



POLITECHNIKA ŚLĄSKA
Wydział INŻYNIERII ŚRODOWISKA I ENERGETYKI
INSTYTUT TECHNIKI CIEPŁEJ
GLIWICE, KONARSKIEGO 22
TEL. +48 32 237 16 61, FAX +48 32 237 28 72



Modelowanie matematyczne obiegu gazowo-parowego na potrzeby diagnostyki cieplnej eksploatacji

Praca doktorska
(streszczenie)

Autor pracy:

Mgr inż. Marcin Plis

Promotor pracy:

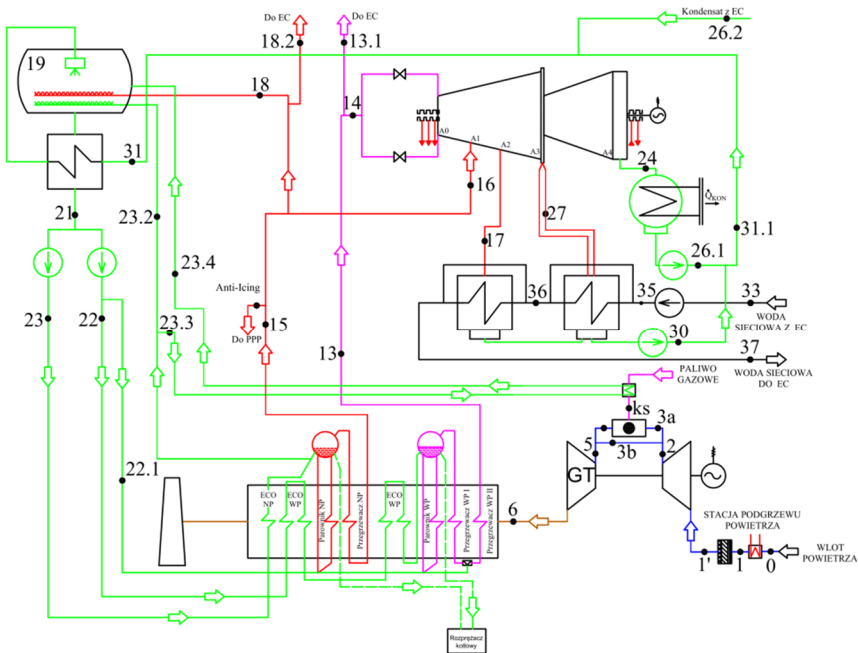
Prof. dr hab. inż. Henryk Rusinowski

Gliwice, 2017

1. Wprowadzenie

Wzrost złożoności i zainstalowanie mocy systemów energetycznych oraz wzrost koncentracji urządzeń pomiarowych, wykonawczych i sterujących stawia przed diagnostyką cieplną nowe wymagania. Istniejące systemy diagnostyki cieplnej eksploatacji, których celem była ocena energetyczna, wzbogacone zostały o moduły pozwalające na lokalizację przyczyn nadmiernej energochłonności. Dla poprawy energochłonności wytwarzania należało opracować narzędzia do badania wpływu odchyień parametrów eksploatacji od wartości referencyjnych na wskaźniki energochłonności. W tym celu wykorzystuje się dla bloków energetycznych i ciepłowniczych charakterystyki energetyczne, krzywe korekcyjne i modele symulacyjne. Największe możliwości daje dysponowanie modelami symulacyjnymi obiegu parowo-wodnego i kotła.

W Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej zrealizowano i wdrożono wiele prac poświęconych systemom diagnostyki cieplnej bloków parowych kondensacyjnych i skojarzonych. Niniejsza praca jest kontynuacją dotychczas wykonanych prac i wychodzi naprzeciw potrzebom opracowania takich systemów dla kontroli eksploatacji bloków gazowo-parowych. W prezentowanej pracy przedstawiono symulacyjny model matematyczny obiegu gazowo-parowego, który posiada budowę modułową i obejmuje modele cząstkowe zespołu turbiny gazowej, kotła odryskowego oraz skojarzonego obiegu turbiny parowej. Model ten umożliwia badanie wpływu zmian parametrów eksploatacji na zużycie paliwa i energochłonność procesu oraz badanie efektywności przedsięwzięć modernizacyjnych. Model opracowano dla potrzeb systemów diagnostyki cieplnej i kontroli eksploatacji elektrociepłowni gazowo-parowej EC Zielona Góra, której schemat przedstawiono na rysunku 1.1.



Rys. 1.1 Schemat obliczeniowy analizowanej elektrociepłowni gazowo-parowej.

Analizowany układ gazowo-parowy obejmuje zespół turbiny gazowej PG 9171E firmy *General Electric* o mocy znamionowej 125,4 MWe, dwuśnieniowy kocioł odzyskowy OU-192 produkcji firmy *Rafako* o znamionowej mocy cieplnej 202,4 MWt oraz obieg turbiny parowej 7CK65 produkcji *Alstom*.

2. Cel i zakres pracy

Utrzymanie wysokiego poziomu sprawności i dyspozycyjności maszyn i urządzeń energetycznych bloków gazowo-parowych wymaga wiedzy o eksploatowanych urządzeniach. Coraz bardziej złożone systemy oraz coraz lepsze algorytmy obliczeniowe umożliwiają budowę systemów

kontroli eksploatacji wykorzystujących współcześnie dostępne techniki modelowania matematycznego oraz najnowsze technologie rozwiązań informatycznych. Efektywność podejmowania decyzji w znacznym stopniu uzależniona jest od jakości dostępnej informacji. Dla podejmowania optymalnych decyzji eksploatacyjnych nie wystarcza ocena istniejącego stanu eksploatacji. Poza informacją o wartościach wskaźników charakteryzujących warunki eksploatacji niezbędna jest informacja o wpływie parametrów eksploatacji na odchylenia tych wskaźników od wartości optymalnych. Generowanie takich informacji wymaga dysponowania modelem symulacyjnym bloku.

Opracowanie takiego modelu spełniającego wymagania krótkiego czasu obliczeń, przy zadowalającej dokładności dla bloku gazowo-parowego na przykładzie Elektrociepłowni Zielona Góra było celem realizacji niniejszej pracy doktorskiej. Model ten zawiera następujące modele cząstkowe:

1. Model matematyczny zespołu turbiny gazowej PG 9171E obejmujący:
 - model siedemnastostopniowej sprężarki osiowej,
 - model 14 niskoemisyjnych komór spalania typu DLN I,
 - model trzystopniowego ekspandera osiowego.

Model został opracowany w oparciu o równania wynikające z praw zachowania (bilanse substancji i energii), uogólnioną charakterystykę sprężarki oraz dodatkowe funkcje empiryczne opisujące m.in. sprawność wewnętrzną sprężarki oraz linię rozprężania spalin w ekspanderze.

2. Model matematyczny dwuciśnieniowego kotła odzyskowego OU-192 obejmujący:
 - model podgrzewaczy wody WP i NP,
 - model parowników WP i NP,

- model przegrzewaczy pary WP i NP.

Model został opracowany z wykorzystaniem równań bilansów substancji i energii oraz dodatkowych równań empirycznych opisujących proces przepływu ciepła od spalin do czynnika roboczego. Opis procesu przepływu ciepła uwzględnia dodatkowo zmianę właściwości fizycznych spalin wynikających ze zmiany składu i temperatury. Model umożliwia obliczenie niemierzonych parametrów eksploatacji (w szczególności strumieni i parametrów termicznych wody/ pary oraz spalin) oraz wskaźników oceny energetycznej np. sprawność energetyczna kotła. Ważną zaletą opracowanego modelu jest możliwość jego adaptacji do zmieniającego się stanu technicznego kotła.

3. Model matematyczny obiegu parowo-wodnego z turbiną kondensacyjno-upustową 7CK65 obejmujący:
 - model turbiny parowej 7CK65,
 - model układu ciepłowniczego,
 - model zbiornika wody zasilającej i chłodnicy kondensatu.

Model został opracowany z wykorzystaniem równań bilansów substancji i energii, linii rozprężania pary oraz dodatkowych równań opisujących m.in. spadki ciśnienia w rurociągach. W modelu turbiny parowej uwzględniono strumienie przecieków z wrzecion zaworów odcinających i regulacyjnych oraz z dławnic. Model umożliwia wyznaczenie nieznanych parametrów wartości eksploatacji (strumienie i parametry termiczne czynników roboczych). Pozwala obliczyć moc elektryczną turbozespołu parowego i moc wymienników ciepłowniczych.

Poprawność opracowanych modeli diagnostycznych zespołu turbiny gazowej PG 9171E, dwuciśnieniowego kotła odzyskowego OU-192 oraz obiegu turbiny parowej 7CK65 zweryfikowano wykonując serie obliczeń symulacyjnych w oparciu o wyniki pomiarów eksploatacyjnych. Do oce-

ny jakości predykcji opracowanych modeli wykorzystano współczynnik determinacji R^2 oraz średni błąd modelu δ [1], [2], [3].

3. Studia literaturowe w zakresie modelowania matematycznego obiegów gazowo-parowych

Modele matematyczne opracowywane dla potrzeb systemów diagnostycznych ze względu na charakter wykonywanych obliczeń w trybie *online* powinny charakteryzować się krótkim czasem obliczeń i zadowalającą jakością uzyskiwanych wyników. W literaturze polskiej oraz światowej prezentowane jest wiele rodzajów modeli matematycznych komponentów, które wchodzą w skład obiegu gazowo-parowego.

Najczęściej prezentowane są modele matematyczne zespołów turbin gazowych, kotłów odzyskowych jak również obiegów parowo-wodnych, które zostały opracowane w programach komercyjnych m.in. *Thermoflex*, *GateCycle*, *Epsilon Professional* i *GasTurb* [4], [5], [6]. Programy te, umożliwiają zamodelowanie maszyn i urządzeń energetycznych w prosty sposób, za pomocą gotowych komponentów przedstawiających daną maszynę lub urządzenie. Modelowanie maszyn i urządzeń energetycznych w programach komercyjnych realizowane jest etapowo. Pierwszy etap (Edit Drawing) polega na graficznym stworzeniu modelu z dostępnych dla użytkownika komponentów. W kolejnym etapie (Thermodynamic Design) wprowadzane są dane liczbowe, obejmujące podstawowe parametry konstrukcyjne oraz parametry termodynamiczne w znamionowym punkcie pracy. Przeprowadzając obliczenia na stworzonym schemacie i wprowadzonych danych, tworzona jest geometria maszyn i urządzeń energetycznych. Po zrealizowaniu tych etapów możliwe jest przeprowadzenie obliczeń symulacyjnych dla parametrów pracy odbiegających od nominalnych w etapie Off – Design [7].

Inne podejście do modelowania w modelowaniu maszyn i urządzeń energetycznych zaprezentowano w [8], [9] wykorzystującym wyłącznie zarejestrowane dane pomiarowe. Modele opracowane z wykorzystaniem sieci neuronowych traktują maszynę i urządzenie energetyczne jako czarną skrzynkę, w wyniku czego nie jest wymagany opis matematyczny procesów fizycznych zachodzących wewnątrz modelowanego obiektu. Dla identyfikacji modelu wymagany jest jednak duży zestaw zarejestrowanych kompletnych parametrów eksploatacyjnych. Modele te, charakteryzują się łatwością modelowania, krótkim czasem obliczeń przy zadowalającej dokładności wyników.

Omówione powyżej modele matematyczne, wymagają dostępu do komercyjnego oprogramowania (*GateCycle*, *Epsilon Professional*) lub identyfikacji struktury i parametrów modeli empirycznych (model neuronowy i regresyjny) w oparciu o zestaw danych eksploatacyjnych. Nie zawsze możliwe jest uwzględnienie algorytmów sterowania pracą analizowanej maszyny energetycznej. Dla potrzeb diagnostyki cieplnej modele matematyczne poza prostotą budowy i krótkim czasem przy zadowalającej dokładności obliczeń, wymagają adaptacji dla aktualnego stanu technicznego modelowanej maszyny lub urządzenia energetycznego. Można to uzyskać w modelach empirycznych opracowanych techniką modelowania regresyjnego i neuronowego, ale lepsze rezultaty uzyskuje się w modelach wykorzystujących podstawowe prawa fizyki w szczególności zasady zachowania z pomocniczymi wbudowanymi funkcjami empirycznymi. Modele takie prezentowane są m.in. w [8], [10], [11]. Prezentowane modele obejmują równania bilansów substancji i energii oraz dodatkowe równania opisujące przemiany termodynamiczne zachodzące w modelowanych maszynach i urządzeniach energetycznych. Parametry równań empirycznych estymowane są w oparciu o dane eksploatacyjne,

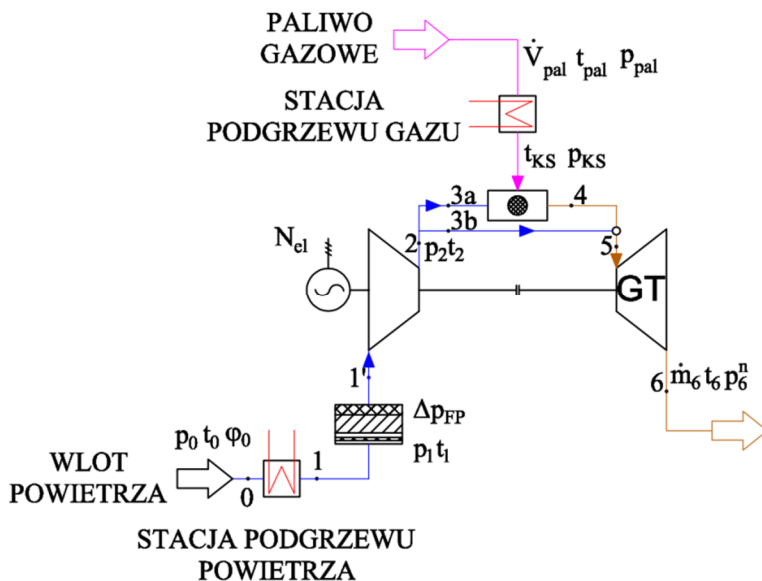
co pozwala uwzględnić w modelu aktualny stan techniczny analizowanego obiektu.

Wykorzystując prawa zachowania oraz techniki modelowania regresyjnego opracowano model matematyczny obiegu gazowo-parowego, który posiada budowę modułową i zawiera :

- model zespołu turbiny gazowej PG 9171E
- model dwuciśnieniowego kotła odzyskowego OU-192
- model obiegu parowo-wodnego z turbiną parową 7CK65

4. Modelowanie matematyczne zespołu turbiny gazowej PG 9171E

Rys. 4.1 przedstawia schemat obliczeniowy analizowanego zespołu turbiny gazowej PG 9171E.



Rys. 4.1 Schemat obliczeniowy zespołu turbiny gazowej PG9171E.

Model symulacyjny zespołu turbiny gazowej PG 9171E zainstalowanej w EC Zielona Góra zawiera (rys. 4.1):

Model sprężarki osiowej obejmujący:

- równania bilansu substancji i energii,
- charakterystykę przepływową sprężarki określającą zależność stosunku sprężu PR od skorygowanej prędkości obrotowej N_{corr} i skorygowanego strumienia sprężanego powietrza $\dot{m}_{corr,1}$,
- zależność empiryczną opisującą sprawność wewnętrzną sprężarki η_s w funkcji skorygowanej prędkości obrotowej N_{corr} , skorygowanego strumienia sprężanego powietrza $\dot{m}_{corr,1}$ oraz aktualnej wartości kąta ustawienia łopatek IGV,
- zależność empiryczną na spadek ciśnienia w filtrze powietrza Δp_{filtr} w funkcji skorygowanego strumienia powietrza na wlocie do sprężarki.

Model komory spalania obejmujący:

- równania bilansu substancji i energii,
- obliczenia stechiometryczne spalania całkowitego i zupełnego (bez generacji CO i NO_x).

Model układu chłodzenia obejmujący:

- równanie korygujące wartość strumienia powietrza kierowanego do układu chłodzenia łopatek ekspandera \dot{m}_{3b} ,
- równania bilansu substancji i energii węzła mieszania spalin z powietrzem chłodzącym.

Model części ekspansyjnej obejmujący:

- równania bilansu substancji i energii części ekspansyjnej,
- równanie przelotności,
- równanie empiryczne na sprawność wewnętrzną części ekspansyjnej,

- zależność empiryczną na spadek ciśnienia w kotle odzyskowym i kominie,
- równanie empiryczne opisujące zależność pomiędzy strumieniem sprężanego powietrza, a ciśnieniem za sprężarką.

Model symulacyjny umożliwia wyznaczenie wartości parametrów powietrza i spalin w charakterystycznych punktach zespołu turbiny gazowej. Ponadto, pozwala na obliczenie parametrów eksploatacyjnych maszyny, m.in. sprawność produkcji energii elektrycznej oraz jednostkowe zużycie ciepła na wytworzenie energii elektrycznej.

4.1. Model matematyczny sprężarki osiowej

Model symulacyjny sprężarki osiowej obejmujący charakterystykę przepływową oraz równania empiryczne opisujące sprawność wewnętrzną i spadek ciśnienia w filtrze pozwala wyznaczyć strumień i parametry powietrza sprężonego. Umożliwia ponadto obliczenie parametrów eksploatacyjnych m.in. sprawność sprężarki, moc mechaniczną na wale potrzebną do napędu sprężarki oraz ciśnienie powietrza za filtrem.

Uogólniona charakterystyka sprężarki.

Największe trudności w modelowaniu zespołu turbin gazowych spotyka się przy modelowaniu sprężarki ze względu na brak dostępu do podstawowych danych konstrukcyjnych oraz jej charakterystyki.

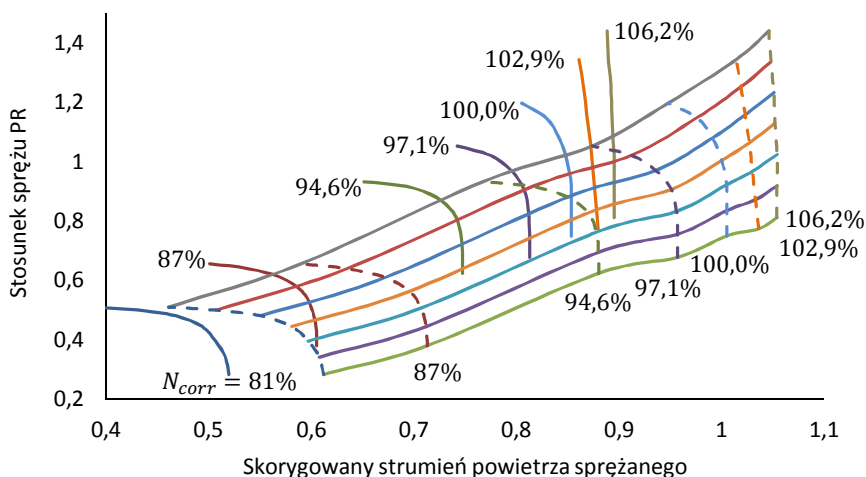
Problem braku dokładnej charakterystyki sprężarki rozwiązuje się poprzez przyjęcie tzw. charakterystyk uogólnionych przedstawionych w układzie bezwymiarowym [11], [12], [13], [14]. Charakterystyki podawane są przy założeniu, że geometria układu łopatkowego jest stała [15]. W rzeczywistości, sprężarka najczęściej wyposażona jest dodatkowo w

układ łopatek kierowniczych IGV, co powoduje, że geometria układu łopatkowego podczas eksploatacji ulega zmianie.

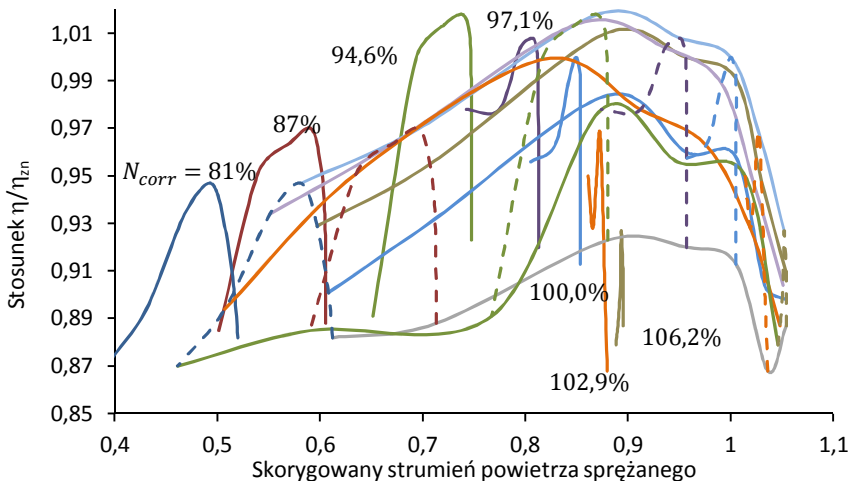
Uogólniona charakterystyka sprężarki osiowej obejmuje:

- charakterystykę przepływową sprężarki, opisującą zależność skorygowanego strumienia powietrza \dot{m}_{corr} oraz stosunku sprężu PR od prędkości skorygowanej N_{corr} i dodatkowej pomocniczej zmiennej β ,
- charakterystykę sprawności wewnętrznej przedstawiającą zależność sprawności wewnętrznej sprężarki η_s od prędkości skorygowanej N_{corr} i dodatkowej pomocniczej zmiennej β .

Na rysunkach 4.2 i 4.3 przedstawiono odpowiednio charakterystykę przepływową oraz sprawności wewnętrznej modelowanej maszyny. Charakterystyki te uwzględniają dodatkowo efekt zmiany kąta ustawienia łopatek kierowniczych IGV.



Rys. 4.2 Wpływ zmiany kąta ustawienia łopatek IGV na charakterystykę przepływową sprężarki.



Rys. 4.3 Wpływ zmiany kąta ustawienia łopatek IGV na charakterystykę sprawności wewnętrznej sprężarki.

Efekt przesunięcia linii $N_{corr} = idem$ po zmianie kąta ustawienia łopatek IGV uwzględniono w algorytmie obliczeniowym.

Równanie empiryczne na sprawność wewnętrzną sprężarki.

Wykorzystanie charakterystyki przepływowej sprężarki do wyznaczenia ciśnienia i strumienia powietrza sprężonego zapewnia dobrą zgodność z wynikami pomiarów. W przypadku wykorzystania charakterystyki sprawności sprężarki i wyznaczenia w oparciu o nią temperatury powietrza za sprężarką, rozbieżność pomiędzy wynikami obliczeń i pomiarami jest znaczna. Średni błąd predykcji wynosi około 4,83 K. Dlatego też, w celu poprawy jakości predykcji modelu zrezygnowano z wykorzystania charakterystyki sprawności sprężarki i postanowiono opracować własne równanie empiryczne $\eta_s = f(\dot{m}_{corr}, N_{corr}, IGV)$ ujmujące zależność sprawności izentropowej sprężarki w funkcji skorygowanego strumienia powietrza, prędkości skorygowanej oraz kąta ustawienia łopatek.

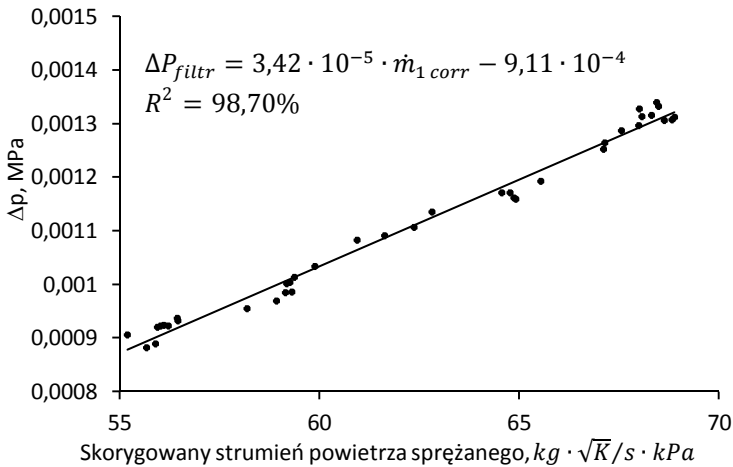
Testowano różne postacie równań empirycznych. Opis analizowanych równań oraz kryterium doboru przedstawiono w dalszej części pracy. Najlepszą jakością predykcji charakteryzowało się równanie w postaci [11], [14]:

$$\begin{aligned} \eta_s = & a_0 + a_1 \cdot \dot{m}_{corr} + a_2 \cdot \dot{m}_{corr}^2 + a_3 \cdot N_{corr} + a_4 \cdot N_{corr}^2 + \\ & + a_5 \cdot \dot{m}_{corr} \cdot N_{corr} + a_6 \cdot IGV + a_7 \cdot IGV^2 + a_8 \cdot \dot{m}_{corr} \cdot IGV + \\ & + a_9 \cdot N_{corr} \cdot IGV \end{aligned} \quad (4.1)$$

Strumień powietrza do chłodzenia łopatek części ekspansyjnej jest pobierany z przestrzeni pomiędzy 16-tym i 17-tym stopniem siedemnastostopniowej sprężarki osiowej. Z powodu braku informacji o geometrii układu przepływowego maszyny założono, że strumień powietrza chłodzącego łopatki części ekspansyjnej jest pobierany za sprężarką.

Równanie empiryczne na spadek ciśnienia w filtrze powietrza.

Powietrze, zanim zostanie sprężone w sprężarce musi zostać oczyszczone z ewentualnych zanieczyszczeń, np. pyłów w filtrze powietrza. Proces separacji cząstek stałych z powietrza wiąże się również ze spadkiem ciśnienia. Rys. 4.4 przedstawia graficznie opracowaną zależność empiryczną opisującą spadek ciśnienia powietrza w filtrze w funkcji skorygowanego strumienia powietrza oraz wartość współczynnika determinacji R^2 .



Rys. 4.4 Zależność empiryczna opisująca spadek ciśnienia w filtrze powietrza, w funkcji skorygowanego strumienia powietrza.

Powyższe równanie empiryczne zostało wykorzystane w modelu symulacyjnym do opisu spadku ciśnienia w filtrze powietrza w funkcji skorygowanego strumienia powietrza.

Uzyskane z modelu sprężarki wyniki posłużyły jako dane wejściowe do modelu komory spalania oraz części ekspansyjnej zespołu turbiny gazowej.

4.2. Model matematyczny części ekspansyjnej

Przedstawiony model matematyczny części ekspansyjnej obejmuje równania bilansu substancji i energii oraz model linii rozprężania spalin [2], [16]. Model linii rozprężania spalin wykorzystuje równanie przelotności i równanie na sprawność wewnętrzną ekspandera.

Równanie przelotności opisuje zależność pomiędzy parametrami czynnika na dolicie do ekspandera, a ciśnieniem wylotowym, przy stałej prędkości obrotowej [2], [3], [16]:

$$\dot{m}_{dol} = f(p_{dol}, T_{dol}, p_{wyl}) \quad n = const. \quad (4.2)$$

gdzie,

\dot{m}_{dol} – strumień spalin na dolicie do ekspandera kg/s ,

p_{dol} – ciśnienie spalin na dolicie do ekspandera MPa ,

T_{dol} – temperatura spalin na dolicie do ekspandera K ,

p_{wyl} – ciśnienie spalin na wylocie z ekspandera MPa .

Analizowano następujące postacie równania przelotności [2]. Jako kryterium jakości dopasowania równań empirycznych do danych pomiarowych przyjęto współczynnik determinacji R^2 oraz średni błąd modelu δ [17]. Postacie analizowanych równań, jak również wartości współczynników R^2 oraz δ przedstawiono w tabelicy 4.1.

Tablica 4.1. Postacie analizowanych równań przelotności wraz z obliczonymi wartościami R^2 oraz δ .

Lp.	Postać równania empirycznego.	R^2	δ
1.	$\frac{\dot{m}_5 \cdot T_5}{p_5} = A \cdot \sqrt{1 - \frac{p_6}{p_5}} + B$	59,20%	0,057 MPa
2.	$\dot{m}_5 = A \cdot \sqrt{p_5^2 - p_6^2} + B$	99,13%	0,009 MPa

Analizując otrzymane wartości współczynnika predykcji R^2 oraz średniego błędu modelu δ , do dalszych obliczeń wybrano równanie nr 2.

Sprawność wewnętrzna ekspandera, definiowana jest jako stosunek uzyskanej rzeczywistej pracy wewnętrznej do pracy teoretycznej przy rozprężaniu adiabatycznym odwracalnym [18].

W literaturze można spotkać wiele zależności empirycznych opisujących sprawność wewnętrzną ekspandera [2], [17]. Postacie analizowanych równań wraz z obliczonymi wartościami współczynnika determinacji R^2 oraz średniego błędu modelu δ przedstawiono w tabelicy 4.2.

Tablica 4.2. Postacie analizowanych równań na sprawność wewnętrzną ekspandera wraz z obliczonymi wartościami R^2 oraz δ .

Lp.	Postać równania empirycznego.	R^2	δ
1.	$\eta_T = \alpha_1 + \beta_1 \cdot \left(\frac{p_6}{p_5}\right) + \gamma_1 \cdot \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^2$	96,19%	1,79 K
2.	$\eta_T = b_0 + b_1 \cdot \dot{m}_{corr} + b_2 \cdot \dot{m}_{corr}^2 + b_3 \cdot N_{corr} + b_4 \cdot N_{corr}^2 + b_5 \cdot \dot{m}_{corr} \cdot N_{corr}$	96,23%	1,78 K
3.	$\eta_T = \alpha_3 + \beta_3 \cdot \ln \left[\frac{\dot{m}_5 \cdot (i_5 - i_6)}{p_5 - p_6} \right]$	92,17%	3,79 K

Analizując otrzymane wartości współczynnika predykcji R^2 oraz średniego błędu modelu δ , do dalszych obliczeń wybrano równanie nr 2.

4.3. Model matematyczny komór spalania

Model matematyczny niskoemisyjnych komór spalania zainstalowanych w zespole turbiny gazowej PG 9171E został opracowany zgodnie z normą ISO 2314:1989 w oparciu o następujące równania:

- równanie bilansu substancji i energii komory spalania,
- równania stechiometryczne spalania.

Równania stechiometrii spalania z uwagi na niewielkie stężenie CO i NO_x w spalinach wyprowadzono przy założeniu, że proces spalania jest całkowity i zupełny [18].

Z modelu komory spalania wyznacza się:

- strumień spalin \dot{m}_4 ,
- skład spalin,
- ciśnienie spalin p_4 ,
- temperaturę spalin T_4 .

Uzyskane z modelu komór spalania wyniki posłużyły jako dane wejściowe do modelu układu chłodzenia łopatek części ekspansyjnej turbiny.

4.4. Obliczenia strumienia powietrza do chłodzenia łopatek ekspandera

Dokładny opis matematyczny procesu chłodzenia łopatek ekspandera jest trudny, ze względu na brak informacji o geometrii ekspandera. Dlatego w literaturze stosuje się opis uproszczony polegający na tym, że rzeczywisty proces chłodzenia zastępuje się procesem wstępnego mieszania spalin odpływających z komory spalania z powietrzem chłodzącym \dot{m}_{3b} . W oparciu o dane literaturowe przyjęto zależność pomiędzy aktualnym i znamionowym strumieniem powietrza chłodzącego w postaci [15], [19]:

$$\dot{m}_{3b} = \dot{m}_{3b\text{ zn}} \cdot \frac{p_2}{p_{2\text{ zn}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{2\text{ zn}}}{T_2}} \quad (4.3)$$

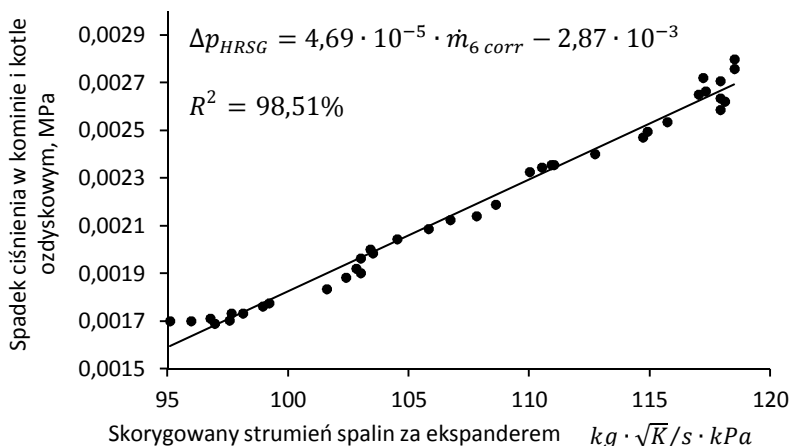
Zgodnie z [13] przyjęto, że znamionowy strumień powietrza chłodzącego wynosi 14% strumienia powietrza za sprężarką dla znamionowych warunków pracy.

4.5. Algorytm obliczeń iteracyjnych zespołu turbiny gazowej

Obliczenia symulacyjne zespołu turbiny gazowej PG 9171E przebiegają w procesie iteracyjnym. Dla założonej wartości kąta ustawienia łopatek kierowniczych sprężarki *IGV* oraz linii pracy β określających punkt pracy sprężarki, z charakterystyki przepływowej i równania empirycznego na sprawność wewnętrzną przemiany oblicza się strumień i parametry powietrza sprężanego. Z równań bilansowych modelu komory spalania i układu chłodzenia oblicza się strumień i parametry spalin przed ekspanderem. Z równania przelotności oraz na sprawność wewnętrzną ekspandera uzyskuje się informację o strumieniu, i parametrach termicznych spalin wylotowych. Założone wstępnie wartości kąta ustawienia łopatek kierowniczych sprężarki *IGV* oraz linii pracy β podlegają następnie procedurze korekcyjnej. Kryterium korekcji założonych wstępnie wartości kąta ustawienia łopatek *IGV* oraz linii pracy β jest dotrzymanie wymaganego ciśnienia powietrza za sprężarką oraz dopuszczalnej temperatury spalin na dolocie i wylocie z ekspandera.

Ciśnienie spalin na wylocie z ekspandera powinno zapewniać wymagane ciśnienie za kominem (przyjęto ciśnienie otoczenia) oraz pokonanie oporów hydraulicznych napotkanych przez spaliny w kotle odzyskowym i kominie [20]. Dlatego, w celu estymacji wymaganego ciśnienia spalin za ekspanderem p_6 posłużono się funkcją empiryczną opisującą zależność spadku ciśnienia w kotle odzyskowym i w kominie Δp_{HRSG} w funkcji

skorygowanego strumienia spalin na wylocie z ekspandera. Rys. 4.5 przedstawia uzyskaną postać równania empirycznego.

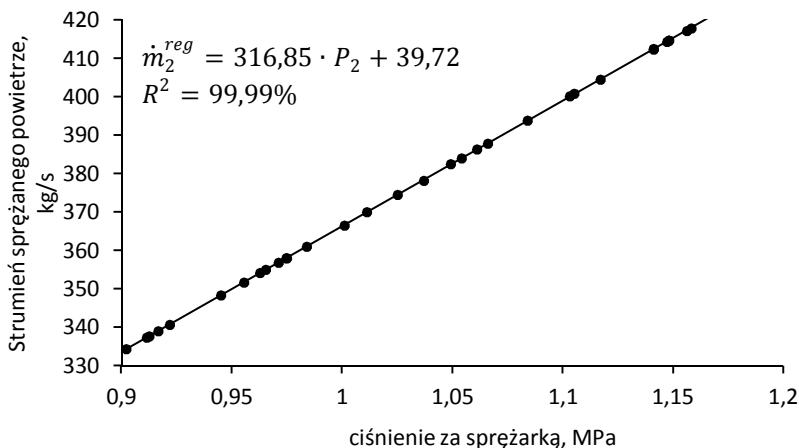


Rys. 4.5 Spadek ciśnienia spalin w kotle odzyskowym i kominie w funkcji skorygowanego strumienia spalin $\dot{m}_{6\ corr}$.

Założona wartość parametru β podlega korekcji w procedurze iteracyjnej. Kryterium korekcji jest minimum różnicy pomiędzy uzyskanym z modelu ciśnieniem powietrza sprężonego p_2^{model} (będące funkcją wstępnie założonej wartości β) oraz ciśnieniem p_2^{reg} .

Dobór kąta ustawienia łopatek kierowniczych *IGV* służy do uzyskania wymaganego stosunku nadmiaru powietrza. Obszar pracy zespołu turbiny gazowej, dla którego temperatura spalin dolotowych do ekspandera osiąga dopuszczalne wartości określa charakterystyka *CPD-biased exhaust temperature control curve*. W trakcie eksploatacji temperatura spalin na dolocie do ekspandera nie jest mierzona, jest natomiast estymowana w oparciu o pomiar temperatury spalin wylotowych z ekspandera i ciśnienia powietrza za sprężarką. Jej bezpośrednie wykorzystanie w modelu symulacyjnym powoduje, że wyniki obliczeń symulacyjnych temperatu-

ry spalin wylotowych z ekspandera znacznie odbiegają od wyników pomiarów. Dlatego, postanowiono opracować własną funkcję empiryczną. Dobłą jakość predykcji temperatury uzyskano dla funkcji liniowej w postaci:



Rys. 4.6 Postać zależności empirycznej na strumień sprężanego powietrza zapewniającej dopuszczalną temperaturę spalin przed ekspanderem w funkcji ciśnienia powietrza za sprężarką.

Powyższa charakterystyka została wykorzystana w procedurze iteracyjnej do korekcji kąta ustawienia łopatek kierowniczych sprężarki IGV.

4.6. Przebieg obliczeń symulacyjnych zespołu turbiny gazowej PG 9171E

Opracowane modele sprężarki, komór spalania, układu chłodzenia oraz ekspandera wchodzi w skład modelu symulacyjnego zespołu turbiny gazowej PG 9171E. Model ten został opracowany w programie Engineering Equation Solver (EES).

Danymi do obliczeń symulacyjnych zespołu turbiny gazowej są:

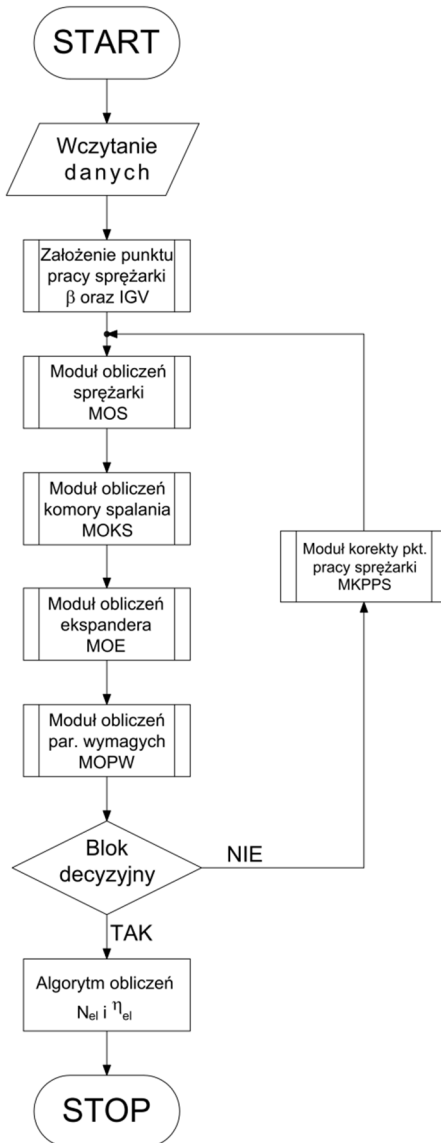
- parametry otoczenia: T_{ot} , P_{ot} , φ_{ot} ,
- temperatura powietrza T_1' za parowym podgrzewaczem powietrza,
- prędkość obrotowa sprężarki n ,
- sprawność mechaniczna sprężarki η_{mS} ,
- strumień i parametry paliwa do komory spalania \dot{m}_{KS} , T_{KS} , $W_{d\,pal}$, skład paliwa
- spadek ciśnienia w komorze spalania Δp_{KS} ,
- sprawność energetyczna komory spalania η_{KS} ,
- sprawność mechaniczna ekspandera η_{mT} .

Obliczenia symulacyjne przebiegają w następujących etapach (rys. 4.1).

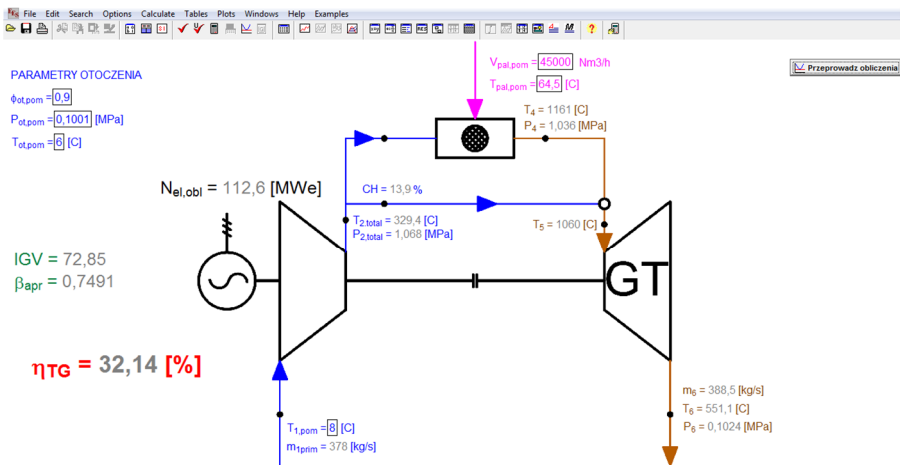
1. Dla wczytanych danych do obliczeń i wstępnie założonych wartości kąta ustawienia łopatek *IGV* oraz linii pracy β , z modułu MOS (moduł obliczeń sprężarki) wyznacza się parametry oraz strumienie powietrza kierowanego do komory spalania i układu chłodzenia łopatek ekspandera \dot{m}_{3a} , \dot{m}_{3b} , T_2 , p_2 .
2. Dla obliczonych wartości strumienia i parametrów termicznych powietrza przed komorą spalania, oblicza się z modułu MOKS (moduł obliczeń komory spalania) wartości strumienia i parametrów termicznych spalin za komorą spalania \dot{m}_4 , T_4 , p_4 oraz przed ekspanderem \dot{m}_5 , T_5 , p_5 .
3. Uzyskane z modułu MOKS wartości \dot{m}_5 , T_5 , p_5 służą jako dane wejściowe w module MOE (moduł obliczeń ekspandera) do wyznaczenia strumienia i parametrów spalin za ekspanderem \dot{m}_6 , T_6 , p_6 .

4. W module MOPW (moduł obliczeń parametrów wymaganych) wyznacza się wymagane wartości strumienia i ciśnienia powietrza sprężonego \dot{m}_2^{reg} oraz p_2^{reg} .
5. Jeżeli wartość wyrażenia $(\dot{m}_2 - \dot{m}_2^{reg})^2 + (p_2 - p_2^{reg})^2$ jest większa od założonej dokładności obliczeń symulacyjnych następuje w bloku decyzyjnym korekta wartości kąta ustawienia łopatek kierowniczy sprężarki *IGV* oraz linii pracy β w module MKPPS (moduł korekty punktu pracy sprężarki) oraz powrót do obliczeń w module MOS. W przypadku spełnienia warunku, następuje obliczenie mocy i sprawności elektrycznej turboszespołu oraz zakończenie obliczeń symulacyjnych.

Na rysunku 4.7 przedstawiono algorytm obliczeń symulacyjnych zespołu turbiny gazowej PG 9171E w postaci schematu blokowego, natomiast rysunek 4.8 przedstawia przykładowe okno *Diagram* programu Engineering Equation Solver (EES) po przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych.



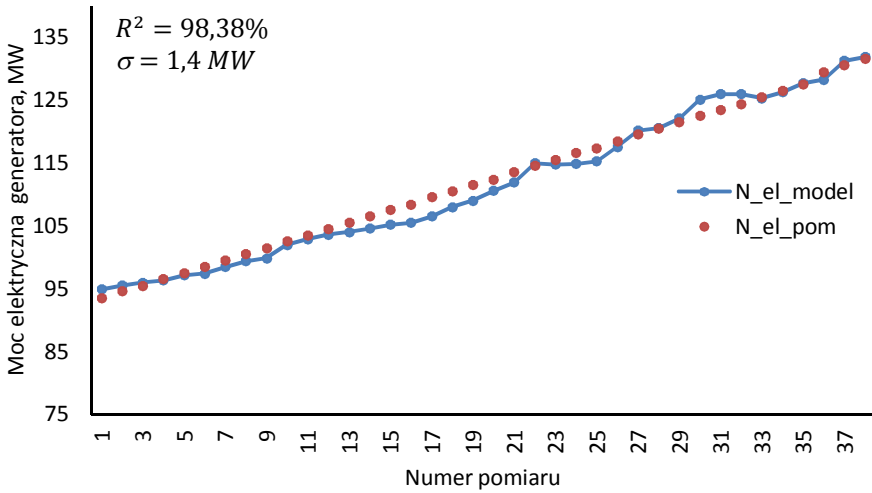
Rys. 4.7 Schemat blokowy obliczeń symulacyjnych zespołu turbiny gazowej PG 9171E.



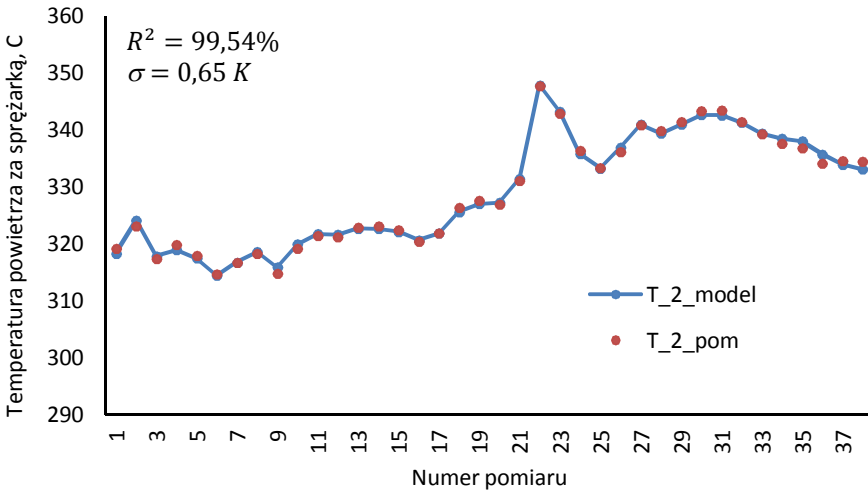
Rys. 4.8 Przykładowy wygląd okna Diagram programu Engineering Equation Solver (EES) po przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych.

4.7. Weryfikacja i walidacja modelu symulacyjnego turbiny gazowej PG 9171E w oparciu o wyniki pomiarów eksploatacyjnych

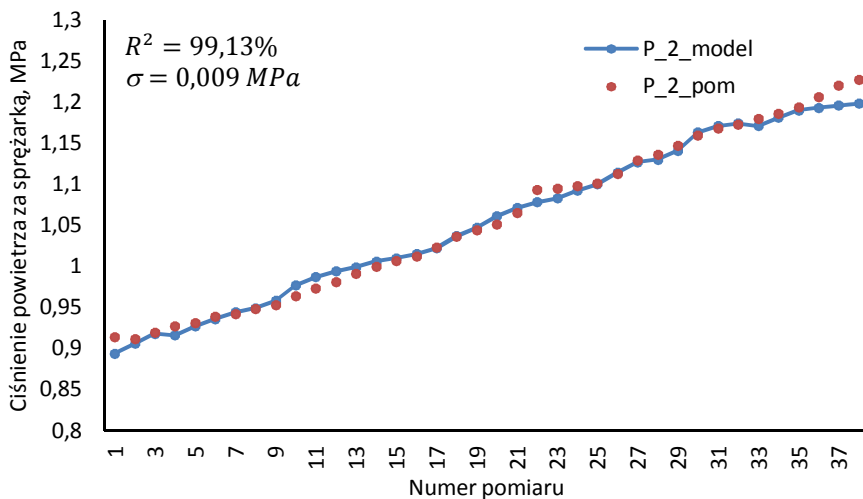
Opracowany model zespołu turbiny gazowej PG 9171E wykorzystano do przeprowadzenia przykładowych obliczeń symulacyjnych. Dane wejściowe do modelu stanowił zestaw uwiarygodnionych wyników pomiarów. Rysunki 4.9 ÷ 4.12 przedstawiają porównanie w formie wykresów mocy elektrycznej i parametrów termicznych powietrza/spalin uzyskanych na podstawie wyników pomiarów i z modelu.



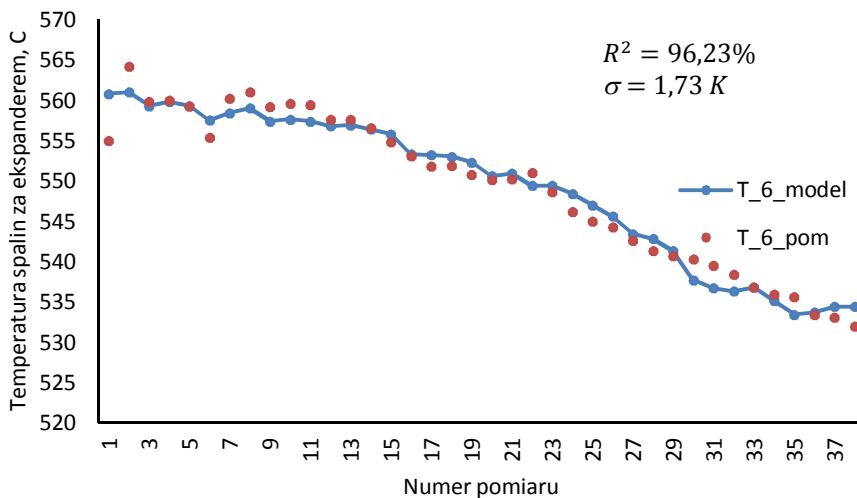
Rys. 4.9 Porównanie mocy elektrycznej zespołu turbiny gazowej obliczonej w oparciu o dane pomiarowe i z modelu.



Rys. 4.10 Porównanie temperatury powietrza za sprężarką obliczonej w oparciu o dane pomiarowe i z modelu.



Rys. 4.11 Porównanie ciśnienia powietrza za sprężarką obliczonego w oparciu o dane pomiarowe i z modelu.



Rys. 4.12 Porównanie temperatury spalin za ekspanderem obliczonej w oparciu o dane pomiarowe i z modelu.

Zaprezentowane rys. 4.9 ÷ 4.12 potwierdzają wysoką jakość predykcji modelu. Świadczą o tym wysokie wartości współczynnika determinacji R^2 , który mieści się w zakresie od 96,23% do 99,54% . Błędy modelu δ przyjmują małe wartości, przykładowo dla mocy elektrycznej błąd modelu wynosi 1,4 MW co odpowiada około 1,1% mocy znamionowej.

Dobra jakość predykcji modelu zespołu turbiny gazowej jest istotna, ze względu na fakt, że uzyskane z modelu strumień i parametry spalin na wylocie z ekspandera są równocześnie danymi wejściowymi do modelu symulacyjnego kotła odzyskowego OU-192. Błędy obliczeń strumienia i parametrów spalin za ekspanderem rzutują na błąd obliczeniowy strumieni i parametrów pary w kotle odzyskowym, a w konsekwencji na produkcję mocy elektrycznej i ciepła grzewczego w obiegu parowodnym.

5. Modelowanie matematyczne kotła odzyskowego OU – 192

Opracowany model symulacyjny dwuciśnieniowego kotła odzyskowego obejmuje:

- model bilansowy powierzchni wymiany ciepła w kotle,
- teoretyczno-empiryczny model przepływu ciepła,
- algorytm obliczeń spadku ciśnienia czynnika roboczego w poszczególnych wymiennikach.

Model ten, umożliwi obliczenie strumieni i parametrów termicznych spalin oraz wody/pary w charakterystycznych punktach kotła, jak również wyznaczyć strumień wymianianego ciepła oraz średnie wartości współczynnika przenikania ciepła.

5.1. Teoretyczno-empiryczny model przepływu ciepła

Strumień przekazywanego ciepła opisuje równanie Pecleta [21]:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t \quad (5.1)$$

gdzie, współczynnik przenikania ciepła k opisany jest zależnością:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{d_z \cdot \ln(d_z/d_w)}{\lambda} + \frac{d_z}{d_w \cdot \alpha_w}} \quad (5.2)$$

Największy udział w całkowitym oporze cieplnym, stanowi opór wnika-
nia ciepła od strony spalin. W przypadku przegrzewacza, na współczyn-
nik przenikania ciepła ma również istotny wpływ opór wnika-
nia ciepła od strony pary. Dlatego też, zależność (5.2) można uprościć do postaci
[22], [23], [24]:

- dla podgrzewacza wody i parownika:

$$k \cong \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z}} = \alpha_z \quad (5.3)$$

- dla przegrzewacza pary

$$k \cong \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{d_z}{d_w \cdot \alpha_w}} \quad (5.4)$$

W oparciu o studia literaturowe iloczyn $k \cdot A$ występujący w równaniu
(5.2) postanowiono aproksymować zależnościami empirycznymi w po-
staci [22], [23], [24]:

$$\frac{(k \cdot A)}{(k \cdot A)_0} = \left(\frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}_{sp0}}\right)^{\beta_1} \cdot \left(\frac{c_p}{c_{p0}}\right)^{\beta_2} \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)^{\beta_3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^{\beta_4} \cdot \left(\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s0}}\right)^{\beta_5} \quad (5.5)$$

gdzie,

\dot{m}_{sp} – strumień masowy przepływających spalin, kg/s ; c_p – pojemność cieplna właściwa spalin, $kJ/kg \cdot K$; λ – współczynnik przewodności cieplnej, $W/m \cdot K$; μ – współczynnik lepkości kinematycznej, m^2/s ; \dot{m}_s – strumień masowy przepływającej wody/pary, kg/s .

Opracowanie zależności empirycznej opisującej iloczyn $k \cdot A$ (równanie (5.5)) nie wymaga szczegółowej wiedzy nt. wymiarów geometrycznych i konstrukcji powierzchni wymiany ciepła.

5.2. Algorytm obliczeń spadku ciśnienia wody/pary w wymiennikach ciepła

Straty ciśnienia wody/pary w rurociągach można wyznaczyć z zależności [2], [10]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \lambda_f \cdot \frac{R_{s/w} \cdot T_{sr}}{p_{s/w}} \cdot \frac{L}{d} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{s/w}}{F}\right)^2 \quad (5.6)$$

gdzie: λ_f - liczba tarcia; $R_{s/w}$ - indywidualna stała gazowa dla wody/pary, $J/kg \cdot K$; T_{sr} - średnia temperatura wody/pary K .

Przyjmując dla danego wymiennika, $\lambda_f = idem$, zależność (5.6) można zapisać w postaci:

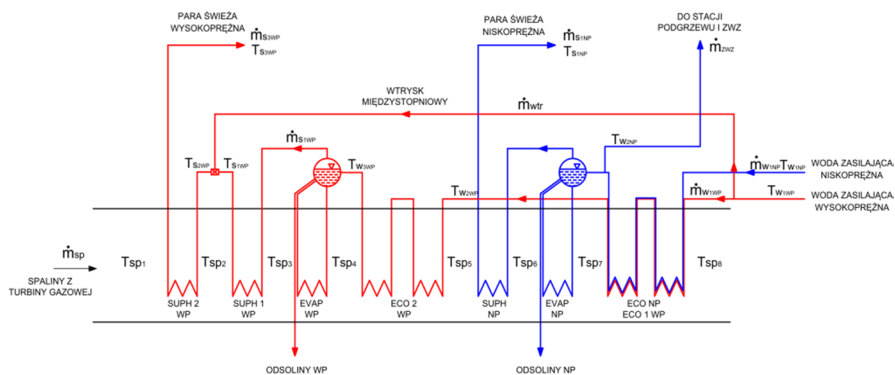
$$\Delta p = D \cdot v_{s/w} \cdot \dot{m}_{s/w}^2 \quad (5.7)$$

gdzie: D – współczynnik empiryczny podlegający estymacji w oparciu o wyniki pomiarów, $v_{s/w}$ – objętość właściwa wody/pary na dolocie do wymiennika, m^3/kg , $\dot{m}_{s/w}$ – strumień masowy wody/pary, kg/s .

5.3. Przebieg obliczeń symulacyjnych kotła odzyskowego OU-192

Wykorzystując sformułowane równania bilansów substancji i energii, zależności empiryczne opisujące iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni ogrzewalnej oraz spadek ciśnienia czynników opracowano model symulacyjny dwuciśnieniowego kotła odzyskowego OU-192 w Elektrociepłowni Zielona Góra. Model ten pozwala wyznaczyć wartości temperatur, ciśnień oraz strumienie czynników we wszystkich charakterystycznych punktach kotła. Dodatkowo umożliwia obliczenie parametrów eksploatacyjnych kotła, m.in. strumienie ciepła wymiennego we wszystkich powierzchniach ogrzewalnych oraz średnią wartość współczynnika przenikania ciepła.

Na rysunku 5.1 przedstawiono schemat obliczeniowy dwuciśnieniowego OU – 192 kotła.

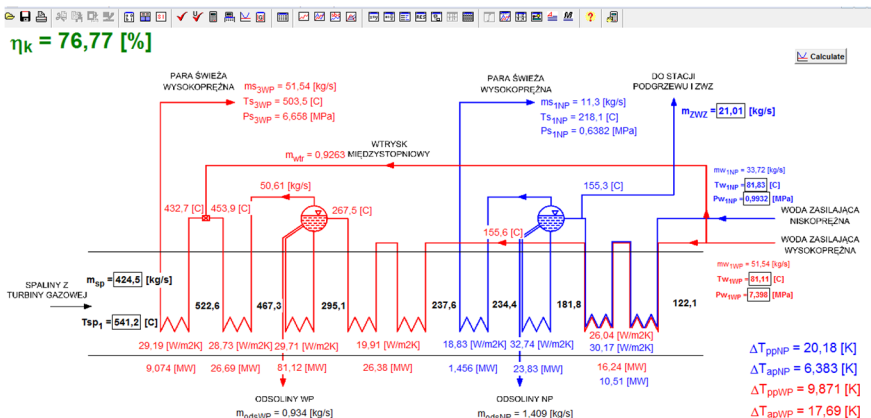


Rys. 5.1 Schemat kotła odzyskowego dwuciśnieniowego OU – 192 produkcji Rafako.

Model symulacyjny kotła odzyskowego dwuciśnieniowego obejmuje:

- bilanse substancji i energii sformułowane dla I stopnia podgrzewacza wody wysokoprężnej ECO 1WP i wody niskoprężnej ECO NP,
- bilanse substancji i energii sformułowane dla parownika niskoprężnego EVAP NP,
- bilanse energii sformułowane dla przegrzewacza pary niskoprężnej SUPH NP,
- bilanse energii sformułowane dla II stopnia podgrzewacza wody wysokoprężnej ECO 2WP,
- bilanse substancji i energii sformułowane dla parownika wysokoprężnego EVAP WP,
- bilanse energii sformułowane dla I stopnia przegrzewacza pary wysokoprężnej SUPH 1WP,
- bilanse substancji i energii sformułowane dla wtryskiwacza międzystopniowego,
- bilanse energii sformułowane dla II stopnia przegrzewacza pary wysokoprężnej SUPH 2WP.

Model symulacyjny kotła odzyskowego dwuciśnieniowego został opracowany w programie Engineering Equation Solver. Jak dane wejściowe posłużyły uwiarygodnione wyniki pomiarów eksploatacyjnych. Rysunek 5.2 przedstawia przykładowe okno *Diagram* opracowane w programie EES.



Rys. 5.2 Przykładowy wygląd okna Diagram programu EES po przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych kotła odzyskowego dla wybranego pomiaru.

5.4. Weryfikacja i walidacja modelu symulacyjnego

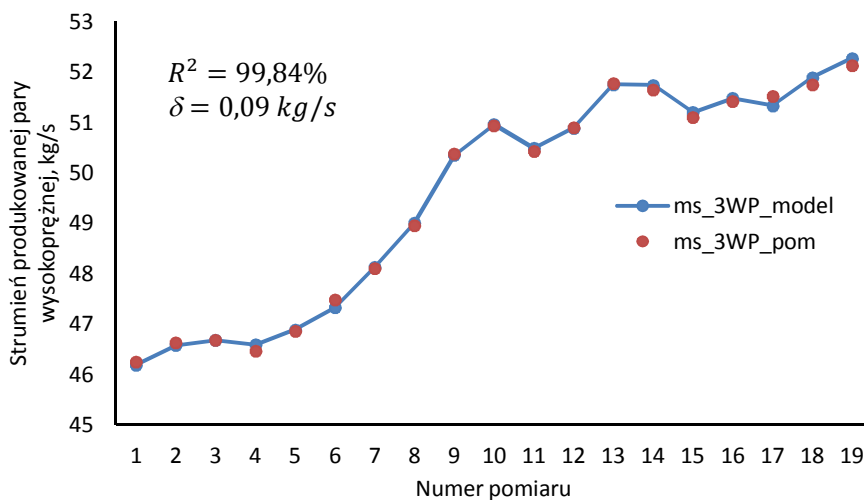
Zestaw danych wejściowych do obliczeń symulacyjnych kotła zaprezentowano w tabelicy 5.1.

Tablica 5.1. Dane wejściowe do obliczeń symulacyjnych kotła odzyskowego

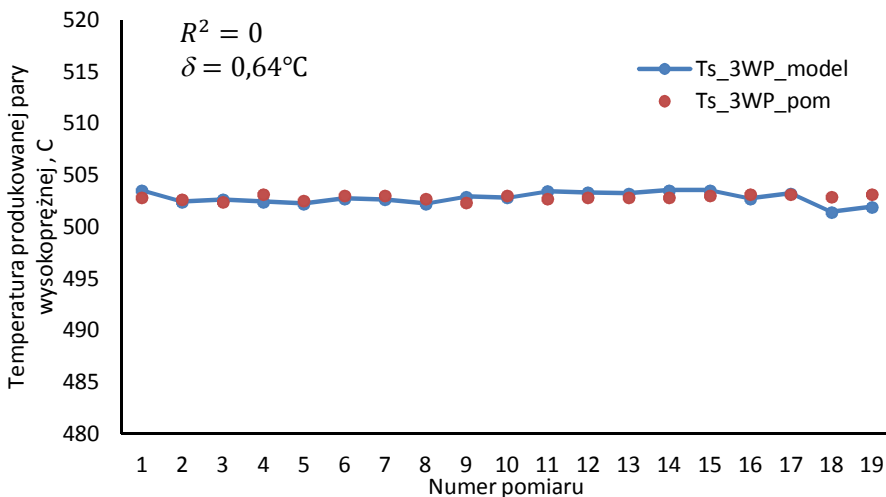
Lp.	Wielkość	Oznaczenie	Wymiar
1	Strumień spalin zasilających kocioł	\dot{m}_{sp}	kg/s
2	Temperatura spalin zasilających kocioł	T_{sp1}	$^{\circ}C$
3	Temperatura wody NP zasilającej kocioł	T_{w1NP}	$^{\circ}C$
4	Temperatura wody WP zasilającej kocioł	T_{w1WP}	$^{\circ}C$
5	Ciśnienie wody NP zasilającej kocioł	p_{w1NP}	MPa
6	Ciśnienie wody WP zasilającej kocioł	p_{w1WP}	MPa

Obliczenia symulacyjne przeprowadzono dla 19 zestawów uwiarygodnionych danych pomiarowych. Uzyskane z modelu wyniki obliczeń symulacyjnych porównano z pomiarami.

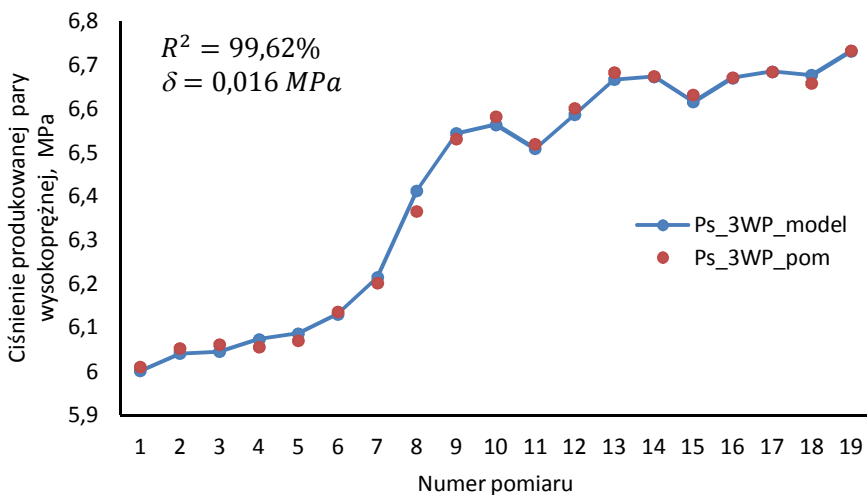
Rys. 5.3÷5.8 przedstawiają porównanie wyników pomiarów z uzyskanymi wynikami obliczeń symulacyjnych dla strumieni i parametrów termicznych pary wysokoprężnej i niskoprężnej produkowanej w kotle.



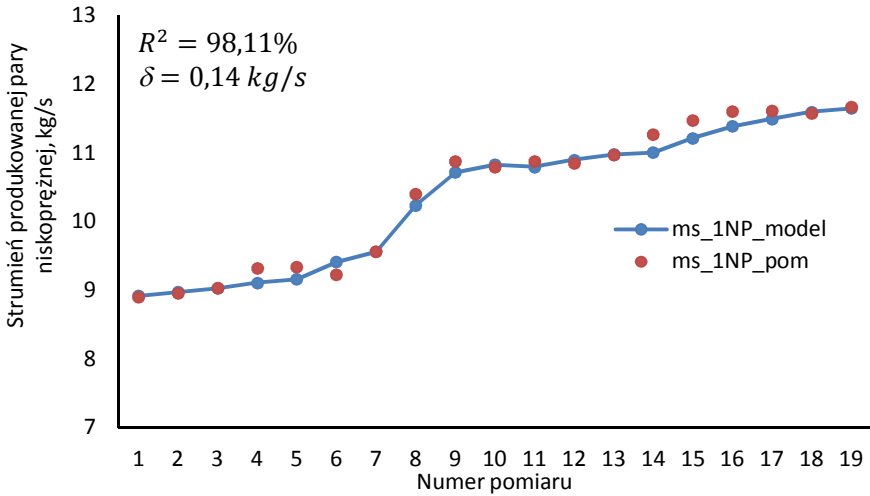
Rys. 5.3 Porównanie strumienia produkowanej pary wysokoprężnej \dot{m}_{s3WP} wyznaczanego w oparciu o dane pomiarowe i z modelu symulacyjnego.



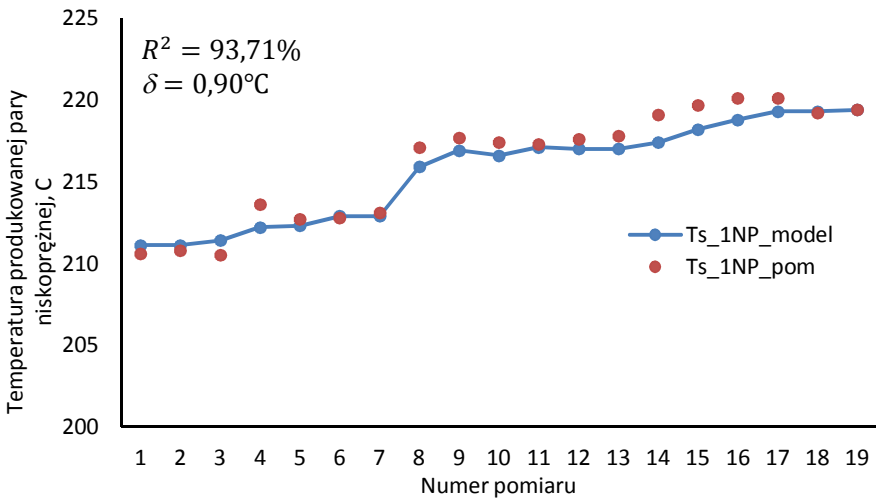
Rys. 5.4 Porównanie temperatury produkowanej pary wysokoprężnej $T_{s3 WP}$ wyznaczonej w oparciu o dane pomiarowe i z modelu symulacyjnego.



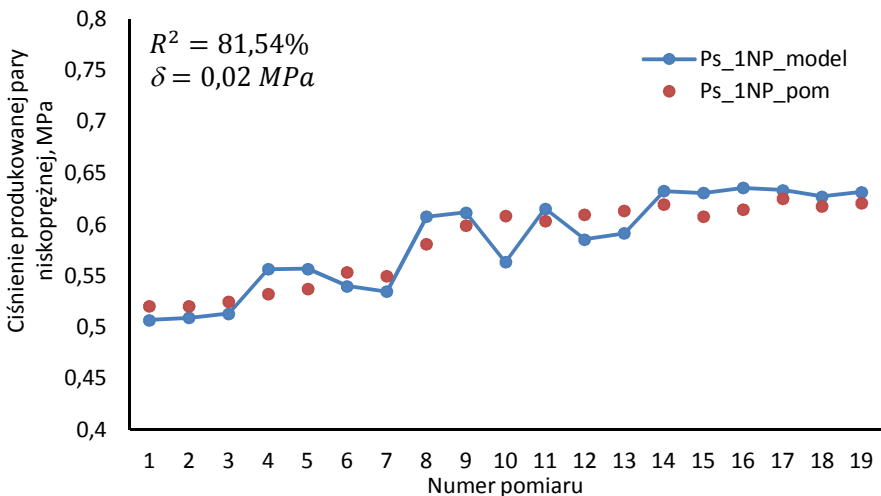
Rys. 5.5 Porównanie ciśnienia produkowanej pary wysokoprężnej $p_{s3 WP}$ wyznaczonego w oparciu o dane pomiarowe i z modelu symulacyjnego.



Rys. 5.6 Porównanie strumienia produkowanej pary niskoprężnej \dot{m}_{s1NP} wyznaczonego w oparciu o dane pomiarowe i z modelu symulacyjnego.



Rys. 5.7 Porównanie temperatury produkowanej pary niskoprężnej T_{s1NP} wyznaczonej w oparciu o dane pomiarowe i z modelu symulacyjnego.

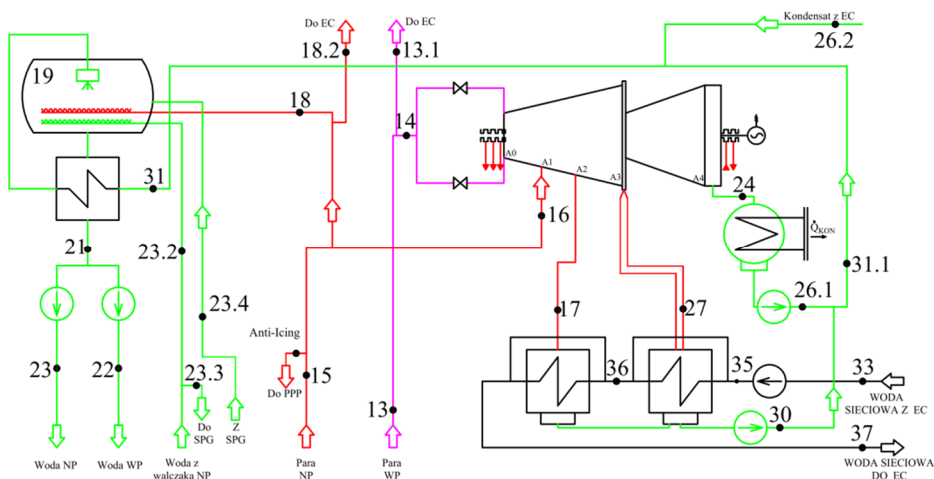


Rys. 5.8 Porównanie ciśnienia produkowanej pary niskoprężnej p_{s1NP} wyznaczonego w oparciu o dane pomiarowe i z modelu symulacyjnego.

Przedstawione na rysunkach 5.3÷5.8 porównanie wyników pomiarów z uzyskanymi wynikami obliczeń symulacyjnych potwierdzają wysoką jakość predykcji modelu. Potwierdzają to wysokie wartości współczynników determinacji R^2 jak również małe wartości błędów modelu δ . Dobra jakość predykcji strumieni i parametrów produkowanej pary WP i NP jest niezbędna, ze względu na fakt, że powyższe wartości są danymi wejściowymi do modelu symulacyjnego obiegu parowego. Niedostateczna jakość predykcji modelu kotła może wpływać na błędne wyniki symulacji pracy turbiny parowej.

6. Modelowanie matematyczne obiegu turbiny parowej 7CK65

Rys. 6.1 przedstawia schemat obliczeniowy obiegu parowego Elektrocieplowni Zielona Góra z turbiną kondensacyjno-upustową 7CK65. Na schemacie zaznaczono charakterystyczne punkty obiegu.

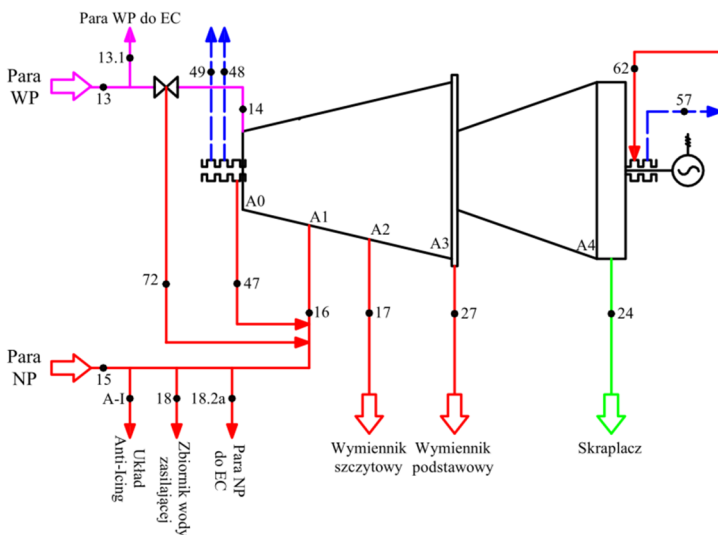


Rys. 6.1 Schemat analizowanego obiegu parowego z turbiną kondensacyjno-upustową 7CK65.

Model analityczno-empiryczny obiegu parowo-wodnego opracowano dla EC Zielona Góra. Obejmuje on: model turbiny parowej, model układu ciepłowniczego oraz model zbiornika wody zasilającej i chłodnicy kondensatu

6.1. Model matematyczny turbiny parowej 7CK65

Rys. 6.2 przedstawia schemat obliczeniowy turbiny parowej 7CK65.



Rys. 6.2 Schemat obliczeniowy turbiny parowej 7CK65.

Opracowany model matematyczny turbiny parowej 7CK65 zawiera:

- bilanse substancji uwzględniające przecieki w uszczelnieniach wrzecion zaworów, strumienie pary i oparów z dławnic zewnętrznych,
- bilanse energii,
- modele linii rozprężania pary.

Tablica 6.1 przedstawia wykorzystane w algorytmie obliczeń symulacyjnych empiryczne postacie równań przelotności wraz z obliczeniowymi wartościami współczynnika determinacji R^2 oraz średniego błęd modelu δ .

Tablica 6.1. Postacie wykorzystanych w algorytmie równań przelotności wraz z obliczonymi wartościami R^2 oraz δ .

Lp.	Postać równania empirycznego.	R^2	δ
1.	$p_{17} = A_0 + B_0 \cdot \dot{m}_{A0-A2} + C_0 \cdot \dot{m}_{17}$	97,48%	6,20 kPa
2.	$p_{27} = A_1 + B_1 \cdot \dot{m}_{A2-A3} + C_1 \cdot \dot{m}_{27}$	99,07%	1,95 kPa
3.	$p_{24} = A_2 + B_2 \cdot \dot{m}_{A3-A4}$	96,31%	0,09 kPa

Analogiczny algorytm wykorzystano do opracowania postaci równań empirycznych opisujących sprawność wewnętrzną grupy stopni. Tablica 6.2 przedstawia wykorzystane w modelu symulacyjnym postacie równań empirycznych opisujących sprawności wewnętrzne grup stopni wraz z obliczeniowymi wartościami współczynnika determinacji R^2 oraz średniego błęd modelu δ dla predykcji temperatury T_{17} (równanie nr 1) oraz predykcji stopni suchości pary x_{27}, x_{24} (równanie nr 2 i nr 3).

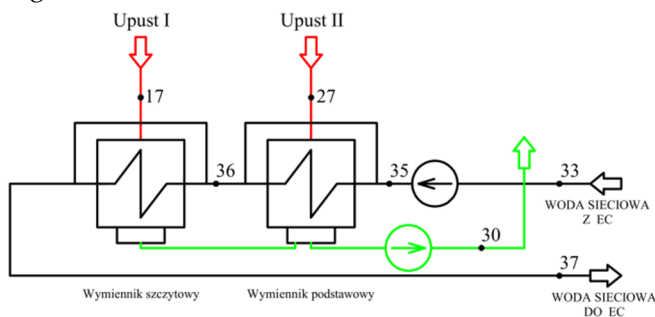
Tablica 6.2. Postacie wykorzystanych w algorytmie równań na sprawność grup stopni wraz z obliczonymi wartościami R^2 oraz δ .

Lp.	Postać równania empirycznego.	R^2	δ
1.	$\eta_{A0-A2} = \alpha_0 + \beta_0 \cdot \left(\frac{p_{16}}{p_{14}}\right) + \gamma_0 \cdot \left(\frac{p_{17}}{p_{14}}\right)$	96,99%	1,55 K
2.	$\eta_{A2-A3} = \alpha_1 + \beta_1 \cdot \left(\frac{p_{17}}{p_{14}}\right) + \gamma_1 \cdot \left(\frac{p_{27}}{p_{14}}\right)$	99,19%	0,0012
3.	$\eta_{A3-A4} = \alpha_2 + \beta_2 \cdot \left(\frac{p_{27}}{p_{14}}\right) + \gamma_2 \cdot \left(\frac{p_{24}}{p_{14}}\right)$	87,64%	0,0039

Przedstawione w tablicach 6.1 i 6.2 postaci równań empirycznych opisujących przelotność oraz sprawność poszczególnych grup stopni charakteryzują się wysoką jakością predykcji. Potwierdzają to bliskie jedności wartości współczynników determinacji R^2 oraz małe błędy średnie modelu δ .

6.2. Model matematyczny układu ciepłowniczego

Rys. 6.3 przedstawia schemat obliczeniowy modelowanego układu ciepłowniczego.



Rys. 6.3 Schemat obliczeniowy modelowanego układu ciepłowniczego.

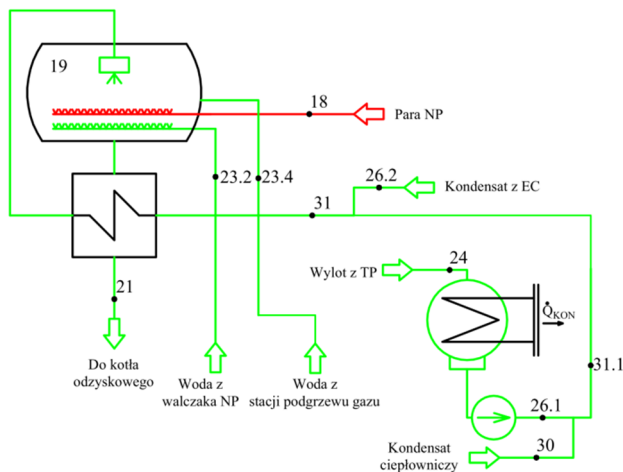
Danymi wejściowymi do modelu układu ciepłowniczego są strumień i parametry wody sieciowej na wlocie i wylocie z EC oraz temperatura T_{36} decydująca o rozdziale obciążenia cieplnego pomiędzy wymiennik podstawowy i szczytowy. Opracowany model matematyczny obejmuje równania bilansu energii sformułowane dla wymiennika podstawowego, szczytowego, oraz dla całej sieci ciepłowniczego oraz równania empiryczne opisujące spadek ciśnienia w rurociągach.

Z powodu braku informacji pomiarowej o przechłodzeniu kondensatu odpływającego z wymiennika ciepłowniczego przyjęto, że kondensat ma temperaturę nasycenia dla ciśnienia pary zasilającej wymiennik.

Rozkład ciśnień w obiegu wody sieciowej określa się w oparciu o bilans ciśnień z uwzględnieniem spadku ciśnień w wymienniku, które aproksymowano funkcjami empirycznymi omówionymi w punkcie 5.2.

6.3. Model matematyczny ZWZ i chłodnicy kondensatu

Rys. 6.4 przedstawia schemat obliczeniowy zbiornika wody zasilającej i chłodnicy kondensatu.



Rys. 6.4 Schemat obliczeniowy zbiornika wody zasilającej i chłodnicy kondensatu.

Model matematyczny ZWZ oraz chłodnicy kondensatu obejmuje bilanse substancji i energii oraz zależności empiryczne opisujące ciśnienia p_{31} , p_{22} , p_{23} [2], [17].

Opracowany model matematyczny zbiornika wody zasilającej i chłodnicy kondensatu umożliwia obliczenie strumieni i parametrów termicznych kondensatu w charakterystycznych punktach, oraz pozwala wyznaczyć strumień i parametry termiczne wody zasilającej kocioł odzyskowy OU-192.

6.4. Przebieg obliczeń symulacyjnych obiegu parowo-wodnego

Przedstawione w punkcie 6.1 ÷ 6.3 modele turbiny parowej, układu ciepłowniczego oraz zbiornika wody zasilającej i chłodnicy kondensatu tworzą model symulacyjny obiegu parowo-wodnego. Model ten, został opracowany w programie EES. Rysunek 6.5 przedstawia przykładowe okno *Diagram* programu EES po przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych. Dane wejściowe do obliczeń symulacyjnych obejmują strumień i parametry wody ciepłowniczej, strumienie i parametry wody z walczaka i stacji podgrzewu wody, strumień i parametry kondensatu z EC, parametry pary WP i NP z kotła odzyskowego OU-192 oraz strumienie pary WP i NP wyprowadzanej do EC. Pełny zestaw danych wejściowych do obliczeń symulacyjnych kotła zaprezentowano w tablicy 6.3.

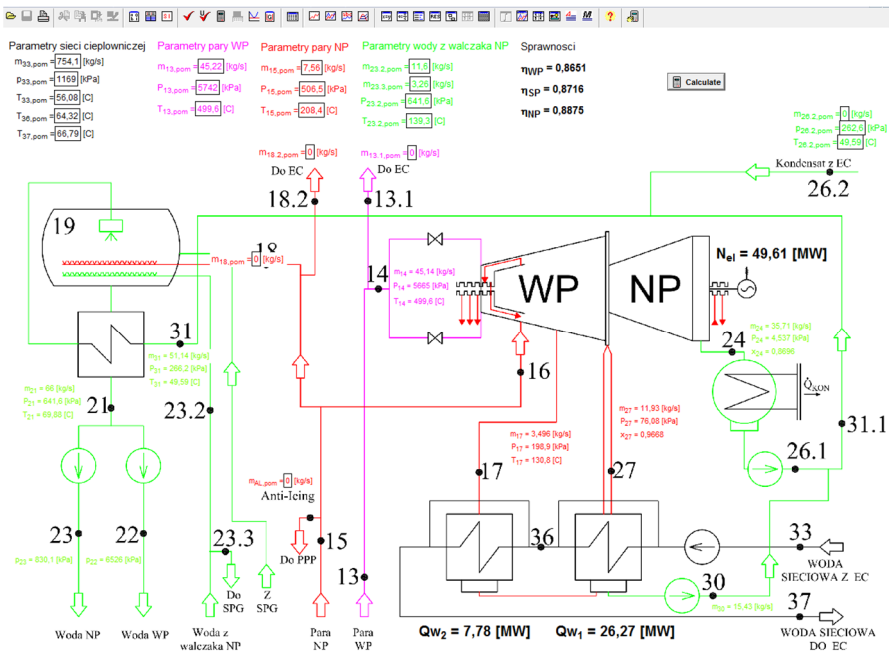
Tablica 6.3. Dane wejściowe do obliczeń symulacyjnych obiegu parowo-wodnego

Lp.	Wielkość	Oznaczenie	Wymiar
1	Strumień wody sieciowej - dolot	\dot{m}_{33}	kg/s
2	Ciśnienie wody sieciowej – dolot	p_{33}	kPa
3	Temperatura wody sieciowej - dolot	T_{33}	$^{\circ}C$
4	Temperatura wody sieciowej za	T_{36}	$^{\circ}C$

podstawowym podgrzewaczem wody

5	Temperatura wody sieciowej do EC	p_{37}	MPa
6	Strumień pary świeżej WP	\dot{m}_{13}	kg/s
7	Temperatura pary świeżej WP	T_{13}	$^{\circ}C$
8	Ciśnienie pary świeżej WP	p_{13}	kPa
9	Strumień pary świeżej NP	\dot{m}_{15}	kg/s
10	Temperatura pary świeżej NP	T_{15}	$^{\circ}C$
11	Ciśnienie pary świeżej NP	p_{15}	kPa
12	Strumień wody z walczaka NP	$\dot{m}_{23.2}$	kg/s
13	Ciśnienie wody z walczaka	$p_{23.2}$	kPa
14	Temperatura wody z walczaka	$T_{23.2}$	$^{\circ}C$
15	Strumień wody z stacji podgrzewu gazu	$\dot{m}_{23.3}$	kg/s
16	Strumień pary WP do EC	$\dot{m}_{13.1}$	kg/s
17	Strumień pary NP do EC	$\dot{m}_{18.2}$	kg/s
18	Strumień pary NP do Anti-Icing	\dot{m}_{AI}	kg/s
19	Strumień pary NP do ZWZ	\dot{m}_{18}	kg/s
20	Strumień kondensatu z EC	$\dot{m}_{26.2}$	kg/s
21	Ciśnienie kondensatu z EC	$p_{26.2}$	kPa
22	Temperatura kondensatu z EC	$T_{26.2}$	$^{\circ}C$

Obliczenia symulacyjne przeprowadzono dla 6 zestawów danych pomiarowych.



Rys. 6.5 Przykładowy wygląd okna Diagram programu Engineering Equation Solver (EES) po przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych obiegu parowo-wodnego.

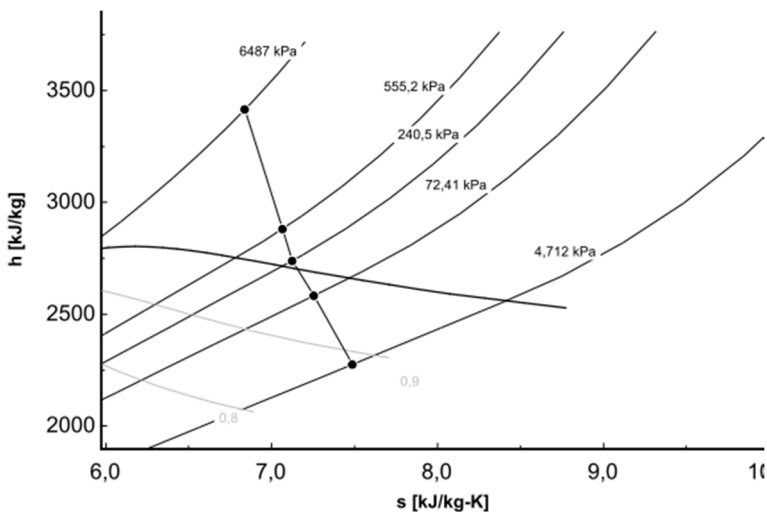
6.5. Weryfikacja i walidacja modelu symulacyjnego

W tabelicy 6.4 przedstawiono wyniki oceny jakości predykcji modelu najważniejszych parametrów eksploatacji obiegu parowego-wodnego. Posłużono się w tym celu współczynnikiem determinacji R^2 oraz średnim błędem modelu δ [2], [7], [17].

Tablica 6.4. Ocena jakości predykcji modelu obiegu parowo-wodnego

Lp.	Wielkość	Symbol	Wymiar	R^2	δ
1	Moc elektryczna	N_{el}	MW	99,93%	0,25
2	Moc cieplna wymiennika podstawowego	\dot{Q}_{w1}	MW	99,99%	0,03
3	Moc cieplna wymiennika szczytowego	\dot{Q}_{w2}	MW	99,99%	0,01
4	Moc cieplna wymienników	\dot{Q}_{siec}	MW	99,99%	0,04
5	Ciśnienie w upuście A2	p_{17}	kPa	97,48%	6,20
6	Ciśnienie w upuście A3	p_{27}	kPa	99,07%	1,95
7	Ciśnienie w upuście A4	p_{24}	kPa	96,31%	0,09
8	Temperatura w upuście A2	T_{17}	$^{\circ}C$	96,99%	1,55
9	Ciśnienie wody WP do kotła	p_{22}	kPa	93,19%	254,52
10	Ciśnienie wody NP do kotła	p_{23}	kPa	91,83%	26,59
11	Strumień pary WP do turbiny	\dot{m}_{14}	kg/s	98,78%	1,16
12	Strumień pary NP do turbiny	\dot{m}_{16}	kg/s	95,41%	0,21
13	Strumień pary w upuście A2	\dot{m}_{17}	kg/s	99,99%	0,01
14	Strumień pary w upuście A3	\dot{m}_{27}	kg/s	94,29%	0,95

Rysunek 6.6 przedstawia przykładowy przebieg linii rozprężania pary w turbinie 7CK65.



Rys. 6.6 Przebieg linii rozprężania pary, $N_{el} = 56,4 \text{ MW}$.

Zaprezentowane w tabelicy 6.4 wartości współczynników determinacji R^2 oraz średniego błęd modelu δ potwierdzają wysoką jakość predykcji modelu. Dobra jakość predykcji modelu obiegu parowo-wodnego jest niezbędna, ze względu na fakt, że uzyskane z modelu parametry termiczne wody WP i NP są danymi wejściowymi do modelu symulacyjnego kotła odzyskowego OU-192. Niedostateczna jakość predykcji modelu może wpływać na błędne wyniki symulacji pracy kotła.

6. Podsumowanie i wnioski

W pracy przedstawiono założenia, algorytmy oraz wyniki modelowania matematycznego obiegu gazowo-parowego dla bloku Elektrociepłowni Zielona Góra. Model ten posiada budowę modułową i zawiera modele cząstkowe zespołu turbiny gazowej PG 9171E, dwuciśnieniowego kotła odzyskowego OU-192 i obiegu turbiny parowej 7CK65.

Opracowany model zespołu turbiny gazowej PG 9171E zawiera równania wynikające z praw zachowania (w szczególności bilanse substancji i energii), algorytm obliczeń przepływowych z wykorzystaniem charakterystyki przepływowej oraz dodatkowe funkcje empiryczne opisujące m.in. sprawność wewnętrzną sprężarki oraz algorytm wyznaczania linii rozprężania spalin w ekspanderze. W wyniku kalibracji modelu w oparciu o wyniki pomiarów eksploatacyjnych uwzględniono aktualny stan techniczny maszyny. Przeprowadzona walidacja modelu potwierdza zadowalającą jakość predykcji w szczególności mocy elektrycznej, czego wynikiem są wysokie wartości współczynnika determinacji R^2 (powyżej 98,35%) oraz stosunkowo mała wartość średniego błędu modelu (poniżej 1,5 MWe).

Model kotła został opracowany z wykorzystaniem równań bilansów substancji i energii oraz równań empirycznych opisujących proces przepływu ciepła. Proces wymiany ciepła opisano za pomocą równania empirycznego aproksymującego iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni wymiennika $k \cdot A$. Nieznane wartości współczynników empirycznych, estymowano metodą najmniejszych kwadratów w oparciu o wyniki pomiarów eksploatacyjnych. Model umożliwia obliczenie niemierzonych parametrów eksploatacji (w szczególności strumieni i parametrów termicznych spalin i wody/pary) oraz wskaźników oceny energetycznej np. sprawność energetyczną kotła. Jedną z zalet modelu jest możliwość jego adaptacji do zmieniającego się stanu technicznego. Dokonano oceny jakości predykcji poprzez porównanie uzyskanych wyników obliczeń z wynikami pomiarów oraz obliczenie parametrów jakości predykcji: współczynnik determinacji i średni błąd modelu. Uzyskana jakość predykcji parametrów eksploatacji jest zadowalająca.

Model obiegu parowo-wodnego z turbiną kondensacyjno-upustową 7CK65 umożliwia wyznaczenie mocy elektrycznej i strumieni przekazywanego ciepła jak również strumieni i parametrów termicznych czynnika obiegowego. Model został opracowany z wykorzystaniem równań bilansów substancji i energii oraz pomocniczych równań empirycznych opisujących linię rozprężania pary oraz spadki ciśnienia w rurociągach. Uzyskane wyniki obliczeń zostały porównane z wynikami pomiarów eksploatacyjnych. Jakość predykcji mocy elektrycznej, mocy cieplnej oraz parametrów termicznych czynników jest zadowalająca, o czym świadczą wartości współczynnika determinacji i błędu średniokwadratowego.

Do najważniejszych osiągnięć pracy należy zaliczyć:

- opracowanie metody i technik modelowania zapewniających zadowalającą jakość predykcji przy prostej budowie i krótkich czasach obliczeń,
- uwiarygodnienie wyników pomiarów eksploatacyjnych dla kalibracji modelu w oparciu o rachunek wyrównawczy bez linearyzacji równań warunków,
- uwzględnienie w opracowanych modelach ograniczeń eksploatacyjnych oraz zainstalowanych systemów sterowania,
- implementację do modelu sprężarki osiowej charakterystyki przepływowej i równania na sprawność wewnętrzną, które uwzględniają wpływ zmiany kąta ustawienia łopatek IGV,
- identyfikację linii rozprężania spalin w ekspanderze turbiny gazowej oraz turbiny parowej,
- modelowanie przepływu ciepła w kotle odzyskowym z wykorzystaniem funkcji empirycznych opisujących iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni wymiany ciepła oraz kalibracja w oparciu o wyniki uwiarygodnionych wyników pomiarów.

Istotnym osiągnięciem pracy jest podjęcie tematu ważnego dla praktyki przemysłowej oraz jego realizacja we współpracy z EC Zielona Góra jak również walidacja i weryfikacja opracowanego modelu z wykorzystaniem wyników pomiarów eksploatacyjnych.

Z przeprowadzonych badań i uzyskanych wyników wynikają wnioski oraz sugestie dla dalszych badań związanych z modelowaniem matematycznym układów gazowo-parowych dla potrzeb diagnostyki cieplnej eksploatacji.

- modele matematyczne wykorzystywane w systemach diagnostyki cieplnej należą do modeli użytkowych, a więc modeli reprezentujących tę część wiedzy o procesach, która jest istotna ze względu na ich zastosowanie. Powinny charakteryzować się zadowalającą predykcją ilościowej strony zjawisk oraz krótkim czasem obliczeń. Możliwości takie daje połączenie modeli analitycznych z modelami opracowanymi w oparciu o zarejestrowane dane pomiarowe.
- najprostszy model analityczny zyskuje się wykorzystując prawa zachowania w szczególności równania bilansów substancji i energii.
- z technik modelowania empirycznego najbardziej przydatne są techniki modelowania regresyjnego i neuronowego. Jeżeli liczba dostępnych danych pomiarowych jest niewielka, zaś przebieg modelowanej funkcji jest zbliżony do monotonicznego, korzystne rezultaty daje regresyjny model liniowy. Przy dużej liczbie wyników pomiarów oraz przebiegach silnie nieliniowych należy rozważyć zastosowanie technik modelowania neuronowego.
- dobór struktury tworzonego modelu musi wynikać z wielowariantowej analizy różnych postaci równań i technik modelowania i poddania jej walidacji z wykorzystaniem wyników pomiarów.

W prezentowanej pracy, ten sposób postępowania pozwolił na wprowadzenie do modelu sprężarki charakterystyki przepływowej i zastąpienia charakterystyki sprawnościowej opracowanym równaniem empirycznym na sprawność sprężarki. W modelu turbiny gazowej powinny być również uwzględnione ograniczenia techniczne oraz istniejące systemy sterowania. Dlatego uwzględniono algorytmy sterowania strumienia powietrza sprężonego poprzez zmianę kąta ustawienia łopatek IGV oraz charakterystykę *CPD-biased exhaust temperature control curve*.

- opracowanie modelu symulacyjnego kotła odzyskowego wymaga opisu procesu przepływu ciepła. Niepełna informacja o geometrii i wymiarach poszczególnych wymienników uniemożliwia wykorzystanie zależności analitycznych, dlatego zaimplementowano równanie aproksymujące iloczyn współczynnika przenikania i powierzchni wymiany ciepła $k \cdot A$. Kalibrację modelu przeprowadzono w oparciu o wyniki pomiarów eksploatacyjnych. Jakość estymacji parametrów modelu symulacyjnego była z uwagi na niespełnienie praw zachowania niezadowolająca. Przykładowo strumień przekazanego ciepła przez spaliny istotnie się różnił od strumienia ciepła pochłanianego przez czynnik obiegowy (błąd względny przekraczał 70%), co wpływało na niejednoznaczność obliczenia iloczynu $k \cdot A$. W celu domknięcia równań bilansowych zastosowano metodę rachunku wyrównawczego bez linearyzacji równań warunków [25], [26].
- Przy opisie przebiegu linii rozprężania pary w turbinie zastosowano szeroko prezentowane równanie przelotności oraz równanie na sprawność wewnętrzną grupy stopni. Estymacji parametrów empirycznych równań dokonano metodą najmniejszych kwadratów w oparciu o wyniki pomiarów eksploatacyjnych.

Opracowane modele cząstkowe zespołu turbiny gazowej PG 9171E, dwuciśnieniowego kotła odzyskowego OU-192 oraz obiegu turbiny parowej 7CK65 stanowią model symulacyjny bloku gazowo-parowego EC Zielona Góra. Model ten, z uwagi na zadowalającą jakość predykcji i krótki czas obliczeń (rzędu 2-4 sekundy) może być wykorzystany do systemów diagnostyki cieplnej eksploatacji w trybie *on-line* [27], [28]. Budowa modułowa i kalibracja modelu w oparciu o wyniki pomiarów eksploatacyjnych umożliwia uwzględnienie aktualnego stanu technicznego maszyn i urządzeń energetycznych i wymiany poszczególnych modułów w przypadku zmiany stanu technicznego urządzeń oraz przedsięwzięć modernizacyjnych. Opracowany model symulacyjny obiegu gazowo-parowego, może być dodatkowo wykorzystany w warstwie optymalizacji systemu sterowania [29], [30], [31]. Jako kryterium optymalizacji najczęściej przyjmuje się maksymalizację mocy elektrycznej turbozespołu parowego, zaś zmiennymi decyzyjnymi są prędkości obrotowe wału pomp wody wysokoprężnej i niskoprężnej, która jest tłoczona do kotła odzyskowego. Rozwiązanie zadania optymalizacyjnego sprowadza się do poszukiwania maksimum nieliniowej funkcji celu z ograniczeniami. Ograniczenia te, wynikają z konstrukcji i warunków pracy maszyn i urządzeń energetycznych. W procedurze optymalizacyjnej należy uwzględnić m.in. charakterystykę przepływową pomp wody WP i NP oraz efekt parowania w podgrzewaczach wody.

Kolejne prace powinny dotyczyć doskonalenia opracowanych modeli cząstkowych, a następnie ich kalibrację dla szerszego zakresu danych pomiarowych. Umożliwi to przetestowanie wrażliwości modelu na zmieniający się stan techniczny modelowanych maszyn i urządzeń energetycznych. Tak przygotowany model EC Zielona Góra może być następnie wdrożony do systemów diagnostyki cieplnej i kontroli eksploatacji bloku EC Zielona Góra. Działania w tym kierunku zostały już podjęte.

Uzupełnieniem pracy doktorskiej jest cykl publikacji ściśle związanych z doktoratem, który ukazał się zarówno w renomowanych czasopismach oraz recenzowanych referatach wygłoszonych na konferencjach krajowych i zagranicznych.

Literatura

- [1] Plis M., Rusinowski H., *Modelowanie matematyczne sprężarki osiowej w zespole turbiny gazowej*. Materiały VI Konferencji Naukowo-Technicznej Energetyka Gazowa 2016. 20-22 kwietnia 2016, Zawiercie, Jura Krakowско-Częstochowska.
- [2] Rusinowski H. *Diagnostyka cieplna eksploatacji w energetyce* Wydawnictwo Oddziału PAN w Katowicach, Gliwice-Katowice, 2010
- [3] Szapajko G., Rusinowski H. *Theoretical-empirical model of the steam-water cycle of the power unit* Proceedings of 10th International Carpathian Control Conference ICCC 2009, str. 379-382, Zakopane, Poland, May 24-27, 2009
- [4] Zhang N., Cai R. *Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft turbine and its cogeneration*. Energy Conversion and Management 43 (2002) str. 1323-1337
- [5] Shin J. I. i inni *Performance Analysis of a Triple Pressure HRSG*, KSME International Journal, Vol 17 No. 11, str. 1746 - 1755, 2003
- [6] Ong'iro A., Ugursal V. I., Taweel A. Al, Lajeunesse G., *Thermodynamic simulation and evaluation of steam CHP plant using ASPEN PLUS*. Applied Thermal Engineering Vol 16, No. 3, str.-263-271, Elsevier Science Ltd 1995
- [7] Zdun M., *Modelowanie pracy turbiny parowej 18K370 przy różnym obciążeniu z zastosowaniem programu Thermoflex*, Praca magisterska, Gliwice 2013
- [8] Lazzaretto A., Toffolo A. *Analytical and neural models for gas turbine design and off-design simulation*. Int.J. Applied Thermodynamics, vol 4 (No.4) str. 173-182
- [9] De S., Kaiadi M., Fast M., Assadi M., *Development of an artificial neural network model for the steam process of a coal biomass cofired combined heat and power (CHP) plant in Sweden*. Energy 32 (2007), str. 2099-2109

- [10] Plis M., Rusinowski H., *Adaptive simulation model of a double-pressure heat recovery steam generator for current optimization in control systems*. IEEE Transactions on Industry Applications. Vol 53, No. 1, 2017, str. 530-537
- [11] Marcin Plis, Henryk Rusinowski, *Predictive, adaptive model of PG 9171E gas turbine unit including control algorithms*. Energy, Vol 126, 1 May 2017, str. 247-255
- [12] Tuliszką E., *Sprężarki, dmuchawy, wentylatory*. Wydawnictwo naukowo – techniczne, Warszawa 1969
- [13] Biblioteka turbin gazowych - program GateCycle
- [14] Wirkowski P., *Modelling the characteristics of axial compressor of variable flow passage geometry, working in the gas turbine engine system*. Polish Marine Research 3(53) 2007 vol. 14.
- [15] Kalina J. *Analiza i optymalizacja układów technologicznych energetyki rozproszonej zintegrowanych z termicznym zgazowaniem biomasy*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 2013.
- [16] Rusinowski H., Plis M. *Mathematical model of steam turbine for thermal diagnostic systems*. Proceedings of the 17th International Carpathian Control Conference, Tatranská Lomnica, Slovakia, May 29-June 1, 2016
- [17] Szapajko G. *Modelowanie empiryczne obiegu parowego dla zaawansowanych systemów kontroli eksploatacji*, Praca doktorska, Gliwice 2010
- [18] Szargut J., *Termodynamika techniczna*. Wydawnictwo Naukowe PWN 2012
- [19] Palmer C.A., Erbes M.R. *Simulation methods used to analyze the performance of GE PG6541B gas turbine utilizing low heating value fuels*. Proceedings of the ASME Cogen Turbo Power, 25-27.10.1994, Portland, Oregon, USA
- [20] Strona internetowa:
<http://www.gasturb.de/manual.html>
- [21] Strona internetowa:
<http://www.fchart.com/ees/>

- [22] Knopf F. C., *Modeling, analysis and optimization of process and energy systems*, A John Wiley&Sons, Inc., The United States of America
- [23] Rovira A., Valdes M., Duran M. D., *A model to predict the behavior at part load operation of once – through heat recovery steam generators working with water at supercritical pressure.*
- [24] Ganapathy V., *Simplify heat recovery steam generator evaluation.*
- [25] Rusinowski H., Plis M., *Zastosowanie rachunku wyrównawczego do uwiarygodnienia wyników pomiaru w bilansach cieplnych kotła odzyskowego*, Rynek Energii nr 5(120)/2015, str. 31-37
- [26] Rusinowski H., Plis M., Milejski A. *Diagnostyka wymienników ciepła z uwiarygodnieniem wyników pomiarów eksploatacyjnych*, Rynek Energii 5/108 (2013), str. 57-62
- [27] Rusinowski H., Szapajko G., Stanek W. *Hybrid model of the conventional power unit* Mechanics Vol. 27 (2008) No. 3, str. 120-130
- [28] Rusinowski H., Stanek W., Szapajko G. *An advanced system of thermal diagnosis with the application of neural modeling of the boilers* Proceedings of the 20th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact on Energy Systems ECOS 2007, vol. I, str. 303-309, Padova, Italy, June 25-28, 2007
- [29] Adumene S., Lebele-Alawa B. T., *Performance Optimization of Dual Pressure Heat Recovery Steam Generator (HRSG) in the Tropical Rainforest.* Engineering, 2015, 7, str. 347-364
- [30] Srinivas A., Gupta A. V. S. K. S. Reddy B. V., *Thermodynamic modeling and optimization of multi-pressure heat recovery steam generator in combined power cycle.* Journal of Scientific & Industrial Research. Vol 67. 2008
- [31] Sanaye S., Ahmadi P., Kaviri S. G., *Thermodynamic optimization of Heat Recovery Steam Generators in combined cycle power plant.* The 5th International Chemical Engineering Congress & Exhibition. Iran 2008