

Politechnika Śląska
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych



Rozprawa doktorska

**Analiza możliwości zwiększenia efektywności elektrowni
gazowo-parowej bez i z instalacją wychwytu
i sprężania CO₂**

Mgr inż. Mateusz Brzączek

Promotor: Prof. dr hab. inż. Janusz Kotowicz

Gliwice 2016

Autor: Mgr inż. Mateusz Brzęczek
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
ul. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice
e-mail: mateusz.brzeczek@polsl.pl

Promotor: Prof. dr hab. inż. Janusz Kotowicz
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
ul. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice
e-mail: janusz.kotowicz@polsl.pl

Promotorowi Prof. dr hab. inż. Januszowi Kotowiczowi dziękuję ze wskazanie tematyki, za nieocenioną pomoc w realizacji niniejszej pracy, liczne sugestie oraz uwagi.

Panu Dr. inż. Łukaszowi Barteli dziękuję za wydajną współpracę, liczne konsultacje oraz dobre rady.

Pani Dr. inż. Annie Skorek - Osikowskiej dziękuję za współpracę, wszelkie poprawki stylistyczne oraz językowe.

Panu Mgr. inż. Marcinowi Jobowi dziękuję za efektywną współpracę.

Żonie Angelice, Synowi Oliwierowi oraz Rodzinie za wsparcie i motywację.

Część wyników przedstawionych w niniejszej rozprawie doktorskiej zostało uzyskanych w ramach stypendium DoktoRIS - programu stypendialnego na rzecz innowacyjnego Śląska.

Spis treści

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	8
WSTĘP	11
CEL I ZAKRES PRACY	14
1. ZNACZENIE I UWARUNKOWANIA GAZU ZIEMNEGO W PRODUKCJI ENERGII ELEKTRYCZNEJ.....	19
1.1. Udział gazu ziemnego w produkcji energii elektrycznej.....	21
1.2. Przyszłość gazu ziemnego w bilansie paliwowo – energetycznym Polski	23
1.3. Bezpieczeństwo energetyczne Polski	24
2. ELEKTROWNIE GAZOWO - PAROWE	26
2.1. Współczesne układy gazowo - parowe.....	28
2.2. Koncepcje zwiększenia sprawności w układzie turbiny gazowej	32
2.3. Sposoby zwiększania sprawności w części parowej układu	36
3. TECHNOLOGIE SEKWESTRACJI DITLENKU WĘGLA.....	40
3.1. Wychwył CO ₂ po procesie spalania	43
3.2. Separacja CO ₂ przed procesem spalania	43
3.3. Procesy spalania paliw w atmosferze tlenu z recykulacją CO ₂	45
3.4. Proces separacji węgla z paliwa – proces <i>Hydrocarb</i>	47
3.5. Wykorzystanie ogniw paliwowych do obniżenia emisji CO ₂	48
4. ANALIZA WPŁYWU KONWEKCYJNEGO CHŁODZENIA OTWARTEGO TURBINY GAZOWEJ ORAZ WYKORZYSTANIA CIEPŁA POWIETRZA CHŁODZĄCEGO NA SPRAWNOŚĆ ELEKTROWNI GAZOWO - PAROWEJ.....	50
4.1. Charakterystyka turbiny gazowej wraz z założeniami	51
4.2. Zakres analizy, warianty oraz metodologia oceny termodynamicznej.....	54
4.3. Model otwartego chłodzenia układu przepływowego turbiny gazowej	56
4.4. Algorytm obliczeń sprawności izentropowej sprężarki.....	58
4.5. Algorytm obliczeń sprawności izentropowej ekspandera	61
4.6. Rezultaty analizy turbiny gazowej	66
4.7. Model części parowej	70
4.8. Optymalizacja części parowej	74
4.9. Rezultaty analizy termodynamicznej układu gazowo - parowego	77
4.10. Podsumowanie i wnioski	81

5. ANALIZA PORÓWNAWCZA TRZECH TYPÓW CHŁODZENIA OTWARTEGO TURBINY GAZOWEJ: KONWEKCYJNEGO, BŁONOWEGO I TRANSPIRACYJNEGO.....	83
5.1. Charakterystyka układu wraz z wariantami.....	84
5.2. Rezultaty analizy porównawczej	88
5.3. Podsumowanie i wnioski	94
6. ANALIZA ZAMKNIĘTYCH UKŁADÓW CHŁODZENIA TURBINY GAZOWEJ I ICH WPLYWU NA PRACĘ ELEKTROWNI GAZOWO - PAROWEJ	96
6.1. Charakterystyka układu gazowo - parowego, warianty oraz założenia.....	96
6.2. Rezultaty obliczeń	99
6.2.1 Wpływ zamkniętych układów chłodzenia na charakterystyki elektrowni gazowo - parowej	100
6.2.2 Wpływ Analiza wpływu wybranych parametrów na charakterystyki turbiny gazowej z zamkniętym powietrznym układem chłodzenia	106
6.3. Wnioski i podsumowanie	110
7. ANALIZA PRACY ELEKTROWNI GAZOWO – PAROWYCH Z ZASTOSOWANYM SPALANIEM SEKWENCYJNYM W TURBINIE GAZOWEJ.....	112
7.1. Charakterystyka elektrowni gazowo - parowej, założenia oraz warianty	112
7.2. Wyniki analizy zastosowania spalania sekwencyjnego w turbinie gazowej.....	114
7.2.1 Wpływ zastosowania spalania sekwencyjnego w turbinie gazowej na sprawność elektryczną elektrowni gazowo - parowej.....	115
7.2.2 Wpływ stosunku ekspansji spalin pierwszego stopnia ekspandera na sprawność turbiny gazowej i całej elektrowni	121
7.3. Wnioski i podsumowanie	123
8. WPLYW INSTALACJI WYCHWYTU I SPRĘŻANIA CO ₂ NA SPRAWNOŚĆ BLOKU GAZOWO - PAROWEGO	125
8.1. Instalacja wychwyty CO ₂ ze spalin	126
8.2. Instalacja sprężania CO ₂	130
8.3. Opis analizowanej struktury	131
8.4. Rezultaty analizy	132
8.5. Podsumowanie.....	137
9. ZAGOSPODAROWANIE CIEPŁA NISKO-TEMPERATUROWEGO POPRZEZ NADBUDOWĘ BLOKU O MODUŁY ORC	139
9.1. Charakterystyka elektrowni nadbudowanej o moduły ORC	141

9.2. Dobór czynników roboczych do modułów ORC	143
9.3. Charakterystyka modułów ORC1 oraz ORC2.....	145
9.4. Wyniki analizy nadbudowy bloku o moduły ORC	148
9.5. Posumowanie analizy nadbudowy bloku o moduły ORC	151
PODSUMOWANIE	153
BIBLIOGRAFIA.....	157

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

A	- powierzchnia lub powierzchnia przekroju, m^2
b	- parametr efektywności chłodzenia, - lub długość kodu binarnego
c	- średnie ciepło właściwe, kg/m^3
COT	- temperatura spalin za komorą spalania (<i>Combustor Outlet Temperature</i>), $^{\circ}C$
CPC	- chłodnica powietrza chłodzącego
D	- wymiennik deaeracyjny
e	- emisja jednostkowa, kg/MWh
f	- funkcja
FP	- filtr powietrza
G	- generator
h	- entalpia właściwa, kJ/kg
LHV	- wartość opałowa paliwa (<i>Lower Heating Value</i>), MJ/kg
k	- stosunek powierzchni przenikania ciepła między łopatką turbiny a powierzchnią przekroju spalin
KND	- kondensator lub skraplacz
KO	- kocioł odzyskowy
KS	- komora spalania
\dot{m}	- strumień masowy, kg/s
n	- liczebność populacji, -
N	- moc, kW , MW
ODG	- odgazowywacz
OP	- obieg parowy
ORC	- organiczny obieg Rankine'a (<i>Organic Rankine Cycle</i>)
p	- ciśnienie, kPa , MPa
P	- prawdopodobieństwo, -
q	- energochłonność absorbentu, MJ/kg
\dot{Q}	- strumień ciepła, MJ/s , MW
R	- indywidualna stała gazowa, $8,314 J/(kmol \cdot K)$ lub stopień odzysku CO_2 , %
S	- sprężarka, kompresor
St	- liczba Stanton, -
t	- temperatura, $^{\circ}C$ lub iteracja
T	- turbina, ekspander
TBC	- termiczne powłoki ochronne (<i>Thermal Barrier Coating</i>)
TG	- turbina gazowa
TIT	- temperatura spalin przed ekspanderem (<i>Turbine Inlet Temperature</i>), $^{\circ}C$

TP	- turbina parowa
W	- warunek zakończenia, -
x	- wykładnik stopnia ekspansji spalin
(h)	- wysokie ciśnienie
(i)	- średnie ciśnienie
(l)	- niskie ciśnienie
\sum	- suma
α	- strumień ciepła zawarty w spalinach na wylocie z turbiny gazowej odniesiony do mocy turbiny gazowej,
β	- spręż lub stosunek ciśnień–
γ	- wskaźnik ilości czynnika chłodzącego, -
δ	- wskaźnik potrzeb własnych bloku, -
Δ	- zmiana lub różnica
ζ	- względna strata ciśnienia, %
η	- sprawność, -, %
$\tilde{\mu}$	- średni wykładnik
ρ	- gęstość, kg/m ³
ν	- prędkość, m/s
φ	- wilgotność względna, %

Indeksy dolne

0-9	- charakterystyczne punkty układu
a	- powietrze lub spaliny
ap	- niedogrzew wody na wylocie z podgrzewaczy wody (<i>Approach Point</i>)
b	- łopaska turbiny
c	- chłodziwo, czynnik chłodzący
ch	- chłodzenie, powietrze chłodzące
el	- elektryczna
<i>film</i>	- błonowe
g	- gaz lub spaliny
he	- gorący koniec (<i>Hot End</i>)
i	- izentalpowa, wewnętrzna
<i>i</i>	- instalacja
IS	- instalacja sprężania CO ₂

<i>iso</i>	- izotermiczna
<i>K</i>	- krzyżowanie
KO	- kocioł odzyskowy
KS	- komora spalania
<i>m</i>	- mechaniczna
<i>M</i>	- mutacja
max	- maksymalny
min	- minimalny
<i>n</i>	- netto
<i>opt</i>	- optymalny
p	- paliwo, gaz ziemny,
<i>p</i>	- politropowa
pp	- minimalne spiętrzenie temperatury (<i>Pinch Point</i>)
<i>RE</i>	- reboiler
s	- izentropowa, izentropa
<i>s</i>	- woda lub para wodna
S	- sprężarka
T	- turbina
TG	- turbina gazowa
<i>trans</i>	- transpiracyjne
<i>uż</i>	- użyteczne
WC	- wymienniki ciepła
wł	- parametry wlotowe
wyl	- parametry wylotowe
zał	- założona

WSTĘP

Podstawowe wyzwania stojące aktualnie przed polityką Unii Europejskiej skupiają się na wzrastającym popycie na energię elektryczną oraz bezpieczeństwie jej dostaw. Parlament wspólnoty europejskiej na podstawie wymienionych wyzwań opracował cele główne, które mają być osiągnięte do 2020 roku:

- 20% redukcja globalnego zużycia energii pierwotnej,
- 20% ograniczenie emisji gazów cieplarnianych w odniesieniu do poziomu emisji z 1990 r.,
- 20% udział źródeł odnawialnych w bilansie energii pierwotnej.

Polska wśród krajów Unii Europejskiej charakteryzuje się jednym z najniższych wskaźników zużycia energii elektrycznej przypadającej na jednego mieszkańca. Dodatkowe ograniczenia związane z możliwościami wytwórczymi, niedobór mocy, brak połączeń transgranicznych oraz zły stan sieci przesyłowej mogą rodzić pewne obawy, co do dalszego rozwoju gospodarki krajowej. Poważnym problemem jest również mocno odbiegająca od standardów światowych krajowa struktura zużycia surowców pierwotnych na cele energetyczne. Głównymi paliwami energetycznymi naszego kraju stanowią węgiel kamienny oraz węgiel brunatny, które stanowiły w roku 2015 źródło energii pierwotnej dla 50,62% produkcji energii elektrycznej z węgla kamiennego i 33,11% dla węgla brunatnego (przy udziale 38,8% w produkcji energii elektrycznej na świecie) [22]. Sytuacja ta ogranicza bezpieczeństwo energetyczne kraju oraz stawia Polskę na czołowym miejscu wśród krajów charakteryzujących się wysokim wskaźnikiem emisji szkodliwych gazów, w szczególności CO₂ wyrażonej w kg/MWh wyprodukowanej energii elektrycznej.

W ostatnim czasie obserwujemy coraz większe zainteresowanie technologiami ekologicznymi wśród unijnych wytwórców energii elektrycznej. Polityka wspólnoty europejskiej jest głównym bodźcem do inwestycji w tym sektorze. Mechanizmy wsparcia kształtowane przez Unię Europejską w ostatnich latach przyczyniły się do zmiany strategii rozwoju technologii energetycznych. W Polsce zauważalne są zmiany w strukturze przepływów pieniężnych z uwagi na fakt, iż obecnie funkcjonujące jednostki posiadają przestarzałą i mało efektywną technologię węglową. W niedalekiej przyszłości w wydatkach związanych z inwestycjami energetycznymi obok kosztów inwestycyjnych oraz paliwowych coraz istotniejszą rolę odgrywać będzie wydatek

związany z nadmierną emisją CO₂. Głównym celem kształtowanej obecnie polityki energetycznej państwa oraz Unii Energetycznej powinno być stworzenie podstaw ekonomicznych do modernizacji technologii przestarzałych. Czynnikiem motywującym może być możliwość niwelacji wspomnianego kosztu związanego z nadmierną emisją ditlenku węgla czy też zastąpienie go zyskiem wynikającym ze sprzedaży nadwyżki z puli limitów przyznawanych na emisję CO₂.

W obliczu informacji o braku realizacji pełnego zamówienia dostaw gazu ziemnego z kierunku wschodniego oraz wydarzeń na terytorium Ukrainy, działania związane z bezpieczeństwem energetycznym naszego kraju a także całej Unii Europejskiej nabierają szczególnego znaczenia. Obecna polityka Unii Europejskiej związana jest z budową jednolitego rynku gazu ziemnego. Głównymi jego założeniami są płynność oraz panowanie warunków pełnej konkurencyjności. Taki kształt rynku oznacza konieczność przebudowy polskiego sektora gazu ziemnego. Z doświadczeń innych państw Unii Europejskiej, w których rynki gazowe są bardziej zaawansowane w procesie liberalizacji należy oczekiwać, iż pojawią się na rynku gazu nowe podmioty sprzedające paliwa gazowe odbiorcom w Polsce, co w konsekwencji spowoduje stopniowe zmniejszanie udziału dominującego sprzedawcy. Sytuacja ta spowoduje wzrost znaczenia przedsiębiorstw energetycznych, których działalność skupia się na obrocie paliwami gazowymi. Rozwój konkurencji na krajowym rynku gazu ziemnego spowoduje spadek ceny gazu ziemnego, co w istotnym stopniu przyczyni się do poprawy ekonomii inwestycji jednostek wytwórczych opalanych paliwami gazowymi. W Polsce w krajowym "*energy-mixie*" udział gazu ziemnego w energetyce jest niski, jednak dla niektórych państw Unii Europejskiej gaz ziemny jest jednym z głównych paliw w sektorze produkcji energii elektrycznej.

W nieodległej przyszłości z uwagi na zapowiadane zaostżenia polityki ekologicznej należy liczyć się z koniecznością integracji technologii węglowych z instalacjami wychwytu oraz składowania ditlenku węgla. W związku tym szacuje się, iż udział energii elektrycznej wygenerowanej na świecie z węgla stopniowo będzie ulegał zmniejszeniu, za co odpowiedzialne będą nowocześniejsze konstrukcje turbin gazowych i integracja ich z wysoko-sprawnymi układami odzysku ciepła [141].

Wzrost sprawności konwersji energii chemicznej paliw na energię użyteczną wpływa na ograniczenie emisji szkodliwych substancji do atmosfery przy zachowaniu wymaganego poziomu produkcji. Wśród ogólnie dostępnych technologii energetycznych najwyższymi

sprawnościami charakteryzują się elektrownie gazowo - parowe, które stanowią połączenie turbiny gazowej z obiegiem parowym poprzez kocioł odzyskowy. W przypadku bloków gazowo-parowych osiągnęte są obecnie sprawności elektryczne netto produkcji energii elektrycznej sięgające 60% (w odniesieniu do wartości opałowej paliwa) [55]. Z uwagi na wysokie koszty eksploatacyjne, które wynikają z wysokich cen paliw gazowych oraz warunki klimatyczne w Polsce nie wybudowano dotychczas żadnej wielko- lub średnio-gabarytowej elektrowni gazowo-parowej. Począwszy od roku 1999 obserwujemy wyniki działań inwestycyjnych w obszarze skojarzonej produkcji energii elektrycznej i ciepła (*CHP – Combined Heat and Power*), która wpisuje się w technologie gazowo - parowe. Wynikami tych działań jest uruchomienie kilku elektrociepłowni w Polsce, wśród których wymienić można: EC Gorzów, EC Zielona Góra, EC Rzeszów, EC Lublin-Wrotków, EC Nowa Sarzyna oraz szereg mniejszych układów.

CEL I ZAKRES PRACY

Zasadniczym celem pracy jest analiza możliwości zwiększenia sprawności termodynamicznej nowoczesnego, trójciśnieniowego układu gazowo - parowego z przegrzewem wtórnym pary w wariacie bez i z instalacją separacji i sprężania CO₂. Z uwagi na prawie 5-krotnie wyższe koszty modernizacyjne obiegu parowego w stosunku do kosztów modernizacji turbiny gazowej w celu podniesienia sprawności bloku głównym kierunkiem rozwoju elektrowni gazowo – parowych jest podnoszenie sprawności turbin gazowych, a nie wprowadzanie parametrów nadkrytycznych w kotłach odzyskowych. Dlatego też głównym założeniem wszystkich analiz w niniejszej pracy jest stała temperatura spalin na wylocie z turbiny gazowej równa 630°C. Rozpatrzone zostały trzy warianty chłodzenia układu przepływowego turbiny gazowej (powietrzne otwarte, powietrzne zamknięte oraz parowe zamknięte). W zakresie analizy chłodzenia powietrznego otwartego turbiny gazowej badano wpływ chłodzenia konwekcyjnego, błonowego oraz transpiracyjnego na sprawność elektryczną turbiny gazowej oraz całego bloku. Analizie poddano również wpływ chłodzenia powietrza chłodzącego na sprawność elektrowni jak i wykorzystania jego ciepła w obiegu parowym bloku. Modelowanie turbiny gazowej obejmowało również analizę spalania sekwencyjnego turbiny gazowej. Praca obejmuje analizę efektywnego wykorzystania ciepła odpadowego badanego bloku. Głównym celem rozprawy w zakresie termodynamiki jest opracowanie algorytmu obliczeniowego pozwalającego prześledzić zmiany parametrów we wszystkich analizowanych wariantach bloku.

Całość niniejszej pracy stanowi dziewięć rozdziałów zasadniczych, w których to podjęto się szeregu zagadnień związanych z tematem rozprawy. Wśród najważniejszych celów cząstkowych, jakie sformułowano dla osiągnięcia głównego celu rozprawy, wyróżnić można następujące:

1. Charakterystyka stanu rynku gazu w Polsce i na świecie.
2. Rozwój technologii gazowo – parowej.
3. Przegląd technologii sekwestracji ditlenku węgla z jednostek energetycznych.
4. Opracowanie metodologii modelowania pracy turbiny gazowej w szerokim zakresie stopni sprężania ($\beta = 10 - 100$) przy głównym założeniu dotyczącym stałej temperatury spalin na jej wylocie równej 630°C.

5. Opracowanie algorytmu obliczeniowego sprawności izentropowej sprężarki i ekspandera z zadanych charakterystyk politropowych w funkcji stopnia sprężania.
6. Opracowanie metodologii wyznaczania strumienia chłodziwa niezbędnego do ochłodzenia łopatek ekspandera.
7. Zamodelowanie turbiny gazowej w różnych wariantach chłodzenia ekspandera:
 - a) z otwartymi powietrznymi układami chłodzenia:
 - konwekcyjnym,
 - błonowym,
 - transpiracyjnym,
 - b) z zamkniętym powietrznym układem chłodzenia,
 - c) z zamkniętym parowym układem chłodzenia.
8. Zamodelowanie turbiny gazowej z dwoma komorami spalania (spalanie sekwencyjne).
9. Badanie wpływu wybranych wielkości (tj. stopnia sprężania, temperatury metalu łopatki ekspandera, efektywności chłodzenia, zmiany wielkości strumienia chłodziwa), sposobów chłodzenia ekspandera oraz liczby komór spalania na charakterystyki energetyczne turbiny gazowej i całej elektrowni gazowo – parowej.
10. Wykonanie analizy wpływu chłodzenia powietrza chłodzącego oraz wykorzystania jego ciepła w obiegu parowym elektrowni.
11. Optymalizacja parametrów obiegu parowego i kotła odzyskowego za pomocą algorytmu genetycznego
12. Integracja modelu elektrowni gazowo – parowej z zastosowanym zamkniętym chłodzeniem parowym i spalaniem sekwencyjnym z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ poprzez wyznaczenie strumienia pary niezbędnego do regeneracji absorbentu w instalacji aminowej.
13. Lokalizacja źródeł niskotemperaturowego ciepła odpadowego w analizowanej elektrowni gazowo – parowej
14. Nadbudowa bloku o moduły ORC

Obliczenia niezbędne do osiągnięcia wyżej wymienionych celów cząstkowych zostały przeprowadzone z wykorzystaniem następujących programów i algorytmów:

- a) Modele turbiny gazowej (opracowane w środowisku programu GateCycleTM),

- b) Algorytm obliczeniowy sprawności izentropowej sprężarki i ekspandera z zadanych charakterystyk politropowych w funkcji stopnia sprężania (opracowany w środowisku programu MS ExcelTM z wykorzystaniem języka programowania Visual Basic),
- c) Modele części parowej wraz z kotłem odzyskowym (opracowane w środowisku programu GateCycleTM),
- d) Kod optymalizacyjny części parowej wykorzystujący w swej strukturze teorię algorytmów genetycznych (opracowany w środowisku programu MS ExcelTM z wykorzystaniem języka programowania Visual Basic),
- e) Kod integracji modeli turbin gazowych z częścią parową (opracowany w środowisku programu MS ExcelTM z wykorzystaniem języka programowania Visual Basic),
- f) Model instalacji sprężania CO₂ (opracowane w środowisku programu GateCycleTM)
- g) Modele modułów ORC (opracowane w środowisku programu Epsilon Professional)
- h) Kod integracji modułów ORC z elektrownią gazowo – parową z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ (opracowany w środowisku programu MS ExcelTM z wykorzystaniem języka programowania Visual Basic),
- i) Algorytm dla określania charakterystyk termodynamicznych badanych wariantów elektrowni (opracowany w środowisku programu MS ExcelTM z wykorzystaniem języka programowania Visual Basic oraz programu komercyjnego GateCycleTM),

Ogólny opis analizowanych wariantów elektrowni gazowo - parowych:

K – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym konwekcyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego bazująca na konserwatywnych ścieżkach sprawności politropowej sprężarki

O – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym konwekcyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego bazująca na optymistycznych ścieżkach sprawności politropowej sprężarki i turbiny

S – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym konwekcyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego bazująca na optymistycznych ścieżkach sprawności politropowej sprężarki i turbiny oraz wyższej efektywności chłodzenia

A – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym konwekcyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej

B – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym błonowym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego

C – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym transpiracyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego

D – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym zamkniętym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej

E – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym zamkniętym chłodzeniem parowym turbiny gazowej

F – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz otwartym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej

G – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz zamkniętym chłodzeniem parowym turbiny gazowej

G1 – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz zamkniętym chłodzeniem parowym turbiny gazowej zintegrowanej z instalacją wychwytu i sprężania CO₂

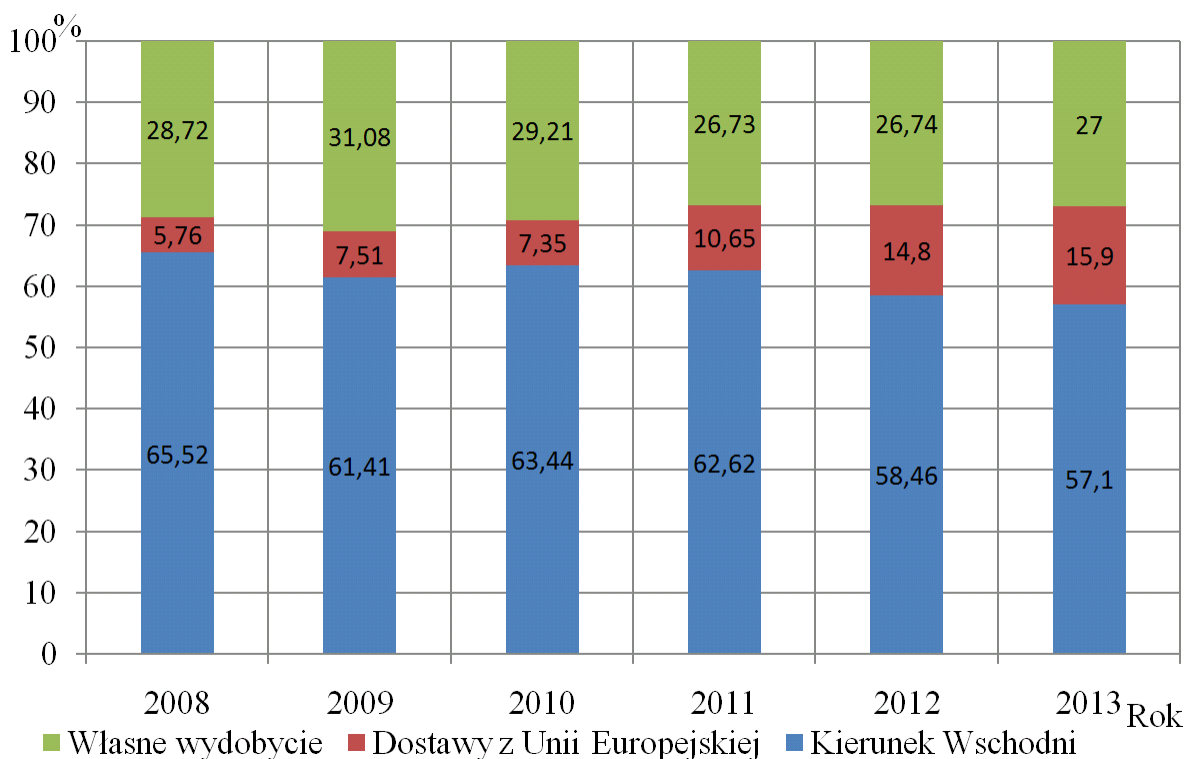
G2 – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz zamkniętym chłodzeniem parowym turbiny gazowej zintegrowanej z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ oraz modułami ORC

1. ZNACZENIE I UWARUNKOWANIA GAZU ZIEMNEGO W PRODUKCJI ENERGII ELEKTRYCZNEJ

Pod względem zużycia gazu Polski rynek gazu ziemnego zajmuje siódme miejsce w krajach Unii Europejskiej. Jednakże bazując na jednostkowym zużyciu paliwa gazowego przypadającego na jednego mieszkańca Polska zajmuje jedno z ostatnich miejsc w Unii Europejskiej. W 2013 roku dla Polski wskaźnik ten wyniósł 413 m³/ osobę przy średnim europejskim zużyciu wynoszącym 866 m³/ osobę. Zmniejszenie zapotrzebowanie na gaz w Unii Europejskiej oraz jego zwiększenie w kraju spowodowało, iż na przestrzeni ostatni lat różnice między Polską a krajami Wspólnoty uległy zmniejszeniu [13][65]. Dynamiczny wzrost produkcji energii elektrycznej z jednostek OZE oraz wzrost cen paliw gazowych to główne przyczyny zmniejszenia zapotrzebowania na gaz ziemny w większości krajów Unii Europejskiej [32]. W latach 2008 – 2013 dobry stan krajowej gospodarki w „okresie kryzysu” (skumulowany wzrost PKB na poziomie 20,1%) w odniesieniu do większości gospodarek krajów Unii Europejskiej (skumulowany spadek wartości PKB Unii Europejskiej – 0,9%, w Grecji nawet 23,7%) w głównej mierze przyczynił się do zwiększenia zapotrzebowania na ten surowiec w Polsce. Przejście do komercyjnego etapu wydobycia gazu ziemnego z formacji łupkowych może być w przyszłości dodatkowym impulsem do rozwoju krajowego rynku gazu. W tym zakresie Polska jest europejskim liderem prowadzonych prac poszukiwawczych. Biorąc pod uwagę liczbę realizowanych odwiertów rozpoznawczych oraz liczbę koncesji poszukiwawczych na przestrzeni ostatnich miesięcy zauważalne jest zmniejszenie tempa poszukiwań – w 2012 roku uzyskano 115 koncesji, natomiast w 2014 roku zaledwie 69. W połowy 2010 roku do końca 2014 w Polsce wykonano 66 odwiertów rozpoznawczych [107][109].

W okresie 2012 – 2015 kilka zagranicznych koncernów zaprzestało poszukiwań gazu łupkowego na terytorium Polski, w tym m. in. kanadyjski Talisman Energy, amerykański MarathonOil oraz ExxonMobil [132]. W 2014 roku zakończono prace nad nowelizacją ustawy Prawo Geologiczne i Górnicze oraz od 2015 roku trwają prace nad projektem specustawy dotyczącej węglowodorów w Polsce. Te uregulowania prawne mają za zadanie zachęcić zagraniczne koncerny do dalszych poszukiwań niekonwencjonalnych złóż węglowodorów na terytorium Rzeczypospolitej Polskiej. Na przestrzeni ostatnich lat odnotowano wzrost pozyskania gazu ziemnego z kierunków alternatywnych do wschodniego w wyniku realizacji inwestycji

infrastrukturalnych w Polsce, co przedstawiono na rysunku 1.1. Oprócz inwestycji np. w połączenia międzysystemowe, w 2011 roku OGP Gaz – System S.A. rozpoczął realizację usługi rewersu wirtualnego na polskim odcinku gazociągu przesyłowego. Usługa ta była kolejnym krokiem do związania krajowego rynku gazu ziemnego z rynkiem Unii Europejskiej oraz umożliwiło realizację dodatkowych dostaw tego surowca. Tą drogą w 2012 roku dostarczono 0,8 mld m³ gazu, a rok później dostawę zwiększono o 1 mld m³, co stanowiło około 11% polskiego zużycia gazu ziemnego [105]. Otwarcie terminalu LNG w Świnoujściu w czerwcu 2016 roku włączyło Polskę do dynamicznie rozwijającego się w ostatnich latach globalnego rynku LNG. Inwestycja związana z gazo-portem w dużej mierze poprawia bezpieczeństwo energetyczne kraju.



Rysunek 1.1 Struktura dostaw gazu ziemnego do Polski w latach 2008 – 2013

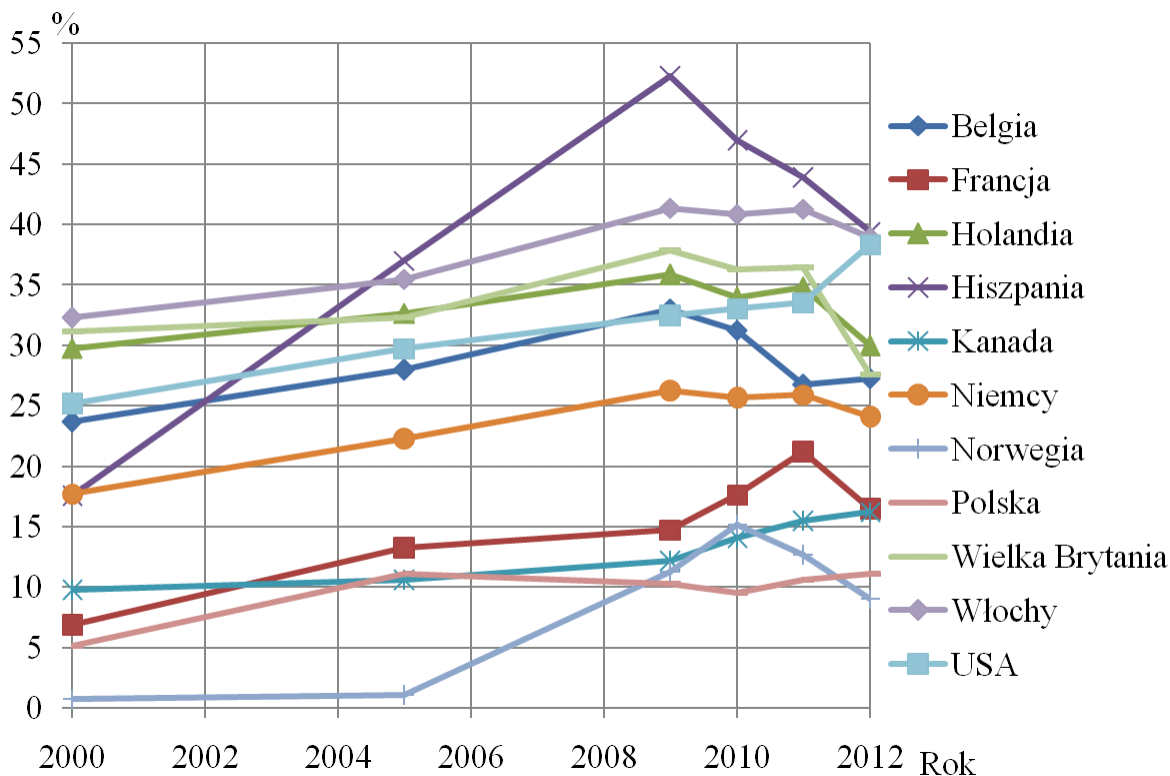
Polska w ślad za krajami Wspólnoty zrealizowała inwestycje mające na celu zwiększenie pojemności podziemnych magazynów gazu ziemnego (PMG) o około 1 mld m³ z uwagi na ukraińsko-rosyjski kryzys gazowy z 2009 roku. Łączna pojemność polskich PMG wynosi 2,67 mld m³. Realizacja inwestycji w rozbudowę KPMG Mogilno oraz KPMG Kosakowo również w najbliższych latach spowodują wzrost pojemności bazy PMG w Polsce. Dodatkowym bodźcem do rozbudowy krajowej bazy magazynów kawernowych gazu ziemnego, charakteryzujących się

wysoką elastycznością pracy, niezbędnych do arbitrażu cenowego może być dalsza liberalizacja rynku gazu ziemnego) [134].

Główną obecnie różnicą między strukturą sprzedaży gazu ziemnego w Polsce a Unii Europejskiej jest udział gazu w stosunku do ilości gazu przeznaczanego dla energetyki. W 2013 roku w Unii Europejskiej udział ten wynosi około 25%, natomiast w Polsce jest on ponad trzykrotnie mniejszy i wynosił 7,5%. Analizy planów inwestycyjnych firm energetycznych w Polsce wskazują na wzrost zainteresowania rozwojem energetyki gazowej. Relatywnie wysoka cena gazu ziemnego stanowi główną barierę dla rozwoju polskiej energetyki gazowej. Wskazują na to doświadczenia Stanów Zjednoczonych, z których wynika, iż spadek cen gazu ziemnego powoduje stopniowy wzrost wykorzystania gazu w produkcji energii elektrycznej [134]. Decydujący wpływ na skalę wykorzystania paliw gazowych w Polskiej energetyce będzie miał poziom cen tego paliwa w najbliższych latach. Rozwój konkurencyjności na polskim rynku gazu ziemnego będzie kształtować poziom cen gazu ziemnego analogicznie jak w przypadku rynku energii elektrycznej [72]. Analiza obrotu paliwami gazowymi oraz udzielonych koncesji na obrót gazem ziemnym w ostatnich latach wykazuje wzrost zainteresowania zagranicznych podmiotów gospodarczych polskim rynkiem gazu ziemnego. Potwierdzają to dane OGP Gaz – System S.A. z 2013 roku, w którym liczba klientów operatora gazowego zwiększyła się o 26 podmiotów gospodarczych [111].

1.1. Udział gazu ziemnego w produkcji energii elektrycznej

Wielkość wykorzystania gazu ziemnego w produkcji elektryczności określa znaczenie paliw gazowych w sektorze wytwarzania energii elektrycznej. W 2012 roku całkowite zużycie gazu ziemnego na świecie wynosiło 1,4 bln m³, co od 2000 roku daje 56% wzrost zużycia gazu ziemnego wg analizy danych Międzynarodowej Agencji Energii (*International Energy Agency*). Dodatkowo udział konsumpcji gazu ziemnego na cele energetyczne w 2012 roku wynosił 40,5%, co przekłada się na przyrost konsumpcji od 2000 roku o około 4,5 punkty procentowe [61]. Na rysunku 1.2 przedstawiono wykorzystanie gazu ziemnego na cele energetyczne w wybranych państwach w latach 2000–2012.



Rysunek 1.2 Wykorzystanie gazu ziemnego na cele energetyczne w wybranych państwach w latach 2000 – 2012

W latach 2010 – 2012 zauważalna jest tendencja spadku znaczenia gazu ziemnego w energetyce w krajach Unii Europejskiej co przedstawiono na rysunku 1.2. Niska cena gazu ziemnego w Ameryce Północnej, wywołana przez tzw. rewolucję łupkową wpływa na rosnące wykorzystanie gazu w celach energetycznych [132]. Wzrost wykorzystania węgla w produkcji energii elektrycznej, pomimo restrykcyjnych celów polityki ekologicznej Unii Europejskiej spowodowany jest obniżką cen tego surowca w skutek wzrostu strumienia importowanego węgla z USA. Zmiany na amerykańskim rynku energii elektrycznej wywierają w ten sposób wpływ na rynek europejski, co potwierdzają dane m.in. z rynku brytyjskiego. Brytyjski rynek energii jako jeden z liderów w Europie skupia się na gazie ziemnym. Jednak w okresie 2008 – 2012 w Wielkiej Brytanii miały miejsce poważne zmiany, w skutek których to właśnie węgiel kamienny stał się głównym surowcem tego kraju, natomiast znaczenie gazu ziemnego istotnie się obniżyło. W okresie tym spadek wykorzystania tego paliwa na cele energetyczne wyniósł prawie 40%. Znaczące obniżenie zużycia gazu ziemnego w energetyce odnotowano prawie we wszystkich krajach Unii Europejskiej. Konkurencyjność cenowa węgla kamiennego w stosunku do cen gazu ziemnego, niskie ceny uprawnień do emisji CO₂, dynamiczny rozwój wykorzystania OZE oraz

zmniejszenie wydobycia gazu ziemnego z rodzimych złóż (w 2010 roku wydobyto 72 mld m³ gazu, natomiast w 2013 o około 15 mld m³ gazu mniej) to główne przyczyny tendencji spadkowej [13]. Wyjątek stanowiły Francja, Czechy oraz Polska, które między 2008 a 2012 rokiem odnotowały wzrosty od 5 do 24%, co głównie spowodowane było tym iż w krajach tych jednostki gazowe odgrywają niewielką rolę w produkcji energii elektrycznej [32].

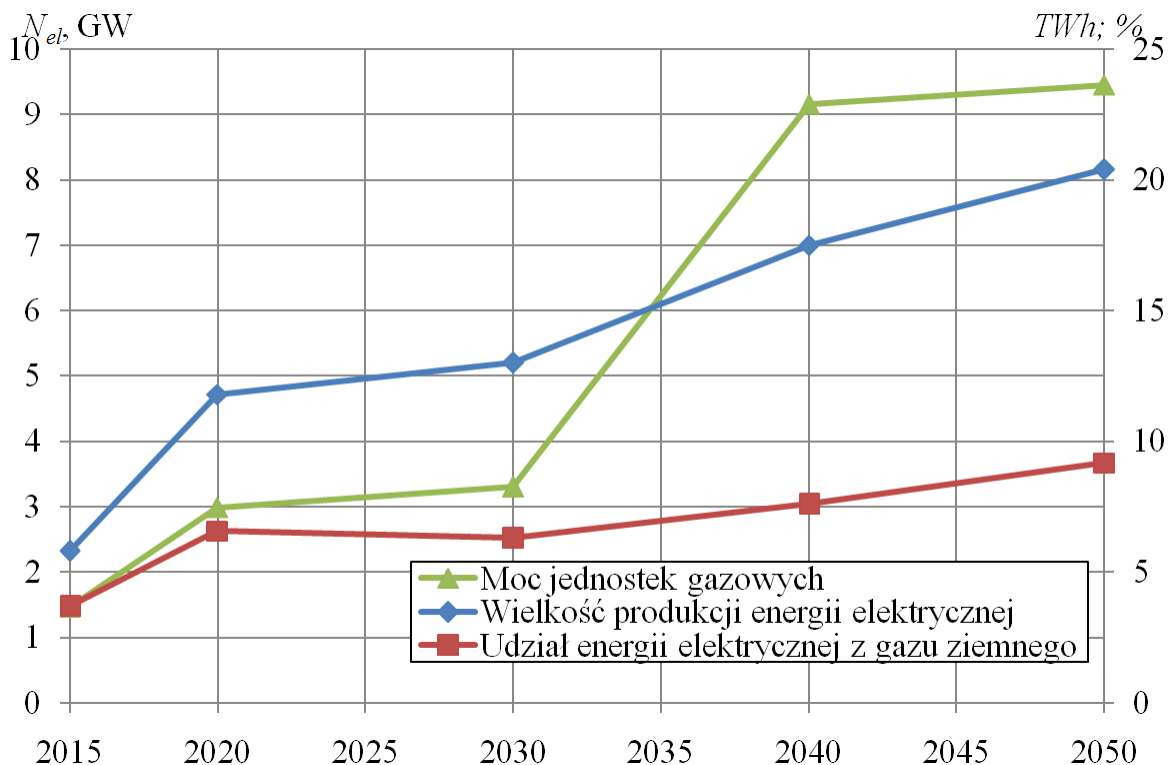
Znaczenie gazu ziemnego wykorzystywanego w energetyce analizować można również z punktu widzenia ilości lub udziału energii wytworzonej w elektrowniach opalanych gazem ziemnym. W 2012 roku najwięcej energii elektrycznej wyprodukowanej z gazu ziemnego wytworzono w USA (1265 TWh), Rosji (525 TWh), Japonii (397 TWh), Włoszech (129 TWh) oraz Wielkiej Brytanii (101 TWh) [60].

Obecnie w Polsce poziom wytwarzania energii elektrycznej w elektrociepłowniach gazowo – parowych wynosi 5,1 - 6,3 TWh, co stanowi ok. 3 - 4% całkowitej krajowej produkcji energii elektrycznej (w 2013 roku – niespełna 2%). Krajowe inwestycje realizowane w sektorze energetyki gazowej, tzn. budowę bloków gazowo – parowych w Stalowej Woli (450 MWe), Włocławku (473 MWe) i Gorzowie (138 MWe) spowodują zwiększenie się mocy zainstalowanej w jednostkach gazowych oraz prawie dwukrotnie zwiększą wykorzystanie gazu ziemnego przez krajowy sektor energetyczny. Wobec powyższego kierunek wykorzystania gazu ziemnego w polskiej energetyce należy do najbardziej dynamicznych w kraju [74].

1.2. Przyszłość gazu ziemnego w bilansie paliwowo – energetycznym Polski

Ministerstwo Gospodarki krajowej finalizuje prace nad nową polityką energetyczną Polski. Prace te obejmują prognozy zapotrzebowania krajowej gospodarki na węgiel kamienny, brunatny oraz gaz ziemny jako surowca dla krajowej energetyki w perspektywie 2050 roku wykonane w 2013 roku przez Instytut Gospodarki Surowcami i Energią PAN we współpracy z ISE oraz AGH w Krakowie [51]. Opracowanie to bazuje na 16 scenariuszach kształtowania się rynku paliwowo – energetycznego Polski. Jeden ze scenariuszy zakłada iż ceny uprawnień do emisji CO₂ kształtować się będą w przedziale od 41 do 210 zł/Mg, natomiast ceny gazu ziemnego w przedziale od 33,29 do 27,89 zł/GJ. Scenariusz ten prognozuje wzrost znaczenia energetyki gazowej w miksie produkcji energii elektrycznej [51]. Na rysunku 1.3 przedstawiono prognozy wykorzystania gazu ziemnego w Polsce do 2050 roku zgodnie z projektem z sierpnia 2014 roku –

Projekt Polityki Energetycznej Polski do 2050 roku [106]. Projekt ten przewiduje współpracę jednostek gazowych z OZE w ramach działań rezerwowych oraz pracę w skojarzeniu z produkcją ciepła [106].



Rysunek 1.3 Prognozy wykorzystania gazu ziemnego w Polsce do 2050 roku

1.3. Bezpieczeństwo energetyczne Polski

Bezpieczeństwo energetyczne jest pojęciem bardzo złożonym, charakteryzującym się wieloaspektowością oraz koniecznością porównywania jego poziomu zarówno w Polsce jak i na arenie międzynarodowej. W tym celu opracowano wskaźniki bezpieczeństwa energetycznego, które opisano m.in. w [130]. Bezpieczeństwo energetyczne ściśle powiązane jest z poziomem uzależnienia kraju od importu poszczególnych surowców energetycznych, który przedstawiono w tabeli 1.1. Im niższa wartość wskaźnika tym dany kraj jest w mniejszym stopniu zależny od importu surowców energetycznych. Wartość ujemna informuje, iż dany kraj posiada statut eksportera netto nośników energii.

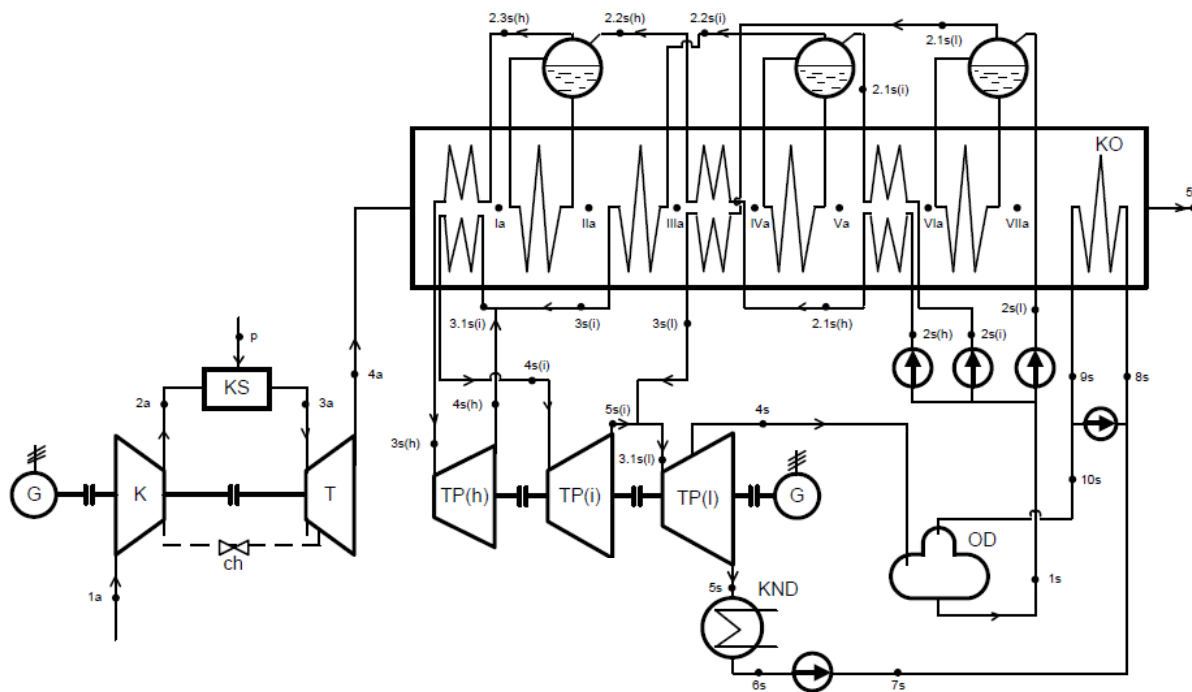
Tabela 1.1 Uzależnienie od importu surowców energetycznych wybranych państw UE [133]

Państwo \ Rok	1990	2000	2010	2012	2013
Szwecja, %	38,9	38	38,9	31,2	33,7
Dania, %	49,7	-38,7	-19	-9,6	13,3
Czechy, %	15,6	23,3	25,8	25,5	28,3
Austria, %	68,8	66,8	63,2	64,4	63,6
Węgry, %	49,4	55,7	58,9	53,4	52,5
Polska, %	2,1	1,7	31,6	31,2	27,1
Francja, %	53,2	51,5	50,4	49,6	49,1
Włochy, %	86,2	88,7	87,1	83	82
Niemcy, %	47,1	59,8	62	63,8	64,9
Wielka Brytania, %	2,2	-17,5	59,9	44,8	50,2

Dane zawarte w tabeli **1.1** potwierdzają rosnące uzależnienie krajów Unii Europejskiej od zewnętrznych dostawców nośników energii. Polski wskaźnik na poziomie około 30% wypada bardzo pozytywnie na tle średniego wskaźnika krajów Unii Europejskiej – 53,4%. Wyszczególniając uzależnienie Polski od importu tylko gazu ziemnego wskaźnik ten wynosi ok. 73% umieszczając nasz kraj jednocześnie na 7 miejscu w Europie pod względem niezależności w imporcie gazu ziemnego. Holandia oraz Dania posiadają statut eksportera netto surowców energetycznych. Wskaźnik krajowego importu surowców energetycznych ma szansę się obniżyć w wyniku komercyjnego pozyskania gazu z formacji łupkowych, co przełoży się na poprawę bezpieczeństwa energetycznego Polski.

2. ELEKTROWNIE GAZOWO - PAROWE

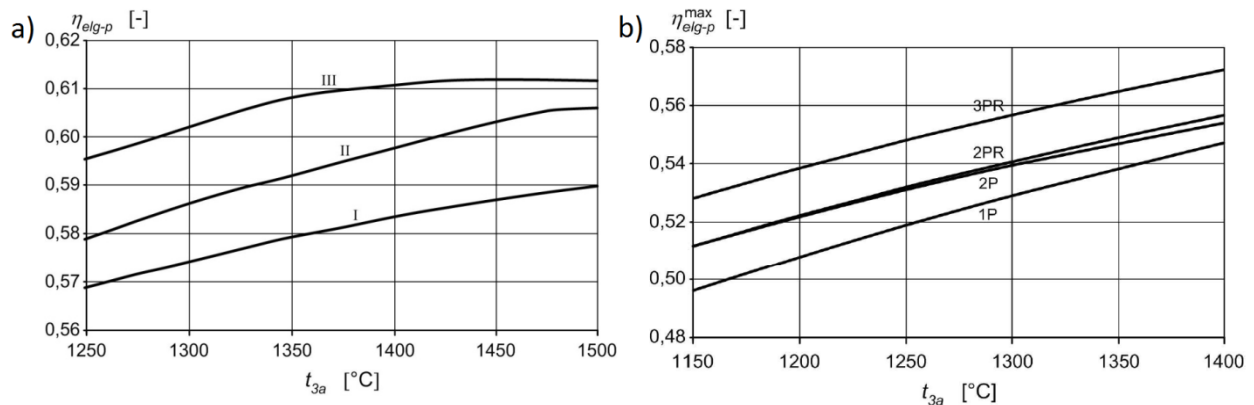
Układy kombinowane CCPP (z ang. *Combined Cycle Power Plant*) charakteryzują się dużą ilością zalet, które przyczyniają się do wzrostu ich popularności i zastosowania w przemyśle energetycznym. Wyróżniają je korzystne charakterystyki ekologiczne, dużą elastyczność cieplną, niezawodność, łatwość w obsłudze oraz wysoki stopień automatyzacji procesów w porównaniu z konwencjonalnymi blokami węglowymi. W celu zwiększenia sprawności elektrowni gazowo - parowych prowadzi się badania nad rozwojem części gazowej jak i części parowej. Obecnie trójciśnieniowe bloki gazowo – parowe z przegrzewem wtórnym pary 3PR (przykładowa struktura została przedstawiona na rysunku 2.1) zasilane gazem ziemnym charakteryzują się największymi sprawnościami elektrycznymi netto wytwarzania energii elektrycznej w porównaniu do układów dwu- (2P oraz 2PR) oraz jedno-ciśnieniowych (1P) (rysunek 2.2 b) [91].



Rysunek 2.1 Układ gazowo - parowy z trójciśnieniowym kotłem odzyskowym i przegrzewem międzystopniowym [91]

Wzrost temperatury spalin na wlocie do ekspandera turbiny gazowej powoduje wzrost sprawności całego bloku. Aby eksploatacja turbiny gazowej była prawidłowa konieczne jest chłodzenie układu przepływowego ekspandera. Chłodzenie turbiny gazowej powietrzem może

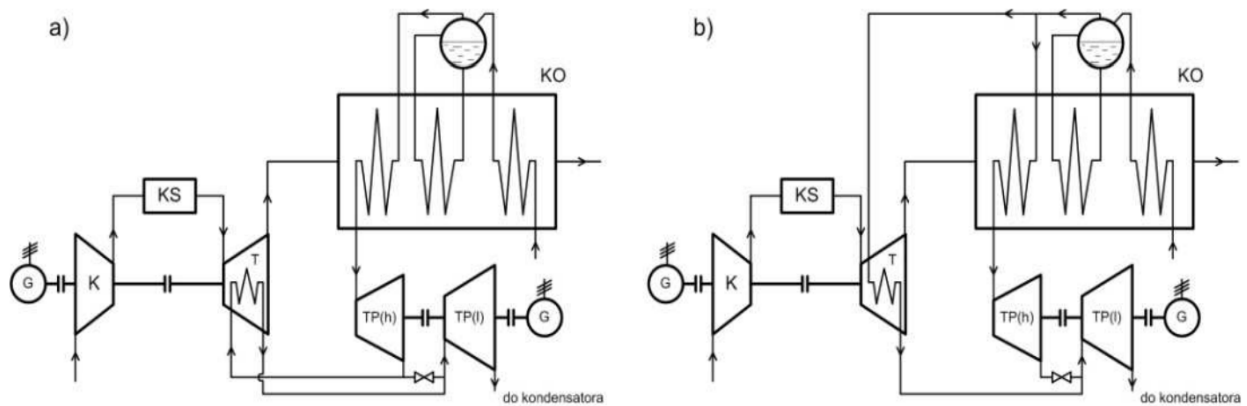
realizowane być w trybie otwartym, jednakże lepszą efektywność osiąga się stosując chłodzenie parą w trybie zamkniętym zarówno łopatek kierowniczych jak i wirnikowych. Dla konwencjonalnego chłodzenia powietrzem wzrost efektywności bloków CCPP wynosi ok. 1p.p/100°C i dla temperatury wlotowej spalin do ekspandera turbiny gazowej *TIT* (z ang. *Turbin Inlet Temperature*) równej 1500°C sprawność elektryczna elektrowni wynosi ok. 59% (Rysunek 2.2 a - funkcja I). Wykorzystując zamknięte chłodzenie parą wzrost sprawności jest większy dla *TIT* = 1500°C i osiąga poziom ok. 60,7% (Rysunek 2.2 a - funkcja II). Dla tego samego systemu chłodzenia dla zespołu turbiny gazowej z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym osiągamy dla *TIT* = 1420°C sprawność elektryczną 61,2% (Rysunek 2.2 a - funkcja III). Dalsze zwiększanie temperatury wlotowej spalin do ekspandera nie powoduje wzrostu sprawności układu [90].



Rysunek 2.2 a) Wpływ sposobu chłodzenia oraz temperatury spalin na wlocie do turbiny gazowej na sprawność całego układu **b)** Wpływ struktury układu gazowo - parowego i temperatury spalin t_{3a} na sprawność [90]

Na wzrost sprawności elektrowni wpływ ma także miejsce poboru pary do chłodzenia łopatek turbiny gazowej. Na rysunku 2.3 przedstawiono dwie koncepcje poboru pary z części parowej elektrowni. Pobór pary nasyconej z za parowacza powoduje wzrost sprawności elektrycznej bloku o ok. 0,6 punktu procentowego względem poboru pary z upustu lub przelotni turbiny parowej [90].

Wzrost sprawności obiegu parowego można uzyskać poprzez zwiększanie temperatury i ciśnienia pary świeżej oraz wtórnej na wlocie do turbiny parowej, zwiększenia sprawności izentropowej turbiny parowej oraz obniżenie ciśnienia w kondensatorze. Brak odpowiednich rozwiązań materiałowo – konstrukcyjnych dla części parowej oraz niska temperatura spalin na wlocie do kotła odzyskowego to główne powody ograniczające temperaturę pary świeżej na wlocie do turbiny parowej [5].



Rysunek 2.3 Koncepcje poboru pary w celu chłodzenia łopatek turbiny gazowej **a)** z wylotu części wysokopięrnej turbiny parowej, **b)** z parowacza [90]

Elementem integrującym turbinę gazową i obieg parowy jest kocioł odzyskowy oznaczany KO lub często też HRSG (z ang. *Heat Recovery Steam Generator*), nad którym również prowadzone są badania mające na celu wzrost sprawności tego komponentu i co za tym idzie całej elektrowni. Rozwój kotłów trój-ciśnieniowych z przegrzewem międzystopniowym skutkuje efektywniejszym wykorzystaniem entalpii spalin wylotowych z turbiny gazowej oraz znacznemu zmniejszeniu strat egzergii podczas wymiany ciepła między spalinami a wodą/parą. Usprawnienia realizowane w elektrowniach gazowo - parowych skupiają się głównie na rozwoju zaawansowanych turbin gazowych charakteryzujących się coraz to większymi temperaturami *TIT* i *EGT* (z ang. *Exhaust Gas Turbine*) oraz na ograniczeniu nieodwracalności wymiany ciepła w kotle odzyskowym. Kocioł odzyskowy jest jedynym elementem w elektrowni, który należy dostosować indywidualnie [5]. Wyższą sprawność w układach gazowo - parowych do 64 – 65% (66%) można uzyskać poprzez ulepszenie technologii turbin gazowych (wyższa *TIT* oraz wyższy stosunek ciśnień) co przedstawiono w części merytorycznej niniejszej pracy.

2.1. Współczesne układy gazowo - parowe

W przypadku układów gazowo-parowych najważniejszym ograniczeniem osiągniętych parametrów jest temperatura spalin na wylocie z turbiny, która musi być wyższa od temperatury pary świeżej. Dlatego sprawność układu gazowo - parowego nie zależy tylko od parametrów turbiny gazowej. W tabeli 2.1 przedstawiono parametry wybranych turbin gazowych. Istotna jest też możliwie najskuteczniejsza praca części parowej układu.

Tabela 2.1 Parametry wybranych turbin gazowych. (źródła: Alstom, GE, MHI, Siemens)

Turbiny gazowe	Alstom Power GT26	General Electric MS9001H (9H)	Mitsubishi M701G2	Siemens SGT5- 8000H
Sprawność netto, %	39,6	39,5	39,5	40,0
Temperatura spalin na wlocie do turbiny, °C	b.d.	1430	1500	1430
Temperatura spalin na wylocie turbiny, °C	621,0	b.d.	587,2	625,0
Sprawność układu CCPP, %	59,1	> 60	59,1	> 60

W małej miejscowości Irsching, 90 kilometrów od Monachium w maju 2011 roku miało miejsce oficjalne uruchomienie najnowocześniejszego układu gazowo-parowego wykonanego w całości przez firmę Siemens. Układ ten ustanowił 2 rekordy świata, pierwszym jest turbina gazowa o największej mocy, osiągającej 375 MW, drugim osiągnięcie sprawności całego układu na poziomie 60,75%, z łączną mocą wynoszącą 578 MW. Tak wysoką wydajność osiągnięto dzięki zastosowaniu najnowszej turbiny klasy H firmy Siemens, SGT5-8000H oraz części parowej opartej o trój ciśnieniowy przepływowy kocioł odzyskowy Bensona z przegrzewem międzystopniowym (3PR), który pozwolił na uzyskanie wysokich parametrów pary wynoszących 600°C i 17 MPa dla części wysokoprężnej, oraz 600°C i 3,5 MPa dla części średnioprężnej. Dopełnienie układu stanowi turbina parowa Siemens SST5-5000, o mocy nominalnej 200 MW. Mimo wysokich temperatur wciąż stosowane jest ciśnienie podkrytyczne pary, parametry te można przyjąć jako najlepszą dostępną komercyjnie technologię. Zastosowanie przepływowego kotła odzyskowego pozwoliło na uzyskanie wysokiej elastyczności całego układu, uzyskując zmiany obciążenia do 35 MW na minutę, oraz bardzo szybki pełny start bloku, wynoszący poniżej 30 min [45][46].

Inni producenci również przedstawiają rozwiązania, które mają przekroczyć barierę 61% sprawności całego układu. Każda z nich wyróżnia się unikalnymi rozwiązaniami i w większości są na etapie pracy w układach testowych.

Firma Alstom posiada pełnowymiarowy testowy układ gazowo-parowy KA26 w Birr, w Szwajcarii. Układ oparty o zmodernizowaną turbinę GT26, mający osiągać sprawność ponad 61% i zwiększoną elastyczność przy mocy przekraczającej 350 MW [115].

Z kolei firma General Electric promuje układ o nazwie FlexEfficiency 50, mający pracować w oparciu o model turbiny 9FB i osiągający łączną moc układu gazowo-parowego na poziomie 510 MW. GE w tym układzie stawia na połączenie wysokiej sprawności i elastyczności pracy, szczególnie druga cecha staje się coraz istotniejsza w obecnym systemie energetycznym. Firma reklamuje układ następującymi liczbami: maksymalna sprawność 61% przy pełnym obciążeniu i przekraczająca 60% przy obciążeniu 87% i wyższym, zmiany obciążenia powyżej 50 MW na minutę, w przyszłości sprawność przekraczająca 70% w układzie wykorzystującym energię słoneczną (*Integrated Solar Combined Cycle*) [47].

Mitsubishi Heavy Industries Ltd. (MHI) od 2011 roku testuje swoją najnowszą turbinę gazową klasy J (M501J), która wyróżnia się wyższą niż u konkurencji temperaturą wlotową do turbiny, wynoszącą 1600°C. Prace testowe prowadzone są w Takasago Machinery Works w Prefekturze Hyogo w Japonii. Turbina przystosowana do pracy w sieci o częstotliwości 60 Hz osiąga moc wyjściową 320 MW, oraz 460 MW przy pracy w układzie gazowo-parowym, w którym sprawność przekracza 60%. W następnych latach producent przewiduje wyprodukowanie serii turbin dla częstotliwości 50 Hz (M701J) [97]. Producenci niestety nie ujawniają jakimi parametrami pracy cechują się części parowe układów przez nich opracowywanych.

Firma Siemens planuje budowę w Lausward w Dusseldorfie najnowocześniejszej na świecie elektrowni gazowo - parowej opalanej gazem ziemnym z upustem ciepła na cele ciepłownicze o mocy łącznej 595 MW. Koszt elektrowni opiewa na kwotę 0,5 mld euro. Sprawność netto bloku ma wynosić ponad 61%. W bloku zostanie zainstalowana turbina gazowa klasy H, którą w lutym 2012 roku nagrodzono (German Industry Innovation Prize). Ciepło będzie produkowane w skojarzeniu z energią elektryczną i wykorzystane w miejskim systemie ciepłowniczym [33].

Firma energetyczna Nuon jest inwestorem projektu budowy elektrowni gazowo - parowej o mocy 435 MW, która będzie zlokalizowana w Diemen w Holandii. Zamówienie na budowę bloku w formule "pod klucz" otrzymała firma Siemens. Nadkrytyczny blok gazowo - parowy będzie się charakteryzował sprawnością netto na poziomie 59% oraz niezwykle niską emisją tlenków azotu. W elektrowni zostanie zainstalowana turbina gazowa klasy F [25].

Na rok 2017 przewidziano zakończenie budowy siłowni gazowo - parowej wykorzystującą technologię FlexEfficiency 50 w Bouchain we Francji. Sprawność elektrowni ma

przekroczyć 60%, dzięki wprowadzeniu przez firmę GE nowoczesnych rozwiązań technologicznych. Projekt w całości finansowany jest przez GE oraz Electricite de France. Szybka reakcja na zmiany zapotrzebowania w sieci energetycznej ma być główną zaletą elektrowni [17].

Wszystkie elektrownie gazowe - parowe działające na terenie Rzeczypospolitej Polskiej wykorzystują kogenerację wytwarzania energii elektrycznej i ciepła. Istniejące bloki gazowo - parowe w Polsce przedstawiono w tabeli 2.2. Produkcja ciepła znacznie poprawia bilans ekonomiczny elektrowni. Polska energetyka gazowa cały czas się rozwija, co potwierdza duża ilość jednostek, które są na etapie planowania lub budowy. Główne inwestycje związane z budową elektrowni i elektrociepłowni gazowo - parowych przedstawiono w tabeli 2.3.

Tabela 2.2 Istniejące bloki gazowo-parowych w Polsce

Miejsce	Typ	Moc	Turbina gazowa	Producent	Źródło
Lublin-Wrotków	Elektrociepłownia	235 MW _e , 150 MW _t	V94.2	Ansaldo / Siemens	[36]
Rzeszów	Elektrociepłownia	101 MW _e , 76 MW _t	V64.3A	Siemens	[38]
Zielona Góra	Elektrociepłownia	198 MW _e , 135 MW _t	Frame 9e	General Electric	[39]
Siedlce	Elektrociepłownia	14,6 MW _e , 22,4 MW _e	2x Taurus 70- T-10301S	Caterpillar	[117]
Gorzów	Elektrociepłownia	55 MW _e , 64 MW _t ;	GT8C	Alstom Power	[35]
Nowa Sarzyna	Elektrociepłownia	116 MW _e , 70 MW _t .	2x Frame 6b	Thomassen Int. / General Electric	[37]

Tabela 2.3 Postęp prac związanych z budową bloków gazowo-parowych w Polsce [122]

Miejsce	Typ	Moc	Koncern	Aktualny etap
Kozienice	Elektrownia	900 MW	Enea i PGNiG	Firmy finalizują prace nad projektem budowy bloku w Kozienicach
Grudziądz	Elektrownia	600 MW _e	Energa	6.03.2015 r. Analizowana jest zmiana projektu. Jedną z rozważanych opcji jest zamiana na projekt kogeneracyjny.
Włocławek	Elektrownia	463 MW _e	PKN Orlen	28.01.2016 r. Zakończono budowę przyłączy gazowych i elektrycznych po stronie PSE i Gaz-System
Żerań	Elektrociepłownia	450 MW _e i 300 MW _t	PGNiG Termika	29.4.2016 r. Otwarto oferty dwóch konsorcjów na dostawę i montaż bloku.
Stalowa Wola	Elektrociepłownia	450 MW _e i 240 MW _t	Tauron i PGNiG	9.5.2016 PGNiG: rozpatrywane są wszelkie scenariusze dla projektu włącznie z jej przeniesieniem do Żerania.
Bydgoszcz	Elektrownia	437 MW _e	PGE i GiEK	Uruchomienie bloku planowane jest na 2017 r.
Puławy	Elektrownia	400 MW _e	ZA Puławy, PGE i GiE	11.5.2016 r. analiza istotnych parametrów inwestycji, (źródło energii i wielkość elektrowni).
Konin	Elektrownia	120 MW _e	ZE PAK	Oddanie jednostki do eksploatacji planowane jest wstępnie na drugą połowę 2019 roku.
Kędzierzyn-Koźle	Elektrociepłownia	25 MW _e i 140 MW _c	ZA Kędzierzyn	16.12.2015 r. Kocioł parowy przeszedł pomyślnie pierwszą ciśnieniową próbę wodną.

2.2. Koncepcje zwiększenia sprawności w układzie turbiny gazowej

Obiegiem porównawczym turbiny gazowej jest obieg Braytona - Joule'a. Tworzą go dwie izobary oraz dwie odwracalne adiabaty. Obieg rzeczywisty uwzględnia w procesach adiabatycznych przyrosty entropii oraz występujące straty ciśnienia. Instalacja turbiny gazowej

pracuje ze stosunkowo niską sprawnością elektryczną wynoszącą 25 - 35% (40%). W celu zwiększenia tej sprawności stosuje się różne modyfikacje turbozespołu gazowego [116] pracującego jako jednostka autonomiczna czy też w układach kombinowanych [6].

Sprawność elektryczna turbiny gazowej zależy głównie od stosunku ciśnień w sprężarce powietrza oraz najwyższej temperatury w obiegu, którą jest temperatura wylotowa spalin z komory spalania *COT* (z ang. *Combustor Outlet Temperature*). Jednak często jako najważniejszą temperaturę w turbinie gazowej uważa się średnią temperaturę spalin na wlocie do turbiny *TIT* (ang. *Turbine Inlet Temperature*), którą definiuje norma ISO-2314 [63]. Dla warunków stechiometrycznych wartości temperatury spalin *COT* znacznie przekraczałyby 2000°C. Obecnie większość producentów turbin gazowych stosuje *COT* rzędu 1500°C. Zaledwie jeden z czołowych producentów wprowadził *COT* na poziomie 1600°C i realizuje badania w kierunku zastosowania 1700°C [57][50][121]. Dla porównania *TIT* uzyskują wartości na poziomie 1300÷1400°C, rzadko 1500°C. Alternatywnym rozwiązaniem jest zastosowanie wyższych stosunków ciśnień w sprężarce rzędu 40 – 50 przy niższych wartościach *TIT* (ok. 1500 - 1550°C). Rozwiązanie to zostało wprowadzone w lotniczej turbinie gazowej Royce-Rolls Trent 1000, które stosowane są w samolotach Boeing 787 Dreamliner [44].

Ograniczenia wyżej wymienionych temperatur wynikają głównie z zastosowania termicznych powłok ochronnych *TBC* (z ang. *Thermal Barrier Coating*), którymi pokrywane są elementy łopatek narażone na najwyższe temperatury. Przyjmuje się, że aktualnie stosowane *TBC* pozwalają łopatom turbiny na ciągłą pracę w temperaturze nie przekraczającej 1200°C. Stosowane obecnie technologie chłodzenia układu przepływowego ekspandera turbiny gazowej pozwalają na obniżenie temperatury spalin na powierzchni chłodzonej o ok. $\Delta t = 300\div 400$ K, dlatego najwyższa temperatura (*COT* lub *TIT*) może być maksymalnie rzędu 1500÷1600°C. Podniesienie wartości *TIT* o 100 do 200 K związane jest z takim samym zwiększeniem Δt , tj. do wartości ok. $\Delta t = 500\div 600$ K. Takie działania były celem producentów turbin gazowych już ponad 10 lat temu [44][71], jednak brak jest informacji w literaturze przedmiotu o ich spełnieniu. Wyjątek stanowi artykuł Satoshi Hada i innych [56] z Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., który pokazuje, że kluczem do powstania turbiny gazowej klasy J o *TIT* = 1600°C (M701J i M501J odpowiednio dla 50Hz i 60Hz), tj. wyższej o 100°C od klasy G było poprawienie technologii chłodzenia oraz zastosowanie *TBC* o niższej przewodności cieplnej. Każda z nich dała możliwość na wzrost *TIT* o 50°C. Z danych zamieszczonych w [56] wynika również, że nowe technologie

chłodzenia pozwalały obniżyć temperaturę metalu o $\Delta t = 550$ K w klasie G, zaś *TBC* obniżało temperaturę o 50 K, co w konsekwencji pozwoliło stosować stopy o dopuszczalnej temperaturze 700÷900°C. Dla turbiny gazowej klasy J technologia chłodzenia podnosi wartość *TIT* (względem temperatury metalu) o $\Delta t = 600$ K, zaś *TBC* o kolejne 100 K ($TIT = 900 + 600 + 100 = 1600^\circ\text{C}$). W Japonii trwają również badania nad turbiną gazową z $TIT = 1700^\circ\text{C}$ [64].

Innym ciekawym rozwiązaniem zwiększającym sprawność samej turbiny gazowej jest regeneracja ciepła. Realizowana jest w wyniku podgrzania powietrza rozprężonymi spalinami przed procesem spalania w regeneracyjnym wymienniku ciepła. W celu realizacji tego rozwiązania należy zmodyfikować turbinę gazową tak, aby istniała możliwość odprowadzenia powietrza ze sprężarki do wymiennika regeneracyjnego oraz doprowadzenia powietrza do komory spalania. Wzrost sprawności elektrycznej turbiny gazowej wynikający z regeneracji zależy od stosunku sprężania. Dla niższych spręży jest on większy i wynika z większej różnicy temperatur powietrza i spalin [5][21][91].

Wprowadzenie wtrysku pary do komory spalania *STIG* (z ang. *Steam Injection Gas Turbine*) powoduje wzrost sprawności i mocy turbiny gazowej. Wtrysk pary zwiększa strumień spalin oraz powoduje wzrost mocy turbiny przy niezmienionej mocy sprężarki. Moc jednostkowa układu oraz sprawność zależą tak jak w przypadku standardowej turbiny gazowej głównie od temperatury spalin wlotowych do turbiny oraz od zastosowanego sprężu. Zastosowanie w układzie *STIG* dodatkowo chłodnicy międzystopniowej oraz drugiej komory spalania dla temperatury spalin (na wlocie do turbiny) większej od 1200°C powoduje wzrost sprawności o ponad 15% oraz wzrost pracy jednostkowej o 45% względem podstawowego układu *STIG*. Dla przykładu elektrowni PGE EC Gorzów o mocy 65,49 MWe i sprawności 41,21% wdrożenie wtrysku pary do komory spalania spowoduje wzrost mocy bloku do 66,92 MWe oraz sprawności do 42,05 % [66][144].

Interesującym rozwiązaniem jest układ *HAT* (z ang. *Humidified Air Turbine*), w którym połączono wtrysk wody za sprężarką z regeneracyjnym podgrzewaniem powietrza przed procesem spalania. Powietrze za kompresorem jest nawilżane i podgrzewane w rekuperatorze. Turbina gazowa wyposażona jest dodatkowo w chłodnicę międzystopniową powietrza sprężonego. W chłodnicy powietrze sprężane jest chłodzone wodą przeznaczoną do nawilżania [68][110].

Podobną koncepcją do HAT jest technologia EvGT (z ang. *Evaporative Gas Turbine*). Różnica polega na tym, iż nawilżana jest tylko część strumienia powietrza sprężonego, zmniejszając przy tym wymiary komory nawilżania. Główną zaletą technologii HAT i EvGT oprócz uzyskania wysokiej mocy jednostkowych i wysokiej sprawności jest redukcja emisji tlenków azotu NO_x . Obecność pary wodnej w powietrzu zmniejsza maksymalną temperaturę spalania paliwa. Główną wadą tych układów jest konieczność zmian konstrukcyjnych turbiny gazowej co powoduje wzrost nakładów inwestycyjnych. Sprawność układu EvGT zintegrowanego z aminową instalacją wychwytu CO_2 (MEA) i wynosi 41,6% i jest o 10,5 punktów procentowych mniejsza w porównaniu z układem EvGT bez instalacji separacji CO_2 [59].

Technika mokrego sprężania powoduje wzrost mocy jednostkowej i sprawności elektrycznej turbozespołu gazowego. Wtrysk odpowiedniej ilości wody, tak aby proces odparowania oraz chłodzenia powietrza w trakcie sprężania odbywał się w sposób ciągły powoduje uniezależnienie od wilgotności względnej i temperatury powietrza atmosferycznego oraz zmniejszenie pracy napędowej sprężarki. Dużą zaletą jest brak konieczności wprowadzania zmian w strukturze turbiny gazowej. Podobnie jak w przypadku wyżej omówionych technologii STIG, HAT i EvGT główną wadą jest duże zużycie wody zdemineralizowanej. W przypadku jeśli układ pracuje jako elektrociepłownia z kondensacyjnymi wymiennikami ciepła to istnieje możliwość odzyskania części zużytej wody [118].

Wprowadzenie procesu rozpylenia wody między stopniami sprężarki również wydaje się być interesującą koncepcją. Proces ten zmniejsza wymaganą pracę napędu sprężarki oraz obniża temperaturę powietrza w wyniku odparowania wody w kontakcie ze sprężonym gorącym powietrzem. Przykład takiego chłodzenia międzystopniowego powietrza znalazło swoje zastosowanie w turbinach wysokociśnieniowych [129][118].

Zastosowanie idei Profesora Szewalskiego również podnosi sprawność elektryczną turbiny gazowej. Idea bazuje na upuszczeniu strumienia spalin z ekspandera turbiny gazowej do wymiennika regeneracyjnego. Spaliny kierowane są na dodatkowy kompresor, następnie łączą się ze strumieniem sprężonego powietrza przed komorą spalania. Celem pomysłu było podniesienie sprawności turbiny gazowej oraz zmniejszenie wymiarów wymiennika w odniesieniu do upustów z konwencjonalną regeneracją ciepła. Główną wadą tej idei jest spadek mocy elektrycznej turbiny gazowej. Wraz ze wzrostem strumienia gazu na upuszczeniu zmniejsza się

moc elektryczna turbiny gazowej. Dla strumienia spalin na upuście turbiny gazowej równego 50 kg/s moc elektryczna turbiny spada do poziomu 39,57 MWe przy ciśnieniu w upuście równym 1,5 MPa (moc turbiny gazowej przed modernizacją 54,5 MWe). Przy ciśnieniu równym 0,74 MPa dla takiego samego strumienia gazu na upuście moc elektryczna turbiny gazowej wynosi 40,77 MWe [145].

2.3. Sposoby zwiększania sprawności w części parowej układu

Układ parowy składa się: z kotła odzyskowego, w którym następuje wymiana ciepła między spalinami a czynnikiem obiegowym (woda/para); z turbiny parowej, w której czynnik obiegowy ulega rozprężeniu; z kondensatora, w którym ciepło odprowadzane jest do otoczenia, pompy wody zasilającej oraz odgazowywacza.

Porównawczym obiegiem dla układu parowego jest obieg Clausiusa - Rankine'a. Obieg rzeczywisty takiej elektrowni uwzględnia przyrost entropii w turbinie, spadek ciśnienia w kotle, straty w wymiennikach ciepła, rurociągach, skraplaczu i pompie wody zasilającej. Ciepło obiegu jest odprowadzane do otoczenia na tzw. zimnym końcu (*cold end*) w skraplaczu [131].

Najbardziej zaawansowane obecnie obiegi parowe w układach gazowo - parowych pracują na parametry podkrytyczne pary świeżej (ciśnienie ok. 18 MPa, temperatura ok. 600°C). Maksymalne parametry pary stosowane w aktualnie budowanych blokach energetycznych na parametry nadkrytyczne ograniczone są od góry dostępnością odpowiednich materiałów na elementy ciśnieniowe kotła (np. rurociągi, elementy grubościenne, zawory, itp.). Obecnie wykorzystywane są stale austenityczne (Cr-Ni, typu Esshete 1250, TP347, Super 304H), pozwalające na osiągnięcie parametrów pary 30 MPa, 600/ 610°C. Rozwój inżynierii materiałowej pozwoli na ulepszenie technologii oraz na opanowanie parametrów supernadkrytycznych. Uruchomione zostały duże projekty międzynarodowe (np. program THERMIE 700 Advanced Power Plant), w ramach którego prowadzone są badania mające na celu osiągnięcie temperatur pary świeżej rzędu 700 / 720°C i ciśnień 35 - 37,5 MPa, co wiąże się z zastosowaniem superstopów na bazie niklu. Prócz wzrostu parametrów pary dalszy wzrost sprawności uzyskuje się także poprzez modernizację głównych elementów obiegu - turbiny parowej, kotła, skraplacza, oraz przez stosowanie upustów regeneracyjnych [24][103][114].

Podobne parametry tj. 650°C/ 670°C i 700°C/ 720°C analizowano w projekcie strategicznym „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii” realizowanym w latach 2010 –

2015 przez szereg jednostek naukowych i przemysłowych w Polsce. Liderem zadania 1-go była tutaj Politechnika Śląska (Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych). Trzeba jednak podkreślić, że tak wysokie parametry pary dotyczą bloków kondensacyjnych opalanych węglem.

Produkcja energii elektrycznej i ciepła uwarunkowana jest koniecznością ograniczenia emisji CO₂ w celu redukcji szkodliwego oddziaływania elektrowni na środowisko, konkurencyjnymi kosztami produkcji energii elektrycznej oraz wysoką sprawnością konwersji energii. W celu ograniczenia zużycia paliw pierwotnych oraz redukcji ilości emitowanych szkodliwych substancji do atmosfery poszukuje się możliwości zwiększenia sprawności obiegu parowego elektrowni [145].

Zwiększenie temperatury pary świeżej na wlocie do turbiny parowej przyczynia się do wzrostu temperatury średniej czynnika roboczego przy poborze ciepła, co powoduje podwyższenie sprawności energetycznej obiegu, pomimo zwiększenia się rozbieżności obiegu Clausiusa – Rankine’a w stosunku do obiegu Carnota [131].

Zastosowanie wyższego ciśnienia pary przegrzanej przy stałej jej temperaturze powoduje rozbieżność obiegu Clausiusa – Rankine’a w stosunku do obiegu Carnota, wraz ze wzrostem sprawności obiegu parowego. Jednakże takie rozwiązanie może prowadzić do erozji łopatek turbiny, w skutek zmniejszenia stopnia suchości pary na ostatnich stopniach turbiny parowej. W celu zwiększenia stopnia suchości czynnika stosuje się międzystopniowe przegrzewanie pary oraz zwiększa się temperaturę jej przegrzania [131].

Rozwój inżynierii materiałowej definiuje maksymalne stosowane wartości parametrów pary świeżej i wtórnej zasilającej turbinę parową. Uzyskanie wysokich sprawności jest możliwe dzięki zastosowaniu stali austenitycznych Cr - Ni (Esshete 1250, TP347, Super 304H) oraz martenzytycznych Cr (P91/T91, NF 12, NF 616) [20].

Korzystnym rozwiązaniem jest również obniżenie ciśnienia w skraplaczu, ponieważ przyrost doprowadzonego ciepła do obiegu jest mniejszy od przyrostu pracy obiegu parowego. Im niższe ciśnienie w skraplaczu tym wyższa sprawność obiegu. Na ciśnienie w skraplaczu ma wpływ temperatura czynnika, który chłodzi kondensator. Niestety do oziębienia czynnika nie można wykorzystać ziębiarki, ponieważ praca jej napędu byłaby znacznie większa od uzyskanego wzrostu pracy układu parowego [131].

Wzrost sprawności obiegu parowego można osiągnąć również poprzez udoskonalenie struktury części parowej, zastosowanie chłodzenia wodą morską oraz wzrost sprawności

izentropowej turbiny parowej. Biorąc pod uwagę tryb pracy układu gazowo-parowego w przybliżeniu 2/3 łącznej mocy jest generowane przez turbinę gazową i 1/3 przez turbinę parową. Maksymalne ciśnienie w kotle odzyskowym wynosi 120 - 170 bar (nie odnotowano większych wzrostów w ostatniej dekadzie), podczas gdy większość elektrowni używa turbin gazowych o temperaturze wylotowej około 850K (577°C). Wyższą sprawność w układach gazowo - parowych można w tym wypadku osiągnąć poprzez:

- ulepszenie technologii turbin gazowych (tj. wyższy stosunek ciśnień i temperatura na wlocie do turbiny),
- optymalizacje kotła odzyskowego i ulepszenie konstrukcji kotłów odzyskowych (tj. stosowanie równoległego przepływu sekcji wymiany ciepła)
- zastosowanie zaawansowanych termodynamicznych rozwiązań w elektrowni (np. łącząc cykle regeneracyjne).

Pierwszy rodzaj usprawnień jest z pewnością najskuteczniejszy w perspektywie wzrostu efektywności. Układy gazowo-parowe oparte o nadkrytyczny kocioł odzyskowy są jednym z najciekawszych kroków do osiągnięcia wysokiej sprawności przy jednoczesnym zmniejszeniu wielkości elektrowni. Rosnące ceny gazu i obawy o dostawy i dystrybucję prowadzą do rozważenia możliwości redukcji technicznego minimum elektrowni (np. minimalne obciążenie obsługiwane przez elektrownie) oraz do rozwoju wysokosprawnych elektrowni małych mocy. Nadkrytyczne kotły parowe oferują nie tylko perspektywy dotyczące przyrostu mocy części parowej, ale także zapewniają sprawną reakcję na dynamiczne zmiany przepływu gazu [5].

Zastosowanie nadkrytycznych jednoprzepływowych kotłów odzyskowych SCGRSG (z ang. *Supercritical Heat Recovery Steam Generator*) typu *once-through* w elektrowniach CCPP nie zostało wprowadzone w istniejących jednostkach. W wielostopniowych nadkrytycznych obiegach parowych parowanie nie odbywa się przy stałej temperaturze, co powoduje zmniejszenie strat egzergii. Nadkrytyczny kocioł odzyskowy nie posiada walcza w części parowacza, co sprzyja reakcji kotła na dynamiczną charakterystykę pracy turbiny gazowej. Utrzymanie ciśnienia w zakresie nadkrytycznym rodzi dodatkowe problemy takie jak niepewna maksymalna temperatura pary oraz możliwe obniżenie nasycenia pary na wylocie z turbiny parowej powodujące wystąpienie warunków erozyjnych.

W artykule [1] opracowano model numeryczny trój-ciśnieniowego przepływowego kotła odzyskowego Bensona. Analizowano wpływ szybkiego rozruchu turbiny gazowej na dynamiczne

zachowanie kotła odzyskowego. Model kotła odzyskowego Bensona obejmował nowy system sterownia wodą zasilającą. Opracowany model i jego zaawansowane obwody sterujące zostały ocenione w kierunku danych projektowych przy różnych obciążeniach częściowych. Analiza kotła odzyskowego Bensona stanowi dowód, iż kocioł odzyskowy jest w stanie szybko sprostać wymaganiom wynikającym z szybkiego rozruchu turbiny gazowej (ok. 20 min.).

W artykule [48] została przeprowadzona analiza nadkrytycznych kotłów odzyskowych pod kątem całkowitych strat egzergii w kotle odzyskowym oraz turbinie parowej. Analiza ogranicza się do zakresu termodynamicznego, zostaje skupiona uwaga na minimalizacji strat egzergii termicznej, biorąc pod uwagę jedynie nieodwracalność procesu ze względu na różnicą temperatur między ciepłym i zimnym strumieniem. Straty egzergii spowodowane spadkiem ciśnienia są zaniedbane. Biorąc pod uwagę niekonwencjonalne sekcje odzysku ciepła, jak sekcje nadkrytyczne, skupia się uwagę na analizie termodynamicznej problemu, technologiczne i ekonomiczne ograniczenia nie są bezpośrednio uwzględniane.

3. TECHNOLOGIE SEKWESTRACJI DITLENKU WĘGLA

Instalacje sekwestracji CO₂ stosowane są w przemyśle chemicznym oraz w przetwórstwie gazu ziemnego i ropy naftowej oraz energetyce. W sektorze energetycznym obecnie technologie wychwytu CO₂ podzielone zostały na trzy główne grupy:

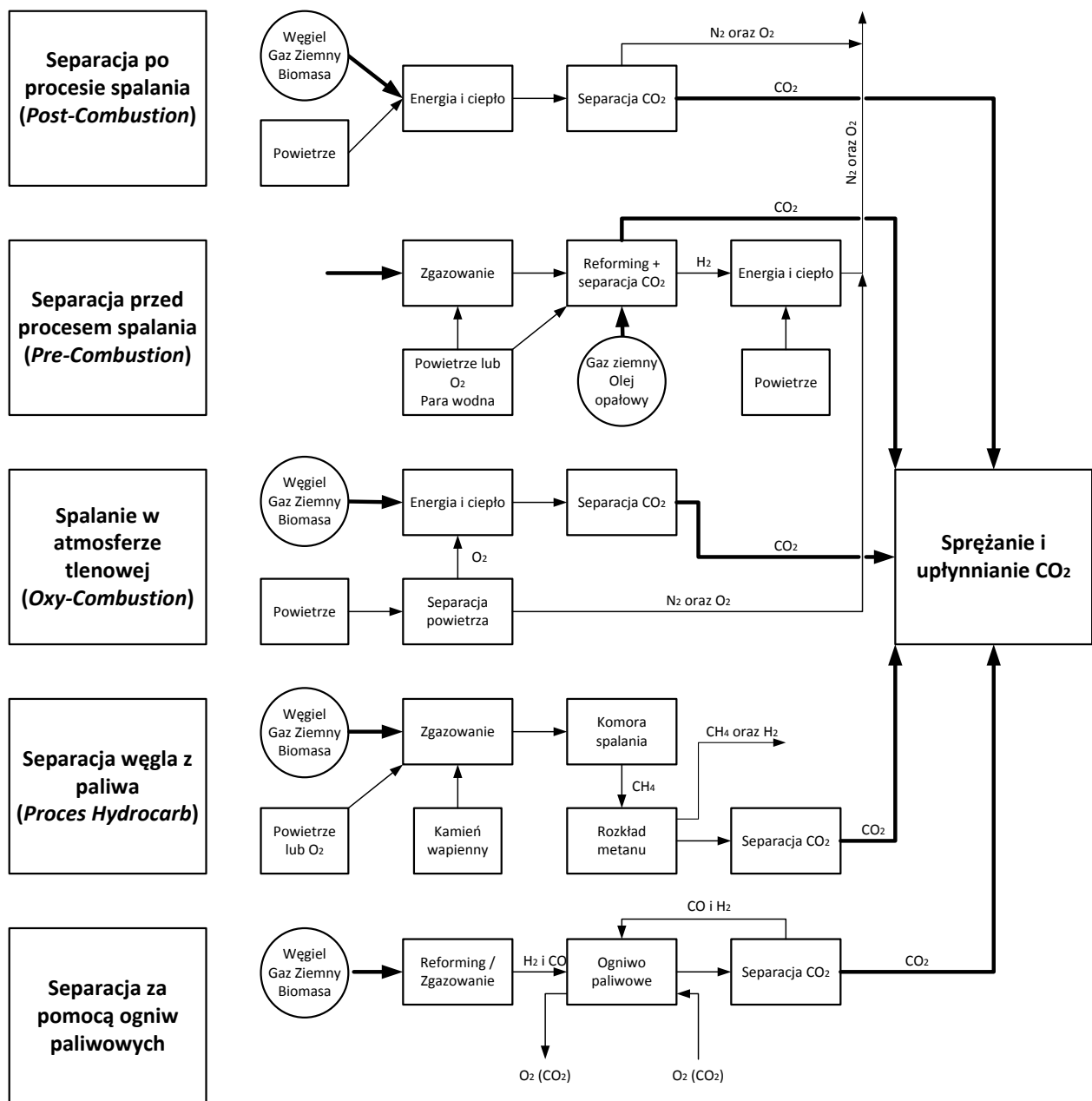
- Tlenowe spalanie z recykulacją CO₂ (*oxy – combustion*),
- Separacja CO₂ przed spalaniem podczas konwersji paliwa (*pre – combustion*),
- Wychwyty CO₂ ze spalin (*post – combustion*).

We wszystkich wyżej wymienionych technologiach możemy przedstawić główne metody wychwytu CO₂:

- Adsorpcję fizyczną (np. TSA – zmiennotemperaturowa)
- Absorpcję chemiczną (np. wykorzystanie amin – MEA, amoniaku)
- Procesy membranowe
- Wychwyty kriogeniczny
- Wychwyty ultradźwiękowy (stosowanie fali dźwiękowej w zakresie 20 kHz – 1 GHz)

Wychwyty kriogeniczny, ultradźwiękowy czy adsorpcja fizyczna nie posiadają jeszcze efektywnego zastosowania w skali przemysłowej w sektorze energetycznym [19]. Na rysunku 3.1 przedstawiono główne technologie wychwytu CO₂ z jednostek wytwórczych. Spośród wszystkich technologii przedstawionych na rysunku 3.1 separacja CO₂ ze spalin wylotowych najmniej ingeruje w strukturę elektrowni.

Powyższe cechy są kluczowe przy wyborze optymalnej technologii sekwestracji CO₂ ze spalin. W literaturze obejmującej problem wychwytu ditlenku węgla istnieje szereg analiz porównawczych. Autor niniejszej pracy przeprowadził również porównanie pracy elektrowni gazowo – parowej z wychwytem CO₂ w technologii *post-combustion* oraz *oxy-combustion* w zakresie termodynamicznym [88] oraz ekonomicznym [15]. Wynika z nich, iż obecnie najbardziej rozebraną metodą jest wychwyty CO₂ bazujący na procesie absorpcji chemicznej [15][19][88].



Rysunek 3.1 Technologie sekwestracji CO₂ [18]

Pozostałe metody wymagają dalszego rozwoju. Wychwyty bazujący na absorpcji fizycznej, wykorzystuje fizyczne absorbenty takie jak Purisol, Rectisol czy Selexol. Głównym wymogiem niezbędnym do prawidłowego przebiegu procesu jest konieczność podniesienia ciśnienia składnikowego CO₂ w spalinach przed wlotem do absorbera poprzez sprężanie spalin kotłowych. Konieczność sprężania spalin powoduje, iż instalacja charakteryzuje się wysoką energochłonnością. Technologia absorpcji fizycznej znalazła swoje zastosowanie jedynie w sorpcji CO₂ na etapie *pre – combustion* (etap konwersji paliwa przed spalaniem).

Znaczna energochłonność regeneracji złoża metodą TSA (*Temperature Swing Adsorption* – poprzez podwyższenie temperatury) czy PSA (*Pressure Swing Adsorption* – poprzez obniżenie ciśnienia), niska wydajność procesu oraz niska selektywność wychwytywania CO₂ to główne wady procesu absorpcji fizycznej na powierzchni ciał stałych.

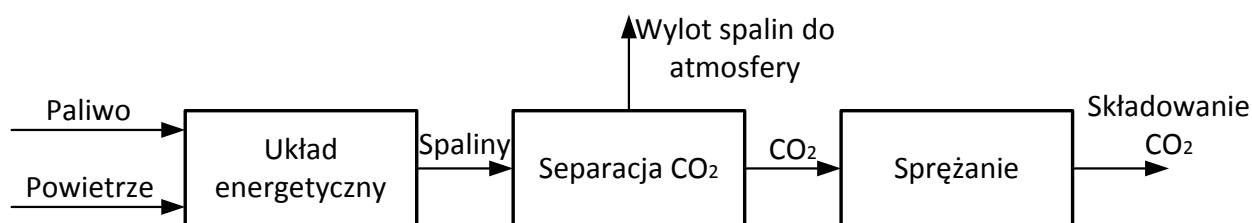
Techniki membranowe wiążą duże nadzieje, aczkolwiek obecnie stosowane są komercyjnie na małą skalę w celu separacji CO₂ przy jego większych stężeniach. Duża energochłonność procesów membranowych w spalinach o małej zawartości CO₂ oraz niska wydajność wynika z małej różnicy ciśnienia składnikowego ditlenku węgla [28][62]. Techniki membranowe zaliczane są do prężnie rozwijających się metod separacji CO₂. Producenci poszukują nowych materiałów membranowych, które charakteryzować się będą wyższą selektywnością oraz dużą przenikalnością wybranego składnika (CO₂). Wykorzystanie takiej instalacji w bloku węglowym o mocy 900 MW (o sprawności energetycznej brutto 49,1% [146]) z dwustopniowym układem membranowym (odseparowanie 90% ditlenku węgla ze spalin z czystością równą 0,9) obniża emisję CO₂ do atmosfery z 423,21 do 42,32 MgCO₂/h. Energochłonność procesu powoduje spadek sprawności produkcji energii elektrycznej netto z 45,42% do 38,27% [87]. W tabeli 3.1 przedstawiono energochłonność metod wychwytu CO₂.

Tabela 3.1 Energochłonność metod separacji CO₂ [85].

Metody	Absorpcja chemiczna	Absorpcja fizyczna	Adsorpcja	Separacja membranowa	Metody kriogeniczne
Energochłonność [kWh/kgCO₂]	0,8 - 0,34	0,03 - 0,11	0,7 - 0,18	0,04 - 0,07	0,04 - 0,1 (oczyszczanie gazu syntezowego)
					0,6 - 1,0 (oczyszczanie gazów spalinowych)
Wpływ na energochłonność	Ciśnienie	Temperatura	Ciśnienie	Materiał membran	Temperatura
	Rodzaj rozpuszczalnika	Rozpuszczalność absorbowanego składnika	Rodzaj sorbentu Temperatura	Konfiguracja układów membran	Kondensacja składników gazu

3.1. Wychwył CO₂ po procesie spalania

Sekwestracja ditlenku węgla przebiegać może na drodze absorpcji chemicznej, adsorpcji fizycznej, separacji kriogenicznej, elektrochemicznej, membranowej i ultradźwiękowej. W zależności od zastosowanej techniki proces wychwyłu wymaga dostarczenia energii do realizacji procesów ochładzania, sprężania, ekstrakcji dla regeneracji rozpuszczalnika oraz zapewnienia wysokosprawnego procesu odsiarczania. Najczęściej stosowaną metodą wychwyłu CO₂ po procesie spalania jest wymywanie go ze spalin w procesie absorpcji chemicznej. Na rysunku 3.2 przedstawiono schemat procesu wychwyłu CO₂ po procesie spalania.



Rysunek 3.2 Schemat procesu separacji CO₂ po procesie spalania

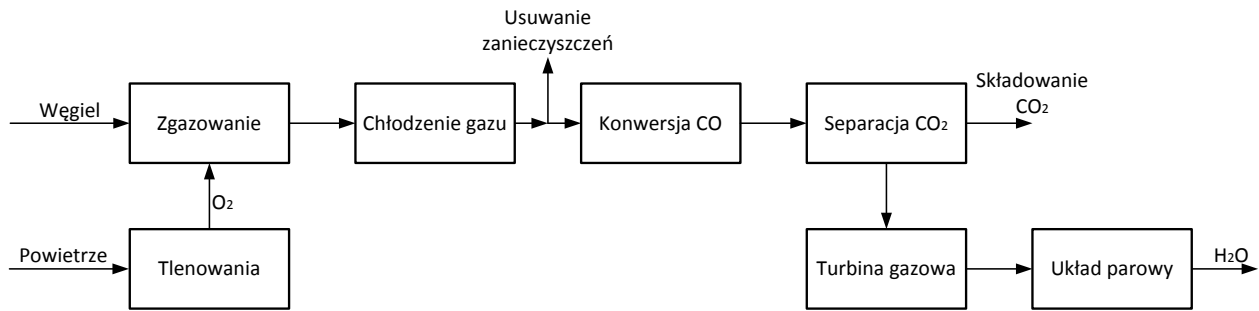
Spaliny kotłowe charakteryzują się większą koncentracją CO₂ niż spaliny wylotowe z układów gazowo – parowych. W elektrowniach węglowych sprawność bloku obniża się przy wychwyłu CO₂ o około 8 – 11% (dla sprawności separacji 80 – 90%). Dla elektrowni gazowo – parowych spadek ten wynosi 5,5 – 11% [53]. Szczegółowy opis instalacji aminowej bazującej na absorpcji chemicznej został przedstawiony w rozdziale 8.

3.2. Separacja CO₂ przed procesem spalania

Wszystkie procesy polegające na usuwaniu CO₂ z gazów spalinowych wymagają sporych nakładów energetycznych. Obniżenie energochłonności procesów osiągnąć można poprzez uniknięcie mieszania ditlenku węgla z powietrzem. Procesy zamiany węgla w paliwa gazowe, które składają się głównie z CO₂ i H₂ pozwalają na usuwanie ditlenku węgla z gazów. Do procesów tych należy reforming paliw gazowych i olejowych oraz zgazowanie węgla. W połączeniu z konwersją tlenku węgla w ditlenek węgla („CO shift”) następuje zwiększenie efektywności procesu separacji CO₂ [53].

a) Procesy połączone z konwersją CO

Zgazowaniu poddawane jest paliwo stałe (węgiel) z niedomiarem powietrza i/lub parą wodną. W reakcji tej powstaje gaz składający się głównie z CO oraz H₂. Reakcja „CO shift” polega na nasyceniu takiego gazu, który jest bogaty w CO parą wodną. W konsekwencji czego w reaktorze katalitycznym następuje reakcja pomiędzy tlenkiem węgla i parą wodną, dając CO₂ i wodór. Dytlenek węgla jest usuwany, a H₂ kierowany do układów energetycznych jako paliwo np. turbin gazowych czy układów gazowo – parowych. Metody separacji CO₂ są analogiczne jak w punkcie 3.1. Na rysunku 3.3 przedstawiony został schemat instalacji wychwytu CO₂ przed procesem spalania wraz z konwersją tlenku węgla w gazie surowym.



Rysunek 3.3 Schemat procesu separacji CO₂ przed procesem spalania z konwersją CO do CO₂ [18][53][54][96]

Przemiana węgla w paliwo gazowe przebiega najefektywniej w procesach zgazowania tlenowego. Uzyskany gaz poddawany jest procesowi „CO shift”, a następnie procesowi separacji ditlenku węgla. Proces zgazowania paliwa oraz konwersji CO realizowany może być z wysokotemperaturowym odzyskiem ciepła oraz procesem konwersji CO po procesie odsiarczania, czy też zachodzącym w gazie surowym [19]. Przed procesem „CO shift” w gazie surowym gaz jest natrykiwany wodą w celu jego ochłodzenia. Wysoka zawartość wilgoci w gazie sprzyja reakcji CO z H₂O. Po procesie konwersji CO realizowane jest niskotemperaturowe odsiarczanie.

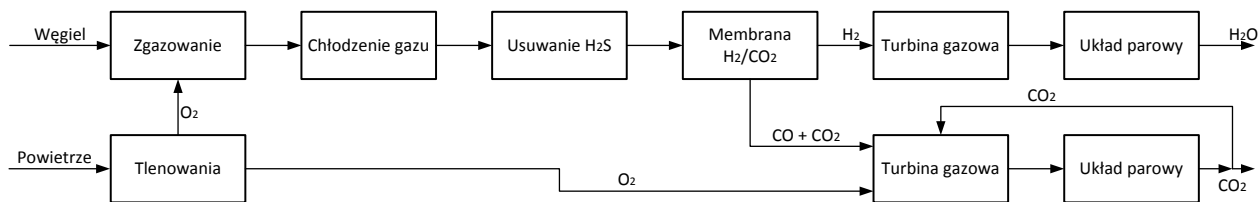
Sprawność elektryczna netto elektrowni z wychwytem ditlenku węgla przed procesem spalania z konwersją CO gazu surowego obniża się o około 4 – 5% dla CO₂ otrzymanego w stanie gazowym oraz o około 6 – 8% dla CO₂ w stanie ciekłym. Dla elektrowni, gdzie konwersja CO realizowana jest dla oczyszczonego gazu sprawność elektryczna netto bloku obniża się o 4 – 7% dla gazowego CO₂ i o 7 – 10% dla ciekłego CO₂ [19].

Proces zgazowania powietrzem charakteryzuje się niecałkowitą konwersją węgla oraz koniecznością spalania powstającego koksiku. Otrzymany gaz i ditlenek węgla jest rozrzedzony azotem. Wiąże się to z zastosowaniem katalizatora o większej powierzchni dla uzyskania takiego samego stopnia konwersji jak przy zgazowaniu tlenowym, co przekłada się na wzrost kosztów separacji CO₂.

b) Procesy bez konwersji CO do CO₂

Układy z konwersją CO charakteryzują się znacznymi stratami energii. Alternatywą są układy bez procesu konwersji CO, w celu ograniczenia tych strat. Strumień gazu syntezowego rozdzielany jest na dwa strumienie. Strumień gazu bogaty w wodór kierowany jest do turbiny gazowej lub układu gazowo – parowego, natomiast strumień bogaty w węgiel doprowadzany jest do komory spalania w warunkach tlenowych. Rozdział gazu syntezowego realizowany jest w układzie permeacji przy zastosowaniu polimerowych membran cechujących się współczynnikiem separacji H₂/CO na poziomie 60. Zapewnia to 90% redukcję CO₂ przy spadku sprawności elektrycznej netto bloku o 6% [19]. Na rysunku 3.4 przedstawiono schemat instalacji separacji ditlenku węgla przed procesem spalania bez konwersji CO do CO₂.

Z uwagi na fakt, iż proces wychwytu CO₂ powstającego w procesie zgazowania jest tylko częścią separacji ditlenku węgla należy stosować reaktory produkujące gaz syntezowy o jak najwyższym stężeniu CO₂ w gazie. Spadek sprawności układu w tym przypadku jest znacznie mniejszy niż dla układów z konwersją CO do CO₂.



Rysunek 3.4 Schemat procesu separacji CO₂ przed procesem spalania bez konwersji CO do CO₂ [19][54]

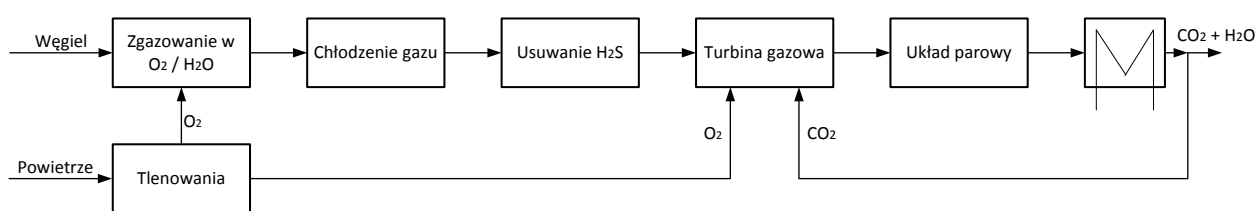
3.3. Procesy spalania paliw w atmosferze tlenu z recykulacją CO₂

Zastosowanie czystego tlenu jako utleniacza w procesie spalania paliw powoduje ograniczenie ilości spalin, które nie są one rozrzedzone przez azot, ograniczenie emisji NO_x oraz

zwiększenie wydajności paleniska. Poprawa sprawności układu wynika głównie z podniesienia temperatury spalin, z uwagi na brak balastu azotowego pochłaniającego ciepło.

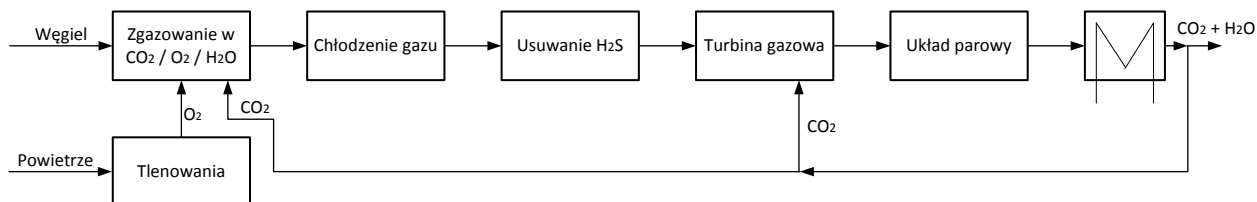
Spalanie tlenowe paliw polega na doprowadzeniu tlenu do komory spalania i zgazowania lub CO_2 do zgazowania oraz na recykulacji CO_2 do turbiny gazowej. Proces powstawania tlenu w wyniku skraplania i rozdziału w kolumnie destylacyjnej charakteryzuje się największymi stratami związanymi z wydatkowaniem energii.

W skali przemysłowej procesy zgazowania węgla realizowane są w atmosferze tlenu lub mieszaniny powietrza i pary wodnej. Zawracany częściowo ditlenek węgla do turbiny gazowej przed sprężarką jest ochładzany w celu zmniejszenia jej obciążenia. Na rysunku 3.5 przedstawiono schemat instalacji IGCC (z ang. *Integrated Gasification Combined Cycle*) ze zgazowaniem tlenowym i recykulacją spalin. Spadek sprawności takiego bloku przy sprawności separacji na poziomie 97 – 100% wynosi 3,5 – 9% dla otrzymanego CO_2 w stanie ciekłym.



Rysunek 3.5 Schemat instalacji IGCC ze zgazowaniem tlenowym i recykulacją CO_2 [19][54]

Na zwiększenie sprawności elektrycznej elektrowni IGCC oraz zmniejszenie strat energii w procesie zgazowania duży wpływ ma recykulacja CO_2 i użycie go jako czynnika zgazowującego. Schemat takiego bloku przedstawiono na rysunku 3.6. W wyniku wykorzystania CO_2 jako czynnika zgazowującego uzyskuje się większy strumień gazu z tej samej ilości węgla, zmniejsza się ilość ciepła wygenerowanego w reaktorze oraz otrzymuje się większe stężenie CO w gazie syntezowym.



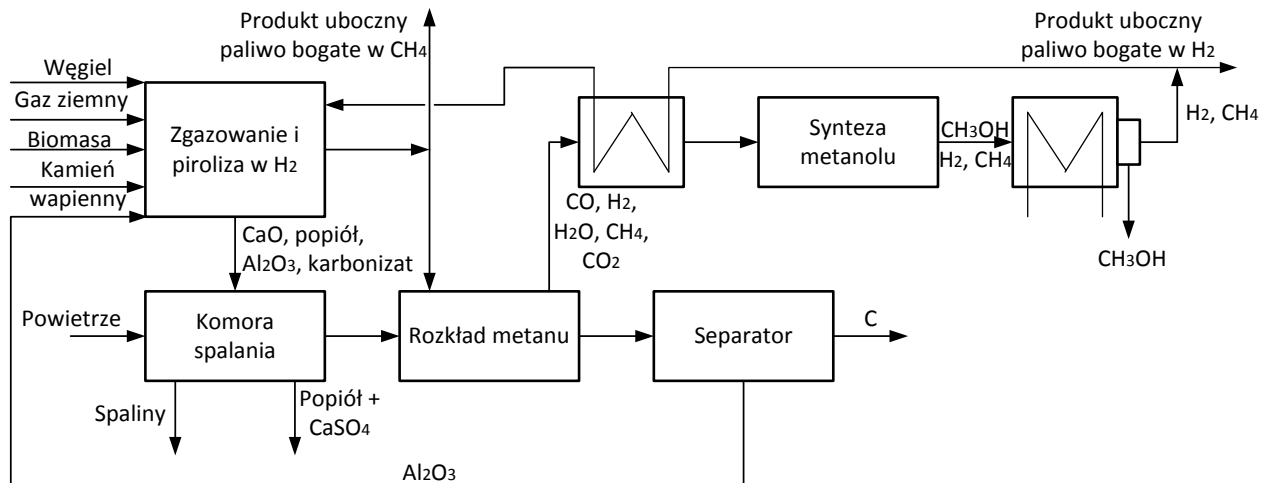
Rysunek 3.6 Schemat instalacji IGCC ze zgazowaniem w atmosferze CO_2 [19][54]

W układach IGCC istnieje możliwość zgazowania zamiast węgla – koksu naftowego, biomasę, produkty petrochemiczne czy nawet odpady komunalne, co powoduje obniżenie

zużycia węgla. Gaz syntezowy przed procesem spalania w turbinie gazowej poddawany jest procesom wydzielenia z niego wodoru i siarki w celu poprawy opłacalności procesu zgazowania. Usunięcie wodoru powoduje obniżenie kaloryczności gazu syntezowego, jednakże usunięte pierwiastki mają swoje zastosowanie w produkcji związków chemicznych takich jak metan, amoniak czy nawozy sztuczne. W ogólnym bilansie zyski ze sprzedaży produktów ubocznych rekompensują stratę energii wynikającą ze spadku wartości opałowej gazu syntezowego. Oczyszczenie gazu syntezowego z zanieczyszczeń takich jak metale ciężkie, amoniak oraz popioły lotne przed procesem spalania w turbinie gazowej są metodą bardziej opłacalną z uwagi na żywotność i dyspozycyjność turbiny gazowej [4][104].

3.4. Proces separacji węgla z paliwa – proces *Hydrocarb*

Proces *Hydrocarb* polega na separacji węgla jako pierwiastka z paliwa. Realizuje się go na drodze zgazowania paliwa wodorem, rozkładu metanu oraz syntezy metanolu. Schemat procesu *Hydrocarb* przedstawiono na rysunku 3.7. Zaletą procesu jest to, iż materiałem wejściowym może być każda substancja zawierająca w sobie pierwiastek węgiel np. odpady komunalne, papier, guma, tworzywa sztuczne, węgiel, karbonizat, metan, paliwa naftowe i biomasa [19]. Separacja CO₂ w tym układzie polega na zastosowaniu procesu *Hydrocarb* do produkcji czystych ciekłych paliw (wodór) lub paliw o małej zawartości węgla (metanol). Największą sprawność procesu konwersji uzyskuje się dla mieszaniny gazu ziemnego i biomasy na poziomie 60,9% [53].



Rysunek 3.7 Schemat procesu *Hydrocarb* [19][54][96]

3.5. Wykorzystanie ogniw paliwowych do obniżenia emisji CO₂

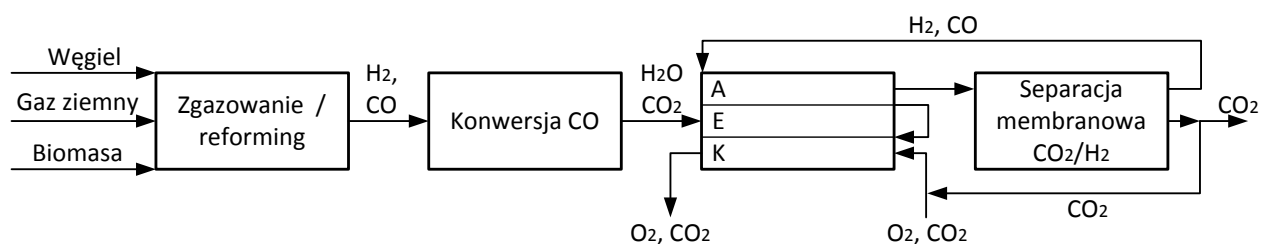
W ogniwach paliwowych następuje bezpośrednia konwersja energii chemicznej paliwa w elektryczność co skutkuje osiągnięciem wysokiej sprawności przy zachowaniu niskiej emisji substancji szkodliwych do środowiska. Wykorzystując ogniwa paliwowe separować CO₂ można ze spalin jak i bezpośrednio z paliwa gazowego analogicznie jak w przypadku procesów spalania. Po spalaniu paliwa powstałe tlenki oraz utleniacz opuszczają układ oddzielnie. Spaliny po stronie anody zawierają wilgoć, ditlenek węgla oraz nieutlenione paliwo. Wprowadzenie recyrkulacji lub procesów konwersji CO wpływa na wzrost stężenia CO₂ w gazie anodowym [19]. Ogniwa paliwowe dzielimy na:

1. wysokotemperaturowe:
 - a. tlenkowe SOFC (z ang. *Solid Oxide Fuel Cell*),
 - b. na stopionych węglanach MCFC (z ang. *Molten Carbon Fuel Cell*),
2. niskotemperaturowe:
 - a. kwasowe PAFC (z ang. *Phosphoric Acid Fuel Cell*),
 - b. membranowe PEMFC (z ang. *Proton Exchange Membrane Fuel Cell*) lub nazywane polimerowymi PEFC (z ang. *Polymer Electrolyte Fuel Cell*),
 - c. alkaiczne AFC - (z ang. *Alkaline Fuel Cell*).

„Zimnemu spalaniu” w zależności od typu ogniwa może podlegać wodór lub tlenek węgla. Konieczna jest zatem produkcja tych gazów z surowców pierwotnych np. z gazu ziemnego w procesie reformingu węgla, w procesie zgazowania parą wodną czy z H₂O w procesie elektrolizy. Zanieczyszczenia takie jak halogeny, alkalia, amoniak, pył czy związki siarki mogą negatywnie oddziaływać na katalizatory, elektrody i elektrolit, dlatego też gaz dopływający do ogniwa wymaga utrzymania wysokiej czystości.

Ogniwa paliwowe niskotemperaturowe są wrażliwe na CO (PEMFC i PAFC) oraz CO₂ (AFC) [19][102]. Przy wykorzystaniu paliw kopalnych ogniwa membranowe PEMFC oraz polimerowe PAFC wymagają obok zgazowania lub reformingu również procesu konwersji CO. W przypadku ogniw MCFC konieczne jest doprowadzenie ditlenku węgla do katody. Na rysunku 3.8 przedstawiono ogólny schemat układu z ogniwem węglowym oraz separacją membranową. Proces wychwytu CO₂ realizowany może być na dwa sposoby. Pierwszym jest zastosowanie konwersji CO gazu anodowego wraz z separacją membranową H₂/CO₂ z recyrkulacją wodoru do anody oraz rozdzieleniem strumienia ditlenku węgla na część usuwaną z instalacji oraz na

doprowadzaną do katody [19]. Drugim może być recyrkulacja gazu anodowego dla uniknięcia konwersji CO. Koncepcja opiera się o katalityczne spalanie gazu anodowego o wysoki stężeniu CO₂ i doprowadzeniu powstałych spalin do katody. Wyjątkiem są ogniwa SOFC, które nie wymagają doprowadzenia ditlenku węgla do katody. Z gazu na wyjściu z anody CO₂ usuwa się ze składników palnych, a pozostałe składniki recyrkuje się do anody. Układy współpracujące z ogniwem PAFC charakteryzuje się niższą sprawnością w stosunku do innych układów kombinowanych. Energochłonność dla tych układów wynosi 0,05 - 0,11 kWh/kg CO₂. Powoduje to spadek sprawności elektrycznej bloku o około 1,0 – 2,4% w przypadku spalania gazu ziemnego i o 1,5 – 4,3% w przypadku, gdy elektrownia spala węgiel [53].



Rysunek 3.8 Schemat układu z zastosowanymi ogniwami paliwowymi węglanowymi i separacją membranową [24]

4. ANALIZA WPLYWU KONWEKCYJNEGO CHŁODZENIA OTWARTEGO TURBINY GAZOWEJ ORAZ WYKORZYSTANIA CIEPŁA POWIETRZA CHŁODZĄCEGO NA SPRAWNOŚĆ ELEKTROWNI GAZOWO - PAROWEJ

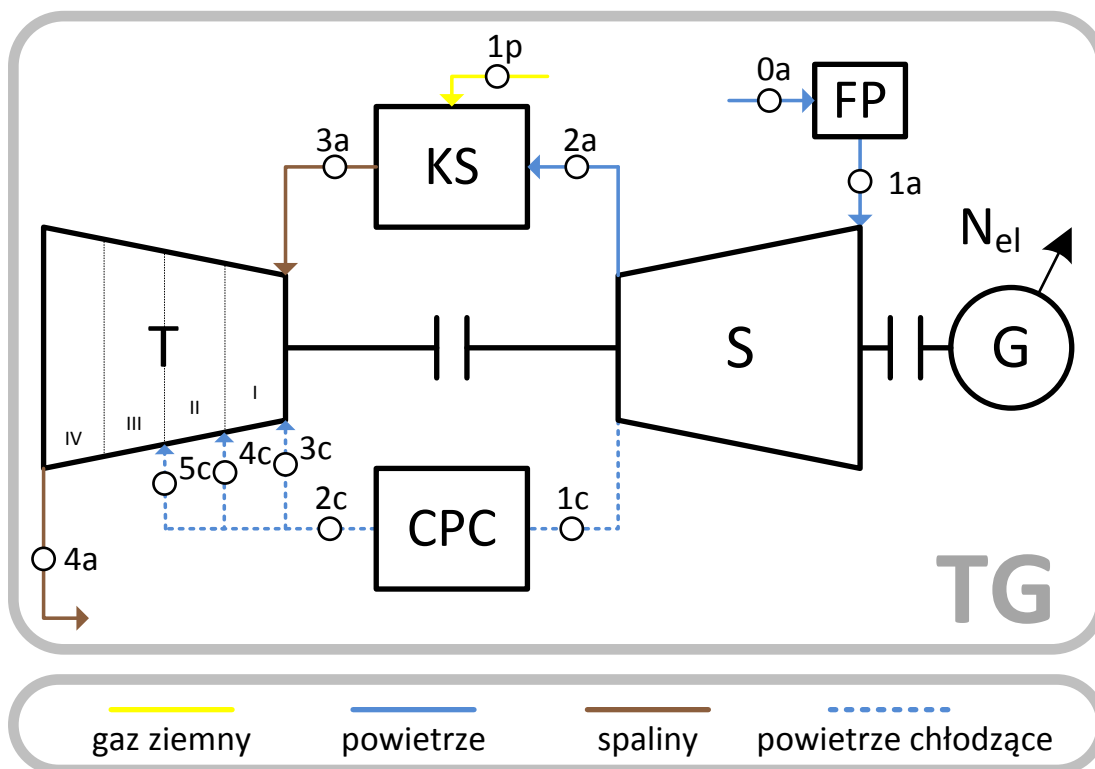
Turbiny gazowe dynamicznie się rozwijają, w ostatnich latach głównie poprzez rozwój technik chłodzenia ekspandera oraz stosowanie coraz wytrzymalszych materiałów, co prowadzi do stosowania coraz wyższych temperatur i stopni sprężania w turbinie gazowej [56][64][66]. Od tych parametrów w głównej mierze zależy sprawność turbiny gazowej. Większość producentów obecnie stosuje *COT* (ang. *combustor outlet temperature*) rzędu 1500°C, zaledwie jeden z głównych producentów wprowadził *COT* na poziomie 1600°C i prowadzi badania w celu zastosowania 1700°C [50][57]. Jednak stopy stosowane do produkcji łopatek turbin gazowych wytrzymują ciągłą pracę w temperaturach poniżej 1000°C. Elementy narażone na najwyższe temperatury pokrywane są termicznymi powłokami ochronnymi *TBC* (ang. *thermal barrier coating*). Przyjmuje się, że obecnie wykorzystywane *TBC* pozwalają na ciągłą pracę łopatek turbiny w temperaturze nieprzekraczającej 1200°C. W celu podnoszenia stosowanych temperatur *COT* znacznie powyżej tego poziomu stosowane są zaawansowane technologie chłodzenia łopatek, takie jak chłodzenie błonowe lub transpiracyjne [44][124]. W celu możliwie skutecznego wykorzystania energii spalin stosowane są rozbudowane kotły odzyskowe z dwoma lub trzema stopniami ciśnienia oraz przegrzewem wtórnym pary. Bardziej szczegółowy opis rozwoju turbin gazowych przedstawiono w rozdziale 2.2.

Stała poprawa sprawności turbin gazowych, w szczególności pod kątem pracy w układach gazowo-parowych jest istotnym zagadnieniem, aby układy te mogły oferować coraz lepsze parametry pracy oraz charakterystyki ekologiczne, a tym samym zachowywały konkurencyjność na tle innych technologii wytwarzania energii. Jest to także istotne dla wdrożenia instalacji wychwytu CO₂, której obciążenie dla bloku będzie tym mniejsze, im wyższą sprawność zapewni układ. W literaturze obecny jest szereg analiz mających na celu poszukiwanie kierunków wzrostu sprawności turbiny gazowej poprzez usprawnienie jej struktury, zarówno przy pełnym obciążeniu [120], jak i przy częściowym obciążeniu [9]. Liczne pozycje poświęcone są zagadnieniom technologii chłodzenia łopatek turbiny np. [69][124], a także możliwości zastosowania dodatkowego chłodzenia sprężanego powietrza [89][108][123][139].

W niniejszym rozdziale przedstawiono metodologię wyznaczania charakterystyk pracy bloków gazowo-parowych w szerokim zakresie temperatur panujących w turbinie gazowej oraz szerokim zakresie spręży, przekraczających obecnie stosowane wartości. Obliczenia sprawności elektrycznej wykonano przy założeniu stałej temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej. Wzrostu sprawności elektrowni poszukiwano przez poprawę charakterystyk pracy turbiny gazowej oraz zaproponowano wykorzystanie ciepła powietrza chłodzącego turbinę gazową w obiegu parowym bloku. Wykazano, że bez wykorzystania tego ciepła wzrost sprawności elektrowni można osiągnąć tylko przez poprawę charakterystyk turbiny gazowej.

4.1. Charakterystyka turbiny gazowej wraz z założeniami

Podstawowym założeniem do obliczeń części gazowej jest przyjęcie stałej temperatury wylotowej z turbiny gazowej równej $t_{4a} = 630^{\circ}\text{C}$. Jest ona utrzymywana poprzez uzmiennienie temperatury spalin za komorą spalania t_{3a} w zależności od stopnia sprężania β . Na rysunku 4.1 przedstawiono ogólny schemat instalacji turbiny gazowej.



Rysunek 4.1 Schemat turbiny gazowej TG (FP – filtr powietrza, S – sprężarka, KS – komora spalania, CPC – chłodnica powietrza chłodzącego, T – turbina, G – generator)

W tabeli 4.1 zestawiono główne założenia dotyczące pracy instalacji turbiny gazowej. Modele turbiny gazowej wykonano w programie GateCycle™.

Tabela 4.1 Główne parametry instalacji turbiny gazowej

Wielkość	Symbol	Wartość	Jednostka
Moc elektryczna turbiny gazowej	$N_{el.TG}$	200	MW
Sprawność mechaniczna sprężarki i turbiny	η_m	99,5	%
Sprawność generatora	η_G	98,5	%
Temperatura wylotowa spalin z turbiny gazowej	t_{4a}	630	°C
Temperatura powietrza chłodzącego za chłodnicą	t_{2c}	100	°C
Względna strata ciśnienia wlotowa sprężarki	$\zeta_{wl.S}$	1	%
Względna strata ciśnienia w komorze spalania	ζ_{KS}	4,5	%
Względna strata ciśnienia wylotowa z turbiny	$\zeta_{wyl.T}$	3,8	%

Układ w GateCycle obliczany jest dla modelu gazów rzeczywistych (Soave – Redlich – Kwong), natomiast parametry pary w oparciu o dane IAPWS-IF97, tablice gazowe – JANAF Table data curves. Skład i parametry powietrza wilgotnego na wlocie do instalacji turbiny gazowej założono zgodnie z normą ISO-2314 [63] i przedstawiono w tabeli 4.2.

Tabela 4.2 Skład i parametry powietrza wilgotnego

Wielkość	Symbol	Wartość	Jednostka
Temperatura powietrza na wlocie do filtru powietrza	t_{0a}	15	°C
Ciśnienie powietrza na wlocie do filtru powietrza	p_{0a}	101,325	kPa
Wilgotność względna powietrza	φ	60	%
Skład powietrza wilgotnego (z GateCycle)			
Azot, N ₂		77,30 %	
Tlen, O ₂		20,74 %	
Argon, Ar		0,92 %	
Dwutlenek węgla, CO ₂		0,03 %	
Woda, H ₂ O		1,01 %	

Paliwem jest gaz ziemny wysoko-metanowy o składzie i parametrach przedstawionych w tabeli 4.3, dla GSG w Gliwicach z marca 2013 roku. Wartość opałowa zgodnie z normą ISO 6976:1995/1996 (tabela zawarta w normie ISO 2314:2009 str. 73) wnosi $LHV = 50,049$ MJ/kg.

Tabela 4.3 Skład i parametry paliwa gazowego

Wielkość	Symbol	Wartość	Jednostka
Temperatura paliwa na wlocie do komory spalania	t_{1p}	15	°C
Ciśnienie paliwa na wlocie do komory spalania	p_{1p}	3,5	MPa
Skład paliwa			
Metan, CH ₄		95,298 %	
Etan, C ₂ H ₆		2,106 %	
Propan, C ₃ H ₈		0,574 %	
i-Butan, i-C ₄ H ₁₀		0,076 %	
n-Butan, n-C ₄ H ₁₀		0,093 %	
i-Pentan, i-C ₅ H ₁₂		0,025 %	
n-Pentan, n-C ₅ H ₁₂		0,017 %	
n-Heptan, n-C ₇ H ₁₆		0,017 %	
Azot, N ₂		1,269 %	
Dwutlenek węgla, CO ₂		0,525 %	

Z powodu ograniczeń programu GateCycle, w programie skład paliwa został zmodyfikowany w taki sposób, że suma wszystkich węglowodorów jest traktowana jako metan (98,21% CH₄). Ciśnienie spalin wylotowych z turbiny gazowej wyznaczono w oparciu o stratę wylotową:

$$p_{4a} = \frac{p_{0a}}{1 - \zeta_{wyl.T}} \quad (4.1)$$

Sprawności izentropowe sprężarki oraz turbiny wyznaczono w oparciu o sprawności politropowe sprężarki w funkcji β oraz turbiny w funkcji β i TIT . Sprawności izentropowe sprężarki i ekspandera wyznaczono zgodnie z algorytmami obliczeniowymi opisanymi w rozdziale 4.4 i 4.5. Założono, że turbina składa się z 4 stopni oraz, że stosunek ekspansji spalin na jej poszczególnych stopniach jest sobie równy.

4.2. Zakres analizy, warianty oraz metodologia oceny termodynamicznej

Kluczowym parametrem dla pracy rozpatrywanej turbiny jest stopień sprężania powietrza w sprężarce. Obecnie stosowane turbiny gazowe pracują najczęściej przy sprężach w zakresie $\beta = 15 \div 30$, a najwyższym stosunkiem ciśnień, równym 50, charakteryzuje się turbina lotnicza Rolls Royce Trent 1000 [121] stosowana od 2007 roku w Boeing 787 Dreamliner. W celu sprawdzenia teoretycznego potencjału turbin gazowych z chłodzeniem powietrznym, także pracujących w układach gazowo - parowych, przeprowadzono analizę w zakresie $\beta = 10 \div 100$. Analizie poddane zostały 3 warianty, konserwatywny (**K**), optymistyczny (**O**), oraz super-optymistyczny (**S**), z czego 2 ostatnie wyróżniają się wyższymi sprawnościami wewnętrznymi sprężarki i turbiny. Ponadto w wariantach optymistycznym i super-optymistycznym zastosowano wyższą temperaturę łopatek turbiny $t_b = 1000^\circ\text{C}$, gdy w konserwatywnym jest to 900°C . Wariant super-optymistyczny wyróżnia się niższą wartością parametru efektywności chłodzenia b [zdefiniowanego zależnością (4.16) w rozdziale 4.3], związanego z efektywnością chłodzenia. Wartość parametru $b = 0,1$ (dla **K** i **O**) odpowiada obecnej wydajności dla chłodzenia konwekcyjnego, natomiast wartość $b = 0,07$ (dla **S**) cechuje chłodzenie z poprawioną efektywnością. Różnice pomiędzy rozpatrywanymi wariantami zostały przedstawione w tabeli 4.4.

Tabela 4.4 Różnice między analizowanymi wariantami **K**, **O** and **S**

Wariant Parametr	Konserwatywny (K)	Optymistyczny (O)	Super- optymistyczny (S)
Ścieżki sprawności politropowej sprężarki i turbiny	Konserwatywne	Optymistyczne	Optymistyczne
Temperatura łopatek turbiny, t_b	900°C	1000°C	1000°C
Parametr efektywności chłodzenia, b	0,1	0,1	0,07

Efektywność badanej w pracy elektrowni gazowo-parowej oceniana jest poprzez sprawność generacji energii elektrycznej. Sprawność brutto η_{el} wyznaczana jest z zależności:

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}}{\dot{m}_{1p} LHV} = \frac{N_{el.TG} + N_{el.TP} + \Delta N_{el.TP}}{\dot{m}_{1p} LHV} \quad (4.2)$$

gdzie:

N_{el} – moc elektryczna bloku brutto,

$N_{el.TG}, N_{el.TP}$ – moc elektryczna turbiny gazowej i turbiny parowej,

$\Delta N_{el.TP}$ – przyrost mocy elektrycznej turbiny parowej związany z dodatkowym obiegiem parowym wykorzystującym ciepło chłodzenia powietrza,

\dot{m}_{1p} – masowy strumień paliwa,

LHV – wartość opałowa paliwa.

Sprawności elektryczne turbiny gazowej $\eta_{el.TG}$ oraz klasycznej części parowej $\eta_{el.TP}$ wyrażane są zależnościami:

$$\eta_{el.TG} = \frac{N_{el.TG}}{\dot{m}_{1p} LHV} \quad (4.3)$$

$$\eta_{el.TP} = \frac{N_{el.TP}}{\dot{Q}_{4a}} \quad (4.4)$$

gdzie:

\dot{Q}_{4a} – strumień ciepła w powietrzu za turbiną gazową,

Efektywność zagospodarowania ciepła odpadowego z powietrza chłodzącego $\eta_{el.ch}$ zdefiniujemy jako [5]:

$$\eta_{el.ch} = \frac{\Delta N_{el.TP}}{\dot{Q}_{1c}} \quad (4.5)$$

gdzie:

$$\dot{Q}_{1c} = \dot{m}_{1c} \cdot h_{1c} \quad (4.6)$$

\dot{m}_{1c} – masowy strumień powietrza chłodzącego turbinę.

Wówczas sprawność elektryczną brutto badanego bloku gazowo-parowego (4.2) można przedstawić w postaci:

$$\eta_{el} = \eta_{el.TG} \cdot (1 + \alpha \cdot \eta_{el.TP} + \alpha_{ch} \cdot \eta_{el.ch}) \quad (4.7)$$

przy czym:

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{4a}}{N_{el.TG}} \quad (4.8)$$

$$\alpha_{ch} = \frac{\dot{Q}_{1c}}{N_{el.TG}} \quad (4.9)$$

gdzie:

α – strumień ciepła zawarty w spalinach na wylocie z turbiny gazowej odniesiony do mocy turbiny gazowej,

α_{ch} – strumień ciepła zawarty w powietrzu chłodzącym turbinę gazowa odniesiony do mocy turbiny gazowej.

4.3. Model otwartego chłodzenia układu przepływowego turbiny gazowej

W turbinie gazowej zastosowano konwekcyjne powietrzne chłodzenie łopatek ekspandera. Temperatura powietrza użytego do chłodzenia turbiny jest obniżona w chłodnicy CPC (rysunek 4.1). Ciepło chłodzenia jest wykorzystane w obiegu parowym. Wprowadzony model chłodzenia bazuje na równaniu przepływu ciepła w układzie łopatkowym ekspandera i przedstawiony jest np. w [70]. Strumień ciepła między gorącymi spalinami, łopatką ekspandera turbiny gazowej a czynnikiem chłodzącym określony jest zależnością (patrz rysunek 5.1 w rozdziale 5):

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot c_{p.g} \cdot (t_{g.wl} - t_{g.wyl}) = \alpha_w \cdot A_b \cdot (t_{g.wl} - t_b) = \dot{m}_{ch} \cdot c_{p.c} \cdot (t_{ch.wyl} - t_{ch.wl}) \quad (4.10)$$

gdzie:

\dot{m}_{ch} , $t_{ch.wl}$, $t_{ch.wyl}$, $c_{p.ch}$ – strumień, temperatura na wlocie, temperatura na wylocie, średnie ciepło właściwe powietrza chłodzącego dany stopień turbiny,

\dot{m}_g , $t_{g.wl}$, $t_{g.wyl}$, t_g , $c_{p.g}$ – strumień, temperatura na wlocie, temperatura na wylocie, średnia temperatura, średnie ciepło właściwe gazu zasilającego dany stopień turbiny,

α_w – średni współczynnik wnikania ciepła łopatki,

A_b – powierzchnia wymiany ciepła w łopatce,

t_b – temperatura materiału łopatek turbiny.

W modelu konwekcyjnego chłodzenia otwartego powietrznego uwzględniona została zależność (4.11) opisującą strumień masowy gorących spalin (\dot{m}_g), zależność (4.12) definiującą

liczbę bezwymiarową Stanton (St) oraz równanie (4.13) określające efektywność chłodzenia (η_{ch}).

$$\dot{m}_g = A_g \cdot v_g \cdot \rho_g \quad (4.11)$$

gdzie:

A_g – powierzchnia przekroju przepływu spalin,

v_g – prędkość spalin,

ρ_g – gęstość spalin.

$$St = \frac{\alpha_W}{c_{p,g} \cdot v_g \cdot \rho_g} \quad (4.12)$$

$$\eta_{ch} = \frac{t_{ch,wyl} - t_{ch,wl}}{t_b - t_{ch,wl}} \quad (4.13)$$

Korzystając z równań (4.10) – (4.13) otrzymujemy zależność (4.14) opisującą stosunek strumienia powietrza chłodzącego do strumienia powietrza na wlocie do kompresora.

$$\frac{\dot{m}_{ch}}{\dot{m}_g} = \frac{k \cdot St}{\eta_{ch}} \cdot \left(\frac{t_{g,wl} - t_b}{t_b - t_{c,wl}} \right) \cdot \frac{c_{p,ch}}{c_{p,g}} \quad (4.14)$$

$$k = \frac{A_b}{A_g} \quad (4.15)$$

Wprowadzając parametr b opisany zależnością (4.16) i przekształcając równanie (4.14) otrzymujemy wzór (4.17) określający strumień powietrza chłodzącego dany stopień turbiny.

$$b = \frac{k \cdot St}{\eta_{ch}} \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{ch} = b \cdot \left(\frac{t_{g,wl} - t_b}{t_b - t_{ch,wl}} \right) \cdot \dot{m}_g \cdot \frac{c_{p,g}}{c_{p,ch}} \quad (4.17)$$

Występujące w (4.17) $c_{p,g}$ i $c_{p,ch}$ można wyznaczyć z zależności:

$$c_{p,g} = \frac{h_{g,wl} - h_{g,b}}{t_{g,wl} - t_b} \quad (4.18)$$

$$c_{p, ch} = \frac{h_{ch, b} - h_{ch, wl}}{t_b - t_{ch, wl}} \quad (4.19)$$

gdzie:

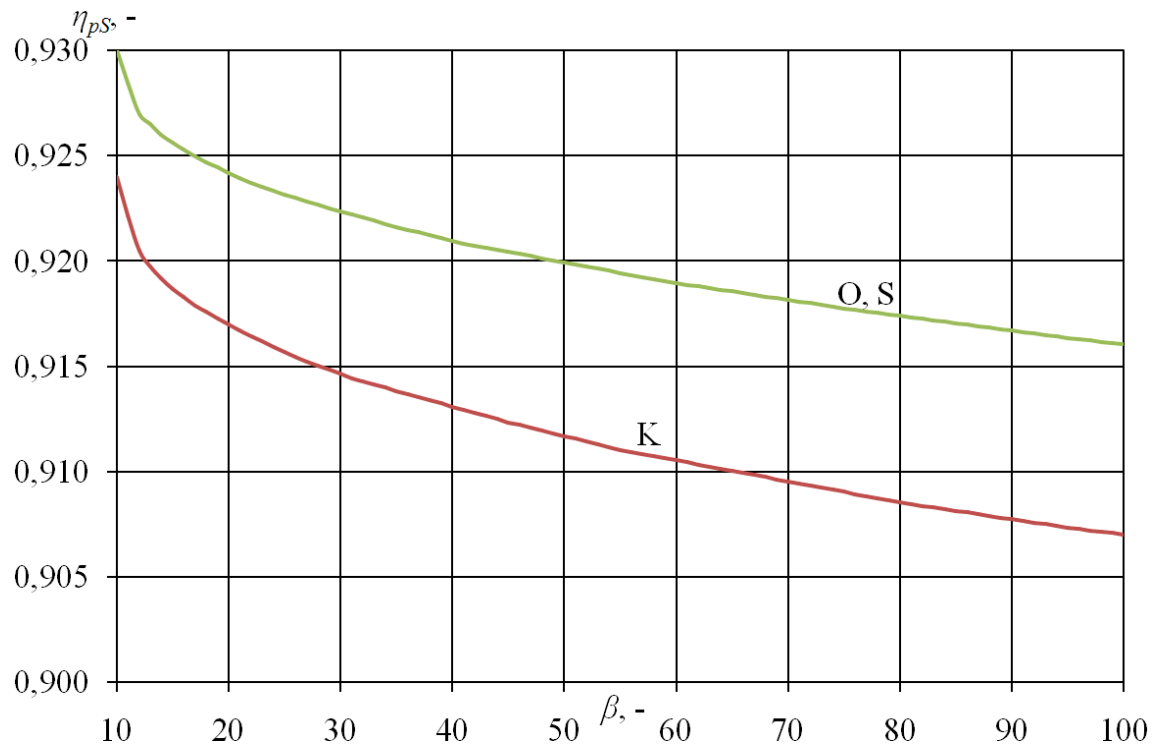
$h_{g, b}$ – entalpia gazu zasilającego dany stopień ekspandera w temperaturze łopatek (t_b),

$h_{ch, b}$ – entalpia powietrza chłodzącego dany stopień ekspandera w temperaturze łopatek (t_b).

Parametr b związany jest z efektywnością chłodzenia turbiny gazowej i dla chłodzenia konwekcyjnego najczęściej przyjmuje wartości w przedziale $b = 0,1 \div 0,2$ [70]. Przedstawione podejście pozwala na wyznaczenie strumienia powietrza chłodzącego poszczególny stopień turbiny niezależnie, co jest istotne w przypadku analizy turbiny w dużym zakresie temperatury COT . Przyjęto, że ekspander zbudowany jest z czterech stopni łopatek, z czego w zależności od COT chłodzony może być od jednego do nawet trzech stopni turbiny. Istotne jest wprowadzenie chłodzenia powietrza chłodzącego łopatki do temperatury $t_{2c} = t_{ch, wl} = 100^\circ\text{C}$. Rozwiązanie to pozwala na zmniejszenie strumienia powietrza chłodzącego, szczególnie w zakresie wysokich β , gdy jego temperatura $t_{ch, wl}$ byłaby bardzo wysoka. Obniżenie temperatury $t_{ch, wl}$ wiąże się ze zwiększeniem naprężeń termicznych łopatki turbiny spowodowanych przez znaczną różnicę temperatur po obu jej stronach. Rozwiązanie to może mieć istotny wpływ na obniżenie trwałości łopatek turbiny gazowej, dlatego przy projektowaniu turbin z chłodnicą powietrza chłodzącego konieczne będzie zastosowanie rozwiązań niwelujących ten niepożądany efekt.

4.4. Algorytm obliczeń sprawności izentropowej sprężarki

W pierwszej kolejności przeprowadzono obliczenia dla kompresora powietrza uzyskując charakterystykę sprawności izentropowej $\eta_{is} = f(\beta)$, ponieważ praca wykonana przez kompresor turbiny gazowej jest niezależna od parametrów pracy ekspandera. Obliczenia wykonano bazując na sprawnościach politropowych sprężarki (rysunek 4.2) przyjętych w oparciu o [139] dla wariantów: konserwatywnego (**K**) oraz optymistycznych (**O**, **S**).



Rysunek 4.2 Sprawność politropowa sprężarki η_{ps} w funkcji stopni sprężania β
 Sprawność izentropowa kompresora wyznaczana jest z równania opisanego np. w [5][21]:

$$\eta_{is} = \frac{\beta^{\tilde{\mu}_s} - 1}{\beta^{\eta_{ps}} - 1} \quad (4.20)$$

$$\tilde{\mu}_s = \frac{R}{\tilde{C}_{psS}} \quad (4.21)$$

gdzie:

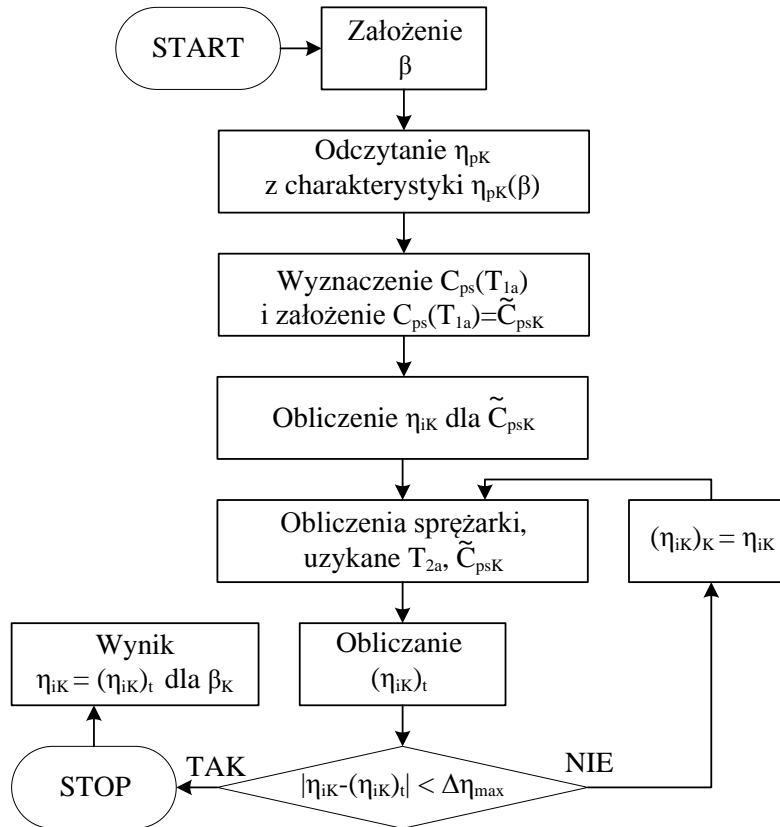
$\tilde{\mu}_s$ - średni wykładnik izentropy, $C_{ps}(t_{1a}) = \tilde{C}_{psS}$

R - indywidualna stała gazowa, \tilde{C}_{psS}

\tilde{C}_{psS} - średnie ciepło właściwe dla przemiany izentropowej, wyznaczone z zależności:

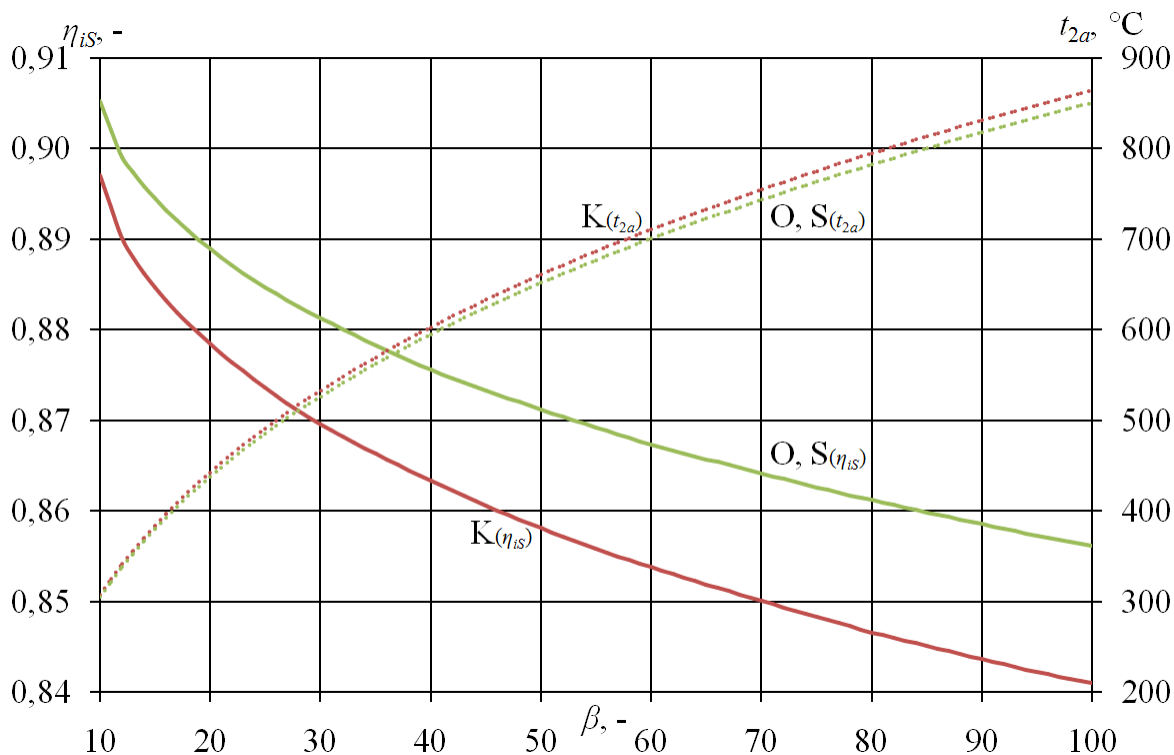
$$\tilde{C}_{psS} = \frac{\left| C_{ps}(t_{1a}) \cdot \ln\left(\frac{t_{1a}}{t_0}\right) - C_{ps}(t_{2a}) \cdot \ln\left(\frac{t_{2a}}{t_0}\right) \right|}{\ln\left(\frac{t_{1a}}{t_{2a}}\right)} \quad (4.22)$$

Wartości $C_{ps}(t)$ odczytywane są dla znanego składu gazu, temperatur (t_{1a} i t_{2a}) oraz temperatury odniesienia (t_0) z tablic gazowych dla gazów półdoskonałych, np. [21][131]. Schemat blokowy przedstawiający algorytm obliczeniowy sprawności izentropowej kompresora zamieszczono na rysunku 4.3.



Rysunek 4.3 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego sprawności izentropowej sprężarki

W pierwszym kroku odczytywana jest sprawność politropowa sprężarki η_{pS} dla założonej wartości sprężu β . W oparciu o równania (4.20) – (4.22) wyznaczana jest sprawność izentropowa sprężarki η_{iS} przy wstępnym założeniu $C_{ps}(t_{1a}) = \tilde{C}_{psS}$. Następnie wykonywane są obliczenia dla sprężania powietrza, uzyskując temperaturę na wylocie ze sprężarki t_{2a} , na podstawie której wyznaczana jest aktualna wartość \tilde{C}_{psS} i poprawiona sprawność izentropowa $(\eta_{iS})_t$. Jeżeli bezwzględna różnica pomiędzy poprzednią i poprawioną sprawnością jest mniejsza niż założona dokładność obliczeń, obliczenia są zakończone. W innym przypadku obliczenia dla sprężania wykonywane są ponownie dla poprawionej sprawności, aż do momentu spełnienia założonej dokładności. Uzyskane charakterystyki sprawności izentropowej sprężarki oraz temperaturę sprężonego gazu przedstawiono na rysunku 4.4.



Rysunek 4.4 Sprawność izentropowa sprężarki η_{is} w funkcji stopni sprężania β (warianty: **K** – konserwatywny, **O** – optymistyczny, **S** – super-optymistyczny)

Wraz ze wzrostem stosunku ciśnień w sprężarce sprawność izentropowa znacząco maleje, od niespełna 90% przy $\beta = 10$ do 84% przy $\beta = 100$ w wariantcie konserwatywnym. W wariantach optymistycznych sprawność ta jest nieznacznie wyższa i jej spadek wraz ze wzrostem sprężu jest łagodniejszy. Ze względów konstrukcyjnych przyjmuje się, że maksymalna dopuszczalna temperatura gazu za sprężarką wynosi ok. 600°C. Temperatura ta osiągnięta jest już dla stosunku ciśnień $\beta = 40$, dlatego dla turbin o wyższych sprężach konieczne będzie wprowadzenie rozwiązania obniżającego tą temperaturę np. poprzez zastosowanie sprężarki z chłodzeniem międzystopniowym gazu. Alternatywnym rozwiązaniem może być wprowadzenie nowych materiałów bądź technologii pozwalających na pracę sprężarki w wyższych temperaturach.

4.5. Algorytm obliczeń sprawności izentropowej ekspandera

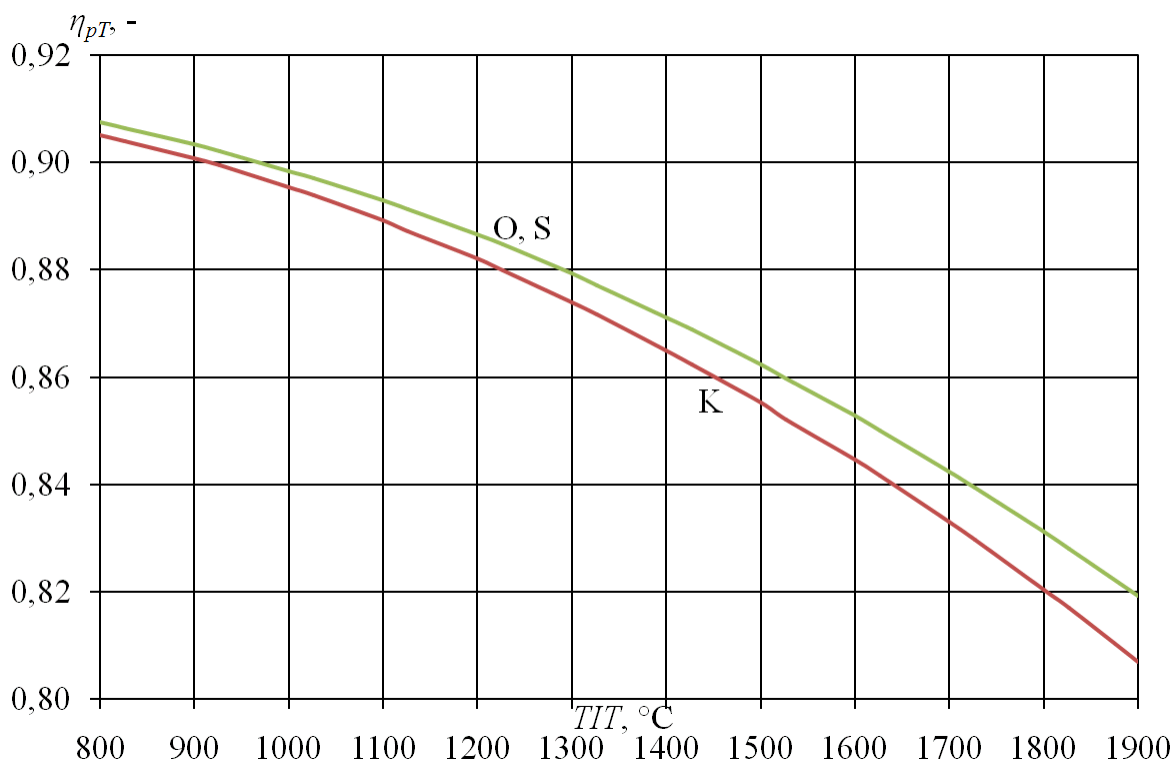
Następnym krokiem jest wyznaczenie sprawności izentropowej ekspandera na podstawie przyjętej charakterystyki sprawności politropowej turbiny η_{pT} (rysunek 4.5). Jest ona zależna głównie od temperatury wlotowej do turbiny (TIT), a w drugiej kolejności od sprężu β . Na rysunku 4.5 wartość sprężu $\beta = 0$ jest teoretyczna, faktyczną wartość sprawności politropowej ekspandera η_{pT} uzyskuje się poprzez dodanie odpowiedniej wartości zgodnie z zależnością:

$$\eta_{pT}(\beta, TIT) = \eta_{pT}(TIT, \beta = 0) - 0,000225 \cdot \beta \quad (4.23)$$

Sprawność politropowa wyznaczana jest w oparciu o *TIT*. Zgodnie z normą ISO 2314 jest teoretyczną temperaturą spalin przed pierwszym stopniem łopatek kierowniczych, przy założeniu uproszczenia, że całkowity strumień powietrza chłodzącego ekspander mieszany jest ze spalinami przed wlotem do turbiny, co obrazuje rysunek 4.6. Takie podejście do temperatury *TIT* spowodowane jest brakiem technicznych możliwości pomiaru tej temperatury w rzeczywistej turbinie gazowej [63]. Temperatura *TIT* stosowana w dalszej części wyznaczona jest zgodnie z rysunkiem 4.6 - schemat B. Sprawność izentropową ekspandera turbiny gazowej wyznaczono z równania przedstawionego np. w [21]:

$$\eta_{iT} = \frac{1 - \beta^{-\tilde{\mu}_T} \eta_{pT}}{1 - \beta^{-\tilde{\mu}_T}} \quad (4.24)$$

$$\tilde{\mu}_T = \frac{R}{\tilde{C}_{psT}} \quad (4.25)$$

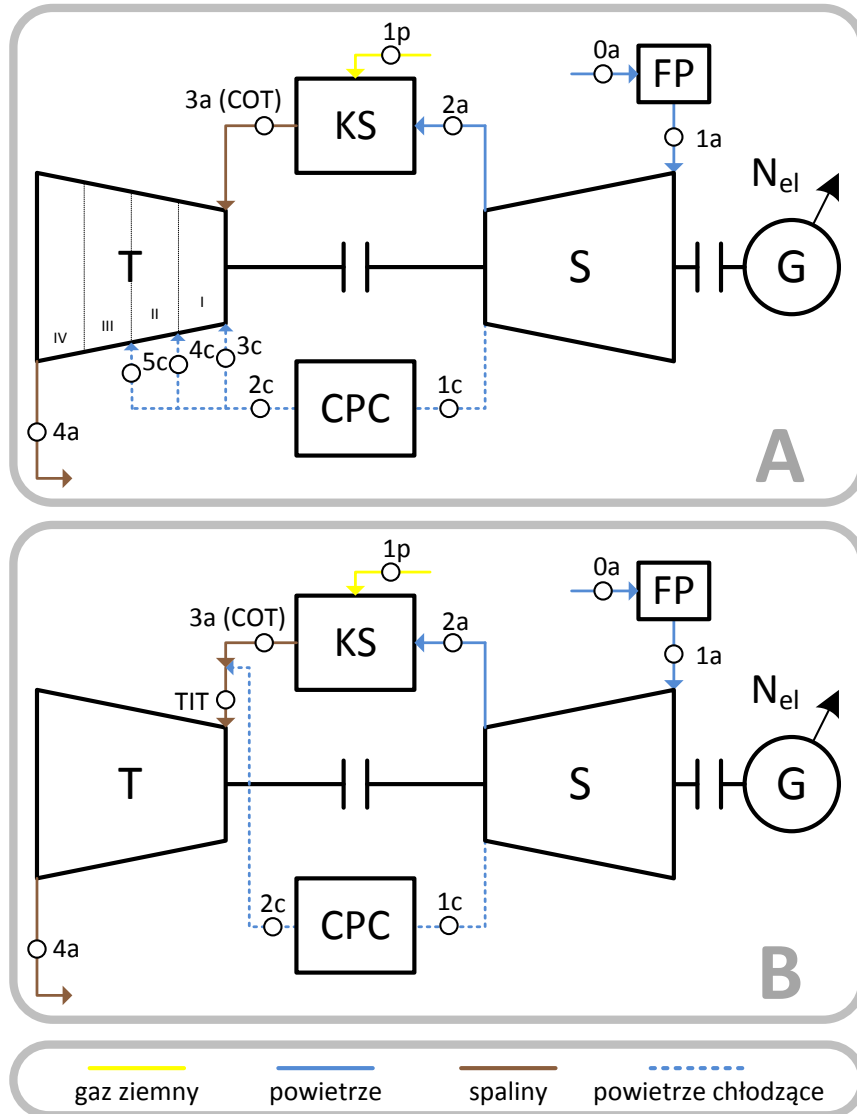


Rysunek 4.5 Sprawność politropowa ekspandera η_{pT} w funkcji temperatury *TIT* dla $\beta = 0$

Średnie ciepło właściwe dla przemiany izentropowej w ekspanderze wyznaczone zostało analogicznie do (4.22) z zależności:

$$\tilde{C}_{psT} = \frac{\left[C_{ps}(TIT) \cdot \ln\left(\frac{TIT}{t_0}\right) - C_{ps}(t_{4a}) \cdot \ln\left(\frac{t_{4a}}{t_0}\right) \right]}{\ln\left(\frac{TIT}{t_{4a}}\right)} \quad (4.26)$$

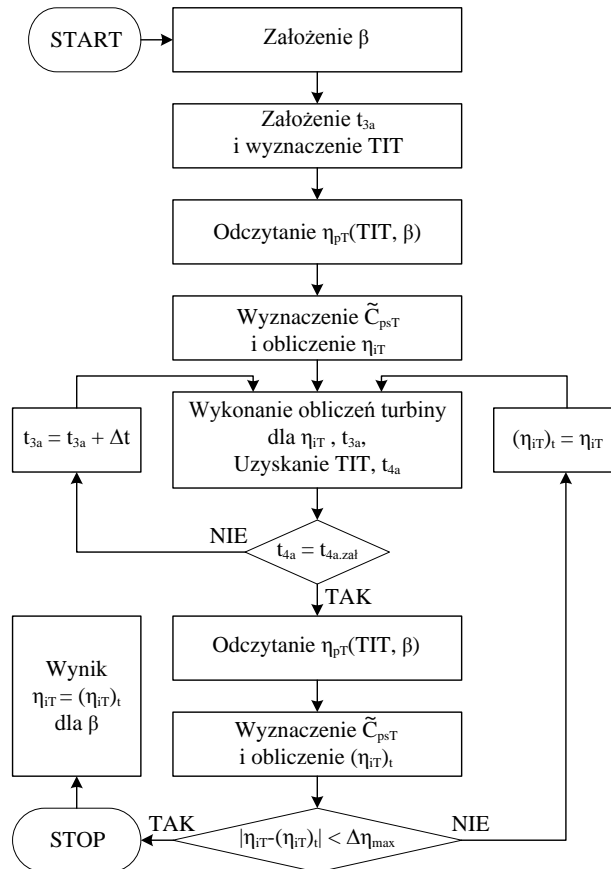
Gdzie $C_{ps}(t)$ jest ciepłem właściwym gazów spalinowych o danej temperaturze i składzie, analogicznie do obliczeń sprężarki odczytywane z tablic dla gazów półdoskonałych.



Rysunek 4.6 Schemat obrazujący relacje między temperaturą na wlocie do turbiny *TIT* a powietrzem chłodzącym (**A** – rzeczywista turbina, **B** – turbina zgodna z ISO-2314)

Gdyby nie zastosować uproszczenia, że całkowity strumień powietrza chłodzącego ekspander mieszany jest ze spalinami przed wlotem do turbiny (schemat **B** na rysunku 4.6)

zgodnie z ISO 2314, należałoby wykonywać obliczenia osobno dla każdej części turbiny wynikającej z chłodzenia, ponieważ mieszanie spalin z powietrzem chłodzącym zmienia skład i temperaturę gazów spalinowych wpływając na ich parametry (\tilde{C}_{psT}). Wyznaczenie η_{iT} odbywa się iteracyjnie według algorytmu przedstawionego na rysunku 4.7.

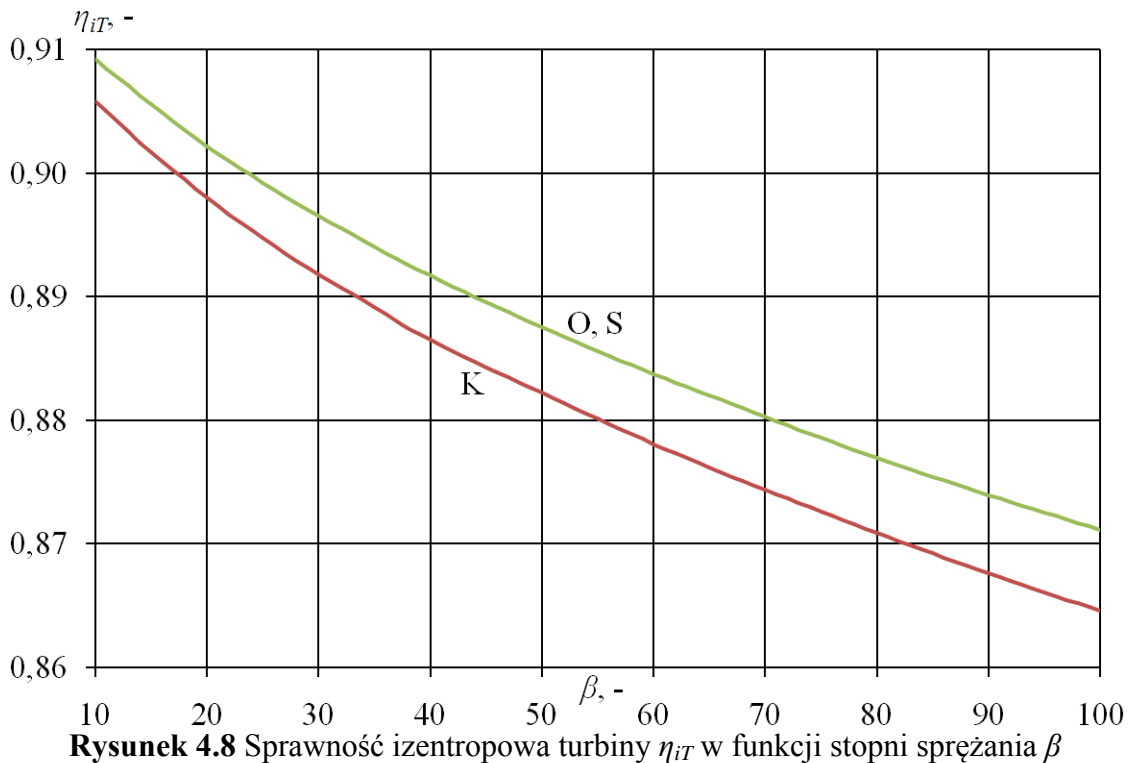


Rysunek 4.7 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego sprawności izentropowej ekspandera

Dla znanych parametrów kompresora przy założonym sprężu β można wykonać obliczenia dla ekspandera. Głównym założeniem dla turbiny jest temperatura wylotowa $t_{4a.zal} = 630^\circ\text{C}$, co oznacza, że początkowo nieznana jest temperatura spalin na wylocie z komory spalania t_{3a} oraz wynikająca z niej temperatura TIT . Dlatego konieczne jest wstępne założenie temperatury spalin za komorą spalania t_{3a} . Dla temperatury TIT i założonego stosunku ciśnień β odczytywana jest sprawność politropowa turbiny η_{pT} oraz w oparciu o równania (4.24) - (4.26) obliczana jest jej sprawność izentropowa η_{iT} . Następnie wykonywane są obliczenia turbiny i uzyskiwana jest wartość temperatury spalin na wylocie z turbiny gazowej t_{4a} . Jeżeli warunek $t_{4a} = t_{4a.zal}$ nie został spełniony, obliczenia turbiny wykonywane są ponownie dla skorygowanej

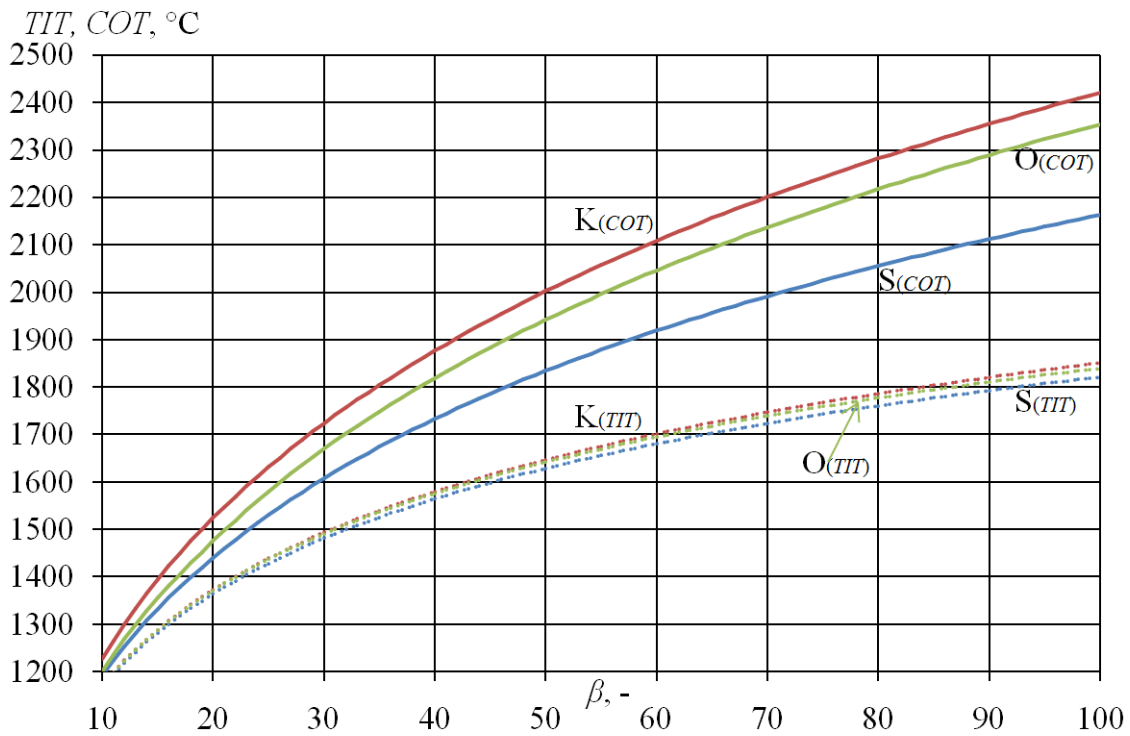
wartości t_{3a} . Przy spełnionym warunku temperatury dla uzyskanych wyników wyznaczana jest ponownie wartość $\eta_{pT}(TIT, \beta)$ i obliczana poprawiona sprawność $(\eta_{iT})_t$. Analogicznie do obliczeń kompresora, obliczenia ekspandera zostają zakończone, gdy spełniony jest warunek założonej dokładności obliczeń.

Otrzymane dla zadanej temperatury spalin wylotowych z turbiny $t_{4a} = 630^\circ\text{C}$ charakterystyki sprawności izentropowej ekspandera przedstawiono na rysunku 4.8. Uzyskane sprawności izentropowe turbiny można zastosować tylko dla rozpatrywanego przypadku, ponieważ zależą one odkładu paliwa, TIT oraz t_{4a} . Dla nowych założeń konieczne jest ponowne wyznaczenie sprawności izentropowej zgodnie z przedstawionym algorytmem obliczeniowym dla turbiny. Mimo znacznego wzrostu TIT spadek sprawności izentropowej ekspandera wraz ze wzrostem β jest mniejszy niż w przypadku kompresora. Osiągane sprawności mieszczą się w zakresie $86,5 \div 91\%$ i dla wariantów optymistycznych (O,S) są średnio 0,5 p.p. wyższe niż dla konserwatywnego (K).

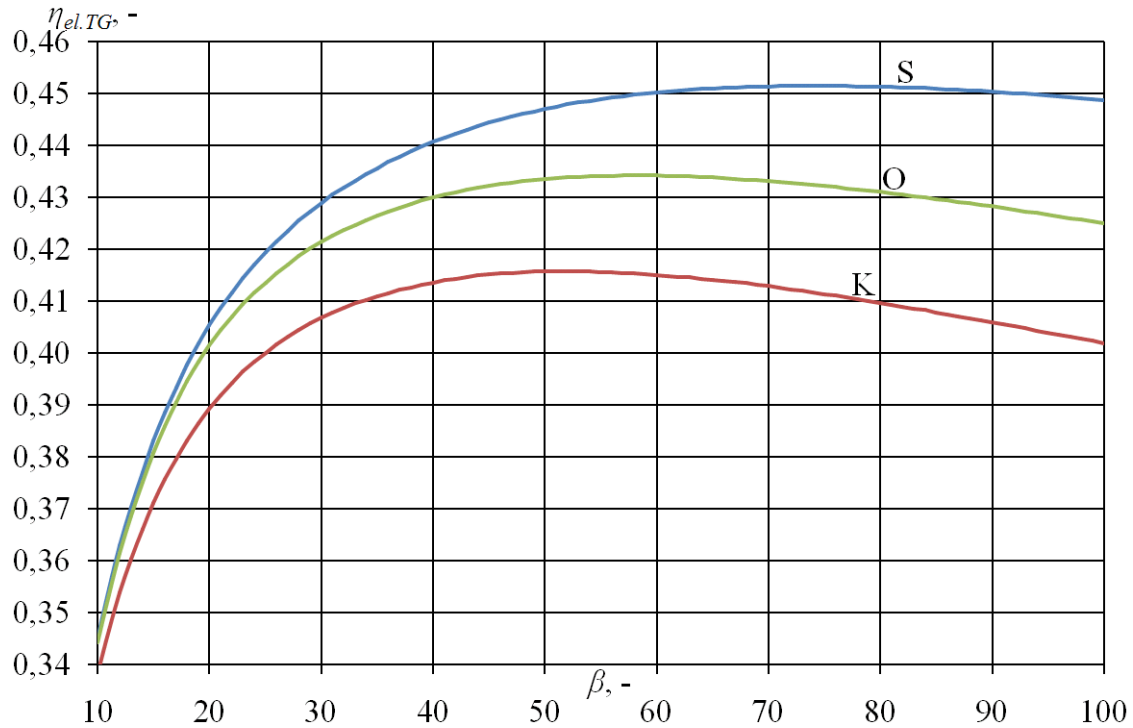


4.6. Rezultaty analizy turbiny gazowej

Teoretyczna temperatura TIT oraz temperatura za komorą spalania $COT = t_{3a}$ dla przyjętych założeń zależą przede wszystkim od sprężu β , a także od sprawności izentropowej turbiny η_{iT} oraz efektywności chłodzenia η_{ch} . Dla wariantu **K** temperatura spalin an wylocie z komory spalania COT osiąga najwyższe wartości, już przy $\beta = 25$ przekraczając najwyższą stosowaną obecnie wartość 1600°C , natomiast dla $\beta = 100$ COT przekracza 2400°C przy spalaniu zbliżonym do stechiometrycznego. Nawet dla super-optimistycznego wariantu **S** przekroczenie $\beta = 30$ przy zachowaniu $COT \leq 1600^{\circ}\text{C}$ nie jest możliwe. Temperatury TIT niezależnie od wariantu uzyskują zbliżone wartości. Temperatury COT oraz TIT w funkcji stopnia sprężania β przedstawiono na rysunku 4.9.

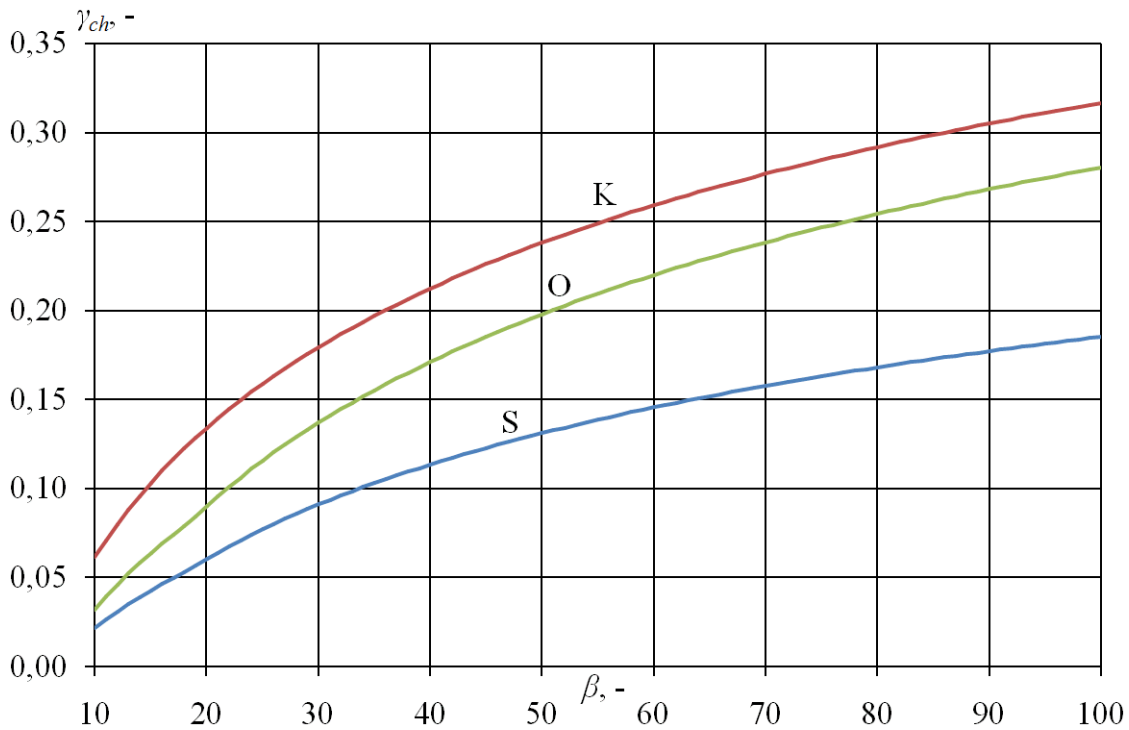


Rysunek 4.9 Temperatury COT i TIT w funkcji stopnia sprężania β



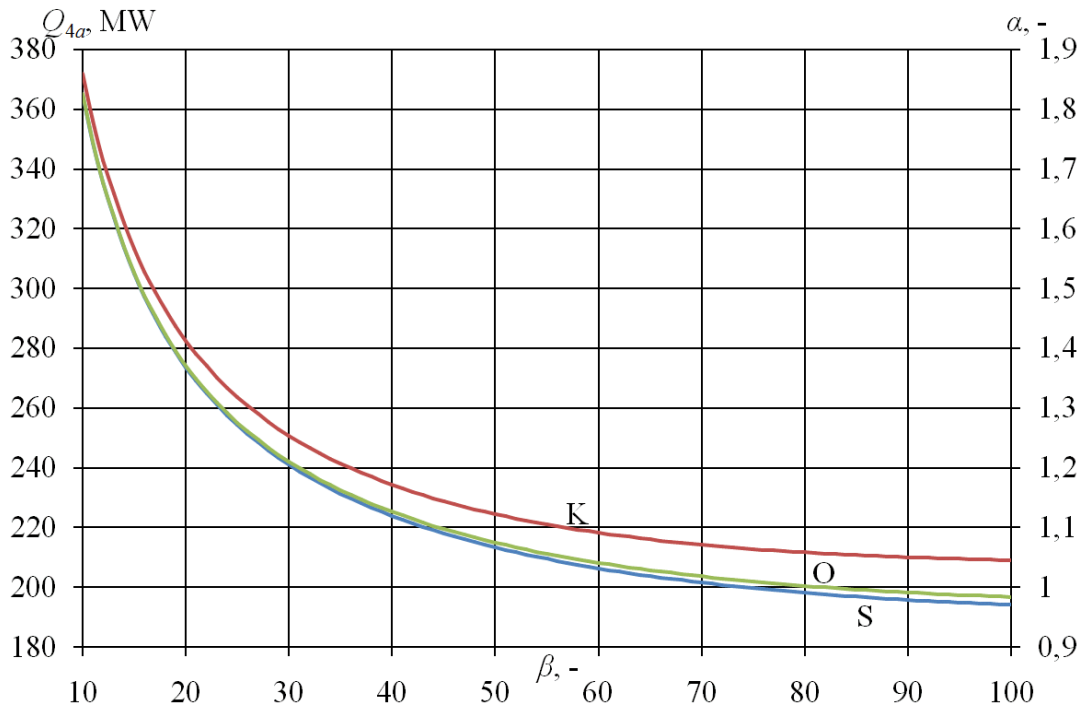
Rysunek 4.10 Sprawność elektryczna turbiny gazowej $\eta_{el.TG}$ w funkcji stopni sprężania β

Turbina gazowa osiąga sprawność elektryczną równą $\eta_{el.TG} = 40\%$ dla $\beta = 18 \div 26$ w zależności od wariantu, co odpowiada parametrom obecnie stosowanych turbin energetycznych. Dla przykładu najnowsza turbina MHI klasy J osiąga 41% sprawności elektrycznej przy stosunku ciśnień $\beta = 23$ i $COT = 1600^{\circ}\text{C}$, a temperatura spalin wylotowych wynosi $t_{4a} = 638^{\circ}\text{C}$ [8], a więc jest zbliżona do założonej w modelu. Maksymalne sprawności mieszczą się w zakresie od: 41,57% dla $\beta = 51$ w wariancie **K** do 45,14% dla $\beta = 74$ w wariancie **S**, przy czym sprawności zbliżone do maksymalnych osiągane są już w zakresie $\beta = 40 \div 50$. Wykres sprawności elektrycznej turbiny gazowej w funkcji β przedstawiono na rysunku **4.10**.

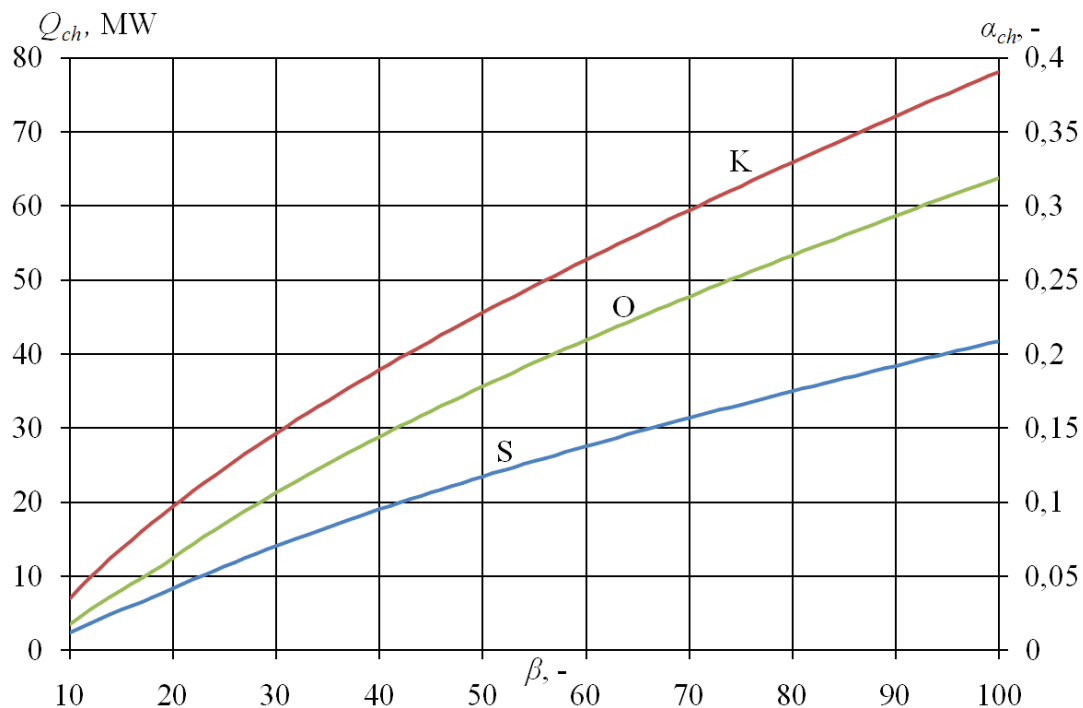


Rysunek 4.11 Wskaźnik ilości powietrza chłodzącego γ_{ch} w funkcji stopni sprężania β

W zakresie wysokich temperatur i stosunków ciśnień znaczący wpływ na parametry turbiny gazowej ma zastosowana technologia chłodzenia oraz jej wydajność. W analizie wydajność chłodzenia η_{ch} jest regulowana przez maksymalną temperaturę materiału łopatek t_b oraz współczynnik b (zależność (4.16)). Dla wariantów optymistycznych (O, S) założono wyższą temperaturę t_b , tak więc potrzebują one mniej powietrza na schłodzenie łopatek niż wariant konserwatywny (K). Ponadto wariant super-optymistyczny (S) cechuje się niższą wartością współczynnika b , co przekłada się na wyższą skuteczność chłodzenia, dzięki czemu pobierany jest odpowiednio mniejszy strumień powietrza do chłodzenia. Wskaźnik ilości powietrza chłodzącego γ_{ch} , zdefiniowany jako stosunek strumienia powietrza chłodzącego m_{1c} do strumienia na wlocie do sprężarki m_{1a} ($\gamma_{ch} = m_{1c} / m_{1a}$), w funkcji sprężu β przedstawiono na rysunku 4.11. Strumień ciepła spalin opuszczających turbinę gazową Q_{4a} oraz wskaźnik α przedstawiono na rysunku 4.12. Natomiast strumień ciepła odebrany z powietrza chłodzącego łopatki ekspandera Q_{1c} (zależność (4.6)) oraz wskaźnik α_{ch} przedstawiono na rysunku 4.13. Strumień ciepła Q_{1c} zależy głównie od sprężu oraz przyjętego wariantu. Przy niskich wartościach sprężu β strumień ten jest nieznaczny, natomiast wraz ze wzrostem stosunku ciśnień β staje się istotnym źródłem ciepła. W połączeniu z wysoką temperaturą powietrza ($t_{1c} > t_{4a}$ dla $\beta \geq 46$) posiada on wysoki potencjał do wykorzystania.



Rysunek 4.12 Strumień ciepła opuszczający turbinę gazową w spalinach Q_{4a} oraz jego wskaźnik α w funkcji stopni sprężania β (warianty: **K** – konserwatywny, **O** – optymistyczny, **S** – super-optymistyczny)



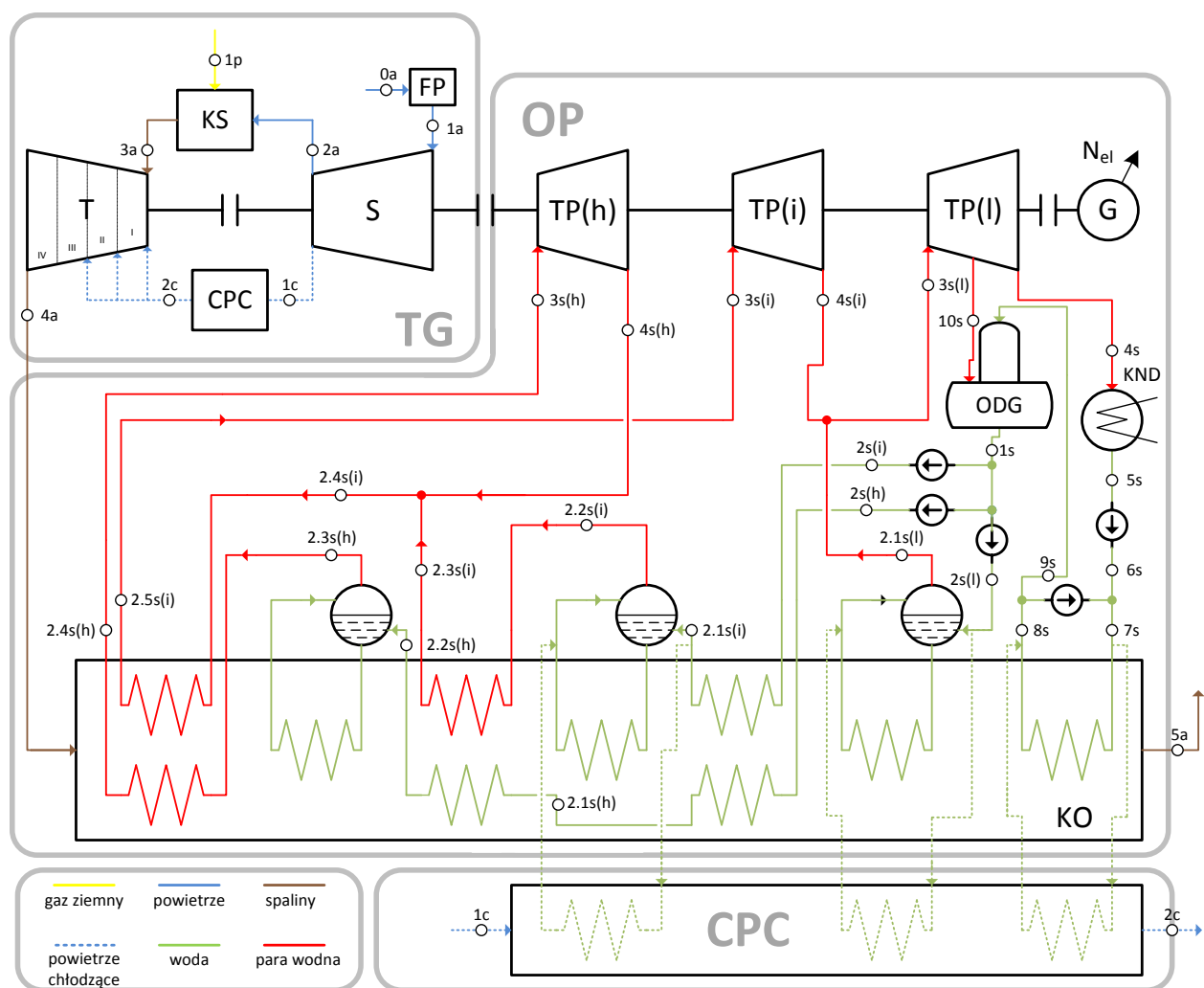
Rysunek 4.13 Strumień ciepła odebrany z powietrza chłodzącego Q_{1c} oraz jego wskaźnik α_{ch} w funkcji stopni sprężania β

4.7. Model części parowej

Obieg parowy elektrowni składa się z:

- Klasycznego obiegu parowego z zastosowanym trójciśnieniowym kotłem odzyskowym z przegrzewem międzystopniowym pary (3PR),
- Dodatkowego obiegu parowego wykorzystującego ciepło chłodzenia powietrza.

Strukturę układu z wyszczególnioną częścią parową oraz odzyskiem ciepła powietrza chłodzącego przedstawiono na rysunku 4.14.



Rysunek 4.14 Struktura układu gazowo – parowego z trójciśnieniowym kotłem odzyskowym z przegrzewem pary (TG – turbina gazowa, FP – filtr powietrza, S – sprężarka, T – turbina, KS – komora spalania, CPC – chłodnica powietrza chłodzącego, KO – kocioł odzyskowy, OP – obieg parowy, G – generator, ODG – odgazowywacz, KND – kondensator, TP – turbina parowa, (h) – wysokie ciśnienie, (i) – średnie ciśnienie, (l) – niskie ciśnienie)

Klasyczny obieg parowy 3PR oparty jest o pracę trzysiękcyjnej turbiny parowej z wtórnym przegrzewem pary przed częścią średnioprężną. W układzie tym odgazowywacz jest zasilany parą z upustu w części niskoprężnej turbiny, ponadto zastosowano podgrzewacz deaeracyjny, który jednocześnie zastępuje podgrzewacz niskociśnieniowy. Podgrzewacz wysokociśnieniowy wody jest dwuczęściowy. W modelu obiegu parowego założono: ciśnienie w skraplaczu 5 kPa, ciśnienie robocze odgazowywacza 200 kPa, sprawność izentropową turbiny parowej 90% oraz sprawności mechaniczne i generatora 99%. Straty ciśnienia w obiegu parowym wynoszą: w podgrzewaczach wody 1%, w parowaczach 4%, w przegrzewaczach pary 3%, na wlocie do kolejnych części turbiny parowej 2%. Model części parowej został wykonany w programie GateCycle™.

Kluczowe dla analizy klasycznego obiegu parowego jest założenie stałej temperatury spalin $t_{4a} = 630^{\circ}\text{C}$. Pozwala to na optymalizację parametrów klasycznej części parowej układu niezależnie od sprężu turbiny gazowej. Dla znanych sprawności, ciśnienia w kondensatorze i strat ciśnienia w instalacji sprawność części parowej w zależności od liczby poziomów ciśnienia jest funkcją następujących zmiennych [90]:

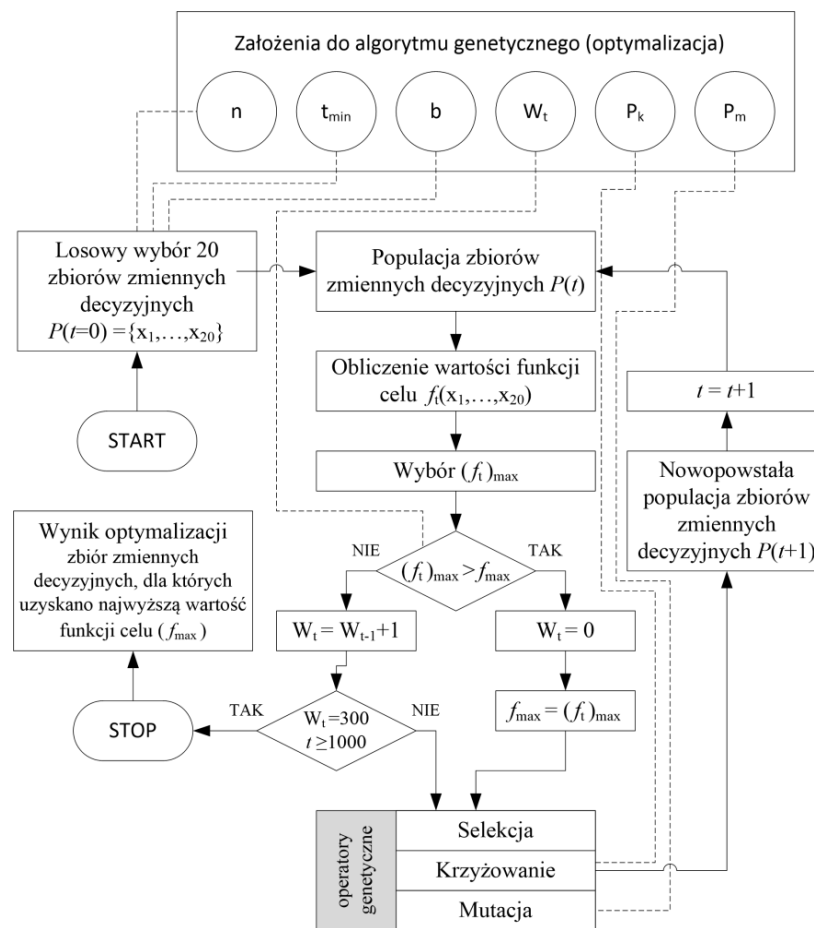
- Ciśnienia pary świeżej dla każdego poziomu ciśnienia $(p_{3s})_Y$ ($Y=h,i,l$, gdzie h – dotyczy wysokiego, i – średniego, l – niskiego poziomu ciśnienia),
- Temperatury pary świeżej $(t_{3s})_Y$, lub zamiennie spiętrzenia temperatury w przegrzewaczu pary $(\Delta t_{he})_Y$ ($Y=h,i,l$),
- Minimalnych spiętrzeń temperatury w kotle, tzw. pinch point $(\Delta t_{pp})_Y$ ($Y=h,i,l$),
- Niedogrzewów wody na wylocie z podgrzewaczy wody, tzw. approach point $(\Delta t_{ap})_Y$ ($Y=h,i,l,D$, gdzie D – dotyczy wymiennika deaeracyjnego).

Tak więc dla analizowanego układu trójciśnieniowego z przegrzewem wtórnym występuje 12 parametrów zmiennych. Zmienne decyzyjne i zakresy ich badania w optymalizacji przedstawione zostały w tabeli 4.5.

Dobór parametrów części parowej jest niezwykle ważny z punktu widzenia termodynamiki oraz ekonomii elektrowni co potwierdzają analizy przedstawione w [8][82][83]. Optymalizację klasycznej części parowej 3PR przeprowadzono z wykorzystaniem algorytmu genetycznego. Jest to system naśladujący zasady ewolucji w naturze przy rozwiązywaniu zadań optymalizacji, dzięki czemu wykazuje się wysoką efektywnością dla zadań wielowymiarowych. Schemat blokowy algorytmu optymalizacyjnego przedstawiono na rysunku 4.15.

Tabela 4.5 Zakres zmiennych decyzyjnych w optymalizacji obiegu parowego elektrowni

Zmienna decyzyjna	Min	Max	Zmienna decyzyjna	Min	Max
$p_{3s(h)}$, MPa	10,0	18	$\Delta t_{pp(h)}$, °C	5	20
$p_{3s(i)}$, MPa	1,0	5,0	$\Delta t_{pp(i)}$, °C	5	20
$p_{3s(l)}$, MPa	0,3	1,0	$\Delta t_{pp(l)}$, °C	5	20
$t_{3s(h)}$, °C	500	600	$\Delta t_{ap(h)}$, °C	5	20
$t_{3s(i)}$, °C	500	600	$\Delta t_{ap(i)}$, °C	5	20
$\Delta t_{he(l)}$, °C	5	20	$\Delta t_{ap(D)}$, °C	10	50



Rysunek 4.15 Schemat blokowy algorytmu genetycznego

Algorytm genetyczny jest algorytmem probabilistycznym, w którym generowana jest populacja osobników $P(t) = \{x_1^t, \dots, x_n^t\}$. Każdy osobnik jest zbiorem wszystkich zmiennych decyzyjnych i stanowi możliwe rozwiązanie zadania. Osobniki oceniane są na podstawie ich dopasowania do funkcji celu, dla której poszukiwana jest optymalna wartość. W analizowanych

przypadkach jest to moc elektryczna części parowej układu $N_{el.TP} = f(x) \rightarrow max$. Osobnik o najlepszym uzyskanym wyniku zostaje zapamiętany. Następnie tworzona jest nowa populacja rozwiązań (iteracja $t+1$) poprzez poddanie obecnej populacji działaniu operatorów genetycznych: selekcję, krzyżowanie oraz mutację. Nowa populacja zostaje ponownie poddana ocenie i cykl się powtarza, w przypadku pojawienia się nowego osobnika o najwyższej ocenie, zastępuje on dotychczas zapisane rozwiązanie. Parametry pracy algorytmu genetycznego zestawiono w tabeli 4.6.

Tabela 4.6 Parametry operacyjne algorytmu genetycznego

Parametr	Wartość
Liczebność populacji, n	20
Minimalna liczba iteracji, t_{min}	1000
Warunek zakończenia – liczba iteracji bez poprawy wyniku, W_t	300
Prawdopodobieństwo krzyżowania, P_K	0,25
Prawdopodobieństwo mutacji, P_M	0,003
Długość kodu binarnego zmiennych, b	10

Operatory genetyczne prowadzone są na postaci binarnej osobników, tworzącej łańcuch binarny zwany chromosomem, a pojedyncze biny zwane są genami. Najpierw prowadzona jest selekcja, czyli losowy wybór najlepszych osobników, tzn. prawdopodobieństwo przetrwania osobników lepiej dopasowanych jest większe i statystycznie następna iteracja jest lepsza od poprzedniej. Następnie na podstawie prawdopodobieństwa P_K niektóre osobniki nowej populacji podlegają krzyżowaniu. Prowadzi ono do łączenia cech osobników rodzicielskich, tworząc potomków na ich miejsce przez wymianę odcinków chromosomów rodziców. Na końcu osobniki poddawane są mutacji, która polega na losowej zamianie wartości pojedynczych genów z prawdopodobieństwem równym częstości mutacji P_M . Częstość mutacji jest dobierana w zależności od całkowitej długości łańcucha binarnego. Wyniki optymalizacji przedstawiono w rozdziale 4.8. Działanie algorytmów genetycznych szerzej opisane jest w [98], a wykorzystywane są one do rozwiązywania podobnych zagadnień optymalizacyjnych m. in. w [14][77][79][80].

Analizie poddano dwa warianty wykorzystania ciepła chłodzenia powietrza chłodzącego łopatkę ekspandera. Dla niższych wartości stopnia sprężania zastosowano chłodnicę powietrza chłodzącego CPC składającą się z trzech wymienników, tj. podgrzewacza deaeracyjnego wody, parowacza niskoprężnego oraz parowacza średnioprężnego. Schemat przedstawiono na rysunku

4.14. W wymiennikach tych założono identyczne parametry po stronie obiegu parowego, co w odpowiadających im wymiennikach w klasycznym kotle odzyskowym. Pozwala to na produkcję pary do wspólnej turbiny parowej nie wpływając na parametry w klasycznym kotle odzyskowym. Rozwiązanie to cechuje się wykorzystaniem odebranego ciepła ze stosunkowo niską efektywnością, która zależy w dużej mierze od temperatury powietrza na wlocie do chłodnicy t_{1c} . Drugim wariantem jest zastosowanie drugiego kotła odzyskowego 3PR o identycznej strukturze co podstawowy kocioł i produkującego parę o identycznych parametrach, zwiększając tym samym strumienie pary zasilające turbinę oraz moc części parowej. Pozwala to na wykorzystanie odebranego ciepła z wysoką efektywnością, jednak możliwe jest to jedynie przy spełnieniu warunku $t_{1c} \geq (t_{4a} = 630^{\circ}\text{C})$, a więc tylko dla wysokich wartości stopnia sprężania β .

4.8. Optymalizacja części parowej

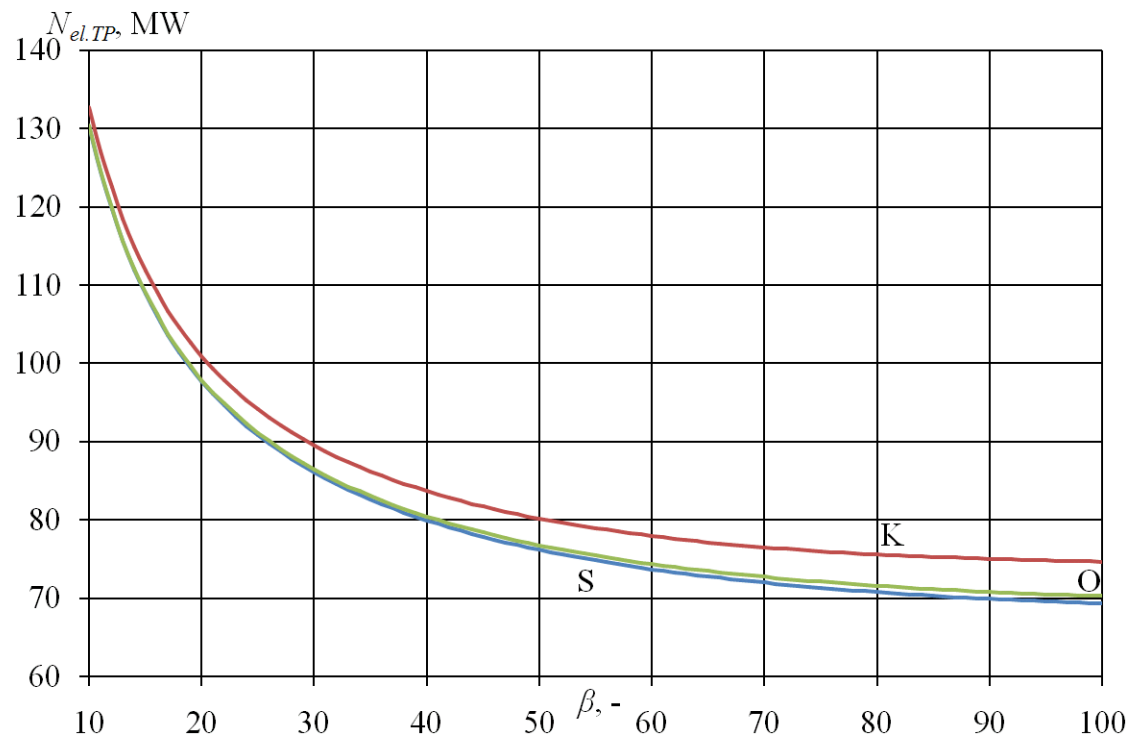
Wartości zmiennych decyzyjnych uzyskane w wyniku działania algorytmu optymalizacyjnego dla klasycznego obiegu parowego 3PR zestawiono w tabeli 4.7. W procesie optymalizacji wszystkie zmienne za wyjątkiem ciśnienia średnioprężnego uzyskały wartości graniczne. Ciśnienie pary świeżej oraz temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej osiągają maksimum z badanego zakresu, natomiast ciśnienie pary niskoprężnej oraz wszystkie spiętrzenia temperatur w wymiennikach osiągają wartości minimalne. Optymalne ciśnienie średnioprężne wyniosło 4 MPa. Wyniki te wykazują, że maksymalna sprawność części parowej wynika przede wszystkim z maksymalnej temperatury spalin oraz ograniczeń konstrukcyjnych i ekonomicznych, takich jak wymiary wymienników ciepła. Uzyskane parametry pary odpowiadają maksymalnym obecnie stosowanym parametrom pary w nowoczesnych elektrowniach gazowo-parowych.

Tabela 4.7 Optymalne wartości zmiennych decyzyjnych obiegu parowego elektrowni

Zmienne decyzyjne	Wartości	Zmienne decyzyjne	Wartości
$p_{3s(h)}$, MPa	18.0	$\Delta t_{pp(h)}$, °C	5
$p_{3s(i)}$, MPa	4.0	$\Delta t_{pp(i)}$, °C	5
$p_{3s(l)}$, MPa	0.3	$\Delta t_{pp(l)}$, °C	5
$t_{3s(h)}$, °C	600	$\Delta t_{ap(h)}$, °C	5
$t_{3s(i)}$, °C	600	$\Delta t_{ap(i)}$, °C	5
$\Delta t_{he(i)}$, °C	5	$\Delta t_{ap(D)}$, °C	10

Dla każdego z rozpatrywanych wariantów turbiny gazowej wykonano obliczenia dla klasycznego obiegu parowego oraz dodatkowego obiegu parowego, czemu towarzyszy przyrost mocy $\Delta N_{el.TP}$. Zastosowane podejście ze stałą temperaturą spalin wylotowych z turbiny gazowej t_{4a} sprawia, że zoptymalizowana sprawność klasycznej części parowej $\eta_{el.TP}$ jest praktycznie stała niezależnie od wariantu czy zmiany parametrów turbiny gazowej (β , TIT) i wynosi $\eta_{el.TP} = 35,71\%$. W takim przypadku sprawność elektrowni gazowo-parowej η_{el} jest zależna wyłącznie od parametrów turbiny gazowej: $\eta_{el.TG}$, α i α_{ch} oraz od sprawności wykorzystania ciepła chłodzenia $\eta_{el.ch}$.

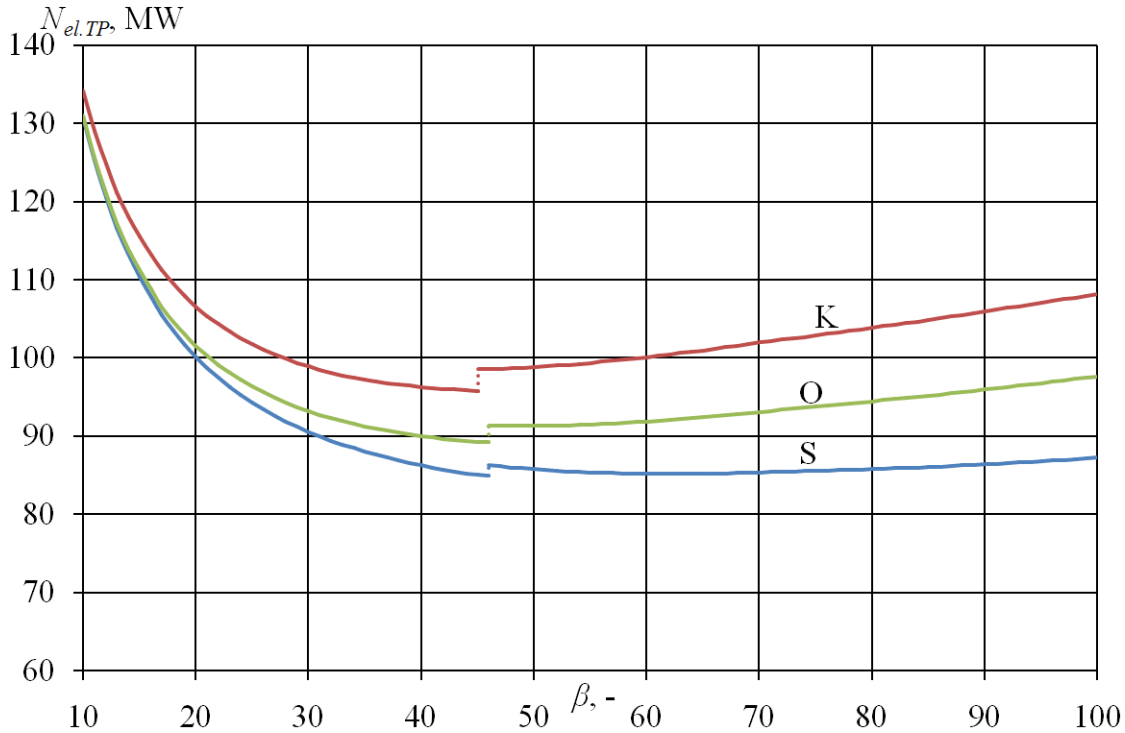
Na rysunku 4.16 pokazano moc klasycznego obiegu parowego ($N_{el.TP}$) w funkcji β dla wszystkich analizowanych wariantów oraz analogicznie przedstawiono moc obiegu parowego bazującego dodatkowo na cieple czynnika chłodzącego turbinę gazową na rysunku 4.17. Różnica między nimi stanowi przyrost mocy części parowej związany z wykorzystaniem ciepła chłodzenia ($\Delta N_{el.TP}$). W każdym z nich wzrostowi β towarzyszy większy przyrost mocy $\Delta N_{el.TP}$.



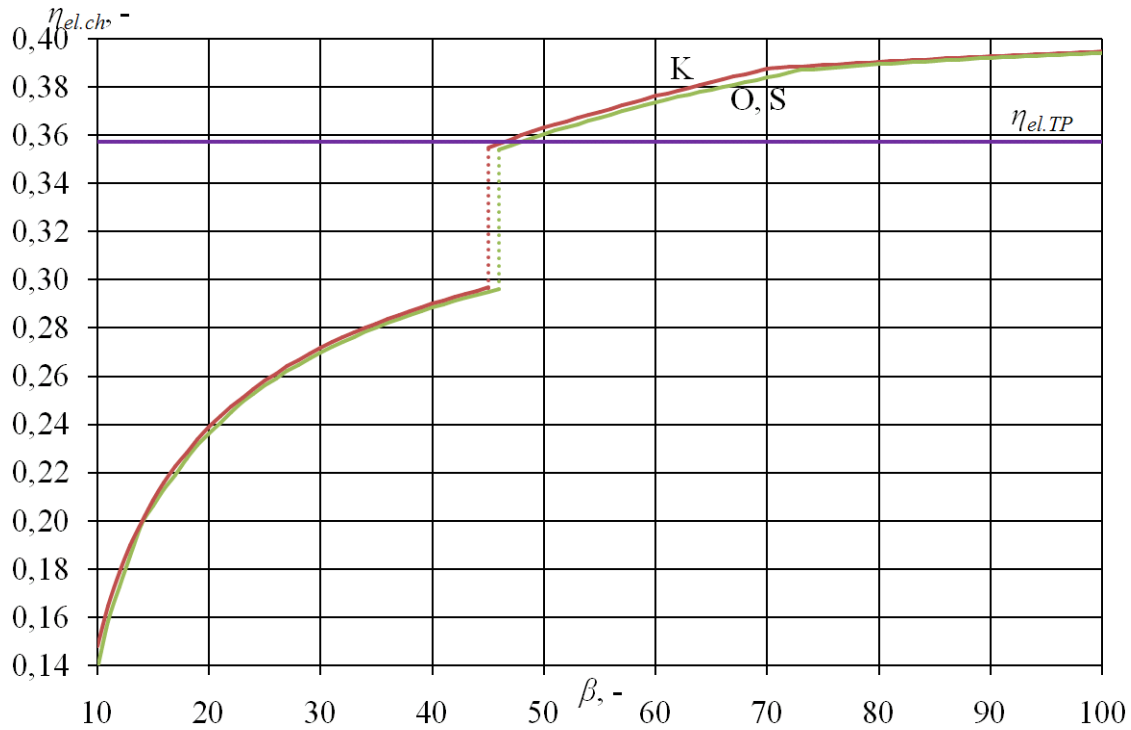
Rysunek 4.16 Moc elektryczna obiegu parowego $N_{el.TP}$ w funkcji stopnia sprężania β dla klasycznego obiegu parowego

Dla wartości stosunku ciśnień $\beta \geq 46$ w wariantach optymistycznych i $\beta \geq 45$ w konserwatywnym następuje skokowy wzrost mocy $\Delta N_{el.TP}$, który wynika ze zmiany sposobu wykorzystania ciepła (spełnienie warunku $t_{1c} > 630^\circ\text{C}$). Od tego punktu strumień powietrza

chłodzącego zasila dodatkowy trójciśnieniowy kocioł odzyskowy zamiast wybranych wymienników ciepła. Obrazuje to sprawność wykorzystania ciepła z powietrza chłodzącego $\eta_{el.ch}$ w funkcji sprężu β , przedstawiona na rysunku 4.18. Sprawność ta zależy głównie od temperatury powietrza chłodzącego t_{1c} , w zakresie niskich spręży nie przekracza 30%, a następnie występuje omawiany skokowy wzrost $\eta_{el.ch}$. Sprawność $\eta_{el.ch}$ wraz z dalszym wzrostem temperatury powietrza chłodzącego t_{1c} nieznacznie rośnie.



Rysunek 4.17 Moc elektryczna obiegu parowego $N_{el.TP}$ w funkcji stopni sprężania β dla obiegu parowego wykorzystującego dodatkowo ciepło powietrza chłodzącego



Rysunek 4.18 Sprawność elektryczna obiegu parowego $\eta_{el.TP}$ oraz efektywność wykorzystania ciepła z powietrza chłodzącego $\eta_{el.ch}$ w funkcji stopni sprężania β

4.9. Rezultaty analizy termodynamicznej układu gazowo - parowego

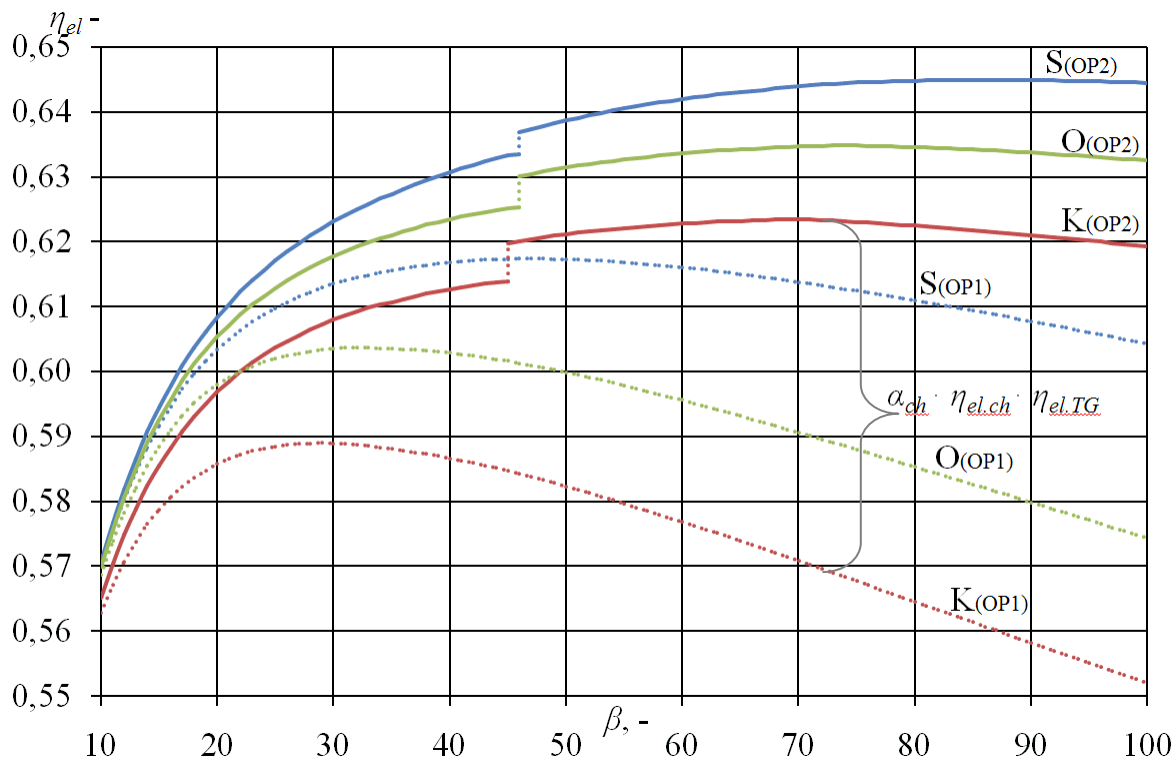
Sprawności brutto elektrowni gazowo – parowej η_{el} dla wszystkich rozpatrywanych wariantów przedstawiono na rysunku 4.19. W tabeli 4.8 zestawione zostały wybrane parametry analizowanych wariantów, zarówno bez, jak i z dodatkowym obiegiem parowym, dla optymalnego stosunku ciśnień β_{opt} , rozumianego jako β , przy którym układ gazowo-parowy uzyskuje najwyższą sprawność elektryczną brutto $\eta_{el.max}$. Stosunki ciśnień β_{min} oraz β_{max} przyjęto jako wartości, przy których sprawności elektryczne są zbliżone do maksymalnych ($\eta_{el} \geq \eta_{el.max} - 0,002$).

Tabela 4.8 Wybrane parametry rozpatrywanych wariantów bez i z dodatkowym obiegiem $\Delta N_{el.TP}$

Parametr	$\Delta N_{el.TP} = 0$			$\Delta N_{el.TP} \neq 0$		
	β_{min}	β_{opt}	β_{max}	β_{min}	β_{opt}	β_{max}
Wariant Super-optimistyczny (S)						
$\beta, -$	35	46	63	64	81	100
$\eta_{el}, \%$	61,55	61,73	61,54	64,28	64,48	64,44
$COT, ^\circ C$	1674	1796	1942	1949	2061	2163
$TIT, ^\circ C$	1540	1622	1716	1721	1790	1851
Wariant Optimistyczny (O)						
$\beta, -$	23	32	44	56	73	97
$\eta_{el}, \%$	60,20	60,36	60,19	63,28	63,48	63,28
$COT, ^\circ C$	1541	1703	1871	2037	2162	2335
$TIT, ^\circ C$	1413	1510	1604	1690	1751	1831
Wariant Konserwatywny (K)						
$\beta, -$	22	29	39	52	69	87
$\eta_{el}, \%$	58,72	58,89	58,69	62,15	62,34	62,14
$COT, ^\circ C$	1570	1707	1863	2025	2192	2334
$TIT, ^\circ C$	1392	1472	1557	1640	1720	1784

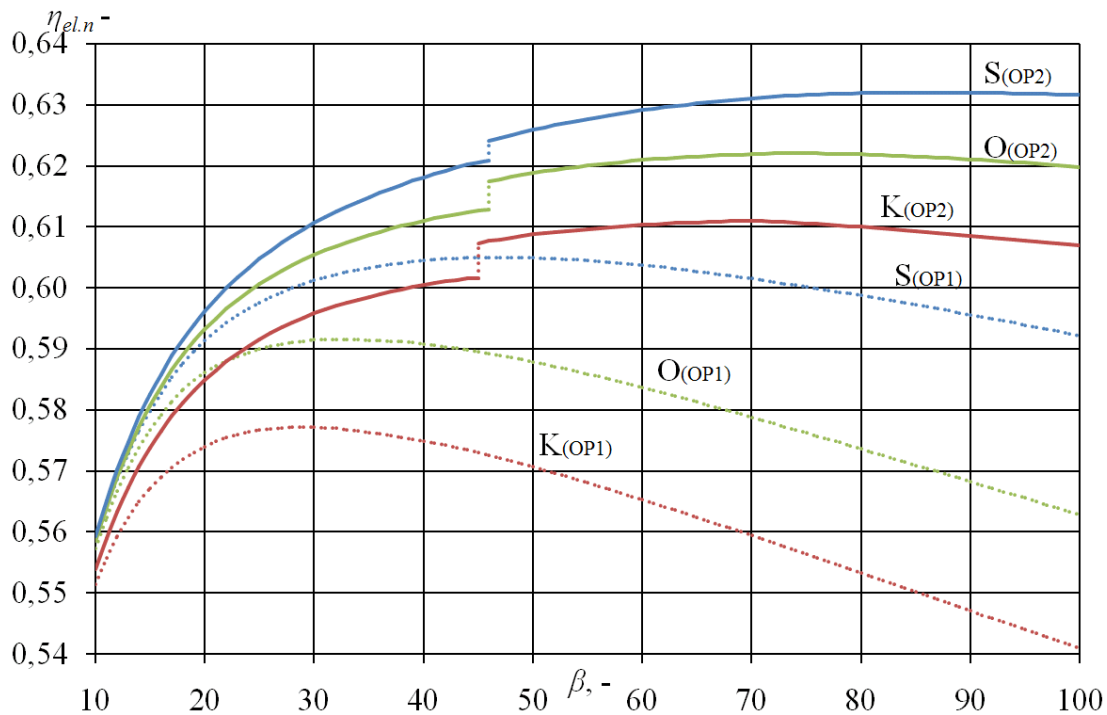
Przy strukturze części parowej składającej się jedynie z klasycznego obiegu parowego z kotłem 3PR sprawność elektryczna osiąga swoje maksimum przy stosunkowo niskich stopniach sprężania. Dla wariantów **K** i **O** optymalny stosunek ciśnień znajduje się w okolicach $\beta = 30$ przy COT wynoszącym ok. $1700^\circ C$. Jednak osiągnięcie sprawności zbliżonej do maksimum jest możliwe już przy $\beta = 22$, wtedy COT jest ograniczone do poziomu $1540 \div 1570^\circ C$. Wyniki te pokrywają się z parametrami obecnie stosowanymi przez producentów. Wyróżnia się tu wariant **S**, w którym następuje przesunięcie optymalnego sprężu do wyższej wartości $\beta_{opt} = 46$, co jest wynikiem ograniczenia ilości powietrza pobieranego na potrzeby chłodzenia turbiny (rysunek 4.13). W tym wariantcie zastosowanie $\beta_{min} = 35$ oznacza uzyskanie sprawności $\eta_{el} = 61,55\%$ przy $COT = 1674^\circ C$. Zarówno zwiększenie wytrzymałości termicznej materiałów łopatek turbiny (wariant **O** względem **K**), jak i poprawa technologii chłodzenia (wariant **S** względem **O**) przynoszą wyraźną poprawę parametrów pracy układu gazowo-parowego. Pozwalają na osiągnięcie wyższych sprawności i jednocześnie obniżenie temperatury w komorze spalania COT

przy tym samym stopniu sprężania, wiąże się z tym możliwość zastosowania wyższego stosunku ciśnień przy zachowaniu poziomu COT jeszcze bardziej zwiększając sprawność całego układu.

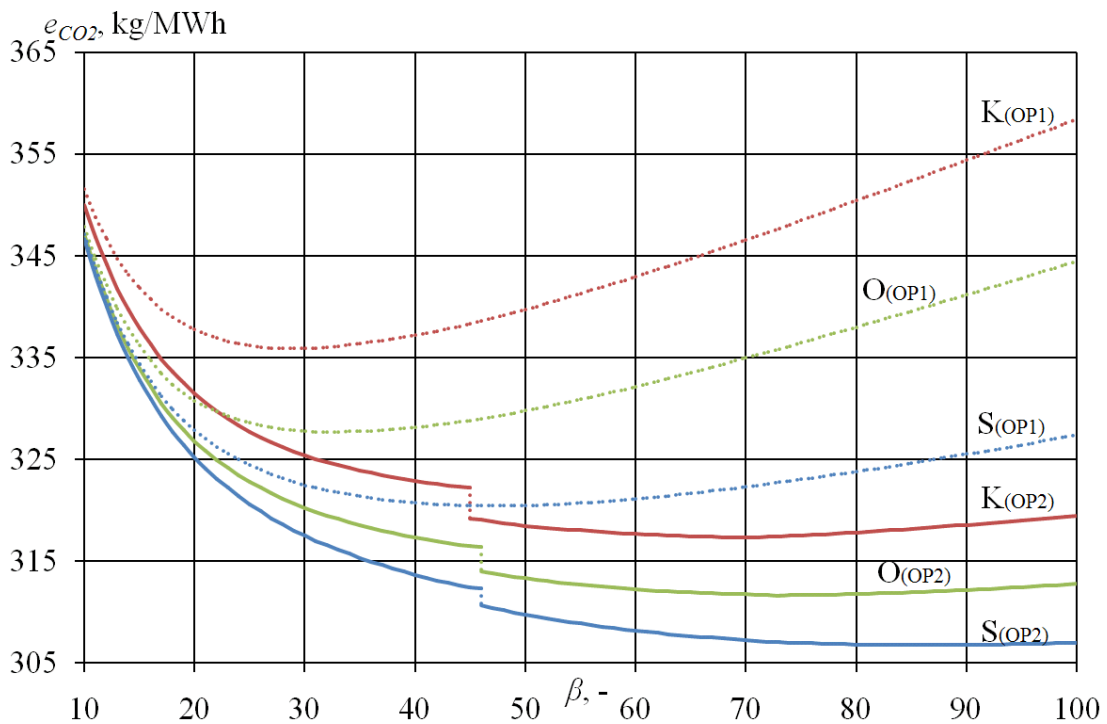


Rysunek 4.19 Sprawność elektryczna brutto układu gazowo – parowego η_{el} w funkcji stopni sprężania β (OP1 – brak wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego w obiegu parowym; OP2 – wykorzystanie ciepła powietrza chłodzącego w obiegu parowym)

Wprowadzenie dodatkowego obiegu parowego wykorzystującego ciepło powietrza pobranego na potrzeby chłodzenia turbiny pozwala na znaczne zwiększenie sprawności układu gazowo-parowego. Następuje istotne przesunięcie maksimum sprawności w kierunku wysokich stopni sprężania $\beta_{opt} = 69 \div 81$, natomiast obszar sprawności bliskich maksymalnej jest bardzo szeroki, z $\beta_{min} = 52 \div 64$. Tak wysokie stosunki ciśnień są związane z wysokimi temperaturami na poziomie $COT = 1950 \div 2040^\circ\text{C}$. Na rysunku 4.20 przedstawiono sprawności elektryczne bloku netto uwzględniające wskaźnik potrzeb własnych bloku na poziomie $\delta = 2\%$. Na rysunku 4.21 przedstawiono emisję jednostkową CO_2 przypadającą na 1 MWh wytworzonej energii elektrycznej brutto.



Rysunek 4.20 Sprawność elektryczna netto układu gazowo – parowego $\eta_{el,n}$ w funkcji stopni sprężania β (OP1 – brak wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego w obiegu parowym; OP2 – wykorzystanie ciepła powietrza chłodzącego w obiegu parowym)



Rysunek 4.21 Emisja jednostkowa CO₂ przypadająca na każdą 1 MWh wyprodukowanej energii elektrycznej brutto e_{CO_2} w funkcji stopni sprężania β (OP1 – brak wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego w obiegu parowym; OP2 – wykorzystanie ciepła powietrza chłodzącego w obiegu parowym)

4.10. Podsumowanie i wnioski

W rozdziale 4 przedstawiono metodologię oraz wyniki obliczeń sprawności elektrowni gazowo-parowej przy założeniu, że temperatura spalin za turbiną gazową (t_{4a}) ma wartość stałą równą 630°C . Charakterystyki sprawności bloku wyznaczono w funkcji stosunku ciśnień β . Zmiana stosunku ciśnień w tym wypadku wiąże się ze zmianą temperatur COT i TIT . Obliczenia wykonano dla 3 wariantów: konserwatywnego (**K**), optymistycznego (**O**) i super-optymistycznego (**S**). Warianty różnią się charakterystykami sprawności izentropowych sprężarki i ekspandera w funkcji sprężu β . W przypadku wariantów optymistycznych (**O**, **S**) są to charakterystyki lepsze. Ponadto warianty różnią się dopuszczalną temperaturą łopatek turbiny, w konserwatywnym wynoszącą $t_b = 900^{\circ}\text{C}$, a w optymistycznych $t_b = 1000^{\circ}\text{C}$.

Część parowa analizowanych bloków składać się może z:

- 1) Klasycznej części parowej z trójciśnieniowym kotłem odzyskowym z przegrzewem międzystopniowym,
- 2) Klasycznego obiegu parowego uzupełnionego o dodatkowy obieg parowy wykorzystujący ciepło chłodzenia powietrza.

Zoptymalizowana sprawność klasycznej części parowej we wszystkich wariantach jest stała i wynosi $35,71\%$ bez względu na zastosowany spręż w turbinie gazowej. Tak więc wzrostu sprawności bloku gazowo-parowego można poszukiwać tylko poprzez:

- a) Poprawienie charakterystyk turbiny gazowej (η_{el}, α),
- b) Wprowadzenie dodatkowego obiegu parowego.

Poprawę charakterystyk sprawności turbiny gazowej uzyskać można również przez lepszą organizację procesu chłodzenia, w przedstawionych obliczeniach wyrazem tego jest zmniejszenie wartości parametru b , wpływającego na ilość strumienia powietrza chłodzącego [zależności (4.16) i (4.17)].

Zastosowanie dodatkowego obiegu parowego powoduje istotny wzrost mocy turbiny parowej, np. dla wariantu optymistycznego **O** i konserwatywnego **K** dla $\beta = 50$ odpowiednio o $\Delta N_{el.TP} = 14,5 \text{ MW}$ i $\Delta N_{el.TP} = 18,7 \text{ MW}$.

Obecnie stosowane w energetyce turbiny gazowe osiągają sprawności elektryczne rzędu 40% , przy maksymalnej temperaturze $COT = 1500^{\circ}\text{C}$, wyjątkowo 1600°C . Głównym ograniczeniem dalszego rozwoju turbin gazowych jest wytrzymałość materiałów narażonych na wysoką temperaturę. Czołowi producenci turbin gazowych stawiają przede wszystkim na rozwój

technik chłodzenia łopatek ekspandera pozwalających na dalsze podnoszenie temperatur COT i TIT bez wyraźnej poprawy w dziedzinie inżynierii materiałowej. Potencjał dla dalszego wzrostu sprawności leży po stronie wysokich stosunków ciśnień rzędu $\beta = 40 \div 60$ oraz wysokich temperatur znacznie przekraczających $COT = 1700^{\circ}\text{C}$.

Dalszy wzrost stosunku ciśnień powyżej wartości $\beta = 40 \div 60$ wiąże się zarówno ze wzrostem temperatur jak i ilością powietrza wymaganego do chłodzenia turbiny przy nieznacznym przyroście sprawności, do maksimum osiąganego przy $\beta = 70 \div 80$, dlatego nie jest obecnie racjonalny. Ponadto wiąże się to ze wzrostem temperatury sprężanego powietrza wyraźnie powyżej przyjętej obecnie granicy 600°C , która wynika z możliwości obecnie stosowanych materiałów na spręż.

Analiza wariantów z różną sprawnością chłodzenia łopatek ekspandera (wariant **O** i **S** – patrz tabela **4.4**) wykazała, że wzrost skuteczności chłodzenia turbiny poprzez zmniejszenie strumienia powietrza chłodzącego wpływa bardzo korzystnie na osiągi turbiny gazowej w wielu aspektach jej pracy. Odnotowany wzrost sprawności elektrycznej turbiny gazowej (rysunek **4.10**), wyraźne obniżenie temperatury COT (rysunek **4.9**), wiąże się to ze spadkiem współczynnika α (rysunek **4.12**) oraz ilością ciepła w powietrzu chłodzącym α_{ch} (rysunek **4.13**). Jednakże w konsekwencji całkowita sprawność elektryczna brutto elektrowni gazowo-parowej η_{el} rośnie (rysunek **4.19**).

5. ANALIZA PORÓWNAWCZA TRZECH TYPÓW CHŁODZENIA OTWARTEGO TURBINY GAZOWEJ: KONWEKCYJNEGO, BŁONOWEGO I TRANSPIRACYJNEGO

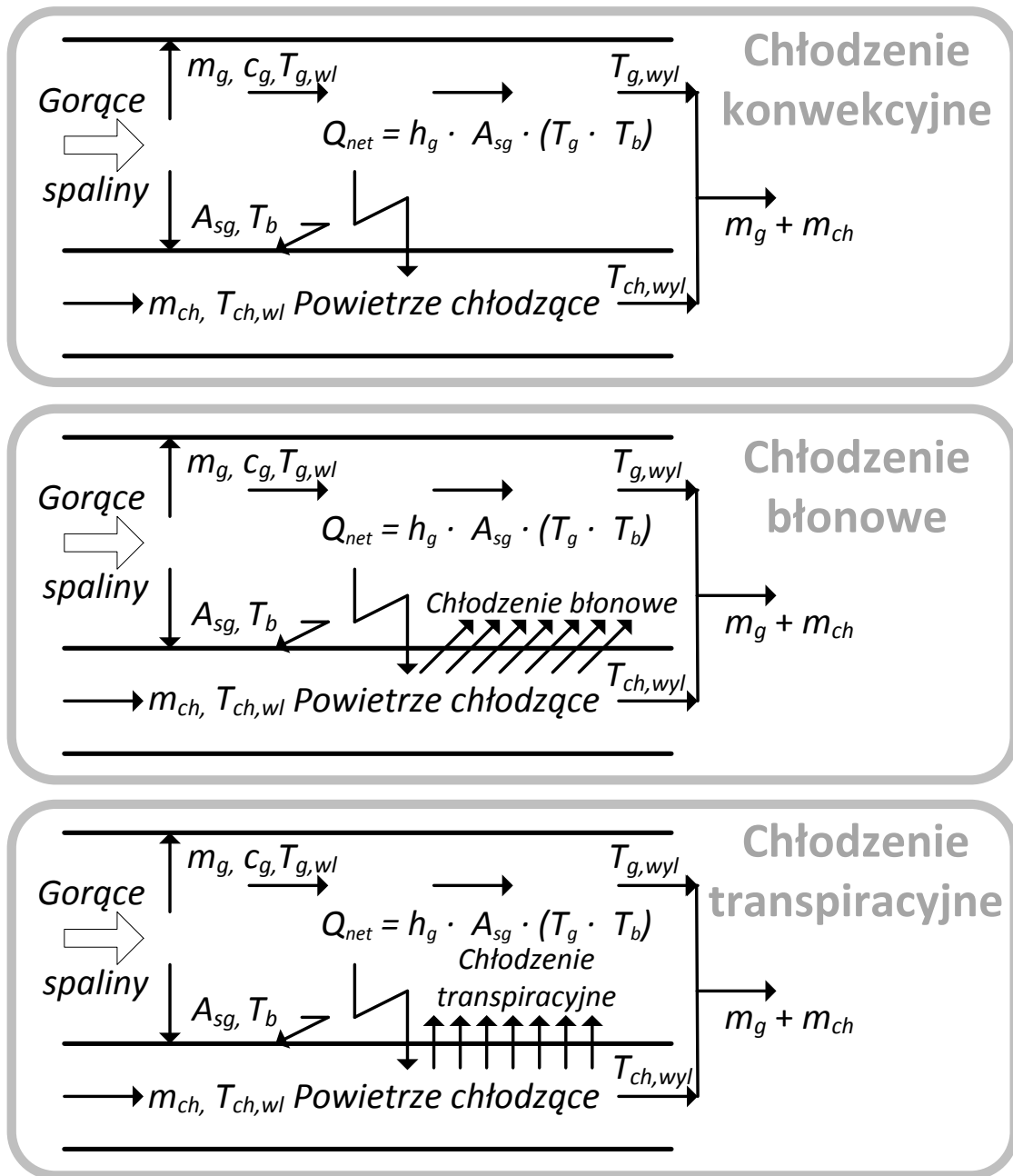
Chłodzenie konwekcyjne łopatki ekspandera realizowane jest przez uderzenie, kanalizowanie oraz wyrzucanie powietrza chłodzącego (rysunek 5.1). Zwiększenie prędkości przepływu strumienia powietrza chłodzącego zwiększa prędkość usuwania ciepła. Tak samo jak zwiększenie prędkości strumienia powietrza wyrzucanego z nieciągłych kanałów, powodujące głębsze wnikanie powietrza chłodzącego na tor przepływu gorącego gazu. W konsekwencji czego zwiększa się mieszanie powietrza chłodzącego z gorącymi gazami. Utrudnia to z kolei powstawanie ochronnej błony izolującej na powierzchni łopatki [113].

Skuteczniejszą metodą chłodzenia otwartej turbiny gazowej jest tworzenie ochronnej błony izolacyjnej na zewnętrznej powierzchni łopatki. Chłodzenie błonowe polega na wtryskiwaniu powietrza chłodzącego przez nieciągłe kanały utworzone w ścianie łopatki (rysunek 5.1). Powietrze chłodzące wykorzystywane do utworzenia błony izolacyjnej na zewnętrznej powierzchni łopatki jest powietrzem chłodzącym, które wykorzystano najpierw jako powietrze uderzające na wnętrze łopatki. Następnie to samo powietrze chłodzące usuwa dalsze ciepło z łopatki w trakcie wyrzucania przez nieciągłe kanały, tak że efekt chłodzący tych dwóch różnych metod jest sumaryczny [113].

W przypadku chłodzenia transpiracyjnego przedstawionego na rysunku 5.1 również powstaje błona izolacyjna (transpiracyjna). Jest to typ chłodzenia łopatek układu przepływowego ekspandera turbiny gazowej charakteryzujący się wyższą efektywnością chłodzenia niż chłodzenie błonowe. Chłodzenie transpiracyjne (efuzyjne) odbywa się przez „pocenie się” powierzchni, gdy czynnik chłodzący przepływa przez kanały wewnętrzne i pory materiału ceramicznego do najbardziej nagrzanych części powierzchni [52].

W niniejszym rozdziale przedstawiono koncepcje zwiększenia sprawności nowoczesnej elektrowni gazowo-parowej poprzez zastosowanie skuteczniejszych metod chłodzenia układu przepływowego turbiny gazowej. Wykorzystanie ciepła powietrza chłodzącego układ przepływowy ekspandera oraz poprawa charakterystyk pracy turbiny gazowej pozwalają na osiągnięcie sprawności elektrycznej brutto rzędu 65%. Analizy przeprowadzone zostały w szerokim zakresie stopni sprężania w sprężarce. Sporządzono główne charakterystyki pracy

analizowanej elektrowni gazowo-parowej dla różnych typów otwartego chłodzenia powietrzem ekspandera turbiny gazowej: konwekcyjnego, transpiracyjnego oraz błonowego.



Rysunek 5.1 Modele chłodzenia łopatki ekspandera dla chłodzenia otwartego turbiny

5.1. Charakterystyka układu wraz z wariantami

Blok gazowo-parowy składa się obieg parowego zasilanego parą wytworzoną w trójciśnieniowym kotle odzyskowym oraz turbiny gazowej. Zastosowano trójciśnieniowy kocioł

odzyskowy z przegrzewem międzystopniowym pary zasilany gorącymi spalinami oraz dodatkowy kocioł odzyskowy wykorzystujący ciepło powietrza chłodzącego turbinę gazową. Schemat analizowanej elektrowni przedstawiono na rysunku 4.14 w rozdziale 4.7. Założenia dotyczące pracy turbiny gazowej zostały przedstawione w rozdziale 4.1.

Sprawności izentropowe sprężarki oraz turbiny wyznaczono w oparciu o charakterystyki sprawności politropowych w funkcji stopni sprężania β dla kompresora oraz w funkcji β i TIT dla ekspandera turbiny gazowej. Charakterystyki sprawności izentropowych sprężarki i turbiny (rysunek 4.4 oraz 4.8) zaczerpnięto dla wariantu **optymistycznego O** (rozdział 4), więc odpowiadają one nowoczesnej turbinie gazowej z ograniczonymi stratami wewnętrznymi.

W turbinie gazowej zastosowano otwarte powietrzne chłodzenie układu łopatkowego ekspandera. Analizie poddano trzy technologie otwartego chłodzenia powietrzem: konwekcyjnego (warianty **A** i **O**), błonowego (wariant **B**) oraz transpiracyjnego (wariant **C**). Ponadto, w wariantach **O**, **B** oraz **C** zastosowano chłodzenie powietrza chłodzącego do temperatury 100°C w celu zmniejszenia jego strumienia masowego. W wariacie **A** nie zastosowano chłodnicy powietrza chłodzącego CAC. Wariant **O** jest wariantem **O** z rozdziału 4. Zastosowany model chłodzenia bazuje na równaniu przepływu ciepła w układzie łopatkowym ekspandera i przedstawiony jest w rozdziale 4.3. W tabeli 5.1 zestawiono analizowane warianty.

Korzystając z równania (4.16) oraz (4.17) otrzymujemy:

$$\dot{m}_{ch} = \dot{m}_g \cdot \frac{k \cdot St}{\eta_{ch}} \cdot \left(\frac{t_{g,wl} - t_b}{t_b - t_{ch,wl}} \right) \cdot \frac{c_{p,g}}{c_{p,ch}} = \dot{m}_g \cdot b \cdot \left(\frac{t_{g,wl} - t_b}{t_b - t_{ch,wl}} \right) \cdot \frac{c_{p,g}}{c_{p,ch}} \quad (5.1)$$

gdzie:

\dot{m}_g – strumień masowy gazu zasilający poszczególne stopnie turbiny; $c_{p,ch}$, $c_{p,g}$ – średnie ciepło właściwe czynnika chłodzącego i gazu zasilającego między temperaturą wlotową a temperaturą łopatek; $t_{ch,wl}$, $t_{g,wl}$ – temperatura czynnika chłodzącego i gazu zasilającego na wlocie do danego stopnia turbiny; St - liczba Stanton ($St = 0,005$); k – stosunek powierzchni przenikania ciepła między łopatką turbiny A_b a powierzchnią przekroju spalin A_g ($k = 10$), zależność (4.15); t_b - temperatura metalu łopatki turbiny ($t_b = 1000^\circ\text{C}$); η_{ch} - sprawność chłodzenia ekspandera ($\eta_{ch} = 0,5$). Wspomniany parametr b opisany równaniem (4.16) wynosi więc $b = 0,1$.

W przypadku chłodzenia błoną, strumień ciepła przekazywany do łopatki ekspandera od strony spalin jest mniejszy niż w chłodzeniu konwekcyjnym. Uwzględnia to wprowadzona efektywność izotermiczna:

$$\eta_{iso} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (5.2)$$

Gdzie: Q_1 – strumień ciepła przekazywany do łopatki od spalin przy chłodzeniu konwekcyjnym, Q_2 – strumień ciepła przekazywany do łopatki od spalin przy chłodzeniu transpiracyjnym.

Korzystając z zależności (5.2) otrzymujemy:

$$Q_2 = Q_1 \cdot (1 - \eta_{iso}) \quad (5.3)$$

W przypadku chłodzenia konwekcyjnego efektywność izotermiczna wynosi $\eta_{iso} = 0$. Dla chłodzenia błonowego przyjęto efektywność izotermiczną na poziomie $\eta_{iso, film} = 0,4$; natomiast dla chłodzenia transpiracyjnego założono $\eta_{iso, trans} = 0,5$ [125]. Ekspander turbiny gazowej składa się z czterech stopni łopatkowych, z których chłodzone są stopnie z temperaturą spalin wyższą od granicznej temperatury łopatek t_b . Na podstawie równania (5.1) oraz (5.3) strumień masowy powietrza chłodzącego poszczególne stopnie ekspandera liczony jest indywidualnie, zgodnie z równaniem:

$$\dot{m}_{ch} = \dot{m}_g \cdot \frac{k \cdot St}{\eta_{ch}} \cdot \left(\frac{t_{g, wl} - t_b}{t_b - t_{ch, wl}} \right) \cdot \frac{c_{p, g}}{c_{p, ch}} \cdot (1 - \eta_{iso}) = \dot{m}_g \cdot b \cdot \left(\frac{t_{g, wl} - t_b}{t_b - t_{ch, wl}} \right) \cdot \frac{c_{p, g}}{c_{p, ch}} \cdot (1 - \eta_{iso}) \quad (5.4)$$

Tabela 5.1 Założenia do analizy różnych wariantów chłodzenia

Wariant	Wariant (A)	Wariant (O)	Wariant (B)	Wariant (C)
Technologia chłodzenia	Konwekcyjna	Konwekcyjna	Błonowa	Transpiracyjna
Chłodzenie powietrza chłodzącego	Nie	Tak	Tak	Tak
Efektywność izotermiczna, η_{iso}	0	0	0,4	0,5

Część parowa elektrowni składa się z (rysunek 4.14, rozdział 4.7):

- Klasycznego obiegu parowego z trójciśnieniowym kotłem odzyskowym z przegrzewem międzystopniowym pary (3PR)

b) Dodatkowego kotła odzyskowego wykorzystującego ciepło chłodzonego powietrza CPC .

Klasyczny obieg parowy oparty jest na pracy trójsekcyjnej turbiny parowej z wtórnym przegrzewem pary przed częścią średnioprężną turbiny parowej. Zastosowano odgazowywacz zasilany parą z upustu w części niskoprężnej. W kotle odzyskowym zastosowano dwuczęściowy podgrzewacz wysokociśnieniowy oraz podgrzewacz deaeracyjny, zastępujący podgrzewacz niskociśnieniowy. Założenie stałej temperatury spalin trafiających do kotła odzyskowego ($t_{4a} = 630^{\circ}\text{C}$) pozwala na zastosowanie stałych parametrów klasycznej części parowej elektrowni w całym zakresie analizy turbiny gazowej. Podstawowe założenia dla części parowej zestawiono w tabeli 5.2.

Tabela 5.2 Założenia dla części parowej układu

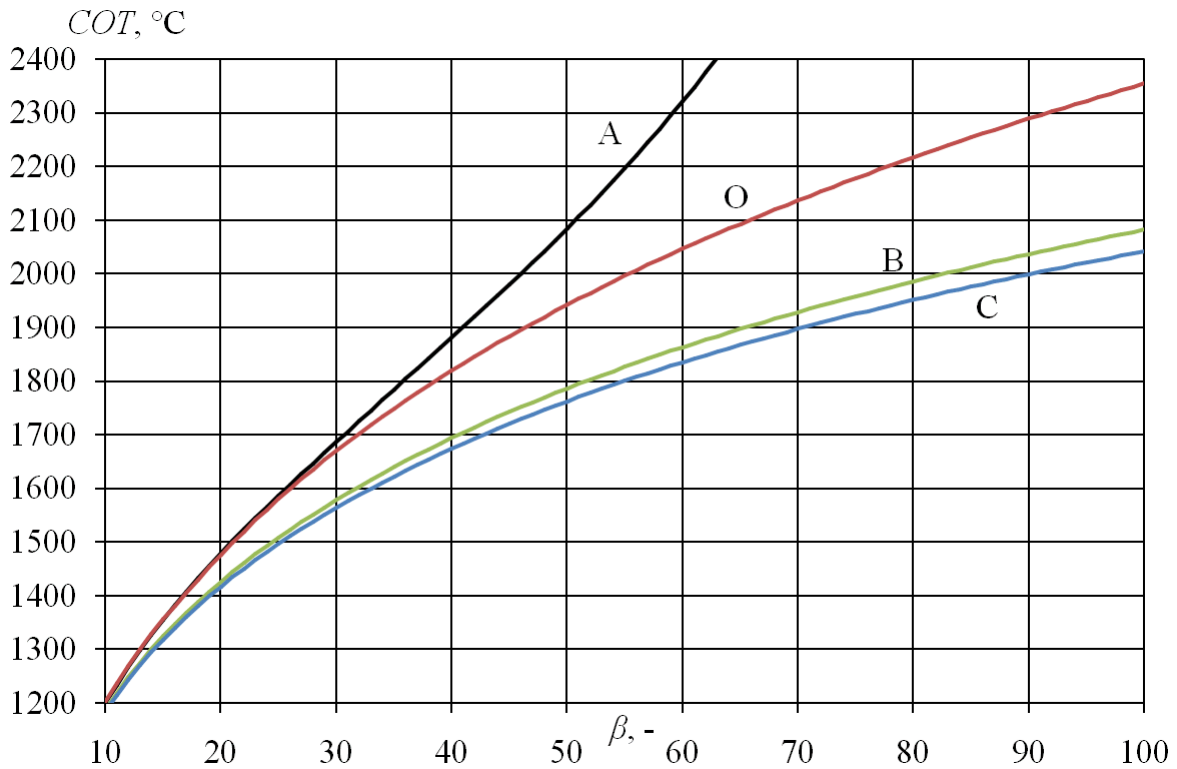
Parametr	Ozn.	Jednostka	Wartość
Temperatura pary świeżej na wlocie do TP	$t_{3s(h)}$	$^{\circ}\text{C}$	600,0
Ciśnienie pary świeżej na wlocie do TP	$p_{3s(h)}$	MPa	18,0
Temperatura pary wtórnej na wlocie do TP	$t_{3s(i)}$	$^{\circ}\text{C}$	600,0
Ciśnienie pary wtórnej na wlocie do TP	$p_{3s(i)}$	MPa	4,0
Ciśnienie pary w na wlocie do części niskoprężnej TP	$p_{3s(l)}$	MPa	0,3
Ciśnienie w kondensatorze	p_{KND}	MPa	0,005
Sprawność izentropowa turbiny parowej	η_{iTP}	-	0,90
Sprawność mechaniczna turbiny parowej	η_{mTP}	-	0,99
Sprawności wymienników w kotle odzyskowym	η_{WC}	-	0,99
Spiętrzenie temperatury w parowaczach – pitch point	Δt_{pp}	$^{\circ}\text{C}$	5,0
Niedogrzew wody w podgrzewaczach wody – approach point	Δt_{ap}	$^{\circ}\text{C}$	5,0

W wariantach **O**, **B** oraz **Cz** chłodzeniem powietrza chłodzącego łopatki ekspandera wprowadzono dodatkowy kocioł odzyskowy CPC. Z uwagi na zmianę temperatury powietrza wylotowego wraz ze zmianą wartości β zdecydowano się na zastosowanie dwóch konstrukcji CPC. Dla niższych wartości β , gdy $t_{1c} < 630^{\circ}\text{C}$, CPC składa się z parowaczy: niskoprężnego i średnioprężnego oraz podgrzewacza deaeracyjnego wody, tak jak to już podano w rozdziale 4.7. W zakresie wyższych wartości sprężu β , dla których spełniony jest warunek $t_{1c} \geq 630^{\circ}\text{C}$, zastosowano identyczną konstrukcję CPC jak klasyczny kocioł odzyskowy 3PR. W poszczególnych wymiennikach ciepła w CPC zastosowano identyczne parametry obiegu parowego, jak w odpowiadających im wymiennikach w klasycznym kotle odzyskowym 3PR. Rozwiązanie to pozwala na generowanie pary zasilającej wspólną turbinę parową.

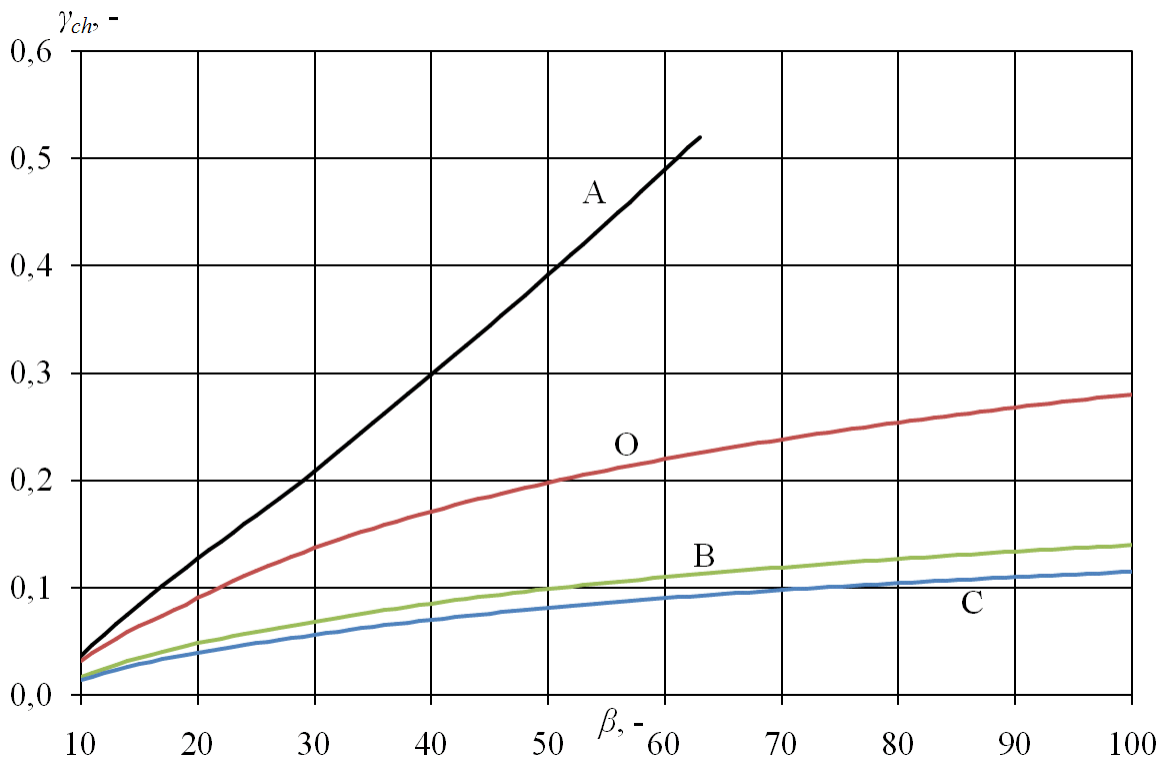
5.2. Rezultaty analizy porównawczej

W celu sprawdzenia potencjału turbin gazowych z otwartym chłodzeniem powietrznym, także pracujących w elektrowniach gazowo-parowych, przeprowadzono analizę w szerokim zakresie stopni sprężania $\beta = 10-100$. Temperatura spalin za komorą spalania COT jest zależna przede wszystkim od sprężu β oraz efektywności zastosowanego chłodzenia łopatek ekspandera. Strumień powietrza w pierwszym kroku chłodzi łopatki ekspandera, a następnie miesza się ze spalinami obniżając dodatkowo ich temperaturę w dalszej części ekspandera. Sprawia to, że konieczne jest zastosowanie wyższej temperatury COT za komorą spalania do uzyskania założonej temperatury wylotowej spalin $t_{4a} = 630^{\circ}\text{C}$. Zależność ta została przedstawiona na wykresie COT oraz γ_{ch} na rysunku 5.2. Strumień powietrza chłodzącego zależy od temperatury COT oraz temperatury powietrza t_{2c} , która w wariantcie **A** wzrasta wraz ze stopniem sprężania (rysunek 5.5). Skutkiem tego są bardzo wysokie wartości γ_{ch} (rysunek 5.3) zdefiniowanego jako $\gamma_{ch} = m_{1c} / m_{1a}$, natomiast temperatura COT przy sprężu $\beta = 63$ przekracza 2400°C i osiąga granicę spalania stechiometrycznego. Z uwagi na ten fakt w wariantcie **A** niemożliwe jest osiągnięcie wyższych β .

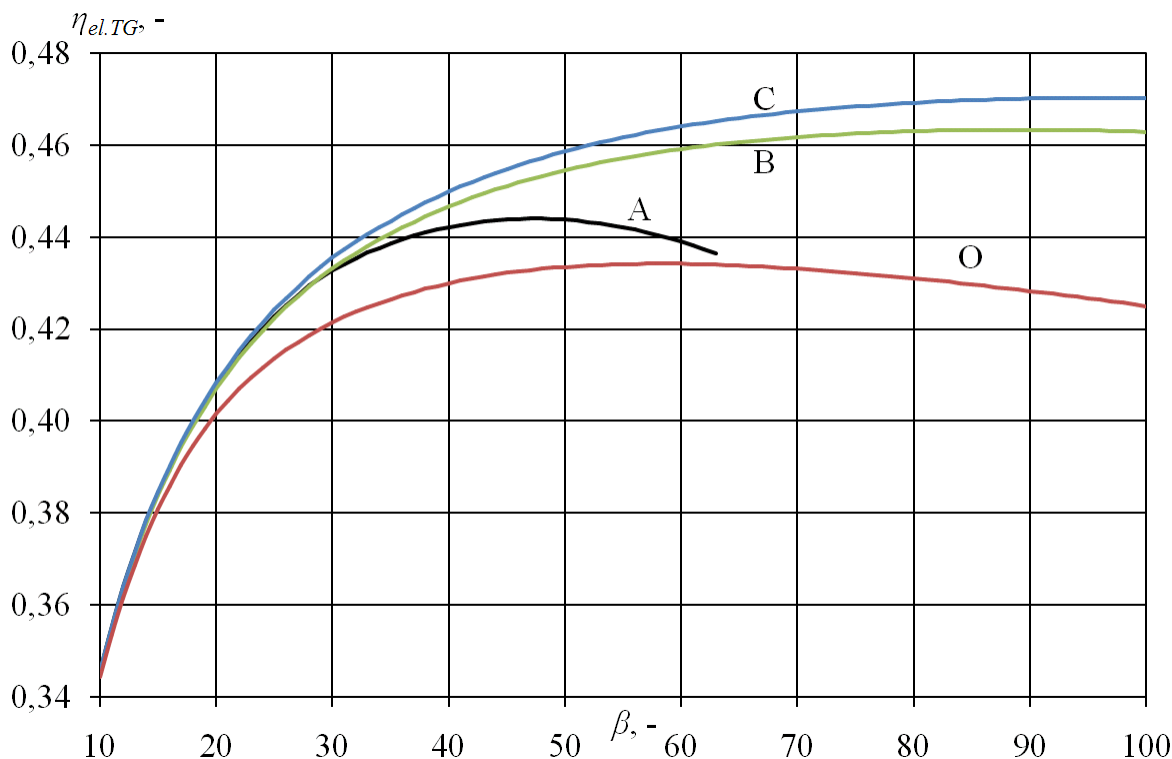
Ochłodzenie powietrza chłodzącego łopatki ekspandera do $t_{2c} = 100^{\circ}\text{C}$ w wariantcie **O** pozwala na znaczną redukcję jego strumienia oraz zmniejszenie temperatury COT , w szczególności przy wysokich wartościach sprężu β . Zastosowanie chłodzenia błonowego w wariantcie **B** oraz transpiracyjnego w wariantcie **C** powodują dalsze zmniejszenie wskaźnika γ_{ch} odpowiednio o ok. 40% oraz 50% względem wariantu **O** w całym zakresie analizy. Wynika to z założonych efektywności izotermicznych η_{iso} oraz dalszego obniżenia temperatury COT . Zastosowanie błonowej i transpiracyjnej techniki chłodzenia pozwala na uzyskanie sprawności elektrycznej turbiny gazowej $\eta_{el.TG}$ powyżej 46% przy $\beta \geq 52$ dla wariantu **C** oraz przy $\beta \geq 61$ dla wariantu **B**. Uzyskane sprawności elektryczne turbiny gazowej $\eta_{el.TG}$ przedstawiono na rysunku 5.4. Porównując rysunek 5.4 z rysunkiem 4.10 zauważyć można, iż zastosowanie chłodzenia błonowego **B** czy transpiracyjnego **C** przynosi lepsze efekty niż zastosowanie lepszego (o niższej wartości) parametru efektywności chłodzenia b dla chłodzenia konwekcyjnego **S**. Oznacza to, iż dla wariantu **B** oraz **C** uzyskano wyższe sprawności elektryczne turbiny gazowej względem maksymalnej sprawności wariantu **S** odpowiednio o 1,1 p.p. oraz 1,9 p.p.. Zauważalne jest również przesunięcie optymalnej sprawności elektrycznej turbiny gazowej w kierunku wyższych wartości stosunku ciśnień w sprężarce.



Rysunek 5.2 Temperatura na wylocie z komory spalania COT w funkcji stopni sprężania β (chłodzenie: **A**, **O** – konwekcyjne, **B** – błonowe, **C** – transpiracyjne)

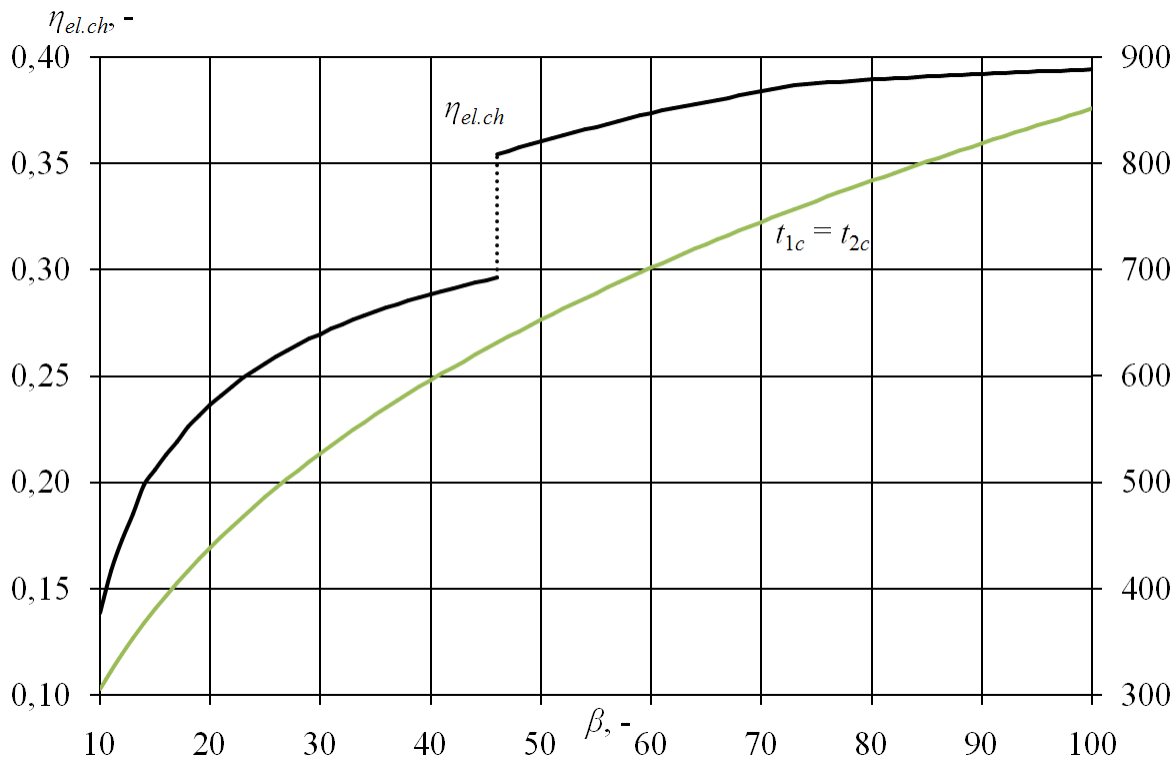


Rysunek 5.3 Wskaźnik ilości powietrza chłodzącego γ_{ch} w funkcji stopni sprężania β (chłodzenie: **A**, **O** – konwekcyjne, **B** – błonowe, **C** – transpiracyjne)

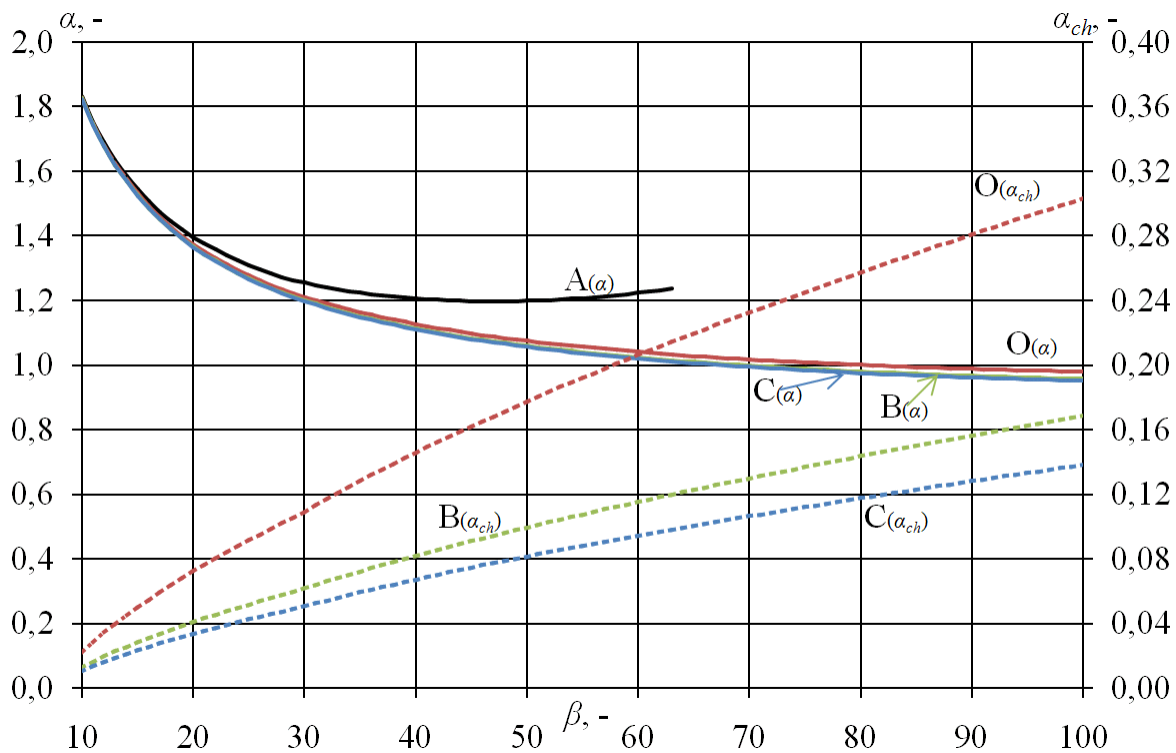


Rysunek 5.4 Sprawność elektryczna turbiny gazowej $\eta_{el.TG}$ w funkcji stopni sprężania β (chłodzenie: **A**, **O** – konwekcyjne, **B** – błonowe, **C** – transpiracyjne)

Podójście ze stałą temperaturą spalin t_{4a} sprawia, że sprawność obiegu parowego jest praktycznie stała niezależnie od analizowanego wariantu oraz od zmiany parametrów turbiny gazowej. Natomiast sprawność wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego w obiegu parowym elektrowni $\eta_{el.ch}$ zależy głównie od jego poziomu temperatury t_{1c} . Oba parametry zostały przedstawione na rysunku 5.5. Ponadto temperatura powietrza chłodzącego t_{1c} jest równa temperaturze powietrza na wlocie do komory spalania t_{1a} (patrz rysunek 4.14). Skokowy wzrost sprawności $\eta_{el.ch}$ przy $\beta = 46$ odpowiada zmianie struktury kotła odzyskowego CPC przy spełnieniu warunku $t_{1c} \geq 630^\circ\text{C}$. Efektywność wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego $\eta_{el.ch}$ praktycznie pokrywa się z tą przedstawioną na rysunku 4.18. Ilość ciepła trafiająca do kotła odzyskowego α oraz do chłodnicy powietrza chłodzącego α_{ch} została przedstawiona na rysunku 5.6. Stosunek strumienia ciepła zawartego w powietrzu chłodzącym turbinę gazową odniesiony do mocy turbiny gazowej α_{ch} dla wariantu **B** oraz **C** jest znacznie mniejszy niż dla wariantu **S** na rysunku 4.13 nawet o 0,04 dla wariantu **B** i o 0,075 dla wariantu **C**.

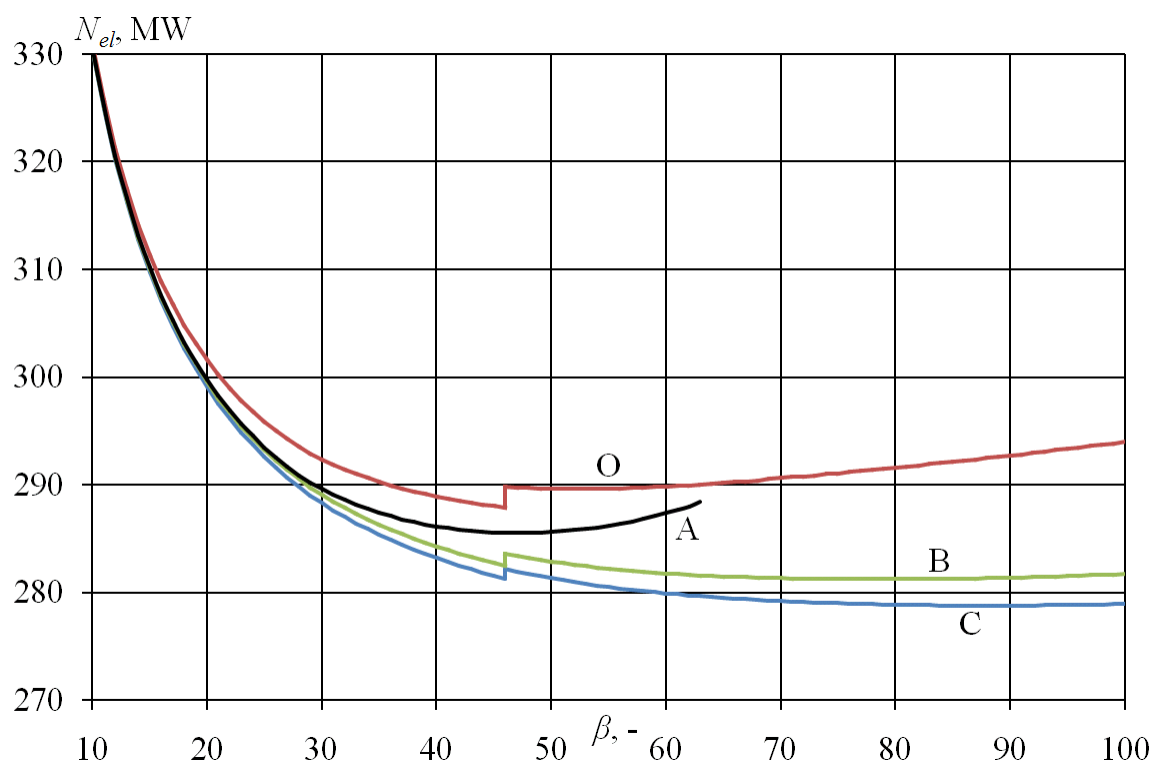


Rysunek 5.5 Efektywność wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego $\eta_{el.ch}$ temperatura powietrza chłodzącego t_{1c} w funkcji stopni sprężania β



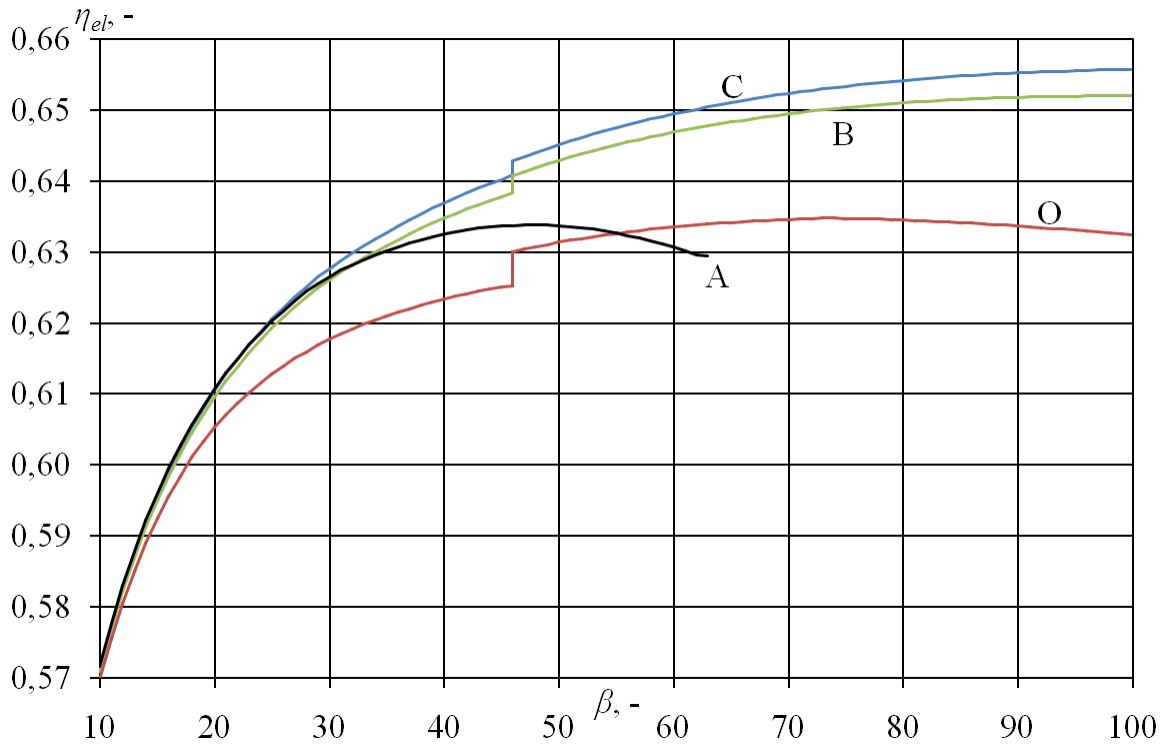
Rysunek 5.6 Wskaźniki ilości ciepła α i α_{ch} w funkcji stopni sprężania β (chłodzenie: **A**, **O** – konwekcyjne, **B** – błonowe, **C** – transpiracyjne)

Uzyskane moce N_{el} oraz sprawności brutto η_{el} dla wszystkich wariantów przedstawiono na rysunku 5.7 oraz 5.8. W zakresie niskich wartości β ilość ciepła dostarczonego do CPC jest niewielka, co przy połączeniu z niską efektywnością $\eta_{el, ch}$ przekłada się na niewielki przyrost mocy. Przy wyższych wartościach stopnia sprężania, w szczególności dla $\beta \geq 46$, $N_{el, ch}$ osiąga znaczące wartości, dla wariantu **O** w zakresie 11,75-24 MW, dla wariantów **B** i **C** są to wartości mniejsze proporcjonalnie do α_{ch} . Uzyskane sprawności elektryczne elektrowni gazowo-parowej wykazują, że możliwe jest przekroczenie sprawności elektrycznej brutto równej 65% w wariantach **B** (dla $\beta \geq 73$ i $COT \geq 1947^\circ\text{C}$) oraz w wariantach **C** (dla $\beta \geq 62$ i $COT \geq 1848^\circ\text{C}$). W wariantach z konwekcyjnym chłodzeniem ekspandera możliwe jest przekroczenie jedynie bariery 63% sprawności, osiągając maksymalnie $\eta_{el} = 63,4\%$ (dla $\beta = 47$ i $COT = 2021^\circ\text{C}$) w wariantach **A**, oraz $\eta_{el} = 63,5\%$ (dla $\beta = 73$ i $COT = 2162^\circ\text{C}$) w wariantach **O**.

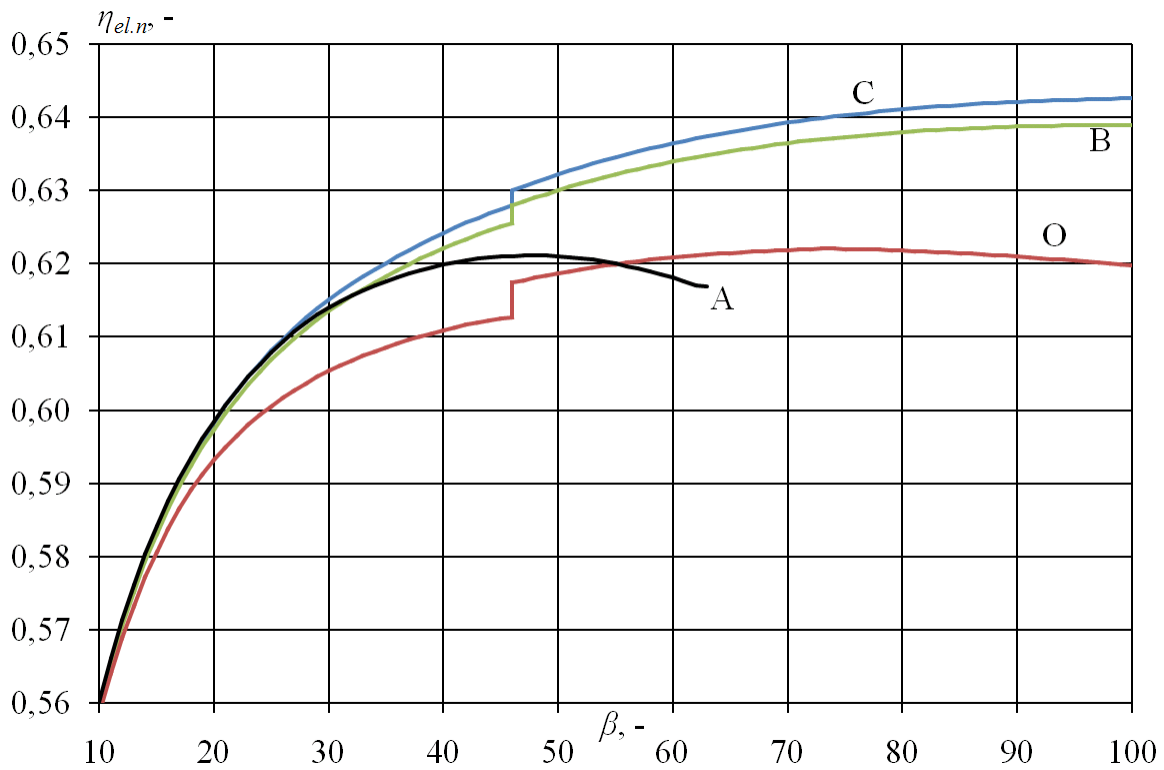


Rysunek 5.7 Moc elektryczna brutto układu gazowo-parowego N_{el} w funkcji stopnia sprężania β (chłodzenie: **A**, **O** – konwekcyjne, **B** – błonowe, **C** – transpiracyjne)

Na rysunku 5.9 przedstawiono sprawność elektryczną bloku netto analizowanych wariantów w funkcji stopnia sprężania β z uwzględnieniem wskaźnika potrzeb własnych bloku $\delta = 0,02$.



Rysunek 5.8 Sprawność brutto η_{el} układu gazowo-parowego w funkcji stopni sprężania β (chłodzenie: **A**, **O** – konwekcyjne, **B** – błonowe, **C** – transpiracyjne)



Rysunek 5.9 Sprawność netto $\eta_{el,n}$ układu gazowo-parowego w funkcji stopni sprężania β (chłodzenie: **A**, **O** – konwekcyjne, **B** – błonowe, **C** – transpiracyjne)

5.3. Podsumowanie i wnioski

W rozdziale 5 przeprowadzono analizę termodynamiczną bloku gazowo-parowego w różnych wariantach różniących się techniką chłodzenia powietrznego turbiny gazowej. Elektrownia gazowo - parowa w wariacie **A** wykorzystuje chłodzenie konwekcyjne niechłodzonym powietrzem zza kompresora. W wariacie **O** dodatkowo zastosowano ochłodzenie powietrza chłodzącego do temperatury 100°C. Warianty **B** oraz **C** wykorzystują kolejno chłodzenie błonowe oraz transpiracyjne, przy ochłodzeniu powietrza chłodzącego oraz wykorzystaniu jego ciepła w obiegu parowym bloku. Głównym założeniem w obliczeniach jest stała temperatura spalin za turbiną gazową (t_{4a}), która wynosi 630°C, natomiast wyniki przedstawiono jako charakterystyki w funkcji stopnia sprężania β . W przypadku zastosowania chłodzenia powietrza chłodzącego, odzyskane ciepło wykorzystano w obiegu parowym uzyskując dodatkową moc elektryczną turbiny parowej. Wyniki uzyskane w analizie termodynamicznej pozwalają na wysunięcie następujących wniosków:

- bez zastosowania chłodzenia powietrza chłodzącego ekspander turbiny gazowej niemożliwe jest zastosowanie zbyt wysokich spręży β . Ograniczeniami są bardzo wysokie temperatury COT (rysunek 5.2), duże strumienie tego powietrza (γ_{ch} , rysunek 5.3), a w ostateczności osiągnięcie spalania stechiometrycznego dla $\beta = 63$;
- chłodzenie powietrza chłodzącego pozwala zastosować spręż znacznie powyżej wartości $\beta = 30$ przy zachowaniu znacznie niższych wartości γ_{ch} oraz COT ;
- porównanie wariantów **A** i **O** pokazuje, że pomimo korzyści wynikających ze zmniejszenia strumienia powietrza chłodzącego, wyprowadzenie jego ciepła z obiegu powoduje spadek sprawności elektrycznej turbiny gazowej $\eta_{el.TG}$ (rysunek 5.4). Dopiero efektywne wykorzystanie odzyskanego ciepła w obiegu parowym elektrowni pozwala na poprawę sprawności i elektrowni w wariacie **O** uzyskuje wyższe sprawności niż wariant **A** dopiero dla $\beta \geq 50$;
- zastosowanie efektywniejszych technologii chłodzenia turbiny gazowej w wariantach **B** oraz **C** prowadzi do dalszego zmniejszenia ilości powietrza chłodzącego turbinę i temperatury COT . Dodatkowo poprawia sprawności turbiny gazowej $\eta_{el.TG}$ oraz całego bloku η_{el} (rysunek 5.8) względem wariantu **O**;
- zastosowanie transpiracyjnego lub błonowego chłodzenia powietrzem w połączeniu z jego chłodzeniem oraz wykorzystaniem odzyskanego ciepła w obiegu parowym pozwolić mogą

na zastosowanie znacznie wyższych parametrów pracy turbiny gazowej niż obecnie stosowane, jednocześnie zachowując niskie strumienie powietrza chłodzącego. Dla β rzędu 60-80 oraz COT na poziomie 1800-2000°C możliwe jest uzyskanie sprawności brutto układu przekraczającej 65% w wariantach **B** i **C**.

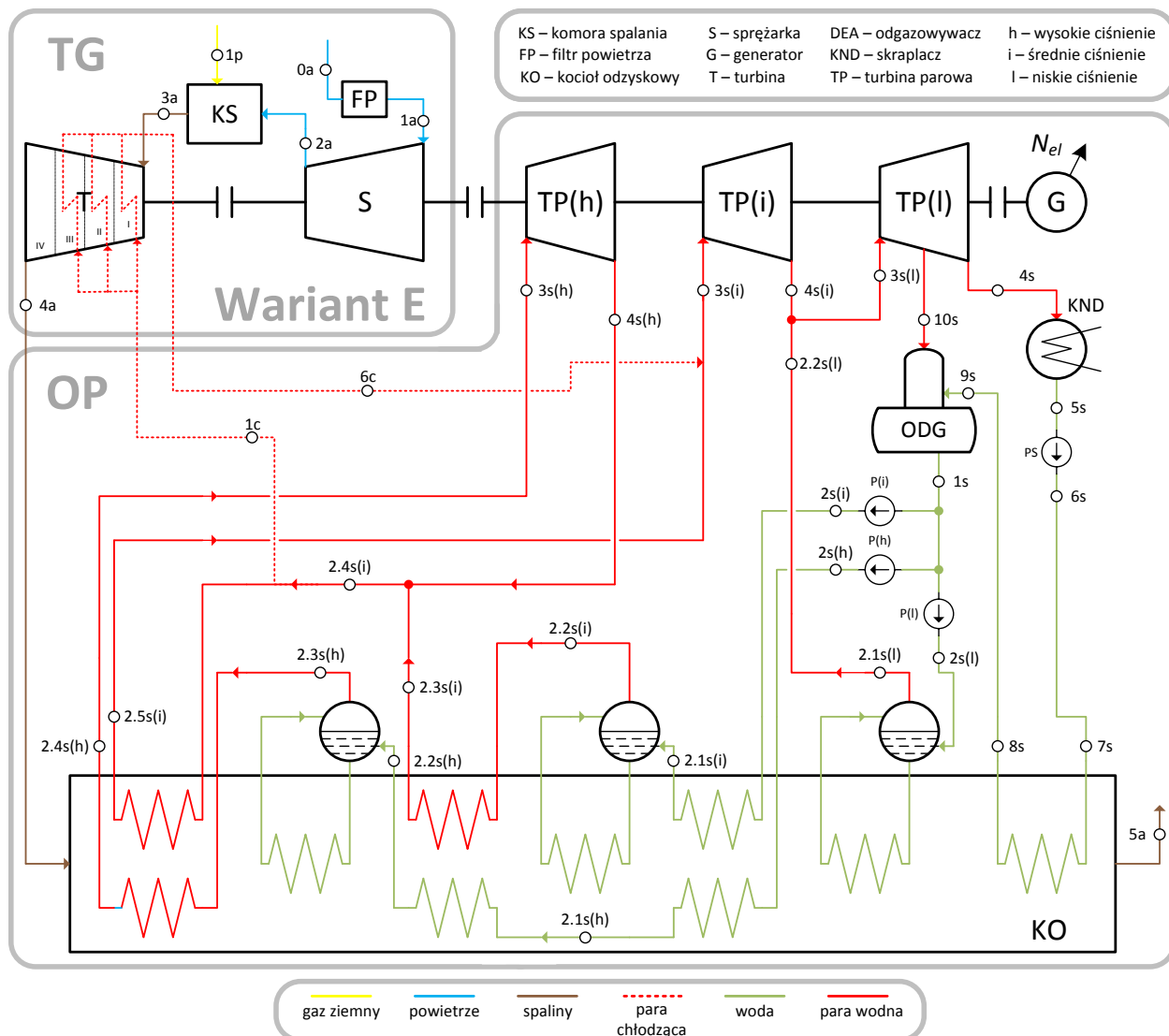
6. ANALIZA ZAMKNIĘTYCH UKŁADÓW CHŁODZENIA TURBINY GAZOWEJ I ICH WPLYWU NA PRACĘ ELEKTROWNI GAZOWO - PAROWEJ

W niniejszym rozdziale przedstawiono i porównano wpływ zamkniętego chłodzenia powietrznego **D** i parowego **E** turbiny parowej na sprawność elektryczną elektrowni gazowo – parowej. Wyniki odniesiono do chłodzenia otwartego konwekcyjnego, którego opis znajduje się w rozdziale 5.1 i jest oznaczony jako wariant **A**. Analizy z zakresu chłodzenia zamkniętego powietrznego były opracowane już w latach 70 ubiegłego wieku przez rosyjskich uczonych [2]. Z uwagi na występujące duże straty ciśnienia czynnika chłodniczego obecne analizy skupiają się na zastosowaniu pary w celu chłodzenia układu przepływowego turbiny gazowej [11][43][126][138]. Zaprezentowano strukturę elektrowni gazowo - parowej z zastosowanymi typami chłodzenia układu przepływowego ekspandera turbiny gazowej. Analiza wpływu chłodzenia zamkniętego (powietrznego **D** i parowego **E**) na sprawność bloku została wykonana w szerokim zakresie sprężu w kompresorze powietrza. Sporządzono główne charakterystyki pracy rozpatrywanego układu gazowo - parowego.

6.1. Charakterystyka układu gazowo - parowego, warianty oraz założenia

Na rysunku 6.1 przedstawiono strukturę bloku gazowo - parowego z kotłem trójciśnieniowym z parowym zamkniętym chłodzeniem turbiny gazowej. Do analizowanej elektrowni dostarczone jest powietrze o parametrach zamieszczonych w tabeli 4.2 w rozdziale 4.1 (punkt 0a na rysunku 6.1). Komora spalania zasilana jest wysoko-metanowym gazem ziemnym o składzie molowym przedstawionym w tabeli 4.3 w rozdziale 4.1.

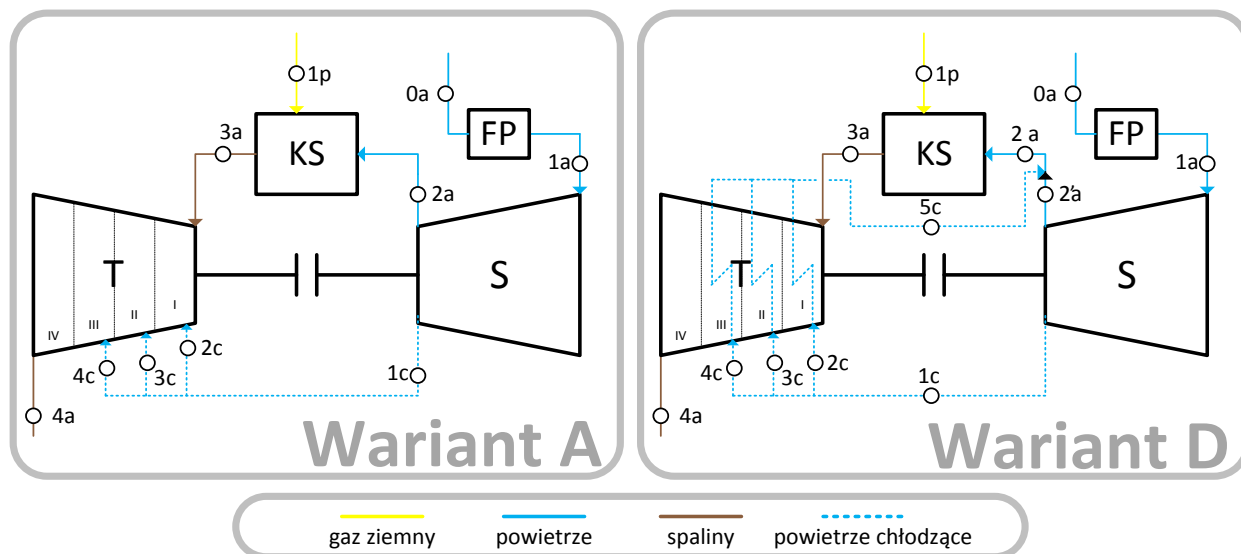
Analogicznie do poprzednich analiz opisanych w rozdziale 4 oraz 5, temperatura wylotowa z turbiny gazowej jest utrzymywana na stałym poziomie wynoszącym $t_{4a} = 630^{\circ}\text{C}$ poprzez regulację temperatury spalin na wylocie z komory spalania t_{3a} w zależności od stopnia sprężania β . Model matematyczny elektrowni został wykonany w programie GateCycleTM. W obliczeniach wykorzystano sprawności izentropowe kompresora oraz ekspandera z wariantu **optymistycznego (O)** przedstawionego odpowiednio na rysunku 4.4 w rozdziale 4.4 oraz na rysunku 4.8 w rozdziale 4.5. Reszta założeń dotyczących pracy turbiny gazowej została zestawiona i przedstawiona w tabeli 4.1 w rozdziale 4.1. Założenia dla części parowej elektrowni przedstawiono w tabeli 5.2 w rozdziale 5.1.



Rysunek 6.1 Schemat elektrowni gazowo - parowej wraz z chłodzeniem parowym zamkniętym turbiny gazowej - wariant **E** (TG - turbina gazowa, OP - obieg parowy)

Przedstawiony wariant **E** na rysunku **6.1** charakteryzuje się poborem pary przed przegrzewem wtórnym celem chłodzenia układu przepływowego turbiny gazowej. Punkt zmieszania pary świeżej i wtórnej w obiegu parowym został wybrany jako punkt poboru pary z uwagi na wystarczającą ilość czynnika do chłodzenia ekspandera. W przypadku gdyby para była pobierana w stanie nasycenia, każdy chłodzony stopień turbiny musiałby być chłodzony parą z osobnego parowacza. Analiza obejmuje również badanie zamkniętego chłodzenia powietrzem układu przepływowego (wariant **D**) turbiny gazowej przedstawionych na rysunku **6.2**. Wariant **A** stanowi punkt odniesienia. W przypadku chłodzenia otwartego konwekcyjnego (wariant **A**), tak jak to było w rozdziale **5.1**, powietrze za kompresorem jest rozdzielane i powietrze chłodzące

kierowane jest na pierwsze trzy stopnie turbiny. Powietrze chłodząc łopatkę powietrze miesza się ze spalinami. W modelu chłodzenia zamkniętego (wariant **D**) powietrze chłodzące chłodzi łopatki turbiny, a następnie jest ono wyprowadzane z ekspandera i zawracane przed komorę spalania. Struktura kotła odzyskowego oraz część parowa dla wariantów **A** i **D** jest analogiczna jak w wariacie **E** (patrz rysunek 6.1).



Rysunek 6.2 Schemat modeli chłodzenia turbiny gazowej: Wariant **A** – otwarte konwekcyjne chłodzenie powietrzem; Wariant **D** - zamknięte chłodzenie powietrzem

Metodologia oceny termodynamicznej dla wariantu **A** oraz **D** jest analogiczna do przedstawionej w rozdziale 4.2 dla klasycznego obiegu parowego. Jednakże w wariacie **E** dla sprawności elektrycznej części parowej η_{elTP} określonej zależnością (4.4) należy uwzględnić przyrost ilości ciepła zawartego w parze wyprowadzanej z układu chłodzenia turbiny gazowej \dot{Q}_{ch} obliczonej jako:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{Q}_{6c} - \dot{Q}_{1c} \quad (6.1)$$

Dodatkowo z uwagi na równanie określające strumień ciepła użytecznego dostarczonego do kotła odzyskowego $\dot{Q}_{u\dot{z}.KO}$ opisany zależnością (6.2) powinniśmy uwzględnić sprawność kotła odzyskowego η_{KO} .

$$\dot{Q}_{u\dot{z}.KO} = \dot{Q}_{4a} \cdot \eta_{KO} + \dot{Q}_{ch} \quad (6.2)$$

Wykorzystując zależności (4.4), (6.1) oraz (6.2) możemy zapisać równanie opisujące sprawność elektryczną części parowej η_{elTP} dla wariantu **E**:

$$\eta_{elTP} = \frac{N_{elTP}}{\dot{Q}_{4a} + \frac{\dot{Q}_{ch}}{\eta_{KO}}} \quad (6.3)$$

Sprawność kotła odzyskowego została założona na poziomie $\eta_{KO} = 1$. Dla wariantów **A** oraz **D** z uwagi na brak wykorzystania ciepła czynnika chłodzącego w obiegu parowym $\dot{Q}_{ch} = 0$.

Z uwagi na równanie (6.1) oraz (6.2) wskaźnik α opisany zależnością (4.8) również definiujemy następująco:

$$\alpha = \left(\dot{Q}_{4a} + \frac{\dot{Q}_{ch}}{\eta_{KO}} \right) / N_{elTG} \quad (6.4)$$

Strumień medium chłodzącego \dot{m}_{ch} poszczególny stopień liczony jest indywidualnie zgodnie z zależnością (5.1). Założenia dotyczące modelu chłodzenia łopatek ekspandera są identyczne jak założenia przedstawione w rozdziale 5.1. Jednakże, dla wariantu **E** efektywność chłodzenia łopatek ekspandera η_{ch} została obliczona na podstawie zależności (6.5) (dla wariantu **A** oraz **D** założono $\eta_{ch} = 0,5$), dla temperatury metalu łopatki $t_b = 1000^\circ\text{C}$. Dla wariantu **E** temperatury t_{1c} i t_{6c} to temperatury pary na wlocie i wylocie z układu chłodzenia turbiny gazowej (patrz rysunek 6.1). Temperatura pary w punkcie t_{6c} została założona na poziomie 600°C (dla wariantu **E**).

$$\eta_{ch} = \frac{t_{6c} - t_{1c}}{t_b - t_{1c}} \quad (6.5)$$

W oparciu o zależność (4.2) oraz wskaźnik potrzeb własnych bloku, który został założony na poziomie $\delta = 0,02$ można zapisać równanie opisujące sprawność elektryczną netto elektrowni gazowo – parowej:

$$\eta_{el,n} = \frac{N_{el} \cdot (1 - \delta)}{\dot{m}_{1p} \cdot LHV} = \eta_{el} \cdot (1 - \delta) \quad (6.6)$$

6.2. Rezultaty obliczeń

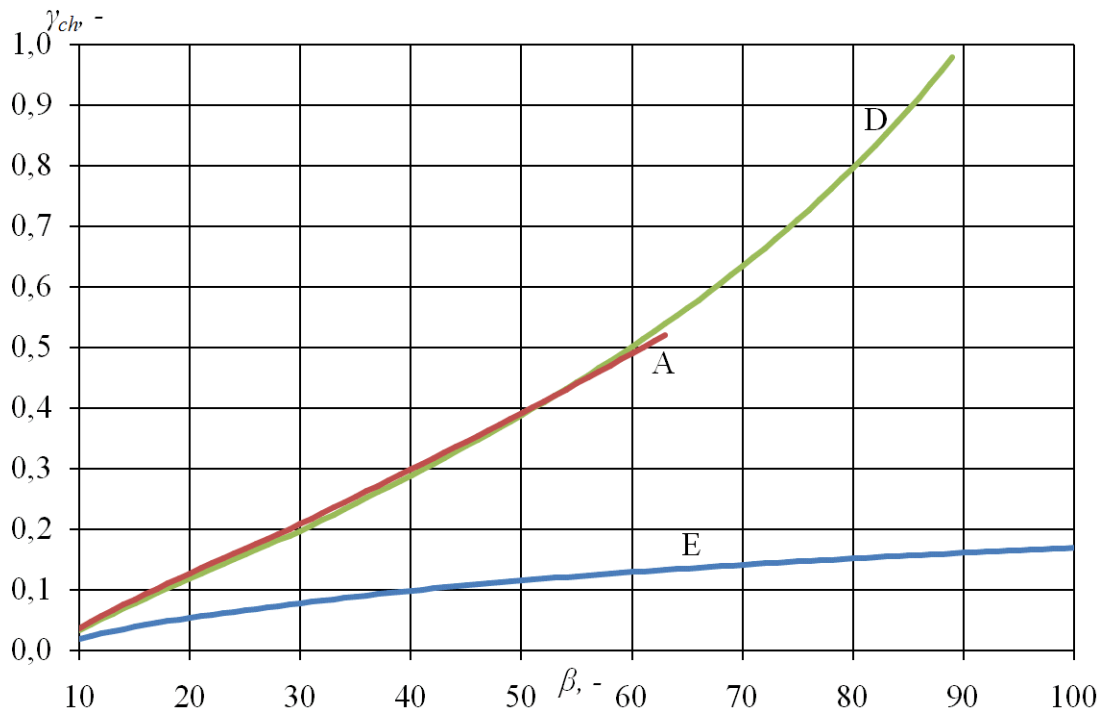
Dla analizy porównawczej opisanej w rozdziale 6.2.1 dla chłodzenia zamkniętego powietrznego (wariant **D**) wybrano wariant idealny, tzn. charakteryzujący się brakiem strat ciśnienia powietrza chłodzącego, wartością parametru $k = 10$ oraz sprawnością chłodzenia na poziomie $\eta_{ch} = 0,5$. Analiza termodynamiczna elektrowni gazowo - parowej z wariantami

chłodzenia łopatek turbiny gazowej w trybie zamkniętym pozwoliła na sporządzenie charakterystyk pracy turbosespołu gazowego oraz całego bloku w szerokim zakresie stopnia sprężania $\beta = 10 - 100$.

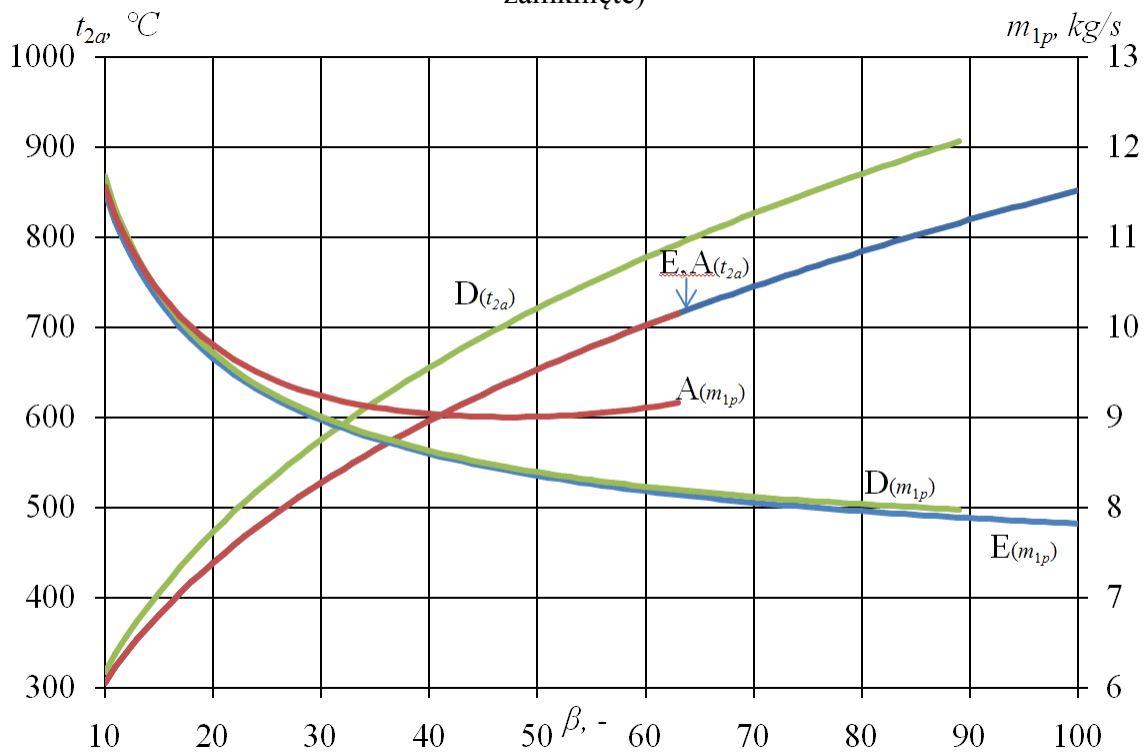
Z uwagi na występujące straty ciśnienia czynnika chłodzącego układ przepływowy ekspandera turbiny gazowej w warunkach rzeczywistych w wariantcie **D** wykonano analizę wpływu wybranych parametrów na sprawność elektryczną turbiny gazowej i przedstawiono ją na rysunku w rozdziale **6.2.2**.

6.2.1 Wpływ zamkniętych układów chłodzenia na charakterystyki elektrowni gazowo - parowej

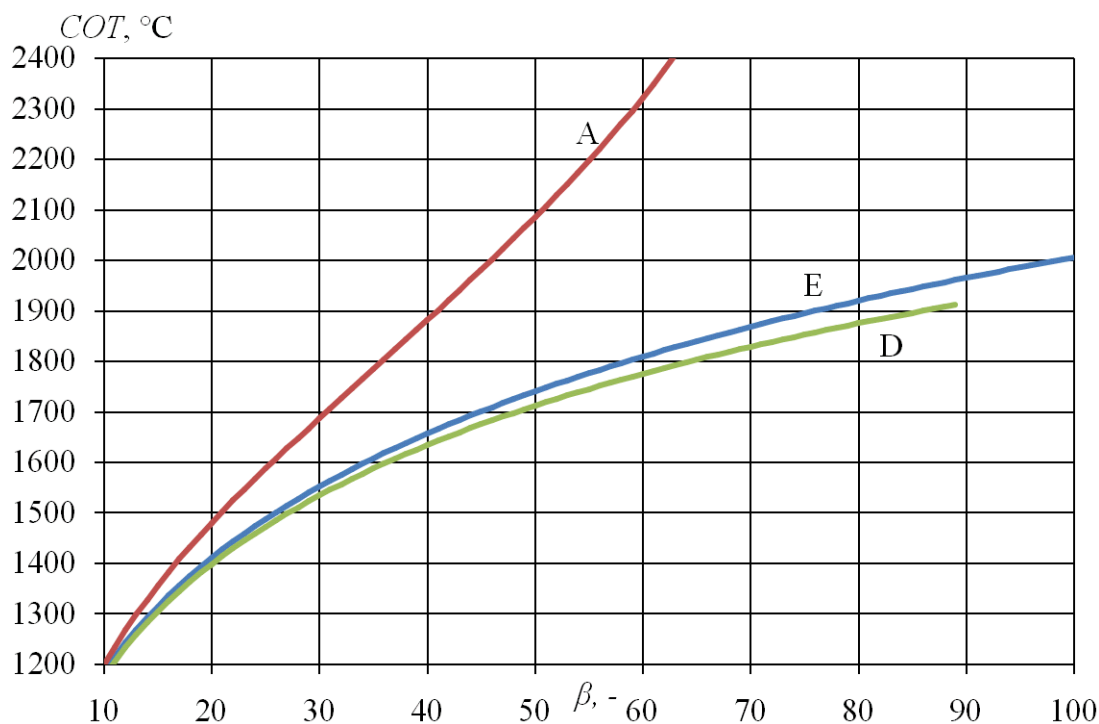
Wskaźnik ilości medium chłodzącego γ_{ch} został przedstawiony na rysunku **6.3**. Najniższy wskaźnik ilości medium chłodzącego posiada wariant z chłodzeniem parowym zamkniętym (wariant **E**). Wynika to z faktu, iż para chłodząca posiada wyższe wartości ciepła właściwego $c_{p, ch}$ niż powietrze. Analiza wariantu **A** z chłodzeniem powietrznym otwartym była możliwa maksymalnie do $\beta = 63$, z uwagi na osiągnięcie bardzo wysokich wartości temperatury COT (rysunek **6.5**). W przypadku układu z zamkniętym chłodzeniem powietrznym (wariant **D**) wskaźnik ilości powietrza chłodzącego γ_{ch} dla $\beta = 89$ wynosi blisko 100%. Oznacza to, że w punkcie 2a na rysunku **6.2** dla tego wariantu przepływa strumień spalin równy zeru. Z tego powodu analiza elektrowni z chłodzeniem zamkniętym powietrznym była możliwa tylko w zakresie $\beta = 10 - 89$. Jednak w przypadku chłodzenia zamkniętego wyższy wskaźnik ilości powietrza chłodzącego dla tego samego sprężu β (w stosunku do wariantu **E**) nie oznacza spadku sprawności elektrycznej turbiny gazowej. Cały strumień powietrza chłodzącego, który schłodził łopatki turbiny jest zawracany i wprowadzany przed komorę spalania. Zabieg ten powoduje wzrost temperatury powietrza na wlocie do komory spalania t_{2a} nawet o 75°C , co przedstawiono na rysunku **6.4**. Takie rozwiązanie skutkuje zmniejszeniem strumienia spalanego paliwa m_{1p} w komorze spalania (rysunek **6.4**) nawet o 1 kg/s. Występuje tu dodatkowo obniżenie temperatury spalin na wylocie z komory spalania $t_{3a} = COT$, która została przedstawiona w funkcji stopnia sprężania na rysunku **6.5**. Wysoka temperatura powietrza za sprężarką w analizowanych wariantach (dla $\beta > 37$) w warunkach rzeczywistych wymagałaby wprowadzenia międzystopniowej chłodnicy w sprężarce powietrza.



Rysunek 6.3 Wskaźnik ilości medium chłodzącego γ_{ch} w funkcji stopnia sprężania β (E - parowe chłodzenie zamknięte, A - powietrzne chłodzenie otwarte, D - powietrzne chłodzenie zamknięte)

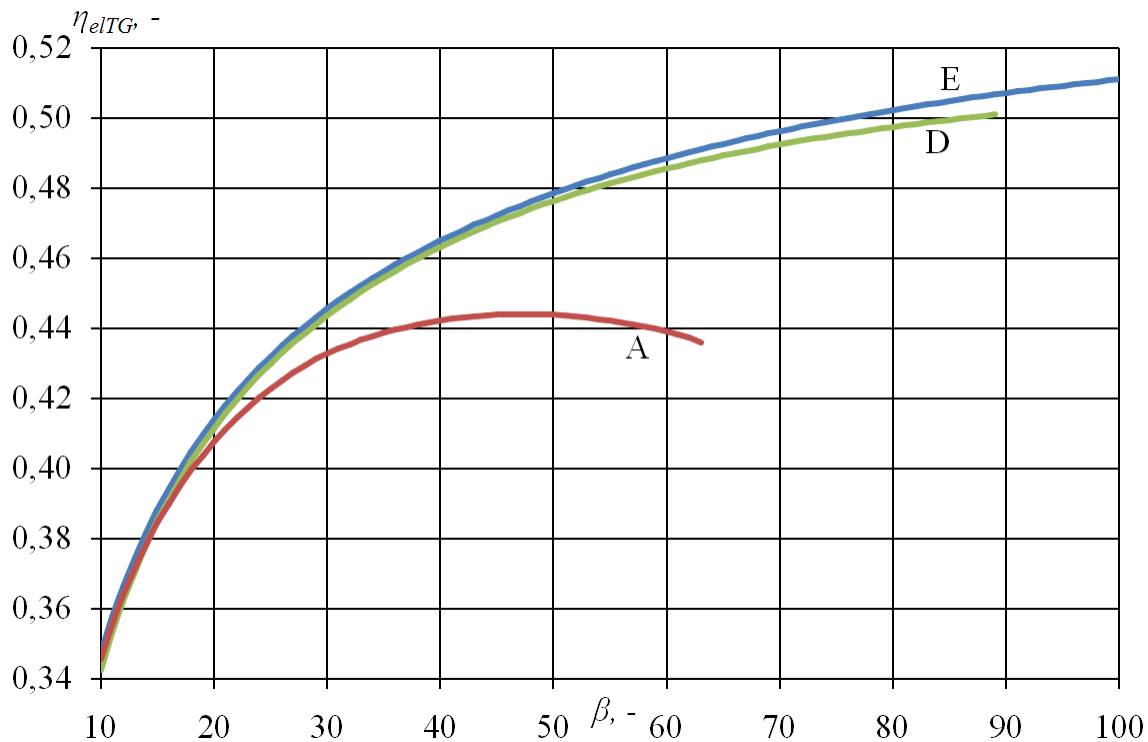


Rysunek 6.4 Temperatura powietrza na wlocie do komory spalania t_{2a} oraz strumień spalnego paliwa m_{1p} w funkcji stopnia sprężania β (E - parowe chłodzenie zamknięte, A - powietrzne chłodzenie otwarte, D - powietrzne chłodzenie zamknięte)



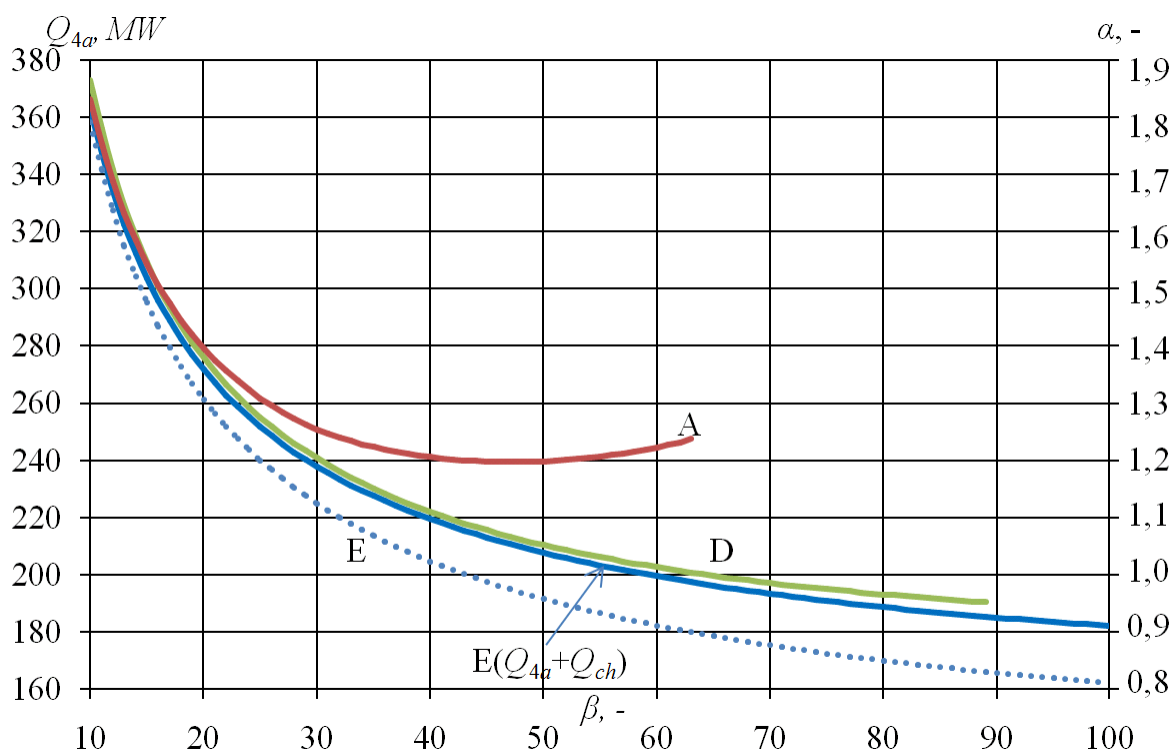
Rysunek 6.5 Temperatura spalin na wylocie z komory spalania $t_{3a} = COT$ w funkcji stopnia sprężania β (**E** - parowe chłodzenie zamknięte, **A** - powietrzne chłodzenie otwarte, **D** - powietrzne chłodzenie zamknięte)

Wobec powyższego wzrost sprawności elektrycznej turbiny gazowej η_{elTG} w układzie z zamkniętym chłodzeniem powietrzem (wariant **D**) w odniesieniu do turbiny z otwartym chłodzeniem (wariant **A**) wynika m. in. z podniesienia temperatury powietrza na wlocie do komory spalania oraz faktu, iż na pierwszą łopatkę ekspandera turbiny gazowej trafia cały strumień spalin, a nie pomniejszony o strumień powietrza chłodzącego 2 oraz 3 stopień turbiny jak ma to miejsce w wariacie **A**. Dodatkowo niższe wartości COT (rysunek **6.5**) umożliwiają zastosowanie wyższego sprężu co przekłada się na uzyskanie wyższych sprawności elektrycznych turbiny gazowej. Zastosowanie chłodzenia parowego w trybie zamkniętym powoduje, iż turbina gazowa w wariacie **E** charakteryzuje się najwyższymi sprawnościami. Sprawności elektryczne turbiny gazowej (wyznaczonej z zależności (4.3)) dla wszystkich analizowanych wariantów chłodzenia przedstawiono na rysunku **6.6**.



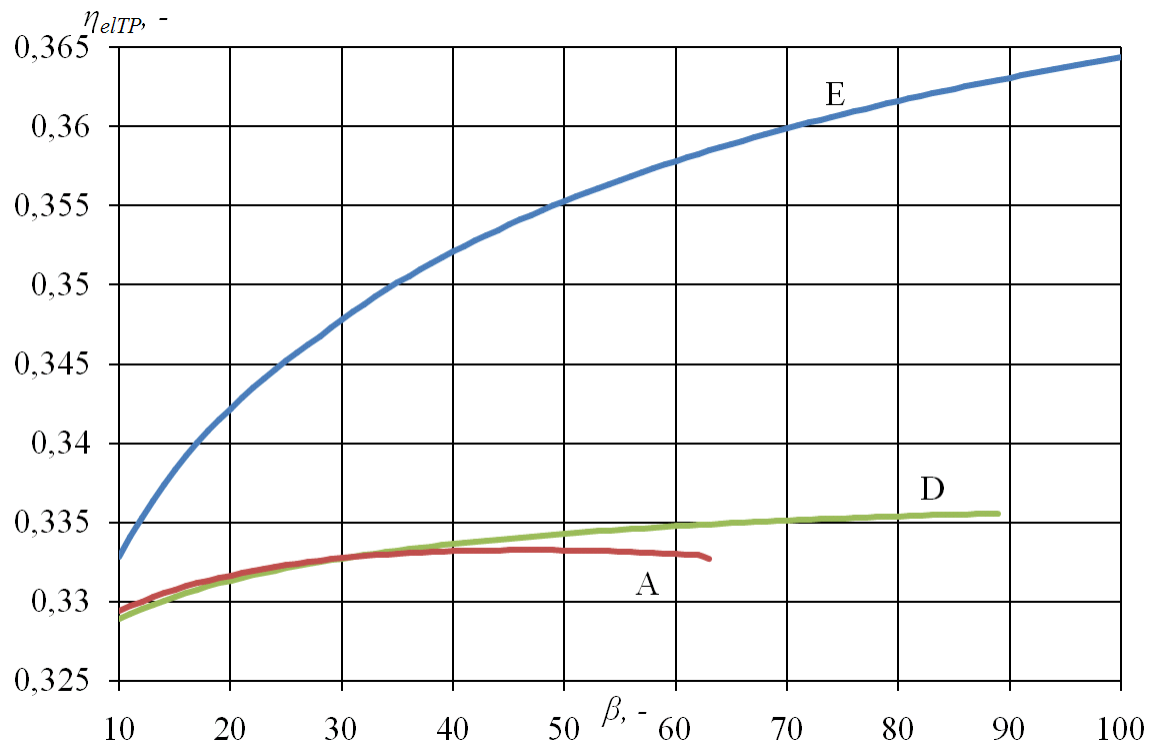
Rysunek 6.3 Sprawność elektryczna turbiny gazowej η_{elTG} w funkcji stopnia sprężania β (E - parowe chłodzenie zamknięte, A - powietrzne chłodzenie otwarte, D - powietrzne chłodzenie zamknięte)

Ciepło dostarczone do obiegu parowego Q_{Aa} oraz wskaźnik α przedstawiono na rysunku 6.7. W całym zakresie analizy ilość ciepła dostarczonego do kotła odzyskowego dla wariantów D oraz E jest zbliżona i dla $\beta = 89$ różnica ta wynosi 5,6 MW. Dodatkowo na rysunku 6.7 dla wariantu E przedstawiono drugą funkcję będącą sumą ciepła dostarczonego do kotła oraz przyrostu ciepła pary z układu chłodzenia turbiny $Q_{Aa}+Q_{ch}$. Przyrost entalpii pary z układu chłodzenia łopatek ekspandera turbiny gazowej w całym zakresie analizy uzyskano maksymalnie ok. 20 MW.



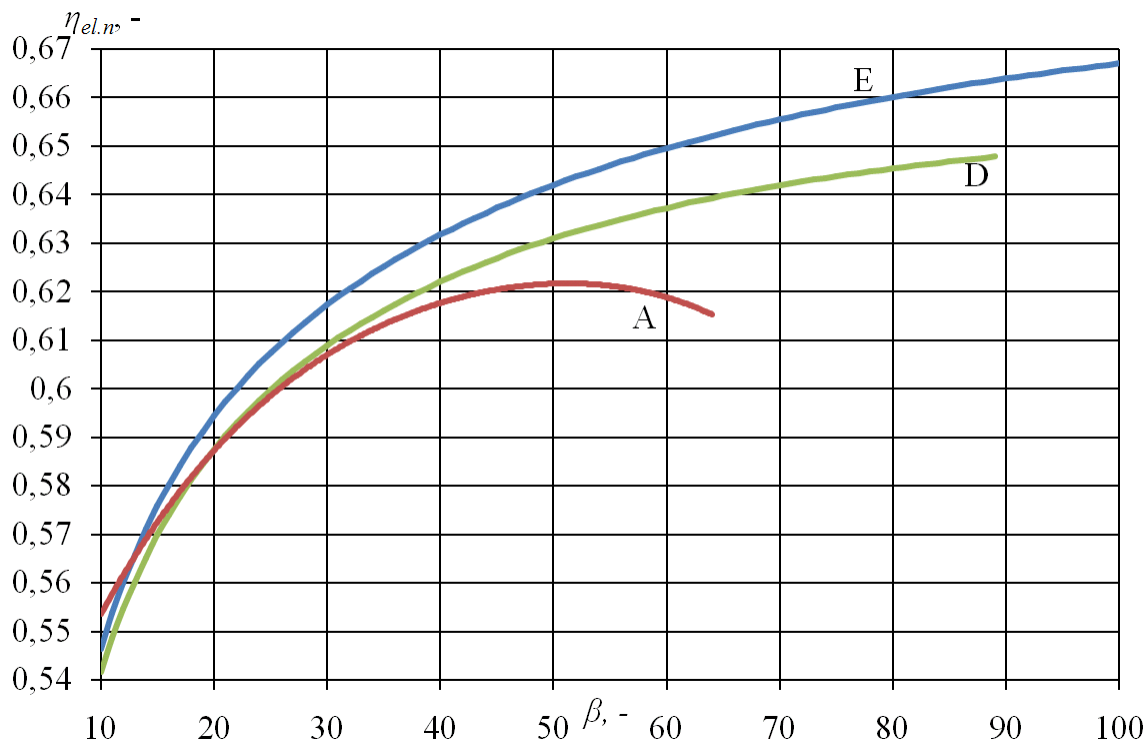
Rysunek 6.7 Ciepło doprowadzone do kotła odzyskowego Q_{4a} w obiegu parowym w funkcji stopnia sprężania β (**E** - parowe chłodzenie zamknięte, **A** - powietrzne chłodzenie otwarte, **D** - powietrzne chłodzenie zamknięte)

Stała temperatura spalin wylotowych z turbiny gazowej wpływa także na sprawność elektryczną obiegu parowego η_{elTP} obliczoną zgodnie z równaniem (6.3) i przedstawioną na rysunku 6.8. Z uwagi na przyrost ciepła pary chłodzącej układ przepływowy turbiny gazowej Q_{ch} , sprawność elektryczna obiegu parowego wariantu **E** zwiększa się wraz ze wzrostem stopnia sprężania β . W porównaniu do wariantu **A** z chłodzeniem powietrznym otwartym, sprawność elektryczna obiegu parowego wariantu **D** uzyskuje wartości wyższe dla stopni sprężania powyżej $\beta = 34$ uzyskując ekstra 0,2 punktu procentowego, natomiast sprawność obiegu parowego z chłodzeniem parowym (wariant **E**) zwiększa się nawet o 3,2 punktu procentowego.



Rysunek 6.8 Sprawność elektryczna obiegu parowego η_{elTP} w funkcji stopnia sprężania β (E - parowe chłodzenie zamknięte, A - powietrzne chłodzenie otwarte, D - powietrzne chłodzenie zamknięte)

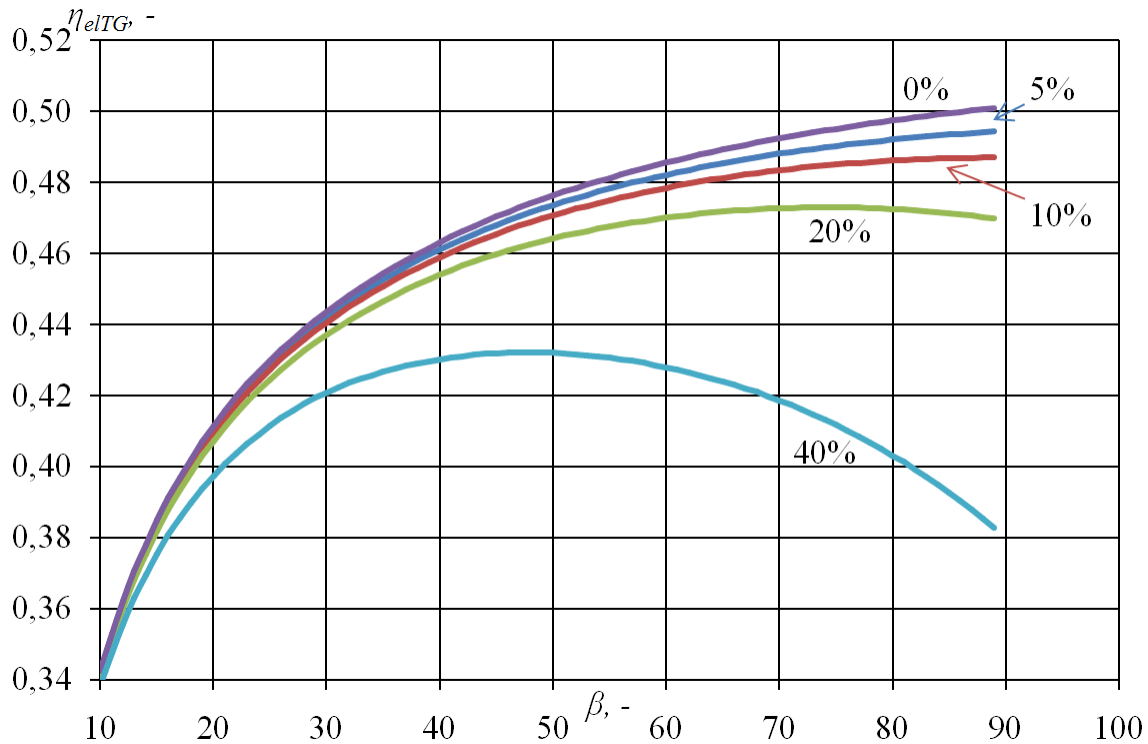
Sprawność elektryczna netto elektrowni gazowo - parowej została wyznaczona na podstawie zależności (6.6) i przedstawiona na rysunku 6.9. Maksymalna sprawność elektryczna netto bloku z chłodzeniem otwartym (wariant A) wynosi 62,1% dla $\beta = 50$. Dla tej samej β dla elektrowni z chłodzeniem zamkniętym powietrznym (wariant D) uzyskano sprawność równą 63,1%, dla wariantu E - 64,2%. Maksymalną sprawność dla wariantu D równą 64,85% uzyskano dla $\beta = 89$. Oznacza to, iż zastosowany model chłodzenia zamkniętego powietrznego turbiny gazowej jest w stanie podnieść sprawność całego bloku nawet o 2,75 punktu procentowego. W przypadku modelu z chłodzeniem zamkniętym parowym wzrost sprawności układu gazowo - parowego wynosi nawet 4,7 punktu procentowego.



Rysunek 6.9 Sprawność elektryczna netto elektrowni gazowo - parowej $\eta_{el.n}$ w funkcji stopnia sprężania β (E - parowe chłodzenie zamknięte, A - powietrzne chłodzenie otwarte, D - powietrzne chłodzenie zamknięte)

6.2.2 Wpływ Analiza wpływu wybranych parametrów na charakterystyki turbiny gazowej z zamkniętym powietrznym układem chłodzenia

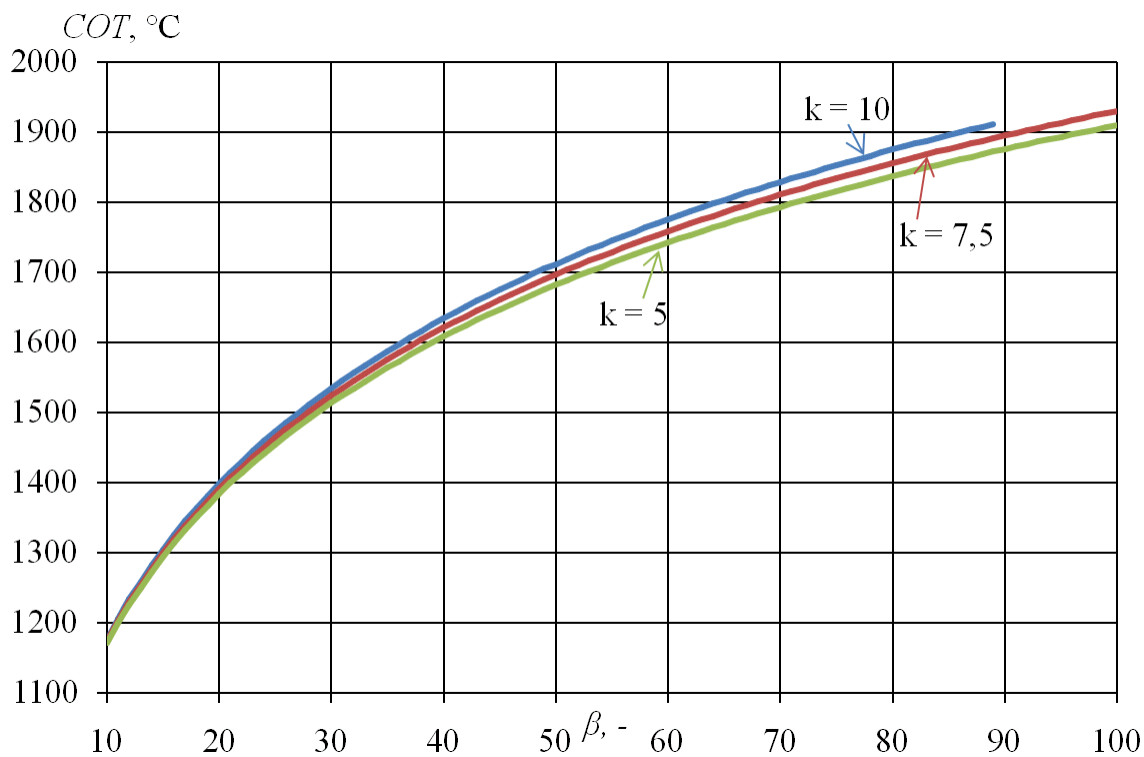
Z uwagi na występujące straty ciśnienia czynnika chłodzącego układ przepływowy ekspandera turbiny gazowej w wariantcie **D** wykonano analizę wpływu strat względnych ciśnienia chłodziwa na sprawność elektryczną turbiny gazowej i przedstawiono ją na rysunku **6.10**.



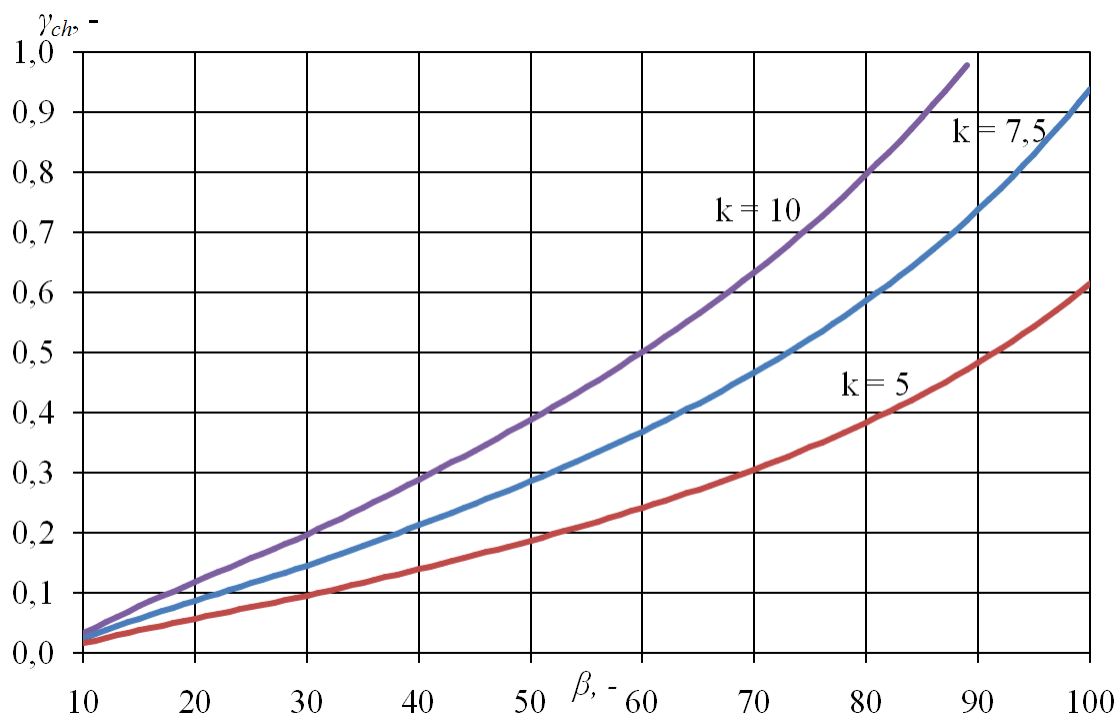
Rysunek 6.10 Sprawność elektryczna turbiny gazowej η_{elTG} w wariancie **D** w funkcji stopnia sprężania β dla wybranych wartości straty względnej ciśnienia chłodziwa ($k = 10$)

Spadek sprawności elektrycznej turbiny gazowej związany jest z koniecznością dostarczenia energii elektrycznej do dodatkowej sprężarki tak aby powietrze to mogło być wprowadzone przed komorę spalania. Sprawność wewnętrzną dodatkowej sprężarki założono i wynosi $\eta_{iS} = 0,88$ a mechaniczna $\eta_{m.S} = 0,95$. Dla analizowanego wariantu **D** analiza możliwa była tylko do $\beta = 89$ z uwagi na wskaźnik ilości powietrza chłodzącego, który osiągał wartość bliską 1 dla tej β (rysunek 6.12)

Bazując na równaniu (5.4) analizie poddano wpływ parametru k (określającego stosunek powierzchni przenikania ciepła między łopatką turbiny A_b a powierzchnią przekroju spalin A_g - zależność (4.15)) na temperaturę spalin za komorą spalania COT oraz wskaźnik ilości powietrza chłodzącego zdefiniowany jako ($\gamma_{ch} = m_{1c} / m_{1a}$) w funkcji stopnia sprężania β . Wyniki przedstawiono kolejno na rysunku 6.11 oraz 6.12.

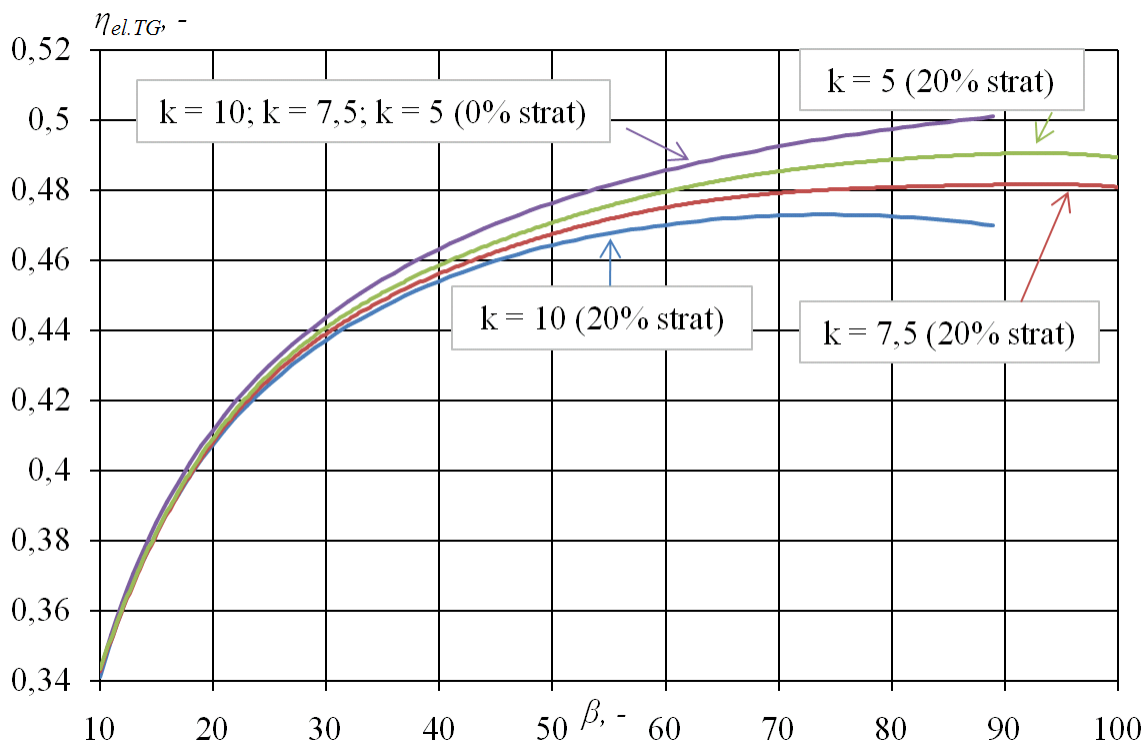


Rysunek 6.11 Temperatura spalin za komorą spalania COT w wariancie **D** w funkcji stopnia sprężania β dla wybranych wartości parametru k



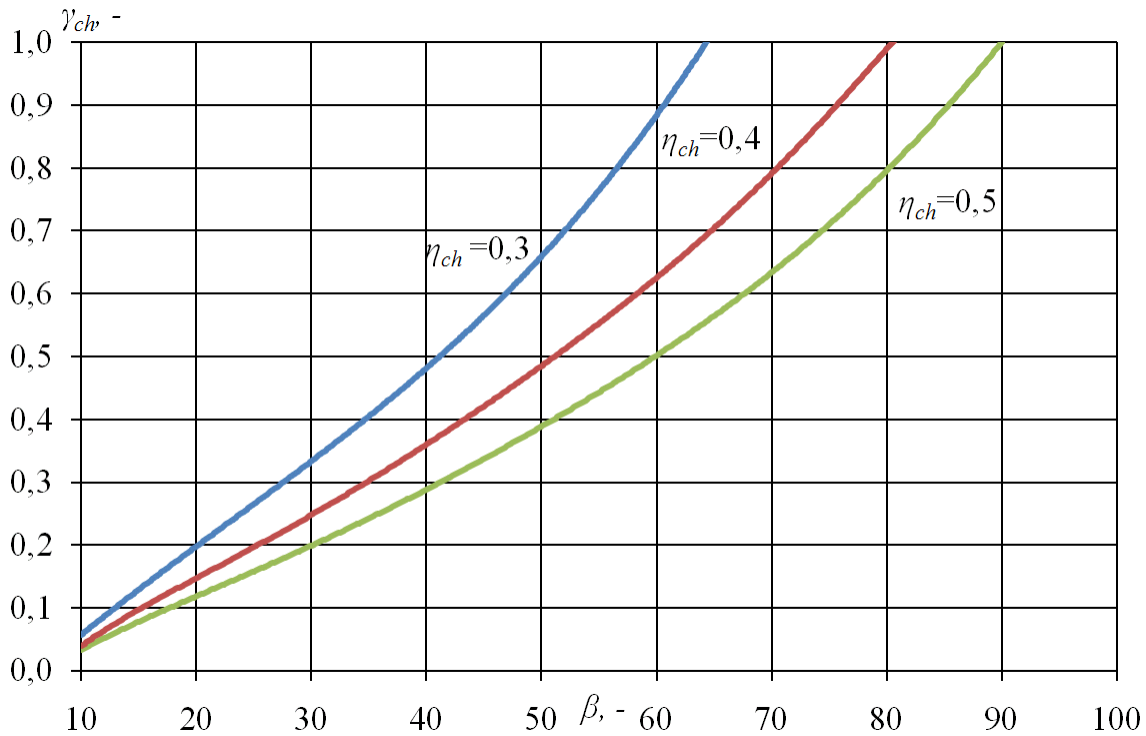
Rysunek 6.12 Wskaźnik ilości powietrza chłodzącego γ_{ch} w wariancie **D** w funkcji stopnia sprężania β dla wybranych wartości parametru k

Rozrzut sprawności elektrycznej turbiny gazowej między $k = 10$ a $k = 5$ w całym zakresie β w przypadku kiedy nie uwzględniono strat ciśnienia wynosi nie więcej niż 0,02 punktu procentowego co przedstawiono na rysunku 6.13. Niższa wartość parametru k wpływa na zmniejszenie wskaźnika ilości chłodziwa. W przypadku braku strat ciśnienia zmniejsza to tym samym ilość gorącego powietrza, które odebrało ciepło z łopatek ekspandera m_{5c} i miesza się z powietrzem za sprężarką, co w konsekwencji przekłada się na osiągnięcie niższej temperatury $t_{2'a}$ (rysunek 6.2 – wariant D) i minimalnie większym strumieniem spalanego paliwa gazowego m_{1p} .



Rysunek 6.13 Sprawność elektryczna turbiny gazowej η_{elTG} w wariantcie D w funkcji stopnia sprężania β dla wybranych wartości straty względnej ciśnienia chłodziwa oraz parametru k (dla $\eta_{ch} = 0,5$)

Zmiana wartości efektywności chłodzenia η_{ch} w przypadku wariantu D powoduje zmianę wskaźnika ilości powietrza chłodzącego (Rysunek 6.14), jednak z uwagi iż całe powietrze chłodzące zawracane jest przed komorę spalania parametr ten nie wpływa na zmianę sprawności elektrycznej turbiny gazowej. Oznacza to, iż ilość powietrza chłodzącego nie ma wpływu na sprawność elektryczną turbiny gazowej w przypadku, gdy nie uwzględnia się strat ciśnienia. W przypadku, kiedy straty ciśnienia są uwzględniane ilość powietrza chłodzącego ma wpływ na sprawność elektryczną turbiny gazowej, z uwagi na zmieniający się strumień powietrza kierowanego do dodatkowej sprężarki.



Rysunek 6.14 Wskaźnik ilości powietrza chłodzącego γ_{ch} w wariancie **D** w funkcji stopnia sprężania β dla wybranych wartości efektywności chłodzenia η_{ch}

6.3. Wnioski i podsumowanie

Analiza termodynamiczna trzech typów chłodzenia łopatek ekspandera turbiny gazowej przedstawiona w rozdziale 6 wykazała, iż wprowadzenie chłodzenia zamkniętego turbiny gazowej w znaczny sposób powoduje wzrost jej sprawności jak i całego bloku.

Wyższa sprawność elektryczna turbiny gazowej (rysunek 6.6) z zastosowanym chłodzeniem zamkniętym powietrznym (wariant **D**) w stosunku do chłodzenia powietrznego otwartego (wariant **A**) wynika głównie z trzech powodów:

- mniejszych wartości temperatury COT (rysunek 6.5),
- zmniejszeniem ilości spalnego paliwa poprzez podniesienie temperatury powietrza na wlocie do komory spalania (rysunek 6.4),
- faktu, iż cały strumień spalin jest rozprężany na pierwszej łopatce turbiny (w turbinie gazowej z otwartym chłodzeniem powietrznym strumień spalin trafiający na pierwszy stopień łopatek jest pomniejszony o strumień powietrza chłodzącego drugi i trzeci stopień ekspandera – rysunek 6.2 - Wariant **A**).

Jednakże graniczna temperatura powietrza chłodzącego $t_{2a} = 600^{\circ}\text{C}$ powoduje, iż dla wyższych wartości β konieczne jest wprowadzenie chłodnicy międzystopniowej w sprężarce powietrza. Obniżenie temperatury t_{2a} dla wariantu **D** skutkowałoby znacznym obniżeniem sprawności elektrycznej turbiny gazowej.

Ciepło dostarczone do kotła odzyskowego w obiegu parowym w obu wariantach (**E** oraz **D**) jest prawie identyczne (rysunek 6.7). Sprawności elektryczne turbiny gazowej tych wariantów również są zbliżone do siebie. Wobec powyższego wzrost sprawności całej elektrowni wynika tylko i wyłącznie ze wzrostu sprawności elektrycznej obiegu parowego.

Najwyższe sprawności elektrycznej netto elektrowni uzyskano stosując chłodzenie zamknięte parowe (wariant **E**). Uzyskano je, głównie poprzez wykorzystanie ciepła pary chłodzącej turbinę gazową w obiegu parowym elektrowni (rysunek 6.1), zwiększając sprawność elektryczną obiegu parowego (rysunek 6.8).

Warto podkreślić, iż efektywność chłodzenia łopatek ekspandera η_{ch} dla wariantów z chłodzeniem powietrznym (wariant **A** i **D**) została założona na poziomie 0,5. Z uwagi na założenie temperatury pary na wylocie z układu chłodzenia turbiny gazowej na poziomie $t_{2c} = 600^{\circ}\text{C}$ efektywność chłodzenia łopatek turbiny dla wariantu **E** wynosi $\eta_{ch} = 36,24\%$ zgodnie z równaniem (6.5). Założenie w wariantcie **E** efektywności chłodzenia na takim samym poziomie jak w wariantcie **A** i **D** spowodowałoby wygenerowanie pary o wyższej temperaturze (ponad 600°C), co z kolei przełożyłoby się na wzrost sprawności elektrycznej obiegu parowego i całego bloku. Zatem wyższa wartość efektywności chłodzenia ekspandera turbiny gazowej powoduje wzrost sprawności elektrycznej obiegu parowego a tym samym całej elektrowni.

7. ANALIZA PRACY ELEKTROWNI GAZOWO – PAROWYCH Z ZASTOSOWANYM SPALANIEM SEKWENCYJNYM W TURBINIE GAZOWEJ

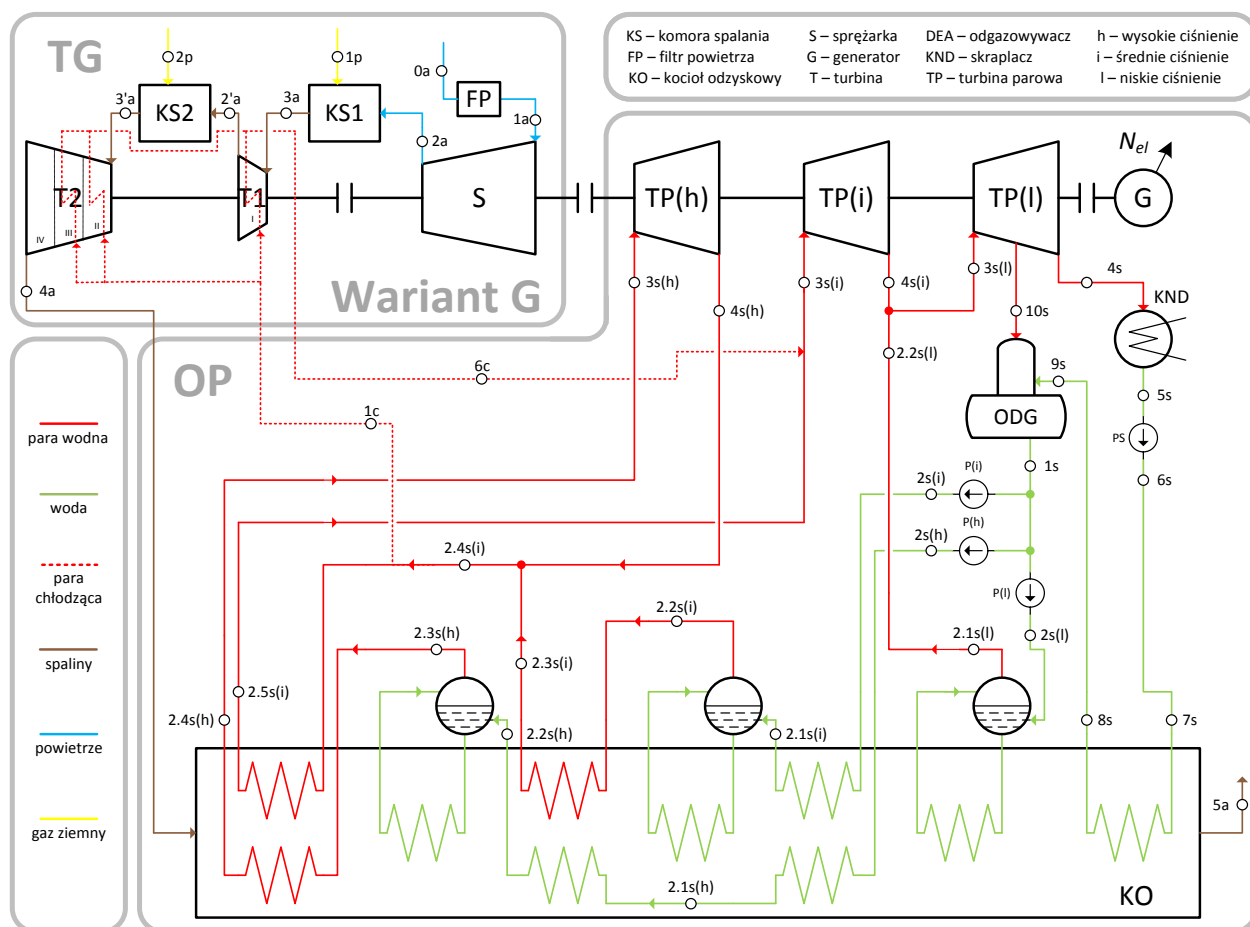
W niniejszym rozdziale przedstawiono i porównano wpływ zastosowania spalania sekwencyjnego w turbinach gazowych na sprawność bloków gazowo - parowych. W turbinie gazowej, w której zastosowane zostały dwa warianty chłodzenia łopatek ekspandera (parowe chłodzenie zamknięte oraz powietrzne chłodzenie otwarte) zastosowano spalanie sekwencyjne poprzez wprowadzenie dodatkowej komory spalania za pierwszym stopniem łopatek ekspandera. Zaprezentowano strukturę całej elektrowni gazowo - parowej z zastosowanymi typami chłodzenia układu przepływowego ekspandera turbiny gazowej. Analiza badanych bloków gazowo - parowych została wykonana w szerokim zakresie sprężu w sprężarce powietrza. Sporządzono główne charakterystyki pracy analizowanego układu gazowo - parowego.

Obecnie zaledwie jedna turbina gazowa GT26 produkcji Alstomu posiada spalanie sekwencyjne. Wprowadzenie drugiej komory spalania spowodowało, iż możliwe było zastosowanie w tej turbinie wyższego sprężu ($\beta = 35$) w stosunku do turbin z jedną komorą spalania [7][135].

7.1. Charakterystyka elektrowni gazowo - parowej, założenia oraz warianty

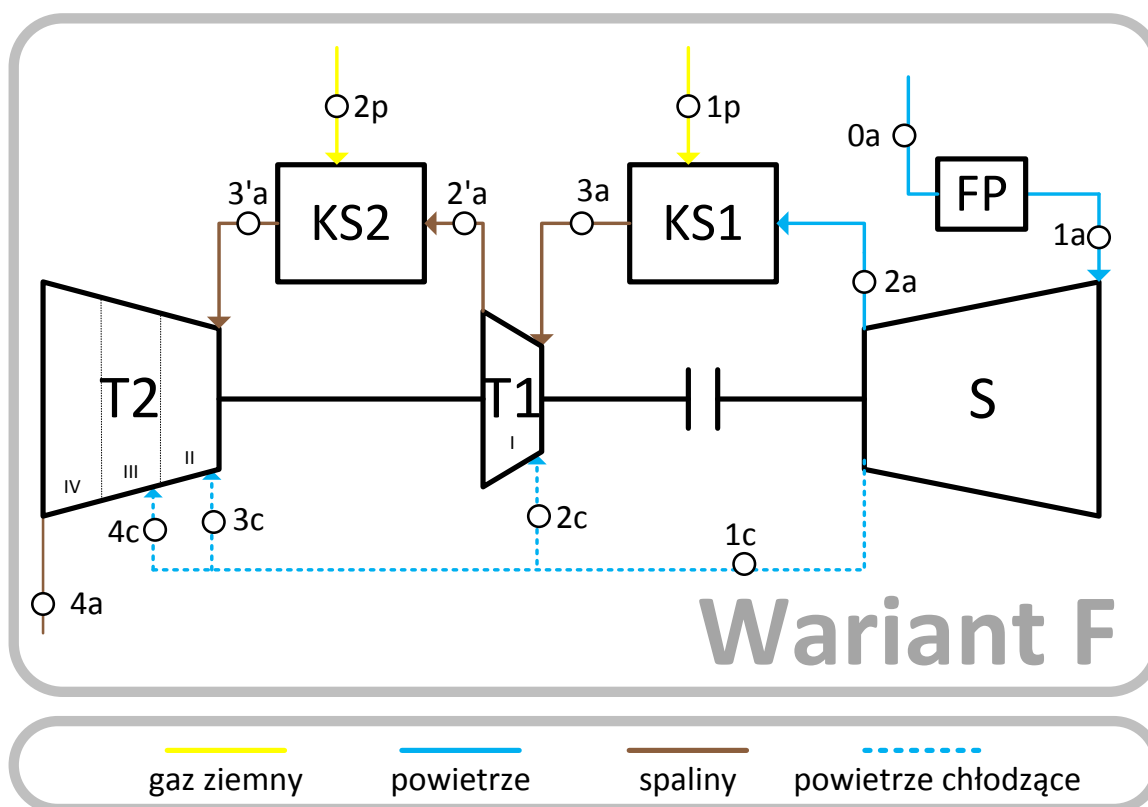
Rysunek 7.1 przedstawia strukturę elektrowni gazowo - parowej z kotłem trójciśnieniowym z przegrzewem wtórnym pary. Dodatkowo na rysunku tym przedstawiono wariant G, w którym oprócz zastosowanego chłodzenia parowego w trybie zamkniętym wprowadzono dodatkową komorę spalania za pierwszym stopniem łopatek ekspandera turbiny gazowej. Powietrze wilgotne na wlocie do turbiny gazowej charakteryzuje się parametrami zamieszczonymi w tabeli 4.2 w rozdziale 4.1 (punkt 0a na rysunku 7.1). Wysoko-metanowy gaz ziemny o składzie molowym przedstawionym w tabeli 4.3 w rozdziale 4.1 zasila komorę spalania (KS1) oraz komorę sekwencyjnego spalania (KS2). Główne założenia dla pracy turbiny gazowej zostały zestawione w tabeli 4.1 w rozdziale 4.1. Praca sekwencyjnej komory spalania (KS2) bazuje na założeniu temperatury spalin na jej wylocie równej temperaturze spalin na wylocie z pierwszej komory spalania (KS1) $t_{3'a} = t_{3a}$. Tak jak w przypadku pierwszej komory spalania, założono również względną stratę ciśnienia w drugiej komorze spalania (KS2) równą $\zeta_{KS2} = 0,045$.

Analogicznie do przeprowadzonych analiz w poprzednich rozdziałach, temperatura wylotowa z turbiny gazowej jest utrzymywana na stałym poziomie $t_{4a} = 630^{\circ}\text{C}$. Jednak w przypadku układów z sekwencyjnym spalaniem stała temperatura t_{4a} utrzymywana jest poprzez regulację temperatury spalin na wylocie z komory sekwencyjnego spalania (KS2) $t_{3'a}$ w zależności od stopnia sprężania β . Model matematyczny obiegu parowego oraz modele turbin gazowych zostały wykonane w programie GateCycleTM. W analizie wykorzystano sprawności izentropowe sprężarek oraz turbin dla wariantu optymistycznego (O) przedstawionego odpowiednio na rysunku 4.4 w rozdziale 4.4 oraz na rysunku 4.8 w rozdziale 4.5. Założenia dla części parowej elektrowni przedstawiono w tabeli 5.2 w rozdziale 5.1. Turbina gazowa składa się z dwóch części. Pierwsza część turbiny gazowej ma 1 stopień (oznaczony jako I), a druga część turbiny gazowej posiada trzy stopnie (oznaczone jako II, III oraz IV) – rysunek 7.1 oraz 7.2.



Rysunek 7.1 Schemat bloku gazowo - parowego wraz z chłodzeniem parowym zamkniętym oraz zastosowanym spalaniem sekwencyjnym - wariant G (TG - turbina gazowa, OP - obieg parowy)

Analiza bloku z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym obejmuje również chłodzenie powietrzem układu przepływowego ekspandera w trybie otwartym (konwekcyjnym) (rysunku 7.2 – wariant F). W wariantcie F, powietrze za kompresorem rozdzielane jest i powietrze chłodzące doprowadzane jest na pierwszy stopień turbiny za komorą spalania (KS1) oraz na pierwsze dwa stopnie za komorą sekwencyjnego spalania (KS2). Powietrze to miesza się ze spalinami jednocześnie chłodząc łopatkę. Struktura części parowej oraz kotła odzyskowego dla wariantu F jest identyczna jak w wariantcie G (patrz rysunek 7.1).



Rysunek 7.2 Schemat modelu chłodzenia turbiny gazowej zastosowanym spalaniem sekwencyjnym: Wariant F - otwarte powietrzne chłodzenie konwekcyjne

Metodologia oceny termodynamicznej dla wariantu G jest identyczna jak w rozdziale 6.1, natomiast dla wariantu F jest ona analogiczna jak ta przedstawiona w rozdziale 4.2 dla klasycznego obiegu parowego.

7.2. Wyniki analizy zastosowania spalania sekwencyjnego w turbinie gazowej

W rozdziale 7.2.1 przedstawiono zasadniczą część analizy wpływu zastosowania spalania sekwencyjnego w turbinie gazowej na jej sprawność elektryczną oraz sprawność netto całej elektrowni dla wariantu F oraz G. Wpływ stosunku ekspansji spalin pierwszego stopnia

ekspandera na sprawność turbiny gazowej i całej elektrowni dla wariantu **F** przedstawiono w rozdziale 7.2.2.

7.2.1 Wpływ zastosowania spalania sekwencyjnego w turbinie gazowej na sprawność elektryczną elektrowni gazowo - parowej

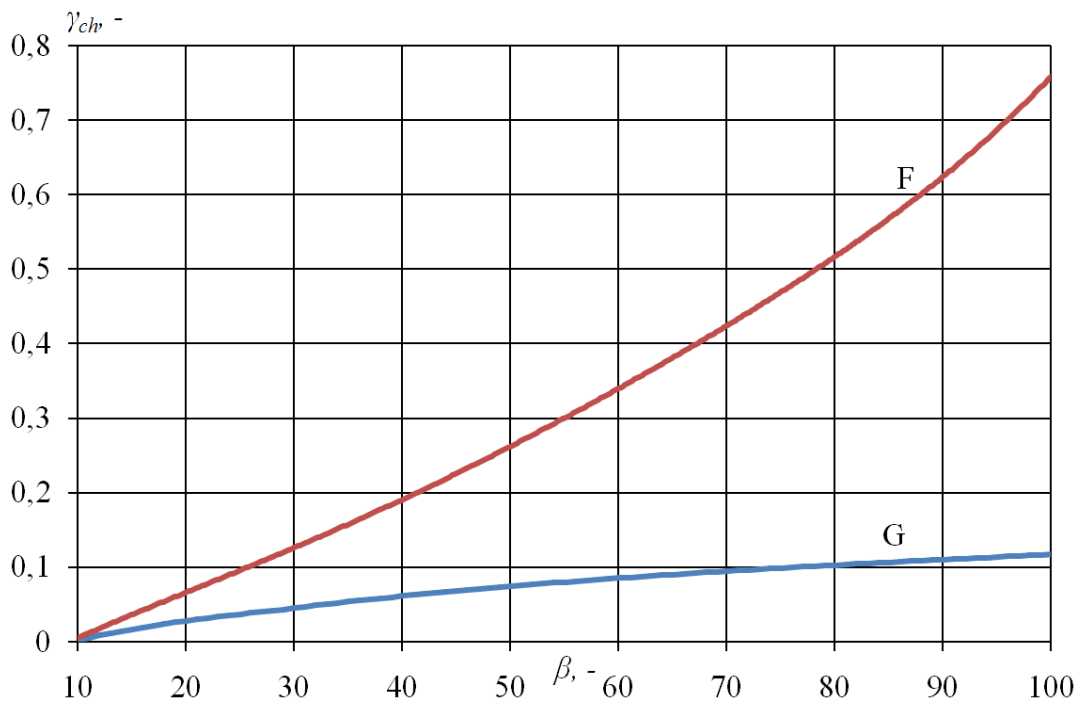
Analogicznie do poprzednich rozdziałów analiza prowadzona była przy założeniu, że stosunek ekspansji spalin na każdym stopniu poszczególnych części turbiny jest sobie równy ($\beta_I = \beta_{II} = \beta_{III} = \beta_{IV}$) i wyrażony jest zależnością (7.1), gdzie wykładnik $x = 0,25$.

$$\beta_I = \left(\frac{P_{3a}}{P_{4a}} \right)^x = \beta^x \quad (7.1)$$

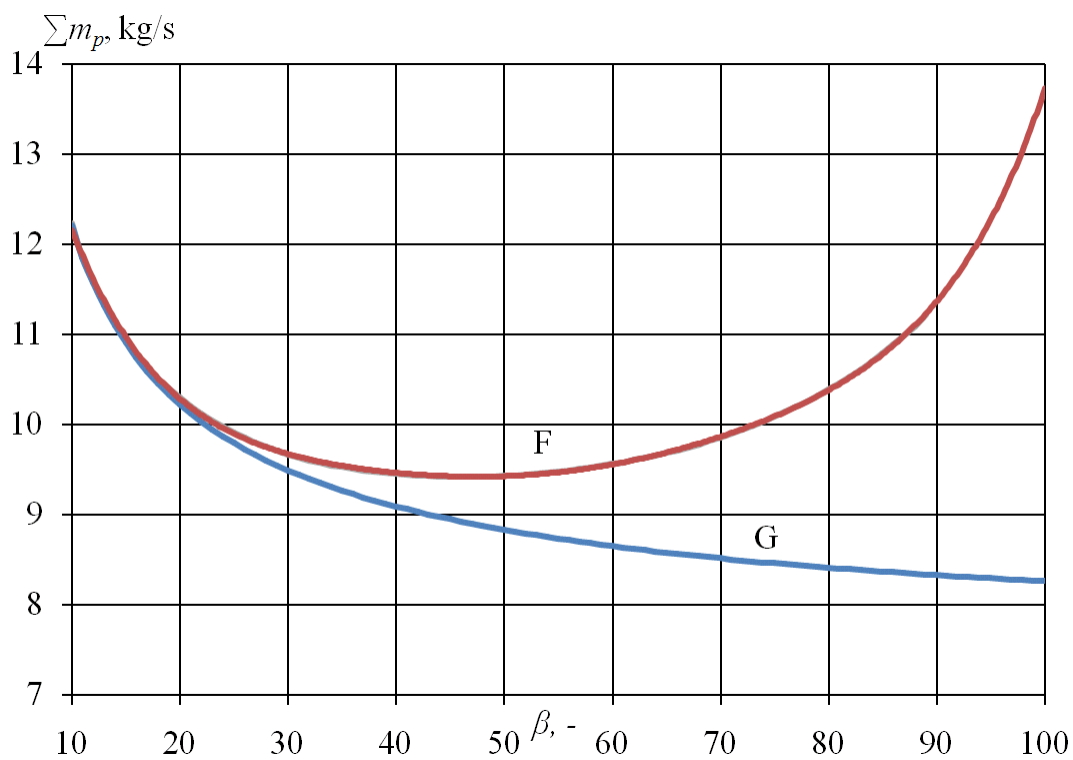
Analiza termodynamiczna elektrowni gazowo - parowej z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz z dwoma wariantami chłodzenia łopatek układu przepływowego turbiny gazowej pozwoliła na sporządzenie charakterystyk pracy turbiny gazowej jak i całego bloku w szerokim zakresie stopnia sprężania $\beta = 10 - 100$.

Wskaźnik ilości powietrza / pary chłodzącej γ_{ch} (określony jako $\gamma_{ch} = m_{1c} / m_{1a}$) został przedstawiony na rysunku 7.3. Tak jak w przypadku analizy przedstawionej w rozdziale 6 najniższy wskaźnik ilości medium chłodzącego posiada turbina z zamkniętym chłodzeniem parowym (wariant **G**). Wynika to z wyższych wartości ciepła właściwego pary $c_{p,ch}$ w stosunku do powietrza (wariant **F**). W przypadku wariantu **F**, pomimo zwiększonego strumienia powietrza sprężanego w turbinie gazowej m_{1a} , wymagane strumienie powietrza chłodzącego na drugi m_{3c} oraz trzeci stopień ekspandera m_{4c} są znacznie większe, niż w przypadku turbiny bez dodatkowej komory spalania. W konsekwencji czego wskaźnik ilości powietrza chłodzącego γ_{ch} dla wariantu **F** jest największy i dochodzi do 75% dla $\beta = 100$. Porównując rysunek 6.4 oraz rysunek 7.4 zauważalny jest niewielki wzrost spalanej paliwa $\sum m_p = m_{1p} + m_{2p}$ dla wariantu **G** względem wariantu **E**. Dla wariantu **F** ilość spalanej paliwa posiada swoje minimum dla $\beta = 46$, dla wyższego sprężu następuje wyraźny wzrost ilości spalanej paliwa do 13,8 kg/s dla $\beta = 100$.

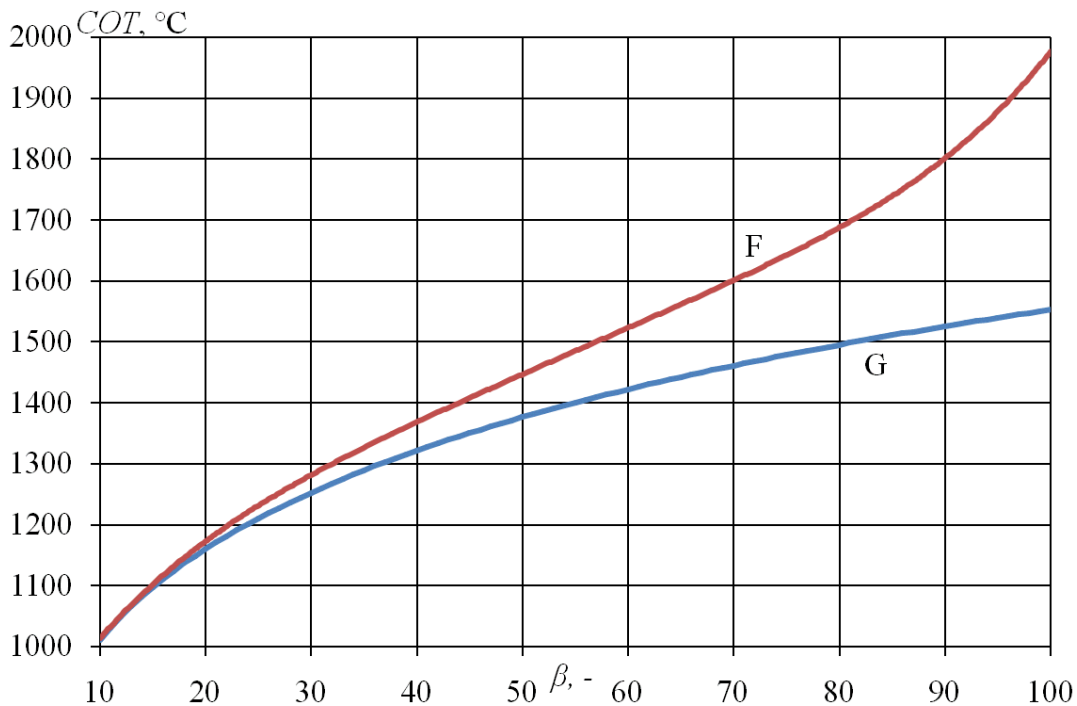
Na rysunku 7.5 przedstawiono temperatury spalin za komorami spalania $t_{3a} = t_{3'a} = COT$. Dla analizowanych wariantów zauważalne jest zmniejszenie temperatur za komorami spalania w odniesieniu do rysunku 6.5. Dla wariantu **G** w całym zakresie analizy nie przekroczone temperatury $COT = 1550^\circ\text{C}$.



Rysunek 7.3 Wskaźnik ilości powietrza chłodzącego γ_{ch} w turbinie gazowej ze spalaniem sekwencyjnym w funkcji stopnia sprężania β (F - powietrzne chłodzenie otwarte, G - parowe chłodzenie zamknięte)

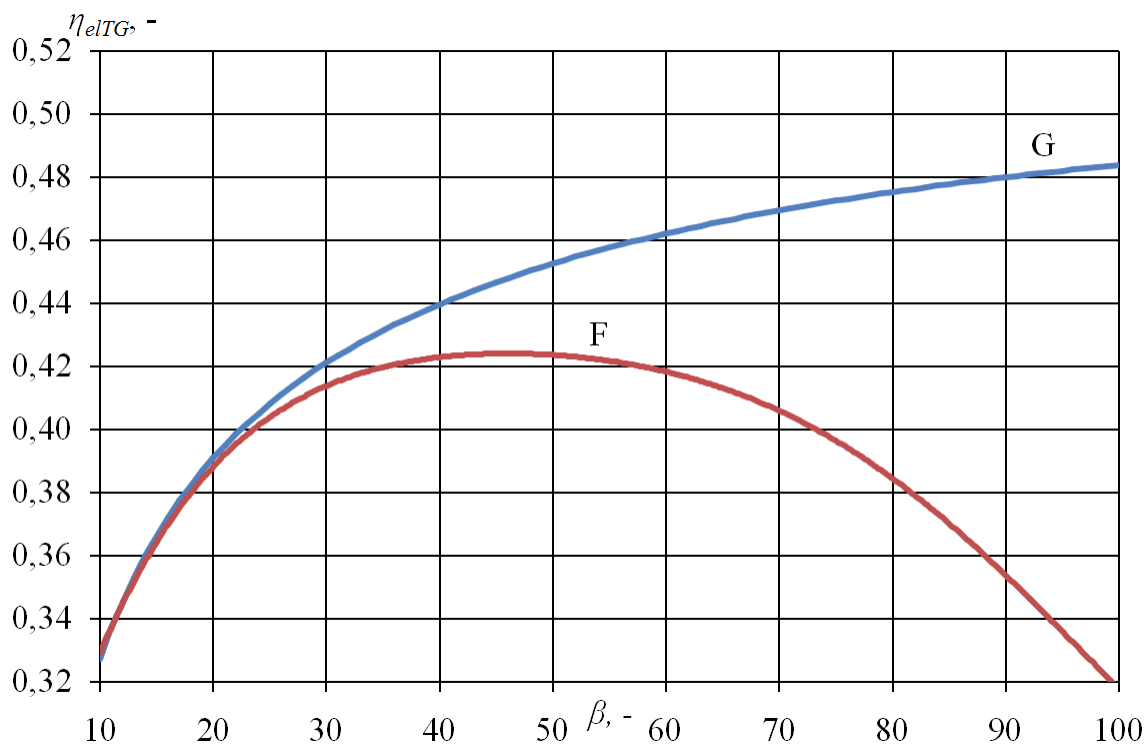


Rysunek 7.4 Strumień spalanego paliwa $\sum m_p$ dla układu ze spalaniem sekwencyjnym w funkcji stopnia sprężania β (F - powietrzne chłodzenie otwarte, G - parowe chłodzenie zamknięte)



Rysunek 7.5 Temperatura spalin na wylocie z komór spalania $t_{3a} = t_{3'a} = COT$ w funkcji stopnia sprężania β (**F** - powietrzne chłodzenie otwarte, **G** - parowe chłodzenie zamknięte)

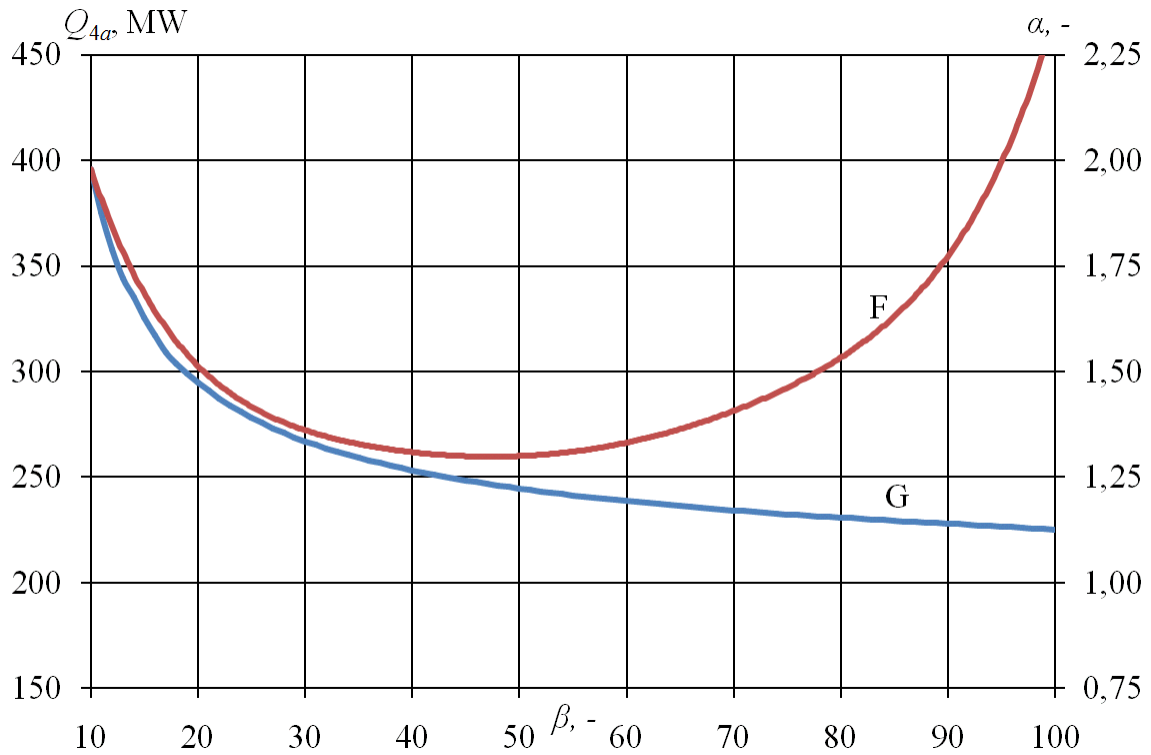
Niewielki wzrost spalnego paliwa $\sum m_p$ w układzie ze spalaniem sekwencyjnym przekłada się na gorsze sprawności elektryczne turbiny gazowej η_{elTG} , które zostały przedstawione na rysunku 7.6. Dla wariantu **F** maksymalną sprawność elektryczną turbiny gazowej uzyskano dla $\beta = 46$ równą $\eta_{elTG} = 42,2\%$. Dalszy wzrost wartości sprężu powoduje spadek sprawności elektrycznej turbiny gazowej. Niższa wartość sprawności turbiny gazowej ze spalaniem sekwencyjnym (wariant **F**) w stosunku do wariantu **A** opisanego w rozdziale 6 wynika z większego strumienia spalnego paliwa (rysunek 7.4). Wariant **G** dla $\beta = 100$ uzyskał sprawność elektryczną większą o ok. 6 punktów procentowych (względem optimum wariantu **F**). Jest to wartość o 2,9 punktu procentowego mniejsza w stosunku do układu bez spalania sekwencyjnego (rysunek 6.6).



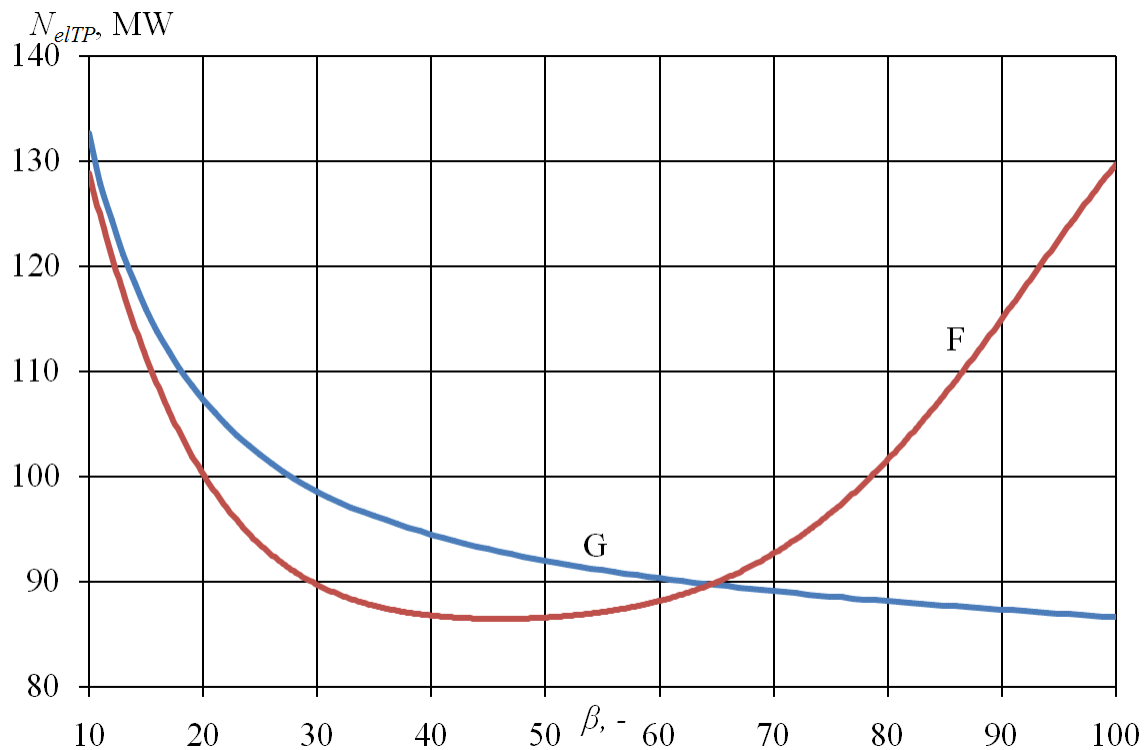
Rysunek 7.6 Sprawność elektryczna turbiny gazowej ze spalaniem sekwencyjnym η_{eITG} w funkcji stopnia sprężania β (F - powietrzne chłodzenie otwarte, G - parowe chłodzenie zamknięte)

Pomimo uzyskanych nieco mniejszych wartości sprawności elektrycznej turbiny gazowej ze spalaniem sekwencyjnym (patrz rysunek 7.6) w stosunku do układu bez dodatkowej komory spalania (patrz rysunek 6.6), kluczowy jest strumień ciepła kierowany do kotła odzyskowego Q_{4a} , który został przedstawiony na rysunku 7.7. Dodatkowo na rysunku 7.7 przedstawiono wskaźnik α , który został wyznaczony na podstawie zależności (6.4). Dla rozpatrywanych wariantów ze spalaniem sekwencyjnym uzyskano większe strumienie ciepła Q_{4a} na wlocie do kotła odzyskowego, niż w przypadku wariantów bez spalania sekwencyjnego (rysunek 6.7).

Dla wariantu G na rysunku 7.7 przedstawiono funkcję będącą sumą ciepła dostarczonego do kotła odzyskowego oraz przyrostu ciepła pary z układu chłodzenia turbiny $Q_{4a}+Q_{ch}$. W wariantcie F (rysunek 7.7) od $\beta = 46$ następuje gwałtowny wzrost strumienia energii Q_{4a} dostarczanej do kotła odzyskowego. Moc elektryczna turbiny parowej została przedstawiona na rysunku 7.8.



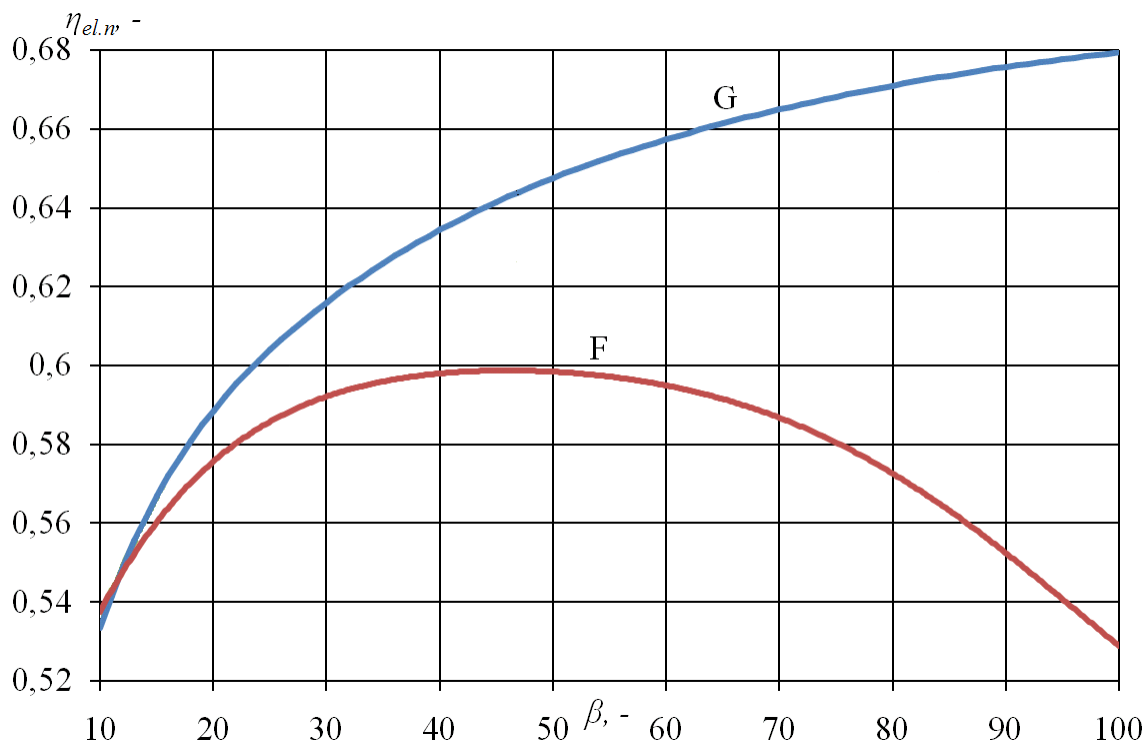
Rysunek 7.7 Ciepło doprowadzone do kotła odzyskowego Q_{4a} z turbiny gazowej z sekwencyjnym spalaniem w funkcji stopnia sprężania β (F - powietrzne chłodzenie otwarte, G - parowe chłodzenie zamknięte)



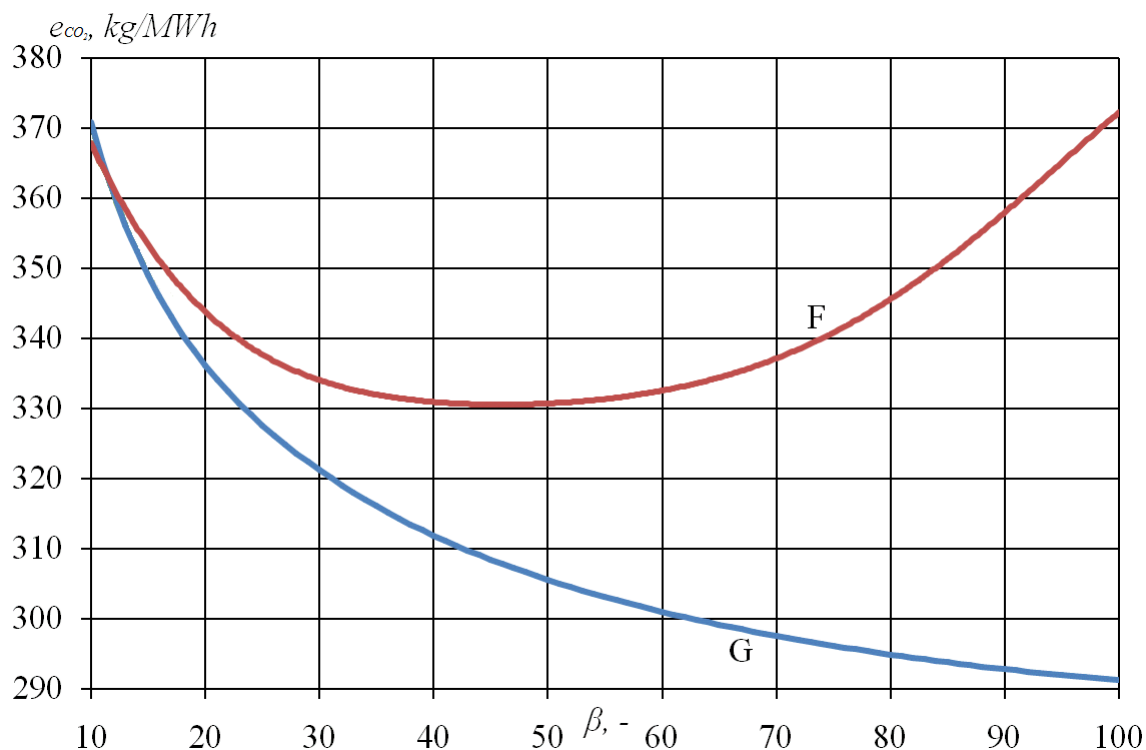
Rysunek 7.3 Moc elektryczna turbiny parowej N_{eITP} w funkcji stopnia sprężania β (F - powietrzne chłodzenie otwarte, G - parowe chłodzenie zamknięte)

Sprawność elektryczna netto układu gazowo - parowego została wyznaczona z zależności (6.6) i przedstawiona na rysunku 7.9. Maksymalna sprawność elektryczna netto bloku z chłodzeniem otwartym (wariant **F**) wynosi 59,9% dla $\beta = 46$. Układ z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz chłodzeniem parowym (wariant **G**) dla $\beta = 100$ uzyskał najwyższą sprawność elektryczną netto całej elektrowni równą $\eta_{el.n} = 67,9\%$.

Dla analizowanych wariantów chłodzenia wyznaczono jednostkową emisję CO_2 e_{CO_2} przypadającą na 1 MWh wyprodukowanej energii elektrycznej i przedstawiono na rysunku 7.10. Tylko dla wariantu **G** udało się osiągnąć wartość emisji CO_2 poniżej 300 kg/MWh $e_{CO_2} = 292$ kg/MWh.



Rysunek 7.4 Sprawność elektryczna netto elektrowni gazowo - parowej $\eta_{el.n}$ w funkcji stopnia sprężania β (**F** - powietrzne chłodzenie otwarte, **G** - parowe chłodzenie zamknięte)

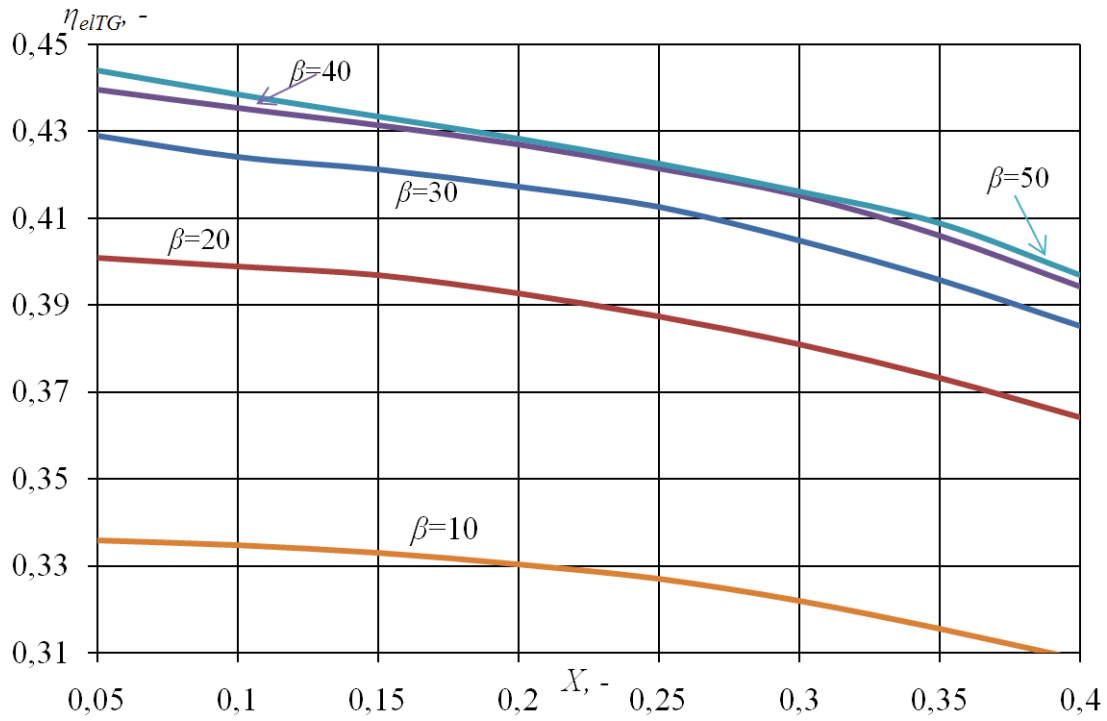


Rysunek 7.5 Jednostkowa emisja CO₂ e_{CO_2} w funkcji stopnia sprężania β (F - powietrzne chłodzenie otwarte, G - parowe chłodzenie zamknięte)

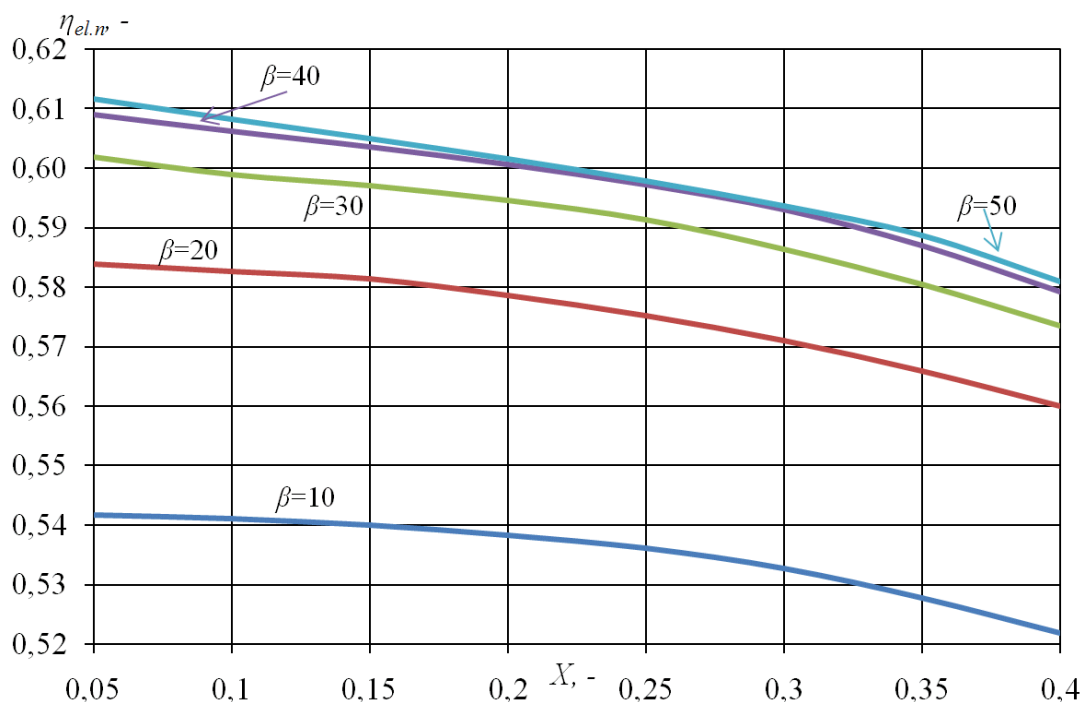
7.2.2 Wpływ stosunku ekspansji spalin pierwszego stopnia ekspandera na sprawność turbiny gazowej i całej elektrowni

Z uwagi na fakt, iż komora sekwencyjnego spalania (KS2) umieszczona jest między pierwszym a drugim stopniem turbiny gazowej dla wariantu F oraz wybranych wartości stopni sprężania β wykonano analizę wpływu stosunku ekspansji spalin pierwszego stopnia ekspandera na sprawność turbiny gazowej oraz całego bloku. W tym celu w modelu turbiny gazowej przyjęto stałe stosunki ekspansji spalin dla stopni znajdujących się za komorą sekwencyjnego spalania, które zależne są od stosunku ekspansji spalin pierwszego stopnia (zależność (7.1)) zgodnie z zależnością (7.2). Wyniki analizy dla wariantu F zostały przedstawione w funkcji wykładnika x z zależności (7.1) odpowiednio na rysunku 7.11 dla turbiny gazowej oraz rysunku 7.12 dla całej elektrowni dla wybranych wartości sprężu β .

$$\beta_{II} = \beta_{III} = \beta_{IV} = \left(\frac{P_{3a}}{P_{4a}} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{\beta}{\beta_I} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (7.2)$$



Rysunek 7.11 Sprawność elektryczna turbiny gazowej η_{elTG} ze spalaniem sekwencyjnym (wariant F) w funkcji wykładnika x stopnia ekspansji spalin dla wybranych stopni sprężania β



Rysunek 7.12 Sprawność elektryczna netto bloku gazowo - parowego $\eta_{el,n}$ ze spalaniem sekwencyjnym (wariant **F**) w funkcji wykładnika x stopnia ekspansji spalin dla wybranych stopni sprężania β

Na podstawie rysunku 7.11 zauważyć można, iż zmniejszenie stopnia ekspansji spalin na pierwszym stopniu turbiny gazowej w znaczny sposób podnosi sprawność elektryczną turbiny gazowej. Wzrost sprawności turbiny gazowej (wyznaczonej z zależności (4.3)) jest większy dla wyższych stopni sprężania β , dla $\beta = 50$, zmniejszenie wykładnika x o 0,05 powoduje wzrost sprawności elektrycznej turbiny gazowej o ok. 0,6 punktu procentowego. Analiza ta została wykonana maksymalnie do $\beta = 50$ z uwagi na fakt, iż dla wariantu **F** optimum sprawności elektrycznej turbiny gazowej η_{elTG} wynosi ok. $\beta = 46$ (rysunek 7.6).

Wzrost sprawności elektrycznej turbiny gazowej o 0,6 punktu procentowego powoduje wzrost sprawności całego bloku (zależność (6.6)) o około 0,4 punktu procentowego (rysunek 7.9). W analizach opisanych w rozdziale 8 oraz 9 obowiązuje założenie stałego stosunku ekspansji spalin na każdym stopniu poszczególnej części turbiny ($\beta_I = \beta_{II} = \beta_{III} = \beta_{IV}$).

7.3. Wnioski i podsumowanie

Analiza termodynamiczna zastosowania spalania sekwencyjnego w połączeniu z dwoma typami chłodzenia łopatek ekspandera turbiny gazowej zaprezentowana w rozdziale 7 wykazała, iż wprowadzenie drugiej komory spalania powoduje obniżenie temperatury COT w wariantach z

sekwencyjnym spalaniem w stosunku do wariantów bez spalania sekwencyjnego (rysunek 7.5 oraz rysunek 6.5). Niższe wartości temperatury COT powodują niższą średnią temperaturę w turbinie gazowej. Dla wariantu **G** w całym zakresie analizy nie przekroczono temperatury $COT = 1550^{\circ}\text{C}$. Z uwagi na osiągnięcie znacznie mniejszych wartości temperatury COT dla układów z sekwencyjnym spalaniem zmniejszeniu uległ strumień medium chłodzący pierwszy stopień ekspandera (rysunek 7.2) m_{2c} turbiny gazowej. Założenie dotyczące temperatury spalin na wylocie z sekwencyjnej komory spalania $t_{3a} = t_{3'a} = COT$ powoduje, iż na drugi m_{3c} oraz trzeci stopień m_{4c} ekspandera (rysunek 7.2) wymagany jest większy strumień medium chłodzącego. Niewielkie zmniejszenie temperatury powietrza na wlocie do komory spalania oraz zwiększenie ilości powietrza sprężanego w układach ze spalaniem sekwencyjnym przekłada się na wzrost strumienia paliwa spalanego w turbinie gazowej, w stosunku do układów z jedną komorą spalania (rysunek 7.4 oraz rysunek 6.4). Zwiększona sumaryczna ilość spalanego paliwa $\sum m_p$ powoduje spadek sprawności elektrycznej turbiny gazowej η_{elTG} w stosunku do układów bez spalania sekwencyjnego (rysunek 7.6 oraz rysunek 6.6). Wzrost ilości powietrza sprężanego w turbinie gazowej m_{1a} przy założeniu stałej temperatury spalin z turbiny gazowej ze spalaniem sekwencyjnym $t_{4a} = 630^{\circ}\text{C}$ powoduje, iż w odniesieniu do modeli bez spalania sekwencyjnego (rysunek 6.7) następuje znaczny wzrost strumienia ciepła spalin dostarczonego do kotła odzyskowego Q_{4a} (rysunek 7.7). Wzrost strumienia energii spalin doprowadzonych do kotła odzyskowego Q_{4a} powoduje zwiększenie ilości czynnika w obiegu parowym m_{1s} , co przekłada się na możliwość wyprodukowania większej ilości energii elektrycznej z turbiny parowej N_{elTP} . Wzrost mocy elektrycznej generowanej przez turbinę parową N_{elTP} przyczynia się do uzyskania bardzo wysokich sprawności elektrycznych netto $\eta_{el.n}$ analizowanych elektrowni ze spalaniem sekwencyjnym (rysunek 7.9). Najwyższą wartość sprawności elektrycznej netto uzyskano dla wariantu **G** równą $\eta_{el.n} = 67,9\%$ (dla $\beta = 100$) i jest to wartość o 1,1 punktu procentowego wyższa niż w przypadku tego samego wariantu bez spalania sekwencyjnego (rysunek 6.9). Wysoka sprawność elektryczna netto $\eta_{el.n}$ analizowanych wariantów ze spalaniem sekwencyjnym wpływa na korzystne charakterystyki ekologiczne (rysunek 7.10). Dla wariantu z chłodzeniem powietrznym w trybie otwartym (wariant **F**) emisja jednostkowa CO_2 wynosi 331 kg/MWh dla $\beta = 46$ i jest o ok. 39 kg/MWh wyższa niż w przypadku wariantu **G** dla $\beta = 100$.

8. WPŁYW INSTALACJI WYCHWYTU I SPRĘŻANIA CO₂ NA SPRAWNOŚĆ BLOKU GAZOWO - PAROWEGO

Produkcja energii elektrycznej z paliw kopalnych z wysoką sprawnością i niskimi emisjami są konieczne do spełnienia rosnących wymagań dotyczących ograniczenia emisji gazów cieplarnianych, w szczególności dwutlenku węgla. Elektrownie gazowo-parowe, pomimo niskich emisji CO₂ na tle pozostałych technologii wykorzystujących paliwa kopalne, bez znacznych zmian nie będą w stanie sprostać wymogom polityki Europejskiej na 2030, czy 2050 rok. [30]. Dlatego, podobnie jak w przypadku elektrowni węglowych, również dla układów gazowo-parowych konieczne będzie wdrożenie technologii CCS (ang. *Carbon Capture and Storage*), które mają umożliwić blisko zero-emisyjną pracę tych układów. Najbliższą komercyjnej realizacji jest technologia *post-combustion* opierająca się na separacji CO₂ ze spalin, więc nie ingeruje ona w proces spalania i w podstawową strukturę bloku energetycznego. Dzięki czemu jest najłatwiejsza do wdrożenia, a nawet możliwa do zainstalowania w istniejących bloków energetycznych tzw. „*capture – ready*”. W literaturze wyróżnić można wiele technik separacji dwutlenku węgla ze spalin, wśród których obecnie dobrze technologicznie rozpoznany rozwiązaniem jest zastosowanie absorpcji chemicznej [23][78][85][86]. Istotnym zagadnieniem tutaj jest dobór najkorzystniejszego sorbentu wykorzystywanego w procesie absorpcji chemicznej [16][26][76][84][94][95][143].

W niniejszym rozdziale analizie został poddany wariant nowoczesnej elektrowni gazowo-parowej zastosowanym spalaniem sekwencyjnym i chłodzeniem parowym łopatek ekspandera zintegrowanym z instalacją wychwytu CO₂ ze spalin metodą absorpcji chemicznej oraz instalacją sprężania wychwyconego gazu. Są to etapy technologii CCS realizowane w obrębie układu technologicznego elektrowni. Tak przygotowany gaz może być dalej transportowany do miejsca składowania. W celu określenia efektywności układu i parametrów pracy zastosowanych instalacji wychwytu i sprężania CO₂ konieczna jest znajomość wytycznych dla parametrów i składu gazu przeznaczonego do magazynowania. Obecnie nie ma jednoznacznych wytycznych, a wymagania przedstawiane są w oparciu o doświadczenia z technologii Enhanced Oil Recovery (EOR) lub z przemysłu spożywczego [41][140]. Najczęściej wymieniane wytyczne podają czystość (udział molowy) dwutlenku węgla na poziomie min. 0,9. Minimalny stopień odzysku CO₂ ze spalin również zakładany jest na poziomie 0,9. Gaz ten składowany jest w postaci nadkrytycznej, dlatego konieczne jest jego sprężanie. Minimalne ciśnienie gazu przygotowanego

do transportu powinno wynosić 8-15 MPa [42]. Także w przypadku niniejszego rozdziału autor kierował się przedstawionymi wytycznymi przy doborze optymalnych parametrów opisywanych instalacji.

8.1. Instalacja wychwytu CO₂ ze spalin

W procesie absorpcji chemicznej (tzw. chemisorpcji) dwutlenek węgla jako składnik spalin ulega odwracalnej reakcji chemicznej tworząc związek chemiczny z absorbentem. Wykorzystywane w przemyśle procesy oczyszczania gazu na bazie absorpcji są odwracalnymi procesami – zastosowany absorbent jest poddawany procesowi regeneracji, a następnie zawracany do procesu w celu zachowania ciągłości pracy instalacji oczyszczania spalin. Proces regeneracji oparty jest o desorpcję składnika spalin (CO₂) z fazy ciekłej do gazowej (tzw. odpędzenie).

Wykorzystanie reaktywnego ciekłego absorbentu w procesie absorpcji chemicznej jest na dziś technologią najbardziej odpowiednią do wykorzystania w elektrowniach celem eliminacji CO₂ ze spalin. Obecnie tylko wodne roztwory alkanoloamin są wystarczająco aktywne i komercyjnie dostępne jako absorbenty chemiczne do wychwytu CO₂ charakteryzującego się małym stężeniem w spalinach. Aminy posiadają jedną grupę aminową oraz jedną hydroksylową. Grupa aminowa odpowiada za wymaganą zasadowość roztworu, natomiast grupa hydroksylowa zwiększa rozpuszczalność w wodzie i redukuje prężność par [84].

Alkanoloaminy mają zastosowanie w przypadku spalin o niskim ciśnieniu cząstkowym CO₂. Możemy podzielić je na kilka głównych grup charakteryzujących się indywidualnymi parametrami wynikającymi z budowy ich cząsteczek. Są to:

- aminy pierwszorzędowe: MEA (monoetanolamina), DGA (2-(2- aminoetoksy)etanol),
- aminy drugorzędowe: DEA (dietanolamina), PZ (piperazyna), DIPA (diizopropanolamina),
- aminy trzeciorzędowe: TEA (trietanolamina), MDEA (N-metylodietanolamina),
- aminy z zawadą steryczną: AMP (2-amino-2-metylopropanol), MDA (1,8-pmentanodiamina).

Aminy pierwszorzędowe oraz drugorzędowe charakteryzują się wysoką szybkością absorpcji i równocześnie dużym ciepłem desorpcji. Aminy trzeciorzędowe cechują się niskim ciepłem desorpcji, jednakże odbywa się to kosztem kinetyki procesu absorpcji. Czwarta grupa, zyskująca ostatnio na znaczeniu, czyli aminy z zawadą steryczną łączą stosunkowo wysoką

szybkość absorpcji z niższym niż w przypadku amin pierwszo- i drugorzędowych ciepłem desorpcji. Dodatkowo, zarówno aminy trzeciorzędowe jak i te z zawadą steryczną wykazują większą odporność na degradację oksydacyjną [76]. W tabeli 8.1 przedstawiono energochłonność wybranych wodnych roztworów i mieszanek roztworów amin dla spalin o niskiej zawartości CO₂.

Tabela 8.1 Energochłonność wybranych wodnych roztworów i mieszanek roztworów amin

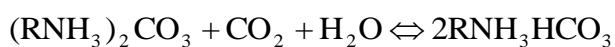
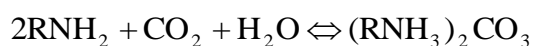
Absorbent	Skład chemiczny absorbentu	Energochłonność (MJ/kgCO ₂)
MEA	[0.3 Monoethanolamine (MEA) + 0.7 H ₂ O]	3,5 – 4,2
MDEA	[0.3 N-methyldiethanolamine (MDEA) + 0.06 Piperazine (PIP) + 0.64 H ₂ O]	4,1 – 4,6
AMP	[0.28 2-Amino-2-methyl-1-propanol (AMP) + 0.17 Piperazine (PIP) + 0.55 H ₂ O]	3,0 – 3,3
EDA	[0.32 1,2-Ethanediamine (EDA) + 0.68 H ₂ O]	3,45 – 3,8
MDEA + MAPA	[0.25 N-methyldiethanolamine (MDEA) + 0.15 N-methyl-1,3-propanediamine (MAPA) + 0.6 H ₂ O]	4,3 – 4,7
AMP + MAPA	[0.25 2-amino-2-methyl-1-propanol (AMP) + 0.15 N-methyl- 1,3-propanediamine (MAPA) + 0.6 H ₂ O]	3,7 – 4,3

Pomimo nieco wyższej energochłonności w stosunku do EDA i AMP, to MEA charakteryzuje się najwyższym stopniem odzysku CO₂ ze spalin wynoszącym nawet 96%, podczas gdy pozostałe opisywane sorbenty znajdują się w przedziale 70 - 85% [26][84][94]. Najczęściej w celu zwiększenia szybkości procesu absorpcji wykorzystuje się aktywatory np. piperazynę (PIP). Jednak jej ograniczona rozpuszczalność w roztworach wodno - aminowych wpływa na konieczność stosowania tego aktywatora w jak najmniejszych stężeniach [143].

Poszczególne rodzaje amin można łączyć ze sobą w celu otrzymania roztworów o możliwie najlepszych parametrach cechujących się: dużą pojemnością absorpcyjną, wysoką szybkością absorpcji oraz możliwie najniższym ciepłem niezbędnym do usunięcia jednostkowej ilości CO₂ w procesie regeneracji. Zarówno opracowanie optymalnego sorbentu, jak i integracja instalacji wychwytu CO₂ z systemem elektrowni oraz dobór optymalnych parametrów

procesowych (stosunek strumienia spalin do strumienia sorbentu czy ilość dostarczonej energii) mają na celu jak największą niwelację negatywnego wpływu energochłonnej instalacji wychwytu CO₂ na sprawność elektrowni.

Najczęściej wykorzystywanymi aminami są MEA (monoetanolamina) oraz MDEA (metylodietanolamina). MDEA znajduje swoje zastosowanie dzięki możliwości selektywnej absorpcji H₂S w obecności CO₂. MEA cechuje się wyższą zasadowością, wysoką reaktywnością, stabilnością oraz niską ceną. Instalacja wykorzystująca MEA pozwala na usunięcie około 75 - 96% CO₂ i uzyskanie prawie czystego strumienia CO₂(> 99%). Proces absorpcji chemicznej CO₂ z MEA przebiega wg reakcji [84]:

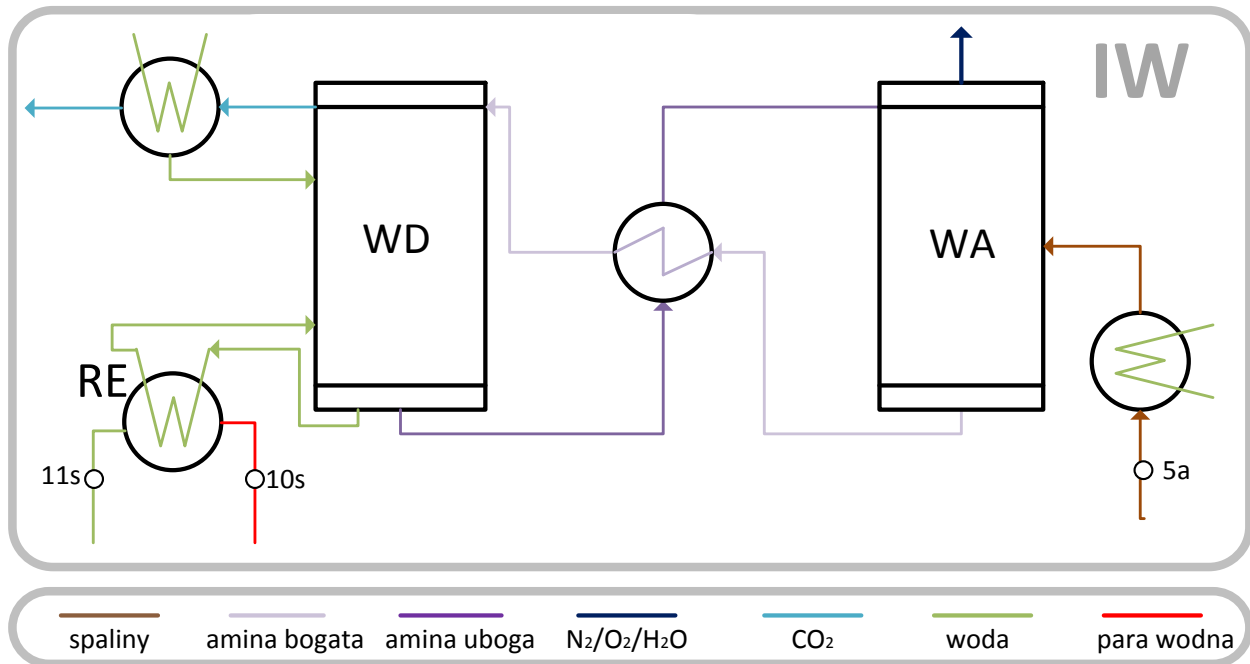


MEA jako sorbent wymaga wysokiego ciepła absorpcji, które oznacza potrzebę doprowadzenia wymaganej energii w postaci ciepła do rozerwania kompleksu z CO₂ w procesie desorpcji. Ponadto MEA charakteryzuje się wysoką prężnością par oraz problematyczną możliwością ulegania degradacji na drodze reakcji z NO_x i SO_x. Bezpieczne stężenie SO₂ wynosi poniżej 10 ppm. Stanowi to wyzwanie z uwagi na obowiązujące limity emisji SO₂ zawartej w spalinach (200 ppm).

Wodne roztwory amin w procesie separacji CO₂ są wykorzystywane celem minimalizacji występowania korozji elementów instalacji, z uwagi na fakt, iż MEA tworzy silnie korozyjne środowisko. Powoduje to, iż jej maksymalne stężenie w roztworze wynosi 30%. Dodatkowo woda będąca elementem roztworu powoduje powstanie dodatkowych wymagań w zakresie zużycia energii i wydajności instalacji. Zastosowanie złożonych amin czy też wzrost stężenia amin wraz z zastosowaniem odpowiednich inhibitorów korozji stanowią elementy podstawowe licencji procesowych.

Instalacja aminowa separacji CO₂ ze spalin w układzie absorber – desorber została przedstawiona na rysunku **8.1**. Układ instalacji procesowej absorpcji chemicznej składa się z dwóch części – kolumny absorbera, w którym odbywa się separacja CO₂ ze spalin oraz kolumny desorbera (regeneratora), w którym odbywa się desorpcja CO₂ o dużym stężeniu i odzyskiwany jest roztwór wodny aminy. Strumień spalin z kotła odzyskowego wstępnie zostaje ochłodzony do temperatury ok. 40 - 45°C i kierowany jest do wieży absorbera. Jako ciekły absorbent

zastosowano MEA. W wieży absorbera następuje proces absorpcji chemicznej odbywający się w temperaturze ok. 125°C. Następnie roztwór MEA z CO₂ kierowany jest do desorbera. W celu regeneracji sorbentu wykorzystuje się parę pobieraną z upustu w części niskoprężnej turbiny parowej, gdyż niezbędne jest dostarczenie odpowiedniej ilości ciepła.



Rysunek 8.1 Schemat instalacji wychwytu CO₂ ze spalin (WD – wieża desorbera, WA – wieża absorbera, RE – reboiler)

Strumień pary niezbędny do regeneracji sorbentu wyznaczono z zależności:

$$\dot{m}_{10s} = \frac{q_s \cdot \dot{m}_{CO_2} \cdot R}{(h_{10s} - h_{11s}) \cdot \eta_{RE}} \quad (8.4)$$

gdzie:

h_{10s} , h_{11s} - entalpia pary z upustu turbiny parowej na wlocie i wylocie z reboilera (wymiennik desorbera – RE na rysunku 8.1).

\dot{m}_{CO_2} - strumień masowy CO₂ zawarty w spalinach w punkcie 5a (rysunek 8.1).

Energochłonność sorbentu q_s została przyjęto 4 MJ/kgCO₂ i 2 MJ/kgCO₂. Stopień odzysku CO₂ ze strumienia dwutlenku węgla zawartego w spalinach \dot{m}_{CO_2} wynosi $R = 90\%$ (określający, jaka część CO₂ ze spalin znajduje się w odseparowanym strumieniu), a sprawność wymiennika ciepła η_{RE} przyjęto na poziomie 0,99. Pobierany strumień pary podgrzewa czynnik w

wymienniku desorbera do temperatury $t = 125^{\circ}\text{C}$. Ciśnienie pary w upuście turbiny parowej wynosi $p_{10s} = 0.287 \text{ MPa}$ i wyznaczone zostało z zależności:

$$p_{10s} = \frac{p_{nas}(t + \Delta t_{RE})}{1 - \zeta_{RE}} \quad (8.5)$$

gdzie:

ζ_{RE} - względna strata ciśnienia pary w reboilerze ($\zeta_{RE} = 0,02$)

Δt_{RE} - przyrost temperatur na reboilerze ($\Delta t_{RE} = 5 \text{ K}$)

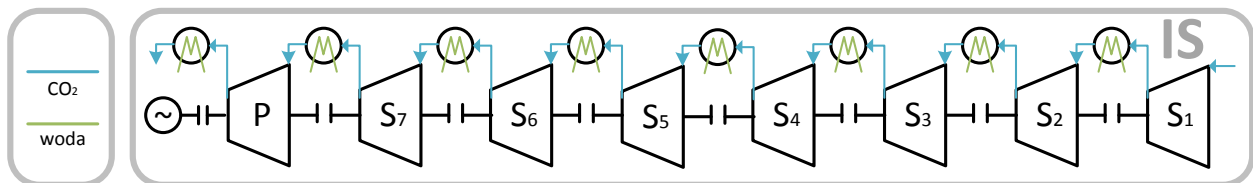
Według powyższego wzoru ciśnienie (p_{10s}) to wynosi $0,287 \text{ MPa}$, natomiast z uwagi na założenie ciśnienia pary na wlocie do części niskoprężnej turbiny parowej $0,3 \text{ MPa}$ postanowiono aby upust pary był wykonany z przelotni między częścią średnio a niskoprężną turbiny.

Woda wracająca z reboilera (wymiennik ciepła wieży desorbera), która posiada temperaturę równą 125°C i jest kierowana do odgazowywacza. Kierowanie wody do odgazowywacza jest korzystnym termodynamicznie rozwiązaniem. W konsekwencji czego następuje spadek strumienia pary m_{10s} prowadzonego do odgazowywacza z niskoprężnej części turbiny parowej. Prowadzi to do wzrostu mocy turbiny parowej.

Wykonanie upustu pary w turbinie parowej do regeneracji MEA w instalacji wychwytu CO_2 powoduje znaczny spadek mocy turbiny parowej, a w konsekwencji obniżenie sprawności części parowej i całego bloku gazowo - parowego.

8.2. Instalacja sprężania CO_2

Wychwycony strumień CO_2 w instalacji absorpcji chemicznej cechuje się wysoką czystością, przekraczającą 99%, dlatego bez stosowania dodatkowych procesów oczyszczania kierowany jest do instalacji sprężania IS, która została przedstawiona na rysunku 8.2.



Rysunek 8.2 Schemat instalacji sprężania CO_2 (S – sprężarka, P – pompa ciepłego CO_2)

Przygotowany gaz jest sprężany do ciśnienia 13 MPa w 7-sekcyjnej sprężarce z chłodzeniem międzystopniowym do temperatury 30°C oraz pompie ciepłego CO_2 . W pierwszych

7 sekcjach gaz sprężany jest do 6,5 MPa przy zastosowaniu identycznych stosunków ciśnień w każdej sekcji. Na końcu instalacji zastosowano pompę ciekłego CO₂, który podczas ochłodzenia zostaje wykroplony. Przyjęto sprawności izentropowe sprężarek oraz pompy ciekłego CO₂ równe 80%. Sprężony dwutlenek węgla w stanie nadkrytycznym jest gotowy do transportu do miejsca składowania.

8.3. Opis analizowanej struktury

Do integracji układu gazowo – parowego z instalacją wychwyty i sprężania CO₂ zaproponowano wariant **G** opisany szczegółowo w rozdziale 7 oznaczony w niniejszym rozdziale jako wariant **G1**, który przedstawiono na rysunku 8.3. W wariacie tym spaliny z kotła odzyskowego kierowane są do instalacji wychwyty CO₂ ze spalin. Dodatkowo w części parowej wykonano upust pary z przelotni między częścią średnio i niskoprężną turbiny parowej w celu regeneracji aminy. Zastosowano instalację wychwyty CO₂ ze spalin metodą absorpcyjną oraz instalację sprężania wychwyconego gazu w celu jego przygotowania do transportu do miejsca składowania. Instalacja wychwyty CO₂ została szczegółowo opisana w rozdziale 8.1, natomiast instalację sprężania CO₂ scharakteryzowano w rozdziale 8.2.

Efektywność badanej elektrowni gazowo-parowej oceniana jest poprzez sprawność generacji energii elektrycznej netto η_{el} , określoną zależnością (6.6) przedstawioną w rozdziale 6. Wyżej przytoczoną zależność można zapisać również w następujący sposób:

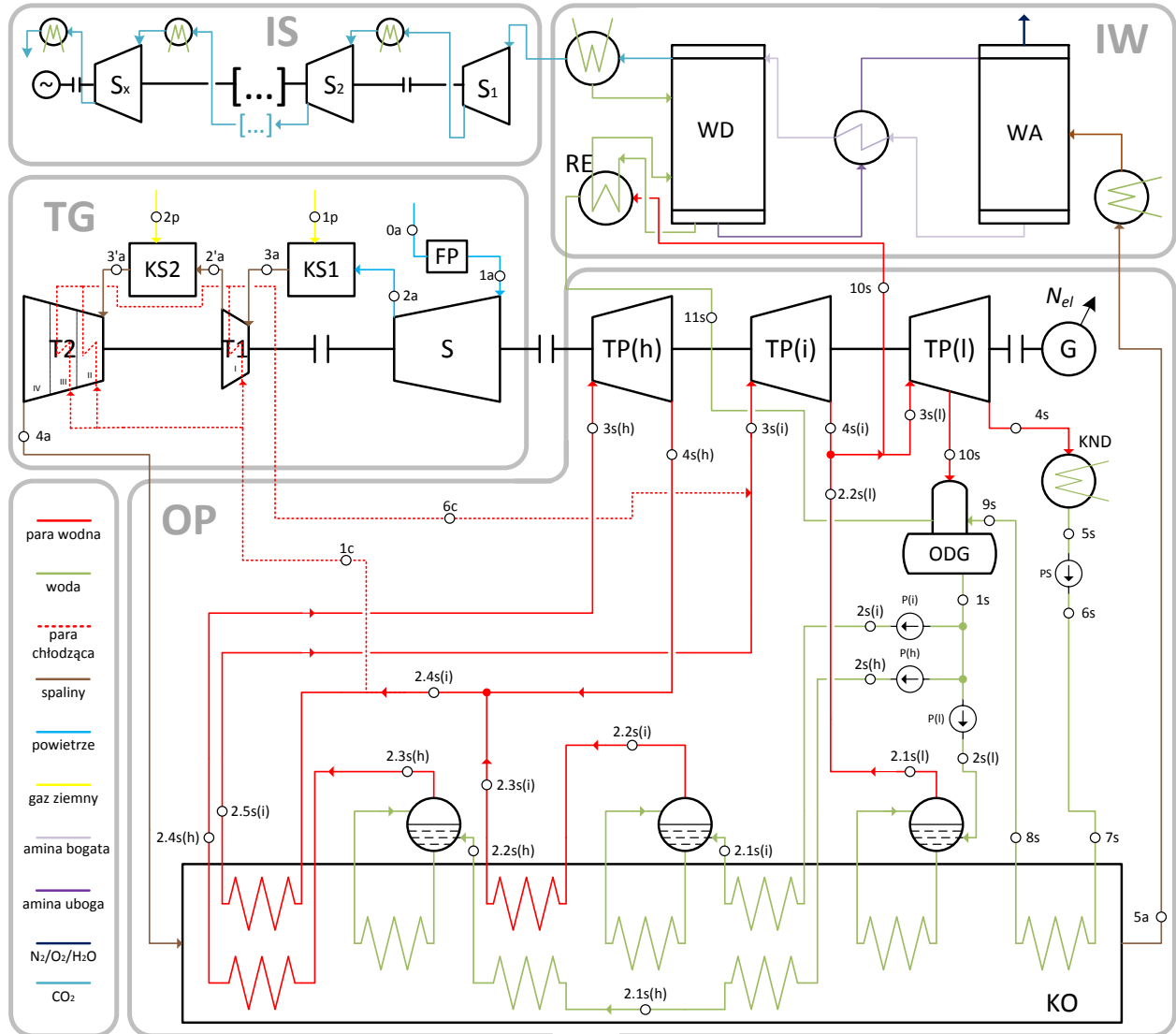
$$\eta_{el,n} = \frac{N_{elTG} + N_{elTP} - \sum N_i}{\sum \dot{m}_p \cdot LHV} \quad (8.1)$$

Potrzeby własne $\sum N_i$ poszczególnych instalacji w elektrowni, tj. N_{el} maszyn i urządzeń w obrębie bloku gazowo-parowego oraz N_{IS} instalacji sprężania CO₂ (dla elektrowni bez wychwyty CO₂ $N_{IS} = 0$). Instalacja wychwyty CO₂ do pracy pobiera parę z przelotni, więc potrzeby własne dla tej instalacji ujęte są w zmniejszeniu mocy uzyskiwanej przez część parową układu N_{elTP} .

$$\sum N_i = N_{el} + N_{IS} \quad (8.2)$$

Zależność (8.2) dodatkowo ujmuje założenie dotyczące całkowitego wskaźnika potrzeb własnych elektrowni $\delta_{PW} = 0,02$ w następujący sposób:

$$N_{el} = \delta_{PW} \cdot (N_{elGT} + N_{elTP}) \quad (8.3)$$

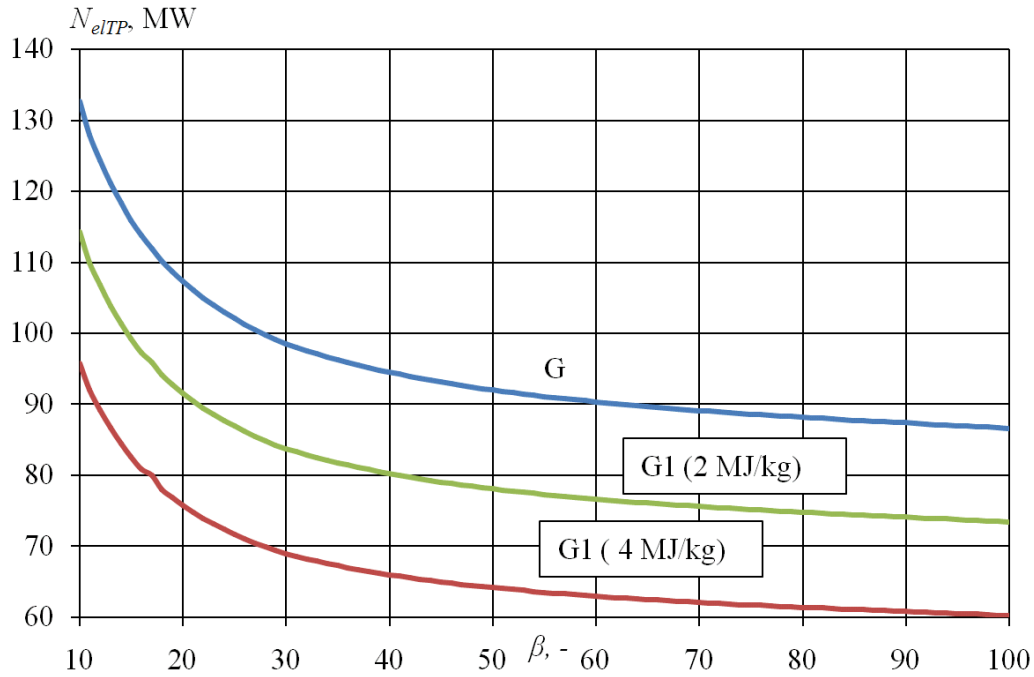


Rysunek 8.3 Schemat układu gazowo – parowego (ze spalaniem sekwencyjnym i z chłodzeniem parowym zamkniętym) zintegrowanym z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ (Wariant **G1**)

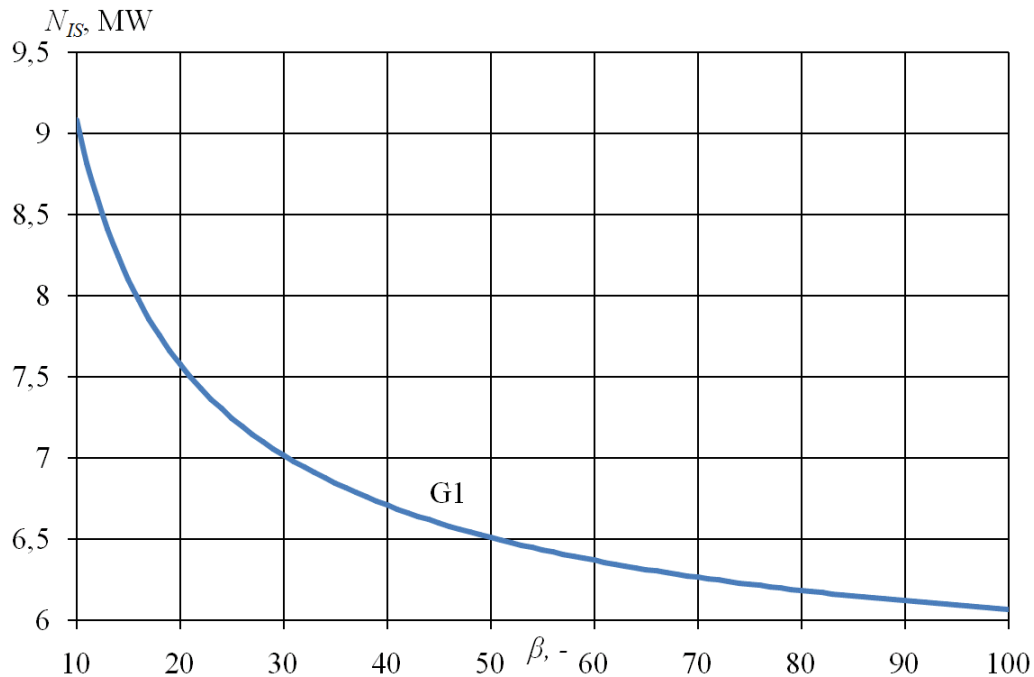
8.4. Rezultaty analizy

Dla obu analizowanych wariantów turbiny gazowej wykonano obliczenia części parowej zasilanej głównym kotłem odzyskowym (KO). Przedstawiono wyniki dla wariantu **G1** z upustem pary pobieranej na potrzeby zasilania instalacji absorpcji chemicznej, co wiąże się ze spadkiem mocy turbiny parowej. Z uwagi na fakt, iż integracja układu gazowo – parowego z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ nie powoduje zmian termodynamicznych w części turbiny gazowej, przedstawiono rezultaty analizy tylko dla części parowej i całego bloku. Uzyskane moce turbiny parowej (N_{elTP}) dla bloku bez instalacji wychwytu CO₂ (wariant **G**) oraz dla bloku

zintegrowanego z tą instalacją (wariant **G1**) przedstawiono na rysunku 8.4. Wprowadzenie upustu na potrzeby wychwytu CO₂ przynosi znaczący ubytek mocy na poziomie odpowiednio w zależności od β : 35 MW - 25 MW dla wariantu **G1** (z $q_s = 4$ MJ/kg). Na rysunku 8.5 przedstawiono moc potrzebną do napędu sprężarek w instalacji sprężania CO₂ (IS).

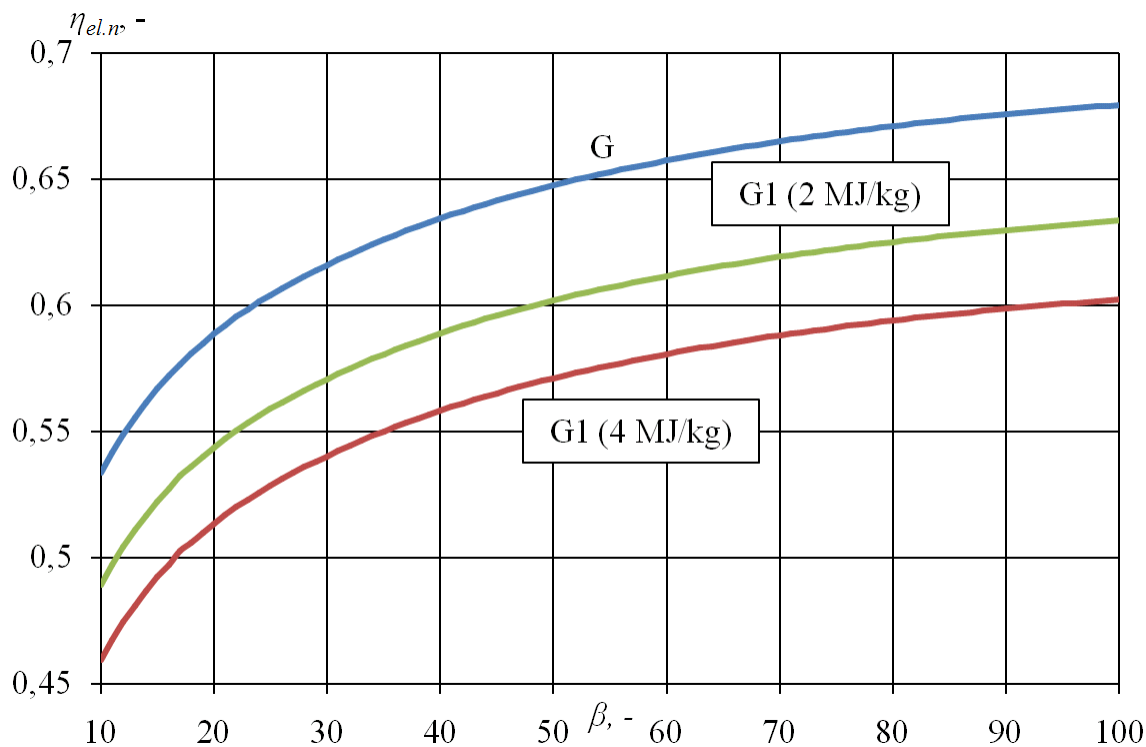


Rysunek 8.4 Moc elektryczna obiegu parowego N_{elTP} w funkcji stopnia sprężania β



Rysunek 8.5 Moc elektryczna potrzebna do napędu sprężarek i pompy CO₂ N_{IS} w funkcji stopnia sprężania β

Zastosowanie wychwyty CO₂ ze spalin przynosi spadek sprawności w postaci ubytku mocy elektrycznej w części parowej (rysunek 8.4) oraz potrzeb własnych na potrzeby sprężania wychwyconego dwutlenku węgla. W tym przypadku osiągnięto maksymalne sprawności dla $\beta = 100$ równe $\eta_{el.n} = 60,21\%$ w wariacie **G1** (z $q_s = 4$ MJ/kg) oraz $\eta_{el.n} = 63,33\%$ w wariacie **G1** (z $q_s = 2$ MJ/kg) - patrz rysunek 8.6. Ubytek sprawności względem bazowej elektrowni (wariant **G**) w całym zakresie analizowanego sprężu wynosi około 7,5 punktu procentowego dla wariantu **G1** (z $q_s = 4$ MJ/kg), i 4,5 punktu procentowego dla wariantu **G1** (z $q_s = 2$ MJ/kg).



Rysunek 8.6 Sprawność elektryczna netto elektrowni $\eta_{el.n}$ w funkcji stopnia sprężania β

Powyższe sprawności elektryczne netto dla bloku zintegrowanego z instalacją wychwyty i sprężania CO₂ (z CCS) uwzględniają moc elektryczną potrzebną do napędu sprężarek wychwyconego dwutlenku węgla i pompy ciekłego CO₂, którą przedstawiono na rysunku 8.5. Funkcja przedstawiona na rysunku 8.5 ma charakter malejący wraz ze wzrostem stopnia sprężania β z uwagi na malejący strumień spalin wylotowych z turbiny gazowej.

Uwzględniając równania (8.1) – (8.3) można zatem sprawność elektryczną netto bloku gazowo – parowego z instalacją wychwyty i sprężania CO₂ zapisać jako iloczyn sprawności elektrycznej brutto bloku bez instalacji wychwyty i sprężania CO₂ ($\eta_{el(War. G)}$) oraz wskaźnika potrzeb własnych bloku δ_{PW} , wskaźnika potrzeb własnych instalacji sprężania ditlenku węgla δ_{IS}

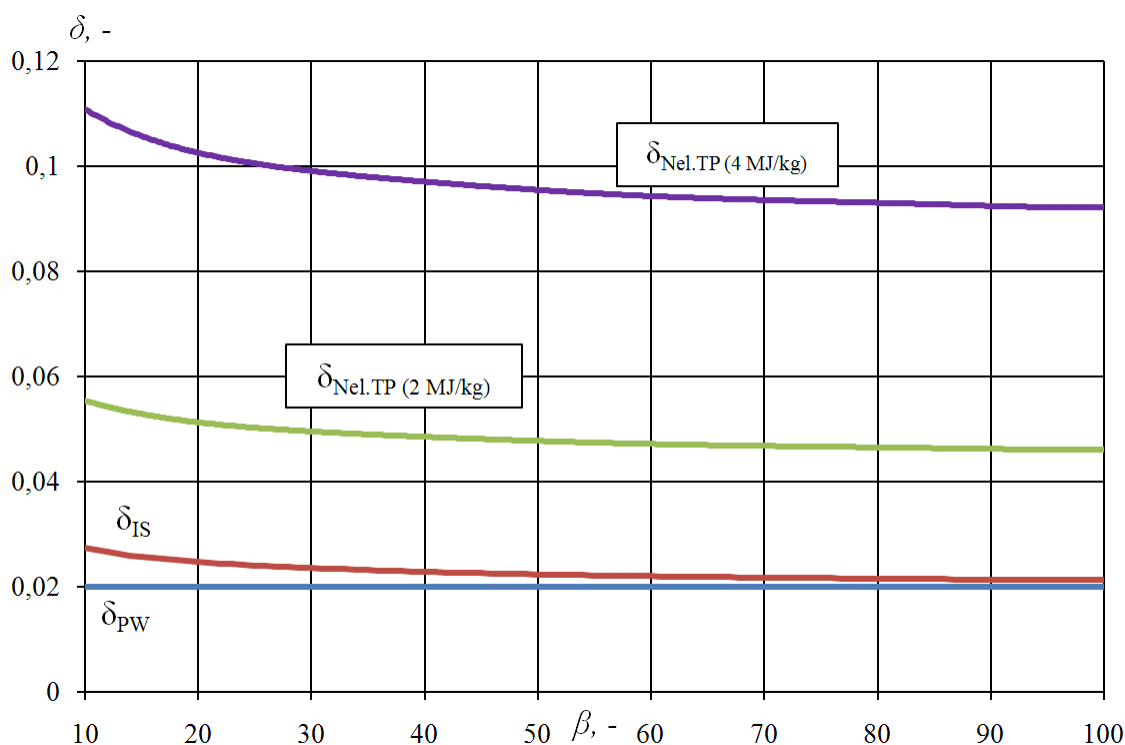
oraz wskaźnika utraty mocy turbiny parowej $\delta_{Nel.TP}$ (zdefiniowanej jako:

$$\delta_{Nel.TP} = \frac{N_{elTP(War.G)} - N_{elTP(War.G1)}}{N_{el(War.G)}}, \text{ gdzie } N_{el(War.G)} - \text{ moc elektryczna brutto elektrowni z wariantu}$$

G) wg zależności:

$$\eta_{el.n} = \frac{N_{elTG} + N_{elTP} - \sum N_i}{\sum \dot{m}_p \cdot LHV} = \eta_{el(War.G)} \cdot (1 - \delta_{PW} - \delta_{IS} - \delta_{Nel.TP}) \quad (8.4)$$

Składowe zależności (8.4), czyli wskaźniki potrzeb własnych poszczególnych instalacji zostały przedstawione na rysunku 8.7.

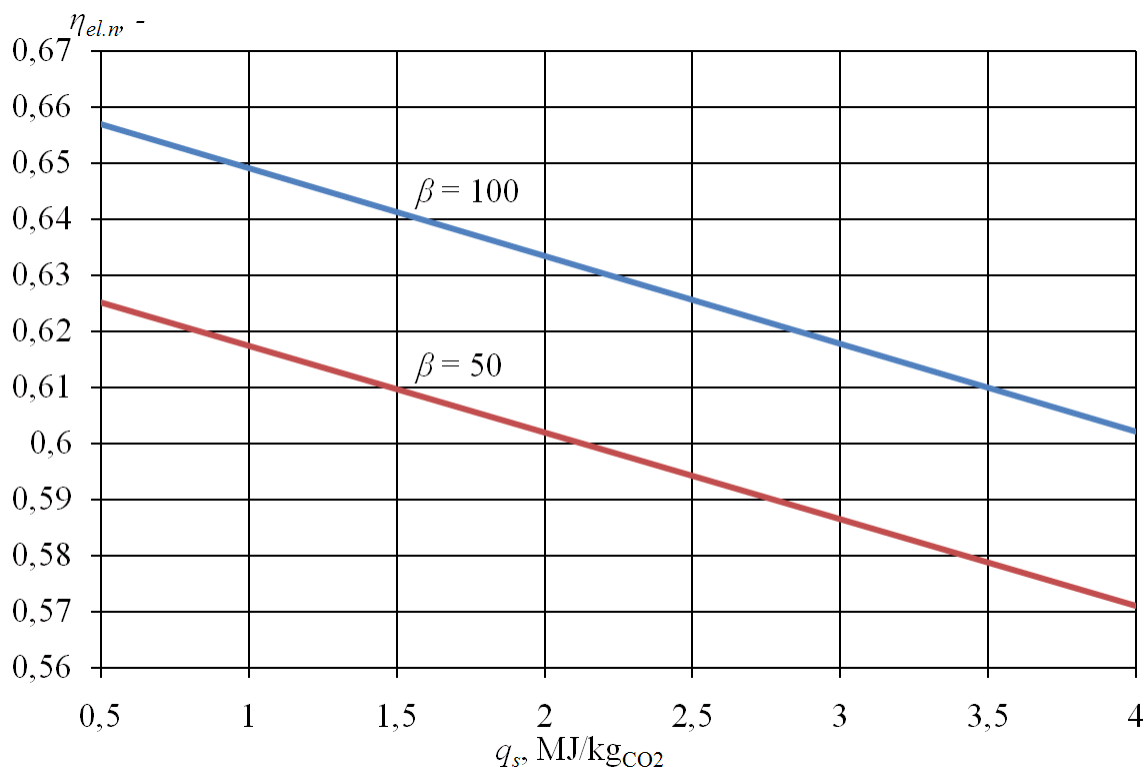


Rysunek 8.7 Wskaźniki potrzeb własnych poszczególnych instalacji w funkcji stopnia sprężania β

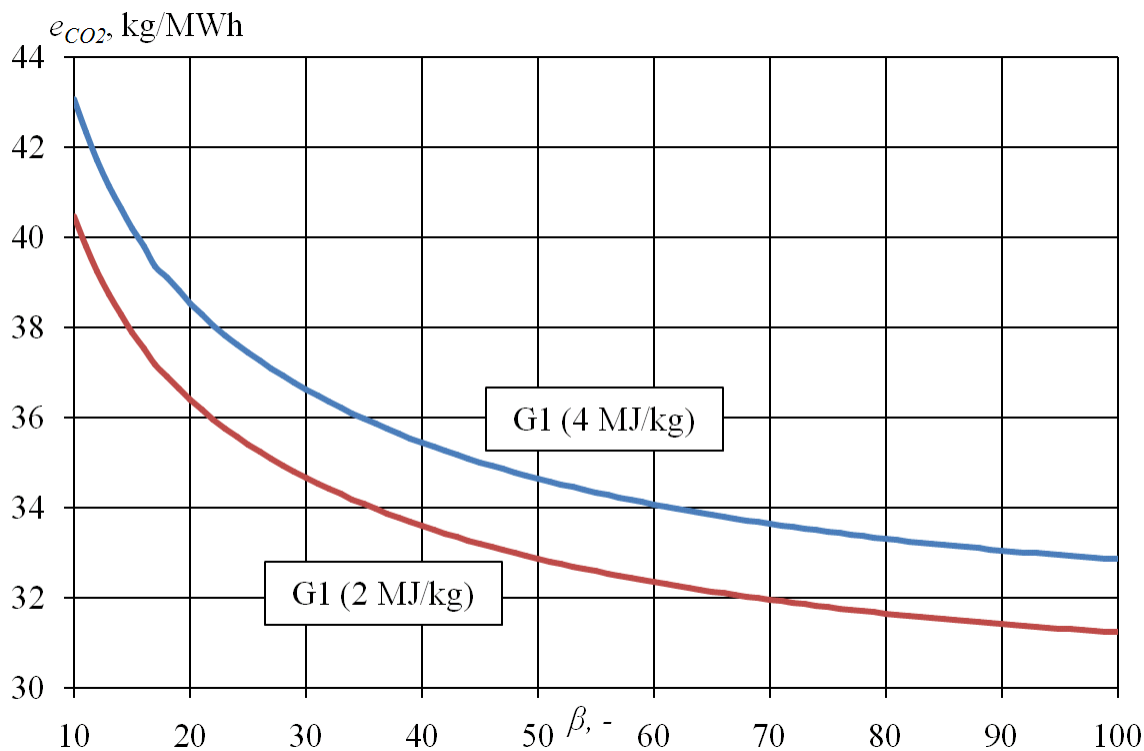
Wyniki analizy sprawności układów z wychwytem CO_2 dla $\beta = 50$ oraz $\beta = 100$ dla wariantu **G1** przy zmianie energochłonności absorbentu w zakresie $q_S = 0,5-4 \text{ MJ/kgCO}_2$ przedstawiono na rysunku 8.8. Zmniejszenie energochłonności absorbentu o 1 MJ/kgCO_2 powoduje wzrost sprawności elektrycznej netto bloku o ok. 1,5 punktu procentowego dla wariantu **G1**. Oznacza to, iż poszukiwanie metod zmniejszenia energochłonności absorbentów czy też poszukiwanie nowych mniej energochłonnych absorbentów może w istotny sposób

zmniejszyć straty sprawności elektrycznej bloku wywołane wykonaniem upustu pary do regeneracji absorbentu.

Jednostkową emisję CO₂ przypadającą na 1 MWh wytworzonej energii elektrycznej netto dla analizowanych wariantów z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ przedstawiono na rysunku 8.9. W układach bez wychwytu CO₂ osiągnięto minimalną emisję na poziomie $e_{CO_2} = 292 \text{ kg/MWh}$ w wariantcie **G1** (rysunek 7.9). Dla założonej skuteczności wychwytu równej $R = 90 \%$, ze względu na utratę sprawności względem układów bazowych, osiągnięto redukcję emisji CO₂ na poziomie ok. 90%.



Rysunek 8.8 Wpływ energochłonności absorbentu q_s na sprawność netto układu gazowo – parowego $\eta_{el.n}$ z instalacją wychwytu i sprężania CO₂



Rysunek 8.9 Emisja jednostkowa CO₂ przypadająca na 1MWh wyprodukowanej energii elektrycznej netto e_{CO_2} w funkcji stopnia sprężania β

8.5. Podsumowanie

W niniejszym rozdziale zaprezentowano wyniki obliczeń sprawności elektrowni gazowo-parowej zintegrowanej z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ przy założeniu, że temperatura spalin na wlocie do kotła odzyskowego (t_{4a}) ma wartość stałą równą 630°C. Charakterystyki sprawności bloku przedstawiono w funkcji stopnia sprężania β . Zmiana stopnia sprężania w tym wypadku wiąże się z zmianą temperatury w komorze spalania COT . Obieg parowy analizowanej elektrowni składa się z głównego kotła odzyskowego zasilanego spalinami (KO). Obliczenia zrealizowano dla wariantu **G1** (turbina gazowa ze spalaniem sekwencyjnym oraz chłodzeniem zamkniętym parowym).

Integracja układu gazowo-parowego z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ przynosi ubytek sprawności względem elektrowni bez tych instalacji w całym zakresie analizowanych stopni sprężania na poziomie około 7,5 punktu procentowego dla wariantu **G1** (z $q_s = 4$ MJ/kg), i 4,5 punktu procentowego dla wariantu **G1** (z $q_s = 2$ MJ/kg). Zmniejszenie energochłonności absorbentu o 1 MJ/kgCO₂ powoduje wzrost sprawności elektrycznej netto bloku o ok. 1,5 punktu

procentowego. Osiągnięta maksymalna sprawność elektryczna netto (rysunek 8.6) dla $\beta = 100$ wynosi $\eta_{el,n} = 60,21\%$ w wariantcie **G1** (z $q_s = 4$ MJ/kg) oraz $\eta_{el,n} = 63,33\%$ w wariantcie **G1** (z $q_s = 2$ MJ/kg). Spadek sprawności elektrowni z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ względem bloku bez tej instalacji wynika z dwóch czynników:

- Spadek mocy turbiny parowej wynikający z zastosowania upustu pary na potrzeby zasilania instalacji absorpcji chemicznej. Spadek ten, dla przyjętej energochłonności sorbentu równej $q_s = 4$ MJ/kgCO₂, jest na poziomie 35-25 MW w wariantcie **G1** (rysunek 8.4).
- Zapotrzebowania na moc elektryczną instalacji sprężania CO₂. Sumaryczna moc sprężarek w instalacji sprężania CO₂ mieści się w granicach 9,2-6,1 MW i zależy od wielkości strumienia sprężanego dwutlenku węgla. Instalacja wychwytu CO₂ ograniczyła jednostkową emisję dwutlenku węgla o ok. 90% dla obu wariantów. Niemal stały spadek sprawności wynikający z zastosowania instalacji wychwytu i sprężania CO₂ w całym analizowanym zakresie stopni sprężania sprawia, że optymalne parametry pracy dla elektrowni bez jak i z tymi instalacjami są takie same.

9. ZAGOSPODAROWANIE CIEPŁA NISKO-TEMPERATUROWEGO POPRZEZ NADBUDOWĘ BLOKU O MODUŁY ORC

Pierwsza elektrownia ORC (z ang. *Organic Rankine Cycle* - Organiczny obieg Rankina) powstała w 1967 roku w miejscowości Paratunka na Kamczatce, we wschodniej Syberii, jako instalacja eksperymentalna i miała moc elektryczną 0,68 MW. Zasilana była wodą o temperaturze 81°C i wykorzystywała czynnik roboczy R-12. Jednocześnie była pierwszą instalacją wykorzystującą niskotemperaturowe źródło ciepła [93].

Kolejna jednostka została uruchomiona w ramach ciepłowni, wcześniej, tj. od roku 1989, pracującej wyłącznie w celach ciepłowniczych na potrzeby maista Altheim w Austrii. Od 2000 roku moduł ORC produkuje także energię elektryczną. Woda geotermalna eksploatowana jest z głębokości ok. 2300 m o temperaturze 106°C przy wydajności 85 - 100 m³/h. Zainstalowana moc zaspokaja potrzeby około 40% mieszkańców miasta Altheim [73].

Moduł w Bad-Blumau (wschodnia część Austrii) pracuje w oparciu o wody geotermalne o temperaturze około 100°C pobieranej z głębokości 2 km przy wydajnością 17 m³/h. W 2000 roku wykonano kolejne 2 odwierty - Bad-Blumau 2 oraz Bad-Blumau 3. Pierwszy z nich posiada głębokość 2,36 km oraz wydajność 80m³/h i temperaturę wody geotermalnej na poziomie 110°C. Drugi na głębokość 1,2 km, gdzie temperatura wynosi 47°C, a wydajność 1,5 m³/h [73].

Instalacja Husavik w północnej części Islandii została oddana do użytku w 2001 roku. Jednostka ta charakteryzuje się wysoką mocą cieplną 44 MW oraz mocą elektryczną 1,6 MW generowaną przy wydajności wody geotermalnej 90 m³/h i posiadającej temperaturę 121°C [75].

Siłownia ORC w Neustadt-Glewe w północnych Niemczech została oddana do użytku w 1995 roku w celach ciepłowniczych. Wykorzystuje ona wysoko zmineralizowane wody geotermalne o temperaturze 98°C. Negatywne oddziaływanie wysokiej mineralizacji wód zostało ograniczone poprzez zastosowanie materiałów tytanowych oraz włókna szklanego. Od 2003 roku jednostka produkuje również energię elektryczną [75].

Jednostka Unterhaching zlokalizowana 10 km na południe od Monachium w Niemczech została oddana do użytku w 2007 roku. Instalacja wykorzystuje wydobywczy otwór wiertniczy Gt Unterhaching 1a oraz chłonny otwór wiertniczy Gt Unterhaching 2 o głębokościach wynoszących 3,35 km oraz 3,58 km [12].

Moduł ORC Chena Hot Springs znajdujący się na Alasce wykorzystuje wody geotermalne o temperaturze 74 °C, czerpaną z głębokości około 1 km. Jest to najniższa temperatura wody geotermalnej wykorzystywana do produkcji prądu elektrycznego na świecie. Wydajność otworu wynosi 32 dm³/s, co pozwala na generowanie 0,4 MW mocy elektrycznej [40]. W tabeli 9.1 zestawiono charakterystyczne parametry pracy 7 modułów ORC pracujących na niskotemperaturowych źródłach ciepła. W tabeli 9.2 przedstawiono głównych producentów instalacji ORC wraz ze stosowanymi czynnikami roboczymi.

Tabela 9.1 Parametry niskotemperaturowych modułów ORC pracujących na świecie

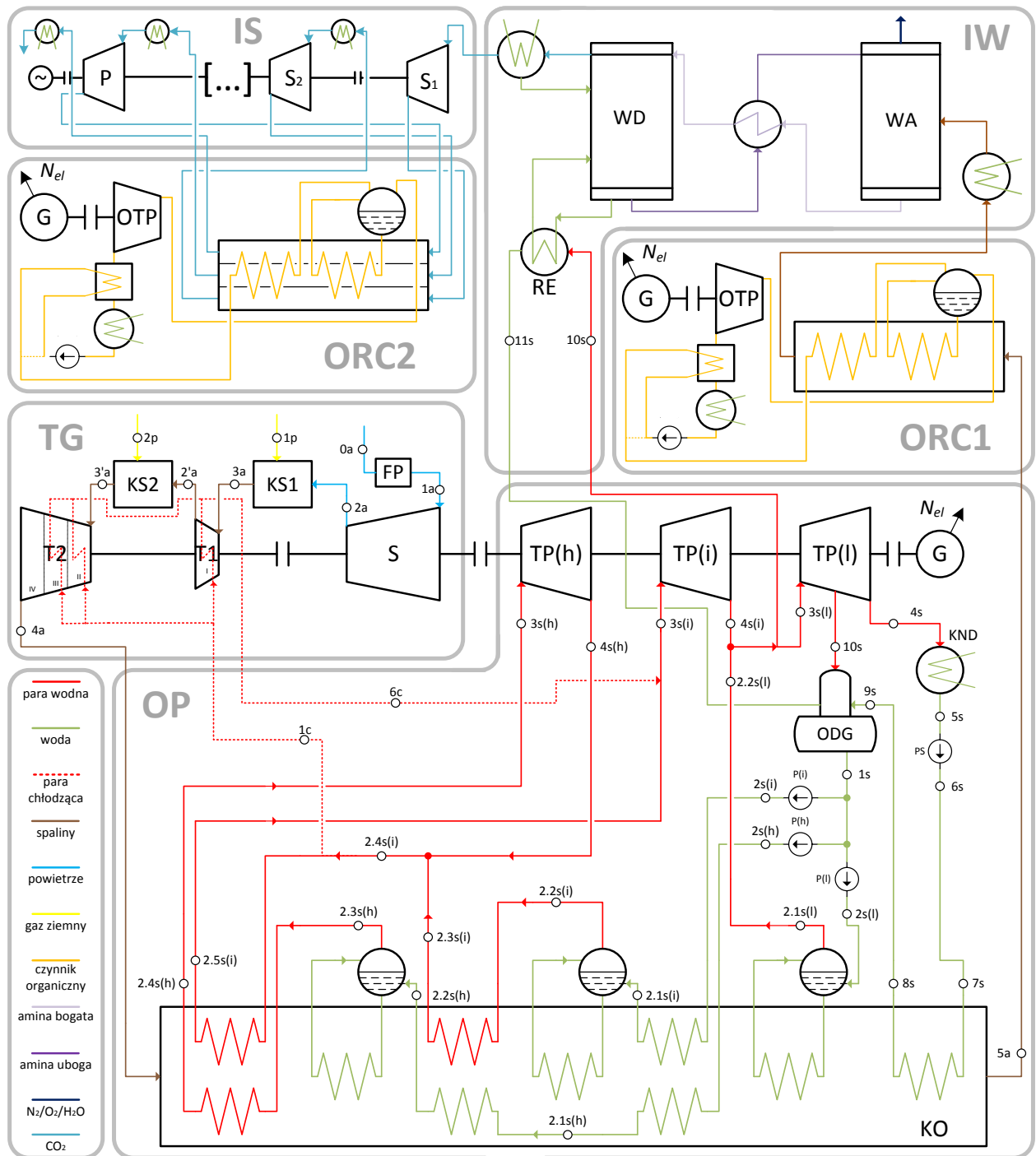
Parametry	Paratunka	Altheim	Bad-Plumau	Husavik	Neustadt-Glewe	Unterhaching	Chena Hot Springs
Kraj	Rosja	Austria	Austria	Islandia	Niemcy	Niemcy	USA
Rok uruchomienia	1967	1989 - produkcja ciepła	2001	2001	1995 - produkcja ciepła	2007	2006
Temperatura wody geotermalnej	81°C	106°C	110°C	121°C	98°C	115°C	74°C
Wydajność wody geotermalnej	-	90 m ³ /h	80 m ³ /h	90 m ³ /h	110 m ³ /h	150 m ³ /h	32 m ³ /h
Moc elektryczna	0,68 MWe	0,5 MWe	0,18 MWe	1,6 MWe	0,21 MWe	3,36 MWe	0,4 MWe
Moc cieplna	-	9 MWt	5,1 MWt	44 MWt	6 MWt	31 MWt	-
Czynnik Roboczy	R-12	R-12	izo-pentan	NH ₄	n-pentan	NH ₄	R-134a
Źródło	[93]	[73]	[73]	[75]	[75]	[12]	[40]

Tabela 9.2 Wykaz głównych producentów ORC wraz z czynnikami (WCG - wykorzystanie ciepła wód geotermalnych; OCO - odzysk ciepła odpadowego; OCS - wykorzystanie ciepła słonecznego; EWB - elektrociepłownia ze współspalaniem biomasy)

Producent	Zastosowanie	Moc elektryczna	Temperatura górnego źródła ciepła	Czynniki robocze	Źródło
ORMAT, USA	WCG, OCO, WCS	0,2 - 70 MW _e	150 - 300°C	n-pentan	[136]
Turboden, Włochy	EWB, OCO, WCG	0,2 - 2 MW _e	100 - 300°C	OMTS, Solkatherm	[112]
Adoratec/Maxxtec, Niemcy	OCO	0,315 - 1,6 MW _e	300°C	OMTS	[27]
Opcon, Szwecja	OCO	0,35 - 0,8 MW _e	< 120°C	NH ₄	[49]
Bosh KWK, Niemcy	OCO	0,065 - 0,325 MW _e	120 - 150°C	R-245fa	[92]
Turboden	OCO, WCG	0,280 MW _e	91 - 149°C	R-245fa	[58]
PureCycle, USA	OCO	0,125 MW _e	> 121°C	R-245fa	[92]
GE CleanCycle, Niemcy	OCO	0,125 MW _e	> 121°C	R-245fa	[92]
Cryostar, Frnacja	OCO, WCG	brak inf.	100 - 400°C	R-245fa, R-134a	[127]
Tri-o-gen, Holandia	OCO	0,160 MW _e	> 350°C	Toluen	[119]
Electratherm, USA	OCO, OCS	0,05 MW _e	> 93°C	R-245fa	[3]

9.1. Charakterystyka elektrowni nadbudowanej o moduły ORC

Integracja bloku gazowo – parowego z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ przedstawiona w rozdziale 8 wykazała, iż ograniczenie emisji CO₂ obarczone jest spadkiem mocy i sprawności elektrycznej netto elektrowni. Redukcja spadku sprawności bloku możliwa jest poprzez wykorzystanie ciepła odpadowego istniejącego w obrębie elektrowni w celu wyprodukowania dodatkowej energii elektrycznej. Blok gazowo – parowej (wariant G1) nadbudowano o moduły ORC i przedstawiono na rysunku 9.1 jako wariant G2.

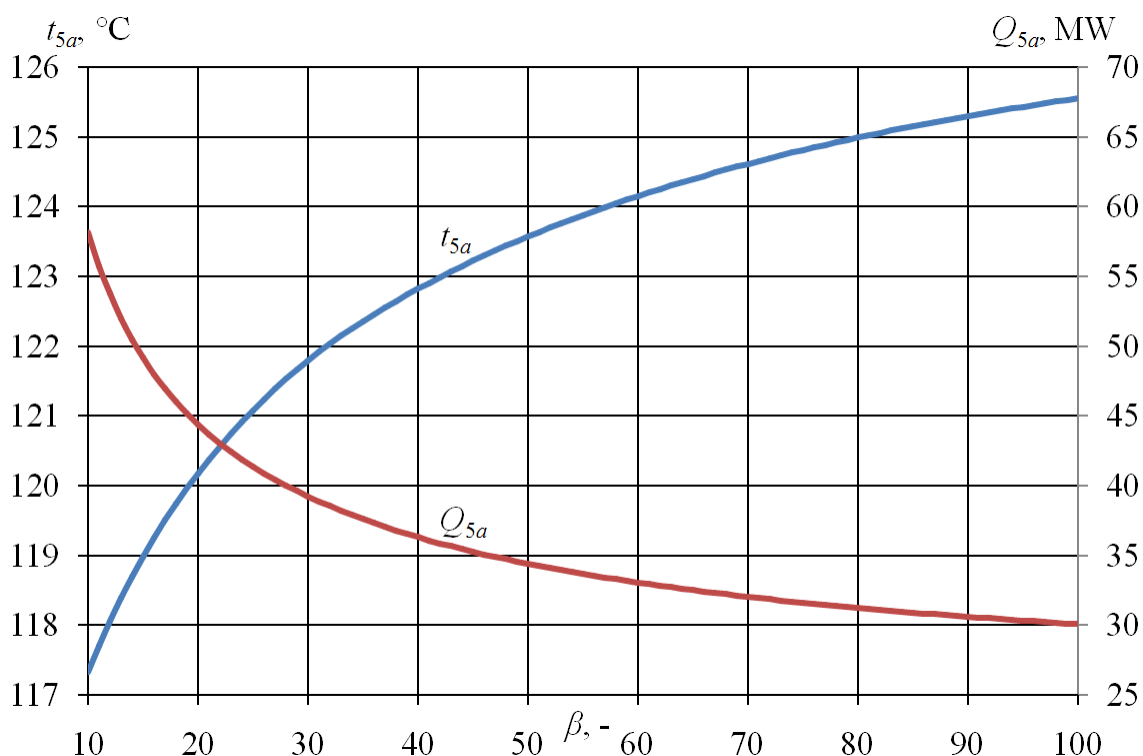


Rysunek 9.1 Schemat elektrowni gazowo – parowej ze spalaniem sekwencyjnym i z chłodzeniem parowym zamkniętym zintegrowanej z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ oraz nadbudowanej o moduły ORC (Wariant G2)

Elektrownia gazowo – parowa zintegrowana z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ zaprezentowana na rysunku 9.1 posiada dwa źródła niskotemperaturowego ciepła odpadowego, są to:

- a) Spaliny wylotowe z kotła odzyskowego KO
- b) Sprężany ditlenek węgla w instalacji jego przygotowania do transportu IS

Wykonanie upustu na przelotni w turbinie parowej między jej średnio a niskoprężną częścią w celu regeneracji absorbentu w instalacji aminowej powoduje zmianę rozkładu temperatur na zimnym końcu kotła odzyskowego. Temperaturę spalin oraz strumień ciepła spalin na wylocie z kotła odzyskowego przedstawiono na rysunku 9.2. To źródło ciepła odpadowego można efektywnie wykorzystać dzięki modułowi ORC1. Spaliny kierowane są do wieży absorbera, w celu przeprowadzenia procesu absorpcji chemicznej, którego efektywność zależy m. in. od temperatury spalin. Im niższa temperatura spalin tym efektywność separacji CO₂ jest większa. Drugim analizowanym źródłem ciepła odpadowego jest ciepło sprężanego gazu w instalacji sprężania CO₂, które zasila moduł ORC2.



Rysunek 9.2 Temperatura spalin t_{5a} oraz strumień ciepła spalin Q_{5a} na wylocie z kotła odzyskowego w funkcji stopnia sprężania β

9.2. Dobór czynników roboczych do modułów ORC

Z literatury obejmującej zagadnienia doboru czynnika do siłowni ORC [29][31][67][128][137][142] wynika, że nie ma idealnego i uniwersalnego czynnika niskowrzącego, który można zastosować w każdym układzie ORC.

Dobór odpowiedniej substancji do modułów ORC zdeterminowany jest szeregiem wymogów dotyczących jego właściwości. Położenie punktu potrójnego i krytycznego, zakres roboczych ciśnień, entalpię parowania i przegrzania, ciepło właściwe pary i cieczy, objętość właściwą, przewodzenie ciepła, palność oraz toksyczność to najbardziej istotne parametry wpływające na jego odpowiedni dobór. Duży wpływ na wybór optymalnego czynnika organicznego ma również jego cena i wpływ na środowisko. Woda stosowana w klasycznych obiegach parowych jest substancją nieszkodliwą i nietoksyczną. Każda substancja inna niż woda wywiera wpływ na środowisko. W konsekwencji tego, przed doбором czynnika roboczego w siłowniach ORC należy starannie przeanalizować własności substancji oraz konsekwencje ich wykorzystania.

W celu przeprowadzenia oceny ekologicznej czynników roboczych wykorzystuje się następujące wskaźniki [67]:

- wskaźnik GWP (z ang. *Global Warming Potential*) - potencjał tworzenia globalnego ocieplenia (określa wpływ 1 kg danego czynnika organicznego na ocieplenie klimatu w czasie 100 lat w stosunku do wpływu 1 kg CO₂ na klimat w tym samym czasie, dla którego GWP = 1)
- wskaźnik ODP (z ang. *Ozone Depletion Potential*) - potencjał niszczenia warstwy ozonowej (określa wpływ danego czynnika organicznego na szybkość niszczenia ozonu stratosferycznego w stosunku do R11, dla którego ODP = 1)

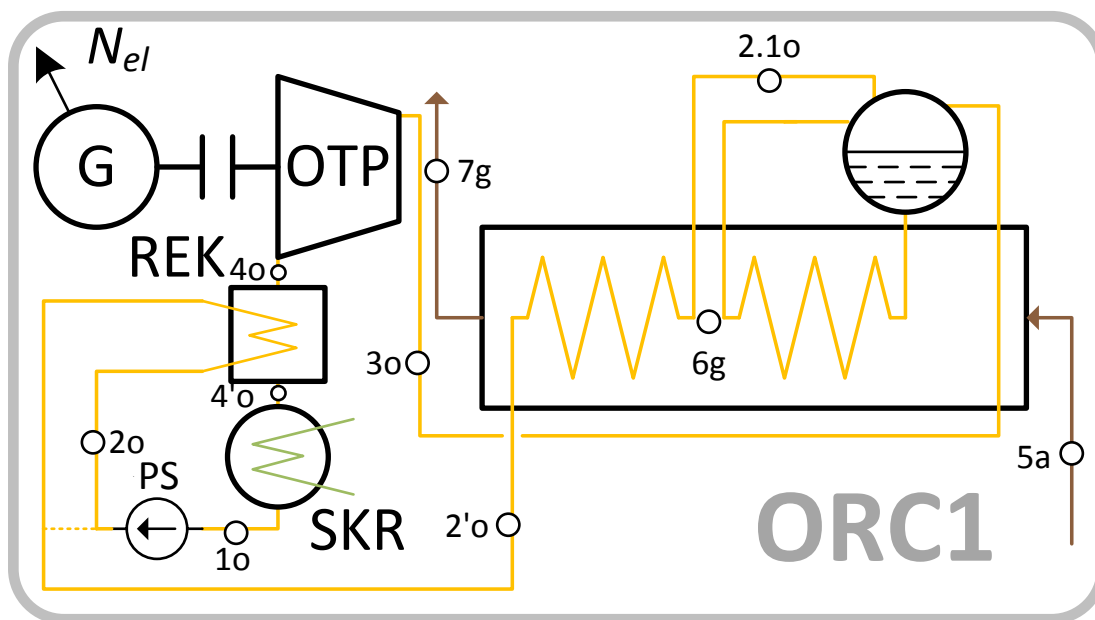
Z uwagi na dysponowane temperatury spalin oraz wody jako źródła ciepła odpadowego wybrano cztery czynniki. W tabeli 9.3 zostały przedstawione media robocze wraz z ich parametrami tj. temperaturą krytyczną, ciśnieniem krytycznym i ciśnieniem nasycenia dla temperatury 25°C. *Etanol* wybrany został do analiz na podstawie doświadczeń zespołu badawczego D. Mikielwicz z Politechniki Gdańskiej [99][100][101]. Pozostałe czynniki dobrano na podstawie przeglądu literatury oraz własnych doświadczeń zdobytych w projekcie "Odzysk energii z instalacji turbinowych" realizowanego przez Konsorcjum Uczelni Polskich dla EDF Polska S.A, której efektem jest m. in. [10].

Tabela 9.3 Wybrane czynniki organiczne do analizy modułów ORC

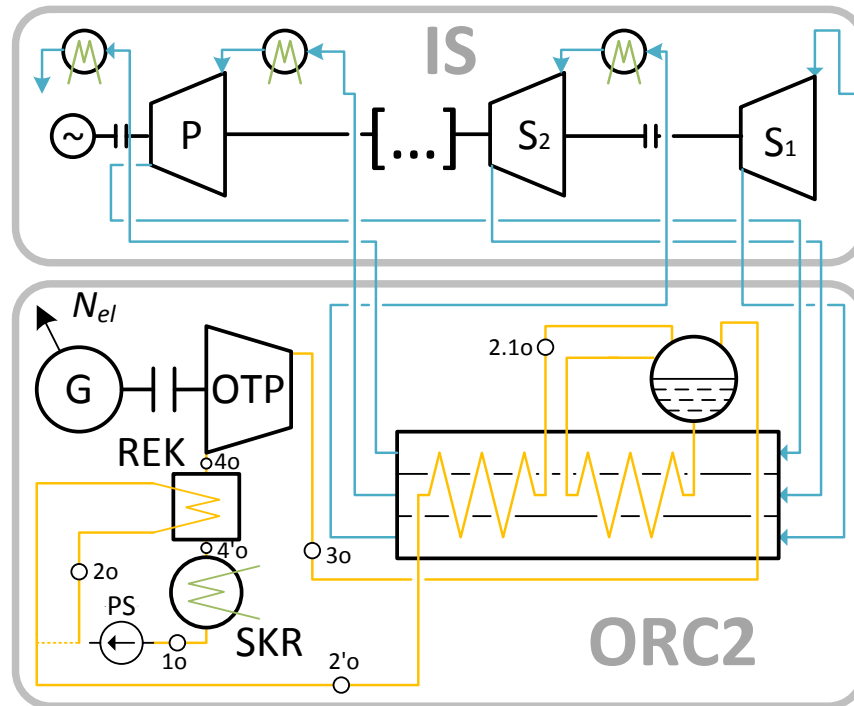
Czynnik	t_{kryt} °C	p_{kryt} kPa	$p_{sat}(25^{\circ}\text{C})$ kPa
Etanol	240,8	6148	7,95
Benzen	288,9	4906,3	12,69
R141b	204,6	4212	78,57
R245ca	174,4	3525	100,82

9.3. Charakterystyka modułów ORC1 oraz ORC2

Modele ORC zostały wykonane w programie EBSILON Professional a integracja ich z modelem bloku została wykonana w programie Microsoft Office Excel w środowisku VBA. Na rysunku 9.3 przedstawiono schemat siłowni ORC1 z zastosowaną rekuperacją. Na rysunku 9.4 przedstawiono schemat siłowni ORC2 wykorzystującej ciepło sprężanego gazu w instalacji sprężania CO_2 w wariantcie z 7-sekcyjną sprężarką z chłodzeniem międzystopniowym oraz pompą ciekłego CO_2 . Główne założenia dla ORC1 oraz ORC2 zostały przedstawione w tabeli 9.4.



Rysunek 9.3 Schemat siłowni ORC1



Rysunek 9.4 Schemat modułu ORC2

Analiza dla odbioru ciepła z 4-sekcyjnej sprężarki i wykorzystania go w siłowni ORC została przeprowadzona przez Autora w [81] dla bazowego bloku gazowo – parowego (wariant A) zintegrowanego z instalacją wychwyty i sprężania CO₂. Analiza ta umożliwiła uzyskanie odpowiedzi, czy zysk energetyczny z modułu ORC będzie w stanie zrekompensować większą energochłonność instalacji w przypadku zastosowania 4-sekcyjnej sprężarki CO₂. W pracy wykazano, iż zysk energetyczny uzyskany dzięki modułowi ORC nie jest w stanie zrekompensować różnicy energochłonności instalacji sprężania CO₂, w której zastosowano 4-sekcyjną sprężarkę zamiast 7-sekcyjnej z pompą ciekłego CO₂. Instalacja 7-sekcyjnego sprężania dwutlenku węgla posiada energochłonność niższą od 4-sekcyjnego o ok. 0,8 - 1,2 MW. Dodatkowo na korzyść 7-sekcyjnego sprężania CO₂ przemawia fakt, iż po integracji jej z siłownią ORC można dodatkowo uzyskać 0,3 - 0,4 MW mocy elektrycznej.

Moc elektryczna netto siłowni ORC uwzględnia moc wewnętrzną turbiny ORC (N_{OTP}), sprawność mechaniczną turbiny (η_{mOTP}), sprawność generatora (η_G), moc wewnętrzną potrzebną do napędu pompy skroplin (N_{PS}) oraz jej sprawność elektro-mechaniczną (η_{mPS}) wg wzoru:

$$N_{el.n.ORC} = N_{OTP} \cdot \eta_{mOTP} \cdot \eta_G - \frac{N_{PS}}{\eta_{mPS}} \quad (9.1)$$

Moc wewnętrzna ekspandera ORC określona jest jako iloczyn strumienia masowego czynnika niskowrzącego na wlocie do turbiny (m_{3o}) i różnicy jego entalpii właściwej na wlocie i wylocie z ekspandera (h_{3o} i h_{4o}) wg wzoru:

$$N_{OTP} = m_{3o} \cdot (h_{3o} - h_{4o}) \quad (9.2)$$

Zakłada się, że w punkcie 3o para czynnika niskowrzącego jest parą nasyconą suchą (stopień suchości pary równy $X = 1$). Założono ciśnienie pary p_{3o} tym samym determinując jej temperaturę i entalpię w punkcie 3o.

Entalpię czynnika na wlocie do pompy określono jako entalpię cieczy w temperaturze nasycenia $t_{1o} = 25^\circ\text{C}$ ($t_{1o} = t_{w.ch} + \Delta t_I$, gdzie Δt_I to różnica temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza i temperatury czynnika niskowrzącego na wylocie do kondensatora) i przy ciśnieniu w kondensatorze równym ciśnieniu nasycenia dla temperatury t_{1o} ($p_{SKR} = p_{sat}(t_{1o})$).

$$h_{1o} = f(p_{sat}(t_{1o})) \quad (9.3)$$

Tabela 9.4 Założenia dotyczące modułu ORC1 oraz ORC2

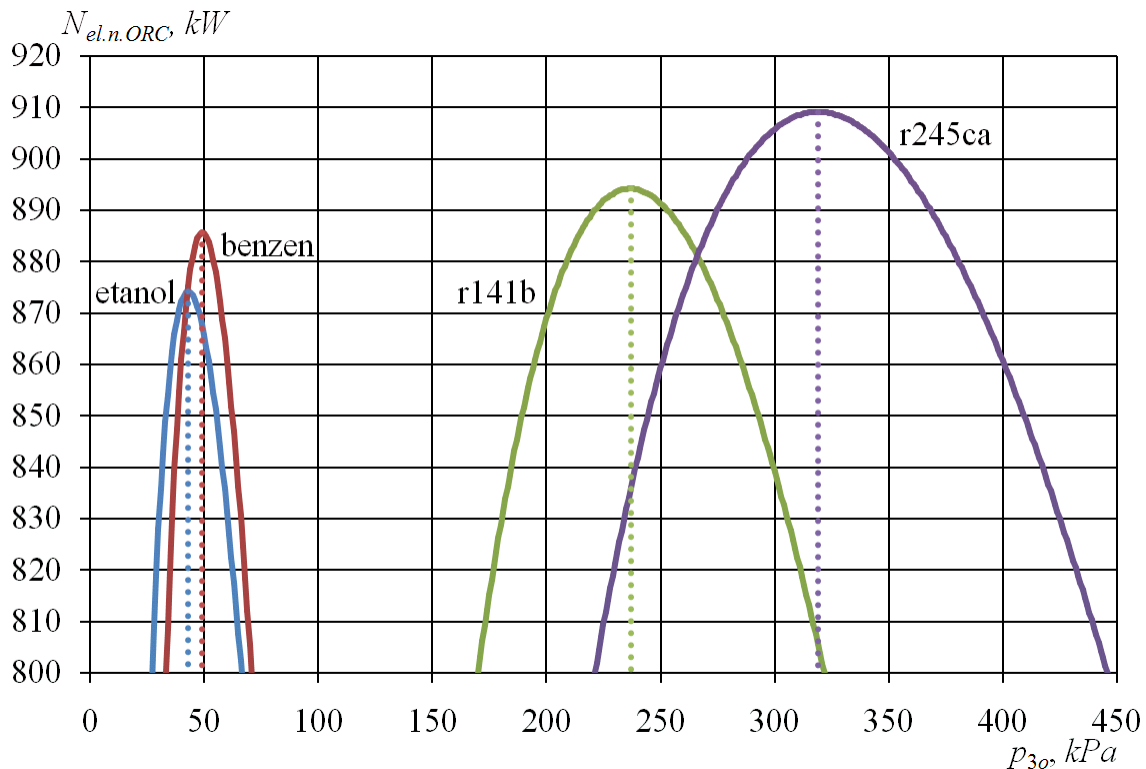
Wielkość	Symbol	Jednostka	Wartość
Spiętrzenie temperatur w parowaczu (pinch point)	Δt_{pp}	K	10
Niedogrzew czynnika na gorącym końcu ekonomizera (approach point)	Δt_{ap}	K	5
Sprawność wewnętrzna turbiny	η_{iOTP}	-	0,8
Sprawność mechaniczna turbiny	η_{mOTP}	-	0,98
Sprawność wewnętrzna pompy obiegowej	η_{iPS}	-	0,8
Sprawność mechaniczna pompy obiegowej	η_{mPS}	-	0,998
Sprawność generatora	η_G	-	0,93
Względna strata ciśnienia czynnika na ekonomizerze	ζ_{ECON}	-	0,02
Względna strata ciśnienia czynnika na wlocie do parowacza	ζ_{EVAP}	-	0,05
Temperatura wody chłodzącej na wlocie do skraplacza ORC	$t_{w.ch}$	$^\circ\text{C}$	15
Różnica temperatury między wodą chłodzącą na wlocie do skraplacza ORC a czynnikiem niskowrzącym na jego wylocie (1s)	Δt_I	K	10

9.4. Wyniki analizy nadbudowy bloku o moduły ORC

Sprawność elektryczna netto bloku gazowo-parowego obliczano zgodnie z zależnością (8.1), w której uwzględniono dodatkowo sumę mocy wytworzonej z modułów ORC1 oraz ORC2 $\sum N_{el.n.ORC}$ zgodnie z zależnością:

$$\eta_{el.n} = \frac{N_{elTG} + N_{elTP} - \sum \Delta N_i + \sum N_{el.n.ORC}}{\sum \dot{m}_p \cdot LHV} \quad (9.4)$$

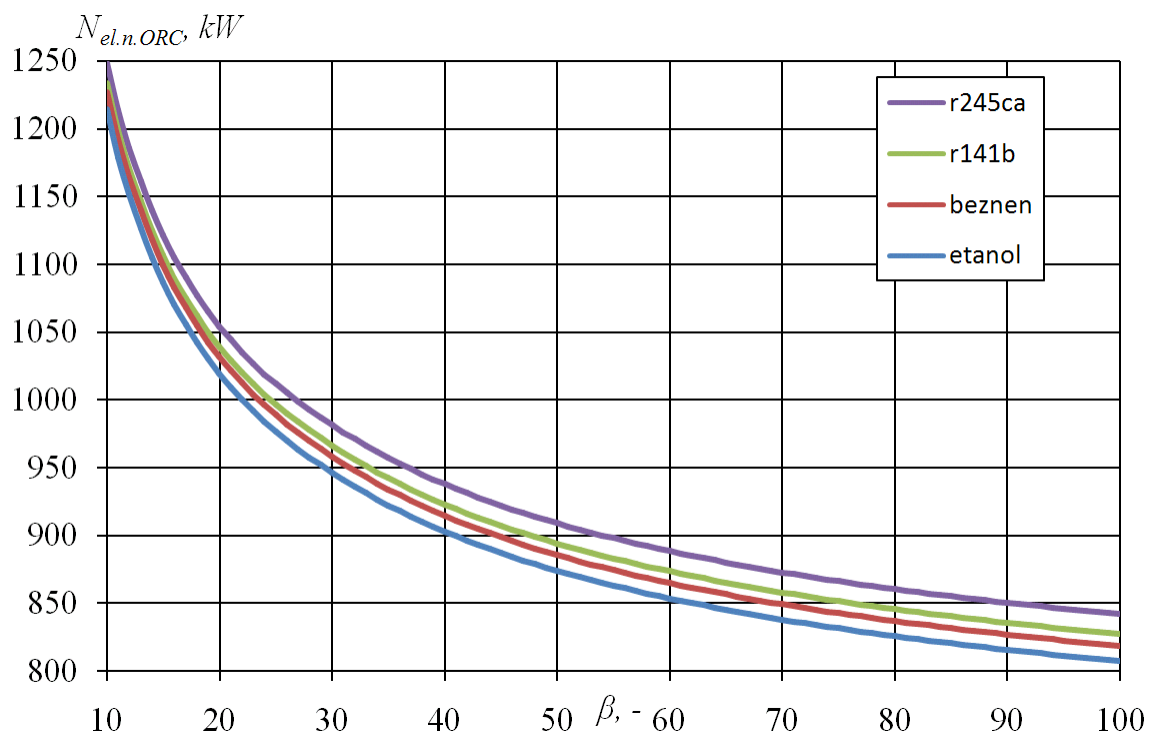
Na rysunku 9.5 przedstawiono dobór ciśnienia nasycenia p_{3o} czynnika na wlocie do ekspandera OTP względem maksymalnej mocy elektrycznej netto $\eta_{el.n.ORC}$ modułu ORC1 jaką można uzyskać.



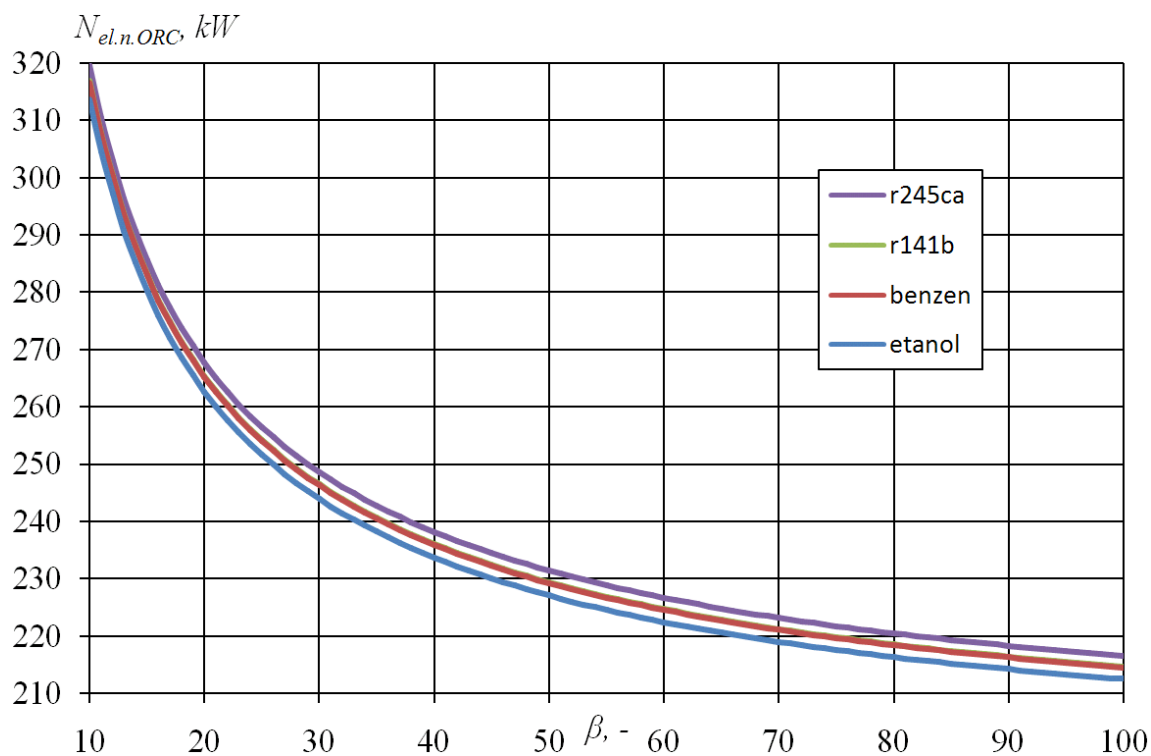
Rysunek 9.5 Moc elektryczna netto $N_{el.n.ORC}$ siłowni ORC1 w funkcji ciśnienia nasycenia p_{3o} czynnika na wlocie do ekspandera OTP dla $\beta = 50$

Standardowe podejście w analizie modułów ORC polega na założeniu stałej temperatury czynnika t_{3o} na wlocie do ekspandera OTP. Oznacza to, że czynniki rozprężane są od ciśnienia nasycenia dla tej temperatury $p_{nas}(t_{3o})$. Z zależności (9.4) wynika, że zmniejszenie sprawności elektrowni wynikającej z integracji bloku z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ można uzyskać poprzez maksymalizację mocy elektrycznej netto siłowni ORC. Przeprowadzono dobór ciśnienia

na wlocie do turbiny dla każdego badanego czynnika, tak aby każdy z modułów ORC osiągał swoje maksimum mocy elektrycznej netto. Na rysunku 9.6 oraz 9.7 przedstawiono odpowiednio moc elektryczną netto siłowni ORC1 oraz ORC2 w funkcji stosunku ciśnień w sprężarce powietrza dla optymalnego ciśnienia danego czynnika na wlocie do turbiny OTP. Na rysunku 9.7 ilość wyprodukowanej mocy elektrycznej netto ORC pracującym na *benzenie* pokrywa się praktycznie z ilością wyprodukowanej mocy z ORC bazującym na *r141b*.



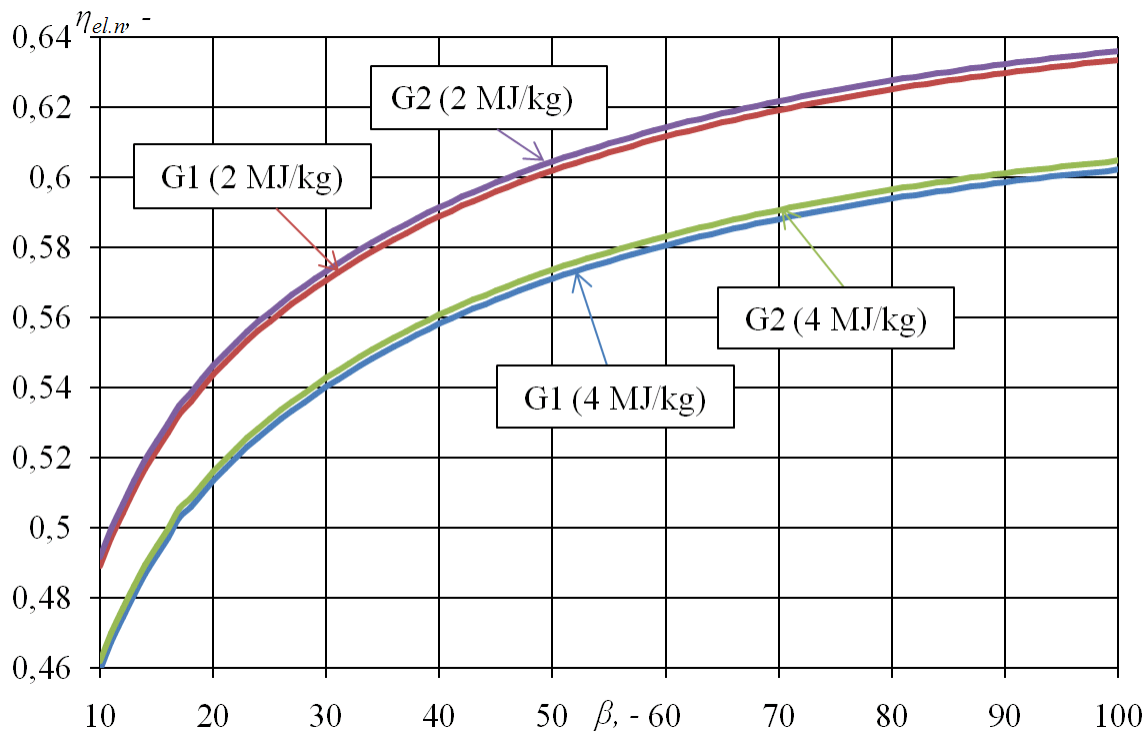
Rysunek 9.6 Moc elektryczna netto $N_{el.n.ORC}$ siłowni ORC1 w funkcji stopnia sprężania β



Rysunek 9.7 Moc elektryczna netto $N_{el.n. ORC}$ siłowni ORC2 w funkcji stopnia sprężania β

Dla wszystkich analizowanych wariantów ORC zachodzą analogiczne zależności, tzn. siłownia pracująca z czynnikiem *R245ca* uzyskuje najwyższą moc elektryczną netto, natomiast najgorszym czynnikiem pod tym względem okazuje się *etanol*.

Na rysunku **9.8** porównano sprawność elektryczną netto analizowanych elektrowni z wychwytem i sprężaniem dwutlenku węgla (Wariant **G1** – opisany w rozdziale **8**) oraz bloku z wychwytem i sprężaniem CO_2 dodatkowo nadbudowanym o trzy moduły ORC (Wariant **G2**) dla dwóch wartości energochłonności sorbentu $q_s = 2 \text{ MJ/kg}_{CO_2}$ oraz $q_s = 4 \text{ MJ/kg}_{CO_2}$.



Rysunek 9.8 Sprawność elektryczna netto $\eta_{el,n}$ układu gazowo - parowego zintegrowanego z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ (Wariant **G1**) oraz bloku gazowo - parowego z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ dodatkowo nadbudowanego modułami ORC (Wariant **G2**) w funkcji stopnia sprężania β

9.5. Podsumowanie analizy nadbudowy bloku o moduły ORC

Moduły ORC stanowią skuteczną technologię produkcji energii elektrycznej z niskotemperaturowych źródeł ciepła. Głównymi przeszkodami ograniczającymi ich wykorzystanie w energetyce jest ich niska sprawność oraz wysoka cena.

Lokalizacja źródeł ciepła odpadowego pozwoliła na zastosowanie dwóch instalacji ORC: ORC1 - wykorzystującej ciepło spalin wylotowych z kotła odzyskowego kierowanych do absorbera; ORC2 - wykorzystującej energię sprężanego gazu w instalacji sprężania CO₂.

Standardowe podejście w analizie modułów ORC polega na założeniu stałej temperatury czynnika na wlocie do ekspandera ORC. W pracy przeprowadzono dobór ciśnienia na wlocie do turbiny dla każdego badanego czynnika, tak aby moduł ORC osiągał swoje maksimum mocy elektrycznej netto, a co za tym idzie aby zysk sprawności elektrycznej netto całego bloku był jak największy.

Dla przyjętych założeń dla ORC1 oraz ORC2 najlepszym czynnikiem (pod względem otrzymanej maksymalnej mocy elektrycznej netto) okazał się *R245ca*, natomiast *etanol*

najgorszym. Różnica w produkcji energii elektrycznej netto modułów ORC pracujących z różnymi czynnikami wynosi do ok. 50 kW. Pamiętać jednak należy, iż z ekonomicznego punktu widzenia okazać się może, iż to *etanol* będzie najbardziej optymalnym czynnikiem. Dużą rolę może odgrywać tutaj pojemność cieplna czynników. Dla ORC pracującym na *etanolu*, który posiada dużą pojemność cieplną, ilość wymaganego czynnika jest ponad 3,5 krotnie mniejsza w stosunku do *R245ca*. W konsekwencji może okazać się, iż różnica 50 kW wyprodukowanej energii elektrycznej z ORC na *R245ca* może nie zrekompensować zakupu większej ilości czynnika w stosunku do *etanolu* w całym cyklu eksploatacji modułu ORC.

Nadbudowa modułami ORC nowoczesnej elektrowni gazowo - parowej pracującej z instalacją aminową wychwytu i sprężania CO₂ pozwoliła na zwiększenie jej sprawności elektrycznej netto do około 0,25 punktu procentowego w całej przestrzeni β . Pozwoliło to na osiągnięcie sprawności elektrycznej netto dla $\beta = 100$ równej 60,46% dla energochłonności sorbentu $q_s = 4$ MJ/kg_{CO2} oraz 63,58% dla energochłonności sorbentu $q_s = 2$ MJ/kg_{CO2}.

PODSUMOWANIE

Głównym celem pracy była analiza możliwości zwiększenia efektywności termodynamicznej nowoczesnego trójciśnieniowego układu gazowo - parowego z przegrzewem wtórnym pary w wariantach bez i z instalacją separacji i sprężania CO₂. Cechą wspólną badanych wariantów elektrowni była turbina gazowa, charakteryzująca się stałą mocą elektryczną 200 MW oraz stałą temperaturą spalin wylotowych wynoszącą 630°C. Dodatkowo każdy analizowany blok energetyczny posiadał taką samą strukturę podkrytycznego trójciśnieniowego kotła odzyskowego z międzystopniowym przegrzewem pary oraz obiegiem parowym, który po optymalizacji algorytmem genetycznym posiadał parametry pary świeżej 600°C/18 MPa oraz wtórnej 600°C/4 MPa. Dzięki opracowaniu metodologii modelowania pracy turbiny gazowej w szerokim zakresie stopnia sprężania ($\beta = 10 - 100$), wyznaczania strumienia chłodziwa niezbędnego do ochłodzenia łopatek ekspandera oraz algorytmu obliczeniowego sprawności izentropowej sprężarki oraz ekspandera turbiny gazowej w funkcji sprężu β możliwe było przeprowadzenie analizy wpływu parametrów pracy turbiny gazowej na jej sprawność elektryczną jak i całej elektrowni. W pracy poddano analizie elektrownie gazowo – parowe w następujących wariantach:

K – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym konwekcyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego bazująca na konserwatywnych ścieżkach sprawności politropowej sprężarki

O – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym konwekcyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego bazująca na optymistycznych ścieżkach sprawności politropowej sprężarki i turbiny

S – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym konwekcyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego bazująca na optymistycznych ścieżkach sprawności politropowej sprężarki i turbiny oraz wyższej efektywności chłodzenia

A – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym konwekcyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej

B – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym błonowym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego

C – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym otwartym transpiracyjnym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej oraz chłodzeniem powietrza chłodzącego

D – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym zamkniętym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej

E – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym zamkniętym chłodzeniem parowym turbiny gazowej

F – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz otwartym chłodzeniem powietrzem turbiny gazowej

G – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz zamkniętym chłodzeniem parowym turbiny gazowej

G1 – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz zamkniętym chłodzeniem parowym turbiny gazowej zintegrowanej z instalacją wychwytu i sprężania CO₂

G2 – Elektrownia gazowo – parowa z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym oraz zamkniętym chłodzeniem parowym turbiny gazowej zintegrowanej z instalacją wychwytu i sprężania CO₂ oraz modułami ORC

Stosunkowo duże koszty obiegu parowego z turbiną parową w odniesieniu do kosztu turbiny gazowej określają kierunek wzrostu sprawności elektrowni gazowo – parowych. Obecna bariera na poziomie 61% sprawności elektrycznej netto układów gazowo – parowych może być przekroczona w najbliższym czasie poprzez wzrost sprawności elektrycznej turbiny gazowej. Przekroczenie tej granicy może być zrealizowane na dwa sposoby. Pierwszą koncepcją jest zastosowanie modeli turbin gazowych o standardowych stosunkach ciśnień ($\beta = 20 - 30$) i charakteryzujących się wysoką temperaturą wlotową spalin *COT* do ekspandera turbiny gazowej rzędu 1600°C – 1700°C (turbiny gazowe klasy J). Warunkiem osiągnięcia sukcesu jest zastosowanie nowoczesnych koncepcji chłodzenia układu przepływowego ekspandera turbiny gazowej (np. chłodzenie parą). Alternatywnym rozwiązaniem jest zastosowanie wyższych stosunków ciśnień rzędu $\beta = 40 - 50$ przy niższych wartościach *COT* (ok. 1500 – 1550°C). Rozwiązanie to zostało zastosowane w lotniczych turbinach gazowych Royce-Rolls Trent 1000 w samolotach Boeing 787 Dreamliner.

W pracy potwierdzono, iż wzrost sprawności elektrycznej netto układów gazowo - parowych z obecnie osiągniętych $\eta_{el,n} = 59 \div 60\%$ przy $\beta = 25 \div 30$ uwarunkowany jest rozwojem technik chłodzenia oraz skuteczną integracją instalacji turbiny gazowej, w szczególności jej chłodzenia, z częścią parową układu. Dopiero wtedy uzasadnione byłoby podążanie w kierunku spręży $\beta = 45 \div 50$, co pozwoliłoby na poprawę sprawności netto o 2-3 pkt. proc. do wartości $\eta_{el,n} = 61 \div 63\%$. Pamiętać jednak należy, iż zastosowanie stopni sprężania $\beta \geq 45$ musi iść w parze z zachowaniem nakładów inwestycyjnych na turbinę gazową na dostatecznie niskim poziomie, adekwatnym do obecnie stosowanych turbin gazowych.

Wyniki analiz pokazują, iż wprowadzenie chłodzenia powietrza chłodzącego turbiny gazowej i wykorzystanie jego ciepła w obiegu parowym elektrowni umożliwia zastosowanie wyższych parametrów sprężu z uwagi na uzyskane niższe wartości COT oraz zmniejszenie strumienia powietrza chłodzącego. Rozwiązanie to stanowi skuteczną metodę zwiększenia sprawności układów kombinowanych, w których zastosowano turbiny gazowe z chłodzeniem powietrznym. W połączeniu z zastosowaniem skuteczniejszej techniki chłodzenia powietrzem np. transpiracyjnej, elektrownia gazowo – parowa jest w stanie osiągnąć sprawność elektryczną netto równą nawet 63,5%.

W pracy wykazano, iż zastosowanie spalania sekwencyjnego w turbinie gazowej pracującej w układzie kombinowanym oraz wykorzystanie pary z obiegu parowego w celu chłodzenia układu przepływowego turbiny gazowej powoduje znaczny wzrost sprawności elektrycznej netto elektrowni dochodzącą nawet powyżej 67,5% (dla bardzo wysokich sprężu $\beta = 95 - 100$). Tak wysoka sprawność elektryczna netto wpływa na korzystne charakterystyki ekologiczne (emisja jednostkowa CO_2 poniżej 300 kg/MWh). Jednak nawet tak niska emisja ditlenku węgla z punktu widzenia polityki Unii Europejskiej musi być zredukowana za pomocą instalacji separacji CO_2 .

Integracja elektrowni gazowo – parowej z aminową instalacją wychwyty i sprężania CO_2 powoduje spadek sprawności elektrycznej netto bloku na skutek zmniejszenia mocy turbiny parowej (z uwagi na pobór pary w celu regeneracji aminy) oraz z uwagi na energochłonność instalacji sprężania CO_2 . Spadek sprawności elektrycznej netto elektrowni wynosi około 67,5 punktu procentowego dla wariantu **G1** (z $q_s = 4$ MJ/kg), i 4,5 punktu procentowego dla wariantu **G1** (z $q_s = 2$ MJ/kg). Osiągnięta maksymalna sprawność elektryczna netto (rysunek 8.6) dla $\beta = 100$ wynosi $\eta_{el.n} = 60,21\%$ w wariantcie **G1** (z $q_s = 4$ MJ/kg) oraz $\eta_{el.n} = 63,33\%$ w wariantcie **G1** (z $q_s = 2$ MJ/kg).

W celu ograniczenia strat sprawności wynikających z wychwyty CO_2 poszukuje się nowych absorbentów charakteryzujących się mniejszą energochłonnością oraz wykorzystaniem ciepła niskotemperaturowego. Zastosowanie amin o energochłonności mniejszej o 1 MJ/kg CO_2 powoduje wzrost sprawności elektrycznej netto bloku o około 1,5 punktu procentowego. Zagospodarowanie ciepła niskotemperaturowego w elektrowni gazowo – parowej poprzez nadbudowę bloku o moduły ORC wykorzystujące ciepło spalin wylotowych z kotła odzyskowego oraz ciepło sprężanego gazu w instalacji przygotowania CO_2 do transportu daje możliwość wzrostu sprawności elektrycznej netto o kolejne 0,25 punktu procentowego. W tym

przypadku jednak pamiętać należy, iż nadbudowa bloku o siłowni ORC związana jest ze znacznym wzrostem kosztów inwestycji z uwagi na wysokie koszty jednostkowe modułów ORC.

Osiągnięte rezultaty analiz potwierdzają osiągnięcie celu głównego oraz celi cząstkowych rozprawy doktorskiej. Uwagi szczegółowe dotyczące każdej z przeprowadzonych analiz zostały umieszczone w podsumowaniach kolejnych rozdziałów w niniejszej pracy.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Alobaid F., Pfeiffer S., Epple B.: *Fast start-up analyses for Benson heat recovery steam generator*, Energy, Volume 46, Issue 1, October 2012, s. 295-309.
- [2] АрсенбеваЛ. В., тырышкинаВ. Г.: *Газотурбинныеустановки*. Ленинград 1978.
- [3] Badr O, Oo Callaghan PW, Probert SD.: *Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources*. Applied Energy 1990;36(4):263–92.
- [4] Badyda K., Kupecki J., Milewski J.: *Modelowanie hybrydowych układów energetycznych bazujących na procesie gazyfikacji węgla*. Rynek Energii, Nr 3, 2010, s. 74 - 79.
- [5] Badyda K., Miller A.: *Energetyczne turbiny gazowe oraz układy z ich wykorzystaniem*. Wydawnictwo Kaprint, Lublin 2014.
- [6] Badyda K.: *Charakterystyki złożonych układów z turbinami gazowymi*. Rynek Energii, Nr 3, 2010, s. 80 - 86.
- [7] Badyda K.: *Perspektywy rozwoju technologii turbin gazowych oraz bloków gazowo-parowych*. Rynek Energii, Nr 4, 2014, s. 74 - 82.
- [8] Badyda K.: *Zagadnienia doboru parametrów części parowej układu gazowo-parowego typu "combinedcycle"*. Rynek Energii, Nr 4, 2012, s. 109 - 116.
- [9] Barelli L., Ottaviano A.: *Supercharged gas turbine combined cycle: An improvement in plant flexibility and efficiency*. Energy 2015;81:615-626. (doi:10.1016/j.energy.2015.01.004).
- [10] Bartela Ł., Kotowicz J., Kubiczek H., Skorek-Osikowska A., Brzęczek M.: *Thermodynamic and economical analysis of the ORC module application to an existing combined heat and power unit with the backpressure turbine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy (doi: 10.1177/0957650915591754).
- [11] Bassily A.M.: *Numerical cost optimization and irreversibility analysis of the triple-pressure reheat steam-air cooled GT commercial combined cycle power plants*. Applied Thermal Engineering, Vol. 40, 2012, s. 145–160.
- [12] Bertani R.: *World Geothermal Generation in 2007*. Proceedings of the European Geothermal Congress 2007, Unterhaching, Germany, 30 May - 1 June 2007.
- [13] BP: *BP Statistical Review of World Energy*. June 2014; www.bp.com [dostęp 29.06.2016].
- [14] Brzęczek M., Bartela Ł.: *Optimizing management of condensing heat and cooling of gases compression in oxy block using of a genetic algorithm*, Archives of Thermodynamics, Vol 34 No. 4, 2013.
- [15] Brzęczek M., Job M.: *Porównanie ekonomiczne elektrowni gazowo - parowych bez i z wychwytem CO2*. Rynek Energii 2014, Nr 3, s. 88-92.

- [16] Budzianowski W. M.: *Single solvents, solvent blends, and advanced solvent systems in CO₂ capture by absorption: a review*. International Journal of Global Warming 2015;7(2):184-225. (doi:10.1504/IJGW.2015.067749).
- [17] Burda R.: *EDF zbuduje elektrownię gazową o mocy 510 MW we Francji*. 09.12.2011. (<http://energetyka.inzynieria.com/cat/5/art/30164>) [dostęp 29.06.2016].
- [18] *Carbon Dioxide Capture and Storage*. IPCC Special Report. Published for the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2005.
- [19] Chmielniak T. J., Chmielniak T.: *Separacja CO₂ z procesów energetycznego przetwórstwa paliw*. Rozdział 11 z pracy zbiorowej pod redakcją Sciążko M., Zieliński H.: *Termochemiczne przetwórstwo węgla i biomasy*. Wydawnictwo IChPW i IGSMiE PAN, Zabrze - Kraków 2003.
- [20] Chmielniak T., Łukowicz H., Kochaniewicz A.: *Kierunki wzrostu sprawności współczesnych bloków energetycznych*. Rynek Energii, Nr 6, 2008, s. 14-20.
- [21] Chmielniak T., Rusin A., Czwiertnia K.: *Turbiny gazowe*. Ossolineum, Wrocław 2001.
- [22] Chmielniak T., Trela M.: *Diagnostics of new-generation thermal power plants*. IFFM Publishers, Gdańsk 2008.
- [23] Chmielniak T., Wójcik K.: *Wychwył i transport CO₂ ze spalin – efekty energetyczne i analiza ekonomiczna*. Rynek Energii 2010;91(6):51-55.
- [24] Chmielniak T.: *Technologie energetyczne*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne WNT, 2008.
- [25] Chojnicki I.: *Siemens zbuduje w Holandii elektrownię gazowo-parową*. Portal gospodarczy WNP, 10.09.2010. (http://energetyka.wnp.pl/siemens-zbuduje-w-holandii-elektrownie-gazowomparowa,119362_1_0_0.html) [dostęp 29.06.2016].
- [26] Chowdhury F., Okabe H., Yamada H., Onoda M., Fujioka Y.: *Synthesis and selection of hindered new amine absorbents for CO₂ capture*. Energy Procedia 2011;4:201-208.
- [27] Citrin D.: *Power generation from cement plant waste heat (powerpoint presentation)*. CII—Green Cementech: ORMAT International Inc; 2005.
- [28] *CO₂ Capture and Storage – A VGB Report on the State of the Art*. Published by VGB PowerTeche.V. 2004 (www.vgb.org).
- [29] Delgado-Torres A., Lourdes García-Rodríguez L.: *Design recommendations for solar organic Rankine cycle (ORC)–powered reverse osmosis (RO) desalination*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16 (2012), 44 - 53.
- [30] *Directive 2009/29/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 amending Directive 2003/87/EC so as to improve and extend the greenhouse gas emission allowance trading scheme of the Community*. Official Journal of the European Union L 140/63, 5.6.2009.
- [31] Donghong W., Xuesheng L., Zhen L., Jianming G.: *Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery*, Energy Conversion and Management, 2007, 4 (48), 1113-1119.

- [32] Duda M., Gabryś H.L, Kaliski M., Malko J., Kamrat W.: *Doświadczenia i wyzwania rynku energii*. Zeszyt Tematyczny Rynku Energii nr 1 (IX), 2014, s.5-51.
- [33] Dusseldorf: *Siemens zbuduje nowoczesną elektrownię gazowo – parową*. www.rynek-infrastruktury.pl [dostęp 29.06.2016].
- [34] E.S.Rubin, M. B. Berkenpas, S. T. McCoy: *Technical Documentation: The Economics of CO2 Transport by Pipeline Storage in Saline Aquifers and Oil Reserves*. Carnegie Institute of Technology at Research Showcase at CMU, Carnegie Mellon University Center for Energy and Environmental Studies Department of Engineering and Public Policy, Pittsburgh, April 2008.
- [35] EC Gorzów (<http://www.ecg.com.pl>) [dostęp 29.06.2016].
- [36] EC Lublin-Wrotków (<http://www.eclublin.pgegiel.pl/>) [dostęp 29.06.2016].
- [37] EC Nowa Sarzyna (<http://www.ens.pl>) [dostęp 29.06.2016].
- [38] EC Rzeszów (<http://www.ecrzeszow.pgegiel.pl>) [dostęp 29.06.2016].
- [39] EC Zielona Góra (<http://www.ec.zgora.pl>) [dostęp 29.06.2016].
- [40] Enertime SA: *Cycles Organiques de Rankine: market and actors*. Available from: [/http://www.cycle-organique-rankine.com/market-markers.php](http://www.cycle-organique-rankine.com/market-markers.php). [accessed 13.10.15].
- [41] European Industrial Gases Association. Carbon dioxide source qualification quality standards and verification. IGC Doc 70/08/E; 2008. Available at: https://www.eiga.eu/fileadmin/docs_pubs/Doc_70_08_E.pdf [dostęp 29.06.2016].
- [42] European Industrial Gases Association. Minimum specifications for food applications. IGC Doc 126/11/E; 2011. Available at: https://www.eiga.eu/fileadmin/docs_pubs/Doc_126_11_Minimum_Specifications_for_Food_Gas_Applications.pdf [dostęp 29.06.2016].
- [43] Facchini B., Ferrara G., Innocenti L.: *Blade cooling improvement for heavy duty gas turbine: the air coolant temperature reduction and the introduction of steam and mixed steam/air cooling*. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 39, Issue 1, 2000, s. 74-84.
- [44] Facchini B., Innocenti L., Carvnevale E.: *Evaluation and Comparison of Different Blade Cooling Solutions to Improve Cooling Efficiency and Gas Turbine Performances*. Proc. of ASME Turbo Expo 2001, 2001-GT-0571, June 2001, New Orleans, USA.
- [45] Fischer W.: *SGT5-8000H / Irsching 4 - Siemens H class gas turbine - Pioneering efficiency with world class flexibility*. Program Director 8000H, 19.05.2011, Irsching(<http://www.siemens.com/press/pool/de/materials/energy/2011-05-irsching4/presentation-fischer-e.pdf>) [dostęp 29.06.2016].
- [46] Fisher R., Ratliff R., Fisher W.: *SGT5-8000H - Product Validation at Irsching 4 Test Center*. Siemens AG, Energy Sector, October 21-23, 2008 Germany / USA (<http://www.energy.siemens.com/co/pool/hq/energy-topics/pdfs/en/gas-turbines-power-plants/SGT-8000H-ProductValidationatIrsching4-TestCenter.pdf>) [dostęp 29.06.2016].
- [47] *FlexEfficiency 50 Combined Cycle Power Plant*. General Electric Company, 2012 (<http://www.ge->

- energy.com/products_and_services/products/gas_turbines_heavy_duty/flexefficiency_50_combined_cycle_power_plant.jsp) [dostęp 29.06.2016].
- [48] Franco A.: *Analysis of small size combined cycle plants based on the use of supercritical HRSG*, Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issue 5, April 2011, s. 785-794.
- [49] Gaia M. Turboden ORC Systems “*Electricity Generation from Enhanced Geothermal Systems*”, Strasbourg, 2006.
- [50] Gas turbines. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (http://www.mhi.co.jp/en/products/category/gas_turbin.html) [dostęp 29.06.2016].
- [51] Gawlik L. (red.), autorzy: Gawlik, L., Grudziński, Z., Kamiński, J., Kaszyński, P., Kryzia, D., Lorenz, U., Mirowski, T., Mokrzycki, M., Olkuski, T., Ozga-Blaschke, U., Pluta, M., Sikora, A., Stala - Szlugaj, K., Suwała, W., Szurlej, A., Wyrwa, A., Zyśk, J.: *Węgiel dla polskiej energetyki w perspektywie 2050 roku - analizy scenariuszowe*. Górnicza Izba Przemysłowo-Handlowa, Wyd. Instytutu GSMiE PAN, 2013, Katowice.
- [52] Golweski P.: *Obciążenia cieplno-mechaniczne łopatek silników turbinowych z ceramicznymi powłokami ochronnymi*. Rozprawa doktorska. Politechnika Lubelska 2015.
- [53] Gottlicher G., Pruschek R.: *Comparison of CO₂ removal systems for fossil - fuelled power plant processes*. Energy Conversion and Management 1997, vol. 38, s. 173 - 178.
- [54] Gottlicher G., Pruschek R.: *Concept of CO₂ removal systems for fossil - fuelled based power generation systems*. Research Program with financial contribution from the European Commission, 1996.
- [55] GTW Handbook, 2009. *Combined Cycle Prices in Gas Turbine World 2009 Handbook* Pequot Publishing. Fairfield CT, s. 46-50.
- [56] Hada S., Yuri M., Masada J., Ito E., Tsukagoshi K.: *Evolution and future trend of large frame gas turbines a new 1600 degree C, J class gas turbine*. Proc. Of ASME Expo 2012, GT2012-68574, June 11-15, 2012, Copenhagen, Denmark.
- [57] Heavy Duty Gas Turbines & Combined Cycle. General Electric. (http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/gas_turbines_cc/en/index.html) [dostęp 29.06.2016].
- [58] Holdmann G.: *ORC technology for waste heat applications*. In: Proceedings of the diesel heat recovery and efficiency workshop, 2007.
- [59] Hu Y., Li H., Yan J.: *Techno-economic evaluation of the evaporative gas turbine cycle with different CO₂ capture options*. Energy, nr 89, 2012, s. 303 - 314.
- [60] International Energy Agency: *Key World Energy Statistics*. Paris 2014.
- [61] International Energy Agency: *Natural Gas Information*. Paris 2014.
- [62] *IPCC Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage*. Cambridge University Press. Cambridge 2005.
- [63] ISO 2314:2009 Standard: *Gas turbines - acceptance tests*.
- [64] Ito E., Okada I., Tsukagoshi K., Muiyama A., Masada J.: *Development of key Technologies for next generation gas turbine*. Proc. of ASME Turbo Expo 2007: Gas

- Turbine Technical Congress and Exposition, GT2007-41023, May 17-20, 2007, Montreal.
- [65] Iwicki K., Janusz P., Szurlej A.: *Zmiany krajowego ustawodawstwa a rozwój rynku gazu ziemnego*. Wiadomości Naftowe i Gazownicze, 2013, R. 16, nr 11, s. 9–14.
- [66] Jesionek K.J., Chrzczonowski A.: *Polepszenie własności układu STIG poprzez przegrzew i chłodzenie międzystopniowe*. Modelowanie Inżynierskie, nr 34, 2007, s. 43 - 48.
- [67] Jiangfeng W., Zhequan Y., Man W., Shaolin M., Yiping D.: *Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source*, Energy, 2013, (49), 356-365.
- [68] Jonson M., Yan J.: *Humidified gas turbine - a review of proposed and implemented cycles*. Energy, nr 30, 2005, s. 1013 - 1078.
- [69] Jonsson M., Bolland O., Bücker D., Rost M.: *Gas turbine cooling model for evaluation of novel cycles*. Proc. of ECOS 2005, Trondheim, Norway, 20-22 June 2005.
- [70] Jonsson M., Bolland O., Bücker D., Rost M.: *Gas turbine cooling model for evaluation of novel cycles*. Materiały ECOS 2005, Trondheim, Norwegia, 20-22 czerwca 2005.
- [71] Jordal K. at all: *New Possibilities for Combined Cycles Through Advanced Steam Technology*. Proc. of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30151, June 2002, Amsterdam, The Netherlands.
- [72] Kamiński J.: *Market power in a coal-based power generation sector: The case of Poland*. Energy. Volume 36, Issue 11, 2011, s. 6634-6644.
- [73] Kapp B., Kreuter H.: *The Concept of Hybrid Power Plants in Geothermal Applications*. Proceedings of the European Geothermal Congress 2007, Unterhaching, Germany, 30 May - 1 June 2007.
- [74] Kaproń H.: *Różne segmenty rynku gazu w Polsce*. Rynek Energii, nr 4, 2011, s. 3-8.
- [75] Knappek E., Kittl G.: *Unterhaching Power Plant and Overall System*. Proceedings of the European Geothermal Congress 2007, Unterhaching, Germany, 30 May - 1 June 2007.
- [76] Kohl A. L., Nielsen R. B.: *Gas purification*. Houston: Gulf Publishing Company, 1997.
- [77] Kotowicz J, Bartela Ł.: *The influence of the legal and economical environment and the profile of activities on the optimal design features of a natural-gas-fired combined heat and power plant*. Energy (36) 2011, s. 328-338.
- [78] Kotowicz J., Bartela Ł.: *Optimisation of the connection of membrane CCS installation with a supercritical coal-fired power plant*. Energy 2012;38:118-127.
- [79] Kotowicz J., Bartela Ł.: *Optymalizacja termodynamiczna i ekonomiczna elektrowni gazowo-parowej z wykorzystaniem algorytmów genetycznych*. Rynek Energii, 75(2) 2008, s. 31-38.
- [80] Kotowicz J., Bartela Ł.: *The influence of economic parameters on the optimal values of the design variables of a combined cycle plant*. Energy, 35(2) 2010, s. 911-919.

- [81] Kotowicz J., Brzęczek M., Job M.: *Thermodynamic analysis of the integration of an advanced Combined Cycle Power Plant with ORC modules*. Proceedings of ECOS 2015 - the 28th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems June 30 - July 3, 2015, Pau, France.
- [82] Kotowicz J., Brzęczek M.: *The influence of a CO₂ separation and compression unit on the optimal parameters of combined cycle power plants*. Journal of Power Technologies, Vol 94, No 4 (2014), str. 306-316.
- [83] Kotowicz J., Brzęczek M.: *The influence of CO₂ capture and compression on the economic characteristics of a modern combined cycle power plant*. Journal of Power Technologies, Vol. 93 Issue 5, 2013.
- [84] Kotowicz J., Janusz - Szymańska K.: *Influence of membrane CO₂ separation on the operating characteristics of a coal-fired power plant*. Chemical and Process Engineering - Inżynieria Chemiczna i Procesowa 2010, 31(4), s. 681-698.
- [85] Kotowicz J., Janusz K.: *Sposoby redukcji emisji CO₂ z procesów energetycznych*. Rynek Energii, Nr 1, 2007, s. 10 – 18.
- [86] Kotowicz J., Janusz K.: *Sposoby redukcji emisji CO₂ z procesów energetycznych*. Rynek Energii 2007;1(68):10-18.
- [87] Kotowicz J., Janusz-Szymańska K.: *Analiza procesu membranowej separacji CO₂ w supernadkrytycznym bloku węglowym*. Rynek Energii, Nr 3, 2011, s. 53-56.
- [88] Kotowicz J., Job M., Brzęczek M.: *Porównanie termodynamiczne elektrowni gazowo - parowych bez i z wychwytem CO₂*. Rynek Energii 2014, Nr 3, 82-87
- [89] Kotowicz J., Job M., Brzęczek M.: *The Characteristics of Ultramodern Combined Cycle Power Plants*. Energy, Vol 92, Part 2, s. 197-211.
- [90] Kotowicz J.: *Elektrownie gazowo – parowe*. Wydawnictwo Kaprint, Lublin 2008.
- [91] Kotowicz J.: *Stan i perspektywy rozwoju układów gazowo – parowych*. Archiwum Energetyki, nr 1, tom XLII, 2012, s. 23-38.
- [92] Lorenz M. Biomasse—KWK mit einem Dampf—Schraubenmotor, Kohler&ZieglerAnlagentechnik GmbH, 2006.
- [93] Lund J. W., Chiasson A.: *Examples of Combined Heat and Power Plants Using Geothermal Energy*. Proceedings of the European Geothermal Congress 2007, Unterhaching, Germany, 30 May - 1 June 2007.
- [94] Mangalapally H. P., Hasse H.: *Pilot Plant Experiments for Post Combustion Carbon Dioxide Capture by Reactive Absorption with Novel Solvents*. Energy Procedia 2011;4:1–8.
- [95] Mangalapally H. P., Notz R., Asprion N., Sieder G., Garcia H., Hasse H.: *Pilot plant study of four new solvents for post combustion carbon dioxide capture by reactive absorption and comparison to MEA*. International Journal of Greenhouse Gas Control 2012;8:205–216.

- [96] Mazurkiewicz M., Uliasz - Bocheńczyk A., Mokrzycki E., Piotrowski Z., Pomykała R.: *Metody separacji i wychwytywania CO₂*. Polityka energetyczna, tom 8, zeszyt specjalny 2005 s. 527 - 538.
- [97] *MHI Begin Installation of J-Series Gas Turbine In Combined-Cycle Power Plant for Verification Testing At Takasago Machinery Works*. Mitsubishi Heavy Industries, 15.11.2010. (<http://www.mhi.co.jp/en/news/story/1011151386.html>) [dostęp 29.06.2016].
- [98] Michalewicz Z.: *Algorytmy genetyczne + struktury danych = programy ewolucyjne*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996.
- [99] Mikielwicz D., Mikielwicz J.: *A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP*, Applied Thermal Engineering, 2010, 30 (16), 2357-2362.
- [100] Mikielwicz D., Mikielwicz J.: *Analytical method for calculation of heat source temperature drop for the Organic Rankine Cycle application*. Applied Thermal Engineering, Vol. 63, Issue 2, 2014, s. 541-550.
- [101] Mikielwicz D., Wajs J., Ziółkowski P., Mikielwicz J.: *Utilisation of waste heat from the power plant by use of the ORC aided with bleed steam and extra source of heat*. Energy, Vol. 97, 2016, s. 11-19.
- [102] Milewski J., Wołowicz M., Badyda K., Misztal Z.: *Operational characteristics of 36kw PEMFC-CHP unit*. RynekEnergii, Nr 1, 2011, s. 150 - 156.
- [103] Milewski J., Wołowicz M., Badyda K., Iwański Z.: *Analiza zastosowania zrzutu spalin z turbiny gazowej do układu regeneracji siłowni parowej*. Rynek Energii, 2011, nr 3 (94).
- [104] Miller A., Lewandowski J., Badyda K., Kiryk S., Milewski J.: *Hydrogen combustion turbine cycles*. Archives of Thermodynamics, Vol. 24, Issue 3, 2003, s. 17-30.
- [105] Minister Gospodarki: *Sprawozdanie Ministra Gospodarki z wyników monitorowania bezpieczeństwa dostaw paliw gazowych za okres od dnia 1 stycznia 2013 r. do dnia 31 grudnia 2013 r.* Warszawa, 2014; www.mg.gov.pl [dostęp 29.06.2016].
- [106] Ministerstwo Gospodarki: *Wnioski z analiz prognostycznych na potrzeby Polityki energetycznej Polski do 2050 roku*. sierpień 2014 r. Warszawa.
- [107] Ministerstwo Środowiska: *Porozmawiajmy o łupkach*; <http://lupki.mos.gov.pl> [dostęp 29.06.2016].
- [108] Mohopatra A. K., Sanjay : *Thermodynamic assessment of impact of inlet air cooling techniques on gas turbine and combined cycle performance*. Energy 2014;68:191-203. (doi:10.1016/j.energy.2014.02.066)
- [109] Nagy, S., Siemek J.: *Shale Gas in Europe: the State of the Technology – challenges and opportunities*. Archives of Mining Sciences 56, 4, 2011, s. 727–760.
- [110] Nyberg B., Thern M.: *Thermodynamic studies of a HAT cycle and its components*. Energy, nr 89, 2012, str. 315 - 321.
- [111] OGP GAZ-SYSTEM: *Zintegrowany Raport Roczny 2013*. Warszawa 2014.

- [112] Ohman H.: *Implementation and evaluation of a low temperature waste heat recovery power cycle using NH₃ in an Organic Rankine Cycle*, Energy, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.02.074. [
- [113] Opis patentowy: *Plat łopatkii turbiny silnika gazowego*. Nr zgłoszenia 333055. PRATT & WHITNEY CANADA INC. Quebec, CA.
- [114] Ożadowicz A: *Wysoko wydajne turbiny spalinowe - elastyczność i funkcjonalność*. Kraków, 2011.
- [115] Patel S.: *Alstom Launches Upgraded GT26*. Powermag.com, 1.08.2011. (http://www.powermag.com/gas/Alstom-Launches-Upgraded-GT26_3872.html) [dostęp 29.06.2016].
- [116] Pawlik M., Strzelczyk F.: *Elektrownie*. WNT Warszawa 2009.
- [117] PEC Siedlce (<http://www.pec-siedlce.com.pl>) [dostęp 29.06.2016].
- [118] Poullikkas A.: *An overview of current and future sustainable gas turbine technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 9, 2005, s. 409 – 443.
- [119] Quoilin S, Lemort V.: *Technological and economical survey of Organic Rankine Cycle systems*. In: Proceedings of the ECMEI conference, Vilamoura, 2009.
- [120] Ramakrishnan S., Edwards C. F.: *Maximum-efficiency architectures for steady-flow combustion engines, II: Work-regenerative gas turbine engines*. Energy 2014;72:58-68. (doi:10.1016/j.energy.2014.05.074).
- [121] RR Trent 1000 - silnik dla Dreamlinera (<http://lotniczapolska.pl/RR-Trent-1000-silnik-dla-Dreamlinera,27344>) [dostęp 29.06.2016].
- [122] Rynek Energii Elektrycznej (<http://www.rynek-energii-elektrycznej.cire.pl/st,33,335,tr,145,0,0,0,0,budowane-i-planowane-elektrownie.html>) [dostęp 29.06.2016].
- [123] Sanjay, Prasad B. N.: *Energy and exergy analysis of intercooled combustion-turbine based combined cycle power plant*. Energy 2013;59:277-284. (doi:10.1016/j.energy.2013.06.051).
- [124] Sanjay, Singh O., Prasad B. N.: *Influence of different means of turbine blade cooling on the thermodynamic performance of combined cycle*. Applied Thermal Engineering 2008;28:2315-2326. (doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.01.022).
- [125] Sanjay, Singh O., Prasad B.N.: *Comparative performance analysis of cogeneration gas turbine cycle for different blade cooling means*. International Journal of Thermal Sciences 2009;48:1432-1440.
- [126] Sanjay, Singh O., Prasad B.N.: *Comparative performance analysis of cogeneration gas turbine cycle for different blade cooling means*. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 48, Issue 7, 2009, s. 1432-1440.
- [127] Schuster A, Karellas S, Kakaras E, Spliethoff H.: *Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications*. Applied Thermal Engineering 2008;29:1809–17.

- [128] Shengjun Z., Huaixin W., Tao G.: *Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation*. Applied Energy, 88 (2011), 2740 - 2754.
- [129] Skorek J., Kalina J.: *Gazowe układy kogeneracyjne*. WNT, Warszawa 2005.
- [130] Suwała W., Janusz P., Szurlej A.: *Bezpieczeństwo energetyczne Polski w obszarze gazu ziemnego, Terminal LNG w Świnoujściu a bezpieczeństwo energetyczne regionu i Polski*. Pod red. nauk. Jarosław J. Piątek, Renata Podgórska, Wydawnictwo Adam Marszałek, Toruń 2013, s. 105–119.
- [131] Szargut J.: *Termodynamika techniczna*. Wydawnictwo Naukowe PWN. Warszawa 1991.
- [132] Szurlej A., Janusz P.: *Natural gas economy in the United States and European markets*. Mineral Resources Management 29, 4, 2013, s. 77–94.
- [133] Szurlej A., Kamiński J., Janusz P., Iwicki K., Mirowski T.: *Rozwój energetyki gazowej w Polsce a bezpieczeństwo energetyczne*. Rynek Energii, nr 6, 2014, s. 33-38.
- [134] Szurlej A.: *The state policy for natural gas sector*. Archives of Mining Sciences, ISSN 0860-7001, vol. 58 no. 3, 2013, s. 925–940.
- [135] Topolski J., Badur J.: *Efficiency of HRSG within a combined cycle with gasification and sequential combustion at GT26 turbine*. Proc. COMPOWER 2000, 291-298.
- [136] Vanslambrouck B.: *The Organic Rankine Cycle: current market overview*. In: Proceedings of the international symposium on waste heat recovery by Organic Rankine Cycle, 2009.
- [137] Wang M., Wang J., Zhao Y. Zhao P., Yiping Dai Y.: *Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors*. Applied Thermal Engineering, 50 (2013), 816 - 825.
- [138] Wang W., Gao J., Shi X., Xu L.: *Cooling performance analysis of steam cooled gas turbine nozzle guide vane*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 62, 2013, s. 668–679.
- [139] Wettstein H. E.: *The potential of GT combined cycles for ultra high efficiency*. Proc. Of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68586. Denmark, 2012.
- [140] Wilk A., Więclaw-Solny L., Śpiewak D., Spietz T.: *Laboratory research on optimal operating conditions of CO2 separation plant treating flue gases with high CO2 content*. PolitykaEnergetyczna, Tom 16, Zeszyt 4, p. 217 - 227.
- [141] Williamson D. L., Miller H. E., Nichols M. H., Deangelis D. A.: *Near-term and future benefits of continued combined-cycle development*. 18th Congress: World Energy Council, Buenos Aires, Brazil, October 2001.
- [142] Zhang Ch., Shu G., Tian H., Wei H., Liang X.: *Comparative study of alternative ORC-based combined power systems to exploit high temperature waste heat*, Energy Conversion and Management, 2015, Vol. 89, 541–554.

- [143] Zhang D., Gu L., Huang Y.: *Cyclic CO₂ capture performance of CaO-based sorbents obtained from various precursors*. Journal of Global Warming 2015;7(2):226-241. (doi:10.1504/IJGW.2015.067750).
- [144] Ziółkowski P., Lemański M., Badur J., Nastalek L.: *Power augmentation of PGE Gorzow's gas turbine by steam injection - thermodynamic overview*. RynekEnergii, nr 1, 2012, s. 161 - 167.
- [145] Ziółkowski P., Lemański M., Badur J., Zakrzewski W.: *Wzrost sprawności turbiny gazowej przez zastosowanie idei Szewalskiego*. Rynek Energii, nr 3, 2012, s. 63 – 70.
- [146] Ziółkowski P., Mikielwicz D.: *Analiza pracy bloku nadkrytycznego 900 MWe współpracującego z obiegiem ORC*. Archiwum Energetyki. 2012, Tom XLII, Nr 2, s. 165-174.

STRESZCZENIE

Zasadniczym celem pracy była analiza możliwości zwiększenia sprawności termodynamicznej nowoczesnego trójciśnieniowego układu gazowo - parowego z przegrzewem wtórnym pary w wariacie bez i z instalacją separacji i sprężania CO₂. Scharakteryzowano stan rynku gazu w Polsce oraz na świecie. Wykonano przegląd technologii gazowo – parowej oraz technologii sekwestracji ditlenku węgla z jednostek energetycznych. Cechą wspólną analizowanych wariantów była turbina gazowa, charakteryzująca się stałą mocą elektryczną 200 MW oraz stałą temperaturą spalin wylotowych wynoszącą 630°C. Dodatkowo każda badana elektrownia posiadała taką samą strukturę podkrytycznego trójciśnieniowego kotła odzyskowego z międzystopniowym przegrzewem pary oraz obiegiem parowym, który po optymalizacji algorytmem genetycznym posiada parametry pary świeżej 600°C/18 MPa oraz wtórnej 600°C/4 MPa. Opracowano metodologię modelowania pracy turbiny gazowej w szerokim zakresie stopni sprężania ($\beta = 10 - 100$). Opracowano algorytm obliczeniowy sprawności izentropowej sprężarki i ekspandera z zadanych charakterystyk politropowych w funkcji stopnia sprężania. Opisano metodologię wyznaczania strumienia chłodziwa niezbędnego do ochłodzenia łopatek ekspandera. Elektrownie gazowo – parowe analizowano w wariantach zastosowania: chłodzenia powietrznego otwartego (konwekcyjnego, błonowego oraz transpiracyjnego) bez i z chłodzeniem powietrza chłodzącego, chłodzenia powietrznego zamkniętego, chłodzenia parowego zamkniętego oraz zastosowania spalania sekwencyjnego. W wariacie z wykorzystaniem ciepła powietrza chłodzącego turbinę gazową wykorzystano dodatkowy kocioł odzyskowy. Analizie poddano elektrownie gazowo – parową z zastosowanym spalaniem sekwencyjnym i chłodzeniem parowym zintegrowaną z instalacją wychwytu i sprężania CO₂. Zbadano wpływ energochłonności absorbentu na sprawność elektryczną netto bloku. W celu zagospodarowania niskotemperaturowego ciepła odpadowego z takiej elektrowni wykorzystano moduły ORC. Wszystkie te działania pozwoliły na wzrost sprawności elektrycznej netto elektrowni gazowo – parowej umożliwiającą przekroczenie 67% dla elektrowni gazowo – parowej z zastosowanym chłodzeniem parowym i spalaniem sekwencyjnym oraz 60% dla tej samej elektrowni zintegrowanej z instalacją wychwytu i sprężania CO₂.

ABSTRACT

The main aim of this work was analysis the possibility of increasing the thermodynamic efficiency of the modern triple-pressure combined cycle power plant with steam reheat in the case without and with the carbon capture and compression installation. The state of the gas market in Poland and in the world was characterized. The overview of the combined cycle technology and carbon capture and storage technology for power plants was made. A common feature of the analyzed variants was gas turbine, characterized by a constant electrical power of 200 MW and a constant temperature of the exhaust gas of 630°C. Additionally, each power plant had the same structure of the subcritical triple-pressure heat recovery steam generator with steam reheat and steam cycle, which after optimization (genetic algorithm) has the parameters of live steam 600°C/ 18 MPa and reheat steam 600°C/ 4 MPa. The methodology for modeling of the gas turbine in a wide range of compression ratio ($\beta = 10 - 100$) was developed. Computational algorithm of the isentropic efficiency for the compressor and expander from the following polytropic characteristics as a function of the compression ratio was developed. Methodology for determining the flow of coolant needed to cool the blades of the expander was described. Combined cycle power plants were analyzed in variants of application: open-loop air cooling (convection, film and transpiration) with and without cooling of the cooling air, closed-loop air cooling, closed-loop steam cooling and the use of sequential combustion. Additional heat recovery steam generator was used in case of using the heat of the gas turbine cooling air. The combined cycle power plant with closed-loop steam cooling and sequential combustion was integrated with the carbon capture and compression installation. The analysis of influence of the absorbent energy intensity on the net electrical efficiency of the unit was conducted. The Organic Rankine Cycle (ORC) modules were used in order to manage a low-temperature waste heat from this power plant. All these activities led to an increase in net electrical efficiency of the combined cycle power plant to 67% for unit with applied closed-loop steam cooling and sequential combustion and 60% for the same power plant integrated with the carbon capture and compression installation.