment from AB has been used to the final evaporation of the low boiling point fluid. The heat from particular parts provides the ORC system with the following rates of heat:

- Rate of heat from exhaust gas cooler $\dot{Q}_{ORC,sp} = 14.1$ MWt,
- Rate of heat from the condenser of CO_2 capture installation $\dot{Q}_{ORC,cond} = 21.0$ MWt,
- Rate of heat from the Inter-section cooler 1 $\dot{Q}_{ORC,ch1} = 11.4$ MWt,
- Rate of heat from the Inter-section cooler 2 $\dot{Q}_{ORC,ch2} = 18.7$ MWt.

It ought to be mentioned that the losses of efficiency of the combined plant-ORC system have not been accounted for due to the introduction of the carbon dioxide capture system.

In the development of the numerical model of cooperation of the 900 MWe power unit with ORC it has been assumed that at the disposal is the theoretical rate of heat of water equal to 200 MWt from economizer (E – economizer are shown in Fig. 4.) which produce water with initial temperature of 90°C from exhaust gases. The water is attaining its parameters in the waste heat recovery system where rate of heat is removed from the flue gases to water in economizer (E). Such water can be used for the heating of ORC in waste heat exchanger (WHE) or can be used in heat regeneration in low-pressure heat exchangers (HE1). A novelty in the present work is the fact that the ORC is additionally being heated by the bleed steam in evaporator (EV).

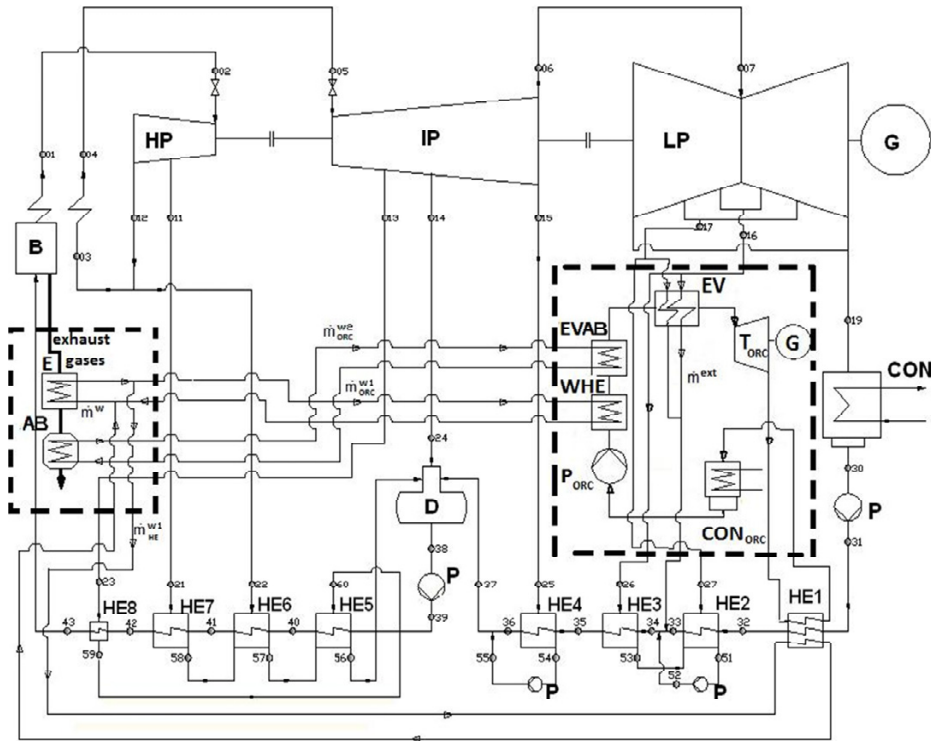


Fig. 4. General schematic of the supercritical power plant cooperating with ORC , where: B – boiler, HP, IP, LP – high pressure part, intermediate pressure part and low pressure part respectively, D – deaerator, HE1-HE4 – low-pressure regenerative heat exchangers, HE5-HE7 – high-pressure regenerative heat exchangers, HE8 – steam cooler, P – pump, G – generator, CON – condenser of water steam, EV – ORC evaporator, WHE - waste heat exchanger with use water with temperature 90°C, T_{ORC} – turbine of organic fluid, P_{ORC} – pump of organic fluid, CON_{ORC} – condenser of organic fluid vapour, E – economizer which produce water with temperature 90 °C from exhaust gases, AB – heat recovery from CO₂ capture installation, EVAB – vapour generator from the CO₂ capture

3. Results of calculations

Analysis has been accomplished for two assumptions, namely with and without utilization of heat from the CO₂ capture installation. In the first instance the results for the case of ethanol as working fluid will be presented. In case of considering heat from the CO₂ capture installation the mass flow rate of ethanol was equal to 147.74 kg/s and was 2.31 times greater than that when that heat was not used. The efficiency of $\eta_{re}=52.304\%$ and $\eta_{re}=53.080\%$ was obtained respectively for the case without and with use of heat from carbon diox-

ide capture installation. In both these cases the heat from extraction points was considered. To remind the reference efficiency of the cycle is $\eta_{re} = 51.958\%$. The total generated power was also increased to amount to $N_{elRU} = 931.27$ MWe. In table 1 presented are the results of calculations. For the case of the power plant in which the heat from CO₂ capture installation was used the rate of heat from that installation was 72.1 MWt, however again only a small proportion of waste heat was used, namely 100.16 MWt (50.08%) and 114.25 MWt (57.13%), in case of without and with use of AB installation. In all considered cases the heat from extraction point 1 with the temperature of 227°C was used in the amount $\dot{Q}_{ORC,1}^S = 55.09$ MWt, which was used to evaporate the ethanol. On the other hand from the extraction point 2 featuring temperature of 135°C only $\dot{Q}_{ORC,2}^S = 1.48$ MWt was used without AB system, and $\dot{Q}_{ORC,2}^S = 3.41$ MWt with it. The rate of heat from the second extraction point was used to heat the ORC working fluid from temperature of 85 °C to 91.8 °C. The overall increase of the hybrid system efficiency to unprecedented $\eta_{re} = 53.08\%$ must be appreciated in the case where the heat from CO₂ capture installation. The highest increase of power accompanying that fact was equal to $\Delta N_{elRU} = 31.78$ MWe. It ought to be stressed that in the analysis it was not considered by how much the overall efficiency of the system will drop due to the presence of CO₂ installation.

Table 1. Analysis of the hybrid cycle in case of ethanol as ORC working fluid

Parameter	Symbol	Unit	Nominal value	Assumption	
				without CO ₂ capture installation	with CO ₂ capture installation
Electric efficiency of hybrid system	η_{re}	%	51.958	52.304	53.080
Increase of electric efficiency of hybrid system	$\Delta \eta_{re}$	%	0	0.344	1.122
Electric power of hybrid system	N_{elRU}	MWe	899.49	915.84	931.27
Increase of electric power of hybrid system	ΔN_{elRU}	MWe	0	16.35	31.78
Electric power of the power plant	N_{elGr}	MWe	899.49	904.06	
ORC power	$N_{i,ORC}$	MWe	0	11.78	27.21
Pumping power in ORC regeneration	$N_{P,ORC}$	MWe	0	-0.002	-0.004
Pumping power in HE1 regeneration	$N_{P,HE1}$	MWe	0	-0.02	
Return water temperature	t_{43}	°C	310	303.36	302.28
Rate of heat in boiler	\dot{Q}_B	MWt	1731.13	1751.05	1754.47
Rate of heat in boiler to heat fresh steam K1	$\dot{Q}_{B,K1}$	MWt	1377.14	1397.06	1400.48

Rate of heat in boiler to heat secondary steam K2	$\dot{Q}_{B,K2}$	MWt	353.99	353.99	
Rate of heat for regeneration HE1	\dot{Q}_{HE1}	MWt	89.40	89.40	
Total rate of heat supplied to ORC	\dot{Q}_{ORC}	MWt	0	67.33	155.48
Rate of heat for sensible heating of ORC working fluid	$\dot{Q}_{P,ORC}$	MWt	0	16.03	37.02
Rate of heat for evaporation of ORC working fluid	$\dot{Q}_{EV,ORC}$	MWt	0	51.30	118.46
Rate of heat from the bleed with temperature 227°C to ORC	$\dot{Q}_{ORC,1}^s$	MWt	0	55.09	
Mass flow rate from the bleed with temperature 227°C to ORC	\dot{m}_1^{extr}	kg/s	0	23.03	
Rate of heat from the bleed with temperature 135°C to ORC	$\dot{Q}_{ORC,2}^s$	MWt	0	1.48	3.41
Mass flow rate from the bleed with temperature 135°C to ORC	\dot{m}_2^{extr}	kg/s	0	18.78	
Rate of waste heat used in ORC	$\dot{Q}_{ORC,E}$	MWt	0	10.76	24.85
Rate of heat from the exhaust cooler to ORC	$\dot{Q}_{ORC,sp}$	MWt	0	0	5.48
Rate of heat from condenser to ORC	$\dot{Q}_{ORC,con}$	MWt	0	0	
Rate of heat from the intersection cooler 1 to ORC	$\dot{Q}_{ORC,chl1}$	MWt	0	0	25.88
Rate of heat from the intersection cooler 2 to ORC	$\dot{Q}_{ORC,chl2}$	MWt	0	0	40.78
Initial temperature of waste heat water	$t_{1p,w}$	°C	-	90	
Final temperature of waste heat water	$t_{1k,w}$	°C	-	50	
Mass flow rate of water transferring waste heat	\dot{m}^w	kg/s	-	59.4	137.1

Another focus of the analysis were calculations performed for other than ethanol working fluids to investigate whether it would be possible to increase the electricity production from the installation. Comparison of the ORC parameters in relation to the used working fluid have been presented in Table 2, whereas in Table 3 presented is a comparison of the results.

Table. 2. Comparison of ORC parameters in relation to working fluid circulating in the cycle

Parameter	Symbol	Unit	ORC working fluid			
			ethanol	n-pentane	R236ea	R245fa
Mass flow rate of working fluid in ORC	\dot{m}_{ORC}	kg/s	147,74	358,70	1028,30	798,78
Unit work of the cycle	$l_{i,ORC}$	kJ/kg	184,83	77,672	28,918	36,540
Unit heat supplied to the cycle	q_{ORC}	kJ/kg	1052,37	501,247	201,499	242,560
Working fluid evaporation pressure	$p_{T,ORC}$	bar	4,32	9,08	23,81	19,21
Working fluid evaporation temperature	$t_{T,ORC}$	°C	120,0			
Working fluid condensation pressure	p_{con}	bar	0,126	0,904	2,67	1,98
Working fluid condensation temperature	t_{con}	°C	32,8			
Condenser inlet vapour quality	x	-	0,935	1,00		
ORC efficiency	$\eta_{i,ORC}$	%	17,50	15,50	14,35	15,06
Carnot efficiency	η_{Car}	%	22,179			
Exergetic efficiency of ORC	η_{egz}	%	78,90	69,86	64,71	67,92

It can be concluded from the comparison of the results for different working fluids in ORC installation that the biggest increase in ORC efficiency was obtained for the case of ethanol, which is now equal to $\eta_{i,ORC} = 17.5\%$ at the exergetic efficiency of $\eta_{egz} = 78.9\%$. For all considered working fluids a higher thermal efficiency was obtained which could be found in the range of $\eta_{re} = 53.01\div 53.08\%$, the highest for ethanol. Also the total generated power was increased to $N_{eIRU} = 933.8$ MWe, for the case of R236ea as working fluid. In that case the ORC power was equal to $N_{i,ORC} = 29.74$ MWe. In none of the considered cases it was possible to use the entire waste heat. It ranged from 114.25 MWt (57,13%) in case of ethanol to 159,25 MWt (79,63%) in case of R236ea. In all considered cases utilised was the maximum available heat with the temperature of 227 °C, available in the amount of $\dot{Q}_{ORC,1}^S = 55.09$ MWt, which was used for ethanol evaporation. From the second extraction point with temperature of 135 °C, only a small part of it could be used, namely $\dot{Q}_{ORC,2}^S = (1.48-3.41)$ MWt. That rate of heat was used to heat the working fluid from temperature of 85 °C to 91.8 °C. From the CO₂ capture installation ORC received the rate of heat in the amount of 72.1 MWt.

Table 3. Analysis of the hybrid cycle in relation to other ORC working fluid.

Parametr	Symb.	Jedn.	Wartość nomin.	Czynnik roboczy			
				etanol	n-pentan	R236ea	R245fa
Electric efficiency of hybrid system	η_{re}	%	51,958	53,080	53,021	53,010	53,044
Increase of electric efficiency of hybrid system	$\Delta\eta_{re}$	%	0	1,122	1,063	1,052	1,086
Electric power of hybrid system	N_{elRU}	MWe	899,49	931,27	931,92	933,80	933,25
Increase of electric power of hybrid system	ΔN_{elRU}	MWe	0	31,78	32,43	34,31	33,76
Electric power of the power plant	N_{elGr}	MWe	899,49	904,06			
ORC power	$N_{t,ORC}$	MWe	0	27,21	27,86	29,74	29,19
Pumping power in ORC regeneration	$N_{P,ORC}$	MWe	0	-0,004	-0,008	-0,012	-0,010
Pumping power in HE1 regeneration	$N_{P,HE1}$	MWe	0	-0,02			
Return water temperature	t_{43}	°C	310	302,28	301,89	300,60	301,32
Rate of heat in boiler	\dot{Q}_B	MWt	1731,13	1754,47	1757,64	1761,55	1759,38
Rate of heat in boiler to heat fresh steam K1	$\dot{Q}_{B,K1}$	MWt	1377,14	1400,48	1403,65	1407,56	1405,39
Rate of heat in boiler to heat secondary steam K2	$\dot{Q}_{B,K2}$	MWt	353,99	353,99			
Rate of heat for regeneration HE1	\dot{Q}_{HE1}	MWt	89,40	89,40			
Total rate of heat supplied to ORC	\dot{Q}_{ORC}	MWt	0	155,48	179,80	207,20	193,75
Rate of heat for sensible heating of ORC working fluid	$\dot{Q}_{P,ORC}$	MWt	0	37,02	81,45	130,96	103,42
Rate of heat for evaporation of ORC working fluid	$\dot{Q}_{EV,ORC}$	MWt	0	118,46	98,35	76,24	90,33
Rate of heat from the bleed with temperature 227°C to ORC	$\dot{Q}_{ORC,1}^s$	MWt	0	55,09			
Mass flow rate from the bleed with temperature 227°C to ORC	\dot{m}_1^{extr}	kg/s	0	23,03			
Rate of heat from the bleed with temperature 135°C to ORC	$\dot{Q}_{ORC,2}^s$	MWt	0	3,41	6,55	10,14	8,26
Mass flow rate from the bleed with temperature 135°C to ORC	\dot{m}_2^{extr}	kg/s	0	1,45	2,80	4,32	3,52
Rate of waste heat used in ORC	$\dot{Q}_{ORC,A}$	MWt	0	24,85	46,03	69,85	58,28

Rate of heat from the exhaust cooler to ORC	$\dot{Q}_{ORC,s}$	MWt	0	5,48			
Rate of heat from condenser to ORC	$\dot{Q}_{ORC,c}$	MWt	0	0			
Rate of heat from the intersection cooler 1 to ORC	$\dot{Q}_{ORC,c}$	MWt	0	25,88			
Rate of heat from the intersection cooler 2 to ORC	$\dot{Q}_{ORC,c}$	MWt	0	40,78			
Initial temperature of waste heat water	$t_{1p,w}$	°C	-	90			
Final temperature of waste heat water	$t_{1k,w}$	°C	-	50			
Mass flow rate of water transferring waste heat	\dot{m}^w	kg/s	-	137,1	254,0	385,5	321,6

In order to fully utilise the available rate of waste heat from the economiser E in the amount of 200 MWt in the cycle with ethanol as working fluid with a simultaneous redirection of 89.4 MWt of that heat to the feedwater heating and the remaining part for the ethanol heating to temperature of 85 °C, then for the subsequent heating to saturation temperature of 120 °C there is required additional 80.9 MWt. Additionally the rate of heat equal to 500.6 MWt is needed from evaporation of ethanol. Such heat should be supplied from the heat source featuring temperature of at least 125 °C. If these requirements were fulfilled then the mass flow rate of ethanol in installation would be equal to $\dot{m}_{ORC} = 657.64$ kg/s, and the power produced by the turbine would be $N_{t,ORC} = 121.11$ MWe. If, on the other hand, we would like to use the entire waste heat in the amount of 200MWt then additional 146.21 MWt should be supplied to heat ethanol to the saturation temperature of 120 °C and 905.24 MWt for subsequent evaporation. The mass flow rate of ethanol would be $\dot{m}_{ORC} = 1189.20$ kg/s, and the achievable power $N_{t,ORC} = 219.00$ MWe. These are the maximum values of efficiency and electricity production available for the considered installation. Hence we can notice that the major reason for the inability to use the available waste heat is the lack of additional heat sources with temperatures above 125 °C.

4. Conclusions

In the chapter presented is a novel concept to utilize the heat from the turbine bleed to improve the quality of working fluid vapour in the low-temperature ORC cycle. That is a completely novel solution in the literature

which also shows its superiority over the system which would not be reheated by the bleed steam from extraction.

Analysed was a possibility of incorporating the ORC to cooperate with the coal-fired plant featuring the supercritical parameters. The heat was supplied to ORC from the three sources, namely stream of hot water at the temperature of 90 °C, heat from CO₂ capture installation and the extraction points with temperature $t_1^{extr} = 227$ °C and $t_2^{extr} = 135.7$ °C (steam condensation at 127 °C and 96.5 °C, respectively). It has been assumed that the waste heat will serve for heating of the ORC working fluid, whereas the remaining rates of heat will go to its evaporation. Four potential working fluids have been considered, namely ethanol, n-pentane, R245fa and R236ea. Evaporation of working fluid was assumed at $t_{T,ORC} = 120.0$ °C whereas the condensation temperature is at $t_{con} = 32.8$ °C. Based on the obtained results of calculations it can be concluded that the highest increase of the efficiency has been obtained for the case of ethanol. The effect is $\Delta\eta_{re} = 1.122\%$. It must be noted, however, that ethanol is the fluid which behaves best from the thermodynamic point of view. In that respect ethanol shows the best indicators, but due to its large latent heat it is not possible to utilise the entire waste heat. For that reason the higher increase in the produced electricity was obtained in case of R236ea. The differences, however, are not too significant amongst fluids, and hence in the final selection of the working fluid for the installation other criteria must be taken into account, such as for example the cost of working fluid.

Utilisation of additional heat leads to more efficient and more readily available turbines due to a greater mass flow rate of working fluid. It must be remembered that the waste water at outlet from the evaporator could further be used for other purposes for example for preliminary drying of the coal, introducing in such way a cogenerative process and improving further the efficiency of the cycle. Such utilization is being the topic of other ongoing research.

ACKNOWLEDGEMENT

The work has been funded from Strategic Research Programme SP/E/1/67484/10 “Advanced technologies for obtaining energy: Development of a technology for highly efficient zero-emission coal-fired power units integrated with CO₂ capture”.

References

- [1] Mikielewicz D., Mikielewicz J., Utilisation of bleed steam heat to increase the upper heat source temperature in low-temperature ORC, Archives of Thermodynamics, vol. 32, No. 3, 57-70
- [2] Angelino G., Invernizzi C., Molteni G., The potential role of organic bottoming Rankine cycles in steam power stations, Proc. IMechE, vol. 213 Part A, 75-81, 1999.

- [3] Mikielewicz D., Mikielewicz J., Analytical method for calculation of heat source temperature drop for the Organic Rankine Cycle application, *Applied Thermal Engineering*, Volume 63, Issue 2, 2014, 541–550.
- [4] Ziółkowski P., Mikielewicz D., Mikielewicz J., Increase of power and efficiency of the 900MW supercritical power plant through incorporation of the ORC, *Archives of Thermodynamics*, vol. 34, No.4, 51-72, 2013.
- [5] Bartela Ł., Private communication, 2014.
- [6] Reference cycle parameters, Silesian University of Technology, 2010.
- [7] Refprop 9.0. National Institute of Standards, 2010.

THE MINERAL MATTER TRANSFORMATION IN LOW-SULFUR COAL FROM UPPER SILESIA

Wojciech Moroń, Dorota Nowak-Woźny, Wiesław Rybak

Institute of Heat Engineering and Fluid Mechanics, Wrocław University of Technology

The aim of presented chapter is to study the low sulfur Silesian coal ash chemistry and interpretation of processes occurring during coal ash sintering, by means of CCSEM analysis, ICP-OES analysis, AFT test, viscosity prediction, density measurements and pressure drop test. On the basis on the Arrhenius relation, is was suggested the two-step sintering mechanism: in temperatures below about 900 °C – the weak deposits formation associated with the Ca, Mg and S ions transport from the gran's bulk to the surface and molten surface layer formation. The activation energy of this mixed mechanism is equal to 78 kJ/mol (0,7eV); above 900 °C – surface tension decreasing and/or pseudo-coalescence of grains. The activation energy of these process is in the range of 116 kJ/mol (1.2 eV) -202 kJ/mol (2.1 eV).

1. Introduction

The very important problems associated with the coal combustion is the slagging and fouling phenomena. Because of the heterogeneous character of coal, the formation of sintered deposits – induced by the presence of a liquid phase or molten surface layer on ash particles - depends on the geographical sites or within a mine (mineral matter content from a few to about 50%). The slagging and fouling process is associated with the viscosity and surface tension of the ash particles that depends on the ash particle diameters, temperature and chemical content [1]. There are some standard and nonstandard methods of slagging and fouling tendency assessing [2-4]. The relatively more information about ash sintering process gives ash flow temperature AFT test and the fusibility and the critical viscosity [5]. The knowledge about the chemical and physical characteristics of inorganic components and phases presented in ash heated in a wide temperature range is a key to understanding the mineral matter trans-

formation process and to more accurate prediction of slagging and fouling tendency. Next to the standard testing methods there exist other methods such as an atomic absorption spectroscopy, inductively coupled plasma-atomic absorption spectroscopy, X-ray techniques, scanning electron microscopy, microprobe and based on a computer-controlled scanning electron microscopy - powerful techniques for qualitative analysis, pressure drop test (ash shrinkage and/or porosity) and mechanical test (ash yield stress) [6].

2. Experimental Details

The selected Upper Silesian coal was tested by the standard ASTM method and by the advanced methods (CCSEM and morphological analysis).

For CCSEM and morphological analysis, the coal samples were prepared by grinding drying, mixing with molten carnauba wax, placing in a mold, allowing to harden, next polishing and coating with carbon. Such prepared samples were placed in the CCSEM microscope operated at 15 kV. The ASTM and CCSEM analysis was made in Microbeam Technologies, Inc.

The characteristic temperatures (deformation temperature DT, hemispherical temperature HT, flow temperature FT and sintering temperature ST) were determined by Leitz method [7].

For density test samples were prepared in a special way. A selected coal was dried, ground and fractioned into grains of size below 200 μm . Next, these fuels were, at first, degasified in a vertical boiler for about five hours. Such prepared samples of carbonators were then incinerated at the temperature of 500 $^{\circ}\text{C}$ until all the combustible elements in fuels had completely been burnt. To incinerate samples, it took on average 20÷30 h approximately. The incineration temperature is regulated so as not to allow alkaline compound included in ash to melt or evaporate during this process. After this, ashes were fractioned into ash grains below 100 μm . From such prepared ash, cylindrical samples (a diameter of 14.5÷15.0 mm; height of 10÷12 mm) are made. In an endurance method, to form cylindrical samples, a special matrix was used. An appropriate amount of an analytical sample was poured into it, which was later pressed in a hydraulic press at a constant pressure (1.0 MPa) without binder addition. Sample formation resulted from ash concentration within a sample and adhesive forces among ash particles. Such obtained ash samples were isothermally heated for 2 hours at various temperature of a furnace, where a temperature ranges from 500 to 1200 $^{\circ}\text{C}$, usually by 50 K and then tested by weight and by volume.

In a pressure method, a sample preparation process proceeded similarly. There was only one difference: cylindrical shapes of samples are formed directly in a pipe and not in a matrix. A pressed sample was placed in a pipe, thanks to particular, steel mandrels (upper and lower) fitting loosely over tubes. A low-

er mandrel serves as a base, whereas cylindrical sample formation occurs by pressure of an upper mandrel by means of a hydraulic press at the same pressure as it is used in an endurance method (1.0MPa). The sample sizes were: diameter of 10mm, height of 1.5 mm. The fundamental principle of temperature determination in a pressure method entails a constant measurement of changes (drops) in gas pressure flowing through an ash sample along with a sample temperature rise. While a sample, placed in a pipe at a low coefficient of thermal expansion, is heated, firstly, a rise in pressure of gas flowing through a sample occurs, which results from a gas viscosity increase under the influence of a temperature. When a characteristic temperature is obtained, changes in sample mineral matter occur, as a consequence of ash grain sintering, which in turn, causes a sample contraction and at the same time, a fall in resistance of gas flow by appearance of leakage on a pipe and a sample border.

The experimental procedure was realized according to the scheme presented in figure 1.

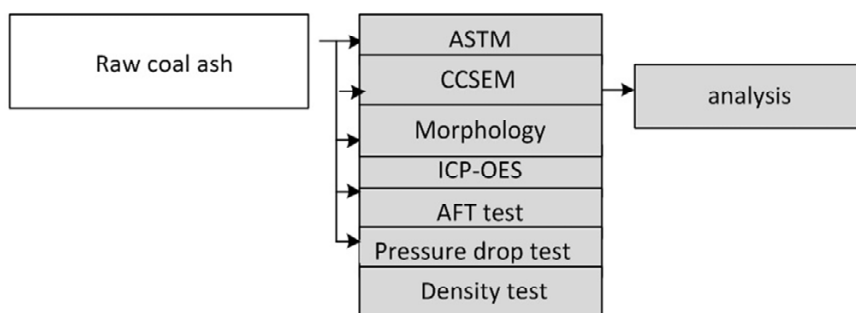


Fig. 1. Scheme of testing procedure

3. Results and Discussion

3.1. Chemical and microstructural analysis of low sulfur Silesian coal ash

The considered coal was tested by the ICP-OES technique to obtain information about chemical content (Table1).

The mineral matter of the tested coal was rich in silicon and aluminum and relatively in sodium and potassium. To obtain information about the forms of mineral matters presented in tested coal, it was made the CCSEM analysis. The

backscattered analysis reveals abundant mineral particles included within the coal structure, and also relatively large excluded particles. The included mineral are rich in aluminum and silicon, with varying levels of potassium and iron; the excluded minerals are rich in aluminum and silicon, as well as iron and sulfur (pyritic type) minerals. In the coal matrix it was found sulfur, silicon, aluminum, chlorine, calcium, magnesium, potassium, iron, titanium, and sodium - all organically associated, or contained in minerals just below the surface of the coal. On the basis on CCSEM analysis it was found occurrence of the potassium-aluminum silicate ($K_{1-1.5}Al_4Si_{7-6.5}Al_{1-1.5}O_{20}(OH)_4$) (illite) (27.2%), kaolinite ($Al_2Si_2O_5(OH)_4$), (26.2%), montmorillonite ($(0.5Ca, Na)_{0.7}(Al, Mg, Fe)_4(Si, Al)_8O_{20}(OH)_4$), (7.8%), quartz SiO_2 (7.4%), dolomite ($(Ca, Mg)CO_3$) (3.3%), silica rich (3.2%), iron-aluminum silicates (2.6%), and pyrite FeS_2 (2.4%). The total mixed layered clays accounted for 67.9 % of the total minerals found, minor minerals (less than 2% each) account for 7.8% of the total, and the unclassified particles account for 12.1%.

Table 1. The oxides content of tested coal's ash

<i>Oxide, wt% \ sample</i>	<i>Row coal ash</i>
SiO ₂	50.53
Al ₂ O ₃	26.25
TiO ₂	0.08
Fe ₂ O ₃	5.86
CaO	3.77
MgO	2.66
SO ₃	3.69
Na ₂ O	1.01
K ₂ O	2.88
P ₂ O ₅	0.62
Mn ₃ O ₄	1.10
BaO	0.14
SrO	0.07
Cl	0.04
CO ₂	1.30

3.2. Characteristic temperatures of coal ash

The temperature-induced softening and sintering behavior in low sulphur coal ash was investigated in terms of the characteristic temperatures (deformation DT, hemisphere HT, flow FT and sintering ST). The results are shown in Figure 2. The DT, HT and FT temperatures varies significantly between fuel content (row, water and acetic acid leaching). For coal and cereal pellets all characteristic temperatures behave qualitatively the same: for row samples these temperatures are the lowest and for samples after acetic acid elution are the

highest. The difference between the deformation temperature for row ash sample and sample after water leaching is much less that for ash after acetic acid washing sample.

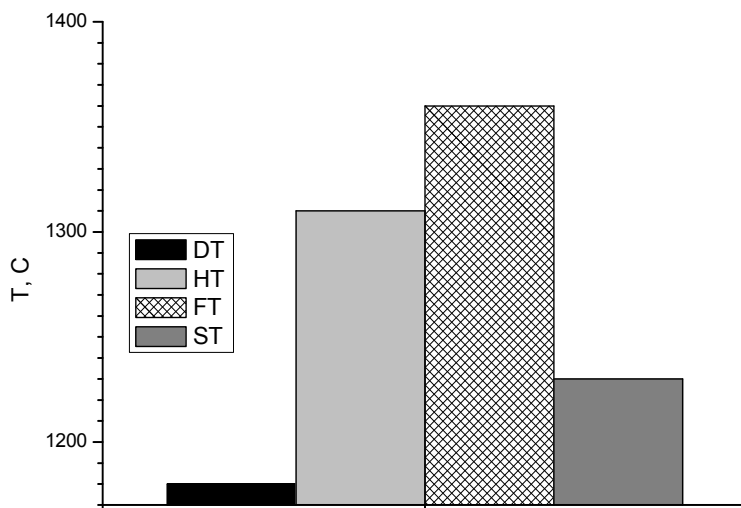


Fig. 2. DT, HT and FT temperatures for row, water leached and acetic acid leached coal ash

3.3. The pressure drop test and density measurements

To obtain additional information about the mechanism of sintering process for low sulfur Silesian coal it was measured the changes of density during isothermally annealing row coal ash in correlation of the predicted (by Urbain model) viscosity (for row ash, ash eluted by water and ash eluted by water and acetic acid). The results are shown in Figure 3.

On the basis on the results presented in Figure 3, it can be observed that the temperature when strong deposits are formed is about 300C higher for ash eluted by water and acetic acid in comparison with the row coal ash. This is in a good agreement with the experimental results presented in Figure 3. Areas of characteristic changes of the density are in a good accordance with the predicted viscosity areas of weak and strong deposits.

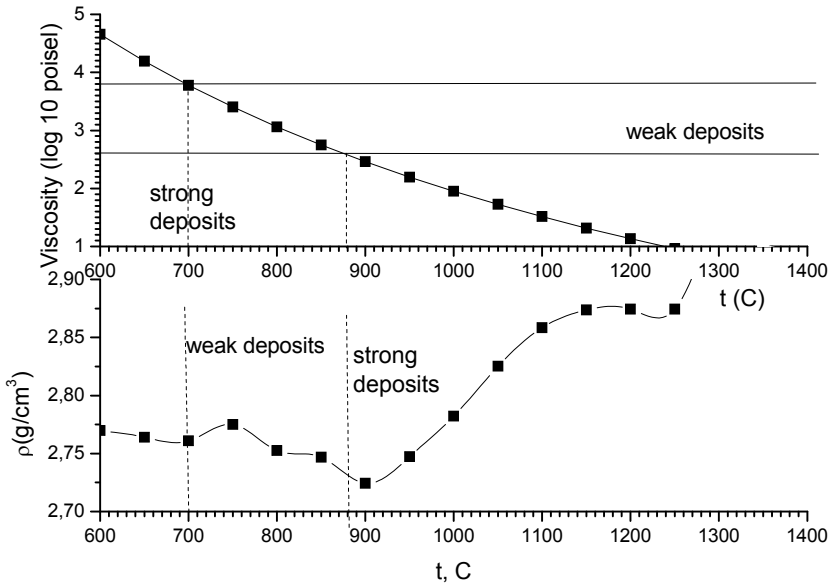


Fig. 3. Viscosity, predicted by Urbain model for tested coal (when only 10% of unreactive elements are taking) and the density of sintered coal

On the basis on experimental results of density changes during sintering process, it was estimated the energy of weak and strong deposits formation. It was used the simple Arrhenius model :

$$\Delta\rho = \Delta\rho_0 \cdot \exp^{\frac{-E}{R \cdot T}}, \tag{1}$$

where E(kJ/mol), R(J/mol K), T(K) are the activation energy for the sintering process, gas constant and temperature, relatively. The $\Delta\rho$ is the normalized relative changes of density induced by deposits formation phenomenon:

$$\Delta\rho = \frac{\rho_{max} - \rho(T)}{\rho_{max} - \rho_{min}}. \tag{2}$$

The normalized relative changes of the density, in natural logarithm scale versus the inverse of temperature, is presented in Figure 4.

For measured ash sample, the Arrhenius plot is satisfactory as shown in figure 4. In the interesting temperature range, it is seen two clear regions of changes, suggesting the existence of two different dominant mechanisms of ash sintering process. The activation energy for these two regions were estimated from the slope as normal. The results of estimation are listed in table 4. The obtained

activation energies for the dominant process controlling the weak deposits formation for low sulfur Silesian coal ash was 78 kJ/mol, which is, in a range of value, satisfactory agreement with the activation energy for transformation processes occurring in a solid state connected to the processes taking place, in silica glasses, in the regions of grain boundaries [8]. It is suggested, that the dominant process in sintered low sulfur Silesian coal ash in the temperature range 700-900 °C is the transformation in the regions of molten surface of ash grain. The value of the activation energy for strong deposits formation region, was more than two times higher and equal to 202 kJ/mol. It suggests the viscous flow mechanism, as a dominant mechanism controlling the strong deposit formation [9, 10].

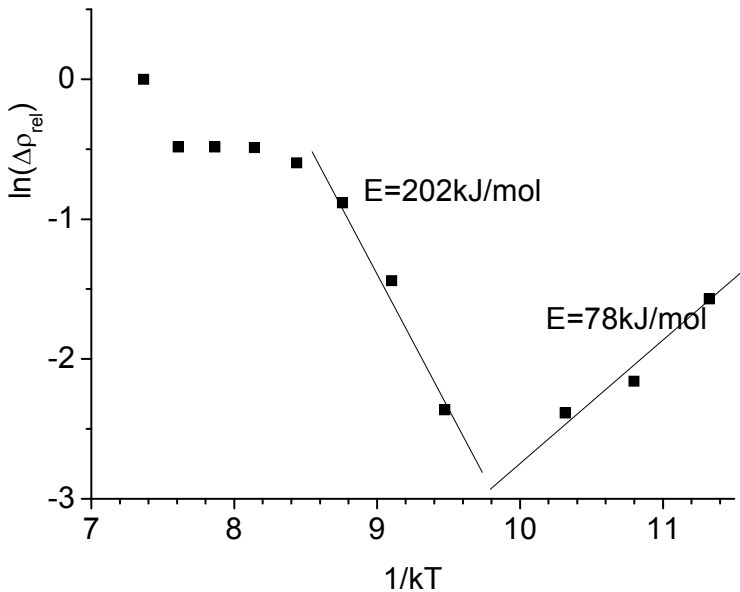


Fig. 4. The normalized relative changes of the density in natural logarithm scale versus the inverse of temperature

In order to complete the information about the mechanisms of sintering process, it was realized the pressure drop test. The results are shown in Figure 5.

Figure 5 shows the sintering “peak” with maximum at 860 °C. This temperature is in a good agreements with the inflection point of density characteristics

of annealed coal ash and with the temperature when predicted viscosity achieve the value characteristic for start the strong deposit formation (Figure 5).

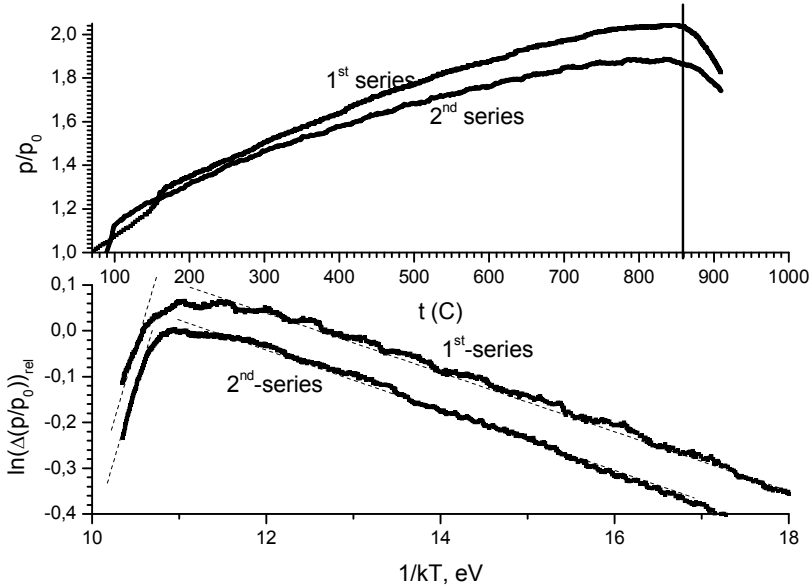


Fig. 5. The results of pressure drop test for low sulphur Silesian coal ash

To determine the activation energy of the processes that are dominant and responsible for pressure drop phenomenon, it was assumed the same simple Arrhenius model (relation 1) for the relative pressure drop, defined as:

$$\Delta\left(\frac{p}{p_0}\right) = \frac{\left(\frac{p}{p_0}\right)_{max} - \left(\frac{p}{p_0}\right)(T)}{\left(\frac{p}{p_0}\right)_{max} - \left(\frac{p}{p_0}\right)_{min}} \tag{3}$$

For the results of pressure drop experiments, the Arrhenius plot is satisfactory as shown in figure 5. In the same temperature range as for the results of density measurements during annealing process, it is seen two clear regions of changes. On the basis on pressure drop experiment it can be estimated the activation energy only in the temperature range when the pressure drops. The estimation for temperatures below 860 °C has no physical sense, due to the character of the method. The activation energy for high temperature region was estimated from the slope as normal. The results of estimation are listed in table 2.

Table 2. Activation energies of processes occurring during low sulfur Silesian coal ash estimated on the basis on density changes and pressure drop experiment.

Temperature range	E, kJ/mol /, eV, density changes	E, kJ/mol /, eV; pressure drop test
<900C	78/ 0,8	-
>900C	202 /2,1	116 / 1,2eV

It should be noted, on the basis on pressure drop experiment, that the sintering process consist of two visible processes. First – in the temperature range from about 700 °C to about 900 °C – probably associated with the phase transformations –the molten layer around ash grains and surface smoothing- and grains sliding on the molten phase (on the basis on this method, the activation energy cannot be estimated), and second above 900 °C – with energy equal to 116 kJ/mol – associated with the pseudo-coalescence process. The activation energy obtained for temperatures higher than 900 °C, equal to 116 kJ/mol is about twice lower than the energy estimated on the basis on density measurements (202 kJ/mol). This effect is probably associated with the character of pressure drop method. It is suggested that the observed discrepancy is a result of the high sensitivity of pressure drop test to the occurrence of gas phase and of microstructural changes - like micro cracks - that are “invisible” for density test, are typical for coalescence processes and are closely associated with the viscous flow sintering mechanism that is associated with the increase of density that is a result of ash sample shrinkage.

3.4. The sintering mechanism of the low sulfur Silesian coal ash

The results of the SEM analysis of the ash, obtained by low temperature combustion and sintered in 700 °C and in 1000 °C by 2 hours, of the coal are shown on Fig.6. On the basis on the results presented in Figure 6, it can be seen a clear difference: the grains after sintering at 700 °C are much more irregular in forms than the grains after sintering in 1000 °C. The concentration of elements in the ash grains sintered at 1000 °C indicates a high content of calcium, sulfur and magnesium in the surface layer of regular grain but in the ash grains sintered at 700 °C suggest the existence of silicates [11].

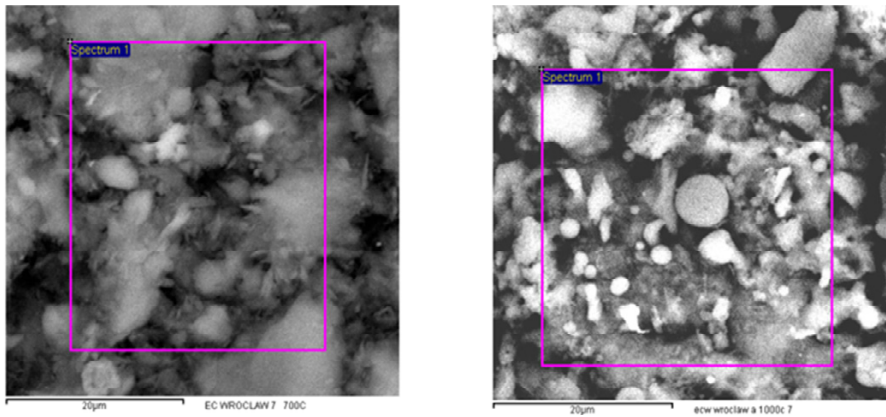


Fig. 6. SEM of coal ash sintered at 700 °C (a) and 1000 °C (b)

On the basis on presented results it is suggested that, in annealed low sulfur Silesian coal ash, there exist three mechanisms of microstructural changes. This is presented in Figure 7.

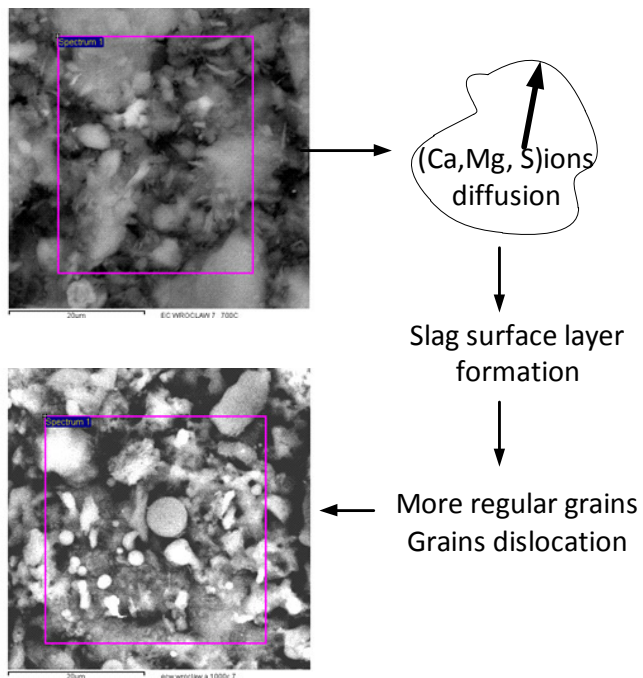


Fig. 7. The microstructural changes of low sulphur Silesian coal ash during sintering process (temperatures below 1000 °C)

The sintering process starts from calcium, sulfur and magnesium ions diffusion towards the grain surface in the surface. Next the liquid surface slag layer is formed and surface tension is decreasing. The consequence of these processes is the slightly decreasing of ash density. This is probably associated with the activation energy of this process, estimated on the basis on density changes and Arrhenius type relation, is equal to about 78 kJ/mol. This value suggests chemical-physical transformation associated with the amorphous phase formation and with the ion transport phenomenon. The slag layer that is formed as a result of chemical and physical processes has a tendency to minimize the surface tension that leads to smoothing of the ash grain shapes and slightly increasing of the mean volume of closed pores. This stage is observed as a slightly density decreasing (Figure 4). In the next step, the sliding and/or pseudo-coalescence of ash grains occur. As a result, the increase of the ash sample density was observed. The activation energy of this process is equal to 202 kJ/mol. On the basis on the results of pressure drop test and the activation energy estimated on the level of 116 kJ/mol, it seems to be reasonable that the pressure drop test is sensitive to these three mechanisms, but most sensitive to the surface-tension & sliding mechanism. Proposed model suggests the existing of some processes, that are dominant below standard DT, HT, Ft or ST temperatures – such as ionic diffusion from the grain bulk to the surface and melting the surface layer. These processes exist at a very early stages of sintering phenomena and are responsible for sintering tendency.

4. Summary

Conventional ash fusion temperature (AFT) analyses combining with chemical analyses and physical properties (mechanical test, pressure drop test), monitoring of the thermally activated sintering process of the low sulfur Silesian coal ash using simple Arrhenius relation, indicate on the two-step sintering mechanism. Thermally activated transformation process in the sintered ash can be investigated by isothermal experiments (isoconversion method), by assumption that the compositions of the phases present in equilibrium and the relative proportions of the phases present in equilibrium refers to all the parameters involved in defining the equilibrium, obtained after completion of the transformation is independent of temperature. Isoconversion methods are widely used to study the transformation processes in solid states, but M.J. Starink [12] showed that the activation energy calculated on the basis on the isothermal experiments may differ from the actual value by 30%. It was obtained that the first step of sintering process, in temperatures below about 900 °C - when the weak deposits are formed is probably associated with the mixed process: transport of Ca, Mg and S ions from the bulk to the surface of the ash grain, molten layer

formation around each ash grains and reduction of the surface to volume ratio. The activation energy of this mixed mechanism is equal to about 78 kJ/mol (0,7 eV). The mechanism of the next step of sintering process, in temperature above 900 °C, is associated with the sliding of the ash grains on the molten layer and pseudo-coalescence of grains. The activation energy of sliding/pseudo-coalescence process is in the range of 116 kJ/mol (1.2 eV) - 202 kJ/mol (2.1 eV)

References

- [1] Raask E., *Mineral Impurities in Coal Combustion*, Hemisphere Pub. Corp, Washington 1985.
- [2] Wall T. F., Creelman R. A., Gupa R.P., Gupa S. K., Coin C., Lowe A., *Coal ash fusion temperatures – new characterization techniques, and implications for slagging and fouling*, *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 24, pp 345-353, 1998.
- [3] Kahraman H., Bos F., Reifenstein A., Coin C.D.A., *Application of a new ash fusion test to Theodore coals*, *Fuel*, Vol. 77, No. 9/10, pp. 1005-1011, 1998.
- [4] Anthony E.J., Jia L., *Agglomeration and strength development of deposits in CFBC boilers*.
- [5] Seggiani M., *Empirical correlations of the ash fusion temperatures and temperature of critical viscosity for cal and biomass ashes*, *Fuel* 78,1999, p. 1121-1125.
- [6] McLennan AR, Bryant GW, Stanmore BR, Wall TF. *Ash formation mechanisms during pf combustion in reducing conditions*. *Energy Fuels*, 2000;14:150–9.
- [7] PN-82/G-04534.
- [8] Osborn G.A., *Review of sulphur and chlorine retention in coal-fired boiler deposits*, *Fuel* 71, (1992) 142.
- [9] Skorupska N.M, *Coal specifications. Impact of power stations performance*, report CR r 52, *Internation Energy Agency*, (1993), 120.
- [10] Santos I.A., Euras J.A., Araujo E.B., Sampaio J.A., Catunda T., *A DTA study of activation energy for crystallization in low silica content calcium aluminosilicate glasses*, *Journal of Materials Science letters*, (2001), 1815-1817.
- [11] Nowak-Woźny D., *Private communications*.
- [12] Starink M.J., *On the applicability of Isoconversion methods for obtaining the activation energy of reactions within a temperature-dependent equilibrium state*, *Journal of Material Science* 31 (1997) 6505-6512.

OCENA DYSPOZYCYJNOŚCI EKSPLOATACYJNEJ BLOKÓW ENERGETYCZNYCH ZAINSTALOWANYCH W ELEKTROWNI BEŁCHATÓW

Andrzej Oziemski¹, Jarosław Jędrzejczyk²

¹Politechnika Łódzka, Instytut Elektroenergetyki, 90-924 Łódź, ul. Stefanowskiego 18/22,
andrzej.ozieski@p.lodz.pl

²PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów, 97-406 Bełchatów 5, Rogowiec,
ul. Energetyczna 7, jaroslaw.jedrzejczyk@gkpge.pl

W rozdziale dokonano oceny dyspozycyjności eksploatacyjnej krajowych bloków energetycznych opalanych węglem brunatnym o mocach jednostkowych 370 MW i 858 MW. Badania przeprowadzono w oparciu o zweryfikowane i usystematyzowane, a następnie zarchiwizowane w komputerowej bazie danych populacje zdarzeń eksploatacyjnych, zaistniałych w obrębie tych bloków od początku ich pracy do końca 2013 r.

1. Wstęp

Elektrownia „Bełchatów” pracuje dla potrzeb Krajowego Systemu Elektroenergetycznego (KSE) od 31 lipca 1982 r., tj. od momentu przekazania do eksploatacji pierwszego z dwunastu eksploatowanych w niej bloków 370 MW na węgiel brunatny. Od maja 2007 r. elektrownia „Bełchatów” wchodzi w skład największej polskiej firmy energetycznej – PGE Polska Grupa Energetyczna S.A., a od września 2010 r. jest oddziałem skonsolidowanej spółki PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A. Od 30 września 2011 r. w elektrowni „Bełchatów” pracuje największy i najnowocześniejszy w Polsce blok o mocy 858 MW na parametry nadkrytyczne. Obecnie z całkowitą mocą zainstalowaną wynoszącą 5298 MW jest to największa elektrownia na węglu brunatnym w Europie, wytwarzająca ok. 20% krajowej produkcji energii elektrycznej.

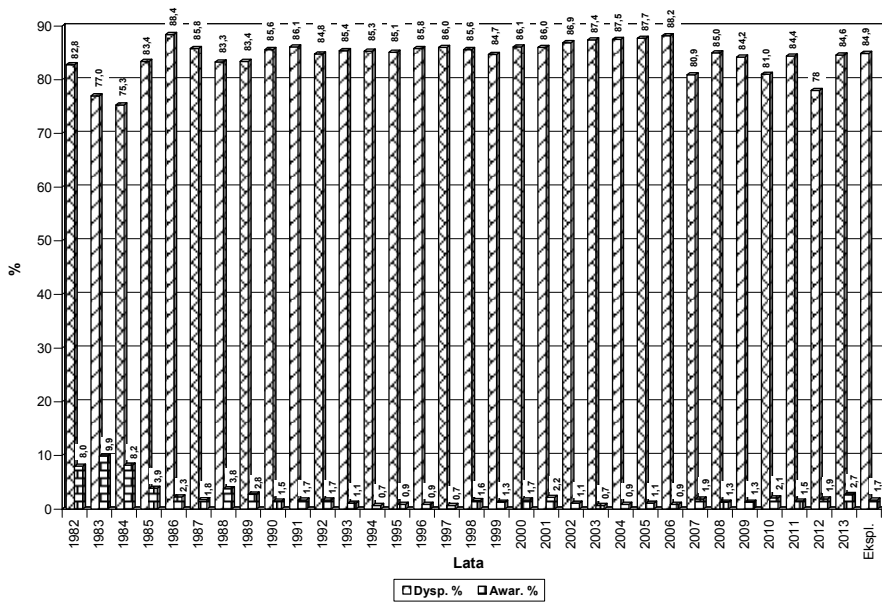
2. Ocena awaryjności i dyspozycyjności bloków Elektrowni Bełchatów

Bloki energetyczne w trakcie swojej eksploatacji mogą pozostawać w stanie dyspozycyjności albo niedyspozycyjności. Dyspozycyjność oznacza, że blok znajduje się w użyciu (tzn. jest zsynchronizowany elektrycznie z systemem), albo został odstawiony do rezerwy (tzn. jest dostępny, ale nie jest wykorzystywany). W przypadku niedyspozycyjności można natomiast wyróżnić dodatkowo stany postojów planowanych (ustalanych ze znacznym wyprzedzeniem a związanych przede wszystkim z koniecznością przeprowadzenia remontów bloków lub dokonania ich przeglądów) i nieplanowanych (związanych z awariami zaistniałymi podczas rozruchów lub normalnej pracy bloków). Na podstawie wartości czasu trwania wymienionych powyżej możliwych stanów bloków można obliczyć ich podstawowe niezawodnościowe wskaźniki eksploatacyjne.

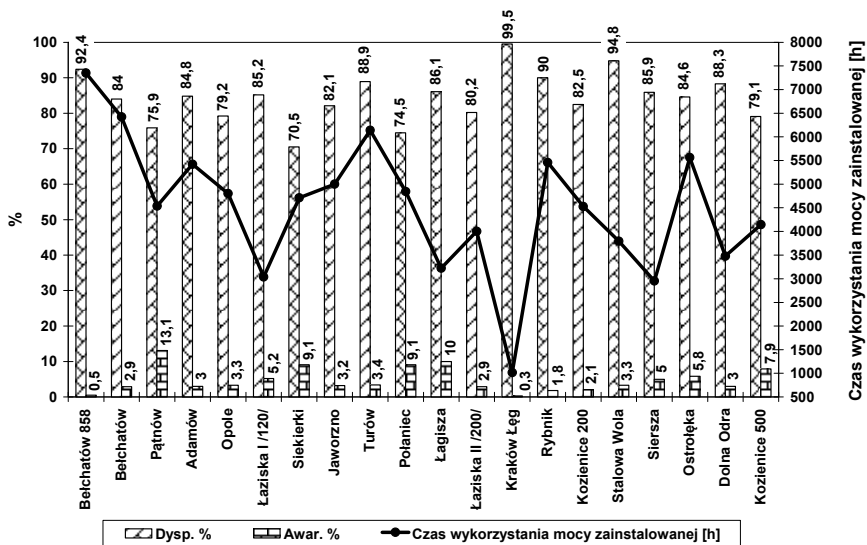
Do końca 2013 r. wszystkie bloki elektrowni „Bełchatów” przepracowały łącznie 2369474,0 h, natomiast pozostawały w postojach na skutek: awarii – 41528,8 h, rezerw – 163891,9 h, remontów – 409922,9 h (w tym bieżących – 87325,8 h, średnich – 187391,2 h, kapitałnych – 135205,9 h). W omawianym przedziale czasowym bloki były 7324 razy wyłączane z ruchu, z tego planowo do remontów 2215 razy, do rezerwy 3197 razy i awaryjnie 1912 razy. Wskaźnik dyspozycyjności czasowej elektrowni wyniósł – 84,9 %, natomiast wskaźnik awaryjności – 1,7 % (rys. 1).

Średni czas pracy pomiędzy awariami w 2013 r. wyniósł 1287,8 h, średni czas trwania awarii – 34,3 h, natomiast intensywność występowania awarii – 0,0008, co przy wysokim czasie wykorzystania mocy zainstalowanej, wynoszącym odpowiednio – 7349 h dla bloku 858 MW (najlepszy wynik w kraju) i 6421 h dla bloków 370 MW (drugi wynik w kraju), należy ocenić bardzo wysoko na tle pozostałych elektrowni krajowych (rys. 2).

W ogólnym bilansie wyłączeń awaryjnych dominują zdecydowanie przypadki spowodowane trwałymi uszkodzeniami urządzeń (U): dla bloków 370 MW – 1772 przypadki od początku ich eksploatacji (67% wszystkich zaistniałych wyłączeń), dla bloku 858 MW – 7 przypadków od początku jego eksploatacji (21,3% wszystkich zaistniałych wyłączeń). Dość liczne są również krótkotrwałe wyłączenia bloków wynikające z zakłóceń w pracy aparatury kontrolno-pomiarowej i automatyki (AKPiA) oraz układów zabezpieczeń i blokad technologicznych (UZ+BZ): dla bloków 370 MW – 550 przypadków od początku ich eksploatacji, dla bloku 858 MW – 7 przypadków od początku jego eksploatacji.



Rys. 1. Dyspozycyjność i awaryjność PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów w kolejnych latach eksploatacji.

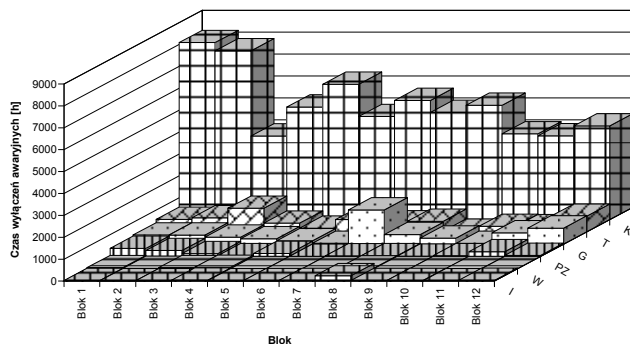


Rys. 2. Dyspozycyjność, awaryjność oraz czas wykorzystania mocy zainstalowanej krajowych elektrowni blokowych w 2013 r.

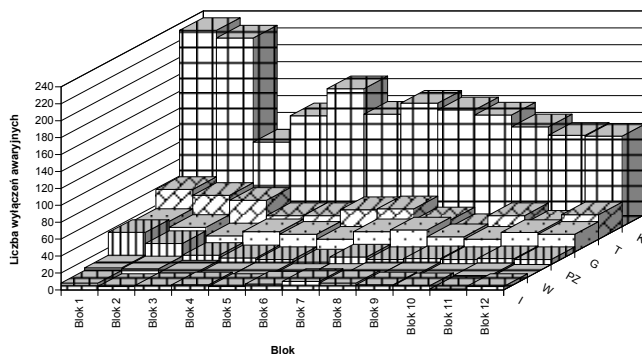
Zakłócenia te nie wpływają jednak w istotny sposób na sumaryczny czas postojów awaryjnych, gdyż stanowią tylko 2,4% łącznego czasu wyłączeń awaryjnych odnotowanych od początku eksploatacji bloków 370 MW oraz 14,8% łącznego czasu wyłączeń awaryjnych bloku 858 MW. W przypadku bloków 370 MW zdecydowanie największa liczba awarii dotyczy kotłów BB-1150 (1731 przypadków od początku eksploatacji elektrowni), w dalszej kolejności turbin, generatorów oraz układów pomp wody zasilającej. Sumaryczny czas trwania awarii kotłów BB-1150 jest długi, gdyż stanowi 83,2% całkowitego czasu wyłączeń awaryjnych bloków 370 MW (rys. 4a).

Na rys. 3a, 3b i 4 przedstawiono strukturę wyłączeń awaryjnych bloków 370 MW w zależności od miejsca wystąpienia uszkodzenia, natomiast na rys. 3c, 3d i 5 w zależności od przyczyny jego powstania. Z kolei na rys. 6a, 6b i 7 przedstawiono strukturę wyłączeń awaryjnych bloku 858 MW w zależności od miejsca wystąpienia uszkodzenia, natomiast na rys. 6c, 6d i 8 w zależności od przyczyny jego powstania za cały dotychczasowy okres pracy bloku 858 MW. Wykresy zamieszczone na rys. 4, 5, 7 i 8 zostały sporządzone w dwóch wariantach: czasowym (a) i ilościowym (b).

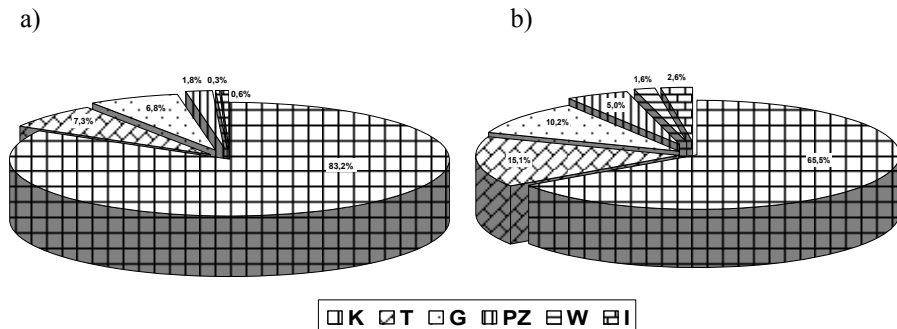
a)



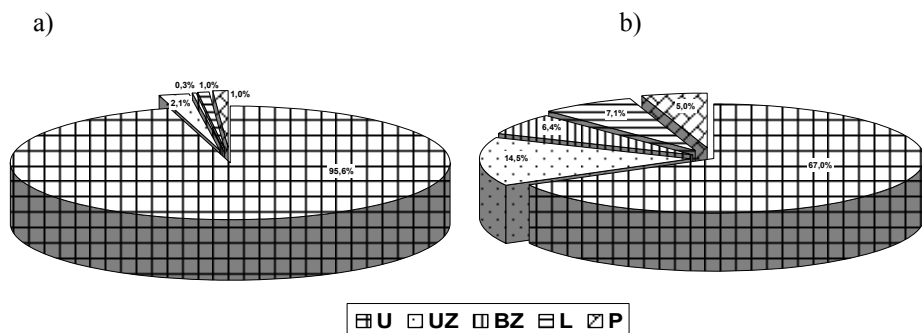
b)



nego (P1B), przegrzewacza grodziowego (P3), przegrzewacza konwekcyjnego wylotowego (P4), przegrzewacza wtórnego wlotowego (M1) i przegrzewacza wtórnego wylotowego (M2).

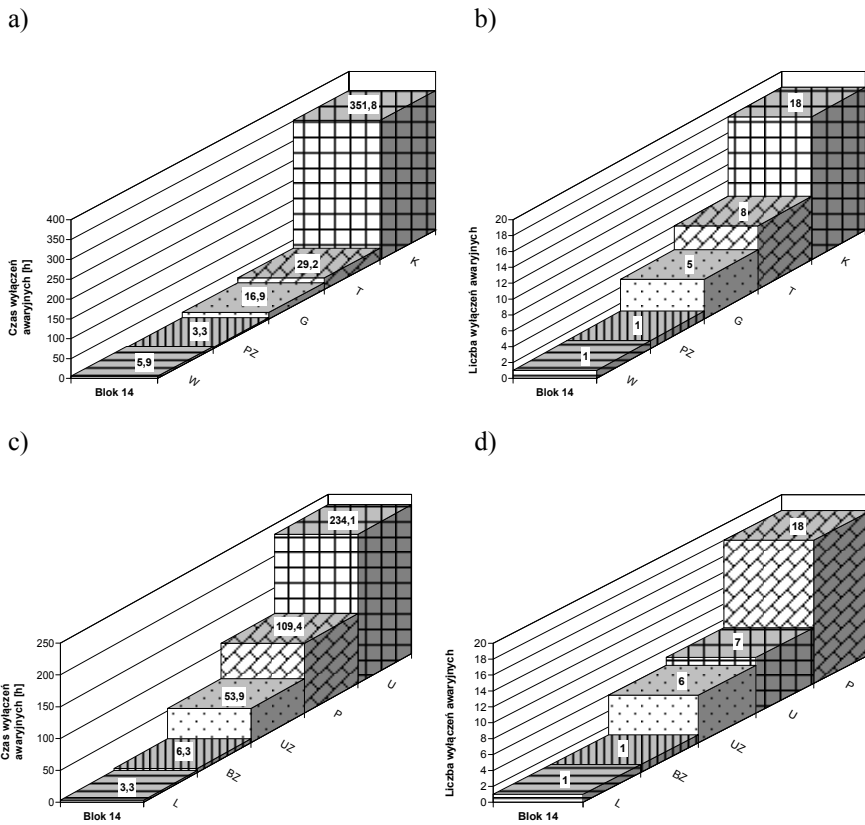


Rys. 4. Procentowy udział wyłączeń awaryjnych bloków 370 MW PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów za cały okres eksploatacji w zależności od miejsca zaistnienia w ujęciu: a) czasowym, b) ilościowym

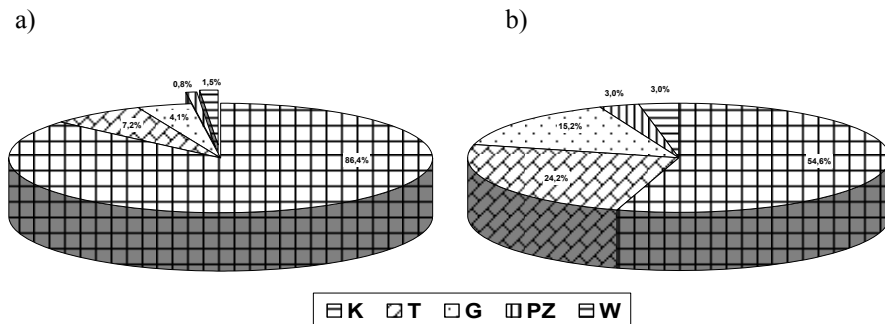


Rys. 5. Procentowy udział wyłączeń awaryjnych bloków 370 MW PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów za cały okres eksploatacji w zależności od przyczyny zaistnienia w ujęciu: a) czasowym, b) ilościowym

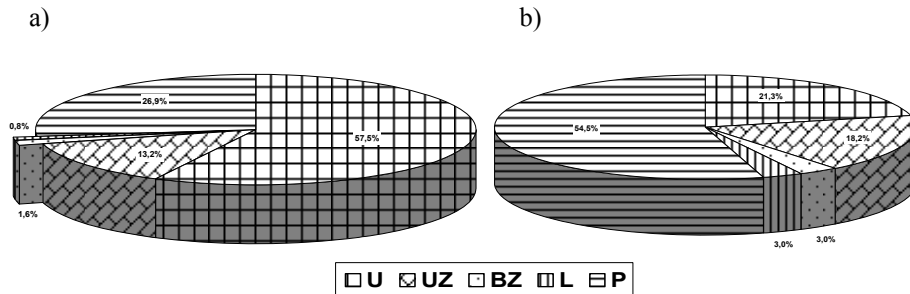
Uszkodzenia powierzchni ogrzewalnych wynikają zasadniczo z interakcji szeregu zjawisk fizycznych i chemicznych, których najbardziej widocznym skutkiem jest erozja wodno-popiołowa. W przypadku kotłów BB-1150 wymienić jeszcze należy naderwania spoin przy pletwie (parownik) i usterki technologiczne (wadliwe spoiny – fabryczne, montażowe i remontowe oraz wady fabrykacyjne) – rys. 9. Szczegółowa struktura uszkodzeń powierzchni ogrzewalnych kotłów BB-1150 w ostatnich szesnastu latach ich pracy (tzn. w latach 1998 ÷ 2013) została przedstawiona na rys. 10.



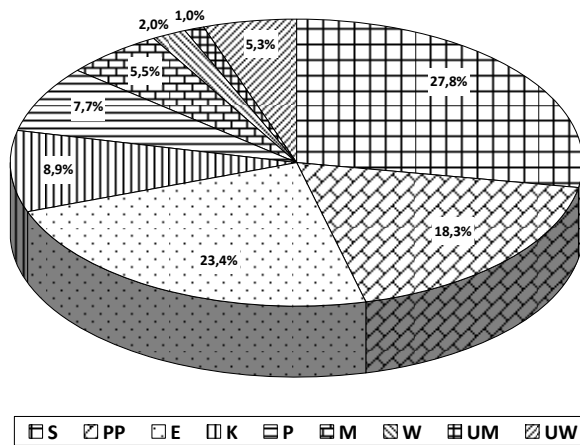
Rys. 6. Struktura wyłączeń awaryjnych bloków 858 MW PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów za cały okres eksploatacji: a) czasowa w zależności od miejsca awarii, b) ilościowa w zależności od miejsca awarii, c) czasowa w zależności od przyczyny awarii, d) ilościowa w zależności od przyczyny awarii



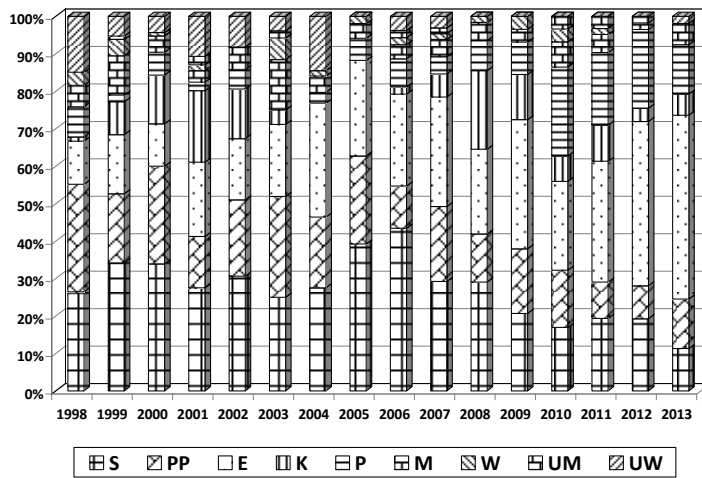
Rys. 7. Procentowy udział wyłączeń awaryjnych bloku 858 MW PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów za cały okres eksploatacji w zależności od miejsca zaistnienia w ujęciu: a) czasowym, b) ilościowym



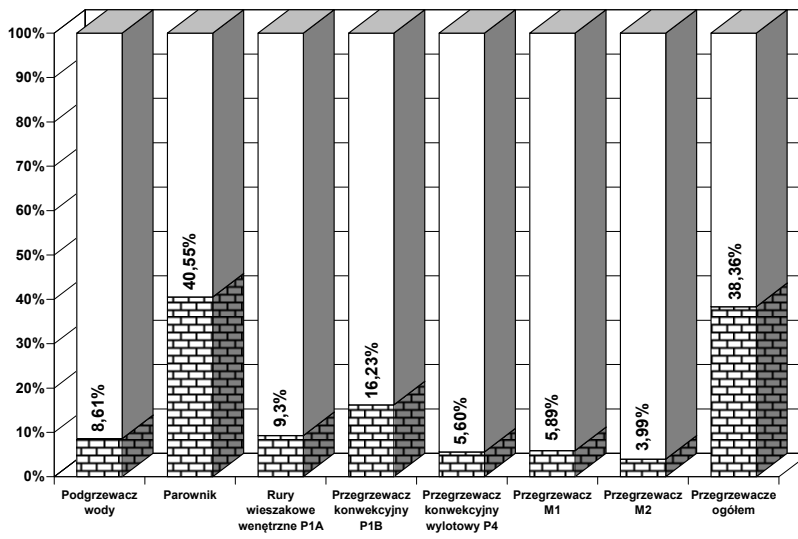
Rys. 8. Procentowy udział wyłączeń awaryjnych bloku 858 MW PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów za cały okres eksploatacji w zależności od przyczyny zaistnienia w ujęciu: a) czasowym, b) ilościowym



Rys. 9. Statystyka przyczynowa uszkodzeń powierzchni ogrzewalnych kotłów BB-1150 zainstalowanych w blokach 370 MW PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów w ujęciu ilościowym za okres od początku ich eksploatacji do końca 2013 r. Objasnienia: S – wadliwe spoiny, PP – pęknięcia od pletwy (rury parownika), E – erozja wodno-popiołowa, K – korozja, P – przegrzanie, M – mocowanie wieszaków (rury przegrzewaczy P1A), W – wady materiałowe, UM – uszkodzenia mechaniczne, UW – uszkodzenia wtórne



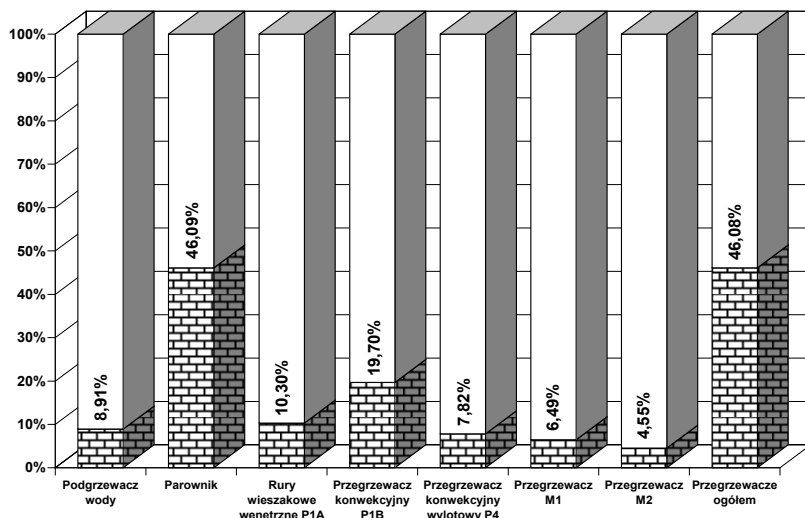
Rys. 10. Struktura uszkodzeń powierzchni ogrzewalnych kotłów BB-1150 zainstalowanych w blokach 370 MW PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów w ujęciu przyczynowym za okres ostatnich szesnastu lat ich pracy (tzn. za lata 1998 ÷ 2013). Objasnienia: S – wadliwe spoiny, PP – pęknięcia od pletwy (rury parownika), E – erozja wodno-popiołowa, K – korozja, P – przegrzanie, M – mocowanie wieszaków (rury przegrzewaczy P1A), W – wady materiałowe, UM – uszkodzenia mechaniczne, UW – uszkodzenia wtórne



Rys. 11. Procentowy udział nieszczelności poszczególnych powierzchni ogrzewalnych w ogólnym bilansie wyłączeń awaryjnych kotłów BB-1150 w ujęciu ilościowym

Wykazano, że uszkodzeniom ulegają najczęściej rury ekranowe parowników i przegrzewacze konwekcyjne P1B, których awarie powodują wyłączenia kotłów odpowiednio w ok. 41% i 16% przypadków (rys. 11). Czasy napraw tych elementów stanowią łącznie blisko 66% całkowitego czasu postojów awaryjnych kotłów (rys. 12), co stanowi jednocześnie ponad 54% całkowitego czasu postojów awaryjnych bloków 370 MW.

W związku z powyższym sprawą priorytetową dla służb ruchowych i remontowych PGE GiEK S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów powinna być dążność do poprawy dyspozycyjności czasowej kotłów BB-1150. W tym celu należy prowadzić przede wszystkim dalsze prace ukierunkowane na wzrost skuteczności profilaktyki remontowej ich poszczególnych powierzchni ogrzewalnych. Działania te powinny przyczynić się do ograniczenia liczby poważnych awarii, rozwijających się z reguły w trakcie normalnej pracy kotła z niewykrytymi nieszczelnościami.



Rys. 12. Procentowy udział nieszczelności poszczególnych powierzchni ogrzewalnych w ogólnym bilansie wyłączeń awaryjnych kotłów BB-1150 w ujęciu czasowym

3. Podsumowanie

O stopniu bezpieczeństwa każdego systemu elektroenergetycznego decydują jego najbardziej zawodne ogniwa, jakimi są urządzenia bloków energetycznych. Dlatego znajomość przyczyn i częstość występowania zakłóceń w pracy podstawowych urządzeń wytwórczych może być pomocna w ustalaniu opty-

malnych terminów remontów i modernizacji bloków oraz udzielaniu wiarygodnych gwarancji, co do niezawodności dostaw energii elektrycznej.

Utrzymanie na wysokim poziomie niezawodnościowych wskaźników eksploatacyjnych elektrowni opalanej węglem brunatnym jest znacznie trudniejsze, aniżeli elektrowni spalającej węgiel kamienny, z uwagi na naturalnie niekorzystne cechy węgla brunatnego jako paliwa energetycznego (niska wartość opałowa, duża zawartość wilgoci, balastu i siarki). Dzięki racjonalnym działaniom służb majątkowych, ruchowych i remontowych, wskaźniki dyspozycyjności i niezawodności elektrowni „Bełchatów”, mimo wyraźnych oznak starzenia urządzeń bloków 370 MW (zwłaszcza nr 1 i nr 2), utrzymywane są na przyzwoitym poziomie.

Literatura

- [1] Oziemski A., Pawlik M., Buchta J.: „Opracowanie prognoz wskaźników niezawodnościowych urządzeń wytwórczych bloków 370 MW i bloku 858 MW”, Łódź 2014 (nie publikowane).
- [2] Oziemski A., Jędrzejczyk J.: „Analiza niezawodności eksploatacyjnej bloków energetycznych zainstalowanych w Elektrowni Bełchatów”, *Energetyka* (2013), nr 8, s. 605-609.

SYMULACJA NUMERYCZNA PRACY USTROJU NOŚNEGO BLOKU ENERGETYCZNEGO W STANIE USTALONYM

Michał Paduchowicz, Eugeniusz Rusiński, Artur Górski,
Jerzy Czmochowski

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

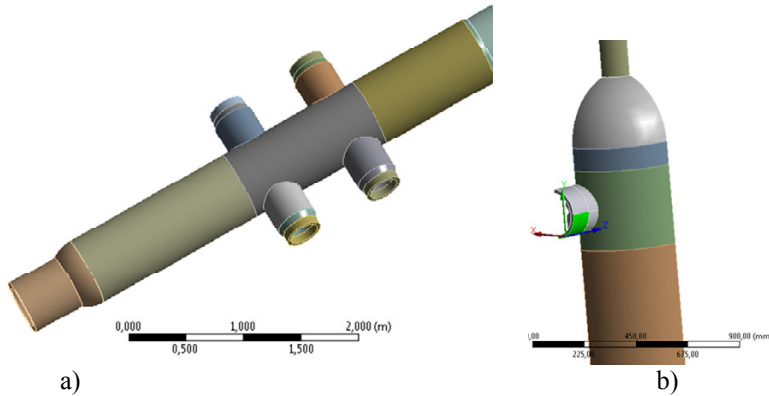
W poniższym rozdziale przedstawiono wybrane wyniki modelowych obliczeń wytrzymałościowych z wykorzystaniem metody elementów skończonych, butli separatora bloku energetycznego na parametry nadkrytyczne, o mocy 900 MW i sprawności powyżej 50%. W analizie tej uwzględniono obciążenia strukturalne, odpowiadające stanowi pracy ustalonej tej jednostki, dla jej maksymalnej mocy. Ze względu na wysokie wysokości temperatury i ciśnienia czynnika roboczego, w obliczeniach zostały uwzględnione materiały konstrukcyjne nowej generacji. Jednym z nich jest stal P92, przeznaczona do pracy w podwyższonych temperaturach. Obliczenia wytrzymałościowe zostały przeprowadzone zarówno w z zakresie sprężystym jak i sprężysto-plastycznym.

1. Wstęp

W ramach przeprowadzonych prac został określony stan wyężenia butli separatora przepływowego bloku energetycznego na parametry nadkrytyczne. W tym celu w pierw opracowano jego model numeryczny. Do dyskretyzacji wykorzystano elementy skończone wyższego rzędu HEXA 20 i Tetra 10. Symulacje numeryczne składały się z dwóch etapów. Pierwszym z nich były obliczenia termiczne, w wyniku, których otrzymano rozkład temperatury na powierzchniach tego elementu. Następnie przeprowadzono strukturalną analizę wytrzymałościową, w ramach, której, uwzględniając zarówno obciążenia cieplne (gradienty temperatury otrzymane w obliczeniach termicznych), jak i mechaniczne (ciśnienie pary i masę własną), zostały wyznaczone rozkłady naprężeń i odkształceń [1]

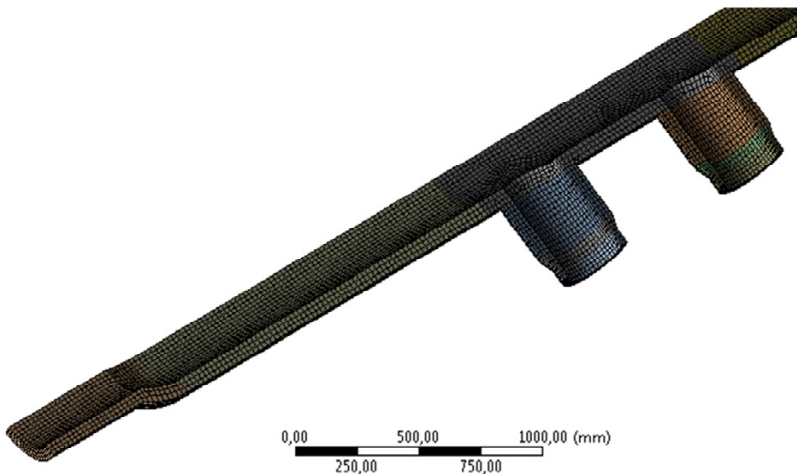
2. Modele obliczeniowe

W pierwszej kolejności, z racji na grubości ścianek butli wynoszące 50 mm i 70 mm, został opracowany jego bryłowy model geometryczny (rys. 1a i b).



Rys. 1. Widok fragmentu modelu butli separatora: a) obszar dolny króćców wlotowych pary b) obszar podparcia butli

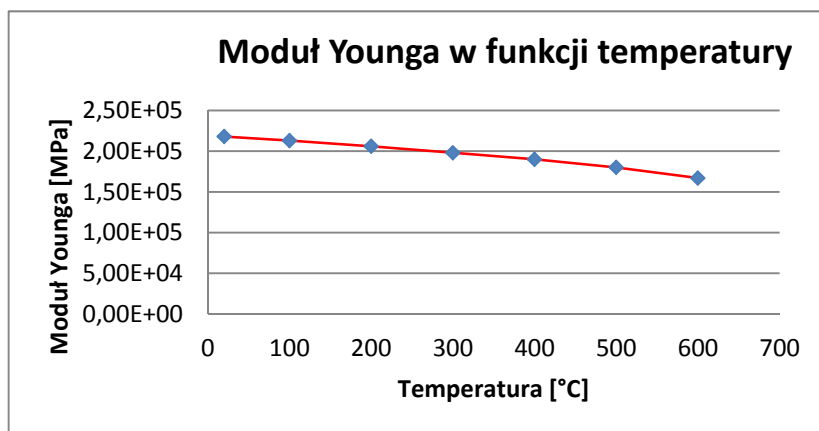
Następnie przeprowadzono dyskretyzację z użyciem elementów skończonych wyższego rzędu HEXA20 i Tetra10. Ze względu na symetrię tego elementu względem 2 płaszczyzn, został opracowany model dyskretny $\frac{1}{4}$ objętości całego modelu butli (rys. 2) [2].



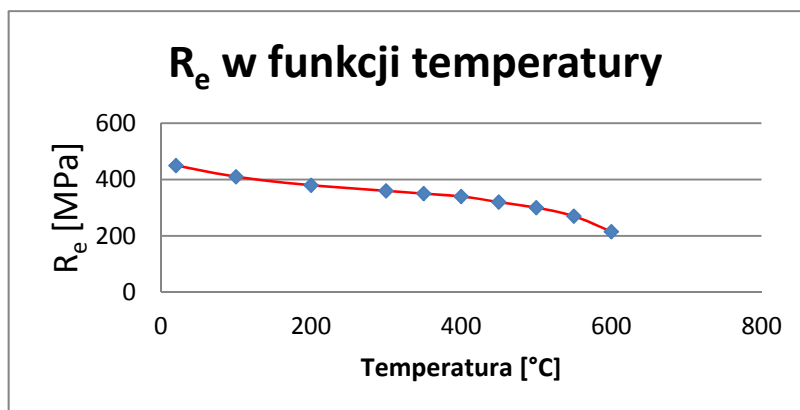
Rys. 2. Widok modelu dyskretnego $\frac{1}{4}$ objętości butli separatora

Dla tak opracowanego $\frac{1}{4}$ modelu, liczba wszystkich elementów skończonych wyniosła 201399, a węzłów jest równa 930326. W związku z tym liczba stopni swobody całego modelu dyskretnego była równa 2790708 [3].

W obliczeniach przyjęto jako materiał butli separatora pary stal X10CrMoVNb91 (P91). Jest to gatunek stali kotłowej żarowytrzymałej stosowanej w elementach ciśnieniowych pracujących w podwyższonych temperaturach. Własności mechaniczne wszystkich materiałów konstrukcyjnych ulegają zmianie wraz ze wzrostem temperatury. Na poniższych rysunkach (rys. 3 i 4) przedstawiono zmianę modułu Younga i granicy plastyczności w funkcji temperatury [4].



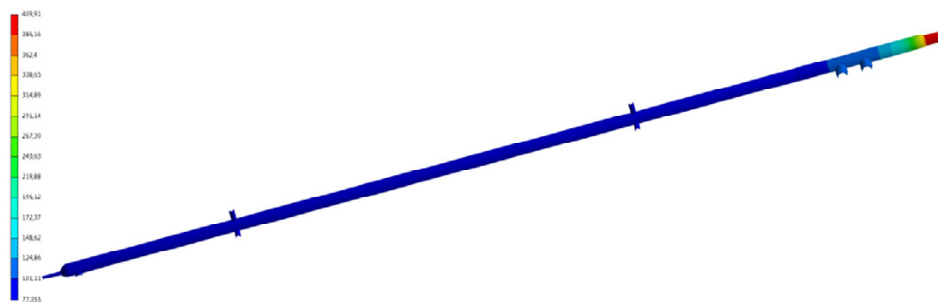
Rys. 3. Zależność Modułu Younga od temperatury dla stali P91



Rys. 4. Zależność granicy plastyczności R_e od temperatury dla stali P91

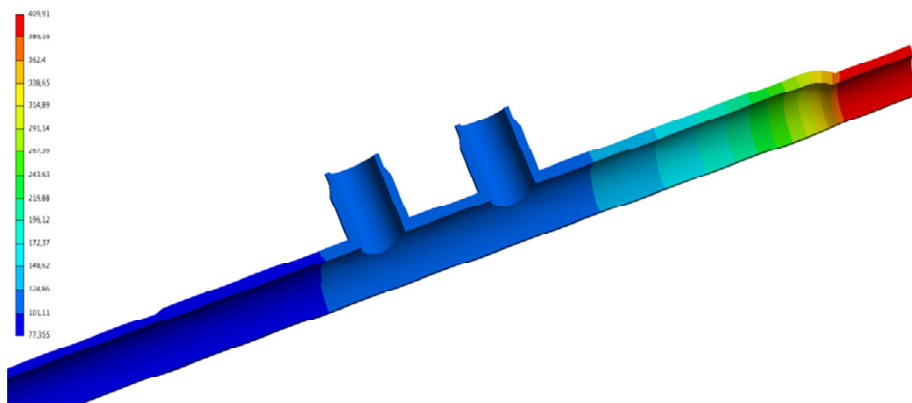
3. Obliczenia cieplne

Następnie zostały przeprowadzone symulacje przepływu ciepła w butli separatora, związane z rozruchem bloku energetycznego aż do ustabilizowania się wartości parametrów przepływającej pary, odpowiadających warunkom pracy ustalonej jednostki wytwórczej. Analiza przepływu ciepła została przeprowadzona w 6 krokach czasowych, spośród których ostatni był najdłuższy. Dzięki temu rozkład pola temperatury w objętości butli separatora dla stanu pracy przepływowej bloku (stan ustalony) jest zbliżony do tego pojawiającego się na rzeczywistym obiekcie. Do analizy przepływu ciepła zdefiniowano współczynnik tego podzespołu przyjmowania ciepła związane z konwekcją zachodzącą na między medium a ściankami wewnętrznymi butli. Dodatkowo przyjęto brak wymiany ciepła między tym elementem części ciśnieniowej kotła, a otoczeniem (obiekt rzeczywisty jest bardzo dobrze zaizolowany na zewnątrz) oprócz króćców odpowiedzialnych za jego prawidłowe przemieszczanie się w kierunku pionowym i butlę i tych, na których jest ona oparty. Rozkłady temperatury na powierzchniach butli, występujące podczas pracy ustalonej bloku, odpowiadające jego maksymalnej mocy zostały przedstawione na rysunkach poniżej (rys. 5 i 6) [5].



Rys. 5. Rozkład pola temperatury na butli separatora dla stanu pracy ustalonej odpowiadającej maksymalnej mocy bloku energetycznego

Na podstawie otrzymanych wyników cieplnych obliczeń numerycznych można było stwierdzić, że największe gradienty temperatury w czasie pracy ustalonej butli, wystąpiły w obszarze dolnego króćca wylotowego z butli. Są to miejsca gdzie może dojść do powstania potencjalnie największych naprężeń cieplnych [6].

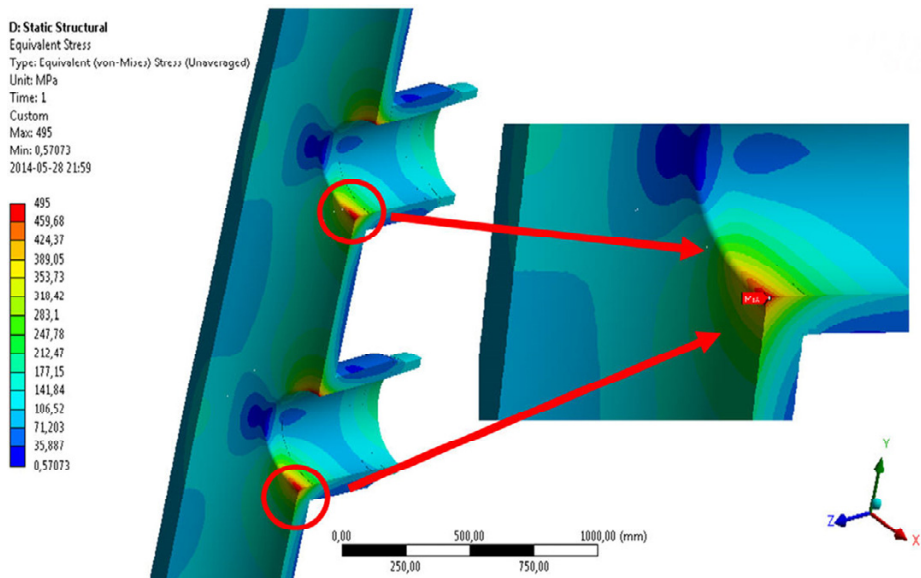


Rys. 6. Rozkład pola temperatury na butli separatora w obszarze dolnego króćca upustowego wylotowego dla stanu pracy ustalonej odpowiadającej maksymalnej mocy bloku energetycznego

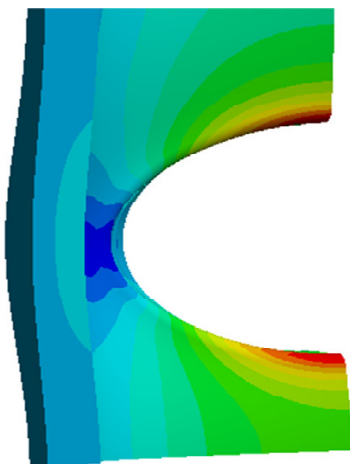
4. Obliczenia wytrzymałościowe

W następnej kolejności zostały przeprowadzone obliczenia wytrzymałościowe z wykorzystaniem metody elementów skończonych. W tym celu zostały zdefiniowane warunki brzegowe w postaci kombinacji utwierdzeń i obciążeń. Butla separatora jest podwieszona przegubowo na króćcach podporowych znajdujących się w jej górnej części. Podparcie to odbiera stopień swobody związany z przemieszczeniami pionowymi. Zdefiniowano również warunki symetrii na powierzchniach otrzymanych w wyniku podziału butli za pomocą 2 płaszczyzn symetrii. Do obciążeń wykorzystanych na ten element, można zaliczyć przede wszystkim niejednorodne pole temperatury na powierzchniach tego analizowanego obiektu, ciśnienie pary działające na jej ścianki wewnętrzne równe 27,4 MPa oraz jej ciężar własny. Dodatkowo z racji panującego w układzie ciśnienia, do powierzchni czołowych króćców przyłożono siły o wartościach równych iloczynowi wartości tego ciśnienia i ich pola przekroju poprzecznego. Otrzymane w ten sposób warstwy naprężeń przedstawiono na rysunku rys 7 [7].

Najwyższe wartości naprężeń zredukowanych wg. hipotezy Hubera-Misesa równe 495 MPa wystąpiły w obszarze łączenia butli separatora z króćcami dolotowymi. Wartości tych naprężeń są wyższe od granicy plastyczności, która dla temperatury metalu w tym obszarze wynosi 340 MPa. Pojawienie się tych naprężeń wywołane jest dużą sztywnością materiału wzdłuż ścianek butli i króćca dolotowego, przez co element nie może się odkształcić w kierunku wzdłużnym. Butla deformuje się w kierunku promieniowym, przez co otwór w butli jest owalizowany. Na górnej i dolnej krawędzi otworu powstają w ten sposób naprężenia rozciągające rys. 8 [8].



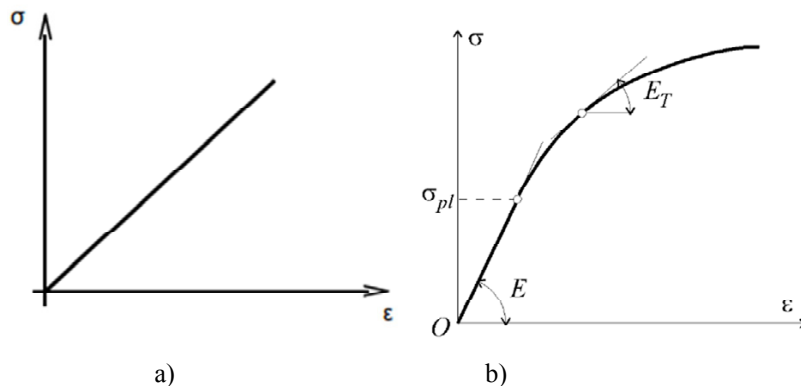
Rys. 7. Warstwicze naprężeń zredukowanych na wewnętrznej powierzchni butli separatora występujące w stanie ustalonym dla pary o temperaturze 405 °C i przy ciśnieniu wewnętrznym 27,4 MPa



Rys. 8. Naprężenia rozciągające na górnej krawędzi otworu

Tak wysokie wartości naprężeń wskazują na możliwość wystąpienia potencjalnego uplastycznienia materiału w tych miejscach. Wykorzystany do obliczeń materiał miał liniowy charakter. Oznacza to, że wykazywał on liniową za-

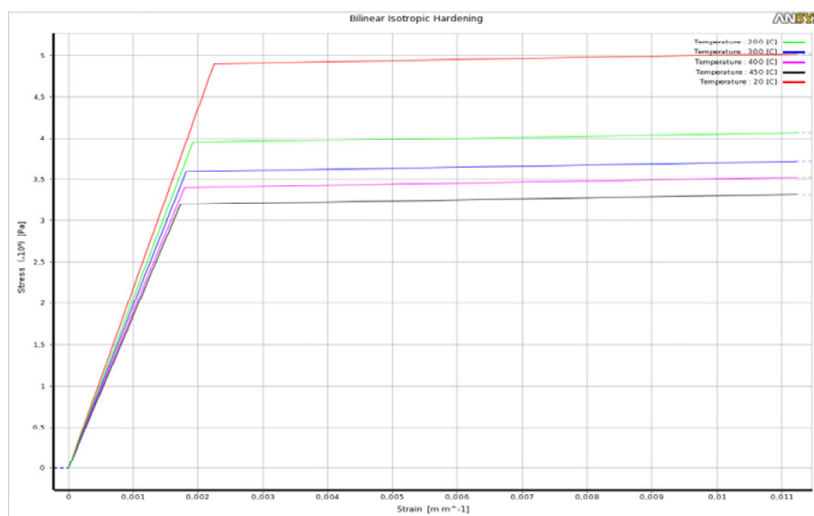
leżność naprężenia w funkcji odkształcenia materiału. Tangens kąta nachylenia krzywej odpowiada wartości modułu Younga materiału E w zakresie sprężystym (rys. 9a) [9].



Rys. 9. a) Model liniowo sprężysty materiału, b) Model sprężysto-plastyczny materiału

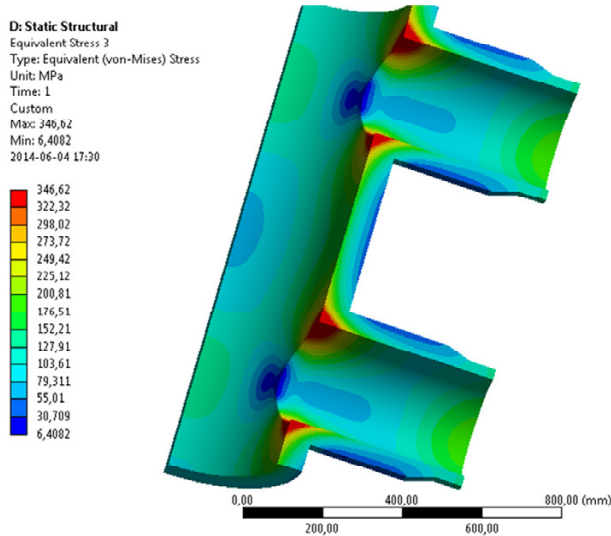
W punktach koncentracji naprężeń wystąpiło uplastycznienie materiału, przez co konieczne było przeprowadzenie nieliniowej analizy wytrzymałościowej o charakterystyce modelu materiału przedstawionej na rysunku rys. 9b.

Do analizy wytrzymałości nieliniowych przyjęto bilinearny model stali P91, który została przedstawiono poniżej [10].



Rys. 10. Przyjęta do obliczeń bilinearna charakterystyka stali P91

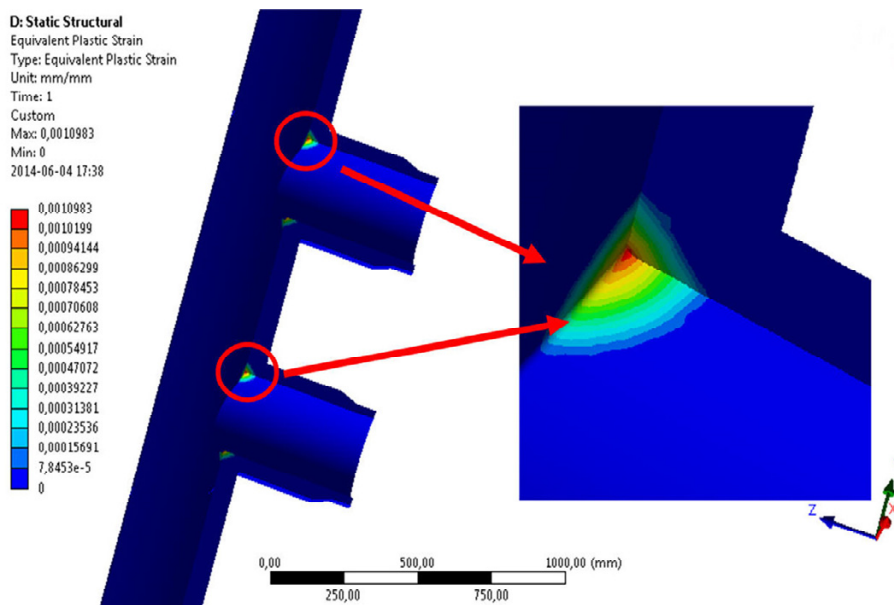
Oprócz nieliniowości materiałowej podczas obliczeń wytrzymałościowych wzięto pod uwagę nieliniowość geometryczną. Warstwice naprężeń zredukowanych, uzyskanych w tych obliczeniach przedstawiono rysunku poniżej (rys. 11) [11, 12].



Rys.11. Rozkład naprężeń zredukowanych na wewnętrznej powierzchni butli separatora w temperaturze 405 °C i przy ciśnieniu wewnętrznym 27,4 MPa uzyskany w analizie nieliniowej

Maksymalne plastyczne naprężenia zredukowane uzyskane w analizie nieliniowej wynoszą 346,6 MPa (rys. 12) [13]. Na rysunku rys. 12 przedstawiono rozkład odkształceń plastycznych występujących w obszarze łączenia kruców wlotowych pary z jej rurą pionową w części wewnętrznej tej rury.

Otrzymane odkształcenia plastyczne obejmują stosunkowo duży obszar powierzchni wewnętrznej butli zawiązany z jej połączeniem z krucami wlotowymi pary. Wskazuje to na możliwość pojawienia się w tym miejscu pęknięć, które na skutek regulacji parametrów pracy bloku, w trakcie jego eksploatacji, (a co za tym idzie wystąpienia zjawiska zmęczenia niskocyklowego w podwyższonych temperaturach), mogą propagować w głąb materiału konstrukcyjnego. W ostateczności może dojść do poważnego uszkodzenia konstrukcji butli separatora, uniemożliwiającej dalszą jej eksploatację.



Rys. 12. Rozkład zredukowanych odkształceń plastycznych uzyskany w analizie nieliniowej

5. Podsumowanie i wnioski

Liniowa analiza wytrzymałościowa wykazała, że maksymalne naprężenia zredukowane dla butli separatora wyniosły około 470 MPa. W miejscu tych naprężeń występuje karb geometryczny. Otrzymane wartości naprężeń zredukowanych znacznie przekroczyły granicę plastyczności materiału. Z tego powodu, dodatkowo wykonana została nieliniowa analiza wytrzymałościowa. Otrzymane w tym przypadku wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych wynosiły ok 345 MPa. Te wyniki obliczeń obrazują fakt, że elementy układów ciśnieniowych kotła na parametry nadkrytyczne mogą być narażone na poważne uszkodzenia, które w ostateczności prowadzą do odstawienia całych bloków energetycznych. Obecnie rozwój kondensacyjnych bloków węglowych oparty jest na zwiększaniu ich sprawności, poprzez podnoszenie parametrów pary świeżej takiej jak jej temperatura i ciśnienie. Aktualnie obiegi cieplne nowoczesnych kotłów parowych uzyskują sprawność do 47,5%. Największą przeszkodą, na drodze do poprawy tego współczynnika jest brak odpowiednich materiałów konstrukcyjnych, zdolnych do pracy przy bardzo wysokich wartościach temperatury i ciśnienia pary, a z drugiej zaś strony o stosunkowo niskiej cenie. Obecnie w fazie testów są nowe stopy stali wysokostopowych, które być może

umożliwią w przyszłości budowę nowych wysokosprawnych i niskoemisyjnych konwencjonalnych bloków energetycznych [14, 15].

PODZIĘKOWANIA

Przedstawione w pracy 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 CO₂ ze spalin.

Literatura

- [1] Rusiński E., Czmochowski J., Smolnicki T. Modelowanie pęknięcia zmęczeniowego w ustrojach nośnych MCR.; Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich - w tym budowlanych. V Konferencja, Zakopane, 21-25 stycznia 1992 Warszawa.
- [2] Okrajni J., "Badanie zmęczenia cieplno-mechanicznego w ujęciu obowiązujących norm i jego komputerowe modelowanie " Acta Mechanica et Automatica , 2009.
- [3] Gryboś R, "Drgania konstrukcji wzbudzone przepływem ", Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
- [4] Bis Z.: "Kotły fluidalne- Teoria i praktyka", Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2010.
- [5] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F., "Elektrownie", WNT, Wydanie czwarte, Warszawa 2000.
- [6] Rusiński E., Czmochowski J., Górski A.: Numeryczna ocena stanu degradacji konstrukcji nośnych kotłów i urządzeń. Konferencja Naukowo-Techniczna, Energetyka 2000. Wrocław, 2000.
- [7] Górski A., Iluk A., Rusiński E.: Diagnostowanie stanu odkształcenia ustroju nośnego komory paleniskowej fluidalnego kotła energetycznego. Prz. Mech. 2004 R. 63 nr 6 s. 11-16.
- [8] Czmochowski J., Górski A., Sawicki M., Śliwka A.: Analiza termiczno-wytrzymałościowa MES kanału spalin kotła energetycznego. Systems 2004 vol. 9, s. 228-237.
- [9] Czmochowski J., Górski A., Smolnicki T.: Wybrane problemy z obliczeń wytrzymałościowych ekranów komory paleniskowej kotła rusztowego wodnorurowego. Systems 2004 vol. 9, s. 238-244.
- [10] Czmochowski J., Górski A.: Analiza numeryczna stanu wyężenia bandaży kanału spalin kotła energetycznego. Górnictwo Odkrywkowe 2003 R. 45 nr 4/5 s. 30-33.
- [11] [11] Rusiński E., "Czmochowski J., Smolnicki T., Zaawansowana metoda elementów skończonych " Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [12] Zienkiewicz O. C.; Taylor R. L.: The Finite Element Method. Fourth Edition. vol. 1 i 2.McGRAW-HILL Book Company 1991.
- [13] Rusiński E., Górski A.: Modelowanie konstrukcji nośnych kotłów w Elektrowni Turów. ENERGETYKA NR 2, 1998, str. 65-72.
- [14] Iluk A., Górski A.: Analiza przyczyn uszkodzeń chłodnic śrubowych popiołu dennego. Systems 2002 vol. 7 spec. iss. nr 1 s. 235-244.
- [15] Czmochowski J., Derlukiewicz D., Górski A.: Analiza konstrukcji nośnej kanału spalin bloku energetycznego. Systems 2003 vol. 8, s. 112-121.

CO₂ CAPTURE BY CALCIUM LOOPING FROM THE OXY-COMBUSTION

Halina Pawlak-Kruczek*, Marcin Baranowski, Monika Tkaczuk -Serafin

*Politechnika Wroclawska ,Wyb. Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław,
halina.kruczek@pwr.edu.pl

The chapter presents results of studies on the CO₂ sorption on solid calcium sorbents by the Calcium Looping method. Tests were carried out for three calcium sorbents: Czatkowice - Poland, EnBw - Germany, Xirorema Sand - Greece. During the tests the concentration of CO₂ in the simulating flue gases was 70 and 80%. Calcination process runs in the temperatures: 900, 950 and 1000°C, and carbonation - 650°C. The study aimed to determine and compare the capacity of the sorption of CO₂ from flue gases of oxy - combustion for the selected sorbents and the effect of the residence time of the sorbent in the processes of calcination and carbonation for CO₂ sorption capacity. The tests were performed under laboratory conditions for a three - stage tubular reactor.

The research position control system has a continuous change in mass at three different temperatures, and allows for determination of the gas composition at the outlet of the reactor. It was observed that high concentration of CO₂ and high temperatures of calcination causes very disadvantageous sintering of sorbent increasing with the sorbent residence time in the process. In subsequent studies calcination time was reduced, which had a very beneficial effect on the sorption capacity. Carbon capture and capacity of the sorption CO₂ by calcium looping for the oxy- combustion is much greater than for the combustion in air.

Symbols

W	moisture, %
X _{CO2}	CO ₂ amount supplied to the process, kg
D	density, kg/dm ³
V	volume, m ³
Xn [gCO ₂ /gCaO (n)]	carbonation conversion, gCO ₂ /gCaO

1. Introduction

Recently, much work is being focused to the global warming effect reduction caused by excessive CO₂ emissions. Carbon dioxides is the main gas form power production sector responsible for causing the greenhouse effect (Budzi-

anowski, 2012). In connection with the growing requirements of the EU exhaust emission are appeared methods for reducing CO_2 . The calcium looping cycle for post-combustion CO_2 capture is considered to be one of the most feasible ways for capturing CO_2 from large-scale coal-fired power plants [2, 3, 7, 11]. This technology according to the authors may be coupled to oxy-combustion technology replacing condensation of water vapor from the flue gas. Obtaining a pure stream of CO_2 from flue gas condensation method requires that the flue gas does not contain impurities.

There are used the sorbents containing CaO . This process involves the reversible reaction between a form of calcium carbonate (CaCO_3) and its oxidized form (CaO), which is a sorbent (Fig.1).

In the process of CO_2 capture from flue gas by adsorption on CaO we have to deal with the following chemical reactions:

carbonation:



calcination:

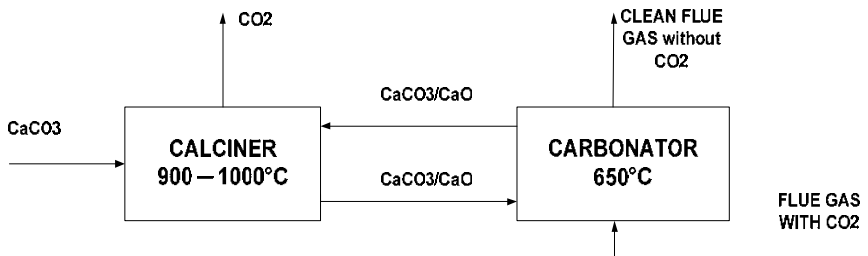


Fig. 1. Block diagram of CO_2 removal from flue gases in the chemical calcium looping

This chapter presents results of studies on the CO_2 sorption on solid sorbents in oxy conditions technology. The method for CO_2 capture from flue gas on calcium sorbents is the subject of research in many scientific centers [1, 4, 6, 8, 9, 12].

The actual problem that requires studies is to determine process parameters allowing for maximum sorption in many cycles, ie reduction of the sorbent deactivation degree in subsequent cycles.

The mechanism of sorbent deactivation in the subsequent cycles is the subject of many studies [4, 9, 12] in order to select a method to reduce sorbent deactivation.

The main reason of sorbents deactivation which is responsible for reduction sorbent reactivity is sintering, while crystal CaO growth thus the reactivity of sorbent in subsequent cycles decreases.

Selection of the suitable conditions for the calcination temperature and time of calcination and carbonation as well as the presence of steam water allows reducing the sintering effect.

The Ca-looping is a competitive method of removing CO₂ from the flue gas of high content of CO₂ with respect to the method of condensation of water vapor from the flue gas of the reasons why the Ca-looping does not require high purity. In the method of CO₂ separation from the flue gas by condensation of H₂O is required that the gas does not contain SO₂ and NO_x, which is removed from flue gas in additional unit (CPU).

Therefore, the competitiveness of the Ca-looping method results the fact that it can be applied to flue gas after conventional cleaning installations.

In the "Ca-looping" both competitive reactions desulfurization ($\text{CaO} + \text{SO}_2 + \text{O}_2 \rightarrow \text{CaSO}_4$) and carbonation (reaction 1) lowering slightly of CO₂ sorption capacity but does not cause the release SO₂, and only CO₂ in sorbent regeneration cycle conditions. Thus is obtained pure stream of carbon dioxide.

Simultaneously the negative effect of the SO₂ presence on sorption capacity is slight at the middle concentration of SO₂ and the presence of steam in flue gas [10].

2. Experimental studies of CO₂ sorption

2.1. Apparatus

Preliminary tests of the cyclic carbonation and calcination were performed in a Perkin Elmer Diamond Thermogravimetric Analyzer (TGA). For each TGA run, a batch of around 50 mg of sorbent with size of 315-630 μm was introduced in the sample holder.

Calcination and carbonation reactions were carried out in the same atmosphere (70 and 80% CO₂, rest O₂ or N₂), in subsequent cycles, at 900, 950, 1000° C of calcination and 650° C of carbonation.

Consecutively the tests were performed under laboratory conditions for a three-stage tubular reactor (Fig.2). The apparatus allows for examination of different variants of Ca-looping process in various atmosphere, temperature, time, and in turn affect the process of carbonation after any number of cycles.

The stand-up is equipped with the position control system and continuous control of in mass at different temperatures what allows for measurements of mass change during carbonation and calcination step with simultaneous of measurement of the gas composition at the inlet and outlet of the reactor. All

signals from the sensors are continuously transmitted and recorded on the computer.

Sorption and desorption process is monitored on the basis of the weight loss over time. This allows measuring the amount of CO_2 absorbed in the carbonation (sorption), and the amount of CO_2 released from the sorbent in calcination (desorption).

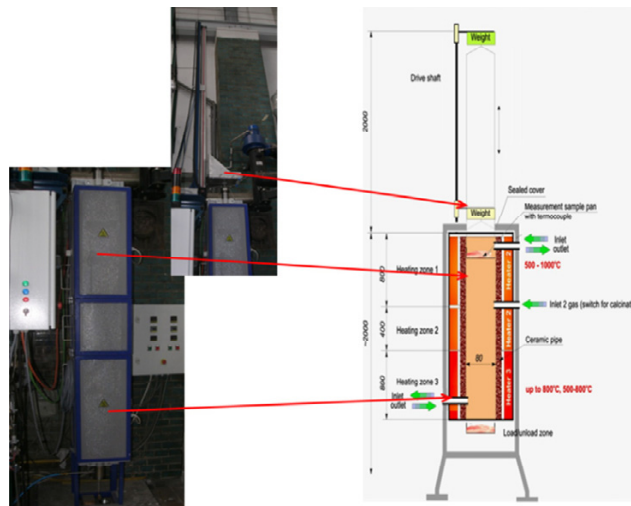


Fig. 2. Photo (left) and scheme (right) of the experimental apparatus

2.2. Operating conditions and experimental procedure

The study aimed to determine and compare CO_2 sorption capacity of selected sorbent for oxy - combustion conditions, and the impact of sorbent residence time in the process of calcination and carbonation and temperature on CO_2 sorption capacity. Examined three calcium sorbents with different parts of Europe, ie Czatkowice - Poland, EnBW - Germany, Xirorema Sand - Greece.

The operating conditions of the experiments for all sorbents are given in Table 1. In these tests, during the calcination stage and after fixed time carbonation stage through the bed of sorbent a gas mixture containing 70% CO_2 or 80% CO_2 . These experimental conditions were selected to simulate calcination in an oxy - firing environment. In particular, it was found in preliminary tests that a temperature as high as 950°C was necessary to calcine the limestone at reasonable rates in an environment containing 70% CO_2 and 80% respectively.

Tab.1. Experimental conditions for tests

	conditions1	Conditions2	Conditions3	Conditions4	Conditions5	Conditions6
1. calcination	10 min	10 min	20 min	10 min	10 min	10 min
Further calcination	3 min	3 min	15 min	3 min	3 min	3 min
Further carbonation	3 min	3 min	10 min	5 min	5 min	5 min
CO ₂	80%	80%	70%	70%	80%	80%
O ₂	20%	20%	-	-	20%	-
N ₂	-	-	30%	30%	-	20%
Temp.of calcination	900°C	1000°C	950°C	950°C	950°C	950°C
Temp. of carbonation	650°C	650°C	650°C	650°C	650°C	650°C

3. Results

The preliminary research suggests that the effect of the O₂ content in the flue gas or of N₂ has no influence on sorption capacity, as opposed to the CO₂ content what is visible in figure 3a.

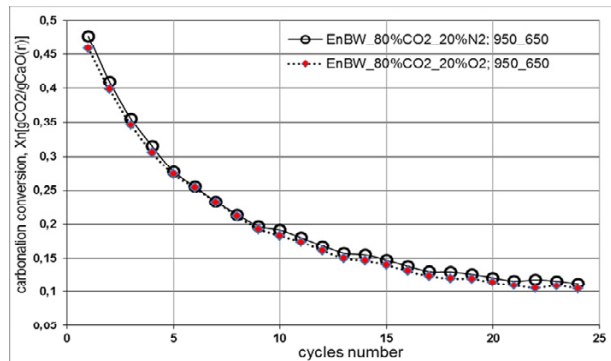


Fig. 3a. A comparison of the O₂ and N₂ content in “flue gas” effect on sorption capacity of the sorbent EnBW (conditions 5, 6) at CO₂ concentration 80%

Calcination temperature value determines the degree of sorbent’s decomposition, but also the reactivity of the resultant sorbent.

As a result of studies, determined effect of calcination temperature on the sorption capacity of calcium sorbent.

It was concluded, that the calcination temperature (order 900 °C) for concentrations $\geq 70\%$ of the CO₂, that is present in the flue gas t from the oxy-

combustion, is far too low for the CO₂ capture by calcium chemical looping (no calcium carbonate decomposition), which is why the calcination temperature was increased to 950 °C and 1000 °C. Comparison of CO₂ sorption and desorption temperature for 900 °C and 950 °C and 1000°C is shown in Fig. 3b.

The temperature of calcination 1000 °C resulted lower sorption capacity of sorbent in any subsequent cycle, what is shown in figure 4, as well as the rate of carbonation is lower (see figure 5).

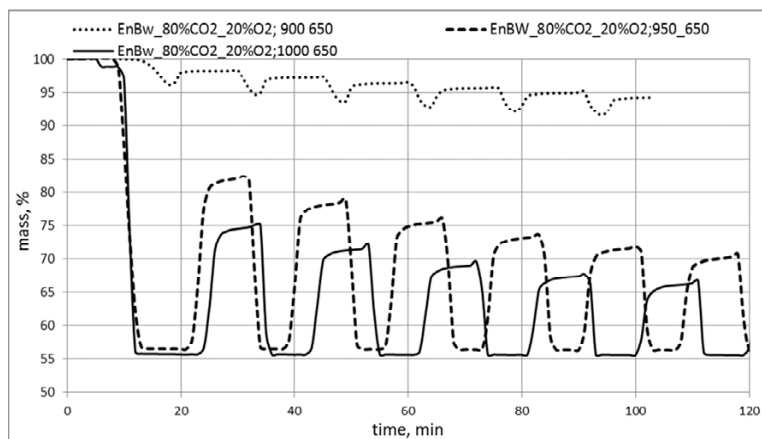


Fig. 3b. Diagram of the CO₂ capture in calcium chemical looping for different calcination temperatures (conditions 1, 2 and 5)

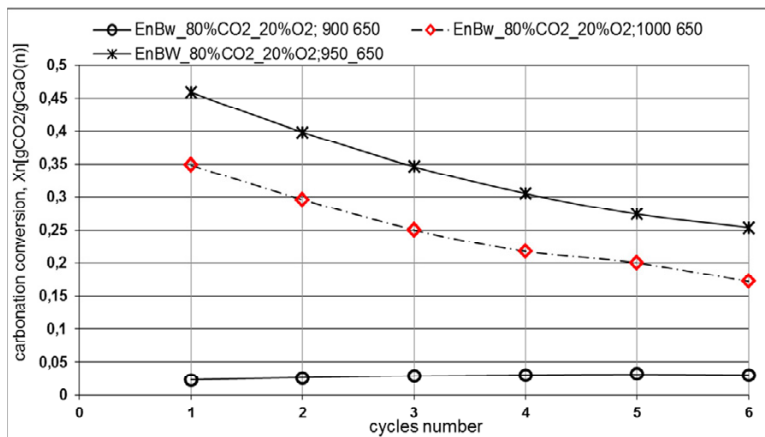


Fig. 4. The effect of calcination temperature on the sorption capacity in the each cycles of the process (conditions 1, 2 and 5)

This effect confirms that the sintering is responsible for deactivation of sorbents. Sintering depends also on time of calcination what was proved by the investigation of CO₂ capturing in many cycles for 3 different sorbents at different time of both calcination and carbonation.

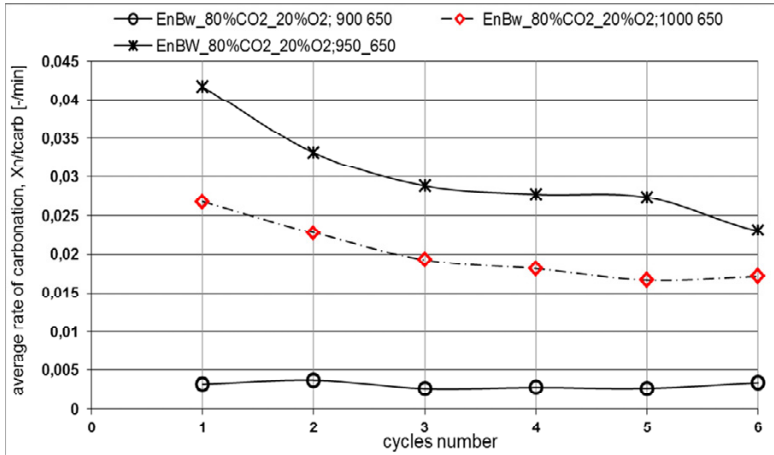


Fig. 5. The effect of calcination temperature on the rate of CO₂ sorption in the each 1 cycles of the process (conditions 1, 2 and 5).

The improvement of sorption capacity at high CO₂ concentration was achieved by significant reducing the time of calcination stage and also the carbonation stage. The effect of calcination time on sorption capacity shows in figure 6,7 and in table 2.

Table 2. Comparison of the results for the selected sorbents for step 1 and 9 of the CO₂ sorption for different concentrations of CO₂ in the calcination and carbonation process and times in the calcination and carbonation process

	Czatkowice		EnBw		Xirorema	
	1.step	9.step	1.step	9.step	1.step	9.step
calc/carb = 70% CO ₂ Temp_950_650 (condition 3)	0,33	0,13	0,43	0,15	0,31	0,13
calc/carb = 70%CO ₂ _czas 5min_kalc; 3min_karb Temp_950_650 (condition 4)	0,35	0,15	0,47	0,19	0,35	0,15

The beneficial effects on CO₂ sorption capacity under conditions 4 (shorter time of calcination, carbonation) are shown in Tab. 2. These capacity increased in the first step from 0.43 to 0.47 Xn [gCO₂/gCaO (n)] for sorbent EnBW, in the ninth step from 0.15 to 0.19 Xn [gCO₂/gCaO (n)], ie 9.3% and 26% respectively. The temperature of the carbonation process does not have much influence on the sorption capacity.

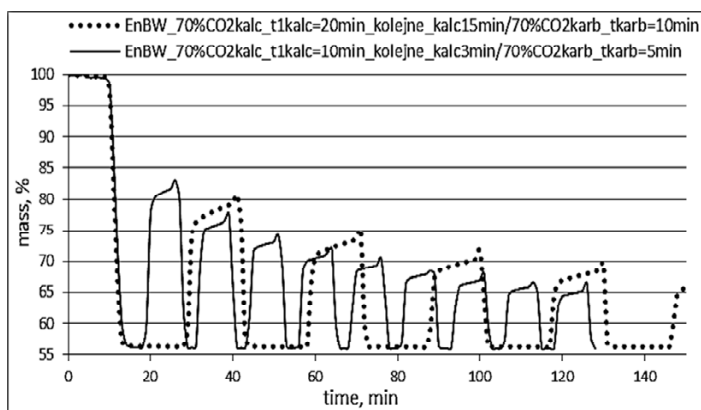


Fig. 6. Diagram of the CO₂ capture in calcium chemical looping for different calcination and carbonation times (conditions 3 and 4)

At high calcination temperatures (about 1000 °C) there is a very unfavorable sorbent sintering process. As a result there is a reduction in porosity and active surface, wherein the CO₂ absorption occurs.

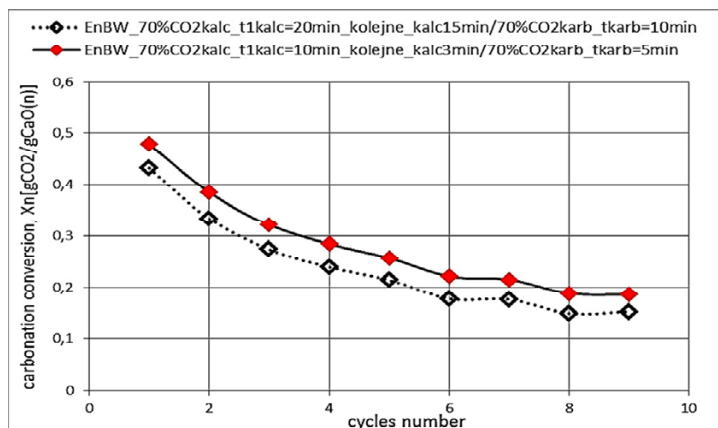


Fig. 7. Diagram showing the effect of calcination and carbonation time on CO₂ sorption efficiency in the process various steps (conditions 3 and 4)

The decrease CO₂ sorption capacity occurs with increasing number of carbonation - calcination cycles (Fig. 4, 7). The loss of reactivity sorbent in 6 cycles for both CO₂ concentration-70 and 80% is order of 52% , and loss of average rate of carbonation is order 37% (see figure 5), what confirms that sintering thus change of pores size distribution so limitation of internal surface for CO₂ is responsible for sorbent deactivation.

In Figure 7 it can be seen that the sorption capacity is larger at shorter time of each step of cycle at 950 °C temperature of calcination process.

4. The amount of sorbent required for the CO₂ sorption from flue gas - analysis for the power unit

The mass balance of sorbent required for removal of CO₂ from flue gas was made for the power unit of power 100 MWe and thermal power – 300 MWth, where the fuel is brown coal with a moisture content $W = 15\%$ burned in an oxygen atmosphere content 30% oxygen (oxy30%).

The calculations were made on the basis of assuming the average of the experimental CO₂ sorption capacity 30% and the absorption time equal 5 min. The stream of carbon dioxide contained in the flue gas in this case is 101.0 kg/s. Thus, the CO₂ amount supplied to the process during 5 min. (X_{CO_2}) is $X_{CO_2} = 30000$ kg. For adopted the above assumptions, the amount of sorbent required for CO₂ separation for 100 MW power unit is 100 tonnes of CaO, ie 178.6 tonnes of CaCO₃. Knowing the sorbent bulk density (d), one can determine the volume of sorbent required for the separation from the flue gas for block 100MW, this volume is, for $d = 1.44$ kg/dm³, 124.0 m³.

5. Results and conclusion

Analyzing the obtained results, it was found that in order to optimize the CO₂ capture by calcium looping from the flue gas obtained in oxy- combustion, the selection of calcination temperature and time of calcination step and carbonation step decides on sorption capacity. That sorption capacity can be improved by shortening of each process stage at fixed temperature of calcination.

Results obtained for different three sorbents showed that final sorption capacity depends not only on process parameters but also on sorbent origin i.e. on its properties. It was also noted that with increasing CO₂ concentrations in the simulated flue gas, it should increase the temperature of the calcination process.

Should be taken into the possibility of sorbent surface sintering, which results in a decrease in the sorbent sorption capacity.

References

- [1] Abanades J., *Chem. Eng.* 2002, 90, 303.
- [2] Abanades JC, Grasa G, Alonso M, Rodriguez N, Anthony E.J., Romeo LM. Cost structure of a postcombustion CO₂ capture system using CaO. *Environ Sci. Technol.* 2007;41:5523-7.
- [3] Alonso M, Rodriguez N, Gonzalez B, Grasa G, Murillo R, Abanades JG. Carbon dioxide capture from combustion flue gases with a calcium oxide chemicalloop. Experimental results and process development. *Int J Greenhouse GasCon* 2010;4:167-73.
- [4] Blamey J., Anthony E.J., Wang J., Fennel P., *Progr. Energy Combustion Sci.* 2010, 36, 260.
- [5] Budzianowski W.M., Target for national carbon intensity of energy by 2050: A case study of Poland's energy system, *Energy* 46 (2012) 575-581.
- [6] Coppola A., Scala F., Salatino P., Montagnaro F.; Fluidized bed calcium looping cycles for CO₂ capture under oxy-firing calcination conditions: Part 1. Assessment of six limestones, *Chemical Engineering Journal* 231 (2013) 537–543
- [7] Ives M, Mundy RC, Fennell PS, Davidson JF, Dennis JS, Hayhurst AN. Comparison of different natural sorbents for removing CO₂ from combustion gases, as studied in a bench-scale fluidized bed. *Energy Fuels* 2008; 22:3852-7.
- [8] Lu D.Y., Hughes R.W., Anthony E.J., Ca-based sorbent looping combustion for CO₂ capture in pilot-scale dual fluidized beds, *Fuel Processing Technology*, 89 (2008) 1386-1395.
- [9] Pawlak-Kruczek H., Baranowski M., Solecki A., Łużny R.: CO₂ capture effectiveness by calcium looping with regenerated calcium sorbents / H. Pawlak-Kruczek [i in.]. W: *The Clearwater Clean Coal Conference [Dokument elektroniczny] : proceedings of the 39th International Technical Conference on Clean Coal & Fuel Systems, June 1 to 5, 2014, Clearwater, Florida, USA / [ed. Barbara A. Sakkestad. North Potomac] : Coal Technologies Associates, [2014]. s. 1-12.*
- [10] Pawlak - Kruczek H., Baranowski M., Tkaczuk-Serafin M.: Impact of SO₂ in the presence of steam on carbonation and sulfation of calcium sorbents / Pawlak-Kruczek H., Baranowski M., Tkaczuk-Serafin M. *Chemical Engineering & Technology*. 2013, vol. 36, nr 9, s. 1511–1517.
- [11] Romeo LM, Lara Y, Lisbona P, Martinez A. Economical assessment of competitive enhanced limestone for CO₂ capture cycles in power plants. *Fuel Process Technol* 2009;90:803-11.
- [12] Sharat K. Pathi, Weigang Lin, Jytte B. Illerup, Kim Dam-Johansen, and Klaus Hjuler, CO₂ Capture by Cement Raw Meal, *Energy Fuels*, 2013, 27 (9), pp 5397–5406.

DOBÓR ŹRÓDŁA NAPĘDU SPRĘŻARKI CO₂ DLA REFERENCYJNEGO BLOKU WĘGLOWEGO 900 MW

Paweł Pilarz, Tadeusz Chmielniak

Politechnika Śląska w Gliwicach, Konarskiego 18, pawel.pilarz@polsl.pl,
tadeusz.chmielniak@polsl.pl

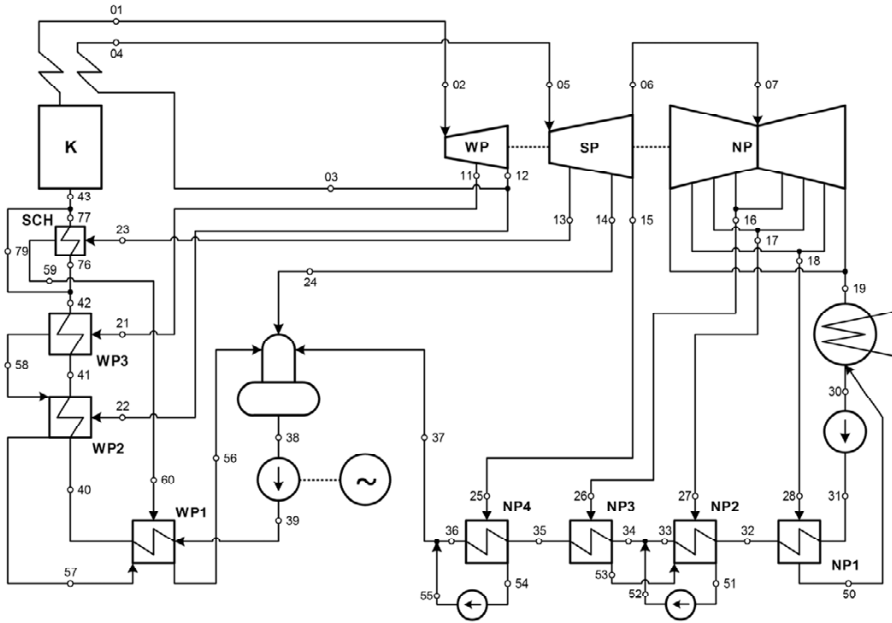
Proces wychwytu, transportu oraz składowania dwutlenku węgla (CCS – *Carbon Capture and Storage*), który jest produktem emisyjnym dużych instalacji energetycznych, wymaga kompresji tego czynnika do wysokich ciśnień, transportu rurociągowego do lokalizacji składowania oraz wtrysku do stosownych formacji geologicznych. Transport rurociągowy dużych ilości CO₂ na znaczne odległości uznaje się za najbardziej racjonalny pod względem ekonomicznym. Straty ciśnienia w drodze transportu na duże odległości wymagają wysokich wartości ciśnienia wylotowego za sprężarką CO₂ rzędu 150 ÷ 200 bar. Dlatego też istotnym jest zastosowanie sprawnego procesu sprężania z doprowadzeniem odpowiedniej mocy do sprężarki. W rozdziale rozważono wariant napędu turbinowego oraz elektrycznego sprężarki CO₂ z uwzględnieniem wpływu źródła napędu na wskaźniki referencyjnego bloku węglowego 900 MW.

1. Wprowadzenie

Stacja sprężania dwutlenku węgla jest projektowana w celu integracji z referencyjnym blokiem węglowym 900 MW (*CCS-Ready*) [2] spalającym węgiel kamienny (rys. 1). Bez integracji z systemem wychwytu i sprężania CO₂ sprawność obiegu podstawowego wynosi 50,88%, sprawność brutto – 49,12%, a sprawność netto – 47,65%. Rozdział przedstawia zmienność wskaźników pracy bloku węglowego w zakresie obciążenia 35 ÷ 100% przy uwzględnieniu integracji bloku ze stacją kompresji CO₂.

W wyniku przeprowadzonych analiz w zakresie optymalizacji termodynamicznej oraz systemowej dla różnych struktur instalacji sprężania CO₂ [4,5], wyodrębniono kilka wariantów stacji kompresji dwutlenku węgla wychwyconego ze spalin referencyjnego bloku węglowego 900 MW:

- Wielostopniową, jednowalową sprężarkę promieniową z czterema sekcjami sprężania: $N_i = 66,84$ MW;
- Ośmiostopniową, promieniową sprężarkę przekładniową: $N_i = 56,46$ MW;
- Sześciostopniową promieniową sprężarkę przekładniową oraz pompę z pompowaniem nadkrytycznym: $N_i = 51,98$ MW.



Rys. 17. Schemat referencyjnego bloku węglowego 900 MW poddanego analizie wariantów podłączenia turbiny

Do analizy wpływu źródła napędu sprężarki na blok węglowy obrano ośmiostopniową promieniową sprężarkę przekładniową. Wybrano dwie możliwości napędzania sprężarki CO₂ tj.: napęd turbinowy oraz napęd elektryczny. Zastosowanie napędu turbinowego sprowadza się do instalacji turbiny parowej napędzanej czynnikiem pobieranym z ciepłego obiegu bloku węglowego. Wiąże się to z koniecznością ingerencji w obieg cieplny w postaci poboru pary wodnej. Przekazanie mocy realizuje się za pomocą wału łączącego turbinę z pierwszą parą stopni sprężania CO₂. Prędkość obrotowa wału dla nominalnego punktu pracy wynosi $n_t = 5847,2$ obr./min. W przypadku silnika elektrycznego prędkość obrotowa wału $n_s = 750$ obr./min i jest to wariant nieingerujący w strukturę obiegu cieplnego [6].

2. Napęd turbinowy sprężarki CO₂

Wybrano dwa możliwe miejsca na pobór pary i skierowanie jej na turbinę parową napędzającą sprężarkę CO₂:

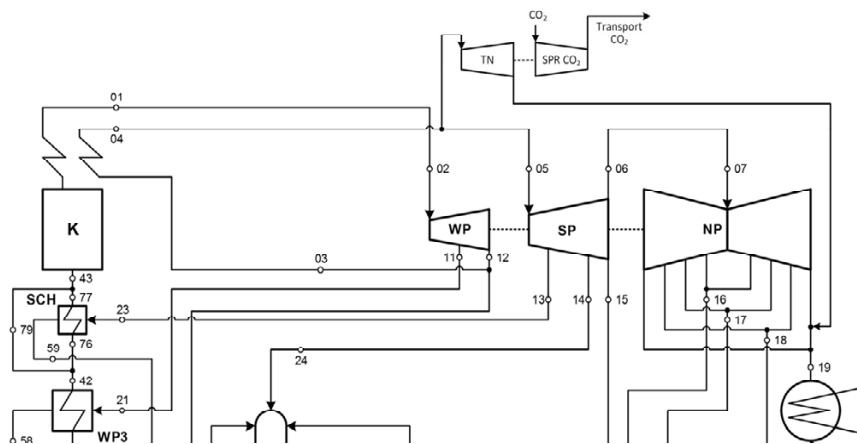
- Rurociąg z parą za częścią wysokoprężną prowadzący do wtórnego przegrzewu;
- Rurociąg z parą wtórnice przegrzaną prowadzący do części średnioprężnej.

Do analizy wariantów posłużono się programem *Epsilon® Professional* [1], w którym do obiegu bloku 900 MW wprowadzono rozdzielacz czynnika wraz z kontrolerem, pozwalający na dobór strumienia pary do turbiny, w zależności od wymaganej mocy sprężarki N_{SPR} .

Po uwzględnieniu strat mechanicznych sprężarki ($\eta_m = 0,99$) moc turbiny parowej powinna wynosić $N_{TN} = 57,03$ MW (w przypadku obciążenia bloku 100% oraz odseparowanego strumienia CO₂ do sprężarki $\dot{m}_{CO_2} = 156,43$ kg/s [6]). Taką też moc założono pierwotnie przy analizowaniu poszczególnych wariantów lokalizacji turbiny.

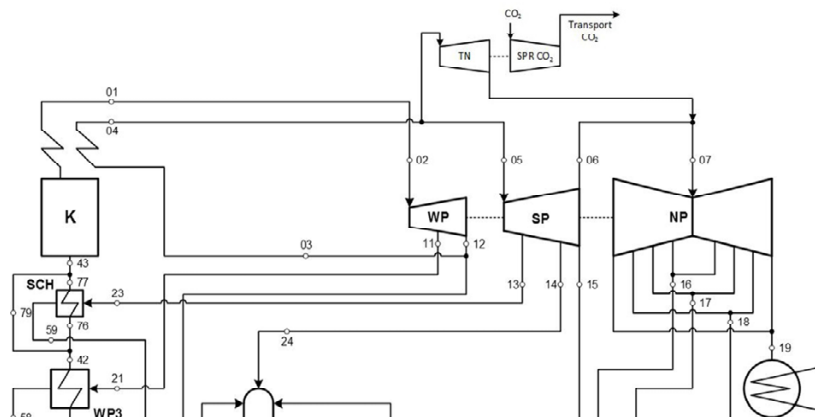
2.1. Wariant poboru z parociągu przed częścią średnioprężną

W pierwszym wariantcie rozdzielacz pary umiejscowiono na rurociągu pary przegrzanej przed częścią średnioprężną, gdzie para wodna ma wysokie parametry termodynamiczne. Parę wylotową z turbiny napędzającej (TN) sprężarkę CO₂ (SPR CO₂) skierowano do skraplacza (rys. 2).



Rys. 2. Dołączenie turbiny napędzającej (TN) sprężarkę CO₂ (SPR CO₂) do rurociągu z parą przegrzaną z wylotem do skraplacza

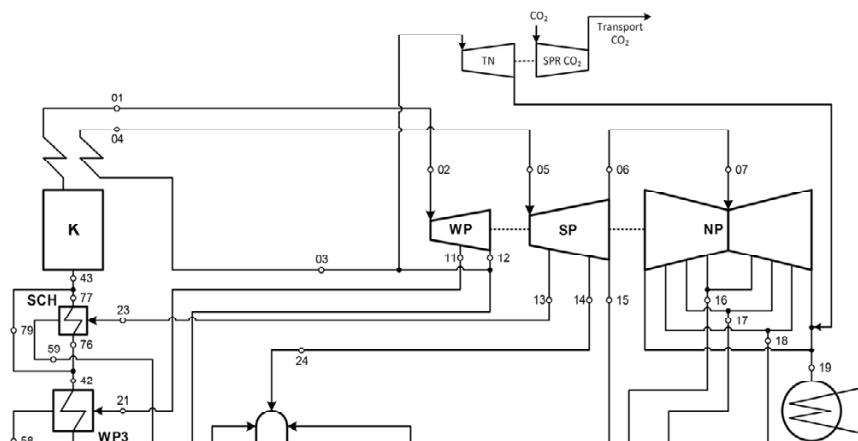
Drugim zamodelowanym wariantem dla poboru pary wtórnie przegrzanej z parociągu jest skierowanie czynnika za turbiną napędową do przelotni części średnioprężnej, czyli docelowo do części niskoprężnej turbiny (NP) (rys. 3).



Rys. 3. Dołączenie turbiny napędzającej (TN) sprężarkę CO₂ (SPR CO₂) do rurociągu z parą przegrzaną z wylotem do części niskoprężnej (NP)

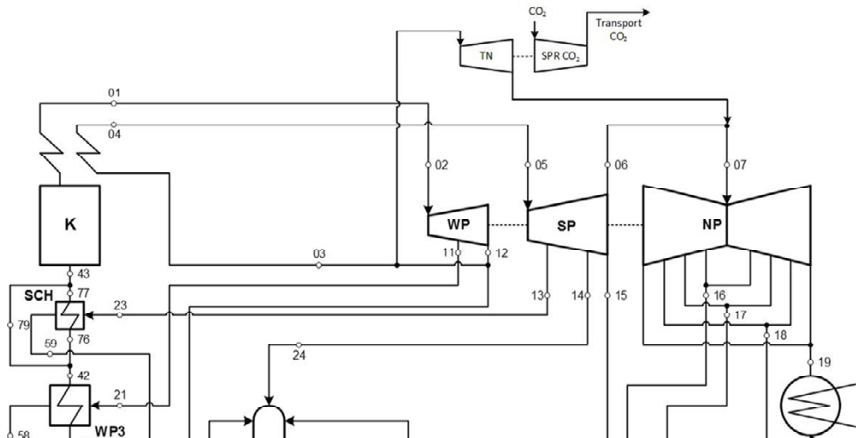
2.2. Warianty poboru z parociągu za częścią wysokoprężną

Trzeci wariant dotyczy umieszczenia rozdzielacza strumienia czynnika na rurociągu pary wylotowej z części wysokoprężnej, która powraca do kotła w celu wtórnego przegrzania czynnika. Parę wylotową z turbiny napędzającej sprężarkę CO₂ wyprowadzono do skraplacza (rys. 4).



Rys. 4. Dołączenie turbiny napędzającej (TN) sprężarkę CO₂ (SPR CO₂) do rurociągu z parą za częścią wysokoprężną (WP) z wylotem do skraplacza

Ostatni brany pod uwagę wariant polega na poborze pary z rurociągu za częścią wysokoprężną oraz ponowne wprowadzenie jej do obiegu podstawowego w części niskoprężnej turbiny (rys. 5).



Rys. 5. Dołączenie turbiny napędzającej (TN) sprężarkę CO₂ (SPR CO₂) do rurociągu z parą za częścią wysokoprężną z wylotem do części niskoprężnej (NP)

3. Modelowanie wariantów lokalizacji turbiny parowej

Za pomocą programów *Epsilon® Professional* [1] i *MS Excel* [3] przeprowadzono obliczenia w celu wyznaczenia wymaganej mocy turbiny oraz prędkości obrotowej wału łączącego sprężarkę CO₂ z turbiną [6]. Wykorzystano do tego zależność podobieństwa przepływu gazu przez sprężarkę z uwzględnieniem zmian obciążenia bloku w zakresie 35 ÷ 100%. Zmiana obciążenia bloku 900 MW wpływa na ilość wytwarzanego dwutlenku węgla, a zatem w zależności od mocy bloku osiągane są różne strumienie CO₂ do sprężenia.

Obliczenia dotyczyły czterech wybranych wariantów przyłączenia turbiny parowej:

- Poboru pary przed częścią średnioprężną:
 - Z powrotem pary do skraplacza (1),
 - Z powrotem pary do części niskoprężnej turbiny (2),
- Poboru pary za częścią wysokoprężną:
 - Z powrotem pary do skraplacza (3),
 - Z powrotem pary do części niskoprężnej (4).

Z powodu zmiennego strumienia CO₂ do sprężenia – zależnego od obciążenia bloku węglowego – należało określić prędkości obrotowe wału pierwszej

pary stopni sprężania. Posłużono się punktem pracy sprężarki podanym w [5]: $n = 5847,2$ obr./min; $N_{spr} = 56456,6$ kW; $\dot{m}_{CO_2} = 156,43$ kg/s;

$$\dot{V}_{CO_2} = 54,85 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Biorąc pod uwagę projektowe założenia dla CO_2 na wlocie do sprężarki tj.: $p = 1,5$ bar = 150000 Pa; $t = 35^\circ\text{C} = 308,15$ K; $\dot{m}_{CO_2} = 156,43$ kg/s;

Przeliczono gęstość gazu ρ (1), a na tej podstawie strumień objętościowy \dot{V}_{CO_2} (2):

$$\rho = \frac{p^*M}{R^*T} = 2,58 \text{ kg/m}^3 \quad (1)$$

$$\dot{V}_{CO_2} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\rho} = 60,63 \text{ m}^3/\text{s} \quad (2)$$

Obliczony strumień objętościowy CO_2 (2) wykorzystano do dalszych przeliczeń w *MS Excel* [3] związanych ze zmianą prędkości obrotowej wału łączącego turbinę napędową z pierwszą parą stopni sprężania. W obliczeniach uwzględniono zmianę strumienia dwutlenku węgla do sprężenia, po dołączeniu turbiny napędowej, zależnego od obciążenia bloku węglowego. Zmiana obciążenia bloku i strumieni objętościowych CO_2 dla analizowanych wariantów integracji turbiny napędowej z obiegiem cieplnym przedstawiono w tab. 1.

Zauważyć można, że w przypadku wariantów (3) i (4), czyli dla poboru pary za częścią wysokoprężną, występuje mniejszy strumień CO_2 do sprężenia niż w pozostałych wariantach. Dzieje się tak ponieważ część pobranej pary nie powraca do kotła w celu przegrzewu. Niższy strumień pary do osiągnięcia parametrów wtórnego przegrzewu potrzebuje mniejszego strumienia paliwa, co prowadzi do nieznacznego ograniczenia wytwarzanego CO_2 .

Korzystając z zależności (3) podobieństwa przepływu gazu przez sprężarkę [7] przeliczono prędkości obrotowe wału oraz wymaganą moc turbiny i sprężarki dla zmiennego obciążenia bloku (tab. 2) (założone sprawności: $\eta_{mech} = 0,99$; $\eta_{iTP} = 0,88$). Należy jednak zastrzec, że podane wyniki są wartościami przybliżonymi, bez uwzględniania liczby Macha dla wyższych prędkości obrotowych i liczby Reynoldsa dla niższych, z uwagi na małe sprężenie oraz zmienne parametry gazu na wlocie ($t = 35^\circ\text{C}$, $p = 1,5$ bar).

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{oraz} \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (3)$$

Tabela 1. Zmienność strumienia CO₂ do sprężenia w zależności od obciążenia bloku i wariantu dołączenia turbiny

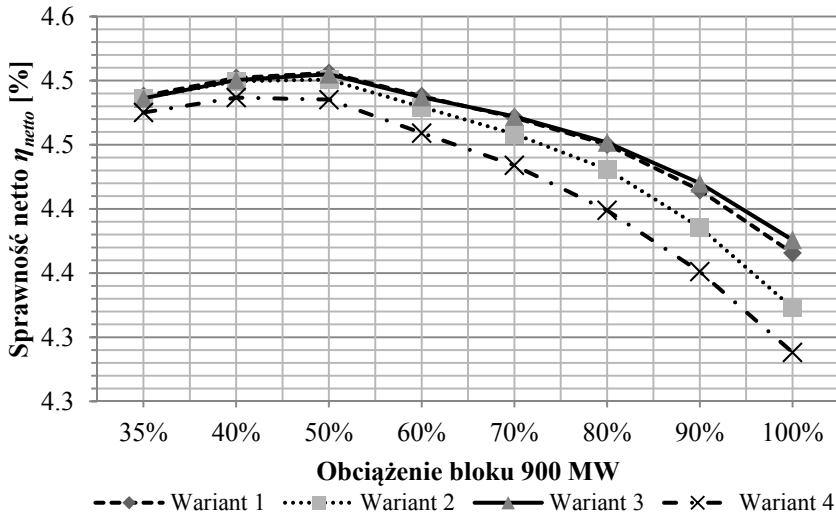
Obciążenie bloku	\dot{V}_{CO_2} [m ³ /s] bez CCS	\dot{V}_{CO_2} [m ³ /s] wariant (1)	\dot{V}_{CO_2} [m ³ /s] wariant (2)	\dot{V}_{CO_2} [m ³ /s] wariant (3)	\dot{V}_{CO_2} [m ³ /s] wariant (4)
100%	60,98	61,76	62,83	60,59	59,78
90%	55,51	56,07	56,80	55,22	54,68
80%	49,96	50,36	50,84	49,76	49,40
70%	44,32	44,58	44,89	44,18	43,95
60%	38,58	38,75	38,93	38,49	38,35
50%	32,76	32,86	32,96	32,69	32,60
40%	26,78	26,83	26,89	26,74	26,69
35%	23,75	23,78	23,81	23,72	23,68

Tabela 2. Obliczona prędkość obrotowa wału oraz moce sprężarki i turbiny w zależności od obciążenia bloku

Obciążenie bloku	Wariant (1)		Wariant (2)		Wariant (3)		Wariant (4)					
	Prędkość obrotowa wału n [obr./min] / Moc sprężarki N_{SPR} / moc turbiny N_{TN} [MW]											
100%	5955,6	59,7	60,3	6059,2	62,8	63,5	5843,5	56,3	56,9	5765,5	54,1	54,7
90%	5407,6	44,7	45,1	5478,0	46,4	46,9	5325,7	42,7	43,1	5273,2	41,4	41,8
80%	4856,3	32,3	32,7	4902,8	33,3	33,6	4798,6	31,2	31,5	4763,8	30,5	30,8
70%	4299,4	22,4	22,7	4329,0	22,9	23,1	4260,4	21,8	22,1	4238,2	21,5	21,7
60%	3736,8	14,7	14,9	3754,7	14,9	15,1	3711,7	14,4	14,6	3698,0	14,3	14,4
50%	3168,6	9,0	9,1	3178,8	9,1	9,2	3152,9	8,9	8,9	3144,3	8,8	8,9
40%	2587,8	4,9	4,9	2592,8	4,9	5,0	2579,1	4,8	4,9	2574,1	4,8	4,9
35%	2293,3	3,4	3,4	2296,6	3,4	3,5	2287,2	3,4	3,4	2283,7	3,4	3,4

Za pomocą programu *Epsilon® Professional* [1] zamodelowano wpływ dołączenia turbiny parowej napędzającej sprężarkę CO₂ na wskaźniki analizowanego bloku 900 MW [2]. Zmienne obciążenie bloku węglowego ma istotny wpływ na zmianę parametrów pary i stężenia CO₂ w spalinach co przekłada się na zmianę sprawności obiegu (rys. 6).

Dołączenie turbiny parowej napędzającej sprężarkę CO₂ prowadzi do obniżenia sprawności bloku. Jednocześnie wskaźniki sprawności są zależne od lokalizacji turbiny napędowej, wielkości pobieranego strumienia pary wodnej (w zależności od obciążenia bloku) oraz miejsca powrotu tej pary do obiegu (do części niskoprężnej lub skraplacza).



Rys. 6. Wpływ lokalizacji turbiny napędowej na sprawność netto bloku 900 MW przy zmiennym obciążeniu

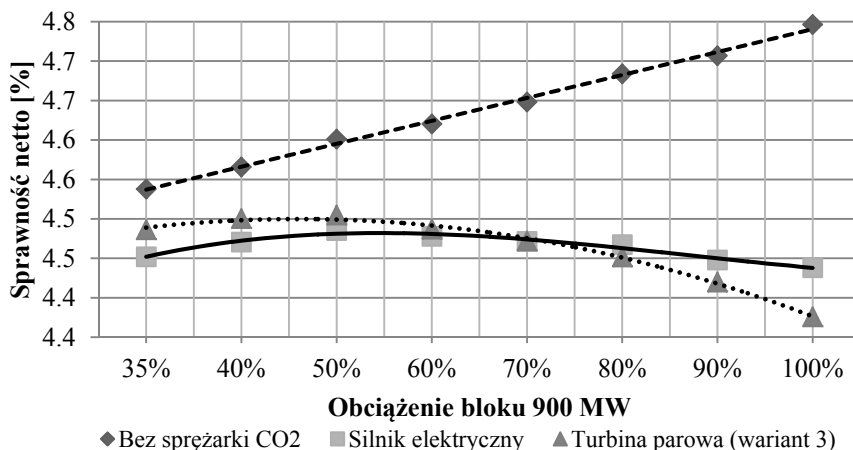
Sprawność netto jest najwyższa przy wariantach (1) i (3) dla obciążeń powyżej 60%, gdzie zastosowano wylot pary do skraplacza. Różnica między tymi dwoma wariantami w sprawności jest niewielka i wynosi 0,1 p.p. sprawności netto (dla obciążenia 100%) na korzyść wariantu (3) z poborem pary z za części wysokoprężnej ($\eta_{netto} = 43,76\%$), jednak ta nadwyżka maleje ze spadkiem obciążenia bloku do 70%, gdzie następuje redukcja różnicy. Nieznacznie wyższa sprawność dla wariantu (3) wynika z mniejszego strumienia pary powracającej do kotła celem przegrzewu (mniejsze zużycie paliwa i mniejsza produkcja CO_2 do wychwytu i sprężenia), ale tylko w wariantcie z wylotem do skraplacza. Przy niskich obciążeniach zauważyć można zbieżność sprawności dla wariantów (1), (2) i (3). Najniższą sprawnością netto w całym zakresie obciążeń charakteryzuje się wariant (4), gdzie wykorzystuje się parę z za części wysokoprężnej powracającą do obiegu na wlocie do części niskoprężnej turbiny głównej. Ogólna tendencja spadku sprawności netto wraz ze wzrostem obciążenia bloku związana jest ze zwiększającym się strumieniem dwutlenku węgla do sprężenia. Przekłada się to na konieczność zwiększenia mocy turbiny napędowej sprężarki CO_2 , a co za tym idzie zwiększenia strumienia pary pobieranej z obiegu cieplnego bloku.

4. Napęd elektryczny sprężarki CO₂

Zastosowanie silnika elektrycznego w celu napędzania sprężarki wychwyconego dwutlenku węgla pozwala ominąć ingerencję w obieg parowy bloku węglowego 900 MW [2], jaka ma miejsce w wariacie napędu za pomocą turbiny parowej. Założenia do analizy są zbieżne do tych z obliczeń dla turbiny parowej. Wykorzystano dane dla punkt pracy sprężarki [5]: $n = 750$ obr./min; $N_{spr} = 56456,6$ kW; $\dot{m}_{CO_2} = 156,43$ kg/s. Z równania (2) obliczono strumień objętości CO₂ $\dot{V}_{CO_2} = 60,63$ m³/s.

Następnie skorzystano z zależności (3) podobieństwa przepływu gazu przez sprężarkę [7], bez uwzględniania na obecnym etapie liczby Ma dla wyższych prędkości obrotowych i liczby Re dla niższych. Przeliczono prędkości obrotowe wału głównego oraz wymaganą moc sprężarki i silnika dla zmiennego obciążenia bloku (sprawności założone dla silnika elektrycznego $\eta_{mech} = 0,99$; $\eta_{el} = 0,988$). Dane obliczone za pomocą *MS Excel* [3] i *Epsilon® Professional* [1] umieszczono w tab. 3. Prędkość obrotowa n zawiera się w przedziale 291 do 747 obr./min zależnie od obciążenia bloku i ilości generowanego strumienia CO₂ do sprężenia. Obroty silnika elektrycznego należy regulować za pomocą przemiennika częstotliwości. Wymagana moc silnika elektrycznego N_{el} dla obciążenia 100% wynosi 56,5 MW i jest to moc nieznacznie mniejsza niż w przypadku wariantu (3) turbiny napędowej, gdzie wymagana moc turbiny $N_{TN} = 56,9$ MW.

Zestawiono sprawności netto bloku 900 MW dla trzech wariantów: bez sprężarki CO₂, ze sprężarką napędzaną turbiną parową – wariant (3) oraz ze sprężarką napędzaną silnikiem elektrycznym (rys. 7).



Rys. 7. Sprawność netto bloku 900 MW dla wybranych instalacji napędzania sprężarki CO₂

Zastosowanie silnika elektrycznego do napędzania sprężarki prowadzi do obniżenia η_{netto} bloku węglowego o kilka p.p. z porównaniem z blokiem bez sprężania CO₂. Użycie elektrycznego napędu pozwala osiągnąć wyższą η_{netto} niż dla wariantu z napędem turbinowym w zakresie 70 ÷ 100% obciążenia bloku węglowego. Natomiast wariant (3) turbiny parowej osiąga wyższą η_{netto} układu dla obciążeń poniżej 70%.

Tab. 3. Wyniki obliczeń dla wariantu sprężarki CO₂ napędzanej silnikiem elektrycznym

Obciążenie bloku	Prędkość obrotowa wału n [obr./min]	Moc sprężarki N_{spr} [MW]	Moc silnika elektrycznego N_{el} [MW]	Sprawność netto bloku 900 MW η_{netto} [%]
100%	747	55,8	56,5	44,38
90%	680	42,1	43,2	44,48
80%	612	30,7	32,5	44,67
70%	543	21,4	23,5	44,72
60%	473	14,1	16,5	44,78
50%	401	8,6	11,4	44,85
40%	328	4,7	7,7	44,71
35%	291	3,3	6,1	44,52

5. Podsumowanie

Obliczenia polegały na zamodelowaniu dwóch źródeł napędu sprężarki CO₂ oraz ich wpływ na wskaźniki referencyjnego bloku węglowego 900 MW. Wybrano dwie możliwości: napędzanie za pomocą turbiny parowej zintegrowanej z obiegiem cieplnym bloku oraz zasilanie za pomocą silnika elektrycznego.

Zaprezentowano cztery warianty integracji parowej turbiny napędowej z obiegiem cieplnym. Najwyższą sprawność netto obiegu w całym zakresie obciążeń bloku uzyskano dla wariantu (3), tj. dla turbiny pobierającej parę z rurociągu za częścią wysokoprężną oraz z powrotem pary do skraplacza. W zależności od obciążenia bloku oraz ilości strumienia CO₂ do sprężenia, moc turbiny regulowano za pomocą zmiany strumienia pobieranej pary.

Przeanalizowano również wpływ zastosowania silnika elektrycznego jako źródła napędu sprężarki CO₂ na wskaźniki bloku 900 MW. Z uwagi na zmienny strumień CO₂ do sprężenia zależny od obciążenia bloku, należy zastosować przemiennik częstotliwości do regulacji prędkości obrotowej silnika.

Porównując wykresy sprawności netto dla obu źródeł napędu sprężarki dwutlenku węgla można zaobserwować, że dla obciążeń bloku $\geq 70\%$ wyższe wartości osiąga instalacja z silnikiem elektrycznym. Zastosowanie turbiny pa-

rowej (wariant 3) pozwoliło osiągnąć wyższą sprawność netto dla obciążeń poniżej 70%. Można stwierdzić, że zastosowanie silnika elektrycznego jako źródła napędu stacji sprężania CO₂ jest rozwiązaniem bardziej optymalnym pod względem sprawności netto, a dodatkową zaletą jest brak konieczności dodatkowej ingerencji w obieg parowy bloku, co przekłada się na niższe koszty inwestycyjne.

PODZIĘKOWANIA

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 CO₂ ze spalin.

Literatura

- [1] Ebsilon® Professional v.10, Steag Energy Services GmbH.
- [2] Łukowicz H., Chmielniak T., Dykas S., Kochaniewicz A., Stępczyńska K., Rulik S.: Strategiczny Program Badawczy. Zaawansowane Technologie Pozyskiwania Energii. Punkt kontrolny 25-VI.1.4a. Analiza możliwości poboru pary z układu siłowni do zasilania w ciepło instalacji separacji CO₂, Gliwice 2011.
- [3] Microsoft Excel 2010.
- [4] Witkowski A., Majkut M.: Strategiczny Program Badawczy. Zaawansowane Technologie Pozyskiwania Energii. Temat 25-VI.1.6. Proces sprężania CO₂. Optymalizacja termodynamiczna i systemowa dla różnych struktur instalacji sprężania CO₂. Punkt kontrolny 25-VI.1.6a, Gliwice 2011.
- [5] Witkowski A., Majkut M., Rulik S.: Strategiczny Program Badawczy. Zaawansowane Technologie Pozyskiwania Energii. Temat 25-VI.1.6. Proces sprężania CO₂. Optymalizacja termodynamiczna i systemowa dla różnych struktur instalacji sprężania CO₂. Punkt kontrolny 25-VI.1.6b, Gliwice 2012.
- [6] Witkowski A., Majkut M., Rduch J., Pilarz P.: Strategiczny Program Badawczy. Zaawansowane Technologie Pozyskiwania Energii. Temat 25-VI.1.6. Proces sprężania CO₂. Optymalizacja termodynamiczna i systemowa dla różnych struktur instalacji sprężania CO₂. Punkt kontrolny 25-VI.1.6d, Gliwice 2014.
- [7] Witkowski A.: Sprężarki wirnikowe. Teoria, konstrukcja, eksploatacja. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2013.

MODELING OF WASTE HEAT RECOVERY PROCESS WITH CONDENSATION

Krzysztof Polko

Zakład Mechaniki i Systemów Energetycznych, Wydział Mechaniczno-Energetyczny,
Politechnika Wroclawska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław,
e-mail: krzysztof.polko@pwr.edu.pl

The chapter presents a calculation methodology of condensing heat exchanger flue gases-water, used for waste heat recovery from exhaust gases in coal fired power unit. Computations base on Colburn-Hougen's mathematical model. There was performed a modification of this model, basing on Mollier's diagram, involving the addition of formulas that calculates value of flue gases humidity ratio at given temperature. Basing on above model modification, author worked out the algorithm of computations of heat exchanger installed in flue gases duct in lignite power plant.

1. Introduction

The problem of waste heat recovery from exhaust flue gases is interest issue due to increase in power plant efficiency associated with waste heat utilization [14]. In last two decades, commercial technology of waste heat recovery from flue gases began to develop and the best methods of its utilization have been performed [13]. Today, there are no new coal fired power plants without waste heat recovery from flue gases units [12]. According to author's knowledge, in no coal-fired units flue gases temperature is lowered below dew point. For greater heat flux recovery, there is a need to install heat exchanger with condensation of water vapor contained in exhaust gases.

The purpose of article is to present a methodology of calculations of condensing heat exchanger, used for waste heat recovery from flue gases in lignite power plant.

Modeling of heat transfer process with condensation of water vapor contained in flue gases is complicated by the fact that condensation takes place in presence of inert gases. In the present case these gases are: CO₂, CO, SO₂, N₂

and O_2 . Additionally, heat transfer process consists of: heat flow between flue gases having temperature T_g and condensate with interface temperature T_i , and also steam mass diffusion due to difference in steam concentration in main stream y_{H_2O} and at the interface y_i .

A. Colburn and O. Hougen developed [3] a methodology of computation of condensing heat exchanger. This method bases on discretization of heat exchanger surface. The reason of discretization is changing heat transfer coefficients, temperature differences, heat fluxes etc. in consecutive points of exchanger. Classic Colburn-Hougen method bases on Colburn-Hougen equation solving by trial and error method, which isn't convergent. In addition, water vapor mass flow at the outlet of heat exchanger is assumed initially, but not calculated, so both cooling water mass flow, condensate mass flow, and overall heat flux transferred to water must be verified.

In 2010 K. Jeong, E. Levy et al. [8], basing on Colburn-Hougen model, worked out an analytical model of cross-flow heat exchanger with condensation of water vapor in flue gases. During heat transfer area calculations, condensate heat resistance was omitted. It caused inaccurate overall heat transfer coefficient determination from flue gases to water.

In this chapter mathematical model of shell-and-tube heat exchanger was developed. Author used some formulas from models [3, 7, 8, 10]. It was assumed that overall heat transfer process consists of two sub-processes: flue gases cooling without condensation of water vapor until steam dew point T_{dew} occurs and flue gases cooling with condensation. In opposite to [7, 8], Mollier's diagram was added to calculate flue gases humidity ratio X and condensate mass flux q_{mk} . In relation to [8], author created another method for Lewis number calculation. Till now, in literature, a constant value of Lewis number was assumed [1, 8]. Thus Chapman-Enskog theory, having a limit to calculate mass diffusion coefficient D for two-component mixtures, was extended by introducing the hypothesis of proportionality of Lewis number Le to flue gases molar fractions. Significant achievement of author was working out an algorithm of heat exchanger computations, basing on above modifications.

2. Mathematical model

2.1. Assumptions

Following assumptions were utilized in computations:

- heat flux is steady and one-dimensional;
- heat exchanger is shell-and-tube with cross flow;
- flue gases are flowing across smooth copper vertical tubes with cooling water inside;

- filmwise condensation of steam present in flue gases happens when flue gases temperature is equal to steam dew point T_{dew} . Condensation takes place only on surface of tubes;
 - flue gases cooling process takes place in constant pressure p ;
 - cooling water mass flow in tubes q_{mw} is constant;
 - condensate doesn't evaporate;
 - heat losses from heat exchanger to environment are equal to zero.
- Scheme of heat exchange process is presented in Fig. 1.

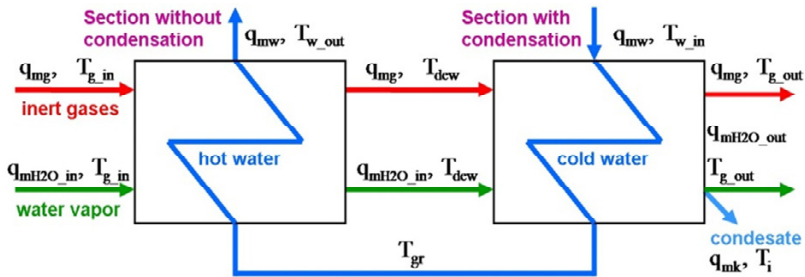


Fig. 1. Scheme of overall heat transfer process

One section of condensing heat exchanger is shown in Fig. 2.

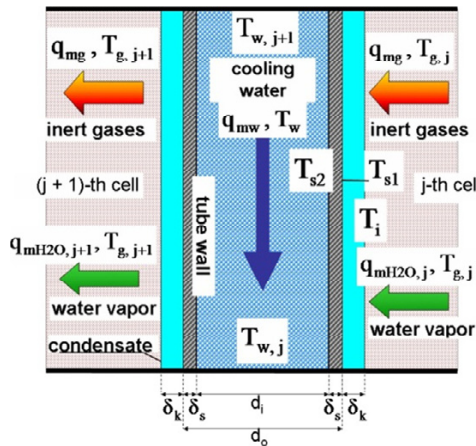


Fig. 2. Control volume with heat-flow parameters used in computations for one cell of heat exchanger

2.2. Model of heat transfer without water vapor condensation

Cooling flue gases process without condensation continues until gases temperature T_g reaches dew point T_{dew} . Water steam mass flow q_{mH_2O} , and also wet flue gases mass flow q_{mspm} , don't change. The process takes place with constant flue gases humidity ratio X .

Overall heat flux Q transferred from flue gases to water consists only sensible heat from dry flue gases and water vapor:

$$Q_j = q_{mspm} \cdot (c_{p_spm}(T_{g_in}) \cdot T_{g_in} - c_{p_spm}(T_{dew}) \cdot T_{dew}) \quad (1)$$

where T_{g_in} – flue gases temperature at the inlet of heat exchanger.

Heat balance differential equation for water and flue gases is as follows:

$$\alpha_g \cdot (T_g - T_s) \cdot dA = q_{mw} \cdot c_{p_w}(T_w) \cdot dT_w = \alpha_w \cdot (T_s - T_w) \cdot dA \quad (2)$$

where: T_s – average tube wall temperature;

T_w – cooling water temperature;

T_g – flue gases temperature;

α_w – heat transfer coefficient from tube wall to water;

α_g – heat transfer coefficient from exhaust flue gases;

q_{mw} – cooling water mass flow;

Heat transfer coefficient from flue gases α_g was determined from calculation formula for Nusselt number Nu for pipe not covered with condensate layer [8]:

$$Nu = 0,27 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} \quad (3)$$

2.3. Model of heat transfer with water vapor condensation

Since the occurrence of condensation, water vapor mass flow q_{mH_2O} and, at the same time, wet flue gases mass flow q_{mspm} decrease lengthwise of heat exchanger according to mass balance equation:

$$q_{mspm} = q_{mg} + q_{mH_2O} = q_{mg} + X \cdot q_{mg} \quad (4)$$

Colburn-Hougen equation is here of the form:

$$\alpha_g \cdot (T_g - T_i) + r_{H_2O} \cdot k_m \cdot (y_{H_2O} - y_i) = k \cdot (T_g - T_w) = q_{mw} \cdot c_{p_w} \cdot \frac{dT_w}{dA} \quad (5)$$

The most important modification of Colburn-Hougen model, proposed by author, was to develop the calculation methodology of equations to determine

water vapor mole fraction in bulk y_{H_2O} using humidity ratio X from Mollier's diagram. Humidity ratio is, in addition to temperature and pressure, the third parameter of state of flue gases. It is defined as the ratio of water vapor mass flow to inert gases mass flow [9]

$$X = \frac{q_{mH_2O}}{q_{mg}} = \frac{M_{H_2O}}{M_g} \cdot \frac{p_{H_2O}}{p - p_{H_2O}} \quad (6)$$

where: p_{H_2O} – water vapor partial pressure in function of flue gases temperature T_g , determined by approximation formula [5], M_{H_2O} , M_g – molar mass of water vapor and inert gases.

Then condensate mass flux is equal to

$$q_{mk} = q_{mg} \cdot (X_1 - X_2) \quad (7)$$

where X_1 , X_2 – flue gases humidity ratio at the inlet and outlet of exchanger.

So water steam molar fraction in bulk y_{H_2O} is

$$y_{H_2O} = \frac{\frac{q_{mH_2O}}{q_{mH_2O} + q_{mg}}}{M_{H_2O} \cdot \left(\frac{1 - \frac{q_{mH_2O}}{q_{mH_2O} + q_{mg}}}{M_g} + \frac{q_{mH_2O}}{(q_{mH_2O} + q_{mg})M_{H_2O}} \right)} \quad (8)$$

According to proposed modification, Colburn-Hougen equation can be solved by algebraic method, without using of successive approximations method. In this equation, there is exactly one unknown – condensate interface temperature T_i .

Saturation temperature drop, determined by approximation formula [5], due to condensing water vapor and decreasing steam partial pressure p_{H_2O} , influences on molar fraction of uncondensed steam at the interface (Antoine equation [2]) :

$$y_i = 1000 \cdot \frac{\exp \left[16,262 - \frac{3799,89}{T_{dew} + 226,35} \right]}{p_{atm}} \quad (9)$$

Heat transfer coefficient from flue gases ag was calculated by formula [4]:

$$\alpha_g = \frac{11,36}{3} \left(\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_{H_2O}) g r_{H_2O}}{4 \mu_k (T_{dew} - T_w) b} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{v_{spm}^2 \rho_{spm} \alpha_{g,n}}{g \lambda_k \rho_k} \right)^{0,08} Nu^{-0,58} \quad (10)$$

In mathematical model author also developed a procedure for calculating flue gases Lewis number directly from its definition. According to Chapman-Enskog's theory [6], the value of diffusion coefficient of water vapor in one flue gases component is equal to

$$D_{H_2O}(D; T; T_g) = D(T) \cdot \left(\frac{T_g + 273,15}{T} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (11)$$

where $D(T)$ – water vapor diffusion coefficient in each flue gases component in temperature T , given in Tables [9].

The above formula is limited to binary mixtures. Thus, for exhaust gases, being a multi-component mixture, there was proposed a hypothesis of proportionality of diffusion coefficient for molar fractions of each gaseous component. According to this hypothesis, formula for flue gases Lewis number is as follows:

$$Le = \left(\frac{y_{CO_2} \cdot D_{H_2O}(0,202 \cdot 10^{-4}; 307,4; T_g)}{v_{spm}(T_g) \cdot (y_{CO_2} + y_{N_2} + y_{O_2})} + \frac{y_{N_2} \cdot D_{H_2O}(0,293 \cdot 10^{-4}; 298,2; T_g)}{v_{spm}(T_g) \cdot (y_{CO_2} + y_{N_2} + y_{O_2})} + \frac{y_{O_2} \cdot D_{H_2O}(0,282 \cdot 10^{-4}; 308,1; T_g)}{v_{spm}(T_g) \cdot (y_{CO_2} + y_{N_2} + y_{O_2})} \right) \cdot Pr^{-1} \quad (12)$$

The value of flue gases Lewis number is necessary to determine the mass transfer coefficient [8]:

$$k_m = \frac{\alpha_g \cdot M_{H_2O} \cdot \ln \left(\frac{1 - y_i}{1 - y_{H_2O}} \right)}{c_{p,g} \cdot M_{spm} \cdot (y_{H_2O} - y_i) \cdot Le^{\frac{2}{3}}} \quad (13)$$

Overall heat flux Q transferred to water is composed of: sensible heat flux from dry flue gases, sensible heat flux from water steam, latent heat flux and heat flux from cooling condensate. Then

$$Q = q_{mspm_in} \cdot c_{p_spm}(T_{dew}) \cdot T_{dew} - q_{mspm_out} \cdot c_{p_spm}(T_{g_out}) \cdot T_{g_out} + r_{H_2O} \cdot q_{mk} + q_{mk} \cdot c_{p_w} \cdot (T_{dew} - T_{g_out}) \quad (14)$$

In above formulas, physical properties of fluids (flue gases, vapor, condensate and cooling water) were calculated with utilization of approximation formulas [5].

3. Algorithm of computations

The developed algorithm for condensing heat exchanger calculations is basing on modification of Colburn-Hougen model proposed in previous chapter. Scheme of computation procedure is divided into four sub-procedures corresponding to mathematical model:

- initial computations;
- iterative calculations without condensation of water steam;
- iterative calculations with condensation of water steam;
- final computations.

The aim of initial procedure is to evaluate flue gases composition at the inlet and outlet of heat exchanger, cooling water mass flow q_{mw} , number of tubes in one row n and temperature of water T_{gr} in point of heat exchanger, where condensation of water vapor takes place.

Other procedures are used to determine all thermal and flow parameters in each section of heat exchanger. The essence of calculation of each heat exchanger cell is to determine the increase of heat transfer surface area divided into cooling water temperature change dA/dT_w , corresponding to assumed steady flue gases temperature decrease ΔT_g . In subsequent computational cells, flue gases temperature T_g decreases until the achievement of dew point T_{dew} , which interrupts the computations of heat exchanger section without condensation. The calculation procedure of heat exchanger section with condensation extends until flue gases temperature T_g reaches assumed value at the outlet T_{g_out} .

Final computations lead to evaluation of overall heat transfer area A , heat exchanger length L etc. Algorithm of calculations performed by each procedure is shown in Fig. 3–5.

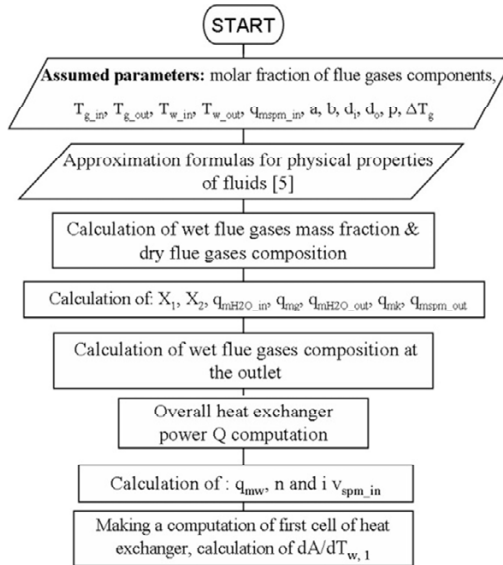
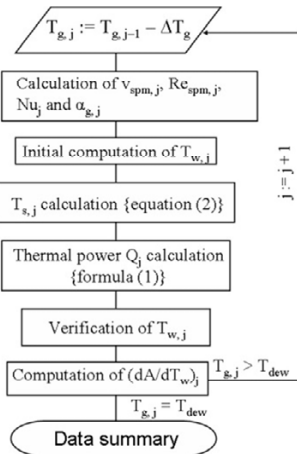


Fig. 3. Algorithm for procedure of initial computations

a)



b)

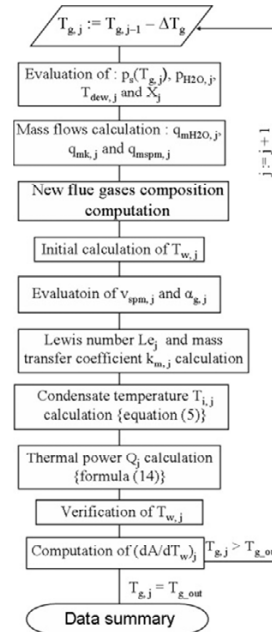


Fig. 4. Procedure of computations of heat exchanger section: (a) without water vapor condensation; (b) with water vapor condensation

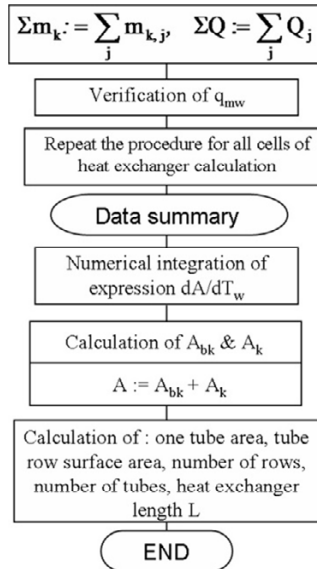


Fig. 5. Algorithm for procedure of final computations

4. Results and discussion

Fig. 6 shows heat exchanger geometry and assumed parameters.

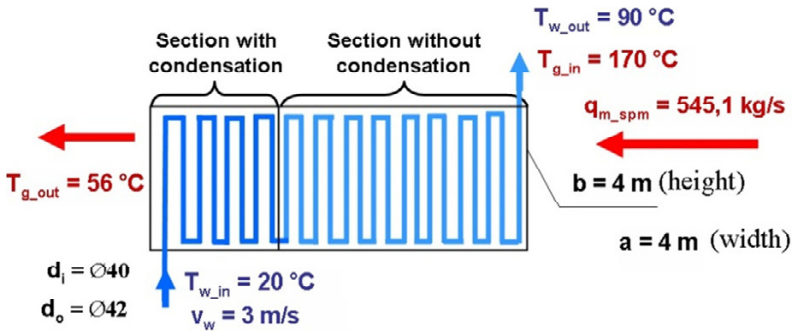


Fig. 6. Assumptions for example

Other input data for calculations is flue gases temperature drop in each cell $\Delta T_g = 2\text{ K}$. Mole fractions of gaseous components for lignite are: $y_{CO_2} = 0,1211$, $y_{SO_2} = 0,0025$, $y_{O_2} = 0,0266$, $y_{N_2} = 0,5943$, $y_{H_2O} = 0,2484$. Assumed flue gases mass flow corresponds to 50% exhaust gases mass flow in lignite fired power unit with power equal to 900 MW_{el} .

Total heat transfer surface area A was determined as a result of numerical integration of expression dA/dT_w , meaning heat transfer surface area needed to heat water by 1 K, as a function of water temperature T_w (Fig. 7).

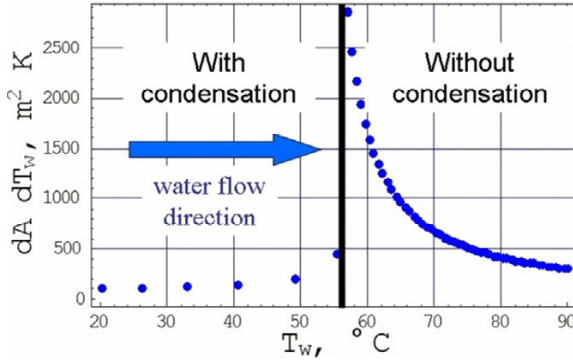


Fig. 7. Increase of heat transfer surface area dA/dT_w in dependence on cooling water temperature T_w

Fig. 8 shows the dependence of heat transfer surface A on cooling water temperature T_w decrease. This graph is general solution of differential equations (2) and (5). Overall heat transfer area, which was determined by numerical calculations, equals $A = 35834,8 \text{ m}^2$.

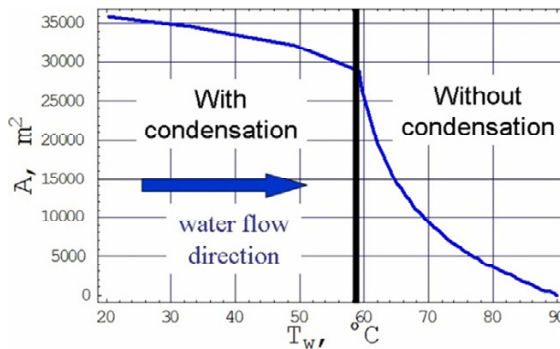


Fig. 8. Heat transfer surface area A in dependence on cooling water temperature T_w

To validate the algorithm of computations, a comparison of heat exchanger calculations was performed by using presented algorithm (Tab. 1) and classical Colburn-Hougen method (Tab. 2).

Table 1. Results of heat exchanger computations by modified Colburn-Hougen method

Cell	0	1	2	3	4	Final results
$T_g, ^\circ\text{C}$	65,1	62	60	58	56	$\Sigma q_{mk} = 30,37$ kg/s $\Sigma Q = 77,3$ MW $A = 7011,65$ m ² $L = 2,88$ m
$T_w, ^\circ\text{C}$	59,2	40,2	32,7	26	20	
$q_{mk}, \text{kg/s}$	–	9,07	8	7,05	6,25	
Q, MW	–	22,9	20,3	18	16,1	
$dA/dT_w,$ m ² /K	439,7	138,88	117,7	105,9	96,2	

Table 2. Results of heat exchanger computations by classical Colburn-Hougen method

Cell	0	1	2	3	4	Final results
$T_g, ^\circ\text{C}$	65,1	62	60	58	56	$\Sigma q_{mk} = 30,1$ kg/s $\Sigma Q = 76,7$ MW $A = 6987,58$ m ² $L = 2,9$ m
$T_w, ^\circ\text{C}$	59,2	41	31,7	24,6	20,1	
$q_{mk},$ kg/s	–	7,9	10	7,5	4,7	
Q, MW	–	20,1	25,2	19,1	12,3	
$dA/dT_w,$ m ² /K	439,7	143,6	114,3	102,2	96,3	

Error analysis of two calculation methods was also conducted. Several comparative variables were selected for each computational cell of heat exchanger section with condensation: water temperature T_w , condensate mass flow q_{mk} , heat flux Q and increase of heat transfer area dA/dT_w . Finally: total condensate mass flow, overall thermal power, heat transfer surface area A and heat exchanger length L were compared.

The largest calculations uncertainty (about 6%) was obtained in result of condensate mass flow q_{mk} determination in each cell. This discrepancy is due to the fact that in computations by classical Colburn-Hougen method, water vapor partial pressure in each cell of heat exchanger is assumed, not calculated.

Computations error in final results is not greater than 1%, which leads to the conclusion about correctness of developed algorithm.

5. Concluding remarks

1. Performed computations confirmed that the proposed modification of Colburn-Hougen method allows for solving Colburn-Hougen equation by algebraic method. It highly simplified heat exchanger calculations.

2. Calculations of flue gases Lewis number by proposed method gave values of this parameter in range of $0,7 \div 0,75$. This calculated values are similar to those constant values assumed in literature references.
3. Basing on numerical computations of heat exchanger part with condensation by using classical and modified Colburn-Hougen method, it was found a good agreement between values calculated by both methods. It allowed confirmed the correctness of developed algorithm of computations.

References

- [1] Al-mutawa N.: Experimental Investigations of Frosting and Defrosting of Evaporator Coils at Freezer Temperature, Rozprawa doktorska, The University of Florida, 1997.
- [2] Antoine C.: Tensions des vapeurs; nouvelle relation entre les tensions et les températures, Comptes Rendus des Séances de l'Académie des Science 107, s. 681–837, 1888.
- [3] Colburn A., Hougen O.: Design of cooler condensers for mixtures of vapors with non-condensing gases, Ind. Eng. Chem. 26, s. 1178-1182, 1934.
- [4] Fuks S.: Teplootdaca pri kondenzaciji dvizuscegosja para v gorizontalnem trubnom puckie, Tieploenergetika, 4(2), s. 35-38, 1957.
- [5] Glück K.: Zustands- und Stoffwerte. Wasser. Dampf. Luft. Verbrennungsrechnung, Verlag für Bauwesen GmbH. Berlin, 1991.
- [6] Incropera F., DeWitt D.: Fundamentals of heat and mass transfer. 4th edition. John Wley and Sons, 1996.
- [7] Jeong K.: Condensation of water vapor and sulfuric acid in boiler flue gas, Rozprawa doktorska, Lehigh University, 2009.
- [8] Jeong K., Kessen M., Bilirgen H., Levy E.: Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, s. 2361-2368, 2010.
- [9] Kalinowski E.: Termodynamika, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1994.
- [10] Nusselt W.: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, Z.Ver. Dtsch. Ing 60, s. 541-552, 1916.
- [11] Polko K.: Modelowanie procesu odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych, Rozprawa doktorska, Politechnika Wroclawska, Raport serii PREPRINTY nr 35/2012, Wrocław, 2012.
- [12] Rataj Z., Walewski A., Wojnar W.: Maksymalizacja stopnia wykorzystania potencjału energii odpadowej spalin kotłów w nowoczesnych blokach – ocena sprawności i bilansowanie, VIII Konferencja Kotłowa '98. Aktualne Problemy Budowy i Eksploatacji Kotłów, Tom 3, s. 31-461, 1998.
- [13] Webb R., Wanniarachchi A.: The effect of non-condensable gases in water chiller condensers – literature survey and theoretical predictions, ASHARE Trans. 80, s. 142-159, 1980.
- [14] Wójs K., Szulc P., Redzicki R., Gadowski J.: Odzysk ciepła odpadowego spalin do podgrzewu regeneracyjnego bloku energetycznego, Prace Naukowe Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, Nr 56, s. 421-428, 2000.

ON-LINE DIAGNOSTICS AND SELF-TUNING METHOD FOR THE FLUIDIZED BED TEMPERATURE CONTROLLER

Jan Porzuczek

Cracow University of Technology, Institute of Thermal Engineering and Air Quality Protection,
Warszawska 24, 31-155 Kraków, Poland, porzuc@pk.edu.pl

The chapter presents the method of on-line diagnostics of the bed temperature controller for the fluidized bed boiler. Proposed solution is based on the methods of statistical process control. Detected decrease of the bed temperature control quality is used to activate the controller self-tuning procedure. The algorithm that provides optimal tuning of the bed temperature controller was also proposed. The results of experimental verification of the presented method was attached. Experimental studies were carried out using the 2MW bubbling fluidized bed boiler.

Nomenclature

e	- control error, K
e_{acc}	- upper acceptable limit of control error, K
K_o	- proportional gain of the process model, K/%
K_p	- proportional gain of the controller, -
s	- Laplace operator, -
T_1, T_2, T_3	- time constant of the process model, s
T_d	- derivative time, s
T_i	- integral time, s
u	- control signal, %
u_{max}	- maximum value of control signal, %

Greek symbols

α	- weighting coefficient, -
ϑ_z	- bed temperature, °C
λ	- tuning method coefficient, -
σ	- standard deviation, K
σ_{acc}	- upper acceptable limit of standard deviation, K
τ	- transport delay of the process model, s

1. Introduction

In small, autonomous heating systems (e.g. for housing estate or factory) fluidized bed boilers are increasingly being considered nowadays as an alternative to withdrawals from use of stoker-fired boilers. As the main reason is thought to be the possibility of efficient combustion of low quality (and therefore cheap) fuels while reducing emissions of substances such as SO_2 and NO_x to the atmosphere. In prospect of rising fuel prices and rigorous requirements for emission standards, these advantages can contribute to dissemination of this technology. High quality of combustion in a fluidized bed, defined as efficiency maximization at the lowest possible emission rates, is expected to be provide by properly designed and tuned automatic control system.

The bed temperature is known to be one of the fundamental parameters of the fluidized bed boilers operation. Both the efficiency of energy conversion and emission parameters are depend on bed temperature [2] thus the need for its proper control is essential. The lower limit of the bed temperature (700-750 °C) is determined by increase emission of the CO and hydrocarbon (C_xH_y), and thus decrease the efficiency of energy conversion. There is also possibility of interruption of combustion process. The upper limit of the bed temperature (950-1000 °C) is the limit of ash melting point. Exceeding this value threatens the possibility of formation the bed material agglomeration and even interrupt of the fluidization. Depending on the sort of fuel burned and additional process conditions (e.g. use of reacting substances for desulphurization), this range may be further limited. For example when limestone is use for flue gas desulphurization, bed temperature should be maintained at 850 °C because at this temperature sulfur capture efficiency is highest. Time-varying properties of the fuel (e.g. calorific value or moisture content) increase the difficulty of effective control of bed temperature contributing to the occurrence of high amplitude oscillation. This phenomenon can be significantly reduced by the use of control algorithms that are able to adapt to the non-stationary nature of the process.

The issues of automatic control of fluidized bed boilers have been widely discussed in scientific studies. The detailed review of automatic control methods for fluidized bed boilers was presented in monograph [14]. The most common approach, reported in scientific publication, is based on fuzzy logic [1,5,8,9]. Some of commercial DCS (Distributed Control System), e.g. metsoDNA (Fluidized Bed Boiler Combustion Optimizer) [17] developed by MetsoAutomation also use fuzzy logic. Although, fuzzy logic controllers, like other so-called 'soft computing' solutions: artificial neural networks [3,10] or genetic algorithms [6], allow to achieve potentially a higher control quality but their practical application is at least difficult. The effects of newly developed methods are usually being compared to the classical PID control. Unfortunately, in most studies this comparisons are based solely on computer simulations, not

verified experimentally. Furthermore, it is hard to justify comparing a newly developed method with operation of the PID controller tuned by the oldest known methods: Ziegler-Nichols [1]. By now there are more than 1000 rules known for tuning PID controllers [13]. It allows the selection of a proper method for more precise shaping the characteristics of the automatic control system. Likewise, they are not computationally complex which allows their practical application even in relatively simple systems based on PLC (Programmable Logic Controller). The aim of this chapter is to demonstrate that it is possible the significant improvement in the quality of the bed temperature control using a simple adaptive algorithm, performing tuning of the classical PID controller in case of decline in the control quality.

2. On-line diagnostics of the bed temperature controller

The primary task for the controller is tracking the bed temperature setpoint, therefore, it is required to adjust the static control error as close to zero as possible. In the absence of disturbances the above-mentioned requirement is met for each stable control systems comprising an integrator. In real systems which are always exposed to disturbances the statistical parameters of the error signal are often being analyzed. In the presence of disturbances it is usually required that the absolute mean value of the control error (for the period T_o) was not greater than the acceptable limit (1):

$$|\bar{e}| = \left| \frac{1}{T_o} \int_t^{t+T_o} e(t) dt \right| \leq \bar{e}_{acc} \quad (1)$$

The standard deviation of the error signal should not exceed the acceptable value (2):

$$\sigma(e) \leq \sigma_{acc}(e) \quad (2)$$

The requirements formulated in (1) and (2) are of static character thus they do not allow to infer about the trend of statistical parameters of the control error which are the measure of the process quality. In the issues of statistical process control (SPC) there are known methods (first introduced by W. A. Shewhart in the thirties of the last century) allowing to track the changes in the statistical parameters of the process [12]. These methods provide an objective assessment of whether a process is subject to an acceptable variation or starts behaving 'abnormally'. In this study, to reflect the variations of control error, it is proposed the use of the Exponentially Weighted Moving Average (EWMA) which can be described by the equation (3).

$$EWMA_i = (1 - \alpha) \cdot EWMA_{i-1} + \alpha \cdot e_i \quad (3)$$

This indicator is calculated after each (*i*-th) measurement, based on the previous average value ($EWMA_{i-1}$), and the current error value (e_i). The parameter $\alpha \in (0,1)$, determines the rate of decrease in the weight of the previous value. Using the EWMA it was examined the ability to detect decline in the quality of the process. It was assumed the value $\pm 10K$ as the acceptable error limit exceeding of which the control performance is regarded as unacceptable. The value of the adopted threshold results of operating experience. It is difficult to achieve significantly lower values of average control error during combustion of typical solid fuels. On the other hand, the higher value of the threshold could have negative impact on boiler efficiency and the emission factors. The graph (Figure 1) shows an example of the bed temperature control error and its averaged values for $\alpha=0.005$ and $\alpha=0.001$. The appearance of high amplitude oscillations can be seen after t_0 as well as the resulting change of averaged error. It was found that the cause of this phenomenon was the change of fuel consignment. This is a typical case of situation requiring adjustments of the controller. The boiler, working near the stability limit, is exposed to uncontrolled growth of control error and consequently the risk of an emergency shutdown. As can be seen, the quickness of disturbance detection is significantly dependent on the value of α . For the $\alpha=0.005$ exceeding the limit was 63 s after the disturbance while for $\alpha=0.001$ detect of quality deterioration occurred after 454 s.

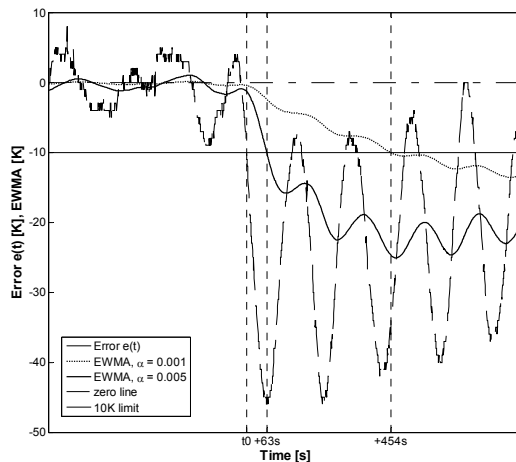


Fig. 1. The parameter α influence on the rate of detection of the control quality decrease

Since the situation may occur in which the oscillation amplitude of control error increasing significantly but the average value is close to zero (which is also a symptom of improper operation) it was necessary to introduce the indicator describing the change in dispersion of results around the mean value. In analogy to equation (3), for the evaluation of the mean deviation of $e(t)$ the indicator EWDEV can be proposed (4).

$$EWDEV_i = (1 - \alpha) \cdot EWDEV_{i-1} + \alpha \cdot \sqrt{(e_i - EWMA_i)^2} \quad (4)$$

The graph (Figure 2) shows an example of the bed temperature control error and calculated EWDEV indicator (for $\alpha=0.005$). For this indicator 5K limit was taken as the threshold value. In the presented example, disturbance detection using EWDEV turned out to be 41 s faster than using EWMA. Nonetheless, exceeding whichever indicator is a symptom of incorrect operation of the control system and should lead to a manual or automatic tuning of the controller.

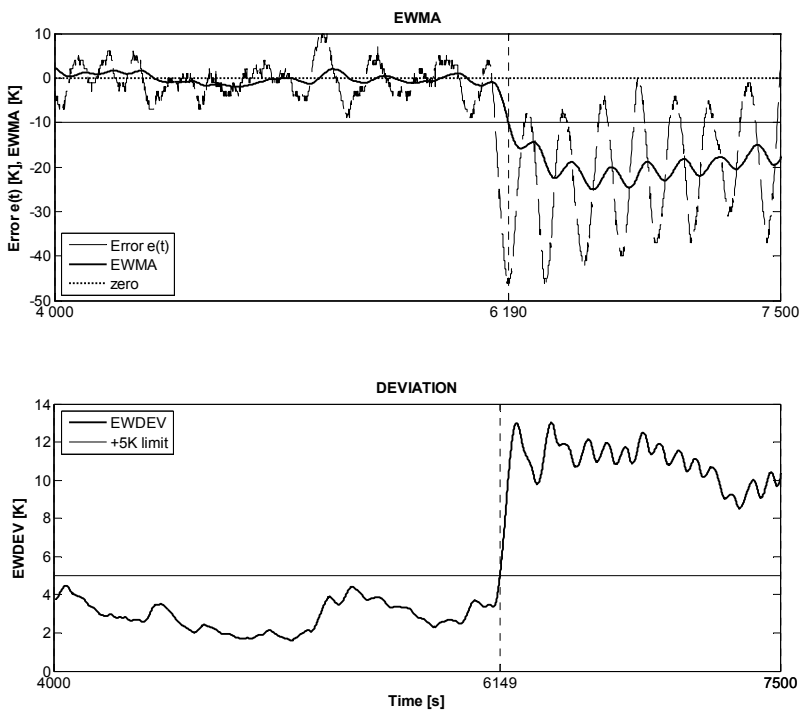


Fig. 2. EWMA and EWDEV during the exemplary test run

3. The model of fluidized bed furnace and its identification

Design of the fluidized bed temperature controller has to be preceded by analysis of bed temperature dependence on other process parameters. Obviously unreasonable (and virtually impossible) would be to create a model describing all the complex processes and reactions occurring in the fluidized bed and its surroundings. It is necessary only to indicate the fundamental relationships. In a broader sense, such representation implement multidimensional models MIMO (Multiple Input Multiple Output). These models may have a typical form of transfer function matrix [15,16], or use other methods for creating non-linear models, such as genetic algorithms [6] or artificial neural networks [3]. Multi-dimensional approach, regardless of the methods used, is characterized by significant computational complexity and at the moment cannot be realized in the typical industrial PLC controller. In this practical matter it may be better to use SISO (Single Input Single Output) model, which parameters would be estimated in the current process conditions and recalculated subsequently after detection of the control quality decrease. Since the PID controller settings are based on the estimated model parameters, this will allow adaptation of the control system to non-stationary nature of the process.

From the perspective of process engineering fluidized, a bed boiler is a chemical reactor in which the series of chemical reactions and heat exchange processes occur. However, the bed temperature control is typically carried out by changing the flow rate of the fuel. It can be seen that step increase of the fuel flow rate will virtually immediate increase the heat flux needed to evaporate the moisture contained in the fuel and heat the fuel up to ignition. Therefore, in the initial phase of the reaction bed temperature will decrease. The value of this drop will be highly dependent on the fuel properties and will be deeper in case of higher moisture content and non-combustible solids in the fuel. Endothermic reactions (e.g. gasification of fuel or limestone sorbent calcination) occurring in the bed after introduction of fuel also affect the bed temperature response. After ignition of fuel a surplus of combustion heat flux leads to increase in temperature and establish a new equilibrium state.

Lixia et al. [11] proposed a representation of the dynamics of the bed temperature change, caused by the change of the fuel flow rate, by the transfer function model in the form of (5). In the considered narrow range of temperature variation and assuming the invariability of other process parameters, the model has been verified e.g. in [1,5,6,14].

$$G_p(s) = K_o \cdot \frac{(1 - T_3s)}{(1 + T_1s)(1 + T_2s)} \cdot \exp(-\tau s) \quad (5)$$

It is linear, stationary and non-minimum phase model [7] which time constants: T_1 , T_2 , T_3 do not have a direct physical interpretation, however, their values strictly depend on: the characteristics of the fuel, the thermal capacity of the bed and the heat exchange conditions. The transport delay τ is the time, after which the temperature change appears in response to a change in the fuel flow rate. The static gain K_0 describes the steady state after changing the fuel flow rate; its value is highly dependent on, among others, the calorific value of the fuel and the characteristics of fuel feeders. Described factors cannot be directly calculated in practice and the only way to estimate their value requires experimental identification on a real boiler.

It is necessary to emphasize that the model given by the equation (5) is a linear approximation of non-linear process, therefore, after the estimation its parameters for a certain operating point of the boiler, it is possible to use the model only for a narrow surrounding of this operating point. Satisfactory compliance with the measurement results will be limited in practice to temperature range about 100K [14], still, in most cases of the design of the controller it would be sufficient range. Naturally, the model of such a structure will also not be adequate at a bed temperature lower than the fuel ignition temperature.

4. Optimization method for temperature controller tuning

Among the many possible [7,13], the PID controller of the structure defined by the equation (6), with first order filtration in derivative part, has been adopted for further studies. This structure results from the fact that the ideal differentiation cannot be practically implemented and thus it must be subjected to inertia. In addition, many industrial controllers use such a structure and thus the calculated controller settings may be easily verified and used in practice.

$$G_R(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{1 + \frac{T_d s}{N}} \right) \quad (6)$$

The values of the controller parameters K_p , T_i , T_d are critical to both the stability of the combustion process and the ability of control system to suppress disturbances. For this reason, the selection of these parameters should be carried out by optimization, using proper criterion of the control quality. In this chapter the criterion of minimizing the integral of the squared error ISE (7) was applied. Since the T_d / N ratio is the time constant of the first order low pass filter the value of N will have a direct impact on the ability of the control system for disturbance damping. The adopted value of the coefficient $N = 10$ results from the

application of PID tuning method presented below. Therefore, the optimization problem will be search for PID controller $[K_p, T_i, T_d]$ minimizing the value of the ISE criterion (7) with the given constraints.

$$\min_{[K_p, T_i, T_d]} ISE = \min_{[K_p, T_i, T_d]} \int_0^{T_{st}} e^2(t) dt \quad (7)$$

Minimizing a nonlinear function of three variables is characterized by the requirement of significant computing power. In addition, as stated in [14], the results obtained in this way may not be unambiguous. Also the robustness of the control system which settings was calculated with this method is, in general, unknown. Thus, in the present study it was sought the optimization method for controller tuning focused on robustness (so-called 'robust controller' [7]).

For the controlled object model of the structure (5) with the controller given by (6) in the paper [6] the novel PID tuning rule has been derived by I-L. Chien. According to the study [13], this is one of the few currently known PID tuning methods for non-minimum phase objects. Furthermore, it is the only currently known rule that leads to the synthesis of robust controller. This results from the fact that it was derived directly on the basis of the model (5) using the method IMC (Internal Model Control) [7]. The following are the formulas (8-10) allowing for calculation of the controller settings:

$$K_p = \frac{T_1 + T_2 + \frac{T_3 \tau}{\lambda + T_3 + \tau}}{K_o(\lambda + T_3 + \tau)} \quad (8)$$

$$T_i = T_1 + T_2 + \frac{T_3 \tau}{\lambda + T_3 + \tau} \quad (9)$$

$$T_d = \frac{T_3 \tau}{\lambda + T_3 + \tau} + \frac{T_1 T_2}{T_1 + T_2 + \frac{T_3 \tau}{\lambda + T_3 + \tau}} \quad (10)$$

Moreover, it is required that: $T_1 > T_2 > T_3$, $\lambda \in \langle \tau, T_1 \rangle$; $N = 10$

From the above formulas it can be concluded that the only parameter optimized in this method is λ which value will determine the dynamic characteristics of the control closed-loop.

The solution of the optimization problem is therefore reduced to minimize a non-linear functions of one variable, limiting the permissible variation of λ and limit the allowable overshoot (OVR). This problem can be written in the form (11-12):

$$\min_{[\lambda]} ISE = \min_{[\lambda]} \int_0^{T_{st}} e^2(t) dt \tag{11}$$

$$\begin{cases} \lambda \in \langle \tau, T_1 \rangle \\ OVR(\lambda) \leq OVR_{acc} \end{cases} \tag{12}$$

In addition, it is necessary to take into account non-linear (saturation type) characteristics of fuel feeders, which can be represented by the formula (13):

$$sat\{u(t), [0, u_{max}]\} = \begin{cases} 0 & \text{dla } u(t) < 0 \\ u(t) & \text{dla } u(t) \in \langle 0, u_{max} \rangle \\ u_{max} & \text{dla } u(t) > u_{max} \end{cases} \tag{13}$$

The procedure of the PID controller optimization was implemented in Matlab / Simulink with additional package Optimization Toolbox. The block diagram of the optimized control system is shown at figure (Figure 3). To solve the optimization problem (11) the sequential quadratic programming (SQP) algorithm was used.

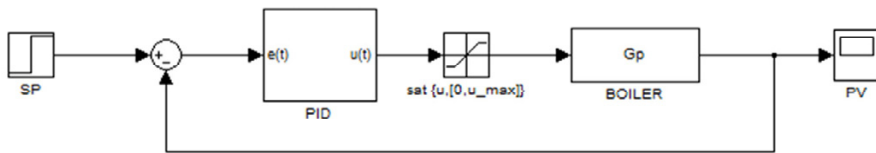


Fig. 3. The block diagram of the optimized control system

The example calculation for optimization of PID controller was carried out with the model parameters listed in table 1. As the maximum acceptable overshoot $OVR_{acc} = 5\%$ was assumed. The graphical interpretation of the solution obtained is shown at the graph (Figure 4).

Table 1. The values of the test model GP(s) parameters

K_o [K/%]	T_1 [s]	T_2 [s]	T_3 [s]	τ [s]
55	200	60	20	10

5. Experimental verification

In order to verify the effects of the developed method the verification tests were carried out using fluidized bed boiler with a capacity of 2 MW, located in a housing estate in the town of Goldap. The research was performed during the heating season. During the experiment, after finding deterioration of temperature control quality using indicators (3-4) the controller tuning was performed employing method described above. Comparisons of control quality before and after the tuning was based on the approximation of the recorded data histogram with normal distribution (Figure 5). Additionally, to investigate the effect of the controller tuning on the combustion process, the oxygen (Figure 6) and NO_x (Figure 7) concentration in the flue gas were analyzed before and after tuning procedure. The concentration of NO_x was converted to 6% oxygen content. The results of calculated average and standard deviation of obtained data are presented in table 2.

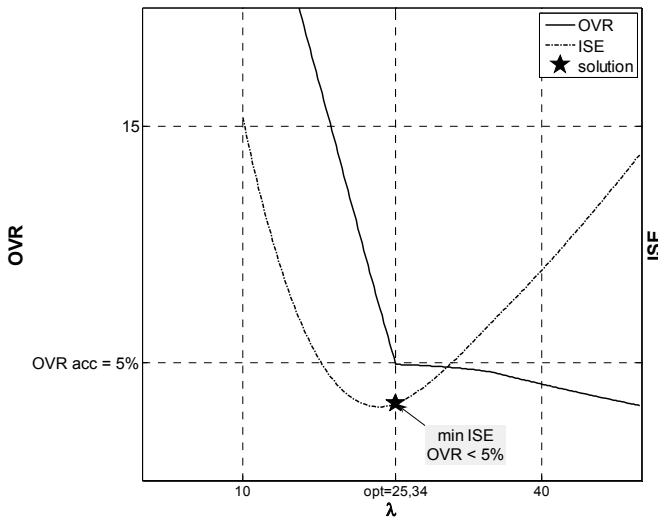


Fig. 4. Exemplary solution of the optimization problem

As may be noted from the experimental results, the optimization of the controller parameters significantly improved the quality of temperature control. With the bed temperature setpoint of 870 °C, the acceptable average error ± 10 K was assumed. Before the optimization the average control error was greater than the limit and was equal to 12 K, while after the tuning the average error was ten times smaller. The significant, positive effect of the operations carried

out was also a decrease in bed temperature variations. After calculation of the standard deviation (as a measure of temperature variations), it was found that it has decreased as a result of tuning of the controller, more than 2.5 - times, reaching a value of 5.1 K, while the initial value was 13.3 K.

Table 2. Summary of the results before and after optimization

		g_z [°C]	e [K]	O ₂ [%]	NO _x [mg/m ³]
before optimization	average	882.0	12.0	12.40	1261
	std. dev.	13.3	13.3	1.96	290
after optimization	average	868.8	1.2	12.50	955
	std. dev	5.1	5.1	0.73	81

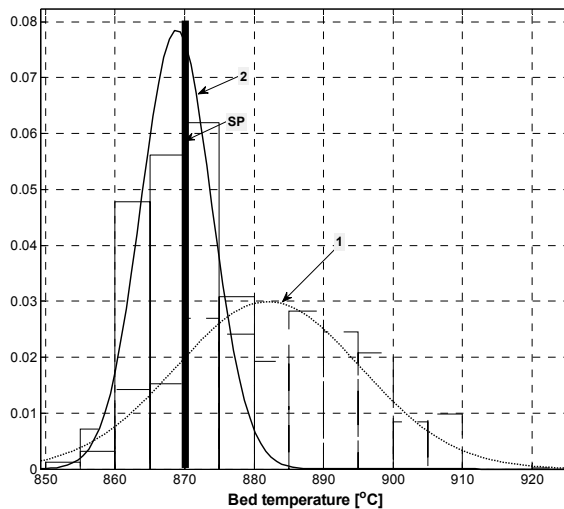


Fig. 5. Distribution of the bed temperature before (1) and after optimization (2), SP - setpoint

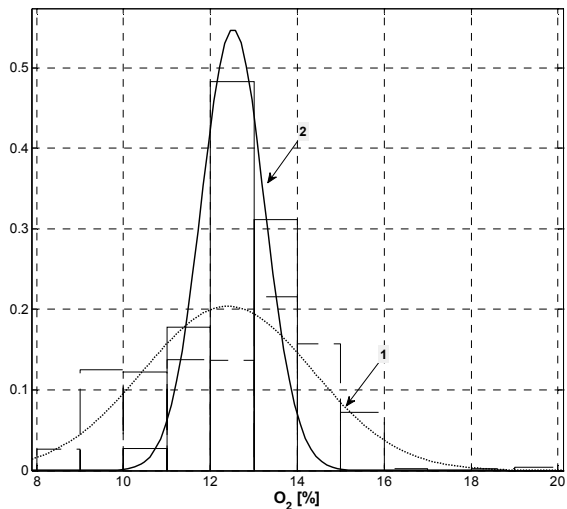


Fig. 6. Distribution of the oxygen concentration before (1) and after optimization (2)

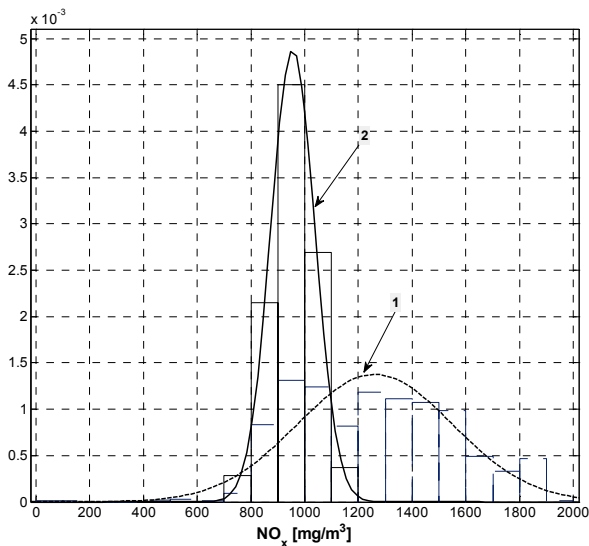


Fig. 7. Distribution of the NOx concentration before (1) and after optimization (2)

As the results of tests has shown, the combustion process before and after the optimization occurs at virtually the same average oxygen content in the exhaust gases. However, it may be noticed a significant reduction in the dispersion

of observed values. This result can be interpreted as an improvement in the stability of the combustion process. Before starting the tests it was expected that improve the stability of the process may also contribute to the improvement of emission factors. In case of the NO_x concentration it was observed about 25% reduction in the mean concentration of these substances in the flue gas. It was also noted that the dispersion of observed values was significantly, 3.5-times decreased. This phenomenon may increase the efficiency of nitrogen oxide reduction systems (DeNO_x).

6. Conclusions

Time-varying fuel characteristics cause the significant impediment to effective control of the bed temperature. It has been found that the introduction of on-line diagnostics of the control system operation, with the use of proposed EWMA and EWDEV indicators, allows a sufficiently rapid detection of the control quality deterioration and consequently activate the tuning procedure. Detection rapidity of decrease in the control quality using the proposed indicators will depend on the weighing parameter α . With the increase of this parameter it is possible to detect a decrease in the control quality more quickly. However, in the case of too high a value of α , the naturally occurring oscillations will not be sufficiently damped, which can lead to too frequent re-tuning the controller.

Simplification of the controller optimization problem to minimization a function of one variable allows to transfer the calculations into automation devices such as industrial PC or PLC controllers. This in turn enables the possibility to retune the controller as frequent as it is necessary in the process of its adaptation to changing of the combustion conditions (e.g. changing of the fuel quality). The effectiveness of the presented solution is primarily limited by the simple linear representation of the complex combustion process. In the highly nonlinear systems it might causes too frequent re-tuning regulator, which would disturb the normal operation of the boiler. This problem seems to be a natural direction for further development of method presented in this chapter. Combination of adaptive control, allowing adjustment of the control system to the current process conditions, with modeling based on fuzzy sets, would probably allow the significant reducing the impact of nonlinearities.

References

- [1] Aygun H., Demirel H.: Comparison of PSO-PID, FLC and PID in a Circulating Fluidized Bed Boiler. 7th International Conference on Electrical and Electronics Engineering (2011), 376-380.
- [2] Basu P.: Combustion and Gasification in Fluidized Bed. CRC Press, Boca Raton 2006.

- [3] Budnik M., Stanek W., Rusinowski H.: Application of neural modelling in hybrid control model of fluidized bed boiler fired with coal and biomass. 13th International Carpathian Control Conference (2012), 69-74.
- [4] Chien I.-L.: IMC-PID Controller Design - An Extension. Proceedings of the IFAC Adaptive Control of Chemical Processes Conference (1988), 147-152.
- [5] Fu P., Yu X.-N., Wang H.: Research on fuzzy control algorithm for bed temperature control of circulating fluidized bed boiler. Proceedings of the Fourth International Conference of Machine Learning and Cybernetics (2005), 825-828.
- [6] Hou G., Zhang Y., Zhang J.: Real-coding Genetic Algorithm-based Model Identification for Bed Temperature of 300MW CFB Boiler. Chinese Control and Decision Conference (2011), 2019-2025.
- [7] Johnson M.A., Moradi M.H.: PID New Identification and Design Methods. Springer-Verlag, London 2005.
- [8] Liu X., Wang Sh., Xing L.: Fuzzy Self-tuning PID Temperature Control for Biomass Pyrolysis Fluidized Bed Combustor. The 2nd IEEE International Conference on Information Management and Engineering (2010), 384-387.
- [9] Liu Ch.-Y., Wang J., Li Q., Song X.-L., Song Z.-Y.: The Study of the Control of the Bed Temperature in the Circulating Fluidized Bed Boiler Based on the Fuzzy Control System. International Conference on Computer and Communication Technologies in Agriculture Engineering (2010), 285-288.
- [10] Liukkonen M., Halikka E., Hiltunen T., Hiltunen Y.: Adaptive soft sensor for fluidized bed quality: Applications to combustion of biomass. Fuel Processing Technology 105 (2013), 46-51.
- [11] Lixia B., Junxia Z., Song F.: Modeling and simulating of bed temperature control of circulating fluidized boiler. Journal of North China Electric Power Univ., vol. 30, no. 1 (2003), 53-56.
- [12] Oakland J.S.: Statistical Process Control. Butterworth-Heinemann, Bodmin 2003 .
- [13] O'Dwyer A.: Handbook of PI and PID Controller Tuning Rules. Imperial College Press, London 2006.
- [14] Porzuczek J.: Optimization of the fluidized bed boilers operation in nonstationary states. Monograph 405 / Environmental Engineering Series, Cracow University of Technology, Krakow 2012 (in polish).
- [15] Porzuczek J.: Dynamic model identification of the low-power fluidized bed boiler. Czasopismo Techniczne, Z. 4-Ś/2012 (2012), 157-170 (in polish).
- [16] Porzuczek J.: Transfer matrix model of the bubbling fluidized bed boiler. Archives of Thermodynamics, vol. 32 (2011) No. 3, 245-26.
- [17] www.metsoautomation.com.

ZASTOSOWANIE KONDENSACYJNEGO WYMIENNIKA CIEPŁA ODPADOWEGO W BLOKU ENERGETYCZNYM

Paweł Rączka, Kazimierz Wójs

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska
Wybrzeże Wyspisańskiego 27, 50-370 Wrocław

W pracy przedstawiono wyniki obliczeń wpływu wykorzystania w nadkrytycznym bloku energetycznym ciepła odpadowego. Odzysk ciepła odpadowego (jawnego i utajonego) następuje poprzez schłodzenie spalin wylotowych kotła parowego z paleniskiem pyłowym, zasilanego węglem kamiennym lub brunatnym, pracującego w bloku energetycznym 900 MWe. Odzyskane ciepło odpadowe zostaje następnie wykorzystane do podgrzewu kondensatu, przepływającego przez niskoprężne podgrzewacze regeneracyjne, zastępując ciepło w parze upustowej. W celu określenia wpływu proponowanego rozwiązania na sprawność bloku zbudowano modele matematyczne obiegu cieplnego bloku 900 MWe, wykorzystując oprogramowanie Cycle-Tempo. Uzyskane wyniki wskazują na możliwość podniesienia sprawności cieplnej bloku netto od 0,16% (węgiel kamienny) do ponad 1% (węgiel brunatny). Istnieje możliwość dalszego zwiększenia sprawności poprzez zastosowanie ciepła odpadowego np. w celu wstępnego podgrzewu powietrza do spalania kierowanego do kotła

1. Wprowadzenie

W światowej energetyce konwencjonalnej zachodzi ciągły proces podnoszenia sprawności konwersji energii chemicznej paliwa do energii elektrycznej, wymuszany głównie przez wzrost kosztów paliw oraz dążenie do redukcji uciążliwości energetyki dla środowiska. Choć w Polsce w ostatnich latach wciąż nie ma zbyt wielu przykładów takiego postępowania, co spowodowane jest głównie niepewnością panującą na rynku energii oraz rosnącymi nakładami inwestycyjnymi na nowe moce, to nadchodzące lata powinny zmienić ten stan. W przypadku konwencjonalnej siłowni wzrost sprawności następuje głównie poprzez zwiększanie parametrów pary produkowanej w kotle oraz np. stosowanie wielokrotnych przegrzewów międzystopniowych czy modyfikacje części

przepływowych turbin parowych. Jednak w przypadku wszystkich konwencjonalnych bloków, i to zarówno energetycznych, jak i ciepłowniczych, podkrytycznych i nadkrytycznych, istnieje niewykorzystane źródło ciepła odpadowego. Są nim spaliny wylotowe z kotła zasilanego paliwem stałym. Istnieją nieliczne przypadki wykorzystania tego ciepła (np. ciepło ze spalin wylotowych kotła fluidalnego bloku elektrowni Łagisza podgrzewa wstępnie powietrze do spalania kierowane do tego kotła). Jednak nie sięgnięto dotychczas po ciepło kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach, którego ilość (zwłaszcza w przypadku węgla brunatnego lub biomasy) jest znaczna. Wykonane przez autorów obliczenia dla spalin z kotła pyłowego bloku 900 MWe zasilanego węglem brunatnym wykazały możliwość odzyskania nawet 390 MW ciepła (ciepło jawne i utajone) przy ochłodzeniu spalin ze 160 do 50 °C [2]. W prezentowanej pracy pokazano wpływ odzyskanego ze spalin ciepła odpadowego na sprawność wytwarzania energii elektrycznej w nadkrytycznym bloku energetycznym o mocy 900 MWe.

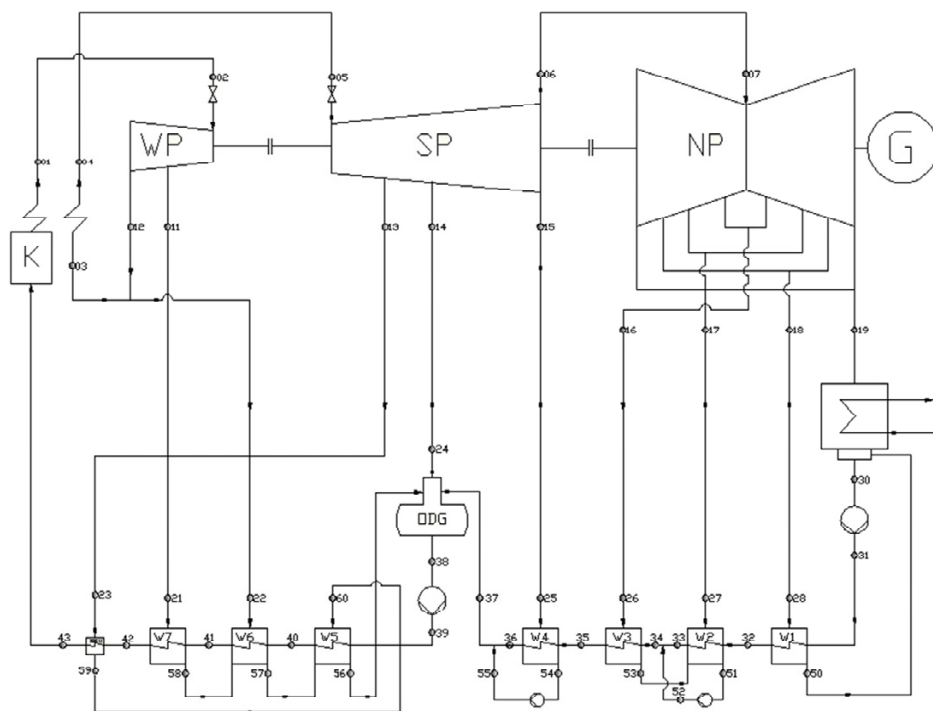
1. Model matematyczny obiegu cieplnego bloku 900 MWe

Do zamodelowania obiegu cieplnego konwencjonalnego nadkrytycznego bloku energetycznego wykorzystano program Cycle-Tempo 5 [1] służący do modelowania m.in. obiegów cieplnych elektrowni oraz elektrociepłowni parowych i gazowych. W tym celu przyjęto schemat cieplny (rys. 1.) oraz dane wyjściowe bloku referencyjnego [5]. Na tej podstawie zbudowano model obiegu cieplnego bloku energetycznego o mocy 900MWe, z pojedynczym międzystopniowym przegrzewem pary, trójkadłubowym turbogeneratorem oraz układami regeneracji i chłodzenia skraplacza.

Zastosowany program umożliwia prowadzenie obliczeń (projektowych - *design* - i sprawdzających - *off-design*) dowolnie skomplikowanych obiegów cieplnych m.in. konwencjonalnych bloków energetycznych i ciepłowniczych. Każdy modelowany obieg składa się z dowolnie zestawianych i połączonych rurociągami elementów predefiniowanych wstępnie w programie. W szczególności, w przypadku konwencjonalnej siłowni cieplnej, elementami tymi są:

- kocioł z przegrzewaczami pary pierwotnej i wtórnej,
- turbina parowa o dowolnej ilości kadłubów, stopni, upustów, przepływów i wylotów,
- skraplacz,
- wymienniki ciepła typu *HEAT EXCHANGER* (powierzchniowy wymiennik ciepła np. typu para-woda, woda-woda) oraz typu *FLASHING HEATER* (powierzchniowy podgrzewacz regeneracyjny),

- odgazowywacz termiczny ze zbiornikiem wody zasilającej,
- pompy (zasilane silnikami elektrycznymi lub turbiną parową),
- armatura regulacyjna i odcinająca rurociągów wody i pary,
- źródła i odbiorniki ciepła.



Rys. 1. Schemat cieplny obiegu 900 MWe [5]

Powyższe elementy łączy się rurociągami definiując przy tym rodzaj płynącego w nich medium, jakim może być: woda, para wodna, czynniki organiczne, jeden z 50 zdefiniowanych gazów, jak również mieszaniny np. powietrze lub spaliny. Istnieje możliwość uwzględnienia strat przepływu poprzez definiowanie np. spadku ciśnienia, temperatury czy entalpii.

Po połączeniu elementów program buduje układ równań bilansowych masy i energii, przy czym wymagane jest, aby liczba równań układu była równa liczbie rurociągów. Przykładowy układ równań zapisany w postaci macierzowej przedstawiono na rysunku 2.

Układ równań rozwiązywany jest metodą eliminacji Gaussa. Na tej podstawie otrzymuje się natężenia przepływu czynników oraz ich parametry w poszczególnych punktach obiegu. Dodatkową zaletą programu jest możliwość prowadzenia analizy egzergetycznej obiegu.

Korzystając z opisanego programu zbudowano 4 modele obiegów cieplnych bloku 900MWe:

- model bazowy (referencyjny), zasilany węglem kamiennym lub węglem brunatnym,
- model zmodyfikowany, z wykorzystaniem ciepła odpadowego z Układu Odzysku Ciepła (UOC) ze spalin wylotowych kotła zasilanego węglem kamiennym lub węglem brunatnym.

component	nr.	pipe numbers														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	*	=			
boiler	1	-1					-1						m_1		0	
turbine	2	1	-1					-1					m_2		0	
condenser	3		1	-1					-1		1		m_3		0	
condenser (cooling)	3								-1		1		m_4		0	
deaerator	5				1	-1		1				*	m_5	=	0	
feedpump	6					1	-1						m_6		0	
coolwater pump	8									1	-1		m_7		0	
deaerator	5				h_4	$-h_5$		h_7					m_8		0	
condenser	3		h_2	$-h_3$					$-h_8$		h_{10}		m_9		0	
turbine	2	h_1	$-h_2$					$-h_7$					m_{10}		P_{tur}	

Rys. 2. Przykładowa macierz układu równań prostego bloku energetycznego programu Cycle-Tempo [1]

Ograniczenia programu Cycle-Tempo 5 (np. brak możliwości uwzględnienia przechłodzenia skroplin wylotowych z podgrzewaczy regeneracyjnych), wymusiły konieczność zmodyfikowania niektórych parametrów obiegu. Celem modyfikacji było uzyskanie jak największej zgodności otrzymanych parametrów wariantu bazowego z parametrami obiegu referencyjnego [5]. Kluczowymi w tym przypadku wielkościami były strumienie i entalpie pary upustowej i wylotowej z turbiny. W tym celu zmodyfikowano sprawność wewnętrzną poszczególnych części turbiny oraz wprowadzono dodatkowe spadki entalpii czynnika na rurociągach łączących np. upusty turbiny z odbiornikami pary. Najważniejsze modyfikacje przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Modyfikacje wartości sprawności wewnętrznych turbiny 900 MWe

Sprawność wewnętrzna		Obieg referencyjny [5]	Cycle-Tempo
Sprawność wewnętrzna grup stopni części WP turbiny	%	90.0	90.59
Sprawność wewnętrzna grup stopni części SP turbiny	%	92.0	93.18
Sprawność wewnętrzna grup stopni części NP turbiny	%	85.0	87.05
Sprawność wewnętrzna ostatniej grupy stopni części NP turbiny	%	80.0	79.97

3. Analiza pracy bloku energetycznego o mocy 900 MWe wykorzystującego układ do odzysku ciepła odpadowego ze spalin wylotowych kotła

Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń cieplnych referencyjnego bloku energetycznego o mocy 900 MWe oraz bloku z zainstalowanym wymiennikiem do odzysku ciepła odpadowego ze spalin wylotowych. Wymiennik UOC zainstalowany jest na kanale spalin wylotowych z kotła, a odzyskane ciepło, transportowane przez czynnik obiegowy (woda), zastępuje ciepło w parze upustowej, pobieranej z części niskoprężnej turbiny, służące do podgrzewu kondensatu w podgrzewaczach regeneracyjnych. Obliczenia przeprowadzono dla bloku opalanego węglem kamiennym oraz brunatnym, przy założeniu stałej wielkości mocy elektrycznej brutto generowanej przez blok oraz stałych parametrach pary produkowanej przez kocioł.

Model bloku opalanego węglem kamiennym – wariant bazowy

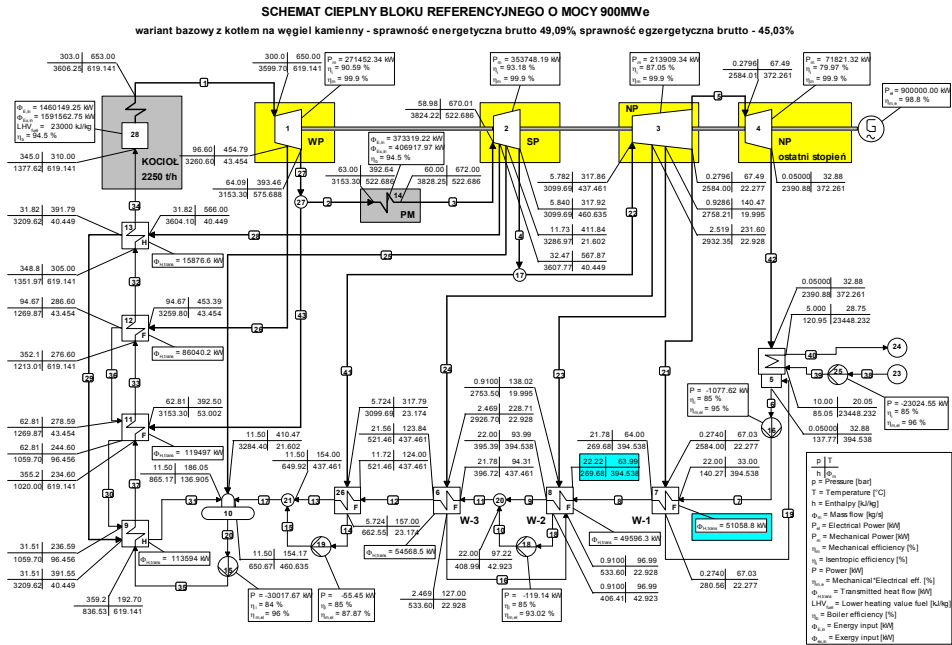
Na rysunku 3 i w tabeli 2 przedstawiono wyniki obliczeń wykonanych dla wariantu bazowego bloku energetycznego zasilanego węglem kamiennym.

Analizując uzyskane wyniki obliczeń wariantu bazowego można stwierdzić, że uzyskano dobrą zgodność z danymi referencyjnymi obiegu [3,5]. Ponieważ dalsza analiza jest analizą przyrostową parametrów pracy bloku, dlatego idealna zgodność nie jest w tym przypadku wymagana.

Sprawność cieplną bloku brutto obliczono na podstawie równania

$$\eta_{bb} = \frac{\dot{N}_{eb}}{\dot{B} \times Q_i^f} = \frac{\dot{N}_{eb}}{\dot{Q}_{ch}} \quad (1)$$

gdzie: \dot{N}_{eb} - moc elektryczna brutto (mierzona na zaciskach generatora), \dot{B} - zużycie paliwa, Q_f - wartość opałowa paliwa, \dot{Q}_{ch} - moc doprowadzona z paliwem (energia chemiczna).



Rys. 3. Schemat cieplny bloku energetycznego zasilanego węglem kamiennym – wariant bazowy

Natomiast sprawność cieplną bloku netto obliczono na podstawie równania

$$\eta_{bn} = \frac{\dot{N}_{eb} - \sum \dot{N}_{pw}}{\dot{B} \cdot Q_f} = \frac{\dot{N}_{en}}{\dot{Q}_{ch}} \quad (2)$$

gdzie: $\sum \dot{N}_{pw}$ - moc elektryczna potrzeb własnych maszynowni (napędy pomp), \dot{N}_{en} - moc elektryczna netto bloku.

Jak wynika z tabeli 2 obliczona sprawność cieplna brutto bloku bazowego wyniosła 49,09%, a sprawność egzergetyczna brutto 45,03%. Obliczona moc elektryczna netto, wynosząca 845,7 MW, oraz sprawność netto równa 46,13% są wartościami wyjściowymi do analizy wpływu proponowanych zmian, związanych z wprowadzeniem ciepła z UOC do obiegu cieplnego bloku zasilanego węglem kamiennym. Strumień pary pierwotnej produkowanej przez kocioł wynosi w wariancie bazowym 619,141 kg/s.

Tabela 2. Wyniki obliczeń modelu bloku 900MW_e zasilanego węglem kamiennym (wariant bazowy)

	Element nr	Nazwa	Moc cieplna	Egzergia
			kW	kW
Doprowadzona energia/egzergia chemiczna	14	Przegrzewacz pary międzystopniowej	373 319	406 918
	28	Kocioł z przegrzewaczem pary pierwotnej	1 460 149	1 591 563
SUMA			1 833 469	1 998 481
Moc generowana brutto	G	Generator	900 000	900 000
Moc elektryczna potrzeb własnych maszynowni	15	Pompy	30 018	30 018
	16		1 078	1 078
	18		119	119
	19		55	55
	25		23 025	23 025
SUMA			54 294	54 294
Moc generowana netto			845 706	845 706
Sprawność cieplna bloku	brutto		49,087%	45,034%
	netto		46,126%	42,317%

Ze względu na możliwość do uzyskania temperaturę czynnika obiegowego na wylocie z UOC (temperatura spalin wylotowych z kotła wynosi 115 °C, stąd podgrzew czynnika obiegowego następuje do maksymalnie 90 °C) i możliwość wprowadzenia odzyskanego ciepła do bloku zasilanego węglem kamiennym, najbardziej istotne są (rys. 3):

- zachowanie temperatury kondensatu na wlocie do podgrzewacza regeneracyjnego niskoprężnego W-2, która w wariantcie bazowym wynosi 63,99 °C – w przypadku zastąpienia pary upustowej ciepłem z UOC, przy wymaganym minimalnym spiętrzeniu temperatur pomiędzy czynnikiem obiegowym z UOC (3 °C) i kondensatem oraz przy układzie krzyżowo-przeciwprądowym wymiennika oraz w celu maksymalizacji odzysku ciepła, wartość temperatury czynnika obiegowego może wynieść ok. 67 °C,
- zachowanie mocy cieplnej przekazywanej przez parę upustową kondensatowi w podgrzewaczu W-1, która w wariantcie bazowym wynosi 51058,8 kW – jest to równocześnie maksymalna moc cieplna w parze upustowej możliwa do zastąpienia ciepłem odpadowym odzyskanym w UOC.

Model bloku opalanego węglem kamiennym – wariant z UOC

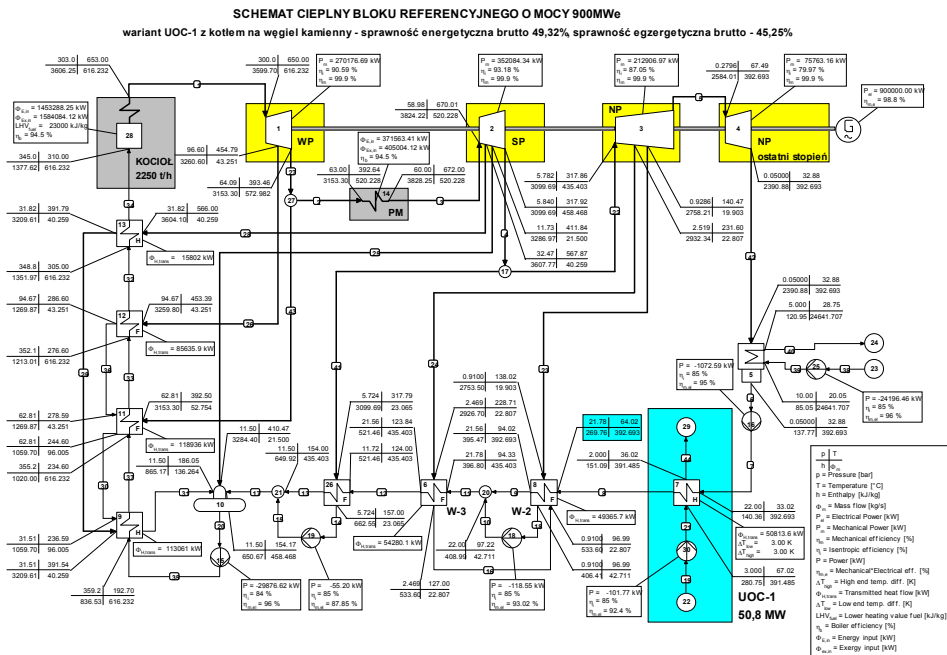
Ze względu na przedstawione powyżej ograniczenia oraz:

- temperaturę spalin wylotowych z kotła opalanego węglem kamiennym (115°C), obniżoną w wymienniku kondensacyjnym UOC do 51 °C,
 - temperaturę wodnego punktu rosy dla spalin z węgla kamiennego (43,3 °C),
 - temperaturę kondensatu na wylocie z pompy kondensatu (33,02 °C),
- Wymiennik UOC będzie pracował w zakresie temperatur 67-36 °C, a możliwa do przekazania kondensatowi moc cieplna wyniesie 50,8 MW (rys. 4).

Tabela 3. Wyniki obliczeń modelu bloku 900MW_e zasilanego węglem kamiennym (wariant z UOC)

	Element nr	Nazwa	Moc cieplna	Egzergia
			kW	kW
Doprowadzona energia/egzergia chemiczna	14	Przegrzewacz pary między-stopniowej	371 563	405 004
	28	Kocioł z przegrzewaczem pary pierwotnej	1 453 288	1 584 084
SUMA			1 824 852	1 989 088
Moc generowana brutto	G	Generator	900 000	900 000
Moc elektryczna potrzeb własnych maszynowni	15	Pompy	29 877	29 877
	16		1 073	1 073
	18		119	119
	19		55	55
	25		24 196	24 196
	30		102	102
SUMA			55 421	55 421
Moc generowana netto			844 579	844 579
Sprawność cieplna bloku	brutto		49,319%	45,247%
	netto		46,282%	42,461%

Przeprowadzone obliczenia pokazały, że dzięki UOC częściowo uniknięty zostanie pobór pary upustowej z części NP turbiny i do ostatniego stopnia turbiny skierowany zostanie większy strumień pary, niż w wariantcie bazowym (392,693 kg/s w porównaniu do 372.261 kg/s). Strumień pary świeżej produkowanej przez kocioł spada do 616,232 kg/s, czemu towarzyszy również spadek zużycia energii chemicznej paliwa. Spowoduje to spadek jednostkowego zużycia ciepła i pary na produkcję energii elektrycznej, co z kolei spowoduje wzrost sprawności cieplnej brutto bloku – z 49,09% do 49,32% ($\Delta\eta_{bb} = 0.23\%$). Wzrasta także sprawność egzergetyczna brutto – do 45,25% (tab. 3).



Rys. 4. Schemat cieplny bloku energetycznego zasilanego węglem kamiennym – wariant z UOC

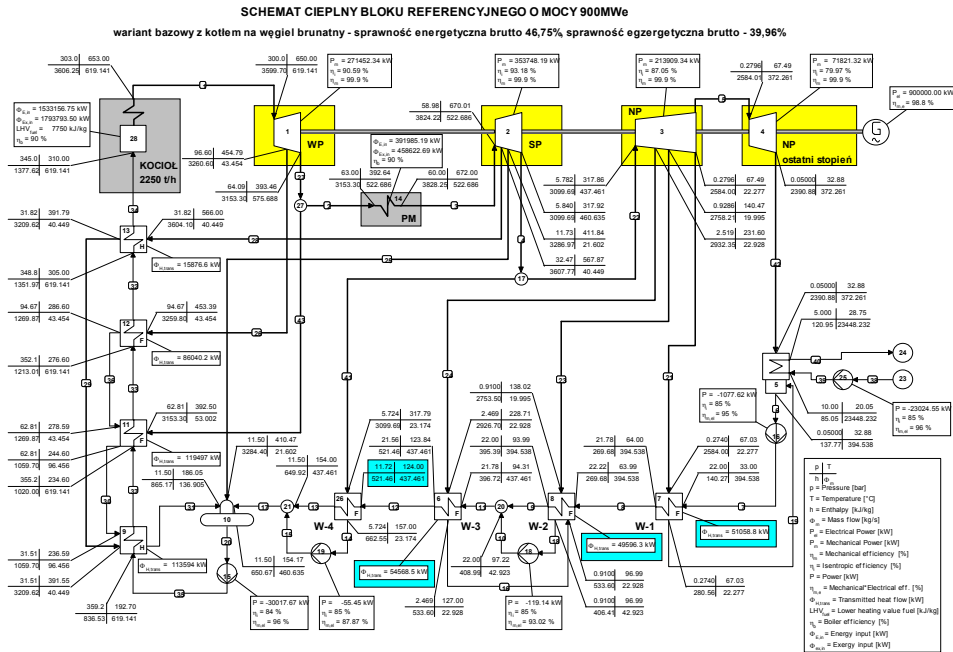
Niestety, wzrastają potrzeby własne bloku w zakresie mocy elektrycznej do napędu pomp (zwłaszcza pompy wody chłodzącej skraplacz – element nr 25 oraz dodatkowej pompy obiegowej UOC – element nr 30), co powoduje spadek generowanej mocy netto bloku o 1127 kW. W związku z tym sprawność cieplna netto bloku po zabudowie UOC wzrasta tylko o 0,156%.

Ograniczeniem w dalszym zmniejszaniu strumienia pary upustowej pobieranej na cele podgrzewu kondensatu jest temperatura spalin wylotowych z kotła zasilanego węglem kamiennym oraz temperatura wodnego punktu rosy tych spalin. Powoduje to, że pozostała część ciepła (rzędu kilku MW) możliwa do odzyskania ze spalin musi zostać wprowadzona do bloku w innym miejscu (np. poprzez podgrzew powietrza do spalania, zastępując częściowo parowe podgrzewacze powietrza). Przyczyni się to do dalszego wzrostu sprawności cieplnej bloku.

Model bloku 900MWe opalanego węglem brunatnym – wariant bazowy

Na poniższym rysunku oraz w tabeli 4 przedstawiono wyniki obliczeń wykonanych dla wariantu bazowego bloku energetycznego opalanego węglem brunatnym. W tym przypadku, w stosunku do analizowanego wcześniej bloku

zasilanego węglem kamiennym, zmiany w modelu ograniczają się tylko do: wartości opalowej (7750 kJ/kg) i egzergii chemicznej węgla (9067,5 kJ/kg) oraz sprawności cieplnej kotła (90%).



Rys. 5. Schemat cieplny bloku energetycznego zasilanego węglem brunatnym – wariant bazowy

Jak wynika z tabeli 4 uzyskana sprawność cieplna brutto i netto bloku wyniosła odpowiednio 46,75% i 43,93%, a egzergetyczna brutto 39,96%. Zmiany te wynikają tylko z opisanych powyżej zmian po stronie kotła. Obieg cieplny turbiny nie uległ zmianie.

Ze względu na dalsze obliczenia bloku zasilanego węglem brunatnym z UOC istotna jest wartość temperatury kondensatu na wlocie do podgrzewacza regeneracyjnego W-4 (wynosząca 124°C) oraz moce cieplne wymienników W-1, W-2 i W-3 (zaznaczone kolorem błękitnym na rys. 5).

Tabela 4. Wyniki obliczeń modelu bloku 900MW_e zasilanego węglem brunatnym (wariant bazowy)

	Element nr	Nazwa	Moc cieplna	Egzergia
			kW	kW
Doprowadzona energia/egzergia chemiczna	14	Przegrzewacz pary między-stopniowej	391 985	458 623
	28	Kocioł z przegrzewaczem pary pierwotnej	1 533 157	1 793 794
SUMA			1 925 142	2 252 416
Moc generowana brutto	G	Generator	900 000	900 000
Moc elektryczna potrzeb własnych maszynowni	15	Pompy	30 018	30 018
	16		1 078	1 078
	18		119	119
	19		55	55
	25		23 025	23 025
SUMA			54 294	54 294
Moc generowana netto			845 706	845 706
Sprawność cieplna bloku	brutto		46,750%	39,957%
	netto		43,930%	37,547%

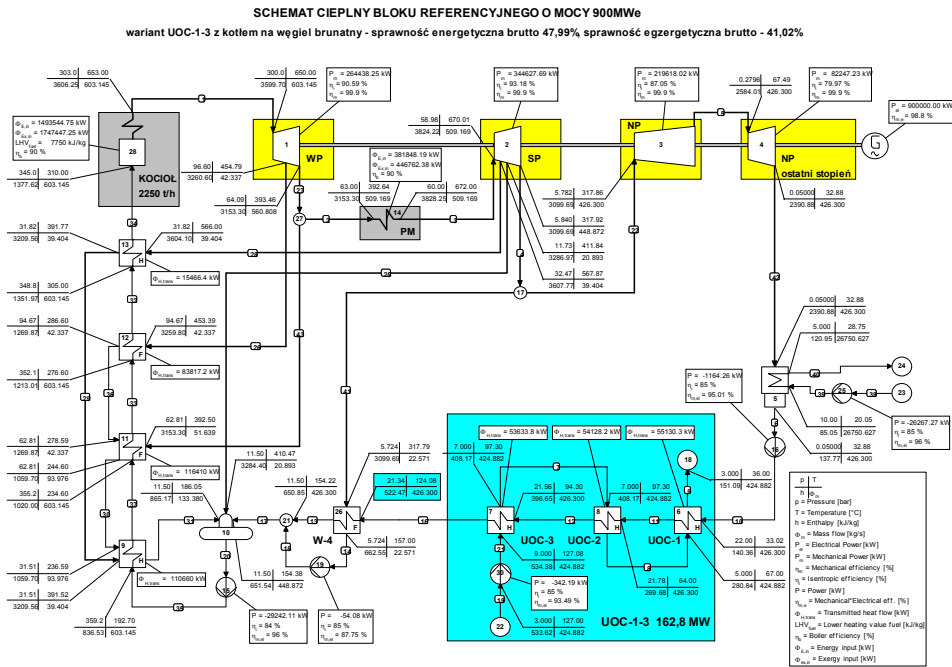
Model bloku opalanego węglem brunatnym – wariant z UOC

Podobnie, jak w przypadku obliczeń bloku z UOC zasilanego węglem kamiennym, także w przypadku węgla brunatnego istnieją pewne ograniczenia. Należą do nich:

- temperatura spalin wylotowych z kotła na węgiel brunatny (160°C), obniżona w wymienniku kondensacyjnym UOC do 51°C,
- temperatura wodnego punktu rosy dla spalin (66,3°C),
- temperatura kondensatu na wylocie z pompy kondensatu (33,02°C),
- temperatura kondensatu na wlocie do podgrzewacza regeneracyjnego W-4 (w wariantcie bazowym 124°C),
- założone spiętrzenie temperatur w UOC-1 do UOC-3 (3°C),

Wymienniki UOC-1-3 będą pracowały w zakresie temperatur 127,08-36°C, a możliwa do przekazania kondensatowi moc wyniesie 162,8 MW, czyli ponad trzykrotnie więcej, niż dla bloku zasilanego węglem kamiennym. Dzięki układowi odzysku ciepła odpadowego nie będzie potrzebny pobór pary upustowej z całej części NP turbiny i do ostatniego stopnia turbiny oraz skraplacza skierowany zostanie zdecydowanie większy strumień pary, niż w wariantcie bazowym (426,3 kg/s w porównaniu do 372,261 kg/s). Spowoduje to spadek jednostko-

wego zużycia ciepła i pary na produkcję energii elektrycznej, co z kolei spowoduje wzrost sprawności cieplnej brutto bloku z 46,75% do 47,99% ($\Delta\eta_{bb} = 1.24\%$). Wzrasta także sprawność egzergetyczna brutto - do 41,02% (tab. 5). Niestety, podobnie jak w przypadku bloku zasilanego węglem kamiennym, wzrastają potrzeby własne bloku w zakresie mocy elektrycznej do napędu pomp (elementy nr 25 i 30), co powoduje spadek generowanej mocy elektrycznej netto bloku o 2775 kW. W związku z tym sprawność cieplna netto bloku wzrasta po zabudowie UOC o 1,02%.



Rys. 6. Schemat cieplny bloku energetycznego zasilanego węglem brunatnym – wariant z UOC

Strumień pary świeżej produkowanej przez kocioł spada do 603,145 kg/s, czemu towarzyszy również spadek zużycia energii chemicznej paliwa.

Dodatkowym efektem, nieuwzględnionym w modelu, jest wzrost sprawności wewnętrznej części NP turbiny, związany z likwidacją 3 upustów pary. Spowoduje to dalszy wzrost sprawności cieplnej i egzergetycznej bloku.

Dalsze wykorzystanie ciepła odpadowego zawartego w spalinach wylotowych z kotła, którego łączna moc wynosi 389 MW (ciepło jawne i utajone, ochłodzenie spalin ze 160 do 51 °C), jest możliwe np. przez podgrzew powietrza zimnego kierowanego do kotła (zastąpienie podgrzewaczy parowych). Przy mocy nominalnej bloku 900 MWe moc cieplna możliwa do przekazania w ten sposób wynosi 17 MW (podgrzew powietrza od 10 do 30°C) i 38 MW (pod-

grzew powietrza od -15 do 30 °C). Wynika stąd, że istnieje możliwość zagospodarowania jeszcze ok. 190-210 MW niskotemperaturowego ciepła odpadowego (temperatura czynnika ok. 40 °C), pochodzącego głównie z ciepła utajonego kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach.

Tabela 5. Wyniki obliczeń modelu bloku 900MW_e zasilanego węglem brunatnym (wariant z UOC)

	Element nr	Nazwa	Moc cieplna	Egzergia
			kW	kW
Doprowadzona energia/egzergia chemiczna	14	Przegrzewacz pary międzystopniowej	381848	446762
	28	Kocioł z przegrzewaczem pary pierwotnej	1493545	1747447
SUMA			1875393	2194210
Moc generowana brutto	G	Generator	900 000	900 000
Moc elektryczna potrzeb własnych maszynowni	15	Pompy	29 242	29 242
	16		1 164	1 164
	19		54	54
	25		26 267	26 267
	30		342	342
SUMA			57 070	57 070
Moc generowana netto			842 930	842 930
Sprawność cieplna bloku	brutto		47,990%	41,017%
	netto		44,947%	38,416%

Potencjalnie możliwy jest podgrzew powietrza do wyższej temperatury, co z jednej strony spowoduje wzrost sprawności kotła, ale z drugiej spowoduje wzrost temperatury spalin wylotowych z kotła. Spowodowałoby to konieczność odbioru jeszcze większego strumienia ciepła w UOC. Dodatkowo nastąpiłby wzrost temperatury adiabatycznej spalania oraz wzrost obciążenia cieplnego komory paleniskowej. Może to być niekorzystne dla pracy komory paleniskowej oraz emisji NO_x. Przeprowadzone wstępne obliczenia wykonane dla kotła BB-1150 wykazały wzrost sprawności cieplnej o ok. 1% przy podgrzewie powietrza spalania do temperatury 120°C.

Możliwe jest także skierowanie części strumienia spalin pobranych przed podgrzewacza powietrza w kotle i wykorzystanie ciepła w nich zawartego do podgrzewu wody zasilającej opuszczającej pompę wody zasilającej. Ograniczy się w ten sposób pobór pary wysokoprężnej na cele regeneracji [4]. Innym roz-

wiązaniem może być wykorzystanie nadwyżki ciepła odpadowego do wstępnego suszenia paliwa.

4. Wnioski

W pracy przedstawiono wyniki obliczeń wpływu wykorzystania w nadkrytycznym bloku energetycznym ciepła odpadowego. Odzysk ciepła odpadowego (jawnego i utajonego) następuje poprzez schłodzenie spalin wylotowych kotła parowego z paleniskiem pyłowym, zasilanego węglem kamiennym lub brunatnym, pracującego w bloku energetycznym 900 MWe. Odzyskane ciepło odpadowe zostaje następnie wykorzystane do podgrzewu kondensatu, przepływającego przez niskoprężne podgrzewacze regeneracyjne, zastępując ciepło w parze upustowej. W celu określenia wpływu proponowanego rozwiązania na sprawność bloku zbudowano modele matematyczne obiegu cieplnego bloku 900 MWe, wykorzystując oprogramowanie Cycle-Tempo. Uzyskane wyniki wskazują na możliwość podniesienia sprawności cieplnej bloku netto od 0,16% (węgiel kamienny) do ponad 1% (węgiel brunatny). Istnieje możliwość dalszego zwiększenia sprawności cieplnej bloku poprzez zastosowanie ciepła odpadowego np. w celu wstępnego podgrzewu powietrza do spalania kierowanego do kotła czy zasilenia układu ORC. Wynika to z całkowitej mocy cieplnej możliwej do odzyskania ze spalin, wynoszącej nawet 389 MW (węgiel brunatny), co w rzeczywistości uniemożliwia jego 100% wykorzystanie ze względu na zakres temperatury i wielkość powierzchni wymiany ciepła.

PODZIĘKOWANIA

Przedstawione w pracy 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 CO₂ ze spalin.

Literatura

- [1] Cycle-Tempo release 5.0, Delft University of Technology, 2007.
- [2] Rączka P., Wójs K., Wykorzystanie kondensacyjnego wymiennika ciepła odpadowego w bloku energetycznym, Materiały Konferencyjne XIV Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej Forum Energetyków GRE, Szczyrk, 2014.
- [3] Stępczyńska K. i in., Obliczenia ultra-nadkrytycznego bloku węglowego o mocy 900 MW z odzyskiem ciepła ze spalin, Archiwum Energetyki 2012, nr 2, str. 155-164.
- [4] Wójs K. i in.: Concept of a system for waste heat recovery from flue gases in a coal-fired power plant, Journal of Energy Science, 2010, vol. 1, nr 1, s. 191-200.
- [5] Ziolkowski P., Mikielwicz D., Analiza pracy bloku nadkrytycznego 900MWe współpracującego z obiegiem ORC, Archiwum Energetyki 2012, nr 2, str. 165-174.



**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 978-83-7493-873-0