



POLITECHNIKA OPOLSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY

Mgr inż. Anna Hnydiuk-Stefan

Praca doktorska

**ANALIZA PARAMETRÓW PRACY ELEKTROWNI
WĘGLOWEJ PRZY SPALANIU TLENOWYM**

Promotor:

Prof. dr hab. inż. Jan Składzień

OPOLE 2014

SPIS TREŚCI

Podstawowe oznaczenia	4
1. Wstęp	13
2. Cel i zakres pracy	15
3. Model matematyczny wybranego bloku współczesnej elektrowni węglowej dostosowanego do pracy przy spalaniu tlenowym	16
3.1. Wybór struktury bloku elektrowni węglowej i charakterystyka jego głównych elementów	16
3.2. Postać modelu matematycznego bloku	28
3.3. Weryfikacja opracowanego modelu, wyniki obliczeń testujących	54
4. Analiza parametrów pracy bloku węglowego przy spalaniu w tlenie produkowanym metodą kriogeniczną	73
4.1. Wybór struktury i charakterystycznych parametrów tlenowni	74
4.2. Uproszczony model matematyczny dwukolumnowej tlenowni kriogenicznej	83
4.3. Analiza zespołu sprężarkowego zasilającego tlenownię	103
4.4. Analiza wariantów współpracy bloku węglowego z tlenownią	119
4.5. Wielowariantowe obliczenia sprawności i mocy elektrycznej zespołu energetyczny blok węglowy – tlenownia	122
4.5.1. Obliczenia bez uwzględnienia odzysku ciepła z chłodnic sprężanego powietrza	128

4.5.2. Obliczenia z uwzględnieniem odzysku ciepła z chłodnic sprężanego powietrza	130
4.5.3. Obliczenia przy elektrycznym zasilaniu układu tlenowni kriogenicznej	132
5. Analiza parametrów pracy bloku węglowego przy spalaniu w tlenie produkowanym metodą kriogeniczną w połączeniu z metodą membranową	136
5.1. Przegląd niekriogenicznych metod produkcji tlenu	137
5.2. Analiza wariantów współpracy bloku węglowego z tlenownią membranowo-kriogeniczną	145
6. Wpływ nakładów energetycznych na transport CO₂ do miejsca składowania	156
7. Analiza wpływu wybranych parametrów na sprawność i moc bloku ze spalaniem tlenowym	159
7.1. Wpływ stosunku nadmiaru tlenu do spalania	159
7.2. Wpływ rodzaju paliwa węglowego	161
7.3. Wpływ różnicy temperatur w skraplaczo-parowaczu tlenowni oraz ciśnienia tlenu przy wypływie z tlenowni	164
8. Analiza porównawcza otrzymanych sprawności i mocy bloku	168
9. Podsumowanie i wnioski końcowe	173
Literatura	176

Podstawowe oznaczenia

\dot{E}_{ch}	– strumień energii chemicznej paliwa, kW, MW
h, i	– entalpia właściwa, kJ/kg, kJ/kmol
k	– współczynnik przenikania ciepła, kW/(m ² ·K)
\dot{m}	– strumień masy, kg/s
\dot{n}	– strumień masy, kmol/s
N	– moc, kW, MW
P	– ciśnienie, bar
\dot{Q}	– strumień ciepła, kWt, MWt
s	– entropia właściwa, kJ/(kg·K)
t, T	– temperatura, °C, K
W_d	– wartość opałowa, kJ/kg, MJ/kg
F	– powierzchnia grzejna, m ²

Symbole greckie

Δ	– symbol przyrostu,
η	– sprawność,

Indeksy

c	– dotyczy ciepła,
ch	– dotyczy wielkości chemicznych,
el	– dotyczy elektryczności,
El	– dotyczy elektrowni,
n	– dotyczy warunków nominalnych,
ot	– dotyczy warunków otoczenia,
w	– dotyczy wody,
s	– dotyczy skraplania,
sp	- dotyczy sprężania.

Spis rysunków

1. Rys. 3.1. Schemat bloku węglowego na parametry nadkrytyczne
2. Rys. 3.2. Schemat kotła fluidalnego
3. Rys. 3.3. Rozkład strumieni ciepła na ścianach kotła (a. spalanie w atmosferze tlenowej, b. spalanie w atmosferze powietrznej)
4. Rys. 3.4. Uproszczony algorytm obliczeń mocy i sprawności bloku
5. Rys. 3.5. Schemat układu bloku elektrowni węglowej realizującej proces spalania w czystym tlenie
6. Rys. 3.6. Zależność sprawności kotła η_k i sprawności rurociągów η_{rur} od strumienia pary świeżej \dot{m}_1
7. Rys. 3.7. Spadek ciśnienia w przegrzewaczu międzystopniowym w funkcji strumienia pary wtórnice przegrzanej
8. Rys. 3.8. Wartość ciśnienia pary świeżej w funkcji strumienia pary świeżej
9. Rys. 3.9. Zależność sprawności elektromechanicznej turbogeneratora od jego mocy elektrycznej
10. Rys. 3.10. Zależność sprawności wewnętrznej części wysokoprężnej turbiny od strumienia pary świeżej
11. Rys. 3.11. Sprawność wewnętrzna części średnioprężnej turbiny w funkcji strumienia pary wtórnice przegrzanej
12. Rys. 3.12. Sprawność wewnętrzna części niskoprężnej turbiny w funkcji strumienia pary do części NP
13. Rys. 3.13. Zależność spadku ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji niskoprężnej NP4 od strumienia pary \dot{m}_{24}
14. Rys. 3.14. Spadek ciśnienia pary w rurociągu zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej WP1 w funkcji jej strumienia
15. Rys. 3.15. Spadek ciśnienia pary w rurociągu zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej WP2 w funkcji strumienia pary \dot{m}_{20}
16. Rys. 3.16. Spadek ciśnienia pary w rurociągu zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej WP3 w funkcji strumienia pary \dot{m}_{102}

17. Rys. 3.17. Spadek ciśnienia pary w rurociągu zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej WP4 (SCH) w funkcji strumienia pary \dot{m}_{21}
18. Rys. 3.18. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym odgazowywacz w funkcji strumienia pary \dot{m}_{22}
19. Rys. 3.19. Wymagane ciśnienie wody na tłoczeniu głównej pompy zasilającej w funkcji strumienia wody zasilającej
20. Rys. 3.20. Temperatura wody chłodzącej z chłodni kominowej w funkcji temperatury otoczenia
21. Rys. 3.21. Rozkład temperatur na dopływie i wypływie ze skraplacza dla wody chłodzącej oraz skraplającej się pary
22. Rys. 3.2.2. Charakterystyka porównawcza wyników pomiarów strumienia pary z wynikami obliczeń przy różnym obciążeniu bloku elektrowni
23. Rys. 3.2.3. Wpływ temperatury otoczenia na moc oraz sprawność bloku
24. Rys. 4.1. Schemat obiegu substratów i produktów spalania węgla w złożu fluidalnym w tlenie technicznym i z częściowym zawracaniem spalin
25. Rys. 4.1.1 Układ do wytwarzania tlenu metodą kriogeniczną dwukolumnową
26. Rys. 4.1.2 Wykres równowagi fazowej temperatura, K – skład roztworu azotu z tlenem, ciśnienie p, bar
27. Rys. 4.2. Ogólny model obliczeniowy elektrowni realizującej spalanie tlenowe
28. Rys. 4.2.1. Układ zespół sprężarkowy – tlenownia
29. Rys. 4.2.2.1. Moc cieplna kotła w funkcji strumienia węgla ($\eta_k=0,92$)
30. Rys. 4.2.2. Wykres przedstawiający procentowy spadek energochłonności procesu sprężania przy odzysku energii z rozprężarki turbinowej
31. Rys. 4.2.3. Zależność stosunku $n_o/(z_{13}n_{13})$ od udziału tlenu w azocie odpadowym z_{14} oraz w tlenie technicznym z_{13}
32. Rys. 4.2.4. Wykres zależności ciśnienia w kolumnie rektyfikacyjnej wysokiego ciśnienia KRW od różnicy temperatur tlenu oraz azotu, przy ciśnieniu końcowym tlenu na poziomie ciśnienia otoczenia
33. Rys. 4.3. Praca sprężarki w zależności od stopnia sprężania, przypadek idealny
34. Rys.4.3.1. Rozpatrywany układ stopni sprężania

35. Rys. 4.3.2. Zależność mocy napędowej sprężarki od ciśnienia P_2 oraz P_4 , dla $P_6= 6$ bar, oraz $T_3=T_5=10^\circ\text{C}$
36. Rys. 4.3.3. Zależność mocy napędowej sprężarki od ciśnienia P_2 oraz P_4 , dla $P_6= 6$ bar, oraz $T_3=T_5=12^\circ\text{C}$
37. Rys. 4.3.4. Zależność mocy napędowej sprężarki od ciśnienia P_2 oraz P_4 , dla $P_6= 6$ bar, oraz $T_3=T_5=17^\circ\text{C}$
38. Rys. 4.3.5. Schemat układu dwuwałowego sprężarki trójstopniowej
39. Rys. 4.3.6. Schemat odbioru ciepła przez wodę chłodzącą z chłodnic powietrza
40. Rys. 4.4.1. Schemat podłączenia układu turbosprężarki
41. Rys. 4.5.1. Schemat bloku energetycznego z uwzględnieniem turbosprężarki na potrzeby zasilania układu tlenowni
42. Rys. 4.5.2. Schemat umieszczenia dodatkowego podgrzewacza wody za pompą kondensatu
43. Rys. 5.1. Schemat membranowego rozdzielu powietrza z zastosowaniem układu sprężarki oraz turbiny
44. Rys. 5.2. Schemat membranowego rozdzielu powietrza z zastosowaniem układu sprężarki oraz pompy próżniowej
45. Rys. 5.3. Strumień powietrza wzbogaconego w tlen przy $\lambda = 1,15$ dla mocy brutto elektrowni 463 MW, podawany bezpośrednio do tlenowni kriogenicznej
46. Rys. 5.2.1. Ogólny schemat produkcji tlenu w układzie membranowo-kriogenicznym
47. Rys. 5.2.2. Energochłonność wytwarzania powietrza wzbogaconego w tlen w procesie membranowym przy zmiennym stopniu separacji tlenu przez membranę (ciśnienie za membraną 0,1 bar)
48. Rys. 5.2.3 Spadek energochłonności wytwarzania powietrza wzbogaconego w tlen w procesie kriogenicznym w zależności od strumienia oraz składu permeatu w układzie membranowym
49. Rys. 5.2.4 Energochłonność procesu kriogenicznego oraz membranowo-kriogenicznego
50. Rys. 5.2.5. Połączenie tlenowni membranowo-kriogenicznej z układem turbiny głównej bloku elektrowni

51. Rys. 7.1.1. Wpływ współczynnika nadmiaru tlenu λ na moc bloku zintegrowanego z tlenownią
52. Rys. 7.1.2. Wpływ współczynnika nadmiaru tlenu λ na sprawność bloku zintegrowanego z tlenownią
53. Rys. 7.2.1. Wpływ stosowanego paliwa na moc bloku zintegrowanego z tlenownią
54. Rys. 7.2.2. Wpływ stosowanego paliwa na sprawność bloku zintegrowanego z tlenownią
55. Rys. 7.3.1. Wpływ ciśnienia końcowego tlenu technicznego na moc bloku zintegrowanego z tlenownią
56. Rys. 7.3.2. Wpływ ciśnienia końcowego tlenu technicznego na sprawność bloku zintegrowanego z tlenownią
57. Rys. 7.3.3. Wpływ różnicy temperatur nasycenia w parowaczo-skraplaczu na energochłonność wytwarzania tlenu
58. Rys. 8.1. Zestawienie porównawcze mocy bloku oraz strumienia pary z upustu turbiny głównej dla wybranych metod wytwarzania tlenu
59. Rys. 8.2. Spadek mocy bloku, z uwzględnieniem miejsca poboru pary z upustu turbiny na potrzeby integracji z układem tlenowni, dla rozpatrywanych metod wytwarzania tlenu
60. Rys. 8.3. Procentowy spadek mocy oraz sprawności elektrowni współdziałającej z układem tlenowni, przy zasilaniu układu parą z upustu turbiny głównej
61. Rys. 8.4. Moc bloku współpracującego z tlenownią kriogeniczną przy uwzględnieniu sposobu zasilania układu tlenowni
62. Rys. 8.5. Moc bloku współpracującego z tlenownią membranowo-kriogeniczną przy uwzględnieniu sposobu zasilania układu tlenowni

Spis tabel

1. Tabela 3.1. Zestawienie charakterystycznych wielkości przedstawionych na schemacie 3.1 i opisanych w dalszej części za pomocą równań bilansowych
2. Tabela 3.2. Zestawienie parametrów nominalnych pary dolotowej, pary za częścią wysokoprężną WP oraz za częścią średnioprężną SP
3. Tabela 3.3. Zestawienie nominalnych mocy cieplnych oraz powierzchni wymiany ciepła dla podgrzewaczy wody w części niskoprężnej regeneracji NP1-NP4
4. Tabela 3.4. Zestawienie nominalnych mocy cieplnych oraz powierzchni wymiany ciepła dla podgrzewaczy wody w części wysokoprężnej regeneracji WP1-WP4 (SCH)
5. Tabela 3.5. Wartości współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej dla wymienników części SP oraz WP
6. Tabela 3.6. Wartości współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej dla skraplaczy SK1 oraz SK2
7. Tabela 3.7. Wartości temperatury i ciśnienia pary świeżej T_1 oraz przegrzanej T_4 w zależności od obciążenia bloku
8. Tabela 3.8. Wartości strumieni masy pary świeżej T_1 i przegrzanej T_4 w zależności od obciążenia bloku
9. Tabela 3.9. Wartości strumieni wody chłodzącej w skraplaczu głównym SK1 oraz pomocniczym SK2
10. Tabela 3.10. Zestawienie danych rzeczywistych z wynikami uzyskanymi w rezultacie obliczeń dla nominalnego obciążenia bloku 463 MW
11. Tabela 3.11. Zestawienie danych rzeczywistych z wynikami uzyskanymi w rezultacie obliczeń dla obciążenia bloku $D_2=475$ MW i $D_3=414$ MW
12. Tabela 3.12. Zestawienie danych rzeczywistych z wynikami uzyskanymi w rezultacie obliczeń dla obciążenia bloku $D_4=344$ i $D_5=184$ MW
13. Tabela 3.13. Wpływ temperatury otoczenia na ciśnienie skraplania w skraplaczu głównym
14. Tabela 4.1. Wyniki obliczeń zapotrzebowania na tlen do spalania

15. Tabela 4.2.1. Zestawienie mocy odzyskanej w rozprężarce przy strumieniu powietrza doprowadzanym do turbodetandera wynoszącym 10% strumienia sprężanego powietrza, MW
16. Tabela 4.2.2. Zestawienie mocy odzyskanej w rozprężarce przy strumieniu powietrza doprowadzanym do turbodetandera wynoszącym 20% strumienia sprężanego powietrza, MW
17. Tabela 4.3. Wyniki obliczeń ilości powietrza dostarczanego do sprężarki na potrzeby instalacji kriogenicznej rektyfikacyjnej
18. Tabela 4.3.1. Zestawienie mocy doprowadzanej na potrzeby procesu sprężania powietrza w tlenowni
19. Tabela 4.4.1. Zestawienie zapotrzebowania energetycznego układu turbosprężarki przy różnym obciążeniu bloku energetycznego
20. Tabela 4.5. Maksymalna moc jaką można odebrać od pary z kolejnych upustów, w warunkach adiabatycznego rozprężania do parametrów jak w skraplaczu
21. Tabela 4.5.1. Zestawienie charakterystycznych wielkości bloku (rys. 4.5.1)
22. Tabela 4.5.2. Zestawienie parametrów przy poborze pary z turbiny głównej bloku do pomocniczej turbiny napędzającej sprężarkę o mocy efektywnej 109,6 MW
23. Tabela 4.5.3. Moc i sprawność bloku przy uwzględnieniu odzysku ciepła z chłodnic powietrza
24. Tabela 4.5.4. Zestawienie porównawcze mocy oraz sprawności bloku energetycznego
25. Tabela 5.2.1. Zestawienie parametrów pracy bloku węglowego po połączeniu z układem tlenowni membranowo-kriogenicznej oraz kriogenicznej
26. Tabela 5.2.2. Zestawienie porównawcze mocy oraz sprawności bloku energetycznego po połączeniu z układem membranowo-kriogenicznym
27. Tabela 5.3. Wymagania dotyczące ciśnienia i temperatury transportowanego CO₂, w zależności od rodzaju transportu
28. Tabela 5.4. Dopuszczalne zakresy wartości opałowej paliwa węglowego dla rozpatrywanego kotła
29. Tabela 5.4.1. Skład analizowanego węgla kamiennego
30. Tabela 5.4.2. Skład analizowanego węgla brunatnego

31. Tabela 7.2.3. Zestawienie ciśnień azotu i tlenu w tlenowni oraz odpowiadających im temperatur zmian fazy

1. Wstęp

Koncepcja spalania węgla w atmosferze wzbogaconej w tlen zrodziła się już w roku 1982 [52] i od tego czasu trwają analizy i badania związane z doskonaleniem tego procesu. Stosowanie innowacyjnej technologii spalania tlenowego, realizowanej w elektrowniach węglowych, jest w głównej mierze podyktowane koniecznością sprostania nowym przepisom unijnym w zakresie technologii CCS (Carbon Capture and Storage), czyli wychwytywania oraz trwałego składowania CO₂ na znacznych głębokościach. Polskie elektrownie w ponad 90% procentach zasilane są węglem kamiennym lub brunatnym [62], który podczas procesu spalania wydziela znaczne ilości niepożądanego z uwagi na nowe regulacje prawne dwutlenku węgla, a także tlenków azotu i dwutlenku siarki. Coraz bardziej restrykcyjne normy środowiskowe będą wymuszać na europejskim przemyśle stosowanie nowoczesnych rozwiązań procesu spalania i zagospodarowania produktów spalania węgla. Wprowadzony w roku 2005 system handlu emisjami dwutlenku węgla jest obecnie głównym narzędziem wyznaczającym ceny zakupu tych emisji. Elektrownie mają ograniczony przydział bezpłatnych uprawnień do emisji w postaci jednostek EUA (European Union Allowance, uprawniająca do emisji 1 tony CO₂), które otrzymują od rządu danego Państwa. W przypadku przekroczenia bezpłatnej alokacji, każda instalacja objęta systemem ma obowiązek zakupu dodatkowych uprawnień na rynku. W roku 2013 polskie instalacje otrzymały od rządu mniej niż połowę tego co dostały w 2012 roku. 150 największych elektrowni i ciepłowni otrzymało 78 milionów darmowych uprawnień do emisji CO₂ w pierwszym roku III fazy systemu EU ETS, w porównaniu z ponad 179 milionami darmowo rozdanych jednostek EUA w roku 2012. Z kolei emisja za rok 2012 wyniosła 162 miliony ton CO₂ dlatego też oczywistym jest fakt, że w przypadku utrzymania poziomu produkcji sektor energetyczny w Polsce będzie miał duży niedobór uprawnień rzędu 84 milionów ton rocznie [39, 45, 52].

Należy zaznaczyć, że zasadniczym wyznacznikiem skłaniającym przedsiębiorstwa do poszukiwania alternatywnych rozwiązań będzie cena jednostek EUA. Perspektywa mniejszego zakupu jednostek EUA na rynku giełdowym, w celu pokrycia niedoboru praw emisji CO₂, poprzez rozwiązania technologiczne ograniczające rzeczywistą jego emisję,

podyktowana będzie ceną uprawnień. Dane historyczne wskazują na znaczne wahania cenowe wynoszące od 32 euro do 0,1 euro centa [20] za jednostkę EUA. Z kolei szacowany koszt, związany z zastosowaniem CCS, to od 30 do 90 \$ za unikniętą w ten sposób tonę emisji CO₂. Biorąc pod uwagę przewidywany postęp w rozwoju technologii CCS organizacja IEA (MAE, Międzynarodowa Agencja Energetyczna) [31] uważa, że koszt ten spadnie do 25\$ (około 18,5 euro) za tonę do roku 2030. Z uwagi na politykę KE ponadto należy spodziewać się wzrostu cen EUA z obecnie niskiej wartości rzędu 5 euro (dane z IV kwartału 2013). Mając na uwadze powyższe czynniki można przypuszczać, że opłacalność zastosowania systemu CCS może być w przyszłości realna. Polska jako członek UE jest zobowiązana do implementacji tzw. dyrektywy CCS i poczyniono już w tym kierunku pewne kroki, mianowicie znowelizowano prawo geologiczne i górnicze.

W pracy przeanalizowano model pracy bloku rzeczywistej elektrowni węglowej na parametry nadkrytyczne przystosowanego do spalania tlenowego, celem umożliwienia wytwarzania elektryczności i jednoczesnego wychwytywania dwutlenku węgla.

Istnieją różne sposoby separacji dwutlenku węgla, które są możliwe do zrealizowania przy procesie spalania paliw kopalnianych. Obecnie istniejąca klasyfikacja sposobu oddzielania dwutlenku węgla opiera się na miejscu jego wychwytu. Rozróżnia się następujące procesy, które realizują ten wychwyt:

- przed procesem spalania (tzw. pre-combustions),
- w trakcie spalania, wykorzystując odpowiednio zmodyfikowane środowisko utleniające (tzw. oxyfuel),
- po procesie spalania (tzw. post-combustions).

W niniejszej pracy rozważana jest druga z wymienionych metod, a mianowicie spalanie w środowisku czystego tlenu, wraz z częściowym zawracaniem do kotła spalin składających się głównie z CO₂ oraz H₂O. Spaliny opuszczające zespół kotłowy po ochłodzeniu składają się wówczas z prawie czystego dwutlenku węgla.

2. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest, wspomniana już, analiza możliwości przystosowania istniejącej energetycznej jednostki wytwórczej, działającej na parametry nadkrytyczne, do pracy z jednoczesnym wychwytem dwutlenku węgla. W kotle bloku energetycznego realizowane jest spalanie tlenowe, przy wykorzystaniu do produkcji tlenu technicznego wyłącznie tlenowni kriogenicznej lub tlenowni kriogenicznej współpracującej z układem membranowym wstępnie wzbogacającym powietrze w tlen. Sprężarka tlenowni może być napędzana dodatkową turbiną parową zasilaną parą z upustu turbiny głównej lub silnikiem elektrycznym. W przypadku turbinowego napędu sprężarki rozpatrzono kilka wariantów poboru pary upustowej do turbiny dodatkowej. Głównym celem porównawczej analizy pracy zespołu blok energetyczny – tlenownia było zbadanie, jak rozpatrywane warianty produkcji tlenu wpływają na moc bloku oraz na jego sprawność. W przypadku zastosowania zespołu membranowego przeanalizowano wpływ stopnia wstępnej separacji tlenu, dodatkowo także uwzględniono możliwość odzysku części ciepła z chłodnic sprężarki oraz zbadano też, jak na obniżenie głównych parametrów pracy bloku wpływają dodatkowe czynniki. Czynniki te to zmiana wartości stosunku nadmiaru tlenu do spalania, inny rodzaj paliwa węglowego oraz zmiana bardzo istotnej różnicy temperatur w parowaczo – skraplaczach tlenowni i wymaganego końcowego ciśnienia tlenu opuszczającego tlenownię.

W celu dokonania zaplanowanych analiz sporządzono model matematyczny działania bloku węglowego na parametry nadkrytyczne z kotłem fluidalnym atmosferycznym, uwzględniając wszystkie bardziej istotne z punktu widzenia termodynamicznego elementy bloku. Sporządzono także bardzo uproszczony model matematyczny układu tlenowni kriogenicznej z dwiema kolumnami rektyfikacyjnymi i z rozprężarką turbinową. Modele te, uzupełnione w odpowiednich wariantach opisem matematycznym zespołu membranowego, rozpatrywano uwzględniając ich wzajemne współdziałanie technologiczne.

3. Model matematyczny wybranego bloku współczesnej elektrowni węglowej dostosowanego do pracy przy spalaniu tlenowym

Opracowany model matematyczny bloku energetycznego oparty jest o bilanse substancji, bilanse energii, równania charakterystyk ważniejszych elementów bloku oraz równania stanu H_2O [70, 71, 82]. Równania bilansów substancji i energii sformułowano dla podstawowych elementów i węzłów bloku przyjmując typowe założenia upraszczające. Podczas obliczeń wykorzystano program komputerowy EES (Engineering Equation Solver), który umożliwia symulację działania rozpatrywanego bloku wraz z oceną pracy dodatkowych elementów umożliwiających realizację procesu spalania tlenowego. Energię potrzebną do zasilania dodatkowych urządzeń bloku, niezbędnych dla działania układu elektrownia węglowa – układ tlenowni, uzyskano, jak już wspomniano, między innymi poprzez pobór pary z wybranych upustów turbiny głównej, co wiąże się ze zmiennymi parametrami pracy bloku energetycznego, a co przede wszystkim wpływa na jego sprawność [63].

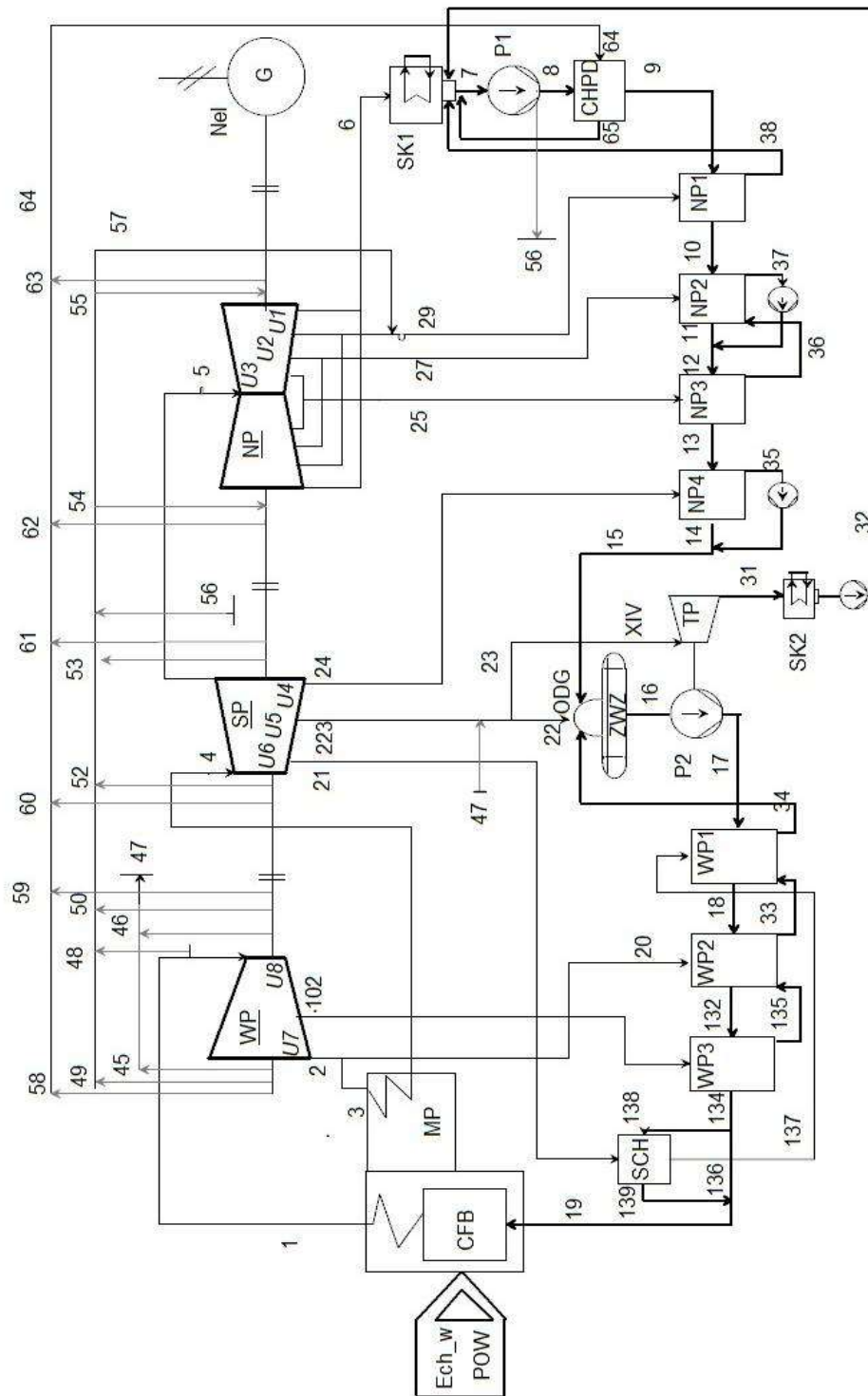
3.1. Wybór struktury bloku elektrowni węglowej i charakterystyka jego głównych elementów

Uproszczony schemat rozpatrywanego energetycznego bloku węglowego zaprezentowano na rys. 3.1. Analizowany układ jest blokiem energetycznym o mocy brutto 460 MW (439 MW netto) na parametry nadkrytyczne. Para wodna wytworzona w kotle rozpręża się w wysokociśnieniowej części turbiny, a następnie jest zawracana do kotła i wtórnie przegrzewana. Turbina główna składa się z części wysokoprężnej (WP), średnioprężnej (SP) oraz niskoprężnej (NP). Część WP turbiny posiada dwa upusty: U7 poprzez który para \dot{m}_{20} płynie rurociągiem do wymiennika WP2 oraz U8 kierujący parę \dot{m}_{102} rurociągiem do wymiennika WP3. Część SP turbiny posiada trzy upusty, przy czym poprzez upust U6 para wpływa do schładzacza pary SCH a następnie wymiennika WP1, upust U5 wprowadza parę do odgazowywacza ODG, a następnie do zbiornika wody

zasilającej ZWZ oraz do turbiny pomocniczej TP napędzającej pompę wody zasilającej, natomiast upust U4 prowadzi do wymiennika regeneracji niskoprężnej NP4. Wszystkie trzy upusty z części niskoprężnej turbiny prowadzą do trzech osobnych wymienników regeneracji niskoprężnej NP3÷NP1. Wstępne podgrzewanie kondensatu ma miejsce w wymienniku CHPD, będącym równocześnie chłodnicą pary z uszczelnień dławnicowych turbiny.

Rozpatrywany blok elektrowni węglowej został wybrany przede wszystkim z uwagi na wysoką sprawność netto rzędu 43% oraz wysokie parametry pary przepływającej przez turbinę, które przedstawiono w tabeli 1.1. Należy również podkreślić, że kocioł fluidalny zastosowany w tym bloku jest obecnie największym tego typu kotłem na świecie. Aktualnie w Polsce istnieją dwa tego typu bloki energetyczne, mianowicie w elektrowni Łagisza, która wchodzi w skład grupy Tauron S.A. oraz blok elektrowni Pątnów II, należący do Elektrowni Pątnów Sp. z o.o., z kotłem pyłowym.

Rozpatrywany blok węglowy zasilany jest węglem kamiennym, spełniając przy tym wszelkie normy środowiskowe w zakresie emisji tlenków siarki i azotu. Paliwo spalane jest w złożu fluidalnym i zgodnie z [16] taki kocioł fluidalny jest technicznie przystosowany do spalania tlenowego i nie wymaga istotnych zmian w konstrukcji.



Rys. 3.1. Schemat bloku węglowego na parametry nadkrytyczne

Oznaczenia do rysunku 3.1:

Ech_w – energia chemiczna węgla,

POW – strumień powietrza,

CFB – kocioł fluidalny,

MP – międzystopniowy przegrzewacz pary,

WP – część wysokoprężna turbiny głównej,

SP - część średnioprężna turbiny głównej,

NP - część niskoprężna turbiny głównej,

U1-U8 – kolejne upusty pary z turbiny głównej,

G – generator energii elektrycznej,

Nel – moc czynna generatora,

SK1- skraplacz główny,

P1 – pompa skroplin,

CHPD – chłodnica pary z dławnic,

NP1 – NP4 – podgrzewacze regeneracji niskoprężnej,

TP – turbina pomocnicza,

SK2 – skraplacz turbiny pomocniczej,

ODG – odgazowywacz,

ZWZ – zbiornik wody zasilającej,

P2 – pompa wody zasilającej,

WP1 – WP3 – podgrzewacze regeneracji wysokoprężnej,

SCH – schładzacz pary upustowej.

Zestawienie charakterystycznych wielkości przedstawionych na schemacie 3.1 i opisanych w dalszej części za pomocą równań bilansowych

L.p.	Oznaczenia zgodne z rysunkiem 3.1	Opis	Jednostka
1	\dot{m}_1	Strumień pary świeżej	kg/s
2	T_1	Temperatura pary świeżej	°C
3	p_1	Ciśnienie pary świeżej	bar
4	T_4	Temperatura pary wtórnie przegrzanej	°C
5	N_{el}	Moc czynna generatora	MW
6	\dot{m}_2	Strumień pary za częścią WP turbiny	kg/s
7	T_2	Temperatura pary za częścią WP turbiny	°C
8	p_2	Ciśnienie pary za częścią WP turbiny	bar
9	\dot{m}_{102}	Strumień pary z pierwszego upustu części WP turbiny	kg/s
10	T_{102}	Temperatura pary z pierwszego upustu części WP turbiny	°C
11	P_{102}	Ciśnienie pary z pierwszego upustu części WP turbiny	bar
12	\dot{m}_3	Strumień pary do przegrzewu wtórnego	kg/s
13	\dot{m}_4	Strumień pary wtórnie przegrzanej do części SP turbiny	kg/s

Tabela 3.1 (cd.)

14	p_4	Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła	°C
15	\dot{m}_5	Strumień pary do części NP turbiny	kg/s
16	T_5	Temperatura pary w przelotni SP-NP	°C
17	p_5	Ciśnienie pary w przelotni SP-NP	bar
18	\dot{m}_6	Strumień pary do skraplacza SK1	kg/s
19	T_6	Temperatura pary w skraplaczu SK1	°C
20	p_6	Ciśnienie pary w skraplaczu SK1	kPa
21	\dot{m}_8	Strumień kondensatu za pompą P1	kg/s
22	T_8	Temperatura kondensatu za pompą P1	°C
23	\dot{m}_{10}	Strumień kondensatu za wymiennikiem NP1	kg/s
24	T_{10}	Temperatura kondensatu za wymiennikiem NP1	°C
25	\dot{m}_{11}	Strumień kondensatu za wymiennikiem NP2	kg/s
26	T_{11}	Temperatura kondensatu za wymiennikiem NP2	°C
27	\dot{m}_{12}	Strumień kondensatu przed wymiennikiem NP3	kg/s
28	T_{12}	Temperatura kondensatu przed wymiennikiem NP3	°C
29	\dot{m}_{13}	Strumień kondensatu za wymiennikiem NP3	kg/s
30	T_{13}	Temperatura kondensatu za wymiennikiem NP3	°C
31	\dot{m}_{14}	Strumień kondensatu za wymiennikiem NP4	kg/s
32	T_{14}	Temperatura kondensatu za wymiennikiem NP4	°C

Tabela 3.1 (cd.)

33	\dot{m}_{15}	Strumień kondensatu do zbiornika zasilającego ZWZ	kg/s
34	T_{15}	Temperatura kondensatu do zbiornika zasilającego ZWZ	°C
35	\dot{m}_{16}	Strumień wody zasilającej do pompy zasilającej P2	kg/s
36	T_{16}	Temperatura kondensatu w zbiorniku zasilającym ZWZ	°C
37	\dot{m}_{17}	Strumień wody zasilającej przed regeneracją WP1	kg/s
38	T_{17}	Temperatura wody zasilającej przed regeneracją WP1	°C
39	\dot{m}_{18}	Strumień wody zasilającej przed wymiennikiem WP2	kg/s
40	T_{18}	Temperatura wody zasilającej przed wymiennikiem WP2	°C
41	\dot{m}_{132}	Strumień wody zasilającej przed wymiennikiem WP3	kg/s
42	T_{132}	Temperatura wody zasilającej przed wymiennikiem WP3	°C
43	\dot{m}_{138}	Strumień wody zasilającej przed schładzaczem pary SCH	kg/s
44	T_{138}	Temperatura wody zasilającej przed schładzaczem pary SCH	°C
45	\dot{m}_{137}	Strumień schłodzonej pary zasilającej wymiennik WP1	kg/s

Tabela 3.1 (cd.)

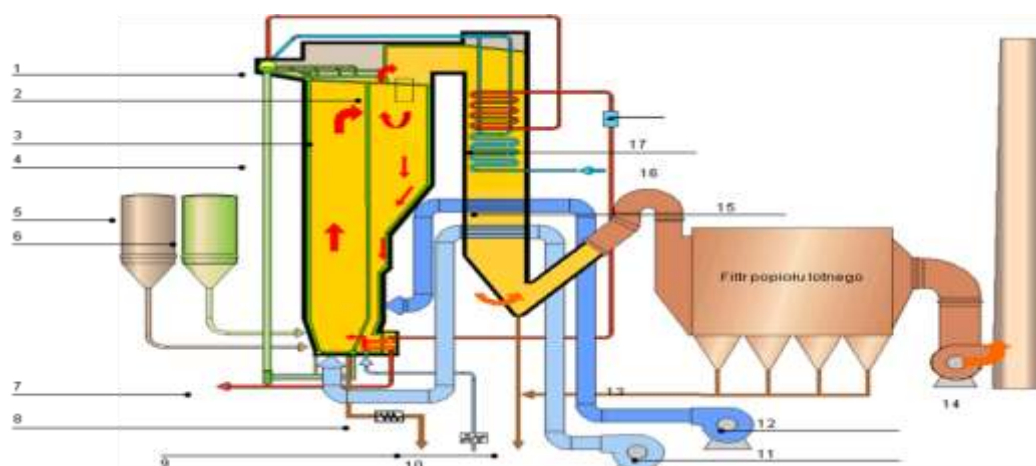
46	T_{137}	Temperatura schłodzonej pary zasilającej wymiennik WP1	°C
47	\dot{m}_{139}	Strumień ogrzanej wody zasilającej kocioł CFB	kg/s
48	T_{139}	Temperatura ogrzanej wody zasilającej kocioł CFB	°C
49	\dot{m}_{19}	Strumień wody zasilającej kocioł za regeneracją WP	kg/s
50	T_{19}	Temperatura wody zasilającej kocioł za regeneracją WP	°C
51	\dot{m}_{20}	Strumień pary z upustu U7 do wymiennika WP2	kg/s
52	T_{20}	Temperatura pary w upuście U7	°C
53	p_{20}	Ciśnienie pary w upuście U7	bar
54	\dot{m}_{21}	Strumień pary w upuście U6 do schładzacza pary SCH	kg/s
55	T_{21}	Temperatura pary z upustu U6 do schładzacza pary SCH	°C
56	p_{21}	Ciśnienie pary w upuście U6	kPa
57	$\dot{m}_{22} + \dot{m}_{23} + \dot{m}_{47}$	Strumień pary z upustu U5 do turbiny pomocniczej TP oraz zbiornika wody zasilającej ZWZ	kg/s
58	T_{223}	Temperatura pary w upuście U5	°C
59	P_{223}	Ciśnienie pary w upuście U5	bar
60	\dot{m}_{24}	Strumień pary z upustu U4 do wymiennika NP4	kg/s
61	T_{24}	Temperatura pary w upuście U4	°C
62	P_{24}	Ciśnienie pary w upuście U4	bar

63	\dot{m}_{25}	Strumień pary z upustu U3 do wymiennika NP3	kg/s
64	T_{25}	Temperatura pary w upuscie U3	°C
65	P_{25}	Ciśnienie pary w upuscie U3	bar
66	\dot{m}_{27}	Strumień pary z upustu U2 do wymiennika NP2	kg/s
67	T_{27}	Temperatura pary w upuscie U2	°C
68	P_{27}	Ciśnienie pary w upuscie U2	bar
69	$\dot{m}_{29} + \dot{m}_{57}$	Strumień pary z upustu U1 do wymiennika NP1	kg/s
70	P_{29}	Ciśnienie pary w upuscie U1	bar

3.1.1 Charakterystyka głównych urządzeń bloku węglowego

Do głównych elementów omawianego obiektu należą:

Kocioł fluidalny, przepływowy osiągający sprawność 94%, opalany węglem kamiennym.



Rys. 3.2. Schemat kotła fluidalnego

Oznaczenia do rysunku 3.2:

1 – walczak; 2 - separator części stałych; 3 - komora spalania; 4 - rury opadowe; 5- silos paliwa; 6 - silos kamienia wapiennego; 7 - wylot pary; 8 - popiół denny; 9 - wylot do silosu popiołu; 10 - dmuchawa HP; 11- wlot powietrza pierwotnego; 12- wlot powietrza wtórnego, 13 - popiół lotny; 14 – WS; 15 - podgrzewacz powietrza; 16- woda zasilająca; 17 – podgrzewacz wody.

System paleniska z cyrkulującym złożem fluidalnym ma następujące zadania:

- zapewnienie warunków do efektywnego spalania wybranych paliw stałych w komorze paleniskowej,
- zminimalizowanie zawartości NO_x , CO oraz SO_2 w spalinach, m. in. poprzez zapewnienie odpowiednich warunków do usuwania siarki za pomocą mączki kamienia wapiennego.

System paleniska CFB składa się z trzech głównych części:

- komory paleniskowej,
- separatora cząstek stałych,
- komory INTREX.

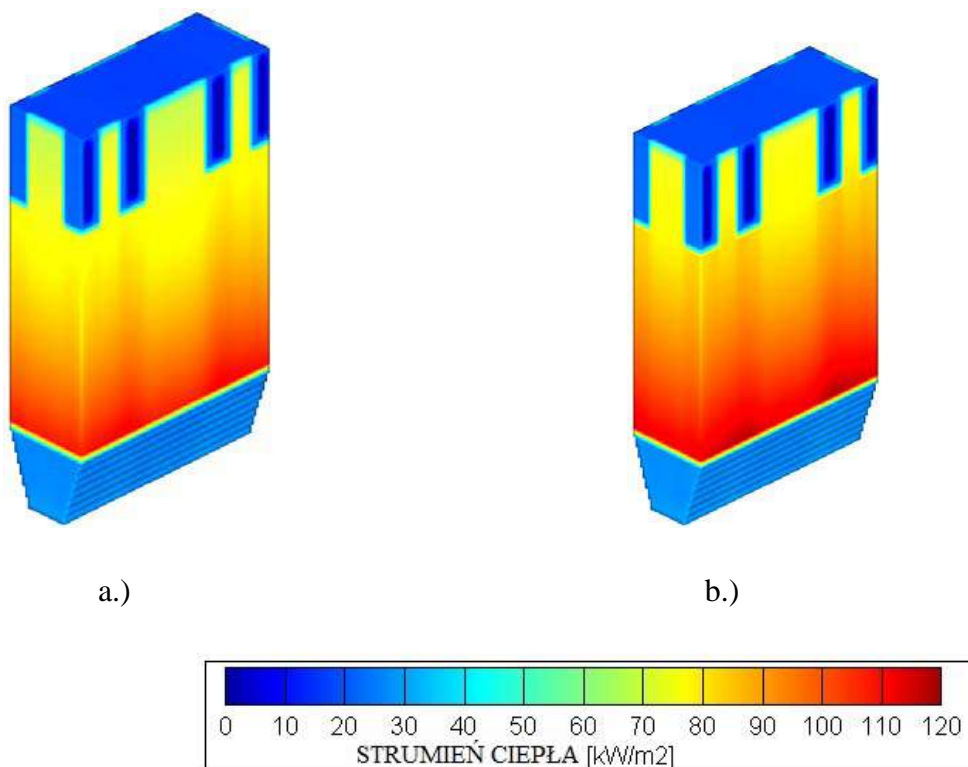
Metoda fluidalnego spalania paliw jest metodą znacznie bardziej efektywną aniżeli spalanie rusztowe lub za pomocą palnika pyłowego, jednakże większość prac badawczych dotyczy spalania w atmosferze tlenowej realizowanego w kotłach pyłowych, wskazując przy tym na skomplikowane i kosztowne modyfikacje. Natomiast w pracach badawczych [16, 17, 47] wskazuje się na powodzenie realizacji procesu oxycombustion w kotłach z cyrkulacyjną warstwą fluidalną. Rozwiązanie to, jak już wcześniej zaznaczono [6], nie wymaga istotnych zmian w strukturze kotła pod warunkiem, że stosunek wymieszania zawracanych gazów spalinowych i tlenu jest tak dobrany, iż temperatura adiabatycznego spalania jest zbliżona do tej przy spalaniu powietrznym. Stanowiło to jedno z założeń

w zamodelowanej instalacji. Do niewątpliwych korzyści spalania tlenowego w kotle fluidalnym (CFB) nad kotłem pyłowym (PC) należą [48]:

- elastyczność paliwowa stosowanego stałego paliwa energetycznego,
- dopuszczalne wyższe stężenie tlenu,
- możliwość zmniejszenia gabarytów (do 38%), z uwagi na szybki przebieg spalania,
- stosunkowo łatwe dostosowanie istniejących obiektów, obecnie realizujących proces tradycyjnego spalania,
- równomierny, bardziej jednolity pionowy i poziomy profil rozkładu temperatur, dzięki czemu występuje mniejsza możliwość przegrzania rur [25].

Wyniki badań opublikowanych w [16] przedstawiają rozkład strumieni ciepła w kotle CFB przy spalaniu tlenowym (rys. 3.3 a) porównując je przy tym ze spalaniem powietrznym (rys. 3.3 b). Obszary o niskim strumieniu ciepła ($<50 \text{ kW/m}^2$) w dolnej i górnej części kotła wyłożone są materiałem o wysokiej temperaturze topnienia. Maksymalny strumień ciepła jest usytuowany powyżej dolnej części ogniotrwałej, gdzie występuje strumień ciepła rzędu $100 - 120 \text{ kW/m}^2$. Strumień ciepła jest w tym miejscu większy ze względu na wyższe stężenie w warstwie fluidalnej ciał stałych, które zwiększają współczynnik wnikania ciepła. W górnej części kotła strumień cieplny zmniejsza się do $70 - 90 \text{ kW/m}^2$.

Podobne badania dotyczące wymiany ciepła w kotle prowadzone były w Polsce [47] oraz za granicą [5, 15, 67] dowodząc, że przedział stopnia recyrkulacji spalin w kotle energetycznym tlenowym powinien wynosić od 72% do 75%.



Rys. 3.3. Rozkład strumieni ciepła na ścianach kotła (a. spalanie w atmosferze tlenowej,
b. spalanie w atmosferze powietrznej)

Turbina parowa o mocy 460 MW jest turbiną osiową, trzykadłubową (kadłub niskiego ciśnienia dwuwylotowy), reakcyjną, kondensacyjną, z międzystopniowym przegrzewem pary, z ośmioma nieregulowanymi upustami pary dla regeneracji oraz jest ona bezpośrednio sprzężona z prądnicą.

Tabela 3.2.

Zestawienie parametrów nominalnych pary dolotowej, pary za częścią wysokoprężną WP oraz za częścią średnioprężną SP

	Para dolotowa	Para za częścią WP	Para przed częścią SP
Ciśnienie, MPa	27,5	5,5	5,0
Temperatura, °C	560,0	315,0	580,0

Temperatura wody zasilającej za regeneracją WP wynosi 289,6 °C, a ciśnienie pary wylotowej 5,91 kPa dla temperatury wody chłodzącej skraplacz 24 °C.

Pozostałe, najważniejsze elementy bloku węglowego to: trójfazowa prądnica z chłodzeniem wodorowo-wodnym, skraplacz turbiny głównej, turbina pomocnicza, skraplacz turbiny pomocniczej, agregat pompy próżniowej turbiny głównej, chłodnica pary z dławnic turbiny głównej, podgrzewacze regeneracyjne, stacja odgazowania wraz ze zbiornikiem wody zasilającej.

Tabela 3.3.

Zestawienie nominalnych mocy cieplnych oraz powierzchni wymiany ciepła dla podgrzewaczy wody w części niskoprężnej regeneracji NP1-NP4

Podgrzewacze	NP1	NP2	NP3	NP4
Moc cieplna, kWt	26590	24680	36030	30000

Tabela 3.4.

Zestawienie nominalnych mocy cieplnych oraz powierzchni wymiany ciepła dla podgrzewaczy wody w części wysokoprężnej regeneracji WP1-WP4 (SCH)

Podgrzewacze	WP1	WP2	WP3	WP4 (SCH)
Moc cieplna, kWt	26590	71585	31950	7735

3.2. Postać modelu matematycznego bloku

Modelowanie matematyczne układu cieplnego rozpoczęto od analizy, przy której określono postać struktury układu i wytypowano elementy podlegające bilansowi [23, 53]. Dla elementów tych wprowadzono osłony bilansowe. Jak już wspomniano równania

bilansowe uzupełniono równaniami charakterystyk wybranych elementów bloku oraz równaniami stanu H₂O.

W pierwszej kolejności opracowano model matematyczny bloku elektrowni dla obciążenia nominalnego bloku (model M-1). W tym celu ułożono układy równań bilansowych oraz charakterystyk dla poszczególnych elementów bloku. Przyjęte do obliczeń dane zostały dobrane dla pracy bloku w warunkach nominalnych [41]. Założono m.in. ciśnienia w upustach i w skraplaczu, strumienie masy oraz temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej, jak też temperatury i strumienie masy wody chłodzącej w skraplaczu głównym i pomocniczym. Danymi były również wartości iloczynu współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej dla poszczególnych wymienników regeneracyjnych (tab. 3.5) oraz skraplaczy (tab. 3.6), podobnie jak sprawność kotła oraz sprawności poszczególnych części turbiny.

Tabela 3.5.

Wartości współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej dla wymienników części SP oraz WP

Oznaczenie wymiennika wg. rys. 3.1	Wartość kF, kJ/K
CHPD	15
NP1	2284
NP2	2300
NP3	2740
NP4	2493
WP1	3822
WP2	4400
WP3	4400
SCH	65

Wartości współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej dla skraplaczy SK1 oraz SK2

Oznaczenie skraplacza wg. rys. 3.1.	Wartość kF, kJ/K
SK1	78485
SK2	8416

Dodatkowe założenia, przyjmowane na ogół przy obliczeniach tego typu, związane są z pominięciem strat ciepła do otoczenia i części strat ciśnienia spowodowanymi oporami przepływu oraz pominięciem zmian energii potencjalnej i kinetycznej czynnika [63].

W modelu bazowym M-1 wyliczone zostały pozostałe strumienie masy, temperatury oraz entalpie czynnika obiegowego, moc poszczególnych części turbiny oraz dla całego bloku, sprawności bloku netto oraz brutto. Model bazowy (sprawdzający poprawność równań bilansowych) wykazał dużą zbieżność wielkości obliczonych z wielkościami pomiarowymi, co wskazuje na poprawność przyjętych założeń. Model ten jednak nie odzwierciedlałby zmian pracy elektrowni zachodzących przy wprowadzeniu modyfikacji bloku, służy jedynie do sprawdzenia poprawności równań bilansowych.

W celu dokładnego zbadania działania bloku elektrowni, po wprowadzeniu zmian w jego pracy, ułożono model M-2 w którym zastosowano algebraiczne równania liniowe bilansów masy i energii wstępnie wykorzystane w modelu M-1 oraz szczegółowo przedstawione w punkcie 3.2.2.

Wykaz podstawowych założeń:

- W obliczeniach modelowych uwzględniono spadki ciśnienia w przegrzewaczu pary zgodnie z charakterystyką (rys. 3.7) oraz temperatury pary świeżej T_1 i przegrzanej T_4 .
- Najważniejsze wielkości zadane przedstawiono w tabeli 3.7.

- Danymi są m.in. parametry takie jak strumienie masy pary świeżej \dot{m}_1 i przegrzanej \dot{m}_4 w zależności od obciążenia bloku (tab. 3.8); pozostałe strumienie stanowiły w modelu niewiadome.

- Dla skraplaczy jako dane wejściowe przyjęto temperaturę przy dopływie i strumienie wody chłodzącej (tab.3.9), natomiast temperaturę wody chłodzącej wypływającej ze skraplacza, podobnie jak ciśnienia i temperatury nasycenia, wyliczono w sposób iteracyjny.

Tabela 3.7

Wartości temperatury i ciśnienia pary świeżej T1 oraz przegrzanej T4 w zależności od obciążenia bloku [41]

Obciążenie bloku, %	T1, °C	T4, °C	P1, bar	P4, bar
103	559	578	276	50
100	559	579	268	49
89	559	580	239	43
74	560	578	227	36
40	556	549	110	19

Tabela 3.8

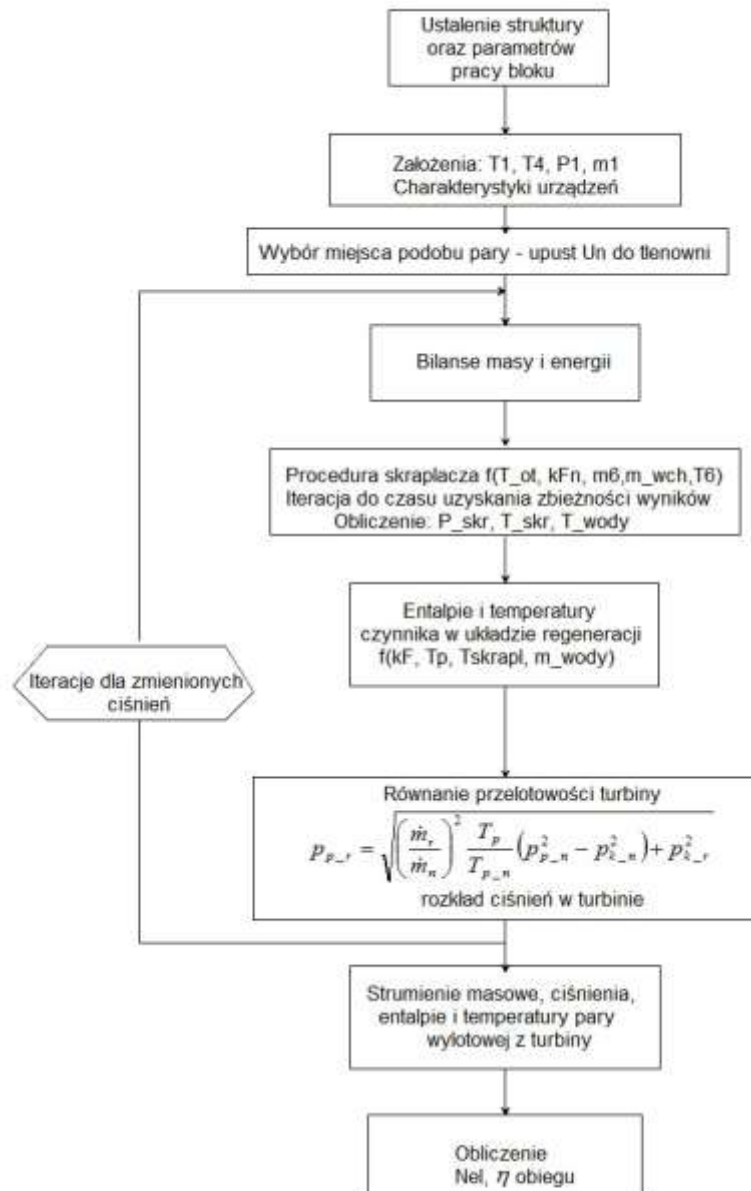
Wartości strumieni masy pary świeżej T1 i przegrzanej T4 w zależności od obciążenia bloku [41]

Obciążenie bloku, %	Para świeża $\dot{m}_1, \text{kg/s}$	Para wtórnie przegrzana $\dot{m}_4, \text{kg/s}$	Sprawność kotła, %	Sprawność wewnętrzna turbiny, %
103	373	315	93	91
100	362	306	94	91
89	317	271	94	90
74	262	226	94	88
40	139	124	93	88

Tabela 3.9.

Wartości strumieni wody chłodzącej w skraplaczu głównym SK1 oraz pomocniczym SK2 [41]

	SK1	SK2
$\dot{m}_{wch}, \text{kg/s}$	13350	1250

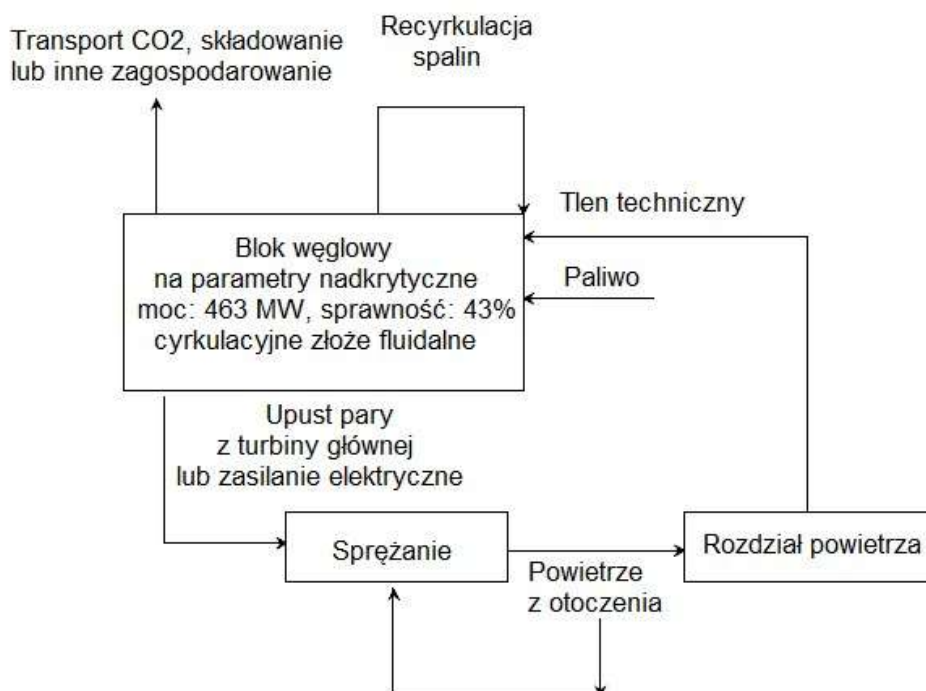


Rys. 3.4. Uproszczony algorytm obliczeń mocy i sprawności bloku

3.2.1. Założenia dotyczące struktury i działania bloku

Podstawowe założenia przyjęte w pracy zostały przedstawione w rozdziale 3.2. Dodatkowe założenia podano w postaci odpowiednich charakterystyk. Przy określaniu charakterystyk

turbiny zakładano, że nie wystąpiły zakłócenia wpływające na stabilność parametrów cieplnych pracy urządzeń bloku. Badania prowadzono dla różnych obciążeń bloku od 103% – 40%. Schemat blokowy realizacji spalania w czystym tlenie w bloku elektrowni przedstawionym na rysunku 3.1. pokazano poniżej.

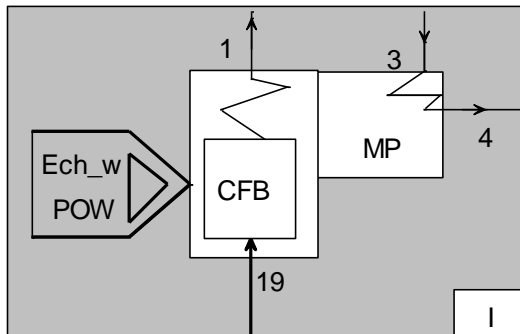


Rys. 3.5. Schemat układu bloku elektrowni węglowej realizującej proces spalania w czystym tlenie

3.2.2. Układ równań bilansowych i równań charakterystyk elementów bloku

W celu sporządzenia modelu matematycznego bloku wyróżniono bilansowane elementy oraz węzły, które otoczono osłonami bilansowymi. W osłonach wyróżniono przepływy energetyczne oraz substancjalne. Poniżej zamieszczono strukturę elementów i węzłów oraz zestawy równań bilansowych.

Oslona bilansowa I



Bilans kotła z uwzględnieniem przegrzewu międzystopniowego i sprawności kotła

Bilans energii:

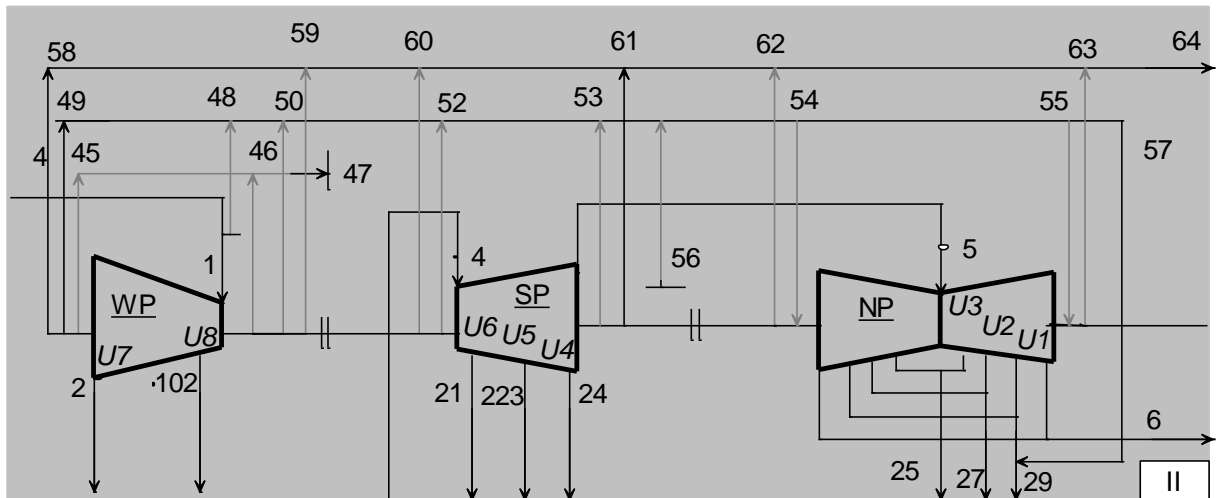
$$\dot{E}_{ch} \eta_k \eta_{tur} + \dot{m}_{19} h_{19} - \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 = 0$$

Bilans substancji:

$$\dot{m}_{19} - \dot{m}_1 = 0$$

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = 0$$

Oslona bilansowa II



Turbina parowa główna

Bilanse energii:

$$N_{iWP} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_{46} - \dot{m}_{48} - \dot{m}_{50} - \dot{m}_{59}) \cdot (h_1 - h_{102}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_{46} - \dot{m}_{48} - \dot{m}_{50} - \dot{m}_{59} - \dot{m}_{102}) \cdot (h_{102} - h_2)$$

$$N_{iSP} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_{52} - \dot{m}_{60})(h_4 - h_{21}) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{52} - \dot{m}_{60})(h_{21} - h_{223}) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{223} - \dot{m}_{52} - \dot{m}_{60})(h_{223} - h_{24}) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{223} - \dot{m}_{24} - \dot{m}_{52} - \dot{m}_{60})(h_{24} - h_5)$$

$$N_{iNP} = \dot{m}_5(h_5 - h_{25}) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_{25})(h_{25} - h_{27}) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27})(h_{27} - h_{29}) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27} - \dot{m}_{29})(h_{29} - h_6)$$

$$N_{iT} = N_{iWP} + N_{iSP} + N_{iNP}$$

$$N_{el} = N_{iT} \cdot \eta_{TG} \cdot \eta_{gen}$$

gdzie:

N_{iT} - moc wewnętrzna turbiny, kW

η_{TG} - sprawność mechaniczna turbiny (według danych projektowych 0,995)

η_{gen} - sprawność generatora (według zależności wskazanej na rys. 3.9)

Bilanse substancji:

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_{48} - \dot{m}_{46} - \dot{m}_{50} - \dot{m}_{59} - \dot{m}_{45} - \dot{m}_{49} - \dot{m}_{58} - \dot{m}_{102} = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{223} - \dot{m}_{24} - \dot{m}_{60} - \dot{m}_{52} - \dot{m}_{53} - \dot{m}_{61}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27} - \dot{m}_{29} + \dot{m}_{56} - \dot{m}_{63} + \dot{m}_{54} - \dot{m}_{62}$$

$$\dot{m}_{57} + \dot{m}_{29 \text{ pocz}} = \dot{m}_{29 \text{ końc}}$$

$$\dot{m}_{57} = \dot{m}_{49} + \dot{m}_{48} + \dot{m}_{50} + \dot{m}_{52} + \dot{m}_{53} + \dot{m}_{56} - \dot{m}_{54} - \dot{m}_{55}$$

$$\dot{m}_{47} = \dot{m}_{45} + \dot{m}_{46}$$

Założono: $\dot{m}_{48} = 0$

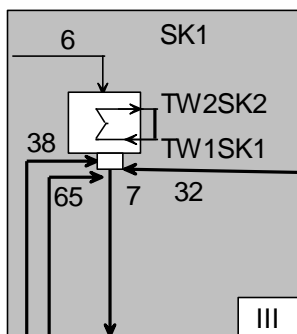
$$\dot{m}_{64} = \dot{m}_{58} + \dot{m}_{59} + \dot{m}_{60} + \dot{m}_{61} + \dot{m}_{62} + \dot{m}_{63}$$

Węzeł rozgałęźny:

$$h_2 = h_{20} = h_3$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{20} + \dot{m}_3$$

Oslona bilansowa III



Skraplacz główny

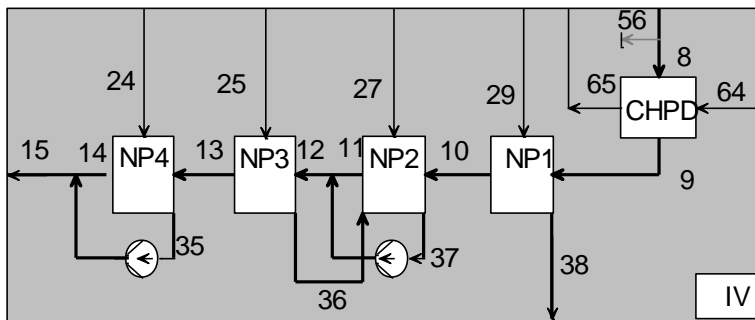
Bilans energii:

$$\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{38} h_{38} + \dot{m}_{32} h_{32} + \dot{m}_{65} h_{65} = \dot{m}_{sk} C_w (T_{w2SK1} - T_{w1SK1})$$

Bilans substancji:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{38} + \dot{m}_{32} + \dot{m}_{65}$$

Oslona bilansowa IV



Regeneracja niskoprężna

CHPD oraz NP1-NP4

Bilanse energii:

$$\dot{m}_{64} h_{64} - \dot{m}_{65} h_{65} + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9$$

Bilanse substancji:

Założono: $\dot{m}_{56} = 0$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_{64} = \dot{m}_{65}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

NP1:

Bilans energii: $\dot{m}_{29}h_{29} - \dot{m}_{38}h_{38} + \dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{10}h_{10}$

Bilans substancji: $\dot{m}_{29} = \dot{m}_{38}$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

NP2:

Bilans energii: $\dot{m}_{27}h_{27} + \dot{m}_{36}h_{36} - \dot{m}_{37}h_{37} + \dot{m}_{10}h_{10} = \dot{m}_{11}h_{11}$

Bilans masy: $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$

$$\dot{m}_{27} + \dot{m}_{36} = \dot{m}_{37}$$

Węzeł między NP2 i NP3

Bilans energii: $\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{37}h_{37} = \dot{m}_{12}h_{12}$

Bilans masy: $\dot{m}_{11} + \dot{m}_{37} = \dot{m}_{12}$

NP3

Bilans energii: $\dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{25}h_{25} = \dot{m}_{36}h_{36}$

Bilans masy: $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{36}$$

NP4

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{24}h_{24} = \dot{m}_{35}h_{35}$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$$

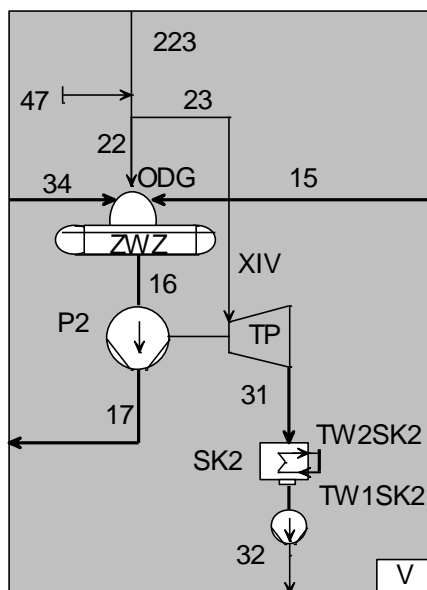
$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{35}$$

Węzeł za NP4

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{35}h_{35} = \dot{m}_{15}h_{15}$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{14} + \dot{m}_{35} = \dot{m}_{15}$$

Ośłona bilansowa V



Odgazowywacz

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{223}h_{223} + \dot{m}_{47}h_{47} - \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_{34}h_{34} + \dot{m}_{15}h_{15} = \dot{m}_{16}h_{16}$$

$$\dot{m}_{47}h_{47} + \dot{m}_{223}h_{223} = (\dot{m}_{22} + \dot{m}_{23})h_{22}$$

$$h_{22}=h_{23}$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{22}=\dot{m}_{223}+\dot{m}_{47}-\dot{m}_{23}$$

$$\dot{m}_{22}+\dot{m}_{15}+\dot{m}_{34}=\dot{m}_{16}$$

Pompa 2 (P2) oraz turbina pomocnicza (TP)

Bilans energii:

$$N_{mTP} = |N_{mP2}|$$

Moc efektywna pompy

$$\dot{m}_{23} \cdot \eta_{mTP} (i_{23} - i_{31}) = \frac{1}{\eta_P} \frac{(p_{17} - p_{16}) \dot{m}_{16}}{\rho_{16}}$$

gdzie:

$$\eta_{mTP} = 0,98$$

$$\eta_P = \eta_{mP} \cdot \eta_{iP}$$

$$\eta_{iP} = 0,85$$

Moc wewnętrzna pomp

$$|N_{P_{id}}| = \frac{\dot{m}_{16} (p_{17} - p_{16})}{\rho_{16}}$$

stąd:

$$\eta_{iP} = \frac{|N_{P_{id}}|}{|N_{Pw_rzecz}|}$$

$$\eta_{mP} = \frac{|N_{Pw_rzecz}|}{|N_{mP2}|}$$

oraz

$$|N_{Pw_rzecz}| = |N_{Pid}| + |N_{fP}|$$

Moc tarcia wewnętrznego wody w pompie powodująca wzrost temperatury wody:

$$|N_{fP}| = (T_{17} - T_{16})c_{w16}\dot{m}_{16}$$

$$\eta_{iP} = \frac{|N_{Pid}|}{|N_{Pid}| + |N_{fP}|}$$

stąd:

$$|N_{fP}| = |N_{Pid}| \frac{1 - \eta_{iP}}{\eta_{iP}}$$

$$T_{17} - T_{16} = \frac{(p_{17} - p_{16})}{\rho_{16} \cdot c_{w16}} \frac{1 - \eta_{iP}}{\eta_{iP}}$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{31}$$

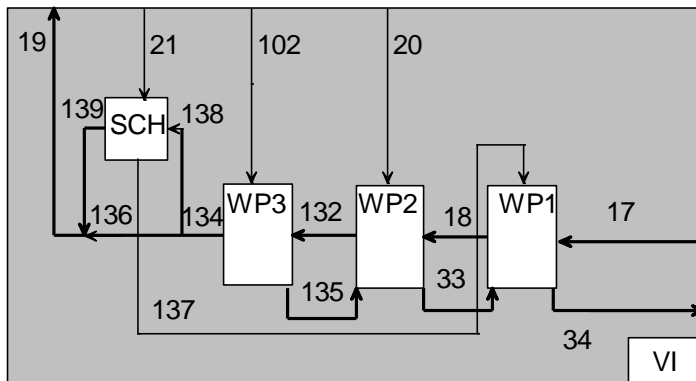
$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$$

Skrapacz pomocniczy (SK2)

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{31}h_{31} - \dot{m}_{32}h_{32} = \dot{m}_{SK2}c_w(T_{w2SK2} - T_{w1SK2})$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$$

Oslona bilansowa VI



Wymienniki regeneracji wysokopięrnej (WP1, WP2, WP3) oraz schładzacz pary (SCH):

WP1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{137}h_{137} + \dot{m}_{33}h_{33} - \dot{m}_{34}h_{34} = \dot{m}_{18}h_{18}$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{137} + \dot{m}_{33} = \dot{m}_{34}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$$

WP2

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{132}h_{132} + \dot{m}_{20}h_{20} + \dot{m}_{135}h_{135} = \dot{m}_{33}h_{33}$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{20} + \dot{m}_{135} = \dot{m}_{33}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{132}$$

WP3

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{102}h_{102} - \dot{m}_{135}h_{135} + \dot{m}_{132}h_{132} = \dot{m}_{134}h_{134}$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{132} = \dot{m}_{134}$$

$$\dot{m}_{102} = \dot{m}_{135}$$

SCH

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{137}h_{137} + \dot{m}_{138}h_{138} = \dot{m}_{139}h_{139}$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{21} = \dot{m}_{137}$$

$$\dot{m}_{138} = \dot{m}_{139}$$

$$\text{Założono: } \dot{m}_{136} = 0$$

Węzły rozgałęźne:

1.

$$h_{134} = h_{138}$$

$$\dot{m}_{134} = \dot{m}_{138}$$

2.

$$\dot{m}_{139}h_{139} = \dot{m}_{19}h_{19}$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{139}$$

3.2.2.1 Równania charakterystyk elementów bloku

W celu opisanego działania poszczególnych elementów bloku takich jak kocioł, turbozespół parowy, wymienniki regeneracyjne, odgazowywacz, pompa główna, skraplacz, wyznaczono charakterystyki powyższych urządzeń. Wykresy charakterystyk zostały następnie wykorzystane w programie EES w postaci funkcji przy różnych obciążeniach pracy bloku wynoszących od 40% do 103%.

Wykorzystane przy wyznaczaniu charakterystyk pomiary [41] dotyczyły następujących parametrów:

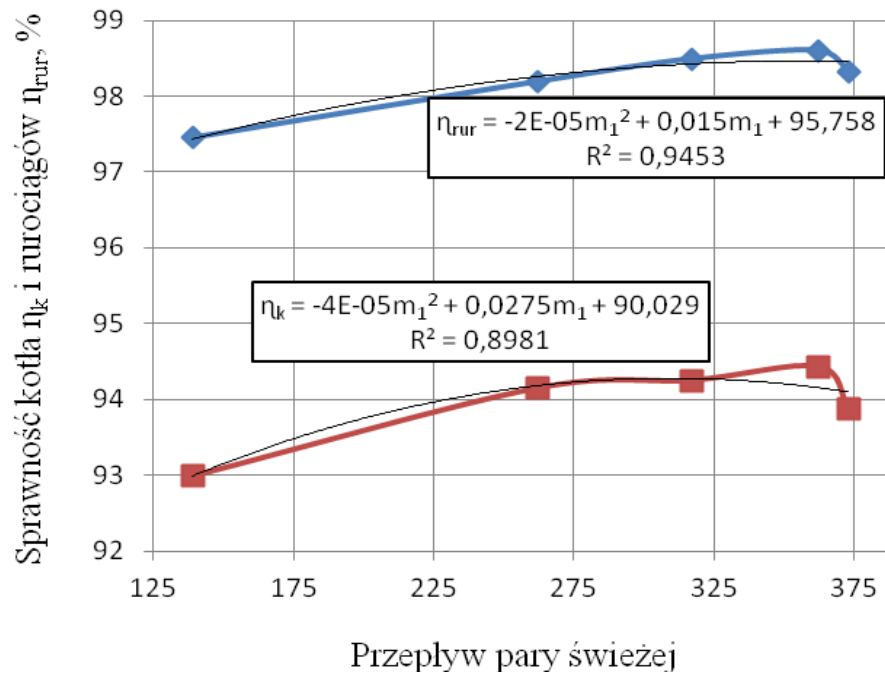
Pomiar 1 - moc bloku 184 MW (zużycie pary przez blok 502,7 t/h),

Pomiar 2 - moc bloku 344 MW (zużycie pary przez blok 944,2 t/h),

Pomiar 3 – moc bloku 414 MW (zużycie pary przez blok 1142,7 t/h),

Pomiar 4 - moc bloku 463 MW (zużycie pary przez blok 1305,1 t/h),

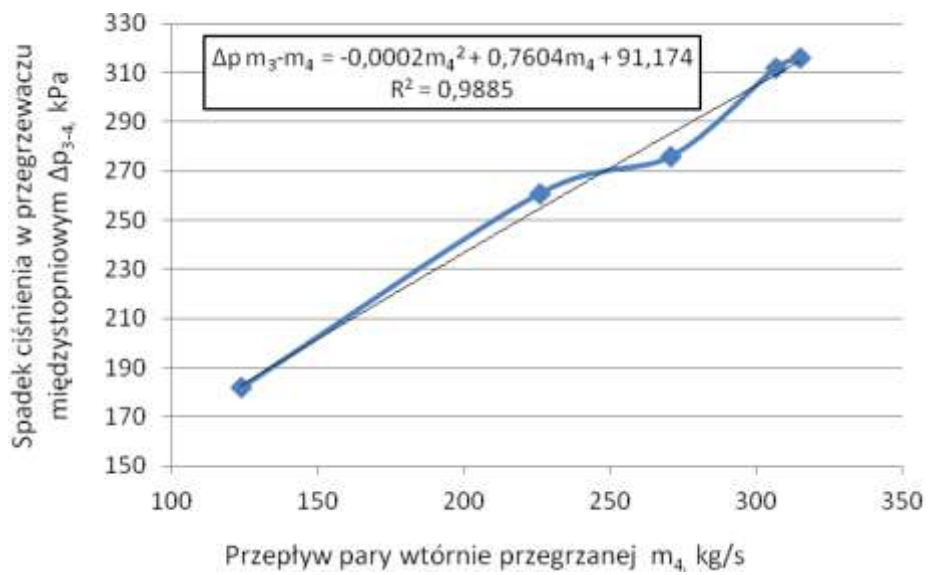
Pomiar 5 - moc bloku 475 MW (zużycie pary przez blok 1343,7 t/h).



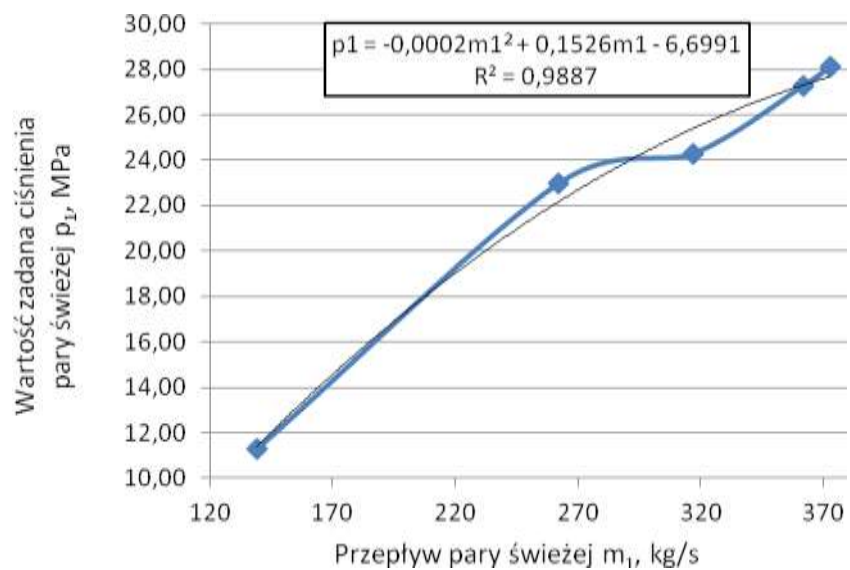
Rys. 3.6. Zależność sprawności kotła η_k i sprawności rurociągów η_{rur} od strumienia pary świeżej m_1

Powyższa charakterystyka (rys. 3.6) obrazuje sprawność energetyczną kotła oraz sprawności rurociągów w zależności od przepływającego strumienia pary świeżej i wtórnie przegrzanej na odcinku od kotła do turbiny. Sprawność rurociągu uwzględnia straty ciepła do otoczenia. Praca bloku z ponad nominalnym obciążeniem wynoszącym 103% skutkuje wyraźnym spadkiem sprawności kotła w funkcji strumienia pary świeżej.

Równania opisujące spadek ciśnienia pary w przegrzewaczu międzystopniowym w funkcji jej strumienia oraz wartość ciśnienia pary świeżej w funkcji jej strumienia zaprezentowano kolejno na rysunkach 3.7 oraz 3.8 na podstawie [41].

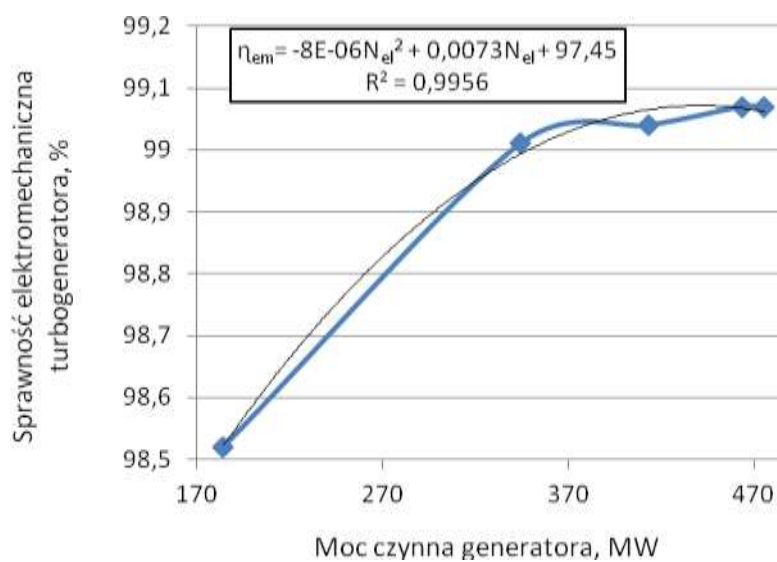


Rys. 3.7. Spadek ciśnienia w przegrzewaczu międzystopniowym w funkcji strumienia pary wtórnie przegrzanej

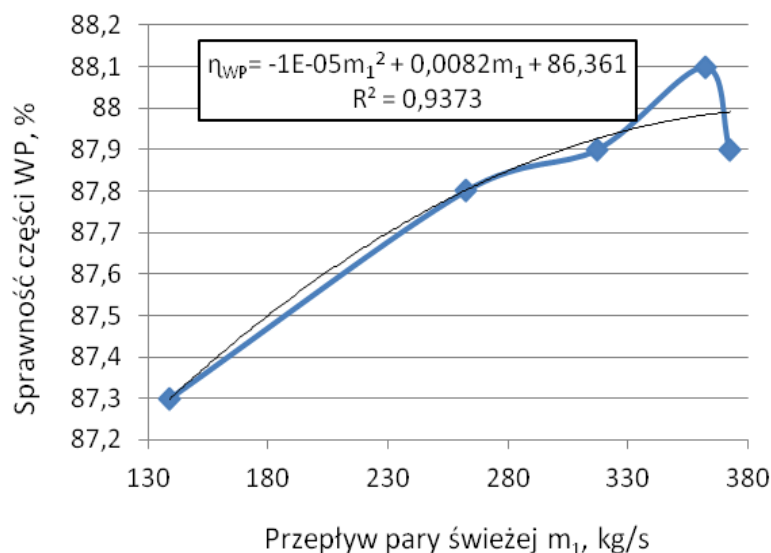


Rys. 3.8. Wartość ciśnienia pary świeżej w funkcji strumienia pary świeżej

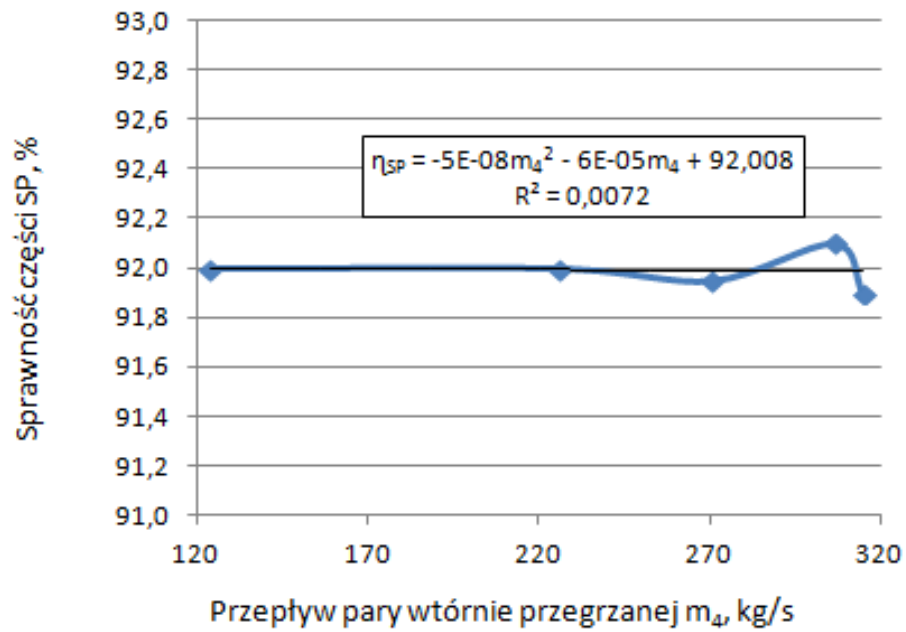
Charakterystyki związane z turbozespołem parowym dotyczą pracy generatora, sprawności wewnętrznych poszczególnych części turbiny w funkcji strumienia pary oraz spadków ciśnień w poszczególnych rurociągach.



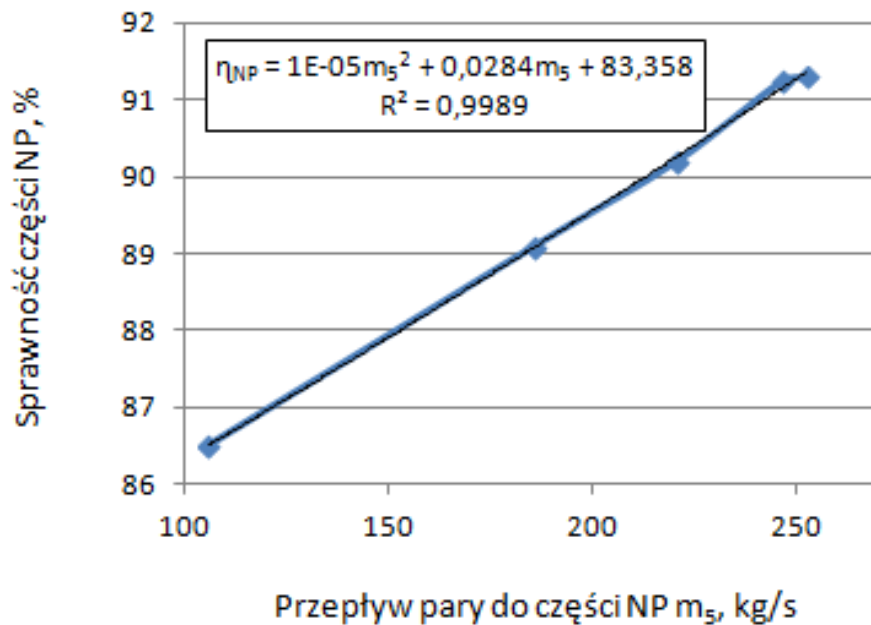
Rys. 3.9. Zależność sprawności elektromechanicznej turbogeneratora od jego mocy elektrycznej



Rys. 3.10. Zależność sprawności wewnętrznej części wysokoprężnej turbiny od strumienia pary świeżej

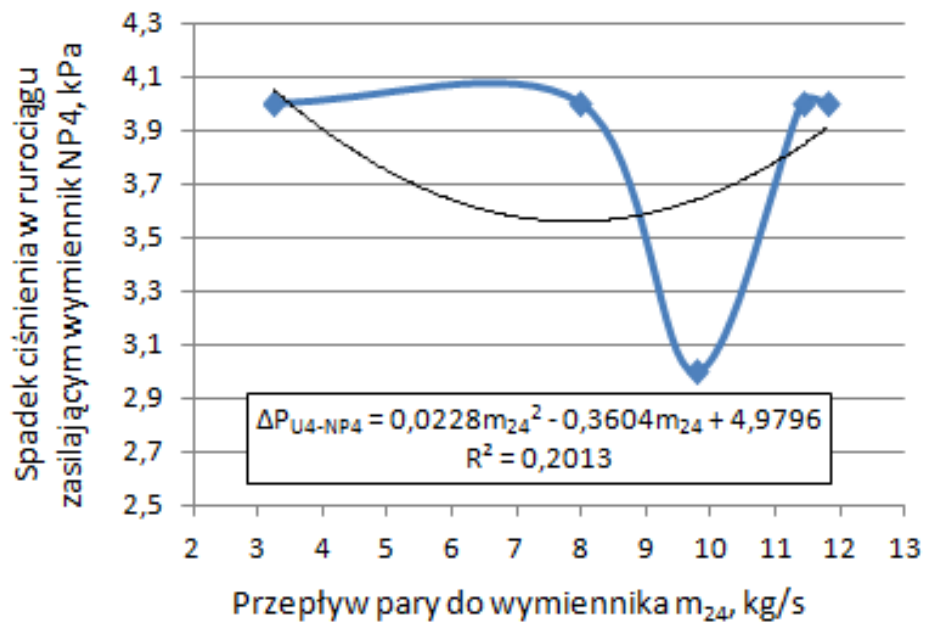


Rys. 3.11. Sprawność wewnętrzna części średnioprężnej turbiny w funkcji strumienia pary wtórnie przegrzanej

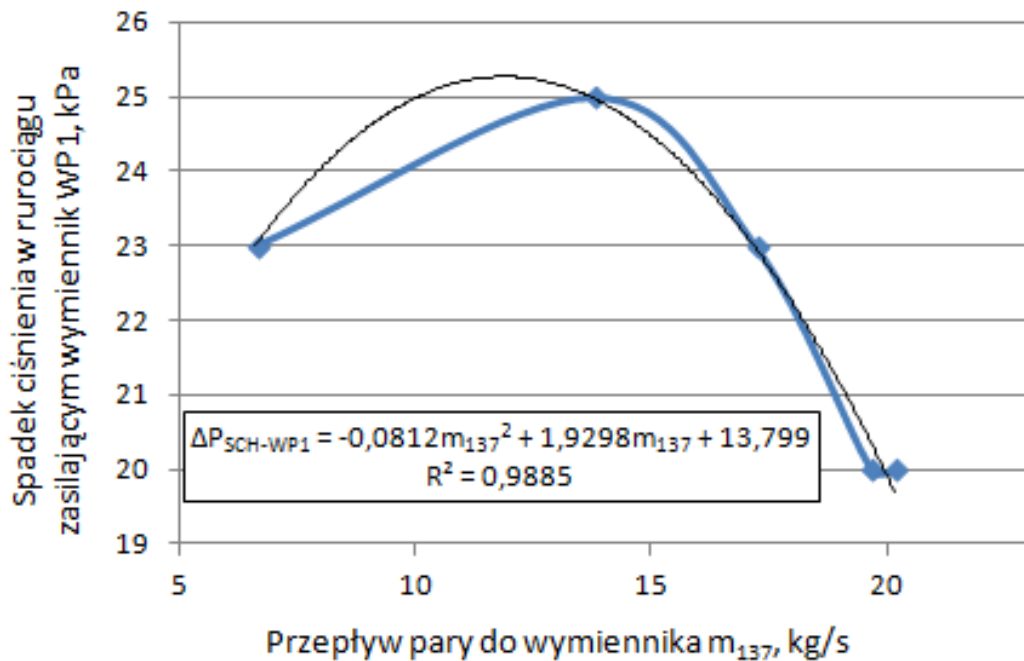


Rys. 3.12. Sprawność wewnętrzna części niskoprężnej turbiny w funkcji strumienia pary do części NP

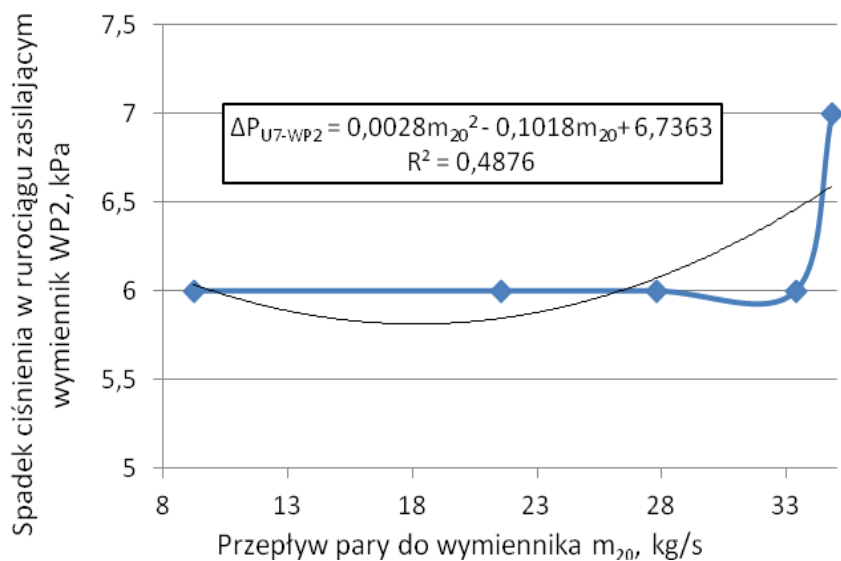
Równania charakterystyk spadków ciśnień pary dopływających do regeneracji niskoprężnej oraz wysokoprężnej zaprezentowano kolejno na rysunkach 3.13. – 3.17.



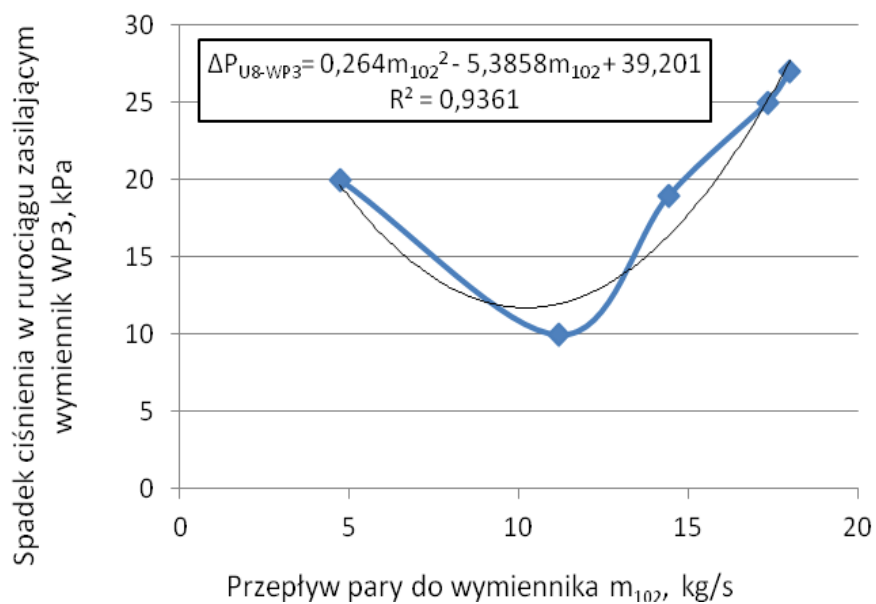
Rys. 3.13. Zależność spadku ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji niskopięrnej NP4 od strumienia pary m_{24}



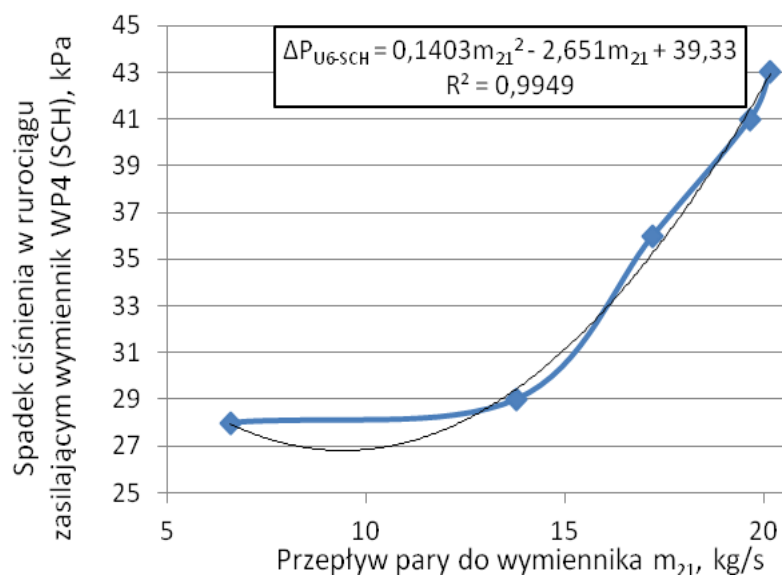
Rys. 3.14. Spadek ciśnienia pary w rurociągu zasilającym wymiennik regeneracji wysokopięrnej WP1 w funkcji jej strumienia



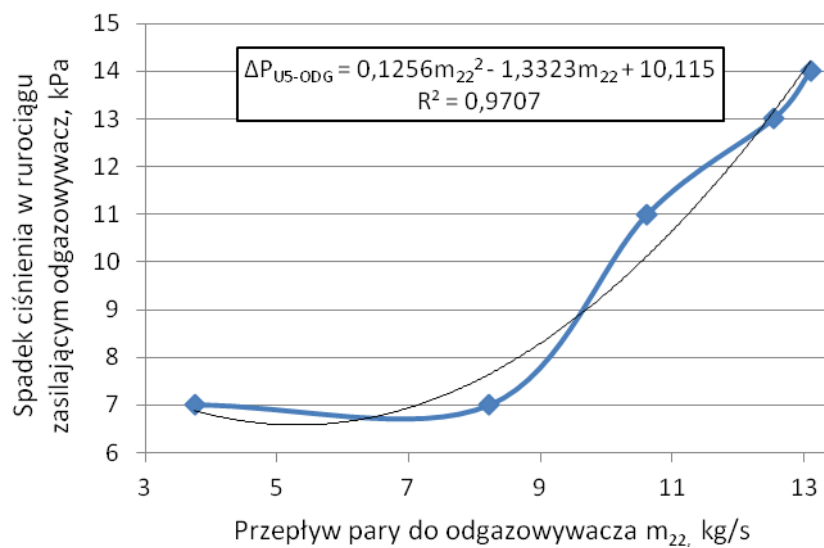
Rys. 3.15. Spadek ciśnienia pary w rurociągu zasilającym wymiennik regeneracji wysokopięrnej WP2 w funkcji strumienia pary \dot{m}_{20}



Rys. 3.16. Spadek ciśnienia pary w rurociągu zasilającym wymiennik regeneracji wysokopięrnej WP3 w funkcji strumienia pary \dot{m}_{102}

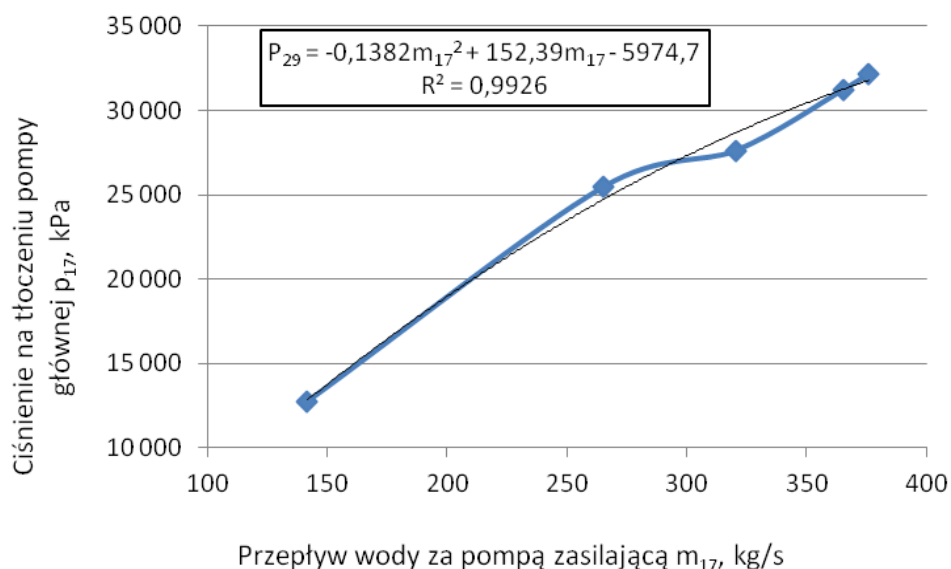


Rys. 3.17. Spadek ciśnienia pary w rurociągu zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej WP4 (SCH) w funkcji strumienia pary \dot{m}_{21}

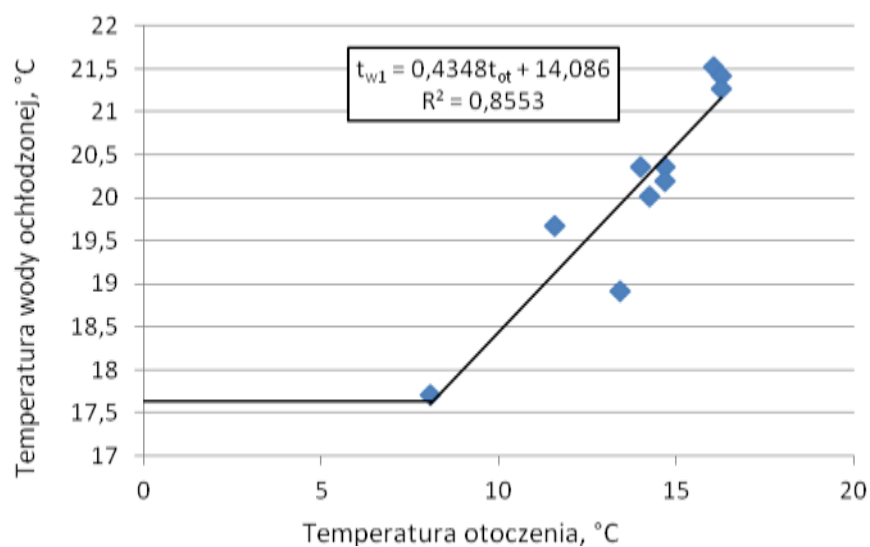


Rys. 3.18. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym odgazowywacz w funkcji strumienia pary \dot{m}_{22}

Spadki ciśnienia w rurociągach między turbiną a wymiennikami NP1, NP2 oraz NP3 pominięto z uwagi na niewielkie ich wartości. Kolejna charakterystyka (rys. 3.19) wykorzystana w modelu dotyczy zależności ciśnienia tłoczenia wody w funkcji strumienia wody zasilającej.



Rys. 3.19. Wymagane ciśnienie wody na tłoczeniu głównej pompy zasilającej w funkcji strumienia wody zasilającej



Rys. 3.20. Temperatura wody chłodzącej z chłodni kominowej w funkcji temperatury otoczenia

W celu dokonania obliczeń dla skraplacza istotna jest wartość temperatury dopływającej do niego wody chłodzącej, która wynika z charakterystyki chłodni kominowej przedstawionej na rys. 3.20.

3.3. Weryfikacja opracowanego modelu, wyniki obliczeń testujących

Przy wykonywaniu obliczeń rozwiązywano, jak wspomniano, nieliniowy układ równań wynikający z bilansów substancji i energii elementów bloku oraz z przedstawionych charakterystyk i z równań stanu H_2O .

Sprawności rurociągów łączących kocioł z częścią wysokoprężną turbiny (zarówno dla pary świeżej jak i wtórnie przegrzanej) określono jako zmienną zależną od strumienia masy pary świeżej. Uwzględniono wzrost temperatury za pompą wody zasilającej w oparciu o moc tarcia wewnętrznego wody w pompie. Straty ciśnienia w rurociągach łączących upusty turbiny z częścią regeneracji wysokoprężnej oraz z regeneracją niskoprężną NP4 przyjęto na podstawie charakterystyk, podobnie jak spadek ciśnienia za przegrzewaczem wtórnym. Straty ciśnienia w rurociągach łączących upusty turbiny z częścią regeneracji niskoprężnej NP1-NP3 pominięto z uwagi na niewielkie wartości. Ciśnienie pary za kotłem w funkcji strumienia pary świeżej założono zgodnie z charakterystyką projektową rzeczywistego bloku [41].

Przechłodzenie skroplin za wymiennikami regeneracji wysoko i niskoprężnej przyjęto jako stałe wynoszące 2 K. Nie uwzględniono przechłodzenia skroplin w skraplaczu głównym oraz turbiny pomocniczej.

Strumienie masowe pary zaporowej przyjęto jako stałe, podobnie jak pozostałe strumienie masowe pary z uszczelnień labiryntowych (dławnicowych) według wartości projektowych [41]. Wartości te oznaczone od \dot{m}_{45} do \dot{m}_{64} występują w zakresie 0,005 – 0,2 kg/s.

Dla każdej turbiny pracującej ze stałą prędkością obrotową występuje ścisły związek pomiędzy parametrami dolotowymi pary, jej ciśnieniem oraz temperaturą, a ciśnieniem

wylotowym z upustów [58], dlatego też model obrazujący pracę bloku przy parametrach zmiennych uwzględnia równanie przelotowości Stodoli – Flugla (3.1) [10, 47], dzięki któremu możliwym było wyznaczenie przebiegu linii rozprężania pary w turbinie, a tym samym zmiany ciśnień w poszczególnych upustach turbiny parowej:

$$p_{p-r} = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_n}\right)^2 \frac{T_p}{T_{p-n}} (p_{p-n}^2 - p_{k-n}^2) + p_{k-r}^2} \quad (3.1)$$

Przyjęto założenie: $T_p = T_{p-n}$

Rozpatrywane aktualne parametry pary w turbinie posiadają indeks r w powyższym wzorze, natomiast parametry odniesieniowe oznaczone są indeksem n, z kolei oznaczenia p dotyczą stanu rozpatrywanego przed stopniem turbiny, a indeks k dotyczy stanu rozpatrywanego za danym stopniem turbiny.

Równanie (3.1) było pomocne w warunkach zmiennych parametrów pracy bloku oraz podczas iteracyjnego wyliczania ciśnień przy symulacjach pracy bloku dostosowanego do wytwarzania tlenu na potrzeby spalania. Para upustowa zasila wówczas turbinę napędzającą sprężarkę tlenowni. Wielkością stałą jest wydajność kotła, dzięki czemu analizowany jest głównie spadek mocy bloku i jego sprawności.

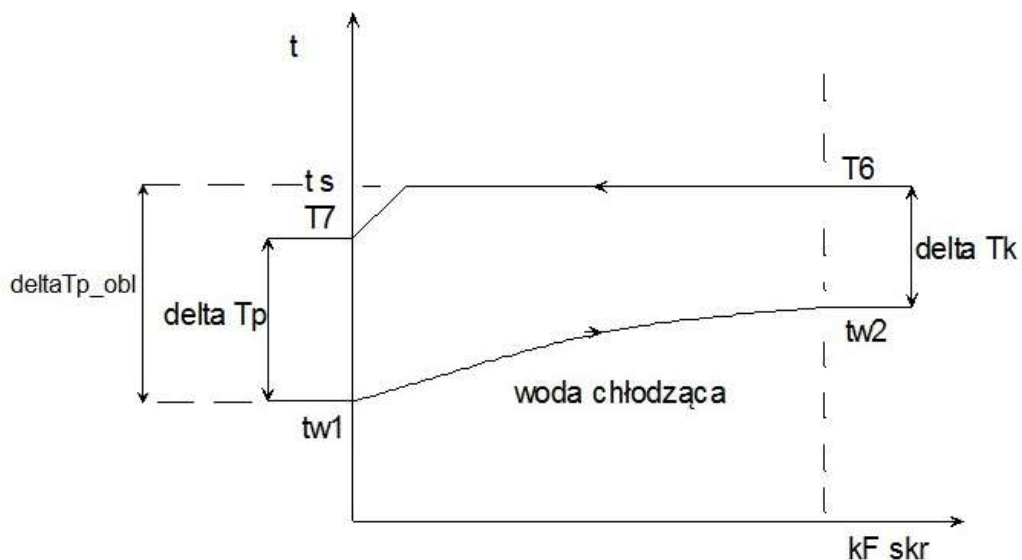
Równania dla skraplaczy oraz podgrzewaczy regeneracyjnych wyznaczono za pomocą prawa Pecleta przy znanej temperaturze pary oraz temperaturze i strumieniu wody przy dopływie do skraplacza oraz podgrzewaczy regeneracyjnych. Założono również stałe iloczyny kF dla wszystkich wymienników oraz stałe przechłodzenie skroplin. Zależności (3.2 oraz 3.3) dotyczące strumienia ciepła odbieranego w skraplaczu \dot{Q}_{skr} wykorzystywane są następnie przy wyznaczeniu ciśnienia skraplania p_6 w oparciu o temperaturę skraplania T_6 .

$$\dot{Q}_{skr} = \dot{m}_w c_w (T_{w2} - T_{w1}) = \dot{m}_p (i_{p1} - i_{p2}) \quad (3.2)$$

przy czym

$$\dot{Q}_{\text{skr}} = kF \frac{(T_{w2} - T_{w1})}{\ln \frac{T_s - T_{w1}}{T_s - T_{w2}}} \quad (3.3)$$

Taki sposób postępowania jest ogólnie przyjmowany w przypadku wymienników ze skraplaniem pary.



Rys. 3.21. Rozkład temperatur na dopływie i wypływie ze skraplacza dla wody chłodzącej oraz skraplającej się pary

Parametrem wejściowym dla zmiany ciśnień w upustach wyliczanych według wzoru (3.1) jest ciśnienie nasycenia występujące w skraplaczu głównym, które wyznacza się w programie iteracyjnie korzystając z charakterystyki chłodni kominowej.

Wielkościami danymi do wyliczenia ciśnienia nasycenia w skraplaczu są strumienie masy i entalpie właściwe H_2O w poszczególnych punktach skraplacza oraz temperatura

otoczenia T_{ot} . Temperaturę T_6 oraz temperaturę skroplin T_7 zakłada się na tym samym poziomie, a następnie po wyznaczeniu temperatury wody chłodzącej przy dopływie do skraplacza, z równania regresji (rys. 3.21) przy danej temperaturze T_{ot} , wyznacza się temperaturę wody chłodzącej przy wypływie ze skraplacza oraz ciśnienie w skraplaczu.

Z zależności:

$$\dot{Q}_{skr} = \dot{m}_w c_w (T_{w2} - T_{w1}) \quad (3.5)$$

oraz

$$\dot{Q}_{skr} = (kF \Delta T_{log})_{skr} \quad (3.6)$$

przy założeniu pominięcia efektu przechłodzenia skroplin, gdzie $T_6=T_7$, otrzymuje się:

$$(\Delta T_{log})_{skr} = \frac{\Delta T_p - \Delta T_k}{\ln \frac{\Delta T_p}{\Delta T_k}} = \frac{(T_6 - T_{w1}) - (T_6 - T_{w2})}{\ln \frac{T_6 - T_{w1}}{T_6 - T_{w2}}} \quad (3.7)$$

Dzięki temu otrzymuje się zależność (3.8), poprzez którą wyznacza się temperaturę nasycenia T_6 oraz odpowiadające jej ciśnienie P_6 :

$$T_6 = \frac{T_{w2} - T_{w1} \exp \frac{-kF}{\dot{m}_w c_w}}{1 - \exp \frac{-kF}{\dot{m}_w c_w}} \quad (3.8)$$

Poniżej przedstawiono zestawienie wyników obliczeń sprawdzających poprawność opracowanego modelu obliczeniowego.

Dla każdego zestawienia wyników wyznaczono błąd względny według wzoru:

$$B_i = \frac{EES_i - D_i}{D_i} * 100\% \quad (3.9)$$

gdzie:

EES_i – wartość obliczona za pomocą modelu i programu własnego

D_i – wartość otrzymana z pomiaru rzeczywistego

Dla temperatury wyznaczono błąd względny uwzględniając zależność:

$$\Delta T_{rzecz} = T_{rzecz} - T_{odn} \quad (3.10)$$

$$\Delta T_{obl} = T_{obl} - T_{odn} \quad (3.11)$$

przy założeniu temperatury odniesieniowej:

$T_{odn} = 0,01^{\circ}\text{C}$ (temperatura punktu potrójnego H₂O).

Tabela 3.10

Zestawienie danych rzeczywistych z wynikami uzyskanymi w rezultacie obliczeń dla nominalnego obciążenia bloku 463 MW

Lp.	OZN	J	D1	EES1	B1
1	\dot{m}_1	kg/s	362,54		
2	T ₁	⁰ C	559,70		
3	P ₁	bar	268,61		
4	T ₄	⁰ C	579,50		
5	TW ₁				
	KQ ₁	⁰ C	21,43		
6	N _{el}	MW	463,00	461,00	-0,43
7	\dot{m}_3	kg/s	306,59	307,50	0,30

Tabela 3.10 (cd)

8	\dot{m}_{20}	kg/s	33,36	34,65	3,85
9	\dot{m}_{102}	kg/s	17,34	17,42	0,47
10	T_{20}	$^{\circ}\text{C}$	314,30	315,00	0,22
11	P_{20}	bar	51,74	53,62	3,63
12	T_{102}	$^{\circ}\text{C}$	347,70	349,30	0,46
13	P_{102}	bar	69,81	72,66	4,08
14	P_4	bar	49,36	50,12	1,54
15	\dot{m}_5	kg/s	246,30	243,50	-1,14
16	T_5	$^{\circ}\text{C}$	275,20	266,50	-3,16
17	P_5	bar	5,81	5,76	-0,88
18	\dot{m}_6	kg/s	206,06	196,70	-4,54
19	T_6	$^{\circ}\text{C}$	37,90	36,78	-2,96
20	P_6	bar	0,07	0,06	-4,55
21	h_6	kg/s	2315,00	2323,0	0,35
22	\dot{m}_7	kg/s	240,24	236,10	-1,72
23	T_7	$^{\circ}\text{C}$	33,60	34,79	3,54
24	\dot{m}_9	kg/s	240,24	236,00	-1,76
25	T_9	$^{\circ}\text{C}$	34,80	35,77	2,79
26	T_{10}	$^{\circ}\text{C}$	65,40	66,10	1,07

Tabela 3.10 (cd)

27	T ₁₁	⁰ C	90,00	89,20	-0,89
28	T ₁₂	⁰ C	89,90	88,90	-1,11
29	T ₁₃	⁰ C	124,90	123,00	-1,52
30	T ₁₄	⁰ C	156,30	149,00	-4,67
31	T ₁₅	⁰ C	155,60	148,70	-4,43
32	T ₁₆	⁰ C	188,10	179,20	-4,73
33	T ₁₇	⁰ C	193,70	189,00	-2,43
34	T ₁₈	⁰ C	223,40	222,60	-0,36
35	T ₁₃₂	⁰ C	264,70	264,50	-0,08
36	T ₁₃₄	⁰ C	283,00	288,70	2,01
37	T ₁₃₈	⁰ C	283,00	288,70	2,01
38	T ₁₃₉	⁰ C	302,30	310,40	2,68
39	T ₁₉	⁰ C	287,10	292,80	1,99
40	\dot{m}_{21}	kg/s	19,67	19,83	0,83
41	T ₂₁	⁰ C	477,10	477,20	0,02
42	P ₂₁	bar	26,49	26,47	-0,08
43	\dot{m}_{22}	kg/s	12,53	12,56	0,23
44	T ₂₂	⁰ C	364,20	357,50	-1,84
45	P ₂₂	bar	12,15	11,34	-6,67

Tabela 3.10 (cd)

46	\dot{m}_{23}	kg/s	17,64	18,30	3,76
47	T_{23}	$^{\circ}\text{C}$	365,40	355,00	-2,85
48	P_{23}	bar	11,87	11,59	-2,36
49	h_{31}	kJ/kg	2397	2431	1,42
50	T_{31}	$^{\circ}\text{C}$	32,80	35,31	7,65
51	P_{31}	bar	0,05	0,05	2,62
52	\dot{m}_{24}	kg/s	11,41	11,30	-0,97
53	T_{24}	$^{\circ}\text{C}$	270,50	261,00	-3,51
54	P_{24}	bar	6,05	6,20	2,48
55	\dot{m}_{25}	kg/s	16,88	16,80	-0,46
56	T_{25}	$^{\circ}\text{C}$	183,80	175,10	-4,73
57	P_{25}	bar	2,52	2,44	-3,17
58	\dot{m}_{27}	kg/s	10,11	9,90	-2,03
59	T_{27}	$^{\circ}\text{C}$	93,00	89,80	-3,44
60	P_{27}	bar	0,78	0,77	-1,28
61	\dot{m}_{29}	kg/s	13,82	14,10	2,05
62	T_{29}	$^{\circ}\text{C}$	67,70	65,90	-2,66
63	P_{29}	bar	0,28	0,27	-3,93
64	\dot{m}_{35}	kg/s	11,41	11,47	0,52

Tabela 3.10 (cd)

65	T ₃₅	⁰ C	159,20	153,90	-3,33
66	\dot{m}_{36}	kg/s	16,88	16,37	-3,01
67	T ₃₆	⁰ C	127,70	121,50	-4,86
68	T ₃₇	⁰ C	93,00	88,90	-4,41
69	\dot{m}_{38}	kg/s	13,82	13,97	1,11
70	T ₃₈	⁰ C	67,70	65,00	-3,99

Tabela 3.11

Zestawienie danych rzeczywistych z wynikami uzyskanymi w rezultacie obliczeń dla obciążenia bloku
D2=475 MW i D3=414 MW

Lp.	OZN	J	D2	EES2	B2	D3	EES3	B3
1	\dot{m}_1	kg/s	373,24			317,4		
2	T ₁	⁰ C	559,70			559,8		
3	P ₁	bar	276,69			239,1		
4	T ₄	⁰ C	578,50			580,2		
5	TW ₁ KQ ₁	⁰ C	19,63			18,87		
6	N _{el}	MW	475,00	471	-0,84	414,0	412,2	-0,4
7	\dot{m}_3	kg/s	315,08	315,50	0,13	270,78	271,65	0,32

Tabela 3.11 (cd.)

8	\dot{m}_{20}	kg/s	34,82	34,12	-2,02	27,78	29,10	4,78
9	\dot{m}_{102}	kg/s	17,99	18,00	0,05	14,43	14,50	0,51
10	T_{20}	$^{\circ}\text{C}$	313,60	313,70	0,03	315,40	316,13	0,23
11	P_{20}	bar	53,04	52,21	-1,56	45,81	47,50	3,70
12	T_{102}	$^{\circ}\text{C}$	347,10	352,10	1,44	349,00	350,54	0,44
13	P_{102}	bar	71,57	74,83	4,55	61,88	64,76	4,65
14	P_4	bar	50,65	51,71	2,09	43,68	44,55	2,00
15	\dot{m}_5	kg/s	252,42	247,10	-2,11	220,25	210,34	-4,50
16	T_5	$^{\circ}\text{C}$	274,00	265,20	-3,21	277,50	267,32	-3,67
17	P_5	bar	5,93	5,65	-4,74	5,19	5,02	-3,32
18	\dot{m}_6	kg/s	210,22	201,40	-4,20	184,67	175,88	-4,76
19	T_6	$^{\circ}\text{C}$	37,50	36,03	-3,92	35,20	33,51	-4,80
20	P_6	bar	0,06	0,06	1,67	0,06	0,06	-0,90
21	h_6	kg/s	2307	2324	0,74	2323,0	2332,2	0,40
22	\dot{m}_7	kg/s	246,29	242,50	-1,54	213,52	210,10	-1,60
23	T_7	$^{\circ}\text{C}$	32,35	33,50	3,55	30,20	31,64	4,78
24	\dot{m}_9	kg/s	246,29	242,40	-1,58	213,52	210,02	-1,64
25	T_9	$^{\circ}\text{C}$	33,60	34,00	1,19	31,40	32,29	2,83
26	T_{10}	$^{\circ}\text{C}$	65,30	62,64	-4,07	63,10	61,21	-3,00

Tabela 3.11 (cd.)

27	T ₁₁	⁰ C	90,40	86,31	-4,52	87,70	87,62	-0,10
28	T ₁₂	⁰ C	90,30	86,31	-4,42	87,60	84,67	-3,35
29	T ₁₃	⁰ C	125,50	119,50	-4,78	121,90	119,10	-2,30
30	T ₁₄	⁰ C	157,00	150,20	-4,33	152,70	145,95	-4,42
31	T ₁₅	⁰ C	156,20	150,40	-3,71	151,90	146,58	-3,50
32	T ₁₆	⁰ C	189,10	184,70	-2,33	183,30	176,52	-3,70
33	T ₁₇	⁰ C	195,00	190,80	-2,15	188,10	183,74	-2,32
34	T ₁₈	⁰ C	224,60	221,80	-1,25	217,80	216,62	-0,54
35	T ₁₃₂	⁰ C	266,20	266,80	0,23	258,10	256,99	-0,43
36	T ₁₃₄	⁰ C	284,50	287,30	0,98	276,10	279,41	1,20
37	T ₁₃₈	⁰ C	284,50	287,30	0,98	276,10	279,41	1,20
38	T ₁₃₉	⁰ C	303,70	312,00	2,73	296,20	303,13	2,34
39	T ₁₉	⁰ C	288,60	293,70	1,77	280,40	285,62	1,86
40	\dot{m}_{21}	kg/s	20,17	19,70	-2,31	17,22	17,23	0,10
41	T ₂₁	⁰ C	476,10	475,40	-0,15	478,10	478,04	-0,01
42	P ₂₁	bar	27,16	27,16	0,00	23,48	23,46	-0,09
43	\dot{m}_{22}	kg/s	13,09	13,43	2,56	10,62	10,73	1,10
44	T ₂₂	⁰ C	362,80	354,60	-2,26	366,90	357,82	-2,48
45	P ₂₂	bar	12,42	12,52	0,81	10,88	10,43	-4,12

Tabela 3.11 (cd.)

46	\dot{m}_{23}	kg/s	18,55	19,08	2,87	13,81	14,30	3,54
47	T_{23}	$^{\circ}\text{C}$	364,10	354,60	-2,61	368,30	358,36	-2,70
48	P_{23}	bar	12,12	11,52	-4,95	10,71	10,28	-3,98
49	h_{31}	kJ/kg	2394	2428	1,42	2378	2409,3	1,32
50	T_{31}	$^{\circ}\text{C}$	32,00	33,22	3,81	28,20	30,04	6,54
51	P_{31}	bar	0,05	0,05	2,73	0,04	0,04	3,12
52	\dot{m}_{24}	kg/s	11,79	12,01	1,83	9,76	10,02	2,66
53	T_{24}	$^{\circ}\text{C}$	269,30	260,90	-3,12	273,00	264,51	-3,11
54	P_{24}	bar	6,18	5,95	-3,74	5,41	5,26	-2,70
55	\dot{m}_{25}	kg/s	17,49	16,94	-3,12	14,44	14,20	-1,70
56	T_{25}	$^{\circ}\text{C}$	181,90	174,40	-4,12	187,80	178,62	-4,89
57	P_{25}	bar	2,57	2,42	-5,84	2,25	2,18	-3,14
58	\dot{m}_{27}	kg/s	10,58	10,32	-2,44	8,98	8,65	-3,66
59	T_{27}	$^{\circ}\text{C}$	94,10	90,18	-4,17	92,20	88,54	-3,97
60	P_{27}	bar	0,82	0,79	-3,22	0,74	0,71	-4,14
61	\dot{m}_{29}	kg/s	14,71	14,97	1,74	12,59	12,88	2,30
62	T_{29}	$^{\circ}\text{C}$	67,60	66,37	-1,82	65,50	63,88	-2,47
63	P_{29}	bar	0,28	0,27	-3,91	0,26	0,25	-3,97
64	\dot{m}_{35}	kg/s	11,79	12,01	1,83	9,76	10,26	5,11

Tabela 3.11 (cd.)

65	T ₃₅	⁰ C	160,00	154,00	-3,75	154,80	148,64	-3,98
66	ṁ ₃₆	kg/s	17,49	16,94	-3,12	14,44	13,74	-4,85
67	T ₃₆	⁰ C	128,30	122,70	-4,36	124,00	117,33	-5,38
68	T ₃₇	⁰ C	94,10	89,04	-5,38	91,40	86,74	-5,10
69	ṁ ₃₈	kg/s	14,71	14,97	1,74	12,59	12,12	-3,80
70	T ₃₈	⁰ C	67,60	65,77	-2,71	65,50	63,47	-3,10

Tabela 3.12

Zestawienie danych rzeczywistych z wynikami uzyskanymi w rezultacie obliczeń dla obciążenia bloku

D4=344 i D5=184 MW

Lp.	OZN	J	D4	EES4	B4	D5	EES5	B5
1	ṁ ₁	kg/s	262,26			140,00		
2	T ₁	⁰ C	560,20			556,30		
3	P ₁	bar	227,05			110,92		
4	T ₄	⁰ C	577,60			548,80		
5	TW ₁							
	KQ ₁	⁰ C	18,83			19,17		
6	N _{el}	MW	344,00	342,18	-0,53	184,00	182,90	-0,60
7	ṁ ₃	kg/s	226,00	226,70	0,31	123,75	124,11	0,29
8	ṁ ₂₀	kg/s	21,56	22,53	4,50	9,24	9,58	3,69

Tabela 3.12 (cd.)

9	\dot{m}_{102}	kg/s	11,18	11,23	0,49	4,72	4,74	0,48
10	T_{20}	$^{\circ}\text{C}$	311,80	312,80	0,32	322,80	323,80	0,31
11	P_{20}	bar	38,63	39,87	3,20	20,96	21,70	3,52
12	T_{102}	$^{\circ}\text{C}$	344,00	346,13	0,62	356,00	357,89	0,53
13	P_{102}	bar	51,99	54,24	4,32	28,75	29,84	3,80
14	P_4	bar	36,51	37,61	3,00	19,59	19,93	1,76
15	\dot{m}_5	kg/s	185,63	178,94	-3,60	105,62	100,45	-4,89
16	T_5	$^{\circ}\text{C}$	277,40	266,30	-4,00	260,90	249,94	-4,20
17	P_5	bar	4,37	4,27	-2,20	2,39	2,32	-2,79
18	\dot{m}_6	kg/s	156,91	149,69	-4,60	92,05	87,90	-4,51
19	T_6	$^{\circ}\text{C}$	32,80	31,75	-3,20	28,40	27,04	-4,80
20	P_6	bar	0,05	0,05	-2,90	0,04	0,04	-3,14
21	h_6	kg/s	2338,00	2340,34	0,10	2385,00	2389,46	0,19
22	\dot{m}_7	kg/s	180,24	177,00	-1,80	102,96	101,44	-1,47
23	T_7	$^{\circ}\text{C}$	28,44	29,72	4,50	24,85	25,82	3,89
24	\dot{m}_9	kg/s	180,24	176,64	-2,00	102,96	100,54	-2,35
25	T_9	$^{\circ}\text{C}$	29,70	30,71	3,40	27,00	27,97	3,60
26	T_{10}	$^{\circ}\text{C}$	60,20	57,61	-4,30	50,60	49,04	-3,09
27	T_{11}	$^{\circ}\text{C}$	83,60	83,53	-0,09	70,20	70,14	-0,09

Tabela 3.12 (cd.)

28	T ₁₂	⁰ C	83,50	81,33	-2,60	70,10	68,20	-2,71
29	T ₁₃	⁰ C	117,20	115,68	-1,30	100,70	98,59	-2,10
30	T ₁₄	⁰ C	146,90	140,23	-4,54	127,70	121,47	-4,88
31	T ₁₅	⁰ C	146,20	141,96	-2,90	127,50	123,04	-3,50
32	T ₁₆	⁰ C	176,30	170,31	-3,40	154,90	149,43	-3,53
33	T ₁₇	⁰ C	180,50	176,69	-2,11	155,00	151,19	-2,46
34	T ₁₈	⁰ C	209,40	208,37	-0,49	181,10	179,94	-0,64
35	T ₁₃₂	⁰ C	248,40	247,13	-0,51	215,50	215,31	-0,09
36	T ₁₃₄	⁰ C	266,00	273,98	3,00	231,40	236,95	2,40
37	T ₁₃₈	⁰ C	266,00	273,98	3,00	231,40	236,95	2,40
38	T ₁₃₉	⁰ C	286,40	297,28	3,80	253,20	259,68	2,56
39	T ₁₉	⁰ C	270,30	274,79	1,66	236,80	241,54	2,00
40	\dot{m}_{21}	kg/s	13,78	13,81	0,18	6,61	6,66	0,76
41	T ₂₁	⁰ C	475,70	475,63	-0,02	455,40	455,29	-0,03
42	P ₂₁	bar	19,68	19,67	-0,07	10,99	10,98	-0,07
43	\dot{m}_{22}	kg/s	8,23	8,31	0,98	3,75	3,78	0,81
44	T ₂₂	⁰ C	365,70	355,57	-2,77	343,00	336,21	-1,98
45	P ₂₂	bar	9,18	8,74	-4,79	489,00	466,07	-4,69
46	\dot{m}_{23}	kg/s	11,16	11,56	3,66	5,31	5,50	3,50

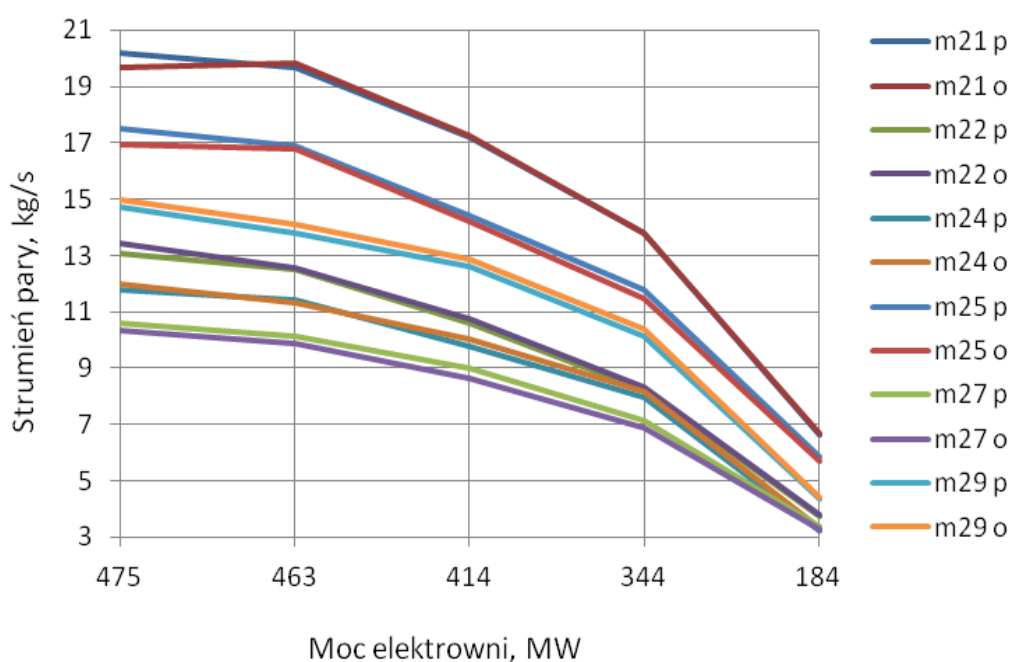
Tabela 3.12 (cd.)

47	T ₂₃	⁰ C	367,30	355,91	-3,10	342,30	332,37	-2,90
48	P ₂₃	bar	9,05	8,77	-3,12	4,79	4,67	-2,55
49	h ₃₁	kJ/kg	2367	2400,14	1,40	2357	2392,12	1,49
50	T ₃₁	⁰ C	25,60	26,98	5,40	23,10	24,44	5,82
51	P ₃₁	bar	0,03	0,03	3,82	0,03	0,03	3,72
52	\dot{m}_{24}	kg/s	7,98	8,18	2,62	3,24	3,35	3,52
53	T ₂₄	⁰ C	272,50	262,88	-3,53	256,40	248,71	-3,00
54	P ₂₄	bar	4,57	4,49	-1,81	2,50	2,46	-1,62
55	\dot{m}_{25}	kg/s	11,78	11,47	-2,62	5,86	5,70	-2,72
56	T ₂₅	⁰ C	188,30	180,01	-4,40	177,30	168,45	-4,99
57	P ₂₅	bar	1,91	1,84	-3,52	1,09	1,04	-4,13
58	\dot{m}_{27}	kg/s	7,14	6,89	-3,55	3,38	3,25	-3,87
59	T ₂₇	⁰ C	95,50	91,49	-4,20	91,50	88,13	-3,68
60	P ₂₇	bar	0,63	0,61	-3,16	0,36	0,35	-3,15
61	\dot{m}_{29}	kg/s	10,11	10,41	3,00	4,34	4,39	1,10
62	T ₂₉	⁰ C	62,60	61,56	-1,66	52,90	51,31	-3,00
63	P ₂₉	bar	0,23	0,22	-2,45	0,14	0,14	-2,76
64	\dot{m}_{35}	kg/s	7,98	8,35	4,71	3,24	3,40	4,82
65	T ₃₅	⁰ C	148,50	142,74	-3,88	127,40	122,30	-4,00

Tabela 3.12 (cd.)

66	\dot{m}_{36}	kg/s	11,78	11,21	-4,83	5,86	5,59	-4,68
67	T_{36}	$^{\circ}\text{C}$	118,70	113,24	-4,60	102,00	98,15	-3,77
68	T_{37}	$^{\circ}\text{C}$	87,30	83,30	-4,58	73,30	70,44	-3,90
69	\dot{m}_{38}	kg/s	10,11	9,74	-3,63	4,34	4,18	-3,59
70	T_{38}	$^{\circ}\text{C}$	62,60	60,03	-4,10	52,90	51,32	-2,99

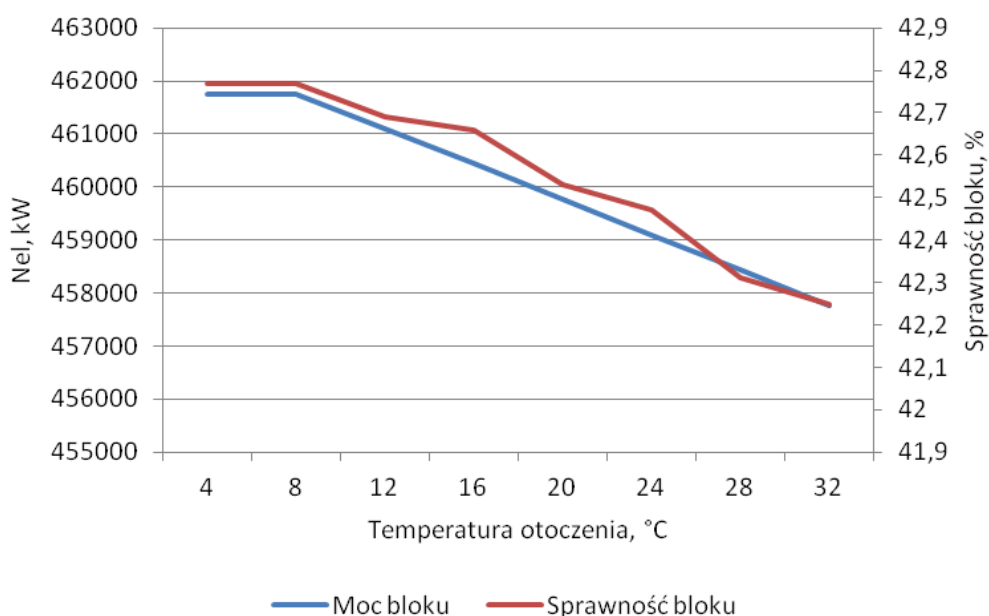
Powyższe tabele zawierają porównanie danych wyliczonych za pomocą programu własnego (model M-2) dla parametrów nominalnych 463 MW oraz dla mocy 475, 414, 344 i 184 MW. Występuje duża zgodność danych pomiarowych z danymi obliczeniowymi (maksymalny błąd względny jest poniżej 5%).



Rys. 3.2.2. Charakterystyka porównawcza wyników pomiarów strumienia pary z wynikami obliczeń przy różnym obciążeniu bloku elektrowni

Na wykresie (rys. 3.2.2) zaprezentowano wyniki obliczeniowe weryfikujące model M-2. Ujęto na nim strumienie pary biegnące od upustów turbiny głównej do wymienników regeneracyjnych. Strumienie te są szczególnie ważne z uwagi na dalszą analizę dotyczącą poboru pary na potrzeby działania układu tlenowni. Występuje duża zgodność wyników obliczeń z danymi pomiarowymi. Model M-2 może być zatem wykorzystany do dalszych obliczeń przy uwzględnieniu dodatkowych elementów bloku niezbędnych do analizy jego pracy w warunkach spalania tlenowego.

Dodatkowo w modelu M-2 uwzględniono zależność wpływu temperatury otoczenia na pracę bloku poprzez charakterystykę chłodni kominowej. Charakterystykę chłodni kominowej zaprezentowano na rysunku 3.20. Z wykresów (rys. 3.20, 3.2.3) wynika, iż przy temperaturze otoczenia wynoszącej 8 °C lub niższej, woda ochłodzona osiąga swoje minimum na poziomie 17,6 °C. Poniższy wykres (rys. 3.2.3) ilustruje wpływ temperatury otoczenia na pracę bloku, zakładając stały strumień spalane go paliwa.



Rys. 3.2.3. Wpływ temperatury otoczenia na moc oraz sprawność bloku

Temperatura otoczenia wpływa na temperaturę wody chłodzącej skraplacz, powodując w nim zmianę ciśnienia nasycenia p_6 , którą zaprezentowano w tabeli 3.13.

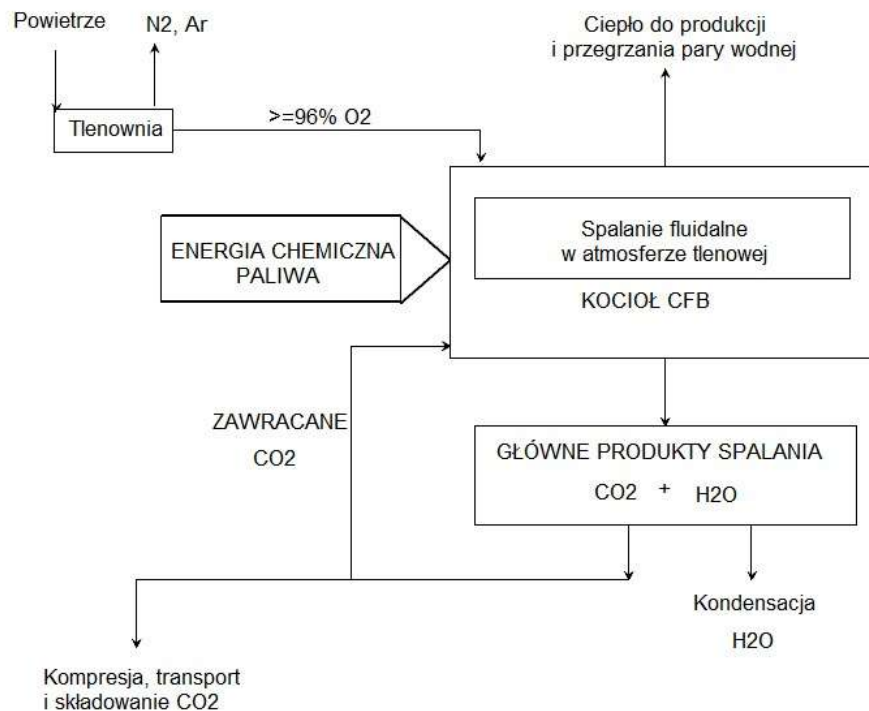
Tab. 3.13

Wpływ temperatury otoczenia na ciśnienie skraplania w skraplaczu głównym

Tot, °C	P₆, bar
4	0,039
8	0,039
12	0,044
16	0,048
20	0,053
24	0,059
28	0,064
32	0,071

4. Analiza parametrów pracy bloku węglowego przy spalaniu w tlenie produkowanym metodą kriogeniczną

Celem pracy jest analiza działania elektrowni realizującej proces spalania tlenowego w układzie: elektrownia węglowa – instalacja wytwarzania tlenu wraz z dodatkowymi, nieodzownymi elementami. Obliczenia mają głównie podać wielkość strat powstałych w wyniku zastosowania dodatkowego energochłonnego procesu, jakim jest wytwarzanie tlenu. Celem osiągnięcia właściwych efektów spalania tlenowego wykorzystywany tlen powinien posiadać czystość rzędu co najmniej 95% [37, 51, 59]. Do analizy założono czystość tlenu na poziomie nieco wyższym od wymaganego minimum, mianowicie 96%. Uzyskanie większej czystości wymaga z kolei udoskonalenia procesu rozdziału powietrza, co wiąże się ze zwiększoną ilością energii pochłanianej na jednostkową produkcję tlenu. Zaproponowana czystość tlenu jest odpowiednia z uwagi na ekonomikę oraz właściwości procesu spalania w tlenie. Wytworzenie środowiska spalania wyłącznie w czystym 96% tlenie wiązałoby się ze znacznym wzrostem temperatury spalania, która przekraczałaby zdecydowanie 1000°C i co powodowałoby trudności nie tylko z uwagi na wytrzymałość materiałów zastosowanych przy budowie kotła, ale i mięknięcie popiołu. Dlatego też ważnym elementem jest odpowiednie sterowanie zawracanymi spalinami, które wpływają na obniżenie temperatury w komorze spalania. W celu uzyskania parametrów termicznych zbliżonych do panujących w kotle podczas tradycyjnej metody spalania fluidalnego, wykorzystano mieszkankę tlenu technicznego oraz zawracanych spalin składających się głównie z CO₂ (rys. 4.1), którego stężenie w gazie wylotowym może dojść do 98% [29, 32]. Tak duże stężenie dwutlenku węgla w spalinach ułatwia proces ewentualnej sekwestracji czyli odzysku, transportu, a następnie trwałego składowania CO₂, bądź może przyczynić się do łatwiejszego zagospodarowania tego gazu w inny sposób.



Rys. 4.1. Schemat obiegu substratów i produktów spalania węgla w złożu fluidalnym w tlenie technicznym i z częściowym zawracaniem spalin

4.1. Wybór struktury i charakterystycznych parametrów tlenowni

Procesy rozdzielania powietrza, jak już wspomniano, można ogólnie podzielić na niskotemperaturowe (kriogeniczne) oraz niekriogeniczne, do których zaliczają się mechanizmy adsorpcyjne, chemiczne, membranowe oraz tzw. ion transport membrane (ITM) [12, 13, 68]. Za wyborem kriogenicznej metody rozdzielania powietrza na tlen i azot przemawia konieczność zapewnienia dużego strumienia tlenu o dość wysokim stopniu czystości, który należy dostarczyć by zapewnić odpowiednie warunki spalania. Technologia niskotemperaturowa jest powszechnie stosowana w tlenowniach przemysłowych. Wykorzystuje ona różnicę temperatur skraplania gazów i poprzez niskotemperaturową destylację (w zakresie 80-90 K) prowadzi ona do rozdzielania powietrza

na tlen techniczny, kierowany następnie tutaj do procesu spalania tlenowego oraz na azot, będący produktem ubocznym.

Rozdzielenie roztworu gazów wymaga wykonania pracy zewnętrznej [11], dlatego też w warunkach tlenowni kriogenicznej istotną rolę odgrywa sprężarka, która spręża powietrze poddawane rektyfikacji i która jest najbardziej energochłonnym elementem takiej tlenowni. Nieznaczną część energii napędowej może być odbierana w turbodetanderze tlenowni, jest ona jednakże niezbyt duża w stosunku do energochłonności procesu sprężania powietrza, co przedstawiono w dalszej części rozprawy. W pracy rozpatrzono tlenownię dwukolumnową [12], która jest obecnie najczęściej stosowaną instalacją do produkcji dużych ilości tlenu o czystości 95-96%. Istnieją propozycje budowy tlenowni trójcolumnowej [29, 65], w której praca sprężania powietrza byłaby mniejsza o około 15%, układy takie nie są jednak obecnie jeszcze wykorzystywane przemysłowo.

Uproszczony schemat tlenowni dwukolumnowej przedstawiono na rysunku 4.1.1. Pominięto w nim dodatkowe elementy, takie jak urządzenia do usuwania zanieczyszczeń, odprowadzania niewielkich ilości ciekłego tlenu, końcowego sprężania tlenu technicznego, wstępnego ochładzania powietrza za pomocą azotu odpadowego, czy też do odzyskiwania gazów szlachetnych. Zastosowanie dodatkowego wymiennika ciepła ochładzającego wstępnie powietrze „poprawia” ogólny bilans tlenowni kriogenicznej, wymiennik ten nie wpływa jednak w istotny sposób na energochłonność produkcji tlenu. Rys. 4.1.1 przedstawia blok tlenowy wraz ze schematem sprężarki, która doprowadza sprężone powietrze o ciśnieniu ok. $5,5 \div 6,0$ bar. Tlenownia wytwarza tlen techniczny o temperaturze zbliżonej do temperatury otoczenia, o ciśnieniu atmosferycznym lub nieco wyższym i o zawartości czystego tlenu 96%. Przy tak stosunkowo niskim ciśnieniu powietrza doprowadzanego do bloku konieczne jest zainstalowanie detandera (rozprężarki), który przy większych strumieniach powietrza ma postać turbinową. Rozprężarka służy tu do domknięcia bilansu energii dla całego bloku. Suma entalpii strumienia doprowadzonego sprężonego powietrza oraz strumienia „niechcianego” ciepła z otoczenia jest większa od sumarycznej entalpii wyprowadzanych strumieni tlenu technicznego i azotu odpadowego. Wynika to z temperatury gazów wylotowych i dolotowych których entalpia, z uwagi na

niskie ciśnienie, od ciśnienia tego nie zależy. Należy zatem wyprowadzić z układu nadwyżkę energii poprzez strumień pracy wewnętrznej turbiny. Rozprężarki można tu uniknąć jedynie pod warunkiem stosowania bardzo wysokiego ciśnienia doprowadzanego powietrza, tak by sprężone powietrze w wyniku tego ciśnienia miało entalpię niższą od produktów procesu, mimo ich niższej temperatury, gdyż wzrost ciśnienia powietrza powoduje spadek jego entalpii widoczny od około 20 bar. W praktyce w instalacjach bez rozprężarki stosuje się ciśnienia nawet do 200 bar. W przypadku stosowania rozprężarki istnieją różne warianty jej wprowadzenia do układu, a przypadek zaprezentowany na rysunku 4.1.1 jest jednym z możliwych. Przypadek ten ma dodatkową zaletę, która jest związana ze sposobem działania wymienników WG ochładzających strumień powietrza sprężonego. W zaprezentowanym układzie powietrze sprężone jest oziębiane w regeneracyjnym wymienniku głównym, który działa rewersyjnie i jest podzielony na część tlenową WGT i azotową WGA. Zastosowanie wymienników regeneracyjnych o działaniu okresowym jest korzystne, a w praktyce niezbędne, z uwagi na występowanie śladowych ilości dodatków (gazy szlachetne) i zanieczyszczeń (węglowodory, na przykład opary olejowe, para wodna, dwutlenek węgla i inne). Pewna ilość sprężonego powietrza odprowadzana z wnętrza systemu wymienników WG, czyli tak zwane powietrze pętlowe b-c, jest istotna nie tylko z uwagi na działanie turbodetandera TD, ale także wymienników WG. Powietrze to bowiem poprzez odpowiedni system sterowania ułatwia „oczyszczanie” powierzchni wymiennika WG ze skondensowanych zanieczyszczeń, przede wszystkim jednak podgrzewa ono strumień powietrza doprowadzany do turborozprężarki.

Powietrze sprężone, ochłodzone w systemie wymienników WG za pomocą tlenu technicznego i azotu odpadowego, kierowane jest do kolumny KRW rektyfikacyjnej wysokociśnieniowej. Część strumienia powietrza sprężonego, czyli powietrze pętlowe, wyprowadzane z wnętrza systemu WG, po dochłodzeniu w wymienniku W zostaje dołączone ponownie do głównej nitki powietrza sprężonego przed tą kolumną. Powietrze sprężone przepływa przez dolną część kolumny KRW pełniącą funkcję warkana i po dodatkowym oziębieniu wprowadzane jest do wnętrza tej kolumny. Para z warkana płynąca ku górze kolumny KRW pozbywa się frakcji tlenowej, w związku z czym u góry tej kolumny znajduje się prawie czysty azot, w warkaniu zaś gromadzi się ciekłe powietrze

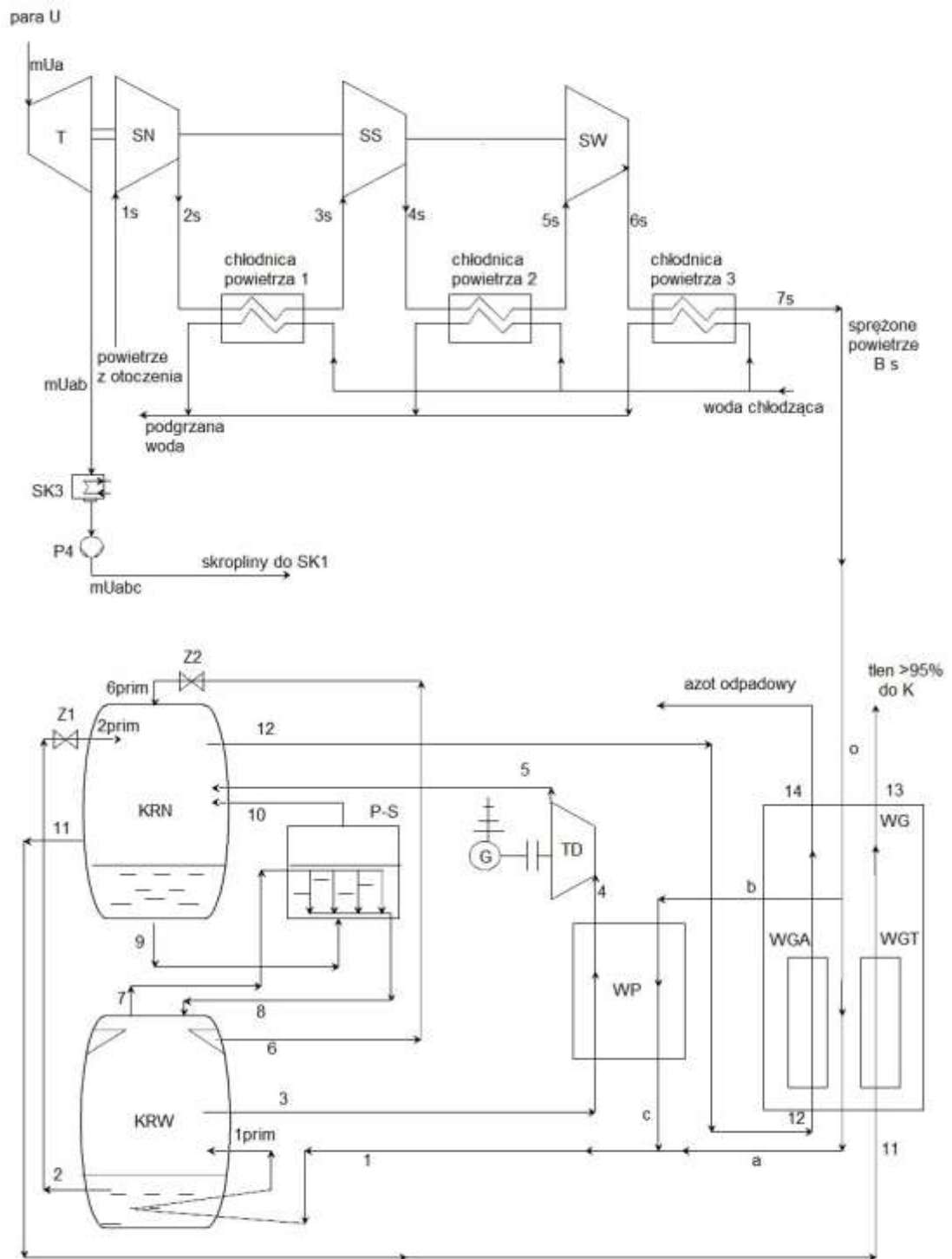
wzbogacone w tlen. Powietrze to przez zawór dławiący Z1 wprowadzane jest do kolumny rektyfikacyjnej niskociśnieniowej KRN. Od miejsca doprowadzania tego powietrza do kolumny KRN zależy między innymi skład strumieni gazów z niej wyprowadzanych. Z wnętrza kolumny KRW pewien strumień powietrza kierowany jest do wymiennika W, a następnie po podgrzaniu do turbodetandera. Proces rozprężania w nim jest adiabatyczny nieodwracalny, a rozprężone powietrze o obniżonej temperaturze kierowane jest do wnętrza kolumny KRN. W kolumnie tej funkcję warkana spełnia parowaczo-skraplacz P-S, w którym czynnikiem grzejącym są pary azotu kondensujące przy podwyższonym ciśnieniu, a więc w podwyższonej temperaturze. Pary sprężonego azotu z kolumny KRW płyną do wymiennika P-S, gdzie skraplają się, ogrzewając odparowującą frakcję tlenową o niższym ciśnieniu. Ciekły azot spływa do kolumny KRW, pary frakcji tlenowej kierowane są natomiast do dolnej części kolumny KRN. Z pary tej podczas przepływu ku górze kolumny oddzielany jest tlen, który gromadzi się u dołu kolumny KRN, skąd jest on odprowadzany w postaci gazowej do systemu wymienników WG. Ciekły azot z kolumny KRW, jako tak zwany reflux, poprzez zawór dławiący Z2 kierowany jest do górnej części kolumny KRN, skąd w postaci gazowej wprowadzany jest do systemu wymienników WG. Relacja pomiędzy ciśnieniem w kolumnach rektyfikacyjnych powinna być tak dobrana, aby różnica pomiędzy temperaturą skraplania azotu i parowania tlenu w wymienniku P-S wynosiła co najmniej od 3 do 5 K. Jest to niezbędne dla właściwego działania parowaczo-skraplacza.

Kolumny KRW oraz KRN mogą tworzyć jedną całość i wówczas wymiennik P-S stanowi ich wspólną część. Kolumny te mogą jednak mieć postać oddzielnych elementów i wtedy jeden lub kilka równoległych działających wymienników P-S znajduje się na poziomie dolnej części kolumny KRN, tworząc z nią układ naczyń połączonych. Ze sposobu współdziałania kolumn rektyfikacyjnych wynika minimalne ciśnienie sprężania powietrza w kompresorze przed wymiennikiem WG. Jeśli w kolumnie KRN panuje ciśnienie 1 bar to wówczas temperatura parowania tlenu wynosi 90,2 K. W celu uzyskania temperatury skraplania azotu wyższej o 4 K, a więc 94,2 K, należy azot kondensować przy ciśnieniu 5 bar. Tyle wynosi zatem minimalne ciśnienie sprężonego powietrza, jeśli otrzymany tlen techniczny ma mieć ciśnienie otoczenia. W rzeczywistości należy jeszcze uwzględnić

dotąd przed wszystkim opory przepływu strumieni gazów w elementach bloku tlenowego, dlatego też rozpatrywana instalacja kriogeniczna jest zasilana powietrzem o ciśnieniu $5,5 \div 6,0$ bar. W sprężarce, za ostatnim, trzecim stopniem sprężania, wytwarzane jest zatem ciśnienie na poziomie do 6,0 bar. Ciekawą cechą omawianej instalacji, co uwzględniono w dalszej części pracy, jest zastosowanie sprężarki trójstopniowej z podwójnym chłodzeniem międzystopniowym i z chłodzeniem końcowym, mimo iż stosunek ciśnień granicznych wynosi zaledwie 6.

Podstawowym celem dalszych analiz i obliczeń jest zbadanie wpływu wprowadzenia spalania tlenowego na sprawność bloku węglowego w przypadku bezpośredniego połączenia tlenowni z takim blokiem. Połączenie to polega na zasilaniu parą z jednego z upustów turbiny głównej dodatkowej turbiny parowej, która napędza sprężarkę tlenowni. Dla porównania rozpatrzono układ tradycyjny, w którym sprężarka napędzana jest silnikiem elektrycznym.

Na rysunku 4.1.1 zaprezentowano model analizowanego układu, w którym wszystkie stopnie sprężarki umieszczone są na jednym wale. W praktyce przy dużych wydajnościach stosuje się czasami sprężarki dwuwalowe, przy czym na jednym wale znajduje się stopień niskoprężny SN, na drugim zaś średnioprężny SS i wysokoprężny SW, przy wspólnym napędzie obu wałów. Powietrze zasilające tlenownię, dla uproszczenia, traktowane jest jako roztwór dwuskładnikowy i w pewnej części układu dwufazowy i wtedy wartości ciśnienia oraz temperatury determinują udziały molowe w obu fazach. Na rysunku 4.1.2 zaprezentowano równowagę fazową dla roztworu binarnego azot-tlen. W miarę wzrostu ciśnienia roztworu temperatury punktów rosy i pęcherzyków również rosną, co umożliwia przepływ ciepła od prawie czystego azotu pod ciśnieniem 0,5 MPa do prawie czystego tlenu będącego pod ciśnieniem 0,1 MPa. Właściwość ta jest wykorzystywana w układzie podwójnych kolumn rektyfikacyjnych KRN oraz KRW (rys.4.1.1), które są podstawowymi elementami rozpatrywanej niskotemperaturowej instalacji rozdzielania powietrza. W obu kolumnach zachodzi rektyfikacja, która jest procesem rozdzielania roztworu poprzez jego wielokrotne skraplanie i odparowywanie [12].



Rys. 4.1.1 Układ do wytwarzania tlenu metodą kriogeniczną dwukolumnową

Oznaczenia do rys. 4.1.1:

U – wybrany upust pary z turbiny głównej elektrowni

T – turbina napędzająca sprężarkę powietrza

SN, SS, SW – część nisko-, średnio- i wysokoprężna sprężarki

SK3 – skraplacz pomocniczy dla turbosprężarki

P4 – pompa skroplin

WG – główny wymiennik ciepła do oziębiania sprężonego powietrza za pomocą tlenu i azotu powrotnego

WGT – fragment zespołu WG do oziębiania części powietrza sprężonego przy wykorzystaniu tlenu

WGA - fragment zespołu WG do oziębiania części powietrza sprężonego przy wykorzystaniu azotu

WP - pomocniczy wymiennik ciepła: powietrze pętlowe – zimne powietrze z kolumny KRW

TD – turbodetander (rozprężarka turbinowa) powietrza z kolumny KRW

G – generator prądu elektrycznego napędzany przez rozprężarkę TD

KRW – kolumna rektyfikacyjna wysokociśnieniowa wstępnie rozdzielająca powietrze na azot i powietrze wzbogacone w tlen

KRN – kolumna rektyfikacyjna niskociśnieniowa „dokładnie” oczyszczająca tlen z azotu

P-S – wymiennik ciepła „parowaczo – skraplacz”, gdzie azot skraplający się pod podwyższonym ciśnieniem powoduje odparowanie ciekłego tlenu o niższym ciśnieniu, przy różnicy temperatur min. 3 K

Z1, Z2 – zawory dławiące

- o – oczyszczone, sprężone powietrze z otoczenia
- a – strumień główny powietrza oziębionego w wymienniku WG (w zespole wymienników WGT + WGA)
- b – częściowo oziębione powietrze „pętlowe”
- c – powietrze pętlowe doziębione w wymienniku WP
- 1 – oziębione powietrze do kolumny rektyfikacyjnej wysokopiętnej KRW
- 2 – ciekłe powietrze wzbogacone w tlen kierowane przez izentalpowy zawór dławiący Z1 do kolumny KRN
- 3 – zimne powietrze z kolumny KRW
- 4 – powietrze „3” po podgrzaniu w wymienniku WP
- 5 – powietrze „4” po adiabatycznym, nieodwracalnym rozprężeniu w TD
- 6 – tzw. reflux, czyli skroplony azot z kolumny KRW kierowany do kolumny KRN po izentalpowym zdławieniu w zaworze Z2
- 7 – gazowy azot z kolumny KRW
- 8 – ciekły azot do kolumny KRW
- 9 – ciekły tlen z kolumny KRN
- 10 – gazowy tlen do kolumny KRN
- 11 – tlen techniczny do wymiennika WG
- 12 – azot odpadowy do wymiennika WG
- 13 – tlen techniczny do procesu spalania w złożu fluidalnym
- 14 – azot odpadowy do otoczenia
- 1s – powietrze z otoczenia przed pierwszym stopniem sprężania

2s – powietrze sprężone za pierwszym stopniem sprężania o podwyższonej temperaturze

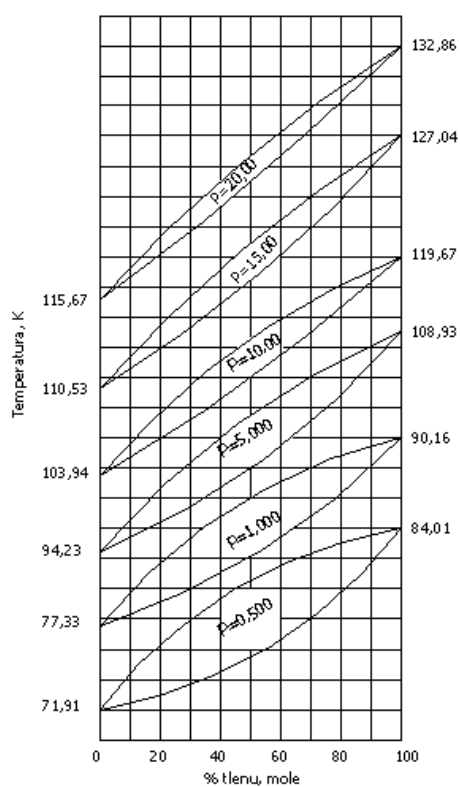
3s – powietrze za pierwszym stopniem sprężania, oziębione w chłodnicy powietrza 1

4s – powietrze sprężone za drugim stopniem sprężania o podwyższonej temperaturze

5s - powietrze sprężone za drugim stopniem sprężania, oziębione w chłodnicy powietrza 2

6s - powietrze sprężone za trzecim stopniem sprężania o podwyższonej temperaturze

7s - powietrze sprężone za trzecim stopniem sprężania, oziębione w chłodnicy powietrza 3

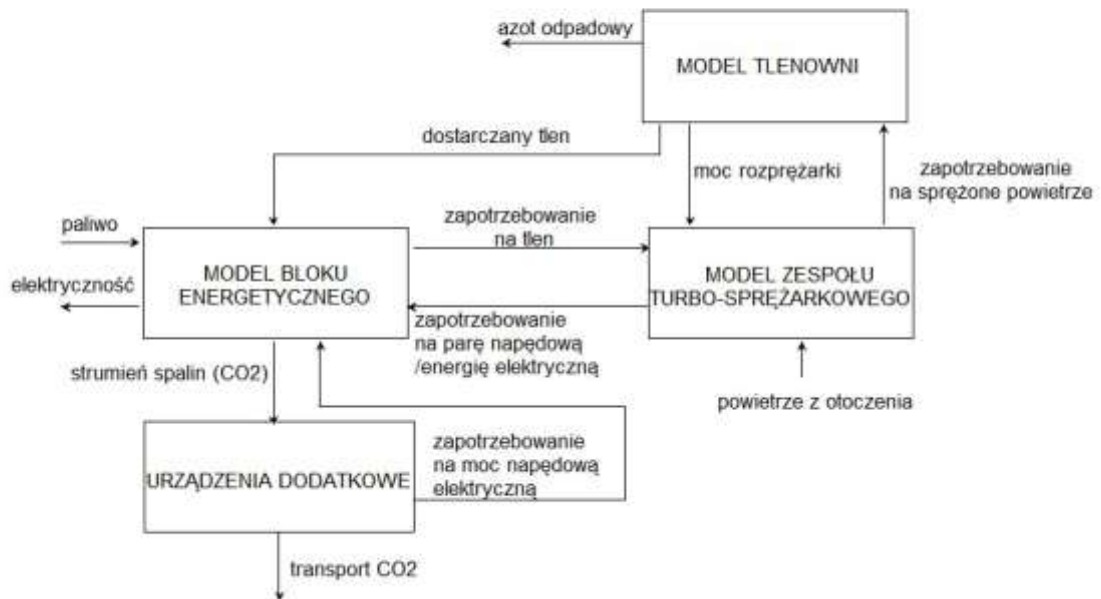


Rys. 4.1.2 Wykres równowagi fazowej temperatura, K – skład roztworu azotu z tlenem, ciśnienie p, bar [12]

4.2. Uproszczony model matematyczny dwukolumnowej tlenowni kriogenicznej

Uproszczony model matematyczny tlenowni kriogenicznej stanowi element modelu całego zespołu blok energetyczny węglowy – tlenownia. Model taki ma na celu zbadanie możliwości działania układu przy założonych wartościach charakterystycznych parametrów. Głównym rezultatem obliczeń przeprowadzonych dla takiego modelu jest wyznaczenie całkowitej sprawności elektrycznej bloku ze spalaniem tlenowym w przypadku napędu sprężarki powietrza w tlenowni pomocniczą turbiną zasilaną parą z upustu turbiny głównej. Model tlenowni służy do wyznaczenia strumienia sprężanego powietrza przy zadanym zapotrzebowaniu na pierwiastek tlen, do określenia mocy napędowej sprężarki oraz do obliczenia mocy uzyskiwanej z detandera.

W rozpatrywanej tlenowni powietrze ulega sprężaniu w trójstopniowej sprężarce z podwójnym chłodzeniem międzystopniowym. Założono, że gaz który poddaje się procesowi sprężania składa się w 21% z tlenu oraz w 79% z tzw. azotu powietrznego. Gaz ten został już poddany dodatkowemu procesowi filtracji, podczas którego zostały usunięte zanieczyszczenia takie jak dwutlenek węgla i para wodna. W praktyce jest to nieodłączny warunek prowadzenia procesu destylacji, gdyż niskie temperatury doprowadzają do zamarznięcia wody i dwutlenku węgla oraz do ich osadzania się na powierzchniach zespołu urządzeń pracujących w temperaturach kriogenicznych [12, 13].



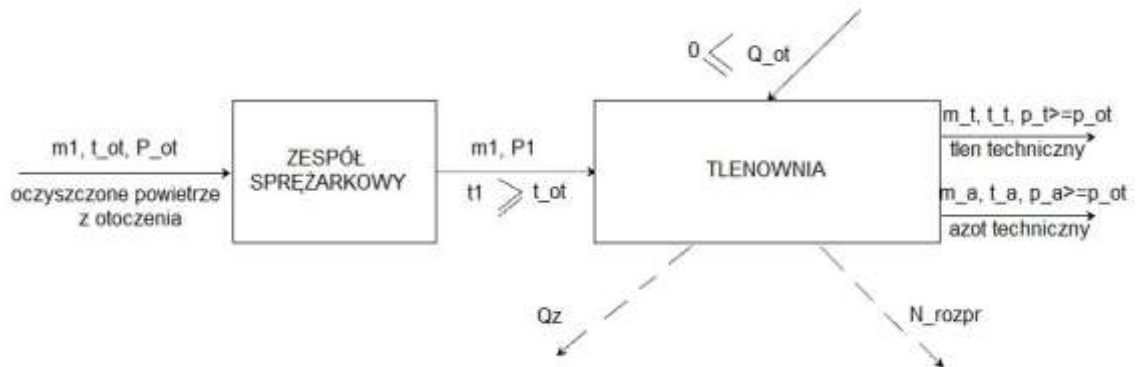
Rys. 4.2. Ogólny model obliczeniowy elektrowni realizującej spalanie tlenowe

Model tlenowni kriogenicznej dwukolumnowej opiera się na równaniach bilansów substancji i energii zaprezentowanych poniżej oraz założeniach typowych dla tego typu instalacji. Podstawowe założenia są następujące:

- azot powietrzny zachowuje się jak pierwiastkowy,
- pomija się odprowadzanie niewielkich ilości ciekłego tlenu,
- w układzie panuje stan ustalony.

4.2.1 Bilans elementów tlenowni kriogenicznej

Na rysunku 4.2.1 podano ogólny schemat rozpatrywanego układu.



Rys. 4.2.1 Układ zespół sprężarkowy – tlenownia

Oznaczenia do rys. 4.2.1:

\dot{m}_1 – strumień oczyszczonego powietrza z otoczenia,

t_{ot} – temperatura otoczenia,

P_{ot} – ciśnienie otoczenia,

t_1 – temperatura sprężonego powietrza,

P_1 – ciśnienie sprężonego powietrza,

Q_{ot} – strumień ciepła z otoczenia,

Q_z – strumień ciepła oddany na zewnątrz przez układ tlenowni,

N_{rozpr} – moc oddana przez rozprężarkę,

\dot{m}_t – strumień tlenu technicznego,

m_a - strumień azotu technicznego,

t_t - temperatura tlenu technicznego,

t_a – temperatura azotu technicznego,

p_t - ciśnienie tlenu technicznego,

p_a - ciśnienie azotu technicznego.

gdzie,

$$\dot{m}_t + \dot{m}_a = \dot{m}_1$$

$$t_t > t_1$$

$$t_a > t_1$$

Warunek działania tlenowni :

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{ot} = \dot{m}_t \cdot h_t + \dot{m}_a \cdot h_a + \dot{Q}_z + N_{rozpr} \quad (4.2.1)$$

gdzie:

Przypadek I (wzorowy):

$$\dot{Q}_z = N_{rozpr} = 0 \Rightarrow \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{ot} = \dot{m}_t \cdot h_{i_t} + \dot{m}_a \cdot h_{i_a} \quad (4.2.2)$$

lub

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 < \dot{m}_t \cdot h_t + \dot{m}_a \cdot h_a \quad (4.2.3)$$

$$\dot{n}_1(Mi)_1 < \dot{n}_t(Mi)_t + \dot{n}_a(Mi)_a \quad (4.2.4)$$

Warunek ten musi być spełniony mimo, iż:

$$t_1 < t_t \quad \text{oraz} \quad t_1 < t_a$$

a w przypadku gazów idealnych:

$$(M_i) = (M_{c_p})T; \quad (M_{c_p}) - \text{takie samo i stałe.}$$

Dla gazów rzeczywistych $(M_i) = f(p, t)$ i przy bardzo wysokim ciśnieniu P_1 , poniżej tzw. punktu inwersji, wzrost ciśnienia powoduje spadek entalpii. Ciśnienie P_1 powinno być zatem odpowiednio wysokie, zwykle 15-20 MPa, czyli 150-200 bar.

Przypadek II:

$$\dot{Q}_z + N_{\text{rozpr}} > 0$$

Znaczenie praktyczne ma wariant $\dot{Q}_z = 0, N_{\text{rozpr}} > 0$

i wówczas:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{\text{ot}} = \dot{m}_t \cdot h_t + \dot{m}_a \cdot h_a + N_{\text{rozpr}} \quad (4.2.5)$$

a stąd wynika warunek:

$$N_{\text{rozpr}} = \dot{Q}_{\text{ot}} + (\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_a \cdot h_a - \dot{m}_t \cdot h_t) \quad (4.2.6)$$

Omawiany przypadek może mieć miejsce także przy stosunkowo niskim ciśnieniu P_1 , gdy różnica $\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_a \cdot h_a - \dot{m}_t \cdot h_t$ jest dodatnia. Ciśnienie P_1 powinno być dobrane ponadto tak by w parowaczo- skraplaczach panowała odpowiednia różnica temperatur rzędu 3-4 K.

Głównym celem obliczeń było, jak już wspomniano, wyznaczenie mocy napędowej sprężarki oraz mocy możliwej do odzyskania w turbodetanderze, przy równoczesnym spełnieniu warunku (4.2.6). Jak już także wspomniano ciśnienie P_1 , które ma tu kluczowe znaczenie, wynika z warunków wymiany ciepła w parowaczo-skraplaczu oraz z wymaganego ciśnienia tlenu technicznego. Druga istotna wielkość decydująca o mocy napędowej sprężarki, czyli strumień sprężanego powietrza, wynika z zapotrzebowania na strumień pierwiastka tlenu, jego udziału w tlenie technicznym oraz z bilansu ogólnego

substancji pierwiastka O₂ dla całej tlenowni. W poniżej zaprezentowanych bilansach przyjęto oznaczenia zgodnie z rysunkiem 4.1.1.

Bilans energii dla całego układu tlenowni kriogenicznej

$$\dot{Q}_{ot} = n_{13} \cdot i_{13} + n_{14} \cdot i_{14} + |N_{rozpr}| \cdot i_o - n_o \cdot i_o$$

$$|N_{rozpr}| = (n_4 \cdot \eta_{TD} \cdot (i_4 - i_{5s}))$$

gdzie:

n – strumień danego czynnika obiegowego, kmol/s

i – entalpie właściwe czynników, kJ/kmol

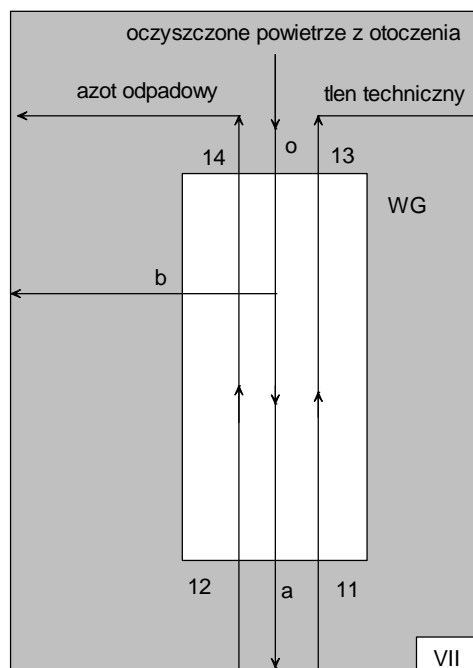
\dot{Q}_{ot} – strumień ciepła z otoczenia, kW

$|N_{rozpr}|$ - moc wewnętrzna turbodetandera, kW

η_{TD} – sprawność wewnętrzna turbodetandera.

Bilans energetyczny głównego wymiennika ciepła WG do oziębiania sprężonego powietrza za pomocą tlenu i azotu.

Ostona bilansowa VII



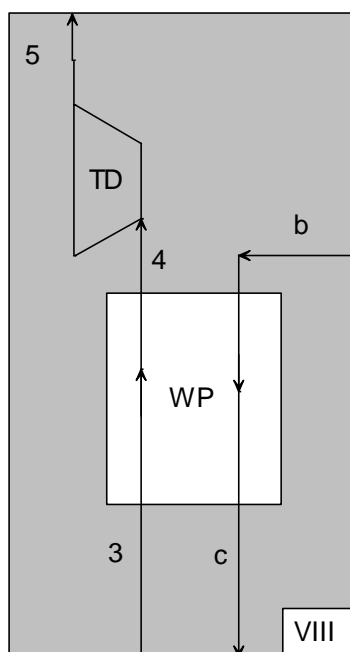
$$\dot{Q}_{ot \text{ WG}} = n_a \cdot i_a + n_b \cdot i_b + n_{13} \cdot i_{13} + n_{14} \cdot i_{14} - n_o \cdot i_o - n_{11} \cdot i_{11} - n_{12} \cdot i_{12}$$

przy czym:

$$n_o = n_a + n_b$$

Powietrze pętlowe w przypadku WG o charakterze regeneracyjnym, jak już wspomniano, jest niezbędne z uwagi na procesy w nim zachodzące, w tym na problemy związane z zanieczyszczeniami. Odprowadzanie tego powietrza jest termodynamicznie niekorzystne gdyż powoduje pewien spadek t_{13} i t_{14} (czyli wzrost strat „zimna”), z drugiej jednak strony umożliwia bardziej efektywną pracę rozprężarki.

Ośłona bilansowa VIII



Bilans energetyczny pomocniczego wymiennika ciepła WP (powietrze pętlowe - zimne powietrze z kolumny KRW)

$$\dot{Q}_{ot \text{ WP}} = n_b \cdot i_c + n_3 \cdot i_4 - n_b \cdot i_b - n_3 \cdot i_3$$

Bilans turbodetandera TD (rozprężarki turbinowej powietrza z kolumny KRW)

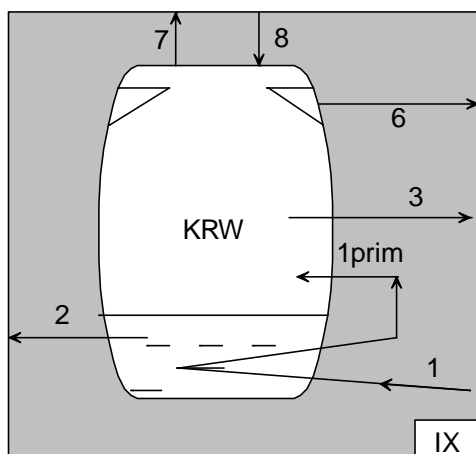
$$|N_{rozpr}| = n_4 \cdot i_4 - n_4 \cdot i_5$$

przy czym:

$$n_4 = n_3$$

Bilans kolumny rektyfikacyjnej wysokociśnieniowej KRW wstępnie rozdzielającej powietrze na azot odpadowy i powietrze wzbogacone w tlen:

Ośłona bilansowa IX



$$\dot{Q}_{ot} \text{ KRW} = n_2 \cdot i_2 + n_3 \cdot i_3 + n_6 \cdot i_6 + n_7 \cdot i_7 - n_0 \cdot i_1 - n_8 \cdot i_8$$

Przy czym:

$$n_7 = n_8$$

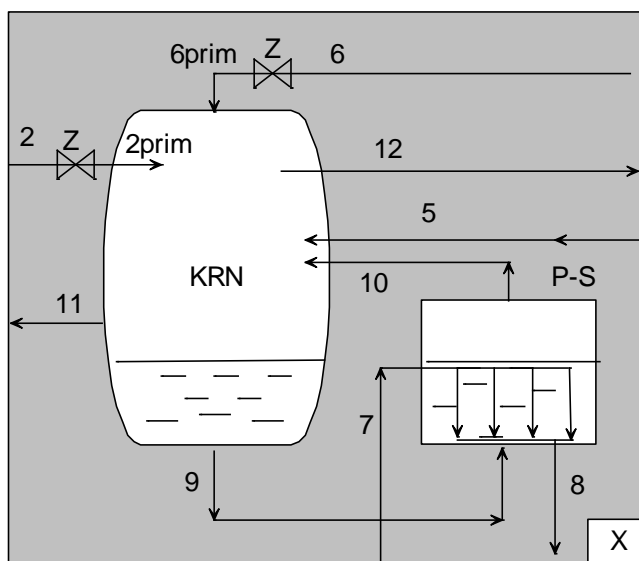
$$z_{O_2_7} = z_{O_2_8}$$

$$n_1 = n_2 + n_3 + n_6$$

$$0,21 \cdot n_1 = n_2 \cdot z_{O_2_2} + n_3 \cdot z_{O_2_3} + n_6 \cdot z_{O_2_6}$$

Bilans kolumny rektyfikacyjnej niskociśnieniowej KRN dokładnie oczyszczającej tlen z azotu:

Ośłona bilansowa X



$$\dot{Q}_{\text{ot KRN}} = n_{11} \cdot i_{11} + n_{12} \cdot i_{12} + n_9 \cdot i_9 - n_2 \cdot i_{2\text{prim}} - n_6 \cdot i_{6\text{prim}} - n_5 \cdot i_5 - n_{10} \cdot i_{10}$$

$$n_9 = n_{10}$$

$$i_{6\text{prim}} = i_6$$

$$i_{2\text{prim}} = i_2$$

$$zO_{2,9} = zO_{2,10}$$

$$n_2 + n_6 + n_5 = n_{11} + n_{12}$$

$$zO_{2,2} \cdot n_2 + zO_{2,6} \cdot n_6 + zO_{2,5} \cdot n_5 = zO_{2,11} \cdot n_{11} + zO_{2,12} \cdot n_{12}$$

Bilans P-S

$$\dot{Q}_{ot PS} = n_8 \cdot i_8 + n_{10} \cdot i_{10} - n_7 \cdot i_7 - n_9 \cdot i_9$$

$$n_7 = n_8$$

$$n_9 = n_{10}$$

Udziały tlenu (azotu) w strumieniach przy wypływie z KRW oraz KRN zależą od liczby półek oraz od miejsc doprowadzania i odprowadzania substancji. Dotyczy to głównie punktów 1, 5 i 2 (dopływy) oraz 3, 6, 11 i 12 (odprowadzanie).

Bilanse substancji dla całej tlenowni

Bilans ogólny:

$$n_0 = n_{13} + n_{14}$$

Bilans tlenu:

$$z_0 n_0 = z_{0213} n_{13} + z_{0214} n_{14}$$

$$z_0 = 0,21$$

gdzie: z_i – udział tlenu

stąd:

z_0 – udział tlenu w powietrzu

z_{13} – udział czystego tlenu w tlenie technicznym

z_{14} – udział tlenu w azocie odpadowym

n_0 – ilość kmoli powietrza ze sprężarki

n_{13} – ilość kmoli tlenu technicznego

$z_{13}n_{13}$ – ilość kmoli czystego tlenu w tlenie technicznym

$z_{14}n_{14}$ – ilość kmoli czystego tlenu w azocie odpadowym

Dodatkowo założono, iż:

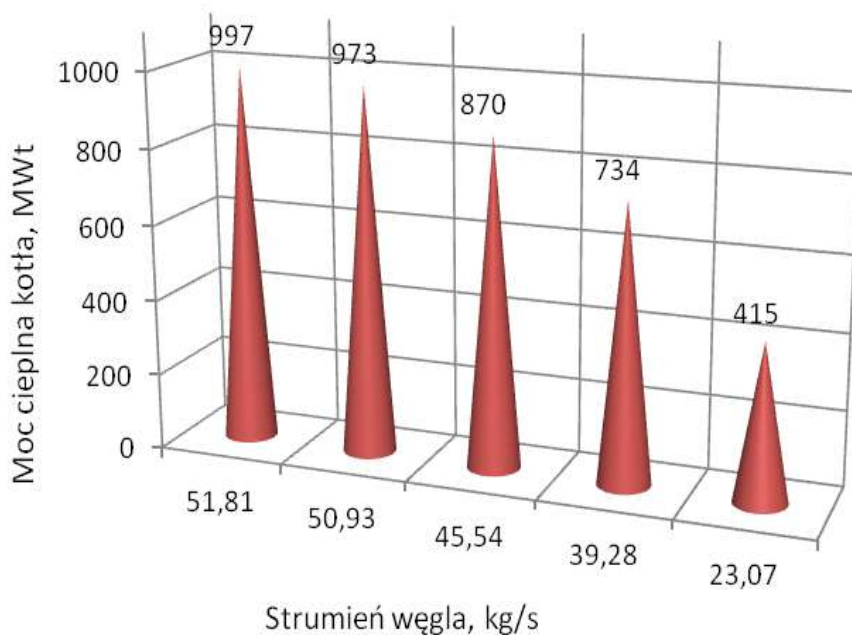
- instalacja posiada doskonałą izolację termiczną, dzięki czemu brak jest dopływu ciepła z otoczenia,
- występują znikome straty ciśnienia w rurociągach łączących poszczególne elementy tlenowni.

4.2.2 Zapotrzebowanie tlenu do spalania

Zapotrzebowanie tlenu do spalania w kotle rozpatrywanego bloku energetycznego wyznaczono dla typowego węgla kamiennego o składzie:

- wartość opałowa węgla = 20950 kJ/kg,
- zawartość pierwiastka węgla $c = 0,54$ kg/kg,
- zawartość pierwiastka siarki $s = 0,01$ kg/kg,
- zawartość pierwiastka wodoru $h = 0,034$ kg/kg,
- zawartość pierwiastka azotu $n = 0,007$ kg/kg,
- zawartość pierwiastka tlenu $o = 0,08$ kg/kg,
- zawartość wilgoci $w = 0,15$ kg/kg,
- zawartość popiołu $p = 0,18$ kg/kg.

Rysunek 4.2.2.1 przedstawia strumień paliwa doprowadzany do kotła przy którym moc cieplna kotła osiąga wartości 997; 973; 870; 734 oraz 415 MWt (para świeża za kotłem osiąga ciśnienie odpowiednio 281; 273; 243; 229; 112 bar przy strumieniu pary świeżej wynoszącym kolejno 1343; 1305; 1142; 944; 502,7 t/h).



Rys. 4.2.2.1 Moc cieplna kotła w funkcji strumienia węgla ($\eta_k=0,92$)

Dla strumienia spalanego węgla jak na rys. 4.2.2.1 wyznaczono ilość tlenu niezbędną do spalania tlenowego przy założonym stosunku λ . Wyniki zestawiono w tabeli 4.1.

Tabela 4.1.

Wyniki obliczeń zapotrzebowania na tlen do spalania

Współczynnik nadmiaru tlenu λ	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4
	Produkcja tlenu w ciągu doby, t				
Moc cieplna kotła, MWt					
997	8085	8452	8820	9555	10290
973	7947	8309	8670	9392	10115
870	7106	7429	7752	8398	9044
734	6129	6408	6687	7244	7801
415	3600	3763	3927	4254	4582

4.2.3 Wyznaczenie charakterystycznych parametrów tlenowni

W toku obliczeń przyjęto, jak już wspomniano, że czystość wytwarzanego tlenu używanego następnie jako utleniacz w kotle fluidalnym wynosi 96% O₂ [37, 51, 59]. Przyjęto także stałe wartości ciśnienia powietrza doprowadzanego do sprężarki tlenowni odpowiadające ciśnieniu atmosferycznemu 1 bar oraz otrzymywanego tlenu technicznego na poziomie 1,25 bar. Zbadano także możliwość zminimalizowania potrzeb energetycznych własnych tlenowni.

Jak już wspomniano głównym celem obliczeń jest wyznaczenie mocy napędowej sprężarki oraz mocy otrzymywanej z rozprężarki. Z równań bilansowych substancjalnych dla całej tlenowni otrzymuje się, przy założonym składzie tlenu technicznego oraz azotu

odpadowego, strumień sprężanego powietrza wymagany do uzyskania odpowiedniego strumienia pierwiastka tlenu. Znając strumień doprowadzanego powietrza oraz wartość ciśnienia przed i za sprężarką można określić jej moc napędową, przy czym wymagane ciśnienie sprężonego powietrza zależy od wymaganego ciśnienia powietrza opuszczającego tlenownię oraz od różnicy temperatur, a tym samym różnicy ciśnień czynników, w parowaczo-skraplaczu. Zespół równań bilansowych dla całej tlenowni, wraz z odpowiednimi równaniami stanu dla roztworu dwufazowego i dwuczynnikowego tlen - azot, służy jedynie do obliczenia mocy możliwej do otrzymania z rozprężarki. Obliczenia przeprowadzono dla kilku wybranych wartości strumienia powietrza zasilającego sprężarkę, co związane jest w różną wartością stosunku nadmiaru tlenu do spalania w kotle λ . Obliczenia wartości mocy detandera dokonano w programie EES, wykorzystując wyniki strumieni obliczone w programie Aspen Plus w ramach pracy [46]. Do detandera dopływa zimne powietrze pod ciśnieniem panującym w komorze wysokiego ciśnienia, które jest wstępnie ogrzewane w wymienniku pomocniczym. W pierwszym etapie dokonano obliczeń mocy turbodetandera przy strumieniu powietrza dopływającym do niego w ilości 10% strumienia powietrza głównego zasilającego tlenownię n_0 . Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 4.2.1. W kolejnym etapie dokonano obliczeń dotyczących zwiększonego udziału strumienia dopływającego do turbodetandera do 20% strumienia powietrza głównego n_0 . Wyniki zaprezentowano w tabeli 4.2.2. Powyższa wartość strumienia jest maksymalną jaką można skierować do turbodetandera w tego typu tlenowni [46, 65].

Tabela 4.2.1

Zestawienie mocy odzyskanej w rozprężarce przy strumieniu powietrza doprowadzanym do turbodetandera wynoszącym 10% strumienia sprężanego powietrza, MW

Stosunek nadmiaru tlenu, λ Moc uzyskiwana z rozprężarki, MW					
	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4
przy 103% obciążeniu bloku	1,57	1,62	1,72	1,86	2,01
przy 100% obciążeniu bloku	1,55	1,58	1,69	1,83	1,97
przy 89% obciążeniu bloku	1,38	1,45	1,51	1,63	1,76
przy 74% obciążeniu bloku	1,19	1,25	1,30	1,41	1,52
przy 40% obciążeniu bloku	0,70	0,73	0,76	0,83	0,89

Z powyższej tabeli wynika, iż z rozprężarki można uzyskać jedynie niewielkie ilości strumienia energii rzędu 1,6 MW w przypadku pracy bloku przy $\lambda = 1,15$. Zwiększając stosunek λ uzyskuje się większą moc detandera, jednakże zwiększa się jednocześnie praca wykonana przez sprężarkę tlenowni.

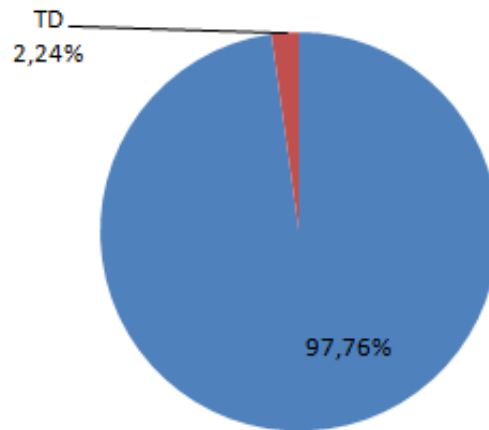
Tabela 4.2.2

Zestawienie mocy odzyskanej w rozprężarce przy strumieniu powietrza doprowadzanym do turbodetandera wynoszącym 20% strumienia sprężanego powietrza, MW

Stosunek nadmiaru tlenu, λ Moc uzyskiwana z rozprężarki, MW	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4
	przy 103% obciążeniu bloku	2,34	2,45	2,55	2,76
przy 100% obciążeniu bloku	2,30	2,40	2,51	2,72	2,92
przy 89% obciążeniu bloku	2,05	2,15	2,24	2,43	2,62
przy 74% obciążeniu bloku	1,77	1,85	1,93	2,09	2,25
przy 40% obciążeniu bloku	1,04	1,09	1,13	1,23	1,32

Na podstawie powyżej zaprezentowanych wyników można stwierdzić, że dzięki części energii odzyskanej w turbodetandrze praca potrzebna do rozdziału powietrza, dla przykładowego stosunku λ na poziomie 1,15, została pomniejszona jedynie o wartości z przedziału od 1,43% do 2,24%, co zaprezentowano na wykresie poniżej (rys. 4.2.2). Moc turbodetandera zatem nie wpływa znacząco na obniżenie mocy pobieranej przez układ tlenowni.

Udział procentowy maksymalnej mocy turbodetandera w stosunku do mocy napędowej sprężarki



Rys. 4.2.2. Wykres przedstawiający procentowy spadek energochłonności procesu sprężania przy odzysku energii z rozprężarki turbinowej

Z punktu widzenia zużycia energii do produkcji tlenu ważny jest stosunek ciśnień za kolejnymi stopniami sprężania oraz stosunek $n_o/(z_{13}n_{13})$, tzn. stosunek strumienia sprężanego powietrza do strumienia pierwiastka tlenu doprowadzanego do kotła.

Z równań bilansowych wynika:

$$z_o n_o = z_{13} n_{13} + z_{14} (n_o - n_{13})$$

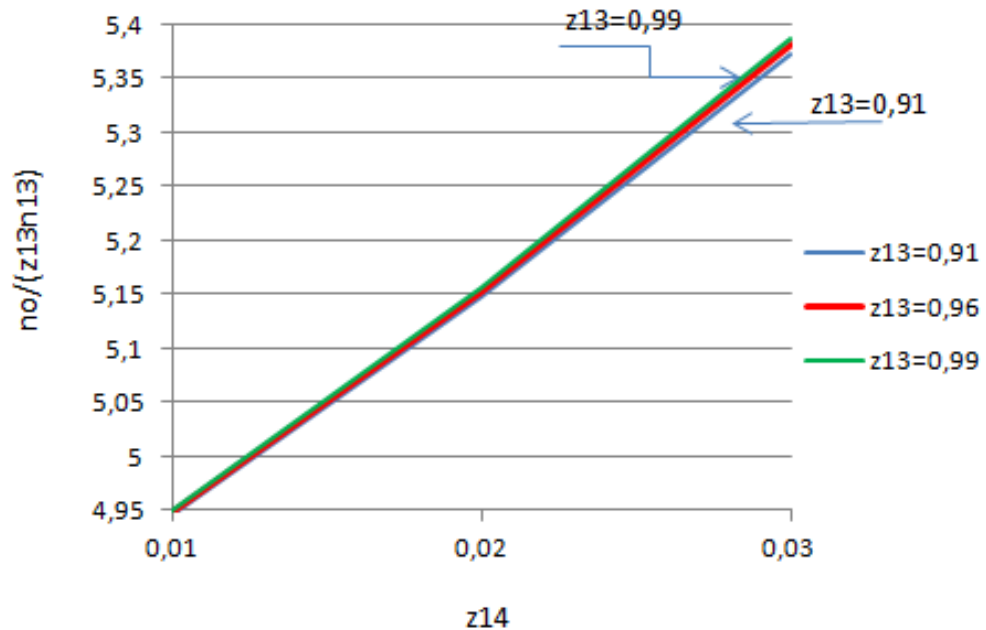
$$\text{a stąd: } n_o/(z_{13}n_{13}) = (1/z_{13}) \cdot ((z_{13}-z_{14})/(z_o-z_{14})) = (1/z_{13}) \cdot ((z_{13}-z_{14})/(0,21-z_{14}))$$

przy czym zwykle:

$$z_{13}=0,95 - 0,96$$

$$z_{14}=0,01-0,03$$

Wartość stosunku $n_o/(z_{13}n_{13})$ przedstawiono na rys. 4.2.3.



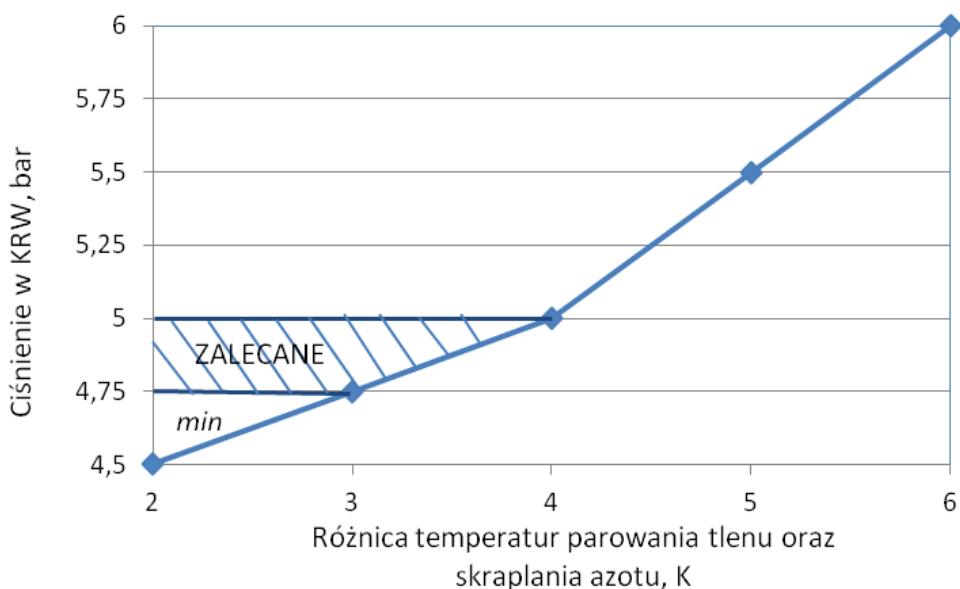
Rys. 4.2.3. Zależność stosunku $n_o/(z_{13}n_{13})$ od udziału tlenu w azocie odpadowym z_{14} oraz w tlenie technicznym z_{13}

Wpływ udziału z_{13} na stosunek $n_o/(z_{13}n_{13})$ jest znikomy (podobnie jak i dla zakresu $z_{13}=0,91 - 0,99$). Istotny jest natomiast udział tlenu w azocie odpadowym czyli z_{14} , gdyż wraz z jego wzrostem od 1 do 3% stosunek $n_o/(z_{13}n_{13})$ zwiększa się 1,087 razy, a tym samym moc napędowa sprężarki rośnie o około 9%. Spadek udziału z_{14} związany jest jednak z gwałtownym wzrostem liczby pól w niskociśnieniowej kolumnie rektyfikacyjnej, co ogranicza dolną wartość tego udziału. Dla $z_{14} = 0,01$ np. liczba pól w KRN wynosi 96 przy 54 półkach w KRW [13, 14].

Przy analizie parametrów pracy instalacji tlenowej założono ciśnienie w KRN zależne od wymagań instalacji kotła, w której węgiel spalany będzie w atmosferze tlenowej. W pracy założono ciśnienie tlenu równe $1,25 p_{ot}$, dlatego ciśnienie powietrza doprowadzonego do procesu kriogenicznego rozdziału powinno wynosić 5,5 bar. Ciśnienie w KRW dobrano zależnie od ciśnienia w KRN tak, aby w P-S panowała różnica temperatur minimum 3 K, gdyż temperatura skraplania azotu powinna być o tyle wyższa od temperatury parowania

tlenu. Większa różnica temperatur wpływałaby niekorzystnie na energochłonność procesu, gdyż wystąpiłaby konieczność doprowadzenia powietrza pod zwiększonym ciśnieniem, co zobrazowano poniżej (rys. 4.2.4).

Obliczenia przeprowadzono również dla ciśnienia wyjściowego tlenu technicznego na poziomie zbliżonym do ciśnienia otoczenia, a mianowicie 1 bar. Zakładając różnicę temperatur w P-S równą 6 K temperatura skraplania azotu wynosi 96,16 K, gdyż temperatura wrzenia tlenu przy tym ciśnieniu to 90,16 K. Dla tej temperatury azotu ciśnienie jakie należy uzyskać w komorze wysokiego ciśnienia wynosi ok. 6 bar. Dla tego samego ciśnienia tlenu technicznego otrzymanego w procesie kriogenicznego rozdzielania, zakładając różnicę w temperaturze wrzenia tlenu oraz skraplania azotu 4 K, ciśnienie jakie powinno panować w kolumnie wysokiego ciśnienia wynosi 5 bar. Zmniejszając różnicę temperatur w parowaczo-skraplaczu do 2 K, otrzymuje się spadek wymaganego ciśnienia do około 4,5 bar, gdyż przyjęta temperatura azotu wyniosłaby 92,16 K. Przy takiej różnicy temperatur w parowaczo-skraplaczu pojawiają się jednak problemy o charakterze przepływowym powodujące zanik procesu wymiany ciepła [12].



Rys. 4.2.4. Wykres zależności ciśnienia w kolumnie rektyfikacyjnej wysokiego ciśnienia KRW od różnicy temperatur tlenu oraz azotu, przy ciśnieniu końcowym tlenu na poziomie ciśnienia otoczenia

Powietrze doprowadzane do KRW pełni funkcję źródła ciepła w jej warku. Rozprężarka, jak już wspomniano, jest tu niezbędna z punktu widzenia bilansu energii. Praca wykonana przez rozprężarkę jest ściśle związana z parametrami czynnika n_4 oraz n_5 . Dla modelowej tlenowni otrzymano strumień $n_4 = n_5 = 46$ kg/s, przy ciśnieniu $P_4 = 5,5$ bar i ciśnieniu $P_5 = 1,25$ bar, co daje moc uzyskaną z detandera na poziomie 1,62 MW. Jak wynika z rys. 4.2.2, przy maksymalnym dopuszczalnym strumieniu wprowadzanym do turbodetandera odpowiadającym $n_4 = 92$ kg/s, moc odzyskana z rozprężarki wynosi 2,405 MW.

Uwzględniając opory przepływu, ciśnienie powietrza wtłaczanego do tlenowni powinno być odpowiednio wyższe. Z analizy działania instalacji tlenowni dla strumienia powietrza 458 kg/s o uproszczonym składzie, w którym azot stanowi 79%, natomiast tlen 21%, gdzie w wyniku rozdziału otrzymano 88,65 kg/s tlenu technicznego składającego się w 96% z czystego tlenu oraz zawierającego 4% azotu, przy zastosowaniu sprężarki trójstopniowej, dwuwałowej, wynika energochłonność układu turbosprężarkowego na poziomie 109,6 MW, co zostało przedstawione w dalszej części. Z czego 107,9 MW wymaganych jest do wytworzenia odpowiedniego ciśnienia w samej sprężarce (pominąwszy straty związane z układem wałów oraz turbiny dodatkowej), z kolei 2,4 MW możliwych jest do odzyskania dzięki pracy rozprężarki, przy skierowaniu 20% wartości strumienia głównego powietrza do rozprężarki po wyjściu z kolumny wysokiego ciśnienia KRW.

4.3. Analiza zespołu sprężarkowego zasilającego tlenownię

W modelu dotyczącym układu sprężania powietrza założono sprężanie adiabatyczne nieodwracalne. Zakładano również sprawności wewnętrzne i mechaniczne poszczególnych części sprężarki: $\eta_{iN}, \eta_{mN}, \eta_{iS}, \eta_{mS}, \eta_{iW}, \eta_{mW}$. Poprzez zastosowanie 3 stopni sprężania powietrza można uzyskać spadek pracy wykonanej przez sprężarkę, w stosunku do układu jedno – i dwustopniowego. Aby to zilustrować, wykonano przykładowe obliczenia dla przypadku idealnego.

Praca sprężarki izotermicznej wyraża się wzorem izotermicznego sprężania:

$$L_{spr} = R \cdot T \cdot \ln \frac{P_k}{P_o}$$

gdzie dla danych:

$$R - \text{indywidualna stała gazowa dla powietrza suchego} = 287,05 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$T - \text{temperatura sprężanego powietrza} = 293 \text{ K}$$

$$\frac{P_k}{P_o} = 6, \text{ stosunek sprężania od ciśnienia 1 do 6 bar}$$

otrzymuje się pracę sprężania dla sprężarki izotermicznej idealnej

$$L_{spr} = 150,5, \text{ kJ/kg}$$

Praca dla sprężarki adiabatycznej odwracalnej jednostopniowej wyraża się zależnością:

$$L_{spr} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1 \right]$$

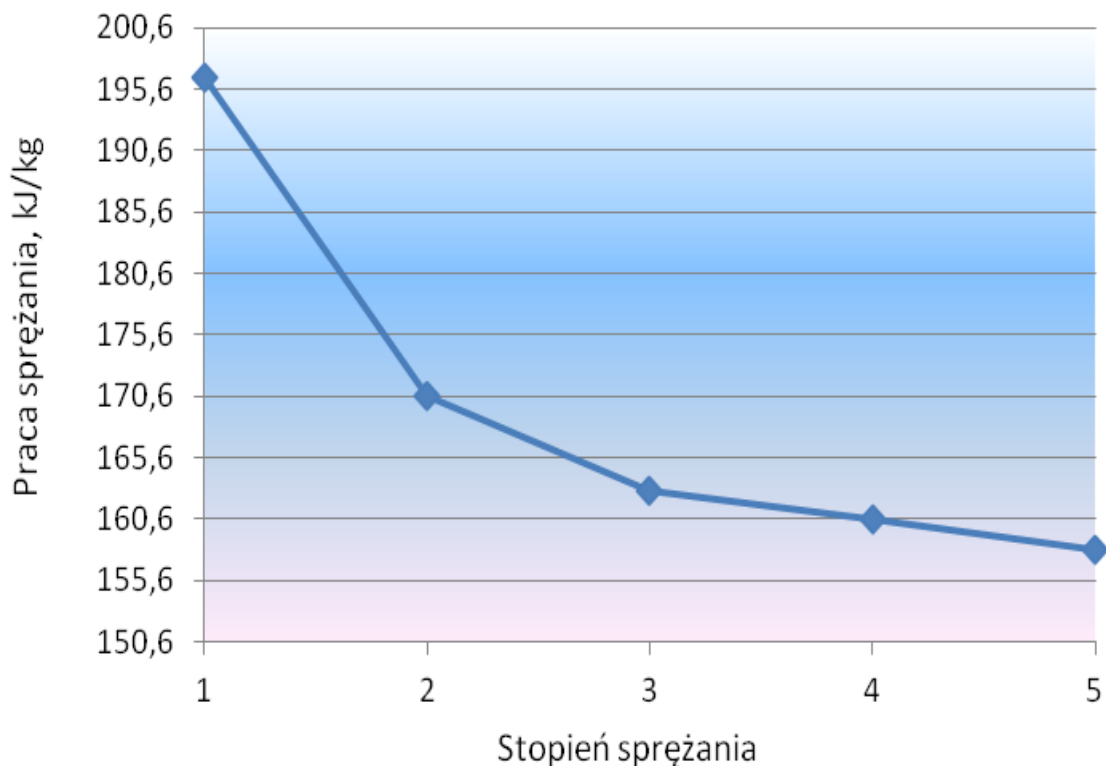
Zwiększając liczbę stopni sprężania powietrza, dla idealnej sprężarki adiabatycznej otrzymuje się następujące zależności:

$$L_{spr} = n \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\sqrt[n]{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} - 1 \right]$$

gdzie:

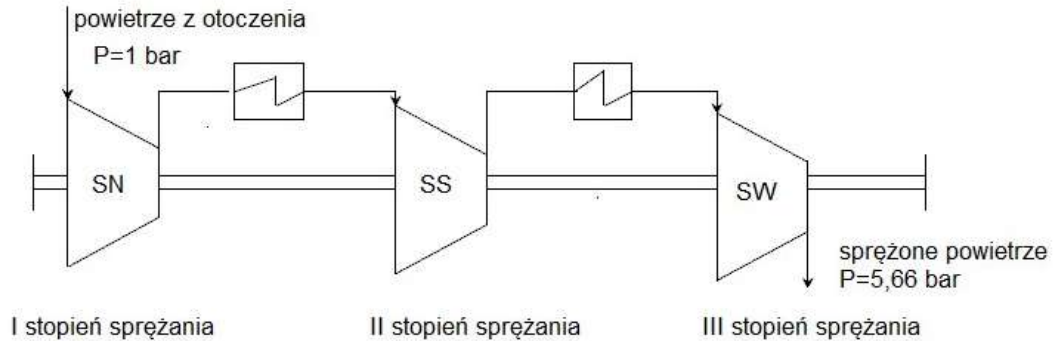
n – liczba stopni sprężania

κ - wykładnik adiabaty, dla gazów dwuatomowych 1,4



Rys. 4.3. Praca sprężarki w zależności od stopnia sprężania, przypadek idealny

W praktyce stosuje się nie więcej niż 3 stopnie sprężania (rys. 4.3.1). Większa ich liczba w znikomym stopniu obniża pracę sprężania (rys. 4.3), komplikuje natomiast znacznie układ sprężarki i zwiększa wyraźnie jej koszt. W dalszej części pracy założono trójstopniowy układ sprężarki (rys. 4.3.1).



Rys.4.3.1. Rozpatrywany układ stopni sprężania

Sprawności mechaniczne dla układu jednowałowego przyjęto na poziomie $\eta_{\text{m}} = 0,98$ dla kolejnych stopni sprężania SN, SS oraz SW. Sprawności wewnętrzne dla sprężarek rzeczywistych adiabatycznych wynikają z zależności opisanych poniżej:

$$\eta_{mN} = \eta_{mS} = \eta_{mW} = \eta_m$$

$$\eta_{iN} = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1}; \quad \frac{T_{2S}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}; \quad P_3 = P_2 - \Delta P_N; \quad T_3 \geq T_{ot}$$

$$\eta_{iS} = \frac{T_{4S} - T_3}{T_4 - T_3}; \quad \frac{T_{4S}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}; \quad P_5 = P_4 - \Delta P_S; \quad T_5 \geq T_{ot}$$

$$\eta_{iW} = \frac{T_{6S} - T_5}{T_6 - T_5}; \quad \frac{T_{6S}}{T_5} = \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}; \quad P_7 = P_6 - \Delta P_W; \quad T_7 \geq T_{ot}$$

gdzie: T_{2s} , T_{4s} , T_{6s} – temperatury rzeczywistego sprężania adiabatycznego dla pierwszego, drugiego oraz trzeciego stopnia sprężania,

ΔP_N , ΔP_S , ΔP_W - spadki ciśnienia powietrza w chłodnicach.

Całkowita moc napędowa sprężarki: $|N_S| = |N_{SN}| + |N_{SS}| + |N_{SW}|$

Przy czym $|N_S| \rightarrow \min$,

Przyrost entropii w rzeczywistej sprężarce adiabatycznej nieodwracalnej powoduje zwiększenie mocy pobieranej przez sprężarkę w porównaniu do sprężarki idealnej.

$$|N_S| = \frac{1}{\eta_{iN} \cdot \eta_{mN}} \cdot |N_{idN}| + \frac{1}{\eta_{iS} \cdot \eta_{mS}} \cdot |N_{idS}| + \frac{1}{\eta_{iW} \cdot \eta_{mW}} \cdot |N_{idW}|$$

$$|N_{idN}| = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \dot{m} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1 \right]$$

$$|N_{idS}| = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \dot{m} \cdot R \cdot T_3 \cdot \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1 \right]$$

$$|N_{idW}| = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \dot{m} \cdot R \cdot T_5 \cdot \left[\left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1 \right]$$

Strumień powietrza \dot{m} jaki należy doprowadzić do sprężarki obliczono za pomocą równań stechiometrycznych w oparciu o zapotrzebowanie na tlen dla danego obciążenia i sprawności kotła.

Tabela 4.3.

Wyniki obliczeń ilości powietrza dostarczanego do sprężarki na potrzeby instalacji kriogenicznej rektyfikacyjnej

Strumień powietrza do sprężarki, kg/s dla danego obciążenia bloku, %	Współczynnik nadmiaru powietrza λ				
	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4
103	445	466	486	526	567
100	438	458	477	517	557
89	391	409	427	462	498
74	337	353	368	399	429
40	198	207	216	234	252

W modelu dla sprężarki jednowałowej założono ten sam strumień powietrza \dot{m} przepływający przez wszystkie stopnie sprężania.

$$\frac{T_1}{\eta_{iN} \cdot \eta_{mN}} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{T_3}{\eta_{iS} \cdot \eta_{mS}} \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{T_5}{\eta_{iW} \cdot \eta_{mW}} \cdot \left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow \min$$

$$P_3 = P_2 - \Delta P_N; P_5 = P_4 - \Delta P_S \Rightarrow f(P_2, P_4) \rightarrow \min$$

$$f = \frac{T_1}{\eta_N} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{T_3}{\eta_S} \cdot \left(\frac{P_4}{P_2 - \Delta P_N} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{T_5}{\eta_W} \cdot \left(\frac{P_6}{P_4 - \Delta P_S} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow \min$$

$$\frac{\partial f}{\partial P_2} = \frac{T_1}{\eta_N} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)} \cdot \frac{1}{P_1} + \frac{T_3}{\eta_S} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \left(\frac{P_4}{P_2 - \Delta P_N} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)} \cdot \left(- \frac{P_4}{(P_2 - \Delta P_N)^2} \right) = 0$$

$$\frac{\partial f}{\partial P_4} = \frac{T_3}{\eta_S} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \left(\frac{P_4}{P_2 - \Delta P_N} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)} \cdot \frac{1}{P_2 - \Delta P_N} + \frac{T_5}{\eta_W} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \left(\frac{P_6}{P_4 - \Delta P_S} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)} \cdot \left(- \frac{P_6}{(P_4 - \Delta P_S)^2} \right) = 0$$

Przypadek idealny:

$$T_1 = T_3 = T_5 = T_{ot}; \Delta P_N = \Delta P_S = 0 \Rightarrow P_2 = P_3; P_4 = P_5$$

$$\frac{\partial f}{\partial P_2} = 0 \Rightarrow \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{1}{\kappa} \right)} \cdot \frac{1}{P_1} = \left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\left(\frac{1}{\kappa} \right)} \cdot \frac{P_4}{P_2^2}$$

$$\frac{\partial f}{\partial P_4} = 0 \Rightarrow \left(\frac{P_4}{P_2}\right)^{\left(\frac{1}{\kappa}\right)} \cdot \frac{1}{P_2} = \left(\frac{P_6}{P_4}\right)^{\left(\frac{1}{\kappa}\right)} \cdot \frac{P_6}{P_4^2}$$

$$\frac{\partial f}{\partial P_2} = 0 \Rightarrow P_2^{\left(\frac{1}{\kappa}\right)} \cdot P_1^{\left(\frac{1}{\kappa}-1\right)} = P_4^{\left(\frac{1}{\kappa}+1\right)} \cdot P_2^{\left(\frac{1}{\kappa}-2\right)}$$

$$P_2^{\left(2-\frac{2}{\kappa}\right)} = P_4^{\left(1-\frac{1}{\kappa}\right)} \cdot P_1^{\left(1-\frac{1}{\kappa}\right)} \Rightarrow P_2 = \sqrt{P_1 \cdot P_4} \Rightarrow P_4^2 = \frac{P_2^4}{P_1^2}$$

$$\frac{\partial f}{\partial P_4} = 0 \Rightarrow P_4^{\left(\frac{1}{\kappa}\right)} \cdot P_2^{\left(\frac{1}{\kappa}-1\right)} = P_6^{\left(\frac{1}{\kappa}+1\right)} \cdot P_4^{\left(\frac{1}{\kappa}-2\right)}$$

$$P_4^{\left(2-\frac{2}{\kappa}\right)} = P_6^{\left(1-\frac{1}{\kappa}\right)} \cdot P_2^{\left(1-\frac{1}{\kappa}\right)} \Rightarrow P_4 = \sqrt{P_2 \cdot P_6} \Rightarrow P_4^2 = P_2 \cdot P_6$$

$$\frac{P_2^4}{P_1^2} = P_2 \cdot P_6 \Rightarrow P_2^3 = P_1^2 \cdot P_6 \Rightarrow \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 = \frac{P_6}{P_1} \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \sqrt[3]{\frac{P_6}{P_1}}$$

$$P_4^2 = P_2 \cdot P_6 \Rightarrow \frac{P_6^2}{P_4^2} = \frac{P_6}{P_2} \cdot \frac{P_1}{P_1} \Rightarrow \left(\frac{P_6}{P_2}\right)^2 = \frac{P_6}{P_1} \cdot \left(\frac{P_6}{P_1}\right)^{\frac{1}{3}} \Rightarrow \frac{P_6}{P_4} = \sqrt[3]{\frac{P_6}{P_1}}$$

$$\frac{P_4}{P_2} = \frac{P_6}{P_1} \cdot \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{P_4}{P_6} \Rightarrow \frac{P_4}{P_2} = \frac{P_6}{P_1} \cdot \left(\frac{P_6}{P_1}\right)^{\frac{2}{3}} \Rightarrow \frac{P_4}{P_2} = \sqrt[3]{\frac{P_6}{P_1}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_2} = \frac{P_6}{P_4} = \sqrt[3]{\frac{P_6}{P_1}} \text{ zależność ta występuje przy warunkach idealnych;}$$

W przypadku gdy nie są spełnione podstawowe założenia, takie jak:

$$\Delta P_N = \Delta P_S = 0 \text{ lub } T_3 = T_5 = T_1, \text{ stałe wartości } \eta_i, \eta_m, \dot{n}$$

$$\dot{n}_N \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + \dot{n}_S \cdot T_3 \cdot \left[\left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + \dot{n}_W \cdot T_5 \cdot \left[\left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \rightarrow \min$$

Z powyższego warunku wynikają optymalne wartości ciśnień P_2 oraz P_4 , podobnie jak całkowita moc napędowa sprężarki, przy czym zakłada się brak strat szczelinowych.

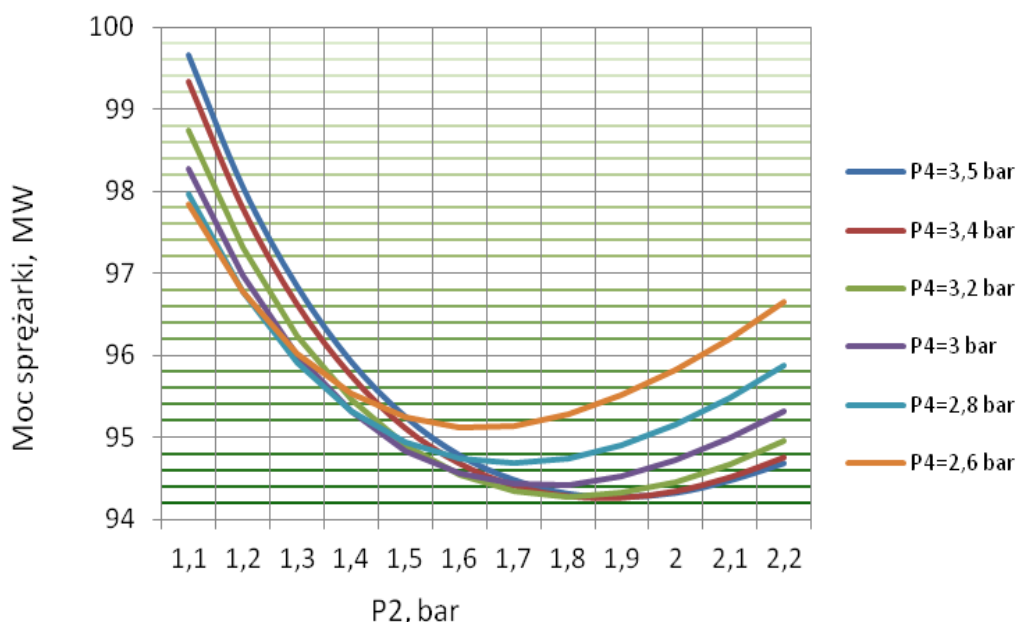
$$f(P_2, P_4) = T_1(\xi_{1-2} - 1) + T_3(\xi_{3-4} - 1) + T_5(\xi_{5-6} - 1) \rightarrow \min$$

$$\text{gdzie } \xi_{i-j} = \left(\frac{P_j}{P_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \text{ a stąd } P_{2opt} \text{ oraz } P_{4opt}$$

Obliczenia przeprowadzono dla kilku wartości temperatur T_3 oraz T_5 , przy stałym ciśnieniu wymaganym dla omawianej tlenowni wynoszącym 5,5 bar. W sprężarce, za trzecim stopniem sprężania, uzyskiwane jest ciśnienie 6 bar, jednakże podczas dalszego przepływu ogrzanego i sprężonego powietrza przez wymienniki powodujące jego ochłodzenie, co wiąże się z oporami przepływu, następuje spadek ciśnienia wylotowego

P_7 do ok. 5,66 bar. Dzięki takiemu rozkładowi ciśnień w układzie sprężarki uzyskuje się ciśnienie wymagane dla prawidłowej pracy tlenowni.

Poniżej zestawiono wykresy obrazujące wpływ ciśnień za pierwszym oraz za drugim stopniem sprężania P_2 oraz P_4 na moc napędową sprężarki. Wykresy zostały sporządzone dla różnych wartości charakterystycznych temperatur. Założeniami do poniższych wyników obliczeń były jednakowe sprawności wewnętrzne poszczególnych części sprężarki. Spadki ciśnień w chłodnicach powietrza zostały pierwotnie przyjęte na poziomie 0,01 bar.



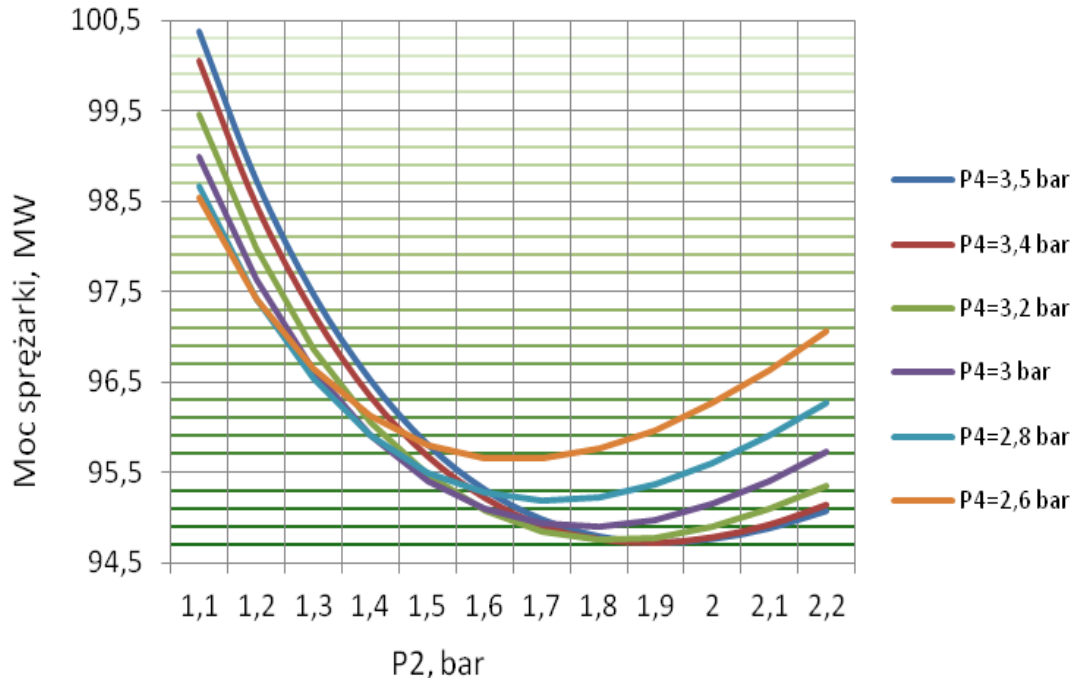
Rys. 4.3.2. Zależność mocy napędowej sprężarki od ciśnienia P_2 oraz P_4 , dla $P_6=6$ bar, oraz $T_3=T_5=10^{\circ}\text{C}$

Obliczenia wykonano dla strumienia powietrza 458 kg/s. Powyższy przypadek dotyczył następujących parametrów sprężanego powietrza:

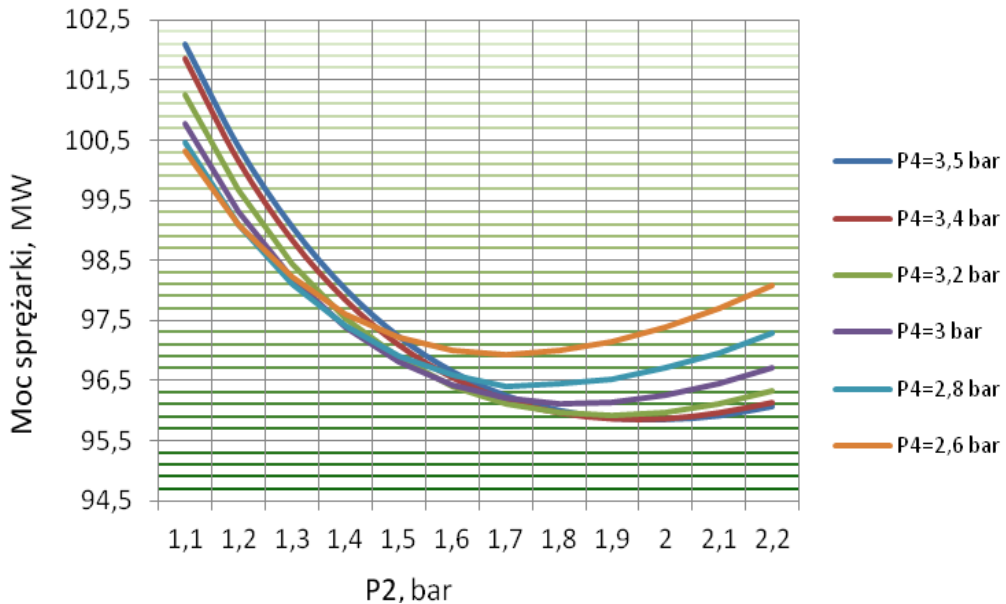
- temperatura powietrza ochłodzonego za pierwszym i drugim stopniem sprężania $T_3=T_5=10^{\circ}\text{C}$, ciśnienie wylotowe $P_6=6$ bar.

Kolejne przypadki obliczeniowe obejmowały następujące parametry:

- temperatura powietrza ochłodzonego za pierwszym i drugim stopniem sprężania $T_3=T_5 = 12^\circ\text{C}$ oraz 17°C , ciśnienie wylotowe $P_6=6$ bar.



Rys. 4.3.3. Zależność mocy napędowej sprężarki od ciśnienia P_2 oraz P_4 , dla $P_6=6$ bar, oraz $T_3=T_5=12^\circ\text{C}$



Rys. 4.3.4. Zależność mocy napędowej sprężarki od ciśnienia P_2 oraz P_4 , dla $P_6=6$ bar, oraz $T_3=T_5=17^\circ\text{C}$

Powyższe wyniki wyliczeń wskazują na istotny wpływ temperatur T_3 oraz T_5 na moc układu. Im niższa temperatura po chłodzeniu międzystopniowym, tym mniej energochłonny jest proces sprężania.

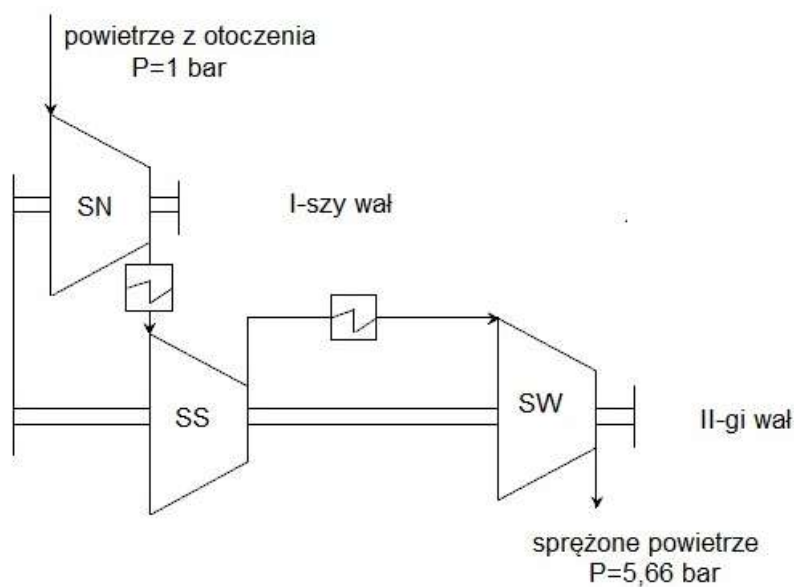
W dalszych obliczeniach uwzględniono sprawność mechaniczną sprężarki 0,98 oraz sprawności wewnętrzne poszczególnych jej części 0,88. Ważnym parametrem wyznaczającym moc napędową sprężarki są wspomniane już spadki ciśnień w chłodnicach powietrza. Dla rozpatrywanej rzeczywistej sprężarki wynoszą one 0,34 bar [65] i przyczyniają się do wyraźnego zwiększenia mocy napędowej sprężarki.

Dla rozważanej sprężarki rzeczywistej założono temperaturę wody chłodzącej na poziomie 10°C , co odpowiada temperaturze powietrza wlotowego do sprężarki. Ponadto powietrze o ciśnieniu początkowym wynoszącym 1 bar zostaje sprężone, jak już wspomniano, do ciśnienia $P_6=6$ bar, by na wlocie do tlenowni ciśnienie wyniosło 5,5 bar.

Rozkłady ciśnień za kolejnymi stopniami sprężania, wynikłe ze stosunku ciśnień $P_2/P_1=P_4/P_3=P_6/P_5$, wynoszą odpowiednio: za pierwszym stopniem sprężania $P_2=1,817$ bar, za drugim stopniem $P_4=3,302$ bar, jednakże tak dobrany rozkład ciśnień powoduje wyższą moc wewnętrzną sprężarki wynoszącą 112,4 MW aniżeli optymalny rozkład ciśnień P_{2opt} oraz P_{4opt} , gdzie moc ta spada o 4,5 MW. Dla powyższego przypadku P_{2opt} jest na poziomie 2,8 bar, natomiast ciśnienie P_{4opt} wynosi 4,5 bar. Wartość mocy pobranej przez sprężarkę przy temperaturze wody chłodzącej rzędu 10°C oraz przy optymalnych ciśnieniach P_2 oraz P_4 , wynosi w tym przypadku 107,9 MW (bez uwzględnienia sprawności mechanicznych na wałach sprężarki).

Następnym etapem analiz było uwzględnienie dwuwałowego układu sprężarki. Układ dwuwałowy w przypadku sprężarek o dużej wydajności jest stosowany ze względów konstrukcyjnych, gdyż umożliwia on stosowanie innej liczby obrotów w części SN oraz SS i SW. Przy analizie układu jednowałowego założono sprawność mechaniczną wału $\eta_{ms} = 0,98$, natomiast przy rozpatrywaniu układu dwuwałowego (rys. 4.3.5), w którym na jednym wale znajduje się stopień niskoprężny SN, na drugim zaś średnioprężny SS i wysokoprężny SW, przy wspólnym napędzie obu wałów, założono następujące sprawności mechaniczne: $\eta_{msN} = 0,98$ oraz $\eta_{msSW} = 0,99$. Sprawności wewnętrzne

w każdym z przypadków wynoszą 0,88 zarówno dla części niskoprężnej, średnio, jak i wysokoprężnej.



Rys. 4.3.5. Schemat układu dwuwałowego sprężarki trójstopniowej

Dla układu jednowałowego moc potrzebna do zasilania sprężarki wyniosła 110,1 MW, natomiast dla układu dwuwałowego wartość ta okazała się nieco niższa, gdyż wyniosła 109,6 MW, z uwagi na nieco wyższą wartość η_{msSW} . Tabela 4.3.1. obrazuje wyniki uzyskane dla układu sprężania dwuwałowego, trójstopniowego.

Tabela 4.3.1

Zestawienie mocy doprowadzanej na potrzeby procesu sprężania powietrza w tlenowni

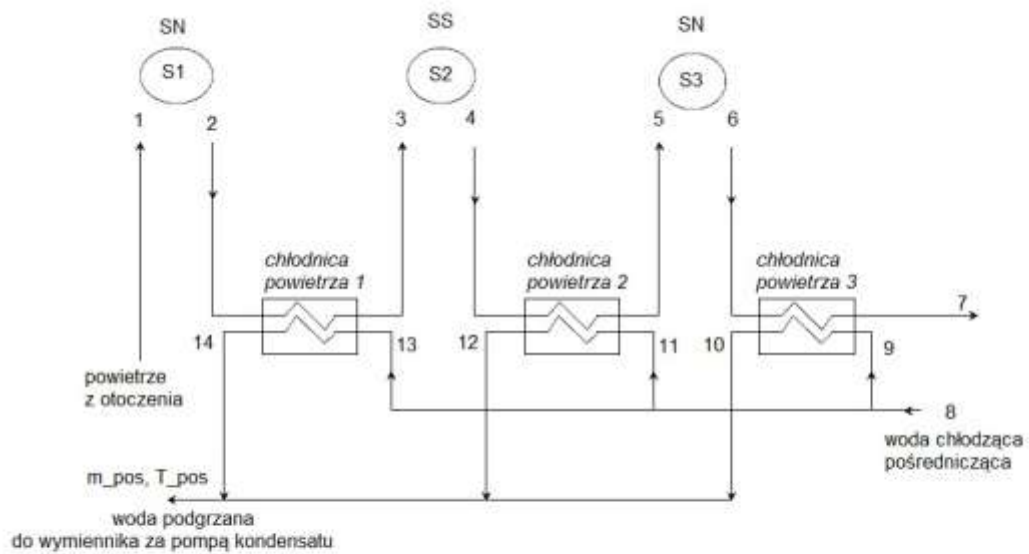
Moc napędowa sprężarki, MW (bez odzysku energii z TD) dla danego obciążenia bloku, %	Współczynnik nadmiaru powietrza, λ				
	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4
103	106,4	111,5	116,3	125,8	135,6
100	104,8	109,6	114,1	123,7	133,2
89	93,5	97,8	102,1	110,5	119,1
74	80,6	84,4	88,0	95,4	102,6
40	47,3	49,5	51,6	55,9	60,3

Moc napędowa minimalna sprężarki sprężającej strumień powietrza 458 kg/s niezbędny do pracy tlenowni na potrzeby spalania tlenowego przy $\lambda=1,15$, dla ciśnień optymalnych $P_2=2,8$ bar oraz $P_4=4,5$ bar, wynosi 109,6 MW. Jest to stosunkowo duża wielkość, gdyż stanowi ona ponad 23% mocy produkowanej w elektrowni. Należy zatem dążyć do obniżenia podanego współczynnika. Jednym ze sposobów jest odzyskanie części mocy dzięki rozprężarce w układzie tlenowni, jednakże powoduje to obniżenie energochłonności zaledwie o 2,4% mocy pobieranej przez sprężarkę. Dodatkowym usprawnieniem pracy instalacji jest zagospodarowanie ciepła oddawanego w chłodnicach powietrza.

4.3.1 Obliczenia odzysku ciepła z chłodziń sprężanego powietrza

Celem zbadania wpływu odzysku ciepła z chłodziń sprężanego powietrza rozważono wariant z czynnikiem pośrednim. Wariant w którym wykorzystuje się jeden wymiennik, poprzez który przepływają trzy strumienie powietrza z każdego stopnia sprężania, a czynnikiem chłodzącym jest kondensat pary za skraplaczem głównym, powoduje zwiększenie temperatury kondensatu do 318 K, czyli o 10 °C. Jest to temperatura jaką można uzyskać odbierając ciepło z przegrzanego powietrza i dostarczając je do kondensatu poprzez dodatkowy wymiennik ciepła za głównym skraplaczem w omawianym bloku energetycznym. Rozwiązanie to jednakże spowodowałoby wzrost mocy napędowej sprężarki o około 10%, z powodu zbyt wysokiej temperatury kondensatu za skraplaczem głównym elektrowni wynoszącej około 35 °C i tym samym braku możliwości większego schłodzenia powietrza, którego temperatura jest bardzo istotnym czynnikiem mającym wpływ na energochłonność procesu sprężania. Dzięki zastosowaniu czynnika chłodzącego pośredniczącego o niższej temperaturze wyliczona uprzednio moc napędowa sprężarki pozostanie niezmienna, natomiast ciepło odebrane przez czynnik pośredniczący zostanie częściowo wprowadzone do układu bloku elektrowni za skraplaczem głównym.

Poniżej zaprezentowano schemat układu ochładzania powietrza. Do dalszych obliczeń założono jak poprzednio temperaturę powietrza z otoczenia (1) na poziomie 10 °C oraz wody chłodzącej (8) również na poziomie 10°C. Woda ta, będąca czynnikiem pośredniczącym, po ochłodzeniu powietrza część pobranego ciepła przekazuje, jak już wspomniano, do kondensatu. Wprowadzenie czynnika pośredniczącego termodynamicznie nie jest korzystne, jest natomiast konieczne ze względów eksploatacyjnych.



Rys.4.3.6 Schemat odbioru ciepła przez wodę chłodzącą z chłodnic powietrza

Chłodnice powietrza traktowane są jako przeciwprądowe wymienniki ciepła pracujące w stanie ustalonym w których czynnikami roboczymi są woda oraz powietrze.

Uwzględniając wszystkie trzy stopnie sprężania, poprzez odbiór ciepła od sprężonego powietrza uzyskuje się strumień wody $\dot{m}_{pos}=330$ kg/s w postaci czynnika grzewczego o całkowitej możliwej do wykorzystania mocy cieplej $Q_{c_sp}= 89,0$ MWt, kierowanego następnie do bloku elektrowni celem podniesienia jej ogólnej sprawności. Pominięto przy tym nakłady energetyczne jakie należałoby ponieść z uwagi na tłoczenie czynnika oziębiającego powietrze za kolejnymi stopniami sprężania.

4.4. Analiza wariantów współpracy bloku węglowego z tlenownią

Sprężarka tlenowni (rys. 4.4.1) może być napędzana pomocniczą turbiną bezpośrednio zasilaną z upustu turbiny głównej bloku energetycznego. Praca sprężania może być również doprowadzana z silnika elektrycznego, co też jest analizowane w dalszej części pracy. Istotnym elementem sprzężenia pracy bloku elektrowni z układem tlenowni jest wybór najlepszego energetycznie miejsca upustu pary z turbiny głównej do turbiny pomocniczej.

Spadek mocy bloku uwarunkowany jest przez miejsce i ilość pobranej pary na potrzeby napędu sprężarki. Praca bloku rozpatrywana jest przy stałym strumieniu paliwa, zatem przy niezmienniej ilości energii chemicznej dostarczanej do układu, dla założonego stosunku λ wynoszącego 1,15. W przypadku zasilania elektrycznego istotne są również parametry zastosowanego silnika elektrycznego oraz miejsce poboru energii elektrycznej.

4.4.1 Turbina pomocnicza w układzie turbosprężarki

Dla turbiny pomocniczej oczywista jest zależność:

$$N_{eT} = |N_{eS}|$$

gdzie:

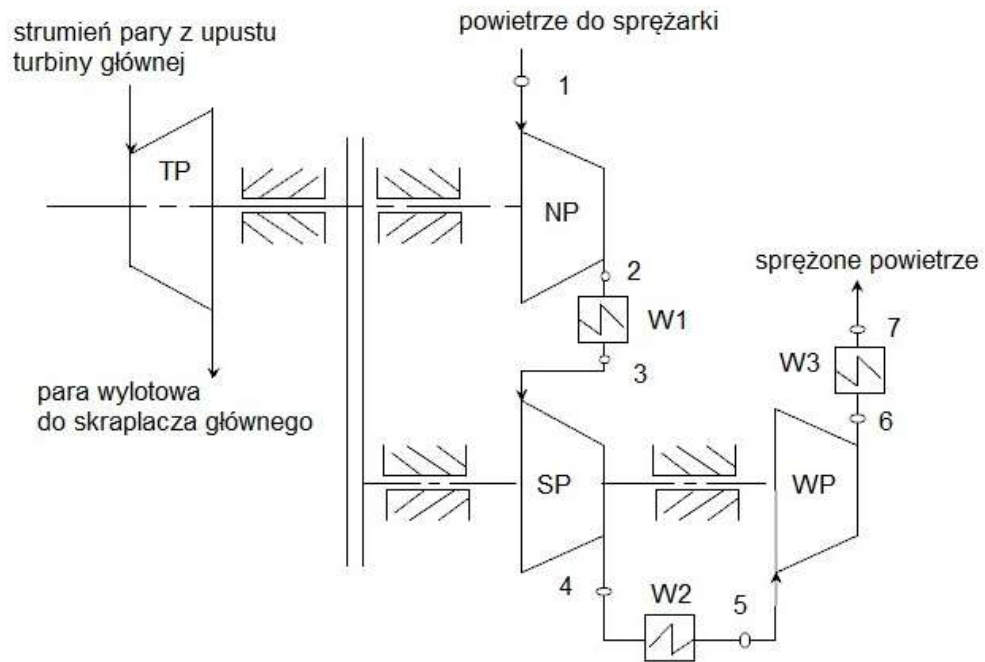
N_{eT} - moc pomocniczej turbiny parowej,

N_{eS} - moc napędowa sprężarki powietrza.

Sprawność mechaniczną turbiny założono $\eta_{mT} = 0,98$, zachodzi przy tym:

$$N_{eT} = \eta_{mi} \cdot N_{iT} = \eta_{mT} \cdot \eta_{iT} \cdot \dot{m}_p (i_1 - i_{2s}) = \eta_{mT} \cdot \dot{m}_p (i_1 - i_2)$$

Założono przy tym również, że para rozpręża się w turbinie pomocniczej do ciśnienia panującego w skraplaczu głównym przy $\eta_{iT}=0,92$.



Rys. 4.4.1. Schemat podłączenia układu turbosprężarki

Moc użyteczna, wyprowadzona ze strumieniem pary z turbiną główną bloku energetycznego do turbiną pomocniczą zasilającej układ sprężarki, odpowiada poziomowi zestawionemu w tabeli 4.4.1.

Tabela 4.4.1.

Zestawienie zapotrzebowania energetycznego układu turbosprężarki przy różnym obciążeniu bloku energetycznego

Obciążenie bloku, %	Moc napędowa turbosprężarki, MW
103	113,7
100	111,8
89	99,8
74	86,1
40	50,5

4.5. Wielowariantowe obliczenia sprawności i mocy elektrycznej zespołu energetyczny blok węglowy – tlenownia

W dalszym etapie przeprowadzono obliczenia dotyczące możliwości wykorzystania pary z kolejnych upustów turbiny głównej:

- a) Pobór pary z upustów U1-U8 oraz z przelotni pomiędzy częścią średnioprężną i niskoprężną turbiny w maksymalnych ilościach bez zwiększania pierwotnych strumieni pary.
- b) Pobór pary z upustów U1-U3, z gorącej szyny (U7) i z przelotni pomiędzy częścią średnioprężną oraz niskoprężną turbiny w ilościach umożliwiających pokrycie mocy jaką pochłania zespół tlenowni.

Kolejno przeanalizowano również bezpośrednie połączenie układu tlenowni z silnikiem pobierającym energię elektryczną za generatorem głównym.

ad. a) Maksymalne moce możliwe do uzyskania z poszczególnych upustów bez zmiany wielkości strumienia w upuście turbiny głównej bloku energetycznego zestawiono w tabeli 4.5. Przy ich wyliczaniu brano pod uwagę wartość entalpii oraz strumienia pary z upustu, przy jednoczesnym założeniu entalpii przepracowanej pary na poziomie entalpii pary przy wypływie z turbiny głównej.

Tabela 4.5.

Maksymalna moc jaką można odebrać od pary z kolejnych upustów, w warunkach adiabatycznego rozprężania do parametrów jak w skraplaczu

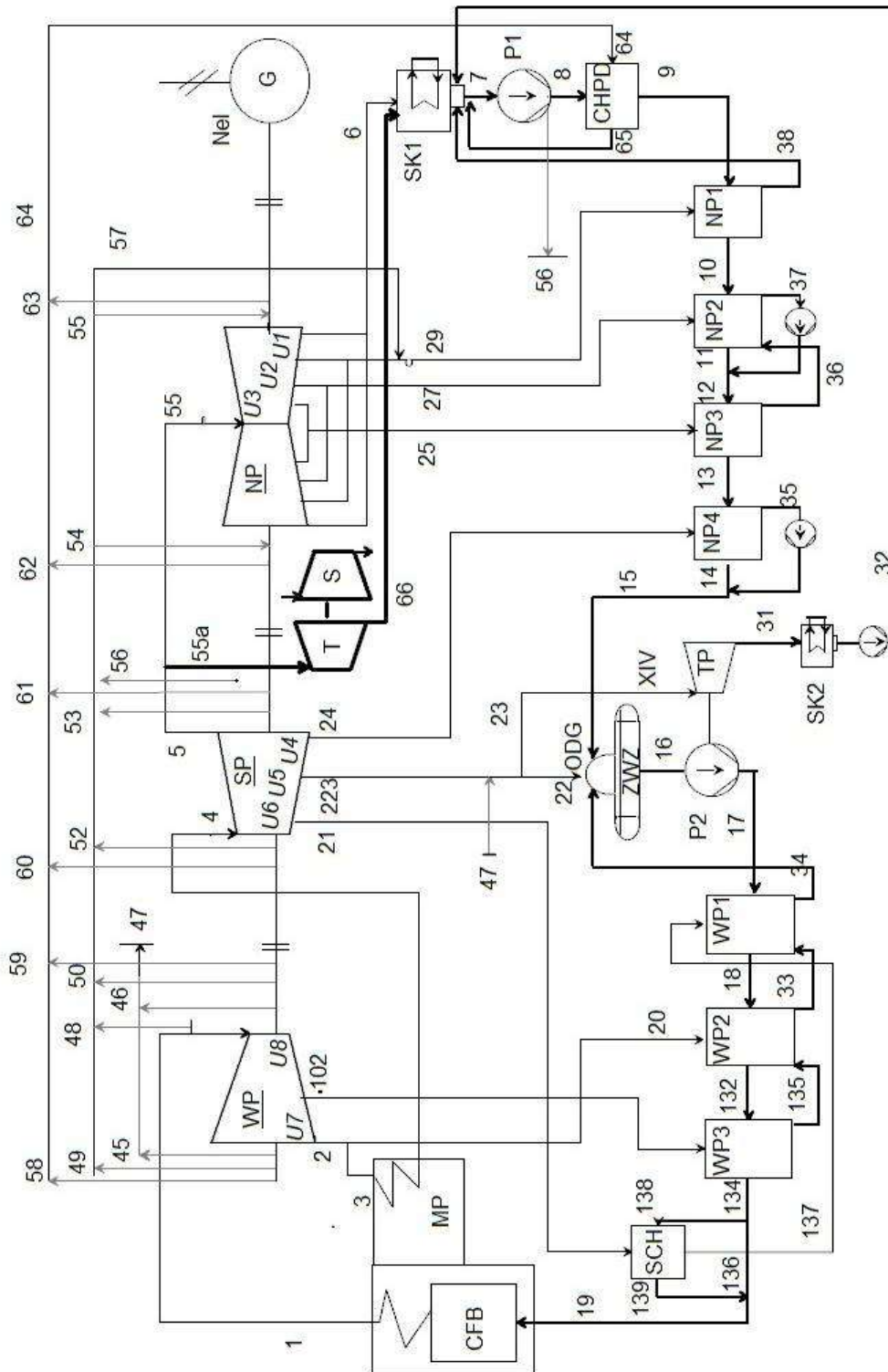
Nr analizowanego przypadku	Kolejno analizowany upust	Ilość energii, MW
1	U1	2,3
2	U2	2,8
3	U3	7,8
4	P S-N	159,8
5	U4	9,9
6	U5	28,3
7	U6	21,5
8	U7 (gorąca szyna)	398,0
9	U8	12,4

Analiza poboru pary z kolejnych upustów wykazała, że najlepsze rezultaty energetyczne daje wykorzystanie pary upustowej posiadającej najwyższe wartości ciśnienia, temperatury oraz entalpii, czyli pary za przegrzewem wtórnym z upustu U7 (tzw. gorąca szyna). Jednakże pobór pary z tego miejsca jest nieuzasadniony termodynamicznie, gdyż spowodowałby duże straty w pozostałej części turbiny, co przeanalizowano w p. 4.5.b). Sprawność termiczna obiegu jest ponadto najwyższa w przypadku poboru pary z upustu U1, wartość możliwej do wyprowadzenia energii z upustu U1 jest jednak za mała.

ad. b) Wstępne obliczenia wykazały, że pobranie pary wyłącznie z upustu U1 nie jest możliwe przy wymaganej mocy napędowej turbiny pomocniczej. Podobnie efekty zaobserwowano po podłączeniu upustów U1 oraz U2.

Zwiększenie strumienia z upustów U1, U2 oraz U3, do 90 kg/s z każdego upustu, pozwalałoby na odpowiednie zasilenie układu turbosprężarki, jednakże koniecznym byłoby całkowite zrezygnowanie z regeneracji NP1, NP2 oraz NP3. Ponadto układ taki byłby niezmiernie trudny do zrealizowania pod względem konstrukcyjnym, gdyż wymagałby dużej ingerencji w strukturę obecnego bloku.

W ramach prowadzonych symulacji konieczna była modyfikacja kodu opisującego pracę bloku. Po przeprowadzeniu obliczeń wstępnych zdecydowano o zasilaniu turbiny pomocniczej parą z przelotni pomiędzy częścią średnio – i niskoprężną turbiny głównej. Dodatkowe strumienie i parametry pary zestawiono w tabeli 4.5.1.



Rys. 4.5.1. Schemat bloku energetycznego z uwzględnieniem turbosprężarki na potrzeby zasilania układu tlenowni

Zestawienie charakterystycznych wielkości bloku (rys. 4.5.1)

L. p.	Oznaczenia zgodne z rys. 4.5.1.	Opis	Jednostka
1	\dot{m}_{55a}	Część strumienia \dot{m}_5 kierowana do turbiny pomocniczej	kg/s
2	T_{55a}	Temperatura pary kierowanej do turbiny pomocniczej	°C
3	P_{55a}	Ciśnienie pary kierowanej do turbiny pomocniczej	bar
4	\dot{m}_{55}	Pozostała część strumienia \dot{m}_5 kierowana do części niskoprężnej turbiny	kg/s
5	T_{55}	Temperatura pary kierowanej do części niskoprężnej turbiny	°C
6	P_{55}	Ciśnienie pary kierowanej do układu turbosprężarki	bar
7	\dot{m}_{66}	Para wylotowa z turbiny pomocniczej kierowana do skraplacza głównego SK1	kg/s
8	T_{66}	Temperatura pary wylotowej z turbiny pomocniczej kierowana do skraplacza głównego SK1	°C

Dodatkowe równania bilansowe dla przypadku poboru pary z przelotni SP-NP zestawiono poniżej.

Bilans dla dodatkowej turbiny:

Bilans energii: $N_{TD} = \dot{m}_{55a} h_{55a} - \dot{m}_{66} h_{66}$

Bilans substancji: $\dot{m}_{55a} - \dot{m}_{66} = 0$

Bilans węzła rozgałęźnego:

Bilans energii: $\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_{55} h_{55} + \dot{m}_{55a} h_{55a}$

Bilans substancji: $\dot{m}_5 = \dot{m}_{55} + \dot{m}_{55a}$

Bilans części NP turbiny głównej:

Bilans energii: $N_{iNP} = \dot{m}_{55}(h_{55} - h_{25}) + (\dot{m}_{55} - \dot{m}_{25})(h_{25} - h_{27}) + (\dot{m}_{55} - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27})(h_{27} - h_{29}) + (\dot{m}_{55} - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27} - \dot{m}_{29})(h_{29} - h_6)$

Bilans substancji: $\dot{m}_6 = \dot{m}_{55} - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27} - \dot{m}_{29} + \dot{m}_{56} - \dot{m}_{63} + \dot{m}_{54} - \dot{m}_{62}$

Bilans skraplacza głównego

Bilans energii: $\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{66} h_{66} - \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{38} h_{38} + \dot{m}_{32} h_{32} + \dot{m}_{65} h_{65} = \dot{m}_{sk} c_w (T_{w2SK1} - T_{w1SK1})$

Bilans substancji: $\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{66} + \dot{m}_{38} + \dot{m}_{32} + \dot{m}_{65}$

Jak już wspomniano, nie jest możliwe zasilanie turbiny pomocniczej parą z jednego z upustów części NP, ze względów konstrukcyjnych zaś nie jest realne pobieranie pary do turbiny pomocniczej z dwóch lub więcej upustów turbiny głównej.

4.5.1. Obliczenia bez uwzględnienia odzysku ciepła z chłodnic sprężanego powietrza

a) Analiza dla przypadku poboru pary z przelotni NP-SP

Obliczenia przeprowadzono zakładając stały strumień paliwa na poziomie $E_{\text{chem}}=970$ MW. Celem zasilenia układu sprężarkowego o mocy 109,6 MW oraz przy założeniu, że dodatkowa turbina pracuje ze sprawnością $\eta_{mT} = 0,98$, $\eta_{iT} = 0,92$ z upustu pobrano 181 kg/s pary o ciśnieniu 3,81 bar oraz temperaturze 238,1°C. Moc części wysokoprężnej wyniosła 131,3 MW, średnioprężnej 172,1 MW natomiast części niskoprężnej 37,7 MW. W wyniku poboru pary z przelotni między częścią NP-SP na potrzeby pracy turbosprężarki zasilającej tlenownię, całkowita moc bloku spadła do $N_i=341$ MW. Zatem przyjmując 463 MW jako nominalną moc bloku, spadek wyniósł 122 MW (26 %). Sprawność bloku wyniosła 31 %.

b) Analiza poboru pary z U7 (gorąca szyna).

W celu uzyskania tej samej mocy wyprowadzonej z pary pobieranej z gorącej szyny, należałoby wyprowadzić parę w ilości zaledwie 86,5 kg/s. Wyprowadzenie podanej ilości pary powoduje spadek mocy bloku do 310,7 MW, czyli o 153 MW (33%). Moc części wysokoprężnej wyniosła 131,6 MW, średnioprężnej 84,7 MW, natomiast części niskoprężnej 94,3 MW. Sprawność bloku wyniosła w tym przypadku 29%. Wariant ten zatem nie powinien zostać przyjęty do dalszych rozważań, gdyż straty spowodowane upustem pary właśnie z tej części są wyraźnie większe od przypadku poboru pary z przelotni SP-NP.

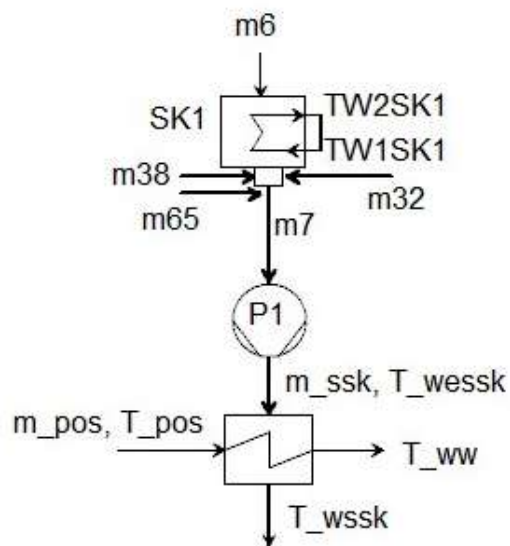
Tabela 4.5.2.

Zestawienie parametrów przy poborze pary z turbiny głównej bloku do pomocniczej turbiny napędzającej sprężarkę o mocy efektywnej 109,6 MW

Parametr	Miejsce poboru pary	
	Przelotnia NP-SP	Gorąca szyna
Ilość pobranej pary, kg/s	181,0	86,5
Moc bloku, MW	341,3	310,7
Spadek mocy bloku, %	26,0	33,0
Sprawność bloku brutto, %	31,0	29,0
Spadek sprawności brutto, pkt %	110,0	13,0

4.5.2. Obliczenia z uwzględnieniem odzysku ciepła z chłodnic sprężanego powietrza

W poprzednim rozdziale spadek mocy oraz sprawności obliczony przy najkorzystniejszym wariacie jest duży, dlatego zbadano możliwości podniesienia mocy oraz sprawności bloku. Jednym ze sposobów jest częściowe wykorzystanie ciepła oddawanego w chłodnicach powietrza. W celu analizy tego przypadku rozpatrzono układ z dodatkowym podgrzewaczem kondensatu za jego pompą (rys. 4.5.2). Jak już wspomniano w podgrzewaczu tym czynnikiem grzejącym jest woda z chłodnic sprężanego powietrza.



Rys. 4.5.2. Schemat umieszczenia dodatkowego podgrzewacza wody za pompą kondensatu

W celu dalszych obliczeń skorzystano ze wzoru:

$$Q_{c_w} = \dot{m}_{pos} (T_{pos} - T_{ww}) = \dot{m}_{ssk} (T_{wssk} - T_{wessk})$$

gdzie:

Q_{c_w} -moc cieplna wymiennika,

\dot{m}_{pos} - strumień wody pośredniczącej,

T_{pos} - temperatura wody pośredniczącej z chłodnic powietrza,

T_{ww} - temperatura wody pośredniczącej za podgrzewaczem wody

(przyjęto $T_{ww} = T_{pos} - 10^{\circ}\text{C}$),

\dot{m}_{ssk} - strumień kondensatu ze skraplacza SK (\dot{m}_7),

T_{wssk} - temperatura kondensatu za podgrzewaczem,

T_{wessk} - temperatura kondensatu przed podgrzewaczem.

Włączając równania bilansowe dodatkowego wymiennika do układu równań dla rozpatrywanego bloku elektrowni otrzymuje się rezultaty podane w tabeli 4.5.3, słuszne dla przypadku poboru pary do turbiny pomocniczej z przelotni turbiny głównej.

Obliczenia dla nominalnej pracy bloku (bez uwzględnienia poboru pary na potrzeby układu tlenowni), wskazały wzrost mocy bloku o 1,6 MW oraz zwiększenie sprawności z 41,6% do 41,75%.

Tabela 4.5.3.

Moc i sprawność bloku przy uwzględnieniu odzysku ciepła z chłodnic powietrza

Jednostka	Parametr	Wynik przy odzysku ciepła z chłodnic sprężanego powietrza	Wynik bez odzysku ciepła z chłodnic sprężanego powietrza
MW	Moc bloku	342,9	341,3
%	Sprawność bloku	31,1	31,0
Pkt %	Spadek sprawności	10,9	11,0

4.5.3. Obliczenia przy elektrycznym zasilaniu układu tlenowni kriogenicznej

Jednym z rozpatrywanych połączeń układu tlenowego jest bezpośredni pobór energii elektrycznej zaraz za generatorem poprzez silnik elektryczny napędzający sprężarkę. Tuż za generatorem energia elektryczna pobierana jest na potrzeby własne bloku, jest ono zatem najlepszym miejscem poboru dodatkowej energii na potrzeby zasilania układu tlenowni z uwagi na najkrótszy dystans przesyłu energii elektrycznej i związane z tym straty przesyłowe. Generator rozpatrywanej elektrowni posiada napięcie 21 kV. Następnie

jest ono podwyższane w transformatorze wzbudzenia, kolejno na zaczepowym, który z 21 kV zmienia napięcie na 2x 10,5 kV oraz głównym blokowym, który zwiększa napięcie do 400 kV. Do zastosowania silnika elektrycznego niezbędne jest zastosowanie transformatora zmieniającego napięcie na 10 kV. Obliczenia straty mocy w transformatorze głównym wynoszą niecałe 1% [41]. Kolejne straty występują w przesyłce linii wysokiego napięcia i zależne są od długości linii, temperatury i wilgotności powietrza. Dalsze straty występują w rozdzielni prądu oraz w transformatorach obniżających napięcie.

Z powodu dążenia do jak najmniejszych strat związanych z poborem dodatkowej energii elektrycznej, miejsce jej poboru będzie znajdowało się jeszcze przed transformatorem głównym poprzez zastosowanie dodatkowego transformatora na wyprowadzeniu generatora. Poprzez pobór dodatkowej mocy na potrzeby układu tlenowni zmniejszy się moc oddawana do sieci przesyłowej.

Jak obliczono w rozdziale 4.3, moc jaką należy doprowadzić na potrzeby zasilania układu tlenowni kriogenicznej, przy nominalnej pracy bloku, wynosi 109,6 MW. Zaletą rozpatrywanego wyprowadzenia mocy jest brak istotnych modyfikacji pracy turbiny, zwłaszcza upustów oraz brak strat termodynamicznych związanych z likwidacją lub zmianą działania układu regeneracji pary. Straty będą natomiast występowały w silniku elektrycznym oraz w dodatkowych transformatorach zmieniających napięcie wymagane do pracy silnika.

Moc bloku ulegnie spadkowi zgodnie z następującą zależnością:

$$N_{e_tl} = N_i - N_{i_tl} - \Delta N_{sel} - \Delta N_t \quad (4.5.3)$$

gdzie :

N_{e_tl} - moc bloku po podłączeniu układu tlenowni

N_i - moc bloku bez układu tlenowni

N_{i_tl} - pobór mocy przez sprężarkę tlenowni

ΔN_{sel} - strata mocy w silniku elektrycznym

ΔN_t - strata mocy w przesyłce i transformatorze

Zakładając nominalną pracę bloku na poziomie 463 MW oraz bazując na poprzednich wyliczeniach, gdzie moc układu tlenowni wraz ze sprężarką wyniosła 109,6 MW, przy założeniu strat mocy w silniku elektrycznym wynoszących 3% [62] oraz strat w transformatorze rzędu 1% [41], to zgodnie ze wzorem 4.5.3 moc bloku obniży się do poziomu 349,0 MW. Jest to wynik nieco lepszy w porównaniu do wyniku 342,9 MW odnoszącego się do mocy elektrowni zasilającej turbinę pomocniczą w tlenowni z części przelotni SP – NP turbiny głównej bloku przy jednoczesnym odzysku ciepła z chłodnic sprężanego powietrza. Jak udowodniono w części 4.5.2, odbiór ciepła z procesu sprężania może podnieść moc bloku o 1,6 MW. Ponieważ parametry procesu sprężania nie ulegną zmianie w przypadku zmiany sposobu zasilania układu tlenowni, to wynik ten jest również aktualny dla rozpatrywanego przypadku. Zatem można stwierdzić, iż moc bloku przy zasilaniu tlenowni silnikiem elektrycznym, przy jednoczesnym odbiorze ciepła z chłodnic sprężanego powietrza wyniesie 351,3 MW, co daje najlepszy rezultat czyli najmniejsze straty mocy bloku po skojarzeniu z układem tlenowni kriogenicznej. Sprawność bloku wynosi wtedy 31,9%.

Tabela 4.5.4

Zestawienie porównawcze mocy oraz sprawności bloku energetycznego

Wariant pracy bloku energetycznego	Moc bloku, MW	Sprawność bloku, %
Bez tlenowni	463,0	42,8
Z tlenownią przy poborze pary z przelotni NP-SP	341,3	31,0
Z tlenownią przy poborze pary z gorącej szyny	310,7	29,0
Z tlenownią przy poborze pary z przelotni NP-SP oraz z odzyskiem ciepła z chłodnic sprężanego powietrza	342,9	31,1
Z tlenownią przy zasilaniu elektrycznym	349,0	31,8
Z tlenownią przy zasilaniu elektrycznym oraz z odzyskiem ciepła z chłodnic sprężanego powietrza	351,3	31,9

5. Analiza parametrów pracy bloku węglowego przy spalaniu w tlenie produkowanym metodą kriogeniczną w połączeniu z metodą membranową

Duża energochłonność procesu wytwarzania tlenu technicznego metodą kriogeniczną warunkowana jest przede wszystkim stratami energii wywołanymi pracą sprężarki powietrza. Powietrze to w 79% złożone jest z czynnika odpadowego jakim jest azot powietrzny, dlatego też w kolejnej części rozprawy rozpatrzono możliwość zwiększenia udziału czynnika pożądanego jakim jest tlen przed etapem separacji kriogenicznej. Efekt ten można uzyskać poprzez połączenie wysokowydajnej technologii kriogenicznej z metodą niekriogeniczną, wymagającą mniejszego nakładu energii na wstępne rozdzielanie powietrza, a tym samym na wzbogacenie w tlen sprężanego czynnika zastępującego powietrze z otoczenia. Zastosowanie wyłącznie metody niekriogenicznej nie jest możliwe z uwagi na potrzebę uzyskania znacznych ilości tlenu o dużej czystości, co można obecnie uzyskać jedynie przy zastosowaniu metody kriogenicznej. Dostępne wydajności pozostałych metod oraz stopień czystości rozdzielanych roztworów gazowych są znacznie poniżej potrzeb analizowanej elektrowni węglowej ze spalaniem tlenowym.

Celem wstępnym analiz jest określenie minimalnej pracy rozdziału powietrza na tlen techniczny i azot odpadowy. Praca rozdziału mieszaniny gazów jest tu równa sumie prac sprężania jej składników od ciśnień parcjalnych do ciśnienia końcowego mieszaniny. Ponadto praca ta zmniejsza się wraz z obniżeniem temperatury (5.0) [11]:

$$L = n \cdot R \cdot T \cdot \sum_{i=1}^z x_i \cdot \ln \frac{1}{x_i} \quad (5.0)$$

gdzie:

L – praca rozdziału powietrza, J

n – ilość moli powietrza, mol

x_i – udziały molowe dla powietrza, mol

T – temperatura powietrza, K

R - indywidualna stała gazowa dla powietrza, J/(mol·K)

Wzór 5.0 obrazuje pracę minimalną rozdziału n moli roztworu gazów doskonałych przy x_i udziałów molowych. Rzeczywiste tlenownie charakteryzuje większa praca separacji gazów, a w przypadku nawet najmniej energochłonnych procesów, praca rzeczywista nadal przewyższa kilkakrotnie pracę idealną wynikłą ze wzoru (5.0) [11].

5.1. Przegląd niekriogenicznych metod produkcji tlenu

Kriogeniczne metody separacji gazów bazują na procesach destylacji, są one najlepiej poznanymi metodami rozdziału powietrza, najbardziej wydajnymi oraz umożliwiającymi otrzymanie tlenu technicznego o czystości przekraczającej 99%. W literaturze można znaleźć referencyjne wartości wskaźników energochłonności wytwarzania tlenu metodą kriogeniczną, które wynoszą obecnie 256 - 219 MW/t tlenu technicznego [18], w zależności od otrzymanego stopnia czystości. Pozostałe metody określane mianem niekriogenicznych ogólnie bazują na dwóch rodzajach procesów:

- adsorpcji,

- membranowych procesach separacji [34, 49].

W fazie rozwoju są również metody magnetyczne wykorzystujące słaby paramagnetyzm tlenu w porównaniu z diametrycznym azotem [12].

Procesy adsorpcyjne pozwalają na uzyskanie tlenu o czystości nie większej niż 95%, a dodatkowym negatywnym czynnikiem jest ograniczona wielkość produkcyjna

wynosząca do 400 ton na dobę [65] oraz wysoki koszt stosowanych sorbentów [68]. Z uwagi na powyższe fakty metody tej dalej nie rozpatrywano.

Metody membranowe zasadniczo dzielą się na:

- metodę jonową tzw. ITM Oxygen (ion transport membranes oxygen), bazującą na membranach ceramicznych, które pozwalają na selektywny transport jonów tlenu przy wysokiej temperaturze. Czystość uzyskanego tlenu dochodzi do 100%, dodatkowo w procesie tym wytwarzana jest energia elektryczna oraz para wodna [65]. Niestety produkcja tlenu dochodzi tylko do 100 ton na dobę, co eliminuje ją z dalszych badań dotyczących skojarzenia z układem bloku węglowego,
- metody polimerowe, które odseparowują tlen z powietrza na zasadzie łatwiejszej przepuszczalności membrany dla tlenu, aniżeli dla azotu. Metody te są w stanie wytworzyć tylko tlen o niskim stopniu czystości, mogą one być zatem stosowane do wstępnego wzbogacenia powietrza w tlen na potrzeby spalania tlenowego, co wykorzystano w niniejszej rozprawie.

W dalszej części rozważane jest połączenie układu wysokowydajnego, kriogenicznego, który jednakże jest procesem niezwykle energochłonnym, z metodą membranową, w celu obniżenia energochłonności procesu wytwarzania tlenu.

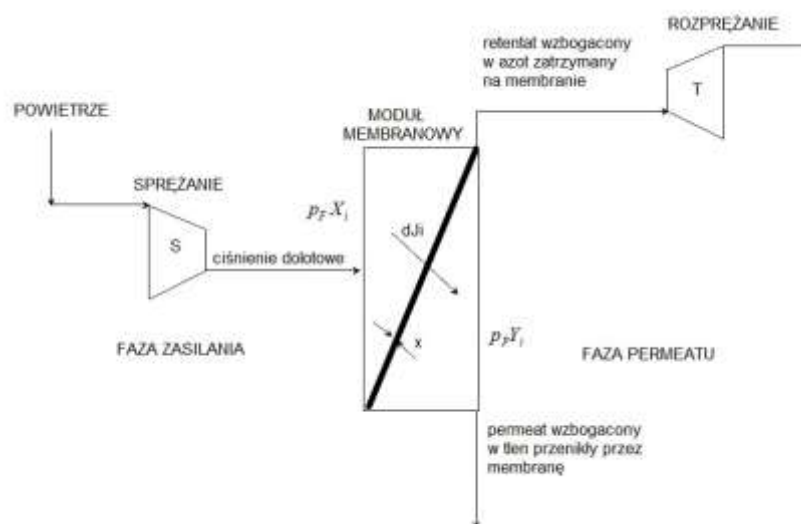
Już w roku 1980 nastąpił rozwój badań nad metodą membranową jako możliwej do zastąpienia metody kriogenicznej oraz adsorpcyjnej [50]. W metodzie membran polimerowych zdolność przenikania ma zarówno tlen jak i azot, jednakże tlen posiada łatwiejszą zdolność przechodzenia przez membranę i dlatego po stronie permeatu jego koncentracja jest większa.

Wzbogacenie powietrza w tlen przy użyciu membran częściowo niweluje problem pracy pochłanianej przy sprężaniu dużych ilości powietrza zawierających 79% azotu, jednakże zwiększa się złożoność procesu poprzez konieczność zastosowania dodatkowej sprężarki i turbiny lub pompy próżniowej.

Separacja membranowa oparta o proces permeacji (separacji) gazów polega na rozdziale gazów na membranach przy wykorzystaniu różnicy we wzajemnych fizykochemicznych

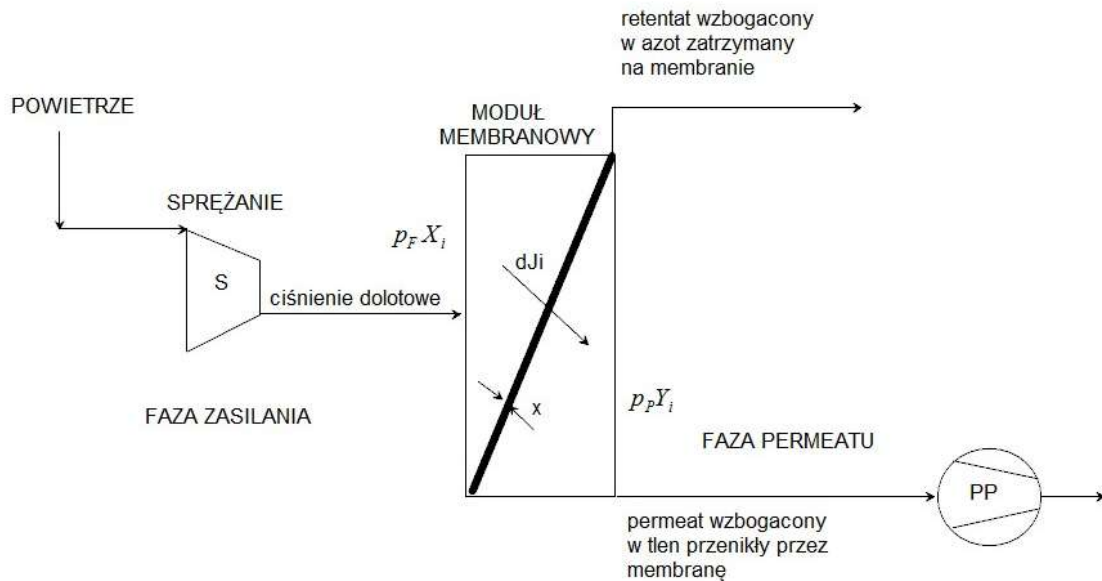
i chemicznych oddziaływaniach pomiędzy składnikami roztworu gazów a materiałem membrany, co stanowi siłę napędową dla całości procesu [7, 40].

Układ membranowy wymaga zastosowania sprężarki, która powoduje powstanie wymaganego ciśnienia powietrza przepływającego od strony fazy zasilania membrany, dzięki czemu osiągnięta jest odpowiednia różnica ciśnienia po przeciwnych stronach membrany. Turbina, znajdująca się po przeciwnej stronie, umożliwi częściowy odzysk energii, doprowadzonej pierwotnie do sprężanego powietrza, z gazów wylotowych, które nie przedostały się przez membranę, czyli z tak zwanego retentatu. Przyjmuje się, że gaz wzbogacony w tlen, który przedostał się przez membranę, czyli permeat, występuje pod ciśnieniem otoczenia (rys. 5.1).



Rys. 5.1. Schemat membranowego rozdzielania powietrza z zastosowaniem układu sprężarki oraz turbiny

Alternatywnie do powyżej opisanej metody uzyskania różnicy ciśnień, można zastosować pompę próżniową po stronie permeatu. Umieszczenie dodatkowej sprężarki przed membraną przyczynia się do bardziej intensywnego przechodzenia cząstek tlenu przez powierzchnię membrany (rys. 5.2).



Rys. 5.2. Schemat membranowego rozdzielu powietrza z zastosowaniem układu sprężarki oraz pompy próżniowej

Najważniejszym czynnikiem decydującym o stopniu przepuszczalności tlenu przez membranę jest jej selektywność. W pracy rozważany jest różny stopień tej selektywności celem zbadania, przy jakim stopniu zagęszczenia powietrza w tlen energochłonność procesu będzie minimalna.

Zgodnie z oznaczeniami na rysunkach 5.1. oraz 5.2. strumień czynnika przechodzący przez membranę można wyznaczyć ze wzoru (5.1) [38]:

$$dJ_i = \frac{P_i}{x} (p_F X_i - p_P Y_i) dA_m \quad (5.1)$$

gdzie:

J_i - strumień czynnika przenikający przez membranę,

P_i - przepuszczalność membrany,

x – grubość membrany,

$p_F X_i$ - ciśnienie cząstkowe po stronie fazy zasilania,

$p_P Y_i$ - ciśnienie cząstkowe po stronie fazy permeatu,

A_m - powierzchnia membrany.

Stosunek przenikania cząstek danego gazu przez membranę określony jest przez selektywność membrany α , która jest parametrem niezależnym od wielkości rozważanego systemu, a zależy jedynie od typu membrany oraz materiału z jakiego została ona wykonana.

$$\alpha = \frac{Q_{O_2}}{Q_{N_2}} \quad (5.2)$$

gdzie:

Q_{O_2} - przepuszczalność membrany dla cząstek tlenu,

Q_{N_2} - przepuszczalność membrany dla cząstek azotu.

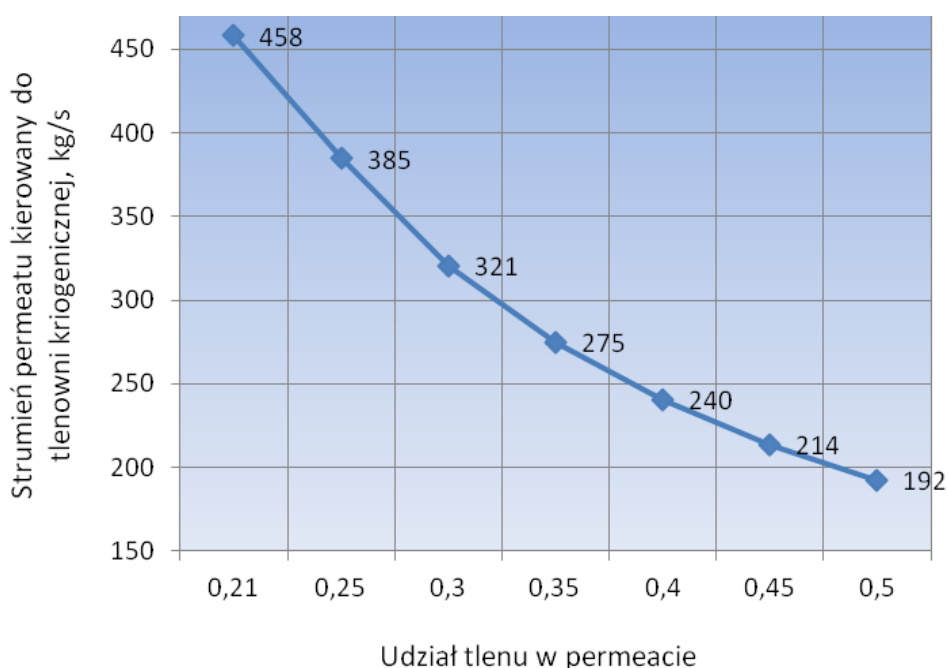
Skojarzenie dwóch metod wytwarzających tlen ma uzasadnienie termodynamiczne gdy łączna praca w obu instalacjach tzn. membranowej i kriogenicznej jest mniejsza od pracy układu kriogenicznego pracującego jak uprzednio (bądź pracującego samodzielnie).

Według [8] przy produkcji strumienia tlenu liczonego w tysiącach ton na dobę, poprawę energochłonności w odniesieniu do metody kriogenicznej wykazuje połączenie metody kriogenicznej z metodą membranową przy wykorzystaniu pomp próżniowych (rys. 5.2). Z kolei obydwa warianty pracy metody membranowej (rys. 5.1 oraz 5.2) w połączeniu z metodą kriogeniczną prowadzą do zmniejszenia wykonanej pracy układu w stosunku do procesu kriogenicznego dla niewielkich strumieni produkowanego tlenu liczonego w setkach ton na dobę.

Zgodnie z powyższą tezą w dalszej części rozprawy rozważono przypadek układu membranowego wstępnie rozdzielającego powietrze z zastosowaniem pompy próżniowej dla permeatu oraz sprężarki umieszczonej po stronie zasilania.

Bazując na obliczeniach poprzednich dla pracy bloku węglowego 463 MW wyznaczono strumień powietrza wzbogaconego w tlen, który ma być następnie wprowadzony do sprężarki w układzie kriogenicznym.

Zakres wzbogacania powietrza w tlen za pomocą metody membranowej na poziomie nieprzekraczającym 50% przyjęto z uwagi na ograniczenia stopnia separacji powietrza przez obecne membrany [6, 8]. Na rysunku 5.3 zaprezentowano wyniki obliczeń strumienia permeatu kierowanego następnie do dalszego rozdziału poprzez metodę kriogeniczną, dzięki której jak już wspomniano uzyskuje się stopień czystości tlenu przekraczający 95%.



Rys. 5.3. Strumień powietrza wzbogaconego w tlen przy $\lambda=1,15$ dla mocy brutto elektrowni 463 MW, podawany bezpośrednio do tlenowni kriogenicznej

Na energochłonność procesu separacji membranowej przy zastosowaniu sprężarki (wentylatora) oraz pompy próżniowej składa się praca napędowa pompy próżniowej permeatu [56, 60] oraz praca napędowa sprężarki powietrza podawanego do przestrzeni przed membraną.

Zgodnie z wynikami obliczeń dla powietrza wzbogaconego w tlen do 50% w fazie permeatu, zapotrzebowanie na moc układu membranowego jest równe 33 MW. Im większe stężenie tlenu w fazie permeatu uzyskanego w metodzie membranowej, tym lepszy efekt termodynamiczny uzyskany dla układu membranowo-kriogenicznego. Wynika to przede wszystkim z zasysania przez pompę próżniową jedynie strumienia odseparowanego na membranie permeatu, nie oddziałując tym samym na czynnik odpadowy jakim jest retentat. Przyczynia się to do ograniczenia mocy pompy próżniowej oraz także mocy sprężarki w układzie kriogenicznym.

Kolejnym z istotnych czynników jest niewielkie podciśnienie wynoszące 0,1 bar, jakie można zastosować przy nowoczesnych typach membran.

Moc pompy próżniowej wyrażona jest następująco:

$$N_{elPP} = -\frac{\kappa \cdot R \cdot T}{\eta \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left(\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot n_p \quad (5.4)$$

gdzie:

$\kappa = 1,4$ (dwuatomowy gaz doskonały)

Indywidualna stała gazowa dla wzbogaconego powietrza:

$R_{25\%tlen} = 286 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$R_{35\%tlen} = 282 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$$R_{50\%tenu} = 277 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$T=298 \text{ K}$$

$$P_0=1,013 \text{ bar}$$

$$P_1=0,1 \text{ bar}$$

$\eta=0,9$ – sprawność pompy próżniowej

n_p - strumień permeatu, kg/s

$$N_{elPP} = 30 \text{ MW}$$

$$N_{el,spr}=3 \text{ MW}$$

Praca potrzebna do zasilenia sprężarki (wentylatora) jest stosunkowo niewielka, rzędu 3 MW, gdyż powietrze przed membraną jest nieznacznie sprężone, jedynie dla zapewnienia jego przepływu do czego wystarcza ciśnienie na poziomie 1,063 bar. Wartość ta dla przyjętego strumienia 458 kg/s separowanego powietrza jest stała. Energochłonność procesu membranowego przy wzbogaceniu powietrza w tlen do 50% dla otrzymanego strumienia permeatu 192 kg/s wynosi $E_M=0,187 \text{ kWh/kgO}_2$.

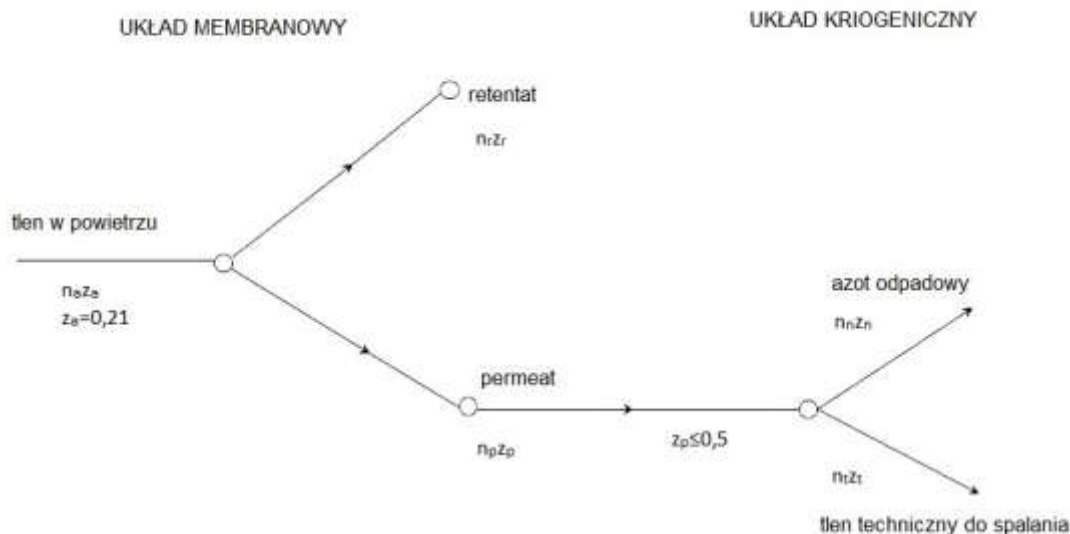
Możliwe jest zmniejszenie podciśnienia po stronie permeatu, a tym samym zmniejszenie stosunku P_1/P_0 , przy czym należałoby jednocześnie zastosować większą powierzchnię membrany zgodnie z zależnością 5.1. Według [6] dla ciśnienia permeatu w granicach 0,1-0,29 bar, powierzchnia membrany wynosi od 1,166 mln m^2 do 1,450 mln m^2 dla wydajności sięgających 220 kg/s.

5.2. Analiza wariantów współpracy bloku węglowego z tlenownią membranowo-kriogeniczną

W modelu zakładającym współpracę bloku energetycznego z tlenownią kriogeniczno-membranową posłużono się zależnościami wynikającymi z wcześniej opracowanych modeli bloku energetycznego wraz z modelem tlenowni kriogenicznej. Schemat połączenia układu kriogenicznego z membranowym przedstawiono na rysunku 5.2.1. Powietrze w początkowej fazie rozdzielane jest na retentat, będący gazem odpadowym oraz na permeat wzbogacony w tlen, kierowany następnie do drugiego etapu rozdziału poprzez metodę kriogeniczną. Do dalszych obliczeń przyjęto pierwotną moc bloku na poziomie 463 MW, pracę kotła przy $\lambda=1,15$ dla którego strumień tlenu o czystości 96% kierowany do kotła wynosi 346 ton/h.

Maksymalna możliwa w praktyce do otrzymania zawartość tlenu w permeacie jest równa 50% [6] i dla tego przypadku otrzymano:

- Strumień wzbogaconego powietrza kierowany do instalacji kriogenicznej 192 kg/s co oznacza, iż energochłonność procesu sprężania trójstopniowego, dwuwałowego wynosi 45 MW, po uwzględnieniu rzeczywistych, międzystopniowych spadków ciśnień zachodzących w chłodnicach powietrza.
- Łączną potrzebną moc 78 MW, przy uwzględnieniu mocy napędowej układu membranowego 33 MW, co czyni proces rozdziału mniej energochłonnym o 31,6 MW w porównaniu do metody kriogenicznej stosowanej oddzielnie, w której zapotrzebowanie mocy wynosi 109,6 MW.
- Poprawę energochłonności procesu wytwarzania tlenu o 28,8 %.



Rys. 5.2.1. Ogólny schemat produkcji tlenu w układzie membranowo-kriogenicznym

Oznaczenia na rysunku 5.2.1:

n – strumień, kmol/s

z – udział tlenu

$n_t z_t$ – zapotrzebowanie na tlen do spalania; $z_t = 0,96$

n_a – powietrze do wentylatora w układzie membranowym

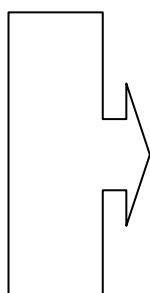
Układ membranowy:

bilans ogólny tlenowni membranowej:

$$n_a = n_r + n_p$$

bilans tlenu:

$$n_a z_a = n_r z_r + n_p z_p$$



$$n_a = n_p \frac{z_p - z_r}{z_a - z_r} \quad (5.5)$$

Układ kriogeniczno-membranowy:

bilans ogólny tlenowni kriogenicznej:

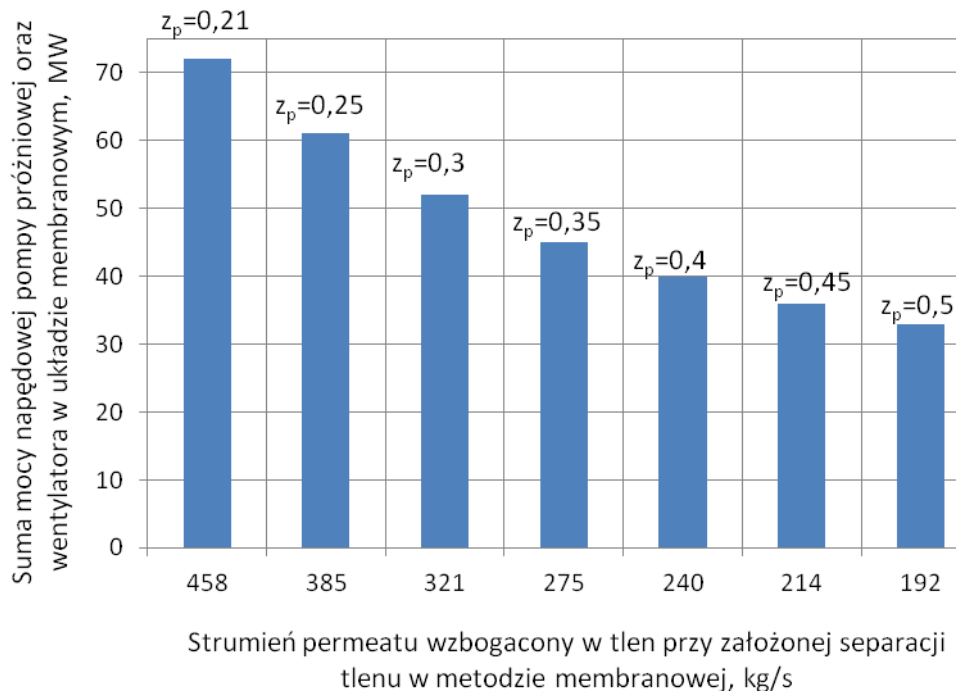
$$\begin{aligned} n_p &= n_t + n_n \\ \text{bilans tlenu:} & \\ n_p z_p &= n_t z_t + n_n z_n \end{aligned} \quad \begin{array}{c} \boxed{} \\ \rightarrow \\ \rightarrow \\ \boxed{} \end{array} \quad n_p = n_t \frac{z_t - z_n}{z_p - z_n} \quad (5.6)$$

Strumień tlenu do spalania: $n_{tds} = n_t z_t$

Dla znanych n_{tds} , z_t , z_n obliczono n_p przy założonym z_p z zależności:

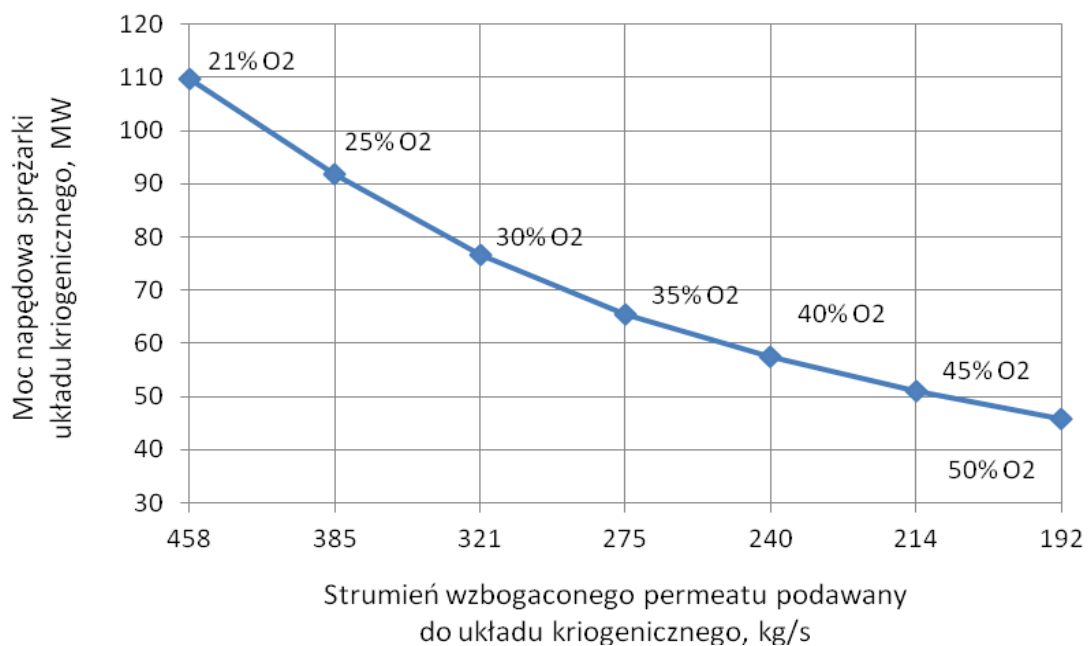
$$n_p = \frac{n_{tds}}{z_t} \frac{z_t - z_n}{z_p - z_n} \quad (5.7)$$

Znając strumienie permeatu obliczono moc napędową pompy próżniowej, przy założonym podciśnieniu za membranę na poziomie 0,1 bar. Poniżej (rys. 5.2.2) przedstawiono wykresy energochłonności procesu dla strumieni powietrza wzbogaconych wstępnie w tlen na poziomie od 25 do 50% w permeacie.



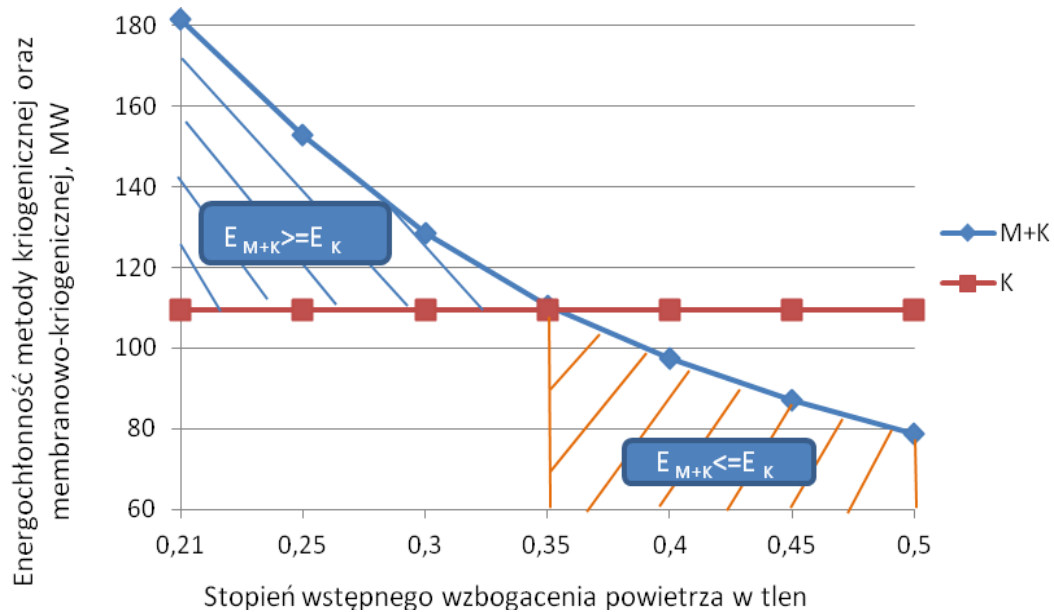
Rys. 5.2.2 Energochłonność wytwarzania powietrza wzbogaconego w tlen w procesie membranowym przy zmiennym stopniu separacji tlenu przez membranę (ciśnienie za membraną 0,1 bar)

Na powyższym wykresie widać zmniejszanie się poboru mocy przez pompę próżniową przy rosnącym stopniu wzbogacenia powietrza w tlen, a tym samym przy spadku strumienia permeatu. Pompa próżniowa spręża jedynie strumień permeatu, zatem występuje spadek jej mocy napędowej przy rosnącym stopniu separacji tlenu.



Rys. 5.2.3. Spadek energochłonności wytwarzania powietrza wzbogaconego w tlen w procesie kriogenicznym w zależności od strumienia oraz składu permeatu w układzie membranowym

Adekwatnie do wykresu przedstawionego na rysunku 5.2.3, wstępne wzbogacenie powietrza metodą membranową wpływa na zmniejszenie jego strumienia kierowanego następnie do układu kriogenicznego w celu uzyskania tlenu o wymaganym poziomie czystości 96%. Wyniki połączenia obu metod, przy określonym stopniu wzbogacenia powietrza w metodzie membranowej, zaprezentowano na rysunku 5.2.4.



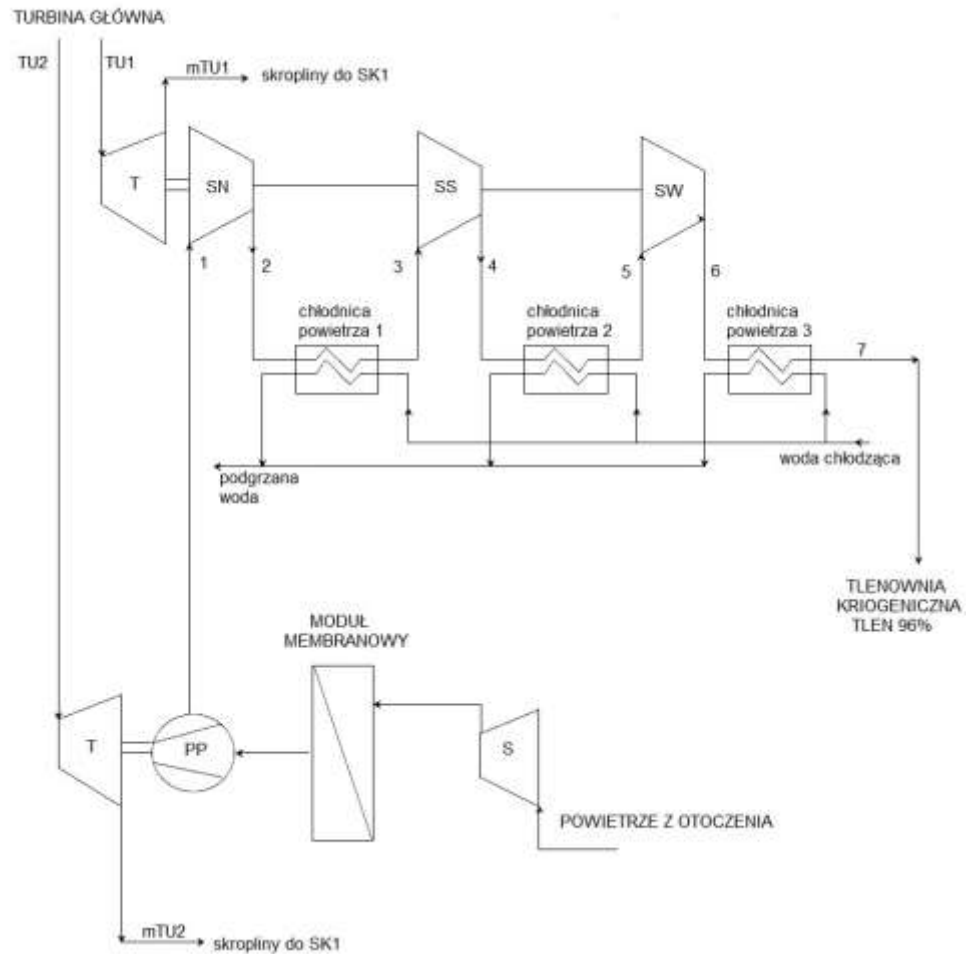
Rys. 5.2.4 Energochłonność procesu kriogenicznego oraz membranowo-kriogenicznego

Z powyższego wykresu wynika, że już przy 35% wzbogaceniu powietrza w tlen w permeacie otrzymano energochłonność procesu łączonego na poziomie odpowiadającym metodzie kriogenicznej. W przypadku niskiej selektywności membrany, gdzie w permeacie zawartość tlenu stanowi 21% – 34,9%, moc pobrana przez układ membranowo-kriogeniczny jest większa od mocy napędowej układu kriogenicznego. Przy poziomie wzbogacenia powietrza w tlen w permeacie od 35% do 50% uzyskuje się mniejszą moc układu membranowo – kriogenicznego niż układu kriogenicznego, nawet do 30 MW. W metodzie membranowej możliwości wzbogacania powietrza w tlen są jednak ograniczone i dlatego dalsze zmniejszanie poboru mocy przez układ membranowo-kriogeniczny jest niemożliwe do zrealizowania.

5.2.1 Wyniki symulacji działania układu tlenowni membranowo-kriogenicznej połączonej z blokiem elektrowni węglowej

W przypadku podłączenia układu tlenowni kriogeniczno-membranowej do bloku węglowego, podobnie jak w przypadku zastosowania wyłącznie tlenowni kriogenicznej, dokonano symulacji obliczeniowej dla każdego z możliwych przypadków pobierania pary z upustów turbiny głównej oraz dla elektrycznego napędu sprężarki tlenowni pobierającej energię elektryczną za generatorem, jak ma to miejsce w przypadku poboru na potrzeby własne. W układzie (rys. 5.2.5), w którym wykorzystano upust pary z turbiny głównej, para odprowadzana jest z dwóch upustów odpowiednio do napędu pompy próżniowej zespołu membranowego oraz do turbiny tlenowni. Rozpatrywane dodatkowe turbiny pracują z założoną sprawnością mechaniczną 98% oraz sprawnością wewnętrzną 92%.

Dla najbardziej efektywnego procesu rozdziału, gdzie w metodzie membranowej powietrze jest wzbogacane do 50% udziału tlenu, moc jaką należy uzyskać z upustu TU1 wynosi 45 MW, natomiast z upustu TU2 wynosi 33 MW. Wielkości te są wyraźnie niższe aniżeli w przypadku procesu kriogenicznego, dlatego też w pierwszej kolejności ponownie rozważono pobór pary z upustów U1-U3, które znajdują się najbliżej końca turbiny. Należy jednak pamiętać, że bez znacznej ingerencji w układ upustów, z części U1-U3 można uzyskać jedynie niewielki strumień pary umożliwiający uzyskanie mocy mechanicznej 2 - 8 MW (tab. 4.5).



Rys. 5.2.5. Połączenie tlenowni membranowo-kriogenicznej z układem turbiny głównej bloku elektrowni

W celu analizy pracy nowego układu bloku, kolejny raz dokonano modyfikacji równań opisujących model. Równania dla układu tlenowni kriogenicznej pozostały analogiczne do wcześniej opisanych, natomiast w układzie tlenowni membranowej wykorzystano zależności opisane w 5.5-5.7.

a) Analiza dla przypadku poboru pary z części niskoprężnej turbiny

W wyniku przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, iż pobór pary z upustu U1 jest w dalszym ciągu niecelowy, gdyż para w tym miejscu ma za niskie parametry. Przy zwiększeniu wydatku strumienia pary do 90 kg/s, można otrzymać niecałe 18 MW mocy mechanicznej. Analizując pobór pary z upustu U2, przy wydatku pary rzędu 107 kg/s,

można otrzymać wymagane 33 MW mocy dostarczanej poprzez strumień z upustu U2. Zwiększając natomiast strumień pary z upustu U3 do 90 kg/s otrzymuje się wymagane 45 MW mocy. Jednocześnie oznacza to jednak konieczność likwidacji dalszej części regeneracji niskoprężnej.

b) Analiza dla przypadku poboru pary z przelotni pomiędzy częścią średnioprężną oraz niskoprężną turbiny

Kolejnym etapem analizy pracy bloku, przy wytwarzaniu tlenu metodą kriogeniczno-membranową, było zbadanie możliwości wykorzystania strumienia pary z przelotni SP-NP. Założeniem było otrzymanie mocy rzędu 78 MW, która pokryłaby w całości zapotrzebowanie energetyczne układu rozważanej tlenowni. Obliczenia wykazały, że w wyniku upustu 117 kg/s pary uzyskuje się wymaganą moc do zasilania tego układu. Jednakże pobierając parę w tej ilości, otrzymano nieznaczny spadek entalpii pary upustowej z 2989 kJ/kg do 2937 kJ/kg, przez co strumień z upustu przelotni NP-SP powinien być zwiększony do 127 kg/s. Pobór wskazanej ilości pary spowodował spadki ciśnień pary w pozostałych upustach turbiny głównej, co wpłynęło na zmniejszenie temperatury skraplania. Moc bloku spadła do 369,7 MW, sprawność bloku do 33,6%, moc części wysokoprężnej wyniosła zaś 131,3 MW, średnioprężnej 172,1 MW natomiast części niskoprężnej 66,2 MW.

Poboru pary z gorącej szyny oraz z upustów U4-U6 nie rozpatrzono, gdyż w pierwszym przypadku proces byłby bardziej energochłonny co udowodniono w poprzednim rozdziale, natomiast w drugim przypadku wystąpiłyby podobne, niekorzystne procesy w części niskoprężnej.

Tabela 5.2.1.

Zestawienie parametrów pracy bloku węglowego po połączeniu z układem tlenowni membranowo-kriogenicznej oraz kriogenicznej

Jednostka	Parametr	Układ membranowo - kriogeniczny	Układ kriogeniczny
		Miejsce poboru przelotnia NP-SP	
kg/s	Strumień pary upustowej	127,0	181,0
MW	Moc uzyskana na zasilenie układu tlenowni	78,0	109,6
MW	Moc bloku	369,7	341,3
%	Sprawność bloku	33,6	31,0
pkt %	Spadek sprawności	8,0	11,0

c) Zasilanie układu tlenowni membranowo-kriogenicznej energią elektryczną

Podobnie jak w przypadku tlenowni kriogenicznej, jednym z rozpatrywanych warunków jest bezpośredni pobór energii elektrycznej za generatorem poprzez silnik elektryczny napędzający sprężarkę w układzie kriogenicznym oraz wentylator wraz z pompą próżniową w układzie membranowym, w sposób szczegółowo opisany w rozdziale 4.5.3.

Jak obliczono w rozdziale 5.2, moc jaką należy doprowadzić na potrzeby zasilania tlenowni membranowo - kriogenicznej, przy nominalnej pracy bloku, wynosi 78 MW. Jak podano w rozdziale 4.5.3 wystąpią straty związane ze sprawnością silnika elektrycznego

oraz dodatkowym transformatorem podwyższającym napięcie wymagane do pracy silnika. Moc bloku zatem ulegnie obniżeniu zgodnie z poprzednio opisaną zależnością 4.5.3.

Zakładając nominalną pracę bloku na poziomie 463 MW oraz bazując na poprzednich wyliczeniach, gdzie układ tlenowni membranowo – kriogenicznej wraz ze sprężarką pobierał moc 78 MW, przy założeniu strat mocy w silniku elektrycznym wynoszących 3% oraz strat na transformatorze rzędu 1%, to zgodnie ze wzorem 4.5.3 moc bloku obniży się do poziomu 381,9 MW. Dodatkowo przeanalizowano odzysk ciepła z chłodnic sprężanego powietrza, na zasadach wcześniej opisanych dla układu kriogenicznego. Wykazano nieznaczny odzysk ciepła, w niewielkim stopniu podwyższający moc bloku o niecały 1 MW. Uwzględniając wykorzystanie ciepła z chłodnic powietrza moc bloku obniży się do 382,7 MW. Sprawność bloku wyniesie 35%, co stanowi spadek o 6,6 punktów procentowych. Daje to najlepszy wynik dla wariantów analizowanych w niniejszej pracy, dlatego też pobór energii niezbędnej do zasilenia układu tlenowni kriogeniczno-membranowej z silników elektrycznych uznano za najkorzystniejszy.

Tabela 5.2.2

Zestawienie porównawcze mocy oraz sprawności bloku energetycznego po połączeniu z układem membranowo-kriogenicznym

Wariant pracy bloku energetycznego	Moc bloku, MW	Sprawność bloku, %
Bez tlenowni	463,0	42,8
Z tlenownią przy poborze pary z przelotni NP-SP	369,7	33,6
Z tlenownią przy zasilaniu elektrycznym	381,9	34,9
Z tlenownią przy poborze pary z przelotni NP-SP oraz z odzyskiem ciepła z chłodnic sprężanego powietrza	370,5	33,7
Z tlenownią przy zasilaniu elektrycznym oraz z odzyskiem ciepła z chłodnic sprężanego powietrza	382,7	35,0

6. Wpływ nakładów energetycznych na transport CO₂ do miejsca składowania

Jednym ze sposobów zagospodarowania otrzymanego w wyniku spalania tlenowego dwutlenku węgla jest jego wychwycenie, sprężenie, upłynnienie, transport, a następnie stałe składowanie w formacjach geologicznych. Analizie poddano energochłonność tego procesu. W literaturze [11] można znaleźć dane dotyczące wymaganych parametrów CO₂, celem poddania go procesowi wychwytywania i składowania (carbon capture and storage – CCS). Niezwykle ważnymi założeniami są odległości na jakie CO₂ ma zostać przetransportowany tak, by podczas transportu nie nastąpiła zmiana jego fazy. CO₂ można transportować rurociągami, jak również w zbiornikach. Obecnie najbardziej opłacalnym wariantem jest transport rurociągami, w których CO₂ ma ciśnienie powyżej krytycznego i odpowiednio dużą gęstość. W niniejszej pracy ten wariant został przeanalizowany. Gazowe CO₂ jest zazwyczaj sprężone do ciśnienia powyżej 8 MPa, aby uniknąć dwufazowego przepływu oraz w celu zwiększenia jego gęstości. Dwutlenek węgla może być również transportowany w postaci ciekłej na statkach, transportem drogowym lub cysternami kolejowymi, w których przechowywany jest w izolowanych zbiornikach w temperaturze znacznie poniżej otoczenia oraz przy znacznie niższych ciśnieniach. Przetransportowany CO₂ jest następnie składowany w złożach węglowodorów lub głębokich formacjach solnych, które na ogół powinny mieć głębokość poniżej 800 m, gdzie ciśnienie i temperatura otoczenia będzie pozwalała na przechowywanie CO₂ w stanie ciekłym lub nadkrytycznym. W tych warunkach gęstość CO₂ mieści się w zakresie od 50 do 80% gęstości wody. Jest to gęstość zbliżona do gęstości niektórych typów ropy naftowej, które w wyniku sił wyporu mają tendencję do wypychania CO₂ w górę. W związku z tym jest ważne dobre uszczelnienie złoża wybranego zbiornika retencyjnego, aby zapewnić, że CO₂ pozostanie trwale uwięziony pod powierzchnią ziemi [44]. Wymagania względem parametrów transportowanego CO₂ zestawiono w tabeli 5.3. w oparciu o [21, 44, 76].

Tabela 5.3

Wymagania dotyczące ciśnienia i temperatury transportowanego CO₂, w zależności od rodzaju transportu

Parametry transportowanego CO₂	Ciśnienie P_TCO₂ [bar]	Temperatura T_TCO₂ [C]
Rurociąg 150 km	105	15
Cysterny drogowe i kolejowe	20	-20
Transport okrętowy	14-20	15

Przy doborze rurociągu należy pamiętać, by zachować ciśnienie co najmniej 73,8 bar. Dla przykładowego rurociągu, w którym czynnik roboczy jakim jest dwutlenek węgla przepływa z prędkością 0,93 km/s, ciśnienie spada o około 1,6 bar co każde 15 km, tak więc w miejscu zatłaczania otrzymano ciśnienie około 89 bar [76]. W przypadku dłuższych dystansów należałoby zamontować kolejny układ sprężania, który zapewniłby odpowiednie ciśnienie wystarczające na dalszy przesył CO₂.

W pracy zbadano moc potrzebną do zasilenia sprężarki umożliwiającej przesył na odległość 150 km dla rozważanego bloku 463 MW, realizującego spalanie tlenowe.

Temperatura wylotowego CO₂ odpowiada temperaturze spalin i wynosi około 140°C, dlatego też przed procesem sprężania należy go ochłodzić do pożądanej temperatury 10°C.

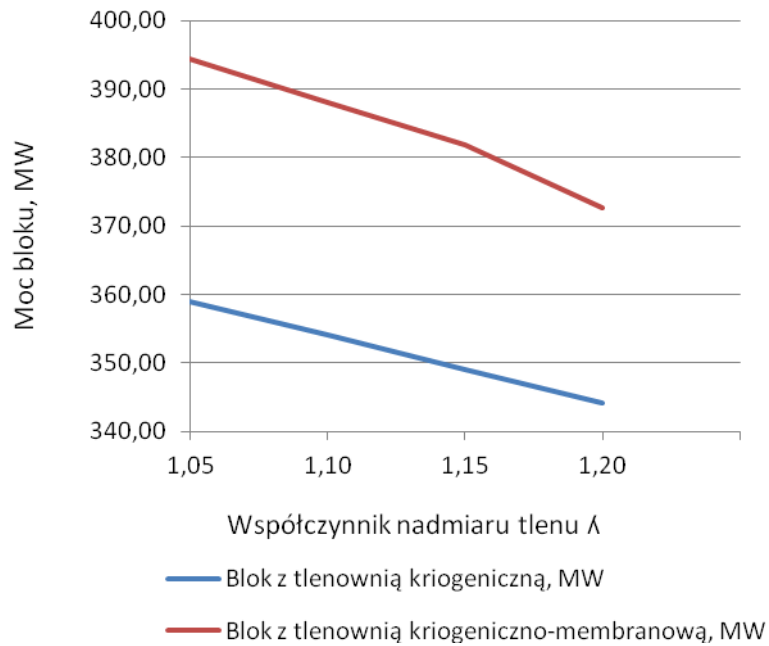
Dla rozpatrywanego przypadku układu elektrowni spalającej węgiel w tlenie przy sprawności bloku 35% i mocy 382 MW, zakładając spalanie całkowite i zupełne, strumień czystego CO₂ wynosi 91,35 kg/s. Rozkład ciśnień w sprężarce przyjęto zgodnie z zasadami opisanymi w części 4.3. Otrzymana moc jaką będzie pochłaniać trójstopniowa sprężarka pracująca na potrzeby transportu wynosi około 40 MW.

7. Analiza wpływu wybranych parametrów na sprawność i moc bloku ze spalaniem tlenowym

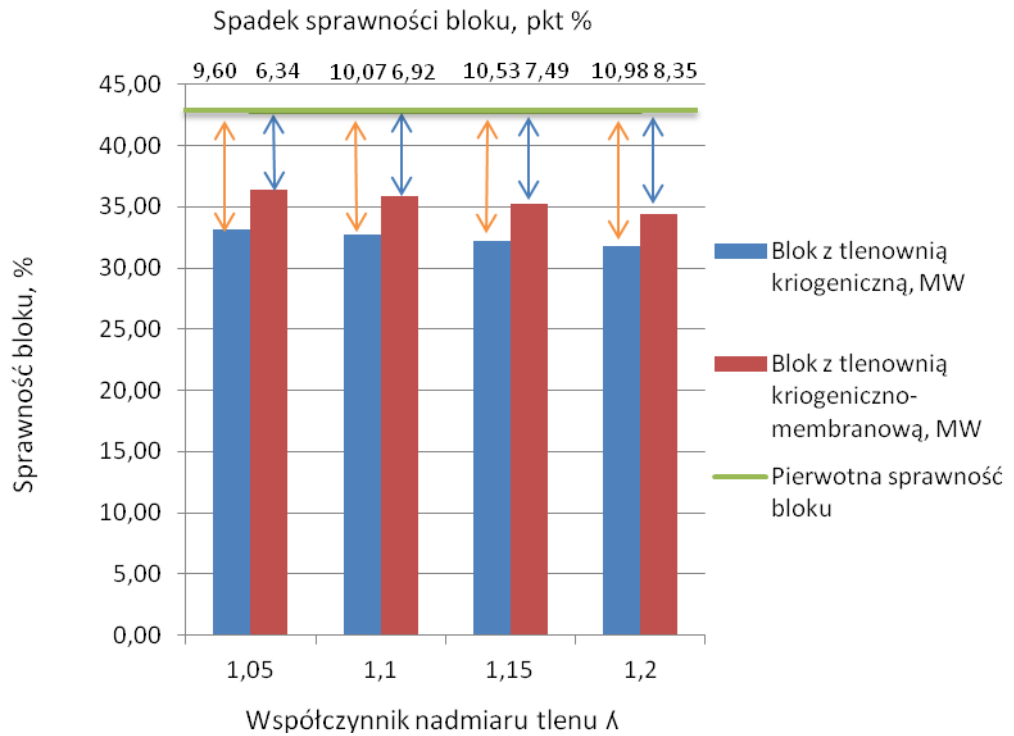
W rozprawie zaprezentowano wyniki wielowariantowych obliczeń dla pracy bloku przy spalaniu tlenowym. Parametrami jakie mają istotny wpływ na pracę całego bloku są przede wszystkim: stosunek nadmiaru powietrza do spalania, rodzaj spalanego paliwa, różnica temperatur w skraplaczo-parowaczu tlenowni oraz ciśnienie tlenu przy wypływie z tlenowni. W pracy przedstawiono wyniki obliczeń dla węgla kamiennego stosowanego w konkretnie omawianej instalacji, stosunku nadmiaru tlenu do spalania 1,15, natomiast różnicę temperatur w rozpatrywanej tlenowni przyjęto na poziomie 3 K. Ciśnienie tlenu technicznego 1,25 bar przy wyjściu z tlenowni zostało dobrane na podstawie wymagań rozpatrywanego kotła. Poniżej dokonano analizy wpływu zmiany tych parametrów na moc oraz sprawność całej instalacji. Obliczenia w kolejnych punktach rozdziału 7 prowadzono dla przypadku napędu elektrycznego sprężarki, wentylatora oraz pompy próżniowej, gdyż wariant ten okazał się najmniej energochłonny, czego dowiedziono w poprzednich punktach rozprawy.

7.1. Wpływ stosunku nadmiaru tlenu do spalania

Stosunek nadmiaru tlenu do spalania w kotle λ powinien mieć minimalną wartość zapewniającą spalanie całkowite i zupełne. Ze względów ruchowych w praktyce stosuje się czasem nieco wyższe wartości tego stosunku. Większa wartość stosunku λ powoduje odpowiedni wzrost mocy napędowej sprężarki w tlenowni i ewentualnie pompy próżniowej w układzie membranowym, przy niewielkim wzroście mocy odzyskanej w detanderze. Aby zbadać wpływ tych zjawisk wykonano obliczenia, których rezultaty przedstawiono na rys. 7.1.1 i 7.1.2.



Rys. 7.1.1 Wpływ współczynnika nadmiaru tlenu λ na moc bloku zintegrowanego z tlenownią



Rys. 7.1.2. Wpływ współczynnika nadmiaru tlenu λ na sprawność bloku zintegrowanego z tlenownią

Jak wynika z rysunków 7.1.1 i 7.1.2 w przypadku zwiększenia stosunku λ z 1,05 do 1,2 moc bloku połączonego z tlenownią kriogeniczno-membranową ulega spadkowi o ponad 20 MW, natomiast moc bloku połączonego z tlenownią kriogeniczną spada o ponad 10 MW. Sprawność bloku obniża się o ponad 1 punkt procentowy dla metody kriogenicznej oraz

o ponad 2 punkty procentowe dla metody membranowo-kriogenicznej. Można zatem stwierdzić, iż metoda membranowo- kriogeniczna jest bardziej wrażliwa na zmianę stosunku nadmiaru tlenu λ niż metoda kriogeniczna.

7.2. Wpływ rodzaju paliwa węglowego

Stosowane paliwo w istotny sposób wpływa na pracę bloku. Dotychczasowe wyliczenia oparte były na założeniu stałych parametrów węgla kamiennego, stosowanego w rozpatrywanej elektrowni. Dalszej ocenie zostaną poddane paliwa o różnej wartości opałowej oraz składzie pierwiastkowym. W celu zbadania wpływu typu i składu paliwa przeprowadzono dodatkowe obliczenia dla stałej wartości mocy cieplnej kotła oraz przy stałym współczynniku λ .

Węgiel kamienny jest projektowym paliwem stosowanym w omawianej instalacji. Jego dopuszczalne zakresy dla omawianego kotła zestawiono w tabeli 5.4.

Tabela 5.4.

Dopuszczalne zakresy wartości opałowej paliwa węglowego dla rozpatrywanego kotła

Wyszczególnienie	Jednostka	Zakres projektowego paliwa	Węgiel z pomiarów
Wartość opałowa	MJ/kg	19-22	17,8-21,6
Zawartość wilgoci	%	max 16	11,4-14,4
Zawartość popiołu	%	max 25	19,0-30,0
Zawartość siarki	%	max 1,2	0,58-1,12

Z powyższej tabeli wynika, że stosowane paliwo często odbiega od paliwa projektowego, co może mieć negatywne skutki dla pracy bloku.

Dla węgla kamiennego można przyjąć następujące zakresy udziałów wybranych składników [49]:

- wilgotność: 10 - 18%,
- substancja mineralna: 20 - 30%,
- substancja organiczna: 50 - 98%.

Udziały składników analitycznych w węglach brunatnych mieszczą się w granicach [49]:

- wilgoć: 20-70% (średnio dla polskich węgli 50%),
- substancja mineralna: 10-25% (średnio dla polskich węgli 10%),
- substancja organiczna: 25-89% (średnio dla polskich węgli 40%).

Wyniki symulacji prowadzonych dla odmiennych paliw przedstawionych poniżej zostały zaprezentowane na rysunkach 7.2.1-7.2.3 .

Tabela 5.4.1

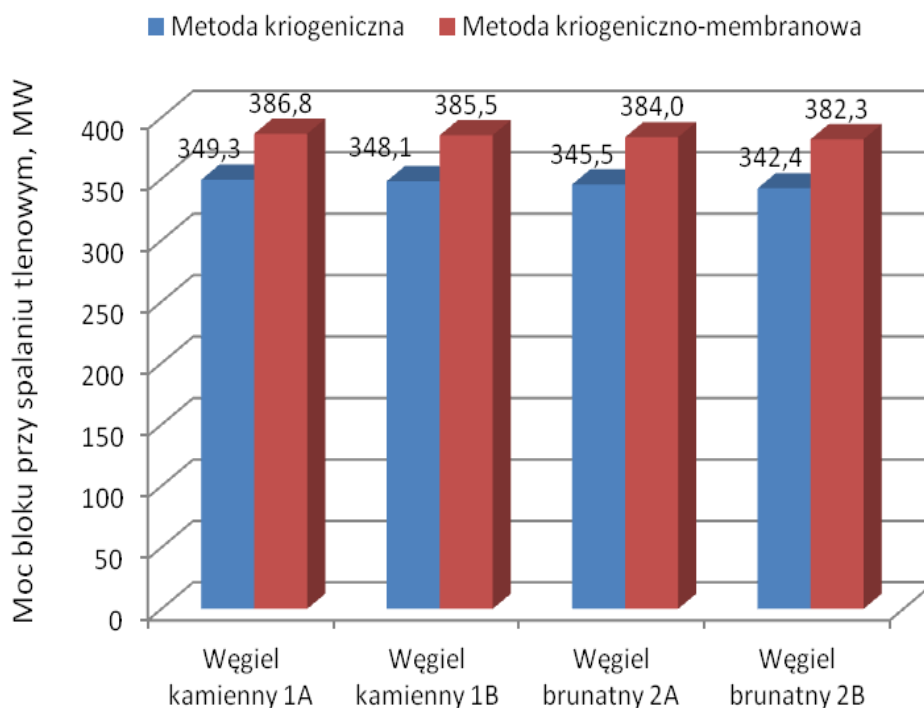
Skład analizowanego węgla kamiennego

Zawartość	Analizowany węgiel kamienny	
	1A	1B
pierwiastka węgla c	0,70	0,60
pierwiastka wodoru h	0,04	0,04
pierwiastka tlenu o	0,11	0,11
pierwiastka siarki s	0,01	0,01
wilgoci w	0,14	0,24
wartość opałowa	26672	23032

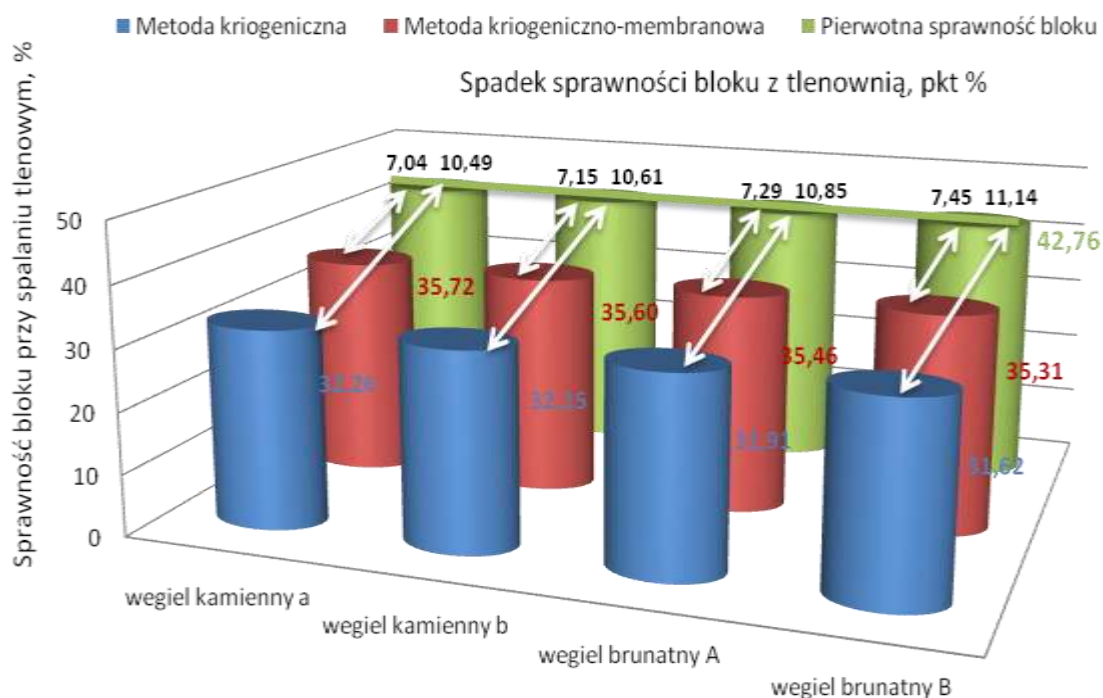
Skład analizowanego węgla brunatnego

Zawartość	Analizowany węgiel brunatny	
	2A	2B
pierwiastka węgla c	0,44	0,35
pierwiastka wodoru h	0,04	0,04
pierwiastka tlenu o	0,11	0,11
pierwiastka siarki s	0,01	0,01
wilgoci w	0,40	0,49
wartość opałowa	17208	13932

Obliczenia wykonano dla stałych wartości pozostałych parametrów, a zwłaszcza sprawności kotła oraz stosunku λ (w rzeczywistości przy spalaniu węgla brunatnego sprawność kotła nieco maleje).



Rys. 7.2.1 Wpływ stosowanego paliwa na moc bloku zintegrowanego z tlenownią



Rys. 7.2.2 Wpływ stosowanego paliwa na sprawność bloku zintegrowanego z tlenownią

Powyższe wykresy wskazują na widoczny wpływ parametrów stosowanego paliwa na ostateczną moc oraz sprawność bloku. Paliwa o wyższej wartości opałowej, przede wszystkim węgle kamienne o najmniejszej wilgotności, dają najlepsze rezultaty dla bloku realizującego spalanie tlenowe.

7.3. Wpływ różnicy temperatur w skraplaczo-parowaczu tlenowni oraz ciśnienia tlenu przy wypływie z tlenowni

Zasadniczym parametrem mającym istotny wpływ na moc i sprawność układu elektrownia – układ tlenowni jest ciśnienie wymagane dla tlenu technicznego. Zgodnie z wykresem równowag fazowych mieszaniny azotu i tlenu (rys.4.5) oraz założeniem, że temperatura skraplania azotu powinna być co najmniej równa lub wyższa o 3 K od temperatury wrzenia tlenu, wartość zadanego ciśnienia wyjściowego dla tlenu technicznego za tlenownią na poziomie od 1 do 2,5 bar skutkuje koniecznością wprowadzenia powietrza pod

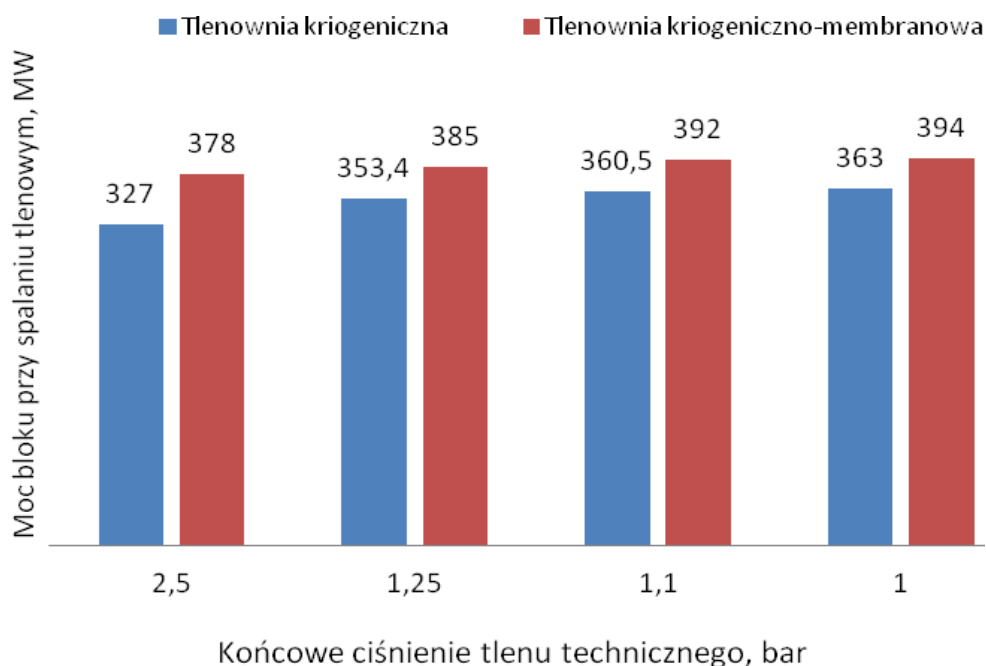
odpowiednio wyższym ciśnieniem, tak by w komorze wysokiego ciśnienia panowało ciśnienie odpowiednio wyższe zgodnie z tabelą 7.2.3. W tabeli tej przedstawiono również wpływ zmiany ciśnienia końcowego tlenu na temperatury wrzenia tlenu oraz azotu.

Tabela 7.2.3

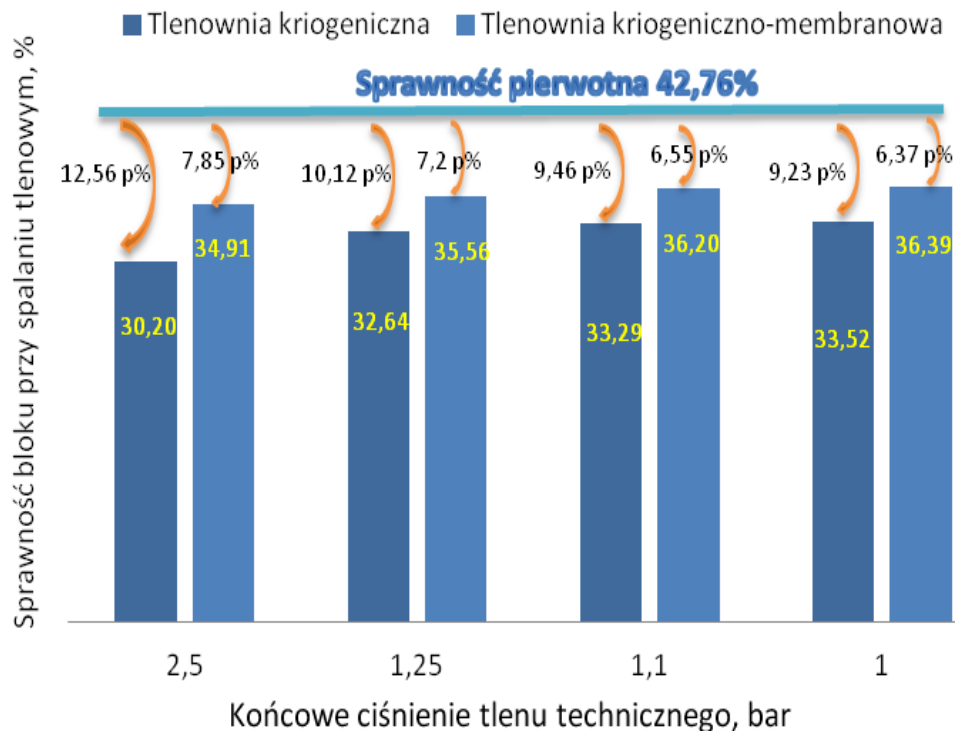
Zestawienie ciśnień azotu i tlenu w tlenowni oraz odpowiadających im temperatur zmiany fazy

Ciśnienie tlenu technicznego z tlenowni, bar	Ciśnienie w komorze wysokiego ciśnienia, bar	Temperatura wrzenia tlenu, K	Temperatura skraplania azotu, K
1,0	5,0	90,2	94,2
1,1	5,3	90,5	94,7
1,25	5,5	91,1	95,2
2,5	9,5	99,5	103,0

Wyższe ciśnienie końcowe ma zasadniczy wpływ na zwiększenie energochłonności układu tlenowego, co zobrazowano na poniższych wykresach.

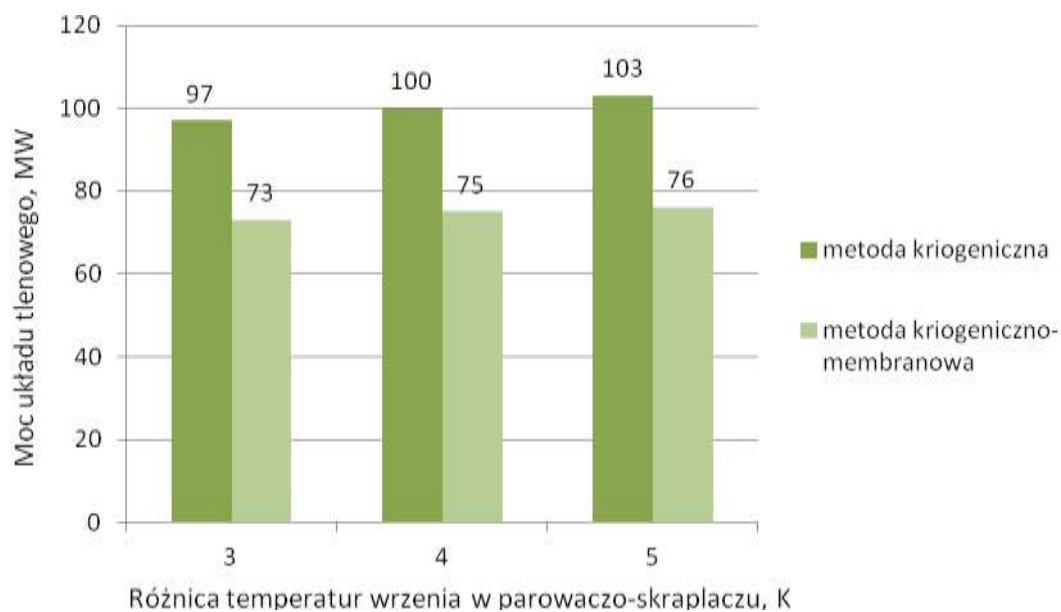


Rys. 7.3.1 Wpływ ciśnienia końcowego tlenu technicznego na moc bloku zintegrowanego z tlenownią



Rys. 7.3.2 Wpływ ciśnienia końcowego tlenu technicznego na sprawność bloku zintegrowanego z tlenownią

Poprawę energochłonności można uzyskać poprzez zmniejszenie różnicy temperatur w parowaczo-skraplaczu do najniższej, przy której zachodzi wymiana ciepła pomiędzy tlenem i azotem, czyli 3 K co już uprzednio przedstawiono na rys. 4.2.4. Na wykresie poniżej (rys. 7.3.3) przedstawiono wyniki obliczeń mocy napędowej tlenowni dla rozdziału strumienia powietrza umożliwiającego spalanie tlenowe w elektrowni węglowej przy stosunku $\lambda = 1,15$ i przy zmiennej różnicy temperatur w parowaczo-skraplaczu.



Rys. 7.3.3 Wpływ różnicy temperatur nasycenia w parowaczo-skraplaczu na energochłonność wytwarzania tlenu

W przypadku obniżenia różnicy temperatur nasycenia z 4 K do 3 K w parowaczo-skraplaczu tlenowni kriogenicznej występuje spadek energochłonności układu tlenowni kriogenicznej o 3 MW, a tlenowni kriogeniczno-membranowej o 2 MW. Zwiększenie różnicy temperatur nasycenia do 5 K podnosi moc napędową układu kriogenicznego i kriogeniczno-membranowego odpowiednio o 6 MW oraz 3 MW w porównaniu do różnicy temperatur na poziomie 3 K.

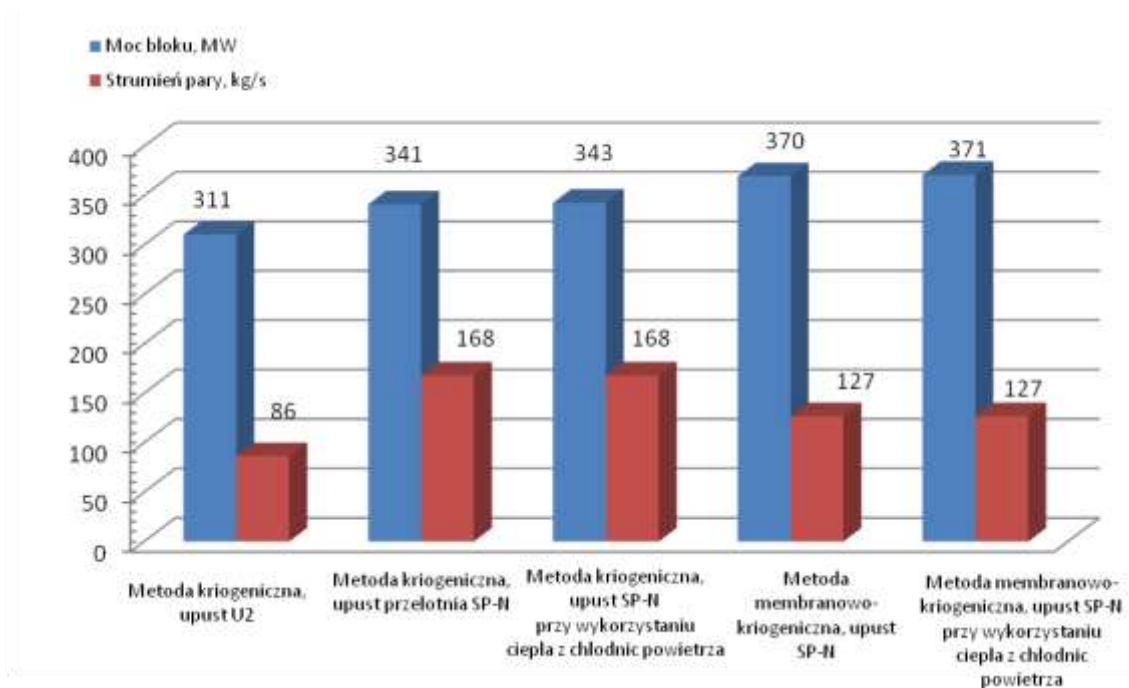
8. Analiza porównawcza otrzymanych sprawności i mocy bloku

Analizę porównawczą przeprowadzono dla stałego strumienia energii chemicznej paliwa wynoszącego 970 MW oraz dla nominalnych parametrów działania bloku 463 MW.

Jak wykazano w poprzednich częściach pracy w przypadku zintegrowania pracy elektrowni z układem tlenowni:

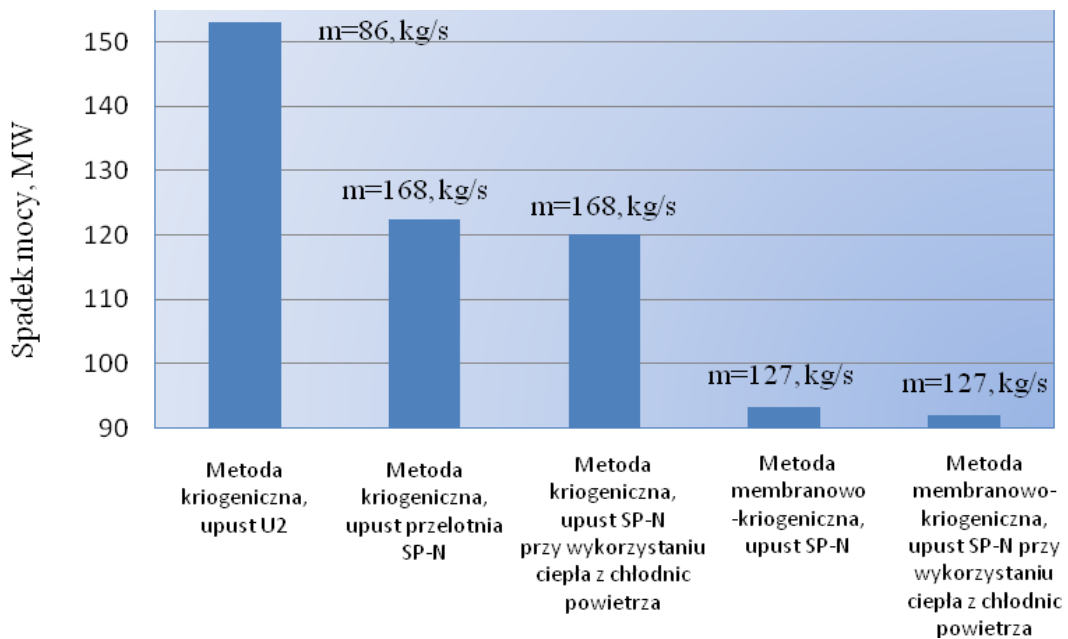
- najlepsze rezultaty w przypadku metody kriogenicznej uzyskuje się przy poborze pary z turbiny głównej z przelotni między częścią średnioprężną turbiny i jej częścią wysokoprężną,
- dodatkowy, korzystny efekt uzyskuje się przy odbiorze ciepła traconego w przeciwnym razie poprzez wodę ochładzającą sprężone powietrze,
- najlepsze wyniki termodynamiczne uzyskano podłączając układ tlenowni poprzez silnik elektryczny oraz integrując metodę kriogeniczną z metodą membranową, kiedy metoda membranowa powoduje wzbogacenie wstępne powietrza w tlen do 50%.

Poniżej zestawiono wykresy zawierające porównanie uzyskanych mocy i sprawności bloku przy różnych wariantach poboru strumienia pary z turbiny głównej bloku energetycznego realizującego spalanie tlenowe.

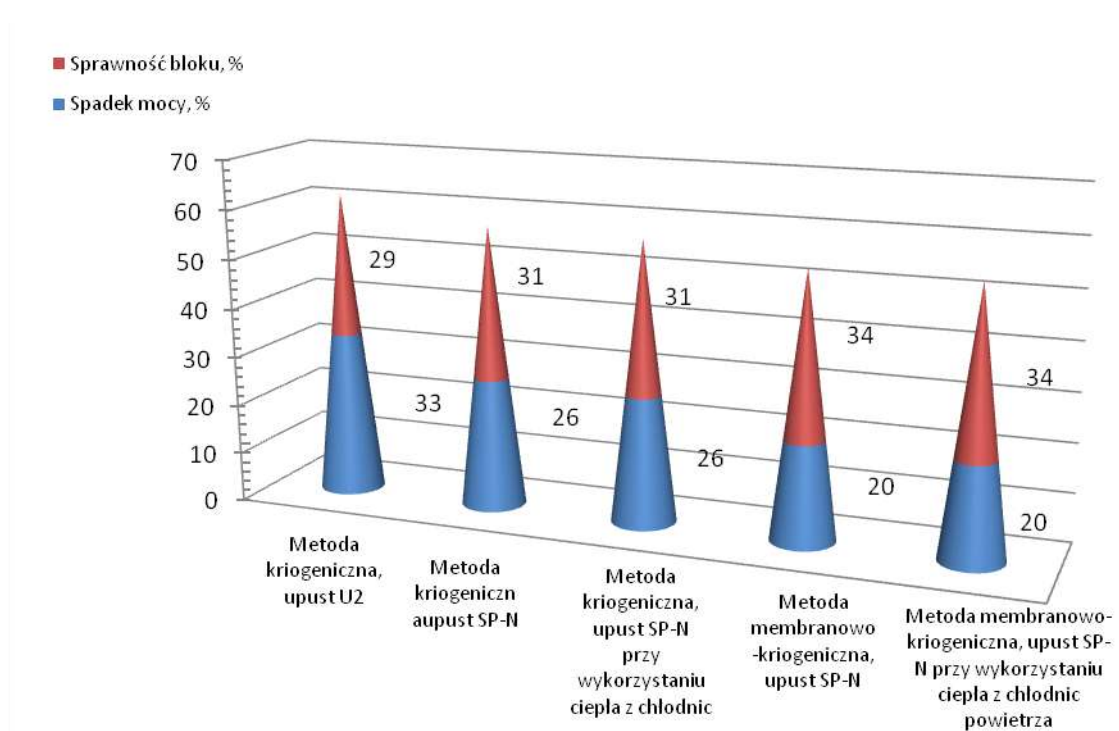


Rys. 8.1. Zestawienie porównawcze mocy bloku oraz strumienia pary z upustu turbiny głównej dla wybranych metod wytwarzania tlenu

Z powyższego wykresu (rys. 8.1) wynika, że na moc bloku ma wpływ wybór miejsca poboru pary zasilającej układ tlenowni. Największe znaczenie ma jednak technologia separacji tlenu z powietrza.



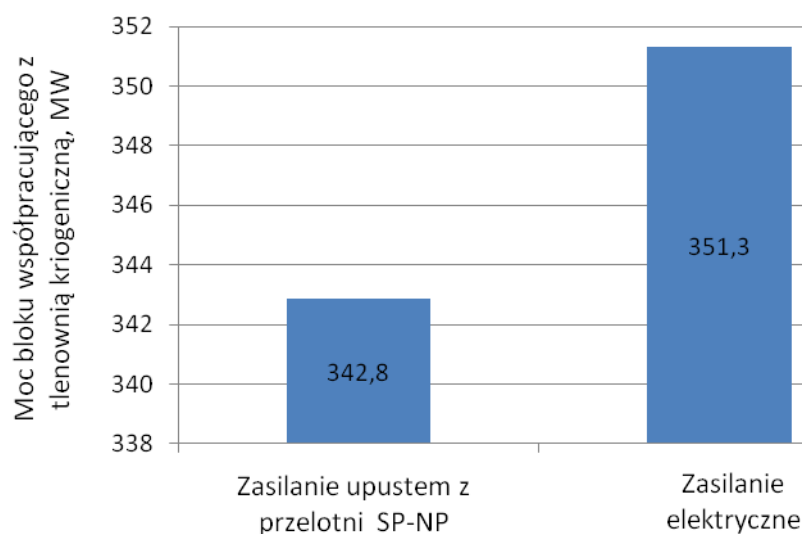
Rys. 8.2. Spadek mocy bloku, z uwzględnieniem miejsca poboru pary z upustu turbiny na potrzeby integracji z układem tlenowni, dla rozpatrywanych metod wytwarzania tlenu



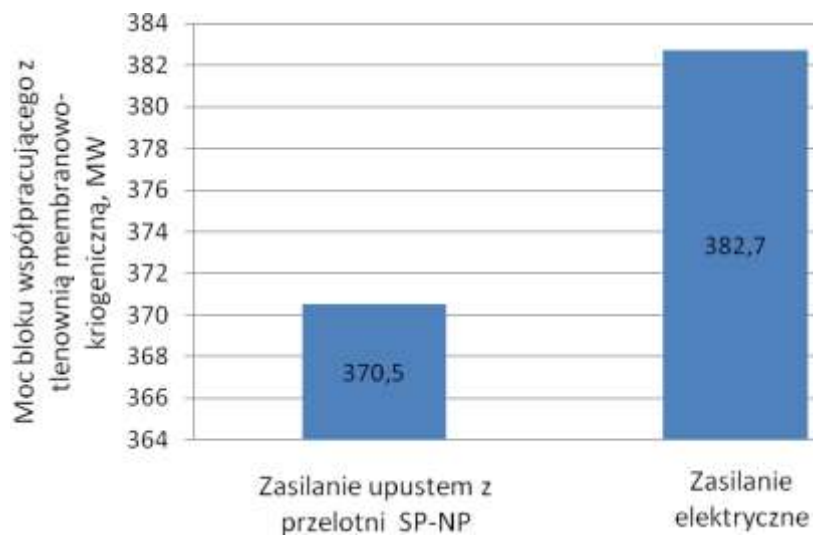
Rys. 8.3. Procentowy spadek mocy oraz sprawności elektrowni współdziałającej z układem tlenowni, przy zasilaniu układu parą z upustu turbiny głównej

Jak wykazano we wcześniejszych rozdziałach, najlepsze efekty termodynamiczne otrzymuje się przy napędzie elektrycznym układu tlenowni poprzez silniki elektryczne zasilane poprzez bezpośredni pobór energii elektrycznej zaraz za generatorem bloku energetycznego.

Poniżej zestawiono wyniki porównawcze mocy elektrowni spalającej w atmosferze tlenowej dla dwóch najbardziej efektywnych sposobów zasilania tlenowni z uwzględnieniem odzysku ciepła z chłodziw sprężanego powietrza.



Rys. 8.4. Moc bloku współpracującego z tlenownią kriogeniczną przy uwzględnieniu sposobu zasilania układu tlenowni



Rys. 8.5. Moc bloku współpracującego z tlenownią membranowo-kriogeniczną przy uwzględnieniu sposobu zasilania układu tlenowni

W przypadku metody kriogenicznej zmiana zasilania układu tlenowego z upustowego na elektryczny polepszyła moc bloku realizującego spalanie tlenowe o niecałe 9 MW. Dla metody membranowo-kriogenicznej zmiana zasilania układu tlenowego z upustowego na elektryczny przyczyniła się do zwiększenia mocy bloku węglowego przy spalaniu tlenowym o ponad 12 MW.

9. Podsumowanie i wnioski końcowe

Opracowany model matematyczny bloku elektrowni na parametry nadkrytyczne wykazał dużą zgodność obliczeniową z wynikami pomiarowymi, dzięki czemu możliwe było przeprowadzenie obliczeń przy zmiennych warunkach pracy bloku realizującego spalanie tlenowe.

Największe zmiany w sposobie działania elektrowni, po podłączeniu układu umożliwiającego spalanie tlenowe, spowodowane były dużą energochłonnością układu do wytwarzania tlenu o wymaganych parametrach. Warunki dotyczące strumienia oraz czystości tlenu produkowanego na potrzeby spalania spełnia obecnie wyłącznie metoda kriogeniczna, która jak wykazano jest niezmiernie energochłonna. Mniej energochłonna metoda membranowa spełnia warunek dotyczący strumienia produkowanego tlenu, jednakże stopień separacji tlenu z powietrza jest niewystarczający do samodzielnego zastosowania tej metody w układzie blok energetyczny – tlenownia. Połączenie obu metod daje korzystny rezultat w postaci obniżenia spadku mocy bloku węglowego przy spalaniu tlenowym. Wstępne wzbogacenie powietrza w tlen w metodzie membranowej od 35% do maksymalnych dla tej metody 50% daje korzystniejsze rezultaty w porównaniu do metody kriogenicznej. Przy obecnej metodzie membranowej, wzbogacanie powietrza w tlen jest ograniczone do 50% tlenu w permeacie. Należy też wziąć pod uwagę konieczność zastosowania ogromnych powierzchni membran liczonych w milionach metrów kwadratowych, dla uzyskania wydajności produkowanego tlenu rzędu kilku tysięcy ton na dobę, co jest związane z dużymi kosztami.

Jak wykazano, proces wytwarzania tlenu na potrzeby spalania jest zawsze wysoce energochłonny i dość znacznie obniża moc oraz sprawność bloku energetycznego, dlatego też w pracy przeprowadzono analizę odzysku części energii z turbodetandera tlenowni kriogenicznej oraz dodatkowego ciepła z chłodnic sprężanego powietrza. W wyniku przeprowadzonych obliczeń można stwierdzić, iż odzyskana w ten sposób energia jest jednak nieznaczna i nie wpływa istotnie na parametry pracy bloku.

Zbadano również wpływ wartości stosunku nadmiaru tlenu i otrzymano, że przy wzroście tego stosunku rośnie wyraźnie moc napędowa układu tlenowni, przy czym układ może jednocześnie odzyskać nieco więcej energii z turbodetandera w zakresie od 1,43% do 2,24% mocy pobieranej przez sprężarkę tlenowni. Podczas symulacji wykazano również, że wpływ udziału azotu w tlenie odpadowym na wymagany strumień sprężanego powietrza jest znikomy, istotną rolę odgrywa za to udział tlenu w azocie odpadowym, gdyż wraz z jego wzrostem o 3% moc napędowa sprężarki rośnie o około 9%.

Przeanalizowano także wpływ różnicy temperatur w parowaczo-skraplaczu i wykazano, że przy zmniejszaniu różnicy temperatur parowania tlenu i skraplania azotu, ciśnienie wymagane w kolumnie wysokiego ciśnienia widocznie spada, obniżając tym samym energochłonność produkcji tlenu. Minimalna różnica temperatur wymagana do prawidłowego działania układu wynosi jednakże 3 K, zatem należy dążyć do jej nieprzekroczenia.

Analizując zespół sprężarkowy rozpatrzono układ trójstopniowy, dwuwałowy. Obliczono optymalne ciśnienia za pierwszym i drugim stopniem sprężania, gdyż odpowiednie ich dobranie wyraźnie powoduje zmniejszenie energii napędowej sprężarki. Istotną rolę odgrywają również spadki ciśnień w chłodnicach powietrza, które wpływają bardzo niekorzystnie na energochłonność układu sprężarkowego, z kolei odebrane w nich ciepło może przyczynić się do nieznacznego podwyższenia mocy całego bloku energetycznego, co wykazano w obliczeniach.

Istotnym elementem obliczeń są analizy skutków poborów pary z upustów do zasilenia układu tlenowni. Wykazano, iż najlepsze rezultaty występują w przypadku poboru pary z przelotni pomiędzy częścią nisko oraz średnioprężną turbiny głównej. Wariant ten jednak okazał się mniej korzystny od układu w którym tlenownia zasilana jest przy wykorzystaniu silnika elektrycznego.

Zastosowanie spalania w czystym tlenie celem realizacji technologii CCS, w której po wydzieleniu prawie czystego CO₂ kolejnym etapem jest jego sprężenie oraz transport, wiąże się z dodatkowymi, dużymi nakładami energetycznymi.

Podsumowując można stwierdzić, iż rozwój badań w kierunku nowych metod rozdziału tlenu oraz ich połączenie może w przyszłości wpłynąć na korzystniejszą pracę bloku elektrowni przy spalaniu tlenowym. Obecnie energochłonność związana z realizacją procesu produkcji tlenu dość znacznie obniża sprawność i moc bloku energetycznego realizującego proces spalania tlenowego.

Literatura

- [1] BADYDA K., NIEWIŃSKI G.: Model matematyczny układu regeneracji dla symulatora turbozespołu parowego, *Modelowanie Inżynierskie* 32, s. 17-24, ISSN 1896-771X, Gliwice 2006
- [2] Bartnik R.: *Elektrownie i elektrociepłownie gazowo-parowe. Efektywność energetyczna i ekonomiczna*. Wydawnictwo WNT, Warszawa, 2012.
- [3] Bartnik R., Buryn Z.: *Conversion of Coal-Fired Power Plants to Cogeneration and Combined-Cycle: Thermal and Economic Effectiveness*. Springer-Verlag, Londyn, 2011.
- [4] Bartnik R., Buryn Z.: Termodynamiczna analiza pracy bloku o mocy elektrycznej 380 MW przystosowanego do pracy skojarzonej, *Energetyka*, październik 2008.
- [5] Becher V., Goanta A., Gleis S., and Spliethoff H.: Controlled staging with nonstoichiometric burners for oxy-fuel processes. 32nd International Technical Conference on Coal Utilization & Fuel Systems; Clearwater Florida and 15th IFRF Members Conference, Pisa, Italy, 2007
- [6] Berdowska S., Skorek – Osikowska A.: Technology of oxygen production in the membrane-cryogenic air separation system for a 600 MW oxy-type pulverized bed boiler
- [7] Bodzek M., Bohdziewicz J., Konieczny K.: *Techniki membranowe w ochronie środowiska*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [8] Burdyny T., Struchtrup H.: Hybrid membrane/cryogenic separation of oxygen from air for use in the oxy-fuel process, *Energy* 35, 1884–1897, 2010
- [9] Ciferno J.: *Advanced Carbon Dioxide Capture R&D Program: Technogogy Update*. Report DOE/NETL, 2010.
- [10] Chmielniak T.: *Turbiny ciepłne. Podstawy teoretyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.
- [11] Chorowski M.: Instalacje rozdziału powietrza w spalaniu tlenowym. Symposium „Technologie zeroemisyjne – spalane tlenowe”, Częstochowa 1-2 kwietnia 2008.
- [12] Chorowski M., *Kriogenika podstawy i zastosowania*. IPPU Masta 2007, Gdańsk

- [13] Cornelissen R. I., Hirs G.G.: Exergy analysis of cryogenic air separation. *Energy Convers. Mgmt* Vol 39, No. 16-18 (1998), s. 1821 – 1826.
- [14] Cornelissen R. L.: *Thermodynamics and sustainable development. The use of exergy analysis and the reduction of irreversibility.* ISBN 90 365 1053 8, 1997 Holandia.
- [15] Engels S.: *Development of a Zero Emission Coal – Fired Power Plant by means of OTM Air Separation Unit – Overview of R&D Activities at RWTH Aachen University, 1st Young Researchers Forum, Developments in Oxy – Combustion Technology for Power Plants with CCS, Hamburg, Germany, 2006*
- [16] Eriksson T., Nuortimo K., Hotta A., Myöhänen K., Hyppänen T, Pikkarainen T.: *Near Zero CO2 Emissions In Coal Firing With Oxyfuel CFB Boiler, VGB – KELI 2008 Conference Hamburg, Germany, 6 – 8 maj, 2008.*
- [17] Eriksson T. i in.: *Postęp w budowie kotłów CFB ze spalaniem tlenowym. I Konferencja Naukowo-Techniczna: Współczesna technologia i Urządzenia Energetyczne.* Kraków, 2007
- [18] Erikson T. i in.: *Oxyfuel CFB boiler as a route to near zero CO2 emission coal firing. Power – Gen Europe 2007, Madrid.*
- [19] Espatolero S., Luis M.R, Cortes C.: *Optimization of the steam cycle design in supercritical coal fired power plants for CO2 emission reduction, International Conference on Carbon Reduction Technologies CaReTech2011, 19-22 września 2011.*
- [20] *European Climate Exchange (The ICE) www.theice.com*
- [21] *EWG: Building capacity for CO2 capture and storage in the APEC region, A training manual for policy makers and practitioners 05/2010, June 2012*
- [22] Gładysz P., Ziębik A.: *The state of the art for oxy-fuel combustion, International Conference on Carbon Reduction Technologies CaReTech2011, 19-22 września 2011.*
- [23] Głodek E.: *Energetyczne i ekologiczne aspekty wprowadzenia skojarzenia w bloku energetycznym. Praca doktorska. Pol. Opolska, Wydz. Mechaniczny, 2004.*
- [24] Golubev D.: *Oxygen Production for Oxyfuel Power Plants Status of Development, Workshop on Oxyfuel-FBC Technology, Linde, 28 czerwca 2012.*
- [25] Halawa T., Harasimowicz L.: *Elektrownie opalane węglem bez emisji CO2, Energetyka, 2008.*

- [26] HNYDIUK-STEFAN A.; „Analiza metod wytwarzania tlenu technicznego na potrzeby spalania w elektrowni węglowej”, Opole, Ofic. Wydaw. PO 2008, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej s. Mechanika, 2008.
- [27] HNYDIUK-STEFAN A.; „Analiza termodynamiczna bloku elektrowni węglowej na parametry nadkrytyczne przy skojarzonym wytwarzaniu energii elektrycznej i ciepła”, Doktorant a innowacyjność podejmowanych tematów badań, Część I, Nauki inżynierskie, Creative Science, Monografia 2011.
- [28] HNYDIUK-STEFAN A.; „Uproszczony model matematyczny dużego energetycznego parowego bloku węglowego przystosowanego do pracy w systemie CCS”, Opole, Ofic. Wydaw. PO 2010, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej s. Mechanika, 2010.
- [29] Hu Y., Naito S., Kobayashi N., Hasatani M., CO₂, NO_x and SO₂ emissions from the combustion of coal with high oxygen concentration gases, Fuel 2000, Vol. 79, pp. 1925-1932
- [30] IEA Report „Oxy combustion process for CO₂ capture from power plant”, Report Number 2005/9, July 2005.
- [31] IEA Energy Technology Essentials, CO₂ Capture & Storage, Grudzień 2006.
- [32] Kimura N., Omata K., Kiga T., Takano S., Shikisima S., The characteristics of pulverized coal combustion in O₂/CO₂ mixtures for CO₂ recovery, Energy Conversion and Management 1995, Vol. 36, No. 6-9, pp. 805-808
- [33] Klara S.M., Cohen K., Doctor R: CO₂ capture for pc-boiler using flue –gas recirculation: Evaluation of CO₂ capture/utilization/disposal options. Technical report, National Energy Technology Laboratory, 2007.
- [34] Koros WJ., Mahajan R.: Pushing the limits on possibilities for large scale gas separation: which strategies, J Member Sci 2000; 175: 181-96.
- [35] Kotowicz J., Dryjańska A.: Wpływ wybranych parametrów na sprawność kotła CFB typu OXY, Rynek Energii 2 (2012)
- [36] Kotowicz J., Janusz K.: Sposoby redukcji CO₂ z procesów energetycznych, Rynek Energii nr 1/2007.

- [37] Kotowicz J., Dryjańska A.: Supercritical power plant 600 MW with cryogenic oxygen plant and CCS installation. Archives of thermodynamics, Vol. 34 (2013), No. 3, 123-136.
- [38] Kotowicz J., Chmielniak T., Janusz-Szymańska K.: The influence of membrane CO₂ separation on the efficiency of a coal fired power plant. Energy, 2010, 35, 841-850.
- [39] Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami www.kobize.pl
- [40] Kujawski W., Dyfuzyjne techniki separacji membranowej – separacja gazów i par, perwaporacja. Teoria i przykłady praktycznego zastosowania. Wodociągi i kanalizacja, 2007, 4 (38).
- [41] Materiały udostępnione przez Elektrownię Łagisza.
- [42] Matuszewski M.: Advancing Oxycombustion Technology for Bituminous Coal Power Plants: An R&D Guide. Raport DOE/NETL-2010/1405, 2012
- [43] McKinsey&Company: Ocena potencjału redukcji emisji gazów cieplarnianych w Polsce do roku 2030, Warszawa, grudzień 2009
- [44] Metz B., Davidson., de Coninck H., Loos M., Meyer L.: IPCC Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage, Cambridge University Press, 2005
- [45] Ministerstwo Środowiska mos.gov.pl
- [46] Minkina M.: Analiza termodynamiczna instalacji kriogenicznej do produkcji tlenu, Praca magisterska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Politechnika Śląska, Gliwice, 2011.
- [47] Nowak W, Pronobisa M.: Nowe technologie spalania i oczyszczania spalin, Gliwice, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2010
- [48] Nowak W.: Redukcja emisji CO₂ – system oczyszczania spalin, Forum Czystej Energii, Poleko, Poznań, 2008
- [49] Otwinowski H.: Laboratorium spalania paliw stałych, Częstochowa 2009
- [50] Pandey P, Chauhan RS.: Membranes for gas separation. Prog Polym Sci 2001;26:853–93
- [51] Pham J., Lethier S., Marcano N., Recourt P.: Operating Experience and Performance Characteristics of a Gas-Oxy Combustion Technology at Total's Carbon Capture and Storage Demonstration Plant. Power-Gen International, Orlando, Florida, U.S.A. December 11-13, 2012.

- [52] Point Carbon www.pointcarbon.com
- [53] Portacha J.: Badania energetyczne układów ciepłych elektrowni i elektrociepłowni, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2002.
- [54] Rakowski J.: Obecne możliwości technologiczne ograniczania emisji CO₂ z elektrowni węglowych, 20. Światowy Kongres Energetyczny, Rzym 2007.
- [55] Regulski B.: Zarządzanie uprawnieniami do emisji CO₂ w przedsiębiorstwach ciepłowniczych w świetle KPRU na lata 2008-2012, Izba Gospodarcza Ciepłownictwo Polskie.
- [56] Robeson LM.: The upper bound revisited. *J Membr Sci* 2008; 320: 390:600.
- [57] Rusinowski H.: Diagnostyka cieplna eksploatacji w energetyce, Polska Akademia Nauk Oddział w Katowicach, Wydawnictwo Pracowni Komputerowej Jacka Skalmierskiego. Katowice – Gliwice, 2010.
- [58] Rusinowski H., Szapajko G.: Ocena energetyczna eksploatacji bloku ciepłowniczego z turbiną upustowo – kondensacyjną, „Rynek Energii” – nr 6/2009.
- [59] Said A., Laukkanen T., Fogelholm C-J.: Process modeling of eight oxyfuel combustion configurations with Aspen Plus. International Conference on Carbon Reduction Technologies CaReTech2011, 19-22 września 2011.
- [60] Seo Y., Kim S., Hong SU. : Highly selective polymeric membranes for gas separation. *Polymer* 2006; 47: 4501-4.
- [61] Shaddix C., Hecht E., Jimenez S., Lee S.M., Molina A.: Detailed Investigation of the Effects of Oxy-Fuel Combustion Conditions on Pulverized Coal Ignition and Char Burning Rate, 1st IEA GHG International Oxyfuel Combustion Conference, Cottbus, Germany, 2009.
- [62] Siemens: Materiały udostępnione
- [63] Składzień J., Hanuszkiewicz-Drapała M., Kiełbiński R.: Wpływ upustów regulowanych na parametry pracy bloku elektrowni kondensacyjnej, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, s. Energetyka, z. 133/2001.
- [64] Składzień J. i inni: Dlaczego mix węglowo-jądrowy dla Polski? Sympozjum Studenckiego Koła Naukowego Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska, Szczyrk 2010
- [65] Składzień J.: Materiały własne

- [66] Skorek- Osikowska A., Bartela Ł.: Analiza termodynamiczna bloku oxy zintegrowanego z telnownią hybrydową membranowo-kriogeniczną, *Archiwum Spalania*, Vol. 12 (2012), Nr 3, 137-144
- [67] Smart J.P., O'nions P., Riley G.S. and Jamieson E.: Radiation and Convection Heat Transfer in Oxyfuel Combustion. 1st Oxyfuel Combustion Conference, Cottbus, Germany, 2009
- [68] Smith A.R., Klosek J.: A review of air separation technologies and their integration with energy conversion process. *Fuel Processing Technology* 70 (2001), s. 115-134.
- [69] Stanley B. Lasday „Advanced production System Efficiently Supplying Oxygen and Nitrogen in Current Uses”, *Industrial Heating*, 1989.
- [70] Szargut J. „Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej” WNT, Warszawa 1983
- [71] Szargut J. „Energetyka cieplna w hutnictwie” Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1983
- [72] Tondl G., Woss D., Holtl W., Proll T., Rohovec J.: Oxy-fuel combustion of alternative fuels: pilot plant results, *International Conference on Carbon Reduction Technologies CaReTech2011*, 19-22 września 2011.
- [73] Toporov D., Tschunko S., Erfurth J., Kneer R.: Modelling of oxycoal combustion in small scale test facility. 7th European Conf. on Industrial Furnaces and Boilers, INFUB 2006, 18-21.04.2006, Porto, Portugalia, 2006
- [74] Trela M., Kwidziński R., Butrymowicz D.: A study of transcritical carbon dioxide cycles with heat regeneration, *Archives of thermodynamics*, Vol. 34, 2013, No. 3, 197-217.
- [75] Warmuziński K., Jaschik M., Tańczyk M., Janusz-Cygan A.: Hybrydowe układy do rozdziálu mieszanin wodoru i dwutlenku węgla. Zastosowanie uproszczonych modeli matematycznych do obliczeń membranowego procesu separacji, *Polityka Energetyczna*, PL ISSN 1429-6675, Tom 11, Zeszyt 1, 2008.
- [76] Wójcik K., Chmielniak T.: Wychwyty i transport CO₂ ze spalin – efekty energetyczne i analiza ekonomiczna. *Rynek Energii*: 12/2010
- [77] Yamada T., Tamura M., Fujimori T., Khare S., Wall T.F., Isherwood B., Spero C.: Comparison of combustion characteristics between oxy-fuel and air combustion. *Ibid.*

- [78] Yamada T.: Current status of the callide a oxy-fuel demonstration project, Clean Coal Day in Japan 2006.
- [79] Zaporowski B.: Analiza kosztów wytwarzania energii elektrycznej, Polityka Energetyczna, PL ISSN 1429-6675, Tom 11, Zeszyt 1, 2008
- [80] Zhang Z.X., Wang G.X., Masserotto P., Rudolph V. : Optimization of Pipeline Transport for CO2 Sequestration. Elsevier Energy Conversion and management, 2006.
- [81] Ziębik A., Gładysz P.: Analysis of the cumulative exergy consumption of an integrated oxy-fuel combustion power plant, Archives of thermodynamics, Vol. 34, 2013, No. 3, 105-122.
- [82] Ziębik A, Koziół J, Kruczek T, Rusinowski H, Szega M, „Metoda bilansowa oceny efektywności energetycznej procesów cieplnych oraz jej zastosowania” Gospodarka Paliwami i Energią nr 1, str. 12-21, 1999