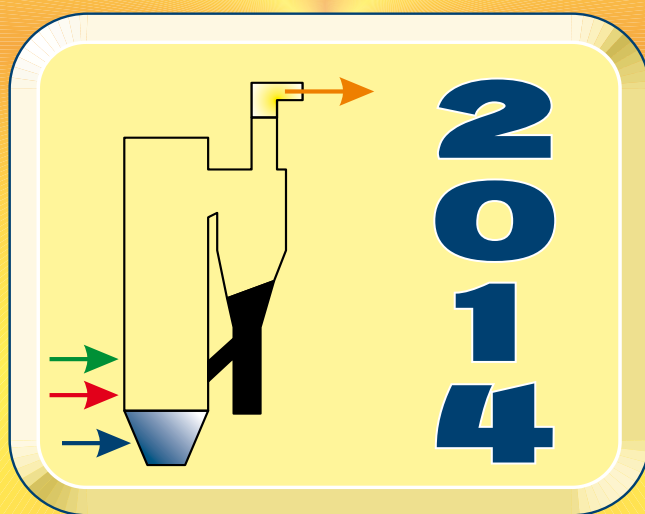


AKTUALNE ZAGADNIENIA ENERGETYKI

TOM III



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej

AKTUALNE ZAGADNIENIA ENERGETYKI

TOM III

Praca zbiorowa pod redakcją

Kazimierza Wójca

Tomasza Tietze



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2014

Recenzent
Dariusz MIKIELEWICZ

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 978-83-7493-874-7

Spis treści

Wstęp.....	7
Wykorzystanie zjawiska kawitacji ultradźwiękowej do czyszczenia powierzchni rur Romuald Redzicki	9
Koncepcja elektromagnetycznego wspomaganie pracy membran w procesie membranowej separacji gazów Leszek Remiorz, Grzegorz Wiciak, Katarzyna Janusz-Szymańska	19
Wykorzystanie termowizji do oceny pracy zaworu Janusz Rogula	31
Analiza entropowa wpływu zastosowania instalacji CCS na pracę bloku nadkrytycznego Sebastian Rulik; Henryk Łukowicz, Marcin Mroncz.....	39
Carbon dioxide tank storage safety Andrzej Rusin, Katarzyna Stolecka	49
The cavitation behavior of the rotodynamic pumps, designed in non standard way, operating in range of ultra-low specific speed Janusz Skrzypacz	61
Zwiększona degradacja elementów maszyn energetycznych spowodowana akusto-pelzaniem Daniel Stawiński, Agata Majkowska, Janusz Badur, Tomasz Kowalczyk, Marcin Szostak	73
Wytwarzania energii cieplnej ze zgazowania frakcji nadsitowej odpadów komunalnych Andrzej Sitka, Wiesław Jodkowski.....	85
Zgazowanie i wytwarzanie energii cieplnej z produktu ubocznego w produkcji bioetanolu Andrzej Sitka, Wiesław Jodkowski, Kazimierz Wójs.....	95
Maszyny i urządzenia dla bloku węglowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary Krystian Smółka, Katarzyna Stępczyńska-Drygas, Sławomir Dykas, Włodzimierz Wróblewki.....	107
Investigating of the blades of the h-rotor type wind turbine efficiency Andrzej Gronczewski, Katarzyna Strzelecka, Grzegorz Hermann.....	119
Analiza porównawcza układów kogeneracyjnych małej mocy zasilanych biomasą Franciszek Strzelczyk, Andrzej Wawszczak.....	131

Instalacja pilotowa do odzysku niskotemperaturowego ciepła odpadowego ze spalin z węgla brunatnego Piotr Szulc, Tomasz Tietze, Kazimierz Wójs	143
Combustion process optimization by using immune optimizer in power boiler Łukasz Śladewski, Daniel Nabagło, Tomasz Janda, Jerzy Chachuła	155
Wyznaczanie zanieczyszczeń on-line w węzłach cieplnych służących do celów ciepłowniczych i podgrzewu c.w.u. Dawid Taler, Gabriela Jaglarz	171
Thermo-flow and strength monitoring of a PC boiler Jan Taler, Bohdan Węglowski, Dawid Taler, Marcin Trojan, Tomasz Sobota, Piotr Dzierwa, Marcin Pilarczyk, Piotr Czupryński, Tomasz Janda, Paweł Madejski, Daniel Nabagło	181
Układ do symulacji zapopielenia spalin w instalacji do badania odzysku ciepła odpadowego Tomasz Tietze, Piotr Szulc, Kazimierz Wójs	215
Wieloznaczność rozplywu pary w wysokoobrotowej turbinie parowej Jacek Topolski, Czesław Szyrejko, Sebastian Kornet, Janusz Badur	229
Zastosowanie techniki termowizyjnej do oceny pracy kotła wodnego Dariusz Urbaniak, Rafał Wyczółkowski, Tomasz Wyleciał	247
Wpływ paliwa dodatkowego na emisję WWA, NO _x i CO w kotle węglowym małej mocy Sebastian Werle	259
Oplacalność instalacji z ogniwami fotowoltaicznymi Daniel Węcel, Włodzimierz Ogulewicz, Mirosław Majkut, Michał Strozik	269
Zastosowanie termowizji do badania szczelności armatury bloku energetycznego Wiesław Wędrychowicz, Romuald Redzicki, Artur Andruszkiewicz, Krzysztof Kubas, Jarosław Niewczas, Elżbieta Wróblewska	281
Szacowanie niezawodności rur parownika przy wykorzystaniu symptomu stanu Adam Wojacek, Andrzej Rusin	291
Effectiveness of high temperature innovative geometry fixed ceramic matrix regenerators used in glass furnaces Grzegorz Wołkowycki	303
Wpływ geometrii gondoli na kształt łopat turbiny wiatrowej z pozioma osią obrotu Agnieszka Woźniak, Piotr Strzelczyk	315
Stirling machines selected design issues and problem solutions based on the cooling appliance design example Jan Wrona	325

Operation of cooling system of coal-fired power unit integrated with CO ₂ capture unit at various ambient temperatures W. Wróblewski, K. Stępczyńska-Drygas, K. Bochon, S. Dykas, D. Czaja	339
Effective thermal conductivity as a basic thermal property of steel porous charge Rafał Wyczółkowski, Agnieszka Benduch	357
Large break LOCA analysis for EPR using the pctran code Wojciech Zacharczuk, Andrzej Tatarek, Artur Andruszkiewicz	373
Efektywność energetyczna kogeneracyjnych źródeł małej mocy zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy Bolesław Zaporowski	383
Selection of thermodynamic parameters in order to improve the environmental performance of the gas-steam turbine cycle Paweł Ziółkowski, Janusz Badur	397

Wstęp

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

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

Normy emisyjne wymusiły rozwój technologii wychwytu pyłu węglowego, instalacji odsiarczania spalin, ograniczenia emisji tlenków azotu oraz samego procesu spalania węgla. Aktualnie prowadzone są badania nad technologiami umożliwiającymi wychwyt i składowanie CO₂, zwanymi technologiami CCS.

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

Wrocław, październik 2014 r.

Kazimierz Wójs
Tomasz Tietze

WYKORZYSTANIE ZJAWISKA KAWITACJI ULTRADŹWIEKOWEJ DO CZYSZCZENIA POWIERZCHNI RUR

Romuald Redzicki

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska,
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, Poland

W rozdziale przeanalizowano możliwości wykorzystania zjawiska kawitacji do usuwania osadów powstających na ściankach rurociągów transportujący mieszaninę popiołu i żużla z wodą oraz basenach bagrowni. W tym celu przeprowadzono analizę chemiczną popiołu, żużla i wody obiegowej w celu określenia warunków lub przyczyn, z jakich dochodzi do wytrącania osadów. Zbadano skład chemiczny powstałego osadu. Następnie prowadzono badania polegające na podaniu próbki osadu działaniu kawitacji przez określony czas z zadaną mocą ultradźwięków. W wyniku nadźwiękawiania próbka osadu uległa rozbięciu.

1. Wstęp

Jednym z wciąż aktualnych problemów w elektrowniach jest zjawisko pokrywania osadem ścianek wewnętrznych rurociągów energetycznych transportujących mieszaninę wody, żużla i popiołu (pulpę) na składowisko i spowodowane tym zarastanie basenów pompowni bagrowych [1]. Proces powstawania osadów jest bardzo złożony i zależy od wielu czynników takich jak: skład chemiczny żużla i popiołu oraz transportującej je wody obiegowej [1].

Zasada działania instalacji hydrotransportu polega na tym, że z bagrowni woda wraz żużlem i popiołem jest transportowana na składowisko powierzchniowe. Na składowisku części stałe pozostają, natomiast woda powraca rurociągami do elektrowni. Wielokrotne wykorzystanie wody w obiegu ma znaczący wpływ na jej właściwości chemiczne.

Warunki jakie panują w rurociągach sprzyjają wytrącaniu się osadów mineralnych a nadmierna ich ilość negatywnie wpływa na parametry przepływu mieszaniny [2]. Aktualnie nie ma skutecznych metod zapobiegających zarastaniu i jedynym rozwiązaniem jest okresowe usuwanie osadu z powierzchni rur.

Zwyczajowo osad ten usuwany jest mechanicznie (cykliczne uderzanie w ścianki rurociągu) lub w przypadku bagrowni strumieniem wody o wysokim ciśnieniu. W przypadku stalowych rurociągów sprzyjająca jest niska temperatura otoczenia, która powoduje kurczenie się rurociągu co w konsekwencji prowadzi do samodzielnego odpadania osadu od ścianki. Podejmowane są różne próby, które mają na celu rozpuszczanie bądź spowolnienie procesu odkładania się złożeń na ściankach rur [1].

W rozdziale przeanalizowano możliwości usuwania osadów utrudniających efektywny transport żużla i popiołu za pomocą kawitacji ultradźwiękowej. W tym celu przeprowadzono eksperyment, który polegał na umieszczeniu próbki osadu pod przetwornikiem ultradźwiękowym. Z zadaną mocą oddziaływano na próbkę i mierzono czas, po którym uległa ona rozpadowi.

2. Identyfikacja próbek osadu

Do badania wykorzystano próbki osadu z basenu pompowni bagrowej oraz rur transportujących pulpę na składowisko (rys.1).



Rys. 1. Osad porastający ścianki basenu pulpy i rurociągu

W pierwszym etapie badań dokonano analizy składu chemicznego pobranego osadu. Przeanalizowano również skład chemiczny żużla i popiołu oraz transportującej je wody obiegowej [1] w celu zidentyfikowania związków chemicznych mających bezpośredni wpływ na tworzenie się złożeń.

Odczyn pH wody obiegowej (tj. odsolin, wody powrotnej) mieścił się w przedziale od 8 do 11,84. Fakt ten znajduje odbicie w wartościach zasadowości ogólnej ($0,64 - 1,17 \text{ mval/dm}^3$) oraz przewodnictwa elektrolitycznego właściwego od $1158-1582 \mu\text{S/cm}$. Twardość ogólna wskazuje, że wodę można zakwalifikować jako wodę twardą, a nawet bardzo twardą ($5 \text{ mval/l} - 12,92$). Tak znacząca twardość wody sprzyja wytrącaniu osadów. Wyniki analiz chemicznych popiołów i żużla przedstawiono w tabeli 1 i 2.

Tabela 1. Wyniki analiz popiołów

Związek chemiczny	Zawartość□		
	Min.	Max.	Średnia
SiO ₂	31,30	61,33	49,68
CaO	9,35	30,46	16,46
SO ₃	0,86	8,40	3,96
Al ₂ O ₃	16,43	23,29	20,10
Fe ₂ O ₃	3,42	5,52	4,49
MgO	0,54	0,86	0,68
TiO ₂	0,88	1,61	1,17
K ₂ O	0,20	0,57	0,34
P ₂ O ₅	0,06	0,17	0,09
MnO	0,00	0,03	0,02
Na ₂ O	0,10	0,30	0,14
Straty	1,50	8,20	3,11

Z tabeli 1 wynika, że wśród anionów dominującą pozycję zajmują HCO₃⁻/CO₃⁻² których koncentracja waha się od 55 do 108 mg/dm³. Zaobserwowano również podwyższone stężenie anionów SO₄⁻² (347- 466,5 mg/dm³). W przypadku kationów podwyższoną wartość występuje głównie dla kationów Ca⁺² (86 mg/dm³- 235,67 mg/dm³). Zaobserwowano także podwyższoną wartość SiO₂.

Wyniki analizy chemicznej wskazują, iż zarówno w przypadku popiołów jak i żużla zawartość tlenków wapnia, glinu oraz krzemu była podwyższona (tabela 1 i 2).

Warunki w jakich tworzy się osad (na ściankach rurociągu, bagrowni) tzn. odczyn pH wody, twardość wody oraz podwyższona zawartość wymienionych wyżej kationów i anionów wskazują, że najprawdopodobniej wytrącającym się osadem jest siarczan wapnia CaSO₄ lub węgiel wapnia CaCO₃.

Pomiary koncentracji Al, Ba, Ca, Fe, Mg, Mn, P, Sr, Ti w próbkach osadu wykonano z zastosowaniem metody atomowej spektrometrii emisyjnej z argonową plazmą sprzężoną indukcyjnie (ICP-AES). Ze względu na znaczną niejednorodność badanej próbki w tabeli 3 przedstawiono zakres zawartości oznaczonych pierwiastków (tj. zawartość minimalną i maksymalną).

W celu ostatecznego potwierdzenia struktury chemicznej osadu przeprowadzono analizę rentgenograficzną (rys. 2). Analizę wykonano metodą proszkowej dyfrakcji rentgenowskiej. Do badań użyto dyfraktometru rentgenowskiego X'PERT firmy Philips Obróbka danych eksperymentalnych, tj.: usuwanie tła, obliczanie pozycji, intensywności integralnej i wysokości pików, została prze-

przewodzona przy użyciu programu komputerowego DHN–PowderDiffraction System.

Tabela 2. Wyniki analiz chemicznych żużla

Związek chemiczny	Zawartość %		
	Min.	Max.	Średnia
SiO ₂	31,26	83,23	54,92
CaO	3,03	8,48	5,56
SO ₃	0,12	0,53	0,26
Al ₂ O ₃	5,03	12,94	9,52
Fe ₂ O ₃	1,59	3,30	2,33
MgO	0,01	0,31	0,19
K ₂ O	0,09	0,25	0,18
P ₂ O ₅	0,08	0,11	0,09
MnO	0,01	0,02	0,01
Na ₂ O	0,01	0,11	0,06
Straty	1,40	48,30	15,59

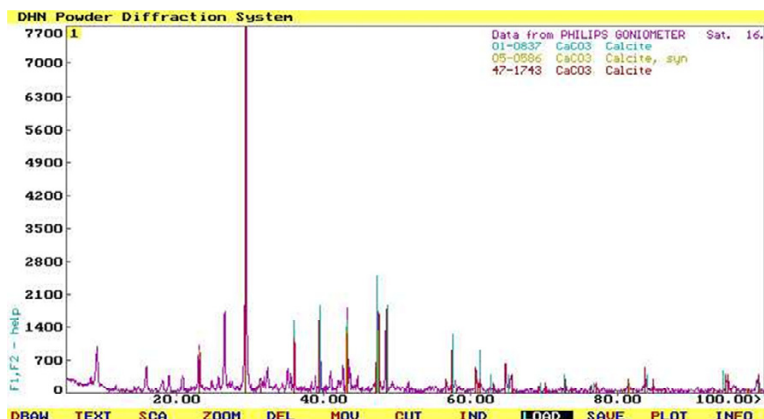
Tabela 3. Wyniki analizy składu chemicznego próbek osadów pod kątem pierwiastków

Pierwiastek	Średnia zawartość ± odchylenie standardowe Δg/g	
	Min.	Max.
Al	1590 ± 560	33200 ± 1800
Ba	59,3 ± 1,9	486 ± 11
Ca	78700 ± 5800	166000 ± 8000
Fe	435 ± 58	4300 ± 240
Mg	2430 ± 380	4180 ± 360
Mn	40,3 ± 3,8	56,0 ± 3,4
P	Zawartość poniżej granicy oznaczalności	
Sr	178 ± 44	797 ± 51
Ti	30,8 ± 2,9	306 ± 16

Identyfikację poszczególnych faz przeprowadzono poprzez porównanie otrzymanego widma rentgenowskiego badanej próbki z widmami wzorcowymi znajdującymi się w bazie danych ICDD PDF-2. Analiza rentgenograficzna potwierdziła, że głównym składnikiem osadu jest CaCO₃ w postaci kalcytu.

Tabela 4. Wyniki analizy składu chemicznego osadów pod kątem związków chemicznych

Związek chemiczny	Zawartość%	
	min	max
Al ₂ O	0,300	6,300
BaO ₃	0,007	0,050
CaO	11,000	23,300
Fe ₂ O ₃	0,060	0,600
MgO	0,400	0,700
Mn ₃ O ₄	0,006	0,008
P	zawartość poniżej granicy oznaczalności	
SrO	0,020	0,090
TiO ₂	0,005	0,050



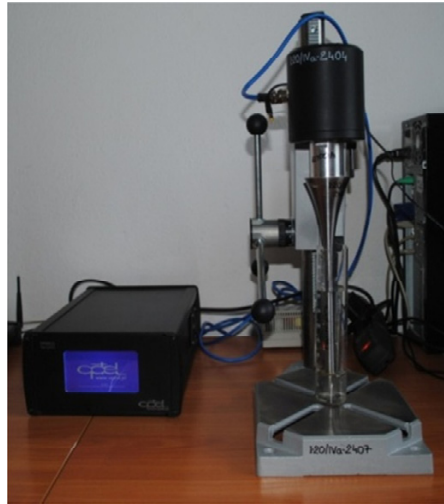
Rys. 2. Wyniki badań rentgenograficznych próbki osadu

Przeprowadzone analizy laboratoryjne próbek osadu są podstawą do dalszych badań na stanowisku badawczym do badania wpływu kawitacji ultradźwiękowej na proces usuwania osadów z rurociągów transportujących mieszaninę żużla i popiołu. Na podstawie znajomości składu osadu określono wstępnie moc dla generatora ultradźwięków, z jaką należy działać na próbkę w celu jej rozbicia.

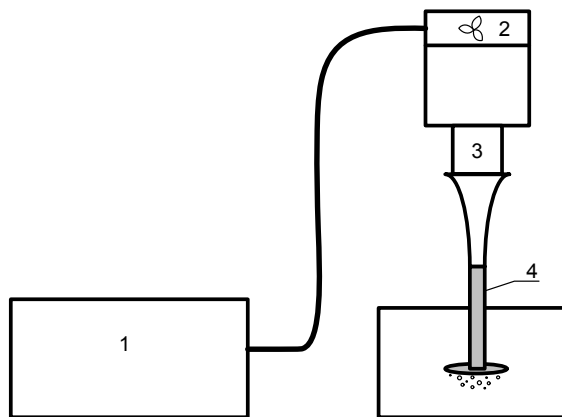
3. Stanowisko pomiarowe

Eksperyment przeprowadzono na stanowisku badawczym, którego zdjęcie pokazano na rysunku na rys. 3, natomiast schemat na rys. 4. Główne elementy

stanowiska badawczego to generator ultradźwięków Power Ultrasound Generator OPWELD firmy Optel, o mocy wyjściowej do 1kW i częstotliwości pracy 20-25kHz (1), przetwornik ultradźwiękowy (3) zakończony sonotrodą o średnicy 30mm (4) i chłodzony wentylatorem (2).



Rys. 3. Zdjęcie stanowiska do generowania kawitacji



Rys. 4. Schemat stanowiska do generowania kawitacji

1 - generator ultradźwięków, 2 - wentylator, 3 - przetwornik ultradźwiękowy, 4 - sonotroda

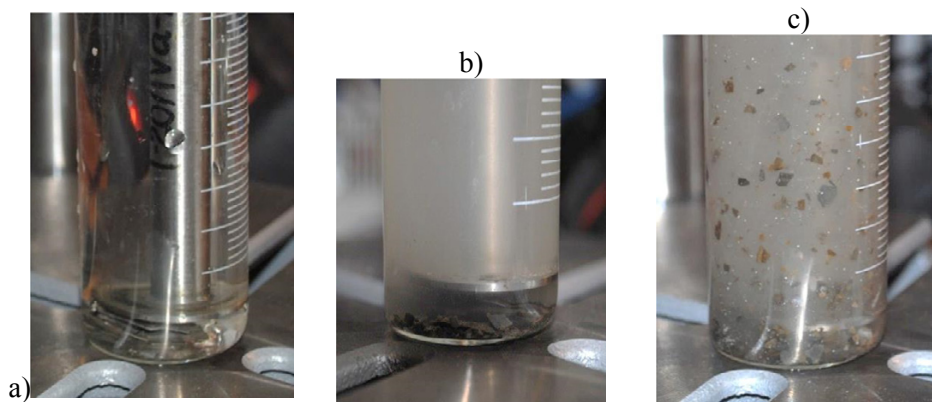
Przetwornik ultradźwiękowy (3) podłączony jest do generatora drgań (1). Zadaniem generatora drgań (1) jest zasilanie przetwornika ultradźwiękowego sygnałem o określonej mocy i częstotliwości. Częstotliwość dostosowana jest

do częstotliwości przetwornika ultradźwiękowego, natomiast moc jest regulowana w czasie wykonywania eksperymentu. Przetwornik poprzez zamontowaną na jego końcu sonotrodę (4) generuje do cieczy falę ultradźwiękową. Wywołuje ona zmienne pole ciśnień w cieczy co prowadzi do pojawienia się kawitacji. Podczas pracy temperatura przetwornika znacząco wzrasta, dlatego w jego górnej części zamontowany jest wentylator (2).

4. Badanie wpływu zjawiska kawitacji ultradźwiękowej na próbki osadu

Do badania użyto próbek osadu o wymiarach ok. 20×10 mm i średniej grubości 3 mm. Badania przeprowadzono przy częstotliwości pracy generatora 21,745 Hz i dwóch mocach ultradźwięków odpowiednio 525 W oraz 316 W. Próbki osadów umieszczono w zlewkach z wodą wodociągową i wystawiono na działanie kawitacji. Wyniki odczytywano po 5 i po 7 minutach nadźwiękawiania próbek.

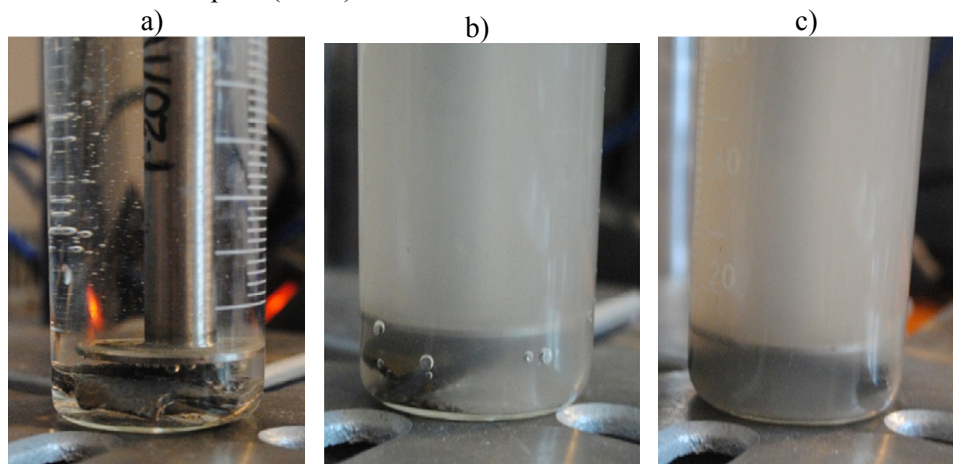
Próbkę osadu poddano działaniu kawitacji o mocy na wyjściu z generatora 525 W (rys. 5). Na rys. 5a przedstawiono próbkę przed nadźwiękawianiem. Woda nad analizowanym osadem jest klarowna. Kolejny rysunek (5b) przedstawia próbkę po 5 minutach nadźwiękawiania. Obserwujemy zmętnienie wody i dość znaczne pokruszenie próbki osadu. Po 7 minutach nadźwiękawiania (rys. 5c) zaobserwowano poruszające się w naczyniu kawałki osadu. Próbka osadu została rozbita całkowicie.



Rys. 5. Próbka osadu poddana działaniu ultradźwięków o mocy 525 W a) próbka przed badaniem, b) po 5 minutach nadźwiękawiania, c) po 7 minutach nadźwiękawiania

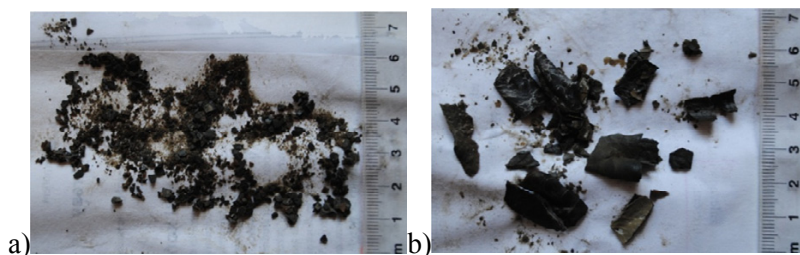
Analogiczne badanie odporności próbki osadu na zjawisko kawitacji przeprowadzono zmniejszając moc na wyjściu generatora do wartości 316 W.

Rysunek 6a przedstawia próbkę przed nadźwiękawianiem. Woda w której umieszczono próbkę jest klarowna. Na rysunku 6b znajduje się ta sama próbka po 5 minutach nadźwiękawiania. Można zauważyć, że woda uległa zmętnieniu na skutek zmieszania z rozbitymi drobinami osadu. Na dnie naczynia pod próbką widać niewielką ilość drobnych frakcji z rozbitego osadu. Na badaną próbkę osadu oddziaływano kolejne dwie minuty i na rysunku 6c przedstawiono stan próbki po 7 minutach nadźwiękawiania. Próbka po tym czasie została rozbita w niewielkim stopniu (3-5%).



Rys. 6. Próbka osadu poddana działaniu ultradźwięków o mocy 316 W
a) próbka przed nadźwiękawianiem, b) po 5 minutach, c) po 7 minutach

Na rysunku 7 pokazano stopień destrukcji próbek osadów poddanych zjawisku kawitacji. Przedstawiona na rysunku 7a próbka, która została poddana kawitacji z mocą generatora 525 W. W tym przypadku została ona całkowicie rozdrobniona. Największa drobina próbki nie przekraczała 4 mm. W przypadku próbki nadźwiękawianej przez 7 minut z mocą 316W (rys. 7b), rozdrobnienie jest dużo mniejsze, największe części próbki mają wymiary 15×10 mm.



Rys. 7. Stopień zniszczenia próbek osadu a) po 7 minutach nadźwiękawiania z mocą 525 W
b) po 7 minutach nadźwiękawiania z mocą 316 W.

5. Podsumowanie

Analiza składu chemicznego badanych próbek popiołu, żużla i wody obiegujowej wskazuje, że środowisko powstałej mieszaniny mocno sprzyja tworzeniu się osadu. Badanie rentgenograficzne pozwoliło stwierdzić, że głównym budulcem osadu jest CaCO_3 w postaci kalcytu. Twardość kalcytu określona w skali Mohsa wynosi 3.0 (skala 1-10). Mniejsza twardość nie wymaga zużycia dużej ilości energii (mocy generatora ultradźwięków) i czasu nadźwiękowania próbki.

Wyniki przeprowadzonego eksperymentu pozwalają stwierdzić, że odpowiednio dobrana moc kawitacji ultradźwiękowej i czas ekspozycji prowadzą do skutecznego rozbicia złożeń porastających ścianki rurociągów transportujących pulpę. Wykorzystanie zjawiska kawitacji ultradźwiękowej może być alternatywnym sposobem na pozbycie się jednego z poważniejszych problemów w instalacjach hydrotransportu w elektrowniach.

Literatura

- [1] Wójs Kazimierz, Redzicki Romuald, Szulc Piotr: Koncepcja optymalizacji hydrotransportu żużla i popiołu oraz modyfikacja składowiska powierzchniowego, Raporty Inst. Tech. Ciepl. PWroc. 2006, Ser. SPR nr 6.
- [2] Malczewska Beata, Czaban Stanisław, Robert Głowski, Świerzko Robert, Kiwacz Tadeusz, Sobota Jerzy, Badania liniowych strat ciśnienia podczas przepływu mieszaniny dwufazowej w rurociągu na przykładzie mieszaniny popiołowo-wodnej. Ochrona Środowiska Volume: 35 Issue: 2 (2013-06-01) p. 69-72. ISSN: 1230-6169

KONCEPCJA ELEKTROMAGNETYCZNEGO WSPOMAGANIA PRACY MEMBRAN W PROCESIE MEMBRANOWEJ SEPARACJI GAZÓW

Leszek Remiorz, Grzegorz Wiciak, Katarzyna Janusz-Szymańska

Politechnika Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, 44-100 Gliwice, ul. Akademicka 2A leszek.remiorz@polsl.pl, grzegorz.wiciak@polsl.pl, Katarzyna.janusz-szymanska@polsl.pl

Gazy, w szczególności gazy cząsteczkowe, posiadają zdolności absorpcji promieniowania elektromagnetycznego dla charakterystycznych długości fal. Zjawisko to jest powszechnie wykorzystywane w spektroskopii, systemach pomiarowych ale również niekorzystnie przyczynia się do powstawania tzw. efektu cieplarnianego. Dwutlenek węgla absorbuje promieniowanie podczerwone dla długości fali 2.8 μm , 4.3 μm , 16 μm . Zewnętrznym objawem absorpcji promieniowania podczerwonego może być zmiana temperatury gazu. W pracy przedstawiono koncepcję wykorzystania tego zjawiska do poprawy parametrów pracy separatorów membranowych. Selektywne nagrzewanie wybranych składników mieszaniny gazowej przed procesem jej membranowej separacji może wpływać na pracę membrany korzystnie zmieniając jej charakterystykę. W pracy zawarto wstępny opis koncepcji takiego separatora, szczegółowe rozwiązania wymagają jednakże przeprowadzenia szerokich badań naukowych.

1. Wstęp

Znaczący i niekorzystny wpływ na zmiany klimatyczne mają technologie energetyczne. Produkcja energii elektrycznej w Polsce oparta jest o ciągły rozwój technologii węglowych spełniających jednakże coraz surowsze kryteria ekologiczne. Aby sprostać tym wymaganiom prowadzi się obecnie szerokie badania naukowe dotyczące separacji dwutlenku węgla w celu powstrzymania niekorzystnych tendencji w zmianach klimatycznych wywoływanych w dużej mierze emisją tzw. gazów cieplarnianych [2, 8, 15, 21, 22, 28,], w tym w szczególności CO₂. Prowadzone badania nie przesądziły o wyborze dominującej technologii wychwytu, dlatego ciągle poszukuje się nowych, korzystniejszych metod [11, 13, 20, 24, 25, 26,].

Polityka Unii Europejskiej w kwestiach ochrony środowiska związanych z emisją gazów cieplarnianych koncentruje się na ograniczeniu emisji CO₂ z procesów energetycznych. Wyniki badań naukowych nad pracami, które umożliwiają zmniejszenie emisji zanieczyszczeń związanych z wykorzystaniem węgla przy jednoczesnym zachowaniu wysokiej sprawności produkcji energii, przyczyniają się do jeszcze większego upowszechnienia technologii czystego węgla. Emisję CO₂ można ograniczyć stosując np. instalacje wychwyty i składowania CO₂ (CCS ang. *Carbon Capture and Storage*). Wśród metod wychwyty CO₂ wymienić można wiele procesów, technologii, natomiast w pracy skupiono się na metodzie separacji CO₂ ze spalin z wykorzystaniem technologii membranowych.

2. Podstawy separacji membranowej

Głównie siłą napędową przemieszczającą cząsteczki gazu przez membranę jest wywołanie różnicy ciśnień cząstkowych poszczególnych składników gazu. Różnica ta to różnica stężeń i różnica ciśnień składnikowych mieszanin gazów po obu stronach membrany. Wielkościami, które dodatkowo wpływają na przenikalność poszczególnych gazów przez membranę są: wielkość cząsteczek gazu, kształt cząstki oraz temperatura pracy membrany [20]. Transport gazów przez membranę zależy od wielu czynników.

Przy rozpatrywaniu separacji CO₂ ze spalin należy brać pod uwagę przede wszystkim rozdzielanie mieszaniny dwutlenku węgla i azotu. Teoretycznie ilość tlenu zawartego w spalinach jest na tyle mała (około 4%), że nie istnieje konieczność rozpatrywania go oddzielnie.

Własności transportowe membran określa przepuszczalność (przenikalność) P i selektywność α . Przenikalność to strumień gazu przenikający przez membranę w zależności od stężenia tych gazów po obu stronach membrany. Wartość współczynnika przenikalności podawana jest w Barrerach lub $\text{cm}^3(\text{STP})\cdot\text{cm}/(\text{cm}^2\cdot\text{s}\cdot\text{cmHg})$. Sелеktywność jest definiowana jako stosunek przepuszczalności poszczególnych składników mieszaniny przez membranę. Z równania Ficka zapisanego dla dwóch składników gazowych np. CO₂ i N₂ można otrzymać zależność określającą stosunek elementarnych strumieni przenikających przez membranę. Określony idealny współczynnik selektywności jest proporcjonalny do stosunku wartości współczynników przenikalności gazów $P_{\text{CO}_2}/P_{\text{N}_2}$ i wyrażony jest równaniem:

$$\alpha^* = \frac{P_{\text{CO}_2}}{P_{\text{N}_2}} \quad (1)$$

Selektywność membran do separacji gazów zależy przede wszystkim od właściwości materiału membrany. Pod tym względem rozróżnia się membrany syntetyczne i naturalne, natomiast ze względu na strukturę można wyróżnić membrany porowate, nieporowate i ciekłe [13, 17, 26]. W zależności od rodzaju materiału membrany różny jest mechanizm separacji poszczególnych składników mieszaniny. W separacji membranowej wykorzystywane są różnice pomiędzy własnościami fizycznymi i chemicznymi poszczególnych składników mieszaniny gazowej, a membraną separacyjną, co przyczynia się do przenikania składników gazu przez materiał membrany z różnymi prędkościami. W przypadku separacji gazów, ze względu na bardzo małe rozmiary cząstek, stosuje się przede wszystkim membrany nieporowate homogeniczne, w których decydujące znaczenie przy transporcie gazów (przepuszczalności) przez membranę odgrywa rozpuszczalność w materiale membrany i szybkość dyfuzji przez membranę. Desorpcja gazu po stronie odbierającej (permeatu) jest procesem na tyle szybkim, że nie wpływa na ogólną separację i transport.

Wśród membran stosowanych do separacji gazów (w tym CO₂) często wykorzystuje się membrany polimerowe, a jednym z materiałów wykorzystywanych do ich budowy są poliimidy. Poliimidy należą do grupy polimerów szklistych z dobrą stabilnością termiczną i chemiczną [17, 18]. Przenikalność P_{CO_2} tych membran nie jest duża, ale może osiągać wartość 400 Barrer przy 50 °C [6, 9]. Natomiast idealny współczynnik selektywności tych membran α^* zwykle nie przekracza wartości 70 przy temperaturze 25 °C [6].

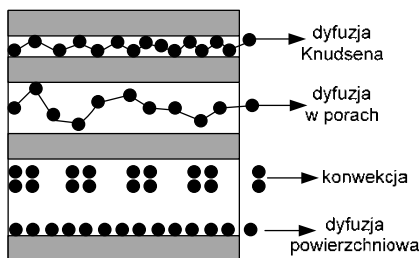
Badania laboratoryjne wykonywane w celu wyznaczenia powyższych parametrów zwykle przeprowadza się w temperaturach 20–35 °C. W rzeczywistości membrany polimerowe mogą pracować w zupełnie innych temperaturach. W specyficznych przypadkach temperatura gazu doprowadzonego do membrany może osiągać temperatury w zakresie -40 do ponad 100 °C. Z tego powodu istotne jest określenie wpływu temperatury na parametry pracy membran poliimidowych [1].

3. Mechanizmy transportu gazu przez membranę

Transport masy przez membrany zachodzi dzięki zastosowaniu odpowiedniej siły napędowej. Siłą napędową jest różnica potencjałów chemicznych $\Delta\mu$ po obu stronach membrany. Różnica ta wyrażana może być jako różnica: ciśnienia Δp , stężeń ΔC , temperatury ΔT lub potencjału elektrycznego ΔU po obu stronach membrany. Separacja zachodzi dzięki różnicy w szybkości transportu różnych składników roztworów lub mieszanin [14, 17].

Dla membran porowatych wyróżnia się kilka mechanizmów transportu gazu przez membranę takich jak: dyfuzja Knudsena, dyfuzja powierzchniowa, kondensacja kapilarna, sita molekularne. Dla membran nieporowatych wyróżniamy

mechanizm rozpuszczalnościowo – dyfuzyjny (adsorpcja – dyfuzja – desorpcja) [7, 10, 14, 17, 18, 27]. Mechanizmy transportu gazu w porowatej membranie przedstawione są na rys. 1.



Rys.1. Mechanizmy dyfuzyjne transportu masy w permeacji gazów przez membrany porowate [7, 10, 27]

Separacja gazów w głównej mierze odbywa się przy zastosowaniu membran gęstych, dla których najpowszechniej akceptowanym modelem transportu jest proces rozpuszczalnościowo-dyfuzyjny (MRD).

Model MRD traktuje membranę polimerową jak rzeczywistą ciecz, w której permeujące składniki rozpuszczają się i dyfundują wzdłuż gradientu siły napędowej. Taki model opieramy się o kilka założeń [7, 10, 14]:

- membrana traktowana jest jako faza ciągła,
- na granicach faz między powierzchnią membrany a fazą zasilania lub fazą permeatu panuje równowaga chemiczna odnośnie pojedynczych składników,
- ciśnienie wewnątrz membrany jest równe ciśnieniu po stronie nadawcy,
- pomija się oddziaływania pomiędzy strumieniami cząstkowymi permeujących składników,
- strumień składnika permeujący przez membranę jest proporcjonalny do siły napędowej.

Zgodnie z tą teorią proces transportu i separacji składnika gazowego odbywa się w trzech następujących po sobie etapach:

- adsorpcja na powierzchni membrany – składnik gazowy jest adsorbowany na powierzchni membrany wskutek wzajemnego powinowactwa składnika gazowego do materiału z którego wykonana jest membrana.
- dyfuzja przez membranę – dyfuzyjność składnika gazowego przez membranę zależna jest od jego wielkości i kształtu. Molekuły o mniejszym rozmiarze i mniejszej masie molowej będą szybciej dyfundować niż molekula o wyższych parametrach.
- desorpcja z drugiej strony membrany – proces desorpcji nie wpływa znacząco na szybkość i przebieg procesu jeśli zachodzi pod wystarczająco niskim ciśnieniem.

4. Wpływ temperatury na proces separacji membranowej

Separacja membranowa wykorzystuje selektywne przenikanie gazu. Kiedy mieszanina gazu zostanie doprowadzona do membrany, składnik gazu rozpuszcza się w membranie i dyfunduje przez materiał membrany. Rozpuszczalność i dyfuzja jest różna dla składników gazu. Dwutlenek węgla, para wodna i siarkowodor łatwo przenikają, natomiast metan, etan i inne węglowodory przenikają bardzo wolno [5, 9].

Przyjmuje się, że wpływ temperatury na współczynnik przenikalności w nieporowatych membranach opisuje równanie Arrheniusa (2). Równanie to opisuje wpływ temperatury składnika gazu na jego przenikalność podczas separacji [14, 17, 24]:

$$P = P_o \cdot e^{\left(\frac{-E_p}{RT}\right)} \left[\text{cm}^3 (\text{STP}) / \text{cm}^2 \text{cmHg} \right] \quad (2)$$

gdzie: E_p – energia aktywacji (mniej więcej taka sama dla różnych gazów w polyetylenie – 35–45 kJ/mol), R – stała gazowa, T – temperatura.

Ze względu na istotny wpływ parametrów takich jak rozpuszczalność i dyfuzja na przenikalność danego składnika gazu, parametry te powinny zostać uwzględnione przy analizie wpływu temperatury na własności separacyjne membrany. Rozpuszczalność charakteryzuje równanie (3) opierające się na równaniu Arrheniusa:

$$S = S_o \cdot e^{\left(\frac{-\Delta H_s}{RT}\right)} \left[\text{cm}^3 (\text{STP}) / \text{cm}^2 \text{cmHg} \right] \quad (3)$$

gdzie: ΔH_s – ciepło rozpuszczania (sorpcji) [kJ/mol], S_o – stała (niezależna od temperatury).

Podobny efekt, wpływu temperatury na dyfuzję gazów, charakteryzuje równanie (4):

$$D = D_o \cdot e^{\left(\frac{-E_d}{RT}\right)} \left[\text{cm}^2 / \text{s} \right] \quad (4)$$

gdzie: E_d – energia aktywacji [kJ/mol], D_o – stała (niezależna od temperatury).

Energia aktywacji E_d dla membran poliimidowych zwiększa się wraz ze wzrostem temperatury [23].

Konsolidując formuły (1), (2), (3), (4) otrzymuje się równanie (5):

$$P = D_o \cdot S_o \cdot e^{\left(\frac{-\Delta H_s + E_d}{RT}\right)} = P_o \cdot e^{\left(\frac{-E_p}{RT}\right)} \quad (5)$$

Dla gazów takich jak: azot, hel, metan oraz wodór, przy zmianie temperatury, większy wpływ na zmianę przenikalności odgrywa dyfuzja niż rozpuszczalność. Dlatego można wnioskować, że w tym przypadku przenikalność i dyfuzyjność jest prawie taka sama.

Dla gazów o większych cząsteczkach mamy jest bardziej skomplikowana sytuację, ponieważ dyfuzyjność i rozpuszczalność są przeciwstawne do siebie. Dodatkowo są zależne od koncentracji składników w mieszaninie gazów.

Przy separacji CO₂ od N₂ w membranach decydującą rolę odgrywa rozpuszczalność wymienionych gazów w membranie. Rozpuszczalność CO₂ jest znacznie większa w porównaniu z rozpuszczalnością N₂ (duża wartość selektywności rozpuszczalności S_{CO_2}/S_{N_2}) natomiast dyfuzyjność CO₂ względem N₂ jest porównywalna (wartość selektywności dyfuzji D_{CO_2}/D_{N_2} jest bliska jedności - dla różnych wartości temperatury) stąd niewielki wpływ na przenikalność CO₂ przez membranę [6, 15].

Przy wahaniach temperatury w zakresie 5–70 °C, dla analizowanych w literaturze membran polimerowych, wzrost temperatury powoduje podobny przyrost dla wartości przenikalności jak i dla współczynnika dyfuzji dla CO₂ oraz N₂. Natomiast można zaobserwować spadek wartości współczynnika rozpuszczalności dla dwutlenku węgla S_{CO_2} i wzrost wartości dla azotu S_{N_2} przy zwiększaniu temperatury [6].

Wzrost temperatury gazów powoduje wyraźne zmniejszanie idealnego współczynnika selektywności P_{CO_2}/P_{N_2} , na co ma wpływ zmniejszenie selektywności rozpuszczalności S_{CO_2}/S_{N_2} .

Teoretyczne rozważania nt. wpływu temperatury na właściwości separacyjne membran polimerowych przy rozdziale różnych mieszanin gazów przedstawiono w [1]. Na podstawie teoretycznego równania na przenikalność danego składnika mieszaniny dla membrany określono górne zakresy separacyjności opisane zależnością pomiędzy idealnym współczynnikiem selektywności, a współczynnikiem przenikalności dla różnych temperatur. Dla mieszaniny CO₂/N₂ zauważono silną zależność wpływu temperatury na własności separacyjne membran.

Ponadto, można stwierdzić, że wraz ze zmianą temperatury zmienia się wartość współczynnika przenikalności P_{CO_2} . Górna granica zależności pomiędzy przenikalnością i selektywnością membran polimerowych dla mieszanin dwuskładnikowych można zapisać zależnością:

$$\alpha_{A/B} = \frac{\beta_{A/B}}{P_A^{\lambda_{A/B}}} \left[\frac{cm^2}{s} \right] \quad (6)$$

gdzie: $\alpha_{A/B}$ - selektywność, P_A - przenikalność, $\beta_{A/B}$, $\lambda_{A/B}$ - stałe empiryczne zależne od analizowanych gazów [1, 15].

Powyższa zależność (6) obowiązuje dla wielu typów membran polimerowych. W formule tej tylko stała $\beta_{A/B}$ jest zależna od temperatury, i maleje wraz ze wzrostem temperatury. Powoduje to podnoszenie się górnej granicy zależności pomiędzy przenikalnością i selektywnością membran przy spadku temperatury [1]. Sugeruje to na możliwość poprawy własności separacyjnych membran przy pracy w zakresach niższych temperatur.

Badania eksperymentalne dotyczące membran poliimidowych pracujących w różnych temperaturach [23] wskazują na malejącą rozpuszczalność przy wzroście temperatury. Jednocześnie obserwuje się znacznie większą zmianę rozpuszczalności w funkcji temperatury dla dwutlenku węgla, w porównaniu ze zmianą rozpuszczalności dla azotu. Wpływa to w istotny sposób na zmniejszenie selektywności membrany przy wzroście temperatury. W niektórych przypadkach jest zauważalna nieco inna tendencja jak np. w [3], lecz w tym przypadku badania były wykonywane na innych mieszankach gazów.

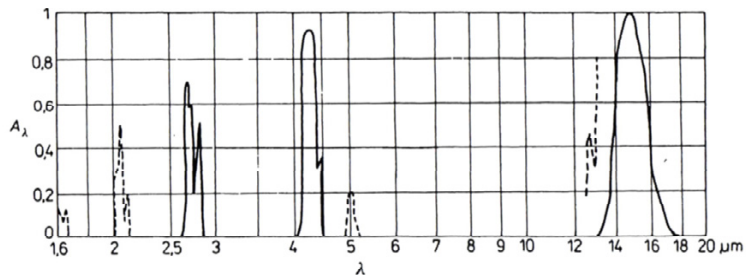
5. Absorpcja promieniowania elektromagnetycznego

Absorpcja promieniowania elektromagnetycznego to proces pochłaniania fali elektromagnetycznej, natężenie fali przechodzącej przez substancję ulega zmniejszeniu powodując wzrost energii wewnętrznej tego ciała. Procesowi absorpcji towarzyszy również proces emisji promieniowania. Absorpcja promieniowania ma charakter selektywny i występuje w określonych pasmach. Dla pozostałych zakresów pochłanianie nie zachodzi [11]. Z punktu widzenia makroskopowego absorpcja promieniowania polega na pochłanianiu wybranych długości fal promieniowania elektromagnetycznego przez substancje. Pochłanianie długości fal są charakterystyczne dla poszczególnych substancji i wynikają z budowy cząsteczki substancji, w szczególności gazu. Tematyka ta jest przedstawiana w wielu pozycjach literaturowych [2, 4, 8, 11, 12, 21, 28]. Promieniowanie podczerwone (IR) to promieniowanie elektromagnetyczne o długości fali od 780 nm do 1 mm, dzielimy je na następujące zakresy:

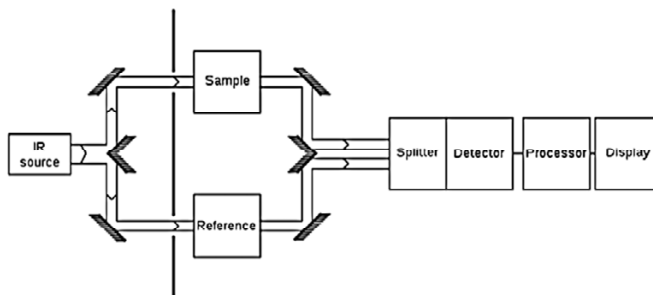
- podczerwień bliska - 780 ÷ 1400 nm,
- podczerwień średnia - 1400 ÷ 3000 nm,
- podczerwień daleka - 3000 nm ÷ 1 mm.

Widmo absorpcyjne dla CO₂ przedstawiono na rys. 2, obejmuje ono podczerwień średnią i daleką.

Zjawisko to jest powszechnie wykorzystywane m.in. w spektroskopii. Na rys. 3 przedstawiono schemat typowego spektroskopu wykorzystującego zjawisko absorpcji promieniowania. Natomiast na rys. 4 przedstawi ono pasma pochłanianie przez wybrane gazy.



Rys. 2. Widmo absorpcyjne CO₂ [11], najwyższa pochłalność widoczna dla długości fali 2.1, 4.3 i 15 μm

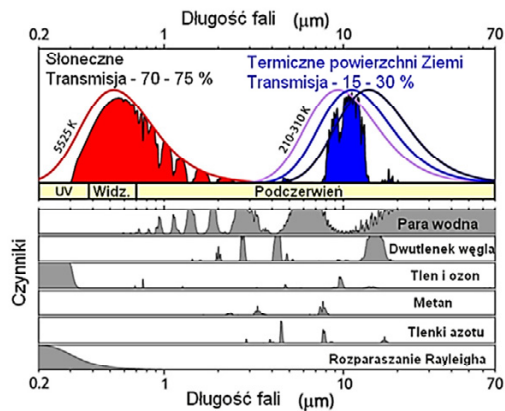


Rys. 3. Spektroskop wykorzystujący zjawisko absorpcji promieniowania podczerwonego do identyfikacji rodzaju substancji

Jak wynika z rys. 4 dwutlenek węgla posiada trzy główne pasma pochłaniania promieniowania elektromagnetycznego dla długości fal: 2.8 μm, 4.3 μm i około 16 μm. Granice pasm pochłalności dla CO₂ pokazano w tabeli 1 [11]. Prace dotyczące własności absorpcyjnych CO₂ można znaleźć m.in. w [29, 30].

Tabela 1. Granice pasm pochłalności dla CO₂

Numer pasma	Zakres pasma, μm
1	2.4 - 3
2	4.0 - 4.8
3	12.5 - 16.5

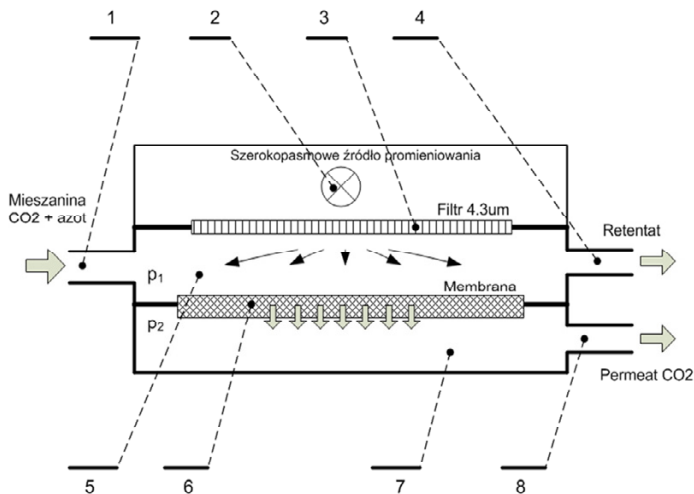


Rys. 4. Pasma pochłaniania promieniowania elektromagnetycznego dla wybranych gazów na tle emisji promieniowania słonecznego

6. Koncepcja wspomagania pracy membrany

Jak wiadomo, temperatura ma wpływ na parametry pracy membrany [24]. Wiadomo również, że absorpcja promieniowania elektromagnetycznego odbywa się w pasmach charakterystycznych dla danych gazów pozostając bez wpływu na inne. Koncepcja zakłada, że selektywnie oddziałujemy promieniowaniem elektromagnetycznym na CO_2 w procesie jego membranowej separacji aby zmienić jego własności uzyskać poprawione parametry separacji.

Przykładowy schemat konstrukcji separatora pokazano na rys. 5. Zakładamy, że separujemy mieszaninę N_2 i CO_2 , która wpływa do urządzenia poprzez króciec (1). W komorze (5) zostaje ona oświetlona z źródła szerokopasmowego (2) poprzez filtr przepuszczający długość fali $4.3\mu\text{m}$ lub inną długość silnie absorbowaną przez CO_2 . Promieniowanie jest pochłaniane wyłącznie przez CO_2 , wobec azotu pozostaje ono obojętne. Na krótką chwilę przed przejściem przez membranę (6) wewnątrz mieszaniny zostają zmienione własności CO_2 (temperatura), co wpływa na proces membranowy i zmieniają się parametry separacji. Natężenie oświetlacza jest tak dobrane, aby proces separacji był możliwie najkorzystniejszy. Po procesie część mieszaniny, która nie przeniknęła przez membranę (retentat) opuszcza urządzenie poprzez króciec (4), natomiast mieszanina, która przeniknęła przez membranę (permeat) poprzez króciec (8).



Rys. 5. Schemat układu membranowego wspomagane go falą elektromagnetyczną

Przedstawiona koncepcja nie jest oczywiście gotowym rozwiązaniem, a tylko przyczynkiem do szerszych badań w kierunku urządzeń hybrydowych wykorzystujących separacyjne własności membran, których praca jest wspomagana z wykorzystaniem absorpcyjnych własności dwutlenku węgla względem fal elektromagnetycznych z zakresu podczerwonego.

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] Brandon W. Rowe, Lloyd M. Robeson, Benny D. Freeman, Donald R. Paul, *Influence of temperature on the upper bound: Theoretical considerations and comparison with experimental results*, Journal of Membrane Science 360 (2010), 58–69
- [2] Burakowski T. Giziński J., Sala A., *Promienniki podczerwieni*, WNT 1970
- [3] Czaplicki A., *Membranowy rozdział mieszaniny metan - dwutlenek węgla – dwutlenek siarki*, Karbo - Energochemia - Ekologia 1996.
- [4] Enge H.A., Wehr M.R., Richards J.A., *Wstęp do fizyki atomowej*, PWN 1983r
- [5] Hajime Suzukia, Kazuhiro Tanakaa, Hidetoshi Kitaa, Kenichi Okamotoa, Harutoshi Hoshinob, Toshimune Yoshinagab, Yoshihiro Kusukib, *Preparation of composite hollow fiber membranes*

- of poly(ethylene oxide)-containing polyimide and their CO₂/N₂ separation properties*, Journal of Membrane Science, 146, (1998), 31–37.
- [6] Hirayama Y., Kaseb Y., Tanihara N., Sumiyama Y., Kusukia Y., Harayac K., *Permeation properties to CO₂ and N₂ of poly(ethylene oxide)-containing and crosslinked polymer films*, Journal of Membrane Science 160 (1999), 87–99.
- [7] Ismail I.S., David L.I.B., *A Review on the Latest Development of Carbon Membranes for Gas Separation*, Journal of Membrane Science 2001, vol. 193, 1-18
- [8] Jeżewski M., *Fizyka*, PWN 1966
- [9] Junyan Zhang, Jinjun Lu, Weimin Liu, Qunji Xue, *Separation of CO₂ and CH₄ through two types of polyimide membrane*, Thin Solid Films 340 (1999), 106–109.
- [10] Kołtuniewicz A., *Importance of membranes in clean technologies*. Chemical and Process Engineering 29 (2007), 29 – 41
- [11] Kostowski E., *Promieniowanie Ciepłe*, WPS, Gliwice 2009
- [12] Kostowski E., *Przepływ Ciepła*, WPS, Gliwice 2000
- [13] Kotowicz J., Janusz K., *Sposoby redukcji emisji CO₂ z procesów energetycznych*, Rynek Energii 2007, nr 1 (68), s. 10-18
- [14] Kotowicz J., Janusz K., *Podstawy membranowej separacji gazów*, Rynek Energii nr 6 (2007), 29-35
- [15] Okamoto K., Fujii M., Okamoto S., Suzuki H., Tanaka K., Kita H., *Gas permeation properties of poly(ether imide) segmented copolymers*, Macromolecules 28 (1995), 6950
- [16] Pandey P., Chauhan R.S., *Membranes for Gas Separation*, Progress in Polymer Science 26 (2001), 853-893
- [17] Rautenbach R., *Procesy membranowe*, WNT 1996
- [18] Rautenbach R., Albrecht R., *Membrane Processes*. John Wiley & Sons, New York 1989.
- [19] Remiorz L., *Koncepcja wykorzystania fali termoakustycznej w procesie separacji CO₂*, Rynek Energii, nr 4, 2012, 121-125
- [20] Remiorz L., Rulik S., Dykas S., *Numerical modeling of the CO₂ separation process*, Archives of Thermodynamics Vol. 34(2013) No. 1.
- [21] Sala A., *Radiacyjna wymiana ciepła*, WNT 1982
- [22] 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&Fuels, 2012
- [23] Villaluenga J.P.G., Seoanea B., Hradilb J., Syselc P., *Gas permeation characteristics of heterogeneous ODPa-BIS P polyimide membranes at different temperatures*, Journal of Membrane Science 305 (2007), 160–168.
- [24] Węcel D, Wiciak G., *Wpływ temperatury gazu na właściwości separacyjne membran polimerowych przy separacji CO₂ ze spalin – wybrane zagadnienia*. Rozdział w monografii *Aktualne kierunki rozwoju energetyki* pod redakcją K. Wójca, P. Szulca, T. Tietze, Wyd. Politechniki Wrocławskiej 2012, 137-146
- [25] Wiciak G., *Identyfikacja wybranych charakterystyk separacji CO₂ membrany kapilarnej polimerowej*, Rynek Energii Nr 3 (100), 2012, s. 94-100
- [26] Wiciak G., Kotowicz J., *Experimental stand for CO₂ membrane separation*, Journal of Power Technologies 91 (4) (2011), 171-178
- [27] Wijmans J.G., Baker R.W., *The Solution-Diffusion Model: a Review*, Journal of Membrane Sci. 107 (1995) 1-21
- [28] Wiśniewski S., *Wymiana ciepła*, PWN 1979
- [29] [http://agwobserver.wordpress.com/2009/09/25/papers-on-laboratory-measurements-of-CO₂-absorption-properties/](http://agwobserver.wordpress.com/2009/09/25/papers-on-laboratory-measurements-of-CO2-absorption-properties/)
- [30] http://www.eos.ubc.ca/~mjelline/website212/warm_wetmars.pdf

WYKORZYSTANIE TERMOWIZJI DO OCENY PRACY ZAWORU

Janusz Rogula

Politechnika Wrocławska, Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych,
Zakład Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przepływowych, janusz.rogula@pwr.edu.pl

W rozdziale przedstawiano wyniki badań z wykorzystaniem kamery termowizyjnej do oceny pracy zaworu. Określono zmianę temperatury korpusu zaworu przy zmianie stopnia otwarcia zaworu oraz zmianę temperatury trzpienia zaworu przy dławnicy. Badania przeprowadzono dla zaworu grzybowego DN50 i dla zaworu DN 100. Stwierdzono, że zmiana stopnia otwarcia przeletu zaworu zmienia temperaturę jego korpusu. Badania prowadzono przy przepływie powietrza o ciśnieniu 0,8 MPa. Pomiar wycieku kamerą termowizyjną polegał na robieniu zdjęć trzpienia zaworu przy zmieniającym się ciśnieniu wewnątrz zaworu od 0,2 do 1,6 MPa. Przy pomiarze wycieku przez dławnicę zaworu stwierdzono, że wzrost ciśnienia w zaworze ma wpływ na temperaturę trzpienia, która zależy od intensywności chłodzenia. Przyjęto, że na intensywność chłodzenia ma wielkość wycieku. Zastosowanie kamery termowizyjnej o czułości 0,1 K pozwala określić wyciek z dławnicy zaworu. Badania prowadzono w Politechnice Wrocławskiej w Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury na stanowiskach własnej konstrukcji.

1. Wstęp

Zapotrzebowanie na media transportowane rurociągami wzrasta. Przesył gazu ziemnego, ropy naftowej, wody technologicznej i innych mediów wiąże się z potrzebą regulacji ich przepływu bądź zatamowania. Dlatego właściwe funkcjonowanie zapewnić mają zawory montowane w instalacjach, które powinny charakteryzować się funkcjonalnością i niezawodnością zapewniającą wielokrotne użytkowanie przy minimalnych czynnościach obsługowych.

Równocześnie zawory są elementami konstrukcyjnymi, w których generowane są straty: opór przepływu przez kanały zaworu, gdzie stopień otwarcia decyduje o jego wartości oraz wyciek pomiędzy elementami roboczymi (np. gniazdo-grzyb – wyciek wewnętrzny) i wyciek z miejsc łączenia zaworu z rurociągami i z jego dławnicy (wyciek zewnętrzny). Badania prowadzone nad szczelnością urządzeń eksploatowanych w rafineriach [1] wykazały, że 75% całkowitego zmierzonego wycieku stanowi wyciek z zaworów (rys.1).



Rys. 1. Procentowe udziały wycieku w urządzeniach stosowanych w rafineriach

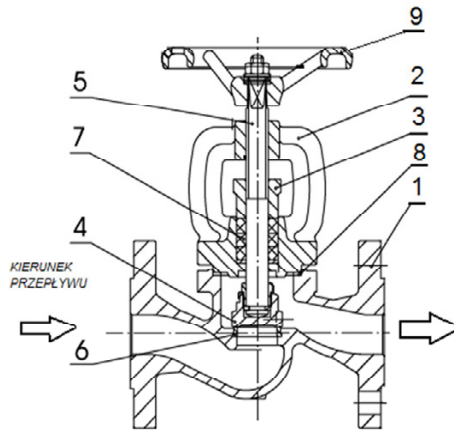
Znajomość wpływu stopnia otwarcia zaworu na jego pracę lub występujący wyciek określana w sposób bezinwazyjny pozwoli oszacować czy dany zawór wymaga naprawy lub czy należy go wymienić. Do oszacowania i przeprowadzenia badań nieniszczących najlepszą metodą, którą można stosować podczas badań polowych jest zastosowanie kamery termowizyjnej o czułości 0,1 K.

2. Konstrukcja zaworu grzybowego

Zawory grzybkowe można podzielić ze względu na sposób uszczelniania na:

- z dławnicą wypełnioną sznurami uszczelniającymi (grzybkowy zwykły), rys. 2;
- z dławnicą wypełnioną sznurami i dodatkowym uszczelnieniem w postaci mieszka (grzybkowy mieszkowy), rys. 3.

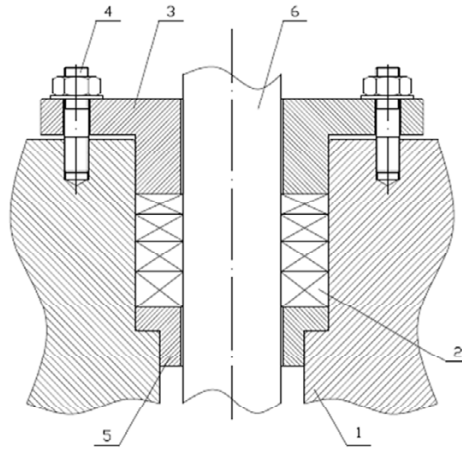
Na rys. 2 przedstawiono budowę typowego zaworu grzybowego. Do korpusu 1 zaworu przykręcony jest za pomocą śrub korpus górny wraz z jarzmem 2. Zadaniem korpusu górnego jest umożliwienie ruchu obrotowo-przesuwnego wrzeciona 5. Dzięki odpowiednio dobranemu skokowi gwintu możemy uzyskać odpowiedni zakres otwarcia grzyba w celu zapewnienia danego przepływu czynnika roboczego. Ważnym elementem konstrukcyjnym korpusu górnego jest dławnica, wewnątrz której zamontowany jest pakiet uszczelnień sznurowych 7. Średnicę rdzenia gwintowanego wrzeciona zaworu dobiera się w oparciu o wartość ciśnienia nominalnego i średnicy nominalnej zaworu. Poprawnie dobrana średnica wrzeciona musi zagwarantować dopuszczalną wytrzymałość na wybochenie. Do uszczelnienia korpusu 1 i korpusu górnego 2 stosuje się uszczelnienie płaskie-najczęściej jest to uszczelnienie spiralne 8. Najczęściej grzyb 4 jest połączony z wrzecionem za pomocą połączenia kształtowego. Uszczelnienie grzyba może być stożkiem lub płaskim pierścieniem. W celu uzyskania szczelności na styku grzyb-siedzisko 6 należy wywołać odpowiedni nacisk stykowy poprzez obrót wrzeciona [4].



Rys. 2. Budowa zaworu grzybowego (model 215) [2]; 1 - korpus, 2 - jarzmo z korpusem górnym, 3 - dławik, 4 - grzyb, 5 - wrzeciono, 6 - siedzisko, 7 - węzeł uszczelnień sznurowych, 8 - uszczelnienie korpusu, 9 - kółko

2.1. Budowa i zasada działania dławnicy z uszczelnieniem sznurowym

Na rys. 3 przedstawiono typowe rozwiązanie konstrukcyjne uszczelnienia dławnicy zaworu. Węzeł uszczelniający składa się z: pakietu pierścieni uszczelniających 2 oraz z pierścienia oporowego 5 znajdującego się na dnie komory dławnicowej obudowy 1, który zabezpiecza sznur przed wciskaniem do szczeliny znajdującej się między trzpieniem a korpusem górnym. Działanie uszczelnienia sznurowego polega na wywieraniu docisku pierścieni wykonanych z odpowiedniego sznura do powierzchni uszczelnianej dzięki czemu uzyskuje się szczelność. Pierścienie uszczelniające odkształcając się wywierają nacisk na wewnętrzne ścianki cylindra dławnicy oraz na wrzeciono 7. Aby wywołać naprężenie ściskające w pakiecie pierścieni uszczelniających należy dokręcić dławik 3 za pomocą śrub 4. Ponadto wywarcie nacisku bocznego powoduje wystąpienie zjawiska tarcia, a co za tym idzie wydzielenie się ciepła w trakcie ruchu obrotowego wrzeciona. Dużą rolę w prawidłowym przyleganiu pakietu uszczelnień do powierzchni wrzeciona i dławnicy pełni odpowiednio dobrana chropowatość tych powierzchni. Zbyt duża chropowatość oznacza, że materiał sznura wypełni nierówności powierzchni trzpienia a podczas obrotu wystąpią wyrwania na powierzchni wewnętrznej sznura. Natomiast zmniejszanie chropowatością podraża koszt wytworzenia trzpienia zaworu i zwiększyć może wyciek.



Rys. 3. Konstrukcja dławnicy ze szczelivem miękkim: obudowa, 2 - pojedynczy sznur, 3 - dławik, 4 - śruba dwustronna, 5 - pierścień oporowy, 6 - wrzeciono

W przypadku dławnicy zaworu wymagana jest całkowita szczelność. Otwieranie i zamykanie przelotu zaworu powoduje spadek nacisku bocznego sznura na trzpień zaworu i może pojawić się wyciek. Na wielkość wycieku wpływ ma również zbyt duży docisk sznura do trzpienia, które powoduje zatarcie a także nieosiowe ustawienie dławika lub niewłaściwy dobór materiału na uszczelnienie do zadanych warunków pracy i rodzaju przepływającego medium.

3. Zastosowanie termowizji

Termowizja znalazła szerokie zastosowanie w energetyce, jako nowoczesna metoda diagnostyczna w dziedzinie wytwarzania, przesyłania oraz odbioru energii elektrycznej. Dzięki kamerom termowizyjnym można kontrolować i diagnozować generatory, transformatory, linie energetyczne, rozdzielnice jak również monitorować prace kotłów energetycznych, rurociągów parowych, turbin i sieci ciepłowniczych [3].

Techniki termowizyjne pozwalają na szybkie wykrycie potencjalnego zagrożenia i podjęcia działań w celu uniknięcia konsekwencji zaistniałej awarii. Dzięki kamerom termowizyjnym pomiary możemy robić z odległości kilkudziesięciu metrów. Pomiary nie wymagają unieruchomienia badanego obiektu oraz nie zakłócają normalnego trybu pracy urządzenia.

4. Badania zaworu

4.1. Pomiar temperatury korpusu zaworu

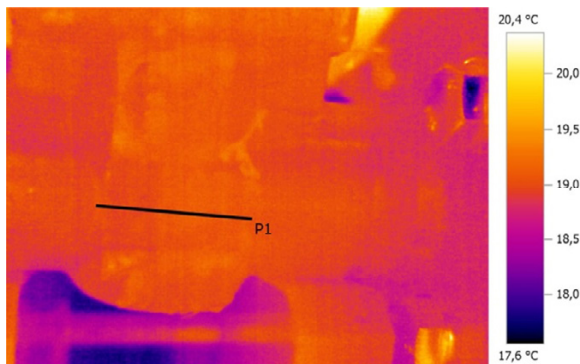
Po zamontowaniu badanego zaworu kołnierzowego DN 50 do dwóch odcinków rurociągu połączono jeden koniec ze sprężarką śrubową. Mierzono ciśnienie powietrza i jego temperaturę. Na rys. 4 przedstawiono widok fragmentu korpusu zaworu przygotowanego do badań za pomocą kamery termowizyjnej (w celu uzyskania dobrej emisyjności należało do korpusu przykleić czarną taśmę izolacyjną).



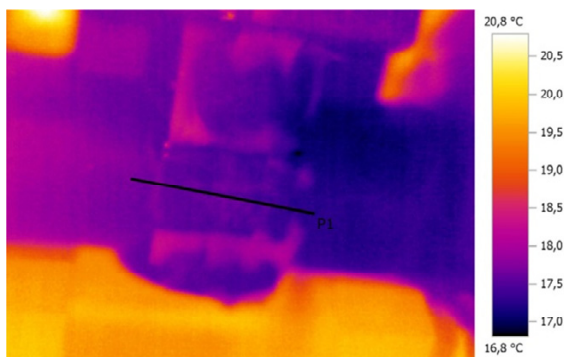
Rys. 4. Badany zawór DN 50 z nalejoną czarną taśmą przykręcony do rurociągu

Badanie polegało na przepuszczeniu przez zawór powietrza o ciśnieniu roboczym 8 bar. Pomiar był wykonywany co pięć minut przez okres pół godziny. Do każdego pomiaru zostało wykonane zdjęcie termowizyjne oraz profil rozkładu temperatury na korpusie zaworu. Badania rozpoczęto od pomiaru temperatury przy całkowitym otwarciu zaworu. Na rys. 5 przedstawiono termogram przy pełnym otwarciu zaworu. Linia czarna na termogramie stanowi przedział pomiaru temperatury na określonej długości na korpusie w miejscu naklejenia taśmy o znanym współczynniku emisyjności równym 0,9. Wahania temperatury wynosiły od 18,9 °C do 19,2 °C °

Następnie ustawiono przelot w zaworze w pozycji częściowego zamknięcia zapewniając takie samo ciśnienie i wydajność powietrza jak przy pełnym otwarciu. Na fotografii (rys. 6), która została wykonana po 30 minutach od rozpoczęcia badania widać jak temperatura korpusu obniżyła się. Temperatura wzdłuż linii P1 wynosiła od 17,7 °C do 17,4 °C.



Rys. 5. Zdjęcie korpusu zaworu z kamery termowizyjnej przy pełnym otwarciu przelotu

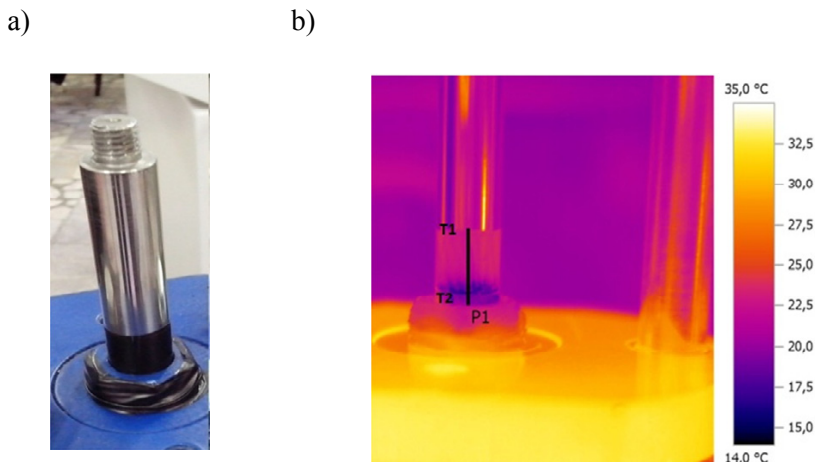


Rys. 6. Zdjęcie z kamery termowizyjnej z końca pomiaru temperatury korpusu po 30 minutach przy częściowym zamknięciu przelotu

Z analizy termogramów wynika, że dławienie czynnika poprzez częściowe zamknięcie przelotu zaworu prowadzi do obniżenia temperatury korpusu zaworu.

4.2. Pomiar temperatury trzpienia przy dławnicy zaworu

Do badanego zaworu doprowadzano azot pod ciśnieniem od 0,2 MPa do 1,6 MPa. Kanał wylotowy zaworu zaślepiono kołnierzem co pozwoliło uzyskać konstrukcję, gdzie jedynym miejscem ucieczki azotu z zaworu jest jego dławnica. Ciśnienie zmieniano co 0,2 MPa i wykonywano zdjęcie za pomocą kamery termowizyjnej. Na rys. 7a przedstawiono widok przygotowanego do pomiarów termowizyjnych zaworu a na rys. 7b termogram uzyskany przy napełnieniu zaworu ciśnieniem 0,8 MPa z widocznym miejscem wycieku. Ciemniejsze miejsce na styku dławnica – trzpień pozwala stwierdzić, że azot wypływa z dławnicy i schładza trzpień zaworu.



Rys. 7. Trzpień zaworu, a) przygotowanie trzpienia, b) termogram wykonany przy ciśnieniu azotu 0,8 MPa

W tabeli 1 zostały przedstawiono wyniki pomiaru temperatury w miejscu styku trzpienia z dławikiem zaworu wyznaczonej wzdłuż linii (rys. 7b).

Gdy intensywność chłodzenia trzpienia w miejscu syku z dławikiem wzrasta to obniża się jego temperatura. Na tą intensywność bezpośredni wpływ ma wielkość strumienia wycieku a ta zależy od ciśnienia wewnątrz zaworu. Największa różnica temperatury pojawia się, gdy zmieniono ciśnienie w zaworze z 0,6 do 0,8 MPa (2,9 deg). Taki wzrost wycieku może świadczyć o tym, że wzrost ciśnienia azotu powoduje wzrost porów w materiale szczeliwa. Dalszy wzrost ciśnienia w zaworze powoduje, że temperatura trzpienia obniża się równomiernie (0,8 deg), co może świadczyć o tym, że pod wpływem wzrostu ciśnienia liczba i średnica porów nie zmienia się a rośnie przepływ azotu.

Tabela 1. Pomiar temperatury trzpienia zaworu dla zmieniającego się ciśnienia azotu wewnątrz zaworu

Ciśnienie	Temperatura
MPa	°C
0	24
0,2	22,8
0,4	21,7
0,6	20
0,8	17,1
1,0	16,3
1,2	16,3
1,4	15,4
1,6	15,4

5. Wnioski

Przeprowadzone badania z wykorzystaniem termowizji można zakończyć następującymi wnioskami:

1. wykonanie pomiarów zmiany temperatury zaworu za pomocą kamery termowizyjnej jest dobrą metodą oceny pracy zaworu,
2. dławienie czynnika poprzez częściowe zamknięcie przelotu zaworu prowadzi do obniżenia temperatury korpusu zaworu. Należy pamiętać o tym fakcie przy przesyłaniu czynnika, gdy jego temperatura może mieć wpływ na procesy technologiczne,
3. pomiar temperatury trzpienia zaworu jest dobrą metodą jakościowej oceny wycieku z dławnicy.

Literatura

- [1] Sealing Technology – BAT guidance notes, ESA Publication No: 014/05, June 2005.
- [2] Katalog firmy ZETKAMA, <http://ww.zetkama.pl/armatura-przemyslowa.html>, 01.07.2014.
- [3] Patschek Krzysztof, Szopa Antoni, *Termowizja prawdę ci powie*, „Energetyka ciepła i zawodowa”, 2010, nr11, s. 27-33.
- [4] Lawrowski Zbigniew, *Tribologia : tarcie, zużywanie i smarowanie*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.

ANALIZA ENTROPOWA WPŁYWU ZASTOSOWANIA INSTALACJI CCS NA PRACĘ BLOKU NADKRYTYCZNEGO

Sebastian Rulik; Henryk Łukowicz, Marcin Mroncz

Politechnika Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, sebastian.rulik@polsl.pl

Zasadniczym celem przedstawionej pracy jest analiza entropowa wybranych konfiguracji obiegu cieplnego na parametry nadkrytyczne o mocy 900 MW. Brano w tym przypadku pod uwagę obieg cieplny w wersji „CCS ready” oraz obieg cieplny w pełni zintegrowany z instalacją CCS opartą na metodzie absorpcji aminowej. Oba przedstawione warianty zostały porównane biorąc pod uwagę różne stany obciążenia. Przeprowadzona analiza entropowa umożliwiła rozszerzenie zakresu uzyskiwanych informacji o wartości generacji entropii dla poszczególnych komponentów składowych rozpatrywanego układu, w tym także instalacji CCS. Takie podejście dało możliwość określenia miejsc generujących największe straty oraz umożliwiło wyznaczenie zmian generacji entropii dla poszczególnych komponentów składowych w funkcji obciążenia.

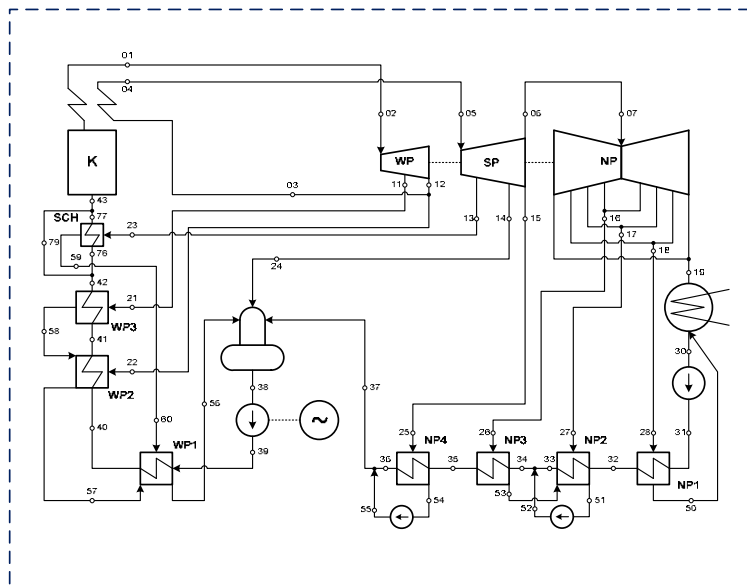
1. Wstęp

Celem przedstawionej pracy było wykonanie analizy entalpowej oraz entropowej wybranych koncepcji bloku 900 MW. Analiza entalpowa przeprowadzona została przy wykorzystaniu oprogramowania własnego oraz komercyjnego Epsilon Professional [4] oraz GateCycle [6]. Na podstawie uzyskanych wyników przeprowadzona została analiza entropowa. Warto podkreślić, że obecnie żaden z programów komercyjnych nie oferuje możliwości przeprowadzenia tego typu analizy. Stąd też pierwszym etapem badań była budowa odpowiedniego algorytmu obliczeniowego, który zaimplementowany został w środowisku EES [5]. Umożliwia on określenie generacji entropii dla wszystkich elementów składowych układu jak i obliczenie sprawności entropowej obiegu oraz jego podstawowych wskaźników pracy. Przeprowadzona analiza entropowa dotyczyła zarówno pracy obiegu cieplnego w warunkach nominalnych jak i w warunkach zmiennego obciążenia. Dla wytypowanych stanów obciążenia określono generację entropii dla komponentów składowych układu jak i podstawowo-

we wskaźniki jego pracy. Dodatkowa modyfikacja algorytmu obliczeniowego umożliwiła także analizę pracy obiegu ciepłego zintegrowanego z instalacją CCS.

2. Konfiguracja obiegu ciepłego oraz przyjęte założenia

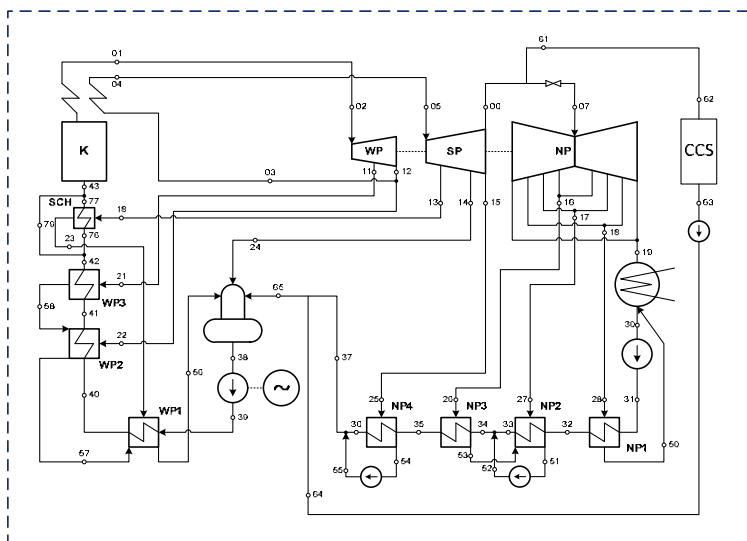
Przeprowadzona analiza entropowa obejmowała analizę pracy bloku nadkrytycznego o mocy 900 MW wyposażonego w cztery wymienniki niskoprężne, trzy wymienniki wysokoprężne oraz schładzacz pary [8]-[9]. Temperatura pary świeżej oraz wtórnej wynosi 650/670°C, a ciśnienie na wlocie do turbiny jest równe 30 MPa. Struktura obiegu bez instalacji CCS została przedstawiona na rys. 1. Natomiast obieg zintegrowany z instalacją CCS został pokazany na rys. 2.



Rys. 1. Obieg referencyjny “CCS ready”

Rysunki te pokazują także przyjętą do analizy entropowej osłonę bilansową. W celu analizy przyjęto, że instalacja CCS oparta jest o metodę absorpcji aminowej [1]-[3]. W niniejszej analizie pominięto jednak proces samego sprężania oraz transportu CO₂. Dla instalacji CCS przyjęto, że zapotrzebowanie na strumień niezbędnego ciepła wynosi 548 MW przy założeniu stopnia wychwytu wynoszącego 90% [1]-[3]. Założono, że wymiennik CCS zasilany jest parą przegrzaną z przelotni pomiędzy częścią średnio oraz niskoprężną. Parametry

para wlotowej wynoszą w tym przypadku 2.7 bar oraz 235.7 °C. W wymienniku para ulega skropleniu przy temperaturze wynoszącej 130 °C. Pozwala to na uzyskanie żądanej temperatury regeneracji roztworu wynoszącej 125 °C przy spiętrzeniu w wymienniku wynoszącym 5 °C [3]. Zapotrzebowanie na ciepło instalacji CCS dla różnych stanów obciążenia było analizowane dokładnie w [3]. Dane to posłużyły jednocześnie do przeprowadzenia w niniejszym punkcie dodatkowej analizy entropowej. W celu zapewnienia odpowiedniego strumienia ciepła do instalacji CCS dla różnych stanów obciążenia na wlocie do niskoprężnej części turbiny zastosowano zawór regulacyjny (rys. 2).



Rys. 2. Obieg zintegrowany z instalacją CCS

Sprawność obiegu wyznaczona na podstawie analizy entalpowej została wyznaczona w oparciu o relacje (1) i (2).

$$\eta_{Ob1} = \frac{Q_d - Q_w}{Q_d} = \frac{N_i - N_{PW}}{Q_d} \quad (1)$$

$$Q_w = Q_{skr} + Q_{ot} + Q_{CCS} \quad (2)$$

$$Q_{ot} = Q_r + Q_{wym}$$

gdzie:

Q_d – ciepło dostarczone w kotle

Q_w – ciepło wyprowadzone z obiegu

Q_{skr} – ciepło wyprowadzone w skraplaczu

Q_{ot} – straty ciepła do otoczenia

Q_r – straty ciepła w wybranych rurociągach parowych

Q_{wym} – straty ciepła w wymiennikach regeneracyjnych

Q_{CCS} – ciepło dostarczone do instalacji CCS (wariant d)

N_i – moc wewnętrzna turbiny

N_{PW} – moc potrzeb własnych

Tabela przedstawia wyniki zbiorcze dotyczące podstawowych wskaźników pracy analizowanych wariantów bloku 900 MW.

Tabela 1. Podstawowe wskaźniki obiegu cieplnego

Wariant	Obieg referencyjny	Obieg z CCS
$N_{i_{WP}}$, kW	270703	272155
$N_{i_{SP}}$, kW	353521	419330
$N_{i_{NP}}$, kW	287632	110658
N_i , kW	911856	802143
N_{el} , kW	900013	791725
N_{PW} , kW	29539	29383
Q_{ot} , kW	8900	8342
η_{obl} , %	51.14	44.79

3. Definicje podstawowych wielkości w analizie entropowej

Analiza entropowa przeprowadzona została dla osłony bilansowej przedstawionej na rys. 1 oraz rys. 2. Osłona bilansowa zawiera w tym przypadku kocioł, skraplacz oraz samą instalację CCS. Zdefiniowano w tym przypadku dwie podstawowe wielkości. Pierwsza z nich Φ (3) jest miarą nieodwracalności poszczególnych przemian w wybranych elementach obiegu cieplnego. Druga z tych wielkości Ω jest natomiast względną miarą nieodwracalności wybranego procesu.

$$\Phi_i = T_0 \Delta \dot{S} + Q_i \quad (3)$$

gdzie:

Q_i – strumień ciepła wymieniany w i -tym komponentcie układu

$$\sum \Phi_i = \Phi_K + \Phi_{WP} + \Phi_{SP} + \Phi_{NP} + \Phi_{Skr} + \Phi_P + \Phi_W + \Phi_R + \Phi_M \quad (4)$$

gdzie: K – kocioł, WP – część wysokoprężną turbiny, SP – część średnioprężną turbiny, NP – część niskoprężną turbiny, Skr – skraplacz, P – pompy, W – wymienniki regeneracyjne, R – rurociągi, M – straty mieszania.

Generacja entropii wyznaczona została w oparciu o bilans entropii dla wybranych elementów układu. Dodatkowo przyjęto, że dla kotła źródłem nieodwracalności są głównie [2][7],[10]:

Strata wylotowa mająca swe odzwierciedlenie w sprawności kotła η_k , która może zostać zdefiniowana zależnością:

$$S_{k1} = Q_d(1 - \eta_k) \quad (5)$$

Strata wynikająca z procesu spalania przy danej temperaturze spalania T_s i przyjętej temperaturze odniesienia T_0 zdefiniowana zależnością:

$$S_{k1} = Q_d - Q_d \left(\frac{T_s - T_0}{T_s} \right) = Q_d \frac{T_0}{T_s} \quad (6)$$

Strata wynikająca z przepływu ciepła przy danej temperaturze spalania T_s i przyjętej temperaturze odniesienia T_0 :

$$S_{k2} = T_0 \left[\Delta S_k - \frac{Q_d}{T_s} \right] \quad (7)$$

gdzie zgodnie z rys. 1 dla obiegu z czterema wymiennikami niskoprężnymi:

$$\Delta S_k = m_{01}(s_{01} - s_{43}) + m_{03}(s_{04} - s_{03}) \quad (8)$$

Suma strat S_{k1} oraz S_{k2} daje w rezultacie [7]:

$$\Phi_k = S_{k1} + S_{k2} = T_0 \Delta S_k = T_0 [m_{01}(s_{01} - s_{43}) + m_{03}(s_{04} - s_{03})] \quad (9)$$

Przyjęto, że wielkości poszczególnych strat zostaną odniesione do wartości strumienia ciepła dostarczanego w kotle, a nie do strumienia energii chemicznej paliwa. Tym samym wyznaczona została sprawność obiegu w miejsce sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Pozwoliło to dodatkowo na pominięcie w obliczeniach straty wylotowej kotła związanej bezpośrednio z jego sprawnością. Dla pozostałych analizowanych komponentów uwzględniono przepływ ciepła lub ewentualne straty ciepła w poszczególnych elementach obiegu. Wskaźnik nieodwracalności dla skraplacza oraz instalacji CCS został zdefiniowany zgodnie z zależnościami (10) oraz (11). Natomiast przykładowy wskaźnik dla wymiennika regeneracyjnego NP_1 został zdefiniowany zgodnie z zależnością (12).

$$\Phi_{skr} = T_0 [m_{30}s_{30} - m_{19}s_{19} - m_{50}s_{50}] + Q_{skr} \quad (10)$$

$$\Phi_{CCS} = T_0 [m_{62}(s_{63} - s_{63})] + Q_{CCS} \quad (11)$$

$$\Phi_{NP1} = T_0 [m_{32}s_{32} + m_{50}s_{50} - m_{28}s_{28} - m_{31}s_{31}] + Q_{str_W1} \quad (12)$$

gdzie:

Q_{skr} – strumień ciepła przekazywanego w skraplaczu

Q_{CCS} – strumień ciepła przekazywany w instalacji CCS

Q_{str_w1} – straty ciepła do otoczenia w wymienniku NP_1

Podobne zależności zdefiniowano dla wszystkich pozostałych elementów obiegu cieplnego. Względne wskaźniki nieodwracalności zostały odniesione do wartości strumienia ciepła dostarczanego do czynnika obiegowego w kotle i zdefiniowane zgodnie z (13).

$$\Omega_i = \frac{\Phi_i}{Q_d} \quad (13)$$

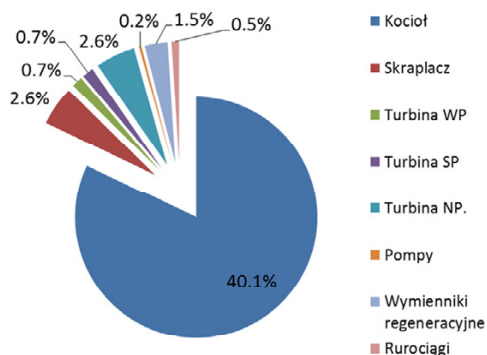
Sprawność obiegu wyznaczona w oparciu o obliczone względne wskaźniki nieodwracalności została obliczona zgodnie z (14).

$$\eta_{ob2} = 1 - \sum \Omega_i \quad (14)$$

4. Wyniki analizy entropowej

Uzyskane wyniki analizy entropowej dotyczą pracy obiegu cieplnego przy zmiennym obciążeniu oraz wpływu zastosowania instalacji CCS na wskaźniki generacji entropii dla poszczególnych elementów składowych obiegu cieplnego. Rys. 3 przedstawia wartość wskaźnika nieodwracalności dla głównych komponentów obiegu referencyjnego (bez instalacji CCS) przy obciążeniu nominalnym. Poza kotłem miejscem o najwyższej generacji entropii jest skraplacz 2.6% oraz niskoprężna część turbiny 2.6%. Dodatkowo część WP oraz SP turbiny łącznie stanowią 1.4% strat. Układ regeneracji wraz z rurociągami stanowi natomiast 2% strat.

Tabela 2 oraz rys. 4 przedstawiają porównanie wskaźników nieodwracalności dla obiegu referencyjnego oraz obiegu zintegrowanego z instalacją CCS dla czterech wybranych stanów obciążenia. Wyznaczono w tym przypadku także sprawność obiegu cieplnego w oparciu o zależność (14). Przedstawione w tabeli 2 wyniki pokazują, że dla niższych stanów obciążenia następuje wzrost wskaźnika nieodwracalności przemian dla kotła. Wzrost ten wynosi 3.49 p.p. pomiędzy obciążeniem nominalnym, a najniższym rozpatrywanym obciążeniem wynoszącym 40% w przypadku obiegu referencyjnego oraz odpowiednio 3.47 p.p. dla obiegu zintegrowanego z instalacją CCS. W obu przypadkach związane jest to głównie z zastosowaniem w omawianym obiegu regulacji poślizgowej. Pociąga to za sobą zmniejszenie wartości ciśnienia pary świeżej w miarę zmniejszania się obciążenia i tym samym zwiększenie strat egzergii w kotle. Ze względu na wzrost wskaźnika nieodwracalności w kotle w miarę obniżania obciążenia maleje także sprawność obiegu.



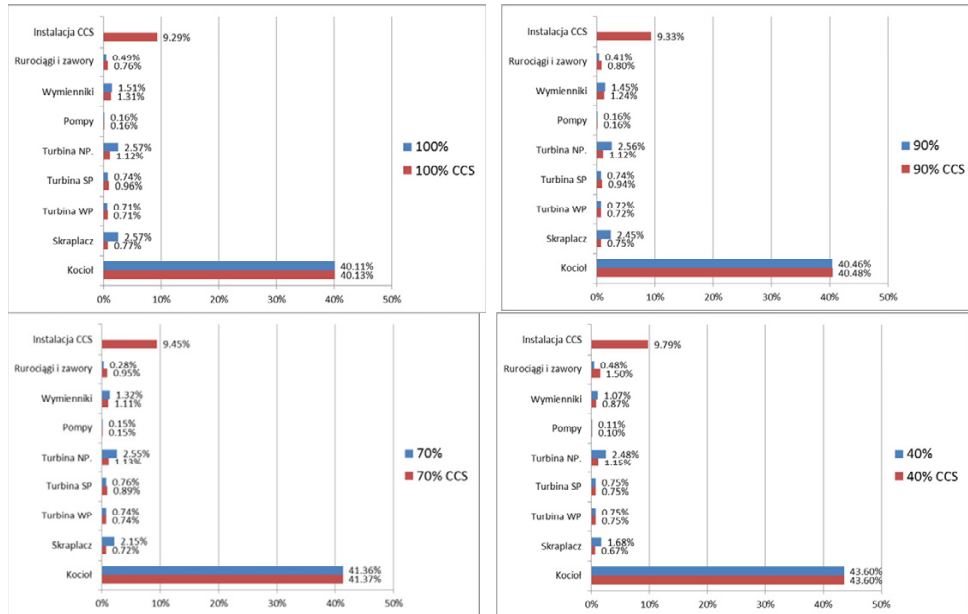
Rys. 3. Wskaźnik nieodwracalności dla najważniejszych elementów obiegu referencyjnego

Dla obciążenia wynoszącego 40% sprawność ta dla obiegu referencyjnego jest o 2.05 p.p. niższa niż w wariancie nominalnym, natomiast dla obiegu zintegrowanego z instalacją CCS jest to odpowiednio 3.97 p.p.

Tabela 2 Wskaźnik nieodwracalności dla wybranych stanów obciążenia w przypadku obiegu referencyjnego oraz obiegu zintegrowanego z instalacją CCS

%	Obieg referencyjny				Obieg z CCS			
	100%	90%	70%	40%	100%	90%	70%	40%
Ω_K	40.110	40.460	41.360	43.600	40.130	40.480	41.370	43.600
Ω_{Skr}	2.567	2.445	2.149	1.684	0.770	0.752	0.720	0.673
Ω_{WP}	0.710	0.716	0.737	0.751	0.715	0.720	0.739	0.751
Ω_{SP}	0.740	0.743	0.762	0.748	0.964	0.939	0.890	0.748
Ω_{NP}	2.573	2.558	2.547	2.478	1.115	1.120	1.134	1.153
Ω_{CCS}	-	-	-	-	9.286	9.331	9.454	9.791
Ω_P	0.162	0.156	0.147	0.106	0.155	0.148	0.136	0.092
Ω	1.505	1.446	1.318	1.067	1.309	1.244	1.106	0.867
Ω_R	0.492	0.413	0.281	0.480	0.759	0.798	0.952	1.498
Ω	48.86	48.94	49.3	50.91	55.21	55.54	56.51	59.18
η_{Ob2}	51.14	51.06	50.7	49.09	44.79	44.46	43.49	40.82

K – kocioł, Skr – skraplacz, WP, SP, NP – odpowiednio część WP, SP oraz NP turbiny, CCS- instalacja CCS, P – pompy, W – wymienniki regeneracyjne, R – rurociągi.



Rys. 4. Wpływ instalacji CCS na wskaźnik nieodwracalności wybranych

Współpraca z instalacją CCS powoduje spadek mocy nominalnej turbozespołu o ok. 109 MW. Warto jednak podkreślić, że nie uwzględniono w tym przypadku energochłonności samego procesu sprężania CO₂.

Analiza uzyskanych rezultatów pokazuje, że wartość wskaźnika nieodwracalności dla instalacji CCS przy obciążeniu nominalnym wynosi 9.29%. Warto jednak zauważyć, że wartość ta rośnie dla obciążenia częściowego i przy najniższym rozpatrywanym obciążeniu równym 40% wynosi 9.79%. Współpraca z instalacją CCS wiąże się także ze znacznym wzrostem strat wynikających z regulacji układu przy obciążeniu częściowym. Rośnie w tym przypadku znacząco wskaźnik nieodwracalności dla zaworów oraz rurociągów (rys. 4). Związane jest to z dławieniem czynnika na zaworze regulacyjnym znajdującym się na wlocie do części niskoprężnej turbiny. Straty całkowite na zaworach oraz rurociągach rosną w tym przypadku z wartości 0.76% dla obciążenia nominalnego do 1.5 w przypadku obciążenia 40%. Współpraca z instalacją CCS zmniejsza jednocześnie wartość współczynnika nieodwracalności dla części niskoprężnej turbiny oraz skraplacza co związane jest z bardzo znaczącym obniżeniem się strumienia pary przepływającej przez niskoprężną część turbiny. Powoduje to jednak bardzo znaczny spadek mocy wewnętrznej części niskoprężnej turbiny wynoszący 109.6 MW.

5. Podsumowanie

W niniejszej pracy przeprowadzono analizę entalpową oraz entropową wybranych konfiguracji obiegu cieplnego. Brano w tym przypadku pod uwagę pracę samodzielną obiegu cieplnego jak i jego integracją z instalacją CCS. Przeprowadzona analiza entropowa pozwoliła na poszerzenie zakresu uzyskiwanych informacji o możliwość określenie miejsc najwyższej generacji entropii. Ponadto analiza ta umożliwiła określenie wpływu zastosowania instalacji CCS na pozostałe elementy obiegu cieplnego. Podjęte rozważania dotyczyły także pracy obiegu cieplnego przy różnych stanach obciążenia.

Uzyskane wyniki pokazują, że w przypadku bloku węglowego wyposażonego w czterostopniową regenerację niskoprężną pracującego w warunkach nominalnych miejscami o najwyższej wartości współczynnika nieodwracalności są kocioł (40.11%), skraplacz (2.57%), turbina (4.02) oraz układ regeneracji (1.51%). Zastosowanie instalacji CCS zmniejsza ponad trzykrotnie udział skraplacza w bilansie strat z uwagi na zmniejszenie strumienia pary przepływającego przez niskoprężną część turbiny. Współczynnik nieodwracalności dla samej instalacji CCS wyniósł 9.29% co przekłada się na spadek sprawności obiegu o 6.35% w porównaniu do obiegu bez zastosowanej instalacji CCS. Spadek ten nie uwzględnia jednak samego procesu sprężania CO₂. Analiza pracy obiegu cieplnego przy zmiennym obciążeniu zintegrowanego z instalacją CCS wykazała, że wartość współczynnika nieodwracalności związanego z samą instalacją CCS rośnie w miarę obniżania obciążenia nawet o 0.5 p.p. Współpraca z instalacją CCS wiąże się także ze znacznym wzrostem strat wynikających z regulacji układu przy obciążeniu częściowym. Rośnie w tym przypadku znacząco wskaźnik nieodwracalności dla zaworów oraz rurociągów z wartości 0.21% do 1.29% przy obciążeniu 40%. Związane jest z dławieniem czynnika na zaworze regulacyjnym znajdującym się na wlocie do części niskoprężnej turbiny.

Literatura

- [1] Bochon K., T. Chmielniak J., Analiza energetyczna instalacji wychwyty CO₂ z uwzględnieniem pracy przy zmiennym obciążeniu, Rynek Energii 1(110)/2014.
- [2] Chmielniak T., Technologie energetyczne, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004
- [3] Chmielniak T., Wójcik: Strategiczny Program Badawczy. Zaawansowane Technologie Pozyskiwania Energii. Temat 21-V.1.2. Modelowanie i optymalizacja procesów wychwyty CO₂ ze spalin dla różnych klas sorbentów. Gliwice, 2012.
- [4] Epsilon Professional. Plant engineering and design. <http://www.steag-systemtechnologies.com>
- [5] Engineering Equation Solver, <http://www.fchart.com/ees/>
- [6] GateCycle Software, http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/oc/ja/opt_diagsw/gatecycle.htm
- [7] Hasan M. R., Entropy method as criteria for analysis a steam power plant, Journal of Engineering, Number 3, Volume 15, 2009.

- [8] Łukowicz H, Chmielniak T., Dykas S., Kochaniewicz A., Stępczyńska K., Rulik S., Strategiczny Program Badawczy. Zaawansowane Technologie Pozyskiwania Energii. Temat 25-VI.1.4 Badanie integracji z obiegami cieplnymi o różnym stopniu ich zaawansowania technologicznego (instalacje istniejące, instalacje nowoprojektowane dla różnego poziomu parametrów pary i komplikacji obiegu). Punkt kontrolny 25-VI.1.4a: Wybór struktury obiegu cieplnego. Analiza możliwości poboru pary z układu siłowni do zasilania w ciepło instalacji separacji CO₂.
- [9] Łukowicz H, Dykas S., Rulik S., Stępczyńska K., Strategiczny Program Badawczy. Technologie Pozyskiwania Energii. Temat 21-VI.1.2. Przygotowanie metodologii i algorytmów badań parametrycznych różnych sposobów sprzężeń technologii wychwytu z obiegami cieplnymi instalacji siłowni kondensacyjnych.
- [10] Łukowicz H., Zadania analizy w obliczeniach przepływowych turbin parowych w zastosowaniu dla diagnostyki i projektowania, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005

CARBON DIOXIDE TANK STORAGE SAFETY

Andrzej Rusin, Katarzyna Stolecka

Silesian University of Technology, Institute of Power Engineering and Turbomachinery,
ul. Konarskiego 18, Gliwice

The European Union environmental policy of reducing carbon dioxide emissions into the atmosphere necessitates the development of the carbon capture and storage technologies (CCS technologies). The transport and storage of carbon dioxide captured from an installation requires a network of pipelines and tanks. This chapter presents an analysis of the hazards posed by carbon dioxide transport and storage in tanks. The BLEVE phenomenon is described and the hazard zones caused by it are determined.

1. Introduction

The processes of carbon dioxide production, transport, storage and processing have been completed safely for many years, for example in the food and mining industry. The new climate policy implemented by the European Union resulted in intensified research in the power sector on the capture and storage installations of CO₂ from power plants fired with fossil fuels. This makes it necessary to create in future a new infrastructure allowing the gas transportation from power plants to storage sites. In many countries, e.g. in Canada and the USA, pipelines are usually used for this purpose because, as numerous analyses have indicated, this is the most effective transport method [4,6]. However, the power plant CO₂ capture installation may require an appropriate tank to store carbon dioxide before it is transported by pipelines to the final storage sites. The tanks can also be used as a means of transport of small amounts of the gas by rail or sea. Therefore, the assessment of safety of CO₂ storage in tanks is becoming an important issue.

The accidents that have happened in recent years indicate unequivocally that the hazards related to storing carbon dioxide in tanks have to be analyzed thoroughly because in some conditions, i.e. at a certain value of the substance pressure and temperature, the boiling liquid expanding vapour explosion

(BLEVE) phenomenon may arise, which is dangerous to both humans and the environment.

2. Failures of CO₂ tanks

Carbon dioxide is a colourless, odourless and tasteless gas. It is a non-flammable and non-explosive natural organic compound. It may occur naturally or as a result of the combustion of solid, liquid or gaseous fuels. Although carbon dioxide is classed as non-flammable and non-toxic, once it is released from a pipeline or tank, it may present hazard to humans in the form of a cloud with a high concentration of the gas. The BLEVE phenomenon is another essential hazard related to storing carbon dioxide in tanks. It may generate a pressure wave and send fragments of a ruptured tank flying around, which is dangerous to humans. One of the most disastrous failures of a tank storing CO₂ which involved the BLEVE phenomenon was the one in Worms, Germany, in 1988 [1]. 30 tons of carbon dioxide were stored in a tank under the pressure of 20 bar and in the temperature of -20°C. The tank fragments were found as far as 300 m from the explosion site. Three people died in the accident and another eight were injured. Two people died and three were injured due to the failure which took place in Yuhang in China in 2008 [10]. That was the aftermath of an explosion of a ship transporting 130 m³ of carbon dioxide under the pressure of 23 bar in the temperature of -23°C. The ship fragments were thrown around in the radius of 500 meters from the explosion site. Missiles weighing from a few grams to hundreds of kilos damaged several residential buildings. In January 1969 in Repcelak, Hungary, two tanks containing liquid carbon dioxide (15 bar, -30°C) exploded in a CO₂ producing plant. The explosion completely destroyed the area around the tanks containing the liquid gas and wrecked a technological laboratory. Large fragments were flying around in the radius of 400 meters. A tank shell weighing 2800 kg landed 150 m away and a 1000 kg fragments was blown 100 m farther. In 1967 a rail tank with 231,000 kg of carbon dioxide exploded in Haltern in Germany. The parameters of the transported gas were as follows: pressure 7 bar, temperature -15°C. A cloud of gas flowing out of a safety valve had been observed just before the explosion. Parts of the tank were thrown around at a distance of up to 360 m. One person died. An analysis of recovered fragments of the tank proved that the failure had been caused by brittle cracking and the BLEVE phenomenon [10].

3. The BLEVE phenomenon

The BLEVE phenomenon, the consequences of which are described above, is an explosion due to a rupture of a tank containing a liquid with a temperature much higher than the boiling point under normal atmospheric pressure. In the case of inflammable materials, the BLEVE phenomenon causes two effects: the tank rupture and a blast wave. For flammable substances, the BLEVE phenomenon may result in a fire in the form of a fireball, with additional intense heat radiation. The damage to the tank and the BLEVE phenomenon may be initiated by many events, such as an external fire, corrosion or too high pressure inside the tank for example.

The sequence of events leading to the occurrence of the BLEVE is described below. Under normal conditions, the liquid and the gas in the tank are in the state of a thermodynamic equilibrium. When the tank breaks, the pressure drops abruptly to the ambient pressure value. Under lower pressure the liquid vaporizes, the gas fraction gets bigger and an abrupt, even a hundredfold, increase in volume occurs. Before this sudden vaporization actually happens, the superheated liquid after the pressure drop is in a metastable state. Its temperature is higher than the boiling point under ambient pressure. If the liquid is slightly superheated, it begins to vaporize on the tank walls and also on the liquid nuclei, such as impurities or ions. A slight rate of vaporization does not produce significant blast effects. Explosive vaporization appears when the liquid temperature exceeds a certain limit value referred to as the superheat limit temperature (SLT) or the homogeneous nucleation temperature. Under such conditions, the liquid vaporizes in its entire volume and expands dramatically. The process causes a significant blast. Experience indicates that the SLT mentioned above is about 0.9 of the critical point. For CO_2 in atmospheric pressure conditions it amounts to 267 K. The BLEVE sequence is illustrated in Fig. 1 [1, 2].

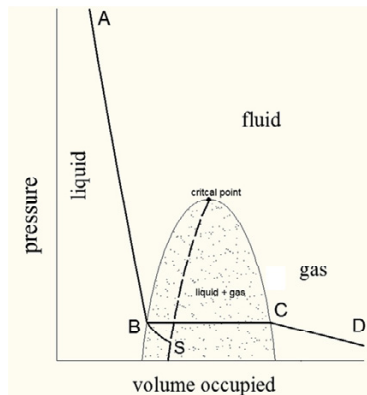


Fig. 1. BLEVE phenomenon analysis

The ABCD black solid line illustrates the substance behaviour under constant temperature and thermodynamic equilibrium conditions. Along the AB section the substance is a liquid and its volume rises at an abrupt drop in pressure. The pressure may ultimately drop to the value in Point B, where the liquid vaporization begins, a gas-liquid mixture arises and pressure is maintained at a constant level. When the process reaches Point C, the liquid is completely transformed into gas. A further drop in pressure, now of gas only, occurs along the CD section of the curve.

If due to the tank damage a sudden drop in pressure occurs, the substance may enter the unstable state, along the curve section marked as BS. Along the BS path the substance is metastable and may boil at any time, returning to the equilibrium line BC. Although this event may have a very violent nature, it is not defined as the BLEVE. But if Point S, referred to as the “spinodal point” where the condition $(\partial p / \partial v)_T = 0$ is satisfied, is reached, the critical situation may occur. The dashed line including such points for different pressure values and ending in the critical point is referred to as the spinodal curve. Along the spinodal curve separation of the liquid and gas appears and violent fluctuations in density occur. The pressure changes are not too big but they are very fast. The shock to the tank is tremendous and the BLEVE phenomenon arises. Due to the high rate of changes taking place during the rupture of the tank, they are considered as adiabatic. Based on them, the ranges of parameters which are favourable for the BLEVE phenomenon to occur can be determined. The range of such parameters for CO₂ is presented in Fig. 2 [2, 9].

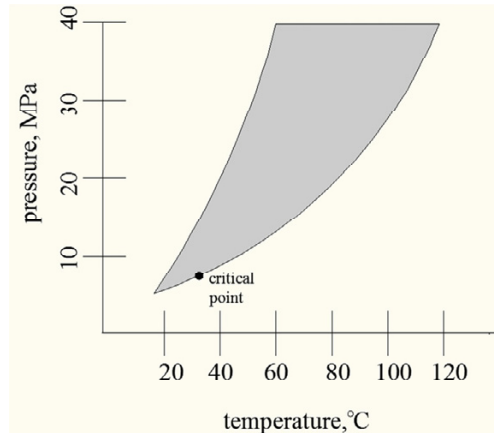


Fig. 2. Range of parameters favourable to the BLEVE for carbon dioxide

4. Analysis of the BLEVE phenomenon consequences for carbon dioxide tanks

In this section the results of the analysis of the BLEVE phenomenon consequences for carbon dioxide pressure tanks are presented. The analysis comprised hazard zones produced by the propagating pressure wave. The impact of the size of the tanks, their shape and positioning on the magnitude of the generated pressure wave was analyzed. The following parameters of carbon dioxide in the tanks were assumed: $t = -20^{\circ}\text{C}$, $p = 2 \text{ MPa}$. The PHAST v6.7 software [7] was used in the calculations of the raised pressure zones. In order to assess the probability of injuries caused by the pressure wave, the following probit function was used [5]:

$$P_r = -77.1 + 6.91 \ln \Delta p \quad (1)$$

where Δp – range of the rise in pressure caused by the BLEVE phenomenon

The consequences of the pressure wave impact on humans and buildings and facilities are listed in Table 1 [5].

Table 1. Pressure wave impact consequences

pressure wave	direct impact on humans
13.8 kPa	threshold for eardrum rupture
82.7 – 103.4 kPa	threshold for lung haemorrhage
483 kPa	threshold for internal injuries due to overpressure
482.6 – 1379 kPa	immediate deaths due to overpressure
pressure wave	indirect impact on humans
10.3 – 20.0 kPa	humans knocked over by pressure wave
13.8 kPa	possible death due to hitting an obstacle
6.9 – 13.8 kPa	threshold for skin cuts caused by missiles flying around
48.3 – 68.9 kPa	100% probability of death due to injuries caused by missiles flying around
pressure wave	impact on buildings and facilities
1 kPa	threshold for glass breakage
20 – 30 kPa	destruction of industrial steel structure frames
50 – 100 kPa	displacement of a cylindrical storage tank, pipe rupture

4.1. Analysis of the tank size impact

An analysis was conducted of the BLEVE phenomenon consequences for spherical tanks with the capacity of 5, 20 and 50 m³. Fig. 3÷5 present the ranges

of hazard zones created by a pressure wave (483 kPa, 100 kPa, 14 kPa) caused by the BLEVE phenomenon.

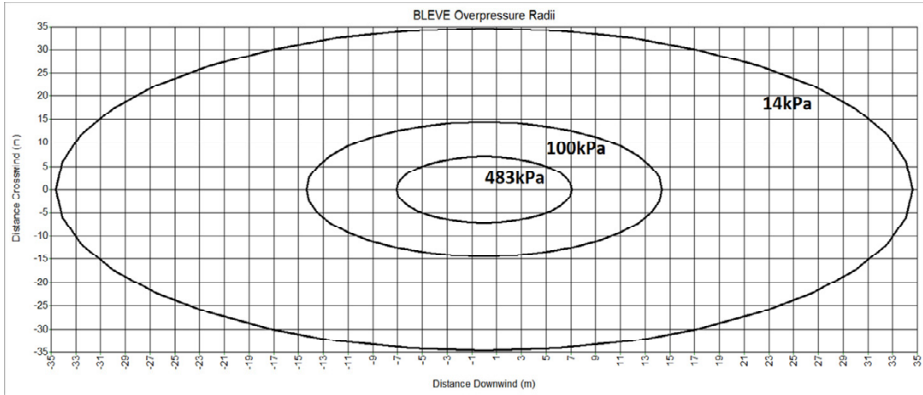


Fig. 3. Hazard zones for the BLEVE for a 5 m³ spherical tank

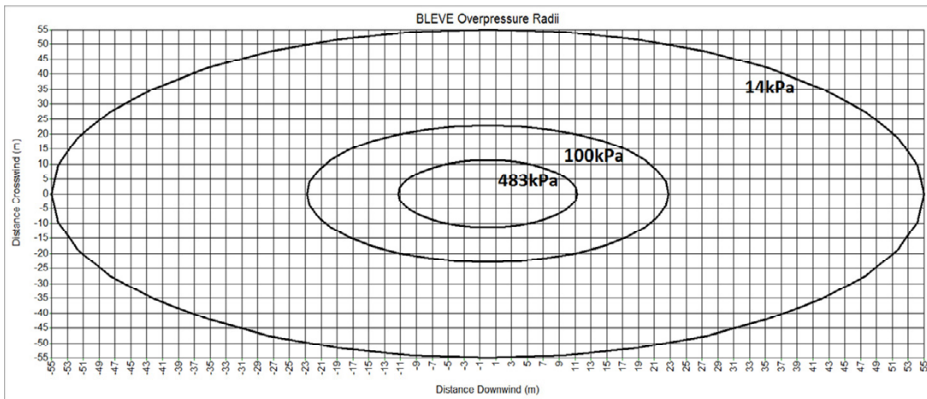


Fig. 4. Hazard zones for the BLEVE for a 20 m³ spherical tank

The most hazardous zone, i.e. the one with the pressure value of 483 kPa, corresponding to immediate deaths, covers the area with a 7 to 15 m radius, depending on the tank capacity. The pressure wave zone of 14 kPa, corresponding to the eardrum damage, extends over a distance of 35 m, 55 m and 75 m from the explosion site for the tank capacity of 5, 20, 50 m³ respectively.

Based on the calculations of the value and range of the raised pressure zones and using a probit function, the probability of death among people in the vicinity of a tank for which the BLEVE phenomenon occurred was obtained. It is presented in Fig. 6.

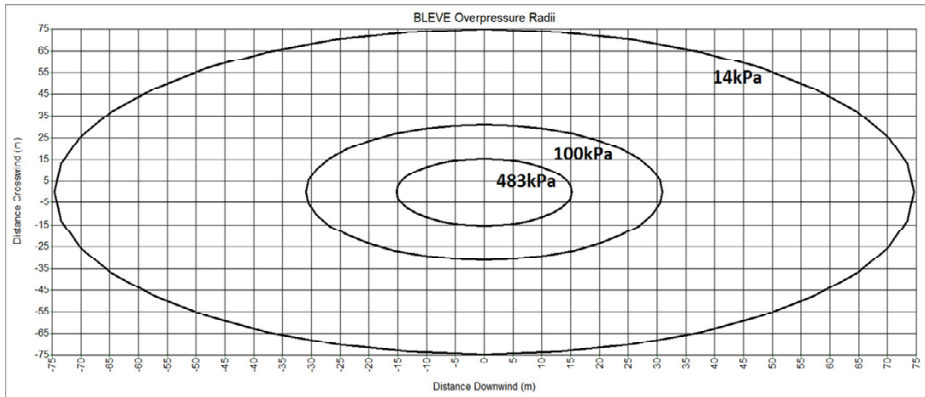


Fig. 5. Hazard zones for the BLEVE for a 50 m³ spherical tank

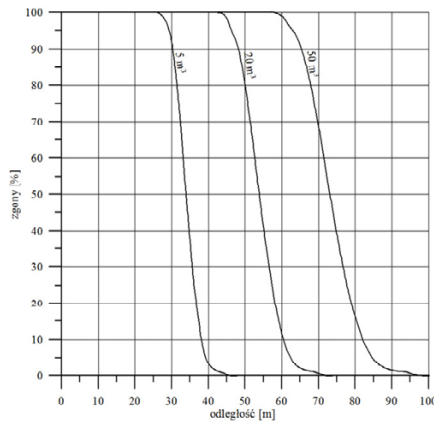


Fig. 6. Death rate depending on the distance from the tank failure site

The probability of a 100% death rate among people due to the effect of the pressure wave prevails in the area with an approximately 25, 45 and 57 m distance from the failure site for tanks with the capacity of 5, 20 and 50 m³, respectively.

4.2. Analysis of the tank shape impact

Due to the fact that the propagation of a pressure wave caused by the BLEVE phenomenon depends on the shape of the ruptured tank, an analysis was made of the range of the raised pressure zones for typical shapes of the tank – spherical and cylindrical. It was assumed that both tank types had the same capacity of 5 m³. The results for the spherical tank are presented in Fig. 3, and for the cylindrical tank – in Fig. 7.

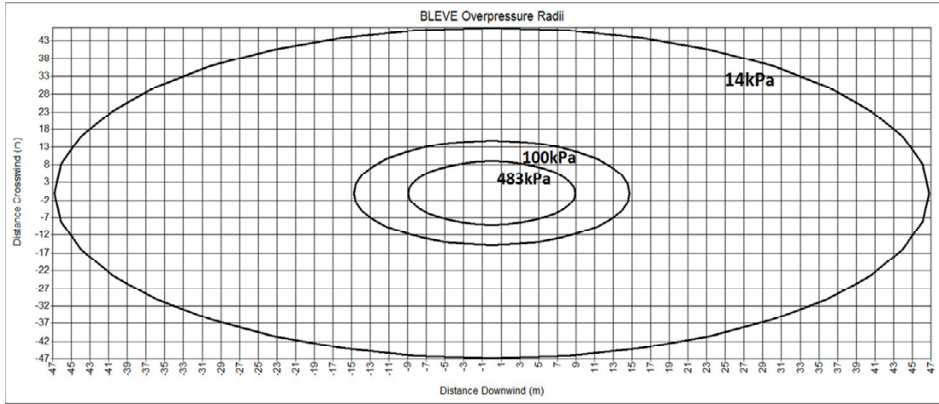


Fig. 7. Hazard zones for the BLEVE for a 5 m³ cylindrical tank

Comparing the chart presented above to Fig. 3, it can be noticed that a spherical-to-cylindrical change in the tank shape lengthens the hazard zones by about 2 meters in the case of the pressure wave of 100 and 483 kPa, and by about 12 meters in the case of the pressure wave of 14 kPa. This is caused by the propagating pressure wave closer orientation along the tank axis after the rupture of the cylindrical tank.

Fig. 8 presents the probability of human death depending on the distance from the tank failure site. The curves in the chart illustrate changes in the death rate for spherical and cylindrical tanks with the capacity of 5 m³.

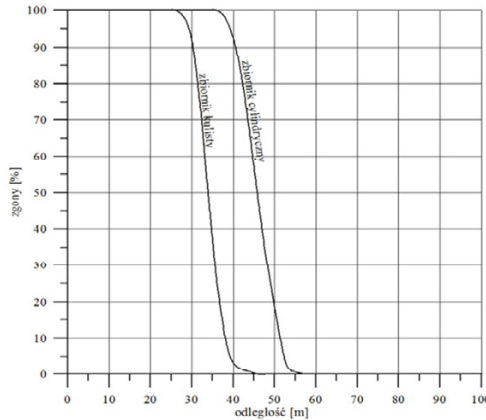


Fig. 8. Death rate depending on the distance from the tank failure site (5 m³)

In the case of the spherical tank, the 50% probability of human death occurs for an area around the failure site with a radius of about 33 meters. For the cylindrical tank, the radius is longer by about 13 meters.

4.3. Analysis of the impact of changes in the tank positioning

Another factor that has an effect on the hazard zones created by the BLEVE phenomenon is the tank positioning. Two cases were considered: a tank resting on the ground and a tank raised above it. Fig. 9 presents hazard zones for a pressure wave of 14, 100 and 483 kPa caused by the tank BLEVE phenomenon which occurred in air.

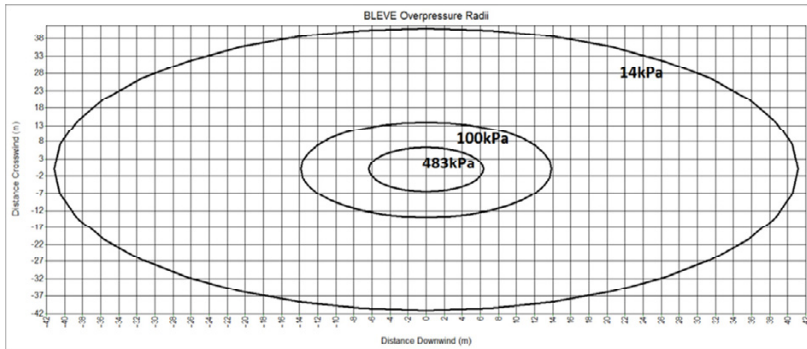


Fig. 9. Hazard zones for the BLEVE for a 20 m³ spherical tank (in air)

Analyzing this case, it can be seen that if the BLEVE phenomenon occurs above the ground, the hazard zones are shortened by approximately 5 to 14 meters. The radius of the area with a pressure wave of 14 kPa changes from 55 to 42 meters.

The change in the probability of human death due to the BLEVE phenomenon depending on a different positioning of the tank is shown in Fig. 10. The two curves in the chart illustrate the 20 m³ tank BLEVE phenomenon that occurred in air and at the ground level, respectively.

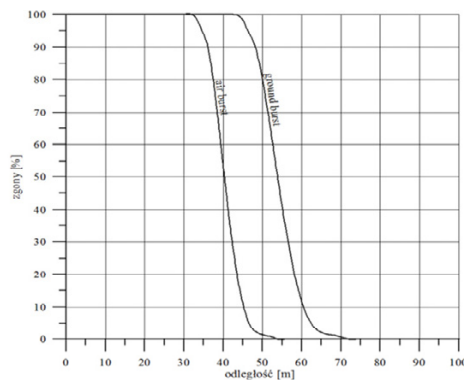


Fig. 10. Death rate depending on the distance from the tank failure site (20m³)

5. Conclusions

Despite the fact that carbon dioxide is inert and inflammable, the gas can sometimes pose a serious hazard. Such a situation arises especially during the transport and storage of large amounts of carbon dioxide with raised parameters. The BLEVE phenomenon resulting from the tank rupture and analyzed in this chapter may cause a pressure wave presenting a hazard to human health and life in the immediate vicinity of the damaged tank. The severity of the hazard depends on the tank size, shape and positioning. For the same capacity, the most serious hazard is created by a cylindrical tank resting on the ground. It should be mentioned that, in addition to producing an area with raised pressure, the BLEVE phenomenon also creates the risk of injuries caused by fragments of the ruptured tank flying around. The consequences of the impact depend on the energy of the flying fragments, i.e. its mass and velocity [3, 8]. And these parameters depend on the energy released during the tank rupture, which means that they are indirectly dependent on the tank size and the energy of the gas stored in it. For example, if a 5 or 20 m³ spherical tank is torn into two parts, its fragments may be sent flying at a distance of about 500 and 615 meters, respectively.

ACKNOWLEDGEMENTS

The results presented in this chapter were obtained from research work co-financed by the National Centre for Research and Development in the framework of Contract SP/E/1/67484/10 – Strategic Research Programme – Advanced technologies for energy generation: Development of a technology for highly efficient zero-emission coal-fired power units integrated with CO₂ capture.

References

- [1] Bjerketvedt D., Egeberg K., Ke W., Gaathaug A., Vagsaether K, Nilsen, S. H. Boiling liquid expanding vapour explosion in CO₂ small scale experiments, *Energy Procedia*, 4 (2011), pp. 2285-2292.
- [2] Calculation of BLEVE conditions for carbon dioxide, <http://criticalprocesses.com/BLEVE.htm>
- [3] Hauptmanns U. A procedure for analyzing the flight of missiles from explosions of cylindrical vessels, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 14 (2001), p. 395-402.
- [4] Koornneef J., Spruijt M., Molag M., Ramirez A., Faaij A., Turkenburg W. Uncertainties in risk assessment of CO₂ pipelines, *Energy Procedia*, 1 (2009), pp. 1587÷1594.
- [5] LaChance, J., Tchouvelev, A., Engebo, A. Development of uniform harm criteria for use in quantitative risk analysis of the hydrogen infrastructure. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36 (2011), pp. 2381÷2388.
- [6] Molag M., Dam C.: Modelling of accidental releases from high pressure CO₂ pipelines, *Energy Procedia*, 4 (2011), pp. 2301÷2307.
- [7] PHAST v.6.7 DNV Software 2010.

- [8] Yellow Book, Ed. C.J.H. Bosch, R.A.P.M. Weterings, Den Haag 2005.
- [9] van der Voort M. M., van den Berg A. C., Roekaerts D. J. E. M., Xie M., de Bruijn P. C. J. Blast from explosive evaporation of carbon dioxide: experiment, modelling and physics, *Shock Waves*, 22 (2012), pp. 129÷140.
- [10] Zhang Y., Schork J., Ludwig K.: Revisiting the conditions for a CO₂ tank explosion, 9th Global Congress of Process Safety.

THE CAVITATION BEHAVIOR OF THE ROTODYNAMIC PUMPS, DESIGNED IN NONSTANDARD WAY, OPERATING IN RANGE OF ULTRA-LOW SPECIFIC SPEED

Janusz Skrzypacz

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27,
50-370 Wrocław, janusz.skrzypacz@pwr.wroc.pl

The industry needs the rotodynamic pumps operating with ultra-low specific speed and relatively low flow rate more often. Designing of such structures on acceptable efficiency level is extremely difficult and require nonstandard approach to design as for example: drilled impeller or patented by author multi-piped impeller. Such pump elements are very easy to manufacture and operate with relatively high efficiency, but cavitation behavior is unknown. This chapter focuses on experimental research in order to determine the cavitation characteristics of the drilled impellers and multi-piped impellers. The test rig was presented. Impeller models were made with SLS Rapid Prototyping methods. Additionally, CFD calculations were presented in order to determine static pressure distribution in the inlet sections of the investigated impellers.

1. Introduction

Modern world industry, especially chemical one, requires pumps that will be able to operate in range of extremely low specific speed ($nq < 10$) with acceptable level of efficiency. Designing rotodynamic pumps operating in mentioned range of parameters is extremely difficult because of low performance [1-3]. Such structures must be designed in non-standard way.

During the work over this problem, the idea of drilled impeller [4] was developed. The new solutions of the rotodynamic impellers were introduced as:

1. Drilled impeller with side holes [5],
2. Multi-piped impeller [6].

The numerous researches confirmed positive operating of such structures form energy consumption point of view [7,8], but cavitation performance was unknown.

The main aim of this project was determining cavitation characteristics of the pump impellers listed above, designed in non-standard way. The special test rig was described and results of measurements were presented. Additionally, in order to interpretate better the results of measurements the CFD calculations were performed and the static pressure at the impellers inlet were shown.

2. Research objects

The main objects of the research were four rotodynamic pump impellers, designed for operating parameters presented in table 1. All impellers were manufactured with SLS rapid prototyping method.

Table 1. Design parameters of the impellers

No	Parameter	Unit	Value
Parametry pracy			
1	Flow rate	Q [m ³ /h]	4.5
2	Head	H [m]	27
3	Rotational speed	n [rpm]	2870

Impeller 1 (I1)

First one (I1) was drilled impeller with additional side holes. Such structure is a developing of the commonly known idea of drilled impeller presented in [4]. Basic parameters were shown in the figure 1.

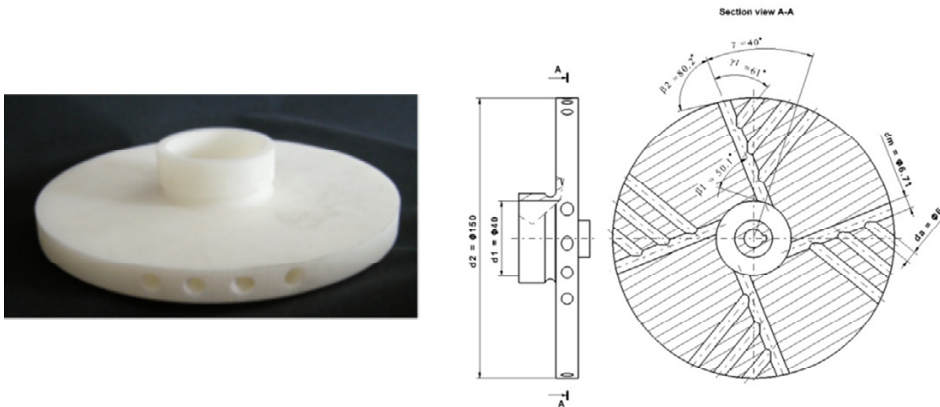


Fig. 1. Geometry of the impeller 1

Impeller 2 (I2)

Second one (I2) was multi-piped impeller, designed according to patent [6]. Such structure was described in detail in [9]. The shape and basic parameters were presented in figure 2.

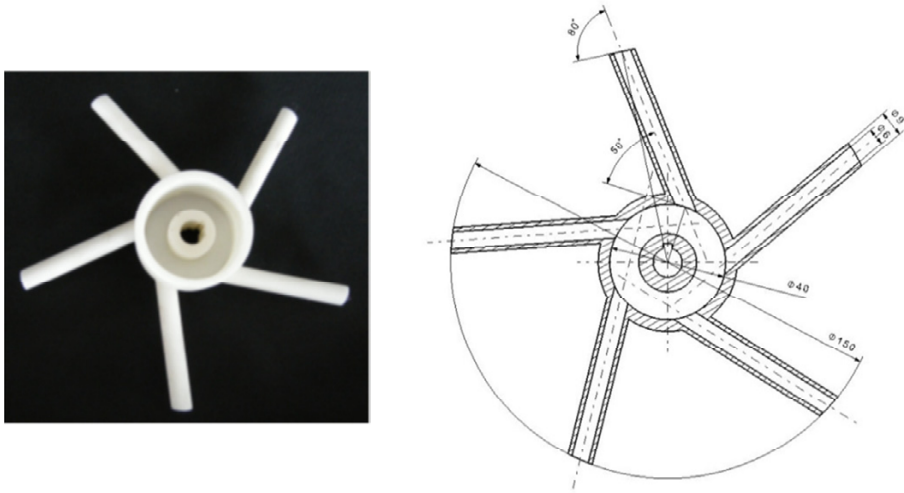


Fig. 2. Geometry of the impeller 2

Impeller 3 (I3)

Impeller 3 is a modification of Impeller 2 where the number of the channels (z) and external diameter (d_2) were decreased to $z=4$ and $d_2=130$ mm respectively. The model was shown in the figure 3.

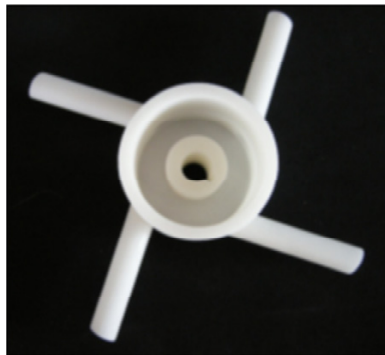


Fig. 3. Geometry of the impeller 3

Impeller 4 (I4)

Impeller 4 is a modification of the Impeller 2 concept where the pipes that create impeller passages were bended in such way in order to obtain optimal

values of the inlet and outlet angles. The number of passages is $z=4$, inlet angle $\beta_1=50$ deg., outlet angle $\beta_2=30$ deg.



Fig. 4. Geometry of the impeller 4

3. Test rig

In order to conduct investigation, a specialized test rig - presented in Fig. 5 - was designed and constructed. The main element of the test rig includes a pump (Fig. 5b) with a special design allowing for the quick replacement of the tested impellers while maintaining the repeatability of the measurement results.

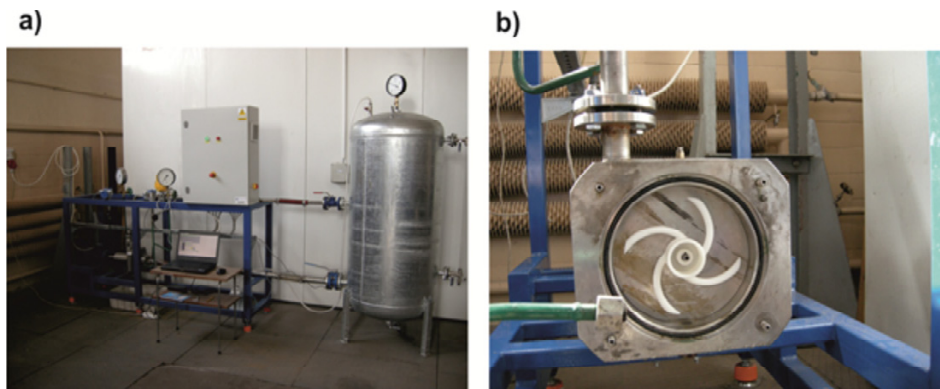


Fig. 5. View of the test rig

The pump is supplied from a closed tank where - depending upon the needs - one can generate overpressure or negative pressure and control the medium level and temperature.

The pump capacity can be adjusted with a ball control valve, namely MARS 88V with an IntrOM OM-1 electric drive.

The measuring instruments which parameters are presented in Table 2 were used for measuring the specific values.

Table 2. Measuring instruments

No	Measuring instrument	Range	Accuracy class
1	Electromagnetic flow meter Arkon MAGS1-ST DN25 PN 40	0.18 – 17.67 m ³ /h (0.1 – 10 m/s)	0.2 %
2	Pressure Gauge (suction) FUJI FKP 01	-0.7 – 0.5 bar	0.1%
3	Pressure Gauge (discharge) FUJI FKP 03	0 – 30 bar	0.1%
4	Active Power Transducer METROL PP73	0 – 3000 W	0.3%
5	Temperature Transducer FLEXTOP 2202	0 – 50°C	+/- 0.9°C

The characteristics of the tested impeller were measured in a fully automated way, according to the recommendations given in [10]. The measurement process is controlled by a computer and dedicated software.

The test rig gives possibility of cavitation research by three methods:

- generation vacuum in the tank,
- decrease water level in the tank,
- throttling at the suction pipeline.

The third method was selected as the fastest and which generated accuracy on the acceptable level.

4. Result of the measurements

The basic parameters were determined according to following formulas:

Pump head

$$H = \frac{p_{mt} - p_{ms}}{\rho g} + \frac{c_t^2 - c_s^2}{2g}, \quad (1)$$

Hydraulic power

$$P_U = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H. \quad (2)$$

Pump efficiency

$$\eta = \frac{P_U}{P_w}. \quad (3)$$

Net Positive Suction Head

$$NPSH = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{p_{ms}}{\rho g} + \Delta z_s + \frac{c_s^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g}. \quad (4)$$

Required Net Positive Suction Head

$$NPSHr = k \cdot NPSH. \tag{5}$$

Based on data presented in table 1 the average measurement uncertainty were determined as:

- for pump head $DH = 4\%$
- for hydraulic power $DP = 8\%$
- For NPSH $DNPSH = 3\%$

Results of the measurements are presented in the figures 6-13.
Impeller 1

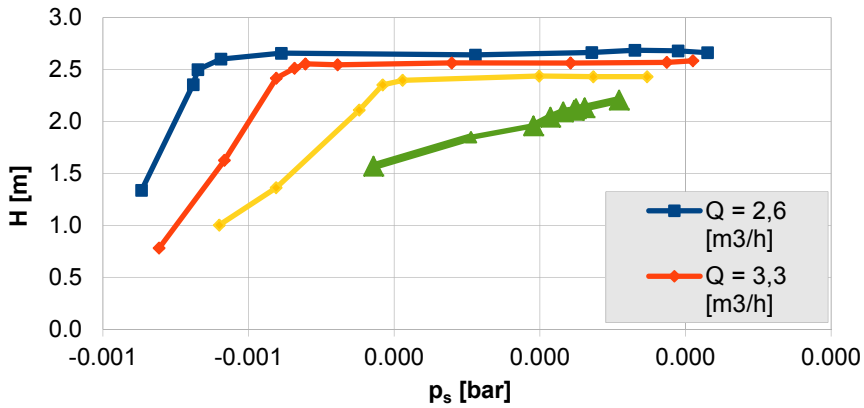


Fig. 6. Cavitation curves of the Impeller 1

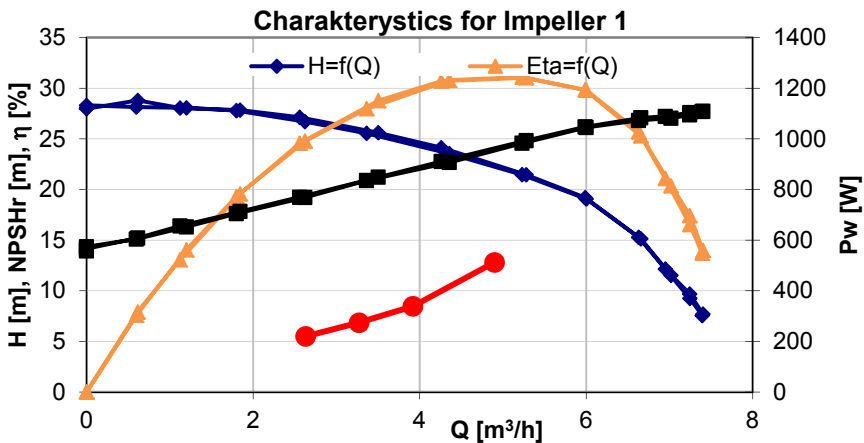


Fig. 7. Characteristics of the Impeller 1

Impeller 2

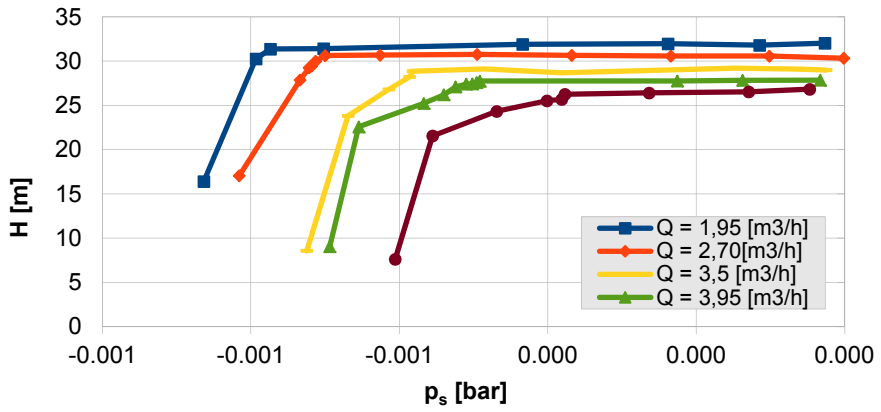


Fig. 8. Cavitation curves of the Impeller 2

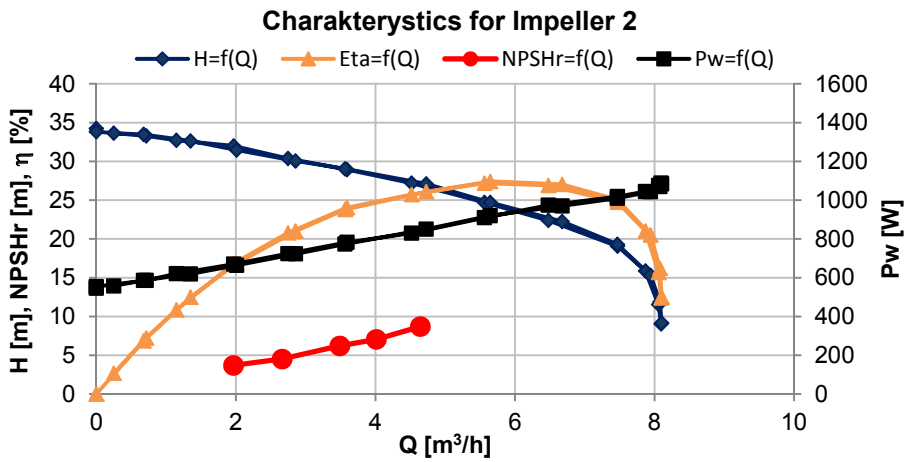


Fig. 9. Characteristics of the Impeller 2

Impeller 3

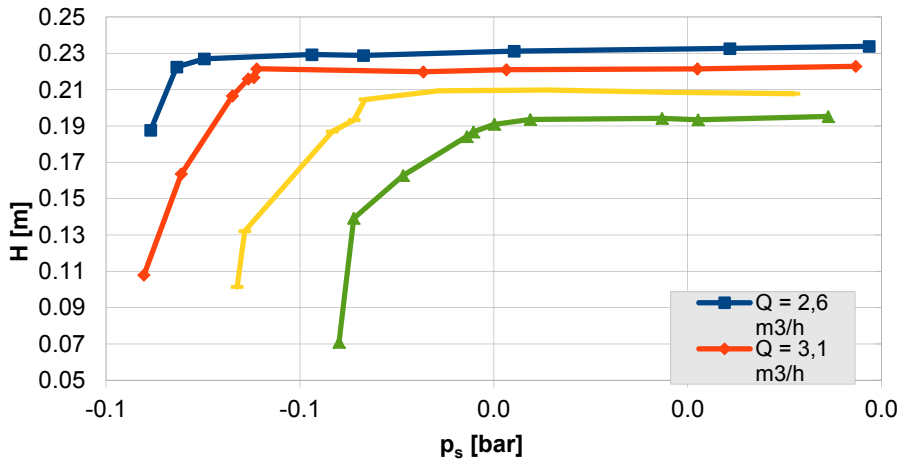


Fig. 10. Cavitation curves of the Impeller 3

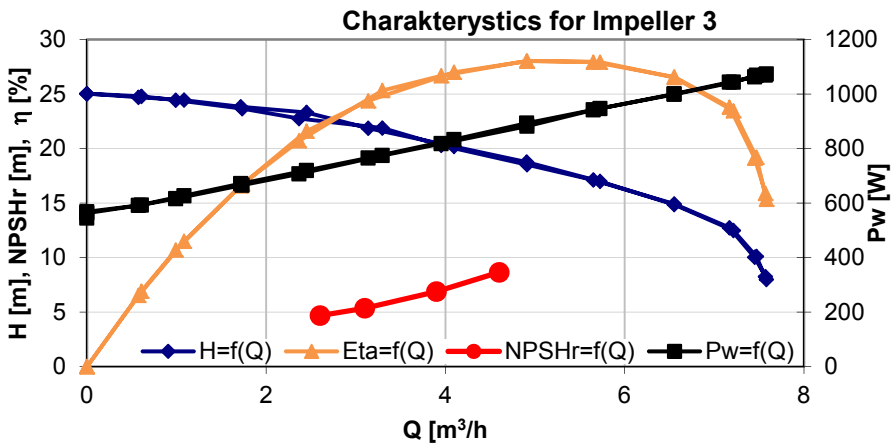


Fig. 11. Characteristics of the Impeller 3

Impeller 4

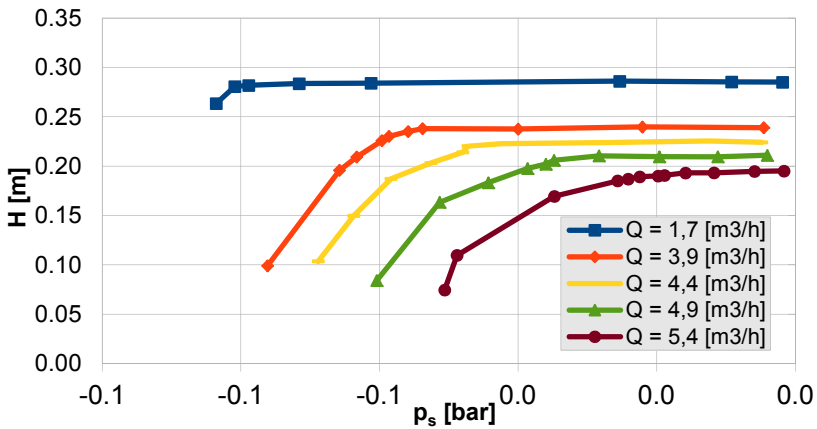


Fig.12 Cavitation curves of the Impeller 4

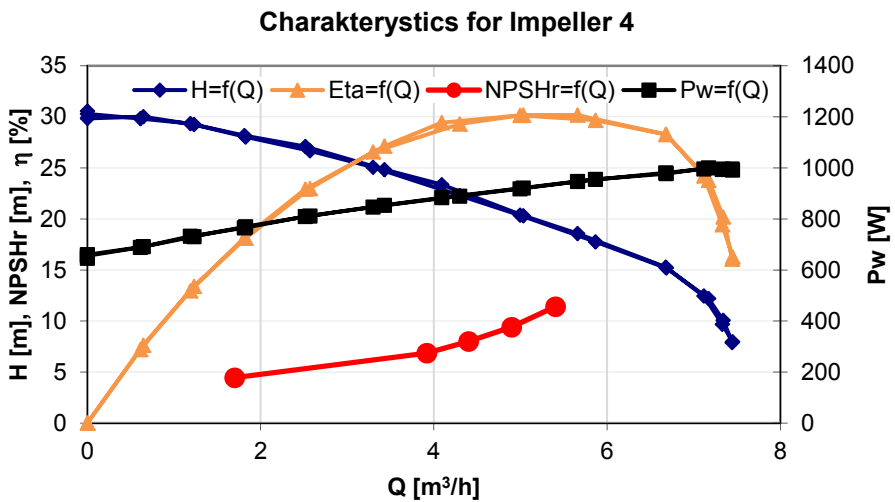


Fig. 13. Characteristics of the Impeller 4

Based on presented results following conclusions can be formulated:

1. Only impeller 2 achieved assumed operating parameters (table 1).
2. The maximal efficiency was reached by impeller 1 and impeller 4.
3. For the flow rate $Q=4,5$ m³/h, the best cavitation performance achieved impeller 4 ($NPSHr = 8$ m), the worst – Impeller 1 ($NPSHr=10,5$ m).

4. The lowest value of NPSHr=8 m (Impeller 4) is much higher than expected for classical centrifugal impeller (NPSHr=5.5 m – value obtained from author's research).

5. CFD modeling

In order to better understand cavitation behavior of the investigated impellers, the CFD calculations were performed for all impellers. Numerical model, boundary conditions and general rules of CFD modeling were described in detail in [9]. In the figures 14-17 the static pressure distribution was presented.

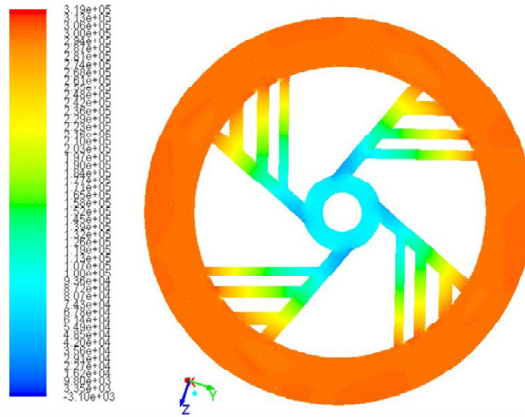


Fig. 14. Static pressure distribution in Impeller 1

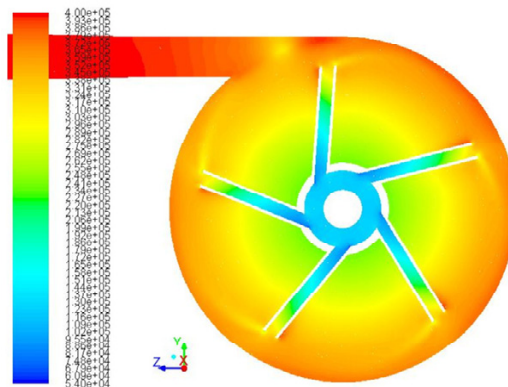


Fig. 15. Static pressure distribution in Impeller 2

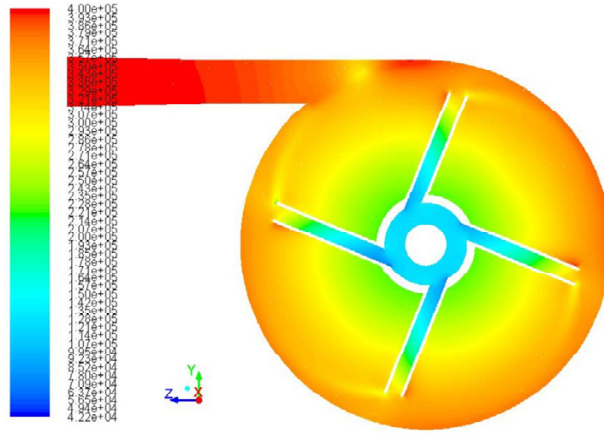


Fig. 16. Static pressure distribution in Impeller 3

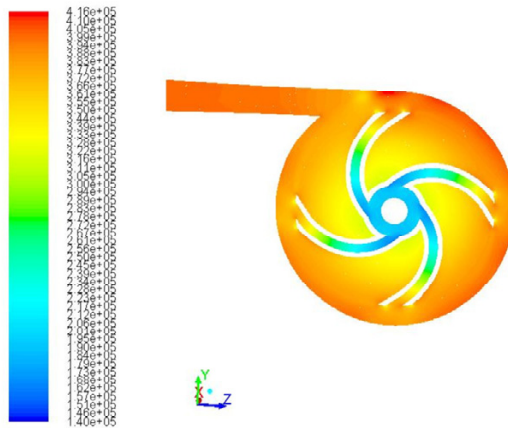


Fig. 17. Static pressure distribution in Impeller 4

Based on presented results following conclusions can be formulated:

1. In case of Impeller 1 additional pressure drop is observed in the inlet to the first side hole. This is the reason of the worst cavitation performance.
2. The Impellers 3 and 4 have better cavitation performance than Impeller 2 (fig. 15). This confirms assumption that impellers with lower number of passages and larger area of the inlet cross-section work better (lower pressure drop at the inlet section – fig. 16-17).
3. The Impeller 4 has lower NPSHr than Impeller 3. It means that there is optimal value of the inlet angle β_1 from cavitation performance point of view (fig. 17) [11].

6. Summary

Drilled impellers and multi-piped impellers are an interesting alternative for classical centrifugal impellers in range of extremely low specific speed ($nq < 10$). The values of the NPSHr for all investigated impellers are much higher than for classical centrifugal impellers. Among researched impellers the best one was Impeller 4, that had 4 passages and the value of inlet angle β_1 in optimal range [11].

References

- [1] S. Kagawa, Y. Choi, J. Kurokawa, J. Matsumi, Performance of Very Low Specific Speed Centrifugal Pumps with Circular Casing, *J. of Fluid Science and Technology*, Vol.2, No.1, 2007, pp. 130-138.
- [2] Y. Choi, J. Kurokawa, J. Matsumi, H. Imamura, Internal Flow Characteristics of a Centrifugal Pump with Very Low Specific Speed, *Proceedings of the XXI-st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Lausanne, 2002, pp. 1-7.
- [3] J. Kurokawa, T. Yamada, H. Hiraga, Performance of low specific speed pumps, *11th Australasian Fluid Mechanics Conference*, Hobart, 1992, pp. 861-864.
- [4] J. Gulich, *Centrifugal Pumps*, Springer, Berlin, 2008.
- [5] Zhewen W., Round-disc through-hole ultra-low ratio rotary speed centrifugal pumpCN101021215, 2007 .
- [6] J. Skrzypacz, Wirnik pompy wirowej (Rotodynamic Impeller Pump), Patent PL 386135, Poland, 2008.
- [7] J. Skrzypacz, Analiza pracy pompy z wirnikiem otworowym (Analysis of a Drilled Impeller Pump Operation), *Pompy Pompownie* No. 2, 2008, pp. 32-34.
- [8] J. Skrzypacz, Wpływ parametrów geometrycznych wirnika otworowego na proces przekazywania energii (Influence of Geometrical Features of a Drilled Impeller on the Energy Transfer Process), *XII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna (International Science and Engineering Conference)*, Vol. 2, Kielce, 2008, pp. 227-234.
- [9] Skrzypacz J., Numerical modelling of flow phenomena in a pump with a multi-piped impeller, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, No 75, 2014, pp. 58-66.
- [10] The European Standard EN ISO 9906:2000, Rotodynamic pumps. Hydraulic performance, acceptance tests. Grades 1 and 2, BSI, 2003.
- [11] Misiewicz A., Skrzypacz J., Cavitation behaviours of low specific speed pump impellers designed according to the "tight inlet" rule, *Central European Journal of Engineering*, Vol. 1, no 2, 2011, pp. 195-201 11

ZWIĘKSZONA DEGRADACJA ELEMENTÓW MASZYN ENERGETYCZNYCH SPOWODOWANA AKUSTO-PEŁZANIEM

Daniel Sławiński, Agata Majkowska, Janusz Badur,
Tomasz Kowalczyk, Marcin Szostak

Zakład Konwersji Energii, Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku

Problem wpływu wielkości emisji akustycznej na żywotność elementów maszyn energetycznych nie był do tej pory szeroko rozwijany. Z literatury przedmiotu wynika, że dla prawidłowo zaprojektowanego urządzenia, akustyczny wkład w utratę żywotności nie przekraczał 1%. Sytuacja, drastycznie ulega zmianie, gdy urządzenie zaczyna pracować w warunkach lub parametrach, które nie są dla niego nominalnymi. Występuje wtedy w urządzeniu, zwiększony poziom hałasu powodujący oprócz pełzania wysokotemperaturowego, dodatkowe pojawienie się wibropełzania wywołwanego zwiększoną aktywnością akustyczną. Szczególnie niebezpiecznym miejscem w urządzeniach są strefy wpływu ciepła, powstające w wyniku spawania poszczególnych podzespołów ze sobą. Sam fakt występowania strefy HAZ, według cytowanych prac, zmniejsza żywotność stali P91 szeroko stosowanej na elementy w blokach super i ultra nadkrytycznych o około 31%. Kiedy dodamy do tego, wzmożoną emisję akustyczną na bloku, stajemy przed poważnym problemem eksploatacyjnym, dotyczącym nowo oddawanych do użytku, jednostek energetycznych.

1. Wprowadzenie

Celem niniejszego rozdziału, jest wykazanie znaczącego wpływu wymuszeń spowodowanych nadmierną emisją akustyczną na skrócenie czasu eksploatacji urządzenia, związane ze zwiększoną szybkością narastania odkształceń wywołanych akusto-pełzaniem wysokotemperaturowym. Problem ten, jest stosunkowo nowym, w dziedzinie naukowej, jaką jest żywotność maszyn energetycznych.

Degradację elementów rurociągów energetycznych pracujących w najbardziej wyťažonych miejscach w kotłach nadkrytycznych opisał m.in.: (Pronobis i Litka, 2012). Zjawisko wzmożonej aktywności akustycznej, tym razem do dobrych celów, opisał (Mirek, 2013) w artykule zamieszczonym w niniejszym czasopiśmie. Badur i Karcz w swoim artykule (Badur, Karcz, 2011) podają

ścisły i spójny sposób na zapisanie równań bilansu, zarówno do symulacji numerycznej CFD, jak i CSD, czerpiącej z tego samego źródła korzenie. W niniejszym rozdziale preferowany będzie ten właśnie zapis i sposób podejścia do rozpatrywanego zagadnienia.

W szeregu Norm, z zakresu projektowania i budowy maszyn znaleźć można wzmianki, że wpływ ten, dla prawidłowo zaprojektowanej maszyny nie przekracza 1% całkowitej jej żywotności. Jednak ostatnio, z uwagi na panujące uwarunkowania ekonomiczne, buduje się coraz więcej bardziej sprawnych, bardziej elastycznych i wydajnych bloków energetycznych, gdzie występuje konieczność pracy, dużych jednostek energetycznych z bardzo małym lub niepełnym obciążeniem. Mówimy tu, o pracy bloków na połowie obciążenia w czasie nocy oraz o wymaganiach elastyczności pracy bloków nadkrytycznych ze spadkiem do 20 % ich nominalnej mocy projektowej.

Sytuacja ta, powodując silne oderwania strug płynącego czynnika, w kanałach przepływowych oraz liczne, silne bifurkacje: ciśnienia, prędkości, czy gęstości roboczego medium. Zaistnienie w przepływie, silnej bifurkacji tych parametrów skutkuje (Lighthill 1952, 2005) pojawieniem się zjawiska zwiększonej emisji akustycznej spowodowanej wielkoskalową turbulizacją przepływającego czynnika. O ile efekty czysto akustyczne, zniwelować można za pomocą nauszników, czy zastosowania kocy tłumiących dźwięk, tak zjawisk, które dzieją się w strukturze krystalicznej materiału, już nie. Mówimy tu o pełzaniu wysokotemperaturowym, z jakim spotykamy się przy eksploatacji urządzeń energetycznych, które dodatkowo wzmacniane jest zjawiskiem wibropełzania, wywoływanym drganiami powstałymi w wyniku nadmiernej emisji akustycznej (Jakowluk, 1996).

Według opracowań prof. Jakowluka, przekroczenie krytycznej wielkości amplitudy drgań, zwłaszcza dla materiałów o kruchej charakterystyce pękania, w znacznym stopniu zwiększa szybkość degradowania się urządzenia. Wynika to, że znacznie większej re-agregacji wtrąceń stopowych, jakie naturalnie występują w strukturze materiału w wyniku odlewania stopu. W wyniku pełzania występujące wtrącenia stopowe, układają się w pasma, równoległe do pojawienia się płaszczyzn poślizgu w materiale (kierunków płynięcia pełzaniowego).

Zjawisko pełzania wysokotemperaturowego, z uwzględnieniem lub nie zmęczenia niskocyklicznego materiału, obszernie opisywane jest w pracach, choćby takich autorów jak: (Abd El-Azim, 2013; Hyde T et al., 2009; czy Masse T., Lejeail Y., 2013). Prace prof. Jakowluka, będące z okresu jego działalności (1967-1990) oraz cytowana wcześniej monografia (Jakowluk, 1993), będąca podsumowaniem pracy profesora i syntezą całościową badań na zjawiskiem pełzania, próbuje połączyć i w sposób spójny matematycznie wyrazić wpływ wibropełzania na zwiększenie degradowania się materiału, a tym samym zwiększenie szybkości z jaką przyrastają odkształcenia trwałe w materiale.

Celem niniejszej pracy, jest próba nowego opisu matematycznego, zgodnego z zasadami rachunku tensorowego, a tym samym będącego kompatybilnym z zapisem używanym w mechanice numerycznej, dekomponującego rozwój parametru zniszczenia w materiale. Dekompozycja ta, polega na addytywnym rozbięciu parametru zniszczenia, powiedzmy $D(x, t)$ na część opisującą wpływ emisji akustycznej i jej wpływu na wibropełzanie materiału oraz na część parametru zniszczenia, która w sposób klasyczny rozwijana jest w III stadium pełzania wysokotemperaturowego, a opisywana tak klasyczną teorią jak np. Robotnowa i Kachanowa. Różnica pomiędzy dwoma składnikami parametru zniszczenia polega na tym, że w klasycznej teorii zniszczenia (Robotnow, Kachanow) parametr rozwija się dopiero w III stadium pełzania, natomiast część odpowiadająca za opis zjawisk wibropełzania wywołanego akustycznie dołączana jest od momentu jego zaistnienia, czyli od chwili pracy urządzenia ze zwiększoną emisją akustyczną. Należy wspomnieć, że formuła zaproponowana w kodzie numerycznym jest całkowicie autorskim rozwiązaniem bazującym na pracach prof. Jakowluka lecz będącą całkowicie opartą na autorskim modelu zniszczenia opracowanym w Zakładzie Konwersji Energii IMP PAN i obronionym w postaci pracy doktorskiej: (Bielecki, 2000), oraz szeregu publikacji tych autorów: Badur J. i Bielecki M. opublikowanych w latach wcześniejszych (1996-2000).

Opisywany model wibropełzania akustycznego zastosowano do symulacji zachowywania się okolic spoin w połączeniach odcinków rurociągów pary świeżej wykonanych ze stali P91 na blokach ultra i super nadkrytycznych. Jak pokazują publikacje autorów: (Mandziej, 2010; Abd El-Azim, 2011); Hyde, Sun, 2009, 2010; Gulcimen, Hahner, 2013; Masse, Lejeail, 2013), różnice pomiędzy czasem zerwania materiału jednorodnego, a okolic spoin (wyraźnie wskazywana jest strefa wpływu ciepła, jako najbardziej determinująca proces zniszczenia materiału) wynosi od 36 do 43 %. Wyniki te są wyjątkowo zgodne, zarówno powołując się na duże granty europejskie (cytowane tu już prace T.H Hyde i współpracowników) współtworzone przez takie firmy jak: ALSTOM Power Ltd, Rolls-Royce, Doosan Babcock Energy Ltd, RWE Power, Siemens Industrial Turbomachinery Ltd., czy praca M.E Abd-Azim'a i O.H. Ibrahima z Egipskiej Agencji Atomistyki. Dla całości przeglądu, dodać należy wyniki prac opracowane przez Francuski Komisariat Energii Atomowej i Alternatywnych Energii, reprezentowany przez T. Masse'a i Y. Lejeail'a, wykazujący 43% spadek żywotności dla okolic stref wpływu ciepła. Jeszcze większe wartości odnotowuje się w pracach publikowanych w okolicach Indii czy Egiptu. Tłumaczyć to można, mniejszym reżimem technologicznym, jaki jest przestrzegany w tych krajach, a także skrajnie niekorzystnym warunkom klimatycznym.

Jak już wspominaliśmy, elementem nowym, niniejszego rozdziału jest rozłożenie parametru zniszczenia $D(x, t)$ na dwie części: klasyczną reprezentowaną przez teorię Robotnowa i Kachanowa, odnoszącą się do III stadium pełza-

nia oraz na część odpowiadającą za rozwój zjawisk wibropełzania determinowanych pojawianiem się zwiększonej emisji akustycznej w maszynie. Zaimplementowana formuła do komercyjnego kodu wykazała dużą zbieżność z obliczeniami benchmarkowymi. Zweryfikowany model obliczeniowy, zastosowano do analizy prędkości pełzania oraz zniszczenia okolic spoiny na geometrii rzeczywistego odcinka rurociągu pary świeżej wykonanego ze stali P91.

2. Metodologia

2.1. Reakcje chemiczne zachodzące podczas wysokotemperaturowego pełzania

W literaturze przedmiotu (Jakowluk 1993) panuje zgoda jedynie co do faktu iż pełzanie wysokotemperaturowe zależy od innych mechanizmów fizycznych niż pełzanie niskotemperaturowe. Najczęściej zakłada się jednak, iż każdy materiał posiada swój własny niepowtarzalny mechanizm pełzania. W pełzaniu wysokotemperaturowym, sytuację utrudnia fakt niemożliwości oglądania struktur krytalograficznych w wysokich temperaturach.

Gęstość dyslokacji P91-AR jest między 1.1 a 1.6×10^{14} [km/m^3]. Różne rodzaje węglików są źródłem pełzaniowych ruchów dyfuzyjnych – w wysokich temperaturach decydujące są:

- M_{23}C_6 o wymiarach rzędu 100nm poruszające się po granicach ziaren
- MX o wymiarach $30\text{-}40\text{ nm}$ poruszają się jednorodnie w ziarnie

Oba te wtrącenia blokują dyslokacje podczas próby rozciągania i prowadzą do ich gromadzenia na granicach ziaren.

Z badań przeprowadzonych przez Jakowluka (Jakowluk 1993) wynika, że wibracje akustyczne najbardziej oddziałują na rotacyjne ruchy mikrostruktury metalu dając dodatkowy napęd węglikom chromu i przyspieszając pełzanie.

2.2. Tensor prędkości odkształceń akusto-pełzania

Rozważając prędkość odkształceń akusto-pełzaniowych, dokonajmy jego dekompozycji na dwie części: sprężystą i niesprężystą (1):

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \frac{1}{2}(\dot{u}_{i,j} + \dot{u}_{j,i}) = \dot{\varepsilon}_{ij}^{el} + \dot{\varepsilon}_{ij}^{cra}, \quad i, j = x, y, z \quad (1)$$

Założymy, że jedynie między naprężeniem zredukowanym a prędkością zredukowanego odkształcenia pełzania zachodzi związek konstytutywny (2):

$$\dot{\varepsilon}_{eq}^{cra} = f_1(\sigma_{eq})f_2(T)f_3(D), \quad (2)$$

natomiast kierunki obu tensorów pozostają identyczne, gdyż mamy do czynienia z izotropią materiału nieuszkodzonego poprzez pełzanie. Przyjmujemy definicję odkształceń i naprężeń zredukowanych Bieleckiego-Gursona (3):

$$\sigma_{eq} = \sigma_{BG} \neq \sigma_{HMH} ; \quad \dot{\varepsilon}_{eq}^{cra} = \dot{\varepsilon}_{BG}^{cra} \neq \varepsilon_{HMH} . \quad (3)$$

Odbiegającego od klasycznej Hubera-Misesa-Hencky.

Zaproponowana dekompozycja, pozwala zapisać tensor prędkości odkształcenia pełzania ustalonego (drugi etap pełzania) (4):

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{cra} = \dot{\varepsilon}_{eq}^{cra} n_{ij} = A(\sigma_{eq} / E)^n \exp(-Q/RT) (1 - D)^{-(n+1)} n_{ij} \quad (4)$$

kierunki tensora naprężeń określamy jako (5):

$$n_{ij} = \sigma_{ij} / \sigma_{HMH} \quad (5)$$

Stałe: $A, n, E_{HAZ}, E_{PM}, Q / R, T$ dla modelu stali P91 wynoszą, odpowiednio: 10^{-20} , 5.4711, 46 112 MPa, 172 000 MPa, 5500 K, 823 K i wzięte zostały z eksperymenty zamieszczonego w pracy: (Masse, Lejeail, 2013).

2.3. Równania ewolucji parametru zniszczenia

Dla wprowadzonego dodatkowego parametru destrukcji akustycznej wprowadzamy dodatkowe równanie ewolucyjne (6):

$$\dot{D} = (\dot{u} / a_m)^a (1 - D^b) (\sigma_{eq} / E)^c (1 + pA_\sigma) \quad (6)$$

gdzie $\dot{u} = 0.06$ [m/s] mierzona w pomiarach prędkość przemieszczeń akustycznych wynosząca ok. 0.075 m/s, a_m prędkość dźwięku w metalu [m/s], a parametry a, b, c, d są stałymi modelu, przyjętymi do symulacji, kolejno: 0.00415, 2, 0.0157, 1.1151. Występującymi parametrami są również: p i A_σ przyjęte jako 0.5 oraz wartość 0.0975 odpowiadająca założonej amplitudzie ciśnienia akustycznego.

3. Wyznaczenie naprężeń zredukowanych Bieleckiego-Gursona

Jako sposób wyznaczenia naprężeń zredukowanych zaproponowano zastosowanie modelu opracowanego w Zakładzie Konwersji Energii IMP PAN, nazywanego dalej, modelem Bieleckiego-Gursona. Model ten proponuje następującą definicję naprężeń zredukowanych, oparty nie o jeden na jednym, lecz na trzech niezmiennikach tensora naprężeń (Badur, Karcz, 2011), (7):

$$\sigma_{eq} = \sigma_{BG} = \sigma_{HMH} \exp\left(c I_\sigma / \sqrt{II_\sigma} - d I_\sigma / \sqrt[3]{III_\sigma}\right) \quad (7)$$

gdzie: σ_{BG} - naprężenie zredukowane Bieleckiego-Gursona, σ_{HMH} - naprężenie zredukowane Hubera-Misesa-Hencky, $I_\sigma = \sigma_{jj}$ - pierwszy niezmiennik główny, II_σ , III_σ - drugi i trzeci niezmiennik główny tensora naprężeń, c, d - stałe określające objętościową ekspansję metalu powodowaną koagulacją wtrąceń i objętościowym wytrącaniem defektów liniowych w martenzycie.

W przypadku, gdy $d = 0$ formuła Bieleckiego-Gursona redukuje się do formuły ASME (σ_{ASME}), a po linearyzacji do formuły RCC-MR (8):

$$\sigma_{RCC-MR} = 0.867 \sigma_{HMH} + 0.133 I_\sigma \quad (8)$$

lub ostatecznie, do naprężenia zredukowanego Hubera opartego o drugi niezmiennik podstawowy wzięty na dewiatorze tensora.

We wzorze (8) użyto, naprężenia σ_{HMH} opartego o wpływ destrukcji. Po wprowadzeniu do wyrażenia na naprężenia zredukowane współczynnika destrukcji, przyjmie ono postać:

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{a J_2 (1 - D)} \quad (9)$$

Powyżej, J_2 jest drugim niezmiennikiem podstawowym wziętym na dewiatorze σ_{ij} czyli na $s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_{kk} \delta_{ij} / 3$, obliczonym jako podwójne zwężenie (10):

$$J_2 = s_{ij} s_{ij} \quad i, j = x, y, z \quad (10)$$

Identyczne definicje dotyczą zredukowanego odkształcenia, ε_{HMH} , zaś współczynnik Hubera jest równy $a = 3/2$.¹

4. Kalibracja modelu

Zaproponowanym, jednolitym i spójnym matematycznie modelem, dokonano jego kalibracji na referencyjnym eksperymencie, jaki zamieszczony został w pracy Rouse 2013. Wyniki kalibracji (punkty) oraz przebiegi krzywych referencyjnych (linie przerywane) pokazano na rys. 1. Jak można zauważyć, uzyskana zbieżność jest zadawalająca.

Odtwarzany eksperyment benchmarkowy Rouse'a, odnosił się do wyników, jakie zaprezentowano dla odcinka rurociągu wykonanego ze stali P91 oraz pracującego w temperaturze 650 °C. Wewnątrz rurociągu przyłożono pięć różnych wielkości ciśnienia. Dla potrzeb kalibracji, autorzy ograniczyli się do odtworzenia trzech najbardziej charakterystycznych. Pozostałe dwie krzywe (niewidocz-

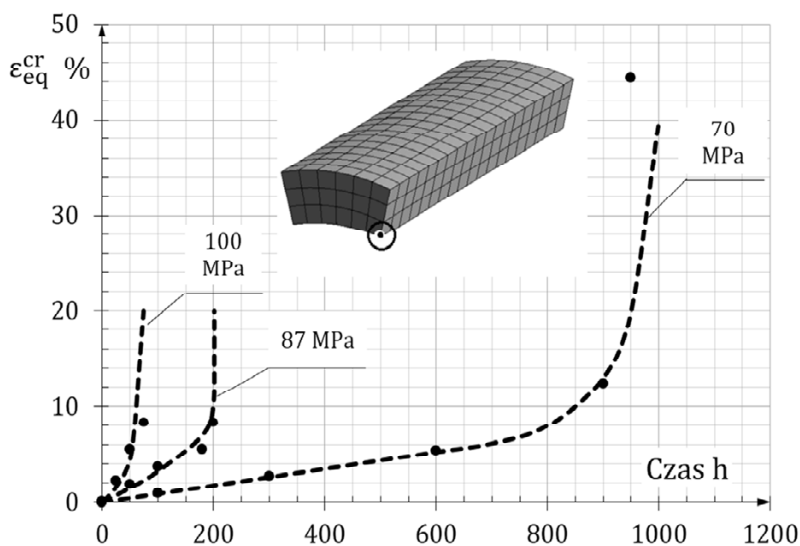
¹ Sprawa współczynnika Hubera nie jest ani prosta ani łatwa do rozwiązania. Istnieją dziesiątki rozważań na ten temat. W oryginalnej pracy Hubera znajdujemy odpowiednią argumentację.

ne na rysunku) przebiegają pomiędzy liniami odtwarzanymi. Ze względu, że odtworzone linie obejmują dwie wielkości skrajne (krzywa 100 i 70 MPa) oraz wielkość środkową (krzywa 87 MPa), stwierdzić można, że opracowany model numeryczny odtwarza wyniki benchmarku w całym zakresie opisanym w przywoływanej pracy.

Drugim powodem, dla którego wybrana została ta właśnie praca jest fakt, wyliczania odkształceń trwałych w III stadium pełzania materiału przy wykorzystaniu zależności podanych przez Robotnova i Kachanowa. W opracowanym przez nas modelu również korzystamy ze sposobu modelowania zjawiska w tożsamy sposób w jaki zapisuje to klasyczna procedura Kachanowa. Mianowicie, chodzi tutaj o sposób zapisywania parametru zniszczenia, jaki rozwija się w materiale. Jego wielkość wchodzi bezpośrednio do uogólnionych związków Hooke'a (11) i nie ma potrzeby implementowania ich w późniejszym czasie do definicji naprężeń zredukowanych.

$$\sigma_{ij} = (1 - D)^{-1} \mathfrak{D}_{ijkl} \varepsilon_{kl}^{el}, \quad \mathfrak{D}_{ijkl} = (\mathfrak{Q}_{ijkl})^{-1} \quad (11)$$

Zapis taki, nie tylko mniej angażuje pamięć komputera, ale również bardziej odpowiada temu jak definiował naprężenia Kachanow w oryginalnej pracy. Odnosił się tam do II tensora Pioli- Kirchhoffa (Badur 2005).



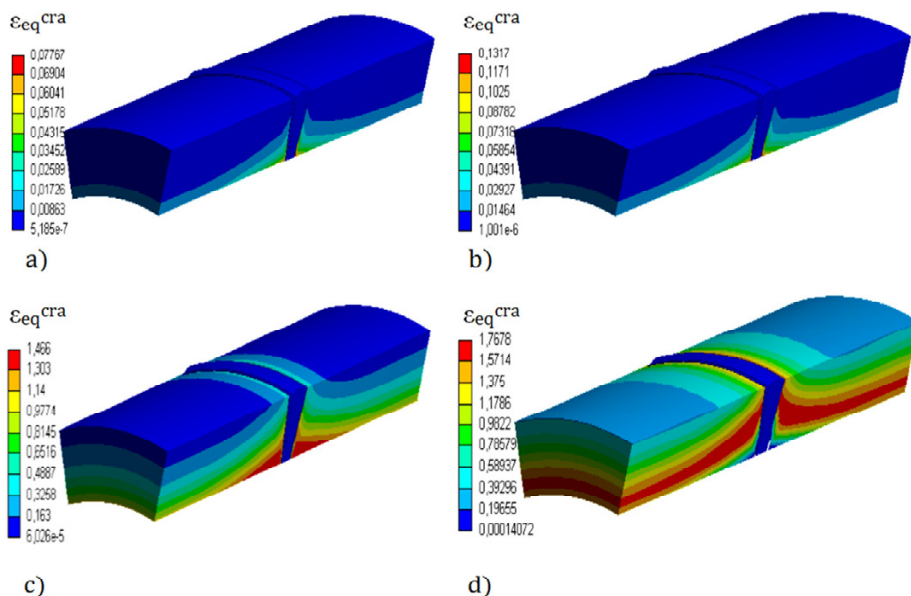
Rys. 1. Walidacja modelu numerycznego z danymi eksperymentalnymi zamieszczonymi w pracy: Rouse et al. 2013

Wspomnieć należy również, że wyniki symulacji ostatecznej (mówimy tu o modelowanym odcinku spiny łączącej poszczególne odcinki rurociągu) ,

które zaprezentowane zostaną w następnym punkcie, odniesione będą do wyników, jakie uzyskano m.in. w pracach: T.H. Hyda et. al (2009, 2010) oraz Holdsworth'a (2008). W pracach tych, jako model obliczeniowy wykorzystywano metodykę zaproponowaną przez Robotnova i Kachanowa.

5. Wzmoczone pełzanie rurociągu pary świeżej

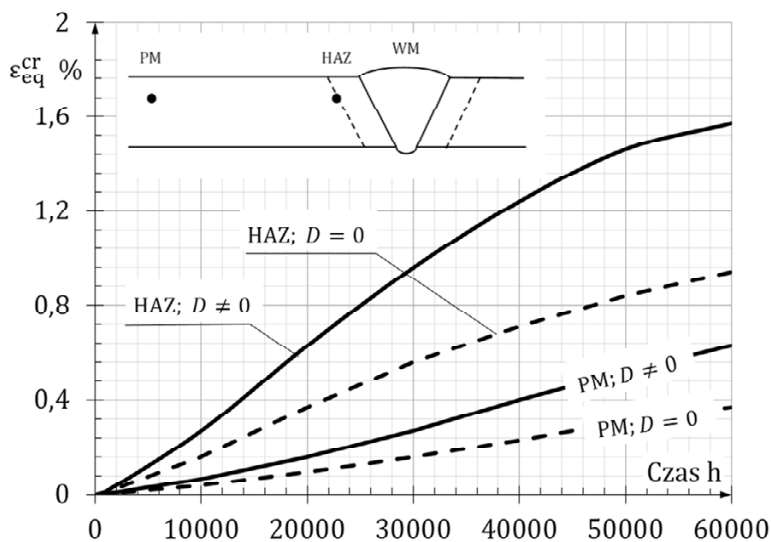
W podpunkcie tym, omówione zostały wyniki symulacji numerycznej CSD wykonanej za pomocą komercyjnego kodu, z dodaniem autorskiej procedury wyliczającej wpływ intensywności emisji akustycznej na rozwój zjawiska akusto-pełzania materiału. Jako model obliczeniowy, przyjęto wycinek rurociągu pary świeżej w okolicy występowania spoiny łączącej poszczególne nitki. W modelu, wyodrębniono trzy podstawowe strefy (materiał spoiny, strefę wpływu ciepła oraz materiał bazowy) przypisując im własności materiałowe zgodne z danymi pomiarowymi zamieszczonymi w pracach: Ceyhan, 2006; Urzyncik, 2009; Larssen, 2012 czy Masse, Lejeail, 2013. Wszystkie te dane, odnoszą się do przebadanej stali P91. W pracach tych, podane są wyniki eksperymentów, jakie przeprowadzono, badając żywotność tej stali.



Rys. 2. Odształcenia spowodowane pełzaniem wysokotemperaturowym w II i III stadium wyliczone według procedury zaproponowanej przez Bieleckiego i Badura rozszerzonej o wpływ wibroppełzania akustycznego dla: a) 1 godz, b) 1000 godz, c) 20 000 godz, d) 59 000 godz.

Na rys. 2 pokazano pola przestrzenne trwałych odkształceń, jakie wywołane zostały wysokotemperaturowym pełzaniem oraz istnieniem dodatkowego wymuszenia akustycznego, powodującego dodatkowe ruchy rotacyjne wtrąceń stopowych przyspieszających pełzanie materiału. Obliczenia, oparto na modelu opisanym równaniami (1-8) połączonych za pomocą równań konstytutywnych kładzionych na zależność prawa Hooke'a i wiążących wielkość bifurkacji ciśnienia akustycznego z rozwojem składowej parametru zniszczenia D odpowiadającego za zjawisko wibropelzania.

Podczas przeprowadzania symulacji numerycznej CSD uwzględniono nie tylko rozwój parametru zniszczenia spowodowanego pełzaniem wysokotemperaturowym, a także wibropelzaniem materiału ale również redystrybucje naprężeń, jaka zachodzi w materiale w czasie rozwoju odkształceń trwałych. Zjawisko to, silnie determinuje rozwój odkształceń trwałych, gdyż ich ewolucja oparta jest na algorytmie potęgowego prawa Nortona-Bailey'a. Wpływ zjawiska różnicy temperatur opisany został przez poprawkę zaproponowaną przez Arrheniusa (Bielecki 2000).



Rys. 3. Porównanie wzrostu odkształceń trwałych dla modelu z uwzględnieniem parametru opisującego degradację wynikającą z akusto-pełzania D oraz bez

Jak można zauważyć, na rysunku podane są pola odkształceń odczytane dla kilku charakterystycznych przedziałów czasowych. Do czasu około 1000 godz. (Rys.2.b) wielkość odkształceń jest niewielka, a ich charakterystyczny sposób narastania odpowiada klasycznemu mechanizmowi pełzania; Holdsworth et al. (2008), Hyda et. all (2009, 2010). Powyżej tego czasu, zaczyna się redystrybucja odkształceń, wywołwana przez tensor kierunkowy (5).

Na rys. 3 pokazano rozwój odkształceń trwałych w czasie, dla przypadku uwzględnienia w parametrze zniszczenia wyrazu odpowiadającego za Kustopelzanie oraz bez tego członu. Krzywe wykreślono dla wielkości odczytanych z dwóch charakterystycznych punktów: strefy wpływu ciepła (HAZ) oraz materiału rodzimego (PM). Jak można zauważyć, rozwój odkształceń w strefie HAZ, jest znacznie większy oraz wpływ dodatkowego wymuszenia spowodowanego emisją akustyczną, znacznie te odkształcenia powiększa.

Wielkość maksymalnych odkształceń trwałych wyniosła 1.6 % dla czasu 59 000 godz. Wartość ta, nie powinna być utożsamiana z odkształceniami powodującymi zerwanie próbki. Wielkości te, jak podaje praca: Holdsworth et al. (2008) sięgają około 4÷6% przy temperaturze 600 °C. Wielkość 1.6 % odkształceń, została przyjęta jako normowa, przy której w strukturze krystalicznej materiału powstaną już pierwsze mikropęknięcia, widoczne pod mikroskopem. Uzyskane wyniki wskazywałyby, przy założeniu czasu zniszczenia materiału rodzimego szacowanego na 200 000 godz i 5 % wielkość odkształceń trwałych, około 32 % spadek żywotności materiału dla strefy wpływu ciepła. Należy jeszcze raz podkreślić, że wielkość ta, odnosi się do czasu pojawienia się pierwszych widocznych pęknięć w materiale, natomiast nie należy utożsamiać jej z czasem zerwania materiału. Czas ten będzie znacznie dłuższy.

Niemniej jednak, uzyskane wielkości mieszczą się w granicy przedziału jaki odczytany został w publikacjach. Jak pokazują autorzy prac: Mandziej (2010), Hyde, Sun (2009, 2010), Gulcimen, Hahner (2013), Masse, Lejeail (2013), różnice pomiędzy czasem zerwania materiału jednorodnego, a okolic spiony wynosi od 36 do 43 %. Dla prac opisywanych przez Egipską Agencję Atomistyki, różnice w utracie żywotności sięgają do 75 % przy temperaturze 650 °C i naprężeniach rzędu 55 MPa (Abd El-Azim 2013).

6. Wnioski

W rozdziale tym, zamodelowano zjawisko akusto-pelzania materiału żaroodpornego i żarowytrzymałego. Zaproponowano własny, autorski model uwzględniający rozwój parametru zniszczenia wywoływanego nadmierną emisją akustyczną. Zaproponowano dekompozycje parametru zniszczenia na część odpowiedzialną na III strefę pelzania materiałów (wyraz oparty na klasycznej teorii opisanej przez Robotnova i Kachanowa) oraz na część, która odpowiadałaby za rozwój zjawiska wibropelzania materiału (wykorzystano tutaj doświadczenia prof. Jakowluka, interpretujące zjawisko, jako dodatkowe ruchy rotacyjne wtrąceń stopowych typu: $Cr_{23}C$, $M_{23}C$ czy MX). Interpretacja prof. Jakowluka jest zgodna z opisem ruchu jaki w 1909r. wystosowali bracia Cosseratowie (Badur 2009).

Nadmienić należy, że rozwój wyrazu odpowiadającego za zjawisko wibropełzania, działa przez cały czas prowadzenia symulacji CSD, w odcinkach czasu, których istnieje zjawisko wzmożonej emisji akustycznej. Odwrotnie, do wyrazu odpowiadającego za zniszczenie w III stadium pełzania, gdzie parametr zniszczenia rozwija się dopiero, kiedy odkształcenia trwale osiągną odpowiednią wartość (tutaj jest nią wielkość odkształceń trwałych wynoszących około 10%).

Model numeryczny, przetestowano na benchmarkowym zadaniu, osiągając zadawalające wyniki.

Na bazie zweryfikowanego modelu, opierając się na rzeczywistych geometrii wycinka rurociągu pary świeżej wykonanego ze stali P91 oraz przyjmując dane materiałowe identyczne jak w przywoływanych pracach, wykonano symulacje numeryczną CSD wysokotemperaturowego pełzania okolic spoiny łączącej poszczególne elementy rurociągu ze sobą.

Wyniki uzyskane z symulacji zaproponowanym modelem numerycznym, po dokonaniu pozytywnej kalibracji na modelu benchmarkowym, wykazały zadawalającą zgodność uzyskanych wyników z prezentowanymi w przytoczonych publikacjach.

Dla przyjętej wielkości emisji akustycznej, rzędu 94 dB, zanotowano spadek żywotności w granicach około 5 miesięcy, przy żywotności rurociągu szacowanym na 200 000 h (około 12 lat nieprzerwanej pracy). Większa wartość emisji akustycznej, degradowała znacznie szybciej.

Literatura

- [1] Abd El-Azim M.E., Ibrahim O.H., Long term creep behavior of welded joints of P91 steel at 650 °C, *Mat. Scie. & Engineering*, 560, 2013, 678-684.
- [2] Badur J., 2009. *Rozwój Pojęcia Energii*, Wyd. IMP PAN, Gdańsk, 2009.
- [3] Badur J., Karcz M., Numerical modeling of a micro reactor for thermocatalytic decomposition of toxic compounds, *Chemical and Process Engineering*, 32, 215-227, DOI: 10.2478/v10176-011-0017-3, 2011.
- [4] Bielecki M., *Modelowanie numeryczne zniszczenia materiału przy obciążeniu termomechanicznym pod kątem oceny żywotności urządzeń energetycznych*, Rozprawa doktorska przedstawiona Radzie Naukowej IMP PAN w 200r. Promotor Janusz Badur, Gdańsk, 2000.
- [5] Ceyhan U., High Temperature Deformation and Fracture Assessment of Similar Steel Welds, *PhD Technischen Universität Clausthal*, 2006.
- [6] Gulcimen B., Hahner P., Determination of creep properties of a P91 weldments by small punch testing and a new evaluation approach, *Mat. Scie & Eng.* 588, 2013, 125-131.
- [7] Holdsworth S.R., Askins M., Baker A., Gariboldi E., Holmstrom S., Klenk A., Ringel M., Merckling G., Sandstrom R., Schwienheer M., Spigarelli S., (on behalf of Working Group 1 of the European Creep Collaborative Committee), Factors influencing creep model equation selection, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 85, 2008, 80-88.
- [8] Hyde T., Sun W., Some issues on creep damage modeling of welds with heterogeneous structures, *Int J Mech Mater Des*, 5, 2009, 327-335.

- [9] Hyde T.H., Becker A.A., Sun W., Williams J.A, Finite-element creep damage analyses of P91 pipes, *Press. Vessels and Piping*, 83, 2006853-863.
- [10] Jakowluk A., *Procesy Pełzania i Zmęczenia w Materiałach*, Wyd. WNT, Warszawa.
- [11] Masse T., Lejeail Y., 2013. Creep behaviour and failure modelling of modified 9Cr1Mo steel, *Nuclear Engineering and Design*, 246, 1993, 220– 232.
- [12] Mazza E., Holdsworth S-R., Skelton R.P.,. Characterisation of the creep fatigue behaviour of a I CrMo V rotor steel. *Mater. High Temp.* 21, 3, 2004, 119-128.
- [13] Mirek P., Field of acoustic cleaning systems working in 670 MW_{TH} CFB boiler, *Chemical and Process Engineering*, 34, 283-291, DOI: 10.2478/cpe-2013-0023, 2013.
- [14] Pronobis M., Litka R.,. Rate of corrosion of water wall in supercritical pulverized fuel boilers, *Chemical and Process Engineering*, 33, 263-277, DOI: 10.2478/v10176-012-0026-x, 2012.
- [15] Urzyniok M., Kwieciński K., Słania J.,. Zastosowanie nowoczesnych metod spawania przy wykonywaniu połączeń doczołowych rur ze stali martenzytycznej P92 (X10CrWMoVNb9-2), *Przegląd spawalnictwa*, 10, 2009, 13-17.

WYTWARZANIA ENERGII CIEPLNEJ ZE ZGAZOWANIA FRAKCJI NADSITOWEJ ODPADÓW KOMUNALNYCH

Andrzej Sitka, Wiesław Jodkowski

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27,
50-370 Wrocław e-mail: wieslaw.jodkowski@pwr.edu.pl, andrzej.sitka@pwr.edu.pl

Zgazowanie odpadów komunalnych jest technologią alternatywną dla dużych spalarni odpadów. Optymalna wydajność takiej instalacji wynosi 2 – 3 Mg/h. W pracy przedstawiono wstępne badania wykonane na instalacji w skali technicznej, o wydajności 500 kg/h. Wykonano analizy własności fizyko-chemicznych frakcji nadsitowej (>80 mm) odpadów komunalnych, poddanych następnie zgazowaniu w obrotowej komorze zgazowania. Pobrano próbki gazu procesowego wytwarzanego w czasie zgazowania odpadów i wykonano analizę chromatograficzną składu gazu. Na podstawie uzyskanych wyników wyznaczono wartość opałową gazu.

1. Wstęp

Projektowane obecnie spalarnie odpadów komunalnych działają w oparciu o technologię spalania na ruszcie schodkowym lub w kotle fluidalnym, gdzie minimalny strumień odpadów, wymagany dla zapewnienia efektywności instalacji wynosi ok. 10 Mg/h. Tak duży strumień odpadów powstaje albo w dużych aglomeracjach miejskich, albo musi być dostarczany z dużego obszaru, obejmującego ok. 0,4 miliona mieszkańców [1].

Duże spalarnie napotykają na opór ze strony lokalnych społeczności. Nawet przy dotrzymaniu standardów emisyjnych, obowiązujących przy spalaniu odpadów, sąsiedztwo dużej spalarni jest uciążliwe, choćby ze względu na hałas i zapylenie związane z transportem dużego strumienia odpadów. Alternatywą jest opracowanie technologii utylizacji odpadów komunalnych w znacznie mniejszej skali, dostosowanej do przetwarzania odpadów z obszaru wielkości powiatu. Odpowiednia do tego celu wydaje się być technologia zgazowania odpadów komunalnych i osadów ściekowych, w ostatnim czasie dość intensywnie rozwijana [2, 3, 4].

Znana i od kilku lat rozpowszechniana technologia zgazowania odpadów pochodzenia organicznego i biomasy w obrotowej komorze zgazowania [5] nie była dotychczas testowana z użyciem odpadów komunalnych. Zasadnicza różnica pomiędzy paliwami pochodzenia organicznego a odpadami komunalnymi polega po pierwsze na znacznie większej różnorodności składu odpadów komunalnych [6], a po drugie na bardzo dużym udziale tworzyw sztucznych. Sam proces zgazowania w komorze obrotowej jest dość „odporny” na różnice składu paliwa, pod warunkiem uśrednienia i ustabilizowania w czasie takich parametrów jak wilgotność i wartość opałowa paliwa. Istotne różnice w pracy instalacji zgazowania mogą wynikać z innego składu gazu procesowego, wytwarzanego w procesie. Duża zawartość tworzyw sztucznych w zgazowanym paliwie może skutkować większą zawartością węglowodorów o długich łańcuchach, czyli zawartością składników kondensujących w wytwarzanym gazie. Zawartość PCV może powodować zwiększoną zawartość HCl i związków chloroorganicznych. Specyfika paliwa, jakim są odpady komunalne powoduje, że na podstawie analiz laboratoryjnych trudno jest przewidzieć faktyczny skład gazu powstającego w instalacji zgazowania z uwagi na to, że do analizy pobiera się próbkę o masie pojedynczych gramów, co wymaga uśrednienia dużej próby rozdrobnionego paliwa. Samo rozdrabnianie paliwa o tak różnorodnej morfologii do postaci analitycznej jest problemem wymagającym różnorodnego sprzętu i różnych technik.

W świetle powyższych rozważań, najbardziej wiarygodną informację o przydatności lub nie, technologii zgazowania w komorze obrotowej w odniesieniu do odpadów komunalnych można uzyskać, przeprowadzając bezpośrednią próbę zgazowania tych odpadów na instalacji w skali technicznej. Także skład gazu procesowego, pobranego w trakcie takich testów będzie określony w bardziej wiarygodny sposób, dzięki uśrednieniu próby paliwa w dużej objętości komory reakcyjnej.

2. Przygotowanie i analizy badanego paliwa

Do badań wytypowano frakcję nadsitową >80 mm odpadów komunalnych, pobraną z typowego urządzenia sortującego stosowanego w RIPOK (Regionalna Instalacja Przetwarzania Odpadów Komunalnych). Pobrane odpady rozdrobniono w rozdrabniaczu jednowałowym do granulacji 50 mm, wymaganej przez podajnik wejściowy komory zgazowania. Rozdrobnienie odpadów pozwoliło na uśrednienie składu i uzyskanie jednorodnej mieszanki paliwa. Rozdrobniony materiał zapakowano do 8 worków big-bag, każdy worek zważono i opisano. Gęstość nasypowa materiału przy tym rozdrobnieniu wynosiła ok. 250 kg/m³. Przygotowano ok. 2000 kg paliwa do planowanych prób zgazowania (rys. 1).



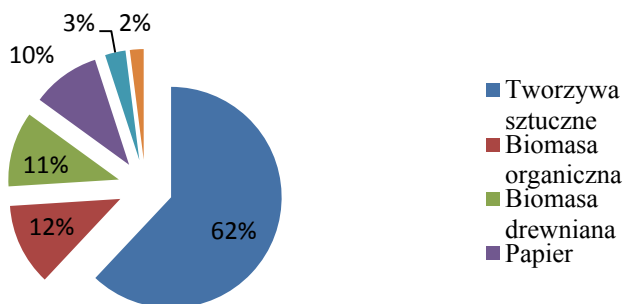
Rys. 1. Mieszanka paliwa odpadowego do prób

Z każdego big-baga pobrano próbki po 1 kg odpadów, następnie zmieszano je i rozdrobiono do granulacji 10 mm. Z tak przygotowanej próbki wyodrębniono metodą kolejnych podziałów 1 kg odpadów, które rozdrobiono do postaci analitycznej.

Próbkę poddano analizie następujących własności fizyko-chemicznych (tab. 1): morfologia odpadów, wilgoć całkowita, zawartość popiołu, zawartość części lotnych, ciepło spalania, wartość opałowa, analiza pierwiastkowa CHNS. Skład morfologiczny i udział masowy poszczególnych składników próbki przedstawiono graficznie na rys. 2. Analizę składu wykonano po rozdrobieniu frakcji nadsitowej odpadów do granulacji 50 mm.

Analizowana próbka charakteryzuje się dużą zawartością tworzyw sztucznych, 62% mas., które stanowią główny składnik zarówno masowy jak i energetyczny badanego paliwa. Uzyskane wyniki analiz można porównać z parametrami standaryzowanego paliwa alternatywnego [7,8], jakim jest RDF (Refused Derived Fuel) lub SRF (Solid Recovered Fuel), choćby z tego względu, że frakcja nadsitowa odpadów komunalnych stanowi surowiec do wytwarzania paliwa alternatywnego. Zawartość wilgoci jest stosunkowo niska, poniżej 10%, podczas gdy zawartość wilgoci w RDF według różnych źródeł wynosi od 15% do 25%. Podobnie kształtuje się zawartość popiołu, również poniżej wartości typowych dla RDF. Wartość opałowa badanej próbki mieści się w zakresie typowych wartości dla RDF (13 MJ/kg – 20 MJ/kg).

W tabeli : W_c – zawartość wilgoci całkowita, A^r – zawartość popiołu (postać robocza próbki), V^{daf} – zawartość części lotnych (postać sucha bezpopiołowa próbki), Q_s – ciepło spalania, Q_i^d – wartość opałowa (postać sucha próbki), C^a , H^a , N^a , S^a – zawartość węgla, wodoru, azotu i siarki (postać analityczna próbki).



Rys. 2. Morfologia badanych odpadów

Tabela 1. Wyniki analizy właściwości fizykochemicznych badanej próbki odpadów

Gęstość nasypowa	W ^c	A ^r	V ^{daf}	Q _s	Q _i ^d	C ^a	H ^a	N ^a	S ^a
kg/m ³	%	%	%	MJ/kg	MJ/kg	%	%	%	%
248,8	9,78	7,94	87,97	20,68	18,78	46,25	6,65	0,53	0,28

3. Opis instalacji badawczej i sposobu prowadzenia prób

Próbie zgazowania frakcji nadsitowej odpadów komunalnych przeprowadzono na instalacji dedykowanej do zgazowania i energetycznego wykorzystania odpadowej biomasy leśnej. Instalację pokazano na rys. 3. W skład instalacji wchodzi obrotowa komora zgazowania wraz z układem podawania paliwa oraz układem obioru popiołu. Kanał gazu procesowego doprowadza gaz do cyklonu odpylającego i dalej do komory spalania.

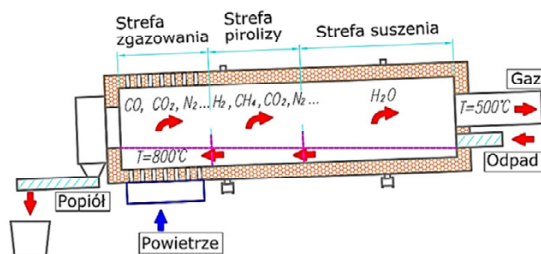
Komora zgazowania pracuje w układzie przeciwprądowym. Paliwo pomocnicze potrzebne jest tylko do wygrzania komór w czasie rozruchu, natomiast energia cieplna potrzebna do podtrzymania procesu suszenia i zgazowania wsadu jest uzyskiwana z egzotermicznego zgazowania karbonizatu. Przemieszczanie się substancji stałej w pochylonej komorze obrotowej (rys. 4) odbywa się od wlotu paliwa w kierunku wylotu popiołu, natomiast przepływ gorących gazów odbywa się w przeciwnym kierunku. W czasie pracy instalacji w warunkach ustabilizowanych komora obrotowa jest wypełniona w ok. 20 – 30% substancją stałą, którą stanowi w różnym stopniu przetworzony wsad. Stopień przetworzenia zmienia się od surowego, wilgotnego wsadu w pobliżu wlotu, przez wsad pozbawiony wilgoci w części środkowej komory, do całkowicie odgazowanego po dojściu do części komory, wyposażonej w dysze powietrza zgazowującego. W obszarze dysz powietrza znajduje się mieszanka popiołu z karbonizatem, w

której średnia koncentracja węgla pierwiastkowego wynosi kilka-kilkanaście procent. Po przejściu przez strefę dysz powietrza popiół zawiera poniżej 3% węgla. Prowadzenie procesu suszenia, odgazowania i zgazowania w komorze obrotowej stwarza bardzo dobre warunki wymiany ciepła i masy. Obroty komory powodują dobre wymieszanie i stopniowe przemieszczanie się produktów wzdłuż pochylonej komory. Parametry gazu, takie jak skład i temperatura są stabilne w czasie.



Rys. 3. Instalacja zgazowania biomasy, na której przeprowadzono próby zgazowania odpadów komunalnych

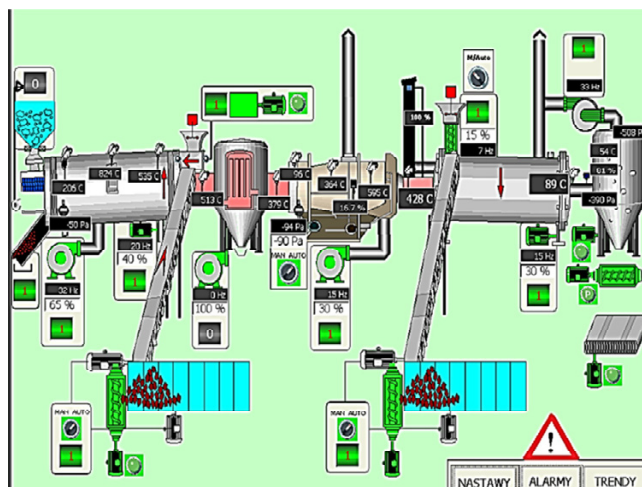
Próby prowadzono w taki sposób, że do instalacji pracującej na biomase drzewnej stopniowo dodawano paliwo z odpadów, częściowo zastępując biomasę. W czasie ok. 4 godzin całkowicie zastąpiono paliwo biomasowe, utrzymując autotermiczną pracę komory zgazowania przy zachowaniu niezmięnionej temperatury procesu, wynoszącej w strefie dyszowej ok. 800°C. Parametry pracy instalacji pokazano na rys. 5.



Rys. 4. Schemat obrotowej komory zgazowania

Po dalszych 2 godzinach stabilnej pracy komory, z króćca pomiarowego w kanale wylotowym gazu pobrano próbki gazu procesowego do analizy składu chemicznego, a także próbki w celu określenia zawartości substancji smolistych

i zapalenia gazu. Pomiary powtarzano co godzinę, utrzymując stałe parametry pracy komory zgazowania. Szacowany strumień podawanego paliwa wynosił ok. 250 kg/h. Po wyczerpaniu paliwa (po ok. 10 godzinach) przywrócono zasilanie instalacji biomasą leśną. W trakcie eksperymentu pobrano 4 próby gazu i wykonano 4 pomiary zawartości substancji smolistej i zapalenia.



Rys. 5. Parametry procesu zgazowania w trakcie prób

4. Analiza gazów procesowych

Pobrane w czasie badań próbki gazowe poddano analizie chromatograficznej, w wyniku której określono skład gazu procesowego. Zawartość substancji smolistych i zapylenie gazu określono metodą wagową, polegającą na tym, że określoną objętość gazu przepuszczono przez filtr z waty celulozowej, wcześniej zważony. Zatrzymane na filtrze substancje smoliste zostają wyekstrahowane toluenem, a po odparowaniu toluenu zważone. Masa substancji stałej pozostałej na filtrze pozwala obliczyć zapylenie pobranej próbki gazu. Wyniki analiz zestawiono w tabeli 2.

Skład gazu procesowego ze zgazowania badanej próbki odpadów komunalnych porównano ze składem gazu ze zgazowania biomasy, uzyskany podczas prób wykonanych na tej samej instalacji, z wykorzystaniem wywaru gorzelnianego [9].

Gaz procesowy uzyskany ze zgazowania próbki odpadów komunalnych charakteryzuje się, podobnie jak gaz ze zgazowania biomasy, wysoką zawartością azotu. Wynika to z zastosowanego czynnika zgazowującego – powietrza. Zawartość azotu wynosi powyżej 70%. Pomimo wysokiej zawartości azotu,

wartość opałowa gazu ok. $7,27 \text{ MJ/m}^3$, jest wyższa niż najwyższe wartości uzyskiwane w tej samej instalacji dla biomasy ($5,35 \text{ MJ/m}^3$). Jest to prawdopodobnie wynik wysokiej zawartości tworzyw sztucznych w badanej próbce paliwa. Z tej samej przyczyny zawartość wyższych węglowodorów (w sumie ok. 7%) jest znacznie większa niż w gazie z biomasy, gdzie wynosiła maksymalnie 2,76%. Składnik ten decyduje o wysokiej wartości opałowej gazu, gdyż zawartość CO i CH_4 nie różni się bardzo w obu gazach (CO - 11,2% w badanym gazie, vs 13,8% w gazie z biomasy, CH_4 - 4,46% w badanym gazie, vs 4,18% w gazie z biomasy). Zawartość CO_2 w badanym gazie jest ponad dwukrotnie niższa, niż w gazie ze zgazowania biomasy.

Tabela 2. Analiza gazu procesowego z odpadów komunalnych i biomasy

Składnik gazu	Stężenie gazu, odp. komun. % _{obj} (wartość średnia)	Stężenie gazu, biomasa % _{obj} (wartość średnia)
C6+	0,140	0,10
PROPAN	2,168	0,42
C _{4_1}	0,045	0,01
C ₄₋₂	0,002	0,0
C ₄₌₃	0,000	0,0
C _{5_1}	0,029	0,02
C ₆	0,001	0,01
CO ₂	7,038	14,31
ETYLEN	3,310	1,22
ETAN	0,132	0,98
H ₂	1,060	1,32
AZOT	70,476	63,63
CO	11,203	13,80
CH ₄	4,458	4,18
Wartości obliczone wg PN-ISO-6976:2008		
Ciepło spalania H ₀ MJ/m ³ (0°C,101,335kPa)	7,878	5,84
Wartość opałowa H, MJ/m ³	7,271	5,35
Gęstość kg/m ³ (0°C,101,335kPa)	1,288	1,34
Liczba Wobbego gazu W, MJ/m ³	7,892	5,55
Zapylenie, g/m ³	6,54	2,18
Smola, g/m ³	12,16	6,58
H ₂ S, ppm	4,8	-
Cl, g/m ³	0,70	-

Zawartość substancji smolistych jest, zgodnie z przewidywaniem znacznie wyższa niż w gazie z biomasy. Również zapylenie badanego gazu ($6,54 \text{ g/m}^3$) jest znacznie wyższe niż gazu ze zgazowania biomasy ($2,18 \text{ g/m}^3$). Nie przeprowadzono analizy sitowej, ale stwierdzono organoleptycznie, że jest to pył bardzo drobny. Przypuszczalnie jest to pył pochodzący z wypełniaczy stosowanych przy produkcji tworzyw sztucznych.

Zawartość siarkowodoru w gazie procesowym (po przeliczeniu na wartość energii - $33,96 \text{ mg/10 kWh}$) jest tak niska, że bez jakichkolwiek działań oczyszczających spełnione są wymagania dla gazu podawanego do silnika spalinowego ($<700 \text{ mg/10 kWh}$), określone w instrukcji dla gazów specjalnych firmy Jenbacher [10], natomiast zawartość chloru w tym gazie (3368 mg/10 kWh) przekracza wymogi określone w powyższej instrukcji ($<400 \text{ mg/10 kWh}$) 8,5-krotnie.

5. Podsumowanie

Przeprowadzone próby zgazowania frakcji nadsitowej odpadów komunalnych potwierdziły możliwość stabilnego, autotermicznego prowadzenia procesu zgazowania w instalacji, której zasadniczym elementem jest obrotowa komora zgazowania. Uzyskany gaz pod względem składu nie różni się radykalnie od gazu ze zgazowania biomasy. Charakteryzuje się wyższą wartością opałową, wynoszącą $7,27 \text{ MJ/m}^3$. Przeprowadzone próby nie obejmowały optymalizacji parametrów pracy instalacji, należy więc przypuszczać, że możliwe jest otrzymanie gazu o jeszcze lepszych parametrach. Wysoka zawartość substancji smolistych przemawia za bezpośrednim spalaniem tego gazu w komorze dopalającej i wykorzystaniem energii spalin do produkcji ciepła i ewentualnie energii elektrycznej.

Wyniki uzyskane w trakcie badań nie rozstrzygają wszystkich kwestii związanych z termicznym przetwarzaniem odpadów komunalnych, takich jak oddziaływanie korozyjne gazów i spalin na instalację, problem topliwości popiołów, parametry eksploatacyjne instalacji oczyszczania spalin itd., ale pokazują, że zgazowanie takich odpadów w komorze obrotowej jest procesem, którym da się sterować, utrzymując bez trudności zadane parametry. Wydajność instalacji w trakcie prób wynosiła 250 kg/h , dając moc w paliwie ok. 1 MW . Dotychczasowe doświadczenie autorów z zgazowaniem różnych paliw odpadowych w komorze obrotowej pokazuje, że optymalna wydajność dla tego typu instalacji wynosi od 1 Mg/h do 3 Mg/h , co pozwoliłoby na przetworzenie maksymalnie 24 tys. Mg/rok odpadów w jednej linii.

Literatura

- [1] Pająk T.: Termiczne unieszkodliwianie odpadów w systemie gospodarki odpadami komunalnymi. AGH Kraków.
- [2] Arena U.: Process and technological aspects of municipal solid waste gasification. A review. *Waste Management* 32 (2012), 625-639.
- [3] Klein A., Themelis N.: Energy recovery from municipal solid wastes by gasification. North American Waste to Energy Conference, ASME International, April 2003.
- [4] Werle S. Wpływ właściwości osadów ściekowych na skład uzyskiwanego gazu ze zgazowania. *Archiwum Gospodarki Odpadami i Ochrony Środowiska*, vol. 12 nr 1 (2010).
- [5] Jodkowski W., Zuber S.: Patent nr 207207 z dn. 07.07.2006 pt. Sposób termicznej utylizacji odpadów organicznych oraz urządzenie do termicznej utylizacji odpadów organicznych.
- [6] Nikodem W.: Zgazowanie odpadów komunalnych i przemysłowych. *Energetyka*, maj 2008.
- [7] Wasilewski R., Sobolewski A.: Stałe paliwa wtórne jako element systemu odzysku energii z odpadów, *Nowa Energia – Dodatek tematyczny: Termiczne Przekształcanie Odpadów Komunalnych*.
- [8] Molino A., Iovane P. i in.: Steam Gasification of Refuse-Derived Fuel in a Rotary Kiln Pilot Plant: Experimental Tests, *Chemical Engineering Transactions*, Vol. 32, 2013.
- [9] Jodkowski W., Sitka A., Wójs K. i in.: Analiza wartości opałowej gazu procesowego w zależności od warunków i parametrów procesu zgazowania wywaru gorzelnianego w instalacji pilotowej. Opracowanie wykonane w ramach Programu Strategicznego NCBiR
- [10] Jenbacher: Instrukcja techniczna nr 1000-0302, Jakość gazu pędnego: Gazy specjalne.

ZGAZOWANIE I WYTWARZANIE ENERGII CIEPLNEJ Z PRODUKTU UBOCZNEGO W PRODUKCJI BIOETANOLU

Andrzej Sitka, Wiesław Jodkowski, Kazimierz Wójs

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska,
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Zaproponowana technologia energetycznego wykorzystania wywaru gorzelnianego pozwala na spalanie wywaru odwodnionego mechanicznie do wilgotności 60%, bez konieczności suszenia termicznego. Wywar gorzelniany może być źródłem energii cieplnej, zużywanej w procesie destylacji alkoholu. Wartość energetyczna tego odpadu jest wystarczająca na pokrycie zapotrzebowania na energię procesu destylacji. Zastąpienie paliw kopalnych odwodnionym mechanicznie wywarem gorzelnianym, będącym biomasą, pozwoli poprawić efektywność energetyczną produkcji bioetanolu, obniżyć udział energii paliw kopalnych w produkcji bioetanolu, uzyskać oszczędności na paliwie oraz uprościć proces technologiczny.

1. Wstęp

W procesie produkcji bioetanolu jako źródło energii cieplnej, potrzebnej do destylacji alkoholu, najczęściej wykorzystuje się paliwo kopalne, takie jak gaz ziemny czy olej opałowy. Sam proces destylacji jest bardzo energochłonny. Bilans energetyczny produkcji bioetanolu jest dodatkowo obciążony potrzebą zagospodarowania produktu ubocznego, jakim jest wywar gorzelniany. Na każdy kilogram wyprodukowanego etanolu powstaje 8,7 kg wywaru gorzelnianego, zawierającego zaledwie 5–8% suchej masy. Wywar ten jest następnie odwadniany mechanicznie do poziomu 30–35% suchej masy, po czym suszony termicznie. Jak wynika z pracy [1] energia cieplna zużyta na suszenie wywaru stanowi jedną trzecią całej energii zużywanej w procesie produkcji bioetanolu.

Wywar gorzelniany wysuszony do poziomu ok. 90% suchej masy (tzw. DDGS - distillers dried grains with solubles) znajduje zastosowanie jako składnik paszy białkowej dla zwierząt hodowlanych. Jest to aktualnie głównym sposobem zagospodarowania tych odpadów w Polsce.

Zwrot nakładów energetycznych, rozumiany jako stosunek energii chemicznej uzyskanego paliwa do całkowitych nakładów energetycznych na wytworzenie bioetanolu, jest wskaźnikiem, który informuje nie tylko o efektywności energetycznej wytwarzania biopaliwa, ale także o udziale energii paliw kopalnych w wytworzonym biopaliwie. W literaturze fachowej spotykane są sprzeczne opinie na temat tego wskaźnika. Z pracy [4] wynika, że całkowite zużycie energii w procesie produkcji bioetanolu, wliczając w to uprawę i nawożenie roli, jest większe niż ładunek energii chemicznej uzyskanego paliwa (zwrot nakładów energetycznych na poziomie 0,89), natomiast z pracy [2] wynika, że bioetanol ma wartość energetyczną 1,21 do 1,30 razy większą niż całkowite nakłady energetyczne poniesione na wytworzenie bioetanolu. Zgodnie z [2] efektywność rośnie z każdym rokiem, z uwagi na stały wzrost wydajności plonów oraz coraz bardziej efektywne technologie fermentacji i destylacji bioetanolu. Powyższe dane odnoszą się do bioetanolu wytwarzanego z kukurydzy w USA.

W warunkach polskich, w niewielkich gorzelniach rolniczych głównym źródłem energii do procesu destylacji etanolu jest węgiel. Średnie jego zużycie (definiowanego jako Paliwo Umowne o wartości opałowej 29 330 kJ/kg) wynosi 0,8 kg na 1 dm³ etanolu [3]. Przyjmując wartość opałową etanolu $W_o=21,37$ MJ/dm³ można policzyć, że dla samego tylko procesu destylacji (pomijając nakłady na uprawę roli) zwrot nakładów energetycznych wyniesie 0,91. Trzeba jednak zaznaczyć, że duże zakłady produkujące bioetanol w Polsce działają w oparciu o nowoczesne technologie amerykańskie, w których efektywność energetyczna wytwarzania etanolu jest dużo wyższa (zwrot nakładów energetycznych na poziomie 1,3).

Szansą na zasadniczą poprawę powyższych wskaźników jest energetyczne wykorzystanie wywaru gorzelnianego, jako źródła energii do produkcji bioetanolu. Takie działanie pozwoli na:

- zastąpienie paliwa kopalnego paliwem biomasowym,
- uniezależnienie gorzelni od problemów ze zbytem suszonego wywaru do celów wykorzystania rolniczego (rynek paszowy jest bardzo zmienny, w zależności od koniunktury w hodowli zwierząt zmienia się popyt i cena DDGS),
- uzyskanie oszczędności w kosztach zakupu paliwa potrzebnego do procesu produkcji bioetanolu.

2. Bilans energetyczny procesu produkcji bioetanolu

Proces produkcji bioetanolu z ziarna kukurydzy omówiono na podstawie jednego z najnowocześniejszych Zakładów Produkcji Etanolu (ZPE) w Polsce. Zakład produkuje 400 000 dm³/dobę etanolu, co oznacza produkcję 13,3 Mg/h,

320 Mg dobowo, i 106 000 Mg rocznie. Na potrzeby produkcji w zakładzie zużywa się gaz ziemny w kotłowni parowej (moc zainstalowana 39,5 MW, zużycie gazu 4 304 m³/h w celu wytworzenia 60 Mg/h pary o ciśnieniu 1 MPa, temp. 191°C) i w suszarni DDGS (zużycie gazu 1 965 m³/h). Oraz energię elektryczną w ilości 6,5 MW.

W oparciu o powyższe dane można stwierdzić, że na 1 Mg etanolu w nowoczesnym zakładzie produkcji etanolu zużywa się:

- w przypadku suszenia wywaru gorzelnianego - 16,3 GJ energii cieplnej oraz 0,49 MWh energii elektrycznej,
- w przypadku innego (niż suszenie) sposobu zagospodarowania wywaru gorzelnianego – 11,2 GJ energii cieplnej i 0,40 MWh energii elektrycznej.

W związku z powyższym w ZPE celowym jest wdrożenie technologii, która pozwoliłaby na osiągnięcie następujących efektów:

- zmniejszenie strumienia objętości zużytego gazu ziemnego o dwie trzecie, eliminując lub ograniczając pracę istniejącej kotłowni gazowej,
- wykorzystanie półproduktu z produkcji etanolu do uzyskania odpowiednich parametrów pary do zasilania procesów technologicznych,
- możliwość spalania wywaru gorzelnianego (35% suchej masy) z produkcji w przypadku, kiedy jest nieopłacalna sprzedaż DDGS.

W procesie produkcyjnym na jeden Mg etanolu powstaje ok. 8,7 Mg wywaru o wilgotności ok. 88%. Obniżenie wilgotności wywaru do wartości ok. 65% powoduje zmniejszenie masy wywaru do 2,7 Mg na 1 Mg etanolu i wzrost wartości opałowej do 5,4 MJ/kg. Przy tych parametrach energia chemiczna wywaru powstającego przy produkcji 1 Mg etanolu wynosi 14,58 GJ.

Z powyższej analizy wynika, że energia zawarta w wywarze gorzelnianym, powstającym przy produkcji 1 Mg etanolu, odwodnionym do 65 % wilgotności (14,58 GJ), całkowicie pokrywa zapotrzebowanie na energię do procesu destylacji bioetanolu (11,2 GJ/Mg), pod warunkiem, że sumaryczna sprawność całego procesu będzie wynosiła nie mniej niż 77%.

3. Badania własności fizyko-chemicznych wywaru gorzelnianego

Wykonano analizę własności fizyko-chemicznych próbki wywaru gorzelnianego, pobranej z linii produkcyjnej, produkującej bioetanol z kukurydzy. Próbę pobrano z wlotu do przenośnika podającego wywar do suszarni obrotowej. Oznaczenia wykonano dla próby wysuszonej do stanu analitycznego a następnie wyniki przeliczono na stan suchy, suchy bezpopiołowy i roboczy. Wyniki oznaczeń i obliczeń zamieszczono w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki analiz i obliczeń własności fizyko-chemicznych wywaru gorzelnianego

Analiza paliwa	S T A N			
	roboczy r	analityczny a	suchy d	suchy i bezpopiołowy daf
Wilgoć w próbce analitycznej W %		7,8		
Wilgoć całkowita W_t %	65	7,8		
Popiół A %	1,57	4,2	4,5	
Części lotne V %	28,25	74,4	80,7	84,5
Ciepło spalania Q_s kJ/kg	7 572	19 950	21 636	22 658
Wartość opałowa Q_i kJ/kg	5 416	18 439	20 204	21 158
Węgiel C_t %	17,58	46,31	50,22	52,60
Wodór H_t %	2,29	6,02	6,53	6,84
Azot N %	1,65	4,35	4,72	4,94
Siarka całkowita S_t %	0,12	0,32	0,35	0,36
Chlor Cl %	<0,100	0,100	0,108	0,114

Z tabeli 1 wynika, że wywar gorzelniany charakteryzuje się ciepłem spalania znacznie wyższym niż wartości typowe dla biomasy. Ciepło spalania wywaru gorzelnianego wynosi 22,6 MJ/kg, podczas gdy wartość typowa dla drewna wynosi 18,1 – 21 MJ/kg, a dla słomy 17,2 – 18 MJ/kg. Ciepło spalania wywaru gorzelnianego ma wartość zbliżoną do ciepła spalania węgla brunatnych, które wynosi 22,6 – 31,8 MJ/kg.

Zawartość popiołu, 4,5% s.m. jest większa niż typowa wartość dla drewna (0,8 – 1,6%) i mniejsza niż wartości typowe dla słomy: 4,5 – 6,5%. Wysoka zawartość części lotnych, 80,7% jest typowa dla biomasy. Zawartość siarki i chloru, istotna ze względu na emisję spalin i zagrożenie korozyjne elementów instalacji, jest stosunkowo niska.

4. Wyniki pomiarów wartości opałowej gazu w zależności od strumienia objętości powietrza do zgazowania

Komorę zgazowarki stanowi stalowa rura o średnicy zewnętrznej 2000 mm i długości 6,5 m (rys.1). Komora od wewnątrz wyłożona jest wymurówką o grubości 230 mm. Tak więc, wewnętrzne wymiary komory to średnica 1512 mm i długość ok. 6000 mm. Na zewnątrz komory zamontowane są dwie bieżnie. Pomiędzy bieżniami i na części dyszowej jest zamontowany płaszcz chłodzący powietrzny, w którym podgrzewane jest powietrze, doprowadzane do dysz, stanowiące czynnik zgazowujący. Powietrze jest tłoczone do przestrzeni

płatcza za pomocą wentylatora, podłączonego do nieruchomej części płatcza, ślizgowo połączonej z płatczem.

Komora zgazowania była zasilana paliwem (wywar gorzelniany rys.2) za pomocą podajnika tłokowego. Jednorazowy skok tłoka wprowadzał do komory zgazowania 6 kg wywaru. Przez cały czas prób częstotliwość podawania paliwa wynosiła 90 skoków na godzinę, co odpowiadało wydatkowi ok. 540 kg/h. Wstępnie przyjęto, że jest to minimalna trwała wydajność instalacji.



Rys. 1. Widok instalacji zgazowania

Wykorzystano 10 króćców pomiarowych, rozmieszczonych wzdłuż komory w miarę możliwości równomiernie (rys.3). Króćce muszą omijać bieżnie, nieruchomą część płatcza powietrznego i strefę dyszową, w której nie ma miejsca na wywiercenie dodatkowych otworów. Do poboru prób z strefy dyszowej wykorzystano istniejący króćciec pomiaru temperatury wewnętrznej, znajdujący się w najbliższym sąsiedztwie dysz. Pozostałe 9 króćców rozmieszczono wzdłuż komory, zachowując odstępy 500 mm tam, gdzie było to możliwe. Króćce pomiarowe wykonano z rury żaroodpornej $\text{Ø}26,9 \times 4,5$. Zewnętrzny koniec króćca jest zakończony gwintem wewnętrznym $\text{M}20 \times 1,5$, w który w czasie normalnej pracy instalacji jest zaślepiony korkiem.

Wykonano pomiary składu gazu procesowego z kanału wylotowego komory zgazowania w funkcji zmian strumienia objętości powietrza, stanowiącego czynnik zgazowujący. Strumień objętości powietrza zmieniano od wartości $0,230 \text{ m}^3/\text{s}$ przy wysterowaniu wentylatora powietrza podmuchowego wynoszącym 20 % do wartości $0,964 \text{ m}^3/\text{s}$ przy wysterowaniu 85%. Dla pobranych prób oznaczono chromatograficznie skład chemiczny gazu oraz zawartość substancji smolistych w pobranym gazie, metodą wagową. Na podstawie składu gazu wyliczono ciepło spalania, wartość opałową i gęstość gazu.

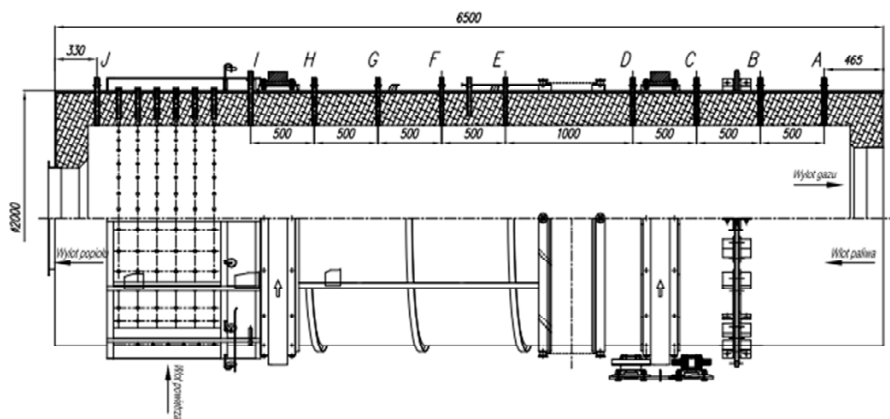
Wyniki pomiarów i obliczeń zestawiono w tabeli 2. oraz na rys. 4 i 5.

Analizując rys. 4 można zauważyć, że stężenia palnych składników gazowych w miarę wzrostu ilości powietrza do zgazowania rosną i osiągają swoje maksimum między 60% a 70% wysterowania wentylatora, po czym w miarę

dalszego wzrostu strumienia powietrza stężenia gazów palnych maleją. Odpowiada temu przebieg wartości opałowej gazu, pokazany na wykresie na rys. 5, który również swoje maksimum osiąga w podobnym zakresie wysterowania wentylatora.



Rys. 2. Wywar gorzelniany



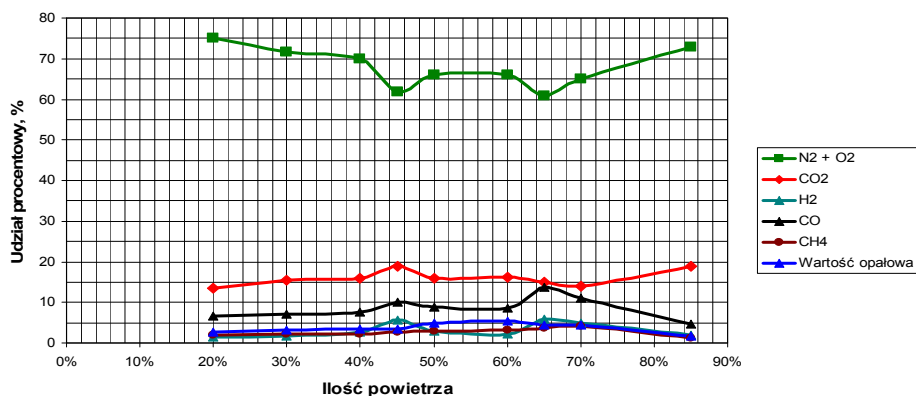
Rys. 3. Rozmieszczenie króćców pomiarowych wzdłuż komory zgazowania

Największa wartość opałowa gazu wynosiła $5,35 \text{ MJ/m}^3(\text{n})$, przy wysterowaniu wentylatora wynoszącym 60%, co odpowiada strumieniowi powietrza $0,663 \text{ m}^3/\text{s}(\text{n})$. Gęstość gazu zmieniała się w bardzo niewielkim zakresie, od $1,28$ do $1,36 \text{ kg/m}^3(\text{n})$.

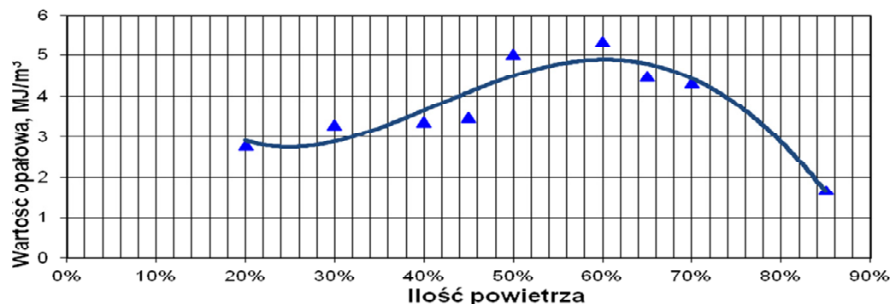
Zawartość substancji smolistych wahała się w całym zakresie zmian strumienia powietrza nie wykazując żadnej prawidłowości. Przepuszczalnie zastosowany sposób pomiaru jest obciążony zbyt dużym błędem.

Tabela 2. Skład i właściwości gazu procesowego pobranego z kanału wylotowego komory zgazowania. Zasilanie komory: wywar gorzelniany 540 kg/h

Wysterowanie wentylatora pow.	20%	30%	40%	45%	50%	60%	65%	70%	85%
Str. obj. powietrza, m ³ /s	0,230	0,334	0,435	0,489	0,538	0,663	0,727	0,783	0,964
CO ₂ , %	13,60	15,50	15,84	18,98	16,00	16,19	14,90	14,00	18,92
H ₂ , %	1,57	1,83	2,75	5,65	2,84	2,32	5,77	4,87	1,95
AZOT, %	75,02	71,71	70,00	61,94	66,08	65,93	60,87	65,10	72,84
CO, %	6,54	7,06	7,62	10,00	8,93	8,66	13,86	11,06	4,54
CH ₄ , %	1,91	2,18	2,22	2,62	2,99	3,25	3,78	4,18	1,14
Pozostałe skł., %	1,35	1,72	1,57	0,80	3,17	3,65	0,83	0,80	0,60
SUMA %	100	100	100	100	100	100	100	100	100
SMOŁA, g	0,023	0,024	0,025	0,008	0,023	0,031	0,014	0,042	0,012
Ciepło spalania, MJ/m ³	3,05	3,59	3,66	3,79	5,47	5,84	4,85	4,74	1,84
Wartość opałowa, MJ/m ³	2,80	3,30	3,36	3,48	5,01	5,35	4,47	4,32	1,68
Gęstość gazu, kg/m ³	1,33	1,34	1,33	1,31	1,33	1,34	1,28	1,28	1,36



Rys. 4. Udział procentowy poszczególnych składników gazu w funkcji ilości powietrza do zgazowania



Rys. 5. Wartość opałowa gazu w funkcji ilości powietrza do zgazowania

5. Pobór prób gazu z króćców wzdłuż komory – skład i wartość opałowa gazu

Wykonano wstępne badania, które miały na celu przetestowanie urządzeń i metodyki poboru prób gazowych z króćców rozmieszczonych wzdłuż komory zgazowania.

Próby pobrano przy zasilaniu komory zgazowania wywarem w ilości 540 kg/h, oraz strumieniu objętości powietrza do zgazowania, wynoszącym 0,663 m³/s, odpowiadającym wysterowaniu wentylatora 60%. Takie parametry zostały uznane za optymalne przy niskiej wydajności instalacji zgazowania.

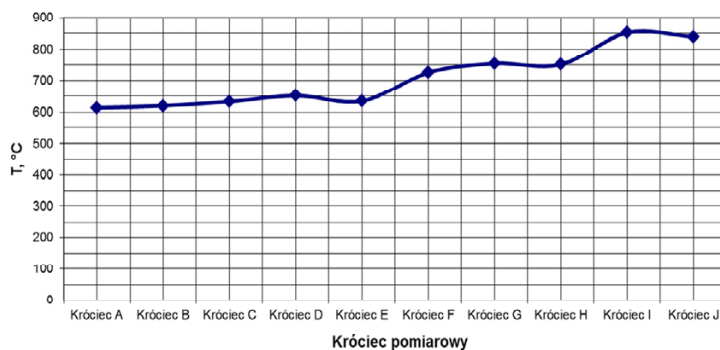
Próbki gazu pobrano z wszystkich króćców za wyjątkiem króćca „I”, ponieważ nie udało się wymontować z niego termopary, bez ryzyka jej zniszczenia. Określono również rozkład temperatury wewnętrznej wzdłuż komory, w trakcie pobierania prób.

Pobrane próby poddano analizie chromatograficznej, w trakcie której określono skład chemiczny gazu, a także zbadano zawartość substancji smolistych.

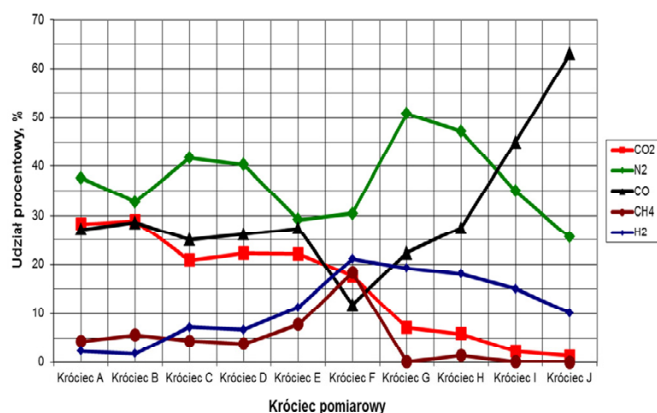
Na podstawie uzyskanych wyników obliczono ciepło spalania i wartość opałową oraz gęstość gazu. Wyniki analiz i obliczeń zamieszczono w tabeli 3, oraz na rys. 6 i 7.

Tabela 3. Skład i właściwości gazu procesowego pobranego z króćców wzdłuż komory zgazowania. Zasilanie komory: wywar gorzelniany 540 kg/h, powietrze do zgazowania: 0,663 m³/s

Króćciec	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
Temperatura, °C	614	620	633	652	635	725	754	751	852	839
CO ₂ , %	28,31	28,98	20,85	22,31	22,10	17,59	7,13	5,82	b.d.	1,27
H ₂ , %	2,20	1,70	7,15	6,63	11,27	21,14	19,22	18,03	-	10,16
AZOT, %	37,68	32,76	41,71	40,29	29,24	30,43	50,84	47,15	-	25,49
CO, %	27,15	28,62	24,97	26,17	27,42	11,83	22,36	27,46	-	63,04
CH ₄ , %	4,31	5,54	4,32	3,79	7,77	18,28	0,01	1,32	-	0,00
POZOST., %	0,35	2,41	1,00	0,81	2,21	0,73	0,43	0,21	-	0,04
SUMA, %	100	100	100	100	100	100	100	100	-	100
SMOŁA, g	0,023	0,029	0,011	0,013	0,017	0,013	0,004	0,003	-	0,007
Wartości wyliczone										
Ciepło spalania, MJ/m ³	5,74	8,25	6,84	6,43	10,13	12,24	5,59	6,54	-	9,29
Wartość opał., MJ/m ³	5,50	7,78	6,40	6,06	9,38	11,00	5,18	6,10	-	9,09
Gęstość gazu, kg/m ³	1,41	1,42	1,30	1,32	1,25	1,04	1,08	1,08	-	1,14



Rys. 6. Rozkład temperatur wzdłuż komory zgazowania w trakcie poboru prób gazowych



Rys. 7. Zmiany składu gazu wzdłuż komory zgazowania.

6. Podsumowanie

Na podstawie uzyskanych danych charakteryzujących własności paliwowe wywaru gorzelnianego przeprowadzono obliczenia bilansu masowego i energetycznego procesu zgazowania wywaru gorzelnianego. Wynika z nich, że energia zawarta w wywarze gorzelnianym, powstającym jako produkt uboczny przy produkcji 1 Mg bioetanolu, odwodnionym do 65% wilgotności (14,58 GJ) całkowicie pokrywa zapotrzebowanie na energię w procesie destylacji bioetanolu (11,2 GJ).

Dzięki rezygnacji z suszenia wywaru, nastąpi obniżenie nakładów energetycznych na wytworzenie bioetanolu.

Zastąpienie paliw kopalnych biomasą pozwoli uzyskać znaczne oszczędności w kosztach zakupu paliwa i ograniczyć emisję CO₂.

Eliminacja suszenia wywaru upraszcza proces i instalację produkcji bioetanolu oraz obniża nakłady inwestycyjne na instalację i powierzchnie magazynowe.

Spalanie wywaru gorzelnianego pozwala wielokrotnie zredukować masę odpadów do składowania, oraz pozwala zredukować ich uciążliwość zapachową.

Badania wpływu parametrów procesu na wartość opałową uzyskanego gazu obejmowały określenie wpływu strumienia powietrza do zgazowania na wartość opałową gazu procesowego. Badania prowadzono dla różnych parametrów pracy komory zgazowania; w trakcie badań zmieniano obroty komory oraz strumień powietrza do zgazowania. Próby pobierano z króćca w kanale wylotowym komory zgazowania.

Pomiary wykazały, że stężenia palnych składników gazowych w miarę wzrostu ilości powietrza do zgazowania rosną i osiągają swoje maksimum między 60% a 70% wystawienia wentylatora, po czym w miarę dalszego wzrostu strumienia powietrza stężenia gazów palnych maleją. Odpowiada temu przebieg wartości opałowej gazu, który również swoje maksimum osiąga w podobnym zakresie wystawienia wentylatora. Największa wartość opałowa gazu wynosiła $5,35 \text{ MJ/m}^3(\text{n})$, przy wystawieniu wentylatora wynoszącym 60%, co odpowiada strumieniowi powietrza $0,663 \text{ m}^3/\text{s}(\text{n})$.

Przeprowadzono również próby mające na celu sprawdzenie urządzeń do poboru próbek gazu i substancji stałej z króćców w komorze zgazowania, a także pomiar rozkładu temperatury w komorze zgazowania. Próby pobierano z 9 króćców, rozmieszczonych wzdłuż komory zgazowania. Te same króćce były używane do poboru prób gazowych, substancji stałej i do pomiaru rozkładu temperatury. Pomiary przeprowadzono w ten sposób, że dla ustabilizowanych warunków pracy reaktora zgazowania kolejno pobierano z poszczególnych króćców próbki substancji stałej, następnie próbki substancji gazowej a na koniec w króćcach zamontowano termopary z radiowym przekazem sygnału, do pomiaru rozkładu temperatury wzdłuż komory. Po wykonaniu jednej serii pomiarowej zmieniano strumień objętości powietrza i po ustabilizowaniu się parametrów powtarzano pobór prób dla następnej serii pomiarów. Próby wykazały, że zastosowane urządzenia zasadniczo spełniają swoją rolę zadowalająco. Niektóre rozwiązania wymagają jednak modyfikacji przed planowanymi kolejnymi seriami pomiarowymi.

PODZIĘKOWANIA

Praca powstała w wyniku realizacji Programu Strategicznego pt. „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii”, Zad. 24.

Literatura

- [1] Cassman, et al, “*Convergence of Agriculture and Energy: Implications for Research and Policy*,” College of Agricultural Science and Technology, November 2006.
- [2] Hammerschlag, *Ethanol's Energy Return on Investment: A Survey of the Literature, 1990 – Present*, in *Environmental Science and Technology* 40:6, 2006.
- [3] Łączyński B, „Skrócony kurs gorzelnictwa rolniczego” Warszawa 1993.
- [4] Pimentel, D., “*Ethanol Fuels: Energy Balance, Economics, and Environmental Impacts Are Negative*,” *Natural Resources Research*, Vol. 12, No. 2: 127-134, 2003.

MASZyny I URZĄDZENIA DLA BLOKU WĘGLOWEGO NA ZAAWANSOWANE ULTRA-NADKRYTYCZNE PARAMETRY PARY

Krystian Smółka, Katarzyna Stępczyńska-Drygas,
Sławomir Dykas, Włodzimierz Wróblewki

Politechnika Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych,
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18, E-mail: krystian.smolka@polsl.pl

Przemysł energetyczny na całym świecie wyznaczył sobie ambitny cel: przesunięcie granicy sprawności netto bloków węglowych z obecnej wartości referencyjnej 46% do 50% i wyższej. Przekroczenie symbolicznej bariery 50% wymaga znaczących zmian technologicznych, a w szczególności ogromnego postępu w dziedzinie inżynierii materiałowej. Za cel rozwoju energetyki zawodowej w Europie przyjęto osiągnięcie temperatury pary wynoszącej 700 °C i ciśnienia 35MPa, co być może pozwoli na osiągnięcie sprawności bloku netto 50%. Osiągnięcie tak wysokich parametrów pary w blokach węglowych wymaga zastosowania nowych materiałów konstrukcyjnych do budowy kotła i turbiny, które będą nie tylko spełniały warunki wytrzymałości, ale także będą cenowo akceptowalne w produkcji i zastosowaniu. Rozdział przedstawia największe programy badawcze A-USC z nastawieniem na analizę potencjalnego wykorzystania nowych materiałów konstrukcyjnych do budowy poszczególnych elementów kotła i turbiny bloku na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary oraz analizę dostępności urządzeń energetycznych spełniających wymagania koncepcyjnego bloku węglowego.

1. Wprowadzenie

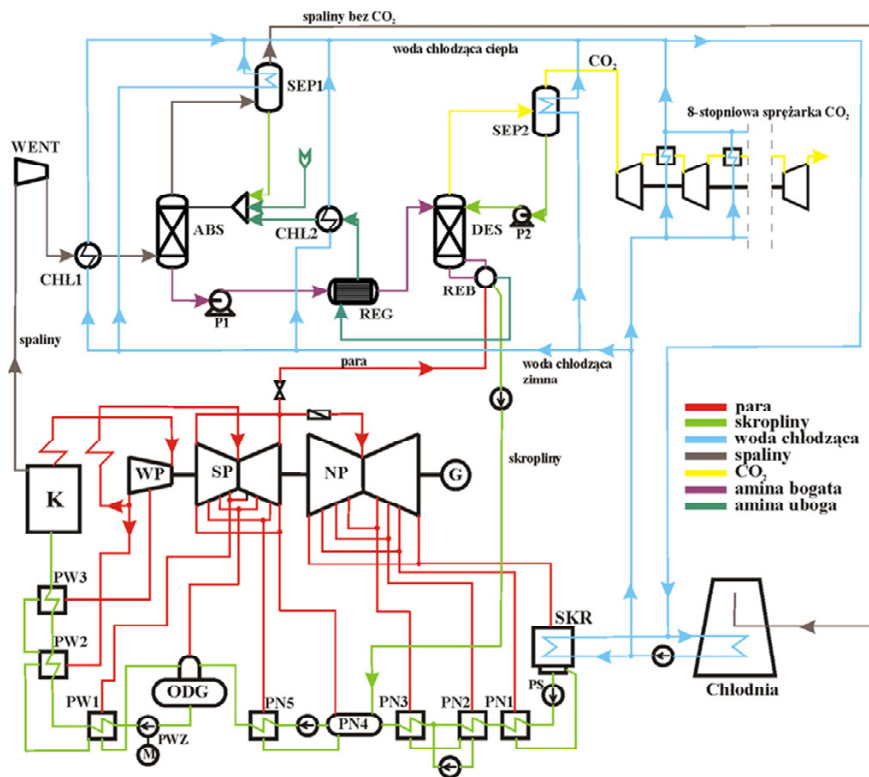
Sprawność konwencjonalnej elektrowni kondensacyjnej jest silnie zależna od temperatury i ciśnienia pary, przy czym największą korzyść w sprawności uzyskuje się po przez zwiększenie temperatury pary. Zwiększenie temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej powyżej 600/620 °C wymaga zastosowania nowych materiałów konstrukcyjnych na bazie niklu. Ze względu na ogromne koszty związane z zastosowaniem stopów niklowych w podstawowych elementach bloku parowego koncepcja polegająca na stopniowym podnoszeniu temperatury i ciśnienia pary może stać się ekonomicznie nieuzasadniona. Opłacalność

nowych inwestycji może zapewnić jedynie zastosowanie zaawansowanych ultra-nadkrytycznych parametrów pary (A-USC – advanced ultra-supercritical) oraz znaczny przyrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej.

2. Blok koncepcyjny 50+

Koncepcyjny blok węglowy (rys. 1), dla którego została przeprowadzona analiza dostępności maszyn i urządzeń energetycznych, pracuje na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary:

- strumień pary świeżej: 578,4 kg/s;
- temperatura pary świeżej przed turbiną: 700 °C;
- ciśnienie pary przed turbiną: 35 MPa;
- ciśnienie pary wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła: 7,5 MPa;
- temperatura pary wtórnie przegrzanej przed turbiną: 720 °C;
- temperatura wody zasilającej: 330 °C.



Rys. 1. Schemat bloku 900MW z instalacją wychwytu i sprężania CO₂

3. Programy badawcze

Koszty związane z opracowaniem technologii i budową nowoczesnej elektrowni, pracującej przy zaawansowanych ultra-nadkrytycznych parametrach pary świeżej, doprowadziły do stworzenia wielu programów badawczo-rozwojowych o szerokim zakresie zarówno w skali europejskiej jak i globalnej.

3.1. Badania europejskie

Europa początkowo została liderem w rozwoju zaawansowanych ultra-nadkrytycznych technologii węglowych. Wiele prac nad materiałami eksploatacyjnymi oraz komponentami bloku zostało przeprowadzonych w ramach europejskiego programu rozwojowego energetyki węglowej „Advanced supercritical PF power plant operating at 700 °C” (w skrócie AD700). Celem programu było opanowanie parametrów pary 35-37,5 MPa oraz 700/720 °C.

Program AD700 podzielono na 4 fazy. W ciągu pierwszych 6 lat zrealizowano w pełni I fazę projektu, która obejmowała: optymalizację obiegu cieplnego, identyfikację podstawowych materiałów konstrukcyjnych wraz z rozpoczęciem ich testowania, koncepcje konstrukcyjne kotła i turbiny oraz architektury bloku. Przeprowadzono także analizę ekonomiczną przedsięwzięcia, wykazując jej efektywność i konkurencyjność.

W II fazie opracowano projekty krytycznych elementów i komponentów bloku, innowacyjne projekty dla minimalizacji niezbędnych i kosztownych stopów niklowych, podjęto przygotowania do konstrukcji demonstracyjnego bloku (określono dostawców urządzeń) i kontynuowano badania wytrzymałościowe materiałów konstrukcyjnych.

Ostatnim etapem prac związanych z opracowaniem technologii bloków na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary miało być uruchomienie instalacji demonstracyjnej – bloku o mocy elektrycznej netto 400 MW opalanego węglem kamiennym („700 Demo Plant”) zlokalizowanego w Wilhelmshaven (Niemcy) [7]. Jednak okazało się, że wyniki były rozczarowujące ze względu na liczne pęknięcia powstałe w elementach grubościennych wykonanych ze stopu niklowego Inconel 617. Skutkiem tego E.ON odłożył budowę instalacji demonstracyjnej w czasie i postanowił przeprowadzić długoterminowe badania spoin w elementach grubościennych. Instalacja badawcza miała zostać zamontowana w kotle we Włoszech i obecnie pozostaje w fazie planowania [2].

Równoległe z badaniami nad materiałami konsorcja europejskich wytwórców wspierały programy testów komponentów. Celem tych działań było potwierdzenie technicznej dojrzałości nowych rozwiązań technicznych i materiałów na krytyczne elementy bloku. Stanowiska badawcze zainstalowano w kilku elektrowniach europejskich i mają na celu zdobycie wiedzy odnośnie do wła-

ściwości wytrzymałościowych, metod produkcji, obróbki i spawania nowych materiałów oraz związanych z tym kosztów.

Najważniejsze projekty badawcze realizowane w Europie przedstawiono w tabeli 1. Uruchomienie bloku demonstracyjnego A-USC w Europie o mocy 500 MW przewidziano na 2021 rok [8].

Tabela 1. Główne projekty badawcze realizowane w Europie

Projekt	Status	Temperatura pary, °C	Ciśnienie pary, MPa	Okres
AD700 I i II	projekt zakończony	-	-	1998-2006
Marcko II i III	projekt zakończony	-	-	2002-2010
COMTES 700	projekt zakończony, przeprowadzone krótkotrwałe testy komponentów w kotle	705	22,6	2004-2011
COORETEC i COORETEC 2	długoczasowe testy komponentów w kotle	650-750	brak danych	2006-2015
HWT I i II	długoczasowe testy komponentów w kotle	725	16,7	2008-2015
ENCIO	długoczasowe testy komponentów w kotle	700	17,7	2011-2018

3.2. Badania amerykańskie

W USA również prowadzone są prace badawczo-rozwojowe mające na celu osiągnięcie temperatury pary świeżej 700 °C. Jednocześnie Departament Energii (US DOE) finansuje program badawczy, którego celem jest budowa bloku węglowego pracującego przy jeszcze wyższej temperaturze pary świeżej: 760 °C.

Tabela 2. Okres czasowy przewidziany dla rozwoju technologii A-USC bloków na węgiel kamienny [8]

2012-2020	Komercyjnie dostępne bloki nadkrytyczne i ultra-nadkrytyczne, badania i rozwój technologii A-USC
2021-2025	Komercyjnie dostępne bloki ultra-nadkrytyczne, blok demonstracyjny A-USC z CCS
2026-2030	Komercyjnie dostępne bloki A-USC
2031-2050	Bloki A-USC z CCS komercyjnie dostępne

Program amerykański, realizowany od 10 lat, obejmuje zakres badań materiałowych podobny do realizowanego w Europie, a jego zaawansowanie jest również zbliżone do programu europejskiego. Fazą następną również ma być projekt demonstracyjny. W ciągu ostatniej dekady, w ramach programu prze-

prowadzono obszerne badania laboratoryjne, badania wytwórcze, badania korozyjne, studia projektowe [5]. Uruchomienie instalacji demonstracyjnej o mocy 600 MW przewidziano na 2021 rok [8]. Przewidywane w USA ramy czasowe dla zakładanej komercjalizacji technologii bloków A-USC oraz technologii wychwytu i składowania CO₂ przedstawiono w tabeli 2.

3.3. Badania azjatyckie

W Japonii (od 2008 roku), Chinach (od 2011 roku), Indiach (od 2011) oraz Korei Południowej (od 2012 roku) również realizowane są programy rozwojowe energetyki węglowej. W ramach 9-letniego wielkoskalowego projektu główni japońscy producenci kotłów i turbin parowych rozpoczęli współpracę w celu sprawnego i szybkiego rozwoju technologii A-USC. Program rozpoczął się pracami nad elementami kotłowymi. Określono podstawowe własności wytrzymałościowe oraz spawalnicze materiałów konstrukcyjnych oraz wyprodukowano rury o małych i dużych średnicach ze stopów niklowych. W ramach programu opracowano materiały konstrukcyjne kotła i rozpoczęto testy wytrzymałościowe (rozciąganie, pełzanie, spawanie, gięcie). Jednocześnie testowane są materiały na wirnik i kadłub turbiny parowej. Przeprowadzane są również testy spawalnicze wirników. W latach 2015-2016 zostaną przetestowane przegrzewacze pary, rurociągi i zawory z wykorzystaniem istniejącego kotła, a w latach 2014-2016 wirnik turbiny [1].

W Japonii skupiono się w dużej mierze na planach modernizacji istniejących jednostek poprzez podniesienie parametrów pary. Uruchomienie pierwszego bloku przewidziano na rok 2020.

W Chinach celem jest opracowanie technologii dla bloków na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary A-USC na bazie doświadczeń związanych z eksploatacją bloków USC oraz wyników europejskich i amerykańskich programów badawczych. Uwieńczeniem chińskiego programu rozwoju energetyki węglowej ma być uruchomienie i eksploatacja pierwszego bloku A-USC w 2020 roku.

Z kolei bardziej ambitny program w Indiach ma perspektywę czasową roku 2017, traktowaną jako osiągalną i będącą podstawą dla komercyjnego upowszechnienia technologii w następnym dziesięcioleciu.

4. Kocioł parowy

W ramach realizacji projektów badawczych prowadzono wielostronne prace nad nowymi generacjami kotłów i turbin parowych. Rozwijanych jest kilka koncepcji konstrukcji kotła parowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary.

4.1. Podstawowe koncepcje kotłów parowych

W trakcie procesów projektowych kotła oceniono, iż największa redukcja kosztów może zostać osiągnięta poprzez skrócenie rurociągów pary świeżej i wtórnie przegrzanej. Z tego też powodu firmy związane z budową kotłów opracowały kilka koncepcji kotłów na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary:

- kocioł dwuwieżowy lub odwrócony kocioł dwuciągowy (znaczna redukcja długości rurociągów parowych),
- kocioł horyzontalny z wylotami pary umieszczonymi na szczycie kotła (stosunkowo niewielka wysokość kotła, znaczne skrócenie rurociągów parowych),
- kocioł typu Bensona z zastąpionymi rurami spiralnymi w obrębie komory paleniskowej rurami pionowymi z wewnętrznym, spiralnym ożebrowaniem (poprawa wymiany ciepła, tańsza produkcja i eksploatacja, znaczne skrócenie rurociągów),
- zagłębienie kotła poniżej poziomu „0”, podniesienie poziomu maszynowni (turbozespołu) z obecnej, typowej wysokości 14-16 m do ok. 25-30 m.

4.2. Materiały do budowy kotła

Rozwój technologii energetycznych jest możliwy jedynie wraz z rozwojem materiałów i technologii spawania oraz gięcia, spełniających podwyższone wymagania odpowiednich właściwości użytkowych.

W ramach prac nad nowymi materiałami eksploatacyjnymi, które są prowadzone w Europie, Stanach Zjednoczonych, Rosji, Japonii, Chinach, Indiach, Korei Południowej testuje się podobne materiały. Główne cele tych badań to:

- identyfikacja odpowiednich wysokotemperaturowych stopów,
- demonstracja prototypowej produkcji i spawania,
- zdefiniowanie właściwości i dopuszczalnych naprężeń.

Przykładową listę materiałów przewidzianych do zastosowania na elementy kotłów A-USC przedstawia tabela 3.

Ocena większości stopów pod względem możliwości wykonania węzłów konstrukcyjnych kotła jest prawie zakończona, jednakże jednym z najważniejszych wyzwań wdrożenia technologii A-USC jest wykonanie, z nadstopów niklu, dużych elementów kotła jak i turbiny na przemysłową skalę. Właściwości mechaniczne nowych stopów na bazie niklu wykazują, iż możliwe jest wykonanie z nich elementów cienkościennych i grubościennych kotła pracujących w temperaturze do 750 °C.

W Europie prowadzone są testy komponentów wykonanych z nowych rodzajów stali zamontowanych w pracujących kotłach parowych. Jednym z najbardziej zaawansowanych projektów jest niemiecki projekt COORETEC, w ramach którego testuje się po dwa elementy przegrzewacza pracujące w temperaturze pary 650-750 °C w trzech niemieckich elektrowniach [6].

Tabela 3. Stale kandydujące do kotła bloku A-USC [9]

Element kotła	Temperatura pary świeżej/Temperatura pary przegrzanej	
	700 °C/700 °C (projekt europejski AD700)	730 °C/760 °C (amerykański program badawczy)
Komora wylotowa SH /Główne rurociągi pary	Nimonic263, CCA617	IN740
Komora wylotowa RH//Rurociągi RH	Nimonic263	IN740
Panele SH	Super304H, Sanicro25, HR3C, Super304H, 310N	IN617, 347HFG
Koniec SH	IN617, IN740	IN740
Główne elementy RH	Sanicro25, HR3C, Su- per304H	304H, 347HFG
Koniec RH	IN617, IN740	Haynes 230, Super304H, HR120
Podgrzewacz	SA 210C	SA 210C
Dolna ściana ekranowana	T23	T23
Górna ściana ekranowana	TI B1010, 7CrMoV T23, HCM12	T92, HCM12
SH – przegrzewacz pary świeżej, RH – przegrzewacz międzystopniowy Ciśnienie: 30MPa		

5. Turbina kondensacyjna

Podniesienie temperatury pary powyżej 700 °C w siłowniach super nadkrytycznych najnowszej generacji ma wpływ na koncepcję całego układu siłowni oraz na konieczność wprowadzenia nowych rozwiązań do niektórych maszyn i urządzeń. W największym stopniu dotyczy to zmian w konstrukcji zarówno elementów kotła jak i elementów turbiny parowej.

5.1. Podstawowe koncepcje konfiguracji turbiny

Podstawowe koncepcje konfiguracji turbiny, jakie przyjmowane są przez producentów zależą od przyjętych założeń projektowych. Należą do nich:

- parametry pary świeżej i parametry przegrzewu,
- moc turbiny,
- ciśnienie w skraplaczu,
- koszt nowych materiałów i ich własności (połączenie kotła z turbiną, elementy turbiny).

Ogólna koncepcja maszyn i urządzeń, ich rozmieszczenie musi uwzględniać wysokie koszty stopów niklowych, przewidzianych dla rurociągów parowych łączących kocioł z turbiną. W celu zmniejszenia długości rurociągów Babcock rozważa zastosowanie kotła o budowie horyzontalnej [10]. Wspomina się też o koncepcji rozdzielania turbiny i umieszczenia jednej części (WP i SP) na wyższym poziomie, a drugiej (LP) na poziomie gruntu. Wskazuje to na poszukiwanie optymalnych rozwiązań pod względem ekonomicznym w dość szerokim zakresie.

Podstawowe różnice w konfiguracji turbiny wynikają z przyjęcia dla obiegu pojedynczego lub podwójnego przegrzewu pary. Ilość przegrzewów pary zależy głównie od przyjętych parametrów pary świeżej oraz wartości ciśnienia w skraplaczu. Dla najczęściej spotykanych zakresów ciśnień 4-6 kPa proponowane rozwiązania uwzględniają podwójny przegrzew międzystopniowy. Podział turbiny na części i konfiguracja rozpliwów pary w poszczególnych częściach zależą głównie od mocy turbiny i związanym z nią strumieniem pary. W związku z tym rozważa się koncepcje dla turbin o mocy 500-700 MW oraz dla turbin o mocy 1000-1100 MW. Proponowane rozwiązania dotyczące układu turbiny na parametry supernadkrytyczne są bardzo zbliżone do opanowanych i sprawdzonych koncepcji stosowanych dla turbin na parametry nadkrytyczne.

5.2. Technologia wykonania

Podwyższenie temperatury pary kierowanej do turbiny do wartości przekraczających 700° C wymaga zastosowania do produkcji elementów turbin stopów niklowych. Nie tylko podwyższona temperatura ma istotne znaczenie przy doborze materiału, lecz także podwyższenie ciśnienia. Ta kombinacja wzrostu parametrów stanowi znaczne wyzwanie technologiczne i konstrukcyjne.

Przejęcie ze stopów wysokochromowych na stopy niklowe w konstrukcji turbin wiąże się nie tylko z zastąpieniem w konstrukcji jednego materiału innym, lecz również wymaga wprowadzenia zmian konstrukcyjnych.

Podstawowym problemem dla wykonania elementów turbiny oprócz propozycji nowego stopu jest opanowanie technologii wykonania z tego materiału elementów, które można zastosować w turbinach. Wymagane jest opanowanie technologii odlewania oraz kucia dużych wlewków. W technologii odlewania istotne jest opanowanie technologii wykonania elementów kadłuba turbiny lub zaworów.

Zastosowanie technologii spawania przy wytwarzaniu wirników i kadłubów turbin jest brane pod uwagę przez wszystkich producentów turbin. Zakłada się, że wirnik będzie wykonany z kilku części. W tym celu konieczne jest opanowanie technologii spawania elementów wykonanych ze stopu niklu oraz technologii połączenia spawanego między stopem niklu i żarowytrzymałą stałą ferrytyczną. Część narażona na wysoką temperaturę będzie wykonana ze stopu niklowego.

W niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych turbiny wprowadzana jest technologia chłodzenia.

Pompy wody zasilającej

W obliczeniach koncepcyjnego bloku parowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary przyjęto, że sprawność wewnętrzna pompy wynosi 85%, a sprawność mechaniczna 99% i uzyskano następujące wyniki:

- moc mechaniczna pompy: 31,4 MW
- strumień wody zasilającej: 578,4 kg/s (~2082 t/h)
- ciśnienie na wylocie: 41,2 MPa

Ponadto założono napęd elektryczny pomp. Opierając się na doświadczeniach projektowych bloków na parametry ultra-nadkrytyczne, gdzie wymagane parametry wody zasilającej są zbliżone do podanych powyżej, konieczne staje się zainstalowanie w układzie co najmniej 2 pomp wody zasilającej o napędzie elektrycznym.

6. Sprężarki CO₂

Charakterystyka koncepcyjnego bloku węglowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary zakłada dodatkowo wychwyt oraz sprężanie dwutlenku węgla powstałego w procesie spalania. Projekt referencyjny stacji sprężarek zakłada:

- sprężanie CO₂: do 15,3 MPa
- strumień pary do instalacji separacji CO₂: 205,5 kg/s (51,7% strumienia wylotowego z turbiny SP)
- strumień wychwyconego CO₂: 147 kg/s

W chwili obecnej w ofercie produkcyjnej firm sprężarkowych brak jest gotowych konfiguracji wysokoprężnych sprężarek do sprężania CO₂ spełniających warunki projektu. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych różnych

firm wykonane dla potrzeb indywidualnych kontrahentów potwierdzają możliwości produkcyjne stacji sprężarek do wysokociśnieniowego sprężania CO₂ spełniające wymogi bloku referencyjnego:

- a) wielostopniowe sprężarki promieniowe (Dresser-Rand Company, Olean NY 14760)
- b) wielostopniowe zintegrowane sprężarki przekładniowe (MAN Turbo AG, Siemens Turbocompressors, General Electric)

7. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono opracowane analizy możliwości dostawy kotła, turbiny, pomp oraz wentylatorów i sprężarek dla bloku węglowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary. Z przeprowadzonych analiz wynika, iż obecnie nie jest możliwa budowa elektrowni parowej na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary, która charakteryzowałaby się odpowiednią niezawodnością.

Jak wynika z przeprowadzonych analiz głównym elementem hamującym budowę elektrowni kondensacyjnej na najwyższe parametry pary jest rozwój materiałów konstrukcyjnych. Od rozwoju stopów na bazie niklu jest silnie zależna budowa kotła wytwarzającego parę świeżą o parametrach 35 MPa i 700°C oraz turbiny pracującej z parą o tak wysokich parametrach.

Większość programów badawczych prowadzonych na całym świecie zakończyła już testy laboratoryjne nowych rodzajów stali oraz krótkotrwałe testy w pracujących kotłach. Testy te potwierdzają prognozowane wcześniej wartości wytrzymałości na pełzanie czy korozję wysokotemperaturową, jednak, aby w pełni można było zastosować je do budowy kotła na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary muszą się jeszcze z powodzeniem zakończyć długoterminowe badania stopów inconelowych oraz należy w pełni opanować technologie wykonania z tych materiałów elementów, które można zastosować w kotłach. Podobnie, aby była możliwa budowa turbiny parowej na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary konieczne staje się opanowanie technologii odlewania oraz kucia dużych wlewków ze stopów niklowych kandydujących do budowy turbiny oraz technologii spawania dużych elementów, takich jak wirnik turbiny, a także z powodzeniem muszą się zakończyć długoterminowe testy materiałowe.

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] Fukuda M.: A-USC Technology Development Project in Japan, IEA Clean Coal Centre Workshop: Advanced ultrasupercritical coal-fired power plants Vienna, Austria: 19-20 September 2012.
- [2] Gibbons T. B.: Recent Advances in Steels for Coal Fired Power Plant: A Review, *Trans Indian Inst Met* (October–December 2013) 66(5–6):631–640.
- [3] Raport wewnętrzny z Etapu 17-IV.2 Analizy optymalizacyjne i badania przygotowujące do wprowadzenia do polskiej energetyki bloku 50+; Temat IV.2.1.2 Optymalizacja struktury technologicznej bloku dla polskiej sytuacji paliwowej; IV.2.1.5 Analiza z punktu widzenia maszyn i urządzeń.
- [4] Raport wewnętrzny z Etapu 25-VI.1 Opracowanie optymalnych konfiguracji integracji technologii wychwytu CO₂ metodami absorpcji chemicznej z instalacjami siłowni ciepłych (elektrowni i elektrociepłowni); Temat VI.1.6. Proces sprężania CO₂. Optymalizacja termodynamiczna i systemowa dla różnych klas technologii wychwytu i komplikacji obiegu; VI.1.6b. Opracowanie projektu referencyjnego stacji sprężarek CO₂.
- [5] Shingledecker J., Hendrix H., Phillips J., Siefert J., Purgert R., Rawls P.: 1 U.S. Program on Advanced Ultrasupercritical Power Plant Materials – The Economy of Using Advanced Alloys, IEA Clean Coal Centre Workshop: Advanced ultrasupercritical coal-fired power plants Vienna, Austria: 19-20 September 2012.
- [6] Steain-Brzozowska G., Florez D. M., Maier J., Scheffknecht G.: Nickel-base superalloys for ultra-supercritical coal-fired power plants: Fireside corrosion. Laboratory studies and power plant exposures, *Fuel* 108 (2013) 521-533.
- [7] Stolzenberger Ch.: AD700 – Advanced (700°C) PF Power Plant”, Milan 2005.
- [8] Topper J.: Status of Coal Fired Power Plants World-Wide.
- [9] Viswanathan V., Purgert R., Rawls P.: Coal-Fired Power Materials.
- [10] Weitzel P.S., A Steam Generator for 700C TO 760C Advanced Ultra-Supercritical Design and Plant Arrangement: What Stays the Same and What Needs to Change, Technical Paper BR-1896, The Seventh International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants, October 22-25, 2013, Hawaii, U.S.A.

INVESTIGATING OF THE BLADES OF THE H-ROTOR TYPE WIND TURBINE EFFICIENCY

Andrzej Gronczewski, Katarzyna Strzelecka, Grzegorz Hermann

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska
e-mail: andrzej.gronczewski@pwr.wroc.pl, katarzyna.strzelecka@pwr.wroc.pl,
grzegorz.hermann@gmail.com

Wind, as generally available and inexhaustible source of renewable energy, deserves a special mention among many possibilities of obtaining the so-called "clean energy". Thus, the increased use of wind turbines, relatively effective wind energy into electrical energy conversion devices, is observed. In most cases, turbines with horizontal axis of rotation are used, as units capable of producing significant quantities of electrical energy and used for wind farms construction. The construction of the turbine with vertical axis of rotation, used in case of low power demand, is another possible solution. Vertical axis wind turbines are characterized by low noise and lack of dependence on the wind direction, so that, despite the relatively low efficiency, they are used more frequently. In the case of conventional turbine – with horizontal axis of rotation – designing calculations do not cause much difficulties, as it uses a well-developed computational models for airplane propellers. In the case of vertical axis wind turbines, a noticeable shortage of physical and mathematical models can be observed. Due to the small number of scientific studies regarding the calculation of this type of turbine, an attempt to develop a method for determining power turbine with the consideration of the profile and geometric parameters of the working blades was made. Assumed coordinate systems and developed equations of motion allow determining the wind drive power based on the knowledge of the blades aerodynamic coefficients. These coefficients were determined on the basis of experimental studies (conducted in hydrodynamic tunnel) and simulation studies (ANSYS - Fluent). The influence of the real and comparative parameters of the working blades on the wind drive power was presented.

1. Introduction

Wind turbines have found wide application in production of the so-called "clean energy".

On account of power, wind turbines can be divided into 3 groups [1]:

- micro wind turbines – with a power of less than 100 W. They are most commonly used for charging batteries being a part of separated electric circuits;

- small wind turbines – with a power from 100 W up to 50 kW. They are used to produce electricity for a single household, greenhouse as well as for small businesses (wind power plants with a power of 3–5 kW are the most popular). As demand periods do not have to coincide with the production periods, it is necessary to store the energy while producing the electricity from wind power plant in isolated network [2];
- large wind turbines – in practice, with a power above 100 kW. They are primarily used for the production of electricity sold to the power network.

Areas of the country where it is possible to locate a wind farm are determined on the basis of updated wind maps. According to the Polish Wind Energy Association, new investments can be realized in 29.8% of the territory of Poland, but only 8.9% of the country has favorable conditions, solely 1.4% has very favorable conditions for the location of wind turbines [3]. Technical condition and power network parameters are also the serious restrictions for building large wind farms.

However, small wind turbines using favorable local wind conditions (also wind speed increase on an obstacle), may turn out a cost-effective solution. Due to a number of advantages – including lack of requirement to set in the wind direction, strong wind resistance, easy assembly and disassembly as well as a low noise [4] – small vertical axis wind turbines deserve a special investigation.

2. THE POWER OF THE WIND TURBINE

2.1. Coordinate systems

Three cartesian coordinate systems were assumed (Fig. 1):

- $\mathbf{OX}_a\mathbf{Z}_a$ – coordinate system related to the wind direction. The center of this coordinate system lies on the rotor axis of rotation. The \mathbf{X}_a -axis is parallel to the direction of the wind velocity vector and has an opposite sense. This system divides the plane of rotation into four fourths (KI ÷ KIV);
- \mathbf{OUR} – coordinate system related to the rotor blade. That is a coordinate system combined with the rotor blade and moving with it. The center of the coordinate system lies at the intersection of the axis of the blade mounting arm with its chord. The \mathbf{U} -axis lies on the blade profile chord.
- \mathbf{OXZ} – coordinate system related to the flow. The center of the coordinate system lies at the intersection of the symmetry axis of the arm with the blade profile chord. The \mathbf{X} -axis is parallel to the direction of the resultant flow—around velocity vector \mathbf{W} and has an opposite sense.

The working position of the rotor blade in the plane of rotation is determined by the "blade azimuth". Azimuth is the angle between the \mathbf{X}_a -axis ($\mathbf{OX}_a\mathbf{Z}_a$ coordinate system) and the \mathbf{R} -axis (\mathbf{OUR} coordinate system).

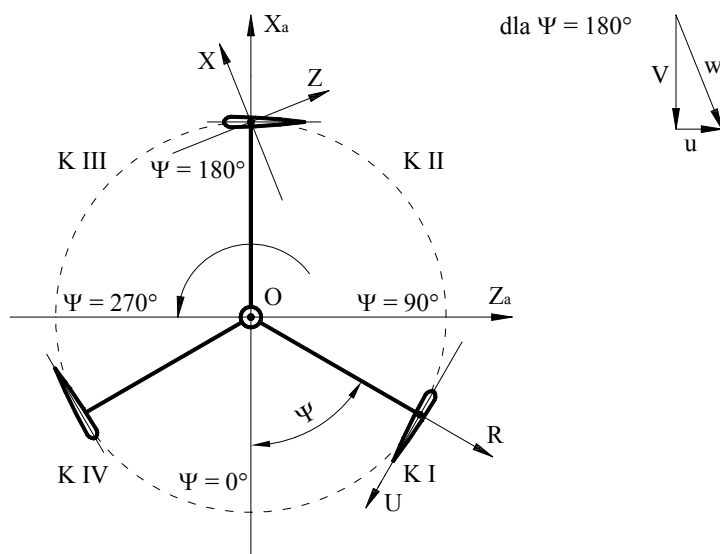


Fig. 1. Coordinate systems (own work)

2.2. Calculating power and torque of the wind turbine

The torque and power are the basic parameters of the wind turbines. The wind turbines working, both those with horizontal and vertical axis of rotation, is based on the use of aerodynamic forces generated on the working parts of the drive flown around by air. Calculation of the wind turbine power by determining the aerodynamic forces creates problems due to the fact that the rotation of the drive causes the change of the forces. Generally, the power of the wind turbine is calculated for the whole wind rotor from the formula [e.g. 5],

$$N = \frac{1}{2} C_N \rho A V^3 \quad (1)$$

where: C_N – aerodynamic efficiency, ρ – density of air, A – reference surface area, V – free wind velocity.

Parameters that have an influence on the wind drive power: shape of the blade profile, blades' angle of attack, geometric parameters of the blades, number of blades, mutual blades interference resulting from the vortex wake behind each blade while rotation. The effect of these parameters on the power of the drive is included in the C_N drive power factor. Determination of the power factor for the entire wind drive allows to calculate the effective power, however, makes it impossible to assess the effectiveness of individual working blades. Therefore, authors of this paper propose a wind drive power calculation by de-

termining the aerodynamic forces acting on each rotor blade. This approach greatly simplifies the procedure of determining the effect of immeasurable quantities of the working blades parameters on the wind power drive. The drawback is the inability to determine the effect of the blades interference on the value of aerodynamic forces. However, a thesis that determination – in experiments – of aerodynamic forces acting on a single working blade will enable to evaluate the effectiveness of various shapes of working blades, can be formulated. Power of the wind turbine can be calculated from the formula mentioned below,

$$N = \mu k u \int_0^{2\pi} P(\psi) d\psi \quad (2)$$

The torque of an individual blade of the wind turbine can be calculated from the formula,

$$M_N = P(\psi) r \quad (3)$$

The total torque of the wind turbine can be calculated from the formula,

$$M = \sum_{i=1}^k M_{Nk} \quad (4)$$

where: N – power of the wind turbine, μ – interference coefficient, k – number of the wind turbine rotor blades, u – lifting velocity, $P(\psi)$ – normal force of the blade (driving force of the blade), ψ – azimuthal position of the blade, M_N – the torque of an individual blade, M – the torque of the wind turbine, r – radius of the rotor.

Calculation of the torque and power of the drive requires determining the value of the $P(\psi)$ normal blade force. The normal force can be calculated from the following dependence,

$$P(\psi) = P_Z \sin \alpha + P_X \cos \alpha \quad (5)$$

$$P_Z = C_Z \frac{\rho W(\psi)^2}{2} S \quad P_X = C_X \frac{\rho W(\psi)^2}{2} S \quad (6)$$

where: P_Z – aerodynamic lift, P_X – head resisting force, C_Z , C_X – coefficients of the aerodynamic forces, ρ – density of air, $W(\psi)$ – the air flow-in velocity, S – working surface of the blade.

The use of equations (5 and 6) requires the knowledge of the C_Z and C_X aerodynamic forces coefficients values that can be determined on the basis of the simulation studies.

Driving force of the rotor blade can be also calculated from the following formula,

$$P(\psi) = C_U(\psi) \frac{\rho W(\psi)^2}{2} S \quad (7)$$

where: $C_U(\psi)$ – dimensionless driving force coefficient

Driving force coefficient can be determined by testing models of working blades in hydrodynamic tunnel.

3. The flow-in velocity and the angle of attack of the rotor blade

Determining the $P(\psi)$ driving force requires the determination of the air flow-in velocity and the angle of attack of the blade. The flow-in velocity is the vector sum of the V air velocity (wind velocity) and the W flow-in velocity resulting from the rotational motion of the wind rotor drive (lifting velocity). The α angle of attack is the angle contained between the chord of the blade and the direction of the resultant air flow-in vector (Fig. 2).

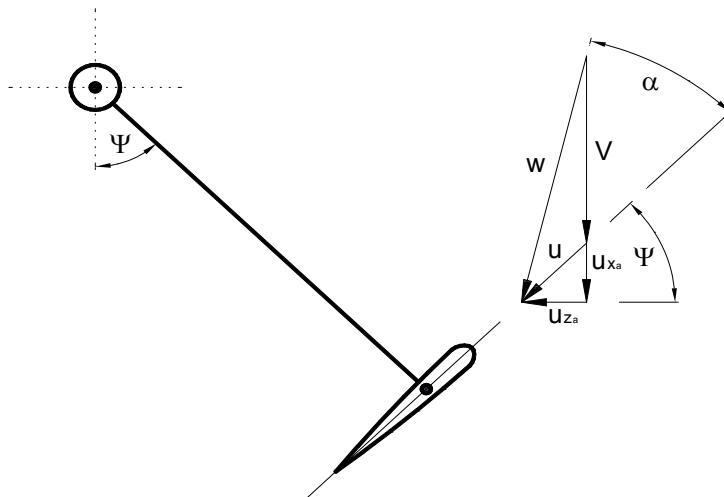


Fig. 2. The flow-in velocity and the angle of attack (own work)

The value of the resultant flow-in velocity for any position of the blade force, can be calculated from the formula,

$$W = \sqrt{(V + u \sin \psi)^2 + (u \cos \psi)^2} \quad (8)$$

Lifting velocity (u), resulting from the rotation of the rotor depends on the rotational speed (n) and the radius of the drive rotor (r),

$$u = \frac{\pi r n}{30} \quad (9)$$

The value of the flow-in velocity changes during rotation (Fig. 3).

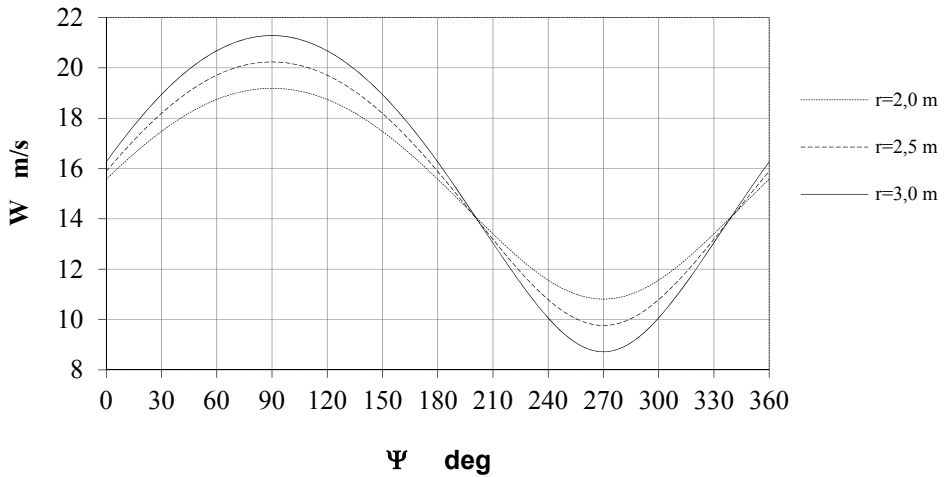


Fig. 3. Dependence of the air flow-in velocity on the blade azimuth for various radii of the rotor ($V=15\text{m/s}$, $n=20\text{rpm}$) (own work)

The angle of attack for the I and IV fourths can be calculated from the relation,

$$\alpha_{\text{I,IV}} = \arctg \left(\frac{V + u \sin \psi}{u \cos \psi} \right) - \psi \quad (10)$$

$$\alpha_{\text{II,III}} = \arctg \left(\frac{V + u \sin \psi}{-u \cos \psi} \right) + \psi - 180$$

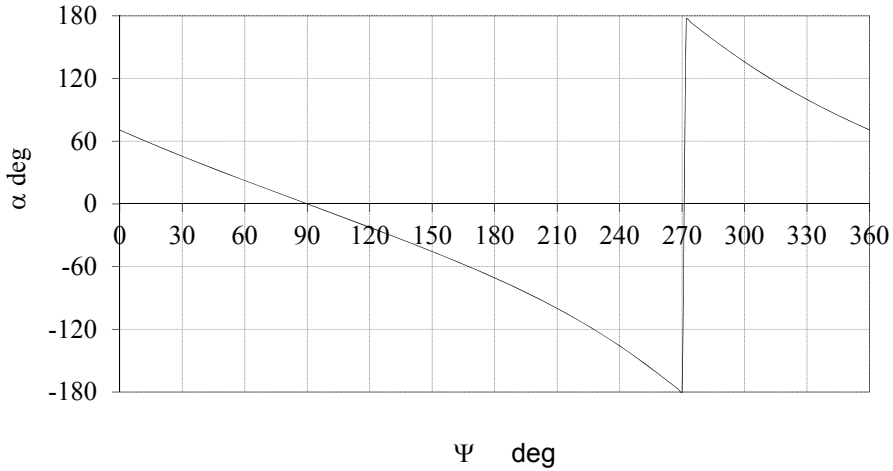


Fig. 4. Dependence of the blade angle of attack on the blade azimuth
($V = 15\text{m/s}$, $n = 20\text{ rpm}$, $r = 3\text{ m}$)

4. Results of simulation and experimental researches

4.1. Simulation research

Simulation studies were carried out with the usage of Ansys Fluent 14.0. Simulations were conducted for five various airfoil profiles: NACA 0008, NACA 0021, NACA M8, M18 NACA, Clark Y. The same numerical grid, identical boundary conditions, physical parameters and the type of fluid flow were used for each profile. Changing the blade azimuth (ψ) at 2° in the range of 0° to 360° , 180 simulations were carried out for each model. Determination of the aerodynamic forces coefficients C_z and C_x (Fig. 5 and Fig. 6) for the calculation of the driving force – in accordance with (4 and 5) dependencies, was the objective of the study.

Simulation studies and calculations performed on the basis of these studies demonstrated that the torque of the wind drive depends on the type of the blade profile and the number of working blades (Fig. 7 and Fig. 8). Results of the researches allow the choice of the most favorable (in terms of aerodynamics) working blade profile. In this case, it is a NACA 0021 profile.

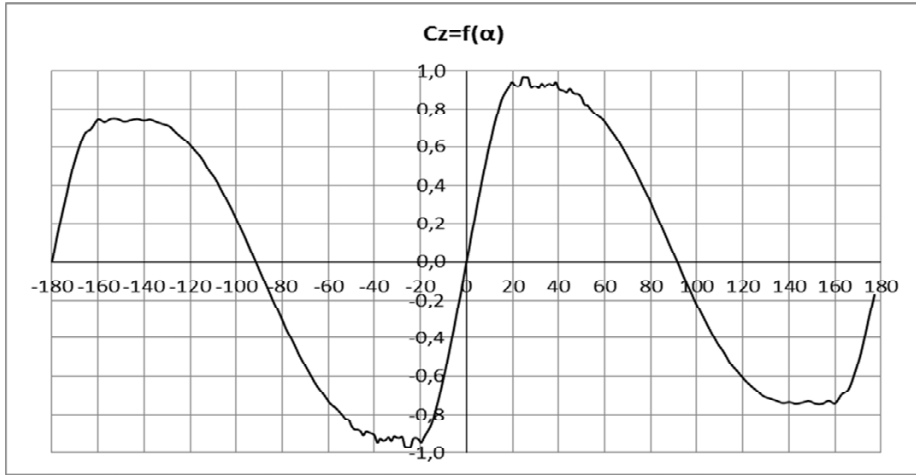


Fig. 5. Dependence of the lift force coefficient on the angle of attack for NACA 0008 profile (own work)

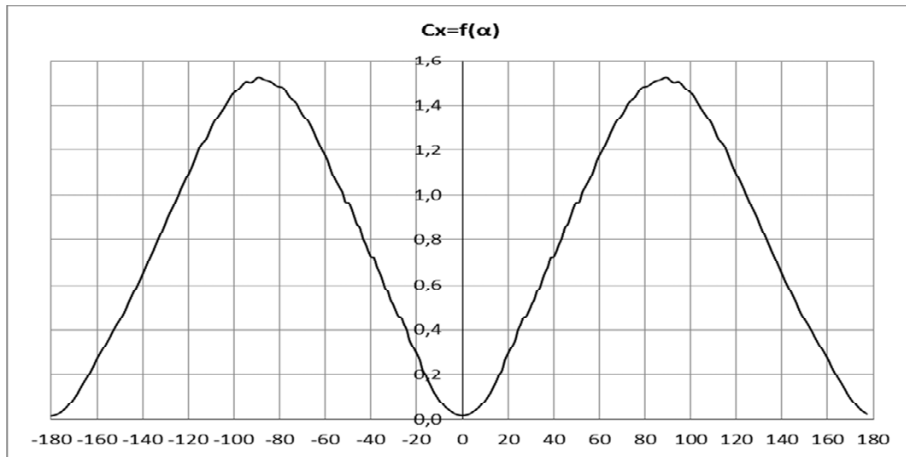


Fig. 6. Dependence of the frontal resistance force coefficient on the angle of attack for NACA 0008 profile (own work)

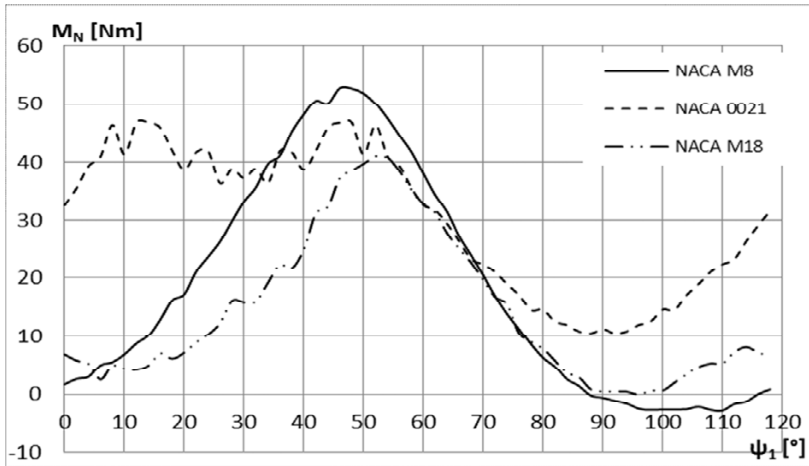


Fig. 7. The drive torque as a function of the azimuth position of the blade number 1 (three blade drive) (own work)

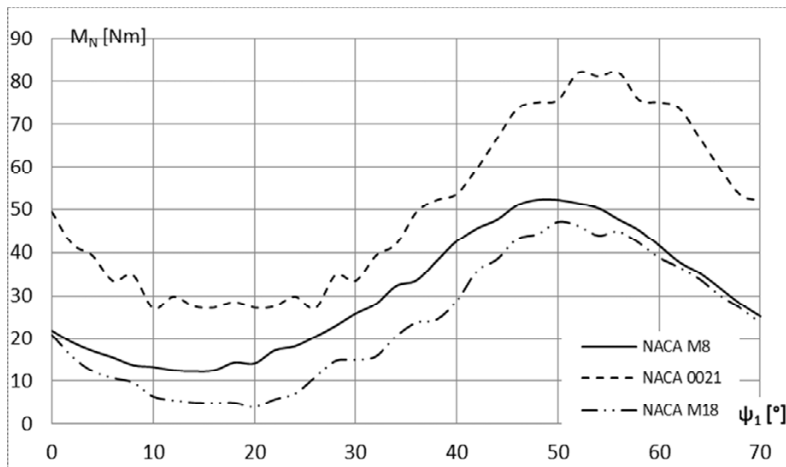


Fig. 8. The drive torque as a function of the azimuth position of the blade number 1 (five blade drive) (own work)

4.2. Experimental research

Experimental studies were carried out in the Rolling Hills Research Corporation water tunnel company – model 2436. The tunnel allows direct determination of the normal force coefficient $C_U(\psi)$ and consequently – calculation of the driving force of the blade by equation (7). The value of the driving force coefficient changes with the change of the position of the blade azimuth. For the an-

gle of attack range of $\alpha = \pm 60^\circ$, the drive force coefficient has negative values. That means that in this range of the angle of attack this force is a braking force of the rotor rotation (Fig. 9 and Fig. 10).

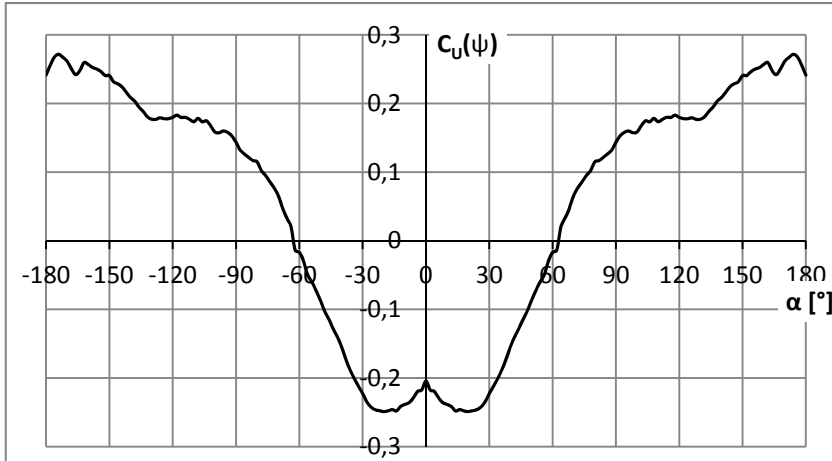


Fig. 9. Dependence of the driving force coefficient on the angle of attack for the NACA 0021 profile (own work)

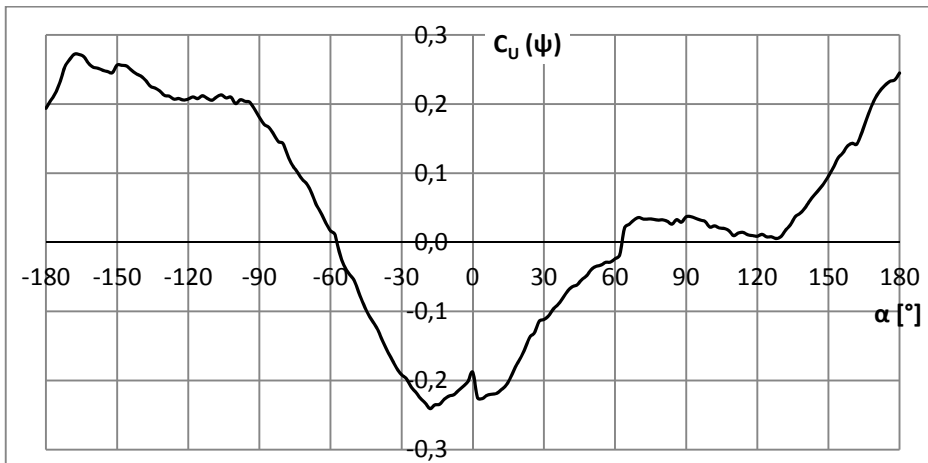


Fig. 10. Dependence of the driving force coefficient on the angle of attack for the NACA M8 profile (own work)

5. Summary

Determination of torque and wind drive power causes difficulties arising from the need of taking the influence of working blades parameters into account. Authors of this paper propose a method to assess the efficiency of the working blades using simulation studies that allow to determine the lift and drag forces for a single blade, or by testing blades' models in hydrodynamic tunnel and determining directly the driving force of the blade in such a way. Both simulation and experimental results allow for comparison of the aerodynamic efficiency of various types of working blade profiles. Furthermore, there is a possibility to calculate the torque and power of the whole wind turbine (without taking the interference of the blades into consideration). The proposed method of assessing the effectiveness of working blades is relatively simple. Developing a method taking the impact of working blades interference on the torque and wind drive power into account, is going to be the next stage of work on the issue of assessing the effectiveness of the drive working blades.

References

- [1] Nalepa K., Miąskowski W., Pietkiewicz P., Piechocki J., Bogacz P.: *Poradnik małej energetyki wiatrowej*. Olsztyn, 2011.
- [2] Wolańczyk F.: *Elektrownie wiatrowe*. Krosno: Wydawnictwo i Handel Książkami KaBe, 2009.
- [3] Kassenberg A.: *Perspektywy rozwoju energetyki wiatrowej*. *Studia BAS*, 1, 31, 2012, s. 209-232.
- [4] Patel M.L.: *Wind and solar power systems*. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2006.
- [5] Burton T., Jenkins N., Sharpe D., Bossanyi E.: *Wind Energy Handbook*. Chichester: John Wiley and Sons, 2011.

ANALIZA PORÓWNAWCZA UKŁADÓW KOGENERACYJNYCH MAŁEJ MOCY ZASILANYCH BIOMASĄ

Franciszek Strzelczyk¹⁾, Andrzej Wawszczak²⁾

¹⁾ Politechnika Świętokrzyska, Katedra Energoelektroniki,
25-314 Kielce, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, franciszek.strzelczyk@p.lodz.pl

²⁾ Politechnika Łódzka, Instytut Elektroenergetyki,
90-924 Łódź, ul. Stefanowskiego 18/22, andrzej.wawszczak@p.lodz.pl

W rozdziale przedstawiono analizę termodynamiczną małej mocy (<1 MWe) układów kogeneracyjnych: parowodnych i ORC, zasilanych energią ze spalania biomasy. W parowym układzie kogeneracyjnym wykorzystano kocioł parowy oraz turbinę przeciwprężną bez upustów. Układ ORC zamodelowano w typowej, kogeneracyjnej konfiguracji z wykorzystaniem kotła z olejem termalnym o temperaturze wrzenia <350°C (MARLOTHERM SH) oraz niskowrzącymi czynnikami termodynamicznymi: toluenem i MDM. Określono sprawność brutto i netto tego typu układów oraz wpływ parametrów termodynamicznych układu parowodnego na jego efektywność energetyczną. Do obliczeń i analiz został wykorzystany program obliczeniowy IPSEpro-PSE [1].

1. Wstęp

Technologie energetycznego wykorzystania biomasy i odpadów można podzielić na dwie zasadnicze grupy, technologie wykorzystujące: biochemiczne lub termochemiczne przekształcenia. Do grupy biochemicznych technologii zaliczają się wszelkiego rodzaju instalacje realizujące procesy fermentacji metanowej lub alkoholowej. Szczególnie fermentacja metanowa realizowana w różnego rodzaju biogazowniach (odpady z rolnictwa, odwodnione osady ściekowe, wysypiska odpadów komunalnych), staje się, również w warunkach polskich, mimo stosunkowo dużych nakładów inwestycyjnych, coraz bardziej popularna. Z kolei do grupy termochemicznych technologii można zaliczyć różnego rodzaju instalacje realizujące procesy: spalania, zgazowania i pirolizy. Przy czym należy zaznaczyć, że instalacje zgazowania oraz pirolizy biomasy i odpadów są ciągle w fazie rozwoju, i w zasadzie nie doczekały się jeszcze w pełni komercyjnych, co najmniej samowystarczalnych eksploatacyjnie, realizacji dojrzałych technicznie, o licznych zastosowaniach i długich listach referencyj-

nych. Wśród wymienionych tu technologii zdecydowanie spalanie biomasy i odpadów ma największy potencjał w generowaniu energii ze źródeł odnawialnych. Stosując pewne uogólnienie można stwierdzić, że biomasę i odpady o dużej wilgotności (>60%) można energetycznie wykorzystać w biogazowniach. Natomiast biomasę, szczególnie pochodzenia roślinnego (drewno odpadowe, słoma) oraz zmieszane odpady komunalne, o zdecydowanie mniejszej wilgotności (<40%) można spalać w kotłach rusztowych lub fluidalnych. Użyte w wyniku spalania ciepło należy wykorzystać do ogrzewania i generacji energii elektrycznej w wysokosprawnej kogeneracji.

Istotnymi cechami, nieprzetworzonych biomasy i odpadów, jest ich duże rozproszenie terytorialne i relatywnie mała, w stosunku do paliw kopalnych, gęstość energetyczna ($[GJ/m^3]$). Obydwie te cechy są źródłem problemów z ich pozyskiwaniem i transportem. Chcąc ograniczyć koszty oraz zwiększyć efektywność energetyczną i środowiskową wykorzystania biomasy i odpadów, należy dążyć do ich pozyskiwania lokalnie, z niedużych odległości (<30...50 km) [4]. Tak więc instalacje wykorzystujące energetycznie biomasę i odpady (biogazownie i elektrociepłownie) powinny być o stosunkowo małych mocach (małych strumieniach przetwarzanej energii chemicznej biomasy i odpadów).

Obok już rozwijających się i posiadających stosunkowo dużą ofertę małych biogazowni, generujących w kogeneracji ciepło i energię elektryczną, o mocach <1 MWe, istnieje również zapotrzebowanie na małe, komunalne elektrociepłownie spalające biomasę i odpady. Takie lokalne elektrociepłownie byłyby o mocach dostarczanych do sieci ciepłowniczej <5 MWt oraz o mocy elektrycznej <1 MWe. Obecnie spośród technologii możliwych do wykorzystania w tego typu instalacjach na szczególną uwagę zasługują dwa układy z turbinami parowymi pracującymi w obiegu Rankina, jeden z wodą jako czynnikiem termodynamicznym, drugi ze specjalnym płynem o niskiej temperaturze wrzenia, tzw. układ ORC (*Organic Rankine Cycle*).

2. Dane i założenia wstępne

W tab. 1 zestawiono dane do obliczeń modelowych wspólne dla układów: parowodnego i ORC.

Dodatkowo pominięto straty energii w wymiennikach oraz spadki ciśnień w rurociągach łączących poszczególne elementy analizowanych układów cieplnych. Przyjęto również dla układu parowodnego stałą, niezależną od zmian parametrów termodynamicznych, sprawność poszczególnych urządzeń, w szczególności turbiny.

Analizowane układy są układami cieplnym małych elektrociepłowni z turbinami przeciwprężnymi bez upustów, przeznaczonymi głównie do generowania ciepła w wysokosprawnej kogeneracji, dlatego uznano, że wielkością wy-

muszącą moc elektryczną P_{EL} oraz strumień energii w spalanej biomase Q_{BIO} , jest strumień energii przekazanej do sieci ciepłowniczej Q_{SC} . Do obliczeń przyjęto:

$$Q_{SC} = 4 \text{ MWt} \quad (1)$$

Tabela 1. Dane wspólne do obliczeń modelowych

Urządzenie	Parametr	Wartość	Jednostka
kocioł	sprawność	0,8	-
turbina	sprawność wewnętrzna	0,76	-
	sprawność mechaniczna	0,96	-
pompy	sprawność ciśnieniowa	0,76	-
	sprawność mechaniczna	0,96	-
generator	sprawność elektryczna	0,96	-
	sprawność mechaniczna	0,96	-
silniki elektryczne	sprawność elektryczna	0,92	-
	sprawność mechaniczna	0,96	-
wymiennik ciepłowniczy	spadek ciśnienia po stronie parowej	0,1	bar
	spadek ciśnienia po stronie wodnej	2	bar
	przechłodzenie $\Delta t_{sub} =$	2	°C
	niedogrzanie $\Delta t_{out} =$	2	°C
sieć ciepłownicza	ciśnienie na zasilaniu	7	bar
	spadek ciśnienia	4	bar
	temperatura wody na zasilaniu $t_z =$	90	°C
	temperatura wody na powrocie $t_p =$	60	°C

Na podstawie wyników uzyskanych z obliczeń modelowych, dla poszczególnych układów wyznaczono:

- sprawność energetyczna brutto:

$$\eta_b = \frac{P_{EL} + Q_{SC}}{Q_{BIO}} \quad (2)$$

- sprawność energetyczna netto:

$$\eta_n = \frac{P_{EL} - P_{pw} + Q_{SC}}{Q_{BIO}} \quad (3)$$

gdzie: P_{pw} – moc elektrycznych potrzeb własnych układu ciepłego:

ORC: $P_{pw} = P_{POT} + P_{POB} + P_{PWS}$,

parowodnego: $P_{pw} = P_{PWZ} + P_{PSK} + P_{PWS}$,

indeksy zgodne z oznaczeniami na rys. 1 i rys. 3;

sprawność elektryczna brutto:

$$\eta_{elb} = \frac{P_{el}}{Q_{BIO}} \quad (4)$$

sprawność elektryczna netto:

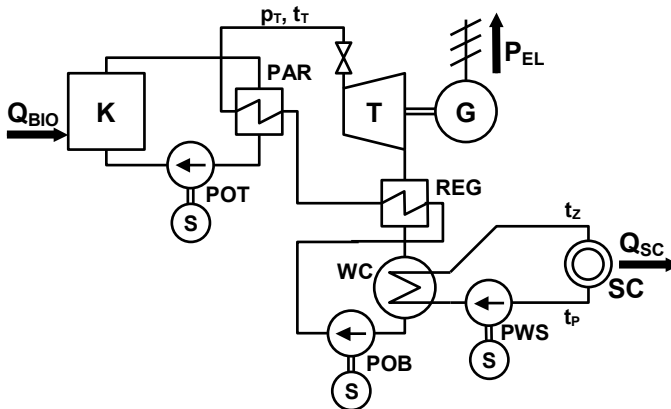
$$\eta_{eln} = \frac{P_{el} - P_{pw}}{Q_{BIO}} \quad (5)$$

wskaźnik skojarzenia:

$$a = \frac{P_{EL}}{Q_{SC}} \quad (6)$$

3. Układ cieplny elektrociepłowni ORC

Do analizy termodynamicznej wykorzystano układ cieplny elektrociepłowni ORC [5], którego schemat został przedstawiony na rys. 1.



Rys. 1. Schemat układu cieplnego elektrociepłowni ORC; K – kocioł, T – turbina, G – generator, PAR – parownik, REG – regenerator, WC – wymiennik ciepłowniczy, SC – sieć ciepłownicza, POB – pompa obiegowa, POT – pompa oleju termalnego, PWS – pompa wody sieciowej, p_T , t_T – ciśnienie i temperatura oleju silikonowego przed turbiną, t_z , t_p – temperatura wody sieciowej na zasilaniu i powrocie, Q_{BIO} – strumień energii w biomase, P_{EL} – moc elektryczna, Q_{SC} – strumień energii do sieci ciepłowniczej

Układ cieplny o schemacie z rys. 1, został zamodelowany w programie IP-SEpro-PSE (rys. 2). Przy czym do obliczeń przyjęto oprócz danych z tab. 1 również dodatkowe dane z tab. 2, typowe dla wysokotemperaturowych układów ORC.

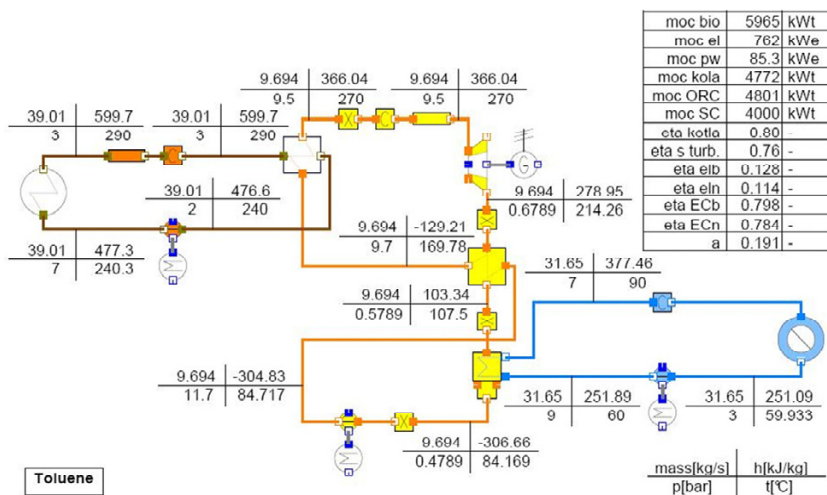
Tabela 2. Dodatkowe dane do modelu elektrociepłowni ORC

Urządzenie	Parametr	Wartość	Jednostka
kocioł	ciśnienie oleju termalnego	7,0	bar
	temperatura oleju termalnego	290	°C
	spadek ciśnienia	4,0	bar
parownik	ciśnienie przed turbiną	9,5	bar
	temperatura przed turbiną	270	°C
	spadek ciśnienia po stronie oleju termalnego	1,0	bar
	spadek ciśnienia po stronie parowej	0,2	bar
regenerator	spadek ciśnienia po stronie parowej	0,1	bar
	spadek ciśnienia po stronie cieczy	2,0	bar

Do obliczeń modelowych wykorzystano dwa, zalecane dla tego typu układów [2], niskowrzące czynniki termodynamiczne: toluen i siloksan OMTS (MDM). Wyniki obliczeń przedstawiono w tab. 3.

Tabela 3. Wyniki obliczeń układu ORC dla niskowrzących czynników termodynamicznych

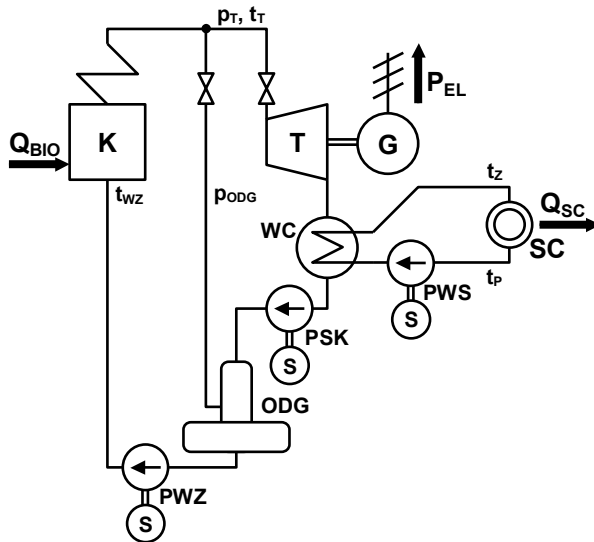
Rodzaj płynu	η_{ECb} [-]	η_{ECn} [-]	η_{elb} [-]	η_{eln} [-]	a [-]
MDM	0,802	0,785	0,115	0,098	0,167
toluen	0,798	0,784	0,128	0,114	0,191



Rys. 2. Schemat i wyniki obliczeń w programie IPSEpro-PSE układu ciepłego ORC z tolueniem jako czynnikiem termodynamicznym

4. Układ cieplny elektrociepłowni parowodnej

Do analizy termodynamicznej wykorzystano możliwie najprostszy parowodny układ cieplny elektrociepłowni z turbiną przeciwprężną bez upustów i z odgazowywaczem atmosferycznym [3]. Schemat tego układu został przedstawiony na rys. 3.

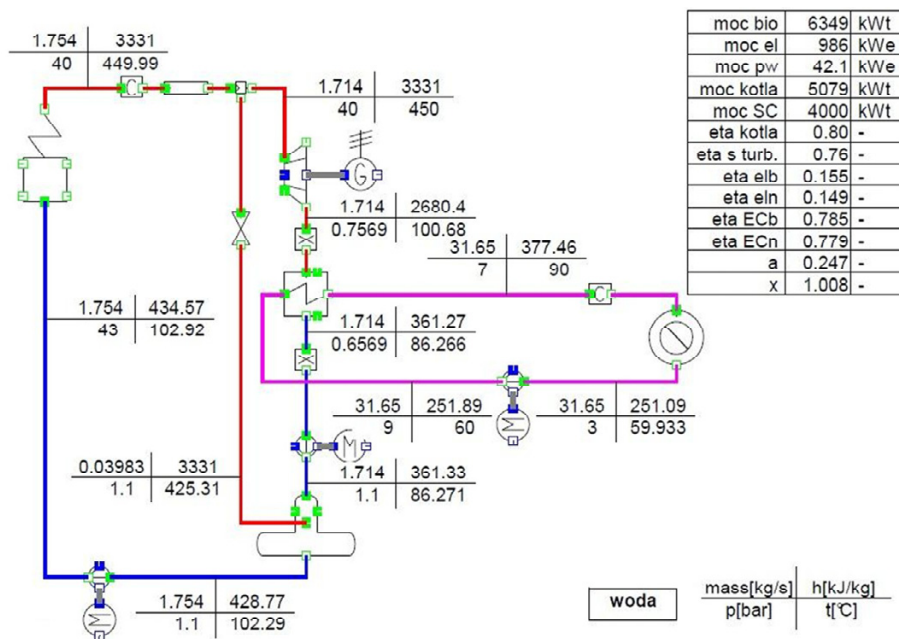


Rys. 3. Schemat układu cieplnego elektrociepłowni parowodnej; K – kocioł, T – turbina, G – generator, WC – wymiennik ciepłowniczy, ODG – odgazowywacz, SC – sieć ciepłownicza, PWZ – pompa wody zasilającej, PSK – pompa skroplin, PWS – pompa wody sieciowej, p_T , t_T – ciśnienie i temperatura pary przed turbiną, t_{WZ} – temperatura wody zasilającej, p_{ODG} – ciśnienie pary do odgazowywacza, t_z , t_p – temperatura wody sieciowej na zasilaniu i powrocie, Q_{BIO} – strumień energii w biomase, P_{EL} – moc elektryczna, Q_{SC} – strumień energii do sieci ciepłowniczej;

Układ cieplny z rys. 3, został zamodelowany w programie IPSEpro-PSE (rys. 4). Przy czym do obliczeń przyjęto oprócz danych z tab. 1 również dodatkowe dane z tab. 4.

Tabela 4. Dodatkowe dane do modelu elektrociepłowni parowodnej

Urządzenie	Parametr	Wartość	Jednostka
kocioł	spadek ciśnienia	6,0	bar
odgazowywacz	ciśnienie pary	1,1	bar
	spadek ciśnienia po stronie parowej	0	bar
	spadek ciśnienia po stronie skroplin	0	bar



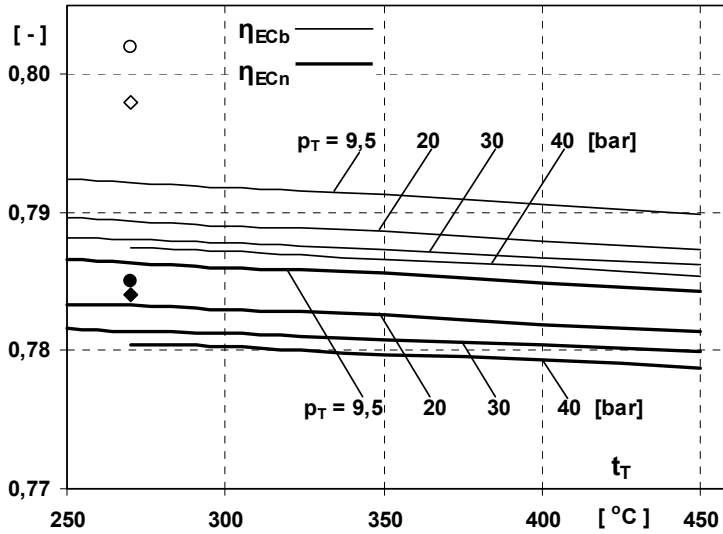
Rys. 4. Schemat i przykładowe wyniki obliczeń ($p_T = 40$ bar, $t_T = 450^\circ\text{C}$) w programie IPSEpro-PSE parowodnego układu ciepłego

Wykonano obliczenia, które miały na celu określenie wpływu zmian ciśnienia i temperatury pary przed turbiną na sprawności parowodnego obiegu termodynamicznego. Przyjęto zakresy zmian parametrów pary przed turbiną: ciśnienia $p_T = (9,5...40)$ bar oraz temperatury $t_T = (250...450)$ °C.

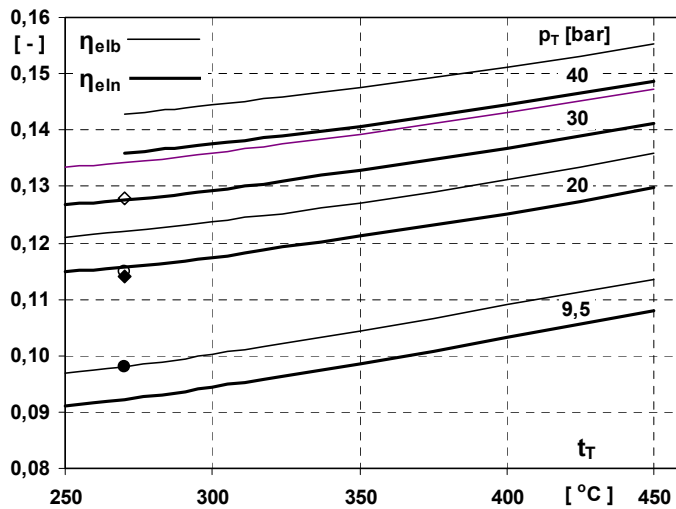
5. Wyniki obliczeń

Na rys. 5 - 7 porównano wyniki obliczeń dla układu parowodnego z analogicznymi dla układu ORC.

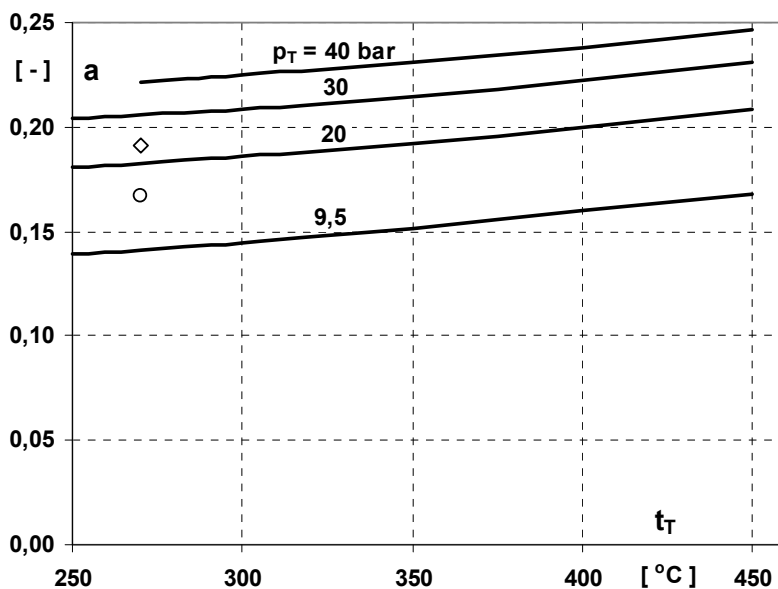
Istotnym zagadnieniem przy doborze parametrów termodynamicznych pary wodnej przed turbiną jest ich wpływ na suchość pary wylotowej z turbiny. Na rys. 8 przedstawiono wpływ ciśnienia i temperatury przegrzanej pary wodnej przed turbiną na suchość pary wylotowej z turbiny.



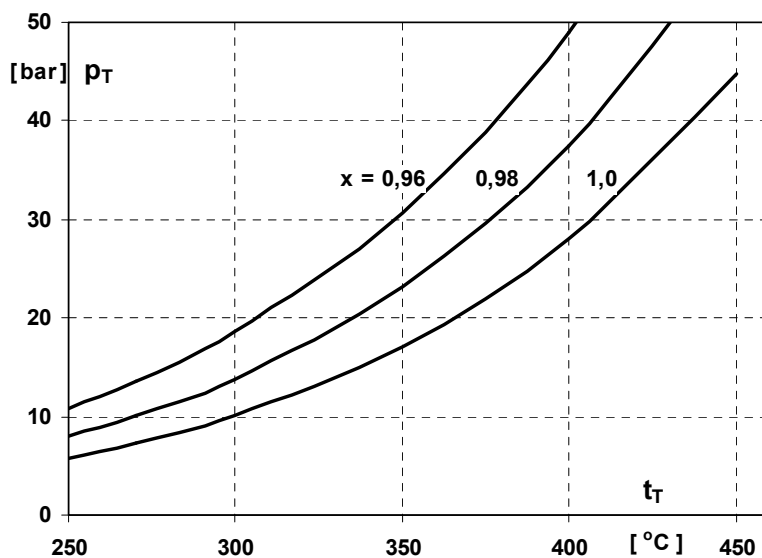
Rys. 5. Wpływ ciśnienia i temperatury przegrzanej pary wodnej przed turbiną na zmiany sprawności energetycznych brutto i netto oraz ich porównanie ze sprawnościami energetycznymi układu ciepłego ORC, dla czynników termodynamicznych: MDM: ○ (η_{ECb}) ● (η_{ECn}) oraz toluen: ◇ (η_{ECb}) ◆ (η_{ECn})



Rys. 6. Wpływ ciśnienia i temperatury przegrzanej pary wodnej przed turbiną na zmiany sprawności elektrycznej brutto i netto oraz ich porównanie ze sprawnościami energetycznymi układu ciepłego ORC, dla czynników termodynamicznych: MDM: ○ (η_{elb}) ● (η_{ein}) oraz toluen: ◇ (η_{elb}) ◆ (η_{ein})



Rys. 7. Wpływ ciśnienia i temperatury przegrzanej pary wodnej przed turbiną na zmiany wskaźnika skojarzenia oraz porównanie ze wskaźnikami skojarzenia układu ciepłego ORC, dla czynników termodynamicznych: MDM: \circ oraz toluen: \diamond



Rys. 8. Wpływ ciśnienia i temperatury przegrzanej pary wodnej przed turbiną na suchość x pary wylotowej z turbiny

6. Uwagi i wnioski

Istnieje pilna potrzeba rozwoju lokalnych (rozproszonych) źródeł energii. Wśród nich na szczególną uwagę zasługują instalacje spalające biomasę i odpady. Instalacje takie byłyby przede wszystkim źródłem ciepła dla indywidualnych odbiorców komunalnych, eliminując lokalne, przydomowe lub osiedlowe ciepłownie, o niskiej sprawności i dużej emisji zanieczyszczeń (niska emisja). Powinny to być instalacje charakteryzujące się:

- możliwością wykorzystania lokalnych zasobów paliw, w szczególności biomasy i w ograniczonym zakresie odpadów,
- generacją ciepła i elektryczności z możliwie największą sprawnością, najlepiej w wysokosprawnej kogeneracji,
- możliwie jak najmniejszą uciążliwością dla środowiska, w szczególności małą emisją zanieczyszczeń,
- dużą dyspozycyjnością,
- relatywnie niskimi kosztami eksploatacji.

Wśród technologii wykorzystujących ciepło ze spalania biomasy i odpadów w kogeneracji, na szczególną uwagę zasługują układy realizujące obieg Rankina, lecz różniące się zastosowanymi czynnikami termodynamicznymi: niskowrzącym oraz wodą. Są to układy dojrzałe technologicznie i o licznych realizacjach. Przeprowadzone w rozdziale porównanie tego typu układów, pozwala na sformułowanie pewnych wniosków.

- Układ ORC ma większą sprawność energetyczna brutto w porównaniu z układem parowodnym. Natomiast sprawności energetyczne netto są takie same dla takich samych parametrów pary przed turbiną. Jednak sprawności energetyczne układu parowodnego nieznacznie maleją ze wzrostem ciśnienia i temperatury.
- Układ ORC ma większe sprawności elektryczne brutto w porównaniu z układem parowodnym dla ciśnień pary wodnej przed turbiną $p_T < 30$ bar, dla toluenu oraz $p_T < 20$ bar, dla MDM. Natomiast porównanie według sprawności elektrycznych netto obniża tę granicę o 10 bar.
- Większe różnice między sprawnościami brutto i netto dla układów ORC w porównaniu z układami parowodnymi spowodowane jest blisko trzykrotnie większym zapotrzebowaniem na moc głównych napędów potrzeb własnych układów ORC, w szczególności napędu pompy oleju termalnego.
- Układy parowodne przy takim samym obciążeniu sieci cieplnej i przy wyższych parametrach pary wodnej, będą zużywały więcej biomasy niż układy ORC, ale też będą generowały większy strumień energii elektrycznej. Dlatego też wskaźnik skojarzenia układów parowodnych dla ciśnienia $p_T > 20$ bar i temperatury $t_T > 350^\circ\text{C}$ będzie większy niż dla układów ORC.

Jednocześnie dla tych parametrów suchość pary wodnej na wylocie turbiny będzie $x \geq 0,99$.

Literatura

- [1] IPSEpro-PSE, System Version 4.0, 1991-2003 SimTech Simulation Technology.
- [2] Junjiang Bao, Li Zhao: A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 (2013) s. 325-342.
- [3] Pawlik M., Strzelczyk F.: *Elektrownie*, WNT, Warszawa 2008.
- [4] Strzelczyk F., Wawszczak A.: Efektywność biomasy jako paliwa energetycznego, *Rynek Energii*, 5 (2008).
- [5] Zaporowski B., Szczerbowski R., Wróblewski R. Analiza efektywności energetycznej i ekonomicznej elektrociepłowni małej mocy opalanych biomasą, *Polityka Energetyczna*, Tom 10, Zeszyt specjalny 2, 2007, s. 367-378.

INSTALACJA PILOTOWA DO ODZYSKU NISKOTEMPERATUROWEGO CIEPŁA ODPADOWEGO ZE SPALIN Z WĘGLA BRUNATNEGO

Piotr Szulc, Tomasz Tietze, Kazimierz Wójs

Wydziałowy Zakład Mechaniki i Systemów Energetycznych,
Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska

W rozdziale przedstawiono instalację pilotową do odzysku niskotemperaturowego ciepła odpadowego ze spalin pochodzących ze spalania węgla brunatnego. Celem budowy instalacji było sprawdzenie działania układu do odzysku ciepła, która będzie odzyskiwała ciepło w postaci gorącej wody o temperaturze 90°C. Instalację zaprojektowano i zbudowano na podstawie doświadczeń autorów zdobytych w trakcie wcześniejszych badań wykonanych na instalacji wykonanej w skali laboratoryjnej. Najważniejszą częścią stanowiska był kondensacyjny wymiennik ciepła z krzyżowo-przeciwprądowym przepływem wody chłodzącej. Na stanowisku pilotowym wykonano badania, z których wynika, że układ do odzysku niskotemperaturowego ciepła odpadowego ze spalin osiąga założony punkt pracy i odzyskuje ciepło w postaci gorącej wody o temperaturze przekraczającej 90 °C.

1. Wstęp

Jedną z metod zwiększania sprawności bloków energetycznych elektrowni węglowych jest odzysk ciepła odpadowego ze spalin wylotowych. Jednak jak się okazuje w większości aktualnie pracujących oraz budowanych elektrowni układy do odzysku lub alokacji ciepła odpadowego ze spalin schładzają spaliny do temperatury wyższej od temperatury ich nasycenia [8]. Niestety w takim przypadku stopień schłodzenia spalin oraz odzyskany w ten sposób strumień ciepła odpadowego jest niewielki. W celu zwiększenia strumienia odzyskiwanego ciepła autorzy rozdziału zaproponowali wyposażenie tego typu instalacji w kondensacyjny wymiennik ciepła. Zadaniem zainstalowanego wymiennika ciepła jest zmaksymalizowanie strumienia odzyskiwanego ciepła, a cel ten osiągnięto poprzez uwzględnienie procesu kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach. Matematyczne modelowanie i zaprojektowanie takiego wymienni-

ka jest zadaniem trudnym ze względu na skomplikowany model opisujący wymianę ciepła w obecności gazu inertywnego, małego stężenia pary wodnej, występującego zjawiska kondensacji oraz ograniczenia wynikającego z dużego strumienia ciepła wpływającego na gabaryty wymiennika [1, 2, 3, 4, 5, 7]. Wcześniejsze doświadczenia uzyskane na instalacji wykonanej w skali laboratoryjnej [6] umożliwiły zaprojektowanie i wykonanie takiego wymiennika do pracy w większej skali. Działanie instalacji z kondensacyjnym wymiennikiem ciepła sprawdzono na rzeczywistym bloku energetycznym opalanym węglem brunatnym.

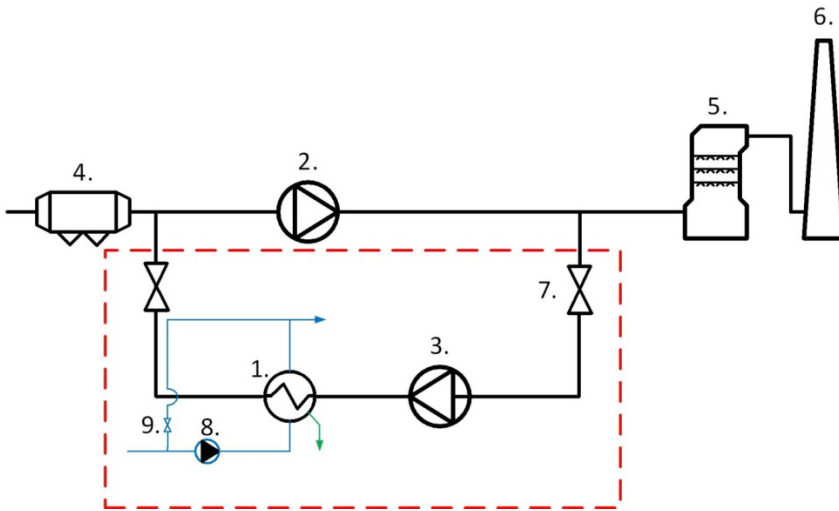
2. Instalacja pilotowa

Badania eksperymentalne odzysku ciepła odpadowego ze spalin przeprowadzono na instalacji pilotowej wybudowanej w PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A. Oddział Elektrownia Bełchatów. Celem badań było sprawdzenie działania układu w większej skali na obiekcie rzeczywistym. Instalacja pilotowa do badania odzysku ciepła odpadowego ze spalin zasilana była rzeczywistymi spalinami pochodzącymi ze spalania węgla brunatnego. W kanale spalin za głównym wentylatorem ciągu, a przed układem odsiarczania wykonano obejście zasilające kondensacyjny wymiennik ciepła. Spaliny z kondensacyjnego wymiennika ciepła kierowane były do kanału spalin przed głównym wentylatorem ciągu, a za układem odpylania spalin. Na rys.1 przedstawiono ogólny schemat instalacji pilotowej, a na rys. 2 pokazano widok instalacji pilotowej.

Spaliny przepływające przez kondensacyjny wymiennik ciepła schładzano poniżej temperatury punktu rosy, w wyniku tego następowała kondensacja zawartej w nich pary wodnej i wykraplanie się kondensatu. Kondensat specjalnym rurociągiem kierowany był do kanalizacji. Ciepło od spalin odbierała przepływająca przez wymiennik woda.

2.1. Kondensacyjny wymiennik ciepła

Głównym elementem instalacji pilotowej do odzysku ciepła odpadowego był kondensacyjny wymiennik ciepła. Zadaniem wymiennika było schłodzenie spalin wylotowych z bloku energetycznego poniżej temperatury punktu rosy oraz odzyskanie ciepła odpadowego ze spalin w postaci gorącej wody o temperaturze 90°C. Wymiennik ciepła składał się z dwóch połączonych szeregowo jednostek części kondensacyjnej i części bezkondensacyjnej. Był to wymiennik ciepła płaszczowo-rurowy z przepływem krzyżowo-przeciwprądowym, którego parametry przedstawiono w tabeli 1.



Rys. 1. Schemat instalacji pilotowej do badania odzysku ciepła odpadowego ze spalin.
 1 - kondensacyjny wymiennik ciepła, 2 - główny wentylator ciągu w kanale spalin, 3 - wentylator wspomagający, 4 - układ odpowielania spalin, 5 - układ odsiarczania spalin, 6 - komin, 7 - zasuwka odcinająca, 8 - pompa wody chłodzącej, 9 - elektrozawór regulacyjny



Rys. 2. Widok instalacji pilotowej do badania odzysku ciepła odpadowego ze spalin

Płaszcz wymiennika ciepła wykonano ze stali węglowej zabezpieczonej powłokami malarskimi, natomiast rurki z wodą chłodzącą z teflonu. Spaliny przepływały w płaszczu wymiennika ciepła, a woda chłodząca przeciwnieprądowo układem 40 równoległych węzownic. Na rys. 3. i 4. przedstawiono wygląd ogólny kondensacyjnego wymiennika ciepła.

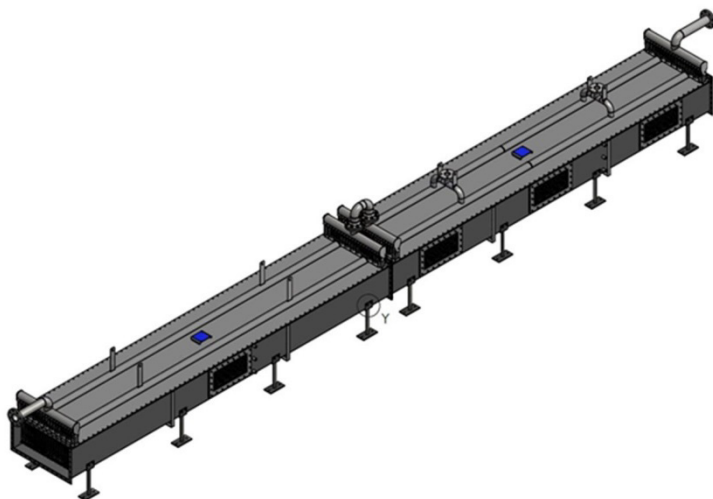
Do zbierania wykroplonego kondensatu na długości wymiennika ciepła wykonano koryto o niewielkim spadku, a do obserwacji zjawiska kondensacji pary wodnej ze spalin wykonano w części trzy okienka inspekcyjne.

W celu zmniejszenia strat ciepła do otoczenia wymiennik ciepła został zaizolowany otuliną o grubości 50 mm oraz blachą aluminiową ocynkowaną.

Ze względu na agresywne działanie spalin przepływających przez wymiennik ciepła jego wewnętrzne pokryto powłoką ochronną.

Tabela 1. Parametry kondensacyjnego wymiennika ciepła

Wielkość	Jednostka	Wartość
Moc cieplna wymiennika	kW	312
Temperatura wody wylot	°C	90
Strumień objętości spalin	m ³ /h	5000
Strumień objętości wody chłodzącej	m ³ /h	7
Średnia prędkość spalin	m/s	11
Obliczeniowa powierzchnia wymiany ciepła	m ²	77,5
Liczba rur	szt.	40
Wymiary wymiennika (długość, szerokość, wysokość)	mm	10000×890×485



Rys. 3. Widok wymiennika ciepła składającego się z części kondensacyjnej i bezkondensacyjnej (projekt)



Rys. 4. Widok wymiennika ciepła w trakcie montażu na stanowisku pilotowym

2.2. Układ zasilania spalinami wymiennika ciepła

Kondensacyjny wymiennik ciepła zasilany był spalinami z głównego kanału spalin kotła BB-1150, a do regulacji strumienia objętości spalin zastosowano wentylator promieniowy, który pokazano na rysunku 5.



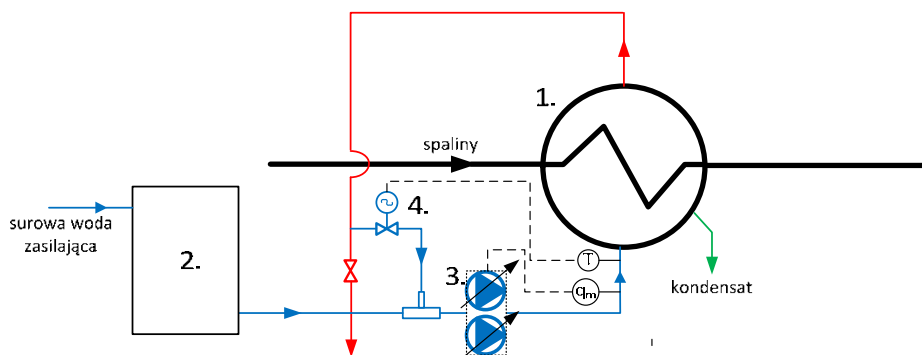
Rys. 5. Wentylator wspomagający zamontowany na stanowisku badawczym

2.3. Układ wodnego chłodzenia kondensacyjnego wymiennika ciepła

Kondensacyjny wymiennik ciepła chłodzono wodą surową przepływającą układem 40 węzownic połączonych równolegle. Do wymuszenia przepływu zastosowano układ dwóch pomp, z czego jedna pracuje, a druga stanowi rezerwę. W silnikach pomp zostały wbudowane przetwornice częstotliwości przeznaczone do ciągłej regulacji ciśnienia i wydajności, których sterowanie odbywa się za pomocą sterownika. W przypadku wystąpienia awarii w pompie pracującej, automatycznie zostaje uruchomiona pompa rezerwowa. W przypadku usterki przetwornika, następuje przełączenie pompy na pracę z maksymalnymi obrotami. Taki system pracy zabezpiecza praktycznie wymiennik ciepła przed możliwością zaniku przepływu wody w rurach chłodzących i przegrzania materiału, z którego zostały wykonane.

W układzie przewidziano możliwość zmiany temperatury wody zasilającej wymiennik ciepła. Zadaniem układu regulacji było zmieszanie dwóch strug tj. wody chłodzącej i gorącej wody opuszczającej wymiennik ciepła. Poprzez zmieszanie tych dwóch strug w odpowiednich proporcjach uzyskiwano wodę o zadanej temperaturze na wlocie do wymiennika ciepła. Na rys. 6 przedstawiono schemat instalacji wodnego chłodzenia kondensacyjnego wymiennika ciepła.

Na schemacie zaznaczono punkty pomiaru temperatury wody wlotowej oraz jej strumienia objętości. Pomiarzy te służyły, jako sygnały wejściowe do układów regulacji temperatury i strumienia objętości wody.



Rys. 6. Schemat wodnego chłodzenia kondensacyjnego wymiennika ciepła
 1 – kondensacyjny wymiennik ciepła, 2 – zbiornik wody zasilającej,
 3 – układ pomp wody zasilającej, 4 – elektrozawór regulacyjny

2.4. Zastosowane przyrządy pomiarowe

Pomiar strumienia objętości spalin jest jednym z trudniejszych zagadnień ze względu na obecność w powietrzu dużej zawartości wody występującej w postaci pary oraz popiołu. Dodatkowo pomiar utrudnia zaburzenie profilu prędkości spowodowany nagłą zmianą kierunku przepływu spalin. Z tego względu do pomiaru tej wielkości wybrano siatkę spiętrzącą, która jest najmniej wrażliwa na niejednorodność strugi oraz wymaga zastosowania bardzo krótkich odcinków stabilizujących przepływ. Konstrukcja siatki spiętrzącej umożliwia pomiar różnicy ciśnienia całkowitego i statycznego. Poprzez specjalne kolektory mierzona różnica ciśnień doprowadzana jest do przetworników. Sygnałami wyjściowymi siatki spiętrzącej są ciśnienia, których różnica jest równa ciśnieniu dynamicznemu. Z przetwornika ciśnienia wychodzi sygnał prądowy określający strumień objętości przepływających spalin. Do zalet siatki spiętrzącej należy zaliczyć mały opór przepływu, krótsze proste odcinki stabilizujące przed oraz za siatką, jak również możliwość pomiaru strumienia objętości gazów o temperaturach do 400°C. Na rys. 7. przedstawiono widok siatki spiętrzącej.



Rys. 7. Siatka spiętrząca do pomiaru strumienia objętości spalin

Siatkę zainstalowano w kanale spalin przed wentylatorem wspomagającym, co pokazano na rysunku 8.

Do pomiaru temperatury użyto czujników, które zamontowano na wlocie oraz wylocie spalin i wody chłodzącej. Dokonano także pomiaru rozkładu temperatur w spalinach na długości wymiennika ciepła oraz w wybranym przekroju poprzecznym wymiennika ciepła. W części bezkondensacyjnej wymiennika umieszczono 6 punktów pomiarowych w osi wymiennika ciepła oraz 3 punkty w wybranym przekroju poprzecznym mierzące temperaturę spalin na różnych wysokościach wymiennika ciepła. Natomiast w części kondensacyjnej rozmieszczono 5 czujników temperatury w osi oraz 3 w wybranym przekroju poprzecznym.

Do pomiaru strumienia objętości wody chłodzącej kondensacyjny wymiennik ciepła oraz pomiaru strumienia kondensatu zastosowano przepływomierze wirowe. Przepływomierze tego typu cechuje wysoka stabilność długoterminowa, brak płynięcia zera, brak części ruchomych oraz generują małe straty w układzie i posiadają wysoką dynamikę pomiaru. Ponadto posiadają wysoką odporność na wibracje, szoki temperaturowe, zanieczyszczone media i uderzenia hydrauliczne.

Wszystkie układy do sterowania i zbierania pomiarów w instalacji pilotowej do badania odzysku ciepła odpadowego ze spalin zabudowano w szafie systemowej.



Rys. 8. Widok zamontowanej w instalacji pilotowej siatki spiętrzającej

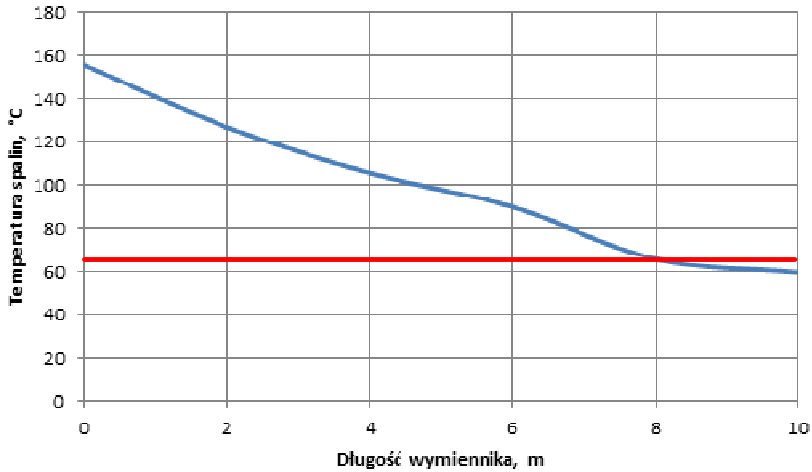
3. Przykładowe wyniki badań i ich analiza

Ze względu na wyposażenie stanowiska pilotowego w szereg układów regulacji mających na celu utrzymanie stałych wartości wielkości takich jak strumień masy spalin, strumień wody chłodzącej wymiennik, temperaturę wody chłodzącej na wejściu do wymiennika oraz w układy do archiwizacji danych, stanowisko badawcze wymagało stopniowego uruchomienia poszczególnych podzespołów oraz przetestowania ich działania.

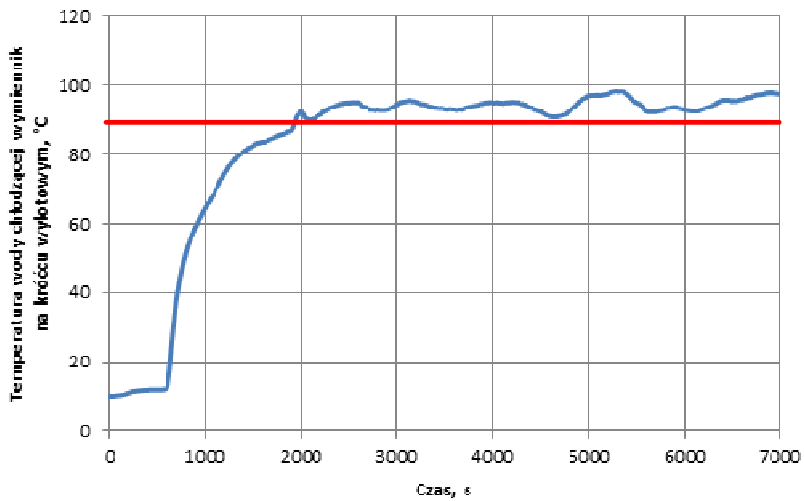
Na rysunku 9 przedstawiono rozkład temperatury spalin na długości wymiennika ciepła. Linią czerwoną zaznaczono temperaturę nasycenia dla spalin

z węgla brunatnego. Z przedstawionej charakterystyki widać wyraźnie, w której części i na jakiej długości wymiennika występuje kondensacja pary wodnej. Na

tej podstawie można stwierdzić, że zainstalowany w układzie odzysku ciepła wymiennik ciepła założony punkt pracy.



Rys. 9. Rozkład temperatury spalin na długości wymiennika ciepła



Rys. 10. Charakterystyka czasowa temperatury wody chłodzącej wymiennik na króćcu wylotowym

Na rysunku 10 pokazano charakterystykę czasową dla temperatury wody na króćcu wylotowym z wymiennika ciepła.

Jest to bardzo ważna charakterystyka przedstawiająca osiągnięcie przez wymiennik założonego celu, czyli temperatury wody chłodzącej w tym przypadku nawet przekraczającej 90 °C. Woda osiąga założoną temperaturę po około 35 minutach pracy wymiennika ciepła. Maksymalna osiągnięta wartość temperatury to 98 °C dla strumienia objętości wody chłodzącej równej 2,5 m³/h.

4. Podsumowanie

W rozdziale opisano zainstalowaną w PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A. instalację pilotową do odzysku niskotemperaturowego ciepła ze spalin pochodzących ze spalania węgla brunatnego. W przeciwieństwie do aktualnie pracujących w elektrowniach tego typu instalacji, zaproponowany przez autorów układ wykorzystuje proces kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach. Uwzględnienie procesu kondensacji zwiększa strumień odzyskiwanego ciepła odpadowego. Przedstawiono zasadę działania instalacji oraz opisano jej najważniejsze elementy. Dokładnie opisano zainstalowany kondensacyjny wymiennik ciepła z krzyżowo-przeciwprądowym przepływem wody chłodzącej, układ chłodzenia wodą oraz zastosowane układy kontrolno-pomiarowe. Na podstawie przedstawionych wybranych badań testowych na instalacji pilotowej stwierdzono, że stanowisko osiąga założony punkt pracy, czyli odzyskuje niskotemperaturowe ciepło odpadowe w postaci gorącej wody o temperaturze 90 °C. Osiągnięta temperatura wody pozwala na ponowne wykorzystanie odzyskanego ciepła w bloku energetycznym np. w układzie regeneracji, do podgrzewu powietrza lub sieci ciepłowniczej.

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] Chaojun Wang, Boshu He, Linbo Yan, Xiaohui Pei, Shinan Chen, Thermodynamic analysis of a low-pressure economizer based waste heat recovery system for a coal-fired power plant, Energy 65 (2014) 80-90.
- [2] Chaojun Wang, Boshu He, Shaoyang Sun, Ying Wu, Na Yan, Linbo Yan, Xiaohui Pei, Application of a low pressure economizer for waste heat recovery from the exhaust flue gas in a 600 MW power plant, Energy 48 (2012) 196-202.

- [3] Dexin Wang, AinanBao, Walter Kunc, William Liss, Coal power plant flue gas waste heat and water recovery, *Applied Energy* 91 (2012) 341-348.
- [4] Szulc P., Tietze T., Wójs K., Wpływ strumienia objętości spalin na strumień niskotemperaturowego ciepła odpadowego odzyskanego w kondensacyjnym wymienniku ciepła. Analiza systemów energetycznych : praca zbiorowa / pod red. Bohdana Węglowskiego, Piotra Dudy. Kraków: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2013. 317-330 (in polish).
- [5] Szulc P., Tietze T., Wójs K., Bilansowy model przeciwprądowego, kondensacyjnego wymiennika ciepła z poziomym układem rur chłodzących. Aktualne kierunki rozwoju energetyki : praca zbiorowa / pod red. Kazimierza Wójśa, Piotra Szulca, Tomasza Tietze. Wrocław : Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2012. 113-123 (in polish).
- [6] Tietze T., Szulc P., Lepszy M., Wójs K., Stanowisko do badania kondensacyjnego wymiennika ciepła do odzysku ciepła odpadowego ze spalin, *Rynek Energii*, 3(112), 2014, 93-100 (in polish)
- [7] Wiśniewski S, Wiśniewski T.S., Wymiana ciepła, WNT, 1994.
- [8] Wójs K., Szulc P., Tietze T., Sitka A., Concept of a system for waste heat recovery from flue gases in a coal-fired power plant., *Journal of Energy Science*. 2010, vol. 1, nr 1, 191-200.

COMBUSTION PROCESS OPTIMIZATION BY USING IMMUNE OPTIMIZER IN POWER BOILER

Łukasz Śladewski¹, Daniel Nabagło², Tomasz Janda², Jerzy Chachula²

¹ Transition Technologies S.A., ul. Pawia 55, 01-030 Warszawa, l.sladewski@tt.com.pl

² EDF Polska S.A., Dział Badań i Rozwoju, ul. Ciepłownicza 1, 31-587 Kraków,
daniel.nabaglo@edf.pl, tomasz.janda@edf.pl, jerzy.chachula@edf.pl

Current optimization of power boilers is a very important issue in research and implementation, particularly in the context of increasing environmental requirements. Combustion process requires control large number of process variables, which is usually implemented by means of the classical single-input PI or PID controllers. A large inertia and non-linearity of the combustion process necessitated the searching for new solutions in the field of control, which except better control also will allow for boiler operation optimization due to new ecological and economic conditions. The article presents the results of work of the immune optimizer SILO II installed in a distributed control system (DCS) of 650 t/h live steam power boiler. Preliminary identification tests involving the control of the amount of over-fire air, showed a strong correlation between the OFA nozzle opening level and the shape of the flame (flue gas temperature distribution). Identified relationship was basis for inference of the possibility of flame shape control to obtain optimal combustion conditions in terms of gas pollutants emission and improving the thermal efficiency of the boiler.

1. Introduction

In general, the air/fuel ratio must be adjusted carefully to optimize combustion, especially efficiency. Too much excess air decreases overall efficiency because of the effect of lowering combustion gasses temperature. Additionally, too much excess air increases NO_x. However the excess air has benefits. If staged and distributed properly, it assures low CO emissions and low LOI (*Loss of Ignition – unburned carbon*). It can also prevent the boiler walls from wastage and down time.

From practical point of view the power boilers operate with more excess air than is necessary for optimal combustion. One reason for operating with higher excess air is poor ability to monitor the process directly in the furnace. It is

limited to traditional O₂ or combustion gasses temperature sensors, which supplies only point source measurement. Usually, the plants that are concerned about combustion performance have recognized this uncertainty and typically tune their plant once or twice a year using a professional tuning engineers or portable gas analyzers. Unfortunately, the combustion performance decrease over time caused by imbalance. At the end the imbalance can lead to formation of rich O₂ regions or cold combustion gasses spots. Even if the level of O₂ is maintained at reasonable level operators would see higher NO_x and CO emission or increased risk of slag formation – where poor O₂ region. Without any additional information about combustion process directly from the furnace it is difficult to recognize the risk regions and solve the problem. That is why operators are increasing O₂ demand in long-term horizon.

The objective is to increase overall efficiency of combustion process due to CO₂/MWh reduction and improve operating parameters such as NO_x and CO emission, LOI reduction and SH and RH temperatures symmetrization.

2. Acoustic gas temperature measuring technology – AGAM

Flue gas temperature in furnace of power boilers is the most important indicator of quality of combustion process. It influences on further combustion parameters like environment impact or efficiency. Optimizing the distribution of flue gasses temperature measured directly in furnace, it is possible to improve the above mentioned factors.

Convictional measuring systems (thermocouples) measure only temperature in a single point and the maximum range reaches only 1300 °C. In furnace conditions additionally restrict utilizing this kind of measuring systems for on-line monitoring of distribution of flue gases temperature. This was the main reason why new generation of measuring systems – contactless measuring systems became more popular and commonly used.

New advanced, contactless measuring technologies allow for on-line measurement of gas temperature with its distribution across the furnace. In general there are two principles used as a basis for contactless measurement systems: dependency of light absorption and speed of sound depending on temperature of medium being measured. In the chapter authors will focus only on acoustic combustion gas temperature measurement technique [1, 4].

The base for the acoustic combustion gas temperature measurement technique is the principal speed of sound in the environment at a certain composition. The speed depends on temperature of the environment. The system measures time of a sound pulse between emitter and receivers. To generate the sound impulse a plant air is used. It also prevents the opening from

fly ash. Piezo microphones are used receivers. The periodically generated signal is simultaneously recorded at the transmit - and receive sides. A processing unit processes the signals and calculates the transmission time of the impulse. The geometry and configuration of transmitters and receivers is known and fixed. On a basis of the transmission time and geometry, the system calculates average temperature along each path. The processing unit process data also for presentation purposes. It uses tomographic algorithms to generate temperature distribution profiles. The results may be presented as isothermal contour plot or as a zone average temperature map. The zones are user defined sub-areas in the grid [4].

3. Immune optimizer SILO II [2, 3]

Combustion process in power boilers in one of the most complex processes. The complexity is reflected by a large number of input, output and disturbance signals. Additionally, this is dynamic and non-linear process with long response time. That is why optimization of the process is an important topic in research and cannot be solved using only standard SISO (Single Input Single Output) control algorithms.

SILO II is a software solution aimed to perform an on-line optimization of the current process operating point. The system can be easily integrated with commonly used DCS using standard interfaces and communication protocols. The general architecture of SILO II implementation and data flow are presented in the Figure 1.

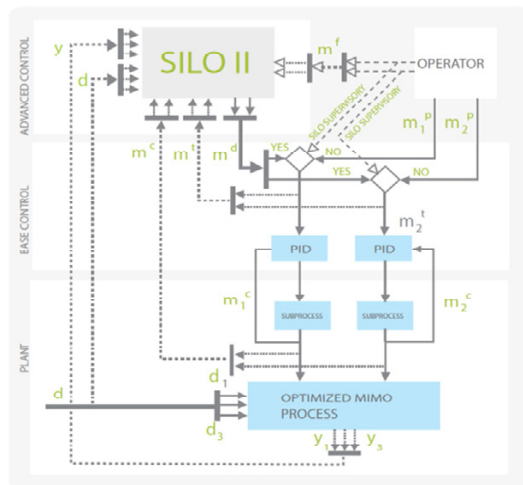


Fig. 1. The general architecture of SILO II implementation

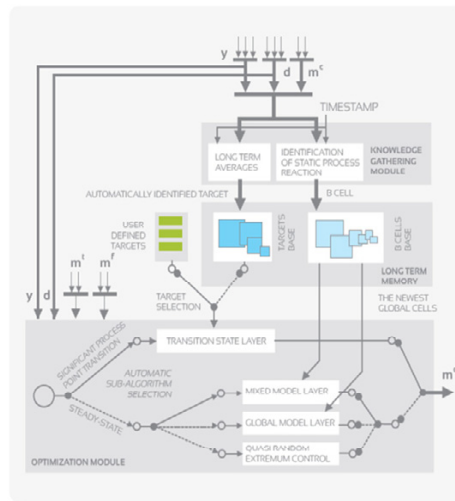


Fig. 2. SILO II algorithm

Operators are the main supervisors of the process. SILO II requires permission from operators to start operating. Once operators grants SILO II permission to optimize the process, the system calculates setpoints or setpoints corrections for controllers that operate in the base control layer. Otherwise system tracks each change of monitored signals in DCS. In general, control systems of power units are based on PI (Proportional-Integral) controllers. These controllers control separated sub-processes (e.g.: O₂ setpoint or windbox to furnace differential pressure). In the Figure 1 the following terminology is used:

- y – optimized process outputs (e.g.: NO_x and CO emission, steam temperatures, etc.)
- d – process disturbances vector (e.g.: unit load, mills configuration)
- m^d – decision vector – calculated setpoints (e.g.: O₂ setpoint, auxiliary air and OFA dampers setpoint)
- m^t – traced setpoints (e.g.: O₂ setpoint from DCS, auxiliary air and OFA dampers setpoint)
- m^c – vector of measured sub-process outputs (e.g.: O₂ content in combustion gasses feedback, OFA position feedback, etc.)
- m^f – optimization permission for single sub-process
- m^p - DCS setpoints vector (e.g.: operator demand for oxygen, etc.).

Once switched on, SILO II optimizes the process. During the optimization the system updates decision vector m^d periodically. The time between subsequent changes in m^d vector cannot be shorter than time needed to reach a new process steady state (e.g. 5 to 20 minutes for combustion process).

Maximum allowed single change in decision vector are restricted due to safe and stable operation

Depending on process state and SILO II knowledge about the process, optimizer can operate in different optimization layers. The algorithm of SILO II operation is presented on the Figure 2.

SILO II consists of two main, independent modules: the Optimization and the Knowledge Gathering module. In each optimization step, the optimization module using the collected knowledge builds process model. On a basis of the model, the module calculates control vector change (Δm^d) that minimizes performance indicator defined in following way:

$$J = \sum_{k=1}^{n_m} \left[\alpha_k (|\tilde{m}_k^c - \tilde{m}_k^c| - \tau_k^{lm})_+ + \beta_k (|\tilde{m}_k^c - \tilde{m}_k^c| - \tau_k^{sm})_+ \right] + \sum_{k=1}^{n_y} \left[\gamma_k (|\tilde{y}_k - \tilde{y}_k| - \tau_k^{ly})_+ + \delta_k (|\tilde{y}_k - \tilde{y}_k| - \tau_k^{sy})_+ \right]^2$$

where:

α_k – linear penalty coefficient for k-th control variable,

β_k – square penalty coefficient for k-th control variable,

γ_k – linear penalty coefficient for k-th monitored process output,

δ_k – square penalty coefficient for k-th monitored process output,

τ_k^{lm} – insensitivity zone for linear penalty for k-th control variable,

τ_k^{sm} – insensitivity zone for square penalty for k-th control variable,

τ_k^{ly} – insensitivity zone for linear penalty for k-th monitored process output ,

τ_k^{sy} – insensitivity zone for square penalty for k-th monitored process output,

$(\cdot)_+$ – “positive” operator $(x)_+ = \frac{1}{2}(x + |x|)$

\tilde{m}_k^c – current value for k-th control variable,

\tilde{y}_k – current value for k-th monitored process output,

\tilde{m}_k^c – setpoint for k-th control variable,

\tilde{y}_k – predicted value for k-th o monitored process output. An example of performance indicator settings is presented on the Figure 3.

Value of the performance indicator is calculated as sum of penalties of process outputs and elements of the m^c vector. The penalties are calculated as a difference between a demand value and the measured or estimated value. When an analyzed signal is within an insensitivity zone no penalty is applied.

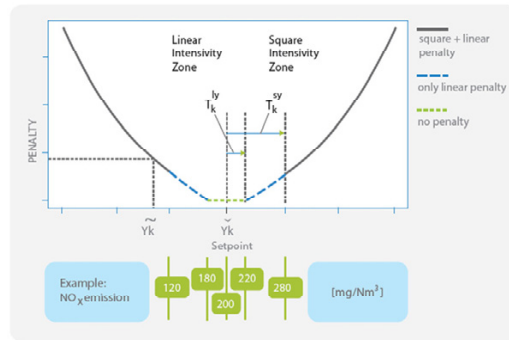


Fig. 3. Performance indicator example settings for NO_x

3.1. Knowledge Gathering module

The objectives of the Knowledge Gathering module is identification of relations between process inputs m^c and outputs y and updating averages of the control vector m^c at different process operating points. This part of process knowledge will be utilized while process point transition.

The Knowledge Gathering module analyzes short-term historical values in specific time windows. An example time window is presented in the Figure 4.

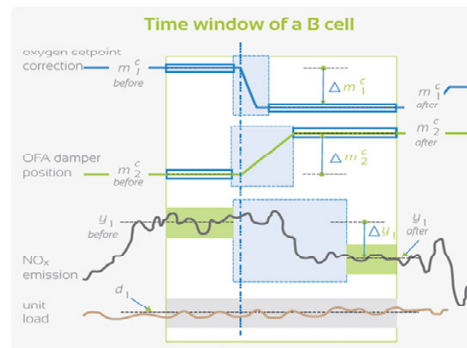


Fig. 4. An example time window on Knowledge Gathering module

Time window is a graphical representation of set of conditions while analyzing historical data. Each window must include an essential change of at least one element of the vector m^c while process disturbances d were constant. Process response on a given change are automatically identified and stored in knowledge database.

3.2. Quasi Random Extremum Control

At the very beginning of SILO II implementation the knowledge database is empty. SILO II is not able to obtain a mathematical model of the process. That is why a special heuristic that has been applied in the Quasi Random Extremum Control layer. The main features of the module are:

- Gathering knowledge. The algorithm modifies the m^d vector in such way that each change can be considered as a single identification experiment.
- Optimization on a long time horizon.

The algorithm of the Quasi Random Extremum Control module changes only one element of m^d vector in each optimization cycle. It is assumed that after the change there are also changes in process outputs expected. The Knowledge Gathering module automatically identifies such a static process reaction and saves the knowledge unit in database. In a next optimization cycles a different elements of m^d are chosen and modified in the same way.

3.3. Steady State Optimization

SILO II operates in the model optimization when there are enough knowledge units for creation of process mathematical model. There are two types of model optimization – optimization on the mixed model and optimization on the global model.

In case of mixed model based optimization, elements of the gains matrix are calculated based on information stored in the specially selected knowledge units. Qualification of knowledge units for mixed model are defined by implementation engineer on a basis of plant specific features. Mainly the knowledge units are grouped by value of disturbance signals stored as attributes of knowledge unit.

Once, there are not enough knowledge units in the database which fits defined conditions, SILO II switches to optimization on the global model. It means SILO II uses all available knowledge units to obtain mathematical model of the process.

3.4. Transition of Process Operating Point

SILO II has been equipped with algorithm to handle a significant process transition in an effective way. This is Transition State layer. The Transition State layer is activated while a significant change of process point has been detected. While operating in the layer SILO II utilize AIT (Automatically Identified Targets) and UDT (User Defined Targets) to move the control vector value close to the optimum settings for the specific operating point.

4. Facility description

The Rybnik Power Plant, boiler no 4 (K-4) is equipped with in-furnace sensing technology AGAM provided by Bonnenberg + Drescher Projektentwicklung GmbH and the combustion process optimizer SILO II, provided by Transition Technologies S.A.

This is a coal-fired unit with 24 front-wall burners (3 levels) after retrofit to low-NO_x burners. The unit is equipped with 6 coal meals, 12 auxiliary air dampers, 3 OFA levels (6 dampers level I and level II, 10 dampers level III, 2 levels on the front wall and 3rd on the rear wall) and bottom air fans. [5] The Figure 5 presents air-fuel distribution system.

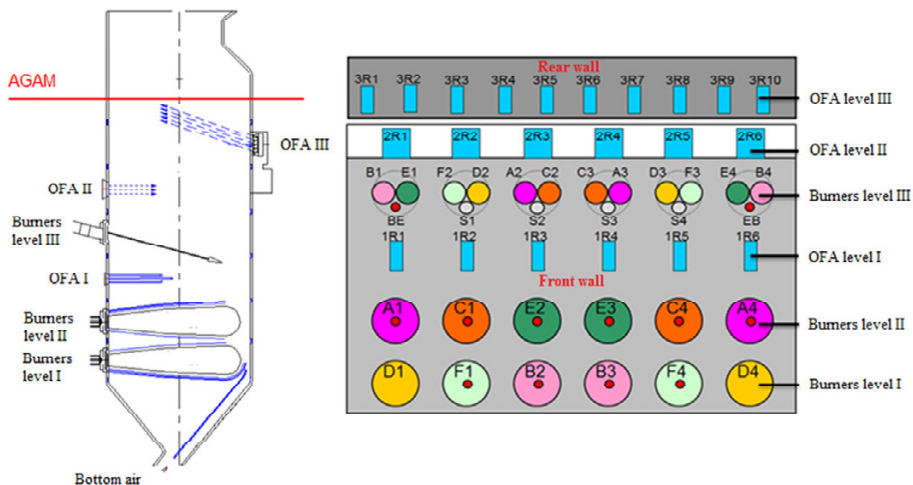


Fig. 5. Rybnik Power Plant, boiler no 4 – air-fuel distribution system

The air-fuel distribution system of boiler K-4 allows balanced operation and control of combustion process. 6 coal mills (A, B, C, D, E and F) supply coal to burners at 3 levels. Each mill has pulverized coal distributors which are set to supply high-concentration mixture to lower levels of burners (level I and level II) and low-concentration mixture to level III. [5]

Air is supplied through 12 auxiliary air dampers and 24 OFA dampers. Auxiliary air dampers are placed on burners level I and II. OFA dampers (level II and III) are placed above burners levels. OFA level I are fully closed. Each auxiliary and OFA II damper is controlled separately, OFA level III are aggregated into two control signals (OFA III 1-5 – first signal, OFA III 6-10 – second signal).

The unit is equipped with AGAM which initially was dedicated to SNCR installation control. The figure 6 presents configuration of the system.

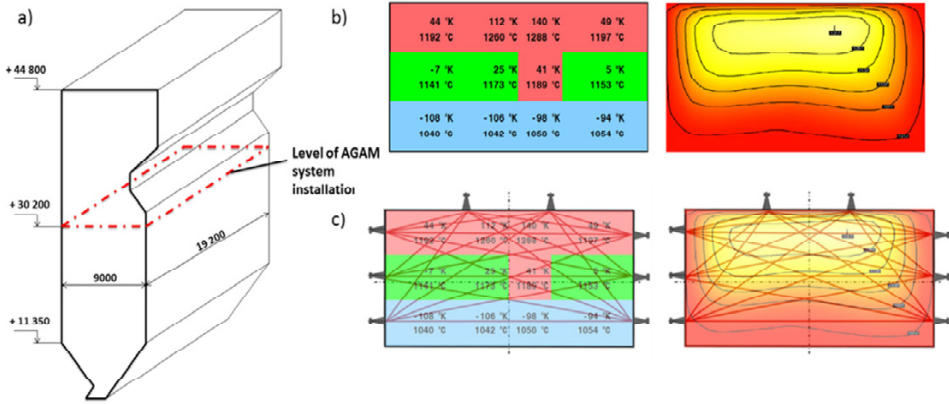


Fig. 6. Configuration of AGAM system – Rybnik Power Plant, boiler no 4, temperature presentation

The AGAM system was installed at 30.2 m level. System consists of 8 transversers – 3 on left and right walls and 2 on rear wall which makes 21 measurement paths. Once information from each path is received processing unit process the information and presents it as temperature profile in two ways – zone average temperature diagram and isothermal contour plot. Figure 6b presents two ways of measured temperatures after processing. First picture consists of 12 zones which represents area of boiler furnace with approximately constant temperature. Each zone includes 2 values: temperature in particular zone in °C and deviation of this temperature from average temperature of all zones in K. Temperature in a zone is calculated on a basis of temperatures measured over each path crossing the section and tomographic algorithms. Figure 6c presents second way of temperature presentation form AGAM system. It is isothermal contour plot. The plot is calculated also with usage of tomographic algorithms.

5. Results

The objective of tests conducted within 03-07.02.2014 was to check the influence of fuel-air distribution system on the shape of fireball and combustion outputs like: CO and NO_x emission, SH and RH temperatures, combustion symmetrization.

5.1. OFA II test

The objective of the test is to examine influence of OFA dampers on shape of fireball and combustion outputs. The tests were conducted by balancing opening level of all OFA dampers. The best results were achieved when manipulating aggregated signals (two OFA in one signal) – left, mid and right. The pictures below present AGAM isothermal contour plots for example tests.

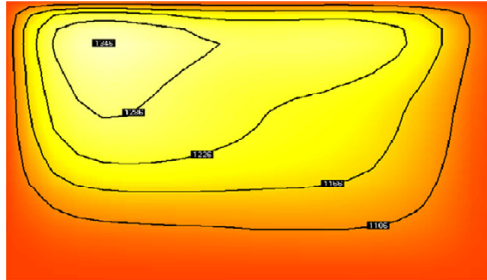


Fig. 7. The fireball shifted to the left side of the furnace – OFA tests

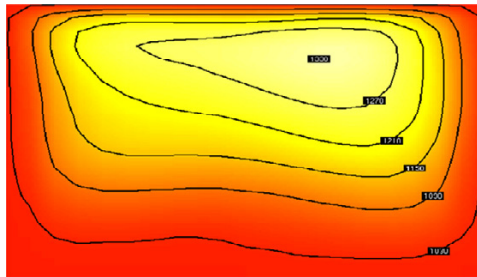


Fig. 8. The fireball shifted to the right side of the furnace – OFA tests

The figure 7 presents an example test where the fireball is shifted to left side of the furnace. This is a common result of opening OFA dampers on the right side and closing OFA dampers on the left side. Shifting the fireball to the left side of the furnace causes following changes in combustion outputs, presented in the table below.

The table 1 presents average values of monitored combustion outputs before and after tests. In general changes in SH and RH temperatures reflects position of temperatures hot spot. The higher temperature of hot gases on the left side of the furnace, the higher left temperature and lower right temperature of SH and RH. Additionally lower temperature of right side of the furnace is a result of

more air distributed to this part of the furnace. It is also reflected in content of O₂ measured on left and right side of the boiler. More air distributed to right side of the furnace through OFA causes reduction of CO and NO_x on the right.

Table 1. Average changes in combustion outputs OFA tests

Parameter	Unit	Before	After	Difference	Before	After	Difference
		Left shifted fireball			Right shifted fireball		
SH left temp.	°C	531,33	538,15	6,81	539,73	531,65	-8,08
SH right temp.	°C	545,32	540,80	-4,51	540,64	544,77	4,13
RH left temp.	°C	537,20	540,94	3,74	541,65	539,14	-2,52
RH right temp.	°C	541,58	538,12	-3,47	538,07	540,55	2,48
O ₂ left	%	3,46	3,41	-0,05	3,21	3,67	0,47
O ₂ right	%	3,31	3,87	0,55	4,10	3,30	-0,80
CO left	mg/Nm ³	67,15	88,96	21,81	159,85	77,35	-82,50
CO right	mg/Nm ³	997,58	629,18	-368,40	615,13	638,15	23,02
NO _x left	mg/Nm ³	335,64	339,10	3,46	335,62	309,42	-26,19
NO _x right	mg/Nm ³	219,12	214,89	-4,23	212,41	217,17	4,76

The figure 8 presents an example test where the fireball is shifted to right side of the furnace. It is an opposite example to the previous one – increased opening level of OFA dampers on the right side and decreased opening level of OFA dampers on the left side. Shifting the fireball to the right side of the furnace causes following influence on combustion outputs, presented in the table below.

Table 1 presents also average values of monitored combustion outputs before and after tests. Similarly to the previous example changes in SH and RH temperatures reflects temperature measured by the AGAM system. The higher temperature of hot gases on the right side of the furnace, the higher right temperature and lower left temperature of SH and RH. More air distributed to left part of the furnace through OFA lower hot gases temperature on the left. O₂ measured on left and right side of the boiler reflects the difference. The emission of CO and NO_x is decreased on the left and decreased on the right.

5.2. O₂ tests

The goal of the test is to examine influence of O₂ set point on shape of fireball and combustion outputs. The tests were conducted by changing the O₂ set point over 0.5%. The pictures below present AGAM isothermal contour plots for example tests.

The figure 9 and figure 10 presents an example test where O₂ set point had been increased 0.5%. The following table presents changes in combustion outputs recorded during test session.

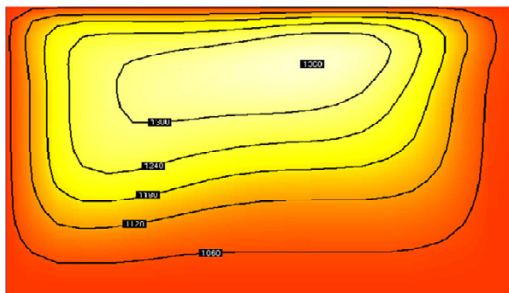


Fig. 9. The shape of fireball before increase of the O₂ set point

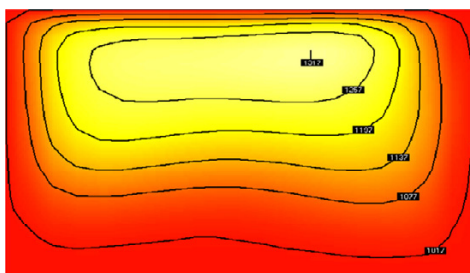


Fig. 10. The shape of fireball after increase of the O₂ set point

Table 2. Average changes in combustion outputs – O₂ tests

Parameter	Unit	Before	After	Difference	Before	After	Difference
		O ₂ set point increase 0,5%			O ₂ set point decrease 0,5%		
SH left temp.	°C	539,99	537,11	-2,88	536,83	539,73	2,90
SH right temp.	°C	544,39	543,75	-0,65	540,64	542,56	1,92
RH left temp.	°C	540,88	539,45	-1,43	540,38	541,65	1,28
RH right temp.	°C	540,97	539,21	-1,76	538,07	539,64	1,58
O ₂ left	%	3,47	4,21	0,74	4,10	3,21	-0,89
O ₂ right	%	4,07	4,43	0,36	4,28	3,68	-0,60
CO left	mg/Nm ³	78,57	30,21	-48,36	42,95	159,85	116,90
CO right	mg/Nm ³	337,10	111,33	-225,77	201,51	615,13	413,62
NO _x left	mg/Nm ³	321,61	380,16	58,55	372,16	335,62	-36,55
NO _x right	mg/Nm ³	211,70	237,29	25,58	233,53	212,41	-21,12

Table 2 presents average values of monitored combustion outputs before and after the test session, where O₂ set point increased. In general average gas temperature, measured by AGAM system decreased without any significant change in position or shape of the fireball. Lowering gas temperature causes overall decrease in SH and RH temperatures. Additionally, increases the measured O₂ content and finally decreases CO and increases NO_x.

Table 2 presents also average results of monitored combustion outputs from test session, where O₂ set point decreased. The overall gas temperature, measured by AGAM system increased, but also without any significant changes in position or shape of the fireball. In this case increased gas temperature causes decrease in both SH and RH temperatures. Higher, overall temperature of the fireball implicated by less air supplied to the boiler causes decrease in the measured O₂ content and finally increase in CO and decrease in NO_x.

5.3. Secondary air dampers tests

The goal of the test is to examine influence of secondary air dampers on shape of fireball and monitored combustion outputs. The tests were conducted by changing the opening level of groups of dampers. The pictures below present AGAM isothermal contour plots for example tests.

The figure 11 and figure 12 presents an example test where secondary air setpoint in the lower right corner had been decreased. The following table presents changes in combustion outputs recorded during test session on those dampers.

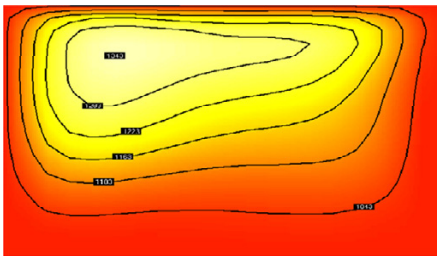


Fig. 11. The shape of fireball before decrease of lower right corner SA dampers

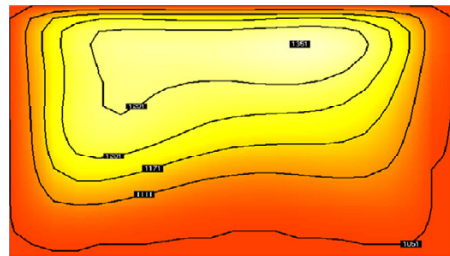


Fig. 12. The shape of fireball after decrease of lower right corner SA dampers

Table 3 presents average values of monitored combustion outputs before and after the test session, where setpoint of secondary air dampers in the lower right corner increased. Similarly to OFA tests changes in SH and RH temperatures reflects position of temperatures hot spot. Lower temperature of right side of the furnace is a result of more air distributed to this part of the

furnace. It is also reflected in content of O₂ measured on left and right side of the boiler. More air distributed to right side of the furnace through secondary air dampers in the lower right corner does not cause significant changes in NO_x emission and increase CO emission.

Table 3. Average changes in combustion outputs – secondary air tests

Parameter	Unit	Before	After	Difference	Before	After	Difference
		SA dampers in the lower right corner increased			SA dampers in the lower right corner decreased		
SH left temp.	°C	542,09	547,46	5,38	547,46	541,48	-5,98
SH right temp.	°C	546,67	542,63	-4,04	542,63	554,25	11,62
RH left temp.	°C	535,00	541,02	6,02	541,02	537,96	-3,06
RH right temp.	°C	540,42	533,37	-7,05	533,37	543,31	9,94
O ₂ left	%	3,26	2,96	-0,30	2,96	3,56	0,60
O ₂ right	%	4,23	4,77	0,53	4,77	4,42	-0,34
CO left	mg/Nm ³	255,05	325,14	70,10	325,14	247,13	-78,01
CO right	mg/Nm ³	564,18	626,30	62,12	626,30	571,48	-54,81
NO _x left	mg/Nm ³	328,38	332,61	4,23	332,61	335,36	2,75
NO _x right	mg/Nm ³	237,99	238,64	0,65	238,64	237,87	-0,76

Table 3 also presents average values of monitored combustion outputs before and after the test session, where setpoint of secondary air dampers in the lower right corner decreased. The results are exactly opposite to the previous tests. SH and RH temperatures on the right increased while on the left decreased. Change in air distribution is also reflected in content of O₂ measured on both sides. Less air distributed to right side of the furnace through secondary air dampers in the lower right corner does not cause significant changes in NO_x and decrease CO emission.

6. Conclusion

The test conducted during 03-07.02.2014 had shown that the combustion process in the Rybnik Power Plant, unit 4 was improved. The first objective was to check the influence of air distribution system on combustion outputs and temperature profile measured by AGAM. The second objective was to optimize the process using SILO II combustion optimization software. The results presented in the chapter 5 show that there are evident correlation of air

distribution on combustion process outputs. Moreover, the results are repeatable which means that initially defined optimization goals will be fulfilled.

The AGAM system provides very useful temperature profile and there is also evident correlation between differences in temperatures over the AGAM surface and combustion outputs. Additionally, changes in air distribution system causes changes in the temperature profile from the AGAM.

As the second objective, the research team defined optimization goals for the first phase - symmetrization of the process outputs. The following table presents the optimization results in scope of symmetrization.

Table 4. SILO II optimization results - symmetrization

Parameter	Unit	Before optimization	After optimization	Improvement
SH right – left	°C	4.86	4.29	11.7%
RH right – left	°C	-4.88	-4.65	4,7%
O ₂ right – left	%	1.23	1.15	6.5%
CO right – left	mg/Nm ³	87.75	78.77	10.3%
NO _x right – left	mg/Nm ³	-106.59	-89.629	15.9%

The effect was calculated comparing difference right to left side when SILO II was OFF and ON. As it is shown in the table 4 all optimized parameters recorded improvement while SILO II was ON.

ACKNOWLEDGEMENTS

This research was funded from GEKON program by the National Center of Research and Development and National Fund for Environmental Protection and Water Management under research and development project No. GEKON1/O2/213655/9/2014.

References

- [1] Deuster M.: Mit Schallgeschwindigkeit berührungslos hohe Gastemperaturen messen. Sonderdruck MSR Magazin (1998)
- [2] Wojdan K., Świrski K., Wachoł M., Milewski J., Miller A.: A Practical Approach to Combustion Process Optimization Using an Improved Immune Optimizer. Sustainable Research and Innovation Proceedings, Vol 3 (2011)
- [3] Świrski K., Wojdan K.: New Trends in Applied Artificial Intelligence. Springer Berlin Heidelberg (2007)
- [4] Nabagło D., Madejski P.: Combustion Process Analysis In Boiler OP-650K Based On Acoustic Gas Temperature Measuring System. 3rd International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering CPOTE (2012), Conference Proceedings

WYZNACZANIE ZANIECZYSZCZEŃ ON-LINE W WEZŁACH CIEPLNYCH SŁUŻĄCYCH DO CELÓW CIEPŁOWNICZYCH I PODGRZEWU C.W.U.

Dawid Taler, Gabriela Jaglarz

Politechnika Krakowska, Wydział Inżynierii Środowiska,
Instytut Inżynierii Ciepłej i Ochrony Powietrza, g.jaglarz@gmail.com

Proces zanieczyszczania płytowych wymienników ciepła odgrywa ogromne znaczenie w ciepłownictwie. W wyniku depozycji zanieczyszczeń na powierzchni wymienników znacznie spada ich efektywność i w konsekwencji wzrastają koszty eksploatacji urządzeń. Konieczne jest badanie procesu, a także wprowadzenie odpowiednich warunków eksploatacyjnych w celu ograniczenia jego negatywnych skutków. Wyznaczanie oporu cieplnego zanieczyszczeń umożliwia lepszą kontrolę pracy urządzeń i gwarantuje wyższą efektywność.

1. Wstęp

Zjawisko zanieczyszczania wymienników ciepła dotyczy każdego rodzaju przemysłu: petrochemicznego, spożywczego czy energetycznego. Zanieczyszczenia osadzające się na ściankach wymienników wpływają negatywnie na efektywność wymiany ciepła oraz zmniejszają powierzchnię wymiany ciepła [1]. Płytowe wymienniki ciepła stanowią najczęściej stosowany typ wymienników w przemyśle ze względu na szeroki zakres dopuszczalnej temperatury i ciśnienia [2]. Nieregularna powierzchnia płyt w wymienniku przyczynia się do rozwinęcia (zwiększenia) powierzchni wymiany ciepła jednak równocześnie ułatwia osadzanie się zanieczyszczeń. W konsekwencji całkowity współczynnik przenikania ciepła przy występujących zanieczyszczeniach może być niższy niż gdyby płyty wymiennika były gładkie [1].

Proces tworzenia się zanieczyszczeń stanowi rozległy problem, na którego charakter ma wpływ wiele parametrów: rodzaj czynników, temperatura, prędkość przepływu oraz rodzaj samego wymiennika i jego geometria. Prowadzone są od lat badania dotyczące procesu zanieczyszczania w zależności od powyż-

szych parametrów. Między innymi bada się zanieczyszczenia w czasie rzeczywistym wykorzystując nieinwazyjne czujniki działające na zasadzie fal akustycznych o niskiej częstotliwości [3]. Testowano także wpływ chropowatości powierzchni wymienników na tworzenie się zanieczyszczeń głównie węgla wapnia [4].

W literaturze spotyka się analizy modelowania zjawiska zanieczyszczeń w płytowych wymiennikach ciepła za pomocą programów działających na zasadzie CFD. Bazują one na przyjętych modelach tworzenia się zanieczyszczeń. Pierwotnym modelem był model liniowy, jednak najczęściej przyjmuje się do analiz model asymptotyczny Kerna i Seaton [5]. Modeli służących określaniu oporu cieplnego zanieczyszczeń jest jednak niewiele. Jedną z propozycji modelowania oporu jest wykorzystanie analogii Von-Karmana z uwzględnieniem bilansu masy i symulacji numerycznych w celu określania przepływu oraz efektów wymiany ciepła [1]. Innym przykładem było zastosowanie modelu CFD do symulacji przepływu i rozkładu temperatury w celu przewidzenia zachowania zanieczyszczeń wynikających z obecności CaSO_4 [6].

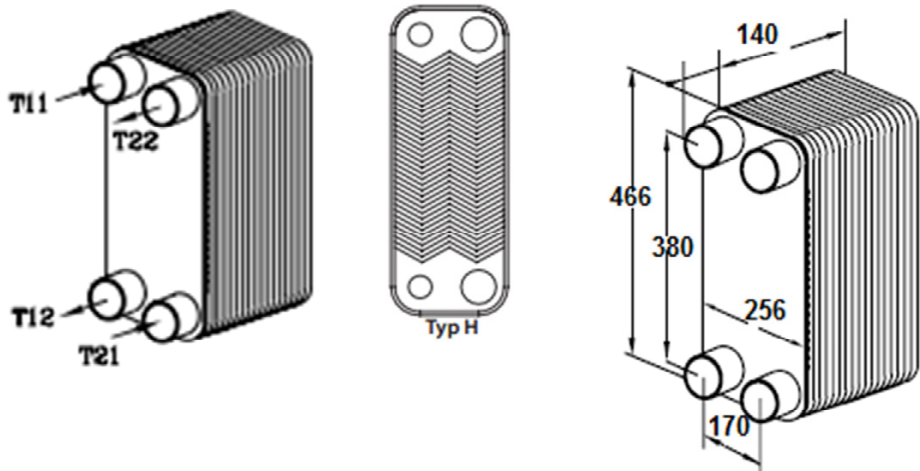
Koncentrując się na procesie zanieczyszczania płytowych wymienników ciepła w węzłach cieplnych należy stwierdzić, że odgrywa on ogromne znaczenie w ciepłownictwie. W wyniku depozycji zanieczyszczeń na powierzchni wymienników znacznie spada ich efektywność i w konsekwencji wzrastają koszty eksploatacji urządzeń, a w skrajnych przypadkach nadmierne gromadzenie zanieczyszczeń może nawet prowadzić do zniszczenia wymiennika. Koniecznym staje się stworzenie odpowiednich warunków eksploatacyjnych pracy wymienników i przede wszystkim odpowiednie planowanie czyszczenia urządzeń.

2. Węzeł cieplny

Opór cieplny zanieczyszczeń w płytowym wymienniku ciepła wyznaczono na rzeczywistym obiekcie – węźle cieplnym zasilanym bezpośrednio z elektrociepłowni, na której terenie się znajduje. Dwufunkcyjny węzeł cieplny, działający na potrzeby przygotowania ciepłej wody użytkowej i ogrzewania budynku technicznego, wyposażony jest w dwa wymienniki płytowe połączone równolegle. W przeprowadzonych badaniach uwzględniono wymiennik ciepła o mocy 302,4 kW działający na potrzeby ogrzewania, który składa się z 50 nieregularnych, falistych płyt z przepływem w przeciwnym kierunku (rys. 1).

Tab. 1 Dane wymiennika płytowego [7]

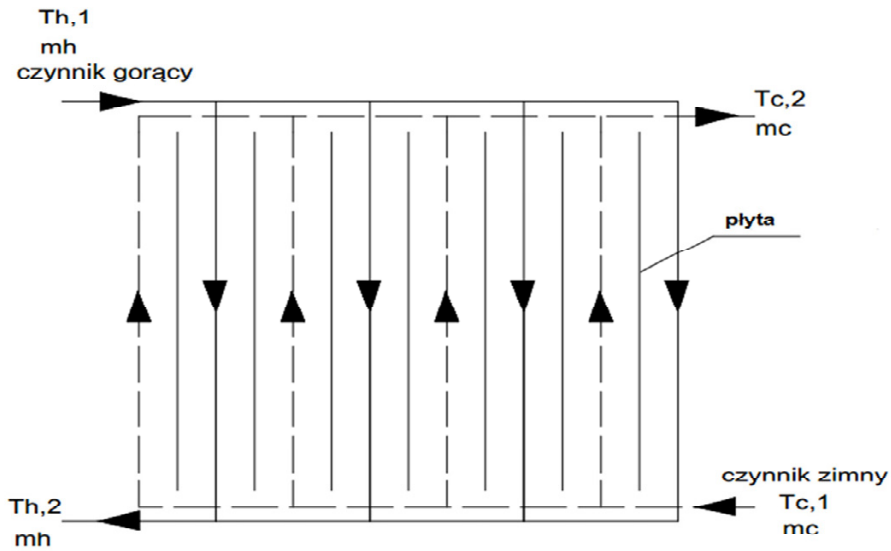
Powierzchnia wymiany ciepła [m ² /płytę]	0,081
Pojemność/kanal [litr]	0,21
Materiał płyt	Stal nierdzewna, gatunek 1,440
Temp. max [°C]	180
Temp. min [°C]	-10



Rys. 1. Badany wymiennik ciepła [7]

3. Opis metod służących wyznaczeniu oporu cieplnego zanieczyszczeń.

Możliwe jest zastosowanie dwóch metod w celu eksperymentalnego wyznaczenia oporu cieplnego osadów odkładających się na płytach wymiennika płytowego (rys. 2) w trybie on-line (na bieżąco). Wyznaczanie zanieczyszczeń w trybie on-line wiąże się z możliwością ciągłej obserwacji zmian oporu w czasie eksploatacji wymiennika. Obydwie metody bazują na ciągłych pomiarach strumienia masy czynnika zimnego \dot{m}_c i gorącego \dot{m}_h oraz pomiarach temperatury wlotowej czynnika gorącego $T_{h,in}$ oraz zimnego $T_{c,in}$, a także pomiarach temperatur wylotowych czynnika gorącego $T_{h,out}$ oraz zimnego $T_{c,out}$. Po czasie eksploatacji wymiennika, po którym wartość oporu cieplnego osiągnie zadaną wartość, płyty wymiennika będą oczyszczane.



Rys. 2. Schemat wymiennika płytowego przeciwprądowego

3.1. Metoda oparta na średniej logarytmicznej różnicy temperatur

Strumień ciepła przekazywany w wymienniku ciepła pomiędzy dwoma czynnikami grzewczymi, czyli moc cieplną wymiennika można wyznaczyć za pomocą trzech poniższych wzorów:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_h (T_{h,1} - T_{h,2}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_c (T_{c,2} - T_{c,1}) \quad (2)$$

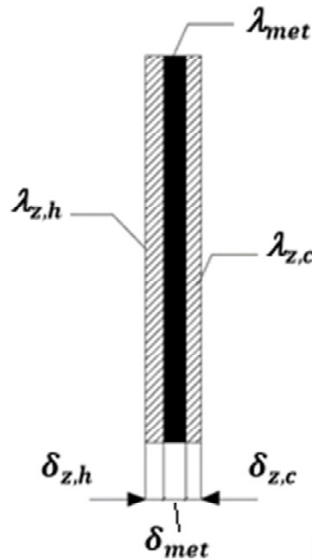
$$\dot{Q} = kA\Delta T_m \quad (3)$$

gdzie: \dot{m}_h - strumień masowy czynnika gorącego [$\frac{kg}{h}$], \dot{m}_c - strumień masowy czynnika zimnego [$\frac{kg}{h}$], $T_{h,1}$ - temperatura na wlocie czynnika gorącego [$^{\circ}C$], $T_{h,2}$ - temperatura na wylocie czynnika gorącego [$^{\circ}C$], $T_{c,1}$ - temperatura na wlocie czynnika zimnego [$^{\circ}C$], $T_{c,2}$ - temperatura na wylocie czynnika zimnego [$^{\circ}C$], k – całkowity współczynnik przenikania ciepła dla wymiennika [$\frac{W}{m^2K}$], A – powierzchnia wymiany ciepła wymiennika [m^2], ΔT_m - średnia logarytmiczna różnica temperatur [K].

Całkowity współczynnik przenikania ciepła definiowany jest jako:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta_{z,h}}{\lambda_{z,h}} + \frac{\delta_{met}}{\lambda_{met}} + \frac{\delta_{z,c}}{\lambda_{z,c}} + \frac{1}{\alpha_c} \quad (4)$$

gdzie poszczególne składowe współczynnika zostały określone na schemacie poniżej (rys.3).



Rys. 3. Schemat płyty wymiennika z warstwami osadów po stronie czynnika gorącego i zimnego

Ze wzoru (3) wyznaczany jest współczynnik przenikania ciepła k

$$k = \frac{\dot{Q}}{A\Delta T_m} \quad (5)$$

Średni strumień ciepła określony jest jako

$$\dot{Q}_m = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_c}{2} \quad (6)$$

Definiując opór cieplny osadu jako

$$r_o = \frac{\delta_{z,h}}{\lambda_{z,h}} + \frac{\delta_{z,c}}{\lambda_{z,c}} \quad (7)$$

Opór cieplny wyznaczono ze wzoru

$$r_o = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_h} - \frac{\delta_{met}}{\lambda_{met}} - \frac{1}{\alpha_c} \quad (8)$$

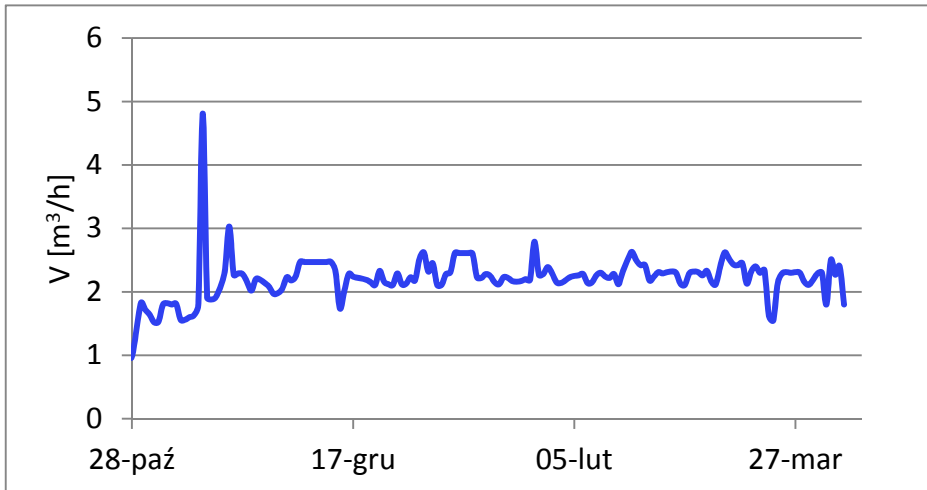
Współczynniki α_h i α_c wyznaczono z odpowiednich korelacji eksperymentalnych. Za pomocą wzoru (8) wyznaczono w trybie on-line przebieg oporu r_o w funkcji czasu t .

3.2. Metoda najmniejszych kwadratów

Możliwe jest wyznaczenie oporu zanieczyszczeń za pomocą metody najmniejszych kwadratów. Jednak w ramach prowadzonych badań zdecydowano się na wykorzystanie metody 1.

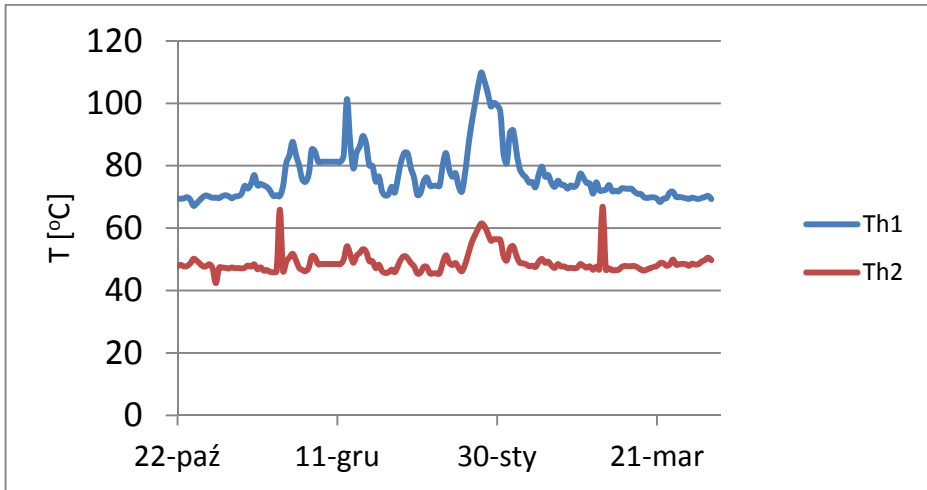
4. Wyniki pomiarów

Pomiary wykonywane były w okresie sezonu grzewczego na wymienniku c.o. Można zaobserwować, że na początku sezonu grzewczego regulacja odbywa się głównie za pomocą przepływu (regulacja ilościowa, rys. 4), a z czasem przepływ jest bardziej stały i zmienia się temperatura czynnika o wysokich parametrach (regulacja jakościowa, rys. 5). Zmienność przepływu wpływa na zmianę prędkości w wymienniku, co może mieć wpływ na zanieczyszczenia.



Rys. 4. Zmierzony przepływ

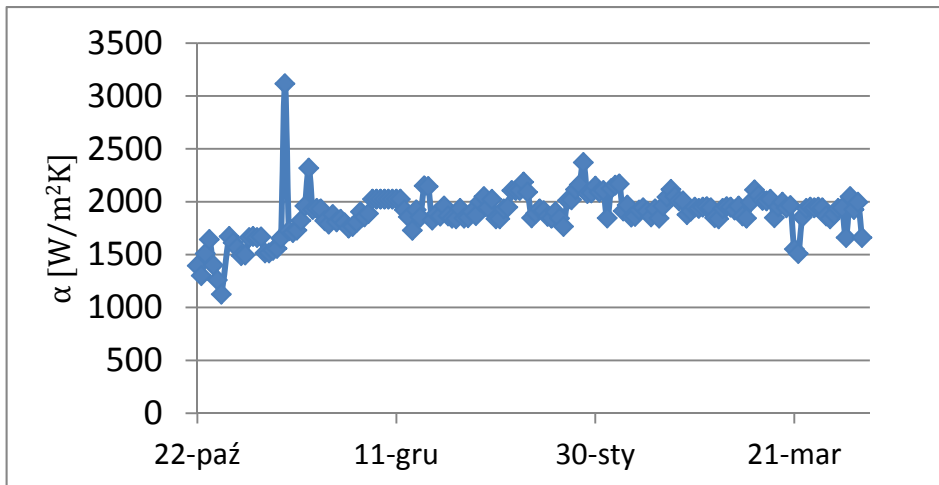
Zanieczyszczenia, które powstają w wymienniku c.o. związane są w dużej mierze z procesem krystalizacji w tym głównie z tworzeniem się kamienia kotłowego. Osad taki może występować w dwóch postaciach: lekkiego zmywalnego lub trwałego. Przy wzroście prędkości przepływu możliwe jest samoczynne podczyszczenie wymiennika ze względu na zwiększenie się naprężeń ścinających i zachodzenia tak zwanego efektu ‘turbulent burst’ [8].



Rys. 5. Zmierzone temperatury czynnika gorącego

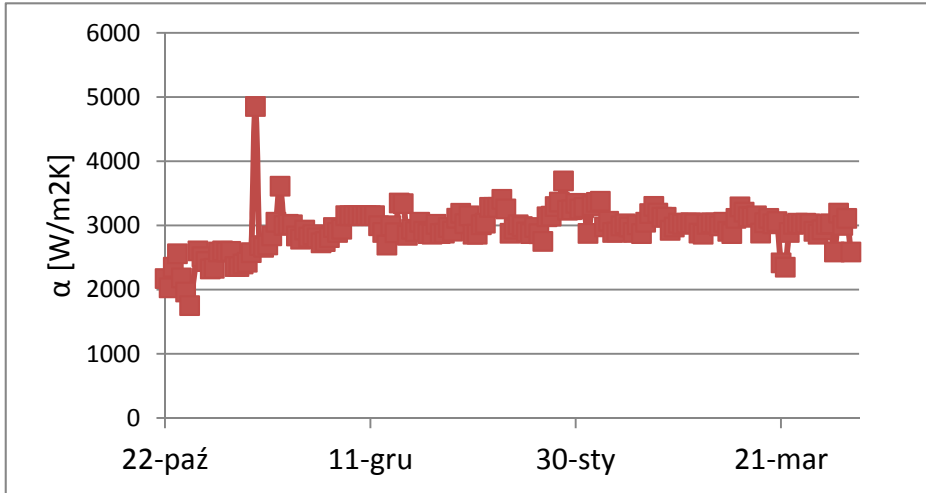
5. Analiza wyników i wnioski

Wartości współczynnika przenikania ciepła α (rys. 6, rys. 7, tab.2) zostały wyznaczone z empirycznych korelacji dla ściany płaskiej przy przepływie laminarnym (wartość liczby Re dla czynnika przepływającego w wymienniku waha się od 128 do 629) $Nu = 0,332Re^{1/2}Pr^{1/3}$

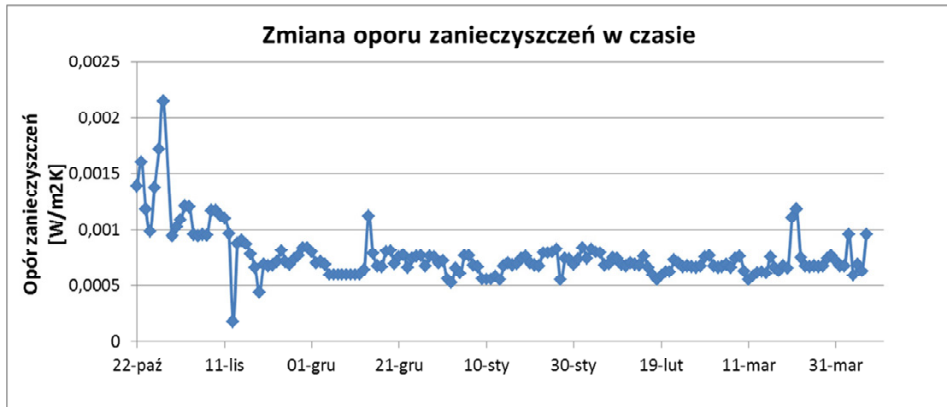
Rys. 6. Wyznaczony współczynnik α_c po stronie czynnika zimnego

Tab.2. Średnie wyznaczone wartości współczynnika przenikania ciepła po stronie czynnika gorącego i zimnego oraz oporu zanieczyszczeń

$\bar{\alpha}_h \left[\frac{W}{m^2K} \right]$	$\bar{\alpha}_c \left[\frac{W}{m^2K} \right]$	$\bar{R}_{zn} \left[\frac{mK}{W} \right]$
2947	1891	0,00768



Rys. 7. Wyznaczony współczynnik α_h po stronie czynnika gorącego



Rys. 8. Wyznaczona zmiana oporu zanieczyszczeń w funkcji czasu

Przeprowadzone pomiary i wykonane obliczenia pozwalają na stwierdzenie, że w badanym wymienniku znajduje się warstwa osadu. Osad stanowi formę izolacji ograniczając tym samym swobodny przepływ ciepła pomiędzy czynni-

kami (rys. 8). Wyznaczony średni opór cieplny na poziomie $0,00768 \left[\frac{mK}{W}\right]$ (tab. 2) jest znaczny i obniża efektywność urządzenia. Wymiennik pracuje od 4 lat i dotychczas nie był czyszczony w sposób chemiczny. Podczyszczanie wymiennika mogło występować tylko w sposób samoistny przy zwiększonej prędkości przepływu w wyniku odrywania zanieczyszczeń. Wyższe wartości oporu cieplnego na początku sezonu grzewczego są konsekwencją wyłączenia urządzenia w sezonie letnim. Na początku sezonu obserwować można mechaniczne oczyszczanie urządzenia, gdzie po pewnym czasie opór stabilizuje się na stosunkowo stałym poziomie.

Przeprowadzona już analiza i planowane dalsze badania umożliwią określenie dalszych zmian oporu cieplnego w czasie. Możliwe będzie zaplanowanie czyszczenia urządzeń tak, aby zachowały one najwyższą efektywność. Racjonalne planowanie czyszczenia umożliwia ograniczenie negatywnych skutków tworzenia się zanieczyszczeń takich jak:

- Spadek temperatury czynników,
- Spadek efektów wymiany ciepła,
- Wzrost prędkości,
- Wzrost strat ciśnienia,
- Wzrost mocy na pracę pompy,
- Wzrost kosztów eksploatacji,
- Spadek w wytwarzaniu energii cieplnej.

Literatura

- [1] Wei Li, Hong-xia Li, Guan-qiu Li, Shi-chune Yao, *Numerical and experimental analysis of composite fouling in corrugated plate heat exchangers*, International Journal of heat and mass transfer 63 (2013) 351–360.
- [2] Salam K. Al-Dawery, Ayham M. Alrahawi, Khalid M. Al-Zobai, *Dynamic modeling and control of plate heat exchanger*, International Journal of heat and mass transfer 55 (2012) 6873–6880.
- [3] Merhab B. Nassar G. Nongaillard B. Delaplace G. Leuliet J.C., *Design and performance of a low-frequency non-intrusive acoustic technique for monitoring fouling in plate heat exchangers*, J.FoodEng. 82 (2007) 518-527.
- [4] Chengwang Lei, Zhongxiao Peng, Thomas Day, Xinpeng Yan, Xiuqin Bai, Chengqing Yuan, *Experimental observation of surface morphology effect on crystallization fouling in plate heat exchangers*, Int. Commun. Heat Mass Transfer 38 (2011) 25-30.
- [5] Kern D.Q. Seaton R.A.A., *Theoretical analysis of thermal surface fouling*, Br. Chem. Eng. 4 (1959) 258-262.
- [6] Kho T. Muller-Steenhagen H., *An experimental and numerical investigation of heat transfer fouling and fluid flow in flat plate heat exchangers*, Inst. Chem. Eng. Trans. IChemE 77 (1999) 124-130.
- [7] Katalog urządzeń Danfoss.

THERMO-FLOW AND STRENGTH MONITORING OF A PC BOILER

Jan Taler¹, Bohdan Węglowski¹, Dawid Taler², Marcin Trojan¹,
Tomasz Sobota¹, Piotr Dzierwa¹, Marcin Pilarczyk¹, Piotr Czupryński³,
Tomasz Janda³, Paweł Madejski³, Daniel Nabagło³

¹Cracow University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Thermal Power Engineering, Al. Jana Pawła II 37, 31-864 Cracow

²Cracow University of Technology, Faculty of Environmental Engineering, Institute of Thermal Engineering and Air Protection, ul. Warszawska 24, 31-155 Cracow

³EDF Polska S. A., Research and Development, ul. Ciepłownicza 1, 31-587 Cracow

The chapter presents a system for monitoring water-wall slagging and fouling of superheaters and reheaters in steam boilers. A monitoring system called FOULING INSPECTOR was designed and implemented in one of the domestic power plants. The local and average degree of the furnace chamber slagging will be determined in an online mode. In the case of superheaters, the fouling degree will be determined for each superheater stage, due to big differences in ash fouling of various stages. Fouling processes deteriorate the boiler capacity and efficiency, and increase the rate of corrosion of the boiler heating surfaces. The energy consumption of flue gas fans rises as well because the accumulation of slag and ash involves higher pressure losses at individual superheater stages.

1. Introduction

The fouling processes caused by slagging and ash deposits are strongly affected by the kind of coal [1-6]. They become more intense if coal is co-fired with biomass. In the case of the furnace chamber, the fouling processes are different on its individual walls. Depending on the furnace chamber aerodynamics, local slag overhangs may be formed in the burner area or at other locations on the chamber walls. In places where temperature is high, such as the platen superheater area, the superheater surface slagging may also be caused by melted drops of ash forming deposits on the surface of tubes. If biomass is co-fired, due to the low melting point of ash, intense processes of ash deposit formation and slagging may occur on the superheater stages located in zones with a lower flue gas temperature.

In order to maintain a high efficiency of the boiler operation, the furnace chamber walls have to be cleaned with water or steam blowers, and the superheater walls – with steam blowers. Blowing off the fouling matter involves a rise in the boiler operating costs and increases the rate of erosive wear of tubes. Moreover, abrupt changes in the temperature of the boiler evaporator may cause bursting of water-wall tubes.

Ash fouling processes also affect the lifetime of the boiler superheaters [7-8]. It should be noted that about 40% of the boiler failures are caused by damage to boiler superheaters. The designed system for the monitoring of the fouling of the furnace chamber and superheaters/reheaters will make it possible to operate the boiler with a high efficiency. Blowing off slag and ash does not need to be done at regular, fixed intervals. It may be carried out depending on the degree of fouling of the boiler heating surfaces. Owing to the system of monitoring the fouling processes, unscheduled shutdowns of the boiler caused by excessive fouling of the walls of the furnace chamber or superheaters may be avoided.

2. Calculations of the boiler furnace chamber

The degree of fouling of the boiler furnace chamber walls may be assessed by an online mode determination of the flue gas temperature at the furnace chamber outlet T_{fe} , the heat flux absorbed by the furnace chamber walls \dot{Q}_r and the heat effectiveness ψ of the furnace chamber walls. The heat effectiveness ψ of the furnace chamber is defined as an average ratio of the heat flux absorbed by the water-wall to the heat flux falling on the water-wall of the combustion chamber.

It is assumed that the furnace chamber is filled with a flame with the surface area A_{pl} and emissivity ε_{pl} . The flame temperature is uniform in its entire volume and equal to T_{pl} . The heat flux \dot{Q}_k flows from the flame to the walls with the surface area A_{sc} , temperature T_z and emissivity ε_z (Fig. 1).

The heat flux \dot{Q}_r flowing from flue gases to the furnace chamber walls may be calculated using Formula (1):

$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma A_{pl} (T_{pl}^4 - T_z^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{pl}} + \frac{1 - \varepsilon_z}{\varepsilon_z} \frac{A_{pl}}{A_{sc}}} \quad (1)$$

where $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ is the Stefan–Boltzmann constant.

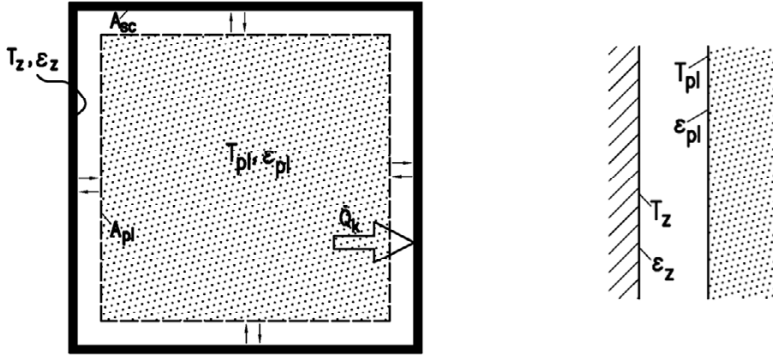


Fig. 1. Heat exchange via radiation in the boiler furnace chamber: a) heat exchange between the flame and the furnace chamber walls, b) simplified diagram of heat exchange between the flame and furnace chamber walls

Considering that in pulverized fuel boilers the flame fills the entire furnace chamber, it may be assumed that the flame surface area A_{pl} is equal to the surface area of the walls A_{sc} . Considering that $A_{pl} = A_{sc}$, Formula (1) is reduced to the following form (Fig. 1b):

$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma A_{sc} (T_{pl}^4 - T_z^4)}{\frac{1}{\epsilon_{pl}} + \frac{1}{\epsilon_z} - 1} \quad (2)$$

The effective heat flux transferred from the chamber wall to the furnace is as follows:

$$\dot{q}_{sc,ef} = \epsilon_z \sigma T_z^4 + (1 - \epsilon_z) \dot{q}_{pad} \quad (3)$$

where \dot{q}_{pad} is the density of the heat flux reaching the furnace wall chamber.

The heat flux absorbed by the furnace chamber walls is defined as:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_r}{A_{sc}}, \quad (4)$$

where \dot{Q}_r is determined by Formula (2).

Introducing the heat efficiency coefficient of the boiler furnace chamber walls ψ :

$$\psi = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{pad}} = \frac{\dot{q}_{pad} - \dot{q}_{sc,ef}}{\dot{q}_{pad}} = 1 - \frac{\dot{q}_{sc,ef}}{\dot{q}_{pad}} \quad (5)$$

the effective heat flux $\dot{q}_{sc,ef}$ is defined as:

$$\dot{q}_{sc,ef} = (1 - \psi) \dot{q}_{pad} . \quad (6)$$

Substitution of (3) in (6) results in:

$$\varepsilon_z \sigma T_z^4 + (1 - \varepsilon_z) \dot{q}_{pad} = (1 - \psi) \dot{q}_{pad} , \quad (7)$$

which gives the following:

$$\varepsilon_z \sigma T_z^4 = \varepsilon_z \dot{q}_{pad} - \psi \dot{q}_{pad} . \quad (8)$$

Introducing $\dot{q} = \psi \dot{q}_{pad}$, $\varepsilon_z \sigma T_z^4$ defined by (8) and \dot{Q}_r defined by (2) into Formula (4), after simple transformations, the following equation is obtained:

$$\psi \dot{q}_{pad} = \frac{-\varepsilon_{pl} (\varepsilon_z \dot{q}_{pad} - \psi \dot{q}_{pad}) + \varepsilon_z \varepsilon_{pl} \sigma T_{pl}^4}{\varepsilon_{pl} + \varepsilon_z - \varepsilon_z \varepsilon_{pl}} . \quad (9)$$

After appropriate transformations, the equation (9) results in the following expression:

$$\varepsilon_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\psi} \left(\frac{\sigma T_{pl}^4}{\dot{q}_{pad}} - 1 \right)} . \quad (10)$$

The definition of the furnace emissivity:

$$\varepsilon_{pal} = \frac{\dot{q}_{pad}}{\sigma T_{pl}^4} \quad (11)$$

gives:

$$\frac{\sigma T_{pl}^4}{\dot{q}_{pad}} = \frac{1}{\varepsilon_{pal}} . \quad (12)$$

Substitution of (12) in (10) results in:

$$\varepsilon_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\psi} \left(\frac{1}{\varepsilon_{pal}} - 1 \right)}, \quad (13)$$

and after more transformations this gives the formula for the furnace emissivity:

$$\varepsilon_{pal} = \frac{\varepsilon_{pl}}{\varepsilon_{pl} + \psi(1 - \varepsilon_{pl})}. \quad (14)$$

The heat flux \dot{Q}_r absorbed by the furnace chamber walls is defined as follows:

$$\dot{Q}_r = A_k \dot{q} = A_k \dot{q}_{pad} \psi = \varepsilon_{pal} \psi \sigma A_k T_{pl}^4. \quad (15)$$

In order to calculate the flue gas temperature at the outlet of the furnace chamber T_{fe} , the equation of the energy balance for the boiler furnace chamber is written as:

$$\dot{Q}_r = \dot{Q} - \dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_0^{T_{fe}-273.15} (T_{fe} - 273.15), \quad (16)$$

where T_{fe} is the flue gas temperature at the furnace outlet expressed in K.

According to the assumed model of the radiation heat exchange in the furnace chamber, the flue gas temperature in the entire chamber is the same. Therefore, it may be assumed that $T_{fe} = T_{pl}$, where T_{fe} and T_{pl} are expressed in K.

The energy flux \dot{Q} brought to the furnace with fuel and air is:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{pal} (W_d + h_{pal}) + \dot{m}_{pow} c_{p,pow} \Big|_0^{T_{pow}-273.15} (T_{pow} - 273.15) \quad (17)$$

where fuel enthalpy h_{pal} is defined as:

$$h_{pal} = c_{p,pal} \Big|_0^{T_{pal}-273.15} (T_{pal} - 273.15). \quad (18)$$

The heat flux \dot{Q} brought to the furnace may be expressed using the adiabatic combustion temperature $(T_{ad} - 273.15)$.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_0^{T_{ad}-273.15} (T_{ad} - 273.15), \quad (19)$$

where the adiabatic combustion temperature T_{ad} is determined by the following formula:

$$T_{ad} = 273.15 + \frac{\dot{m}_{pal} (W_d + h_{pal}) + \dot{m}_{pow} c_{p,pow} \Big|_0^{T_{pow}-273.15} (T_{pow} - 273.15)}{\dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_0^{T_{ad}-273.15} (T_{ad} - 273.15)}. \quad (20)$$

Introducing (15) and (19) into (16), the following is obtained:

$$A_k \varepsilon_{pal} \psi \sigma T_{fe}^4 = \dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_0^{T_{ad}-273.15} (T_{ad} - 273.15) - \dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_0^{T_e-273.15} (T_{fe} - 273.15). \quad (21)$$

Introducing the average specific heat of flue gases:

$$\bar{c}_{p,sp} = c_{p,sp} \Big|_{T_{fe}-273.15}^{T_{ad}-273.15} \quad (22)$$

where:

$$c_{p,sp} \Big|_{T_{fe}-273.15}^{T_{ad}-273.15} = \frac{c_{p,sp} \Big|_0^{T_{ad}-273.15} (T_{ad} - 273.15) - c_{p,sp} \Big|_0^{T_{fe}-273.15} (T_{fe} - 273.15)}{T_{ad} - T_{fe}} \quad (23)$$

equation (21) is transformed to the following:

$$A_k \varepsilon_{pal} \psi \sigma T_e^4 = \dot{m}_{sp} \bar{c}_{p,sp} (T_{ad} - T_{fe}). \quad (24)$$

After transformations, (24) gives:

$$\frac{T_{fe}}{T_{ad}} = 1 - \frac{\varepsilon_{pal}}{Bo} \left(\frac{T_{fe}}{T_{ad}} \right)^4, \quad (25)$$

where Bo denotes the Boltzmann number:

$$Bo = \frac{\dot{m}_{sp} \bar{c}_{p,sp}}{\sigma \psi A_k T_{ad}^3}. \quad (26)$$

An analysis of (25) leads to the conclusion that the flue gas temperature T_{fe} is a function of the Boltzmann number and the furnace chamber emissivity ε_{pal} . A formula with a similar structure is used in standards [9-11]. Based on experimental data obtained from the testing of large power boilers, a new formula containing parameter M , which characterizes the location where the maximum flame temperature occurs in the boiler, was proposed [9]:

$$\frac{T_{fe}}{T_{ad}} = \frac{Bo^{0,6}}{M \varepsilon_{pal}^{0,6} + Bo^{0,6}} \quad (27)$$

Parameter M in Eq. (27) is a function of the kind of fuel (oil, gas or coal) and of the relative height at which burners are placed [9-11]. After temperature T_{fe} is calculated from (27), the heat flux \dot{Q}_r absorbed by the furnace chamber walls may be determined. The degree of slagging of the furnace chamber walls may be assessed determining the water-wall heat efficiency coefficient ψ . It results from the analysis of Eq. (5) that the ψ coefficient gets smaller in proportion to slagging of the furnace chamber walls. If the furnace chamber walls are covered with a layer of slag, the temperature of the slag surface is high and the density of the heat flux \dot{q} absorbed by the wall (i.e. the wall thermal load) is much smaller than in the case of a clean wall. Slagging of the furnace chamber walls results in increase in the flue gas outlet temperature T_{fe} and a decrease in the heat flux absorbed by the furnace chamber walls \dot{Q}_r .

3. Determination of the average degree of the average degree of the furnace chamber fouling

The water-wall heat efficiency coefficient ψ will be determined in an online mode from the following nonlinear equation:

$$\dot{m}_{par}^{zm} = \dot{m}_{par}^{obl}(\psi) \quad (28)$$

where: \dot{m}_{par}^{zm} and \dot{m}_{par}^{obl} denote properly measured and calculated mass flows of steam. The steam mass flow \dot{m}_{par}^{obl} is a function of the water-wall heat efficiency ψ and it is calculated from the boiler evaporator energy balance. The symbol \dot{m}_{par}^{zm} denotes the steam mass flow at the boiler drum outlet determined using the steam mass flow \dot{m}_p measured at the boiler outlet and the water mass flows \dot{m}_{w1} and \dot{m}_{w2} fed into steam attemperator No 1 and No 2, respectively.

$$\dot{m}_{par}^{zm} = \dot{m}_p - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2} \quad (29)$$

The condition of equality of the calculated and measured values of the steam mass flow allows an assessment of the degree of the furnace chamber fouling ζ .

The water-wall heat efficiency coefficient ψ is equal to the product of the water-wall shape factor x , which for tight walls in the OP-380 boiler is equal to unity, multiplied by the fouling coefficient ζ of the chamber furnace heating surfaces:

$$\psi = x\zeta \quad (30)$$

where: $x = 1$ for membrane water-walls used in the boiler studied.

Determining ζ so that the calculated and measured values of the boiler efficiency are the same, it is possible to assess the average degree of the fouling of the walls of the furnace chamber.

Owing to this way of determining the value of ζ , the temperature of flue gases at the outlet from the furnace chamber T_{fe} may be calculated much more accurately.

If the fouling of the chamber walls is higher, the water-wall efficiency coefficient decreases: $\psi = \zeta$. The heat flux absorbed by the boiler evaporator \dot{Q}_{par} gets smaller and the flue gas temperature at the furnace chamber outlet gets higher. As a result, there is a reduction in the steam mass flow generated in the evaporator and directed to the superheaters, which, at a higher flue gas temperature T_{fe} , causes an increment in the reheated steam temperature (at the same mass flow of fuel: \dot{Q}_{pal}). In order to maintain the reheated steam temperature at the set level, bigger mass flows of water fed into the reheated steam attemperators are necessary.

Also the flue gas temperature after individual superheater stages rises due to the fouling of the furnace chamber walls.

The following quantities:

- the water-wall heat efficiency coefficient ψ ,
- the feed water mass flows \dot{m}_{w1} and \dot{m}_{w2} ,
- the flue gas temperature after individual superheater stages

are strongly dependent on the degree of the fouling of the furnace chamber walls. If ψ is reduced, and \dot{m}_{w1} and \dot{m}_{w2} , as well as T_{sp} , after individual stages reach permissible set values, the steam slag and ash blowers in the furnace chamber should be activated.

Apart from the above-mentioned indices characterizing the fouling of the boiler heating surfaces in terms of heat exchange, the increase in the flue gas subatmospheric pressure after the superheater stages located further down the convective duct (at a higher distance from the furnace chamber) is another significant symptom of the fouling of the boiler – mainly of the surfaces of superheaters. Increased aerodynamic resistance caused by ash fouling of superheaters leads to a higher power consumption of the fan engines. The measurement of

the flue gas pressure and of the engine power capacity may also be used to assess the degree of ash fouling of superheaters.

4. Mathematical model of the boiler evaporator

The live steam mass flow is calculated from the boiler evaporator mass and energy balance (Fig. 2):

$$\dot{m}_{wz} = \dot{m}_p - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2} + \dot{m}_{ods} \tag{31}$$

$$\dot{m}_{wz} h_{wz-2} + \dot{Q}_{par} = \dot{m}_{ods} h'(p_n) + (\dot{m}_p - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2}) h''(p_n) \tag{32}$$

Substitution of (31) in (32) results in:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{Q}_{par}}{h''(p_n) - h_{wz-2}} - \dot{m}_{ods} \frac{h'(p_n) - h_{wz-2}}{h''(p_n) - h_{wz-2}} + \dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2} \tag{33}$$

where \dot{Q}_{par} is the heat flux transferred from flue gases to the evaporator via radiation and convection.

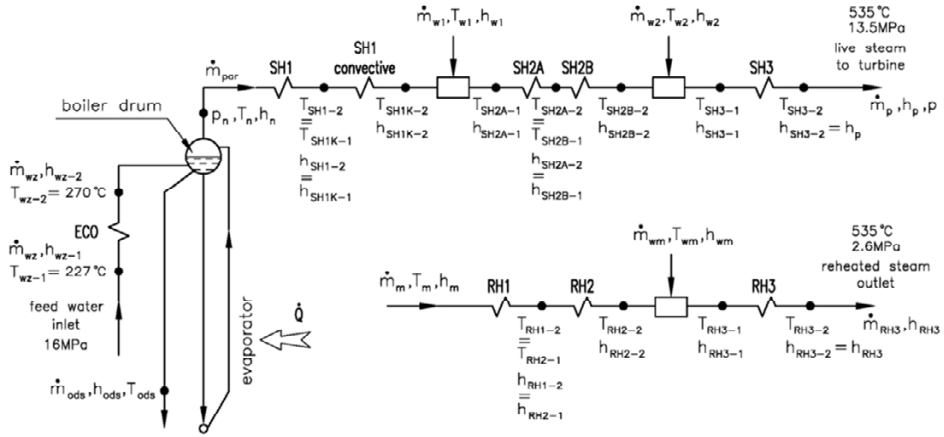


Fig. 2. Diagram of control volume for the boiler evaporator mass and energy balance

The heat flux \dot{Q}_{par} may be calculated from the following expression:

$$\dot{Q}_{par} = \dot{Q} - \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \Big|_0^{T_{fe}-273.15} \cdot (T_{fe} - 273.15) \tag{34}$$

where \dot{Q} is the heat flux brought to the furnace chamber with fuel and air, and which is defined as:

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \Big|_0^{T_{ad}-273.15} \cdot (T_{ad} - 273.15) \quad (35)$$

The symbol T_{fe} denotes the flue gas temperature at the furnace chamber outlet. The adiabatic combustion temperature is calculated according to Eq. (20). It should be added that both efficiency and thermal calculations require the development of many functions and programs used for the calculation of thermal properties of water, saturated and superheated steam, and flue gases.

5. Determination of fuel mass flow rate

The calculation of the fuel mass flow rate is based on the fuel chemical composition or on the coal calorific value. The second approach is more appropriate for practical applications since the chemical composition of the coal is not determined continuously. Boiler efficiency is determined online by the indirect method [6, 12].

Based on the boiler efficiency η determined in an online mode, the coal mass flow is calculated from the definition of the boiler heat efficiency

$$\eta = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_d} = \frac{(\dot{m}_p - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2})(h_p - h_{wz-2}) + [(\dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2})h_p - \dot{m}_{w1}h_{w1} - \dot{m}_{w2}h_{w2}] + \dot{m}_{ods}(h_n - h_{wz-2})}{\dot{m}_{pal} W_d} + \frac{\dot{m}_m(h_{RH1-2} - h_{RH1-1}) + \dot{m}_m(h_{RH2-2} - h_{RH2-1}) + (\dot{m}_m + \dot{m}_{wm})(h_{RH3-2} - h_{RH3-1}) - \dot{m}_{wm}h_{wm}}{\dot{m}_{pal} W_d} \quad (36)$$

The fuel mass flow rate at various boiler loads is determined from Eq. (36) taking into account that the boiler efficiency η is known

$$\dot{m}_{pal} = \frac{(\dot{m}_p - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2})(h_p - h_{wz-2}) + [(\dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2})h_p - \dot{m}_{w1}h_{w1} - \dot{m}_{w2}h_{w2}] + \dot{m}_{ods}(h_n - h_{wz-2})}{\eta W_d} + \frac{\dot{m}_m(h_{RH1-2} - h_{RH1-1}) + \dot{m}_m(h_{RH2-2} - h_{RH2-1}) + (\dot{m}_m + \dot{m}_{wm})(h_{RH3-2} - h_{RH3-1}) - \dot{m}_{wm}h_{wm}}{\eta W_d} \quad (37)$$

Equations (36) and (37) are valid only for steady state conditions. The symbols: h_{wz-2} , h_n , h_{w1} , h_{w2} , h_{ods} , h_p , h_{RH3} in equations (36) and (37) denote, respectively, the enthalpy of: feed water after the economizer, steam saturated at

the boiler drum pressure, injection water in superheated steam attemperators, brine, live steam at the boiler outlet, and reheated steam at the boiler outlet (Fig. 3).

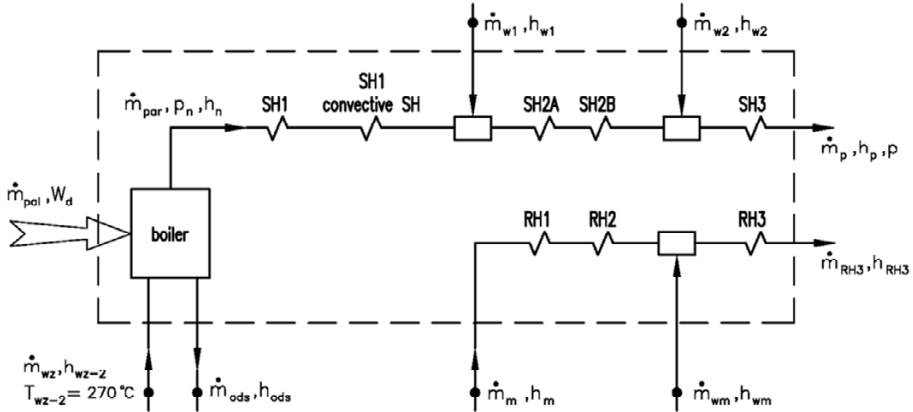


Fig. 3. Diagram of control volume for the boiler mass and energy balance

The calculations of the volume and mass flow rates of the flue gases are based on the determined fuel mass flow rate. Based on the determined excess air number λ using the expression: $\lambda = 21 / (21 - O_2)$, defined as the ratio of the air to the air flow rate required theoretically, the volume and mass flows of moist flue gases are found. The symbol O_2 denotes the volume fraction of oxygen in the flue gas.

6. Calculation of heat flow rates absorbed by superheater stages and monitoring the degree of fouling of superheaters and reheaters

The degree of fouling of the i -th superheater stage with ash ξ_i is calculated continuously from the following expression:

$$\xi_i = \frac{\dot{Q}_{i,z}}{\dot{Q}_{i,c}}, \quad (38)$$

where: $\dot{Q}_{i,z}$, in W, denotes the heat flow rate absorbed by the superheater stage affected by fouling, and $\dot{Q}_{i,c}$, in W, is the heat flow rate absorbed by a clean

superheater stage. The heat flow rate $\dot{Q}_{i,c}$ at a given value of the excess air number λ is a function of the boiler load. After the boiler is thoroughly cleaned, the measurements of $\dot{Q}_{i,c}$ are made depending on the steam mass flow rate \dot{m}_i flowing through a given superheater stage.

The heat flow rate absorbed by the superheater is determined based on the energy conservation equation. The control area and the method of the superheater energy balance determination is shown in Fig. 4.

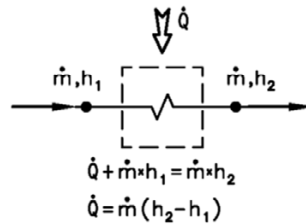


Fig. 4. The control area for the superheater energy balance

The heat flow rates absorbed by individual stages of the live steam superheater in the OP-380 boiler may be determined from the following expressions (Fig. 2):

- platen superheater, which includes wall superheaters which absorb heat flow rate \dot{Q}_{SH1} and hanging platens which absorb heat flow rate \dot{Q}_{SH1K} :

$$\dot{Q}_{GR} = \dot{Q}_{SH1} + \dot{Q}_{SH1K}, \quad (39)$$

where

$$\dot{Q}_{SH1} = \dot{m}_{par} (h_{SH1-2} - h_n), \quad (40)$$

and

$$\dot{Q}_{SH1K} = \dot{m}_{par} (h_{SH1K-2} - h_{SH1K-1}). \quad (41)$$

Considering that $h_{SH1-2} = h_{SH1K-1}$ (Figs. 2-3) and substituting equations (40) and (41) into (39), the following expression is obtained:

$$\dot{Q}_{GR} = \dot{m}_{par} (h_{SH1K-2} - h_n). \quad (42)$$

- second stage platen superheater

$$\dot{Q}_{SH2} = (\dot{m}_{par} + \dot{m}_{w1})(h_{SH2B-2} - h_{SH2A-1}) \quad (43)$$

- third stage (final) superheater

$$\dot{Q}_{SH3} = (\dot{m}_{par} + \dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2})(h_{SH3-2} - h_{SH3-1}). \quad (44)$$

Considering that $\dot{m}_{par} + \dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2} = \dot{m}_p$ and $h_{SH3-2} = h_p$, equation (44) assumes the following form:

$$\dot{Q}_{SH3} = \dot{m}_p (h_p - h_{SH3-1}). \quad (45)$$

The heat flow rates absorbed by individual stages of steam reheaters in the OP-380 boiler may be determined from the following expressions (Figs. 2-3):

- wall reheater

$$\dot{Q}_{RH1} = \dot{m}_m (h_{RH1-2} - h_m) \quad (46)$$

- intermediate reheater

$$\dot{Q}_{RH2} = \dot{m}_m (h_{RH2-2} - h_{RH2-1}) \quad (47)$$

- final reheater

$$\dot{Q}_{RH3} = (\dot{m}_m + \dot{m}_{wm})(h_{RH3-2} - h_{RH3-1}). \quad (48)$$

Considering that $\dot{m}_m + \dot{m}_{wm} = \dot{m}_{RH3}$ and $h_{RH3-2} = h_{RH3}$, equation (48) assumes the following form:

$$\dot{Q}_{SH3} = \dot{m}_{RH3} (h_{RH3} - h_{SH3-1}). \quad (49)$$

Knowing the heat flow rate $\dot{Q}_{i,c}$ absorbed by the clean i -th stage of the superheat at a given boiler load and heat flow rate $\dot{Q}_{i,z}$ absorbed by the fouled i -th stage at the same load of the boiler the fouling degree of the i -th superheater stage can be evaluated in the on-line mode. Pre-setting the limiting value of the fouling degree ξ_i for i -th superheater stage, the frequency of sootblowers activating can be controlled. If the fouling degree ξ_i lowers below the prescribed limit then the sootblower is activated. Steam and water enthalpies were determined using International Steam Tables [13]. The heat flux measurements using different methods are presented in [14-17].

7. Determination of the water-wall heat load

The distribution of the flue gas temperature and heat flux absorbed by water-walls (the thermal load) has an impact on the emissions of nitrogen oxides, combustible fractions in slag and fly ash as well as on the processes resulting in the fouling of superheaters, reheaters and the furnace chamber walls.

Due to the difficulties arising while measuring the high temperature of flue gases, the measurement of the thermal load using thermometric inserts gives more reliable results. The longitudinal and cross-sections of the insert are shown in Fig. 5 and Fig. 6.

7.1. Description of the thermal load determination method

The thermal load is determined based on the measurement of the insert temperature at four points located on its front part (Fig. 6). The temperature is measured with four NiCr-NiAl sheathed thermocouples with the outside diameter $d_e = 1$ mm which are placed in holes parallel with the insert axis in order to avoid errors caused by heat conduction along the axis of the thermocouples. The fifth thermocouple is placed at the rear of the insert on its outer surface. At this location of the holes (Fig. 5), the thermocouple temperature along the thermocouple entire length is constant and there is no conduction of heat either to or from the point where the temperature is being measured. Thermocouples are carried outside at the back of the tube. The 20 mm wide groove where the thermocouples are laid is covered with a 3 mm thick heat resistant steel plate.

The insert is made of 16M steel with physical properties listed in Fig. 7 - 10. To check the insert in terms of safe operation, calculations were carried out using the Finite Element Method (FEM). The changes in Young's modulus E and in the yield strength Re as functions of temperature are presented in Fig. 10.

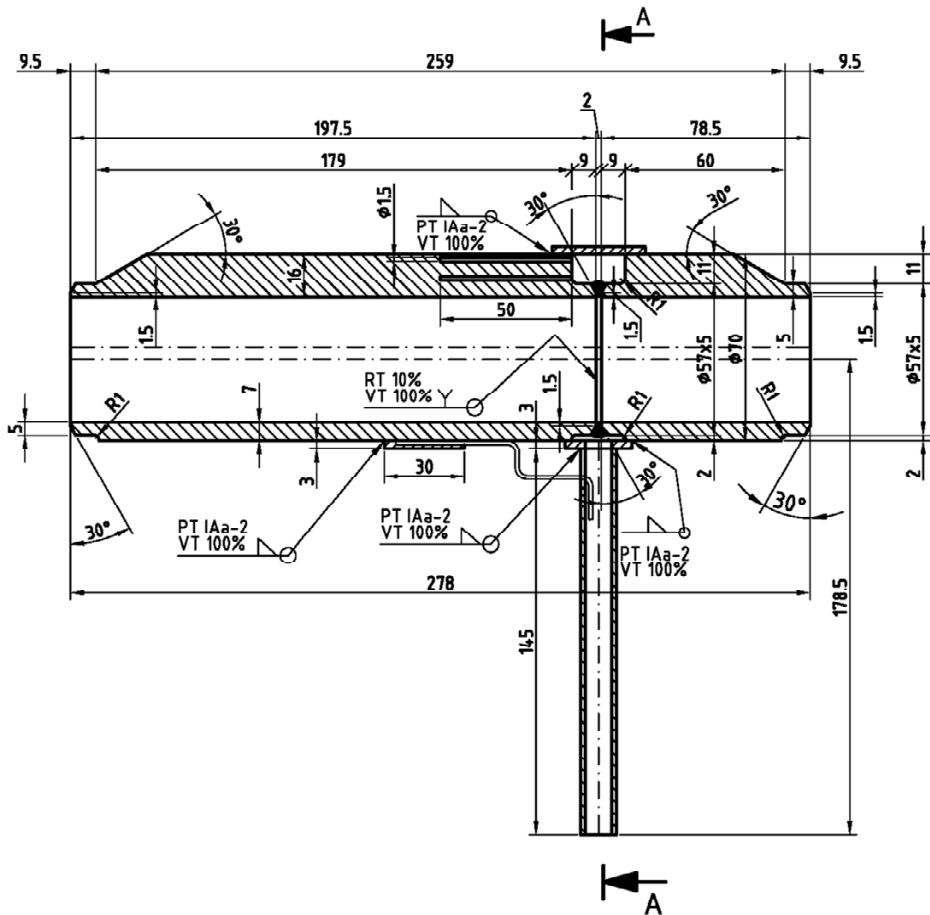


Fig. 5. Thermal load measuring insert

The calculations were performed assuming the fluid pressure: $p_w = 14.5$ MPa and temperature: $T_{obl} = 340$ °C. The load of the measuring insert due to pressure is taken into account in the strength calculations.

The stress distribution was calculated by means of the FEM using the ANSYS software package. The division of the FEM model into finite elements is presented in Figs. 11a -11b.

The distribution of equivalent (von Mises) stress is shown in Fig. 12. It results from the analysis of the results presented in Figs. 12a – 12b that the maximum values of the equivalent (von Mises) stress in the insert and in the tube do not exceed 80.89 MPa.

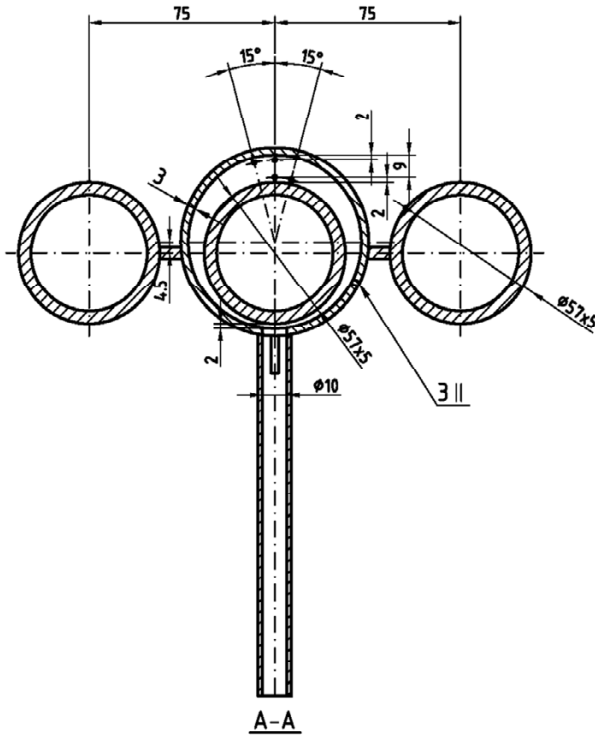


Fig. 6. Cross-section of the measuring insert

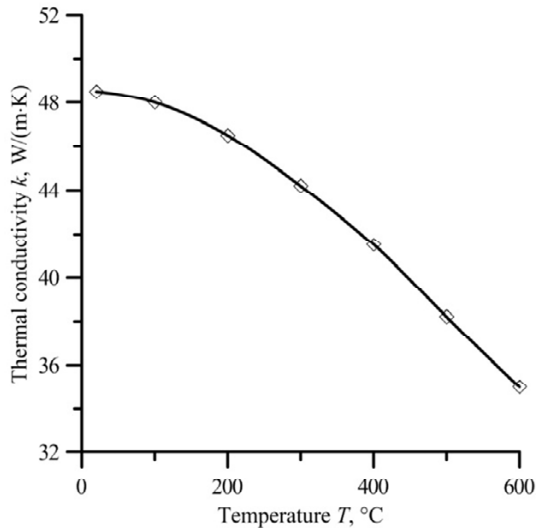


Fig. 7. Thermal conductivity of 16M steel as a function of temperature

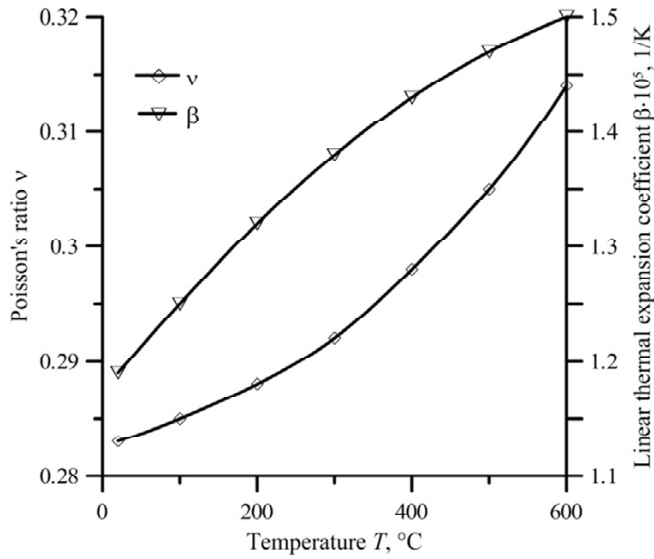


Fig. 8. Linear thermal expansion coefficient β and Poisson's ratio ν as a functions of temperature

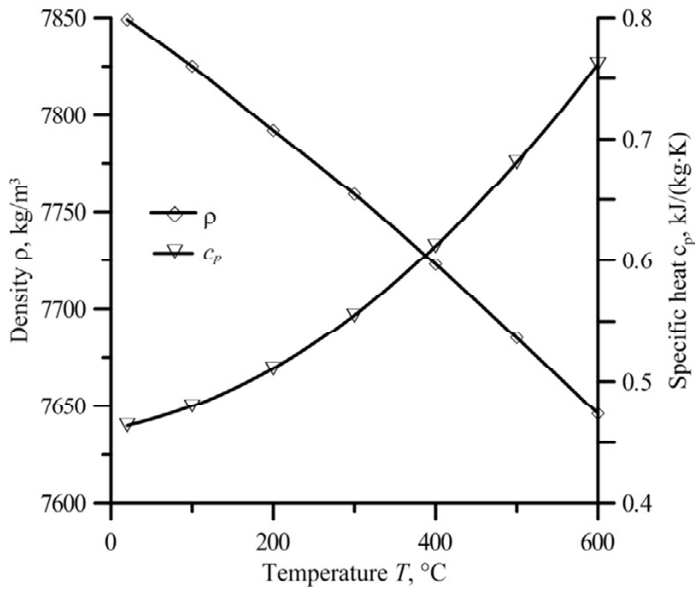


Fig. 9. Density ρ and specific heat c_p , as a function of temperature

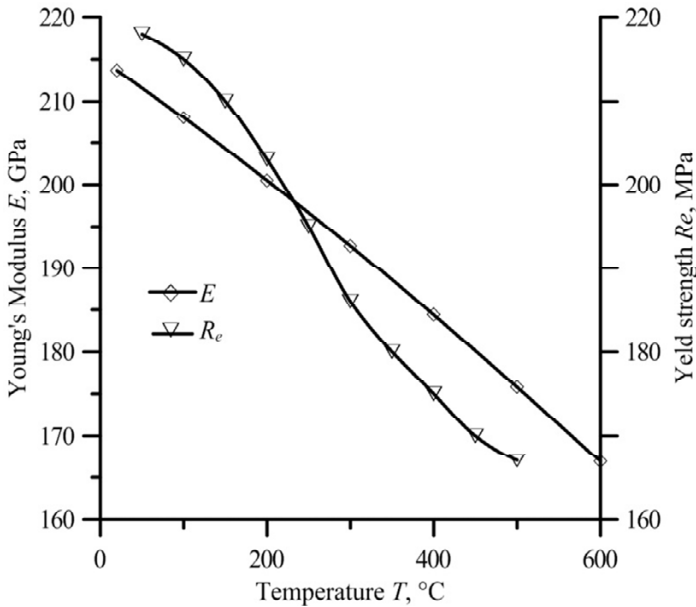


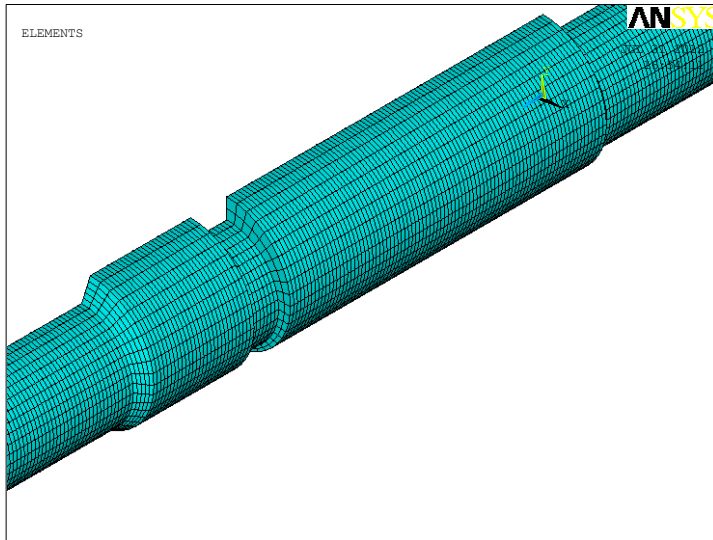
Fig. 10. Strength properties of 16M steel

To determine the temperature field in the insert, it is necessary to calculate the distribution of the heat flux on the outside surface of the measuring insert. The outside surface of the insert is subject to heat radiation from the furnace side. In order to set the appropriate distribution of the heat flux density $q_x(x)$ on the outside surface of the measuring insert, it is necessary to determine the view factor $\Psi(x)$. The temperature distribution in the insert and adjacent water-wall tube is depicted in Fig. 13. To the convective heat transfer was prescribed at the inner surface of the insert with the heat transfer coefficient $\alpha = 30000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ and water-steam temperature $T_{cz} = 340^\circ\text{C}$. The variation of the absorbed heat flux on the exposed surface of the insert was calculated from the expression $q_x = q \cdot \Psi(x)$, where x denoted the coordinate of the extended outer perimeter. The water-wall thermal load $q = 200000 \text{ W}/\text{m}^2$ is assumed for the calculations. The view factor $\Psi(x)$ is shown in Fig. 13. An inspection of the results shown in Fig. 14 indicates that the maximum heating occurs at the crown ($x = 0$) of the insert.

Variation of the insert wall temperature illustrates Fig. 14. The maximum temperature of the insert occurs at its ends and is equal to 406.7°C . The temperature on the tube wall thickness does not exceed 360°C . Permissible stress f according to standard EN 12952-3 is as follows:

$$f = \frac{R_{p0.2t_c}}{1.5} = \frac{R_{p0.2}(t_c = 400^\circ\text{C})}{1.5} = \frac{159}{1.5} = 106 \text{ MPa} \quad (50)$$

a)



b)

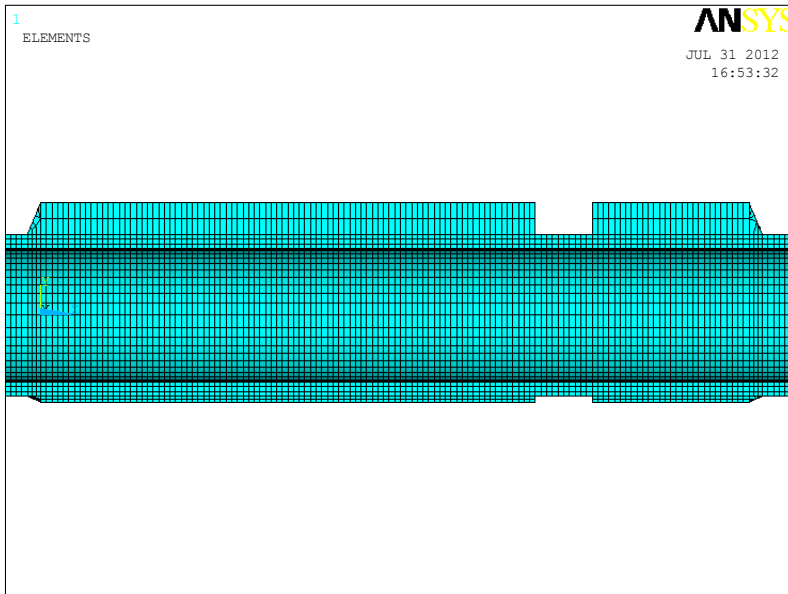
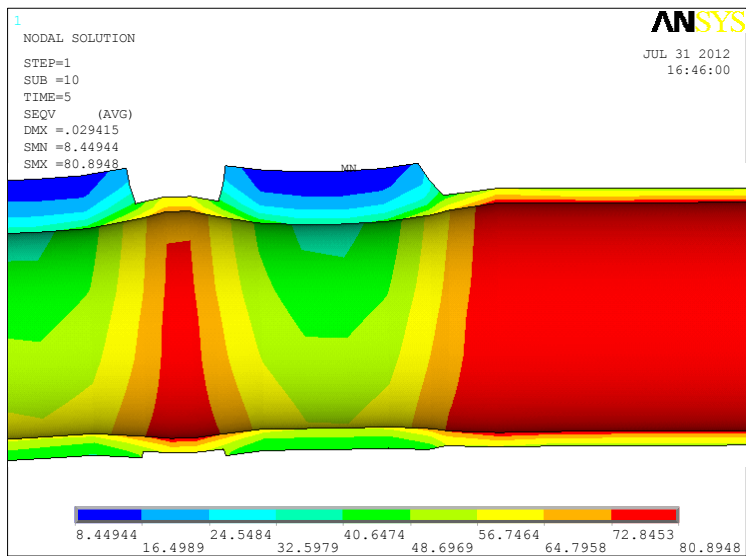


Fig. 11. Computational mesh of the element under analysis

a)



b)

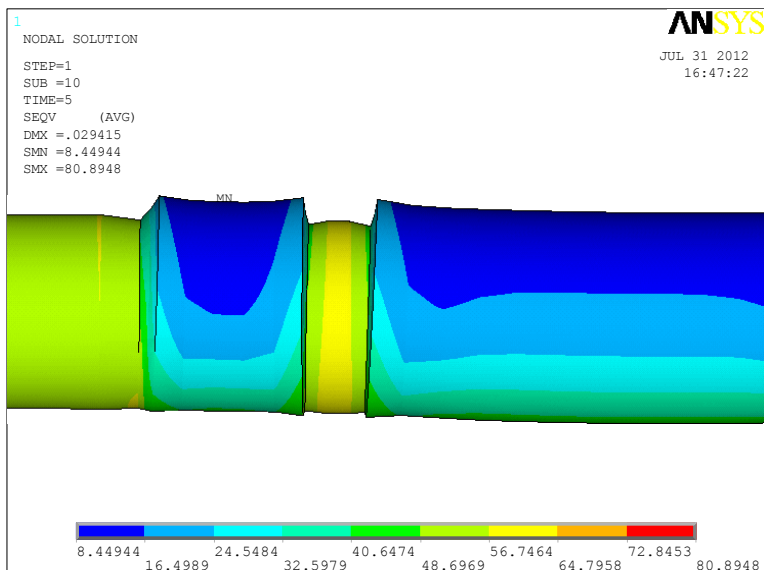


Fig. 12. Distribution of equivalent stress in MPa calculated according to the Huber - von Mises hypothesis: a) stress on the inside surface of the insert with deformations; b) stress on the outside surface of the insert with deformations

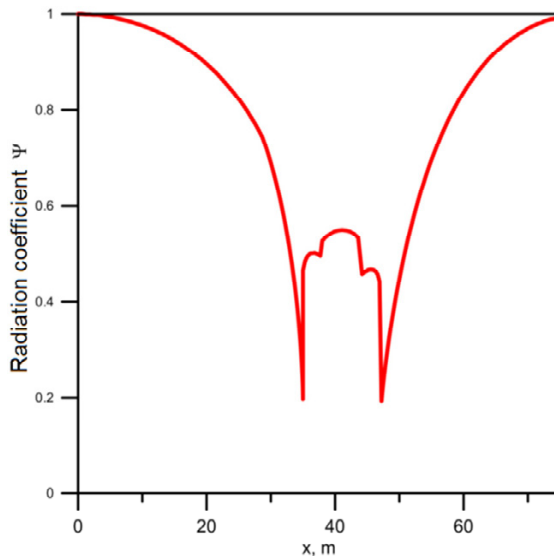


Fig. 13. Distribution of the view factor on the surface of the insert, fin and water-wall tube

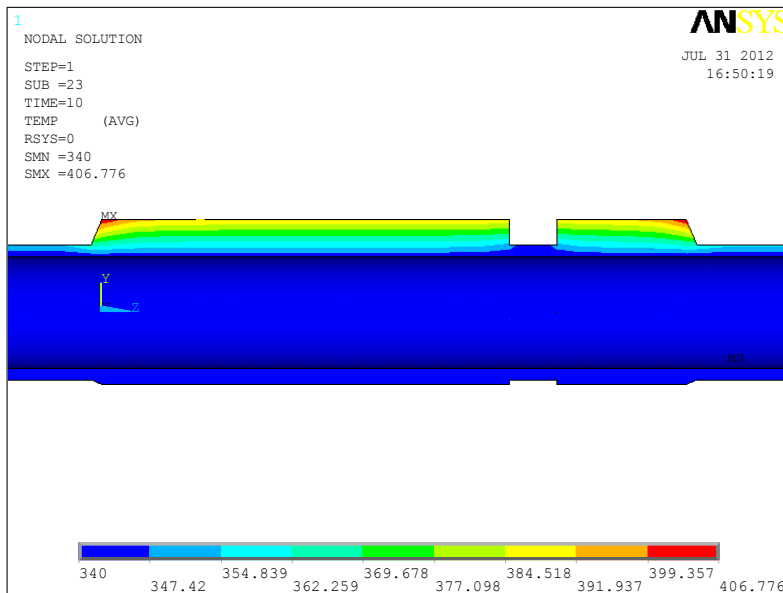


Fig. 14. Temperature distribution in the insert – temperature of the steam-water mixture $T_{cz} = 340^{\circ}\text{C}$, heat transfer coefficient on the inside surface of the insert $\alpha = 30000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, thermal load of the water-wall $q = 200000 \text{ W}/\text{m}^2$

The maximum value of the equivalent (von Mises) stress is therefore smaller than permissible stress value in maximum temperature. Considering that the tube wall temperature does not exceed 360°C, the permissible stress value is higher:

$$f = \frac{R_{p0.2tc}}{1.5} = \frac{R_{p0.2}(t_c = 360^\circ C)}{1.5} = \frac{171.8}{1.5} = 114.5 \text{ MPa} \quad (51)$$

The circumferential stress was calculated from Lamé's equation:

$$\sigma_\varphi = \frac{p_n \cdot R_{in}^2}{r^2} \frac{R_{out}^2 + r^2}{R_{out}^2 - R_{in}^2} \quad (52)$$

The circumferential stresses for the inner ($R_{in} = 47$ mm) and outer ($R_{out} = 57$ mm) surfaces of the water-wall tube are: 76.097 MPa and 61.597 MPa, respectively. These values are similar to those determined numerically: 76.167 MPa and 61.654 MPa.

Next, the calculations of the temperature distribution were performed using the FEM. To determine the relationship $q(\Delta T)$, which makes it possible to calculate the water-wall thermal load. Based on the computed temperatures: $T_1 = T(r_1, 0^\circ)$, $T_2 = T(r_1, 15^\circ)$, $T_3 = T(r_2, 0^\circ)$ and $T_4 = T(r_2, 15^\circ)$ thermal load q may be expressed as a function of measured temperature difference ΔT using the linear:

$$q = a + b \cdot \Delta T \quad (53)$$

or the square function

$$q = a + b \cdot \Delta T + c \cdot \Delta T^2, \quad (54)$$

where:

$$\Delta T = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{T_3 + T_4}{2}. \quad (55)$$

The FEM mesh for the domain under consideration is presented in Fig. 15. Due to the temperature field symmetry in the insert, only half of its cross-section was analyzed.

The constants a and b for the linear function (54) and a , b and c for the square function (55) depend on the heat transfer coefficient α on the inside surface of the insert. They were estimated using the least squares method based on the calculated temperatures for selected values of the heat transfer coefficient. The results are listed in Table 1.

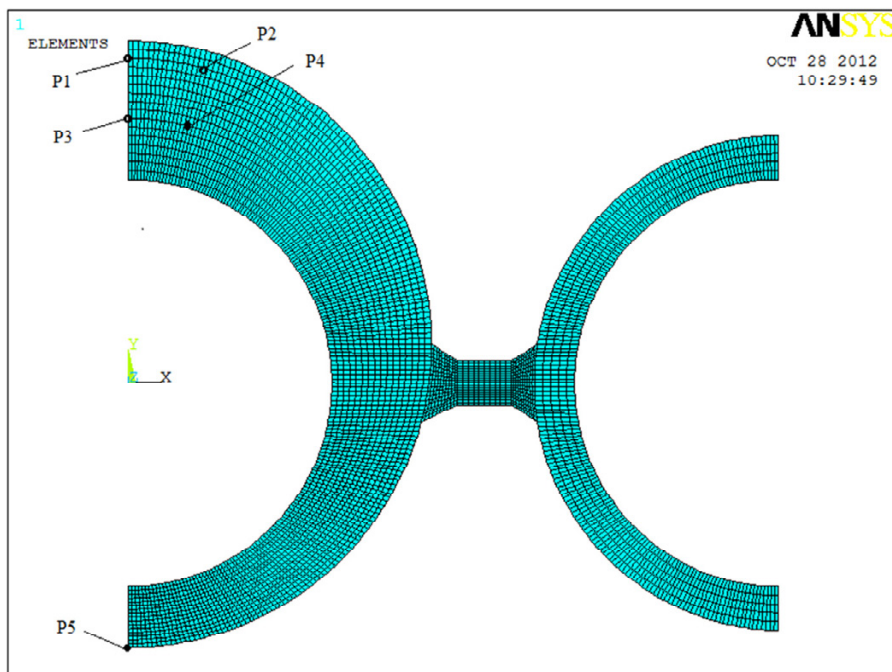


Fig. 15. Division of the insert into finite elements; P1, P2, P3, P4 and P5 – locatiton of thermo-couples

Table 1.

Approximation by linear function $q = a + b \cdot \Delta T$			
$\alpha, W/(m^2K)$	a	b	
1000	11826.44	4918.27	
5000	10253.79	4997.50	
10000	9844.09	5014.39	
50000	9487.01	5028.78	
Average	10394.66	4988.57	
Approximation by square function $q = a + b \cdot \Delta T + c \cdot \Delta T^2$			
$\alpha, W/(m^2K)$	a	b	c
1000	2998.76	5440.17	-5.93
5000	233.66	5590.85	-6.79
10000	91.47	5592.55	-6.63
50000	19.63	5590.63	-6.46
Average	753.97	5559.63	-6.53

The changes of q as a function of ΔT for different heat transfer coefficient values are presented in Figs. 16a – 16d. Based on the conducted calculations the average values of the coefficients are calculated to obtain the following formulas

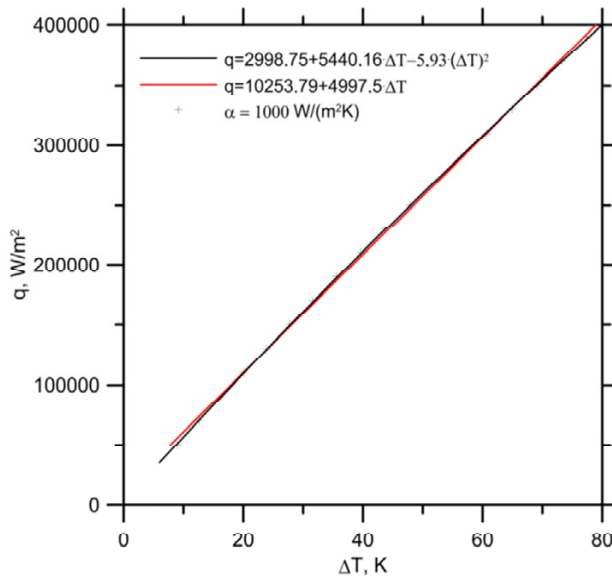
$$q = 10394.658 + 4988.573 \Delta T, \quad (56)$$

and for approximation by square function –

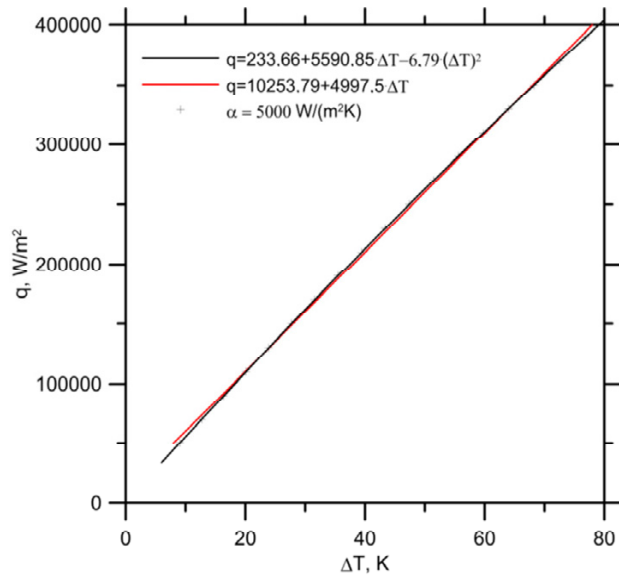
$$q = 753.968 + 5559.628 \Delta T - 6.53496 \Delta T^2. \quad (57)$$

The comparison of the thermal load calculated using Eqs. (56) and (57) with the functions from Table 1, which were found for different heat transfer coefficients, is shown in Fig. 17. The comparison indicates that the value of the heat transfer coefficient α on the tube inside surface has little impact on the value of the thermal load q determined based on the temperature difference ΔT in measured temperatures.

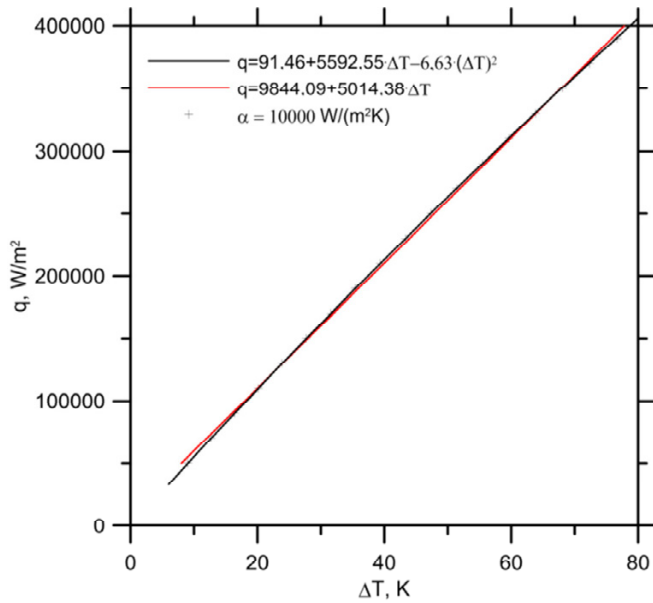
a)



b)



c)



d)

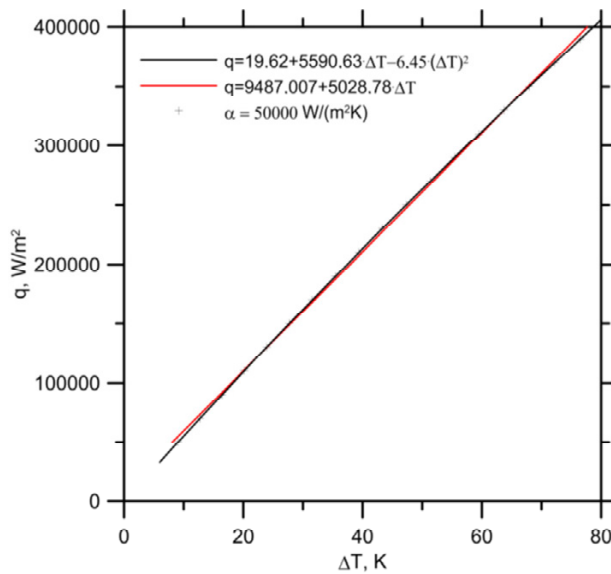


Fig. 16. Approximation of the calculation results by linear and square functions for different heat transfer coefficient: a) 1000 W/(m²K), b) 5000 W/(m²K), c) 10000 W/(m²K), d) 50000 W/(m²K).

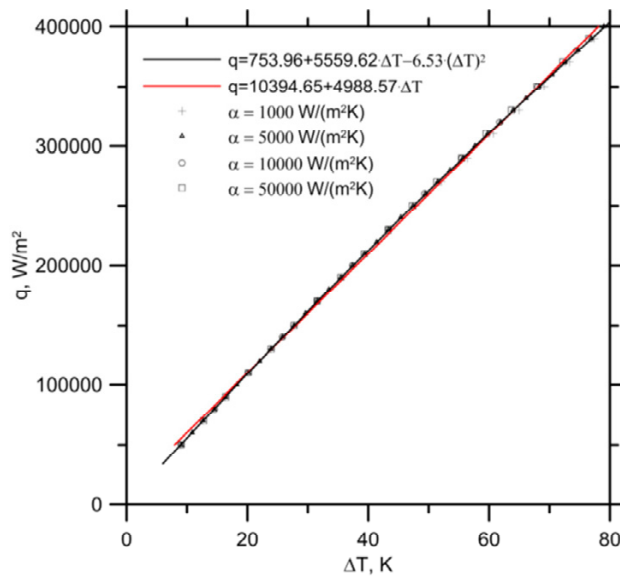
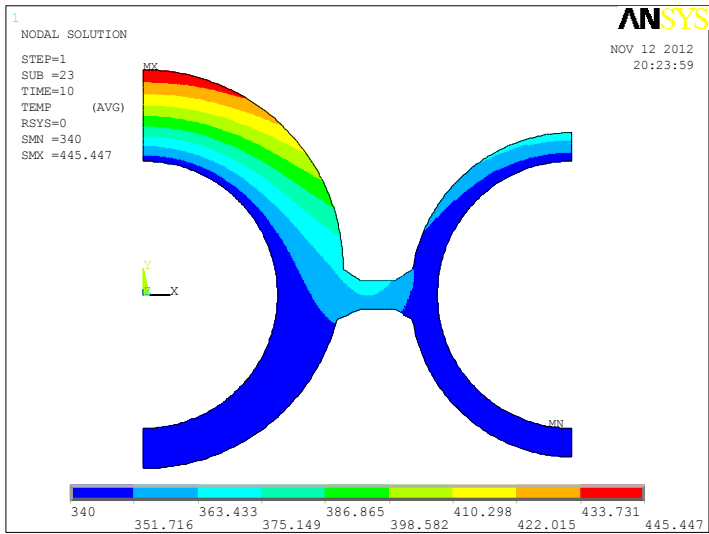
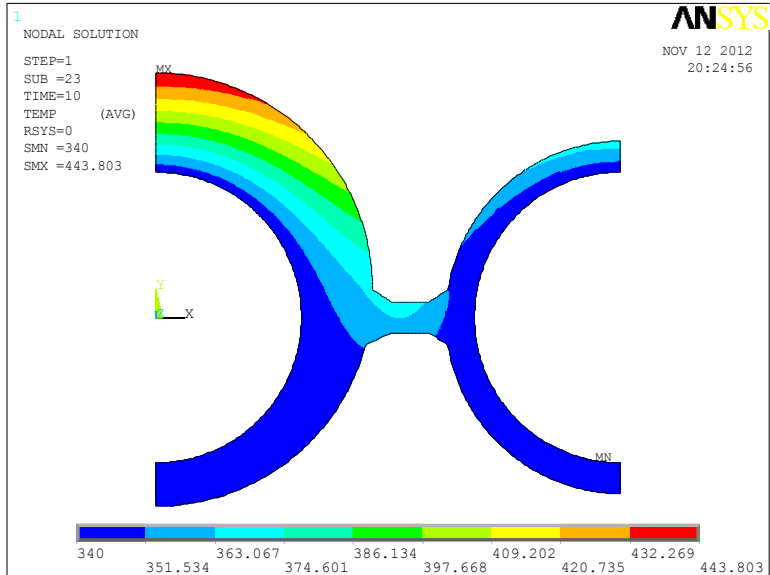


Fig. 17. Comparison of functions $q = q(\Delta T)$ given by Eqs. (56) and (57) with the functions (53) and (54) calculated for the coefficients a , b and c listed in Table 1

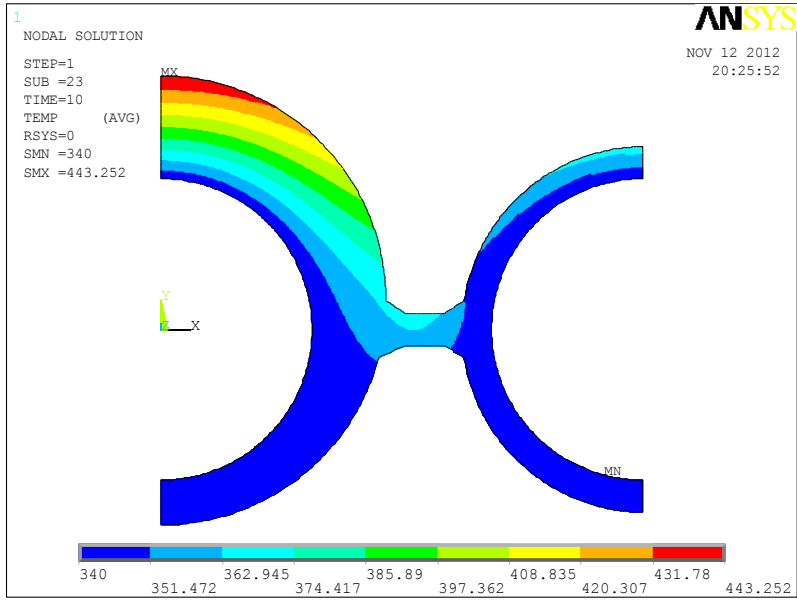
a)



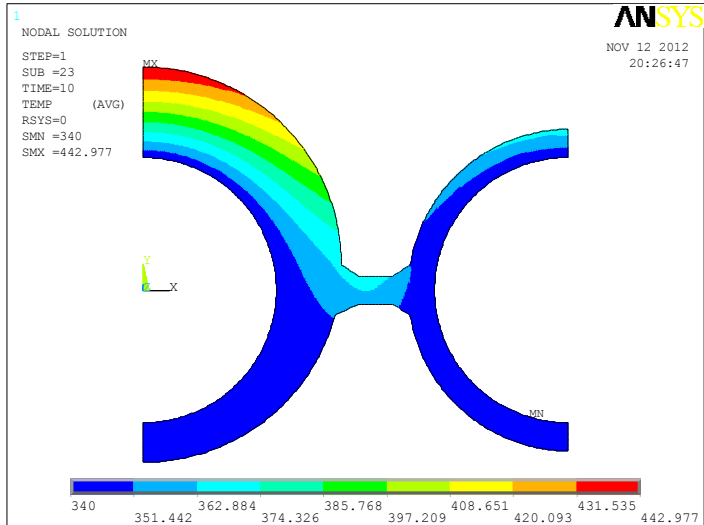
b)



c)



d)



e)

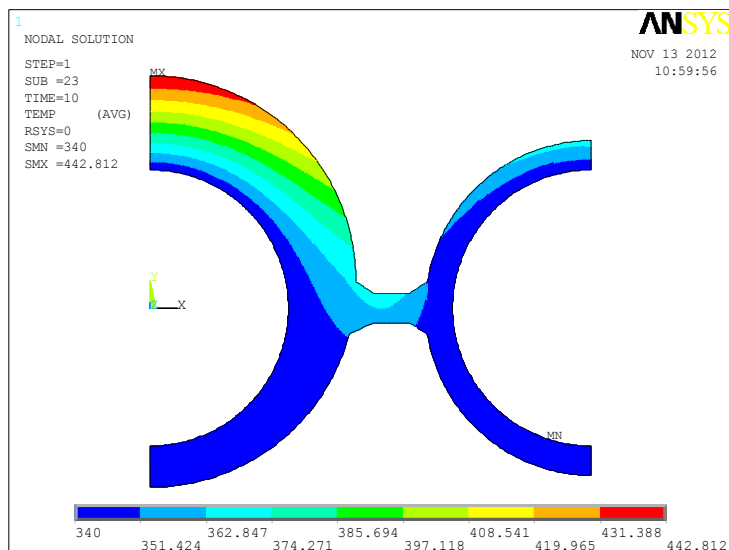


Fig. 18. Temperature distribution in the insert cross-section for $q = 220000 \text{ W/m}^2$ and different heat transfer coefficients α : a) $\alpha = 10000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$; b) $\alpha = 20000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$; c) $\alpha = 30000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$; d) $\alpha = 40000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$; e) $\alpha = 50000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

From the analysis of the results shown in the Figures 18a-18e it can be seen that the temperature of the front part of the tube increases with decreasing heat transfer coefficient. Equation (57) was used in a computer system for determining the local thermal load of the combustion chamber walls.

7.2. The arrangement of measuring inserts on the OP-380 boiler walls

The measuring inserts were deployed on the tubes of the water-wall based on the analysis of fouling processes in the combustion chamber. Eight measuring inserts were placed on the left water-wall of the combustion chamber (Fig. 19).

Sample temperature changes measured at five points of the insert (Fig. 15) are depicted in Fig. 20.

After cleaning of the boiler wall by means of sootblowers the heat flux absorbed by thermometric insert increases rapidly (Fig. 20). As slagging of combustion chamber progresses, the absorbed heat flux (thermal load) decreases

fairly rapidly (Fig. 21). After the thermal load decreases to about 80000 W/m², its further decrease is much slower.

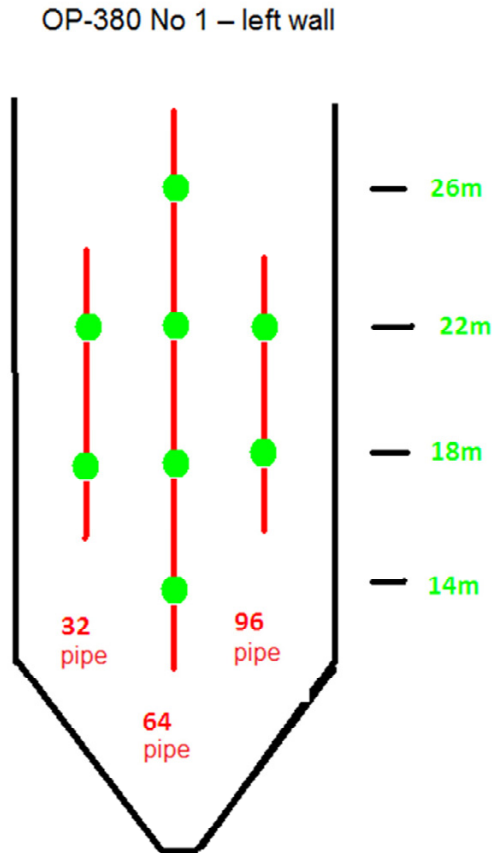


Fig. 19. The arrangement of thermometric inserts on the left wall of the OP-380 boiler furnace chamber

The analysis of the results shown in Figure 21 indicates that the sootblowers are activated every 4000 minutes. The use of thermometric inserts allows in the future to control the cleaning frequency of the water-walls according to the degree of slagging.

Based on the thermal load measured at 8 points shown in Fig. 19, a spatial distribution of thermal load on water-wall surface was determined. The maximum heat load occurs at a height of about 22 meters.

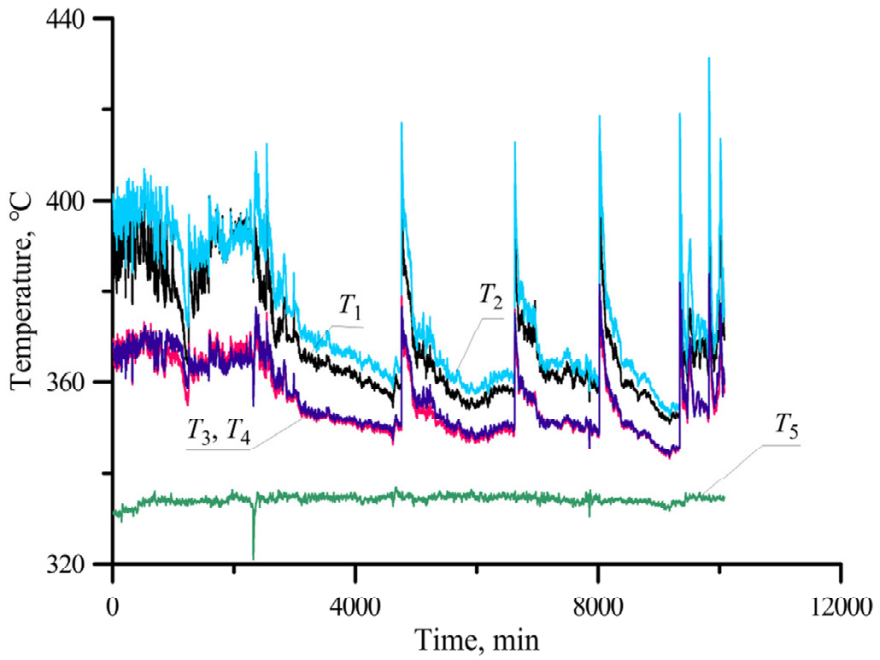


Fig. 20. Temperature of thermometric insert measured at 5 points shown in Figures 6 and 15; the thermometric insert installed on the tube 64 at elevation of 18 m (Fig. 19)

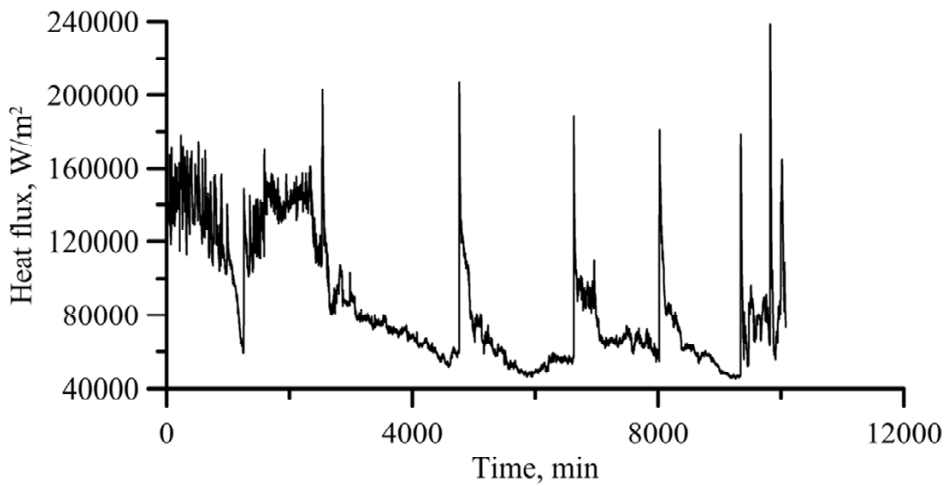


Fig. 20. Thermal load of the water-wall measured on the tube 64 at elevation of 18 m (Fig. 19)

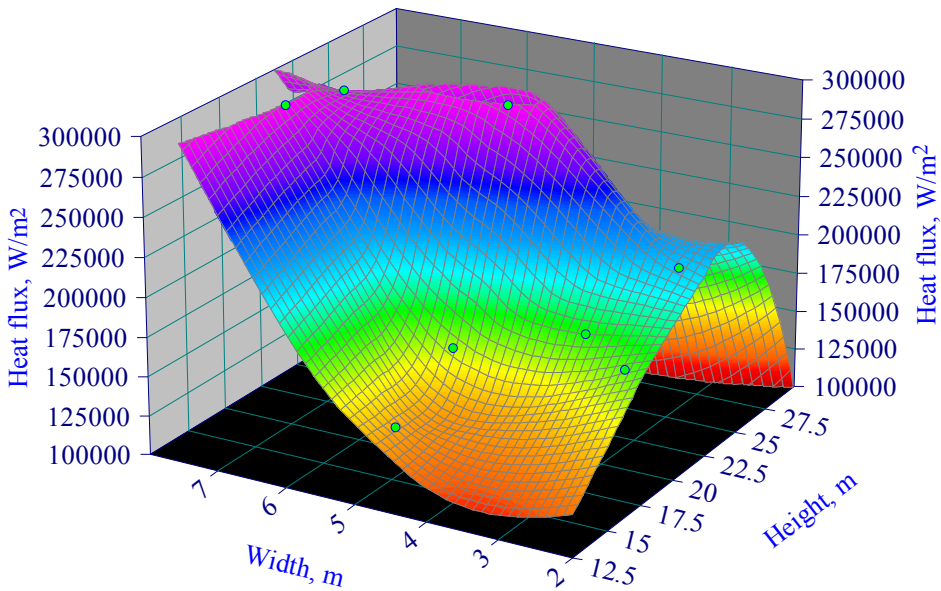


Fig. 21. Thermal load (absorbed heat flux) distribution on the height and length of the left water-wall for boiler capacity of 350·Mg/h live steam

8. Conclusion

The computer system presented in the chapter may be used to determine the efficiency of the boiler including the specific heat losses in online mode. The degree of water-wall slagging and fouling of all superheater stages can also be monitored. By installing the thermometric inserts on the water-walls, local slagging can be monitored successfully. This system is designed to facilitate the operator economical operation of the boiler. Activating frequency of sootblowers can be optimised for slag as well as for ash removing from the boiler heating surfaces.

References

- [1] Bilirgen H., 2014. Slagging in PC boilers and developing mitigation strategies. *Fuel* 115, pp. 618-624.
- [2] Harding N.S., O'Connor D.C., 2007. Ash deposition impact in the power industry. *Fuel Processing Technology* 88, pp. 1082-1093.
- [3] Romeo L.M., Garetta R., 2006. Hybrid System for Fouling Control In Biomass Boiler. *Engineering Applications of Artificial Intelligence* 19, pp. 915-925.

- [4] Romeo L.M., Garetta R., 2009. Fouling Control in Biomass Boiler. *Biomass and Bioenergy* 33, pp. 854-861.
- [5] Syed A.U., Simms N.J., Oakey J.E., 2012. Fireside corrosion of superheaters: Effect of air and oxy-firing of coal and biomass. *Fuel* 101, pp. 62-73.
- [6] Taler J., Trojan M., Taler D., 2011. *Monitoring of Ash Fouling and Internal Scale Deposits in Pulverized Coal Fired Boilers*, Nova Science Publishers, New York.
- [7] Othman H., Purbolaksono J., Ahmad B., 2009. Failure investigation on deformed superheater tubes. *Engineering Failure Analysis* 16, pp. 329-339.
- [8] Ray A.K., Tiwari Y.N., Sinha R.K., Roy P.K., Sinha S.K., Singh R., Chaudhuri S., 2002. Remnant life assessment of service-exposed pendent superheater tubes. *Engineering Failure Analysis* 9, pp. 83-92.
- [9] Kuznetsov N. V., Mitor V. V., Dubovskij I. E., and Karasina E. S., 1973, *Thermal Calculations of Steam Boilers. Standard Method*, Energy, Moscow, Soviet Union, (in Russian).
- [10] Blokh A. G., 1988, *Heat Transfer in Steam Boiler Furnaces*, Hemisphere, Washington, D.C.
- [11] Kakaç S., 1991, *Boilers, Evaporators, and Condensers*, Wiley, New York.
- [12] Taler J. (Ed.), 2011, *Thermal and Flow Processes in Large Steam Boilers. Modeling and Monitoring*. WNT Warsaw (in Polish).
- [13] Wagner W., Kretschmar H. J., 2008, *International Steam Tables Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97*, Springer-Verlag, Berlin.
- [14] Taler J., Taler D., Ludowski P., 2014. Measurements of local heat flux to membrane water walls of combustion chambers, *Fuel* 115, pp. 70–83.
- [15] Taler J., Taler D., 2012. Measurement of Heat Flux and Heat Transfer Coefficient. Chapter 1, in: *Heat Flux: Processes, Measurement Techniques and Applications*, Editors: G. Cirimele And M. D'elia, Nova Science Publishers New York, pp. 1-104.
- [16] Duda P., Taler J., 2009, A new method for identification of thermal boundary conditions in water wall tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, Issues 5-6, February, pp. 1517-1524.
- [17] Taler J., Taler D., 2012, Measurements of Local Heat Flux and Water-Side Heat Transfer Coefficient in Water Wall Tubes, Chapter 1, in *Heat Transfer*, Editor: D. M. Salim Newaz Kazi, InTech, Rijeka – Shanghai, pp. 3-34.

UKŁAD DO SYMULACJI ZAPOPIELENI SPALIN W INSTALACJI DO BADANIA ODZYSKU CIEPŁA ODPADOWEGO

Tomasz Tietze, Piotr Szulc, Kazimierz Wójs

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska,
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Pył znajdujący się w spalinach pochodzących ze spalania węgla kamiennego lub brunatnego stanowi istotny problem związany z eksploatacją i bezawaryjną pracą urządzeń. Wpływa w istotny sposób na pracę wymienników ciepła poprzez osadzanie się na ich powierzchniach. Jest to szczególnie negatywne zjawisko w przypadku zastosowania kondensacyjnych wymienników ciepła, bo zachodzi reakcja pyłu z wykroplną wodą. Jednocześnie trudno przeprowadzić badania laboratoryjne wpływu zapylenia spalin na pracę wymienników ciepła z uwagi na stałą i jednocześnie niewielką koncentrację pyłu w odcinkach kanałów znajdujących się za odpylaczami. W pracy podjęto próbę zbudowania układu dozowania pyłu do spalin na stanowisku badawczym do badania odzysku ciepła ze spalin z wykorzystaniem kondensacyjnego wymiennika ciepła. Szczegółowo opisano mechanizm osadzania się cząstek pyłu na powierzchni wymiennika ciepła, model matematyczny tego zjawiska oraz konstrukcję układu dozowania pyłu do spalin.

1. Wstęp

W procesie spalania węgla w elektrowniach węglowych tworzą się odpady paleniskowe w postaci żużla, lotnego popiołu oraz mieszaniny tych składników. Popioły lotne stanowią mineralną pozostałość po spalaniu węgla. Dla kotłów pyłowych ilość powstającego popiołu lotnego może stanowić ponad 80% odpadu paleniskowego. Koncentracja popiołów lotnych w spalinach oraz średnica cząstek zależy od rodzaju spalanej paliwa (węgiel kamienny, węgiel brunatny, biomasa), typu kotła (pyłowy, fluidalny), zastosowanej metody odsiarczania. Pył lotny jest unoszony przez spaliny do instalacji kominowej wpływając na stopień zanieczyszczenia atmosfery. Stąd w elektrowniach węglowych przed instalacją odsiarczania znajduje się układ odpylający. Pył zawarty w spalinach powoduje zanieczyszczenie urządzeń i aparatury znajdującej się w kanale spalin. W przypadku umieszczenia w kanale spalin wymiennika ciepła do odzysku

ciepła odpadowego lotny pył osadzając się na powierzchni wymiany ciepła pogarsza proces wymiany ciepła oraz może spowodować uszkodzenie samego wymiennika ciepła. Dodatkowo także wpływa na powstawanie dodatkowych strat ciśnienia na długości przepływu. W przypadku zastosowania kondensacyjnego wymiennika ciepła [6-9] dodatkowy problem stanowi skraplanie pary zawartej w spalinach i jej reakcja z frakcjami popiołu lotnego. Woda obecna na powierzchniach wymiany ciepła wiąże cząsteczki popiołu lotnego, tworząc lity warstwę o właściwościach izolujących. Pojawienie się dodatkowej warstwy nie jest jedynym skutkiem. Nowopowstała warstwa ma pewną chropowatość, powoduje to powstawanie w warstwie przyściennej turbulencji zmieniających wartość współczynnika wnikania ciepła oraz konieczność uwzględnienia dodatkowej oporności cieplnej wynikającej z grubości oraz współczynnika przewodzenia powstałej.

Na stanowisku badawczym podjęto próbę zbadania wpływu zapylenia spalin na proces wymiany ciepła w kondensacyjnym wymienniku ciepła. W tym celu opisano model matematyczny transportu popiołu, opracowano projekt, zbudowano układ dozowania popiołu przeprowadzono badania.

2. Zanieczyszczenie powierzchni wymiany ciepła w wymienniku ciepła

2.1. Mechanizm osadzania się cząstek na powierzchni wymiany ciepła

Zanieczyszczenie powierzchni wymiany ciepła związane jest z osadzaniem się na niej cząstek stałych tworzących dodatkową warstwę o niskim współczynniku przewodzenia ciepła. Z czasem warstwa ta staje się izolatorem powodującym niejednokrotnie poważne awarie.

Niebezpieczeństwo powstawania warstwy zanieczyszczeń zachodzi również w przypadku przepływu zapyłonych gazów, jednak ten mechanizm jest odmienny i zależy od bardzo wielu czynników. Główne znaczenie ma średnia wielkość cząsteczek niesionych przez gaz oraz jego prędkość przepływu. Istnieje krytyczna prędkość przepływu gazu, która ogranicza osadzanie się zanieczyszczeń [2].

W opisie teoretycznym, gdy gaz omywa rurki prostopadle do ich osi, drobiny pyłu najpierw osadzają się w tzw. punktach stagnacji, czyli w miejscach, w którym prędkość strugi jest równa 0. W rzeczywistości omywaniu układu rurek towarzyszą silne turbulencje i przepływ strugi nie odbywa się pod kątem prostym do ich osi. W takim przypadku warstwa zanieczyszczenia zaczyna pokrywać powierzchnię rurki przesuując się wzdłuż jej obwodu. Następuje to na skutek przetaczania cząsteczek już przyległych do powierzchni. W przypad-

ku kondensacyjnego wymiennika ciepła woda wykroplona na powierzchniach wymiany ciepła w połączeniu z lotnym pyłem tworzy substancję przypominającą mokry piasek. Intensyfikuje to jej przywieranie do powierzchni oraz ułatwia osadzanie się kolejnych cząstek. Jest to niepożądane zjawisko ze względu na obniżanie się sprawności cieplnej wymiennika, a także powoduje dodatkowe spadki ciśnienia na długości przepływu. Zjawisko to zostało opisane w pracy [5].

Ze względu na wpływ zapylenia na eksploatację wymienników ciepła, prowadzone są badania mające na celu lepsze poznanie i opisanie tego zjawiska. Obecnie wiele badań skupia się na określeniu prędkości przepływu uniemożliwiającej osadzanie się zanieczyszczeń [2], możliwości usuwania powstałej warstwy poprzez dodawanie cząsteczek mających na celu jej usunięcie [1], ustalenie wartości oporności warstwy zanieczyszczeń [5]. Na przykład doświadczenia i pomiary przeprowadzone w pracy [2] miały na celu sprawdzenie i określenie prędkości krytycznej przepływu, dla której nie zachodzi osadzanie się zanieczyszczeń. Autorzy stwierdzili, że powyżej pewnej prędkości charakterystycznej dla danych warunków cząsteczki przetaczając się po powierzchni odrywają osadzone wcześniej drobiny, uniemożliwiając powstanie stałej warstwy. Sprawdzili również, czy wprowadzenie cząsteczek innych od czynnika zanieczyszczającego może spowodować usunięcie powstałej już warstwy. Jak jednak stwierdzono, dodanie piasku do strumienia przepływu przyniosło skutek odwrotny do wstępnie założonego. Cząsteczki piasku przywarły do wcześniej osadzonych zanieczyszczeń stawiając dodatkowy opór cieplny. W pracy [5] poruszono temat wpływu zapylenia spalin na efektywność pracy kondensacyjnego wymiennika ciepła. Do strumienia gazu doprowadzano rzeczywisty popiół powstały ze spalania węgla brunatnego, zanieczyszczono ożebrowane rury stanowiące powierzchnię wymiany ciepła, a następnie dzięki obliczeniom określono wzrost oporności termicznej. Zastrzeżenia budzi fakt, iż autorzy posługiwali się prostymi równaniami opisującymi wymianę ciepła. Do tego nie podali sposobu, w jaki otrzymali współczynniki wnikania ciepła dla obu czynników oraz ich wartości po zmianie warunków, w których zachodzi opisany proces.

Przedostawanie się cząsteczek na powierzchnię wymiany ciepła spowodowane jest przez działanie sił grawitacji oraz w wyniku przepływu czynnika zawierającego frakcje określonych zanieczyszczeń. W wymiennikach ciepła decydującą rolę w przedostawaniu się zanieczyszczeń na powierzchnie ma drugi mechanizm. Do powstania zanieczyszczenia wymagane jest spełnienie dwóch warunków: cząsteczka musi przedostać się na ściankę, oraz musi wystąpić jej przywarcie do powierzchni lub osadzonego wcześniej materiału.

Cząsteczka może dotrzeć do powierzchni na jeden z trzech sposobów tj.: ruchy Browna, dyfuzję lub dzięki pędowi posiadanemu przez cząsteczkę. Jest również możliwa kombinacja tych sposobów. O sposobie przemieszczania się cząsteczki w kierunku ścianki decyduje jej wielkość. Cząsteczki o najmniej-

szych rozmiarach poruszają się ruchami Browna. Traktuje się je jak molekuly i jest to ten sam mechanizm poruszania się, z jakim mamy do czynienia dla cząsteczek gazów. Dyfuzja dotyczy cząsteczek średniej wielkości, które są za duże, aby je traktować jako molekuly, jednak posiadają jeszcze zbyt mały pęd. Ostatni z przypadków dotyczy cząsteczek o dużych rozmiarach, czyli takich, które posiadają wystarczającą masę oraz prędkość pochodzącą od przepływającego czynnika.

Wskaźnik osadzania zdefiniowany jest:

$$\phi_D = K_t(c_b + c_s), \quad (1)$$

gdzie: K_t – współczynnik transportu, c_b – koncentracja popiołu, c_s – koncentracja cząsteczek na powierzchni.

Dla czystej powierzchni, zależność ta przyjmuje postać

$$\phi_D = K_d c_b, \quad (2)$$

w którym K_d to współczynnik osadzania.

W zależności od warunków współczynnik K_d może być równy współczynnikowi K_t jedynie, jeżeli wszystkie cząsteczki przywierają do powierzchni. Jeżeli część cząsteczek będzie się odrywała lub też odbijała od ścianki to $K_d < K_t$.

Intensywność zanieczyszczania powierzchni jest prawdopodobieństwem przywierania, zdefiniowanym jako

$$P = \frac{K_d}{K_t}. \quad (3)$$

Jeżeli $K_d = K_t$ prawdopodobieństwo, że wszystkie cząsteczki przywrą do powierzchni wynosi 1. W praktyce przyjmuje ono wartość mniejszą od 1, a wynika to z: właściwości płynu i panujących warunków przepływu, wielkości i kształtu cząsteczek oraz własności fizycznych powierzchni. Ze względu na mnogość i zmienność czynników oraz zależność od czasu wartość P jest trudna do wyznaczenia. W literaturze przyjmuje się, że mając do czynienia z wilgotnym popiołem dopuszcza się założenie, że P dąży do 1 [3].

Droga, jaką musi pokonać cząstka od strumienia do powierzchni wynosi

$$s = u_0 \tau, \quad (4)$$

gdzie: u_0 – prędkością początkową cząstki, τ – czasem hamowania.

Czas τ zgodnie ze schematem oporów Stokesa przedstawia

$$\tau = \frac{\rho_p d_p^2}{18\eta}, \quad (5)$$

który jest wyznaczany z równości siły oraz zmiany pędu

$$3\pi\eta u_p d_p = -m_p \frac{du_p}{dt}, \quad (6)$$

przy czym:

$$m_p = \frac{\pi d_p^3 \rho_p}{6}, \quad (7)$$

$$dt = \frac{ds}{u_p}. \quad (8)$$

Po podstawieniu równań (7) i (8) do równania (6) otrzymano

$$3\pi\eta u_p d_p = -\frac{\pi d_p^3 \rho_p}{6} \cdot du_p \frac{u_p}{ds}, \quad (9)$$

a po przekształceniu i uproszczeniu

$$ds = -\frac{d_p^2 \rho_p}{18\eta} \cdot du_p. \quad (10)$$

Całkując obustronnie wyrażenie

$$\int_{s=0}^{s=s} ds = -\int_{u_p=u_0}^{u_p=0} \frac{d_p^2 \rho_p}{18\eta} \cdot du_p, \quad (11)$$

otrzymano się drogę jaką przebędzie cząstka

$$s = \frac{d_p^2 \rho_p u_p}{18\eta}. \quad (12)$$

Po podstawieniu równania (12) do (4) otrzymano czas hamowania cząstki w postaci

$$\tau = \frac{\rho_p d_p^2}{18\eta}. \quad (13)$$

Dzieląc obie strony równania (13) przez $\frac{v}{(u^*)^2}$ otrzymano bezwymiarowy współczynnik czasu zatrzymania, który służy za wyróżnik mechanizmu przedstawiania się cząsteczek na powierzchnię

$$\tau^* = \frac{\rho_p d_p^2}{18\eta} \cdot \frac{(u^*)^2}{v}, \quad (14)$$

gdzie: $u^* = u \sqrt{\frac{f}{2}}$ - prędkości tarcia, f - współczynnik tarcia, v - kinematyczny współczynnik lepkości.

Dzieląc współczynnik transportu K_t przez u^* otrzymano bezwymiarowy współczynnik transportu K_t^*

$$K_t^* = \frac{K_t}{u^*}. \quad (15)$$

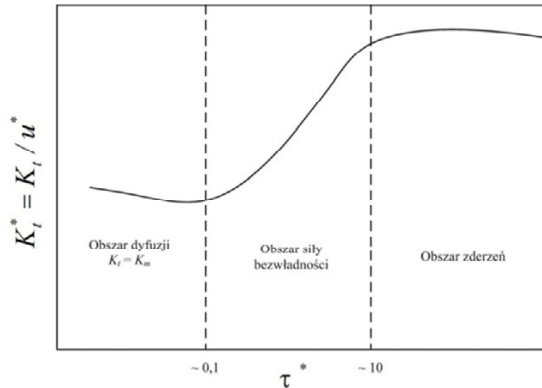
Dysponując bezwymiarowymi współczynnikami transportu oraz czasem zatrzymania możliwe jest wykreślenie krzywej odzwierciedlającej mechanizmy

transportu w zależności od warunków (rys. 1). Można wyróżnić trzy mechanizmy transportu: poprzez dyfuzję, w wyniku działania sił bezwładności, poprzez zderzenia.

W mechanizmie opartym na dyfuzji można wyróżnić dwa przypadki. Jeden, w którym przepływ jest laminarny i ruch cząsteczek w cieczy odbywa się dzięki ruchom Browna, natomiast dla przepływu turbulentnego cząsteczki będą się poruszały w kierunku warstwy przyściennej przez dyfuzję burzliwą. W samej warstwie przyściennej obowiązuje jednak ruch taki jak dla przepływu laminarnego. Jak wynika z rys. 5, dla przypadku $K_t = K_m$ współczynnik transportu jest równy współczynnikowi wymiany masy. Dyfuzję Browna opisuje wówczas równanie Stokesa - Einsteina

$$D_B = \frac{K_B T}{3\pi\eta d_p}, \quad (16)$$

w którym to: T – temperatura cieczy.



Rys. 1. Wykres przedstawiający mechanizm rządzący transportem w zależności od bezwymiarowych współczynników transportu oraz drogi zatrzymania, na podstawie [3]

Współczynnik wymiany masy K_m można wyznaczyć z równania korelacyjnego w postaci

$$Sh = K(Re)^n(Sc)^m, \quad (17)$$

gdzie: $Sh = \frac{K_m d}{D_B}$ – liczba Sherwooda, $Sc = \frac{\eta}{\rho D_B}$ – liczba Schmidta, K – stała równania, n, m – wykładniki liczb podobieństwa.

Współczynniki opisujące osadzanie się zanieczyszczeń w silnym stopniu zależą od chropowatości powierzchni. Wartość u^* wzrasta wraz ze wzrostem chropowatości, co powoduje zmniejszanie drogi zatrzymania.

Drugi mechanizm dotyczy cząsteczek poruszających się dzięki siłom bezwładności wzdłuż linii prądu, natomiast przejście przez warstwę przyścienną

odbywa się za pomocą ruchów Browna. W tym przypadku cząsteczki mogą się przedostać do powierzchni na dwa sposoby. W pierwszym wędrują do ścianki bezpośrednio ze strumienia pod warunkiem, że posiadają wystarczającą energię. W drugim cząsteczki z niewystarczającą energią są zatrzymywane w warstwie przyściennej, a następnie poprzez ruchy Browna przedostają się do powierzchni. Dla tego przypadku bezwymiarowy współczynnik transportu K_t jest wprost proporcjonalny do $d_p^4 (u^*)^5$. Dzięki tej zależności jest wyraźnie widoczne jak znaczącą rolę w tym mechanizmie transportu odgrywa wielkość cząsteczki oraz opór jej przemieszczania się [3].

W kolizyjnym mechanizmie transportu wartość prędkości zbliżania się cząstki do ścianki jest zbliżona do wartości prędkości tarcia u^* . Wartość drogi zatrzymania jest zbliżona do średnicy przewodu, przez który przepływa czynnik. W tym przypadku K^* jest proporcjonalne do $(d_p)^0 u^*$. Bezwymiarowy współczynnik transportu jest liniowo zależny od prędkości tarcia.

2.2. Wpływ temperatury na osadzenie się cząstek

Jeżeli mamy dodatkowo do czynienia z oddziaływaniem temperatury, to w takich warunkach mówi się o zjawisku termodyfuzji. Powoduje ono poruszanie się cząsteczek zawartych w płynie na skutek istnienia różnicy temperatur. Siła zjawiska zależy od różnicy temperatur płynu oraz właściwości cząsteczki podlegającej jego działaniu. Zjawisko zachodzi zarówno w gazach jak i cieczach i odgrywa znaczącą rolę w procesie zanieczyszczenia powierzchni. W tym przypadku stwierdzono, że stosunek prędkości osadzania się cząsteczek przy udziale termodyfuzji u_T do tej samej prędkości bez udziału tego zjawiska u_0 jest funkcją różnicy temperatur pomiędzy zanieczyszczonym gazem a ścianką o danej chropowatości powierzchni, na której osadza się zanieczyszczenie.

Wpływ termodyfuzji zmniejsza się wraz ze wzrostem chropowatości powierzchni. Na wykresie 6 przedstawiono wyniki, które odnoszą się do cząsteczek o średnicy mniejszej niż $1 \mu m$.

Przyjmuje się, że termodyfuzja nie ma wpływu na cząsteczki o średnicach powyżej $10 \mu m$, natomiast ma duży wpływ na cząsteczki mniejsze niż $2 - 3 \mu m$. Zjawisko to może zintensyfikować osadzanie się cząsteczek o średnicy mniejszej niż $1 \mu m$ nawet 1000-krotnie [3]. Prędkość cząsteczki poruszającej się pod wpływem termodyfuzji wynosi

$$\frac{u_T}{u^*} = \frac{0,09}{\pi} \cdot \frac{u^*}{u} \left(\frac{T_1 - T_2}{T_2} \right), \quad (18)$$

gdzie: T_1, T_2 – najwyższa i najniższa temperatura.

Termodyfuzja odgrywa tak znaczącą rolę ze względu na zdolność do transportowania cząsteczki przez warstwę przyścienną wyłącznie dzięki różnicy temperatur, która w wymiennikach ciepła jest bardzo duża. Nie jest wymagana

wtedy ani różnica stężeń cząsteczek jak w przypadku dyfuzji, czy energia i pęd cząsteczki jak dla bezwładnościowego i kolizyjnego mechanizmu transportu.

3. Układ dozowania popiołu do spalin

3.1. Analiza stanu wiedzy

W rzeczywistych kanał spalin wielkość zapylenia spalin utrzymywana jest na stałym możliwie niskim poziomie, stąd badań mających na celu określenie wpływu zapylenia spalin na pracę wymiennika ciepła możliwe jest tylko w warunkach laboratoryjnych poprzez zadawanie różnych wartości koncentracji popiołu w spalinach. Pociąga to za sobą konieczność wprowadzenia do spalin frakcji lotnych popiołu w zadanej i ściśle określonej ilości. W literaturze nie spotkano gotowych szczegółowych rozwiązań urządzeń dozujących popiół do spalin. Abd-Elhady i in. [1,2] użyli do podawania popiołu podajnik śrubowy o napędzie elektrycznym, w którym ilość dostarczanego materiału była regulowana poprzez zmianę prędkości kątownej silnika napędzającego śrubę. Podobne badania prowadzili Nuntaphan i Kiatsiriroat [5] mieszając popiół podawany z zasobnika z gorącym powietrzem.

Badania różnią się między sobą nie tylko poruszonymi zagadnieniami eksploatacyjnymi czy konstrukcją urządzeń służących do dostarczania popiołu, ale również materiałem mającym za zadanie pełnić rolę frakcji popiołu lotnego. W badaniach nad wpływem prędkości na osadzanie się zanieczyszczeń Abd-Elhady i in.[2] jako cząsteczki symulujące zanieczyszczenia użyli drobin szkła, brązu i miedzi o znanych rozmiarach. Ten sam autor w publikacji dotyczącej usuwania zanieczyszczeń już osadzonych, w badaniach wykorzystał węglan wapnia oraz piasek jako materiał, który miał za zadanie oczyścić zanieczyszczoną powierzchnię. Najwierniej warunki w kanale spalin odwzorowane zostały w pracy [5], w której autorzy posłużyli się popiołem z elektrowni opalanej węglem brunatnym. Badania były prowadzone na kondensacyjnym wymienniku ciepła, w którym rolę powierzchni wymiany ciepła pełniły ożebrowane rurki.

3.2. Projekt układu dozującego popiół

Założono, że układ dozujący powinien posiadać następujące cechy: prostota budowy, niezawodność, możliwość regulacji parametrów pracy oraz modułowa budowa. W skład układu dozujące wchodzi cztery główne elementy: silnik napędowy, podajnik śrubowy, zasobnik popiołu oraz element zdmuchujący popiół z gwintu podajnika. Zadaniem podajnika jest transportowanie cząsteczek popiołu z zasobnika, w kierunku obszaru, w którym zostaną porwane przez strumień powietrza i dalej przetransportowane do wymiennika ciepła. Transport

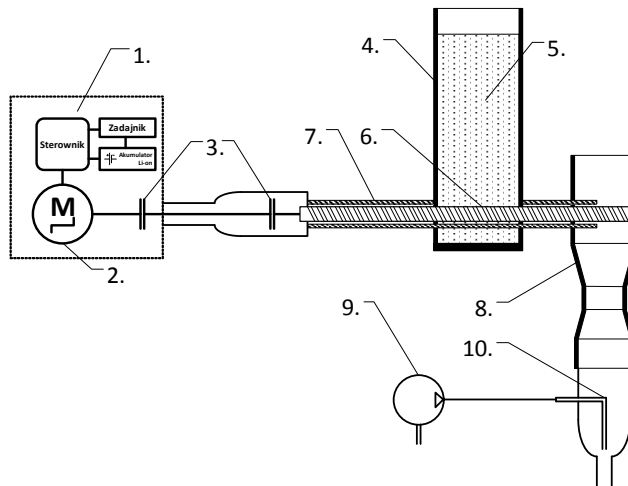
odbywa się dzięki ruchowi obrotowemu śruby, co skutkuje przesuwaniem się przekroju zarysu gwintu wzdłuż osi podajnika. Jako materiał podawany do spalin wykorzystano popiół pochodzący z zasobnika odpylacza elektrostatycznego z elektrowni opalnej węglem brunatnym. Dla popiołu wyznaczono gęstość nasypową. Znajac wartość dopuszczalnej koncentracji popiołu lotnego w spalinach, oraz strumień objętości przepływających spalin można oszacowano wydajność podajnika oraz jego prędkość obrotową. Zgodnie z dyrektywą Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/75/UE z dnia 24 listopada 2010 r. dopuszczalna wielkość emisji pyłu dla obiektów energetycznych wykorzystujących paliwa stałe o mocy całkowitej dostarczonej w paliwie większej niż 300 MW wynosi $K=0,1 \text{ g/um}^3$ [10]. Obliczono strumień objętości spalin w warunkach umownych 101325 Pa oraz 273,16 K, a następnie strumień masy podawanego popiołu potrzebny aby otrzymać żadaną koncentrację.

Do napędzania podajnika śrubowego zastosowano silnik krokowy charakteryzujący się dużym momentem obrotowym oraz możliwością osiągnięcia obrotów rzędu od kilku do kilkuset obrotów na minutę. Ze względu na symulację zapylenia spalin za elektrofiltrem poziom koncentracji pyłu jest niewielki. Ze względu na własności badanego popiołu konieczne jest wspomaganie procesu odrywania się cząsteczek materiału od powierzchni podajnika. Zadanie to może być zrealizowane na dwa sposoby. Pierwszy sposób to zjawisko ssącego działania strugi, drugi to skierować strumień sprężonego powietrza na końcówkę podajnika prostopadle do jego osi.

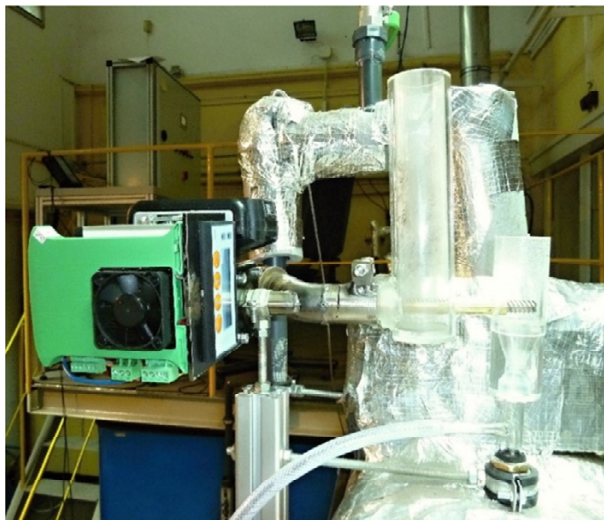
3.3. Układ dozowania popiołu do spalin

Bazując na opisanych wcześniej założeniach i obliczeniach wykonano konstrukcję układu dozowania popiołu do spalin. Na rys. 2. przedstawiono schemat układu dozowania. Układ składa się z silnika napędowego krokowego 60BYGH 603, sprzęgła SBZ 25-8-8, sprzęgła SMZ 20-8-8, sterownik silnika krokowego SMC 104, zadajnika trajektorii MG-Z1, baterii litowo-jonowej zasilającej układ 18 V.

Silnik krokowy (2) napędza śrubę do transportu (6), którą popiół podawany jest z zasobnika (4) do (8). W celu lepszego dozowania popiołu w zasobniku (8) znajduję się dysza (10) zasilana ze sprężarki powietrza (9). W ten sposób popiół wdmuchiwany jest do kanału spalin. Transport popiołu odbywa się w wyniku obrotu śruby, która umieszczona jest w tulei prowadzącej (7). Tuleja prowadząca posiada w górnej części wycięty prostokątny otwór przez który popiół z zasobnika dostaje się do mechanizmu śrubowego. Sterowanie silnika krokowego wykonywane jest poprzez specjalny sterownik oraz moduł zadajnika. Całość zasilana jest z akumulatora litowo-jonowego. Na rys. 3. przedstawiono fotografię opracowanego i skonstruowanego układu dozowania popiołu.



Rys. 2. Schemat układu dozowania popiołu. 1 – układ zasilająco sterujący, 2 – silnik krokowy, 3 – sprzęgło, 4 – zasobnik popiołu, 5 – popiół, 6 – śruba do transportu popiołu, 7 – tuleja prowadząca, 8 – układ transportu popiołu, 9 – sprężarka powietrza, 10 – dysza powietrza



Rys. 3. Widok układu dozowania popiołu do spalin

4. Wyniki badań i wnioski

Badanie przeprowadzono dozując do przepływających spalin popiołów w celu uzyskania ich zapylenia. Badania przeprowadzono w zakresie stężeń od

0,02 g/um³ do 0,33 g/um³. Sporządzono charakterystykę urządzenia dozującego przedstawiającą strumień masy popiołu podawany do układu w funkcji parametru sterującego pracą silnika krokowego V_DST . Parametr V_DST odpowiada za prędkość kątową silnika, a tym samym śruby transportującej popiół. Wyznaczenie charakterystyki polegało na pomiarze strumienia masy popiołu w zależności od nastawy V_DST . Pomiary wykonano w zakresie zapylenia spalin występujących w kanale spalin za elektrofiltrem. Na rys. 4. przedstawiono charakterystykę urządzenia dozującego pył. Z dobrym przybliżeniem można uznać, że jest to zależność typu liniowego, stąd stosując metodę najmniejszej sumy kwadratów wyznaczono współczynniki równania liniowego aproksymującego zmierzane punkty. Przesunięcie charakterystyki na osi odciętych wynika z bezwładności mechanizmu, który powodował jego ruch przy nastawie V_DST większej od zera.

$$q_{m_pop}(V_DST) = 2,616 \cdot 10^{-4} V_DST - 0.218 \quad (19)$$

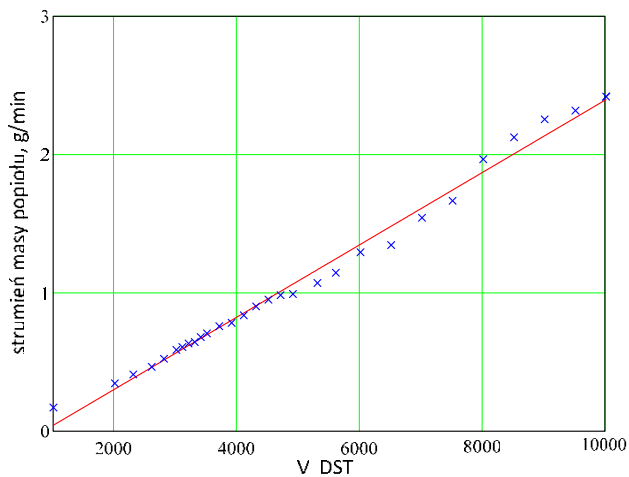
Następnie sporządzono charakterystykę koncentracji popiołu w zależności od jego strumienia masy, czyli tym samym nastawy parametru V_DST . Koncentrację popiołu w spalinach przeliczono na tzw. warunki umowne, czyli temperaturę spalin 0°C i ciśnienie barometryczne 101325Pa. Do wyznaczenia koncentracji popiołu K wprowadzono następujące równanie

$$K = \frac{q_{mpop}}{q_{vsp_u}} = \frac{q_{mpop}}{q_{vsp} \frac{p_u T_u}{p_u T}}, \quad (20)$$

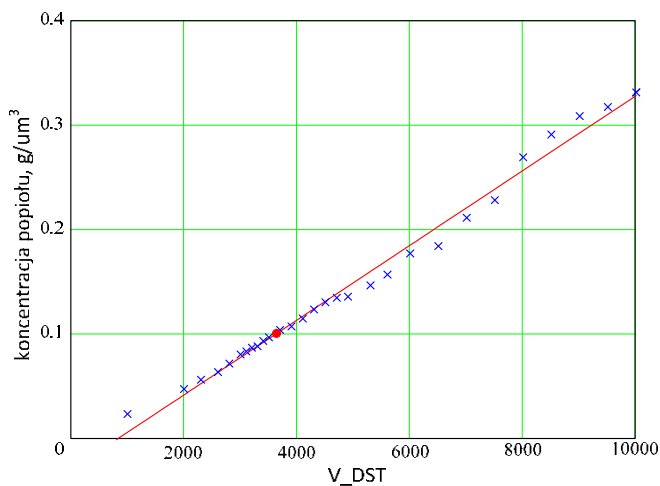
w którym q_{vsp} jest strumieniem objętości spalin w warunkach rzeczywistych.

Na rys. 5. przedstawiono charakterystykę koncentracji popiołu w funkcji nastawy V_DST . Jak wynika z rys. 5. charakterystyka ma również charakter liniowy dla niezmiennych warunków rzeczywistych spalin oraz stałego strumienia objętości spalin.

Dla trzech różnych koncentracji spalin ($K=0,05$; 0,10; 0,20 g/um³), stałego strumienia objętości spalin oraz temperatury wykonano pomiary pozostałych wielkości cieplno-przepływowych wymiennika ciepła. Eksperyment polegał przeprowadzeniu pomiarów w warunkach bez zapylenia spalin oraz w warunkach zapylenia o różnej koncentracji popiołu w spalinach. Popiół dozowano do układu przez stały okres czasu wynoszący dla każdej z koncentracji 10 godzin. Następnie porównano otrzymane wyniki dla przepływu spalin bez zapylenia oraz o różnym zapyleniu spalin. Nie stwierdzono w wartościach temperatur końcowych spalin, wody chłodzącej oraz strumieni ciepła znaczących odchyłek. Różnice pomiędzy poszczególnymi wartościami wynikały z niepewności pomiaru, niestacjonarności procesu związanego z pracą układów regulacji.



Rys. 4. Strumień masy popiołu w funkcji parametru nastawy prędkości kątowej silnika krokowego



Rys. 5. Koncentracja popiołu w funkcji parametru nastawy prędkości kątowej silnika krokowego przy stałym strumieniu objętości spalin

Na podstawie wykonanego eksperymentu ustalono następujące wnioski. Do oceny wpływu zapylenia spalin na pracę kondensacyjnego wymiennika ciepła w badanym zakresie koncentracji popiołu w spalinach potrzebne jest znaczące wydłużenie okresu pracy układu przy zapyleniu. Z uwagi na charakter badań oraz lokalizację stanowiska badawczego niemożliwe było przeprowadzenie badań w okresie czasu większym niż 10 godzin. Badania takie zostaną wykona-

ne w kolejnym etapie na instalacji pilotowej na obiekcie rzeczywistym. Na wynik pomiaru miał także wpływ zastosowany materiał, z którego wykonane zostały rurki wody chodzącej wymiennika ciepła. Mianowicie popiół nie ma tendencji do przywierania się do powierzchni teflonowej, natomiast w przypadku układów bez kondensacji popiół działa w sposób ścierny na powierzchnię teflonową. W kondensacyjnym wymienniku ciepła dodatkowo zachodzi efekt usuwania popiołu ze spalin razem z kondensatem stąd wielkość koncentracji zapylenia spalin oddziałuje słabiej niż w wymienniku ciepła bez kondensacji.

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] Abd-Elhady M.S., Abd-Elhady S., *Removal of gas-side particulate fouling layers by foreign particles as a function of flow direction*, Applied Thermal Engineering, 29, 2009, 2335-2343.
- [2] Abd-Elhady M.S., Rindt C.C.M., *Minimum gas speed in heat exchangers to avoid particulate fouling*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 2004, 3943-3955
- [3] Bott T.R., *Fouling of heat exchangers*, 1994.
- [4] Lienhard IV J.H., Lienhard V J.H., *A heat transfer textbook third edition*, Phlogiston Press Cambridge, Massachusetts, 2008.
- [5] Nuntaphan A., Kiatsiriroat T., *Thermal behavior of spiral fin-and-tube heat exchanger having fly ash deposit*, Experimental Thermal and Fluid Science, 31, 2007, 1103-1109.
- [6] Szulc, P., Tietze, T., Wójs, K., „Bilansowy model przeciwprądowego, kondensacyjnego wymiennika ciepła z poziomym układem rur chłodzących” w „Aktualne kierunki rozwoju energetyki”, praca zbiorowa pod red. K. Wójśa, P. Szulca, T. Tietze, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2012.
- [7] Szulc, P., Tietze, T., Wójs, K., Kudela, H., Kozłowski, T., „One-dimensional mathematical model of a flue gas/water condensing heat exchanger with steam condensation for a 900MW brown coal fired power unit” w „Aktualne kierunki rozwoju energetyki”, praca zbiorowa pod red. K. Wójśa, P. Szulca, T. Tietze, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2012.
- [8] Wójs K., Szulc P., Tietze T., Sitka A., *Concept of a system for waste heat recovery from flue gases in a coal-fired power plant.*, Journal of Energy Science, 2010, 1(1), 191-200.
- [9] Wójs K., Tietze T., Szulc P., Polko K., *Odzysk i wykorzystanie ciepła odpadowego spalin wylotowych*, [In:] Jan Taler, *Systemy, technologie i urządzenia energetyczne*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków, 2010, 203-212.
- [10] DYREKTYWA PARLAMENTU EUROPEJSKIEGO I RADY 2010/75/UE z dnia 24 listopada 2010 r. w sprawie emisji przemysłowych (zintegrowane zapobieganie zanieczyszczeniom i ich kontrola).

WIELOZNACZNOŚĆ ROZPŁYWU PARY W WYSOKOOBROTOWEJ TURBINIE PAROWEJ

Jacek Topolski¹, Czesław Szyrejko¹, Sebastian Kornet^{2,3,4}, Janusz Badur²

¹ ALSTOM Power Ltd., Stoczniowa 2, 82-300 Elbląg,

² Zakład Konwersji Energii, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk,

³ Środowiskowe Studium Doktoranckie przy Wydziale Mechanicznym Pol. Gdańskiej,

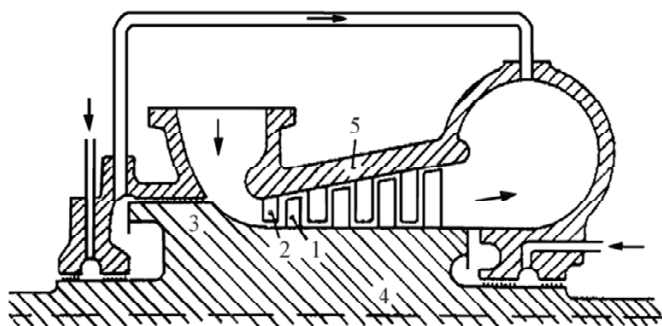
⁴ e-mail: skornet@imp.gda.pl

Projektowanie rozplywu pary świeżej we wszystkich kanałach przepływowych, jakie występują w kadłubie turbiny osiowej jest sprawą trudną i nie zawsze jednoznaczną. Określanie ubytków głównego strumienia pary takich jak przecieki nadłopatkowe, przepływy w otworach odciążających, przepływy w uszczelnieniach, etc., jest oparte na szeregu założeń oraz wiedzy praktycznej projektanta. Toteż w przypadku nowych rozwiązań powstaje naturalna niepewność oznaczająca, że stosowanie klasycznych domknięć i wytycznych projektowych musi być ostatecznie zweryfikowane przez pomiary gwarancyjne. Niepewność modernizacyjnego rozwiązania można jednak zmniejszyć wykonując jeszcze w fazie projektowania symulacje CFD rozplywu pary w pełnym układzie przepływowym turbiny. Okazuje się jednak, że wielospójność obszaru obliczeniowego i istnienie wielu wlotów i wylotów jest źródłem wrażliwości układu równań opisujących CFD na układ warunków brzegowych, które nie zawsze mogą być spójne z modelem obliczeniowym 0D służącym do projektowania turbiny. W niniejszej pracy przedstawiono problematykę projektowo-obliczeniową związaną z wieloznacznością rozwiązań powstającą w złożonym wielo-wlotowym i wielo-wylotowym kanale przepływowym modernizowanym poprzez dodanie otworów odciążających tarczy wirnika. Uzyskano główne charakterystyki przepływowe w funkcji obrotów oraz dokonano oceny wrażliwości rozplywu pary poprzez analizę rozwiązań dla zmieniających się warunków brzegowych. Rozstrzygnięto, jaki wpływ na jednoznaczność rozplywu strumienia ma sposób zadawania warunków brzegowych oraz warunków zszycia obszaru wirującego i niewirującego oraz związane z tym warunki wewnętrznej niestacjonarności przepływu. Określono efekt zagarniania i pompowania przepływu związany z obrotami wirnika. Pracę kończą analizy dodatkowej wymiany ciepła w tarczy oraz generowanie się dodatkowych naprężeń w obszarze pod wrębem stopek łopatek wirnika.

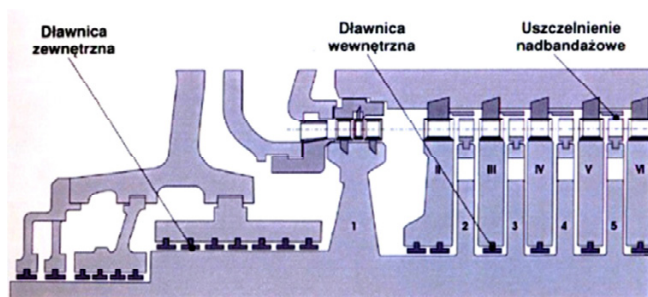
1. Wstęp

We wczesnym okresie rozwoju turbin parowych stosowano w ich budowane praktycznie tylko dwa systemy: akcyjny $\zeta = 0$ (wg de Laval'a) i reakcyjny $\zeta = 0,5$ (wg Parsona). W nowoczesnych turbinach reakcyjność traktuje się jako

jeden z podstawowych parametrów, dobieranych zależnie od warunków zadania. Obecnie jako akcyjne określa się turbiny, których stopnie mają niewielką reakcyjność $\zeta = 0,1 \div 0,2$, zaś reakcyjnymi nazywane są turbiny, których reakcyjność $\zeta = 0,5$. Turbiny akcyjne mają zasadniczo budowę komorową (tarczową). Dla tego typu konstrukcji siła osiowa, wynikająca z różnicy ciśnień działających na tarczę wirnikową, jest niewielka i daje się łatwo zrównoważyć odpowiednim łożyskiem oporowym. Inaczej przedstawia się sytuacja w turbinie reakcyjnej, która zazwyczaj budowana jest jako bębnowa. W tym przypadku różnica ciśnień działająca na wieńiec wirnikowy jest znaczna. Do zrównowazenia powstającej dużej siły osiowej konieczne staje się stosowanie specjalnych zabiegów konstrukcyjnych. Jednym z takich zabiegów jest konstrukcja tłoka odciążającego, który pozwala na wytworzenie dużej siły osiowej skierowanej przeciwnie do siły działającej na wieńce robocze wirnika. W konsekwencji na łożysko osiowe (bądź oporowe) działa niewielka różnica tych sił. Na rys. 1 przedstawiona jest turbina bębnowa z wykorzystaniem tłoka odciążającego w celu skompensowania siły osiowej [2, 3].



Rys. 1. Turbina bębnowa: 1-łopatki wirnika; 2-łopatki kierownicze; 3-tłok odciążający; 4-wirnik; 5-korpus [2]



Rys. 2. Rozmieszczenie uszczelnień w turbinie parowej [6]

Poprawa sprawności turbozespołów w dzisiejszych czasach staje się dużym wyzwaniem, ze względu na gwałtowny wzrost cen paliw i spadek ich zasobów. Między elementami wirującymi wirnika i elementami nieruchomymi układu korpusu turbiny muszą być zachowane określone luzy, aby nie doszło do zatarcia maszyny. Odpowiednie szczeliny pozwalają na niezawodną i bezawaryjną pracę wszystkich maszyn przepływowych. Straty od przepływów strumieni nieszczelności wpływają w znaczącym stopniu na sprawność części przepływowej turbiny, dlatego też największe możliwości podniesienia sprawności turbin cieplnych upatruje się w zastosowaniu nowych uszczelnień. W celu ograniczenia owych strat nieszczelności w turbinach cieplnych stosuje się uszczelnienia labiryntowe: między wałem, a tarczami kierowniczymi (międzystopniowe lub dławnice wewnętrzne); między łopatkami wirnika, a korpusem (uszczelnienia nadbandażowe); a także między wałem, a korpusem (dławnice zewnętrzne lub końcowe). Rozmieszczenie wymienionych uszczelnień w turbinie parowej ukazuje rys. 2 [2, 6].

We wszystkich rodzajach maszyn przepływowych występują dwojakiego rodzaju nieszczelności: zewnętrzne i wewnętrzne, z którymi związane są odpowiednie straty. Straty związane z zewnętrznymi nieszczelnościami zachodzą na skutek przepływu czynnika roboczego poprzez odpowiednie uszczelnienia do otoczenia. Różnorodnego rodzaju przecieki zachodzące wewnątrz turbiny i omijającymi kanał łopatkowy powodują dodatkowe straty związane z tzw. wewnętrznymi nieszczelnościami [2, 3, 6, 7, 8]. Do strat wewnętrznych turbiny parowej możemy zaliczyć:

1. Straty dławienia, spowodowane oporami przepływu pary rurociągiem oraz przez zawory – odcinający i regulacyjne (3-5%).
2. Straty w dyszach i kierownicach, wywołane tarciem pary o ściany i nierównomierność przepływu (8-10%).
3. Straty w łopatkach wirnikowych, wywołane uderzeniami pary o krawędzie łopatek, zmianami kierunku przepływu pary oraz oderwaniem strumienia pary od łopatek (15-20%).
4. Straty tarcia kół wirowych turbin komorowych o wypełniającą przestrzeń parę i wentylacji, spowodowane porywaniem, jak w wentylatorze, przez niesioną część wirnika pary z jego otoczenia.
5. Strata wylotowa równa energii kinetycznej pary opuszczającej turbinę (2-7%).
6. Straty nieszczelności spowodowane omijaniem przez parę łopatek kierowniczych (4-10%).
7. Straty wywołane wilgotnością pary w ostatnich stopniach turbiny, ponieważ para, która się wykropiła nie wykonuje pracy [2, 3].

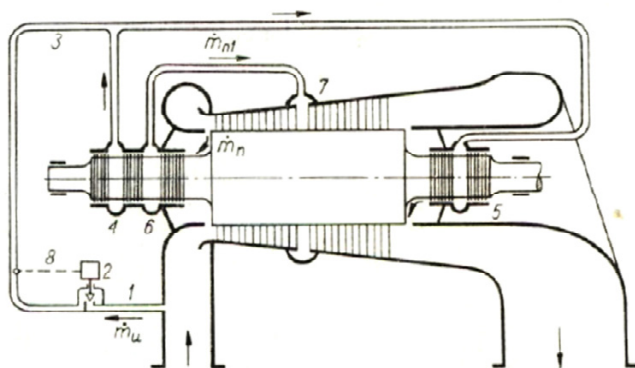
Natomiast do strat zewnętrznych turbiny zaliczamy:

1. Nieszczelności dławnic końcowych, które są przyczyną utraty 1,5-3% pary zużywanej przez turbinę.

2. Niedoskonała izolacja cieplna turbiny, która powoduje straty ciepła przez promieniowanie około 1%.
3. Straty mechaniczne wywołane oporami tarcia w łożyskach oraz napędem urządzeń pomocniczych turbiny [2, 3].

Wybierając drogę zwiększenia niezawodności i bezpiecznej pracy turbiny, poprzez zastosowanie większych luzów, zwiększamy wartości strumienia czynnika roboczego niewykonującego pracy, a tym samym zwiększamy straty energii. Stajemy wobec tego przed dylematem, czy zredukować luzy, co z jednej strony prowadzi do poprawy sprawności, z drugiej zaś strony obniża bezpieczeństwo ruchowe turbosespołu związane między innymi ze względnymi odkształceniami termicznymi między wirnikiem, a kadłubem [2, 3, 6].

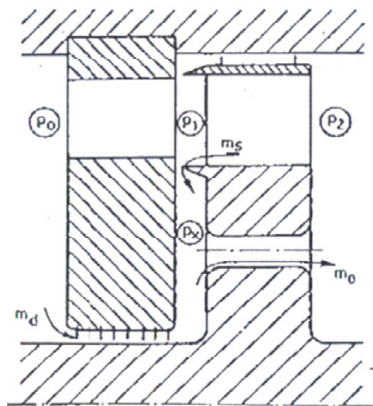
Dławnice zewnętrzne, czyli uszczelnienia miejsc, w których wał turbiny przechodzi przez jej cylinder, są często wykonywane jako uszczelnienia labiryntowe i mają za zadanie uniemożliwienie wypływu z turbiny gorącej pary o dużym ciśnieniu oraz uniemożliwienie zasysania powietrza do niskociśnieniowej części korpusu [6]. Aby zmniejszyć zewnętrzne straty nieszczelności często stosowane są układy, których zadaniem jest odprowadzenie odpowiednim rurociągiem pewnej części przecieku płynącego przez dławnicę wysokoprężną do kanału łopatkowego turbiny, co ukazuje rysunek 3, lub bezpośrednio za układ łopatkowy turbiny. Problem przy takim rozwiązaniu pojawia się, kiedy nie ma miejsca na zamontowanie dodatkowego rurociągu do oprowadzania części pary z dławnic. Wielkości przecieków przez owe uszczelnienia labiryntowe określa się zwykle z przybliżonych empirycznych wzorów: Traupla, Egli, pierwszego i drugiego wzoru Stodoli, Martina, Greck'a [1, 2, 4, 5, 8].



Rys. 3. Schemat instalacji dławnic zewnętrznych z częściowym odprowadzeniem pary płynącej przez uszczelnienie dławnicowe do kanału łopatkowego [3]

Ze względu na występujące w turbinie duże spadki ciśnień, poszczególne elementy tych maszyn obciążone są znacznymi siłami wzdłużnymi. Pod wpły-

wem tych sił łopatki i tarcze zarówno wirnikowe jak i stojanowe są zginane i przez to obciążone znacznymi naprężeniami, co w konsekwencji często prowadzi do uszkodzeń nie tylko łopatek, ale także i łożysk wzdłużnych (oporowych). Jednym ze sposobów uniknięcia tego typu awarii jest stosowanie otworów odciążających (wyrównawczych) w tarczach wirnikowych, tak jak ukazuje to rys. 4. Wyrównują one w znacznym stopniu ciśnienie panujące po obu stronach tarczy. Należy jednak pamiętać, że wyrównanie to nie jest całkowite i jeśli ciśnienia czynnika roboczego są wysokie, to zredukowana siła wzdłużna może dalej osiągać znaczne wartości [1, 2, 6, 7].



Rys. 4. Otwór wyrównawczy w stopniu tarczy [2]

Wykorzystując otwory wyrównawcze, w celu skompensowania sił działających na łopatki i tarcze wirnikowe, napotyka się na dodatkowe straty wywołane przez kolejny strumień pary niewykonujący pracy. Wyznaczeniem strumienia omawianego przecieku jako pierwszy podjął się A. Stodola. Uzależnił on bowiem wartość tego strumienia od przepływu przez dławnicę wewnętrzną, o ilości zębów z , wzorem znanym jako I wzór Stodoli (oznaczenia zgodnie z rys. 4):

$$\dot{m}_d = \mu_d \frac{A_d}{\sqrt{z}} \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 \right]} \quad (1)$$

Następnie S. Perycz uzależnił wartość strumienia pary przepływającego przez otwory wyrównawcze dodatkowo od strumienia pary przepływającego przez szczelinę osiową \dot{m}_s . Jeżeli ciśnienie p_1 jest większe od ciśnienia p_x , wówczas w równaniu bilansu przepływów wtórnych (2) pojawia się znak sumy, natomiast jeśli ciśnienie p_1 jest mniejsze od wartości ciśnienia p_x wówczas równanie to jest przedstawione ze znakiem minus. Strumień pary przepływający przez szczelinę osiową \dot{m}_s opisany jest wzorem (3). Korzystając z równania

ciągłości i prawa Bernoulliego wzór na przepływ pary przez otwór wyrównawczy można zapisać w postaci (4). W pracach [4 i 5] jeden ze współautorów badał poprawność wzorów na przecieki w stopniach akcyjnych przy pomocy programów MODG i GATO, a także poprawności wyznaczonych współczynników korekcyjnych podawanych w literaturze μ , zawartych we wzorach (1), (3) i (4).

$$\dot{m}_{ot} = \dot{m}_d \pm \dot{m}_s \quad (2)$$

$$\dot{m}_s = \mu_s A_s \sqrt{2\rho \frac{|p_1 - p_x|}{v}} \quad (3)$$

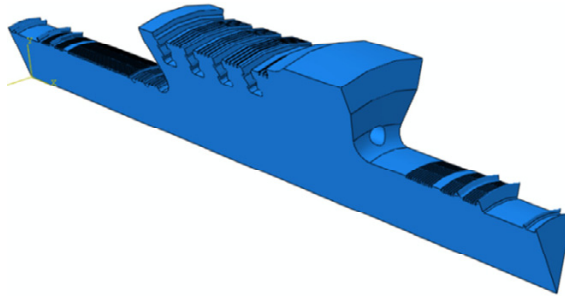
$$\dot{m}_{ot} = \mu_o A_o \sqrt{2\rho \frac{p_x - p_2}{v}} \quad (4)$$

Głównym celem niniejszej pracy jest ukazanie, że owe równania są jedynie sporym przybliżeniem wychwycenia wartości przecieków w otworach odciążających. W literaturze brakuje m. in. wzorów uwzględniających położenie otworów, a także prędkości obrotowej wirnika, czy tarczy wirnikowej, co powoduje, że wykonanie obliczeń CFD w fazie projektowania dla pełnej geometrii turbiny i właściwych warunków brzegowych jest zabiegiem wskazanym. W pracy określono efekt zagarniania i pompowania przepływu związanego z obrotami wirnika. Dodatkowo przedstawiono charakterystyki rozplywu pary w zależności od obrotów oraz dokonano oceny wrażliwości przepływu pary poprzez analizę rozwiązań dla zmieniających się warunków brzegowych. Pracę kończą analizy dodatkowej wymiany ciepła w wale wirnika oraz generowanie się dodatkowych naprężeń w obszarze pod wrębem stopek łopatek wirnika.

2. Przedmiot analizy

Przedmiotem analizy było sprawdzenie przepływu pary przez wykonane na przelot w wale turbiny dziesięciu otworów odciążających o średnicy D (rys. 5), których zadaniem jest odprowadzenia zadanej ilości pary z za tłoka za układ przepływowy części WP wysokoobrotowej turbiny parowej. Zadaniem otworów jest nie tylko odzyskanie części przecieków przepływających przez dławnice na wyższej średnicy, ale także wyrównanie ciśnień działających po obu stronach wału odciążającego, w celu skompensowania siły osiowej.

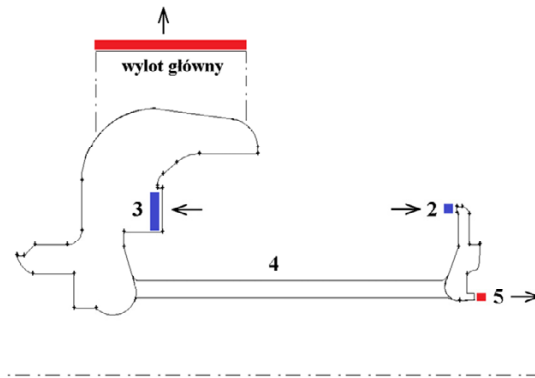
Na rys. 6 przedstawiony jest przekrój wysokoobrotowej turbiny parowej z zaznaczonymi lokalizacjami zadawania warunków brzegowych rozpatrywanego układu przepływowego pary. Kolorem niebieskim oznaczone są miejsca wlotu pary przyjęte w modelu obliczeniowym turbiny, zaś kolorem czerwonym oznaczono miejsca wylotu. W omawianym układzie istnieją dwa wloty, a mianowicie wlot poprzez uszczelnienia na wyższej średnicy 2 oraz wlot z za układu łopatkowego turbiny 3.



Rys. 5. Wycinek wirnika WP z otworem odciążającym

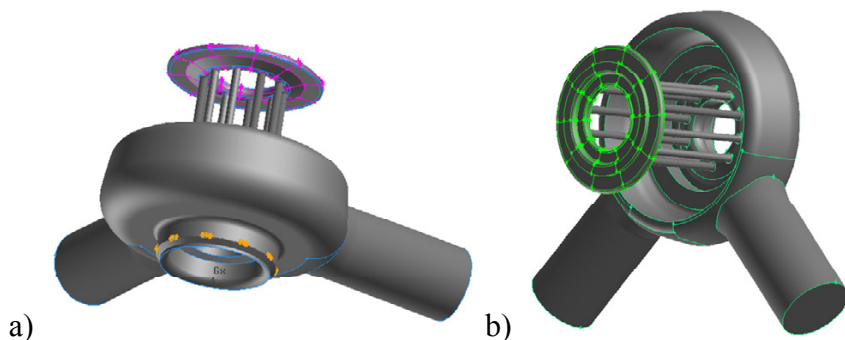
W tym przypadku istnieją także dwa wyloty: wylot przez uszczelnienie na niższej średnicy wału wirnika 5 oraz wylot przez króćce wylotowe - wylot główny. Żądanym efektem jest przepływ pary przez otwory odciążające (oznaczone na rys. 6 numerem 4) od wlotu przez uszczelnienia na wyższej średnicy 2, do wylotu głównego o określonej wartości strumienia masy. Dwa króćce wylotu głównego powodują, że obszar przestaje być osiowoosymetryczny i staje się trójwymiarowy. Strumień pary świeżej \dot{m}_0 zasilający turbinę parową można przedstawić (zgodnie z indeksami na rys. 6) równaniem:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_3 + \dot{m}_2 \quad (5)$$



Rys. 6. Przekrój turbiny parowej z zaznaczonymi miejscami zadawania warunków brzegowych

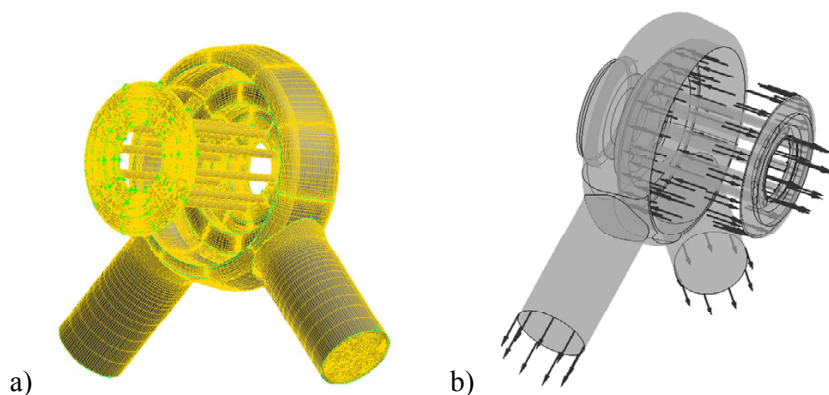
Rys. 7a i 7b przedstawia pełną geometrię (3D) rozpatrywanego obszaru przepływowego pary z dwoma cylindrycznymi króćcami wylotowymi. W pracy analizowane są tylko i wyłącznie otwory odciążające, dlatego też dla uproszczenia usunięto układ łopatkowy turbiny, a także usunięto dławnice na wyższej i niższej średnicy, zadając w tych miejscach odpowiednie warunki wygenerowane z obliczeń cieplno-przepływowych OD.



Rys. 7. Pełna geometria turbiny parowej z króćcami wylotowymi o przekroju cylindrycznym: a) widok od wylotu, b) widok od przodu

3. Opis narzędzi obliczeniowych

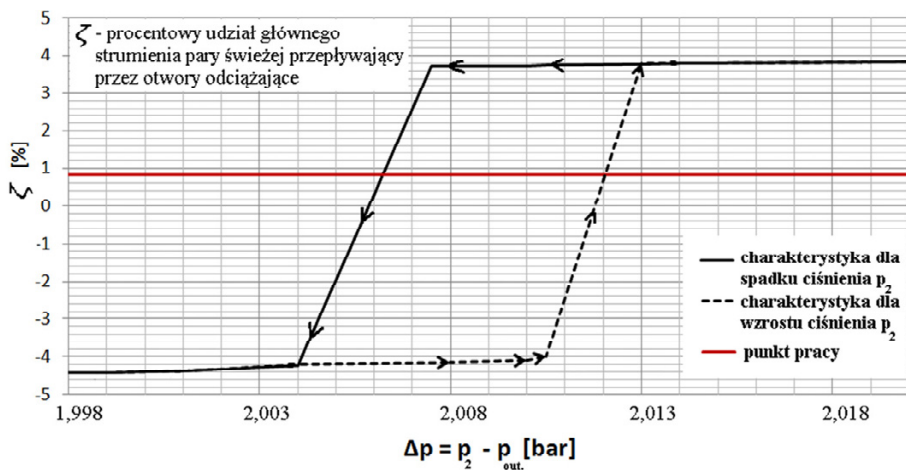
Na rys. 8a przedstawiona jest dyskretyzacja całego obszaru obliczeniowego, który został podzielony na 2,7 mln objętości skończonych. Dla lepszego zrozumienia kierunku rozprywu pary w analizowanym układzie, na rys. 8b przedstawiono strzałkami kierunki wpływu i wypływu z układu przepływowego pary. Do obliczeń użyto standardowego kodu CFD i FSI zaadoptowanego do problemu wysokich obrotów. Pomiędzy domenami niewirującymi i domeną wirującą zostały stworzone specjalne interfejsy, pozwalające na zmianę położenia otworów odciażających i jednocześnie zapewniające ciągłości układu obliczeniowego w każdym położeniu domeny obracającej się. Użyto modelu pary wg. Tablic numerycznych IAPWS IF97.



Rys. 8. a) Dyskretyzacja pełnej geometrii turbiny parowej, b) kierunki przepływu pary w układzie przepływowym

4. Charakterystyki przeplywowe otworów odciążających

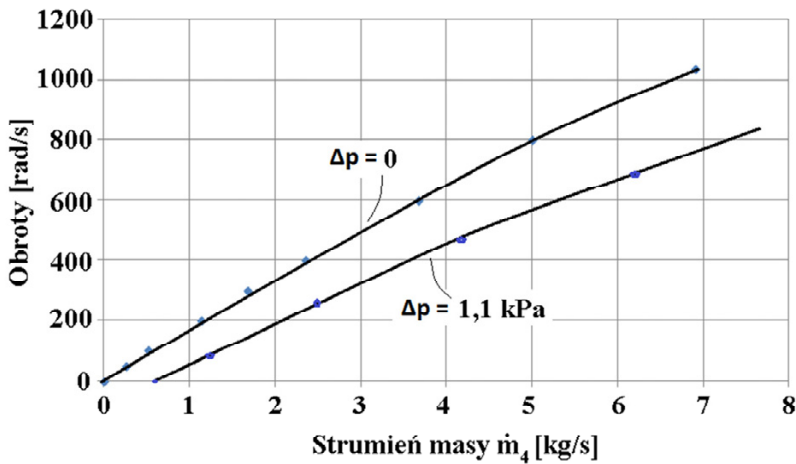
W celu określenia przybliżonej wartości ciśnienia statycznego na wlocie 2, dla którego przez otwory odciążające będzie przepływać odpowiednia ilość pary, wykonano obliczenia dla niewirującego wału. W miejscu wlotu 3 i wylotu 5 zadano odpowiednie wartości strumienia pary, natomiast na wylocie głównym zadano wartość panującego tam ciśnienia. W pierwszej fazie na wlocie 2 zadano dużo wyższe ciśnienie niż na wlocie 3 i stopniowo je zmniejszano (linia ciągła na rys. 9). Przy pewnej wartości tego ciśnienia uzyskano nagły przeskok kierunku przepływu pary. W kolejnej fazie omawiane ciśnienie stopniowo zwiększano i uzyskano przy innej wartości ciśnienia na wlocie 2 drugi przeskok informujący o przepływie zgodnym z kierunkiem (linia przerywana na rys. 9). W wyniku takiego zabiegu uzyskano pętlę histerezy dla strumienia pary przepływającej przez otwory odciążające. Wartości strumienia masy pary w otworach odciążających zmieniały się od 4,723 kg/s do - 5,369 kg/s lub procentowo - $4,42\% < \zeta < 3,89\%$, gdzie $\zeta = \dot{m}_4/\dot{m}_0$. Histereza oznacza pojawienie się wieloznacznych rozwiązań układu równań nieliniowych – numeryczne odzyskanie wartości rozplywu strumieni zależy więc od „strony dochodzenia” do pierwiastka rozwiązań.



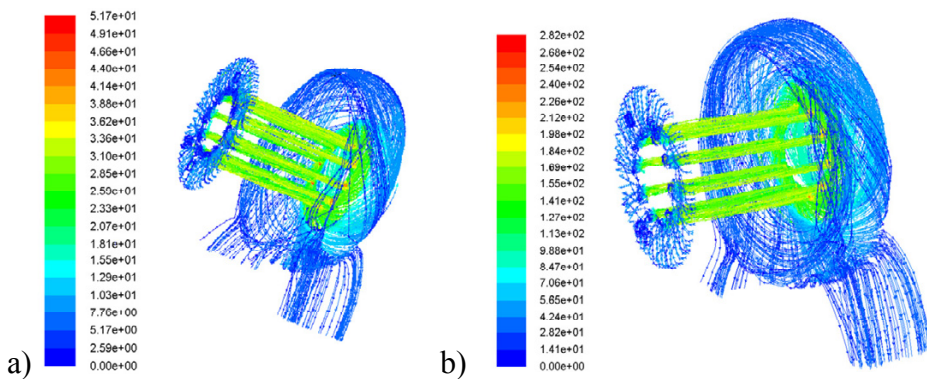
Rys. 9. Pętla histerezy przepływu pary przez otwory odciążające wskazująca na wieloznaczność rozplywu pary

W dalszym etapie badań zadano takie same warunki ciśnień statycznych na wlocie 2 i wylocie głównym, natomiast pozostałe miejsca zadawania warunków zostały zafiksowane. Dopiero kiedy uzyskano ustalony obszar bez przepływu (rozumiane w CFD jako przypadek postoju pary) zadano warunek wirowania

domeny obejmującej wirnik (nr 4 na rys. 6), w celu określenia wpływu wirowania na przepływ pary przez układ. Podczas zwiększania obrotów wirnika, przy takich samych warunkach brzegowych na wlocie i wlocie z układu, uzyskano zwiększający się strumień pary przepływający przez otwory odciążające, co przedstawiono na rysunku 10. Na rysunku 11 przedstawione są linie wysnute dla 200 i 1036 rad/s odpowiadające odpowiednio prędkościom wirowania wirnika 1910 i 9900 obr/min. Wzrost strumienia \dot{m}_4 podczas wzrastających obrotów wirnika bierze się z efektu zagarniania pary. Efekt ten działa również w przypadku, gdy na początku brak jest jakichkolwiek różnic w ciśnieniach a para znajduje się w stanie spoczynku.



Rys. 10. Zależność strumienia pary \dot{m}_4 przepływającego przez otwory odciążające od obrotów wału wirnika



Rys. 11. Linie wysnute dla obrotów wału wirnika
a) 200 rad/s (1910obr/min) b) 1036 rad/s (9900 obr/min)

5. Wyniki dla punktu pracy

Punkt pracy turbiny określono wcześniej przy pomocy narzędzi projektowych 0D. Dla tego punktu przez wszystkie otwory odciążające będzie przepływać 0,823% głównego strumienia pary świeżej (\dot{m}_0). Poniżej przedstawiono procentowy udział strumieni wlotowych i wylotowych w zależności od głównego strumienia pary świeżej dla punktu pracy. Numer indeksu określa miejsce wlotu lub wylotu zgodnie z oznaczeniami na rys. 6.

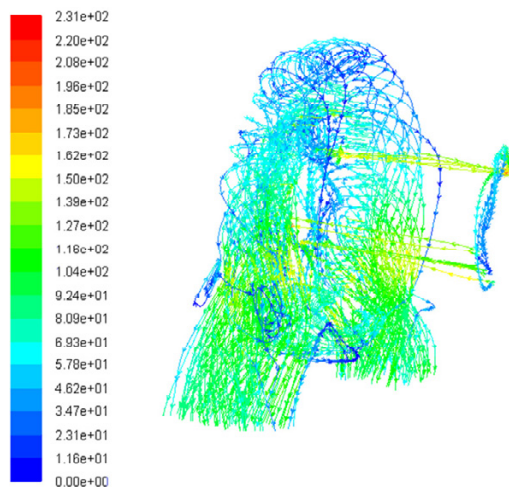
$$\dot{m}_3 = 98,83\% \dot{m}_0, \quad \dot{m}_2 = 1,17\% \dot{m}_0, \quad \dot{m}_5 = 0,347\% \dot{m}_0 \quad (6)$$

W celu szybkiego znalezienia przedstawionego warunku postanowiono na wlocie 3 i wlocie 2 oraz wylocie 5 zadać odpowiednie warunki strumienia masy, natomiast na wylocie głównym zadać warunek stałego ciśnienia statycznego równego ciśnieniu 0D. Dzięki takiemu zabiegowi szybko zastały znalezione profile ciśnień na końcach układu (wlotach, czy też wylotach). Wykonano obliczenia stacjonarne i niestacjonarne dla obrotów wału wirnika wynoszących 1036 rad/s (9900 obr/min).

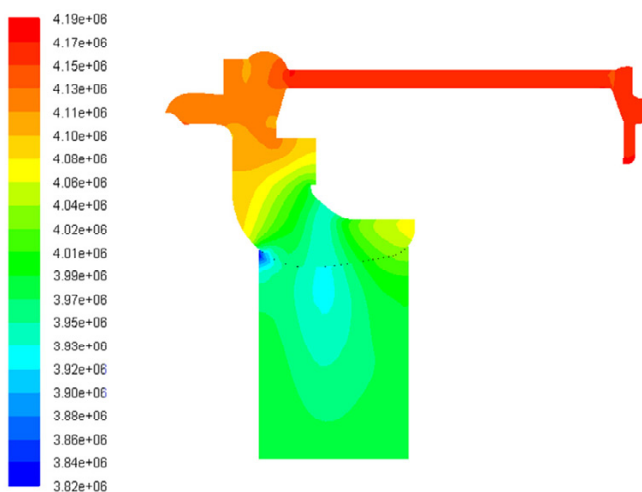
5.1. Obliczenia stacjonarne (uśrednianie czasowe między domeną wirującą a domenami nieruchomymi)

Zgodnie z założonym wariantem zadawania warunków brzegowych wynikami niniejszej analizy są trzy średnie ciśnienia statyczne na powierzchniach wlotowych (wlot 2 i wlot 3) i powierzchni wylotowej (wylot 5) oraz jeden strumień masy (wylot główny). Dla tego typu obliczeń siatka dyskretyzacyjna MOS z otworami odciążającymi nie porusza się i zadana jest w tym obszarze prędkość wirowania. Sumarycznie przez wszystkie otwory przepływa zadana ilość pary, ale tak jak widoczne jest to na rys.12 (linie wysnute od wlotu 3 z za układu łopatkowego) przez otwory znajdujące się w górnym położeniu para przepływa w przeciwnym kierunku. W tabeli 1 przedstawione są procentowo wartości strumieni przepływające przez poszczególne otwory wyrównawcze. Tabela ta także zawiera różnice ciśnień statycznych i całkowitych na płaszczyznach wlotowych i wylotowych otworów.

Na rys. 13 przedstawiono rozkład ciśnienia statycznego na przekroju układu przepływowego pary. Duża masa pary wpływająca do komory za otworami odciążającymi z za układu łopatkowego (wlot 3) generuje duże ciśnienie, ponieważ objętość korpusu przy przejściu do króćców wylotowych jest mała i blokuje ujście dużej ilości masy pary do wylotu głównego.



Rys. 12. Linie wysnute od wlotu 3 do wylotu głównego



Rys. 13. Profil ciśnienia statycznego rozkładający się na przekroju turbiny [Pa]

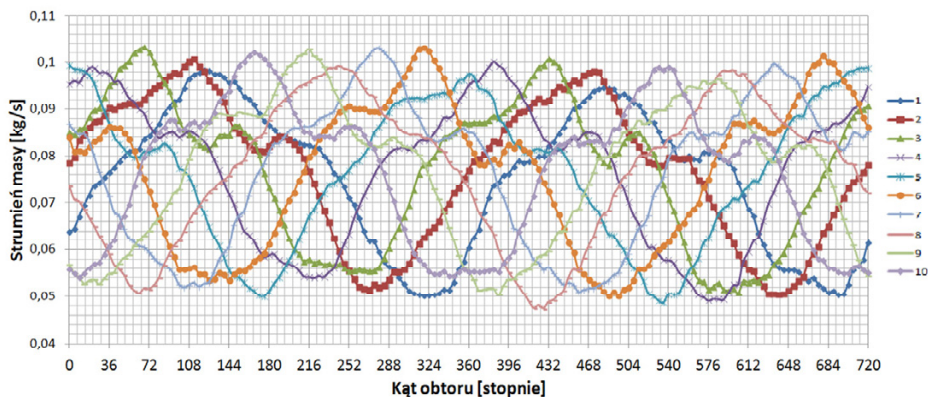
Widać, że o kierunku przepływu pary decyduje tu ciśnienie całkowite (statyczne i całkowite) przed i za otworem oraz chwilowe położenie otworu odciągającego. Para płynie w kierunku spadku ciśnienia całkowitego, podczas gdy wzrasta ciśnienie statyczne. W przypadku obliczeń stacjonarnych domena z otworami nie przemieszcza się, dlatego też uzyskujemy zjawisko „cofania się” pary w otworach znajdujących się w górnym położeniu (strefie wysokiego ciśnienia zza układu łopatkowego turbiny) oraz wypływu pary w otworach aktualnie znajdujących się w dolnym położeniu.

Tabela 1. Strumień masy i spadek ciśnienia w każdym z otworów odciążających

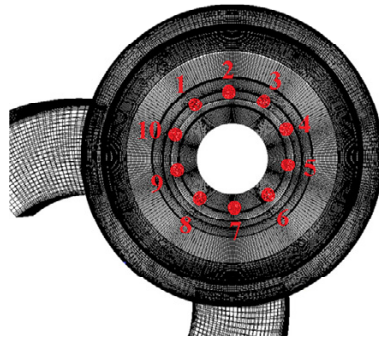
Numer otworu	Procentowy udział strumienia masy \dot{m}_4 w danym otworze [%]	Różnica ciśnień statycznych [kPa]	Różnica ciśnień całkowitych [kPa]
1	-7,3995	-4,1915	-70,2485
2	-18,37	-12,195	-105,2122
3	-8,24823	-6,9282	-81,931
4	13,77955	-16,052	4,1527
5	20,18522	-5,69	43,6805
6	24,5844	5,0585	75,454
7	23,56348	6,335	79,97
8	22,60792	3,5563	75,2877
9	20,9050	1,6278	73,061
10	8,39219	2,6995	38,1575

5.2. Obliczenia niestacjonarne

Obliczenia niestacjonarne były wykonane jako wynik niestacjonarności związanej z obrotami wirnika wału wysokoobrotowej turbiny parowej, a tym samym z położeniem otworów odciążających. Warunki brzegowe dla tych obliczeń były takie same jak dla obliczeń stacjonarnych. Jako krok czasowy przyjęto 0,00007576 sekundy, co odpowiada obróceniu się wału wirnika o 4,5 stopnia.



Rys. 14. Zależność strumienia masy przepływającej przez otwory odciążające od położenia wału



Rys. 15. Numeracja otworów odciążających w zależności od położenia – dla pewnego punktu obliczeniowego

Sumarycznie przez wszystkie otwory odciążające przepływa wartość strumienia pary odpowiednia dla punktu pracy. Na rys. 14 przedstawiono zależność strumieni masy pary przepływającej przez każdy otwór odciążający osobno od położenia dla dwóch obrotów wału wirnika turbiny. Przez każdy otwór para przepływa w zgodnym z założonym kierunkiem, jednakże jego wartość zmienia się w zależności od położenia. Rys. 15 przedstawia numerację otworów odciążających w zależności od położenia dla pewnego punktu obliczeniowego. W tabeli 2 przedstawione są procentowe wartości strumieni przepływającej pary przez odpowiednie otwory dla pewnego położenia wału. W tabeli 3 przedstawiono wartości warunków brzegowych zadanych i wynikowych z obliczeń niestacjonarnych.

Tabela 2. Strumień masy i spadek ciśnienia w każdym z otworów odciążających dla obliczeń niestacjonarnych

Numer otworu	Procentowy udział strumienia masy \dot{m}_4 w danym otworze [%]	Różnica ciśnień statycznych [kPa]	Różnica ciśnień całkowitych [kPa]
1	8,37	15,446	21,9285
2	7,34	6,618	21,4062
3	8,53	-9,434	29,7847
4	9,38	-16,132	31,97
5	10,42	-5,221	21,5135
6	10,67	-0,5515	26,7292
7	12,09	-5,9525	37,7117
8	11,71	16,6825	25,2907
9	11,43	15,7107	27,061
10	10,06	18,056	24,2815

O przepływie pary decyduje spadek ciśnienia całkowitego, a nie spadek ciśnienia statycznego, który w otworach zajmujących górną pozycję (przeciwległą do wylotu głównego) może być ujemny.

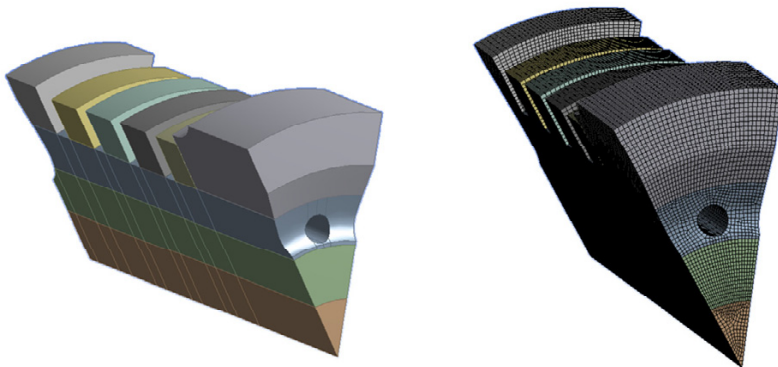
Tabela 3. Strumień masy i spadek ciśnienia w każdym z otworów odciążających

Lp.	Lokalizacja brzegu układu	Wartość zadanego warunku	Wartość wynikowego warunku
1	Wlot 2	1,203 kg/s	41,607 bar
2	Wlot 3	101,588 kg/s	40,817 bar
3	Wylot 5	-0,357 kg/s	41,348 bar
4	Wylot główny	39,761 bar	102,434 kg/s

6. Wpływ otworów na wymianę ciepła

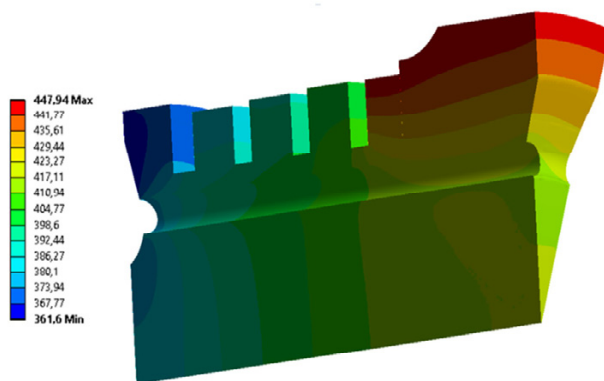
Do obliczeń ciepłno - przepływowych i późniejszych naprężeniowych zostało zastosowane szereg uproszczeń, mających na celu zbudowanie właściwej siatki dyskretyzacyjnej zarówno dla domeny *Fluid* jak i domeny *Solid*. Wszystkie zastosowane uproszczenia w nieistotny sposób wpływają na wyniki obliczeń, dlatego też uzasadnione było ich wykonanie. Zezwalają one na prawidłową odpowiedź na pytanie: Na ile przepływ gorącej pary przez nowowykonane otwory zwiększą temperaturę i naprężenia termiczne w gniazdach łopatkowych? Jest to pytanie zasadne bowiem odległość między ścianką otworu i ścianką gniazda jest niewielka i wynosi 19 mm.

Do obliczeń przyjęto jedną dziesiątą geometrii (geometrię i dyskretyzację wycinka wału przedstawia rys. 16) i zadano warunek periodyczności. Dla obliczeń ciepłno - przepływowych przeprowadzono obliczenia dla nieruchomego i obracającego się wału wirnika turbiny.



Rys. 16. Geometria 1/10 wału wirnika turbiny parowej i jej dyskretyzacja MES

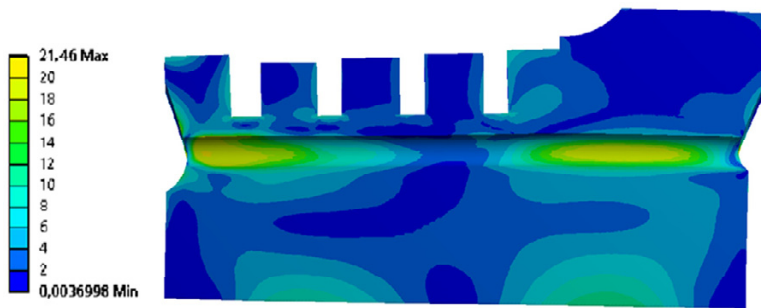
Dla przypadku obliczeń stacjonarnych (kiedy wał wirnika jest nieruchomy) średnia wartość współczynnika przejmowania ciepła α , na całej powierzchni styku powierzchni otworu z przepływającą parą, wynosi 1021 [W/m²K]. Obroty wału powodują wzmożenie wymiany ciepła między ciałem stałym i płynem, i dla przypadku obracającego się wału współczynnik ten wynosi 1132,7 [W/m²K]. Rozkład temperatury dla wycinku wału wirnika dla przypadku bez obrotów przedstawia rys. 17 – jest to zasadniczo inny obraz pola temperatury niż dla wirnika pełnego.



Rys. 17. Rozkład temperatury w wale wirnika turbiny

7. Wpływ otworów na zmianę naprężeń termicznych w gniazdach zamocowania łopatek

Na podstawie wyników obliczeń przeplywowo termicznych wykonano obliczenia naprężeń termicznych indukowanych w materiale wału wirnika turbiny. Głównym celem tych obliczeń jest wychwycenie wielkości naprężeń pochodzących od samego przepływu, dlatego też wykorzystano wyniki dla nieobracającego się wirnika. Rozkład naprężeń cieplnych σ_{eq} (przedstawiony na rys. 18) pokazuje iż największe wartości ok. 20 MPa występują na powierzchniach otworu odciążającego i zanikają szybko. Największe naprężenia cieplne występują w miejscach największych przyrostów temperatury i „szczęśliwie” omijają gniazda wrębów łopatkowych. W stosunku do naprężeń mechanicznych wirowania (inne obliczenia zespołu dla turbin 103 JT) są niewielkie i stanowią powiększenie naprężeń całkowitych rzędu 2-2,5%.

Rys. 18. Rozkład zredukowanych naprężeń cieplnych σ_{eq} w wale turbiny

8. Podsumowanie

Analiza numeryczna CFD ukazuje, że prędkość wirowania wirnika wpływa korzystnie na przelot pary przez otwory odciążające i powoduje jej wzmożenie. W stosunku do zwykłych empirycznych wzorów przepływ pary przez otwór wyrównawczy proponujemy wyniki ująć w formułę w zależności od obrotów wału opisać można wzorem

$$\dot{m}_{rot.} = [1 + 0,413(\frac{\omega}{\omega_{ref}})^2]\dot{m}_{ot.}, \quad (7)$$

gdzie: $\dot{m}_{ot.}$ - jest strumieniem pary przepływającym przez otwór opisany wzorem (4), a $\omega_{ref} = 3000$ obr/s. Nie jest to wzór uniwersalny, albowiem wiele wlotów i wylotów w obszarze obliczeniowym jest źródłem wrażliwości układu równań opisujących CFD na układ warunków brzegowych. Z niestacjonarnych obliczeń wynika, że przez wszystkie otwory odciążające para będzie przepływać w dobrym kierunku, ale jego wartość jest uzależniona nie tylko od obrotów, ale także i od położenia względem wylotu głównego.

Wykonanie otworów w wale wirnika spowoduje indukowanie się dodatkowych naprężeń cieplnych, które trzeba dodać do naprężeń mechanicznych wynikających m. in. z obrotów wału. Jak widzimy rozprywu pary we wszystkich kanałach przepływowych jest sprawą bardzo trudną i określenie wszystkich strat, związanymi z nieszczelnościami, prostymi empirycznymi wzorami jest praktycznie niemożliwe.

Literatura

- [1] Stodola A., Steam and gas turbines: with a supplement on the prospects of the thermal prime mover, P. Smith, New York 1945.
- [2] Perycz S., Turbiny parowe i gazowe, Wyd. Ossolineum, Wrocław 1992.

- [3] Tulisza E., Turbiny ciepłne. Zagadnienia termodynamiczne i przepływowe, WNT, Warszawa, 1973.
- [4] Gardzilewicz A., Topolski J., Wpływ zmiany luzów na pracę akcyjnych stopni w eksploatacji turbin parowych, Zeszyt IMP PAN 461/96, Gdańsk 1996.
- [5] Gardzilewicz A., Topolski J., Wstępna analiza przecieków w stopniach akcyjnych na przykładzie turbiny parowej 200 MW, Zeszyt IMP PAN 542/96, Gdańsk 1996.
- [6] Piwowarski M., Kosowski K., Uszczelnienia turbin ciepłnych, Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej, Gdańsk, 2009.
- [7] Radulski W., Opracowanie zasad konstruowania dławnicy międzystopniowej, Opracowanie 8438546, Zamech – Elbląg, 1984(a).
- [8] Samojłowicz G.S., Trojanowski B.M., Pieremiennyje i pierechodnyje reżimy w parowych turbinach, O koeficjentach razchoda czerez razgruzocznyje otwierstia turbinnnych diskow, Energoatomizdat, Moskwa, 1982.
- [9] Gardzilewicz A., Karcz M., Badur J., Karpiuk R., Szyrejko C., Obrzut D., Modernisation of the 360 MW turbine exhaust hood, Mat. III Konferencja Eksploatacji i Remonty Elektrowni, Słok, 2001 (in Polish).

ZASTOSOWANIE TECHNIKI TERMOWIZYJNEJ DO OCENY PRACY KOTŁA WODNEGO

Dariusz Urbaniak¹, Rafał Wyczółkowski², Tomasz Wyleciał²

¹ Instytut Maszyn Ciepłych, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Informatyki, Politechnika Częstochowska, al. Armii Krajowej 21, 42-200 Częstochowa, Polska,
e-mail: urbaniak@imc.pcz.czyst.pl

² Katedra Pieców Przemysłowych i Ochrony Środowiska, Wydział Inżynierii Produkcji i Technologii Materiałów, Politechnika Częstochowska, al. Armii Krajowej 19, 42-200 Częstochowa, Polska, e-mail: wylecial@wip.pcz.pl

W ostatnich latach duża ilość prac poświęcona jest ochronie środowiska i oszczędzaniu energii. Jest to podyktowane przede wszystkim chęcią ograniczenia negatywnego oddziaływania różnego rodzaju działań ludzkich na ekosystem globu. Jednym z ważniejszych sposobów realizacji tego celu jest ograniczenie zużycia paliw w procesie wytwarzania energii poprzez wzrost sprawności kotła. Wzrost sprawności to mniejsze zużycie paliwa, mniejsze ilości emitowanych zanieczyszczeń gazowych, mniejsze ilości zużywanej wody jako czynnika roboczego, mniejsze ilości stałych odpadów paleniskowych. W ostatnich latach daje się zauważyć wzrost zainteresowania techniką termowizyjną w diagnostyce różnego rodzaju urządzeń energetycznych. Jest ona niezwykle przydatna do oceny straty promieniowania kotła. Strata ta bowiem znacząco zależy od temperatury powierzchni kotła t_{kt} i temperatury powierzchni opromieniowujących kocioł t_{ob} , a więc parametrów, do oceny których technika termowizyjna jest szczególnie dedykowana. W rozdziale dokonano analizy straty promieniowania rzeczywistego kotła wodnego typu WR 10 o mocy 11,63 MW. Punktem wyjścia do ilościowej i jakościowej oceny straty były pomiary pola temperatury powierzchni urządzenia uzyskane za pomocą kamery termowizyjnej.

1. Spalanie paliw stałych jako źródło zanieczyszczenia powietrza atmosferycznego

Powietrze atmosferyczne jest jednym z najważniejszych elementów środowiska naturalnego. Jego zanieczyszczenie produktami spalania - dwutlenkiem siarki, tlenkami azotu, tlenkiem węgla, dioksynami, wielopierścieniowymi węglowodorami aromatycznymi, pyłem zawieszonym i innymi - powoduje bezpośrednie zagrożenie dla wszystkich żywych organizmów, w tym również dla

człowieka. Zanieczyszczenia mogą powodować choroby układu krążenia, zmniejszenie odporności układu oddechowego, zwiększoną zachorowalność, której przyczyną są różnego rodzaju alergię, bóle głowy, bezsenność, mogą być źródłem nowotworów [1, 2, 4]. Problem emisji zanieczyszczeń z procesu spalania nasila się szczególnie zimą, gdy mieszkańcy ogrzewają swoje domy, niejednokrotnie spalając złej jakości paliwa energetyczne.

Do głównych źródeł emisji zanieczyszczeń powietrza atmosferycznego w miastach należą: zakłady przemysłowe (60-70%), kotłownie osiedlowe i indywidualne paleniska domowe (15-20%), transport (10-15%) [4]. Te ostatnie są sprawcami tzw. niskiej emisji, czyli emisji pyłów i szkodliwych gazów ze źródeł o wysokości nie przekraczającej 40 m. Emisja ta jest bardzo niebezpieczna, ponieważ jesteśmy narażeni na bezpośrednie wdychanie zanieczyszczonego powietrza i spożywanie zanieczyszczonej żywności. Zanieczyszczenia gromadzą się wokół miejsca powstawania, a są to najczęściej obszary o zwartej zabudowie mieszkaniowej.

W Polsce zagrożenie niską emisją jest bardzo duże i dotyczy prawie każdego miasta i gminy. Wynika to ze stosowania urządzeń grzewczych o niskiej sprawności, spalania złej jakości paliw energetycznych (zasiarczonych, zapozielonych i niskokalorycznych węgli, mułów węglowych, drewna, a także odpadów komunalnych), złego stanu technicznego urządzeń i instalacji kotłowych, nieprawidłowej ich eksploatacji, a także niskiej świadomości społeczeństwa oraz niedostatków finansowych.

Dlatego tak ważne są dbałość i ciągły monitoring jakości powietrza.

Jednym ze skuteczniejszych sposobów ograniczenia emisji zanieczyszczeń z procesu spalania jest wzrost sprawności kotłów. Wzrost sprawności to mniejsza ilość spalanego paliwa przy zapewnieniu tych samych ilości ciepła. Mniejsza ilość paliwa to mniejsza ilość produktów spalania, czyli ograniczenie emisji.

2. Termowizyjna diagnostyka kotła jako element ograniczenia szkodliwych emisji

Jednym z istotniejszych uwarunkowań właściwej eksploatacji urządzeń stosowanych w przemyśle jest diagnostyka. W dzisiejszym świecie o opłacalności przedsięwzięcia przemysłowego decydują w dużej mierze ekonomia i ekologia. Są to aspekty ściśle ze sobą powiązane. Użytkowanie środowiska determinowane jest spełnieniem coraz surowszych reżimów emisyjnych albo ponoszeniem surowych kar finansowych, co w większości przypadków kończy się zaprzestaniem działalności.

Spełnienie norm emisyjnych to nie jedynie wdrożenie odpowiednich urządzeń czy technologii. To również właściwa ich eksploatacja. Z kolei właściwa eksploatacja determinowana jest m. in. właściwą diagnostyką urządzeń.

Zadaniem właściwej diagnostyki urządzeń jest m. in. zapewnienie ich trwałości, niezawodności, dyspozycyjności i bezpieczeństwa eksploatacji. Czynniki te decydują bowiem o sprawności działania urządzenia. Sprawność działania w przypadku kotłów węglowych to z kolei m. in. maksymalne wykorzystanie paliwa i mniejsze ilości emitowanych zanieczyszczeń.

W ostatnim okresie na szczególną uwagę w zakresie metod diagnostycznych zasługuje termowizja [9]. Jednym z obszarów, w których termowizja może być wykorzystania jako narzędzie badawcze i diagnostyczne są obiekty energetyczne - również w przypadku kotłów energetycznych i ciepłowniczych.

Pracę kotła charakteryzuje wysoka temperatura. Jej wartość w pewnych aspektach jest pożyteczna i warunkuje właściwe działanie urządzenia, natomiast w pewnych aspektach jest objawem uszkodzenia i niewłaściwego działania. Obserwacja za pomocą kamery termowizyjnej zewnętrznych powierzchni kotła pozwala uzyskać informacje o jakości i stanie jego izolacji, jednym z elementów warunkujących sprawność. Występowanie tzw. gorących plam świadczy o uszkodzeniu albo niewłaściwym zabezpieczeniu osłony izolującej, a zatem o niewłaściwej pracy kotły. To z kolei zwiększa szkodliwe emisje i jakość powietrza atmosferycznego. O stopniu uszkodzenia świadczy zarówno jego wielkość powierzchni, jak też wartość temperatury, jaką w tym miejscu występuje.

3. Metodyka badawcza i wyniki pomiarów

Jak już wspomniano, zwiększenie sprawności procesu wytwarzania energii elektrycznej i ciepła to ograniczenie emisji zanieczyszczeń szkodliwych dla środowiska, a zatem skuteczny sposób poprawy jakości powietrza atmosferycznego.

Zwiększenie sprawności procesu wytwarzania energii zależy od wielu aspektów - projektu urządzeń, ich wykonania, a także właściwej eksploatacji. Ten ostatni element należy monitorować, stosując właściwą diagnostykę.

Sprawność ogólna kotła jest sumą elementów składowych. Jednym z nich jest strata promieniowania. Im mniejsza jest jej wartość, tym większa sprawność.

Strata promieniowania kotła zależy od temperatury jego zewnętrznych powierzchni, która z kolei zależy m. in. od jakości izolacji cieplnej urządzenia. Z uwagi na sposób wymiany ciepła między powierzchnią kotła i otoczeniem, stratę promieniowania odniesioną do jednostkowej powierzchni ściany q_{tot} można przedstawić jako sumę dwóch składowych - konwekcyjnej q_{kon} i radiacyjnej q_{rad} [3, 6, 7, 12]:

$$q_{tot} = q_{kon} + q_{rad} \quad (1)$$

Wartości radiacyjnej i konwekcyjnej składowych straty promieniowania zależą znacząco od wartości temperatury ściany kotła. Zatem, aby wyznaczyć ich wartości, należy dokonać pomiaru temperatury zewnętrznych powierzchni kotła. Tradycyjnie pomiary takie wykonuje się jedynie w wybranych punktach urządzenia z wykorzystaniem termoelementów. Rozkład temperatury na powierzchniach rzeczywistego kotła na ogół jest bardzo zróżnicowany, przez co pomiary punktowe mogą być obarczone znaczną niepewnością. W tym przypadku nieporównywalnie bardziej właściwym narzędziem pomiarowym wydaje się być technika termowizyjna. Zastosowanie do badań kotła kamery termowizyjnej daje informacje o polu temperatury w obrębie całego urządzenia. Problemem jest tu jedynie fizyczny dostęp do wszystkich powierzchni badanego obiektu.

W pracy zaprezentowano wyniki pomiarów temperatury zewnętrznych ścian kotła wodnego WR10 o mocy 11,63 MW, który pracuje jako jedna z pięciu jednostek ciepłowni miejskiej.

Bo badań wykorzystano kamerę termowizyjną ThermaCAM P65 firmy FLIR Systems [5]. Zakres temperaturowy kamery wynosi -40 ± 2000 °C, przy dokładności pomiaru $\pm 2\%$.

Z uwagi na usytuowanie badanego kotła w hali ciepłowni względem innych urządzeń, nie było możliwości uzyskania termogramów jego całych powierzchni kotła jednorazowo. Pomiarów termowizyjnych dokonano zatem dla fragmentów tych powierzchni. Na powierzchniach bocznych wydzielono dwanaście jednakowych obszarów - cztery poziome rzędy i trzy pionowe sekcje. Oznaczenia wydzielonych w ten sposób fragmentów powierzchni przedstawiono na rysunku 1. Sekcja 1 na obu bocznych powierzchniach oznaczona jest od przodu kotła. Natomiast powierzchnię przednią i tylną podzielono na dwie poziome części. W ten sposób na powierzchniach pionowych kotła wydzielono łącznie 28 obszarów.

Dla tak wydzielonych powierzchni dokonano pomiarów termowizyjnych. Cztery wybrane termogramy lewej powierzchni kotła przedstawiono na rys. 2. W obrębie każdego obszaru pole temperatury nie jest jednorodne, co pokazują histogramy przedstawione na rysunku 3. Jednak oprogramowanie kamery pozwala na oszacowanie dla dowolnie wyodrębnionego obszaru termogramu temperatury średniej t_{av} . Wartość tego parametru stanowiła podstawę do określenia strat ciepła danego obszaru. Temperatury t_{av} wyznaczone dla wszystkich 28 obszarów kontrolnych analizowanego kotła dla ściany lewej prawej oraz przedniej i tylnej zestawiono odpowiednio w tabelach 1 - 3. Stratę dla całego kotła obliczono jako sumę strat wszystkich obszarów.

IV-3	IV-2	IV-1
III-3	III-2	III-1
II-3	II-2	II-1
I-3	I-2	I-1

Rys. 1. Schemat podziału bocznych ścian kotła na 12 obszarów kontrolnych

Jednym z parametrów, jaki należy uwzględnić podczas pomiarów termowizyjnych, jest emisyjność ε badanej powierzchni. Najczęściej wielkość tę przyjmuje się na podstawie danych tablicowych. Jest to jednak podejście mało dokładne, ponieważ emisyjności rzeczywistych powierzchni z różnych względów może odbiegać od danych teoretycznych. Podczas opisywanych badań emisyjność powierzchni kotła określono doświadczalnie. Do tego celu wykorzystano pirometr radiacyjny i elektroniczny stykowy miernik temperatury wyposażony w termoelement płaszczowy typu *K*. Na tej podstawie ustalono, iż emisyjność powierzchni badanego kotła wynosi 0,76.

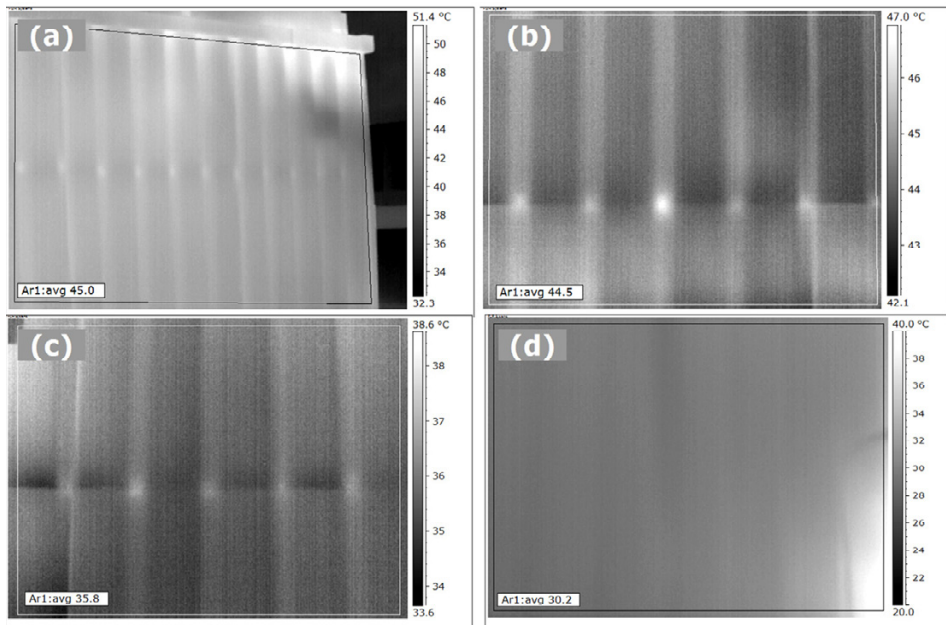
Konwekcyjne straty ciepła z powierzchni kotła obliczano za pomocą równania Newtona [3, 6, 7, 12]:

$$q_{kon} = \alpha \cdot (t_{av} - t_{air}) \quad (2)$$

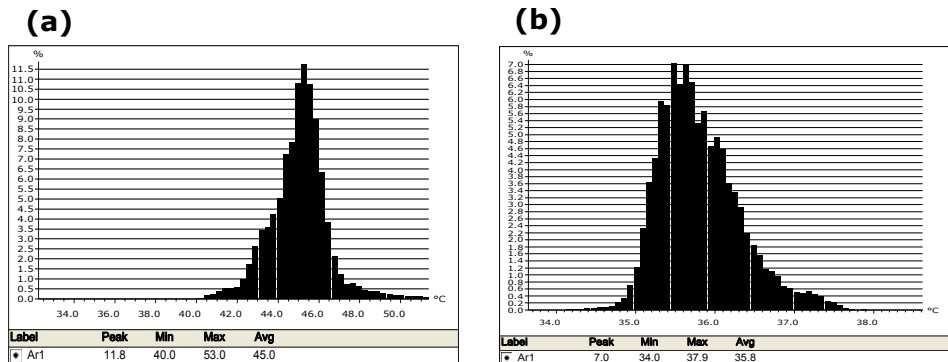
gdzie:

α - współczynnik wnikania ciepła; W/(m²×K);

t_{air} - temperatura powietrza otaczającego kocioł; °C.



Rys. 2. Termogramy wybranych obszarów kontrolnych lewej ściany kotła:
a) IV-1; b) III-2; c) II-2; d) I-1



Rys. 3. Histogramy temperatury dla obszarów wyodrębnionych na termogramach z rys: a) 2a b) 2c

Tabela 1. Temperatury średnie t_{av} obszarów kontrolnych na lewej ścianie kotła

Rząd	Sekcja		
	1	2	3
IV	45,0°C	45,7°C	47,2°C
III	44,7°C	44,5°C	44,9°C
II	36,1°C	35,8°C	37,5°C
I	30,2°C	28,6°C	30,2°C

Tabela 2. Temperatury średnie t_{av} obszarów kontrolnych na prawej ścianie kotła

Rząd	Sekcja		
	1	2	3
IV	44,0°C	45,3°C	49,0°C
III	41,6°C	44,5°C	47,0°C
II	34,9°C	33,0°C	34,0°C
I	29,5°C	29,5°C	30,4°C

Tabela 3. Temperatury średnie t_{av} obszarów kontrolnych na przedniej i tylnej ścianie kotła

Rząd	Ściana przednia	Ściana tylna
II	43,6°C	46,1°C
I	36,3°C	38,3°C

Współczynnik α obliczano z liczby kryterialnej Nusselta [3, 6, 7, 12]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda} \quad (3)$$

gdzie:

l_0 - charakterystyczny wymiar liniowy rozpatrywanego układu (dla kotła jest to jego wysokość); m;

λ - współczynnik przewodzenia ciepła płynu (powietrza); W/(m×K).

Liczbę Nusselta oblicza się z odpowiedniego równania kryterialnego, którego postać zależy od rodzaju konwekcji, jaka występuje w analizowanym

przypadku. W pracy wykorzystano równanie dotyczące konwekcji swobodnej z turbulentną warstwą przyścienną [11, 13]:

$$Nu = 0,135 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,33} \quad (4)$$

gdzie:

$$Gr - \text{liczba Grashofa} \quad Gr = \frac{g \cdot l_0^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2}; \quad (5)$$

$$Pr - \text{liczba Prandtla} \quad Pr = \frac{\nu}{a} \quad (6)$$

gdzie:

g - przyspieszenie ziemskie, $g = 9,806 \text{ m/s}^2$;

β - objętościowy współczynnik rozszerzalności cieplnej, $\beta = 1/T$, gdzie T oznacza bezwzględną temperaturę gazu (powierza);

Δt - różnica średnich temperatur powierzchni kotła i otaczającego powietrza;

a - współczynnik wyrównywania temperatury, m^2/s .

ν - współczynnik lepkości kinematycznej płynu (powietrza), m^2/s ;

Dla powietrza można przyjąć stałą wartość liczby $Pr = 0,714$ [12].

Wykonując obliczenia liczby Nu , uwzględniono zmiany wartości współczynnika przewodzenia ciepła powietrza, jak i jego lepkości kinematycznej w funkcji temperatury. Równania regresji, opisujące zależności temperaturowe obydwu współczynników, ustalono na podstawie literaturowych danych tabelarycznych [10]. Wynoszą one odpowiednio:

$$\lambda_{air} = 0,00005 \cdot t_{ref} + 0,0255 \quad (7)$$

$$\nu_{air} = (0,108 \cdot t_{ref} + 13,286) \cdot 10^{-6} \quad (8)$$

Wszystkie własności powietrza wyznacza się dla tzw. temperatury odniesienia t_{ref} , która jest średnią arytmetyczną temperatury powierzchni przegrody (wydzielonego obszaru kotła) i temperatury powietrza poza warstwą przyścienną:

$$t_{ref} = 0,5 \cdot (t_{av} + t_{air}) \quad (9)$$

Na podstawie pomiarów ustalono, iż temperatura powietrza w otoczeniu kotła wzrasta liniowo w funkcji wysokości h . Przyjęto zatem równanie regresji:

$$t_{air} = 1,97 \cdot h + 21,5 \quad (10)$$

Stratę promieniowania q_{rad} obliczono z zależności, opisującej radiacyjną wymianę ciepłą między płaską powierzchnią o temperaturze bezwzględnej T_{srf} i otoczeniem o temperaturze bezwzględnej T_{sur} . Wzór ten ma postać [3, 6, 7, 12]:

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot C_c \left[\left(\frac{T_{srf}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{sur}}{100} \right)^4 \right] \quad (12)$$

gdzie:

ε - emisyjność powierzchni kotła, $\varepsilon = 0,76$;

C_c - stała promieniowania, $= 5,67 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$.

W obliczeniach jako temperaturę otoczenia należy przyjąć uśrednioną temperaturę wszystkich powierzchni, które otaczają badany kocioł. Precyzyjne oszacowanie wartości tego parametru jest trudne. Na podstawie pomiarów wykonanych w hali ciepłowni za pomocą pirometru radiacyjnego, ustalono $T_{sur} = 288 \text{ K}$. Jako temperaturę T_{srf} przyjmowano temperatury poszczególnych obszarów kotła t_{av} .

4. Wyniki obliczeń

Obliczenia straty promieniowania wykonano dla wszystkich 28 wyodrębnionych obszarów kontrolnych. Ponadto w obliczeniach uwzględniono również powierzchnię sklepienia, przyjmując jego temperaturę średnią równą 47°C . Z uwagi na znaczną ilość otrzymanych danych, wyniki obliczeń przedstawione zostaną jedynie dla lewej ściany kotła. Dla pozostałych ścian podana zostanie jedynie całkowita strata ciepła Q_{tot} .

W tabeli 4 zestawiono wyniki obliczeń współczynnika α uzyskane dla lewej ściany kotła. Widać, iż wartość tego parametru zmienia się w zakresie od 2,51 do 3,27 $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Z kolei w tabeli 5 przedstawiono wyniki obliczeń analizowanych strat ciepła obszarów lewej ściany kotła. Jak można zauważyć strata na skutek promieniowania jest wielokrotnie wyższa od straty spowodowanej konwekcją swobodną.

Uwzględniając uzyskane wyniki straty q_{tot} dla wszystkich obszarów kontrolnych oraz ich pola powierzchni, dla każdej ściany kotła obliczono całkowitą stratę ciepła. Wynoszą one odpowiednio:

- ściana lewa - $Q_{tot-l} = 9117,52 \text{ W} \approx 9,12 \text{ kW}$;
- ściana prawa - $Q_{tot-p} = 8329,33 \text{ W} \approx 8,33 \text{ kW}$;
- ściana przednia - $Q_{tot-f} = 3544,50 \text{ W} \approx 3,54 \text{ kW}$;
- ściana tylna - $Q_{tot-b} = 4066,43 \text{ W} \approx 4,07 \text{ kW}$;
- sklepienie - $Q_{tot-v} = 3948,79 \text{ W} \approx 3,93 \text{ kW}$;

Łącznie daje to całkowitą stratę ciepła kotła do otoczenia $Q_{\text{tot}} = 28,99 \text{ kW} \approx 29 \text{ kW}$.

Tabela 4. Wyniki obliczeń współczynnika α dla obszarów kontrolnych lewej ściany kotła

Rząd	Współczynnik wnikania ciepła, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$		
	Sekcja		
	1	2	3
IV	2,81	2,89	3,03
III	3,25	3,23	3,27
II	2,89	2,86	3,04
I	2,75	2,51	2,75

Tabela 5. Wyniki obliczeń poszczególnych strat ciepła obszarów kontrolnych lewej ściany kotła

Rząd	Ciepło wypro- mieniowane	Sekcja		
		1	2	3
IV	$q_{\text{con}}, \text{W}/\text{m}^2$	22,45	25,08	30,92
	$q_{\text{rad}}, \text{W}/\text{m}^2$	144,20	148,09	156,52
	$q_{\text{tot}}, \text{W}/\text{m}^2$	166,65	173,17	187,44
III	$q_{\text{con}}, \text{W}/\text{m}^2$	39,40	38,55	40,25
	$q_{\text{rad}}, \text{W}/\text{m}^2$	142,54	141,45	143,65
	$q_{\text{tot}}, \text{W}/\text{m}^2$	181,94	178,0	183,90
II	$q_{\text{con}}, \text{W}/\text{m}^2$	22,99	21,86	28,46
	$q_{\text{rad}}, \text{W}/\text{m}^2$	96,90	95,38	104,08
	$q_{\text{tot}}, \text{W}/\text{m}^2$	119,89	117,24	132,54
I	$q_{\text{con}}, \text{W}/\text{m}^2$	17,86	12,29	17,86
	$q_{\text{rad}}, \text{W}/\text{m}^2$	67,72	60,09	67,72
	$q_{\text{tot}}, \text{W}/\text{m}^2$	85,58	72,38	85,58

Mając na uwadze ciepło dostarczane do kotła z paliwem, stratę promienienia można wyrazić w procentach [8]:

$$S_{rad} = \frac{Q_{tot}}{B \cdot Q_w} \cdot 100\% \quad (13)$$

gdzie: Q_w – wartość opałowa paliwa, MJ/kg; B – strumień paliwa, kg/s.

Podczas badań kotła wymienione parametry wynosiły odpowiednio: $Q_{fl} = 21$ kJ/kg; $B = 1474$ kg/h = 0,409 kg/s. Uwzględniając powyższe dane, otrzymano $S_{rad} = 0,345\%$.

Strata promieniowania kotłów w zależności od konstrukcji i stanu technicznego urządzenia wynosi na ogół 0,2÷3%. Tak więc uzyskany wynik wskazuje, iż w analizowanym urządzeniu straty te są stosunkowo niskie. W rzeczywistości będą one jednak nieco większe, gdyż przy wykonywaniu obliczeń nie uwzględniono strat występujących w przyłączach, drzwiczkach oraz elementach fundamentów.

5. Wnioski

W pracy zaprezentowano możliwość wykorzystania termowizyjnej diagnostyki kotła węglowego do jego bieżącego badania i monitorowania. Przedstawiono metodykę wyznaczania wartości straty promieniowania kotła. Jest to ważne zagadnienie w aspekcie ochrony środowiska. Właściwa praca kotłów węglowych (szerzej kotłów zasilanych paliwami stałymi) to ważny środowiskowo problem naszego kraju. Ilość spalanego paliwa zarówno w wymiarze dużej energetyki, ciepłownictwa, jak i domów jednorodzinnych jest tak ogromna, że jego właściwe spalanie w sposób decydujący wpływa na jakość powietrza atmosferycznego, a tym samym na stan naszego zdrowia. Aspekt ten nabiera szczególnego znaczenia w przypadku obiektów tzw. niskiej emisji.

Pośród metod diagnostycznych termowizja ma tę zaletę nad innymi metodami, że w sposób bezkontaktowy pozwala uzyskać bardzo dużą ilość informacji o pracy urządzenia. Bezkontaktowy sposób pozyskiwania danych pomiarowych jest szczególnie istotny w tych przypadkach, kiedy mamy do czynienia z obiektami, charakteryzującymi się wysokimi temperaturami pracy. Ponadto taki sposób pomiaru nie wymaga ingerencji w badany obiekt.

Dodatkową zaletą termowizyjnej diagnostyki jest prawie natychmiastowe pozyskiwanie danych.

Termowizja wykorzystana do bieżącego monitorowania pracy kotła (wartość straty promieniowania) pozwoli monitorować stan emisji kotła, a tym samym przyczynić się do poprawy stanu jakości środowiska.

Literatura

- [1] Bagiński Z.: *Emission from stationary combustion sources as the determinant of energy air quality index*, Environment Protection Engineering, vol. 37, 2011, no. 1, s. 39-49.
- [2] Branc M., Horak J., Ochodek T.: *Fine particle emissions from combustion of wood and lignite in small furnaces*, Environment Protection Engineering, vol. 37, 2011, no. 2, s. 123-132.
- [3] Cengel Y.A.: *Heat Transfer - A Practical Approach, Second Edition*, Mc Graw Hill, 2002.
- [4] Czarnomski K.: *Trwale zanieczyszczenia organiczne w środowisku. Niska emisja*, Instytut Ochrony Środowiska, Warszawa 2009.
- [5] Flir systems ThermaCAM P65 - <http://www.swaindigital.com/ebay/P65%20EN.pdf>. 12.09.2012.
- [6] Kostowski E.: *Promieniowanie cieplne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.
- [7] Kostowski E.: *Przepływ ciepła*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [8] Kruczek S., *Kotły. Konstrukcje i obliczenia.*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001, s. 108-109.
- [9] Minkina W.: *Pomiary termowizyjne – przyrządy i metody*. Wydawnictwa Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2004.
- [10] Raznjević K.: *Tablice cieplne z wykresami*. WNT Warszawa 1966.
- [11] Urbaniak D., Wyczółkowski R., Wyleciał T.: *Diagnostyka i ocena efektów modernizacji ciepłowni miejskiej jako optymalizacji pracy kotłów wodnych*, Rynek Energii nr 5 (102), 2012, s. 53-58.
- [12] Wiśniewski S., Wiśniewski T.S.: *Wymiana ciepła*, Wydawnictwo WNT, Warszawa 2012.
- [13] Wyczółkowski R., Urbaniak D., Wyleciał T.: *Analiza wpływu wybranego modelu konwekcji na wartość straty promieniowania kotłów wodnych*, Rynek Energii nr 6 (109), 2013, s. 115-122.

WPLYW PALIWA DODATKOWEGO NA EMISJĘ WWA, NO_x I CO W KOTLE WĘGLOWYM MAŁEJ MOCY

Sebastian Werle

Politechnika Śląska, Instytut Techniki Ciepłej, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki,
Konarskiego 22, 44-100 Gliwice, sebastian.werle@polsl.pl

Reburning jest jedną z najatrakcyjniejszych technik ograniczania emisji tlenków azotu. Technika ta polega na podawaniu do komory spalania paliwa dodatkowego w celu wytworzenia atmosfery redukcyjnej. W ostatnich latach technika ta została zaimplementowana w wielu dużych instalacjach kotłów energetycznych. Nie mniej jednak, problem emisji tlenków azotu to nie tylko problem dużej, ale także małej – komunalnej energetyki. W Polsce, z uwagi na pozycję jaką zajmuje węgiel w produkcji finalnych postaci energii, kotły węglowe małej mocy są bardzo popularnym jednostkami wytwórczymi. W pracy zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych procesu współspalania ubogiego gazu węglowodorowego z procesu zgazowania w kotle węglowym małej mocy. Jednocześnie określono wpływ wtrysku paliwa na emisję innych związków szkodliwych – CO i WWA.

1. Wprowadzenie

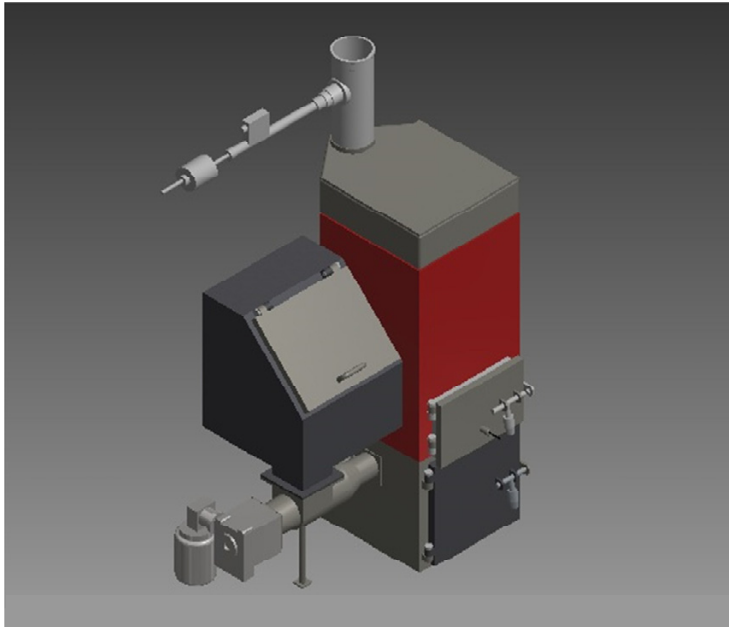
Wraz z badaniami procesów wytwarzania i konwersji energii rośnie wiedza i świadomość konieczności ochrony środowiska naturalnego przed wpływem antropogenicznym. Od wielu lat znana jest obecność tlenków azotu w produktach spalania paliw. Wykazano, że należą one do najbardziej obciążających środowisko substancji. Poprzez tlenki azotu (NO_x) rozumie się sumę tlenku azotu (NO) oraz dwutlenku azotu (NO₂). Pozostałe związki tj. N₂O, N₂O₃ czy N₂O₅ odnotowywane są w ilościach śladowych. Standardowy udział objętościowy NO w całości NO_x wynosi około 95% [1]. Z racji szkodliwości, a przede wszystkim z powodu wymagań stawianych elektrowniom przez prawodawstwo europejskie i polskie, poszukuje się alternatywnych metod ograniczania ich emisji. Jedną z takich metod jest reburning, czyli wykorzystanie dodatkowego paliwa wytwarzającego w kotle strefę redukcyjną. Dodatkowe paliwo zwiększa koszt produkcji energii elektrycznej, więc

ekonomicznie uzasadnionym krokiem jest użycie paliw niekonwencjonalnych. Mnogość opracowań dotyczących wykorzystania paliw alternatywnych potwierdza tę tezę. Potrzeba zachowania właściwości dobrego paliwa reburningowego, zwróciła uwagę badaczy na biomasę [2, 3]. Przykładem biomasy o szerokim zastosowaniu są osady ściekowe, z których w procesie zgazowania można wytworzyć gaz palny. W pracy przedstawiono wpływ dodatku gazu ze zgazowania osadów ściekowych do kotła węglowego małej mocy na stężenie tlenków azotu. Jednocześnie przeanalizowano wpływ tego dodatku na poziom stężeń innych substancji szkodliwych: wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych oraz tlenku węgla.

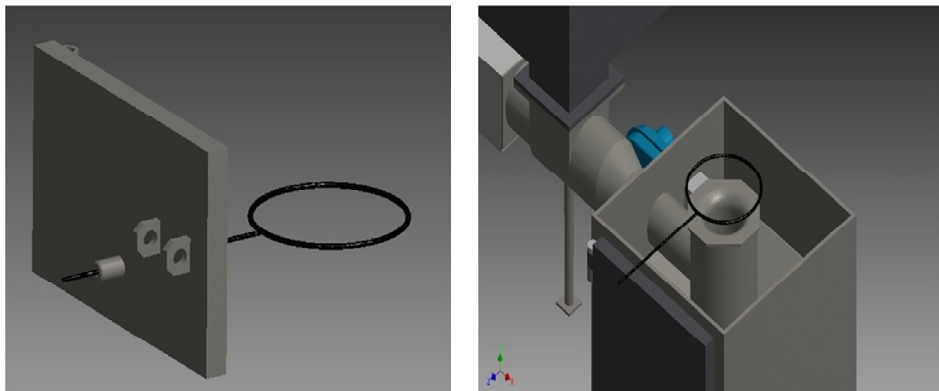
2. Przedmiot badań

Przedmiotem badań był kocioł firmy Urzoń o mocy 25 kW. Jest to kocioł z paleniskiem retortowym, wyposażony w podajnik ślimakowy napędzany silnikiem elektrycznym, zasobnik węgla oraz wentylator doprowadzający powietrze do komory spalania. Wizualizację stanowiska przedstawiono na rysunku 1. Modernizacja kotła na potrzeby dodatkowego spalania gazu (rys. 2) polegała na zmianie konstrukcji drzwiczek komory paleniskowej oraz na wprowadzeniu do wnętrza tej komory specjalnego profilu stalowego, przez który doprowadzano gaz powstały w zgazowarce. Gaz wprowadzony do kotła rozprowadzany jest w profilu, a następnie przez otwory ($\phi=3$ mm, 25 sztuk) wykonane w tym profilu jest wprowadzany w strefę bezpośredniego spalania węgla w retorcie [4, 5].

W obrębie kotła mierzono temperaturę spalin wylotowych (termoelementem typu T) oraz ich skład przy użyciu układu analizatorów spalin firmy ABB, chłodnicy spalin oraz węża podgrzewanego do poboru próbki. Wszystkie te elementy są zainstalowane w mobilnej szafie automatyki. Analizatory pozwalają na pomiar zawartości CO₂ (zakres: 0 ÷ 20%), O₂ (zakres: 0 ÷ 25%), SO₂ (zakres: 0 ÷ 1%), NO (zakres: 0 ÷ 2500 ppm), CO (zakres: 0 ÷ 30%). Sygnały pomiarowe są przesyłane do układu automatyki drogą radiową z wykorzystaniem radio-modemów firmy Satel. W trakcie badań założono doprowadzania stałej wartości strumienia dodatkowego paliwa, wynoszącej 3, 5, 6, 7, 8 i 11% energii chemicznej doprowadzanej z paliwem podstawowym. Wartości te zostały przyjęte za autorami [6, 7].



Rys. 1. Wizualizacja stanowiska badawczego



Rys. 2. Modernizacja kotła dla potrzeb procesu współpalania

3. Metodyka pomiarowa

Eksperyment został przeprowadzony w dwóch etapach. Etapem pierwszym była analiza spalin podczas spalania samego węgla. W tabeli 1 przedstawiono skład spalanego paliwa podstawowego.

Tabela 1. Analiza składu węgla kamiennego

<i>Analiza techniczna, % (stan roboczy)</i>	
Wilgoć	9,30
Zawartość części lotnych	30,60
Popiół	4,30
<i>Analiza elementarna, % s.m.</i>	
C	72,36
H	4,34
N	1,35
O (jako różnica)	21,59
S	0,36
Wartość opałowa, MJ/kg s.m.	29,20

Etap drugi polegał na analizie spalin podczas spalania takiej samej masy węgla z dodatkiem paliwa gazowego. Strumień gazu był stopniowo zwiększany w celu określenia wpływu ilości paliwa dodatkowego na efektywność obniżenia tlenków azotu. Dodatkowo określono wpływ paliwa dodatkowego na emisję innych zanieczyszczeń – CO, WWA. W celu oznaczenia WWA, gaz odlotowy zawierający wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne pobierany był przy użyciu sondy i przechodził przez filtr z włókna szklanego. Następnie przepływał on przez rurkę chłodzącą, gdzie następowała kondensacja lekkich WWA. Pozostałe WWA były wychwytywane przy użyciu rurki adsorpcyjnej z wypełnieniem zawierającym 5 g żywicy XAD-2 i butelki wypełnionej dichlorometanem. Wszystkie próbki zawierające WWA zostały ochłodzone do 4°C przed ekstrakcją. Po ekstrakcji i oczyszczeniu próbek zostały one poddane analizie przy użyciu systemu wysokosprawnej chromatografii cieczowej (ang. HPLC – high-performance liquid chromatography) Simadzu. Kalibracji dokonano przy użyciu rozcieńczonego standardowego roztworu 16 WWA rekomendowanego przez US EPA (Environmental Protection Agency). Tabela 2 przedstawia skład gazu, a tabela 3 strumień gazu oraz jaką część energii chemicznej paliwa doprowadzanego do komory spalania stanowił gaz.

Tabela 2. Skład gazu ze zgazowania osadów ściekowych

składnik	z, %obj.
CO	28,5
CO ₂	15,0
H ₂	5,0
CH ₄	1,0
N ₂	50,5

Tabela 3. Parametry procesu spalania węgla z gazem reburningowym

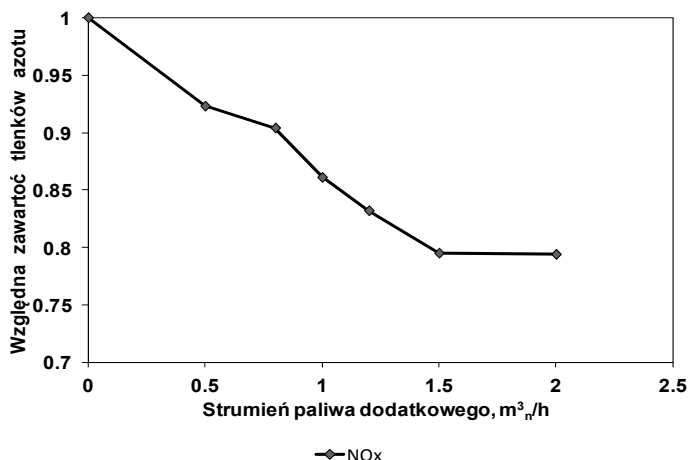
Strumień paliwa podstawowego (węgiel kamienny)	Strumień paliwa dodatkowego (gaz ze zgazowania osadów ściekowych)	Energia gazu w energii chemicznej paliwa	Stosunek nadmiaru powietrza λ
kg/h	m _n ³ /h	%	-
2,48	0,50	3	2,29
2,48	0,80	5	2,21
2,48	1,00	6	2,22
2,48	1,20	7	2,20
2,48	1,50	8	2,25
2,48	2,00	11	2,01

4. Wyniki

Na wykresie przedstawionym na rysunku 3 pokazana została zależność pomiędzy względną zawartością tlenków azotu a udziałem gazu w energii chemicznej paliwa.

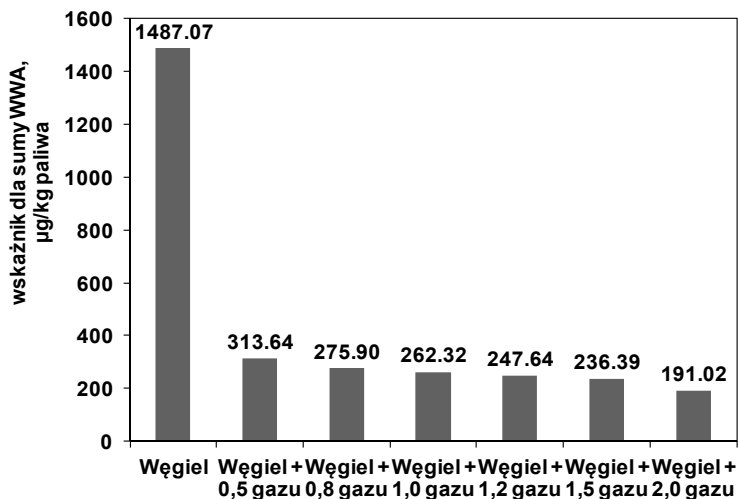
Analiza przedstawionych wyników wskazuje, że ilość emitowanych tlenków azotu podczas spalania zmalała. Wykres przedstawiony na rysunku 3 pokazuje, że wraz ze wzrostem strumienia paliwa dodatkowego zwiększa się efektywność obniżenia zawartości tlenków azotu. Najwięcej, bo ok. 30% obniżenia osiągnięto, gdy strumień gazu wynosił 2 m_n³/h, co odpowiadało 11% energii chemicznej paliwa podstawowego. Chcąc jednak określić wpływ granicznej ilości paliwa dodatkowego na efektywność procesu obniżania emisji tlenków azotu należy jednoznacznie stwierdzić, że istnieje graniczna wartość strumienia doprowadzanego paliwa dodatkowego, powyżej której staje się bezcelowe dodawanie gazu z uwagi na brak widocznego wpływu na obniżenie

stężenia tlenków azotu. Wartość ta w przedmiotowych badaniach wynosi $1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ (8% energii chemicznej paliwa podstawowego).

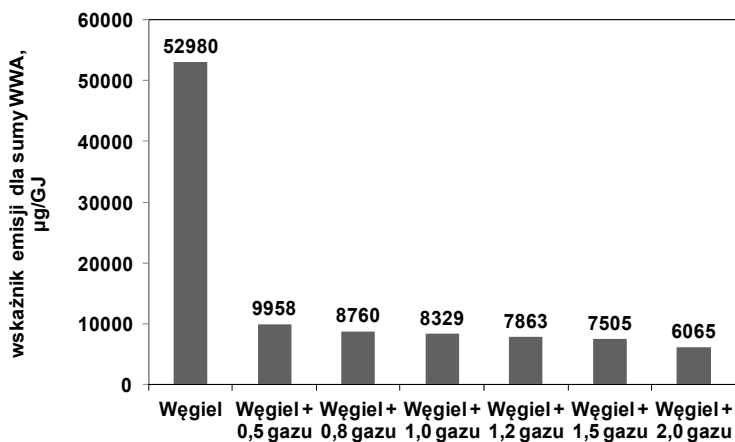


Rys. 3. Względna zawartość tlenków azotu w funkcji udziału gazu w energii chemicznej paliwa

Wyniki analiz pomiaru WWA w spalinach uzyskane podczas analiz zestawiono na rys. 4 - 6. Analizując przedstawione dane można wyraźnie stwierdzić, że sumaryczna ilość WWA jest znacznie większa przy spalaniu samego węgla niż przy współspalaniu z gazem ze zgazowania osadów ściekowych. Głównym powodem takiego stanu rzeczy jest wysoka koncentracja naftalenu w spalinach ze spalania samego węgla kamiennego. Wskaźniki emisji wyrażone w $\mu\text{g}/\text{kg}$ paliwa i $\mu\text{g}/\text{GJ}$ dla sumy WWA maleją wraz ze zwiększającym się strumieniem współspalanego gazu. Natomiast sumaryczne stężenie WWA ($\mu\text{g}/\text{m}_n^3$ dla 6% O_2) przy współspalaniu gazu utrzymuje się w przybliżeniu na stałym poziomie – ok. $24 \mu\text{g}/\text{m}_n^3$ niezależnie od ilości gazu. Niewielki spadek zaobserwowano jedynie dla ostatniego pomiaru (węgiel + $2,0 \text{ m}^3/\text{h}$ gazu), gdy wartość ta wynosi $22 \mu\text{g}/\text{m}_n^3$. Postuluje się, że iż spadek ten może być związany z mniejszym stosunkiem nadmiaru powietrza, jaki jest dla tego pomiaru bowiem według danych literaturowych duża wartość stosunku nadmiaru powietrza powoduje zwiększenie ilości WWA [8].

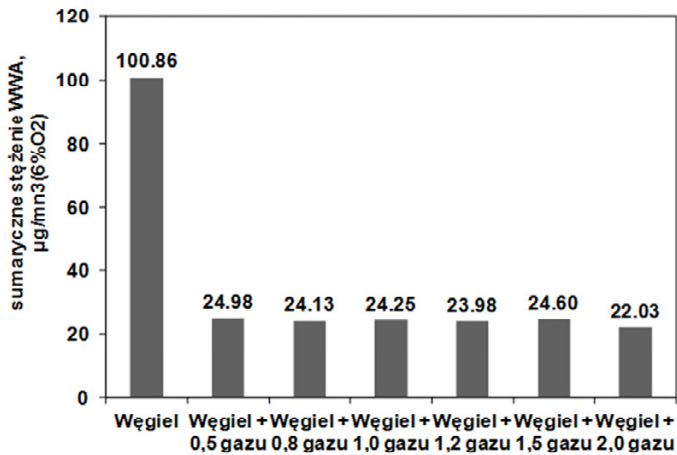


Rys. 4. Zależność wskaźnika emisji w µg/kg paliwa dla sumy WWA od ilości współspalanego gazu



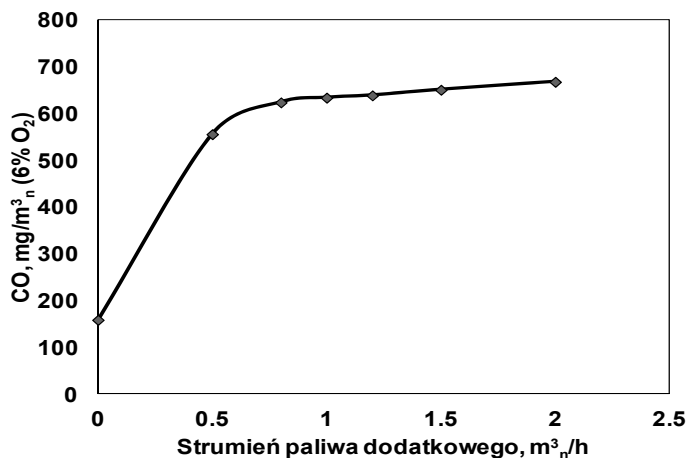
Rys. 5. Zależność wskaźnika emisji (µg/GJ) dla sumy WWA od ilości współspalanego gazu

Mniejsza ilość powietrza spowodowała, iż również strumień spalin dla tego pomiaru jest mniejszy niż dla pozostałych, w związku z czym być może dłużej przebywały one w strefie reakcji, co mogło sprzyjać zmniejszeniu ilości WWA [1].



Rys. 6. Zależność sumarycznego stężenia WWA ($\mu\text{g}/\text{m}^3$) od ilości współspalanego gazu

W ramach przeprowadzonych badań określono także wpływ procesu spalania na emisję CO. Wyniki analizy przedstawiono na rysunku 7. Analizując wyniki można stwierdzić, że zwiększając ilość dodatkowego paliwa do komory spalania stężenie tlenku węgla rośnie.



Rys. 7. Zależność stężenia tlenku węgla w funkcji ilości współspalanego gazu

5. Wnioski

W pracy przedstawiono przeprowadzone badania procesu reburningu w kotle węglowym przy użyciu gazu ze zgazowania osadów ściekowych. Jednocześnie sprawdzono wpływ paliwa dodatkowego na emisje innych szkodliwych substancji. Uzyskane wyniki potwierdziły wcześniejsze postulaty dotyczące możliwości gazu generatorowego w zakresie wytwarzania strefy redukcyjnej. Wskazano, że reburning jest procesem, który może znaleźć zastosowanie w instalacjach małej mocy, będąc jedną z dróg do osiągnięcia jednocześnie dwóch istotnych celów: utylizacji osadów oraz zachowania standardów emisyjnych. Dodatkowo, wzrost udziału odnawialnych źródeł energii w produkcji ciepła jest zgodny z polityką energetyczną Unii Europejskiej. Należy jednak podkreślić wzrost udziału CO w wyniku przeprowadzonego eksperymentu. Jednocześnie zaobserwowano zmniejszenie wskaźników emisji sumarycznej ilości węglowodorów, czego główną przyczyną zapewne były warunki panujące w kotle (atmosfera silnie utleniająca oraz dopalająca tuż po wtrysnięciu porcji gazu dodatkowego).

PODZIĘKOWANIA

Publikacja została częściowo sfinansowana ze środków Narodowego Centrum Nauki przyznanych na podstawie decyzji numer DEC-2011/03/D/ST8/04035.

Literatura

- [1] Wilk R. K., Podstawy niskoemisyjnego spalania, Wydawnictwo Gnome, Katowice 2000
- [2] Werle S., Określenie potencjału reburningowego gazu generatorowego ze zgazowania osadów ściekowych, *Archiwum Gospodarki Odpadami i Ochrony Środowiska*, 2010, (3), 9-18
- [3] Adams B. R., Harding N. S., Reburning using biomass for NO_x control, *Fuel Processing Technology*, 1998, (54), 249-263
- [4] Werle S., *Gasification of sewage sludge in fixed bed gasifier for producer gas application in close coupled boiler – gasifier system*, Editor: Marko Ban et al., VIIIth Dubrovnik Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems, September 22-27, 2013, Dubrovnik, Croatia, 20-28
- [5] Werle S., *Investigation on the usage of sewage sludge gasification gas as a reburning fuel for NO_x control*, Editor: Markoš, J., The 40th International Conference of Slovak Society of Chemical Engineering, Tatranské Matliare, Slovakia, May 27 – 31, 2013, 389-395.
- [6] Hardy T., Kruczek H., Reburning - skuteczna metoda redukcji tlenków azotu z kotłów pyłowych, Konferencja naukowo-techniczna Energetyka, Wrocław 2000.
- [7] Hardy T., Efektywność redukcji emisji NO z kotłów pyłowych metodą reburningu. *Archiwum Spalania*. (2-4), 2003, 33-49.
- [8] Liu K., Han W., Pan W.-P., Riley J. T., Polycyclic aromatic hydrocarbon (PAH) emission from coal-fired pilot FBC system. *Journal of Hazardous Materials*, 2001, (84), 175-188.

OPLACALNOŚĆ INSTALACJI Z OGNIWAMI FOTOWOLTAICZNYMI

Daniel Węcел, Włodzimierz Ogulewicz, Mirosław Majkut, Michał Strozik

Politechnika Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, ul. Konarskiego 20,
44-100 Gliwice, daniel.wecel@polsl.pl

W rozdziale podjęto temat wykorzystania ogniw fotowoltaicznych do budowy różnej wielkości instalacji przyłączanych do sieci elektroenergetycznej. Skupiono się przede wszystkim na aspekcie ekonomicznym związanym z budową, eksploatacją, możliwymi przychodami oraz kosztami utylizacji poszczególnych elementów instalacji. Dane dotyczące instalacji fotowoltaicznych porównano z danymi dla innych jednostek wytwórczych opartych o paliwa kopalne jak również odnawialne źródła energii. W analizie brano pod uwagę tylko instalacje przyłączane do sieci elektroenergetycznej bez magazynów energii, a uzyskane dane odnoszono do warunków panujących w Polsce. W rozdziale rozpatrywano jedynie tendencje w rozwoju instalacji fotowoltaicznych w przeciągu ostatnich lat i nie skupiano się na analizie konkretnych rozwiązań technicznych.

1. Wstęp

Odnawialne źródła energii stały się nieodłącznym składnikiem systemu energetycznego wielu państw. W Polsce również stanowią liczącą się część mocy zainstalowanej w krajowym systemie energetycznym, nawet jeśli weźmie się pod uwagę tylko wytwarzanie energii elektrycznej. Dodatkowo w ramach umów międzynarodowych nasz kraj zmuszony jest do produkcji pewnej części energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych co musi się wiązać z kolejnymi inwestycjami. Najwięcej mocy jest zainstalowane w elektrowniach wiatrowych bo około 3,4 GW, prawie 1 GW jest w elektrowniach wodnych i biomasowych, ponad 150 MW jest w biogazowniach, a elektrownie fotowoltaiczne właściwie można pominąć w tym zestawieniu. Obecnie (na dzień 31.12.2013) według URE jest przyłączonych do sieci elektroenergetycznej (ON-GRID) 17 instalacji PV o łącznej mocy 1,9MW. Moc instalacji OFF-GRID może być 2 razy większa (ale to trudno oszacować). W wielu krajach świata, jak również w krajach sąsiednich energetyka oparta o instalacje fotowoltaiczne dynamicznie się rozwija.

Instalacje fotowoltaiczne coraz częściej są stosowane jako alternatywne źródło energii elektrycznej do elektrowni wykorzystujące paliwa kopalne. Obecnie razem z elektrowniami wykorzystującymi energię spadku wody i energię wiatru stanowią już znaczącą część w rynku producentów energii elektrycznej. W ostatnich latach roczny wzrost mocy zainstalowanej w fotowoltaice wynosił ponad 50% [1].

W Polsce rynek fotowoltaiki w ostatnich latach rozwija się w szybkim tempie. Dotyczy to jednak przede wszystkim firm oferujących swoje usługi związane z: dystrybucją modułów fotowoltaicznych (modułów PV - Photovoltaic panels), kompleksową obsługą przy inwestycji PV, natomiast w mniejszym stopniu produkcją paneli [5]. Obserwuje się również istotny spadek cen hurtowych paneli, nawet poniżej 1 Euro za 1 Wp (Watt peak - mocy szczytowej panelu), a to głównie za sprawą importu tanich produktów pochodzących z Chin. Polityka celna może jednak wpłynąć na wzrost cen modułów.

Panuje przekonanie, że ogniwa fotowoltaiczne produkują tak małe ilości energii, że nie wystarczy ona nawet na wyprodukowanie takiego ogniwa. Było to słuszne stwierdzenie w połowie lat 1970, jednak obecnie masowa produkcja i wyższe sprawności paneli przyczyniły się do opłacalności ich produkcji. Jednym z czynników mówiących o sensowności stosowania tej technologii jest tzw. energy pay-back time (EPBT), czyli czas jaki zajmie wyprodukowanie przez daną instalację takiej ilości energii, jaka zostanie zużyta przez nią w czasie całego cyklu życia. Obecnie produkowane ogniwa fotowoltaiczne mają EPBT pomiędzy 6 miesięcy a 2 lata [2]. To oznacza że w trakcie cyklu życia, szacowanego na ok. 30 lat, wytworzą od 15 do 60 razy więcej energii niż zużyto podczas ich produkcji. Dane te pochodzą od producentów z USA i Europy. Na energię dostarczoną składa się: energia na pozyskanie materiałów, energia na wytworzenie, energia na transport materiałów i paneli PV, energia na instalację, energia na utylizację. Należy uwzględnić również energię na eksploatację (potrzeby własne i serwis).

Dla porównania EPBT dla elektrowni wiatrowych wynosi poniżej 1 roku. Trudniej porównać elektrownie węglowe czy gazowe z fotowoltaicznymi. Mimo że elektrownie na paliwa kopalne wyprodukują w ciągu 2-3 lat tyle energii ile zużyto przy ich stworzeniu, to w trakcie eksploatacji nadal należy doprowadzać energię w postaci węgla lub gazu (ropy) co wiąże się z ciągłymi nakładami energetycznymi. W związku z tym wspomniany współczynnik nie jest jednoznaczny, i w zasadzie powinien być stosowany tylko do OZE.

2. Koszty budowy elektrowni

Jednym ze wskaźników mówiących o opłacalności inwestycji jest koszt budowy elektrowni w przeliczeniu na jednostkową moc zainstalowaną. Jest to

jednak wskaźnik, który nie pozwala wprost porównywać poszczególnych kosztów, a to ze względu na umowną definicję mocy zainstalowanej. Moc zainstalowana to nominalna moc elektrowni uzyskiwana w dokładnie określonych warunkach i nie jest to moc która zawsze jest oddawana do sieci, właściwie elektrownia bardzo rzadko pracuje z mocą nominalną. Zmiana możliwości generacji mocy przez elektrownię jest zależna przede wszystkim od zmieniających się warunków odniesienia i zużycia komponentów. Pomija się w tym miejscu zmiany wynikające z aktualnego zapotrzebowania odbiorców energii elektrycznej, jak również zmniejszenie mocy ze względu na awarie i prace serwisowe. W stosunku do elektrowni słonecznych i wiatrowych warunki odniesienia określone są w sposób umowny. Przykładowo moc zainstalowaną w elektrowniach fotowoltaicznych określa się przy warunkach STC (standard test conditions): natężenie promieniowania słonecznego 1000 W/m^2 , współczynnik optycznej masy powietrza (Air Mass) 1.5, ustalona temperatura ogniwa $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Są to warunki które na obszarze Polski właściwie nie są osiągalne. W przypadku innych elektrowni również określa się nominalne warunki pracy. Ze względu na różne warunki odniesienia dotyczące różnych elektrowni, trudno jest porównać koszty budowy elektrowni.

Jednak w celach orientacyjnych podaje się pewne dane dotyczące kosztów budowy elektrowni w przeliczeniu na MW mocy zainstalowanej (wg danych z roku 2011).

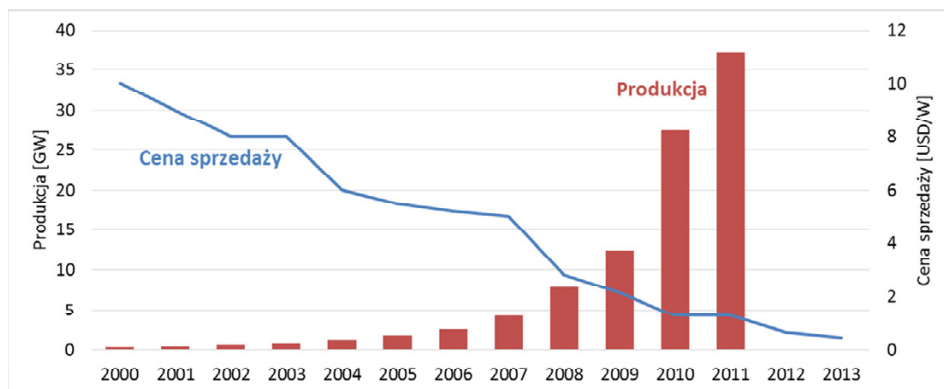
Tabela 1. Koszty budowy elektrowni

Lp.	Typ elektrowni	Koszt budowy [mln zł/MW]	Źródło danych
1	Łądowe wiatrowe	6,6	Ernst&Young
2	Morskie wiatrowe	13,6	Ernst&Young
3	Biomasowe	10,3	Ernst&Young
4	Biogazowe	14,4	Ernst&Young
5	Wodne	18,5	Ernst&Young
6	Parowe na węgiel kamienny	6,6	Ernst&Young
7	Gazowe	3,9	Ernst&Young
8	Atomowe	14,4	Ernst&Young
9	Fotowoltaiczne - małe instalacje do kilku kW - instalacje do 2,5 MW	7,8 7 ÷ 9,7 5,1 ÷ 7,2	Ernst&Young EPIA EPIA

Dane z tabeli 1 mogą się mocno zmieniać w zależności od mocy elektrowni, lokalizacji i zastosowanej technologii. Dlatego ten wskaźnik tylko orientacyjnie wskazuje rzeczywiste koszty inwestycyjne.

Głównym składnikiem ceny instalacji fotowoltaicznych jest koszt paneli – obecnie stanowi 50% do 70% ceny, niezależnie od rodzaju technologii [4]. Przy

mikroinstalacjach udział kosztów paneli PV może spaść do 40%. Ze względu na olbrzymi wzrost produkcji paneli PV na świecie (0), a szczególnie w Chinach, w ostatnich latach ceny paneli drastycznie spadły osiągając poziom nawet poniżej 0,5 USD/W. Dodatkowo rozwój nowych, tańszych technologii przyczynił się do znaczących spadków cen na rynkach światowych.



Rys. 1. Moc rocznie produkowanych paneli fotowoltaicznych [GW] oraz średniona cena sprzedaży paneli za 1 Watt mocy [USD/W]

Oprócz kosztów paneli należy brać pod uwagę koszty inwerterów, przewodów, elementów przyłączeniowych, konstrukcji wsporczej oraz dodatkowo ogrodzenia, systemów: monitoringu, zabezpieczeń i pomiarowego (choć nie zawsze są konieczne). Podział kosztów inwestycyjnych w małą instalację fotowoltaiczną połączoną z siecią elektroenergetyczną (tzw. on-grid), można przedstawić następująco: panele 50%, inwerter 20%, system mocowanie 8%, zabezpieczenia i przewody 7%, montaż i konfiguracja 15%.

Cena instalacji jak i podział kosztów może się mocno zmieniać w zależności: mocy instalacji, miejsce zainstalowania paneli (dach lub grunt) oraz zastosowania dodatkowych systemów pomocniczych. O wielkości (mocy) instalacji PV decydują: wielkość (powierzchnia) dachu lub gruntu na którym mogą być zabudowane panele, rodzaj zastosowanych modułów (ich sprawność). Minimalna instalacja jaką realizuje się w praktyce powinna mieć moc ok. 1,5 kW (zajmuje ok. 10 m² powierzchni), natomiast podwyższenie mocy do 3 kW wyraźnie obniża koszty ze względu na niższe ceny jednostkowe inwerterów.

Na etapie inwestycji możliwe jest korzystanie z różnych form wsparcia, np. dofinansowanie do instalacji w programie PROSUMENT. Dopłaty takie mogą osiągnąć nawet 40% ceny instalacji, co znacząco obniży koszty inwestycyjne.

3. Koszty eksploatacji

Instalacje fotowoltaiczne można w zasadzie traktować jako bezobsługowe. W większości przypadków nie mają części ruchomych (z wyjątkiem instalacji z tzw. Solar Trackerami), a urządzenia wchodzące w skład instalacji pracują w sposób autonomiczny. Jedynymi pracami związanymi z eksploatacją jest bieżąca kontrola pracy systemu i okresowe przeglądy, które mogą być wymagane do gwarancji poszczególnych elementów systemu. Zwykle kontrolę przeprowadza się dzięki informacjom przekazywanym przez inwerter, którą można wykonać we własnym zakresie, dlatego nie wiąże się z dodatkowymi kosztami. Przeglądy okresowe powinny być przeprowadzone przez wykwalifikowanego pracownika, w celu wykrycia nieprawidłowości pracy i wymianie lub naprawie uszkodzonych elementów. Polegają na sprawdzeniu poszczególnych elementów instalacji tj.: panele fotowoltaiczne, połączenia elektryczne, przewody DC, zabezpieczenia DC i AC, inwerter. Ze względu na wady ukryte materiału do produkcji ogniw i ich stopniową degradację, niektóre panele fotowoltaiczne wymagają wymiany (nie ma możliwości wymiany pojedynczych ogniw). W przypadku awarii panele są wymieniane w ramach 10-letniej (czasami nawet 15-letniej) gwarancji przez producenta na sprawny. Nie dotyczy to uszkodzeń mechanicznych spowodowanych niewłaściwym montażem lub uderzeniem ciężkimi przedmiotami.

Dla falowników wykorzystywanych w małych (prydomowych) instalacjach zakłada się 15-letni okres życia, natomiast dla stosowanych w dużych farmach PV – 30-letni, przy założeniu wymiany 10% elementów co 10 lat. Z reguły producenci zapewniają 5-letni okres gwarancji na tego typu urządzenia. Nie mniej jednak po 15 latach pracy należy się liczyć z koniecznością wymiany takich urządzeń na nowe co generuje znaczące koszty dodatkowe.

W zależności od miejsca zamontowania paneli fotowoltaicznych, może być wskazane ich czyszczenie. Zanieczyszczenia mogą powstawać z: pyłów, liści, traw oraz ptasich odchodów. Dzięki stosunkowo gładkiej powierzchni paneli i dużym pochylem, bardzo często opady deszczu oraz zsuwający się śnieg powodują samooczyszczenie paneli.

Wymienione powyżej czynności nie stanowią istotnego kosztu eksploatacyjnego, jednak trudno go precyzyjnie oszacować. Zwykle zakłada się, że roczne koszty związane z eksploatacją instalacji w pierwszych 15 latach nie powinny przekroczyć ok. 0,5% kosztów inwestycyjnych. Po tym okresie należy się liczyć z dodatkowymi kosztami związanymi z wymianą inwertera i pojedynczych paneli fotowoltaicznych. Należy również podkreślić, że instalacje fotowoltaiczne uchodzą za mało awaryjne i bezobsługowe. Wiele czynności związanych z codzienną eksploatacją i przeglądami można wykonać samodzielnie.

Należy również brać pod uwagę ubezpieczenie instalacji, choć zwykle jest ono zawierane dla dużych instalacji zbudowanych na gruncie. Odnosząc się do rynku niemieckiego można oszacować ubezpieczenie instalacji PV na poziomie 0,3% wartości odtworzeniowej instalacji na rok. Podobna sytuacja dotyczy ochrony instalacji – realizowana jest tylko dla dużych instalacji, dla których dodatkowo należy ponieść dodatkowe koszty na etapie inwestycji związane z budową ogrodzenia i systemu monitoringu.

4. Zyski

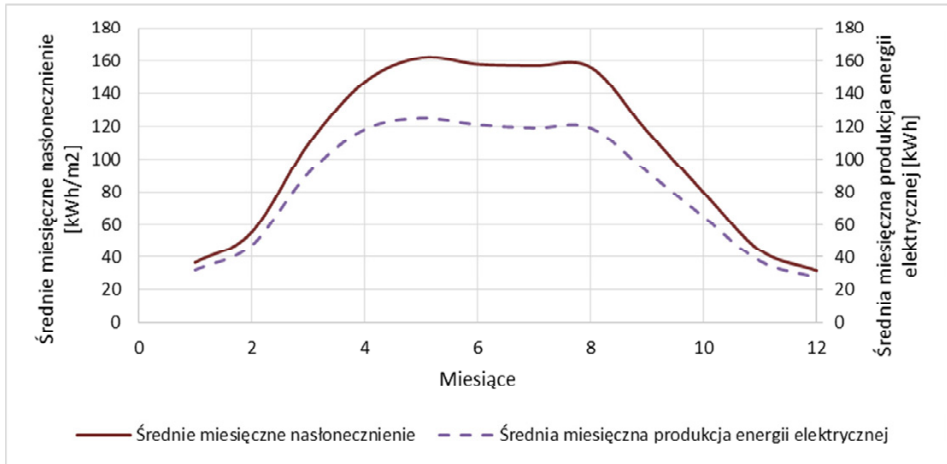
Korzyści jakie zostaną osiągnięte z instalacji fotowoltaicznej zależą od: ilości wyprodukowanej energii elektrycznej, sposobu wykorzystania wyprodukowanej energii elektrycznej, cen energii elektrycznej w sprzedaży i w skupie, cen zielonych certyfikatów.

Na podstawie wieloletnich danych meteorologicznych, w Polsce średnio roczne nasłonecznienie (czyli suma natężenia promieniowania słonecznego w danym czasie i na danej powierzchni) wynosi około 1100 kWh/m^2 powierzchni horyzontalnej. Ustawienie powierzchni, na które pada promieniowanie słoneczne, pod odpowiednim kątem pozwala uzyskać nasłonecznienie na poziomie 1300 kWh/m^2 , a zastosowanie dwuosiowego pozycjonowania zwiększa tą wartość nawet do 1600 kWh/m^2 . Praca stacjonarnych systemów fotowoltaicznych w takich warunkach umożliwia uzyskanie do ok. 1100 kWh energii elektrycznej AC z każdego 1 kWp mocy zainstalowanej w ogniach fotowoltaicznych (do 1400 kWh dla systemów wykorzystujących tzw. solar trackery – urządzenia ustawiające panele fotowoltaiczne w kierunku Słońca). Oprócz sposobu ustawienia paneli, wpływ na uzyskiwane ilości energii mają: typ zastosowanych ogniw fotowoltaicznych (ich czułość widmowa i wrażliwość na zmiany temperatury) oraz straty w urządzeniach wchodzących w skład systemu. Ogólne straty energii w systemach oscylują w granicach 12-20%.

Wartość nasłonecznienia (przeliczana na jeden miesiąc) w przeciągu roku istotnie się zmienia (0). Ale nawet w zimę dociera do nas średnio ok. 1 kWh/m^2 na dzień, co oznacza że w ciągu miesiąca uzyskujemy 30 kWh/m^2 . W związku z tym dla instalacji o powierzchni 20 m^2 (określanej jako optymalna) o teoretycznej sprawności 10% powinno się uzyskać około 60 kWh energii elektrycznej, co powinno wystarczyć na zaspokojenie 50% zapotrzebowania w energię elektryczną małego gospodarstwa domowego.

Zaspokojenie potrzeb jest możliwe jeśli wyprodukowaną energię zostanie wykorzystana na miejscu bez korzystania z sieci przesyłowej (odpadają koszty dystrybucji). Zyskiem są wtedy oszczędności wynikające z nie poniesionych kosztów na energię elektryczną dla odbiorcy. W obecnych uwarunkowaniach prawnych z punktu widzenia ekonomicznego jest to najkorzystniejsze rozwią-

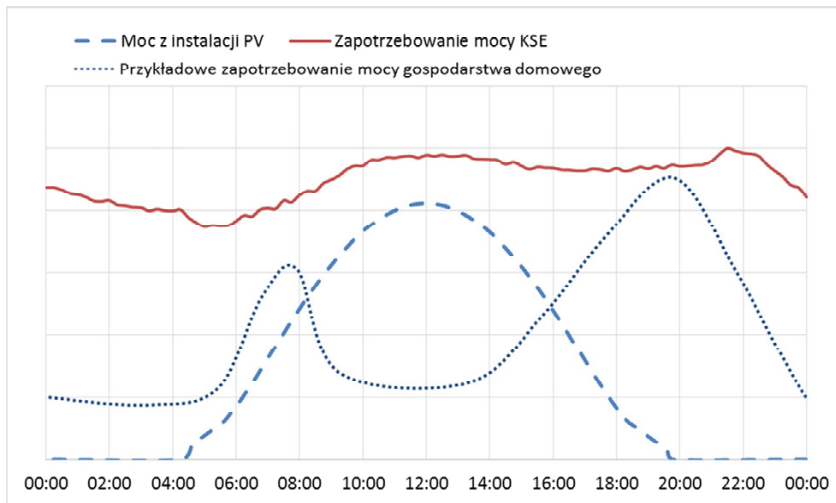
zanie. Jednak ze względu na ciągłe i trudne do przewidzenia zmiany natężenia promieniowania słonecznego oraz zmiany zapotrzebowania w energię elektryczną, nie jest możliwe odpowiednie dopasowanie charakterystyki pracy instalacji fotowoltaicznej do zapotrzebowania odbiorcy (0). W związku z czym nadmiarowa część energii elektrycznej produkowanej ze Słońca jest sprzedawana do sieci elektroenergetycznej lub magazynowana, a niedobory energii elektrycznej odbiorca kupuje od dystrybutora.



Rys. 2. Średnie miesięczne nasłonecznienie oraz produkcja energii elektrycznej z systemu fotowoltaicznego o mocy 1 kWp dla Gliwic [7]

Zakup przez dystrybutora, energii z instalacji fotowoltaicznej, obecnie odbywa się po cenie równej 80% średniej hurtowej ceny sprzedaży energii elektrycznej w poprzednim roku kalendarzowym. Jednocześnie oddawanie energii do sieci elektroenergetycznej jest najlepszym sposobem na maksymalne wykorzystanie instalacji fotowoltaicznej. Natomiast magazynowanie energii wiąże się dużymi dodatkowymi kosztami inwestycyjnymi i nieoptymalnym wykorzystaniem energii ze Słońca. Jest to związane z charakterystyką pracy akumulatorów i ich ograniczoną pojemnością.

Przy określaniu potencjalnych zysków jakie można uzyskać z instalacji fotowoltaicznej należy również wziąć pod uwagę stopniową degradację ogniw skutkującą zmniejszeniem mocy nominalnej, a co za tym idzie zmniejszoną produkcją energii elektrycznej. Większość producentów krystalicznych ogniw krzemowych określa, że po 25 latach eksploatacji nastąpi spadek mocy do poziomu 80% wartości początkowej. Z reguły zakłada się, że proces ten postępuje stopniowo. W przypadku inwerterów nie ma dokładnych informacji na temat zmniejszania sprawność po określonym czasie.



Rys. 3. Schematyczny kształt dziennego zapotrzebowania w energię elektryczną oraz moc uzyskiwana z instalacji fotowoltaicznej

W przypadku instalacji wytwórczych zawsze należy brać pod uwagę dyspozycyjność związaną z awariami i serwisem. W przypadku instalacji fotowoltaicznych podłączonych do sieci przestoje wynikające z wymiany elementów są bardzo krótkie i zwykle zakłada się dyspozycyjność na poziomie 100%. Należy się jednak liczyć z możliwością dłuższego przestoju wynikającego z naprawy inwerterów.

W ogólnym rozrachunku można przyjąć dwa skrajne przypadki wykorzystania energii elektrycznej wytwarzanej w instalacji fotowoltaicznej:

- 1) sprzedaż całości do sieci,
- 2) zużycie na własne potrzeby i związane z tym oszczędność energii.

Pierwsze rozwiązanie ma uzasadnienie w przypadku dużych instalacji (elektrowni fotowoltaicznych nie powiązanych bezpośrednio z konkretnym odbiorcą energii elektrycznej), drugie jest wskazane dla małych instalacji powiązanych z odbiorcą końcowym, którego zapotrzebowanie jest większe niż energia wytworzona z promieniowania słonecznego. Drugie rozwiązanie pozwala ponadto na obniżenie taryfy obowiązujących przy zakupie energii elektrycznej, co przyczynia się również do obniżenia opłat dystrybucyjnych.

5. Koszty utylizacji

Szacuje się, że panele fotowoltaiczne powinny pracować co najmniej 20 lat, a z reguły ich żywotność określa się na 30 lat. Po tym okresie powinny zostać wymienione ze względu na spadek mocy panelu w stosunku do nowego. Poja-

wia się więc problem utylizacji (zagospodarowania) dużej ilości odpadów z paneli fotowoltaicznych (instalacja składająca się z ogniw z krzemu krystalicznego o mocy 1 kWp składa się z kilku paneli o łącznej masie ok. 100 kg). Większość masy panelu stanowi szkło (prawie 75%) i aluminium (około 10%), a tylko niecałe 3,5 % masy stanowi krzem. Prawie wszystkie materiały z których jest zbudowany panel można poddać recyklingowi i w dużym stopniu odzyskać materiał [6]. W związku z tym podczas utylizacji paneli, tylko około 20% ich masy pozostanie jako odpad, który należy składować. Odzyskane materiały będzie można wykorzystać do produkcji nowych paneli co może przyczynić się do minimalizacji kosztów utylizacji instalacji PV. Przy odpowiedniej technologii proces recyklingu może stanowić konkurencję dla produkcji paneli PV z surowców pierwotnych i przyczynić się do mniejszego zanieczyszczenia środowiska odpadami.

Jeśli weźmie się pod uwagę likwidację całej elektrowni należy jeszcze zutylizować konstrukcje wsporcze (zwykle wykonane ze stopów aluminium), przewody elektryczne i osprzęt elektryczny (głównie: zabezpieczenia, inwertery i transformatory).

Biorąc pod uwagę możliwość sprzedaży elementów instalacji, jako materiałów do ponownego wykorzystania, koszty utylizacji instalacji fotowoltaicznej mogą być zerowe. Wymaga to jednak rozwoju wyspecjalizowanych firm, zajmujących się demontażem całych instalacji i recyklingiem poszczególnych elementów.

6. Obliczenia ekonomiczne

Biorąc pod uwagę małą instalację fotowoltaiczną wykonaną z komponentów dobrej jakości dostępnych na polskim rynku i zabudowaną na dachu budynku, można przyjąć następujący podział kosztów związanych z inwestycją:

Tabela 2. Podział kosztów budowy instalacji fotowoltaicznej

Lp.	Elementy instalacji	Procentowy udział kosztów
1	Panele PV	50%
2	Inwerter	20%
3	System mocowania	8%
4	Zabezpieczenia i przewody	7%
5	Montaż i konfiguracja	15%

W przeliczeniu na 1 kWp mocy zainstalowanej, koszt instalacji powinien się zamknąć w kwocie 6000 zł. Koszty eksploatacyjne w pierwszych 15 latach są związane z okresowymi przeglądami i ubezpieczeniem w wysokości około

50 zł/rok, a po 15 latach pracy dodatkowo z ewentualną wymianą inwertera (1200 zł w 15 roku pracy) i uszkodzonych paneli fotowoltaicznych w wysokości ok. 35 zł/rok. Wszystkie kwoty przeliczane są na 1 kWp mocy zainstalowanej w instalacji fotowoltaicznej.

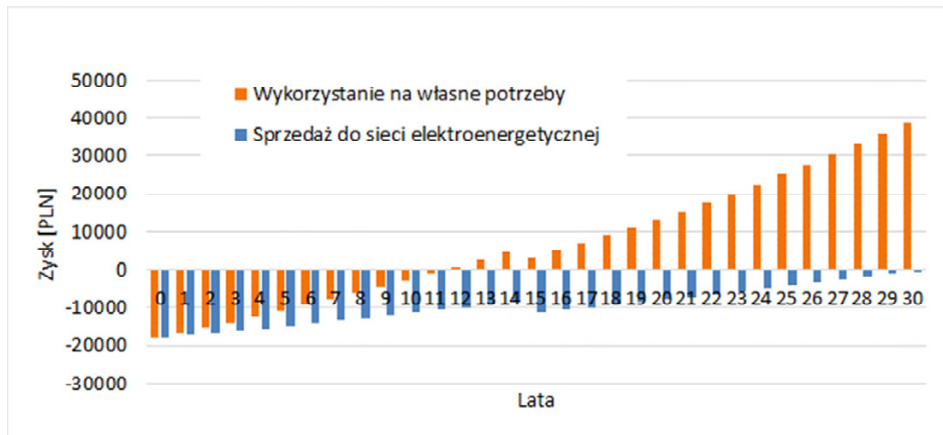
Obliczając zyski uzyskane z instalacji przeanalizowano dwa rozwiązania:

- produkcja energii elektrycznej i sprzedaż całości do sieci – zyskiem są przychody ze sprzedaży energii elektrycznej i zielonych certyfikatów.
- produkcja energii elektrycznej i wykorzystanie całości na własne potrzeby (nie brano pod uwagę magazynowania energii oraz sprzedaży nadwyżek do sieci) – zysk jest traktowany jako niezapłacona kwota za energię elektryczną dystrybutorowi.

Zakładano, że cała energia wytworzona w instalacji została wykorzystana (dyspozycyjność 100%) i zawsze panele są obciążane w punkcie mocy maksymalnej odpowiadającemu danemu natężeniu promieniowania słonecznego.

Cenę energii elektrycznej sprzedawanej do sieci określono na podstawie informacji o średniej cenie sprzedaży energii elektrycznej na rynku konkurencyjnym ogłaszanej przez Prezesa Urzędu Regulacji Energetyki, która w roku 2013 wynosiła 0,1815 zł/kWh. Zgodnie z obecnymi uwarunkowaniami prawnymi, wytwórca energii elektrycznej w mikroinstalacji otrzyma od dystrybutora energii 80% powyższej kwoty, czyli 0,1452 zł/kWh. Przyjęto, że cena sprzedaży przez cały okres pracy instalacji będzie wzrastała o 3,5% w skali roku. Należy jednak zwrócić uwagę, że w ostatnich 4 latach obserwuje się ciągłe spadki ceny energii, dlatego bardzo trudno określić tendencję zmian, a jest to jeden z głównych czynników wpływających na opłacalność inwestycji. Drugim składnikiem przychodów będzie umarzenie świadectw pochodzenia, których cenę określono na podstawie danych z Towarowej Giełdy Energii na kwiecień 2014. Przyjęto, że cena ta wynosząca 0,185 zł/kWh, będzie obowiązywać przez cały okres pracy instalacji. W kalkulacji przyjęto 18% podatek od przychodów wynikłych ze sprzedaży energii elektrycznej i umarzenia świadectw pochodzenia.

W drugim rozwiązaniu, cała energia elektryczna wyprodukowana w instalacji fotowoltaicznej była zużywana na potrzeby odbiorcy, w związku z czym traktowana była jako oszczędności wynikające z niezapłaconych rachunków za energię elektryczną. W takim przypadku cena energii została określona na podstawie średniej ceny energii dla gospodarstw domowych za 2013 rok wg URE (cena uwzględnia opłatę za świadczenie usługi dystrybucji energii elektrycznej, obliczona na podstawie cen zawartych w umowach kompleksowych), która wynosi 0,5048 zł/kWh. W ostatnich 10 latach cena ta wzrastała o ok. 3,5% rocznie, w związku z czym przyjęto taki przyrost w całym okresie pracy instalacji.



Rys. 4. Kalkulacja zysków z instalacji fotowoltaicznej

W kalkulacji założono 30-letni okres eksploatacji instalacji. Nie przyjęto żadnych kosztów związanych z likwidacją instalacji.

Z kalkulacji wynika, że w obecnych uwarunkowaniach prawnych odsprzedaż energii elektrycznej z mikroinstalacji do sieci wraz z umarzeniem świadectw pochodzenia za zielone certyfikaty nie przyniesie zysków w zasadzie przez cały okres eksploatacji instalacji (0). Sytuację tą mogą zmienić wszelkie formy dofinansowania inwestycji lub korzystniejszy sposób rozliczania sprzedawanej energii. Inaczej sytuacja wygląda w przypadku wykorzystania wyprodukowanej energii na własne potrzeby. Nawet bez żadnego dofinansowania, inwestycja ma szansę się zwrócić po ok. 10 latach eksploatacji, przynosząc w kolejnych latach oszczędności, dwukrotnie przekraczające koszty inwestycji.

Opisana kalkulacja dotyczy mikroinstalacji fotowoltaicznej, w którą z reguły inwestują osoby fizyczne i mali przedsiębiorcy, czyli taka instalacja, która nie pozwala osiągnąć dużych przychodów. Przedstawiona kalkulacja wskazuje na potrzebę takiego wykorzystania energii z instalacji fotowoltaicznej, by jak największa część została zużyta na potrzeby własne na miejscu, a jak najmniejsza była wyprowadzona do systemu elektroenergetycznego.

7. Podsumowanie

Obecne czasy wymuszają na inwestorach, politykach i odbiorcach energii dostosowania się do zmieniających się trendów. Wiąże się to m.in.: z stosowaniem różnych źródeł energii, oszczędzaniu energii i paliw np. poprzez inteligentne systemy energetyczne (smart grid) [3]. Skupianie się na jednym źródle energii jak i sztuczne faworyzowanie określonej technologii nie jest korzystne

dla bezpieczeństwa systemu energetycznego i jak cen energii. Dlatego konieczne jest wprowadzanie miksu energetycznego na zasadach rynkowych, według klarownych reguł. Nie można rezygnować ze sprawdzonych technologii, ale równocześnie należy rozwijać nowe.

Zastosowanie na większą skalę OZE takich jak ogniwa fotowoltaiczne wymusi w pewnej perspektywie prace rozwojowe nad magazynowaniem dużej ilości energii, co doprowadzi do rozwiązania wielu problemów, jakie niesie ze sobą niestabilne odnawialne źródła energii.

Literatura

- [1] Global Market Outlook for Photovoltaics 2014-2018. European Photovoltaic Industry Association, June 2014, Belgium.
- [2] Fthenakis V.: How Long Does it Take for Photovoltaics To Produce the Energy Used? Communities Industry, February 2012, Pages 16-17
- [3] Szwed R.: Nie skazujmy się na monokulturę energetyczną. Centrum Strategii Energetycznych
- [4] Sanchez Reinoso C.R., De Paula M., Buitrago R.H.: Cost-benefit analysis of a photovoltaic power plant. International Journal of Hydrogen Energy XXX (2014) 1-4
- [5] Fotowoltaika w Polsce – podsumowanie badań. Instal Reporter (07), lipiec 2013.
- [6] Klugmann-Radziemska E., Ostrowski P., Lewandowski W. M., Ryms M.: Aspekty ekologiczne i ekonomiczne recyklingu krzemowych ogniw i modułów fotowoltaicznych. NAFTA-GAZ, czerwiec 2010, nr 6/2010.
- [7] Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS), Institute for Energy and Transport (IET), Joint Research Centre.

ZASTOSOWANIE TERMOWIZJI DO BADANIA SZCZELNOŚCI ARMATURY BLOKU ENERGETYCZNEGO

Wiesław Wędrychowicz, Romuald Redzicki, Artur Andruszkiewicz,
Krzysztof Kubas, Jarosław Niewczas, Elżbieta Wróblewska

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska,
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Celem pracy było przedstawienie możliwości wykorzystania kamery termowizyjnej do bezinwazyjnej diagnostyki szczelności armatury w układach wodno-parowych bloku energetycznego. Wyniki badań przeprowadzono na obiekcie rzeczywistym, pokazano opracowane przykładowe obrazy termowizyjne i omówiono sposób uzyskania informacji o szczelności armatury.

1. Wprowadzenie

Jednym z ważniejszych zagadnień współczesnego przemysłu jest diagnostyka stanu technicznego maszyn i urządzeń. Wczesna diagnoza nieprawidłowości na etapie budowy lub remontu generalnego pozwala na usunięcie wad, co w konsekwencji wpłynie na bezawaryjną pracę urządzenia. Coraz częściej, w przypadku zagadnień związanych z wydzielaniem i przepływem ciepła lub zmianą temperatury, stosowana jest technika obrazowania i pomiaru temperatur metodami bezkontaktowymi. Na przykład diagnostykę uzwojeń silnika lub generatora [1] w firmie ALSTOM Power wykonuje się z zastosowaniem kamery termowizyjnej. Kamery termowizyjne stosuje się do badania pracy łożysk maszyn co, pozwala na bezinwazyjną ocenę ich stanu. W literaturze prezentowane są prace dotyczące badania nieszczelności przewodów sprężonego powietrza przy wykorzystaniu metody termowizji. Wykorzystuje się w nich własność, że powietrze wypływające przez nieszczelność [2] ulega rozprężeniu i zgodnie z efektem Joule'a-Thomsona jego temperatura spada, co na obrazie termowizyjnym jest widoczne wskazując miejsce nieszczelności. Termowizja stosowana jest również do badań procesów szybkozmiennych jak np. badanie zjawiska wystrzału z broni palnej [3], gdzie występują zmiany temperatury i w wyniku

reakcji spalania prochu jak i tarcia pocisku o powietrze. Termowizja w medycynie pozwala obserwować wpływ działania preparatów na żywy organizm [4] ponieważ zmiana metabolizmu chorobowo zmienionej tkanki powoduje zmianę jej temperatury.

Ponieważ metoda termowizji znajduje zastosowanie w różnych dziedzinach techniki można również ją wykorzystać w energetyce zawodowej do bezinwazyjnej diagnostyki armatury.

Blok energetyczny jest złożonym układem urządzeń przeznaczonych do ciągłej pracy. Każda przerwa w pracy bloku energetycznego generuje wymierne straty finansowe. Z tego powodu ekonomiczne zarządzanie blokiem energetycznym wymaga planowania niezbędnych przestojów remontowych w taki sposób, aby maksymalnie wydłużyć czas pracy pomiędzy nimi. Jest to możliwe wtedy, gdy dostępna jest informacja o stanie zużycia elementów wszystkich układów samego bloku jak również wszystkich układów pomocniczych.

Jednym z ważniejszych elementów wyposażenia pomocniczego bloku są zawory, szczególnie te, które narażone są na działanie wysokiego ciśnienia. Do takich zaworów należą zawory odcinające odpowietrzeń i odwodnień kotła otwierane przy rozruchu i po odstawieniu bloku. W czasie normalnej eksploatacji bloku pozostają zamknięte i utrzymują wysokie ciśnienie w układzie wodno-parowym. Ponieważ połączenie wysokiej temperatury i wysokich ciśnień obniża wytrzymałość materiałów z których wykonane są zawory (szczególnie powierzchni uszczelniających [5]), dąży się do obniżenia temperatury ich pracy. W tym celu stosuje się długie przewody łączące punkty odpowietrzenia lub odwodnienia instalacji z zaworami. Dla zwiększenia bezpieczeństwa i pewności działania przy wysokich ciśnieniach zawory montowane są po dwa szeregowo.

Utrata szczelności zaworów odcinających rzadko następuje gwałtownie. Zwykle zaczyna się od małej nieszczelności, która z czasem staje się coraz większa powodując w końcowej fazie wyraźną utratę szczelności zaworów. Naprawa zaworu może być wykonana tylko w czasie postoju bloku, w związku z czym możliwość wczesnej diagnozy rozpoczynającej się nieszczelności daje możliwość zaplanowania naprawy zaworu podczas najbliższego planowego postoju remontowego bloku.

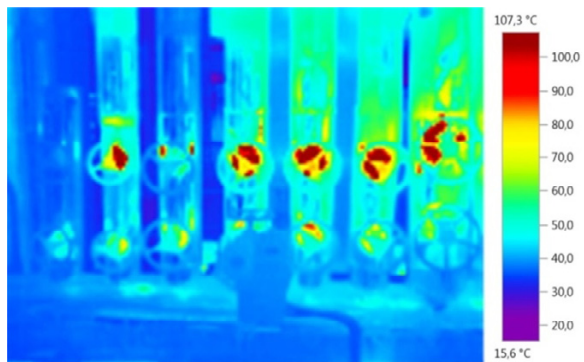
Sposobem na wczesne wykrycie rozwijającej się nieszczelności w zaworze jest wykonanie pomiaru jego temperatury. Nieszczelność związana jest z niekontrolowanym przepływem czynnika przez zawór, dlatego napływający czynnik o wysokich parametrach dostarcza energię cieplną do zaworu powodując wzrost jego temperatury. Tak więc im wyższa temperatura, tym więcej czynnika przepływa przez zawór, zatem większa jest jego nieszczelność.

2. Zastosowanie kamery termowizyjnej

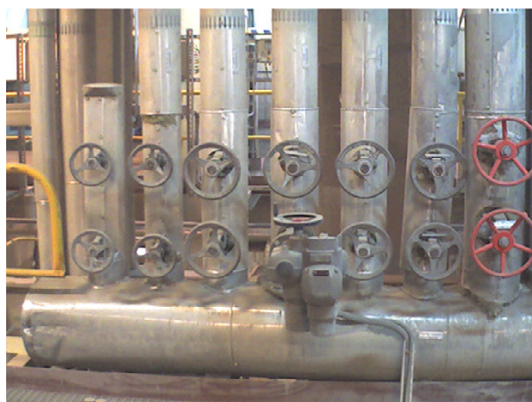
Spośród urządzeń do pomiaru temperatury, w przypadku badania zaworów zainstalowanych na bloku energetycznym (ze względów bezpieczeństwa) najkorzystniejszym rozwiązaniem są termometry bezkontaktowe. Wynika to z możliwości wystąpienia wysokich temperatur na nieszczelnym zaworze. Po wszechnie dostępne są urządzenia oparte na metodzie pomiaru promieniowania podczerwonego emitowanego przez badany obiekt (pirometr, kamera termowizyjna).

Do przeprowadzenia badań wybrano kamerę termowizyjną której przewagą nad pirometrami jest rejestracja rozkładu temperatury, a nie tylko jej punktowy pomiar. Badania przeprowadzono przy pomocy kamery termowizyjnej Testo 875-2 rejestrującej równocześnie dwa obrazy, obraz termowizyjny pokazujący rozkłady temperatur i dodatkowo, dzięki drugiemu obiektywowi, obraz rzeczywisty. Obraz termowizyjny rys 1. jest obrazem trudnym do analizy w przypadku gdy występują punktowo wysokie temperatury (np. rozgrzany zawór) na tle elementów o bardzo zbliżonej temperaturze. W takim przypadku skala barwna dobrana do występującego zakresu temperatur sprawia, że tło jest trudne do rozpoznania i trudno jest precyzyjnie wskazać nieszczelny zawór. Dlatego bardzo pomocnym narzędziem jest obraz termowizyjny w połączeniu z obrazem rzeczywistym (rys. 2) który pozwala na łatwe umiejscowienie nieszczelnego zaworu. Dodatkowo dostarczany wraz z kamerą program do obróbki zdjęć termowizyjnych pozwala na dostosowanie skali barwnej do spodziewanego zakresu temperatur, zastosowania filtrów górnych i dolnych oraz do nałożenia na siebie zdjęcia termowizyjnego i obrazu rzeczywistego (rys. 3). Dzięki możliwości zastosowania filtrów, z obrazu termowizyjnego można całkowicie usunąć obszary o temperaturach spoza zakresu analizy. Po zastosowaniu filtrów na połączonej fotografii pozostaje wyraźne zdjęcie otoczenia i wyraźne miejsca o temperaturze wyższej od temperatury otoczenia.

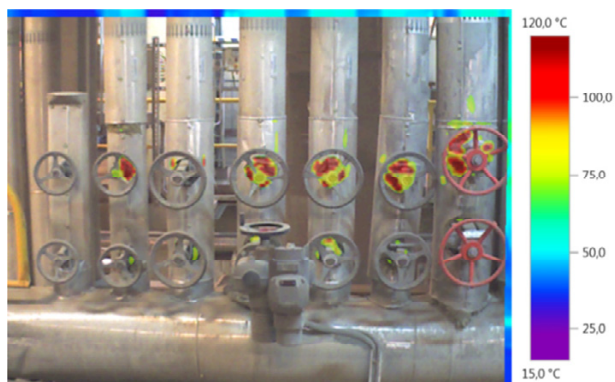
Obraz termowizyjny zaworu, pozwala stwierdzić dwie rzeczy. Pierwsza to fakt samej nieszczelności, a druga to ocena stopnia nieszczelności badanego zaworu. Stopień nieszczelności jak i samą nieszczelność diagnozujemy poprzez odczyt temperatury zaworu na skali znajdującej się obok zdjęcia.



Rys. 1. Obraz termowizyjny uzyskany kamerą typTesto 875-2



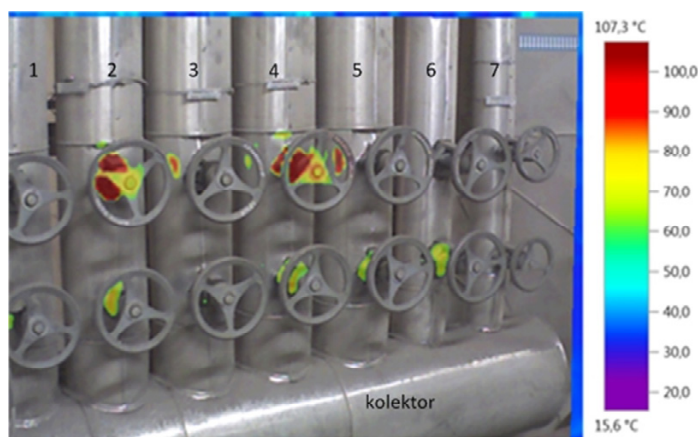
Rys. 2. Obraz rzeczywisty uzyskany kamerą typ Testo 875-2



Rys. 3. Obraz uzyskany z obróbki i nałożenia zdjęcia termowizyjnego na obraz rzeczywisty

3. Wyniki badań i ich analiza

Na rys. 4 przedstawiono poddany obróbce komputerowej obraz termowizyjny odwadniaczy parownika ze wspólnym kolektorem, na którym widać siedem przewodów odwodnień zakończonych wspólnym kolektorem. Na każdym przewodzie zamontowane są szeregowo dwa zawory odcinające. Można zauważyć, że zawory na przewodach 2 i 4 wykazują podwyższoną temperaturę. Porównując kolor zaworu z podaną obok fotografią skalą barwną temperatury wynika, że temperatura zaworów przekracza $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ co wskazuje na ich nieszczelność. Należy również zauważyć podwyższoną temperaturę prawie wszystkich zaworów od strony kolektora. Jest to efektem wstecznego podgrzewania tych zaworów parą znajdującą się w kolektorze, a pochodzącą z przepuszczających par zaworów 2 i 4. Na przykładzie tego obrazu widać na czym polega zaleta stosowania kamery termowizyjnej w stosunku do pirometrów. Tylko analiza całego obszaru wokół zaworu pozwala na prawidłową ocenę przyczyny podwyższonej temperatury zaworów i uniknięcie fałszywych wniosków co do ich stanu, jakie mogłyby wynikać z punktowego pomiaru temperatury.



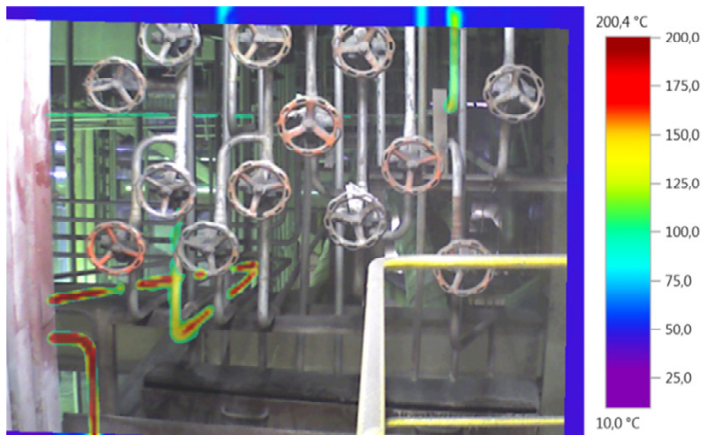
Rys 4. Obraz zaworów zamykających odwadniaczy parownika wraz ze wspólnym kolektorem

Analizując obraz zaworów zamykających odpowietrzenia za przegrzewaczami pierwotnymi pary, przedstawiony na rys. 5, można stwierdzić nieszczelność zaworów na środkowej nitce odpowietrzenia. Niższa temperatura na drugim zaworze środkowej nitki spowodowana jest dławieniem pary na nieszczelności pierwszego zaworu.



Rys. 5. Zawory zamykające odpowietrzenia za przegrzewaczami pierwotnymi pary

Na rys. 6 przedstawiono zawory zamykające odpowietrzenia przegrzewaczy pierwotnych na poziomie 55 metrów. Nieszczelność występująca tylko na jednej linii odpowietrzającej (wyraźny czerwony kolor rurociągu).



Rys. 6. Zawory zamykające odpowietrzenia przegrzewaczy pierwotnych na poziomie 55 m

Na rys. 7 pokazano zawór zamykający odwodnienie głównej komory ściany tylnej kotła. Można odczytać, że temperatura przed zaworem wynosi około 175 °C, a za zaworem powyżej 125 °C. Wskazuje to na nieszczelność zaworu i konieczność jego szybkiej naprawy.



Rys. 7. Zawór zamykający odwodnienie głównej komory ściany tylnej kotła

Na rys. 8 przedstawiono układy zaworów zamykających odwodnienia kotła. Przedstawione zawory wykazują ewidentną nieszczelność, gdyż ich temperatura przekracza 140 °C. Na rys. 9 pokazano zawory zamykające odwodnienie rur opadowych i odwodnienie parownika kotła. Jak widać na skali temperatura na zaworze wynosi około 60 °C. Zwykle taki zawór nie jest jeszcze kwalifikowany do szybkiej naprawy lecz powinien zostać zakwalifikowany do naprawy w czasie najbliższego postoju remontowego bloku.



Rys. 8. Zawory zamykające odwodnienia kotła



Rys. 9. Zawory zamykające odwodnienie rur opadowych i odwodnienie parownika kotła

4. Podsumowanie

Z przeprowadzonych badań wynika, że zasadne i pomocne jest zastosowanie kamery termowizyjnej do badania szczelności zaworów odcinających bloku energetycznego. Dzięki znajomości stanu zaworów można poprawić ekonomię eksploatacji bloku energetycznego planując z odpowiednim wyprzedzeniem prace remontowe. Podstawowym atutem tej metody jest brak ingerencji w pracę bloku podczas pomiaru.

Badania przeprowadzone za pomocą termowizji pozwalają na dokonanie selekcji zaworów pod kątem konieczności ich naprawy na podstawie stopnia nieszczelności. Stopień nieszczelności określono poprzez odczytanie temperatury na skali znajdującej się obok zdjęcia.

Zaletą zdjęcia termowizyjnego jest analiza całego badanego obszaru a nie pojedynczego zaworu. Umożliwia to wykluczenie błędnych wniosków o stanie zaworu spowodowanych oddziaływaniem wstecznym pary np. przepuszczanej do kolektora przez sąsiednie zawory.

Literatura

- [1] K. Patschek, A. Szopa. Termowizja prawdę ci powie. Energetyka Ciepła i Zawodowa, nr 11/2010.
- [2] S. Dudić i inni. Leakage quantificatin of compressed air using ultrasound and infrared thermography. Measurment 45 (2012) 1698-1694.
- [3] R. Dulski, M. Kastek, P. Trzaskawka, Thermovision investigations of the shot phenomena, PAK 2009 nr 11, s. 962-965.

- [4] K. Bilska, T. Piątkowski, H. Polakowski, Pomiary termowizyjne w leczeniu propranololem naczynek wczesnodziecięcych, PAK 2013 nr 09, s. 864-866.
- [5] Roguła J. Badanie szczelności dławnicy zaworu, Innowacje w Materiałach Przemysłowych i Technologiach, 2010, nr 1, s. 4-6.

SZACOWANIE NIEZAWODNOŚCI RUR PAROWNIKA PRZY WYKORZYSTANIU SYMPTOMU STANU

Adam Wojaczek, Andrzej Rusin

Politechnika Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, 44-100 Gliwice
ul. Konarskiego 18a, adam.wojaczek@polsl.pl, andrzej.rusin@polsl.pl

W rozdziale przedstawiono przykład wykorzystania symptomu stanu technicznego do szacowania wskaźników funkcyjnych niezawodności. Symptom stanu technicznego jest mierzalnym parametrem diagnostycznym związanym z eksploatacją danego urządzenia czy maszyny, który jest silnie skorelowany z szeroko pojętym stanem technicznym tego urządzenia. Informacja ta pozwala na wykrycie zbliżającej się awarii i umożliwia reakcję służb remontowych nim dojdzie do drastycznej awarii. Zagadnienie to jest szczególnie ważne w tych gałęziach przemysłu i gospodarki w których pojawienie się nieplanowanego postoju awaryjnego wiąże się z dużym ryzykiem strat finansowych, środowiskowych lub innych. W analizie wykorzystano model proporcjonalnego zagrożenia, a do estymacji jego parametrów użyto metody maksymalnego prawdopodobieństwa.

1. Wstęp

Wszystkie maszyny i urządzenia techniczne wymagają okresowej obsługi, czyli zabiegów mających na celu przedłużenie czasu eksploatacji i zapobieganiu nieplanowanym postojom awaryjnym. W niektórych gałęziach przemysłu i gospodarki takich jak np.: energetyka, lotnictwo czy przemysł petrochemiczny, awaria może powodować drastyczne konsekwencje finansowe, środowiskowe czy nawet mające wpływ na zdrowie i życie ludzkie. Dlatego też, często wykonuje się w nich remonty i wymiany prewencyjne, aby zminimalizować prawdopodobieństwo wystąpienia awarii. Koszty gospodarki remontowej w niektórych branżach sięgają nawet 30% całkowitych kosztów wytworzenia produktu końcowego, dlatego też optymalizacja działań obsługowych daje spore oszczędności przy zachowaniu akceptowalnego poziomu ryzyka.

Od początku eksploatacji obiektów technicznych strategie remontowe ewoluowały. Początkowo stosowano strategię eksploatacji do uszkodzenia (tzw. run

to failure). Strategia ta dalej jest używana w przypadku, gdy koszt naprawy czy wymiany poawaryjnej są porównywalne z ich prewencyjnymi odpowiednikami. Inną strategią, którą obserwuje się obecnie jest strategia obsługa i wymian planowych. Obsługę obiektu w tym podejściu wykonuje się zgodnie z arbitralnie narzuconym harmonogramem sporządzonym na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych służb remontowych danego obiektu. Kolejną strategią jest strategia probabilistyczna w której wykorzystuje się wskaźniki niezawodnościowe wyznaczane na podstawie historii eksploatacji danego typu obiektu. Następną strategią związaną jest z wykorzystaniem diagnostycznego symptomu stanu technicznego do określania kondycji obiektu i przewidywania zbliżających się awarii, czyli zawiera w sobie historię eksploatacji wspomaganą aktualnym stanem technicznym obiektu. W literaturze podejście to jest zwane CBM (Condition Based Maintenance). Przy optymalizacji momentu obsługi prewencyjnych w tej strategii, niezbędna jest znajomość wskaźników niezawodności, które wykorzystują informację diagnostyczną. Łącznikiem informacji probabilistycznej i diagnostycznej jest model proporcjonalnych zagrożeń (PHM – Proportional Hazards Model).

2. Model proporcjonalnych zagrożeń

Model proporcjonalnych zagrożeń PHM został zaproponowany przez Cox'a w 1972 roku [2]. Początkowo wykorzystywany do statystycznej analizy żywotności danych w naukach biomedycznych. Dopiero 10 lat później znalazł zastosowanie w opisie niezawodności maszyn i urządzeń. PHM zakłada, iż całkowita intensywność uszkodzeń danego obiektu jest iloczynem podstawowej funkcji intensywności uszkodzeń $h_0(t)$ dla danego rozkładu zmiennej losowej oraz pewnej funkcji, która zawiera w sobie informacje diagnostyczne $\delta(\gamma z(t))$.

$$h(t, z(t)) = h_0(t) \cdot \delta(\gamma z(t)) \quad (1)$$

gdzie: $h_0(t)$ jest podstawową funkcją intensywności uszkodzeń, która zależy tylko i wyłącznie od czasu eksploatacji, γ jest współczynnikiem regresji zależnych od czasu zmiennych diagnostycznych $z(t)$. Funkcja $\delta(\gamma z(t))$ może przybierać różne formy, jednakże najczęściej stosowaną jest postać wykładnicza:

$$\delta(\gamma z(t)) = \exp(\gamma z(t)) \quad (2)$$

Najpopularniejszą postacią podstawowej funkcji intensywności uszkodzeń jest postać rozkładu Weibull'a z uwagi na dużą elastyczność tego rozkładu i łatwość odwzorowania różnych przebiegów funkcji niezawodnościowych. Dla rozkładu Weibull'a intensywność uszkodzeń w modelu PHM przyjmuje postać:

$$h(t, z(t)) = \frac{\beta}{\alpha} \left(\frac{t}{\alpha}\right)^{\beta-1} \exp(\gamma z(t)) \quad (3)$$

gdzie: $\beta > 0$ parametr kształtu, $\alpha > 0$ parametr skali, t czas eksploatacji. Wykorzystując zależność (3) można sformułować równanie opisujące niezawodność obiektu następująco:

$$R(t, z(t)) = \exp\left[-\int_0^t h(x, z(x)) dx\right] \quad (4)$$

a przy wykorzystaniu rozkładu Weibull'a:

$$R(t, z(t)) = \exp\left[-\frac{\beta}{\alpha^\beta} \cdot \int_0^t x^{(\beta-1)} \exp(\gamma z(x)) dx\right] \quad (5)$$

Po arbitralnym doborze rozkładu np. Weibull'a należy wyznaczyć, na podstawie historycznych danych o awaryjności danego obiektu oraz na podstawie zapisów zmian sygnałów diagnostycznych w czasie okresowych inspekcji, parametry rozkładu α i β oraz współczynnik γ . W standardowej estymacji parametrów rozkładu, można posłużyć się graficznymi siatkami dystrybuanty lub stosować metody analityczne. Dla PHM trzeba wykorzystać metodę maksymalnego prawdopodobieństwa.

$$L(\theta) = \prod_{i=1}^n f(t_i|\theta) \quad (6)$$

gdzie: $f(t_i|\theta)$ jest funkcją gęstości prawdopodobieństwa, n liczba obiektów, a θ to parametry do wyznaczenia.

Metoda ta umożliwi wyznaczenie poszukiwanych parametrów nawet wtedy gdy niektóre historie eksploatacji nie zakończyły się awariami lecz tzw. zawieszeniem. Eksploatacja zawieszona ma miejsce wtedy gdy analizowany obiekt został prewencyjnie wymieniony przed zaistnieniem awarii lub gdy do czasu zakończenia badań pozostał sprawny. W tym przypadku postać funkcji maksymalnego prawdopodobieństwa jest następująca:

$$L(\theta) = \prod_i f(t_i|\theta) \prod_j R(t_j|\theta) \quad (7)$$

gdzie: t_i to czasy zakończone awariami, a t_j to czasy kończące się zawieszeniem.

Podstawiając do równania (7) oczywistą zależność [6]:

$$f(t) = h(t) \cdot R(t) \quad (8)$$

otrzymano:

$$L(\theta) = \prod_i h(t_i|\theta) \prod_k R(t_k|\theta) \quad (9)$$

gdzie: t_k to wszystkie czasy zakończone zarówno awarią jak i zawieszeniem.

Wykorzystując zależności (3) oraz (5) ostatecznie otrzymano:

$$L(\alpha, \beta, \gamma) = \prod_i \left[\frac{\beta}{\alpha} \left(\frac{t_i}{\alpha} \right)^{\beta-1} \exp(\gamma z_i(t_i)) \right] \prod_k \left\{ \exp \left[-\frac{\beta}{\alpha^\beta} \cdot \int_0^{t_k} x^{\beta-1} \exp(\gamma z_k(x)) dx \right] \right\} \quad (10)$$

Aby wyznaczyć parametry: α, β, γ , należy maksymalizować zależność (10) numerycznie lub analitycznie przez zerowanie wszystkich pochodnych cząstkowych. Dlatego też, często dla ułatwienia obliczeń maksymalizuje się logarytm zależności (10) (tzw. log-likelihood function) który dla rozkładu Weibulla przyjmuje postać [3]:

$$\ln[L(\alpha, \beta, \gamma)] = r \ln \left(\frac{\beta}{\alpha} \right) + (\beta - 1) \sum_{i=1}^r \ln \left(\frac{t_i}{\alpha} \right) + \sum_{i=1}^r (\gamma z_i(t_i)) - \frac{n\beta}{\alpha^\beta} \sum_{k=1}^n \int_0^{t_k} x^{\beta-1} \exp(\gamma z_k(x)) dx \quad (11)$$

gdzie: r to liczba awarii, a n to liczba wszystkich historii (awarie i zawieszenia)

W rozdziale zastosowano dwie metody numerycznej optymalizacji: metodę Monte Carlo oraz metodę selektywnego przeszukiwania. Po przeprowadzonej estymacji parametrów modelu PHM należy sprawdzić jakość dopasowania np. testem zgodności Kołmogorowa pomimo jego ograniczeń związanych z obecnością historii kończących się zawieszeniami.

Cox wprowadził również metodę prawdopodobieństwa warunkowego zwanego później cząstkowym (partial likelihood), dzięki czemu możemy szacować wartość współczynnika γ bez określania postaci podstawowej funkcji intensywności uszkodzeń $h_0(t)$, jednakże w tym przypadku należy zrezygnować z równoczesnej estymacji parametrów rozkładu [1]. Prawdopodobieństwo cząstkowe opisane jest wzorem:

$$L(\gamma) = \prod_{k=1}^n \left[\frac{\exp(\gamma z_k(t_k))}{\sum_{j \in R} \exp(\gamma z_j(t_k))} \right]^{\delta_k} \quad (12)$$

gdzie: $R = \{j: t_j \geq t_k\}$, a δ_k przyjmuje wartość 1 dla awarii oraz 0 dla zawieszenia

3. Oszacowanie prawdopodobieństwa uszkodzenia rur parownika kotła energetycznego

Przedstawioną w punkcie 2 analizę zastosowano do wyznaczenia funkcji niezawodności rur parownika w kotle energetycznym na parametry nadkrytyczne. Głównym procesem niszczącym rury parownika jest proces korozji. Proces spalania w obecnych konstrukcjach kotłów energetycznych prowadzi się przy niedomiarze tlenu w strefie najwyższych temperatur z uwagi na obniżenie intensywności powstawania tlenków azotu. Jednakże efektem ubocznym tak pro-

wadzonego procesu spalania jest powstanie atmosfery redukcyjnej, która wzmaga procesy korozyjne w tej strefie komory paleniskowej. Korozja intensyfikuje się również wraz ze wzrostem temperatury. Europejskie dyrektywy ekologiczne wymuszają współ spalanie węgla i biomasy w kotłach energetycznych co skutkuje wzrostem udziału pierwiastka Cl w paliwie. Chlor również intensyfikuje proces korozji. Warunki panujące w komorze powodują szybkie odrywanie się warstewki utlenionego metalu i tym samym odkrywanie powierzchni rury. Szacowanie ubytku korozyjnego ścianki zewnętrznej przeprowadzono na podstawie doświadczalnych zależności (13-17) podanych w [5].

$$\frac{\Delta z}{\Delta t} = K \quad (13)$$

$$K = K_{CO} K_T K_{Cl} \quad (14)$$

gdzie K_{CO} jest współczynnikiem zależnym od procentowej zawartości CO w spalinach i dla ekranów szczelnych może być opisany zależnością [5]:

$$K_{CO} = 17,91[\%CO] + 7,63 \quad (15)$$

K_T jest poprawką uwzględniającą wpływ temperatury ścianki na korozję i może być oszacowany jako:

$$K_T = 1,8218 \cdot 10^{-6} \cdot T_{SCZ}^{2,2242} \quad (16)$$

gdzie T_{scz} jest temperaturą ścianki zewnętrznej.

K_{Cl} jest poprawką zależną od procentowej zawartości Cl w paliwie i może być opisana jako:

$$K_{Cl} = 14,643[\%Cl]^2 - 0,6714[\%Cl] + 1,0107 \quad (17)$$

Fizyczny model procesów korozyjnych i ich wpływu na naprężenia w rurach parownika został bliżej omówiony w [5]. Do uszkodzenia rur dochodzi gdy naprężenia przekroczą wytrzymałość materiału. Wytrzymałość materiału nie jest wielkością zdeterminowaną, lecz posiada charakter wielkości losowej choćby z uwagi na niejednorodność składu chemicznego stali. Dlatego też, często moment wystąpienia awarii różni się od wieku granicznego dla którego ubytek korozyjny osiąga wartość krytyczną w danych warunkach procesu spalania. W tabeli 1 i 2 zaprezentowano przykładowe dane wejściowe niezbędne do przeprowadzenia kompleksowej analizy. Dane testowe zawierają czasy pracy 12 jednakowych rur parownika. Dziesięć z pośród nich zakończyło się awariami, natomiast pozostałe 2 zostały wymienione prewencyjnie przed zaistnieniem awarii. W tej analizie informacją diagnostyczną jest okresowy pomiar ubytków

korozyjnych. Zapis zmian diagnostycznego symptomu stanu dla każdej rury zebrano w tabeli 2 oraz przedstawiono graficznie na rysunku 1.

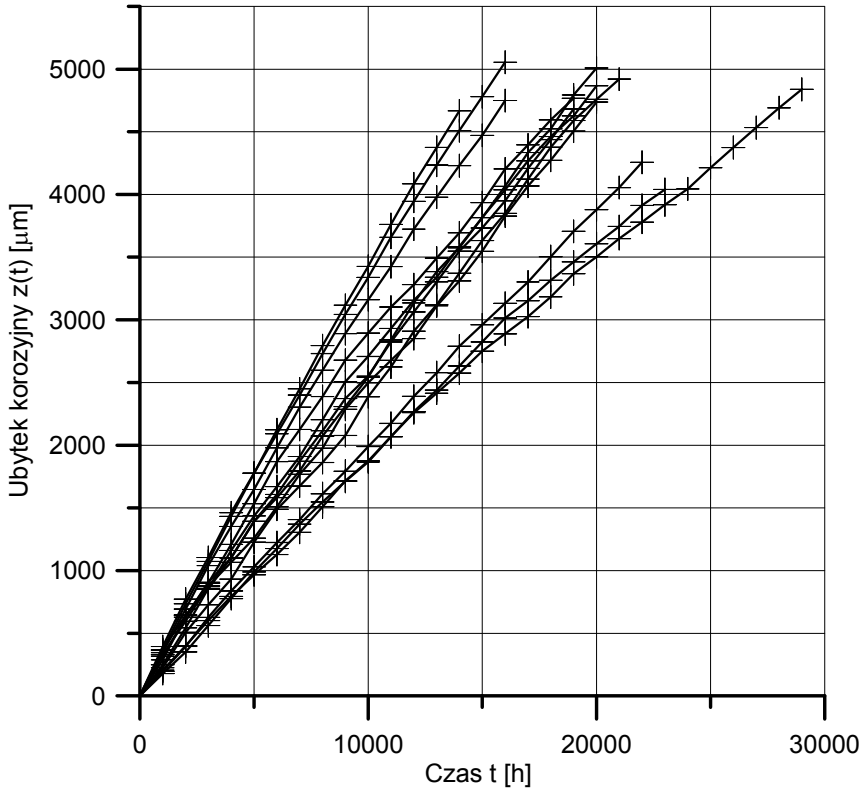
Tabela.1. Testowe dane wejściowe

Nr rury	Zdarzenie	Wiek dla zdarzenia t_k [h]	Wartość symptomu $z(t_k)$ [μm]
1	awaria	14105	4698
2	zawieszenie	16000	5055
3	awaria	16331	4839
4	awaria	19562	4874
5	awaria	19874	4898
6	zawieszenie	20000	5010
7	awaria	20143	4904
8	awaria	20769	4919
9	awaria	21321	4971
10	awaria	21864	4229
11	awaria	22711	4004
12	awaria	29278	4880

Wartości końcowe symptomu stanu $z(t_k)$ (tabela1) dla rur które uległy awarii zostały wyznaczone na podstawie ekstrapolacji wcześniejszych pomiarów diagnostycznych.

Badania diagnostyczne rur parownika polegają na okresowym pomiarze grubości ścianki rury wykonanym metodą ultradźwiękową i obliczeniu ubytku korozyjnego w stosunku do grubości początkowej. W analizie modelu proporcjonalnego zagrożenia, symptom stanu może zarówno obniżać jak i podnosić prawdopodobieństwo awarii. Aby było to matematycznie możliwe należy przeskalować symptom stanu w ten sposób, aby przyjmował wartości ujemne i dodatnie, a jego średnia wartość wynosiła 0. Tylko po takim skalowaniu możliwe jest uzyskanie poprawnych wartości parametrów α, β, γ dla których równanie (11) osiąga maksymalną wartość [4].

Dla symptomów stanu technicznego, które są zależne od czasu, konieczne jest wyznaczanie funkcji niezawodności korzystając z postaci całkowej. Całkowanie z uwagi na dyskretny charakter symptomu stanu należy przeprowadzić numerycznie. Wartości symptomów stanu dla czasów innych niż moment inspekcji uzyskano przez interpolację liniową.



Rys. 1. Przebieg zmienności symptomów stanu

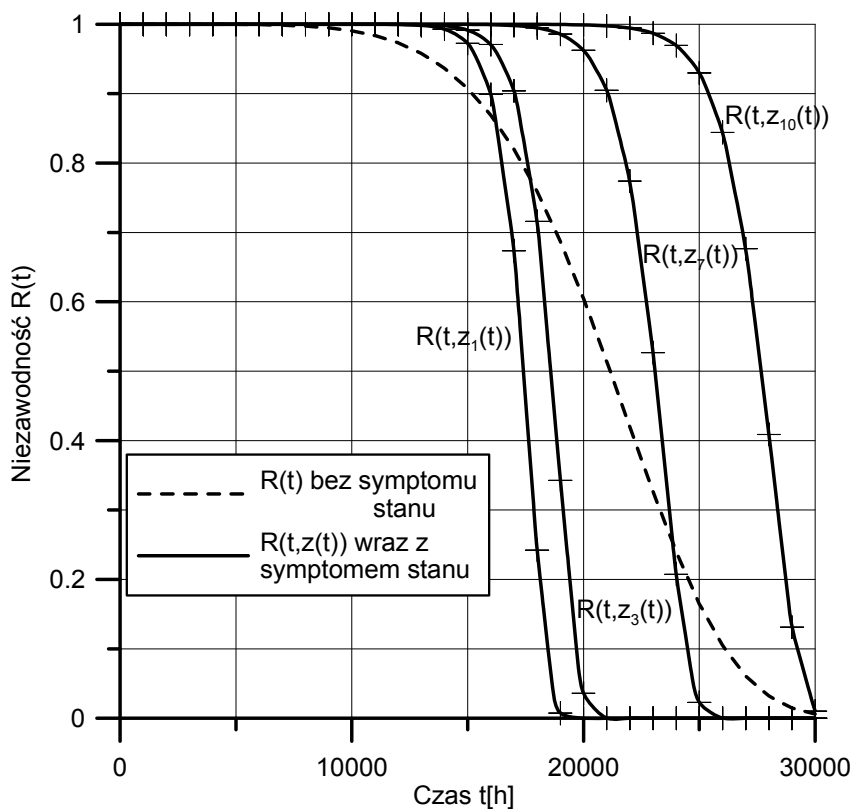
Jak już wcześniej wspomniano optymalne parametry założonego rozkładu uzyskuje się przez maksymalizację funkcji prawdopodobieństwa. Tabela 3 zawiera wyniki numerycznej maksymalizacji zależności (11) w skutek czego oszacowane zostały parametry modelu proporcjonalnego zagrożenia uwzględniającego informację diagnostyczną. Wykorzystano również specyficzną dla rozkładu Weibulla postać zależności (9), aby wyznaczyć parametry rozkładu bez wykorzystania symptomu stanu.

Na rysunku 2. przedstawiono przebieg niezawodności rur parownika. Krzywe wykreślono korzystając z oszacowanych parametrów z tabeli 3. Krzywa przerywana przedstawia przebieg niezawodności bez uwzględnienia symptomu stanu. Krzywe ciągłe obrazują przebieg niezawodności rur dla oszacowanych parametrów α, β, γ , oraz przy wykorzystaniu testowego zapisu zmienności symptomu stanu dla 1,3,7 i 10 rury. Gwałtowny spadek niezawodności obserwowany na krzywych ciągłych potwierdza silną korelację informacji diagnostycznej ze stanem technicznym rur. Ułatwia również podejmowanie właściwych decyzji remontowych podczas przeprowadzania okresowej inspekcji.

Obserwowany ubytek korozyjny powodujący uszkodzenie rur parownika zmienia się w stosunkowo niewielkim zakresie od 4,7 do prawie 5,1 mm. Dlatego też, można uniknąć wielu nieoczekiwanych awarii i wymienić skorodowane odcinki rur prewencyjnie.

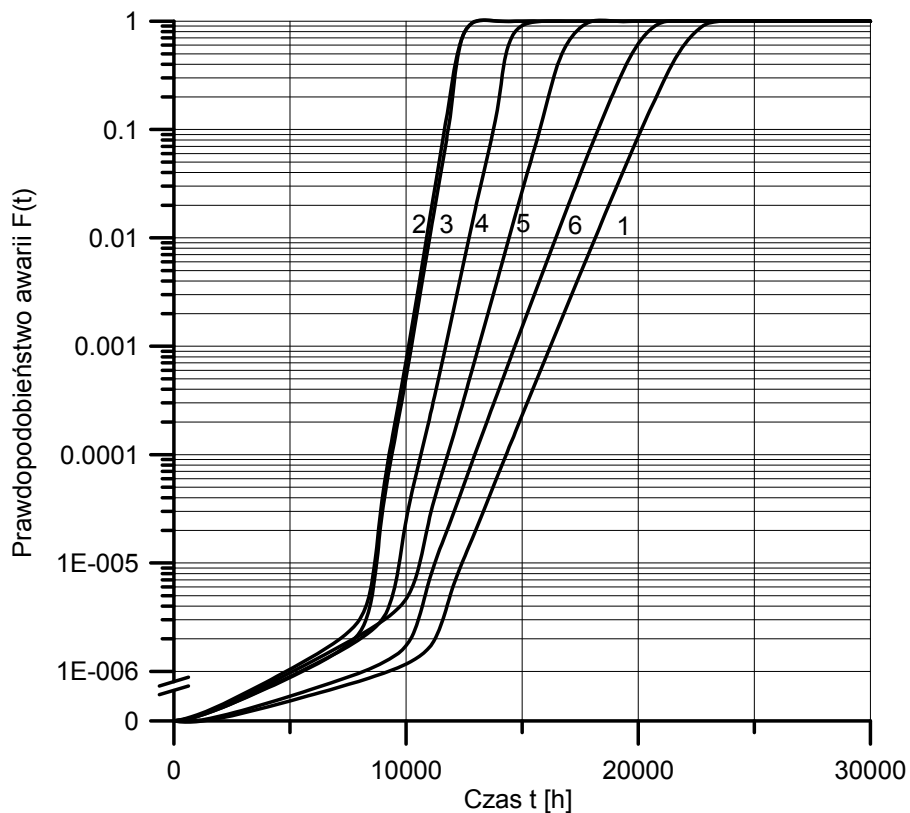
Tabela 3. Oszacowane parametry rozkładu Weibulla

	Z symptomem stanu $z(t)$	Bez symptomu stanu
α [h]	33408	22551
β [-]	2,710	5,716
γ [-]	3,141	-----



Rys. 2. Przebieg funkcji niezawodności

Rys. 3 przedstawia przebieg oszacowanej funkcji prawdopodobieństwa awarii rury parownika, wyznaczonej dla ekstrapolacji linii trendu symptomu stanu bazując na jednej, dwóch lub sześciu pierwszych inspekcjach rury nr 6.



Rys. 3. Prawdopodobieństwa awarii oszacowane po uwzględnieniu wyników odpowiednio 1, 2, 3, 4, 5 i 6 inspekcji rury nr 6

4. Wnioski

Prezentowana analiza przedstawia metodologię wykorzystania zmiennej w czasie informacji diagnostycznej do określania stanu niezawodnościowego obiektu. Przy estymacji parametrów modelu proporcjonalnych zagrożeń kluczowe jest właściwe skalowanie symptomu stanu technicznego. Wykorzystanie tej informacji pozwala na zmniejszenie niepewności przy podejmowaniu decyzji remontowych. Przedstawiony przykład dotyczący oceny niezawodności rur parownika kotła energetycznego wskazuje na dużą użyteczność prawidłowo dobranego sygnału diagnostycznego. W analizowanym przypadku symptomem takim jest ubytek korozyjny ścianki rury. Przedstawiona analiza, może stanowić wstęp do szacowania kosztowo-optimalnego okresu wymiany prewencyjnej.

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] Andersen P. K., Gill R. D.; Cox's regression model for counting processes a large sample study; *The Annals of Statistics* 1982, Vol.10,No. 4, 1100-1120.
- [2] Cox D. R.; Regression models and life-tables; *Journal of The Royal Statistical Society* 1972; B 34, 187-220.
- [3] Cox D. R., Oakes D.; *Analysis of Survival Data*; Chapman and Hall, 1984 London.
- [4] Love C. E., Guo R.; Using proportional hazard modeling in plant maintenance; *Quality and Reliability Engineering International*; 1991 Vol. 7, 7-17.
- [5] Pronobis M., Hernik B., Wejkowski R.; Kinetics of low NO_x corrosion of waterwalls in utility boilers; *Rynek Energii*; 2010 No. 6, 121-128.
- [6] Vlok P. J., Coetzee J. L., Banievic D., Jardine A. K. S., Makis V.; Optimal component replacement decisions using vibration monitoring and the proportional-hazards model; *Journal of Operational Research Society*, 2002; 53, 193-202.

EFFECTIVENESS OF HIGH TEMPERATURE INNOVATIVE GEOMETRY FIXED CERAMIC MATRIX REGENERATORS USED IN GLASS FURNACES

Grzegorz Wołkowycki

Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45A, 15-351 Białystok,
g.wolkowycki@doktoranci.pb.edu.pl

The chapter presents the effectiveness of waste heat recovery regenerators equipped with innovative ceramic matrix forming an integral part of a real glass furnace. The chapter includes a full description of the regenerators' matrix structure with its dimensions, thermo-physical properties and operating parameters. Using the obtained experimental data such as the operating temperature, gas flows as well as the gases generated during the liquid glass manufacturing process, the chapter describes experimentally determined effectiveness of the regenerators. The effectiveness values refer not only to the heating cycle when the regenerator matrix is heated by combustion gases but also to the cooling cycle in which the matrix is cooled as a result of changes in the direction of the flowing gas. On the basis of the determined effectiveness values for the both cycles and measurement uncertainties it was possible, by making use of ASME PTC standards, to calculate the weighted average efficiency for each of the regenerators.

Nomenclature

Q heat transfer per period, kJ

t gas/air temperature, $^{\circ}C$

$\overline{t_1'}$ average temperature of combustion gases of the inlet to the regenerator while heating, $^{\circ}C$

$\overline{t_1''}$ average temperature of the outlet gas from the regenerator while heating, $^{\circ}C$

$\overline{t_2'}$ average temperature of the inlet air to the regenerator in the cooling period, $^{\circ}C$

$\overline{t_2''}$ average temperature of the outlet air from the regenerator in the cooling period, $^{\circ}C$

\dot{W} heat capacity rate, W / K

\dot{W}_1 heat capacity rate of the hot gas, W / K

\dot{W}_2 heat capacity stream of air, W / K

w weight factor, dimensionless

Greek symbols

ε regenerator heat transfer effectiveness, dimensionless

Δ absolute uncertainty, dimensionless

τ time of the period, s

Subscripts

1 regenerator matrix heating period

2 regenerator matrix cooling period

aV average value

max maximum

min minimum

1. Introduction

Regenerators used for the recovery of waste heat from the working space of industrial equipment such as furnaces, boilers, combustion turbine engines include a large group of heat exchangers. They are characterized by heat transfer from one type of energy medium to another via fixed matrix structures made either of ceramic bricks or other types of fittings of different shapes.

In this chapter we present a description of waste heat recovery regenerators working integrally with an open hearth glass furnace in Białystok Glass Works. The regenerator chambers have been built of innovative geometry ceramic matrix not used in glass industry before.

Another aim of the chapter is to present experimental results obtained during normal operation of the entire system. On the basis of the procedure specified in this chapter as well as the experimental temperature data and individual work cycle times and also the calculated heat capacities of gas flows, it was possible to determine the effectiveness of the regenerators. The effectiveness values were determined for both the heating and cooling cycles. Due to the experimental nature of the research, measurement uncertainties of the analyzed parameters and also the resulting values of the effectiveness were indicated. The experimental results concerning a real object in the 1:1 scale are unique and have not been described in the literature so far.

2. Construction of the glass furnace and regenerators

Białystok Glass Works makes use of an open hearth furnace operating continuously day and night. Approximately 6 tonnes of glass material is melted in

order to produce lampshades. The furnace is built of the following parts: the melting chamber where glass raw material (batch) is melted, the manufacturing part for collecting primary material for further processing, the throat to enable the glass flow from the melting into the production chamber, batch port to feed glass raw material for melting, gas burners supplying GZ50 natural gas as fuel and two regenerators of identical shapes and same operating parameters for the recovery of waste heat. Figure 1 shows a schematic diagram of air and combustion gases flow during the operation of the whole system.

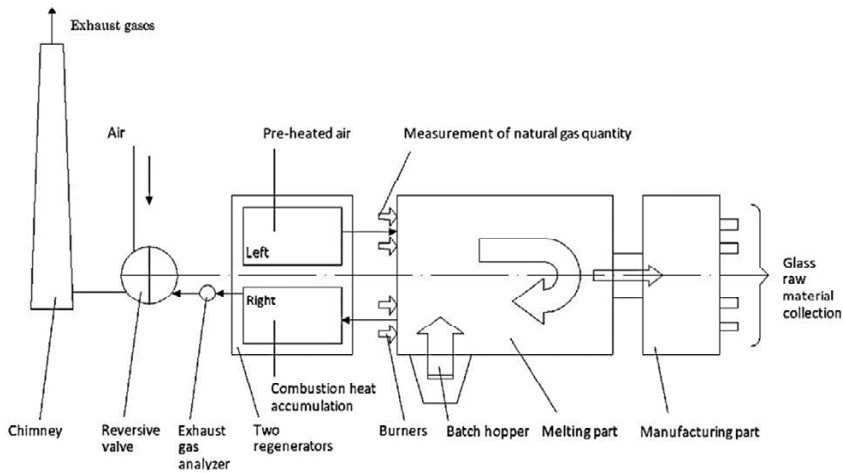


Fig 1. Schematic diagram of flow glass furnace

2.1. The regenerators

Operational continuity and stability of glass furnace equipment normally requires two regenerators (right and left), which are located directly behind the melting chamber the glass furnace. The regenerators operate in a periodic and cyclical manner. When one regenerator heats up i.e. when it accumulates the heat resulting from the combustion process, the other regenerator is subjected to cooling, i.e. the process of giving out the accumulated heat into the air supplied for combustion. After a period of 30 minutes (as in the case of Bialystok Glass Works) there is a change of direction (reversion) of air flow and combustion gases. The regenerator previously accumulating the heat is switched this time into the cooling cycle, while the other regenerator is reversed into the heating cycle. The regenerative matrix is made of innovative geometry ceramic bricks

whose originality or novelty compared to the traditionally used shapes (i.e. closed rectangular shapes) are characterized by much thinner walls that considerably reduce matrix overheating thus creating better conditions for waste heat recovery. Furthermore, the shapes have some additional practical and operation advantages, namely they are easy to clean and show high resistance to corrosion and clogging up. Figure 2 a, b, c, d. show cross sections of individual tiles forming the regenerator matrix as used in the glass furnace working in Białystok Glass Works.

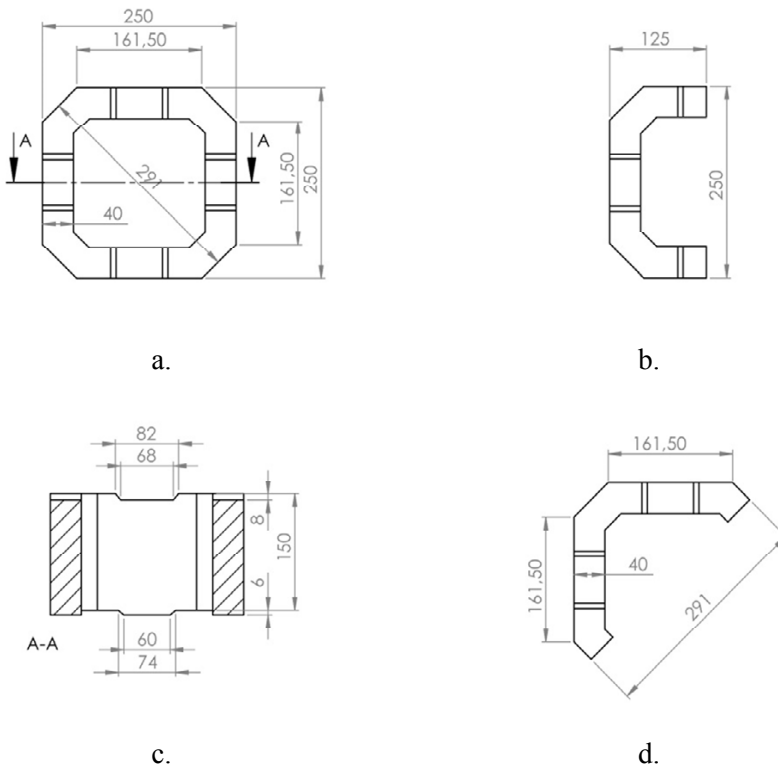


Fig. 2. Matrix bricks HS170, b. cross section HS170, c. 1/2 HS170, d. 4/8HS170

A single matrix layer consists of forty one HS170 bricks, one 4/8 HS170 brick and four 1/2 HS170 bricks. The actual arrangement of individual bricks is illustrated in Fig 3.

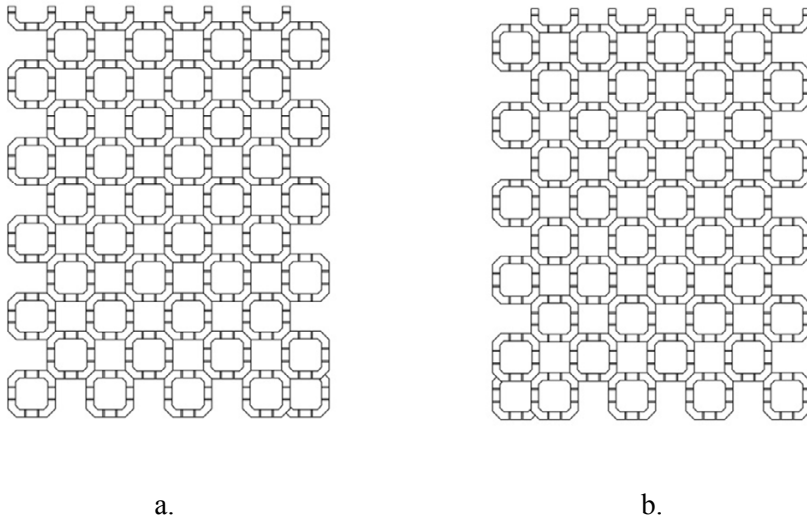


Fig. 3. Arrangement of matrix bricks, a. left regenerator b. right regenerator

The regenerator matrix is made up of 29 layers of bricks loosely stacked so that one is laid on top of another to create a free flow of exhaust gas and air during operation. The individual layers differ in chemical composition which determines the actual the impact resistance of high temperature gases passing through the regenerator. The highest temperature area is composed of 5 layers of magnesia Glasmag bricks. Directly below, there are other 5 layers also made of magnesia Glasmag M96 with thermal properties similar to the previous ones. Underneath, there are 10 layers of Silimax KA silicate bricks whereas the bottom part is composed of 9 layers of Silimax KAB to suit the prevailing temperature conditions there. Table 1 shows the thermal properties of individual layers of regenerator matrix materials. The presented data come from the material product cards provided by the producers, namely Ropczyce Magnesia Plant S.A. and Vesuvius Poland Sp. Ltd.

Table 1. Thermal properties of the matrix materials of the regenerator

No	Property	M98	M96	KA	KAB	
1	mass density, kg/m^3	2920	2900	2530	2470	
2	specific heat, $kJ/kg\cdot K$	200°C	-	-	0.991	0.992
		400°C	1.08	1.08	-	-
		500°C	-	-	1.141	1.142
		600°C	1.18	1.18	-	-
		800°C	1.26	1.26	-	-
		1000°C	1.31	1.31	-	-
		1200°C	1.37	1.37	1.243	1.244
3	thermal conductivity, $W/m\cdot K$	200°C	-	-	2.41	2.23
		400°C	4.48	4.48	2.26	2.08
		500°C	3.48	3.48	2.22	2.04
		600°C	2.72	2.72	2.24	2.07
		800°C	2.32	2.32	2.30	2.15
		1000°C	2.24	2.24	-	-
		1200°C	$9.43\cdot 10^{-7}$	$7.07\cdot 10^{-7}$	-	-

2.2. Measuring equipment of the glass furnace and regenerators

Temperature measurements of combustion gases and air in the regenerations were carried out using thermoelements and a laboratory thermometer. To read high temperature simple head thermocouples were applied. They were fitted with ceramic 1XPtRh-Pt/S screens (top) and NiCr-NiAl/K screens (bottom) provided with a protective sheath 15 millimeters in diameter with no internal insulation. Maximum used temperature was 1450 °C, and the measurement error was $\pm 0.0075 |t|$. In the lower part of the regenerator a mercury thermometer was installed in order to measure the temperature of the air supplied from outside. The amount of GZ50 natural gas supplied for combustion was read out from DY050Yokogawa meter working within the measuring range 0 ...250 Nm³/h with the measurement error $\pm 1\%$.

3. Experimental determination of the regenerator effectiveness

The effectiveness of a heat regenerator is defined as the ratio of the amount of heat Q exchanged in the regenerator either during the heating period (hot

gas flow, subscript 1) or during the cooling period (air flow, subscript 2) and the amount of heat that would be exchanged at the same inlet temperatures and heat capacity rates of the heat exchanging fluids in the counter-current recuperator with a built-in infinitely large surface area for heat transfer, Skiepko and Shah [1].

The regenerators operate in a regular periodic manner, i.e. the regenerator matrix being heated for a given period, becomes subsequently subjected to cooling and vice versa. Then, for a regular periodical operation, the amount of heat Q exchanged during the heating period in time range τ_1 is balanced by the amount of heat Q transferred during the cooling period of the regenerator matrix in the time range τ_2 . Hence we have

$$Q = (\dot{W}_1 \cdot \tau_1) \cdot (\bar{t}'_1 - \bar{t}''_1) = (\dot{W}_2 \cdot \tau_2) \cdot (\bar{t}''_2 - \bar{t}'_2) \quad (1)$$

where \dot{W} stands for gas heat capacity rates, \bar{t}' the time average inlet gas temperature (averaged over the inlet cross-section) for the period, \bar{t}'' is the time average outlet gas temperature (averaged over the outlet cross-section) for the given period. The amount of heat Q_{\max} is determined by the formula below

$$Q_{\max} = (\dot{W} \cdot \tau)_{\min} \cdot (\bar{t}'_1 - \bar{t}'_2) \quad (2)$$

where $(\dot{W} \cdot \tau)_{\min}$ is given as $(\dot{W} \cdot \tau)_{\min} = \min[\dot{W}_1 \cdot \tau_1, \dot{W}_2 \cdot \tau_2]$.

Then regenerator effectiveness ε determined on the basis of the heating period is defined using the following formula

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{(\dot{W}_1 \cdot \tau) \cdot (\bar{t}'_1 - \bar{t}''_1)}{(\dot{W} \cdot \tau)_{\min} \cdot (\bar{t}'_1 - \bar{t}'_2)} \quad (3)$$

while regenerator effectiveness ε determined on the basis of the cooling period is described as follows

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{(\dot{W}_2 \cdot \tau) \cdot (\bar{t}''_2 - \bar{t}'_2)}{(\dot{W} \cdot \tau)_{\min} \cdot (\bar{t}'_1 - \bar{t}'_2)} \quad (4)$$

For the investigated regenerators Eqs (3) and (4) are used to determine the effectiveness experimentally. In most cases, as well as for the case considered here, the following inequality is satisfied $\dot{W}_1 \cdot \tau_1 > \dot{W}_2 \cdot \tau_2$, and therefore we have

$(\dot{W} \cdot \tau)_{\min} = (\dot{W}_2 \cdot \tau_2)$, which reduces formula (4) to a simplified form, as follows

$$\varepsilon = \frac{\overline{t_2''} - \overline{t_2'}}{\overline{t_1'} - \overline{t_2'}} \quad (5)$$

It must be noted here that in Eqs. (3) and (4) not only temperatures but also heat capacity rates of both the hot and cold gas \dot{W}_1 and \dot{W}_2 are required. Thus, making use of the experimentally determined data of inlet and outlet gas temperatures (averaged as indicated above) as well as the corresponding heat capacity rates of each gas stream, we may find the regenerator effectiveness for each period.

3.1. Average regenerator effectiveness

Theoretically, the effectiveness values calculated from Eqs. (3) and (4) are equal since the heat balance given by Eq. (1) must be fulfilled. Hence, making use of the theoretical modeling only one effectiveness value referring to both periods simultaneously can be determined. However, when the effectiveness is determined using the experimental data measured for heating and cooling periods independently, the obtained values can differ by a fraction, which is due to the uncertainties in the measured data employed. As can be seen in Eq. (3) determining the effectiveness based on the heating period requires measuring (apart from the temperatures) the flow rates of the gas mass, the fact which can make the uncertainties in effectiveness values for the heating period considerably higher.

On the other hand, determining the effectiveness with the help of Eq. (5) requires, in fact, only three temperatures measured directly. Consequently the accuracy of the effectiveness determined with Eq. (5) is significantly higher due to lower uncertainty. As a result, the data on the effectiveness of the regenerators presented below are determined as averaged by taking into account the effectiveness values for both periods as well as their corresponding uncertainties.

The averaging is performed as weighted according to the formulas presented in PTC [2][3]. Hence we obtain averaged effectiveness ε_{av} expressed as

$$\varepsilon_{av} = w_{\Delta\varepsilon_1} \cdot \varepsilon_1 + w_{\Delta\varepsilon_2} \cdot \varepsilon_2 \quad (6)$$

where $w_{\Delta\varepsilon_1}$ and $w_{\Delta\varepsilon_2}$ are the weights computed from uncertainties $\Delta\varepsilon_1$ and $\Delta\varepsilon_2$ in the effectiveness for heating and cooling periods, respectively as described by PTC [2][3]. Thus we have the weights expressed as follows

- for effectiveness ε_1 determined from the heating period

$$w_{\Delta\varepsilon_1} = \frac{\Delta\varepsilon_2^2}{\Delta\varepsilon_1^2 + \Delta\varepsilon_2^2} \quad (7)$$

- for effectiveness ε_2 determined from the cooling period

$$w_{\Delta\varepsilon_2} = \frac{\Delta\varepsilon_1^2}{\Delta\varepsilon_1^2 + \Delta\varepsilon_2^2} \quad (8)$$

Thus, the uncertainty in the averaged effectiveness ε_{av} in Eq (6) PTC [2][3] is given as

$$\Delta\varepsilon_{av} = \sqrt{(w_{\Delta\varepsilon_1} \cdot \Delta\varepsilon_1)^2 + (w_{\Delta\varepsilon_2} \cdot \Delta\varepsilon_2)^2} \quad (9)$$

The experimental effectiveness of the regenerators for particular periods is determined using the experimental data recorded during the experiments. For each regenerator the number of readings in a single experimental run was 30 for either period.

These data were used in all experiments referred to in the present work. Note that all the uncertainties of the properties measured directly as well as indirectly were computed using the methodology described in [4].

We should note here that all the experiments were performed at about the same mass flow rate of natural gas used as fired fuel for the furnace. This was due to the necessity of maintaining constant operational parameters of the furnace in order to ensure satisfactory quality of the molten glass.

4. Experimental results on regenerator effectiveness

The final experimental results are presented in Table 2 and refer to the effectiveness determined experimentally on the basis of the data measured independently for each heating and cooling period. As seen, the effectiveness values for the heating period in comparison with the cooling one differ by a fraction due to the uncertainties in measured properties used with Eqs. (3) and (5). Also the values of the averaged effectiveness in Eq. (6) are presented with their corresponding uncertainties computed using Eqs. (7–9).

Table 2. Experimental effectiveness of the regenerators

No	Period	Regenerator	Natural gas flow \pm uncertainty, Nm ³ /s	Average temp. of flue gas/ air top/ bottom \pm uncertainty, °C	Mass flow air/gas \pm uncertainty, kg/s	Effectiveness \pm uncertainty	Average effectiveness \pm uncertainty
1	cooling	left	$0.0369 \pm 3.69 \cdot 10^{-4}$	1178 \pm 26.9	$0.5266 \pm 9.08 \cdot 10^{-3}$	0.9444 \pm 0.0377	0.9400 \pm 0.0340
				233 \pm 26.1			
	heating	left	$0.0369 \pm 3.69 \cdot 10^{-4}$	1245 \pm 28.0	$0.5563 \pm 4.22 \cdot 10^{-2}$	0.9206 \pm 0.0783	
				518 \pm 26.3			
2	cooling	right	$0.0369 \pm 3.69 \cdot 10^{-4}$	1192 \pm 26.5	$0.5266 \pm 6.49 \cdot 10^{-3}$	0.9438 \pm 0.0400	0.8987 \pm 0.0341
				303 \pm 26.1			
	heating	right	$0.0369 \pm 3.69 \cdot 10^{-4}$	1234 \pm 28.0	$0.5563 \pm 3.02 \cdot 10^{-2}$	0.7785 \pm 0.0653	
				583 \pm 26.4			
3	cooling	left	$0.0231 \pm 2.31 \cdot 10^{-4}$	1179 \pm 26.9	$0.3286 \pm 9.30 \cdot 10^{-3}$	0.9445 \pm 0.0376	0.9420 \pm 0.0336
				230 \pm 26.1			
	heating	left	$0.0231 \pm 2.31 \cdot 10^{-4}$	1245 \pm 28.2	$0.3493 \pm 4.28 \cdot 10^{-2}$	0.9317 \pm 0.07514	
				514 \pm 73.1			
4	cooling	right	$0.0231 \pm 2.31 \cdot 10^{-4}$	1193 \pm 26.5	$0.3286 \pm 6.61 \cdot 10^{-3}$	0.9443 \pm 0.0400	0.9038 \pm 0.0345
				304 \pm 26.1			
	heating	right	$0.0231 \pm 2.31 \cdot 10^{-4}$	1235 \pm 25.1	$0.3493 \pm 3.04 \cdot 10^{-2}$	0.7854 \pm 0.0683	
				230 \pm 26.1			

5. Concluding remarks

The chapter deals with the effectiveness of fixed matrix regenerators employed with an industrial scale glass melting furnace. The effectiveness values have been determined experimentally using the data acquired for both cooling and heating periods. Furthermore, a detailed description of experimental methodology, the measuring instruments used, as well as data reduction procedure and uncertainty analysis are presented. Also the furnace as well as regenerators are described together with the thermal properties of refractory bricks used for the regenerator construction. The chapter presents averaged effectiveness data for both the heating and cooling periods including the corresponding uncertainties.

Finally it is worth emphasizing that real scale regenerators are normally constructed using ceramics elements whose refractory properties differ over the regenerator's height. This is done to better adapt the regenerators to different temperature conditions in which they operate. In turn, thermal properties of the regenerator matrix can vary considerably depending on the gas temperature along the flow. As a result, any theoretical modeling of energy transfer processes for high temperature thermal regenerators accounting for both gas and matrix constant properties may result in poorer accuracy of the final outcomes.

ACKNOWLEDGMENTS

Author Grzegorz Wołkowycki is a beneficiary of the project „Scholarships for PhD students of Podlaskie Voivodeship” . The project is co-financed by European Social Fund, Polish Government and Podlaskie Voivodeship.

References

- [1] Skiepko T., Shah R.K., Modeling and effect of leak-ages on heat transfer performance of fixed matrix regenerators, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, (2005) 1608-1632.
- [2] An American National Standard, ASME PTC 19.1-1998, Test Uncertainty, Instruments and Apparatus, The American Society of Mechanical Engineers 1998.
- [3] Lestina T., Scott B., Assessing the uncertainty of thermal performance measurements of industrial heat exchangers, in *Compact Heat Exchangers for the Process Industries: Proceedings of the International Conference on Compact Heat Exchangers for the Process Industries*, held at the Cliff Lodge and Conference Center, Snowbird, Utah, June 22-27, 1997, 401-416.
- [4] Moffat R.J., Describing the Uncertainties In Experimental Results, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1, pp.3-17.

WPLYW GEOMETRII GONDOLI NA KSZTAŁT ŁOPAT TURBINY WIATROWEJ Z POZIOMĄ OSIĄ OBROTU

Agnieszka Woźniak ¹⁾, Piotr Strzelczyk ²⁾

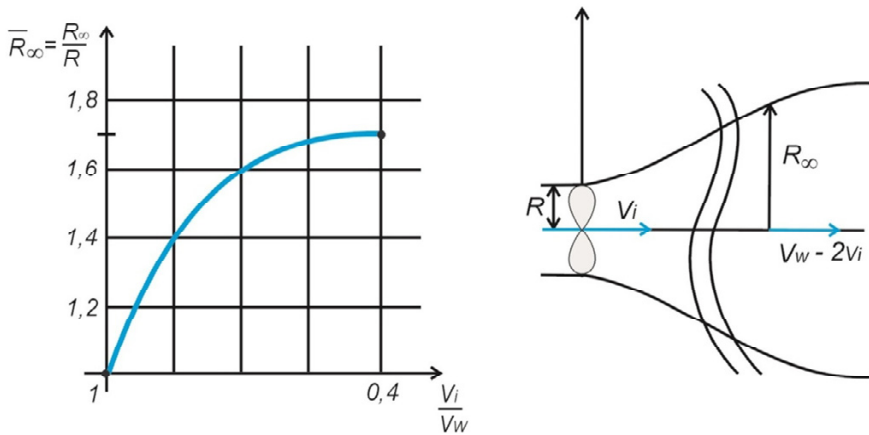
Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa im. Stanisława Pigońia w Krośnie,
agnieszka.wozniak@pwsz.krosno.pl
Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza w Rzeszowie, pioszcz@prz.edu.pl

Typowe metody projektowania aerodynamicznego łopat turbin wiatrowych o poziomej osi obrotu oparte są na założeniu o napływie jednorodnym [1, 3]. Wirniki rzeczywistych turbin wiatrowych pracują jednak w strumieniu niejednorodnym. Przyczyną tej niejednorodności może być m.in. obecność gondoli siłowni. Magnusson jako pierwszy pokazał [4], że wpływ obecności gondoli na charakterystyki aerodynamiczne turbiny może być wyraźny, gdy gondola jest relatywnie duża w porównaniu ze średnicą wirnika. Wydaje się, również, że interferencja aerodynamiczna dla małych turbin wiatrowych może być silniejsza. Jest to spowodowane większym stosunkiem średnicy gondoli do wirnika w porównaniu z turbiną o dużej mocy. Celem tego rozdziału jest przedstawienie wpływu obecności gondoli na kształt łopat wirnika turbiny wiatrowej tj. promieniowy rozkład ciecwi i kątów nastawienia łopaty. Wykorzystana tutaj metoda łączy twierdzenie Betza o minimalnej mocy indukowanej śmigła z modyfikowaną teorią opływu ciała smukłego oraz teorią pędu i momentu pędu dla elementu łopaty wirnika. Uzyskane wyniki obliczeń projektowych wskazują na istotny wpływ gondoli na promieniowy rozkład ciecwi i kąta nastawienia elementów łopaty.

1. Zagadnienie projektowe dla napływu niejednorodnego osiowosymetrycznego

Dla celów niniejszej analizy, przyjęto następujące założenia, że przepływ powietrza wokół gondoli jest potencjalny, składowa osiowa napływu na tarczę wirnika jest superpozycją jednorodnego rozkładu prędkości wiatru i prędkości wywołanej wpływem gondoli, prędkość przemieszczenia się śladu jest stała oraz, że wirnik jest "umiarkowanie obciążony". Ostatnie założenie oznacza, że twierdzenie o minimalnej mocy indukowanej Betza [1] jest spełnione. Jest to uzasadnione tym, że zaburzenie w polu przepływu indukowane przez gondolę

zanika w jej dalekim śladzie [7]. Sposób modelowania gondoli, jaki został tutaj przyjęty, jest zbliżony do stosowanego w aerodynamice śmigłowców [3, 6] do określania wpływu kadłuba na charakterystyki wirnika nośnego. W rozpatrywanym przypadku zagadnienie sprowadzone zostało do osiowosymetrycznego. Przyjęcie założenia o umiarkowanym obciążeniu wirnika oznacza, prędkości indukowane w płaszczyźnie wirnika osiągają znaczne wartości, natomiast ekspansja strumienia jest jeszcze zaniedbywalnie mała [1, 8], np. dla $v_i/V_w=10\%$ stosunek promienia „dalekiego śladu” do średnicy wirnika wynosi $R_\infty/R=1,061$, zatem ekspansja śladu jest rzędu 6% (rys. 1).



Rys. 1. Współczynnik ekspansji strumienia zawirnikowego

Opierając się na wynikach prac [1, 8], wykorzystując zależności geometryczne przedstawione na rys. 2, wzór Żukowskiego wiążący siłę nośną z cyrkulacją [1, 5] oraz znając współczynnik strat wierzchołkowych otrzymuje się równanie (1) na obrys łopaty $\bar{c} = \bar{c}(\xi)$:

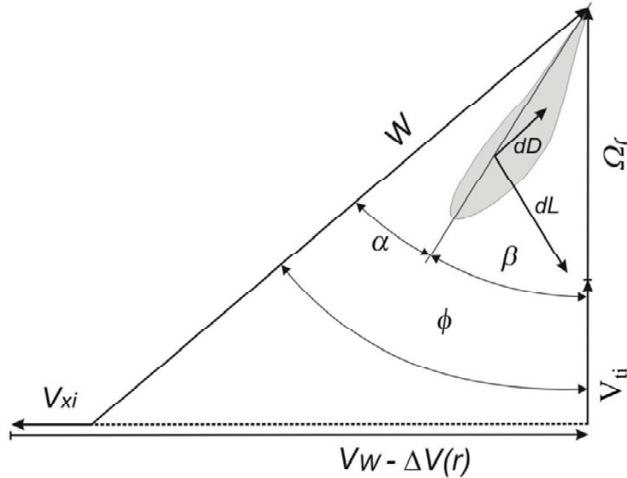
$$\bar{c}(\xi) = \frac{8\pi}{B} \cdot \frac{\bar{v}_{ti}\xi F}{\bar{W}C_L(\xi)} \quad (1)$$

gdzie: B – liczba łopat, F oznacza współczynnik strat wierzchołkowych Prandtla [1, 5], $\xi=r/R$ – promień bezwymiarowy, r – promień bieżący, R – promień wierzchołka łopaty, v_{ti} –składowa obwodowa prędkości indukowanej, C_L – współczynnik siły nośnej.

Przy czym: W – względna prędkość napływu na element łopaty, dana jest wzorem:

$$\bar{W} = \sqrt{(1 - \Delta\bar{v} - \bar{v}_{xi})^2 + (\lambda + \bar{v}_{ii})^2} . \quad (2)$$

gdzie: Δv – prędkość wzbudzona obecnością gondoli, v_{xi} – składowa osiowa prędkości indukowanej, λ – wyznik szybkoobrotowości turbiny.



Rys. 2. Trójkąty prędkości i siły aerodynamiczne dla elementu łopaty

Przy czym prędkość obwodowa v_{ii} i osiowa v_{xi} zależne są od współczynnika mocy C_P i są powiązane między sobą poprzez tzw. prędkość przemieszczania się śladu wirowego (*ang. displacement velocity*) [5, 8]:

$$v_{xi} = \frac{1}{2} v' \cos^2 \phi \quad (3)$$

$$v_{ii} = \frac{1}{2} v' \cos \phi \sin \phi \quad (4)$$

Na podstawie znanego lokalnego kąta napływu ϕ i kąta natarcia α można obliczyć kąt nastawienia łopaty β , (rys.2) $\beta = \phi - \alpha$. Wartość kąta natarcia w danym przekroju wynika z założonego promieniowego rozkładu współczynnika siły nośnej.

2. Wpływ gondoli

Gondolę turbiny wiatrowej aproksymujemy elipsoidą obrotową gdzie główna oś $a = 0,3R$, natomiast oś mniejsza $b = 0,2R$ (rys. 3). Dla przepływu wokół elipsoidy [7], potencjał prędkości wygodnie jest wyrazić we współrzędnych eliptycznych:

$$\phi(\mu, \nu, \omega) = V_w k \mu \nu + A \mu \left[\frac{1}{2} \nu \ln \left(\frac{\nu+1}{\nu-1} \right) - 1 \right]. \quad (5)$$

Wykorzystując osiowy składnik prędkości można obliczyć nominalne pole prędkości w płaszczyźnie wirnika. Osiowa składowa prędkości wzbudzonej, rys. 2 jest równa:

$$\Delta v = -\frac{A}{k} \left[\frac{1}{2} \ln \left(\frac{\nu+1}{\nu-1} \right) - \frac{\nu}{\nu^2 - \mu^2} \right]. \quad (6)$$

Zależności pomiędzy współrzędnymi eliptycznymi a kartezjańskimi są dane za pomocą związków:

$$x = f(\mu, \nu, \omega) = k \mu \nu \quad (7)$$

$$y = g(\mu, \nu, \omega) = k \cos \omega \sqrt{(1 - \mu^2)(\nu^2 - 1)} \quad (8)$$

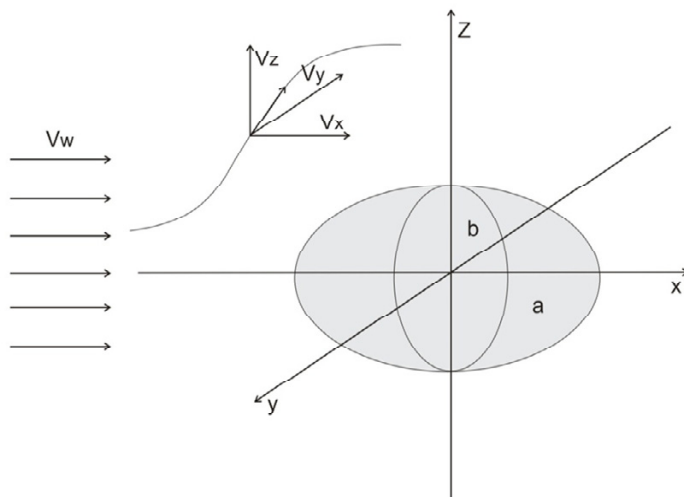
$$z = h(\mu, \nu, \omega) = k \sin \omega \sqrt{(1 - \mu^2)(\nu^2 - 1)} \quad (9)$$

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{z}{y} \quad (10)$$

$$k = \sqrt{a^2 - b^2} \quad (11)$$

$$A = \frac{V_w a}{\frac{1}{1-e^2} - \frac{1}{2e} \ln \frac{1+e}{1-e}} \quad (12)$$

$$e = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a} \quad (13)$$



Rys. 3. Zaburzenie pola prędkości generowane przez gondolę

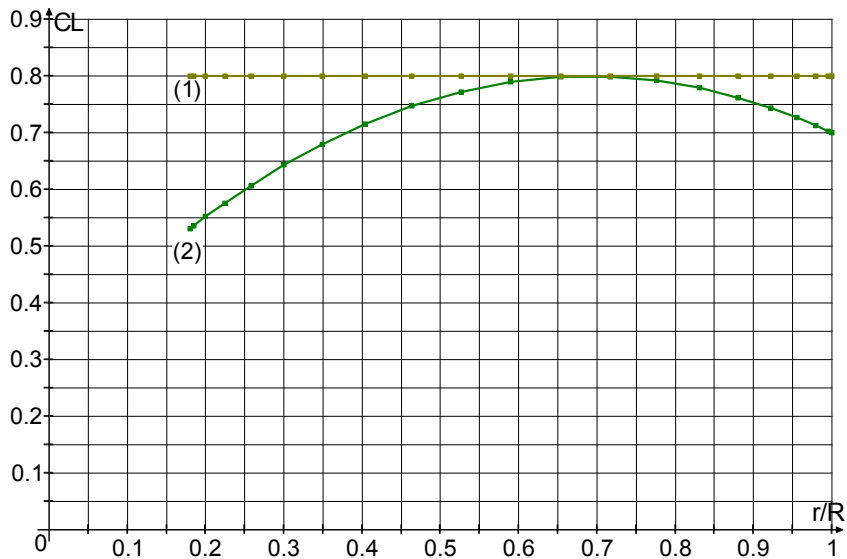
3. Przykładowe obliczenia projektowe

W celu zilustrowania wpływu interferencji aerodynamicznej gondoli na charakterystyki geometryczne projektowanej łopaty przyjęto następujące dane wejściowe:

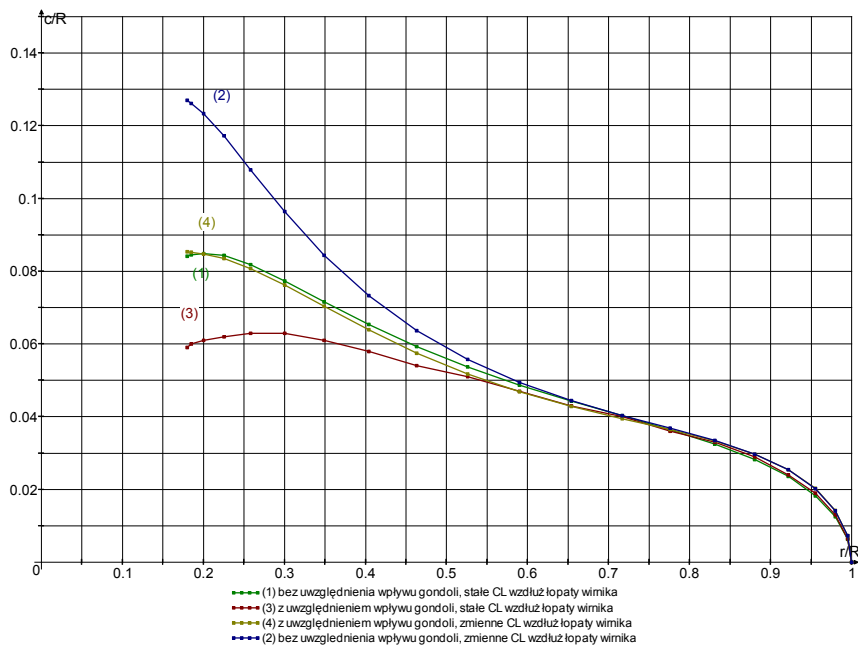
- Liczba łopat: $B=3$
- Gęstość powietrza $\rho_0=1,225 \text{ kg/m}^3$
- Obliczeniowa prędkość wiatru: $V_w=12 \text{ m/s}$
- Porównano ze sobą dwie elektrownie o mocy na wale 500 kW oraz 2MW, dla których przyjęto ten sam wyróżnik szybkobieżności $\lambda = 7$
- Średnice wirników wynosiły odpowiednio 40 m oraz 92 m
- Prędkości obrotowe wirników wynosiły odpowiednio 40 obr/min oraz 17 obr/min

Przyjęte do obliczeń rozkłady (stały i zmienne) współczynnika siły nośnej C_L pokazane zostały na rys. 4.

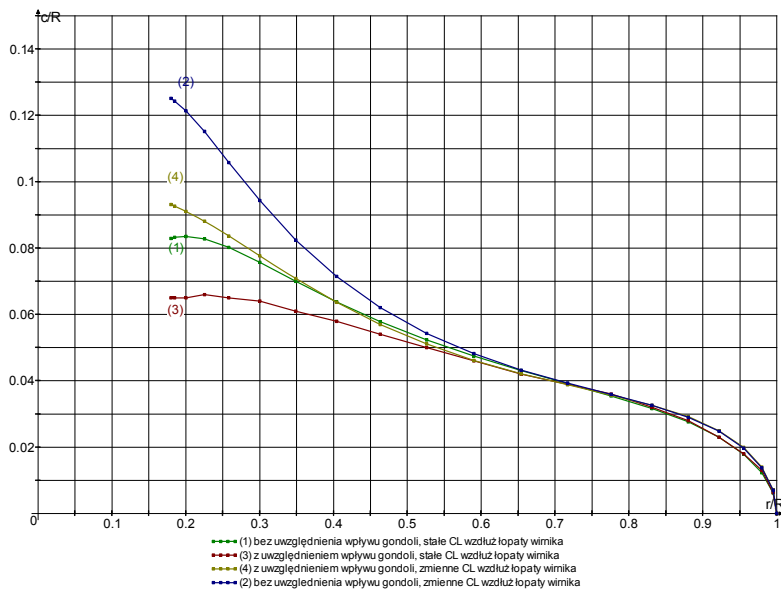
Jak pokazały obliczenia projektowe (rys. 5, rys. 6, rys. 7, rys. 8) obecność gondoli powoduje zmniejszenie cięciwy łopat i zmniejszenie kąta nastawienia łopatek w wewnętrznej części wirnika w porównaniu z łopata pracującą w warunkach napływu jednorodnego tj. bez gondoli.



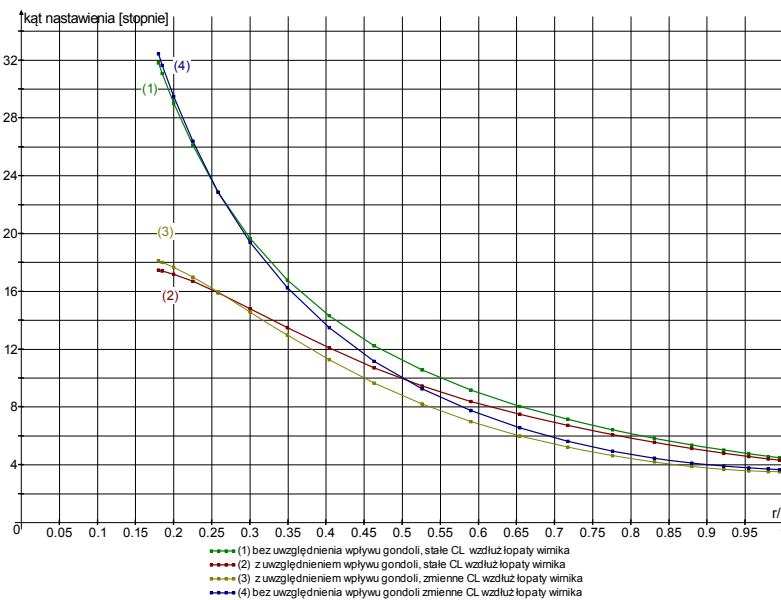
Rys. 4. Przyjęte do obliczeń projektowych promieniowe rozkłady współczynnika siły nośnej



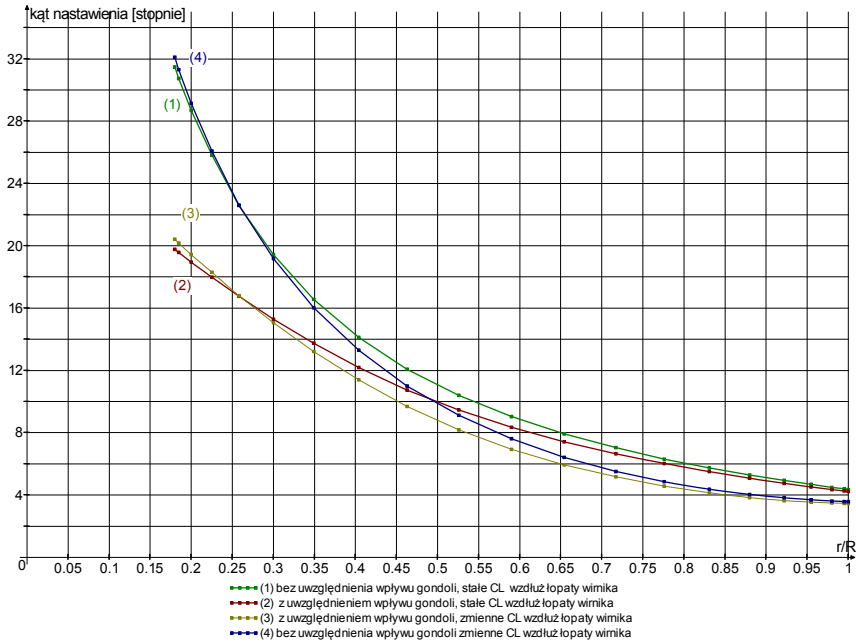
Rys. 5. Porównanie rozkładów cięciwdła przepływu jednorodnego i niejednorodnego dla turbiny 500kW



Rys. 6. Rozkłady ciężyć dla przepływu jednorodnego i niejednorodnego dla turbiny 2MW



Rys. 7. Porównanie promieniowych rozkładów kątów nastawienia elementów łopaty dla przepływu jednorodnego i niejednorodnego dla turbiny 500 kW



Rys. 8. Porównanie promieniowych rozkładów kątów skręcenia łopaty dla przepływu jednorodnego i niejednorodnego dla turbiny 2MW

4. Wnioski

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że obecność gondoli może mieć znaczący wpływ na optymalny kształt łopatek wirnika. Jeżeli weźmiemy pod uwagę rozkład cięciw dla turbin wiatrowych 2 MW i 500 kW (rys. 5 i rys. 6) to różnice w przypadku turbiny o mniejszej mocy są bardziej zauważalne. Gdy porównujemy je ze sobą biorąc pod uwagę zmienny wzdłuż promienia rozkład współczynnika siły nośnej C_L , największą różnicą dla turbiny 2 MW jest dla $\xi_0 = r_0/R = 0,18$ i wynosi około 25,6%, natomiast dla turbiny 500 kW różnica dla tego samego położenia wzdłuż promienia łopaty wynosi już 33%. Wyraźne są także różnice w zmniejszeniu kąta skręcenia łopatek dla obydwu turbin (rys. 7 i rys. 8).

Literatura

- [1] Gumuła S., Knap T., Strzelczyk P., Szczerba Z., Energetyka Wiatrowa, WN-D AGH, Kraków 2006, str. 230-237.
- [2] Johnson W., Helicopter Theory, Princeton University Press, Princeton 1980.

- [3] Larrabee E. E., Practical Design of Minimum Induced Loss Propellers, SAE Transactions 790585, 1979.
- [4] Magnusson M., Near-wake behaviour of wind turbines. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1999. 80: 147-167.
- [5] Strzelczyk P., Wybrane zagadnienia aerodynamiki śmigieł, OW Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2011.
- [6] Szumański K., Teoria i badania śmigłowców w ujęciu symulacyjnym, Wydawnictwa Naukowe Instytutu Lotnictwa, Warszawa 1997.
- [7] Yamauchi G., Johnson W., Development And Application of An Analysis of Aerodynamics Using Modified Slender Body Theory NASA TM 85934.
- [8] Woźniak A., P. Strzelczyk P., Design Problem for Horizontal Axis Wind Turbine Blade in Nonuniform Axisymmetric Flow, Pol. J. Environmental Studies, Vol. 22, No. 6A, 2013, pp. 50-53.

STIRLING MACHINES SELECTED DESIGN ISSUES AND PROBLEM SOLUTIONS BASED ON THE COOLING APPLIANCE DESIGN EXAMPLE

Jan Wrona

Institute of Thermal Engineering and Air Protection, Cracow University of Technology,
jwrona@pk.edu.pl

Cooling systems based on Stirling cycle are an excellent alternative to commonly used cooling systems employing Linde cycle. The article touches on problems manifesting themselves in the designing process of cooling appliances using Stirling cycle and the methods of resolving the problems. Until the first half of the 20th century the main obstacle in the design of such systems were the shortcomings in composite materials necessary to engineer the systems and also a very complicated thermodynamic description. Scientists and engineers are presently rediscovering the concept of a Stirling cycle because of the positive attributes it possesses. Its high energy efficiency, relatively simple and compact design, power source flexibility or non-offensive working medium are ideal attributes in contemporary conditions. The advancement in material technology makes it possible for the almost 200 years old idea of Stirling cycle to be revived in our times. Thermodynamic mathematical model has been compiled with an inclusion of the discretization during the designing process to be able to designate the size of all individual elements like: the heat exchanger, the regenerator, cylinders, the piston stroke or phase shift. Schmidt's analysis for Stirling engines is the primary and simple tool for the initial size assessment. More realistic results can be obtained assuming that an adiabatic change takes place in the cylinders. An innovative design of a kinematic pair; piston- cylinder has been shown working in technically dry friction conditions.

Nomenclature

M - total gas mass in the machine, kg
 m_C - mass of gas in a warm cylinder, kg
 m_E - mass of gas in a cold cylinder, kg
 m_{HC} - mass of gas in a warm exchanger, kg
 m_{HE} - mass of gas in a cold exchanger, kg
 m_R - mass of gas in a regenerator exchanger, kg
 Φ - actual instantaneous shaft angle position

T_C - temperature in the warm cylinder, °C
 T_{HC} - temperature in the heat exchanger, °C
 T_R - temperature in the regenerator, °C
 T_{HE} - temperature in the cold exchanger, °C
 T_E - temperature in the cold cylinder, °C
 C_p - specific heat at constant pressure, J/kgK
 C_v - specific heat at constant volume, J/kgK

1. Introduction

Stirling engines may represent a realistic alternative to presently used heat engines and cooling appliances technologies [1, 3, 7, 11, 12, 13, 15, 18, 19]. Stirling engines have certain advantages like high energy efficiency or the power source flexibility. Because of the mentioned characteristics, Stirling engines can be powered with any fuel. None or minimal need for lubrication and a non-offensive working medium are the reasons the Stirling engines have minimal negative impact on the environment. There seems to arise a renaissance in engine design and in cooling technology in particular due to growing fuel costs, freon greenhouse gasses emission limits being imposed. An indication of this trend are the commercial implementations of engines and refrigerators.

In theory and in practice Stirling engines are reliable with long periods between maintenance service. High reliability is the result of design simplicity. The positive characteristics are: minimal number of moving parts, no timing gear and no valves, bearings on the cold side, small discharge capacity of the crank mechanism and no contact of any moving parts with the fuel and/or exhaust gases. In addition, a single-phase working medium is much more secure in comparison to an optional steam engine. Table 1. shows the specifications of some chosen Stirling cycle machines [7].

Despite many advantages the appliances employing the Stirling cycle unfortunately are expensive to build. Very few companies make the effort to design and to manufacture such appliances. The reason is the fact that the orders are usually limited therefore significantly increasing the cost of individual units.

Major technical problems encountered in the design and the making process are: high pressure of the working medium and the sliding association related problems in the piston-cylinder kinematic pair. The high pressure of the working medium is necessary to obtain high energy density. Low pressure of the working medium enlarges the engine increasing the production costs (more material needed). High pressure of the working medium and high temperature in the heat exchanger (in engines) on the side of energy supply furthermore increase costs due to implementation of expensive composites. The cost of the heat exchanger alone may reach up to 25% of the whole engine [23].

The piston-cylinder sliding association lacks any oil or the need for lubrication is limited. Such is the nature of the generator and it forces us to use other composite materials than used in traditional engines or compressors in both the cylinder bearing surface and the piston ring. [4, 10, 14, 21]. The shortcomings in composite materials necessary to engineer working systems using Stirling cycle and very complicated thermodynamic description because of lack of capabilities in transient computing were the main obstacles until the first half of the 20th century.

Tab. 1 Technical data of different Stirling engines

Engine	Maker	Power [kW]	Mass/Power [kg/kW]	Operation life [h]	Efficiency [%]
4X325	Philips	150	5	10 000	28
4-S-12010	Philips	265	3.8	10 000	30
STM4-20	STM Inc.	52	2.1	50 000	45
STM-3	STM Inc.	40	-	50 000	40
KS15D	Daimler Benz	15	3.7	-	37
V-16	Solo	7.5	2.3	28 000	35
MOD III	MTI	108	3	20 000	36
4-95	MTI	52	4.1	20 000	41
V4X	United Stirling	1250	1.2	10 000	30

In some applications of the Stirling engine the constant rotational speed and the long time needed to change that speed is a drawback. This however is not the disadvantage in all cases, eg: constant rotational speed is assumed in cooling or co-generation systems.

Increasing the popularity of Stirling engines in both the heating and cooling industries will be possible under the condition of a lower price per unit which would be possible only by mass production.

Size optimization, working parameters (allowing lowering the working pressure), adopting new materials and technological design innovation are the contributing factors in lowering the price and therefore popularization of Stirling engines.

2. Theoretical basis for working Stirling engine

As said before, one of the factors delaying the development of Stirling engines is a very complex thermodynamic description. In theory the Stirling engine is a thermodynamic cycle machine where four thermodynamic transitions take place (two of them isotherm and the other two isochor(e)) (Fig. 1). The efficiency of such theoretical Stirling engine is equal to the Carnot cycle engine and it is superior to the Diesel or Otto cycle engines. The gaseous mass enclosed in the working space environment trans-locates periodically going through simultaneous pressure alterations.

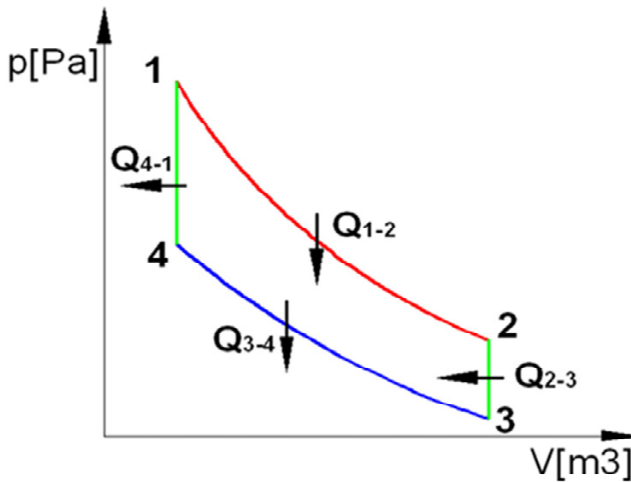


Fig. 1. Theoretical thermodynamic cycle of Stirling machines

This process can be accomplished by an ideal Stirling cycle machine assuming the cylinders serve the role of heat exchangers and the regenerator is reversible. In theory the energy balance of such an ideal regenerator during one cycle equals zero ($Q_{2-3} = Q_{4-1}$). In reality it is impossible to build such an ideal Stirling cycle machine because of the irreversibility of the real time energy transition processes. The same rule applies to all thermodynamic cycle engines but Stirling cycle engine is the only one design having in theory the efficiency of Carnot cycle engine.

As mentioned before, the gaseous mass enclosed in the working space environment goes through periodical dynamic changes. In case of a real Stirling engine such analysis leads to errors even in purely theoretical considerations. The real appliance include the cylinders, heat exchanger and the regenerator. During each cycle, the gaseous mass shifts in the working environment and is

subjected to transformations. The working medium never vacates any of the elements of the engine. In other words, the gaseous mass during each cycle remains in the working space of each individual element of the engine in the temperature assigned to that element. The working spaces have detrimental effect on the device and therefore must be minimized. To be able to analyze the cycles and the above mentioned characteristics, Schmidt's analysis has to be taken under consideration.

3. Mathematical model

During the designing process a thermodynamic mathematical model has been compiled with an inclusion of time discretization to be able to designate the size of all individual elements like: the regenerator, the cylinder, the heat exchanger, the piston-stroke and the phase shift.

Schmidt analysis for Stirling engines is the primary and simple tool for the initial size assessment of the individual parts of the engine. The method assumes the isothermal transformation of the working medium in the cylinders. It also assumes that thermodynamic changes take place in particular sections of the engine which must be treated as separate controlled entities (Fig. 2).

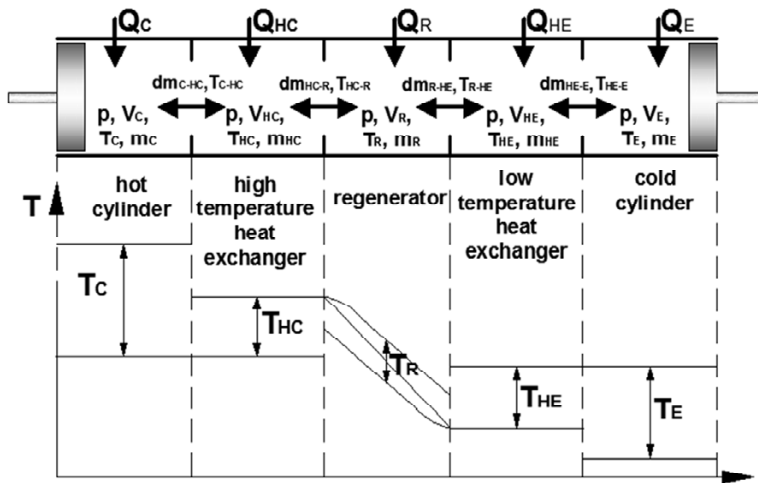


Fig. 2. Diagram of the space discretization in Schmidt analysis of Stirling engine

Calculations are made according to the outline below.

- a) Mass balance

$$M = m_C + m_{HC} + m_R + m_{HE} + m_E \quad (1)$$

- b) Gas volume in individual sections of the machine.

$$V_C = V_C(\Phi) - \text{warm cylinder [m}^3] \quad (2)$$

$$V_E = V_E(\Phi) - \text{cold cylinder [m}^3] \quad (3)$$

$$V_{HC} = \text{const} - \text{warm exchanger [m}^3] \quad (4)$$

$$V_{HE} = \text{const} - \text{cold exchanger [m}^3] \quad (5)$$

$$V_R = \text{const} - \text{regenerator [m}^3] \quad (6)$$

- c) The equation describing each volume.

$$M = pV/RT \quad (7)$$

- d) By placing values 2 to 6 into the equation 7 an actual instantaneous gas mass values in individual sections of the Stirling cycle machines can be calculated. By putting the calculated mass values into the equation 1, the working space pressure dependance can be calculated as function of the actual instantaneous shaft angle position.

$$p(\Phi) = \left(MR \left(\frac{V_C(\Phi)}{T_C} + \frac{V_{HC}}{T_{HC}} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_{HE}}{T_{HE}} + \frac{V_E(\Phi)}{T_E} \right)^{-1} \right) \quad (8)$$

- e) The average regenerator gas temperature can be calculated from the following dependance.

$$T_R = (T_{HC} - T_{HE}) / (\ln(T_{HC} - T_{HE})) \quad (9)$$

- f) Mathematical integration allows to calculate the working cycle.

$$W_C = \oint p dV_C(\Phi), \quad W_E = \oint p dV_E(\Phi) \quad (10)$$

$$W = W_C + W_E \quad (11)$$

- g) The first law of thermodynamics for any volume (Fig. 3) can be written following relationship 12, 13

$$dQ + c_p T_H dm = dW + c_v T dm \quad (12)$$

$$dQ = dW - RT dm \quad (13)$$

- h) Integrating the full cycle ($dm=0$) we end up with equations

$$dQ = dW - \text{for the cylinder}$$

$$dQ = 0 - \text{for the heat exchanger}$$

One cycle (one turn of the shaft) is divided into elementary angles $d\Phi$, with fixed gas state volumes in the individual working spaces during the instantaneous Stirling cycle (assuming that $\Phi = 2\pi/\text{frequency}$). In the design two models

are employed which regard the cylinders as adiabatic and/or isothermic spaces. By assuming the above presumption, differential equation can be obtained describing the working machine. System of equations with corresponding measure of digitization $d\Phi$ allows to specify the parameters of the working engine in given conditions. In the above models irreversibility of the processes in the exchangers is assumed because of gas flow drag resistance, heat loss in the regenerator and the unit's housing. Optimization of the appliance allows to designate the size of heat exchangers, the size of the regenerator, the diameter of the cylinders, the piston stroke, the dimensions of particular power transmission elements and the phase shift [5, 6, 13, 17, 20, 23].

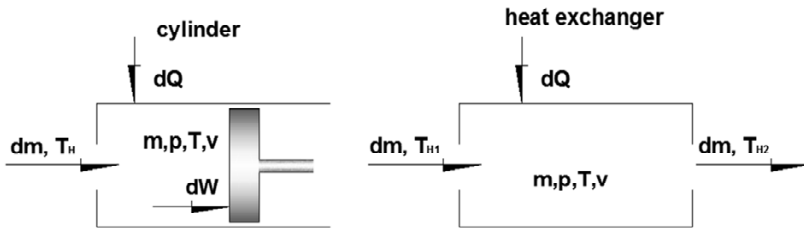


Fig. 3. Schematic diagram of energy flow in the cylinder and the heat exchanger

The graph (Fig. 4) shows working cooler data in the pressure-volume configuration (p-v) for an actual Stirling cycle system.

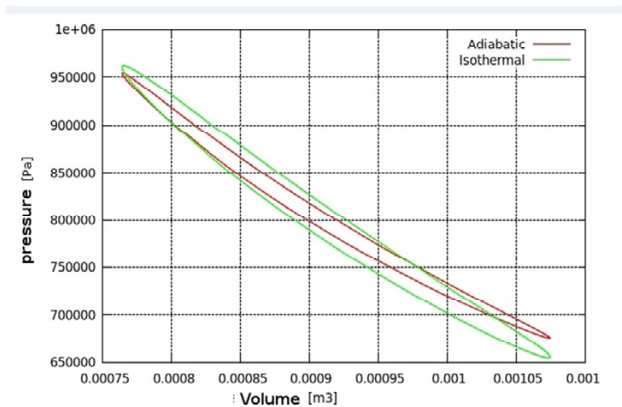


Fig. 4. The actual thermodynamic proposed Stirling cycle cooler system p-v for both the adiabatic and the isothermal processes

The red colour represents the interdependence between pressure and temperature given by Schmidt analysis for Stirling cycle type cooler. The green shows the same interdependence in case of an adiabatic gas change in the cylinders, the dissipation and the generation of the energy by the heat exchangers. It is noticeable that work input in case of isothermal gas change is smaller if compared to adiabatic change in the cylinders.

Such formulated mathematical description doesn't allow to factor in the cylinder shape and the instantaneous actual piston speed in the working engine. It also doesn't allow to effectively measure the heat exchangers performance due to their thermic-flow design characteristics with one direction flow. In Stirling cycle engine, gas flow oscillation takes place in the heat exchangers. The advantage in this kind of modelling is the fast calculation rate.

The verification of the calculations is possible by the research being done on an experimental Stirling cycle cooler. The results of the experiments are important and they not only confirm the initial theoretical assumptions but also the suggested design and the choice of the materials used to manufacture individual parts of the appliance. Because of an oil-free piston-cylinder association, proper design, adequate material used and the assembly process of that vulnerable part (excluding regenerator) is of paramount importance. The durability of the cooler and its faultless performance depend greatly on the quality of the materials used to make the cylinder bearing surface and piston rings.

4. Cooler design engineering

Appliances using Stirling cycle design are divided into three groups because of different geometric configurations. They are: alpha, beta and gamma.

The fourth geometric configuration group are thermo-acoustic gadgets using so called progressive wave [3, 6, 8, 9, 12, 13, 16, 17, 24].

Good alternative to presently and commonly used evaporative refrigerating systems may be gas cycle refrigeration system Fig.5. Below shows the working outline of the Stirling cycle cooler. The design employs alpha type configuration.

The cooler has an airtight housing with an encased motor. There are connectors outside of the casing to attach the control and measurement apparatus and heat exchangers tubing.

Because the topic discussed is very broad only the most important design points will be addressed further in the article, points describing the durability and performance issues of the cooler. They are: ring load compressioning, piston-cylinder kinematic association, the regenerator and the transmission mechanism.

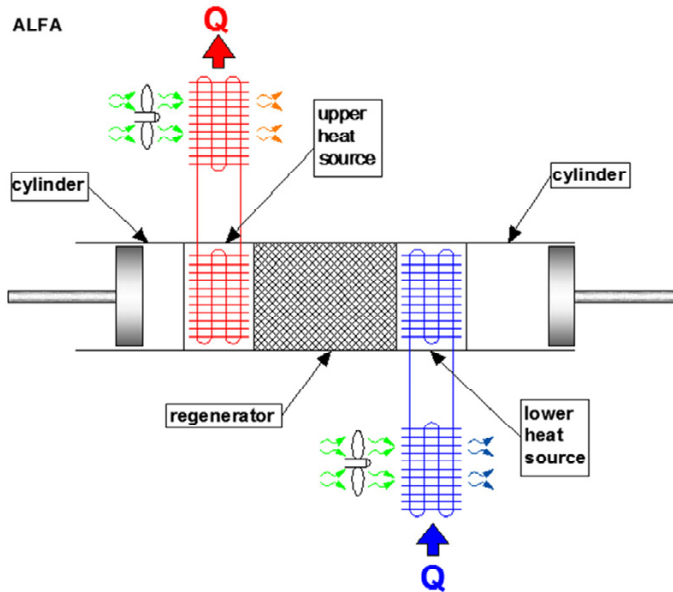


Fig. 5. Functional diagram of the Stirling refrigeration appliance

4.1. Minimizing ring load compression

Most difficult is the utmost need to seal up portions of the gas in the working space. To attain high energy density in the engine (mass-power ratio) it is imperative to increase the working space pressure.

Hydrogen and Helium because of their low viscosity and heat conductivity seem to be ideal to be used as the working medium. It would guarantee high generator and heat exchangers output maintaining high gas pressure with minimal loss while being pumped through set of heat exchangers.

Hydrogen's high flammability and the risk of explosion in pressure unit of the cooler renders Hydrogen undesirable and must be replaced with Helium that is non-flammable and safe. Any pressurized devices using Helium are much more difficult to seal up because of low viscosity. The higher the pressure required the more difficult the task it is to seal up the device. Because of the cost limitations and restricted dimensions, the Stirling-cycle cooler shown above works at 0,8 MPa.

Very often in contemporary Stirling-cycle engines a crankcase is being used working in an atmospheric pressure This require sealing the piston as it is exposed to high pressure differences emerging from the variations between the atmospheric and the instantaneous working space pressures (+1/2 average pres-

sure amplitude). The cooler adopts a pressurized crank case. Both, the working space and the crankcase are filled with working medium of an average working pressure. The pressure variations in the relatively large (if compared to the working space volume) crankcase and the electric motor, can be ignored. Emerging pressure variations caused by adiabatic compressions caused in turn by the moving piston can be ignored as well. In this example the maximum pressure difference the piston ring is exposed to arises from 1/2 pressure amplitude. This means that the pressure variations are several times lower if compared to the crankcase working in the atmospheric pressure. This requires higher gas volume filling the space making the pressurization easy as it is accomplished not by sealing up the movable piston but by sealing the flange connectors. Such system doesn't require any periodical gas supplementation required in the devices employing an unpressurized crankcase.

At standstill the pressure on both sides do equalize therefore the rings will not leak any gas. Even if any leak would take place it would only serve the purpose of pressure equalization between the working space and the crankcase. There is no loss of the working medium. Such a loss would be detrimental to the parameters like power and efficiency of the machine.

4.2. Piston-cylinder association

An oil lubrication of the cylinders in the airtight Stirling appliances is perplexing or outright impossible. Main reason is the possibility of the oil leak into the ducts next to and eventually into the regenerator. The ducts must have a very small hydraulic radius to maintain high energy efficiency of the regenerator.

Profiting from the team experience it was decided that a kinematic steam consisting of aluminium oxide and PTFE based composite would be used in the association of piston rings and the cylinder bearing surface. This allows for technically dry friction working conditions. The association is lubricated with solid lubricants contained in the composite polymer used to make the piston rings. Two interchangeable pairs of cylinders are proposed in the study. Their bearing surface is made out of aluminum based alloy. One pair incorporates nanotubes in the pores to further reduce the friction [4, 10, 14, 21, 22, 23].

4.3. Ros-Yoke trunk piston drive mechanism

In order to minimize perpendicular forces pressing on the cylinder bearing surface, patented in the seventies (last century) in the USA Ross-Yoke mechanism has been implemented. It is much more complex if compared with crankshaft mechanism and its mathematical description is very complicated. Philips and Cambridge University built two such experimental appliances in the past.

Ross-Yoke mechanism has limited performance but doesn't use any sliders previously adopted in commercial appliances, models: Solo Stirling 161(Solo) and V160(United Stirling).

Precise mathematical model of the Ross-Yoke mechanism must be prepared to be able to propose adequate bearings, crankshaft, the cross section of individual elements and to balance the body mass force. The model makes it possible to calculate force distribution in all elements and their junctions taking into account complex kinematics of the mechanism [23].

In case of a classic crank mechanism, the axial force acting within the crankshaft is split into two forces: perpendicular and parallel to the piston's bottom.

The parallel force is the lateral force perpendicular to the cylinder bearing surface. This force causes momentary unilateral push of the piston bearing against cylinder bearing surface causing premature wear out of the kinematic elements of the oil-free, piston-cylinder association. This in turn causes the friction force to increase loosening the whole system and eventually unsealing it. There is the trend in Stirling engines design to eliminate this component of force or substantially limit it.

4.4. The regenerator

In order to achieve maximum regenerator efficiency one of the characteristics of such regenerator must be minimal hydraulic radius of its ducts(or pores) allowing gas flow and high thermal diffusivity coefficient perpendicular to the gas flow. This condition is necessary for maintaining both, the matrix's and gas' temperature in cross section of the gas direction at similar levels. At the same time high thermal capacity must be maintained to prevent temperature variations which may affect the outlet temperature of the generator. The high heat capacity is also necessary to prevent the temperature loss caused by the thermal conductivity of the flowing gas and temperature gradient caused by the working appliance as heat conductivity throughout the regenerator highly influences its efficiency.

Present-day regenerators employ metallic or ceramic elements. The ceramic regenerators show higher efficiency as the temperature variations of the matrix are lesser than the conductivity loss along the gas flow. The regenerator consists of the frame and the insert. The frame depending on the appliance is the body of the cooler, body of the motor or body of the displacer's jacket used in some beta system machines. The body shall have low thermal longitudinal conductivity coefficient. Its configuration may be ring-shaped or cylindrical depending on the geometric arrangement of the appliance.

The insert of the regenerator is responsible for the heat exchange action and its performance characteristics are as follow:

- low flow resistance,
- highest possible heat exchange surface,
- high heat capacity relative to working gas heat capacity,
- small heat conductivity coefficient of the gas flow direction,
- high pore dimensions,
- low pore volume.

The above mentioned characteristics significantly influence correct performance of the regenerator. Fulfilling all of the characteristics is impossible as they exclude each other. Compromises are necessary when designing the most efficient heat exchanger. In practice, mathematical regenerator models are being created and the most favourable version is chosen.

Based on years of experiments and experience in Stirling cycle machines design one must conclude that the best choice of materials and the shape of the elements of the bed fill would be:

- ceramic or metallic balls(usually steel or copper),
- metallic spiral wires(copper or stainless steel),
- steel wool,
- metallic foam,
- wavy metallic wires inserted in straight rectilinear pipes,
- wire mesh (steel,copper or nickel plated),
- metallic rectilinear tubes,
- ceramic foam.

In the proposed cooler glass balls 2 mm in diameter are being used as the bed filling. This is compromising solution. The machine (Fig. 6) displays somewhat higher resistance when compared to a plate regenerator (built as well), but it is both simpler and less expensive to build. It is characterized by small clearance volume and minimal matrix's conductivity loss because of small thermal conductivity of the glass [5, 6, 9, 16, 17, 23, 24].

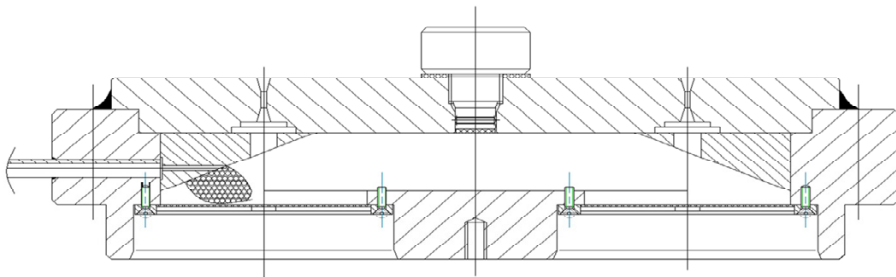


Fig. 6. Cross-section through the regenerator with a ball bed

5. Conclusions

The gradual destruction of the ozone layer is caused by the release of the halogen derivatives and fluorocarbons into the atmosphere. Newly developed refrigerating mediums are much more expensive to make and still reducing ozone layer's protective role contributing to the global warming. This is the reason why in the last decade some alternative methods of the refrigerating cycle have been developed. The most promising variant seems to be thermoacoustic type of Stirling cooler based on an adiabatic demagnetizing effect designed for extremely low temperatures.

Portrayed in the article analysis of the Stirling cooling machine and its design pattern represent the summation of the preparatory effort of building an alternative design competitive to the presently used evaporative cooling systems. Stirling machines employ gases non-detrimental to the ozone layer and neutral to the greenhouse effect. The modelling calculations show high energy efficiency of the device. Based on the calculations, sub-assembly and parts size have been established. To comprehensively verify the assumed principles, there are plans to check the results using the CFD model. This kind of verification would serve as universal modelling tool for Stirling cycle appliances. Furthermore, such modelling tool will allow to measure the cylinder shape impact factor, the driving gear factor (instantaneous piston velocity) on the gas flow and heat exchange and the definitive effectiveness of the design.

References

- [1] Andraka, C.E., et. al.: *Solar Heat Pipe Testing of the Stirling Thermal Motors 4-120 Stirling Engine*. Paper No.96306, Proceedings of the IECEC, Washington, D.C. (1996).
- [2] Ataera O. Ercan, Karabulut H.: *Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator*. International Journal of Refrigeration. 28 (2005), 183–189.
- [3] Backhaus S., Swift G.W.: *A thermoacoustic Stirling heat engine*. Journal of the Acoustical Society of America 107:3148-3166, June 2000.
- [4] Borelowski M., Wołek M., Wrona J.: *Investigation of a non-lubricated association plain for refrigeration compressors*. Monografia 225. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej. Kraków 1998 Nr 225, 41-55. In Polish
- [5] Chen N. C. J., Griffin F. P.: *A Review of Stirling Engine Mathematical Models*. Oak Ridge National Laboratory.
- [6] Finkelstein T., Organ Allan J.: *Air Engine*. ASME Press 2001.
- [7] Kirillov N. G.: *Power Units Based on Stirling Engines: New Technologies Based on Alternative Fuels*. Russian Engineering Research, Vol. 28 (2008), No. 2, 104–110.
- [8] Martini William R.: *Stirling Engine Design Manual*. University Press of the Pacific, 2004.
- [9] Organ Allan J.: *The Regenerator and the Stirling Engine*. ISBN: 978-1-86058-010-9. Willey 1997.
- [10] Posmyk A., Wistuba H.: *Ceramic-carbon composite coatings*. Kompozyty, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, No 1 (2008), Częstochowa 2008, 31-35. In Polish

- [11] Prymon M., Wrona J.: *Economic Analysis of the Use of Co-Generation Unit with Sterling Engine*. Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja. Vol.42, NO 5 (2011), 190 -193. In Polish
- [12] Prymon M., Wrona J.: *Contemporary use of Stirling machines*. Rynek instalacyjny. Grudzień 2011, 29-32. PL
- [13] Prymon M., Wrona J.: *Stirling cycle as an alternative in the construction of refrigeration machinery*. Technical Transactions. ISSUE 28, YEAR 109, No 4-Ś/2012, 157-165. In Polish
- [14] Schnotale J., Wrona J., Gołąb A.: *Investigation of a non-lubricated reciprocating compressor*. X International Conference Air Conditioning Protection & District Heating, ISBN 83-911619-4-3, Wrocław – Szklarska Poręba, June, 509-514, 2002. In Polish
- [15] Sun Le'an, Zhao Yuanyang, Li Liansheng, Shu Pengcheng: *Performance of a prototype Stirling domestic refrigerator*. Applied Thermal Engineering. 29 (2009), 210 –215.
- [16] Swift G. W., *Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators*. Los Alamos National Laboratory, Acoustical Society of America 2002.
- [17] Thombarea D.G., Verma S.K.: *Technological development in the Stirling cycle engines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008.
- [18] Tijani M.E.H., Spoelstra S.: *Study of a coaxial thermoacoustic-Stirling cooler*. Cryogenics. 48 (2008), 77–82.
- [19] Uedaa Y., Biwaa T., Yazakib T., Mizutania U.: *Construction of a thermoacoustic Stirling cooler*. Physica. B 329–333 (2003), 1600 –1601.
- [20] Urieli I., Berchowitz D.: *Stirling Cycle Engine Analysis*. ISBN 0-85274-435-8, Intl Public Service 1984.
- [21] Wołek W., Gołąb A.: *Reciprocating compressors not polluting the environment with oil lubricant*. Monografia 195. Publisher Cracow University of Technology. Kraków 1995. In Polish
- [22] Wołek M., Wrona J., Borelowski M., Gołąb A., Wistuba H., Dzikowska J.: *New materials of oil - free sliding associations capable of reducing emissions of CFCs harmful to ionosphere*. The research project No. 7S 201 063 05. Cracow University of Technology. Kraków. In Polish
- [23] Wrona J., Prymon M.: *Unpublished own studies*. In Polish
- [24] Żmudzki S.: *Stirling Engines*. WNT. Warszawa 1993. In Polish

OPERATION OF COOLING SYSTEM OF COAL-FIRED POWER UNIT INTEGRATED WITH CO₂ CAPTURE UNIT AT VARIOUS AMBIENT TEMPERATURES

W. Wróblewski, K. Stępczyńska-Drygas*, K. Bochon, S. Dykas, D. Czaja

Institute of Power Engineering and Turbomachinery, Silesian University of Technology,
Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, Poland

*Contact author: katarzyna.stepczynska@polsl.pl, Phone +48 32 237 22 27

The implementation of new solutions in the electricity generation technology which are related to the need for CO₂ capture, transport and storage requires analyses of the demand for cooling water and the operation of the cooling system of the power plant. The chapter presents the results of simulation of the operation of a cooling system of an conceptual advanced ultra-supercritical coal-fired power unit integrated with a CO₂ capture unit at various ambient conditions. The capture unit, based on wet chemical absorption MEA, was modelled in the Aspen PLUS. The obtained results were used as input data for a model of an integrated coal-fired power unit developed in the Epsilon Professional 10.0. The main aim of the calculations was to determine the demand of the CO₂ capture unit components for cooling water depending on ambient temperature.

1. Introduction

The demand for water in conventional steam power plants is very high and, as estimated in the USA, it ranks second in the global demand for water after agriculture [2]. Most of the water in power plants is used for cooling. Integration of the CO₂ capture by process by wet chemical absorption MEA (monoethyloamine) and CO₂ compression with a coal-fired power unit results in a significant decrease in the power plant net electric power. This is related to the considerable extraction of steam needed for the sorbent regeneration and to the consumption of electric power by the CO₂ capture and compression unit (CCU) auxiliary equipment. It also increases the demand for cooling water and, thereby, for the power needed to drive cooling water pumps. The CO₂ capture process may be characterized using three indices: heat demand, electric power and

cooling. Thus, the implementation of new solutions in the electricity generation technology which are related to the need for CO₂ capture, transport and storage requires analyses of the demand for water. It is an essential problem because, according to the approximate estimation calculations which have already been made, the demand for water in a power plant integrated with the capture process of the post-combustion type is much higher. According to the analysis made in [2], in order to obtain the same net power output in a power plant with a CCU as in a plant without it, the demand for water is by about 95% higher and water losses rise by 90%. This aggravates problems related to the location of power plants in regions with restricted access to water. The cooling water demand ratio in the CO₂ capture process was determined in [2] at the level of 91.2 t/tCO₂. This constituted 54% of the total amount of cooling water needed in such a plant.

Slightly higher values of the cooling water demand ratio were presented in [3] and [4], where, among others, the impact of various parameters of the separation process using MEA on the amount of used cooling water was studied. The consumption of water depended on the amine concentration in the solvent, the CO₂ to amine molar ratio, the solvent temperature and the assumed effectiveness of the CO₂ separation process. Applying an optimization procedure to the absorption process, values of the water demand ratio were obtained for the 30% MEA solution at the level of 103t/tCO₂, and for the 40% MEA solution – at the level of 96t/tCO₂.

Total investment costs related to the cooling water system where natural draught wet cooling towers are used were estimated for a supercritical power plant in [1] at \$90,000/MW, which constituted about 5% of the power plant total investment costs. Adding a CCS unit to this kind of power plant increases capital costs to approximately \$130,000/MW. It was also found that in this case the costs of electricity generation rose by 90%. In this situation, the demand for cooling water practically doubles.

The aim of the computational analyses is to assess the cooling conditions of a power unit integrated with a CO₂ capture and compression unit (CCU). In addition to specifying the demand for cooling water for the nominal conditions of the power unit operation, the cooling conditions are analyzed for variable parameters of the surroundings. An essential element of the calculations is to find such dimensions of the cooling system exchangers that ensure keeping appropriate parameters of the CO₂ capture process by adjusting the cooling water mass flow.

The CO₂ capture and compression process was modelled in the Aspen PLUS program and was used to determine basic indices, including the demand for cooling water. These results were then used as input data to model a coal-fired condensing power unit. This made it possible to define the impact of the integration on the basic indices of the power unit operation under nominal and

variable ambient conditions. The Epsilon Professional 10.0 was used for the analysis of the operation of the power unit integrated with a CCU.

2. Characteristic of a coal-fired power unit integrated with CCU

2.1. Structure and basic parameters of power unit with CCU

The subject of the analysis is a conceptual advanced ultra-supercritical coal-fired power unit integrated with CCU (Fig. 1). CO₂ capture process based on wet chemical absorption with MEA (monoethyloamine) solution. The live and reheated steam parameters are 35MPa/700°C and 7.5MPa/720°C, respectively. The fuel is hard coal with LHV=23 MJ/kg (fuel composition: water=0.09, ash=0.2, carbon=0.6, hydrogen=0.038, oxygen=0.054, nitrogen=0.013, sulphur=0.01; flue gas composition: CO₂=0.1416, SO₂=0.0009, O₂=0.0329, N₂=0.7378, H₂O=0.078, Ar=0.0088). The feed water temperature is 330°C. The unit has a closed cooling system with a cooling tower. In the calculations the demand for electric power to drive the basic auxiliary equipment was taken into account (the boiler feed pump, the condensate pumps, the cooling water pumps, the air and flue gas fans, the coal pulverizers, and CCU pumps, fans, and CO₂ compressor). The basic parameters of the power unit integrated with a CCU are listed in Table 1. Net electric power amount to 650.3 MW and the net efficiency is 38%.

Table 1. Basic indices of operation of the power unit with CCU

Live steam mass flow	578.4 kg/s	Waste heat from the CO ₂ capture and compression unit	552 MW
Live steam pressure/temperature	3 5MPa/700 °C	Heat from the plant auxiliary equipment cooling	29.5 MW
Reheat steam pressure/temperature	7.5 MPa/720 °C	Heat to the cooling tower	929.5 MW
Feed water final temperature	330 °C	Gross electric power	778.4 MW
Steam mass flow at the IP turbine exhaust	397.7 kg/s	Gross efficiency	45.48%
Steam mass flow to the capture unit	213.5 kg/s	Net electric power	650.3 MW
Heat to the condenser	349 MW	Net efficiency	38.0%

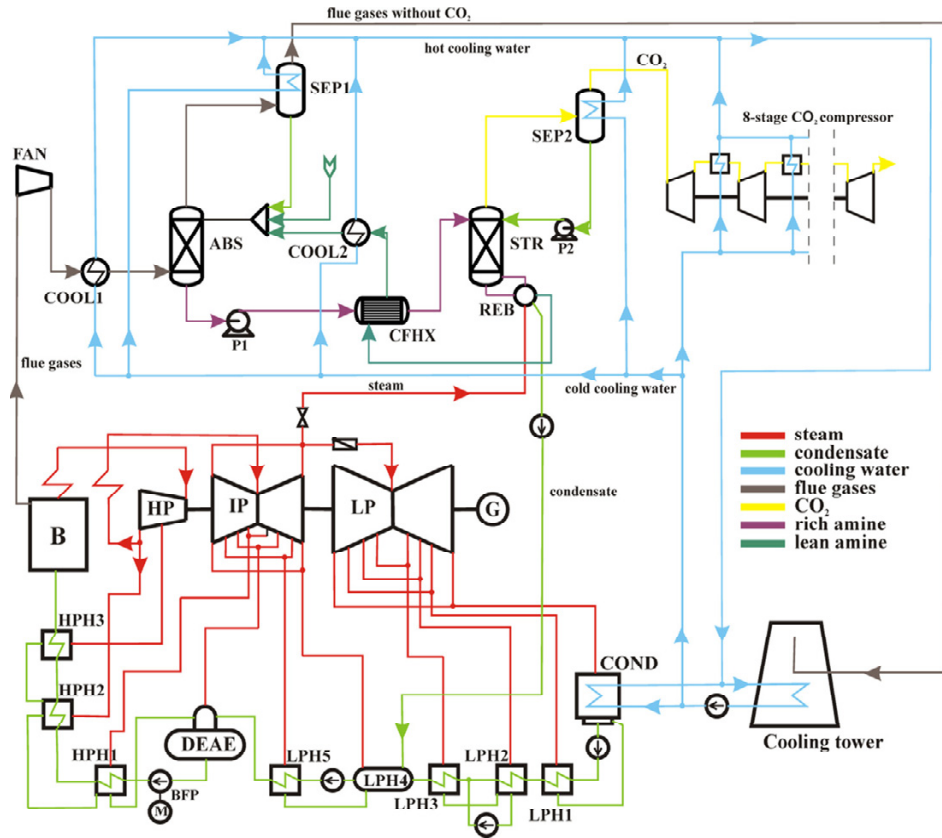


Fig. 1. Diagram of the 900 MW power unit with the CCU(B – boiler; HP, IP, LP – high, intermediate and low pressure turbine, COND – condenser; HPH – high-pressure feed water heater; LPH – low-pressure feed water heater; BFP – boiler feed pump; G – generator; ABS – absorber; STR – stripper; REB – reboiler; CFHX – cross-flow heat exchanger; FAN – flue gas fan; COOL1 – flue gas pre-cooler; COOL2 – lean amine cooler; SEP1 – flue gas moisture separator, flue gas cooler; SEP2 – CO₂ moisture separator and CO₂ cooler; P1 – rich amine pump; P2 – lean amine pump)

The reference configuration of the advanced ultra-supercritical cycle which was assumed to analyze the impact of the power plant integration with a CCU on the basic indices of the power unit operation was developed within previous analyses described in [5]. Assuming identical parameters and the boiler nominal output of 578.4 kg/s, the power plant achieves the net electric power of 838.8 MW and the electricity generation efficiency of 49%. Detailed results of the calculations made for the reference unit with no CCU are presented in [5] and [7]. In the analysis of the power plant integrated with a CCU it is assumed that the unit is adapted for continuous co-operation with such an unit. The steam for the MEA solution regeneration is extracted from the IP/LP crossover pipe.

Due to the fact that more than half of the mass flow from the IP/LP crossover pipe is directed to CCU, the low-pressure turbine (LP) is reduced to one double-flow part. The temperature difference in reboiler REB (Fig. 1) between the condensing steam fed from the power unit thermal cycle and the MEA solution is 10 K. The required minimum parameters of the steam feeding the reboiler are: 0.33 MPa and 134 °C. Condensate from the reboiler is introduced into the cycle in the low-pressure feed water system. The entire amount of heat from the cooling of the turbine condenser, CCU and the CO₂ compressor interstage coolers is given up in the cooling tower.

2.2. The CO₂ capture and compression system

Monoethanolamine (MEA) is the basic chemical sorbent taken into consideration in analyses concerning large-scale processes of CO₂ separation from flue gases. After the process of deep desulphurization, flue gases are pre-cooled to the temperature of 40 °C in the direct contact cooler COOL1 and then introduced into the absorber column ABS. A 30% MEA solution is introduced in the upper part of the absorber (ABS), also with the temperature of 40 °C. The flue gases are fed in the lower part of the absorber ABS. Flowing through the bottom of the column, the MEA solution absorbs CO₂ from flue gases. Due to the heat released in the exothermic absorption reaction, the flue gas temperature rises to 67.1 °C. Next, the flue gases are directed to the water separator (SEP1), where they are cooled to the temperature of 50 °C (which is the nominal temperature of flue gases introduced into a cooling tower). The water condensed during the cooling process is redirected to the capture unit. Owing to the fact that part of the water contained in flue gases is recovered in SEP1, the losses in the cycle of the CCU are decreased, but the amount of waste heat increases. The rich MEA solution, leaves the bottom of absorber ABS and is heated in the cross-flow heat exchanger CFHX, where is heated by a lean amine solution returning from the stripper column (STR). The preheated rich amine solution is fed into the stripper (STR). The desorption process occurs at the temperature of 124 °C. As a result of the desorption process, the stream of CO₂ and steam leaves the stripper (STR) and is directed to the CO₂/H₂O separator (SEP2), where the gas is cooled to the temperature of 35 °C and most of the steam gets condensed. Next CO₂ is directed to an eight-stage compressor with interstage coolers.

The parameters of the CCU are listed in Table 2. A simulation of the CO₂ separation process performed using the Aspen Plus program proves that the capture unit demand for heat is 516.3 MW_t, i.e. 3.51 MJ/kg CO₂. The values of the heat flux that has to be collected from the CCU are listed in Table 4. The

cooling demand ratio for the separation unit is 3.22 MJ/kg CO₂. Considering the cooling of the CO₂ compressor, the ratio is 3.76 MJ/kg CO₂.

Table 2. Basic parameters of the CO₂ capture unit

Flue gas mass flow	769.9 kg/s
Captured CO ₂ mass flow	147 kg/s
Capture degree	90%
MEA solution concentration	30%
Solvent mass flow	2 309 kg/s
Heat to CCU	516.3 MW
Heat demand ratio for regeneration	3.51 MJ/kgCO ₂
L/G ratio	3.0 kgsor/kg spal
Lean solution loading	0.19 molCO ₂ /molMEA
Rich solution loading	0.49 molCO ₂ /molMEA

Table 3. Thermal power to be collected from CCU

Component	Thermal power
CO ₂ moisture separator and CO ₂ cooler (SEP2)	163.7 MW
Lean amine cooler (COOL2)	135.9 MW
Flue gas cooler (COOL1)	12.6 MW
Flue gas moisture separator (SEP1)	161.8 MW
Total	474 MW
Cooling demand ratio	3.22 MJ/kgCO ₂
Intercoolers of CO ₂ compressor	79.1 MW
Total	552 MW
Cooling demand ratio (with CO ₂ compressor)	3.76 MJ/kgCO ₂

2.3. Cooling tower

The cooling tower design used in this analysis is the one developed by the BSIPChE Projchlod company. A cooling tower with nominal thermal power of 875 MW_t and hydraulic capacity of 23.248 kg/s was designed for the following parameters of the surroundings: dry-bulb temperature – 14 °C, barometric pressure – 980 hPa, relative humidity – φ=80%. Under these conditions the cooled water temperature is 19.1 °C.

Based on the cooling curves of the cooling tower under design, a model of the tower was made in the Epsilon Professional 10.0 program. The model allows a simulation of the cooling tower operation under nominal and variable conditions (ambient temperature, air relative humidity, thermal load, hydraulic load, cooling range). In the calculations, the cooling tower model makes use of the cooling tower diagram.

The diagram is made according to Standard DIN 1947 (May 1989). It includes a narrow range of the cooling tower hydraulic load. Assuming a constant cooling water mass flow, or only its minor variations, the diagram may be used to simulate the cooling tower operation under different conditions of the surroundings. The diagram defines the cooling range or the cooled water temperature as a function of [7]: air temperature (dry-bulb temperature), relative air humidity, hydraulic load, warm water temperature.

In order to make the diagram for the cooling tower under design, characteristics of the warm cooling water temperature developed on the basis of the tower cooling curves were incorporated into the model as a function of the air temperature. Fig. 3 presents the diagram of the cooling tower modelled in the Epsilon Professional 10.0 program. In the “design” mode the calculations are performed based on design assumptions (nominal output, cooling range, parameters of the surroundings). In the “off-design” mode, the calculations are run using the cooling tower diagram. For set values of the environment parameters and hydraulic load, values of the cooling range and of the cooled water temperature are selected.

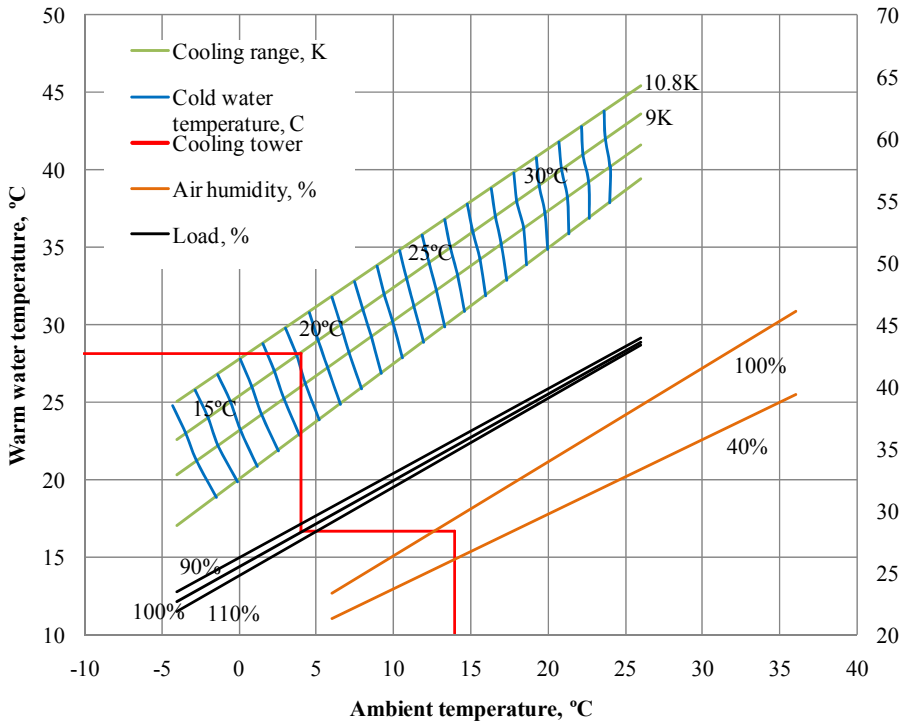


Fig. 2. Diagram of the cooling tower under design made in the Epsilon Professional 10.0 program based on the tower characteristics incorporated into the model

2.4. Steam turbine condenser

The low-pressure part of the turbine in the reference power plant with no CCU has a two-cylinder structure and four outlets, and the condensers are

cooled in parallel. Table 6 shows the basic values assumed for the calculations of the condensers. The cooling water parameters are assumed based on the design calculations of the cooling tower. It is assumed that 4% of the heat is collected in the power plant auxiliary devices. The 200 m high cooling tower was not selected specifically for the reference power unit or for the power unit integrated with a CCU presented in this chapter. It was used as one of the biggest structures in state-of-the-art power plants.

Table 4. Values assumed for the condenser calculations

Cooling water temperature at the condenser inlet	19.1	°C
Rise in the cooling water temperature in the condenser	9.2	K
Temperature difference in the condenser	2.8	K
Rise in temperature of the water cooling own-needs equipment	6	K
Cooling tower cooling range	9	K

The results of the condenser calculations carried out for the reference cycle (with no CCU) integrated with the cooling tower model based on previous analyses [8] are listed in Table 7. The cooling water mass flow to a single condenser is 9662.6 kg/s. Because the cooling tower operates under a hydraulic load of 88% of the nominal load, the temperature of the water cooled in it dropped from 19.1 °C to 18.7 °C, which, at a constant cooling range of 9.2 K, makes it possible to obtain the pressure of 4.42 kPa in the condenser. The heat flux given up in the turbine condensers is 741.3 MW. Taking account of the 29.5 MW heat flux from the cooling of the power unit own-needs equipment, the total heat flux given up in the cooling tower is 770.8 MW. The surface area of both condensers for the heat transfer coefficient $k=2.735\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$ [8] is 42,794 m².

Table 5. Basic operation indices of the parallel condensers

Pressure in the condenser	kPa	4.42
Temperature difference in the condenser	K	2.8
Rise in the cooling water temperature in the condenser	K	9.2
Mass flow of the water cooling the condensers	kg/s	19 325
Heat flux given up in the condensers	MW _t	741.3
Heat flux from the own-needs equipment cooling	MW _t	29.5
Heat flux given up in the cooling tower	MW _t	770.8
Total cooling water mass flow	kg/s	20507

In the case of the power unit integrated with a CCU, the total heat carried away in the cooling tower increases. However, because more than a half of the steam from the IP/LP crossover pipe is condensed in CCU, the heat flux given up in the condenser is also reduced by more than a half – from 741.3 MW to 349 MW (Table 1).

3. Operation of the cooling system of a power unit integrated with CCU

3.1. Operation of the cooling system at nominal ambient conditions

Providing an adequate cooling system for CCU is essential due to the need to maintain optimum conditions for the chemical processes that take place. In this section, the integration of the power unit thermal cycle and the CCU with the cooling water system featuring a natural draught wet cooling tower is analyzed. The nominal thermal load of the cooling tower under consideration is 875 MW. In the case of the reference power unit, the cooling tower thermal load for nominal conditions of the system operation was 770.8 MW. Retrofitting the power unit thermal cycle with a CCU results in an increase in the amount of heat that has to be carried away in the cooling tower (by about 20%). In a thermal cycle integrated with a CCU only a third of the waste heat comes from steam condensation in the steam turbine condenser because only about a half of the steam from the IP turbine outlet is expanded in the LP turbine. The remaining two thirds of waste heat come from the cooling of the CCU and the CO₂ compressor. For the case under analysis, the total amount of heat that has to be absorbed in the cooling tower is 929.9 MW. This value exceeds the cooling tower nominal load by 55 MW (6.3%). Consequently, the presented cooling tower is able to collect the total waste heat produced by the power unit and the CCU. Table 6 presents temperature values of the agents in individual coolers of the CCU. The power unit flue gases are cooled to 40 °C before they are fed into the absorber column (ABS). Due to the absorption process, the flue gas temperature rises to 67.2 °C. Having left the absorber, the flue gases are cooled to 50 °C to prepare them to be introduced into the cooling tower and to condense moisture which is returned to the absorber. The heat also comes from cooling the amine solution to 40 °C before it is fed into the absorber and cooling CO₂ to 35 °C before the compressor. The CO₂ compressor is composed of 8 stage groups and 7 coolers. In each cooler CO₂ is cooled to 35 °C.

The cooling water nominal temperature is 19.1 °C. It is assumed that the increment in the cooling water temperature in the turbine condenser is 9.2 K, in the power unit auxiliary equipment coolers – 6 K and in the CCU individual heat exchangers – 9 K. Table 7 presents cooling water mass flows to individual exchangers of CCU. The mass flow of the water cooling the condenser is constant and amounts to 9124 kg/s. The mass flow of the water cooling the CCU is 14666 kg/s. The total demand for water cooling the thermal cycle of the power unit integrated with a separation unit is 24985 kg/s, which is about 107.5% of the nominal hydraulic load of the cooling tower. The cooling water demand

ratio for the CCU is 99.8 kg of water per 1 kg of captured CO₂. Due to the increased heat flux collected in the cooling tower and the bigger mass flow of cooling water, the cooled water temperature is higher than nominal (19.1 °C) and amounts to 19.26 °C. The rise in the cooling water temperature caused a rise in the condenser pressure from 4.42 kPa (reference power unit) to 4.46 kPa.

Table 6. Temperature of hot agents and cooling water in individual exchangers of CCU

Component	Agent temperature before cooling	Agent temperature after cooling
CO ₂ /H ₂ O separator (SEP2)	105.6 °C	35 °C
Lean amine cooler (COOL2)	58.1 °C	40 °C
Flue gas precoolers (COOL1)	56 °C	40 °C
Flue gas moisture separator (SEP1)	67.2 °C	50 °C
Intercoolers of the CO ₂ compressor	Average: 90 °C	35 °C

Table 7. Cooling water mass flows to individual heat exchangers

Component	Cooling water mass flow
CO ₂ /H ₂ O separator (SEP2)	4 325 kg/s
Lean amine cooler (COOL2)	3 610 kg/s
Flue gas precoolers (COOL1)	335 kg/s
Flue gas moisture separator (SEP1)	4 294 kg/s
Total	12 564 kg/s
Cooling water (CW) demand ratio	85.5 kgCW/kg CO ₂
Intercoolers of the CO ₂ compressor	2 102 kg/s
Total	14 666 kg/s
Cooling water demand ratio (with CO ₂ compressor)	99.8 kgcw/kg CO ₂
Turbine condenser	9 124 kg/s
Auxiliary equipment cooling	1 195 kg/s
Total	24 985 kg/s

3.2. Operation of the cooling system at variable ambient conditions

The next step was to analyze the operation of a power unit fitted with a CCU and integrated with a cooling tower for ambient temperature varied in the range of 6–36 °C. It is assumed that the cooling water mass flows to individual heat exchangers are constant. The cold cooling water temperature varies in the range of 14.2 °C - 34.7 °C in the ambient temperature range under consideration (Fig. 4). Fig. 5 presents changes in the pressure in the condenser depending on ambient temperature (the mass flow of the water cooling the condenser is constant). The pressure in the condenser changes from 3.3 kPa for the temperature of 6 °C to 10.4 kPa for the maximum temperature considered in the analysis – 36 °C. Fig. 6 presents changes in the temperature of individual agents at the

cooler outlets in the CCU. Changes in ambient temperature and, consequently, in the temperature of cooling water at constant values of the mass flow result in variations in the temperatures of individual agents cooled in the CCU. Together with an increase in ambient temperature, the temperature of amine and flue gases before the absorber column (ABS) may rise even by 7 K from 40 °C to 47 °C. For the flue gas/H₂O separator (SEP1), the temperature rise is slightly smaller (5 K maximum). However, the temperature increase after separator SEP1 causes a significant increase in the flue gas moisture content and a simultaneous rise in the loss of MEA solution. The rise in temperature after the CO₂/H₂O separator (SEP2), which might even reach 17 K, and in the compressor interstage coolers, is especially undesirable in terms of the compressor correct operation.

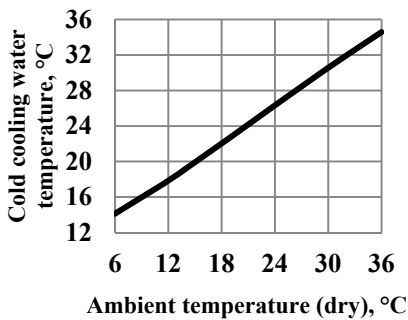


Fig. 3. Cold cooling water temperature depending on ambient temperature

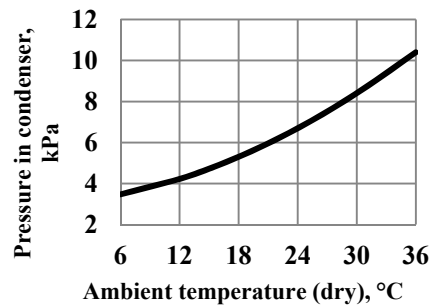


Fig. 4. Pressure in the condenser depending on ambient temperature

The temperature at the outlet of all CCU coolers should therefore be kept constant regardless of the ambient parameters. For this reason, it is necessary to adjust the steam mass flow of cooling water directed to the separation unit. If ambient temperature is lower than nominal, i.e. lower than 14 °C, the mass flow of the cooling water directed to the capture unit has to be reduced (Fig. 7). If ambient temperature falls to 6 °C, the cooling water mass flow has to be reduced by over 20%.

For the case under analysis, at nominal ambient temperature, the cooling tower operates under a hydraulic load of 107.5%. A rise in the cooling water mass flow to the maximum value (110% of nominal load) at ambient temperature higher than nominal allows keeping the CCU parameters if ambient temperature exceeds the nominal value only slightly (by 1÷2 °C). Therefore, keeping the CCU parameters requires an increase in the heat exchange area of individual coolers. Table 10 presents heat transfer coefficients for the CCU individual coolers according to [9] and [10]. The heat transfer coefficient values U vary

in a wide range. In the calculations of the area of individual exchangers, values U_{\min} and U_{\max} were taken into consideration as the lower and upper limits of the variation in the heat transfer coefficient. This resulted in the exchanger surface areas of A_{\max} and A_{\min} . Table 11 lists the calculated values of the heat exchange area for the reference cooling variant (the increment in the cooling water temperature in each exchanger is 9 K). Table 12 includes values for the variant with increased surface areas of the coolers.

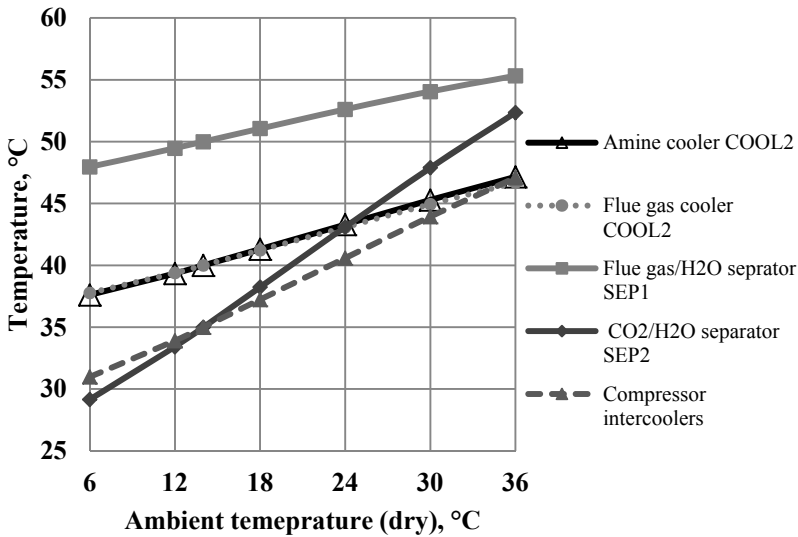


Fig. 5. Temperature of agents at the outlet of the CCU individual exchangers depending on ambient temperature

An increase in the heat exchange area of the CCU coolers to ensure appropriate adjustment of the process in the whole range of ambient temperature (the surface area is by about 1.5 to 2.5 times bigger) results in a decrease in the cooling water mass flow at the nominal parameters of the surroundings (14 °C). Table 13 shows cooling water mass flows to individual heat exchangers. The mass flow of the water cooling the condenser is constant and amounts to 9124 kg/s. The mass flow of the water cooling the CCU at the nominal ambient temperature is 7860 kg/s. This is lower than the value for the cooling variant presented previously. The total demand for water cooling the thermal cycle of a power unit integrated with a separation unit is 18,179 kg/s, which is about 82.5% of the nominal hydraulic load of the cooling tower. The warm cooling water temperature rises to 32.6 °C. The cooling water temperature at the con-

denser inlet is 20.3 °C, which causes a rise in the condenser pressure to the value of 4.72 kPa. In this case, the cooling range of the cooling tower is 12.3 K.

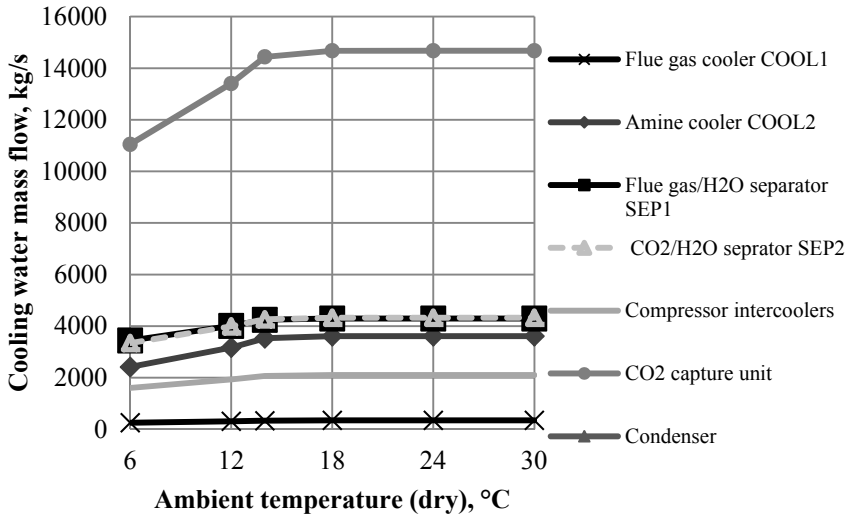


Fig. 6. Cooling water mass flow to the CCU depending on ambient temperature

Table 8. Heat transfer coefficients for the CO₂ CCU heat exchangers

Component	Overall heat transfer coefficient U , W/m ² K
CO ₂ /H ₂ O separator (SEP2)	400÷510
Lean amine cooler (COOL2)	450÷510
Flue gas moisture separator (SEP1)	340÷400
Flue gas precooler (COOL1)	10÷50
Intercoolers of the CO ₂ compressor	200÷700

Table 9. Heat exchange area of individual exchangers – reference cooling variant

Component	Q , MW	UA , kW/K	U_{min} , W/m ² K	A_{max} , m ²	U_{max} , W/m ² K	A_{min} , m ²
CO ₂ /H ₂ O separator (SEP2)	162.8	4216	397	10620	511	8250
Lean amine cooler (COOL2)	135.9	5446	454	11943	511	10658
Flue gas precooler (COOL1)	12.6	525	10	52500	50	10500
Flue gas moisture separator (SEP1)	161.6	4669	397	11760	511	9137
Intercoolers of the CO ₂ compressor	79.1	2356	200	11780	700	3366

Table 10. Heat exchange area of individual exchangers
– increased surface area of all CCU coolers

Component	Q , MW	UA , kW/K	U_{min} , W/m ² K	A_{max} , m ²	U_{max} , W/m ² K	A_{min} , m ²
CO ₂ /H ₂ O separator (SEP 2)	162.8	7079	397	17831	511	13853
Lean amine cooler (COOL2)	135.9	10003	454	22033	511	19575
Flue gas precooler (COOL1)	12.6	991	10	99100	50	19820
Flue gas moisture separator (SEP1)	161.6	6907	397	17397	511	13516
Intercoolers of the CO ₂ compressor	79.1	4145	200	20725	700	5921

Table 11. Cooling water mass flows to individual heat exchangers
(nominal ambient temperature – 14 °C)

Component	Cooling water mass flow
CO ₂ /H ₂ O separator (SEP 2)	2309 kg/s
Lean amine cooler (COOL2)	1774 kg/s
Flue gas precooler (COOL1)	179 kg/s
Flue gas moisture separator (SEP1)	2490 kg/s
Total	6752 kg/s
Cooling demand ratio	45.9 kg CW/kg CO ₂
Intercoolers of CO ₂ compressor	1108 kg/s
Total	7860 kg/s
Cooling water (CW) demand ratio (with CO ₂ compressor)	53.5 kg CW/kg CO ₂
Main turbine condenser	9124 kg/s
Auxiliary equipment cooling	1195 kg/s
Total	18179 kg/s

Keeping constant temperature of the agents cooled in the CCU regardless of ambient temperature requires adjustment of the cooling water mass flow. The cooling water mass flow to the turbine condenser is maintained constant. The curves in Fig. 8 illustrate changes in the cooling water mass flow to individual coolers of the separation unit and to the condenser depending on ambient temperature. Depending on the temperature value, the cooling water mass flow is adjusted so that the temperature of individual agents remains the same. The total cooling water mass flow varies in the range of 70-100% of the maximum value and the flows to individual coolers of the capture unit – in the range of 50-100%. Fig. 9 presents the dependence of the CCU unit cooling water demand ratio depending on ambient temperature. As it can be seen, the ratio varies in the range of 50-100 kg of cooling water per 1 kg of captured CO₂.

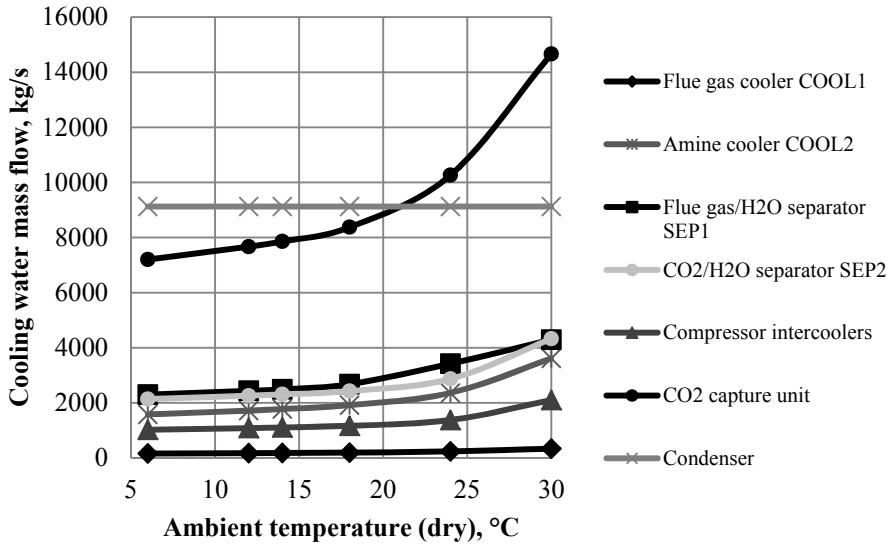


Fig. 7. Cooling water mass flow to the CCU and to the condenser depending on ambient temperature

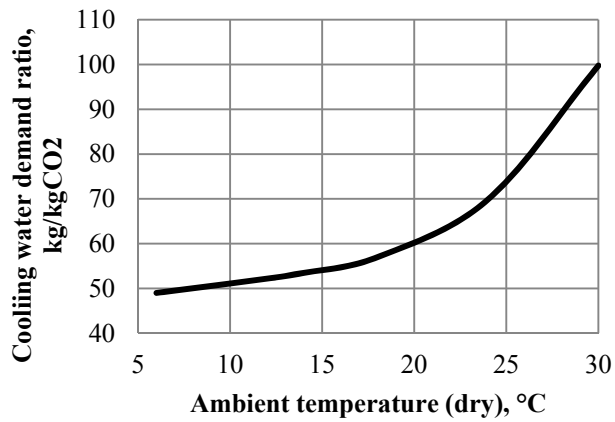


Fig. 8. CCU cooling water demand ratio depending on ambient temperature

4. Conclusions

CO₂ separation by wet chemical absorption MEA and CO₂ compression involve, among other things, a considerable increase in the demand for cooling. Assuming in each cooler the warming range of the cooling water at the level of 9 K, the water demand ratio amounts to 99.6 kg/kg CO₂. Moreover, the parameters of the solvent and gases in the capture and compression unit should be kept constant regardless of ambient temperature or the power unit load to ensure an optimal conditions for the chemical reactions. The need to collect a considerable amount of extra heat results in a rise in the cooling water temperature and, in consequence, in higher pressure in the steam turbine condenser. Keeping the pressure value in the condenser at the same level as in the reference variant would require an increase in the condenser heat exchange area. The results of the analysis also prove that, in order to maintain constant parameters of individual agents cooled in the CCU, it is necessary to increase the heat exchange area of the coolers significantly (compared to the reference variant, where the increment in the cooling water temperature is assumed at 9 K) or to introduce an additional cooling system to obtain a lower temperature of cooling water if ambient temperature rises. With the change of ambient temperature the demand for the cooling water to the capture is changing. For this reason it is necessary to regulate the cooling water mass flow. Therefore, it is appropriate to install several cooling water pumps which will operate in parallel.

ACKNOWLEDGMENTS

The results presented in this chapter were obtained from research work co-financed by the National Centre of Research and Development in the framework of Contract SP/E/1/67484/10 – Strategic Research Programme – Advanced technologies for energy generation: Development of a technology for highly efficient zero-emission coal-fired power units integrated with CO₂ capture.

References

- [1] H. Zhai, E.S. Rubin, Carbon capture effects on water use at pulverized coal power plants, *Journal: Energy Procedia* , vol. 4, pp. 2238-2244, 2011.
- [2] H. Zhai, E.S. Rubin, P.L. Versteeg, Water Use at Pulverized Coal Power Plants with Post-combustion Carbon Capture and Storage, *Environ. Sci. Technol.* 2011, 45, 2479–2485.
- [3] Mohammad R.M. Abu-Zahraa, Léon H.J. Schneidersa, John P.M. Niedererb, Paul H.M. Feron, Geert F. Versteegb, CO₂ capture from power plants: Part I. A parametric study of the technical performance based on monoethanolamine, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Volume 1, Issue 1, April 2007, Pages 37–46.
- [4] Peters M, Timmerhaus K, West R. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. 5th Edition. McGraw-Hill Companies, Inc. 2003.

- [5] Stępczyńska K., Łukowicz H., Dykas S., Obliczenia ultra-nadkrytycznego bloku węglowego o mocy 900 MW z odzyskiem ciepła ze spalin [Calculations of a 900 MW ultra-supercritical coal-fired power unit with waste heat recovery], *Archiwum Energetyki*, Vol. XLII (2012), No 2, pp. 155-164.
- [6] Stępczyńska-Drygas K., Łukowicz H., Dykas S.: Calculation of an advanced ultra-supercritical power unit with a CO₂ capture installation, *Energy Conversion and Management*. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S019689041300280X> (Accessed: 30 Aug 2013).
- [7] Epsilon Professional 10.0. Help file.
- [8] Wróblewski W., Dykas S., Rulik S.: Selection of the cooling system for ultra-critical coal fired power plant, *Energy Conversion and Management*, Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890413004627>, (Accessed: 10 Sep 2013).
- [9] Typical Overall Heat Transfer Coefficients. Available at: <http://www.processassociates.com/process/heat/uvalues1.htm#amn> (Accessed: 30 Aug 2013). Pietrowski J.W., Fastowski W.G., *Współczesne wysokosprawne wymienniki ciepła* [Modern highly efficient heat exchangers], Warszawa, 1964.

EFFECTIVE THERMAL CONDUCTIVITY AS A BASIC THERMAL PROPERTY OF STEEL POROUS CHARGE

Rafał Wyczółkowski*, Agnieszka Benduch

Czestochowa University of Technology, Faculty of Production Engineering and Materials
Technology, Department of Industrial Furnaces and Environmental Protection
al. Armii Krajowej 19, 42-200 Częstochowa, Poland

* Corresponding Author. E-mail: rwyczolkowski@wip.pcz.pl

The article is devoted to the issue of the effective thermal conductivity k_{eff} of a porous charge observed during the heat treatment of steel products. It is the basic thermal property used in the theory of porous media. The problem was presented on the example of a charge in the form of long element bundles. The first part of the article briefly discusses the methods of determination of coefficient k_{eff} . The basic part presents the results of the measurements of coefficient k_{eff} obtained for samples of a charge in the form of flat beds of specific steel elements. The measurements were performed on beds of bars (round, square, flat), pipes and rectangular sections. The studies were implemented by the steady-state method with the use of a guarded hot plate apparatus. The effective thermal conductivity of the examined charges is within the range from 1,6 to 6,8 W/(m·K), which constitutes from 0,03 to 0,25 of the thermal conductivity of steel k_s . The effective thermal conductivity of the examined charges depends on the dimensions of the sample elements, the manner of their arrangement and the temperature. The obtained results were approximated by means of linear regression functions describing the dependence of coefficient k_{eff} on the temperature. In the further stages of the research, these dependences will be used for a qualitative analysis of the issue.

Nomenclature

- a_1 – slope of straight line;
- a_2 – free term;
- d_b – bar diameter, m;
- D – bundle diameter, m;
- h – height of sample, m
- h_{ct} – contact conductivity coefficient, W/(m²·K);
- k_{bed} – total effective thermal conductivity, W/(m·K);
- k_{eff} – effective thermal conductivity due to thermal conduction and radiation, W/(m·K);
- $k_{\text{e-g}}$ – effective thermal conductivity through fluid, W/(m·K);

k_{e-sc}	– effective thermal conductivity through solid particles and point contact, W/(mK);
k_{f-eff}	– effective thermal conductivity due to fluid mixing, W/(mK);
k_r	– radiative thermal conductivity, W/(mK);
k_s	– thermal conductivity of solid phase, W/(mK);
k_{s-eff}	– effective thermal conductivity due to solid particle movement, W/(mK);
q	– heat flux, W/m ² ;
R^2	– coefficient of consistency of an estimator;
t	– temperature, °C;
s	– thickness, m.

Greek symbols

Δt	– temperature difference, K;
φ	– porosity.

1. Introduction

The basic challenge for the producers of steel is manufacturing products of the best quality with the least possible costs. This condition is fulfilled in the way of optimizing the production processes, which, in the case of steel production, are closely related to the processes of heat exchange. One of the conditions for the proper design and analysis of the thermo-physical phenomena occurring in the industrial processes is possessing detailed information on the physical properties of the substances and materials which participate in these processes.

In the problems relating to the thermal engineering there are four basic types of properties that describe the system: thermodynamic, kinematic, transport, and other [1]. The thermodynamic properties define equilibrium of the system and include such properties as temperature, pressure, density, internal energy, heat capacity, speed of sound, enthalpy, and entropy. Examples of kinematic properties are fluid velocity and acceleration. These properties are governed by the conservation principles of mass and momentum. The transport properties are thermal conductivity, thermal diffusivity (diffusion coefficient) and viscosity. Finally, other properties are surface tension and saturation pressure, which are required when in the thermal system occur an additional physical process, for example phase change.

In the production of steel, the heat treatment processes are those which especially determine the quality of finished products, and due to their energy consumption, also the production costs [2, 3]. Optimization of these processes is connected with a thorough recognition of the complex thermal interactions which take place in the system: heated charge-furnace. This requires, among others, an access to reliable data on the thermal properties of the heated charge. In the case of an analysis of the heating process of monolithic steel elements, the basic thermal property of the charge is the thermal conductivity of steel k_s . According to the Fourier's law, this quantity describes the ability of the given substance to transfer the internal energy in the conducting process [4]. The

thermal conductivity of steel k_s depends on its composition, crystalline structure and temperature. The data on the thermal conductivity of the most popular carbon and alloy steels is commonly available in the thematic literature [1, 5, 6].

However, in many cases of industrial practice, the heated charge in the heat treatment process is not a monolithic element. This is the case of the thermal treatment of a porous charge [7]. Such a charge is constituted by wire coils, wire rods or sheets as well as long element bundles. This form of a charge results from the aim to achieve the most possible effectiveness in the use of the heating space of the furnace. Due to its heterogeneous structure, a porous charge, in comparison to a monolithic one, characterizes in quite different thermal properties.

The presented article is devoted to the analysis of the thermal properties of a steel porous charge in the form of bundles of various types of long elements. Due to its heterogeneous structure, such a charge is treated as a granular porous medium. And so, its basic thermal property is the effective thermal conductivity k_{eff} . This parameter is commonly used in the theory of porous media and it constitutes an equivalent of the thermal conductivity of homogeneous materials. The effective conductivity expresses quantitatively the ability of heterogeneous media to transfer the heat, where, next to the heat conduction, also other forms of heat exchange are present.

2. Long element bundles as a porous medium

During the heat treatment, such elements as bars, pipes, rectangular sections and shapes can be heated in the form of bundles. Examples of bundles of selected long elements are presented in Fig. 1. Depending on the shape of the elements, the bundles assume the form of elongated cylinders or rectangular prisms (cuboids). Characteristic of this type of charge is the presence of empty spaces (pores) filled with gas. The type of the gas depends on the atmosphere of the furnace in which the heat treatment is performed. Due to this fact, bundles are two-phase structures: metal-gas, and so they can be considered as porous media.



Fig. 1. Bundles of various types of long elements: bars, pipes and rectangular sections

The fraction of the gaseous phase in the volume of the bundles is expressed by the porosity φ . Depending on the type of the elements which form the bundle, we can distinguish between two types of porosity. Bundles formed of full elements, such as bars (Fig. 1a), characterize in external porosity. When bundles consist of empty elements such as pipes or profiles (Fig. 1b, c), their porosity is mixed, as it can be divided into the internal and the external one. The internal porosity of the bundles is constant, as it only depends on the invariable geometry of the elements themselves. The external porosity, on the other hand, is variable and it depends on the packing degree of the bundles. The theoretical porosity of the packed bundles of round bars equals 0,093, and that in the case of square bars should be close to 0. However, due to the faults in the shape of the bars, connected mostly with the lack of rectilinearity, in practice, this parameter assumes slightly higher values, that is 0,01÷0,03. The porosity of pipe or profile bundles can even exceed 0,85. Porosity is one of the factors determining the thermal properties of the bundles.

Other quantities characterizing bundles are their geometrical parameters. At the macroscopic level, they are the length and the lateral dimensions (for cylindrical bundles, it's the diameter). The bundle length L is determined by the length of the heat treated elements and it usually equals from 1,5 to 6 m. The bundle diameter D , on the other hand, is normally within the range from 0,3 to 0,5 m. At the microscopic level (heterogeneities), the geometrical parameter of the bundle is the lateral dimension of its forming elements (e.g. bar diameter d_b), and for empty elements - also the thickness of their wall s .

For a better illustration of our further considerations, Fig. 2 shows the photographs of two models of cylindrical bundles: a) flat bars and b) round bars. As it can be seen, due to the structure of the solid phase, these charges characterize in anisotropy. It is connected with the continuity of the solid phase, which occurs only in the axial direction. In the radial direction, the solid phase has a granular structure. This causes the bundles to characterize in different thermal properties in the particular directions. In the axial direction, the thermal properties of the bundles are expressed by the thermal conductivity of steel k_s .

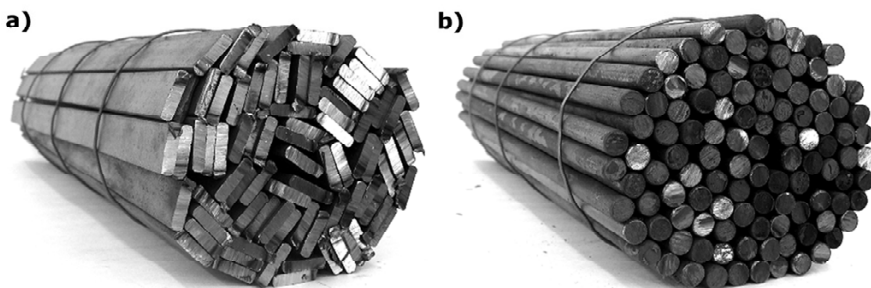


Fig. 2. Models of cylindrical bundles of long element: a) flat bars, b) round bars

In the case of the radial direction, the intensity of the heat flow is not only determined by the conductivity in the solid phase. The process of heat flow in this direction is a complex phenomenon. In the most general case, the following mechanisms are present: conduction in the solid phase, conduction in the gas which fills the empty spaces of the bundles, free convection of the gas, contact conduction in the contact area of the adhering elements, and radiation between the surfaces of the elements of the bundle. Due to this fact, the thermal properties of the bundle in the radial direction are expressed by means of a parameter which describes quantitatively the result of the mentioned phenomena. This parameter is the effective thermal conductivity k_{eff} , constituting the basic thermal property of the bundles. This results from the significant disproportion of the dimensions L and D , which causes the bundle heating course to be determined by the phenomena of the heat transfer which takes place in the radial direction.

3. Effective thermal conductivity of granular media

The effective thermal conductivity as a thermal parameter is commonly used in the theory of porous media [8, 9]. It is a field quantity ascribed during the averaging process for each point of the media. The value of coefficient k_{eff} expresses quantitatively the effect of all the heat flow mechanisms which take place in the given porous medium. The most complex heat transfer processes in the case of porous media occur in high temperature packed bed reactors. The effective conductivity of packed beds k_{bed} which constitute the packing of such devices can be most generally presented as a sum of three components [10].

The first component is the effective conductivity k_{eff} of the granular bed saturated with a stagnant fluid. This quantity includes the four following heat exchange mechanisms: conduction in the solid phase, contact conduction in the contact points of the adhering grains of the solid phase, conduction in the area of the stagnant fluid and radiation between the surfaces of the grains.

Another component is the effective conductivity $k_{\text{f-eff}}$, which expresses the increase in the intensity of the heat exchange in the medium, caused by the turbulent mixing of the fluid flowing through the cracks of the stationary solid phase. This process can be presented as the movement of the turbulent portions of the fluid transferring the thermal energy, which criss-crossing between the particles of the bed. This phenomenon significantly increases the effective conductivity of the medium.

The third component $k_{\text{s-eff}}$ is present when both phases of the granular medium are in motion. And so, coefficient $k_{\text{s-eff}}$ describes the increase of the effective thermal conductivity of the granular medium caused by the movement of the

solid phase. Thus, in the most general case, the effective thermal conductivity k_{eff} of a granular medium is described by the following relation:

$$k_{bed} = k_{\text{eff}} + k_{f\text{-eff}} + k_{s\text{-eff}} \quad (1)$$

When, in the discussed granular medium, all the phases are stationary, its effective conductivity is expressed by the first component of the right side of relation (1). Due to the character of the heat flow processes which take place in stationary granular beds, coefficient k_{eff} can be presented as a sum of three components. They are: the effective conductivity connected with the conduction in the fluid phase k_{e-g} , the effective conductivity connected with the conduction in the solid phase and the contact conduction k_{e-c} as well as the radiative thermal conductivity k_r related to the radiation [10].

In the case of very detailed analyses, the effective conductivity can be presented as a sum of four quantities which independently include: the effect of the conduction in the solid component and the gaseous component, the radiation and the contact conduction in the contact points of the grains of the medium. Such an approach is assumed, among others, for the description of the thermal properties of thermal insulations in which the solid component is discontinuous [11].

4. Methods for determining the effective thermal conductivity

The effective thermal conductivity of porous media is determined both in the analytical and the experimental way. In the analytical approach, coefficient k_{eff} is calculated on the basis of a proper mathematical model. Over the years, various theoretical models have been proposed [10, 12-14]. In reference to the type of solution, we can distinguish between three groups of models [15]:

- Models based on the analysis of the thermal resistances (resistor approach). In this method, the continuous and the dispersed phases are considered as layers which behave as thermal resistors. It is assumed that the ways of the heat flux lines have a rectilinear character. Depending on the model of the medium, different configurations of the layers are considered.
- Models based on the phase averaging approach. In this method, the effective thermal conductivity is calculated as an average property for the component phases of the medium. For each phase, volumetrically averaged temperature gradients are determined, which are next referred to the average temperature of the medium.
- Field approach. These methods are based on the solution of the Laplace' equation. The solution configuration is closely related to the structure of the ana-

lyzed phase system. Contrary to the thermal resistance methods, here, we consider the heat flux lines form concentrated or rarefied field areas in the vicinity of the dispersed phase particles. Knowing the conductivity of the phases, the relative heat flux density inside or outside the grain is derived. In this way, the effective thermal conductivity of the medium can be derived.

In the experimental approach, the effective conductivity is usually determined by means of the standard measuring methods [16, 17]. These methods generally consist in solving the boundary value problem for the given sample and calculating the thermal conductivity coefficient on the basis of the measured temperatures in certain points of the sample. Certain analytical solutions to a series of typical boundary value problems which occur during the measurements of thermal properties have been presented by Carslaw and Jaeger [18]. If the considered boundary value problem is related to the stationary heat flow in the sample, it is the case of the steady-state methods.

For materials of moderate to high thermal conductivity ($k \sim 10$ to $500 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$), axial heat flow, radial heat flow and direct electrical heating methods are often used. Materials of lower thermal conductivity are usually tested in guarded hot plate apparatus [11, 17]. This method can provide high accuracy but require relatively long time to reach steady state. Measuring methods are the most reliable source of information on the thermal properties of various materials, including porous media.

5. Effective thermal conductivity measurements of long elements bundles

The measurements of the effective thermal conductivity of the bundles were performed on samples in the form of flat beds. As can be seen on the example of rectangular profiles and square bars in Fig. 3, the examined samples were obtained by way of placing the given elements in layers. In this way, a porous medium was obtained in the form of a packed flat bed of the given elements. The height of the samples, depending on the examined elements, equaled from 50 to 162 mm. In the horizontal plane, the dimensions of the samples were determined by the construction of the testing station and, in both directions, they equaled 390 mm.

The tests were conducted by the steady-state method with the use of a guarded hot plate apparatus [19, 20]. The effective thermal conductivity k_{eff} determined in this way is defined as [21-23]:

$$k_{\text{eff}} = \frac{q \cdot h}{\Delta t} \quad (2)$$

where: q – heat flux flowing through the sample, W/m^2 ; h – dimension of the sample in the direction of the heat flow (height), m; Δt - temperature difference of the external surfaces of the sample, K.

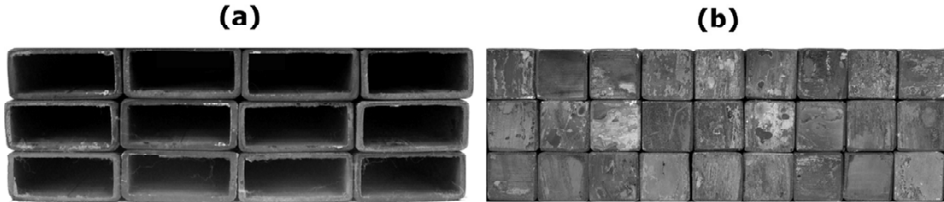


Fig. 3. Photographs illustrating the measuring sample preparation method:
a) sample of rectangular sections; b) sample of square bars

Due to the specific character of the examined samples, the measurements were performed at a specially constructed station, whose main elements were: a heating chamber, a control system and a temperature measurement system. The heating chamber consists of a steel retort, a cover, electric heaters, a thermal insulation and a supporting structure. The retort has the form of a cuboidal case, in which the external dimensions of the base are 400×400 mm and the height is 200 mm. It creates a space in which the examined samples are placed. During the measurements, the retort is covered with a hermetic cover.

The heat flux q flowing through the sample is determined as a quotient of the measured power of the current absorbed by the main heater and its surface. The station makes it possible to perform tests in the temperature range of $50 - 650$ °C. Within this range, the measurements were conducted for ten different temperature values. Changes in this parameter are made by way of regulating the power feed of the main heater with the use of an autotransformer.

The measurement of the temperature on the surfaces of the samples involves the use of a separate system, which consists of jacked thermocouples type K, an electronic multi-channel switch of the measuring points PMP-201 type and a microprocessor thermometer EMT-200 type [24]. Such a system allows for a simultaneous measurement of the temperature in ten points, with the resolution of $0,1$ °C. The measurements were performed for a series of samples made of round, square and flat bars as well as pipes and rectangular sections. The results obtained for these samples are presented in a graphic form as diagrams of the dependence of coefficient k_{eff} on the temperature.

Presented below are the measurement results of the effective thermal conductivity for seventeen different samples of a porous charge. The samples were made of round bars (six samples), square bars (three samples), flat bars (two samples), pipes (three samples) and square sections (three samples). The obtained

results are presented in a graphic form as diagrams of the dependence of coefficient k_{eff} on the temperature.

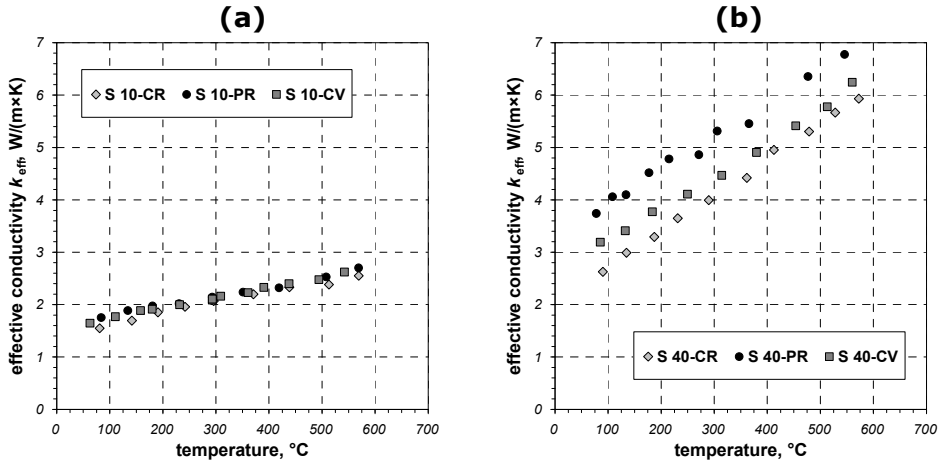


Fig. 4. Measurement results of effective thermal conductivity of round bars beds: a) 10 mm bar sample; b) 40 mm bar sample. The letter designations in the sample symbols are as follows: CR – crossed bed, PR – partitioned bed, CV – covered bed

Fig. 4 shows the test results obtained for round bars beds. Diagram 4a refers to the samples made of 10 mm diameter bars and diagram 4b – 40 mm diameter bars. In the case of both diameters, the tests were performed for three types of samples characterizing in different arrangements of consecutive layers, which is schematically illustrated in Fig. 5. Fig. 5a shows a bed of bars in a partitioned arrangement, Fig. 5b - a bed in a covered arrangement, and Fig. 5c – a bed in a crossed arrangement. Each case characterizes in different conditions of the contact between consecutive layers of the bed. In the partitioned and crossed beds, with the assumption of an ideal rectilinearity and roundness of the bars, the contact surface between the bars of consecutive layers has a linear character. In the partitioned beds, each bar from one layer is in contact with two bars from another layer. This can be expressed as the ‘contact number’, which, in this case, equals two. For the covered bed, the contact number equals one. In the crossed bed, the contact has a point character. And so, each discussed bed characterizes in a different contact surface. This factor determines the intensity of the contact heat conduction. As the contact conduction is one of the heat transfer mechanisms in the beds, the manner of the bar arrangement affects their effective thermal conductivity. This tendency is clearly visible in the case of the 40 mm samples. The highest effective conductivity is exhibited by the partitioned bed (sample S 40-PR), and the lowest – by the crossed sample (S 40-CR). The discussed tendency is not demonstrated by the 10 mm samples. This can be explained by the fact that these bars, as compared with the 40 mm bars,

are much less rectilinear. For this reason, the conditions at the contact areas of consecutive layers in the beds of 10 mm bars are mostly determined by the bar deformations and not by the manner of their arrangement.

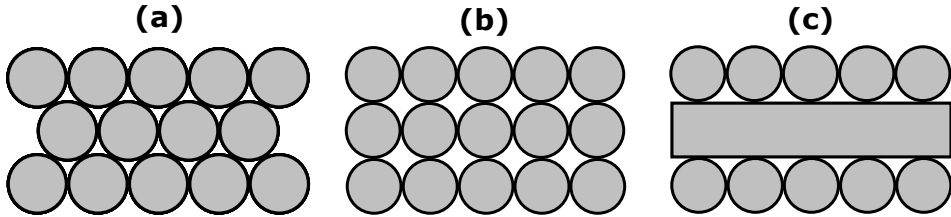


Fig. 5. Schematics of layers arrangement in bars beds:
a) partitioned bed; b) covered bed; c) crossed bed

The values of coefficient k_{eff} obtained for all the round bar samples are within the range from 1,6 to 6,8 W/(m·K) and depend on the bar diameter and arrangement as well as the temperature. Coefficient k_{eff} increases with the temperature and the bar diameter. A more detailed analysis of the observed tendencies of changes of the examined parameter will, however, not be performed here. This will be the aim of another publication. The purpose of the presented article is to demonstrate the general information on this coefficient and the range of values which it assumes for a given porous charge.

Fig. 6 shows the measurement results of the effective thermal conductivity obtained for bars samples of a rectangular intersection. Diagram 6a refers to the beds made of square bars. The tests were performed on three samples: one of 10 mm bars (S 10) and two of 20 mm bars (S 20-1, S 20-2). Also in this case, the effective thermal conductivity increases in the function of the bar size and the temperature. The range of the values of coefficient k_{eff} for these samples equals from 2,6 to 6,4 W/(m·K). As in the square bars beds, the contact area between the bars from consecutive layers is larger than in the round bars beds, the effective thermal conductivity in this case is higher. Due to the effect of the bar size on coefficient k_{eff} , it is possible to directly compare only the results referring to the bars of the same size, that is 10 mm. We observed an increase in the effective conductivity by about 1 W/(m·K) in favour of the square bar beds, which, in reference to the round bar beds, gives an increase of k_{eff} by about 66%.

The results included in Fig. 6b refer to the square (flat) bars – 5×20 mm and 10×40 mm. A general tendency for changes of coefficient k_{eff} , in this case, is very similar to that in the case of the samples discussed earlier. The value range of the effective thermal conductivity for this charge equaled from 2,0 to 3,4 W/(m·K).

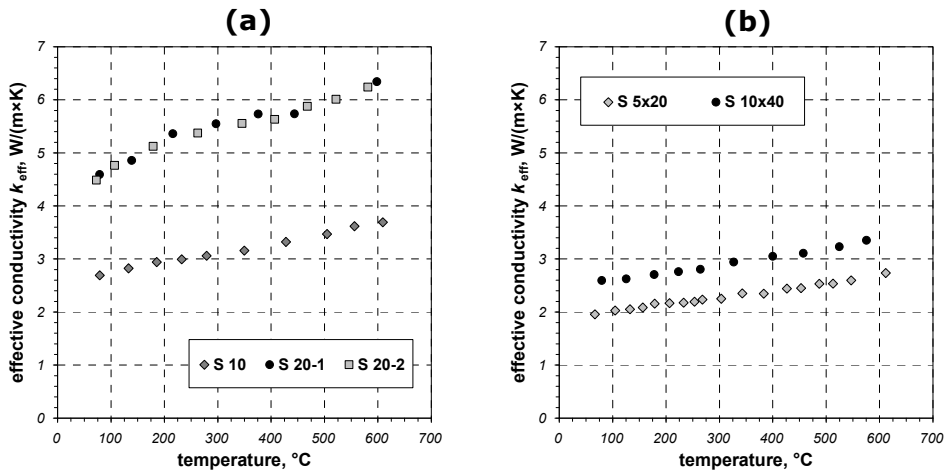


Fig. 6. Measurement results of effective thermal conductivity of rectangular bars beds: a) square bars samples; b) flat bars samples. The numerical designations in the sample symbols refer to the bar lateral dimensions in mm

Fig. 7 presents the test results obtained for charges of a mixed porosity. Fig. 7a shows the results obtained for beds built of pipes, 21,5 mm in external diameter and 2,5 mm of wall thickness. Similarly to the case of the bars, tests were performed also on beds of different layer arrangements: partitioned, covered and crossed. The obtained results show that, similarly to the case of bars, the contact conditions which occur at the bed layer boundary affect the effective thermal conductivity of the samples. The values of coefficient k_{eff} measured for these samples are within the range from 1,8 to 3,7 W/(m·K).

Fig. 7b presents the results obtained for three samples made of square sections of the following dimensions: 20×40 mm, 40×40 mm and 60×60. The 20×40 sections' wall was 2 mm thick and for the remaining sections, this parameter equaled 3 mm. It is interesting to note that the sample made of the 20×40 mm sections was the only one of all the examined charges which did not exhibit an increase of coefficient k_{eff} together with the temperature. The effective thermal conductivity in the whole temperature range oscillates between 3,4 and 3,6 W/(m·K), with the mean value of 3,47 W/(m·K).

The remaining sections samples (S 40×40, S 60×60) characterize in an increase of coefficient k_{eff} together with the temperature. Despite the high porosity of these samples, connected with the internal porosity, their effective thermal conductivity is relatively high and is within the range from 4,6 to 5,9 W/(m·K). These results show that the porosity of steel charges does not significantly affect their effective thermal conductivity. The factors determining the value of parameter k_{eff} for these media are: the high disproportion between the thermal

conductivities of particular phases (steel and air) and the conditions of the contact thermal conduction connected with the arrangement of the charge.

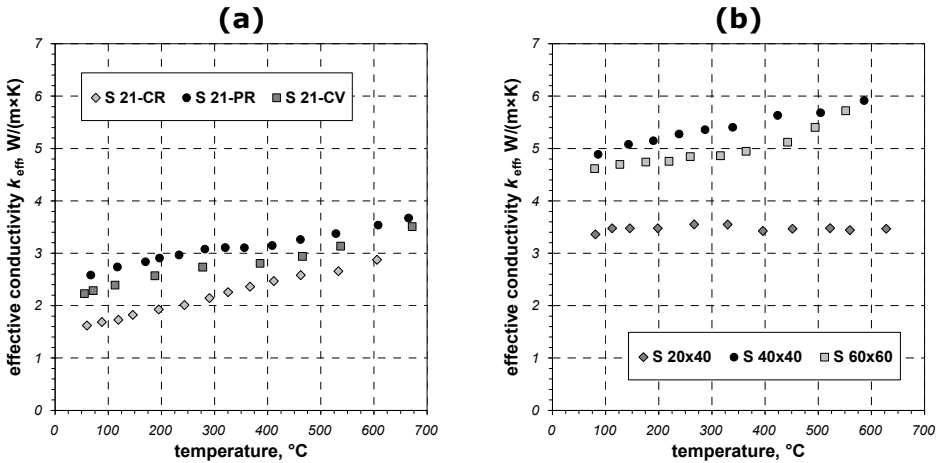


Fig. 7. Results of effective thermal conductivity measurements of: a) pipes beds: b) square sections beds. The numerical designations in the sample symbols refer to the external dimensions of the forming elements, whereas the letter designations in the pipes bed symbols point to the sample arrangement, similarly to the bars samples

For all the examined porous charge samples, with the exception of S 20×40, the effective thermal conductivity increases linearly in the function of temperature. This allows for a description of the temperature dependence of coefficient k_{eff} of these samples by means of a linear regression function:

$$k_{eff} = a_1 \cdot t + a_2 \quad (3)$$

The values of coefficients a_1 and a_2 determined by the least square method for the empirical data referring to the particular samples are compiled in Table 1. The table also includes the values of the coefficient of determination R^2 which is a measure of how the regression function model fits the empirical data – for the ideal determination of $R^2 = 1$.

The value of coefficient a_1 informs on the dynamics of the effective thermal conductivity increase of the given sample with the temperature. The highest values of this parameter were obtained for the 40 mm bars beds, which, depending on the charge arrangement, equal 0,0063 (partitioned and crossed sample) and 0,0069 (covered sample). The lowest values of parameter a_1 are exhibited by the flat bars beds, for which it equals 0,0013 (S 5×20 sample) and 0,0015 (S 10×40 sample).

Table 1. Values of coefficients a_1 , a_2 from equation (3) and coefficient R^2 for examined porous charge samples

Sample	a_1	a_2	R^2
S 10-CR	0,0020	1,447	0,984
S 10-PR	0,0018	1,615	0,989
S 10-CV	0,0019	1,549	0,994
S 40-CR	0,0069	2,030	0,998
S 40-PR	0,0063	3,312	0,989
S 40-CV	0,0063	2,577	0,996
S 10	0,0018	2,561	0,993
S 20-1	0,0032	4,485	0,949
S 20-2	0,0031	4,431	0,973
S 5x20	0,0013	1,878	0,989
S 10x40	0,0015	2,436	0,992
S 21-CR	0,0023	1,478	0,995
S 21-PR	0,0016	2,548	0,978
S 21-CV	0,0019	2,156	0,978
S 40x40	0,0019	4,782	0,945
S 60x60	0,0020	4,348	0,872

The value of coefficient a_2 informs on the effective conductivity of the given charge which is theoretically assumed by this charge at the temperature of 0 °C. The lowest value of a_2 , equaling 1,447, was obtained for the 10 mm round bar sample in the crossed arrangement (S 10-CR). The highest value of this parameter, equaling 4,782, was obtained for the 40×40 mm sections bed (S 40×40).

To finalize the discussion of the test results, let us focus on the issue of the values assumed by the effective thermal conductivity of the analyzed charges in relation to the thermal conductivity of the solid phase (steel). In the quantitative way, this problem can be presented with the use of a reduced effective thermal conductivity K_{eff} , which is a quotient of the effective thermal conductivity k_{eff} of the given charge and the thermal conductivity of its solid phase k_s :

$$K_{eff} = \frac{k_{eff}}{k_s} \quad (4)$$

All the examined samples were made from elements of low-carbon steel with the carbon content of 0,2%. According to the literature data, the thermal conductivity of this steel within the temperature range of 0÷700 °C decreases from 51,3 down to 31,8 W/(m·K) [6]. The tabular data were approximated with the following regression function:

$$k_s = 1,24 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 - 3,26 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 1,19 \cdot 10^{-2} \cdot t + 51,35 \quad (5)$$

By means of the form of function (3) for the examined samples as well as equation (5), the values of parameter K_{eff} were calculated for the analyzed charges, for the temperature range of 50÷650 °C. For the charges of a lower effective thermal conductivity, this parameter is within the range from 0,03 to 0,075. For the charges of the highest effective thermal conductivity, parameter K_{eff} assumes the value from 0,095 to 0,25. These results clearly demonstrate how the thermal properties of a considered porous charge divert from the thermal properties of a monolithic charge. In the best case, the effective thermal conductivity constitutes only 0,25 of the thermal conductivity of steel. However, in most cases, this value equals only 0,1 of conductivity k_s . Due to this fact, heating a porous charge during heat treatment is a very unique process and, because of the quality of the product and the energy consumption of the production process, it requires a very close control. One of the conditions for such a control is the knowledge of the thermal properties of the heated charge. The presented results constitute valuable data in this field.

6. Summary

The article presents the measurement results of the effective thermal conductivity of selected types of a porous steel charge in the form of flat long element beds. Due to the geometrical structure, these beds correspond to the long element bundles. The obtained results point to the fact that the properties of this type of charge are very different from the thermal properties of monolithic elements.

In the further stages of the research, the obtained data will be used to qualitatively analyze this issue. The aim of these analyses will be the elaboration of a mathematical model of the complex heat flow in the area of the porous charge. The basic purpose of this model will be an analytical determination of the value of coefficient k_{eff} . This model will include the presence of successive parameters describing the thermal properties of the porous charge, which are: the radiative thermal conductivity k_r and the contact conductivity coefficient h_{ct} . The first quantity expresses the intensity of the radiative energy flow in the area of the porous charge and the other – the intensity of the contact conduction.

What is more, the measurement results will be used to verify the existing models of the effective thermal conductivity in respect to the possibility to apply them in the context of a steel porous charge.

References

- [1] Jacobsen R.T., Lemmon E.W., Pennoncello S.G., Shan Z., Wright N.T.: *Thermophysical Properties of Fluids and Materials*, in: *Heat Transfer Handbook*, Bejan A., Kraus A.D. eds. John Wiley & Sons, New York 2003.
- [2] Sahay S.S., Krishnan K.: *Model based optimization of continuous annealing operation for bundle of packed rods*. Ironmaking and Steelmaking. **34**(2007), 1, 89-94.
- [3] Dobrzański L. A.: *Basis for shaping the structure and properties of metallic materials*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007 (in Polish).
- [4] Cengel Y. A.: *Heat Transfer - A Practical Approach*, Sec. Ed., Mc Graw Hill, New York 2002.
- [5] Ražnjević K.: *Thermal table with diagrams*. WNT, Warszawa 1966 (in Polish).
- [6] Senkara T.: *Thermal calculations of heating furnaces in the steel industry*. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1981 (in Polish).
- [7] Wyczółkowski R.: *Classification and characterization of porous charges found in the industrial heat treatment practice*. Metallurgy? Metallurgical Engineering News, **79**(2012), 12, 877-879 (in Polish).
- [8] Kaviany M.: *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. Springer-Verlag, New York 1991.
- [9] Wakao N, Wato K.: *Effective thermal conductivity of packed beds*. Journal of Chemical Engineering, **2**(1968), 24-33.
- [10] Van Antwerpen W., du Toit C. G., Rousseau P. G.: *A review of correlations to model the packing structure and effective thermal conductivity in packed beds of mono-sized spherical particles*. Nuclear Engineering and Design. **240**(2010), 1803-1818.
- [11] Furmański P., Wiśniewski T. S., Banaszek J.: *Thermal insulations Heat transfer mechanisms, thermal properties and their measurements*, Warsaw University of Technology, Warsaw 2006 (in Polish).
- [12] Yagi S., Kunii D.: *Studies on effective thermal conductivity in packed beds*. AIChE Journal. **3**(1957), 373-381.
- [13] Carson J. K.: *Thermal conductivity bounds for isotropic porous materials*, International Journal Heat and Mass Transfer. **48**(2005), 2150-2158.
- [14] Palaniswamy S. K. A., Venugopal P. R., Palaniswamy K.: *Effective thermal conductivity modeling with primary and secondary parameters for two-phase materials*, Thermal Science. **14**(2010), 2, 393-407.
- [15] Singh R.: *Thermal conduction through porous systems*, in Cellular and Porous Materials: Thermal Properties Simulation and Prediction, 2008 WILEY-VCH Ver-lag GmbH&Co, 199-238.
- [16] *Thermal Measurements vol. II*, Fodemski T. eds. WNT, Warszawa 2001 (in Polish).
- [17] Oleśkiewicz-Popiel Cz., Wojtkowiak J.: *Experiment in heat transfer*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2007 (in Polish).
- [18] Carslaw H. S., Jaeger J. C.: *Conduction of Heat in Solids*. Oxford University Press, London 1959.
- [19] Musiał D., Szecówka L., Wyczółkowski R.: *Determination of thermal effective conductivity of steel bars bundle by a method of flat unlimited plate*. Metallurgy? Metallurgical Engineering News, **9**(2007), 468-472 (in Polish).
- [20] Wyczółkowski R., Szecówka L.: *Selected problems related to heating up a steel porous charge*. Metalurgia 2009. Nowe technologie i osiągnięcia. Częstochowa 2009, 337-359 (in Polish).
- [21] Liang J. Z., Li F. H.: *Measurement of thermal conductivity of hollow glass-bead-filled polypropylene composites*. Polymer Testing, **25** (2006), 527-531.

- [22] Barth G., Gross U., Wulf R.: *A new panel test facility for effective thermal conductivity measurements up to 1.650 °C*. International Journal of Thermophysics, **28**(2007), 1668-1678.
- [23] Abou-Sena A., Ying A., Abdou M.: *Experimental measurements of the effective thermal conductivity of a lithium titanate (Li_2TiO) pebbles-packed bed*. Journal of Materials Processing Technology. **181**(2007), 206-212.
- [24] www.czaki.pl/en/

LARGE BREAK LOCA ANALYSIS FOR EPR USING THE PCTTRAN CODE

Wojciech Zacharczuk*, Andrzej Tatarek, Artur Andruszkiewicz

Wroclaw University of Technology, Faculty of Mechanical and Power Engineering,

*Corresponding author e-mail address: wojciech.zacharczuk@pwr.edu.pl

The response of EPR Nuclear Power Plant to a large break LOCA was analyzed by means of Personal Computer Transient Analyzer (PCTTRAN) using reduced thermal hydraulic nodes for transient and accident prediction. The software allows, with sufficient fidelity, to provide insight into EPR operational characteristic and its response to perturbations and accident conditions. The experimental results shown that under the accident scenario studied, the behavior of EPR is similar to a conventional Pressurized Water Reactor. The loss of inventory in reactor's primary coolant system resulted in automatic reactor trip due to Over Temperature Delta Temperature (OTDT). It was followed by safety injection to supply coolant makeup in order to prevent core damage. The core cooling was continuously ensured and release of fission products to the environment has been not observed.

1. Introduction

Nuclear power plant is a facility that produces electricity through a heat-generating process known as "fission," in which neutrons split uranium atoms to produce large amounts of energy. Although nuclear power plants have advantages over fossil plants in most areas of environmental effects and in the cost of electricity, their potential for accident with larger public consequence is significantly higher.

The main safety concern is the emission of uncontrolled radiation into the environment which could cause harm to humans both at the reactor site and off-site. Therefore, in order to protect the human being, public and the environment from radiological hazards, the nuclear power plants are designed to maintain their integrity and performance of safety functions for a bounding set of normal operational events as well as abnormal events that are expected to occur or might occur during the lifetime of the plant. In addition, they are built and design to minimize risks, to an acceptable level in line with national and interna-

tional standards, arising from any possible nuclear accidents that were not fully considered in the design process because they were judged to be too unlikely.

One of the design basis accidents, that refers to the most of reactor concepts, is loss of coolant accident (LOCA). It is a mode of failure that results in a loss of reactor coolant at a rate in excess of the capability of the reactor makeup system from breaks in the reactor coolant pressure boundary.

The LOCAs are traditionally categorized according to the rupture size. In some case they may include a break equivalent in size to the double-ended rupture of the largest pipe of the reactor coolant system. If accompanied by the failure of the emergency core cooling system (ECCS) can result in a serious NPP accident.

The major concerns during a loca arise from challenges to the fuel/clad and to the containment, and are as follows:

- Clad damage and fuel melting due to inadequate core heat removal (low coolant pressure, insufficient inventory),
- Containment failure due to excessive internal steam pressure (and possibly due to an explosion of hydrogen produced from the reaction between hot m5/zircalloy fuel clad and water).

The primary objective of this chapter is to determine (evaluate) a response of EPR Nuclear Power Plant to a large break LOCA, by means of PC-based reactor simulation code. This my provides some useful information about an accident sequence in EPR, that is considered as a possible technology for the first nuclear power plant to be built in the framework of Polish Nuclear Power Program [1].

2. Experimental

2.1. EPR characteristic

The EPR reactor is AREVAS's Generation III+ Pressurised Water Reactor (PWR) with a rated thermal power of 4500 MW and an electrical power output around 1650 MW depending on site conditions. Its evolutionary design combines familiar and proven technology based on the most recent Europeans PWRs: French N4 and German KONVOI reactors, with performance and safety innovations [2]. A 3D model of the EPR is shown on Fig. 1.

As each PWR, the EPR consists of two major and physically separated systems utilized to convert the heat generated in the fuel into electrical power. It has a four-loop reactor coolant system comprising a reactor pressure vessel containing the fuel assemblies, a pressuriser including control systems to maintain system pressure, four reactor coolant pumps, four steam generators, associated piping, and related control and protection systems.



Fig. 1. A 3D model of the EPR [3]

The EPR design offers a significantly enhanced level of safety. Compared to current generation PWRs, it employs four trains of independent safeguard systems (safety injection, emergency steam generator feed water supply) and associated support systems (electrical power supplies and cooling systems), each capable of performing 100% of the safety function.

Furthermore, thanks to optimized combination of active and passive safety systems the risk of common mode failures has been reduced while process control over plant operation has been improved. A four "trains" concept of EPR is shown on Fig. 2

Despite maximum integral core damage frequency less than 6.1×10^{-7} per plant per year (design target), special compartment for molten core isolation has been used [4, 5]. In case of severe accident with core meltdown, it allows the molten core escaping from the reactor vessel to be passively collected, retained and then cooled inside the reactor containment thus preventing radioactivity from spreading outside.

The EPR design also benefits from enhanced resistance to external hazards including large commercial airplane crash, earthquake, flooding, etc. It is currently under construction in Finland (Olkiluoto), in France (Flamanville) and in China (2 units in Taishan), and is currently undergoing certification in the United States and the United Kingdom.



Fig. 2. Containment building interior structures and equipments [3]

2.2. PCTran simulation code

The response of EPR Nuclear Power Plant to a large break LOCA was analyzed by means of PC-based simulation code (PCTRAN) using simplified thermal hydraulic nodes for transient prediction. It was developed to provide insight, with sufficient fidelity, into EPR operational characteristic and its response to perturbations and accident conditions. The high fidelity of the model is assured by benchmarking against the vendor's design certification posted by the US Nuclear Regulatory Commission (NRC) in its electronic ADAMS (Agencywide Documents Access and Management System) website [6]. As a result, a variety of malfunctions, such as loss of coolant accident, steam line break, fuel failure during power operation, anticipated transient without scram, etc., as well as their any combination according to the time-sequenced scenarios can be simulated.

PCTRAN runs in the familiar Windows 2000/XP/Vista/7 environment. Typically it is operated with real time speed although it can be accelerated up to 16 times faster for long transients if necessary.

PCTRAN uses the standard *Windows* graphical-user-interface (GUI) that mimics the Nuclear Steam Supply System (NSSS) including the actual control

panel instrumentation (Fig. 3). The main system components and NPP features are modeled as graphical elements, arranged systematically on the interface.

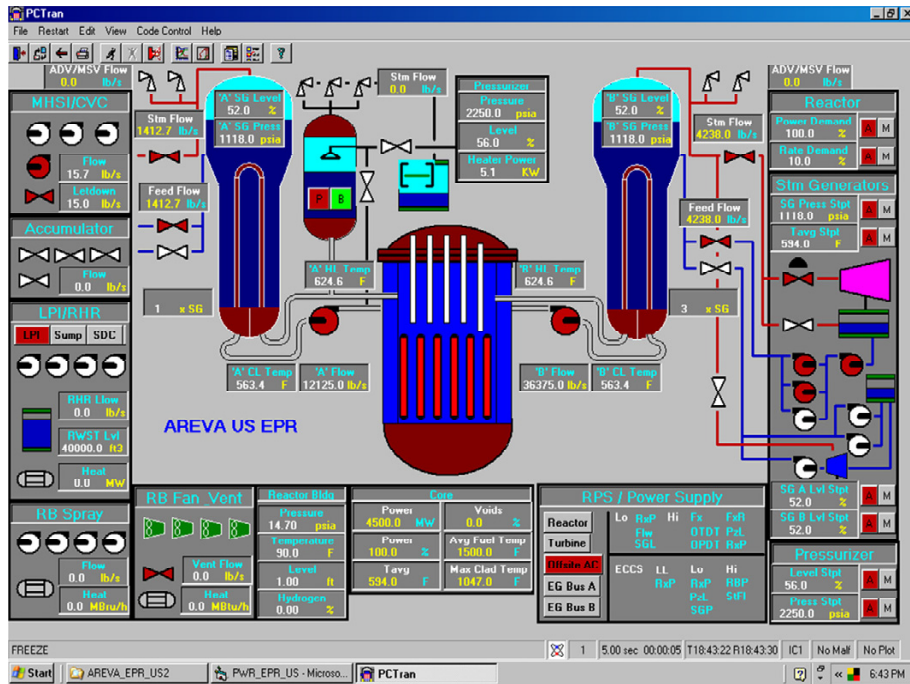


Fig. 3. PCTran EPR NSSS Mimic

The GUI also displays the status of important plant parameters, and more importantly, allows user simulation of operator actions by intuitive interactive control. The interaction between the user and the simulation software is via a combination of monitor displays, mouse and keyboard. Control panel instruments and control devices are operated via special pop-up menus and dialog boxes in response to user inputs.

3. Results and discussion

In order to simulate a large break loss of coolant accident, a transient "LBLOCA for cold leg (#2)" has been selected from malfunction list. Delay and ramp time were set to 20 and 0 seconds respectively while the failure fraction was set to 500 % to match the specific break size of 0,05 m².

The accident starts with a small break in cold leg of reactor coolant system (RCS). The loss of inventory causes RCS pressure and pressurizer level to de-

crease. At time 25 seconds, OTDT is sensed and safety signal is issued by Reactor Protection System (RPS) that results in automatic reactor trip by gravity drop of the control rods. It is established for DNB (departure from nucleate boiling) protection, including the hot channel exit quality limit, and core exit boiling prevention. Reactor trip is followed by a turbine trip. The stem supply to the turbine is automatically shut off while steam dump valves open permitting steam dump to the condenser.

Due to the plant shutdown the reactor thermal power decreases instantly to about 5% (Fig. 4). In order to remove a residual heat produced by the decay of fission products, feedwater and recirculation pumps remain working.

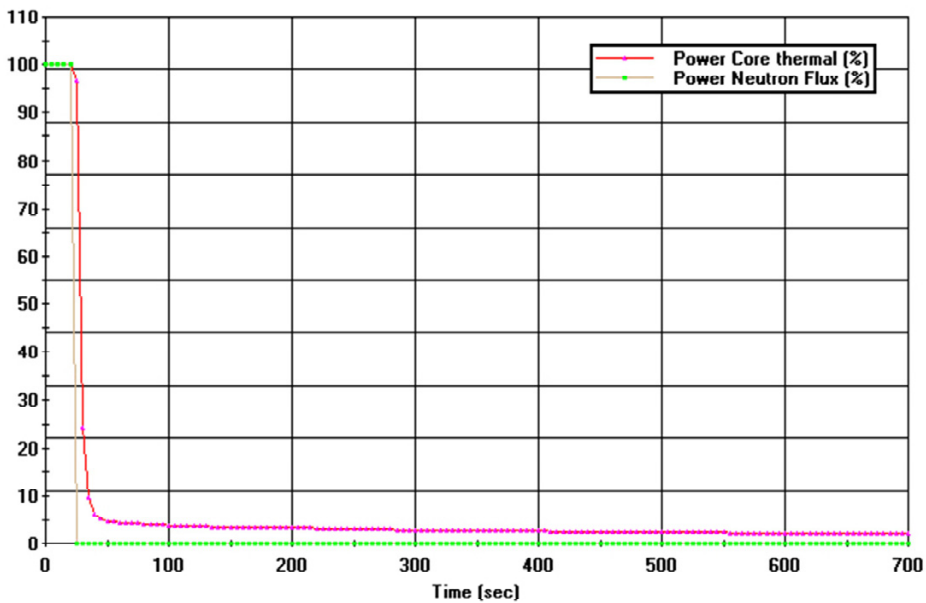


Fig. 4. Reactor thermal power and power neutron flux as a function of time

At a predetermined RCS pressure level of approximately 11.2 MPa, the Safety Injection System, also known as Emergency Core Cooling System, is actuated. It is designed to provide core cooling to prevent fuel damage as well as to provide extra neutron poisons to ensure the reactor remains shutdown. As a result, upon receipt of an emergency signal, the High Pressure Injection (HPI) pumps take a cool, borated water from the refueling water storage tank (RWST) and pump it into the RCS.

At the same time, safety injection signal terminates normal feedwater and initiates auxiliary feedwater addition. It assures sufficient steam generator secondary water inventory and thus provides a heat sink for the core decay heat.

As the loss of coolant exceeds the capability of the HPI, the primary pressure and coolant inventory continues to decrease and Accumulators actuation setpoint (4.3 MPa) is soon reached. These are borated water containing tanks with a pressurized nitrogen gas bubble in the top. The system is passive as doesn't requires electrical power to operate.

When the RCS pressure falls below the accumulator operating pressure the check valves automatically open and large amounts of borated water is forced out of the tank into the RCS. Long accumulator injection time allows more time for the Low Pressure Injection (LPI) pumps to start.

The LPI system is eventually started at time 324 seconds, on very low RCS pressure of about 1.1 MPa. Consequently, the LPI pumps are actuated and significant quantities of borated water are injected from the RWST into the RCS. As high coolant makeup flow is assured, an increase of the water level in RCS is observed.

In the event of RWST going to empty, the LPI system can be switched to recirculation mode. This feature allows to take a water form the reactor containment sump, and after pumping it through the residual heat removal system heat exchanger for cooling, send it back to the RCS to prevent uncovering of the core.

The cooling injection flow paths during the various phases of core emergency injection, in the course of a LBLOCA, are shown on Fig.5.

During an accident the coolant makeup to the RCS was continuously supplied by ECCS and uncovering of the core was prevented. As the core decay heat was effectively removed the nuclear fuel was not being overheated and fuel cladding failure was not observed (Fig. 6).

Upon the occurrence of a LBLOCA, the high pressure subcooled liquid is venting from the break and the reactor containment atmosphere begins to fill up with steam. Despite the reactor containment is design to a high energy fluid release into the building, the exposure to high temperature and pressure over a long period of time would lead to concrete degradation. In order to reduce the pressure and temperature of the building, at time 49 seconds the containment spray system is automatically started on high reactor building pressure (0.13 MPa). As a result, the containment spray pumps take a suction from the RWST and pump the water into spray rings located in the upper part of the containment. The stem begins to condensate and pressure and temperature of the containment atmosphere is reduced.

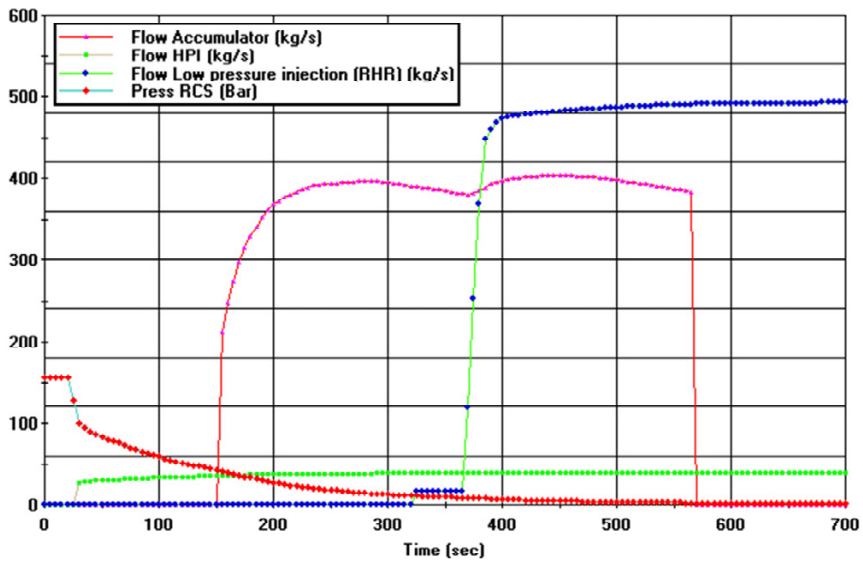


Fig. 5. RCS pressure and ECCS flow paths as a function of time

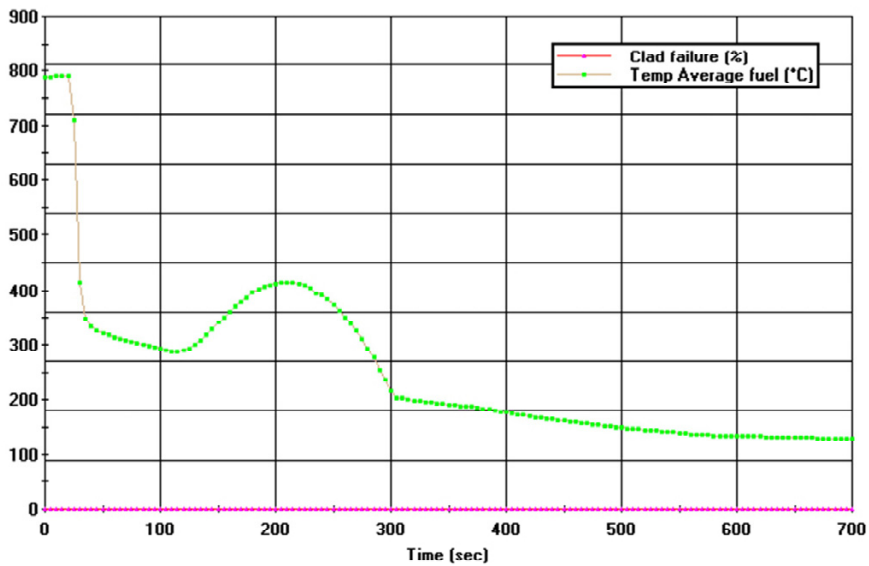


Fig.6. Clad failure and average temperature of the fuel as a function of time

4. Conclusion

The response of EPR Nuclear Power Plant to a large break LOCA was analyzed by means of PCTTRAN code using reduced thermal hydraulic nodes for transient and accident prediction. On the basis of the results obtained the following conclusion are summarized:

1. The PCTTRAN is a PC-based simulator with several major capabilities, of which it can be used to provide insight, with sufficient fidelity, into EPR operational characteristic and its response to perturbations and accident conditions.
2. Under the accident scenario studied, the EPRs' ECCS is actuated in the same manner as a conventional PWR.
3. Upon the occurrence of LBLOCA accident for cold leg, safety injection was actuated to supply coolant makeup in order to prevent uncovering of the core. The core cooling was continuously ensured and core decay heat was effectively removed. The nuclear fuel was not being overheated and the release of fission products to the environment has been not observed.

References

- [1] Szkudlarek Ł., Lewicka-Szczebak D., Kasprzak M., Strategic environmental assessment report for the polish nuclear programme, 2011.
- [2] Czech J., J. Wirkner J., M. Yvon M., M. Serret M., Krugmann U., Schmidt K.-E., Berger J.-P., Grenet M., European pressurized water reactor: safety objectives and principles, *Nuclear Engineering and Design* 187 (1999) 25–32.
- [3] Website of AREVA Company: www.aveva.com
- [4] Bittermann D., Krugmann U., Azarian G., EPR accident scenarios and provisions, *Nuclear Engineering and Design* 207, (2001) 49–57.
- [5] Wei sshaupl H.A., Severe accident mitigation concept of the EPR, *Nuclear Engineering and Design* 187 (1999) 35–45.
- [6] Po L.C., PCTTRAN PC-based Simulators For New & Existing NPPs, *Nuclear engineering international*, 2008.

EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNA KOGENERACYJNYCH ŹRÓDEŁ MAŁEJ MOCY ZINTEGROWANYCH ZE ZGAZOWANIEM BIOMASY

Bolesław Zaporowski

Politechnika Poznańska, Instytut Elektroenergetyki, ul. Piotrowo 3A, 60-965 Poznań,
boleslaw.zaporowski@put.poznan.pl

W pracy jest przedstawiona analiza efektywności energetycznej kogeneracyjnych źródeł małej mocy, z silnikami gazowymi i turbinami gazowymi pracującymi w obiegu prostym, zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy. W wykonanych badaniach symulacyjnych efektywności energetycznej elektrociepłowni gazowych zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy, zmiennymi parametrami były: rodzaj metody zgazowania biomasy (temperatura i ciśnienie procesu zgazowania oraz rodzaj czynnika zgazowującego) a także rodzaj i parametry układu technologicznego elektrociepłowni (w tym rodzaj i parametry głównych urządzeń energetycznych). W każdym wariancie wykonanych badań symulacyjnych efektywności energetycznej elektrociepłowni były wyznaczone: skład wytwarzanego gazu, wartość opałowa i entalpia fizyczna wytwarzanego gazu, objętość gazu uzyskiwana z 1 kg biomasy, objętość czynnika zgazowującego zużywaną na 1 kg biomasy, sprawność chemiczna i energetyczna procesu zgazowania, moc elektryczna elektrociepłowni, moc cieplna w skojarzeniu elektrociepłowni, zużycie biomasy, sprawność wytwarzania energii elektrycznej w skojarzeniu, sprawność wytwarzania ciepła w skojarzeniu, sprawność ogólna elektrociepłowni, wskaźnik skojarzenia oraz oszczędność energii pierwotnej. Jako podstawowe kryterium oceny efektywności energetycznej elektrociepłowni została wybrana oszczędność energii pierwotnej (Primary Energy Savings, PES), uzyskiwana dzięki skojarzonemu wytwarzaniu energii elektrycznej i ciepła, w porównaniu z produkcją rozdzieloną. Jako kryteria pomocnicze były wyznaczone również: sprawność wytwarzania energii elektrycznej w skojarzeniu oraz sprawność wytwarzania ciepła w skojarzeniu. Wyniki uzyskane w toku wykonanych wielowariantowych badań symulacyjnych efektywności energetycznej elektrociepłowni gazowych zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy są przedstawione na wykresach.

Oznaczenia

- a, b, c, d - współczynniki liczbowe określające udziały masowe biomasy, czynnika zgazowującego, wody lub pary wodnej i popiołu odniesione do 1 kg wytwarzanego paliwa gazowego,

B	- zużycie biomasy [kg/s]
D_{pg}	- ilość wytwarzanego w generatorze gazu paliwa gazowego [kg/s],
D_{czzg}	- zużycie czynnika zgazowującego [kg/s],
i_{g1}	- entalpia paliwa gazowego na wlocie do chłodnicy gazu [kJ/kg],
i_{g2}	- entalpia paliwa gazowego na wylocie z chłodnicy gazu [kJ/kg],
M_i	- masy molowe poszczególnych składników paliwa gazowego lub czynnika zgazowującego,
P_{elsg}	- moc elektryczna generatora silnika gazowego lub turbiny gazowej [kW],
p_{gi}, p_{gai}, p_i	- ciśnienia cząstkowe poszczególnych składników paliwa gazowego lub czynnika zgazowującego,
Q_{pw}	- moc cieplna uzyskiwana w chłodnicy gazu w wyniku chłodzenia paliwa gazowego, a następnie przekazywana wodzie sieciowej w wymienniku para wodna - woda sieciowa [kW],
Q_s	- moc cieplna w skojarzeniu elektrociepłowni [kW]
Q_{s1}	- moc cieplna wymiennika woda chłodząca silnik-woda sieciowa [kW],
Q_{s2}	- moc cieplna wymiennika olej silnikowy-woda sieciowa [kW],
Q_{s3}	- moc cieplna wymiennika spaliny wylotowe z silnika - woda sieciowa [kW],
Q_{ko}	- moc cieplna kotła odzysknicowego turbiny gazowej [kW],
Q_w^b	- wartość opałowa biomasy [kJ/kg],
Q_w^g	- wartość opałowa gazu [kJ/Nm ³]
v_g	- objętość gazu uzyskiwana z 1 kg biomasy [Nm ³ /kg]
T_g, T_{H_2O}, T_{ga}	- temperatura paliwa gazowego, wody lub pary wodnej i czynnika zgazowującego [K],
T_0	- temperaturze odniesienia (288,15 [K]),
$\Delta h_{A(T_0, T_g)}$	- entalpia fizyczna popiołu odniesiona do temperatury T_0 [kJ/kg],
$\Delta h_{(T_0, T_{H_2O})}$	- entalpia fizyczna wody lub pary wodnej odniesiona do temperatury T_0 [kJ/kg],
$\Delta h_b(T_0)$	- entalpia chemiczna biomasy w temperaturze T_0 [kJ/kg],
$\Delta h_{H_2O}(T_0)$	- entalpia chemiczna wody lub pary wodnej w temperaturze T_0 [kJ/kg],
$\Delta H_i(T_0, T)$	- molowa entalpia fizyczna poszczególnych składników paliwa gazowego lub czynnika zgazowującego odniesiona do temperatury T_0 [kJ/kmol],
$\Delta H_i(T_0, T_g)$	- molowa entalpia fizyczna poszczególnych składników paliwa gazowego odniesiona do temperatury T_0 [kJ/kmol],

$\Delta H_i(T_0, T_{ga})$,	- molowa entalpia fizyczna poszczególnych składników czynnika zgazowującego odniesiona to temperatury T_0 [kJ/kmol],
$\Delta H_{gi}(T_0)$	- molowa entalpia chemiczna poszczególnych składników paliwa gazowego [kJ/kmol]
ΔQ	- straty ciepła do środowiska naturalnego [kW],
η_{elr}	- referencyjna wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej w produkcji rozdzielonej,
η_{cr}	- referencyjna wartość sprawności wytwarzania ciepła w produkcji rozdzielonej.

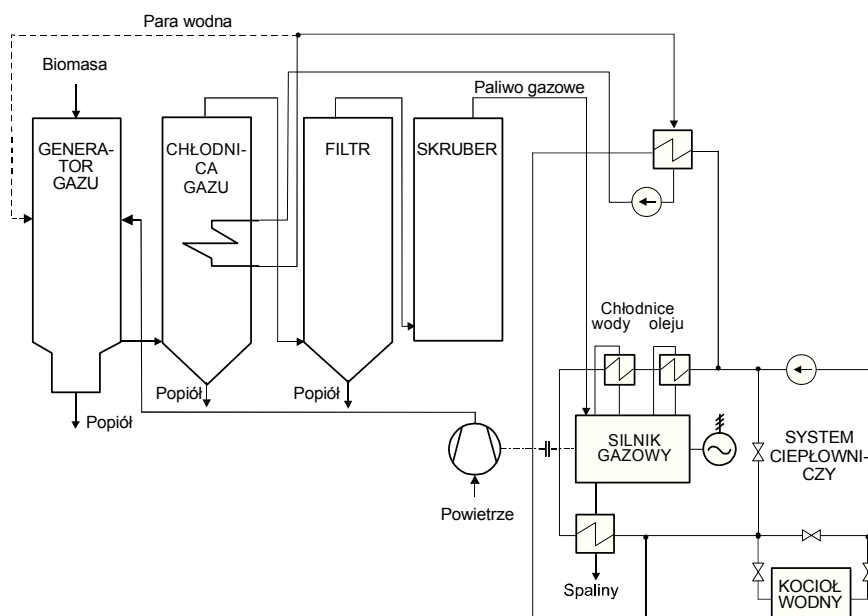
1. Wprowadzenie

Konieczność przyjęcia nowego porozumienia w sprawie zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych, w związku z wygaśnięciem Protokołu z Kioto, przez Stronę Ramowej Konwencji Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu, którą podpisało i ratyfikowało 189 państw, w tym Polska, oraz wydane w roku 2009 przez Parlament Europejski i Radę dyrektywy z tym związane, stawiają przed polską energetyką poważne wyzwanie wdrożenia w I połowie naszego wieku nowych technologii energetycznych, które doprowadzą do istotnej redukcji emisji CO₂. Redukcja emisji CO₂ w najbliższych latach w Polsce może być osiągnięta między innymi przez: zwiększenie sprawności elektrowni opalanych węglem, zwiększenie udziału gazu ziemnego i energii ze źródeł odnawialnych, w tym energii wiatru, słońca i biomasy, w produkcji energii elektrycznej, oraz zwiększenie udziału skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła w tej produkcji ogółem, a w dalszej perspektywie przez udział energetyki jądrowej w produkcji energii elektrycznej.

Wykorzystanie biomasy w elektroenergetyce powinno mieć miejsce przede wszystkim w źródłach małej mocy (źródłach rozproszonych). Najwyższą efektywnością energetyczną, spośród różnych technologii wykorzystania biomasy w elektroenergetyce, charakteryzuje się technologia zintegrowana ze zgazowaniem biomasy. W niniejszej pracy są przedstawione wyniki badań symulacyjnych układów technologicznych kogeneracyjnych źródeł małej mocy zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy, z silnikami gazowymi i z turbinami gazowymi małej mocy pracującymi w obiegu prostym.

2. Układy technologiczne elektrociepłowni z silnikiem gazowym zintegrowane ze zgazowaniem biomasy

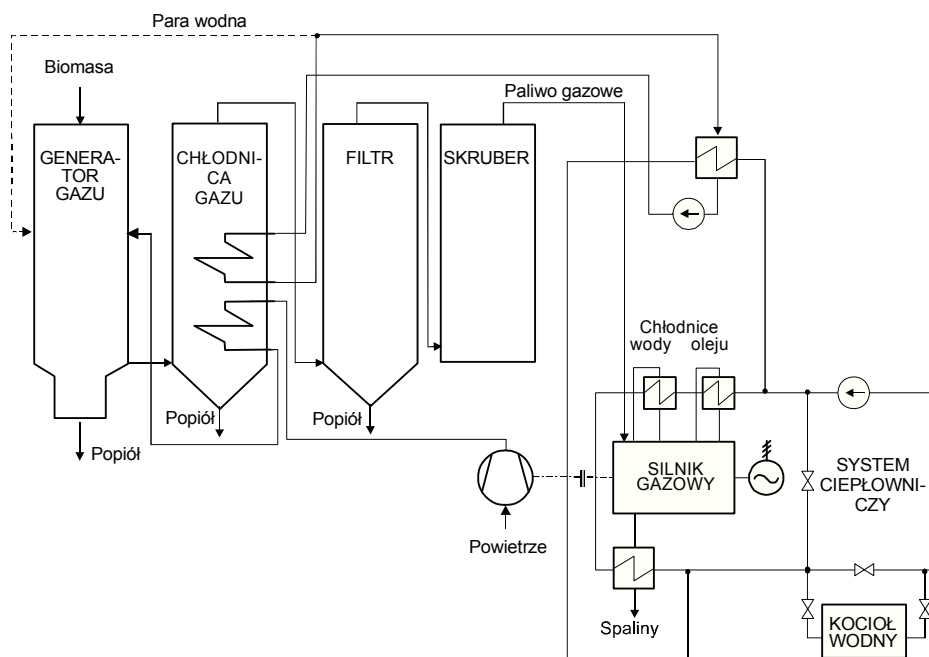
Na rys. 1 jest przedstawiony układ technologiczny elektrociepłowni gazowej, z silnikiem gazowym, zintegrowany ze zgazowaniem biomasy, z zastosowaniem czynnika zgazowującego w postaci powietrza, bez jego dodatkowego podgrzewania. Natomiast na rys. 2 jest przedstawiony układ technologiczny elektrociepłowni gazowej, w której jest zastosowane dodatkowe podgrzewanie czynnika zgazowującego w postaci powietrza, w chłodnicy gazu, do temperatury o 50 K niższej od temperatury gazu na wylocie z generatora gazu. Układy przedstawione na rys. 1 i 2 składają się z następujących głównych urządzeń: generatora gazu ze złożem stałym z współprądowym przepływem biomasy i czynnika zgazowującego [1, 2], chłodnicy, filtra, skrubera, silnika opalanego gazem (syngazem), generatora energii elektrycznej, podgrzewaczy wody sieciowej, pompy wody sieciowej oraz rezerwowego kotła wodnego. Jako urządzenie energetyczne do skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła została wybrana jednostka kogeneracyjna w postaci silnika gazowego TCG2016 V08C firmy Elteco, z generatorem synchronicznym o mocy elektrycznej 400 kW.



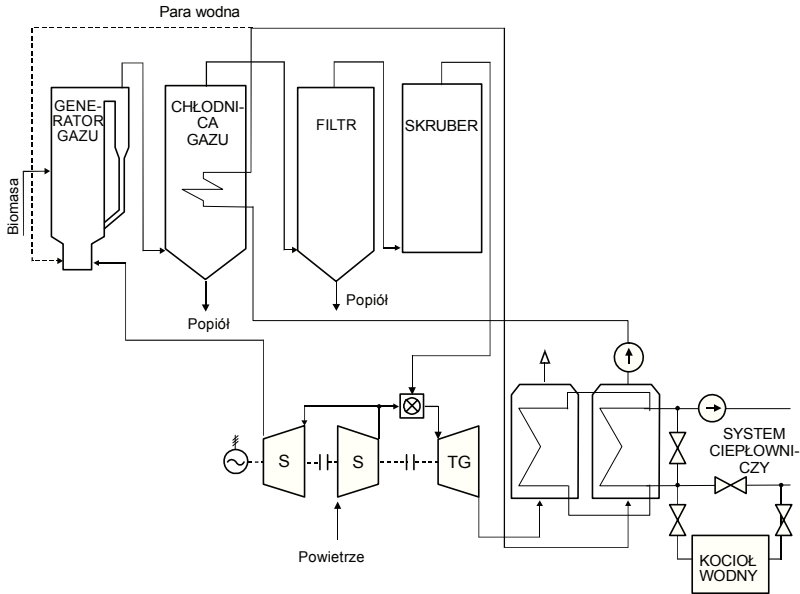
Rys. 1. Schemat układu technologicznego elektrociepłowni gazowej z silnikiem gazowym, zintegrowanej ze zgazowaniem biomasy, bez podgrzewania czynnika zgazowującego (powietrza)

3. Układy technologiczne elektrociepłowni z turbiną gazową pracującą w obiegu prostym, zintegrowane ze zgazowaniem biomasy

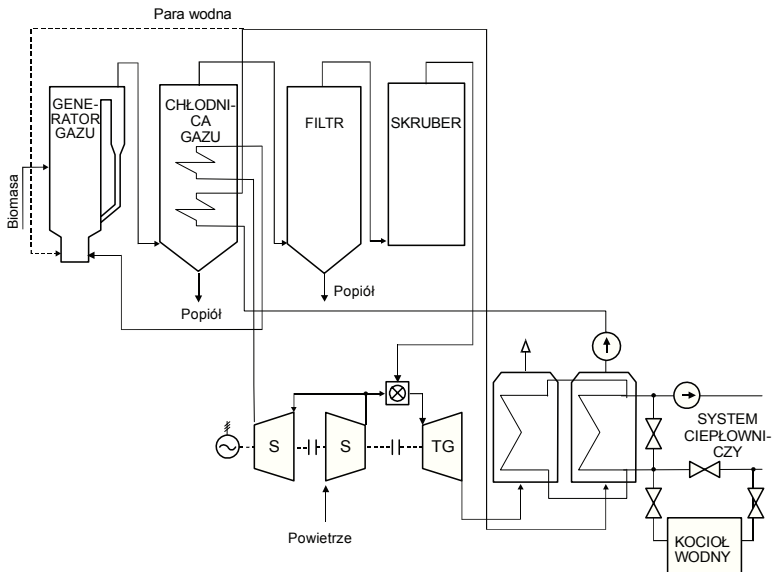
Na rys. 3 jest przedstawiony układ technologiczny elektrociepłowni gazowej z turbiną gazową pracującą w obiegu prostym, zintegrowany ze zgazowaniem biomasy, bez podgrzewania czynnika zgazowującego w postaci powietrza. Natomiast na rys. 4 jest przedstawiony układ technologiczny elektrociepłowni gazowej, w której jest zastosowane dodatkowe podgrzewanie czynnika zgazowującego (powietrza). W układach przedstawionych na rys. 3 i 4 zastosowano generator gazu z cyrkulacyjnym złożem fluidalnym, a jako urządzenie energetyczne do skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła jednostkę kogeneracyjną w postaci turbiny gazowej KB7, pracującej w obiegu prostym, firmy Rolls-Royce Ltd., z generatorem synchronicznym o mocy elektrycznej 5 245 kW.



Rys. 2. Schemat układu technologicznego elektrociepłowni gazowej z silnikiem gazowym, zintegrowanej ze zgazowaniem biomasy, z podgrzewaniem czynnika zgazowującego (powietrza)



Rys. 3. Układ technologiczny elektrociepłowni gazowej z turbiną gazową, pracującą w obiegu prostym, zintegrowanej z gazowaniem biomasy, bez podgrzewania czynnika zgazowującego (powietrza)



Rys. 4. Układ technologiczny elektrociepłowni gazowej z turbiną gazową, pracującą w obiegu prostym, zintegrowanej ze zgazowaniem biomasy, z podgrzewaniem czynnika zgazowującego (powietrza)

4. Modelowanie procesów energetycznych w elektrociepłowniach zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy

Dla potrzeb wykonania badań symulacyjnych efektywności energetycznej elektrociepłowni zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy podstawowe właściwości i parametry wytwarzanego gazu były wyznaczone za pomocą programu komputerowego opracowanego na podstawie modelu matematycznego procesu zgazowania biomasy. Opracowany model jest modelem równowagowym. Zakłada on występowanie w wytwarzanym w procesie zgazowania biomasy gazie 31 składników [3]. Ważnym równaniem tego modelu jest równanie bilansu energetycznego generatora gazu, sformułowane w następującej postaci:

$$\frac{1}{\sum_{i=1}^{i=31} M_i p_{gi}} \sum_{i=1}^{i=31} p_{gi} (\Delta H_{i(T_0, T_g)} + \Delta H_{gi(T_0)}) - a \Delta h_{b(T_0)} - b \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} M_i p_{agi}} \sum_{i=1}^{i=n} p_{gai} \Delta H_{i(T_0, T_{ga})} - c (\Delta h_{(T_0, T_{H_2O})} + \Delta h_{H_2O(T_0)}) + d \Delta h_{A(T_0, T_g)} + \Delta Q = 0 \quad (1)$$

Jako kryterium oceny efektywności energetycznej procesu zgazowania biomasy została wybrana sprawność chemiczna tego procesu. Była ona wyznaczana za pomocą zależności:

$$\eta_{ch} = \frac{v_g Q_w^g}{Q_w^b} \quad (2)$$

Entalpia fizyczna paliwa gazowego oraz czynnika zgazowującego (powietrza lub tlenu) była wyznaczana za pomocą ciśnień cząstkowych i molowej entalpii fizycznej ich składników za pomocą zależności :

$$i = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} M_i p_i} \sum_{i=1}^{i=n} p_i \Delta H_{i(T_0, T)} \quad (3)$$

Zależności opisujące funkcje temperaturowe molowej entalpii fizycznej poszczególnych składników paliwa gazowego $\Delta H_{i(T_0, T_g)}$, i czynnika zgazowujące-

go $\Delta H_i(T_0, T_{ga})$ a także stałe równowagi reakcji chemicznych przebiegające w generatorze gazu były wyznaczane metodą fizyki statystycznej (za pomocą sum stanów) [4].

Paliwo gazowe przed czyszczeniem jest chłodzone w chłodnicy gazu w temperaturze ok. 313K (ok. 40°C). Entalpia fizyczna chłodzonego paliwa gazowego jest wykorzystywana w chłodnicy gazu do podgrzewania powietrza (czynnika zgazowującego) oraz do wytwarzania pary wodnej. Bilans energetyczny chłodnicy gazu został sformułowany w następującej postaci:

$$Q_{pw} = D_{pg}(i_{g1} - i_{g2}) - D_{czzg}(i_{czzg2} - i_{czzg1}) \quad (4)$$

Sprawność wytwarzania energii elektrycznej w skojarzeniu w elektrociepłowni gazowej była wyznaczana za pomocą zależności:

$$\eta_{el} = \frac{P_{elsg}}{BQ_w^b} 100 \quad (5)$$

Sprawność wytwarzania ciepła w skojarzeniu w elektrociepłowni gazowej była wyznaczana za pomocą zależności:

$$\eta_c = \frac{Q_s}{BQ_w^b} 100 \quad (6)$$

Moc cieplna w skojarzeniu dla układów elektrociepłowni z silnikami gazowymi była wyznaczana za pomocą zależności:

$$Q_s = Q_{pw} + Q_{s1} + Q_{s2} + Q_{s3} \quad (7)$$

Natomiast moc cieplna w skojarzeniu dla układów elektrociepłowni z turbinami gazowymi była wyznaczana za pomocą zależności:

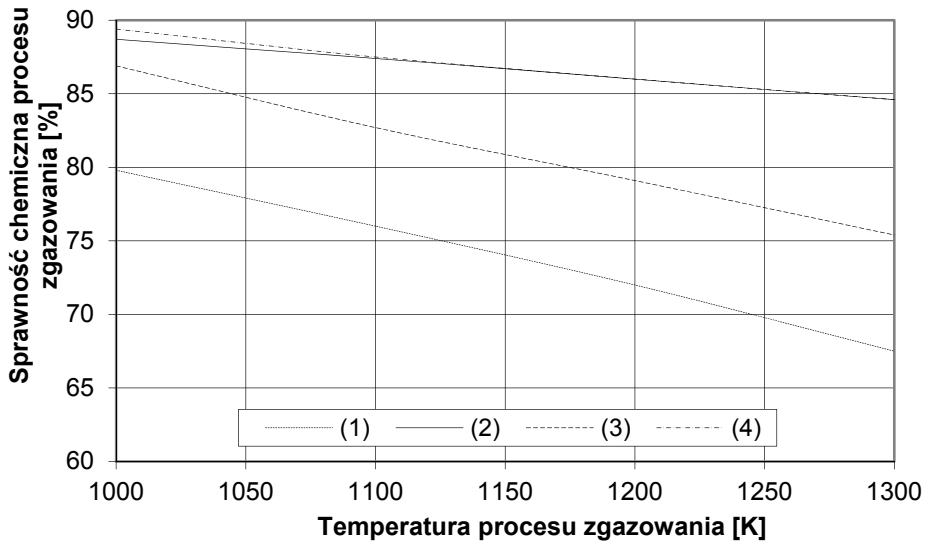
$$Q_s = Q_{pw} + Q_{ko} \quad (8)$$

Oszczędność energii pierwotnej (Primary Energy Savings, PES) była wyznaczana za pomocą zależności [5]:

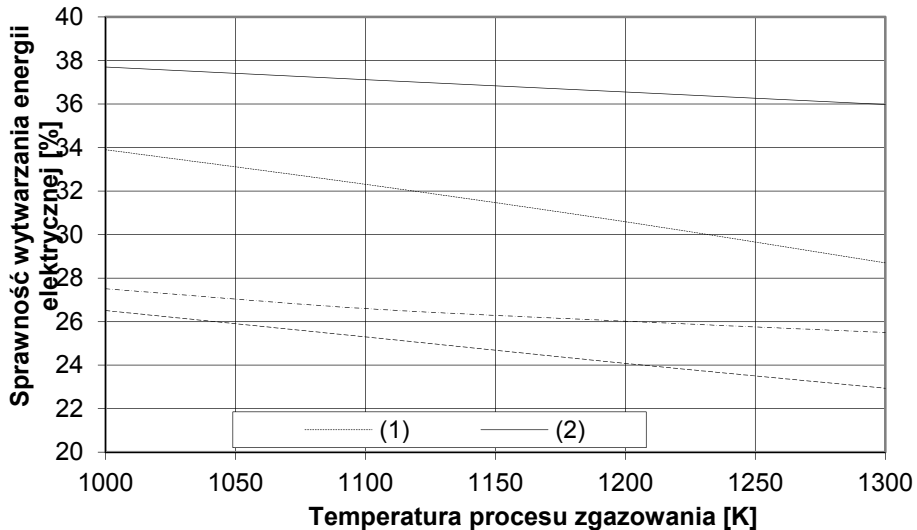
$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el}}{\eta_{elr}} + \frac{\eta_c}{\eta_{cr}}} \right] 100 \quad (9)$$

5. Wyniki badań symulacyjnych efektywności energetycznej elektrociepłowni

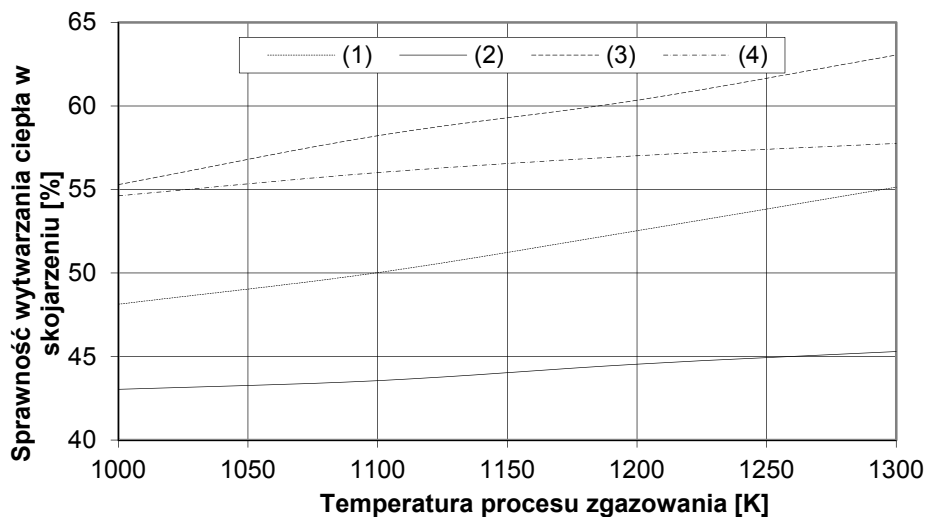
Badania symulacyjne efektywności energetycznej elektrociepłowni gazowych zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy były wykonane dla 28 wariantów, w których zmiennymi parametrami były: rodzaj metody zgazowania biomasy (temperatura i ciśnienie procesu zgazowania oraz rodzaj czynnika zgazowującego) a także rodzaj i parametry układu technologicznego elektrociepłowni (w tym rodzaj i parametry głównych urządzeń energetycznych). W każdym wariantcie wykonanych badań symulacyjnych efektywności energetycznej elektrociepłowni były wyznaczane: skład wytwarzanego gazu, wartość opałowa i entalpia fizyczna wytwarzanego gazu, objętość gazu uzyskiwana z 1 kg biomasy, objętość czynnika zgazowującego zużywana na 1 kg biomasy, sprawność chemiczna i energetyczna procesu zgazowania, moc elektryczna elektrociepłowni, moc cieplna w skojarzeniu elektrociepłowni, zużycie biomasy, sprawność wytwarzania energii elektrycznej w skojarzeniu, sprawność wytwarzania ciepła w skojarzeniu, sprawność ogólna elektrociepłowni, wskaźnik skojarzenia oraz oszczędność energii pierwotnej. Jako podstawowe kryterium oceny efektywności energetycznej elektrociepłowni została wybrana oszczędność energii pierwotnej (Primary Energy Savings, PES), uzyskiwana dzięki skojarzonemu wytwarzaniu energii elektrycznej i ciepła, w porównaniu z produkcją rozdzieloną. Jako kryteria pomocnicze były wyznaczane również: sprawność wytwarzania energii elektrycznej w skojarzeniu, oraz sprawność wytwarzania ciepła w skojarzeniu. Do obliczeń przyjęto następujący skład biomasy (wierzby energetycznej): C=43,80%, H=5,38%, S=0,05%, O=39,72%, N=0,50%, W=9,05% i A=1,50%. Najważniejsze wyniki badań symulacyjnych efektywności energetycznej elektrociepłowni małej mocy zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy są przedstawione na rys. 5 – 8.



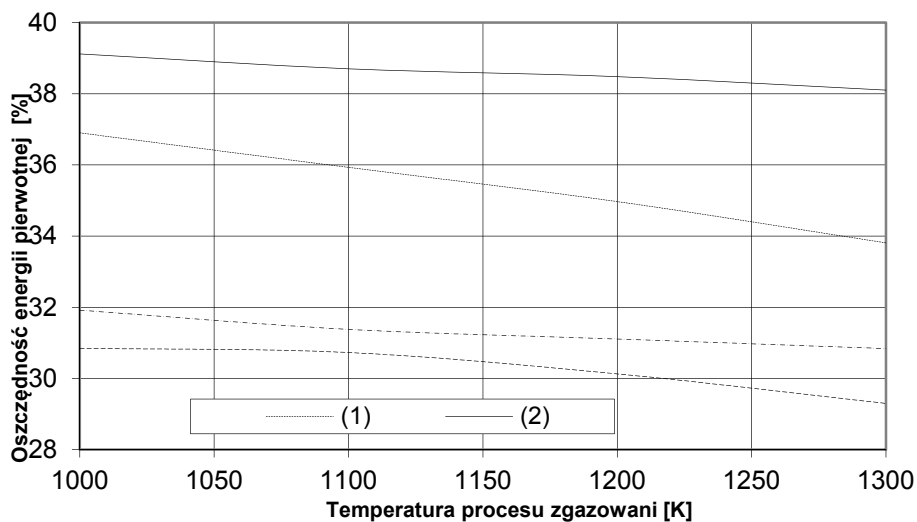
Rys. 5. Zależność sprawności chemicznej procesu zgazowania wierzby energetycznej od temperatury, dla zgazowania powietrzem przy ciśnieniu 0,12 MPa (silnik gazowy) (1) i 1,6 MPa (turbina gazowa) (3) oraz dla zgazowania podgrzanym powietrzem przy ciśnieniu 0,12 MPa (2) i 1,6 MPa (4)



Rys. 6. Zależność sprawności wytwarzania energii elektrycznej od temperatury zgazowania wierzby energetycznej powietrzem, uzyskiwanej w elektrociepłowni z silnikiem gazowym (1) i z turbiną gazową (3) oraz dla zgazowania podgrzanym powietrzem w elektrociepłowni silnikiem gazowym (2) i z turbiną gazową (4)



Rys. 7. Zależność sprawności wytwarzania ciepła w skojarzeniu od temperatury zgazowania wierzby energetycznej powietrzem, uzyskiwanej w elektrociepłowni z silnikiem gazowym (1) i z turbiną gazową (3) oraz dla zgazowania podgrzanym powietrzem w elektrociepłowni silnikiem gazowym (2) i z turbiną gazową (4)



Rys. 8. Zależność oszczędności energii pierwotnej od temperatury zgazowania wierzby energetycznej powietrzem, uzyskiwanej w elektrociepłowni z silnikiem gazowym (1) i z turbiną gazową (3) oraz dla zgazowania podgrzanym powietrzem w elektrociepłowni z silnikiem gazowym (2) i z turbiną gazową (4)

6. Wnioski

Wykonane wielowariantowe badania symulacyjne efektywności energetycznej elektrociepłowni gazowych zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Istotny wpływ na efektywność energetyczną skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła w elektrociepłowniach gazowych zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy ma chemiczna sprawność zgazowania oraz sprawność elektryczna jednostki kogeneracyjnej.
2. Chemiczna sprawność procesu zgazowania biomasy silnie zależy od temperatury procesu zgazowania i temperatury czynnika zgazowującego. Podgrzewanie czynnika zgazowującego w chłodnicy gazu, z wykorzystaniem entalpii fizycznej wytwarzanego paliwa gazowego, istotnie podwyższa chemiczną sprawność zgazowania (krzywe 2 i 4 na rys. 5).
3. W elektrociepłowniach gazowych z silnikami gazowymi uzyskuje się znacznie wyższą efektywność energetyczną (oszczędność energii pierwotnej) niż w elektrociepłowniach z turbinami gazowymi małej mocy (krzywe 1 i 2 na rys. 8).
4. Podgrzewanie czynnika zgazowującego w chłodnicy gazu, do temperatury ok. 50 K niższej od temperatury wytwarzanego gazu, pozwala na uzyskiwanie przez elektrociepłownię z silnikiem gazowym, przy temperaturze procesu zgazowania 1200 K, sprawności wytwarzania energii elektrycznej w skojarzeniu ok. 36,5% (krzywa 2 na rys. 6) i oszczędności energii pierwotnej ok. 38,5% (krzywa 2 na rys. 8).

PODZIĘKOWANIA

Praca została wykonana w ramach projektu finansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju (NCBR) oraz ENERGA S.A. Zadanie badawcze nr 4 „Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych”

Literatura

- [1] Olsson F., Torisson T.: Cogeneration Based on Gasified Biomass – a Comparison of Concept. Proceedings of 13th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems.. Enschede, 2000, Vol.4,1945-1957.
- [2] Teislev B.: Wood-Chips Updraft Gasifier Based Combined Heat and Power. Proceedings of the Second World Biomass Conference. Rome, 2004, 1772-1774.
- [3] Zaporowski B.: Analiza efektywności energetycznej i ekonomicznej elektrociepłowni gazowo- parowych zintegrowanych ze zgazowaniem biomasy. Archiwum Energetyki, Tom XLII, 2012, Nr 2, 121-130.

- [4] Zaporowski B.: Analysis of Coal Gasification Process for Demand of Clean Coal Technology. Proceedings of the Second International Conference on Combustion Technologies for Clean Environment. Lisbon, 1993, Vol. 1, 17.4.24-17.4.32.
- [5] Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council of 11 February 2004 on the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market and amending Directive 92/42/EEC. Official Journal of the European Union, 21.2.2004.

SELECTION OF THERMODYNAMIC PARAMETERS IN ORDER TO IMPROVE THE ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF THE GAS-STEAM TURBINE CYCLE

Paweł Ziółkowski¹⁾²⁾, Janusz Badur²⁾

¹⁾ Conjoint Doctoral School AT the Faculty of Mechanical Engineering, Gdańsk University of Technology, Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, Poland

²⁾ Energy Conversion Department, Institute Fluid-Flow Machinery Polish Academy of Science, Fiszera 14, 80-231 Gdańsk, Poland. Corresponding author P. Ziółkowski, e-mail: apwel.ziolkowski@imp.gda.pl

With the development of civilization there is a growing demands on the quality and quantity of electricity generated. Among the appearing solutions to this challenge are: clean coal technologies, renewable energy, smart grids and clean gas technologies. The last one raises significantly the flexibility of the energy system and allowing for diversification of energy sources. At the same time it must be remembered that before mentioned systems is the requirement of clean electricity production. Therefore in this chapter have been optimized there the thermodynamic parameters in order to improve the environmental performance of the cycle gas-steam turbine. Mentioned selection is based on the optimization of the thermodynamic parameters, namely, pressure, temperature, the shares of the individual components of the working medium in order to achieve the highest possible power and efficiency of the cycle gas and steam turbine at the same time reducing emissions of nitrogen oxides and carbon oxides. It should be added that in this chapter is also characterized a gas-steam turbine cycle - a device combining the advantages of both a gas turbine and a steam turbine. This is achieved by the use of the combustion chamber, which injects the water which is directed further as steam to the turbine, in the condenser and then splitting the exhaust gases from the condensate. Working factor thanks to this solution achieves significantly higher enthalpy decreases in overall dimensions small system.

1. Introduction

Recent years, energy companies to reach out the environmental requirements of Directive 2010/75/EU of European Parliament and of the Council, have to generate electricity at the highest efficiency and at minimum

emission level of nitrogen oxides and carbon oxides [19]. So, to fulfill this, it is necessary to carry out a number of modernizations of many old existing power stations or construct new high-efficient units such as coal and combined power plants. For example, CO₂ as a greenhouse gas has the main participation in absorption of heat radiation [34, 35]. This phenomenon can find its reason in a constant growth of consumption of fossil fuels. In order to reduce future growth of carbon oxides and nitrogen oxides the new technology should be investigated. Attention ought to be called to the fact that the alarming signals from the environment and meteorological effects have been noticed recently. However, the scientists do not live up to one theory about the causes of progressing climate disorder. One fact needs to be emphasized, the bigger and bigger combustion of the fossil fuels can affect the atmosphere, mainly due to ash dust and toxic oxides emissions. Economic growth of countries should be optimized with the sustainable energy policy to develop in environmental, economical and social order. And this is how we describe the sustainability, which main pillar is the even-tempered energy conversion [2, 4].

The way to the clean and sustainable energy conversion is usage of renewable sources of energy and also "clean" carbon technology. However, it is worth to concentrate on the "clean" gas technology, according to the large amount of shale gas in Poland. It would help to diversificate the energy sources [16, 33]. It is worth to remind that the other sources of energy, such as geothermal source of energy, wind energy and nuclear energy, will not be able to have a big influence on the energy market in Poland, which is the enhancement of the electrical energy output. In this situation, the main role may play gas-steam blocks, accommodated to the reduce emissions of carbon dioxide [29]. The technologies, which base on high-efficiency blocks with usage of oxy combustion and capture of the carbon dioxide, may stabilize and support the electroenergetical system in reduction of gas emissions according to UE policies. Such a system can be based on the double Brayton cycle with oxycombustion in wet combustor chamber and with water condensation combined with carbon dioxide capture.

According to the fact that in this cycle working fluid is a mixture of steam and gas, it is an example of gas-steam turbine cycle which binds the advantages of both, gas and steam, systems. In the USA the Clean Energy Systems and Siemens Corporation cooperate to invent large scale oxy combustion power plant, which combines the gas and steam turbine operating regions [1, 12]. In the literature, this cycle, with oxy combustion and water injection is a so called water cycle [6, 18, 20], because of the 90% content of the steam. The rest 10 % is carbon dioxide from methane combustion [6, 11]. More sophisticated cycle, working on steam and allowing to reach higher efficiency, is the GRAZ cycle [14, 22].

Additionally, using hydrogen as a future fuel whose exhaust gases in a gas turbine will be a mixture of exhaust gases and steam has great prospects. The turbine will be a hybrid combining the advantages of both gas and steam turbines for this work flux, i.e. gas-steam [4]. The idea of gas-steam turbine has been presented in the paper [8, 17]. The gas-steam cycles receives the flux at high temperature from the gas turbine, reaching up to 1400 °C. However, steam temperature in steam cycle is about 600 °C [17, 19]. The hybrid turbine is to receive the flux pressure from the steam turbine. The maximum pressure value is 300 bar (for a gas turbine it is 40 bar) [17] and the minimum are 0.1 bar, so as to enable steam condensation and the most effective use of the flux energy [8]. On the other hand, the maximum pressure value in a gas turbine is 40 bar and the minimum one – 1 bar (which is the pressure of the surrounding) [19].

In the paper [1] the gas-steam research results have been presented. Gas-steam is the work fluid thereof. The gas-steam generator into which the fuel, pure oxygen and water are injected, is a very important element of the cycle [1]. In the presence of oxygen the fuel burns at a much higher temperature than in traditional combustion chamber. However, the temperature is decreased as a result of water evaporation [1, 27]. So far, the GE J79 has been modified, it works at 11.6 bar and at 760 °C. In the second generation power plant cycle, with the use the SGT900, the temperature is expected to increase up to 1080 – 1260 °C before the first turbine stage. In the third generation gas-steam turbine, the work flux is expected to reach approximately 1650-1760 °C and 40 bar [1].

Other cycles utilizing the oxy-combustion in traditional combustion chamber, which also provide huge perspectives are: SCO-CC (Semi-Closed oxy-fuel combustion combined cycle) [25], Matian [21, 26], COOPERATE cycle [26, 28], COOLENERG cycle [23]. In turn, in these cycles, mentioned above, carbon dioxide predominates as a medium.

It ought to be emphasized that there are some other cycles, which are also worth to be mentioned. These are such systems as :

- ZEITMOP (Zero Emission Ion Transport Membrane Oxygen Power) system with Ion Transport Membrane [27],
- AZEP (Advanced Zero Emission Power Plant) – system with Mied Combustion Membrane [18, 30],
- CLC- Chemical Looping Combustion Cycle [18],
- system with Natural Gas Reforming [30],
- system with fuel cells in hybrid cycle SOFC-GT [19].

In principle, the oxy-combustion and capture of CO₂ can be accomplished more easily and cheaply than post-combustion removal of CO₂ from the exhaust gases emitted by a conventional coal plant. The promise of more efficient carbon capture is one of the main reason that led to the development of clean gas technology (CGT). This concept is based on the introduction of compact

nanotechnology devices leading to removing large-scale devices like Heat Recovery Steam Generator.

The main aim of this chapter is to estimate the proposed power plant's parameters i.e. power output, efficiency, emission, etc. of the double Brayton cycle with oxy combustion and with capture of carbon dioxide.

2. Gas-steam turbine

In this paragraph, the gas-steam turbine cycle with use oxycombustion and CO₂ capture is presented. The whole system consists of the first traditional Brayton cycle and the second inversed one. The “inversed Brayton cycle” means that the order of the compressor and turbine is inversed, so that first there is the expansion of the working-fluid and than its compression [5].

The first innovation in the double Brayton cycle is to exchange the combustion diffusional mode from the classical one into a one based on oxygen nano-enriched air. In this same place, the phenomenon of nano-removing of heat revised from oxygen-hydrocarbon combustion process occurs. This phenomenon is governed by adequate water injection (water-nano-jets) into the combustion zone. It leads directly to high enthalpy flue gases that contain only CO₂ and steam (Fig. 1).

Wet and hot exhaust gases at the atmospheric pressure (from the gas turbine or from the fuel cell) are able to generate extra turbine power, by expanding to the negative pressure (it is the expansion, which is very similar to the expansion in the steam turbine) [19]. The gas mixture, at that level, is still a high temperature fluid and it needs to be chilled. It is all done by using a special regenerative heat exchanger (HE). After pre-cooling, steam is ought to condensate (or just a part of it). The gas pressure is lower than the atmospheric one and that is why the exhaust gases needs to be compressed in the compressor (C). Compressed gases are directed to the second pre-cooling heat exchanger and second condenser, which dehumidities them. Additionally, the battery of devices realizing the cycle, consists of the turbine (GT), the heat exchanger (HE) and the compressor (C). The cycle described above is the inversed Brayton cycle (IBC) which is presented in Fig. 1.

As it was mentioned, in the condenser (CON), working fluid is separated into water and CO₂. Next, the “clean” CO₂ goes to the compressor (C), where it compresses and, after that, it is cooled and condensed. Liquid carbon may be sold or might be used as a fracturing fluid [33]. The main disadvantage of the whole system is the necessity of air separating station (ASU), to supply combustion chamber in pure oxygen. Moreover the 95%-oxy-combustion eliminates almost entirely the problem of the NO_x emission. Additionally, the

nitrogen turbine (GT_{N_2}) might be used and would be fueled from the oxygen and nitrogen separating station.

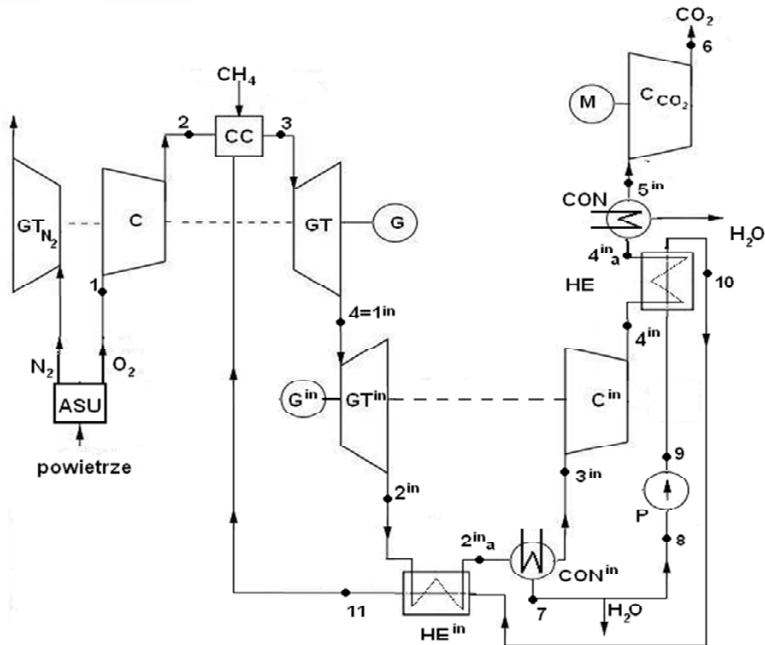


Fig. 1. Schematic diagram of the double Brayton cycle with use of oxy combustion and capture CO_2 (ASU – air separation unit, CC – combustion chamber, C - compressor, GT – gas turbine, HE – heat exchanger, G – electric generator, M – motor, CON – condenser, P – pump, GT_{N_2} – additional gas turbine of N_2 , C_{CO_2} – compressor of CO_2)

Technical realization of the IBC may cause such problems as the increase of low pressure part size of gas turbine. The IBC turbine, in which the end of expansion runs in negative pressure conditions, what in turn causes that the end part needs to be as big as a low pressure steam turbine. The increase of the diameter is caused by the necessity of axial velocity reduce of the flowing gases through the blading system. Also, the nature of the exchanger work needs more complex geometry to decrease the loss of movement [19].

The main task of the condensers is to create and maintain the state of the vacuum in the suction nozzle of the turbine and to obtain pure condensate outlet steam turbine [2, 5]. The gas and steam turbine, the condensation pressure is not necessarily best to achieve the highest efficiency, since the lower the pressure, the greater the compression work must perform the compressor (C_{in}). It should also be noted that simultaneously with the condensation pressure drop reduces

the amount of the condensed water from the steam-gas mixture. Hence, it is appropriate to determine the optimum condensing pressure and interrupt the expansion of a mixture of $\text{CO}_2\text{-H}_2\text{O}$.

3. Results of analysis

The calculations of the heat cycle have been done for the constant mass flow rate of: oxygen $\dot{m}_o \approx 51,8$ [kg/s], water $\dot{m}_{11} = 117,7$ [kg/s] and fuel $\dot{m}_f = 12,83$ [kg/s] on the combustion chamber inlet. Total exhaust mass flow rate is about $\dot{m}_{ex} = 182,3$ [kg/s]. The combustion chamber pressure was also fixed to 4 [MPa]. Moreover, the temperature difference in the heat exchanger HE was also assumed to be $\Delta T = 20$ [K]. Additionally, the condensation temperature was assumed to be equal $t_{sm} = 30$ [°C]. During the thermodynamic analysis few efficiencies relations based on the condensation pressure were evaluated $\eta_{el-netto}$ including η_{el-BC} , η_{el-IBC} , η_{el-DBC} . The analysis results were presented below on figure 2. The temperatures, on the turbine outlet t_{GT} and temperature inlet turbine t_{TT} , were also analyzed in inversed Brayton cycle (figure 3).

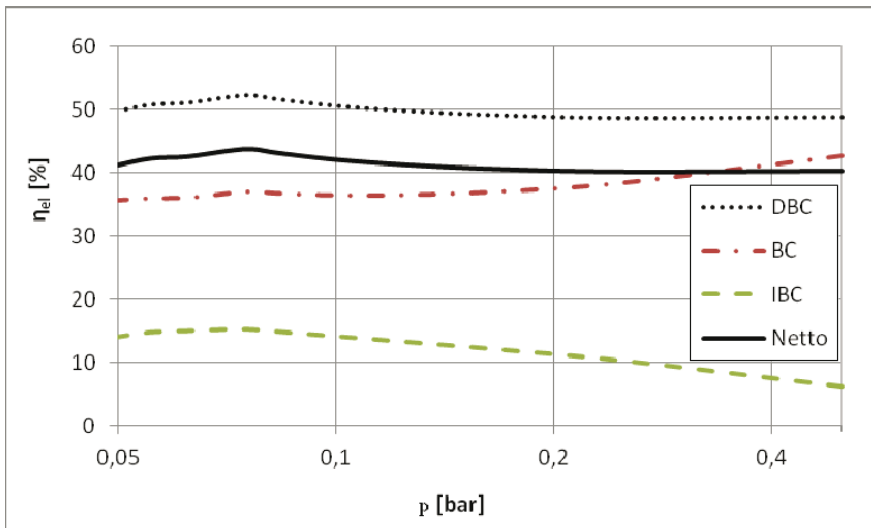


Fig. 2. Dependency of electrical efficiency $\eta_{el-netto}$; Brayton cycle efficiency η_{el-BC} ; inversed Brayton cycle efficiency η_{el-IBC} and double Brayton cycle efficiency η_{el-DBC} from pressure in condenser

As it was shown in the analysis, instead of the initial efficiency decrease in Brayton cycle, total efficiency of the block raised, as it was presented in fig.2. The Brayton cycle efficiency firstly decreased because of the temperature decrease and that is why the regeneration level was falling too in the heat exchanger (HE).

However, the efficiency of the inversed Brayton cycle has been reached the value of $\eta_{el-IBC} = 15,3\%$ for the condensation pressure at the level of $p_{3in} = 7$ [kPa]. In turn, the optimal value of the efficiency of the whole cycle reached at the condenser pressure at the level of $p_{3in} = 7,8$ [kPa]. Additionally, the whole system efficiency zooms down for about 8.66% because of the oxygen production (6.38%) and CO₂ escape (2.28%).

In fig.3 the correlation of the temperature in the combustion chamber and on the turbines outlet was presented, for inversed Brayton cycle. As it is shown in the picture presented below, the temperature in the combustion chamber correlates to the regeneration level.

In Clean Gas Technology cycles, the enhancement of efficiency and power are to be obtained via reduction of devices dimensions and the use of the so-called direct conversion.

It ought to be added that CFM type numerical tool gives a possibility to model combined gas-steam turbine cycles, what has recently been demonstrated in articles [15, 31, 32].

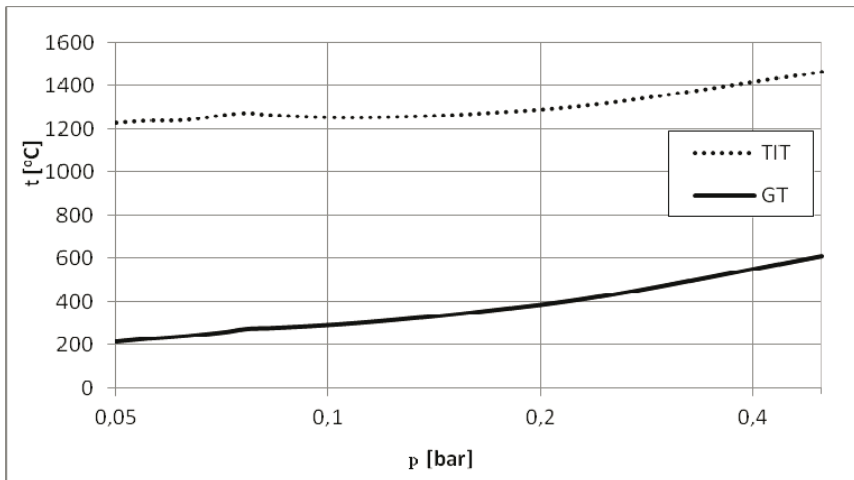


Fig. 3. Dependency of outlet temperature of gas-steam turbine $t_{GT} = t_{2m}$ and temperature inlet turbine $t_{TIT} = t_3$ from pressure in condenser

It ought to be emphasized that the carbon dioxide capture from the exhaust contained of the steam and CO₂ is rather simply comparing to other pre- and post-combustion methods, being in use. The energy consumption amounts to $\beta = 0.248$ [kW/kgO₂] (the presented value of the energy consumption has been compared from the work [13] $\beta = 0.247$ and work [11] $\beta = 0.250$).

4. Conclusion

This chapter presented innovative thermodynamic cycles with high-efficient, zero-emission energy production. In these cycles, the enhancement of efficiency and power are to be obtained through reduction of device dimensions and the use of the so-called direct conversion. Firstly zero-emission cycle via a steam-gas turbine has been described showing that the concept of power plant with use oxycombustion. Secondly, the numerical analysis has shown that total energy output notably grows as the inversed Brayton cycle is being used. The highest netto efficiency of double Brayton cycle with oxy combustion and capture CO₂, at the level of $\eta_{el-netto} = 43.67\%$, was reached at the condenser pressure equal to $p_{3in} = 7.8$ [kPa]. However, the efficiency of the double Brayton cycle is equal to $\eta_{el-DBC} = 52.3\%$. Finally, the decrease of the efficiency is caused by the oxygen producing (6.38%) and capture the CO₂ (2.28%). The undoubted advantage of the double Brayton cycle with oxy combustion and CO₂ capture is the lack of pollution such as NO_x and CO₂ and is profitable from a thermodynamic, economic and ecological standpoint.

References

- [1] Anderson R., MacAdam S., Viteri F., Davies D., Downs J., Paliszewski A., *Adapting gas turbines to zero emission oxy-fuel power plants*. ASME Paper No. GT2008-51377 (2008) 1-11.
- [2] Badur J.: *Development of Energy Concept*. Wyd. IMP PAN Gdańsk 2009 (in Polish).
- [3] Badur J.: *Numerical modeling of sustainable combustion in gas turbine*. Wyd. IMP PAN Gdańsk 2003 (in Polish).
- [4] Badur J., Lemański M.: *Inverse Brayton cycle – high performance maner heat recovery from gas turbine*. *Energetyka Ciepłna i Zawodowa*, **221**(2003), 46-48 (in Polish).
- [5] Bagiński Z.: *Emission from stationary combustion sources as the determinant of energy air quality index* Environment Protection Engineering Vol. 37 2011 No. 1 pp 39 -49
- [6] Bolland O, Kvamsdal H.M., Boden J.C.: *A thermodynamic comparison of oxy-fuel power cycles water-cycle, Graz-cycle, and Matiant-cycle*. *Proceedings of the International Conference on Power generation and sustainable development, Liege, Belgium, October 2001*.
- [7] Carapellucci R., Milazzo A.: *Repowering combined cycle power plants by a modified STIG configuration*. *Energ Convers. Manage.* 48(2007), 1590-1600.

- [8] Chodkiewicz R., Porochnicki J., Kaczan B.: Steam - gas condensing turbine system for power and heat generation. ASME Paper No. 2001-GT-0097 (2001) 1-8.
- [9] Chorowski M.: Cryogenics. Basics and applications. IPPU, Masta 2007.
- [10] Directive 2010/75/eu of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control).
- [11] Goul C., Cai R., Hong H.: An advanced oxy-fuel power cycle with high efficiency Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy Vol. 220 (2006) 315-324.
- [12] Hardy T., Musialik-Piotrowska A., Ciołek J., Mościcki K., Kordylewski W.: *Negative effects of biomass combustion and co-combustion in boilers* Environment Protection Engineering Vol. 38 2012 No. 1 pp 25-33.
- [13] Hong J., Chaudhry G., Brisson J.G., Field R., Gazzino M., Ghoniem A.: *Analysis of oxy-fuel combustion power cycle utilizing a pressurized coal combustor*. web.mit.edu/mitei/docs/reports/hong-analysis.pdf.
- [14] Jericha H., Sanz W., Woisetschlager J, Fesharaki M.: CO₂ - Retention Capability of CH₄/O₂ – Fired Graz Cycle. CIMAC Conference Paper, Interlaken, Switzerland 1995.
- [15] Jesionek K., Chrzczonowski A., Ziółkowski P., Badur J.: Power enhancement of the Brayton cycle by steam utilization. Archives of thermodynamics, 33(2012), No. 3, 39-50.
- [16] Kaproń H., Wasilewski A.: Natural gas fuel XXI century. Wydawnictwo KAPRINT, Lublin 2012 (in Polish).
- [17] Kolev N., Schaber K., Kolev D.: A new type of a gas - steam turbine cycle with increased efficiency. Applied Thermal Engineering 21(2001), 391-405.
- [18] Kvamsdal H.M., Jordal K, Bolland O.: A quantitative comparison of gas turbine cycles with CO₂ capture. Energy 32 (2007), 10–24.
- [19] Lemański M.: *Analyses of thermodynamic cycles with fuel cells and gas-steam turbine*. PhD thesis, IF-FM PAS, Gdańsk, 2007 (in Polish).
- [20] Liu C.Y., Chen G., Sipocz N., Assadi M., Bai X.S.: Characteristic of oxy-fuel combustion in gas turbine. Applied Energy 89(2012), 387-394.
- [21] Mathieu Ph., Nihart R.: Sensitivity analysis of the MATIANT cycle. Energ. Convers. Manage., 40(15), (1999), 1687–1700.
- [22] Sairam K., Gopinath A., Velraj R.: *A comparative study on environmental emissions and performance of a stationary type diesel engine fuelled with biodiesels derived from two different feedstocks* Environment Protection Engineering Vol. 39 2013 No. 4 pp 113-124
- [23] Sanz W., Hustad Carl-W., Jericha H.: First generation Graz cycle power plant for near-term deployment. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45135 (2011) 1-11.
- [24] Staicovici M.: Further research zero CO₂ emission power production: the ‘COOLENERG’ process. Energy 27 (2002), 831–844.
- [25] Yang H.J., Kang D.W., Ahn J.H., Kim T.S.: Evaluation of design performance of the semi-closed oxy-fuel combustion combined cycle. Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69141 (2012) 1-12.
- [26] Yantovsky E., Górski J., Shokotov M.: *Zero emissions power cycles*. Taylor&Francis Group, 2009.
- [27] Yantovsky E., Górski J., Smyth B, Elshof J.: Zero-emission fuel-fired power plants with ion transport membrane. Energy 29(2004), 2077–2088.
- [28] Yantovski E., Zvagolsky K., Gavrilenko V.: The COOPERATE— demo power cycle. Energy Convers. Manage 36(1995), 861-864.
- [29] Zaporowski B.: Perspectives of development of gas power sources in Polish electro energetic. POLITYKA ENERGETYCZNA, 12, Zeszyt 2/2, 2009 (in Polish).
- [30] Zhang N., Lior N.: Two novel oxy-fuel power cycles integrated with natural gas reforming and CO₂ capture. Energy 33(2008), 340–351.
- [31] Ziółkowski P., Lemański M., Badur J., Nastalek L.: Power augmentation of PGE Gorzow’s gas turbine by steam injection – thermodynamic overview, Rynek Energii, 98(2012), 161-167.

- [32] Ziółkowski P., Lemański M., Badur J., Zakrzewski W.: Increase efficiency gas turbine by use the Szewalski idea. *Rynek Energii*, 100(2012), 63-70 (in Polish).
- [33] Ziółkowski P., Zakrzewski W., Sławiński D., Badur J.: Clean gas technology – opportunity for Pomerania. *Rynek Energii* 104(2013), 79-85 (in Polish).
- [34] Ziółkowski P., Zakrzewski W., Kaczmarczyk O., Badur J.: Thermodynamic analysis of the double Brayton cycle with the use of oxy combustion and capture of CO₂, *Archives of thermodynamics*, Vol.34(2013), No. 2, 23–38.



**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 978-83-7493-874-7