

## Analiza termoeconomiczna wybranych układów gazowo–parowych

Aleksandra Bernad\*  
*Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska*

e-mail: [bernad.aleksandra@gmail.com](mailto:bernad.aleksandra@gmail.com)

**Słowa kluczowe:** układy gazowo–parowe, turbina gazowa, analiza termodynamiczna, analiza ekonomiczna, EBSILON®Professional

### Streszczenie

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki analizy termodynamicznej oraz ekonomicznej dla wybranych układów gazowo–parowych. Pierwszym rozpatrywanym układem był układ jednociśnieniowy, następnym układ jednociśnieniowy z modernizacją w postaci upust regeneracyjnego i przegrzewu oraz układ dwuciśnieniowy. Wymienione układy przeanalizowano z punktu widzenia zmieniającej się temperatury oraz ciśnienia spalin na wlocie do turbiny. Na potrzeby analizy wybrano cztery lokalizacje mieszczące się w różnych rejonach świata i na ich podstawie wyznaczono zależność sprawności układu od zmiany parametrów otoczenia, przy uwzględnieniu zmiany ciśnienia spalin na dolocie do turbiny gazowej. Kolejnym etapem pracy było wyznaczenie opłacalności finansowej każdego z układów oraz wyznaczenie wskaźników oceny efektywności ekonomicznej. Zostały wyznaczone wskaźniki ekonomiczne takie jak: wartość bieżąca netto, wskaźnik wartości bieżącej netto, wewnętrzna stopa zwrotu oraz zdyskontowany czas zwrotu. Analiza termodynamiczna została przeprowadza przy użyciu komercyjnego oprogramowania EBSILON®Professional (STEAG GmbH).

---

\* Artykuł przygotowano podczas pracy nad projektem dyplomowym inżynierskim wykonywanym przez autora w Instytucie Techniki Ciepłej na Wydziale Inżynierii Środowiska i Energetyki, Politechniki Śląskiej, pod opieką prof. dr hab. inż. Ireneusza Szczygła oraz dr inż. Marka Rojczyka.

# 1 Wstęp

Energia elektryczna jest postacią energii niezbędnej w codziennym życiu człowieka. Przez wzgląd na wysokie ceny oraz możliwość wyczerpania się zasobów paliwowych, koniecznych do wytwarzania energii elektrycznej, poszukuje się rozwiązań pozwalających na podwyższenie sprawności konwersji energii chemicznej paliw w energię elektryczną [1, 2].

Pierwotną miarą doskonałości obiegu termodynamicznego jest sprawność silnika Carnota określana wzorem:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_w}{T_d} \quad (1.1)$$

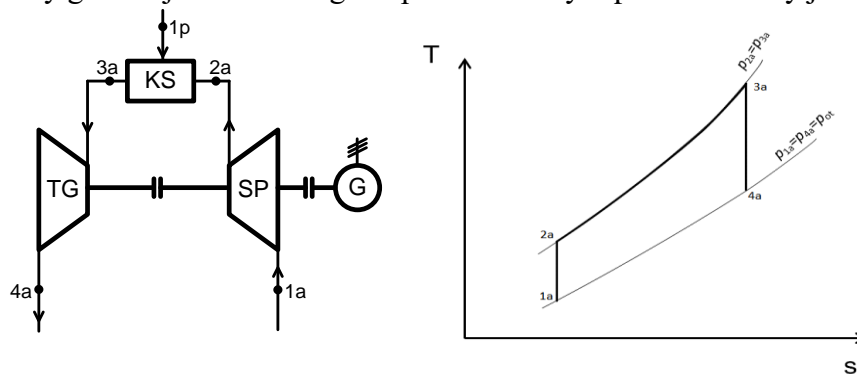
gdzie  $T_w$  i  $T_d$  to średnie temperatury wyprowadzania i doprowadzania ciepła do obiegu.

Sprawności energetyczne konwencjonalnych elektrowni parowych, w obecnych warunkach technicznych osiągają wartości graniczne, na poziomie 50%. Dalsze podnoszenie temperatury źródła górnego jest nieopłacalne ze względów materiałowych. Przyrost sprawności, można realizować poprzez zastosowanie układów hybrydowych, a jednym z wielu dostępnych rozwiązań tego typu są układy gazowo-parowe. Układy gazowo-parowe są połączeniem otwartego układu turbiny gazowej z zamkniętym układem parowym (typowy kocioł w elektrowni parowej zastępowany jest kotłem odzyskowym) [1, 2].

## 1.1 Układ turbiny gazowej

Turbiny gazowe, dzięki licznym zaletom odgrywają coraz większą rolę w instalacjach energetycznych. Niestety niska sprawność ogranicza możliwość stosowania tego rodzaju turbin, jako jednostki autonomicznej [2].

Prosty układ turbiny gazowej wraz z obiegiem porównawczym przedstawiony jest na rys. 1.1.



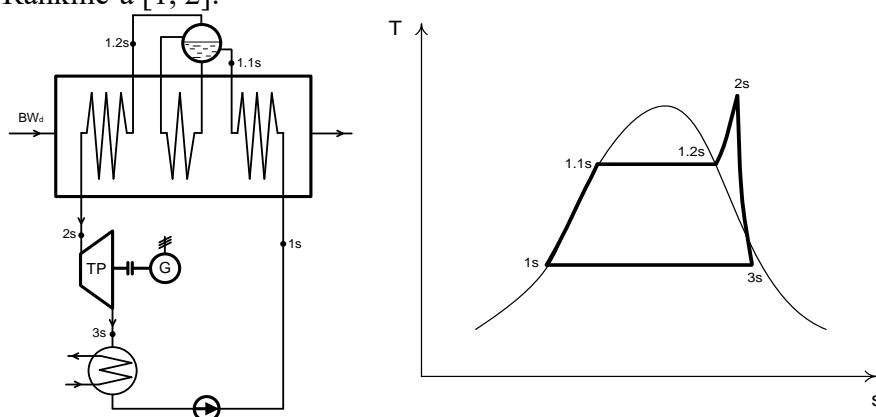
Rys. 1.1 Schemat turbiny gazowej wraz z obiegiem porównawczym [3]

Obieg porównawczy siłowni gazowej, składający się z dwóch izobar oraz dwóch adiabat odwracalnych, nosi nazwę obiegu Braytona–Joule’a lub Armengauda (Rys. 1.1). Osiągnięcie wartości sprawności, które określane są za pomocą obiegu porównawczego, jest niemożliwe. Powodami niższej sprawności są: nieodwracalność procesów rzeczywistych, konieczność obniżenia temperatury wlotowej spalin do pierwszego stopnia turbiny oraz straty wylotowe spalin [1, 3].

## 1.2 Układ parowy

W skład prostych siłowni kondensacyjnych wchodzi: kocioł, turbina parowa, skraplacz oraz pompa czynnika obiegowego (Rys. 1.2). W siłowniach ciepłych przeważnie, jako czynnik roboczy stosowana jest woda, która w określonych miejscach układu zmienia swój stan skupienia.

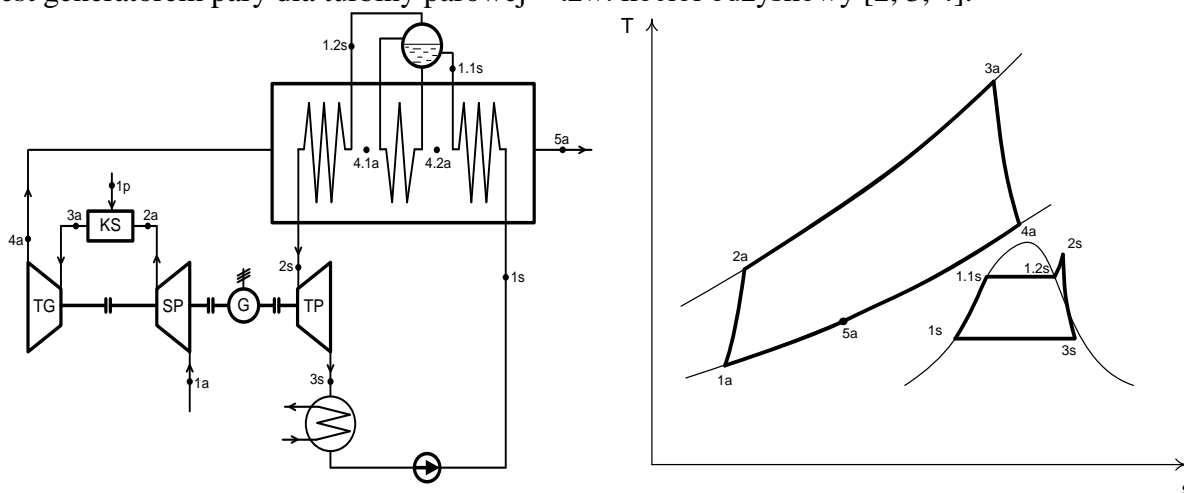
Gdyby spełnić warunek pełnej odwracalności wszystkich procesów zachodzących w siłowni kondensacyjnej, przemiany tworzyłyby wyidealizowany obieg porównawczy, który nosi nazwę obiegu Clausiusa–Rankine’a [1, 2].



Rys. 1.2 Schemat układu parowego wraz z obiegiem porównawczym [1, 2, 3]

## 1.3 Układ gazowo-parowy

Elektrownie gazowo-parowe stanowią połączenie układu turbiny gazowej oraz siłowni parowej. W prostej turbinie gazowej entalpia spalin na wylocie z turbiny jest stosunkowo wysoka. Konsekwencją tego jest znaczna strata wylotowa. Łącząc dwa układy, w sposób zaprezentowany na rys. 1.3, stratę wylotową spalin z ekspandera można znacznie zmniejszyć. Obniżenie straty wylotowej odbywa się poprzez zainstalowanie przeponowego wymiennika ciepła, który jest generatorem pary dla turbiny parowej – tzw. kocioł odzyskowy [2, 3, 4].



Rys. 1.3 Połączenie układu gazowego z parowym [3]

## 1.4 Cel i zakres pracy

Celem projektu było przeprowadzenie analizy termodynamicznej oraz wstępnej analizy ekonomicznej wybranych trzech modeli bloków gazowo–parowych.

Praca obejmuje analizę układu jednociśnieniowego, jednociśnieniowego z przegrzewem i regeneracją oraz układu dwuciśnieniowego.

Pierwszym etapem pracy była: analiza termodynamiczna, obliczenie sprawności oraz mocy układów przy pomocy programu EBSILON®Professional (STEAG GmbH).

Drugi etap zawierał analizę bloku dwuciśnieniowego ze względu na zmianę sprawności spowodowaną różnicami w parametrach otoczenia takich jak ciśnienie i temperatura powietrza.

Trzecim etapem była analiza ekonomiczna trzech modeli układów gazowo-parowych (jednociśnieniowy, jednociśnieniowy z modernizacją oraz dwuciśnieniowy). Wyznaczono przepływy pieniężne oraz podstawowe wskaźniki efektywności ekonomicznej.

## 2 Opis układów i założenia projektowe

W ramach niniejszej pracy poddano analizie trzy różne układy technologiczne bloków gazowo-parowych posiadających jedną turbinę gazową oraz turbinę parową w rozwiązaniu dwuwałowym. Analizowanymi układami były:

- jednociśnieniowy układ gazowo-parowy,
- układ jednociśnieniowy z modernizacją,
- dwuciśnieniowy układ gazowo–parowy.

Wybrane warianty różniły się rozwiązaniem układu parowego. Analizę przeprowadzono z wykorzystaniem turbiny gazowej firmy Simens SGT5-4000F przedstawionej na rys. 2.1 o parametrach znamionowych podanych w tablicy 2.1. Wspomniana wyżej turbina stanowiła podstawę do budowy każdego z układów kombinowanych [5].

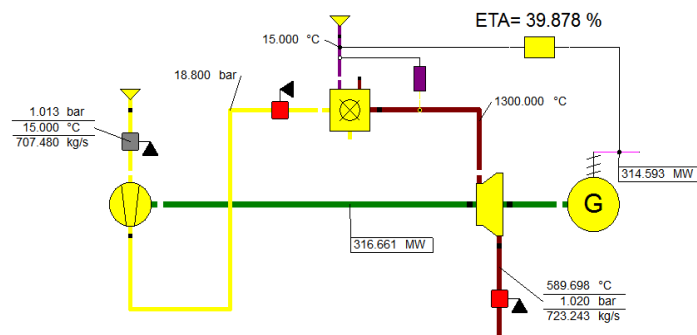
Pierwsza analizowana struktura zawierała jednociśnieniowy kocioł odzyskowy oraz dwa stopnie turbiny parowej (Rys. 2.1). Schemat umieszczony na rys. 2.2 przedstawia układ gazowo–parowy, gdzie układ parowy powiększony jest o dodatkowy przegrzew oraz kolejne dwa stopnie turbiny. Ostatnim analizowanym układem (Rys.2.3) był dwuciśnieniowy blok gazowo–parowy z dwoma poziomami ciśnień w części parowej.

Analizę układów przeprowadzono przy pomocy programu EBSILON®Professional (STEAG GmbH). Schematy utworzono na podstawie [3, 5]. Parametry dobrano w taki sposób, aby uzyskać jak najwyższą sprawność netto oraz zachować zależności typowe dla analizowanych układów.

Tabela 2.1 Główne parametry znamionowe turbiny wykorzystywanej w analizie [5, 11]

Parametr	SGT5-400F (obliczenia)	SGT5-400F (nominalna)
Moc elektryczna, MW	314,6	307,0
Sprawność, %	39,9	40,0
Temperatura spalin, °C	589,7	579,0
Strumień spalin, kg/s	707,5	723,0

Rys. 2.1 przedstawia schemat turbiny gazowej w programie EBSILON®Professional, konieczny do wykonania obliczeń w niniejszej pracy.



Rys. 2.1 Model turbiny gazowej SGT5-4000F

Tabela 2.2 przedstawia założenia projektowe dla analizowanych układów. Tabela 2.3 zawiera zestawienie przyjętych sprawności poszczególnych maszyn i urządzeń stanowiących elementy analizowanych układów.

Tabela 2.2 Zestawienie danych obliczeniowych [3, 5]

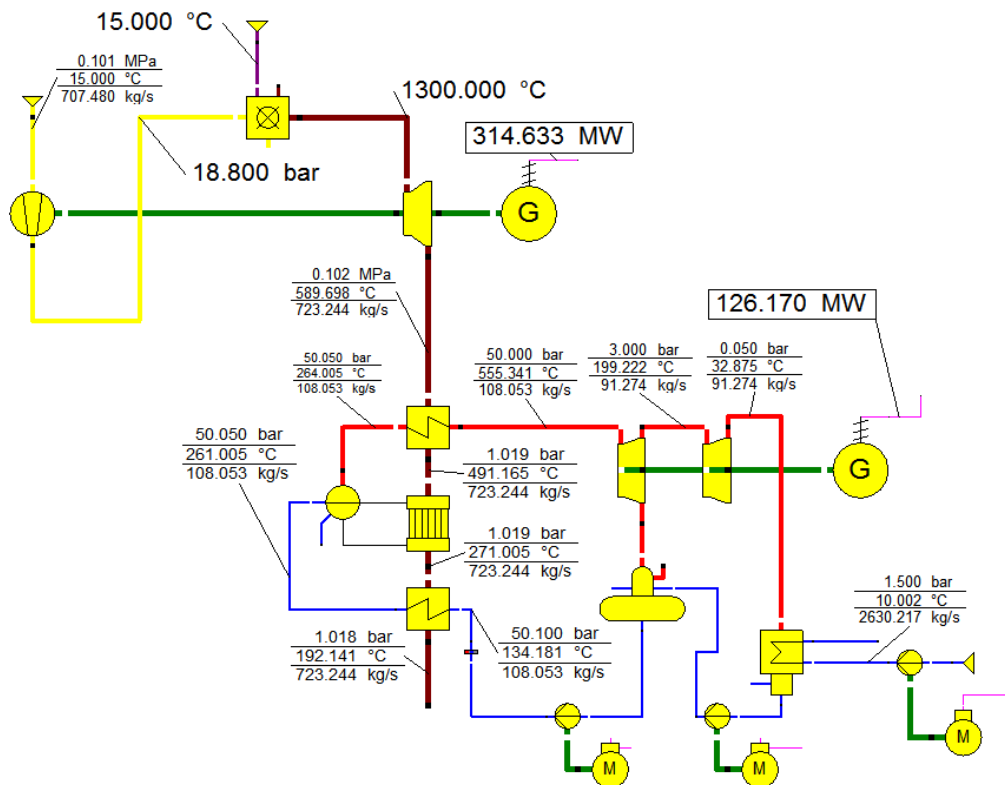
Dane obliczeniowe			
Parametry paliwa (gaz ziemny)	ZCH <sub>4</sub> , -	ZN <sub>2</sub> , -	t, °C
	0,95	0,05	15
Parametry otoczenia	t, °C	p, bar	φ, %
	15	1,013	60
Parametry przed turbina gazową	p, bar		t, °C
	1300		18,8
Parametry pary świeżej (dla każdego układu)	p, bar		t, °C
	50		555,3
Układ jednociśnieniowy	Ciśnienie w kolejnych upustach turbiny parowej, bar		
	3		0,05
Układ jednociśnieniowy z modernizacją	Ciśnienie w kolejnych upustach turbiny parowej, bar		
	15	3	1,5
			0,05
Układ dwuciśnieniowy	Ciśnienie w kolejnych upustach turbiny parowej, bar		
	15	3	1,5
			0,05
Parametry wody chłodzącej	t, °C		p, bar
	15		1,5

Tabela 2.3 Sprawności poszczególnych maszyn i urządzeń [1, 3]

Maszyna	Sprawność wewnętrzna, %	Sprawność mechaniczna, %
Turbina gazowa	91,0	99,0
Turbina parowa	90,0	99,8
Pompa	85,0	99,8
Silnik	99,0	99,8
Sprężarka	85,0	99,0

Wszystkie sprawności maszyn i urządzeń układów kombinowanych analizowanych w niniejszej pracy przedstawione są w tabeli 2.3, natomiast sprawność generatora ustalona jest na poziomie 99,0%.

Na podstawie schematu referencyjnego wykonano podstawowy układ gazowo–parowy. Układem tym był blok jednociśnieniowy, który przedstawiono na rys. 2.2. Układ ten zawiera połączenie turbiny gazowej SGT5-4000F z układem parowym. Część gazowa napędzana jest paliwem wysokometanowym. Spaliny za turbiną kierowane są do kotła odzyskowego, który produkuje parę zasilającą układ parowy.



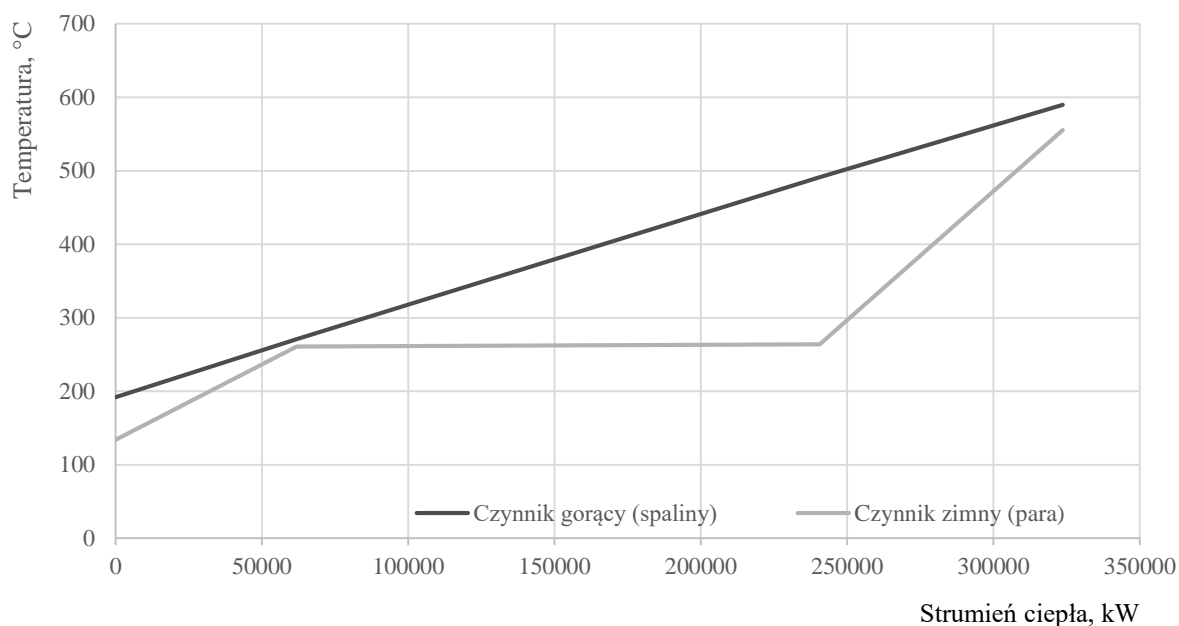
Rys. 2.2 Jednociśnieniowy układ gazowo-parowy

W tabeli 2.3 zestawiono wyniki obliczeń dla układu jednociśnieniowego. Na podstawie generowanej mocy przez układ można stwierdzić, że za wyprodukowanie 60% całkowitej mocy odpowiedzialna jest turbina gazowa. Temperatura spalin wyprowadzanych do otoczenia została obniżona, mimo to wciąż osiąga wysokie wartości. Jednym ze sposobów obniżających tą temperaturę jest dalsza modernizacja układu.

Tabela 2.3 Wyniki obliczeń dla układu jednociśnieniowego

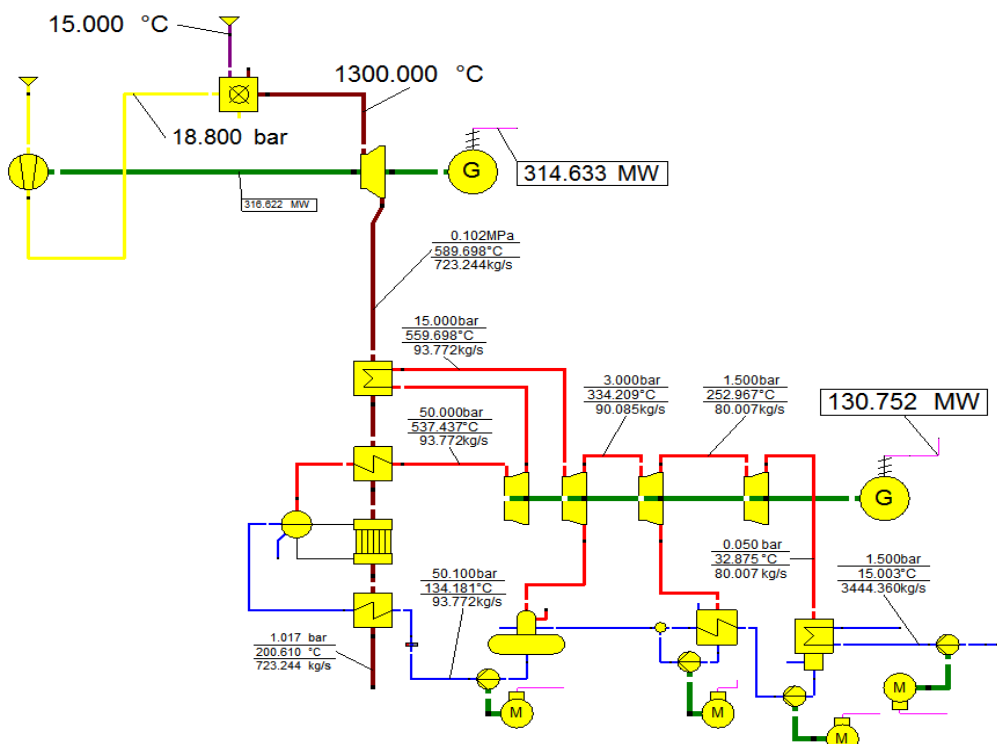
Układ jednociśnieniowy	
Moc elektryczna turbiny gazowej, MW	314,6
Moc elektryczna układu gazowo–parowego, MW	440,8
Temperatura spalin wylotowych, °C	192,1

Rys. 2.3 przedstawia przebieg temperatur w kotle odzyskowym dla nominalnych warunków pracy układu jednociśnieniowego.



Rys. 2.3 Rozkład temperatur w kotle odzyskowym

Kolejny analizowany układ kombinowany (Rys. 2.4) zawiera modernizację części parowej w postaci przegrzewu oraz upustu regeneracyjnego.



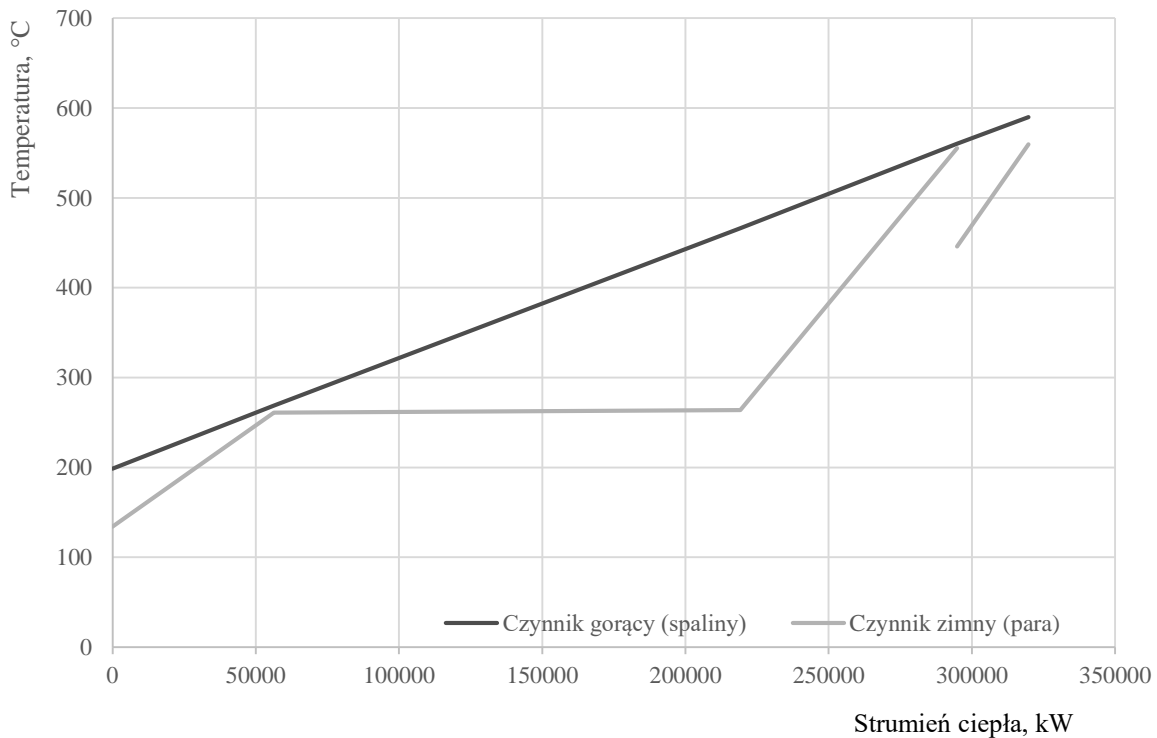
Rys. 2.4 Układ jednociśnieniowy z modernizacją

W tabeli 2.4 przedstawiono obliczone dane dla układu jednociśnieniowego z modernizacją. Na podstawie przeprowadzonej analizy zauważono, że moc części parowej wzrosła dzięki zastosowaniu przegrzewu. Poprzez wprowadzenie upustu regeneracyjnego, spowodowano wzrost temperatury wody dolotowej do kotła, przez co zwiększono temperaturę wylotową spalin.

Tabela 2.4 Wyniki obliczeń dla układu jednociśnieniowego z modernizacją

Układ jednociśnieniowy z modernizacją	
Moc elektryczna turbiny gazowej, MW	314,6
Moc elektryczna układu gazowo–parowego, MW	445,4
Temperatura spalin wylotowych, °C	200,6

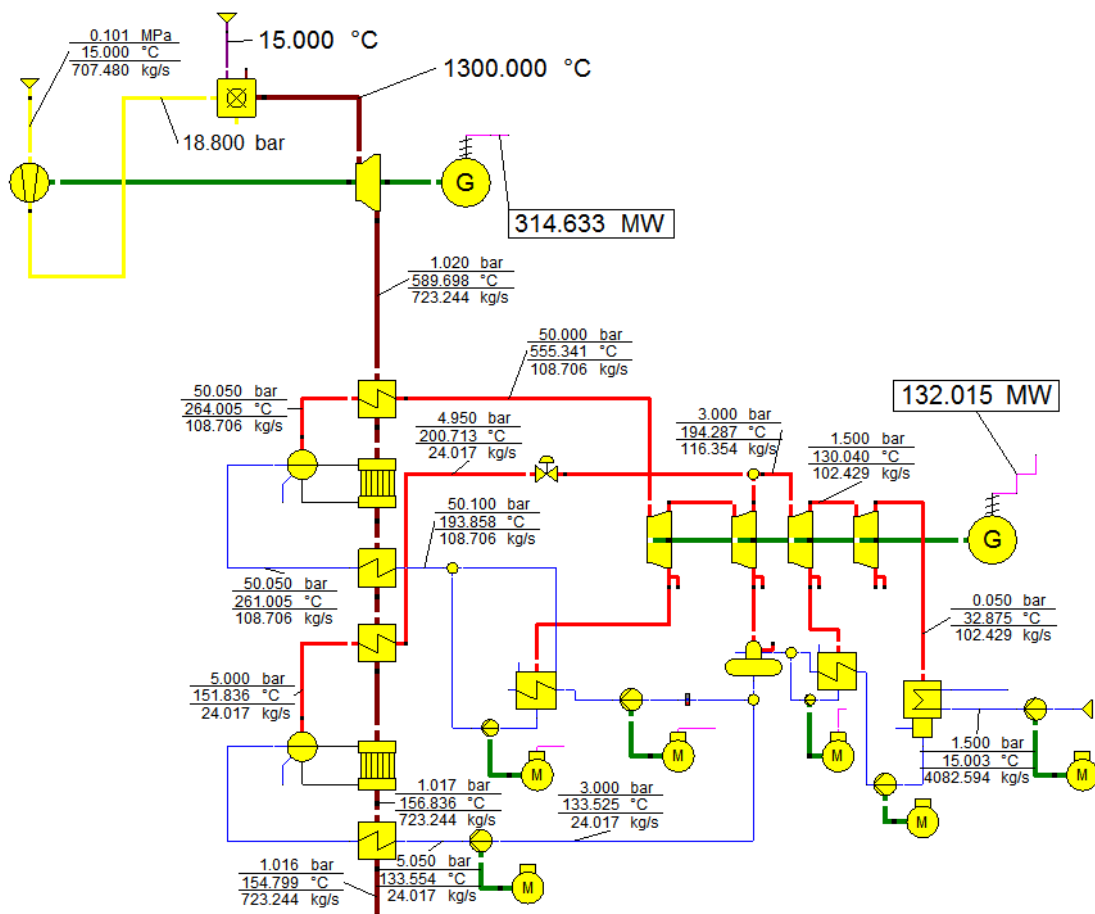
Zmiany temperatury w kotle odzyskowym przedstawia Rys. 2.5.



Rys. 2.5 Przebieg temperatur w kotle odzyskowym

Ostatnim analizowanym układem był blok dwuciśnieniowy (Rys. 2.4). Blok ten stanowi modernizację układu jednociśnieniowego. Wprowadzone zostały dwa poziomy ciśnienia kotła odzyskowego – część wysoko i niskoprężna.





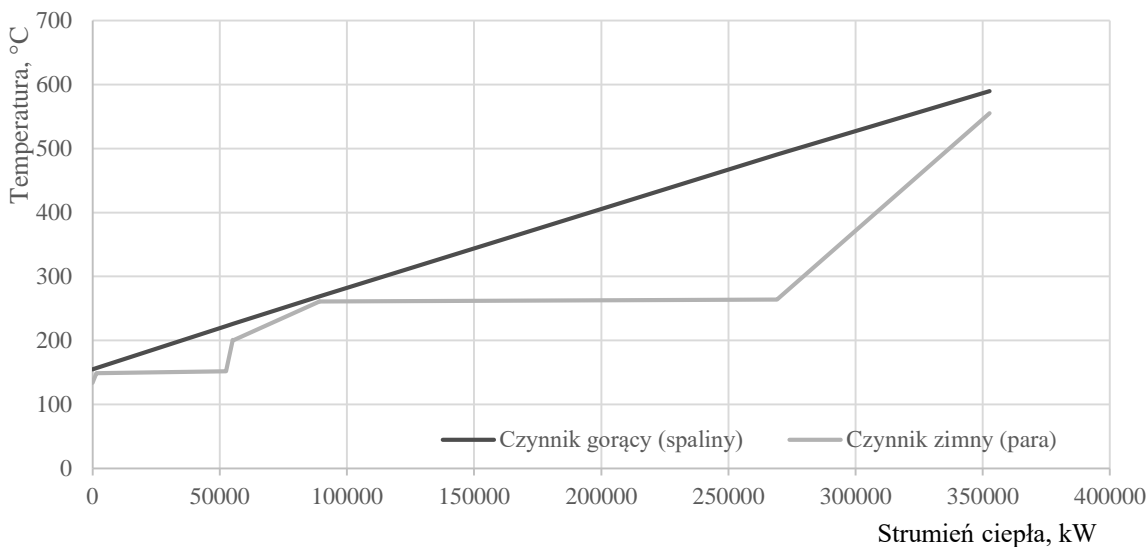
Rys. 2.6 Dwuciśniewy układ gazowo-parowy

Dane w tabeli 2.4 wskazują, że największą sprawność, spośród analizowanych układów w niniejszej pracy, ma blok dwuciśniewy. Temperatura spalin wyprowadzanych do otoczenia w tym układzie osiąga wartość najniższą.

Tabela 2.5 Wyniki obliczeń dla układu dwuciśniewego

Układ dwuciśniewy	
Moc elektryczna turbiny gazowej, MW	314,6
Moc elektryczna układu gazowo-parowego, MW	447,8
Temperatura spalin wylotowych, °C	154,8

Rozkład temperatur w kotle przedstawiono na rys. 2.7.



Rys. 2.7 Rozkład temperatur w kotle odzyskowym

Porównując ze sobą wszystkie 3 wykresy (Rys. 2.3, 2.5 oraz 2.7) obrazujące rozkład temperatur w kotle odzyskowym, można zauważyć, że dzięki wprowadzeniu dwóch ciśnień w układzie parowym strumień przekazanego ciepła wzrósł (około 50 MW), dzięki temu temperatura wylotowa spalin spadła do 154,8 °C.

### 3 Analiza termodynamiczna

Coraz większe zapotrzebowanie na energię elektryczną zmusza do poszukiwania jak najlepszych rozwiązań technologicznych osiągających możliwie najwyższe charakterystyki termodynamiczne. Głównym wskaźnikiem określającym doskonałość układu jest sprawność energetyczna netto.

Sprawność termodynamiczna zależy od wielu parametrów. Niewielka zmiana jednego z nich w znaczny sposób wpływa na sprawność układu. Analiza termodynamiczna ma na celu zlokalizowanie problemu oraz opracowanie sposobu na poprawę niskiej sprawności.

Niniejszy rozdział pracy pokazuje w jaki sposób ciśnienie oraz temperatura przed turbiną gazową wpływają na sprawność elektryczną netto układu gazowo-parowego.

Zbadano wpływ ciśnienia przed turbiną gazową od 8 do 40 bar na sprawność netto każdego układu w zależności od temperatury wlotowej spalin w zakresie od 1100 do 1400 °C.

Sprawność produkcji energii elektrycznej netto układu można zdefiniować jako:

$$n_{g-p} = \frac{N_{eTG} + N_{eTP} - N_{ePW}}{\dot{m}_p \cdot W_d} \quad (3.1)$$

gdzie:

$N_{eTG}$  – moc elektryczna instalacji turbiny gazowej, MW,

$N_{eTP}$  – moc elektryczna turbiny parowej, MW,

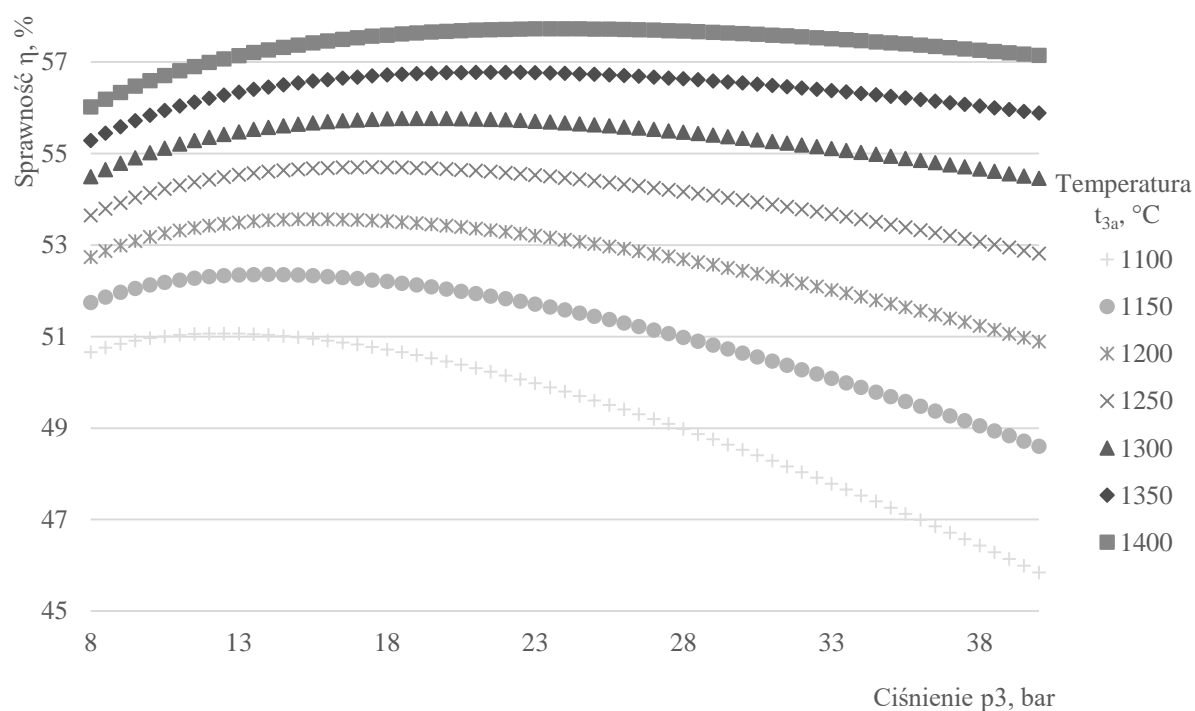
$N_{ePW}$  – moc elektryczna potrzeb własnych (głównie pomp), MW,

$\dot{m}_p$  – strumień paliwa doprowadzonego do instalacji turbiny gazowej, kg/s,

$W_d$  – wartość opałowa paliwa, MJ/kg.

### 3.1 Układ jednociśnieniowy

Układ gazowo–parowy z kotłem jednociśnieniowym, w nominalnych warunkach pracy odznacza się sprawnością na poziomie 55%. Poprzez wprowadzenie nowych parametrów sprawność układu zmienia się. Na rys. 3.1 przedstawiono charakterystykę prezentującą wpływ zmian ciśnienia oraz temperatury przed wlotem do turbiny na sprawność netto układu.



Rys. 3.1 Charakterystyka zależności sprawności netto układu jednociśnieniowego

W tabeli 3.1 przedstawiono ciśnienia przy których osiągnięto maksymalne sprawności dla zadanych temperatur.

Tabela 3.1. Wyniki analizy termodynamicznej

Analiza termodynamiczna dla układu jednociśnieniowego		
Temperatura $t_{3a}$ , °C	Ciśnienie $p_3$ , bar	Sprawność układu $\eta$ , %
1100	12,5	51,09
1150	14,0	52,38
1200	15,5	53,59
1250	17,5	54,72
1300	19,5	55,79
1350	21,5	56,80
1400	24,0	57,75

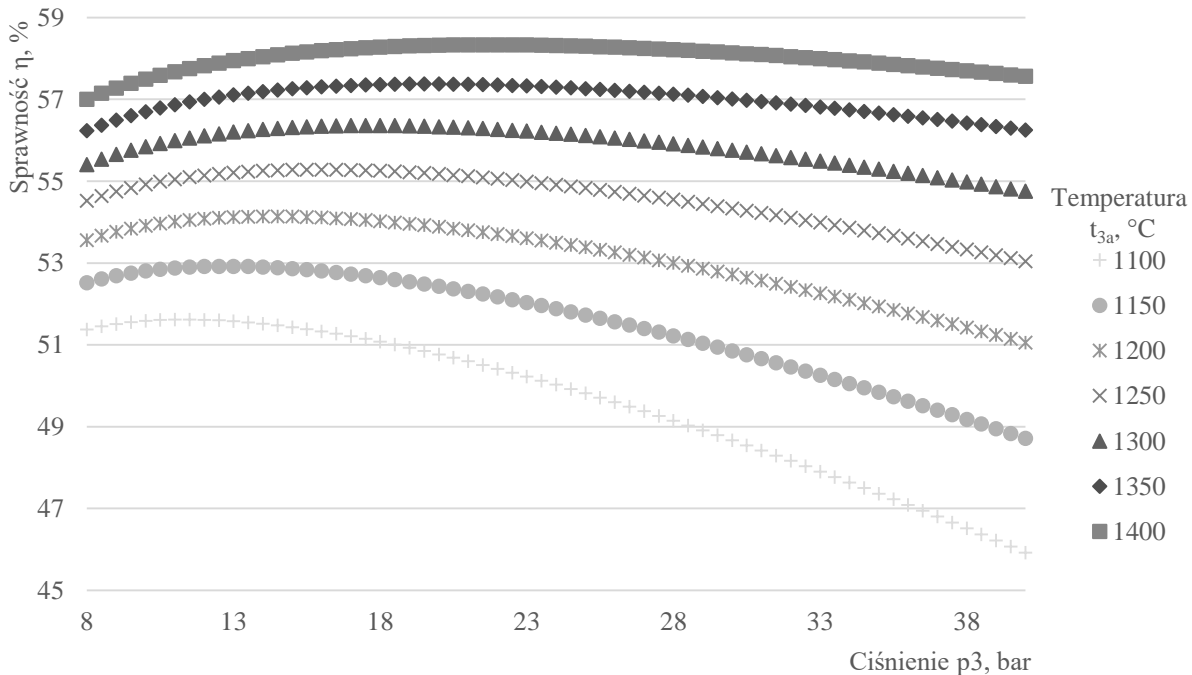
Na podstawie analizy termodynamicznej, przeprowadzonej dla układu jednociśnieniowego, przedstawionej na rys. 3.1, można stwierdzić, że wraz ze wzrostem temperatury na wlocie do turbiny wzrasta sprawność układu, jest to spowodowane większym spadkiem entalpii na turbinie gazowej – przy założeniu stałej wartości parametrów za turbiną. Zmiana temperatury powoduje więc podwyższenie mocy turbiny oraz podniesienie parametrów dolotowych do turbiny parowej. Dalsze podwyższanie tej temperatury nie jest jednak możliwe, ze względów na wytrzymałość termiczną materiałów, z których budowane są maszyny w układach gazowo-parowych. Konieczna byłaby zmiana materiału, lecz jest to nieopłacalne ze względów ekonomicznych.

Analiza sprawności ze względu na zmianę ciśnienia przed turbiną gazową wykazała, że do momentu osiągnięcia maksymalnej wartości sprawności, zwiększanie tego ciśnienia powoduje jej podwyższenie. Po przekroczeniu wartości granicznej, sprawność ponownie zaczyna się obniżać, jest to wynikiem przewyższenia mocy sprężarki, koniecznej do wytworzenia odpowiedniego ciśnienia. Wraz ze wzrostem ciśnienia rośnie również pobierana moc z turbiny, która po przekroczeniu wartości granicznej przewyższa moc produkowaną.

### 3.2 Układ jednociśnieniowy z modernizacją

Układ jednociśnieniowy z modernizacją w postaci przegrzewu pary oraz upustu regeneracyjnego w warunkach pracy zadanych w początkowych obliczeniach dla parametrów  $t_{3a}=1300\text{ °C}$  oraz  $p_3=18,8\text{ bar}$  osiąga sprawność  $\eta=56,35\%$ . Przeprowadzono analizę ze względu na zmianę sprawności poprzez regulację temperatury i ciśnienia przed wlotem do turbiny gazowej. Tabela 3.2 zawiera wyniki otrzymane z analizy termodynamicznej.

Rys. 3.2 przedstawia charakterystykę sprawności jednociśnieniowego układu gazowo-parowego z modernizacją.



Rys. 3.2. Charakterystyka zależności sprawności netto dla układu z modernizacją

Na podstawie tabeli 3.2 oraz rys. 3.2 można zauważyć, że wraz ze wzrostem temperatury sprawność układu zwiększa się. Podobnie jak w pierwszym analizowanym układzie jest to spowodowane wzrostem spadku entalpii.

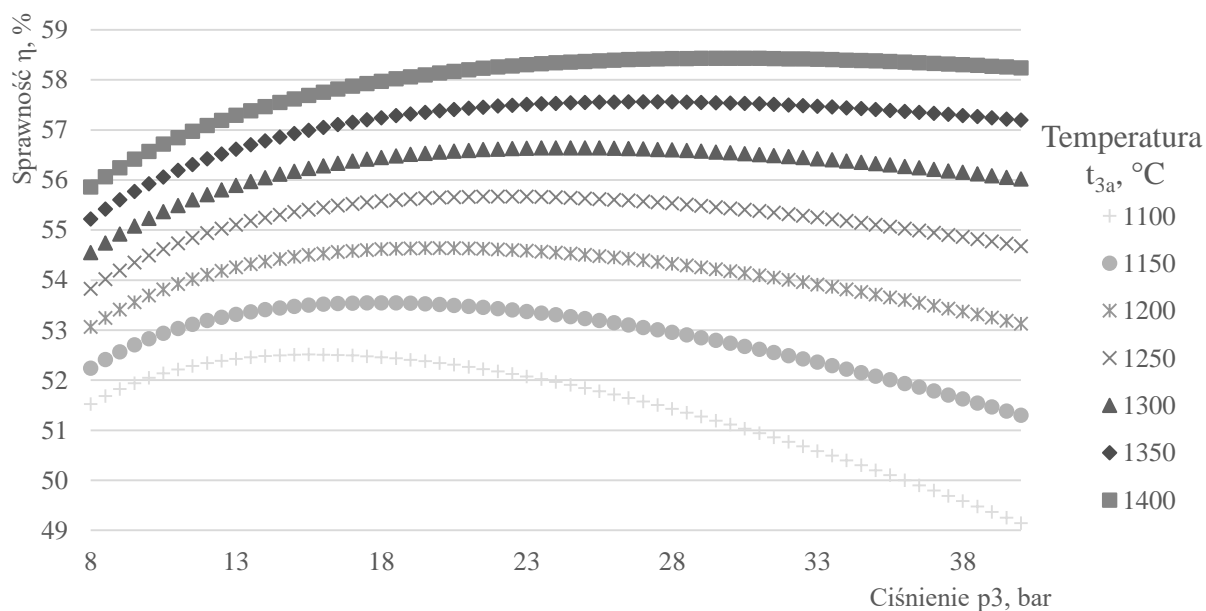
Początkowy wzrost ciśnienia wywołuje wzrost sprawności, jednak tylko do wartości granicznej. Po przekroczeniu tej wartości (w momencie osiągnięcia przez charakterystykę maksimum) sprawność zaczyna spadać, ze względu na zwiększony pobór mocy przez sprężarkę.

Tabela 3.2. Wyniki analizy termodynamicznej

Analiza termodynamiczna układu z modernizacją		
Temperatura $t_{3a}$ , °C	Ciśnienie $p_3$ , bar	Sprawność układu $\eta$ , %
1100	11,5	51,64
1150	13,0	52,94
1200	14,5	54,16
1250	16,0	55,30
1300	18,0	56,37
1350	20,0	57,38
1400	22,0	58,34

### 3.3 Układ dwuciśnieniowy

Układ gazowo-parowy w tym przypadku został zmodernizowany do postaci, w której występują dwa poziomy ciśnienia w kotle odzyskowym. W nominalnych warunkach pracy sprawność takiego układu wynosi  $\eta=56,5\%$ . Dzięki wprowadzonym zmianom ciśnienia oraz temperatury spalin przed wlotem do turbiny następuje zmiana w charakterystykach sprawnościowych. Tabela 3.3 oraz Rys. 3.3 pokazują jaka jest zależność sprawności układu dwuciśnieniowego po wprowadzonych zmianach.



Rys. 3.3. Charakterystyka zależności sprawności netto dla układu dwuciśnieniowego

Tabela 3.3. Wyniki analizy termodynamicznej

Analiza termodynamiczna dla układu dwuciśnieniowego		
Temperatura $t_{3a}$ , °C	Ciśnienie $p_3$ , bar	Sprawność układu $\eta$ , %
1100	15,5	52,51
1150	17,5	53,68
1200	19,5	54,77
1250	22,0	55,81
1300	24,0	56,78
1350	26,5	57,70
1400	29,5	58,57

Tabela 3.4 przedstawia zestawienie sprawności netto analizowanych układów gazowo–parowych wyliczone przy użyciu parametrów nominalnych .

Na podstawie przeprowadzonej analizy można zauważyć, że układ dwuciśnieniowy odznacza się najwyższą sprawnością spośród wszystkich analizowanych w niniejszej pracy układów. Wraz ze wzrostem temperatury przed turbiną gazową sprawność na charakterystyce osiąga wyższe wartości, ze względu na zwiększony spadek entalpii. Zmiana ciśnienia powoduje wzrost sprawności ale tylko do osiągnięcia ekstremum, za tym punktem następuje spadek jej wartości, ze względu na moc pobieraną przez sprężarkę.

Tabela 3.4 Zestawienie sprawności dla nominalnych parametrów każdego z układów

Analiza termodynamiczna sprawności dla parametrów nominalnych	
Układ gazowy	39,90 %
Układ jednociśnieniowy	55,77 %
Układ jednociśnieniowy z modernizacją	56,35 %
Układ dwuciśnieniowy	56,50 %

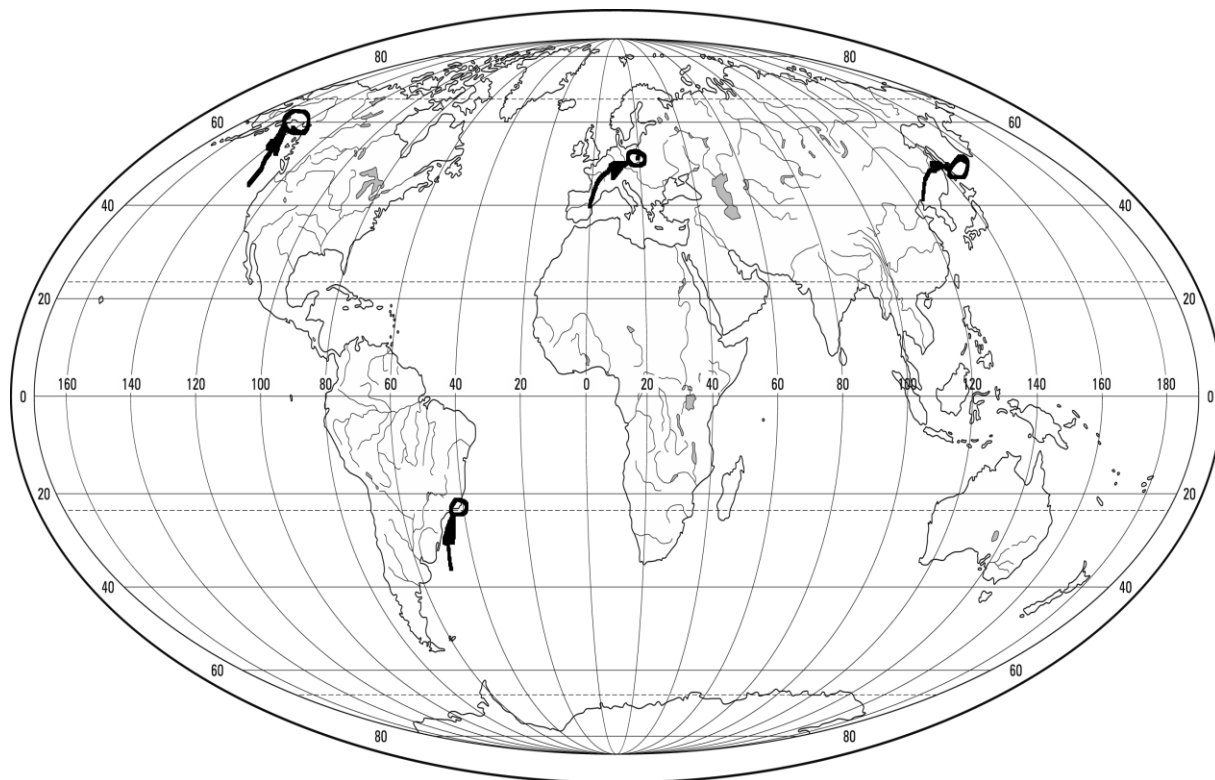
Na podstawie analizy termodynamicznej, dla nominalnych warunków pracy, której wyniki są przedstawione w tabeli 3.4 można stwierdzić, że układy gazowo–parowe niezależnie od konfiguracji osiągają wysoką sprawność netto. Najwyższą sprawność można uzyskać dla układu dwuciśnieniowego ( $\eta=56,5$  %).

## 4 Analiza geograficzna

Problemy z brakiem energii elektrycznej, ze zmniejszającą się ilością paliw kopalnych, czy ze wzrostem zanieczyszczenia środowiska, pojawia się zarówno w Polsce, jak i na całym świecie. Wzrastający popyt na energię elektryczną warunkuje potrzebę poszukiwania coraz lepszych rozwiązań technologicznych. Wysoka sprawność przemiany energii chemicznej jest podstawowym kryterium ewentualnej budowy, czy modernizacji elektrowni [7].

Dzięki znajomości parametrów otoczenia, dla wybranych lokalizacji, przeprowadzono analizę termodynamiczną i wybrano optymalne parametry pracy układu gazowo–parowego przy której produkcja energii elektrycznej jest najbardziej efektywna.

Do niniejszej analizy wybrano cztery lokalizacje (Rys. 4.1), których skrajne wartości temperatury i ciśnienia pozwoliły zobrazować, w jakim stopniu, zmiana parametrów otoczenia wpływa na sprawność netto układu.



Rys. 4.1. Mapa obrazująca położenie wybranych lokalizacji

W tabeli 4.1 zaprezentowano dane wykorzystane do analizy.

Tabela 4.1. Dane pogodowe [8]

Lokalizacja	Temperatura, °C		Ciśnienie, bar	
	Alaska, Juneau	max	27	max
min		-14	min	0,974
Brazylia, Rio de Janeiro	max	40	max	1,033
	min	11	min	1,001
Japonia, Tokio	max	35	max	1,034
	min	2	min	0,988
Polska, Kraków	max	36	max	1,045
	min	-13	min	0,974

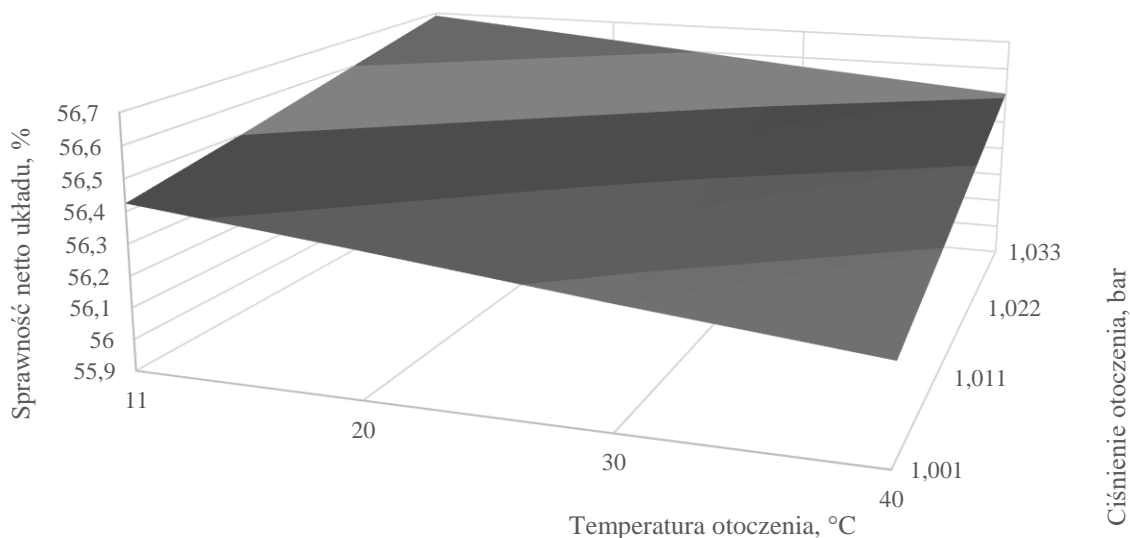
Pierwszą analizowaną lokalizacją było Juneau, w stanie Alaska, gdzie panuje klimat umiarkowany chłodny. Rio de Janeiro leży w strefie klimatu równikowego. Dokładniej w strefie klimatu podrównikowego wilgotnego. Duża rozciągłość południkowa sprawia, że Japonia leży w zasięgu kilku stref klimatycznych. Tokio jest objęte klimatem podzwrotnikowym, natomiast Polska znajduje się w strefie klimatu umiarkowanego ciepłego.

#### 4.1 Porównanie wpływu ciśnienia i temperatury otoczenia na sprawność układu

Na podstawie informacji o parametrach otoczenia zebranych w tabeli 4.1 przeprowadzono analizę termodynamiczną dla układu dwuciśnieniowego. Obliczenia zostały wykonane dla parametrów nominalnych. Rys. 4.2, 4.3, 4.4 oraz 4.5 przedstawiają zależność sprawności od ciśnienia otoczenia i temperatury otoczenia dla Brazylii, Japonii, Alaski oraz Polski. Na podstawie przeprowadzonej analizy zaobserwowano, że im wyższe ciśnienie oraz niższa temperatura otoczenia sprawność układu jest wyższa.

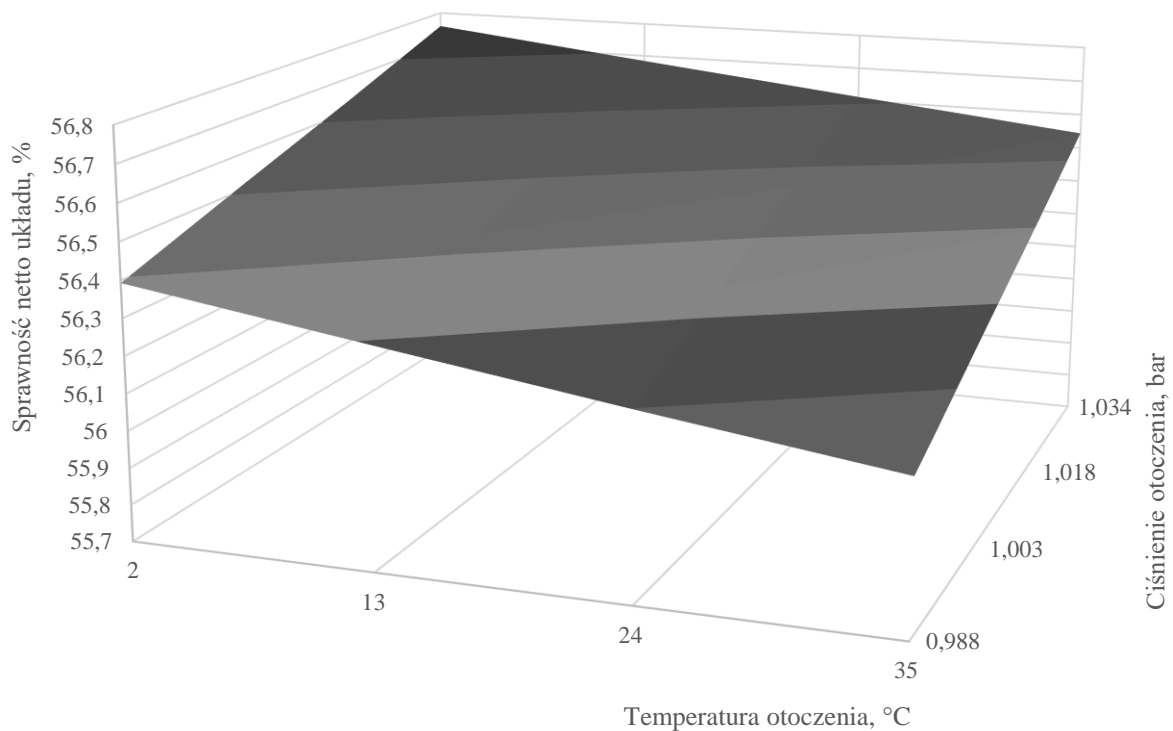
By zaprezentować wpływ temperatury i ciśnienia otoczenia na układ, zmieniano wartość ciśnienia spalin przed turbiną gazową, następnie wykonano charakterystyki sprawności. Na Rys. 4.6 przedstawiono jaki wpływ na sprawność układu dwuciśnieniowego ma zmiana temperatury otoczenia. Rys. 4.7 obrazuje zależność sprawności od ciśnienia otoczenia dla układu dwuciśnieniowego.

Na podstawie analizy sprawności (Rys. 4.6) można stwierdzić, że nawet niewielka zmiana temperatury otoczenia wprowadza duże zmiany w sprawności obiegu. Zauważono, że najwyższą sprawność osiąga się dla układu, znajdującego się tam, gdzie temperatura otoczenia jest najniższa. Dla niskich wartości ciśnienia spalin przed turbiną sprawność układu jest zbliżona we wszystkich lokalizacjach, aczkolwiek najwyższa jest dla Brazylii, a najniższa dla Alaski. Przy wysokim ciśnieniu spalin zależności między lokalizacjami ulegają zmianie. Największą sprawność osiąga układ w stanie Alaska a najmniejszą w Brazylii.

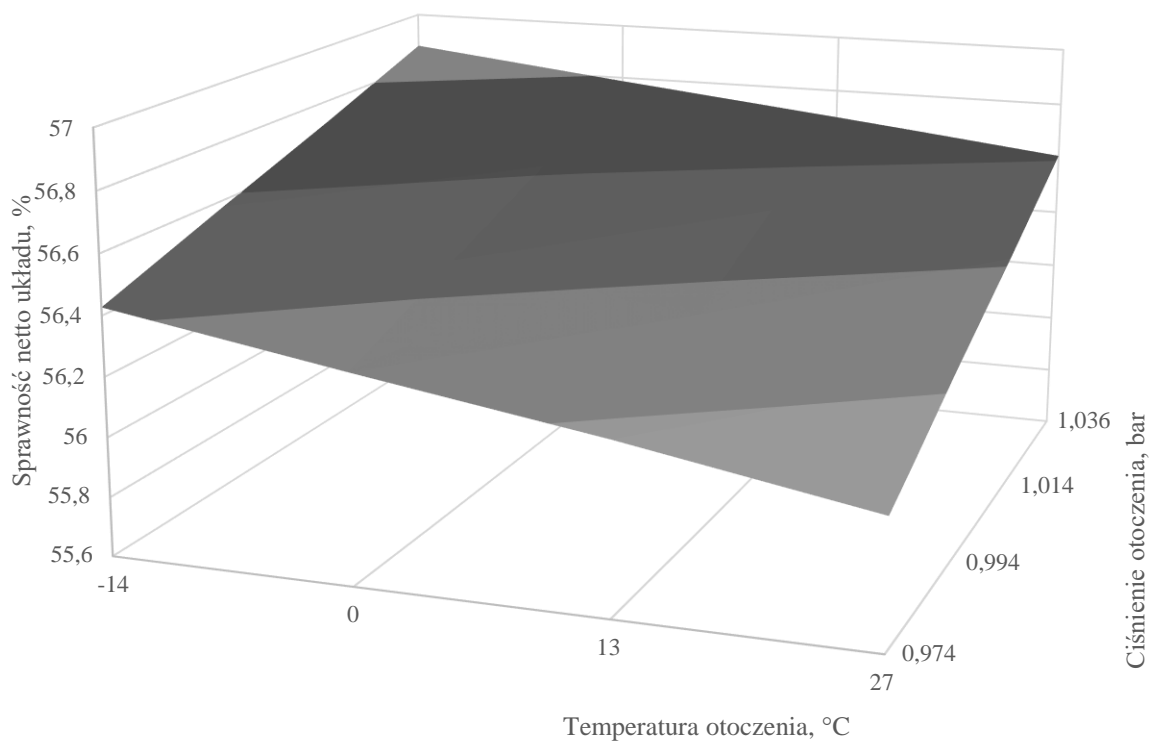


Rys. 4.2 Brazylia, zależność sprawności od parametrów otoczenia

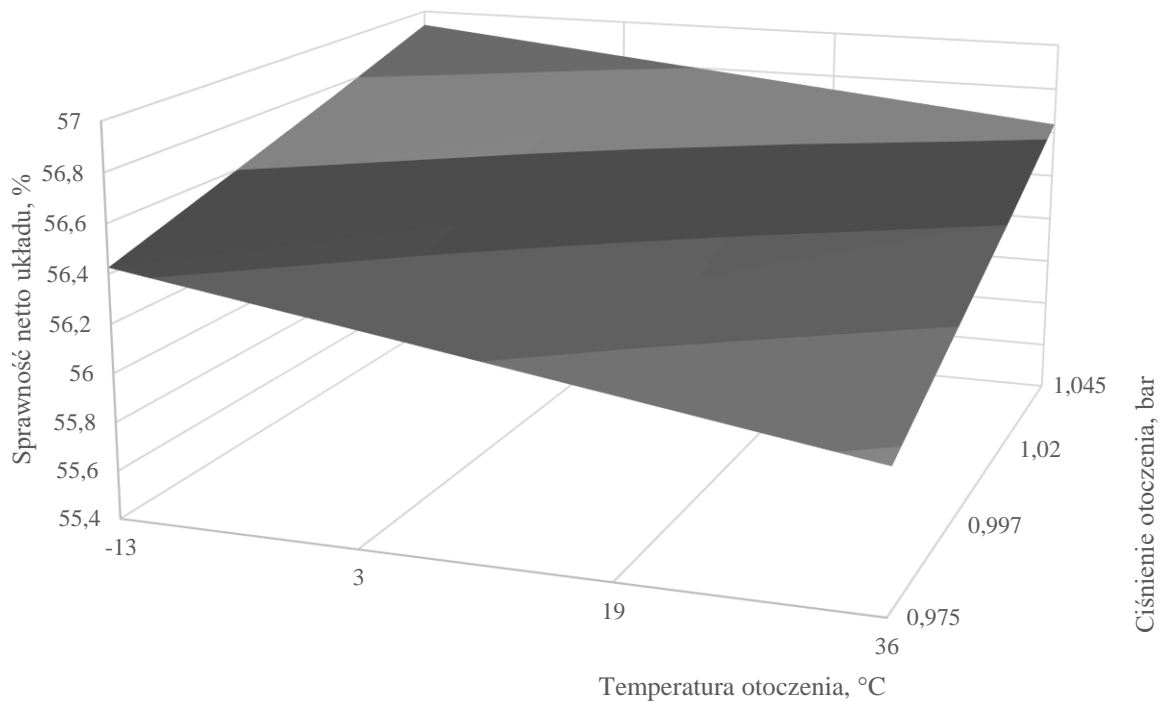




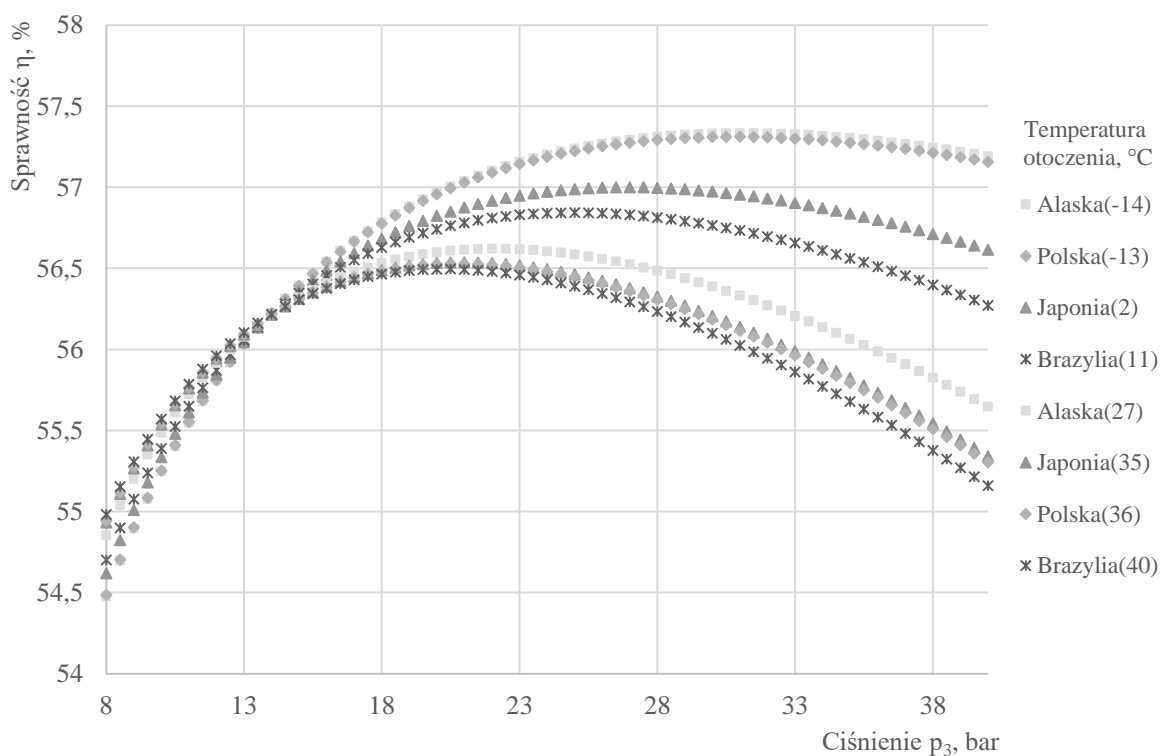
Rys. 4.3 Japonia, zależność sprawności od parametrów otoczenia



Rys. 4.4 Alaska, zależność sprawności od parametrów otoczenia



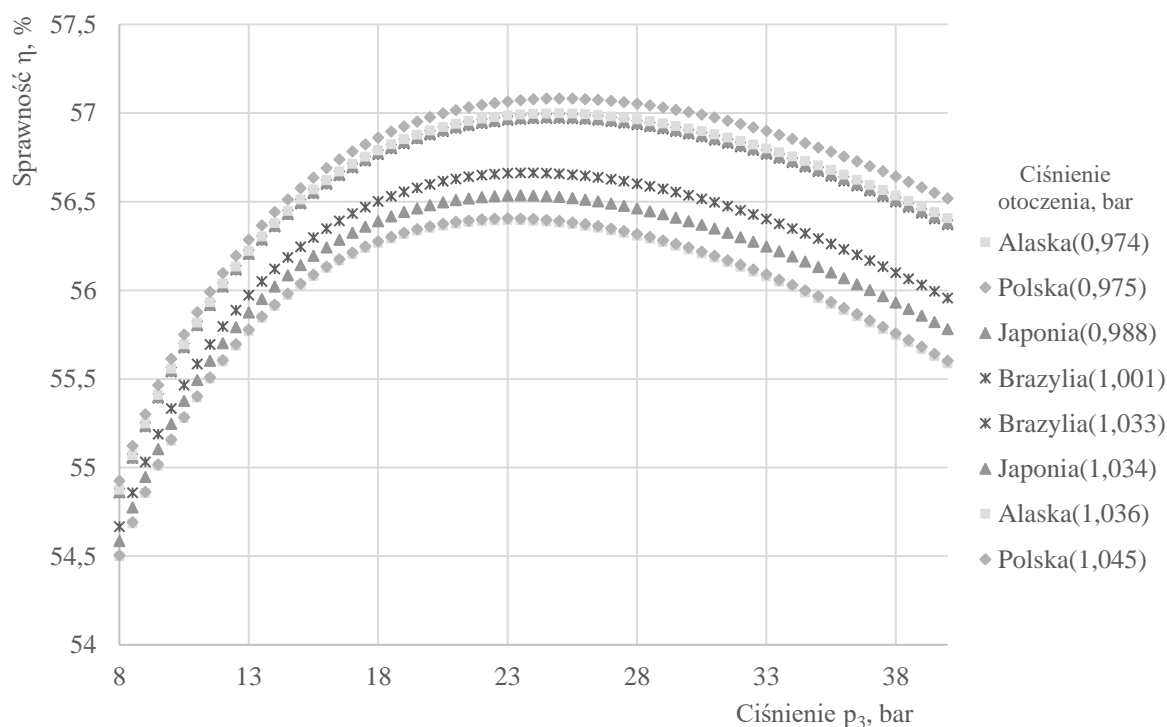
Rys. 4.5 Polska, zależność sprawności od parametrów otoczenia



Rys. 4.6. Wpływ temperatury otoczenia na sprawność układu dwuciśnieniowego

Rys. 4.7 przedstawia zależność sprawności układu dwuciśnieniowego od ciśnienia otoczenia. Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że im wyższe ciśnienie otoczenia tym wyższa sprawność, tak więc najlepszą lokalizacją, ze względu na ciśnienie okazała się być Polska. Najniższa wartość sprawności jest osiągnięta przez układ znajdujący się w Juneau.

Można stwierdzić, że ciśnienie oraz temperatura otoczenia w znacznym stopniu wpływają na sprawność układu. Dzięki uniwersalności układów gazowo–parowych i wysokosprawnym rozwiązaniom technologicznym pomimo dużej zmiany parametrów otoczenia, sprawność układu zmienia się od 54,5 do 57,3% dla układu dwuciśnieniowego.



Rys. 4.7. Wpływ ciśnienia otoczenia na sprawność układu dwuciśnieniowego

## 5 Analiza ekonomiczna

Istnieje wiele sposobów na określenie miary doskonałości danego układu, można określić jego sprawność energetyczną czy sposób wykorzystania energii chemicznej paliwa, jednakże najlepszym oraz najbardziej wymownym wskaźnikiem jest opłacalność finansowa inwestycji.

Analiza ekonomiczna w niniejszym projekcie obejmuje:

- oszacowanie nakładów inwestycyjnych,
- oszacowanie kosztów produkcji oraz wartości sprzedaży,
- wyliczenie podstawowych wskaźników oceny efektywności ekonomicznej, dla Polski.

## 5.1 Nakłady inwestycyjne

Wszystkie obliczenia analizy ekonomicznej przeprowadzono dla nominalnych parametrów każdego z układów.

Kapitał inwestycyjny wyznaczono za pomocą metody wykładniczej. Bazową elektrownią była Elektrownia Włocławek o mocy 463 MW elektrycznych [12], dla której wartość inwestycji wyniosła 1,4 mld zł. Czynnikiem skalującym była moc elektryczna. Wykładnik skalujący przyjęto na poziomie 0,7, co jest typowe dla sektora energetycznego [3].

Kapitał inwestycyjny wyznaczono za pomocą wzoru (5.1):

$$C_Y = C_W \cdot \left(\frac{X_Y}{X_W}\right)^\alpha \quad (5.1)$$

gdzie:

$C_Y$  i  $C_W$  – koszt instalacji szacowanej Y i wzorcowej W, zł

$X_Y$  i  $X_W$  – wyróżniki charakterystyczne dla instalacji szacowanej Y i wzorcowej X, MW

$\alpha$  – wykładnik skalujący, -.

Wyliczone wartości kapitałów inwestycyjnych układów kombinowanych przedstawiono w tabeli 5.1.

Tabela 5.1. Kapitał inwestycyjny

	Moc elektryczna	Nakład
	MW	zł
Układ jednościśnieniowy	440,9	1 352 880 419
Układ z modernizacją	445,5	1 362 745 441
Układ dwuciśnieniowy	447,8	1 367 666 485
Elektrownia Włocławek	463,0	1 400 000 000

Dla celów analizy założono, że kapitał inwestycyjny jest w 70% finansowany z kredytu, natomiast pozostałe 30% to środki własne. Kredyt jest spłacany według rat stałych przez 15 lat od początku eksploatacji obiektu. Odsetki do kredytu są naliczane za pomocą oprocentowania, które zostało przyjęte na poziomie 5% [9].

Okres budowy zaplanowano na 2 lata (rok 0 to rok przekazania inwestycji do eksploatacji), a całkowity czas eksploatacji obiektu to 30 lat od zakończenia budowy.

## 5.2 Przychody netto

Kolejnym krokiem w analizie ekonomicznej było wyznaczenie przychodów netto. Roczne przychody netto dla elektrowni to iloczyn ilości wyprodukowanej energii elektrycznej oraz jej jednostkowej ceny. Wzór (5.2) wyraża zależność na obliczenie przychodów.

$$S_n = E_{elR} \cdot c_{el} \quad (5.2)$$

gdzie:

$S_n$  – przychody netto, zł,

$E_{elR}$  – roczna produkcja energii elektrycznej netto, MWh,

$c_{el}$  – cena sprzedaży energii elektrycznej, zł/MWh.

Poszczególne dane zamieszczono w tabeli 5.3, natomiast cenę energii elektrycznej ustalono na poziomie 169,13 zł/MWh [10].

Tabela 5.2. Składowe roczne przychodów

Rodzaj układu	Roczna produkcja energii elektrycznej		
		MWh	zł
Układ jednociśnieniowy	3 853 425	659 475 306	
Układ z modernizacją	3 901 572	667 715 134	
Układ dwuciśnieniowy	3 912 636	669 608 607	

### 5.3 Koszty eksploatacyjne

Następnie obliczono koszty eksploatacyjne przy pomocy wzoru (5.3) oraz zamieszczono wyniki w tabeli 5.4.

$$K_e = K_{en} + K_{os} + K_{śr} + K_{op} \quad (5.3)$$

gdzie:

$K_e$  – koszty eksploatacyjne, zł,

$K_{en}$  – koszty energii napędowej, zł,

$K_{os}$  – koszty osobowe, zł,

$K_{śr}$  – koszty środowiskowe, zł,

$K_{op}$  – koszty operacyjne, zł.

Tabela 5.3. Składowe kosztów eksploatacyjnych [3]

Koszty eksploatacyjne	Układ jednociśnieniowy, zł	Układ z modernizacją, zł	Układ dwuciśnieniowy, zł
Koszty en. napędowej	406 476 761	406 476 761	406 476 761
Koszty osobowe	750 000	750 000	750 000
Koszty środowiskowe	409 397	409 397	409 397
Koszty operacyjne	6 764 402	6 813 727	6 838 332
Koszty razem	414 400 560	414 449 885	414 474 491

Koszty energii napędowej obliczono za pomocą:

$$K_{en} = P \cdot W_d \cdot c_{Nel} \quad (5.4)$$

gdzie:

$K_{en}$  – koszt energii napędowej, zł,

$P$  – roczne zużycie paliwa, kg,

$W_d$  – wartość opałowa paliwa, GJ/kg,

$c_{Nel}$  – cena paliwa, zł/GJ.

Cenę paliwa ustalono na poziomie 542,68 zł/GJ (po przeliczeniu: 61,95 zł/MWh) [13].

Koszty osobowe przyjęto na poziomie 750 000 zł.

Opłatę za emisję CO<sub>2</sub> obliczono przy pomocy wyników stechiometrycznych dla danego bloku. Jednostkowa stawka opłaty za dwutlenek węgla wprowadzony do powietrza: 0,29 zł/Mg [14].

Koszty operacyjne zostały ustalone na poziomie 0,5% z całkowitego nakładu inwestycyjnego.

## 5.4 Przepływy pieniężne

Przepływy pieniężne CF (*ang. Cash Flow*) są podstawowym narzędziem oceny efektywności ekonomicznej działalności gospodarczych. Stanowią one sumę przepływów wyznaczonych w poszczególnych skończonych okresach rozliczeniowych. Można wyróżnić:

- przepływy pieniężne księgowe,
- przepływy pieniężne dyskontowe.

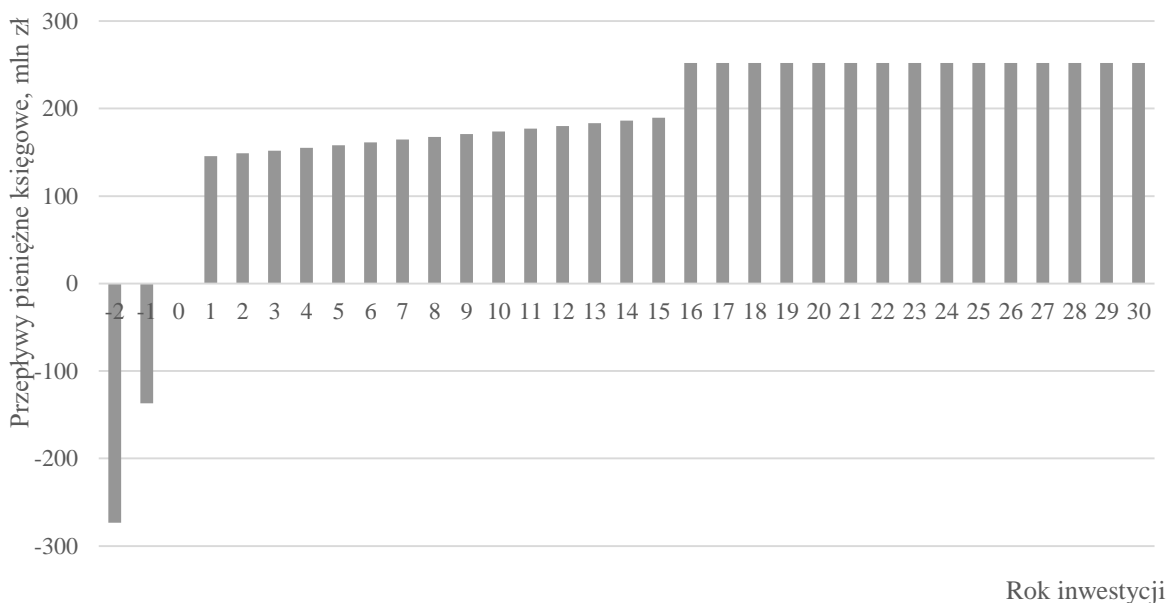
Przepływy pieniężne księgowe oblicza się za pomocą:

$$CF_t = -J_{inw,t} + J_{k,t} + S_{n,t} - K_{e,t} - F_t - R_t - P_{d,t} + L_t \quad (5.4)$$

gdzie:

- $CF_t$  – przepływy pieniężne, zł,
- $J_{inw,t}$  – poniesiony nakład inwestycyjny w danym roku, zł,
- $S_{n,t}$  – przychody netto w danym roku, zł,
- $K_{e,t}$  – koszty eksploatacyjne, zł,
- $F_t$  – odsetki, zł,
- $R_t$  – rata spłaty kredytu, zł,
- $P_{d,t}$  – roczny podatek od dochodów, zł.

Rys. 5.1 przedstawia przepływy pieniężne księgowe dla układu dwuciśnieniowego.



Rys. 5.1. Wykres zależności przepływów księgowych dla układu dwuciśnieniowego

W przypadku analizowanych układów przepływy pieniężne księgowe zaczynają przyjmować wartości dodatnie po ostatnim roku ponoszenia nakładów inwestycyjnych, co można zaobserwować na rys. 5.1.

Przepływy pieniężne dyskontowe oblicza się za pomocą równania:

$$CF_t^* = -J_{inw,t} + S_{n,t} - K_{e,t} - P_{d,t} + L_t \quad (5.5)$$

## 5.5 Realna stopa dyskonta

Określa ona wynagrodzenie jakie uzyskuje właściciel kapitału za jego zaangażowanie w przedsięwzięcie inwestycyjne. Stopa dyskonta realna została wyznaczona na podstawie wzoru:

$$r = \sum_j u_j \frac{r_{sp,j} - i}{1 + i} \quad (5.6)$$

gdzie:

$r_{sp,j}$  – stopa procentowa źródła, –,  
 $u_j$  – udział źródła finansowania, –,  
 $i$  – inflacja, – [15].

Tabela 5.5 przedstawia składowe dyskontowej stopy realnej.

Tabela 5.5 Składowe dyskontowej stopy realnej

Udział środków własnych	30,0%
Udział kredytu inwestycyjnego	70,0%
Oprocentowanie środków własnych	6,0%
Oprocentowanie kredytu inwestycyjnego	5,0%
Inflacja	1,3%
Dyskontowa stopa realna	3,9%

Udział środków własnych wynosi 30% nakładów inwestycyjnych, resztę stanowi kredyt. Oprocentowanie środków własnych przyjęte zostało na poziomie o 1 punkt procentowy większym niż oprocentowanie kredytu.

## 5.6 Współczynnik dyskontujący

Współczynnik dyskontujący wyznaczono na podstawie wzoru:

$$a_t = \frac{1}{(1 + r)^t} \quad (5.7)$$

gdzie:

$a_t$  – współczynnik dyskontujący, –,  
 $t$  – dany rok, –,  
 $r$  – stopa dyskontowa realna, –.

## 5.7 Podstawowe wskaźniki oceny efektywności ekonomicznej

Kolejnym etapem analizy ekonomicznej było wyznaczenie wskaźników, które są niezbędne do określenia opłacalności analizowanych układów.

Pierwszy wskaźnik to wartość bieżąca netto – NPV (*ang. Net Present Value*), opisujący opłacalność inwestycji. Przedstawia on sumę skumulowaną wartości zdyskontowanych przepływów pieniężnych netto w całym horyzoncie czasu objętym inwestycją (ekonomicznym cyklu życia).

$$NPV = \sum_{t=0}^N \frac{CF_t^*}{(1+r)^t} = \sum_{t=0}^N a_t \cdot CF_t^* \quad (5.8)$$

gdzie:

$NPV$  – wartość bieżąca netto, zł,

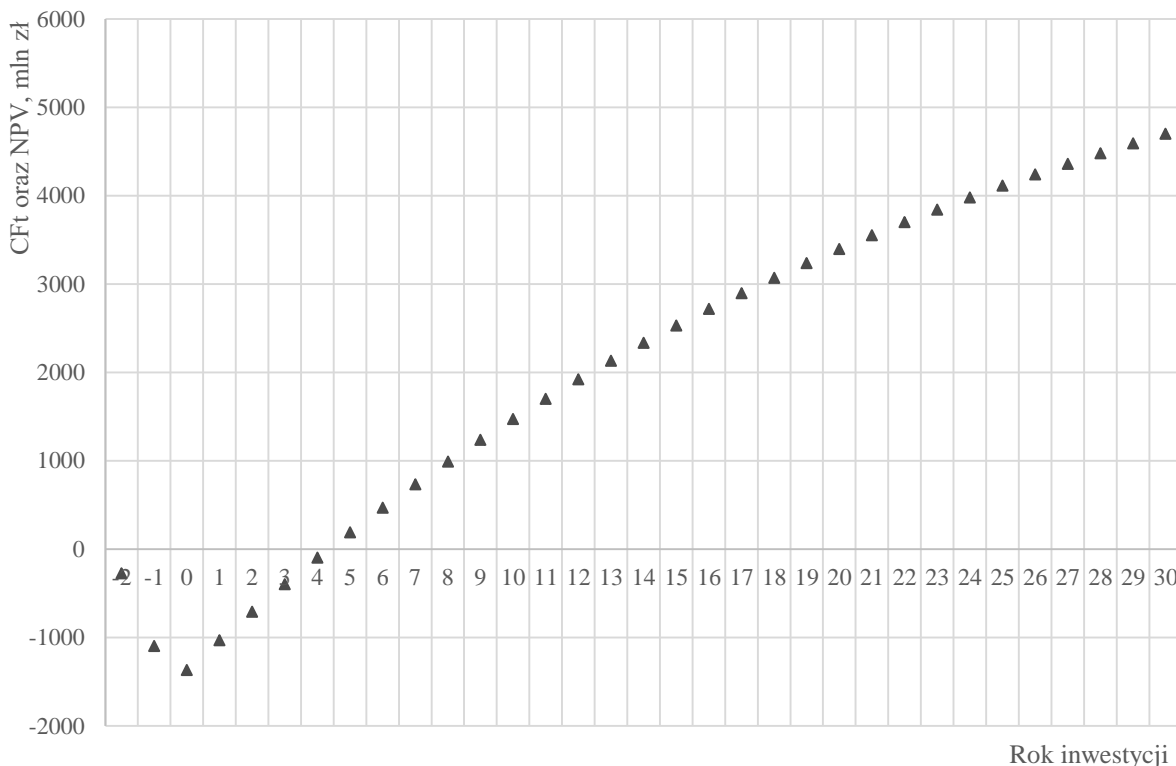
$CF_t^*$  – przepływy pieniężne zdyskontowane, zł,

$r$  – dyskontowa stopa realna, –,

$t$  – dany rok, –,

$a_t$  – współczynnik dyskontujący, –.

Wartość NPV, dla układu dwuciśnieniowego, wyliczona za pomocą wzoru (5.8) w danym roku, została przedstawiona na rys. 5.2.



Rys. 5.2. Zależność NPV od czasu trwania inwestycji dla układu dwuciśnieniowego



Kolejny wyznaczony wskaźnik to NPVR (*ang. Net Present Value Ratio*), który przedstawia wartość bieżącą skumulowanej nadwyżki finansowej jaką przyniesie jednostka zainwestowanego kapitału (5.9).

$$NPVR = \frac{NPV}{J_0} \quad (5.9)$$

gdzie:

$NPV$  – wartość bieżąca netto, zł,

$J_0$  – całkowite wydatki poniesione w okresie trwania budowy, zł.

Wskaźniki te dla omawianej inwestycji zostały przedstawione w tabeli 5.6.

Tabela 5.6 Zestawienie wskaźników NPVR oraz NPV

Układ	Wartość bieżąca netto	Nakłady inwestycyjne	NPVR
Jednościśnieniowy	4 528 174 297 zł	1 352 880 419 zł	3,347
Modernizacja	4 670 498 220 zł	1 362 745 441 zł	3,427
Dwuciśnieniowy	4 703 653 511 zł	1 367 666 485 zł	3,439

Jak można zauważyć, dla każdego z układów wskaźnik NPVR osiąga wartość większą niż 0, tak więc każda z inwestycji jest opłacalna.

Trzeci wskaźnik to IRR (*ang. Internal Rate of Return*), wewnętrzna stopa zwrotu obliczona ze wzoru (5.10). Jest to wartość stopy dyskonta przy której wartość NPV obliczona dla całego horyzontu czasowego jest równa zero.

$$\sum_{t=0}^N \frac{CF_t^*}{(1 + IRR)^t} = 0 \quad (5.10)$$

gdzie:

$CF_t^*$  – przepływy pieniężne zdyskontowane, zł

$t$  – czas inwestycji, lata

W tabeli 5.7 przedstawiono obliczone wskaźniki IRR dla analizowanych inwestycji.

Tabela 5.7 Zestawienie Wskaźnika IRR

Układ	Realna stopa dyskonta	IRR
Jednościśnieniowy	3,95 %	25,01 %
Modernizacja		25,47 %
Dwuciśnieniowy		25,54 %

Ostatni obliczany wskaźnik to DPB (*ang. Discount Payback*), zdyskontowany czas zwrotu. Jest to czas po którym NPV jest większe, bądź równe 0, tj. spłacona zostaje realna wartość początkowych nakładów inwestycyjnych.

Zdyskontowany czas zwrotu obliczono za pomocą wzoru:

$$\sum_{t=0}^{DPB} \frac{CF_t^*}{(1+r)^t} = 0 \quad (5.11)$$

gdzie:

$CF_t^*$  – przepływy pieniężne zdyskontowane, zł

$t$  – dany rok, –

$r$  – dyskontowa stopa realna, –

Dla układu jednociśnieniowego wartość ta wyniosła 4 lata podobnie jak dla układu z modernizacją oraz bloku dwuciśnieniowego.

## 6 Wnioski

Sprawność termodynamiczna układu jest jednym z najważniejszych czynników decydujących o planowanych inwestycjach na rynku energetycznym. Jest więc ważne, aby każdy nowopowstający blok, miał możliwie jak najwyższą sprawność, jednocześnie nie przekraczając ograniczeń technologicznych urządzeń.

Niniejsza praca zawiera analizę termodynamiczną oraz ekonomiczną trzech układów gazowo-parowych. Pierwszy etap pracy obejmował analizę termodynamiczną ze względu na spręż oraz temperaturę na wlocie do turbiny. Drugi etap to analiza termodynamiczna ze względu na panujące parametry otoczenia w różnych obszarach świata. Ostatni etap to analiza ekonomiczna.

Wysokość ciśnienia oraz temperatury na wlocie do turbiny gazowej zostały dobrane w taki sposób, aby wytrzymałość materiałowa wszystkich urządzeń i maszyn w wybranych układach nie została przekroczona. Termiczna wytrzymałość materiału, z którego zbudowane są łopatki turbiny, to problem, który z rozwojem technologii stopniowo się zmniejsza. Sprawność układu gazowo-parowego w najlepszych rozwiązaniach aktualnie osiąga wartość 60 %.

Na podstawie analizy termodynamicznej, przeprowadzonej dla układów gazowo-parowych, można stwierdzić, że wraz ze wzrostem temperatury na wlocie do turbiny wzrasta sprawność układu, co jest spowodowane większym spadkiem entalpii na turbinie gazowej – przy założeniu stałej wartości parametrów za turbiną. Zmiana temperatury powoduje więc podwyższenie mocy turbiny oraz podniesienie parametrów dolotowych do turbiny parowej. Dalsze podwyższanie temperatury nie jest jednak możliwe, ze względów na wytrzymałość termiczną materiałów, z których budowane są maszyny w układach gazowo-parowych.

Analiza termodynamiczna wykazała, że do momentu osiągnięcia wartości granicznej dla zwiększania ciśnienia przed turbiną gazową skutkuje jednoczesnym podwyższeniem sprawności. Po przekroczeniu maksymalnej wartości, sprawność ponownie zaczyna się obniżać, jest to wynikiem przewyższenia mocy sprężarki, koniecznej do wytworzenia odpowiedniego ciśnienia.

Analiza wybranych układów ze względu na zmianę parametrów otoczenia wykazała, że sprawność układu silnie zależy od ciśnienia oraz temperatury otoczenia. Sprawność netto układów gazowo-parowych wzrasta wraz ze spadkiem temperatury lub wzrostem ciśnienia otoczenia. Najlepszą lokalizacją na budowę układu gazowo-parowego, jest Polska oraz Alaska. Aby sprawność układu zlokalizowanego w Brazylii była równie wysoka co w Polsce należy

zmodernizować układu lub zastosować wstępne chłodzenie powietrza dolotowego do sprężarki. Takie rozwiązanie wiąże się z poniesieniem dodatkowych kosztów, ta część nie była jednak przedmiotem niniejszej pracy.

W ostatnim etapie pracy określono opłacalność badanej inwestycji poprzez wyznaczenie wskaźników oceny efektywności ekonomicznej.

Kapitał inwestycyjny został wyznaczony przy pomocy metody wykorzystującej analizę danych statystycznych dotyczących jednostkowych nakładów inwestycyjnych. Można zauważyć, że największy nakład został wyliczony dla bloku dwuciśnieniowego, czyli najbardziej złożonego w niniejszym opracowaniu.

Główny i za razem jedyny analizowany przychód to sprzedaż energii elektrycznej. Największą wartość osiąga dla bloku dwuciśnieniowego, a najmniejszą dla jednociśnieniowego.

Na wysokość kosztów eksploatacyjnych główny wpływ ma koszt paliwa, którym w tym wypadku jest gaz, drugi czynnik kształtujący koszty to opłaty środowiskowe.

Na podstawie wyliczonych wskaźników opłacalności inwestycji można stwierdzić, że analizowane układy są ekonomicznie opłacalne, ponieważ wszystkie wyznaczone wskaźniki mają wartość większą niż wartość graniczna.

Z analizy dyskontowej, wynika, że najbardziej opłacalną inwestycją jest budowa bloku dwuciśnieniowego, pomimo że jest najbardziej skomplikowany. NPV dla tego układu osiąga największe wartości. Pozostałe wyznaczone wskaźniki podobnie jak NPV wykazują największą opłacalność również dla bloku dwuciśnieniowego.

Biorąc pod uwagę wszystkie analizy wykonane na potrzeby tego opracowania można stwierdzić, że najlepszym i najbardziej opłacalnym blokiem jest blok dwuciśnieniowy. Pomimo dużych nakładów inwestycyjnych charakteryzuje się on wysoką sprawnością. Nawet przy niekorzystnych wartościach ciśnienia i temperatury otoczenia osiągnęte są wysokie sprawności ( $\eta = 55,5 \div 57\%$ ). Koszty budowy oraz eksploatacji takiego bloku są wysokie, jednak inwestycja już po czterech latach eksploatacji zwraca całkowity nakład inwestycyjny.

## Literatura

- [1] Szargut J.: Termodynamika techniczna. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [2] Chmielniak T.: Technologie energetyczne. WNT, Warszawa 2008.
- [3] Kotowicz J.: Elektrownie gazowo-parowe. Kaprint, Lublin 2009.
- [4] Gnutek Z., Kordylewski W.: Maszynoznawstwo energetyczne. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [5] Pilarz P.: Pomoce dydaktyczne do zajęć z Modelowania Procesów Energetycznych. Gliwice 2015.
- [6] Skorek J., Kalina J.: Gazowe układy kogeneracyjne. Wydawnictwo Naukowo–Techniczne, Warszawa 2005.
- [7] Soliński J., Światowe rezerwy surowców energetycznych, Energetyka 2008 nr 2.
- [8] Archiwalne Dane Pogodowe [www.wunderground.com](http://www.wunderground.com), dostęp 25 października 2016r.
- [9] Informacja IdeaBank <https://www.ideabank.pl/uslugi-dla-firm>, dostęp 23 listopada 2016r.

- [10] Informacja Prezesa Urzędu Regulacji Energetyki nr 25/2016, Warszawa 2016.
- [11] Simens, Turbiny Gazowe, <http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/gas-turbines/downloads/gas-turbines-siemens.pdf>, dostęp 18 grudnia 2016r
- [12] Planowane i Budowane Elektrownie i Elektrociepłownie, CiRE, Rynek Energii [tp://www.rynek-energii-elektrycznej.cire.pl/st,33,335,tr,145,0,0,0,0,budowane-i-planowane-elektrownie.html#radlin](http://www.rynek-energii-elektrycznej.cire.pl/st,33,335,tr,145,0,0,0,0,budowane-i-planowane-elektrownie.html#radlin), dostęp 18 grudnia 2016r.
- [13] Informacja Prezesa Urzędu Regulacji Energetyki nr 60/2016, Warszawa 2016.
- [14] Obwieszczenie Ministra Środowiska, Monitor Polski Dziennik Urzędowy Rzeczypospolitej Polskiej, Warszawa 2016.
- [15] Inflacja–Archiwum, Notowania archiwalne. <http://www.money.pl/gospodarka/inflacja-bezrobocie/archiwum/inflacja/>, dostęp 18 grudnia 2016r.

# Termoeconomic analysis of Combine Cycle Power Plant

Aleksandra Bernad

**Key words:** combined cycle power plant, thermodynamic analysis, economic analysis, EBSILON®Professional

## Abstract

This work describes thermoeconomical analysis of combined cycle power plant. First analysed configuration is single pressure combined cycle power plant. Next is single pressure combined cycle with modernisation containing heat recovery and additional superheating. Closing structure is dual pressure combined cycle. These power plants were tested due to changing of the temperature and pressure at the inlet to the gas turbine. The next step was selection four locations in different parts of the world. The impact of the changing parameters of the environment on the efficiency of the system was determined. The financial viability of power plant was examined. The indicators of economic efficiency was computed such as NPV, NPVR, IRR and DPB. EBSILON®Professional was used as a program to creation of combined cycle power plants.