



POLITECHNIKA ŚLĄSKA
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Dyscyplina
Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka

**OPTIMALIZACJA PRACY SKRAPLACZY TURBINOWYCH
W PEŁNYM PAŚMIE REGULACJI OBCIĄŻENIA**

Rozprawa doktorska
mgr inż. Ewa Dobkiewicz-Wieczorek

Promotor
dr hab. inż. Henryk Łukowicz

Gliwice 2022

Streszczenie

W pracy przedstawiono analizę możliwości poprawy sprawności bloków energetycznych z turbinami kondensacyjnymi i upustowo-kondensacyjnymi, poprzez ingerencję w układ wody chłodzącej skraplaczy głównych.

Badania rozpoczęto od sprawdzenia wpływu konfiguracji połączenia wielu skraplaczy po stronie wody chłodzącej na efektywność bloku kondensacyjnego. W przypadku bloków dużej mocy (800-1000MW), gdzie przeważnie mamy do czynienia z trzema skraplaczami sprawdzono, jaki jest najkorzystniejszy układ połączeń kondensatorów głównych po stronie wody chłodzącej, aby uzyskać najwyższą sprawność bloku energetycznego. Zadanie rozwiązano analizując sam efekt energetyczny, jak również wpływ oporów hydraulicznych instalacji na pracę pomp i sprawność netto turbozespołu. Następnie wprowadzono modyfikacje instalacji badanych układów, tak by dobrać najkorzystniejszy wariant ich pracy, w zależności od warunków panujących na obiekcie przemysłowym. Badania wykonano dla pełnego zakresu obciążenia bloku.

Kolejno wykonano ocenę możliwości regulacji przepływu wody chłodzącej i jej wpływu na sprawność netto dwóch rozpatrywanych jednostek. Ponieważ sprawność układu znacznie spada wraz ze spadkiem obciążenia turbiny sprawdzono, czy istnieje uzasadnienie ekonomiczne dla zmniejszania ilości wody chłodzącej przy niskim przepływie pary wylotowej z części NP turbiny i czy takie rozwiązanie jest możliwe w praktycznej implementacji. Dostosowanie przepływu wody chłodzącej, w zależności od obciążenia części NP turbiny, zostało zbadane zarówno dla bloków z turbinami kondensacyjnymi, jak i bloków ciepłowniczych z turbinami upustowo-kondensacyjnymi.

Wykonując badania uwzględniono cały obieg para-kondensat, analizując wpływ zmiany ciśnienia pary wylotowej z turbiny na zmiany rozpręgu pary i jej parametrów termodynamicznych. Prawidłowe obliczenie tej wartości jest istotne dla poprawności wykonanych badań. W pracy przeanalizowano różne algorytmy służące do wyznaczenia ciśnienia wylotowego z turbiny kondensacyjnej, porównano ich złożoność i komplet danych potrzebnych do obliczeń, tak by końcowo wybrać równania najlepiej opisujące zjawiska występujące w kondensatorze. Model matematyczny skraplacza oparto o trzy metody obliczeń współczynnika przenikania ciepła: równania kryterialne, metodę HEI oraz standard ASME. Wybór najkorzystniejszego modelu oparto o weryfikacje na podstawie danych z obiektu rzeczywistego.

Bazując na danych obiektowych, w celu wykonania analizy wpływu regulacji wody chłodzącej na sprawność całego bloku, obliczono charakterystykę instalacji. W kalkulacjach uwzględniono rzeczywiste charakterystyki pomp zainstalowanych na obiektach, co umożliwiło dokładną weryfikację potencjalnych zysków.

W końcowej części pracy przedstawiono oprogramowanie wykonane w komercyjnych narzędziach DCS Valmet DNA, służące do bilansowania bloku i obliczeń optymalnego przepływu wody chłodzącej dla danego punktu lub określonego zakresu pracy bloku ciepłowniczego.

Optymalizacja pracy analizowanych jednostek dała oczekiwane korzyści. Używając algorytmu HEI do obliczenia ciśnienia panującego w skraplaczu, jako najkorzystniejszą konfigurację połączenia skraplaczy uznano konfigurację szeregową, bez względu na możliwość wdrożenia regulacji wody chłodzącej. Chociaż układ ten generuje największe opory hydrauliczne, ostateczne zyski są największe. Kolejnym wynikiem przeprowadzonych analiz było uznanie za zasadne wdrożenie regulacji wody chłodzącej

w obu badanych jednostkach. Dla bloku kondensacyjnego zyski są widoczne poniżej 80% obciążenia turbiny. Jednak w tym punkcie istotnym ograniczeniem implementacji regulacji na obiekcie przemysłowym okazały się być dopuszczalne warunki pracy poszczególnych części instalacji wody chłodzącej. W badanym bloku ciepłowniczym pierwsze zyski z zastosowania zmiennego przepływu wody chłodzącej są także widoczne poniżej 80% obciążenia skraplacza, jednak, aby osiągnąć profit, przepływ pary przez część NP nie powinien przekraczać połowy obciążenia nominalnego.

Abstract

This paper presents the possibility of power plant efficiency improvement when condensing or extraction-condensing turbines is used by interfering with cooling water system.

The first step of the research consists of the multiple surface condensers connection configuration impact analysis on the efficiency of the power plant. Large coal power plant unit with turbine power exceeding 800 MW, typically is made up of three double-flow low-pressure (LP) turbine parts. This results in application of three surface condensers. It was checked what is the most advantageous connection on the cooling water side to obtain the highest power plant efficiency. The problem was studied by analyzing the thermodynamic effect, as well as the influence of installations hydraulic resistance on the cooling water pumps load and the power plant net efficiency. Next, to select the most favorable concept of condenser operation, depending on the conditions and limitations, which exist in the industrial factory, the modifications of cooling water installation were tested. The calculations were performed for the full power plant load range.

Sequentially, impact of implementing cooling water flow control on the power plant net efficiency was tested. Because the power plant efficiency significantly decreases when the turbine load drops, it was verified whether it is an economic justification for reducing the amount of cooling water when low load of LP turbine part, and whether such solution is feasible in practical implementation. The cooling water optimal flow, depending on the surface condenser load, has been calculated for condensing and extraction-condensing turbine.

The analysis was conducted based on the calculated heat balances for nominal and not nominal parameters. The tested units were described by energy and mass balances equations. The correct calculation of the turbine exhaust steam pressure is one of key steps to ensure the calculation's correctness. The analysis of three exhaust steam pressure calculation algorithms, comparison of their complexity and the set of the data needed for these calculations were presented. The model of the surface condenser was based on three methods of calculating the heat transfer coefficient: the dimensionless equation with characteristic numbers, the HEI method and the ASME standard. The most advantageous model was indicated after verification with the data from real unit.

Considering the influence of the cooling water system on the net power plant efficiency, hydraulic resistance of two described power plants was calculated. The pumps and installation characteristics allowed an accuracy verification of potential profits.

The final part of the work presents the software made in the commercial DCS Valmet DNA tools. It was used for heat balance calculations and indicating the optimal cooling water flow for point or specific power plant operation range. The application was prepared for previously described thermal plant.

Optimization calculation gives the expected benefits for both tested power plants. Using the HEI algorithm to calculate the condenser's pressure, the serial configuration was found to be the most advantageous configuration, regardless of the possibility of implementing cooling water control. Although this system generates the greatest hydraulic resistance, the final gains are the greatest. Next, for both tested power plants

cooling water control system should be implemented. In the condensing power plant, the gains are visible below 80% of the turbine load. However, the cooling water system operating conditions for the individual parts of installation are significant limitation in the pump load control implementation. In the tested thermal plant, the benefits received thanks to optimalization implementation, are also visible below 80% of the condenser load, however, to achieve a real profit, the steam flow through the LP part should not exceed the half of the nominal load.

Spis treści

Wykaz oznaczeń	10
1. Wprowadzenie	15
1.1. Cel i teza pracy.....	17
1.2. Zakres pracy	18
1.3. Rozpoznanie stanu wiedzy.....	19
2. Obliczenia ciśnienia w skraplaczu	22
2.1. Równania bilansowe skraplacza	22
2.2. Wyznaczenie współczynnika przenikania ciepła	23
2.2.1. Równania kryterialne	23
2.2.2. Standard HEI.....	24
2.2.3. Norma ASME PTC 12.2	24
2.3. Korekta obliczeń	25
2.3.1. Sprawność izentropowa turbiny	25
2.3.2. Skorygowana wartość spiętrzenia temperatur.....	26
2.4. Algorytm do wyznaczania ciśnienia	27
2.4.1. Dane wejściowe algorytmu	27
2.4.2. Model matematyczny obliczeń	27
2.5. Obliczenia	30
2.5.1. Dane wejściowe wykonanych obliczeń	30
2.5.2. Wyniki obliczeń	30
2.6. Omówienie wyników przeprowadzonych obliczeń	37
2.7. Wnioski	37
3. Obliczenia bilansu cieplnego bloku energetycznego	38
3.1. Blok energetyczny z turbiną kondensacyjną (I).....	38
3.1.1. Równania bilansu energii i masy	40
3.1.2. Wyznaczenie parametrów termodynamicznych	43
3.2. Blok energetyczny z turbiną upustowo-kondensacyjną (II).	48
3.2.1. Równania bilansu energii i masy	49
3.2.2. Wyznaczenie parametrów termodynamicznych	50
3.3. Algorytm obliczania bilansu cieplnego bloku	53

3.3.1.	Dane wejściowe algorytmu	53
3.3.2.	Model matematyczny obliczeń.....	54
3.4.	Obliczenia.....	54
3.4.1.	Dane wejściowe wykonanych obliczeń.....	54
3.4.2.	Wyniki obliczeń.....	56
3.5.	Omówienie wyników przeprowadzonych obliczeń.....	62
3.6.	Wnioski.....	63
4.	Charakterystyki układu wody chłodzącej	64
4.1.	Wyznaczanie charakterystyki instancji wody chłodzącej	64
4.2.	Układ chłodzenia bloku I.....	65
4.3.	Układ chłodzenia bloku II	69
4.4.	Omówienie wyników przeprowadzonych obliczeń.....	72
5.	Optymalizacja pracy skraplacza.....	73
5.1.	Stały przepływ wody chłodzącej – blok I.....	73
5.1.1.	Wpływ konfiguracji połączeń skraplaczy na parametry termodynamiczne.....	74
5.1.2.	Wpływ konfiguracji połączeń skraplaczy na sprawność bloku netto.....	76
5.1.3.	Zmiana rozprawy wody chłodzącej między skraplaczami	79
5.1.4.	Zmniejszenie przepływu wody chłodzącej.....	84
5.1.5.	Wnioski z porównania połączeń skraplaczy dla stałego przepływu wody.....	87
5.2.	Zmienny przepływ wody chłodzącej - blok I.....	90
5.2.1.	Regulacja przepływu wody chłodzącej	90
5.2.2.	Regulacja przepływu wody chłodzącej – ograniczenia.....	96
5.2.3.	Wnioski z porównania połączeń skraplaczy ze zmiennym przepływem wody.	100
5.3.	Zmienny przepływ wody chłodzącej - blok II.....	102
5.3.1.	Regulacja przepływu wody chłodzącej	102
5.3.2.	Regulacja przepływu wody chłodzącej – ograniczenia.....	104
5.3.3.	Wnioski.....	107
6.	Wdrożenie systemu regulacji przepływu wody chłodzącej	109
6.1.	Program do optymalizacji przepływu - Valmet.....	109
6.2.	Rozwiązanie zadania optymalizacji - algorytm genetyczny	111
6.2.1.	Obliczenie optymalnego przepływu wody chłodzącej dla danego punktu pracy.....	113
6.2.2.	Wyznaczenie charakterystyki optymalnego przepływu dla badanego zakresu pracy bloku oraz optymalnego obszaru zmiany liczby pracujących pomp.....	114
6.3.	Opis programu	115

6.3.1. Interfejs operatora	115
6.3.2. Struktura programu.	120
6.4. Wyniki obliczeń	121
6.4.1. Porównanie wyników obliczeń heurystycznych z podejściem klasycznym.	121
6.4.2. Wyznaczenie optymalnej pracy pomp dla wyznaczonego zakresu pracy bloku.	123
6.5. Wnioski	125
7. Podsumowanie prac i wnioski końcowe	126
Bibliografia	128
Załącznik A – Dane wejściowe do obliczeń ciśnienia w skraplaczu.....	133
Załącznik B1 – Dane wejściowe do obliczeń bilansu cieplnego bloku I.....	135
Załącznik B2 – Dane wejściowe do obliczeń bilansu cieplnego bloku II.	137
Załącznik C1 – Wyniki obliczeń bilansów cieplnych bloku I.....	139
Załącznik C2 – Wyniki obliczeń bilansów cieplnych bloku II.....	150
Załącznik D1 – Elementy instalacji wody chłodzącej blok I.....	156
Załącznik D2 – Elementy instalacji wody chłodzącej blok II	159

Wykaz oznaczeń

Zmienne

A	- Powierzchnia / Powierzchnia wymiany ciepła, m ²
c	- Prędkość, m / s
C_v	- Zmienna bezwymiarowa
cp	- Ciepło właściwe, kJ / (kg K)
d_i	- Wewnętrzna średnica rurek skraplacza / przewodu, m
d_o	- Zewnętrzna średnica rurek skraplacza,
di_{vap}	- Ciepło parowania, kJ / kg
dt_c	- Przechłodzenie skroplin, °C
dt_s	- Spiętrzanie temperatur, °C
dt_{cm}	- Różnica temperatury kondensat i ścianki, °C
Δh_l	- Straty liniowe instalacji, m
Δh_m	- Straty miejscowe instalacji, m
F_c	- Wskaźnik czystości rurek kondensatora
F_m	- Współczynnik korekcji od temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora
F_w	- Współczynnik korekcji od doboru materiału oraz grubości rurek kondensatora
H_d	- Dynamiczna wysokość podnoszenia pompy, m
H_g	- Geometryczna wysokość podnoszenia pompy, m
H_s	- Statyczna wysokość podnoszenia pompy, m
H_u	- Użyteczna wysokość podnoszenia pompy, m
i	- Entalpia, kJ / kg

J	-	Wskaźnik jakości
K	-	Współczynnik przewodzenia ciepła, W / (m K)
k	-	Współczynnik chropowatości, mm
l	-	Długość, m
$LMTD$	-	Średnia napędowa różnica temperatur czynnika, °C
\dot{m}	-	Przepływ masowy, kg / s
N	-	Moc, kW
n	-	Liczba rurek kondensatora
Nu	-	Liczba Nusselta
p	-	Ciśnienie, Pa
$PMPno$	-	Ilość aktywnych pomp
Pr	-	Liczba Prandtla
R	-	Opór cieplny, m ² K/ kW
Re	-	Liczba Reynoldsa
s	-	Entropia, kJ /kg K
q	-	Jednostkowe zużycie ciepła, kJ / kWh
q_{CWP}	-	Wskaźnik jakości uwzględniający moc pompy wody chłodzącej
\dot{Q}	-	Strumień ciepła, kW
T	-	Temperatura, K
t	-	Temperatura, °C
U	-	Współczynnik przenikania ciepła, kW / m ² K
U_1	-	Nieskorygowany współczynnik przenikania ciepła, kW / m ² K
\dot{V}	-	Przepływ objętościowy, m ³ / s
v	-	Objętość właściwa, m ³ / kg
%NP	-	Obciążenie części NP turbiny

$\%TG$	- Obciążenie turbozespołu
ε	- Zadana dokładność
ζ	- Współczynnik strat ciśnienia
η	- Sprawność
η_i	- Sprawność izentropowa
η_{OB-CWP}	- Sprawność obiegu uwzględniająca moc pompy wody chłodzącej
μ	- Współczynnik lepkości dynamicznej, Pa s
ρ	- Gęstość, kg / m ³

Indeksy

c	- Kondensat
g	- Woda chłodząca przepływająca przez skraplacz
g_1	- Woda chłodząca na wlocie do skraplacza
g_2	- Woda chłodząca na wylocie ze skraplacza
g_{aux}	- Woda chłodząca dla pozostałych instalacji (nieprzepływająca przez skraplacz)
g_C	- Woda chłodząca - całkowita
i	- Numer punktu na schemacie
k	- Numer iteracji
l	- Numer porządkowy badanego punktu pracy / serii danych
m	- Ścianka rury
nom	- Wartość nominalna
obl	- Wartość obliczeniowa
ref	- Wartość referencyjna / pomiarowa
s	- Para wylotowa z turbiny

Oznaczenie urządzeń

B	- Kocioł
C1, C2, C3	- Skraplacz
CP1, CP2, CP3	- Pompa kondensatu
CWP	- Pompa wody chłodzącej
DWH	- Wymiennik ciepłowniczy
FWP	- Pompa wody zasilającej
FWT	- Zbiornik wody zasilającej
HPH	- Regeneracja wysokoprężna
LPH	- Regeneracja niskoprężna
NP	- Część niskoprężna turbiny
OB	- Obieg para-kondensat
P.R	- Połączenie równoległe skraplaczy
P.RS	- Połączenie równoległe-szeregowe skraplaczy
P.S	- Połączenie szeregowe skraplaczy
P.SR	- Połączenie szeregowo-równoległe skraplaczy
TG	- Turbogenerator
WP	- Część wysokoprężna turbiny

Stale

g	- Przyspieszenie ziemskie	9.81 m /s ²
π	- Stała	3.14
e	- Stała	2.7183

Funkcje

t_{pi}	- Temperatura jako funkcja ciśnienia i entalpii
----------	---

- i_{pt} - Entalpia jako funkcja ciśnienia i temperatury
- $psat_t$ - Ciśnienie nasycenia jako funkcja temperatury
- $tsat_p$ - Temperatura nasycenia jako funkcja ciśnienia
- iL_p - Entalpia na linii nasycenia wody w funkcji ciśnienia

1. WPROWADZENIE

Praca skraplacza (kondensatora) turbinowego ma znaczący wpływ na sprawność elektrowni i elektrociepłowni kondensacyjnych [1]. Jest on głównym urządzeniem, które oddziałuje na parametry termodynamiczne pary wylotowej z turbin kondensacyjnych. Para z części niskoprężnej turbiny wpływa do skraplacza i tam ulega kondensacji. W skraplaczu panują parametry nasycenia, a jego zadaniem jest wytworzenie i utrzymanie ciśnienia znacznie niższego od ciśnienia otoczenia, dzięki czemu zmniejszana jest temperatura i entalpia pary wylotowej [2]. Najczęściej stosuje się płaszczoworurowe wymienniki z poziomym ustawieniem rur, a czynnikiem chłodzącym jest woda [3]. Para kondensuje się na zewnętrznej powierzchni rurek, a ciepło kondensacji odebrane przez wodę chłodzącą przepływającą w ich wnętrzu, oddawane jest w systemie chłodzenia, który może być realizowany jako układ zamknięty (zastosowanie chłodni) lub otwarty (rzeki, jeziora). Kondensat wypływający ze skraplacza kierowany jest na wymienniki regeneracyjne, a następnie do kotła. Skraplacz zamyka obieg cieplny i odprowadza znaczący strumień ciepła skraplania do otoczenia [4].

Wpływ na prawidłową pracę skraplacza ma wiele czynników związanych zarówno z parametrami procesu, jak i z geometrią oraz z materiałami, z których zbudowany jest wymiennik. Obniżenie temperatury wody chłodzącej wlotowej i utrzymanie jej przepływu na odpowiednio wysokim poziomie [5], [6] zwiększa zdolność wymiany ciepła. Do prawidłowej pracy skraplacza konieczne jest utrzymanie czystości powierzchni wymiennika, pogarszającej się z powodu powstawania osadu po stronie wody chłodzącej [7], [8]. Na proces kondensacji negatywnie wpływa obecność gazów inertnych, dlatego kolejną istotną cechą prawidłowo działającego skraplacza jest zdolność do utrzymania próżni [9], [10]. Efektywność pracy skraplacza zależy od doboru materiałów [11], a także od prawidłowej konstrukcji pęku rur, która powinna umożliwić parze wylotowej dotarcie w jednakowy sposób do całej powierzchni wymiany ciepła, oraz zapewnić jak najłatwiejszy odpływ kondensatu tworzącego film na wyższych warstwach rur [12], [13].

Od wielu lat specjaliści z różnych dyscyplin poszukują rozwiązań, które zmniejszą koszty produkcji, zwiększając tym samym dochody w rozmaitych dziedzinach. Nie inaczej jest w energetyce, gdzie na każdym etapie życia instalacji, takie próby są podejmowane. Bardzo ważnym czynnikiem podnoszącym oczekiwania wobec przeprowadzanych optymalizacji produkcji energii elektrycznej i ciepła są zmieniające się regulacje prawne [14], które mają na celu chronić środowisko naturalne poprzez redukcję emisji związków chemicznych zawartych w spalinach w odniesieniu do jednej kilowatogodziny. Ponieważ w Polsce ponad 70% energetyki oparte jest o paliwa kopalne [15], których emisyjność jest jedną z większych spośród wszystkich źródeł energii, poprawa sprawności pracy tego typu obiektów jest pożądana.

Na etapie projektowania bloku energetycznego największy nacisk kładzie się na uzyskanie jak najwyższej sprawności netto obiektu dla nominalnych parametrów bloku. Jest to istotny parametr kontraktowy i jego zwiększanie jest jednym z ważniej-

szych celów w fazie projektowej. Dążenie do jak najwyższej sprawności, istotnie wpłynęło na trendy budowy najnowszych bloków energetycznych w Polsce [16]. Kolejne elektrownie są coraz większe, bardziej zaawansowane technicznie i technologicznie, a potencjalnych zysków poszukuje się w obliczeniach teoretycznych jak i w praktyce [17]. Zwiększono temperaturę pary świeżej, sięgając wartości granicznych ze względów na dostępne typy stali [18], [19]. Zastosowano układy blokowe wraz z dodatkowymi regeneracjami [20], wymiennikami czy urządzeniami do odzyskiwania ciepła ze spalin [21]. Wdrożono dodatkowe układy automatyki, a urządzenia obiektowe są bardziej efektywne energetycznie i przyjazne środowisku [22].

Możliwości zwiększenia sprawności netto elektrowni poszukuje się w fazie projektowej, ale także w całym okresie pracy jednostki. Coraz częściej firmy produkujące energię elektryczną lub ciepło, we własnym zakresie sprawdzają możliwości i starają się obniżyć koszty eksploatacji w pełnym zakresie pracy bloku. Aktualnie wprowadzana dywersyfikacja źródeł energii skutkuje coraz większym udziałem odnawialnych źródeł na rynku energii i wymusza na konwencjonalnych blokach energetycznych pracę w pełnym paśmie obciążenia [23]. Nie w pełni przewidywalne odnawialne źródła energii produkują maksymalną możliwą ilość energii elektrycznej, a pozostałe jednostki doregulowują różnicę w zależności od bieżącego popytu rynku. Tak kształtująca się struktura systemu energetycznego wymusza pracę nad optymalizacją pracy bloków energetycznych dla nienominalnych obciążeń. Co ważne, potrzeby własne bloku energetycznego w dużym stopniu zależą od mocy zainstalowanych odbiorników gospodarek zewnętrznych (np. układ wody chłodzącej, stacja uzdatniania wody, instalacje odsiarczania, odazotowania i oczyszczania spalin, odpopielanie), które z jednej strony są konieczne do poprawnego lub bardziej przyjaznego dla środowiska funkcjonowania elektrowni, z drugiej strony są bardzo energochłonne [24]. Takie układy często zaprojektowane są z myślą o zagwarantowaniu parametrów procesu dla nominalnej pracy bloku, ale nie zostały zoptymalizowane w niższych zakresach regulacji.

Elektrownie i elektrociepłownie są obiektami bardzo złożonymi, a poprawy sprawności można szukać w wielu obszarach. W niniejszej pracy przedstawiono obliczenia mające na celu optymalizację sprawności netto bloków energetycznych zarówno dla dużych turbin kondensacyjnych, jak i dla bloków ciepłowniczych z turbinami upustowo-kondensacyjnymi, poprzez ingerencję w układ chłodzenia skraplaczy.

Analizując pracę dużych jednostek z turbinami kondensacyjnymi, badania rozpoczęto od poszukiwania optymalnego układu współpracy trzech skraplaczy turbinowych dla różnych obciążeń bloku energetycznego [25]. Zbadano różne konfiguracje połączeń skraplaczy od strony wody chłodzącej, tak by znaleźć strukturę zapewniającą najwyższą sprawność bloku. Bloki energetyczne mają za zadanie stale pracować w pełnym paśmie regulacji. Dla obciążeń znacznie odbiegających od nominalnych, widoczny jest spadek sprawności bloku. Konstrukcja klasycznych układów turbozespołów nie daje większych możliwości „doregulowania” parametrów wejściowych mediów pozwalających osiągnąć optymalny punkt pracy. Ze względu na to, że udział nienominalnych stanów pracy jest znaczący w skali okresu eksploatacji bloku [26], zbadano wpływ regulacji wody chłodzącej na sprawność bloku netto. Teoretycznie, obniżenie ciśnienia na wylocie z turbiny wydłuża linię ekspansji i jest zjawiskiem całkowicie pożądanym. Jednak uwzględniając zmniejszenie obciążenia turbiny należy zastanowić się, czy całkowite koszty obniżania ciśnienia w skraplaczu w każdym punkcie pracy dają oczekiwany zysk, a przepływ wody chłodzącej nie jest nadmiarowy.

Zbadano również możliwość optymalizacji przepływu wody chłodzącej dla turbiny upustowo-kondensacyjnej. Zakres pracy części NP turbiny jest jeszcze większy dla bloków z upustem ciepłowniczym niż dla bloków kondensacyjnych, a dla dużych ilości

produkowanego ciepła przepływ pary do skraplacza jest minimalny. W tym przypadku odpowiednie skojarzenie trybu pracy skraplacza i turbiny może także dać oczekiwane korzyści.

Badanie możliwości poprawy efektywności energetycznej bloku wiąże się z wykonaniem kompleksowej analizy istniejącej instalacji. Należy znaleźć węzły technologiczne, które cechuje możliwość optymalizacji i wykonać obliczenia bilansów wykazując wpływ proponowanych zmian na poprawę sprawności jednostki. Jednak każdorazowo do zagadnienia należy podejść wszechstronnie, uwzględniając ograniczenia obiektowe, które mogą istotnie wpłynąć na zakres regulacji i na uzyskane profity na instalacji przemysłowej.

1.1. Cel i teza pracy

Celem rozprawy doktorskiej była analiza możliwości optymalizacji pracy skraplaczy turbinowych w pełnym paśmie obciążenia.

W pierwszym etapie pracy stworzono algorytm, który posłużył do uzyskania odpowiedzi na pytanie, czy zaproponowane dla dużych bloków energetycznych, bardziej zaawansowane sposoby łączenia kilku skraplaczy mają uzasadnienie ekonomiczne. Algorytm kolejno został wykorzystany do analizy zasadności regulacji przepływu wody chłodzącej dla nienominalnych parametrów badanego wcześniej bloku z turbiną kondensacyjną, a także innej jednostki wyposażonej w turbinę upustowo-kondensacyjną. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń została wykonana charakterystyka badanych układów oraz stworzono komercyjne oprogramowanie mające na celu wyznaczenie optymalnego przepływu wody chłodzącej dla zadanego punktu pracy bloku energetycznego.

Główną tezą badawczą jest twierdzenie, że zastosowanie bardziej zaawansowanych sposobów połączenia głównych skraplaczy turbinowych dla dużych bloków energetycznych oraz wdrożenie dodatkowych układów regulacji przepływu wody chłodzącej w układach z turbiną kondensacyjną, jest ekonomicznie zasadne.

Poniżej przedstawiono cele szczegółowe pracy, które pozwoliły na analizę głównego zagadnienia:

- I. Implementacja, walidacja i porównanie metod obliczenia ciśnienia pary wylotowej turbiny kondensacyjnej.
- II. Opracowanie algorytmu do obliczeń bilansu cieplnego badanych bloków.
- III. Wykonanie badań różnych konfiguracji połączenia trzech skraplaczy po stronie wody chłodzącej.
 1. Analiza dopuszczalnych rozwiązań połączeń skraplaczy oraz ich parametrów i ograniczeń technicznych.
 2. Obliczenie bilansów cieplnych badanych konfiguracji.
 3. Wykonanie charakterystyki układów wraz z analizą wpływu badanych konfiguracji połączeń skraplaczy głównych na sprawność netto bloku energetycznego.
 4. Analiza wyników dla nienominalnych parametrów bloku. Charakterystyka układów.

5. Uwzględnienie charakterystyki instalacji wody chłodzącej. Wpływ zastosowania nowych konfiguracji na moc pompy wody chłodzącej i sprawność bloku netto.
 6. Badanie możliwości oddziaływania na skraplacze po stronie wody chłodzącej, poprzez wykorzystanie klap regulacyjnych i obejść oraz regulacji wody chłodzącej.
- IV. Optymalizacja pracy skraplacza dla bloku ciepłowniczego poprzez zastosowanie układu regulacji przepływu wody chłodzącej.
- V. Wykonanie aplikacji w komercyjnych narzędziach DCS Valmet DNA, której celem jest wyznaczanie optymalnego przepływu wody chłodzącej dla aktualnego lub planowanego obciążenia turbozespołu.

1.2. Zakres pracy

W pierwszej części badań wybrano i dokonano walidacji metody obliczenia ciśnienia panującego w skraplaczu. Zadanie polegało na przygotowaniu różnych algorytmów służących do obliczeń ciśnienia wylotowego z turbiny kondensacyjnej, porównaniu ich złożoności i kompletu danych potrzebnych do obliczeń, tak by końcowo wybrać równania najlepiej opisujące zjawiska występujące w kondensatorze głównym.

Model matematyczny do obliczeń ciśnienia panującego w skraplaczu oparto o trzy metody obliczeń współczynnika przenikania ciepła: równania kryterialne, metodę HEI oraz standard ASME. Otrzymane wyniki porównano z wartościami odniesienia z bilansów projektowych dla bloku 910MW oraz dokonano ich walidacji na podstawie danych rzeczywistych bloków 460MW, 120MW i 65MW. Obliczenia ciśnienia wylotowego z turbiny pozwoliły na wyznaczenie bilansów cieplnych w kolejnych etapach badań, które były podstawą do analizy możliwości poprawy efektywności energetycznej pracy skraplacza.

Kolejno opracowano algorytm do obliczeń bilansu cieplnego dla dwóch badanych bloków: z turbiną kondensacyjną (910MW) i z turbiną upustowo-kondensacyjną (BC50). Całość prac została zaprogramowana w języku Fortran. Otrzymane wyniki dla większej jednostki zestawiono z bilansami projektowymi, a dla mniejszej jednostki dokonano walidacji na podstawie danych obiektowych. Następnie napisane oprogramowanie posłużyło do wykonania charakterystyk pracy bloku z turbiną kondensacyjną w zależności od zastosowanego połączenia skraplaczy po stronie wody chłodzącej. Sprawdzono, jaki wpływ na osiągi turbozespołu mają różne konfiguracje. Obliczenia wykonano dla parametrów nominalnych i niższych.

W dalszej części pracy program uzupełniono o parametry instalacji wody chłodzącej. Na podstawie danych projektowych obliczono charakterystyki układów wody chłodzącej, zaimplementowano charakterystyki pomp tak, by możliwa była analiza wpływu spadku ciśnień generowanych przez instalacje na moc pomp wody chłodzącej, a następnie na zmianę sprawności netto badanych jednostek. Uwzględnienie oporów hydraulicznych instalacji wody chłodzącej badanych połączeń skraplacza (równoległych, szeregowych, mieszanych) pozwoliło na dokończenie analizy porównawczej konfiguracji połączeń skraplaczy głównych po stronie wody chłodzącej.

Ujęcie w obliczeniach pracy pomp umożliwiło określenie potencjalnego zysku otrzymanego po wdrożeniu układu regulacji przepływu wody chłodzącej. Dla obu ba-

danych jednostek wykonano obliczenia, które miały zweryfikować, czy nastąpi zwiększenie sprawności netto bloku, jeżeli przepływ wody chłodzącej będzie dostosowany do obciążenia części NP turbiny. Wykonano charakterystyki i analizę badanych układów.

W ostatniej części pracy wykonano oprogramowanie służące do obliczeń bilansu cieplnego oraz optymalnego przepływu wody chłodzącej w narzędziach Valmet DNA. Firma Valmet posiada wieloletnie doświadczenie w projektowaniu i wdrażaniu rozproszonych systemów sterowania w energetyce. Posiada własne produkty, takie jak system sterowania, sprzęt sterowniczy czy wyspecjalizowaną aparaturę pomiarową, które są zastosowane u dziesiątek klientów w kraju i za granicą. System DCS Valmet jest zainstalowany na wielu obiektach energetycznych również w Polsce. Wdrażanie oprogramowania do optymalizacji procesu jest jednym z obszarów działań firmy.

1.3. Rozpoznanie stanu wiedzy

Badania dotyczące optymalizacji procesów są zwykle powiązane z dostępnymi technologiami i z zapotrzebowaniem, jakie aktualnie stawia rynek. Ponieważ bloków energetycznych z kilkoma (trzema) częściami niskoprężnymi wybudowano niewiele, również w niewielkim stopniu temat został przebadany i opisany w literaturze. Prawie każda instalacja jest unikalna i prototypowa.

Rozpatrując układ z wieloma częściami niskoprężnymi, zaczęto zastanawiać się nad sposobem połączenia ich po stronie wody chłodzącej oraz, w następnym kroku weryfikacji, czy typowo stosowane połączenie równoległe jest najbardziej efektywne. W literaturze można znaleźć informacje o potencjalnych korzyściach płynących z wprowadzenia szeregowych i mieszanych połączeń skraplaczy [27]. W pracach [28], [29] autorzy skupiając się na parametrach nominalnych bloku, przeanalizowali połączenie dwóch skraplaczy, uwzględniając różne modyfikacje układu, w tym różną wielkość powierzchni wylotowej z turbiny. Wykazali, że ze względów termodynamicznych, zastosowanie połączeń szeregowych teoretycznie jest najkorzystniejsze. Zauważyli również, że skutkuje ono nierównomierną pracą kolejnych części NP turbiny. W pracach [30], [31] omówiono bardziej złożone połączenia trzech skraplaczy wykazując, że najwyższą sprawność bloku netto otrzymano dla połączenia równoległo-szeregowego. Jednak w czasie obliczeń napotkano na problemy ze zbyt wysokimi prędkościami wody chłodzącej w skraplaczach. Dodatkowo, badając wzrost sprawności netto, autorzy wykonali wiele uproszczeń (m.in. stała strata ciśnienia na instalacji wody chłodzącej, stała sprawność pomp wody chłodzącej), które mogły mieć wpływ na końcową wartość zysków i wymagają dodatkowych analiz.

Dobór optymalnego przepływu wody chłodzącej jest tematem, który doczekał się większej ilości publikacji, chociaż też nie jest problemem wszechstronnie przebadanym. Należy zwrócić uwagę na fakt, że budowane w Polsce w latach 80. i 90. elektrownie i elektrociepłownie bardzo rzadko posiadały pompy wody chłodzącej, w których istniałaby możliwość zdalnego i automatycznego regulowania obciążenia. Wraz z modernizacją obiektów klasy 200MW, wykonano wymianę części urządzeń i w artykułach [32], [33] potwierdzono otrzymaną poprawę sprawności bloku netto po instalacji pomp z silnikami falownikowymi, a następnie wdrożeniu układów regulacji przepływu wody chłodzącej. W kolejnym artykule [34] autorzy wykazali, że zmniejszenie przepływu wody chłodzącej, w okresie zimowym o 15% wartości nominalnej, umożliwiło osiągnięcie wymiernych zysków energetycznych w całym zakresie obciążeń w turbozespolu tej samej klasy. Dodatkowo omówiono aspekty ekologiczne wdrożonej regulacji.

W pracy [31], [35] autorzy dokonali analizy doboru strumienia masy wody chłodzącej przy zmiennym obciążeniu bloku parowego o mocy 200 MW na podstawie minimum generacji strumienia entropii oraz maksimum mocy w zakresie zmian obciążenia bloku od 100% do 50%. Z analizy tej wynika, że poniżej obciążenia na poziomie 65%, należy dokonać obniżenia przepływu wody chłodzącej. Jednak również w tej części pracy zostały zastosowane uproszczenia, które autor zasygnalizował we wnioskach „*Wskazany efekt jest przybliżony, a dla jego dokładnej oceny należy zastosować bardziej rozbudowane (...) modele urządzeń (...) w zmiennych warunkach pracy.*”

Określając efektywność pracy bloku 600MW na parametry nadkrytyczne autorzy [36] przeanalizowali wpływ temperatury otoczenia i regulacji wody chłodzącej na jego sprawność dzięki zastosowaniu pomp falownikowych. We wnioskach zostało zapisane, że potencjalne zyski płynące z wdrożenia regulacji pomp wody chłodzącej powinny być każdorazowo przeliczone dla konkretnego bloku i urządzeń na nim zainstalowanych. W publikacji [37] zostały przedstawione wyniki badań dla bloku podobnej klasy, ale przy zastosowaniu sterowania zmiennym kątem łopatek wirnika. Uzasadnienie wdrożenia regulacji przepływem wody chłodzącej zostało opisane i również potwierdzone w analizach przedstawionych w [38], [39], gdzie badano elektrownie jądrowe.

Kolejne publikacje potwierdzają teoretyczne korzyści z wdrożenia regulacji przepływu wody chłodzącej dla bloków z turbinami kondensacyjnymi w otwartych układach chłodzenia [40], [41]. Do podobnych wniosków doszli autorzy [42], którzy omawiają przypadek wdrożonego układu regulacji wody chłodzącej na bloku pracującym jako wyspa turbinowa, a znajdującym się na okręcie. W pracach przedstawiono możliwe do uzyskania profity i potwierdzono zasadność wdrożenia układów regulacji, które dostosują obciążenie pomp wody chłodzącej do parametrów pracy turbiny.

W jednej z nielicznych publikacji [43] autor przedstawia wyniki badań obejmujące turbinę upustowo-kondensacyjną. Obliczenia dotyczą zmiany przepływu wody poprzez zmianę ilości pracujących pomp wody chłodzącej, w zależności od obciążenia części NP turbiny badanego bloku ciepłowniczego. Autor na podstawie badań i symulacji potwierdził, że dostosowanie strumienia wody chłodzącej przynosi oczekiwany skutek i przedstawił potencjalne zyski w postaci mocy elektrycznej, w oszczędnościach w zużyciu paliwa oraz w redukcji w emisji CO₂.

Badania nad poprawą pracy skraplacza są wykonywane nie tylko w kontekście poprawy sprawności brutto i netto obiegu, ale również w celu minimalizacji egzergii układu czy kosztu budowy i eksploatacji. Metoda minimalizacji generacji strumienia entropii znalazła głównie zastosowanie w celu optymalnego doboru geometrii wymiennika i jego elementów, a została opisana w [44] [45]. W innej publikacji [46] autor zaprezentował metodę kosztową, w której uwzględnia się koszt budowy wymiennika i koszt pompowania czynników przez pompy w okresie rocznym.

Analizując dotychczas przeprowadzone badania w zakresie optymalizacji pracy skraplaczy, zweryfikowano modele matematyczne, na podstawie których dokonano analizy jego pracy. Bazując na bilansie energii i równaniu Pecleta, największy problem stanowi wyznaczenie współczynnika przenikania ciepła, i wynika on z trudności obliczenia współczynnika przejmowania ciepła od strony pary. W pracy [47], [48] autorzy posłużyli się własną formułą opartą na liniowych równaniach bazujących na parametrach empirycznych, które przedstawiają zależności pomiędzy zmiennymi procesu a ciśnieniem panującym w skraplaczu. W artykule [49] autor posłużył się równaniem Bermiana, lecz wziął również pod uwagę geometrię skraplacza. W badaniach [50] autorzy przedstawili wiele zależności pomiędzy liczbami prawdopodobieństwa używając końcowo równań Petukhov, Fujii i Kurata oraz Rose do obliczeń współczynnika prze-

nikania ciepła. Natomiast w publikacji [51] autorzy do badań wykorzystali model dwuwymiarowy skraplacza.

Sam skraplacz jest nie tylko tematem badań optymalizacyjnych, których głównym celem jest poprawa sprawności obiegu parowego. Analizie podlegają również zmieniające się warunki pracy skraplaczy, które pogarszają jego sprawność wraz ze wzrostem ilości przepracowanych godzin, oraz proponowane są narzędzia i wskaźniki do zapobiegania awariom [52], [53].

Regulacja przepływu w instalacji wody chłodzącej może być realizowana poprzez dławienie przepływu zaworem regulacyjnym, przy pomocy wstępnej kierownicy prerotacyjnej pompy, recyrkulację lub zmianę ilości pracujących równolegle pomp. Jednak omawiając pompy wody chłodzącej, aktualnie najczęściej stosuje się pompy o zmiennej prędkości obrotowej lub z regulacją kąta łopatek wirnika [54], [55].

2. OBLICZENIA CIŚNIENIA W SKRAPLACZU

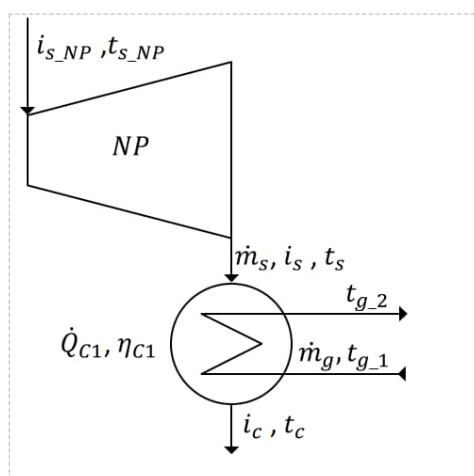
Celem pierwszej części pracy jest zbudowanie wiarygodnego modelu matematycznego do obliczeń wartości ciśnienia panującego w skraplaczu, który będzie uniwersalny i następnie zostanie wykorzystany w obliczeniach bilansów cieplnych badanych jednostek. Aby zrealizować zadanie, przygotowano algorytm oparty o równania bilansu energii skraplacza i wydajność cieplną wymiennika, w którym uwzględniono trzy sposoby wyznaczania współczynnika przenikania ciepła: równania kryterialne, metodę HEI oraz standard ASME.

Zaproponowany algorytm iteracyjny zaimplementowano w Fortranie. Otrzymane wyniki porównano z wartościami odniesienia z bilansów obliczeniowych dla bloku 910MW. Model został sprawdzony dla danych rzeczywistych dla bloku 65MW, 120MW i 450 MW.

Przy wykonywaniu obliczeń założono, że wymiana ciepła ma charakter izobaryczny, brak jest przechłodzenia skroplin. Obliczenia wykonano dla stanu ustalonego, a obliczenia termodynamiczne są zgodne z IAPWS IF-97 [56].

2.1. Równania bilansowe skraplacza

Bilans energii skraplacza (Rys.2.1) jest opisany za pomocą równania ciepła oddanego przez parę (2.1) i ciepła przyjętego przez wodę chłodzącą (2.2).



Rys.2.1 Schemat skraplacza

$$\dot{Q}_{c1} = \dot{m}_s(i_s - i_c) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_{c1} = \dot{m}_g c p_g (t_{g_2} - t_{g_1}) \frac{1}{\eta_{c1}} \quad (2.2)$$

Wydajność cieplną wymiennika opisuje równanie Pecleta [57]:

$$\dot{Q}_{C1} = UA_{C1}LMTD \quad (2.3)$$

Gdzie średnia napędowa różnica temperatur jest obliczona ze wzoru [58]:

$$LMTD = \frac{t_{g,2} - t_{g,1}}{\ln \frac{t_c - t_{g,1}}{t_s - t_{g,2}}} \quad (2.4)$$

2.2. Wyznaczenie współczynnika przenikania ciepła

W równaniu (2.3) najbardziej problematyczne jest prawidłowe wyznaczenie wartości współczynnika wymiany ciepła U . Obliczenie wartości tej zmiennej jest zadaniem skomplikowanym i wymaga wykonania eksperymentów, jednoczesnego rozwiązania dużej ilości równań i obszernej wiedzy w zakresie hydromechaniki płynów, odnoszących się do konkretnego przypadku. Z tego powodu, do wyznaczania współczynnika przenikania ciepła wykorzystuje się metody uproszczone. W pracy obliczenia wykonano w oparciu o trzy metody: równania kryterialne [59], [60], metodę HEI [61] oraz standard ASME [62].

2.2.1. Równania kryterialne

Metoda równań kryterialnych polega na wykorzystaniu bezwymiarowych liczb podobieństwa stanowiących opis zależności szeregu wielkości fizycznych charakterystycznych dla konwekcyjnej wymiany ciepła. Współczynnik przenikania ciepła dla metody równań kryterialnych obliczono na podstawie:

$$U = \frac{1}{R_m + R_g \frac{d_o}{d_i} + R_s + R_f} 10^{-3} \quad (2.5)$$

Opór cieplny ścianki rury wyznaczono ze wzoru:

$$R_m = d_o \ln \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{2K_m} \quad (2.5.1)$$

Opór cieplny od strony pary obliczono na podstawie równań kryterialnych wnikania ciepła przy kondensowaniu pary na zewnętrznej powierzchni poziomej rury.

$$R_s = \left(\frac{Nu K_c}{d_o} \right)^{-1} \quad (2.5.2)$$

$$Nu = 0.725 C_v^{0.25} \quad (2.5.3)$$

$$C_v = \frac{d_o^3 \rho_c^2 g d_{i,vap}^2}{K_c \mu_c dt_{cm}} \quad (2.5.4)$$

dt_{cm} - Różnica temperatur kondensatu i ścianki zależy od grubości warstwy kondensatu, a więc od współczynnika wnikania ciepła. W literaturze wskazuje się, że najwłaściwszą metodą obliczeń jest metoda iteracyjna, lecz z zadawalającą dokładnością można przyjąć wartość $dt_{cm} = 0.5 LMTD$ [63].

Właściwości fizyczne kondensatu: ρ_c , K_c , μ_c określono dla średniej temperatury powierzchni i nasycenia $t_c = t_s + 0.5 dt_{cm}$

Opór cieplny od strony wody obliczono na podstawie równań kryterialnych konwekcji wymuszonej dla przepływu turbulentnego czynnika wewnątrz rurki o przekroju kołowym:

$$R_g = \left(\frac{Nu K_g}{d_i}\right)^{-1} \quad (2.5.5)$$

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr_g^{0.43} \left(\frac{Pr_g}{Pr_m}\right)^{0.25} \quad (2.5.6)$$

$$Re = \frac{c_g d_i \rho_g}{\mu_g} \quad (2.5.7)$$

$$c_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g} \frac{4}{n \pi d_i^2} \quad (2.5.8)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{K} \quad (2.5.9)$$

Pr_g, Pr_m – liczbę Prandtla obliczono odpowiednio dla temperatury wody t_g i temperatury ścianki $t_m = t_s - dt_{cm}$

2.2.2. Standard HEI

W tym przypadku algorytm obliczeń współczynnika przenikania ciepła jest oparty na wytycznych projektowych Instytutu Wymiany Ciepła (HEI). Jest to stowarzyszenie non-profit zajmujące się postępowaniem technicznym, promocją i zrozumieniem szerokiej gamy urządzeń do wymiany ciepła i próżni na skalę przemysłową. Podstawowym celem instytutu jest opracowywanie i publikowanie standardów. Od momentu powstania, Instytut zdobył międzynarodowe uznanie jako wiodący autorytet w zakresie technologii wymiany ciepła i aparatury próżniowej. Normy Instytutu są stosowane na całym świecie przy projektowaniu, produkcji i eksploatacji urządzeń wymiany ciepła.

Zaproponowane zależności wykorzystują dane z badań eksperymentalnych. Na ich podstawie określa się współczynnik przenikania ciepła w postaci funkcji:

$$U = U_1 F_w F_m F_c \quad (2.6)$$

Przedstawione współczynniki są odczytywane z tablic opisanych w standardzie. U_1 jest to nieskorygowany współczynnik przenikania ciepła, który został wyznaczony dla czystych rurek kondensatora, wykonanych z mosiądzu cynowego (Cu 70~73%, Zn 20~23%, Sn ~1%), przy założeniu grubości ścianki rurki 1,245mm. Wartość odczytana z tablicy jest zależna od średnicy rurek kondensatora oraz prędkości wody chłodzącej. Następnie stosuje się współczynniki korekcyjne: F_w wprowadza korektę zależną od temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora, F_m wprowadza korektę ze względu na materiał i grubość ścianki rurki. F_c to współczynnik czystości rurek.

Co ważne, w standardzie HEI oprócz danych technicznych skraplacza, wykorzystuje się tylko parametry wody chłodzącej: temperaturę wlotową i prędkość. Żaden parametr termodynamiczny pary lub kondensatu nie wpływa na wynik obliczeń.

2.2.3. Norma ASME PTC 12.2

Amerykańskie stowarzyszenie inżynierów z dziedziny mechaniki (ASME) to profesjonalna organizacja, która umożliwia i promuje współpracę, dzielenie się wiedzą i rozwój umiejętności we wszystkich dyscyplinach inżynieryjnych. Normy i standardy ASME są ważnym elementem postępu wiedzy technicznej, są stosowane w ponad 100 krajach i zostały przetłumaczone na wiele języków.

Współczynnik przenikania ciepła dla metody bazującej na normie ASME obliczono na podstawie:

$$U = \frac{1}{R_m + R_g \frac{d_o}{d_i} + R_s + R_f} 10^{-3} \quad (2.7)$$

Opór cieplny ścianki rury wyznaczono ze wzoru:

$$R_m = d_o \ln \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{2K_m} \quad (2.7.1)$$

Opór cieplny od strony wody obliczono na podstawie:

$$R_g = \left(\frac{Nu K_g}{d_i} \right)^{-1} \quad (2.7.2)$$

$$Nu = 0.0158 Re^{0.835} Pr^{0.426} \quad (2.7.3)$$

$$Re = \frac{c_g d_i \rho_g}{\mu_g} \quad (2.7.4)$$

$$c_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g} \frac{4}{n \pi d_i^2} \quad (2.7.5)$$

$$Pr = \frac{\mu_g c_p g}{K_g} \quad (2.7.6)$$

Opór cieplny od strony pary w pierwszej iteracji obliczono na podstawie:

$$R_s = \frac{1}{U 10^3} - R_m - R_g \frac{d_o}{d_i} - R_f \quad (2.7.7)$$

Opór cieplny od strony pary w kolejnej iteracji obliczono na podstawie:

$$R_s = R_{s0} \left(\frac{\dot{Q}_{c10}}{\dot{Q}_{c1}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_{c0}}{\mu_c} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{K_{c0}}{K_c} \left(\frac{\rho_{c0}}{\rho_c} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.7.8)$$

Indeks 0 oznacza wartość z poprzedniej iteracji, a właściwości fizyczne kondensatu: ρ_c, K_c, μ_c określono dla średniej temperatury filmu kondensatu $t_c = t_s + 0.2LMTD$

2.3. Korekta obliczeń

Zarówno zmiana obciążenia skraplacza, jak i części NP turbiny, mają wpływ na wymianę ciepła w skraplaczu oraz na przebieg ekspansji pary w turbinie. Aby uwzględnić zmianę obciążenia turbiny, zaproponowano wprowadzenie funkcji opisującej sprawność izentropową turbiny w funkcji przepływu pary. Zmiany wynikające z nie-nominalnego ciśnienia panującego w skraplaczu uwzględniono stosując skorygowaną wartość spiętrzenia temperatury.

2.3.1. Sprawność izentropowa turbiny

Na potrzeby obliczeń ciśnienia panującego w skraplaczu, entalpię pary wylotowej z turbiny obliczono z zależności opisującej sprawność izentropową turbiny:

$$\eta_{i_NP} = \frac{i_{s_NP} - i_s}{i_{s_NP} - i_{s_0}} \quad (2.8)$$

Gdzie: $i_{s_0} = f(p_s, s_{s_NP})$

W pierwszej serii obliczeń użyto stałej wartości η_{i_NP} . Kolejną wielkość tę opisano jako funkcję obciążenia części NP turbiny. Na podstawie wprowadzonej korekty sprawdzono, jaki wpływ na dokładność wyniku obliczeń ciśnienia panującego w skraplaczu ma

sprawność izentropowa turbiny i czy, aby otrzymać wiarygodny wynik, konieczne jest dokładne oszacowanie jej wartości.

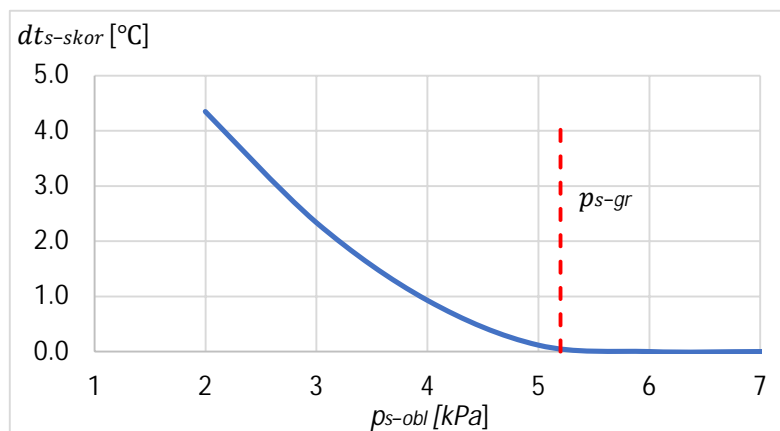
2.3.2. Skorygowana wartość spiętrzenia temperatur

Zdolność wymiany ciepła w skraplaczu zmienia się wraz z oddalaniem się wartości ciśnienia w skraplaczu od nominalnego. Powołując się na literaturę, w pracy [43] autor zaproponował wprowadzenie skorygowanej wartości spiętrzenia temperatur dt_{s-skor} . Korekta ma na celu uwzględnienie wpływu zmian ciśnienia panującego w skraplaczu na wartość spiętrzenia temperatur, a tym samym na temperaturę pary wylotowej z turbiny. Funkcja korekcyjna jest wyznaczona eksperymentalnie i zdefiniowana jest jako różnica pomiędzy rzeczywistą wartością spiętrzenia temperatur a wartością obliczeniową:

$$dt_{s-skor} = dt_{s-ref} - dt_{s-obl} \quad (2.9)$$

Na podstawie analizy porównawczej danych pomiarowych i wartości obliczeniowych, autor proponuje utworzenie funkcji korekty zależnej od obliczanego ciśnienia panującego w skraplaczu. Funkcja ma postać opisaną wzorem (2.10) i przyjmuje wartości dodatnie powyżej ciśnienia granicznego, dla którego korekta nie jest wymagana. Oczekiwany przebieg funkcji przedstawiono na rysunku 2.2

$$dt_{s-skor} = \begin{cases} f(p_{s-obl}), & p_s > p_{s-gr} \\ 0 & , p_s \leq p_{s-gr} \end{cases} \quad (2.10)$$



Rys.2.2 Skorygowana wartość spiętrzenia temperatur

W pierwszej serii obliczeń nie uwzględniono korekty temperatury. W kolejnych seriach obliczeń wprowadzono zmianę i sprawdzono, jak wartość korekty wpłynie na otrzymane wyniki. Uwzględnienie korekty spiętrzenia temperatur jest realizowane poprzez dodanie wartości dt_{s-skor} do obliczonej temperatury nasycenia pary.

$$t_s = dt_{s-skor} + t_{s-obl} \quad (2.11)$$

Na tej podstawie otrzymano nową temperaturę pary, dla której obliczono skorygowane ciśnienie nasycenia $p_s = psat_t(t_s)$.

2.4. Algorytm do wyznaczania ciśnienia

Na podstawie wzorów 2.1-2.11 zaproponowano dwa iteracyjne algorytmy wyznaczania ciśnienia w skraplaczu. Tok obliczeń jest taki sam dla metody równań kryterialnych i standardu HEI, inny dla metody ASME. Jest to spowodowane różnymi zmiennymi inicjalizującymi obliczenia.

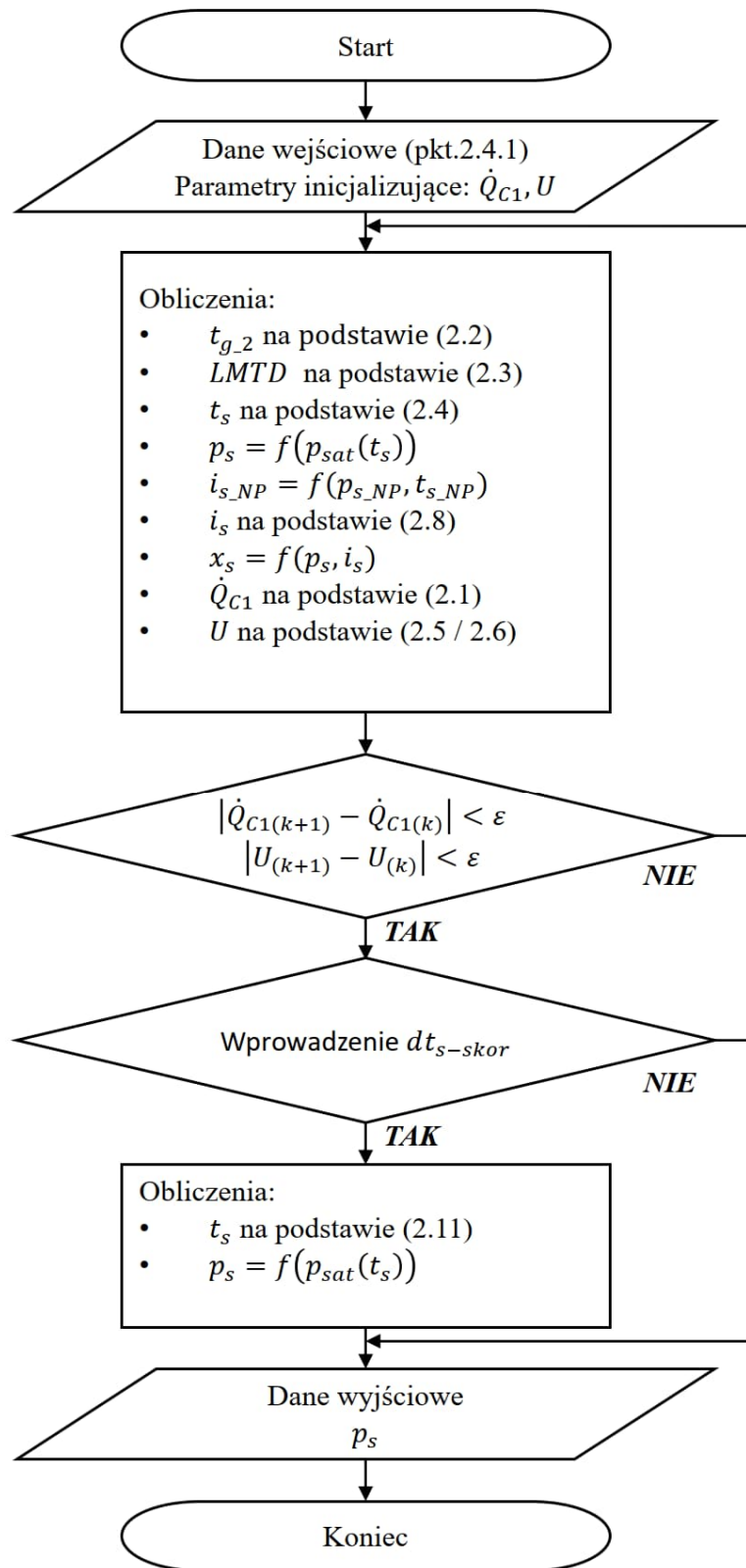
2.4.1. Dane wejściowe algorytmu

Dane potrzebne do wykonania obliczeń:

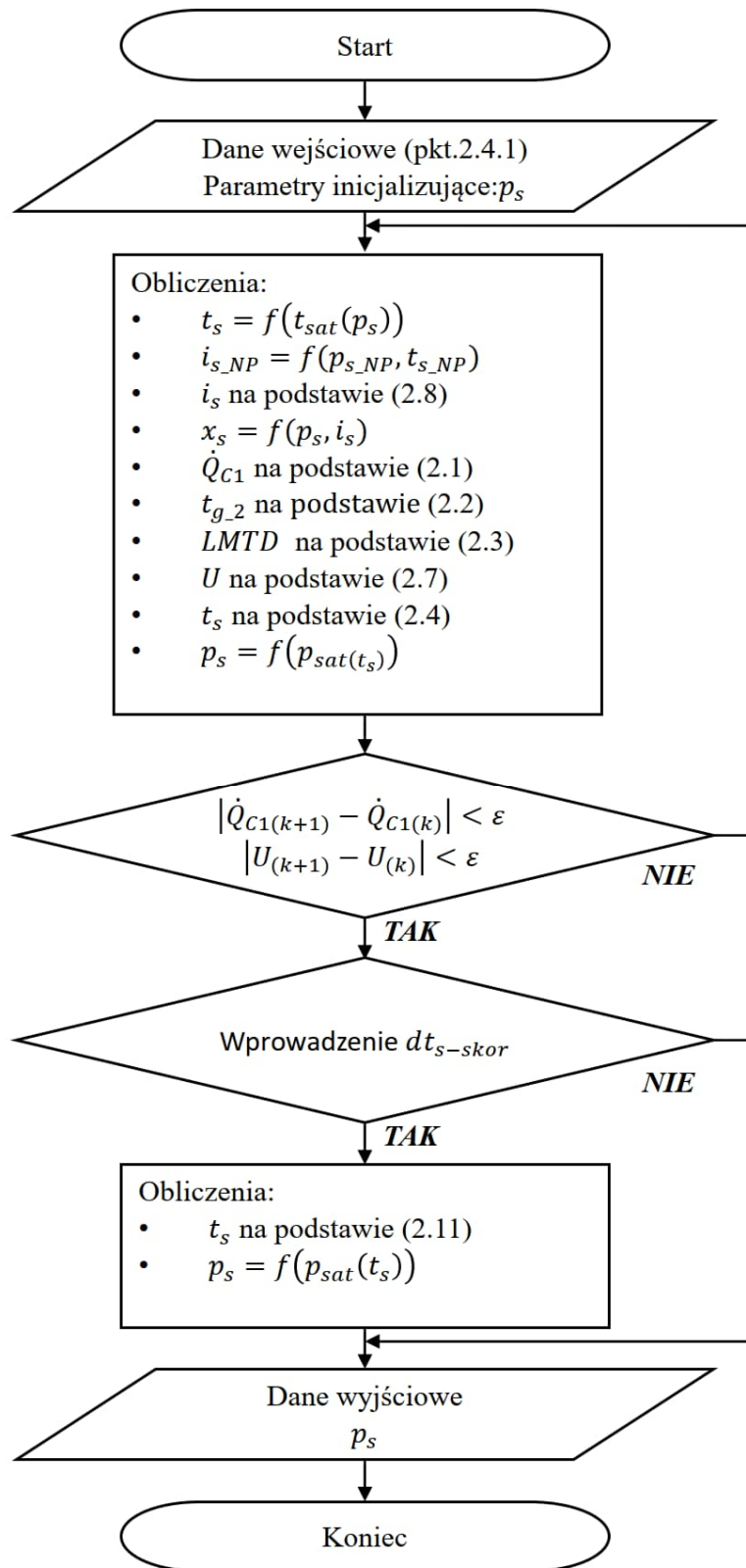
- Dane konstrukcyjne skraplacza potrzebne do obliczeń: A_{C1} – powierzchnia wymiany ciepła, n – ilość rurek kondensatora, d_i – wewnętrzna średnica rurek, d_o – zewnętrzna średnica rurek, K_m – współczynnik przewodzenia ciepła ścianki rury, F_c – wskaźnik czystości rurek.
- Dane z obszaru wody chłodzącej potrzebne do obliczeń: \dot{m}_g – przepływ masowy wody chłodzącej, p_g – ciśnienie wody chłodzącej, $t_{g,1}$ – temperatura wlotowa wody chłodzącej.
- Dane dotyczące pary i kondensatu potrzebne do obliczeń: $p_{s,NP}$ – ciśnienie pary wlotowej do części NP, $t_{s,NP}$ – temperatura pary wlotowej do części NP, \dot{m}_s – przepływ masowy pary wylotowej z turbiny, dt_c – przechłodzenie kondensatu.
- Wartości sprawności potrzebne do obliczeń: $\eta_{i,NP}$ – sprawność izentropowa turbiny, η_{C1} – sprawność wymiany ciepła skraplacza.

2.4.2. Model matematyczny obliczeń

Na rysunku 2.3 przedstawiono algorytm obliczeń ciśnienia w skraplaczu przy wykorzystaniu metody równań kryterialnych lub standardu HEI do obliczenia współczynnika przenikania ciepła. Na rysunku 2.4 przedstawiono algorytm, gdy metoda obliczeń opiera się o normę ASME.



Rys.2.3 Algorytm obliczenia ciśnienia w skraplaczu - metoda równań kryterialnych lub HEI



Rys.2.4 Algorytm obliczenia ciśnienia w skraplaczu – standard ASME

2.5. Obliczenia

Aby porównać metody obliczania ciśnienia panującego w skraplaczu i wybrać metodę, która zostanie wykorzystana w kolejnych etapach prac, obliczenia wykonano bazując na danych pochodzących z trzech obiektów:

- A – turbina kondensacyjna 460MW,
- B – turbina upustowo-kondensacyjna 120 MW,
- C – turbina upustowo-kondensacyjna 65 MW.

Wykonano 4 serie obliczeń:

- 1 – obliczenia bez dodatkowych korekt,
- 2 – wprowadzenie zmiennej sprawności izentropowej turbiny (pkt.2.3.1),
- 3 – wprowadzenie skorygowanej wartości spiętrzenia (pkt.2.3.2),
- 4 – uwzględnienie korekty 2 i 3.

2.5.1. Dane wejściowe wykonanych obliczeń

Kompletne dane wejściowe wykorzystane do obliczeń dla trzech bloków energetycznych oraz kolejnych serii obliczeń pokazano w Załączniku A- „Dane wejściowe do obliczeń ciśnienia w skraplaczu”. W tabeli A.1 przedstawiono dane dla poszczególnych bloków, a w tabeli A.2(a-c) przedstawiono dane wejściowe badanych punktów pracy.

2.5.2. Wyniki obliczeń

Wyniki obliczeń przedstawiono numerycznie i w formie wykresów. Aby ocenić dokładność obliczeń, porównano średni bezwzględny błąd obliczeń dla l_{max} badanych punktów pracy skraplacza (2.12) oraz średniej kwadratowej błędności obliczeń (2.13).

$$\Delta p_s = \frac{1}{l_{max}} \sum_{l=1}^{l_{max}} |(p_{s-obl})_l - (p_{s-ref})_l| \quad (2.12)$$

$$\sigma p_s = \sqrt{\frac{1}{l_{max}} \sum_{l=1}^{l_{max}} ((p_{s-obl})_l - (p_{s-ref})_l)^2} \quad (2.13)$$

Wyniki obliczeń przedstawione na wykresach są opisane na osi rzędnych zgodnie z regułą: Symbol badanego bloku (A/B/C) oraz procentowe obciążenie części NP turbiny (%NP).

- Obliczenia podstawowe

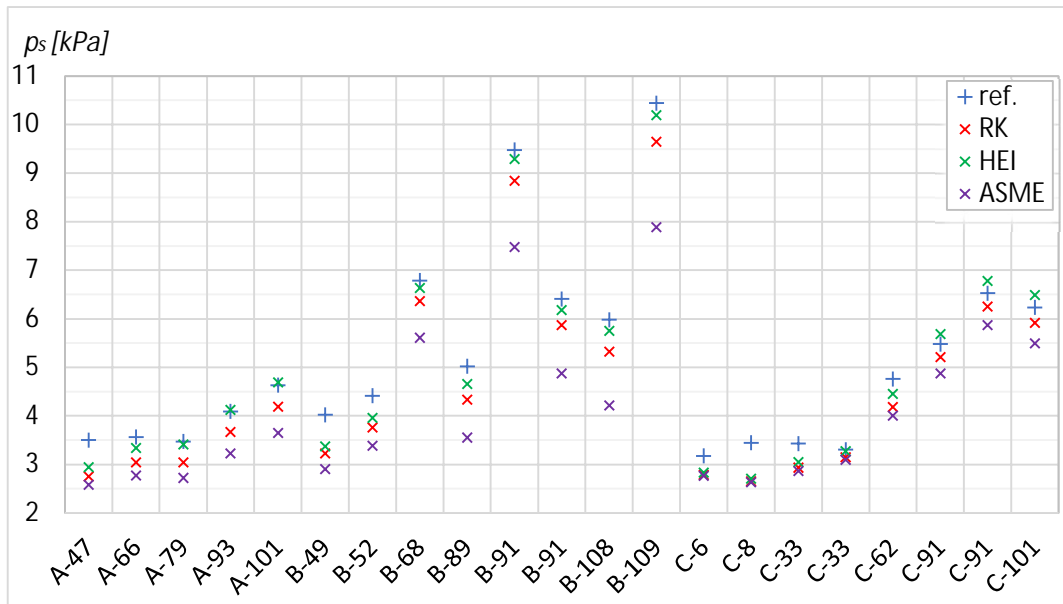
W tabeli 2.1(a-b) i na wykresie 2.5 zestawiono wyniki pomiarów (ref) z wynikami obliczeń (RK – równania kryterialne, standard HEI, norma ASME) ciśnienia panującego w skraplaczu, nie uwzględniając żadnej z korekt.

Tab.2.1a Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 1

obiekt	A					B						
l	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
%NP [%]	47	66	79	93	101	49	52	68	89	91	91	108
	p_s [kPa]											
ref.	3.50	3.56	3.47	4.09	4.63	4.02	4.41	6.78	5.02	9.47	6.40	5.98
RK	2.75	3.04	3.04	3.67	4.19	3.22	3.76	6.36	4.33	8.84	5.87	5.32
HEI	2.94	3.33	3.41	4.12	4.69	3.37	3.95	6.63	4.65	9.29	6.18	5.75
ASME	2.58	2.77	2.72	3.22	3.64	2.90	3.38	5.61	3.55	7.48	4.87	4.21

Tab.2.1b Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 1

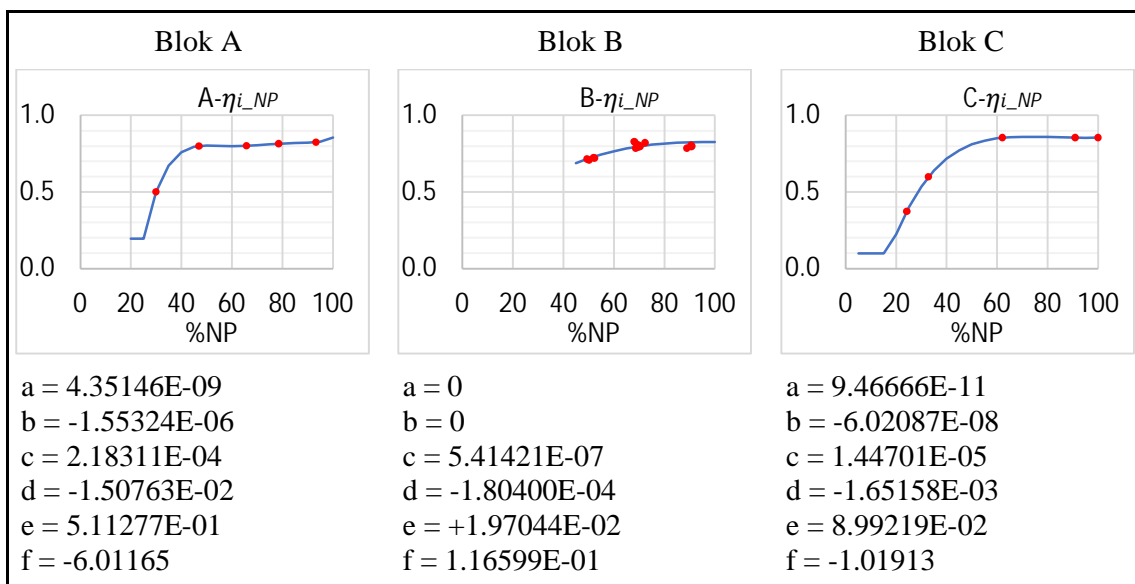
obiekt	B	C									
l	13	14	15	16	17	18	19	20	21		
%NP [%]	109	6	8	33	33	62	91	91	101		
		p_s [kPa]								[kPa]	
ref.	10.44	3.17	3.44	3.42	3.30	4.76	5.48	6.53	6.23	Δp_s	σp_s
RK	9.65	2.78	2.65	2.93	3.15	4.18	5.21	6.25	5.91	0.524	0.556
HEI	10.19	2.83	2.7	3.05	3.27	4.45	5.68	6.78	6.49	0.284	0.341
ASME	7.89	2.76	2.63	2.86	3.09	4.00	4.87	5.87	5.49	1.034	1.169



Rys.2.5 Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu– seria 1

- Uwzględnienie zmiennej sprawności izentropowej części NP

W tabeli 2.2(a-b) i na wykresie 2.7 wyniki pomiarów (ref) zestawiono z wynikami obliczeń (RK – równania kryterialne, standard HEI, norma ASME) ciśnienia panującego w skraplaczu, uwzględniając zmienną sprawność izentropową części NP turbiny, która opisana została wielomianem $y = ax^5 + bx^4 + cx^3 + dx^2 + ex + f$, a jej przebieg przedstawiono na wykresach 2.6.



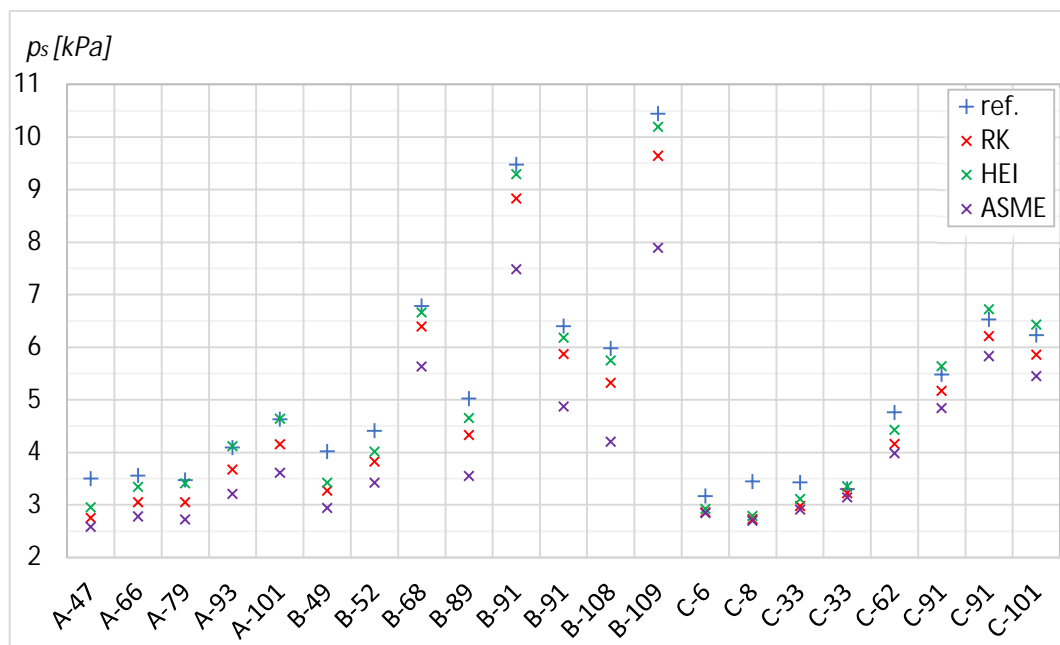
Rys.2.6 Założona sprawność izentropowa turbiny w funkcji obciążenia części NP

Tab.2.2a Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 2

obiekt	A					B						
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
l												
%NP [%]	47	66	79	93	101	49	52	68	89	91	91	108
	$p_s [kPa]$											
ref.	3.50	3.56	3.47	4.09	4.63	4.02	4.41	6.78	5.02	9.47	6.40	5.98
RK	2.75	3.05	3.05	3.67	4.15	3.27	3.82	6.39	4.33	8.83	5.87	5.32
HEI	2.95	3.34	3.41	4.12	4.64	3.42	4.01	6.66	4.65	9.29	6.18	5.75
ASME	2.58	2.78	2.72	3.21	3.61	2.94	3.42	5.63	3.55	7.48	4.87	4.20

Tab.2.2b Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 2

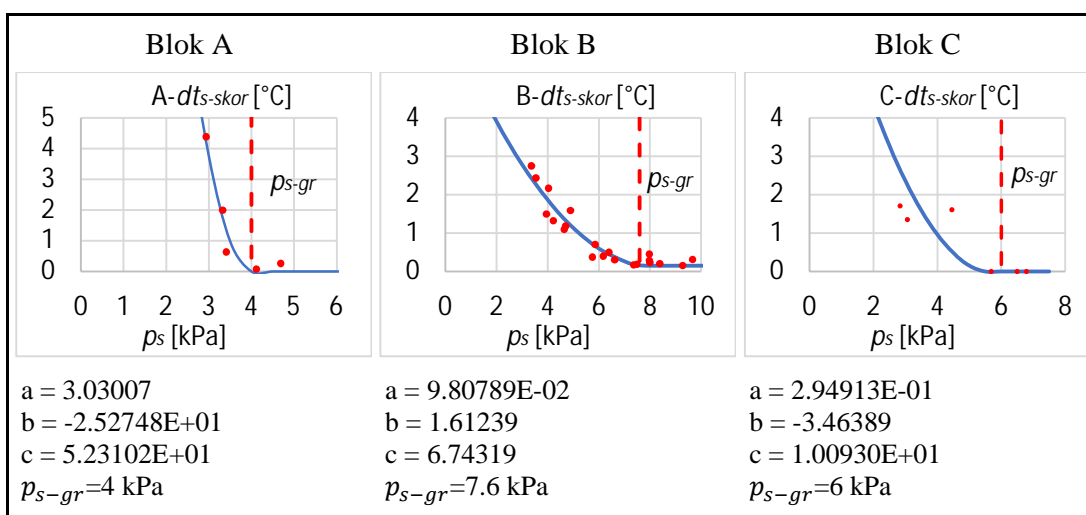
	B		C									
l	13	14	15	16	17	18	19	20	21			
%NP [%]	109	6	8	33	33	62	91	91	101			
	p_s [kPa]										[kPa]	
ref.	10.44	3.17	3.44	3.42	3.30	4.76	5.48	6.53	6.23	Δp_s	σp_s	
RK	9.64	2.86	2.73	2.98	3.22	4.16	5.17	6.21	5.86	0.513	0.544	
HEI	10.19	2.92	2.79	3.11	3.35	4.43	5.64	6.72	6.43	0.257	0.311	
ASME	7.89	2.84	2.7	2.91	3.14	3.98	4.84	5.83	5.45	1.026	1.166	



Rys.2.7 Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 2

- Uwzględnienie skorygowanej wartości spiętrzenia temperatur

W tabeli 2.3(a-b) i na wykresie 2.9 zestawiono wyniki pomiarów (ref) z wynikami obliczeń (RK – równania kryterialne, standard HEI, norma ASME) ciśnienia panującego w skraplaczu, uwzględniając skorygowaną wartość spiętrzenia temperatur, która opisana została wielomianem $y = ax^2 + bx + c$, a jej przebiegi przedstawiono na wykresach 2.8.



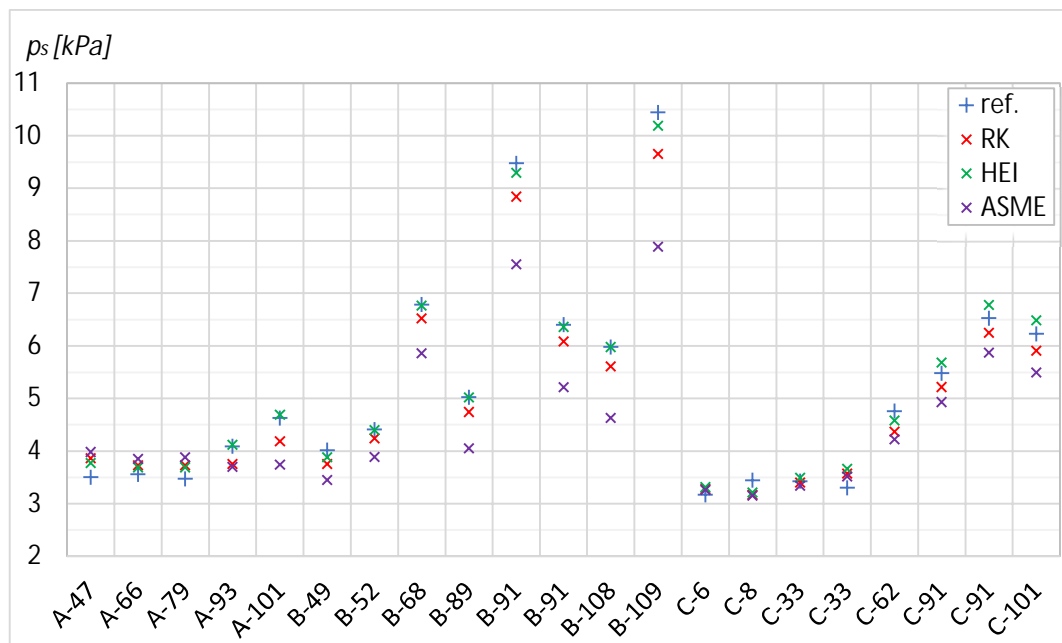
Rys.2.8 Założona skorygowana wartość spiętrzenia temperatur w funkcji obciążenia części NP

Tab.2.3a Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 3

obiekt	A					B						
l	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
%NP [%]	47	66	79	93	101	49	52	68	89	91	91	108
	$p_s [kPa]$											
ref.	3.50	3.56	3.47	4.09	4.63	4.02	4.41	6.78	5.02	9.47	6.40	5.98
RK	3.86	3.73	3.73	3.75	4.19	3.75	4.24	6.52	4.74	8.84	6.09	5.61
HEI	3.77	3.69	3.69	4.12	4.69	3.88	4.40	6.77	5.02	9.29	6.36	5.98
ASME	3.98	3.85	3.88	3.7	3.74	3.45	3.89	5.86	4.05	7.55	5.21	4.63

Tab.2.3b Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 3

	B	C										
l	13	14	15	16	17	18	19	20	21			
%NP [%]	109	6	8	33	33	62	91	91	101			
		$p_s [kPa]$									$[kPa]$	
ref.	10.44	3.17	3.44	3.42	3.30	4.76	5.48	6.53	6.23	Δp_s	σp_s	
RK	9.65	3.28	3.17	3.4	3.57	4.37	5.22	6.25	5.91	0.314	0.352	
HEI	10.19	3.31	3.21	3.49	3.66	4.58	5.68	6.78	6.49	0.145	0.179	
ASME	7.89	3.26	3.15	3.34	3.52	4.22	4.93	5.87	5.49	0.744	0.951	



Rys.2.9 Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 3

- Uwzględnienie obu korekt obliczeń

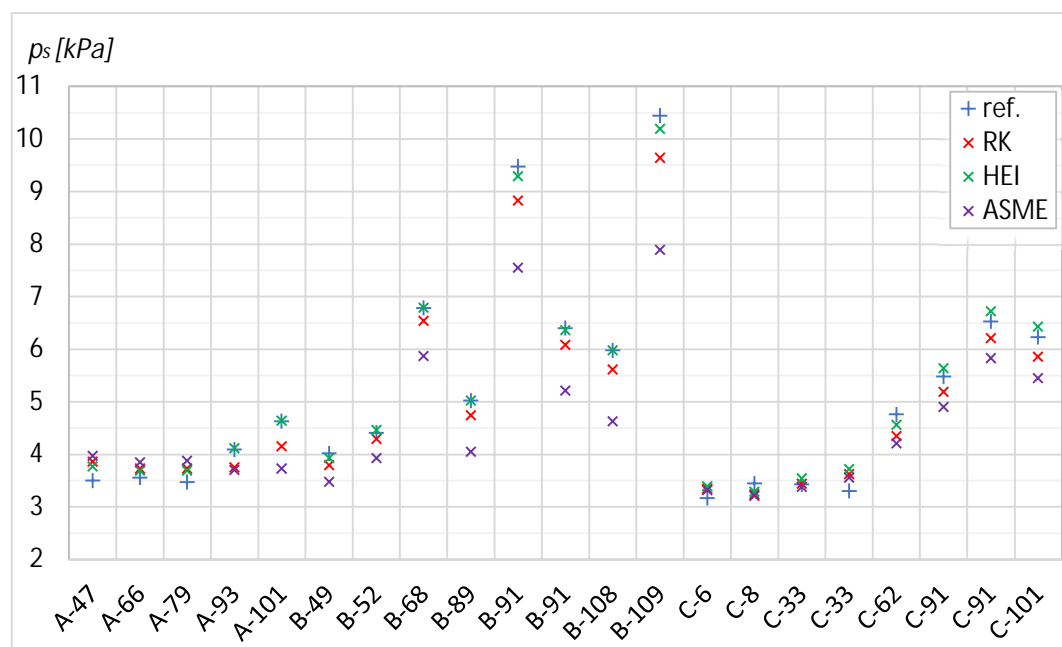
Na rysunku 2.10 i w tabeli 2.4(a-b) zestawiono wyniki pomiarów (ref) z wynikami obliczeń (RK – równania kryterialne, standard HEI, norma ASME) ciśnienia pającego w skraplaczu, uwzględniając zmienną sprawność izentropową części NP turbiny oraz skorygowaną wartość spiętrzenia temperatur.

Tab.2.4a Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 4

obiekt	A					B						
<i>l</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
%NP [%]	47	66	79	93	101	49	52	68	89	91	91	108
	<i>p_s</i> [kPa]											
ref.	3.50	3.56	3.47	4.09	4.63	4.02	4.41	6.78	5.02	9.47	6.40	5.98
RK	3.86	3.73	3.73	3.75	4.15	3.79	4.29	6.54	4.74	8.83	6.08	5.61
HEI	3.77	3.69	3.69	4.12	4.64	3.93	4.46	6.79	5.02	9.29	6.36	5.98
ASME	3.97	3.85	3.88	3.7	3.73	3.48	3.93	5.87	4.05	7.55	5.21	4.63

Tab.2.4b Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 4

	B		C									
l	13	14	15	16	17	18	19	20	21			
%NP [%]	109	6	8	33	33	62	91	91	101			
	p_s [kPa]									[kPa]		
ref.	10.44	3.17	3.44	3.42	3.30	4.76	5.48	6.53	6.23	Δp_s	σp_s	
RK	9.64	3.34	3.24	3.44	3.62	4.35	5.19	6.21	5.86	0.320	0.361	
HEI	10.19	3.39	3.29	3.54	3.72	4.56	5.64	6.72	6.43	0.141	0.177	
ASME	7.89	3.32	3.21	3.38	3.56	4.21	4.9	5.83	5.45	0.746	0.953	



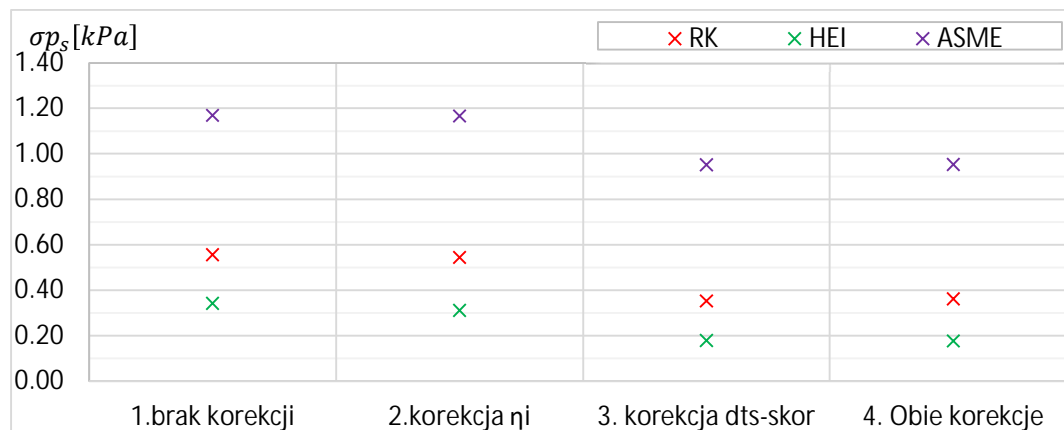
Rys.2.10 Wyniki obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu – seria 4

- Zestawienie błędów obliczeń dla kolejnych korekcji obliczeń

W tabeli 2.5 i na wykresie 2.11 zestawiono średniokwadratowe błędy kolejnych serii obliczeń.

Tab.2.5 Średniokwadratowy błąd obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu

	σp_s [kPa]			
seria	1	2	3	4
RK	0.556	0.544	0.352	0.361
HEI	0.341	0.311	0.179	0.177
ASME	1.169	1.166	0.951	0.953



Rys.2.11 Średnio kwadratowy błąd obliczeń wartości ciśnienia w skraplaczu

2.6. Omówienie wyników przeprowadzonych obliczeń

We wszystkich przedstawionych seriach, najmniejszy średniokwadratowy błąd obliczeń otrzymano wykorzystując standard HEI. Niewiele gorsze wyniki otrzymano używając równań kryterialnych do obliczeń współczynnika przenikania ciepła. Nie stosując dodatkowych korekt, wyniki najbliższe oczekiwanym otrzymano, gdy ciśnienie w skraplaczu nie było znacznie różne od ciśnienia nominalnego. Natomiast dla niskiego obciążenia części NP zauważalne było zwiększenie się różnicy pomiędzy wartością pomiarową a wartością obliczeniową dla wszystkich metod obliczeniowych. Wprowadzenie zmiennej sprawności izentropowej części NP turbiny w bardzo niewielkim stopniu zbliżyło wyniki obliczeń do oczekiwanego rozwiązania. Nawet dla niskiego przepływu pary przez skraplacz, gdy wartość sprawności znacznie spada, poprawa wyników obliczeń jest niewielka.

Wartości obliczonego ciśnienia w skraplaczu widocznie zbliżyły się do pomiarowych po wprowadzeniu skorygowanej wartości spiętrzenia temperatur. Dla metody HEI, błąd średniokwadratowy zmniejszył się dwukrotnie w porównaniu z obliczeniami początkowymi. Zastosowanie obydwu korekt jednocześnie nie poprawiło znacznie wyników dla żadnej metody, w porównaniu z wynikami z serii trzeciej.

2.7. Wnioski

W dalszych etapach prac, do obliczeń ciśnienia panującego w skraplaczu zostanie wykorzystana metoda, w której wyznaczanie współczynnika przenikania ciepła jest oparte o standard HEI. Należy zwrócić uwagę, że jest to najprostszy sposób wyznaczania wartości współczynnika, i że jego wartość nie zależy od parametrów termodynamicznych pary w skraplaczu. Zmiana wartości tego współczynnika w ramach jednego skraplacza zależy tylko od zmiany prędkości i temperatury wody na jego wlocie. Warto jednak wprowadzić skorygowaną wartość spiętrzenia temperatur. Dysponując danymi obiektowymi, przebieg funkcji można wyznaczyć w prosty sposób, a wyniki obliczeń znacznie zbliżają się do oczekiwanych. Efekt jest szczególnie widoczny dla wartości ciśnienia w skraplaczu znacznie odbiegającego od nominalnego, a właśnie takie warunki pracy będą szczegółowo badane w kolejnych etapach pracy.

3. OBLICZENIA BILANSU CIEPLNEGO BLOKU ENERGETYCZNEGO

Kolejnym etapem pracy, który jest niezbędny do przeprowadzenia badań nad optymalizacją pracy skraplaczy turbinowych w pełnym paśmie regulacji obciążenia jest wyznaczenie bilansów cieplnych badanych bloków energetycznych. Aby końcowe wyniki i ocena możliwości poprawy sprawności obiegu były wiarygodne, konieczna jest wiedza, w jaki sposób układ odpowie na zmianę punktu pracy, czyli jak zmieni się rozplw oraz parametry termodynamiczne pary i kondensatu dla pełnego zakresu obciążenia turbiny. Analizę przeprowadzono dla dwóch jednostek, dla których w kolejnych krokach wykonano optymalizację układu chłodzenia: bloku energetycznego z turbiną kondensacyjną (910MW) i bloku energetycznego z turbiną upustowo-kondensacyjną (BC50). Walidacja wyników dla większej jednostki została wykonana na podstawie bilansów projektowych, natomiast dla mniejszej jednostki wyniki porównano z danymi z obiektu.

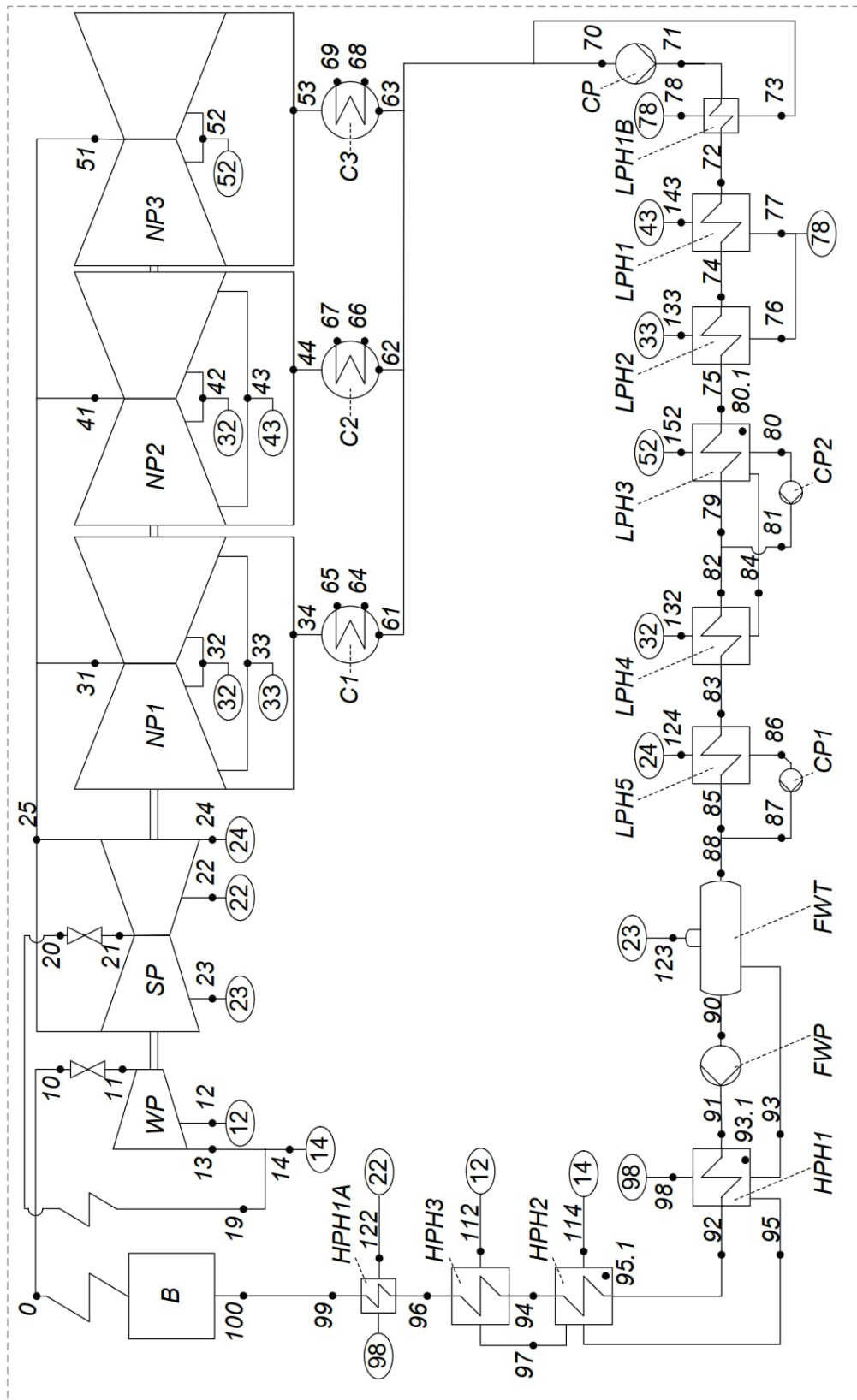
Obliczenie bilansu cieplnego badanych bloków energetycznych rozpoczęto od opisanie obiegu para – kondensat za pomocą układu równań bilansów energii i masy. Współczynniki układu równań określono poprzez podanie wartości entalpii w obliczeniowych punktach obiegu [64]. Entalpię wyznaczono z zależności parametrów termodynamicznych zgodnie z IAPWS IF-97 [56], [65]. Obliczenia nie uwzględniają poboru pary uszczelniającej. Do obliczeń ciśnienia pary wylotowej z turbiny wykorzystano algorytm obliczania bazujący na współczynniku przenikania ciepła obliczonego na podstawie standardu HEI (Rys.2.3) z uwzględnieniem skorygowanej wartości spiętrzenia temperatur.

3.1. Blok energetyczny z turbiną kondensacyjną (I)

Pierwszy blok energetyczny (I), który został przebadany pod kątem możliwości optymalizacji pracy skraplaczy to jednostka, której schemat został przedstawiony na rysunku 3.1. Składa się on z turbiny kondensacyjnej, która posiada trzy części NP, a tym samym trzy skraplacze główne. Zastosowana wytwornica pary to kocioł pyłowy przepływowy. Parametry nominalne bloku to:

$$N_{TG} = 910 \text{ MW}, p_{10} = 27.5 \text{ MPa}, t_{10} = 600 \text{ }^\circ\text{C}, \dot{m}_{10} = 658 \frac{\text{kg}}{\text{s}}, \dot{m}_g = 22500 \frac{\text{kg}}{\text{s}},$$

$$\dot{m}_k = 387 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (\dot{m}_k = \dot{m}_{34} + \dot{m}_{44} + \dot{m}_{53}).$$



Rys.3.1 Schemat obiektu para-kondensat dla bloku I

3.1.1. Równania bilansu energii i masy

Obieg przedstawiony na rysunku 3.1 opisano układem równań bilansów energii i masy 3.1-3.11.

$$\dot{m}_{11} i_{11} - \dot{m}_{12} i_{12} - \dot{m}_{13} i_{13} + \dot{m}_{21} i_{21} - \dot{m}_{22} i_{22} - \dot{m}_{23} i_{23} - \dot{m}_{24} i_{24} - \dot{m}_{132} i_{32} - \dot{m}_{33} i_{33} - \dot{m}_{43} i_{43} - \dot{m}_{52} i_{52} - \dot{m}_k i_k = \frac{N_{TG}}{\eta_{TG}} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{74} (i_{74} - i_{72}) = \dot{m}_{133} (i_{133} - i_{77}) \eta_{LPH1} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{75} (i_{75} - i_{74}) = \dot{m}_{143} (i_{143} - i_{76}) \eta_{LPH2} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{79} (i_{79} - i_{75}) = \dot{m}_{152} (i_{152} - i_{80.1}) \eta_{LPH3} \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{83} (i_{83} - i_{82}) = \dot{m}_{132} (i_{132} - i_{84}) \eta_{LPH4} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_{85} (i_{85} - i_{83}) = \dot{m}_{124} (i_{124} - i_{86}) \eta_{LPH5} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_{123} i_{123} + \dot{m}_{88} i_{88} + \dot{m}_{93} i_{93} = \dot{m}_{90} i_{90} \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_{92} (i_{92} - i_{91}) = \dot{m}_{98} (i_{98} - i_{93.1}) \eta_{HPH1} \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_{94} (i_{94} - i_{92}) = \dot{m}_{114} (i_{114} - i_{95.1}) \eta_{HPH2} \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_{96} (i_{96} - i_{94}) = \dot{m}_{112} (i_{112} - i_{97}) \eta_{HPH3} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24} - \dot{m}_{132} - \dot{m}_{152} - \dot{m}_{133} - \dot{m}_{143} = 0 \quad (3.11)$$

Gdzie:

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{34} + \dot{m}_{44} + \dot{m}_{53} \quad (3.12)$$

$$i_k = \frac{1}{\dot{m}_k} (\dot{m}_{34} i_{34} + \dot{m}_{44} i_{44} + \dot{m}_{53} i_{53}) \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_{80} i_{80} = \dot{m}_{152} i_{80.1} + \dot{m}_{84} i_{84} \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_{93} i_{93} = \dot{m}_{98} i_{93.1} + \dot{m}_{95} i_{95} \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_{95} i_{95} = \dot{m}_{114} i_{95.1} + \dot{m}_{97} i_{97} \quad (3.16)$$

Aby rozwiązać powyższy układ równań, bilans bloku uproszczono do podstawowych 11 strumieni mas $\dot{m}_{11}, \dot{m}_{12}, \dot{m}_{14}, \dot{m}_{22}, \dot{m}_{23}, \dot{m}_{24}, \dot{m}_{132}, \dot{m}_{33}, \dot{m}_{43}, \dot{m}_{52}, \dot{m}_k$.

Uproszczenia przedstawiono w tabeli 3.1.

Tab.3.1 Uproszczenie strumieni mas dla bloku I

i	\dot{m}_i
0	$= \dot{m}_{11}$
10	$= \dot{m}_{11}$
13	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12}$
19	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14}$
20	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14}$
21	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14}$
25	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}$
31	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24})$
32	$= \frac{1}{2} \dot{m}_{132}$
34	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}) - \frac{1}{2} \dot{m}_{132} - \dot{m}_{33}$
41	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24})$
42	$= \frac{1}{2} \dot{m}_{132}$
44	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}) - \frac{1}{2} \dot{m}_{132} - \dot{m}_{43}$
51	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24})$
53	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}) - \dot{m}_{52}$
61	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}) - \frac{1}{2} \dot{m}_{132} - \dot{m}_{33} + \frac{1}{2} (\dot{m}_{33} - \dot{m}_{43})$
62	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}) - \frac{1}{2} \dot{m}_{132} - \dot{m}_{43} + \frac{1}{2} (\dot{m}_{33} - \dot{m}_{43})$
63	$= \frac{1}{3} (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}) - \dot{m}_{52}$
70	$= \dot{m}_k + \dot{m}_{33} + \dot{m}_{43}$
71	$= \dot{m}_k + \dot{m}_{33} + \dot{m}_{43}$
72	$= \dot{m}_k + \dot{m}_{33} + \dot{m}_{43}$
73	$= \dot{m}_{33} + \dot{m}_{43}$
74	$= \dot{m}_k + \dot{m}_{33} + \dot{m}_{43}$
75	$= \dot{m}_k + \dot{m}_{33} + \dot{m}_{43}$
76	$= \dot{m}_{43}$
77	$= \dot{m}_{33}$
78	$= \dot{m}_{33} + \dot{m}_{43}$
79	$= \dot{m}_k + \dot{m}_{33} + \dot{m}_{43}$

i	\dot{m}_i
80	$= \dot{m}_{132} + \dot{m}_{52}$
81	$= \dot{m}_{132} + \dot{m}_{52}$
82	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}$
83	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}$
84	$= \dot{m}_{132}$
85	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}$
86	$= \dot{m}_{24}$
87	$= \dot{m}_{24}$
88	$= \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23}$
90	$= \dot{m}_{11}$
91	$= \dot{m}_{11}$
92	$= \dot{m}_{11}$
93	$= \dot{m}_{14} + \dot{m}_{12} + \dot{m}_{22}$
94	$= \dot{m}_{11}$
95	$= \dot{m}_{14} + \dot{m}_{12}$
96	$= \dot{m}_{11}$
97	$= \dot{m}_{12}$
98	$= \dot{m}_{22}$
99	$= \dot{m}_{11}$
100	$= \dot{m}_{11}$
112	$= \dot{m}_{12}$
114	$= \dot{m}_{14}$
122	$= \dot{m}_{22}$
123	$= \dot{m}_{23}$
124	$= \dot{m}_{24}$
132	$= \dot{m}_{132}$
133	$= \dot{m}_{33}$
143	$= \dot{m}_{43}$
152	$= \dot{m}_{52}$

Podstawiając równania z tabeli 3.1 do równań 3.1-3.11 otrzymano końcowy układ równań opisujący badany obieg:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{11}(i_{11} - i_{13} + i_{21}) + \dot{m}_{12}(-i_{12} + i_{13} - i_{21}) + \dot{m}_{14}(-i_{21}) + \dot{m}_{22}(-i_{22}) + \\ & \dot{m}_{23}(-i_{23}) + \dot{m}_{24}(-i_{24}) + \dot{m}_{132}(-i_{32}) + \dot{m}_{33}(-i_{33}) + \dot{m}_{43}(-i_{43}) + \\ & + \dot{m}_{52}(-i_{52}) + \dot{m}_k(-i_k) = \frac{N_{TG}}{\eta_{TG}} \end{aligned} \quad (3.1a)$$

$$\dot{m}_{33}((i_{74} - i_{72}) - (i_{133} - i_{77})\eta_{LPH1}) + \dot{m}_{43}(i_{74} - i_{72}) + \dot{m}_k(i_{74} - i_{72}) = 0 \quad (3.2a)$$

$$\dot{m}_{33}(i_{75} - i_{74}) + \dot{m}_{43}((i_{75} - i_{74}) - (i_{143} - i_{76})\eta_{LPH2}) + \dot{m}_k(i_{75} - i_{74}) = 0 \quad (3.3a)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{33}(i_{79} - i_{75}) + \dot{m}_{43}(i_{79} - i_{75}) + \dot{m}_{52}(-i_{152} + i_{80.1})\eta_{LPH3} + \\ & + \dot{m}_k(i_{79} - i_{75}) = 0 \end{aligned} \quad (3.4a)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{11}(i_{83} - i_{82}) + \dot{m}_{12}(-i_{83} + i_{82}) + \dot{m}_{14}(-i_{83} + i_{82}) + \dot{m}_{22}(-i_{83} + i_{82}) + \\ & + \dot{m}_{23}(-i_{83} + i_{82}) + \dot{m}_{24}(-i_{83} + i_{82}) + \dot{m}_{132}(-i_{132} + i_{84})\eta_{LPH4} = 0 \end{aligned} \quad (3.5a)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{11}(i_{85} - i_{83}) + \dot{m}_{12}(-i_{85} + i_{83}) + \dot{m}_{14}(-i_{85} + i_{83}) + \dot{m}_{22}(-i_{85} + i_{83}) + \\ & + \dot{m}_{23}(-i_{85} + i_{83}) + \dot{m}_{24}((-i_{85} + i_{83}) - (-i_{124} + i_{86})\eta_{LPH5}) = 0 \end{aligned} \quad (3.6a)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{11}(i_{88} - i_{90}) + \dot{m}_{12}(i_{93} - i_{88}) + \dot{m}_{14}(i_{93} - i_{88}) + \dot{m}_{22}(i_{93} - i_{88}) + \\ & + \dot{m}_{23}(i_{123} - i_{88}) = 0 \end{aligned} \quad (3.7a)$$

$$\dot{m}_{11}(i_{92} - i_{91}) + \dot{m}_{22}(-i_{98} + i_{93.1})\eta_{HPH1} = 0 \quad (3.8a)$$

$$\dot{m}_{11}(i_{94} - i_{92}) + \dot{m}_{14}(-i_{114} + i_{95.1})\eta_{HPH2} = 0 \quad (3.9a)$$

$$\dot{m}_{11}(i_{96} - i_{94}) + \dot{m}_{12}(-i_{112} + i_{97})\eta_{HPH3} = 0 \quad (3.10a)$$

$$\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24} - \dot{m}_{132} - \dot{m}_{33} - \dot{m}_{43} - \dot{m}_{52} - \dot{m}_k = 0 \quad (3.11a)$$

3.1.2. Wyznaczenie parametrów termodynamicznych

W celu rozwiązania układu równań 3.1a-3.11a należy obliczyć entalpię medium w wyznaczonych punktach obiegu. Jej wartości dla parametrów nominalnych bloku wyznaczono z zależności termodynamicznych opisanych tabeli 3.2 [2], [66]. Zmiany zależności dla nienominalnego obciążenia bloku opisano w tabelach 3.3(a-b). Przepływy masowe w kolejnych grupach łopatek opisano w tabeli 3.3.

Tab.3.2 Zależności termodynamiczne do obliczenia entalpi w wyznaczonych punktach obiegu I

i	p_i	t_i	i_i
0	p_0	t_0	$= i_{pt}(p_0, t_0)$
10	$= p_0(1 - \zeta_{0-10})$	$= t_{pi}(p_{10}, i_{10})$	$= i_0$
11	$= p_0(1 - \zeta_{10-11})$	$= t_{pi}(p_{11}, i_{11})$	$= i_{10}$
12	$= \frac{p_{112}}{11 - \zeta_{12-112}}$	$= t_{pi}(p_{12}, i_{12})$	$= i_{11} - (i_{11} - i_{ps}(p_{12}, s_{11}))\eta_{i11-12}$
13	$= \frac{p_{114}}{1 - \zeta_{13-113}}$	$= t_{pi}(p_{13}, i_{13})$	$= i_{12} - (i_{12} - i_{ps}(p_{13}, s_{12}))\eta_{i12-13}$
14	$= p_{13}$	$= t_{13}$	$= i_{13}$
19	$= p_{13}$	$= t_{13}$	$= i_{13}$
20	$= p_{19}(1 - \zeta_{19-20})$	t_{20}	$= i_{pt}(p_{20}, t_{20})$
21	$= p_{20}(1 - \zeta_{20-21})$	$= t_{pi}(p_{21}, i_{21})$	$= i_{20}$
22	$= \frac{p_{122}}{1 - \zeta_{22-122}}$	$= t_{pi}(p_{22}, i_{22})$	$= i_{21} - (i_{21} - i_{ps}(p_{22}, s_{21}))\eta_{i21-22}$
23	$= \frac{p_{123}}{1 - \zeta_{23-123}}$	$= t_{pi}(p_{23}, i_{23})$	$= i_{22} - (i_{22} - i_{ps}(p_{23}, s_{22}))\eta_{i22-23}$
24	$= \frac{p_{124}}{1 - \zeta_{24-124}}$	$= t_{pi}(p_{24}, i_{24})$	$= i_{23} - (i_{23} - i_{ps}(p_{24}, s_{23}))\eta_{i23-24}$
25	$= p_{24}$	$= t_{24}$	$= i_{24}$
31	$= p_{24}$	$= t_{24}$	$= i_{24}$
32	$= \frac{p_{132}}{1 - \zeta_{32-132}}$	$= t_{pi}(p_{32}, i_{32})$	$= i_{31} - (i_{31} - i_{ps}(p_{32}, s_{31}))\eta_{i31-32}$
33	$= \frac{p_{133}}{1 - \zeta_{33-133}}$	$= t_{pi}(p_{33}, i_{33})$	$= i_{32} - (i_{32} - i_{ps}(p_{33}, s_{32}))\eta_{i32-33}$
34	p_{34}	$= tsat_p(p_{34})$	$= i_{33} - (i_{33} - i_{ps}(p_{34}, s_{33}))\eta_{i33-34}$
41	$= p_{24}$	$= t_{24}$	$= i_{24}$
42	$= \frac{p_{132}}{1 - \zeta_{42-132}}$	$= t_{pi}(p_{42}, i_{42})$	$= i_{41} - (i_{41} - i_{ps}(p_{42}, s_{41}))\eta_{i41-42}$
43	$= \frac{p_{143}}{1 - \zeta_{43-143}}$	$= t_{pi}(p_{43}, i_{43})$	$= i_{42} - (i_{42} - i_{ps}(p_{43}, s_{42}))\eta_{i42-43}$
44	p_{44}	$= tsat_p(p_{44})$	$= i_{43} - (i_{43} - i_{ps}(p_{44}, s_{43}))\eta_{i43-44}$
51	$= p_{24}$	$= t_{24}$	$= i_{24}$
52	$= \frac{p_{152}}{1 - \zeta_{52-152}}$	$= t_{pi}(p_{52}, i_{52})$	$= i_{51} - (i_{51} - i_{ps}(p_{52}, s_{51}))\eta_{i51-52}$
53	p_{53}	$= tsat_p(p_{53})$	$= i_{52} - (i_{52} - i_{ps}(p_{53}, s_{52}))\eta_{i52-53}$
61	$= p_{34}$	$= tsat_p(p_{61})$	$= iL_p(p_{61})$
62	$= p_{44}$	$= tsat_p(p_{62})$	$= iL_p(p_{62})$

i	p_i	t_i	i_i
63	$= p_{53}$	$= tsat_p(p_{63})$	$= iL_p(p_{63})$
70	$= p_{63}$	$= t_pi(p_{70}, i_{70})$	$= \frac{i_{61}\dot{m}_{61}+i_{62}\dot{m}_{62}+i_{63}\dot{m}_{63}}{i_{70}}$
71	$= \frac{p_{72}}{1-\zeta_{71-72}}$	$= t_pi(p_{71}, i_{71})$	$= i_{70} + \frac{v_{70}(p_{71}-p_{70})100}{\eta_{CP}}$
72	$= \frac{p_{74}}{1-\zeta_{72-74}}$	$= t_pi(p_{72}, i_{72})$	$= \frac{(i_{78}-i_{73})\dot{m}_{78}\eta_{LPH1B}}{\dot{m}_{71}} + i_{71}$
73	$= p_{78}$	$= t_{71} + dt_{c-LPH1B}$	$= i_pt(p_{73}, t_{73})$
74	$= \frac{p_{75}}{1-\zeta_{74-75}}$	$= t_{72} + dt_{LPH1}$	$= i_pt(p_{74}, t_{74})$
75	$= \frac{p_{82}}{1-\zeta_{75-82}}$	$= t_{74} + dt_{LPH2}$	$= i_pt(p_{75}, t_{75})$
76	$= p_{143}$	$= tsat_p(p_{76})$	$= iL_p(p_{76})$
77	$= p_{133}$	$= tsat_p(p_{77})$	$= iL_p(p_{77})$
78	$= p_{76}$	$= t_pi(p_{78}, i_{78})$	$= \frac{i_{76}\dot{m}_{76}+i_{77}\dot{m}_{77}}{i_{78}}$
79	$= p_{82}$	$= t_{75} + dt_{LPH3}$	$= i_pt(p_{79}, t_{79})$
80	$= p_{152}$	$= tsat_p(p_{80})$	$= iL_p(p_{80})$
81	$= p_{82}$	$= t_pi(p_{81}, i_{81})$	$= i_{80} + \frac{v_{80}(p_{81}-p_{80})100}{\eta_{CP1}}$
82	$= \frac{p_{83}}{1-\zeta_{82-83}}$	$= t_pi(p_{82}, i_{82})$	$= \frac{i_{81}\dot{m}_{81}+i_{79}\dot{m}_{79}}{i_{82}}$
83	$= \frac{p_{88}}{1-\zeta_{83-88}}$	$= t_{82} + dt_{LPH4}$	$= i_pt(p_{83}, t_{83})$
84	$= p_{132}$	$= t_{82} + dt_{c-LPH4}$	$= i_pt(p_{84}, t_{84})$
85	$= p_{88}$	$= t_{83} + dt_{LPH5}$	$= i_pt(p_{85}, t_{85})$
86	$= p_{124}$	$= tsat_p(p_{86})$	$= iL_p(p_{86})$
87	$= p_{88}$	$= t_pi(p_{87}, i_{87})$	$= i_{86} + \frac{v_{86}(p_{87}-p_{86})100}{\eta_{CP2}}$
88	$= \frac{p_{90}}{1-\zeta_{88-90}}$	$= t_pi(p_{88}, i_{88})$	$= \frac{i_{85}\dot{m}_{85}+i_{87}\dot{m}_{87}}{i_{88}}$
90	$= psat_t(t_{90})$	$= t_{70} + dt_{LPH} + dt_{FWT}$	$= iL_t(t_{90})$
91	$= \frac{p_{92}}{1-\zeta_{91-92}}$	$= t_pi(p_{91}, i_{91})$	$= i_{90} + \frac{v_{90}(p_{91}-p_{90})100}{\eta_{FWP}}$
92	$= \frac{p_{94}}{1-\zeta_{92-94}}$	$= t_{91} + dt_{HPH1}$	$= i_pt(p_{92}, t_{92})$
93	$= p_{98}$	$= t_{91} + dt_{c-HPH1}$	$= i_pt(p_{93}, t_{93})$
94	$= \frac{p_{96}}{1-\zeta_{94-96}}$	$= t_{92} + dt_{HPH2}$	$= i_pt(p_{94}, t_{94})$
95	$= p_{114}$	$= t_{92} + dt_{c-HPH2}$	$= i_pt(p_{95}, t_{95})$
96	$= \frac{p_{99}}{1-\zeta_{96-99}}$	$= t_{94} + dt_{HPH3}$	$= i_pt(p_{96}, t_{96})$
97	$= p_{112}$	$= t_{94} + dt_{c-HPH3}$	$= i_pt(p_{97}, t_{97})$
98	$= p_{122}$	$= t_{96} + dt_{c-HPH1A}$	$= i_pt(p_{98}, t_{98})$

i	p_i	t_i	i_i
99	$= \frac{p_{100}}{1-\zeta_{99-100}}$	$= t_{pi}(p_{99}, h_{99})$	$= \frac{(i_{122}-i_{98})\dot{m}_{122}\eta_{HPH1A}}{\dot{m}_{99}} + i_{96}$
100	$= \frac{p_0}{1-\zeta_B}$	$= t_{pi}(p_{100}, i_{100})$	$= i_{99}$
112	$= psat_t(t_{96} + dt_{s-HPH3})$	$= t_{pi}(p_{112}, i_{112})$	$= i_{12}$
114	$= psat_t(t_{94} + dt_{s-HPH2})$	$= t_{pi}(p_{114}, i_{114})$	$= i_{14}$
122	$= psat_t(t_{92} + dt_{s-HPH1})$	$= t_{pi}(p_{122}, i_{122})$	$= i_{22}$
123	$= \frac{p_{90}}{1-\zeta_{123-90}}$	$= t_{pi}(p_{123}, i_{123})$	$= i_{23}$
124	$= psat_t(t_{85} + dt_{s-LPH5})$	$= t_{pi}(p_{124}, i_{124})$	$= i_{24}$
132	$= psat_t(t_{83} + dt_{s-LPH4})$	$= t_{pi}(p_{132}, i_{132})$	$= i_{32}$
133	$= psat_t(t_{74} + dt_{s-LPH1})$	$= t_{pi}(p_{133}, i_{133})$	$= i_{33}$
143	$= psat_t(t_{75} + dt_{s-LPH2})$	$= t_{pi}(p_{143}, i_{143})$	$= i_{43}$
152	$= psat_t(t_{79} + dt_{s-LPH3})$	$= t_{pi}(p_{152}, i_{152})$	$= i_{52}$

Tab.3.3a Zmiana zależności termodynamicznych do obliczenia entalpi w wyznaczonych punktach obiegu I, dla nienominalnych obciążeń bloku

i	p_i
11	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(11-12)}}{\dot{m}_{(11-12)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{11}}{T_{11-nom}}\right) (p_{11-nom}^2 - p_{12-nom}^2) + p_{12}^2}$
12	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(12-13)}}{\dot{m}_{(12-13)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{12}}{T_{12-nom}}\right) (p_{12-nom}^2 - p_{13-nom}^2) + p_{13}^2}$
13	$= p_{19}$
21	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(21-22)}}{\dot{m}_{(21-22)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{21}}{T_{21-nom}}\right) (p_{21-nom}^2 - p_{22-nom}^2) + p_{22}^2}$
22	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(22-23)}}{\dot{m}_{(22-23)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{22}}{T_{22-nom}}\right) (p_{22-nom}^2 - p_{23-nom}^2) + p_{23}^2}$
23	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(23-24)}}{\dot{m}_{(23-24)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{23}}{T_{23-nom}}\right) (p_{23-nom}^2 - p_{24-nom}^2) + p_{24}^2}$
24	$= p_{31}$
31	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(31-32)}}{\dot{m}_{(31-32)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{31}}{T_{31-nom}}\right) (p_{31-nom}^2 - p_{32-nom}^2) + p_{32}^2}$
32	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(32-33)}}{\dot{m}_{(32-33)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{32}}{T_{2-nom}}\right) (p_{32-nom}^2 - p_{33-nom}^2) + p_{33}^2}$

i	p_i
33	$= \frac{\dot{m}_{(33-34)}}{\dot{m}_{(33-34)-nom}} p_{0_33} \sqrt{\frac{T_{33}}{T_{33-nom}}}$
41	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(41-42)}}{\dot{m}_{(41-42)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{41}}{T_{41-nom}}\right) (p_{41-nom}^2 - p_{42-nom}^2) + p_{42}^2}$
42	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(42-43)}}{\dot{m}_{(42-43)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{42}}{T_{42-nom}}\right) (p_{42-nom}^2 - p_{43-nom}^2) + p_{43}^2}$
43	$= \frac{\dot{m}_{(43-44)}}{\dot{m}_{(43-44)-nom}} p_{0_43} \sqrt{\frac{T_{43}}{T_{43-nom}}}$
51	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(51-52)}}{\dot{m}_{(51-52)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{51}}{T_{51-nom}}\right) (p_{51-nom}^2 - p_{52-nom}^2) + p_{52}^2}$
52	$= \frac{\dot{m}_{(52-53)}}{\dot{m}_{(52-53)-nom}} p_{52-nom} \sqrt{\frac{T_{52}}{T_{52-nom}}}$
90	$= p_{123} (1 - \zeta_{90-123})$
112	$= p_{12} (1 - \zeta_{12-122})$
114	$= p_{14} (1 - \zeta_{14-114})$
122	$= p_{22} (1 - \zeta_{22-122})$
123	$= p_{23} (1 - \zeta_{23-123})$
124	$= p_{24} (1 - \zeta_{24-124})$
132	$= p_{32} (1 - \zeta_{32-132})$
133	$= p_{33} (1 - \zeta_{33-133})$
143	$= p_{43} (1 - \zeta_{43-143})$
152	$= p_{52} (1 - \zeta_{52-152})$

Tab.3.3b Zmiana zależności termodynamicznych do obliczenia entalpi w wyznaczonych punktach obiegu, dla nienominalnych obciążeń bloku

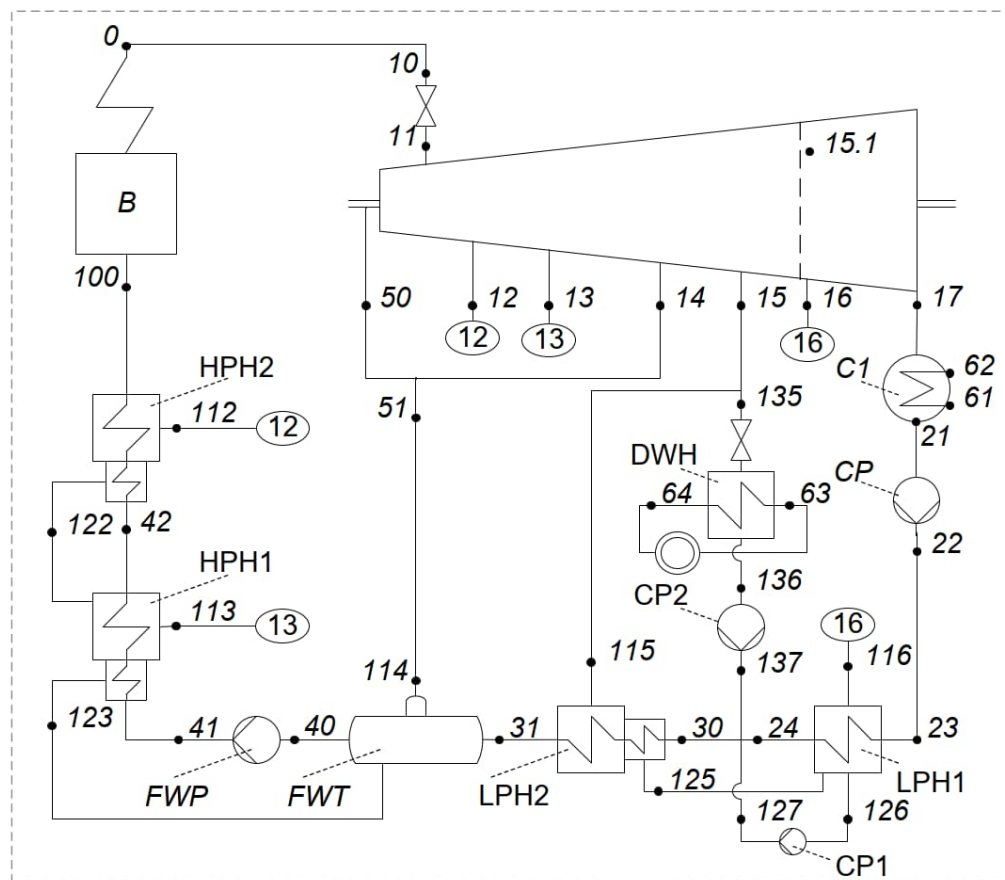
i	t_i	i	t_i
74	$= tsat_p(p_{133}) - dt_{s-LPH1}$	90	$= tsat_p(p_{90})$
75	$= tsat_p(p_{143}) - dt_{s-LPH2}$	92	$= tsat_p(p_{122}) - dt_{s-HPH1}$
79	$= tsat_p(p_{152}) - dt_{s-LPH3}$	94	$= tsat_p(p_{114}) - dt_{s-HPH2}$
83	$= tsat_p(p_{132}) - dt_{s-LPH4}$	96	$= tsat_p(p_{112}) - dt_{s-HPH3}$
85	$= tsat_p(p_{124}) - dt_{s-LPH5}$		

Tab.3.3 Przepływy masowe pary w turbinie I

$\dot{m}_{(11-12)} = \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{(33-34)} = \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{33}$
$\dot{m}_{(12-13)} = \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12}$	$\dot{m}_{(41-42)} = \dot{m}_{41}$
$\dot{m}_{(21-22)} = \dot{m}_{21}$	$\dot{m}_{(42-43)} = \dot{m}_{41} - \dot{m}_{42}$
$\dot{m}_{(22-23)} = \dot{m}_{21} - \dot{m}_{22}$	$\dot{m}_{(43-44)} = \dot{m}_{41} - \dot{m}_{42} - \dot{m}_{43}$
$\dot{m}_{(23-24)} = \dot{m}_{21} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23}$	$\dot{m}_{(51-52)} = \dot{m}_{51}$
$\dot{m}_{(31-32)} = \dot{m}_{31}$	$\dot{m}_{(52-53)} = \dot{m}_{51} - \dot{m}_{52}$
$\dot{m}_{(32-33)} = \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32}$	

3.2. Blok energetyczny z turbiną upustowo-kondensacyjną (II).

Drugi blok energetyczny (II), który został przebadany pod kątem możliwości optymalizacji pracy skraplaczy to jednostka, której schemat został przedstawiony na rysunku 3.2. Składa się on z turbiny upustowo-kondensacyjnej, której upust zasila w parę wymiennik ciepłowniczy. Zastosowana wytwornica pary to kocioł fluidalny z walczakiem.



Rys.3.2 Schemat obiegu para -kondensat dla bloku II

Parametry nominalne bloku to:

$$N_{TG} = 50 \text{ MW}, (N_{TG} = 66 \text{ MW w trybie kondensacyjnym}), N_{DWH} = 86 \text{ MW}$$

$$p_{10} = 12 \text{ MPa}, t_{10} = 545 \text{ }^\circ\text{C}, \dot{m}_{10} = 60.8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}, \dot{m}_g = 1854 \frac{\text{kg}}{\text{s}}, \dot{m}_{17} = 44.6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

3.2.1. Równania bilansu energii i masy

Obieg przedstawiony na rysunku 3.2 opisano układem równań bilansów energii i masy 3.17-3.24.

$$\dot{m}_{11} i_{11} (1 - x_1) - \dot{m}_{12} i_{12} - \dot{m}_{13} i_{13} - \dot{m}_{14} i_{14} - \dot{m}_{15} i_{15} - \dot{m}_{16} i_{16} - \dot{m}_{17} i_{17} = \frac{N_{TG}}{\eta_{TG}} \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_{24} (i_{24} - i_{23}) = \dot{m}_{116} (i_{116} - i_{126}) \eta_{LPH1} \quad (3.18)$$

$$\dot{m}_{31} (i_{31} - i_{30}) = \dot{m}_{115} (i_{115} - i_{125}) \eta_{LPH2} \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_{123} i_{123} + \dot{m}_{114} i_{114} + \dot{m}_{31} i_{31} = \dot{m}_{40} i_{40} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_{42} (i_{42} - i_{41}) = \dot{m}_{113} (i_{113} - i_{123}) \eta_{HPH1} \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_{100} (i_{199} - i_{42}) = \dot{m}_{112} (i_{112} - i_{122}) \eta_{HPH2} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_{11} (1 - r_1) - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{15} - \dot{m}_{16} - \dot{m}_{17} = 0 \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_{135} (i_{135} - i_{136}) = \frac{N_{DWH}}{\eta_{DWH}} \quad (3.24)$$

Gdzie:

$$x_1 = \frac{\dot{m}_{50}}{\dot{m}_{11}} \quad (3.25)$$

Aby rozwiązać układ równań, bilans bloku uproszczono do podstawowych 8 strumieni mas $\dot{m}_{11}, \dot{m}_{12}, \dot{m}_{14}, \dot{m}_{15}, \dot{m}_{16}, \dot{m}_{17}, \dot{m}_{135}$. Uproszczenia przedstawiono w tabeli 3.4.

Tab.3.4 Uproszczenie strumieni mas dla bloku II

i	\dot{m}_i	i	\dot{m}_i
0	$= \dot{m}_{11}$	100	$= \dot{m}_{11}$
10	$= \dot{m}_{11}$	112	$= \dot{m}_{12}$
21	$= \dot{m}_{17}$	113	$= \dot{m}_{13}$
22	$= \dot{m}_{17}$	114	$= \dot{m}_{14}$
23	$= \dot{m}_{17}$	115	$= \dot{m}_{15} - \dot{m}_{135}$
24	$= \dot{m}_{17}$	116	$= \dot{m}_{16}$
30	$= \dot{m}_{15} + \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17}$	122	$= \dot{m}_{12}$

i	\dot{m}_i	i	\dot{m}_i
31	$= \dot{m}_{15} + \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17}$	123	$= \dot{m}_{12} + \dot{m}_{13}$
40	$= \dot{m}_{11}$	125	$= \dot{m}_{15} - \dot{m}_{135}$
41	$= \dot{m}_{11}$	126	$= \dot{m}_{15} - \dot{m}_{135}$
42	$= \dot{m}_{11}$	127	$= \dot{m}_{15} - \dot{m}_{135} + \dot{m}_{16}$
50	$= \dot{m}_{11} r1$	135	$= \dot{m}_{135}$
51	$= \dot{m}_{14} + \dot{m}_{11}x_1$	136	$= \dot{m}_{135}$

Podstawiając równania z tabeli 3.4 do równań 3.17-3.23 otrzymano końcowy układ równań opisujący badany obieg:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{11} i_{11}(1 - x_1) - \dot{m}_{12} i_{12} - \dot{m}_{13} i_{13} - \dot{m}_{14} i_{14} - \dot{m}_{15} i_{15} - \dot{m}_{16} i_{16} \\ - \dot{m}_{17} i_{17} = \frac{N_{TG}}{\eta_{TG}} \end{aligned} \quad (3.17a)$$

$$\dot{m}_{16}(i_{126} - i_{116})\eta_{LPH1} + \dot{m}_{17}(i_{24} - i_{23}) = 0 \quad (3.18a)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{15}((i_{31} - i_{30}) - (i_{115} - i_{125})\eta_{LPH2}) + \dot{m}_{16}(i_{31} - i_{30}) \\ + \dot{m}_{17}(i_{31} - i_{30}) = \dot{m}_{135}(i_{115} - i_{125})\eta_{LPH2} \end{aligned} \quad (3.19a)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{11}(-i_{40} - x_1 i_{114}) + \dot{m}_{12} i_{123} + \dot{m}_{13} i_{123} + \dot{m}_{14} i_{114} + \dot{m}_{15} i_{31} + \dot{m}_{16} i_{31} \\ + \dot{m}_{17} i_{31} = 0 \end{aligned} \quad (3.20a)$$

$$\dot{m}_{11}(i_{42} - i_{41}) + \dot{m}_{13}(-i_{113} + i_{123})\eta_{HPH1} = 0 \quad (3.21a)$$

$$\dot{m}_{11}(i_{100} - i_{42}) + \dot{m}_{12}(-i_{112} + i_{122})\eta_{HPH2} = 0 \quad (3.22a)$$

$$\dot{m}_{11}(1 - r1) - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{15} - \dot{m}_{16} - \dot{m}_{17} = 0 \quad (3.23a)$$

$$\dot{m}_{135} = \frac{N_{DWH}}{(i_{135} - i_{136})\eta_{DWH}} \quad (3.24a)$$

3.2.2. Wyznaczenie parametrów termodynamicznych

W celu rozwiązania układu równań 3.17a-3.23a, należy obliczyć entalpię medium w wyznaczonych punktach obiegu. Jej wartości dla parametrów nominalnych bloku wyznaczono z zależności termodynamicznych opisanych w tabeli 3.5. Zmiany zależności dla nienominalnego obciążenia bloku opisano w tabelach 3.6(a-b). Przepływy masowe w kolejnych grupach stopni turbiny opisano w tabeli 3.7.

Tab.3.5 Zależności termodynamiczne do obliczenia entalpi w wyznaczonych punktach obiegu II

i	p_i	t_i	i_i
0	p_0	t_0	$= i_{pt}(p_0, t_0)$
10	$= p_0(1 - \zeta_{0-10})$	$= t_{pi}(p_{10}, i_{10})$	$= i_0$
11	$= p_0(1 - \zeta_{10-11})$	$= t_{pi}(p_{11}, i_{11})$	$= i_{10}$
12	$= \frac{p_{112}}{1 - \zeta_{12-112}}$	$= t_{pi}(p_{12}, i_{12})$	$= i_{11} - (i_{11} - i_{ps}(p_{12}, s_{11}))\eta_{i11-12}$
13	$= \frac{p_{113}}{1 - \zeta_{13-113}}$	$= t_{pi}(p_{13}, i_{13})$	$= i_{12} - (i_{12} - i_{ps}(p_{13}, s_{12}))\eta_{i12-13}$
14	$= p_{51}$	$= t_{pi}(p_{14}, i_{14})$	$= i_{13} - (i_{13} - i_{ps}(p_{14}, s_{13}))\eta_{i13-14}$
15	$= \frac{p_{115}}{1 - \zeta_{15-115}}$ $gdy m_{135} = 0$ $= \frac{p_{135}}{1 - \zeta_{15-135}}$ $gdy m_{135} > 0$	$= t_{pi}(p_{15}, i_{15})$	$= i_{14} - (i_{14} - i_{ps}(p_{15}, s_{14}))\eta_{i14-15}$
15.1	$= p_{15}$	$= t_{pi}(p_{15.1}, i_{15.1})$	$= i_{15}$
16	$= \frac{p_{116}}{1 - \zeta_{16-116}}$	$= t_{pi}(p_{16}, i_{16})$	$= i_{15.1} - (i_{15.1} - i_{ps}(p_{16}, s_{15.1}))\eta_{i15-16}$
17	p_{17}	$= tsat_p(p_{17})$	$= i_{16} - (i_{16} - i_{ps}(p_{17}, s_{16}))\eta_{i16-17}$
21	$= p_{17}$	$= tsat_p(p_{21})$	$= iL_p(p_{21})$
22	$= \frac{p_{23}}{1 - \zeta_{22-23}}$	$= t_{pi}(p_{22}, i_{22})$	$= i_{21} + \frac{v_{21}(p_{22} - p_{21})^{100}}{\eta_{CP}}$
23	$= \frac{p_{24}}{1 - \zeta_{23-24}}$	$= t_{pi}(p_{23}, i_{23})$	$= i_{22}$
24	$= p_{30}$	$= t_{23} + dt_{LPH1}$	$= i_{pt}(p_{24}, t_{24})$
30	$= \frac{p_{31}}{1 - \zeta_{30-31}}$	$= t_{pi}(p_{30}, i_{30})$	$= \frac{i_{137}m_{137} + i_{127}m_{127} + i_{24}m_{24}}{m_{30}}$
31	$= \frac{p_{40}}{1 - \zeta_{31-40}}$	$= t_{30} + dt_{LPH2}$	$= i_{pT}(p_{31}, t_{31})$
40	$= psat_t(t_{40})$	$= t_{21} + dt_{LPH} + dt_{FWT}$	$= iL_p(p_{40})$
41	$= \frac{p_{42}}{1 - \zeta_{41-42}}$	$= t_{pi}(p_{41}, i_{41})$	$= i_{40} + \frac{v_{40}(p_{41} - p_{40})^{100}}{\eta_{FWP}}$
42	$= \frac{p_{100}}{1 - \zeta_{42-100}}$	$= t_{41} + dt_{HPH1}$	$= i_{pt}(p_{42}, t_{42})$
50	$= p_{51}$	$= t_{pi}(p_{50}, i_{50})$	$= i_{11}$
51	$= \frac{p_{114}}{1 - \zeta_{51-114}}$	$= t_{pi}(p_{51}, i_{51})$	$= \frac{i_{14}m_{14} + i_{50}m_{50}}{m_{51}}$
100	$= \frac{p_0}{1 - \zeta_B}$	$= t_{42} + dt_{HPH2}$	$= i_{pt}(p_{100}, t_{100})$
112	$= psat_t(t_{100} + dt_{SHPH2})$	$= t_{pi}(p_{112}, i_{112})$	$= i_{12}$
113	$= psat_t(t_{42} + dt_{SHPH1})$	$= t_{pi}(p_{113}, i_{113})$	$= i_{13}$
114	$= \frac{p_{40}}{1 - \zeta_{114-40}}$	$= t_{pi}(p_{114}, i_{114})$	$= i_{51}$

i	p_i	t_i	i_i
115	$= psat_t(t_{31} + dts_{LPH2})$ $gdy m_{135} = 0$ $= p_{15}(1 - \zeta_{15-115})$ $gdy m_{135} > 0$	$= t_pi(p_{115}, i_{115})$	$= i_{15}$
116	$= psat_t(t_{24} + dts_{LPH1})$	$= t_pi(p_{116}, i_{116})$	$= i_{16}$
122	$= p_{112}$	$= t_{42} + dt_{c-HPH2}$	$= i_pt(p_{122}, t_{122})$
123	$= p_{113}$	$= t_{41} + dt_{c-HPH1}$	$= i_pt(p_{123}, t_{123})$
125	$= p_{115}$	$= t_{30} + dt_{c-LPH2}$	$= i_pt(p_{125}, t_{125})$
126	$= p_{116}$	$= tsat_p(p_{126})$	$= iL_p(p_{126})$
127	$= p_{30}$	$= t_pi(p_{127}, i_{127})$	$= i_{126} + \frac{v_{126}(p_{127}-p_{126})^{100}}{\eta_{CP1}}$
135	$= psat_t(t_{64} + dts_{DWH})$	$= t_pi(p_{135}, i_{135})$	$= i_{15}$
136	$= p_{135}$	$= tsat_p(p_{136})$	$= iL_p(p_{136})$
137	$= p_{30}$	$= t_pi(p_{137}, i_{137})$	$= i_{136} + \frac{v_{136}(p_{137}-p_{136})^{100}}{\eta_{CP2}}$

Tab.3.6a Zmiana zależności termodynamicznych do obliczenia entalpi w wyznaczonych punktach obiegu II, dla nienominalnych obciążeń bloku

i	p_i
11	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(11-12)}}{\dot{m}_{(11-12)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{11}}{T_{11-nom}}\right) (p_{11-nom}^2 - p_{12-nom}^2) + p_{12}^2}$
12	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(12-13)}}{\dot{m}_{(12-13)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{12}}{T_{12-nom}}\right) (p_{12-nom}^2 - p_{13-nom}^2) + p_{13}^2}$
13	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(13-14)}}{\dot{m}_{(13-14)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{13}}{T_{13-nom}}\right) (p_{13-nom}^2 - p_{14-nom}^2) + p_{14}^2}$
14	$= \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{(14-15)}}{\dot{m}_{(14-15)-nom}}\right)^2 \left(\frac{T_{14}}{T_{14-nom}}\right) (p_{14-nom}^2 - p_{15-nom}^2) + p_{15}^2}$
15	$= p_{15.1} \quad gdy m_{135} = 0$ $= \frac{p_{135}}{1-\zeta_{15-135}} \quad gdy m_{135} > 0$
15.1	$= \frac{\dot{m}_{(15-16)}}{\dot{m}_{(15-16)-nom}} p_{0.15} \sqrt{\left(\frac{T_{15}}{T_{15-nom}}\right)}$
16	$= \frac{\dot{m}_{(16-17)}}{\dot{m}_{(16-17)-nom}} p_{0.16} \sqrt{\left(\frac{T_{16}}{T_{16-nom}}\right)}$
40	$= \frac{p_{114}}{1-\zeta_{114-40}}$
51	$= p_{14}$

i	p_i
112	$= p_{12}(1 - \zeta_{12-112})$
113	$= p_{13}(1 - \zeta_{13-113})$
114	$= p_{51}(1 - \zeta_{51-114})$
115	$= p_{15}(1 - \zeta_{15-115})$
116	$= p_{16}(1 - \zeta_{16-116})$

Tab.3.6b Zmiana zależności termodynamicznych do obliczenia entalpi w wyznaczonych punktach obiegu II, dla nienominalnych obciążeń bloku

i	t_i	i	t_i
24	$= tsat_p(p_{116}) - dts_{LPH1}$	42	$= tsat_p(p_{113}) - dts_{HPPH1}$
31	$= tsat_p(p_{115}) - dts_{LPH2}$	100	$= tsat_p(p_{112}) - dts_{HPPH2}$
40	$= tsat_p(p_{40})$		

Tab.3.7 Przepływy masowe w turbinie II

$\dot{m}_{(11-12)} = \dot{m}_{11}$
$\dot{m}_{(12-13)} = \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12}$
$\dot{m}_{(13-14)} = \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13}$
$\dot{m}_{(14-15)} = \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14}$
$\dot{m}_{(15-16)} = \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{15}$
$\dot{m}_{(16-17)} = \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{15} - \dot{m}_{16}$

3.3. Algorytm obliczania bilansu cieplnego bloku

Do obliczania bilansu cieplnego badanych bloków energetycznych przygotowano algorytm. W jego pierwszym kroku wyznaczone są parametry termodynamiczne pary i kondensatu w wyznaczonych punktach obiegu. Kolejno zostaje rozwiązany układ równań liniowych bilansu masy i energii. W trzecim kroku obliczane jest ciśnienie pary wylotowej z turbiny. Obliczenia wykonywane są iteracyjnie.

3.3.1. Dane wejściowe algorytmu

Dane potrzebne do wykonania obliczeń:

- Dane określające punkt pracy bloku potrzebne do obliczeń: N_{TG} – wygenerowana moc elektryczna turbogenerators, N_{DWH}^* – moc wymiennika ciepłowniczego, p_0^*, t_0 – ciśnienie i temperatura pary świeżej, t_{20}^{**} – temperatura pary wtórnie przegrzanej, $t_{DWH,1}^*, t_{DWH,2}^*$ – temperatura na wlocie / wylocie wymiennika ciepłowniczego, \dot{m}_g – przepływ wody chłodzącej, $t_{g,1}$ – temperatura dolotowa wody chłodzącej.

- Parametry nominalne potrzebne do obliczeń: \dot{m}_{0-nom} – nominalny przepływ pary świeżej, \dot{m}_{s-nom} – nominalny przepływ pary do skraplacza.
- Wielkości potrzebne do obliczeń ciśnienia pary wylotowej z turbiny opisane w punkcie 2.4.1.
- Dane opisujące instalację potrzebne do obliczeń: η – sprawności turbogeneratorskiej, pomp oraz sprawności wymiany ciepła w wymiennikach, ζ – spadki ciśnienia w instalacji, η_i – sprawności izentropowe stopni turbiny, dt^{***} – przyrosty temperatur na wymiennikach, dt_c – przechłodzenie kroplin w wymiennikach, dt_s – spiętrzania temperatur na wymiennikach.

*- dla bloku ciepłowniczego, **- dla bloku kondensacyjnego, ***- do obliczeń bilansu dla parametrów nominalnych

3.3.2. Model matematyczny obliczeń

Na rysunku 3.3 przedstawiono algorytm obliczeń bilansu cieplnego bloku.

3.4. Obliczenia

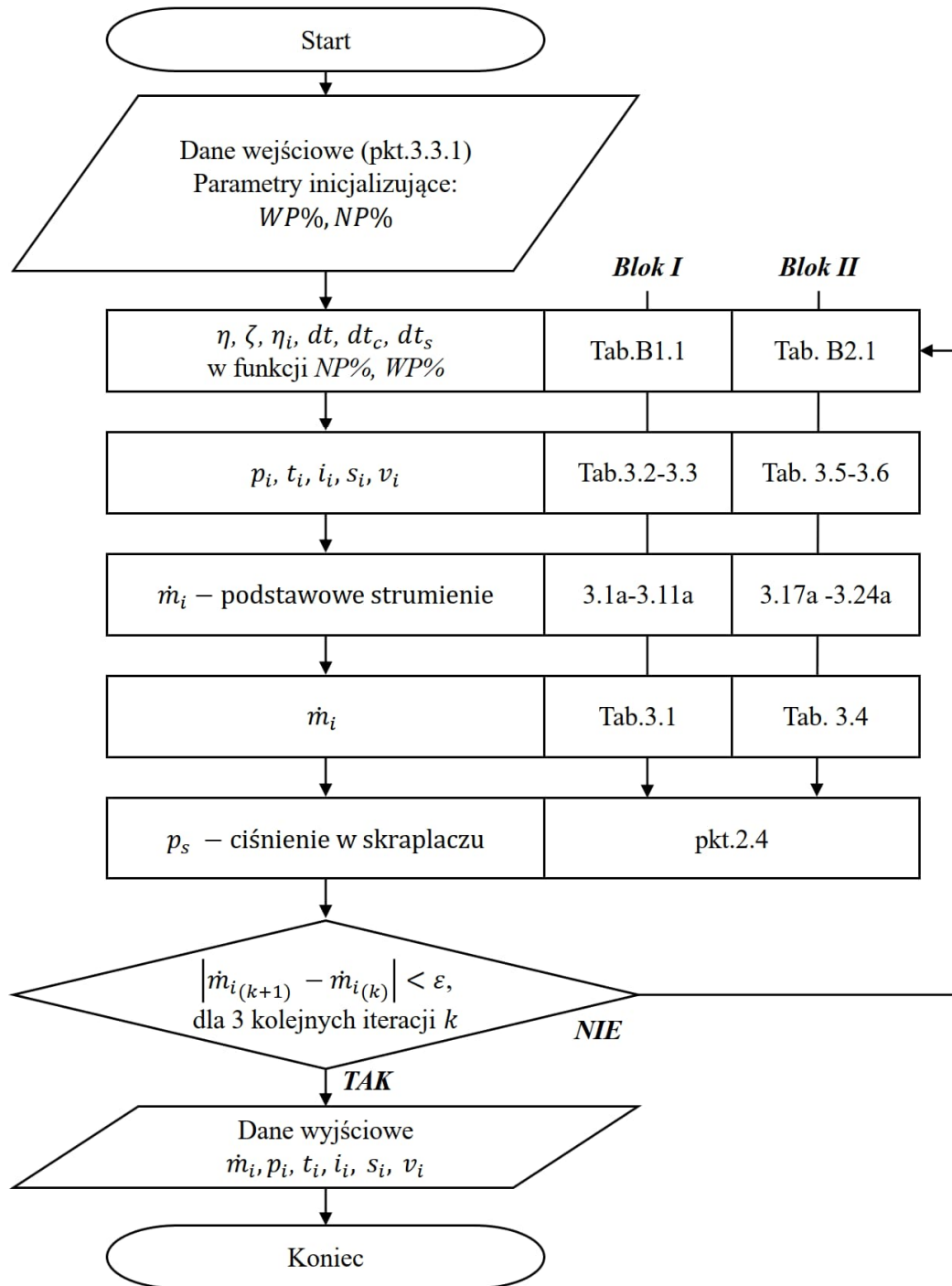
Obliczenia wykonano dla wcześniej opisanych bloków energetycznych:

- I. Bloku energetycznego z turbiną kondensacyjną (910MW),
- II. Bloku energetycznego z turbiną upustowo-kondensacyjną (BC50).

Dla jednostki I wyniki otrzymane na podstawie obliczeń zestawiono z wynikami z bilansów projektowych. Dla jednostki II walidację wykonano na podstawie danych rzeczywistych. Seria 1, 2, 5 i 6 to dane otrzymane w czasie wykonywania pomiarów gwarancyjnych po oddaniu jednostki do eksploatacji. Pozostałe serie danych pochodzą z okresu eksploatacji bloku. Mimo, że brak w nich jest danych dotyczących przepływów pary w upustach i wylocie turbiny, oraz stopnia suchości pary w upustach pracujących w parametrach nasycenia pary, to pozostałe dane pozwoliły na dopracowanie modelu w pełnym paśmie pracy bloku zarówno w trybie kondensacyjnym jak i skojarzonym.

3.4.1. Dane wejściowe wykonanych obliczeń

Kompletne dane wejściowe wykorzystane do obliczeń przedstawiono w załącznikach. W załączniku B1 przedstawiono dane dla bloku I, w załączniku B2 dane dla bloku II. W tabelach B1.1 i B2.1 przedstawiono dane opisujące instalację bloku, w tabeli B1.2 i B2.2 zapisano wielkości potrzebne do obliczeń ciśnienia pary wylotowej z turbiny, a w tabeli B1.3 i B2.3 dane wejściowe do obliczeń opisujące punkt pracy, dla którego wykonywane są obliczenia.



Rys.3.3 Algorytm obliczenia bilansu cieplnego bloku energetycznego

3.4.2. Wyniki obliczeń

W pracy przedstawiono jedynie wyniki obliczeń dla punktów opisanych jako podstawowe strumienie mas, wraz z różnicą otrzymaną z porównania wartości referencyjnej i wynikiem obliczeń, zgodnie z poniższym opisem:

$$\Delta \dot{m}_i = \dot{m}_{i-ref} - \dot{m}_{i-obl} \quad (3.26)$$

$$\Delta p_i = p_{i-ref} - p_{i-obl} \quad (3.27)$$

$$\Delta t_i = t_{i-ref} - t_{i-obl} \quad (3.28)$$

$$\Delta i_i = i_{i-ref} - i_{i-obl} \quad (3.29)$$

Dodatkowo porównano różnicę pomiędzy referencyjnym i obliczonym jednostkowym zużyciem ciepła $\Delta q = q_{ref} - q_{obl}$ zdefiniowanym jako:

$$q = 3600 \frac{\dot{Q}_B}{N_{TG}} \left[\frac{kJ}{kWh} \right] \quad (3.30)$$

Gdzie strumień ciepła doprowadzony do układu \dot{Q}_B w bloku I obliczono za pomocą wzoru 3.31, a dla bloku II za pomocą wzoru 3.32.

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_0(i_0 - i_{100}) + \dot{m}_{20}(i_{20} - i_{19}) \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_0(i_0 - i_{100}) \quad (3.32)$$

Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach 3.8, 3.10-3.11. Kompletne wyniki obliczeń dla przykładowych serii przedstawiono w załącznikach. W załączniku C1 zaprezentowano wyniki obliczeń dla bloku I, w załączniku C2 dane dla bloku II.

Aby ułatwić ocenę jakości wykonanych obliczeń w tabelach 3.9, 3.12 przedstawiono średni błąd obliczeń w danych punktach pomiarowych otrzymanych we wszystkich seriach obliczeń, odniesiony do wartości referencyjnej i wyrażony w procentach:

$$\delta \dot{m}_i = \frac{1}{l_{max}} \sum_{l=1}^{l_{max}} \frac{|(\dot{m}_{i-obl})_l - (\dot{m}_{i-ref})_l|}{(\dot{m}_{i-ref})_l} 100\%, \quad (3.33)$$

$$\delta p_i = \frac{1}{l_{max}} \sum_{l=1}^{l_{max}} \frac{|(p_{i-obl})_l - (p_{i-ref})_l|}{(p_{i-ref})_l} 100\% \quad (3.34)$$

$$\delta t_i = \frac{1}{l_{max}} \sum_{l=1}^{l_{max}} \frac{|(t_{i-obl})_l - (t_{i-ref})_l|}{(t_{i-ref})_l} 100\%, \quad (3.35)$$

$$\delta h_i = \frac{1}{l_{max}} \sum_{l=1}^{l_{max}} \frac{|(h_{i-obl})_l - (h_{i-ref})_l|}{(h_{i-ref})_l} 100\%, \quad (3.36)$$

$$\delta q = \frac{1}{l_{max}} \sum_{l=1}^{l_{max}} \frac{|(q_{obl})_l - (q_{ref})_l|}{(q_{ref})_l} 100\%. \quad (3.37)$$

- Blok kondensacyjny

Tab.3.8 Wyniki obliczeń bilansu cieplnego dla bloku I

i	\dot{m}_i	p_i	t_i	i_i	$\Delta\dot{m}_i$	Δp_i	Δt_i	Δi_i
	$\frac{kg}{s}$	kPa	$^{\circ}C$	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{kg}{s}$	kPa	$^{\circ}C$	$\frac{kJ}{kg}$
$l=1$ %TG =100% $q = 6807 \frac{kJ}{kWh}$ $\Delta q = 8.6 \frac{kJ}{kWh}$								
10	657.6	27469	600	3471	0.2	38	0	-1
12	45.7	9079	415	3160	-0.5	-33	-1	-2
14	71.5	6277	362	3071	0.3	-25	-1	-3
22	31.3	2549	476	3409	-0.3	-13	0	0
23	25.3	1267	371	3198	-0.4	-3	0	0
24	14.4	597	273	3007	0.0	11	3	5
132	14.8	369	227	2919	0.0	7	3	5
33	14.0	13.9	52	2403	0.0	0.5	1	6
43	17.7	35.4	73	2526	0.0	1.1	1	4
52	38.8	226.1	175	2819	0.0	4.9	2	4
34	126.4	3.4	26	2242	1.4	-0.1	0	18
44	127.4	3.4	26	2244	0.4	-0.1	0	15
53	130.2	3.6	27	2268	1.2	0.1	0	0
$l=3$ %TG =60% $q = 7018 \frac{kJ}{kWh}$ $\Delta q = 4.0 \frac{kJ}{kWh}$								
10	447.9	19198	600	3547	-0.2	11	0	-1
12	24.7	6353	421	3226	0.7	35	-2	-6
14	44.1	4411	370	3133	0.8	-34	-4	-9
22	21.8	1794	478	3421	-0.4	-19	0	-1
23	16.0	897	373	3209	0.1	-9	0	0
24	9.2	425	276	3018	5.1	-6	0	1
132	9.5	265	231	2930	-0.1	-1	1	1
33	9.2	9.9	46	2414	-0.4	0.3	1	3
43	11.6	25.2	65	2535	-0.2	0.3	0	2
52	25.9	163.5	180	2832	-0.3	-0.5	0	0
34	90.7	2.8	23	2271	-1.1	-0.1	0	11

i	\dot{m}_i	p_i	t_i	i_i	$\Delta\dot{m}_i$	Δp_i	Δt_i	Δi_i
	$\frac{kg}{s}$	kPa	°C	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{kg}{s}$	kPa	°C	$\frac{kJ}{kg}$
44	91.6	2.8	23	2275	-2.0	-0.1	0	7
53	93.7	3.0	24	2298	-1.7	0.0	0	-8
$l=5$ %TG =40% $q = 7495 \frac{kJ}{kWh}$ $\Delta q = 9.5 \frac{kJ}{kWh}$								
10	257.4	11258	600	3615	0.2	21	0	0
12	10.5	3748	429	3286	1.0	-11	-6	-13
14	21.7	2608	378	3189	8.4	-109	-11	-22
22	12.3	1065	469	3411	-0.4	-47	0	0
23	8.2	536	367	3202	-0.2	-20	1	2
24	4.8	256	272	3013	0.0	-7	2	4
132	4.9	162	229	2930	-0.1	-5	2	3
33	4.4	6.0	36	2420	-0.5	0.2	1	9
43	6.1	15.3	54	2538	-0.3	-0.1	0	6
52	14.3	100.6	179	2833	-0.3	-2.7	2	4
34	56.2	2.3	20	2329	-2.1	-0.1	0	3
44	56.4	2.3	20	2350	-2.4	-0.1	0	-18
53	57.7	2.4	20	2394	-2.6	0.0	0	-55

Tab.3.9 Błędy obliczeń w danych punktach pomiarowych odniesione do wartości referencyjnej

i	$\delta\dot{m}_i$	δp_i	δt_i	δi_i	i	$\delta\dot{m}_i$	δp_i	δt_i	δi_i
	%	%	%	%		%	%	%	%
10	0.1	0.1	0.0	0.0	33	5.2	3.0	1.3	0.3
12	4.2	0.4	0.7	0.2	43	2.1	1.4	0.5	0.2
14	13.7	1.9	1.5	0.4	52	1.3	1.7	0.9	0.1
22	2.4	2.1	0.0	0.0	34	1.9	2.1	1.6	0.4
23	1.8	1.8	0.1	0.0	44	2.2	2.6	2.0	0.6
24	14.2	1.7	0.7	0.1	53	2.2	1.0	0.7	0.9
132	1.2	1.8	0.7	0.1	$\delta q = 0.12\%$				

- Blok upustowo-kondensacyjny

Tab.3.10 Wyniki obliczeń bilansu cieplnego dla bloku II – praca kondensacyjna

i	\dot{m}_i	p_i	t_i	i_i	$\Delta\dot{m}_i$	Δp_i	Δt_i	Δi_i
	$\frac{kg}{s}$	kPa	$^{\circ}C$	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{kg}{s}$	kPa	$^{\circ}C$	$\frac{kJ}{kg}$
$l=1, \%TG =100\%, \%NP =100\%, q = 8783 \frac{kJ}{kWh}, \Delta q = 8.6 \frac{kJ}{kWh}$ (pomiary gwarancyjne)								
10	61.3	12141	544	3464	0.1	-4	0	0
12	1.5	1874	314	3059	0.1	-2	0	0
13	4.8	1454	280	2996	0.1	-3	-2	-5
14	3.4	490	162	2772	-0.1	1	2	4
15	3.6	89	96	2500	0.0	0	0	2
16	1.4	17.3	57	2318	-0.1	0.1	0	2
17	45.0	6.4	37	2219	-0.1	-0.2	2	-1
$l=2, \%TG =90\%, \%NP =90\%, q = 8837 \frac{kJ}{kWh}, \Delta q = 16.5 \frac{kJ}{kWh}$ (pomiary gwarancyjne)								
10	55.0	12137	543	3461	0.1	8	0	0
12	1.4	1674	306	3047	0.0	-4	-3	-7
13	4.2	1301	273	2984	0.1	-8	-7	-15
14	2.9	439	155	2762	-0.1	1	-5	-12
15	3.1	80	94	2494	0.1	-2	-1	-12
16	1.3	15.6	55	2312	-0.2	-0.8	-1	-1
17	40.7	5.7	35	2213	-0.1	-0.2	2	6
$l=3, \%TG =64\%, \%NP =58\%, q = 9265 \frac{kJ}{kWh}, \Delta q = 56.6 \frac{kJ}{kWh}$ (eksploatacja)								
10	39.2	12086	545	3469	0.1	14	-3	-9
12	0.9	1183	291	3026	<i>bd</i>	17	-2	-4
13	2.8	921	259	2965	<i>bd</i>	9	-4	-8
14	2.0	310	142	2742	<i>bd</i>	18	4	8
15	5.8	51	82	2464	<i>bd</i>	1	0	<i>bd</i>
16	0.7	9.8	45	2292	<i>bd</i>	0.2	3	<i>bd</i>
17	25.9	4.4	31	2219	<i>bd</i>	-0.4	<i>bd</i>	<i>bd</i>

i	\dot{m}_i	p_i	t_i	i_i	$\Delta\dot{m}_i$	Δp_i	Δt_i	Δi_i
	$\frac{kg}{s}$	kPa	°C	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{kg}{s}$	kPa	°C	$\frac{kJ}{kg}$
$l=4$, %TG =39%, %NP =34%, $q = 10548 \frac{kJ}{kWh}$, $\Delta q = -23.1 \frac{kJ}{kWh}$ (eksploatacja)								
10	23.5	12117	541	3458	-	-	-	-
12	0.5	709	279	3016	bd	1	0	-
13	1.5	555	250	2959	bd	-	-	-
14	0.9	193	138	2745	bd	7	1	1
15	4.8	43	78	2513	bd	1	1	bd
16	0.2	5.6	35	2393	bd	0.4	2	bd
17	15.1	3.6	27	2359	bd	-	bd	bd

Tab.3.11 Wyniki obliczeń bilansu cieplnego dla bloku II – praca upustowo-kondensacyjna

i	\dot{m}_i	p_i	t_i	i_i	$\Delta\dot{m}_i$	Δp_i	Δt_i	Δi_i
	$\frac{kg}{s}$	kPa	°C	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{kg}{s}$	kPa	°C	$\frac{kJ}{kg}$
$l=5$, %TG =92%, %NP =35%, $q = 10340 \frac{kJ}{kWh}$, $\Delta q = -37.4 \frac{kJ}{kWh}$ (pomiary gwarancyjne)								
10	55.9	12140	542	3458	-0.2	9	0	0
12	1.4	1701	306	3047	0.0	-18	-5	-10
13	4.3	1321	273	2984	0.0	-18	-8	-17
14	3.0	445	156	2761	0.1	-5	-5	-12
15	29.8	79	93	2483	0.3	-1	0	-12
16	0.2	5.8	36	2356	0.1	0.4	4	9
17	15.7	3.8	28	2323	-1.2	-0.5	-1	-1
$l=6$, %TG =101%, %NP =26%, $q = 10296 \frac{kJ}{kWh}$, $\Delta q = 21.5 \frac{kJ}{kWh}$ (pomiary gwarancyjne)								
10	61.3	12055	543	3464	0.2	-8	1	2
12	1.6	1868	313	3058	0.1	-4	2	5
13	4.9	1446	280	2994	0.4	-7	-3	-6
14	4.3	473	158	2765	0.1	0	1	2
15	37.1	46	79	2437	0.6	4	0	24
16	0.1	4.3	30	2370	0.1	2.3	4	6
17	11.5	3.4	26	2356	-0.5	0.5	2	-16

i	\dot{m}_i	p_i	t_i	i_i	$\Delta\dot{m}_i$	Δp_i	Δt_i	Δi_i
	$\frac{kg}{s}$	kPa	$^{\circ}C$	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{kg}{s}$	kPa	$^{\circ}C$	$\frac{kJ}{kg}$
$l=7, \%TG =43\%, \%NP =21\%, q = 11771 \frac{kJ}{kWh}, \Delta q = 51.7 \frac{kJ}{kWh}$ (eksploatacja)								
10	26.3	12075	544	3465	0.0	25	-4	-11
12	0.6	794	283	3021	<i>bd</i>	6	-3	-6
13	1.7	621	253	2963	<i>bd</i>	-1	-6	-12
14	1.1	213	139	2746	<i>bd</i>	8	1	1
15	12.8	43	78	2531	<i>bd</i>	1	1	<i>bd</i>
16	0.0	4.5	31	2498	<i>bd</i>	1.5	6	<i>bd</i>
17	9.4	4.5	31	2498	<i>bd</i>	1.5	<i>bd</i>	<i>bd</i>
$l=8, \%TG =100\%, \%NP =6\%, q = 11100 \frac{kJ}{kWh}, \Delta q = 3.9 \frac{kJ}{kWh}$ (eksploatacja)								
10	60.9	12059	546	3470	-0.1	41	-4	-10
12	1.5	1862	315	3063	<i>bd</i>	-52	-12	-26
13	4.8	1443	282	2999	<i>bd</i>	-43	-15	-31
14	3.9	478	161	2771	<i>bd</i>	-9	-10	-22
15	46.5	67	89	2507	<i>bd</i>	-2	-1	<i>bd</i>
16	0.0	3.3	26	2502	<i>bd</i>	0.0	0	<i>bd</i>
17	2.5	3.3	26	2502	<i>bd</i>	-0.3	<i>bd</i>	<i>bd</i>
$l=9, \%TG =66\%, \%NP <5\%, q = 11551 \frac{kJ}{kWh}, \Delta q = -17.1 \frac{kJ}{kWh}$ (eksploatacja)								
10	40.4	12091	545	3469	-	89	-	-
12	0.9	1219	292	3028	<i>bd</i>	-	-	-
13	2.9	949	260	2967	<i>bd</i>	-	-	-
14	2.1	317	142	2742	<i>bd</i>	-	-	-
15	32.7	40	76	2471	<i>bd</i>	2	3	<i>bd</i>
16	0.0	3.0	24	2471	<i>bd</i>	0.0	2	<i>bd</i>
17	0.5	3.0	24	2471	<i>bd</i>	0.0	<i>bd</i>	<i>bd</i>

Tab.3.12 Błędy obliczeń w danych punktach pomiarowych odniesione do wartości referencyjnej

i	$\delta\dot{m}_i$	δp_i	δt_i	δi_i	i	$\delta\dot{m}_i$	δp_i	δt_i	δi_i
	%	%	%	%		%	%	%	%
10	0.3	0.1	0.3	0.1	15	1.5	2.9	0.9	0.5
12	3.7	0.8	1.1	0.2	16	52.4	13.9	7.2	0.2
12	3.2	1.0	2.1	0.4	17	3.1	12.4	6.0	0.3
14	2.8	2.1	2.3	0.3	$\delta q = 0.3\%$				

3.5. Omówienie wyników przeprowadzonych obliczeń

Do analizy wyników obliczeń wykorzystano wartości błędów przedstawione w tabelach 3.9 i 3.12.

Dane otrzymane dla bloku energetycznego z turbiną kondensacyjną (I) potwierdzają, że wartości parametrów termodynamicznych p, t, i pary oraz kondensatu zostały obliczone poprawnie. Najwyższe błędy otrzymano dla obliczeń ciśnienia pary w upustach 33,44, maksymalnie 3% wartości referencyjnej. Większe wartości błędów są widoczne dla obliczeń przepływów pary w upustach 14 i 24. Jest to spowodowane dodatkowymi odbiorami pary w tych punktach (upust 14 zasila dodatkowo uszczelnienia, upust 24 zasila niewielką stację redukcyjno-schładzającą), które nie zostały uwzględnione w bilansie. Nie spowodowało to jednak większych błędów przy bilansowaniu całego obiegu, a jednostkowe zużycie ciepła zostało obliczone z zadawalającą dokładnością.

Analizując wyniki otrzymane dla bloku energetycznego z turbiną upustowo-kondensacyjną (II), znaczne błędy obliczeniowe widoczne są przy obliczaniu przepływu i parametrów pary w upuście 16. Wysoki średni błąd obliczeniowy jest spowodowany bardzo niewielkim obciążeniem upustu przy pracy wymiennika ciepłowniczego. Dla pracy skojarzonej przepływ pary przez upust 16 jest minimalny i wynosi ok $0.2 \frac{kg}{s}$, więc obliczeniowy błąd bezwzględny ok. $0.1 \frac{kg}{s}$ stanowi jego znaczny procent. Jeżeli przy obliczaniu średniego błędu dla badanego punktu nie uwzględnimy błędów obliczeniowych przy pracy upustu dla skrajnie niskiego obciążenia, jego wartość dla przepływu masowego zmniejszy się 5-krotnie, a dla obliczeń parametrów termodynamicznych 2-4-krotnie. Podsumowując, obliczony średni błąd w upuście 16 nie przekłada się na wyniki obliczeń w innych punktach, ponieważ występuje tylko w przypadkach, gdy upust jest na granicy pracy i ma minimalny wpływ na obieg. Omawiając wyniki obliczeń dla bloku ciepłowniczego należy podkreślić, że dane obiektowe pochodzą z okresu dwóch lat eksploatacji bloku i są obciążone zmianami związanymi ze zużyciem się instalacji, takimi jak wzrost przecieków w kotle, powstanie osadów w wymiennikach, które mogą skutkować zmianą parametrów procesów dla tego samego punktu pracy osiągniętego w różnym okresie. Oceniono, że pozostałe zmienne zostały obliczone z zadawalającą dokładnością.

3.6. Wnioski

Obliczenie bilansu cieplnego jest zadaniem tym bardziej skomplikowanym, im więcej jest możliwych trybów pracy turbiny. Wyliczenia wykonane dla bloku z turbiną kondensacyjną są prostsze, ponieważ założenia i równania są takie same dla każdego punktu pracy turbiny, a zmieniają się jedynie parametry hydrauliczne układu i parametry urządzeń, które są zależne od ich obciążenia. Wykonanie analogicznych obliczeń dla bloku ciepłowniczego, gdzie część niskoprężna turbiny działa w skrajnie różnych warunkach i dodatkowo dochodzi oddziaływanie wymiennika ciepłowniczego na parametry panujące w upuście jest znacznie trudniejsze i wymaga większego nakładu pracy.

Na podstawie otrzymanych wyników zarówno dla jednostki pierwszej jak i drugiej oceniono, że obliczeniowe bilanse cieplne są poprawne i mogą posłużyć w kolejnych etapach badań, w których zostanie oceniona możliwość optymalizacji układu chłodzenia.

4. CHARAKTERYSTYKI UKŁADU WODY CHŁODZĄCEJ

Aby wykonać kompleksową analizę możliwości optymalizacji pracy skraplaczy poprzez regulację przepływu wody chłodzącej, niezbędna jest znajomość charakterystyki układu i charakterystyk pomp wody chłodzącej. Charakterystyki pracy urządzeń są dostarczane przez dostawcę pomp, natomiast charakterystykę układu należy wyznaczyć na podstawie danych o materiale, elementach i gabarytach instalacji, które powodują powstawanie strat hydraulicznych.

4.1. Wyznaczanie charakterystyki instalacji wody chłodzącej

Charakterystyka instalacji wody chłodzącej jest funkcją, która pozwala na wyznaczenie ciśnienia dyferencyjnego pompy, potrzebnego do przetransportowania medium w zależności od jego przepływu. Jest ona często określana jako użyteczna wysokość podnoszenia pompy obliczana na podstawie [67], [68]:

$$H_u = H_s + H_d \quad (4.1)$$

Statyczną wysokość podnoszenia pompy obliczono jako:

$$H_s = H_g + \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (4.2)$$

Dynamiczną wysokość podnoszenia pompy obliczono na podstawie:

$$H_d = \frac{c_{g,2}^2 - c_{g,1}^2}{2g} + \Delta h_l + \Delta h_m \quad (4.3)$$

Ponieważ na obydwu końcach instalacji mamy do czynienia z ciśnieniem atmosferycznym, różnica ciśnień na wlocie i wylocie $\Delta p = 0 \text{ kPa}$. Również prędkość wody chłodzącej na wlocie do instalacji $c_{g,1}$ w badanych przypadkach może być pominięta, ponieważ pochodzi ona ze zbiornika wody, gdzie $c_{g,1} = 0 \text{ m/s}$. Powyższe założenia upraszczają wzór na użyteczną wysokość podnoszenia pompy do (4.4). Teraz jej wartość uzależniona jest od geometrycznej wysokości podnoszenia oraz strat liniowych i miejscowych instalacji. Prędkość wylotowa wody ma minimalny wpływ na wynik obliczeń.

$$H_u = H_g + \frac{c_{g,2}^2}{2g} + \Delta h_l + \Delta h_m \quad (4.4)$$

Straty liniowe instalacji obliczono na podstawie:

$$\Delta h_l = \lambda \frac{l}{d_i} \frac{c^2}{2g} \quad (4.5)$$

Zgodnie z zaleceniami normy [67], współczynnik liniowych strat hydraulicznych w układach kanalizacji ciśnieniowej oblicza się ze wzoru Colebrooka-White'a:

$$\lambda = \left(-2 \log \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,72d_i} \right) \right)^{-2} \quad (4.6)$$

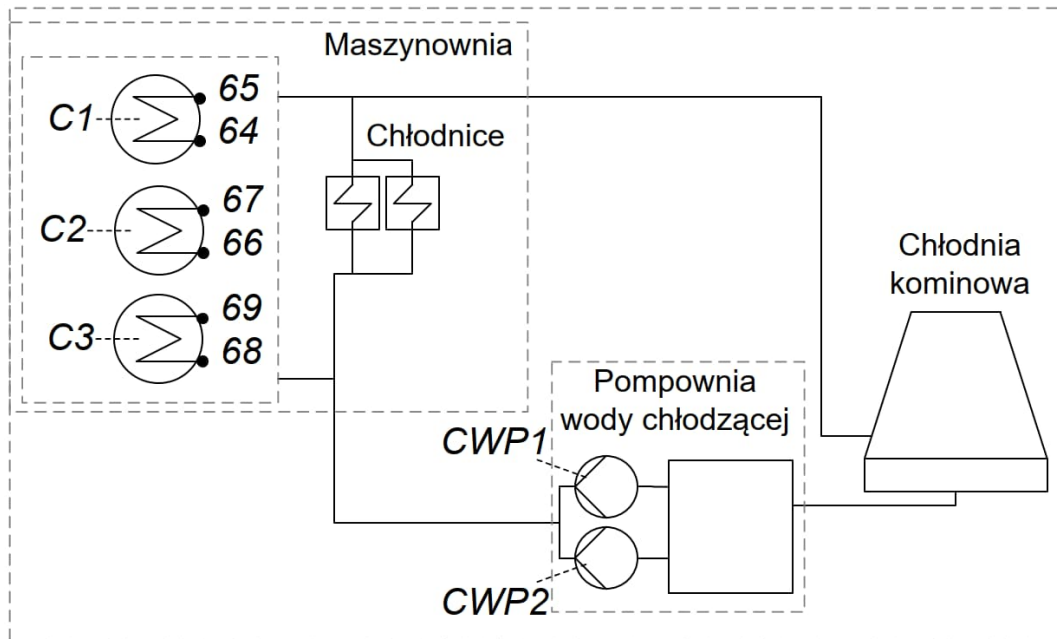
Straty miejscowe instalacji obliczono na podstawie:

$$\Delta h_m = \zeta \frac{c^2}{2g} \quad (4.7)$$

Współczynnik strat miejscowych jest parametrem wyznaczanym doświadczalnie. Po określeniu wszystkich elementów instalacji generujących straty miejscowe (kompensator, kłapa zwrotna, trójnik, kolanko, przepływomierz, przepustnica), jego wartość należy odczytać z normy [67].

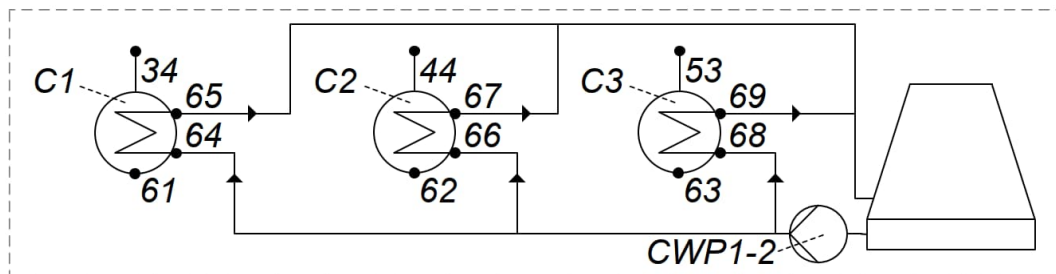
4.2. Układ chłodzenia bloku I

Układ wody chłodzącej bloku z turbiną kondensacyjną (rys.4.1) składa się ze zbiornika wody chłodzącej i 2 x 50% pomp wody chłodzącej z regulowanym kątem nachylenia łopatek wirnika. Poza skraplaczem głównym, woda chłodząca zasila również chłodnice na maszynowni (pobór pozostałych układów to ok. 4% ilości wody chłodzącej dla parametrów nominalnych). Ciepło wody chłodzącej oddawane jest w chłodni kominowej. W przedstawionym układzie możliwa jest praca na tzw. połowę skraplacza z jedną pompą wody chłodzącej, dla niskiego obciążenia części NP turbiny, pod warunkiem ręcznego zamknięcia części wodorozdzielów chłodni.

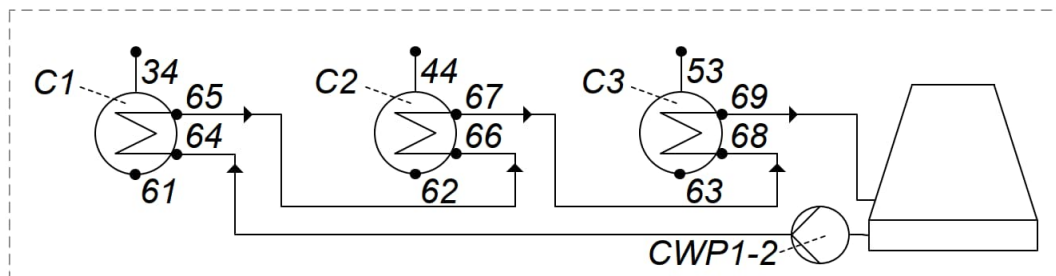


Rys.4.1 Schemat instalacji wody chłodzącej dla bloku I

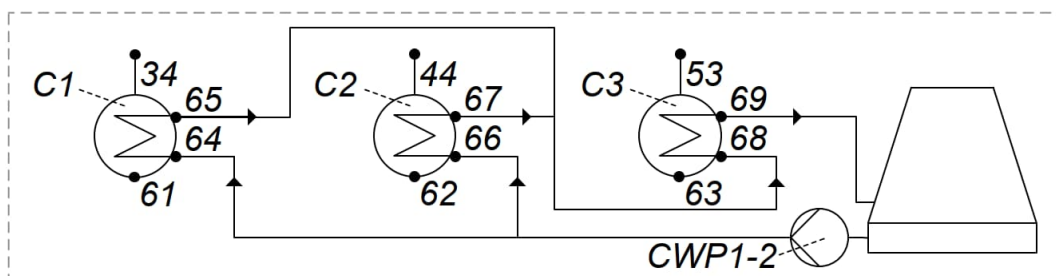
Instalacja składa się z trzech skraplaczy, w toku badań sprawdzono który sposób podłączenia jest najbardziej korzystny. Przeanalizowano cztery możliwe połączenia skraplaczy głównych po stronie wody chłodzącej, połączenie bazowe: równoległe (rys.4.2), oraz modyfikacje: połączenie szeregowo (rys.4.3), równoległo-szeregowo (rys.4.4) i szeregowo-równoległe (rys.4.4).



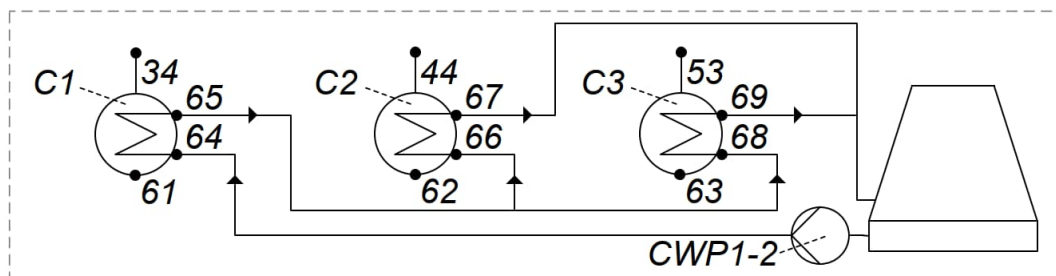
Rys.4.2 Połączenie równoległe skraplaczy



Rys.4.3 Połączenie szeregowe skraplaczy



Rys.4.4 Połączenie równoległo-szeregowe skraplaczy



Rys.4.5 Połączenie szeregowo-równoległe skraplaczy

Rzeczywisty układ wody chłodzącej posiada ograniczenia w możliwościach zmiany przepływu wody chłodzącej spowodowane warunkami pracy chłodni kominowej. Nominalny przepływ wody chłodzącej to $\dot{V}_{g-C} = 85000 \text{ m}^3/\text{h}$ i ze względu na prawidłową pracę chłodni (w trybie automatycznym), dopuszczana jest zmiana obciążenia $\pm 10\%$ nominalnej wartości przepływu. W konsekwencji, dla zdalnej pracy chłodni dostępny jest jeden zakresy regulacji przepływem wody chłodzącej: $\dot{V}_{g-C} \in (76500 - 93500) \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$.

Dane techniczne i dodatkowe założenia:

- Geometryczna wysokość podnoszenia pomp $H_g = 12.1 m$,
- Wymiary rur instalacji skraplacza $d_i = 22mm$, $l = 12.10 m$ oraz $l = 9.5 m$, dla szeregowego połączenia skraplaczy,
- Współczynnik chropowatości dla instalacji wody chłodzącej dla rurociągów zewnętrznych (GRP) $k=0.05 mm$, pozostałych (stal) $k=1 mm$,
- Współczynnik chropowatości dla instalacji skraplacza $k = 0.01 mm$,
- Całkowita długość rur wody chłodzącej $l = 579.5 m$ i średnic z przedziału $d_i = 1800 \div 3600 mm$.

Elementy instalacji i wymiary rur, na podstawie których wyznaczono charakterystykę, przedstawiono w załączniku D1 – Tab.D1.1 „Elementy instalacji wody chłodzącej wraz z wartościami współczynników strat miejscowych”.

Dane techniczne wspólne dla wszystkich skraplaczy są przedstawione w załączniku B1 – Tab.B1.2 „Parametry skraplacza turbiny P”. Powierzchnia wymiany ciepła, ilość i długość rurek oraz ilość biegów skraplaczy, czyli parametry różne dla kolejnych konfiguracji przedstawiono w załączniku D1 – Tab.D1.2 „Parametry skraplaczy turbiny I zależne od konfiguracji”. Zmienne starano się dobrać tak, aby konfiguracje można było ze sobą jak najlepiej porównać (całkowita powierzchnia wymiany ciepła dla wszystkich konfiguracji $A_c \approx 48700 m^2$), oraz aby parametry techniczne były zgodne z aktualną wiedzą i technologią (prędkość wody w rurkach $c_g \leq 2.6 m/s$).

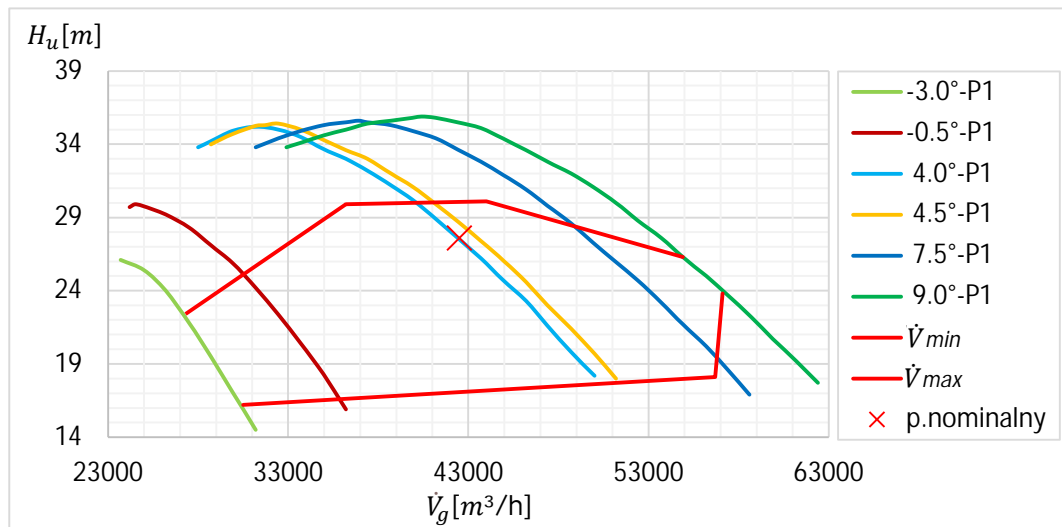
- Dane techniczne i charakterystyki pompy

Na rysunku 4.6-4.7 przedstawiono charakterystyki pomp wody chłodzącej.

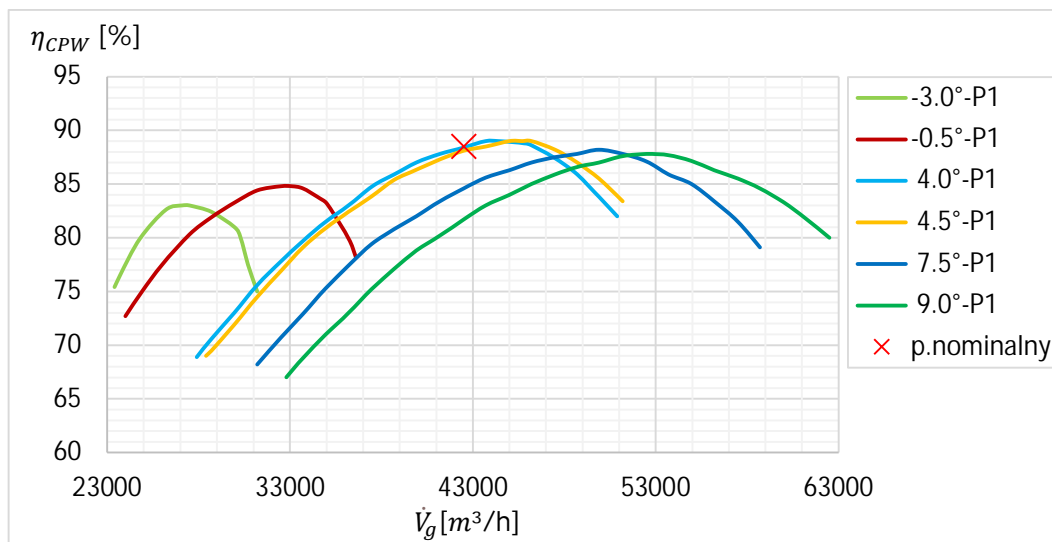
Nominalne parametry pracy pompy to:

$$H_u = 27.6 m, \dot{V}_g = 42500 \frac{m^3}{h}, \alpha = 4.0^\circ, \eta_{CPW} = 88.5\%;$$

Regulacja obciążenia pomp: kąt nachylenia łopatek



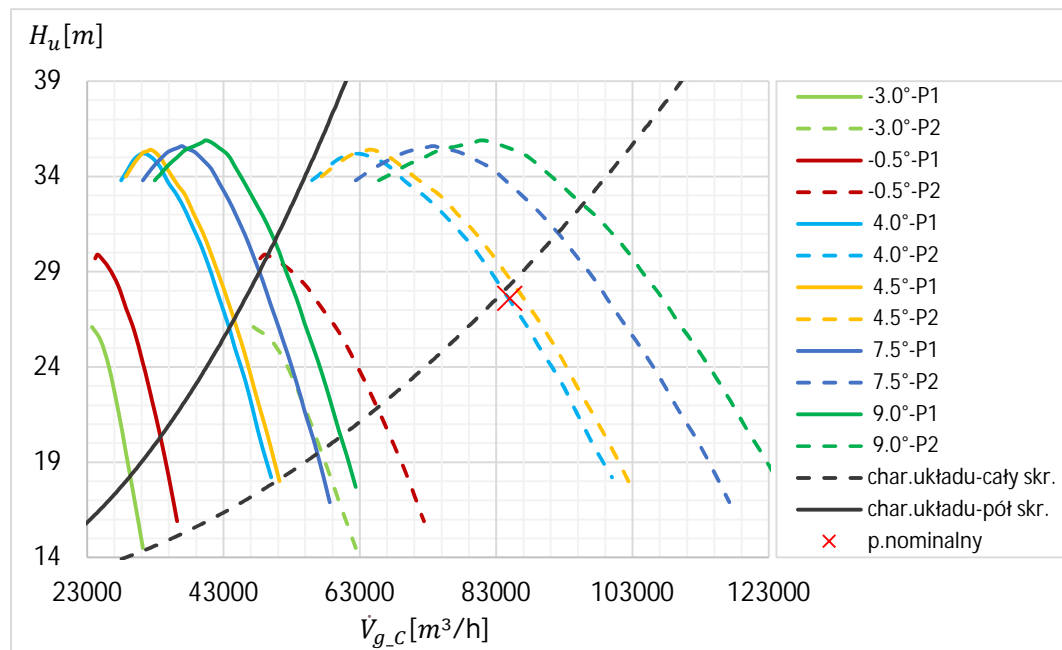
Rys.4.6 Charakterystyka pompy wody chłodzącej dla bloku I – wysokość podnoszenia



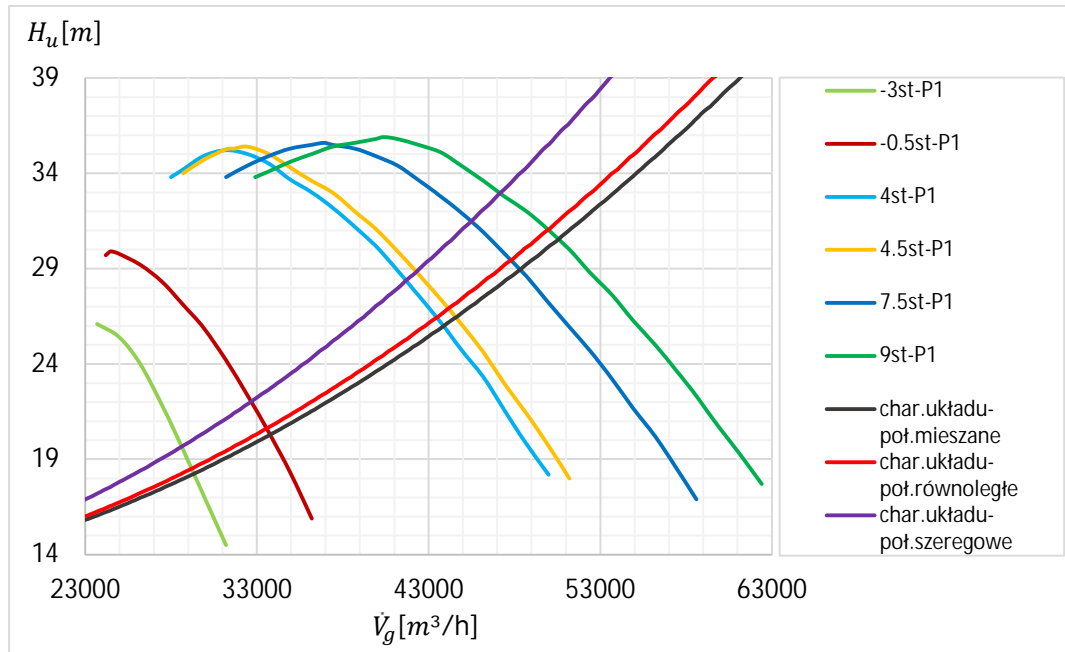
Rys.4.7 Charakterystyka pompy wody chłodzącej dla bloku I- sprawność

- Charakterystyki instalacji wody chłodzącej

Na podstawie wzorów 4.1-4.7 i danych z tabeli D1.1 wyznaczono charakterystyki instalacji wody chłodzącej. Przy wyznaczaniu charakterystyk uwzględniono pracę na połowę i cały skraplacz. Na rysunku Rys.4.8 przedstawiono charakterystykę układów mieszanych, na rys.4.9 zestawiono charakterystyki wszystkich konfiguracji.



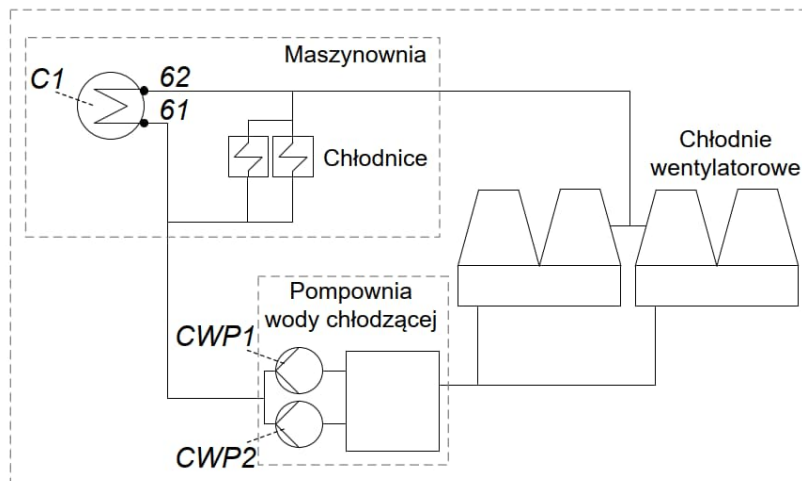
Rys.4.8 Charakterystyka układu wody chłodzącej dla bloku I



Rys.4.9 Charakterystyka pompy wody chłodzącej dla bloku II – porównanie konfiguracji

4.3. Układ chłodzenia bloku II

Układ wody chłodzącej bloku z turbiną upustowo-kondensacyjną (rys.4.10) składa się ze zbiornika wody chłodzącej i 2 x 50% falownikowych pomp wody chłodzącej. Poza skraplaczem głównym, woda chłodząca zasila również chłodnice na maszynowni (pobór pozostałych układów to ok. 9% ilości wody chłodzącej dla parametrów nominalnych). Ciepło wody chłodzącej oddawane jest w czterocelkowej chłodni wentylatorowej. W przedstawionym układzie możliwa jest praca na tzw. połowę skraplacza z jedną pompą wody chłodzącej, dla niskiego obciążenia części NP turbiny.



Rys.4.10 Schemat instalacji wody chłodzącej dla bloku II

Rzeczywisty układ wody chłodzącej posiada ograniczenia w możliwościach zmiany przepływu wody chłodzącej spowodowane warunkami pracy chłodziw. Zapotrzebowanie tej części instalacji na wodę chłodzącą jest w przybliżeniu stałe i wynosi $\dot{m}_{g_aux} \cong 180 \text{ kg/s}$ (wydajność pomp dla parametrów nominalnych bloku to ok 2040 kg/s). Jednak użyteczny spadek ciśnienia na tej części instalacji wynosi ok. 180 kPa. Wymusza to utrzymywanie ciśnienia na tłoczeniu pomp $\cong 200 \text{ kPa}$.

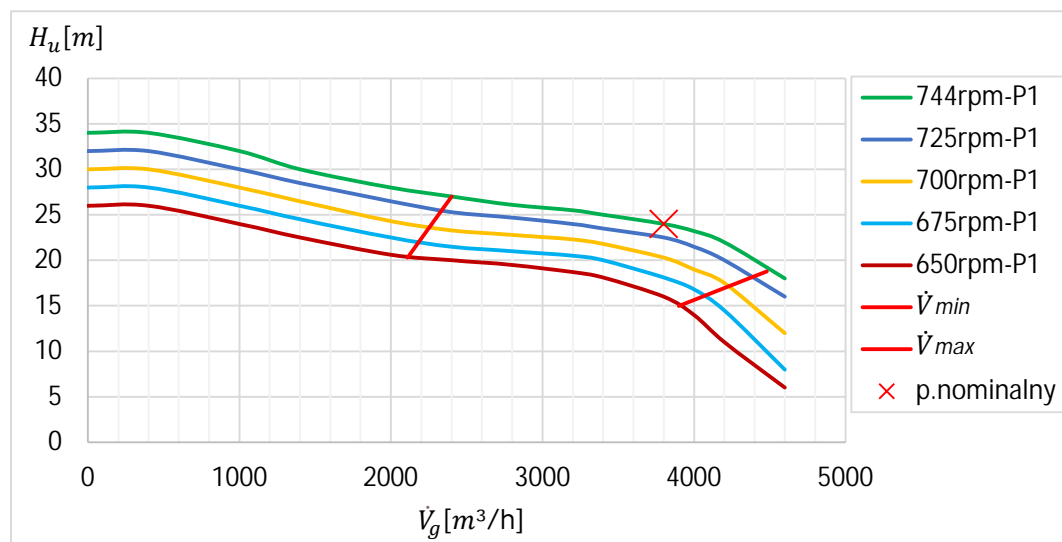
Kolejne ograniczenie zakresu regulacji przepływu wody chłodzącej w badanej instalacji jest związane z projektowymi warunkami pracy chłodni wentylatorowej. W przedstawionym układzie chłodnia składa się z 4 celek. Nominalny przepływ wody chłodzącej przez jedną celkę to $\dot{V}=1900 \text{ m}^3/\text{h}$ i ze względu na prawidłową pracę chłodni, dopuszczana jest zmiana obciążenia jednej celki $\pm 10\%$ nominalnej wartości przepływu. W konsekwencji otrzymujemy cztery zakresy regulacji przepływem wody chłodzącej:

$$\dot{V}_{g_C} \in (1710 - 2090) \cup (3420 - 4180) \cup (5130 - 6270) \cup (6840 - 8360) \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

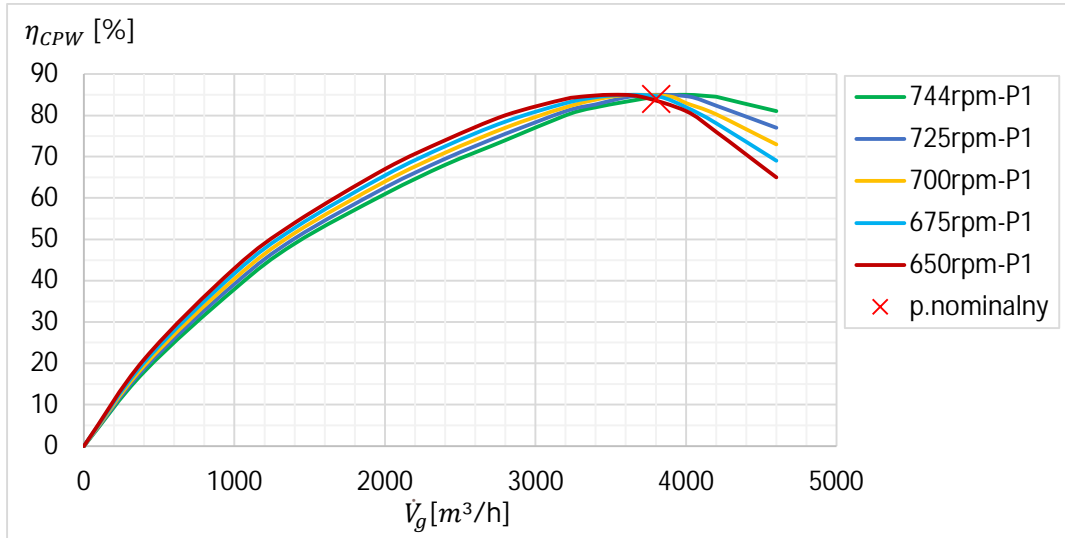
Dane techniczne i dodatkowe założenia:

- Geometryczna wysokość podnoszenia pomp $H_g = 8.75 \text{ m}$,
- Wymiary rur instalacji skraplacza $d_i = 20.6 \text{ mm}$, $l = 10.75 \text{ m}$,
- Współczynnik chropowatości dla instalacji wody chłodzącej $k = 1 \text{ mm}$,
- Współczynnik chropowatości dla instalacji skraplacza $k = 0.01 \text{ mm}$,
- Całkowita długość rur wody chłodzącej $l = 145.5 \text{ m}$ i średnic z przedziału $d_i = 600 \div 1200 \text{ mm}$.

Elementy instalacji i wymiary rur, na podstawie których wyznaczono charakterystykę przedstawiono w załączniku D2 – Tab.D2.1 „Elementy instalacji wody chłodzącej wraz z wartościami współczynników strat miejscowych”. Dane techniczne skraplacza przedstawiono w załączniku B2 – Tab.B2.2 „Parametry skraplacza turbiny IF”.



Rys.4.11 Charakterystyka pompy wody chłodzącej dla bloku II- wysokość podnoszenia



Rys.4.12 Charakterystyka pompy wody chłodzącej dla bloku II – sprawność

- Dane techniczne i charakterystyki pompy

Na rysunku 4.11-4.12 przedstawiono charakterystyki pomp wody chłodzącej.

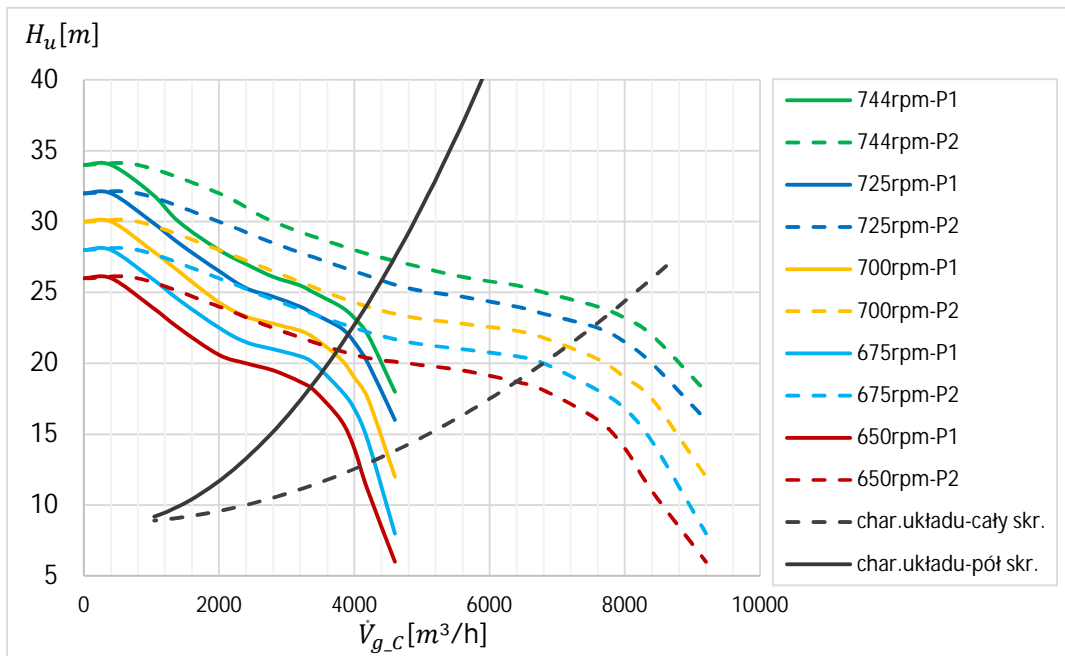
Nominalne parametry pracy pompy to:

$$H_u = 24 \text{ m}, \dot{V}_g = 3800 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}, n = 744 \text{ rpm}, \eta_{CPW} = 84\% ;$$

Regulacja obciążenia pomp: falownik

- Charakterystyki instalacji wody chłodzącej

Na podstawie wzorów 4.1-4.7 i danych z tabeli D2.1 wyznaczono charakterystyki instalacji wody chłodzącej (Rys.4.13). Przy wyznaczaniu charakterystyk uwzględniono pracę na połowę i cały skraplacz.

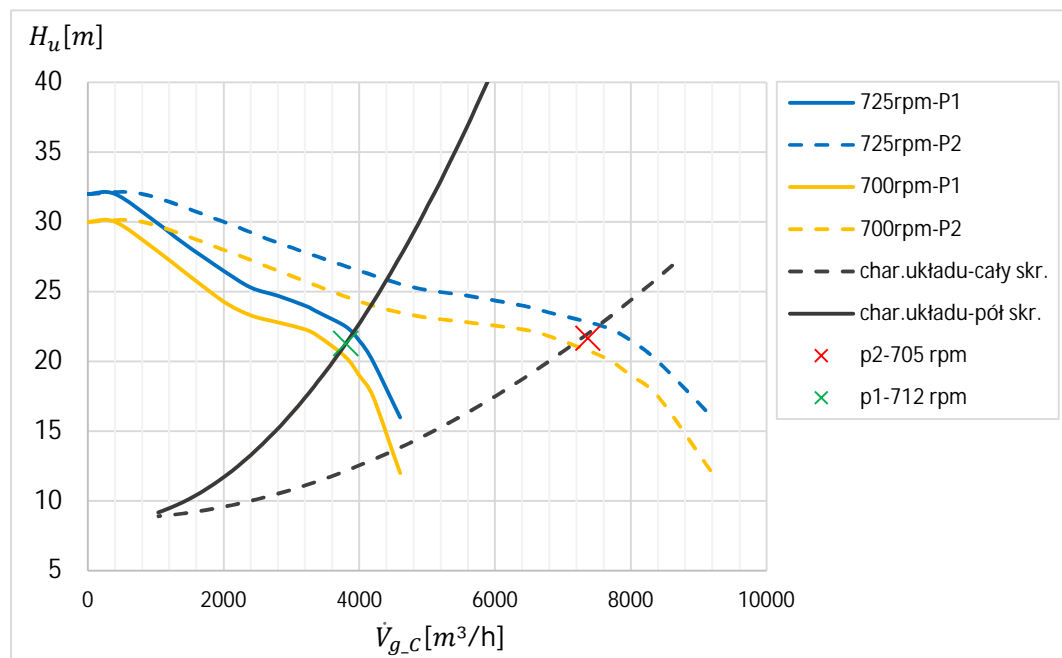


Rys.4.13 Charakterystyka układu wody chłodzącej dla bloku II

Korzystając z dostępnych danych obiektowych, wyznaczone charakterystyki układu zostały sprawdzone dla dwóch punktów pracy utrzymywanych na obiekcie (rys.4.14):

$$p1 - H_u = 21.28 \text{ m}, \dot{V}_{g,c} = 3803 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}, n = 95\% \sim 712.5 \text{ rpm}, \eta_{CPW} = 84\% ;$$

$$p2 - H_u = 21.67 \text{ m}, \dot{V}_{g,c} = 7368 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}, n = 94\% \sim 705 \text{ rpm}, \eta_{CPW} = 84\%$$



Rys.4.14 Charakterystyka układu wody chłodzącej dla bloku II – sprawdzenie z danymi obiektowymi

4.4. Omówienie wyników przeprowadzonych obliczeń

Na podstawie danych projektowych wyznaczono charakterystyki układu wody chłodzącej. Dla bloku I z turbiną kondensacyjną, obliczoną charakterystykę zestawiono z projektowym punktem pracy pompy wody chłodzącej. Dla bloku II z turbiną upustowo-kondensacyjną, obliczone charakterystyki sprawdzono z dwoma punktami pracy, które są utrzymywane na obiekcie rzeczywistym. Oceniono, że otrzymane dane są poprawne i spójne. Wraz z charakterystykami przedstawiającymi wysokość ponoszenia oraz sprawność pomp w zależności od aktualnego przepływu objętościowego wody, funkcje zostały wykorzystane do wykonania badań nad optymalizacją pracy skraplaczy turbinowych w punkcie 5.

Dla bloku I, gdzie zbadane zostały możliwości i wpływ połączenia skraplaczy po stronie wody chłodzącej na sprawność obiegu, obliczono charakterystyki układu dla testowanych konfiguracji (rys.4.9). Charakterystyki pokazują, że układ ze skraplaczami połączonymi szeregowo posiada największe opory hydrauliczne, a jest to spowodowane wysoką prędkością wody chłodzącej we wszystkich trzech skraplaczach.

5. OPTYMALIZACJA PRACY SKRAPLACZA

Podstawowym celem opisanych badań było sprawdzenie, czy istnieje możliwość poprawy sprawności bloku energetycznego poprzez ingerencję w układ wody chłodzącej skraplacza. Optymalizacja pracy kondensatorów głównych została wykonana dla dwóch wcześniej opisanych jednostek: bloku energetycznego z turbiną kondensacyjną (I) i bloku ciepłowniczego z turbiną upustowo-kondensacyjną (II). Wybór układów nie był przypadkowy. Badany blok kondensacyjny składa się z trzech skraplaczy głównych, co pozwoliło na wykonanie analizy oddziaływania różnych sposobów połączeń skraplaczy po stronie wody chłodzącej. Druga opisana instalacja wyposażona w turbinę kondensacyjną z regulowanym upustem zasilającym wymiennik ciepłowniczy, charakteryzuje się zdolnością pracy części WP i NP z różnym obciążeniem, oraz zdolnością do pracy z bardzo niskim przepływem pary przez część NP.

Możliwość poprawy sprawności bloku z turbiną kondensacyjną (I) rozpoczęto od sprawdzenia wpływu czterech sposobów połączeń skraplaczy po stronie wody chłodzącej na parametry termodynamiczne układu, czyli na sprawność elektrowni brutto. Kolejno uwzględniono opory hydrauliczne testowanych instalacji i ich wpływ na moc potrzebną do pracy pomp wody chłodzącej, która przekłada się na sprawność bloku netto. Następnym etapem obliczeń optymalizacji było wprowadzenie układów regulacji. Najpierw wdrożono obejścia wody chłodzącej poprzez wykonanie bajpasów skraplaczy, co spowodowało zmianę charakterystyki instalacji wody chłodzącej, a tym samym inny wpływ oporów hydraulicznych instalacji na pracę pomp. Dla omówionego układu wykonano obliczenia zmiany rozpyływu wody, uwzględniając stały przepływ wody chłodzącej przez instalację. Sprawdzone, jak wdrożenie dodatkowych obejść skraplaczy i zmiana rozpyływu wody wpłynie na sprawność jednostki. W następnym etapie pracy wprowadzono sterowanie przepływem wody chłodzącej poprzez zmianę obciążenia pomp wody chłodzącej i obliczono, jak nowy układ wpłynie na zmianę sprawności bloku netto. W ostatnim etapie badań dotyczących optymalizacji bloku I, uwzględniono rzeczywiste ograniczenia regulacji wodą chłodzącą i ich wpływ na końcowe wyniki.

Testując potencjał optymalizacji pracy skraplaczy dla bloku II z turbiną upustowo-kondensacyjną sprawdzono możliwości poprawy sprawności netto układu poprzez regulację przepływu wody chłodzącej. W drugiej części obliczeń, wprowadzono ograniczenia zmiany przepływu wody na podstawie kryteriów istniejących na obiekcie.

5.1. Stały przepływ wody chłodzącej – blok I

Na rysunku 3.1 przedstawiono schemat badanego bloku kondensacyjnego. Model matematyczny opisujący obieg i algorytm obliczeń bilansu cieplnego przedstawiono w punktach 3.1 i 3.3. Bazując na danych technicznych omówionej jednostki, została

wykonana analiza wpływu czterech sposobów połączeń skraplaczy po stronie wody chłodzącej (Rys.4.2 - 4.5, Tab.D1.2) na sprawność jednostki.

Obliczenia zostały wykonane dla danych wejściowych $t_0 = 600\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{20} = 610/600\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{g-1} = 16.7\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}_g = 22500\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}}$, $\dot{m}_{g-C} = 23585\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ w punktach pracy z zakresu $N_{TG} = 360 \div 900\text{ MW}$ (krok 25MW).

Jako połączenie bazowe (odniesienia) wskazano konfigurację równoległą (Rys.4.2).

5.1.1. Wpływ konfiguracji połączeń skraplaczy na parametry termodynamiczne.

Oddziaływanie zmiany konfiguracji połączeń skraplaczy na parametry termodynamiczne bloku energetycznego rozpoczęto od obliczeń bilansów cieplnych badanej jednostki. Sprawdzone cztery sposoby połączeń skraplaczy po stronie wody chłodzącej, uwzględniając zakres obciążenia turbiny od 40% do 100%. Ocenę każdej konfiguracji dokonano na podstawie wartości sprawności brutto zdefiniowanej jako:

$$\eta_{OB} = \frac{N_{TG}}{\dot{Q}_B} 100[\%] \quad (5.1)$$

Gdzie strumień ciepła doprowadzony do układu \dot{Q}_B określono wzorem (3.31).

W tabeli 5.1 przedstawiono zestawienie wyników obliczeń dla trzech wartości obciążenia turbiny: 40%, 70% i 100% przy nominalny przepływie wody chłodzącej.

Tab.5.1 Zestawienie wyników obliczeń badania wpływu konfiguracji połączeń skraplaczy na parametry termodynamiczne

	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	η_{OB} [%]
	\dot{m}_g [kg/s]			p_s [kPa]			t_{g-1} [°C]			$LMTD$ [°C]			
	\dot{m}_{34}	\dot{m}_{44}	\dot{m}_{53}	p_{34}	p_{44}	p_{53}	t_{64}	t_{65}	t_{68}				
%TG=100%													
P.R	143	144	131	3.61	3.63	3.70	16.7	16.7	16.7	5.1	5.1	5.3	52.76
P.S	142	143	130	2.83	3.30	3.90	16.7	19.5	22.4	4.9	4.6	4.5	52.94
P.RS	142	143	130	3.42	3.44	3.65	16.7	16.7	22.4	6.3	6.4	3.3	52.85
P.SR	143	144	130	2.65	4.03	4.10	16.7	19.5	19.5	3.8	6.3	6.4	52.83
%TG=70%													
P.R	102	102	94	3.06	3.07	3.12	16.7	16.7	16.7	3.7	3.7	3.9	51.14
P.S	101	102	94	2.55	2.87	3.25	16.7	18.8	20.9	3.5	3.4	3.3	51.26
P.RS	101	102	94	2.93	2.95	3.09	16.7	16.7	20.9	4.6	4.7	2.4	51.19
P.SR	102	102	94	2.43	3.33	3.38	16.7	18.8	18.8	2.7	4.6	4.8	51.18
%TG=40%													
P.R	62	62	58	2.58	2.59	2.62	16.7	16.7	16.7	2.3	2.3	2.4	47.82
P.S	62	61	58	2.29	2.48	2.70	16.7	18.0	19.4	2.2	2.2	2.2	47.94
P.RS	62	62	58	2.51	2.52	2.60	16.7	16.7	19.4	2.9	2.9	1.5	47.88
P.SR	62	62	58	2.22	2.74	2.77	16.7	18.0	18.0	1.7	3.0	3.1	47.86

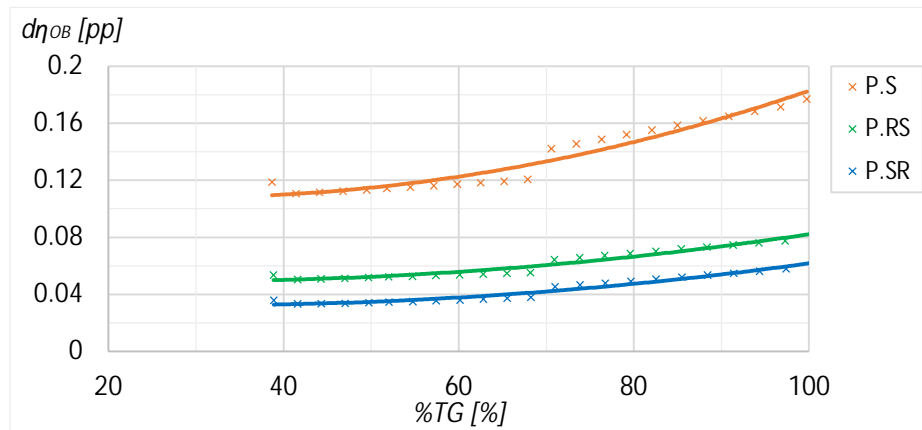
W tabeli 5.1 przedstawiono wartości przepływu pary i ciśnienie panujące w kolejnych skraplaczach, temperaturę wody chłodzącej na wlocie do skraplacza, jego średnią napędową różnicę temperatur LMTD oraz obliczoną sprawność bloku. Aby zwiększyć czytelności wyników, poza oznaczeniami zmiennych odnoszącymi się do rysunku 3.1, wprowadzono wcześniej używane oznaczenia ogólne, gdzie m_s , p_s to przepływ masowy i ciśnienie pary wylotowej z turbin, t_{g_1} to temperatura wody chłodzącej przed skraplaczem. C1, C2, C3 to oznaczenia kolejnych skraplaczy. Oznaczenia konfiguracji połączeń: P.R - Równoległe, P.S - Szeregowe, P.RS - Równoległo-Szeregowe, P.SR - Szeregowo-Równoległe

Na rysunku 5.1, dla pełnego zakresu obciążenia bloku przedstawiono różnice między sprawnością bloku brutto, jaką otrzymano dla nowych konfiguracji, a sprawnością obliczoną dla połączenia równoległego, zdefiniowane jako:

$$d\eta_{OB(P.S)} = \eta_{OB(P.S)} - \eta_{OB(P.R)} \quad (5.2)$$

$$d\eta_{OB(P.RS)} = \eta_{OB(P.RS)} - \eta_{OB(P.R)} \quad (5.3)$$

$$d\eta_{OB(P.SR)} = \eta_{OB(P.SR)} - \eta_{OB(P.R)} \quad (5.4)$$



Rys.5.1 Przyrost sprawności brutto bloku I, otrzymany dla kolejnych konfiguracji zestawiony z konfiguracją równoległą

- Omówienie wyników obliczeń

Na podstawie przedstawionych wyników stwierdzono, że pod względem termodynamicznym najefektywniejsze jest połączenie szeregowe skraplaczy, i że gwarantuje ono najwyższą sprawność bloku brutto w pełnym paśmie regulacji. Jednak dla wysokich obciążeń, turbinę, której skraplacze są połączone ze sobą szeregowo, charakteryzować będzie duża różnica ciśnień pary wylotowej między sobą. Zakładając taką samą konstrukcję części NP i skraplaczy, urządzenia te nie będą pracować w swoich nominalnych punktach, czyli ich sprawność będzie nieoptymalna. Jednak, gdy czas pracy całego bloku dla obciążeń nienominalnych jest wysoki, aspekt ten można pominąć. Warto zwrócić uwagę na fakt, że średnia napędowa temperatur LMTD dla konfiguracji szeregowej jest podobna w kolejnych urządzeniach, tak jak ma to miejsce przy połączeniu równoległym. Odpowiada to podobnym przyrostom temperatur wody chłodzącej w kolejnych skraplaczach.

Obie konfiguracje mieszane okazały się również bardziej korzystne od połączenia równoległego, z tym, że połączenie równoległo-szeregowe dało nieznacznie lepsze wyniki od połączenia szeregowo-równoległego. Połączenia mieszane charakteryzują się

znacznie mniejszą wartością parametru LMTD dla skraplacza połączonego równolegle, co jest spowodowane większym przepływem wody chłodzącej przez to urządzenie, a w konsekwencji mniejszą różnicą temperatur wody chłodzącej na wlocie i wylocie skraplacza.

5.1.2. Wpływ konfiguracji połączeń skraplaczy na sprawność bloku netto.

Następnym krokiem analizy konfiguracji połączeń skraplaczy było znalezienie odpowiedzi na pytanie, w jakim stopniu zmienione konfiguracje i w konsekwencji różne geometrie skraplaczy, wpływają na obciążenie pomp wody chłodzącej. Na wykresie 4.9 pokazano, że układ szeregowy ma znacznie wyższe opory hydrauliczne niż pozostałe sposoby połączeń. Odmiennie, konfiguracje mieszane cechują najniższe opory spośród wszystkich konfiguracji. Należało zatem zbadać wpływ zastosowanych konfiguracji na sprawność bloku netto. W tym celu obliczono sprawność obiegu, w której uwzględniono moc potrzebną do pracy pomp:

$$\eta_{OB-CWP} = \frac{N_{TG} - N_{CWP}}{\dot{Q}_B} 100[\%] \quad (5.5)$$

Gdzie moc pomp wody chłodzącej obliczono na podstawie:

$$N_{CWP} = \frac{H_u \dot{m}_{g-c} g}{\eta_{CWP} \eta_{m_{CPW}}} \quad (5.6)$$

Sprawność pompy wody chłodzącej η_{CWP} odczytano z wykresu 4.7, natomiast sprawność silnika pompy przyjęto jako wartość stałą $\eta_{m_{CWP}} = 0.75$.

Tab.5.2 Zestawienie wyników obliczeń badania wpływu konfiguracji połączeń skraplaczy na sprawność obiegu netto

	$\eta_{OB}[\%]$	$N_{CWP}[\text{kW}]$	$H_u[\text{m}]$	$\eta_{OB-CWP} [\%]$
%TG=100%				
P.R	52.76	10140	29.0	52.18
P.S	52.94	11674	32.4	52.26
P.RS	52.85	9825	28.2	52.27
P.SR	52.83	9852	28.3	52.25
%TG=70%				
P.R	51.14	10154	29.0	50.32
P.S	51.26	11687	32.5	50.32
P.RS	51.19	9840	28.2	50.40
P.SR	51.18	9863	28.3	50.38
%TG=40%				
P.R	47.82	10167	29.0	46.49
P.S	47.94	11719	32.5	46.40
P.RS	47.88	9851	28.3	46.58
P.SR	47.86	9871	28.3	46.56

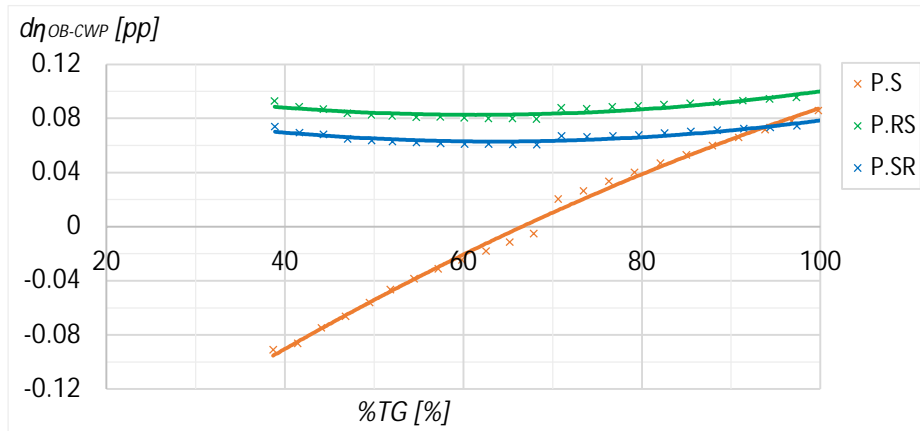
W tabeli 5.2 przedstawiono wyniki obliczeń dla tych samych punktów pracy, jak w tabeli 5.1, ale przy obliczeniach sprawności uwzględniono moc pompy wody chłodzącej. W zależności od sposobu konfiguracji zmieniają się opory hydrauliczne i wymagana wysokość podnoszenia pompy danej instalacji.

Na rysunku 5.2, dla pełnego zakresu obciążenia bloku, przedstawiono różnice między sprawnością bloku η_{OB-CWP} , jaką otrzymano dla nowych konfiguracji, a sprawnością obliczoną dla połączenia równoległego, uwzględniając pracę pomp wody chłodzącej:

$$d\eta_{OB-CWP(P.S)} = \eta_{OB-CWP(P.S)} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.7)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.RS)} = \eta_{OB-CWP(P.RS)} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.8)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.SR)} = \eta_{OB-CWP(P.SR)} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.9)$$



Rys.5.2 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla kolejnych konfiguracji zestawiony z konfiguracją równoległą

Aby lepiej zobrazować otrzymane wyniki oraz różnice w sprawnościach pomiędzy kolejnymi konfiguracjami, wprowadzono wskaźnik określający dodatkową moc elektryczną, która może zostać wygenerowana, gdy do obiegu zostanie dostarczony bazowy strumień ciepła (strumień ciepła dostarczony dla określonego punktu pracy przy zastosowaniu konfiguracji równoległej), ale dla zmienionych warunków. Dodatkowo, wyprodukowaną moc odniesiono do mocy wygenerowanej w układzie równoległym i dla kolejnych połączeń zdefiniowano jako:

$$dN_{TG(P.S)} = \dot{Q}_{B(P.R)} \eta_{OB-CWP(P.S)} - (N_{TG(P.R)} - N_{CWP(P.R)}) \quad (5.10)$$

$$dN_{TG(P.RS)} = \dot{Q}_{B(P.R)} \eta_{OB-CWP(P.RS)} - (N_{TG(P.R)} - N_{CWP(P.R)}) \quad (5.11)$$

$$dN_{TG(P.SR)} = \dot{Q}_{B(P.R)} \eta_{OB-CWP(P.SR)} - (N_{TG(P.R)} - N_{CWP(P.R)}) \quad (5.12)$$

Równania uproszczono do postaci:

$$dN_{TG(P.S)} = \dot{Q}_{B(P.R)} d\eta_{OB-CWP(P.S)} \quad (5.13)$$

$$dN_{TG(P.RS)} = \dot{Q}_{B(P.R)} d\eta_{OB-CWP(P.RS)} \quad (5.14)$$

$$dN_{TG(P.SR)} = \dot{Q}_{B(P.R)} d\eta_{OB-CWP(P.SR)} \quad (5.15)$$

Dla zobrazowania możliwych zysków finansowych wprowadzono wskaźnik J_1 , który przedstawia szacowany dobowy zysk optymalizacji dla stałego punktu pracy bloku. Cena energii elektrycznej została przyjęta na poziomie 65€/MWh [69]. Wartości ta

ma jedynie przedstawić wielkość możliwego zysku, a cena energii elektrycznej nie podlegała szerszej analizie, ale ponieważ prognoza cen energii sugeruje jej wzrost [70] można założyć, że jest to minimalny dostępny zysk.

$$J_{1(P.S)} = dN_{TG(P.S)} * 0.065 * 24 [EUR] \quad (5.16)$$

$$J_{1(P.RS)} = dN_{TG(P.RS)} * 0.065 * 24 [EUR] \quad (5.17)$$

$$J_{1(P.SR)} = dN_{TG(P.SR)} * 0.065 * 24 [EUR] \quad (5.18)$$

Ponieważ opisane wskaźniki posłużą w kolejnych etapach do porównania efektów badanej optymalizacji, wprowadzono ich ogólną postać:

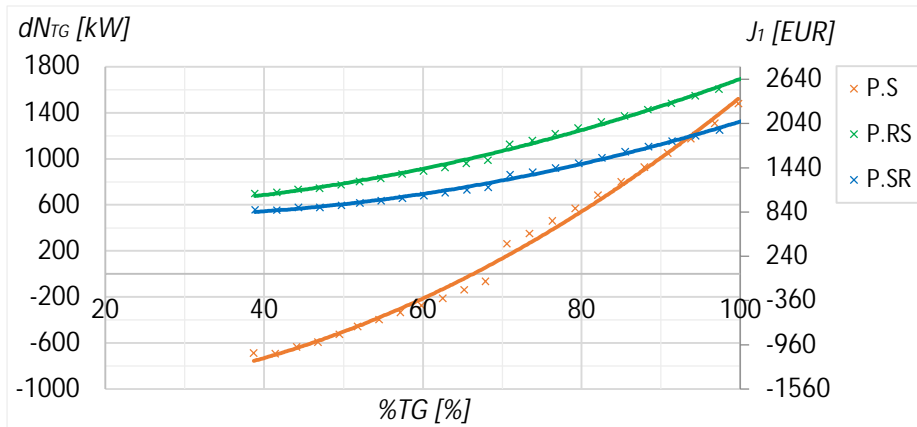
$$d\eta_{OB-CWP(obl)} = \eta_{OB-CWP(obl)} - \eta_{OB-CWP(ref)} \quad (5.19)$$

$$dN_{TG(obl)} = \dot{Q}_{B(ref)} d\eta_{OB-CWP(obl)} \quad (5.20)$$

$$J_{1(obl)} = dN_{TG(obl)} * 0.065 * 24 [EUR] \quad (5.21)$$

Gdzie oznaczenie (*obl*) odnosi się do wykonywanych obliczeń, natomiast (*ref*) do obliczeń porównawczych.

Na rysunku 5.3 przedstawiono dodatkową moc i zyski, jakie można uzyskać stosując badane konfiguracje w porównaniu z układem, w którym zastosowano połączenie równoległe.



Rys.5.3 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla kolejnych konfiguracji, zestawiony z konfiguracją równoległą

- Omówienie wyników obliczeń

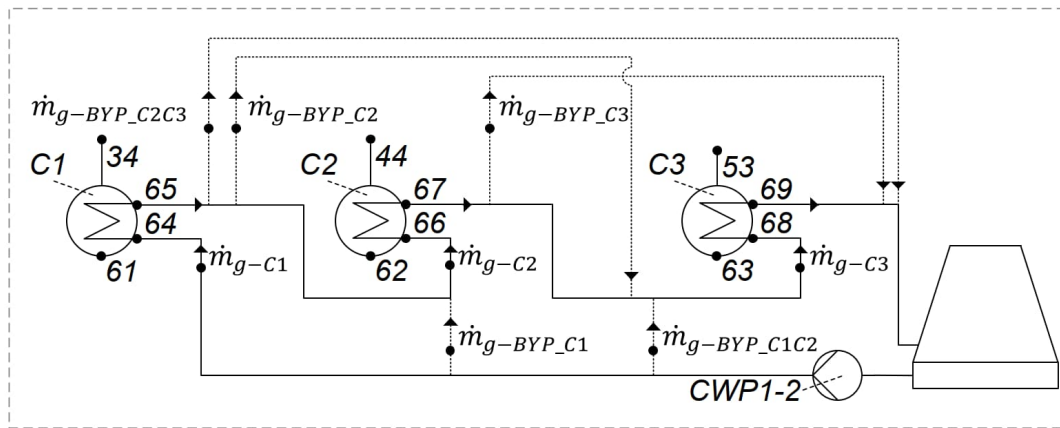
Po wykonaniu obliczeń i analizie czterech konfiguracji połączeń skraplaczy wraz z uwzględnieniem oporów hydraulicznych instalacji, wcześniejsza ocena układów uległa zmianie. Wysokie opory hydrauliczne instalacji szeregowej spowodowały, że nie jest ona już najkorzystniejsza, a zyski wynikające z najwyższej sprawności bloku brutto, jaką dawała ta konfiguracja, zostały zużyte na potrzeby własne bloku. Konfiguracja szeregowa nie tylko nie daje już najlepszych rezultatów. Poniżej ~70% obciążenia turbiny jest ona mniej efektywna niż bazowa konfiguracja równoległa. Natomiast ocena wyników konfiguracji mieszanej uległa poprawie. Dzięki niższym oporom hydraulicznym w porównaniu z połączeniem równoległym, otrzymany zysk jest teraz na tym samym poziomie dla całego zakresu obciążenia turbiny i w porównaniu z konfiguracją bazową wynosi 0.08-0.1pp.

Na tym etapie badań oceniono, że dla stałego przepływu wody chłodzącej, konfiguracja równoległo-szeregową daje najwyższą sprawność bloku netto.

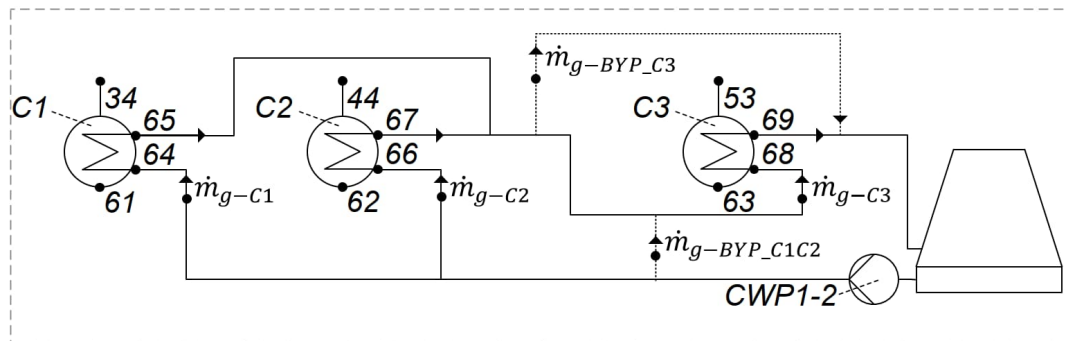
5.1.3. Zmiana rozprywu wody chłodzącej między skraplaczami

W tym punkcie sprawdzono, czy zastosowanie dodatkowych rozprywów wody chłodzącej poprawi sprawność netto układu, dzięki zmianie punktu pracy pomp wody chłodzącej. Dla dwóch badanych konfiguracji tj. szeregowej (Rys.5.4) i równoległo-szeregowej (Rys.5.5) wprowadzono układy regulacji przepływu wody przez skraplacze poprzez zastosowanie obejść i klap regulacyjnych. Na rysunkach analizowane bajpasy zostały oznaczone linią przerywaną.

Opisane badanie ma na celu weryfikację, czy uzasadnione jest zmniejszenie przepływu wody chłodzącej przez dany skraplacz, dzięki czemu zmniejszone zostaną opory hydrauliczne całej instalacji, a w konsekwencji moc pompy. Dodatkowo, dzięki wykonanym obejściom obniżona zostanie temperatura wody chłodzącej na wlocie do kolejnego skraplacza, w stosunku do poprzednich badań.



Rys.5.4 Połączenie szeregowo skraplaczy wraz z dodatkowymi obejściami



Rys.5.5 Połączenie równoległo-szeregowo skraplaczy wraz z dodatkowymi obejściami

Do oceny słuszności zastosowania obejść regulacyjnych wody chłodzącej zdefiniowano wskaźniki 5.22-5.25. W przypadku pierwszego wskaźnika $d\eta_{OB-CWP\ BYP1}$ (5.22-5.23), sprawność badanej konfiguracji z uwzględnieniem bajpasów $\eta_{OB-CWP\ BYP}$ porównana została ze sprawnością η_{OB-CWP} obliczoną dla takiego samego układu, lecz bez zastosowania obejść. W przypadku drugiego wskaźnika $d\eta_{OB-CWP\ BYP2}$ (5.24-5.25) sprawność $\eta_{OB-CWP\ BYP}$ odniesiona jest do sprawności układu referencyjnego $\eta_{OB-CWP(P,R)}$ – czyli do połączenia równoległego skraplaczy.

Oznaczenia konfiguracji połączeń: P.R - Równoległe, P.S - Szeregowe, P.RS - Równoległo-Szeregowe, P.SR - Szeregowo-Równoległe.

$$d\eta_{OB-CWP(P.S)BYP1} = \eta_{OB-CWP(P.S)BYP} - \eta_{OB-CWP(P.S)} \quad (5.22)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.RS)BYP1} = \eta_{OB-CWP(P.RS)BYP} - \eta_{OB-CWP(P.RS)} \quad (5.23)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.S)BYP2} = \eta_{OB-CWP(P.S)BYP} - \eta_{OB-CWP(P.S)} \quad (5.24)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.RS)BYP2} = \eta_{OB-CWP(P.RS)BYP} - \eta_{OB-CWP(P.RS)} \quad (5.25)$$

Dla każdego punktu pracy obliczono grupę bilansów, dla których zmieniano wartość przepływu wody $\dot{m}_{g,C1}$, $\dot{m}_{g,C2}$, $\dot{m}_{g,C3}$ przez skraplacze C1, C2, C3 kierując pozostałą wodę na obejścia BYP_C1 , BYP_C2 , BYP_C3 , BYP_C1C2 , BYP_C2C3 . W tabeli 5.3 przedstawiono wyniki obliczeń, wykonanych dla połączenia szeregowego, gdy otrzymana sprawność η_{OB-CWP_BYP} jest maksymalna. W tabeli 5.4 przedstawiono wyniki obliczeń dla połączenia równoległo-mieszanego.

Tab.5.3 Zestawienie wyników obliczeń badań regulacyjnego rozplywu wody pomiędzy skraplaczami – konfiguracja szeregową

%TG	\dot{m}_g [kg/s]						$d\eta_{OB-CWP(P.S)BYP}$ [pp]	
	\dot{m}_g	C1	C2	C3	C1C2	C2C3	1	2
100	22500	22500	18000	18000			0.00	0.09
	<i>BYP</i>	0	4500	4500	0	0		
97	22500	18000	18000	18000			0.01	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
94	22500	18000	18000	18000			0.01	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
91	22500	18000	18000	18000			0.02	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
88	22500	18000	18000	18000			0.02	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
85	22500	18000	18000	18000			0.03	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
82	22500	18000	18000	18000			0.03	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
79	22500	18000	18000	18000			0.04	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
76	22500	18000	18000	18000			0.05	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
74	22500	18000	18000	18000			0.05	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
71	22500	18000	18000	18000			0.06	0.08
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		

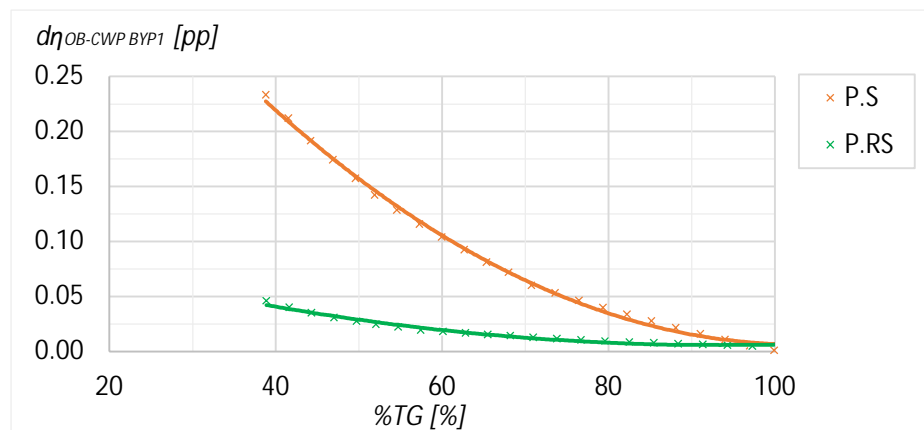
%TG	\dot{m}_g [kg/s]						$d\eta_{OB-CWP(P.S)BYP}$ [pp]	
	\dot{m}_g	C1	C2	C3	C1C2	C2C3	1	2
68	22500	18000	18000	18000			0.07	0.07
	<i>BYP</i>	4500	4500	4500	0	0		
65	22500	18000	13500	18000			0.08	0.07
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
63	22500	18000	13500	18000			0.09	0.07
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
60	22500	18000	13500	18000			0.10	0.08
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
57	22500	18000	13500	18000			0.12	0.08
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
55	22500	18000	13500	18000			0.13	0.09
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
52	22500	18000	13500	18000			0.14	0.10
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
50	22500	18000	13500	18000			0.16	0.10
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
47	22500	18000	13500	18000			0.17	0.11
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
44	22500	18000	13500	18000			0.19	0.12
	<i>BYP</i>	4500	9000	4500	0	0		
41	22500	13500	13500	18000			0.21	0.13
	<i>BYP</i>	9000	9000	4500	0	0		
39	22500	13500	9000	13500			0.23	0.14
	<i>BYP</i>	9000	13500	9000	0	0		

Tab.5.4 Zestawienie wyników obliczeń badań regulacyjnego rozplywu wody pomiędzy skraplaczami – konfiguracja równolegle-szeregowa

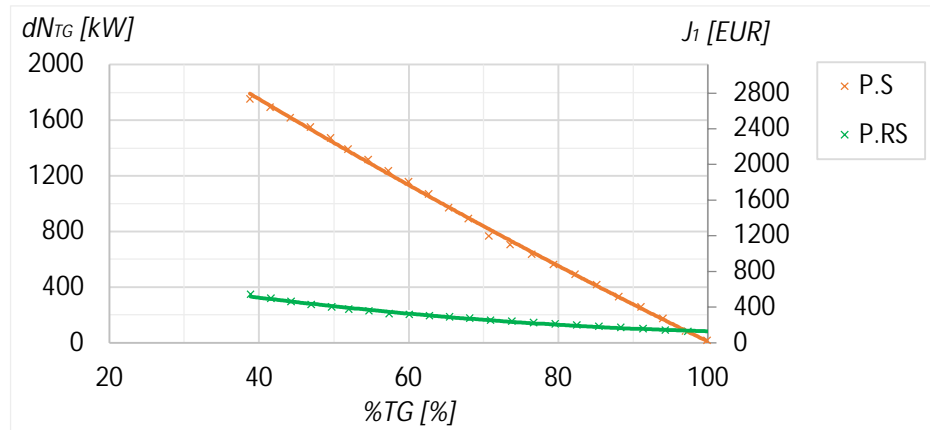
%TG	\dot{m}_g [kg/s]						$d\eta_{OB-CWP(P.S)BYP}$ [pp]	
	\dot{m}_g	C1	C2	C3	BYP		1	2
					C3	C1C2		
100	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.00	0.10
97	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.00	0.10
94	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.01	0.10
91	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.01	0.10
88	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.01	0.10

85	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.01	0.10
83	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.01	0.10
80	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.01	0.10
77	22500	11250	11250	20700	1800	0	0.01	0.10
74	22500	11250	11250	20475	2025	0	0.01	0.10
71	22500	11250	11250	20475	2025	0	0.01	0.10
68	22500	11250	11250	20475	2025	0	0.01	0.09
65	22500	11250	11250	20475	2025	0	0.02	0.10
63	22500	11250	11250	20475	2025	0	0.02	0.10
60	22500	11250	11250	20250	2250	0	0.02	0.10
57	22500	11250	11250	19800	2700	0	0.02	0.10
55	22500	11250	11250	19350	3150	0	0.02	0.10
52	22500	11250	11250	18450	4050	0	0.02	0.11
50	22500	11250	11250	17550	4950	0	0.03	0.11
47	22500	11250	11250	16875	5625	0	0.03	0.11
44	22500	11250	11250	16425	6075	0	0.04	0.12
42	22500	11250	11250	15750	6750	0	0.04	0.13
39	22500	11250	11250	14850	7650	0	0.05	0.14

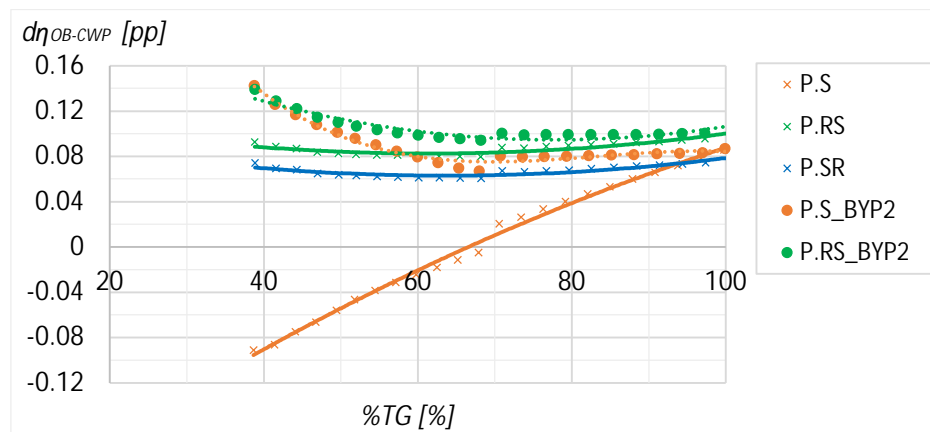
Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach 5.6-5.10. Wykres 5.6 przedstawia poprawę sprawności $d\eta_{OB-CWP\ BYP1}$, czyli zmianę otrzymaną w odniesieniu do tej samej konfiguracji, bez zastosowania obejść (5.22-5.23). Wykres 5.7 przedstawia wskaźniki dN_{TG} , J_1 odpowiadające omawianej części obliczeń.



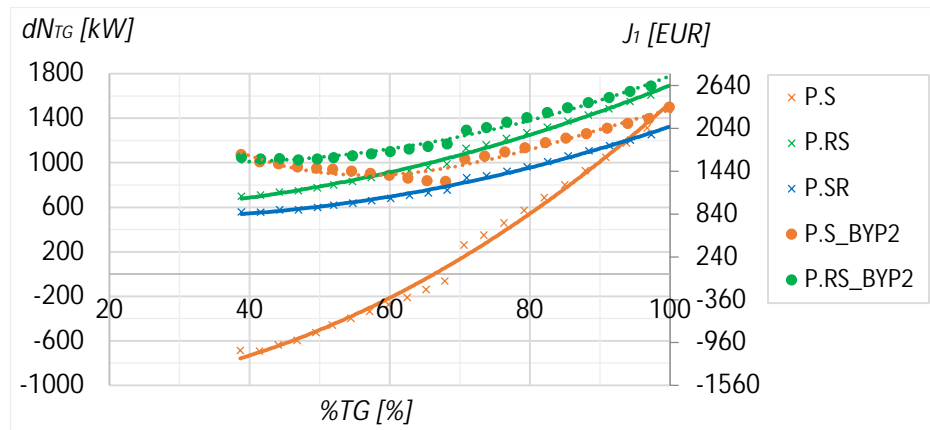
Rys.5.6 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – wprowadzenie bajpasów skraplaczy



Rys.5.7 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP– wprowadzenie bajpasów skraplaczy



Rys.5.8 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – wprowadzenie bajpasów skraplaczy, porównanie z konfiguracją równoległą



Rys.5.9 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – wprowadzenie bajpasów skraplaczy, porównanie z konfiguracją równoległą

Wykres 5.8 przedstawia możliwą poprawę sprawności $d\eta_{OB-CWP_BYP2}$, czyli zmianę otrzymaną w odniesieniu do konfiguracji bazowej – równoległej. Linia przerywana (znacznik kropka) została wyznaczona na podstawie aktualnych obliczeń (5.24-5.25), linia ciągła (znacznik krzyżyk) została wyznaczona na podstawie 5.7-5.9 i odpo-

wiada wynikiem otrzymanym przed wprowadzeniem obejść. Wykres 5.9 przedstawia wskaźniki dN_{TG}, J_1 odpowiadające tej części obliczeń.

- Omówienie wyników obliczeń

W tym wariantcie optymalizacji, na skutek zmiany przepływu masowego wody przez dany skraplacz, zmieniony został punkt pracy pomp wody chłodzącej. Uzyskane wyniki pokazują, że przepływ wody przez wszystkie skraplacze nie musi być maksymalny, by sprawność netto obiegu była najwyższa. W przypadku połączenia szeregowego, dzięki zastosowaniu obejść skraplaczy, znacznie zmniejszono negatywny wpływ, jaki był generowany na skutek oporów hydraulicznych powstających w instalacji. Wykres 5.6 wskazuje, że zastosowanie obejść jest szczególnie skuteczne dla połączenia szeregowego. Uzyskano znaczącą poprawę sprawności bloku w porównaniu z obliczeniami przeprowadzonymi dla tej samej konfiguracji, lecz przy nominalnym przepływie przez każdy skraplacz. Do uzyskania pożądanego efektu wdrożonej regulacji nie jest wymagana ciągła zmiana przepływu wody przez kolejne skraplacze połączone w szeregu (Tab.5.3). Zaraz poniżej obciążenia nominalnego, przepływ przez wszystkie obejścia jest sobie równy i wynosi $\dot{m}_{g_BYP_C1} = \dot{m}_{g_BYP_C2} = \dot{m}_{g_BYP_C3} = 4500$ kg/s. Kolejna zmiana jest widoczna dla 65% obciążenia bloku, gdy przepływ wody przez obejście BYP_C2 wzrasta do $\dot{m}_{g_BYP_C2} = 9000$ kg/s i dopiero w okolicach minimum technicznego bloku, przepływy przez kolejne obejścia powinny rosnąć.

Dla instalacji równoległo-szeregowej dane na wykresie 5.6 również potwierdzają poprawę sprawności netto, dzięki zastosowanym układom regulacji. Nie jest ona jednak tak znacząca, jak dla połączenia szeregowego. W tym przypadku, uzasadnione jest zastosowanie jedynie obejścia C3, w którym przepływ rośnie odwrotnie proporcjonalnie do obciążenia bloku.

Po wprowadzeniu obejść, połączenie równoległo-szeregowe daje wciąż najwyższą sprawność bloku netto.

5.1.4. Zmniejszenie przepływu wody chłodzącej.

Analizując wyniki obliczeń otrzymane w poprzednich punktach, wywnioskowano, że szeregowe połączenie skraplaczy bardzo dobrze oddziałuje na parametry termodynamiczne bloku, a jego główną wadą są wysokie opory hydrauliczne. Co więcej, badając możliwość stosowania obejść zauważono, że dla całego zakresu obciążenia bloku poniżej obciążenia nominalnego, przepływ wody nie jest optymalny. To poskutkowało przeprowadzeniem analizy pracy układu (dla wszystkich konfiguracji) dla stałego, ale nienominalnego przepływu wody chłodzącej i porównaniem otrzymanych wyników z wynikami z punktu 5.1.2. Obliczenia zostały wykonane dla $\dot{m}_{g_obl} = 18000$ kg/s, co oznacza, że przepływ wody przez skraplacze został zredukowany o 20 % w stosunku do przepływu nominalnego $\dot{m}_{g_nom} = 22500$ kg/s. Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach 5.10-5.14, za pomocą wartości wskaźników 5.1 i 5.19-5.21.

Wykres 5.10 pokazuje przyrost sprawności bloku brutto dla zmniejszonego przepływu w stosunku do sprawności otrzymanej dla nominalnego przepływu wody chłodzącej. Na wykresach 5.11-5.12 wartość porównawczą do wyznaczonych wskaźników stanowi sprawność, obliczona dla takiego samego układu, którego dotyczą obliczenia, lecz dla przepływu nominalnego.

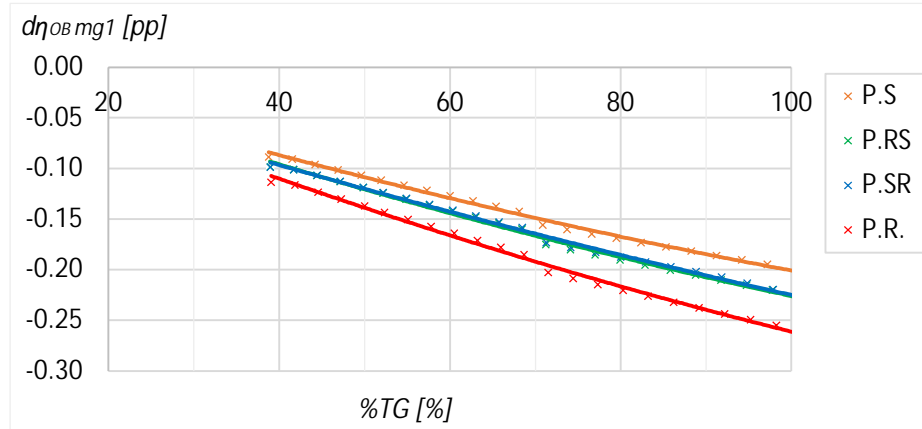
Oznaczenia konfiguracji połączeń: P.R - Równoległe, P.S - Szeregowe, P.RS - Równoległo-Szeregowe, P.SR - Szeregowo-Równoległe.

$$d\eta_{OB-CWP(P,R)m_g1} = \eta_{OB-CWP(P,R)}|_{\dot{m}_g=18000} - \eta_{OB-CWP(P,R)} \quad (5.26)$$

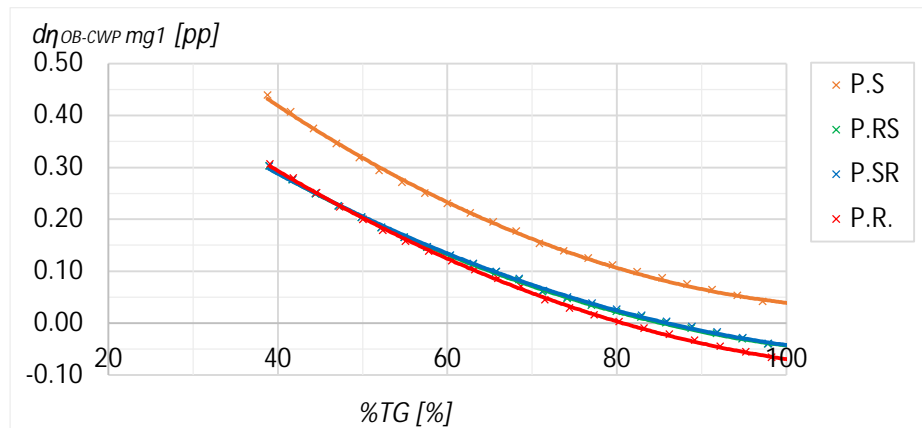
$$d\eta_{OB-CWP(P.S)mg1} = \eta_{OB-CWP(P.S)}|_{\dot{m}_g=18000} - \eta_{OB-CWP(P.S)} \quad (5.27)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.RS)mg1} = \eta_{OB-CWP(P.RS)}|_{\dot{m}_g=18000} - \eta_{OB-CWP(P.RS)} \quad (5.28)$$

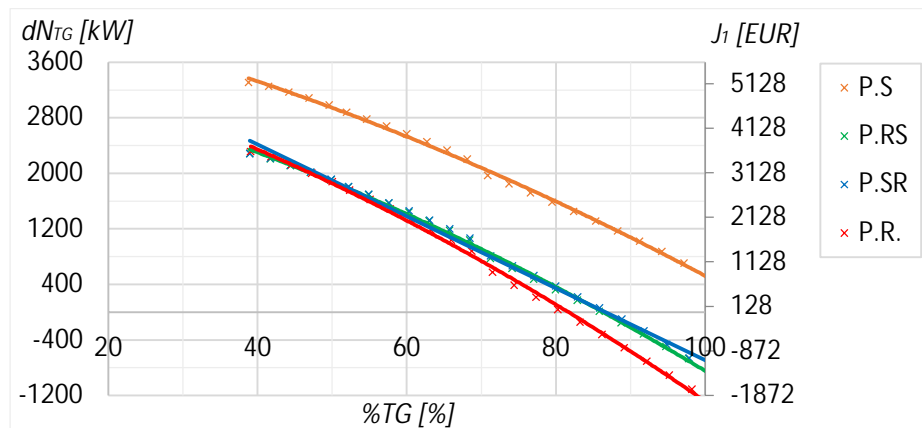
$$d\eta_{OB-CWP(P.SR)mg1} = \eta_{OB-CWP(P.SR)}|_{\dot{m}_g=18000} - \eta_{OB-CWP(P.SR)} \quad (5.29)$$



Rys.5.10 Przyrost sprawności brutto bloku I – $\dot{m}_{g_obl} = 18000 \frac{kg}{s}$



Rys.5.11 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – $\dot{m}_{g_obl} = 18000 \frac{kg}{s}$



Rys.5.12 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – $\dot{m}_{g_obl} = 18000 \frac{kg}{s}$

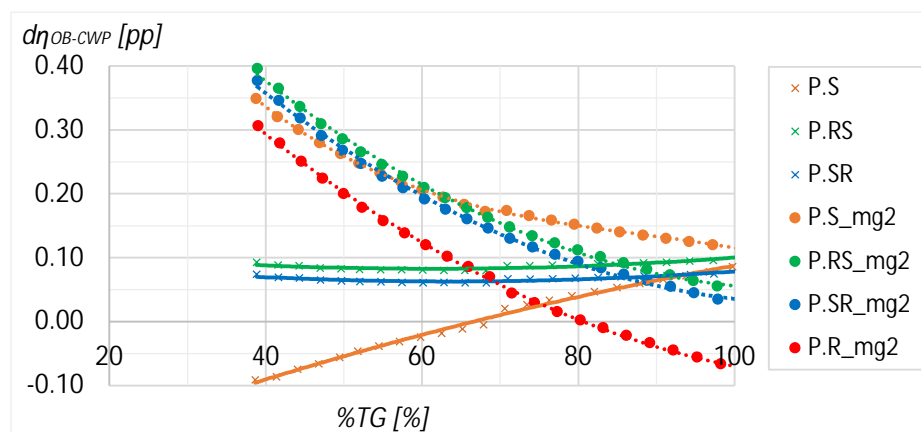
Na wykresach 5.13-5.14 wyniki aktualnych obliczeń porównano z wynikami otrzymanymi dla układu odniesienia (połączenie równoległe, $\dot{m}_{g,nom}$) i zestawiono z wynikami otrzymanymi w punkcie 5.1.2. Linia przerywana (znacznik kropka) została wyznaczona na podstawie (5.30-5.33), linia ciągła (znacznik krzyżyk) została wyznaczona na podstawie (5.7-5.9) i odpowiada wynikom otrzymanym dla przepływu nominalnego.

$$d\eta_{OB-CWP(P.R)}m_{g2} = \eta_{OB-CWP(P.R)}|_{\dot{m}_g=18000} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.30)$$

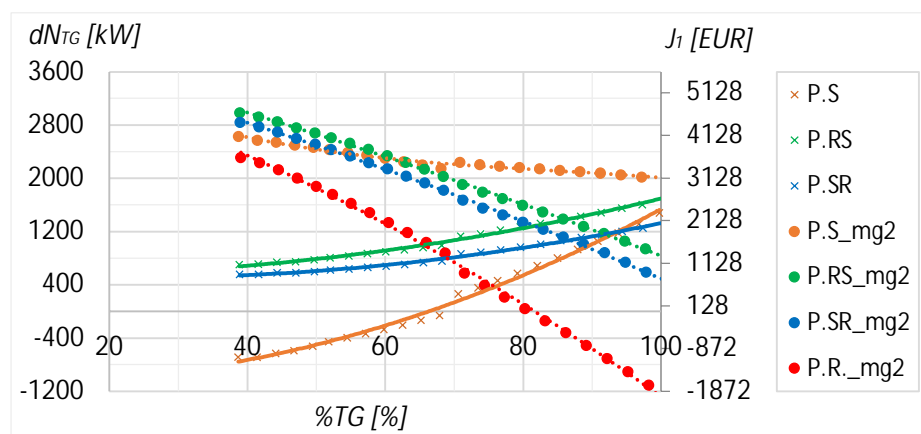
$$d\eta_{OB-CWP(P.S)}m_{g2} = \eta_{OB-CWP(P.S)}|_{\dot{m}_g=18000} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.31)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.RS)}m_{g2} = \eta_{OB-CWP(P.RS)}|_{\dot{m}_g=18000} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.32)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.SR)}m_{g2} = \eta_{OB-CWP(P.SR)}|_{\dot{m}_g=18000} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.33)$$



Rys.5.13 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – $\dot{m}_{g,obl} = 18000 \frac{kg}{s}$, porównanie z konfiguracją równoległą.



Rys.5.14 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – $\dot{m}_{g,obl} = 18000 \frac{kg}{s}$, porównanie z konfiguracją równoległą.

- Omówienie wyników obliczeń

Mimo, że wszystkie połączenia przy zmniejszonej ilości wody chłodzącej wykazują obniżenie sprawność brutto bloku (wyk.5.10), jej redukcja o 20% w stosunku do wartości nominalnej zwiększyła sprawność netto układu z połączeniem szeregowym

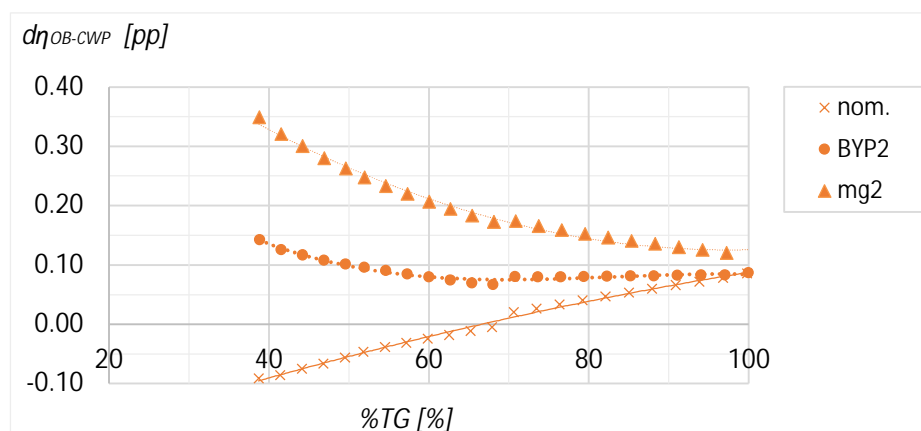
w pełnym paśmie obciążenia bloku (wyk.5.11). Rozpatrując wyniki pozostałych konfiguracji, badana sprawność obniżyła się dla obciążenia bloku powyżej 80%.

Analizując zestawienie danych wszystkich układów dla nominalnej i zmniejszonej ilości wody chłodzącej (wyk.5.13), należy wyciągnąć wniosek, że nowe badane połączenia skraplaczy mają niższe zapotrzebowanie na wodę chłodzącą, w porównaniu z układem równoległym. Przy zmniejszeniu ilości wody chłodzącej, każda z badanych konfiguracji daje lepsze wyniki obliczeń niż połączenie równoległe (dla nominalnej i zredukowanej wartości przepływu). Przyrost możliwej do wygenerowania mocy (wyk. 5.14) dla połączenia szeregowego, przyjmuje wartości z zakresu 2000-2600kW, w porównaniu z połączeniem równoległym przy nominalnym przepływie wody chłodzącej. Dla połączenia równoległe-szeregowego, dla obciążenia turbiny z zakresu 100-80% dodatkowo generowana moc wynosi 800-1600kW, a zysk jest nieco niższy, niż dla przepływu nominalnego, gdzie był w przybliżeniu odpowiednio równy 1600-1200kW. Natomiast poniżej obciążenia 80%, mniejsza ilość wody chłodzącej również zaczyna korzystanie wpływać na przyrost wygenerowanej mocy i rośnie linowo do 3000kW przy minimalnym obciążeniu turbiny.

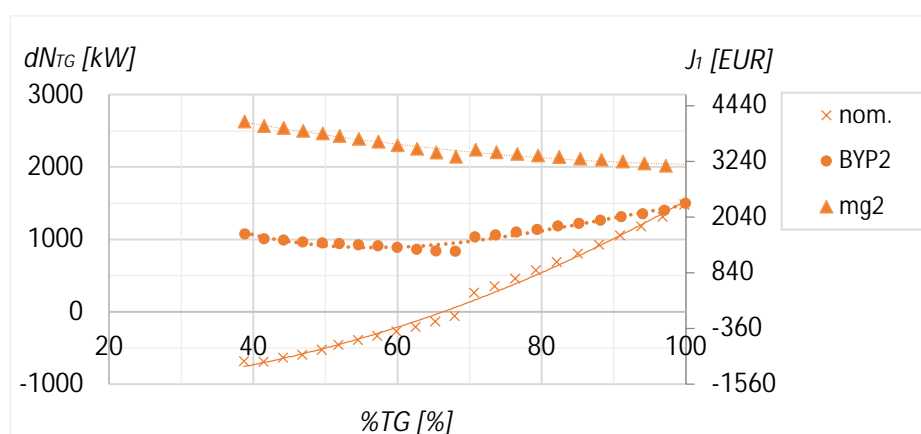
5.1.5. Wnioski z porównania połączeń skraplaczy dla stałego przepływu wody.

Zmiana połączenia skraplaczy po stronie wody chłodzącej ma realny wpływ zarówno na sprawność brutto i netto badanej jednostki. Łącząc skraplacze w szeregu polepszyły się parametry termodynamiczne układu, a w konsekwencji w takim układzie zostanie wygenerowana największa moc. Jednak opory hydrauliczne połączenia szeregowego są znacznie wyższe niż pozostałych połączeń, przez co koszty obsługi tej konfiguracji są wyższe, a zyski z jej zastosowania spadają do 0 dla obciążenia turbiny ~70%, a kolejno konfiguracja ta generuje wyższe koszty, niż połączenie równoległe. Aby zniwelować wpływ wysokich oporów instalacji, który jest spowodowany wysokimi wartościami prędkości wody chłodzącej w rurkach skraplaczy, zaproponowano kolejne zmiany. Najpierw wykonano obliczenia dla układu z wdrożonymi obejściami regulacyjnymi, dzięki czemu mniejsza ilość wody przepływa przez wybrany skraplacz. Dzięki temu rozwiązaniu, przepływ wody w całej instalacji był stały i nominalny, za to część wody kierowana na obejścia, zmniejszyła prędkość wody przepływającej przez skraplacz. Zabieg ten dał oczekiwane rezultaty i sprawność bloku uwzględniająca pracę pompy wody chłodzącej wzrosła, a konfiguracja szeregową stała się znów bardziej efektywna od konfiguracji równoległej. Jeszcze korzystniejszy efekt otrzymano zmniejszając wartość przepływu wody chłodzącej o 20%. Sprawność układu polepszyła się o 0.12-0.35 pp w porównaniu z konfiguracją równoległą, co przekłada się na wygenerowanie dodatkowych 2000-2600kW.

Na wykresach 5.15-5.16 zestawiono ze sobą obliczone wcześniej wskaźniki dla konfiguracji szeregowej odniesione do konfiguracji referencyjnej, czyli połączenia równoległego skraplaczy z nominalnym przepływem wody chłodzącej. Linia ciągła „*nom*” (znacznik krzyżyk) została wyznaczona na podstawie 5.7 i przedstawia wyniki bez wprowadzenia modyfikacji. Linia przerywana „*BYP2*” (znacznik kropka) została wyznaczona na podstawie 5.24 i przedstawia wyniki, gdy wprowadzono bypass, ale przepływ wody chłodzącej w instalacji był nominalny. Linia przerywana „*mg2*” (znacznik trójkąt) została wyznaczona na podstawie 5.30 i przedstawia wyniki dla przepływu zredukowanego $\dot{m}_{g,obl} = 18000$ kg/s. Wyniki pokazane na wykresie uzasadniają wybór układu szeregowego dla stałej, zredukowanej wartości przepływu wody przez skraplacz.



Rys.5.15 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – połączenie szeregowe



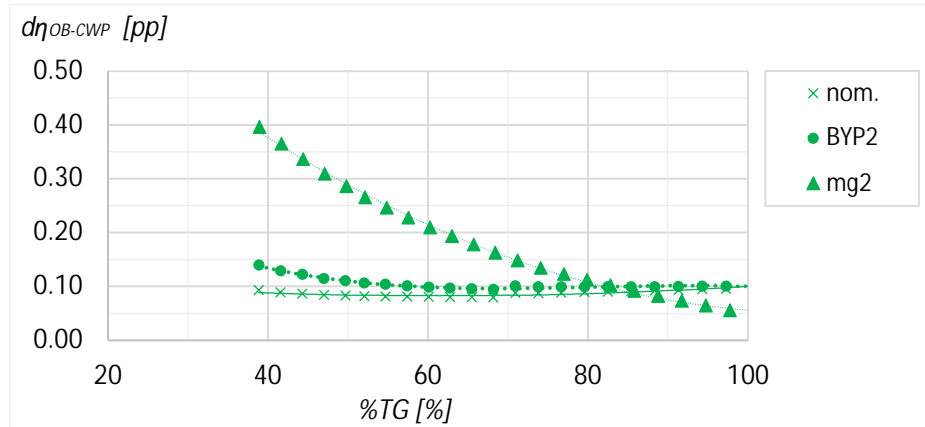
Rys.5.16 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – połączenie szeregowe

Analizując wyniki połączeń mieszanych należy zwrócić uwagę, że wskaźniki dla obu konfiguracji (równoległo-szeregowej i szeregowo-równoległej) przyjmują podobne wartości, przy czym połączenie równoległo-szeregowe daje zawsze bardziej pożądane wyniki. Dlatego właśnie to połączenie zostanie poddane szczegółowemu omówieniu, a wartości opisane w tym paragrafie będą odnosiły się właśnie do niego.

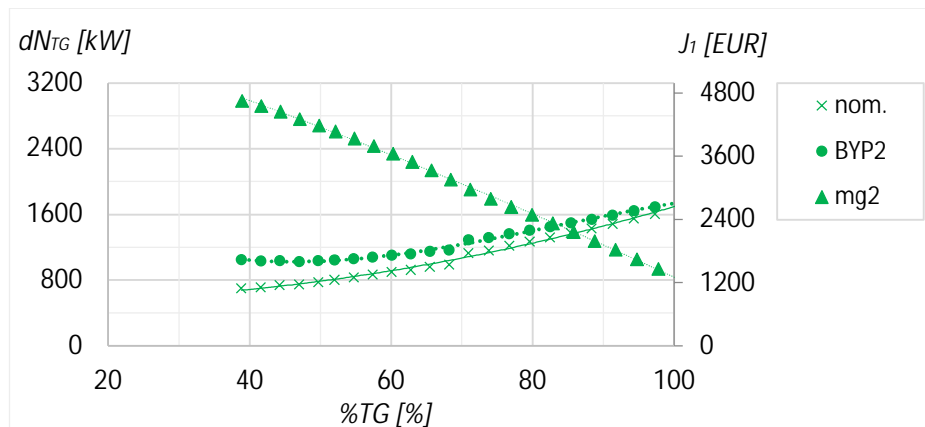
Połączenie równoległo-szeregowe daje wyższą wartość sprawności brutto, niż konfiguracja równoległa. Najniższe opory hydrauliczne układu mają znaczny wpływ na ocenę połączenia, ponieważ niższa moc pomp wody chłodzącej poprawia sprawność netto układu. W tym punkcie analizy wywnioskowano, że układ równoległo-szeregowy jest najefektywniejszy. Wdrożenie objeść regulacyjnych nie ma większego uzasadnienia dla tej konfiguracji. Uzyskany w ten sposób wzrost sprawności jest minimalny. Można natomiast rozważyć, podobnie jak w przypadku połączenia szeregowego, redukcję przepływu wody chłodzącej. Chociaż zauważalny wówczas jest minimalny spadek sprawności w zakresie 85-100% obciążenia bloku, w porównaniu z tą samą konfiguracją przy przepływie nominalnym, poniżej 85% obciążenia turbiny obliczany wskaźnik znacznie się poprawia. Co ważne, w pełnym zakresie jest on wyższy niż dla konfiguracji odniesienia, połączenia równoległego zakładając przepływ nominalny.

Podobnie jak poprzednio, wyniki obliczonych wcześniej wskaźników odniesione do konfiguracji referencyjnej, przedstawiono na wykresach (5.17-5.18). Linia ciągła „nom” (znacznik krzyżyk) została wyznaczona na podstawie 5.8 i przedstawia wyniki bez wprowadzenia modyfikacji. Linia przerywana „BYP2” (znacznik kropka) została

wyznaczona na podstawie 5.25 i przedstawia wyniki, gdy wprowadzono bypass, ale przepływ wody chłodzącej w instalacji był nominalny. Linia przerywana „mg2” (znacznik trójkąt) została wyznaczona na podstawie 5.31 i przedstawia wyniki dla zredukowanego przepływu. Wyniki pokazane na wykresach uzasadniają wybór układu równoległe-szeregowego dla stałej, nominalnej wartości przepływu wody przez skraplacz.

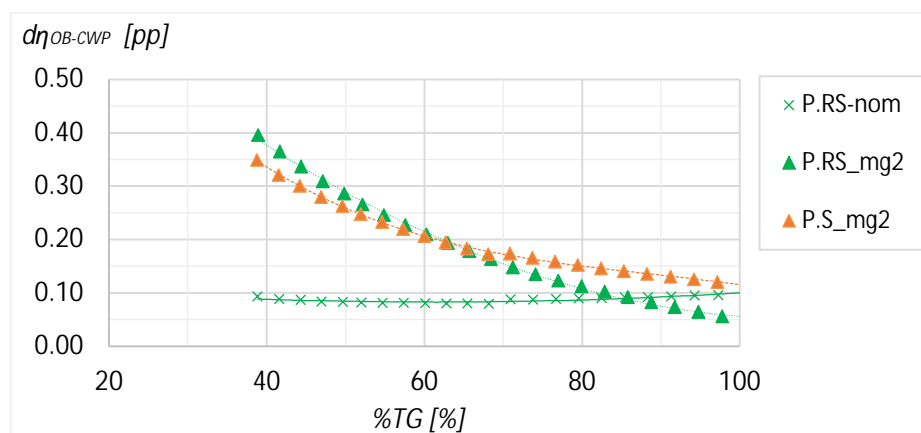


Rys.5.17 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – połączenie równoległe-szeregowe



Rys.5.18 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – połączenie równoległe-szeregowe

Podsumowując dotychczas przedstawione wyniki badań, których celem było znalezienie odpowiedzi na pytanie, dla której z badanych konfiguracji sprawność netto układu będzie najwyższa, za najkorzystniejszą konfigurację uznano połączenie szeregowe ze zredukowanym przepływem wody chłodzącej (wyk. 5.19 - „P.S_mg2”). Połączenie równoległe-szeregowe, dla zredukowanej wartości przepływu wody chłodzącej „P.RS_mg2” daje nawet niewiele lepsze wyniki poniżej 70% obciążenia turbiny, lecz powyżej tej wartości korzyści płynące z tej konfiguracji zmniejszają się.



Rys.5.19 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – porównanie najkorzystniejszych wyników połączenia szeregowego i równoległo-szeregowego

5.2. Zmienny przepływ wody chłodzącej - blok I

W poprzednim rozdziale przeanalizowano możliwości optymalizacji układu chłodzenia, gdy instalacja składa się z trzech skraplaczy, a przepływ wody chłodzącej jest stały. W tej części pracy zostanie zbadana możliwość poprawy sprawności netto bloku poprzez zmianę obciążenia pomp wody chłodzącej dla bloku I, z uwzględnieniem czterech opisanych konfiguracji połączeń skraplaczy.

Badany blok kondensacyjny jest wyposażony w pompy wody chłodzącej, w których regulacja obciążenia pomp odbywa się za pomocą zmiany nachylenia kąta łopatek. Obliczenia optymalizacyjne układu przeprowadzono dla danych technicznych i wejściowych opisanych w punktach 5.1 i 4.2. Przepływ wody chłodzącej był zmieniany w zakresie $\dot{m}_g = 6500 \div 22500$ kg/s (krok 500 kg/s).

Pierwsza część obliczeń została wykonana bez uwzględnienia żadnych ograniczeń od strony instalacji wody chłodzącej, wpływających na rzeczywisty dostępny przedział regulacji przepływem. W kolejnym punkcie sprawdzono, jak ograniczenia opisane w punkcie 4.2 wpłyną na możliwość optymalizacji układu. W instalacji przemysłowej, praca chłodni kominowej wymusza dopuszczalny zakres zmiany obciążenia chłodni w granicach $\pm 10\%$ nominalnej wartości całkowitego przepływu objętościowego wody chłodzącej.

5.2.1. Regulacja przepływu wody chłodzącej

Dla obciążenia turbiny z zakresu 40-100%, obliczono grupę bilansów cieplnych uwzględniając kolejne wartości przepływu wody chłodzącej. Wartość przepływu minimalizującego wskaźnik η_{OB-CWP} (5.5) była zapamiętywana jako optymalna dla danego punktu pracy.

W tabeli 5.5 przedstawiono wyniki obliczeń dla tych samych punktów pracy, jak w tabeli 5.2, lecz po wykonanej optymalizacji wskaźnika η_{OB-CWP} . Wyniki przedstawiono dla nominalnego i optymalnego przepływu wody chłodzącej dla czterech badanych konfiguracji.

Oznaczenia konfiguracji połączeń: P.R - Równoległe, P.S - Szeregowo, P.RS - Równoległo-Szeregowo, P.SR - Szeregowo-Równoległe.

Tab.5.5 Zestawienie wyników obliczeń badania wpływu konfiguracji połączeń skraplaczy na sprawność netto obiegu - regulacja m_g

	\dot{m}_g [kg/s]		N_{CWP} [kW]		H_u [m]		η_{OB-CWP} [%]	
	nom	opt	nom	opt	nom	opt	nom	opt
%TG=100%								
P.R	22500	22000	10140	9688	29.0	28.2	52.18	52.18
P.S	22500	21000	11674	9972	32.4	30.0	52.26	52.31
P.RS	22500	22500	9825	9825	28.2	28.2	52.27	52.27
P.SR	22500	22500	9852	9852	28.3	28.3	52.25	52.25
%TG=70%								
P.R	22500	17000	10154	6159	29.0	22.1	50.32	50.41
P.S	22500	16500	11687	6384	32.5	23.6	50.32	50.54
P.RS	22500	17000	9840	6071	28.2	21.7	50.40	50.50
P.SR	22500	17000	9863	6081	28.3	21.7	50.38	50.48
%TG=40%								
P.R	22500	15000	10167	5149	29.0	20.1	46.49	46.92
P.S	22500	15000	11719	5565	32.5	21.7	46.40	47.04
P.RS	22500	15000	9851	5054	28.3	19.7	46.58	47.02
P.SR	22500	15000	9871	5062	28.3	19.8	46.56	47.00

Rezultaty obliczeń służące ocenie wpływu wdrożonej regulacji przedstawiono głównie w formie wykresów, zestawiając obliczoną sprawność bloku z układem odniesienia lub wynikami z poprzedniej części pracy tak, by posługując się przyrostem sprawności bloku z uwzględnieniem pracy pompy wody chłodzącej, móc prawidłowo zinterpretować wyniki w jak najszerszym ujęciu. Przedstawione wyniki odnoszą się do wcześniej zdefiniowanych wskaźników (5.19-5.21). Wykonano trzy zestawienia danych:

- I. Aby sprawdzić uzasadnienie wdrożenia regulacji dla danej konfiguracji połączenia skraplaczy, otrzymane w badanym punkcie pracy turbiny wyniki zestawiono z obliczeniami tej samej konfiguracji przy nominalnym przepływie wody chłodzącej.
- II. Do wyboru najkorzystniejszego układu, aktualnie otrzymane wyniki porównano z wynikami dla konfiguracji równoległej, w której również wykonana została regulacja przepływu wody chłodzącej.
- III. W celu uzyskania informacji dotyczącej możliwej poprawy sprawności bloku I, dzięki zastosowaniu prezentowanych w pracy zmianom, aktualne wyniki porównano z wynikami uzyskanymi dla konfiguracji bazowej, zakładając przepływ nominalny.

• Zestawienie I

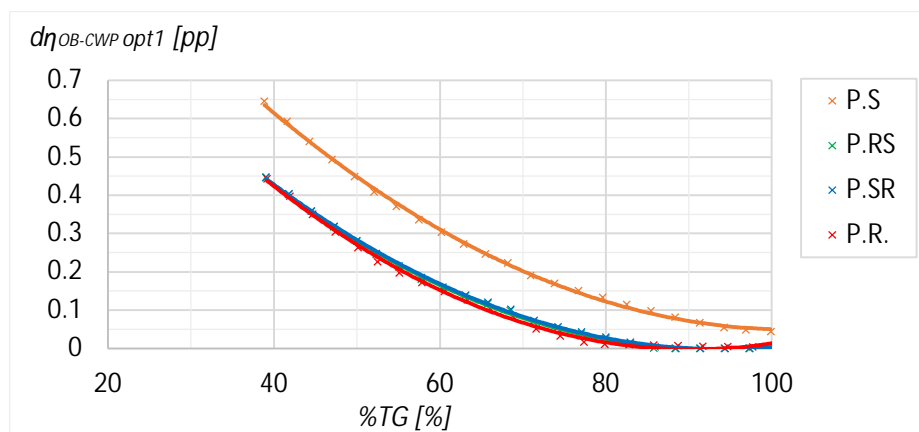
Przedstawione na wykresach 5.20, 5.22 wskaźniki odzwierciedlają zyski otrzymane dzięki wdrożonej regulacji dla kolejnych połączeń skraplaczy. Prezentowane wskaźniki (5.34-5.37) przedstawiają przyrost sprawności bloku porównane z wynikami sprawności obliczonej dla tego samego układu, lecz dla nominalnego przepływu wody chłodzącej. Na wykresie 5.21 przedstawiono optymalny przepływ wody chłodzącej.

$$d\eta_{OB-CWP(P.R)opt1} = \eta_{OB-CWP(P.R)opt} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.34)$$

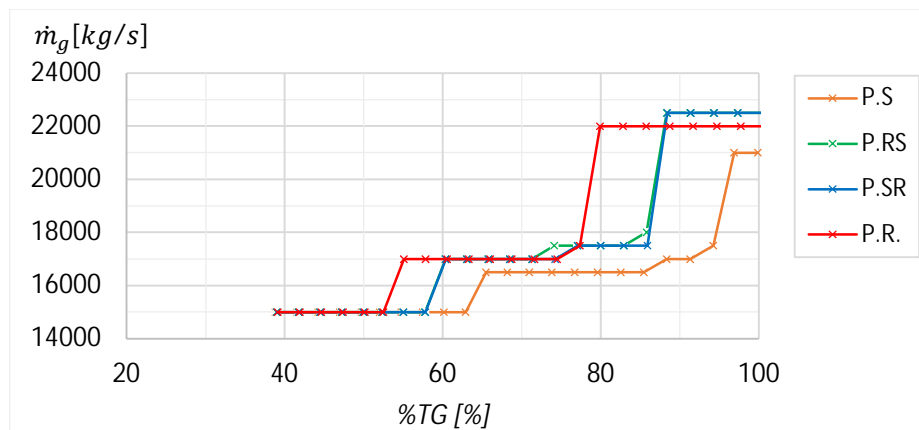
$$d\eta_{OB-CWP(P.S)opt1} = \eta_{OB-CWP(P.S)opt} - \eta_{OB-CWP(P.S)} \quad (5.35)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.RS)opt1} = \eta_{OB-CWP(P.RS)opt} - \eta_{OB-CWP(P.RS)} \quad (5.36)$$

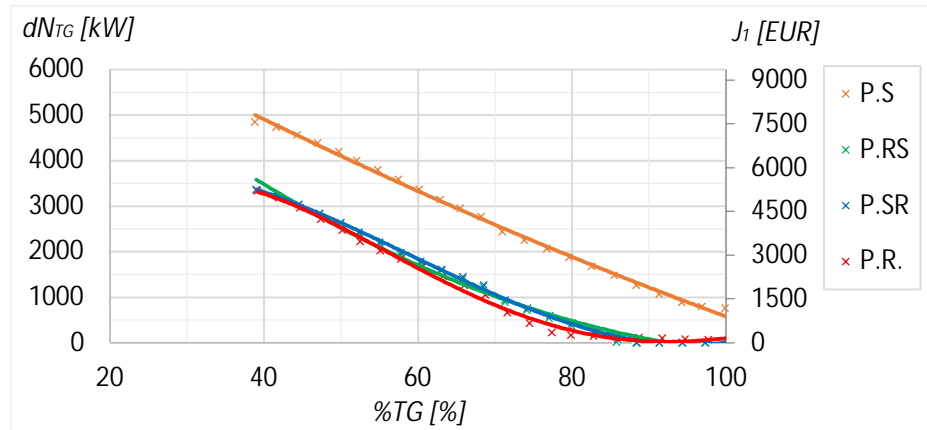
$$d\eta_{OB-CWP(P.SR)opt1} = \eta_{OB-CWP(P.SR)opt} - \eta_{OB-CWP(P.SR)} \quad (5.37)$$



Rys.5.20 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej



Rys.5.21 Optymalny przepływ wody chłodzącej



Rys.5.22 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej

- Omówienie wyników obliczeń

Wykres 5.20 potwierdza, że wprowadzenie regulacji wody chłodzącej w omawianym bloku energetycznym korzystnie wpływa na układ, bez względu na badaną konfigurację połączeń skraplaczy. Zgodnie z oczekiwaniami, przepływ wody dla konfiguracji szeregowej powinien być zredukowany już dla obciążenia nominalnego bloku (Rys.5.21). Regulacja przepływem wody ma podobny przebieg dla wszystkich przypadków. Nie jest zależnością proporcjonalną do obciążenia bloku, lecz wartość przepływu jest stała dla określonych przedziałów obciążenia turbiny. Jest to spowodowane obniżaniem się wartości ekstremów funkcji sprawności pompy wody chłodzącej dla zmiany kąta łopatek (4.7), gdy przepływ jest redukowany względem przepływu nominalnego. Niezależnie od konfiguracji, wszystkie układy powinny mieć zmniejszony przepływ dla obciążenia turbiny poniżej 80%.

W opisanym układzie regulacja odbywa się za pomocą zmiany ustawiania kąta łopatek, którą cechują znaczne ograniczenia techniczne: zgodnie z informacją producenta, regulacja kąta łopatek nie jest dokonywana w przypadku wymogu zmiany mniejszej niż $0,5^\circ$. Dopuszczalny czas pomiędzy kolejnymi zmianami w trybie automatycznym wynosi minimum 30 min. (maksymalnie 12x na dobę), a dokładność ustawienia łopatek to $0,3^\circ$. Oznacza to, że w przeciwieństwie do układu z regulacją falownikiem, taki układ nie nadaje się do regulacji ciągłej, a zmiana przepływu wody nie może być spowodowana jedynie chwilową odchyłką parametrów pracy bloku i powinna być zaplanowana w dłuższym horyzoncie czasu. Analizując przebieg funkcji optymalnego przepływu wody (Rys.5.21) stwierdzono, że powyższe ograniczenia nie powinny wpłynąć na możliwość regulacji pomp wody chłodzącej, ponieważ obliczony optymalny przepływ, a co za tym idzie wartość ustawiania kąta łopatek, są stałe w szerokich zakresach obciążenia turbiny i przyjmują 3-4 dopuszczalne wartości.

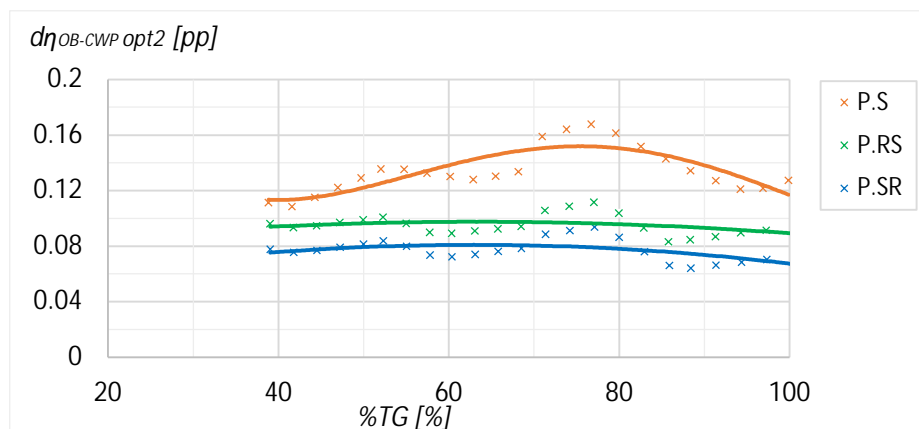
- Zestawienie II

Na wykresach 5.23-5.24 wyniki obliczeń dla wdrożonego układu regulacji przepływu wody chłodzącej, porównano z wynikami otrzymanymi dla układu odniesienia, uwzględniając optymalny przepływ wody chłodzącej (połączenie równoległe, \dot{m}_{g_opt}). Wyniki uzyskano na podstawie wskaźników 5.38-5.40.

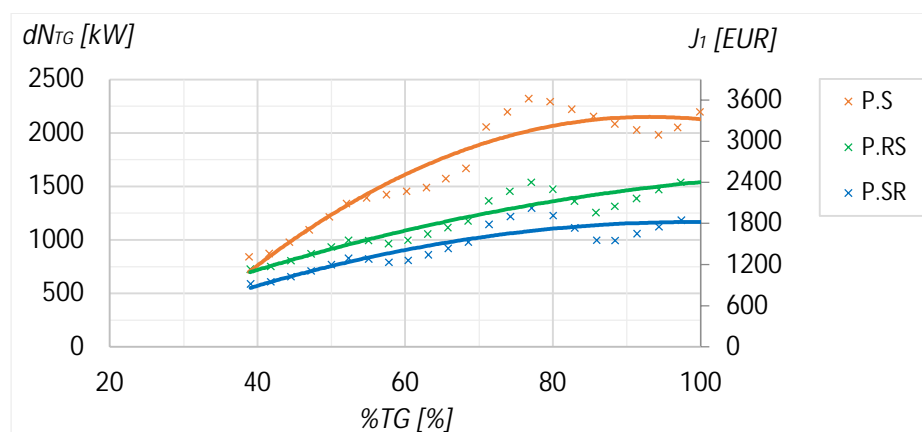
$$d\eta_{OB-CWP(P.S)opt2} = \eta_{OB-CWP(P.S)opt} - \eta_{OB-CWP(P.R)opt} \quad (5.38)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.RS)opt2} = \eta_{OB-CWP(P.RS)opt} - \eta_{OB-CWP(P.R)opt} \quad (5.39)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.SR)opt2} = \eta_{OB-CWP(P.SR)opt} - \eta_{OB-CWP(P.R)opt} \quad (5.40)$$



Rys.5.23 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej kolejnych konfiguracji, zestawiony z konfiguracją równoległą (przepływ optymalny)



Rys.5.24 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej dla kolejnych konfiguracji, zestawiony z konfiguracją równoległą (przepływ optymalny)

- Omówienie wyników obliczeń

Przedstawione na wykresach wyniki wskazują, że mając możliwość wdrożenia regulacji przepływu wody chłodzącej, najkorzystniejszy układ połączenia skraplaczy to konfiguracja szeregową. Dla obiektu, gdzie uwzględniono właśnie ten sposób połączenia skraplaczy, przy nominalnym obciążeniu bloku można wygenerować dodatkowe 2000kW

w porównaniu z układem równoległym. W tym samym punkcie, drugie co do efektywności połączenie równoległe-szeregowe pozwala na zysk ok. 1500kW.

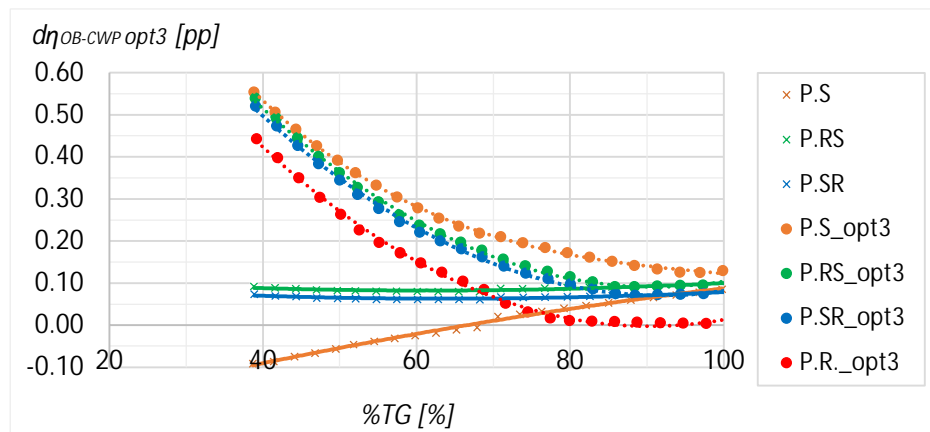
- Zestawienie III

Na wykresach 5.25-5.26 wyniki obliczeń każdej instalacji porównano z wynikami otrzymanymi dla bazowego układu odniesienia przy nominalnym przepływie wody chłodzącej: (połączenie równoległe, \dot{m}_{g_nom}) i zestawiono z wynikami otrzymanymi w punkcie 5.1.2. Wyniki uzyskano na podstawie wskaźników 5.41-5.43.

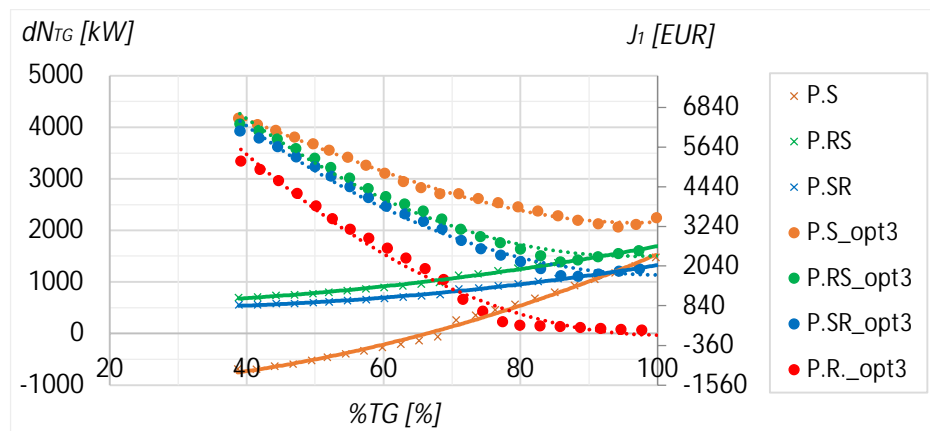
$$d\eta_{OB-CWP(P.S)opt3} = \eta_{OB-CWP(P.S)opt} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.41)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.RS)opt3} = \eta_{OB-CWP(P.RS)opt} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.42)$$

$$d\eta_{OB-CWP(P.SR)opt3} = \eta_{OB-CWP(P.SR)opt} - \eta_{OB-CWP(P.R)} \quad (5.43)$$



Rys.5.25 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej kolejnych konfiguracji zestawiony z konfiguracją równoległą (przepływ nominalny)



Rys.5.26 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej dla kolejnych konfiguracji zestawiony z konfiguracją równoległą (przepływ nominalny)

- Omówienie wyników obliczeń

Ostatnia seria wykresów przedstawia całkowity zysk optymalizacji osiągnięty dzięki wprowadzeniu regulacji, w porównaniu z konfiguracją bazową z przepływem

nominalnym. Wyniki pokazane na wykresach dowodzą, że istnieje możliwość realnego polepszenia sprawności netto bloku energetycznego poprzez ingerencję w układ chłodzenia skraplaczy. Dla bloku energetycznego dużej mocy, który składa się z dwóch lub trzech skraplaczy należy połączyć je w szeregu. Dodatkowy zysk można otrzymać dzięki wdrożeniu regulacji przepływem wody chłodzącej. Na przykładzie badanego bloku, w odniesieniu do wartości referencyjnej, układ z szeregową konfiguracją skraplaczy pozwala na wygenerowanie dodatkowych 2250-4200kW dla obciążenia 100-40%. Odpowiada to wzrostowi sprawności netto o 0.13-0.55pp. Dla połączenia równoległo-szeregowego dodatkowo wygenerowana moc wynosi 1700-4050kW i a sprawność ulega poprawie o 0.1-0.54pp. Chociaż zmiana parametru $d\eta_{OB-CWP}$ przyjmuje niewielkie wartości, przekładając wyniki na dodatkowo generowaną moc czy finansowy profit, obliczane zyski proponowanych optymalizacji przedstawiają wartości godne uwagi.

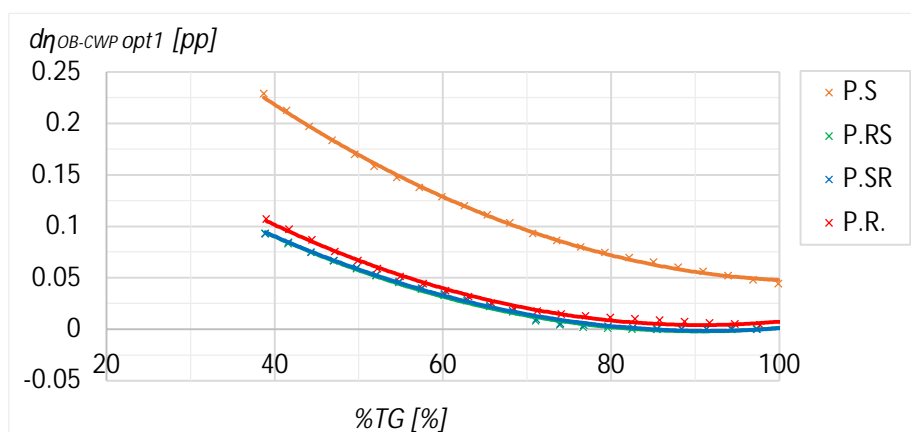
5.2.2. Regulacja przepływu wody chłodzącej – ograniczenia.

Analizując obiekt rzeczywisty należy zweryfikować, czy optymalizowany układ nie posiada ograniczeń narzuconych przez urządzenia zewnętrzne, które wpływają na możliwość wdrożenia proponowanej regulacji. Taki problem pojawia się często w przypadku zamkniętego układu chłodzenia, gdzie ciepło odprowadzane jest w chłodni. Typowo, chłodnia zaprojektowana jest na nominalne wartości przepływu, bez uwzględnienia automatycznego wyłączenia z pracy części wodorozdzielców przy zredukowanym przepływie wody. Przy niekorzystnych warunkach atmosferycznych zmniejszenie przepływu bez zmiany trybu pracy chłodni może doprowadzić do zamarznięcia jej wewnętrznego płaszcza, co w najgorzej sytuacji może grozić zawaleniem budowli.

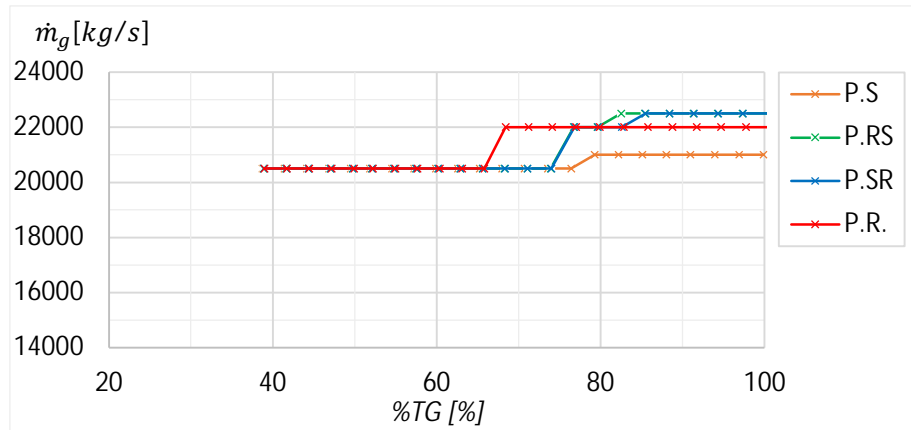
W tym rozdziale wykonano powtórnie obliczenia z punktu 5.2.1, uwzględniając pracę chłodni i zawężając zakres regulacji wody do $\dot{V}_{g,c} \in (76500 - 93500) \text{ m}^3/\text{h}$, co odpowiada $\sim \dot{m}_{g,c} \in (21228 - 25946) \text{ kg/s}$, czyli $\sim \dot{m}_g \in (20143 - 24861) \text{ kg/s}$.

- Zestawienie I

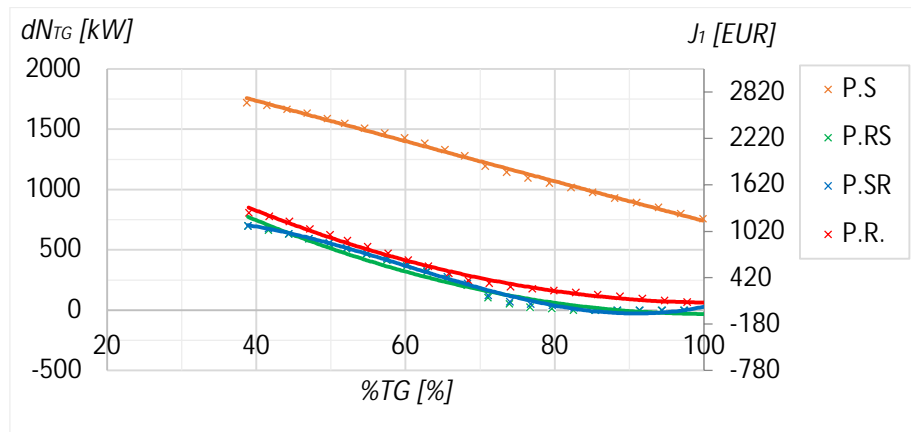
Wyniki obliczeń zostały przedstawione w postaci trzech grup wykresów, podobnie jak w punkcie 5.2.1. Na wykresach 5.27-5.29 (analogicznie do wykresów 5.20-5.22) przedstawiono obliczoną poprawę sprawności bloku otrzymaną dla każdej zastosowanej konfiguracji. Wykresy wykonano na podstawie wskaźników 5.34-5.37.



Rys.5.27 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej, uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni kominowej



Rys.5.28 Optimalny przepływ wody chłodzącej, uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni kominowej



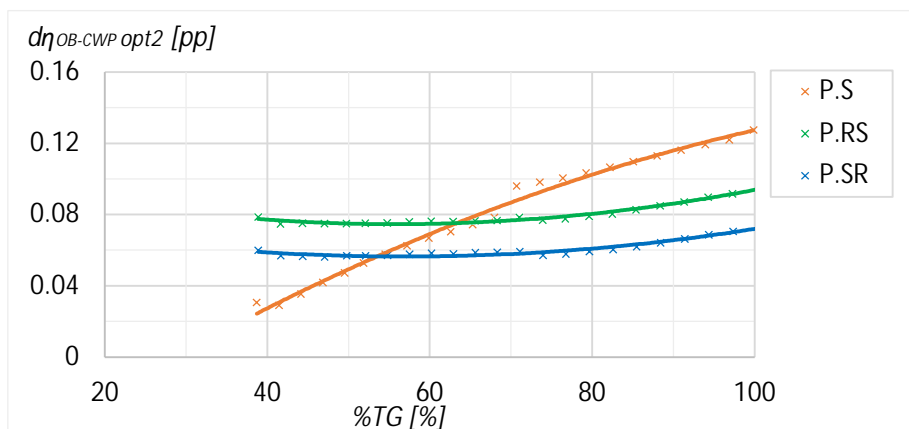
Rys.5.29 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej, uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni kominowej

- Omówienie wyników obliczeń

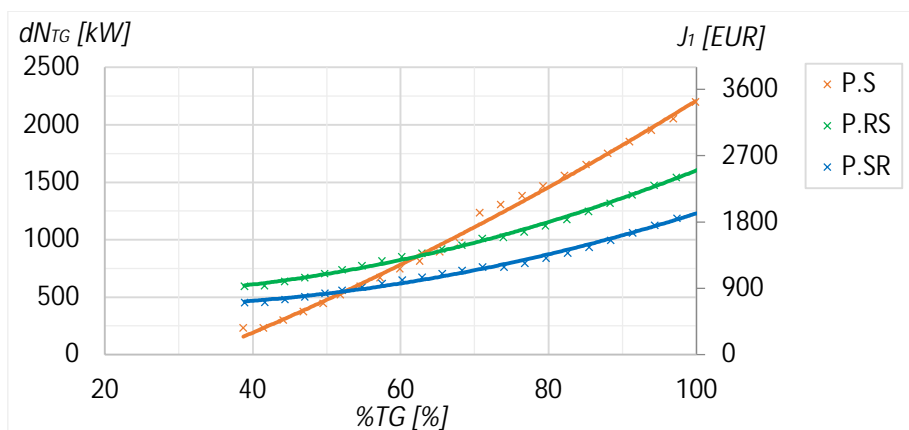
Dostępny zakres regulacji jest aktualnie bardzo ograniczony. Zyski z wprowadzonej regulacji są zauważalnie mniejsze. W poprzednim punkcie obliczono, że wprowadzenie regulacji pozwoli na wygenerowanie dodatkowej mocy ok. 5000 kW dla konfiguracji szeregowej i 3500kW dla pozostałych konfiguracji, w tym punkcie wartości w jednakowych punktach są równe ok 1750kW i 750kW. Uwzględniając ograniczenia, należy się liczyć z około trzykrotnym zmniejszeniem zysków dla każdej z konfiguracji.

- Zestawienie II

Na wykresach 5.30-5.31 (analogicznie do wykresów 5.23-5.24) przedstawiono poprawę sprawności układu w odniesieniu do konfiguracji równoległej z regulacją przepływem wody chłodzącej (wskaźniki 5.38-5.40). Wykresy przedstawiają, która z konfiguracji jest najkorzystniejsza, przy założeniu wdrożenia regulacji i uwzględnieniu ograniczeń.



Rys.5.30 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej kolejnych konfiguracji zestawiony z konfiguracją równoległą (przepływ optymalny), uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni kominowej



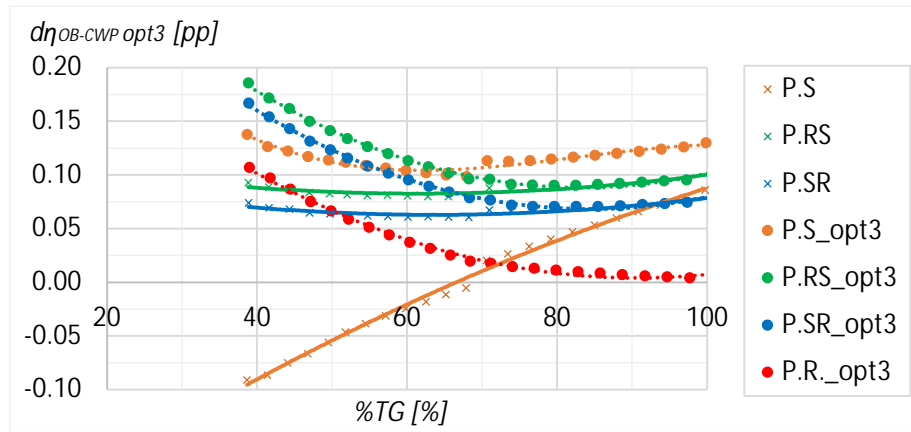
Rys.5.31 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej dla kolejnych konfiguracji zestawiony z konfiguracją równoległą (przepływ optymalny), uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni kominowej

- Omówienie wyników obliczeń

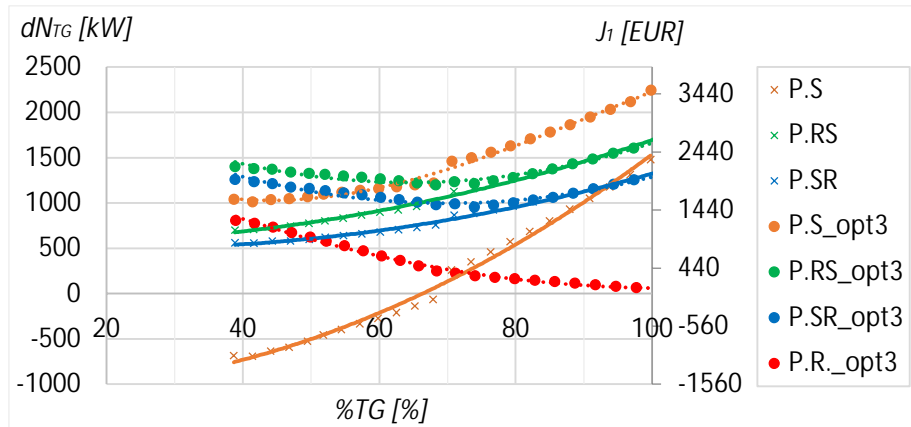
Porównując konfiguracje między sobą, widoczna jest zmiana ich oceny. Konfiguracja szeregową nie jest już najkorzystniejsza w pełnym paśmie obciążenia bloku. Poniżej 65% obciążenia konfiguracja równoległa-szeregową daje wyższą sprawność układu.

- Zestawienie III:

Na wykresach 5.32-5.33 (analogicznie do wykresów 5.25-5.26, wskaźniki 5.41-5.43) wyniki obliczeń każdej instalacji porównano z wynikami otrzymanymi dla bazowego układu odniesienia z nominalnym przepływem wody chłodzącej: (połączenie równoległe, \dot{m}_{g_nom}) i zestawiono z wynikami otrzymanymi w punkcie 5.1.2.



Rys.5.32 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej kolejnych konfiguracji zestawiony z konfiguracją równoległą (przepływ nominalny), uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni kominowej



Rys.5.33 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej dla kolejnych konfiguracji zestawiony z konfiguracją równoległą (przepływ nominalny), uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni kominowej

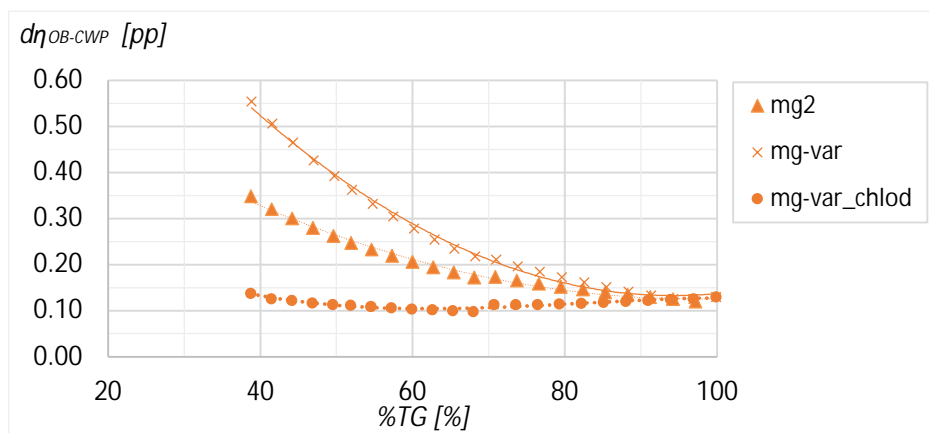
- Omówienie wyników obliczeń

Ostatnia seria wykresów stanowi zestawienie wyników wdrożonej regulacji z uwzględnieniem pracy chłodni z wynikami dla obliczeń bazowych. Ma to na celu ułatwienie wykonania końcowej oceny badanych układów. Na wykresie 5.32 widać, że wprowadzenie nawet minimalnej regulacji wody chłodzącej, powoduje znaczną redukcję oporów w układzie szeregowym. W takim przypadku wszystkie badane konfiguracje są korzystniejsze od konfiguracji bazowej – równoległej, bez względu na to, czy w konfiguracji równoległej jest wdrożona regulacja przepływu. Natomiast ciężko jest jednoznacznie ocenić, który z nowo proponowanych układów jest korzystniejszy. W zakresie obciążenia 65-100% lepsze wyniki daje konfiguracja szeregową, natomiast w zakresie pracy 40-65% bardziej efektywne jest połączenie równoległe-szeregowe.

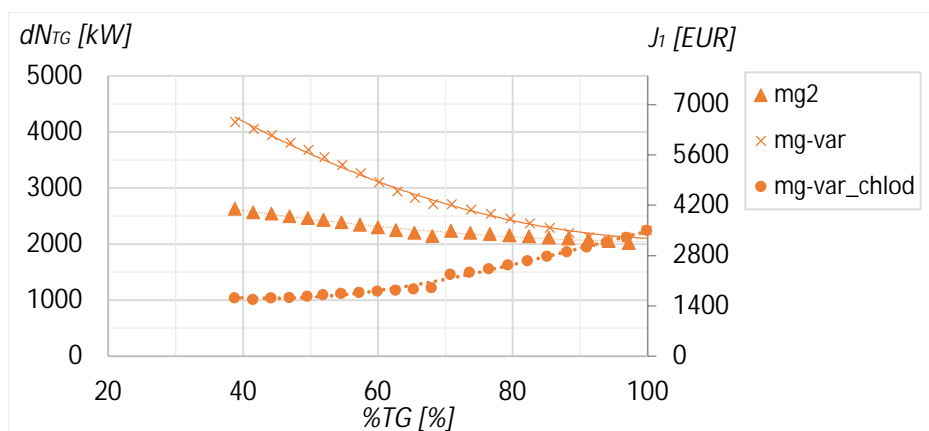
5.2.3. Wnioski z porównania połączeń skraplaczy ze zmiennym przepływem wody.

Przedstawione wyniki potwierdzają, że wprowadzając regulację przepływu wody chłodzącej, należy spodziewać się wzrostu sprawności netto bloku energetycznego. Bez wątpienia, najkorzystniejszy efekt uzyskano dla połączenia szeregowego, gdzie zyski mieściły się w przedziale 2200-4200kW w porównaniu z konfiguracją bazową. Należy się jednak zastanowić nad interpretacją wyników, gdy warunki techniczne lub finansowe nie pozwalają na regulację w pełnym zakresie pracy pomp. Na wykresach 5.34-5.35 zestawiono ze sobą obliczone wcześniej wskaźniki dla konfiguracji szerego-wej odniesione do konfiguracji referencyjnej, czyli połączenia równoległego skraplaczy i dla nominalnego przepływu wody chłodzącej.

Linia przerywana „mg2” (znacznik trójkąt) została wyznaczona na podstawie 5.30 i przedstawia wyniki dla stałego, zredukowanego przepływu $\dot{m}_{g,obl} = 18000$ kg/s. Pozostałe dwa wykresy obrazują wyniki dla zmiennego przepływu wody chłodzącej i zostały wyznaczone na podstawie 5.41. Z tym, że linia ciągła „mg-var” (znacznik krzyżyk) przedstawia wyniki, gdy nie uwzględniono ograniczeń regulacji, a wyniki zobrazowane linią przerywaną „mg-var_chlod” (znacznik kropka) uwzględniają zawężony zakres pracy pomp.



Rys.5.34 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – połączenie szeregowe

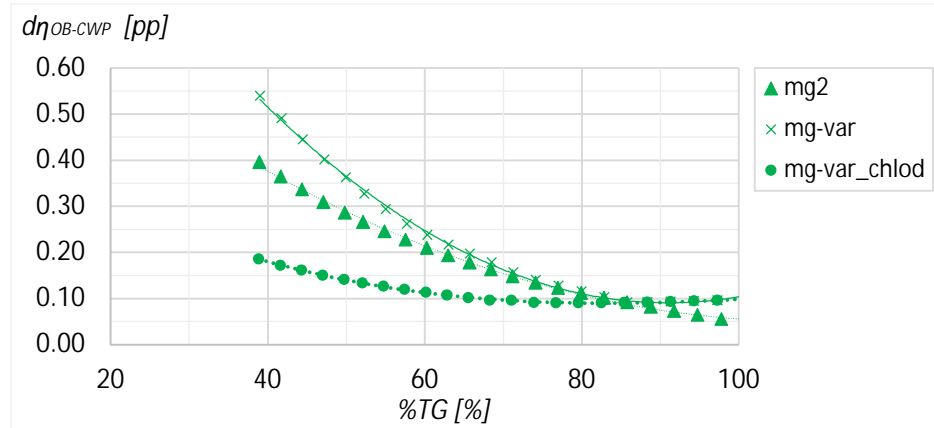


Rys.5.35 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – połączenie szeregowe

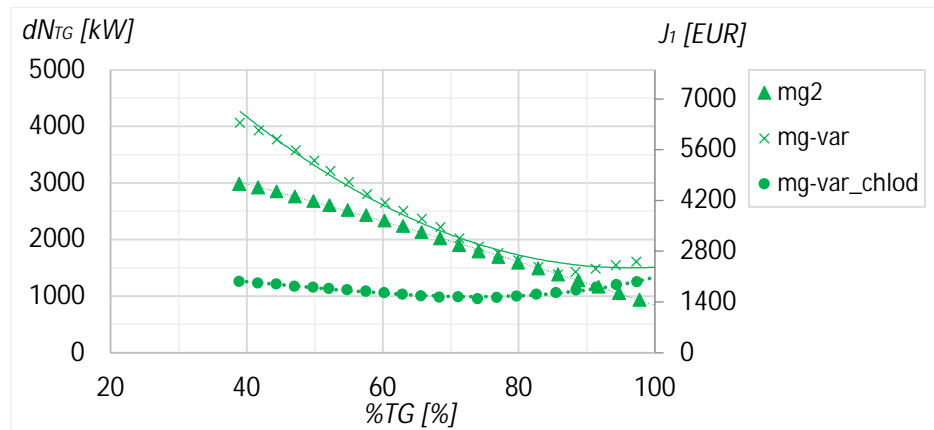
Wyniki przedstawione na wykresie potwierdzają, że wdrożenie regulacji wody chłodzącej dla konfiguracji szerego-wej daje największy zysk w pełnym paśmie regula-

cji, gdzie dla minimalnych obciążeń turbiny naddatek wody przy nominalnym przepływie jest znaczny. Jednak, jeżeli dla badanego układu chłodnia kominowa ogranicza możliwości regulacji, a wdrożenie automatyki sterowania wodorozdziałem nie jest możliwe, wówczas stały i zredukowany przepływ daje większy zysk, niż praca regulacyjna pomp w wąskim zakresie. Wówczas maksymalny zysk uzyskany dzięki połączeniu skraplaczy szeregowo to 2600kW.

Podobnie jak w poprzednim punkcie, szczegółowa analiza konfiguracji mieszanych, zostanie oparta na wynikach połączenia szeregowo-równoległego, a wyniki obliczonych wcześniej wskaźników, odniesione do konfiguracji referencyjnej przedstawiono na wykresach (5.36-5.37).



Rys.5.36 Przyrost sprawności bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – połączenie równoległe-szeregowe



Rys.5.37 Obliczony profit optymalizacji bloku I z uwzględnieniem pracy CWP – połączenie równoległe-szeregowe

Podobnie jak dla połączenia szeregowego, najlepsze wyniki uzyskano dzięki wdrożeniu regulacji przepływem wody chłodzącej (zysk w zakresie 1600-4000kW). Natomiast przy ograniczonym zakresie regulacji zyski wyraźnie się pogarszają. Przeciwnie jednak do poprzedniego przykładu, redukcja wody daje wówczas lepsze wyniki jedynie poniżej 85% obciążenia bloku.

Podsumowując dotychczas przedstawione wyniki badań, za najkorzystniejszą konfigurację uznano konfigurację szeregową. Stosując połączenie szeregowo, układ wody chłodzącej ze stałym (zredukowanym) przepływem, pozwala na dodatkowe wy-

generowanie 2000-2600kW, w porównaniu z połączeniem równoległym, natomiast wdrażając układ regulacji przepływu wody, obliczona poprawa sprawności pozwala na uzyskanie dodatkowych 2200-4200kW dla obciążenia 100-40%.

5.3. Zmienny przepływ wody chłodzącej - blok II

Blok energetyczny z turbiną upustowo-kondensacyjną cechuje możliwość pracy z nieproporcjonalnie obciążonymi częściami turbiny. Oznacza to, że nawet dla maksymalnego przepływu pary świeżej, część NP może być obciążona w minimalnym stopniu, w zależności od zapotrzebowania na parę upustową. Ta cecha układu spowodowała, że w ramach badań również wykonano obliczenia optymalizacji dla przykładowego bloku ciepłowniczego (rys.3.2). Model matematyczny opisujący obieg i algorytm obliczeń bilansu cieplnego badanej jednostki przedstawiono w punktach 3.2 i 3.3.

Optymalizacja układu chłodzenia bloku ciepłowniczego będzie wykonana poprzez zmianę obciążenia pomp wody chłodzącej, za pomocą zmiany prędkości obrotowej. Obliczenia zostały wykonane dla danych wejściowych:

$$p_0 = 12.2 \text{ MPa}, t_0 = 545.4 \text{ }^\circ\text{C}, t_{g_1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}, t_{DWH_1} = 50 \text{ }^\circ\text{C}, t_{DWH_2} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

dla zakresu racy bloku: $N_{TG} = 20 \div 65 \text{ MW}$ (krok 5 MW), $N_{DWH} = 0.1 \div 100 \text{ MW}$ (krok 5 MW). Przepływ wody chłodzącej był zmieniany w zakresie $\dot{m}_g = 450 \div 2300 \text{ kg/s}$ (krok 500 kg/s).

Na początkowym etapie badań obliczenia zostały wykonane bez wprowadzenia ograniczeń, które cechują układ rzeczywisty. Zadanie optymalizacji polegało na znalezieniu dla każdego badanego punktu pracy, przepływu wody chłodzącej, która maksymalizuje sprawność bloku. Dla pełnego zakresu regulacji bloku obliczono bilanse cieplne, uwzględniając różną wartość przepływu wody chłodzącej. Limity, które zostały uwzględnione w kolejnych punktach, to minimalna wysokość podnoszenia pomp oraz ograniczenie przepływu wody wynikające z zastosowania chłodni wentylatorowej.

Do oceny jakości optymalizacji obliczono wskaźnik η_{OB-CWP} (5.5). Sprawność pompy wody chłodzącej η_{CWP} odczytano z wykresu 4.12, natomiast sprawność silnika pompy przyjęto jako wartość stałą $\eta_{m,CWP} = 0.89$.

5.3.1. Regulacja przepływu wody chłodzącej

Dla założonych punktów pracy turbiny obliczono grupę bilansów cieplnych uwzględniając zmianę przepływu wody chłodzącej. Wartość przepływu minimalizująca wskaźnik η_{OB-CWP} (5.5) była zapamiętywana jako optymalna dla danego punktu pracy.

W tabeli 5.6 przedstawiono wyniki obliczeń dla 8 punktów pracy reprezentujących różne obciążenie części WP i NP turbiny. Wyniki przedstawiono dla nominalnego i optymalnego przepływu wody chłodzącej. Do oceny wyników obliczeń, posłużono się analogicznymi wskaźnikami, jak w części pracy dotyczących bloku I, a ich wartości przedstawiono w formie wykresów:

$$d\eta_{OB-CWP} = \eta_{OB-CWP(opt)} - \eta_{OB-CWP(nom)} \quad (5.44)$$

$$dN_{TG} = \dot{Q}_{B(nom)} d\eta_{OB-CWP(opt)} \quad (5.45)$$

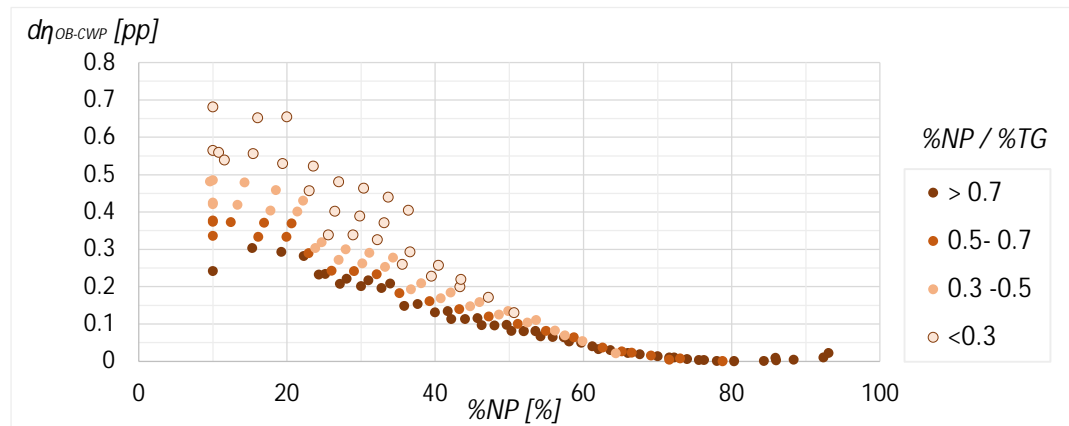
$$J_1 = dN_{TG} * 0.065 * 24 \text{ [EUR]} \quad (5.45)$$

Gdzie oznaczenie (*opt*) odnosi się do aktualnie wykonanych obliczeń optymalizacji, natomiast (*nom*) do obliczeń porównawczych, wykonanych przy nominalnym przepływie wody chłodzącej.

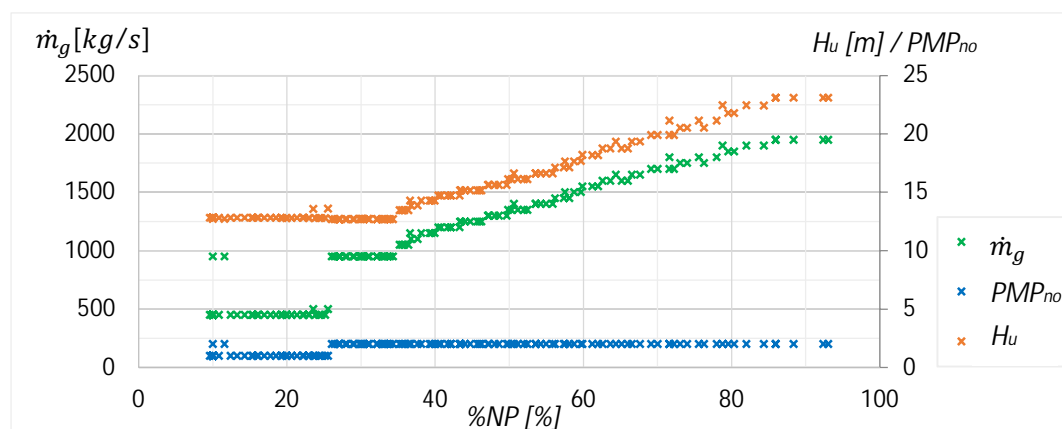
Tab.5.6 Zestawienie wyników obliczeń badania wpływu regulacji przepływem wody chłodzącej na blok ciepłowniczy II

	\dot{m}_g [kg/s]		N_{CWP} [kW]		H_u [m]		η_{OB-CWP} [%]	
	nom	opt	nom	opt	nom	opt	nom	opt
%NP	%TG~100%							
~100%	1870	1950	575	626	22.0	23.1	40.86	40.89
~55%	1870	1400	577	343	22.1	16.6	38.21	38.28
~20%	1870	450	577	110	22.1	12.8	32.76	33.05
	%TG~70%							
~70%	1870	1650	576	454	22.1	19.3	39.62	39.64
~55%	1870	1400	577	343	22.1	16.6	37.94	38.02
~20%	1870	450	577	110	22.1	12.8	31.76	32.16
	%TG~40%							
~40%	1870	1200	577	274	22.1	14.7	34.60	34.85
~20%	1870	450	577	110	22.1	12.8	28.85	29.50

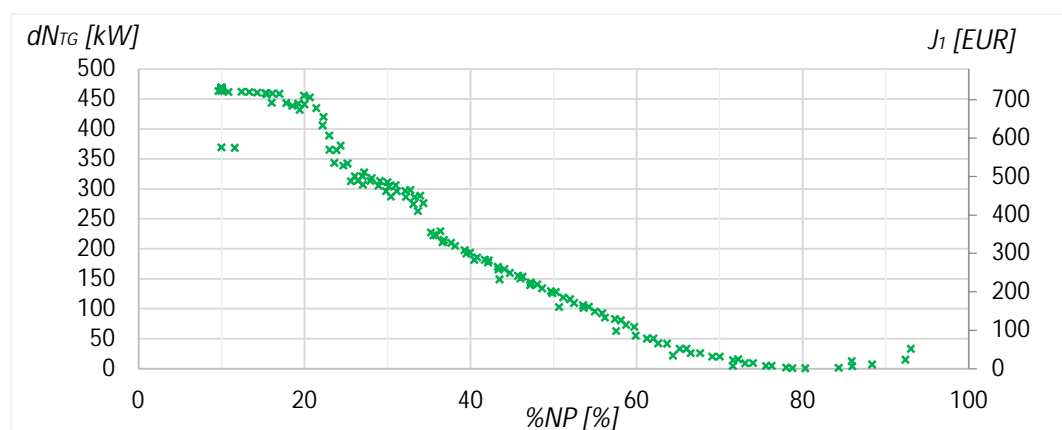
Wyniki obliczeń służące ocenie wpływu wdrożonej regulacji przedstawiono głównie w formie wykresów, zestawiając obliczoną sprawność bloku ze sprawnością otrzymaną dla przepływu nominalnego. Na wykresach 5.38, 5.40 obliczone wskaźniki odzwierciedlają zyski otrzymane dzięki wdrożonej regulacji: przyrost sprawności, możliwą do wygenerowania dodatkową moc elektryczną oraz wynikający z niej dzienny zysk. Na wykresie 5.48 przedstawiono optymalny przepływ masowy wody chłodzącej, uzyskaną wysokość podnoszenia dla danego obciążenia oraz ilość pracujących pomp.



Rys.5.38 Przyrost sprawności bloku II z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej



Rys.5.39 Optymalny przepływ wody chłodzącej, bez uwzględnienia ograniczeń



Rys.5.40 Obliczony profit optymalizacji bloku II z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej

- Omówienie wyników obliczeń

Na podstawie wyników obliczeń wysunięto wnioski, że zastosowanie regulacji obciążenia pomp wody chłodzącej daje możliwość poprawy sprawności bloku. Wynik optymalizacji jest widoczny poniżej 80% obciążenia części NP turbiny, ale realne korzyści z zastosowania regulacji otrzymano, gdy przepływ pary jest mniejszy niż 50% wartości nominalnej i skutkuje możliwością wygenerowania dodatkowej mocy rzędu 100-450kW. W prawie całym zakresie pracy części NP powinny pracować dwie pompy, a redukcja ilości pracujących pomp odbywa się dopiero poniżej ~25% obciążenia części NP. Optymalny przepływ jest minimalizowany proporcjonalnie do obciążenia turbiny. Stosując układ regulacji oparty na falownikach, ciągła zmiana obciążenia nie stanowi problemu technicznego. Na wykresie 5.39 widać, że wraz ze zmniejszaniem przepływu wody chłodzącej, zmniejsza się wartość wysokości podnoszenia pomp, osiągając minimalnie 13 m.

5.3.2. Regulacja przepływu wody chłodzącej – ograniczenia.

W tym punkcie przedstawiono wyniki obliczeń uwzględniając rzeczywiste ograniczenia regulacji przepływem wody chłodzącej, wynikające z warunków pracy chłodni wentylatorowych i oczekiwanej minimalnej wysokości podnoszenia pomp.

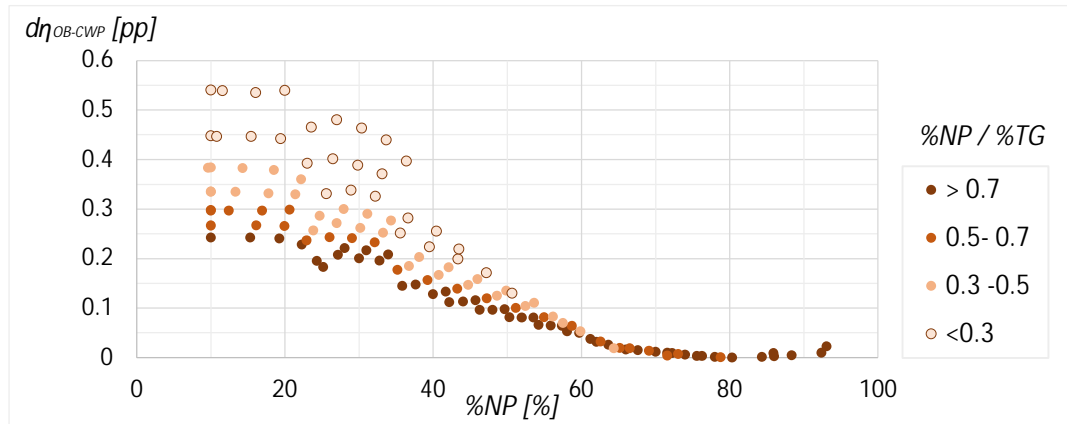
- Chłodnia wentylatorowa

Rzeczywisty układ (pkt.4.3) posiada ograniczony zakres regulacji przepływem wody chłodzącej wynikający z zastosowania chłodni wentylatorowej. W prezentowanych badaniach dopuszczalny przepływ wody zredukowany został do zakresów \dot{V}_ϵ (1710 – 2090) \cup (3420 – 4180) \cup (5130 – 6270) \cup (6840 – 8360) m^3/h czyli $\sim m_g \epsilon$ (295 – 400) \cup (769 – 980) \cup (1244 – 1560) \cup (1718 – 2140) kg/s .

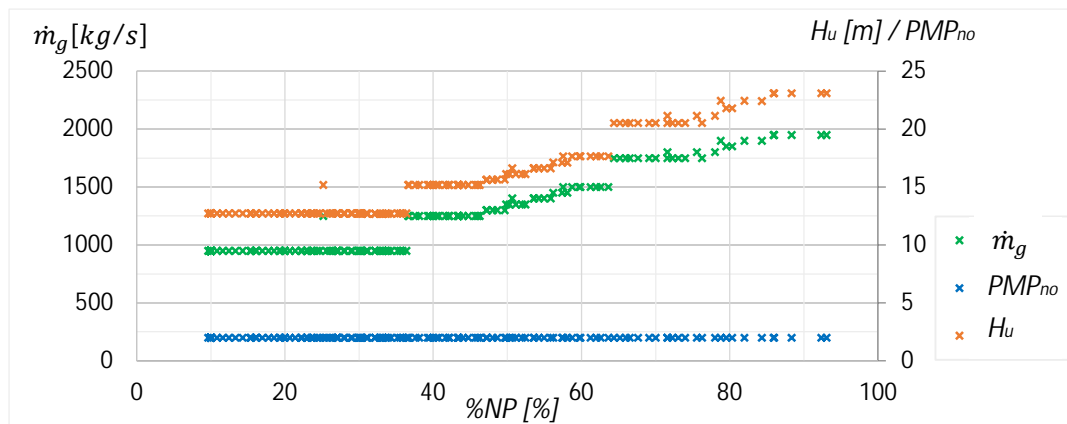
Na wykresach 5.41-5.43 przedstawiono wskaźniki służące do oceny skuteczności optymalizacji, a także przepływ masowy wody chłodzącej, uzyskaną wysokość podnoszenia dla danego obciążenia oraz ilość pracujących pomp.

- Omówienie wyników obliczeń

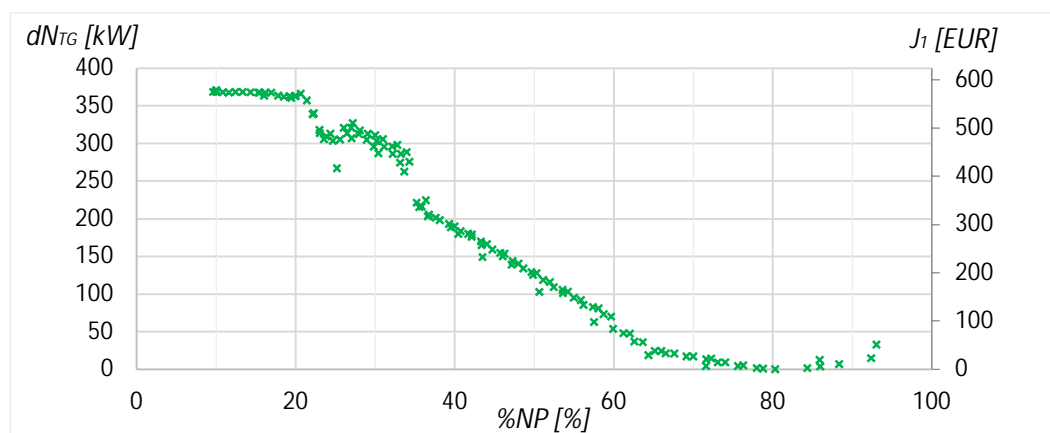
Po uwzględnieniu pracy chłodni wentylatorowej, możliwe do uzyskania zyski zmniejszyły się, gdy obciążenie części NP turbiny jest mniejsze niż 25% i maksymalnie wynosi 370kW. Dla wyższego obciążenia przebieg wygląda podobnie, jak dla obliczeń, w których ograniczenia nie zostały uwzględnione (pkt.5.3.1). Na wykresie 5.58 wyraźnie widoczne są trzy dopuszczalne zakresy pracy pomp, a optymalne wyniki otrzymano dla stale pracujących dwóch pomp wody chłodzącej.



Rys.5.41 Przyrost sprawności bloku II z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej, uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni wentylatorowej



Rys.5.42 Optymalny przepływ wody chłodzącej, uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni wentylatorowej



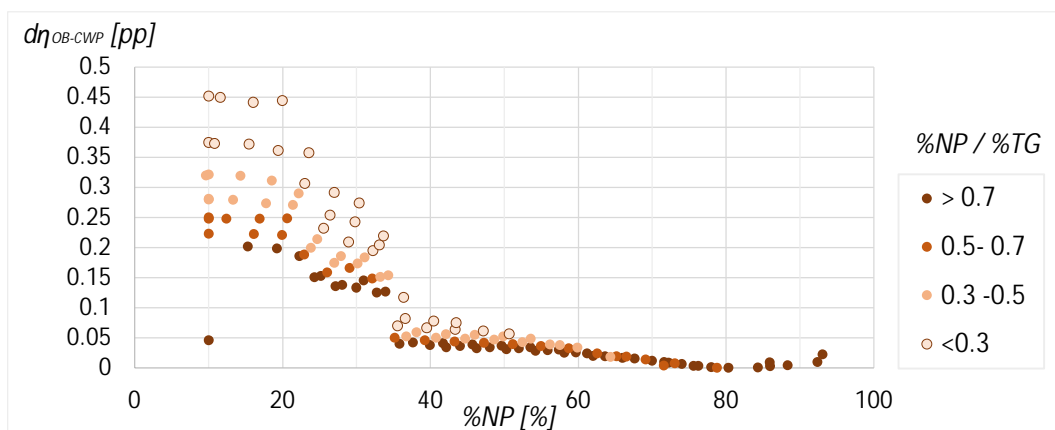
Rys.5.43 Obliczony profit optymalizacji bloku II z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej, uwzględnienie ograniczenia pracy chłodni wentylatorowej

- Utrzymanie minimalnej wysokości podnoszenia

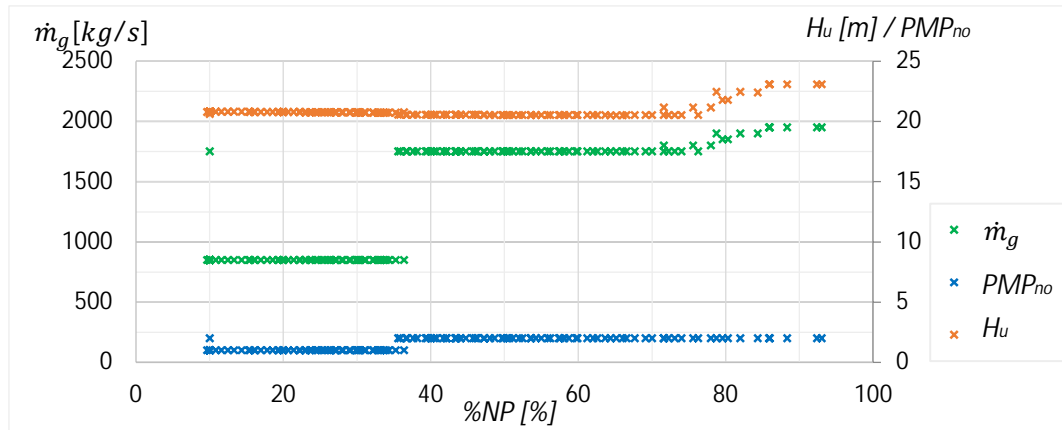
W rzeczywistym układzie, pompy wody chłodzącej zasilają chłodnice na maszynowni. W zależności od projektu całej instalacji (wysokości montażu chłodnic, uwzględnienie pompy wspomagającej) prawdopodobna jest sytuacja, że pompy wody chłodzącej będą musiały utrzymywać minimalną wysokość podnoszenia zapewniającą przepływ wody przez chłodnice. Taka sytuacja ma miejsce w omawianym bloku ciepłowniczym, dlatego w tym punkcie ograniczono możliwości regulacji przepływu wody chłodzącej tak, by zapewnić minimalną wysokość podnoszenia pomp na poziomie 20.5m. Na wykresach 5.44-5.46 przedstawiono wskaźniki służące do oceny skuteczności przeprowadzonej optymalizacji, a także przepływ masowy wody chłodzącej, użytą wysokość podnoszenia dla danego obciążenia oraz ilość pracujących pomp.

- Omówienie wyników obliczeń

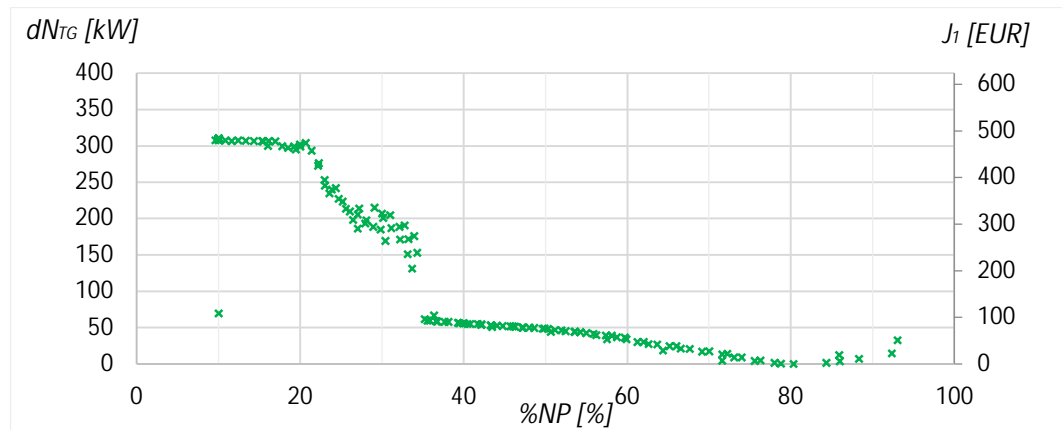
Utrzymanie minimalnej wysokości podnoszenia pompy spowodowało układ regulacji jedynie do możliwości zmiany ilości pracujących pomp, utrzymując ich nominalny punkt pracy. Wyłączenie pompy powinno nastąpić dopiero poniżej 35% obciążenia części NP turbiny i pozwala na wygenerowanie 130-300 kW.



Rys.5.44 Przyrost sprawności bloku II z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej, uwzględnienie minimalnej wysokości podnoszenia pompy



Rys.5.45 Optymalny przepływ wody chłodzącej, uwzględnienie minimalnej wysokości podnoszenia pompy

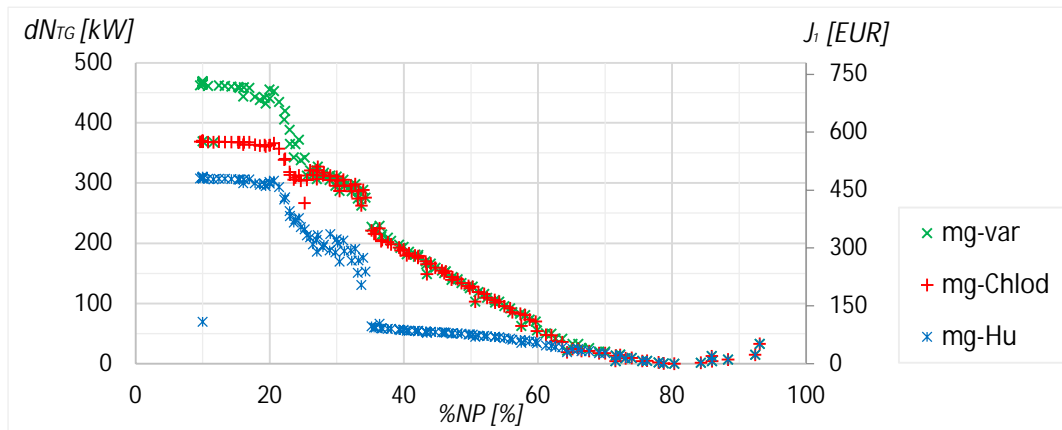


Rys.5.46 Obliczony profit optymalizacji bloku II z uwzględnieniem pracy CWP, otrzymany dla optymalnego przepływu wody chłodzącej, uwzględnienie minimalnej wysokości podnoszenia pompy

5.3.3. Wnioski.

Przedstawione wyniki badań dowodzą, że wdrożenie regulacji wody chłodzącej dla bloku ciepłowniczego może poprawić sprawność netto układu. Należało się jednak zastanowić, jakie jest najlepsze rozwiązanie, gdy ograniczenia dla dopuszczalnych wartości wody chłodzącej są aktywne. Na rysunku 5.47 zestawiono ze sobą wykresy przedstawiające zyski dla wykonanych wcześniej trzech grup obliczeń: „*mg-var*” oznacza regulację wody bez ograniczeń, „*mg-Chlod*” – to optymalizacja uwzględniająca pracę chłodni, a „*mg-Hu*” – uwzględnienie minimalnej wysokości podnoszenia, która musi być zapewniona przez pompy wody chłodzącej. Chłodnie wentylatorowe, dzięki możliwości zmiany ilości pracujących celek, charakteryzują się znacznie większą elastycznością warunków pracy niż omawiana wcześniej chłodnia kominowa. Jednak w zakresie pracy, gdzie oczekiwany zysk mógłby być największy, dla obciążenia poniżej 25% możliwy zysk maleje o 100kW, w porównaniu do regulacji bez ograniczeń. Jeszcze większy spadek korzyści jest widoczny dla układu, w którym wysokość podnoszenia pomp musi być utrzymana na odpowiednim poziomie. Już w zakresie obciążenia turbiny 35-50% widoczny jest spadek wartości obliczanych wskaźników, a wartość wcześniej dostępnej możliwej do wygenerowania mocy z 120-230kW obniżyła się do 50kW.

Jest to powód, dla którego przy wdrażaniu regulacji obciążenia pomp należy dodatkowo rozważyć ekonomiczną możliwość montażu pompy (podobnie jak przy modernizacji [33]), która zapewni przepływ wody chłodzącej na chłodnicach, niezależnie od obciążenia głównych pomp wody chłodzącej.



Rys.5.47 Zyski z wdrożonej optymalizacji bloku II z uwzględnieniem pracy CWP – porównanie

6. WDROŻENIE SYSTEMU REGULACJI PRZEPIYU WODY CHŁODZĄCEJ

Przedstawione w poprzednim rozdziale wyniki obliczeń, potwierdzają zasadność wdrożenia regulacji przepływu wody chłodzącej dla kondensacyjnych i ciepłowniczych bloków energetycznych. Znając parametry pracy turbiny, optymalna wartość przepływu wody chłodzącej może zostać odczytana z przygotowanych wcześniej charakterystyk przedstawiających zależność przepływu wody od obciążenia części NP turbiny (rys.5.21, 5.42). Należy jednak wziąć pod uwagę fakt, że przepływ pary do skraplacza czy w upustach turbiny przeważnie nie jest wielkością mierzoną. W takim przypadku skorzystanie z opracowanych funkcji będzie mało precyzyjne. Dodatkowo, wpływ na dokładny wynik obliczeń mają: jej temperatura oraz temperatura wody wlotowej i wylotowej z wymiennika ciepłowniczego, oraz w mniejszym stopniu inne parametry procesu. Powstało więc pytanie, w jaki sposób umożliwić wdrożenie wykonanej optymalizacji na obiekcie rzeczywistym?

W ostatniej części pracy zaprezentowano aplikację, której zadaniem jest wykonanie obliczeń optymalizacyjnych i wyznaczenie wartości przepływu wody chłodzącej zapewniającej najwyższą sprawność układu, gotową do wdrożenia na instalacji przemysłowej. W rozdziale opisano utworzony w narzędziach Valmet DNA program, służący do obliczeń maksymalizujących sprawność netto układu poprzez zmianę obciążenia pomp wody chłodzącej, na przykładzie bloku ciepłowniczego II.

6.1. Program do optymalizacji przepływu - Valmet.

Program służący do sterowania pompami wody chłodzącej wykonano w systemie Valmet. Narzędzia inżynierskie oraz interfejs operatora Valmet DNA są stosowane na całym świecie w wielu branżach przemysłu. Rozproszone układy sterowania oparte na softwarze i hardware firmy działają niezawodnie również w wielu polskich elektrowniach i elektrociepłowniach. Poza implementacją typowych systemów automatyki, firma zajmuje się również wdrażaniem optymalizacji pracy układów w wielu gałęziach przemysłu.

Aplikacja optymalizacyjna, której celem jest sterowanie instalacją przemysłową, powinna posiadać następujące cechy: oprogramowanie musi być wykonane w narzędziach ogólnie stosowanych w danej branży technologicznej lub mieć możliwość swobodnej komunikacji z istniejącym na obiekcie oprogramowaniem; jeżeli konieczna jest interakcja z obsługą, musi zostać stworzony prosty i czytelny interfejs operatora; oprogramowanie powinno zostać wykonane tak, żeby posiadać zabezpieczenia przed ewentualnymi błędami obliczeń, błędnymi danymi wejściowymi lub błędami pomiarowymi, a rozwiązanie musi zawsze znajdować się w dopuszczalnym zakresie wartości. Kolejną ważną cechą, na którą należy zwrócić uwagę, w szczególności przy wykonywaniu obli-

czeń optymalizacyjnych, jest dopuszczalny czas, w którym oczekiwane jest uzyskanie wyniku.

Ze względu na pożądane cechy narzędzi Valmet, zdecydowano się na powielenie wcześniej wykonanych algorytmów w systemie, który umożliwi wdrożenie produktu w przemyśle. Na podstawie równań opisanych w 3.2 i 4.3 wykonano program do obliczeń bilansu cieplnego oraz oporów hydraulicznych instalacji wody chłodzącej badanego bloku. Wszystkie elementy aplikacji zostały zaprogramowane analogicznie do implementacji wykonanej w poprzedniej części pracy w programie Fortran. Dodatkowym i ważnym atutem prezentowanego oprogramowania Valmet, jest możliwość aktualizacji zmiennych opisujących instalację bloku na podstawie ruchowych danych pomiarowych (Tab.B2.1), czy uwzględnienie osadu powstającego w skraplaczu, które to parametry ulegają zmianie w trakcie eksploatacji urządzeń i mają wpływ na wynik obliczeń.

Kolejnym krokiem przy wykonaniu aplikacji było zdefiniowanie zagadnień optymalizacji. Dla opisanego we wcześniejszej części pracy bloku II, określono dwa podstawowe zadania:

1. Znalezienie optymalnej wartości przepływu wody chłodzącej dla danego punktu pracy bloku.
2. Obliczenie optymalnego przepływu wody chłodzącej dla badanego zakresu pracy bloku lub optymalnego obszaru zmiany liczby pracujących pomp.

Prace rozpoczęto od implementacji zadania pierwszego, które jest również podprogramem zadania drugiego. Bazując na dotychczasowej koncepcji obliczenia wartości optymalnego przepływu wody chłodzącej, poprzez wyznaczenie pełnej charakterystyki przedstawiającej zależność maksymalizowanego wskaźnika jakości w funkcji przepływu wody, już w trakcie implementacji zadania pierwszego napotkano na problem zbyt długiego czasu wykonywanych obliczeń. Aplikacje przemysłowe charakteryzują się synchronicznym czasem cyklu wykonywanych obliczeń. W przeciwieństwie do programu zaimplementowanego w Fortranie, w którym kolejne obliczenia wykonywane są bezzwłocznie jedno po drugim, w aplikacji przemysłowej czas rozwiązywania obliczeń jest synchroniczny, a cykl wykonywania jednej pętli programowej jest z góry ustalony (w opisanej aplikacji 200ms). Iteracyjne wyznaczenie bilansu cieplnego dla każdego weryfikowanego przepływu wody generowało każdorazowo znaczącą ilość obliczeń kolejgowanych po sobie i potrzebnych do uzyskania końcowego wyniku. Mając na uwadze rozwiązanie zadania drugiego, którego złożoność jest większa, oceniono, że tradycyjne podejście do rozwiązania zadań optymalizacji w przypadku zastosowania aplikacji wykonywanej synchronicznie, nie będzie akceptowalne ze względu na zbyt długi czas przeprowadzanych kalkulacji.

Przekroczenie dopuszczalnego czasu uzyskania rozwiązania jest często spotykanym problemem przy rozwiązywaniu złożonych zadań optymalizacji. Dodatkowo, w badanym przypadku obliczenia bilansu cieplnego wykonywane są iteracyjnie, co również wydłuża czas obliczeń. Ponieważ typowe podejście do rozwiązania zadania optymalizacji nie sprawdziło się w tym przypadku, zdecydowano się zastosować algorytmy genetyczne [71]. Algorytmy genetyczne są coraz częściej stosowane w energetyce zarówno do regulacji [72], optymalizacji procesu [73], czy diagnostyki awarii [74]. Zastosowanie nowej metody rozwiązania zagadnień zmieniło podejście do problemu i spowodowało zmniejszenie ilości punktów pracy pompy, dla których konieczne było wykonanie obliczeń z zachowaniem wystarczającej dokładności wyniku. Podobną koncepcję zastosowano przy implementacji zadania drugiego.

Realizacja ostatniego etapu pracy polegała na wykonaniu aplikacji przygotowanej do wdrożenia na obiekcie przemysłowym. W ramach pracy należało zaimplementować część obliczeniową zadania oraz przygotować interfejs operatora, który umożliwi wprowadzenie danych i prezentację wyników optymalizacji zarówno dla obliczeń wykonywanych w czasie rzeczywistym (zadanie 1), jak i prognozy (zadanie 2). Docelowo zadanie 1 powinno być użytkowane bez ingerencji obsługi, gdzie dane procesowe są odczytywane z systemu sterowania, a optymalna wartość zadana przepływu lub prędkości obrotowej pompy bezpośrednio wprowadzone do układu regulacji.

6.2. Rozwiązanie zadania optymalizacji - algorytm genetyczny

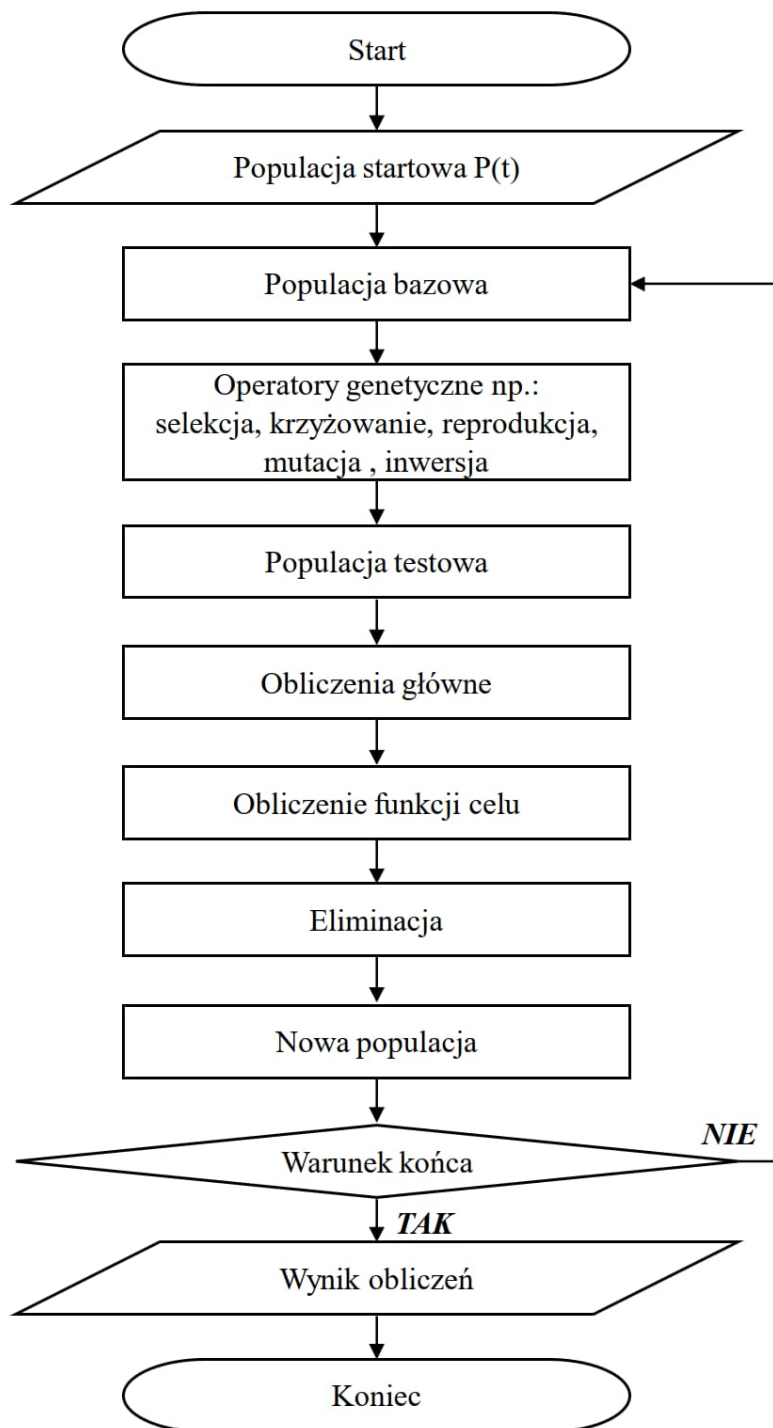
Algorytmy genetyczne należą do grupy algorytmów heurystycznych. Służą do przeszukiwania przestrzeni alternatywnych rozwiązań problemu w celu wyszukania najlepszych rozwiązań [75]. Dzięki temu, nie są obliczane wszystkie możliwe kombinacje, a sprawdzany jest jedynie pewien obszar dostępnych rozwiązań. Głównym celem zastosowania algorytmów genetycznych przy obliczeniach optymalizacyjnych nie jest osiągnięcie idealnego rozwiązania, lecz zbliżenie się do niego możliwie jak najbardziej. Każde otrzymane rozwiązanie ocenia się na podstawie funkcji celu, która służy do ewaluacji wyniku obliczeń.

Należy pamiętać, że algorytm genetyczny jest procesem losowym i nie sposób zagwarantować osiągnięcia wyniku w skończonej liczbie generacji. Zastosowanie algorytmów genetycznych nie ogranicza się wyłącznie do implementacji. Kluczowym zadaniem analityka jest stworzenie prawidłowej populacji startowej oraz wybór odpowiednich operatorów genetycznych tak, aby przeszukana przestrzeń rozwiązań zawierała jak najszerzą reprezentację. Osoba definiująca zadanie musi kolejno zweryfikować sensowność i poprawność otrzymanego wyniku.

Główne elementy algorytmu genetycznego [76], które uwzględniono w obliczeniach, przedstawiono na rysunku 6.1 i opisano poniżej:

- I. Populacja startowa jest to początkowy zbiór osobników tworzących potencjalne rozwiązanie zadania. Musi składać się z odpowiedniej ilości zróżnicowanych między sobą osobników, które doprowadzą do kompletnego przeszukania przestrzeni możliwych rozwiązań.
- II. Populacja bazowa jest to zbiór osobników, które zostaną poddane modyfikacjom genetycznym. W pierwszej iteracji stanowi ją populacja startowa. W kolejnej iteracji stanowią ją najlepsze osobniki z populacji testowej.
- III. Operatory genetyczne zwiększają liczbę osobników zgodnie z wyznaczoną procedurą tak, by zapewnić ich wystarczającą ilość w nowej populacji testowej. Dzięki losowym lub pseudolosowym operacjom populacja bazowa jest uzupełniana o nowe osobniki, dla których zostaną wykonane obliczenia główne.
- IV. Populacja testowa jest to zbiór osobników składający się z populacji bazowej i osobników zmodyfikowanych. Jest to grupa potencjalnych rozwiązań wykonywanego zadania.
- V. Funkcja celu jest funkcją służącą do oceny badanych osobników. Na jej podstawie zostaną wyznaczone najlepsze osobniki w aktualnej populacji testowej.

- VI. Eliminacja najgorszych osobników jest operacją służącą do stworzenia nowej populacji bazowej. Na podstawie wcześniejszej oceny, eliminowane są najgorsze lub niedopuszczalne rozwiązania.
- VII. Warunek końca określa kryterium zakończenia obliczeń.



Rys.6.1 Elementy algorytmu genetycznego

Algorytmy genetyczne wykorzystano w pracy do rozwiązania dwóch problemów. W pierwszym zadaniu, dla założonego punktu pracy bloku algorytm wyszukuje wartość przepływu wody, która maksymalizuje sprawność netto układu. W drugim zadaniu, dla badanego zakresu pracy bloku algorytm wyznacza optymalny przepływ wody chłodzącej lub, uwzględniając rzeczywiste warunki panujące na badanym bloku, zakres obciążenia, dla którego należy zmienić liczbę pracujących pomp. Dla tak zdefiniowanych zadań wyznaczono elementy algorytmu opisane w punktach 6.2.1 i 6.2.2

6.2.1. Obliczenie optymalnego przepływu wody chłodzącej dla danego punktu pracy

Celem zadania pierwszego jest wyznaczenie optymalnego przepływu wody chłodzącej.

- Dane wejściowe: Zmienne procesowe badanego punktu pracy bloku:

$$(p_0, t_0, N_{TG}, N_{DWH}, t_{g_1}, t_{DWH_1}, t_{DWH_2})$$

- Cel: Obliczenie przepływu wody \dot{m}_g maksymalizującego wskaźnik η_{OB-CWP}

Aby obliczyć optymalną ilość wody chłodzącej dla badanego punktu pracy, skonstruowano algorytm genetyczny składający się z kolejnych elementów:

- Osobnik: wartość przepływu wody chłodzącej \dot{m}_g
- Populacja startowa: została utworzona na podstawie danych obiektowych.

Układ wody chłodzącej składa się z czterocelkowej chłodni wentylatorowej, skutkiem czego istnieją 4 przedziały możliwych wartości przepływu wody chłodzącej $\dot{m}_{g,c} \in (295 - 400) \cup (769 - 980) \cup (1244 - 1560) \cup (1718 - 2140)$ kg/s (pkt.5.3.2). Na ich podstawie stworzono populację startową, która zawiera cztery osobniki (tab.6.1), zgodnie z regułą:

- Populacja P0-A jest obliczona jako środkowa wartość z każdego wyznaczonego przedziału.
- Populacja P0-B jest stworzona z osobników, które stanowią 30% i 70% wartości z drugiego i czwartego opisanych powyżej przedziałów. Realnie na obiekcie, ze względu na minimalną wysokość podnoszenia pomp, zakres pierwszy i trzeci jest niedostępny, dlatego tylko dostępne zakresy zostały dopuszczone do obliczeń.
- Populacja P0-A jest stosowana, gdy warunek minimalnej wysokości podnoszenia nie jest brany pod uwagę, w innych przypadkach w celu przyspieszenia obliczeń stosowana jest populacja P0-B.

Tab.6.1 Osobniki populacji bazowej, zadanie 1.

nr	P0-A	P0-B
	\dot{m}_g [kg/s]	
1	350	800
2	850	900
3	1400	1800
4	1900	2000

- Populacja bazowa: Składa się z 4 osobników. Pierwsza populacja bazowa składa się z populacji startowej.
- Operatory genetyczne: Nowe osobniki populacji testowej zostały utworzone na podstawie osobników populacji bazowej, poprzez dodanie lub odjęcie od każdego osobnika losowo wybranej zmiennej z wyznaczonego zakresu.

- Populacja testowa zawiera 10 osobników.
- Obliczenia główne: Dla każdej populacji testowej wykonano obliczenia bilansu cieplnego oraz parametrów układu wody chłodzącej. Model matematyczny opisujący obieg i algorytm obliczeń bilansu badanej jednostki przedstawiono w punktach 3.2 i 3.3. Punkt pracy pompy określono na podstawie danych z punktu 4.3.
- Funkcję celu, która stanowi kryterium oceny osobników z populacji testowej zdefiniowano jako maksymalizowany wskaźnik η_{OB-CWP} (5.5).
- Nowa populacja bazowa składa się z 8 osobników, dla których η_{OB-CWP} przyjęło najniższe wartości, przy czym cztery z nich pochodzą z zakresu, gdzie pracuje jedna pompa, a kolejne cztery z zakresu, gdzie pracują dwie pompy. Algorytmy genetyczne nie są odporne na szukanie ekstremów globalnych, gdy istnieją ekstrema lokalne. Eliminacja „gorszych” osobników z populacji może spowodować, że wynikiem będzie odnalezienie minimum lokalnego. Dlatego w wykonanej aplikacji wyszukiwane są dwa ekstrema – dla pracy jednej i dwóch pomp.
- Warunek zakończenia obliczeń zachodzi, gdy zmiana η_{OB-CWP} dla obydwu przeszukiwanych obszarów jest mniejsza niż 10^{-4} dla 3 kolejnych populacji.

6.2.2. Wyznaczenie charakterystyki optymalnego przepływu dla badanego zakresu pracy bloku oraz optymalnego obszaru zmiany liczby pracujących pomp

Celem zadania drugiego jest wyznaczenie optymalnego przepływu wody chłodzącej dla planowanego zakresu pracy bloku. W zależności od uwzględnionych ograniczeń (pkt.4.3), możliwa do wyznaczenia jest charakterystyka optymalnego obciążenia pompy lub wyszukanie, dla jakich parametrów procesu najlepiej zmienić liczbę pracujących pomp.

- Dane wejściowe do programu: Zmienne procesowe opisujące dwa punkty pracy, które wyznaczają badany zakres pracy bloku:

$$P1 (p_0, t_0, N_{TG}, N_{DWH}, t_{g_1}, t_{DWH_1}, t_{DWH_2})$$

$$P2 (p_0, t_0, N_{TG}, N_{DWH}, t_{g_1}, t_{DWH_1}, t_{DWH_2})$$

- Cel: Obliczenie optymalnego punktu zmiany ilości pracujących pomp wody chłodzącej lub/i wykonanie charakterystyki optymalnego przepływu wody chłodzącej dla zadanego przedziału.

Aby rozwiązać zadanie optymalizacji, skonstruowano algorytm genetyczny składający się z kolejnych elementów:

- Osobnik składa się z określonych zmiennych procesowych

$$(p_0, t_0, N_{TG}, N_{DWH}, t_{g_1}, t_{DWH_1}, t_{DWH_2})$$

- Populacja startowa zawiera 2 osobniki, które są utworzone z dwóch zadanych przez użytkownika brzegowych punktów pracy. Osobniki populacji startowej zostaną wprowadzone do algorytmu na początku obliczeń.

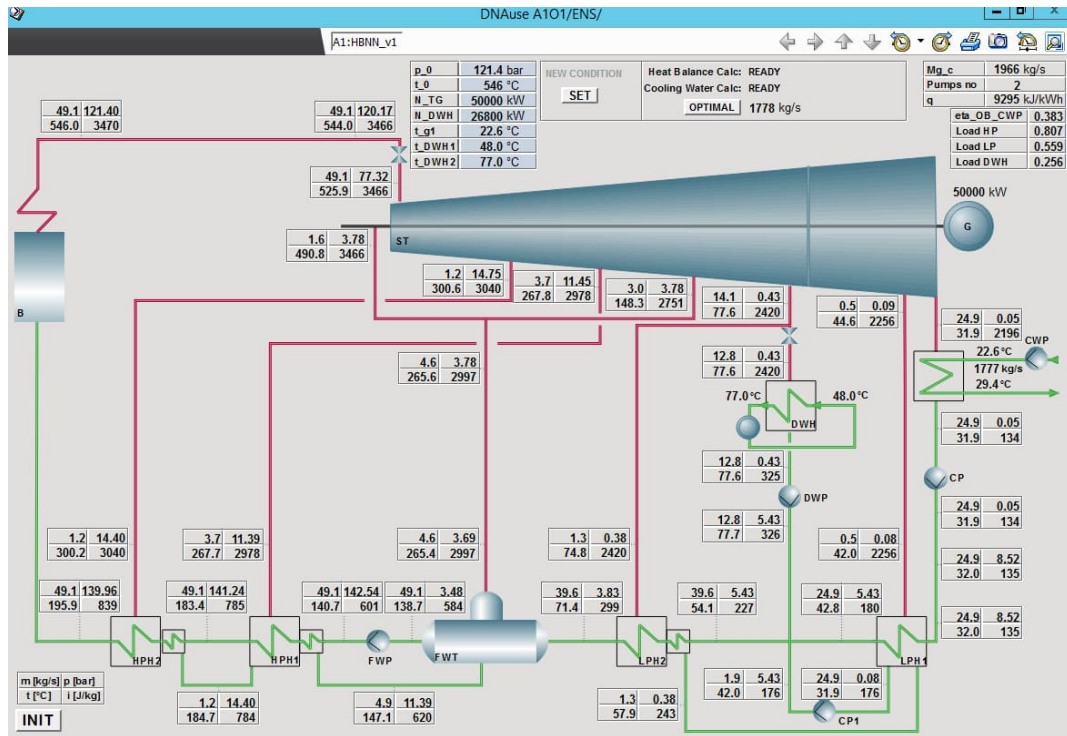
- Operatory genetyczne: Nowe osobniki zostały utworzone na podstawie osobników populacji bazowej poprzez dodanie i odjęcie do każdego z osobnika losowo wybranej zmiennej z wyznaczonego zakresu.
- Populacja testowa zawiera 8 elementów. Jednak dla wyznaczenia zakresu zmiany ilości pracujących pomp, możliwe jest uruchomienie trybu szybkich obliczeń, wówczas populacja testowa zawiera 3 elementy.
- Obliczenia główne: Obliczenie zadania optymalizacji z punkty 6.2.1
- Funkcją celu jest zawężenie obszaru, który jest wyznaczany przez populację bazową. Jeżeli celem jest wykonanie charakterystyki, różnica optymalnego przepływu wody chłodzącej dla dwóch punktów wyznaczający populację bazową musi być mniejsza niż $\Delta\dot{m}_g < 200 \text{ kg/s}$. Gdy wyznaczany jest obszar, w którym należy zmienić ilość pracujących pomp, elementy populacji bazowej muszą być położone blisko siebie, czyli spełniać warunek $\Delta N_{TG}, N_{DWH} \leq 1000 \text{ kW}$.
- Nowa populacja bazowa składa się z 2 osobników. Jeżeli celem jest wykonanie charakterystyki, nową populację stanowią ostatnie, licząc od punktów brzegowych, osobniki, dla których zapewniony jest warunek $\Delta\dot{m}_g < 200 \text{ kg/s}$ pomiędzy kolejnymi osobnikami. Gdy celem aplikacji jest znalezienie optymalnego obszaru zmiany ilości pracujących pomp, nowa populacja bazowa składa się z dwóch sąsiadujących osobników, dla których optymalna ilość pracujących pomp będzie od siebie różna. Nowe osobniki bazowe tworzą nowy obszar przeszukiwań obszaru przełączenia pomp.
- Warunek zakończenia obliczeń zachodzi, gdy obszar poszukiwań zawęża się do punktów pracy oddalonych od siebie $\Delta N_{el}, N_{DWH} \leq 1000 \text{ kW}$, lub dla których wyznaczony optymalny przepływ $\Delta\dot{m}_g < 200 \text{ kg/s}$

6.3. Opis programu

Opracowany program jest podzielony na część obliczeniową i interfejs operatora. W kolejnych podrozdziałach zostaną omówione oba człony programu, najważniejsze elementy wraz z ich funkcjonalnością.

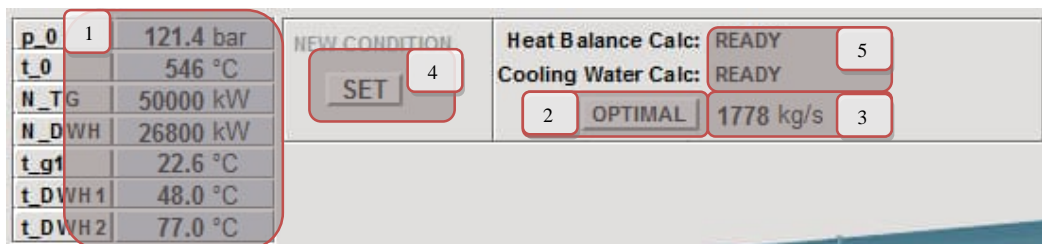
6.3.1. Interfejs operatora

Do obsługi oprogramowania stworzono interfejs graficzny, z którego należy obsługiwać opisywaną aplikację. Wykonano dwie grafiki. Pierwsza, grafika technologiczna została przedstawiona na rysunku 6.2 i odwzorowano na niej schemat badanego obiegu (rys.3.2). Obraz ten jest dedykowany do wprowadzenia punktu pracy bloku, dla którego zostanie obliczony optymalny przepływ wody chłodzącej i do prezentacji wyników obliczonego bilansu cieplnego.



Rys.6.2 Interfejs operatora – zadanie 1

Po wprowadzeniu nowego punktu pracy (Rys.6.3, *p.1*), użytkownik przełączając przyciskiem (*p.2*) decyduje, czy chce wykonać obliczenia bilansu cieplnego (tryb MANUAL) dla zadanego przez siebie przepływu wody chłodzącej (*p.3*), czy aplikacja ma rozwiązać zadanie optymalizacji (*p.2* - tryb OPTIMAL). Wpisane dane powinny zostać zatwierdzone przyciskiem 4. Gdy obliczenia zostaną zakończone, użytkownik otrzyma komunikat READY (*p.5*).



Rys.6.3 Interfejs operatora, wprowadzenie danych – zadanie 1

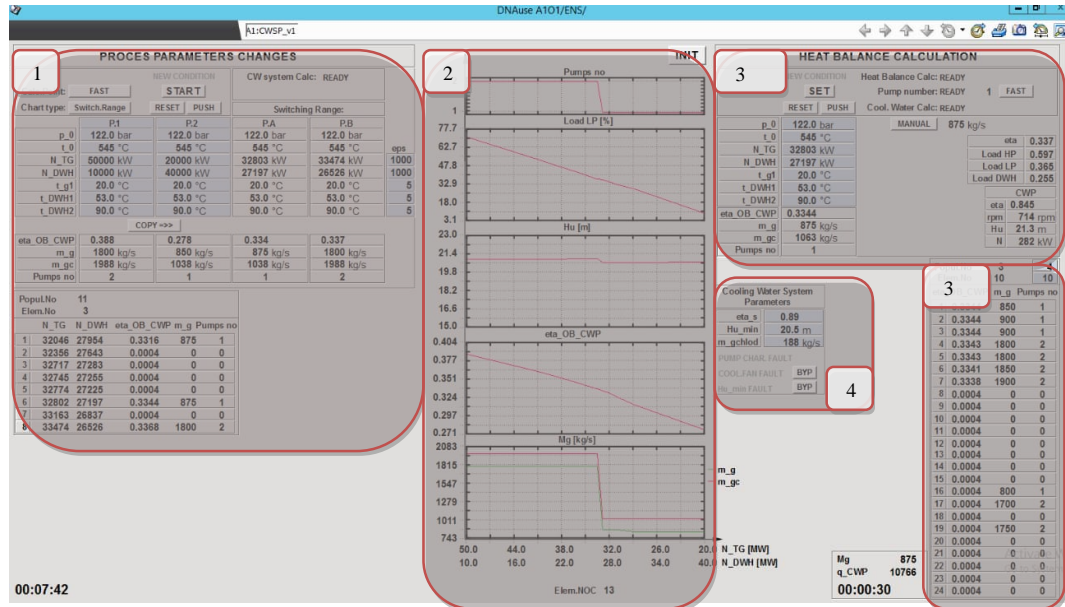
W przypadku usterki zostaną przedstawione komunikaty (rys.6.4) sygnalizujące: brak rozwiązania (lub uzyskane rozwiązanie nie mieści się w wyznaczonych dopuszczalnych przedziałach zmiennych) układu równań bilansu cieplnego (*p.6*), pracę pomp wody chłodzącej poza dopuszczalnym obszarem pracy (*p.7*) lub brak odnalezienia rozwiązania zadania w założonej maksymalnej ilości populacji (*p.8*).



Rys.6.4 Interfejs operatora, stany awaryjne – zadanie 1

Jako wynik obliczeń zadania pierwszego, użytkownik otrzyma wartość przepływu wody chłodzącej, która maksymalizuje sprawność netto układu oraz bilans cieplny badanego punktu pracy układu. Program może stanowić zarówno funkcję doradczą, jak i być elementem układu regulacji i bezpośrednio wpływać na wartość zadaną przepływu czy obciążenia pomp, a obsługa aplikacji z poziomu interfejsu nie jest niezbędna do wykonania zadania pierwszego.

Na rysunku 6.5 przedstawiono interfejs graficzny służący do rozwiązania zadania pierwszego (p.3) i drugiego (p.1) wraz z parametryzowaniem warunków obliczeń, konfigurację ograniczeń układu chłodzenia (p.4) oraz prezentację wyników w formie wykresów (p.2).



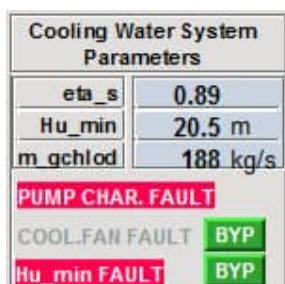
Rys.6.5 Interfejs operatora – zadanie 2

Obsługa zadania 1 (Rys.6.5, p.3) odbywa się w sposób analogiczny do opisu zaprezentowanego przy omawianiu rysunku 6.2. Dodatkowo użytkownik ma przedstawioną informację o aktualnie przeliczanej populacji (Rys.6.6), wraz z wynikami dla osobników, dla których obliczenia już zostały wykonane. Wyniki są posortowane zgodnie z obliczoną sprawnością obiegu (5.5). Z poziomu grafiki można również zarządzać ilością osobników populacji bazowej i testowej.

Popul.No	2	8
Elem.No	15	24
eta_OB_CWP	m_g	Pumps no
1	0.2983	433 1
2	0.2982	407 1
3	0.2982	384 1
4	0.2982	382 1
5	0.2979	359 1
6	0.2977	788 1
7	0.2976	821 1
8	0.2976	1360 2
9	0.2975	1392 2
10	0.2975	1392 2
11	0.2975	1373 2
12	0.2974	837 1

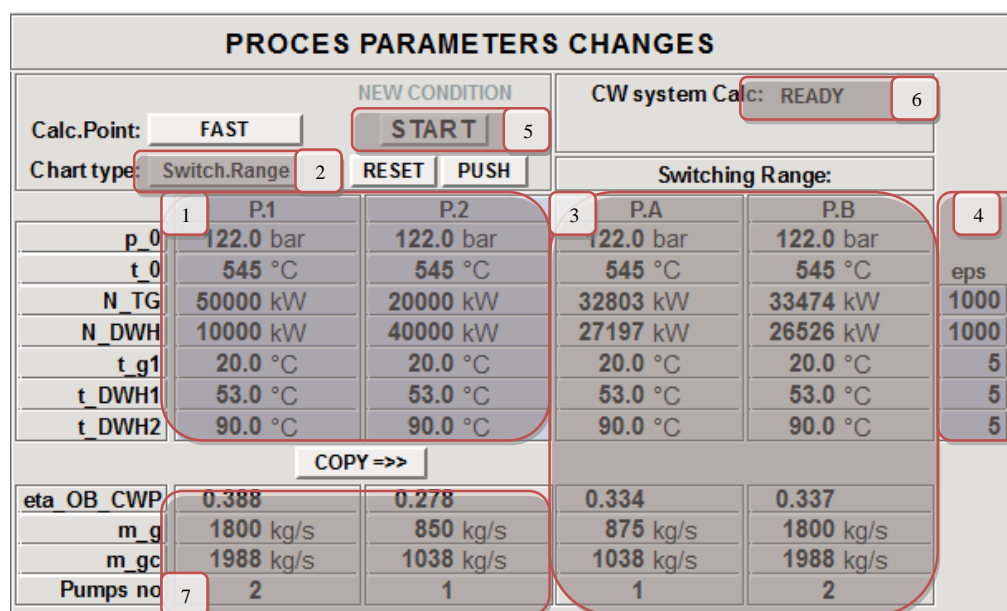
Rys.6.6 Interfejs operatora – populacja zadania 1

Do celów badawczych, udostępniono również możliwość aktywacji lub dezaktywacji ograniczeń układu wody chłodzącej (pkt.4.3). Z poziomu interfejsu można wprowadzić wartość przepływu wody nie przepływającej przez skraplacz, a potrzebnej do chłodnic na maszynowni, minimalną wysokość podnoszenia zapewniającą przepływ wody przez chłodnice oraz sprawność silnika elektrycznego. Operator może dezaktywować ograniczenia spowodowane pracą chłodni wentylatorowych lub warunków minimalnej wysokości podnoszenia pomp, jednak zawsze otrzyma komunikat w momencie niespełnienia powyższych warunków.



Rys.6.7 Interfejs operatora – ograniczenia układu wody chłodzącej

Obsługa zadania 2 wykonywana jest z interfejsu pokazanego na rysunku 6.8. Po wprowadzeniu nowego zakresu pracy (p.1), użytkownik przełączając przyciskiem (p.2) decyduje czy chce wykonać obliczenia charakterystyki dla zadanego obszaru (tryb Char.), czy aplikacja ma wyznaczyć obszar, w którym należy zmienić ilość pracujących pomp (tryb Switch.Range). Wówczas zakres zostanie obliczony z dokładnością (p.4) i przedstawiony w (p.3). Wpisane dane powinny zostać zatwierdzone przyciskiem (p.5). Gdy obliczenia zostaną zakończone, użytkownik otrzyma komunikat READY (p.6). Optymalne parametry punktów granicznych są wyświetlone w obszarze (p.7).



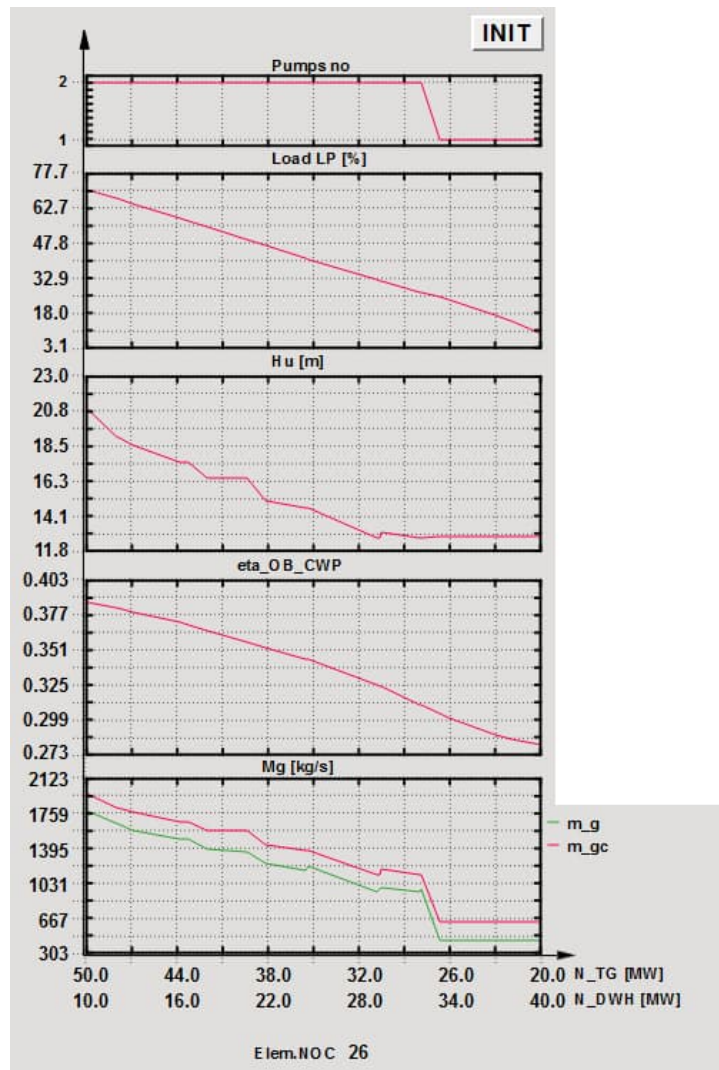
Rys.6.8 Interfejs operatora – zadanie 2

Dodatkowo użytkownik ma przedstawioną informację o aktualnie przeliczanej populacji (Rys.6.9), wraz z wynikami dla osobników, dla których obliczenia już zostały wykonane.

Popul.No	6				
Elem.No	5				
	N_TG	N_DWH	eta_OB_CWP	m_g	Pumps no
1	24451	18516	0.3163	1032	2
2	24873	18375	0.3185	1029	2
3	25868	18044	0.0004	0	0
4	28780	17073	0.0004	0	0
5	41219	12927	0.0004	0	0
6	44131	11956	0.0004	0	0
7	45126	11625	0.3792	1620	2
8	45548	11484	0.3800	1603	2

Rys.6.9 Interfejs operatora – populacja zadania 2

Na grafice operatora końcowy rezultat obliczeń zaprezentowany jest nie tylko w postaci numerycznej, ale również w postaci wykresów: przepływu wody chłodzącej, badanego wskaźnika jakości, wysokości podnoszenia pomp, obciążenia części NP turbiny i liczby pracujących pomp w funkcji generowanej mocy elektrycznej i ciepłej turboszespołu (rys.6.10).



Rys.6.10 Interfejs operatora – prezentacja wyników zadania 2

6.3.2. Struktura programu.

Opracowując aplikację w narzędziach Valmet zarówno dla części obliczeń technologicznych (bilans cieplny, parametry termodynamiczne obiegu, parametry pracy układu wody chłodzącej), jak i optymalizacyjnej (implementacja algorytmów genetycznych), zwrócono szczególną uwagę na uniwersalność oprogramowania. Wykonano modułową strukturę aplikacji, uwzględniając sparametryzowaną ilość zmiennych wejściowych i obliczeniowych punktów bilansów cieplnych, tak by po opracowaniu odpowiedniego modelu matematycznego, bloki funkcyjne i struktura programu mogły być użyte przy tworzeniu programów optymalizacyjnych dla innych bloków energetycznych.

Aplikację podzielono na kolejne człony, zawierające:

- Dane wejściowe do obliczeń bilansu cieplnego (załącznik B2).
- Inicjalizację obliczeń.
- Obliczenia parametrów termodynamicznych dla wyznaczonych punktów obiegu. Wykonane bloki funkcyjne zawierają opis matematyczny przemian zachodzących w:
 - Stopniu turbiny,
 - Wymienniku ciepłowniczym,
 - Wymienniku regeneracyjnym,
 - Pompie,
 - Zaworze,
 - Kolektorze.

Funkcje są parametryzowane ze względu na warunki techniczne pracy danego urządzenia.

- Obliczenia układu równań bilansu ciepła i masy, które bazują na rozwiązaniu układu równań liniowych metodą Gaussa.
- Moduł obliczeniowy ciśnienia panującego w skraplaczu wraz z korektą ciśnienia.
- Wyznaczanie parametrów układu wody chłodzącej wraz z charakterystykami układu i pomp.
- Obliczenia podstawowych wskaźników sprawności układu.
- Moduł optymalizacji przepływu wody chłodzącej.
- Moduł optymalizacji przepływu wody chłodzącej dla zadanego zakresu lub punktu przełączania ilości pracujących pomp.
- Aplikację danych wyjściowych i archiwizowanych.

Po wyznaczeniu nowych zależności termodynamicznych, równań bilansu oraz charakterystyki układu chłodzenia, program z łatwością można zaadaptować do obliczeń termodynamicznych innego obiektu energetycznego.

6.4. Wyniki obliczeń

Prezentacja wyników obliczeń optymalizacji przepływu wody chłodzącej otrzymanych za pomocą programu Valmet obejmuje:

- porównanie wyników obliczeń otrzymanych metodą heurystyczną z wynikami otrzymanymi poprzez wyznaczenie pełnej charakterystyki układu (metoda klasyczna wykorzystana w rozdziale 5),
- sprawdzenie powtarzalności otrzymanych wyników,
- przedstawianie wyników otrzymanych przy obliczaniu charakterystyki dla zadanego zakresu pracy bloku.

W tej części pracy analiza wyników nie uwzględnia weryfikacji zasadności wprowadzonej optymalizacji, lecz możliwość wprowadzenia aplikacji na obiekt przemysłowy oraz sprawdzenia poprawności obliczeniowej, czy odporności aplikacji na błędy.

6.4.1. Porównanie wyników obliczeń heurystycznych z podejściem klasycznym.

W tabeli 6.2 przedstawiono wynik obliczeń dla testowych punktów pracy opisanych w tabeli B2.3. Przedstawiono optymalny przepływ \dot{m}_g i wartość wskaźnika η_{OB-CWP} (5.5) obliczonego zarówno dla metody klasycznej (Fortran, charakterystyki), jak i wyników trzech serii obliczeń otrzymanych za pomocą algorytmów heurystycznych (Valmet).

Tab.6.2 Wyniki obliczeń optymalnego przepływu wody – zadanie 1

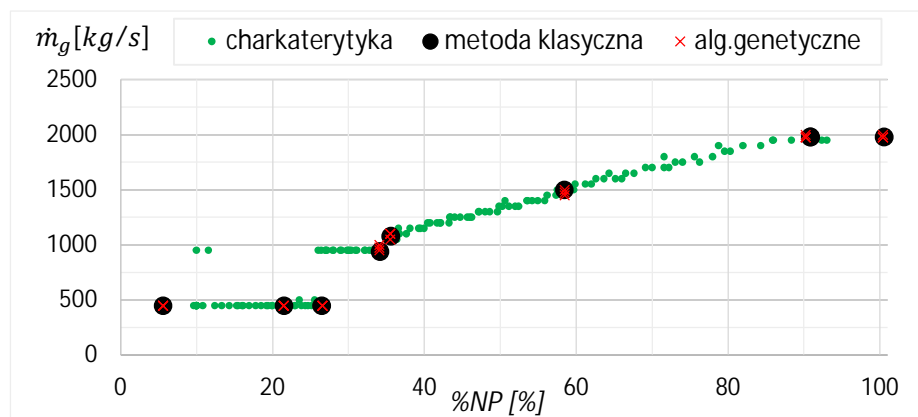
1		Valmet					Fortran	Δx
		Algorytmy genetyczne					Charakterystyki	
		1	2	3	σx	\bar{x}	ref	
1	\dot{m}_g [kg/s]	1975	1975	2000	11.1	1983	1980	20.0
	η_{OB-CWP} [%]	40.692	40.692	40.701	0.004	40.695	40.696	0.005
2	\dot{m}_g [kg/s]	1975	1975	2000	11.1	1983	1980	20.0
	η_{OB-CWP} [%]	40.381	40.381	40.386	0.002	40.383	40.381	0.005
3	\dot{m}_g [kg/s]	450	450	450	0.0	450	450	0.0
	η_{OB-CWP} [%]	34.803	34.803	34.803	0.000	34.803	34.803	0.000
4	\dot{m}_g [kg/s]	1100	1050	1100	22.2	1083	1080	30.0
	η_{OB-CWP} [%]	34.57	34.572	34.572	0.000	34.572	34.572	0.000
5	\dot{m}_g [kg/s]	450	450	450	0.0	450	450	0.0
	η_{OB-CWP} [%]	32.36	32.362	32.362	0.000	32.362	32.362	0.000
6	\dot{m}_g [kg/s]	950	975	1000	16.7	975	940	60.0
	η_{OB-CWP} [%]	33.66	33.66	33.657	0.001	33.660	33.661	0.003
7	\dot{m}_g [kg/s]	450	450	450	0.0	450	450	0.0
	η_{OB-CWP} [%]	30.41	30.41	30.405	0.000	30.405	30.405	0.000
8	\dot{m}_g [kg/s]	1500	1575	1450	44.4	1508	1500	75.0
	η_{OB-CWP} [%]	38.35	38.35	38.351	0.002	38.352	38.355	0.004

Sprawdzenie powtarzalności otrzymanych wyników wykonano na podstawie wartości średniego odchylenia σx (6.1) otrzymanych wyników. Aby sprawdzić zgodność wyników z wyznaczonymi wcześniej charakterystykami, obliczono maksymalną różnicę Δx (6.2) pomiędzy kolejnymi wynikami otrzymanymi metodą heurystyczną i klasyczną metodą obliczeń.

$$\sigma x = \sqrt{\frac{1}{3} \sum_{l=1}^3 (x_l - \bar{x})^2} \quad (6.1)$$

$$\Delta x = \max(|x_l - x_{ref}|) \quad (6.2)$$

Na rysunku 6.11 przedstawiono wartości przepływów wody dla powyższych obliczeń, zestawione z charakterystyką przepływu optymalnego przedstawionego na wykresie 5.39.



Rys.6.11 Wyniki obliczeń optymalnego przepływu wody – zadanie 1

- Omówienie wyników obliczeń.

Użycie algorytmów genetycznych znacznie skróciło czas obliczeń optymalizacyjnych. Optymalny przepływ dla badanego punktu pracy jest obliczony w ok. 20÷60 sekund, co całkowicie zaspokaja potrzeby sterowania obciążeniem pompy. Wyniki obliczeń uzyskanych w kolejnych seriach wykazują się dużą powtarzalnością, dzięki czemu można uznać je za wiarygodny wynik optymalizacji. Średnie odchylenie kolejnych serii obliczeń jest w granicach 15 kg/s, nie przekraczając 50 kg/s.

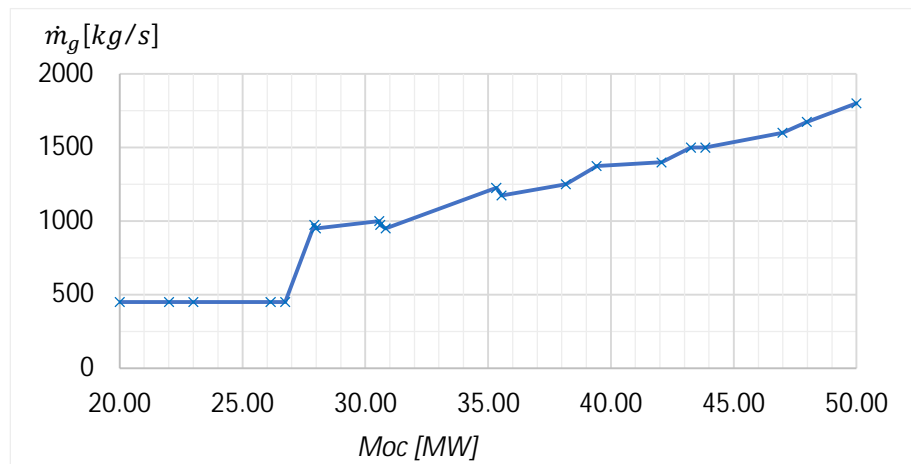
Porównując wyniki otrzymane na podstawie algorytmów heurystycznych z uzyskanymi metodą klasyczną wyciągnięto wniosek, że zastosowana metoda obliczeniowa jest dokładna, a maksymalny błąd obliczeniowy pomiędzy wartością optymalną przepływu wody a wynikiem uzyskanym na podstawie algorytmów heurystycznych wynosi 60 kg/s, natomiast maksymalna różnica sprawności bloku dla obliczonego ekstremum to 0.005 pp.

6.4.2. Wyznaczenie optymalnej pracy pomp dla wyznaczonego zakresu pracy bloku.

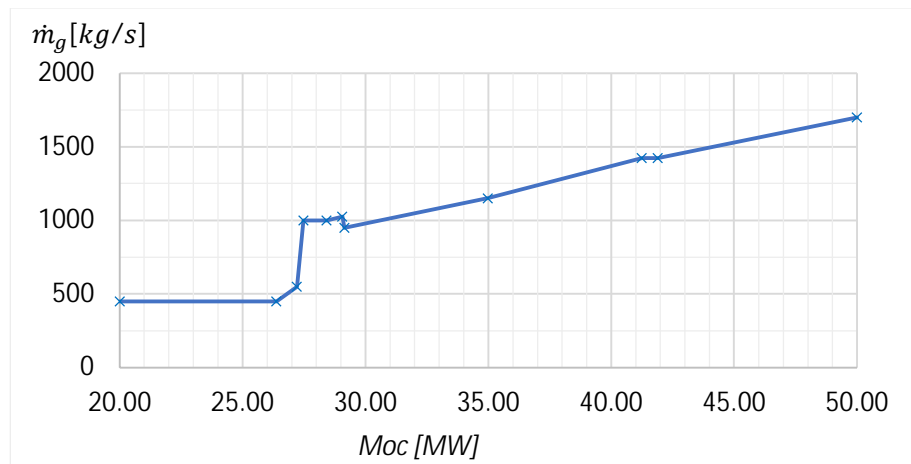
Przy wyznaczaniu charakterystyki przepływu dla określonego obszaru pracy bloku, użytkownik otrzymuje komplet informacji na grafice operatorskiej.

Poniżej przedstawiono cztery wykresy dla zmiany punktu pracy bloku z $N_{TG} = 50 MW$ i $N_{DWH} = 10 MW$, na $N_{TG} = 20 MW$ i $N_{DWH} = 40 MW$, przy stałych pozostałych parametrach $p_0 = 12.2 MPa$, $t_0 = 545 ^\circ C$, $t_{g1} = 20 ^\circ C$, $t_{DWH1} = 53 ^\circ C$, $t_{DWH2} = 90 ^\circ C$.

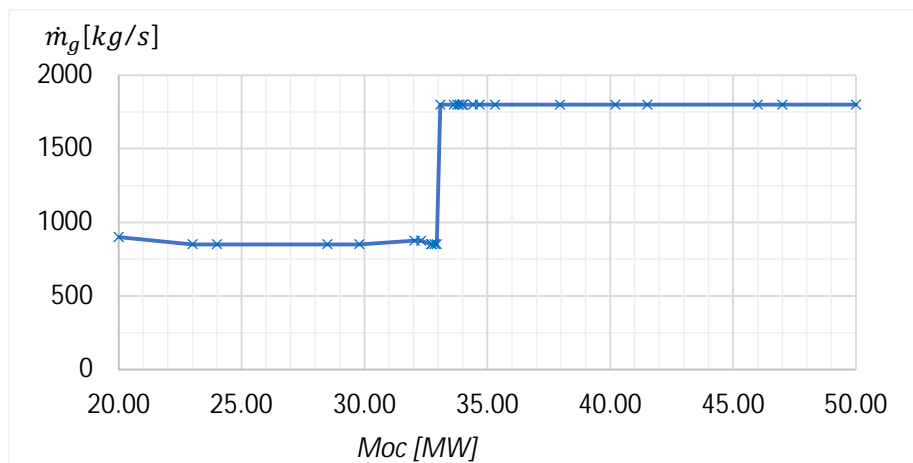
Pierwsze dwa wykresy przedstawiają charakterystykę przepływu (rys.6.12) i obszar przełączenia ilości aktywnych pomp (rys.6.13), gdy ograniczenia obiektowe nie są aktywne. Kolejne dwa wykresy (rys.6.14-6.15) przedstawiają analogiczne wykresy z uwzględnieniem ograniczeń rzeczowych.



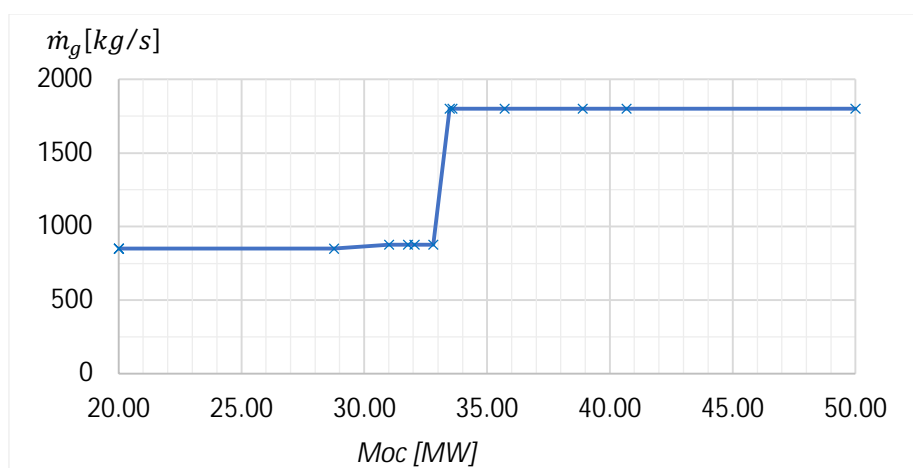
Rys.6.12 Wyznaczenie pełnej charakterystyki, bez uwzględnienia ograniczeń obiektowych



Rys.6.13 Wyznaczenie obszaru zmiany ilości pracujących pomp, bez uwzględnienia ograniczeń obiektowych



Rys.6.14 Wyznaczenie pełnej charakterystyki, z uwzględnieniem ograniczeń obiektowych



Rys.6.15 Wyznaczenie obszaru zmiany ilości pracujących pomp, z uwzględnieniem ograniczeń obiektowych

- Omówienie wyników obliczeń.

Przedstawione charakterystyki są spójne z wynikami otrzymanymi w punkcie 5.3, przy czym optymalny przepływ jest przedstawiony w funkcji mocy bloku (lub mocy cieplnej wymiennika), czyli wartości dostępnej w systemie rzeczywistym. Przy obliczeniach założono liniową i proporcjonalną zmianę wszystkich parametrów bloku, które są różne dla punktów określających badany zakres pracy. Czas trwania obliczeń zależy od: losowego wyboru badanych punktów pracy, jakie algorytm przyjmie do wyznaczenia charakterystyki, uwzględnienia ograniczeń instalacji wody chłodzącej (uwzględnienie ograniczeń skraca obliczenia), ilości iteracji potrzebnych do obliczenia bilansu cieplnego bloku (skrajne punkty pracy bloku wydłużają obliczenia), oraz oczekiwanej dokładności obliczeń, i wynosi 8-25 min. Otrzymane charakterystyki są powtarzalne i wyznaczone z zadaną przez użytkownika dokładnością.

6.5. Wnioski

Przedstawiony program został wykonany dla badanego o bloku energetycznego, jednak jego modułowa budowa i sparametryzowane bloki funkcyjne zapewniają uniwersalność i łatwość implementacji w programach uwzględniających inne jednostki energetyczne. Obliczenia związane z wyznaczeniem bilansów cieplnych obiegu i parametrów układu wody chłodzącej zostały zaprogramowane w identyczny sposób, jak w podstawowej części badań i zapewniają takie same wyniki obliczeń.

Problemy, które napotkano z długim czasem uzyskania wyniku zadań optymalizacji rozwiązano stosując algorytmy genetyczne. Odpowiednie sparametryzowanie aplikacji związane z: doбором wielkości populacji bazowej i testowej, założonej dokładności otrzymanego wyniku oraz ze sposobu wykonywania mutacji osobników, poskutkowało znalezieniem rozwiązania zadania w dopuszczalnym czasie i otrzymaniem wyników z odpowiednią dokładnością. Co ważne, możliwość zmiany tych parametrów jest dostępna z poziomu aplikacji i powinna być dostosowana do oczekiwań w stosunku do konkretnego przypadku.

Wykonany program może być również wykorzystany w celu optymalizacji innych obszarów technologicznych w zależności od potrzeb klienta, ponieważ moduły optymalizacji są niezależną częścią aplikacji, a ich funkcjonalność może być w łatwy sposób zmieniona.

Nie bez znaczenia dla poprawności obliczeń wykonywanych w aplikacji przemysłowej jest możliwość aktualizacji zmiennych opisujących instalację bloku (Tab.B2.1) w trakcie wieloletniej eksploatacji. Dzięki temu zmieniające się warunki pracy układu są uwzględniane w obliczeniach.

7. PODSUMOWANIE PRAC I WNIOSKI KOŃCOWE

Wykonanie badań nad optymalizacją pracy skraplaczy turbinowych w pełnym paśmie regulacji obciążenia wymagało wykonania szeregu prac przygotowawczych. W początkowej fazie opracowano model służący do obliczeń ciśnienia panującego w skraplaczu, przygotowano algorytmy do obliczeń bilansu cieplnego oraz wykonano program do wyznaczenia oporów hydraulicznych instalacji wody chłodzącej, aby uwzględnić ich wpływ na pracę pomp wody chłodzącej.

Kolejno wykonano szczegółowe badania możliwości optymalizacji dwóch bloków energetycznych. Pierwsza jednostka posiada turbinę kondensacyjną z trzema częściami NP i trzema skraplaczami. Dla tego obiektu analizę rozpoczęto od doboru optymalnego połączenia skraplaczy po stronie wody chłodzącej dla pełnego zakresu obciążenia bloku. Kolejno wykonano obliczenia optymalizacji przepływu wody chłodzącej oczekując, że zmiana obciążenia pomp wody chłodzącej dla nienominalnych obciążeń bloku pozytywnie wpłynie na sprawność bloku netto.

Analizując pracę drugiej jednostki, bloku ciepłowniczego, również sprawdzono, czy obniżenie wydajności pomp wody chłodzącej dla niskiego obciążenia skraplacza jest uzasadnione. Dodatkowo, dla tej jednostki wykonano aplikację gotową do wdrożenia na obiekcie, uwzględniając ograniczenia instalacji wody chłodzącej w badanym układzie.

Podsumowując całość prac wyciągnięto następujące wnioski:

- Do obliczeń ciśnienia panującego w skraplaczu, spośród badanych metod najlepsze wyniki uzyskano stosując algorytm, gdzie wyznaczanie współczynnika przenikania ciepła jest oparte o standard HEI. Co ważne metoda ta jest najprostsza do implementacji.
- Dysponując danymi z instalacji rzeczywistej warto wprowadzić poprawkę skorygowanej wartości spiętrzenia temperatur, która polepsza dokładność wyników obliczeń dla nienominalnego ciśnienia panującego w skraplaczu.
- Modele matematyczne służące do obliczeń bilansów cieplnych badanych jednostek zostały ocenione pozytywnie w aspekcie poprawności uzyskanych wyników i posłużyły do obliczeń optymalizacji pracy skraplaczy.
- Uzyskane charakterystyki instalacji wody chłodzącej zostały sprawdzone dla nominalnych punktów pracy badanych bloku i zostały użyte w dalszych badaniach.
- Analiza efektywności połączeń trzech skraplaczy po stronie wody chłodzącej pozwoliła na znalezienie konfiguracji, która najkorzystniej oddziałuje na sprawność bloku netto. Połączenie szeregowe, niezależnie od możliwości zastosowania zmiany przepływu wody chłodzącej w instalacji dało najlepsze wyniki.

- Utrzymując stały przepływ wody chłodzącej, jego wartość przy zastosowaniu połączenia szeregowego powinna zostać zredukowana o 20% w stosunku do nominalnego przepływu stosowanego dla pozostałych konfiguracji. Dzięki zastosowaniu tej konfiguracji sprawność układu polepszyła się o 0.12-0.35 pp. w porównaniu z konfiguracją równoległą, co przekłada się na wygenerowanie dodatkowych 2000-2600kW.
- Największy zysk otrzymano stosując połączenie szeregowe skraplaczy, uwzględniając regulację przepływu wody chłodzącej, gdzie zyski mieściły się w przedziale 2200-4200kW, w porównaniu z konfiguracją bazową.
- Jeżeli w optymalizowanym układzie istnieją duże ograniczenia możliwości regulacji wodą chłodzącą, wówczas stały i zredukowany przepływ daje większy zysk, niż praca regulacyjna pomp w wąskim zakresie zmiany obciążenia.
- Również wdrożenie regulacji wody chłodzącej dla bloku ciepłowniczego spowodowało poprawę sprawności układu netto. Wynik optymalizacji jest widoczny poniżej 80% obciążenia części NP turbiny, ale realne korzyści z zastosowania regulacji otrzymano, gdy przepływ pary był mniejszy niż 50% wartości nominalnej, co skutkuje możliwością wygenerowania dodatkowej mocy rzędu 100-450kW.
- Wprowadzenie ograniczeń w regulacji wodą chłodzącą w istotny sposób wpłynęło na uzyskane wyniki optymalizacji. Uwzględnienie warunków, które są spowodowane pracą chłodni, zmniejszyło maksymalną wartość zysku o 20%. Natomiast kolejne ograniczenie zredukowało zyski wdrożonej regulacji w całym wcześniej dostępnym zakresie. Zyski są osiągalne dopiero poniżej 35% obciążenia części NP i wartość dostępnej możliwej do wygenerowania mocy zmalała do ok. 50-300kW.
- Program wykonany w narzędziach Valmet działa poprawnie, a dzięki zastosowaniu algorytmów genetycznych udało się zmniejszyć czas obliczeń optymalizacyjnych. Wyniki uzyskane tą metodą są poprawne i powtarzalne. Całość oprogramowania została kompletnie przetestowana z uwzględnieniem potencjalnych stanów błędnych i jest przygotowana do wdrożenia.

Bibliografia

- [1] Haldkar, V., Sharma, A., Ranjan, R., Bajpai, V., „An Energy Analysis of Condenser,” *International Journal of Thermal Technologies*, tom 3, nr 4, pp. 120-125, 2013.
- [2] Chmielniak T, Technologie energetyczne, Warszawa: PWN, 2021.
- [3] Pattanayak L., & Padhi B., Kodamasingh B., „Thermal performance assessment of steam surface condenser,” *Case Studies in Thermal Engineering*, tom 14, p. 100484, 2019.
- [4] El-Wakil M.M., Power plant technology, New York: McGraw-Hill, 1984.
- [5] Laković M.S., et.al., „Impact of the cold end operating conditions on energy efficiency of the steam power plants,” *Thermal Science*, pp. 53-66, 2010.
- [6] Fujii T., „Research Problems For Improving the Performance of Power Plant Condensers, Condensation and Condenser Design,” *ASME*, p. 487–498, 1993.
- [7] Antar M.A., Zubair M.S., „The impact of fouling on performance evaluation of multi-zone,” *Applied Thermal Engineering*, tom 27, pp. 2505-2513, 2007.
- [8] Grzebielec A., Rusowicz A., „Thermal Resistance of Steam Condensation in Horizontal Tube,” *Journal of Power Technologies*, tom 91, nr 1, pp. 41-48, 2011.
- [9] Putman R.E., Harpster J.W., „The measurement of condenser losses due to fouling and those due,” w *EPRI Condenser Seminar and Conference*, San Antonio, 2002.
- [10] Butrymowicz D., Trela M., „Effects of fouling and inert gases on performance of recuperative,” *Archives of Thermodynamics*, tom 23, nr 1-2, 2001.
- [11] Dobosiewicz J., Zbroińska-Szcechura E., „Dobór materiałów na wkłady rurowe wymienników cieplnych,” *Biuletyn Pronovum*, tom 1, pp. 412- 414, 2010.
- [12] Prieto M.M., Suarez I.M., Montanes E., „Analisis of the thermal performance of a church window steam condenser for different operational conditions using three models,” *Applied Thermal Engineering*, tom 23, p. 163–178, 2003.
- [13] Benoit A., Gosselin L., „Optimal geometry and flow arrangement for minimizing the cost of shell-and-tube condensers,” *International Journal of Energy Research*, tom 32, p. 958–969, 2008.
- [14] Kasztelewicz Z., Patyk M., „Nowoczesne i sprawne elektrownie węglowe strategicznym wyzwaniem dla Polski,” *Polityka energetyczna*, tom 18, nr 4, pp. 45-60, 2015.
- [15] EMBER, „Average monthly wholesale electricity prices,” EMBER, . [Online]. Available: <https://ember-climate.org/european-electricity-transition/>. [Data uzyskania dostępu: 6 10 2021].
- [16] Malko J., Wojciechowski H., „Zmagania z progiem 50 % sprawności obiegu parowego Rankine’a,” *Energetyka Ciepła i Zawodowa*, Tomy %1 z %27-8, 2012.
- [17] Radzik T., „Poprawa sprawności obiegu parowego bloku energetycznego – teoria i rzeczywistość,” *Energetyka*, tom 7, pp. 397-405 , 2014.
- [18] Stępczyńska K., Łukowicz H., Dykas S., Czaja D., „Obliczenia ultra-

- nadkrytycznego bloku węglowego o mocy 900 MW z odzyskiem ciepła ze spalin,” *Archiwum Energetyki*, tom 2, pp. 155-164, 2012.
- [19] Chmielniak T., Łukowicz H.: , „Condensing power plant cycle assessing possibilities of improving its efficiency,” *Archives of Thermodynamics*, tom 31, nr 3, p. 105–113, 2010.
- [20] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F., *Elektrownie*, Warszawa: WNT, 1995.
- [21] Szulc P., Tietze T., Rączka P., Wójs k., „Porównanie wybranych konstrukcji wymienników ciepła pracujących w układzie odzysku ciepła odpadowego ze spalin wylotowych,” *Archiwum Energetyki*, tom XLIII, nr 1-2, pp. 11-30, 2013.
- [22] Chmielniak T., Łukowicz H.: , Modelowanie i optymalizacja bloków węglowych z wychwytem CO₂, Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2015.
- [23] Kielerz A., „Energetyka węglowa i OZE – wzajemne uzupełnienie czy rywalizacja?,” *Zeszyty Naukowe Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN*, tom 102, pp. 217-203, 2018.
- [24] Kotlicki T., „Poprawa efektywności energetycznej w układzie potrzeb własnych bloku energetycznego dużej mocy,” *Archiwum Energetyki*, tom XLII, nr 2, pp. 185-195, 2012.
- [25] Dobkiewicz-Wieczorek E., „Influence of surface condensers connection configuration on power plant unit performance,” *Archives of Thermodynamics*, tom 41, nr 4, pp. 115-145, 2020.
- [26] Bronk L., Czarnecki B. Magulski R., „Elastyczność krajowego systemu elektroenergetycznego.,” *Diagnoza, potencjał, rozwiązania. Forum Energii*, 2019.
- [27] Czesla F, Bewerunge J, Senzel A., „Lünen - State of the Art UltraSupercritical Steam Power Plant Under Construction.,” w *POWER - GEN Europe*, Cologne, Niemcy, 2009.
- [28] Wróblewski W., Dykas S., Rulik S, „Selection of the cooling system configuration for an ultra-critical coal-fired power plant,” *Energy Conversion and Management*, tom 76, nr , pp. 554-560, 2013.
- [29] Wróblewski W., Łukowicz H., Rulik S., „Analiza sprawności obiegu cieplnego ultra-nadkrytycznego bloku kondensacyjnego dla szeregowej konfiguracji skraplaczy,” *Archiwum Energetyki*, tom 43, nr 1-2, pp. 117-127, 2013.
- [30] Dobkiewicz-Wieczorek E., „Wpływ konfiguracji połączenia trzech skraplaczy głównych na przyrost mocy elektrycznej turbozespołów dużej mocy,” *Instal* , tom 4, nr , pp. 12-16, 2016.
- [31] Laskowski R., Wybrane zagadnienia modelowania i optymalizacji skraplaczy energetycznych i wymienników regeneracyjnych, Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2018.
- [32] Grzesiczek E. ,Mendecki J. ,Komarnicki Z, „Optymalizacja przepływu wody chłodzącej przez skraplacz turbiny o mocy 225 MW,” *Energetyka*, tom 8, nr , pp. 574-575 , 2007.
- [33] Rusak J., „Zmniejszanie zużycia energii na potrzeby własne w TAURON Wytwarzanie S.A. na przykładzie modernizacji układów wody chłodzącej,” *Energetyka*, tom 1, nr , pp. 43-47, 2013.
- [34] Gardzilewicz A, Błaszczyk A, Głuch J. , „Aspekty techniczno-ekonomiczne i ekologiczne regulacji wody chłodzącej w turbinach parowych wielkiej mocy.,” *Archiwum Energetyki*, tom 2, pp. 83-95, 2008.

- [35] Laskowski R., Smyk A., Rusowicz A., Grzebielec A., „Optimization of the cooling water mass flow rate under variable load of a power unit,” *Applied Thermal Engineering*, tom 191, p. 116874, 2021.
- [36] Wróblewski W., Dykas S., Rulik S., „Sprzężony model obiegu cieplnego i układu wody chłodzącej dla siłowni na parametry nadkrytyczne,” *Rynek Energii*, tom 79, nr , pp. 54-60, 2008.
- [37] 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*, tom 16, pp. 263-270, 2012.
- [38] Gañán J., Al-Kassir A., González J., Macías A., Diaz M.A., „Influence of the cooling water on the efficiency of a thermonuclear plant.,” *Applied Thermal Engineering*, tom 25, pp. 485-494, 2005.
- [39] Attia SI. , „The influence of condenser cooling water temperature on the thermal,” *Annals of Nuclear Energy*, tom 80, nr Supplement C, pp. 371-378, 2015.
- [40] Xia L., Liu D., Zhou L., Wang P., Chen Y., „Optimization of a seawater once-through cooling system with variable speed pumps in fossil fuel power plants,” *International Journal Thermal Sciences*, tom 91, pp. 105-112, 2015.
- [41] Harish R., Subhramanyan E.E., Madhavan R., Vidyanand S., „Theoretical model for evaluation of variable frequency drive for cooling water pumps in sea water based once through condenser cooling water system,” *Applied Thermal Engineering*, tom 30, pp. 2051-2057, 2010.
- [42] Gardzilewicz A, Błaszczuk A, Głuch J., „Operating and economic conditions of cooling water control for marine steam turbine condensers,” *Polish Maritime Research*, tom 18, nr 3(70), pp. 48-54, 2011.
- [43] Józwiak M., Analiza wpływu parametrów wody chłodzącej skraplacza na efektywność energetyczną upustowo – kondensacyjnej turbiny parowej, Poznań: Rozprawa Doktorska, 2020.
- [44] 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*, tom 18, nr 12, 2016.
- [45] Bejan A., „Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite size devices and finite time processes,” *Journal of Applied Physics*, tom 79, pp. 1191-1218, 1996.
- [46] Khalifeh Soltan B., Saffar-Avval M., Damangir E., „Minimizing capital and operating costs of shell and tube condensers using optimum baffle spacing,” *Applied Thermal Engineering*, tom 24, p. 2801–2810, 2004.
- [47] Laskowski R., „A mathematical model of steam condenser in off-design operation,” *Journal of Power Technologies*, tom 92, nr 2, 2012.
- [48] Laskowski, R. ,Smyk, A. ,Lewandowski, J., „Analiza osiągnięć skraplacza i części niskoprężnej turbiny w zmienionych warunkach pracy,” *Instal*, tom 7/8, pp. 12-18, 2014.
- [49] Drożyński Z., „Steam condensation analysis in a power plant condenser,” *Archives of thermodynamics*, tom 39, nr 4, pp. 3-32, 2018.
- [50] Tarrad A., Majeed L., „The application of a step by step technique for the performance prediction of thermal power plant surface condensers,” *Journal of Engineering*, tom 16, pp. 4748-4770, 2010.

- [51] Rusowicz A., Laskowski R., Grzebielec A., „The numerical and experimental study of two passes power plant condenser,” *Thermal Science*, tom 21, nr 1a, pp. 353-362, 2017.
- [52] Kaproń, H., Salij, A., „Doświadczenia eksploatacyjne skraplaczy turbin parowych,” w *Problemy badawcze energetyki cieplnej*, Warszawa, 2011.
- [53] Laskowski R., Smyk A., „Analysis of the working conditions of a steam condenser using measurements and an approximation model,” *Rynek Energii*, tom 110, nr 1, pp. 110-115, 2014.
- [54] Pakuła G., Piasecki W., Szarszewski A., „Regulacja pomp diagonalnych pracujących jako pompy wody chłodzącej w blokach energetycznych dużej mocy,” *Pompy, Pompownie*, tom 1, nr 44, pp. 22-26, 2012.
- [55] W. Jędral, *Pompy wirowe*, Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2001.
- [56] IAPWS, „Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam,” The International Association for the Properties of Water and Steam, . [Online]. Available: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf>. [Data uzyskania dostępu: 1997].
- [57] Cengel Y.A., *Heat transfer*, McGraw-Hill, 1998.
- [58] Holman J.P., *Heat Transfer*, New York: McGraw-Hill, 1998.
- [59] Kostowski E., *Przepływ Ciepła*, Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2006.
- [60] Gogół W., *Wymiana ciepła, tablice i wykresy*, Warszawa, 1972.
- [61] HEI, *HEI Standards for Steam Surface*, 11th Edition, Ohio: Heat Exchange Institute, 2012.
- [62] ASME, *ASME PTC 12.2-2010 Steam Surface Condensers Performance Test Codes [Revision of PTC 12.2-1998 (R2007)]*, New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2007.
- [63] Szlachtin P.N., *Turbiny Parowe*, Warszawa: Warszawskie Państwowe Wydawnictwo Szkolenia Zawodowego, 1953.
- [64] Chmielniak T., *Obiegi termodynamiczne*, Wrocław: Ossolineum, 1988.
- [65] Holmgren M., „IF-97 Steam tables Excel macros,” -, . [Online]. Available: www.x-eng.com. [Data uzyskania dostępu: 24 4 2018].
- [66] Perycz S., *Turbiny parowe i gazowe*, Wrocław: Zakład Narodowy im. Ossolińskich, 1992.
- [67] , PN-76/M-34034 *Rurociągi- Zasady obliczeń strat ciśnienia.*, : , .
- [68] KSB, „Wskazówki do poprawnego projektowania przepompowni wyposażonych w pompy zatapialne.” KSB Pompy i Armatura Sp. z o. o., . [Online]. Available: <https://www.ksb.com/blob/173022/c7fe2d9f8e342c707efa5e0966136752/pumpen-station-download-data.pdf>. [Data uzyskania dostępu: 6 10 2021].
- [69] PSE, „Rynkowa cena energii elektrycznej,” PSE, . [Online]. Available: <https://www.pse.pl/dane-systemowe/funkcjonowanie-rb/raporty-dobowe-z-funkcjonowania-rb/podstawowe-wskazniki-cenowe-i-kosztowe/rynkowa-cena-energii-elektrycznej-rce>. [Data uzyskania dostępu: 6 10 2021].
- [70] Derski B., „O ile wzrosną ceny prądu w 2022?,” *Wysokie Napięcie*, . [Online]. Available: <https://wysokienapiecie.pl/40547-o-ile-wzrosna-ceny-pradu-w-2022-policzyliśmy/>. [Data uzyskania dostępu: 6 10 2021].
- [71] Goldberg D., *Algorytmy genetyczne i ich zastosowania*, Warszawa: WNT, 1995.

- [72] Dimeo R. & Lee K., „Boiler-turbine control system design using a genetic algorithm,” *Energy Conversion*, tom 10, pp. 752 - 759, 1996.
- [73] Aliehyaei M., Ahmadi A., Rosen M., Davarpanah A., „Thermodynamic Optimization of a Geothermal Power Plant with a Genetic Algorithm in Two Stages,” *Processes*, tom 8, nr 1277, 2020.
- [74] Zhou Y., Bingquan Z., DongXin W., „Application of genetic algorithms to fault diagnosis in nuclear power plants,” *Reliability Engineering & System Safety*, tom 67, pp. 153-160, 2000.
- [75] Gajer M., „Optymalizacja systemów elektroenergetycznych z zastosowaniem obliczeń ewolucyjnych,” *Pomiary Automatyka Robotyka*, tom 17, nr 2, pp. 345-350, 2013.
- [76] Bereta M., „Algorytmy genetyczne,” Politechnika Krakowska, . [Online]. Available:
http://www.michalbereta.pl/dydaktyka/alg_imm/klasyczny_algorytm_genetyczny.pdf. [Data uzyskania dostępu: 6 10 2021].

Załącznik A – Dane wejściowe do obliczeń ciśnienia w skraplaczu

A – blok z turbiną kondensacyjną 450MW,
 B – blok z turbiną upustowo kondensacyjną 120 MW,
 C – blok z turbiną upustowo kondensacyjną 65 MW.

Tab.A.1 Dane wejściowe do obliczeń ciśnienia w skraplaczu z rozróżnieniem na bloki energetyczne -parametry skraplaczy

		A	B	C
A_{C1}	m^2	19177	5524	4235
n	-	31920	10960	5764
d_i	m	0.0226	0.0230	0.0206
d_o	m	0.0240	0.0250	0.0220
K_m	$\frac{W}{m K}$	15	100	15
F_c	-	0.85	0.70	0.95
dt_c	$^{\circ}C$	0	0	0
η_{i_NP}	-	0.82	0.82	0.82
η_{C1}	-	0.99	0.99	0.99
<i>bieg</i>	-	2	2	2
\dot{m}_{s-nom}	$\frac{kg}{s}$	207.6	70.3	44.6

Wartość współczynnika czystości rurek F_c jest oszacowana doświadczalnie, a jego różnica jest spowodowana czasem eksploatacji skraplacza. Dane dla bloku C zostały zebrane bezpośrednio po jego uruchomieniu, blok A i B są to starsze jednostki, przy czym blok A posiada system czyszczenia rurek skraplacza.

Tab.A.2a Dane wejściowe do obliczeń ciśnienia w skraplaczu dla badanych punktów pracy.

obiekt		A				
l		1	2	3	4	5
%NP		47%	66%	79%	93%	101%
\dot{m}_g	$\frac{kg}{s}$	15831	15831	15831	15831	15831
p_g	MPa	5	5	5	5	5
t_{g_1}	$^{\circ}C$	17.2	16.7	15.2	16.8	18.3
p_{s_NP}	MPa	2.46	3.58	4.41	5.26	5.79
t_{s_NP}	$^{\circ}C$	261	273	280	274	279
\dot{m}_s	$\frac{kg}{s}$	97	137	163	194	209

Tab.A.2b Dane wejściowe do obliczeń ciśnienia w skraplaczu dla badanych punktów pracy.

obiekt		B							
l		6	7	8	9	10	11	12	13
%NP		49%	52%	68%	89%	91%	91%	108%	109%
\dot{m}_g	$\frac{kg}{s}$	4120	3070	4110	4460	4620	4520	4400	4590
p_g	MPa	3	3	3	3	3	3	3	3
t_{g_1}	°C	17.26	17.49	26.7	16.4	30.38	22.02	17.13	29.49
p_{s_NP}	MPa	1.78	1.79	2.09	1.80	1.80	1.82	2.25	2.21
t_{s_NP}	°C	223	223	215	223	224	223	225	221
\dot{m}_s	$\frac{kg}{s}$	35	37	48	63	64	64	76	76

Tab.A.2c Dane wejściowe do obliczeń ciśnienia w skraplaczu dla badanych punktów pracy.

obiekt		C							
l		14	15	16	17	18	19	20	21
%NP		6%	8%	33%	33%	62%	91%	91%	101%
\dot{m}_g	$\frac{kg}{s}$	877	960	1855	1850	1859	1850	1853	1850
p_g	MPa	3	3	3	4	3	4	3	4
t_{g_1}	°C	21	20	19	20.4	21	20.9	24.3	21.8
p_{s_NP}	MPa	4.69	3.14	2.00	4.40	3.28	4.36	4.89	4.91
t_{s_NP}	°C	151	141	139	150	146	152	157	163
\dot{m}_s	$\frac{kg}{s}$	3	3	15	15	28	41	41	45

Załącznik B1 – Dane wejściowe do obliczeń bilansu cieplnego bloku I.

Tab.B1.1 Dane opisujące instalację bloku energetycznego I.

%TG	100%	70%	40%	%TG	100%	70%	40%
η_{TG}	0.986	0.982	0.975	η_{i11-12}	0.912	0.912	0.912
η_{LPH1B}	0.99	0.99	0.99	η_{i12-13}	0.903	0.903	0.903
η_{LPH1}	0.99	0.99	0.99	η_{i21-22}	0.915	0.915	0.915
η_{LPH2}	0.99	0.99	0.99	η_{i22-23}	0.966	0.966	0.966
η_{LPH3}	0.99	0.99	0.99	η_{i23-24}	0.947	0.947	0.947
η_{LPH4}	0.99	0.99	0.99	η_{i31-32}	0.845	0.845	0.813
η_{LPH5}	0.99	0.99	0.99	η_{i32-33}	0.922	0.922	0.922
η_{HPH1}	0.99	0.99	0.99	η_{i33-34}	0.900	0.900	0.750
η_{HPH2}	0.99	0.99	0.99	η_{i41-42}	0.845	0.845	0.813
η_{HPH3}	0.99	0.99	0.99	η_{i42-43}	0.922	0.922	0.922
η_{HPH1A}	0.99	0.99	0.99	η_{i43-44}	0.900	0.900	0.750
ζ_{0-10}	0.036	0.036	0.036	η_{i51-52}	0.870	0.870	0.860
ζ_{10-11}	0.001	0.024	0.042	η_{i52-53}	0.890	0.890	0.780
ζ_{19-20}	0.074	0.075	0.076	η_{CP}	0.85	0.85	0.85
ζ_{20-21}	0.000	0.000	0.000	η_{CP1}	0.85	0.85	0.85
ζ_{71-72}	0.048	0.039	0.028	η_{CP2}	0.85	0.85	0.85
ζ_{72-74}	0.051	0.041	0.030	η_{FWP}	0.85	0.85	0.85
ζ_{74-75}	0.053	0.043	0.029	dt_{LPH1}	17.5	15.7	11.6
ζ_{75-82}	0.056	0.043	0.030	dt_{LPH2}	22.5	20.7	17.9
ζ_{82-83}	0.060	0.045	0.031	dt_{LPH3}	50.7	48.1	44.6
ζ_{83-88}	0.064	0.048	0.030	dt_{LPH4}	17.6	16.2	14.4
ζ_{88-90}	0.146	0.105	0.067	dt_{LPH5}	16.6	15.1	13.8
ζ_{91-92}	0.015	0.015	0.019	$dt_{LPH} + dt_{FWT}$	160.2	148.6	130.3
ζ_{92-94}	0.004	0.003	0.001	dt_{HPH1}	29.3	29.3	28.2
ζ_{94-96}	0.004	0.003	0.001	dt_{HPH2}	53.1	51.0	46.8
ζ_{96-99}	0.004	0.002	0.001	dt_{HPH3}	27.0	24.7	21.9
ζ_{99-100}	0.035	0.038	0.055	$dt_{C-LPH1B}$	7.2	5.0	2.4

%TG	100%	70%	40%	%TG	100%	70%	40%
ζ_{123-90}	0.017	0.024	0.040	dt_{c-LPH4}	5.0	3.6	2.2
ζ_B	0.121	0.116	0.112	dt_{c-HPH1}	5.1	3.6	2.1
ζ_{12-112}	0.030	0.020	0.012	dt_{c-HPH2}	5.2	2.9	1.1
ζ_{13-113}	0.030	0.024	0.019	dt_{c-HPH3}	4.9	2.7	1.1
ζ_{22-122}	0.020	0.020	0.018	$dt_{c-HPH1A}$	13.9	11.1	6.6
ζ_{23-123}	0.060	0.051	0.037	dt_{s-LPH1}	5.3	3.5	1.6
ζ_{24-124}	0.036	0.031	0.020	dt_{s-LPH2}	3.2	2.0	1.0
ζ_{32-132}	0.041	0.033	0.025	dt_{s-LPH3}	3.1	1.8	0.7
ζ_{33-133}	0.030	0.023	0.011	dt_{s-LPH4}	3.0	1.9	0.8
ζ_{42-132}	0.041	0.033	0.025	dt_{s-LPH5}	2.9	1.8	0.9
ζ_{43-143}	0.030	0.025	0.018	dt_{s-HPH1}	1.4	0.5	-0.4
ζ_{52-152}	0.039	0.037	0.029	dt_{s-HPH2}	0.9	-1.7	-4.2
				dt_{s-HPH3}	-0.8	-2.3	-3.4

Tab.B1.2 Parametry skraplacza turbiny I.

A_{C1}	m^2	13935	n_{C1}		16840	K_m	$\frac{W}{m K}$	15
A_{C2}	m^2	13935	n_{C2}		16840	η_{C1}		0.99
A_{C3}	m^2	20903	n_{C3}		25260	bieg		1
d_i	m	0.021	dt_c	$^{\circ}C$	0			
d_o	m	0.022	F_c		0.95			

Tab.B1.3 Dane wejściowe do obliczeń dla bloku energetycznego I.

l		1	2	3	4	6
%TG		100%	90%	70%	50%	40%
N_{TG}	kW	910282	819000	637000	455000	364000
t_0	$^{\circ}C$	603	603	603	602	601
t_{20}	$^{\circ}C$	610	610	610	604	598.00
\dot{m}_g	$\frac{kg}{s}$	22500	22500	22500	22500	22500
p_g	MPa	4	4	4	4	4
$t_{g,1}$	$^{\circ}C$	16.7	16.5	16.0	15.5	15.3

Załącznik B2 – Dane wejściowe do obliczeń bilansu cieplnego bloku II.

Tab.B2.1 Dane opisujące instalację bloku energetycznego II.

		100%	60%	30%			100%	60%	30%
η_t	%TG	0.978	0.963	0.963	η_{11-12}	%TG	0.840	0.920	0.920
η_{LPH1}	%TG	0.99	0.99	0.99	η_{12-13}	%TG	0.999	0.999	0.960
η_{LPH2}	%TG	0.99	0.99	0.99	η_{13-14}	%TG	0.950	0.980	0.960
η_{HPH1}	%TG	0.99	0.99	0.99	η_{14-15}	%NP	0.930	0.930	0.950
η_{HPH2}	%TG	0.99	0.99	0.99	η_{15-16}	%NP	0.784	0.784	0.580
η_{DWH}	%TG	0.99	0.99	0.99	η_{16-17}	%NP	0.789	0.739	0.600
ζ_{0-10}	%TG	0.014	0.006	0.005	η_{CP}	%TG	0.85	0.85	0.85
ζ_{10-11}	%TG	0.189	0.484	0.679	η_{CP1}	%TG	0.85	0.85	0.85
ζ_{114-40}	%TG	0.060	0.050	0.050	η_{DWP}	%TG	0.85	0.85	0.85
ζ_{15-135}	%DWH	0.150	0.000	0.000	η_{FWP}	%TG	0.85	0.85	0.85
ζ_{22-23}	%NP	0.000	0.000	0.000	dt_{LPH1}	%TG	15.1	15.1	15.1
ζ_{23-24}	%NP	0.363	0.363	0.361	dt_{LPH2}	%TG	38.4	38.4	38.4
ζ_{30-31}	%TG	0.568	0.003	0.003	dt_{HPH1}	%NP	44.0	44.0	44.0
ζ_{31-40}	%TG	0.090	0.090	0.090	dt_{HPH2}	%NP	13.1	13.1	13.1
ζ_{41-42}	%TG	0.011	0.007	0.006	$dt_{LPH} + dt_{FWT}$	%NP	110.3	110.3	110.3
ζ_{42-100}	%TG	0.011	0.007	0.006	dtp_{LPH2}	%NP	6.8	4.2	2.1
ζ_{51-114}	%TG	0.029	0.022	0.017	dtp_{HPH1}	%TG	7.8	5.0	4.0
ζ_B	%TG	0.149	0.115	0.093	dtp_{HPH2}	%TG	1.5	1.0	1.0
ζ_{12-112}	%TG	0.026	0.021	0.017	dts_{LPH1}	%NP	0.2	-0.7	-1.6
ζ_{13-113}	%TG	0.005	0.004	0.003	dts_{LPH2}	%NP	4.3	3.5	2.9
ζ_{15-115}	%NP	0.018	0.118	0.068	dts_{HPH1}	%TG	3.4	1.0	0.0
ζ_{16-116}	%NP	0.149	0.125	0.131	dts_{HPH2}	%TG	1.9	-1.0	-3.0
					dts_{DWH}	%DWH	1.6	1.0	0.6

Tab.B2.2 Parametry skraplacza turbiny II.

A_{c1}	m^2	4235	n_{c1}		5764	K_m	$\frac{W}{m \cdot K}$	15
d_i	m	0.0206	dt_c	$^{\circ}C$	0	η_{c1}		0.99
d_o	m	0.0220	F_c		0.95	bieg		2

Tab.B2.3 Dane wejściowe do obliczeń dla bloku energetycznego II.

l		1	2	3	4
%TG		101%	91%	57%	35%
%NP		101%	91%	61%	37%
N_{TG}	kW	64890	58280	40700	22000
p_0		123.13	122.86	121.70	121.80
t_0	$^{\circ}C$	545.9	544.5	547.4	543.3
N_{DWH}	kW			8800	8000
t_{DWH_1}	$^{\circ}C$			55.00	55.00
t_{DWH_2}	$^{\circ}C$			81.00	77.00
\dot{m}_g	$\frac{kg}{s}$	1854	1854	1859	1855
p_g	MPa	3	3	3	3
t_{g_1}	$^{\circ}C$	21.8	20.9	20.6	19.1

Tab.B2.3 Dane wejściowe do obliczeń dla bloku energetycznego II.

l		5	6	7	8	9
%TG		92%	101%	41%	100%	65%
%NP		33%	24%	26%	6%	8%
N_{TG}	kW	50520	55420	22000	51200	33600
p_0		122.92	122.26	121.40	122.30	121.80
t_0	$^{\circ}C$	543.6	545.4	546.0	547.6	547.3
N_{DWH}	kW	59220	76550	26800	100000	70600
t_{DWH_1}	$^{\circ}C$	53.70	46.70	48.00	54.00	45.00
t_{DWH_2}	$^{\circ}C$	92.20	77.00	77.00	84.00	74.00
\dot{m}_g	$\frac{kg}{s}$	1854	1854	894	876	960
p_g	MPa	3	3	3	3	3
t_{g_1}	$^{\circ}C$	20.4	19.3	22.6	21.0	19.7

Załącznik C1 – Wyniki obliczeń bilansów cieplnych bloku I

Dla zwiększenia czytelności wyników wartość różnicy pomiarów

$\Delta x_i = |x_{i-obl} - x_{i-ref}|$ jest przedstawiona, jeżeli jej wartość jest $\Delta x_i > 0.01 x_{i-ref}$.

Tab.C1.1 Wyniki obliczeń bilansu cieplnego bloku energetycznego I dla danych l=1, %TG=100%.

<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ		
0	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	657.7	657.6		73	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	31.8	31.8	
	<i>p</i>	MPa	28.539	28.500			<i>p</i>	kPa	23.834	34.370	10.536
	<i>t</i>	°C	603.3	603.3			<i>t</i>	°C	34.7	34.0	0.7
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3471	3471			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	145	142	3
10	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	657.7	657.6		74	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	420.0	415.7	4.3
	<i>p</i>	MPa	27.507	27.469			<i>p</i>	MPa	1.742	1.746	
	<i>t</i>	°C	600.0	600.2			<i>t</i>	°C	47.2	46.5	0.7
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3470	3471			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	199	196	3
11	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	657.7	657.6		75	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	420.0	415.7	4.3
	<i>p</i>	MPa	27.507	27.432			<i>p</i>	MPa	1.649	1.653	
	<i>t</i>	°C	600.0	600.1			<i>t</i>	°C	69.7	69.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3470	3471			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	293	290	3
12	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	45.2	45.7	0.5	76	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	17.7	17.7	
	<i>p</i>	MPa	9.046	9.079			<i>p</i>	kPa	35.327	34.370	0.957
	<i>t</i>	°C	413.8	414.9			<i>t</i>	°C	72.9	72.3	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3158	3160			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	305	302	
13	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	609.2	611.9		77	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.0	14.0	
	<i>p</i>	MPa	6.252	6.277			<i>p</i>	kPa	13.940	13.480	0.460
	<i>t</i>	°C	360.7	362.0			<i>t</i>	°C	52.5	51.8	0.7
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3068	3071			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	220	217	3
14	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	71.7	71.5		78	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	31.8	31.8	
	<i>p</i>	MPa	6.252	6.277			<i>p</i>	kPa	23.834	34.370	10.536
	<i>t</i>	°C	360.7	362.0			<i>t</i>	°C	63.9	63.2	0.7
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3068	3071			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	267	265	3

<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ		
19	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	537.5	540.5		79	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	420.0	415.7	4.3
	<i>p</i>	MPa	6.252	6.277			<i>p</i>	MPa	1.556	1.560	
	<i>t</i>	°C	360.7	362.0			<i>t</i>	°C	120.4	119.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3068	3071			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	507	504	
20	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	539.6	540.5		80	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	53.7	53.7	
	<i>p</i>	MPa	5.790	5.813			<i>p</i>	MPa	0.236	0.217	0.019
	<i>t</i>	°C	610.0	610.0			<i>t</i>	°C	124.2	122.9	1.3
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3684	3684			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	521	516	6
21	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	539.6	540.5		81	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	53.7	53.7	
	<i>p</i>	MPa	5.790	5.813			<i>p</i>	MPa	1.556	1.560	
	<i>t</i>	°C	610.0	610.0			<i>t</i>	°C	123.7	123.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3684	3684			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	521	518	
22	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	31.0	31.3		82	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	473.6	469.4	
	<i>p</i>	MPa	2.536	2.549			<i>p</i>	MPa	1.556	1.560	
	<i>t</i>	°C	476.1	476.2			<i>t</i>	°C	120.8	120.1	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3409	3409			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	508	505	
23	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	24.9	25.3	0.4	83	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	473.6	469.4	
	<i>p</i>	MPa	1.264	1.267			<i>p</i>	MPa	1.462	1.466	
	<i>t</i>	°C	371.0	370.8			<i>t</i>	°C	138.4	137.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3198	3198			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	583	580	
24	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.4	14.4		84	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.8	14.8	
	<i>p</i>	MPa	0.608	0.597	0.011		<i>p</i>	MPa	0.376	0.369	0.007
	<i>t</i>	°C	276.0	273.4			<i>t</i>	°C	125.8	125.1	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3012	3007			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	528	526	
25	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	469.3	469.4		85	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	473.6	469.4	
	<i>p</i>	MPa	0.608	0.597	0.011		<i>p</i>	MPa	1.368	1.371	
	<i>t</i>	°C	276.0	273.4			<i>t</i>	°C	155.0	154.3	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3012	3007			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	654	651	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
31	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	149.3	147.9		86	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.4	14.4	
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.608	0.597	0.011		<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.586	0.575	0.011
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	276.0	273.4			<i>t</i>	$^{\circ}C$	157.9	157.2	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3012	3007			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	665	663	
32	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	7.4	7.4		87	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.4	14.4	
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.392	0.384	0.008		<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.368	1.371	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	230.2	227.6	2.6		<i>t</i>	$^{\circ}C$	158.0	157.4	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2924	2919			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	668	664	
33	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.0	14.0		88	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	488.0	483.8	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	14.370	13.890	0.480		<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.368	1.371	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	53.1	52.4	0.7		<i>t</i>	$^{\circ}C$	155.1	154.4	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2410	2403			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	655	652	
34	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	127.8	126.4	1.4	90	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	659.8	657.6	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	3.360	3.420	0.060		<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.168	1.171	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	26.0	26.3	0.3		<i>t</i>	$^{\circ}C$	186.7	186.9	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2260	2242			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	793	794	
41	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	152.9	152.5		91	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	659.8	657.6	
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.608	0.597	0.011		<i>p</i>	<i>MPa</i>	34.528	34.481	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	276.0	273.4			<i>t</i>	$^{\circ}C$	193.0	193.3	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3012	3007			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	837	838	
42	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	7.4	7.4		92	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	657.7	657.6	
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.392	0.384	0.008		<i>p</i>	<i>MPa</i>	34.019	33.973	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	230.2	227.6	2.6		<i>t</i>	$^{\circ}C$	222.3	222.6	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2924	2919			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	965	966	
43	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	17.7	17.7		93	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	147.0	148.5	1.5
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	36.490	35.430	1.060		<i>p</i>	<i>MPa</i>	2.470	2.498	0.028
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	73.7	73.0			<i>t</i>	$^{\circ}C$	198.1	198.4	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2530	2526			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	844	845	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
44	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	127.8	127.4		94	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	657.7	657.6	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	3.360	3.430	0.070		<i>p</i>	<i>MPa</i>	33.879	33.833	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	26.0	26.4	0.4		<i>t</i>	$^{\circ}C$	275.4	275.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2260	2244			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	1207	1209	
51	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	170.1	169.0		95	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	115.9	117.1	1.2
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.608	0.597	0.011		<i>p</i>	<i>MPa</i>	6.064	6.088	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	276.0	273.4			<i>t</i>	$^{\circ}C$	227.5	227.8	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3012	3007			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	979	980	
52	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	38.8	38.8		96	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	657.7	657.6	
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.231	0.226	0.005		<i>p</i>	<i>MPa</i>	33.739	33.693	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	177.6	175.4	2.3		<i>t</i>	$^{\circ}C$	302.4	302.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2824	2819			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	1339	1341	
53	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	131.3	130.2		97	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	45.2	45.7	0.5
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	3.700	3.640	0.060		<i>p</i>	<i>MPa</i>	8.777	8.809	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	27.6	27.4			<i>t</i>	$^{\circ}C$	280.3	280.6	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2269	2268			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	1237	1238	
61	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	143.8	142.3	1.5	98	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	31.0	31.3	0.3
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	3.360	3.420	0.060		<i>p</i>	<i>MPa</i>	2.486	2.498	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	26.0	26.3	0.3		<i>t</i>	$^{\circ}C$	316.3	316.6	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	109	110	1		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3050	3049	
62	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	143.8	143.3		99	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	657.7	657.6	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	3.360	3.430	0.070		<i>p</i>	<i>MPa</i>	33.619	33.573	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	26.0	26.4	0.4		<i>t</i>	$^{\circ}C$	305.7	306.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	109	110	2		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	1356	1358	
63	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	132.3	130.2	2.2	100	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	657.7	657.6	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	3.700	3.640	0.060		<i>p</i>	<i>MPa</i>	32.459	32.415	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	27.6	27.4			<i>t</i>	$^{\circ}C$	305.6	305.9	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	116	115			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	1356	1358	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
64	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11250.0	11250.0		112	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	45.2	45.7	0.5
	<i>p</i>	MPa					<i>p</i>	MPa	8.777	8.809	
	<i>t</i>	°C	16.7	16.7			<i>t</i>	°C	412.0	413.1	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3158	3160	
65	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11250.0	11250.0		114	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	71.7	71.5	
	<i>p</i>	MPa					<i>p</i>	MPa	6.064	6.088	
	<i>t</i>	°C	22.6	22.4	0.2		<i>t</i>	°C	359.1	360.4	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3068	3071	
66	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11250.0	11250.0		122	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	31.0	31.3	
	<i>p</i>	MPa					<i>p</i>	MPa	2.486	2.498	
	<i>t</i>	°C	16.7	16.7			<i>t</i>	°C	475.8	475.9	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3409	3409	
67	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11250.0	11250.0		123	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	24.9	25.3	0.4
	<i>p</i>	MPa					<i>p</i>	MPa	1.188	1.191	
	<i>t</i>	°C	22.6	22.4			<i>t</i>	°C	370.4	370.2	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3198	3198	
68	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	22500.0	22500.0		124	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.4	14.4	
	<i>p</i>	MPa					<i>p</i>	MPa	0.586	0.575	0.011
	<i>t</i>	°C	22.6	22.4			<i>t</i>	°C	275.7	273.1	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3012	3007	
69	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	22500.0	22500.0		132	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.8	14.8	
	<i>p</i>	MPa					<i>p</i>	MPa	0.376	0.369	0.007
	<i>t</i>	°C	25.6	25.3	0.3		<i>t</i>	°C	229.9	227.3	2.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2924	2919	
70	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	420.0	415.7	4.3	133	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.0	14.0	
	<i>p</i>	kPa	3.700	3.640	0.060		<i>p</i>	kPa	13.940	13.480	0.460
	<i>t</i>	°C	26.5	26.7			<i>t</i>	°C	52.5	51.8	0.7
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	111	112			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2410	2403	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
71	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	420.0	415.7	4.3	143	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	17.7	17.7	
	<i>p</i>	MPa	1.928	1.933			<i>p</i>	kPa	35.400	34.370	1.030
	<i>t</i>	°C	27.5	26.8	0.7		<i>t</i>	°C	72.9	72.3	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	117	114	3		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2530	2526	
72	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	420.0	415.7	4.3	152	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	38.8	38.8	
	<i>p</i>	MPa	1.835	1.839			<i>p</i>	MPa	0.222	0.217	0.005
	<i>t</i>	°C	29.7	29.0	0.7		<i>t</i>	°C	177.3	175.1	2.2
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	126	123	3		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2824	2819	
	<i>q</i>	$\frac{kJ}{kWh}$	6815	6807	8.6						

Tab.C1.2 Wyniki obliczeń bilansu cieplnego bloku energetycznego I dla danych l=6, %TG=40%.

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
0	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4		73	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	9.7	10.5	0.8
	<i>p</i>	MPa	11.701	11.679			<i>p</i>	kPa	10.626	14.980	4.354
	<i>t</i>	°C	601.9	601.2			<i>t</i>	°C	24.6	22.5	2.1
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3616	3615			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	103	94	9
10	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4		74	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	181.5	180.7	
	<i>p</i>	MPa	11.279	11.258			<i>p</i>	MPa	0.578	0.601	0.023
	<i>t</i>	°C	600.0	599.8			<i>t</i>	°C	35.0	34.4	0.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3615	3615			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	147	145	2
11	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4		75	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	181.5	180.7	
	<i>p</i>	MPa	11.279	10.788	0.491		<i>p</i>	MPa	0.561	0.583	0.022
	<i>t</i>	°C	600.0	598.2			<i>t</i>	°C	52.9	53.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3615	3615			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	222	222	
12	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11.4	10.5	1.0	76	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	5.8	6.1	0.3
	<i>p</i>	MPa	3.737	3.748			<i>p</i>	kPa	14.949	14.980	
	<i>t</i>	°C	423.4	429.0	5.6		<i>t</i>	°C	53.9	54.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3273	3286			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	225	226	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
13	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	244.7	246.9		77	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	3.9	4.4	0.5
	<i>p</i>	MPa	2.499	2.608	0.109		<i>p</i>	kPa	6.140	5.950	0.190
	<i>t</i>	°C	367.4	378.0	10.6		<i>t</i>	°C	36.6	36.0	0.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3167	3189			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	153	151	2
14	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	30.1	21.7	8.4	78	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	9.7	10.5	0.8
	<i>p</i>	MPa	2.499	2.608	0.109		<i>p</i>	kPa	10.626	14.980	4.354
	<i>t</i>	°C	367.4	378.0	10.6		<i>t</i>	°C	47.0	46.5	0.5
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3167	3189			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	197	195	2
19	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	214.6	225.2	10.6	79	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	181.5	180.7	
	<i>p</i>	MPa	2.499	2.608	0.109		<i>p</i>	MPa	0.544	0.565	0.021
	<i>t</i>	°C	367.4	378.0	10.6		<i>t</i>	°C	97.5	98.3	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3167	3189			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	409	412	
20	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	214.6	225.2	10.6	80	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	18.8	19.2	0.4
	<i>p</i>	MPa	2.310	2.411	0.101		<i>p</i>	MPa	0.095	0.098	0.003
	<i>t</i>	°C	598.3	598.3			<i>t</i>	°C	98.2	99.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3685	3684			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	412	415	
21	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	214.6	225.2	10.6	81	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	18.8	19.2	0.4
	<i>p</i>	MPa	2.310	2.411	0.101		<i>p</i>	MPa	0.544	0.565	0.021
	<i>t</i>	°C	598.3	598.3			<i>t</i>	°C	98.3	99.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3685	3684			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	412	415	
22	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11.8	12.3	0.4	82	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	200.3	200.0	
	<i>p</i>	MPa	1.018	1.065	0.047		<i>p</i>	MPa	0.544	0.565	0.021
	<i>t</i>	°C	468.7	468.8			<i>t</i>	°C	97.5	98.3	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3411	3411			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	409	412	
23	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	8.0	8.2	0.2	83	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	200.3	200.0	
	<i>p</i>	MPa	0.516	0.536	0.020		<i>p</i>	MPa	0.527	0.548	0.021
	<i>t</i>	°C	367.6	366.8			<i>t</i>	°C	111.9	112.8	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3204	3202			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	470	474	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
24	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.7	4.8	0.0	84	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.8	4.9	0.1
	<i>p</i>	MPa	0.249	0.256	0.007		<i>p</i>	MPa	0.157	0.162	0.005
	<i>t</i>	°C	273.6	271.6			<i>t</i>	°C	99.7	100.5	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3017	3013			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	418	421	
25	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	190.1	200.0	9.9	85	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	200.3	200.0	
	<i>p</i>	MPa	0.249	0.256	0.007		<i>p</i>	MPa	0.511	0.531	0.020
	<i>t</i>	°C	273.6	271.6			<i>t</i>	°C	125.7	126.6	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3017	3013			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	528	532	
31	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	60.3	63.0	2.7	86	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.7	4.8	0.0
	<i>p</i>	MPa	0.249	0.256	0.007		<i>p</i>	MPa	0.244	0.250	0.006
	<i>t</i>	°C	273.6	271.6			<i>t</i>	°C	126.6	127.5	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3017	3013			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	532	536	
32	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	2.4	2.5	0.0	87	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.7	4.8	0.0
	<i>p</i>	MPa	0.161	0.166	0.005		<i>p</i>	MPa	0.511	0.531	0.020
	<i>t</i>	°C	230.2	228.7			<i>t</i>	°C	126.6	127.5	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2933	2930			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	532	536	
33	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	3.9	4.4	0.5	88	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	205.0	204.7	
	<i>p</i>	kPa	6.210	6.020	0.190		<i>p</i>	MPa	0.511	0.531	0.020
	<i>t</i>	°C	36.8	36.2	0.6		<i>t</i>	°C	125.7	126.6	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2429	2420			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	528	532	
34	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	54.1	56.2	2.1	90	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4	
	<i>p</i>	kPa	2.260	2.310	0.050		<i>p</i>	MPa	0.477	0.496	0.019
	<i>t</i>	°C	19.4	19.8	0.4		<i>t</i>	°C	150.0	151.5	1.5
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2332	2329			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	632	639	6
41	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	62.3	65.0	2.7	91	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4	
	<i>p</i>	MPa	0.249	0.256	0.007		<i>p</i>	MPa	14.264	14.237	
	<i>t</i>	°C	273.6	271.6			<i>t</i>	°C	152.1	153.7	1.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3017	3013			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	650	656	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
42	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	2.4	2.5	0.0	92	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4	
	<i>p</i>	MPa	0.161	0.166	0.005		<i>p</i>	MPa	13.994	13.968	
	<i>t</i>	°C	230.2	228.6			<i>t</i>	°C	180.3	182.3	2.0
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2933	2930			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	771	780	9
43	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	5.8	6.1	0.3	93	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	44.7	44.5	
	<i>p</i>	kPa	15.210	15.260			<i>p</i>	MPa	0.994	1.046	0.052
	<i>t</i>	°C	54.3	54.3			<i>t</i>	°C	154.2	155.8	1.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2545	2538			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	651	657	7
44	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	54.1	56.4	2.4	94	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4	
	<i>p</i>	kPa	2.260	2.320	0.060		<i>p</i>	MPa	13.974	13.948	
	<i>t</i>	°C	19.4	19.9	0.4		<i>t</i>	°C	227.1	229.4	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2332	2350			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	979	990	10
51	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	69.0	72.0	3.0	95	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	32.8	32.2	0.6
	<i>p</i>	MPa	0.249	0.256	0.007		<i>p</i>	MPa	2.452	2.559	0.107
	<i>t</i>	°C	273.6	271.6			<i>t</i>	°C	181.4	183.4	2.0
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3017	3013			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	770	779	9
52	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.0	14.3	0.3	96	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4	
	<i>p</i>	MPa	0.098	0.101	0.003		<i>p</i>	MPa	13.954	13.928	
	<i>t</i>	°C	180.6	178.7	1.9		<i>t</i>	°C	249.0	249.2	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2837	2833			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	1081	1082	
53	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	55.1	57.7	2.6	97	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11.4	10.5	1.0
	<i>p</i>	kPa	2.370	2.400	0.030		<i>p</i>	MPa	3.691	3.702	
	<i>t</i>	°C	20.2	20.4			<i>t</i>	°C	228.2	230.5	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2339	2394	55		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	982	993	11
61	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	59.0	61.4	2.4	98	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11.8	12.3	0.4
	<i>p</i>	kPa	2.260	2.310	0.050		<i>p</i>	MPa	1.000	1.046	0.046
	<i>t</i>	°C	19.4	19.8	0.4		<i>t</i>	°C	255.6	255.8	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	82	83	2		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2956	2954	

<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ		
62	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	59.0	61.7	2.6	99	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	2.260	2.320	0.060		<i>p</i>	<i>MPa</i>	13.937	13.911	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	19.4	19.9	0.5		<i>t</i>	$^{\circ}C$	253.4	253.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	82	83	2		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	1102	1104	
63	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	63.4	57.7	5.7	100	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	257.6	257.4	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	2.370	2.400	0.030		<i>p</i>	<i>MPa</i>	13.172	13.147	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	20.2	20.4			<i>t</i>	$^{\circ}C$	253.4	253.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	85	86	1		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	1102	1104	
64	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11250.0	11250.0		112	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11.4	10.5	1.0
	<i>p</i>	<i>MPa</i>					<i>p</i>	<i>MPa</i>	3.691	3.702	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	15.3	15.3			<i>t</i>	$^{\circ}C$	423.1	428.7	5.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3273	3286	
65	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11250.0	11250.0		114	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	21.4	21.7	0.4
	<i>p</i>	<i>MPa</i>					<i>p</i>	<i>MPa</i>	2.452	2.559	0.107
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	17.9	18.0			<i>t</i>	$^{\circ}C$	367.0	377.6	10.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3167	3189	
66	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11250.0	11250.0		122	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11.8	12.3	0.4
	<i>p</i>	<i>MPa</i>					<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.000	1.046	0.046
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	15.3	15.3			<i>t</i>	$^{\circ}C$	468.6	468.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3411	3411	
67	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11250.0	11250.0		123	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	8.0	8.2	0.2
	<i>p</i>	<i>MPa</i>					<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.497	0.517	0.020
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	17.9	18.0			<i>t</i>	$^{\circ}C$	367.5	366.6	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3204	3202	
68	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	22500.0	22500.0		124	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.7	4.8	0.0
	<i>p</i>	<i>MPa</i>					<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.244	0.250	0.006
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	17.9	18.0			<i>t</i>	$^{\circ}C$	273.5	271.6	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$					<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3017	3013	

<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ		
69	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	22500.0	22500.0	132	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.8	4.9	0.1	
	<i>p</i>	MPa				<i>p</i>	MPa	0.157	0.162	0.005	
	<i>t</i>	°C	19.2	19.4		<i>t</i>	°C	230.1	228.6		
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$				<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2933	2930		
70	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	181.5	180.7	133	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	3.9	4.4	0.5	
	<i>p</i>	kPa	2.370	2.400		0.030	<i>p</i>	MPa	6.140	5.950	0.190
	<i>t</i>	°C	19.7	20.0		0.3	<i>t</i>	°C	36.6	36.0	0.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	83	84		1	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2429	2420	
71	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	181.5	180.7	143	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	5.8	6.1	0.3	
	<i>p</i>	MPa	0.613	0.637		0.024	<i>p</i>	MPa	14.930	14.980	
	<i>t</i>	°C	22.2	20.1		2.1	<i>t</i>	°C	53.9	54.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	94	85		9	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2545	2538	
72	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	181.5	180.7	152	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	14.0	14.3	0.3	
	<i>p</i>	MPa	0.596	0.619		0.023	<i>p</i>	MPa	0.095	0.098	0.003
	<i>t</i>	°C	23.4	21.5		1.9	<i>t</i>	°C	180.5	178.7	1.8
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	99	91		8	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2837	2833	
	<i>q</i>	$\frac{kJ}{kWh}$	7505	7495	9.5						

Załącznik C2 – Wyniki obliczeń bilansów cieplnych bloku II

Dla zwiększenia czytelności wyników wartość różnicy pomiarów

$\Delta x_i = |x_{i-obl} - x_{i-ref}|$ jest przedstawiona, jeżeli jej wartość jest $\Delta x_i > 0.01 x_{i-ref}$.

Tab.C2.1 Wyniki obliczeń bilansu cieplnego bloku energetycznego II dla danych l=2, %TG=90%, %, NP=90%.

<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ		
0	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	55.1	55.0		42	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	55.4	55.0	
	<i>p</i>	MPa	12.286	12.286			<i>p</i>	MPa	14.355	14.446	
	<i>t</i>	°C	544.5	544.5			<i>t</i>	°C	188.4	188.6	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3464	3464			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	807	808	
10	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	55.1	55.0		50	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.5	1.4	0.1
	<i>p</i>	MPa	12.145	12.137			<i>p</i>	MPa	0.440	0.439	
	<i>t</i>	°C	542.5	542.5			<i>t</i>	°C	488.6	488.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3461	3461			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3461	3461	
11	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	55.1	55.0		51	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.4	4.4	
	<i>p</i>	MPa	8.709	8.738			<i>p</i>	MPa	0.440	0.439	
	<i>t</i>	°C	528.0	528.2			<i>t</i>	°C	252.0	263.3	11.3
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3461	3461			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2962	2991	
12	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.4	1.4	0.0	100	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	55.4	55.0	
	<i>p</i>	MPa	1.670	1.674			<i>p</i>	MPa	14.223	14.301	
	<i>t</i>	°C	302.9	306.1	3.2		<i>t</i>	°C	201.1	201.1	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3040	3047			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	863	863	
13	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.4	4.2	0.1	112	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.4	1.4	0.0
	<i>p</i>	MPa	1.293	1.301			<i>p</i>	MPa	1.627	1.633	
	<i>t</i>	°C	266.1	273.1	7.0		<i>t</i>	°C	302.4	305.6	3.1
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2969	2984			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3040	3047	
14	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	2.9	2.9	0.1	113	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.4	4.2	0.1
	<i>p</i>	MPa	0.440	0.439			<i>p</i>	MPa	1.286	1.294	
	<i>t</i>	°C	150.3	155.4	5.1		<i>t</i>	°C	265.9	273.0	7.1
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2750	2762			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2969	2984	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
15	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	3.2	3.1	0.1	114	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.4	4.4	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	78.480	80.180	1.700		<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.426	0.427	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	92.7	93.5			<i>t</i>	$^{\circ}C$	249.1	263.1	14.0
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2482	2494			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2962	2991	
16	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.1	1.3	0.2	115	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	3.2	3.1	0.1
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	14.730	15.580	0.850		<i>p</i>	<i>kPa</i>	80.470	76.820	3.650
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	53.8	54.8	1.0		<i>t</i>	$^{\circ}C$	93.6	92.4	1.2
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2311	2312			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2482	2494	
17	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	40.5	40.7		116	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.1	1.3	0.2
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	5.480	5.650	0.170		<i>p</i>	<i>kPa</i>	12.970	13.340	0.370
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	37.0	35.1	1.9		<i>t</i>	$^{\circ}C$	51.0	51.6	0.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2220	2213			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2311	2312	
21	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	40.4	40.7		122	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.4	1.4	0.0
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.005	0.006	0.000		<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.627	1.633	
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	34.5	35.1	0.6		<i>t</i>	$^{\circ}C$	189.4	190.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	145	147	2		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	805	808	
22	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	40.4	40.7		123	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	5.7	5.6	0.2
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.624	1.225	0.399		<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.106	1.294	0.188
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	34.7	35.2	0.5		<i>t</i>	$^{\circ}C$	151.7	153.1	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	147	148	2		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	640	0	
23	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	40.4	40.7		125	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	3.2	3.1	0.1
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.624	1.225	0.399		<i>p</i>	<i>kPa</i>	80.470	76.820	3.650
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	36.3	35.2	1.1		<i>t</i>	$^{\circ}C$	56.8	57.8	1.0
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	154	148	5		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	238	0	4
24	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	40.4	40.7		126	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.3	4.4	0.1
	<i>p</i>	<i>MPa</i>	1.034	0.780	0.254		<i>p</i>	<i>kPa</i>	12.970	13.340	0.370
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	50.8	51.6	0.8		<i>t</i>	$^{\circ}C$	51.0	51.6	0.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	214	217	3		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	214	0	2

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
30	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	44.7	45.1		127	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.3	4.4	0.1
	<i>p</i>	MPa	1.034	0.780	0.254		<i>p</i>	MPa	0.755	0.780	0.025
	<i>t</i>	°C	50.5	51.6	1.1		<i>t</i>	°C	51.0	51.6	0.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	212	217	4		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	214	0	3
31	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	44.7	45.1		135	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	0.0	0.0	
	<i>p</i>	MPa	0.443	0.442			<i>p</i>	MPa			
	<i>t</i>	°C	88.6	88.3			<i>t</i>	°C			
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	371	370			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$			
40	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	55.4	55.0		136	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	0.0	0.0	
	<i>p</i>	kPa	0.402	0.403			<i>p</i>	MPa			
	<i>t</i>	°C	143.8	143.8			<i>t</i>	°C			
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	605	606			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$			
41	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	55.4	55.0		137	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	0.0	0.0	
	<i>p</i>	kPa	14.487	14.592			<i>p</i>	MPa			
	<i>t</i>	°C	145.0	146.0			<i>t</i>	°C			
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	620	624			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$			
	<i>q</i>	$\frac{kJ}{kWh}$	8854	8837	16.5						

Tab.C2.2 Wyniki obliczeń bilansu cieplnego bloku energetycznego II dla danych l=6, %TG=100%, %, NP=26%.

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
0	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	61.5	61.3		42	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	62.4	61.3	1.0
	<i>p</i>	MPa	12.226	12.226			<i>p</i>	MPa	14.542	14.526	
	<i>t</i>	°C	545.4	545.4			<i>t</i>	°C	192.7	193.0	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3467	3467			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	826	827	
10	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	61.5	61.3		50	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.6	1.9	0.3
	<i>p</i>	MPa	12.047	12.055			<i>p</i>	MPa	0.473	0.473	
	<i>t</i>	°C	544.3	543.4			<i>t</i>	°C	491.5	490.4	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3466	3464			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3467	3464	

<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>			<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ
11	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	61.5	61.3		51	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	5.9	6.2	0.2
	<i>p</i>	MPa	9.821	9.780			<i>p</i>	MPa	0.473	0.473	
	<i>t</i>	°C	535.1	534.0			<i>t</i>	°C	244.4	258.5	14.1
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3467	3464			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2950	2980	30
12	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.7	1.6	0.1	100	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	62.4	61.3	1.0
	<i>p</i>	MPa	1.864	1.868			<i>p</i>	MPa	14.381	14.367	
	<i>t</i>	°C	315.5	313.3			<i>t</i>	°C	206.3	205.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3063	3058			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	886	883	
13	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	5.3	4.9	0.4	112	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.7	1.6	0.1
	<i>p</i>	MPa	1.439	1.446			<i>p</i>	MPa	1.864	1.820	0.044
	<i>t</i>	°C	276.8	279.5			<i>t</i>	°C	315.5	312.7	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2988	2994			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	3063	3058	
14	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	4.4	4.3	0.1	113	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	5.3	4.9	0.4
	<i>p</i>	MPa	0.473	0.473			<i>p</i>	MPa	1.439	1.439	
	<i>t</i>	°C	159.2	158.2			<i>t</i>	°C	276.8	279.4	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2768	2765			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2988	2994	
15	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	37.8	37.1	0.6	114	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	5.9	6.2	0.2
	<i>p</i>	kPa	50.020	46.230	3.790		<i>p</i>	MPa	0.456	0.460	
	<i>t</i>	°C	79.7	79.4			<i>t</i>	°C	243.7	258.2	14.5
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2461	2437			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2950	2980	30
16	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	0.2	0.1	0.1	115	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.2	0.8	0.4
	<i>p</i>	kPa	6.590	4.280	2.310		<i>p</i>	kPa	45.270	42.050	3.220
	<i>t</i>	°C	33.8	30.1	3.7		<i>t</i>	°C	78.9	77.1	1.8
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2377	2370			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2420	2437	
17	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	11.1	11.5	0.5	116	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	0.2	0.1	0.1
	<i>p</i>	kPa	3.870	3.400	0.470		<i>p</i>	kPa	5.600	3.670	1.930
	<i>t</i>	°C	28.6	26.2	2.4		<i>t</i>	°C	34.9	27.5	7.4
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2340	2356			<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2480	2370	110

<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ		
21	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	10.9	11.5	0.7	122	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.7	1.6	0.1
	<i>p</i>	MPa	0.004	0.003	0.000		<i>p</i>	MPa	1.864	1.820	0.044
	<i>t</i>	°C	27.7	26.2	1.5		<i>t</i>	°C	194.2	194.5	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	116	110	6		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	827	828	
22	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	10.9	11.5	0.7	123	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	6.9	6.5	0.5
	<i>p</i>	MPa	1.615	1.716	0.101		<i>p</i>	MPa	1.246	1.439	0.193
	<i>t</i>	°C	28.5	26.3	2.2		<i>t</i>	°C	153.8	156.4	2.6
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	121	112	9		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	649	0	11
23	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	10.9	11.5	0.7	125	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.2	0.8	0.4
	<i>p</i>	MPa	1.615	1.716	0.101		<i>p</i>	kPa	45.270	42.050	3.220
	<i>t</i>	°C	32.3	26.3	6.0		<i>t</i>	°C	67.4	67.8	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	137	112	25		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	282	0	
24	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	10.9	11.5	0.7	126	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.3	0.9	0.5
	<i>p</i>	MPa	1.035	1.099	0.064		<i>p</i>	kPa	5.600	3.670	1.930
	<i>t</i>	°C	35.0	29.3	5.7		<i>t</i>	°C	34.9	27.5	7.4
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	148	124	24		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	146	0	31
30	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	48.8	48.7		127	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	1.3	0.9	0.5
	<i>p</i>	MPa	1.035	1.099	0.064		<i>p</i>	MPa	0.749	1.099	0.350
	<i>t</i>	°C	64.0	65.8	1.8		<i>t</i>	°C	34.9	27.6	7.3
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	269	276	8		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	147	0	30
31	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	48.8	48.7		135	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	36.6	36.3	
	<i>p</i>	MPa	0.455	0.475	0.020		<i>p</i>	MPa	0.045	0.044	0.001
	<i>t</i>	°C	76.6	74.5	2.1		<i>t</i>	°C	78.6	78.2	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	321	312	9		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	2420	0	
40	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	62.4	61.3	1.0	136	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	36.6	36.3	
	<i>p</i>	kPa	0.410	0.432	0.022		<i>p</i>	MPa	0.045	0.044	0.001
	<i>t</i>	°C	144.5	146.4	1.9		<i>t</i>	°C	77.8	78.2	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	608	617	8		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	326	0	

<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ	<i>i</i>		<i>ref</i>	<i>obl</i>	Δ		
41	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	62.4	61.3	1.0	137	<i>m</i>	$\frac{kg}{s}$	36.6	36.3	
	<i>p</i>	<i>kPa</i>	14.703	14.688			<i>p</i>	<i>MPa</i>	0.759	1.099	0.340
	<i>t</i>	$^{\circ}C$	145.6	148.6	3.0		<i>t</i>	$^{\circ}C$	77.8	78.3	
	<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	622	635	13		<i>i</i>	$\frac{kJ}{kg}$	326	0	
	<i>q</i>	$\frac{kJ}{kWh}$	10318	10296	21.5						

Załącznik D1 – Elementy instalacji wody chłodzącej blok I

Tab.D1.1 Elementy instalacji wody chłodzącej wraz z wartościami współczynników strat miejscowych.

obszar	element	Współczynnik ilości wody	ζ	l [mm]	DN
pompownia	zastawki	0.5	0.3		2600
	zastawki	0.5	0.3		2600
	kraty	0.5	2.8		2600
	rurociąg	0.5		24400	2600
	filtr	0.5	2.8		2600
	rurociąg	0.5		12170	2600
	przepustnice	0.5	0.3		2600
instalacja zewnętrzna	rurociąg	0.5		10600	2600
	kolanko	0.5	0.2		3600
	rurociąg	0.5		6700	2600
	trójnik	1	0.22		2600-3600
	rurociąg	1		84122	3600
	kolanko	1	0.25		3600
	rurociąg	1		17500	3600
maszynownia	rurociąg	1		63575	3600
skraplacze	trójnik	0.25	0.95		1800
	kompensator	0.25	0.3		1800
	przepustnica	0.25	0.4		1800
	rurociąg	0.25		7450	1800
	kompensator	0.25	0.3		1800
	kolanko	0.25	0.25		1800
	rurociąg	0.25		10900	1800
	kolanko	0.25	0.25		1800
	rurociąg	0.25		4525	1800
	dyfuzor	0.25	0.05		0.75
	rurociąg	0.25		1505	1800

obszar	element	Współczynnik ilości wody	ζ	l [mm]	DN
	trójnik	0.5	0.5		1800
maszynownia	rurociąg	0.5		9510	2400
	kolanko	0.5	0.25		2400
	rurociąg	0.5		3100	2400
	kompensator	0.5	0.3		2400
	kompensator	0.5	0.3		2400
	kompensator	0.5	0.3		2400
	filtr (kulki)	0.5	2.8		2400
	przepustnica	0.5	0.4		2400
	rurociąg	0.5		6615	2400
	kolanko	0.5	0.25		2400
	rurociąg	0.5		32500	2400
	kolanko	0.5	0.25		2400
	trójnik	0.5	0.5		2400
	kompensator	0.5	0.3		2400
	rurociąg	1		47800	3600
instalacja zewnętrzna	rurociąg	1		6287	3600
	kolanko	1	0.25		3600
	rurociąg	1		6100	3600
	kolanko	1	0.25		3600
	rurociąg	1		33075	3600
	kolanko	1	0.25		3600
	rurociąg	1		63166	3600
	przeływomierz	1	7		3600
	kolanko	1	0.25		3600
chłodnia	rurociąg	1		63970	3600
	kompensator	1	0.3		3600
	dyfuzor	1	0.02		0.89
	kanał	1		63970	3200

Tab.D1.2 Parametry skraplaczy turbiny I zależne od konfiguracji.

konfiguracja		równoległa	szeregowa	równoległo- szeregowa	szeregowo- równoległa
A_{C1}	m^2	16252	16242	13935	20903
A_{C2}	m^2	16252	16242	13935	13935
A_{C3}	m^2	16252	16242	20903	13935
n_{C1}		19640	25000	16840	25260
n_{C2}		19640	25000	16840	16840
n_{C3}		19640	25000	25260	16840
c_{g-c1}	$\frac{m}{s}$	2.2	2.6	1.9	2.6
c_{g-c2}	$\frac{m}{s}$	2.2	2.6	1.9	1.9
c_{g-c3}	$\frac{m}{s}$	2.2	2.6	2.6	1.9
l	m	12.1	9.5	12.1	12.1
bieg		2	1	1	1
d_i	m	0.021			
d_o	m	0.022			
dt_c	$^{\circ}C$	0			
F_c		0.95			
K_m	$\frac{W}{m K}$	15			
η_{C1}		0.99			

Załącznik D2 – Elementy instalacji wody chłodzącej blok II

Tab.D2.1 Elementy instalacji wody chłodzącej wraz z wartościami współczynników strat miejscowych.

obszar	element	Współczynnik ilości wody	ζ	l [mm]	DN
pompownia	rurociąg	0.5		4300	600
	kompensator	0.5	0.3		-
maszynownia	rurociąg	0.5		3000	800
	klapa zwrotna	0.5	3		800
	przepustnica	0.5	0.3		800
	kolanko	0.5	0.25		800
	kolanko	0.5	0.25		800
	trójnik		0.38		-
	rurociąg	1		6700	1000
	przepływomierz	1	7		1000
	trójnik		0.85		1000
	kompensator	1	0.3		1000
	trójnik	1	0.92		-
	kolanko	0.5	0.4		800
rurociąg	0.5		5700	800	
skraplacz	przepustnica	0.5	0.3		800
	kompensator	0.5	0.3		800
	kompensator	0.5	0.3		800
	przepustnica	0.5	0.3		800
maszynownia	rurociąg	0.5			800
	kolanko	0.5	0.25		800
	trójnik	0.5	0.38		800
	rurociąg	0.5		7800	800
	rurociąg	1		4600	1200
instalacja zewnętrzna	rurociąg	1		43400	1200
	kolanko		0.25		1200

	kolanko		0.25		1200
	kolanko		0.25		1200
	rurociąg	1		12000	1200
wodo rozdziel - chłodnia	rurociąg	0.75		12000	1200
	rurociąg	0.5		12000	1000
	rurociąg	0.25		12000	800
	trójnik	1	0.8		1200
	trójnik	0.75	0.89		1200
	dyfuzor	0.5	0.02		
	trójnik	0.5	0.9		1000
	dyfuzor	0.25	0.05		
	kolanko	0.25	0.4		800
chłodnia	kolanko	0.25	0.25		700
	kompensator	0.25	0.3		
	rurociąg	0.25		15000	700
	przepustnica	0.25	0.3		700