



Janusz Lichota
Jolanta Ziąja

BŁOK NADKRYTYCZNY

Janusz Lichota, Jolanta Ziaja

BLOK NADKRYTYCZNY

Recenzenci:

Henryk Kaproń, Janusz Kotowicz

Redakcja:

Dorota Rawa, Milena Szafran

Korekta:

Dorota Rawa, Milena Szafran

Weryfikacja językowa Abstractu:

Milena Szafran

Skład i łamanie:

Dominika Osadców-Będkowska

Autorzy rozdziałów:

Janusz Lichota: Wstęp, Abstract, rozdziały 8-9

Janusz Lichota, Jolanta Ziaja: rozdziały 1-7

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 2025

Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej

Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

<http://www.oficyna.pwr.edu.pl>

e-mail: oficwyd@pwr.edu.pl

zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl

ISBN 978-83-7493-916-4

https://doi.org/10.37190/Lichota_Ziaja_2025

SPIS TREŚCI

Ważniejsze skróty i oznaczenia	7
Wstęp	11
Abstract	13
 CZĘŚĆ I PROBLEMY TECHNICZNE	 15
1. Blok nadkrytyczny	17
1.1. Wprowadzenie	17
1.2. Podstawowe dane techniczne bloku	20
1.3. Parametry pracy bloku	25
1.3.1. Wprowadzenie	25
1.3.2. Zestawienie parametrów w przypadku 100% WMT – 910 MW _e	35
1.3.3. Zestawienie parametrów w przypadku 40% WMT – 364 MW _e	38
1.4. Sprawność bloku	38
1.4.1. Wartość opałowa węgla i strata wylotowa z kotła	38
1.4.2. Jednostkowe zużycie ciepła i sprawność bloku	45
1.5. Wnioski	47
2. Młyny węglowe	49
2.1. Wprowadzenie	49
2.2. Wydajność znamionowa młyna	51
2.3. Jakość przemiału	59
2.4. Temperatura pyłomieszanki	63
2.5. Wentylacja młyna	66
2.6. Pyłoprzewody	71
2.7. Wnioski	78

3.	Kocioł	79
3.1.	Wprowadzenie	79
3.2.	Ograniczenie pomiarowe	79
3.2.1.	Pomiar temperatury w komorze paleniskowej kotła	79
3.2.2.	Lokalizacja króćców pomiarowych	81
3.2.3.	Ręcznie wpisywana wartość opałow	82
3.3.	Ograniczenia obliczeń eksploatacyjnych	84
3.4.	Palniki pyłowe	84
3.4.1.	Wprowadzenie	84
3.4.2.	Stopniowanie paliwa i powietrza pierwotnego	88
3.4.3.	Stopniowanie powietrza wtórnego	93
3.4.4.	Kanały powietrza wtórnego	99
3.4.5.	Dysze powietrza wtórnego	101
3.4.6.	Dysze OFA	111
3.4.7.	Kąt pochylenia palników	113
3.5.	Dysze SOFA	118
3.6.	Współczynnik nadmiaru powietrza w spalinach	122
3.7.	Emisja tlenków azotu NO_x – metody pierwotne	125
3.8.	Szlakowanie/żużłowanie komory paleniskowej kotła	126
3.8.1.	Wprowadzenie	126
3.8.2.	Mechanizm procesu	127
3.8.3.	Wskaźniki stosowane w określeniu podatności węgla do żużłowania i zanieczyszczania powierzchni ogrzewal- nych kotła	128
3.9.	Wnioski	135
3.9.1.	Wiarygodność pomiarów w systemie DCS	135
3.9.2.	Wybrane elementy z obszaru komory paleniskowej kotła	135
3.9.3.	Palniki pyłowe i rozdział powietrza do kotła	136
4.	Instalacja katalitycznego odazotowania spalin SCR	137
4.1.	Wprowadzenie	137
4.1.1.	Mechanizm reakcji SCR	137
4.1.2.	Temperatura	137
4.1.3.	Prędkość spalin	139
4.1.4.	Rodzaj katalizatora	139
4.1.5.	Czynnik redukujący / reagent	139
4.1.6.	Stężenie tlenków azotu NO_x	139
4.1.7.	Parametry pracy instalacji SCR	140
4.2.	Wnioski	144

5.	Elektrofiltr	145
5.1.	Kwaśna kondensacja spalin	145
5.2.	Wnioski	152
6.	Podgrzewacze powietrza i podgrzewacze parowe	155
6.1.	Wprowadzenie	155
6.2.	Wnioski	158
7.	Podsumowanie	159
7.1.	Wprowadzenie	159
7.2.	Zakres pracy bloku	159
7.3.	Spostrzeżenia dokonane w trakcie analizy struktury obiektu niezależne od właściwości spalnego węgla	162
7.4.	Wnioski z obserwacji pracy bloku	163
7.4.1.	Wprowadzenie	163
7.4.2.	Młyny węglowe i pyłoprzewody	164
7.4.3.	Wiarygodność pomiarów w systemie DCS	164
7.4.4.	Wybrane elementy z obszaru komory paleniskowej kotła	164
7.4.5.	Palniki pyłowe i rozdział powietrza do kotła	165
7.4.6.	Instalacja SCR	165
7.4.7.	Temperatura spalin – kwaśna kondensacja	166
7.4.8.	Układy automatycznej regulacji	166
CZĘŚĆ II MODELOWANIE MOCY BLOKU I OPTYMALIZACJA EKSPERYMENTALNA		169
8.	Modelowanie mocy bloku nadkrytycznego z wykorzystaniem sieci neuronowej	169
8.1.	Wprowadzenie i cele	169
8.2.	Modele sieci neuronowych bloku	170
8.2.1.	Wprowadzenie	170
8.2.2.	Model kocioł-generator	170
8.2.3.	Model cykl Rankine'a-generator	172
8.2.4.	Cele optymalizacji	172
8.3.	Wyniki modelowania mocy bloku	173
8.3.1.	Model kocioł-generator	173
8.3.2.	Model cykl Rankine'a-generator	174
8.4.	Wnioski	175

9. Metoda optymalizacji eksperymentalnej	177
9.1. Wprowadzenie	177
9.2. Metoda optymalizacji eksperymentalnej – algorytm, właściwości i odniesienie do przestrzeni stanu	178
9.3. Zastosowanie metody optymalizacji eksperymentalnej do bloku nadkrytycznego	180
9.3.1. Analiza sygnałów z bloku	180
9.3.2. Jednoznaczność modeli	185
9.4. Wnioski	190
Literatura	191

Ważniejsze skróty i oznaczenia

ANN	– sztuczna sieć neuronowa (ang. <i>artificial neural network</i>)
B	– dysza pyłowa ze zwiększoną koncentracją węgla w pyłe (mieszanką „bogatą”)
DCS	– nadrzędny układ sterowania (ang. <i>distributed control system</i>)
DTR	– dokumentacja techniczno-ruchowa
E	– emisja
ECO	– wymiennik ciepła w układzie kotła przeznaczony do wstępnego podgrzewania wody zasilającej (wody wpływającej do kotła) przy użyciu ciepła z gazów spalinowych przed opuszczeniem układu (ang. <i>economizer</i>)
EBITDA	– zysk przed odliczeniem odsetek od zaciągniętych zobowiązań finansowych, podatków oraz amortyzacji (ang. <i>earnings before interest, taxes, depreciation, and amortization</i>)
high-dust	– kanały spalin z dużym zapyleniem
HR	– ilość energii (zazwyczaj mierzona w kilodżulach) wymagana do wyprodukowania 1 kWh energii elektrycznej (ang. <i>heat rate</i>)
IRiESP	– instrukcja ruchu i eksploatacji sieci przesyłowej
JWCD	– jednostka wytwórcza centralnie dysponowana
K	– koszt
KKS	– system identyfikacji sygnałów w elektrowni (niem. <i>Kraftwerk Kennzeichen System</i>), pola edycyjne w systemie Ovation używanym do sterowania blokiem mają zbyt mało znaków do lepszego opisanie sygnałów, dlatego muszą być używane skróty, np. „F KOR PAR ZA SH2”: „F – strumień (ang. <i>flow</i>), KOR – skorygowany/obliczony (ang. <i>corrected</i>), PAR – pary, ZA – za, SH2 – przegrzewaczem (ang. <i>superheater</i>) nr 2”

KOB	– koordynator obciążenia bloku, oprogramowanie sterujące
KSE	– Krajowy System Elektroenergetyczny
LFC	– automatyczna regulacja częstotliwości i mocy czynnej ARCM (ang. <i>load frequency control</i>)
LUVO	– podgrzewacz powietrza płynącego do spalania (niem. <i>Luftvorwärmer</i>)
MCR	– maksymalna ciągła moc znamionowa (ang. <i>maximum continuous rated power output</i>)
MW	– młyn węglowy
OFA	– dysza powietrza nadpłomieniowego (ang. <i>over-fire air</i>)
OPP	– obrotowy podgrzewacz powietrza
P	– przychód
PA	– powietrze pierwotne (ang. <i>primary air</i>)
PPP	– parowy podgrzewacz powietrza
PSE	– Polskie Sieci Elektroenergetyczne
RH	– przegrzewacz wtórny (ang. <i>reheater</i>)
R90 i R200	– procent cząstek węgla zatrzymanych na sicie 90 μm ; np. jeśli R90 wynosi 15%, oznacza to, że 15% próbki węgla jest większe niż 90 μm , podczas gdy 85% przechodzi przez sito (jest drobniejsze niż 90 μm) (por. tab. 2.1, 2.5)
SA	– powietrze wtórne (ang. <i>secondary air</i>)
SCR	– układ oczyszczania spalin metodą selektywnej redukcji katalitycznej zanieczyszczeń (ang. <i>selective catalytic reduction</i>)
SH	– przegrzewacz pierwotny (ang. <i>superheater</i>)
SOFA	– dysze powietrza nad płomieniem (ang. <i>separated over-fire air</i>)
tail-end, low-dust	– system SCR jest zainstalowany za większością innych urządzeń do oczyszczania gazów spalinowych, takich jak podgrzewacz powietrza (LUVO), elektrofiltr (do usuwania pyłu) lub jednostka odsiarczania spalin (FGD) (do usuwania dwutlenku siarki), gdzie spaliny zostały już częściowo oczyszczone i schłodzone, zanim dotarły do układu SCR
U	– dysza pyłowa ze zmniejszoną koncentracją węgla w pyłe (mieszaną „ubogą”)
UAR	– układ automatycznej regulacji
WMT	– wydajność maksymalna trwała, zamiennie z MCR
WMTK	– wydajność maksymalna trwała kotła
wo	– wartość opałowa węgla

WP	– wentylatory powietrza
WZ	– wartość zadana w układzie regulacji
Z	– zysk
Oznaczenia greckie	
λ	– współczynnik nadmiaru powietrza do spalania
Γ	– funkcja celu

Wstęp

Wysokosprawne kotły nadkrytyczne opalane węglem to jedne z istotnych urządzeń uwzględnianych w światowych wysiłkach zmierzających do poprawy standardu życia. Energia elektryczna wytwarzana między innymi dzięki blokom energetycznym z kotłami nadkrytycznymi ma wpływ na sytuację ekonomiczną danego kraju oraz wzrost produktu krajowego brutto. Istnieje w przybliżeniu liniowa zależność między dochodem brutto na osobę a zużyciem energii w danym kraju – im wyższe zużycie energii, tym wyższy średni dochód i długość życia.

W niniejszej książce przedstawiono strukturę energetycznego bloku węglowego oraz dostarczono dane pomagające w poznaniu sposobu jego działania. Uniwersalne problemy, które mogą pojawić się podczas uruchamiania i pracy bloku nadkrytycznego, zostały opisane na przykładzie bloku o mocy 910 MW_e.

Kolejność rozdziałów prezentowanej publikacji odwzorowuje kolejność etapów przepływu spalin przez blok, począwszy od wlotu węgla, a skończywszy na oczyszczaniu spalin odlotowych. Podjęto próbę zaprezentowania pracy bloku na podstawie zarejestrowanych danych pomiarowych – ujawnione zostały przy tym problemy niewidoczne podczas projektowania bloku. Pokazano zmienność parametrów węgla powodującą zmienność jednostkowego zużycia ciepła na wytworzenie 1 kWh energii elektrycznej i zmienność sprawności bloku, analizę dokumentacji wykonawczej kotła, strumienie powietrza wpływającego do kotła w przypadku różnych obciążeń bloku (także strumienie dodatkowego powietrza zaburzającego proces spalania), wyniki pomiarów charakteryzujące młyny węglowe, pomiary temperatury w komorze paleniskowej kotła, pomiary emisji (dwutlenek siarki SO₂, pył, tlenki azotu NO_x, amoniak NH₃) i przekroczenia ich dopuszczalnych poziomów, analizę wybranych układów automatycznej regulacji (UAR) pracy kotła oraz młynów węglowych, problem kwaśnej kondensacji spalin w podgrzewaczu powietrza LUVU. Dzięki analizie poszczególnych ograniczeń w pracy kotła wyznaczono zakres ekonomicznej i stabilnej jego pracy.

Książkę podzielono na dwie części. W pierwszej opisano zaobserwowane problemy w funkcjonowaniu bloku nadkrytycznego, a w drugiej pokazano ich rozwiązania na wybranych przykładach.

W rozdziale pierwszym porównano deklarowane podstawowe dane techniczne bloku i dane pomiarowe dotyczące sprawności bloku. W drugim omówiono sposób działania młynów węglowych ze szczególnym uwzględnieniem zmniejszenia zakresu strumienia masy węgla w stosunku do projektowanego oraz wpływu młynów przez temperaturę pyłomieszanki i średnicę przemielonego węgla, a także nadmiernej strumień powietrza wentylującego młyn na sprawność bloku. W trzecim opisano sposób działania kotła na podstawie obserwacji pomiarów z palników pyłowych, dysz powietrznych SOFA, emisji NO_x i rozkładu temperatur wewnątrz kotła. W czwartym pokazano sposób działania umieszczonej za kotłem instalacji katalitycznego odazotowania spalin SCR. W piątym scharakteryzowano wytwarzanie się kwasu siarkowego w elektrofiltrze, a w szóstym temperaturę powietrza w obrębie podgrzewacza powietrza będącą główną zmienną poza obecnością siarki w węglu powodującą kwaśną kondensację spalin. W rozdziale siódmym natomiast podsumowano przebieg badań oraz zdefiniowane w ich toku problemy.

W części drugiej, w rozdziale ósmym przedstawiono sposób modelowania bloku za pomocą sztucznej sieci neuronowej umożliwiający optymalizację pracy kotła w celu stabilizacji jego pracy i minimalizacji zużycia węgla. W dziewiątym – możliwości zmniejszenia zużycia węgla z wykorzystaniem danych eksperymentalnych.

Blok nadkrytyczny operuje z wykorzystaniem rozkładów statystycznych mierzonych wartości, które zazwyczaj odbiegają od wartości zadanych podczas projektowania. Publikacja jest istotnym uzupełnieniem brakujących informacji w literaturze przedmiotu dotyczących rzeczywistych parametrów pracy bloku. Dopóki blok nie zostanie skonstruowany i uruchomiony, dopóty nie będzie można dokładnie przewidzieć jego działania. Dopiero po uruchomieniu bloku można porównać oczekiwania projektowe z rzeczywistymi wynikami pomiarów.

Opisany w *Bloku nadkrytycznym* przykład jest kompleksowy – umożliwia zrozumienie całego procesu, a nie tylko poszczególnych jego elementów. Ponadto dostarcza wartościowych danych dotyczących różnych aspektów pracy bloku nadkrytycznego.

Abstract

Highly efficient supercritical coal-fired boilers are critical components in global efforts to improve living standards. Electricity generated by, among other sources, power units with supercritical boilers impacts a country's economic situation and the growth of its gross domestic product. There is an approximately linear relationship between gross income per capita and energy consumption in any given country—the higher the energy consumption, the higher the average income and life expectancy.

The purpose of this publication is to present the structure of a supercritical unit and provide the reader with data intended to help practically comprehend the operation of a coal-fired power unit. Universal problems which may occur during the start and operation of the unit have been discussed using an example of an existing 910 MW_e supercritical unit.

The order of the publication's chapters corresponds to the flue gas path through the unit, starting from coal inlet and ending with the treatment of exhaust gases. An attempt has been made to present the operation of the unit based on recorded measurement data, which has in turn revealed issues that were not apparent at the designing stage. The book demonstrates the variability of coal parameters leading to fluctuations in the specific heat consumption for producing 1 kWh of electricity and variations in unit efficiency, as well as an analysis of the boiler's design documentation, airflows into the boiler under various load conditions (including additional airflows that disturb combustion), measurements characterizing the unit's coal mills, temperature measurements in the boiler furnace chamber, and emission measurements (sulfur dioxide SO₂, dust, nitrogen oxides NO_x, ammonia NH₃) and their exceedances. Additionally, the book examines selected automatic control systems of the boiler and coal mills, and the problems of acid condensation in the air preheater (LUVU). The result of analyzing various constraints in boiler operation is the identification of an economically viable operating range that allows continuous and stable operation of power units in the electrical system.

The book is divided into two parts. The first part describes problems identified in the supercritical power unit, while the second part presents solutions to selected issues.

Chapter 1 compares the declared basic technical data of the unit with measurement data on its efficiency. Chapter 2 discusses the operation of coal mills, focusing on reduction of coal mass flow relative to its declared value, and the mills' impact on unit efficiency through the temperature of the coal-dust mixture, the milled coal diameter, and excessive ventilating airflows. Chapter 3 explains boiler operation through analysis of burner measurements, SOFA air nozzles, NO_x emissions, and temperature distribution inside the boiler. Chapter 4 describes the operation of the selective catalytic reduction (SCR) system for flue gas denitrification. Chapter 5 characterizes the formation of sulfuric acid in the electrostatic precipitator. Chapter 6 discusses air temperature around the air preheater, which, apart from sulfur presence in coal, is the primary variable causing acid condensation in the flue gases. Chapter 7 summarizes the conducted research and identified issues.

In the second part of the book, chapter 8 discusses the modeling of the power unit using an artificial neural network, and chapter 9 demonstrates a method of using experimental data to reduce coal consumption.

A supercritical unit utilizes statistical distributions of measurement data which usually differ from the declared technical data. This publication is a significant supplementation to the source literature as it provides actual measurement data on the supercritical unit's operation. Until a unit is built and operational, its work parameters cannot be exactly prognosed. Only after starting the unit is it possible to compare declared and measured technical data.

The example provided is comprehensive and allows understanding of the entire process, rather than only its individual components. Additionally, it provides valuable data on various aspects of operation of a supercritical unit.

Podziękowania

Chciałbym wyrazić wdzięczność wszystkim tym, którzy przyczynili się do powstania tej książki m.in.: Bogusławowi Rybackiemu, Pawłowi Szczeszkwowi, Tajanowi Szuladzińskiemu oraz Krzysztofowi Figatowi.

Wyrażam również wdzięczność Zespołowi Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej, którego poświęcenie, profesjonalizm i praca przekształciły manuskrypt w gotową książkę.

Szczególne podziękowania składam prof. dr. hab. inż. Henrykowi Kaproniowi z Politechniki Warszawskiej oraz prof. dr. hab. inż. Januszowi Kotowiczowi z Politechniki Śląskiej za przeczytanie manuskryptu oraz cenne uwagi poprawiające jakość i aktualność książki.

CZĘŚĆ I

PROBLEMY TECHNICZNE

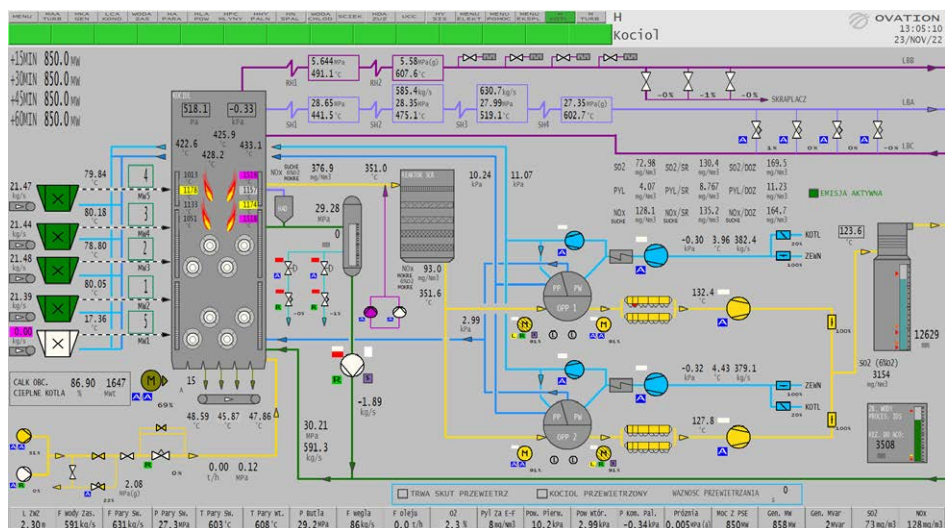
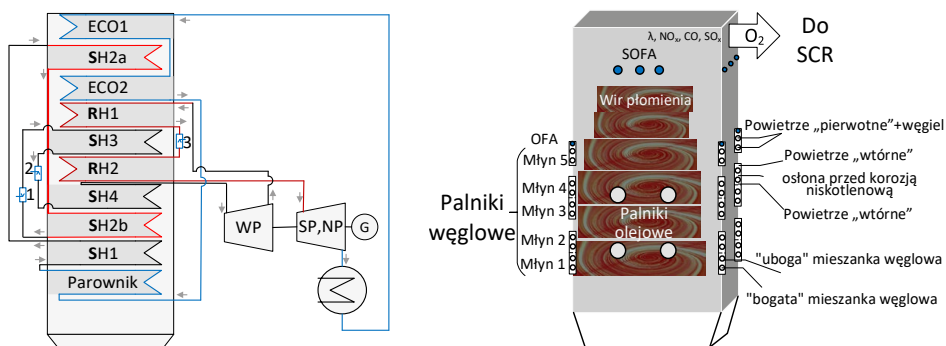
1. BLOK NADKRYTYCZNY

1.1. WPROWADZENIE

Wysokosprawny blok energetyczny o mocy 910 MWe jest wyposażony w kocioł przepływowy typu Bensona o nazwie BP-2450 przystosowany do pracy przy nadkrytycznych parametrach pary wodnej. Kocioł ma sylwetkę wieżową i jest opalany pyłem węgla kamiennego w komorze spalania z tangencjalnym systemem spalania z palnikami usytuowanymi w narożach komory paleniskowej. Za kotłem znajduje się kondensacyjna turbina parowa SST5-6000 zaprojektowana do pracy w warunkach nadkrytycznych parametrów pary wodnej. Blok pracuje jako jednostka wytwórcza centralnie dysponowana (JWCD) w zakresie mocy 40÷100% wydajności maksymalnej trwałej (WMT), a ponadto jest on przystosowany do pracy w automatycznej regulacji częstotliwości i mocy czynnej (LFC) w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym (KSE). Blok wyposażono w odpowiednie układy zapewniające spełnienie wymagań w zakresie regulacji pierwotnej, wtórnej i trójnej – określonych w instrukcji ruchu i eksploatacji sieci przesyłowej (IRiESP).

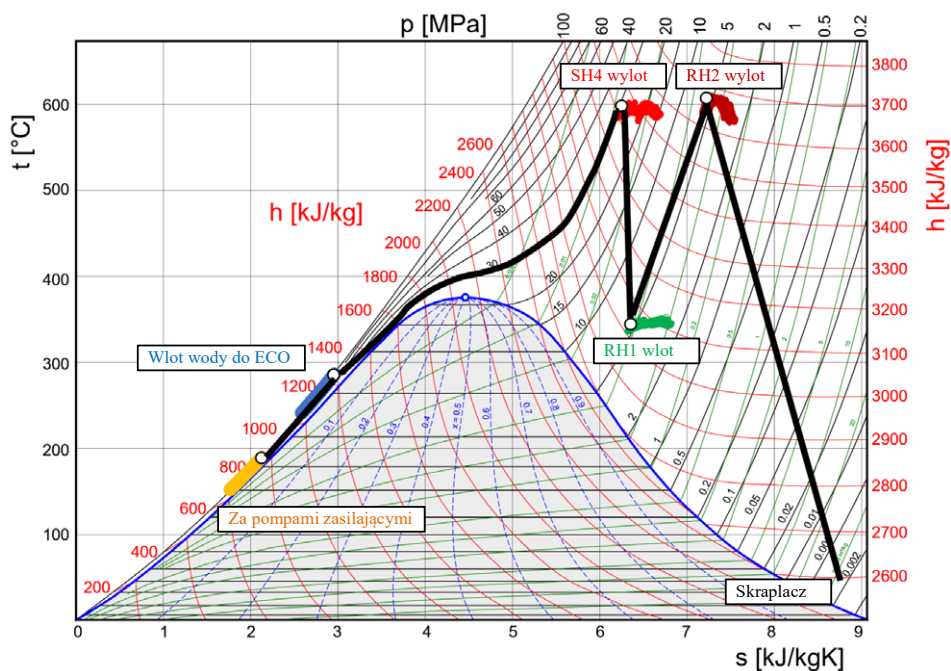
Na rysunku 1.1 przedstawiono schemat kotła pyłowego przeznaczonego do pracy z nadkrytycznymi parametrami pary wodnej składającego się z następujących wymienników ciepła odbierających ciepło ze spalin: parownik, przegrzewacz pary pierwotnej podzielony na cztery części oznaczone: SH1/(SH2a/SH2b)/SH3/SH4, przegrzewacz pary wtórnej podzielony na dwie części RH1/RH2 i ekonomizer podzielony na dwie części ECO1/ECO2.

Przegrzewacz SH2 jest podzielony na dwie części: górną oznaczoną SH2a, dolną – SH2b. Obie części są połączone przez ściany membranowe kotła. Ponadto konstrukcja kotła obejmuje trzy stacje wtryskowe do regulacji temperatury pary świeżej – 1, 2 i pary wtórnej – 3. Kocioł zasilany jest z czterech kolumn palników umieszczonych w narożnikach, do których dostarcza się węgiel z młynów węglowych. Palniki tworzą wir płomienia wewnątrz kotła. Blok energetyczny



Rys. 1.1. Schemat bloku energetycznego z danymi dotyczącymi przepływów masowych węgla i powietrza w przypadku mocy elektrycznej 850 MW_e

wyposażono w pięć młynów węglowych MW1–MW5, przy czym maksymalnie cztery z nich pracują jednocześnie. Pojedynczy palnik wewnątrz kolumny składa się z pięciu dysz. Dwie z nich są przeznaczone dla mieszanek bogatych i ubogich (podawanych z młyna), a pozostałe trzy – dla powietrza wtórnego pełniącego różne funkcje ekranowania (przed korozją niskotlenową) i dopalania węgla. Każdy młyn zasila oddzielny palnik. Najwyższy palnik ma dodatkową dyszę powietrza nadpłomieniowego (OFA). Nad pasem palnikowym znajdują się oddzielne dysze powietrza nad płomieniem (SOFA) umieszczone w środku ścian membranowych. Całkowita wysokość kotła wynosi ponad 100 m, moc chemiczna dostarczanego paliwa natomiast – ok. 2046 MW_t (108% maksymalnej ciągłej mocy znamionowej (MCR)). Współczynnik nadmiaru powietrza λ oraz stężenia



Rys. 1.2. Uproszczony wykres t - s cyklu Rankine'a bloku zaprojektowanego do pracy przy nadkrytycznych parametrach pary wodnej; wybrane sygnały z systemu DCS przy 860 MW_e i parametrach próżni w skraplaczu: 27–31°C/0,003–0,004 MPa

tlenków azotu NO_x, tlenku węgla CO, tlenku siarki SO_x i tlenu O₂ zmieniają się wraz z wysokością kotła.

Typowym termodynamicznym sposobem opisu bloku jest sporządzenie wykresu temperatura–entropia t - s . Na podstawie wykresu można zweryfikować z uwzględnieniem danych pomiarowych teoretyczne założenia przyjęte podczas projektowania kotła. Na rysunku 1.2 przedstawiono dane pomiarowe z cyklu Rankine'a.

Dane pomiarowe z cyklu Rankine'a służą m.in. do diagnostyki, oceny i optymalizacji sprawności, zgodności mocy dostarczonej z oczekiwaną przez PSE, oceny bezpieczeństwa technicznego bloku, a także do celów edukacyjno-badawczych. Żeby obliczyć sprawność, należy porównać pole wewnątrz obszaru cyklu t - s z polem będącym sumą pola wewnątrz obszaru cyklu i pola poniżej cyklu, aż do temperatury wynoszącej o K. Zgodnie z teorią na wykresie Rankine'a przedstawiającym cykl pracy elektrowni parowej powinien być widoczny końcowy etap rozprężania pary w obszarze pary mokrej (odcinek RH2 wylot–skraplacz) oraz pozioma linia kondensacji, ponieważ skraplanie zachodzi w stałej temperaturze. Na pokazanym wykresie opartym na rzeczywistych danych pomiarowych występują jednak odstępstwa od tego mo-

delu. Przyczyną braku końca rozprężania w obszarze pary mokrej jest umiejscowienie czujników pomiarowych temperatury i ciśnienia. Czujniki są zlokalizowane nie w punkcie odpowiadającym końcowi procesu rozprężania w turbinie, lecz w miejscu, gdzie para jest jeszcze przegrzana, dlatego na wykresie jest widoczny wyższy stan energetyczny medium niż w rzeczywistości. Również z powodu lokalizacji czujników kondensacja pary w skraplaczu nie jest widoczna jako izotermiczna, co oznacza, że linia na wykresie nie jest pozioma.

Na wykresie $t-s$ zagregowane dane pomiarowe, takie jak temperatura, ciśnienie i natężenie przepływu w różnych punktach cyklu Rankine'a, mają kluczowe znaczenie w obliczeniach sprawności cieplnej cyklu. Pomaga to w bieżącej ocenie przekształcenia ciepła w pracę mechaniczną.

Na podstawie analizy poszczególnych składowych cyklu (odcinki pola $t-s$) można ocenić również sprawność poszczególnych komponentów jak: kocioł, turbina, skraplacz, pompa. Dzięki temu można zidentyfikować obszary wymagające poprawy i zapewnić optymalne działanie każdego komponentu. Spostrzeżenia uzyskane na podstawie danych pomiarowych mogą być źródłem informacji o ulepszeniach w projektowaniu przyszłych bloków nadkrytycznych i przyczyniać się do ich większej sprawności i opłacalności prowadzącej się do redukcji kosztów. Identyfikacja i usuwanie nieefektywności przez analizę danych może prowadzić do znacznych oszczędności w zużyciu paliwa i serwisu.

Istotne odchyłki w danych pomiarowych od spodziewanego obszaru danych mogą z kolei wskazywać na potencjalne usterki lub problemy w cyklu, np. wycieki, zatory lub awarie, i dostarczać danych diagnostycznych. Skutkiem monitorowania trendów w danych pomiarowych operatorzy mogą ponadto przewidzieć wymagany czas serwisu, żeby zapobiec nieoczekiwanym awariom i skrócić czas przestoju.

Dane pomiarowe są kluczowe w zrozumieniu praktycznych zastosowań zasad termodynamiki w rzeczywistych cyklach energetycznych, a mogą być wykorzystane do walidacji teoretycznych modeli i symulacji cyklu Rankine'a w celu zapewnienia ich dokładności i niezawodności.

1.2. PODSTAWOWE DANE TECHNICZNE BLOKU

Wartości podstawowych parametrów pracy bloku przedstawiono w tab. 1.1.

Wartości ciśnienia i temperatury w cyklu Rankine'a zostały określone w przypadku pary świeżej, pary wtórnie przegrzanej, wody zasilającej oraz skraplacza. Na podstawie tych parametrów jest opisywany kształt projektowanego wykresu

Tabela 1.1. Nominalne parametry pracy bloku

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość
Moc elektryczna bloku (brutto)	MW _e	910,2
Ciśnienie pary świeżej (na wlocie do turbiny)	MPa(a)	27,7
Temperatura pary świeżej (na wlocie do turbiny)	°C	600
Przepływ pary świeżej (wydajność nominalna)	kg/s	657,7
Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej (na wlocie do turbiny)	MPa(a)	5,8
Temperatura pary wtórnie przegrzanej (na wlocie do turbiny)	°C	610
Strumień masy pary wtórnie przegrzanej	kg/s	539,5
Ciśnienie wody zasilającej (przed kotłem)	MPa(a)	32,4
Temperatura wody zasilającej (przed kotłem)	°C	305,6
Temperatura wody chłodzącej	°C	16,7
Strumień masy wody chłodzącej	kg/s	22 500
Ciśnienie w skraplaczu	kPa(a)	3,36/3,7
Sprawność kotła	%	94,01
Sprawność bloku netto	%	45,91

MPa(a), kPa(a) – ciśnienie względem próżni (ciśnienie absolutne).

temperatura–entropia t – s w charakterystycznych punktach, w których kończy się przemiana termodynamiczna. Wartość entropii zależy od ciśnienia i temperatury, w połączeniu ze strumieniem masy stanowi to natomiast moc elektryczną bloku i jego sprawność.

Wartości parametrów w cyklu Rankine’a zostały również określone dla dwóch innych charakterystycznych stanów pracy bloku: 103%, 40% generowanej mocy elektrycznej brutto (tzw. obciążenia). Wydajność maksymalna trwała kotła (WMTK) to stan pracy bloku, w którym kocioł pracuje z obciążeniem 100%, a turbozespół osiąga 103% obciążenia (103% WMT). Tym samym WMTK stanowi górną granicę w przypadku stanu pracy normalnej bloku. Wydajność maksymalną trwałą kotła WMTK charakteryzują pokazane w tab. 1.2 parametry (dla temperatury otoczenia $t_{ot} = 12^{\circ}\text{C}$ i temperatury wody w chłodni $t_{wCh} = 16,7^{\circ}\text{C}$). Określenie: minimum techniczne natomiast oznacza normalną pracę bloku powyżej parametrów, w których kocioł opalany wyłącznie węglem kamiennym pracuje w sposób stabilny. Ten stan to dolna granica zakresu regulacyjnego bloku. W przypadku analizowanego bloku wynosi ona 40% WMTK. Minimum techniczne bloku charakteryzują pokazane w tab. 1.2 parametry (dla $t_{ot} = 12^{\circ}\text{C}$, $t_{wCh} = 15,3^{\circ}\text{C}$).

Tabela 1.2. Wartości parametrów pracy bloku w przypadku 103% WMTK oraz 40% WMTK

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość dla 103% WMTK	Wartość dla 40% WMTK
Moc elektryczna bloku (brutto)	MW _e	937,5	364,08
Strumień masy pary świeżej	kg/s	678,819	257,63
Ciśnienie pary świeżej na wylocie z kotła	MPa(a)*	29,382	11,701
Temperatura pary świeżej na wylocie z kotła	°C	603,3	601,9
Strumień masy pary do wtórnego przegrzewu do kotła	kg/s	553,42	214,598
Ciśnienie pary do wtórnego przegrzewu na wylocie z turbiny	MPa(a)*	6,451	2,499
Temperatura pary do wtórnego przegrzewu na wylocie z turbiny	°C	360,7	367,4
Strumień masy pary wtórnice przegrzanej	kg/s	557,030	214,598
Ciśnienie pary wtórnice przegrzanej na wylocie z kotła	MPa(a)*	6,119	2,366
Temperatura pary wtórnice przegrzanej na wylocie z kotła	°C	610,7	599,1
Strumień masy wody zasilającej do kotła	kg/s	678,819	257,630
Ciśnienie wody zasilającej za zaworami trójdrożnymi	MPa(a)*	34,256	13,937
Temperatura wody zasilającej za zaworami trójdrożnymi	°C	307,4	253,4
Strumień masy wtrysku do stacji LBF	kg/s	brak danych	91,652

* ciśnienie względem próżni.

Blok musi również spełniać aktualne normy środowiskowe. Graniczne wielkości emisji zanieczyszczeń gazowych do powietrza pokazano w tab. 1.3.

Paliwem podstawowym spalany w kotle BP-2450 jest węgiel kamienny – jego skład z wyróżnieniem charakterystycznych ograniczeń, w których przedziale muszą znaleźć się poszczególne parametry podano w tab. 1.4. Węgiel do spalania jest dostarczany głównie z kopalń zlokalizowanych na Śląsku. Zastosowane rozwiązania techniczne zapewniają ciągłą pracę bloku i dotrzymanie wszystkich gwarantowanych parametrów technicznych zgodnie z wymogami specyfikacji, przy spalaniu węgla o parametrach z zakresu (węgiel graniczny górny)–(węgiel graniczny dolny).

Podczas projektowania wprowadzono definicję paliwa dopuszczalnego: to węgiel, którego wybrane parametry odbiegają od parametrów przedstawionych

Tabela 1.3. Maksymalne wielkości emisji zanieczyszczeń gazowych z bloku

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość			Grupa
		Kontrakt główny	Gwarantowane parametry techniczne		
			średnioroczne	średniodobowe	
Tlenki azotu NO _x	mg/m ³ [*] _{USF}	≤ 150	150	165	A
Ditlenek siarki SO2	mg/m ³ [*] _{USF}	≤ 150	130	150	A
Pył	mg/m ³ [*] _{USF}	≤ 10	8	11	A
Amoniak NH3	mg/m ³ [*] _{USF}	≤ 2,09	—	—	—
Chlorki HCl	mg/m ³ [*] _{USF}	—	5	—	B
Tlenek węgla CO	mg/m ³ [*] _{USF}	—	100	—	B
Fluorki HF	mg/m ³ [*] _{USF}	—	3	—	A
Rtęć Hg	mg/m ³ [*] _{USF}	—	0,004	—	A

* miligramy na metr sześcienny spalin; u – ustalone standardowe warunki temperatury i ciśnienia: 0°C i 1013 hPa, s – suchy, r – referencyjna zawartość tlenu (np. przeliczona na 6% O₂ w spalinach).

Tabela 1.4. Podstawowe parametry paliwa projektowego

Parametr paliwa (stan roboczy)	Jednostka	Węgiel gwarancyjny	Węgiel graniczny			
			zakres górny		zakres dolny	
			I	II	I o zwiększonej zawartości wilgoci	II o zwiększonej zawartości popiołu
Wartość opałowa	MJ/kg	19,2	24,0	24,0	18,0	18,0
Zawartość popiołu	%	13	7	9	11,7	26
Zawartość siarki S	%	1,2	0,8	0,8	1,6	1,6
Zawartość rtęci Hg	mg/kg	0,068	0,04	0,04	0,11	0,11
Wilgotność całkowita	%	21	11,7	10	26	12,7

w tab. 1.4, dopuszczony do spalania w bloku w sposób incydentalny, w wolumenie nie większym niż 3% całego spalanego węgla (tab. 1.5).

Tabela 1.5. Podstawowe właściwości paliwa projektowego, zakresy paliwa granicznego i paliwa dopuszczalnego, na które jest zaprojektowany kocioł nadkrytyczny

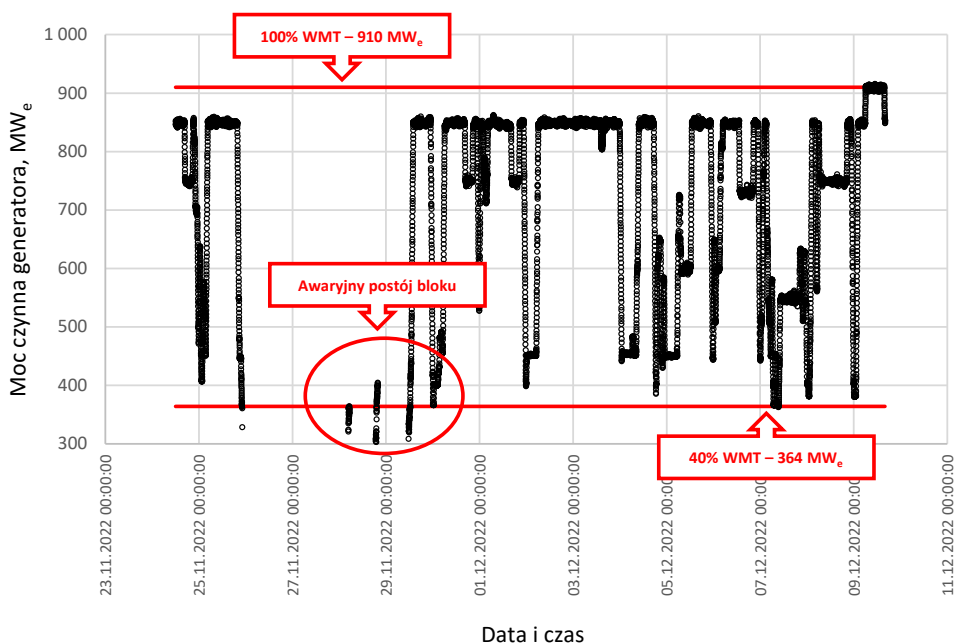
Parametr paliwa (stan roboczy)	Jednostka	Węgiel gwarancyjny	Węgiel graniczny	Węgiel dopuszczalny
Analiza podstawowa (stan roboczy)				
Wartość opałowa	MJ/kg	19,2	18,0–24,0	18,0–24,0
Zawartość popiołu	%	13	7–26	> 26–30
Wilgoć całkowita	%	21	10–26	brak danych
Zawartość siarki S	%	1,2	0,8–1,6	0,3– < 0,8
Zawartość chloru Cl	%	< 0,2	< 0,4	brak danych
Podatność przemiatowa	°GRH	54	44–78	brak danych
Temperatura mięknięcia popiołu	°C	> 1200	> 1200	brak danych
Zawartość części lotnych	%DAF	39	30–43	25 < 30
Analiza pierwiastkowa (stan roboczy)				
Zawartość węgla C	%	52	50–70	brak danych
Zawartość wodoru H	%	3,2	3,0–5,0	brak danych
Zawartość azotu N	%	0,80	0,70–0,85	> 0,85–1,20
Zawartość fluoru F	%	< 0,013	< 0,015	brak danych
Zawartość rtęci Hg	mg/kg	0,068	0,040–0,110	0,110–0,150
Analiza popiołu				
Zawartość ditlenku krzemu SiO ₂	%	50,3	39,0–62,0	brak danych
Zawartość tritlenku diglinu Al ₂ O ₃	%	25,1	18,0–35,0	brak danych
Zawartość tlenku żelaza (III) Fe ₂ O ₃	%	11,6	6,4–17,0	brak danych
Zawartość tlenku wapnia CaO	%	3,6	2,0–5,1	> 5,1–6,4
Zawartość tlenku magnezu MgO	%	2,2	1,5–3,6	> 3,6–4,4
Zawartość pięciotlenku fosforu P ₂ O ₅	%	0,14	0,04–0,62	> 0,62–1,30
Zawartość tlenku diso- du Na ₂ O	%	1,80	0,26–2,59	–
Zawartość tlenku dipotasu K ₂ O	%	2,2	1,0–3,0	> 3,0–3,5

1.3. PARAMETRY PRACY BLOKU

1.3.1. WPROWADZENIE

W trakcie prowadzonych eksperymentów blok pracował z automatyczną regulacją częstotliwości i mocy czynnej (z załączonym systemem LFC) w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym (KSE). Na rysunku 1.3 przedstawiono moc czynną generatora. W odpowiedzi na zapotrzebowanie na moc elektryczną zadawaną przez KSE blok pracował zgodnie z zadanym przez autorów harmonogramem obciążeń. Eksperyment miał na celu sprawdzenie, czy blok będzie pracował stabilnie przy najniższym możliwym obciążeniu 364 MW_e oraz przy mocy nominalnej 910 MW_e oraz czy osiągnie moc 910 MW_e . W ostatniej dobie eksperymentu w godzinach 6.00–22.00 utrzymywana była pośrednia moc czynna generatora wynosząca ok. 850 MW_e , a w godzinach 22.00–6.00 – ok. $364 \div 450 \text{ MW}_e$. W godzinach 6.00–15.30 moc czynna generatora wynosiła ok. 910 MW_e .

Zgodnie z instrukcją [14] użycie tzw. koordynatora obciążenia bloku (KOB), tj. nadrzędny układ sterowania blokiem, zapewnia skoordynowaną strategię sterowania, która łączy sterowanie kotłem i turbiną. Skoordynowane elementy sterowania



Rys. 1.3. Moc czynna generatora

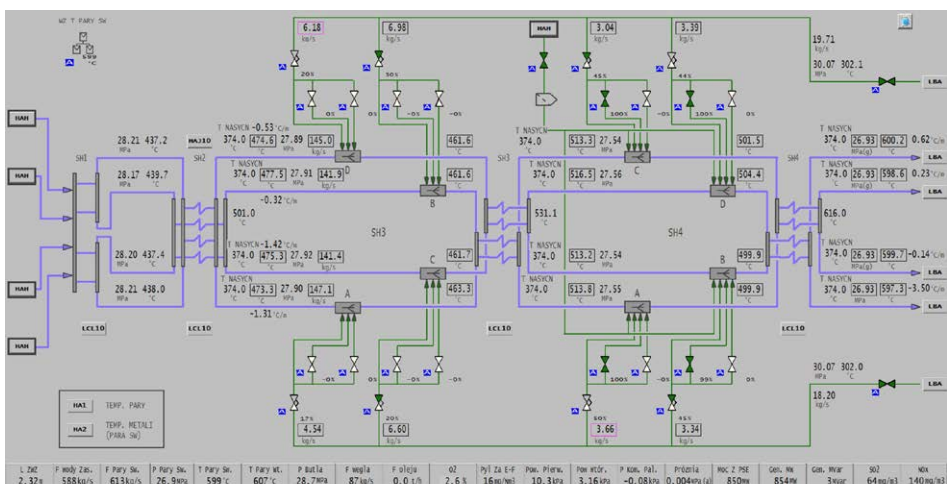
generują i regulują zadaną wartość obciążenia turbiny. Dzięki zastosowaniu KOB jest regulowane obciążenie bloku i ciśnienie dławienia pary świeżej i wtórnej przez wysyłanie równoległych sygnałów do pętli sterowania kotła i turbiny. To również sygnał sprzężenia wyprzedzającego do węzła wody zasilającej kocioł (sterowanie strumieniem masy wody zasilającej). Wartość zadana dla sterownika głównego kotła używana jest jako sprzężenie wyprzedzające do sterowania strumieniem masy paliwa i powietrza w celu skrócenia reakcji bloku na zmiany obciążenia. Regulator proporcji wody zasilającej do obciążenia cieplnego steruje temperaturą pary świeżej na wylocie z kotła. Funkcja proporcji zmienia stosunek strumienia masy wody zasilającej i obciążenia cieplnego i tym samym powoduje zmianę temperatury końcowej pary świeżej. Zawory wtryskowe pary świeżej i wtórnej sterują krótkoterminową temperaturą końcową pary świeżej lub wtórnej.

Pomiar strumienia masy pary świeżej na wylocie z kotła bądź na wlocie do turbiny jest podstawowym parametrem decydującym o poprawności działania głównych układów automatycznej regulacji (UAR) bloku. Główne UAR kotła zaimplementowane w systemie DCS pracują w funkcji m.in. strumienia masy pary świeżej oraz w funkcji wydajności maksymalnej trwałej (% WMT). Praca kotła poniżej wartości znamionowej strumienia masy pary świeżej ma niekorzystny wpływ na pracę głównych UAR kotła. Stwierdzono, że na rurociągach pary świeżej na wylocie z kotła oraz na wlocie do turbiny nie zostały zabudowane zwężki pomiarowe, są natomiast cztery pomiary strumienia masy pary zainstalowane na wylotach z przegrzewaczy pary świeżej SH2. Wydatki są sumowane, strumień masy pary świeżej dopływającej do turbiny jest zatem wartością obliczeniową. W konsekwencji sygnał strumienia pary świeżej korygowany w zależności od wartości ciśnienia i temperatury za kotłem w DCS (kod KKS „AoHAH5oFF9o1-XQ5o.UNIT1@JAW, F KOR PAR SW ZA K”) jest wartością liczbową obliczaną jako suma czterech strumieni masy pary za przegrzewaczem SH2 korygowanych w zależności od wartości ciśnienia i temperatury (nazwa kodu KKS „F KOR PAR ZA SH2”). Nie obejmuje on strumieni masy wody do wtrysków (rys. 1.4, 1.5).

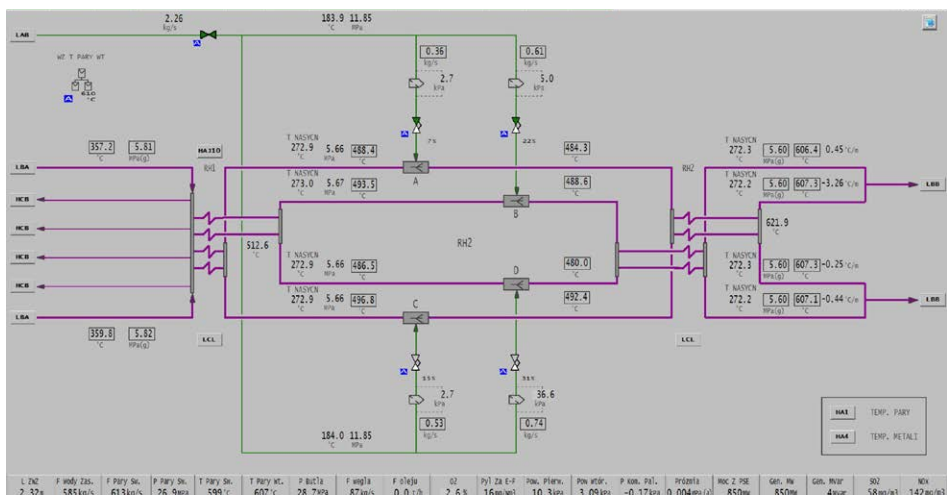
Ze względu na brak wymaganej dokładności pomiaru z DCS strumienia masy pary świeżej za kotłem wykresy sporządzono w odniesieniu do mocy czynnej generatora MW_e.

Na rysunku 1.6 pokazano zależność pomiaru strumienia masy pary świeżej (sygnał „F KOR PAR SW ZA K”) od pomiaru mocy czynnej generatora.

W przypadku strumienia masy pary świeżej za kotłem widać, że wraz ze wzrostem mocy czynnej generatora zmniejsza się strumień masy pary świeżej na wylocie z kotła w porównaniu z wartością projektową. W przypadku mocy czynnej generatora o wartości 364 MW_e różnica wynosi 13,57 kg/s (-5,27%; por. tab. 1.2), a w przypadku 910 MW_e – 40,34 kg/s (-6,13%; por. tab. 1.6).

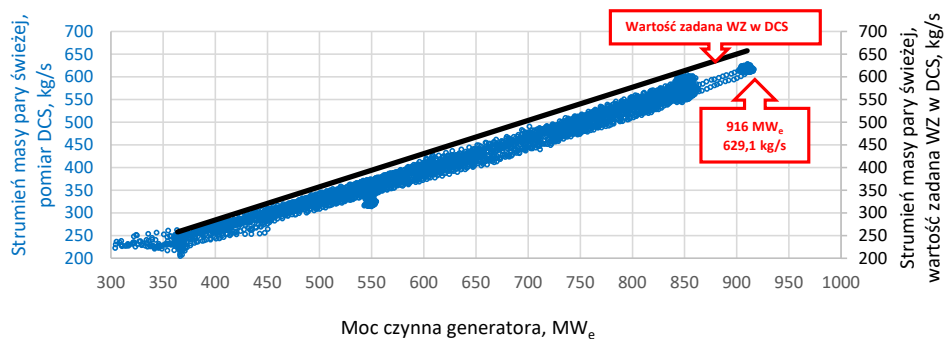


Rys. 1.4. Miejsce pomiarów strumienia masy pary świeżej SH3 oraz korekcy w zależności od temperatury i ciśnienia (oprac. na podst. obrazu synoptycznego z DCS); wtryski A, B, C, D wody do pary świeżej do przegrzewacza SH3, SH4

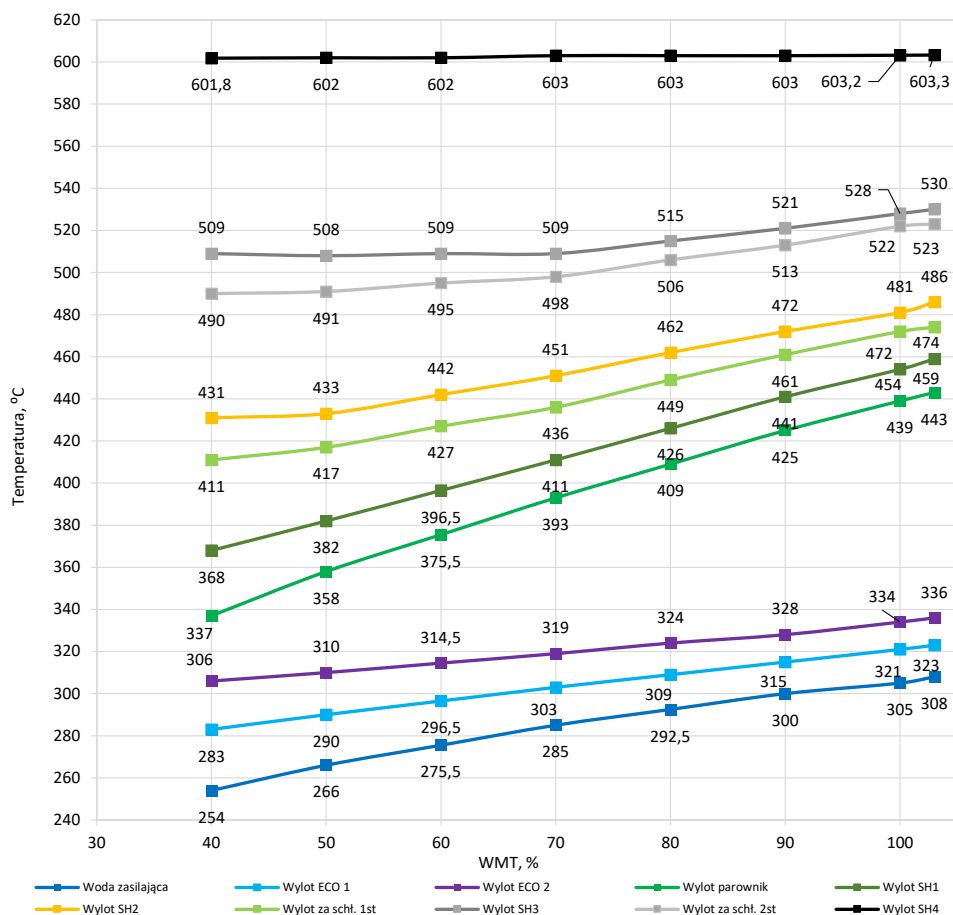


Rys. 1.5. Wtryski wody A, B, C, D do pary wtórnej w obrębie RH

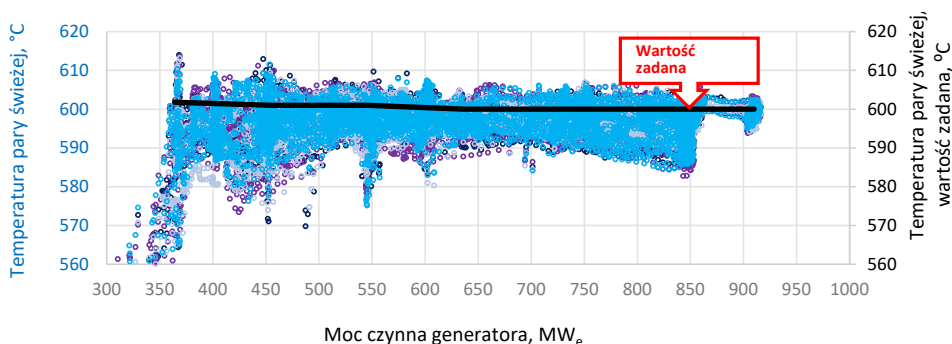
Temperatura pary świeżej i wtórnej jest regulowana przez zawory regulacyjne wody wtryskowej oraz węzeł wody zasilającej przy butli Bensona. Wartość zadana temperatury pary świeżej i wtórnej na wylocie z kotła przesyłana jest z regulatora turbiny (oznaczana w DCS odpowiednio „t optymalna pary WP” i „t optymalna pary SP”) z ograniczaniem od góry zaimplementowanymi charakterystykami temperaturowy-



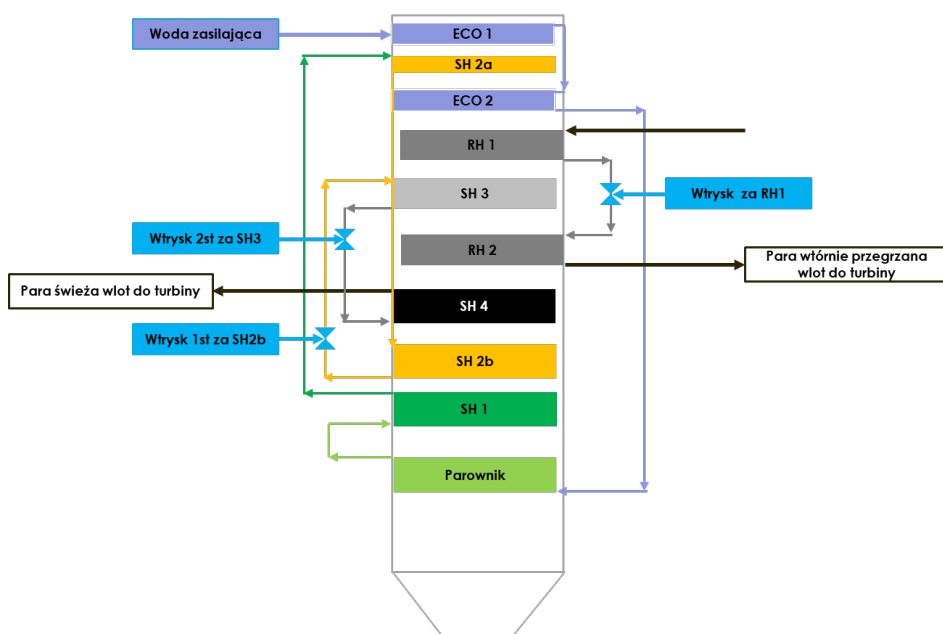
Rys. 1.6. Strumień masy pary świeżej za kotłem (sygnał „F KOR PAR SW ZA K”) w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS



Rys. 1.7. Projektowy rozkład temperatury w części wysokoprężnej kotła (oprac. na podst. [14])



Rys. 1.8. Temperatura pary świeżej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej

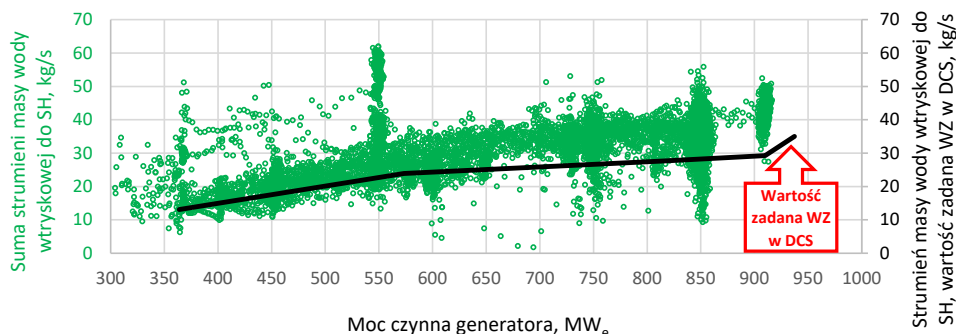


Rys. 1.9. Miejsca podawania wody wtryskowej do rurociągów pary świeżej SH i wtórnej RH

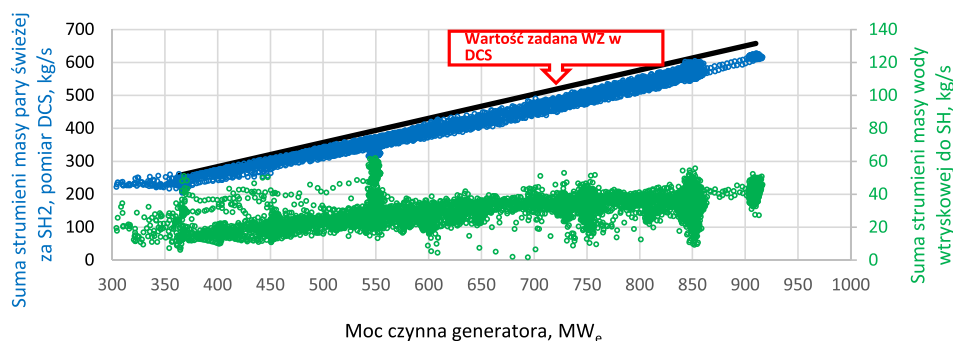
mi części wysoko- i średnioprężnej kotła. Na rysunku 1.7 przedstawiono projektowy rozkład temperatury wody i pary części wysokoprężnej kotła.

Na rysunku 1.8 pokazano zależność temperatury pary świeżej od mocy czynnej generatora. W całym zakresie pracy bloku 364÷910 MW_e obserwuje się wahania mierzonej przez DCS temperatury pary świeżej na wylocie z kotła (580÷610°C) względem wartości zadanej wynoszące +10÷−20°C.

Zaimplementowany układ automatyki nie zachowuje wartości zadanej WZ temperatury pary świeżej SH. Na rysunku 1.9 pokazano lokalizację wtrysków pary



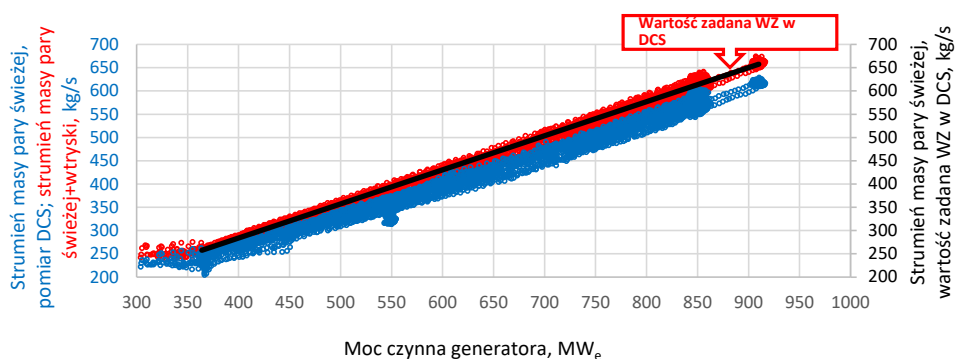
Rys. 1.10. Strumień masy wody wtryskowej do pary świeżej SH w obrębie części przegrzewacza SH2–SH3–SH4 (bez wtrysków do przegrzewacza RH) w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej; suma sygnałów: „F WOD WTR1 SH2-SH3 STR-L K”, „F WOD WTR2 SH2-SH3 STR-P K”, „F WOD WTR3 SH2-SH3 STR-L K”, „F WOD WTR4 SH2-SH3 STR-P K”, „F WOD WTR1 SH3-SH4 STR-L K”, „F WOD WTR2 SH3-SH4 STR-P K”, „F WOD WTR3 SH3-SH4 STR-L K”, „F WOD WTR4 SH3-SH4 STR-P K” (por. rys. 1.4, rys. 1.5)



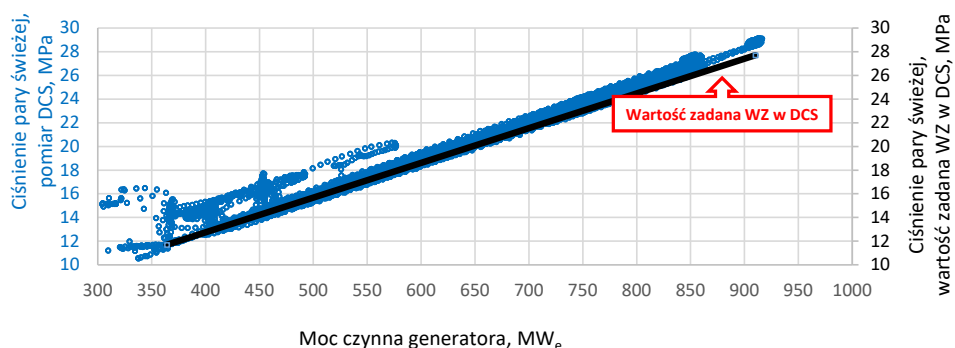
Rys. 1.11. Strumień masy pary świeżej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS

świeżej SH oraz wtórnie przegrzanej RH (patrz również rys. 1.5), a na rys. 1.10 – zależność sumarycznego strumienia masy wody wtryskowej do rurociągów pary świeżej SH od mocy czynnej generatora w porównaniu z wartościami zadeklarowanymi w projekcie (rys. 1.11).

Na rysunkach 1.12–1.16 przedstawiono podstawowe parametry pracy bloku zmierzone w systemie DCS w zakresie mocy czynnej generatora 364–910 MW_e w odniesieniu do deklarowanych parametrów pracy bloku przez dostawcę kotła. A na rysunku 1.12 – przebieg zależności strumienia masy pary świeżej (wyrażonej w kilogramach na sekundę) narysowany na podstawie sygnału z DCS o nazwie „AoHAH5oFF9o1-XQ5o.UNIT1@JAW, F KOR PAR SW ZA K” w funkcji mocy czynnej generatora. W całym zakresie mocy czynnej generatora (364–916 MW_e)



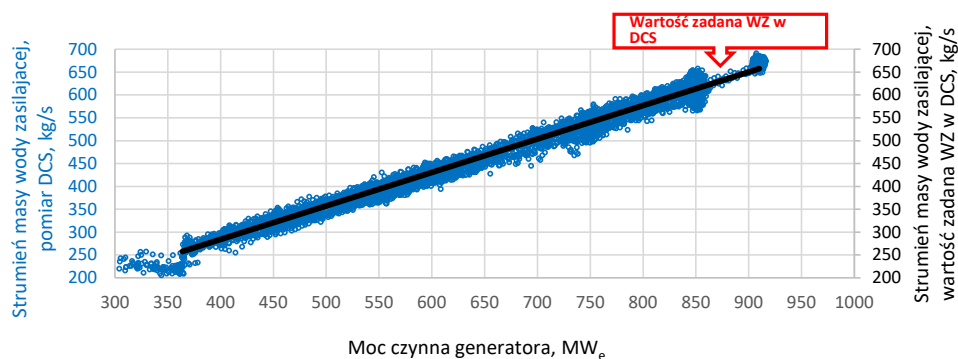
Rys. 1.12. Strumień masy pary świeżej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS



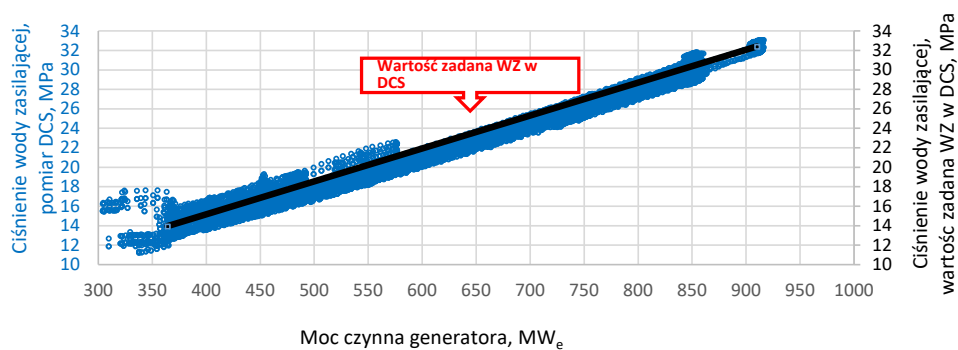
Rys. 1.13. Ciśnienie pary świeżej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS

kocioł nie osiąga znamionowego strumienia masy pary świeżej, tj. 657 kg/s. Z kolei różnica między projektowym strumieniem masy pary świeżej i strumieniem masy pary świeżej wyznaczanym z sygnału „F KOR WOD ZAS ZA ECO” łącznie ze strumieniem masy wody z wtłryków w obserwowanych danych wynosi ok. 6,3–7,8%. Zamiast utrzymywać wartość zadaną strumieni masy pary świeżej jest utrzymywana suma strumieni masy pary świeżej i wtłryków.

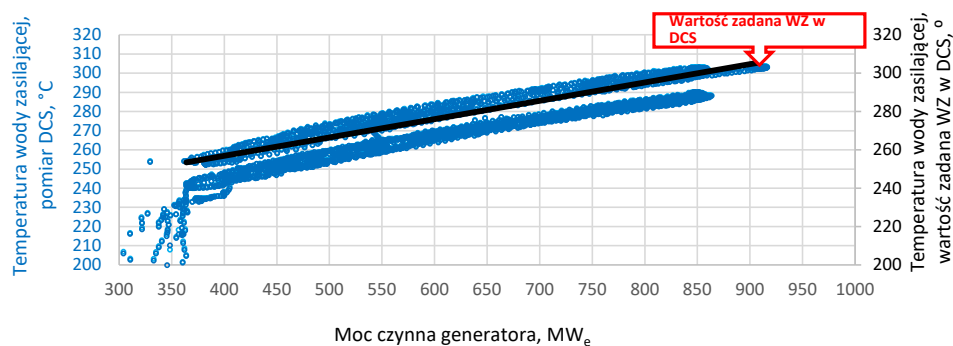
Na rysunku 1.13 przedstawiono zależność ciśnienia pary świeżej od mocy czynnej generatora. W całym zakresie mocy czynnej generatora 364÷910 MW_e kocioł nie osiąga wartości projektowej ciśnienia pary świeżej. Wraz ze wzrostem mocy czynnej generatora wzrasta różnica między pomiarem ciśnienia pary świeżej na wylocie z kotła a wartością projektową (z DCS). W przypadku mocy czynnej generatora 364–560 MW_e obserwuje się wyższą wartość ciśnienia pary świeżej od wartości znamionowej, różnica to nawet 2,5 MPa (21,44%). W przypadku mocy czynnej generatora 910 MW_e różnica wynosi 0,58 MPa (–1,98%).



Rys. 1.14. Strumień masy wody zasilającej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS



Rys. 1.15. Ciśnienie wody zasilającej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS



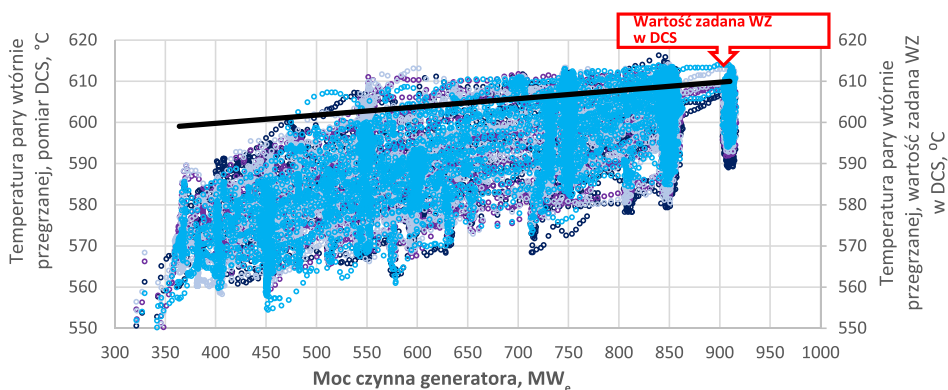
Rys. 1.16. Temperatura wody zasilającej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS; widoczne dwa zbiory danych: dla lewej i prawej strony kotła

Na rysunkach 1.14–1.16 przedstawiono porównanie wartości projektowych i pomiarowych strumienia masy, ciśnienia i temperatury wody zasilającej.

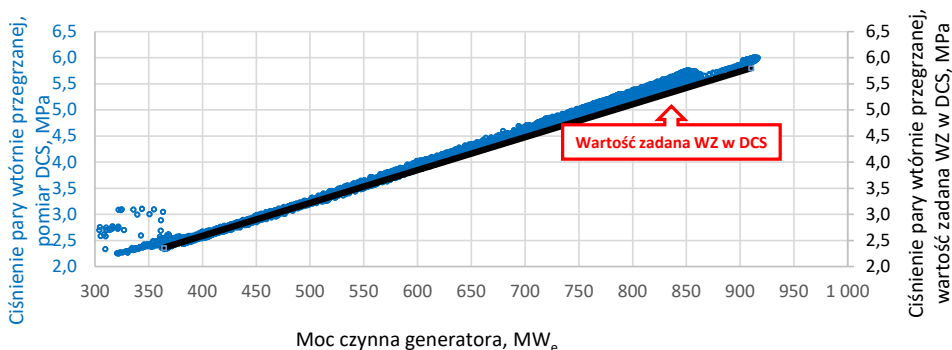
W przypadku temperatury wody zasilającej widoczne są istotne odchyłki wynoszące na przykład ponad 10°C dla mocy czynnej generatora wynoszącej 864 MW_e .

Na rysunku 1.17 przedstawiono zależność temperatury pary wtórnie przegrzanej RH od mocy czynnej generatora podczas pracy bloku 24.11–10.12.2022 r. W całym zakresie pracy bloku ($364\div 910\text{ MW}_e$) obserwuje się wahania temperatury pary wtórnie przegrzanej $555\div 618^{\circ}\text{C}$, co ma przełożenie na wahania względem wartości zadanej w układzie sterowania $+9\div -40^{\circ}\text{C}$ – dochodzące do ok. 6%.

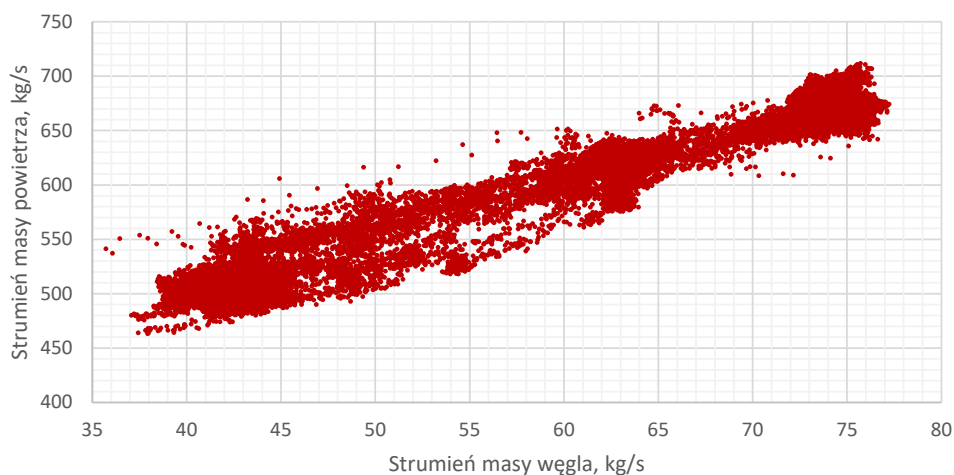
Na rysunku 1.18 przedstawiono zależność ciśnienia pary wtórnie przegrzanej od mocy czynnej generatora. W całym zakresie mocy czynnej generatora



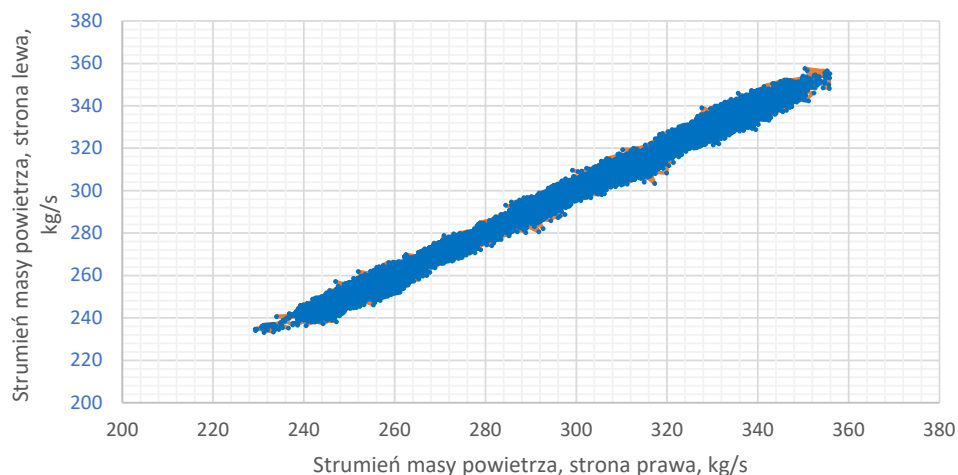
Rys. 1.17. Temperatura pary wtórnie przegrzanej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS



Rys. 1.18. Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej w funkcji mocy czynnej generatora w porównaniu do wartości zadanej WZ w DCS



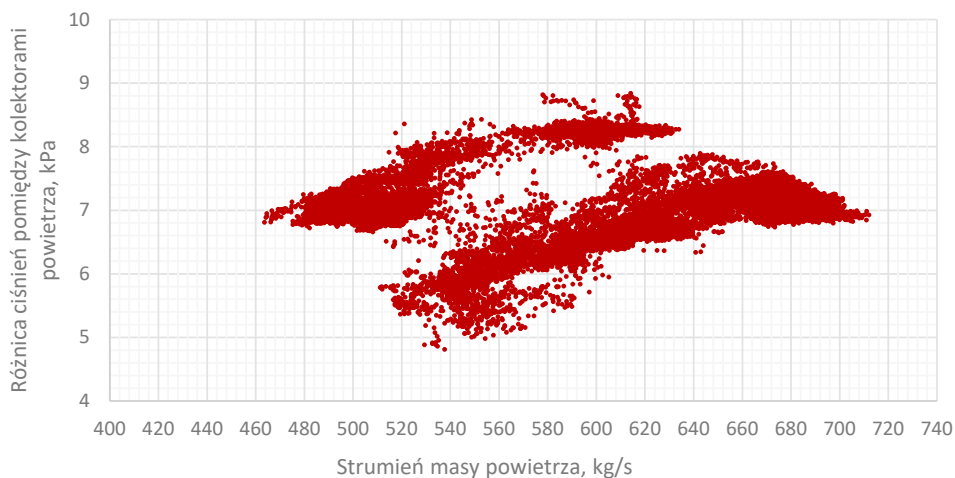
Rys. 1.19. Zależność całkowitego strumienia masy powietrza od całkowitego strumienia masy węgla



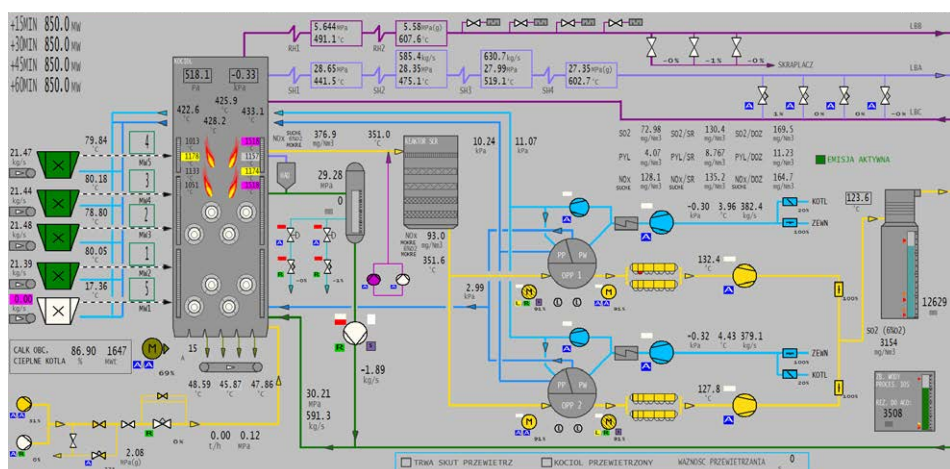
Rys. 1.20. Rozdział strumienia masy powietrza między stroną lewą i prawą; z przedstawionej zależności wynika, że błąd utrzymania jednakowego strumienia masy w obu przewodach wynosi ok. 3%

($364 \div 910 \text{ MW}_e$) widoczne w pomiarach wartości ciśnienia pary wtórnie przegrzanej są wyższe od wartości projektowych. Wraz ze wzrostem mocy czynnej generatora wzrasta ciśnienie pary wtórnie przegrzanej w porównaniu do wartości projektowej. W przypadku mocy czynnej generatora $364 \div 560 \text{ MW}_e$ obserwuje się wyższą wartość ciśnienia pary wtórnie przegrzanej od znamionowej, różnica wynosi nawet $0,16 \text{ MPa}$ (6,32%).

Na rysunkach 1.19–1.22 pokazano parametry powietrza do spalania.



Rys. 1.21. Różnica ciśnień między ciśnieniem w kolektorze powietrza zimnego pierwotnego (zmienna „P POW KOL POW PIERW ZIMNE”) oraz ciśnienia w kolektorze powietrza wtórnego (zmienna „P POW KOL POW WT”) w funkcji całkowitego strumienia powietrza do spalania (zmiennie „F KOR POW DO K STR-P” i „F KOR POW DO K STR-L”)



Rys. 1.22. Położenie przewodów powietrza zimnego pierwotnego i wtórnego

1.3.2. ZESTAWIENIE PARAMETRÓW W PRZYPADKU 100% WMT – 910 MW_E

Porównanie zadeklarowanych w projekcie parametrów pracy bloku w warunkach obciążenia 100% ze średnimi arytmetycznymi parametrami uzyskanymi w czasie eksperymentu biernego autorów przedstawiono w tab. 1.6. Śred-

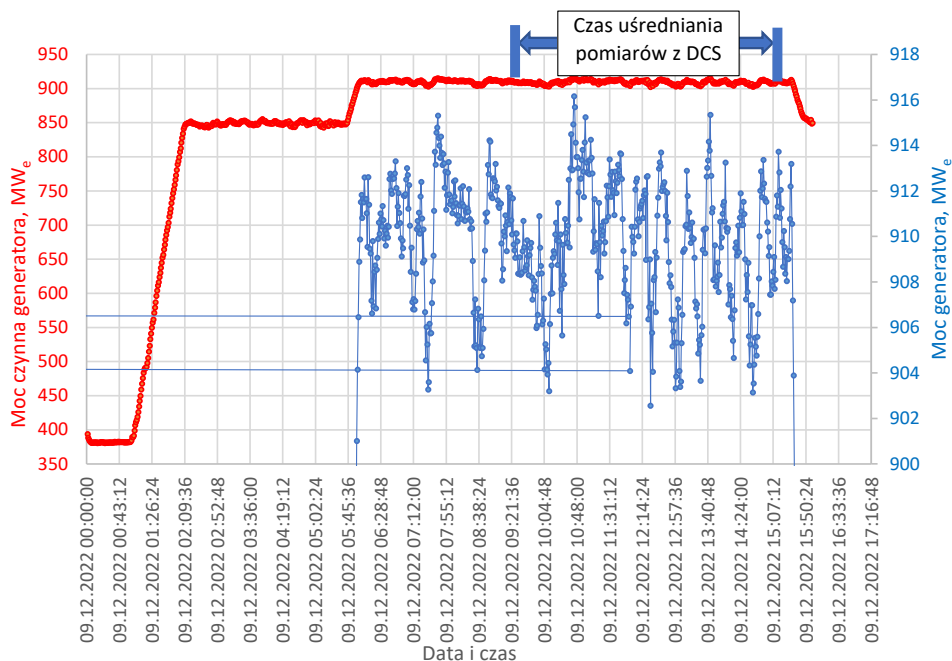
Tabela 1.6. Zestawienie parametrów pracy bloku w przypadku wartości zadanej WZ oraz danych z DCS i mocy bloku 910 MWe w godzinach 9.20–15.30 (9.12.2022)

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość zadana WZ w systemie DCS	Wartość średnia zmierzona w systemie DCS	Różnica wyrażona w %
Moc elektryczna bloku (brutto)	MW _e	910,20	909,86	−0,04%
Strumień masy pary świeżej, sygnał: „F KOR PAR SW ZA K”	kg/s	657,70	617,36	−6,13%
Strumień masy pary świeżej, suma sygnałów: „F KOR WOD ZAS ZA ECO” „F WOD WTR1 SH2-SH3 STR-L K” „F WOD WTR2 SH2-SH3 STR-P K” „F WOD WTR3 SH2-SH3 STR-L K” „F WOD WTR4 SH2-SH3 STR-P K” „F WOD WTR1 SH3-SH4 STR-L K” „F WOD WTR2 SH3-SH4 STR-P K” „F WOD WTR3 SH3-SH4 STR-L K” „F WOD WTR4 SH3-SH4 STR-P K”	kg/s	657,70	660,22	0,38%
Strumień masy pary świeżej, suma sygnałów: „F KOR PAR ZA SH2 STR-L K1” „F KOR PAR ZA SH2 STR-P K2” „F KOR PAR ZA SH2 STR-L K3” „F KOR PAR ZA SH2 STR-P K4” „F WOD WTR1 SH2-SH3 STR-L K” „F WOD WTR2 SH2-SH3 STR-P K” „F WOD WTR3 SH2-SH3 STR-L K” „F WOD WTR4 SH2-SH3 STR-P K” „F WOD WTR1 SH3-SH4 STR-L K” „F WOD WTR2 SH3-SH4 STR-P K” „F WOD WTR3 SH3-SH4 STR-L K” „F WOD WTR4 SH3-SH4 STR-P K”	kg/s	657,70	660,34	0,40%
Ciśnienie pary świeżej na wylocie z kotła	MPa(a)	27,70	28,80	3,97%
Temperatura pary świeżej na wylocie z kotła	°C	600,00	599,06	−0,16%
Strumień masy pary wtórnie przegrzanej	kg/s	539,50	brak danych	
Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła	MPa(a)	5,80	5,96	2,71%
Temperatura pary wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła	°C	610,00	603,04	−1,14%
Strumień masy wody zasilającej do kotła, sygnał „SUMA WYLICZ F WODY DO KOT Z PWZ”	kg/s	657,70	673,05	2,33%
Ciśnienie wody zasilającej za zaworami trójdrożnymi	MPa(a)	32,40	32,25	−0,45%
Temperatura wody zasilającej za zaworami trójdrożnymi	°C	305,60	303,29	−0,75%

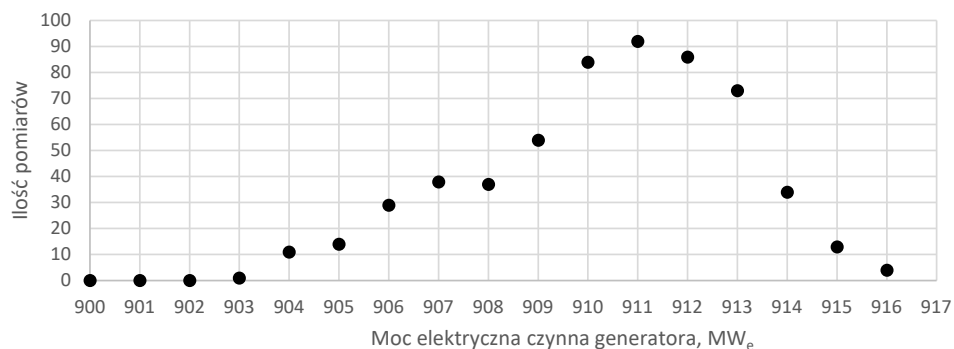
cd. tabeli 1.6.

Strumień masy wody wtryskowej	kg/s	29,00	42,98	48,22%
Strumień masy węgla gwarancyjnego	kg/s	95,85	95,97*	0,12%
Strumień powietrza: sygnał „F KOR POW DO K STR-L” + „F KOR POW DO K STR-P”	m³/s	614,48**	637,77	3,79%

* rzeczywistego; ** zimne przed LUVO dla węgla gwarancyjnego.



Rys. 1.23. Moc czynna generatora w czasie prowadzenia eksperymentu



Rys. 1.24. Rozkład statystyczny liczby dokonywanych co 1 min pomiarów mocy czynnej generatora z DCS w godzinach 9.20–15.30 (9.12.2022)

nie arytmetyczne były obliczone na podstawie danych rejestrowanych co 1 min 9.12.2022 r. w godzinach 9.20–15.30. Na rysunku 1.23 pokazano moc czynną generatora w czasie prowadzenia eksperymentu – była stabilna z niewielkim rozrzutem wokół 910 MW_e (rys. 1.24). Podobnie zachowywały się inne parametry bloku; pokazano także ich czas uśredniania arytmetycznego.

Różnica między strumieniem masy pary świeżej (sygnał „F KOR PAR SW ZA K”) oraz strumieniem masy pary świeżej (sygnały: „F KOR PAR ZA SH₂ STR-L K 1”, „F KOR PAR ZA SH₂ STR-P K 2”, „F KOR PAR ZA SH₂ STR-L K 3”, „F KOR PAR ZA SH₂ STR-P K 4”) i wody do wtrysków w obserwowanych danych wynosi ok. 6,3–7,8%. Ponadto należy uznać, że zwiększenie o 48% strumienia masy wody wtryskowej ponad wartości projektowane jest istotne.

W czasie próby uzyskania mocy o wartości 910 MW_e zaobserwowano również, że młyny węglowe miały kierownice otwarte w 100%, a wentylatory powietrza młynowego WM osiągnęły maksymalną wydajność. Młyny stanowiły ograniczenie uniemożliwiające osiągnięcie 946 MW_e (103% WMT) w obecnie istniejącej konstrukcji. Eksperyment przerwano po uznaniu przez obsługę bloku, że dalszy wzrost mocy powyżej 916 MW_e (100% WMT) może spowodować wyłączenie bloku.

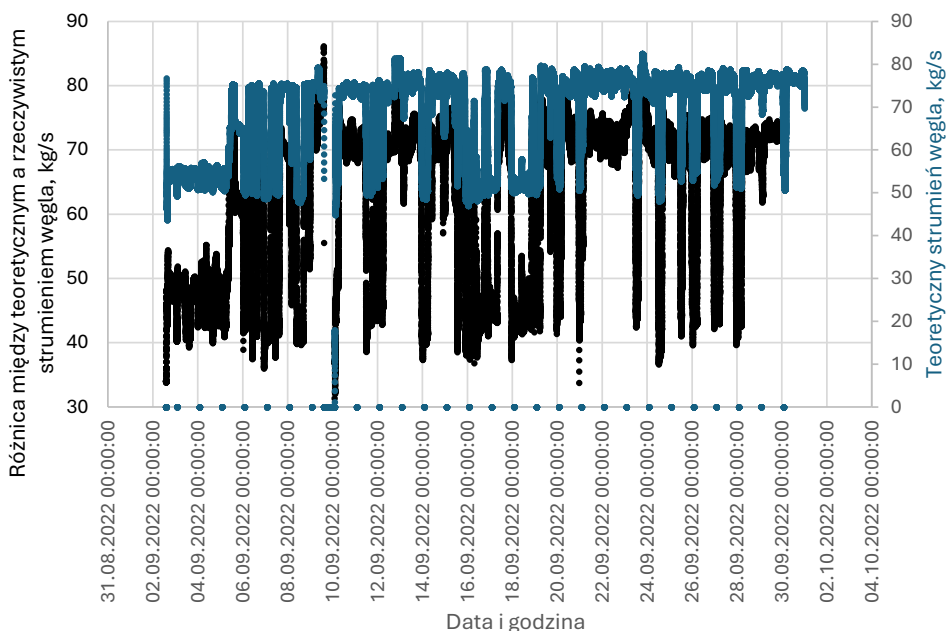
1.3.3. ZESTAWIENIE PARAMETRÓW W PRZYPADKU 40% WMT – 364 MW_E

Próba osiągnięcia mocy minimalnej bloku wynoszącej 364 MW_e spowodowała przerwanie eksperymentu biernego i podniesienie mocy do 382 MW_e z powodu zbyt niskiej temperatury spalin na wlocie do instalacji SCR wynoszącej poniżej 300°C, przekroczenie dopuszczalnej zawartości amoniaku NH₃ w spalinach oraz wyłączenie instalacji wody amoniakalnej. W związku z tym nie można dokonać porównania wartości projektowych i eksperymentalnych.

1.4. SPRAWNOŚĆ BLOKU

1.4.1. WARTOŚĆ OPAŁOWA WĘGLA I STRATA WYLOTOWA Z KOTŁA

Sprawność kontraktowa analizowanego bloku nadkrytycznego wynosi 45,91%. W niniejszym rozdziale przeanalizowano różne aspekty związane ze sprawnością tego bloku.

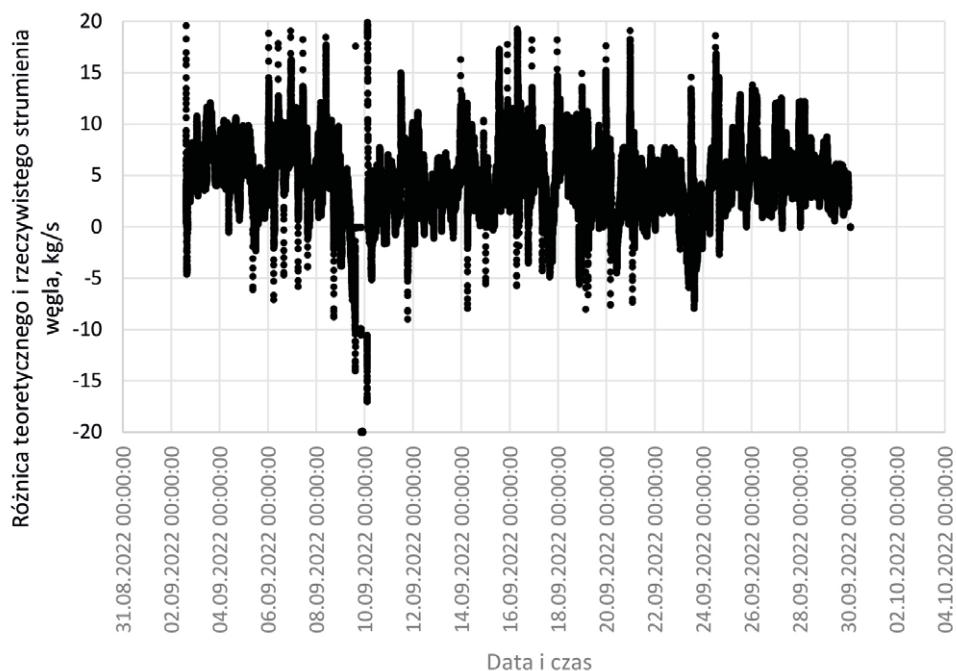


Rys. 1.25. Teoretyczny (sygnał z DCS przy stałej wartości opałowej 19,6 MJ/kg) i rzeczywisty (suma strumieni węgla do młynów węglowych) strumień węgla w funkcji czasu

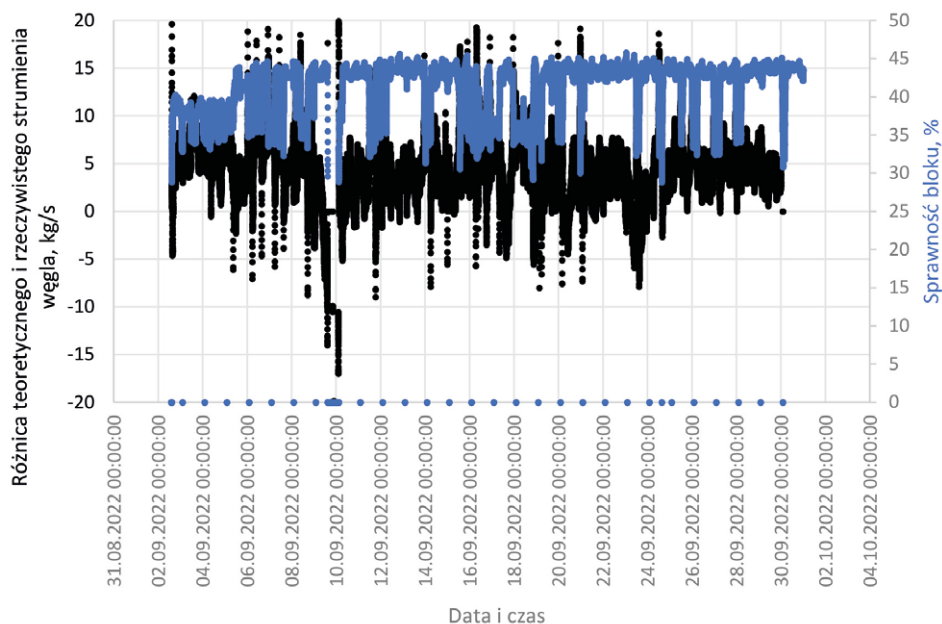
W danych pomiarowych DCS istnieje zmienna o nazwie „AoGPA-oHFB01FF001.UNIT1@JAW TEORET PRZEPLYW WĘGLA DO KOTŁA kg/s”, która dalej będzie nazywana „teoretycznym strumieniem węgla do kotła”. Na rysunkach 1.25–1.28 porównano teoretyczny strumień węgla do kotła obliczony z wartości opałowej węgla oraz sumaryczny strumień masy węgla wpływającego do kotła (suma sygnałów o nazwach: „AoHFB1oFF901-XJ50.UNIT1@JAW PW1 - ILOSC WEGL kg/s”, „AoHFB2oFF901-XJ50.UNIT1@JAW PW2 - ILOSC WEGL kg/s”, „AoHFB3oFF901-XJ50.UNIT1@JAW PW3 - ILOSC WEGL kg/s”, „AoHFB4oFF901-XJ50.UNIT1@JAW PW4 - ILOSC WEGL kg/s”, „AoHFB5oFF901-XJ50.UNIT1@JAW PW5 - ILOSC WEGL kg/s” z podajników węgla 1–5).

Z analizy rys. 1.25 wynika, że np. płynie strumień węgla 45 kg/s, a teoretycznie powinien 50 kg/s przy założonej wartości opałowej w_p . Na rysunkach 1.27 i 1.28 pokazano porównanie różnicy między strumieniami węgla ze sprawnością bloku oraz mocą czynną bloku. Zaobserwowano istotną korelację parametrów, zgodnie z którą obniżenie sprawności oraz spadek mocy elektrycznej bloku skutkują wzrostem wartości bezwzględnej różnicy między teoretycznym i rzeczywistym strumieniem węgla.

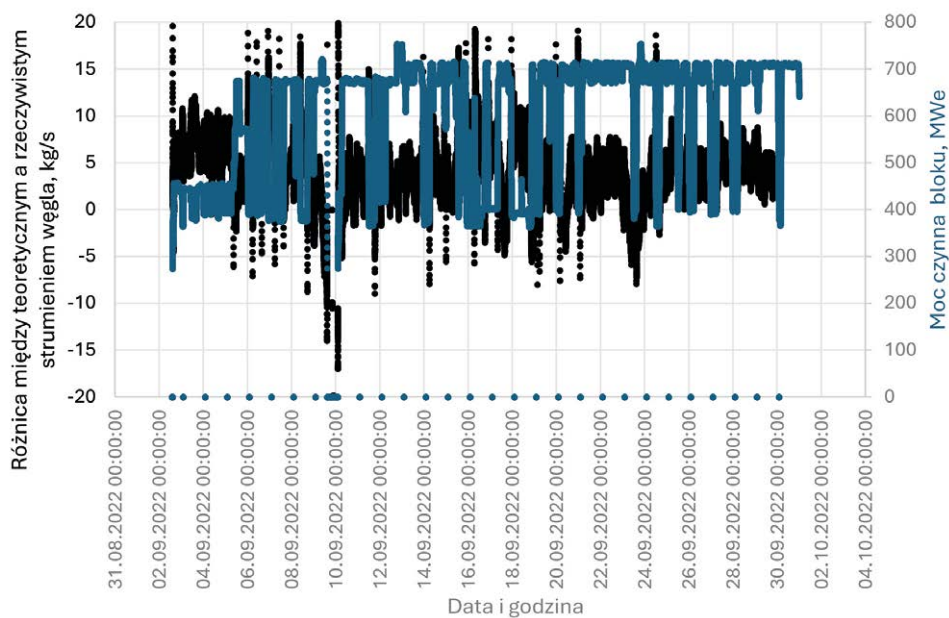
Z tego wynika, że rzeczywisty węgiel ma wyższą wartość opałową w_p w odniesieniu do węgla teoretycznego niż założono, co jest prawdą w większości



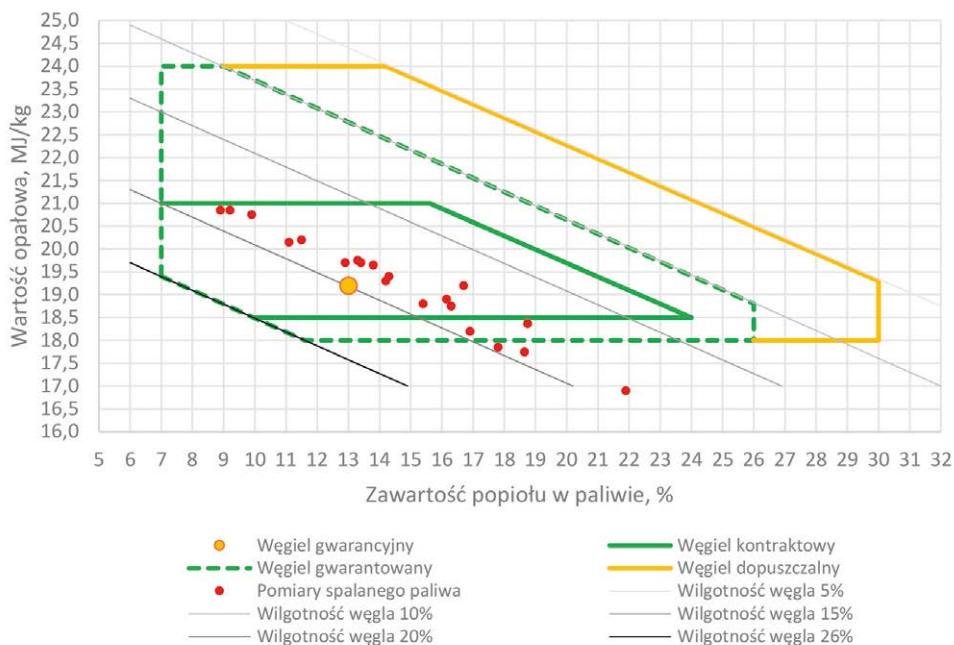
Rys. 1.26. Różnica między teoretycznym i rzeczywistym strumieniem węgla w funkcji czasu



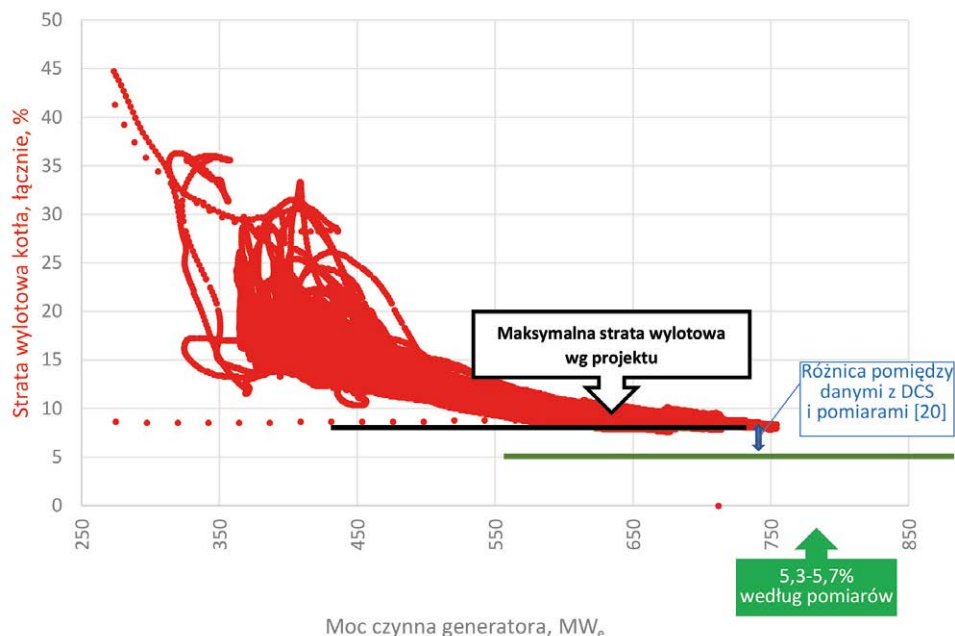
Rys. 1.27. Porównanie różnicy między teoretycznym (sygnał „AoGPAoHFB01FF001.UNIT1@JAW”) i rzeczywistym strumieniem węgla (suma strumieni do podajników węgla PW1–PW5) a sprawnością bloku



Rys. 1.28. Porównanie różnicy między teoretycznym a rzeczywistym strumieniem węgla i mocy czynnej bloku



Rys. 1.29. Porównanie pola pracy bloku w przypadku różnych węgli z pomiarami wartości opałowej (oprac. na podst. pomiarów [19])



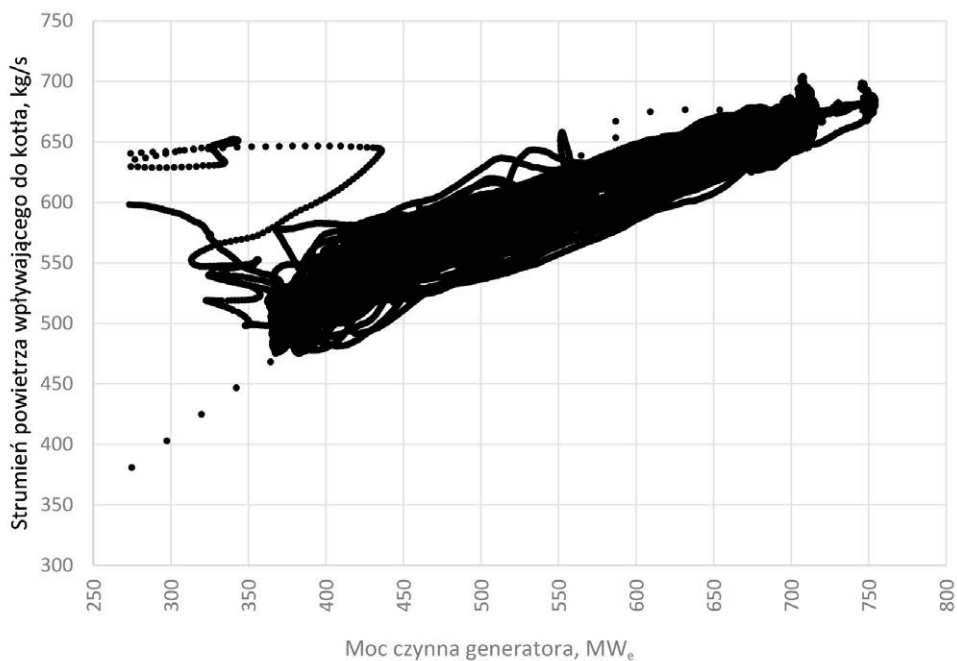
Rys. 1.30. Zależność straty wylotowej z kotła od mocy czynnej generatora oraz jej porównanie z pomiarami gwarantowanymi; kolor czerwony – dane w stanach dynamicznych kotła, kolor zielony – zakres pomiarów od ok. 560 MW_e (62,9 % WMTK) do ok. 910 MW_e (101% WMTK) [19]

zmierzonych przypadków (rys. 1.28). Na podstawie pomiarów własnych wartości opałowej potwierdzono, że część próbek węgla ma wartość opałową wyższą niż węgiel gwarancyjny (19,2 MJ/kg), a część – niższą (rys. 1.29).

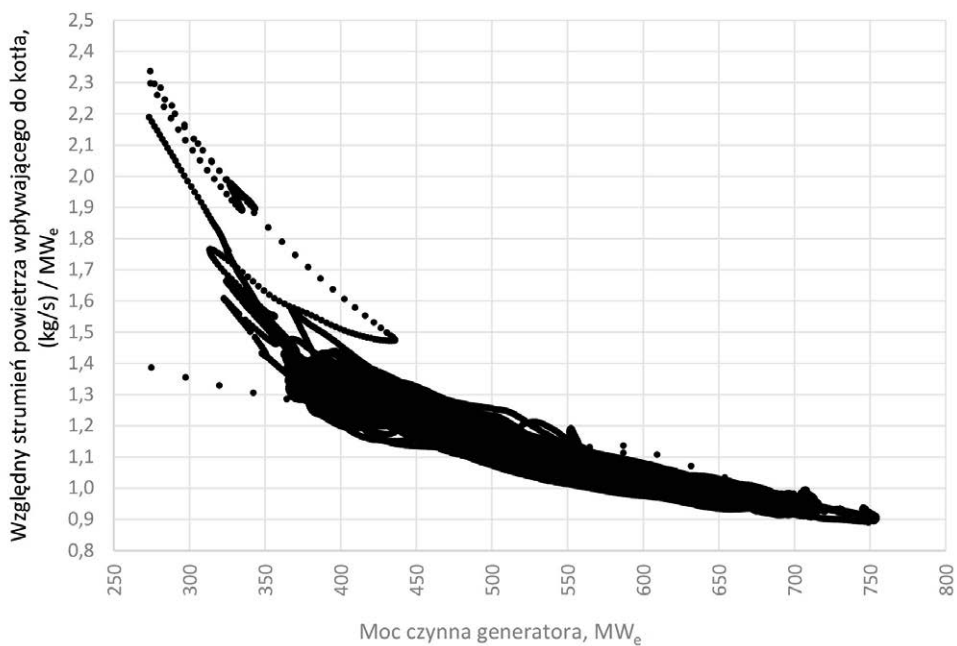
Z drugiej strony moc elektryczna nie jest wyższa, co świadczy m.in. o dużej stracie wylotowej z kotła – można to zaobserwować z uwzględnieniem danych z września 2022 r. (zmienna „AoGPAoVALo1FRoo9.UNIT1@JAW STRATA WYLOTOWA KOTLA LACZNIE”, %) (rys. 1.30).

Warto również zacytować dane z projektu bloku dotyczące sprawności kotła – najmniejsza sprawność występuje przy 40-procentowym obciążeniu kotła i wynosi 91,20% [20]. Wobec tego, jeżeli strata wylotowa z kotła jest większa niż 8,80%, to oznacza, że nie jest dochowana zadeklarowana w projekcie sprawność kotła.

Jeśli porówna się dane uzyskane w stanach dynamicznych kotła (rys. 1.30 – punkty w kolorze czerwonym) z danymi uzyskanymi w czasie własnych pomiarów straty wylotowej z kotła w stanach ustalonych kotła wynoszącymi ok. 5,3–5,7% (rys. 1.30 – linia w kolorze zielonym [19], oznaczenie w oryginalnym dokumencie: Tabela 6.11. Bilans cieplny kotła cd.), widać znaczną różnicę między informacjami pokazywanymi w DCS oraz pomiarami własnymi. Kocioł ma mniejszą stratę wylotową, niż wykazuje DCS.



Rys. 1.31. Zależność strumienia powietrza wpływającego do kotła od mocy czynnej generatora

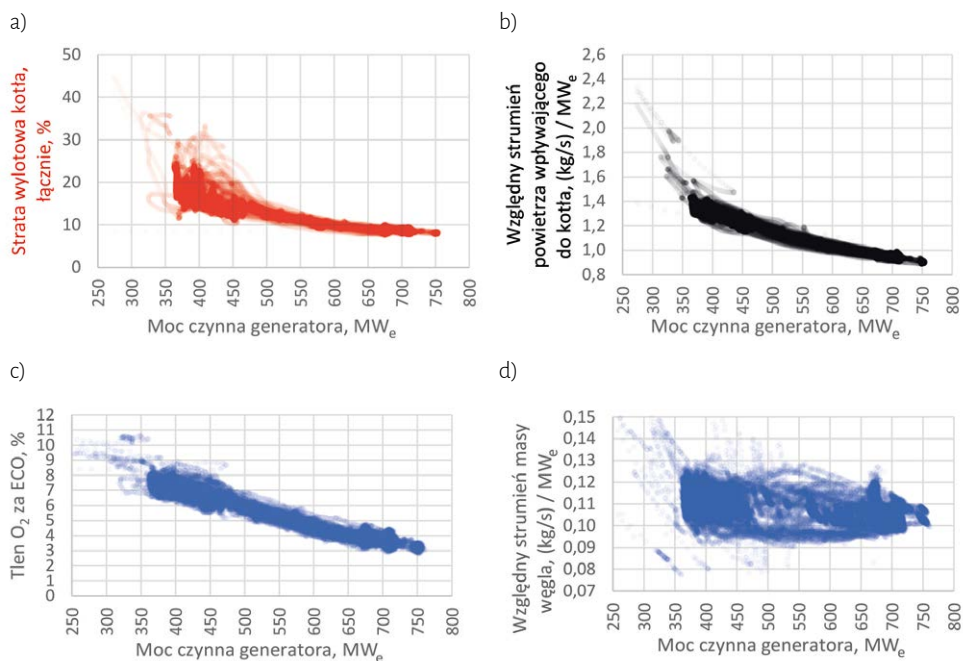


Rys. 1.32. Zależność jednostkowego strumienia powietrza wpływającego do kotła od mocy czynnej generatora

O ile można mieć wątpliwości co do zmiennej zagregowanej o nazwie „STRATA WYLOTOWA KOTLA ŁACZNIE”, ponieważ do jej wyznaczenia potrzeba użyć wielu innych zmiennych, o tyle wątpliwości co do dokładności pomiarów strumienia masy powietrza wpływającego do kotła są mniejsze (rys. 1.31, rys. 1.32), dlatego że to relatywnie prosty pomiar. Wynik dotyczący straty wylotowej z kotła jest skorelowany z danymi pomiarowymi dotyczącymi całkowitego strumienia powietrza wpływającego do kotła (suma sygnałów: „F KOR POW DO K STR-L” oraz „F KOR POW DO K STR-P”), w szczególności ze strumieniem powietrza przypadającym na 1 MW_e (względny strumień powietrza wpływającego do kotła, (kg/s)/MW_e, po którym łatwiej zobaczyć korelację (rys. 1.32).

Im niższa moc elektryczna, tym relatywnie więcej powietrza musi przypadać na wytworzenie jednostkowej mocy elektrycznej czynnej – nawet 50% więcej. Wynik ten jest również spójny z obliczeniami uśrednionego współczynnika nadmiaru powietrza w kotle.

Na rysunku 1.33 w celu ułatwienia porównania zamieszczono obok siebie wykresy, na których pokazano rosnącą stratę wylotową z kotła ze spadkiem mocy elektrycznej korelującą z rosnącym względnym strumieniem powietrza



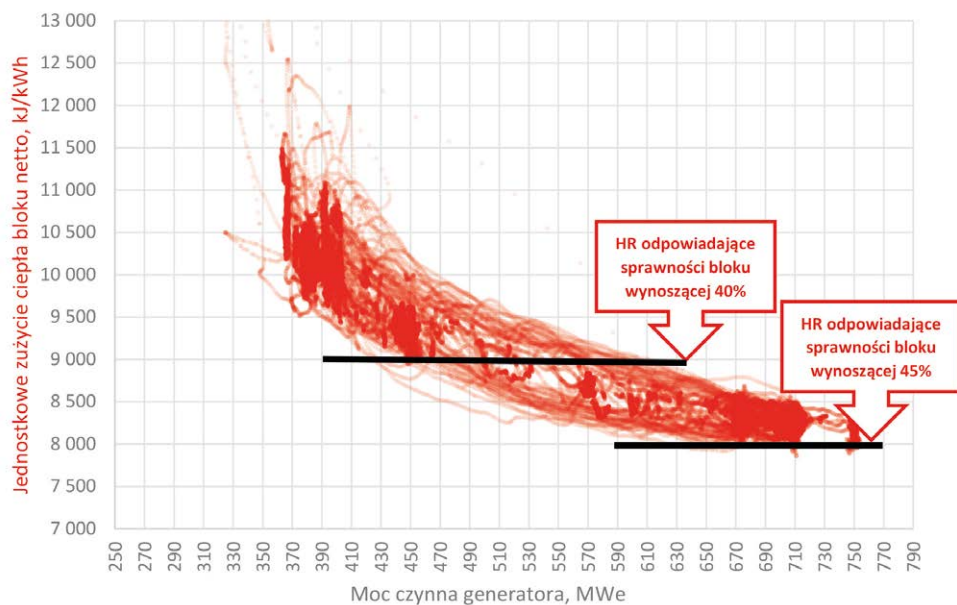
Rys. 1.33. Porównanie: a) straty wylotowej z kotła, b) względnego strumienia powietrza potrzebnego do wygenerowania mocy elektrycznej, c) tlenu w spalinach na wylocie z kotła (za wymiennikiem ECO), d) względnego strumienia spalnego węgla; zagęszczenie punktów odpowiada liczbie pomiarów.

Dane z DCS

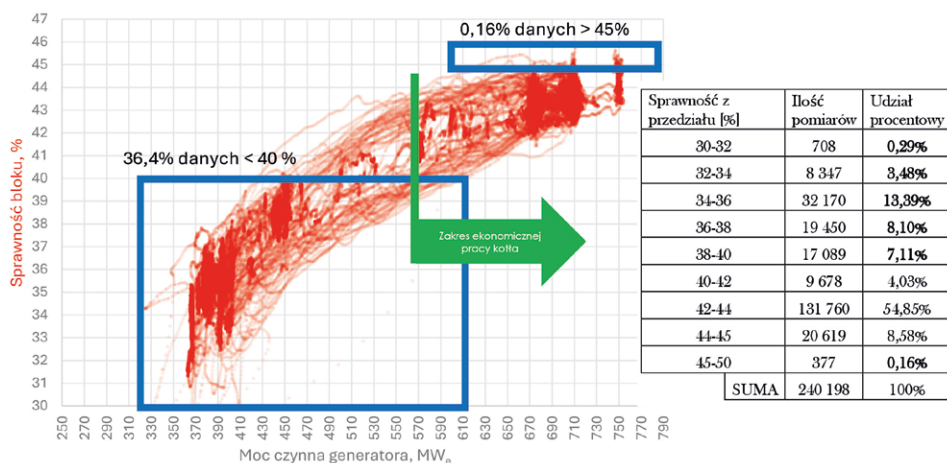
Na podstawie analiz można wnioskować, że dane z DCS dotyczące straty wylotowej z kotła są skorelowane z innymi danymi powiązаныmi z obliczaniem straty wylotowej.



Rys. 1.35. Zdjęcia z przebiegiem charakterystyki sprawności bloku (23.12.2022):
 widoczna skala sprawności; kolor czerwony – sprawność [%] (min : skok : max = 0 : 3 : 40);
 kolor zielony – moc czynna generatora [MWe] (min : skok : max = 0 : 50 : 1000),
 kolor niebieski – jednostkowe zużycie ciepła potrzebne do wytworzenia 1 kWh energii elektrycznej (HR)
 [kJ/kWh] (min : skok : max = 0 : 1000 : 12 000)



Rys. 1.36. Jednostkowe zużycie ciepła HR bloku w przypadku danych pobranych z DCS



Rys. 1.37. Sprawność bloku obliczona na podstawie sygnału HR
z wykorzystaniem równania $\eta_{\text{bloku}} = \frac{3600}{\text{HR}}$

1.5. WNIOSKI

Charakterystyka pracy bloku energetycznego wykazuje wysoką sprawność w zakresie nominalnym, szczegółowa analiza ujawnia jednak pewne ograniczenia operacyjne przy pracy poza zakresem projektowym. Blok działa efektywnie w zakresie nominalnym, ale wykazuje ograniczenia przy skrajnych obciążeniach wynikające z konstrukcji młynów, sposobu regulacji parametrów i rozbieżności danych pomiarowych względem danych projektowych.

W trakcie badań stwierdzono, że blok osiąga moc nominalną 910 MW_e (sprawność netto 45,91%) i jest przystosowany do pracy w zakresie 40–103% WMT. Przeprowadzone eksperymenty wykazały jednak ograniczenia – przy 40% WMT (364 MW_e) temperatura spalin była za niska, czyli < 300°C, co spowodowało problemy z instalacją SCR i emisją amoniaku NH₃. Przy próbie osiągnięcia 103% WMT (946 MW_e) młyny węglowe osiągnęły z kolei maksimum wydajności przy 916 MW_e i uniemożliwiły osiągnięcie mocy 946 MW_e.

Automatyczna regulacja częstotliwości i mocy działa z wykorzystaniem strumienia masy pary świeżej płynącej do turbiny, ale jest on obliczany ze względu na brak zwęzek pomiarowych na rurociągach. Temperatura pary świeżej i wtórnej wykazuje wahania (np. SH: 580–610°C, RH: 555–618°C) względem wartości zadanych, a układ wtrysków wody nie zawsze zapewnia stabilność parametrów pary.

Sprawność bloku spada przy niższym obciążeniu (np. wynosi 34% przy 350 MW_e, a 45% przy 910 MW_e). Strata wylotowa z kotła rośnie przy niższej mocy

(DCS > 8,8%, pomiary 5,3–5,7%), co wskazuje na rozbieżności między danymi projektowymi a pomiarami. Rzeczywista wartość opałowa węgla różni się od założeń projektowych.

Blok spełnia normy środowiskowe (np. emisja $\text{NO}_x \leq 150 \text{ mg/m}^3$, emisja $\text{SO}_2 \leq 130 \text{ mg/m}^3$) podczas spalania węgla kamiennego o parametrach mieszczących się w zakresie gwarancyjnym i dopuszczalnym, czyli 18–24 MJ/kg. Różnice w składzie paliwa wymagają dostosowania pracy kotła.

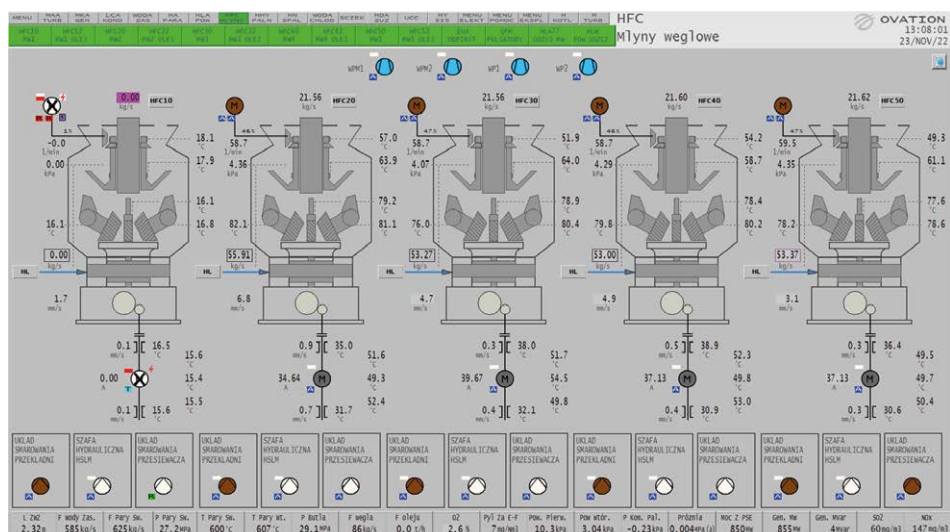
Dzięki analizie danych z wykresu t - s i DCS możliwe było zidentyfikowanie nieefektywności w obrębie bloku – np. wyższego zużycia powietrza przy niższej mocy elektrycznej.

2. MŁYNY WĘGLOWE

2.1. WPROWADZENIE

Kocioł jest wyposażony w pięć młynów misowo-rolkowych typu LM 35.3D firmy Loesche Energy Systems Ltd. (rys. 2.2). Pełną moc kotła lub bloku uzyskuje się przy pracy czterech młynów – jeden młyn stanowi rezerwę. Węgiel jest podawany przez centralną rurę zasilającą (zsypową), łączącą podajnik węgla z młynem, na misę miącą napędzaną silnikiem elektrycznym. Obroty silnika są redukowane przez zespół przekładni. Do rozdrabniania dostarczanego węgla służą trzy stożkowe rolki miące. Do młyna doprowadza się powietrze, tzw. pierwotne, służące za czynnik suszący i transportowy dla rozdrobnionego pyłu węglowego (rys. 2.1).

Do analizy pracy zabudowanych młynów węglowych wykorzystano dokumentację: [15] – Instrukcja 1, [16] – Instrukcja 2, [17] – Instrukcja 3, [18] – DTR,



Rys. 2.1. Obraz synoptyczny – przekrój przez pięć młynów węglowych i ich chwilowe parametry pracy

a)



b)



c)



d)



Rys. 2.2. Młyn węglowy – widok: a) z lewej, b) od dołu, c) z prawej, d) od góry

[14] – Instrukcja 4. Dokumentacja jest niespójna. Największe wątpliwości budzi niespójność opisów parametrów pracy młyna:

- definicja maksymalnego obciążenia kotła w przypadku różnych wartości:
 - ◊ 100% WMTK – wydajność maksymalna trwała kotła,
 - ◊ 100% WMTK (103% WMT) – wydajność maksymalna trwała kotła (wydajność maksymalna trwała turbiny),
 - ◊ 103% WMTK – wydajność maksymalna trwała kotła,
 - ◊ 100% WMTK/WMT – wydajność maksymalna trwała kotła/bloku;
- definicja wydajności nominalnej młyna w przypadku różnych wartości:
 - ◊ wydajność znamionowa młyna (w odniesieniu do węgla gwarancyjnego i granicznego dolnego I i II) – 95 t/h,
 - ◊ wydajność znamionowa młyna – przepustowość (w odniesieniu do węgla gwarancyjnego i granicznego dolnego I i II) – 88,8 t/h,
 - ◊ strumień masy węgla (gwarancyjny) – 98,7 kg/s;
- temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej:
 - ◊ zgodnie z Instrukcją 1 [15] temperatura robocza mieszanki pyłowo-powietrznej za młynami wynosi 70÷90 °C podczas normalnej eksploatacji kotła,
 - ◊ zgodnie z DTR temperatura pyłomieszanki wynosi 70÷80 °C i zależy od zawartości wilgoci w węglu:
 - zawartość wilgoci w węglu 26% – temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej 80°C,
 - zawartość wilgoci w węglu 21% – temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej 80°C,
 - zawartość wilgoci w węglu 13% – temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej 70°C.

2.2. WYDAJNOŚĆ ZNAMIONOWA MŁYNA

W tabeli 2.1 przedstawiono podstawowe dane techniczne młyna oraz obliczeniowe zużycie paliwa zawarte w poszczególnych Instrukcjach [14–18]. Deklarowany strumień masy węgla dla jednego zespołu młynowego w odniesieniu do węgla gwarancyjnego i granicznego dolnego I i II dla 100% WMT wynosi 95 t/h (26,4 kg/s).

W tabeli 2.2 przedstawiono podstawowe dane techniczne jednego zespołu młynowego zgodnie z DTR producenta młynów firmy Loesche. Deklarowany strumień masy węgla do jednego zespołu młynowego w odniesieniu do węgla gwarancyjnego i granicznego dolnego I i II dla 100% WMT wynosi 88 t/h (24,4 kg/s).

Tabela 2.1. Podstawowe dane techniczne młyna zgodnie z Instrukcją 2 [16]

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość
Liczba zainstalowanych młynów	szt.	5
Liczba pracujących młynów (dla 100% WMTK węgla gwarancyjnego)	szt.	4
Liczba pracujących młynów (dla 100% WMTK węgla granicznego dolnego I i II)	szt.	4
Liczba pracujących młynów (dla 40% WMTK węgla gwarancyjnego)	szt.	2
Liczba pracujących młynów (dla 40% WMT węgla granicznego dolnego I i II)	szt.	2 lub 3
Wydażność znamionowa młyna (w odniesieniu do węgla gwarancyjnego i granicznego dolnego I i II)	t/h	95
	kg/s	26,4
Przewidywany zakres pracy jednego młyna dla 100% WMTK	%	75 (od 25÷100)
Pozostałość na sicie R90 (88 µm dla węgla gwarancyjnego)	%	15

Tabela 2.2. Dane eksploatacyjne pionowego młyna walcowego Loesche zgodnie z DTR [18]

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość
Wydażność znamionowa młyna – przepustowość (w odniesieniu do węgla gwarancyjnego i granicznego dolnego I i II)	t/h	88,8
	kg/s	24,4
Miałość produktu < 75 µm	%	77,5
Zawartość wilgoci w produkcie	%	3,6–12,3

Tabela 2.3. Strumień masy węgla zgodnie z Instrukcją 3 [17]

Wyszczególnienie	Jednostka	Obciążenie kotła (%WMTK)				
		103	100	90	70	40
Strumień masy węgla (gwarancyjny)	kg/h	355 409	345 063	312 443	247 509	149 965
	kg/s	98,7	95,9	86,8	68,8	41,7
Strumień masy węgla (gwarancyjny) dla 1 młyna	kg/s	24,7	23,97	21,7	17,2	13,9

W tabeli 2.4 przedstawiono obliczeniowe zużycie paliwa podstawowego, sumaryczne oraz dla jednego zespołu młynowego, zgodnie z Instrukcją 4 [14]. Deklarowany strumień masy węgla do jednego zespołu młynowego w odniesie-

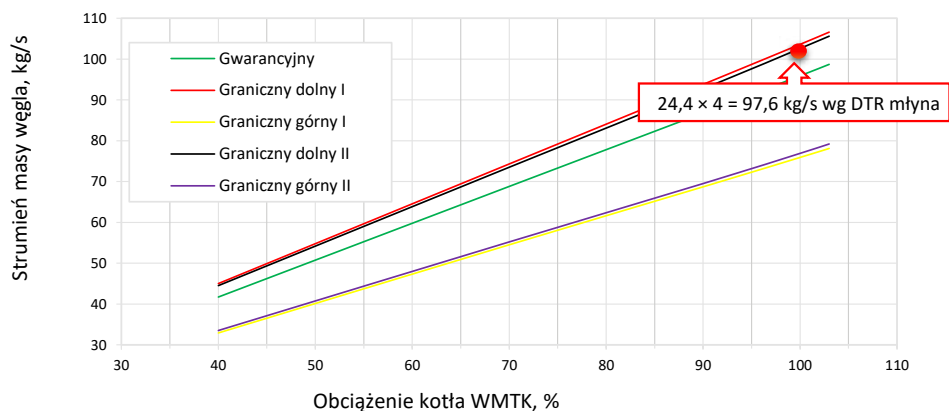
Tabela 2.4. Obliczeniowe zużycie paliwa podstawowego zgodnie z Instrukcją 4 [14]

Węgiel	Jednostka	Obciążenie kotła (% WMTK)				
		103	100	90	70	40
Gwarancyjny	kg/s	98,7	95,9	86,8	68,8	41,7
Gwarancyjny (dla jednego zespołu młynowego)	kg/s	24,7	23,97	21,7	17,2	13,9
Graniczny dolny I (Wd = 18 MJ/kg, Ar = 11,7%, Wcr = 26%)	kg/s	106,6	103,6	93,8	74,3	45,0
Graniczny dolny I (dla jednego zespołu młynowego)	kg/s	26,65	25,9	23,45	18,57	15
Graniczny górny I (Wd = 24 MJ/kg, Ar = 7%, Wcr = 11,7%)	kg/s	78,1	75,9	68,7	54,5	32,9
Graniczny górny I (dla jednego zespołu młynowego)	kg/s	19,52	18,97	17,17	13,62	10,96
Graniczny dolny II (Wd = 18 MJ/kg, Ar = 26%, Wcr = 12,7%)	kg/s	105,6	102,6	92,7	73,5	44,5
Graniczny dolny II (dla jednego zespołu młynowego)	kg/s	26,4	25,65	23,17	18,37	14,83
Graniczny górny II (Wd = 24 MJ/kg, Ar = 9%, Wcr = 10%)	kg/s	79,2	76,9	69,5	55,2	33,5
Graniczny górny II (dla jednego zespołu młynowego)	kg/s	19,8	19,22	17,37	13,8	11,16

niu do węgla gwarancyjnego dla 100% WMT wynosi w zależności od parametrów węgla odpowiednio 106,6–78,1 t/h (26,65–19,52 kg/s), a dla 40% WMT 45–32,9 t/h (15–10,96 kg/s).

W przypadku 100% WMT obliczeniowe zużycie paliwa dla parametrów węgla granicznego dolnego I wynosi 25,9 kg/s, a dla parametrów węgla granicznego dolnego II – 25,65 kg/s (tab. 2.4). Zgodnie z DTR dostawcy młynów w przypadku 100% WMT wydajność znamionowa dla jednego zespołu młynowego wynosi 24,4 kg/s. To oznacza, że blok może osiągnąć 100–103% WMT tylko przy spalaniu węgla o parametrach zbliżonych do parametrów węgla gwarancyjnego oraz granicznego górnego I i II. W przypadku parametrów węgla granicznego dolnego I i II ograniczeniem generacji mocy elektrycznej MW_e jest wydajność zespołu młynowego wynosząca 24,4 kg/s.

Na rysunku 2.3 przedstawiono wykres sumarycznego obliczeniowego zapotrzebowania na paliwo podstawowe przy obciążeniu pracy kotła 40–103% WMT sporządzony z wykorzystaniem danych zawartych w tab. 2.4.



Rys. 2.3. Zależność strumienia masy węgla od obciążenia kotła i punkt maksymalnej pracy młynów wg DTR młyna

Wydajność zespołu młynowego wynosząca co najwyżej 24,4 kg/s jest jednym z powodów nieosiągania mocy elektrycznej 910 MW_e w przypadku węgla o gorszych klasach niż gwarancyjny. Pokrywa się to z własną obserwacją dokonaną podczas eksperymentów dotyczących uzyskania mocy 910 MW_e, prowadzonych z użyciem węgla o wartości opałowej większej niż węgiel gwarancyjny, z której wynika, że wentylatory młynowe osiągają 100% wydajności. To oznacza, że nie dostarczają więcej węgla.

Z problemem braku wydajności może być powiązana obserwowana erozja w obrębie młyna. Zależy ona od prędkości powietrza równej $\sim v^4$ (przy zużyciu energii $\sim v^3$ i spadku ciśnienia $\sim v^2$). Ponadto przy zbyt dużym strumieniu masy węgla tworzą się spieki i następuje przeciążenie odzūżlacza okresowo obsypującym się żużlem, co powoduje jego wyłączenie (rys. 2.4).

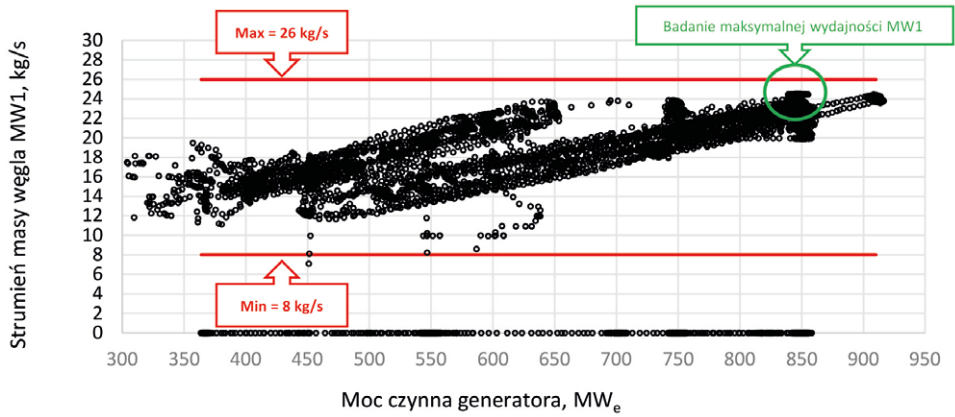
Według obsługi ruchowej bloku przy strumieniu węgla wynoszącym ok. 24 kg/s młyny się „zakopują”, co świadczy o braku wydajności wentylatora powietrza młynowego, który nie jest w stanie wywiać pyłu węglowego z młyna.

Na rysunkach 2.5–2.9 przedstawiono strumień masy węgla dla poszczególnych zespołów młynowych w funkcji mocy czynnej generatora. Na wykresach liniami czerwonymi zaznaczono deklarowany w założeniach projektowych zakres pracy zespołów młynowych. Maksymalna wydajność jednego zespołu młynowego wynosi 26 kg/s, a minimalna – 8 kg/s. Kolorem zielonym zaznaczono maksymalną i minimalną wydajność jednego zespołu młynowego podczas prowadzonych badań i obserwacji.

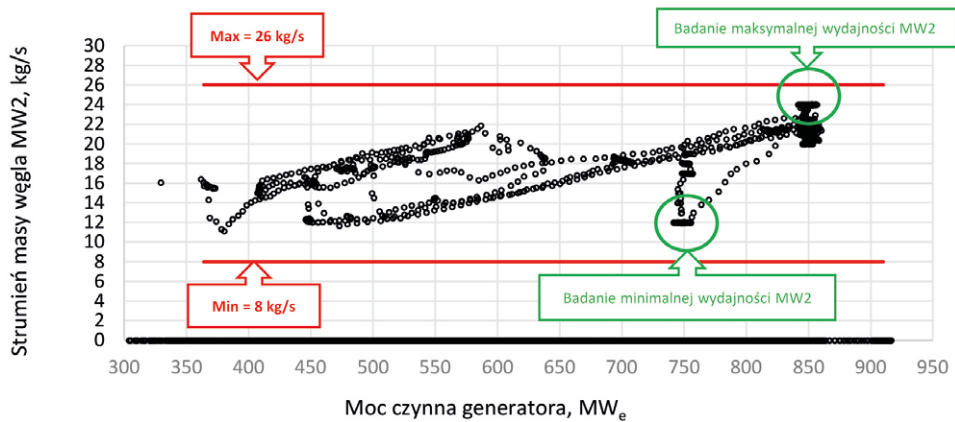
Z przedstawionych na rysunkach strumieni masy węgla w przypadku poszczególnych zespołów młynowych wynika, że żaden zespół młynowy nie osiąga



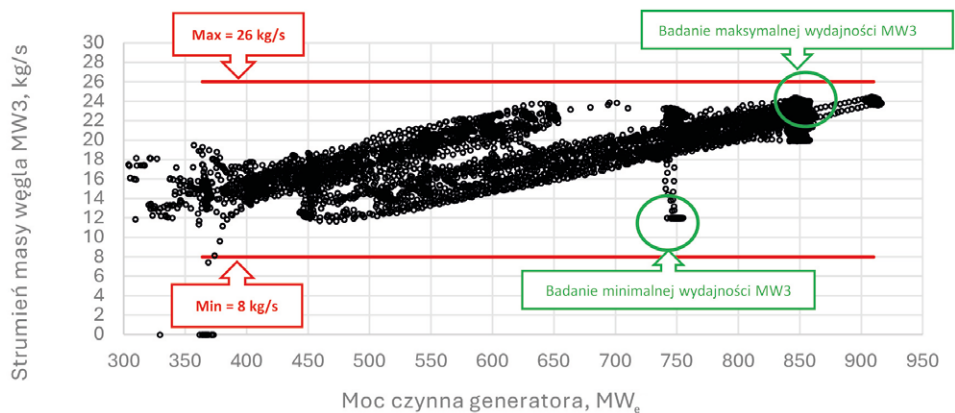
Rys. 2.4. Awaryjny zrzut żużla: żużel powinien być w formie wypalonych grudek (dobre spalanie), a był mokry po hydrotransporcie



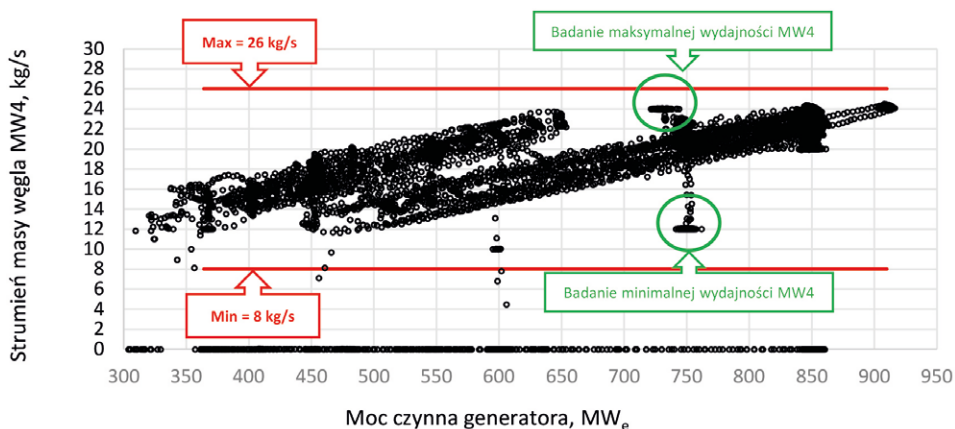
Rys. 2.5. Strumień masy węgla w przypadku zespołu młynowego MW1 w funkcji mocy czynnej generatora



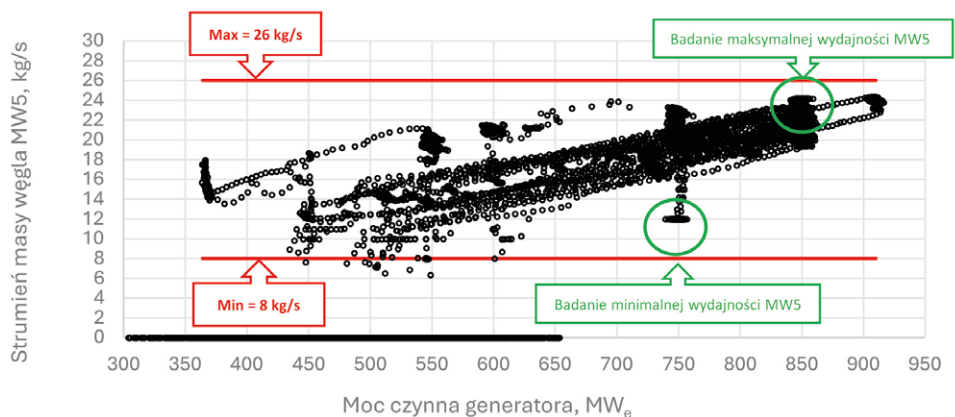
Rys. 2.6. Strumień masy węgla w przypadku zespołu młynowego MW2 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 2.7. Strumień masy węgla w przypadku zespołu młynowego MW3 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 2.8. Strumień masy węgla w przypadku zespołu młynowego MW4 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 2.9. Strumień masy węgla w przypadku zespołu młynowego MW5 w funkcji mocy czynnej generatora

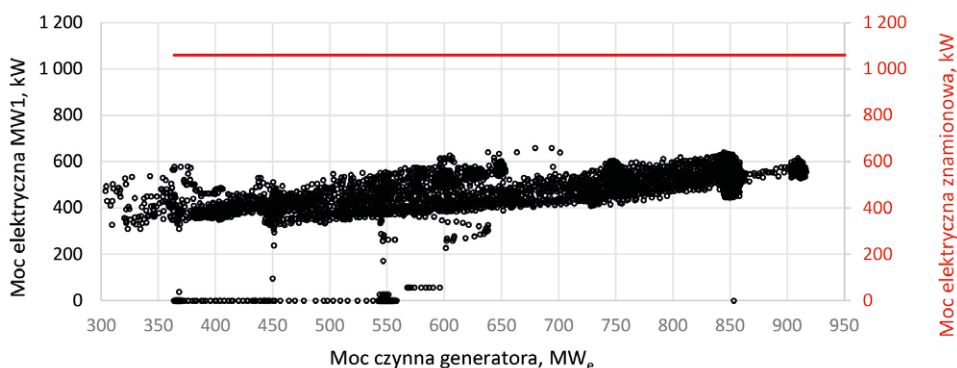
projektowej maksymalnej i minimalnej wydajności. Maksymalna wydajność poszczególnych zespołów młynowych jest zgodna z maksymalną wydajnością zadeklarowaną przez producenta młynów, firmę Loesche, która wynosi 24,4 kg/s. Podczas pracy bloku z mocą 910 MW_e zespoły młynowe również nie osiągnęły maksymalnej projektowej wydajności wynoszącej 26 kg/s.

Zabudowane młyny węglowe MW misowo-rolkowe typu LM 35.3D firmy Loesche Energy Systems Ltd. wyposażone są w napędy i silniki indukcyjne trójfazowe firmy WEGeuro – Industria Eléctrica S.A. o znamionowej mocy 1060 kW_e. Na rysunkach 2.10–2.14 przedstawiono moc elektryczną napędów poszczególnych młynów w funkcji mocy czynnej generatora. Poszczególne młyny pracują z następującą mocą elektryczną:

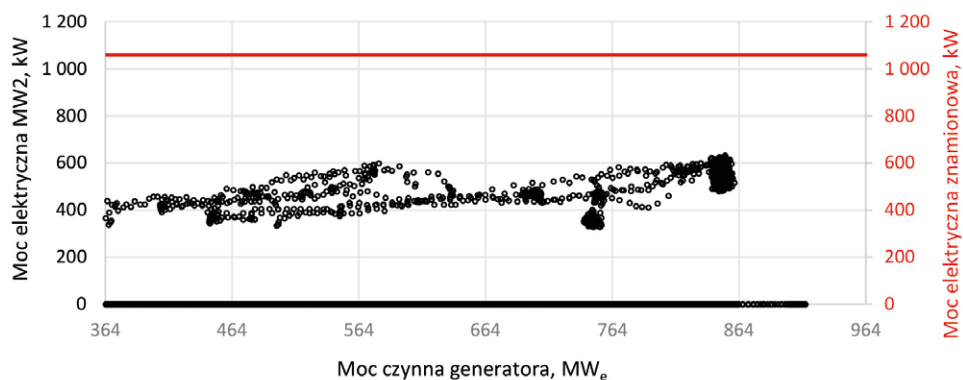
- MW1: 380÷610 kW_e, w porównaniu do 1060 kW_e,
- MW2: 380÷600 kW_e, w porównaniu do 1060 kW_e,
- MW3: 380÷610 kW_e, w porównaniu do 1060 kW_e,
- MW4: 380÷610 kW_e, w porównaniu do 1060 kW_e,
- MW5: 300÷780 kW_e, w porównaniu do 1060 kW_e.

Obejmuje to również osiągnięcie przez blok mocy maksymalnej wynoszącej 916 MWe (zarejestrowanej 9.12.20220).

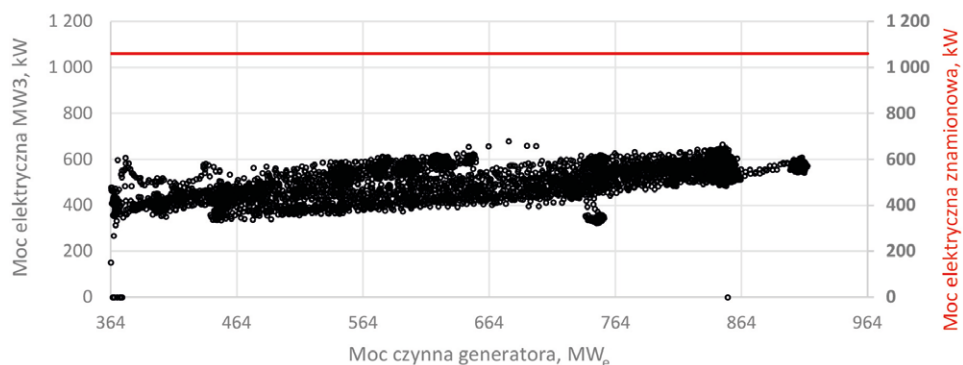
Napędy młynów w całym zakresie pracy, czyli 40–100% WMT, nie pracują ze znamionową mocą elektryczną, tylko znacznie mniejszą. Moc elektryczna pobierana przez młyny świadczy o przewymiarowaniu układu i niepoprawnym doborze napędów do młynów, co powoduje m.in. nadmierne prądy rozruchowe oraz pracę poza punktem pracy o maksymalnej sprawności. Zauważono również, że młyn MW5 pobiera ok. 100 kW_e więcej mocy elektrycznej od pozostałych młynów.



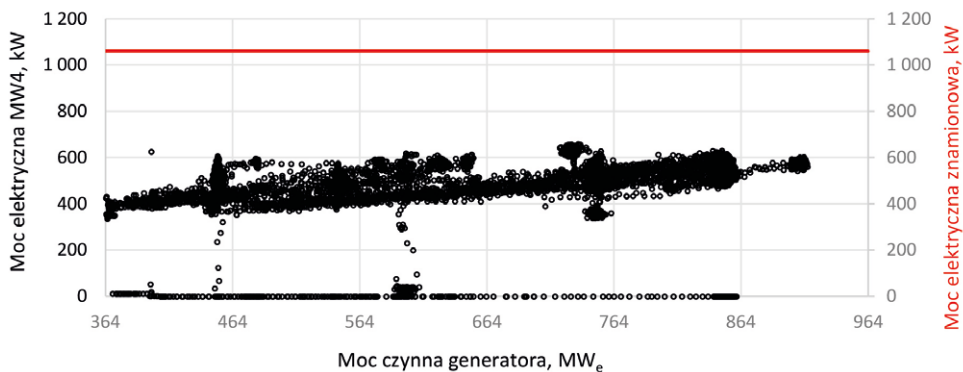
Rys. 2.10. Moc elektryczna pobierana przez zespół młynowy MW1 w funkcji mocy czynnej generatora



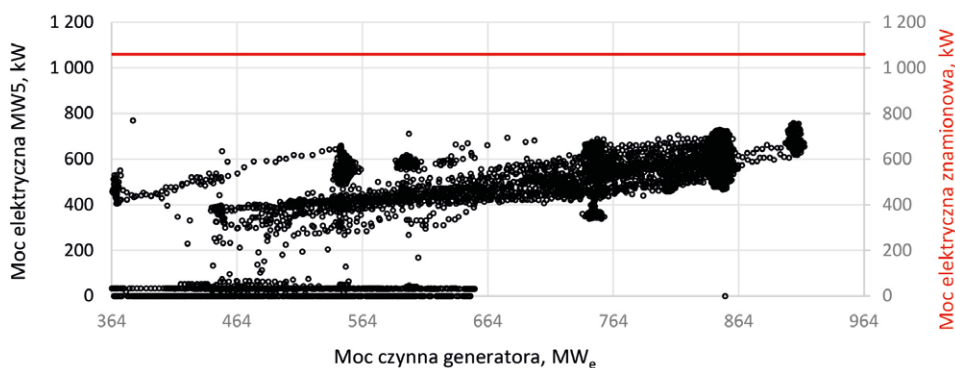
Rys. 2.11. Moc elektryczna pobierana przez zespół młynowy MW2 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 2.12. Moc elektryczna pobierana przez zespół młynowy MW3 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 2.13. Moc elektryczna pobierana przez zespół młynowy MW4 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 2.14. Moc elektryczna pobierana przez zespół młynowy MW5 w funkcji mocy czynnej generatora

2.3. JAKOŚĆ PRZEMIAŁU

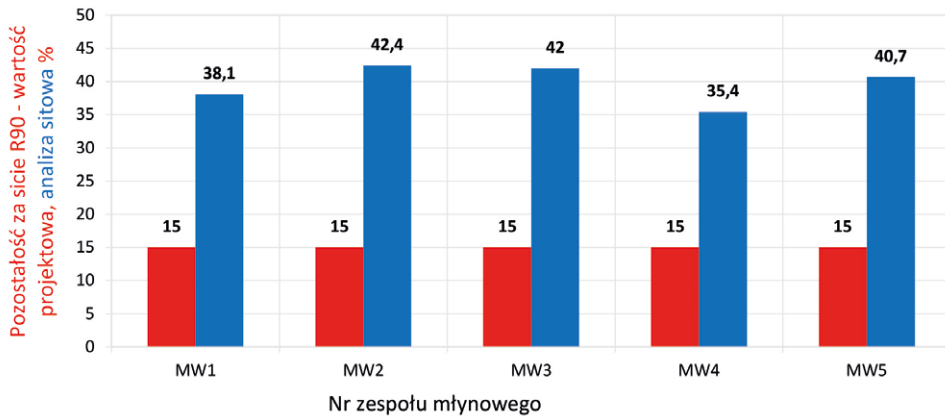
Zabudowane młyny węglowe MW misowo-rolkowe typu LM 35.3D firmy Loesche Energy Systems Ltd. wyposażono w separatory dynamiczne pyłu zapewniające wysoką jakość przemiału. W tabeli 2.5 przedstawiono deklarowane w projekcie parametry jakości przemiału węgla. Jakość przemiału jest zależna od charakterystyki spalnego paliwa i jest funkcją takich parametrów jak zawartość wilgoci w węglu czy podatność przemiałowa.

Na podstawie uzyskanych pomiarów odnośnie do młynów MW1–MW5 [19] na rys. 2.15 i rys. 2.16 przedstawiono wyniki analizy sitowej próbek pyłomieszanki. Analizę sitową pobranych próbek pyłomieszanki (po jednej uśrednionej próbce dla każdego pyłoprzewodu) wykonano z użyciem znormalizowanych sit. Wykonano oznaczenie pozostałości uśrednionych naważek węgla o masie 100 g na sitach o wymiarach oczek 0,09 mm i 0,200 mm. Na podstawie wyników analizy sitowej stwierdzono wysokie pozostałości na sicie R90 oraz R200 dla poszczególnych zespołów młynowych. Zgodnie z instrukcją eksploatacji bloku pozostałość na sicie R90 powinna wynosić mniej niż 15%, a w przypadku sita R200 mniej niż 1%. Średnio pozostałość pyłu na sicie R90 z młyna MW1 wyniosła 38,1%, z młyna MW2 – 42,4%, z młyna MW3 – 42,0%, z młyna MW4 – 35,4%, a z młyna MW5 – 40,7%. Takie pozostałości na sitach oznaczają, że jakość pyłu jest znacząco gorsza, niż wynika z dokumentacji.

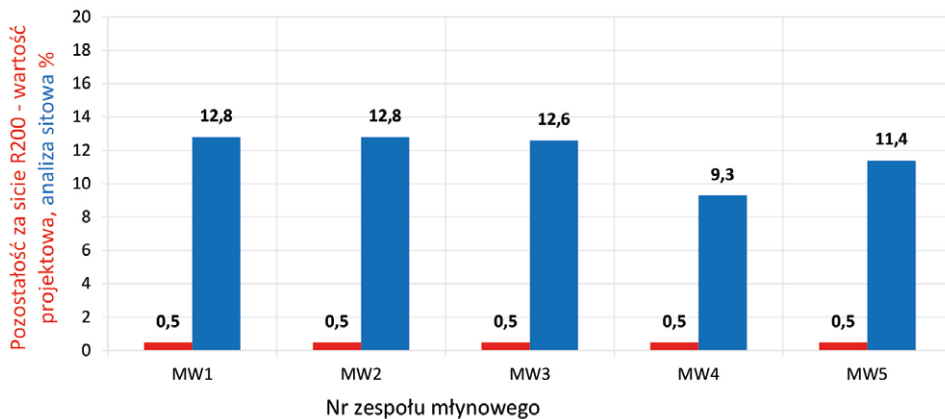
W celu zapewnienia odpowiedniego przemiału pyłomieszanki, zgodnie z parametrami zawartymi w tab. 2.5, odsiewacze dynamiczne dla poszczegól-

Tabela 2.5. Jakość przemiału

Węgiel	Podatność przemiatowa	Pozostałość na sicie R90 (88 μm)	Pozostałość na sicie R200 (200 μm)
Gwarancyjny (projektowy)	54 HGI	< 15%	< 0,5%
Graniczny dolny I i II	44 HGI	< 18%	< 1%
Graniczny górny I i II	44 HGI	< 15%	< 0,5%

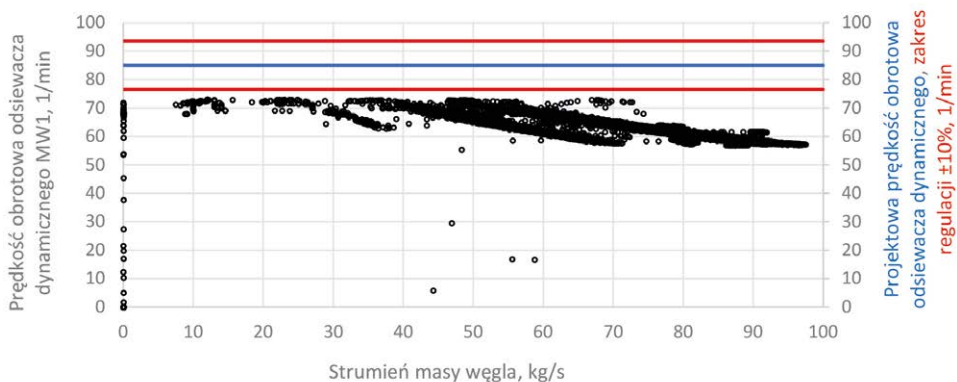


Rys. 2.15. Wyniki analizy sitowej próbek pyłomieszanki – średnia pozostałość pyłu na sitach R90

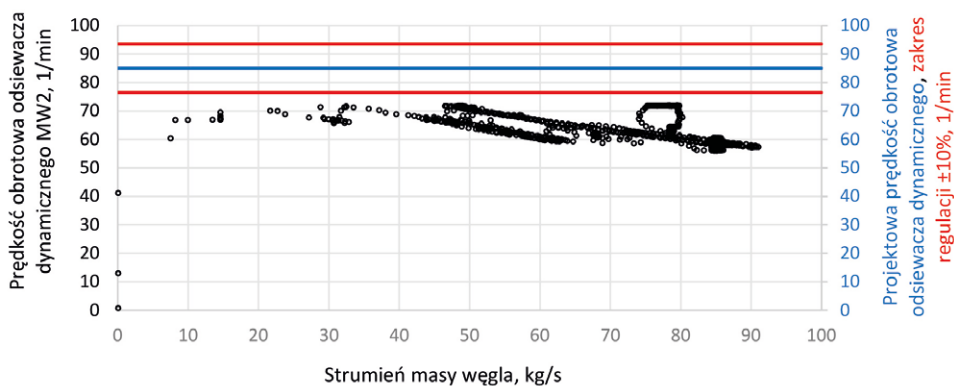


Rys. 2.16. Wyniki analizy sitowej próbek pyłomieszanki – średnia pozostałość pyłu na sitach R200

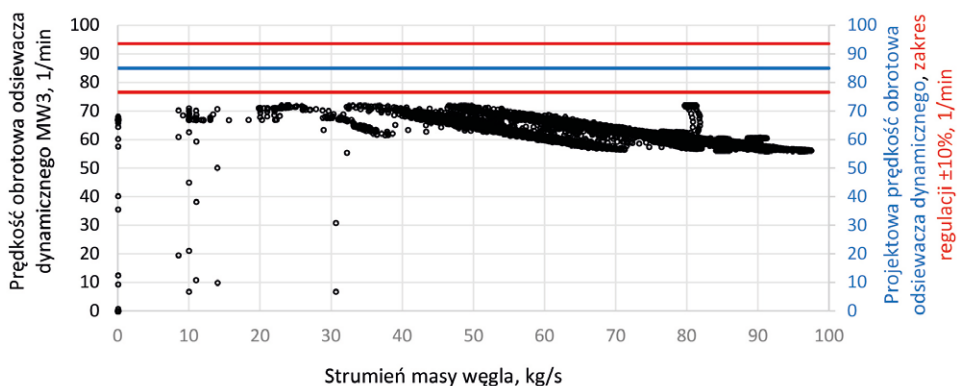
nych zespołów młynowych powinny pracować z projektową prędkością obrotową 85 obr./min w przypadku węgla gwarancyjnego. Zgodnie z założeniami projektowymi w przypadku pozostałych parametrów węgla dopuszczalna jest praca



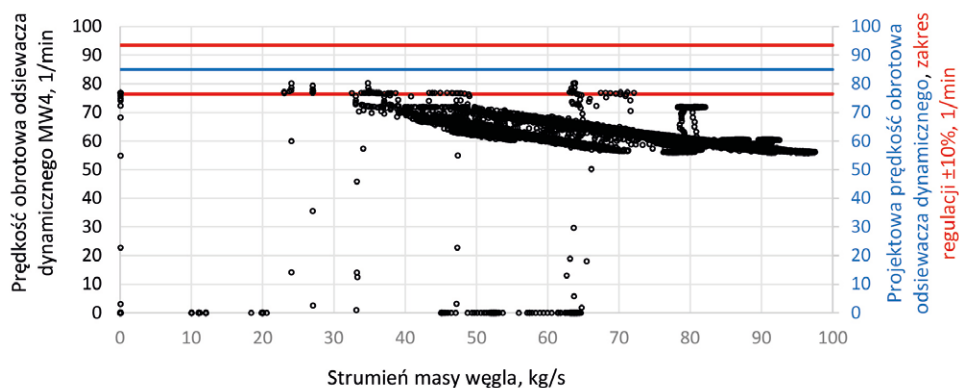
Rys. 2.17. Prędkość obrotowa odsiewacza dynamicznego zespołu młynowego MW1 w funkcji strumienia masy węgla



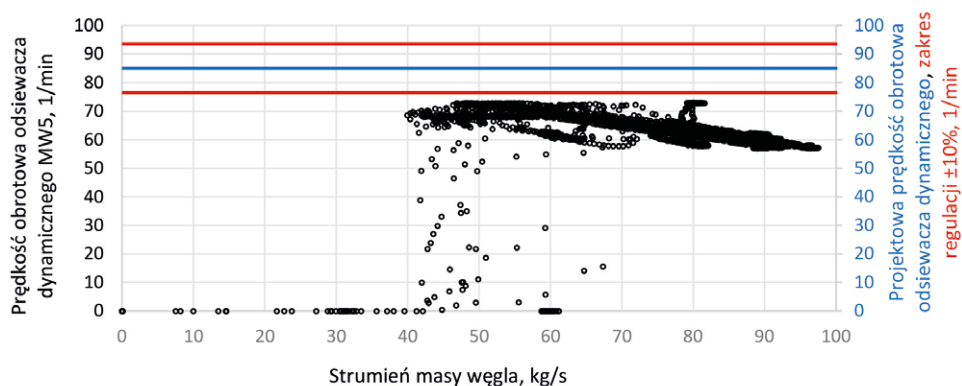
Rys. 2.18. Prędkość obrotowa odsiewacza dynamicznego zespołu młynowego MW2 w funkcji strumienia masy węgla



Rys. 2.19. Prędkość obrotowa odsiewacza dynamicznego zespołu młynowego MW3 w funkcji strumienia masy węgla



Rys. 2.20. Prędkość obrotowa odsiewacza dynamicznego zespołu młynowego MW4 w funkcji strumienia masy węgla



Rys. 2.21. Prędkość obrotowa odsiewacza dynamicznego zespołu młynowego MW5 w funkcji strumienia masy węgla

odsiewacza dynamicznego w zakresie regulacji $\pm 10\%$. Na rysunkach 2.17–2.21 przedstawiono prędkość obrotową odsiewaczy dynamicznych zespołów młynowych MW1–MW5 w funkcji strumienia masy węgla. W pełnym zakresie pracy zespołów młynowych odsiewacze dynamiczne nie pracują z projektową prędkością obrotową. Zespoły młynowe MW1, MW2, MW3 i MW5 pracują z prędkością obrotową $55 \div 75$ 1/min. Jedynie odsiewacz dynamiczny zespołu młynowego MW4 w niektórych przypadkach pracuje z okółoprojektową prędkością obrotową $76,5 \div 80$ 1/min.

2.4. TEMPERATURA PYŁOMIESZANKI

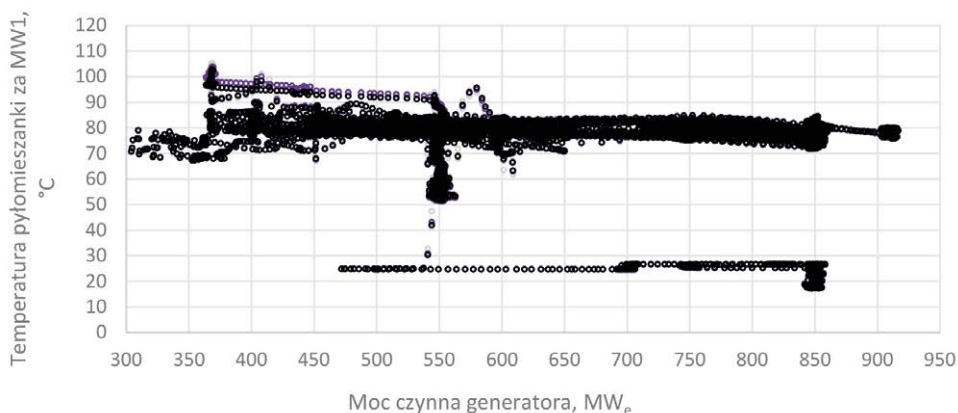
Zgodnie z Instrukcją 1 [15] oraz Instrukcją 2 [16] podczas normalnej eksploatacji kotła temperatura robocza mieszanki pyłowo-powietrznej za młynami osiąga wartość $70 \div 90^\circ\text{C}$. Zgodnie z dokumentacją [22] według projektu dostawcy młynów Loesche temperatura wynosi $70 \div 80^\circ\text{C}$, przy czym jest to zależne od wilgotności paliwa oraz obciążenia młyna. Temperaturę powietrza reguluje się przy wykorzystaniu zimnego powietrza pierwotnego.

Temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej przy deklarowanej wilgotności węgla osiąga następujące wartości:

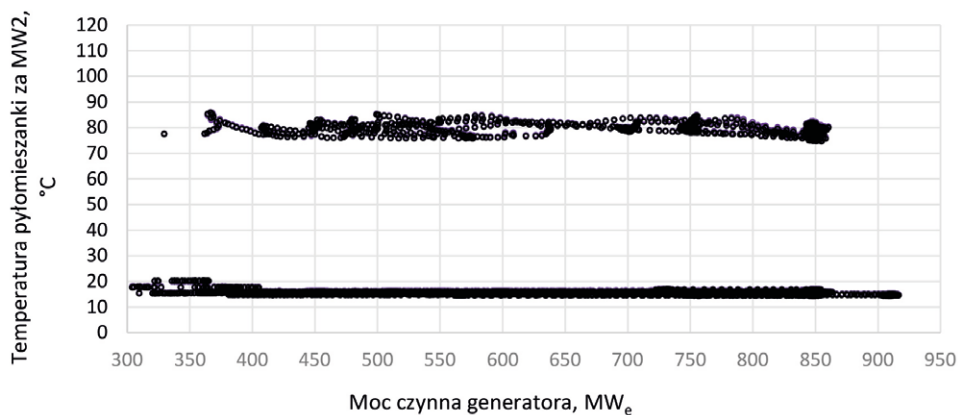
- zawartość wilgoci w węglu 26% – temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej 80°C ,
- zawartość wilgoci w węglu 21% – temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej 80°C ,
- zawartość wilgoci w węglu 13% – temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej 70°C .

Rejestrowana temperatura pyłomieszanki wynosi ok. 80°C . W przypadku kotłów pyłowych opalanych pyłem węgla kamiennego temperatura pyłomieszanki powinna wynosić co najmniej 90°C , ponieważ wówczas umożliwia odparowanie wilgoci.

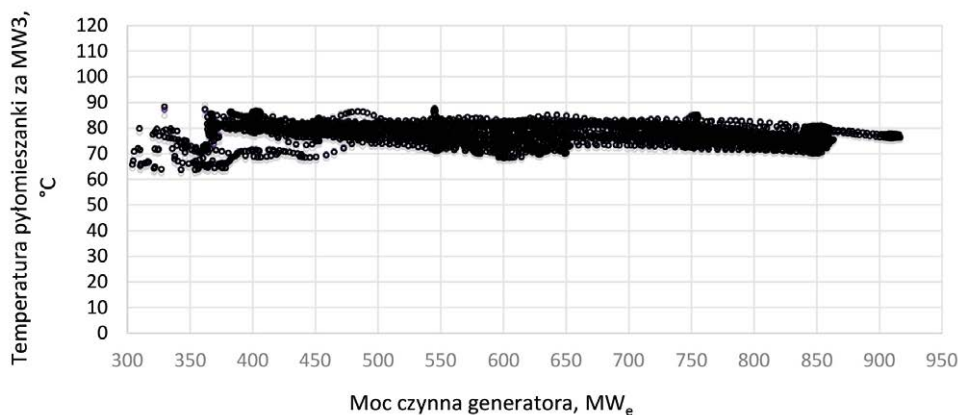
Na rysunkach 2.22–2.26 przedstawiono średnią temperaturę pyłomieszanki za separatorami młynów węglowych MW1–MW5 w funkcji czasu. Temperatura pyłomieszanki w pracującym młynie węglowym to ok. 80°C .



Rys. 2.22. Średnia temperatura pyłomieszanki za separatorem młyna węglowego MW1 w funkcji mocy czynnej generatora



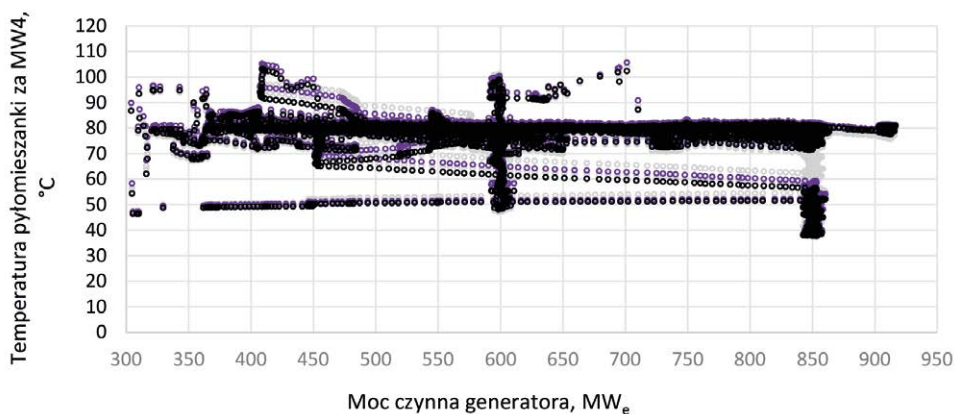
Rys. 2.23. Średnia temperatura pyłomieszanki za separatorem młyna węglowego MW2 w funkcji mocy czynnej generatora



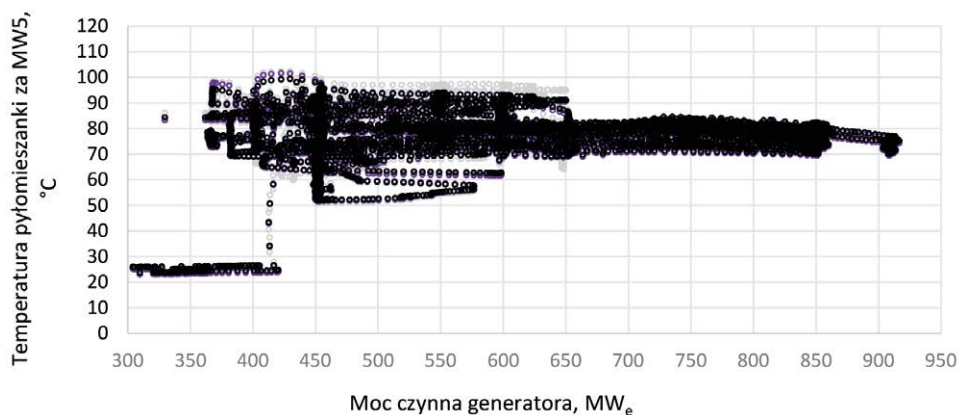
Rys. 2.24. Średnia temperatura pyłomieszanki za separatorem młyna węglowego MW3 w funkcji mocy czynnej generatora

Ilość powietrza do młyna regulowana jest w funkcji wydajności młyna zgodnie z charakterystykami dostarczonymi przez producenta młyna. Odpowiednie zadziałanie systemu regulacji (schłodzenie powietrza) następuje wtedy, kiedy temperatura na wylocie z młyna przekroczy dopuszczalny zakres, co minimalizuje wahania regulacji powietrza pierwotnego. Na przykład: jeżeli wartość zadana temperatury wynosi 90°C , to strumień powietrza jest taki, aby osiągnąć 90°C . Do młyna doprowadza się powietrze gorące z kolektora (por. np. rys. 2.22). Do niego dopływa zimne powietrze i to powietrze doregulowuje temperaturę.

Obserwuje się wysokie temperatury łożysk, a próg alarmowy (tzw. MAX2) powodujący awaryjne wyłączenie młyna węglowego wynosi 90°C . Jeśli obniży się



Rys. 2.25. Średnia temperatura pyłomieszanki za separatorem młyna węglowego MW4 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 2.26. Średnia temperatura pyłomieszanki za separatorem młyna węglowego MW5 w funkcji mocy czynnej generatora

temperaturę pyłomieszanki zimnym powietrzem pierwotnym, zostaną schłodzone łożyska młyna. Temperaturę pyłomieszanki w obrębie młyna zmniejszono do ok. 80°C. Możliwy mechanizm wzrostu temperatury rolek pod wpływem zbyt małych średnic węgla polega m.in. na wzroście siły tarcia rolek. Można to zaobserwować na przykładzie zwiększenia potrzeb własnych młyna (np. młyn MW5 wymaga większej mocy elektrycznej niż pozostałe). Obniżenie temperatury pyłomieszanki prowadzi do rozwiązania jednego problemu, ale powoduje inny: temperatura pyłomieszanki na wlocie do kotła staje się zbyt niska.

Temperatura pyłomieszanki za młynem jest regulowana przez klapę powietrza zimnego do młyna. Obniżenie temperatury pyłomieszanki do 80°C po-

woduje wysterowanie kierownic wentylatorów młynowych na 100% otwarcia. Stwierdzono, że przy obciążeniu bloku 100% WMTK strumień masy powietrza pierwotnego jest niewystarczający (następuje „zakopywanie młyna”).

Liczba działających młynów zależy przede wszystkim od wydajności bloku i jakości spalnego węgla. Zgodnie z instrukcją przy nominalnym obciążeniu bloku i kotła pracują cztery młyny, a przy minimalnym dwa (lub trzy). Układ pracujących młynów jest dostosowany do aktualnych potrzeb i możliwości bloku. Młyny zostały wyposażone w układy przeciwcisnienia w systemach docisku rolek. Układ taki pozwala na rozszerzenie zakresu pracy każdego z młynów.

2.5. WENTYLACJA MŁYNA

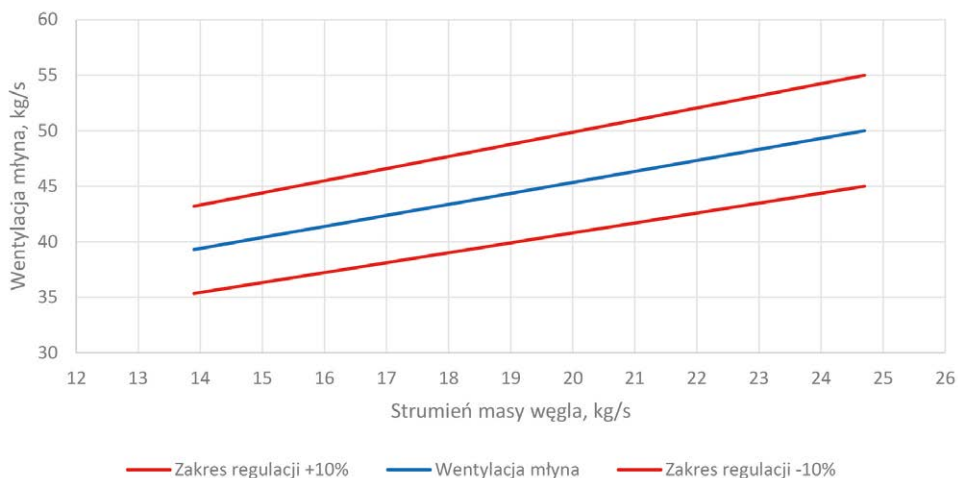
Wentylacja młyna to strumień masy powietrza przepływającego przez młyn. Strumień masy powietrza nośnego do młyna jest regulowany przez kłapy regulacyjne. Wartość zadana ilości powietrza nośnego jest wyznaczana na podstawie zadanego strumienia masy węgla do młyna. Wartość zadana może być modyfikowana przez operatora od +10% do -10%. W procesie wygrzewania i odstawienia młyna wartość zadana strumienia masy powietrza wynosi 35 kg/s. Jest ona korygowana o wartość zadaną dla kłapy powietrza zimnego w celu utrzymania stałego strumienia masy powietrza do młyna.

Wartość zadana strumienia masy powietrza jest obliczana na podstawie formuły (rys. 2.27):

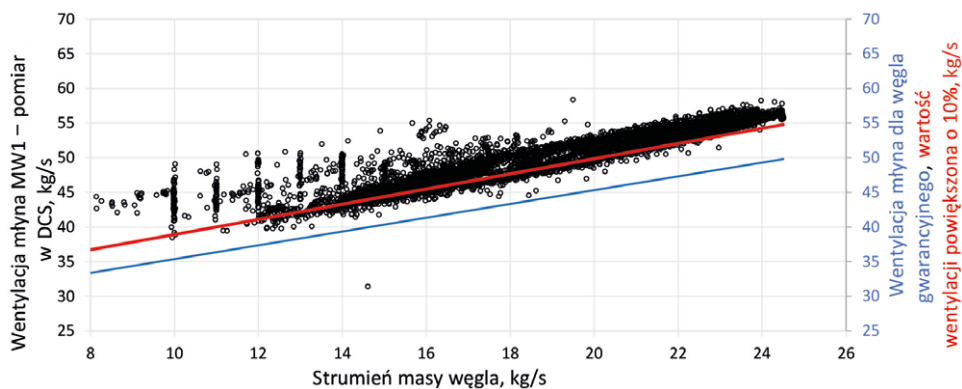
$$\text{Wentylacja młyna} = 1,0053 \cdot \overbrace{\text{strumień masy węgla}}^{12-31 \text{ kg/s dla 1 młyna}} + 25,558 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Na rysunkach 2.28–2.32 przedstawiono strumień masy powietrza do poszczególnych zespołów młynowych w porównaniu z założeniami projektowymi (linie: niebieska – węgiel gwarancyjny, czerwona – maksymalny strumień masy powietrza).

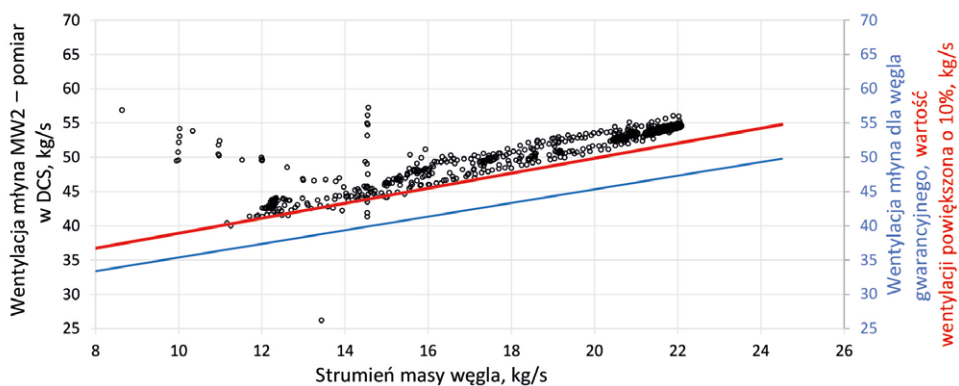
Możliwym powodem przewentylowania młynów jest potrzeba dostarczenia ok. 25 kg/s węgla do palników zasilanych z danego młyna. Zwiększenie strumienia masy powietrza zwiększa opory hydrauliczne w układzie młyn–palnik–kocioł, które zostały i tak zwiększone po spalaniu pierwszych palników, montażu dodatkowych kierownic (deflektorów) w pyłoprzewodach oraz zmniejszeniu średnicy wylotowej dyszy pyłowej palnika – co w zamyśle miało umożliwić uzyskanie przez pyłomie-



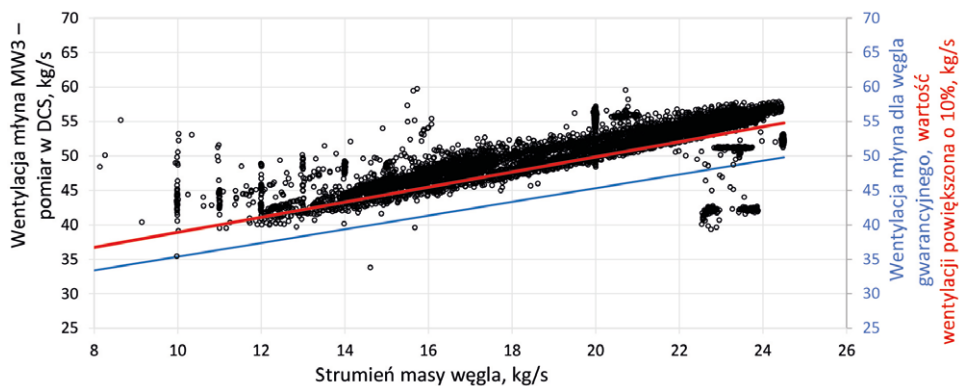
Rys. 2.27. Charakterystyka strumienia masy powietrza nośnego w funkcji strumienia masy węgla do młyna



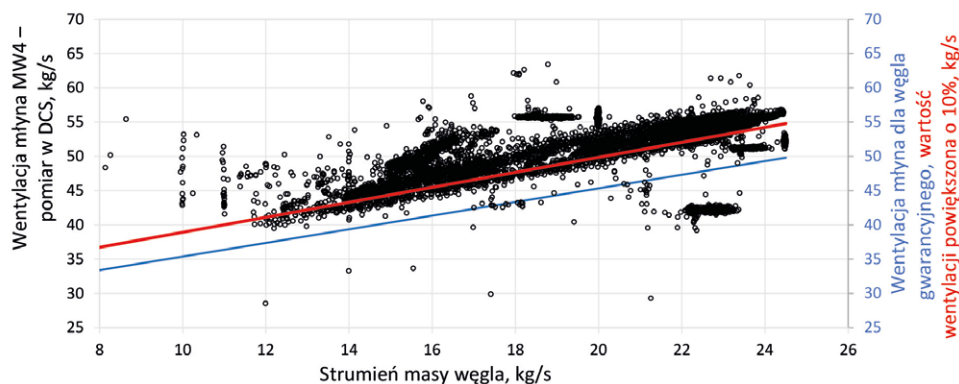
Rys. 2.28. Strumień masy powietrza wpływający do zespołu młynowego MW1 w funkcji strumienia masy węgla w porównaniu do założeń projektowych podczas pracy bloku (24.11–10.12.2022)



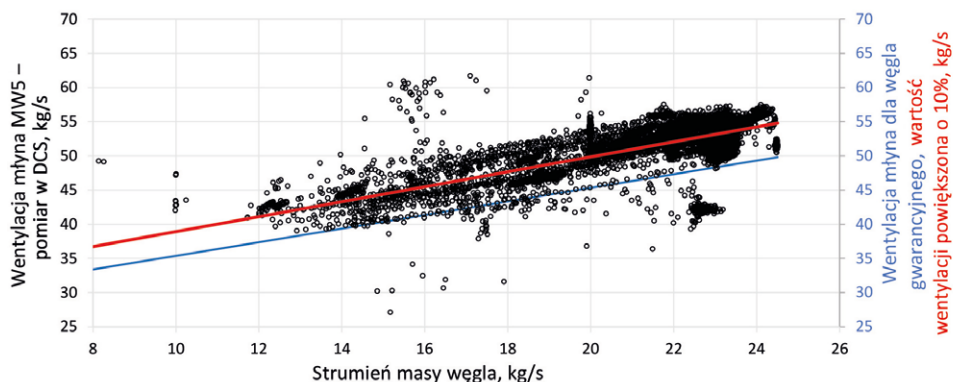
Rys. 2.29. Strumień masy powietrza do zespołu młynowego MW2 w funkcji strumienia masy węgla w porównaniu do założeń projektowych podczas pracy bloku (24.11–10.12.2022)



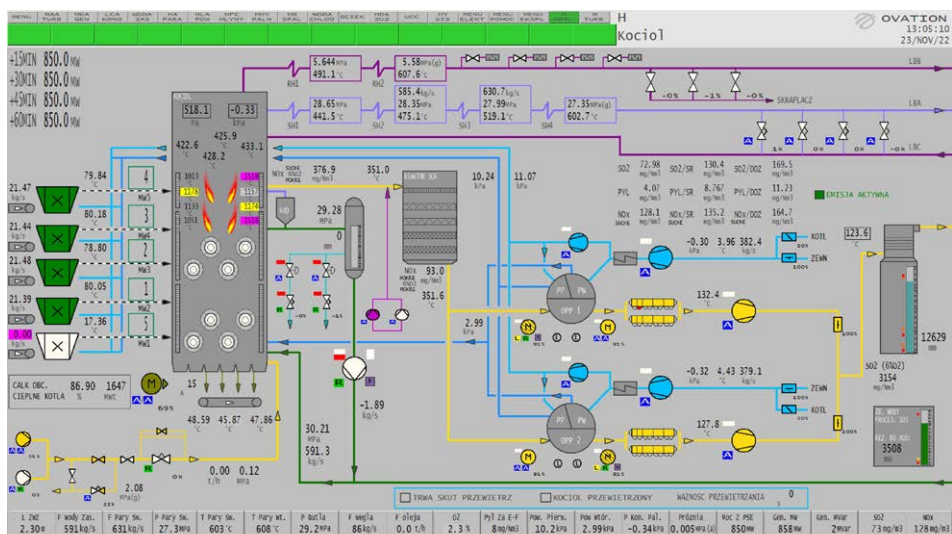
Rys. 2.30. Strumień masy powietrza do zespołu młynowego MW3 w funkcji strumienia masy węgla w porównaniu do założeń projektowych podczas pracy bloku (24.11–10.12.2022)



Rys. 2.31. Strumień masy powietrza do zespołu młynowego MW4 w funkcji strumienia masy węgla w porównaniu do założeń projektowych podczas pracy bloku (24.11–10.12.2022)



Rys. 2.32. Strumień masy powietrza do zespołu młynowego MW5 w funkcji strumienia masy węgla w porównaniu do założeń projektowych podczas w pracy bloku (24.11–10.12.2022)

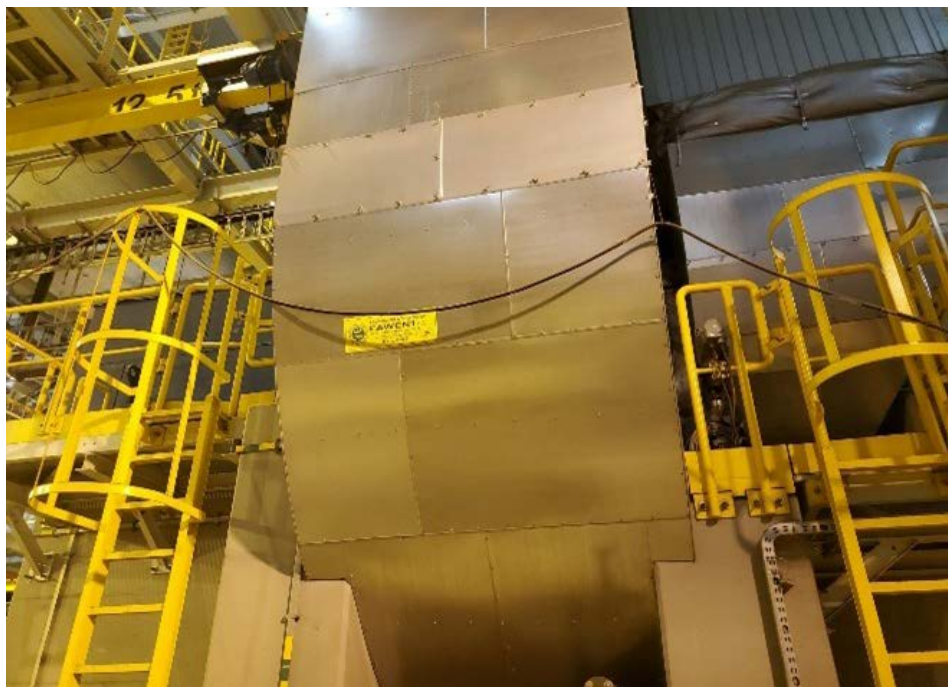


Rys. 2.33. Nomenklatura i położenie wentylatorów młynowych i wentylatorów powietrza (na rysunku zaznaczono pojedyncze wentylatory)

szankę prędkości 17 m/s na wylocie z dyszy. Dodatkowym efektem jest reakcja hydrodynamiczna strugi pyłomieszanki przenosząca się wstecz z palników do młynów. Tłumaczy to całkowite otwarcie kryz za młynami (rys. 2.37). Jest to próba zmniejszenia oporów hydraulicznych. Dodatkowo zmniejszona średnica palników w wyniku ich modernizacji (po spaleniu pierwszych) z jednej strony spowodowała wzrost prędkości pyłomieszanki, ale z drugiej – wzrost oporów na drodze młyn–palnik–kocioł. Stąd pojawił się pomysł zwiększenia ciśnienia wentylatorów powietrza znajdujących się poza młynami. Charakteryzują się one większym sprężem i są ułożone szeregowo z wentylatorami młynowymi, co podnosi ciśnienie przed młynami (patrz rys. 2.1, 2.33, 2.34). Nieoczekiwanym skutkiem takiego postępowania jest zmiana charakterystyk hydraulicznych (spadku ciśnienia w funkcji strumienia masy) powietrza pierwotnego w obrębie palników dostarczanego do pięciu połączonych równolegle, nieręgulowanych przewodów i ustanowienie ich nowego – pozaprojektowego punktu pracy (patrz np. rys. 3.27 ze schematem pięciu dróg dolotowych do palnika).

Na rysunkach 2.35 i 2.36 pokazano porównanie pomiarów ciśnienia powietrza pierwotnego gorącego i zimnego w kolektorze z wartością projektową. Widoczne jest ok. 25-procentowe odchylenie wartości pomiarowych ciśnienia powietrza pierwotnego gorącego od wartości zadanej w DCS (np. ok. 10 kPa w porównaniu do ok. 8 kPa). Czasem jest utrzymywana wartość zadana (kolor czerwony), a czasem ciśnienie jest zwiększane. Zwiększenie ciśnienia zapewnia przepływ pyłomieszanki przy niskich obciążeniach kotła, ponieważ zwiększa wentylację młyna.

a)



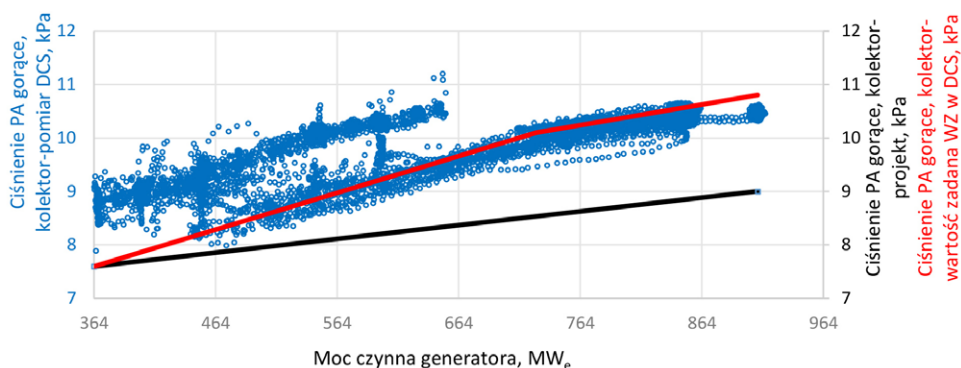
b)



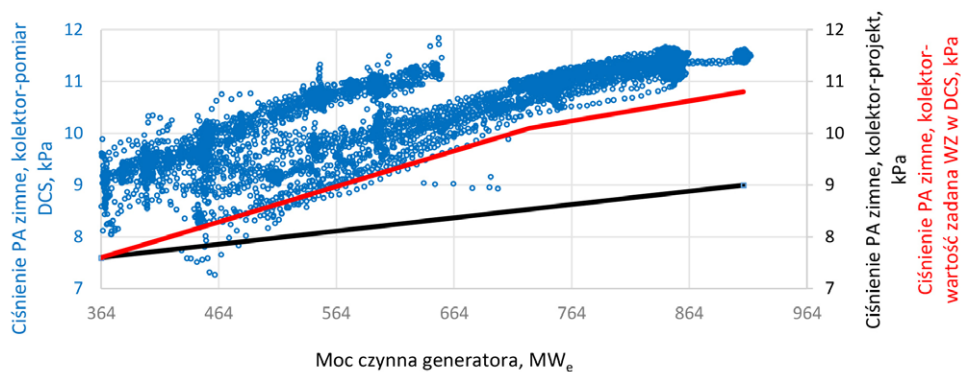
c)



Rys. 2.34. Wentylator podmuchowy powietrza: a) widok z przodu, b) widok z boku, c) porównanie wielkości wentylatora i przewodu ssawnego ze wzrostem człowieka



Rys. 2.35. Ciśnienie powietrza pierwotnego gorącego w kolektorze – porównanie wartości pomiaru z systemu DCS z wartością projektową pierwotną i zmienioną; zmienna „P POW KOL POW PIERW GOR”



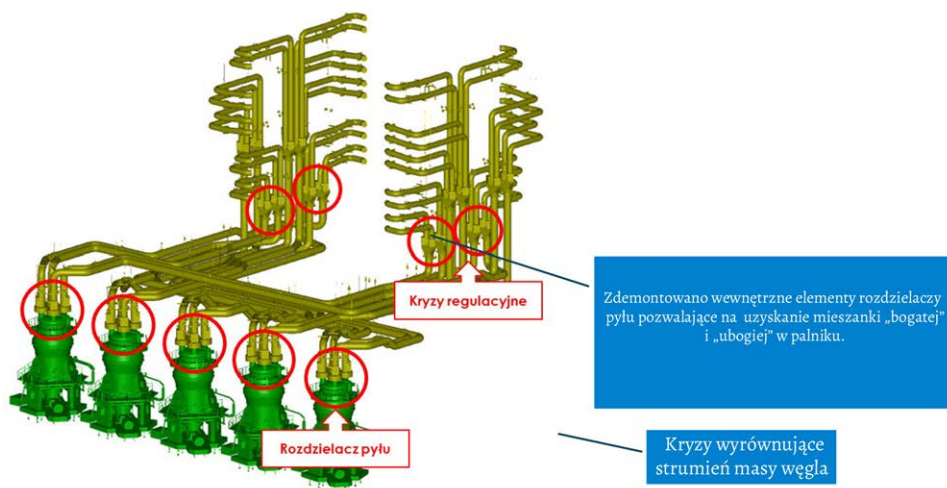
Rys. 2.36. Ciśnienie powietrza pierwotnego zimnego w kolektorze – porównanie wartości pomiaru z systemu DCS z wartością projektową pierwotną i zmienioną; zmienna „P POW KOL POW PIERW ZIMNE”

W układzie regulacji wzrost ciśnienia umożliwia blok funkcyjny zwany korektorem lub polaryzatorem, w którym wartość zadana powiększona jest o daną liczbę ograniczoną od dołu lub góry.

2.6. PYŁOPRZEWODY

Zgodnie z Instrukcją 2 [16] pył węglowy transportowany jest systemem przewodów do poszczególnych dysz palnikowych. Każdy odsiewacz dynamiczny młyna jest wyposażony w cztery wyloty pyłu znajdujące się w jego górnej części (rys. 2.37).

Przed narożami komory paleniskowej na każdym z 20 przewodów zabudowany jest separator (rozdzielacz) pyłu i powietrza nośnego na dwie oddzielne strugi wpływają-



Rys. 2.37. Układ pyłoprzewodów nr 1–4 zespołów młynowych MW1–MW5

a)

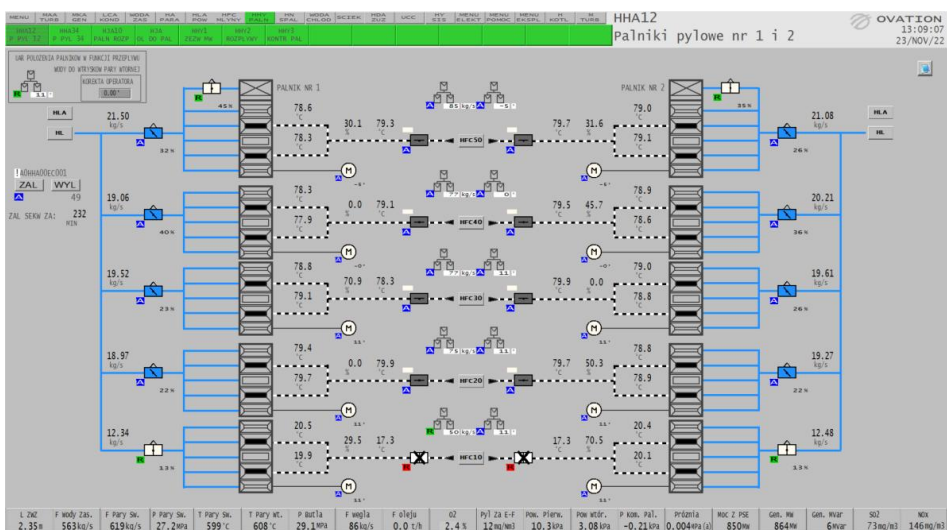


b)



Rys. 2.38. Kompensatory przed palnikiem – widok: a) z boku, b) od dołu

jące do wylotów palników. Przewody podłączono do poszczególnych dysz pyłowych w czterech narożach komory paleniskowej kotła. Układ zasilania palników pyłowych został tak skonfigurowany, że jeden młyn zasila jeden poziom palnikowy (palniki

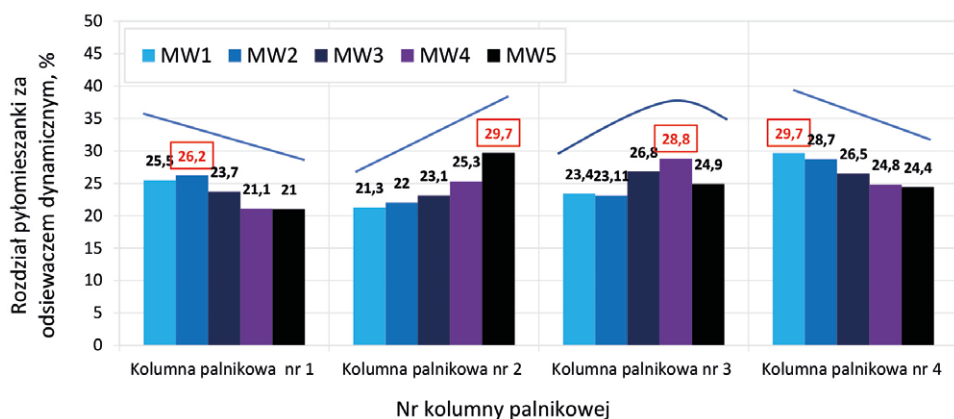


znajdujące się na tej samej wysokości). Przewody pyłowe za młynami są wykonane z rur o wymiarach $\Phi 762 \times 12,5$ mm, a za separatorami $\Phi 559 \times 12,5$ mm. Prędkość mieszanki przy wydajności młyna zbliżonej do nominalnej nie powoduje nadmiernej erozji pyloprzewodów, a przy obciążeniach minimalnych prędkość jest na tyle wysoka, by uniemożliwić odkładanie się pyłu. W celu wyrównania oporów przepływu poszczególnych przewodów pyłowych zamontowano kryzy wyrównawcze. Przewody pyłowe poprowadzono w sposób umożliwiający samokompensację wydłużeń w znaczącej części. Na wylotach z młynów zabudowano kompensatory, które przenoszą wzajemne przemieszczenia młynów i przewodów oraz uniemożliwiają przenoszenie się drgań z młyna na przewody. Ponieważ palniki pyłowe połączono z komorą paleniskową na stałe, żeby skompensować wydłużenia komory paleniskowej, przed palnikami na każdym przewodzie zainstalowano parę kompensatorów (rys. 2.38).

Elementy narażone na zwiększoną erozję jak: kolana, fragmenty prostek za kolanami, kompensatory oraz rozdzielacze zostały wewnętrznie wyłożone materiałami trudnościeralnymi. System przewodów pyłowych wyposażono w dwa zestawy klap odcinających – jeden z napędami zdalnymi, a drugi z ręcznymi. Ponadto na przewodach zainstalowano system pomiarów w celu optymalizacji i kontroli pracy układu.

Do palników zlokalizowanych w narożach ze względu na różne drogi hydrauliczne nie może docierać ta sama ilość mieszanki pyłowo-powietrznej (rys. 2.39).

Na podstawie wyników z przeprowadzonych pomiarów odnośnie do młynów [19] na rys. 2.40 przedstawiono średni procentowy rozdział pyłomieszanki za odsiewaczem dynamicznym między poszczególne naroża (kolumny palnikowe)



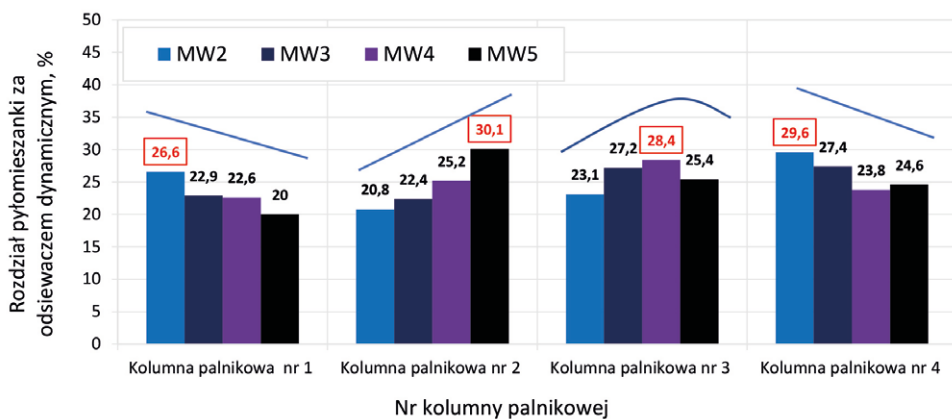
Rys. 2.40. Rozdział pyłomieszanki za odsiewaczem dynamicznym między poszczególne naroża (kolumny palnikowe) przy maksymalnym obciążeniu młynów MW1–MW5 24 kg/s.
 Na przykład z kolumny palnikowej nr 1 i wylotu z młyna nr 2 płynie $26,2\% \times 24 \text{ kg/s} = 6,29 \text{ kg/s}$.
 Warto zwrócić uwagę na to, że kształt rozkładu strumienia węgla jest zachowany przy niższym obciążeniu (patrz rys. 2.41)

w warunkach maksymalnego strumienia masy węgla do zespołów młynowych MW1–MW5 wynoszących 24 kg/s.

Największa ilość pyłu z młyna MW1 jest dostarczana do kolumny palnikowej nr 4: 29,7%, najmniej natomiast do kolumny palnikowej nr 2: 21,3%. Największa ilość pyłu z młyna MW2 jest dostarczana do kolumny palnikowej nr 4: 28,7%, a najmniej do kolumny palnikowej nr 2: 22,0%. Największa ilość pyłu z młyna MW3 jest dostarczana do kolumny palnikowej nr 3: 26,8%, najmniej z kolei do kolumny palnikowej nr 2: 23,1%. Największa ilość pyłu z młyna MW4 jest dostarczana do kolumny palnikowej nr 3: 28,8%, najmniej natomiast do kolumny palnikowej nr 1: 21,1%. Największa ilość pyłu z młyna MW5 jest dostarczana do kolumny palnikowej nr 2: 29,7%, a najmniej do kolumny palnikowej nr 1: 21,0%.

Na rysunku 2.41 przedstawiono procentowy rozdział pyłomieszanki za odsiewaczem dynamicznym między poszczególne naroża (kolumny palnikowe) przy minimalnym strumieniu masy węgla z młynów MW2–MW5 wynoszącym 12 kg/s. Podczas prowadzonych pomiarów zespół młynowy MW1 był w remoncie bieżącym.

Ten sam kształt wykresów rozdziału pyłu wzdłuż wysokości palnika w przypadku dwóch różnych strumieni paliwa wskazuje na brak regulacji strumienia masy węgla. Ponadto w przypadku kolumny palnikowej nr 2 z młyna MW5 dociera ok. 50% więcej mieszanki z młyna MW2, co oznacza wzrost krotności oporów hydraulicznych wynoszący w przybliżeniu $1,5^2 = 2,25$. Największa ilość pyłu z młyna MW2 jest dostarczana do kolumny palnikowej nr 4: 29,6%, najmniejsza natomiast – do kolumny palnikowej nr 2: 20,8%. Największa ilość pyłu z młyna MW3 jest dostarczana do kolumny palni-

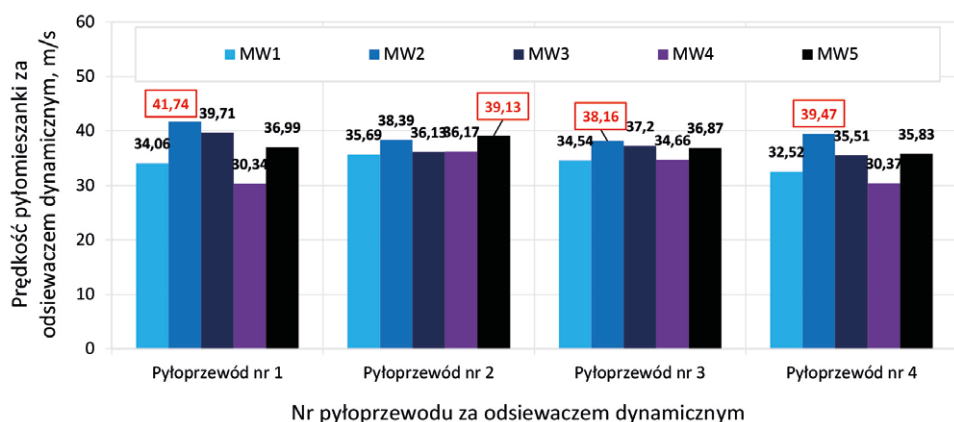


Rys. 2.41. Rozdział pyłomieszanki za odsiewaczem dynamicznym do poszczególnych naroży i kolumny palnikowej przy minimalnym obciążeniu młyna 12 kg/s.

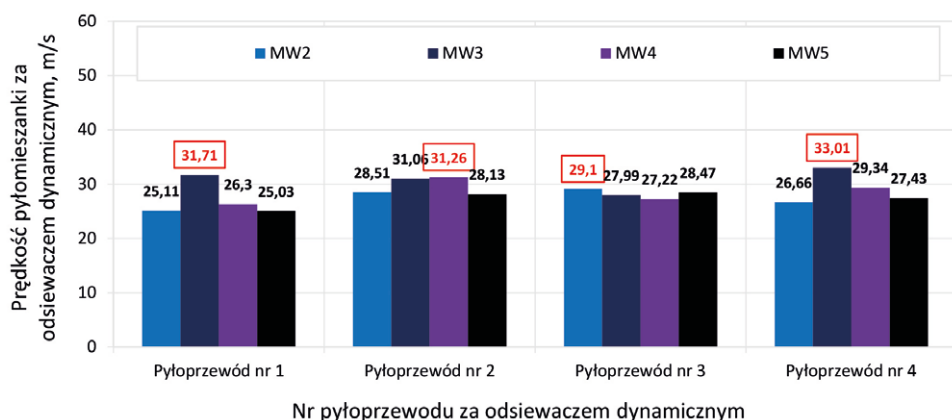
kowej nr 3: 27,2%, a najmniejsza do kolumny palnikowej nr 2: 22,4%. Największa ilość pyłu z młyna MW4 jest dostarczana do kolumny palnikowej nr 3: 28,4%, najmniej z kolei do kolumny palnikowej nr 1: 22,6%. Największa ilość pyłu z młyna MW5 jest dostarczana do kolumny palnikowej nr 2: 30,1%, najmniejsza do kolumny palnikowej nr 1: 20,0%. Dopuszczalna różnica w rozdziale pyłu na naroża wynosi 10%. Oznacza to, że strumień węgla powinien być podzielony równo po 25% $\pm$ 2%. Ponadto z analizy minimalnego i maksymalnego strumienia masy węgla wynika, że w obrębie danej kolumny palnikowej względny stosunek mas z poszczególnych młynów pozostaje zachowany (np. 25,5 : 21,3 : 23,4 : 29,7 w przypadku MW1 oraz 26,6 : 20,8 : 23,1 : 29,6 w przypadku MW2). Przedstawione różnice prowadzą do wniosku, że należy wykonać optymalizację pod kątem rozdziału pyłu na naroża kotła.

Na podstawie wyników z przeprowadzonych pomiarów odnośnie do młynów [19] na rys. 2.42 przedstawiono prędkość pyłomieszanki w pyłoprzewodach za odsiewaczem dynamicznym do poszczególnych naroży (kolumn palnikowych) w warunkach przypadkowego maksymalnego strumienia masy węgla do zespołu młynowego MW1–MW5 wynoszącego 24 kg/s.

Największa prędkość pyłomieszanki dla zespołu młynowego MW1 jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 2: 35,69 m/s, najmniejsza natomiast w pyłoprzewodzie nr 4: 32,52 m/s. Największa prędkość pyłomieszanki dla zespołu młynowego MW2 jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 1: 41,74 m/s, a najmniejsza w pyłoprzewodzie nr 3: 38,16 m/s. Największa prędkość pyłomieszanki dla zespołu młynowego MW3 jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 1: 39,71 m/s, najmniejsza z kolei w pyłoprzewodzie nr 4: 35,51 m/s. Największa prędkość pyłomieszanki dla zespołu młynowego MW4 jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 2: 36,17 m/s, a najmniejsza w pyłoprzewodzie nr 1: 30,34 m/s. Największa prędkość



Rys. 2.42. Prędkość pyłomieszanki za odsiewaczem dynamicznym w poszczególnych pyłoprzewodach przy maksymalnym obciążeniu młyna 24 kg/s

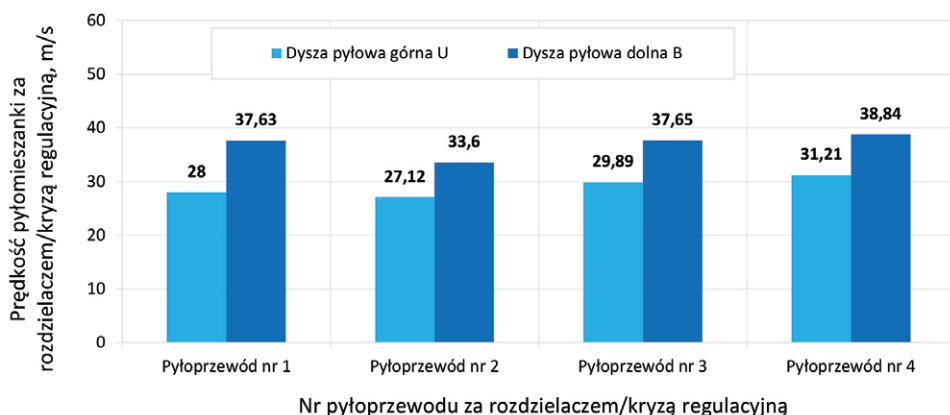


Rys. 2.43. Prędkość pyłomieszanki za odsiewaczem dynamicznym w poszczególnych pyłoprzewodach przy minimalnym obciążeniu młyna 12 kg/s

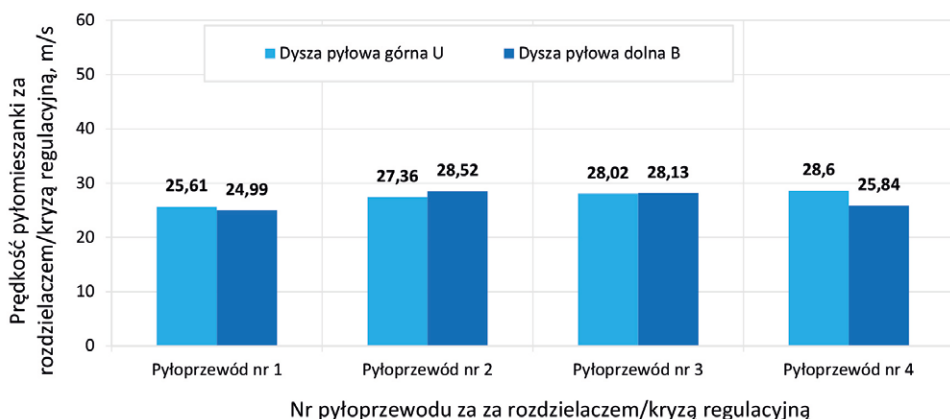
kość pyłomieszanki dla zespołu młynowego MW5 jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 2: 39,13 m/s, najmniejsza w pyłoprzewodzie nr 4: 35,83 m/s.

Na rysunku 2.43 przedstawiono prędkość pyłomieszanki w pyłoprzewodach za odsiewaczem dynamicznym do poszczególnych naroży (kolumn palnikowych) przy minimalnym strumieniu masy węgla do zespołów młynowych MW2–MW5 wynoszącym 12 kg/s. Podczas prowadzonych pomiarów zespół młynowy MW1 był w remoncie bieżącym.

Największa prędkość pyłomieszanki dla zespołu młynowego MW2 jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 3: 29,1 m/s, najmniejsza w pyłoprzewodzie nr 1: 25,11 m/s. Największa prędkość pyłomieszanki w przypadku zespołu młynowego MW3



Rys. 2.44. Prędkość pyłomieszanki za rozdzielaczem / kryzą regulacyjną w poszczególnych pyłoprzewodach przy maksymalnym obciążeniu młyna MW1 24 kg/s



Rys. 2.45. Prędkość pyłomieszanki za rozdzielaczem / kryzą regulacyjną w poszczególnych pyłoprzewodach, przy maksymalnym obciążeniu młyna MW4 24 kg/s

jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 4: 33,01 m/s, najmniejsza w pyłoprzewodzie nr 3: 27,99 m/s. Największa prędkość pyłomieszanki dla zespołu młynowego MW4 jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 2: 31,26 m/s, najmniejsza w pyłoprzewodzie nr 1: 26,30 m/s. Największa prędkość pyłomieszanki dla zespołu młynowego MW5 jest zmierzona w pyłoprzewodzie nr 3: 28,47 m/s, a najmniejsza w pyłoprzewodzie nr 1: 25,03 m/s.

Na podstawie wyników z przeprowadzonych pomiarów odnośnie do młynów [19] na rys. 2.44 i rys. 2.45 przedstawiono prędkość pyłomieszanki w pyłoprzewodach za rozdzielaczem / kryzą regulacyjną do poszczególnych naroży (kolumn palnikowych) przy maksymalnym strumieniu masy węgla do zespołu młynowego MW1 i MW4 wynoszącym 24 kg/s.

W przypadku młynów MW1 i MW4 z przeprowadzonych pomiarów rozdziału mieszanki pyłowo-powietrznej za rozdzielaczem/kryzą regulacyjną bezpośrednio przed palnikiem wynika, że rozdział mieszanki pyłowo-powietrznej na dolną B („bogata”) i górną U („uboga”) część palnika jest również nierównomierny i że w każdym pyłoprzewodzie w młynach MW1 i MW4 prędkość pyłomieszanki nie osiąga wartości projektowej 17 m/s, tylko większą.

Po analizie nasuwa się wniosek, że przyczyną niedotrzymania projektowej prędkości pyłomieszanki w pyłoprzewodach jest wymiana dysz pyłowych i zawężenie ich pola powierzchni po wcześniejszej awarii (spaleniu dysz pyłowych).

2.7. WNIOSKI

Istnieją wątpliwości co do spójności określonych parametrów pracy młyna. Wydajność nominalna młyna różni się w zależności od dokumentu. Temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej regulowana jest za pomocą kłapy powietrza zimnego, co wpływa na wydajność młyna i sprawność kotła. Obniżenie temperatury pyłomieszanki do 80°C ma na celu chłodzenie łożysk młyna, ale wpływa negatywnie na sprawność kotła. Na podstawie pomiarów można przyjąć, że osiągnięcie 100–103% WMT jest możliwe tylko przy spalaniu węgla o parametrach zbliżonych do parametrów węgla gwarancyjnego. W analizie sitowej wykazano wysokie pozostałości na sicie R90 i R200 w porównaniu z wymaganiami dokumentacji. Potrzebna jest zatem optymalizacja rozdziału pyłu w młynach. Prędkość pyłomieszanki w pyłoprzewodach nie jest zgodna z założeniami projektowymi. Na podstawie pomiarów wykazano nierównomierny rozdział pyłomieszanki i jej nierównomierną prędkość w pyłoprzewodach w przypadku różnych strumieni masy węgla do młynów.

3. KOCIOŁ

3.1. WPROWADZENIE

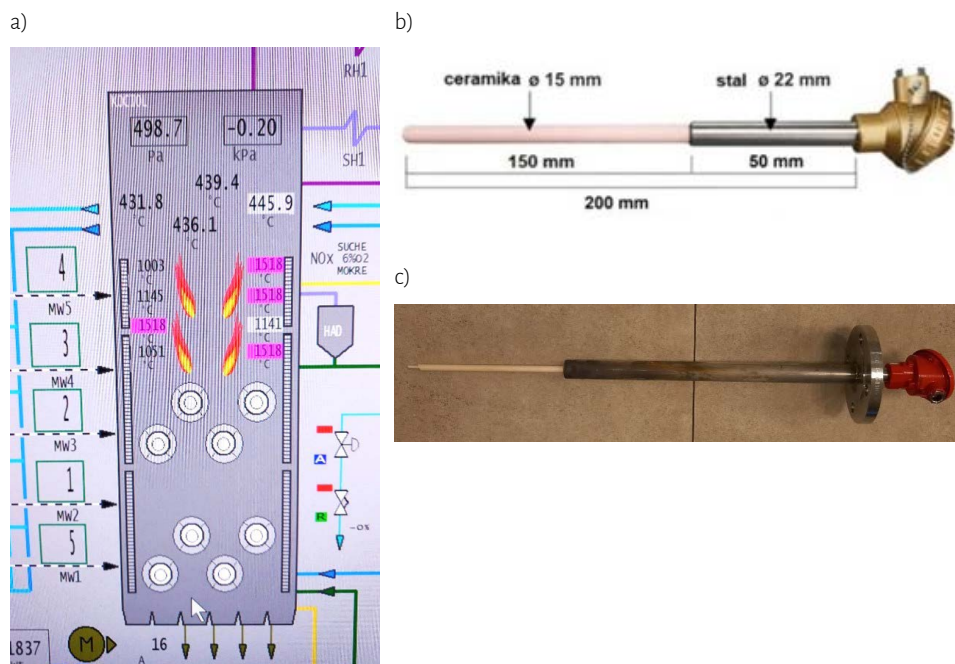
W niniejszym rozdziale zostały opisane bierne testy i obserwacje pracy kotła zgodnie z harmonogramem obciążeń pracy bloku bez żadnej ingerencji (m.in. w układy automatycznej regulacji kotła). Do analizy danych wykorzystano istniejące układy pomiarowe z ciągłą akwizycją danych w systemie DCS o czasie próbkowania 60 s. Dane zarejestrowano 16.11–10.12.2022 r.

3.2. OGRANICZENIA POMIAROWE

3.2.1. POMIAR TEMPERATURY W KOMORZE PALENISKOWEJ KOTŁA

Do pomiaru temperatury w komorze paleniskowej kotła na wylocie z parownika zastosowano termopary typu K z końcówką ceramiczną. Zastosowany układ pomiarowy składa się łącznie z ośmiu termopar – czterech po lewej i czterech po prawej stronie kotła. Termopary z końcówką ceramiczną są bardziej odporne na wysokie temperatury (0÷1300°C) niż standardowo stosowane termopary w pochwie termometrycznej.

Podczas eksploatacji kotła obserwuje się, że zastosowane urządzenia nie są odporne na uszkodzenia mechaniczne ze względu na ciągły proces odszlakowywania powierzchni ogrzewalnych z wykorzystaniem zdmuchiwozary parowych. Uszkodzenia te polegają na odpadaniu końcówek ceramicznych w miejscu połączenia metal–ceramika. Na rysunku 3.1a przedstawiono zrzut ekranu obrazu synoptycznego układu pomiarowego temperatury w komorze paleniskowej kotła. Po dwumiesięcznej pracy kotła na osiem zamontowanych urządzeń cztery są uszkodzone. Wartość temperatury 1518°C i fioletowy kolor wypełnienia pola danej pomiarowej oznacza błędny



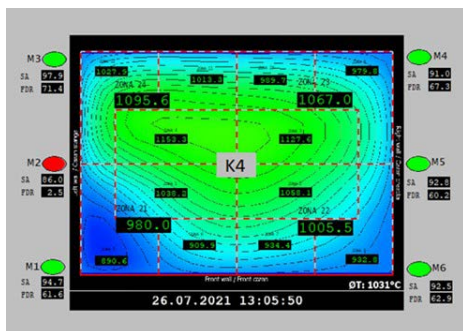
Rys. 3.1. Układ pomiarowy temperatury w kotle:

- a) miejsce pomiaru temperatury w komorze paleniskowej kotła na wylocie z parownika,
- b) przykładowa termopara typu K z końcówką ceramiczną, c) zdemonstrowana uszkodzona termopara

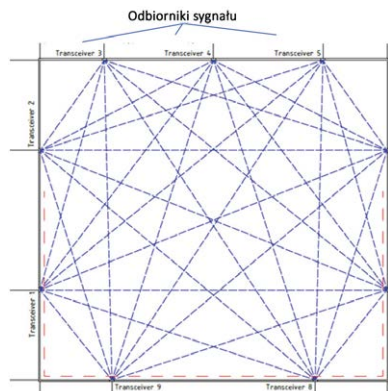
pomiar. Na rysunku 3.1b pokazano przykładową termoparę typu K z końcówką ceramiczną, a na rys. 3.1c zdemonstrowaną uszkodzoną termoparę.

Ze względu na ciągłe uszkodzenia zastosowanego systemu pomiaru temperatury w komorze paleniskowej kotła z wykorzystaniem termopar z końcówkami ceramicznymi można zmienić układ pomiarowy na akustyczny system ciągły pomiaru rozkładu temperatury w przekroju komory paleniskowej. Piro-metr akustyczny to urządzenie mierzące temperaturę gazu wewnątrz komory paleniskowej kotła. Główną zaletą systemu jest dokonywanie pomiaru rzeczywistej temperatury gazów bez wpływu radiacji na jego wartość. System pozwala na jednoczesny pomiar temperatury w kilku kierunkach i utworzenie siatki pomiarowej przedstawionej na rys. 3.2b. Informacje o temperaturze z całej siatki pomiarowej umożliwiają wyznaczenie rozkładu temperatury wewnątrz komory paleniskowej oraz zaprezentowanie tego rozkładu na mapie dwuwymiarowej. Akustyczny system pomiaru temperatury gazu mierzy czas przebiegu sygnału

a)



b)



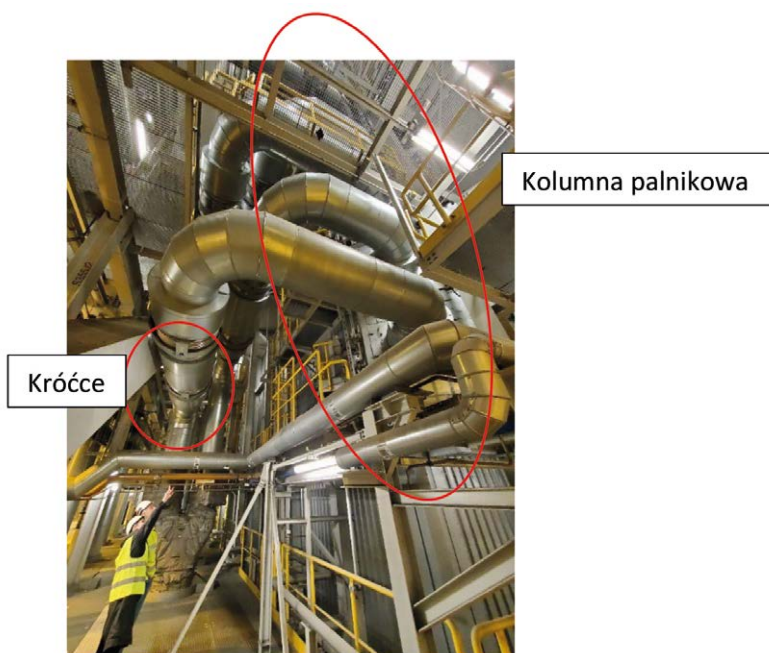
Rys. 3.2. Elementy systemu pomiarowego do monitorowania rozkładu temperatury w komorze paleniskowej kotła: a) przykładowy pomiar temperatury w komorze paleniskowej kotła z wykorzystaniem systemu ciągłego pomiaru rozkładu temperatury w przekroju komory paleniskowej, b) siatka pomiarowa

dźwiękowego na znanych odległościach między wieloma urządzeniami nadajnika lub odbiornika (jednostek nadawczo-odbiorczych) zamontowanymi w kotle i przekształca zmierzony czas przebiegu na informację o temperaturze (temperaturze ścieżki). Głównymi komponentami systemu są jednostki nadawczo-odbiorcze zamontowane na kotle i jednostka sterująca.

Jednostki nadawczo-odbiorcze w kotle generują i wykrywają sygnały dźwiękowe. Sprężone powietrze jest wykorzystywane do generowania impulsu dźwiękowego i utrzymywania używanego otworu kotła w stanie wolnym od popiołu lotnego. Jednostka sterująca kontroluje podłączone jednostki nadawczo-odbiorcze w celu generowania dźwięku, digitalizacji sygnałów dźwiękowych i przetwarzania sygnałów. Oblicza ona wszystkie rozkłady temperatur (temperatura ścieżki, profil temperatury 2D, temperatury strefy) i zawiera interfejsy dla użytkownika i DCS.

3.2.2. LOKALIZACJA KRÓĆCÓW POMIAROWYCH

Istniejące króćce pomiarowe do poboru pyłomieszanki z pyłoprzewodów tuż przed kolumną palnikową są umieszczone w niewłaściwym miejscu (na kolanie, rys. 3.3). Dokonany w związku z tym błędny pomiar będzie powodować błędne sterowanie.



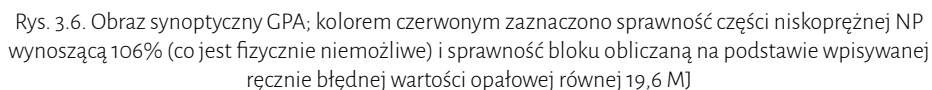
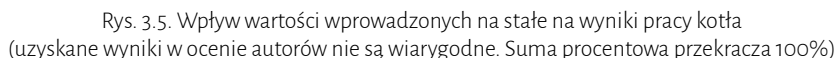
Rys. 3.3. Zdjęcie pasa przypalnikowego z zaznaczonym fragmentem, na którym są umieszczone króćce pomiarowe

3.2.3. RĘCZNIE WPISYWANA WARTOŚĆ OPAŁOWA

Wartość opałowa jest wpisywana ręcznie (rys. 3.4 i 3.6; por. rys. 1.25 i 1.26), co sugeruje, że kocioł jest zasilany węglem gwarancyjnym. A tak nie jest, o czym świadczy na przykład wskaźnik moc / strumień węgla, $MW_e/(kg/s)$ (rys. 1.33d).

1.	KRYTYCZNY POZIOM MOCY	30.00	%	WPROWADZ
2.	ZAWARTOSC WEGLA W WEGLU	50.00	%	WPROWADZ
3.	ZAWARTOSC SIARKI W WEGLU	1.00	%	WPROWADZ
4.	ZAWARTOSC AZOTU W WEGLU	0.05	%	WPROWADZ
5.	ZAWARTOSC WILGOCI W WEGLU	10.00	%	WPROWADZ
6.	ZAWARTOSC POPIOLU W WEGLU	10.00	%	WPROWADZ
7.	ZAWARTOSC CZESCI PALNYCH W ZUZLU	0.10	%	WPROWADZ
8.	WSP. UDZIAŁU LOTNEGO POPIOLU W POPIELE	80.00	%	WPROWADZ
9.	ZAWARTOSC CZESCI PALNYCH W POPIELE	0.10	%	WPROWADZ
10.	WARTOSC OPAŁOWA WEGLA	19600	kJ/kg	WPROWADZ
11.	KOSZT TONY WEGLA	242.30	zł/t	WPROWADZ
12.	WARTOSC OPAŁOWA OLEJU	42400	kJ/kg	WPROWADZ
13.	KOSZT TONY OLEJU	1561.00	zł/t	WPROWADZ
14.	ZAWARTOSC SIARKI W OLEJU	2.36	%	WPROWADZ

Rys. 3.4. Wartości wprowadzone na stałe wewnątrz układu sterowania (np. wartość opałowa węgla na stałe wynosi 19,6 MJ/kg)



Zgodnie z obrazem synoptycznym GPA zawartość węgla w paliwie wynosi 81,04% (rys. 3.5), a z projektem – nie przekracza 70% (tab. 1.5). Podane na rys. 3.5 procentowe udziały składników sumują się do 131% zamiast do 100%. Ponadto

wartość opałowa węgla (wynikająca ze składu pierwiastkowego) wynosi 31 MJ/kg, co nie jest możliwe.

3.3. OGRANICZENIA OBLICZEŃ EKSPLOATACYJNYCH

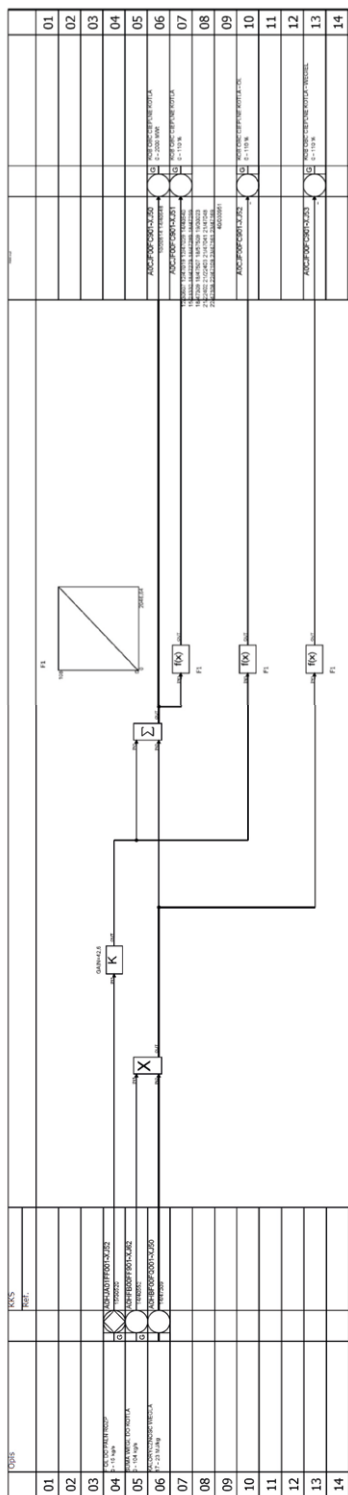
Na rysunku 3.7 pokazano fragment algorytmu sterowania. Wynika z niego, że obciążenie cieplne komory jest wyznaczone jako iloczyn wartości opałowej (wartość stała wpisywana ręcznie, w systemie wynosząca 19,6 MJ/kg) oraz mierzonego strumienia węgla. Następnie po dodaniu strumienia ciepła pochodzącego od palników olejowych jest ono przeliczane według liniowej funkcji na procent obciążenia komory. Problemem jest to, że wartość opałowa węgla ciągle się zmienia. Wobec tego obliczany wynik jest obarczony błędem. Jeżeli wartość opałowa węgla zmienia się w zakresie kontraktowym wynoszącym 18–24 MJ/kg, to błąd obliczeń zmienia się od ok. –8% do ok. 22%.

3.4. PALNIKI PYŁOWE

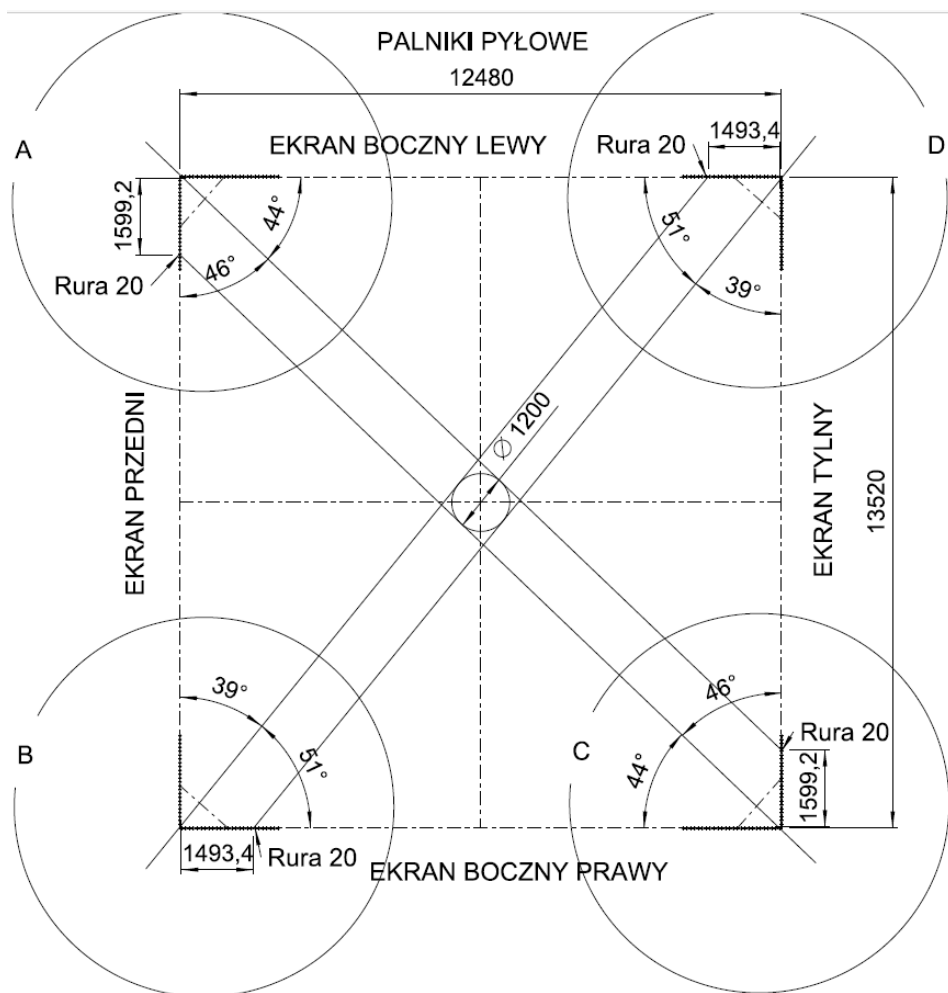
3.4.1. WPROWADZENIE

W komorze paleniskowej kotła zostały zamontowane niskoemisyjne palniki strumieniowe w układzie tangencjalnym (zamontowane w narożach komory paleniskowej kotła). Każda kolumna palnikowa składa się z trzech modułów (dolnego, środkowego i górnego) (rys. 3.9). Na rysunku 3.8 przedstawiono rozmieszczenie palników w komorze paleniskowej kotła w układzie tangencjalnym. Zaznaczono także przykładowe teoretyczne koło wiru płomienia wewnątrz komory paleniskowej.

Moduły dolne każdego z czterech palników składają się z dwóch zestawów dyszowych (poziomów palnikowych) przynależnych do młynów MW1 i MW2. Podobnie moduły środkowe każdego z czterech palników składają się z dwóch zestawów dyszowych (poziomów palnikowych) przynależnych do młynów MW3 i MW4. Moduły górne każdego z czterech palników składają się z jednego zestawu dysz (poziomu palnikowego) przynależnych do młyna MW5 oraz z dysz powietrza nadpalnikowego tworzących tzw. lokalne powietrze OFA.



Rys. 3.7. Fragment algorytmu sterowania

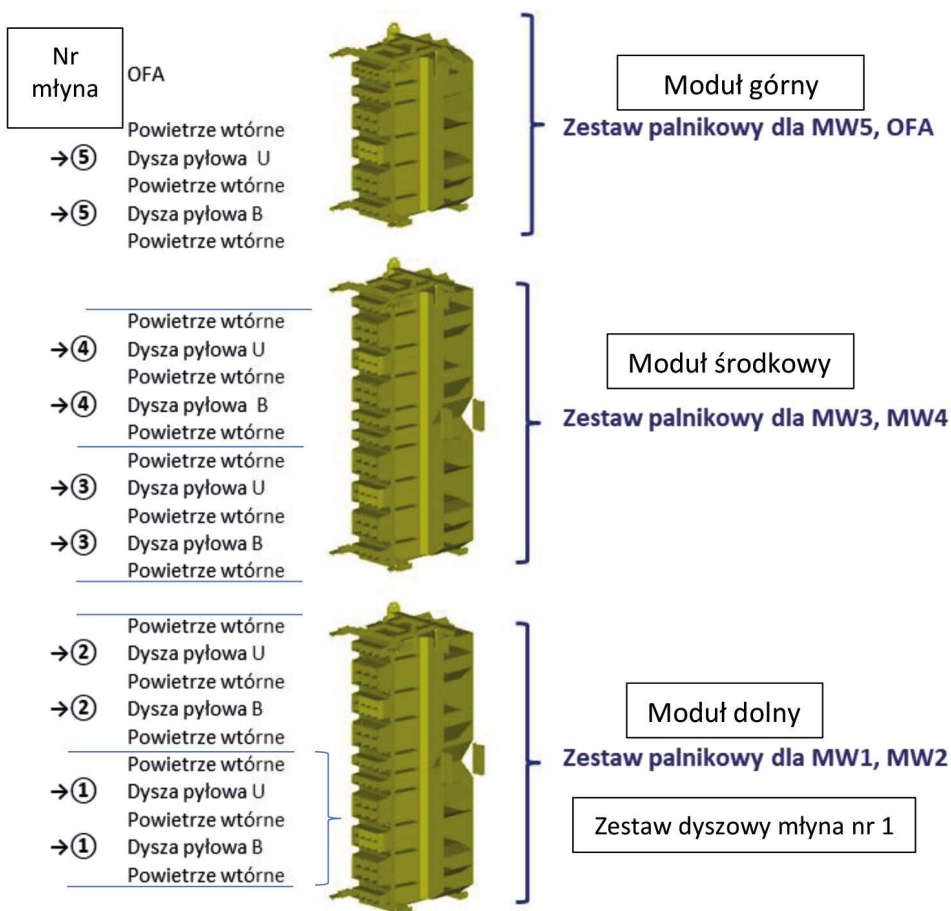


Rys. 3.8. Przykładowe rozmieszczenie palników w układzie tangencjalnym
– widok z góry na komorę paleniskową

Zestaw dyszowy palnika to układ pięciu dysz (pyłowych lub powietrznych) przynależnych do jednego młyna w jednym palniku (rys. 3.9). Poziom palnikowy (poziom dysz pyłowych) to zestaw dyszowy czterech palników przynależnych do jednego młyna. Ogółem cztery palniki składają się z 20 zestawów dyszowych palników (po pięć poziomów palnikowych przynależnych do jednego palnika).

Każdy zestaw dyszowy składa się z następujących elementów (kolejność od góry zestawu):

- górnej dyszy powietrza wtórnego górnego,



Rys. 3.9. Budowa kolumny palnikowej w przypadku młynów węglowych MW1–MW5; OFA (ang. *over-flame air*) – dysza powietrza, U – mieszanka „uboga” w paliwo (ang. *fuel-lean*), B – mieszanka „bogata” w paliwo (ang. *fuel-rich*); oprac. na podst. modelu 3D kotła nadkrytycznego

- dyszy pyłowo-powietrznej z zamontowanym czujnikiem temperatury (pomiar temperatury dyszy),
- dyszy (dysz) pośredniej powietrza wtórnego środkowego osłonowego,
- dyszy pyłowo-powietrznej z zamontowanym czujnikiem temperatury (pomiar temperatury dyszy),
- dolnej dyszy powietrza wtórnego dolnego.

Do budowy dysz użyto następujących materiałów:

1. Dysze pyłowe X15CrNiSi25-21 – stal wysokostopowa chromowo-niklowo-krzemowa o strukturze austenicznej żaroodporna do temperatury 1150°C (w praktyce do 1100°C), żarowytrzymała do temperatury 690°C,

stosowana w silnie obciążonych częściach urządzeń wymagających odporności na utlenianie i w wysokich temperaturach.

2. Dysze powietrza X15CrNiSi20-12 – stal żaroodporna chromowo-niklowo-krzemowa o strukturze austenitycznej, wysokostopowy gatunek odporny na utlenianie w powietrzu do temperatury 950–1000°C. Jest stalią pokrewną, zbliżoną pod względem kompozycji chemicznej do stali X15CrNiSi25-21.

Palniki szczelinowe niskoemisyjne stosuje się w celu redukcji emisji tlenków azotu NO_x tzw. metodami pierwotnymi (wewnątrz komory spalania), przy pełnej kontroli ilości tlenku węgla CO w spalinach oraz zawartości części palnych w żużlu i popiele. W metodach pierwotnych stosuje się dwa zasadnicze procesy:

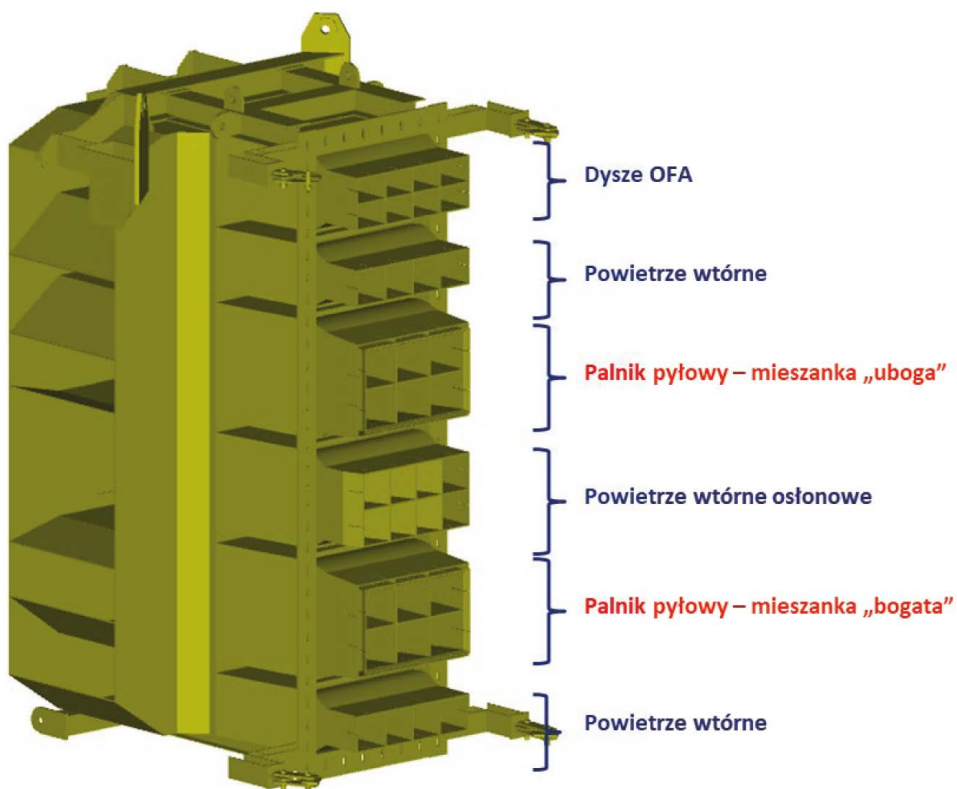
- 1) stopniowanie powietrza,
- 2) stopniowanie powietrza i paliwa.

3.4.2. STOPNIOWANIE PALIWA I POWIETRZA PIERWOTNEGO

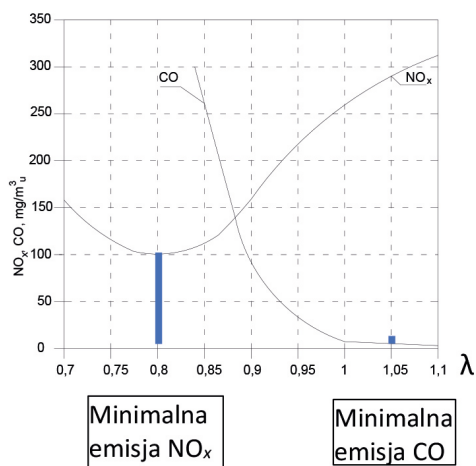
Zgodnie z Instrukcją 1 i 2 stopniowanie paliwa i powietrza pierwotnego jest realizowane z wykorzystaniem zróżnicowania koncentracji mieszaniny paliwowo-powietrznej na różnych poziomach palników, czyli podziału mieszanki na „ubogą” i „bogatą” (rys. 3.10). Mieszanka „bogata” powinna zawierać ok. 60% węgla i być podawana do dolnej dyszy pyłowej, a „uboga” – zawierać ok. 40% węgla i być podawana do górnej dyszy pyłowej. Aby palniki niskoemisyjne pełniły swoją funkcję, czyli ograniczały formowanie się tlenków azotu NO_x wewnątrz komory paleniskowej kotła, muszą zostać uzupełnione o układ stopniowania powietrza wtórnego na różnych poziomach komory paleniskowej kotła z wykorzystaniem dysz OFA oraz dysz SOFA.

Taka konstrukcja palnika umożliwia rozwiązanie problemu Pareto- optymalnego: można obniżyć emisję jednocześnie CO oraz NO_x przez zmniejszanie lub zwiększanie nadmiaru powietrza λ wokół stechiometrycznego strumienia powietrza ($\lambda = 1$) w kolejnych sekcjach (np. dzięki cyklicznej zmianie polegającej na przełączaniu się między poziomami nadmiaru $\lambda = 0,8$ i $\lambda = 1,05$ (rys. 3.11)).

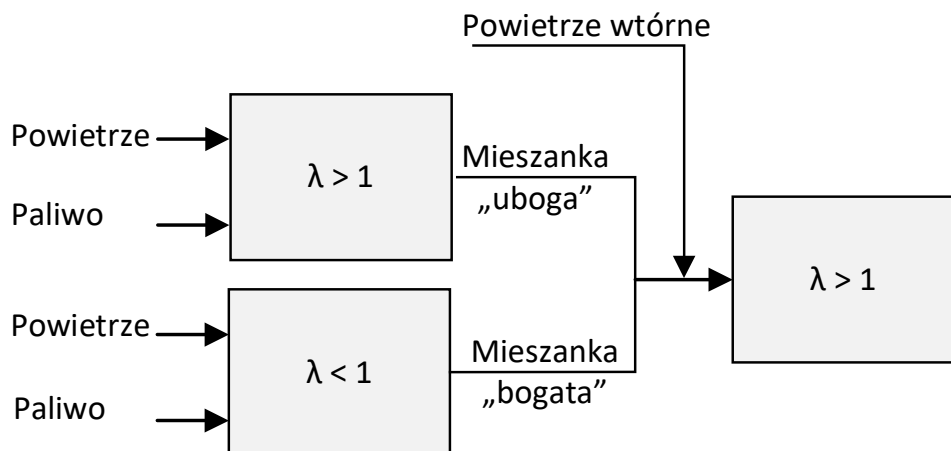
Na rysunku 3.12 przedstawiono schemat ogólnej zasady redukcji tlenków azotu NO_x przez stopniowanie paliwa i powietrza. Maksymalna ilość tlenków azotu NO_x formowana jest wtedy, gdy stosunek ilości powietrza pierwotnego do ilości węgla wynosi ok. $3 \div 4 \text{ kg}_{\text{powietrza}}/\text{kg}_{\text{paliwa}}$, co odpowiada warunkom stechiometrycznym spalania części lotnych. Poniżej tej wartości ilość powstających tlenków azotu NO_x jest mniejsza ze względu na niedobór tlenu O_2 w spalinach oraz mniejszą ilość azotu w powietrzu, powyżej natomiast – z uwagi na obniżoną temperaturę płomienia spowodowaną nieprzereagowanym powietrzem



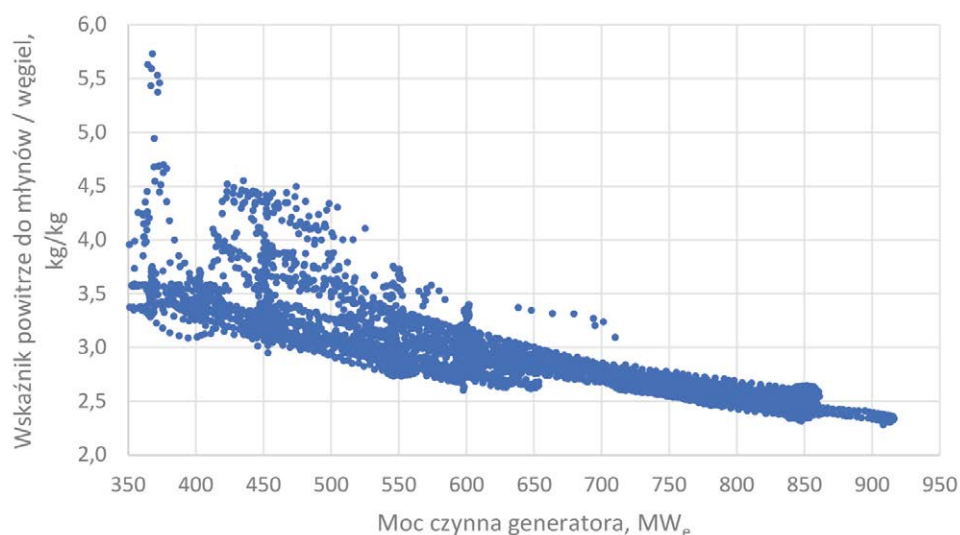
Rys. 3.10. Budowa modułu górnego palnika połączonego z młynem węglowym MW5; rozdział pyłomieszanki między poszczególne dysze pyłowe; oprac. na podst. modelu 3D kotła nadkrytycznego



Rys. 3.11. Przykładowa korelacja między NO_x i CO w spalinach [23]



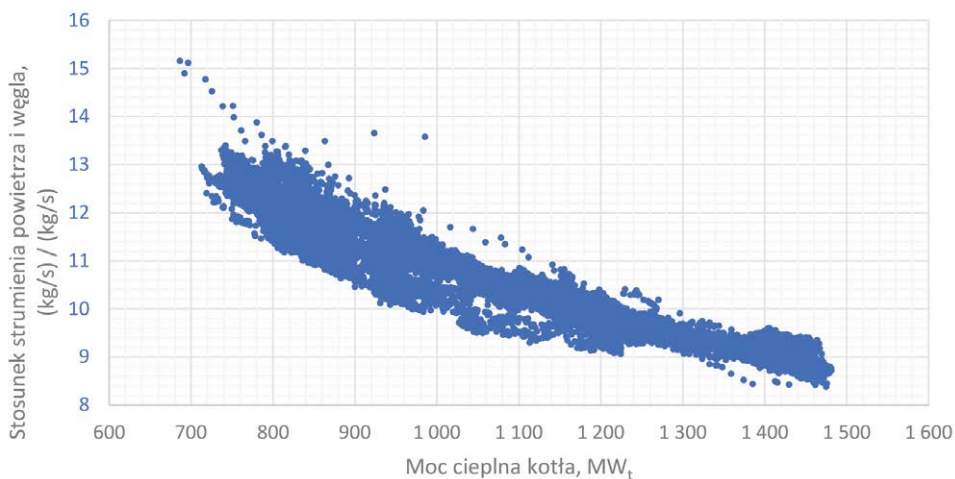
Rys. 3.12. Zasada redukcji tlenków azotu NO_x przez stopniowanie paliwa i powietrza; λ – współczynnik nadmiaru powietrza (oprac. na podst. [28])



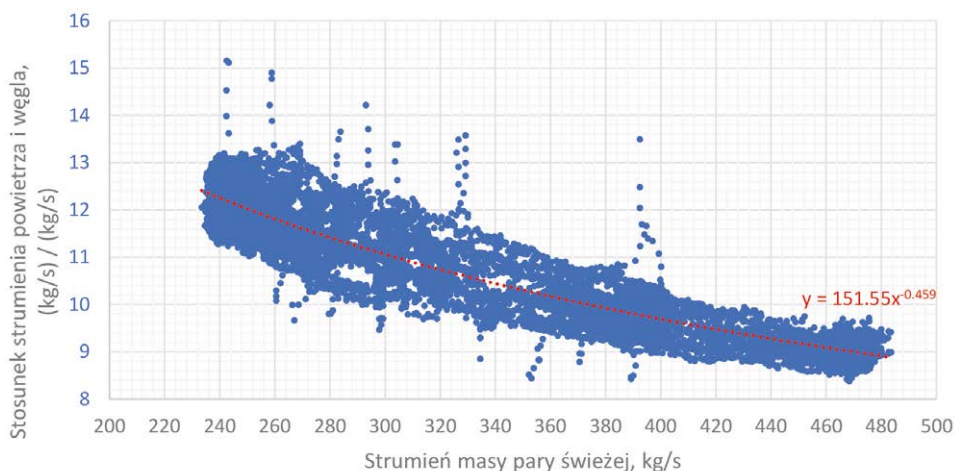
Rys. 3.13. Zależność jednostkowego zużycia powietrza pierwotnego od mocy czynnej generatora

chłodzącym – płomień, czyli emisja tlenków azotu NO_x w układach o opisanej konstrukcji, jest średnią ważoną ilości tlenków azotu NO_x powstałych podczas spalania mieszaniny pyłowo-powietrznej o wysokiej i o niskiej koncentracji.

Na rysunku 3.13 pokazano rzeczywisty stosunek ilości powietrza pierwotnego do ilości węgla. Zmienia się on od ok. 2,3 kg_{powietrza}/kg_{paliwa} do ok. 4,5 kg_{powietrza}/kg_{paliwa} w przypadku niższych obciążeń generatora.



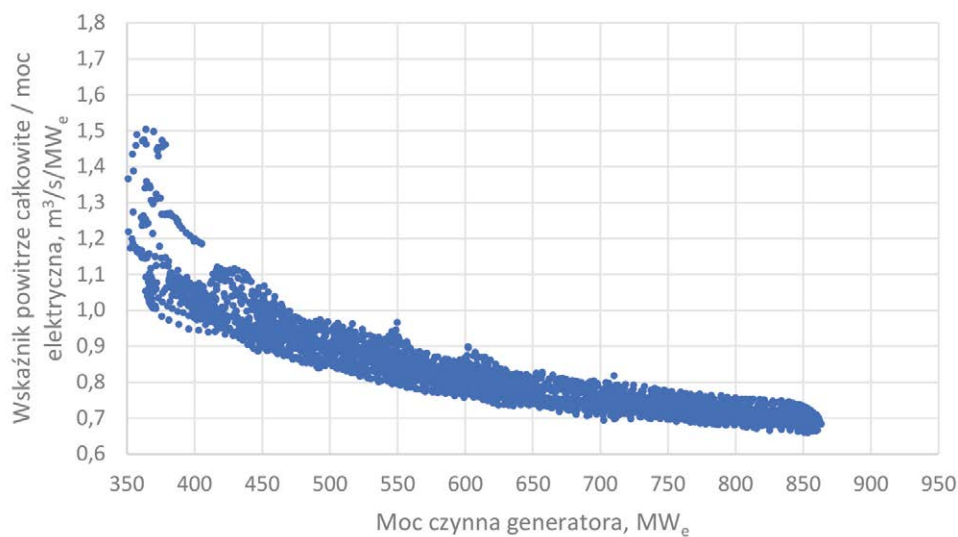
Rys. 3.14. Wskaźnik powietrze/paliwo: zależność jednostkowego zużycia powietrza całkowitego od mocy cieplnej kotła



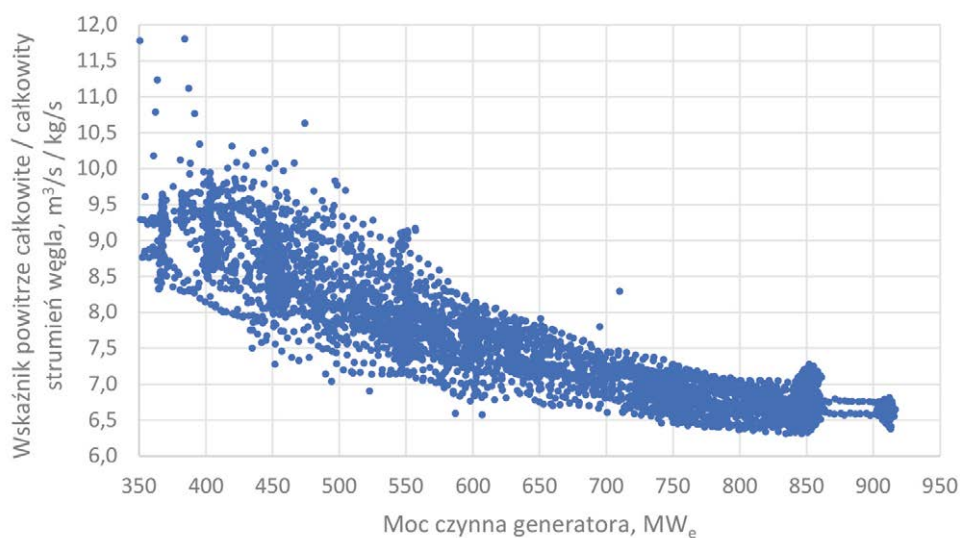
Rys. 3.15. Wskaźnik powietrze/paliwo: zależność jednostkowego zużycia powietrza całkowitego od strumienia masy pary świeżej

Z kolei na rys. 3.14 pokazano wskaźnik powietrze / paliwo obliczony dla strumienia powietrza całkowitego. Na rys. 3.15–3.17 przedstawiono zależność jednostkowego zużycia powietrza całkowitego od strumienia masy pary świeżej, wskaźnik powietrze całkowite / moc elektryczna oraz wskaźnik powietrze całkowite / całkowity strumień węgla.

Na podstawie porównania rys. 3.13 i rys. 3.14 można dostrzec proporcję między powietrzem pierwotnym i wtórnym (w tym „falszywym”) w kotle. Z danych

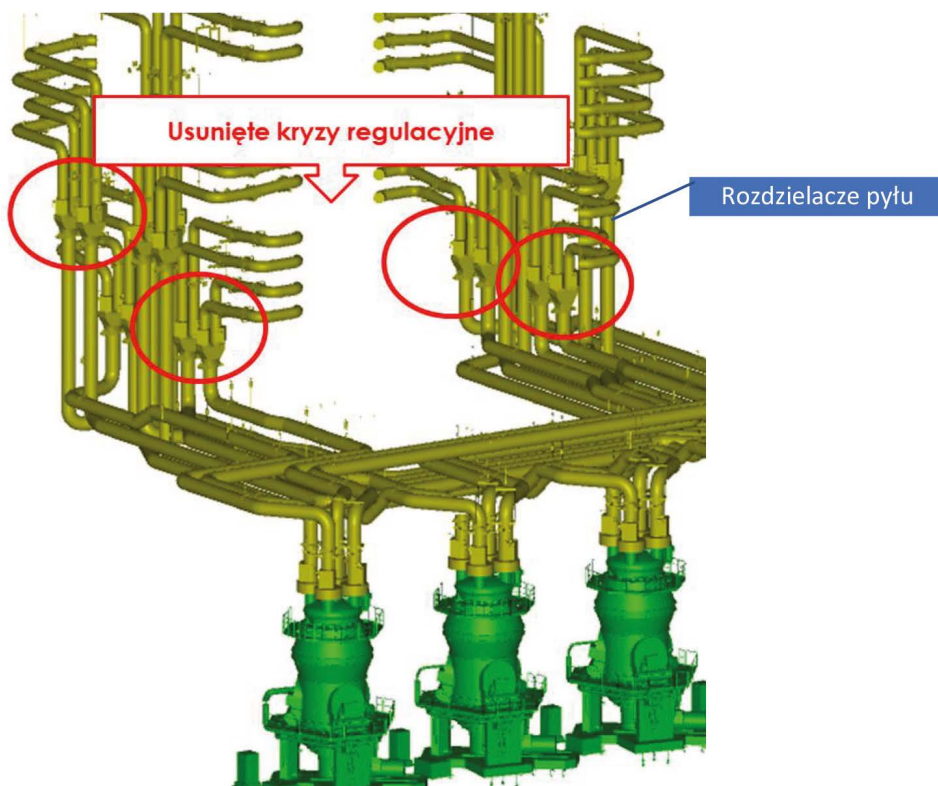


Rys. 3.16. Wskaźnik powietrze całkowite / moc elektryczna



Rys. 3.17. Wskaźnik powietrze całkowite / całkowity strumień węgla

wynika zmiana strumienia masy powietrza całkowitego wynosząca 9–16 kg/s na 1 kg/s węgla. Zmiana wynosi 77%. Oznacza to ponad 3-krotny wzrost oporów hydraulicznych na drodze młyny–wyloty palników i dysz SOFA/OFA oraz wzrost różnicy ciśnień na palnikach.

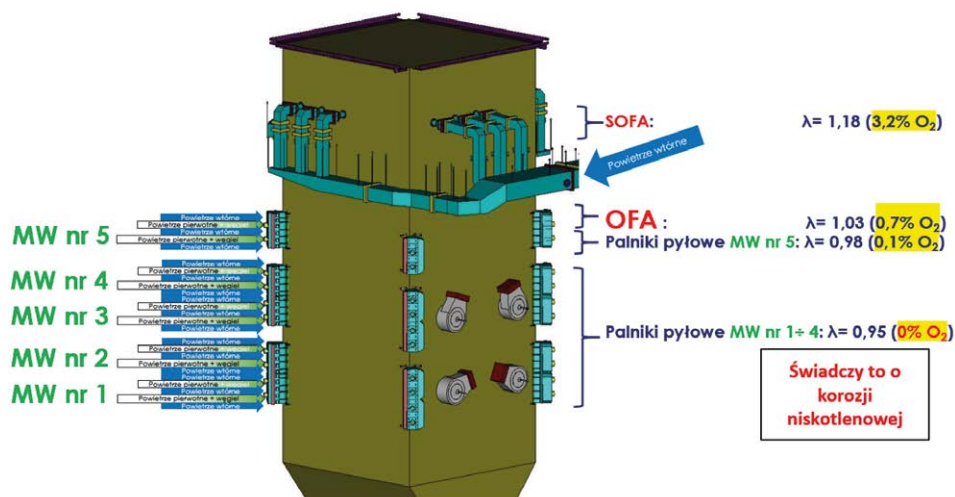
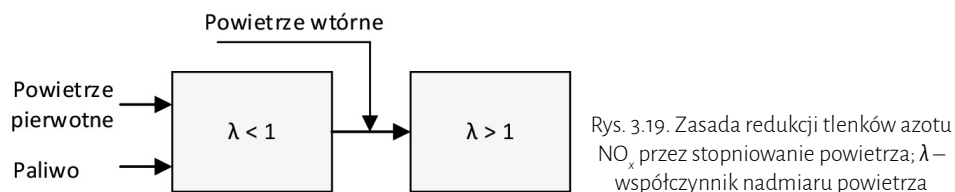


Rys. 3.18. Rozdział pyłomieszanki między poszczególne dysze pyłowe

Zgodnie z założeniami projektowymi zastosowano stopniowanie podawania pyłomieszanki do dysz pyłowych z podziałem na mieszanek „bogatą” i „ubogą” w paliwo, z wykorzystaniem w tym celu kryz regulacyjnych w pyłoprzewodach. Na rysunku 3.18 przedstawiono lokalizacje, w których powinny być umieszczone kryzy regulacyjne na pyłoprzewodach. Rozdział pyłomieszanki na zróżnicowaną mieszanek nie jest realizowany, ponieważ kryzy regulacyjne w pyłoprzewodach zostały usunięte. Założenia projektowe, w których zakładano rozdział pyłomieszanki, nie są spełnione.

3.4.3. STOPNIOWANIE POWIETRZA WTÓRNEGO

Stopniowanie powietrza jest istotą pierwotnych metod redukcji tlenków azotu NO_x . Schemat ogólnej zasady redukcji tlenków azotu NO_x przez stopniowanie powietrza przedstawiono na rys. 3.19.



Rys. 3.20. Rozdział powietrza wtórnego wzdłuż wysokości komory paleniskowej przy 100-procentowym obciążeniu kotła zgodnie z założeniami projektowymi; przykład obliczeń dla zawartości tlenu O_2 3,2 %

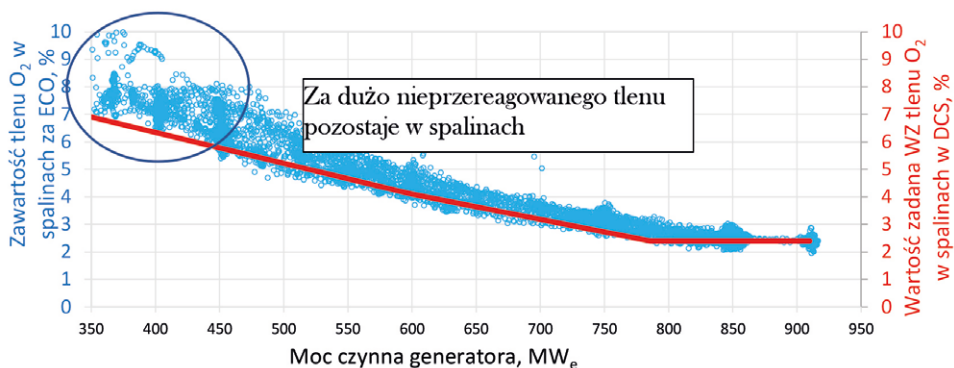
i współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = \frac{20,95}{20,95 - 3,2} = 1,18$; oprac. na podst. modelu 3D kotła nadkrytycznego

Rozdział powietrza na wysokości komory paleniskowej w przypadku obciążenia kotła 100% – zgodnie z założeniami projektowymi – jest następujący (rys. 3.20):

- na górnej krawędzi pracującej części palnika nadmiar powietrza $\lambda = 0,95$,
- przez górne poziomy palników podawane jest tylko powietrze chłodzące $\lambda = 0,98$,
- nad palnikami są zabudowane lokalne dysze OFA, $\lambda = 1,03$.

Według założeń projektowych taki układ tworzy dobre warunki do redukcji tlenków azotu NO_x w przestrzeni między palnikami i dyszami SOFA. Powietrze podane do dysz SOFA uzupełni jego nadmiar do poziomu $\lambda = 1,18$ (3,2% tlenu O_2) i ównocześnie dopali niespalone cząstki węgla i tlenku węgla CO .

W systemie DCS zaimplementowana została charakterystyka tlenu O_2 w funkcji strumienia masy pary świeżej. Jest to zależność stężenia tlenu od strumienia masy pary świeżej na wylocie z komory paleniskowej zapewniająca dobre warunki spalania. Na podstawie tej funkcji spalanie powinno być realizo-



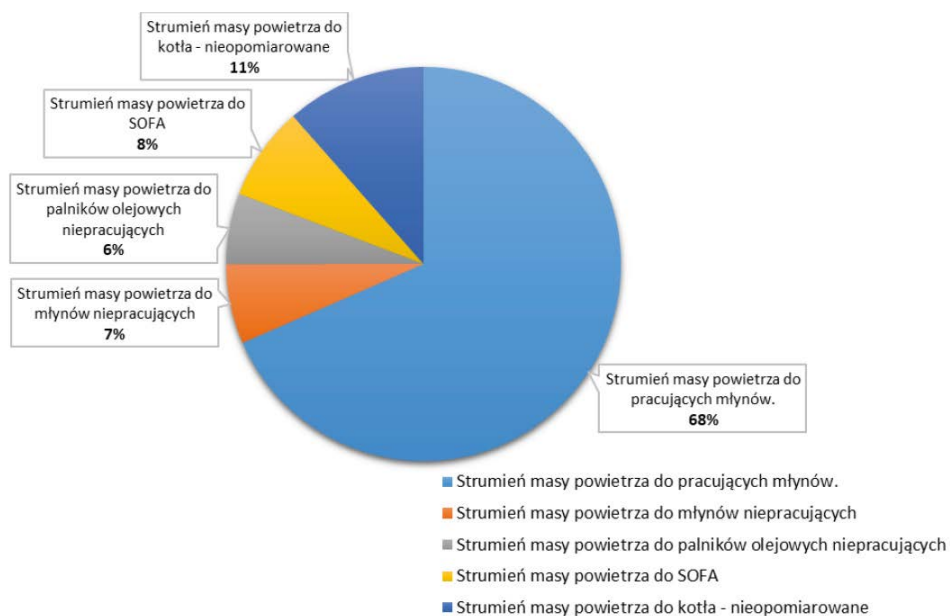
Rys. 3.21. Pomiary stężenia tlenu O_2 w spalinach (niebieskie kropki) oraz zaimplementowana w DCS charakterystyka tlenu O_2 w funkcji mocy czynnej generatora (czerwona linia)

wane z nadmiarem powietrza na wylocie z komory paleniskowej $\lambda = 1,18$ w zakresie wyższych obciążeń kotła i podwyższonym do ok. $\lambda = 1,6$ przy obciążeniach zbliżonych do minimalnego (40% WMTK).

Na rysunku 3.21 przedstawiono charakterystykę tlenu O_2 na wylocie z komory paleniskowej za wymiennikiem ECO zaimplementowaną w systemie DCS, stanowiącą wartość zadaną tlenu O_2 w układach regulacji oraz jej porównanie z pomiarami stężenia tlenu O_2 na wylocie komory paleniskowej.

Jak wynika z analizy wykresu, zaimplementowana w systemie DCS charakterystyka tlenu O_2 nie jest realizowana ze względu na:

- ograniczenie elementów wykonawczych – kłap powietrza wtórnego. Przy obciążeniu pracy bloku 80–100% WMTK kłapy powietrza wtórnego pracują na poziomie 20–40% otwarcia. Przy obciążeniu bloku 40–80% WMTK kłapy powietrza wtórnego osiągają swój minimalny sygnał sterujący równy 20% otwarcia;
- niezachowanie założeń projektowych dotyczących rozdziału powietrza wtórnego wzdłuż wysokości komory paleniskowej;
- niewystarczające stopniowanie procesu spalania. Obecnie stopniowanie realizowane jest z wykorzystaniem dysz OFA i SOFA, z których każda znajduje się tylko na jednym poziomie kotła;
- strumień masy powietrza wtórnego do dysz OFA jest regulowany przez kłapy regulacyjne. Ze względu na brak pomiaru strumienia masy powietrza w kanale powietrza do dysz OFA ilość powietrza jest regulowana przez kłapę regulacyjną w funkcji stopnia otwarcia. Ponadto dysze OFA pracują tylko wtedy, kiedy pracuje młyn MW5;



Rys. 3.22. Podział strumienia powietrza

- dysza OFA w konfiguracji pracy młynów z niepracującym młynem MW5 nie pełni swojej zakładanej funkcji. Nie uczestniczy ona wówczas w stopniowaniu procesu spalania oraz nie uczestniczy w regulacji poziomu tlenu O_2 w spalinach wylotowych z komory spalania.

Na rysunku 3.22 pokazano podział strumienia powietrza według danych pomiarowych z systemu DCS (tab. 3.1).

Na wykresie kołowym (rys. 3.22) warto zwrócić uwagę na „strumień masy powietrza do kotła – nieopomiarowane” oraz „strumień masy powietrza do palników olejowych niepracujących”. W badanym punkcie pracy (tab. 3.1) przy mocy elektrycznej czynnej 850 MW_e oba strumienie stanowiły łącznie ok. 17% dodatkowego powietrza zwanego w starszych podręcznikach powietrzem „fałszywym”, tj. niewymagany przez proces spalania węgla.

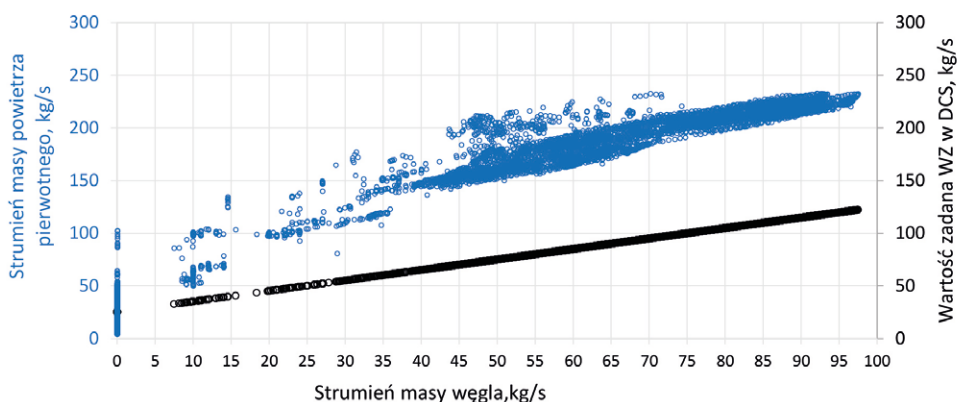
Na rysunkach 3.23 i 3.24 pokazano porównanie pomiarów strumieni masy powietrza pierwotnego i wtórnego z zaimplementowanymi w DCS wartościami zadanymi, tj. tymi, które powinny występować. W przypadku powietrza pierwotnego można zaobserwować różnice sięgające 80% (np. strumień masy powietrza jest równy 225 kg/s, a powinien być równy 125 kg/s). W przypadku powietrza wtórnego różnice są mniejsze i wynoszą ok. 10%.

Na rysunku 3.25 pokazano porównanie pomiarów strumieni masy powietrza wtórnego kierowanego do dysz SOFA z zaimplementowanymi w DCS war-

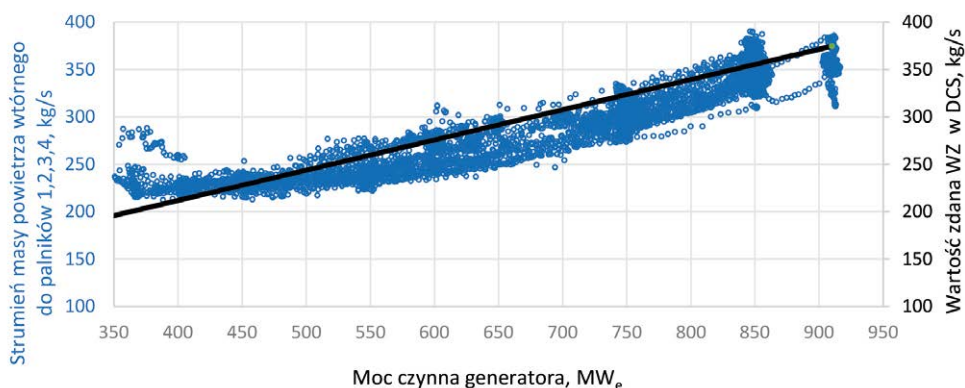
Tabela 3.1. Bilans powietrza do kotła przy mocy elektrycznej czynnej równej 850 MW_e.
Suma zmierzonych strumieni to 757,9 kg/s

Wyszczególnienie	Strumień masy powietrza, kg/s	Udział powietrza, %
Strumień masy powietrza do młynów pracujących: PA + SA	518,80	68,45
Strumień masy powietrza do młynów niepracujących: PA + SA	49,56	6,54
Strumień masy powietrza do palników olejowych niepracujących: SA	44,00	5,81
Strumień masy powietrza do SOFA (patrz rozdz. 3.4); wskazany 12–14%	58,40	7,71
Strumień masy powietrza do kotła: nieopomiarowane + przecieki LUVU	87,14	11,50
Strumień masy powietrza do kotła: ssanie wentylatorów	757,90	100,00

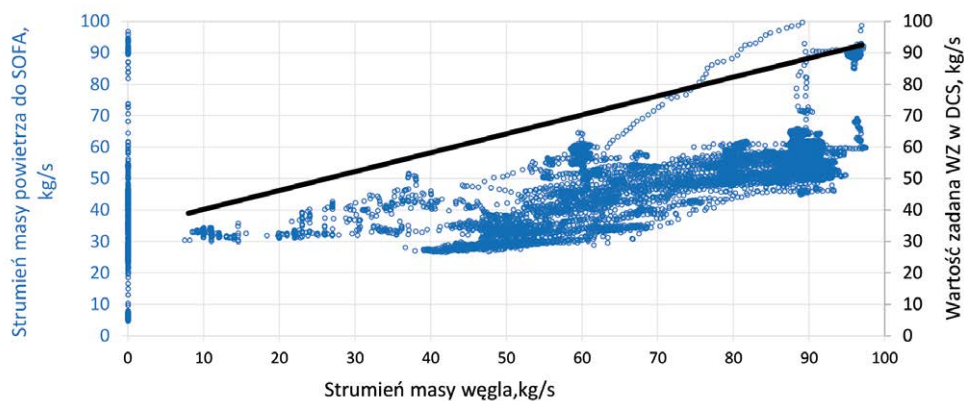
PA – powietrze pierwotne, SA – powietrze wtórne.



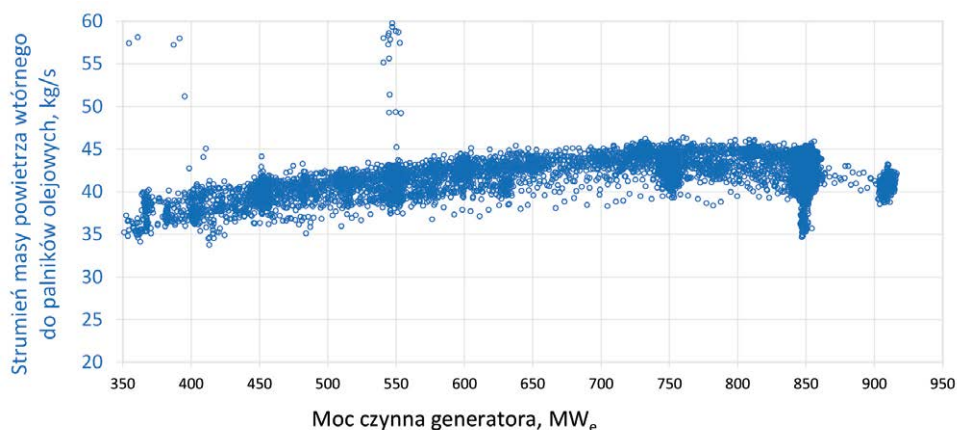
Rys. 3.23. Porównanie strumienia masy powietrza pierwotnego (kierowanego do młynów) z zaimplementowaną w DCS wartością zadaną w funkcji strumienia masy węgla



Rys. 3.24. Porównanie strumienia masy powietrza wtórnego z zaimplementowaną w DCS wartością zadaną w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 3.25. Porównanie strumienia masy powietrza wtórnego do SOFA z zaimplementowaną w DCS wartością zadaną w funkcji strumienia masy węgla



Rys. 3.26. Strumień masy powietrza wtórnego do palników olejowych w funkcji mocy czynnej generatora

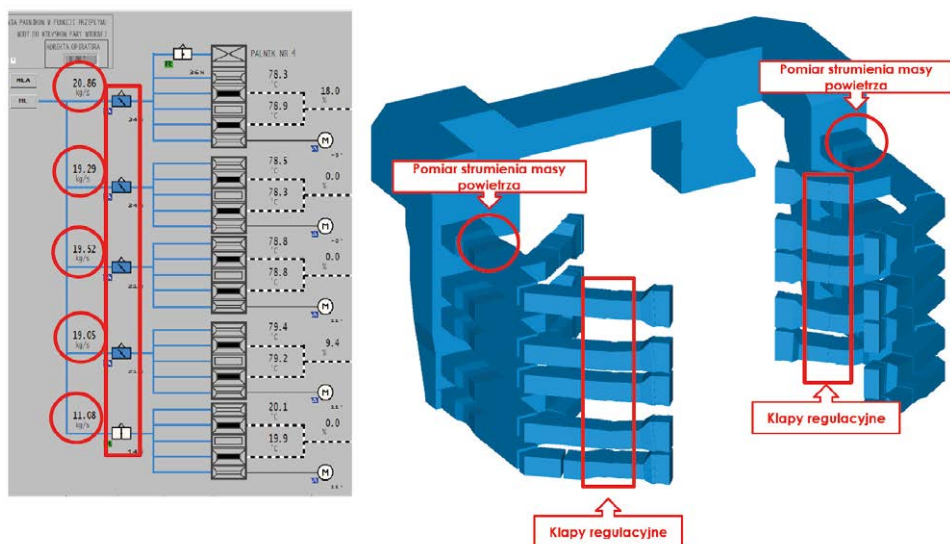
tościami zadanymi. W niektórych przypadkach strumień powietrza jest o 30% mniejszy od zadanego.

Na rysunku 3.26 pokazano strumień masy powietrza wtórnego płynącego do nieużywanych palników olejowych i wpływającego dalej do kotła, co zmienia proces spalania wewnątrz kotła oraz podnosi stężenie tlenu na wylocie z kotła. Do nieużywanych palników olejowych wpływa ok. 45 kg/s powietrza wtórnego w porównaniu do ok. 650–757 kg/s powietrza całkowitego w różnych punktach pracy bloku.

3.4.4. KANAŁY POWIETRZA WTÓRNEGO

Prowadzenie procesu spalania zgodnie z założeniami projektowymi, tzn. podziałem strefy reakcji na pierwotną – podstechiometryczną (w zakresie wyższych obciążeń) strefę spalania (palnik, dysze OFA) i wtórną – nadstechiometryczną strefę dopalania (dysze SOFA) w badanym kotle, nie jest wykonywane z następujących powodów (rys. 3.27):

- strumień masy powietrza wtórnego do dysz powietrznych przypalnikowych w jednym zestawie palnikowym jest sterowany za pomocą jednej kłapy regulacyjnej z napędem elektrycznym;
- brakuje zabudowanych kłap regulacyjnych z napędem elektrycznym w kanałach dolotowych na każdym poziomie dysz powietrza wtórnego do poszczególnych zestawów palnikowych;
- brakuje pomiaru strumienia masy powietrza wtórnego w kanałach dolotowych na każdym poziomie dysz powietrza wtórnego do poszczególnych zestawów palnikowych.

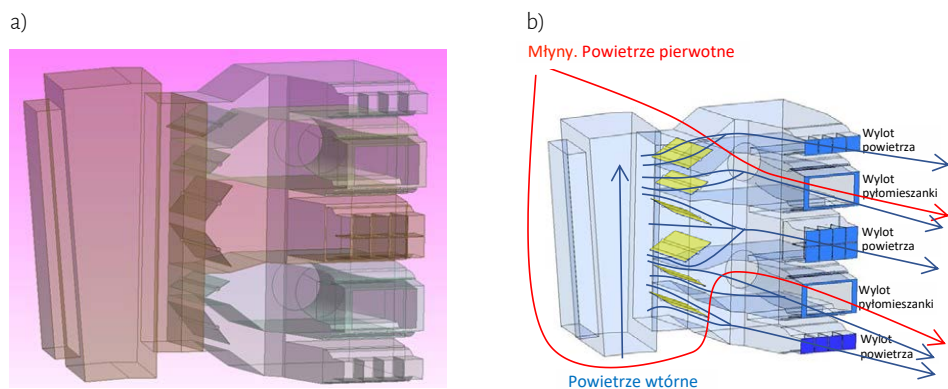


Rys. 3.27. Kanały powietrza: a) pierwotnego i wtórnego z podziałem na pięć przewodów w obrębie jednego palnika (z młyna MW1 płynie 11,08 kg/s powietrza, mimo że młyn nie pracuje, a z analizy rysunku wynika, że jest zamknięta kłapa powietrza), b) kanały powietrza wtórnego prowadzące do czterech naroży kotła

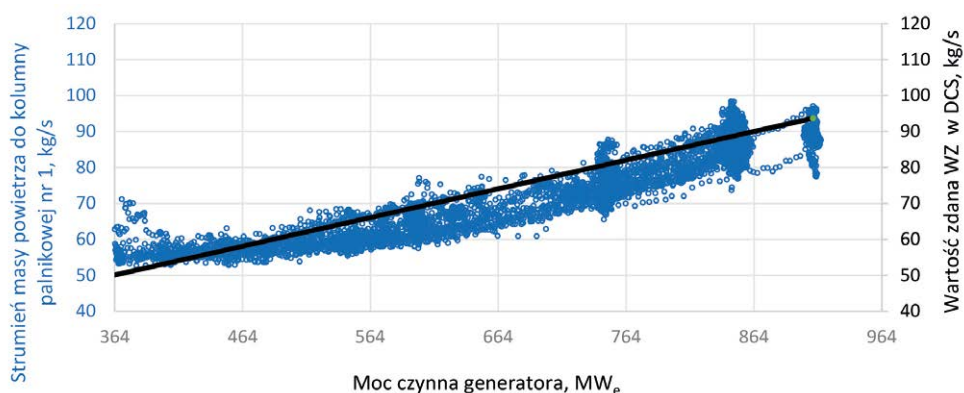
3.4.5. DYSZE POWIETRZA WTÓRNEGO

W przypadku dysz powietrza wtórnego zaobserwowano następujące nieprawidłowości:

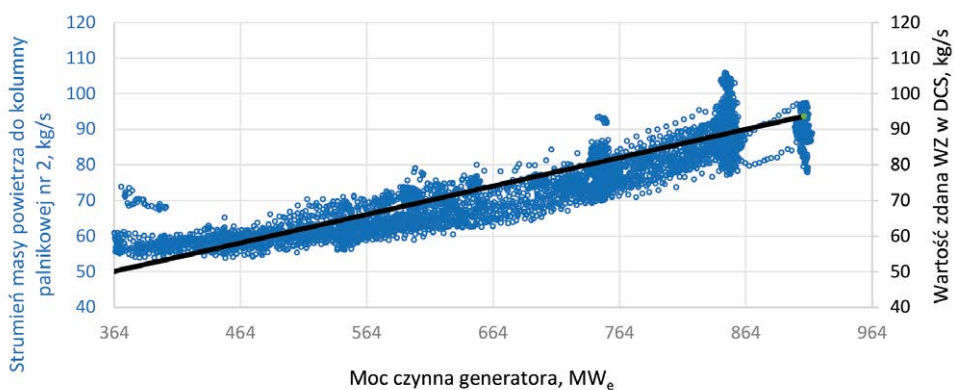
- różne ustawienie klap ręcznych na poszczególnych poziomach dysz palnikowych powoduje różne wartości ciśnienia, co objawia się zassaniem lub wybrzuszeniem kompensatorów w kanałach powietrza (por. rys. 3.35);
- stopniowanie procesu spalania przeprowadza się z wykorzystaniem dysz OFA i SOFA na jednym poziomie;
- zgodnie z założeniami projektowymi w każdym zestawie palnikowym dysze powietrza wtórnego umieszczone między dyszami pyłowymi powinny być odchyłone na zewnątrz od teoretycznego koła wiru za pomocą kierow-



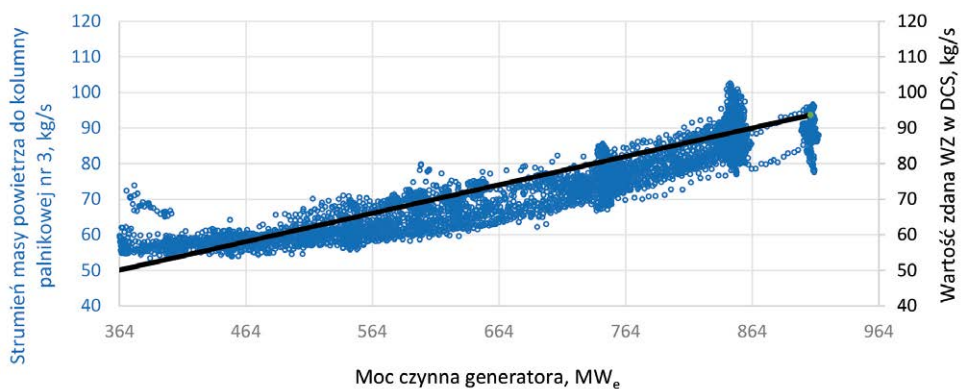
Rys. 3.28. Geometria fragmentu kolumny palnikowej – kłapy powietrza ustawione: a) przeciwnie do kierunku przepływu, b) współbieżnie; oprac. na podst. [26]



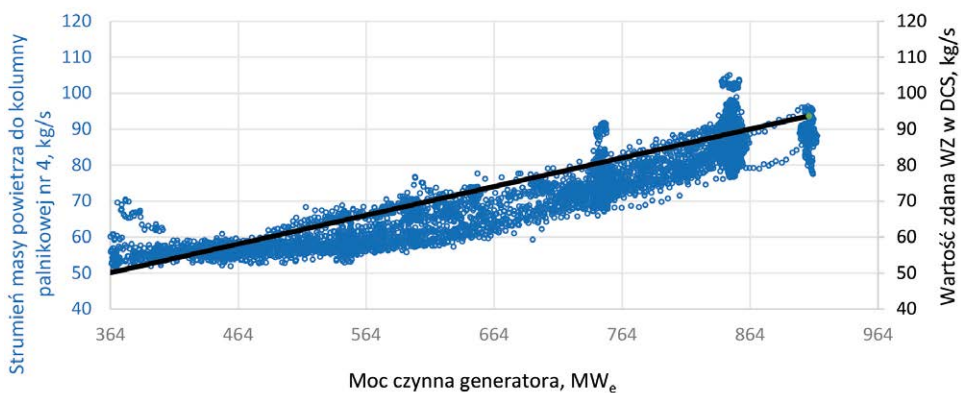
Rys. 3.29. Strumień masy powietrza wtórnego do kolumny palnikowej nr 1 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 3.30. Strumień masy powietrza wtórnego do kolumny palnikowej nr 2 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 3.31. Strumień masy powietrza wtórnego do kolumny palnikowej nr 3 w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 3.32. Strumień masy powietrza wtórnego do kolumny palnikowej nr 4 w funkcji mocy czynnej generatora

nic zamontowanych w dyszach powietrznych palnika, które mają pełnić funkcje dysz powietrza osłonowego i zabezpieczać komorę paleniskową kotła w pasie palnikowym przed korozją niskotlenową. Ze względu jednak na brak zabudowanych klap regulacyjnych z napędem elektrycznym w kanałach dolotowych na każdym poziomie dysz powietrza wtórnego do poszczególnych zestawów palnikowych dysze te nie pełnią swojej funkcji i powodują ryzyko występowania korozji niskotlenowej;

- podczas modernizacji palników przez dostawcę kotła wymienione zostały tylko dysze pyłowe z zawężeniem pola przekroju dyszy. Dysze powietrza wtórnego nie zostały wymienione;
- kształt kanałów doprowadzających powietrze wtórne do palników pyłowych (rys. 3.28) wymusza efekt tzw. ssącego działania strugi, co w połączeniu z położeniem króćców statycznego pomiaru ciśnienia skutkuje nieprawidłowymi wskazaniami rurek Pitota.

Na rysunkach 3.29–3.32 pokazano wartości strumienia masy powietrza wtórnego płynącego do kolumn palnikowych 1–4 w funkcji mocy czynnej generatora razem z wartościami zadanymi.

W tabelach 3.2–3.5 przedstawiono pomiary wykonane przez autorów obejmujące – pomiar otwarcia klap ręcznych na poszczególnych poziomach dysz przypalnikowych, pomiar ciśnienia statycznego w kolumnie palnikowej, a także obserwacje zassania lub wybrzuszenia kanałów powietrza wtórnego; układ w tabelach odpowiada budowie palnika od góry do dołu (U – mieszanka „uboga”, B – „bogata”).

Na rysunkach 3.33 i 3.34 pokazano ustawienia stopnia otwarcia klap wzdłuż pionu palnika.

Z obserwacji stopnia otwarcia klap można wnioskować o tworzeniu się naprzemiennych stref o różnej stechiometrii, przy czym prędkość i strumień powietrza zależą od stopnia otwarcia klapy. Różnice w obrębie tej samej wysokości między palnikami 1–4 mogą zależeć od różnych spadków ciśnienia na drogach powietrza do danego punktu (różnych drogach hydraulicznych). Brakuje jasnego dowodu na właściwość przyjętych wartości otwarcia klap. Takim dowodem mogą być minimalizacje emisji tlenków azotu NO_x i tlenku węgla CO w zależności od mocy palnika. Na pozycji 26 widać wyraźne przesunięcie koła wiru przez palnik nr 3, a na pozycji 1 zmniejszenie koła wiru w obrębie dyszy OFA. Ogólnie kształt koła wiru w pionie jest podobny do niezbyt równej sinusoidy.

Na rysunku 3.35 pokazano zdjęcia wybrzuszonych i wklęsniętego kompensatora przy palniku. Zjawiska te są spowodowane rozkładem ciśnień w pasie palnikowym.

Tabela 3.2. Ustawienie klap ręcznych na poszczególnych poziomach dysz przypalnikowych, wartości zmierzonego ciśnienia statycznego w kolumnie palnikowej nr 1

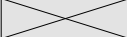
Kolumna palnikowa nr 1					
Numer młyna	Rodzaj dyszy	Układ dysz	Otwarcie ręcznych klap powietrza osłonowego, zakres 0–90°	Ciśnienie statyczne dla 910 MW _e kPa	Obserwacje
	OFA		55	brak pomiaru	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
	Powietrze wtórne		40	–0,26	
MW5	Dysza pyłowa	U	50	–0,07	
	Powietrze wtórne		35	–0,24	
MW5	Dysza pyłowa	B	50	–0,32	
	Powietrze wtórne		40	–0,38	
	Powietrze wtórne		50	–0,61	Wybrzuszone kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW4	Dysza pyłowa	U	60	0,51	
	Powietrze wtórne		30	–0,62	
MW4	Dysza pyłowa	B	60	0,68	
	Powietrze wtórne		50	brak pomiaru	
	Powietrze wtórne		55	–0,54	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW3	Dysza pyłowa	U	60	–0,10	
	Powietrze wtórne		40	–0,58	
MW3	Dysza pyłowa	B	60	–0,20	
	Powietrze wtórne		40	–0,29	
	Powietrze wtórne		55	brak pomiaru	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW2	Dysza pyłowa	U	60	–0,11	
	Powietrze wtórne		50	–0,51	
MW2	Dysza pyłowa	B	60	–0,42	
	Powietrze wtórne		45	–0,64	
	Powietrze wtórne		60	–0,62	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW1	Dysza pyłowa	U	50	–0,09	
	Powietrze wtórne		40	–0,46	
MW1	Dysza pyłowa	B	60	–0,18	
	Powietrze wtórne		40	brak pomiaru	

Tabela 3.3. Ustawienie klap ręcznych na poszczególnych poziomach dysz przypalnikowych, wartości zmierzonego ciśnienia statycznego w kolumnie palnikowej nr 2

Kolumna palnikowa nr 2					
Numer młyna	Rodzaj dyszy	Układ dysz	Otwarcie ręcznych klap powietrza osłonowego, zakres 0–90°	Ciśnienie statyczne dla 910 MW _e kPa	Obserwacje
	OFA		30	brak pomiaru	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
	Powietrze wtórne		45	–0,56	
MW5	Dysza pyłowa	U	65	–0,04	
	Powietrze wtórne		50	–0,57	
MW5	Dysza pyłowa	B	65	–0,03	
	Powietrze wtórne		60	brak pomiaru	
	Powietrze wtórne		45	–0,49	Wybrzuszone kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW4	Dysza pyłowa	U	60	0,34	
	Powietrze wtórne		45	–0,04	
MW4	Dysza pyłowa	B	60	0,18	
	Powietrze wtórne		60	–0,17	
	Powietrze wtórne		45	–0,39	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW3	Dysza pyłowa	U	60	0,04	
	Powietrze wtórne		50	–0,48	
MW3	Dysza pyłowa	B	60	–0,11	
	Powietrze wtórne		60	–0,38	
	Powietrze wtórne		50	brak pomiaru	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW2	Dysza pyłowa	U	60	–0,32	
	Powietrze wtórne		50	–0,57	
MW2	Dysza pyłowa	B	60	–0,39	
	Powietrze wtórne		50	–0,62	
	Powietrze wtórne		45	–0,50	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW1	Dysza pyłowa	U	60	–0,08	
	Powietrze wtórne		50	–0,63	
MW1	Dysza pyłowa	B	60	–0,13	
	Powietrze wtórne		60	brak pomiaru	

Tabela 3.4. Ustawienie klap ręcznych na poszczególnych poziomach dysz przypalnikowych, wartości zmierzonego ciśnienia statycznego w kolumnie palnikowej nr 3

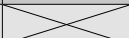
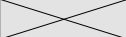
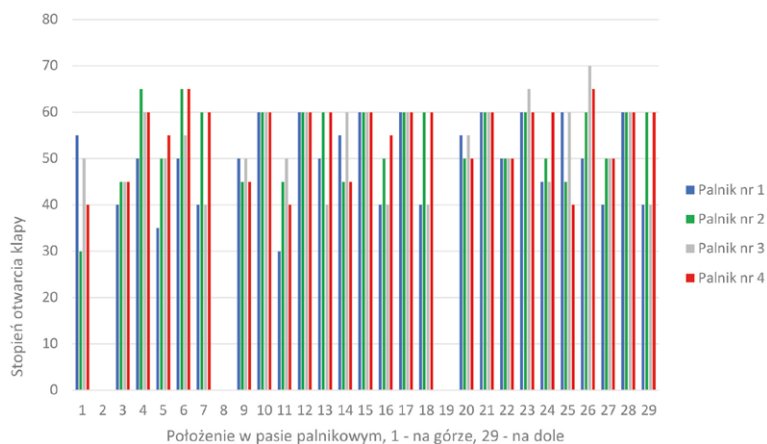
Kolumna palnikowa nr 3					
Numer młyna	Rodzaj dyszy	Układ dysz	Otwarcie ręcznych klap powietrza osłonowego, zakres 0–90°	Ciśnienie statyczne dla 910 MW _e kPa	Obserwacje
	OFA		50	brak pomiaru	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
	Powietrze wtórne		45	–0,73	
MW5	Dysza pyłowa	U	60	0,16	
	Powietrze wtórne		50	–0,47	
MW5	Dysza pyłowa	B	55	–0,03	
	Powietrze wtórne		40	–0,43	
	Powietrze wtórne		50	–0,64	Wybrzuszone kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW4	Dysza pyłowa	U	60	0,13	
	Powietrze wtórne		50	–0,23	
MW4	Dysza pyłowa	B	60	0,11	
	Powietrze wtórne		40	brak pomiaru	
	Powietrze wtórne		60	–0,46	Wybrzuszone kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW3	Dysza pyłowa	U	60	–0,16	
	Powietrze wtórne		40	–0,44	
MW3	Dysza pyłowa	B	60	–0,25	
	Powietrze wtórne		40	–0,54	
	Powietrze wtórne		55	brak pomiaru	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW2	Dysza pyłowa	U	60	–0,22	
	Powietrze wtórne		50	–0,56	
MW2	Dysza pyłowa	B	65	–0,34	
	Powietrze wtórne		45	–0,73	
	Powietrze wtórne		60	–0,73	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW1	Dysza pyłowa	U	70	–0,16	
	Powietrze wtórne		50	–0,54	
MW1	Dysza pyłowa	B	60	–0,22	
	Powietrze wtórne		40	brak pomiaru	

Tabela 3.5. Ustawienie klap ręcznych na poszczególnych poziomach dysz przypalnikowych, wartości zmierzonego ciśnienia statycznego w kolumnie palnikowej nr 4

Kolumna palnikowa nr 3					
Numer młyna	Rodzaj dyszy	Układ dysz	Otwarcie ręcznych klap powietrza osłonowego, zakres 0–90°	Ciśnienie statyczne dla 910 MW _e kPa	Obserwacje
	OFA		40	brak pomiaru	Wybrzuszone kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
	Powietrze wtórne		45	–0,33	
MW5	Dysza pyłowa	U	60	0,21	
	Powietrze wtórne		55	–0,29	
MW5	Dysza pyłowa	B	65	0,03	
	Powietrze wtórne		60	–0,51	
	Powietrze wtórne		45	–0,56	Wybrzuszone kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW4	Dysza pyłowa	U	60	0,42	
	Powietrze wtórne		40	–0,20	
MW4	Dysza pyłowa	B	60	0,18	
	Powietrze wtórne		60	brak pomiaru	
	Powietrze wtórne		45	–0,31	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW3	Dysza pyłowa	U	60	–0,14	
	Powietrze wtórne		55	brak pomiaru	
MW3	Dysza pyłowa	B	60	–0,32	
	Powietrze wtórne		60	–0,62	
	Powietrze wtórne		50	brak pomiaru	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW2	Dysza pyłowa	U	60	–0,24	
	Powietrze wtórne		50	–0,29	
MW2	Dysza pyłowa	B	60	–0,50	
	Powietrze wtórne		60	–0,51	
	Powietrze wtórne		40	–0,52	Zassane kompensatory w kanałach powietrza wtórnego
MW1	Dysza pyłowa	U	65	–0,12	
	Powietrze wtórne		50	–0,55	
MW1	Dysza pyłowa	B	60	–0,19	
	Powietrze wtórne		60	brak pomiaru	

Rys. 3.33. Ustawienia stopnia otwarcia klap wzdłuż pionu palnika



Rys. 3.34. Ustawienia stopnia otwarcia klap wzdłuż pionu palnika

a)



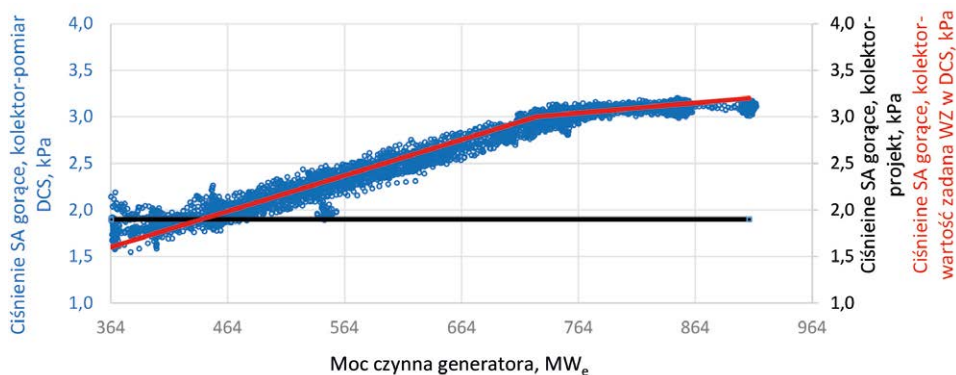
b)



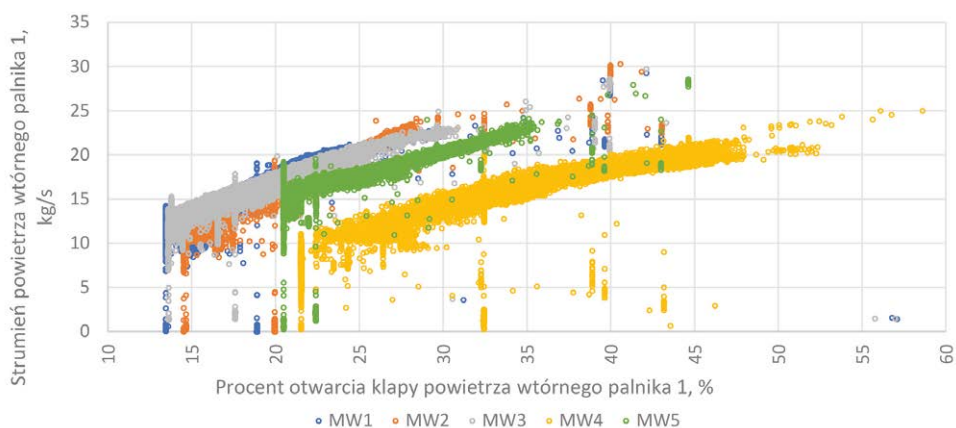
Rys. 3.35. Kompensator przy palniku jako konsekwencja rozkładu ciśnienia w pasie palnikowym:
a) wybrzuszony, b) wklęsnięty

A na rysunku 3.36 – porównanie ciśnienia powietrza wtórnego w funkcji mocy czynnej generatora z wartościami projektowanymi pierwotnie oraz zmienionymi, nowymi wartościami zadanymi.

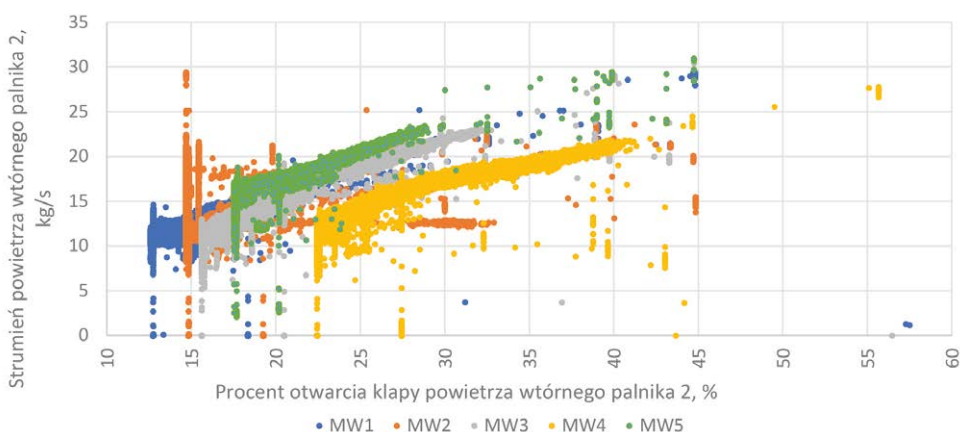
W zakresie pracy bloku 40–100% WMT projektowa wartość ciśnienia w kolektorze powietrza wtórnego wynosiła 1,9 kPa. W trakcie prowadzonych prac zmieniona została charakterystyka ciśnienia powietrza w kolektorze powietrza wtórnego; jego wartość wyniosła od 1,6 dla 40% WMT do 3,2 kPa dla 100% WMT. Zmiana ciśnienia powoduje ograniczenie regulacyjności klap powietrza wtórnego do dysz powietrza wtórnego. Przy obciążeniu pracy bloku 80–100% WMT klapy powietrza wtórnego pracują w zakresie 20–40% otwarcia. Przy obciążeniu pracy bloku 40–80% WMT klapy powietrza wtórnego osiągają swoje minimalne wysterowanie równe 20% otwarcia bez regulowania zadanej przez system DCS zawartości tlenu O_2 w spalinach (rys. 3.21). W efekcie zaimplementowana w systemie DCS zawartość tlenu O_2 nie jest dotrzymana ze względu na ograniczenie elementów wykonawczych – klap powietrza wtórnego. Na rysunkach 3.37–3.41 pokazano zależność strumienia masy powietrza wtórnego do dysz powietrza wtórnego od stopnia otwarcia klapy powietrza wtórnego. Z analizy rysunków wynika, że im wyższy poziom palnika (lub numer młyna), tym większy stopień otwarcia klapy (z wyjątkiem MW5).



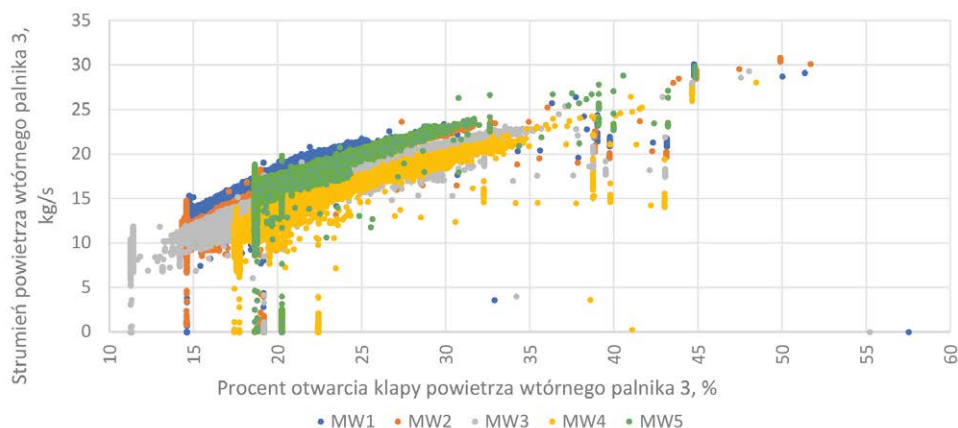
Rys. 3.36. Ciśnienie powietrza wtórnego SA w funkcji mocy czynnej generatora podczas pracy bloku (24.11–10.12.2022)



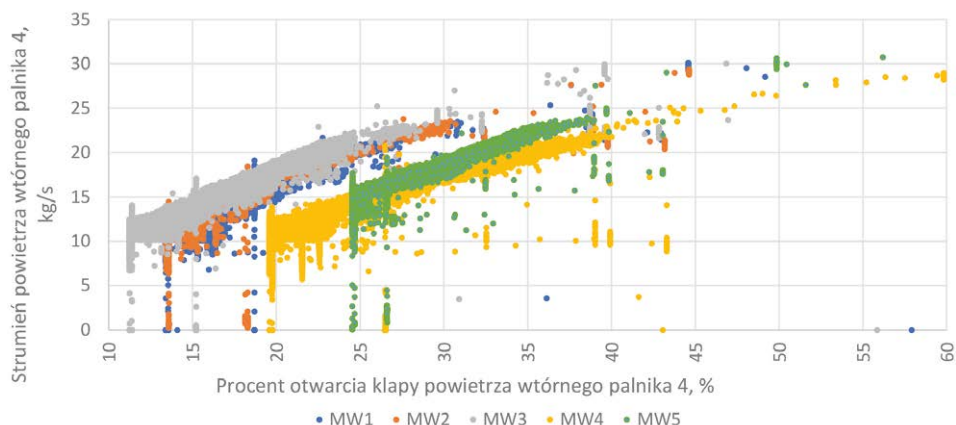
Rys. 3.37. Strumień masy powietrza wtórnego płynącego do palnika 1 z młynów MW1–MW5 w funkcji stopnia otwarcia kłapy powietrza wtórnego



Rys. 3.38. Strumień masy powietrza wtórnego płynącego do palnika 2 z młynów MW1–MW5 w funkcji stopnia otwarcia kłapy powietrza wtórnego

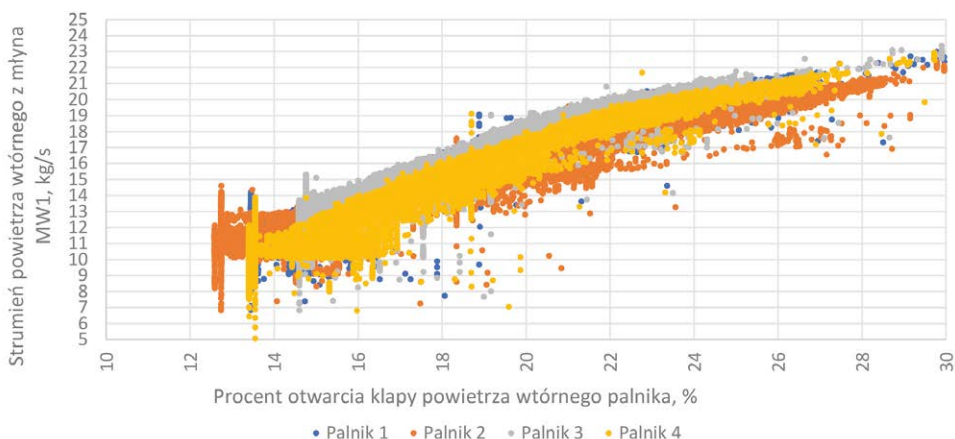


Rys. 3.39. Strumień masy powietrza wtórnego płynącego do palnika 3 z młynów MW1–MW5 w funkcji stopnia otwarcia kłapy powietrza wtórnego



Rys. 3.40. Strumień masy powietrza wtórnego płynącego do palnika 4 z młynów MW1–MW5 w funkcji stopnia otwarcia kłapy powietrza wtórnego

Młyn MW4 wyróżnia się największym spośród młynów stopniem otwarcia kłapy powietrza wtórnego prowadzącym do uzyskania danego strumienia masy powietrza. Obsługa zaobserwowała, że po przełączeniu na młyn MW1 blok zostaje awaryjnie wyłączony – być może stopień otwarcia kłapy jest tego wyjaśnieniem. Zgodnie z rysunkiem na przykład 3.37 strumień masy powietrza z młyna WM1 jest mniejszy niż ok. 22 kg/s, tj. za mały w porównaniu z innymi strumieniami osiągającymi ok. 24 kg/s, a to w połączeniu ze zbyt niską temperaturą pyłomieszanki prowadzi do odstawienia bloku.



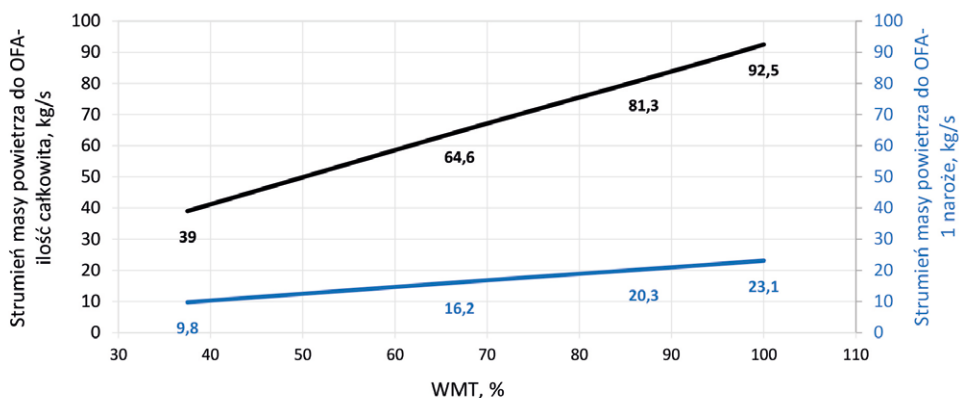
Rys. 3.41. Strumień masy powietrza wtórnego płynącego z młyna MW1 do palników 1–4 w funkcji stopnia otwarcia kłapy powietrza wtórnego

3.4.6. DYSZE OFA

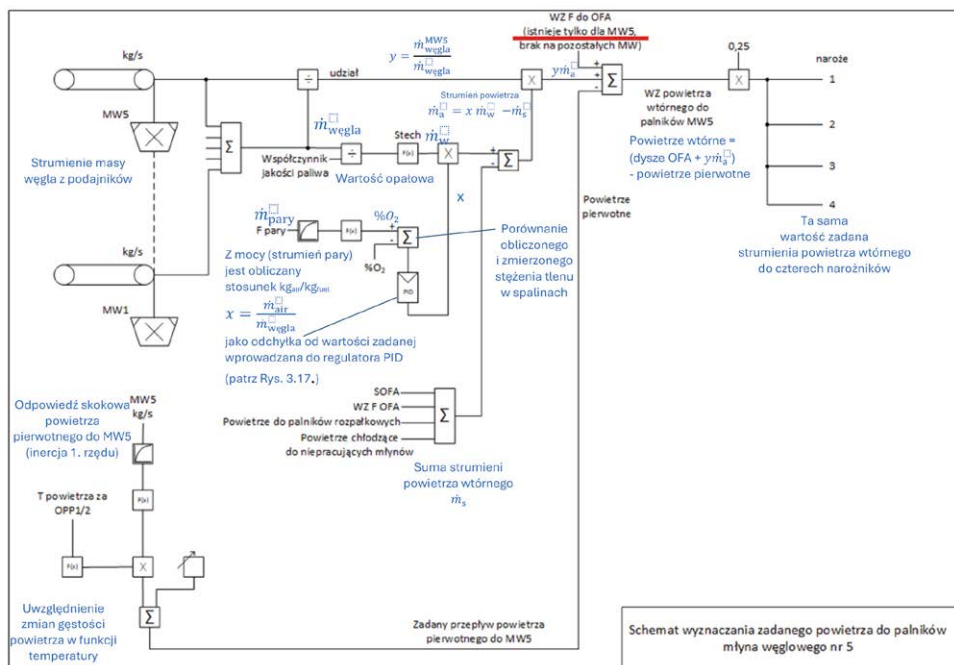
Strumień masy powietrza wtórnego do dysz OFA jest regulowany przez kłapy regulacyjne. Ze względu na brak pomiaru strumienia masy powietrza w kanale powietrza do dysz OFA ilość powietrza jest regulowana w funkcji stopnia otwarcia przez klapę tylko wtedy, gdy pracuje młyn MW5. Na rysunku 3.42 przedstawiono projektowy strumień masy powietrza do dysz OFA w funkcji obciążenia WMT kotła. W przypadku 100% WMT kotła całkowity strumień masy powietrza do dysz OFA wynosi 92,5 kg/s, a w przypadku 40% WMT kotła całkowity strumień masy powietrza do dysz OFA to 39 kg/s.

Na rysunku 3.43 pokazano schemat wyznaczania zadanej ilości powietrza wtórnego do palników w przypadku młyna MW5 zaczerpnięty z DCS. Ograniczeniem przyjętego rozwiązania jest brak regulacji strumienia masy powietrza wtórnego do dysz OFA ze względu na brak pomiaru strumienia masy powietrza. Regulacja strumienia masy powietrza wtórnego opiera się jedynie na teoretycznej wartości procentowego otwarcia kłap zaimplementowanej w systemie DCS. Z tego powodu strumień masy powietrza wtórnego do OFA jest regulowany przez ręczne otwarcie kłap powietrza do dysz OFA, co powoduje błędy w wyliczeniu potrzebnej ilości powietrza wtórnego do całej kolumny palnikowej.

W konfiguracji pracy młynów, w której młyn MW5 nie pracuje, dysza OFA nie pełni swojej zakładanej funkcji, czyli nie uczestniczy w stopniowaniu procesu spalania. Dysze OFA są prowadzone w trybie ręcznym. Operatorzy otwiera-

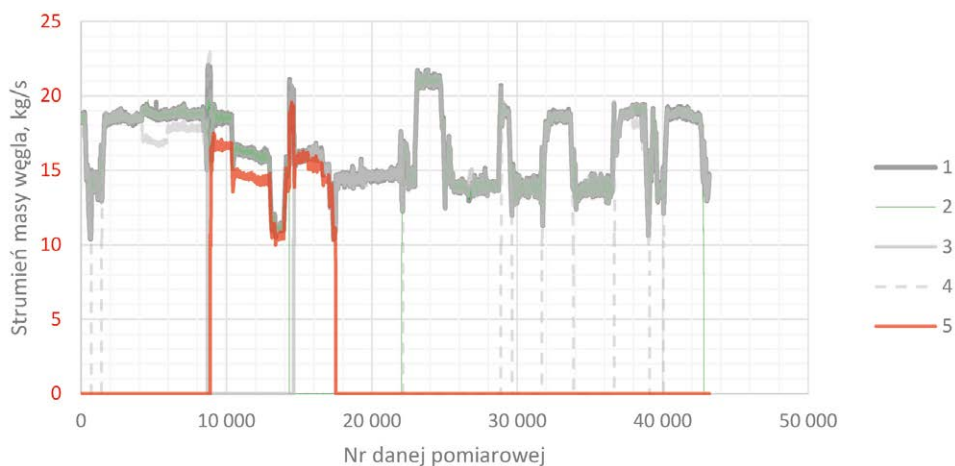


Rys. 3.42. Całkowity oraz płynący do jednego naroża projektowy strumień masy powietrza do dysz OFA w funkcji obciążenia WMT kotła



Rys. 3.43. Schemat wyznaczania zadanej ilości powietrza wtórnego do palników w przypadku MW5 (oprac. na podst. DCS)

ją kłapy powietrza na wycucie. Dysze OFA znajdujące się w pasie palnikowym nie działają, jeżeli nie jest uruchomiony zespół młynowy MW5, a zwykle tak jest (rys. 3.44).

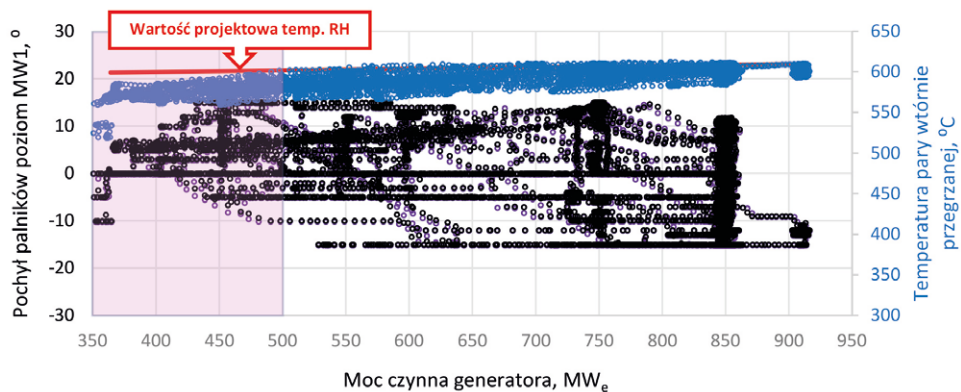


Rys. 3.44. Strumień masy węgla z młyna MW5 na tle młynów MW1–MW4
(dane zbierane 30.09–4.10.2022)

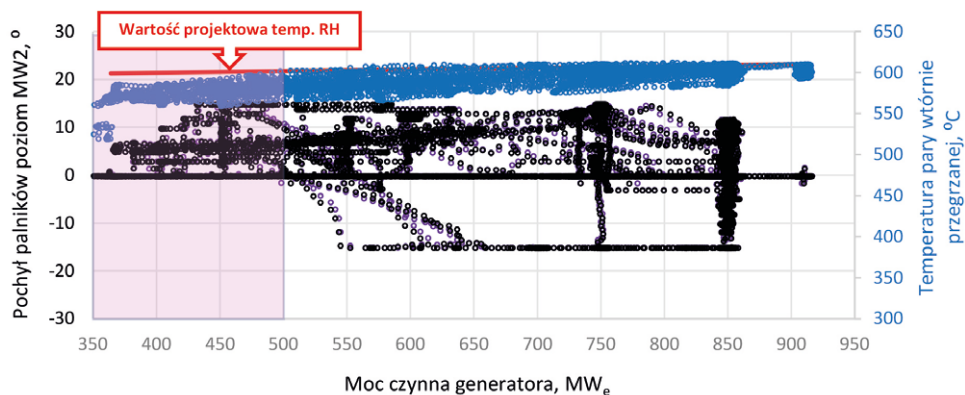
3.4.7. KĄT POCHYLENIA PALNIKÓW

Zestawy palnikowe zostały wyposażone w mechanizm zmiany kąta pochylenia dysz napędzany silownikami elektrycznymi, co pozwala na dopasowanie paleniska do aktualnych wymagań pracy kotła (jakości spalanego węgla, układu pracujących młynów i zmian obciążenia pracy bloku). Mechanizm zmiany kąta pochylenia dysz umożliwia regulację wysokości położenia jądra płomienia. Kąt pochylenia dysz może być regulowany od -15° do $+15^\circ$ (30-stopniowy kąt regulacji). Dzięki takiemu rozwiązaniu można zapewnić stałe parametry pary w obiegu Rankine’a w szerokim zakresie obciążeń oraz w szerokim zakresie spalanego paliwa przy minimalnym zużyciu wody wtryskowej w celu regulacji temperatury pary wtórnie przegrzanej.

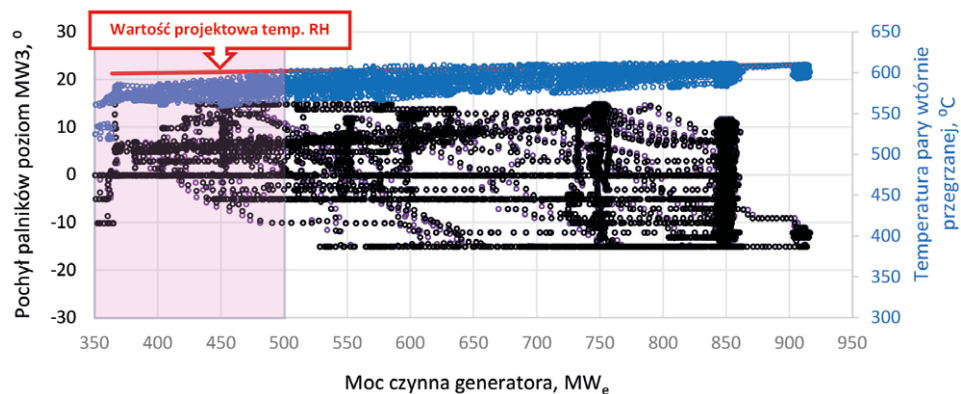
Palniki mają różne kąty pochylenia w zależności od poziomu, na którym się znajdują – są skierowane w dół do -15° lub w górę do $+15^\circ$. Kierowanie strugi w dół lub w górę dotyczy jednak wyłącznie wylotów palników zasilanych przez młyny MW1–MW3. Na rysunkach 3.45–3.49 przedstawiono kąty pochylenia palników na poziomach młynów MW1–MW5 oraz temperaturę pary wtórnie przegrzanej w funkcji mocy czynnej generatora (kolor różowy – obszar niedotrzymania parametrów temperatury przegrzewu wtórnego RH). Kąt pochylenia palników regulowany jest przez obsługę ruchową w ręcznym trybie pracy. Kąt pochylenia palników na każdym poziomie palników regulowany jest niezależnie. Z obserwacji pracy kotła i analizy danych wynika, że regulacja kąta pochylenia palników prowadzona w celu regulacji temperatury pary wtórnie przegrzanej jest realizowana w zakresie pracy bloku 364÷550 MW_e. Mimo zmiany kąta pochylenia palników do $+15^\circ$ obserwuje się niedotrzymanie zadanej wartości temperatury pary wtórnie przegrzanej.



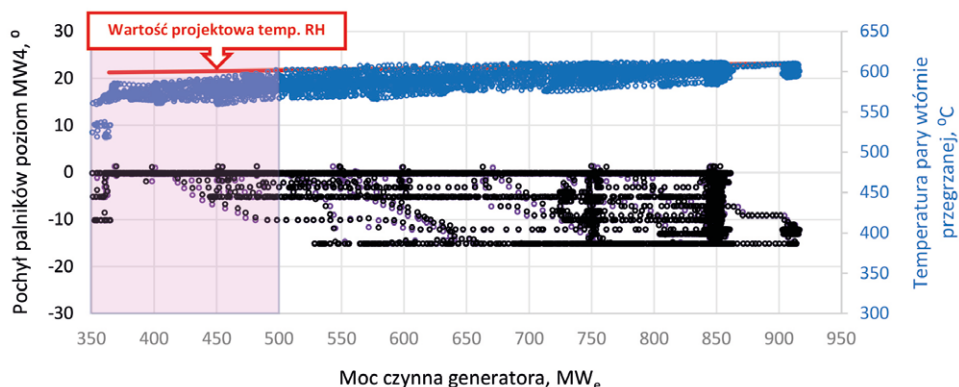
Rys. 3.45. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW1 oraz temperatura pary wtórnie przegrzanej w funkcji mocy czynnej generatora



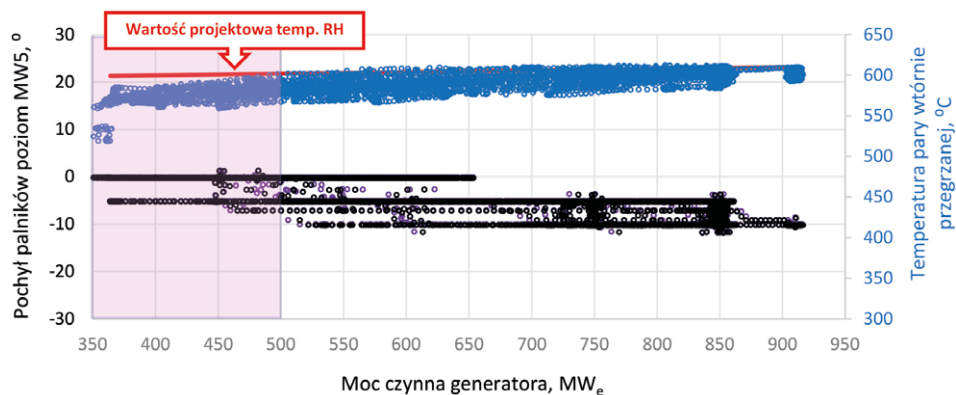
Rys. 3.46. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW2 oraz temperatura pary wtórnie przegrzanej w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 3.47. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW3 oraz temperatura pary wtórnie przegrzanej w funkcji mocy czynnej generatora

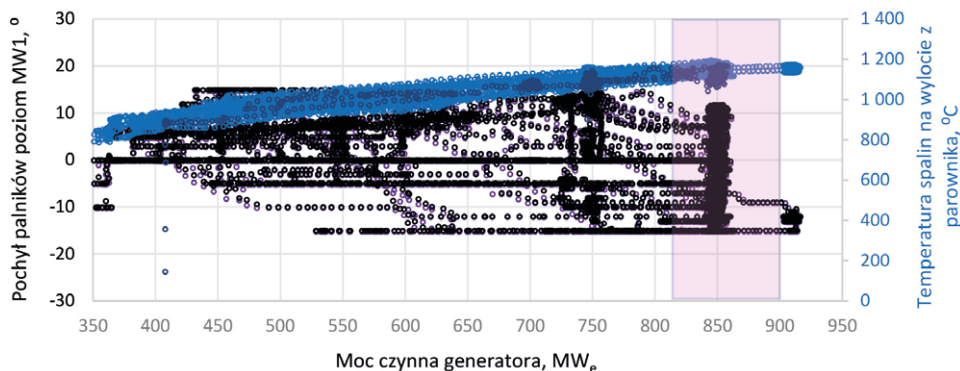


Rys. 3.48. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW4 oraz temperatura pary wtórnie przegrzanej w funkcji mocy czynnej generatora

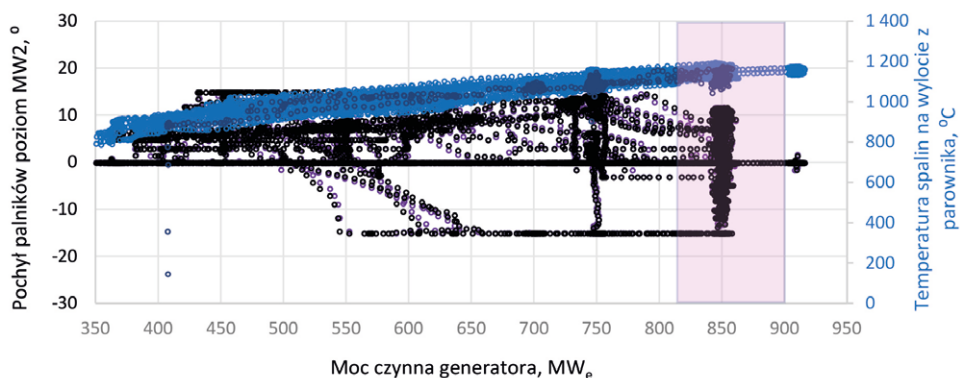


Rys. 3.49. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW5 oraz temperatura pary wtórnie przegrzanej w funkcji mocy czynnej generatora

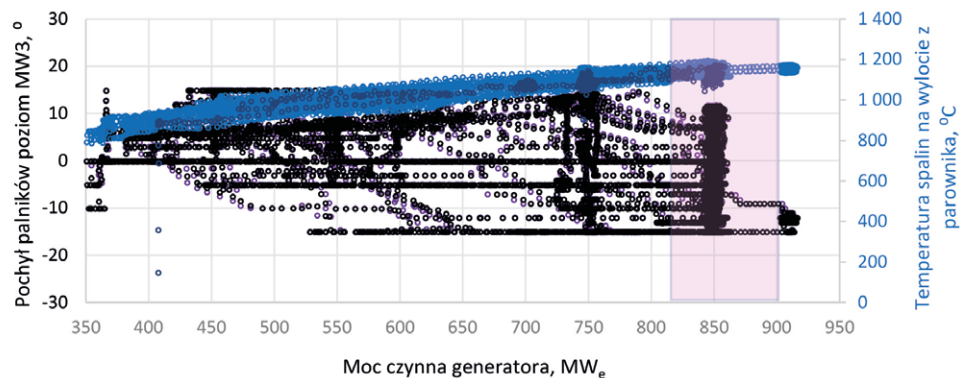
Z obserwacji pracy kotła i analizy danych wynika, że regulacja kąta pochylenia palników oprócz regulacji temperatury pary wtórnie przegrzanej wykorzystywana jest przez obsługę ruchową do regulacji temperatury w komorze paleniskowej kotła na wylocie z parownika. Wartością ostrzegawczą, której obsługa ruchowa stara się nie przekraczać, jest temperatura ok. 1180°C ze względu na szlakowanie i temperaturę mięknięcia popiołu (patrz podrozdz. 3.8.3 i podrozdz. 7.4.4). W przypadku braku możliwości obniżenia temperatury spalin w komorze paleniskowej kotła na wylocie z parownika poniżej 1180°C następuje zmniejszenie mocy czynnej generatora do poziomu umożliwiającego bezpieczną eksploatację pracy bloku. Przy obciążeniu pracy bloku $850\div 910\text{ MW}_e$ obserwuje się temperatury spalin na wylocie z parownika ok. 1180°C (patrz rys. 3.66 i rys. 3.67).



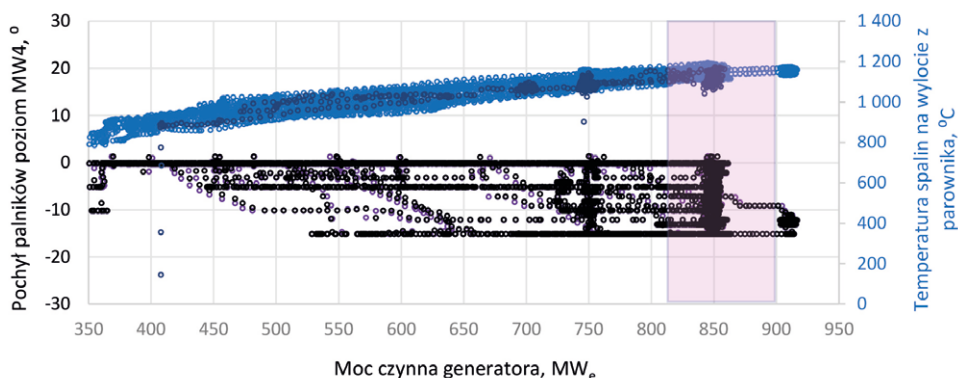
Rys. 3.50. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW1 oraz temperatura spalin na wylocie z parownika, w funkcji mocy czynnej generatora



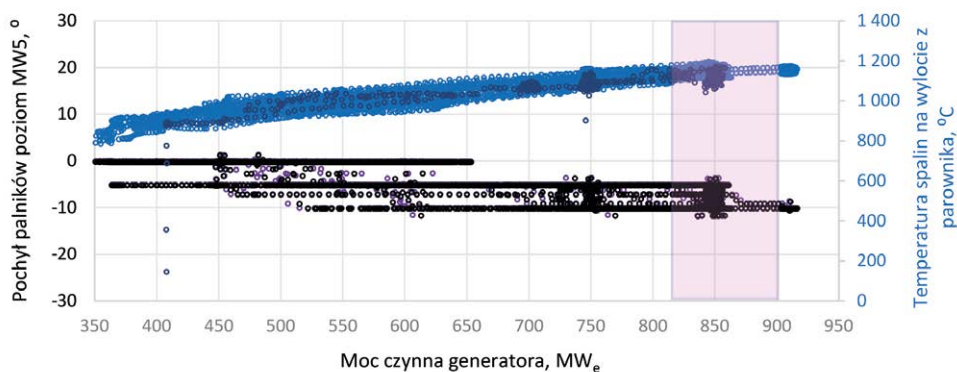
Rys. 3.51. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW2 oraz temperatura spalin na wylocie z parownika w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 3.52. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW3 oraz temperatura spalin na wylocie z parownika w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 3.53. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW_4 oraz temperatura spalin na wylocie z parownika w funkcji mocy czynnej generatora



Rys. 3.54. Kąt pochylenia palników na poziomie młyna MW_5 oraz temperatura spalin na wylocie z parownika w funkcji mocy czynnej generatora

Na rysunkach 3.50÷3.54 przedstawiono kąty pochylenia palników na poziomach zasilanych z młynów MW_1 – MW_5 oraz temperaturę spalin na wylocie z parownika w funkcji mocy czynnej generatora (obszar różowy – obszar szlakowania i osiągnięcia temperatury mięknięcia popiołu). Z obserwacji pracy kotła i analizy danych wynika, że regulacja kąta pochylenia palników w celu regulacji temperatury spalin na wylocie z parownika realizowana jest głównie w zakresie pracy bloku 850÷910 MW_e .

Na rysunkach jest widoczny skok stopnia pochylenia wynoszący ok. 5°. Stąd dla wartości funkcji trygonometrycznej $\sin(5^\circ) = 0,087$ i $\sin(15^\circ) = 0,25$ przy 10 m odległości pochylenie wynosi zatem ok. 0,9–2,5 m. Strefy „bogate” i „ubogie” w paliwo zachodzą więc na siebie w komorze spalania o wymiarach 19,745 m × 19,745 m. Z dalszej analizy wynika, że palnik połączony z młynem MW_2 prawie się nie rusza, a palnik połączony z młynem MW_1 zmienia kąt pochylenia z dodatniego na ujemny. Podobnie

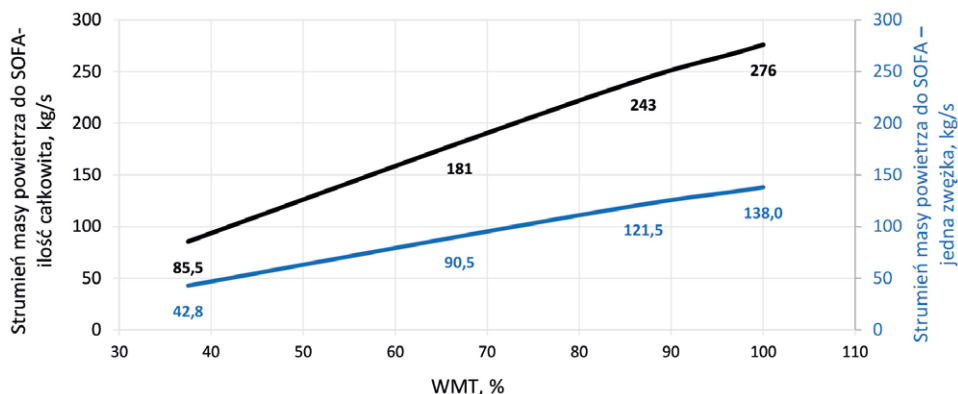
palnik połączony z młynem MW3 wpływa na palnik połączony z młynem MW2 przez swój ruch. Kąt pochylenia palników wpływa natomiast na zasięg strefy nadstechiometrycznej i podstechiometrycznej oraz kształt koła wiru.

Ostatnia dysza na górze palnika ma większą średnicę niż pozostałe, co – zgodnie z obliczeniami symulacyjnymi – skutkuje wyższą prędkością przepływu powietrza sięgającą ok. 60 m/s, w porównaniu do 10–40 m/s obserwowanych w dolnych palnikach. W połączeniu z większym przekrojem przepływu oznacza to, że przez górną dyszę przepływa istotnie większy strumień powietrza niż przez dolne.

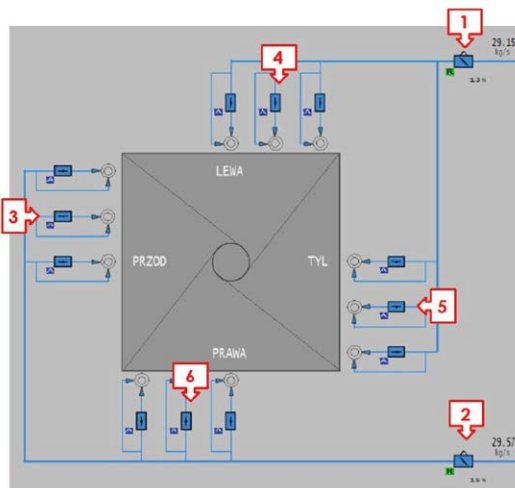
3.5. DYSZE SOFA

Stopniowanie procesu spalania w celu m.in. ograniczania formowania się tlenków azotu NO_x przeprowadza się z wykorzystaniem dysz SOFA (ang. *secondary over-fire air*) znajdujących się na jednej wysokości wewnątrz kotła (ok. 58,7 m), tak aby zapewnić odpowiedni czas pobytu cząstki węgla w komorze paleniskowej kotła o wysokości ok. 100 m, czyli 1,65–1,70 s. Jest to czas wystarczający do dopalenia się cząstek węgla i tlenku węgla CO.

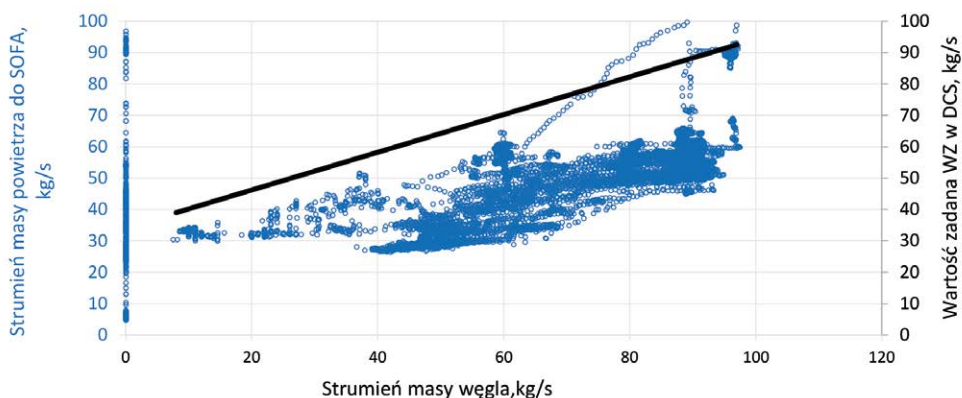
Strumień masy powietrza wtórnego do dysz SOFA powinien wynosić ok. 12–14% całkowitego strumienia powietrza do kotła w przypadku 100% WMT. Maleje on wraz z obciążeniem kotła. Strumień masy powietrza wtórnego do dysz SOFA wynika z bilansu obliczeniowego powietrza wprowadzanego do kotła.



Rys. 3.55. Całkowity oraz płynący do jednego naroża projektowy strumień masy powietrza do dysz SOFA w funkcji obciążenia WMT kotła (przy 850 MW_e (93% WMT) zmierzony strumień wynosi 58,4 kg/s; patrz tab. 3.1)



Rys. 3.56. Układ dysz SOFA w komorze paleniskowej kotła oraz zidentyfikowane problemy z dyszami SOFA



Rys. 3.57. Zależność strumienia masy powietrza do dysz SOFA od strumienia masy węgla całkowitego

Większość strumienia powietrza jest skoncentrowana przy palnikach w formie powietrza pierwotnego otaczającego cząstki węgla oraz powietrza wtórnego zapewniającego dodatkowy dopływ tlenu do palących się cząstek węgla i tworzącego płaszcz powietrzny otaczający płomień. SOFA to system wprowadzający dodatkowe, poza pierwotnym i wtórnym, powietrze do procesu spalania. Jego rola jest związana przede wszystkim z poprawą sprawności spalania, redukcją emisji, kontrolowaniem profilu temperatury w kotle, a także pełnym i całkowitym wypaleniem cząstek węgla. Zapewnienie dodatkowego źródła tlenu w procesie spalania pozwala na pełniejsze i dokładniejsze spalanie paliwa,

co prowadzi do lepszego wykorzystania dostępnej energii chemicznej paliwa. Wprowadzenie powietrza wtórnego przez dysze SOFA pomaga w redukcji szkodliwych emisji, w szczególności tlenków azotu NO_x przez zapewnienie wystarczającej ilości tlenu dostępnego do spalania, co minimalizuje powstawanie tlenków azotu. Dysze SOFA są często rozmieszczone w określonych strefach kotła, aby kontrolować rozkład temperatury. Pomagają one zapobiegać powstawaniu stref o wysokiej temperaturze mogących doprowadzić do problemów takich jak pojawienie się żużla i zanieczyszczeń. Utrzymanie bardziej jednolitego profilu temperatury poprawia ogólną wydajność i niezawodność kotła. Ponadto dysze SOFA mogą przyczynić się do wypalenia gazów palnych i cząstek stałych, co pomaga w zmniejszeniu ilości niespalonego węgla w popiele lotnym.

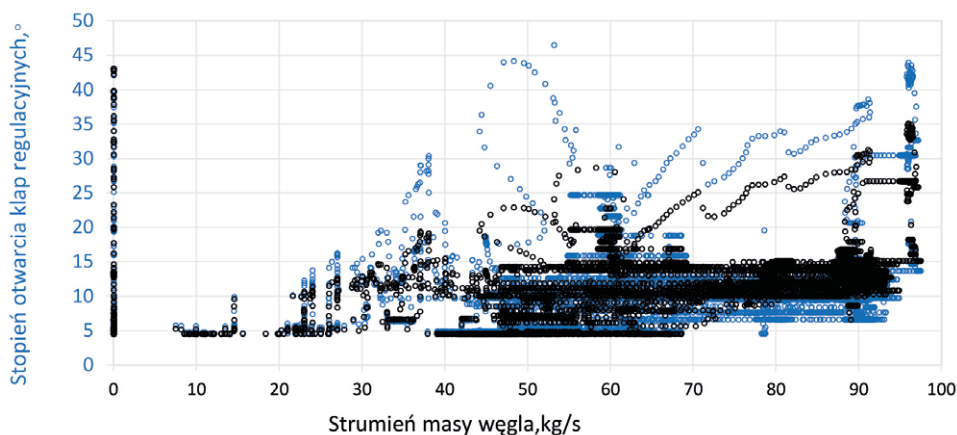
Na rysunku 3.55 przedstawiono projektowy strumień masy powietrza do dysz SOFA w funkcji obciążenia WMT kotła. Przy 100% WMT kotła całkowity strumień masy powietrza do dysz SOFA wynosi 276 kg/s, a przy 40% WMT kotła – 85,5 kg/s.

System dysz SOFA składa się z 12 dysz zamontowanych po trzy dysze na każdej ścianie, co pokazano na rys. 3.56.

W analizowanym układzie zaobserwowano kilka istotnych kwestii wpływających na przebieg procesudostarczania powietrza do dysz SOFA:

1. Stopniowanie procesu spalania realizowane jest z wykorzystaniem dysz SOFA znajdujących się na jednej wysokości. Strumień masy powietrza wtórnego do dysz SOFA regulowany jest za pomocą jednej kłapy regulacyjnej z napędem elektrycznym. Ze względu na brak zdjętej charakterystyki hydraulicznej kłap regulacyjnych kłapy pracują w trybie ręcznym.
2. Nie dokonuje się pomiaru strumienia masy powietrza wtórnego w kanałach dolotowych do dysz SOFA.
3. Wysterowanie otwarcia kłap regulacyjnych strumienia masy powietrza wtórnego przy mocy 850 MW_e wynosi 24–35%.
4. Zmienia się obciążenie kotła (moc cieplna) i stechiometryczny strumień masy powietrza dostosowany do strumienia masy węgla, powinna się zatem zmieniać również ilość powietrza wpływającego przez dysze SOFA. Tymczasem przy nieregulowanych kłapach ręcznych SOFA będzie powietrze wpływało tyle, ile wynika z charakterystyki hydraulicznej układu wentylatory WP–kanały powietrzne SOFA, tj. strumień powietrza będzie się zmieniał parabolicznie w funkcji różnicy ciśnień na kłapach SOFA.

Powietrze do dysz SOFA jest pobierane z kolektora powietrza wtórnego za obrotowymi podgrzewaczami powietrza i rozprowadzane na lewą i prawą stronę



Rys. 3.58. Stopień otwarcia dwóch klap regulacyjnych powietrza płynącego do dyszy SOFA w funkcji całkowitego strumienia masy węgla wpływającego do kotła

kotła. Strumień masy powietrza jest regulowany za pomocą klap regulacyjnych o następujących oznaczeniach KKS: HLA61AA401 (nr 1 na rys. 3.56), HLA62AA401 (nr 2), a następnie prowadzony indywidualnymi przewodami do poszczególnych dysz przez klapy (ozn. na rys. 3.56):

- przód kotła: HLA62AA114, HLA62AA115, HLA62AA116 (nr 3),
- lewa strona kotła: HLA61AA111, HLA61AA112, HLA61AA113 (nr 4),
- tył kotła: HLA61AA114, HLA61AA115, HLA61AA116 (nr 5),
- prawa strona kotła: HLA62AA111, HLA62AA112, HLA62AA113 (nr 6).

Ilość powietrza do poszczególnych stron kotła jest mierzona i regulowana klapami regulacyjnymi HLA61AA401 i HLA62AA401. Każda koncentrycznie zbudowana dysza SOFA jest wyposażona w dwie klapy. Jedna ma napęd zdalny umożliwiający odcięcie części powietrza przy niskich obciążeniach kotła (przez tę część przepływa tylko powietrze do chłodzenia dyszy), zwiększenie prędkości wypływu oraz efektywności drugiej dyszy. Druga dysza mająca napęd ręczny jest wykorzystywana do wyrównania rozplywu powietrza do poszczególnych dysz.

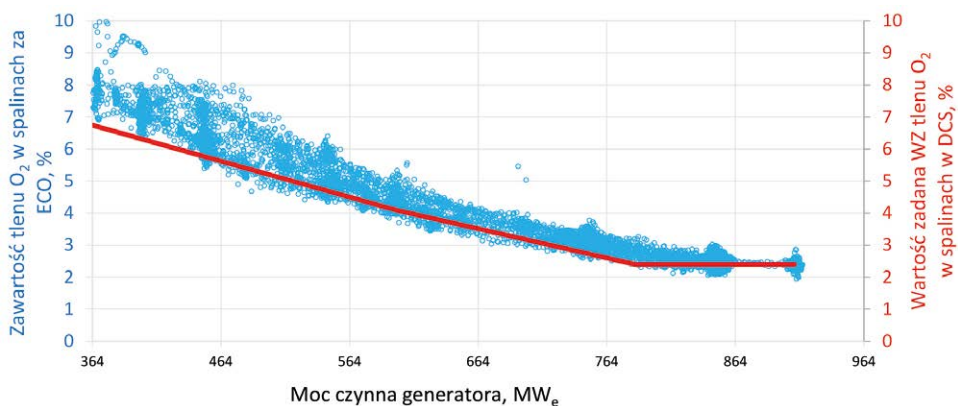
Na rysunku 3.57 pokazano porównanie pomiarowego strumienia masy powietrza płynącego do dysz SOFA z wartością zadaną zawartą w układzie sterowania bloku DCS.

Wartość zadana zwykle nie jest dotrzymywana. W dużej części przypadków jest ponad 100% wyższa niż wartość mierzona w systemie DCS. Na rysunku 3.58 pokazano stopień otwarcia dwóch klap regulacyjnych powietrza płynącego do dyszy SOFA w funkcji całkowitego strumienia masy węgla wpływającego do kotła.

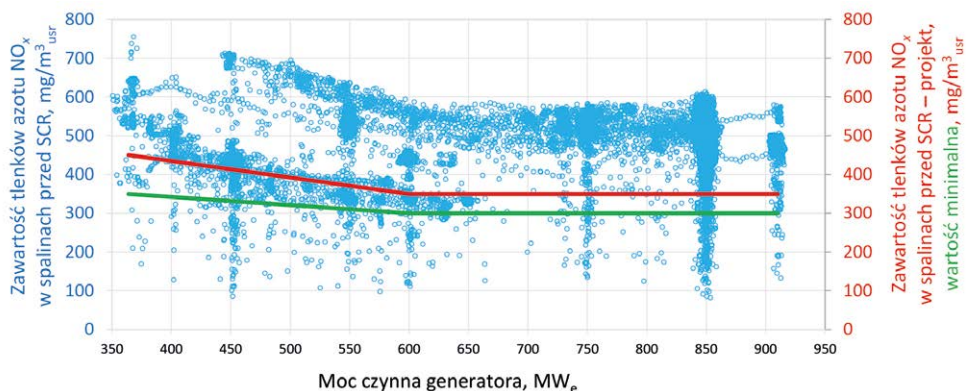
Na podstawie danych można stwierdzić również znaczne różnice w poziomach emisji tlenków azotu NO_x w przypadku otwarcia klap powietrza do dysz SOFA na 45% (emisja ok. 400 mg/nm^3) oraz otwarcia wynoszącego 20% (emisja $650\text{--}800 \text{ mg/nm}^3$).

3.6. WSPÓŁCZYNNIK NADMIARU POWIETRZA W SPALINACH

Optymalizacja pracy kotła pyłowego powinna być prowadzona w kierunku określenia takiego poziomu nadmiaru powietrza, przy którym suma straty kominowej oraz niezupełnego i niecałkowitego spalania będzie jak najmniejsza przy

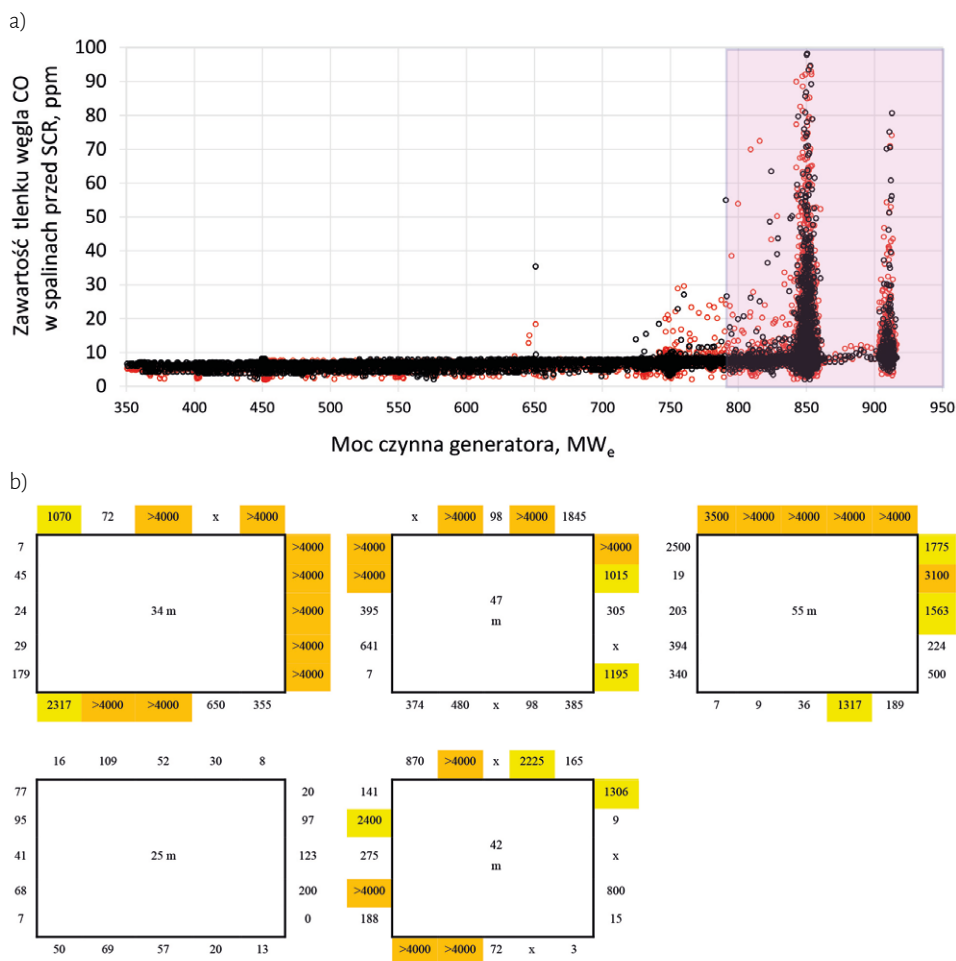


Rys. 3.59. Zależność stężenia tlenu w spalinach za wymiennikiem ECO od mocy czynnej generatora

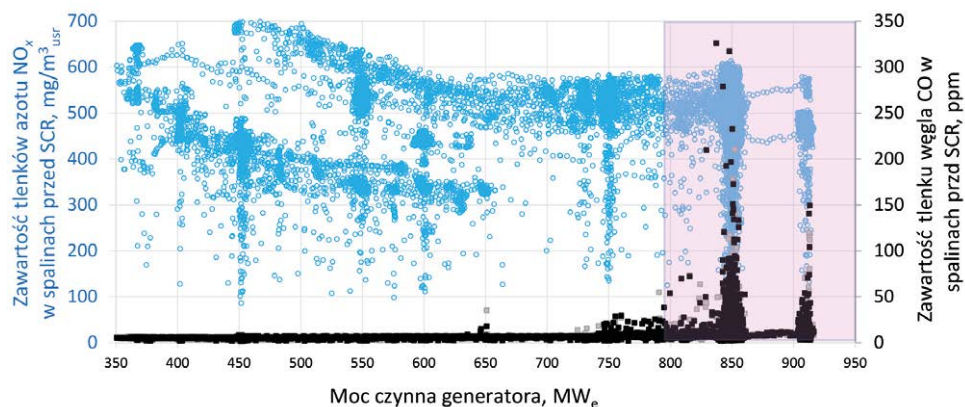


Rys. 3.60. Zależność stężenia tlenków azotu NO_x w spalinach przed SCR od mocy czynnej generatora; $\text{mg/m}^3_{\text{usr}}$ – miligramy NO_x na metr sześcienny spalin odniesione do tzw. warunków standardowych użytkownika (usr – ang. user standard reference, tj. suchy gaz bez pary wodnej; 0°C , 1013 hPa , $6\% \text{ O}_2$)

jednoczesnym utrzymaniu dopuszczalnego poziomu emisji tlenków azotu NO_x i wyeliminowaniu przyczyn prowadzących do korozji wysokotemperaturowej – niskotlenowej. Spełnienie tych warunków można uzyskać dzięki zastosowaniu oddzielnych regulacji ilości powietrza do spalania dla poszczególnych palników i odpowiedniego jego rozdziału w obrębie pojedynczego palnika. Doprowadzenie odpowiedniej ilości powietrza wtórnego i powietrza do dysz OFA na podstawie ciągłego pomiaru poziomu tlenku węgla CO i części palnych w popiele na wylocie z kotła, a także ciągłego pomiaru O_2 w warstwie przyściennej rur ekranowych umożliwia zoptymalizowanie procesu spalania pyłu węglowego i powoduje obniżenie lokalnych stężeń tlenku węgla CO w pobliżu ścian ekranowych, a zatem zapobiega korozji wysokotemperaturowej (niskotlenowej).



Rys. 3.61. Zależność stężenia tlenku węgla CO w spalinach: a) od mocy czynnej generatora przed SCR, b) według pomiarów [19] na różnych wysokościach kotła (patrz również rys. 3.63)



Rys. 3.62. Porównanie stężenia tlenku węgla CO i stężenia tlenków azotu w spalinach przed SCR

Stosownie do przedstawionych wskazówek w przypadku bloku o mocy 910 MW_e sprawdzono:

- zależność stężenia tlenu O₂ w spalinach za wymiennikiem ECO od mocy czynnej generatora i porównano ją do wartości zadanych zawartych w systemie sterowania DCS (rys. 3.59),
- zależność stężenia tlenków azotu NO_x w spalinach przed SCR od mocy czynnej generatora i porównano ją do wartości emisji deklarowanych w projekcie (rys. 3.60),
- zależność stężenia tlenku węgla CO w spalinach przed SCR od mocy czynnej generatora (rys. 3.61),
- korelację między stężeniem tlenku węgla CO oraz stężeniem tlenków azotu NO_x w spalinach (rys. 3.62).

Z powodu braku odpowiednich pomiarów nie wiadomo, jak zmienia się współczynnik nadmiaru powietrza wzdłuż wysokości kotła. Są dostępne pomiary stężenia tlenu na górze kotła wynoszące na przykład 2,4% przy pełnej mocy kotła (rys. 3.59). Przy minimum technicznym na górze kotła można odczytać pomiar o wartości ok. 8% O₂. Jest to duża wartość, ponieważ nie ma możliwości regulacji m.in. dysz SOFA.

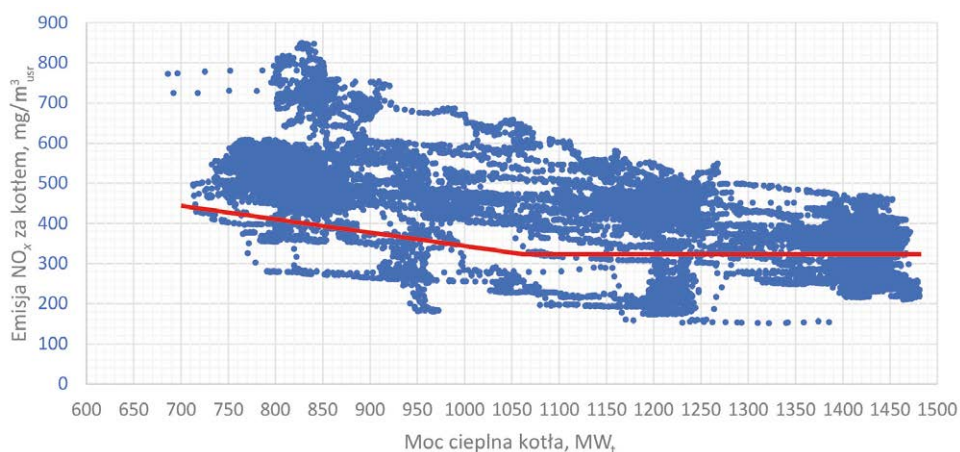
Większość pomiarów emisji tlenków azotu NO_x wewnątrz komory paleniskowej jest znacznie wyższa od wartości projektowanych. Różnice sięgają nawet ponad 100% (rys. 3.60).

Stężenie tlenku węgla CO pokazywane przez DCS jest zgodne z danymi zawartymi w projekcie kotła (tab. 1.3) i mniejsze od 100 mg/m³_{ust}. Problemem jest tutaj zmiana charakterystyki sygnału wokół punktu pracy – wartości emisji wzrastają 10-krotnie. Ponadto występuje niezgodność z pomiarami w DCS polegająca na znacznie wyższej wartości stężenia tlenku węgla CO w niektórych obszarach kotła (rys. 3.61).

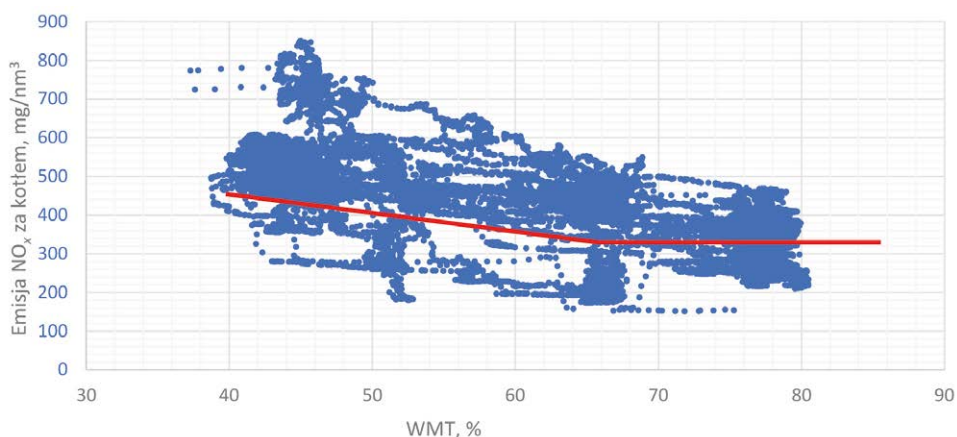
Widoczna jest również ujemna korelacja między emisją tlenków azotu NO_x oraz tlenków węgla CO w danym punkcie pracy bloku, np. 850 MW_e na rys. 3.62.

3.7. EMISJA TLENKÓW AZOTU NO_x – METODY PIERWOTNE

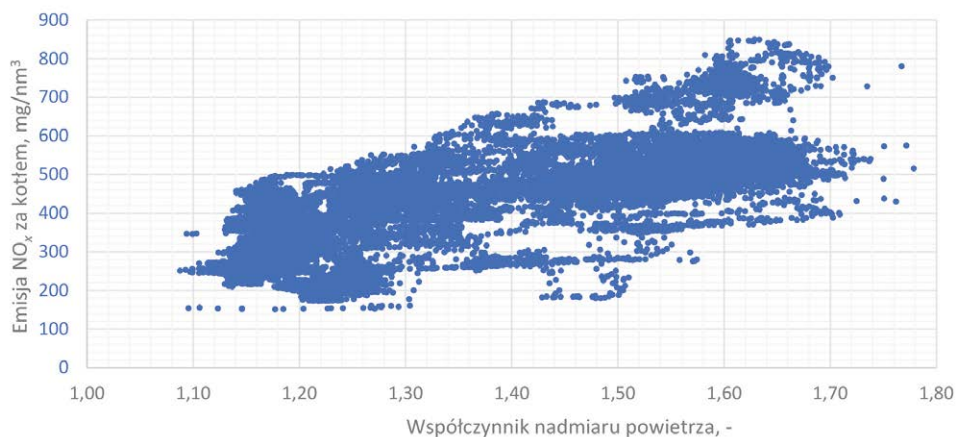
Zgodnie z założeniami projektowymi sumaryczna emisja tlenków azotu NO_x – tzw. NO_x pierwotne – na wlocie do SCR będzie kształtowała się na wymaganym niskim poziomie ok. $350 \div 450 \text{ mg/m}^3_{\text{usr}}$. Z analizowanych danych wynika, że wartości emisji tlenków azotu NO_x nie są dotrzymane podczas pracy bloku 60–100% WMTK. W przypadku bloku 40–60% WMTK zawartość tlenków azotu NO_x w spalinach przed wlotem do instalacji SCR osiąga natomiast wartości $400 \div 800 \text{ mg/m}^3_{\text{usr}}$ (rys. 3.63–3.65).



Rys. 3.63. Zależność emisji tlenków azotu NO_x od mocy cieplnej kotła; linia czerwona – maksymalne wartości emisji za kotłem zgodnie z projektem (przeliczenie własne)



Rys. 3.64. Zależność emisji tlenków azotu NO_x od wydajności maksymalnej trwałej WMT



Rys. 3.65. Zależność emisji tlenków azotu NO_x od teoretycznego współczynnika nadmiaru powietrza

Z 43 198 analizowanych pomiarów 32 357 (ok. 75%) miało stężenie przekraczające 350 mg/nm^3 , a 21 019 (ok. 48%) – ponad 450 mg/nm^3 .

3.8. SZLAKOWANIE/ŻUŻŁOWANIE KOMORY PALENISKOWEJ KOTŁA

3.8.1. WPROWADZENIE

W czasie ruchu bloku stwierdzono, że:

- istnieją problemy przejawiające się szkalowaniem i spowodowaną przez nie zbyt wysoką temperaturą w komorze paleniskowej kotła powiązaną z temperaturą topnienia węgla lub popiołu,
- dysze OFA mają przepustnice ustawione w stałych pozycjach, co powoduje brak możliwości regulacji wydajności powietrza w funkcji mocy kotła,
- jeżeli do dysz SOFA płynie zbyt dużo powietrza, to w górnej części komory paleniskowej kotła występuje duży wzrost temperatury, co częściowo tłumaczy zaniżone pomiary widoczne na rys. 3.57,
- możliwość występowania szlakowania jest oceniana na podstawie obserwacji pomiarów temperatury pary wtórnej i w komorze paleniskowej (np. niższa niż doświadczalnie ustalona temperatura wynosząca ok. $1180\text{--}1187^\circ\text{C}$).

Istotny wpływ na proces spalania, oprócz konstrukcji i sposobu eksploatacji kotła, ma substancja mineralna zawarta w węglu (tab. 1.5). Podczas spalania

w przemysłowych kotłach energetycznych wyposażonych w paleniska pyłowe lub rusztowe zachodzą skomplikowane procesy fizykochemiczne, w wyniku których z substancji mineralnej powstają popioły o zróżnicowanych właściwościach. Różnią się one składem chemicznym, odpornością termiczną i skłonnością do tworzenia żużla oraz nalepów na powierzchniach grzewczych.

3.8.2. MECHANIZM PROCESU

Niniejszy rozdział został opracowany na podstawie prac Pronobisa [28] i Komorka [30].

W jądrze płomienia pyłowego występują na tyle wysokie temperatury, że składniki części mineralnej węgla ulegają stopnieniu, a nawet odparowaniu. Dopóki jednak w trakcie przepływu spalin od jądra płomienia do relatywnie zimnych ścian ekranowych następuje schłodzenie składników popiołu poniżej temperatury topnienia, dopóty na ściankach rur tworzy się jedynie sypki i nieulegający z czasem wyraźniejszemu utwardzeniu osad o grubości sięgającej kilku milimetrów.

Kiedy warstwa mineralna na rurze ekranu staje się na tyle gruba, że jej zwrócona ku wnętrzu paleniska powierzchnia osiąga temperaturę topnienia, wtedy następuje szybki przyrost grubości osadu na powierzchni ekranu. Proces ten wynika ze stopniowego wzrostu temperatury zewnętrznej powierzchni oraz osłabienia jej chłodzenia przez omywające ją spaliny, w których znajduje się coraz więcej substancji w stanie ciekłym lub gazowym. Węgiel po wprowadzeniu do komory paleniskowej kotła szybko ulega prawie całkowitemu wysuszeniu, składa się wówczas jedynie z substancji palnej i mineralnej. Po zmieleniu węgla w kotłach pyłowych można założyć, że substancja mineralna zewnętrzna (czyli skała płonna) jest separowana od substancji palnej zawierającej niewielką ilość substancji mineralnej wewnętrznej. Węgłe o wysokim udziale inertynitu generują długi płomień, co zwiększa ryzyko dostarczenia gorących spalin w okolice ścian ekranowych. Zjawisko to jest bardziej widoczne wówczas, gdy spalanie zachodzi w warunkach podstechiometrycznych typowych dla palenisk niskoemisyjnych [28].

Obecność w popiele składników o niskich temperaturach topnienia przyspiesza proces szlakowania. Przemiany minerałów zawartych w węglu zachodzące w warunkach panujących w komorze paleniskowej prowadzą do utworzenia związków charakteryzujących się szczególnie niskimi temperaturami topnienia. Przykładem może być przemiana pirytu FeS_2 , który powyżej temperatury 350°C przechodzi w pirotyt FeS , a następnie w temperaturze $1000\div 2000^\circ\text{C}$ łączy się z parą wodną zgodnie z reakcją [28]:



Powstała eutektyka FeS, FeO topi się w temperaturze 940°C i może tworzyć warstwę inicjującą proces żużlowania. Dalsze utlenianie tlenku żelaza FeO zgodnie z reakcją:



przekształca go w hematyt, który ma duży udział w tworzeniu się osadów żużla. Jedną z przyczyn może tu być stosunkowo duża gęstość tlenku żelaza FeO w porównaniu z gęstością ditlenku krzemu SiO_2 stanowiącego główny składnik popiołu lotnego, ponieważ cząstki o dużej masie łatwiej wydostają się ze strugi spalin na skutek działania sił bezwładności i z większym prawdopodobieństwem docierają do powierzchni ekranów.

W miarę zwiększania się udziałów siarki S i żelaza Fe w węglu żużlowanie zachodzi łatwiej. Jeżeli zawartość siarki S przekracza 1,5%, a hematytu Fe_2O_3 w popiele lotnym 7÷8%, to trzeba się liczyć z wystąpieniem silnego żużlowania komory paleniskowej kotła.

3.8.3. WSKAŹNIKI STOSOWANE W OKREŚLENIU PODATNOŚCI WĘGLA DO ŻUŻLOWANIA I ZANIECZYSZCZANIA POWIERZCHNI OGRZEWALNYCH KOTŁA

Wśród czynników wpływających w sposób istotny na skłonność węgla do żużlowania i zanieczyszczania powierzchni grzewczych kotłów energetycznych wymienić należy przede wszystkim zawartość popiołu, jego skład chemiczny oraz temperaturę topnienia, a także zawartość chloru, fosforu i siarki w węglu. Według klasyfikacji Crossleya największą skłonność do szlakowania wykazują węgle, w których zawartość chloru, fosforu i siarki spełnia relacje: $\text{Cl} > 0,3\%$, $\text{P} > 0,03\%$, $\text{S} > 1,8\%$ [31]. Najczęściej stosowanymi wskaźnikami do określenia skłonności do żużlowania i zanieczyszczania powierzchni ogrzewalnych kotła są:

- wskaźnik skłonności do żużlowania R_s (*slagging index*), który jest iloczynem zawartości siarki S w masie suchej węgla i stosunku mas tlenków zasadowych do kwasowych w popiele [28]:

$$\frac{\overbrace{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O}}^{\text{tlenki zasadowe}}}{\underbrace{\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2}_{\text{tlenki kwasowe}}} \quad (3.3)$$

Jeżeli:

- $R_s < 0,6$ – węgiel słabo żuźlujący,
- $R_s = 0,6 \div 2,0$ – węgiel średnio żuźlujący,
- $R_s = 2,0 \div 2,6$ – węgiel o dużej skłonności do żuźlowania,
- $R_s > 2,6$ – węgiel intensywnie żuźlujący.

Największy wpływ na żuźlowanie ma stosunek masowy potasu K do krzemu Si. Wskaźnik skłonności do żuźlowania węgla gwarancyjnego (patrz tab. 1.5)

$$R_s = 1,2 \cdot \frac{11,6 + 3,6 + 2,2 + 1,8 + 2,2}{50,3 + 25,1 + 0} = 0,34 \quad (3.4)$$

- wskaźnik określający skłonność węgla do tworzenia się (i późniejszego spiekania się) zanieczyszczeń powierzchni ogrzewalnych F_u (*fouling index*), który można uznać za wskaźnik skłonności do powstawania osadów inicjujących żuźlowanie [28, 33]:

$$F_u = R_s \frac{Na_2O + K_2O}{S} \quad (3.5)$$

Jeżeli:

- $F_u \leq 0,6$ – węgiel bez skłonności do zanieczyszczeń,
- $0,6 < F_u \leq 40$ – węgiel o dużej skłonności do zanieczyszczeń,
- $F_u > 40$ – węgiel o bardzo dużej skłonności do tworzenia i spiekania się zanieczyszczeń.

Wskaźnik skłonności do powstawania osadów inicjujących żuźlowanie węgla gwarancyjnego (patrz tab. 1.5)

$$F_u = 0,34 \frac{1,8 + 2,2}{1,2} = 1,13 \quad (3.6)$$

- wskaźnik określający lepkość żużla SR (*silica value*) [28, 32, 34]:

$$S_R = \frac{SiO_2}{SiO_2 + Fe_2O_3 + CaO + MgO} \cdot 100 \quad (3.7)$$

Wysoka wartość S_R oznacza dużą lepkość żużla i wskutek tego małą skłonność do żuźlowania.

Jeżeli:

- $S_R > 72\%$ – żużel o małej skłonności do żuźlowania,

$72\% \geq S_R > 65\%$ – żużel o średniej skłonności do żużlowania,

$S_R \leq 65\%$ – żużel o dużej skłonności do żużlowania.

Wskaźnik skłonności do powstawania osadów inicjujących żużlowanie węgla gwarancyjnego (patrz tab. 1.5)

$$S_R = \frac{50,3}{50,3 + 11,6 + 3,6 + 2,2} \cdot 100 = 74.3\% \quad (3.8)$$

- liczba alkaliczności

$$A_K = (Na_2O + 0,9659K_2O) \cdot \frac{A^d}{100} \quad (3.9)$$

gdzie: A^d – procentowa zawartość popiołu w węglu w stanie suchym.

Jeżeli:

$A_K < 0,3$ – mała skłonność do zanieczyszczania,

$0,3 < A_K < 0,45$ – średnia skłonność do zanieczyszczania,

$0,45 < A_K < 0,6$ – duża skłonność do zanieczyszczania,

$A_K > 0,6$ – bardzo duża skłonność do zanieczyszczania.

Liczba alkaliczności węgla gwarancyjnego

$$A_K = (1,8 + 0,9659 \cdot 2,2) \cdot \frac{13}{100} = 0,51 \quad (3.10)$$

- zawartość chloru Cl:

$Cl < 0,15\%$ – węgiel słabo żużlujący,

$Cl = 0,15 \div 0,3\%$ – węgiel średnio żużlujący,

$Cl = 0,3 \div 0,5\%$ – węgiel o dużej skłonności do żużlowania,

$Cl > 0,5\%$ – węgiel intensywnie żużlujący.

W tabeli 3.6 pokazano wyniki obliczeń wskaźników skłonności do żużlowania i zanieczyszczania powierzchni ogrzewalnych kotła z uwzględnieniem różnych parametrów węgla (por. tab. 1.4 i 1.5).

Na podstawie analizy tabeli 3.6 można wnioskować, że niezależnie od parametrów węgla będzie się charakteryzował dużą bądź bardzo dużą skłonnością do żużlowania lub zanieczyszczania powierzchni, ponieważ jest to jego naturalną cechą.

Na rysunku 3.66 i rys. 3.67 pokazano zależność temperatury spalin na wylocie z parownika od mocy czynnej generatora z uwzględnieniem danych z DCS (obszar różowy – obszar szlakowania i osiągania temperatury mięknięcia popiołu (obsługa ogranicza temperaturę do 1180°C).

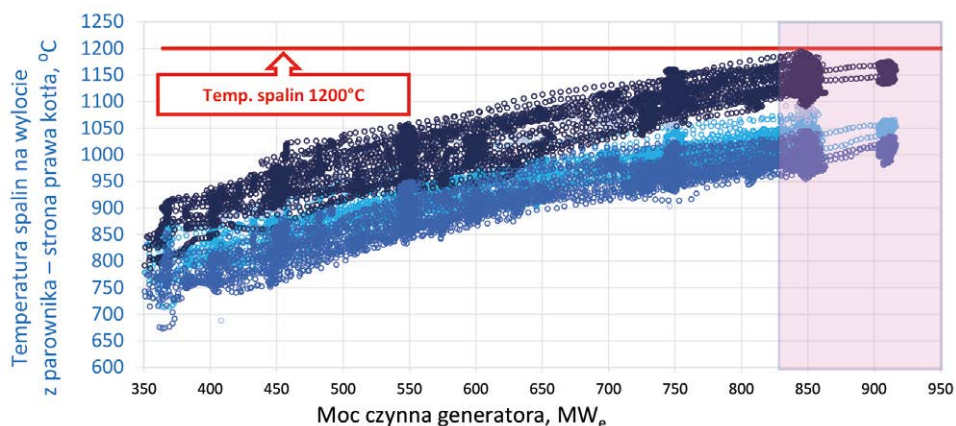
Tabela 3.6. Wskaźniki skłonności do żużlowania i zanieczyszczania powierzchni ogrzewalnych kotła w przypadku różnych parametrów węgla

Wskaźnik	Węgiel gwarancyjny	Węgiel graniczny – zakres dolny	Węgiel graniczny – zakres górny	Węgiel dopuszczalny
<i>Slagging index</i> R_s	0,34	0,16	0,52	0,28
	słabo żużlujący	słabo żużlujący	słabo żużlujący	słabo żużlujący
<i>Fouling index</i> F_u	1,14	0,25	1,80	2,13
	duża skłonność do zanieczyszczania	bez skłonności do zanieczyszczania	duża skłonność do zanieczyszczania	duża skłonność do zanieczyszczania
<i>Silica value</i> S_R	74,30	79,75	70,70	69,04
	mała skłonność do żużlowania	mała skłonność do żużlowania	średnia skłonność do żużlowania	średnia skłonność do żużlowania
Liczba alkaliczności A_K	0,51	0,09	1,43	1,79
	duża skłonność do zanieczyszczania	mała skłonność do zanieczyszczania	bardzo duża skłonność do zanieczyszczania	bardzo duża skłonność do zanieczyszczania
Zawartość chloru Cl	< 0,2	0,4	< 0,4	.
	słabo żużlujący	duża skłonność do żużlowania	duża skłonność do żużlowania	.

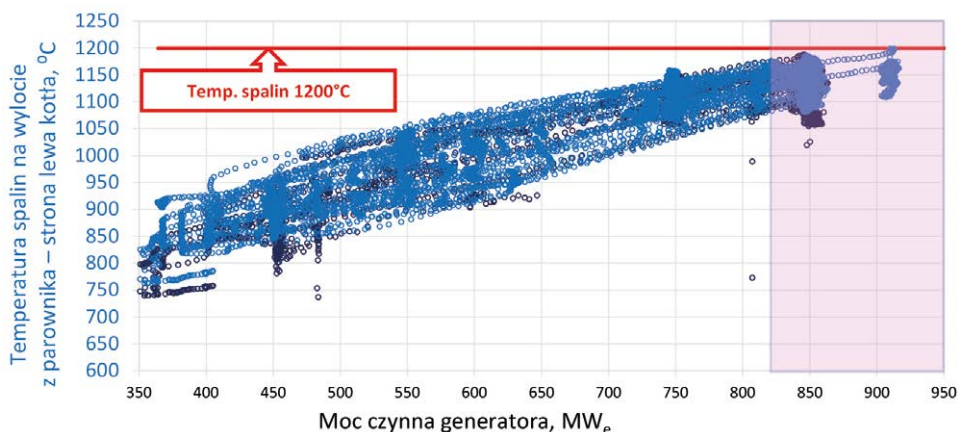
W celu zminimalizowania ryzyka szlakowania operatorzy bloku utrzymują temperaturę w komorze paleniskowej kotła na wylocie z parownika poniżej 1187°C. Obniżenie temperatury spalin na wylocie z parownika dokonuje się przez sterowanie powietrzem do dysz SOFA w ręcznym trybie pracy i zmniejszenie strumienia masy powietrza. Skutkuje to jednak niedotrzymaniem zawartości tlenków azotu NO_x na wlocie do instalacji SCR.

Na podstawie uzyskanych wyników z przeprowadzonych pomiarów temperatury w komorze paleniskowej kotła [19] na rys. 3.68–3.72 przedstawiono rozkład temperatury w komorze paleniskowej kotła na czterech wysokościach: 24 m, 28 m, 43 m, 54 m w odniesieniu do poziomu o kotłowni. W przypadku wysokości 54 m dokonano dwóch pomiarów. Pomiary temperatury w komorze paleniskowej kotła zostały wykonane w trakcie pracy bloku przy mocy czynnej generatora o wartościach: 550, 730, 850, 910 MW_e.

W przypadku mocy czynnej generatora 550 MW_e zmierzona temperatura w komorze paleniskowej kotła na wysokości 43 m to 1353°C; mocy czynnej generatora 730 MW_e na wysokości 24 m po lewej stronie kotła – 1200°C, a na wysokości 28 m po prawej stronie kotła – 1208°C, z kolei na wysokości 43 m po lewej stronie kotła – 1340°C, a po prawej – 1260°C. W przypadku mocy czynnej generatora 850 MW_e zmierzona temperatura w komorze paleniskowej kotła na wszystkich wysokościach wyniosła



Rys. 3.66. Zależność temperatury spalin na wylocie z parownika po prawej stronie kotła od mocy czynnej generatora zgodnie z danymi z DCS (cztery różne pomiary)

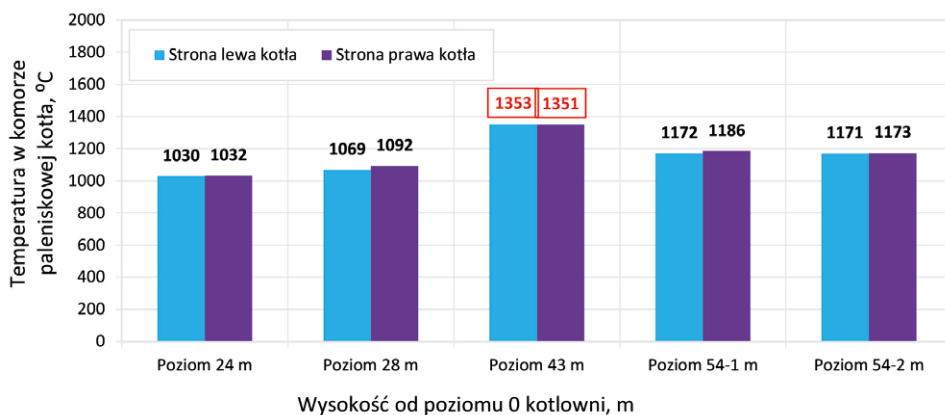


Rys. 3.67. Zależność temperatury spalin na wylocie z parownika po lewej stronie kotła od mocy czynnej generatora zgodnie z danymi z DCS (dwa różne pomiary)

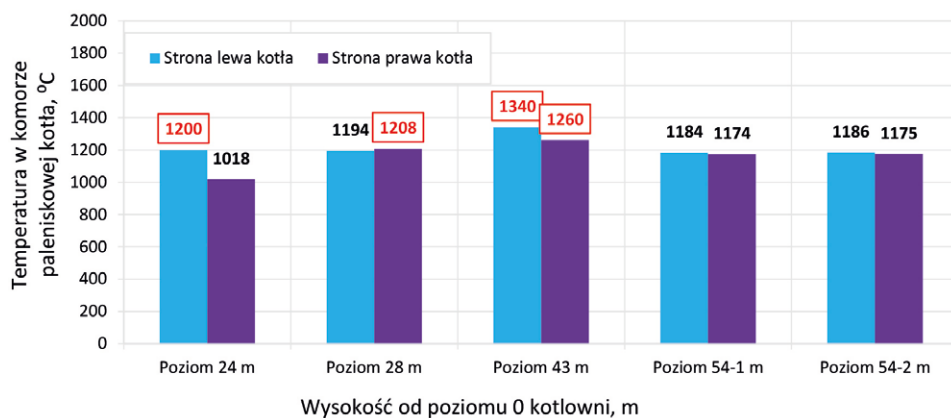
powyżej $1200^{\circ}C$. Na wysokości 43 m po prawej stronie kotła – $1341^{\circ}C$. A w przypadku mocy czynnej generatora 910 MW_e w komorze paleniskowej kotła na wszystkich wysokościach – powyżej $1200^{\circ}C$. Na wysokości 43 m po stronie lewej kotła – $1368^{\circ}C$, a po stronie prawej kotła – $1334^{\circ}C$.

W przypadku węgla gwarancyjnego temperatura mięknięcia popiołu jest niższa niż $1200^{\circ}C$.

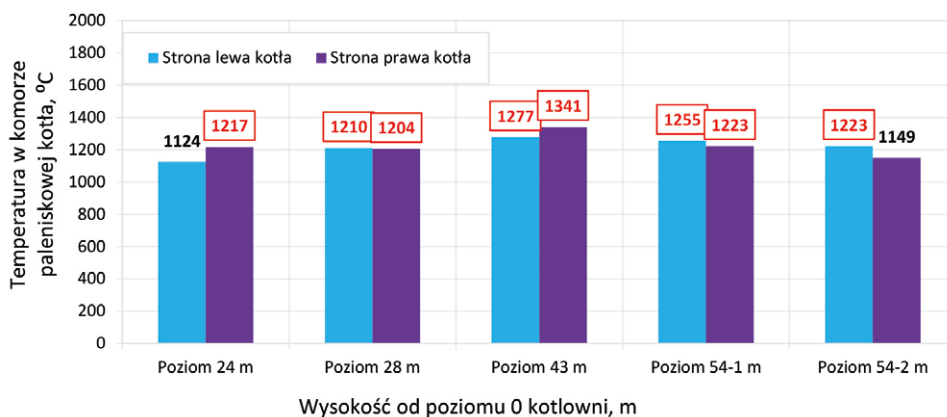
Z przedstawionych wyników pomiarów temperatury w komorze paleniskowej kotła na różnych wysokościach w zależności od mocy czynnej generatora można wnioskować, że temperatura w komorze paleniskowej kotła przekracza projekto-



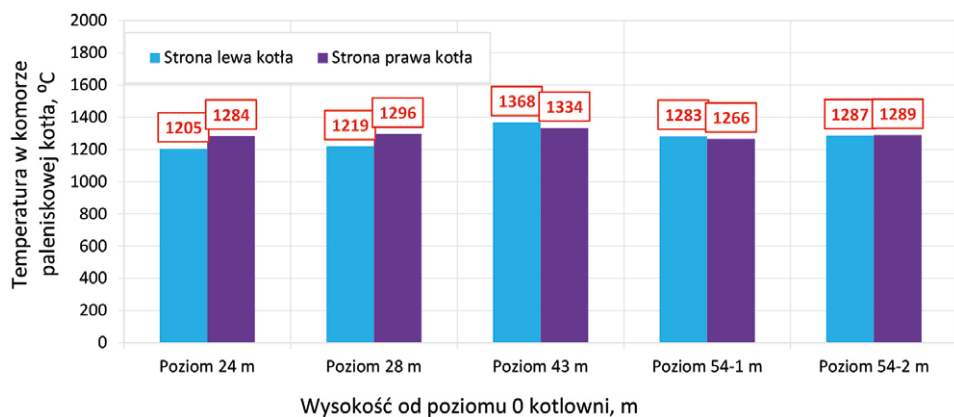
Rys. 3.68. Rozkład temperatury w komorze paleniskowej kotła przy mocy czynnej generatora 550 MW_e



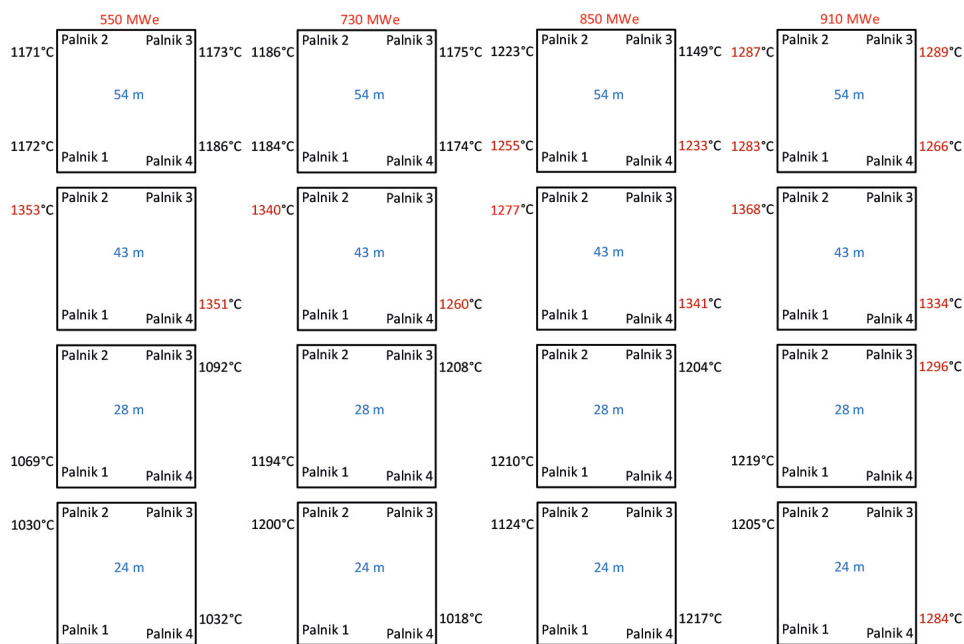
Rys. 3.69. Rozkład temperatury w komorze paleniskowej kotła przy mocy czynnej generatora 730 MW_e



Rys. 3.70. Rozkład temperatury w komorze paleniskowej kotła przy mocy czynnej generatora 850 MW_e



Rys. 3.71. Rozkład temperatury w komorze paleniskowej kotła przy mocy czynnej generatora 910 MW_e



Rys. 3.72. Rozkład temperatury w komorze paleniskowej przy mocy czynnej generatora: 550, 730, 850, 910 MW_e; kolor czerwony – przekroczenia temperatur względem danych projektowych; kolor niebieski – wysokość ponad poziom kotłowni (oprac. własne pomiarów na podst. [19])

wą temperaturę mięknięcia popiołu i osiąga w skrajnych przypadkach wartość powyżej 1300°C. Taka temperatura w komorze paleniskowej przy pracy z palnikami szczelinowymi niskoemisyjnymi zarówno świadczy o niepoprawnej organizacji procesu spalania, jak i nie eliminuje ryzyka nadmiernego szlakowania powierzchni ogrzewalnych kotła.

Z obserwacji pracy bloku wynika również, że aby minimalizować ryzyko nadmiernego szlakowania powierzchni ogrzewalnych kotła, podczas normalnej eksploatacji kotła są uruchamiane z dużą częstotliwością armatki wodne i zdmuchiawcze parowe. Podczas ich pracy w trybie pracy automatycznej z normalną częstotliwością obserwuje się duże problemy związane ze szlakowaniem komory paleniskowej kotła.

3.9. WNIOSKI

3.9.1. WIARYGODNOŚĆ POMIARÓW W SYSTEMIE DCS

Pomiar strumienia masy pary świeżej jest kluczowy dla prawidłowej pracy układów regulacji w bloku energetycznym. Niestety obecny układ pomiarowy z termoelementami typu K nie funkcjonuje poprawnie i potrzebuje ulepszenia. Wartość strumienia masy pary świeżej jest tu obliczana na podstawie czterech pomiarów, ale nie uwzględnia strumienia masy wody do wtrysków.

Układ regulacji nie osiąga zadanej wartości strumienia masy pary świeżej w całym zakresie mocy generatora. Wraz ze wzrostem mocy generatora różnica między wartością zadaną a zmierzonym strumieniem rośnie. Również ciśnienie pary świeżej na wylocie z kotła nie osiąga wartości projektowej, a różnica między pomiarami a projektem jest znacząca.

Temperatura pary wtórnie przegrzanej oraz ciśnienie pary wtórnie przegrzanej również wykazują odchylenia od projektowych wartości przy mocy generatora 364÷910 MWe. Próba osiągnięcia minimalnej mocy 364 MW_e nie powiodła się z powodu problemów z temperaturą spalin i zawartością amoniaku w spalinach.

3.9.2. WYBRANE ELEMENTY Z OBSZARU KOMORY PALENISKOWEJ KOTŁA

Najistotniejszym problemem dotyczącym eksploatacji kotła jest zjawisko nadmiernego szlakowania powierzchni ogrzewalnych kotła. Z analizy wyników pomiarów temperatury wynika, że temperatura w komorze paleniskowej często przekracza temperaturę mięknięcia popiołu i osiąga nawet 1300°C. To może oznaczać niepoprawną organizację procesu spalania i zwiększone ryzyko szlakowania powierzchni ogrzewalnych kotła. Eksploatacja armatek wodnych i zdmuchiawczy parowych w automatycznym trybie pracy również powoduje problemy ze szlakowaniem komory paleniskowej kotła.

Układ pomiaru temperatury w komorze paleniskowej kotła z termoelementami typu K nie działa poprawnie – termoelementy nie są odpowiednio zabezpieczone i często ulegają uszkodzeniom. Po miesiącu pracy tylko połowa urządzeń pomiarowych nadal działa prawidłowo. Wymiana uszkodzonych urządzeń jest możliwa tylko po wyłączeniu całego bloku.

W przypadku różnych mocy generatora zmierzono temperatury w komorze paleniskowej kotła. Przy mocy 550 MW_e wyniosły one 1353°C po lewej stronie i 1351°C po prawej stronie kotła. Przy mocy 730 MW_e temperatury na różnych wysokościach wyniosły 1184–1340°C po lewej stronie i 1018–1260°C po prawej stronie kotła. Przy mocy 850 MW_e i 910 MW_e temperatury na wszystkich poziomach zwykle przekraczały 1200°C i osiągnęły maksymalnie 1368°C po lewej stronie i 1341°C po prawej stronie kotła. Z kolei temperatura mięknięcia popiołu dla spalanych węgla wynosi powyżej 1200°C, a z analiz wyników wynika, że mieści się 1250–1360°C.

3.9.3. PALNIKI PYŁOWE

I ROZDZIAŁ POWIETRZA DO KOTŁA

W systemie paleniskowym kotła zastosowano strumieniowe palniki pyłowe z mechanizmem zmiany kąta pochylenia dysz palników. Emisja tlenków azotu NO_x w komorze paleniskowej kotła nie spełnia jednak wymagań projektowych – zwłaszcza przy obciążeniu 40–60% WMTK, przy którym osiąga wartości 400–800 mg/m³_{usr} i przekracza zakładane poziomy. System DCS powinien utrzymywać współczynnik nadmiaru powietrza λ 1,18–1,6 w zależności od obciążenia kotła, ale nie jest to zrealizowane ze względu na ograniczenia regulacji klap powietrza wtórnego. Zakładano rozdzielenie obszaru spalania na strefę pierwotną i wtórną w celu umożliwienia dwuetapowej redukcji tlenków azotu. Koncepcja ta nie została jednak w pełni wdrożona z powodu braku odpowiednich klap regulacyjnych oraz braku pomiarów strumienia masy powietrza wtórnego. Klapy regulacyjne w skrzyniach palnikowych działają niejednolicie. To powoduje problemy z rozkładem ciśnienia w skrzyniach palnikowych. Kompensatory w kanałach powietrza pracują nieprawidłowo. Stopniowanie procesu spalania jest utrudnione, ponieważ brakuje pomiarów strumienia masy powietrza wtórnego wpływającego na kontrolę procesu redukcji tlenków azotu. Dysze powietrza wtórnego, które miały chronić komorę paleniskową przed korozją, nie spełniają swojego zadania ze względu na brak ciągłej kontroli strumienia masy powietrza wtórnego. Podział pyłomieszanek na mieszanek bogatą i ubogą nie jest realizowany, gdyż kryzy regulacyjne w pyłoprzewodach zostały usunięte podczas modernizacji palników.

4. INSTALACJA KATALITYCZNEGO ODAZOTOWANIA SPALIN SCR

4.1. WPROWADZENIE

4.1.1. MECHANIZM REAKCJI SCR

Selektywna redukcja katalityczna (SCR) jest szeroko stosowanym procesem redukcji emisji tlenków azotu NO_x z gazów spalinowych elektrowni opalanych paliwami kopalnymi i kotłów przemysłowych. Tlenki azotu NO_x podczas SCR reagują z czynnikiem redukującym, takim jak amoniak lub mocznik, i tworzą azot oraz wodę. Istnieje kilka czynników, które mogą wpływać na efektywność reakcji SCR. Należą do nich: temperatura, rodzaj katalizatora, rodzaj czynnika redukującego, stężenie tlenków azotu oraz parametry pracy instalacji SCR.

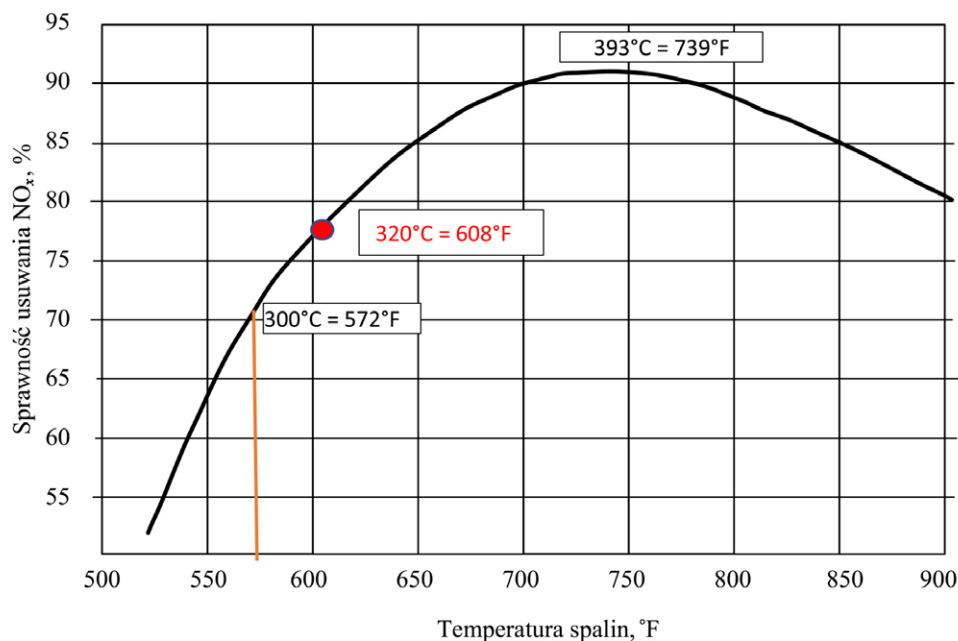
4.1.2. TEMPERATURA

Na skuteczność reakcji selektywnej redukcji katalitycznej SCR wpływa jej temperatura. W niższych temperaturach szybkość reakcji może być zbyt mała, w wyższych natomiast – katalizator może ulec dezaktywacji. Ogólnie można przyjąć, że ze wzrostem temperatury reakcji SCR wzrośnie również jej szybkość. Istnieje jednak optymalny zakres temperatur, w którym reakcja SCR jest najbardziej wydajna. Reakcje SCR są zazwyczaj najbardziej efektywne w temperaturach 300–500°C.

W temperaturze poniżej 300°C szybkość reakcji może być zbyt mała, aby skutecznie zmniejszyć emisję tlenków azotu NO_x . W temperaturze powyżej 500°C katalizator stosowany w reakcji SCR może ulec dezaktywacji i doprowadzić do obniżenia wydajności reakcji lub może zacząć się rozpadać i stracić zdolność do katalizowania reakcji. Dlatego ważne jest, żeby utrzymać temperaturę reakcji SCR w optymalnym zakresie w celu osiągnięcia jej maksymalnej wydajności.

Tabela 4.1. Zakresy pracy katalizatorów reakcji SCR

Rodzaj katalizatora	Zakres temperatur, °C	Szybkość reakcji
Tlenek wanadu V_2O_5	300–550	wysoka
Ditlenek tytanu TiO_2	250–450	wysoka

Rys. 4.1. Zależność sprawności usuwania NO_x od temperatury; oprac. na podst. [26]

Szybkość reakcji katalizatorów – tlenku wanadu V_2O_5 i ditlenku tytanu TiO_2 – w układzie selektywnej redukcji katalitycznej (SCR) zależy zasadniczo od temperatury strumienia gazów spalinowych. Katalizatory zarówno z tlenku wanadu V_2O_5 , jak i ditlenku tytanu TiO_2 są najbardziej aktywne w wysokich temperaturach. Ich aktywność ma tendencję do zmniejszania się w miarę obniżania temperatury. Na szybkość reakcji mogą wpływać również inne czynniki, takie jak stężenie reagentów i dostępność tlenu.

W tabeli 4.1 pokazano przybliżoną zależność szybkości reakcji od temperatury w przypadku katalizatorów z pięciotlenku wanadu V_2O_5 i dwutlenku tytanu TiO_2 w systemie SCR.

Należy pamiętać, że wartości te są przybliżone i mogą się różnić w zależności od konkretnych warunków panujących w systemie SCR. Optymalny zakres temperatur dla danego katalizatora może również zależeć od innych czynników,

takich jak typ stosowanej reakcji redukcji tlenków azotu NO_x oraz obecność innych gazów w strumieniu spalin.

Na rysunku 4.1 przedstawiono sprawność redukcji tlenków azotu NO_x w funkcji temperatury w przypadku typowego katalizatora z tlenków metali. Z analizy wykresu wynika, że sprawność redukcji tlenków azotu NO_x wzrasta wraz z temperaturą do maksimum 370–400°C. W miarę wzrostu temperatury powyżej 400°C szybkość reakcji i wynikająca z niej sprawność usuwania NO_x zaczynają się zmniejszać. W miarę zbliżania się temperatury spalin do optimum wzrasta natomiast szybkość reakcji i zmniejsza się objętość katalizatora konieczna do osiągnięcia danej sprawności usuwania NO_x .

4.1.3. PRĘDKOŚĆ SPALIN

Prędkość przepływu reagentów przez złożę katalizatora wpływa na efektywność reakcji SCR. Jeśli prędkość spalin jest zbyt duża, reaktanty nie mają wystarczająco dużo czasu na reakcję, natomiast jeśli jest zbyt mała, katalizator nasycy się nieprzereagowanymi reagentami.

4.1.4. RODZAJ KATALIZATORA

Do reakcji SCR można stosować różne katalizatory, a ich wybór wpływa na wydajność reakcji. Na przykład pięciotlenek wanadu V_2O_5 jest powszechnie stosowanym katalizatorem w reakcjach SCR. Inne opcje obejmują dwutlenek tytanu TiO_2 i trójtlenek żelaza Fe_2O_3 . W opisywanym bloku katalizatorem jest pięciotlenek wanadu V_2O_5 .

4.1.5. CZYNNIK REDUKUJĄCY / REAGENT

Wybór czynnika redukującego również wpływa na wydajność reakcji SCR. Amoniak jest powszechnie stosowanym czynnikiem redukującym, natomiast inne opcje obejmują mocznik i węglowodory.

4.1.6. STĘŻENIE TLENKÓW AZOTU NO_x

Stężenie tlenków azotu NO_x w spalinach wpływa na wydajność reakcji SCR. Przy wysokich stężeniach tlenków azotu NO_x szybkość reakcji może być ograniczona dostępnością czynnika redukującego, przy niskich stężeniach z kolei szybkość reakcji może być ograniczona szybkością dyfuzji tlenków azotu NO_x do powierzchni katalizatora.

4.1.7. PARAMETRY PRACY INSTALACJI SCR

Kocioł wyposażony jest w instalację katalitycznego odazotowania spalin SCR typu *high-dust* zabudowaną w ciągu spalinowym między wylotem z kotła a obrotowymi podgrzewaczami powietrza LUVO, w których jest duże zapylenie. Zasadniczym elementem instalacji SCR są katalizatory ceramiczne. W bloku zastosowano katalizatory ułożone w kształt plastra miodu (ang. *Honeycomb*). Zaletą katalizatora tego typu jest duża powierzchnia właściwa i największa odporność na wysoką temperaturę – jest on stosowany i zalecany głównie dla układów typu *tail-end* lub *low-dust*. Katalizatora *Honeycomb* nie powinno stosować się w technologii *high-dust* ze względu na wysoką zawartość pyłu w spalinach powodującą sukcesywne zatykanie się aktywnych porów katalizatora i w konsekwencji zmniejszanie efektywnej powierzchni przez zmniejszanie liczby miejsc aktywnych dostępnych w reakcji redukcji tlenków azotu NO_x .

Na rysunku 4.2 pokazano uszkodzenia mechaniczne instalacji SCR umieszczonej w układzie *high-dust*, które pojawiły się po dwóch latach eksploatacji w innej elektrowni niż opisywany blok o mocy 910 MW_e.

Na zdjęciach (rys. 4.3) widoczna jest erozja kanałów i ich zatkanie. Erozja zachodząca w młynach przenosi się również na układ odazotowania SCR. Można to poznać po zwiększonym spadku ciśnienia w kanałach spalin w obrębie SCR, które w związku z tym mogą się zapełniać.

Temperatura projektowa reaktora SCR oraz kanałów spalin wynosi 420°C. Aby reakcja redukcji tlenków azotu NO_x z reagentem zaszła poprawnie, jej temperatura musi być utrzymana w odpowiednim zakresie – 320÷370°C (w publikacji [24] został podany zakres wartości temperatury eksploatacyjnej 320÷370°C oraz stężenie tlenków NO_x przed SCR mniejsze lub równe 450 mg/nm³, a za SCR – 150 mg/nm³). Poniżej temperatury spalin, czyli 320°C, proces reakcji redukcji tlenków azotu NO_x zwalnia

Tabela 4.2. Dane techniczne instalacji SCR

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość
Stężenie tlenków azotu NO_x przed instalacją SCR (w przeliczeniu na NO_2 , spaliny suche, 6% O_2)	mg/m ³ _{usr}	≤ 450
Stężenie tlenków azotu NO_x za instalacją SCR (w przeliczeniu na NO_2 , spaliny suche, 6% O_2)	mg/m ³ _{usr}	≤ 150
Konwersja ditlenku siarki SO_2 do tritlenku siarki SO_3 w katalizatorze	mg/m ³ _{usr}	1
Zawartość amoniaku NH_3 w spalinach za instalacją SCR (spaliny suche, 6% O_2)	ppm mg/m ³ _{usr}	≤ 3 ≤ 2,2
Okres aktywności katalizatora	h	~24 000

a)



b)



Rys. 4.2. Katalizator uszkodzony mechanicznie – układ *high-dust*: a) wygięcie katalizatora, b) perforacja katalizatora

a)



b)

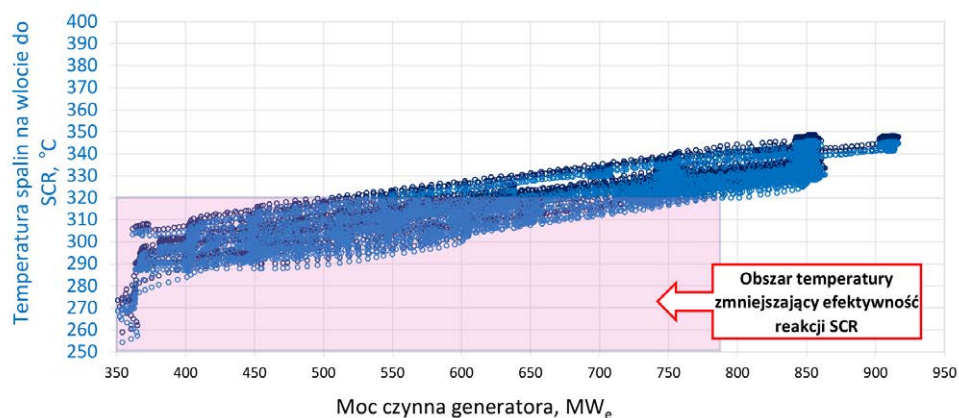


Rys. 4.3. Katalizator zatkany przez pył – układ *high-dust*: a) widok katalizatora, b) powiększenie zatkanych otworów katalizatora

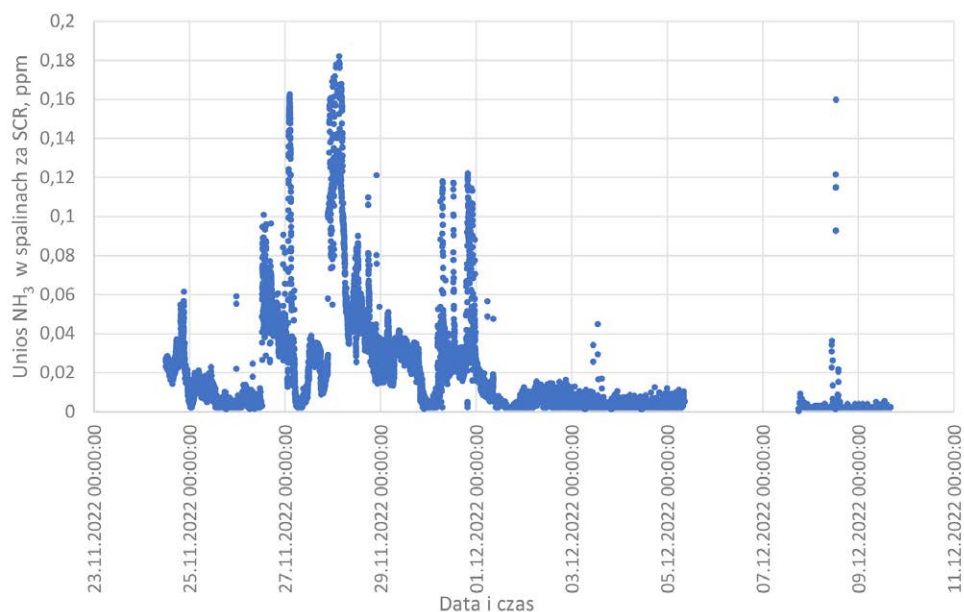
i w spalinach pojawia się nieprzereagowany amoniak NH_3 , który w procesie mokrego odsiarczania przedostaje się do gipsu i znacząco obniża jego wartość handlową. Na rysunku 4.4 przedstawiono zależność temperatury spalin na wlocie do SCR od mocy czynnej generatora. Zgodnie z danymi pomiarowymi warunki obniżonej temperatury ($< 320^\circ\text{C}$) utrzymują się przez ok. 20% czasu pracy kotła.

W instrukcji eksploatacji brak jest informacji o zastosowanej metodzie pomiarowej amoniaku NH_3 w spalinach. Za instalacją SCR pomiar wyniósł $\text{mg}/\text{m}^3_{\text{usr}}$, a w kominie – $1,5 \text{ mg}/\text{m}^3_{\text{usr}}$.

W instalacji brakuje mechanizmu kontroli ilości nieprzereagowanego amoniaku NH_3 w spalinach. To sprawia, że oprócz braku ograniczania zużycia reagenta mak-

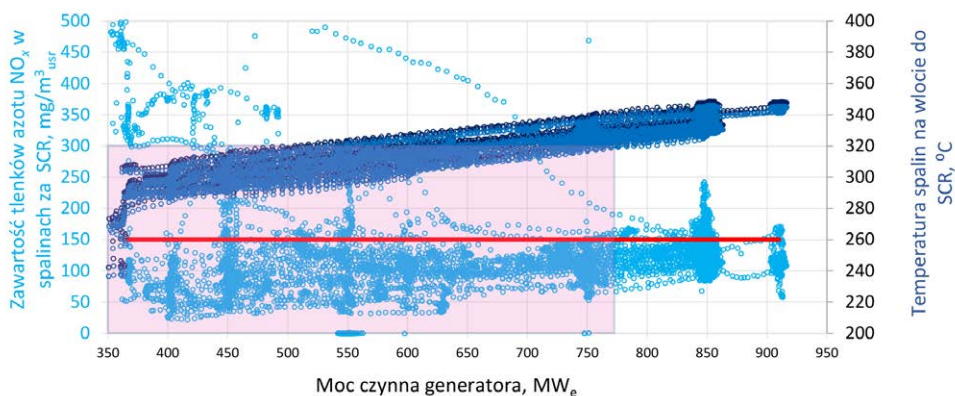


Rys. 4.4. Zależność temperatury spalin na wlocie do SCR od mocy czynnej generatora

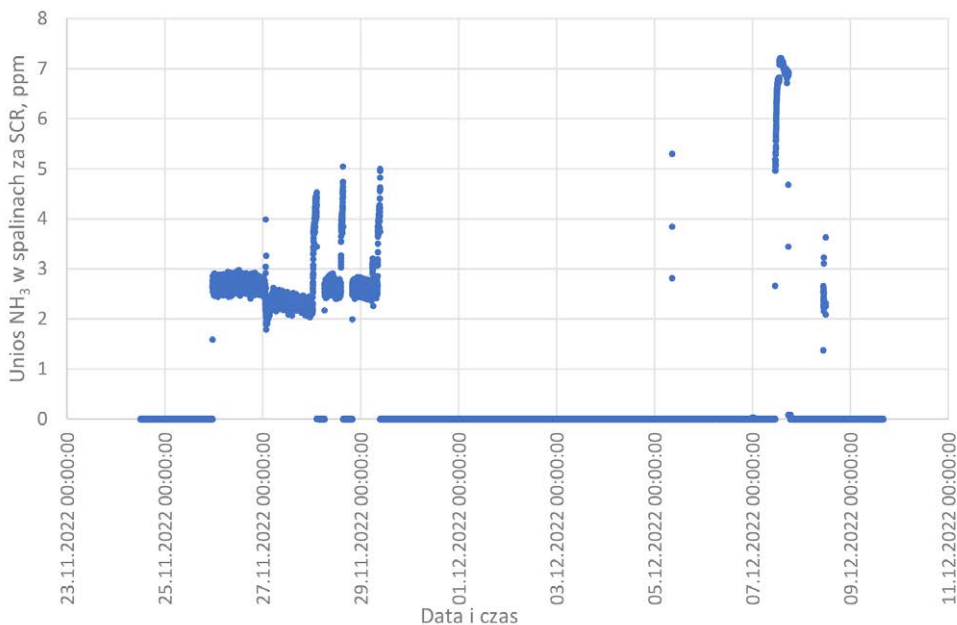


Rys. 4.5. Zawartość amoniaku NH₃ w spalinach w funkcji czasu.
KKS sygnału: „AoHSD01CA021XQ50.UNIT1@JAW”

symalizowane jest ryzyko powstawania wodorosiarczanu amonu NH₄HSO₄, który osadza się najczęściej w obrotowym podgrzewaczu powietrza na powierzchniach metalowych koszy, co skutkuje utrudnioną wymianą ciepła i zwiększonym spadkiem ciśnienia. Wodorosiarczan amonu NH₄HSO₄ osadza się także na powierzchni popiołu lotnego obniżającego znacząco wartość handlową. Może również wpływać na wzrost kosztów związanych ze składowaniem popiołu. W przypadku obciążenia pra-



Rys. 4.6. Korelacja między stężeniem tlenków azotu NO_x w spalinach za SCR i temperaturą spalin na wlocie do SCR w funkcji mocy czynnej generatora; czerwona linia oznacza maksymalną wartość emisji NO_x (zgodnie z tab. 1.3), różowy prostokąt – obszar zmniejszonej szybkości reakcji wychwytu NO_x przez SCR



Rys. 4.7. Zawartość amoniaku NH_3 w spalinach w funkcji czasu; KKS sygnału: „AoHSD01CAo22XQ50.UNIT1@JAW” (por. tab. 4.2)

cy kotła 40% WMTK temperatura spalin wynosi poniżej 320°C i dlatego, ze względu na ulot amoniaku NH_3 , ogranicza pracę bloku.

W systemie DCS brak jest zaimplementowanych progów alarmowych temperatury spalin na wlocie do SCR. Pierwszym progiem alarmowym powinna być tempe-

ratura 320°C. Jedynym progiem, którego przekroczenie powoduje wyłączenie pomp dozujących amoniak, jest temperatura 293°C, a to podnosi koszty związane z dodatkowym zużyciem amoniaku. Ustawienie tak niskiego progu nie zapewnia zajścia poprawnej reakcji redukcji tlenków azotu NO_x . Nadrzędny układ sterowania (DCS) nie wyłącza pomp dozujących wodę amoniakalną po przekroczeniu dopuszczalnej wartości amoniaku NH_3 w spalinach (rys. 4.5).

Na rysunkach 4.5 i 4.7 widoczne są też 10-krotne różnice między dwoma pomiarami zawartości amoniaku NH_3 w spalinach.

4.2. WNIOSKI

Kocioł jest wyposażony w instalację selektywnej redukcji katalitycznej SCR przeznaczoną do usuwania tlenków azotu ze spalin. Instalacja ta znajduje się między wylotem kotła a podgrzewaczami powietrza LUVO. W centralnym miejscu instalacji SCR znajdują się katalizatory ceramiczne typu *Honeycomb*, charakteryzujące się dużą powierzchnią i odpornością na wysoką temperaturę. Należy zaznaczyć, że tego typu katalizatora nie powinno się używać w układach cechujących się dużą zawartością pyłu w spalinach (*high-dust*), ponieważ wpływa to negatywnie na jego skuteczność.

Przy obciążeniu kotła 40% WMTK temperatura spalin na wlocie do SCR spada poniżej 320°C. Utrzymywanie temperatury spalin w granicach 320÷370°C jest kluczowe dla skutecznej redukcji tlenków azotu NO_x . Temperaturowe poniżej 320°C powodują spowolnienie reakcji redukcji NO_x i pojawienie się nieprzereagowanego amoniaku NH_3 w spalinach – może to obniżyć jakość gipsu i stanowi potencjalne ryzyko. Z danych pomiarowych wynika, że temperatura spalin wynosi mniej niż 320°C przez ok. 20% czasu pracy kotła.

Pomiar stężenia amoniaku NH_3 w spalinach w instalacji SCR jest istotny, ponieważ wskazuje różnice w stężeniu amoniaku między instalacją SCR a kominem. Brak tego pomiaru oznacza brak kontroli ilości nieprzereagowanego amoniaku NH_3 w spalinach – to może prowadzić do powstawania wodorosiarczanu amonu NH_4HSO_4 osadzającego się na różnych powierzchniach w instalacji i powodującego problemy z wymianą ciepła i poziomem ciśnienia.

W systemie DCS brakuje progów alarmowych temperatury spalin na wlocie do SCR. Istnieje tylko niski próg alarmowy wyznaczony na 293°C, którego osiągnięcie powoduje wyłączenie pomp dozujących wodę amoniakalną, co jednak nie jest wystarczające do zapewnienia optymalnego działania katalizatora SCR i wysokiej skuteczności redukcji tlenków azotu NO_x .

5. ELEKTROFILTR

5.1. KWAŚNA KONDENSACJA SPALIN

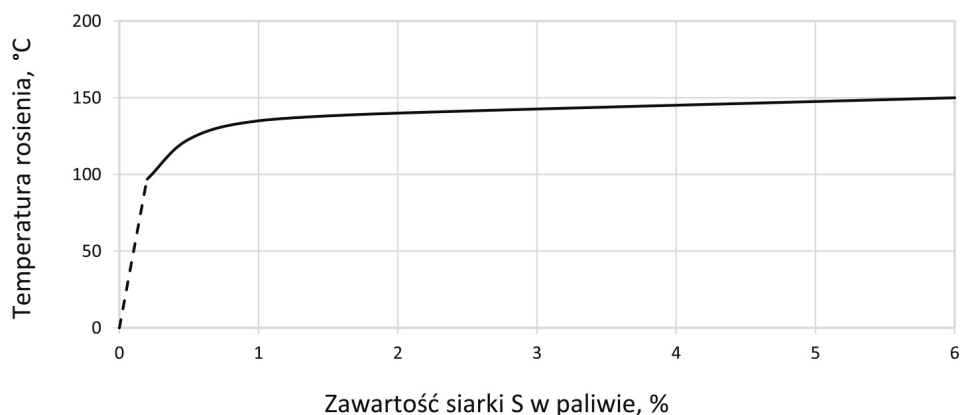
Ditlenek siarki SO_2 jest powszechnie występującym zanieczyszczeniem w spalinach z elektrowni węglowych. Kiedy jest emitowany do atmosfery, może reagować z wodą, tlenem i innymi substancjami i tworzyć kwas siarkowy H_2SO_4 . Proces ten jest znany jako tworzenie się kwaśnych deszczy.

Temperatura gazów spalinowych może wpływać na szybkość tworzenia się kwasu siarkowego: im wyższa temperatura gazów spalinowych, tym szybciej zachodzi reakcja. Dokładna temperatura, w której zaczyna się tworzyć kwas siarkowy, zależy jednak od konkretnych właściwości gazów spalinowych, w tym stężenia SO_2 i obecności innych substancji mogących hamować lub sprzyjać reakcji. W celu osiągnięcia wysokiej sprawności projektuje się kotły o coraz niższej temperaturze wylotowej spalin, dochodzącej przy pełnym obciążeniu 100% WMT do 110°C . Przy pracy z obciążeniem częściowym temperatura ta może spaść poniżej 100°C . Temperatura powietrza na wlocie do podgrzewacza, gdy powietrze pobierane jest z otoczenia bloku, wynosi ok. 20°C . W niskiej temperaturze najgroźniejsza dla komory paleniskowej kotła jest korozja wywołana przez związki siarki S zawarte w spalinach. Siarka S w spalinach występuje głównie w postaci ditlenku siarki SO_2 oraz tritlenku siarki SO_3 powstającego przez rozkład siarczanów zawartych w paliwie i utlenianie ditlenku siarki SO_2 zgodnie z reakcją:



Zgodnie z reakcją (5.2) w połączeniu z parą wodną H_2O zawartą w spalinach tritlenek siarki SO_3 tworzy natomiast kwas siarkowy H_2SO_4 :





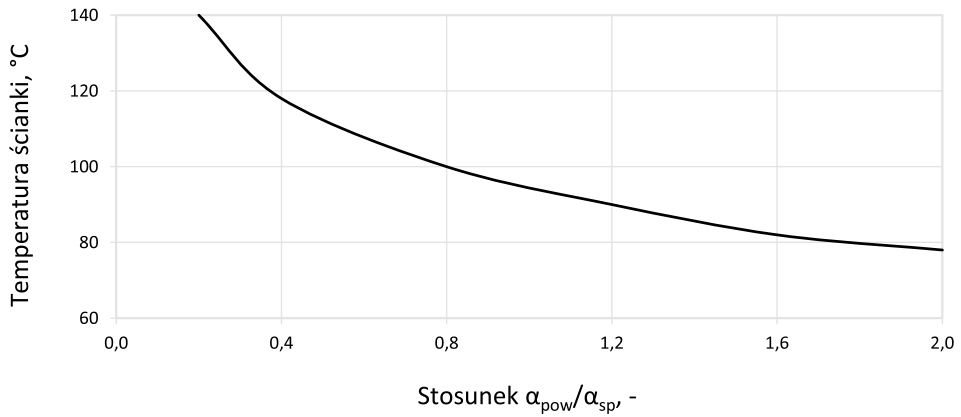
Rys. 5.1. Zależność temperatury rosenia od zawartości siarki S w paliwie; oprac. na podst. [9]



Rys. 5.2. Minimalne zalecane temperatury spalin w zależności od zawartości siarki S w paliwie dla palenisk pyłowych; oprac. na podst. [9]

Ta reakcja zachodzi bardzo łatwo przy ciśnieniu atmosferycznym. Jej początek następuje w temperaturze $450 \div 550^{\circ}\text{C}$, a koniec – w temperaturze $150 \div 250^{\circ}\text{C}$. Poniżej temperatury spalin wynoszącej ok. 150°C kwas siarkowy H_2SO_4 skrapla się na metalowych elementach podgrzewaczy powietrza i kanałów spalin i w efekcie powoduje ich korozję. Kotły opalane paliwem z dużą zawartością siarki S w swoim składzie oraz często uruchamiane ulegają silnej korozji. Na rysunku 5.1 pokazano krzywą temperatury rosenia w zależności od zawartości siarki S w paliwie.

Jak przedstawiono na wykresie, punkt rosy występuje w niskich temperaturach przy zawartości siarki S w paliwie poniżej 1%, a powyżej 1% – punkt rosy występuje w temperaturze $140 \div 150^{\circ}\text{C}$ (to znaczy prawie w stałej temperaturze). Korozja występuje najintensywniej w temperaturach $30 \div 40^{\circ}\text{C}$ poniżej punktu rosy. Przy określonej zawartości siarki S w paliwie należy tak projektować kocioł,



Rys. 5.3. Temperatura ścianki w zależności od stosunku $\alpha_{\text{pow}}/\alpha_{\text{sp}}$; oprac. na podstawie [9]

aby temperatura powietrza na wlocie do podgrzewacza powietrza była wystarczająco wysoka, żeby można było odprowadzić powstającą parę wodną H_2O . Na rysunku 5.2 pokazano wykres dopuszczalnych minimalnych temperatur spalin w zależności od zawartości siarki S w paliwie.

Temperaturę ścianki w podgrzewaczu powietrza t_{sc} przy pominięciu zanieczyszczenia jej przez popiół można obliczyć za pomocą wzoru [9, 28, s. 95]:

$$t_{\text{sc}} = t_{\text{pow}} + \frac{t_{\text{sp}} - t_{\text{pow}}}{1 + \left(\frac{\alpha_{\text{pow}}}{\alpha_{\text{sp}}} \right)} \quad (5.3)$$

gdzie:

α_{pow} – współczynnik wnikanie ciepła od ścianki do powietrza, α_{sp} – współczynnik wnikanie ciepła od spalin do ścianki, t_{sp} – temperatura spalin, t_{pow} – temperatura powietrza.

Jeżeli $\alpha_{\text{sp}} = \alpha_{\text{pow}}$, to temperatura ścianki jest równa:

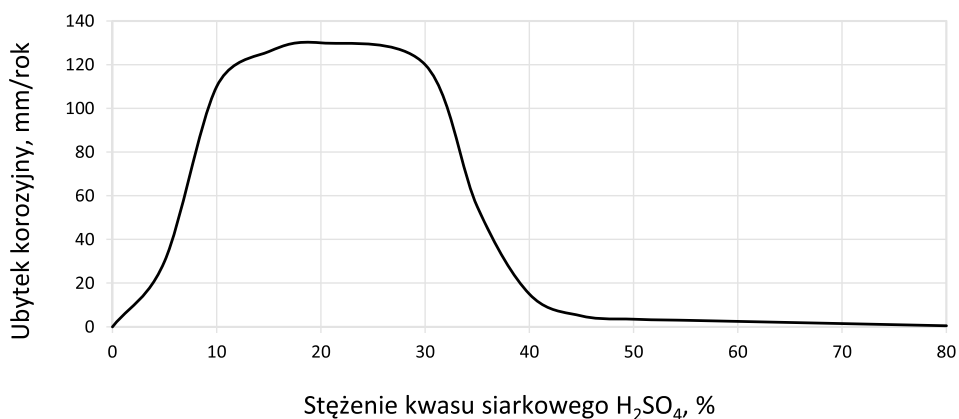
$$t_{\text{sc}} = t_{\text{pow}} + \frac{t_{\text{sp}} - t_{\text{pow}}}{2} \quad (5.4)$$

Jeśli znana jest zawartość siarki S w paliwie, na podstawie przedstawionych wykresów można określić temperaturę ścianki parowego podgrzewacza powietrza potrzebną do tego, żeby nie wystąpiła korozja.

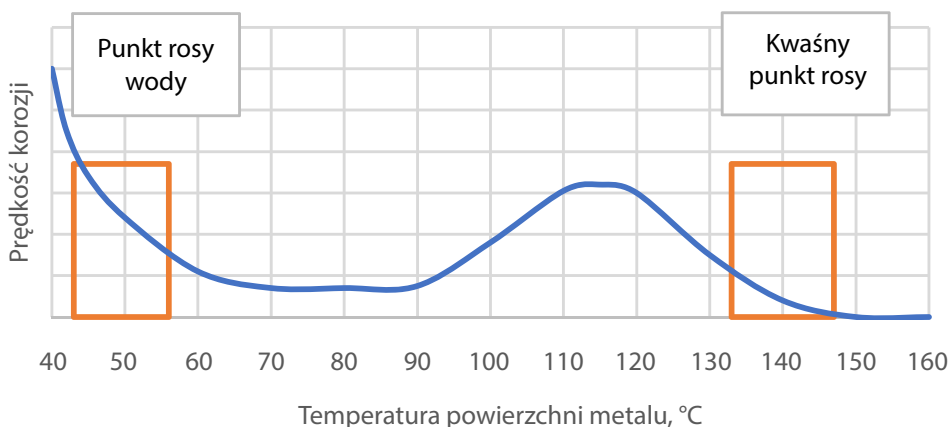
Uszkodzenia powierzchni ogrzewanych wymienników ciepła są efektem agresywnego oddziaływania środowiska pracy podgrzewaczy powietrza. Agresywność środowiska potęgowana jest wskutek kondensacji pary wodnej, a także występowania podwyższonej temperatury oraz higroskopijnych zanieczyszczeń stałych na powierzchniach roboczych. Zanieczyszczenia te oraz produkty korozji ograniczają przekrój czynny kanałów przelotowych między profilami elementów grzewczych podgrzewacza powietrza i prowadzą często do ich całkowitego zatkania. Pogarsza to w znacznym stopniu sprawność energetyczną tego wymiennika. Temperatura spalin wylotowych – wynosząca w niektórych przypadkach pracy bloku poniżej 100°C – stwarza takie warunki pracy, że najbardziej narażoną na silną niskotemperaturową korozję siarkową częścią bloku jest tzw. „zimny koniec” podgrzewacza powietrza, czyli miejsce wylotu spalin. Środowisko eksploatacyjne koszy grzewczych podgrzewaczy spalin i powietrza charakteryzuje się znaczną agresywnością głównie z uwagi na zawartość siarki S, która pochodzi ze spalanego paliwa. Podczas procesu spalania siarka S zawarta w paliwie utlenia się do ditlenku siarki SO_2 , który wobec nadmiaru tlenu O_2 w stosunku do ilości stechiometrycznej ulega podczas schładzania spalin dalszemu utlenianiu do tritlenku siarki SO_3 . Szczególnie intensywnie proces ten zachodzi w temperaturze $400\div 600^{\circ}\text{C}$. Tritlenek siarki SO_3 podczas reakcji z parą wodną zawartą w spalinach tworzy pary kwasu siarkowego H_2SO_4 . Przy temperaturze spalin niższej od 200°C reakcja między tritlenkiem siarki SO_3 i parą wodną H_2O przebiega w sposób natychmiastowy. Jeśli zatem w spalinach występuje tritlenek siarki SO_3 , to spaliny nie mogą zawierać pary wodnej. Podczas dalszego chłodzenia mieszanina kwasu siarkowego H_2SO_4 i wody H_2O ulega kondensacji – temperatura tej przemiany fazowej jest nazywana punktem rosy. Wyróżnia się dwie definicje kwasowego punktu rosy spalin [28]:

- fizyczny punkt rosy – temperatura spalin, przy której występuje równowaga faz gazowej i ciekłej i która może być określana za pomocą prób laboratoryjnych,
- praktyczny punkt rosy – temperatura spalin, przy której na powierzchni umieszczonego w strumieniu spalin czujnika pomiarowego rozpoczyna się kondensacja par kwasu.

W praktyce mierzony za pomocą czujników przewodnościowych punkt rosy kwasu występuje w temperaturze $2\text{--}8^{\circ}\text{C}$ niższej od fizycznego, co spowodowane jest zapotrzebowaniem na energię konieczną do tworzenia się zarodków kondensacji. Przeciętna koncentracja kwasu siarkowego H_2SO_4 w rosie wykroplonej na powierzchni czujnika w temperaturze $70\text{--}120^{\circ}\text{C}$ wynosi $20\div 30\%$, co jest stężeniem odpowiadającym maksymalnej intensywności korozji stali węglowej (rys. 5.4). Brak ubytku



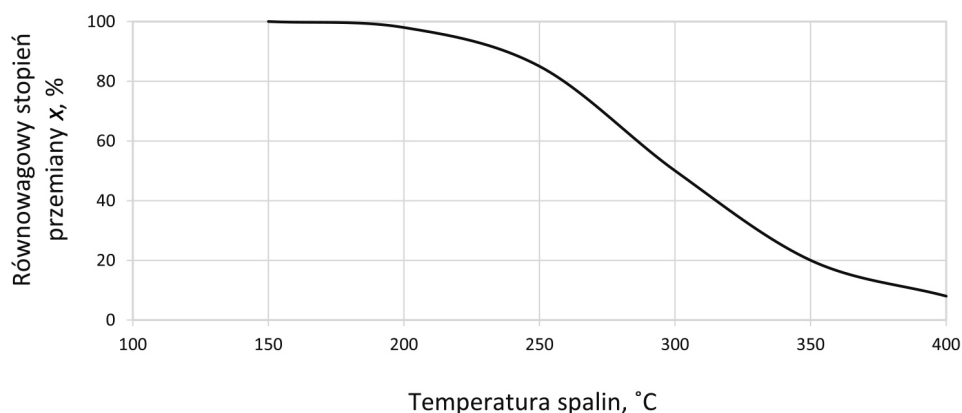
Rys. 5.4. Zależność ubytku korozyjnego stali węglowej od stężenia kwasu siarkowego H₂SO₄ dla temperatury spalin 90°C; oprac. na podst. [9, 28, s. 87]



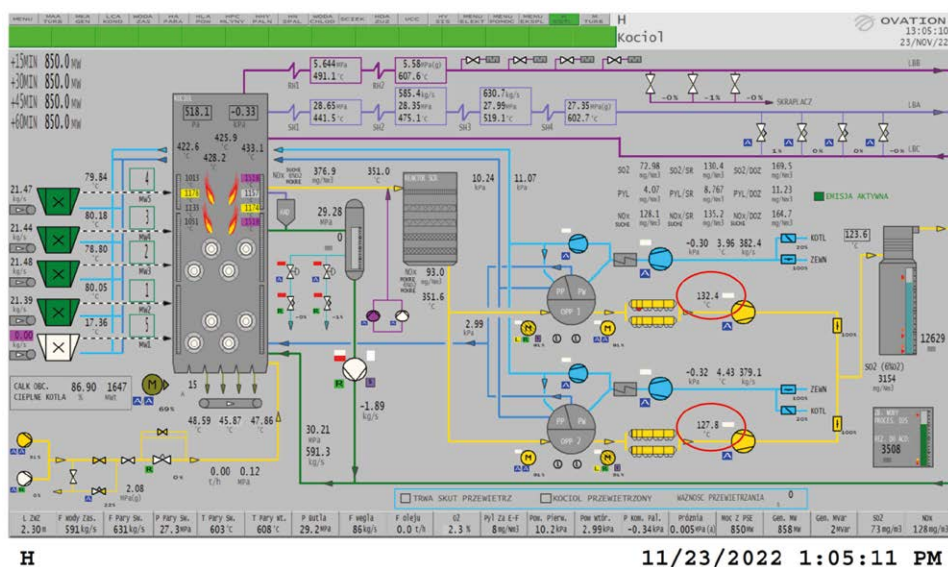
Rys. 5.5. Zależność prędkości korozji od temperatury metalu, oprac. na podst. [27]

korozyjnego w przypadku stężenia kwasu siarkowego wyższego niż ok. 45% wynika z obecności w spalinach pary wodnej, która rozcieńcza kwas.

Wchodzenie tlenku siarki SO₃ w reakcję z parą wodną H₂O i tworzenie w ten sposób kwasu siarkowego H₂SO₄ poniżej temperatury wykrapłania się kwasu tłumaczy, dlaczego stężenie kwasu siarkowego H₂SO₄ wpływa na wzrost ubytku korozyjnego dla stężeń 10–30%. Kwas miesza się z wodą, co skutkuje spadkiem stężenia poniżej 100%. Największa prędkość korozji dla fazy gazowej tlenków siarki w spalinach występuje dla temperatur 100–140°C. Przy niższych temperaturach prędkość korozji spada aż do temperatury kondensacji pary wodnej, która tworzy ciekły rozcieńczony kwas siarkowy powodujący gwałtowny wzrost prędkości korozji powyżej tej z fazy gazowej.



Rys. 5.6. Udział procentowy kwasu siarkowego H_2SO_4 w mieszaninie równowagowej z tlenkiem siarki SO_2 w przypadku spalin zawierających 8% obj. pary wodnej H_2O ; oprac. na podst. [9]



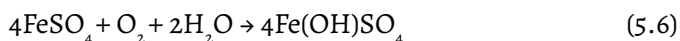
Rys. 5.7. Położenie badanych punktów pomiarowych (czerwone linie); zrzut ekranu z systemu sterowania z zaznaczonymi temperaturami spalin

W miarę spadku zawartości kwasu siarkowego H_2SO_4 w spalinach kwasowy punkt rosy obniża się, aby przy braku kwasu siarkowego H_2SO_4 osiągnąć wartość wodnego punktu rosy zdeterminowanego przez koncentrację pary wodnej H_2O w spalinach. Stężenie kwasu siarkowego spada wraz ze wzrostem temperatury powietrza. Powyżej 140°C nie ma kwaśnego punktu rosy i nic nie powinno się wykraplać.

Proces korozji obejmuje reakcję chemiczną między kwasem a stałą prowadzącą do powstawania soli metali i wodoru. Ogólną reakcję między kwasem siarkowym a stałą można przedstawić w następujący sposób:



W tej reakcji żelazo Fe reaguje z kwasem siarkowym H_2SO_4 i tworzy siarczan żelazawy FeSO_4 i wodór gazowy H_2 . Sole Fe^{2+} są łatwo utleniane przez tlen z powietrza lub wodę – tworzą rdzę [29]:



Elementy układu narażone na działanie spalin o zbyt niskiej temperaturze są zagrożone korozją. Dotyczy to zarówno podgrzewaczy powietrza, podgrzewaczy spalin, jak i kanałów spalin wraz z elektrofiltrem. Intensywność korozji jest zależna od strumienia wykroplonego kwasu, będącego funkcją strumienia masy tlenków siarki, różnicy temperatur między spalinami i powierzchnią kanałów spalin oraz od stężenia kwasu siarkowego H_2SO_4 . Udział procentowy kwasu siarkowego H_2SO_4 w mieszaninie równowagowej z tlenkiem siarki SO_3 :

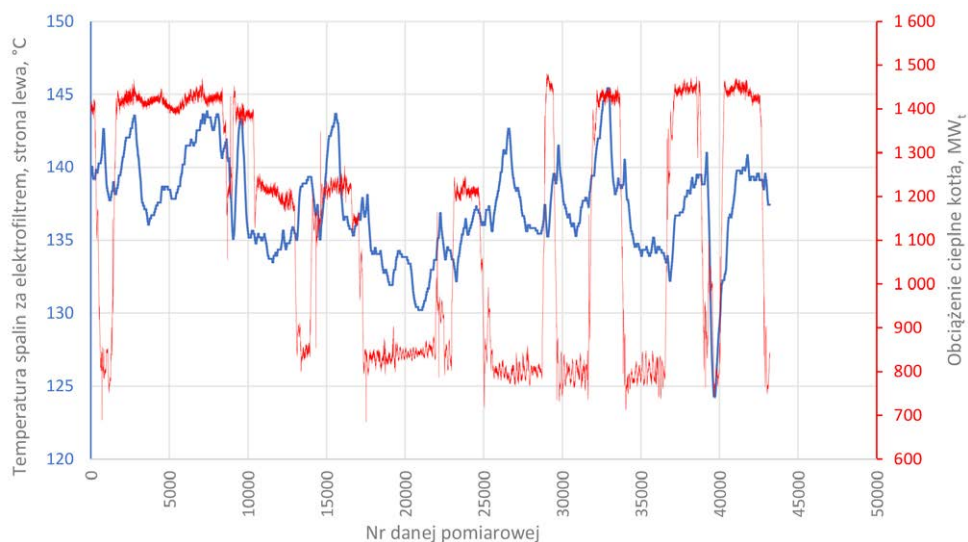


(iloraz stężeń molowych produktu do substratów odpowiadający wartości stałej równowagi reakcji) wyrażony jest wzorem:

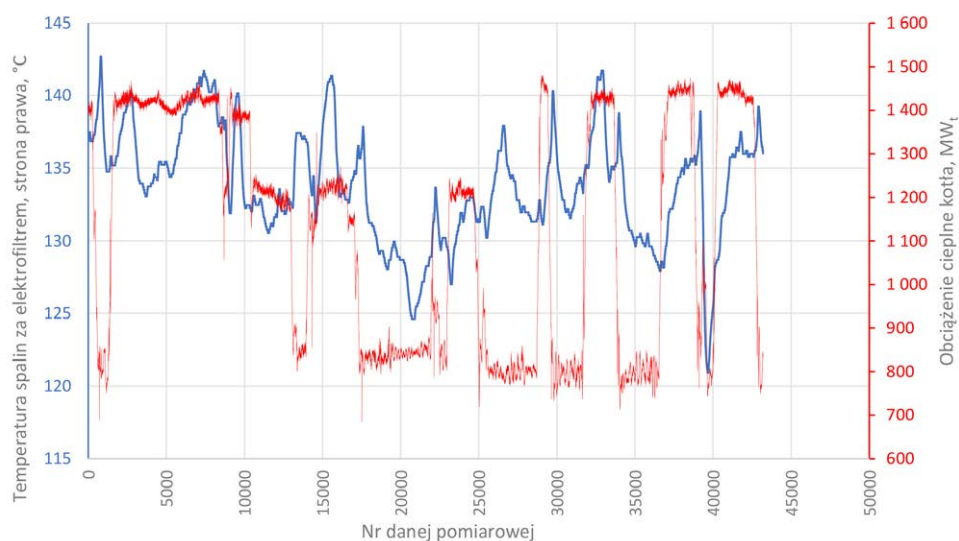
$$x = \frac{[\text{H}_2\text{SO}_4]}{[\text{H}_2\text{SO}_4] + [\text{SO}_3]} \cdot 100\% \quad (5.9)$$

Na rysunku 5.7 pokazano położenie badanych punktów pomiarowych temperatury służących do określenia prawdopodobieństwa wykrapłania się kwasu siarkowego.

Na rysunkach 5.8 i 5.9 pokazano przebiegi temperatur za elektrofiltrem – widoczne są na nich częste i długotrwałe spadki temperatury poniżej 130°C.



Rys. 5.8. Temperatura spalin za elektrofiltrem po lewej stronie kotła, dane pobierane co 10 s



Rys. 5.9. Temperatura spalin za elektrofiltrem po prawej stronie kotła, dane pobierane co 10 s

5.2. WNIOSKI

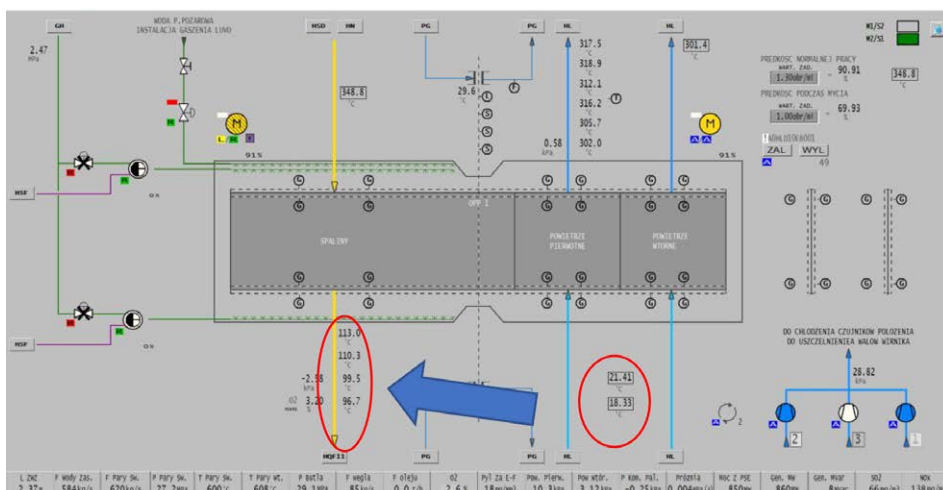
Temperatura kwasowego punktu rosy, czyli przejścia fazowego kwasu siarkowego H_2SO_4 z fazy gazowej w fazę ciekłą w formie wykrapłania się ze spalin, zależy od rodzaju stosowanego węgla i stopnia przekształcenia ditlenku siarki SO_2

w tritlenek siarki SO_3 . Zazwyczaj wynosi ona $130\div 140^\circ\text{C}$. W instrukcjach eksploatacji i projektowych zakładano, że temperatura spalin na wlocie do elektrofiltra powinna być wyższa niż 130°C . W trakcie analizy pomiarów stwierdzono jednak, że przez ok. 20% czasu pracy bloku temperatura ta nie osiągała 130°C , a czasami spadała nawet do 115°C (według danych z DCS). To stanowi ryzyko wykraplania się kwasu siarkowego H_2SO_4 lub siarkawego H_2SO_3 m.in. w kanale spalin między podgrzewaczem powietrza a elektrofiltrem oraz może prowadzić do korozji ścianek elektrofiltra.

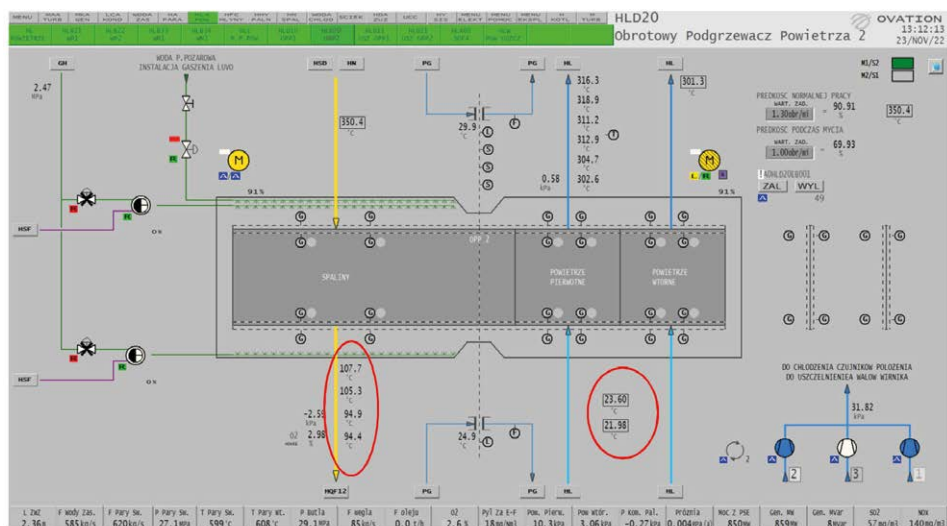
6. PODGRZEWACZE POWIETRZA I PODGRZEWACZE PAROWE

6.1. WPROWADZENIE

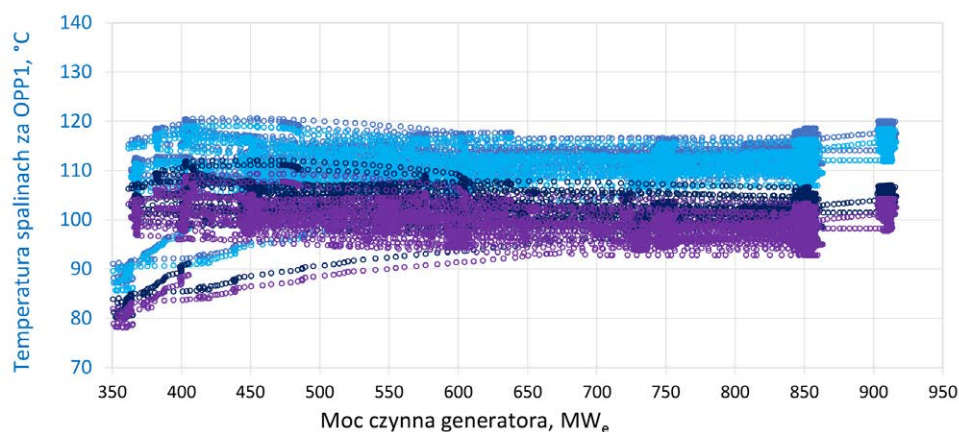
Przyczyną powstawania rozkładu temperatur w części wymiennika spaliny–powietrze zwanej „zimnym końcem” jest zbyt niska temperatura powietrza na wlocie do obrotowego podgrzewacza powietrza Ljungströma oraz nieużywanie parowych podgrzewaczy powietrza (PPP) do podniesienia tej temperatury. Użycie PPP powoduje niewielki spadek sprawności bloku, ale zapobiega kwaśnej kondensacji spalin (wykrapłaniu kwasu siarkowego) na końcu podgrzewacza powietrza (LUVO) (rys. 6.1 i 6.2).



Rys. 6.1. Profil temperaturowy w obrotowym podgrzewaczu powietrza Ljungströma – rozkład temperatur zmierzony wzdłuż długości kanału za wymiennikiem, uwzględniający wpływ m.in. temperatury powietrza na wlocie



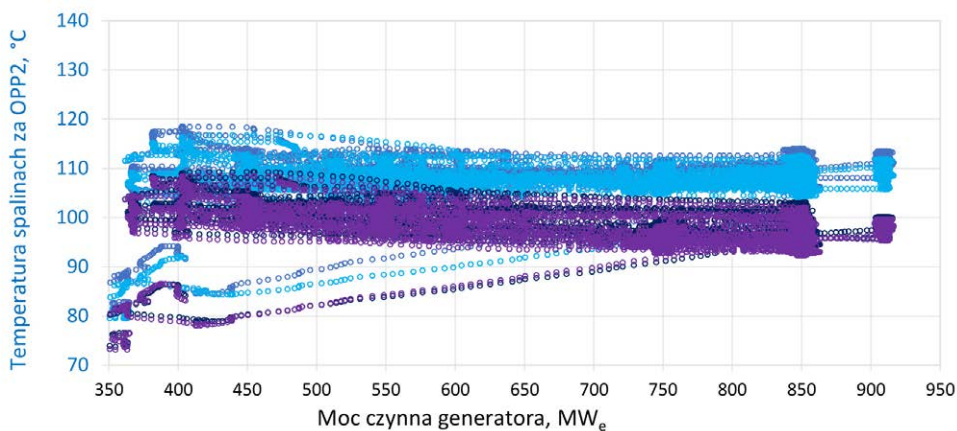
Rys. 6.2. Ilustracja zjawiska „zimnego końca” w LUVO – rozkład temperatury będący efektem niewystarczającego podgrzewania powietrza i braku pracy parowych podgrzewaczy powietrza



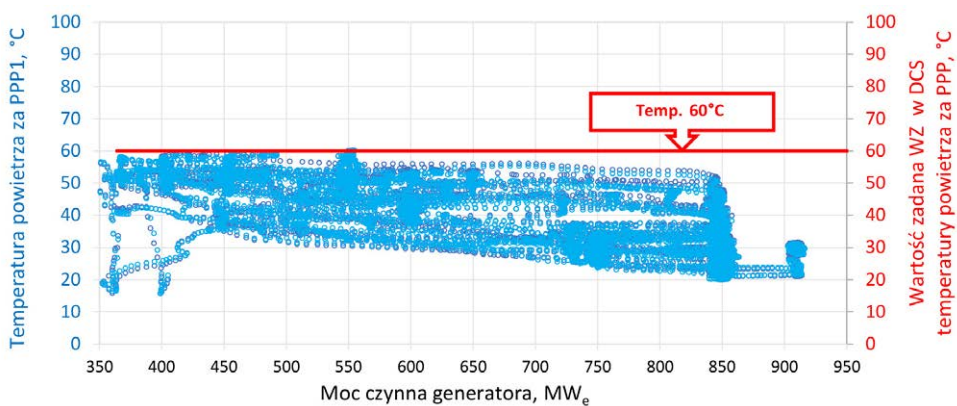
Rys. 6.3. Temperatura spalin na wylocie z obrotowego podgrzewacza powietrza OPP1, dane z kilku czujników

Potencjalnym powodem tak niskiej temperatury spalin, czyli 95°C, za podgrzewaczem powietrza mogą być problemy z uszczelnieniami w obrębie wymiennika spaliny–powietrze LUVO. Problemy mogą wynikać z podniesienia ciśnienia w kolektorach powietrza.

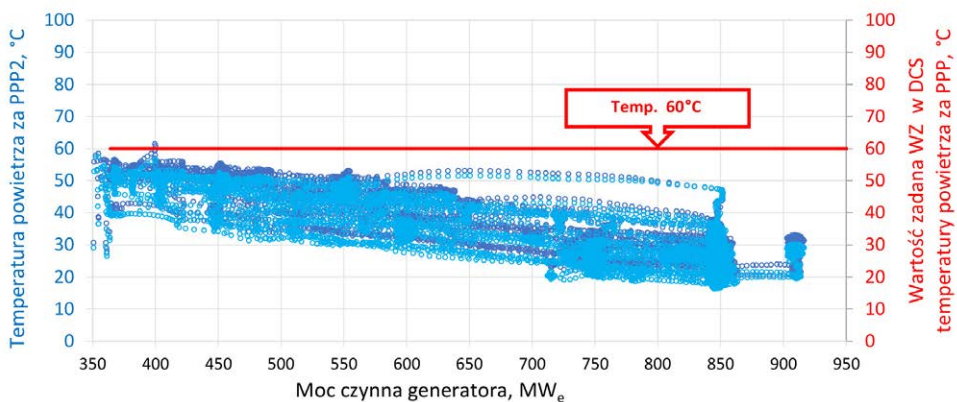
Przez większość czasu temperatura za parowym podgrzewaczem powietrza PPP wynosiła ok. 30°C (rys. 6.5 – 52% punktów pomiarowych i 6.6 – 69% punk-



Rys. 6.4. Temperatura spalin na wylocie z obrotowego podgrzewacza powietrza OPP2, dane z kilku czujników



Rys. 6.5. Temperatura powietrza za parowym podgrzewaczem powietrza PPP1, lewa strona, °C



Rys. 6.6. Temperatura powietrza za parowym podgrzewaczem powietrza PPP2, prawa strona, °C

tów pomiarowych). Ponadto nie jest dotrzymywana wartość zadana temperatury powietrza za parowym podgrzewaczem powietrza w układzie regulacji wynosząca 60°C. Należy spodziewać się, że temperatura na wylocie z LUVO będzie wynosiła 100÷110°C, co spowoduje kwaśną kondensację spalin. Parowy podgrzewacz powietrza podgrzewa powietrze tylko przy niskim obciążeniu bloku.

6.2. WNIOSKI

W trakcie analizy pozyskanych danych zaobserwowano, że temperatura spalin za obrotowym podgrzewaczem powietrza na tzw. „zimnym końcu” podgrzewacza wynosi poniżej 115°C. W takich warunkach może dojść do wykrapłania się kwasu siarkowego H_2SO_4 na ściankach podgrzewacza powietrza. Zgodnie z normami temperatura spalin w parowym podgrzewaczu powietrza powinna wynosić 130÷140°C, zależnie m.in. od rodzaju węgla.

7. PODSUMOWANIE

7.1. WPROWADZENIE

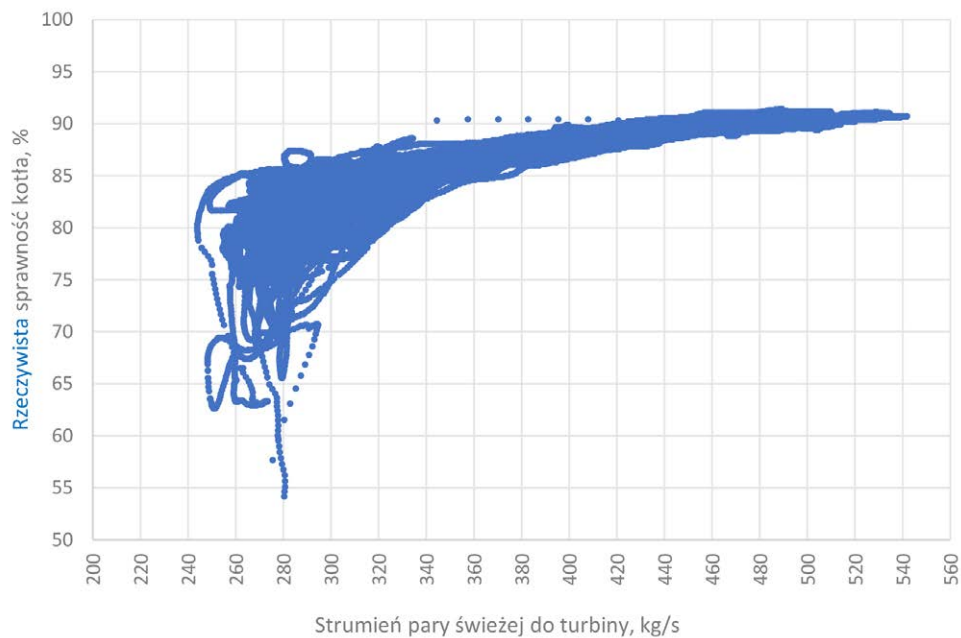
Ze względu na bardzo częstą niedyspozycyjność bloku nadkrytycznego o mocy 910 MW_e wiele zagrożeń, np. takich jak kondensacja kwasu siarkowego w obrotach podgrzewacza powietrza, jeszcze się nie ujawniło. Przedstawiona analiza pracy bloku wykazała liczne problemy techniczne, począwszy od sterowania powietrzem pierwotnym i wtórnym, błędów konstrukcyjnych (np. rozmieszczenie kryz), przez awarie czujników i brak regulacji (np. powietrza OFA bez młyna MW5), po nadmierne szlakowanie i emisję NO_x. Kluczowe dla zapewnienia stabilnej i efektywnej pracy kotła w pełnym zakresie mocy elektrycznej są: poprawa systemów dokonywania pomiarów i regulacji automatycznej, optymalizacja spalania oraz zapobieganie kondensacji kwasów w podgrzewaczu powietrza. Wnioski dotyczące zidentyfikowanych problemów technicznych kotła opisanych w poszczególnych rozdziałach zebrano w niniejszym rozdziale.

7.2. ZAKRES PRACY BLOKU

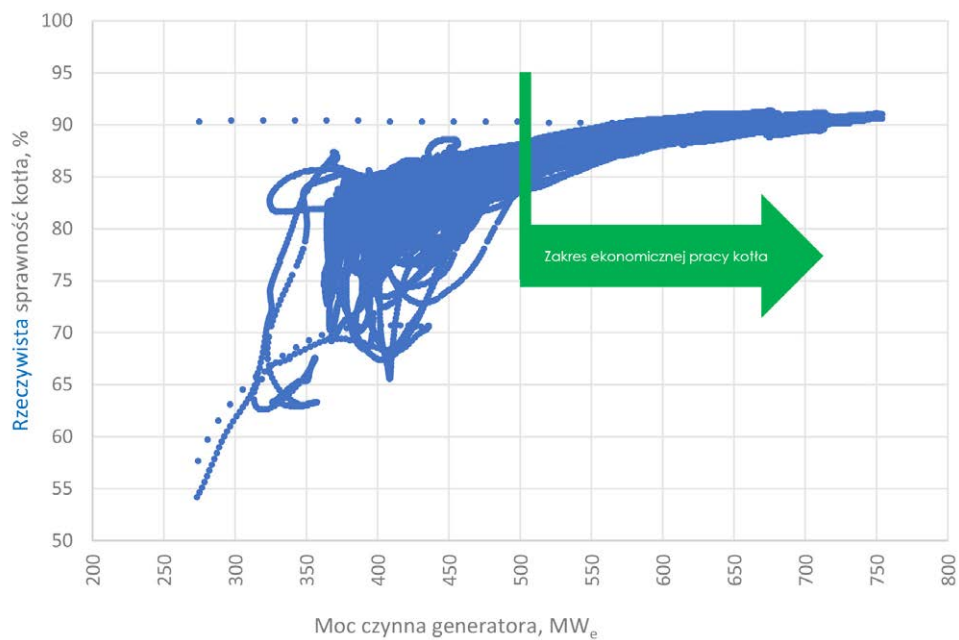
Na podstawie analizy danych z DCS można określić zakres pracy bloku, przy której zapewnione jest jego bezpieczne funkcjonowanie. Wynosi on 550–850 MW_e, z uwzględnieniem następujących ograniczeń:

- sprawność kotła $\geq 85\%$,
- strata wylotowa $\leq 14\%$,
- O₂ na wylocie z kotła (brak korozji niskotlenowej) $\leq 6\%$ i poziom tlenu O₂ na wylocie z kotła zgodny z wartością zadaną (charakterystyką spalania),
- stężenie NO_x za kotłem $\leq 500 \text{ mg/nm}^3$,
- sprawność bloku $\geq 39\%$ (lub HR $\leq 9239 \text{ kJ/kWh}$, rys. 1.36),

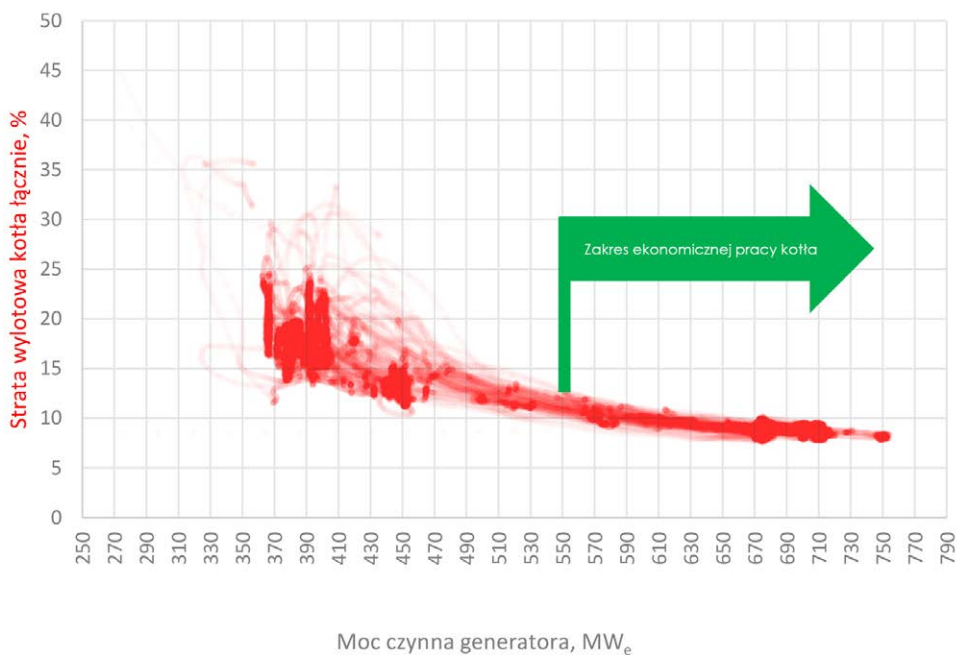
a)



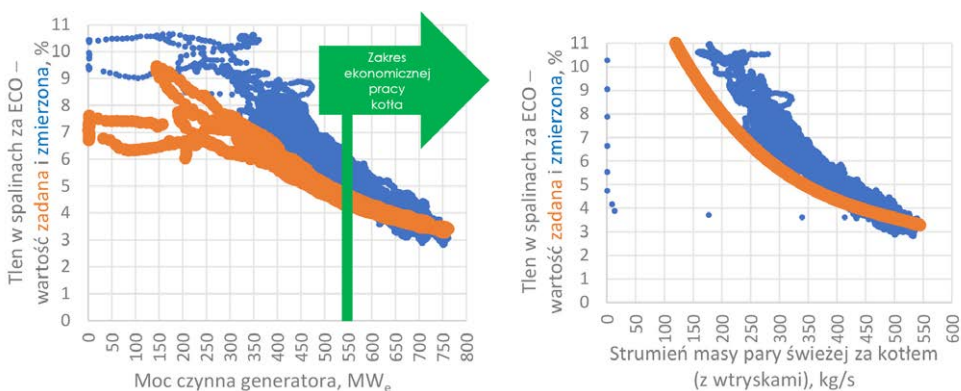
b)



Rys. 7.1. Zależność przyjętego ograniczenia sprawności kotła od: a) strumienia pary świeżej, b) mocy czynnej generatora



Rys. 7.2. Przyjęte ograniczenie straty wylotowej kotła



Rys. 7.3. Przyjęte ograniczenie zadanego stężenia tlenu O_2 na wylocie z komory paleniskowej

- dotrzymanie możliwości pracy młynów ≤ 25 kg/s węgla,
- nieszlakowanie,
- nieprzewentylowanie kotła.

Na rysunkach 7.1–7.3 pokazano uzasadnienie przyjętych wartości sprawności kotła, straty wylotowej oraz tlenu O_2 na wylocie z kotła. Podstawowym kryterium było ograniczenie zmienności wartości danej zmiennej w danych pomiarowych. Wartość

sprawności kotła $\geq 85\%$ odpowiada typowym sprawnościom nowoczesnych kotłów pyłowych. Poniżej 85% sprawności kotła jest widoczna duża zmienność strumienia pary świeżej ($260\text{--}380\text{ kg/s}$) i mocy generatora ($360\text{--}525\text{ MW}_e$). Strata wylotowa powinna być ograniczona, aby zwiększyć sprawność bloku. Przy temperaturze spalin na wylocie z kotła $130\text{--}140^\circ\text{C}$ oraz odpowiednio dobranym nadmiarze powietrza wartość $\leq 14\%$ jest typowa i uzasadniona ze względu na bilans cieplny. Z analizy rysunku 7.2 wynika, że od mocy wynoszącej ok. 500 MW_e następuje stabilizacja straty wylotowej poniżej 14% , z nielicznymi przypadkami naruszenia warunku. Od 550 MW_e natomiast wszystkie punkty pomiarowe wskazują na stratę mniejszą od 14% . Warunek utrzymywania tlenu w spalinach wylotowych na poziomie do 6% zapobiega nadmiarowi powietrza (co zwiększa straty wylotowe), a jednocześnie zapewnia bezpieczne i całkowite spalanie paliwa i eliminuje ryzyko powstawania CO, a także występowania korozji niskotlenowej. Stężenie NO_x za kotłem $\leq 500\text{ mg/m}^3_{\text{ust}}$ (rys. 3.60; por. rys. 4.6) umożliwia dotrzymanie wartości emisji z bloku zgodnej z obowiązującymi w Polsce i UE wymaganiami środowiskowymi dla dużych źródeł spalania paliw (ang. *large combustion plants*; LCP), wynikającymi m.in. z dyrektywy IED (Industrial Emissions Directive 2010/75/EU) i konkluzji BAT (<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX%3A32021D2326>). Sprawność bloku $\geq 39\%$ (lub $\text{HR} \leq 9239\text{ kJ/kWh}$) jest typowa dla konwencjonalnych wysokosprawnych bloków węglowych z kotłami pyłowymi, przy nominalnym obciążeniu i poprawnym prowadzeniu procesu spalania oraz konwersji energii cieplnej na mechaniczną i elektryczną. Wartość HR (zużycie ciepła na jednostkę energii elektrycznej) odpowiada tej sprawności i stanowi jej alternatywne ujęcie. Ograniczenie dopuszczalnej wydajności młynów do 25 kg/s wynika z charakterystyki istniejącego układu nawęglania i dotrzymania możliwości pracy młynów. Szlakowanie zachodzi przy temperaturach przekraczających 1187°C . Przewentylowanie kotła następuje w przypadku mocy niższych niż 550 MW_e .

7.3. SPOSTRZEŻENIA DOKONANE W TRAKCIE ANALIZY STRUKTURY OBIEKTU NIEZALEŻNE OD WŁAŚCIWOŚCI SPALANEGO WĘGLA

Na podstawie analizy struktury obiektu stwierdzono m.in., że:

- dysze OFA nie działają, jeżeli nie jest uruchomiony młyn węglowy MW_5 . To uniemożliwia kontrolę emisji tlenków azotu NO_x w obrębie komory paleniskowej przy używaniu innych młynów;

- dysze powietrza wtórnego doprowadzone do palnika są sterowane za pomocą jednej kłapy mimo następującego za tą klapą rozdziału powietrza między pięć dróg hydraulicznych, co uniemożliwia ich aktywne sterowanie i zmusza do wyboru jednej z tych dróg jako nadrzędnej względem pozostałych – a tym samym pogorszenia pracy pozostałych dróg. Ta sama konstrukcja hydrauliczna występuje w przypadku wszystkich pięciu młynów i w obrębie wszystkich czterech palników;
- układy automatycznej regulacji nie zawierają niektórych pętli regulacyjnych. Przykładem jest układ automatycznej regulacji parowych podgrzewaczy powietrza (PPP) – jego zadanie to ochrona wylotu spalin z podgrzewacza powietrza (LUVO) przed ich kondensacją (ponieważ kondensat zawiera kwas siarkawy lub siarkowy). Stwierdzono, że układ regulacji nie podnosi temperatury powyżej 130°C, chociaż pomiary pokazują na przykład 95°C;
- ulegają awarii czujniki temperatury (termoelementy typu K) w komorze paleniskowej;
- kryzy pomiarowe często są umieszczane w odległości mniejszej niż 10 średnic przewodu od zmiany kierunku przewodu;
- w obrębie SCR zamontowane są zdmuchiwacze parowe, nie ma natomiast zdmuchiwaczy akustycznych. Zdmuchiwacze parowe są zwykle instalowane w reaktorze SCR w celu usuwania cząstek stałych, które mogą zasłaniać lub blokować aktywne powierzchnie katalizatora i kanały spalin. Zdmuchiwanie sadzy pomaga utrzymać spadek ciśnienia gazów spalinowych w reaktorze SCR na akceptowalnym poziomie przez utrzymywanie kanałów spalin katalizatora w stanie wolnym od cząstek stałych. Zdmuchiwacze parowe odpowiadają również za otwarcie kanałów spalin w nagrzewnicy powietrza, a tym samym za zmniejszanie spadku ciśnienia w dalszej części ścieżki spalin.

7.4. WNIOSKI Z OBSERWACJI PRACY BLOKU

7.4.1. WPROWADZENIE

Sposób podejścia do analizy i prezentacji wyników obejmuje omówienie następujących zagadnień: wiarygodność pomiarów w systemie DCS, wybrane elementy związane z obszarem komory paleniskowej kotła, palniki pyłowe i rozdział powietrza do kotła, młyny węglowe i pyłoprzewody, instalacja SCR, temperatura spalin i kwaśna kondensacja oraz układy automatycznej regulacji.

7.4.2. MŁYNY WĘGLOWE I PYŁOPRZEWODY

Wydajność nominalna młynów węglowych nie jest jednoznacznie określona – w różnych źródłach są wskazywane różne wartości – co utrudnia ocenę ich efektywności. Temperatura mieszanki pyłowo-powietrznej regulowana jest przez kłapy powietrza zimnego. Utrzymywanie jej na poziomie 80°C służy chłodzeniu łożysk, ale jednocześnie obniża sprawność kotła. Prędkość pyłomieszanki w pyłoprzewodach odbiega od założeń projektowych – rozdział strumienia pyłu między poszczególne przewody jest nierównomierny. To prowadzi do niesymetrycznego zasilania palników i pogorszenia procesu spalania.

W analizie sitowej wykazano zbyt duże pozostałości na sitach R90 i R200 spowodowane niewystarczającym rozdrobnieniem węgla. Tylko przy spalaniu węgla o parametrach zbliżonych do parametrów węgla gwarancyjnego można osiągnąć wydajność młynów 100–103% WMT, co oznacza, że jakość paliwa znacząco wpływa na pracę bloku.

7.4.3. WIARYGODNOŚĆ POMIARÓW W SYSTEMIE DCS

System DCS nie zapewnia wiarygodnych danych dotyczących strumienia pary świeżej – wykorzystywane termoelementy typu K działają niestabilnie, a pomiar nie uwzględnia strumienia masy wody do wtrysków. W efekcie rzeczywisty strumień pary odbiega od zadanego, a różnica ta jest tym większa, im większa jest moc generatora.

Ciśnienie pary świeżej na wylocie z kotła, a także ciśnienie i temperatura pary wtórnie przegrzanej również pozostają poniżej wartości projektowej przy pracy generatora z mocą 364–910 MW_e. Podczas próby osiągnięcia mocy minimalnej 364 MW_e zaobserwowano obniżenie temperatury i wzrost zawartości amoniaku w spalinach, które negatywnie wpłynęły na skuteczność redukcji tlenków azotu NO_x w SCR i na jakość gipsu.

7.4.4. WYBRANE ELEMENTY Z OBSZARU KOMORY PALENISKOWEJ KOTŁA

Pomiary temperatury w komorze paleniskowej kotła wskazują na częste przekroczenia temperatury mięknięcia popiołu 1250–1360°C względem projektowej wartości wynoszącej 1200°C. W przypadku mocy 550 MW_e zmierzono temperatury sięgające 1353°C (po lewej stronie kotła) i 1351°C (po prawej stronie kotła). W przypadku mocy 910 MW_e wynosiły one odpowiednio 1368°C i 1341°C. Taki

stan sprzyja intensywnemu szlakowaniu powierzchni ogrzewalnych, które prowadzi do spadku sprawności wymiany ciepła i awarii urządzeń.

Układ pomiaru temperatury (termopary typu K) nie działa poprawnie, a ich wymiana wymaga wyłączenia całego bloku. Automatyczna praca armatek wodnych i zdmuchiwalczy parowych nie eliminuje szlakowania, a wręcz może sprzyjać lokalnemu odkładaniu się szlaki wewnątrz kotła.

7.4.5. PALNIKI PYŁOWE

I ROZDZIAŁ POWIETRZA DO KOTŁA

System spalania wykorzystujący palniki strumieniowe nie spełnia wymagań w zakresie emisji tlenków azotu NO_x , szczególnie przy obciążeniu 40–60% WMTK, kiedy to jej wartości sięgają 400–800 $\text{mg/m}^3_{\text{usr}}$, przekraczając dopuszczalne normy. Kłapy powietrza wtórnego nie zapewniają odpowiedniego rozdziału powietrza, a brak pomiarów masowych przepływu powietrza wtórnego uniemożliwia skuteczne stopniowanie spalania i kontrolę procesu redukcji tlenków azotu NO_x .

Brak kryz regulacyjnych w pyłoprzewodach po modernizacji palników uniemożliwia efektywny podział mieszanki na bogatą i ubogą, który był jednym z założeń optymalnego spalania.

Kompensatory powietrzne pracują w warunkach odbiegających od założonych ze względu na nierównomierne ciśnienie w skrzyniach palnikowych.

7.4.6. INSTALACJA SCR

Instalacja SCR wyposażona w katalizatory ceramiczne typu „plaster miodu” działa w nieodpowiednich warunkach – przekroczony jest dopuszczalny poziom zapylenia dla technologii *high-dust*, który obniża jej skuteczność. Temperatura spalin na wlocie do SCR przez ok. 20% czasu pracy kotła utrzymuje się poniżej optymalnego zakresu, czyli 320–370°C. To powoduje niedostateczne przereagowanie amoniaku NH_3 i jego ulot do dalszych części układu.

Brak pomiaru stężenia amoniaku NH_3 w spalinach uniemożliwia kontrolę nieprzereagowanego amoniaku NH_3 , co może prowadzić do tworzenia się wodorosiarczanu amonu NH_4HSO_4 oraz osadów obniżających skuteczność wymiany ciepła, a także zwiększających spadki ciśnienia. Jedyne zaimplementowany w systemie DCS próg alarmowy wynosi 293°C. Jego osiągnięcie powoduje wyłączenie pomp dozujących wodę amoniakalną, co jednak nie chroni skutecznie działania całego układu katalitycznego.

7.4.7. TEMPERATURA SPALIN – KWAŚNA KONDENSACJA

Przez około 20% czasu pracy kotła temperatura spalin na wlocie do elektrofiltra jest niższa od 130°C – w skrajnych przypadkach nawet od 115°C – co stanowi zagrożenie wykrapłania się kwasów siarkowych (H_2SO_4 , H_2SO_3) i powstawania korozji. Również za podgrzewaczem powietrza LUV0 (na tzw. „zimnym końcu”) temperatura spalin niejednokrotnie wynosi poniżej 115°C. To z kolei sprzyja osadzaniu się kondensatu kwasowego na ściankach urządzeń.

W zależności od rodzaju węgla zgodnie z wymaganiami projektowymi temperatura spalin w tej części kotła powinna wynosić 130–140°C. Przekroczenie punktu rosy kwasów siarkowych prowadzi do intensywnej korozji elektrofiltra i kanałów spaliniowych, a także pogorszenia trwałości izolacji i powłok ochronnych.

7.4.8. UKŁADY AUTOMATYCZNEJ REGULACJI

Implementacja strukturalnych założeń w przypadku systemów automatycznej regulacji przebiegła poprawnie. Nie gwarantowało to jednak optymalnej pracy procesu spalania, zwłaszcza przy zmieniających się warunkach pracy kotła. Ograniczenia wynikały z braku automatyzacji opartej na konkretnych algorytmach, ale nieuwzględniającej zmienności obciążeń i parametrów paliwa. Obecne rozwiązania umożliwiają optymalizację tylko w określonych warunkach ze względu na stałe ustawienia klap powietrza chłodzącego i powietrza wtórnego. Na przykład w systemie sterowania istnieje parametr korygujący ilość powietrza potrzebnego do zachodzenia procesu spalania w zależności od wartości opałowej węgla, ale nie jest on ani aktywowany, ani połączony z układami regulacji. Brakuje regulacji oraz pomiarów przepływu powietrza do dysz OFA – dlatego pojawiają się błędy w obliczeniach ilości powietrza wtórnego do palników węglowych. W trakcie analizy pozostałych układów automatycznej regulacji układu powietrze–spaliny nie wykazano nieprawidłowości w jakości pracy – mimo to ustawione wartości zadane różniły się od oczekiwanych. Obecne układy automatycznej regulacji kotła nie są wystarczająco elastyczne, by podążać zmieniającym się obciążeniom, głównie ze względu na ograniczenia w układach wykonawczych.

CZĘŚĆ II

MODELOWANIE MOCY BLOKU I OPTYMALIZACJA EKSPERYMENTALNA

8. MODELOWANIE MOCY BLOKU NADKRYTYCZNEGO Z WYKORZYSTANIEM SIECI NEURONOWEJ

8.1. WPROWADZENIE I CELE

W tym rozdziale zaprezentowano metodę modelowania opartą na sztucznych sieciach neuronowych (ANN), wykorzystywaną do przewidywania mocy i emisji kotła węglowego nadkrytycznego. Model ANN został opracowany na podstawie dużej bazy danych historycznych dotyczących działania kotła, które objęły dane wejściowe, takie jak przepływ paliwa, przepływ powietrza i ciśnienie pary, a także dane wyjściowe, takie jak sprawność kotła i emisje zanieczyszczeń, np. NO_x . Na podstawie wyników wskazano, że model ANN jest w stanie dokładnie przewidzieć moc i emisje kotła nadkrytycznego i uzyskać wysoki współczynnik korelacji w przypadku zestawów treningowych, walidacyjnych i testowych. Pokazano również potencjał modelowania opartego na ANN do poprawy efektywności oraz poziomu emisji kotłów nadkrytycznych, a także dostarczenia cennych wskazówek dotyczących złożonych zależności między wejściami a wyjściami modelu. Przedstawiony model może być użyty do odpowiedzi na pytanie, czy możliwe jest uzyskanie danej mocy kotła przy wyższej sprawności lub niższych emisjach i przy zastosowaniu różnych sygnałów sterowania.

Sztuczne sieci neuronowe mogą być używane do modelowania jednostek energetycznych, ponieważ mają zdolność uczenia się złożonych wzorców i zależności między danymi. Jednostki energetyczne są opisane za pomocą wielu zmiennych wpływających na ich działanie, a te zmienne oddziałują ze sobą w złożonych sposób, który może być trudny do modelowania przy użyciu tradycyjnych metod, takich jak modelowanie termodynamiczne. Przesłanką do budowy ANN w celu modelowania bloku energetycznego jest poprawa dokładności i efektywności jednostki. Użycie sztucznych sieci neuronowych może przynieść kilka korzyści,

w tym: poprawę dokładności symulacji stanów kotła, szybsze modelowanie oparte na sygnałach zarejestrowanych w trakcie pracy kotła, adaptacyjność oraz oszczędności kosztów.

Nowością przedstawioną w rozdziale jest wybór zestawu zmiennych spośród wszystkich opisujących proces wytwarzania energii w bloku energetycznym. Analizowane jednostki wytwarzające energię mogą różnić się między sobą pod względem zbioru zmiennych istotnych w przewidywaniu całkowitej mocy wyjściowej generatora. Jakość i ilość danych użytych do szkolenia modelu ANN mają ponadto istotny wpływ na jego dokładność i wydajność. Dane zostały zebrane podczas pracy jednostki w różnych warunkach, co może poprawić zdolność modelu do dokładnego przewidywania szerszego zakresu scenariuszy, a także dokładność i stosowalność modelu sztucznych sieci neuronowych do rzeczywistych systemów wytwarzania energii.

8.2. MODELE SIECI NEURONOWYCH BLOKU

8.2.1. WPROWADZENIE

Do identyfikacji mocy bloku użyto dwóch modeli. W pierwszym modelu sygnały pochodzące z turbiny łączy się z całkowitą mocą generatora. W drugim – pokazuje związek między sygnałami wchodzącymi do kotła nadkrytycznego a całkowitą mocą generatora. Główna różnica między tymi dwoma modelami polegała na czasie reakcji generatora na sygnały wejściowe. Cykl Rankine'a to szybszy cykl charakteryzujący się niższym stopniem inercyjności w porównaniu z układem kotłowo-generatorowym. Układ kotłowo-generatorowy ma większe stałe czasowe niż cykl Rankine'a, ponieważ konieczne jest najpierw spalanie węgla, a następnie odparowanie wody.

8.2.2. MODEL KOCIOŁ–GENERATOR

Wejścia do tego modelu ANN obejmują: przepływ masowy węgla, przepływ masowy powietrza pierwotnego i pomiary temperatury w wentylatorach głównych WP1 i WP2, przepływ masowy powietrza pierwotnego i pomiary temperatury w wentylatorach zlokalizowanych w pięciu młynach, przepływ masowy powie-

trza dla ośmiu palników olejowych, przepływ masowy powietrza do czterech dysz SOFA zlokalizowanych w górnej części kotła, stężenie tlenu O_2 za wymiennikiem ekonomizera ECO, stężenie tlenku węgla CO przed jednostką selektywnej redukcji katalitycznej (SCR), stężenie amoniaku NH_3 za SCR, pochylenie palników węglowych. Wyjściem modelu ANN jest całkowita moc generatora. Struktura ANN obejmuje 56 wejść, 20 neuronów w warstwie ukrytej i jeden neuron w warstwie wyjściowej. Sygnały wejściowe zostały dobrane w taki sposób, aby zapewnić bilans masowy między wektorem wejściowym do modelu jednostki energetycznej a jej wyjściem (tu – mocą elektryczną generatora). W przypadku stechiometrycznym każdy atom węgla połączy się z dwoma atomami tlenu, dlatego sygnały związane z tymi dwoma głównymi zmiennymi są wymagane do skonstruowania modelu jednostki energetycznej. Jednostka ma do dyspozycji pięć młynów węglowych, których może swobodnie używać do generowania energii chemicznej z paliwa. Maksymalną moc elektryczną osiąga się przy użyciu czterech młynów. Przepływ masowy powietrza pierwotnego WP1, WP2 jest podzielony w jednostce na przepływ masowy powietrza do młynów i przepływ masowy powietrza do komory spalania do różnych lokalizacji, m.in. palników węglowych, palników olejowych, oraz powietrze OFA i SOFA. Ta dystrybucja powietrza zmienia warunki spalania wewnątrz kotła, żeby możliwe było osiągnięcie celu, czyli zupełnego i całkowitego spalania. Miary jakości spalania obejmują stężenie tlenku węgla CO oraz stężenie tlenu O_2 za wymiennikiem ekonomizera ECO. W przypadku tlenku węgla oczywiście dąży się do stężenia 0% wewnątrz komory spalania (przynajmniej w teorii). Z kolei poziom stężenia tlenu za wymiennikiem ekonomizera ECO to informacja, ile tlenu zostało zużyte z powietrza przy danej konfiguracji młyna i mocy generatora przez proces spalania. Ogólna zależność jest taka: im niższa moc generatora (np. 400 MW_e), tym wyższe stężenie tlenu za wymiennikiem ekonomizera ECO (np. 7%), ponieważ tym mniejszy jest spalany strumień masy węgla. Modelowany kocioł ma również możliwość pochylenia palników 15° w przód i w tył. Skraca to lub wydłuża drogę pojedynczej cząstki węgla wewnątrz komory spalania i wpływa na proces spalania, a także m.in. na poziomy emisji tlenku węgla CO i tlenków azotu NO_x . Dodatkową zmienną, która została wprowadzona do modelu ze względów środowiskowych, jest stężenie NH_3 . Nie jest to zmienna potrzebna do modelowania właściwości dynamicznych układu kocioł-generator; jest ona natomiast uwzględniana podczas ustalania ograniczeń w trakcie optymalizacji sygnałów sterujących. Emisje amoniaku nie powinny przekraczać 2 mg/m³.

8.2.3. MODEL CYKL RANKINE'A-GENERATOR

Do modelowania cyklu Rankine'a w jego charakterystycznych punktach użyto następujących parametrów: przepływ masowy wody wtryskowej podawanej między przegrzewaczami pary świeżej SH2 i SH3, przepływ masowy wody wtryskowej podawanej między przegrzewaczami pary świeżej SH3 i SH4, przepływ masowy wody wtryskowej do wtórnego przegrzewacza RH2, przepływ masowy świeżej pary wchodzącej do turbiny (składający się z pomiaru przepływu masy przez każdy z czterech rurociągów pary świeżej oraz sumy wody wtryskowej wchodzącej do parownika), temperatura i ciśnienie pary świeżej, temperatura i ciśnienie pary wtórnej, temperatura pary wchodzącej do wtórnego przegrzewacza RH, temperatura wody w wejściu do kotła i temperatura wody w skraplaczu. Wszystkie dane przedstawiono na rys. 8.1 i 8.2.

8.2.4. CELE OPTYMALIZACJI

Modele bloku muszą służyć określonym celom użytkowym. Cele technicznej optymalizacji jednostki energetycznej zmieniają się, ponieważ zmienia się otoczenie rynkowe. Wybór funkcji celu technicznej optymalizacji jest dokonywany m.in. spośród funkcji pokazanych w tab. 8.1.

Tabela 8.1. Funkcje celu w przypadku bloku energetycznego

Funkcja celu	Zmienna wyjściowa	Wartość docelowa	Komentarz
$\Gamma(1)$	energia elektryczna – strumień węgla	max	$Z = P - K$
$\Gamma(2)$	moc elektryczna brutto (netto)	max	P
$\Gamma(3)$	sprawność	max	P / K
$\Gamma(4)$	strumień węgla	min	K
$\Gamma(5)$	emisje NO_x za kotłem	min	E
$\Gamma(6)$	ilość tlenku węgla CO przed SCR	min	E
$\Gamma(7)$	unios amoniaku NH_3 ze spalinami	min	E
$\Gamma(8)$	pył	min	E
$\Gamma(9)$	stężenie tlenu O_2 przed SCR	utrzymywane zgodnie z zadaną charakterystyką	K

Z – zysk, np. EBITDA, P – przychód, K – koszt, E – koszt środowiskowy.

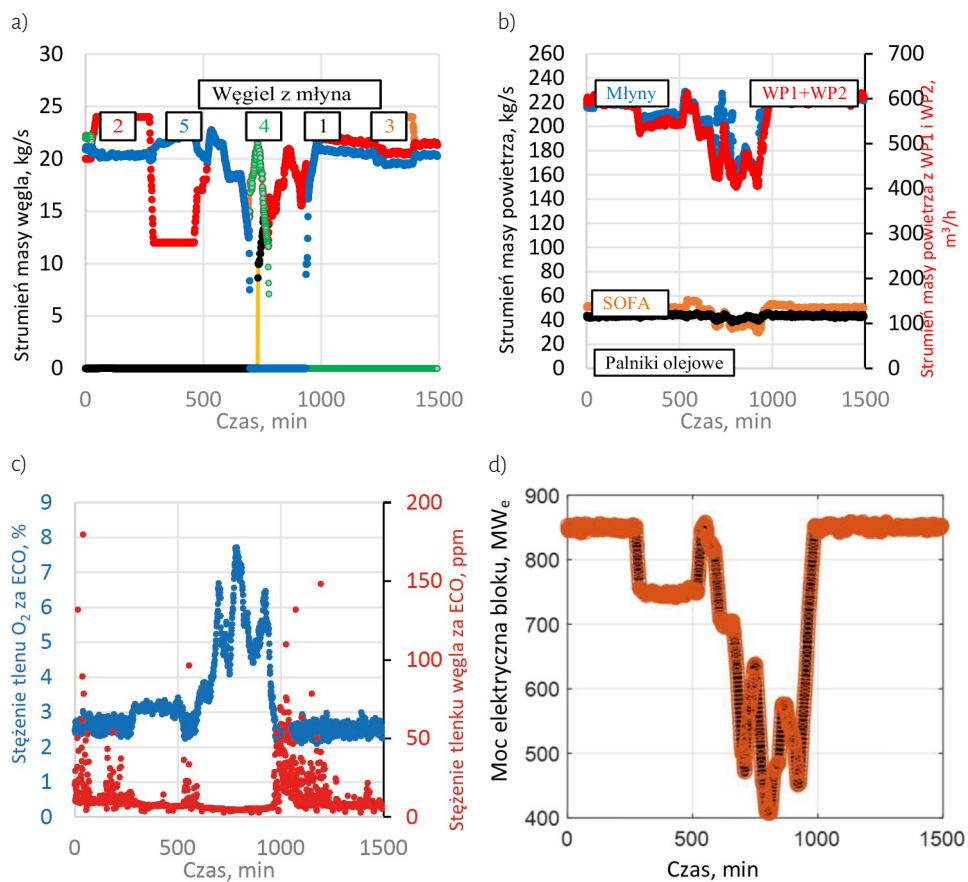
Wysokie ceny energii na rynku powodują, że może występować istotna różnica przychodów P z rynku energii elektrycznej i kosztów operacyjnych K , mierzona funkcją $\Gamma(1)$, lub tylko istotna wartość przychodów, mierzona funkcją $\Gamma(2)$. Konstrukcja funkcji $\Gamma(1)$ wymaga porównania przychodów ze sprzedaży energii elektrycznej (wyrażonych w PLN/MWh) z kosztami zakupu węgla. Ponieważ cena węgla podawana jest w PLN/t, a nie w odniesieniu do jednostki energii, konieczne jest przeliczenie ceny węgla na jednostkę energetyczną (np. PLN/MWh) z wykorzystaniem jego wartości opałowej. Dopiero po takim ujednoliceniu jednostek możliwe jest poprawne porównanie c_{ee} (ceny energii elektrycznej) i przeliczonej ceny węgla c_w (w PLN/MWh), co jest warunkiem poprawnej interpretacji nierówności $c_{ee} > c_w$ wyrażającej, że blok energetyczny jest maszyną ekonomiczną przetwarzającą PLN na PLN. Aby blok energetyczny był ekonomicznie opłacalny, cena sprzedaży energii elektrycznej c_{ee} (w PLN/MWh) musi być wyższa niż przeliczony koszt energii zawartej w węglu c_w (również w PLN/MWh). W przypadku wyrażenia strumienia węgla w MWh uzgodnienie jednostek nie jest potrzebne. Funkcja $\Gamma(3)$ to zależność między energią elektryczną brutto a energią chemiczną paliwa. Z kolei funkcja $\Gamma(4)$ opisuje koszt paliwa. Mogą również istnieć istotne ograniczenia środowiskowe wyrażone przez funkcje $\Gamma(5)$ – $\Gamma(8)$. Warunki spalania oraz zużycie i szlakowanie w kotle są określane przez funkcję $\Gamma(9)$, która jednocześnie jest związana z ograniczeniami mającymi zapobiegać potencjalnym problemom operacyjnym i wyłączeniu jednostki.

8.3. WYNIKI MODELOWANIA MOCY BLOKU

8.3.1. MODEL KOCIOŁ–GENERATOR

W modelu kocioł–generator zostały uwzględnione dodatkowe zmienne, które są specyficzne w działaniu kotła, jak przepływy masowe węgla i powietrza.

Warto zwrócić uwagę na stosunkowo duży (8%) udział powietrza z nieużywanych palników olejowych w powietrzu całkowitym, który zakłóca działanie modelu (rys. 8.1b). W przypadku tego modelu różnice między mocą zmierzoną a modelowaną były na poziomie ok. 1 MW_e (rys. 8.1d). Wynikało to z zastosowania skalowania do zbioru uczącego.

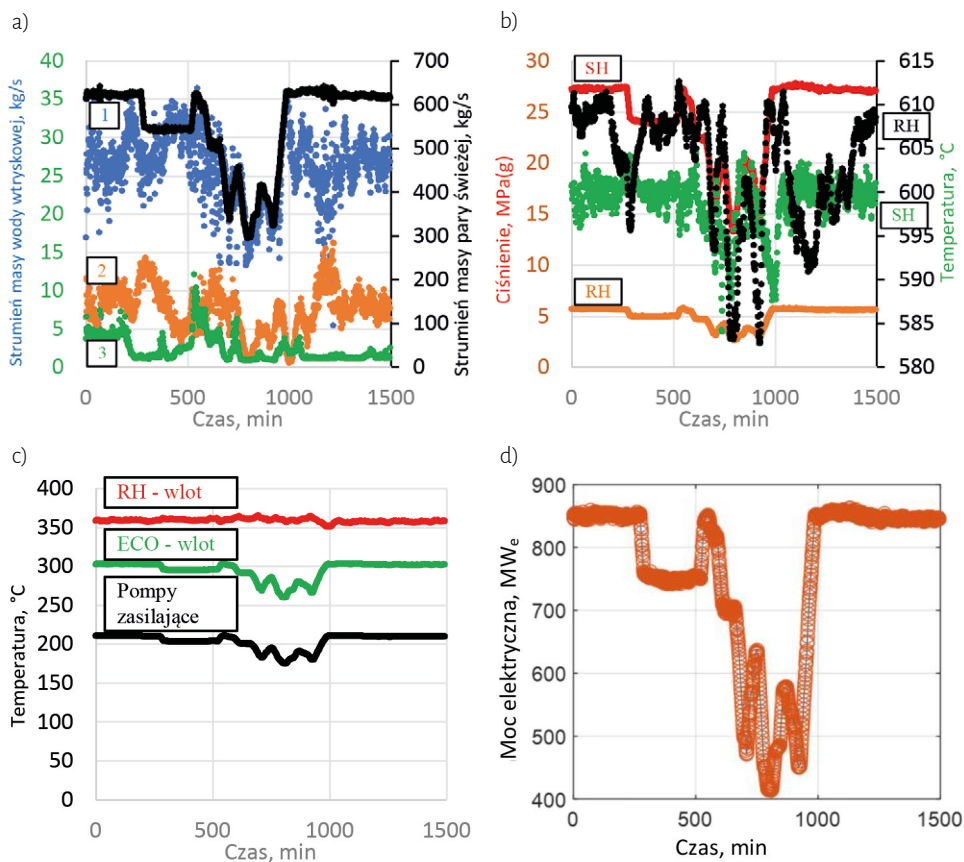


Rys. 8.1. Modelowanie mocy bloku za pomocą sztucznej sieci neuronowej:
a), b), c) sygnały wejściowe do modelu kocioł-generator, d) wynik uczenia

8.3.2. MODEL CYKL RANKINE'A-GENERATOR

Na rysunku 8.2 przedstawiono wyniki modelowania generowanej mocy przy użyciu danych z cyklu Rankine'a w programie Matlab: przewidywaną moc wyjściową bloku jako funkcję różnych danych wejściowych systemu (takich jak temperatura pary, ciśnienie lub natężenie przepływu) umożliwiającą identyfikację najważniejszych zmiennych wpływających na moc elektryczną (rys. 8.2a–c) oraz przewidywaną moc wyjściową bloku w funkcji czasu (rys. 8.2d). Przedstawiono również informacje o dokładności modelu – porównanie przewidywanej mocy wyjściowej z rzeczywistą mocą wyjściową z systemu (rys. 8.2d) – dzięki którym można ocenić jakość modelu i w razie potrzeby wprowadzić poprawki.

Ogólna jakość modelu mierzona współczynnikiem korelacji między pomiarem mocy a wynikami modelu jest bliska 1. Przy mocy 400 MW_e zaobserwowano



Rys. 8.2. Modelowanie mocy bloku za pomocą sztucznej sieci neuronowej:

a), b), c) sygnały wejściowe do modelu generator–cykl Rankine’a,

d) wynik uczenia; 1, 2, 3 – stacje wtryskowe (patrz rys. 1.1a);

rys. a, b – oznaczenia 1, 2, 3, RH i SH wyznaczają odniesienie do skali, według której należy interpretować odczyty

niewielkie różnice sięgające maksymalnie 8 MW_e. Zestaw uczący został przygotowany bez skalowania danych.

8.4. WNIOSKI

Co zaskakujące, modele sztucznych sieci neuronowych z obserwacją przeszłych sygnałów zawierających szeregi czasowe nie były potrzebne do modelowania mocy generatora zarówno w przypadku modelu turbina–generator, jak i modelu kocioł–generator, co mogło wynikać z tego, że dane były rejestrowane co

minutę. Nie było zatem spełnione twierdzenie dotyczące gromadzenia danych z pomiarów w celu identyfikacji procesu, zwanego twierdzeniem o próbkowaniu Nyquista–Shannona, a znanego również jako twierdzenie o próbkowaniu Shannona–Whittakera–Kotelnikova. Zgodnie z tym twierdzeniem w celu uzyskania wiernej cyfrowej reprezentacji sygnału ciągłego jest konieczne próbkowanie sygnału z częstotliwością co najmniej dwukrotnie większą niż największa składowa częstotliwościowa obecna w sygnale. Stanowi to gwarancję, że oryginalny sygnał będzie dokładnie zrekonstruowany na podstawie próbkowanych danych. Częstotliwość próbkowania (rejestrowania danych) wynosząca jeden raz na minutę sprawia, że pomiar nie wychwytuje szybkich zmian sygnałów w kotle. Zamiast tego uzyskane dane reprezentują średnie zachowanie się kotła. W kontekście kotła energetycznego, który ma dużą bezwładność cieplną i czasowe opóźnienia, takie „wygładzenie” danych okazuje się wystarczające, by uchwycić jego działanie. Dlatego układ można traktować jako quasi-stacjonarny. Mimo uproszczenia wynikającego z wolnego próbkowania model kocioł–generator działał skutecznie. Dane wejściowe – przepływ masowy węgla i powietrza – są głównymi wielkościami sterującymi procesem spalania. Na ich podstawie można było przewidzieć, ile energii cieplnej powstaje, a dalej – ile mocy elektrycznej można uzyskać. Model potrafił przekonwertować dane wejściowe na dane wyjściowe (moc generatora), mimo że nie uwzględniał szczegółowej dynamiki procesów wewnątrz kotła jak chwilowe wahania temperatury czy turbulencje. Dzieje się tak, mimo że kocioł ma wysokość ok. 100 m.

9. METODA OPTYMALIZACJI EKSPERYMENTALNEJ

9.1. WPROWADZENIE

Optymalizacja jest kluczowym procesem dla wielu dziedzin nauki, w tym inżynierii, fizyki i finansów. Metody eksperymentalne są ważnym narzędziem do optymalizacji złożonych systemów – umożliwiają systematyczne badanie szerokiego zakresu zmiennych wejściowych i ich wpływu na wynik. W niniejszym rozdziale przedstawiono metodę minimalizacji funkcji wykorzystującą tylko dane eksperymentalne. Pokazano zastosowanie tej metody do minimalizacji zużycia węgla przez kocioł nadkrytyczny. Metoda opiera się na poszukiwaniu takich próbek pomiarowych zawartych w sygnałach zarejestrowanych przez system sterowania obiektu, które spełniają określone kryteria optymalizacyjne. Proponowana metoda może być stosowana do optymalizacji działania dowolnego obiektu. Nowe podejście polega na przeprowadzaniu serii eksperymentów, w których zmienne wejściowe są systematycznie zmieniane, a wynik systemu jest mierzony i analizowany. Dzięki zbieraniu i analizowaniu danych z tych eksperymentów można zidentyfikować optymalne wartości zmiennych wejściowych generujące pożądaną wartość.

W omawianym rozdziale zawarto szczegółowy opis metody eksperymentalnej: opisano zalety i ograniczenia proponowanego podejścia, a także porównano je z optymalizacją opartą na modelach sieci neuronowych.

9.2. METODA OPTIMALIZACJI EKSPERYMENTALNEJ – ALGORYTM, WŁAŚCIWOŚCI I ODNIESIENIE DO PRZESTRZENI STANU

W rozpatrywanej metodzie odwołano się do struktury pojęciowej modelu stanu. Model dynamiki obiektu często jest przedstawiony w postaci równań stanu, które w podstawowym przypadku przyjmują postać systemu równań różniczkowych zwyczajnych [1, 2]:

$$\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t) \quad (9.1)$$

gdzie:

- $\dot{\mathbf{x}}$ – pochodna wektora stanu względem czasu,
- $\mathbf{x}$ – n -wymiarowy wektor wybranych zmiennych zwany współrzędnymi stanu (stan procesu),
- $\mathbf{u}$ – m -wymiarowy wektor zmiennych decyzyjnych (sygnałów sterujących),
- t – czas.

W równaniu stanu procesu mogą również występować opóźnienia. Proces podlega ograniczeniom, które można opisać za pomocą równań:

$$g_1(\mathbf{u}) \leq 0 \quad (9.2)$$

$$g_2(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t) \leq 0 \quad (9.3)$$

Pierwsze równanie dotyczy ograniczeń związanych wyłącznie ze sterowaniem, a drugie – ograniczeń związanych zarówno ze sterowaniem, jak i stanem procesu. Cel sterowania określony jest funkcją:

$$g_k(\mathbf{x}(t_k), t_k) = 0 \quad (9.4)$$

Dalej uwzględnia się wartość końcową w postaci skalarnej

$$x(t_k) = x_k \quad (9.5)$$

Algorytm eksperymentalnego podejścia do określenia wektora sygnałów sterowania $\mathbf{u}$, przy którym osiągnięta jest wartość końcowa $x(t_k)$, przedstawia się następująco:

Krok 1. Filtrowanie danych pomiarowych ze zbioru wszystkich danych Ω w celu uzyskania zbioru danych A , którego wszystkie elementy spełniają warunek $x(t_k) - \varepsilon \leq x(t) \leq x(t_k) + \varepsilon$, w którym $x(t)$ – bieżąca wartość (próbka), $x(t_k)$ – z góry ustalona wartość np. mocy, która nas interesuje, ε – ustalona dokładność.

Krok 2. Sortowanie zbioru danych A według sumy sygnałów sterowania

$\sum_{i=1}^j u_i$ od wartości minimalnej do maksymalnej. Sygnały u_i są wybierane

w zależności od rodzaju zadania. W tym kroku można również użyć innego arbitralnego wskaźnika, np. sumy kwadratów sygnałów. Po wykonaniu tego kroku wiadomo, w przypadku których sygnałów sterowania u_i warunek końcowy $x(t_k) \pm \varepsilon$ jest spełniony.

Krok 3. Analiza pozostałych, niewybranych w kroku 2. sygnałów sterowania u_i oraz wektora stanu obiektu $\mathbf{x}$ znalezione w zbiorze A . Przyjąć trzeba ograniczenia sygnałów sterowania kolejno u_i i x_i , aby odrzucić wszystkie próbki oprócz jednej lub oprócz części próbek. Jeśli zostanie wybrana pojedyncza próbka, tzn. że ustalono sygnały sterowania oraz stan obiektu. Jeśli zaakceptowano część próbek, zostanie utworzony podzbiór sygnałów $B \subset A$.

Krok 4. Jeśli moc zbioru B jest większa niż 1, dodawanie dodatkowych kryteriów (ograniczeń) i odrzucanie kolejnych sygnałów w próbkach, aż moc zbioru B będzie równa 1 (tj. zostanie wybrana jedna próbka).

Problem polega na tym, że można utworzyć różne modele zawierające różne sygnały u_i, x_i . Nawet wówczas, gdy sygnały są takie same, przy użyciu różnych zestawów sygnałów jest możliwe utworzenie modeli procesów spełniających relację:

$$\Omega_1 \subset \Omega_2 \subset \Omega_3 \subset \dots \quad (9.6)$$

Następnym zadaniem jest wybranie modelu najmniejszego pod względem liczby sygnałów Ω_i , dzięki któremu jednoznacznie określone zostaną właściwości dynamiczne obiektu. Modele oparte na sygnałach Ω_i mogą zawierać zmienne sterowalne, niesterowalne, obserwowalne i nieobserwowalne. Ze względu na użyteczność modelu można zastosować tylko modele zmiennych sterowalnych. Dodatkowo – zbiory sygnałów mogą być niezależne od siebie:

$$\Omega_A \cap \Omega_B = \emptyset \quad (9.7)$$

Zalety metody to:

- użycie tylko danych pomiarowych. Jeśli istnieje skonstruowany obiekt, dane są zazwyczaj łatwo dostępne;
- nie jest wymagane wykorzystanie żadnego modelu matematycznego;
- dowolna metoda identyfikacji modelu (czy już znana, czy opracowana w przyszłości) będzie wymagać tych samych danych pomiarowych i zazwyczaj będzie obciążona błędem;
- może być ona stosowana również wtedy, kiedy proces nie spełnia założeń procesu Markowa. W takich przypadkach, aby właściwie uchwycić dynamiczne właściwości obiektu, konieczne jest uwzględnienie tzw. horyzontu obserwacji sygnałów (analizy szeregu próbek z przeszłości). Metodę można rozszerzyć przez włączenie do danych dodatkowych próbek zawierających informacje z horyzontu czasowego. Dzięki temu model nie wymaga już spełnienia warunku Markowa – zamiast niego analizowana jest sekwencja próbek z przeszłości. Czyli zamiast zakładać, że przyszłość zależy wyłącznie od obecnego stanu (jak w procesie Markowa), bierze się pod uwagę historię sygnału w określonym przedziale czasu. Taka ekspansja czasowa zastępuje warunek Markowa i umożliwia modelowanie szerszej klasy procesów dynamicznych;
- proces nie musi być ergodyczny z tego samego powodu, o którym napisano wcześniej.

Wady metody to:

- w obiekcie może istnieć lepszy zbiór sygnałów pomiarowych niż wybrany zestaw sygnałów Ω ;
- jest to metoda interpolacji. Nie można przy jej użyciu otrzymywać wyników spoza zestawu pomiarowego, tak jak w przypadku modeli termodynamicznych.

9.3. ZASTOSOWANIE METODY OPTYMALIZACJI EKSPERYMENTALNEJ DO BLOKU NADKRYTYCZNEGO

9.3.1. ANALIZA SYGNAŁÓW Z BLOKU

Metodę optymalizacji eksperymentalnej zastosowano do bloku nadkrytycznego. Bloki te z reguły działają w warunkach technicznie nieoptymalnych ze względu

na częste sterowanie ręczne i brak modeli obiektu dostępnych dla operatorów, co prowadzi do obniżonej sprawności bloku i zwiększonych wartości emisji.

Zmienne w modelu mocy elektrycznej jednostki f można podzielić na trzy grupy – zmienne związane z paliwem F_i (i – numer młyna węglowego), zmienne związane z powietrzem A_j (składające się z j przepływów powietrza pierwotnego z młynów MW1–MW5, przepływów powietrza SOFA, OFA, przepływów powietrza z palników olejowych oraz przepływów, które nie są częścią przepływów powietrznych pierwotnych ani wtórnych) i inne zmienne w wektorze $\mathbf{x}$ takie jak stężenie tlenu za kotłem, unios amoniaku ze spalinami za kotłem itp.:

$$f = f(F_i, A_j, \mathbf{x}_k) \quad (9.8)$$

W dalszej części rozdziału ogólne wektory $\mathbf{x}$, $\mathbf{u}$ z równania (9.1) są zastępowane zmiennymi specyficznymi dla rozwiązywanego problemu. Sygnały sterowania

$$u_i \text{ są przekształcane w } F_i \text{ (paliwo), } A_j \text{ (powietrze)} \quad (9.9)$$

zmienne stanu

$$x_i \text{ są przekształcane w } \mathbf{x} \text{ (moc, } O_2, CO, NH_3, \dots) \quad (9.10)$$

a warunek końcowy (z góry ustalona wartość np. mocy, która nas interesuje)

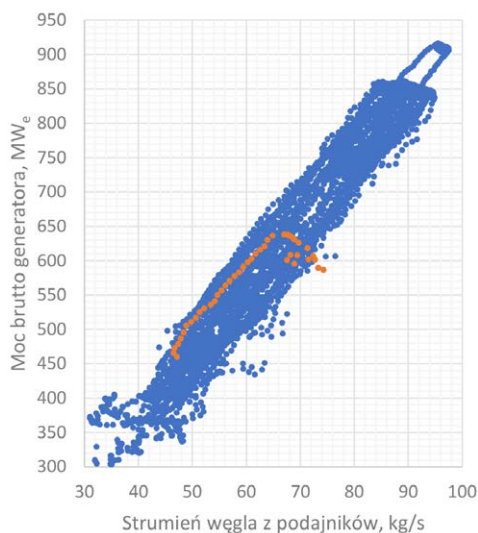
$$x(t_k) = x_k \text{ jest przekształcany w } f \text{ (moc).} \quad (9.11)$$

W analizowanym zestawie danych pomiarowych można zauważyć następujące zależności dotyczące używanych kombinacji młynów (zmienne F_1 – F_5):

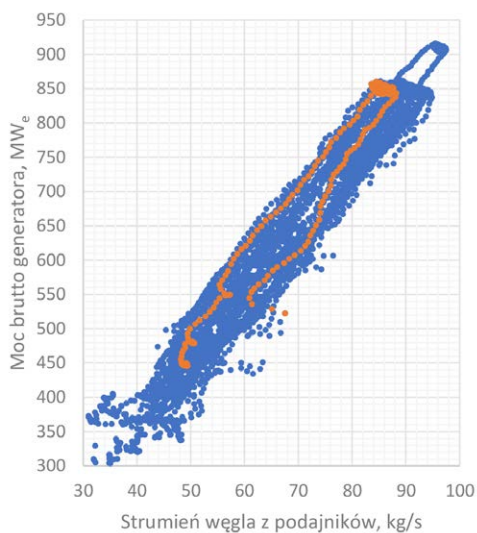
- (1, 2, 3, 4) – prawie nie została użyta,
- (1, 3, 4, 5) – była najczęściej używaną kombinacją,
- (1, 2, 4, 5) – nigdy nie została użyta,
- (1, 2, 3, 5) – była używana przy mocy kotła 850 MW_e,
- (2, 3, 4, 5) – była używana przy mocy kotła 750 MW_e.

Na rysunkach 9.1–9.4 przedstawiono strumienie węgla z poszczególnych kombinacji podajników w stosunku do strumienia całkowitego.

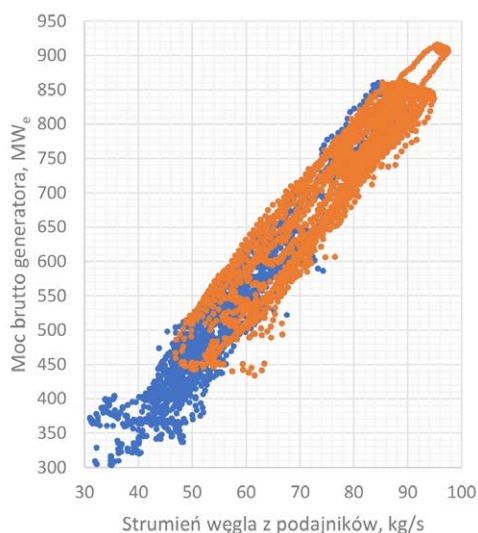
Na rysunkach 9.5–9.10 natomiast – zależności między mocą elektryczną brutto a różnymi zmiennymi, które na nią wpływają (z komentarzem wyjaśniającym). Wyjątek stanowi rysunek 9.6, ilustrujący zależność między sumą przepływów powietrza a całkowitym przepływem węgla z podajników i służący do estymacji strumienia powietrza na podstawie mocy elektrycznej oraz strumienia węgla z rys. 9.5.



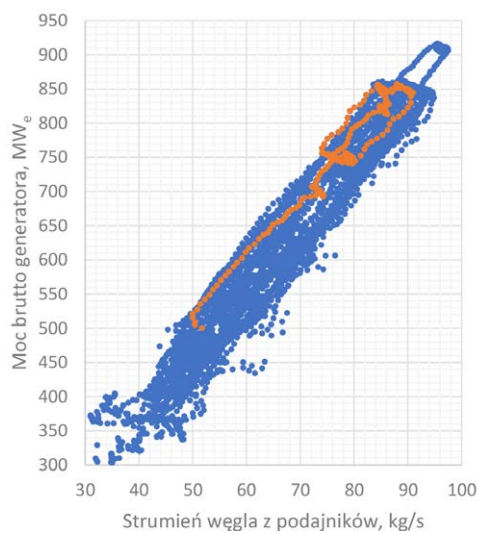
Rys. 9.1. Strumień węgla z podajników podczas używania podajników: 1, 2, 3, 4 w porównaniu ze strumieniem całkowitym



Rys. 9.2. Strumień węgla z podajników podczas używania podajników: 1, 2, 3, 5 w porównaniu ze strumieniem całkowitym

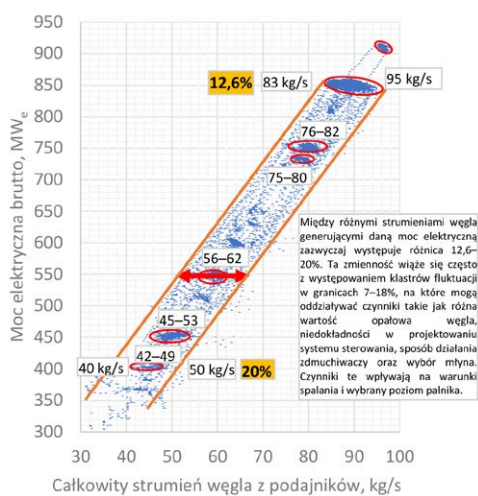


Rys. 9.3. Strumień węgla z podajników podczas używania podajników: 1, 3, 4, 5 w porównaniu ze strumieniem całkowitym

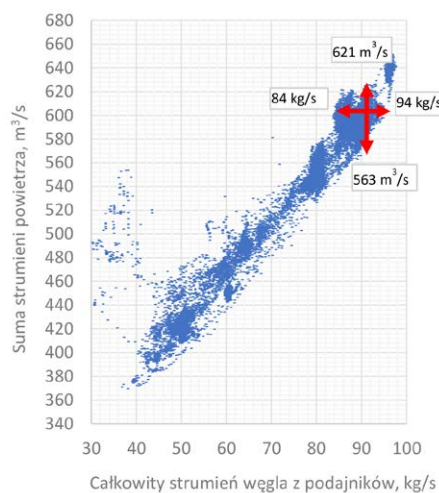


Rys. 9.4. Strumień węgla z podajników podczas używania podajników 2, 3, 4, 5 w porównaniu ze strumieniem całkowitym

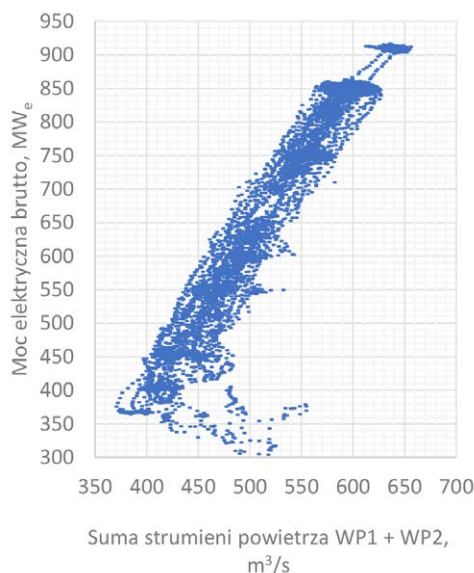
Na podstawie opisanych zależności można opracować wstępny algorytm do optymalizacji przy użyciu dostępnych sygnałów pomiarowych. Według przyjętej kolejności najpierw określa się przepływ węgla, a następnie dostosowuje do



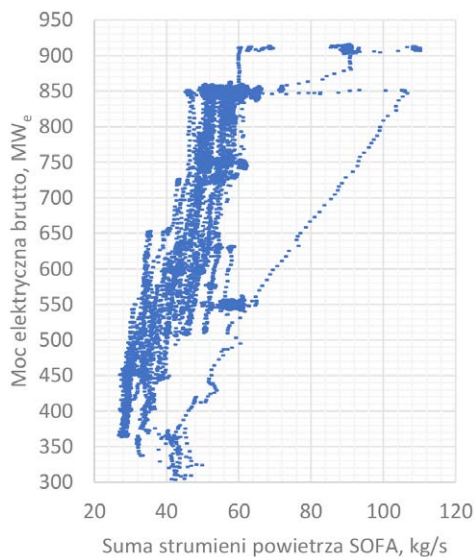
Rys. 9.5. Moc generatora brutto a całkowity przepływ węgla z podajników



Rys. 9.6. Suma przepływów powietrza a całkowity przepływ węgla z podajników

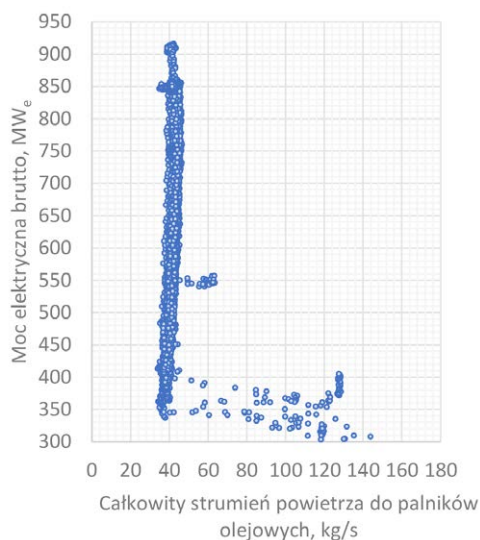


Rys. 9.7. Moc generatora brutto a suma przepływów powietrza WP1 + WP2

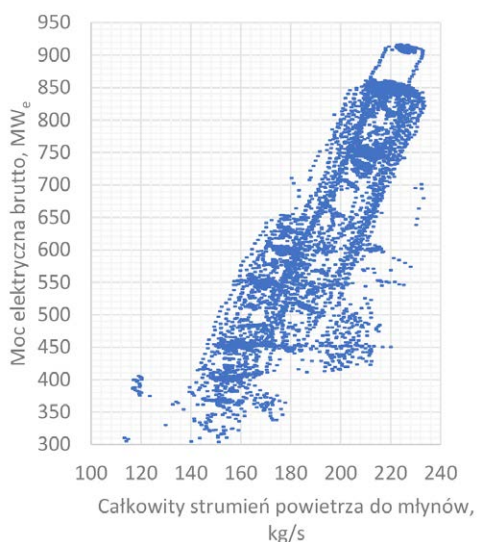


Rys. 9.8. Moc generatora brutto a suma przepływów powietrza SOFA

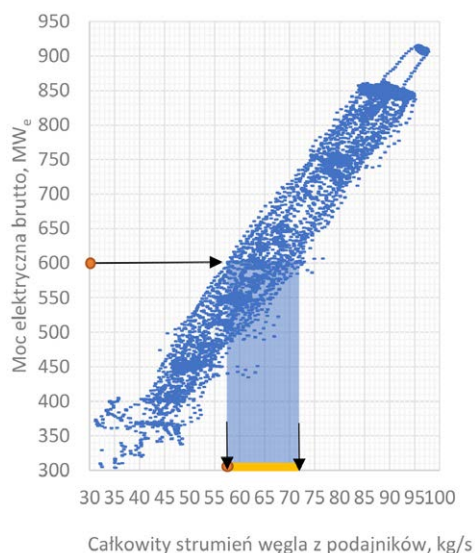
niego przepływy powietrza: od ogólnego przepływu do indywidualnych przepływów powietrza do młynów i palników olejowych, powietrza wtórnego SOFA oraz powietrza nad palnikami OFA. Przykładowy algorytm odnośnie do poszczególnych kroków procesu optymalizacji może wyglądać następująco:



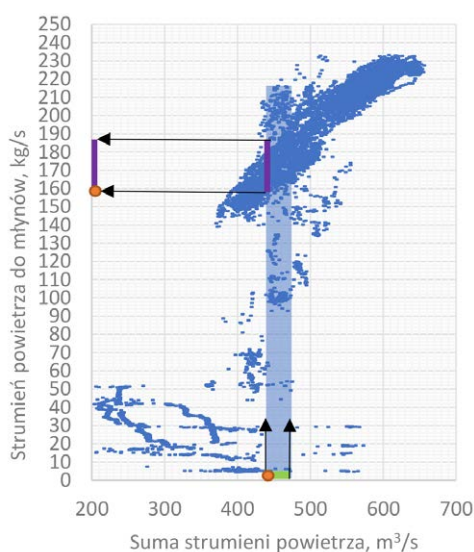
Rys. 9.9. Moc generatora brutto a całkowity przepływ powietrza do palników olejowych



Rys. 9.10. Moc generatora brutto a całkowity przepływ powietrza do młynów

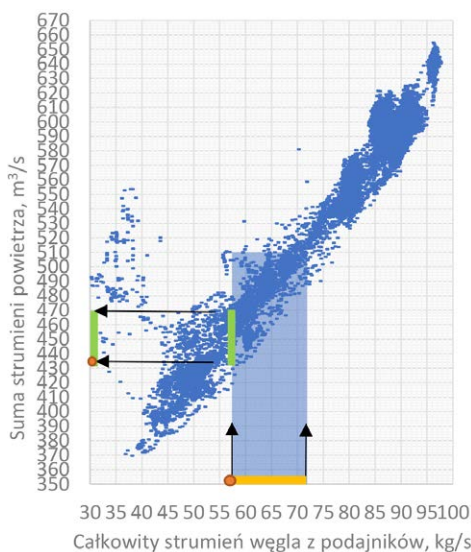


Rys. 9.11. Moc generatora brutto a całkowity przepływ węgla z podajników

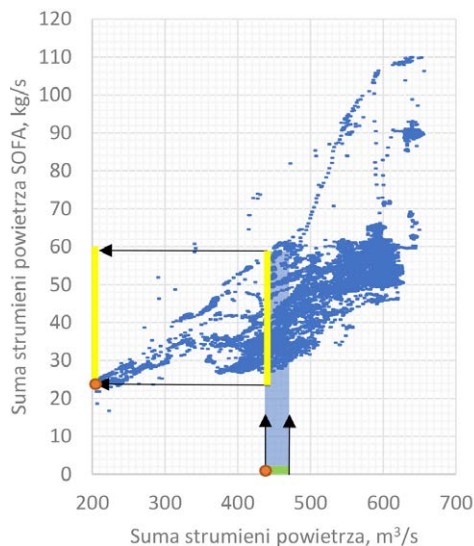


Rys. 9.12. Strumień powietrza do młynów a całkowity strumień powietrza (WP1 + WP2)

1. Zakładamy moc generatora, np. 600 MW_e, i wyznaczamy odpowiadający jej zakres przepływu węgla, 57–72 kg/s. Wybieramy wartość minimalną 57 kg/s (patrz rys. 9.11).



Rys. 9.13. Suma przepływów powietrza a całkowity przepływ węgla z podajników



Rys. 9.14. Strumień powietrza SOFA a całkowity strumień powietrza (WP1 + WP2)

2. Odczytujemy zakres łącznego przepływu powietrza odpowiadający wybranemu zakresowi przepływu węgla, 435–470 m³/s. Wybieramy wartość minimalną, 435 m³/s (patrz rys. 9.13).
3. Upewniamy się, że bilans przepływu powietrza jest poprawny. Przy założeniu łącznego przepływu powietrza $V = 435 \text{ m}^3/\text{s}$ (czyli ok. 561 kg/s) łączny przepływ powietrza to $V = V_{\text{mills}} + V_{\text{SOFA}} + V_{\text{OFA}} + V_{\text{OIL BURNERS}}$. Wybieramy minimalne wartości przepływów powietrza do młynów węglowych (patrz rys. 9.12) i powietrza SOFA (patrz rys. 9.14) odpowiadające wybranemu zakresowi łącznego przepływu powietrza.
4. Zakładamy, że suma przepływu powietrza do palników olejowych $V_{\text{OIL BURNERS}} = 40 \text{ kg/s}$ (patrz rys. 9.9).
5. Obliczamy sumę przepływu powietrza OFA: $V_{\text{OFA}} = V - V_{\text{mills}} - V_{\text{SOFA}} - 40 \text{ kg/s}$.

9.3.2. JEDNOZNACZNOŚĆ MODELI

Dostępne sygnały zostały wykorzystane do budowy trzech modeli opartych na sztucznych sieciach neuronowych. Dzięki zastosowaniu modeli: Ω_1 , Ω_2 , Ω_3 możliwe jest sformułowanie funkcji mapującej moc elektryczną jednostki. Modele zostały stworzone przy użyciu różnych zbiorów danych, począwszy od tych zawierających najwięcej zmiennych aż do tych zawierających minimalną liczbę

zmiennych potrzebną do określenia mocy elektrycznej jednostki, z odchyleniem modelu od danych wynoszącym kilka megawatów.

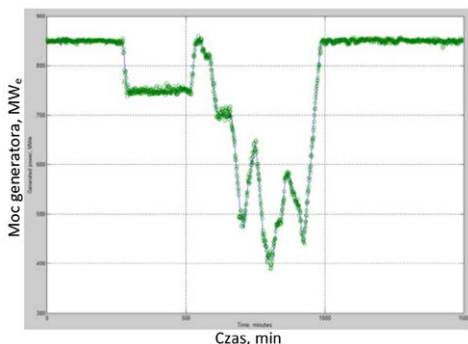
Spśród tych modeli dwa, a mianowicie Ω_1 i Ω_2 (modele kotła 1 i 2), zostały zbudowane na podstawie konkretnych zestawów zmiennych wejściowych. Model Ω_1 zawiera zmienne sterowalne, na których wartości operatorzy mogą wpływać, takie jak przepływy węgla, przepływy powietrza WP1 + WP2 i przepływy amoniaku. W przeciwieństwie do niego model Ω_2 obejmuje również sygnały, które nie są bezpośrednio sterowalne przez operatorów, takie jak poziom tlenu O_2 i tlenku węgla CO. Zmienne w modelu Ω_2 składają się z wejść i wyjść (O_2 , CO) z procesu, które są kontrolowane wyłącznie przez sam proces.

Oprócz dwóch niezależnych modeli Ω_1 , Ω_2 zbudowano model cyklu Rankine'a Ω_3 będący najprostszym do uzyskania modelem właściwości dynamicznych: zawiera on najmniejszą liczbę zmiennych wpływających na właściwości dynamiczne procesu i skupia się na entalpii i przepływach masowych w poszczególnych punktach cyklu Rankine'a. Czas odpowiedzi skokowej modelu Ω_3 jest znacznie krótszy niż w przypadku układu kocioł-turbina.

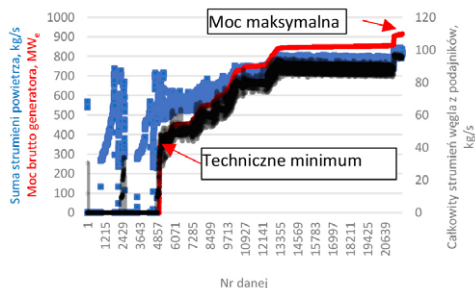
We wszystkich modelach Ω_1 , Ω_2 i Ω_3 dokładnie odtworzona została moc elektryczna jednostki. Ten wynik sugeruje, że moc jednostki jest jednoznacznie określona przez używane zmienne wejściowe z dokładnością $\pm \varepsilon = 1 \text{ MW}_e$.

Warto również zauważyć, że w próbkach uczących sieć neuronową nie został wykorzystany horyzont obserwacji. Oznacza to, że bieżący stan układu zawierał wystarczającą ilość informacji, by określić jego przyszłą ewolucję bez konieczności uwzględniania wcześniejszych próbek. W związku z tym można uznać, że rozważany proces spełnia warunek Markowa – czyli jego przyszłość zależy wyłącznie od aktualnego stanu, a nie od przeszłości. Co więcej, ponieważ zmienne wejściowe modelu opisują podstawowe parametry fizyczne i energetyczne jednostki, można przyjąć, że stan ten odpowiada również rzeczywistemu stanowi termodynamicznemu lub operacyjnemu układu – tzn. opisuje jego aktualną charakterystykę energetyczną (np. przepływy węgla, powietrza, moc). W łańcuchu Markowa model badanego obiektu przyjmuje formę sekwencji stanów, w których prawdopodobieństwo przejścia z jednego stanu do drugiego zależy wyłącznie od aktualnego stanu, a nie od żadnych stanów wcześniejszych. Można założyć, że to prawdopodobieństwo jest niemal równe 1.

Kolejny wniosek: rozpatrywany model reprezentuje proces ergodyczny, będący procesem stochastycznym, w którym właściwości statystyczne systemu (jak jego średnia i wariancja) są niezmiennicze w czasie i mogą być oszacowane na podstawie pojedynczej długoterminowej obserwacji systemu. Innymi słowy jest to proces, w którym długoterminowe zachowanie systemu jest takie samo jak jego średnie za-



Rys. 9.15. Moc generatora w funkcji czasu; niebieska linia – dane rzeczywiste, zielone koła – dane wygenerowane przez model neuronowy



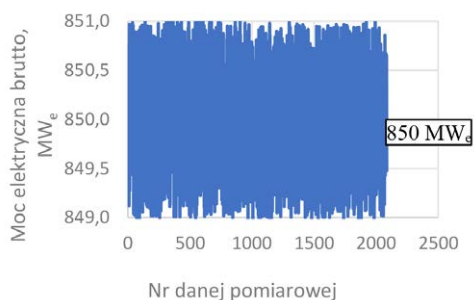
Rys. 9.16. Uzyskane dane posortowane według mocy generatora

chowanie w czasie. Omawiany proces może być uważany za ergodyczny, ponieważ dane były rejestrowane i uśredniane co 1 min, co zapewniało wystarczająco dużo czasu na spalenie cząstek węgla w kotle i wystąpienie w układzie Rankine'a reakcji widocznych jako zmiany mocy elektrycznej generatora.

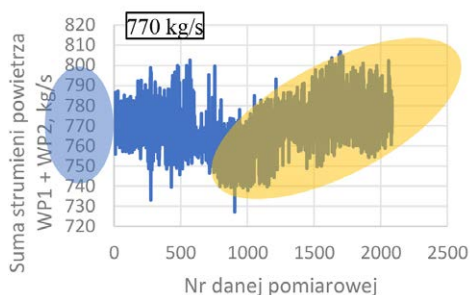
Modele neuronowe zostały użyte do ekstrapolacji dostępnych sygnałów sterujących blokiem. Przeprowadzone symulacje były podstawą do sformułowania wniosku, że przepływ powietrza w młynie powinien być zmodyfikowany. Z analizy rys. 9.16 przedstawiającego uzyskane dane posortowane według mocy generatora wynika, że dana moc elektryczna jednostki może być osiągnięta przy różnych przepływach węgla i powietrza.

Na tym przykładzie zademonstrowano sposób określenia minimalnego przepływu węgla wymaganego do wytworzenia określonej mocy elektrycznej przy użyciu danych eksperymentalnych. Przepływy węgla i przepływy powietrza zostaną określone dla mocy wyjściowej 850 MW_e. Głównym kryterium wyszukiwania jest minimalny przepływ węgla. Przykładowy algorytm poszukiwania minimalnego zużycia węgla może wyglądać następująco:

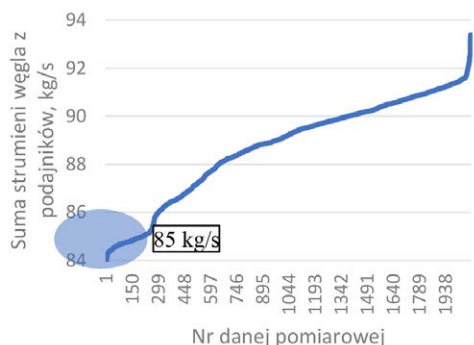
1. Przefiltruj dane z modelu Ω_2 i wybierz tylko te, które odpowiadają zakresowi mocy $\langle 849, 851 \rangle$ MW_e. Powstanie w ten sposób zbiór Ω_1 będący podzbiorem Ω_2 (patrz rys. 9.17).
2. W zbiorze przefiltrowanych danych Ω_1 zidentyfikuj te odpowiadające najmniejszej sumie przepływów węgla. Otrzymany w poprzednim kroku przedział całkowitego przepływu węgla wynosi 84–93 kg/s (patrz rys. 9.19). Celem jest znalezienie danych odpowiadających przepływowi węgla o wartości mniejszej lub równej 85 kg/s przy spełnieniu warunku liczby próbek pomiarowych mniejszej niż 200. Podczas obserwacji danych przez 200 min otrzymany wynik można uznać za „dość wiarygodny”.



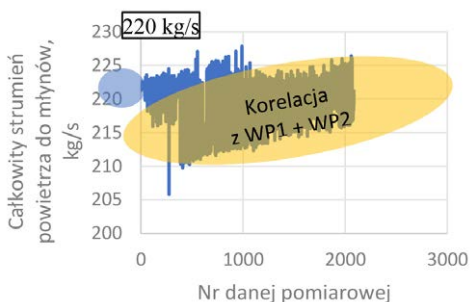
Rys. 9.17. Moc elektryczna brutto w zakresie $850 \text{ MW}_e \pm \varepsilon$



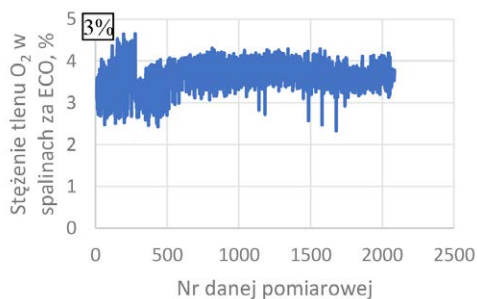
Rys. 9.18. Suma przepływów powietrza WP1 + WP2



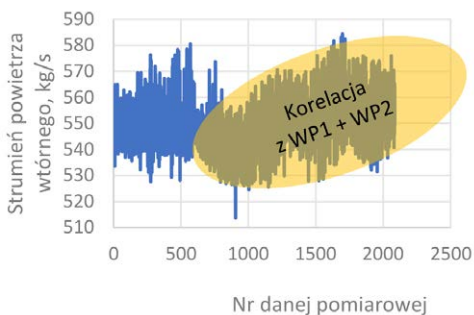
Rys. 9.19. Dane uzyskane przy pracy kotła z mocą elektryczną brutto $850 \text{ MW}_e \pm \varepsilon$ posortowane wg całkowitych przepływów węgla z podajników



Rys. 9.20. Całkowity przepływ powietrza do młynów

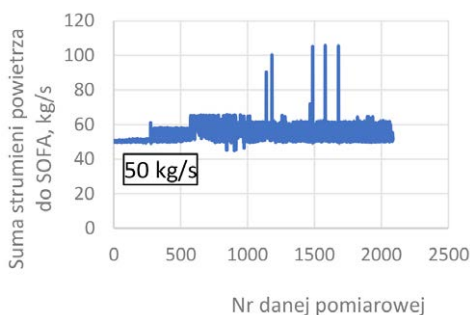


Rys. 9.21. Stężenie tlenu O_2 w spalinach za ECO

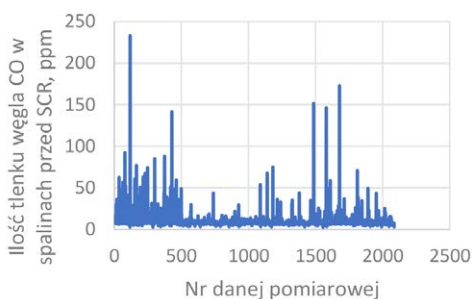


Rys. 9.22. Przepływ powietrza wtórnego równy sumie WP1 + WP2 pomniejszonej o sumę powietrza do młynów WM1–WM5

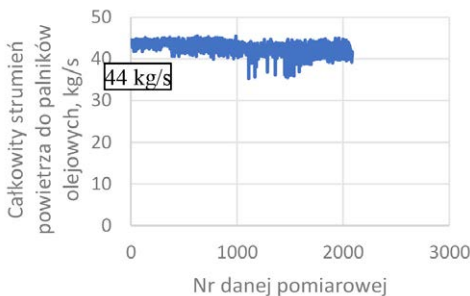
3. Na podstawie konkretnych kryteriów, takich jak unios NH_3 lub emisja CO (patrz rys. 9.24 i 9.26), wybierz pozostałe sygnały, które mają numer próbki mniejszy niż 800 (patrz rys. 9.18, 9.20–9.23), wskazujący na ich dobrą jakość.



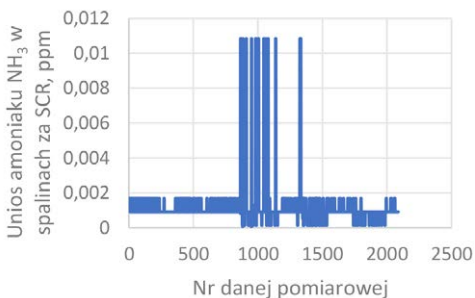
Rys. 9.23. Suma przepływów powietrza do SOFA



Rys. 9.24. Ilość tlenku węgla CO w spalinach przed SCR



Rys. 9.25. Całkowity przepływ powietrza do palników olejowych



Rys. 9.26. Unios amoniaku NH_3 w spalinach za SCR

Zużycie węgla większe niż 91 kg/s (por. rys. 9.19) może być związane z użyciem zdmuchiwaczy parowych lub zmianą parametrów, które nie są dostępne w zbiorze danych.

Dodatkowe kryteria jakości regulacji obejmują monitorowanie stężeń tlenu i amoniaku. Stężenie tlenu O_2 spada po 200-setnej próbce, co wskazuje na zużycie tlenu w procesie spalania $\text{C} + \text{O}_2$ (patrz rys. 9.21). A to z kolei świadczy o tym, że młyny mogą nie dostarczać wystarczającej ilości tlenu. Według jednego z modeli neuronowych zwiększenie dopływu powietrza do młynów skutkuje większą elektryczną mocą wyjściową. Stężenie amoniaku NH_3 staje się niestabilne i znacząco przekracza wartość średnią po 800-setnej próbce.

Nie można wnioskować, że uzyskany wynik to minimalny teoretyczny przepływ węgla, można natomiast przyjąć, że to najmniejszy przepływ węgla w znanym zbiorze sygnałów. Jest optymalny tylko w tym kontekście i konkretnie w odniesieniu do technicznie dostępnych sygnałów w zbiorze Ω_1 , a nie z uwzględnieniem zbioru wszystkich możliwych sygnałów Ω_∞ .

9.4. WNIOSKI

W rozdziale przedstawiono eksperymentalną metodę optymalizacji pracy kotła węglowego polegającą na poszukiwaniu sygnału pomiarowego lub interpolacji danych już dostępnych. W zaprezentowanym przykładzie zastosowania tej metody zaobserwowano różnice na poziomie ok. 8% między maksymalnymi a minimalnymi przepływami węgla potrzebnymi do uzyskania danych mocy. Metodę porównano z modelowaniem opartym na sztucznych sieciach neuronowych umożliwiającym próbę ekstrapolacji danych. Pozwala ono na określenie teoretycznych sygnałów, które nie istnieją w danych pomiarowych. Proponowana eksperymentalna metoda optymalizacji stanowi elastyczne narzędzie do poprawy wydajności złożonych systemów w szerokim zakresie zastosowań.

LITERATURA

- [1] Lichota J., *Neuronowe sterowanie obiektami termoenergetycznymi*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013, s. 144.
- [2] Szulc P., Tietze T., Smykowski D., Sitka A., Redzicki R., *Zastosowanie materiału zmiennofazowego oraz sieci neuronowych do stabilizacji temperatury*. W: *Postępy w badaniach wymiany ciepła i masy. Monografia konferencyjna XVI Symposium Wymiany Ciepła i Masy*, D. Butrymowicz, K. Śmierciew, P. Jakończuk (red.), Politechnika Białostocka, Białystok 2022, s. 211–220.
- [3] Szablowski Ł., Milewski J., Kuta J., *Wykorzystanie sztucznej sieci neuronowej do przewidywania zapotrzebowania na moc elektryczną*, „Rynek Energii” 2013, 104(1), s. 26–31.
- [4] Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A., *Metody obliczeniowe optymalizacji*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1974.
- [5] Kaczorek T., *Teoria sterowania i systemów*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996.
- [6] Dane pomiarowe z bloku 910 MW_e w Jaworznie. TAURON Wytwarzanie S.A.
- [7] Projekty RAFAKO bloku 910 MW_e w Jaworznie. TAURON Wytwarzanie S.A.
- [8] Karcz H., Jodkowski W., Butmankiewicz T., *Optymalizacja procesu spalania pyłu węglowego sposobem obniżenia korozji wysokotemperaturowej – niskotlenowej w komorach kotłów pyłowych*, IX Forum Energetyków GRE 2004; <http://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-article-BPOB-0006-0034> [dostęp: 11.06.2025].
- [9] Juściński J., *Materiałowo technologiczne uwarunkowania niszczenia i trwałości elementów konstrukcyjnych obrotowych podgrzewaczy powietrza i spalin*, rozpr. dokt., Politechnika Opolska, Opole 2013; <https://www.dbc.wroc.pl/dlibra/doccontent?id=24019> [dostęp: 12.06.2025].
- [10] NO_x Control Technologies for Thermal Power Plants, International Energy Agency (IEA); https://cdn.cseindia.org/attachments/o.76763300_1533289119_

- NOx-Control-Technologies-for-Thermal-Power-Stations-Factsheet.pdf [dostęp: 12.06.2025].
- [11] Lee G., Y B., Lee M., Chun S., Jeong B., Kim H., Jae J., Kim T., *Selective catalytic reduction of NO_x by NH₃ over V₂O₅-WO₃ supported by titanium isopropoxide (TTIP)-treated TiO₂*, „Journal of Industrial and Engineering Chemistry” 2022, Vol. 109, 25 May, s. 422–430.
 - [12] Centi G., Arena G.E., *NO reduction by C₃H₆ and O₂ over supported noble metals, part 1: Role of the support on the nature of NO_x adspecies and their relationship with the catalytic behaviour*, „Journal of Molecular Catalysis A: Chemical” 2023, 204–205, s. 663–671.
 - [13] Rosenberg H.S., Oxley J.H., *Selective Catalytic Reduction for NO_x Control at Coal-fired Power Plants*, ICAC Forum '93, Controlling Air Toxics and NO_x Emissions, Baltimore, MD, 24–26.02.1993.
 - [14] Instrukcja 4: Dokumentacja eksploatacyjna. Instrukcja eksploatacji bloku 910 MW w Nowym Jaworznie, Grupa TAURON Sp. z o.o., t. 22: Instrukcja eksploatacji. Część systemowa – aplikacja, dokument nr J910EPM-Ao-EDCo20-1001001.
 - [15] Instrukcja 1: Dokumentacja eksploatacyjna. Instrukcja eksploatacji bloku 910 MW w Nowym Jaworznie, Grupa TAURON Sp. z o.o., dokument nr J910EPK-Ao-MDCo20-0000007.
 - [16] Instrukcja 2: Dokumentacja eksploatacyjna. Instrukcja eksploatacji bloku 910 MW w Nowym Jaworznie, Grupa TAURON Sp. z o.o., t. 01: Instrukcja eksploatacji kotła i SCR, dokument nr J910RFK-AoH-MDCo20-0000001 rev. 6.
 - [17] Instrukcja 3: Opis koncepcji sterowania instalacją młyna. Podstawowe zabezpieczenia i sterowania, dokument nr J910LES-AoHFC-EFE-010-0000002-EN.
 - [18] DTR-Loesche, Młyn z przesiewaczem typ: LM 35.3 D z LSKS 51 ZDr – 4K.
 - [19] Gabriel M., Jóźwiak M., *Sprawozdanie z analizy stanu technicznego kotła na parametry nadkrytyczne w TAURONIE Wytwarzaniu S.A., Jaworzno 2023*, praca niepublikowana.
 - [20] Schemat bilansowy kotła – węgiel graniczny dolny, dokument nr J910RFK-AoH-MFBo40-Bo34002, praca niepublikowana, TAURON, Jaworzno 2020.
 - [21] Emerson process management. Jaworzno III 910 MW. Sheet 40564, praca niepublikowana, TAURON, Jaworzno 2020.
 - [22] Opis koncepcji sterowania instalacją młynów. Podstawowe zabezpieczenia i sterowania, nr J910LES-AoHFC-EFE010-0000002-EN: Obliczeniowy zakres roboczy mieszaniny węgla i powietrza, praca niepublikowana, TAURON, Jaworzno 2020.

- [23] Lichota J., Przygodzki P., *Identyfikacja emisji tlenków azotu i węgla w kotle OP-650 za pomocą sztucznych sieci neuronowych*, „Rynek Energii” 2005, nr 5, s. 58–66.
- [24] Dokumentacja eksploatacyjna. Instrukcja eksploatacji bloku 910 MW w Nowym Jaworznie Grupa TAURON Sp. z o.o., rozdz. 5.3, dokument nr J910EPK-Ao-MDCo2o-0000007, praca niepublikowana, TAURON, Jaworzno 2020.
- [25] Sorrels J.L., Randall D.D., Schaffner K.S., Fry C.R., rozdz. 2: *Selective Catalytic Reduction*; https://www.epa.gov/sites/default/files/2017-12/documents/scrcostmanualchapter7thedition_2016revisions2017.pdf [dostęp: 7.01.2023].
- [26] Badyda K., Lewandowski J., Krawczyk P., Szwarc W., Dzido A., Kurkus-Gruszecka M., *Raport: Wykonanie audytu – analizy stanu technicznego kotła na parametry nadkrytyczne o mocy 910 MWe w TAURON-ie. Wytwarzanie S.S. – Oddział Elektrownia Nowe Jaworzno*, praca niepublikowana, Politechnika Warszawska, Warszawa 2022.
- [27] <https://heatmatrixgroup.com/knowledge-center/how-to-calculate-the-acid-dew-point-adp-of-flue-gas> [dostęp: 7.01.2023].
- [28] Pronobis M., *Modernizacja kotłów energetycznych*, WNT, Warszawa 2002.
- [29] Khrustalev, Bondaretz O.A., Kazulevich, *Bioinorganic Chemistry for Pharmacists*, BSMU, Mińsk 2018.
- [30] Komorek J., *Zmiany struktury wewnętrznej wityrynytu i liptynytu poddanych oddziaływaniu temperatury w zakresie 300–1200°C*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2013.
- [31] Bielowicz B., *Qualitative and chemical characteristics of mineral matter in the selected lignite deposits in light of their suitability for clean coal technologies*, E3S Web of Conferences 10, 00002, 2016.
- [32] Zając G., Szyszlak-Bargłowicz J., Dudziak A., Kuranc A., Wasilewski J., *Ash Composition and Deposition Tendencies of Selected Biomass Types*, IX International Scientific Symposium: Farm Machinery and Processes Management in Sustainable Agriculture, Lublin 2017.
- [33] Lachman J., Balas M., Lisý M., Lisa H., Milcak P., Elbl P., *An overview of slagging and fouling indicators and their applicability to biomass fuels*, „Fuel Processing Technology” 2021, 217.
- [34] Bronsch A., *Viscosity of Slags*, rozpr. doktor., Von der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik der Technischen Universität Bergakademie Freiberg, s. 129; <https://d-nb.info/1221069365/34> [dostęp m.in.: 12.06.2025].
- [35] Dobosiewicz J., *Korozja rur ekranowych w kotłach z palnikami niskoemisyjnymi*, „Energetyka” 2000, nr 1.



dr hab. inż. Janusz Lichota, prof. PWr,

zastępca kierownika Zakładu Inżynierii Konwersji Energii,
Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska.
Specjalizuje się w teorii sterowania i systemach energetycznych;
janusz.lichota@pwr.edu.pl



dr inż. Jolanta Ziaja,

dyrektor Biura Innowacji i Rozwoju, Polimex Mostostal S.A.
Technolog kotła, inżynier rozruchu i optymalizacji procesów;
jolanta.ziaja@polimex.pl



Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej
są do nabycia w sprzedaży wysyłkowej:
zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl
ISBN 978-83-7493-916-4