

POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Wydział Inżynierii Mechanicznej



ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Marcin Józwiak

**ANALIZA WPŁYWU PARAMETRÓW WODY CHŁODZĄCEJ SKRAPLACZA
NA EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNĄ UPUSTOWO – KONDENSACYJNEJ
TURBINY PAROWEJ**

Promotor:

Dr hab. inż. Leon Bogusławski, emerytowany Prof. PP

Promotor pomocniczy:

Dr inż. Robert Kłosowiak

Streszczenie

W rozprawie doktorskiej przeanalizowany został wpływ warunków pracy skraplacza parowego na osiągi turbozespołu pracującego w układzie ciepłowniczo-kondensacyjnym. Badano możliwość poprawy wskaźników techniczno-ekonomicznych turbozespołu poprzez regulację przepływu wody chłodzącej przez skraplacz turbiny parowej.

Praca składa się z ośmiu rozdziałów opisujących część teoretyczną oraz eksperymentalną rozprawy. W pierwszym rozdziale opisano rozpoznanie stanu wiedzy, przedstawiono tezę oraz cel i zakres pracy. W rozdziale drugim zaprezentowano podstawowe wielkości charakterystyczne pracy skraplacza oraz wybrane modele obliczeniowe wymiany ciepła w kondensatorze pary. W kolejnym rozdziale zaprezentowano modele numeryczne pozwalające na analizę wpływu zmiany parametrów chłodzenia skraplacza pary na efektywność turbozespołu. Przedstawiono algorytm wyznaczenia ciśnienia w skraplaczu dla różnych warunków pracy turbiny oraz zmiennych parametrów chłodzenia kondensatora. Zdefiniowano efekt energetyczny i przedstawiono algorytm wyznaczania tego parametru. W rozdziale czwartym opisano część eksperymentalną badań, przedstawiono opis badanej instalacji, omówiono zakres pomiarów, warunki pracy turbozespołu, metodykę pomiarów i obliczeń wraz z wynikami oraz opisano zastosowaną aparaturę pomiarową. W kolejnym rozdziale zaprezentowano analizę porównawczą wartości obliczeniowych ciśnienia w kondensatorze uzyskanych na podstawie modelu numerycznego oraz danych eksperymentalnych. Przedstawiono kroki podjęte celem walidacji modelu numerycznego oraz przedstawiono wyniki symulacji numerycznych. W rozdziale szóstym zaprezentowano analizę potencjalnych efektów energetycznych oraz środowiskowych, uzyskanych w wyniku dopasowania przepływu wody chłodzącej dla danych warunków pracy instalacji i temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza. Analizę wykonano na podstawie rzeczywistych danych pracy

bloku energetycznego w wybranym roku kalendarzowym. W rozdziale siódmym dokonano podsumowania wyników rozprawy doktorskiej oraz zaprezentowano wnioski wynikające z przedstawionych rozważań.

W części teoretycznej rozprawy przedstawiono wybrane modele numeryczne transportu ciepła w kondensatorze parowym oraz zaprezentowano zerowymiarowy model numeryczny pozwalający na wyznaczenie ciśnienia w skraplaczu parowym, w stanach ustalonych, dla zdefiniowanych parametrów pracy turbozespołu. Model numeryczny został napisany w środowisku Microsoft Excel, przy wykorzystaniu języka Visual Basic, a obliczenia realizowane były metodą iteracyjną. W oparciu o wykonane przez dostawcę turbiny krzywe korekcyjne wpływu zmiany ciśnienia w skraplaczu na moc elektryczną turbozespołu oraz charakterystyki poboru mocy pomp wody chłodzącej zaproponowano model numeryczny pozwalający na wyznaczenie efektywności energetycznej turbozespołu w funkcji przepływu wody chłodzącej dla zmiennej temperatury wody chłodzącej.

W części eksperymentalnej rozprawy przedstawiono badania obiektowe wykonane na turbozespołe nr 1 o mocy elektrycznej 120 MW, zainstalowanym w PGE EC oddział Kraków, za pomocą wysokiej klasy aparatury pomiarowej. Na podstawie danych pomiarowych uzyskano dane wejściowe do modeli numerycznych.

Wyniki symulacji numerycznej efektu energetycznego turbozespołu dla zmiennych parametrów chłodzenia kondensatora przedstawiono w postaci wykresów bezwymiarowych.

Spis treści

Spis treści.....	4
Wykaz ważniejszych oznaczeń.....	6
1 Wstęp.....	9
1.1 Rozpoznanie stanu wiedzy.....	11
1.2 Cel i teza pracy.....	14
1.3 Uzasadnienie wyboru tematu.....	15
1.4 Zakres pracy.....	16
2 Opis procesów zachodzących w skraplaczu.....	19
2.1 Podstawowe wielkości charakterystyczne skraplacza.....	19
2.2 Podstawy teoretyczne wymiany ciepła w skraplaczu.....	22
2.2.1 Przejmowanie ciepła po stronie pary.....	25
2.2.2 Przejmowanie ciepła po stronie wody chłodzącej.....	31
2.2.3 Przewodzenie ciepła przez ściankę cylindryczną.....	33
2.3 Współpraca turbiny parowej ze skraplaczem.....	34
3 Modele numeryczne badanego zagadnienia.....	35
3.1 Model numeryczny wyznaczania ciśnienia w skraplaczu.....	35
3.1.1 Koncepcja modelu numerycznego.....	35
3.1.2 Model obliczeniowy ciśnienia w skraplaczu.....	35
3.2 Model obliczeniowy wyznaczania efektywności energetycznej turbozespołu.....	44
3.2.1 Dane wejściowe do modelu.....	44
3.2.2 Model obliczeniowy.....	45
4 Badania eksperymentalne współpracy turbiny i skraplacza.....	53
4.1 Cel badań.....	53
4.2 Opis i schemat badanej instalacji.....	53
4.2.1 Turbozespół.....	54
4.2.2 Skraplacz z układem chłodzenia.....	56
4.3 Opis badań obiektowych.....	59
4.3.1 Cel i zakres pomiarów.....	60
4.3.2 Wymagane warunki pracy urządzeń podczas badań.....	60
4.3.3 Metodyka pomiarów i obliczeń.....	61
4.3.4 Aparatura pomiarowa.....	64
4.4 Wyniki badań i obliczeń.....	67

4.5	Charakterystyki.....	71
5	Badania numeryczne dla zmiennych warunków pracy kondensatora.....	74
5.1	Analiza porównawcza wyników eksperymentalnych i numerycznych.....	74
5.2	Badania numeryczne.....	79
5.2.1	Modelowanie ciśnienia w kondensatorze.....	79
5.2.2	Obliczenia efektu energetycznego	82
6	Analiza środowiskowa i energetyczna potencjalnych efektów	91
6.1	Cel analizy	91
6.2	Metody przeprowadzenia analizy	91
6.3	Wyniki obliczeń.....	95
7	Podsumowanie i wnioski.....	98
8	Bibliografia.....	102
Załącznik A	Wybrane krzywe korekcyjne	106
Załącznik A 1	Krzywa korekcyjna mocy elektrycznej od ciśnienia w skraplaczu dla pracy kondensacyjnej	106
Załącznik A 2	Krzywa korekcyjna jednostkowego zużycia ciepła od ciśnienia w skraplaczu dla pracy kondensacyjnej	107
Załącznik A 3	Krzywa korekcyjna mocy elektrycznej od ciśnienia w skraplaczu dla pracy ciepłowniczo - kondensacyjnej	108
Załącznik A 4	Krzywa korekcyjna jednostkowego zużycia ciepła od ciśnienia w skraplaczu dla pracy ciepłowniczo-kondensacyjnej.....	109
Załącznik B	Zestawienie parametrów turbozespołu	110
Załącznik B 1	Praca kondensacyjna	110
Załącznik B 2	Praca ciepłowniczo - kondensacyjna	119
Załącznik C	Zestawienie parametrów turbozespołu – analiza efektów	122

Wykaz ważniejszych oznaczeń

Oznaczenie

A	-	pole powierzchni, m^2
c	-	ciepło właściwe, $J/(kg \cdot K)$
d	-	średnica, m
E	-	energia, J
g	-	przyspieszenie grawitacyjne, m/s^2
h	-	entalpia właściwa, J/kg
k	-	współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$
l	-	długość, m
\dot{m}	-	strumień masy, kg/s
N	-	moc, W
n	-	liczba rurek w skraplaczu,
p	-	ciśnienie, bar
q	-	liniowa gęstość strumienia ciepła odniesiona do jednostki długości ścianki walcowej, W/m
\dot{Q}	-	strumień ciepła, W
r	-	ciepło parowania, J/kg
R	-	opór cieplny, $m^2 \cdot K/W$
T	-	temperatura, K
t	-	czas lub okres pracy, s
δT	-	spiętrzenie temperatur, K
ΔT	-	przyrost temperatur, K
w	-	prędkość, m/s
\dot{V}	-	strumień objętości, m^3/s
v	-	objętość właściwa, m^3/kg
x	-	stopień suchości pary, kg/kg
α	-	współczynnik przejmowania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$
λ	-	współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(m \cdot K)$

δ	-	grubość ścianki rurek skraplacza, m
μ	-	współczynnik lepkości dynamicznej, kg/(m·s)
ν	-	współczynnik lepkości kinematycznej, m ² /s
ρ	-	gęstość, kg/m ³

Liczby podobieństwa

Nu	-	liczba Nusselta, $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$
Pr	-	liczba Prandtla, $Pr = \frac{\nu \rho c}{\lambda}$
Re	-	liczba Reynoldsa, $Re = \frac{wd}{\nu}$
K	-	liczba przejścia fazowego, $K = \frac{r}{c_w(T_n - T_s)}$

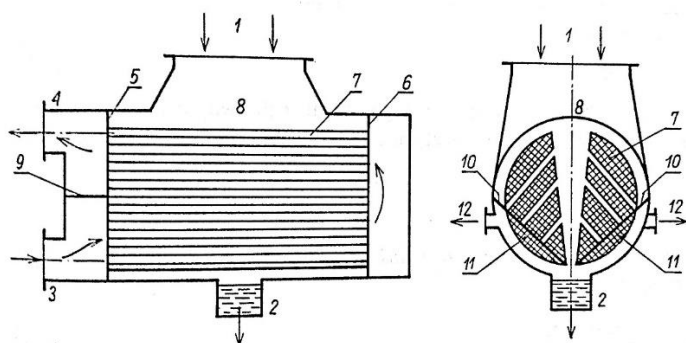
Indeksy

a	-	gaz inertny
bl	-	blok energetyczny
d	-	na podstawie średnicy
ef	-	efektywność
f	-	osady
i	-	wewnątrz
it_n	-	n krok iteracji
k	-	kondensat
kr	-	parametr skorygowany
l	-	na jednostkę długości
ln	-	średnia logarytmiczna
m	-	stan pary mokrej
mc	-	miesiąc
n	-	stan nasycenia
nom	-	parametr nominalny
o	-	na zewnątrz
p	-	para
pm	-	pompa

pom	-	wartość pomiarowa
pr	-	przechłodzenie
s	-	parametry na ścianie
t	-	parametry przed turbiną
sk	-	skropliny
ks	-	parametr na ścianie po stronie kondensatu
r	-	rura
w	-	woda chłodząca
ws	-	parametr na ścianie po stronie wody
0	-	warunki obliczeniowe
1	-	parametry dolotowe do kondensatora
2	-	parametry wylotowe z kondensatora
'	-	parametry wody wrzącej
"	-	parametry pary nasyconej suchej

1 Wstęp

W konwencjonalnych elektrowniach i elektrociepłowniach, pracujących w układach upustowo-kondensacyjnych, para wylotowa z turbiny skraplana jest w kondensatorze, podstawowym wymienniku ciepła obiegu Rankina. Najczęściej stosuje się wymienniki płaszczowo-rurowe z poziomym usytuowaniem rur. W najbardziej typowych rozwiązaniach woda chłodząca przepływa wewnątrz rur w jednym, dwóch lub więcej biegów, gdzie skraplająca się para dopływa do górnej części kondensatora jako para nasycona lub przegrzana omywając rurki od zewnątrz. Rysunek 1.1 przedstawia uproszczony schemat budowy kondensatora parowego.



Rysunek 1.1 – Schemat budowy kondensatora (1)

Poszczególne cyfry na rysunku oznaczają: 1 - dolot pary, 2 - zbiornik skroplin, 3,4 – wlot i wylot wody chłodzącej, 5,6 – ściany sitowe, 7 – rurki, 8 – komora parowa, 9 – ściana działowa, 10 - przegrody w przestrzeni parowej, 11 – chłodnica powietrza, 12 – wyloty powietrza.

Zadaniem kondensatora jest wytworzenie i utrzymanie próżni na wylocie z turbiny oraz przekazanie energii na zewnątrz układu, która zgodnie z II zasadą termodynamiki nie została zamieniona na pracę w układzie termodynamicznym. Do odbioru ciepła w procesie kondensacji pary wodnej wykorzystuje się wodę lub powietrze. W większości

elektrowniach i elektrociepłowniach zawodowych, jako czynnik chłodzący wykorzystuje się wodę przetłaczaną przez kondensator za pomocą pomp wody chłodzącej (1). Ciepło kondensacji pary jest następnie oddawane w:

- układach zamkniętych, tj. zbiornikach chłodzących, chłodniach kominowych lub wentylatorowych wymieniających ciepło z atmosferą,
- otwartych zbiornikach wodnych jak rzeki, morza i oceany.

Wpływ na osiąganą próżnię w skraplaczu ma wiele czynników. Podciśnienie w kondensatorze, dla danego przepływu pary do skraplacza, zależy od przepływu i temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora oraz efektywności wymiany ciepła w samym kondensatorze. Istotne znaczenie ma konstrukcja skraplacza, którą projektuje się tak, aby powierzchnia rur bezpośrednio omywana przez parę wodną była możliwie największa, a rozmieszczenie rur pozwalało na zminimalizowanie powierzchni na którą opada kondensat spływający z wyższych rzędów rur. Istotne znaczenie ma ilość gazów, tj. powietrza, dostającego się przez nieszczelności układu próżniowego. Gazy inertne pogarszają wymianę ciepła pomiędzy skraplającą się parą wodną, a wodą chłodzącą, podwyższając ciśnienie w skraplaczu. Do usuwania gazów stosuje się smoczki parowe lub pompy próżniowe. Kolejnym istotnym elementem wpływającym na jakość wymiany ciepła jest gromadzenie się osadów na powierzchniach wymiany ciepła. Podobnie jak gazy inertne, powstająca warstwa osadów zwiększa opory cieplne i tym samym przyczynia się do podwyższania ciśnienia w kondensatorze. Celem zapobiegania powstawania osadów regularnie czyszczone są rurki skraplacza, a na niektórych instalacjach zamontowano system automatycznego oczyszczania skraplacza po stronie wodnej na ruchu instalacji.

Dla efektywności pracy układu chłodzenia bardzo istotny jest poziom temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza. Zależy on od przyjętego układu chłodzenia i warunków jego pracy. Dla otwartego układu chłodzenia temperatura ta zależy od temperatury panującej w wykorzystywanym zbiorniku wodnym. Temperatura wody w zbiorniku zmienia się w ciągu roku. Przy wykorzystaniu układu zamkniętego temperatura wody chłodzącej na wlocie do kondensatora uwarunkowana jest od rodzaju zastosowanego urządzenia chłodzącego, jakości wymiany ciepła pomiędzy urządzeniem

chłodzącym, a atmosferą oraz warunkami atmosferycznymi (temperatura, wilgotność i prędkość wiatru). Graniczną teoretyczną temperaturą, poniżej której nie można schłodzić czynnik chłodzący, przy danej wilgotności i ciśnieniu atmosferycznym, jest temperatura termometru wilgotnego. Natomiast różnica temperatur na wejściu i na wyjściu z chłodni, nazywana strefą chłodzenia, określa jakość wymiany ciepła w urządzeniu chłodniczym. Przyrost temperatury wody chłodzącej w skraplaczu, w wyniku przekazania ciepła skraplania pary wodnej, zwany strefą podgrzania, jest równy strefie chłodzenia.

Istotny wpływ na osiągnięte ciśnienie pary wodnej w skraplaczu ma strumień masowy wody chłodzącej. Do przetłaczania wody przez kondensator wykorzystuje się, w zależności od wymaganych wydajności, różne typy jednostopniowych pomp wirowych: pionowe pompy diagonalne lub śmigłowe i poziome pompy z wirnikami jedno lub dwustrumieniowymi (1). Obniżenie ciśnienia pary w skraplaczu można osiągnąć poprzez zwiększenie przepływu wody chłodzącej przez kondensator, przy jednoczesnym zwiększeniu poboru energii elektrycznej przez silniki pomp.

Poziom ciśnienia pary wylotowej z turbiny, ma bezpośredni wpływ na osiągnięty poziom produkcji energii elektrycznej, poprzez określenie poziomu ekspansji pary w turbinie. Z uwagi na zmienność obciążenia bloku energetycznego, jak i zmiany zapotrzebowania produkcji energii cieplnej (bloki ciepłownicze) przy różnych warunkach atmosferycznych, dopasowanie poziomu ciśnienia w skraplaczu jest istotne pod względem ekonomiczno-technicznym eksploatacji urządzeń elektroenergetycznych.

1.1 Rozpoznanie stanu wiedzy

Z uwagi na to iż poziom ciśnienia w skraplaczu oddziałuje na kluczowe wielkości charakterystyczne pracy instalacji energetycznej prowadzono badania mające na celu ocenę wpływu ciśnienia pary na wylocie z turbiny na wskaźniki sprawnościowe instalacji energetycznej oraz regulację podciśnienia w kondensatorze. Do oceny wpływu parametrów chłodzących skraplacza na efektywność wytwarzania energii elektrycznej niezbędna jest analiza całego obiegu cieplnego turbozespołu, ocena pracy układu wody chłodzącej i pracy pomp w powiązaniu z częścią niskoprężną turbiny oraz skraplaczem. Zważywszy, że w latach 80, w okresie kiedy projektowano wiele obecnie pracujących

bloków energetycznych, możliwości aparatury pomiarowej były znacznie niższe niż obecnie, trudno było w sposób jednoznaczny ocenić korzyści z regulacji przepływu wody chłodzącej w tamtym czasie. Na podstawie wyników pomiarów gwarancyjnych turbozespołów wykonanych w latach 80 zyski z zastosowania regulacji pomp wody chłodzącej oceniono na poziomie błędów obliczeniowych, co pokazał Energopomiar (2). W ówczesnym okresie ocena regulowania ciśnienia w skraplaczu dla poszczególnych obciążeń turbiny celem poprawy efektywności instalacji możliwa była na podstawie obliczeń projektowych, co zaprezentował Dzierzgowski (3). Dostępnym systemem regulacji strumienia wody chłodzącej była, w zależności od pory roku, zmiana ustawień łopatek wirników pomp. Jednakże głównym celem zastosowania regulacji była redukcja mocy pomp w trakcie rozruchu (4). Najczęściej sezonowa zmiana trybu pracy pomp wody chłodzącej polega na tym, iż w okresie zimowym wyłącza się jedną z pomp celem ograniczenia przepływu wody chłodzącej przez kondensator przy niższych zakresach temperatur wody chłodzącej. Fairbanks w swojej pracy (5) przedstawił szereg rozwiązań diskutowanych w USA dotyczących regulacji pomp. Rozważano na przykład zastosowanie układu 4 pomp wody chłodzącej, o obniżonej wydajności, pracujące w układzie równoległym. Wadą tego rozwiązania była skokowa zmiana przepływu masowego wody chłodzącej przy zmianie ilości pracujących pomp. Fairbanks rozważał zastosowanie układu pomp o zmiennej prędkości obrotowej.

W Polsce wraz z modernizacjami bloków kondensacyjnych klasy 200 MW i 360 MW oraz wprowadzeniu nowoczesnych wirników pomp wody chłodzących oraz rozwojem metod regulacji przepływu zaczęto badania możliwości regulacji ciśnienia w skraplaczach na blokach dużych mocy. Analizy przeprowadzone przez Gardzilewicza (6) na bloku 200 MWe w Elektrowni Turów wykazały, iż przy zastosowaniu wstępnej kierownicy prerotacyjnej, zmniejszenie przepływu wody chłodzącej w okresie zimowym o 15% wartości nominalnej umożliwiła osiągnięcie wymiernych zysków energetycznych w całym zakresie obciążeń, a przy 50% obciążeniu bloku możliwe zyski energetyczne wynoszą około 400 kW. Pracę nad zastosowaniem pomp osiowych ze zmiennym kątem łopatek wirnika w Elektrowni Bitola w Macedonii przedstawił Mijakowski (7). Badania przeprowadzono na bloku kondensacyjnym o mocy 691 MWe, a przewidywane efekty zastosowania nowych pomp oceniono pozytywnie. Obliczenia wskazują na możliwość

zmniejszenia zapotrzebowania potrzeb własnych bloku energetycznego, dostosowując strumień masowy wody chłodzącej do strumienia masowego pary wodnej i warunków atmosferycznych, o około 2163 MWh rocznie. Z kolei badania wpływu temperatury wody chłodzącej na zmiany ciśnienia w skraplaczu oraz w konsekwencji na jednostkowe zużycia ciepła na produkcję energii elektrycznej dla bloku kondensacyjnego o mocy 348 MWe z otwartym obiegiem chłodzenia przedstawił Lakovic (8). Opis szacowanych oszczędności lub wdrożonych systemów kontroli przepływu wody chłodzącej zarówno na konwencjonalnych blokach kondensacyjnych dużych mocy, jak i w elektrowniach jądrowych opisali autorzy (9-12).

Badania symulacyjne wpływu warunków pracy skraplacza zarówno na sprawność obiegu, jak i analizę egzergetyczną oraz prace nad dopasowaniem powierzchni wymiany skraplaczy prowadziło wielu autorów. Laskowski analizował pracę bloków klasy 200 MWe w zmiennych warunkach pracy przy wykorzystaniu modeli aproksymacyjnych (13-15) oraz zaprezentował analizę egzergetyczną pracy kondensatorów oraz dobór optymalnej średnicy rurek skraplaczy pracujących na blokach 200 i 500 MW (16). Rozważania nad minimalizacją strat egzergii w skraplaczu energetycznym poprzez dobór odpowiedniej temperatury wody chłodzącej dla różnych obciążeń cieplnych realizował Haseli (17). Anozie (18) prowadził badania nad redukcją przepływu wody chłodzącej przez kondensator oraz dobór powierzchni wymiany ciepła kondensatora dla nowych warunków pracy na bloku kondensacyjnym o mocy 200 MW.

Z uwagi na wprowadzenie do sieci elektroenergetycznej źródeł energii opartych o ogniwa fotowoltaiczne oraz elektrownie wiatrowe, operatorzy sieci wymagają od elektrowni konwencjonalnych zwiększenia elastyczności pracy bloków. Wei Wang (19) badał możliwość zwiększenia prędkości naboru mocy bloku 600 MWe poprzez zmniejszenie ciśnienia w skraplaczu przy zastosowaniu pomp wody chłodzącej z regulowaną prędkością obrotów.

Na blokach nadkrytycznych pracujących w układzie dwóch kondensatorów prowadzone są badania nad najkorzystniejszą konfiguracją pracy skraplaczy w celu uzyskania największego efektu sprawnościowego. Wróblewski (20) wykonał badania symulacyjne dla układu szeregowego i równoległego pracy skraplaczy, dla różnych powierzchni wymiany ciepła, dla bloku 900 MWe zainstalowanego w Elektrowni Opole.

Podobne badania przeprowadził Cziesla na bloku kondensacyjnym o mocy 750 MWe (21).

Powyższe badania w przeważającej większości dotyczą kondensacyjnych bloków dużej mocy. Prace nad wpływem ciśnienia pary w skraplaczu na jednostkowe zużycie ciepła na bloku kondensacyjnym o mocy 120 MW przeprowadził Sanathara (22). Badano zmienność jednostkowego zużycia ciepła dla różnych temperatur wody chłodzącej na wlocie do kondensatora, przy stałym przepływie wody chłodzącej. Podobnych badań na mniejszych jednostkach upustowo-kondensacyjnych pracujących w układzie ciepłowniczo-kondensacyjnym nie prowadzono.

1.2 Cel i teza pracy

Celem rozprawy doktorskiej jest analiza wpływu zmiany parametrów chłodzenia skraplacza parowego na efektywność turbozespołu ciepłowniczo-kondensacyjnego, którego głównym elementem jest turbina upustowo-kondensacyjna. W celu potwierdzenia słuszności prowadzonych analiz wykonano badania obiektowe i obliczenia bilansowe na przykładzie turbozespołu nr 1 o mocy elektrycznej 120 MW zainstalowanego w PGE Energia Ciepła oddział nr 1 w Krakowie. Przeprowadzono analizę efektywności wytwarzania energii elektrycznej badanego turbozespołu dla określenia najkorzystniejszego przepływu wody chłodzącej dla zmiennych parametrów pracy turbozespołu oraz warunków zewnętrznych, mających zasadniczy wpływ na temperaturę wody chłodzącej przed skraplaczem.

Teza rozprawy: Istnieje możliwość poprawy wskaźników techniczno-ekonomicznych turbozespołu ciepłowniczo-kondensacyjnego poprzez regulację przepływu wody chłodzącej przez skraplacz turbiny parowej.

Poniżej przedstawiono cele szczegółowe, których realizacja pozwala na realizację celu rozprawy doktorskiej:

- analiza aktualnego stanu wiedzy dotyczącego modelowania wymiany ciepła w skraplaczu,

- wykonanie modelu numerycznego skraplacza w zakresie wyznaczenia ciśnienia w kondensatorze pary dla różnych warunków pracy turbozespołu i warunków chłodzenia,
- przeprowadzenie pomiarów cieplnych turbozespołu w układzie kondensacyjnym i ciepłowniczo-kondensacyjnym, dla zmiennych warunków chłodzenia skraplacza,
- sporządzenie bilansów masowych i cieplnych turbozespołu,
- walidacja modelu numerycznego przez analizę porównawczą wyników obliczeń numerycznych z wynikami badań eksperymentalnych dla parametrów pracy turbozespołu z poszczególnych pomiarów,
- analiza wpływu zmiany parametrów chłodzenia skraplacza na efektywność turbozespołu przy wykorzystaniu symulacji numerycznych,
- oszacowanie potencjalnych efektów energetycznych oraz środowiskowych, uzyskanych w wyniku dopasowania strumienia wody chłodzącej oraz konfiguracji pracy pomp do parametrów turbozespołu.

1.3 Uzasadnienie wyboru tematu

Ciśnienie pary w skraplaczu, będące jednym z podstawowych parametrów pracy turbiny, zakładane jest na etapie projektowym. Pod uwagę bierze się zakres obciążeń cieplnych skraplacza po stronie parowej oraz zakres zmian średniej temperatury czynnika chłodzącego, na podstawie analiz długookresowych warunków klimatycznych. Jak wspomniano wcześniej, podciśnienie w kondensatorze, dla danego przepływu pary do skraplacza, zależy od przepływu i temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora oraz efektywności wymiany ciepła w samym kondensatorze. Zwiększenie przepływu wody chłodzącej powoduje zmniejszenie ciśnienia w kondensatorze, a w konsekwencji zwiększenie mocy elektrycznej bloku energetycznego. Negatywnym efektem zwiększenia przepływu wody chłodzącej jest wzrost poboru energii elektrycznej przez pompy wody chłodzącej. Stopniowe obniżanie podciśnienia w kondensatorze powoduje równoczesne zmniejszenie stopnia suchości pary. Dla turbiny parowej wartość stopnia suchości pary na wylocie z turbiny uzależniona jest od parametrów pary na

dolocie do poszczególnych części turbiny, sprawności wewnętrznej turbiny, jak i wcześniej wspomnianego podciśnienia w kondensatorze. Ponadto straty związane z występowaniem pary o niskim stopniu suchości wpływają negatywnie na osiągi turbiny poprzez obniżenie sprawności stopni pracujących w obszarze pary mokrej. Z kolei obniżenie przepływu wody chłodzącej przez kondensator powoduje zmniejszenie poboru energii przez pompy, przy równoczesnym zmniejszeniu podciśnienia w kondensatorze i w rezultacie wpływa na zmniejszenie mocy elektrycznej bloku. Uwzględnienie tych zależności staje się ważnym elementem układów regulacji turbozespołów. Aktualnie stosowana aparatura pomiarowa parametrów oraz bieżąca analiza efektywności pracy pozwalają na wykorzystanie tych możliwości w czasie eksploatacji turbozespołów.

Przepływ wody chłodzącej przez kondensator bloku energetycznego może być regulowany przy pomocy wstępnej kierownicy prerotacyjnej pompy, zmianę kąta łopatek wirnika pompy, zmianę prędkości obrotowej przy zastosowaniu przetwornic częstotliwości, upust, włączanie i wyłączanie pomp pracujących w układzie równoległym lub poprzez dławienie przepływu zaworem regulacyjnym (23). W większości bloków energetycznych w Polsce przepływ wody chłodzącej przez kondensator jest wielkością stałą, niezależną od obciążenia (6). Sytuacja ta się powoli zmienia, co można zaobserwować na przykładzie realizowanych modernizacji na wybranych dużych blokach kondensacyjnych. Niestosowanie układów regulacji przepływu wody chłodzącej związane było z awaryjnością systemów regulacji pomp wody chłodzącej z okresu projektowania bloków energetycznych (sezonowymi zmianami ustawień łopatek wirników pomp). W ostatnich latach zwiększony nacisk na maksymalizację efektywności wytwarzania energii spowodował, iż poszukiwanie optymalnych parametrów pracy skraplacza stało się pożądane.

1.4 Zakres pracy

Rozprawa doktorska składa się z dwóch części. W części pierwszej – teoretycznej, przeanalizowane zostały wybrane modele obliczeniowe wymiany ciepła w kondensatorze parowym. W drugiej części pracy opisane zostały badania eksperymentalne prowadzone na bloku energetycznym. Analizę wpływu parametrów wody chłodzącej skraplacza na

efektywność pracy turbozespołu przeprowadzono w oparciu o badania turbozespołu ciepłowniczo-kondensacyjnego nr 1 o mocy elektrycznej 120 MW zainstalowanego w Elektrociepłowni Kraków, której zdjęcie przedstawiono na rysunku 1.2. Elektrociepłownia składa się z czterech bloków energetycznych, w tym z dwóch bliźniaczych jednostek z turbinami upustowo-kondensacyjnymi oraz z dwóch bloków z turbinami przeciwprężnymi. W elektrociepłowni zastosowano kolektorowy, zamknięty układ chłodzenia, przy wykorzystaniu chłodni kominowych.



Rysunek 1.2 – Zdjęcie Elektrociepłowni Kraków

Badania turbozespołu przeprowadzono w oparciu o zewnętrzną aparaturę kontrolno-pomiarową. Pomiary wykonano w trybie pracy kondensacyjnej oraz ciepłowniczo-kondensacyjnej dla możliwie szerokiego zakresu zmian obciążeń parowych. Podczas badań zmieniano temperaturę wody chłodzącej na wlocie do skraplacza poprzez stopniowe otwieranie obejścia chłodni kominowej, tak aby uzyskać warunki temperaturowe reprezentatywne dla całego roku. Ponadto zmieniano przepływ wody chłodzącej do badanego skraplacza metodą dławieniową, poprzez przemykanie zaworu po stronie wody chłodzącej na wlocie do kondensatora. Na podstawie uzyskanych danych wykonano bilanse masowe i cieplne turbozespołu (turbina, układ regeneracji,

skraplacz) i na tej podstawie obliczono parametry pary dolotowej do skraplacza (strumień masowy pary, entalpia).

Na podstawie teorii wymiany ciepła, danych materiałowych oraz geometrycznych badanego skraplacza i wskaźników uzyskanych z pomiarów instalacji sporządzono model numeryczny kondensatora pozwalający na wyznaczenie ciśnienia w skraplaczu dla zadanych parametrów dolotowych pary oraz wody chłodzącej. W oparciu o wykonane przez dostawcę turbiny krzywe korekcyjne wpływu zmiany ciśnienia w skraplaczu na moc elektryczną turbozespołu oraz charakterystyki poboru mocy pomp wody chłodzącej badano wpływ zmiany parametrów chłodzenia skraplacza na efekt energetyczny turbozespołu. Na podstawie weryfikacji wyników eksperymentalnych i symulacji numerycznych wykonano walidację modelu numerycznego. Następnie przeprowadzono symulacje numeryczne dla różnych parametrów chłodzenia skraplacza i na ich podstawie wyznaczono wpływ parametrów wody chłodzącej przed skraplaczem na efektywność energetyczną turbozespołu.

Przy zmianie parametrów wody chłodzącej idących w kierunku obniżenia ciśnienia w skraplaczu praca turbozespołu jest bardziej ekonomiczna, ponieważ wskaźnik jednostkowego zużycia ciepła na produkcję energii elektrycznej w tym zakresie maleje. Potwierdzają to dane projektowe turbin parowych, a w szczególności krzywe korekcyjne jednostkowego zużycia ciepła w funkcji ciśnienia pary w skraplaczu przedstawione w załączniku A. Uwzględniając powyższe zależności przyjęto, że efektem energetycznym zmiany parametrów wody chłodzącej w skraplaczu jest przyrost energii elektrycznej generatora pomniejszony o przyrosty nakładów energetycznych pomp wody chłodzącej.

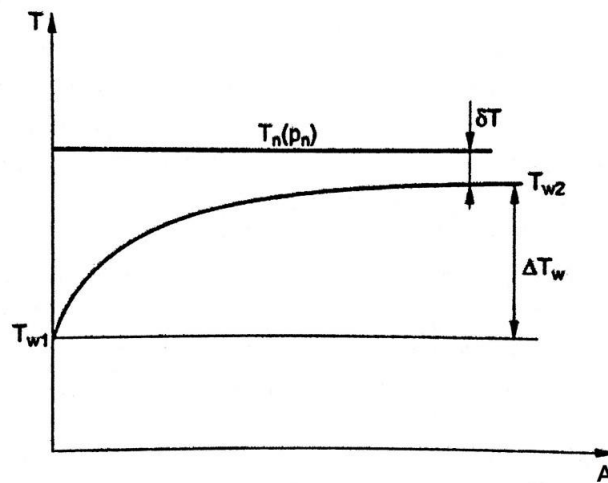
2 Opis procesów zachodzących w skraplaczu

W niniejszym rozdziale przedstawione zostaną podstawowe wielkości charakterystyczne pracy skraplacza. Ponadto omówione będą wybrane modele wymiany ciepła podczas procesu kondensacji błonkowej, a w szczególności obliczenia związane z wyznaczeniem współczynnika przejmowania ciepła po stronie pary. Uwzględniono również warunki wpływające na intensywność wymiany ciepła, takie jak spływ warstwy kondensatu z górnych rzędów rur, prędkość napływu pary oraz występowanie gazów inertnych w przestrzeni parowej. Opisane zostaną modele wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła dla przepływu wymuszonego przez kanały kołowe dla wody chłodzącej oraz opory cieplne ścianki rur i osadów odkładających się na powierzchniach wymiany ciepła.

Opisane niżej procedury obliczeniowe przedstawione zostały w zakresie wykorzystanym przy opracowaniu modelu umożliwiającego analizę wpływu zmiany parametrów chłodzenia skraplacza parowego na efektywność turbozespołu.

2.1 Podstawowe wielkości charakterystyczne skraplacza

Proces kondensacji pary wodnej w skraplaczu zachodzi według przemiany izobarycznej. Rysunek 2.1 przedstawia rozkład temperatury w skraplaczu wraz z zastosowanymi w rozprawie oznaczeniami wielkości charakterystycznych. Jako ciśnienie w kondensatorze rozumie się ciśnienie pary wodnej, w stanie nasycenia, w przekroju wlotowym skraplacza. Pomiar ciśnienia realizowany jest wielopunktowo, przy zastosowaniu pierścienia z króćcami pomiarowymi w przestrzeni parowej, a jego wartość odczytywana jest jako średnia z wielkości mierzonych przy wykorzystaniu kilku przetworników.



Rysunek 2.1 – Rozkład temperatury podczas kondensacji

Przyrost temperatury ΔT_w nazywany strefą podgrzania wody chłodzącej definiowany jest jako różnica między temperaturami wody chłodzącej na wylocie i wlocie do kondensatora:

$$\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1} \quad (2.1)$$

Wielkość strefy podgrzania zależy w znacznym stopniu od zastosowanej liczby biegów (przepływów) w kondensatorze. Rusowicz w opracowaniu (24) podaje zakresy wielkości strefy podgrzania ze względu na ilość zastosowanych biegów: dla skraplaczy jednobiegowych przyrost temperatury ΔT_w przeciętnie wynosi 4÷6 K, dla dwubiegowych 7÷9 K, a dla trzy i czterobiegowych 10÷12 K. Wielkość różnicy strefy podgrzania dla poszczególnych przepływów daje informację o równomierności pracy skraplacza

Śpiętrzenie temperatur δT definiowane jest jako różnica między temperaturą pary na wejściu do kondensatora, a temperaturą wody chłodzącej na wylocie z wymiennika:

$$\delta T = T_n - T_{w2} \quad (2.2)$$

Parametr ten wykorzystywany jest jako podstawa do oceny stanu technicznego wymiennika, odzwierciedlający jakość wymiany ciepła w kondensatorze (25). Wartości śpiętrzenia temperatur dla poprawnego stanu technicznego kondensatorów turbin parowych podawanych przez autorów wynoszą od 2 do 6 K. Dla znamionowego obciążenia skraplacza δT według Rusowicza (24) powinno zawierać się w przedziale 3÷6 K, Laudyn (1) podaje wartość δT na poziomie 2÷4 K. Z kolei Słupik (25) wskazuje,

iż poziom referencyjny spiętrzenia temperatur dla poprawnie pracujących kondensatorów jest na poziomie 4÷5K. W praktyce poziom spiętrzenia temperatur często jest znacznie wyższy od wartości podanych przez autorów. Na pogorszenie opisywanego parametru charakterystycznego ma wpływ szczelność układu (udział gazów inertych) oraz czystość powierzchni wymiennika.

Kolejnym parametrem charakterystycznym pracy skraplacza jest przekładnia chłodzenia (wielokrotność chłodzenia), definiowana jako stosunek strumienia masowego wody chłodzącej, do strumienia masowego pary wpływającej do kondensatora:

$$M = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{p1}} \quad (2.3)$$

Wartość przekładni skraplacza M zależna jest od ilości przepływów zastosowanych w wymienniku, tj. dla skraplaczy jednoprzepływowych M wynosi 80÷120, dla dwuprzepływowych 60÷70, dla skraplaczy trój i czteroprzepływowych 40÷50 (1, 24).

Różnicę pomiędzy temperaturą nasycenia w skraplaczu, a temperaturą kondensatu odpływającego z wymiennika nazywa się przechłodzeniem kondensatu:

$$\Delta T_{pr} = T_n - T_k \quad (2.4)$$

W niniejszej pracy dla przejrzystości wyводу kondensatem nazywana będzie kondensująca się para wodna w skraplaczu. Dla rozróżnienia skondensowana para wodna w podgrzewaczach regeneracyjnych nazywana będzie skroplinami. Przechłodzenie związane jest ze spadkiem ciśnienia pary na drodze przepływu przez skraplacz. W efekcie spada temperatura nasycenia kondensatu, w porównaniu do temperatury pary na wlocie do kondensatora. Ponadto wpływ na wielkość przechłodzenia ma nadmierny poziom skroplin w skraplaczu, gdzie dolne rzędy rur zanurzone są w kondensacie. Obserwuje się wzrost przechłodzenia kondensatu dla niskich temperatur wody chłodzącej oraz niskich obciążeniach cieplnych kondensatora.

2.2 Podstawy teoretyczne wymiany ciepła w skraplaczu

Modele matematyczne wymiany ciepła w skraplaczach energetycznych rozwijane są przez badaczy od wielu lat. Przedstawiano modele począwszy od zerowymiarowych (26-28), przez dwuwymiarowe (24, 28-31), quasi-trójwymiarowe (32, 33), do modeli trójwymiarowych (34, 35). Z uwagi na zmieniające się warunki brzegowe, wydłużony czas obliczeń dla modeli wyższych rzędów oraz możliwość wykorzystania metodyki przedmiotowej pracy w warunkach eksploatacyjnych elektrowni i elektrociepłowni przedmiotem analiz będzie model zerowymiarowy wymiany ciepła w skraplaczu parowym.

Na rysunku 2.2 przedstawiono uproszczony schemat części kondensatora wraz ze smoczkiem parowym i podgrzewaczem regeneracyjnym.

Podstawowe równania bilansowe skraplacza przedstawiają się następująco:

- strumień ciepła w parze dolotowej do skraplacza:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_{p1}(x \cdot h''(T_n) + (1 - x) \cdot h'(T_n)) \quad (2.5)$$

- strumień ciepła w skroplinach z podgrzewacza regeneracyjnego:

$$\dot{Q}_{sk} = \dot{m}_{sk} \cdot h_{sk} \quad (2.6)$$

- strumień ciepła w kondensacie na wylocie z kondensatora:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_k \cdot h_k \quad (2.7)$$

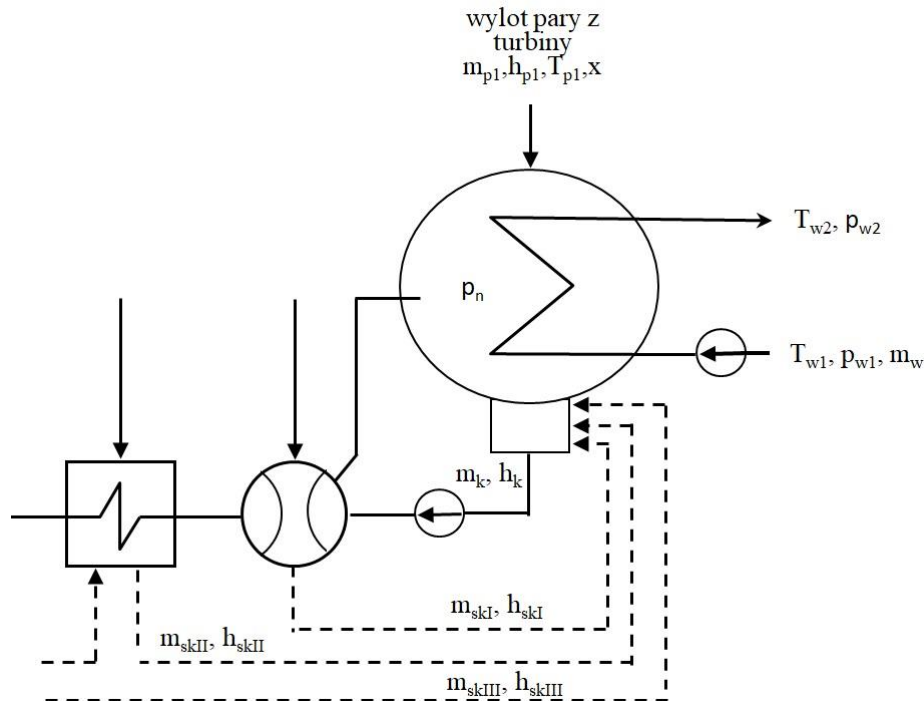
gdzie:

$\dot{m}_k = \dot{m}_{p1} + \sum \dot{m}_{sk}$ - suma strumienia kondensatu z kondensującej pary oraz skroplin z podgrzewaczy regeneracyjnych, smoczka parowego i dławnic,

$h_k = f(p_n, T_n - \Delta T_{pr})$ – entalpia kondensatu na wylocie ze skraplacza.

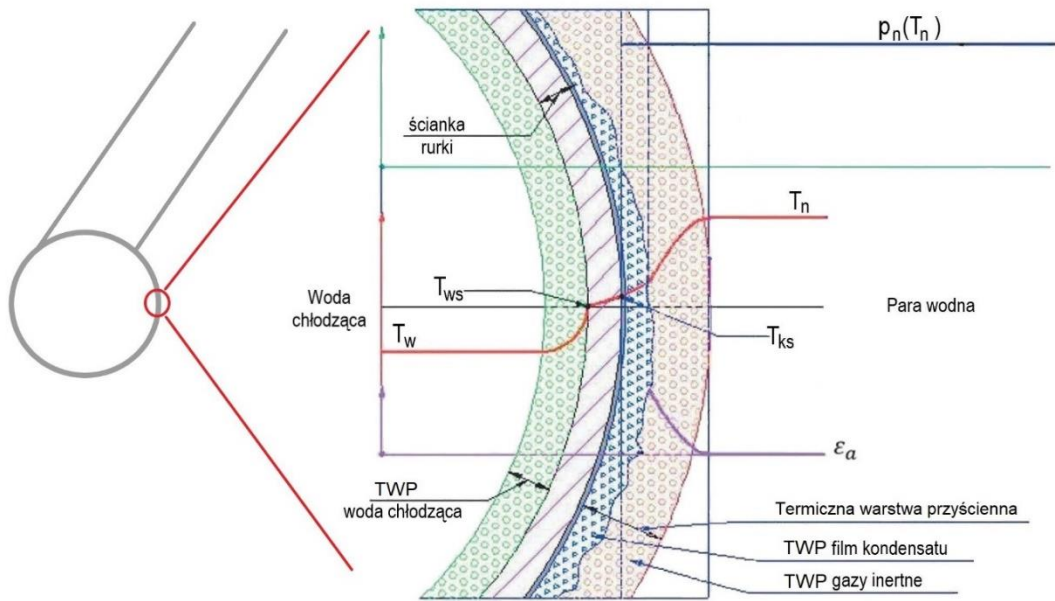
- strumień ciepła odebrany przez wodę chłodzącą, zwany dalej obciążeniem cieplnym skraplacza:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w2} - T_{w1}) = \dot{Q}_p + \sum \dot{Q}_{sk} - \dot{Q}_k \quad (2.8)$$



Rysunek 2.2 – Uproszczony schemat kondensatora

Transport ciepła pomiędzy kondensującą parą wodną, a wodą chłodzącą odbywa się poprzez proces przenikania ciepła. Oddawane ciepło kondensacji pary wodnej transportowane jest w wyniku procesu przejmowania do ścianki rurek skraplacza. Następnie poprzez przewodzenie ciepła przez ściankę i ponowne przejmowanie ciepła od powierzchni ścianki po stronie wody chłodzącej w głąb medium chłodzącego następuje zakończenie wymiany ciepła. Schemat zmiany temperatury czynników podczas procesu kondensacji pary wodnej przedstawiono na rysunku 2.3.



Rysunek 2.3 – Przekrój poprzeczny przez rurkę skraplacza ze schematem zmiany temperatur czynników w trakcie procesu kondensacji (36)

Obciążenie cieplne skraplacza opisane jest równaniem:

$$\dot{Q} = k \cdot A_0 \cdot \Delta T_{ln} \quad (2.9)$$

gdzie średnia logarytmiczna różnica temperatur wyrażona jest wzorem:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_n - T_{w1}) - (T_n - T_{w2})}{\ln \frac{(T_n - T_{w1})}{(T_n - T_{w2})}} \quad (2.10)$$

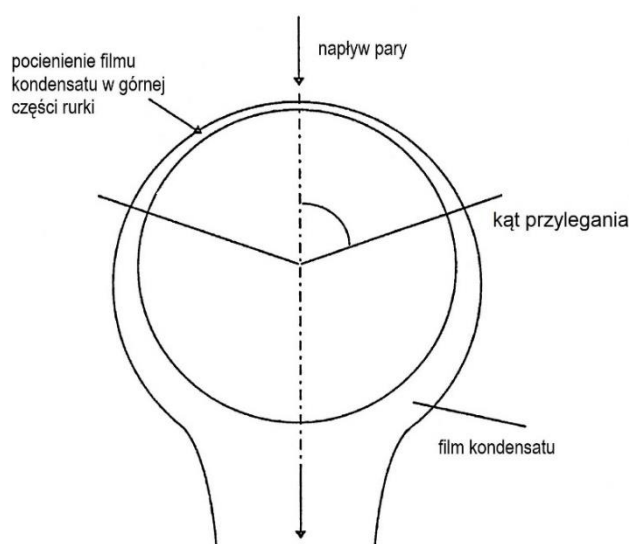
Współczynnik przenikania ciepła dla powierzchni obliczeniowej definiowany jest jako:

$$k \cdot A_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p \cdot A_p} + \frac{1}{\frac{\lambda_s}{\delta} \cdot A_s} + \frac{1}{\alpha_w \cdot A_w}} \quad (2.11)$$

Opis poszczególnych współczynników przenikania ciepła oraz oporów cieplnych, jak i modele matematyczne do ich opisu zostaną szczegółowo przedstawione w kolejnych podrozdziałach.

2.2.1 Przejmowanie ciepła po stronie pary

Proces kondensacji pary na powierzchni ciała stałego zachodzi w sytuacji kiedy temperatura powierzchni wymiany ciepła jest niższa od temperatury nasycenia pary. Wyróżniamy dwa rodzaje kondensacji, błonkową i kroplową. W przypadku kiedy na powierzchni powstają krople kondensatu, na skutek braku lub słabej zwilżalności ścianki przez kondensat, mówimy o kondensacji kroplowej. Warunek braku zwilżalności powierzchni przez skroploną parę zachodzi w sytuacji, kiedy napięcie powierzchniowe pomiędzy powierzchnią ciała stałego a cieczą jest większe od napięcia powierzchniowego pomiędzy parą a powierzchnią ciała stałego. Wówczas kąt przylegania, który w stanie równowagi zależy od wartości poszczególnych napięć powierzchniowych, jest kątem rozwartym. O kondensacji błonkowej mówimy w sytuacji, kiedy napięcie powierzchniowe pomiędzy parą a powierzchnią ciała stałego jest większe od napięcia powierzchniowego pomiędzy cieczą a powierzchnią ciała stałego. Wówczas kąt przylegania jest kątem ostrym, a kondensująca para tworzy film kondensatu. Ogólny wzorzec przepływu skraplającej się pary na rurze przedstawiono na rysunku 2.4. Proces kondensacji kroplowej zachodzi również na powierzchniach bardzo gładkich, występujących w urządzeniach technicznych w początkowej fazie eksploatacji.



Rysunek 2.4 – Ogólny wzorzec przepływu skraplającej się pary na gładkiej rurze (37)

Przy pracy układu w warunkach kondensacji kroplowej efektywność wymiany ciepła jest znacznie wyższa. Ma to istotne znaczenie dla rozwiązań konstrukcyjnych

urządzeń stosowanych w przemyśle. Z tego względu tematyka ta jest przedmiotem wielu prac badawczych. Według wyników badań, współczynniki przejmowania ciepła dla procesu kondensacji kroplowej są kilkukrotnie (38) lub nawet kilkudziesiętkrotnie wyższe (39) od kondensacji błonkowej. Ze względu na to, iż proces kondensacji kroplowej zachodzić może również na powierzchniach o małej gładkości, pokrytych substancjami liofobowymi, będącymi promotorem procesu kondensacji kroplowej, powierzchnie wymiany ciepła pokrywa się cienkimi warstwami złota lub teflonu (39).

Podstawowym procesem skraplania pary występującym w urządzeniach technicznych jest kondensacja błonkowa. Opór cieplny podczas procesu kondensacji błonkowej zależy w głównej mierze od oporu błony kondensatu na ściance. Proces przejmowania ciepła dla kondensacji błonkowej pary wodnej w warunkach ustalonych, na pojedynczej poziomej rurze opisał Nusselt (40) dla następujących założeń:

- dominującymi siłami w procesie kondensacji są lepkość i grawitacja, siły bezwładności można pominąć,
- tarcie na granicy faz jest pomijalne,
- charakter spływu kondensatu nie ma wpływu na napięcie powierzchniowe,
- właściwości cieplne kondensatu są stałe,
- temperatura na granicy faz jest równa temperaturze nasycenia,
- zmiana temperatury w błonce kondensatu jest liniowa,
- pomijalny jest gradient ciśnienia w błonce kondensatu.

Współczynnik przejmowania ciepła w procesie kondensacji pary dla pojedynczej poziomej rury przedstawił Nusselt (40) jako:

$$\alpha_p = 0,725 \left(\frac{(\rho_k - \rho_p) g \lambda_k^3 r}{\nu_k (T_n - T_{ks}) d_o} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.12)$$

gdzie:

T_{ks} - temperatura ścianki od strony kondensatu.

W wyniku późniejszych prac (41) stałą całkowania we wzorze Nusselta zmieniono na 0,728. Następne badania wykazały, iż rozkład temperatury w błonce kondensatu nie ma

charakteru liniowego. Rohsenow (42) pokazał, iż nieliniowość rozkładu temperatury w błonce kondensatu może zostać uwzględniona poprzez wprowadzenie równoważnego ciepła parowania:

$$r_e = r + 0,68c_w(T_n - T_{ks}) \quad (2.13)$$

oraz poprzez wyznaczenie właściwości fizycznych kondensatu dla temperatury odniesienia według poniższej zależności:

$$T_k = T_{ks} + 0,31(T_n - T_{ks}) \quad (2.14)$$

Formuły opisane w równaniach (2.13) i (2.14) są słuszne dla $Pr > 0,5$ i $K \geq 1$.

Współczynnik przejmowania ciepła w procesie kondensacji pary dla pojedynczej poziomej rury, na podstawie zmodyfikowanej zależności opisanej wzorem (2.12), z uwzględnieniem stałej całkowania 0,728 oraz równoważnego ciepła parowania r_e przyjmuje postać:

$$\alpha_p = 0,728 \left(\frac{(\rho_k - \rho_p)g\lambda_k^3 r_e}{\nu_k(T_n - T_{ks})d_o} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.15)$$

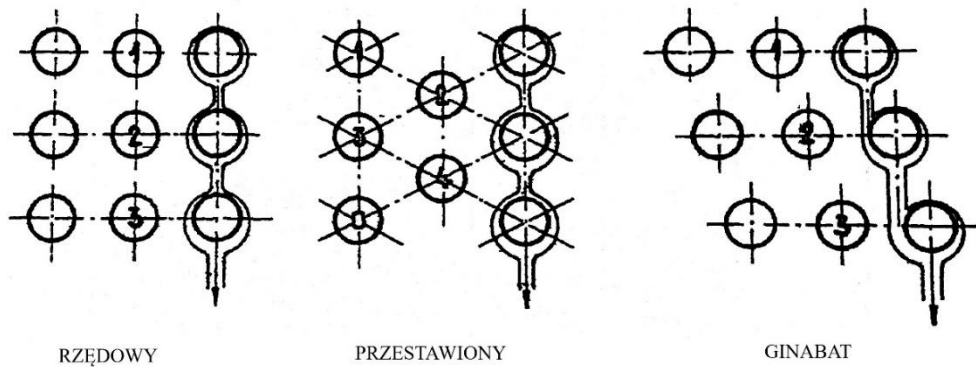
W wymiennikach ciepła rury umieszcza się w rzędach jeden nad drugim, w wyniku czego spływający kondensat z wyższych rzędów spływa poniżej, pogrubiając warstwę cieczy i w konsekwencji zmniejszając współczynnik przejmowania ciepła. Spływ kondensatu dla różnych układów geometrycznych rur przedstawiono na rysunku 2.5. Dla stałej temperatury ścianki i laminarnego spływu Nusselt (40) przedstawił oddziaływanie warstwy kondensatu z górnych rzędów na współczynnik przejmowania ciepła w formie korekty do równania (2.12):

$$\frac{\bar{\alpha}_p}{\alpha_p} = n_{rz}^{-m} \quad (2.16)$$

gdzie:

$\bar{\alpha}_p$ - średni współczynnik przejmowania ciepła,

n_{rz} - ilość rzędów rur.



Rysunek 2.5 – Splyw warstwy kondensatu dla różnych układów geometrycznych pęczków rur (38)

Według badań Nusselta (40), wykładnik wynosi $m=0,25$. W toku kolejnych badań badacze weryfikowali wartość korekty i Kern (43) wykazał, iż wartość współczynnika wynosi $m=1/6$. Z kolei na podstawie badań eksperymentalnych Chenga i Wang (44) oszacowali wartość $m=1/5$. Rusowicz w swojej pracy (24) przedstawił korelacje wykładnika Granta, dla której $m=0,223$.

Z uwagi na fakt, iż w skraplaczach energetycznych prędkość napływającej pary na pęczek rur jest znaczna, wpływ jej na współczynnik przyjmowania ciepła powinien zostać uwzględniony w obliczeniach. Zagadnieniem tym zajmowało się wiele zespołów badawczych, którzy zaproponowali modele matematyczne uwzględniające ten fakt (45-48). Shklover (49) zaproponował model pozwalający wyznaczyć średni współczynnik przyjmowania ciepła po stronie pary, wykorzystywany w modelach zerowymiarowych, uwzględniający prędkość napływającej pary oraz zjawisko zalewania rur z wyższych rzędów warstwą kondensatu, według poniższej zależności:

$$\bar{\alpha}_p = 19 \cdot \Pi_s^{0,1} \cdot Nu_p^{-0,5} \cdot \left(1 + \frac{Z}{2}\right)^{0,33} \cdot \bar{S}^{0,15} \cdot \alpha_p \quad (2.17)$$

gdzie:

Π_s – bezwymiarowa liczba podobieństwa dla pęczka rurowego,

Z – liczba biegów skraplacza,

\bar{S} – względny przekrój napływu pary w przestrzeni między rurkowej, wyznaczony przez Shklovera (49) dla szerokiego typu skraplacza.

Bezwymiarową liczbę podobieństwa Π_s oraz względny przekrój napływu pary \bar{S} wyznacza się z następujących zależności:

$$\Pi_s = \frac{w_p^2 \cdot \rho_p}{\rho_k \cdot d_o \cdot g} \quad (2.18)$$

$$\bar{S} = \frac{f}{A_o} \quad (2.19)$$

gdzie:

f – powierzchnia przepływu pary w przekroju między rurkami skraplacza na jego zewnętrznym obwodzie.

Wartość prędkości napływającej pary na wlocie do pęczka oblicza się z poniższej zależności:

$$w_p = \frac{\dot{m}_{p1}}{\rho_p \cdot f} = \frac{\dot{m}_{p1}}{\rho_p \cdot \bar{S} \cdot A_o} \quad (2.20)$$

gdzie:

\dot{m}_{p1} - strumień masowy pary na wlocie do skraplacza.

Wartość gęstości pary wyznaczana jest według poniższej zależności:

$$\rho_p = \frac{1}{v_p} \quad (2.21)$$

gdzie:

v_p - objętość właściwa pary.

Wartość objętości właściwej pary, z uwagi na fakt, iż na wylocie z turbiny występuje para mokra, na potrzeby dalszych rozważań, wyznaczana będzie z uwzględnieniem stopnia suchości pary, według zależności przedstawionej przez Ochęduszko (50):

$$v_p = x \cdot v''(T_n) + (1 - x) \cdot v'(T_n) \quad (2.22)$$

Kondensującym czynnikiem w skraplaczu jest mieszanina pary nasyconej suchej, wody wrzącej oraz gazów inertnych. Obecność nieskrapających się gazów, głównie powietrza, ma istotny wpływ na pogorszenie współczynnika przejmowania ciepła (51). Powietrze, dostające się do skraplacza przez układ próżniowy, tworzy warstwę wokół

rurek skraplacza, stanowiąc dodatkowy opór cieplny. Ciśnienie panujące w skraplaczu jest równe ciśnieniu nasycenia kondensującej się pary w sytuacji, kiedy do kondensatora nie dostaje się powietrze. Nawet dla szczelnych urządzeń technicznych, z poprawnie pracującym układem smoczków parowych lub pomp próżniowych, do skraplacza dostaje się 4-10 g/s powietrza (24). W sytuacji obecności gazów inertnych ciśnienie w skraplaczu, będące sumą ciśnienia cząstkowego pary wodnej i powietrza, podnosi się. Zależność pozwalającą wyznaczyć opór cieplny gazów inertnych zaproponował w latach 50 Berman (52) dla konwekcji wymuszonej $Re \geq 400$ oraz konwekcji swobodnej $Re < 400$. W przypadku kondensacji pary wodnej w urządzeniach technicznych w obecności gazów inertnych, wpływ obecności gazów niekondensujących na współczynnik przejmowania ciepła przedstawił Shklover (49), w postaci korekty do równania (2.17) według poniższej zależności.

$$\frac{\bar{\alpha}_{p\varphi}}{\bar{\alpha}_p} = \varphi(\varepsilon_a) \quad (2.23)$$

gdzie:

ε_a - względna zawartość powietrza w skraplaczu, odniesiona do strumienia pary.

Wartość korekty $\varphi(\varepsilon_a)$ obliczana jest według poniższej zależności:

$$\varphi(\varepsilon_a) = 0,68\varepsilon_a^{-0,04} \quad (2.24)$$

Względność zawartość zasysanego powietrza wyznacza się na podstawie formuły:

$$\varepsilon_a = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{p1}} \quad (2.25)$$

gdzie:

\dot{m}_a - maksymalny dopuszczalny strumień masowy zasysanego w skraplaczu powietrza.

Dla poprawnie działającego układu odsysania gazów inertnych oraz szczelnego skraplacza wartość \dot{m}_a dla nominalnego obciążenia skraplacza według Shklovera (49) może być wyznaczona według zależności:

$$\dot{m}_a = \frac{\frac{\dot{m}_p}{a_a} + b_a}{1000} \quad (2.26)$$

gdzie:

wartości współczynników a_p i b_p uzależnione są od strumienia pary. Dla $\dot{m}_p > 14$ kg/s $a_a = 25$, $b_a = 2$, natomiast dla $\dot{m}_p < 14$ kg/s $a_a = 12,5$, $b_a = 1,4$.

Wielkość współczynnika przejmowania ciepła zależy od takich czynników jak geometria spływu kondensatu z wyższych rzędów rur, obecność gazów inertnych, opór cieplny osadów oraz prędkość napływającej pary. Ponadto równoległe występowanie zarówno laminarnego i turbulentnego spływu sprawia dodatkowe trudności w przewidywaniu współczynników przejmowania ciepła.

2.2.2 Przejmowanie ciepła po stronie wody chłodzącej

Transport ciepła pomiędzy ścianką rury po stronie wody chłodzącej a wodą odbywa się poprzez przejmowanie ciepła przy przepływie wymuszonym. Z uwagi na charakter, dla okrągłych rur prostych o gładkich ściankach, wyróżnia się trzy rodzaje przepływu: laminarny dla liczb Reynoldsa nieprzekraczających wartości krytycznej $Re_{kr1}=2000$, przejściowy dla liczb Reynoldsa w zakresie $2000 < Re < 10000$ oraz turbulentny, przy liczbach Reynoldsa większych od wartości krytycznej $Re_{kr2}=10000$ (39). Liczbę Reynoldsa dla wody przepływającej wewnątrz rury określa się według:

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_i}{\nu_w} \quad (2.27)$$

Na początkowym odcinku od wlotu rury rozkład temperatury i prędkości jest równomierny. Następnie na ściankach rur tworzy się warstwa przyścienna, której grubość zwiększa się w kierunku przepływu płynu, w wyniku czego zmienia ulega profil rozkładu prędkości i temperatury. Odcinek stabilizacji hydrodynamicznej i termicznej zależy od charakteru przepływu. Czy przepływ w rurociągu jest rozwinięty hydrodynamicznie i termicznie określa się poprzez wyznaczenie stosunku długości rury do jej średnicy: l/d . Dla przepływu turbulentnego, przepływ uznaje się za rozwinięty dla $l/d > 50$.

W kondensatorach energetycznych przepływ w rurach wody chłodzącej ma charakter turbulentny. Charakteryzuje się on występowaniem drobnych wirów, intensyfikujących wymianę ciepła poprzez przenoszenie cząstek płynu o różnej temperaturze poprzecznie do osi przepływu. Dla obliczeń cieplnych skraplaczy współczynnik przejmowania ciepła po stronie wody chłodzącej określa się za pomocą wzorów kryterialnych. Do bardzo często wykorzystywanych wyrażeń, dla przepływów rozwiniętych w rurach o gładkich powierzchniach, dla dowolnego płynu zalicza się formuła Ditusa-Boeltera przedstawiona poniżej (53) :

$$Nu_w = 0,023 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^n \quad (2.28)$$

gdzie:

$n=0,4$ dla grzania ($T_{ws} > T_w$) i $n=0,3$ dla chłodzenia ($T_{ws} < T_w$). Powyższe równanie słuszne jest dla $0,7 < Pr < 100$, $Re_w > 10\ 000$, $l/d > 60$.

Formuła zaproponowana przez Siedera i Tate'a (54) bierze pod uwagę zmianę lepkości płynu w zależności do temperatury:

$$Nu_w = 0,027 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_{ws}} \right)^{0,14} \quad (2.29)$$

Powyższy wzór jest słuszny dla: $0,7 < Pr < 16700$, $Re_w > 10\ 000$, $l/d > 60$

Michiejew (55) przedstawił wzór dla ogrzewania cieczy uwzględniający korektę od zmiany właściwości fizycznych od temperatury:

$$Nu_w = 0,021 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_l \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ws}} \right)^n \quad (2.30)$$

gdzie:

$n=0,25$ dla grzania ($T_{ws} > T_w$) i $n=0,11$ dla chłodzenia ($T_{ws} < T_w$),

ε_l - współczynnik uwzględniający długości rury na współczynnik przejmowania ciepła, dla $l/d > 50$ $\varepsilon_l = 1$.

Współczynnik przejmowania ciepła wody chłodzącej wyznaczany jest z poniższej zależności:

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_i} \quad (2.31)$$

2.2.3 Przewodzenie ciepła przez ściankę cylindryczną

Opór cieplny przegrody walcowej o stałej przewodności cieplnej, uzależniony jest od materiału, z jakiego jest wykonana oraz grubości ścianki:

$$R_s = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s} \quad (2.32)$$

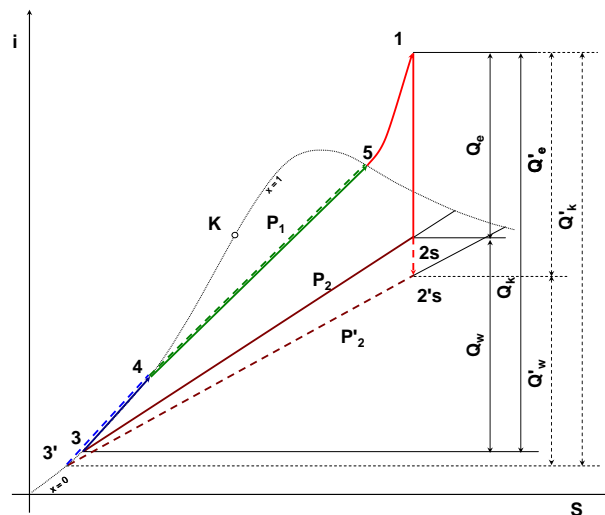
Rurki badanego kondensatora zbudowano z mosiądzu aluminiowego o oznaczeniu MA77, którego przewodność cieplna wynosi $\lambda_s = 100,4 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ (56).

W trakcie eksploatacji skraplaczy energetycznych powstają osady, zarówno po stronie wodnej, jak i parowej, zwiększając opory cieplne i pogarszając osiąganą próżnię. Rodzaj i grubość osadów zależą od zastosowanego układu chłodzenia i źródła wody chłodzącej (morza, jeziora, rzeki lub układ zamknięty) oraz zastosowanego układu czyszczenia skraplacza (czyszczenie ciągłe bądź okresowe). Po wewnętrznej stronie rur osady tworzą produkty korozji, szlam, piasek oraz związki chemiczne powstające w wyniku reakcji substancji chemicznych wykorzystywanych do obróbki wody. Ponadto wewnątrz pęków rur mogą osadzać się bioosady, tworzące się w wyniku odkładania się na ściankach rur organizmów żyjących w wodzie i powietrzu, takich jak glony, bakterie i grzyby. Według Rusowicza (24) grubość osadów, charakter struktury oraz rodzaj powierzchni dla skraplacza pracującego na bloku 200 MWe, ma znaczną rozpiętość oraz zróżnicowanie i zależy od położenia w układzie chłodzenia oraz lokalizacji na obwodzie rury. Warstwa osadów od strony napływu pary występuje na rurach położonych w pobliżu wlotu pary do kondensatora oraz na skraju pędu. Grubość warstwy osadów od zewnętrznej strony może osiągać w punkcie spiętrzenia do 0,2 mm. Z kolei grubość warstwy osadów po stronie wody chłodzącej zwiększa się w dolnych partiach pęczka. Zauważalne jest zmniejszenie występowania osadów w miarę wzrostu odległości od wlotu wody chłodzącej. Przy modelowaniu pracy skraplaczy wartość oporów przyjmuje się jako wartość stałą. Wielkość oporów cieplnych według Rusowicza (24) zawiera się w granicach $(0,35 \div 3,3) \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. Dla badanego kondensatora przez Rusowicza,

grubość warstw osadów, w zależności od miejsca występowania wynosiła: dla zewnętrznych pęczków do 0,9 mm , dla wewnętrznych pęczków do 0,35 mm.

2.3 Współpraca turbiny parowej ze skraplaczem

Na rysunku 2.6 przedstawiono teoretyczny obieg Rankina na wykresie i - s , dla dwóch różnych ciśnień wylotowych z turbiny, przy niezmienionym ciśnieniu i temperaturze pary dolotowej do turbiny. Zmniejszenie temperatury pary w kondensatorze, a tym samym ciśnienia nasycenia, powoduje wzrost mocy użytecznej poprzez zwiększenie rozporządzalnego spadku entalpii na turbinie (różnica pomiędzy entalpiami w punkcie $2s$ i $2's$). W wyniku obniżania parametrów wylotowych z turbiny spada ilość ciepła oddawanego do źródła dolnego Q_w . Jednocześnie następuje spadek entalpii w punkcie 3, w związku z czym rośnie ilość ciepła doprowadzonego do obiegu Q_k . Rozporządzalny spadek entalpii na turbinie wzrasta szybciej od wartości ciepła doprowadzonego, w związku z czym teoretyczna sprawność obiegu rośnie, konsekwencją tego jest obniżenie wskaźnika jednostkowego zużycia ciepła na produkcję energii elektrycznej. Równocześnie w miarę zmniejszania temperatury pary w skraplaczu niekorzystnie spada stopień suchości pary, obniżając sprawność części NP turbiny. Dodatkowo zmniejszenie stopnia suchości pary powoduje erozję ostatnich stopni turbiny.



Rysunek 2.6 – Wpływ ciśnienia w kondensatorze na sprawność teoretyczną obiegu Rankina

3 Modele numeryczne badanego zagadnienia

W niniejszym rozdziale zaprezentowane będą modele numeryczne pozwalające na analizę wpływu zmiany parametrów chłodzenia skraplacza parowego na efektywność turbozespołu. Przedstawiony zostanie algorytm wyznaczenia ciśnienia w skraplaczu p_n dla różnych warunków pracy turbiny oraz zmiennych parametrów chłodzenia skraplacza. Ponadto zdefiniowany zostanie efekt energetyczny oraz algorytm wyznaczania tego parametru dla zmiennych warunków chłodzenia. Określone będą dane wejściowe do przedstawionych modeli oraz wskazane zostaną niezbędne charakterystyki wyznaczone eksperymentalnie dla badanych instalacji.

3.1 Model numeryczny wyznaczania ciśnienia w skraplaczu

3.1.1 Koncepcja modelu numerycznego

Celem jest stworzenie zerowymiarowego modelu numerycznego pozwalającego na wyznaczenie ciśnienia w skraplaczu pary, w stanach ustalonych, dla zdefiniowanych parametrów pracy turbozespołu. Model został opracowany w środowisku Microsoft Excel, przy wykorzystaniu języka Visual Basic .

3.1.2 Model obliczeniowy ciśnienia w skraplaczu

3.1.2.1 Dane wejściowe do modelu

Poniżej zdefiniowano parametry konstrukcyjne skraplacza, niezbędne do przeprowadzenia obliczeń:

- długość pojedynczej rury l ,
- średnica wewnętrzna rury d_i ,
- średnica zewnętrzna rury d_o ,
- ilość rur n_r ,

- ilość rur zakończonych n_{rx} wyznaczana na podstawie dokumentacji obiektowej,
- ilość biegów w skraplaczu Z ,
- współczynnik przewodzenia ścianki rur λ_s ,
- maksymalne dopuszczalne ciśnienie w skraplaczu.

Założenia do modelu wymagają następujących danych wejściowych pracy instalacji:

- parametry wody chłodzącej na wlocie do skraplacza, tj. temperatura T_{w1} oraz strumień masowy \dot{m}_w ,
- strumień masowy pary na wlocie do skraplacza \dot{m}_{p1} ,
- poziom przechłodzenia kondensatu ΔT_{pr} ,
- grubość warstwy osadów δ_f oraz współczynnik przewodzenia warstwy osadów λ_f ,
- parametry niezbędne do wyznaczenia strumienia ciepła dopływającego do skraplacza z regeneracyjnych podgrzewaczy wody, smoczków parowych oraz chłodnic pary z dławnic, tj. strumień masowy skroplin \dot{m}_{sk} i entalpia skroplin h_{sk} .

Przeprowadzenie obliczeń dla badanej instalacji wymaga wyznaczenia charakterystyk empirycznych na podstawie pomiarów obiektowych:

- charakterystyka stopnia suchości pary w funkcji ciśnienia nasycenia w skraplaczu, dla różnych zakresów strumienia masowego pary na wlocie do kondensatora $x = f(T_n)|_{\dot{m}_{p1}}$.

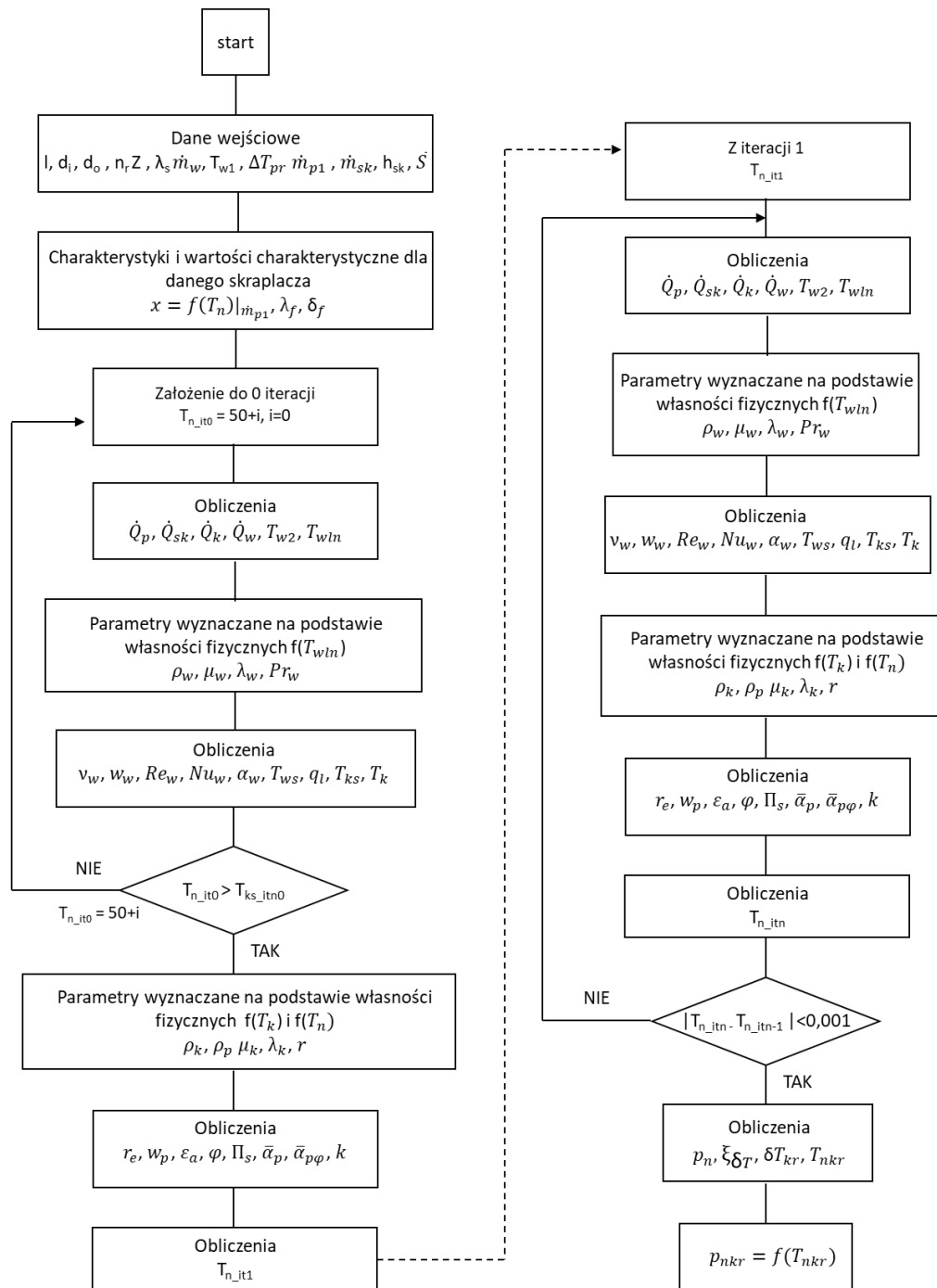
3.1.2.2 Model obliczeniowy

Obliczenia cieplne skraplacza realizowane są metodą iteracyjną. Schemat blokowy modelu numerycznego został przedstawiony na rys 3.1. Zaprezentowany algorytm skonstruowano w oparciu o prawo zachowania masy i energii, które zostały wyrażone poprzez bilans masy i energii. Pominięto straty cieplne do otoczenia. W

algorytmie nie uwzględniono wpływu zmiany ciśnienia wody chłodzącej z uwagi na pomijalnie mały wpływ tego parametru na wartość końcową obliczeń.

Oznaczenia uzupełniające:

- p_{nkr} - skorygowana wartość ciśnienia nasycenia w skraplaczu,
- q_l - liniowa gęstość strumienia ciepła odniesiona do jednostki długości ścianki walcowej,
- r_e - równoważne ciepło parowania,
- \bar{S} - względny przekrój napływu pary w przestrzeni między rurkowej,
- T_{nkr} - skorygowana wartość temperatury nasycenia,
- δT_{kr} - skorygowana wartość spiętrzenia temperatur,
- Z - liczba biegów skraplacza,
- $\bar{\alpha}_p$ - średni współczynnik przejmowania ciepła,
- $\bar{\alpha}_{p\varphi}$ - średni współczynnik przejmowania ciepła z uwzględnieniem korekty φ ,
- ε_a - względna zawartość powietrza w skraplaczu, odniesiona do strumienia masowego pary,
- $\xi_{\delta T}$ - korekta spiętrzenia temperatury,
- Π_s - bezwymiarowa liczba podobieństwa dla pęczka rurowego,
- φ - korekta współczynnika przejmowania ciepła po stronie pary od zawartości powietrza.



Rysunek 3.1 – Schemat blokowy algorytmu wyznaczania ciśnienia w skraplaczu

- W pierwszym kroku iteracji obliczenia wykonywane są na podstawie założonej wartości temperatury nasycenia w skraplaczu T_{n_it0} . Następnie wyznaczane jest ciepło w parze dolotowej do skraplacza na podstawie równania (2.5) oraz wartości stopnia suchości pary wyznaczonej dla danego strumienia masowego pary do skraplacza na podstawie charakterystyk i danych wejściowych. W oparciu o dane

wejściowe określone są strumieniem ciepła wpływającym do kondensatora w skroplinach z wymienników zgodnie z równaniem (2.6). Strumień ciepła w kondensacie na wylocie z kondensatora obliczany jest na podstawie równania (2.7). Ciepło przekazane wodzie chłodzącej obliczane jest na podstawie schematu cieplnego badanej instalacji, której przykład zaprezentowano na rysunku 2.2, za pomocą zależności (2.8). Na podstawie powyższych danych określana jest wartość temperatury wody chłodzącej na wylocie z kondensatora za pomocą poniższej zależności:

$$T_{w2} = \frac{\dot{Q}_w}{\dot{m}_w \cdot c_w(T_{w1})} + T_{w1} \quad (3.1)$$

W celu uproszczenia obliczeń wartość ciepła właściwego wody wyznaczana jest dla temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza (wartość dana do modelu). Różnica pomiędzy temperaturą wody na wlocie i wylocie z kondensatora wynosi około 10K, w związku z czym odstępianie od wyznaczenia ciepła właściwego dla średniej temperatury generuje pomijalnie mały błąd. W dalszym kroku określone są parametry wody chłodzącej dla średniej logarytmicznej temperatury wody T_{wln} . Liczba Nusselta po stronie wody chłodzącej Nu_w wyznaczana może być na podstawie zaprezentowanych równań (2.28), (2.29), (2.30). Współczynnik przejmowania ciepła dla wody chłodzącej wyznaczany jest na podstawie zależności (2.31).

- Wartość temperatury ścianki po stronie wody chłodzącej określana jest za pomocą poniższej zależności:

$$T_{ws} = \frac{\dot{Q}_w}{\alpha_w \cdot A_i} + T_{wln} \quad (3.2)$$

gdzie:

$A_i = d_i \cdot l \cdot n_r \cdot \pi$ – powierzchnia wymiany ciepła po wewnętrznej stronie rur.

- Temperatura ścianki po stronie kondensującej pary wodnej wyznaczana jest na podstawie równania przewodzenia ciepła przez rurę walcową przy uwzględnieniu dodatkowych oporów cieplnych w postaci warstw osadów na podstawie równania:

$$T_{ks} = T_{ws} - q_l \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \quad (3.3)$$

gdzie:

q_l – liniowa gęstość strumienia ciepła odniesiona do jednostki długości ścianki walcowej wyznaczana według zależności:

$$q_l = \frac{\dot{Q}_w}{l \cdot n_r} \quad (3.4)$$

- W pierwszej pętli sprawdzany jest warunek poprawności przyjętej wyjściowej wartości temperatury nasycenia $T_{n,it0}$, tak by założona wartość była większa od obliczeniowej temperatury ścianki po stronie kondensującej pary wodnej w pierwszej iteracji. Jest to warunek konieczny dla zapewnienia poprawności obliczeń iteracyjnych. Właściwości fizyczne kondensatu wyznaczone są dla temperatury odniesienia kondensatu T_k zgodnie z zależnością przedstawioną we wzorze (2.14), a równoważne ciepło parowania r_e na podstawie zależności (2.13).
- W oparciu o wartości względnego przekroju napływu pary w przestrzeni między rurkowej \bar{S} , wyznaczonej przez Shklovera dla skraplaczy o szerokim zakresie geometrii, wyznaczana jest powierzchnia przepływu pary w przekroju między rurkami skraplacza zgodnie z równaniem (2.19). Prędkość pary na wlocie do pęczka rurowego obliczana jest na podstawie zależności (2.20), a bezwymiarowa liczba podobieństwa Π_s ze wzoru (2.18).
- Współczynnik przejmowania ciepła w procesie kondensacji pary dla pojedynczej poziomej rury oblicza się na podstawie zależności opisanej wzorem (2.15), dla właściwości fizycznych kondensatu dla temperatury odniesienia T_k .
- Średni współczynnik przejmowania ciepła po stronie pary $\bar{\alpha}_p$, uwzględniający wpływ prędkości napływającej pary oraz zjawisko zalewania rur z wyższych rzędów warstwą kondensatu obliczany jest na podstawie równania (2.17). Negatywny wpływ występowania gazów inertnych na współczynnik przejmowania ciepła dla kondensującej pary $\bar{\alpha}_{pp}$ w postaci korekty uwzględnia zależność (2.23). Względna zawartość zasysanego powietrza, odniesiona do

strumienia masowego pary, wyznaczana jest na podstawie formuły (2.25), uwzględniając maksymalny dopuszczalny strumień masy zasysanego w skraplaczu powietrza \dot{m}_a obliczany zgodnie z równaniem (2.26). Wartość korekty $\varphi(\varepsilon_a)$ wyznaczana jest na podstawie równania (2.24),

- Współczynnik przenikania ciepła w skraplaczu uwzględniający wpływ osadów i udziału gazów inertnych obliczany jest według formuły wykorzystywanej m.in. przez Laskowskiego (16):

$$k = \frac{1}{\frac{d_o}{\alpha_w \cdot d_i} + \frac{d_o}{2 \cdot \lambda_s} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{\delta_f}{\lambda_f} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{p\varphi}}} \quad (3.5)$$

gdzie:

δ_f – grubość warstwy osadów,

λ_f – współczynnik przewodzenia ciepła warstwy osadów.

- Temperatura nasycenia w pierwszym przybliżeniu wyznaczana jest na podstawie równania (2.9), dla współczynnika przenikania ciepła wyznaczanego za pomocą równania (3.5) oraz obciążenia cieplnego rozumianego jako ciepło przekazane wodzie chłodzącej, opisane równaniem (2.8). Obliczenia są kontynuowane według powyższych zależności celem wyznaczenia temperatury nasycenia w skraplaczu w kolejnej iteracji. W drugiej pętli sprawdzany jest warunek dopuszczalnej różnicy wyznaczonej temperatury nasycenia w kroku iteracji $it(n)$ do wartości obliczonej w iteracji $it(n-1)$. Za warunek zakończenia obliczeń przyjęto różnicę wynoszącą 0,001K.

Powyższy algorytm pozwala na wyznaczenie teoretycznej temperatury nasycenia T_n i odpowiadającej jej teoretycznego ciśnienia nasycenia w skraplaczu p_n . Wartości te odpowiadają rzeczywistym warunkom pracy skraplacza przy obliczeniowej szczelności i poprawności działania układu smoczków parowych odsysających gazy inertne ze skraplacza.

Propozycję uwzględnienia wpływu pracy smoczków na próżnię w kondensatorze zaproponował Shklover (49) poprzez wprowadzenie korekty, opisującej zależność

maksymalnej różnicy $\Delta = T_n - T_{w1}$ wynikającej zarówno z warunków pracy skraplacza, jak i charakterystyki smoczków odpowiedzialnych za utrzymanie próżni w kondensatorze. Uwzględnienie wpływu pracy smoczków na parametry próżni w skraplaczu Shklover zaprezentował dla stałej wartości przepływu wody chłodzącej i stałego współczynnika przenikania ciepła. Z uwagi na zmienne warunki chłodzenia skraplacza oraz współczynnika przenikania ciepła zaprezentowano korektę obliczeniowej wartości temperatury nasycenia w skraplaczu na podstawie funkcji wyznaczonej eksperymentalnie dla danej instalacji w postaci korekty spiętrzenia temperatury $\xi_{\delta T}$ w funkcji obliczeniowego ciśnienia w skraplaczu dla n iteracji. Korekta $\xi_{\delta T}$ definiowana jest jako różnica pomiędzy rzeczywistą wartością spiętrzenia temperatur, a wartością spiętrzenia temperatur uzyskaną dla n -tej iteracji:

$$\xi_{\delta T} = \delta T_{pom} - \delta T_{itn} \quad (3.6)$$

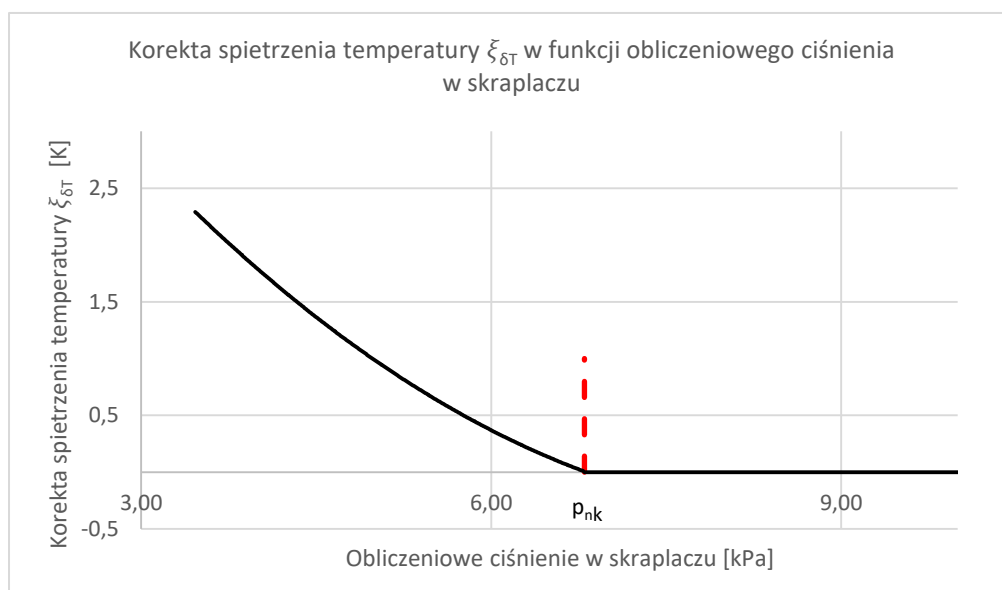
Na podstawie analizy porównawczej danych eksperymentalnych i wartości obliczeniowych tworzona jest funkcja wartości korekty od ciśnienia nasycenia dla n -tej iteracji $\xi_{\delta T} = f(p_{n_itn})$:

$$\xi_{\delta T} = \begin{cases} f(p_{n_itn}), & p_{n_itn} < p_{nk} \\ 0, & p_{n_itn} \geq p_{nk} \end{cases} \quad (3.7)$$

gdzie:

p_{nk} – wartość ciśnienia w skraplaczu wyznaczana z przecięcia wykresu funkcji z osią x .

Na rysunku 3.2 przedstawiono przykładowy wykres $\xi_{\delta T} = f(p_{n_itn})$.



Rysunek 3.2 – Przykładowy wykres korekty spiętrzenia temperatury

Kroki obliczenia skorygowanego ciśnienia w kondensatorze p_{nkr} przedstawiają się następująco:

- wyznaczenie obliczeniowego spiętrzenia temperatury z algorytmu dla n-tej iteracji:

$$\delta T_{itn} = T_{n_itn} - T_{w2_itn} \quad (3.8)$$

- obliczenie skorygowanej wartości spiętrzenia temperatur zdefiniowanej jako:

$$\delta T_{kr} = \delta T_{itn} + \xi_{\delta T} \quad (3.9)$$

- obliczenie skorygowanej wartości temperatury nasycenia:

$$T_{nkr} = \delta T_{w2_itn} + \delta T_{kr} \quad (3.10)$$

- skorygowana wartość ciśnienia nasycenia w skraplaczu:

$$p_{nkr} = f(T_{nkr}) \quad (3.11)$$

3.2 Model obliczeniowy wyznaczania efektywności energetycznej turbozespołu

Poniższy model pozwala na wyznaczenie charakterystyk efektywności energetycznej turbozespołu w funkcji przepływu masowego wody chłodzącej dla zmiennych temperatur wody chłodzącej, wykorzystując algorytm przedstawiony w podrozdziale 3.1. Schemat blokowy modelu matematycznego przedstawiono na rysunku 3.4. Definicja terminu efektywności energetycznej zostanie wyjaśniona i zdefiniowana na podstawie modelu numerycznego w podrozdziale 3.2.2.

3.2.1 Dane wejściowe do modelu

Poniżej zdefiniowano wielkości wejściowe, niezbędne do przeprowadzenia obliczeń:

- Wartość ciśnienia w skraplaczu dla zmiennych warunków strumienia masowego i temperatury wody chłodzącej, wyznaczana na podstawie algorytmu przedstawionego w podrozdziale 3.1,
- Krzywe korekcyjne wpływu zmiany ciśnienia w skraplaczu na moc elektryczną dla pracy kondensacyjnej oraz ciepłowniczo-kondensacyjnej,
- Charakterystyki poboru mocy pomp wody chłodzącej,
- Maksymalne dopuszczalne ciśnienie w skraplaczu.

Założenia do modelu wymagają następujących danych wejściowych pracy instalacji:

- parametry wody chłodzącej na wlocie do skraplacza, tj. temperatura T_{w1} oraz strumień masowy \dot{m}_w ,
- nominalny strumień masowy wody chłodzącej \dot{m}_{wnom} ,
- strumień masowy pary na wlocie do skraplacza \dot{m}_{p1} ,
- strumień masowy pary przed turbiną \dot{m}_{pt} ,
- ciśnienie w skraplaczu p_n ,
- moc elektryczna bloku N_{bl} ,

- nominalna moc elektryczna bloku N_{blnom} .

3.2.2 Model obliczeniowy

Dla wyznaczenia efektywności energetycznej niezbędne jest zdefiniowanie warunków odniesienia, do których porównywana będzie moc bloku dla zmiennych warunków chłodzenia skraplacza. Za punkt porównawczy przyjęto moc bloku osiąganą dla wejściowych parametrów pracy turbozespołu przy nominalnym przepływie wody chłodzącej. Równoznaczne jest to z punktem odniesienia prac pompy lub zespołu pomp wody chłodzącej. Porównywanie mocy bloku dla różnych wartości ciśnienia w skraplaczu dokonywane będzie poprzez przeliczenie wejściowych wartości mocy na generatorze N_{bl} na wartości ciśnienia w symulowanych warunkach za pomocą krzywych korekcyjnych dostarczanych przez producenta turbozespołu, dla pracy kondensacyjnej oraz ciepłowniczo-kondensacyjnej na podstawie poniższych zależności:

$$N_{blkkr} = \frac{N_{bl}}{K_N} \quad (3.12)$$

gdzie:

N_{blkkr} – skorygowana moc elektryczna,

K_N – całkowity współczynnik korekcyjny,

Współczynnik korekcyjny definiowany jest jako:

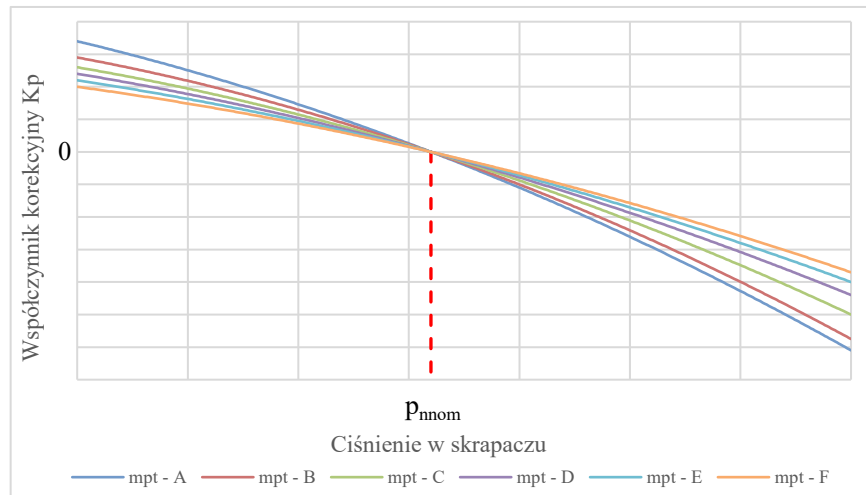
$$K_N = 1 + 0,01 \cdot K_p \quad (3.13)$$

gdzie:

K_p – współczynnik korekcyjny mocy elektrycznej generatora od ciśnienia pary w skraplaczu.

Współczynnik K_p wyznaczany jest na podstawie funkcji krzywych korekcyjnych zdefiniowanych dla strumieni masowych pary przed turbiną. Na rysunku 3.3 pokazano przykładowy zestaw krzywych korekcyjnych od ciśnienia pary w skraplaczu. Poszczególne krzywe opisane wzorem funkcji $K_p = a \cdot p_n^2 + b \cdot p_n + c$ określane są dla

przepływu pary przed turbiną \dot{m}_{pt} . Wielkość korekty K_p dla nominalnego ciśnienia w skraplaczu p_{nnom} wynosi zero.



Rysunek 3.3 – Przykładowy wykres współczynnika korekcyjnego od ciśnienia pary w skraplaczu

Oznaczenia uzupełniające:

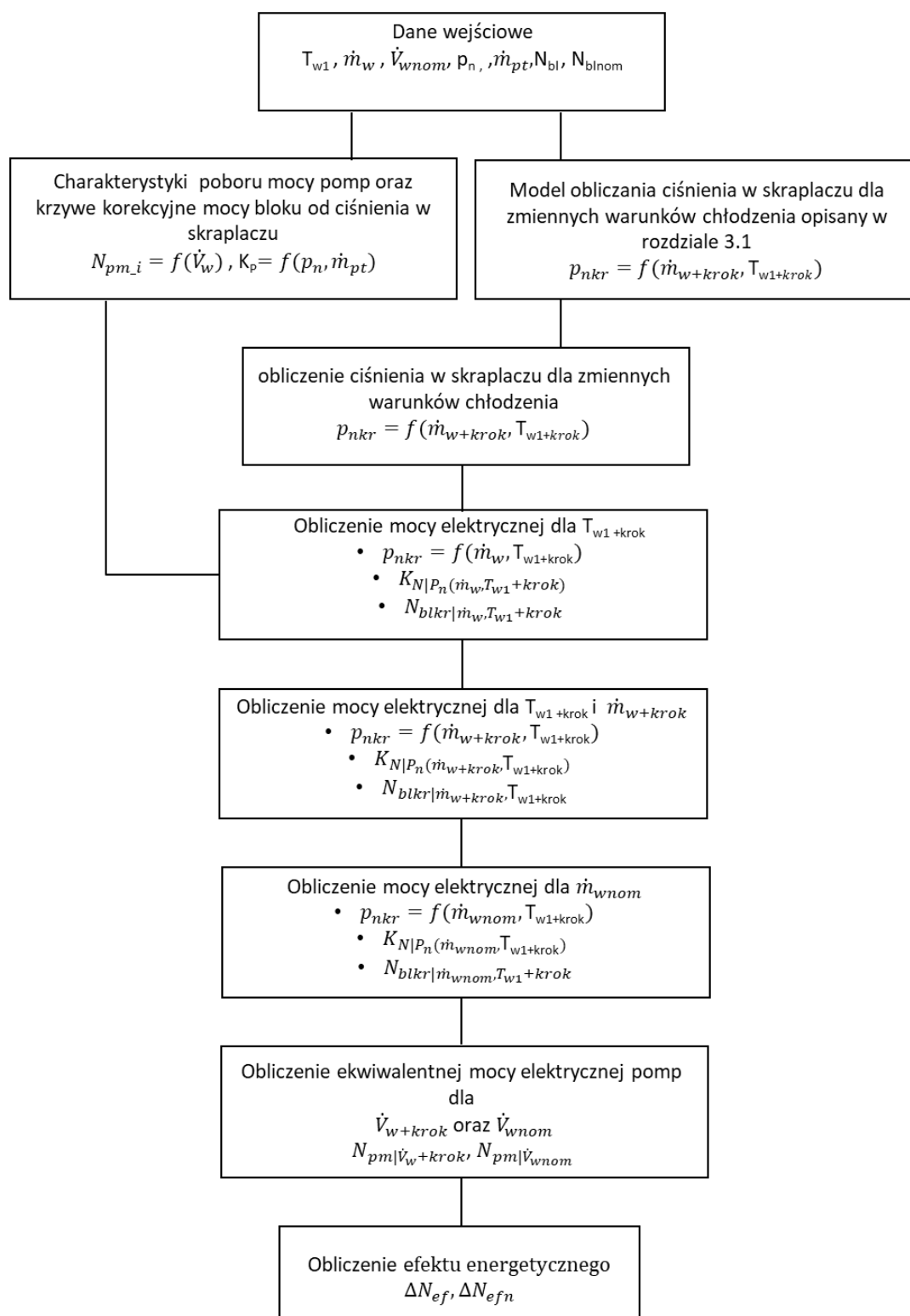
krok - przyjęta wielkość zmiany parametru do symulacji,

N_{pm} - moc elektryczna silnika lub silników pomp wody chłodzącej,

ΔN_{ef} - efektywność energetyczna turboszespołu,

ΔN_{efn} - efektywność energetyczna odniesiona do mocy nominalnej,

$l_{(\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok)}$ - wartość parametru dla zmiany przepływu wody chłodzącej \dot{m}_w i temperatury T_{w1} o wartość kroku symulacji.



Rysunek 3.4 – Schemat blokowy algorytmu wyznaczania efektu energetycznego turbosespołu

- W pierwszym kroku wyznaczana jest przeliczeniowa moc dla ciśnienia w skraplaczu dla temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza zmienioną

o wartość kroku symulacji. Przeliczenie to odbywa się zgodnie poniższym opisowym wzorem:

$$N_{blkr|\dot{m}_w, T_{w1}+krok} = \frac{\text{Pomiarowa moc elektryczna bloku}}{\text{Korekta mocy elektrycznej dla ciśnienia w kondensatorze przy wejściowych parametrach przepływu i temperatury wody chłodzącej}} + \frac{\text{Korekta mocy elektrycznej bloku wynikająca ze zmiany temperatury wody chłodzącej}}{\text{Korekta mocy elektrycznej dla ciśnienia w kondensatorze przy wejściowych parametrach przepływu i temperatury wody chłodzącej}}$$

Powyższy opisowy wzór odzwierciedla matematycznie zapis:

$$N_{blkr|\dot{m}_w, T_{w1}+krok} = N_{bl} + \Delta N_{T_{w1}} \quad (3.14)$$

gdzie:

$N_{blkr|\dot{m}_w, T_{w1}+krok}$ – przeliczeniowa moc elektryczna bloku dla zmiennej temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza,

$\Delta N_{T_{w1}}$ – korekta mocy elektrycznej bloku wynikająca ze zmiany temperatury wody chłodzącej.

Wartość korekty $\Delta N_{T_{w1}}$ wyznacza się z poniższego wyrażenia:

$$\Delta N_{T_{w1}} = \frac{\text{Pomiarowa moc elektryczna bloku}}{\text{Korekta mocy elektrycznej dla ciśnienia w kondensatorze przy wejściowych parametrach przepływu i temperatury wody chłodzącej}} - \frac{\text{Pomiarowa moc elektryczna bloku}}{\text{Korekta mocy elektrycznej dla ciśnienia w kondensatorze przy wejściowych parametrach przepływu i temperatury wody chłodzącej}}$$

Powyższy opisowy wzór odzwierciedla matematycznie zapis:

$$\Delta N_{T_{w1}} = \frac{N_{bl}}{K_{N|P_n(\dot{m}_w, T_{w1})}} - \frac{N_{bl}}{K_{N|P_n(\dot{m}_w, T_{w1}+krok)}} \quad (3.15)$$

W przypadku przeprowadzania obliczeń dla stałej temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza wartość korekty $\Delta N_{T_{w1}}$ wynosić będzie zero, oznaczenie $T_{w1} + krok$ przyjmie wartość T_{w1} , w tym oraz kolejnych etapach obliczeń, a przeliczeniowa moc bloku $N_{blkr|\dot{m}_w, T_{w1}+krok}$ równa będzie wartości mocy bloku podanej jako wartość wejściowa do modelu N_{bl} .

- W kolejnym etapie wyznaczana jest przeliczeniowa moc bloku dla zmiennego przepływu wody chłodzącej \dot{m}_w i zmiennej temperatury T_{w1} :

$$N_{blkr|\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok} = \frac{\text{Przeliczeniowa moc bloku dla zmiennej temperatury wody chłodzącej } T_{w1}}{\text{Współczynnik korekcyjny mocy elektrycznej dla zmiennych wartości przepływu i temperatury wody chłodzącej}}$$

Powyższy opisowy wzór odzwierciedla matematycznie zapis:

$$N_{blkr|\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok} = \frac{N_{blkr|\dot{m}_w, T_{w1}+krok}}{K_{N|P_n(\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok)}} \quad (3.16)$$

gdzie:

$N_{blkr|\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok}$ – przeliczeniowa moc bloku dla zmiennych wartości przepływu i temperatury wody chłodzącej,

$K_{N|P_n(\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok)}$ – współczynnik korekcyjny dla ciśnienia w skraplaczu dla zmiennej wartości przepływu i temperatury wody chłodzącej.

- Wartość mocy bloku dla ciśnienia w skraplaczu przy przepływie nominalnym wody chłodzącej określana jest według poniższej zależności:

$$N_{blkr|\dot{m}_{wnom}, T_{w1}+krok} = \frac{\text{Przeliczeniowa moc bloku dla zmiennej temperatury wody chłodzącej } T_{w1}}{\text{Współczynnik korekcyjny mocy elektrycznej dla nominalnej wartości przepływu wody chłodzącej i zmiennej temperatury } T_{w1}}$$

Powyższy opisowy wzór odzwierciedla matematycznie zapis:

$$N_{blkr|\dot{m}_{wnom}, T_{w1}+krok} = \frac{N_{blkr|\dot{m}_w, T_{w1}+krok}}{K_{N|P_n(\dot{m}_{wnom}, T_{w1}+krok)}} \quad (3.17)$$

gdzie:

$N_{blkr|\dot{m}_{wnom}, T_{w1}+krok}$ – przeliczeniowa moc bloku dla nominalnego przepływu wody chłodzącej i zmiennej temperatury T_{w1} ,

$K_{N|P_n(\dot{m}_{wnom}, T_{w1+krok})}$ – korekta mocy od ciśnienia w skraplaczu dla nominalnego przepływu wody chłodzącej i zmiennej temperatury T_{w1} .

Z uwagi na fakt, iż wartość nominalnego przepływu wody chłodzącej wyrażona jest jako strumień objętości, wartość \dot{m}_{wnom} należy wyznaczyć według poniższej zależności:

$$\dot{m}_{wnom} = \dot{V}_{wnom} \cdot \rho_{w(T_{w1+krok})} \quad (3.18)$$

gdzie:

$\rho_{w(T_{w1+krok})}$ – gęstość wody dla temperatury $T_{w1} + krok$.

- Moc elektryczna silnika pomp wody chłodzącej określana jest za pomocą charakterystyk poboru mocy pomp $N_{pm} = f(\dot{V}_w)$. Z uwagi na możliwą pracę pomp w układzie równoległym do analizy mocy silników pomp stosowana będzie ekwiwalentna moc silnika rozumiana jako sumaryczna moc pomp dla danego przepływu wody chłodzącej i ilości pracujących pomp. Zależność ta określana jest na podstawie poniższego wielomianu:

$$N_{pm_i} = \left(a \cdot \left(\frac{\dot{V}_w}{i} \right)^j + b \cdot \left(\frac{\dot{V}_w}{i} \right)^{j-1} + c \cdot \left(\frac{\dot{V}_w}{i} \right)^{j-k} + \dots + d \right) \cdot i \quad (3.19)$$

gdzie:

N_{pm_i} – ekwiwalentna moc silnika pomp,

i – ilość pracujących pomp.

Przy czym wartość \dot{V}_w wyznaczona jest na podstawie wartości strumienia masowego wody chłodzącej i gęstości wody w danej temperaturze.

Ekwiwalentna moc pomp wody chłodzącej dla nominalnego przepływu określona jest symbolem $N_{pm|\dot{V}_{wnom}}$ i określona dla nominalnej ilości pomp na ruchu.

Ekwiwalentna moc pomp dla zmiennej ilości wody chłodzącej opisana symbolem $N_{pm|\dot{V}_w+krok}$ określona jest dla założonej ilości pomp dla danego przepływu

wynikającej z zakresu pracy urządzeń. Warunek ten musi być zdefiniowany do rozpoczęcia symulacji.

Pod terminem efektywności energetycznej turbozespołu rozumie się przyrost mocy elektrycznej turbozespołu (dla zmiennych parametrów chłodzenia skraplacza \dot{m}_w i T_{w1} , w odniesieniu do mocy turbozespołu dla ciśnienia w skraplaczu przy nominalnym przepływie wody chłodzącej) pomniejszony o przyrost mocy pomp wody chłodzącej (dla zmiennego przepływu wody chłodzącej w odniesieniu do mocy pomp przy nominalnym przepływie wody chłodzącej). Wyrażenie definiuje poniższa zależność:

$$\Delta N_{ef} = \frac{\text{Zmiana mocy elektrycznej na generatorze w wyniku zmiany przepływu i temperatury wody chłodzącej}}{\text{Zmiana ekwiwalentnej mocy elektrycznej silników pomp wody chłodzącej w wyniku zmiany przepływu wody chłodzącej}}$$

Powyższy opisowy wzór odzwierciedla matematycznie zapis:

$$\Delta N_{ef} = \Delta N_{bl|\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok} - \Delta N_{pm|\dot{V}_w+krok} \quad (3.20)$$

gdzie:

ΔN_{ef} – efektywność energetyczna turbozespołu,

a $\Delta N_{bl|\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok}$ – wyraża poniższy wzór:

$$\Delta N_{bl|\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok} = \frac{\text{Przeliczeniowa moc elektryczna bloku dla nominalnego przepływu wody chłodzącej i zmiennej temperatury } T_{w1}}{\text{Przeliczeniowa moc elektryczna bloku dla zmiennego przepływu i temperatury wody chłodzącej } T_{w1}}$$

Powyższy opisowy wzór odzwierciedla matematycznie zapis:

$$\Delta N_{bl|\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok} = N_{blkr|\dot{m}_{wnom}, T_{w1}+krok} - N_{blkr|\dot{m}_w+krok, T_{w1}+krok} \quad (3.21)$$

a wyrażenie $\Delta N_{pm|\dot{V}_w+krok}$ zdefiniowane jest jako:

$$\Delta N_{pm|\dot{V}_w+krok} = \frac{\text{Ekwiwalentna moc silników pomp wody chłodzącej dla przepływu z i – tego kroku symulacji}}{\text{Ekwiwalentna moc silników pomp wody chłodzącej dla nominalnego przepływu}}$$

Powyższy opisowy wzór odzwierciedla matematycznie zapis:

$$\Delta N_{pm|\dot{V}_w+krok} = N_{pm|\dot{V}_w+krok} - N_{pm|\dot{V}_wnom} \quad (3.22)$$

Względna efektywność energetyczna turbozespołu odniesiona do mocy nominalnej opisana jest jako:

$$\Delta N_{efn} = \frac{\Delta N_{ef}}{N_{blnom}} \quad (3.23)$$

gdzie:

ΔN_{efn} – efektywność energetyczna odniesiona do mocy nominalnej,

N_{blnom} – nominalna moc elektryczna bloku energetycznego.

4 Badania eksperymentalne współpracy turbiny i skraplacza

W niniejszym rozdziale zostanie opisana część eksperymentalna badań. Przedstawiony zostanie opis badanego turbozespołu, a w szczególności upustowo-kondensacyjnej turbiny parowej wraz z urządzeniami pomocniczymi i skraplaczem. Omówione zostaną badania obiektowe wraz z opisem zakresu pomiarów, warunków pracy instalacji podczas testów, metodyką pomiarów i obliczeń oraz zastosowaną aparaturą pomiarową. Przedstawiony będzie schemat pomiarowy turbozespołu oraz podstawowe wyniki pomiarów i obliczeń. Na końcu rozdziału zaprezentowane będą wykresy charakterystyk parametrów, wyznaczonych na podstawie badań eksperymentalnych, będących danymi wejściowymi do modelu wyznaczania ciśnienia w skraplaczu przedstawionego w rozdziale wcześniejszym.

4.1 Cel badań

Celem badań eksperymentalnych było wyznaczenie wielkości charakterystycznych turbozespołu oraz uzyskanie danych wejściowych do modeli numerycznych pozwalających na przeprowadzenie obliczeń oraz weryfikację uzyskanych wyników z wielkościami rzeczywistymi.

4.2 Opis i schemat badanej instalacji

Obiektem, na którym przeprowadzono badania eksperymentalne jest parowy turbozespół ciepłowniczo-kondensacyjny o mocy elektrycznej 120 MW o numerze stacijnym 1 zainstalowanym w Elektrociepłowni Kraków. Wytwornicą pary na potrzeby bloku energetycznego jest kocioł typu OP-380 opalany węglem kamiennym.

4.2.1 Turbozespół

Badania prowadzono na osiowej turbinie parowej, upustowo-kondensacyjnej z międzystopniowym przegrzewem pary. Konstrukcyjnie turbina jest trójkadłubowa typu akcyjnego. Turbina wyposażona jest w 6 upustów dla regeneracyjnego podgrzewu kondensatu oraz dwa regulowane upusty zasilające wymienniki ciepłownicze. Zadaniem turbiny jest napędzanie generatora synchronicznego i dostarczenie ciepła z upustów do układu ciepłowniczego. Podstawowe parametry techniczne przedstawiono poniżej:

Turbina:

- Typ: 13UK125-0,
- Moc znamionowa dla pracy kondensacyjnej: 120 MW,
- Znamionowe ciśnienie pary przed turbiną: 12,75 MPa,
- Znamionowa temperatura pary świeżej: 535 °C,
- Znamionowe zużycie pary: 102,08 kg/s,
- Znamionowa temperatura wody sieciowej przed wymiennikiem XA: 50 °C,
- Znamionowy przepływ wody sieciowej przez wymienniki ciepłownicze: 1 194 kg/s.

Układ regeneracji składa się z dwóch podgrzewaczy niskopięrężnych, odgazowywacza oraz trzech podgrzewaczy wysokopięrężnych XW1, XW2 i XW3. W skład regeneracji niskopięrężnej wchodzi podgrzewacze XN1 i XN2 oraz chłodnice smoczków roboczych i dwie chłodnice pary z dławnic CT1 i CT2. Wymienniki należące do regeneracji niskopięrężnej są typu powierzchniowego o układzie pionowym, a skropliny odprowadzane są do skraplacza.

- Podgrzewacze niskopięrężne: pionowe, powierzchniowe,
- Podgrzewacze wysokopięrężne: pionowe, powierzchniowe, trójstrefowe.

Zdjęcia zaprezentowane na rysunkach 4.1 i 4.2 przedstawiają turbinę 13UK125 nr 1 w Elektrociepłowni Kraków.



Rysunek 4.1 – Turbozespół 120 MW widok 1



Rysunek 4.2 – Turbozespół 120 MW widok 2

Zainstalowany generator jest typu synchronicznego, chłodzony wodorem.

Podstawowe dane techniczne zestawiono poniżej:

- Typ: synchroniczny TGH-120,
- Moc 120 MW,
- Napięcie: 15800V,
- Natężenie: 6276 A,
- Współczynnik mocy 0,8,
- Częstotliwość 50 Hz.

Układ ciepłowniczy składa się z dwóch wymienników poziomych, dwubiegowych, jednostrefowych, o parametrach:

- Znamionowa moc cieplna: 148,8 MW,
- Znamionowa ilość wody sieciowej: 1 194 kg/s,
- Temperatura wody sieciowej na wlocie do wymiennika XA: 50 °C,
- Temperatura wody sieciowej na wylocie z wymiennika XB: 79,7 °C.

4.2.2 Skraplacz z układem chłodzenia

Skraplacz parowy jest powierzchniowym wymiennikiem ciepła, składającym się z pęku mosiężnych rur zawalcowanych w dnach sitowych. Króciec dolotowy pary znajduje się w górnej części skraplacza. Para doprowadzana z króćca wylotowego turbiny omywa od zewnętrznej strony rury, chłodzone wodą po wewnętrznej stronie. Przepływ wody chłodzącej jest dwudrożny - dwubiegowy. Komora wodna wlotowo-wylotowa podzielona jest w płaszczyźnie poziomej i pionowej, a komora nawrotna podzielona jest w płaszczyźnie pionowej. Chłodzenie rurek realizowane jest za pomocą wody wpływającej do skraplacza poprzez dolne króćce komór wodnych, skąd dolną częścią rurek przepływa do komory nawrotnej, następnie górną częścią rurek dostaje się do króćca wylotowego. Urządzeniami do wytwarzania próżni są smoczki parowe. Poniżej przedstawiono podstawowe dane konstrukcyjne skraplacza:

- Typ: SF-6501,
- Nominalny przepływ wody chłodzącej: 16400 m³/h,

- Nominalna temperatura wody chłodzącej: 24 °C,
- Nominalny przepływ pary do skraplacza: 70,3 kg/s,
- Nominalne ciśnienie w skraplaczu, wyrażone jako ciśnienie absolutne: 7,6 kPa,
- Ilość rurek: 11900 sztuk,
- Ilość rurek zakończonych na podstawie dokumentacji ruchowej: 0,079 %,
- Długość rurki w przestrzeni parowej: 7,05 m,
- Średnica zewnętrzna rurki: 0,025 m,
- Grubość rurki: 0,001 m,
- Rodzaj materiału rurki: MA-77,

Zdjęcie zaprezentowane na rysunku 4.3 przedstawia kondensator turbiny nr 1 w Elektrociepłowni Kraków, a zdjęcie na rysunku 4.4 rurociągi wylotowe wody chłodzącej.



Rysunek 4.3 – Widok na kondensator turbiny nr 1 w Elektrociepłowni Kraków



Rysunek 4.4 – Rurociągi wylotowe wody chłodzącej z kondensatora turbiny nr 1 w Elektrociepłowni Kraków

Woda chłodząca skraplacz oddaje ciepło w zamkniętym układzie chłodzenia w chłodniach kominowych. W skład instalacji wchodzi 8 diagonalnych pomp wody chłodzącej pracujących w układzie kolektorowym dla 4 bloków. Ciepło wody chłodzącej odprowadzane jest w dwóch chłodniach kominowych. Poniżej przedstawiono podstawowe dane pomp wody chłodzącej:

- Typ 100 D30-6J,
- Wydajność nominalna: 11 500 m³/h,
- Wysokość podnoszenia: 23 m,
- Ilość obrotów: 496 obr/min,
- Moc silnika: 1000 kW,
- Napięcie: 6000 V,
- Natężenie: 124 A.

Zdjęcie zaprezentowane na rysunku 4.5 przedstawia pompownię wody chłodzącej w Elektrociepłowni Kraków.



Rysunek 4.5 – Widok na pompy wody chłodzącej w Elektrociepłowni Kraków

4.3 Opis badań obiektowych

Badania eksperymentalne turbozespołu prowadzone były w oparciu o zewnętrzną aparaturę pomiarową należącą do Przedsiębiorstwa Badań i Analiz Energetycznych Energotherm Sp. z o.o. Podczas testów blok energetyczny prowadzony był przez personel elektrociepłowni zgodnie z ustalonym programem określającym moc bloku, wydzielenie układu, obciążenie cieplne członu ciepłowniczego, parametry pary przed turbiną oraz parametry wody chłodzącej skraplacz parowy.

4.3.1 Cel i zakres pomiarów

Celem pomiarów obiektowych było wyznaczenie wielkości charakterystycznych turbozespołu, w szczególności turbiny i kondensatora, wykonanych w różnych warunkach pracy układu chłodzenia dla sprawdzenia poprawności opracowanego modelu obliczeniowego dla wyznaczenia ciśnienia w skraplaczu.

Zakres pomiarów obejmował przeprowadzenie prób obiektowych w układzie kondensacyjnym (15 prób) i układzie ciepłowniczo-kondensacyjnym (7 prób) w następujących warunkach:

Układ kondensacyjny (pomiar nr 1 do 15):

- Dla trzech strumieni pary przed turbiną: 64, 83 i 103 kg/s,
- Dla 4 poziomów temperatur wody chłodzącej: 17, 22, 27 i 30 °C,
- Przy zmiennym strumieniu wody chłodzącej od 4 212 do 5 083 kg/s,

Układ ciepłowniczo - kondensacyjny (pomiar nr 16 do 22):

- Dla dwóch strumieni pary przed turbiną: 83 i 104 kg/s,
- Dla dwóch strumieni wody ciepłowniczej: 555 i 722 kg/s
- Przy zmiennym strumieniu wody chłodzącej od 2569 do 4591 kg/s,
- Przy zmiennej temperaturze wody chłodzącej od 17 do 30 °C.

4.3.2 Wymagane warunki pracy urządzeń podczas badań

Wymagany układ pracy badanej instalacji podczas pomiarów był następujący:

- ciśnienie pary przed turbiną zbliżone do wartości znamionowej (12,75 MPa),
- temperatura pary przed turbiną zbliżona do znamionowej (535 °C),
- połączenie z międzyblokowym kolektorem pary świeżej odcięte,
- zawory regulacyjne części SP turbiny w pełni otwarte,
- upust technologiczny odcięty,
- pełne otwarcie zaworów na upustach pary do regeneracji,

- przy pracy wymienników ciepłowniczych skropliny z wymiennika XA odprowadzane do linii głównego kondensatu za podgrzewaczem XN1; natomiast skropliny z wymiennika XB odprowadzane do odgazowywacza,
- potrzeby parowe bloku jak grzanie mazutu, podgrzewacze parowe powietrza lub inne odcięte,
- uzupełnianie wodą „zdemi” w czasie pomiarów bilansowych odcięte,
- utrzymywana w ruchu pełna regeneracja,
- skropliny z podgrzewaczy wysokoprężnych odprowadzono kaskadowo, a z podgrzewacza XW1 do odgazowywacza,
- skropliny z podgrzewaczy niskoprężnych odprowadzone kaskadowo, a z podgrzewacza XN1 do skraplacza,
- odgazowywacz zasilany z upustu turbiny,
- zamknięte obejścia wody zasilającej z podgrzewaczy wysokoprężnych,
- zamknięte obejście kondensatu podgrzewaczy niskoprężnych,
- zdmuchiwalce parowe na czas pomiarów wyłączone,
- Dławnice zewnętrzne poszczególnych części turbiny zasilane z kolektora międzyblokowego.

Odstępstwa od powyższego opisu wydzielenia pracy instalacji, dla pomiarów, których wyniki zaprezentowano w punkcie 4.4 są następujące:

- dla pomiarów 1÷5 skropliny z podgrzewacza XW1 odprowadzane były do kondensatora,
- dla pomiarów 20÷22 skropliny z wymiennika ciepłowniczego XB odprowadzane były do wymiennika XA.

4.3.3 Metodyka pomiarów i obliczeń

Pomiary i obliczenia turbozespołu wykonano zgodnie z wymaganiami zawartymi w normie PN-EN 60953-2 (57). Parametry termodynamiczne wody i pary wyznaczono na podstawie tablic parowych IAPWS-R7-97 (58). Pomiary strumieni płynów wykonano zgodnie z normą PN-EN ISO 5167 (59) na podstawie wymiarów geometrycznych zwęzek pomiarowych przedstawionych w dokumentacji techniczno-ruchowej bloku energetycznego. Nazewnictwo mierzonych parametrów turbozespołu zastosowane w

niniejszym rozdziale powiązane jest z oznaczeniami punktów pomiarowych na schemacie przedstawionym na rysunku 4.6.

Obliczenia bilansowe wykonano zgodnie z poniższymi zapisami:

- Strumień masowy pary do turbiny przyjęto na podstawie bezpośredniego pomiaru strumienia masowego pary przed turbiną,
- Strumień masowy pary z poszczególnych upustów do podgrzewaczy regeneracyjnych i odgazowywacza oraz skraplacza i wymienników ciepłowniczych wyznaczono na podstawie bilansów cieplnych i masowych poszczególnych elementów turbozespołu,
- Stratę czynnika w obiegu wyznaczono z bilansu masowego zbiornika zasilającego (pomiar spadku poziomu wody zasilającej w zbiorniku w czasie pomiaru bilansowego). Strata czynnika w obiegu została przyporządkowana według następujących proporcji: 60% kocioł, turbina z rurociągami 40%,
- Natężenie przepływu wody zasilającej przez podgrzewacze regeneracji wysokoprężnej wyznaczono z bilansu masowego turbiny przy uwzględnieniu straty czynnika w kotle (60% całego ubytku),
- Sprawność wewnętrzną turbiny wyznaczono jako stosunek sumy iloczynów przepływów i rzeczywistych spadków entalpii do sumy iloczynów przepływów i izentropowych spadków entalpii pary w poszczególnych grupach stopni. Dla grup stopni pracujących w obszarze pary przegrzanej entalpię pary wyznaczono przy pomocy tablic parowych. Entalpia pary wylotowej z turbiny, znajdująca się w obszarze pary mokrej została obliczona poprzez iteracyjne uzgadnianie masy czynnika i bilansu ciepła turbiny do mocy elektrycznej, mierzonej na zaciskach generatora, przy uwzględnieniu sprawności mechanicznej turbozespołu i sprawności prądnicy. W obliczeniach bilansowych uwzględniono wartości przepływu pary z dławnic,
- Sprawność turbiny wyznaczono na podstawie poniższej zależności:

$$\eta_T = \frac{\sum N_i}{\sum N_{is}} = \frac{\sum(\dot{m}_i \cdot \Delta h_i)}{\sum(\dot{m}_i \cdot \Delta h_{is})} \quad (4.1)$$

gdzie:

η_T – sprawność turbiny,

N_i – moc wewnętrzna i-tej grupy stopni,

N_{iS} – izentropowa moc wewnętrzna i-tej grupy stopni,

\dot{m}_i – strumień masowy pary przez i-tą grupę stopni,

Δh_i – rzeczywisty spadek entalpii na i-tej grupie stopni,

Δh_{iS} – izentropowy spadek entalpii na i-tej grupie stopni,

- Sprawność turbozespołu wyznaczono na podstawie poniższej zależności:

$$\eta_{TZ} = \eta_T \cdot \eta_{MG} \quad (4.2)$$

gdzie:

η_{TZ} – sprawność turbozespołu,

η_{MG} – iloczyn sprawności mechanicznej turbozespołu i sprawności prądnicy,

- W obliczeniach bilansowych uwzględniono przecieki pary z dławnic oraz wrzecion zaworów na podstawie krzywych przecieków opracowanych przez Alstom Power Sp. z o.o.
- Ciepło przekazane do ciepłownictwa wyznaczono według następującej formuły:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{92} \cdot (h_{94} - h_{92}) \quad (4.3)$$

gdzie:

\dot{Q}_c – strumień ciepła przekazany do ciepłownictwa,

\dot{m}_{92} – strumień masowy wody sieciowej,

h_{94} – entalpia wody sieciowej na wlocie do wymiennika XA,

h_{92} – entalpia wody sieciowej na wylocie z wymiennika XB.

Czas trwania pomiaru turbozespołu wynosił 60 minut. Przed pomiarem bilansowym, dla uzyskania równowagi termicznej, przy stałych parametrach chłodzenia skraplacza, turbozespół pracował na pomiarowym obciążeniu 60 minut. W przypadku

zmiany parametrów wody chłodzącej przed skraplaczem, dla uzyskania równowagi termicznej turbozespół pracował 3-4 godzin. W trakcie trwania pomiaru bilansowego parametry turbozespołu rejestrowane były z częstotliwością 8 sekund.

Obliczenia cieplne i bilansowe turbozespołu zostały wykonane przy wykorzystaniu uśrednionych wyników pomiarów. Wykorzystany program do obliczeń bilansowych jest własnością Przedsiębiorstwa Badań i Analiz Energetycznych Energotherm Sp. z o.o.

Zastosowana aparatura pomiarowa spełniła wymagania jakościowe dla wykonywania pomiarów bilansowych turbozespołu zgodnie z normą w normie PN-EN 60953-2 (57).

Z uwagi na stopień skomplikowania instalacji ustalenie niepewności wyników wymaga wielu złożonych obliczeń. Norma (57) podaje szacunkową względną niepewność wyznaczaną sprawności turbiny. Przy założeniu spełnienia wymogów aparaturowych, dla turbiny upustowo-kondensacyjnej względna niepewność wyznaczenia sprawności turbiny zawiera się w zakresie $\pm 1,0 \div 1,7$ punktów procentowych.

4.3.4 Aparatura pomiarowa

Do przeprowadzenia pomiarów bilansowych wykorzystano aparaturę pomiarową będącą własnością Przedsiębiorstwa Badań i Analiz Energetycznych Energotherm Sp. z o.o. Do kontroli pracy turbozespołu wykorzystano wskaźniki ruchowe zainstalowane na stałe na obiekcie. Przetworniki do pomiarów ciśnień, różnicy ciśnień oraz termometry oporowe i termometry termoelektryczne podłączone zostały do istniejących punktów pomiarowych zgodnie ze schematem pomiarowym przedstawionym na rysunku 4.6. Sygnały z aparatury były przesyłane drogą bezprzewodową do centralnego rejestratora firmy Emerson zbierającego dane. Poniżej przedstawiono wykaz zastosowanej aparatury pomiarowej dla poszczególnych parametrów:

- Ciśnienie różnicowe na zwężkach pomiarowych przed turbiną, wody zasilającej do kotła oraz kondensatu za pompami kondensatu: przetwornik różnicy ciśnień

firmy Emerson w technologii Wireless Hart, błąd podstawowy 0,075, sprzężony z cyfrowym rejestratorem firmy Emerson w technologii Wireless Hart,

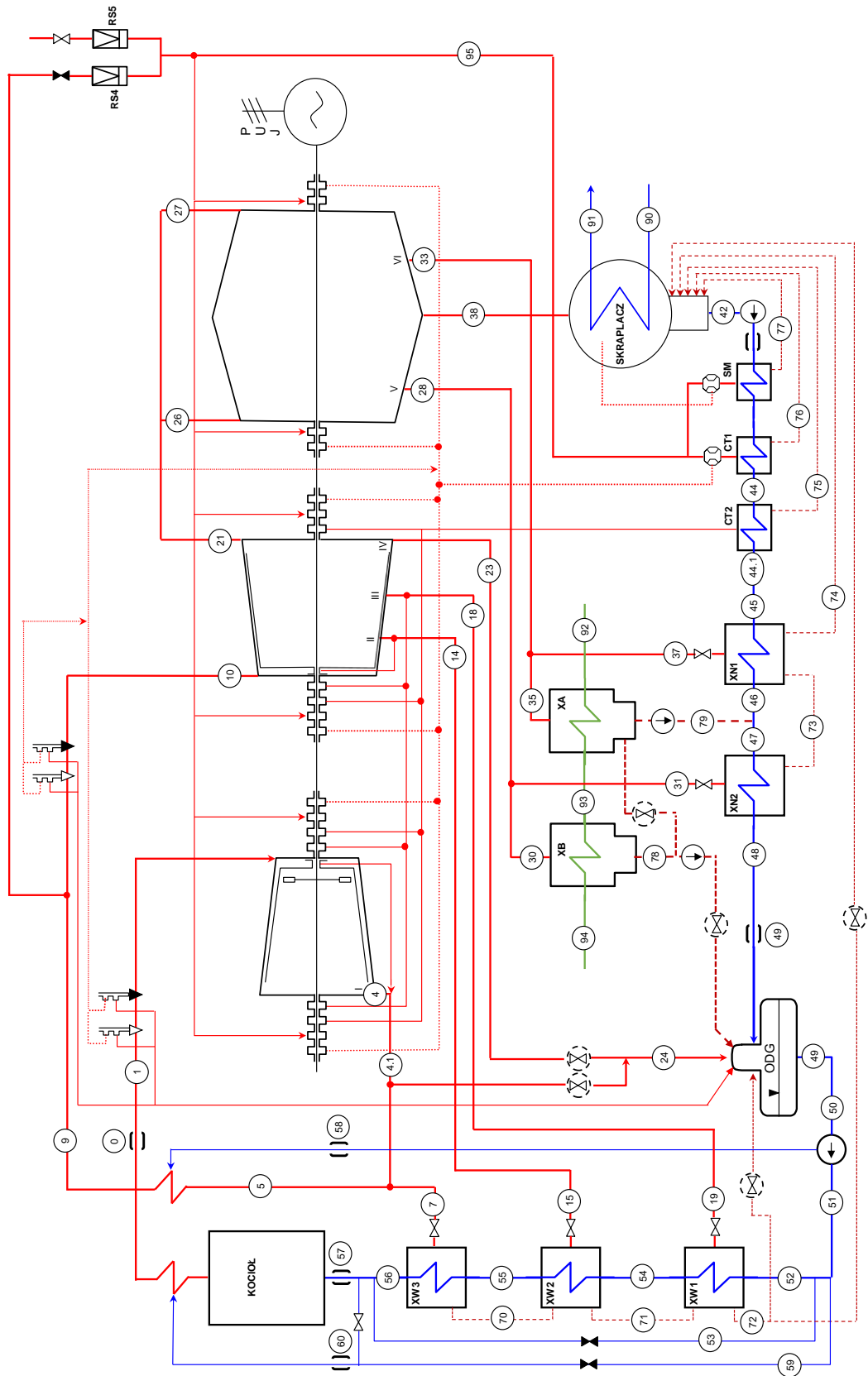
- Temperatury w układzie pary i wody powyżej 150 °C: termometry termoelektryczne typu K (NiCr-Ni) klasy 1, przetwornik temperatury firmy Emerson typu 248 w technologii Wireless Hart, sprzężony z cyfrowym rejestratorem firmy Emerson w technologii Wireless Hart,
- Temperatury w układzie pary i wody poniżej 150 °C: termometry oporowe Pt 100 klasy A, przetwornik temperatury firmy Emerson typu 248 w technologii Wireless Hart, sprzężony z cyfrowym rejestratorem firmy Emerson w technologii Wireless Hart,
- Ciśnienie statyczne w układzie pary i wody: przetwornik ciśnienia firmy Emerson w technologii Wireless Hart, błąd podstawowy 0,075 sprzężony z cyfrowym rejestratorem firmy Emerson w technologii Wireless Hart. Uwzględniona została wysokość słupa wody w rurkach impulsowych,
- Moc na zaciskach generatora: analizator parametrów sieci typu MAPS-1 o klasie 0,2, poprzez ruchowe przekładniki prądowe i napięciowe klasy 0,2.

Parametry odczytywane z ruchowych wskaźników:

- Natężenie przepływu wody sieciowej, pomiary wykonano ruchowym miernikiem metodą ultradźwiękową.

Błędy graniczne zastosowanych przyrządów wynosiły:

- Dla przetworników ciśnienia i różnicy ciśnień: $\pm 0,075$ % zakresu,
- Dla termometrów termoelektrycznych typu K: $\pm 1,5$ °C do temperatury 375 °C,
i $\pm 0,4$ % dla temperatury > 375 °C,
- Dla termometrów oporowych Pt-100 klasy A: $\pm (0,15 + 0,002T)$ °C
- Dla pomiaru mocy: $\pm 0,2$ % zakresu.



Rysunek 4.6 – Schemat pomiarowy turbozespołu

4.4 Wyniki badań i obliczeń

Poniżej w tabelach 4.1÷4.3 przedstawiono podstawowe parametry pracy turbozespołu dla poszczególnych pomiarów w trybie kondensacyjnym. Poszczególne parametry z punktów pomiarowych zaprezentowanych na schemacie pomiarowym (rysunek 4.6) przedstawiono w załączniku B.

Tabela 4.1 – Zestawienie wybranych parametrów pracy turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					1	2	3	4	5		
1	Moc na zaciskach generatora		N	kW	71 950	72 010	70 680	71 940	70 010		
2	Turbina	Para przed turbiną	Ciśnienie	p_1	kPa	12 777	12 720	12 860	13 030	12 910	
3			Temperatura	T_1	°C	538,2	543,1	540,2	541,3	540,7	
4			Przepływ	m_1	kg/s	63,81	63,62	63,32	63,92	63,50	
5		Wylot z WP	Ciśnienie	p_4	kPa	1 616,6	1 623,6	1 611,8	1 629,3	1 621,3	
6			Temperatura	T_4	°C	333,7	338,6	335,5	336,1	335,9	
7			Przepływ	m_4	kg/s	62,02	61,84	61,54	62,13	61,72	
8		Dolot do SP	Ciśnienie	p_9	kPa	1 460,9	1 465,4	1 455,0	1 469,2	1 463,1	
9			Temperatura	T_9	°C	526,9	534,0	530,9	533,2	534,4	
10			Przepływ	m_9	kg/s	55,34	55,15	54,87	55,39	55,03	
11		Wylot z SP	Ciśnienie	p_{21}	kPa	142,21	142,81	142,00	143,20	142,83	
12			Temperatura	T_{21}	°C	226,4	231,8	229,7	231,3	232,2	
13			Przepływ	m_{21}	kg/s	50,54	50,78	50,48	51,04	50,89	
14		Wylot z turbiny	Ciśnienie	p_{38}	kPa	4,680	5,492	6,703	6,215	8,250	
15			Temperatura	T_{38}	°C	31,70	34,56	38,20	36,80	42,10	
16	Entalpia		h_{38}	kJ/kg	2 484	2 505	2 516	2 509	2 546		
17	Przepływ		m_{38}	kg/s	48,28	48,83	48,88	49,10	49,48		
18	Skraplacz	Woda chłodząca	Wlot 1	Ciśnienie	$p_{90.1}$	kPa	281,5	281,4	272,3	291,5	284,6
19			Temperatura	$T_{90.1}$	°C	17,53	21,39	25,58	25,09	30,38	
20		Woda chłodząca	Wylot 1	Ciśnienie	$p_{91.1}$	kPa	200,7	199,6	196,6	205,7	207,8
21			Temperatura	$T_{91.1}$	°C	24,17	27,86	32,67	31,27	36,96	
22	Skraplacz	Woda chłodząca	Wlot 2	Ciśnienie	$p_{90.2}$	kPa	282,0	281,4	272,3	291,5	284,6
23			Temperatura	$T_{90.2}$	°C	17,54	21,45	25,57	25,09	30,37	
24		Woda chłodząca	Wylot 2	Ciśnienie	$p_{91.2}$	kPa	200,7	199,6	196,6	205,7	207,8
25			Temperatura	$T_{91.2}$	°C	23,61	27,30	32,22	30,66	36,66	
26	Skraplacz	Przepływ wody chłodzącej		m_{90}	kg/s	4 510	4 710	4 210	4 940	4 550	
27		Kondensat	Temperatura	T_{42}	°C	30,15	33,09	36,75	35,38	40,91	
28			Przepływ	m_{42}	kg/s	61,13	60,90	60,60	61,16	60,76	
29		Spiętrzenie temperatur		δT	°C	7,82	6,98	5,75	5,84	5,28	
30		Przechłodzenie skroplin		ΔT_{pr}	°C	1,56	1,47	1,45	1,43	1,18	
31		Strumień ciepła	Para	Q_p	MW	119,927	122,327	122,973	123,208	125,983	
32			Skropliny	Q_{sk}	MW	7,406	7,047	6,929	6,964	6,649	
33			Kondensat	Q_k	MW	7,723	8,443	9,330	9,067	10,412	
34			Woda chłodząca	Q_w	MW	119,610	120,931	120,572	121,106	122,219	
35		Suma przepływu skroplin do skraplacza		Σm_{sk}	kg/s	12,85	12,07	11,72	12,06	11,29	
36	Wskaźniki turbozespołu w warunkach pomiaru										
37	Sprawność części WP turbiny		η_{TWP}	%	58,5	58,7	58,2	58,1	58,2		
38	Sprawność części SP turbiny		η_{TSP}	%	90,1	90,0	90,0	90,0	90,0		
39	Sprawność części NP turbiny		η_{TNP}	%	74,2	74,4	76,7	75,9	76,7		
40	Sprawność turbiny		η_T	%	74,2	74,3	74,8	74,5	74,8		
41	Sprawność turbozespołu		η_{Tz}	%	71,8	71,9	72,3	72,1	72,3		

Tabela 4.2 – Zestawienie wybranych parametrów pracy turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					6	7	8	9	10		
1	Moc na zaciskach generatora		N	kW	97 940	98 140	96 260	93 690	122 280		
2	Turbina	Para przed turbiną	Ciśnienie	p_1	kPa	12 702	12 820	12 770	12 650	12 371	
3			Temperatura	T_1	°C	541,7	538,1	540,1	538,1	531,0	
4			Przepływ	m_1	kg/s	83,26	84,43	83,51	82,83	103,17	
5		Wylot z WP	Ciśnienie	p_4	kPa	2 218,5	2 245,0	2 221,3	2 200,6	2 743,8	
6			Temperatura	T_4	°C	347,1	343,9	345,5	344,0	344,1	
7			Przepływ	m_4	kg/s	80,93	82,07	81,17	80,52	100,29	
8		Dolot do SP	Ciśnienie	p_9	kPa	2 006,8	2 029,4	2 008,9	1 989,9	2 488,0	
9			Temperatura	T_9	°C	530,7	529,7	530,9	529,8	533,8	
10			Przepływ	m_9	kg/s	76,78	77,84	77,04	76,39	94,62	
11		Wylot z SP	Ciśnienie	p_{21}	kPa	180,40	181,76	181,25	180,08	225,45	
12			Temperatura	T_{21}	°C	223,4	222,6	224,2	223,6	225,0	
13			Przepływ	m_{21}	kg/s	66,00	66,98	66,29	65,94	80,76	
14		Wylot z turbiny	Ciśnienie	p_{38}	kPa	5,021	6,404	7,680	9,474	5,976	
15			Temperatura	T_{38}	°C	32,95	37,35	40,74	44,75	36,09	
16			Entalpia	h_{38}	kJ/kg	2 460	2 475	2 494	2 522	2 432	
17			Przepływ	m_{38}	kg/s	62,55	63,99	63,67	63,81	75,79	
18		Skrapiacz	Woda chłodząca	Wlot 1	Ciśnienie	$p_{90.1}$	kPa	294,4	292,8	290,2	288,1
19	Temperatura			$T_{90.1}$	°C	16,39	22,02	25,89	30,38	17,13	
20	Wylot 1		Ciśnienie	$p_{91.1}$	kPa	216,0	214,9	212,6	210,9	217,5	
21			Temperatura	$T_{91.1}$	°C	24,46	29,98	34,05	38,37	26,86	
22	Woda chłodząca		Wlot 2	Ciśnienie	$p_{90.2}$	kPa	294,5	292,8	290,2	288,1	292,7
23			Temperatura	$T_{90.2}$	°C	16,40	22,02	25,89	30,36	17,18	
24	Wylot 2		Ciśnienie	$p_{91.2}$	kPa	216,0	214,9	212,6	210,9	217,5	
25			Temperatura	$T_{91.2}$	°C	24,19	30,03	33,71	38,01	26,56	
26	Przepływ wody chłodzącej		m_{90}	kg/s	4 460	4 520	4 500	4 620	4 400		
27	Kondensat		Temperatura	T_{42}	°C	30,72	35,51	39,01	43,30	34,06	
28			Przepływ	m_{42}	kg/s	67,86	68,85	68,15	67,80	82,71	
29	Spiężnienie temperatur		δT	°C	8,62	7,35	6,86	6,57	9,38		
30	Przechłodzenie skroplin		ΔT_{pr}	°C	2,23	1,85	1,73	1,45	2,03		
31	Strumień ciepła		Para	Q_p	MW	153,857	158,341	158,816	160,927	184,333	
32			Skropliny	Q_{sk}	MW	2,489	2,355	2,204	2,056	3,127	
33			Kondensat	Q_k	MW	8,738	10,242	11,136	12,295	11,803	
34			Woda chłodząca	Q_w	MW	147,607	150,454	149,884	150,688	175,657	
35	Suma przepływu skroplin do skraplacza		Σm_{sk}	kg/s	5,31	4,86	4,48	3,99	6,92		

Tabela 4.3 – Zestawienie wybranych parametrów pracy turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					11	12	13	14	15		
1	Moc na zaciskach generatora		N	kW	119 290	121 330	120 570	116 670	118 530		
2	Turbina	Para przed turbiną	Ciśnienie	p_1	kPa	12 340	12 720	12 660	12 410	12 560	
3			Temperatura	T_1	°C	537,1	542,0	541,0	538,4	539,3	
4			Przepływ	m_1	kg/s	101,82	103,63	103,24	101,38	102,56	
5		Wylot z WP	Ciśnienie	p_4	kPa	2 697,9	2 751,7	2 742,2	2 696,2	2 728,0	
6			Temperatura	T_4	°C	348,5	351,8	351,1	349,3	350,1	
7			Przepływ	m_4	kg/s	98,97	100,73	100,35	98,55	99,69	
8		Dolot do SP	Ciśnienie	p_9	kPa	2 445,5	2 494,3	2 485,1	2 444,4	2 473,1	
9			Temperatura	T_9	°C	527,1	528,3	529,1	529,0	531,0	
10			Przepływ	m_9	kg/s	93,39	95,04	94,68	93,03	94,04	
11		Wylot z SP	Ciśnienie	p_{21}	kPa	221,67	224,59	224,23	221,32	222,30	
12			Temperatura	T_{21}	°C	219,7	220,1	220,8	221,0	222,0	
13			Przepływ	m_{21}	kg/s	79,70	81,38	81,06	79,74	80,48	
14		Wylot z turbiny	Ciśnienie	p_{38}	kPa	7,522	8,259	8,580	10,443	9,949	
15			Temperatura	T_{38}	°C	40,35	42,11	42,84	46,66	45,71	
16			Entalpia	h_{38}	kJ/kg	2 444	2 454	2 459	2 484	2 480	
17			Przepływ	m_{38}	kg/s	75,59	77,20	77,08	76,40	77,12	
18		Skraplacz	Woda chłodząca	Wlot 1	Ciśnienie	$p_{90,1}$	kPa	292,0	299,6	290,9	288,4
19	Temperatura			$T_{90,1}$	°C	22,41	25,35	25,04	29,49	29,41	
20	Woda chłodząca		Wylot 1	Ciśnienie	$p_{91,1}$	kPa	216,9	214,4	215,2	212,7	212,4
21			Temperatura	$T_{91,1}$	°C	32,07	33,91	34,76	38,90	38,01	
22	Woda chłodząca		Wlot 2	Ciśnienie	$p_{90,2}$	kPa	292,0	299,6	290,9	288,4	300,0
23			Temperatura	$T_{90,2}$	°C	22,40	25,35	25,05	29,49	29,50	
24	Woda chłodząca		Wylot 2	Ciśnienie	$p_{91,2}$	kPa	216,9	214,4	215,2	212,7	212,4
25			Temperatura	$T_{91,2}$	°C	31,90	33,88	34,42	38,56	37,77	
26	Przepływ wody chłodzącej		m_{90}	kg/s	4 360	5 000	4 470	4 590	5 080		
27	Kondensat		Temperatura	T_{42}	°C	38,54	40,20	40,92	44,90	43,87	
28	Przepływ		m_{42}	kg/s	81,64	83,33	83,00	81,68	82,42		
29	Spiętrzenie temperatur		δT	°C	8,36	8,22	8,25	7,92	7,82		
30	Przechłodzenie skroplin		ΔT_{pr}	°C	1,80	1,92	1,93	1,76	1,84		
31	Strumień ciepła		Para	Q_p	MW	184,739	189,485	189,571	189,783	191,273	
32			Skropliny	Q_{sk}	MW	2,842	2,887	2,818	2,609	2,630	
33			Kondensat	Q_k	MW	13,181	14,030	14,224	15,357	15,143	
34			Woda chłodząca	Q_w	MW	174,401	178,342	178,165	177,035	178,760	
35	Suma przepływu skroplin do skraplacza		Σm_{sk}	kg/s	6,05	6,12	5,92	5,28	5,30		
36	Wskaźniki turbozespołu w warunkach pomiaru										
37	Sprawność części WP turbiny		η_{TWP}	%	73,4	73,1	73,0	73,1	73,0		
38	Sprawność części SP turbiny		η_{TSP}	%	88,9	88,8	88,8	88,9	88,8		
39	Sprawność części NP turbiny		η_{TNP}	%	80,2	80,2	80,5	80,6	80,7		
40	Sprawność turbiny		η_T	%	81,7	81,6	81,7	81,8	81,7		
41	Sprawność turbozespołu		η_{Tz}	%	79,8	79,7	79,8	79,9	79,8		

Poniżej w tabelach 4.4 i 4.5 przedstawiono podstawowe parametry pracy turbozespołu dla poszczególnych pomiarów w trybie ciepłowniczo- kondensacyjnym.

Badania eksperymentalne współpracy turbiny i skraplacza

Tabela 4.4 – Zestawienie wybranych parametrów turbozespołu w trybie ciepłowniczo-kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar								
					16	17	18	19	20	21	22		
1	Moc na zaciskach generatora		N	kW	90 540	90 320	91 870	92 230	116 530	114 920	114 930		
2	Turbina	Para przed turbiną	Ciśnienie	p_1	kPa	12 775	12 749	12 895	12 955	12 767	12 766	12 811	
3			Temperatura	T_1	°C	537,5	538,3	537,0	538,2	535,7	534,2	534,6	
4			Przeptyw	m_1	kg/s	83,29	83,07	84,18	84,58	103,57	103,87	104,30	
5		Wylot z WP	Ciśnienie	p_4	kPa	2 217,3	2 210,9	2 240,8	2 251,9	2 727,5	2 732,1	2 745,1	
6			Temperatura	T_4	°C	343,5	344,1	343,5	343,9	345,8	344,7	345,0	
7			Przeptyw	m_4	kg/s	80,96	80,75	81,82	82,21	100,68	100,97	101,38	
8		Dolot do SP	Ciśnienie	p_9	kPa	2 005,7	1 999,7	2 026,7	2 035,8	2 475,0	2 478,6	2 488,9	
9			Temperatura	T_9	°C	531,4	531,1	531,9	532,3	525,8	525,6	526,7	
10			Przeptyw	m_9	kg/s	76,72	76,57	77,54	77,91	94,75	94,99	95,36	
11		Wylot z SP	Ciśnienie	p_{21}	kPa	178,01	177,73	179,09	180,88	208,85	208,67	210,11	
12			Temperatura	T_{21}	°C	222,5	222,2	222,6	223,3	215,0	214,9	215,6	
13			Przeptyw	m_{21}	kg/s	65,25	65,29	66,59	66,78	78,75	78,84	79,56	
14		Wylot z turbiny	Ciśnienie	p_{38}	kPa	4,018	4,156	4,411	4,686	5,076	6,784	8,173	
15			Temperatura	T_{38}	°C	29,04	29,62	30,66	31,73	33,15	38,42	41,92	
16			Entalpia	h_{38}	kJ/kg	2 481	2 488	2 483	2 491	2 411	2 438	2 460	
17			Przeptyw	m_{38}	kg/s	34,72	35,27	36,57	36,79	50,85	47,87	48,05	
18		Skraplacz	Woda chłodząca	Wlot 1	Ciśnienie	$p_{90,1}$	kPa	293,5	282,2	259,3	250,2	280,1	271,5
19	Temperatura			$T_{90,1}$	°C	17,26	17,33	17,49	16,95	20,31	26,70	30,62	
20	Wylot 1		Ciśnienie	$p_{91,1}$	kPa	217,0	213,7	199,9	196,7	200,1	197,7	195,5	
21			Temperatura	$T_{91,1}$	°C	22,37	23,04	24,52	25,32	26,53	33,26	36,83	
22	Skraplacz	Woda chłodząca	Wlot 2	Ciśnienie	$p_{90,2}$	kPa	293,7	281,3	258,9	249,7	280,4	271,7	269,5
23			Temperatura	$T_{90,2}$	°C	17,31	17,33	17,48	16,98	20,31	26,67	30,61	
24		Wylot 2	Ciśnienie	$p_{91,2}$	kPa	217,0	213,7	199,9	196,7	200,1	197,7	195,5	
25			Temperatura	$T_{91,2}$	°C	21,93	22,63	24,17	25,28	26,34	33,02	36,73	
26	Przeptyw wody chłodzącej	m_{90}	kg/s	4 120	3 700	3 070	2 540	4 590	4 110	4 330			
27	Kondensat	Temperatura	T_{42}	°C	27,62	27,83	29,12	30,23	31,94	37,07	40,94		
28		Przeptyw	m_{42}	kg/s	38,07	38,69	39,90	40,54	54,67	51,28	51,31		
29	Śpiętrzenie temperatur		δT	°C	6,89	6,58	6,15	6,40	6,62	5,16	5,09		
30	Przechłodzenie skroplin		ΔT_{pr}	°C	1,42	1,79	1,55	1,49	1,20	1,35	0,97		
31	Strumień ciepła	Para	Q_p	MW	86,150	87,743	90,820	91,662	122,566	116,688	118,195		
32		Skropliny	Q_{sk}	MW	1,883	1,899	1,860	1,967	2,078	1,894	1,941		
33		Kondensat	Q_k	MW	4,408	4,514	4,870	5,137	7,319	7,963	8,800		
34		Woda chłodząca	Q_w	MW	83,625	85,128	87,810	88,492	117,325	110,619	111,336		
35	Suma przepływu skroplin do skraplacza		Σm_{sk}	kg/s	3,35	3,42	3,33	3,75	3,83	3,41	3,26		
36	Wskaźniki turbozespołu w warunkach pomiaru												
37	Sprawność części WP turbiny		η_{TWP}	%	64,9	64,9	64,5	64,9	72,5	72,5	72,6		
38	Sprawność części SP turbiny		η_{TSP}	%	88,5	88,6	88,5	88,5	87,8	87,7	87,9		
39	Sprawność części NP turbiny		η_{TNP}	%	72,4	72,1	72,3	72,6	79,1	79,8	79,9		
40	Sprawność turbiny		η_T	%	76,6	76,5	76,5	76,6	80,7	80,9	81,1		
41	Sprawność turbozespołu		η_{Tz}	%	74,5	74,5	74,4	74,6	78,9	79,1	79,2		

Tabela 4.5 – Zestawienie wybranych parametrów pracy członu ciepłowniczego

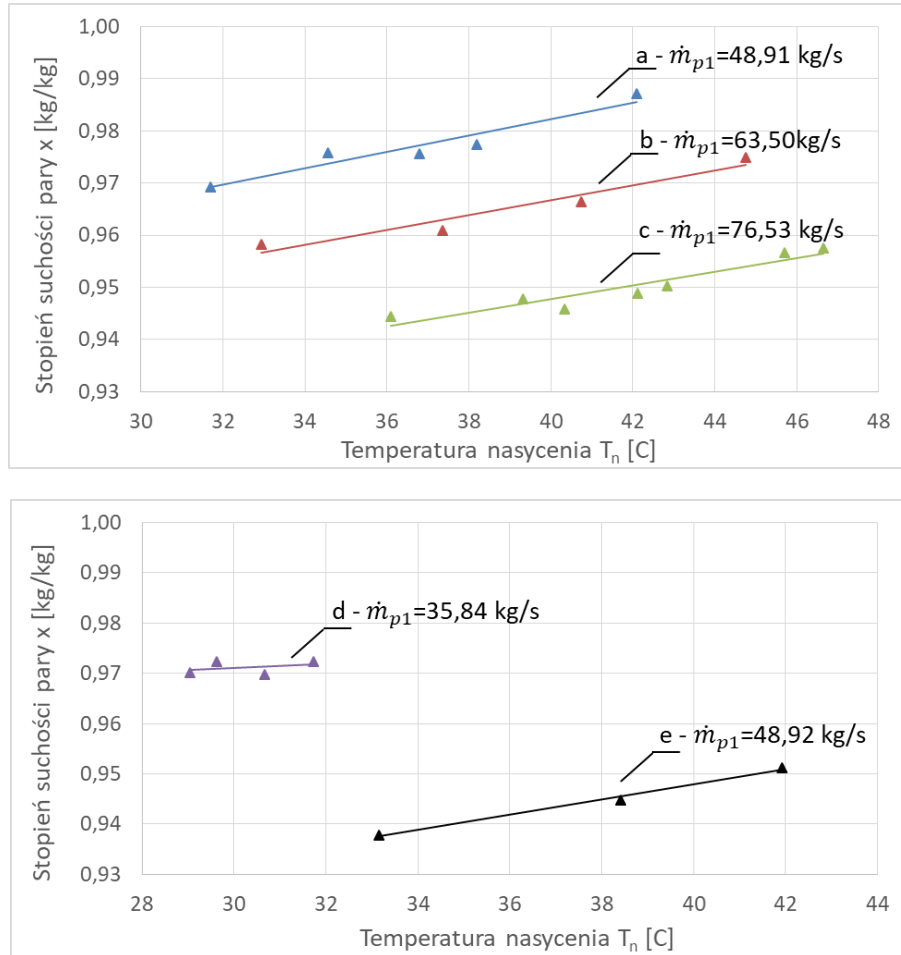
Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar								
					16	17	18	19	20	21	22		
1	Wymiennik ciepłowniczy	Podgrzewacz XWB	Woda ciepłownicza wlot	Ciśnienie	p_{93}	kPa	785,5	798,0	682,5	714,8	754,5	755,9	783,7
2			Woda ciepłownicza wlot	Temperatura	T_{93}	°C	67,59	67,78	67,03	68,06	62,71	60,75	61,00
3			Woda ciepłownicza wlot	Przepływ	m_{94}	kg/s	543	537	589	558	720	738	705
4			Woda ciepłownicza wylot	Ciśnienie	p_{94}	kPa	732,9	743,1	633,2	660,5	729,9	730,6	751,3
5			Woda ciepłownicza wylot	Temperatura	T_{94}	°C	80,30	80,46	79,46	80,41	72,64	71,38	72,39
6			Para	Ciśnienie	p_{30}	kPa	49,54	50,50	48,72	50,61	40,80	40,40	39,93
7			Para	Temperatura	T_{30}	°C	122,67	123,03	122,40	123,09	101,29	99,67	98,37
8			Para	Przepływ	m_{30}	kg/s	12,09	11,95	12,83	12,10	12,63	13,87	14,21
9			Skropliny	Temperatura	T_{78}	°C	81,09	81,56	80,67	81,62	76,33	76,10	75,82
10		Podgrzewacz XWA	Woda ciepłownicza wlot	Ciśnienie	p_{92}	kPa	803,2	814,3	700,9	730,8	784,4	785,6	810,2
11			Woda ciepłownicza wlot	Temperatura	T_{92}	°C	49,83	50,31	51,78	51,44	52,13	48,73	48,16
12			Woda ciepłownicza wylot	Ciśnienie	p_{93}	kPa	785,5	798,0	682,5	714,8	754,5	755,9	783,7
13			Woda ciepłownicza wylot	Temperatura	T_{93}	°C	67,59	67,78	67,03	68,06	62,71	60,75	61,00
14			Para	Ciśnienie	p_{35}	kPa	29,21	29,43	28,26	29,22	27,58	26,87	26,61
15			Para	Temperatura	T_{35}	°C	87,30	86,39	90,72	88,67	73,24	66,76	63,93
16			Para	Przepływ	m_{35}	kg/s	16,97	16,54	15,76	16,04	13,33	15,58	15,92
17			Skropliny	Temperatura	T_{79}	°C	68,49	68,65	67,73	68,49	67,17	66,59	66,36
18	Ciepło przekazane do ciepłownictwa		Q_c	MW	69,162	67,752	68,196	67,637	61,750	69,838	71,372		

4.5 Charakterystyki

Na podstawie badań eksperymentalnych wyznaczono charakterystyki będące parametrami wejściowymi do modelu wyznaczania ciśnienia w skraplaczu dla zmiennych warunków pracy. Poniżej na rysunku 4.7 przedstawiono wykresy stopnia suchości pary w funkcji temperatury nasycenia w kondensatorze. Zaprezentowane wykresy funkcji wyznaczono na podstawie danych z poszczególnych pomiarów:

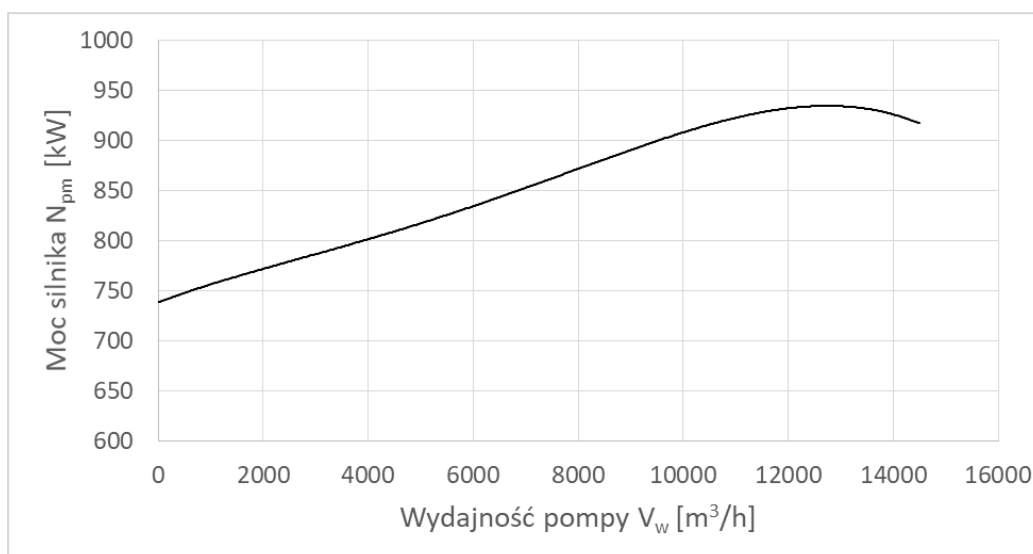
- Charakterystykę „a” wyznaczono na podstawie danych uzyskanych z pomiarów 1÷5, dla średniej wartości przepływu pary do kondensatora $\dot{m}_{p1}=48,91$ kg/s,
- Charakterystykę „b” wyznaczono na podstawie danych uzyskanych z pomiarów 6÷9, dla średniej wartości przepływu pary do kondensatora $\dot{m}_{p1}=63,50$ kg/s,
- Charakterystykę „c” wyznaczono na podstawie danych uzyskanych z pomiarów 10÷15, dla średniej wartości przepływu pary do kondensatora $\dot{m}_{p1}=76,53$ kg/s,
- Charakterystykę „d” wyznaczono na podstawie danych uzyskanych z pomiarów 16÷19, dla średniej wartości przepływu pary do kondensatora $\dot{m}_{p1}=35,84$ kg/s,
- Charakterystykę „e” wyznaczono na podstawie danych uzyskanych z pomiarów 20÷22, dla średniej wartości przepływu pary do kondensatora $\dot{m}_{p1}=48,92$ kg/s.

Wykresy a, b, c prezentują parametry dla pracy kondensacyjnej turbiny, a wykresy d, e pracy ciepłowniczo-kondensacyjnej.



Rysunek 4.7 – Charakterystyki stopnia suchości pary w funkcji temperatury nasycenia i strumienia pary do kondensatora

Na rysunku 4.8 przedstawiono charakterystykę poboru mocy silnika pompy wody chłodzącej w funkcji wydajności wyznaczonej na podstawie danych producenta.



Rysunek 4.8 – Charakterystyka mocy silnika pompy wody chłodzącej 100D30-6J w funkcji wydajności

5 Badania numeryczne dla zmiennych warunków pracy kondensatora

W niniejszym rozdziale zostanie zaprezentowana analiza porównawcza wartości obliczeniowych ciśnienia w kondensatorze, uzyskanych na podstawie modelu numerycznego oraz danych eksperymentalnych. Przedstawione będą wykresy korekty spiętrzenia w skraplaczu oraz wykresy ilustrujące różnice pomiędzy wielkościami obliczeniowymi, a pomiarowymi. W dalszej kolejności zaprezentowane zostaną warunki symulacji numerycznych wraz z wykresami ciśnienia w kondensatorze dla zmiennych parametrów wody chłodzącej. Omówione będą parametry wejściowe użyte w symulacjach numerycznych i wartości graniczne przyjęte do obliczeń. W ostatnich podrozdziale przedstawione zostaną przyjęte założenia do obliczeń wraz z wykresami ilustrującymi symulacje numeryczne efektu energetycznego turbozespołu dla zmiennych parametrów chłodzenia kondensatora.

5.1 Analiza porównawcza wyników eksperymentalnych i numerycznych

Na podstawie badań eksperymentalnych opisanych w rozdziale 4 wyznaczono wielkości charakterystyczne badanego kondensatora, będące parametrami wejściowymi dla modelu obliczającego ciśnienie w skraplaczu opisanego w rozdziale 3.1. Po zaimplementowaniu charakterystyk zaprezentowanych na rysunku 4.7, wyznaczeniu wartości przechłodzenia kondensatu jako średniej arytmetycznej z poszczególnych pomiarów, przeprowadzono obliczenia numeryczne ciśnienia w skraplaczu dla każdego z testów wykonywanych na badanej instalacji. Współczynnik przejmowania ciepła po stronie wody chłodzącej wyznaczono na podstawie zależności Ditusa-Boeltera opisanej wzorem (2.28). Względny przekrój napływu pary w przestrzeni między rurkowej \bar{S} , wyznaczony przez Shklovera (49) dla badanego skraplacza wynosi 0,006.

Znaczący i zmienny wpływ na wymianę ciepła w skraplaczu ma warstwa osadów z uwagi na zróżnicowanie jej grubości, zarówno po stronie parowej, jak i wodnej pęczka skraplacza. Z tych względów, jak i trudności w obiektywnej ocenie tego parametru, przyjęte wartości posłużyły jako element przybliżający wyniki obliczeń numerycznych z wynikami uzyskanymi z danych eksperymentalnych. Do obliczeń przyjęto grubości warstwy osadów na poziomie 0,63 mm, wyznaczonej jako średnia arytmetyczna granicznych wartości przedstawionych przez Rusowicza (24). Współczynnik przewodzenia ciepła warstwy osadów λ_f wyznaczono obliczeniowo. Za finalną wartość współczynnika λ_f przyjęto 8,47 W/m·K, jest to poziom dla którego uzyskano minimalną bezwzględną wartość średniej arytmetycznej parametru ΔT_{n_itn} opisanego wzorem (5.1), dla pomiarów, dla których obliczeniowa wartość ciśnienia w skraplaczu $p_{n_itn}(T_{n_itn})$ była wyższa od $p_{nom} = 7,6$ kPa, tj. nie podlegające korekcji spiętrzenia temperatur $\xi_{\delta T}$, opisaney w następnym akapicie. Dany warunek spełniają punkty przedstawione na rysunku 5.1 na prawo od linii p_{nk} .

$$\Delta T_{n_itn} = T_{npom} - T_{n_itn} \quad (5.1)$$

gdzie:

ΔT_{n_itn} – różnica pomiędzy pomiarową, a obliczeniową wartością temperatury nasycenia w kondensatorze dla ostatniego kroku iteracji w modelu numerycznym.

Uwzględniając powyższe do obliczeń przyjęto stałą wartość oporu cieplnego osadów na poziomie $0,74 \cdot 10^{-4}$ m²·K/W. Założone wartości odpowiadają poprawnej czystości powierzchni wymiany ciepła.

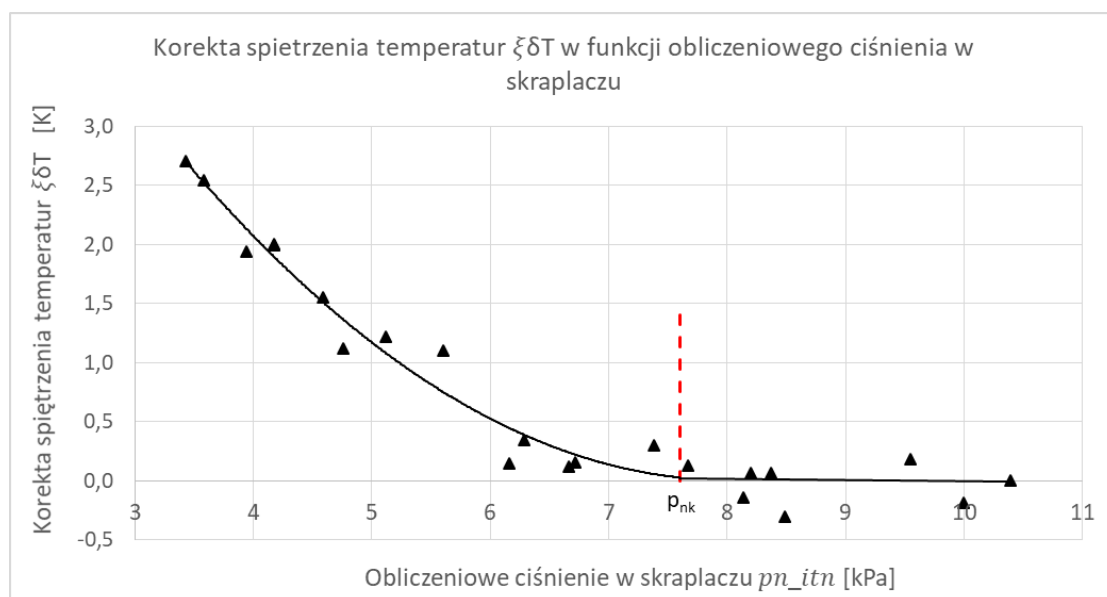
Na podstawie analizy porównawczej wartości obliczeniowych ciśnienia w skraplaczu oraz danych eksperymentalnych stworzona została korekta spiętrzenia temperatur $\xi_{\delta T}$, zdefiniowana w równaniu (3.6). Charakter funkcji $\xi_{\delta T} = f(p_{n_itn})$ analizowano przy wykorzystaniu programu CurveExpert na podstawie danych z badań eksperymentalnych. Za wartość p_{nk} , tj. minimalnego ciśnienia, dla którego korekta wynosi 0 przyjęto nominalne ciśnienie kondensatora 7,6 kPa. Wzór funkcji $\xi_{\delta T}$ przyjmuje postać:

$$\xi_{\delta T} = \begin{cases} a + b \cdot p_{n_{itn}} + c \cdot p_{n_{itn}}^2, & p_{n_{itn}} < 7,6 \\ 0, & p_{n_{itn}} \geq 7,6 \end{cases} \quad (5.2)$$

gdzie:

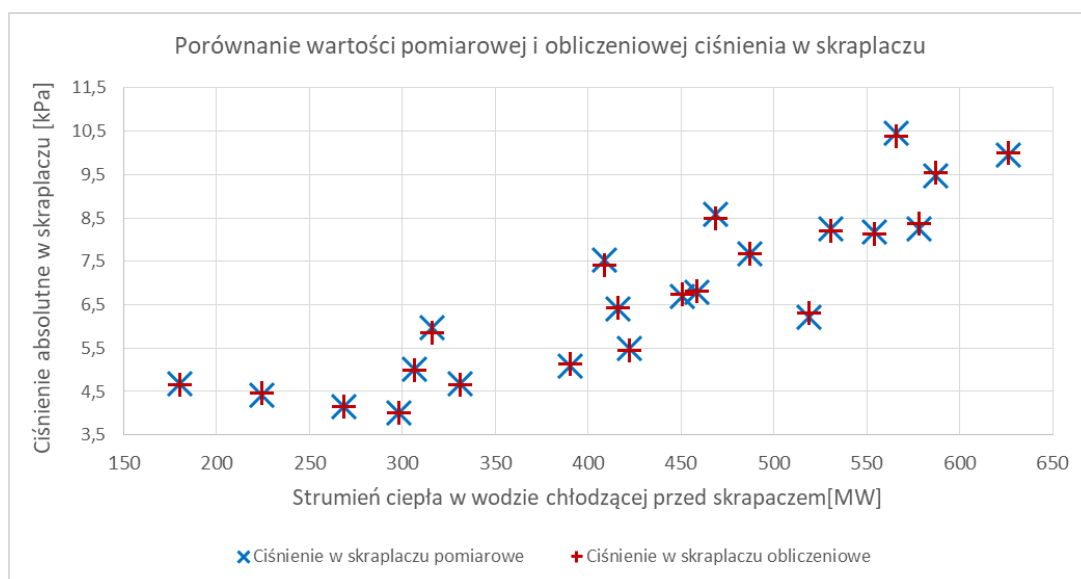
współczynniki: $a = 8,231404508358$, $b = -2,051670285015$, $c = 0,127943413338$

Wykres korekty $\xi_{\delta T}$ przedstawiono na rysunku 5.1.



Rysunek 5.1 –Wykres współczynnika korekcyjnego $\xi_{\delta T}$ w funkcji obliczeniowego ciśnienia w skraplaczu

Na rysunku 5.2 przedstawiono wartości obliczeniowe ciśnień w skraplaczu p_{nkr} i danych pomiarowych p_{npom} w funkcji strumienia ciepła w wodzie chłodzącej przed kondensatorem.



Rysunek 5.2 –Porównanie wartości pomiarowej i obliczeniowej ciśnienia w skraplaczu

Dla celów porównawczych na wykresach 5.3 i 5.4 przedstawiono zestawienie różnic wartości pomiarowej i obliczeniowej ciśnienia w skraplaczu zdefiniowanej według następującej zależności:

$$\Delta p_n = p_{npom} - p_{nkr} \quad (5.3)$$

gdzie:

Δp_n – różnica pomiędzy pomiarową, a obliczeniową wartością ciśnienia w kondensatorze.

Na wykresie 5.3 naniesiono wartość niepewności rozszerzonej wyznaczania pomiarowej wartości ciśnienia w skraplaczu wyznaczonej według poniższych zależności:

$$u_c(p_{npom}) = \sqrt{u_s^2(p_{npom}) + \frac{(\Delta p_{npom})^2}{3}} \quad (5.4)$$

gdzie:

$u_c(p_{npom})$ – niepewność złożona wyznaczania wartości pomiarowej ciśnienia w skraplaczu,

$u_s(p_{npom})$ – niepewność standardowa wyznaczana metodą A,

Δp_{npom} – błąd graniczny.

Niepewność standardową wyznaczono jako odchylenie standardowe średniej. Wartość niepewności rozszerzonej U wyznaczono według poniższej zależności

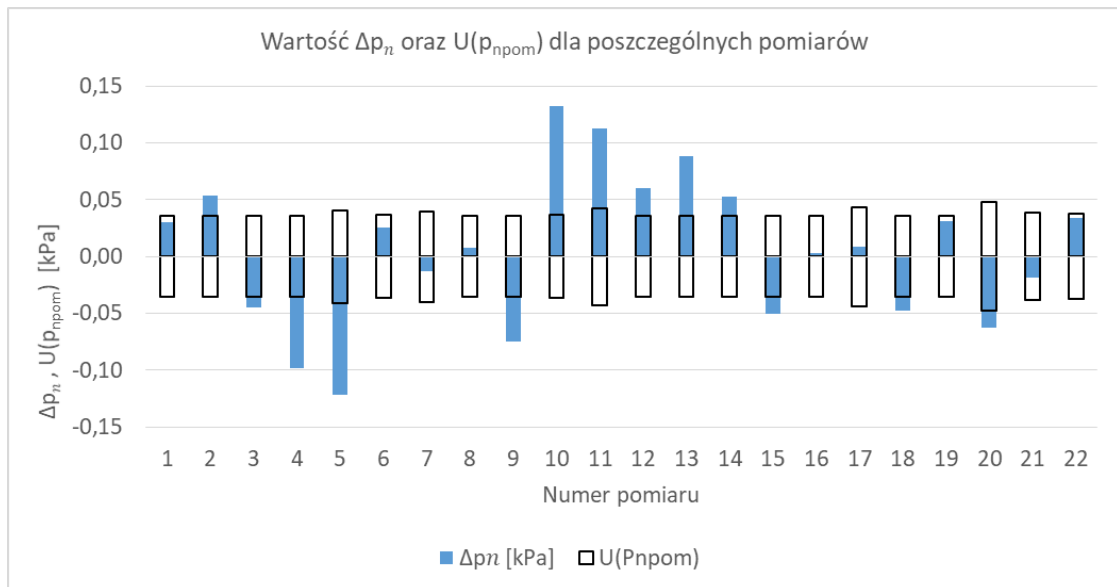
$$U(p_{npom}) = k_{\alpha} \cdot u_c(p_{npom}) \quad (5.5)$$

gdzie:

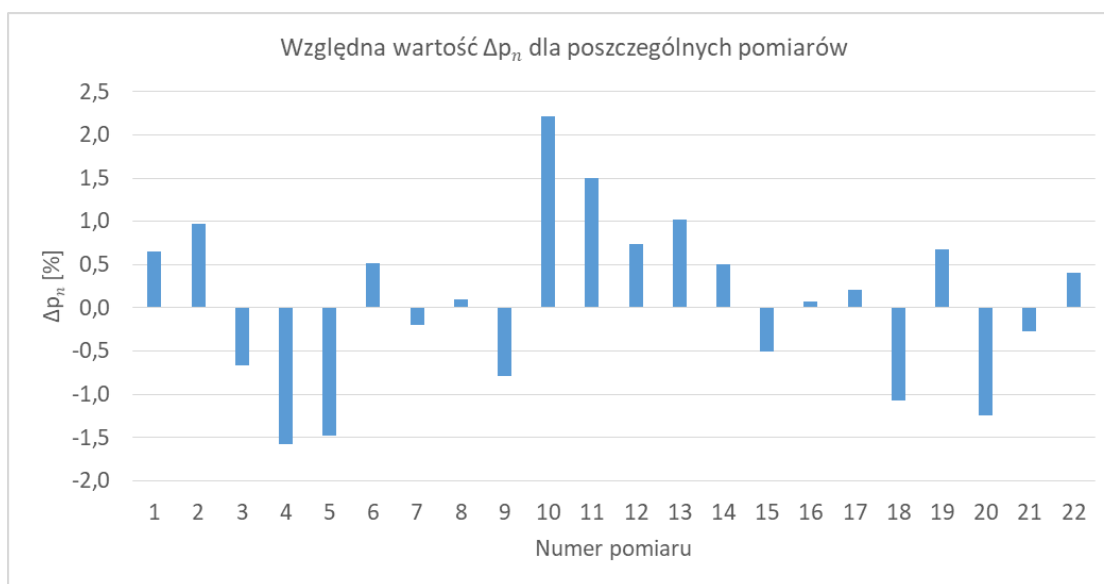
$U(p_{npom})$ – niepewność rozszerzona wyznaczania pomiarowej wartości ciśnienia w skraplaczu.

W równaniu (5.5) wartość współczynnika rozszerzenia k_{α} przyjęto dla poziomu ufności 95%, przy rozkładzie prostokątnym błędów pomiarowych, na poziomie $k_{\alpha}=1,645$.

Średnia różnica wartości bezwzględnej Δp_n wyniosła 0,053 kPa, natomiast maksymalna różnica Δp_n wyniosła 0,132 kPa co daje 2,2% wartości pomiarowej. Z wykresu 5.3 wynika, iż dla 41% pomiarów wartość Δp_n jest mniejsza od niepewności rozszerzonej wyznaczania pomiarowej wartości ciśnienia w skraplaczu $U(p_{npom})$. Średnia wartość $U(p_{npom})$ wynosi $\pm 0,038$ kPa. Osiągnięte rezultaty wyznaczania ciśnienia w skraplaczu metodą obliczeniową potwierdzają poprawność przyjętej metodologii przy opracowywaniu modelu numerycznego.



Rysunek 5.3 –Porównanie wartości pomiarowej i obliczeniowej ciśnienia w skraplaczu wraz z rozszerzoną niepewnością pomiarową ciśnienia w skraplaczu



Rysunek 5.4 –Porównanie względnej wartości pomiarowej i obliczeniowej ciśnienia w skraplaczu

5.2 Badania numeryczne

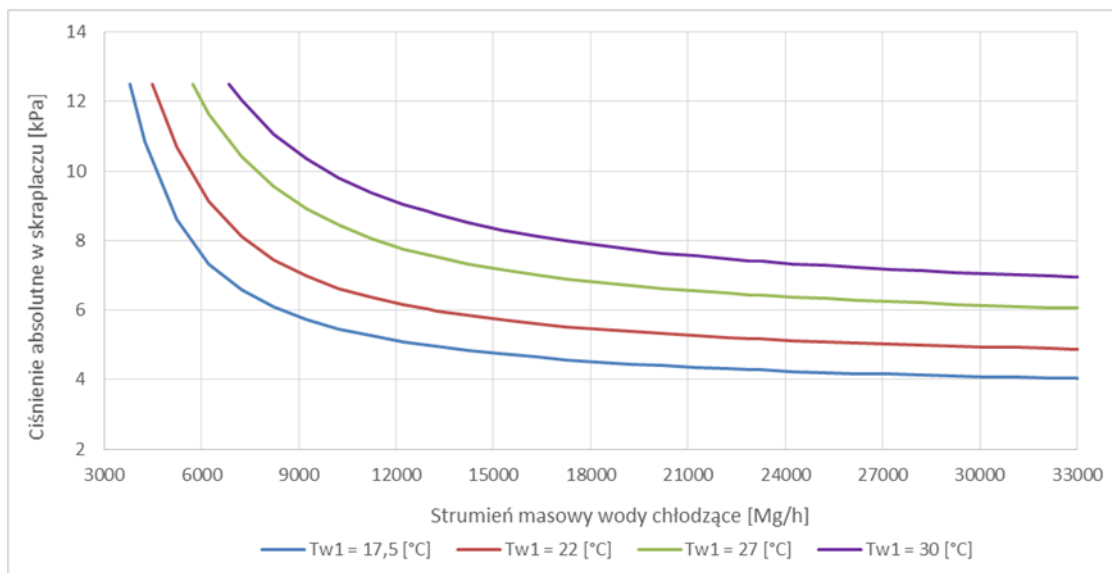
5.2.1 Modelowanie ciśnienia w kondensatorze

Na podstawie modelu numerycznego przedstawionego w rozdziale 3.1 wraz z wielkościami wejściowymi przedstawionymi w rozdziale 4.2.2 oraz wielkościami charakterystycznymi dla badanego kondensatora zilustrowanymi w rozdziałach 4.5 i 5.1 opracowano wykresy zmian ciśnienia w kondensatorze w funkcji strumienia masowego wody chłodzącej dla różnych wartości temperatur wody chłodzącej na wlocie do skraplacza. Poszczególne wykresy ilustrują 5 punktów pracy kondensatora, jakie osiągnięto w czasie badań eksperymentalnych. Obliczenia przeprowadzono dla 4 wartości temperatur wody chłodzącej na wlocie do kondensatora. Dla poszczególnych obliczeń numerycznych, których wykresy przedstawiono na rysunkach 5.5-5.9 przyjęto dane wejściowe z następujących badań eksperymentalnych turbozespołu:

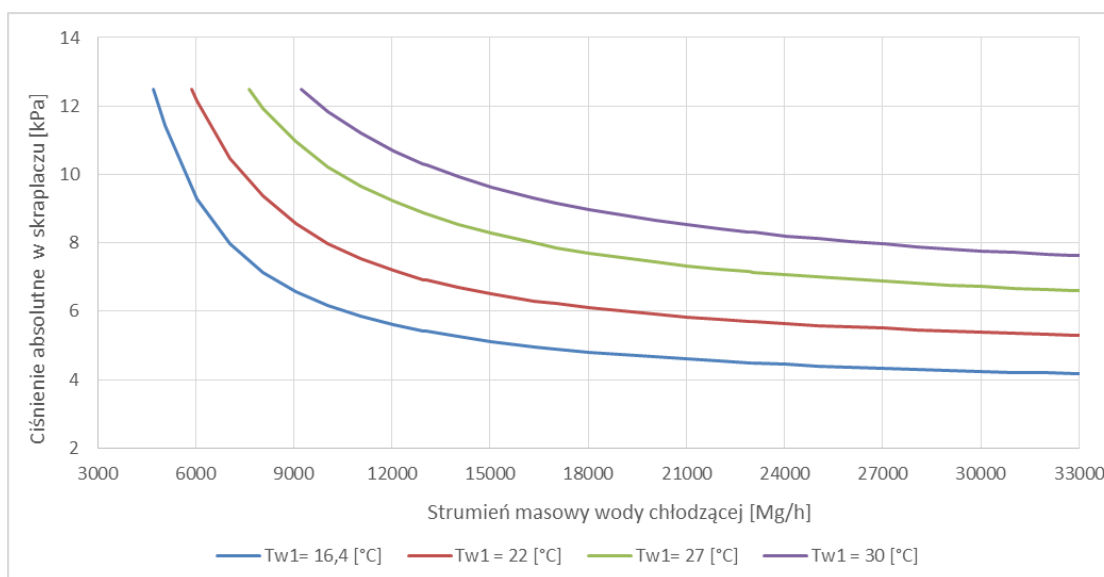
- Na rysunku 5.5 przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dla parametrów wejściowych z pomiaru nr 1. Do obliczeń wykorzystano charakterystykę $x = f(T_n)|_{\dot{m}_{p1}}$ przedstawiono na rysunku 4.7 „a”,

- Na rysunku 5.6 przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dla parametrów wejściowych z pomiaru nr 6. Do obliczeń wykorzystano charakterystykę $x = f(T_n)|_{\dot{m}_{p1}}$ przedstawiono na rysunku 4.7 „b”,
- Na rysunku 5.7 przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dla parametrów wejściowych z pomiaru nr 10. Do obliczeń wykorzystano charakterystykę $x = f(T_n)|_{\dot{m}_{p1}}$ przedstawiono na rysunku 4.7 „c”,
- Na rysunku 5.8 przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dla parametrów wejściowych z pomiaru nr 16. Do obliczeń wykorzystano charakterystykę $x = f(T_n)|_{\dot{m}_{p1}}$ przedstawiono na rysunku 4.7 „d”,
- Na rysunku 5.9 przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dla parametrów wejściowych z pomiaru nr 21. Do obliczeń wykorzystano charakterystykę $x = f(T_n)|_{\dot{m}_{p1}}$ przedstawiono na rysunku 4.7 „e”.

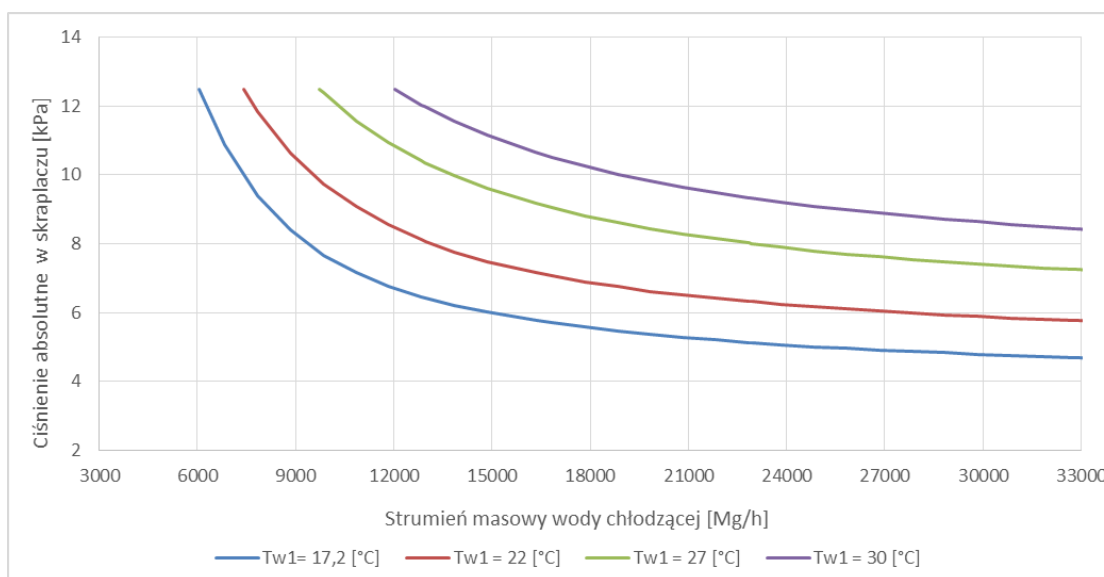
Powyższe obliczenia numeryczne wykonano z krokiem 1000 Mg/h dla strumienia masowego wody chłodzącej, do maksymalnej wartości przepływu 33 000 Mg/h. Za wartość graniczną prowadzenia obliczeń przyjęto ciśnienie w kondensatorze na poziomie 12,5 kPa (jest to maksymalna dopuszczalna wartość pracy badanego kondensatora) lub minimalną liczbę Reynoldsa po stronie wody chłodzącej na poziomie 10 000.



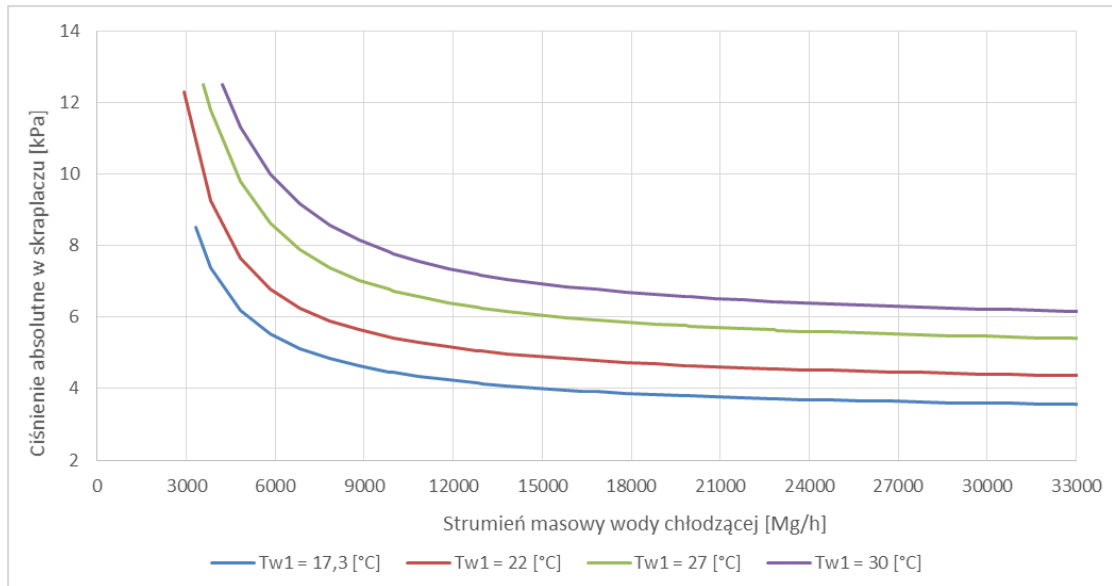
Rysunek 5.5 –Wykres ciśnienia absolutnego w skraplaczu w funkcji strumienia masowego wody chłodzącej dla pracy kondensacyjnej przy przepływie pary do skraplacza $\dot{m}_{p1}=48,28$ kg/s



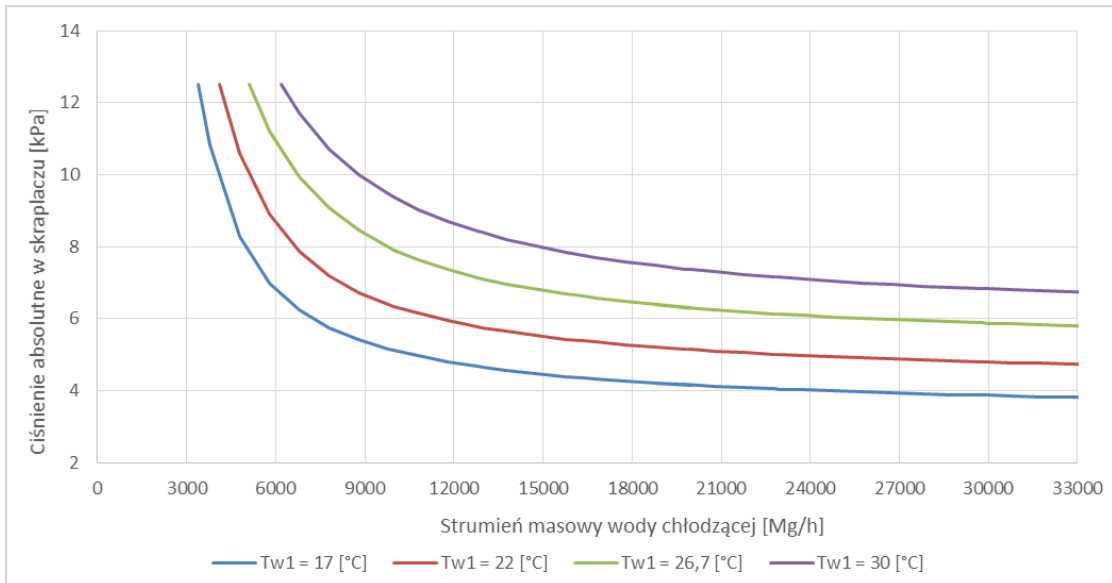
Rysunek 5.6 –Wykres ciśnienia absolutnego w skraplaczu w funkcji strumienia masowego wody chłodzącej dla pracy kondensacyjnej przy przepływie pary do skraplacza $\dot{m}_{p1}=62,55$ kg/s



Rysunek 5.7 –Wykres ciśnienia absolutnego w skraplaczu w funkcji strumienia masowego wody chłodzącej dla pracy kondensacyjnej przy przepływie pary do skraplacza $\dot{m}_{p1}=75,79$ kg/s



Rysunek 5.8 – Wykres ciśnienia absolutnego w skraplaczu w funkcji strumienia masowego wody chłodzącej dla pracy ciepłowniczo-kondensacyjnej przy przepływie pary do skraplacza $\dot{m}_{p1}=34,72$ kg/s



Rysunek 5.9 – Wykres ciśnienia absolutnego w skraplaczu w funkcji strumienia masowego wody chłodzącej dla pracy ciepłowniczo-kondensacyjnej przy przepływie pary do skraplacza $\dot{m}_{p1}=47,87$ kg/s

5.2.2 Obliczenia efektu energetycznego

Korzystając z metodyki wyznaczenia wartości ciśnienia w skraplaczu dla zmiennych warunków chłodzenia kondensatora opisaną w rozdziale 3.1, wraz z wielkościami wejściowymi przedstawionymi w rozdziałach 4.2.2, 4.5 i 5.1, krzywych

korekcyjnych mocy elektrycznej od ciśnienia w kondensatorze opracowanych przez Alstom Power Sp. z o.o. (dokument ZTGD859413 oraz ZTGD861153 przedstawionych w załączniku A) oraz algorytmu opisanego w rozdziale 3.2 wyznaczono efekt energetyczny turbozespołu dla zmiany przepływu wody chłodzącej. Obliczenia zaprezentowano w postaci wykresów bezwymiarowych względnego efektu energetycznego ΔN_{efn} , zdefiniowanego wzorem (3.23), w funkcji względnego strumienia objętości wody chłodzącej. Z uwagi na ograniczony zakres krzywych korekcyjnych po stronie wartości ciśnienia absolutnego w skraplaczu od 5,75 do 9,5 kPa, do analizy niezbędne było ekstrapolowanie krzywych korekcyjnych dostarczonych przez dostawcę turbiny. Za graniczną wartość wykorzystywania krzywych korekcyjnych przyjęto maksimum funkcji współczynnika korekcyjnego mocy elektrycznej generatora od ciśnienia w skraplaczu dla danej konfiguracji pracy układu. Względny strumień objętości wody chłodzącej zdefiniowany jest jako stosunek strumienia objętości wody chłodzącej z danego etapu obliczeń do nominalnej wartości strumienia, rozumianego jako strumień objętości za pompami wody chłodzącej. Zależność opisuje poniższy wzór:

$$\dot{V}_{wn} = \frac{\dot{V}_{w+krok}}{\dot{V}_{wnom}} \quad (5.6)$$

gdzie:

\dot{V}_{wn} – względny strumień objętości wody chłodzącej,

\dot{V}_{w+krok} – wyznaczany jest według poniższej zależności:

$$\dot{V}_{w+krok} = \frac{\dot{m}_{w+krok}}{\rho_{w(T_{w1+krok})}} \quad (5.7)$$

Poniższe charakterystyki wykreślono dla 3 konfiguracji prac pomp wody chłodzącej. Ekwiwalentną moc pomp wody chłodzącej dla danej konfiguracji obliczono na podstawie charakterystyki fabrycznej mocy silnika pompy 100D30-6J, przedstawionej na rysunku 4.8 wyznaczonej za pomocą wzoru (3.19). Efekt energetyczny ΔN_{efn} dla konfiguracji opisanej „1 pompa” wyznaczono dla pracy pojedynczej pompy wody chłodzącej. Następne konfiguracje opisane kolejno 2 i 3 pompy obejmowały pracę n-ilość pomp w układzie równoległym. Z uwagi na zmienność konfiguracji bloków

energetycznych, których układy chłodzenia są zasilane kolektorowe oraz z powodu zmiennych oporów sieci po stronie wody chłodzącej wynikających z pracy większej ilości pomp, maksymalną wydajność dla rozważanej konfiguracji pracy pomp wyznaczono na podstawie analizy danych archiwalnych systemu informatycznego elektrociepłowni. Wyznaczono wartości maksymalnych wydajności pomp w analizowanych układach pracy jako maksymalną średniomiesięczną wartość uzyskaną w roku 2018 z sumy przepływów wody chłodzącej na wszystkie bloki energetyczne. Maksymalne średniomiesięczne wartości uzyskane w roku 2018 dla danej konfiguracji pomp wyniosły: dla 1 pracującej pompy 12 749 m³/h, dla 2 pomp 22 300 m³/h oraz dla 3 pomp 32 766 m³/h. Do prowadzonych symulacji numerycznych za graniczne wartości osiągnięte przy danej konfiguracji pomp przyjęto wartości: dla 1 pompy 13 000 m³/h, dla 2 pomp 23 000 m³/h oraz dla 3 pomp 33 000 m³/h.

Zmniejszenie maksymalnego wydatku jednej pompy, przy równoległej pracy kilku pomp, wynika ze wzrostu oporów przepływu. Jako punkt odniesienia, zerową wartość ΔN_{efn} przyjęto dla nominalnej wartości strumienia objętości wody chłodzącej kondensatora 16400 m³/h, osiąganą przy równoległej pracy 2 pomp. Dla poszczególnych obliczeń numerycznych, których wykresy przedstawiono na rysunkach 5.10÷5.14 przyjęto dane wejściowe oraz poziom temperatur wody chłodzącej na wlocie do kondensatora identyczne, jak dla obliczeń numerycznych ciśnienia w skraplaczu zilustrowane na rysunkach 5.5÷5.9.

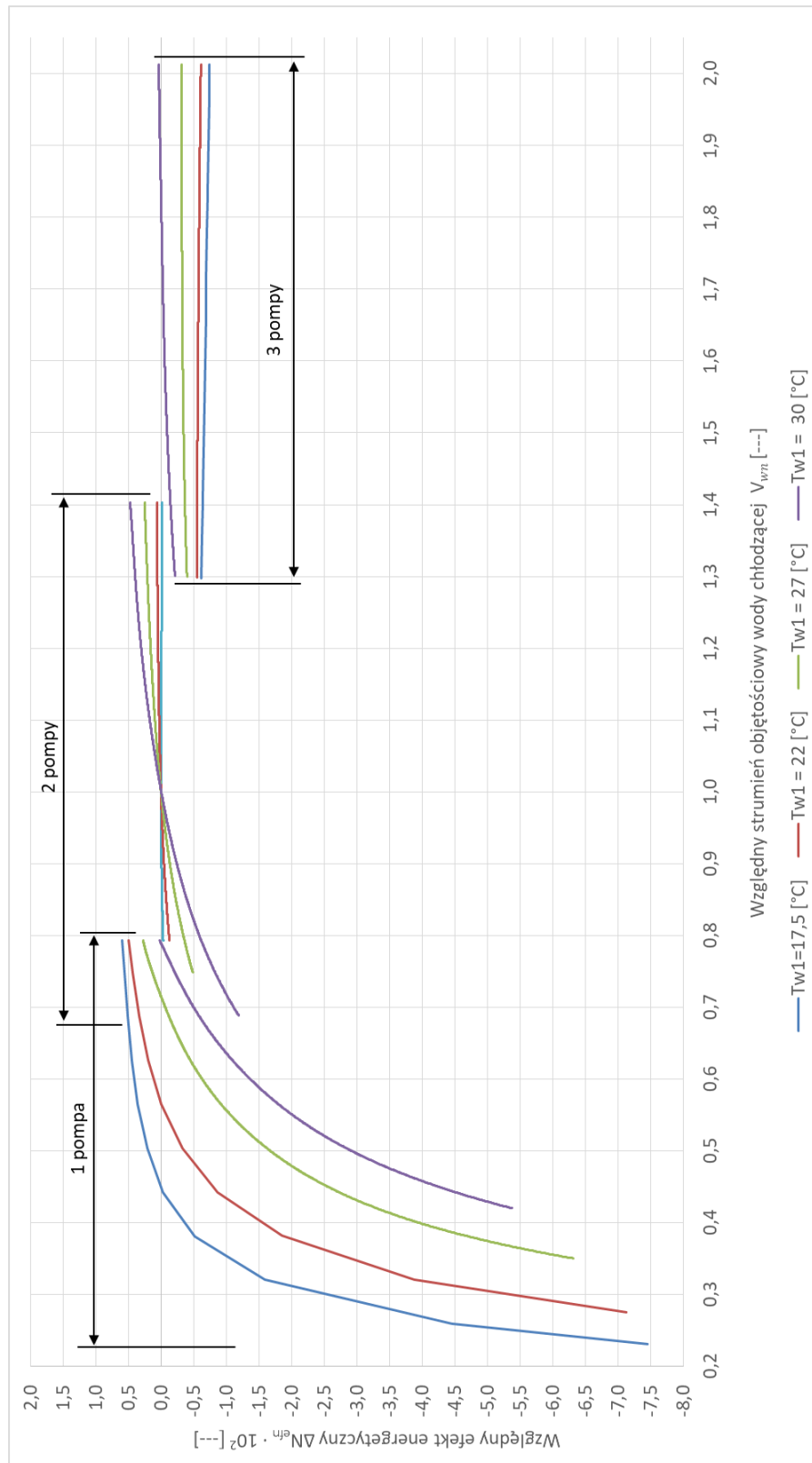
Symulacje numeryczne wykonano z krokiem 1000 Mg/h dla strumienia masowego wody chłodzącej, do maksymalnej wartości przepływu 33 000 m³/h. Dopuszczalny maksymalny przepływ wody chłodzącej dla badanego kondensatora wynosi 20 000 m³/h. Badania numeryczne dla wyższych wartości przepływu mają charakter teoretyczny. Za wartość graniczną prowadzenia obliczeń przyjęto ciśnienie w kondensatorze na poziomie 12,5 kPa lub minimalną liczbę Reynoldsa po stronie wody chłodzącej na poziomie 10 000.

Z przedstawionych charakterystyk wynika, że dostosowanie układu chłodzenia do parametrów pracy turbiny jest celowe. Wzrost względnego efektu energetycznego, uzyskany na skutek tych działań, dochodzi do 1,9% w porównaniu do przepływu

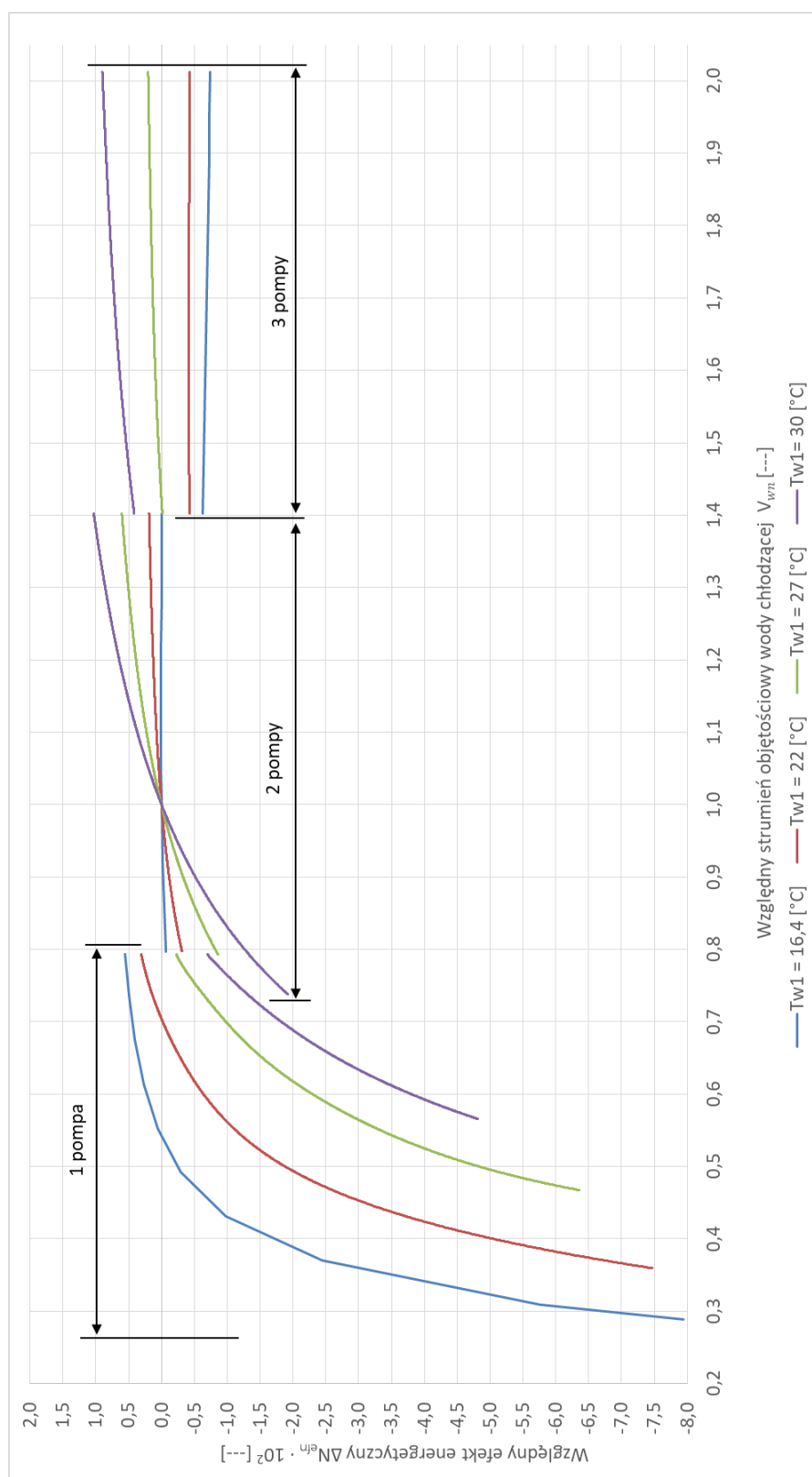
nominalnego wody chłodzącej. Na podstawie przeprowadzonej analizy pracy turbozespołu można sformułować wnioski w zakresie pracy układu:

- w miarę wzrostu strumienia masowego pary do kondensatora \dot{m}_{p1} uzyskuje się wzrost efektu energetycznego dla wysokich wartości przepływu wody chłodzącej przy równoczesnym wzroście temperatury wody T_{w1} ,
- w miarę obniżania przepływu pary do skraplacza najkorzystniejszy punkt pracy układu przesuwają się w kierunku niższych wartości względnego strumienia objętości wody chłodzącej,
- w przypadku spadku temperatury T_{w1} korzystniejsza pod względem efektu energetycznego jest praca przy niższym względnym strumieniu objętości wody chłodzącej,
- dla przepływu pary do kondensatora na poziomie $\dot{m}_{p1} = 35 \text{ kg/s}$ i poniżej brak jest pozytywnych efektów energetycznych przy pracy więcej niż 1 pompy dla całego badanego zakresu temperatur na wlocie do kondensatora,
- przy przepływie pary do kondensatora na poziomie 48 kg/s , dla układu kondensacyjnego, dla temperatury $T_{w1}=27^\circ\text{C}$ porównywalne efekty uzyskuje się przy maksymalnej wydajności jednej lub dwóch pomp, z kolei dla temperatur wody chłodzącej na wlocie do skraplacza powyżej 27°C najlepsze efekty osiąga się przy maksymalnej wydajności dwóch pomp. Dla zbliżonego obciążenia cieplnego kondensatora, w układzie ciepłowniczo-kondensacyjnym najkorzystniejszym punktem pracy dla $T_{w1}=27^\circ\text{C}$ jest praca 2 pomp przy maksymalnej wydajności. Dla temperatury $T_{w1} \leq 27^\circ\text{C}$ najwyższe wartości efektu energetycznego uzyskuje się z pracą 1 pompy z maksymalną wydajnością dla układu kondensacyjnego oraz ciepłowniczo-kondensacyjnego,
- Dla najniższej badanej temperatury wody na wlocie do kondensatora $T_{w1}=17^\circ\text{C}$, dla wszystkich badanych przepływów pary do skraplacza, niekorzystna jest praca z więcej niż jedną pompą wody chłodzącej na ruchu.

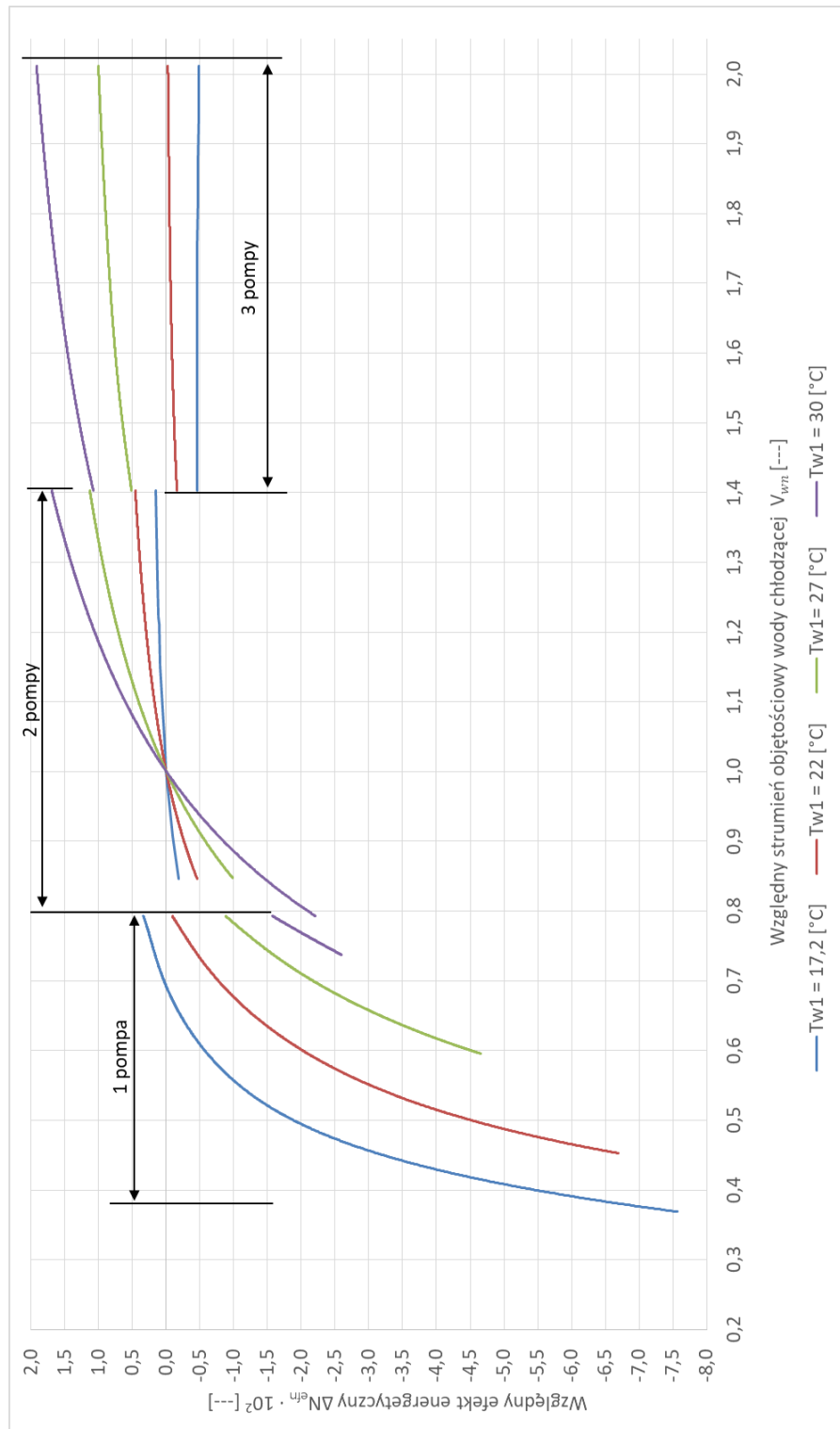
Z powyższej analizy wynika, że dla znalezienia najkorzystniejszego przepływu wody chłodzącej i układu pomp konieczna jest bieżąca analiza aktualnego układu pracy turbozespołu.



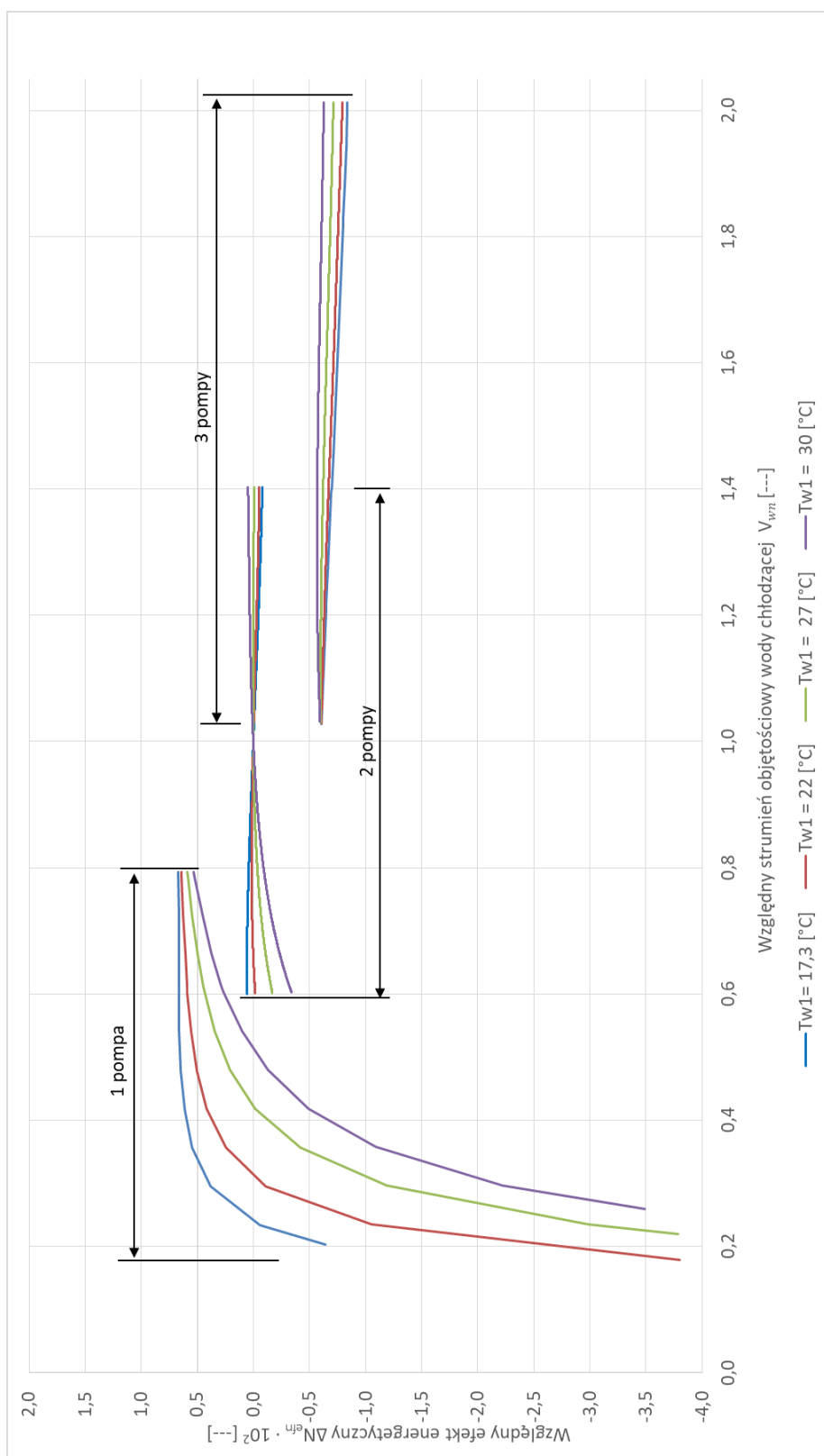
Rysunek 5.10 –Wykres względnego efektu energetycznego ΔN_{efn} w funkcji względnego strumienia wody chłodzącej V_{wrn} . Praca kondensacyjna przy strumieniu masowym pary do skraplacza $\dot{m}_{p1} = 48,28$ kg/s



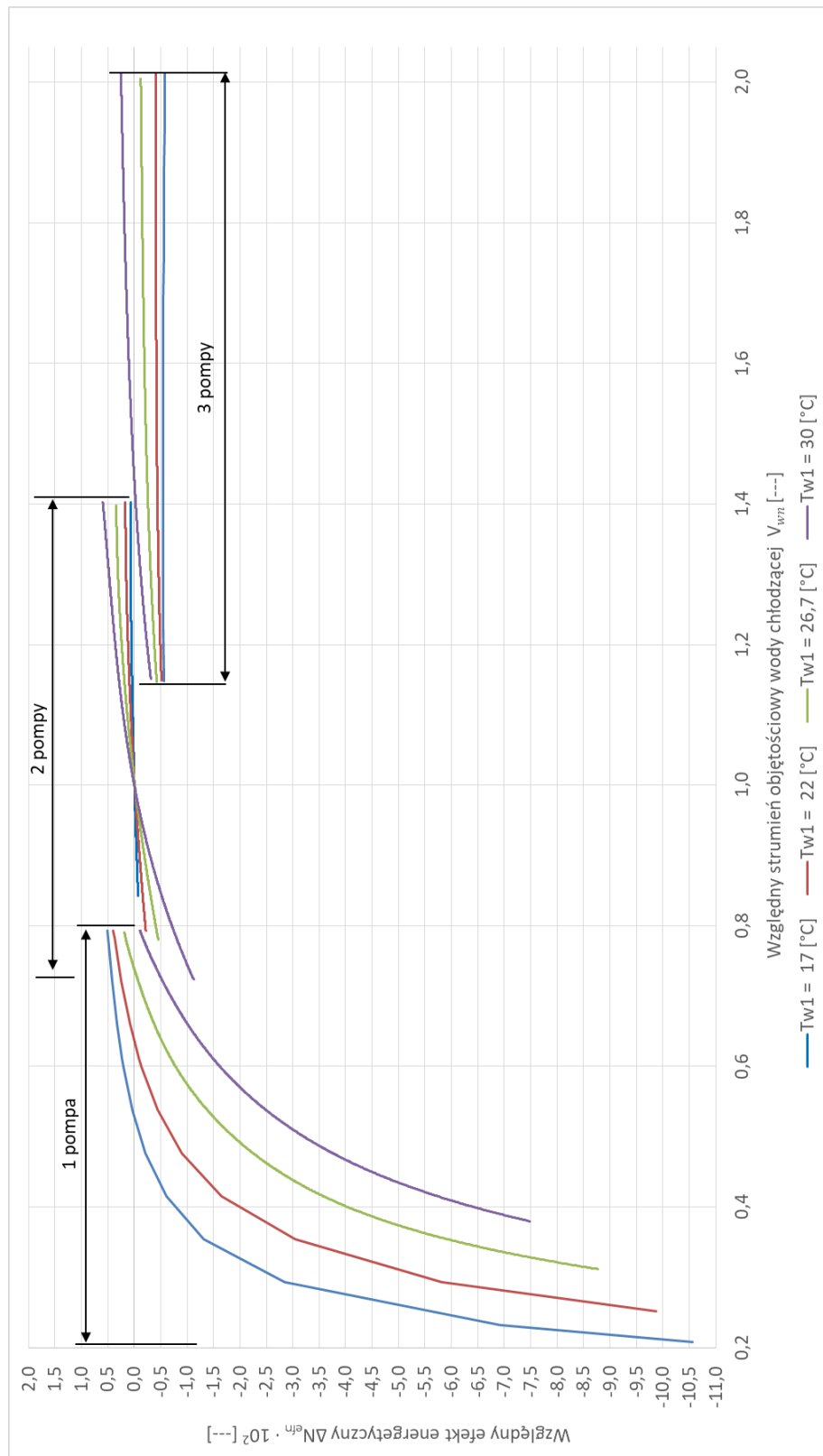
Rysunek 5.11 – Wykres względnego efektu energetycznego ΔN_{efn} w funkcji względnego strumienia wody chłodzącej \dot{V}_{wrt} . Praca kondensacyjna przy strumieniu masowym pary do skraplacza $\dot{m}_{p1} = 62,55$ kg/s



Rysunek 5.12 – Wykres względnego efektu energetycznego ΔN_{efn} w funkcji względnego strumienia wody chłodzącej V_{wrt} . Praca kondensacyjna przy strumieniu masowym pary do skraplacza $\dot{m}_{p1} = 75,79$ kg/s



Rysunek 5.13 – Wykres względnego efektu energetycznego ΔN_{efn} w funkcji względnego strumienia wody chłodzącej \dot{V}_{wm} . Praca ciepłowniczo-kondensacyjna przy strumieniu masowym pary do skraplacza $\dot{m}_{p1} = 34,72$ kg/s



Rysunek 5.14 – Wykres względnego efektu energetycznego ΔN_{efn} w funkcji względnego strumienia wody chłodzącej \dot{V}_{wrn} . Praca ciepłowniczo-kondensacyjna przy strumieniu masowym pary do skraplacza $\dot{m}_{p1}=47,87$ kg/s.

6 Analiza środowiskowa i energetyczna potencjalnych efektów

W niniejszym rozdziale zostanie zaprezentowana analiza potencjalnych efektów środowiskowych oraz energetycznych, uzyskanych w wyniku dopasowania przepływu wody chłodzącej oraz konfiguracji pracy pomp do warunków pracy turbozespołu oraz temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora. Na podstawie parametrów pracy zarejestrowanych w systemie bloku energetycznego wyznaczony zostanie potencjalny wzrost produkcji energii elektrycznej netto, redukcja zużycia energii chemicznej w paliwie oraz redukcja emisji dwutlenku węgla, w oparciu o obliczenia na podstawie wcześniej zaprezentowanych algorytmów w niniejszej pracy, jak i danych statystycznych Głównego Urzędu Statystycznego oraz Krajowego Ośrodka Bilansowania i Zarządzania Emisjami.

6.1 Cel analizy

Celem analizy było oszacowanie potencjalnych efektów energetycznych, zmniejszenia zużycia paliwa oraz emisji dwutlenku węgla do atmosfery, uzyskanych w wyniku dopasowania przepływu wody chłodzącej oraz konfiguracji pracy pomp do parametrów turbozespołu.

6.2 Metody przeprowadzenia analizy

Analizę potencjalnych efektów środowiskowych i energetycznych przeprowadzono na podstawie parametrów pracy turbozespołu nr 2 w Elektrociepłowni Kraków w roku 2018 zarejestrowanych w systemie sterowania bloku energetycznego. Turbina nr 2 jest bliźniaczym obiektem do turbozespołu nr 1, na którym przeprowadzano badania eksperymentalne opisane w rozdziale 4. Wybór turbozespołu oraz czasookresu podyktowany był przeprowadzanymi remontami bloków energetycznych w

Elektrociepłowni Kraków w ostatnim czasie. Parametry pracy bloku przechowywane są w systemie przez okres 3 lat. W roku 2018 blok nr 2 był dyspozycyjny przez 12 miesięcy, pracując zarówno w układzie ciepłowniczo-kondensacyjnym, jak i kondensacyjnym, dzięki czemu dany czasookres jak i analizowany blok został wybrany jako najbardziej reprezentatywny. Analizę przeprowadzono w oparciu o średnio godzinowe parametry pracy. Obliczenia potencjalnych efektów przeprowadzono dla uśrednionych warunków pracy dla każdego miesiąca, analizę prowadzono osobno dla pracy ciepłowniczo-kondensacyjnej oraz kondensacyjnej na podstawie poniższych parametrów zarejestrowanych w systemie informatycznym badanego bloku:

- moc czynna na zaciskach generatora,
- strumień masowy pary do turbiny,
- strumień masowy kondensatu za pompami kondensatu,
- moc cieplna członu ciepłowniczego,
- temperatura wody chłodzącej na wlocie do skraplacza,
- ciśnienie w skraplaczu,
- strumień masowy wody chłodzącej skraplacz.

Na podstawie średniomiesięcznych wartości wyżej wymienionych parametrów oraz algorytmu wyznaczania ciśnienia w skraplaczu dla zmiennych parametrów wody chłodzącej przedstawionego w rozdziale 3.1 wraz z wielkościami wejściowymi przedstawionymi w rozdziałach 4.2.2, 4.5 i 5.1 oraz algorytmu wyznaczania efektu energetycznego opisanego w rozdziale 3.2 wyznaczono punkty pracy układu chłodzenia, dla których uzyskano najkorzystniejszy efekt energetyczny. Do obliczeń wykorzystano charakterystykę pomp wody chłodzącej przedstawioną na rysunku 4.8 oraz krzywe korekcyjne mocy elektrycznej od ciśnienia w kondensatorze opracowane przez Alstom Power Sp. z o.o. dokument ZTGD859413 oraz ZTGD861153 przedstawione w załączniku A.

Przyjęte założenia do analizy:

- Dla uproszczenia obliczeń i uniknięcia trudnego do oceny wpływu trzech pozostałych bloków energetycznych na układ pracy i wydajność pomp wody chłodzącej (kolektorowy układ chłodzenia), do analizy

potencjalnych efektów korekty strumienia wody chłodzącej przyjęto blokowy układ pracy turbozespół-pompy wody chłodzącej,

- Za maksymalny przepływ wody chłodzącej przez kondensator przyjęto obecnie graniczną wartość 20 000 m³/h, osiąganą dla pracy 2 pomp wody chłodzącej,
- Maksymalną wydajność pojedynczej pompy wody chłodzącej wyznaczano jako średnią arytmetyczną z okresu analizowanego miesiąca, obliczaną dla okresów pracy jednej pompy.

Przy wykorzystaniu algorytmów wyznaczania efektu energetycznego określono potencjalne korzyści energetyczne. Oszacowana wartość wzrostu produkcji energii elektrycznej netto w poszczególnych miesiącach została obliczona na podstawie poniższej zależności:

$$\Delta E_{el_mc} = t_{mc} \cdot \Delta N_{ef} \quad (6.1)$$

gdzie:

ΔE_{el_mc} – wzrost produkcji energii elektrycznej netto w analizowanym miesiącu,

t_{mc} – czas pracy bloku energetycznego w analizowanym miesiącu.

Zwiększenie efektywności energetycznej turbozespołu pozwala na ograniczenie produkcji innych bloków energetycznych pracujących w systemie elektroenergetycznym i związaną z tym redukcję zużycia paliwa oraz emisji dwutlenku węgla. Oszacowanie wielkości redukcji emisji CO₂ w skali roku w wyniku zwiększenia produkcji energii elektrycznej wyznaczono według poniższego wzoru:

$$\Delta CO_2 = WE \cdot \Delta E_{ch} \quad (6.2)$$

gdzie:

ΔCO_2 – redukcja emisji dwutlenku węgla w skali roku,

WE – wskaźnik emisji CO₂ wyrażony w $\frac{kg\ CO_2}{GJ}$, publikowany przez Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami za dany rok (60),

ΔE_{ch} – ilość zaoszczędzonej energii chemicznej w paliwie w skali roku.

Wskaźnik emisji CO₂ odniesiony do energii chemicznej w paliwie, w ramach Systemu Handlu Uprawnieniami do Emisji za rok 2020, dla elektrowni i elektrociepłowni zawodowych w Polsce, opalanych węglem kamiennym wynosi 93,63 kg/GJ (60).

Ilość zaoszczędzonej energii chemicznej w paliwie w skali roku wyznaczono według zależności:

$$\Delta E_{ch} = \frac{\Delta E_{el}}{\eta_{bl_netto}} \quad (6.3)$$

gdzie:

ΔE_{el} – suma wzrostu produkcji energii elektrycznej netto z okresu 12 miesięcy,

η_{bl_netto} – sprawność przemiany energetycznej netto.

Do obliczeń przyjęto sprawność przemiany energetycznej netto wytwarzania energii elektrycznej na poziomie 37,9%, według Głównego Urzędu statystycznego dla elektrowni ciepłych zawodowych w Polsce w roku 2018 (61).

Redukcję zużycia paliwa w skali roku wyznaczono według wzoru:

$$\Delta \dot{m}_{pal} = \frac{\Delta E_{ch}}{WO} \quad (6.4)$$

gdzie:

$\Delta \dot{m}_{pal}$ – redukcja zużycia paliwa w skali roku,

WO – referencyjna wartość opałowa paliwa, publikowana przez Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami za dany rok (60).

Referencyjna wartość opałowa węgla kamiennego dla elektrowni i elektrociepłowni zawodowych według Krajowego Ośrodka Bilansowania i Zarządzania Emisjami, w ramach Systemu Handlu Uprawnieniami do Emisji za rok 2020, wynosi 20,99 MJ/kg (60).

6.3 Wyniki obliczeń

Poniżej w tabeli 6.1 przedstawiono wybrane parametry pracy oraz wyniki obliczeń efektów energetycznych w poszczególnych miesiącach, osiągnięte w wyniku dopasowania przepływu wody chłodzącej oraz ilości pracy pomp do parametrów pracy turbiny. Szczegółowe parametry turbozespołu przedstawiono w załączniku C. W tabeli 6.2 przedstawiono zestawienie efektów środowiskowych i energetycznych uzyskanych w skali roku. Zaprezentowane wyniki obliczeń wskazują, iż wzrost produkcji energii elektrycznej netto, przy uwzględnieniu zmiany zapotrzebowania energii elektrycznej przez pompy wody chłodzącej, wyniósł 1 703 MWh w skali roku. Daje to względny wzrost produkcji energii elektrycznej netto na poziomie 0,28%, przy produkcji energii elektrycznej przez badany blok energetyczny na poziomie 597 866 MWh rocznie. Na podstawie wzrostu produkcji energii elektrycznej netto w skali roku, w oparciu o referencyjną sprawność przemiany energetycznej netto oraz referencyjną wartość opałową dla węgla kamiennego w Polsce, wyznaczono redukcję zużycia paliwa na poziomie 770,7 Mg rocznie oraz zmniejszenie emisji dwutlenku węgla 1 514,7 Mg rocznie. Wartości te reprezentują potencjalne średnie efekty środowiskowe dla systemu elektroenergetycznego w Polsce, w wyniku zmniejszenia zapotrzebowania na moc dzięki wzrostowi produkcji energii elektrycznej netto na badanej instalacji energetycznej o nominalnej mocy elektrycznej 120 MW.

Poniżej zaprezentowane wyniki wskazują iż celowym jest dostosowanie przepływu wody chłodzącej przez skraplacz parowy oraz konfiguracji pomp, wykorzystując algorytmy zaprezentowane w niniejszej pracy doktorskiej. Możliwe jest uzyskanie wzrostu produkcji energii elektrycznej netto, będącym jednym z podstawowych wskaźników techniczno-ekonomicznych pracy bloku energetycznego.

Tabela 6.1 – Zestawienie wybranych parametrów oszacowania efektów energetycznych

Nr	Miesiąc	Tryb pracy	Czas pracy	Efekt energetyczny	Wzrost produkcji energii elektrycznej netto w analizowanym miesiącu
			t_{mc}	ΔN_{ef}	ΔE_{el_mc}
			h	kW	kWh
1	Styczeń	kondensacyjny	0	---	---
2		ciepłowniczo-kondensacyjny	744	0	0
3	Luty	kondensacyjny	0	---	---
4		ciepłowniczo-kondensacyjny	620	0	0
5	Marzec	kondensacyjny	37	50	1 850
6		ciepłowniczo-kondensacyjny	568	0	0
8	Kwiecień	ciepłowniczo-kondensacyjny	505	720	363 600
10	Maj	ciepłowniczo-kondensacyjny	706	580	409 480
11	Czerwiec	kondensacyjny	0	---	---
12		ciepłowniczo-kondensacyjny	362	580	209 960
13	Lipiec	kondensacyjny	61	40	2 440
14		ciepłowniczo-kondensacyjny	534	280	149 520
15	Sierpień	kondensacyjny	0	---	---
16		ciepłowniczo-kondensacyjny	734	100	73 400
17	Wrzesień	kondensacyjny	85	80	6 800
18		ciepłowniczo-kondensacyjny	507	630	319 410
19	Październik	kondensacyjny	36	490	17 640
20		ciepłowniczo-kondensacyjny	194	730	141 620
21	Listopad	kondensacyjny	2	130	260
22		ciepłowniczo-kondensacyjny	223	0	0
23	Grudzień	kondensacyjny	0	---	---
24		ciepłowniczo-kondensacyjny	505	0	0

Tabela 6.2 – Podsumowanie potencjalnych efektów badanego obiektu

Nr	Wyszczególnienie	Symbol	Jednostka	Wartość
1	Wzrost produkcji energii elektrycznej	ΔE_{el}	kWh/rok	1 703 140
2	Oszczędność energii chemicznej w paliwie	ΔE_{ch}	kWh/rok	4 493 770
3	Redukcja zużycia paliwa	Δm_{pal}	kg/rok	770 730
4	Redukcja emisji dwutlenku węgla	ΔCO_2	kg/rok	1 514 707
5	Produkcja energii elektrycznej przez badany blok	E_{el}	kWh/rok	597 865 540
6	Względny wzrost produkcji energii elektrycznej	Δ_{Eel}	%	0,28

Jak wspomniano wcześniej powyższe analizy potencjalnych efektów prowadzono przy założeniu blokowego układu pracy turbozespołu i pomp wody chłodzącej. Powyższe założenie jest uproszczeniem rzeczywistych warunków pracy, jednakże zaproponowane podejście oddaje uzyskanie potencjalnych efektów dla wydzielonego układu. Kompleksowa analiza wpływu zmiany przepływu wody chłodzącej na efektywność wielu

turbozespołów pracujących w kolektorowym układzie chłodzenia wymaga dalszych prac badawczych, rozbudowania modelu numerycznego oraz przeprowadzenia badań eksperymentalnych.

7 Podsumowanie i wnioski

Niniejsze rozprawa doktorska dotyczyła analizy wpływu warunków pracy skraplacza parowego na osiągi turbozespołu pracującego w układzie upustowo-kondensacyjnym. Głównym celem pracy było udowodnienie, że istnieje możliwość poprawy wskaźników techniczno-ekonomicznych turbozespołu poprzez regulację przepływu wody chłodzącej przez skraplacz turbiny parowej. W celu osiągnięcia zamierzonego celu zdefiniowano na wstępie zadania szczegółowe, których rozwiązania przedstawiono w pracy:

- Przeprowadzono analizę literaturową dotyczącą modeli wymiany ciepła w skraplaczu. Przegląd dotyczył modeli wymiany ciepła podczas procesu kondensacji błonkowej celem wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła. Analizowano modele matematyczne opisujące wpływ warunków na intensywność wymiany ciepła, takich jak występowanie gazów inertnych w przestrzeni parowej, prędkość napływu pary do skraplacza oraz spływ warstwy kondensatu z górnych rzędów rur. Ponadto analizowano modele wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła przy przepływie wymuszonym przez kanały kołowe po stronie wody chłodzącej oraz opory cieplne związane z występowaniem warstwy osadów. Wytypowano modele matematyczne wykorzystywane do zerowymiarowej analizy wymiany ciepła w skraplaczu parowym.
- Na potrzeby badanego zagadnienia stworzony został zerowymiarowy model numeryczny pozwalający na wyznaczenie ciśnienia w skraplaczu parowym, w stanach ustalonych, dla zmiennych parametrów pracy turbiny oraz parametrów chłodzenia skraplacza. Model numeryczny został napisany w środowisku Microsoft Excel, przy wykorzystaniu języka Visual Basic, a obliczenia realizowane były metodą iteracyjną. Zdefiniowano efektywność energetyczną turbozespołu i zaproponowano model numeryczny pozwalający na wyznaczenie charakterystyk efektywności energetycznej turbozespołu w funkcji przepływu wody chłodzącej dla zmiennych temperatur wody chłodzącej.

- Przeprowadzono badania eksperymentalne celem potwierdzenia słuszności prowadzonych analiz. Wykonano badania obiektowe na turbozespołe nr 1 o mocy elektrycznej 120 MW, zainstalowanym w Elektrociepłowni Kraków, za pomocą wysokiej klasy aparatury pomiarowej. Wykonano bilanse masowe i ciepłne turbozespołu dla dostępnego zakresu pracy instalacji energetycznej. Podczas badań zmieniano temperaturę wody chłodzącej na wlocie do skraplacza oraz strumień masowy. Badania prowadzono w trybie kondensacyjnym oraz ciepłowniczo-kondensacyjnym. Na podstawie badań eksperymentalnych oraz danych obiektowych uzyskano dane wejściowe do modelu numerycznego do wyznaczania ciśnienia w skraplaczu. Przeprowadzono analizę porównawczą danych eksperymentalnych oraz obliczeniowych, uzyskanych na podstawie modelu numerycznego.
- Z uwagi na fakt, iż badania eksperymentalne wykonane były dla ograniczonego zakresu pracy skraplacza parowego, zarówno po stronie przepływu pary, jak i parametrów chłodzenia, na podstawie badań numerycznych przeprowadzono analizę wpływu zmiany parametrów chłodzenia skraplacza parowego na efektywność turbozespołu dla szerokiego zakresu parametrów wejściowych. Na podstawie przeprowadzonych analiz wyników uzyskanych w trakcie badań numerycznych, dla danej charakterystyki mocy silnika pompy wody chłodzącej, stwierdzono iż w miarę wzrostu strumienia masowego pary do kondensatora uzyskuje się wzrost efektu energetycznego dla wysokich wartości przepływów wody chłodzącej, przy równoczesnym wzroście temperatury wody na wlocie do skraplacza. W miarę obniżania przepływu pary do kondensatora najkorzystniejszy punkt pracy układu przesuwa się w kierunku niższych wartości przepływu wody chłodzącej. Dla niższych wartości temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora najlepsze rezultaty pod względem efektywności energetycznej jest praca przy niższym przepływie wody chłodzącej. Analiza uzyskanych wyników numerycznych dostarcza informację o najkorzystniejszej pod względem efektywności energetycznej konfiguracji pracy pomp wody chłodzącej dla danego przepływu pary do skraplacza i temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora.

- Przeprowadzono analizę potencjalnych efektów energetycznych oraz środowiskowych uzyskanych w ciągu roku, z wykorzystaniem opracowanej metodyki, na podstawie danych z systemu sterowania turbozespołu nr 2 w Elektrociepłowni Kraków w roku 2018. Oszacowano efekt energetyczny, zmniejszenie zużycia paliwa oraz redukcji emisji dwutlenku węgla do atmosfery w wyniku dopasowania przepływu wody chłodzącej oraz konfiguracji pracy pomp do parametrów pracy turbozespołu. Wzrost produkcji energii elektrycznej netto, przy uwzględnieniu zmniejszenia zapotrzebowania energii elektrycznej przez pompy wody chłodzącej wyniósł 1 703 MWh w skali roku. Przy produkcji energii elektrycznej przez badany blok energetyczny na poziomie 597 866 MWh rocznie, daje to względny wzrost produkcji energii elektrycznej netto na poziomie 0,28 %. W wyniku dopasowania pracy pomp wody chłodzącej do parametrów turbozespołu możliwa jest redukcja zużycia paliwa, wyznaczona w oparciu o referencyjną sprawność przemiany energetycznej netto oraz referencyjną wartość opałową dla węgla kamiennego w Polsce. Spodziewana redukcja zużycia paliwa jest na poziomie 770,7 Mg w skali roku, przy równoczesnej redukcji emisji dwutlenku węgla na poziomie 1 514,7 Mg rocznie. Uzyskane wyniki wskazują, iż celem jest dostosowanie przepływu wody chłodzącej przez skraplacz parowy oraz dobór ilości pracujących pomp. Obliczenia w oparciu o zaprezentowane w niniejszej rozprawie doktorskiej modele numeryczne wskazują, iż możliwe jest uzyskanie tą drogą wzrostu produkcji energii elektrycznej netto, będącym jednym z podstawowych wskaźników techniczno-ekonomicznych pracy bloku energetycznego.

Powyższe analizy potencjalnych efektów prowadzono dla jednego bloku energetycznego, pomijając wpływ na układ pracy wody chłodzącej pozostałych bloków energetycznych (pracujących w kolektorowym układzie chłodzenia). Jako dalszy etap prac badawczych, w zakresie zagadnień objętych rozprawą doktorską pozostaje rozwinięcie modelu numerycznego do wyznaczania efektywności energetycznej, uwzględniający wpływ zmiany przepływu wody chłodzącej na wielu turbozespołach pracujących w kolektorowym układzie chłodzenia.

Rozwiązano postawione we wstępie cele szczegółowe i cel główny pracy badawczej wynikający z uzasadnienia tezy, że zmiana parametrów chłodzenia skraplacza parowego ma wpływ na efektywność turbozespołu ciepłowniczo-kondensacyjnego, którego głównym elementem jest turbina upustowo-kondensacyjna.

Analizy wyników badań prowadzonych w ramach pracy doktorskiej wskazują na realizację postawionego zadania. Istnieje możliwość poprawy wskaźników techniczno-ekonomicznych turbozespołu ciepłowniczo-kondensacyjnego poprzez regulację przepływu wody chłodzącej przez skraplacz turbiny parowej.

8 Bibliografia

1. Laudyn D, Pawlik M, Strzelczyk F. Elektrownie. Warszawa: WNT; 2007.
2. Praca, zbiorowa, Energopomiar, Gliwice. Wytyczne kontroli eksploatacji skraplaczy turbin parowych. Warszawa, Gliwice: Wyd. Ministerstwa Górnictwa i Energetyki; 1986.
3. Dzierzgowski J. Analiza techniczna projektowania kondensatorów: Politechnika Gdańska; 1990.
4. Marczewski J, inni i. Modernizacja układu regulacji pomp wody chłodzącej turbozespołów 200 MW w Elektrowni Połaniec. opracowanie wewnętrzne Elektrowni Połaniec; 2001-2003.
5. Fairbanks DA, editor Economically matching circulation water flow to cooling tower load. Proceedings of the Fourth International Pump Symposium; 1986; Houston, TX, USA.
6. Gardzilewicz A, Błaszczuk A, Głuch J. Aspekty techniczno-ekonomiczne i ekologiczne regulacji wody chłodzącej w turbinach parowych wielkiej mocy. Archiwum Energetyki. 2008;2:83-95.
7. Mijakovski V, Mitrevski V, Mijakovski N. Possible efficiency improvement by application of various operating regimes for the cooling water pump station at thermal power plant Bitola. Thermal Science. 2012;16(1):263-70.
8. Laković MS, Stojiljkovic MM, Lakovic SV, Stefanovic VP, Mitrović DD. Impact of the cold end operating conditions on energy efficiency of the steam power plants. Thermal Science. 2010;14(SUPPL.1):S53-S66.
9. Gañán J, Al-Kassir AR, González JF, MacÍas A, Diaz MA. Influence of the cooling circulation water on the efficiency of a thermonuclear plant. Applied Thermal Engineering. 2005;25(4):485-94.
10. Attia SI. The influence of condenser cooling water temperature on the thermal efficiency of a nuclear power plant. Annals of Nuclear Energy. 2015;80(Supplement C):371-8.
11. Grzesiczek E., Mendecki J., Z. K. Optymalizacja wody chody chłodzącej przez skraplacz turbiny o mocy 225 MW. Energetyka. 2007;8:574-6.
12. Rusak J. Zmniejszenie zużycia energii na potrzeby własne w TAURON Wytwarzanie S.A. na przykładzie modernizacji układów wody chłodzącej. Energetyka. 2013;1:43-7.
13. Laskowski R. Relations for steam power plant condenser performance in off-design conditions in the function of inlet parameters and those relevant in reference conditions. Applied Thermal Engineering. 2016;103(Supplement C):528-36.

14. Laskowski R, Smyk A. Analiza warunków pracy skraplacza energetycznego z wykorzystaniem pomiarów i modelu aproksymacyjnego. *Rynek Energetyczny*. 2014;1:110-5.
15. Laskowski R, Smyk A, Lewandowski J, Rusowicz A. Cooperation of a Steam Condenser with a Low-pressure Part of a Steam Turbine in Off-design Conditions. *American Journal of Energy Research*. 2015;3(1):13-8.
16. Laskowski R, Smyk A, Rusowicz A, Grzebielec A. Determining the optimum inner diameter of condenser tubes based on thermodynamic objective functions and an economic analysis. *Entropy*. 2016;18(12).
17. Haseli Y, Dincer I, Naterer GF. Optimum temperatures in a shell and tube condenser with respect to exergy. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008;51(9-10):2462-70.
18. Anozie AN, Odejobi OJ. The search for optimum condenser cooling water flow rate in a thermal power plant. *Applied Thermal Engineering*. 2011;31:483-90.
19. Wang W, Zeng D, Liu J, Niu Y, Cui C. Feasibility analysis of changing turbine load in power plants using continuous condenser pressure adjustment. *Energy*. 2014;64:533-40.
20. Wróblewski W, Dykas S, Rulik S. Selection of the cooling system configuration for an ultra-critical coal-fired power plant. *Energy Conversion and Management*. 2013;76:554-60.
21. Cziesla F, Bewerunge J, Senzel A. Lünen - State of the Art UltraSupercritical Steam Power Plant Under Construction. *POWER - GEN Europe 2009*; Cologne, Germany. 2009.
22. Sanathara MV, Oza RP, Gupta RS. Parametric analysis of surface condenser for 120 MW thermal power plant. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2013;2(3).
23. Pakuła G., Piasecki W., Szarzewski A. Regulacja pomp diagonalnych, pracujących jako pompy wody chłodzącej w blokach energetycznych dużej mocy. *Pompy Pompownie*. 2012;1.
24. Rusowicz AW. Zagadnienia modelowania matematycznego skraplaczy energetycznych. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej Mechanika*. 2013;z. 249.
25. Słupik T. Zasady optymalnej pracy skraplaczy i wymienników ciepła. *Energetyka*. 2012;02.
26. Laskowski R. A mathematical model of a steam condenser in off-design operation. *Journal of Power Technologies*. 2012;92(2):101-8.
27. Smyk A. Wpływ parametrów członu ciepłowniczego elektrociepłowni jądrowej na oszczędność paliwa w systemie paliwowo-energetycznym. Warszawa: Politechnika Warszawska; 1999.
28. Saari J, Kaikko J, Vakkilainen E, Savolainen S. Comparison of power plant steam condenser heat transfer models for on-line condition monitoring. *Applied Thermal Engineering*. 2014;62(1):37-47.

29. Al-Sanea S.A., Rhodes N., Wilkinson T.S. Mathematical modeling of two-phase condenser flows. 2nd International Conference on Multi-phase Flow; London, UK, 1985.
30. Roy R.P., Ratisher M., Gokhale V.K. A computational model of a power plant steam condenser. *Journal of Energy Resources Technology*. 2001;123:81-91.
31. Fuji T, Uehara H, Hirata K, Oda K. Heat transfer and flow resistance in condensation of low pressure steam flowing through tube banks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1972;15(2):247 - 60.
32. Zhang C, Sousa ACM, Venart JES. The numerical and experimental study of a power plant condenser. *Journal of Heat Transfer*. 1993;115(2):435-45.
33. Zhang C, Bokil A. A quasi-three-dimensional approach to simulate the two-phase fluid flow and heat transfer in condensers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1997;40(15):3537-46.
34. Malin MR. Modelling flow in an experimental marine condenser. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 1997;24(5):597-608.
35. Ramón IS, González MP. Numerical study of the performance of a church window tube bundle condenser. *International Journal of Thermal Sciences*. 2001;40(2):195-204.
36. Drożyński Z. Steam condensation analysis in a power plant condenser. *Archives of Thermodynamics*. 2018;39(4):3-32.
37. Browne MW, Bansal PK. An overview of condensation heat transfer on horizontal tube bundles. *Applied Thermal Engineering*. 1999;19(6):565 - 94.
38. Pudlik W. Wymiana i wymiennika ciepła. Gdańsk: Politechnika Gdańska; 2012.
39. Wiśniewski S, Wisniewski T, S., Wymiana ciepła: WNT; 2010.
40. Nusselt W. Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampes. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*. 1916;60(2):541-6.
41. Butterworth D. Inundation without Vapor Shear. *Power Condenser Heat Transfer Technology*. 1981.
42. Rohsenow MW, Hartnett PJ, Cho IY. Handbook of heat transfer: McGraw-hill; 1998.
43. Kern KQ. Mathematical development of loading in horizontal condensers. *AICHe Journal*. 1958;4:157-60.
44. Cheng WY, Wang CC. Condensation of R-134a on enhanced tubes,. *AsHRAE Transactions*. 1994;100:809-17.
45. Shekriladze IG, Gomelauri VI. Theoretical study of laminar film condensation of flowing vapour. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1966;9(6):581-91.
46. Fujii T., Honda H., Oda K., editors. Condensation of Steam on Horizontal Tube - the Influence of Oncoming Velocity and Thermal Conduction at the Tube Wall. 18th National Heat Transfer Conference; 1979; San Diego: ASME/AICHE.
47. Michael AG, Rose JW, Daniels LC. Forced convection condensation on a horizontal tube- experiments with vertical downflow of steam. *Journal of Heat Transfer*. 1989;111(3):792-7.

48. Gogonin II, Dorokhov AR. Heat transfer with the condensation of moving freon-21 in a horizontal tube. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 1971;12(2):291-4.
49. Shklover G.G., Milman O.O. Issledovanie i rascet kondensacionnykh ustrojstv parovykh turbin. Moskwa: Energoatomizdat; 1985.
50. Ochęduszek S. *Termodynamika stosowana*. Warszawa: WNT; 1967.
51. Mohamed AA. Analysis of inert gas upon intensivity of condensation in power steam condenser. Warszawa: Politechnika Warszawska; 1989.
52. Berman LD, Fuks SN. Mass Transfer in Condenser With Horizontal Tubes When the Steam Contains Air. *Teploenergetica*. 1958;5(8):66-74.
53. Holman JP. *Heat Transfer*. New York; 2010.
54. Sieder EN, Tate GE. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. *Industrial and Engineering Chemistry*. 1936;28(12):1429-35.
55. Michiejew MA. *Zasady wymiany ciepła*. 1953.
56. Rusowicz AW. *Materiały i technologie aparatury procesowej i chłodnictwa*. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej; 2008.
57. PN-EN60953-2. Wymagania dotyczące cieplnych badań odbiorczych turbin parowych - Metoda B Szeroki zakres dokładności dla różnych typów i wielkości turbin parowych. 2000.
58. IAPWS-R7-97. Revised release on the IAPWS industrial formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. 2012.
59. PN-EN ISO 5167-1, 3,4. Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym. Część 1: Zasady i wymagania ogólne. Część 2: Kryzy. Część 3; Dysze i dysze Venturiego. Część 4: Kasyzna zwężka Venturiego. 2004.
60. Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami. Wartości opałowe (WO) i wskaźniki emisji CO₂ (WE) w roku 2017 do raportowania w ramach Systemu Handlu do Emisji za rok 2020. 2019.
61. Główny Urząd Statystyczny. *Gospodarka paliwowo-energetyczna w latach 2017 i 2018*. 2019.

Załącznik A Wybrane krzywe korekcyjne

Załącznik A 1 Krzywa korekcyjna mocy elektrycznej od ciśnienia w skraplaczu dla pracy kondensacyjnej

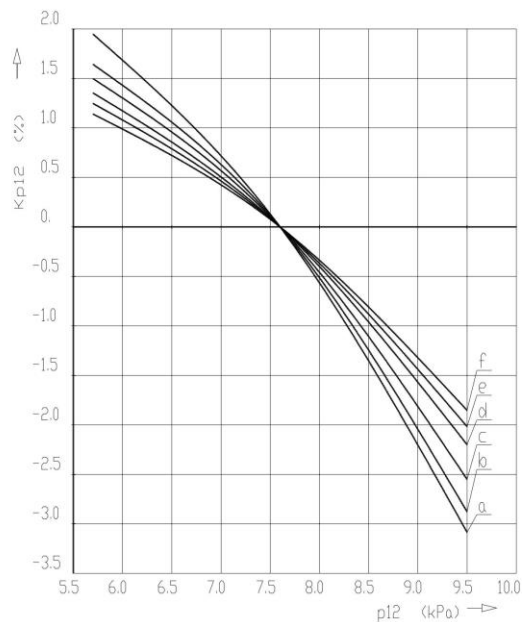
ALSTOM	Zmiana: -	Język: PL	Strona: 10	ZTGD859413
---------------	--------------	--------------	---------------	-------------------

Krzywe korekcyjne mocy elektrycznej przy pracy kondensacyjnej

Ciśnienie pary w skraplaczu
 $p_{12n} = 7.6 \text{ kPa}$

- a – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 65.9 \text{ kg/s}$
- b – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 74.4 \text{ kg/s}$
- c – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 83.1 \text{ kg/s}$
- d – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 91.7 \text{ kg/s}$
- e – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 100.5 \text{ kg/s}$
- f – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 109.2 \text{ kg/s}$

Docp. / Document No.	4400 ZTGD859413
Type	D
Rev. / Released	-
Lang. / Status	PL / Approved



Załącznik A 2 Krzywa korekcyjna jednostkowego zużycia ciepła od ciśnienia w skraplaczu dla pracy kondensacyjnej

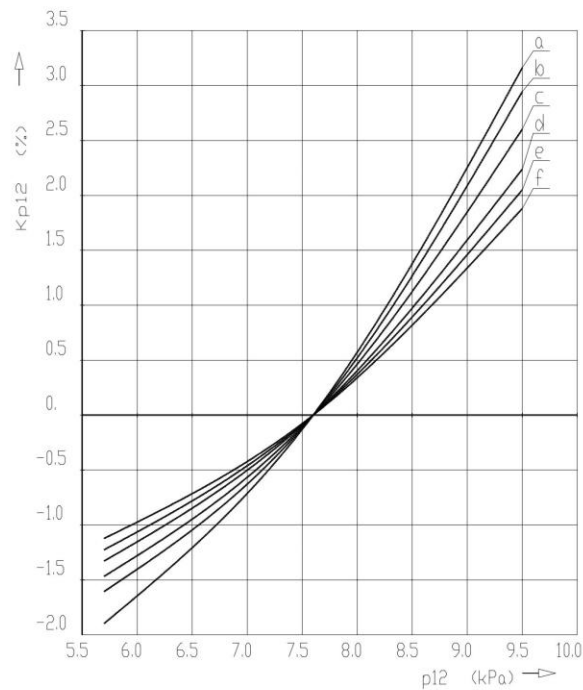
ALSTOM	Zmiana:	Język:	Strona:	ZTGD859413
	-	PL	18	

Krzywe korekcyjne jednostkowego zużycia ciepła przy pracy kondensacyjnej

Ciśnienie pary w skraplaczu
 $p_{12n} = 7.6 \text{ kPa}$

- a – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 65.9 \text{ kg/s}$
- b – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 74.4 \text{ kg/s}$
- c – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 83.1 \text{ kg/s}$
- d – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 91.7 \text{ kg/s}$
- e – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 100.5 \text{ kg/s}$
- f – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 109.2 \text{ kg/s}$

Dept.	Document No.	Type	Rev.	Released	Lib.	Status
4400	ZTGD859413	D	-	2005-08-19	PL	Approved



Załącznik A 3 Krzywa korekcyjna mocy elektrycznej od ciśnienia w skraplaczu dla pracy ciepłowniczo - kondensacyjnej

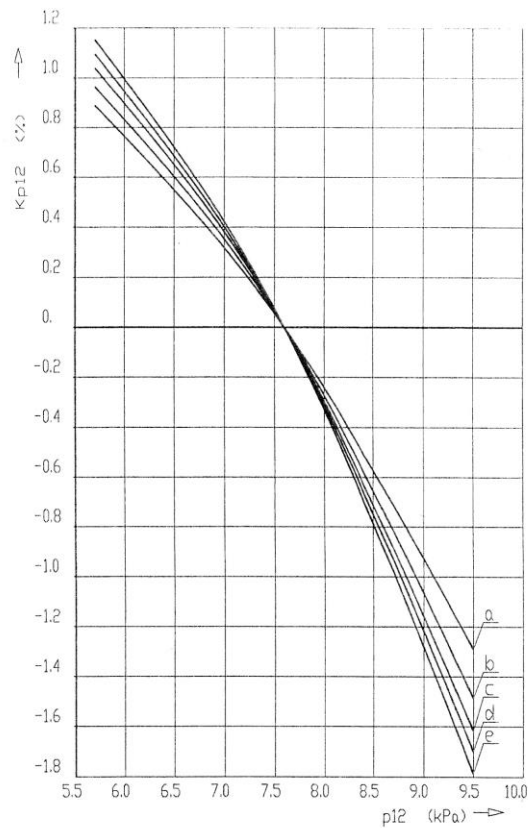
ALSTOM	Zmiana:	Język:	Strona:	ZTGD861153
	-	PL	10	

Krzywe korekcyjne mocy elektrycznej przy pracy ciepłowniczo - kondensacyjnej

Ciśnienie pary w skraplaczu
 $p_{12n} = 7.6 \text{ kPa}$

- a – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 75.1 \text{ kg/s}$
- b – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 83.8 \text{ kg/s}$
- c – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 92.3 \text{ kg/s}$
- d – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 100.8 \text{ kg/s}$
- e – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 105.55 \text{ kg/s}$

Docel / Document No:	440/ZTGD861153
Typ / Type:	D
Rev / Revision:	1
Wydanie / Issue:	2015-08-19
Stwierdzony / Checked:	PL / Approved



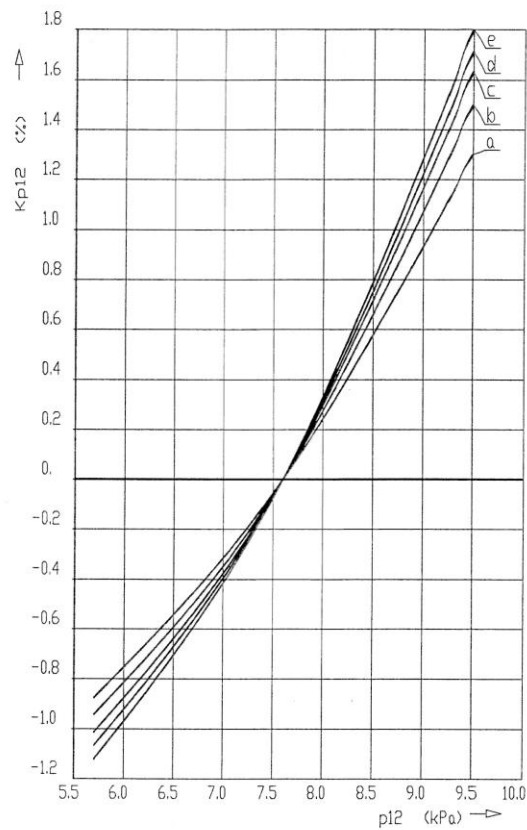
Załącznik A 4 Krzywa korekcyjna jednostkowego zużycia ciepła od ciśnienia w skraplaczu dla pracy ciepłowniczo-kondensacyjnej

ALSTOM	Zmiana: -	Język: PL	Strona: 21	ZTGD861153
---------------	--------------	--------------	---------------	-------------------

Krzywe korekcyjne jednostkowego zużycia ciepła przy pracy ciepłowniczo-kondensacyjnej

Ciśnienie pary w skraplaczu
 $p_{12n} = 7.6 \text{ kPa}$

- a – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 75.1 \text{ kg/s}$
- b – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 83.8 \text{ kg/s}$
- c – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 92.3 \text{ kg/s}$
- d – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 100.8 \text{ kg/s}$
- e – krzywa korekcyjna dla $m_0 = 105.55 \text{ kg/s}$



Dział: Dokumentacja 4400 ZTGD861153
 Typ: D
 Wersja: 2005-08-19
 Status: PL Approved

Załącznik B Zestawienie parametrów turbozespołu

Załącznik B 1 Praca kondensacyjna

Tabela B.1 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					1	2	3	4	5		
1	Gene- rator	Moc na zaciskach generatora		N	kW	71 950	72 010	70 680	71 940	70 010	
2		Natężenie prądu		J	A	3 340	3 340	3 310	3 350	3 180	
3		Napięcie		U	V	13 230	13 230	13 230	13 230	13 230	
4		Współczynnik mocy		cos fi	--	0,940	0,942	0,933	0,937	0,962	
5	Turbina	Para	Kolektor para do	Ciśnienie	p ₉₅	kPa	996,8	1050,1	1000,7	804,7	774,2
6			Temperatura	T ₉₅	°C	237,9	238,8	250,5	249,6	240,6	
7			Przepływ	m ₉₅	kg/s	1,25	1,25	1,26	1,25	1,26	
8			Para przed turbiną	Ciśnienie	p ₁	kPa	12 777	12 720	12 860	13 030	12 910
9			Temperatura	T ₁	°C	538,2	543,1	540,2	541,3	540,7	
10			Przepływ	m ₁	kg/s	63,81	63,62	63,32	63,92	63,50	
11			Wylot z WP	Ciśnienie	p ₄	kPa	1 616,6	1 623,6	1 611,8	1 629,3	1 621,3
12				Temperatura	T ₄	°C	333,7	338,6	335,5	336,1	335,9
13				Przepływ	m ₄	kg/s	62,02	61,84	61,54	62,13	61,72
14			Upust I do XW3	Ciśnienie	p ₄	kPa	1 616,6	1 623,6	1 611,8	1 629,3	1 621,3
15				Temperatura	T ₄	°C	333,7	338,6	335,5	336,1	335,9
16				Przepływ	m ₇	kg/s	3,65	3,61	3,60	3,64	3,60
17			Upust I do OC	Ciśnienie	p ₄	kPa	1 616,6	1 623,6	1 611,8	1 629,3	1 621,3
18				Temperatura	T ₄	°C	333,7	338,6	335,5	336,1	335,9
19				Przepływ	m ₆	kg/s	3,92	3,97	3,96	4,00	3,97
20			Dolot do SP	Ciśnienie	p ₉	kPa	1 460,9	1 465,4	1 455,0	1 469,2	1 463,1
21				Temperatura	T ₉	°C	526,9	534,0	530,9	533,2	534,4
22				Przepływ	m ₉	kg/s	55,34	55,15	54,87	55,39	55,03
23			Upust II do XW2	Ciśnienie	p ₁₄	kPa	857,9	860,5	854,9	863,4	859,2
24				Temperatura	T ₁₄	°C	446,7	453,4	450,7	452,7	453,6
25				Przepływ	m ₁₄	kg/s	2,50	2,52	2,51	2,50	2,51
26			Upust III do XW1	Ciśnienie	p ₁₈	kPa	455,5	457,3	454,4	458,4	456,8
27				Temperatura	T ₁₈	°C	359,9	366,1	363,8	365,3	366,2
28				Przepływ	m ₁₈	kg/s	1,86	1,42	1,45	1,41	1,20
29			Upust IV do OC	Ciśnienie	p ₂₃	kPa	142,21	142,81	142,00	143,20	142,83
30				Temperatura	T ₂₃	°C	226,4	231,8	229,7	231,3	232,2
31				Przepływ	m ₂₃	kg/h	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
32			Wylot z SP	Ciśnienie	p ₂₁	kPa	142,21	142,81	142,00	143,20	142,83
33				Temperatura	T ₂₁	°C	226,4	231,8	229,7	231,3	232,2
34				Przepływ	m ₂₁	kg/s	50,54	50,78	50,48	51,04	50,89
35			Upust V do XN2	Ciśnienie	p ₂₈	kPa	49,57	49,68	49,38	49,79	48,91
36				Temperatura	T ₂₈	°C	147,69	153,77	151,53	153,17	154,57
37				Przepływ	m ₂₈	kg/s	1,47	1,40	1,37	1,40	1,39
38			Upust VI do XN1	Ciśnienie	p ₃₃	kPa	26,91	27,19	27,48	27,27	27,85
39				Temperatura	T ₃₃	°C	111,13	117,35	110,17	115,55	106,45
40				Przepływ	m ₃₃	kg/s	0,81	0,56	0,24	0,54	0,03
41			Wylot z turbiny	Ciśnienie	p ₃₈	kPa	4,680	5,492	6,703	6,215	8,250
42				Temperatura	T ₃₈	°C	31,70	34,56	38,20	36,80	42,10
43				Przepływ	m ₃₈	kg/s	48,28	48,83	48,88	49,10	49,48

Tabela B.2 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					1	2	3	4	5		
44	Skrapiacz	Woda chłodząca	Wlot 1	Ciśnienie	$p_{90.1}$	kPa	281,5	281,4	272,3	291,5	284,6
45			Wlot 1	Temperatura	$T_{90.1}$	°C	17,53	21,39	25,58	25,09	30,38
46		Woda chłodząca	Wylot 1	Ciśnienie	$p_{91.1}$	kPa	200,7	199,6	196,6	205,7	207,8
47				Temperatura	$T_{91.1}$	°C	24,17	27,86	32,67	31,27	36,96
48		Woda chłodząca	Wlot 2	Ciśnienie	$p_{90.2}$	kPa	282,0	281,4	272,3	291,5	284,6
49				Temperatura	$T_{90.2}$	°C	17,5	21,4	25,6	25,1	30,4
50		Woda chłodząca	Wylot 2	Ciśnienie	$p_{91.2}$	kPa	200,7	199,6	196,6	205,7	207,8
51				Temperatura	$T_{91.2}$	°C	23,6	27,3	32,2	30,7	36,7
52		Przepływ wody chłodzącej			m_{90}	kg/s	4 510	4 710	4 210	4 940	4 550
53		Kondensat		Temperatura	T_{42}	°C	30,15	33,09	36,75	35,38	40,91
54	Przepływ			m_{42}	kg/s	61,13	60,90	60,60	61,16	60,76	
55	Regeneracja NP.	CT2	Kondensat wlot	Temperatura	T_{44}	°C	48,03	51,10	54,44	50,68	56,37
56				Przepływ	m_{44}	kg/s	60,29	60,07	59,68	60,50	60,02
57			Kondensat wylot	Temperatura	$T_{44.1}$	°C	57,04	59,92	63,32	60,18	65,08
58				Przepływ	$m_{44.1}$	kg/s	60,29	60,07	59,68	60,50	60,02
59			Para	Przepływ	m_{96}	kg/s	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
60		Skropliny	Przepływ	m_{75}	kg/s	0,76	0,76	0,75	0,76	0,76	
61		Podgrzewacz XN1	Kondensat wlot	Ciśnienie	p_{45}	kPa	877,7	874,6	706,3	695,6	706,3
62				Temperatura	T_{45}	°C	57,04	59,92	63,32	60,18	65,08
63			Kondensat wylot	Temperatura	T_{46}	°C	65,24	65,78	65,98	65,77	65,73
64				Przepływ	m_{46}	kg/s	60,29	60,07	59,68	60,50	60,02
65			Para	Ciśnienie	p_{37}	kPa	26,91	27,19	27,48	27,27	27,85
66				Temperatura	T_{37}	°C	111,13	117,35	110,17	115,55	106,45
67				Przepływ	m_{37}	kg/s	0,81	0,56	0,24	0,54	0,03
68		Skropliny	Temperatura	T_{74}	°C	66,62	66,85	67,10	66,92	67,39	
69	Przepływ		m_{74}	kg/s	2,28	1,97	1,61	1,95	1,43		
70	Podgrzewacz XN2	Kondensat wlot	Temperatura	T_{47}	°C	63,18	64,09	64,31	64,10	64,13	
71		Kondensat wylot	Temperatura	T_{48}	°C	77,39	77,79	77,73	77,68	77,76	
72			Przepływ	m_{48}	kg/s	60,29	60,07	59,68	60,50	60,02	
73		Para	Ciśnienie	p_{31}	kPa	46,96	47,06	46,78	47,16	46,34	
74			Temperatura	T_{31}	°C	147,69	153,77	151,53	153,17	154,57	
75			Przepływ	m_{31}	kg/s	1,47	1,40	1,37	1,40	1,39	
76	Skropliny	Temperatura	T_{73}	°C	79,76	79,81	79,67	79,87	79,43		
77		Przepływ	m_{73}	kg/s	1,47	1,40	1,37	1,40	1,39		

Tabela B.3 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					1	2	3	4	5		
78	Odgazowywacz	Para	Ciśnienie	p ₂₄	kPa	1616,6	1623,6	1611,8	1629,3	1621,3	
79			Temperatura	T ₂₄	°C	333,7	338,6	335,5	336,1	335,9	
80			Przepływ	m ₂₄	kg/s	3,92	3,97	3,96	4,00	3,97	
81		Woda zasilająca	Temperatura	T ₅₀	°C	118,41	119,51	119,53	119,32	119,50	
82			Przepływ	m ₅₀	kg/s	65,14	64,94	64,77	64,99	64,70	
83		Skośliny z XW1	Ciśnienie	p ₇₂	kPa	433,8	435,5	432,8	436,6	435,0	
84			Temperatura	T ₇₂	°C	146,4	146,4	146,1	146,4	146,3	
85			Przepływ	m ₇₂	kg/s	8,81	8,34	8,35	8,35	8,10	
86		Kondensat	Ciśnienie	p ₄₉	kPa	455,1	455,4	455,0	456,1	455,2	
87			Temperatura	T ₄₉	°C	77,39	77,79	77,73	77,68	77,76	
88			Przepływ	m ₄₉	kg/s	58,05	58,31	57,65	58,90	57,92	
89		Strata czynnika w obiegu			m _{ub}	kg/s	0,86	0,85	1,07	0,43	0,65
90	Regeneracja WP	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₂	kPa	14 450	14 500	14 600	14 700	14 600	
91			Temperatura	T ₅₂	°C	119,95	123,95	123,42	124,00	125,79	
92		Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₄	kPa	14 184	14 225	14 338	14 462	14 355	
93			Temperatura	T ₅₄	°C	146,5	146,4	146,3	146,5	146,3	
94			Przepływ	m ₅₄	kg/s	65,14	64,94	64,77	64,99	64,70	
95		Para	Ciśnienie	p ₁₉	kPa	433,8	435,5	432,8	436,6	435,0	
96			Temperatura	T ₁₉	°C	359,9	366,1	363,8	365,3	366,2	
97			Przepływ	m ₁₉	kg/s	2,60	2,14	2,18	2,14	1,92	
98		Skośliny	Temperatura	T ₇₂	°C	146,6	146,7	146,5	146,8	146,7	
99			Przepływ	m ₇₂	kg/s	8,81	8,34	8,35	8,35	8,10	
100		Podgrzewacz XW2	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₄	kPa	14 184	14 225	14 338	14 462	14 355
101				Temperatura	T ₅₄	°C	146,5	146,4	146,3	146,5	146,3
102			Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₅	kPa	13 918	13 950	14 076	14 223	14 111
103				Temperatura	T ₅₅	°C	172,8	173,1	172,8	172,9	173,0
104				Przepływ	m ₅₅	kg/s	65,14	64,94	64,77	64,99	64,70
105			Para	Ciśnienie	p ₁₅	kPa	849,4	852,0	846,4	854,8	850,7
106				Temperatura	T ₁₅	°C	453,7	460,4	458,0	459,8	461,0
107				Przepływ	m ₁₅	kg/s	2,56	2,58	2,57	2,57	2,57
108	Skośliny		Temperatura	T ₇₁	°C	172,9	173,0	172,8	173,2	173,0	
109			Przepływ	m ₇₁	kg/s	6,21	6,19	6,17	6,20	6,17	
110	Podgrzewacz XW3	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₆	kPa	13 652	13 675	13 814	13 984	13 866	
111			Temperatura	T ₅₆	°C	201,5	201,8	201,4	201,8	201,6	
112		Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₅	kPa	13 918	13 950	14 076	14 223	14 111	
113			Temperatura	T ₅₅	°C	172,8	173,1	172,8	172,9	173,0	
114			Przepływ	m ₅₅	kg/s	65,14	64,94	64,77	64,99	64,70	
115		Para	Ciśnienie	p ₇	kPa	1 608,6	1 615,4	1 603,7	1 621,1	1 613,2	
116			Temperatura	T ₇	°C	331,8	336,6	333,6	334,3	334,0	
117			Przepływ	m ₇	kg/s	3,65	3,61	3,60	3,64	3,60	
118		Skośliny	Temperatura	T ₇₀	°C	201,6	201,8	201,5	202,0	201,8	
119			Przepływ	m ₇₀	kg/s	3,65	3,61	3,60	3,64	3,60	
120	Wtrysk do pary świeżej		Ciśnienie	p ₆₀	kPa	13 652	13 675	13 814	13 984	13 866	
121			Temperatura	T ₆₀	°C	198,9	199,2	198,8	199,3	199,1	
122			Przepływ	m ₆₀	kg/s	10,66	11,12	8,41	8,60	8,63	
123	Wtrysk do pary wtórnej		Ciśnienie	p ₅₈	kPa	3 879,8	3 886,2	3 919,2	3 963,0	3 932,1	
124			Temperatura	T ₅₈	°C	118,4	119,5	119,5	119,3	119,5	
125			Przepływ	m ₅₈	kg/s	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	

Tabela B.4 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					6	7	8	9	10		
1	Generator	Moc na zaciskach generatora		N	kW	97 940	98 140	96 260	93 690	122 280	
2		Natężenie prądu		J	A	3 180	4 430	4 390	4 290	4 170	
3		Napięcie		U	V	13 230	13 030	13 030	13 040	13 040	
4		Współczynnik mocy		cos φ	--	0,980	0,990	0,994	0,996	1,000	
5	Turbina	Para	Kolektor para do dławnic	Ciśnienie	p ₉₅	kPa	1002,2	989,3	922,8	914,6	1006,7
6				Temperatura	T ₉₅	°C	250,0	250,0	248,4	248,4	248,2
7				Przepływ	m ₉₅	kg/s	1,19	1,18	1,19	1,19	1,12
8			Para przed turbiną	Ciśnienie	p ₁	kPa	12 702	12 820	12 770	12 650	12 371
9				Temperatura	T ₁	°C	541,7	538,1	540,1	538,1	531,0
10				Przepływ	m ₁	kg/s	83,26	84,43	83,51	82,83	103,17
11			Wylot z WP	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 218,5	2 245,0	2 221,3	2 200,6	2 743,8
12				Temperatura	T ₄	°C	347,1	343,9	345,5	344,0	344,1
13				Przepływ	m ₄	kg/s	80,93	82,07	81,17	80,52	100,29
14			Upust I do XW3	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 218,5	2 245,0	2 221,3	2 200,6	2 743,8
15				Temperatura	T ₄	°C	347,1	343,9	345,5	344,0	344,1
16				Przepływ	m ₇	kg/s	5,32	5,41	5,31	5,29	7,12
17			Upust I do OC	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 218,5	2 245,0	2 221,3	2 200,6	2 743,8
18				Temperatura	T ₄	°C	347,1	343,9	345,5	344,0	344,1
19				Przepływ	m ₆	kg/s	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20			Dolot do SP	Ciśnienie	p ₉	kPa	2 006,8	2 029,4	2 008,9	1 989,9	2 488,0
21				Temperatura	T ₉	°C	530,7	529,7	530,9	529,8	533,8
22				Przepływ	m ₉	kg/s	76,78	77,84	77,04	76,39	94,62
23			Upust II do XW2	Ciśnienie	p ₁₄	kPa	1159,0	1170,5	1160,1	1149,3	1432,5
24				Temperatura	T ₁₄	°C	450,6	449,7	451,2	450,1	453,4
25				Przepływ	m ₁₄	kg/s	3,65	3,70	3,64	3,62	4,80
26			Upust III do XW1	Ciśnienie	p ₁₈	kPa	606,5	613,2	607,6	601,8	751,6
27				Temperatura	T ₁₈	°C	364,6	364,1	365,6	364,5	367,9
28				Przepływ	m ₁₈	kg/s	3,44	3,40	3,42	3,18	4,26
29			Upust IV do OC	Ciśnienie	p ₂₃	kPa	180,40	181,76	181,25	180,08	225,45
30				Temperatura	T ₂₃	°C	223,4	222,6	224,2	223,6	225,0
31				Przepływ	m ₂₃	kg/h	3,13	3,19	3,13	3,09	4,11
32			Wylot z SP	Ciśnienie	p ₂₁	kPa	180,40	181,76	181,25	180,08	225,45
33				Temperatura	T ₂₁	°C	223,4	222,6	224,2	223,6	225,0
34				Przepływ	m ₂₁	kg/s	66,00	66,98	66,29	65,94	80,76
35			Upust V do XN2	Ciśnienie	p ₂₈	kPa	62,30	62,37	62,70	62,87	75,50
36				Temperatura	T ₂₈	°C	146,29	148,03	149,57	148,73	150,47
37				Przepływ	m ₂₈	kg/s	1,73	1,70	1,66	1,62	2,19
38			Upust VI do XN1	Ciśnienie	p ₃₃	kPa	35,38	36,32	36,29	36,43	42,89
39				Temperatura	T ₃₃	°C	100,16	103,35	100,41	98,14	105,39
40				Przepływ	m ₃₃	kg/s	1,67	1,24	0,90	0,46	2,67
41			Wylot z turbiny	Ciśnienie	p ₃₈	kPa	5,021	6,404	7,680	9,450	6,042
42				Temperatura	T ₃₈	°C	32,95	37,35	40,74	44,70	36,29
43	Przepływ	m ₃₈		kg/s	62,55	63,99	63,67	63,81	75,79		

Tabela B.5 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar							
					6	7	8	9	10			
44	Skraplacz	Woda chłodząca	Wlot 1	Ciśnienie	p _{90.1}	kPa	294,4	292,8	290,2	288,1	293,0	
45			Wlot 1	Temperatura	T _{90.1}	°C	16,39	22,02	25,89	30,38	17,13	
46		Woda chłodząca	Wylot 1	Ciśnienie	p _{91.1}	kPa	216,0	214,9	212,6	210,9	217,5	
47				Wylot 1	Temperatura	T _{91.1}	°C	24,46	29,98	34,05	38,37	26,86
48		Woda chłodząca	Wlot 2	Ciśnienie	p _{90.2}	kPa	294,5	292,8	290,2	288,1	292,7	
49				Wlot 2	Temperatura	T _{90.2}	°C	16,4	22,0	25,9	30,4	17,2
50		Woda chłodząca	Wylot 2	Ciśnienie	p _{91.2}	kPa	216,0	214,9	212,6	210,9	217,5	
51				Wylot 2	Temperatura	T _{91.2}	°C	24,2	30,0	33,7	38,0	26,6
52		Przeływ wody chłodzącej			m ₉₀	kg/s	4 460	4 520	4 500	4 620	4 400	
53		Kondensat		Temperatura	T ₄₂	°C	30,72	35,51	39,01	43,30	34,06	
54				Przeływ	m ₄₂	kg/s	67,86	68,85	68,15	67,80	82,71	
55		Regeneracja NP.	CT2	Kondensat wlot	Temperatura	T ₄₄	°C	46,74	51,15	54,31	58,57	46,71
56					Przeływ	m ₄₄	kg/s	66,81	68,27	67,36	66,84	82,14
57				Kondensat wylot	Temperatura	T _{44.1}	°C	56,34	61,04	64,04	68,03	56,42
58	Przeływ				m _{44.1}	kg/s	66,81	68,27	67,36	66,84	82,14	
59	Para		Przeływ	m ₉₆	kg/s	0,39	0,40	0,39	0,39	0,48		
60	Skropliny		Przeływ	m ₇₅	kg/s	0,91	0,91	0,91	0,90	1,06		
61	Podgrzewacz XN1		Kondensat wlot	Ciśnienie	p ₄₅	kPa	634,7	628,3	810,0	822,4	666,3	
62				Temperatura	T ₄₅	°C	56,34	61,04	64,04	68,03	56,42	
63			Kondensat wylot	Temperatura	T ₄₆	°C	70,91	71,72	72,05	72,37	75,26	
64				Przeływ	m ₄₆	kg/s	66,81	68,27	67,36	66,84	82,14	
65	Para		Ciśnienie	p ₃₇	kPa	35,38	36,32	36,29	36,43	42,89		
66			Temperatura	T ₃₇	°C	100,16	103,35	100,41	98,14	105,39		
67	Skropliny		Przeływ	m ₃₇	kg/s	1,67	1,24	0,90	0,46	2,67		
68			Temperatura	T ₇₄	°C	72,93	73,55	73,54	73,63	77,54		
69	Skropliny	Przeływ	m ₇₄	kg/s	3,40	2,94	2,56	2,08	4,86			
70		Kondensat wlot	Temperatura	T ₄₇	°C	68,38	69,49	69,58	69,86	73,34		
71	Podgrzewacz XN2	Kondensat wylot	Temperatura	T ₄₈	°C	83,28	83,88	83,83	83,82	88,60		
72			Przeływ	m ₄₈	kg/s	66,81	68,27	67,36	66,84	82,14		
73		Para	Ciśnienie	p ₃₁	kPa	59,01	59,09	59,40	59,55	71,52		
74			Temperatura	T ₃₁	°C	146,29	148,03	149,57	148,73	150,47		
75	Skropliny	Przeływ	m ₃₁	kg/s	1,73	1,70	1,66	1,62	2,19			
76		Temperatura	T ₇₃	°C	85,50	85,53	85,67	85,73	90,50			
77	Przeływ	m ₇₃	kg/s	1,73	1,70	1,66	1,62	2,19				

Tabela B.6 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					6	7	8	9	10		
78	Para	Ciśnienie	p_{24}	kPa	180,40	181,76	181,25	180,08	225,45		
79		Temperatura	T_{24}	°C	223,4	222,6	224,2	223,6	225,0		
80		Przepływ	m_{24}	kg/s	3,13	3,19	3,13	3,09	4,11		
81	Woda zasilająca	Temperatura	T_{50}	°C	117,68	118,03	117,90	117,63	124,96		
82		Przepływ	m_{50}	kg/s	84,93	85,38	84,79	84,36	104,11		
83	Skropliny z XW1	Ciśnienie	p_{72}	kPa	577,6	584,0	578,7	573,1	715,8		
84		Temperatura	T_{72}	°C	151,2	151,5	151,5	150,9	159,7		
85		Przepływ	m_{72}	kg/s	13,44	13,56	13,40	13,12	17,45		
86	Kondensat	Ciśnienie	p_{49}	kPa	447,7	450,1	448,8	446,9	477,1		
87		Temperatura	T_{49}	°C	83,28	83,88	83,83	83,82	88,60		
88		Przepływ	m_{49}	kg/s	61,86	64,54	65,30	63,61	80,74		
89	Strata czynnika w obiegu		m_{ub}	kg/s	1,49	0,30	0,84	1,26	0,35		
90	Regeneracja WP	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p_{52}	kPa	15 033	15 150	14 950	14 900	15 250	
91			Temperatura	T_{52}	°C	122,49	123,00	122,62	123,87	128,98	
92		Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p_{54}	kPa	14 728	14 849	14 692	14 617	14 961	
93			Temperatura	T_{54}	°C	157,1	157,3	157,2	156,9	163,9	
94			Przepływ	m_{54}	kg/s	84,93	85,38	84,79	84,36	104,11	
95		Para	Ciśnienie	p_{19}	kPa	577,6	584,0	578,7	573,1	715,8	
96			Temperatura	T_{19}	°C	364,6	364,1	365,6	364,5	367,9	
97			Przepływ	m_{19}	kg/s	4,38	4,36	4,37	4,13	5,43	
98		Skropliny	Temperatura	T_{72}	°C	157,4	157,8	157,4	157,1	165,9	
99			Przepływ	m_{72}	kg/s	13,44	13,56	13,40	13,12	17,45	
100		Regeneracja WP	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p_{54}	kPa	14 728	14 849	14 692	14 617	14 961
101				Temperatura	T_{54}	°C	157,1	157,3	157,2	156,9	163,9
102	Woda zasilająca wylot		Ciśnienie	p_{55}	kPa	14 422	14 548	14 433	14 333	14 672	
103			Temperatura	T_{55}	°C	185,7	186,1	185,8	185,4	194,0	
104			Przepływ	m_{55}	kg/s	84,93	85,38	84,79	84,36	104,11	
105	Para		Ciśnienie	p_{15}	kPa	1 147,5	1 158,9	1 148,6	1 137,9	1 418,3	
106			Temperatura	T_{15}	°C	458,5	457,7	460,0	458,6	464,2	
107			Przepływ	m_{15}	kg/s	3,73	3,78	3,73	3,70	4,91	
108	Skropliny		Temperatura	T_{71}	°C	186,0	186,4	186,0	185,6	195,7	
109			Przepływ	m_{71}	kg/s	9,06	9,20	9,03	8,99	12,02	
110	Regeneracja WP		Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p_{56}	kPa	14 117	14 247	14 175	14 050	14 383
111				Temperatura	T_{56}	°C	217,0	217,6	217,0	216,6	226,9
112		Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p_{55}	kPa	14 422	14 548	14 433	14 333	14 672	
113			Temperatura	T_{55}	°C	185,7	186,1	185,8	185,4	194,0	
114			Przepływ	m_{55}	kg/s	84,93	85,38	84,79	84,36	104,11	
115		Para	Ciśnienie	p_7	kPa	2 207,4	2 233,7	2 210,2	2 189,5	2 730,1	
116			Temperatura	T_7	°C	346,0	342,8	344,4	342,9	343,0	
117			Przepływ	m_7	kg/s	5,32	5,41	5,31	5,29	7,12	
118		Skropliny	Temperatura	T_{70}	°C	217,4	218,0	217,5	217,0	228,7	
119			Przepływ	m_{70}	kg/s	5,32	5,41	5,31	5,29	7,12	
120				Ciśnienie	p_{60}	kPa	14 117	14 247	14 175	14 050	14 383
121		Wtrysk do pary świeżej		Temperatura	T_{60}	°C	213,8	214,3	213,8	213,4	223,9
122			Przepływ	m_{60}	kg/s	12,08	12,57	13,39	13,43	14,30	
123			Ciśnienie	p_{58}	kPa	4 044,4	4 084,0	4 058,9	4 030,5	4 192,3	
124	Wtrysk do pary wtórnej		Temperatura	T_{58}	°C	117,7	118,0	117,9	117,6	125,0	
125			Przepływ	m_{58}	kg/s	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	

Tabela B.7 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar					
					11	12	13	14	15	
1	Gene- rator	Moc na zaciskach generatora		N	kW	119 290	121 330	120 570	116 670	118 530
2		Natężenie prądu		J	A	5 360	5 390	5 350	5 330	5 140
3		Napięcie		U	V	13 180	13 500	13 460	13 460	13 460
4		Współczynnik mocy		cos fi	--	0,946	0,973	0,970	0,973	0,987
5	Turbina	Kolektor para do dławnic	Ciśnienie	p ₉₅	kPa	1004,6	999,9	1003,5	1000,2	1002,0
6			Temperatura	T ₉₅	°C	247,5	240,9	239,9	243,2	245,2
7			Przeływ	m ₉₅	kg/s	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12
8		Para przed turbina	Ciśnienie	p ₁	kPa	12 340	12 720	12 660	12 410	12 560
9			Temperatura	T ₁	°C	537,1	542,0	541,0	538,4	539,3
10			Przeływ	m ₁	kg/s	101,82	103,63	103,24	101,38	102,56
11		Wylot z WP	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 697,9	2 751,7	2 742,2	2 696,2	2 728,0
12			Temperatura	T ₄	°C	348,5	351,8	351,1	349,3	350,1
13			Przeływ	m ₄	kg/s	98,97	100,73	100,35	98,55	99,69
14		Upust I do XW3	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 697,9	2 751,7	2 742,2	2 696,2	2 728,0
15			Temperatura	T ₄	°C	348,5	351,8	351,1	349,3	350,1
16			Przeływ	m ₇	kg/s	7,01	7,15	7,12	6,94	7,09
17		Upust I do OC	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 697,9	2 751,7	2 742,2	2 696,2	2 728,0
18			Temperatura	T ₄	°C	348,5	351,8	351,1	349,3	350,1
19			Przeływ	m ₆	kg/s	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20		Dolot do SP	Ciśnienie	p ₉	kPa	2 445,5	2 494,3	2 485,1	2 444,4	2 473,1
21			Temperatura	T ₉	°C	527,1	528,3	529,1	529,0	531,0
22			Przeływ	m ₉	kg/s	93,39	95,04	94,68	93,03	94,04
23		Upust II do XW2	Ciśnienie	p ₁₄	kPa	1407,6	1434,9	1430,2	1406,7	1423,1
24			Temperatura	T ₁₄	°C	447,3	448,3	449,0	449,0	450,7
25			Przeływ	m ₁₄	kg/s	4,75	4,83	4,85	4,72	4,76
26		Upust III do XW1	Ciśnienie	p ₁₈	kPa	738,1	752,2	749,9	737,5	746,0
27			Temperatura	T ₁₈	°C	362,5	363,3	363,9	363,9	365,3
28			Przeływ	m ₁₈	kg/s	4,30	4,02	4,01	3,93	3,96
29		Upust IV do OC	Ciśnienie	p ₂₃	kPa	221,67	224,59	224,23	221,32	222,30
30			Temperatura	T ₂₃	°C	219,7	220,1	220,8	221,0	222,0
31			Przeływ	m ₂₃	kg/h	3,96	4,12	4,07	3,96	4,15
32		Wylot z SP	Ciśnienie	p ₂₁	kPa	221,67	224,59	224,23	221,32	222,30
33			Temperatura	T ₂₁	°C	219,7	220,1	220,8	221,0	222,0
34			Przeływ	m ₂₁	kg/s	79,70	81,38	81,06	79,74	80,48
35		Upust V do XN2	Ciśnienie	p ₂₈	kPa	75,00	74,87	75,00	73,60	71,36
36			Temperatura	T ₂₈	°C	146,29	144,08	145,94	147,36	147,99
37			Przeływ	m ₂₈	kg/s	2,05	2,11	2,06	1,99	1,87
38		Upust VI do XN1	Ciśnienie	p ₃₃	kPa	42,97	43,82	43,93	43,69	44,33
39			Temperatura	T ₃₃	°C	102,44	101,52	101,47	101,19	103,58
40			Przeływ	m ₃₃	kg/s	1,95	1,95	1,79	1,24	1,37
41		Wylot z turbiny	Ciśnienie	p ₃₈	kPa	7,602	8,259	8,580	10,443	9,949
42			Temperatura	T ₃₈	°C	40,55	42,11	42,84	46,66	45,71
43			Przeływ	m ₃₈	kg/s	75,59	77,20	77,08	76,40	77,12

Tabela B.8 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					11	12	13	14	15		
44	Skraplacz	Woda chłodząca Wlot 1	Ciśnienie	$p_{90.1}$	kPa	292,0	299,6	290,9	288,4	300,0	
45			Temperatura	$T_{90.1}$	°C	22,41	25,35	25,04	29,49	29,41	
46		Woda chłodząca Wylot 1	Ciśnienie	$p_{91.1}$	kPa	216,9	214,4	215,2	212,7	212,4	
47			Temperatura	$T_{91.1}$	°C	32,07	33,91	34,76	38,90	38,01	
48		Woda chłodząca Wlot 2	Ciśnienie	$p_{90.2}$	kPa	292,0	299,6	290,9	288,4	300,0	
49			Temperatura	$T_{90.2}$	°C	22,4	25,4	25,0	29,5	29,5	
50		Woda chłodząca Wylot 2	Ciśnienie	$p_{91.2}$	kPa	216,9	214,4	215,2	212,7	212,4	
51			Temperatura	$T_{91.2}$	°C	31,9	33,9	34,4	38,6	37,8	
52		Przepływ wody chłodzącej			m_{90}	kg/s	4 360	5 000	4 470	4 590	5 080
53		Kondensat		Temperatura	T_{42}	°C	38,54	40,20	40,92	44,90	43,87
54	Przepływ			m_{42}	kg/s	81,64	83,33	83,00	81,68	82,42	
55	Regeneracja NP.	CT2	Kondensat wlot	Temperatura	T_{44}	°C	51,82	53,06	54,01	58,19	56,94
56				Przepływ	m_{44}	kg/s	80,67	82,79	82,03	80,94	81,46
57			Kondensat wylot	Temperatura	$T_{44.1}$	°C	61,67	62,41	63,59	67,54	66,88
58				Przepływ	$m_{44.1}$	kg/s	80,67	82,79	82,03	80,94	81,46
59			Para	Przepływ	m_{96}	kg/s	0,48	0,48	0,48	0,47	0,48
60		Skropliny	Przepływ	m_{75}	kg/s	1,05	1,06	1,06	1,04	1,05	
61		Podgrzewacz XN1	Kondensat wlot	Ciśnienie	p_{45}	kPa	694,6	706,0	721,2	733,8	737,1
62				Temperatura	T_{45}	°C	61,67	62,41	63,59	67,54	66,88
63			Kondensat wylot	Temperatura	T_{46}	°C	75,77	76,10	76,28	76,52	76,67
64				Przepływ	m_{46}	kg/s	80,67	82,79	82,03	80,94	81,46
65			Para	Ciśnienie	p_{37}	kPa	42,97	43,82	43,93	43,69	44,33
66				Temperatura	T_{37}	°C	102,44	101,52	101,47	101,19	103,58
67				Przepływ	m_{37}	kg/s	1,95	1,95	1,79	1,24	1,37
68		Skropliny	Temperatura	T_{74}	°C	77,59	78,07	78,12	78,00	78,35	
69			Przepływ	m_{74}	kg/s	4,00	4,06	3,85	3,23	3,24	
70		Podgrzewacz XN2	Kondensat wlot	Temperatura	T_{47}	°C	73,90	74,00	74,17	74,46	74,59
71			Kondensat wylot	Temperatura	T_{48}	°C	88,37	88,49	88,52	88,51	87,75
72				Przepływ	m_{48}	kg/s	80,67	82,79	82,03	80,94	81,46
73			Para	Ciśnienie	p_{31}	kPa	71,05	70,92	71,04	69,72	67,60
74				Temperatura	T_{31}	°C	146,29	144,08	145,94	147,36	147,99
75	Przepływ			m_{31}	kg/s	2,05	2,11	2,06	1,99	1,87	
76	Skropliny		Temperatura	T_{73}	°C	90,32	90,28	90,32	89,83	89,02	
77		Przepływ	m_{73}	kg/s	2,05	2,11	2,06	1,99	1,87		

Tabela B.9 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar						
					11	12	13	14	15		
78	Odgazowywacz	Para	Ciśnienie	p ₂₄	kPa	221,67	224,59	224,23	221,32	222,30	
79			Temperatura	T ₂₄	°C	219,7	220,1	220,8	221,0	222,0	
80			Przepływ	m ₂₄	kg/s	3,96	4,12	4,07	3,96	4,15	
81		Woda zasilająca	Temperatura	T ₅₀	°C	124,18	124,39	124,33	123,93	124,34	
82			Przepływ	m ₅₀	kg/s	103,38	104,53	104,78	102,58	104,10	
83		Skropliny z XW1	Ciśnienie	p ₇₂	kPa	702,9	716,4	714,2	702,4	710,4	
84			Temperatura	T ₇₂	°C	158,9	158,8	158,4	158,1	158,5	
85			Przepływ	m ₇₂	kg/s	17,32	17,28	17,27	16,84	17,09	
86		Kondensat	Ciśnienie	p ₄₉	kPa	478,6	480,7	478,7	477,7	478,7	
87	Temperatura		T ₄₉	°C	88,37	88,49	88,52	88,51	87,75		
88	Przepływ		m ₄₉	kg/s	79,11	82,33	80,38	76,52	76,76		
89	Strata czynnika w obiegu			m _{ub}	kg/s	1,37	0,29	1,36	0,77	1,35	
90	Regeneracja WP	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₂	kPa	15 450	15 700	15 850	15 450	15 600	
91			Temperatura	T ₅₂	°C	128,05	130,46	130,32	129,86	130,50	
92		Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₄	kPa	15 103	15 377	15 457	15 103	15 257	
93			Temperatura	T ₅₄	°C	163,2	163,9	163,8	163,2	163,8	
94			Przepływ	m ₅₄	kg/s	103,38	104,53	104,78	102,58	104,10	
95		Para	Ciśnienie	p ₁₉	kPa	702,9	716,4	714,2	702,4	710,4	
96			Temperatura	T ₁₉	°C	362,5	363,3	363,9	363,9	365,3	
97			Przepływ	m ₁₉	kg/s	5,45	5,19	5,18	5,07	5,13	
98		Skropliny	Temperatura	T ₇₂	°C	165,1	165,9	165,8	165,1	165,6	
99			Przepływ	m ₇₂	kg/s	17,32	17,28	17,27	16,84	17,09	
100		Podgrzewacz XW2	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₄	kPa	15 103	15 377	15 457	15 103	15 257
101				Temperatura	T ₅₄	°C	163,2	163,9	163,8	163,2	163,8
102			Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₅	kPa	14 757	15 054	15 063	14 757	14 915
103				Temperatura	T ₅₅	°C	193,1	193,9	193,8	193,2	193,5
104				Przepływ	m ₅₅	kg/s	103,38	104,53	104,78	102,58	104,10
105			Para	Ciśnienie	p ₁₅	kPa	1 393,6	1 420,7	1 416,1	1 392,8	1 409,0
106				Temperatura	T ₁₅	°C	456,3	456,1	457,1	457,5	459,2
107				Przepływ	m ₁₅	kg/s	4,86	4,94	4,96	4,82	4,87
108	Skropliny		Temperatura	T ₇₁	°C	194,8	195,7	195,6	194,8	195,3	
109			Przepływ	m ₇₁	kg/s	11,87	12,09	12,08	11,77	11,96	
110	Podgrzewacz XW3		Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₆	kPa	14 410	14 730	14 670	14 410	14 572
111				Temperatura	T ₅₆	°C	226,0	227,1	226,8	226,1	226,6
112		Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₅	kPa	14 757	15 054	15 063	14 757	14 915	
113			Temperatura	T ₅₅	°C	193,1	193,9	193,8	193,2	193,5	
114			Przepływ	m ₅₅	kg/s	103,38	104,53	104,78	102,58	104,10	
115		Para	Ciśnienie	p ₇	kPa	2 684,4	2 738,0	2 728,5	2 682,7	2 714,3	
116			Temperatura	T ₇	°C	347,6	350,9	350,2	348,5	349,3	
117			Przepływ	m ₇	kg/s	7,01	7,15	7,12	6,94	7,09	
118		Skropliny	Temperatura	T ₇₀	°C	227,8	228,8	228,7	227,7	228,4	
119			Przepływ	m ₇₀	kg/s	7,01	7,15	7,12	6,94	7,09	
120	Wtrysk do pary świeżej		Ciśnienie	p ₆₀	kPa	14 410	14 730	14 670	14 410	14 572	
121			Temperatura	T ₆₀	°C	223,1	224,1	223,9	223,1	223,7	
122			Przepływ	m ₆₀	kg/s	7,64	13,53	13,13	12,34	12,72	
123	Wtrysk do pary wtórnej		Ciśnienie	p ₅₈	kPa	4 280,5	4 372,8	4 359,0	4 280,9	4 329,0	
124			Temperatura	T ₅₈	°C	124,2	124,4	124,3	123,9	124,3	
125			Przepływ	m ₅₈	kg/s	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	

Załącznik B 2 Praca ciepłowniczo - kondensacyjna

Tabela B.10 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie ciepłowniczo- kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar							
					16	17	18	19	20	21	22	
1	Moc na zaciskach generatora		N	kW	90 540	90 320	91 870	92 230	116 530	114 920	114 930	
2	Napięcie	Natężenie prądu	J	A	4 040	3 990	4 050	4 070	5 220	5 110	5 100	
3		Napięcie	U	V	13 220	13 220	13 220	13 220	13 210	13 210	13 210	
4		Współczynnik mocy	cos φ	--	0,979	0,988	0,990	0,990	0,975	0,984	0,984	
5	Turbina Para	Kolektor para do dławnic	Ciśnienie	p ₉₅	kPa	1024,6	1018,9	986,6	945,3	1006,3	854,6	1056,6
6			Temperatura	T ₉₅	°C	246,4	246,8	242,4	248,0	239,0	222,1	236,4
7			Przepływ	m ₉₅	kg/s	1,20	1,20	1,19	1,19	1,04	1,04	1,03
8		Para przed turbiną	Ciśnienie	p ₁	kPa	12 775	12 749	12 895	12 955	12 767	12 766	12 811
9			Temperatura	T ₁	°C	537,5	538,3	537,0	538,2	535,7	534,2	534,6
10			Przepływ	m ₁	kg/s	83,29	83,07	84,18	84,58	103,57	103,87	104,30
11		Wylot z WP	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 217,3	2 210,9	2 240,8	2 251,9	2 727,5	2 732,1	2 745,1
12			Temperatura	T ₄	°C	343,5	344,1	343,5	343,9	345,8	344,7	345,0
13			Przepływ	m ₄	kg/s	80,96	80,75	81,82	82,21	100,68	100,97	101,38
14		Upust I do XW3	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 217,3	2 210,9	2 240,8	2 251,9	2 727,5	2 732,1	2 745,1
15			Temperatura	T ₄	°C	343,5	344,1	343,5	343,9	345,8	344,74	344,97
16			Przepływ	m ₇	kg/s	5,41	5,34	5,46	5,49	7,38	7,44	7,49
17		Upust I do OC	Ciśnienie	p ₄	kPa	2 217,3	2 210,9	2 240,8	2 251,9	2 727,5	2 732,1	2 745,1
18			Temperatura	T ₄	°C	343,5	344,1	343,5	343,9	345,8	344,7	345,0
19			Przepływ	m ₆	kg/h	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20		Dolot do SP	Ciśnienie	p ₉	kPa	2 005,7	1 999,7	2 026,7	2 035,8	2 475,0	2 478,6	2 488,9
21			Temperatura	T ₉	°C	531,4	531,1	531,9	532,3	525,8	525,6	526,7
22			Przepływ	m ₉	kg/s	76,72	76,57	77,54	77,91	94,75	94,99	95,36
23		Upust II do XW2	Ciśnienie	p ₁₄	kPa	1 156,7	1 154,6	1 168,5	1 174,8	1 420,7	1 422,1	1 428,2
24			Temperatura	T ₁₄	°C	450,9	450,7	451,2	451,8	446,0	445,6	446,1
25			Przepływ	m ₁₄	kg/s	3,66	3,79	3,69	3,71	5,27	5,04	4,86
26		Upust III do XW1	Ciśnienie	p ₁₈	kPa	604,8	603,0	610,5	614,2	739,0	739,6	743,4
27			Temperatura	T ₁₈	°C	364,7	364,1	364,7	365,5	360,5	360,1	360,1
28			Przepływ	m ₁₈	kg/s	3,78	3,49	2,98	3,16	4,15	4,43	4,29
29		Upust IV do OC	Ciśnienie	p ₂₃	kPa	178,01	177,73	179,09	180,88	208,85	208,67	210,11
30			Temperatura	T ₂₃	°C	222,5	222,2	222,6	223,3	215,0	214,9	215,6
31			Przepływ	m ₂₃	kg/s	3,48	3,44	3,70	3,69	5,89	5,98	5,96
32		Wylot z SP	Ciśnienie	p ₂₁	kPa	178,01	177,73	179,09	180,88	208,85	208,67	210,11
33			Temperatura	T ₂₁	°C	222,5	222,2	222,6	223,3	215,0	214,9	215,6
34			Przepływ	m ₂₁	kg/s	65,25	65,29	66,59	66,78	78,75	78,84	79,56
35		Upust V do XN2	Ciśnienie	p ₂₈	kPa	52,30	53,31	51,43	53,42	43,07	42,65	42,16
36			Temperatura	T ₂₈	°C	122,67	123,03	122,40	123,09	101,29	99,67	98,37
37			Przepływ	m ₂₈	kg/s	13,31	13,21	14,07	13,67	14,09	15,15	15,26
38		Upust VI do XN1	Ciśnienie	p ₃₃	kPa	29,21	29,43	28,26	29,22	27,58	26,87	26,61
39			Temperatura	T ₃₃	°C	87,30	86,39	90,72	88,67	73,24	66,76	63,93
40			Przepływ	m ₃₃	kg/s	17,17	16,77	15,90	16,27	13,62	15,63	16,04
41		Wylot z turbiny	Ciśnienie	p ₃₈	kPa	4,018	4,156	4,411	4,686	5,076	6,784	8,173
42			Temperatura	T ₃₈	°C	29,04	29,62	30,66	31,73	33,15	38,42	41,92
43			Przepływ	m ₃₈	kg/s	34,72	35,27	36,57	36,79	50,85	47,87	48,05

Tabela B.11 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie ciepłowniczo- kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie		Symbol	Jednostka	Pomiar									
					16	17	18	19	20	21	22			
44	Skraplacz	Woda chłodząca	Wlot 1	Ciśnienie	P _{90,1}	kPa	293,5	282,2	259,3	250,2	280,1	271,5	269,0	
45			Temperatura	T _{90,1}	°C	17,26	17,33	17,49	16,95	20,31	26,70	30,62		
46		Wylot 1	Ciśnienie	P _{91,1}	kPa	217,0	213,7	199,9	196,7	200,1	197,7	195,5		
47			Temperatura	T _{91,1}	°C	22,37	23,04	24,52	25,32	26,53	33,26	36,83		
48	Skraplacz	Woda chłodząca	Wlot 2	Ciśnienie	P _{90,2}	kPa	293,7	281,3	258,9	249,7	280,4	271,7	269,5	
49			Temperatura	T _{90,2}	°C	17,31	17,33	17,48	16,98	20,31	26,67	30,61		
50		Wylot 2	Ciśnienie	P _{91,2}	kPa	217,0	213,7	199,9	196,7	200,1	197,7	195,5		
51			Temperatura	T _{91,2}	°C	21,93	22,63	24,17	25,28	26,34	33,02	36,73		
52		Przepływ wody chłodzącej		m ₉₀	kg/s	4 310	3 720	3 010	2 430	4 590	4 240	4 250		
53		Kondensat	Temperatura	T ₄₂	°C	27,62	27,83	29,12	30,23	31,94	37,07	40,94		
54			Przepływ	m ₄₂	kg/s	38,07	38,69	39,90	40,54	54,67	51,28	51,31		
55	Regeneracja NP.	CT2	Kondensat wlot	Temperatura	T ₄₄	°C	48,81	49,01	49,72	50,03	47,79	52,31	57,59	
56				Przepływ	m ₄₄	kg/s	37,31	38,05	39,21	39,85	54,02	50,54	50,61	
57			Kondensat wylot	Temperatura	T _{44,1}	°C	63,89	63,74	64,02	63,64	59,88	62,46	64,27	
58				Przepływ	m _{44,1}	kg/s	37,31	38,05	39,21	39,85	54,02	50,54	50,61	
59			Para	Przepływ	m ₉₆	kg/s	0,94	0,93	0,93	0,90	1,09	0,85	0,57	
60			Skropliny	Przepływ	m ₇₅	kg/s	0,91	0,90	0,91	0,92	1,06	1,06	1,07	
61		Podgrzewacz XN1	Kondensat wlot	Ciśnienie	P ₄₅	kPa	864,8	864,8	863,2	866,0	760,3	778,9	770,5	
62				Temperatura	T ₄₅	°C	63,89	63,74	64,02	63,64	59,88	62,46	64,27	
63			Kondensat wylot	Temperatura	T ₄₆	°C	67,46	67,61	66,66	67,54	63,13	63,23	65,86	
64				Przepływ	m ₄₆	kg/s	37,31	38,05	39,21	39,85	54,02	50,54	50,61	
65			Para	Ciśnienie	P ₃₇	kPa	29,21	29,43	28,26	29,22	27,58	26,87	26,61	
66				Temperatura	T ₃₇	°C	87,30	86,39	90,72	88,67	73,24	66,76	63,93	
67			Przepływ	m ₃₇	kg/s	0,20	0,22	0,15	0,23	0,28	0,04	0,12		
68	Skropliny		Temperatura	T ₇₄	°C	68,49	68,65	67,73	68,49	67,17	66,59	66,36		
69		Przepływ	m ₇₄	kg/s	1,42	1,49	1,39	1,81	1,74	1,32	1,17			
70	Podgrzewacz XN2	Kondensat wlot	Temperatura	T ₄₇	°C	65,53	65,68	64,46	65,24	60,50	61,05	63,89		
71			Temperatura	T ₄₈	°C	78,35	78,86	77,42	78,49	70,79	70,10	71,23		
72		Kondensat wylot	Przepływ	m ₄₈	kg/s	54,28	54,60	54,96	67,98	79,99	80,00	80,74		
73			Ciśnienie	P ₃₁	kPa	49,54	50,50	48,72	50,61	40,80	40,40	39,93		
74		Para	Temperatura	T ₃₁	°C	122,67	123,03	122,40	123,09	101,29	99,67	98,37		
75			Przepływ	m ₃₁	kg/s	1,22	1,26	1,25	1,58	1,45	1,28	1,05		
76		Skropliny	Temperatura	T ₇₃	°C	81,09	81,56	80,67	81,62	76,33	76,10	75,82		
77			Przepływ	m ₇₃	kg/s	1,22	1,26	1,25	1,58	1,45	1,28	1,05		
78	Odgazowywacz	Para	Ciśnienie	P ₂₄	kPa	178,01	177,73	179,09	180,88	208,85	208,67	210,11		
79			Temperatura	T ₂₄	°C	222,5	222,2	222,6	223,3	215,0	214,9	215,6		
80			Przepływ	m ₂₄	kg/s	3,48	3,44	3,70	3,69	5,89	5,98	5,96		
81		Woda zasilająca	Temperatura	T ₅₀	°C	116,89	116,83	116,90	117,24	121,58	121,63	121,79		
82			Przepływ	m ₅₀	kg/s	84,50	84,08	85,28	85,68	104,60	105,03	105,42		
83		Skropliny z XW1	Ciśnienie	P ₇₂	kPa	576,0	574,3	581,5	585,0	703,8	704,4	708,0		
84			Temperatura	T ₇₂	°C	151,2	151,1	151,3	151,6	158,5	158,8	158,1		
85			Przepływ	m ₇₂	kg/s	13,88	13,65	13,18	13,40	18,08	18,20	17,92		
86		Kondensat	Ciśnienie	P ₄₉	kPa	444,3	443,8	445,5	446,9	480,8	480,1	482,4		
87			Temperatura	T ₄₉	°C	78,35	78,86	77,42	78,49	70,79	70,10	71,23		
88			Przepływ	m ₄₉	kg/s	39,80	40,09	41,55	40,67	60,22	59,64	61,00		
89			Strata czynnika w obiegu		m _{ub}	kg/s	0,72	0,38	0,54	0,54	0,58	0,80	0,73	

Tabela B.12 – Zestawienie parametrów turbozespołu w trybie ciepłowniczo- kondensacyjnym

Nr	Wyszczególnienie				Symbol	Jednostka	Pomiar						
			16	17			18	19	20	21	22		
90	Regeneracja WP	Podgrzewacz XW1	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₂	kPa	14 950	14 900	15 034	15 100	15 667	15 533	15 633
91			Temperatura	T ₅₂	°C	119,33	120,10	125,67	124,82	127,16	127,16	127,16	129,25
92			Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₄	kPa	14 668	14 624	14 770	14 837	15 348	15 255	15 342
93				Temperatura	T ₅₄	°C	156,6	155,6	157,1	157,4	161,6	162,9	164,2
94				Przepływ	m ₅₄	kg/s	84,50	84,08	85,28	85,68	104,60	105,03	105,42
95			Para	Ciśnienie	p ₁₉	kPa	576,0	574,3	581,5	585,0	703,8	704,4	708,0
96				Temperatura	T ₁₉	°C	364,7	364,1	364,7	365,5	360,5	360,1	360,1
97				Przepływ	m ₁₉	kg/s	4,72	4,44	3,94	4,12	5,32	5,61	5,47
98			Skropliny	Temperatura	T ₇₂	°C	157,2	157,1	157,6	157,8	165,2	165,2	165,4
99		Przepływ		m ₇₂	kg/s	13,88	13,65	13,18	13,40	18,08	18,20	17,92	
100		Podgrzewacz XW2	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₄	kPa	14 668	14 624	14 770	14 837	15 348	15 255	15 342
101			Temperatura	T ₅₄	°C	156,6	155,6	157,1	157,4	161,6	162,9	164,2	
102			Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₅	kPa	14 386	14 347	14 507	14 574	15 030	14 977	15 051
103				Temperatura	T ₅₅	°C	185,5	185,5	185,9	186,2	194,1	194,0	194,1
104				Przepływ	m ₅₅	kg/s	84,50	84,08	85,28	85,68	104,60	105,03	105,42
105			Para	Ciśnienie	p ₁₅	kPa	1 145,3	1 143,1	1 156,9	1 163,2	1 406,6	1 408,0	1 414,0
106				Temperatura	T ₁₅	°C	458,7	458,4	459,4	460,3	454,8	454,6	454,3
107				Przepływ	m ₁₅	kg/s	3,75	3,88	3,78	3,79	5,38	5,15	4,96
108			Skropliny	Temperatura	T ₇₁	°C	185,9	185,8	186,3	186,6	195,3	195,3	195,5
109	Przepływ	m ₇₁		kg/s	9,15	9,21	9,24	9,28	12,76	12,59	12,46		
110	Podgrzewacz XW3	Woda zasilająca wlot	Ciśnienie	p ₅₆	kPa	14 104	14 071	14 244	14 311	14 712	14 700	14 760	
111		Temperatura	T ₅₆	°C	217,3	217,1	217,7	218,0	228,2	228,1	228,3		
112		Woda zasilająca wylot	Ciśnienie	p ₅₅	kPa	14 386	14 347	14 507	14 574	15 030	14 977	15 051	
113			Temperatura	T ₅₅	°C	185,5	185,5	185,9	186,2	194,1	194,0	194,1	
114			Przepływ	m ₅₅	kg/s	84,50	84,08	85,28	85,68	104,60	105,03	105,42	
115		Para	Ciśnienie	p ₇	kPa	2 206,2	2 199,8	2 229,6	2 240,6	2 713,9	2 718,4	2 731,3	
116			Temperatura	T ₇	°C	342,4	342,9	342,3	342,7	345,0	343,7	344,1	
117			Przepływ	m ₇	kg/s	5,41	5,34	5,46	5,49	7,38	7,44	7,49	
118		Skropliny	Temperatura	T ₇₀	°C	217,4	217,3	217,9	218,2	228,4	228,5	228,7	
119	Przepływ		m ₇₀	kg/s	5,41	5,34	5,46	5,49	7,38	7,44	7,49		
120	Wtrysk do pary świeżej	Ciśnienie	p ₆₀	kPa	14 104	14 071	14 244	14 311	14 712	14 700	14 760		
121		Temperatura	T ₆₀	°C	213,7	213,6	214,2	214,4	223,5	223,6	223,8		
122		Przepływ	m ₆₀	kg/s	13,42	13,88	13,00	13,06	13,33	14,50	13,93		
123	Wtrysk do pary wtórnej	Ciśnienie	p ₅₈	kPa	4 034,8	4 027,1	4 068,7	4 091,7	4 306,0	4 304,8	4 323,3		
124		Temperatura	T ₅₈	°C	116,9	116,8	116,9	117,2	121,6	121,6	121,8		
125		Przepływ	m ₅₈	kg/s	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00		
126	Wymiennik ciepłowniczy	Podgrzewacz XWB	Woda ciepłownicza wlot	Ciśnienie	p ₉₃	kPa	785,5	798,0	682,5	714,8	754,5	755,9	783,7
127			Temperatura	T ₉₃	°C	67,59	67,78	67,03	68,06	62,71	60,75	61,00	
128			Przepływ	m ₉₄	kg/s	54,3	53,7	58,9	55,8	72,0	73,8	70,5	
129			Woda ciepłownicza wylot	Ciśnienie	p ₉₄	kPa	732,9	743,1	633,2	660,5	729,9	730,6	751,3
130			Temperatura	T ₉₄	°C	80,30	80,46	79,46	80,41	72,64	71,38	72,39	
131			Para	Ciśnienie	p ₃₀	kPa	49,54	50,50	48,72	50,61	40,80	40,40	39,93
132		Temperatura		T ₃₀	°C	122,67	123,03	122,40	123,09	101,29	99,67	98,37	
133		Przepływ		m ₃₀	kg/s	12,09	11,95	12,83	12,10	12,63	13,87	14,21	
134		Skropliny	Temperatura	T ₇₈	°C	81,09	81,56	80,67	81,62	76,33	76,10	75,82	
135		Podgrzewacz XWA	Woda ciepłownicza wlot	Ciśnienie	p ₉₂	kPa	803,2	814,3	700,9	730,8	784,4	785,6	810,2
136			Temperatura	T ₉₂	°C	49,83	50,31	51,78	51,44	52,13	48,73	48,16	
137			Woda ciepłownicza wylot	Ciśnienie	p ₉₃	kPa	785,5	798,0	682,5	714,8	754,5	755,9	783,7
138			Temperatura	T ₉₃	°C	67,59	67,78	67,03	68,06	62,71	60,75	61,00	
139			Para	Ciśnienie	p ₃₅	kPa	29,21	29,43	28,26	29,22	27,58	26,87	26,61
140	Temperatura			T ₃₅	°C	87,30	86,39	90,72	88,67	73,24	66,76	63,93	
141	Przepływ	m ₃₅		kg/s	16,97	16,54	15,76	16,04	13,33	15,58	15,92		
142	Skropliny	Temperatura	T ₇₉	°C	68,49	68,65	67,73	68,49	67,17	66,59	66,36		
143	Ciepło przekazane do ciepłownictwa				Q _c	MW	69,162	67,752	68,196	67,637	61,750	69,838	71,372

Załącznik C Zestawienie parametrów turbozespołu – analiza efektów

Tabela C.1 – Zestawienie parametrów pracy turbozespołu oraz potencjalnych efektów: styczeń-marzec

Nr	Wyszczególnienie	Symbol	Jednostka	Miesiąc						
				Styczeń		Luty		Marzec		
				kond [†]	ciepl ^{**}	kond [†]	ciepl ^{**}	kond [†]	ciepl ^{**}	
1	Moc na zaciskach generatora	N	kW	-	85 740	-	89 860	105 030	89 640	
2	Przepływ pary do skraplacza	m _{p1}	kg/s		34,70		39,94	71,50	36,63	
3	Ciepło przekazane do ciepłownictwa	Q _c	MW	-	117,861	-	102,739	-	111,780	
4	Skraplacz	Obliczeniowe ciśnienie w skraplaczu	p _{nkr}	kPa	-	4,614	-	5,055	6,215	4,975
5		Temperatura wody chłodzącej wlot	T _{w1}	°C	-	19,47	-	20,26	20,96	21,21
6		Pomiarowy przepływ wody chłodzącej	m _w	m ³ /h	-	11 660	-	11 770	18 930	12 570
7		Najkorzystniejszy przepływ wody chłodzącej	m _{w_op}	m ³ /h	-	11 860	-	11 820	20 000	12 780
8		Ciśnienie w skraplaczu dla m _{w_op}	p _{nkr_op}	kPa	-	4,594	-	5,049	6,101	4,954
9	Czas pracy bloku	t _{mc}	h	0	744	0	620	37	568	
10	Efekt energetyczny	ΔN _{ef}	kW	-	0	-	0	50	0	
11	Wzrost produkcji energii el. netto w miesiącu	ΔE _{el_mc}	kWh	-	0	-	0	1 850	0	

Tabela C.2 – Zestawienie parametrów pracy turbozespołu oraz potencjalnych efektów: kwiecień-czerwiec

Nr	Wyszczególnienie	Symbol	Jednostka	Miesiąc						
				Kwiecień		Maj		Czerwiec		
				kond [†]	ciepl ^{**}	kond [†]	ciepl ^{**}	kond [†]	ciepl ^{**}	
1	Moc na zaciskach generatora	N	kW	102 290	91 250	76 670	94 360	-	87 200	
2	Przepływ pary do skraplacza	m _{p1}	kg/s	68,91	45,89	57,24	54,27	-	52,72	
3	Ciepło przekazane do ciepłownictwa	Q _c	MW	-	72,181	-	30,841	-	34,704	
4	Skraplacz	Obliczeniowe ciśnienie w skraplaczu	p _{nkr}	kPa	6,283	5,309	6,529	5,828	-	5,806
5		Temperatura wody chłodzącej wlot	T _{w1}	°C	21,36	20,77	24,47	22,57	-	23,40
6		Pomiarowy przepływ wody chłodzącej	m _w	m ³ /h	18 020	13 570	17 690	17 340	-	19 280
7		Najkorzystniejszy przepływ wody chłodzącej	m _{w_op}	m ³ /h	20 000	12 230	12 650	12 650	-	12 750
8		Ciśnienie w skraplaczu dla m _{w_op}	p _{nkr_op}	kPa	6,069	5,485	7,397	6,477	-	6,604
9	Czas pracy bloku	t _{mc}	h	7	505	38	706	0	362	
10	Efekt energetyczny	ΔN _{ef}	kW	100	720	170	580	-	580	
11	Wzrost produkcji energii el. netto w miesiącu	ΔE _{el_mc}	kWh	700	363 600	6 460	409 480	-	209 960	

Tabela C.3 – Zestawienie parametrów pracy turbozespołu oraz potencjalnych efektów: lipiec-wrzesień

Nr	Wyszczególnienie	Symbol	Jednostka	Miesiąc						
				Lipiec		Sierpień		Wrzesień		
				kond [†]	ciepl ^{**}	kond [†]	ciepl ^{**}	kond [†]	ciepl ^{**}	
1	Moc na zaciskach generatora	N	kW	90 850	103 700	-	101 810	88 510	94 130	
2	Przepływ pary do skraplacza	m _{p1}	kg/s	61,92	54,65	-	58,67	53,37	48,96	
3	Ciepło przekazane do ciepłownictwa	Q _c	MW	-	46,221	-	42,485	-	55,937	
4	Skraplacz	Obliczeniowe ciśnienie w skraplaczu	p _{nkr}	kPa	7,110	6,422	-	6,838	6,416	5,517
5		Temperatura wody chłodzącej wlot	T _{w1}	°C	25,96	25,49	-	25,80	25,35	22,49
6		Pomiarowy przepływ wody chłodzącej	m _w	m ³ /h	19 410	19 540	-	18 860	19 150	17 320
7		Najkorzystniejszy przepływ wody chłodzącej	m _{w_op}	m ³ /h	20 000	12 680	-	12 560	12 430	12 430
8		Ciśnienie w skraplaczu dla m _{w_op}	p _{nkr_op}	kPa	7,045	7,412	-	7,973	7,426	6,094
9	Czas pracy bloku	t _{mc}	h	61	534	0	734	85	507	
10	Efekt energetyczny	ΔN _{ef}	kW	40	280	-	100	80	630	
11	Wzrost produkcji energii el. netto w miesiącu	ΔE _{el_mc}	kWh	2 440	149 520	-	73 400	6 800	319 410	

Tabela C.3 – Zestawienie parametrów pracy turbozespołu oraz potencjalnych efektów październik-grudzień

Nr	Wyszczególnienie	Symbol	Jednostka	Miesiąc						
				Październik		Listopad		Grudzień		
				kond*	ciepl**	kond*	ciepl**	kond*	ciepl**	
1	Moc na zaciskach generatora	N	kW	91 060	82 370	105 960	86 030	-	91 320	
2	Przepływ pary do skraplacza	m_{p1}	kg/s	56,01	41,67	67,70	36,57		31,41	
3	Ciepło przekazane do ciepłownictwa	Q_c	MW	-	68,764	-	106,098	-	121,524	
4	Skraplacz	Obliczeniowe ciśnienie w skraplaczu	p_{nkr}	kPa	5,901	4,918	6,481	4,837	-	4,413
5		Temperatura wody chłodzącej wlot	T_{w1}	°C	21,27	20,28	22,10	20,58	-	19,22
6		Pomiarowy przepływ wody chłodzącej	m_w	m^3/h	15 040	14 270	17 600	12 700	-	11 330
7		Najkorzystniejszy przepływ wody chłodzącej	m_{w_op}	m^3/h	12 010	12 010	20 000	12 810	-	11 920
8		Ciśnienie w skraplaczu dla m_{w_op}	p_{nkr_op}	kPa	6,435	5,162	6,211	4,827	-	4,360
9	Czas pracy bloku	t_{mc}	h	36	194	2	223	0	505	
10	Efekt energetyczny	ΔN_{ef}	kW	490	730	130	0	-	0	
11	Wzrost produkcji energii el. netto w miesiącu	ΔE_{el_mc}	kWh	17 640	141 620	260	0	-	0	

Oznaczenia dla Tabel C.1-4

kond* – tryb pracy kondensacyjny

ciepl* – tryb pracy kondensacyjno - ciepłowniczy