



**POLITECHNIKA OPOLSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY**

MACIEJ SKRZYSZEWSKI

Rozprawa doktorska

**DOBÓR MOCY TURBOZESPOŁU GAZOWEGO
I STRUKTURY KOTŁA ODZYSKOWEGO
DO BLOKU 370 MW**

Promotor:

dr hab. inż. Ryszard Bartnik, prof. PO

.....
(podpis promotora)

OPOLE 2011

SPIS TREŚCI

Podstawowe oznaczenia	5
Spis rysunków	6
Spis tabel	13
1. Wprowadzenie	14
2. Cel i zakres pracy	20
3. Ogólna charakterystyka bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW	23
3.1. Kocioł parowy BP-1150	23
3.2. Turbina 18K370	25
3.3. Generator GTHW 370	26
4. Dobór optymalnej mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego do bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW	28
4.1. Wprowadzenie	28
4.2. Układ szeregowy czy równoległy?	29
4.3. Efektywność energetyczna modernizacji bloku energetycznego 370 MW przez nadbudowę turbiną gazową w układzie równoległym	32
4.3.1. Dobór mocy turbiny gazowej do bloku	34
4.3.2. Dobór struktury kotła odzyskowego do bloku	36
4.4. Efektywność ekonomiczna nadbudowy bloku energetycznego 370 MW turbozespołem gazowym w układzie równoległym	43
4.4.1. Metodyka przyrostowa analizy efektywności ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW przez nadbudowę turbiną gazową w układzie równoległym ...	44
4.4.1.1. Warunki konieczny i wystarczający ekonomicznej opłacalności modernizacji	45
4.4.2. Warunek konieczny ekonomicznej opłacalności nadbudowy bloku 370 MW turbiną gazową i kotłem odzyskowym	46
4.4.2.1. Graniczna cena energii elektrycznej	52

5.	Model matematyczny bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym	54
5.1.	Wprowadzenie	54
5.2.	Równania bilansów masy i energii	55
5.2.1.	Kocioł parowy	57
5.2.2.	Turbozespół parowy	58
5.2.3.	Skraplacz KQ1	59
5.2.4.	Wymienniki ciepła regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4, CT1	62
5.2.5.	Odgazowywacz, główna pompa zasilająca, skraplacz KQ2	64
5.2.6.	Wymienniki regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4	65
5.2.7.	Turbozespół gazowy i kocioł odzyskowy	65
5.3.	Zależności charakteryzujące pracę podstawowych urządzeń bloku	68
5.3.1.	Kocioł parowy	68
5.3.2.	Turbozespół parowy	69
5.3.3.	Regeneracja wysoko- i niskoprężna	72
5.3.4.	Turbina pomocnicza i pompa wody zasilającej	73
5.3.5.	Skraplacze KQ1, KQ2 turbiny głównej i pomocniczej	75
5.3.6.	Turbozespół gazowy	76
6.	Algorytm obliczeń optymalnej mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego do bloku energetycznego o mocy elektrycznej 370 MW	79
7.	Obliczenia testujące model matematyczny bloku	84
7.1.	Metody rozwiązywania układu równań	84
7.2.	Wyniki obliczeń testujących	84
8.	Termodynamiczna analiza pracy bloku o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym	91
8.1.	Wyniki obliczeń	91
8.1.1.	Praca układu z kotłem odzyskowym jedno-, dwu- i trójciśnieniowym.....	92
8.2.	Podwyższona temperatura spalin wylotowych z kotła odzyskowego.....	102
8.2.1.	Wyniki obliczeń.....	102
8.2.1.1.	Praca układu z kotłem odzyskowym jedno-, dwu- i trójciśnieniowym.....	102

8.3.	Podsumowanie i wnioski.....	110
9.	Ekonomiczna efektywność pracy bloku nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym.....	111
9.1.	Graniczna cena energii elektrycznej.....	111
9.1.1.	Wyniki obliczeń.....	111
9.2.	Analiza wrażliwości.....	113
9.2.1.	Wyniki obliczeń.....	114
9.3.	Podsumowanie i wnioski.....	118
10.	Podsumowanie i wnioski końcowe.....	121
	LITERATURA.....	123

Podstawowe oznaczenia

e_{el}, e_{pal}	– jednostkowa cena energii elektrycznej, paliwa, PLN/MWh, PLN/GJ
e_{el}^{gr}	– graniczna cena energii elektrycznej, PLN/MWh
\dot{E}_{ch}	– strumień energii chemicznej paliwa, MW
$E_{ch, R}$	– roczne zużycie energii chemicznej paliwa, MWh
$E_{el, R}$	– roczna produkcja energii elektrycznej, MWh
F	– powierzchnia wymiany ciepła, m^2
h	– entalpia właściwa, J/kg
J	– nakłady inwestycyjne, PLN
k	– współczynnik przenikania ciepła, $kW/(m^2K)$
K_e	– roczne koszty eksploatacji bloku, PLN
\dot{m}	– strumień masy, kg/s
N_{el}	– moc elektryczna, MW
p	– ciśnienie, Pa
t, T	– temperatura, °C, K
$z\dot{p} + \delta_{rem}$	– roczna stopa obsługi kapitału inwestycyjnego oraz pozostałych kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych, %/a
Z_R	– roczny zysk brutto, PLN/a.

Symbole greckie

Δ	– symbol przyrostu,
η	– sprawność,
ρ	– roczna stopa amortyzacji oprocentowanej,
ε_{el}	– względny wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych bloku,
τ	– czas, s.

Indeksy

ch	– dotyczy wielkości chemicznych,
el	– dotyczy elektryczności,
El	– dotyczy elektrowni,
n	– dotyczy warunków nominalnych,
pal	– dotyczy paliwa,
R	– dotyczy roku,
śr	– dotyczy środowiska.

Spis rysunków

1. Rys. 3.1. Schemat kotła parowego BP-1150 (1 – separator, 2 - filtr, 3 – mieszalnik, 4 – pompa cyrkulacyjna, 5 – wylot pary świeżej, 6 – wylot pary wtórnie przegrzanej, 7 – wlot wody zasilającej do ECO, 8 – wylot spalin z kotła, 9 – komora paleniskowa, 10 – młyn węglowy, 11 – odprowadzenie żużla)
2. Rys. 3.2. Schemat turbiny 18K370 (1 – część wysokoprężna, 2 – część średnioprężna, 3 – część niskoprężna, 4 – obracarka)
3. Rys. 3.3. Przekrój generatora GTHW-370 (1 – komora zaciskowa, 2 – uzwojenia wirnika, 3 – uzwojenia stojana, 4 – chłodnica wodoru, 5 – wentylator osiowy)
4. Rys. 4.1. a) układ dwupaliwowy szeregowy, b) układ dwupaliwowy równoległy. ITG – instalacja turbiny gazowej, KO – kocioł odzyskowy, KP – kocioł parowy, TP – turbina parowa, UR – układ regeneracji, IOS – instalacja oczyszczania spalin, ITP – instalacja turbiny parowej, GP – generacja pary, PP – przegrzew pary, URN, URW – regeneracja nisko- i wysokociśnieniowa, N_{TG} , N_{TP} – moce instalacji turbiny gazowej i parowej
5. Rys. 4.2. Schemat ideowy: a) kondensacyjnej elektrowni przed modernizacją; b) zmodernizowanej elektrowni w układzie równoległym nadbudowanej turbiną gazową i kotłem odzyskowym – wariant I; PM, URW, URN – kolejno przegrzew międzystopniowy, układ regeneracji wysoko- i niskociśnieniowej; c) zmodernizowanej elektrowni w układzie równoległym nadbudowanej turbiną gazową i kotłem odzyskowym z powierzchniami do produkcji pary wysoko- i średniociśnieniowej oraz z powierzchnią regeneracji niskociśnieniowej – wariant II
6. Rys. 4.3. Straty egzergii w kotle odzyskowym spowodowane przez nieodwracalny przepływ ciepła ($\delta\dot{B}_{3-1}$ – wariant I; $\delta\dot{B}_{3-2}$ – wariant II; 1, 2 – krzywe kompozycyjne wody i pary kolejno w wariantach I i II, 3 – krzywa kompozycyjna spalin)
7. Rys. 4.4. Schemat j -obiegowego silnika cieplnego
8. Rys. 4.5. Schemat 2-obiegowego, gazowo-parowego silnika cieplnego
9. Rys. 5.1. Schemat ideowy bloku 370 MW nadbudowanego turbozespołem gazowym TG oraz kotłem odzyskowym KO trójciśnieniowym
10. Rys. 5.2. Schemat ideowy kotła BP-1150
11. Rys. 5.3. Schemat ideowy turbiny parowej 18K370

12. Rys. 5.4. a) Schemat ideowy skraplacza KQ1 b) rozkład temperatur w skraplaczu
13. Rys. 5.5. Schemat blokowy algorytmu obliczeń ciśnienia p_6 w skraplaczu
14. Rys. 5.6. Schemat ideowy regeneracji niskoprężnej
15. Rys. 5.7. Schemat ideowy odgazowywacza, głównej pompy zasilającej, skraplacza KQ2
16. Rys. 5.8. Schemat ideowy wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4
17. Rys. 5.9. Schematy ideowe turbozespołu gazowego i kotłów odzyskowych
18. Rys. 5.10. Sprawność kotła η_k i sprawność rurociągu η_{rur} w funkcji przepływu pary świeżej
19. Rys. 5.11. Spadek ciśnienia w przegrzewaczu międzystopniowym w funkcji przepływu pary wtórnie przegrzanej do części średnioprężnej turbiny.
20. Rys. 5.12. Wartość zadana ciśnienia pary świeżej za kotłem w funkcji przepływu pary świeżej
21. Rys. 5.13. Sprawność elektromechaniczna turbogeneratora w funkcji mocy elektrycznej
22. Rys. 5.14. Sprawność wewnętrzna części wysokoprężnej turbiny w funkcji przepływu pary świeżej
23. Rys. 5.15. Sprawność wewnętrzna części średnioprężnej turbiny w funkcji przepływu pary wtórnie przegrzanej
24. Rys. 5.16. Sprawność wewnętrzna części niskoprężnej turbiny w funkcji przepływu pary do części NP
25. Rys. 5.17. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej XW1/2 w funkcji przepływu pary
26. Rys. 5.18. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej XW3/4 w funkcji przepływu pary
27. Rys. 5.19. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym turbinę pomocniczą w funkcji przepływu pary
28. Rys. 5.20. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym odgazowywacz w funkcji przepływu pary
29. Rys. 5.21. Ciśnienie na tłoczeniu głównej pompy zasilającej w funkcji przepływu wody zasilającej
30. Rys. 5.22. Temperatura wody chłodzącej w funkcji temperatury otoczenia

31. Rys. 5.23. Stopień suchości pary w skraplaczu turbiny głównej w funkcji jej przepływu
32. Rys. 5.24. Charakterystyka zredukowanej mocy elektrycznej turbozespołu w funkcji temperatury otoczenia
33. Rys. 5.25. Charakterystyka zredukowanej sprawności elektrycznej turbozespołu w funkcji temperatury otoczenia
34. Rys. 5.26. Charakterystyka zredukowanej temperatury spalin wylotowych z turbiny w funkcji temperatury otoczenia
35. Rys. 5.27. Krzywa i równanie regresji temperatury otoczenia dla III strefy klimatycznej
36. Rys. 6.1. Schemat blokowy algorytmu obliczeń efektywności termodynamicznej i ekonomicznej modernizacji bloku energetycznego 370 MW przez nadbudowę turbiną gazową w układzie sprzężonym równoległym
37. Rys. 8.1. Moc elektryczna turbozespołu parowego i moc całkowita bloku po jego modernizacji w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
38. Rys. 8.2. Sprawności energetyczne zmodernizowanego bloku w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
39. Rys. 8.3. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3 oraz pary do skraplacza w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
40. Rys. 8.4. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW3/4, XW1/2, odgazowycza i turbiny pomocniczej oraz do wymiennika regeneracji niskoprężnej XN4 w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
41. Rys. 8.5. Strumienie skroplin wylotowych ze skraplacza KQ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 i wymiennika regeneracyjnego w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
42. Rys. 8.6. Strumienie pary doprowadzanej do turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
43. Rys. 8.7. Strumień pary świeżej produkowanej w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego

44. Rys. 8.8. Strumienie pary świeżej, wtórnie przegrzanej i niskociśnieniowej produkowane w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
45. Rys. 8.9. Strumienie energii chemicznej gazu spalanego w turbinie gazowej i spalanego węgla w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (strumień energii chemicznej gazu nie zależy od struktury kotła odzyskowego)
46. Rys. 8.10. Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w turbinie do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
47. Rys. 8.11. Stosunek rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku do rocznego zużycia przed modernizacją w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
48. Rys. 8.12. Ciśnienia w upustach części niskoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
49. Rys. 8.13. Średnioroczne ciśnienie nasycenia w skraplaczu w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
50. Rys. 8.14. Ciśnienia w upustach części średnio- i wysokoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
51. Rys. 8.15. Strumienie kropli wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego
52. Rys. 8.16. Moc elektryczna turbozespołu parowego i moc całkowita bloku po jego modernizacji w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
53. Rys. 8.17. Sprawności energetyczne zmodernizowanego bloku w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
54. Rys. 8.18. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3 oraz pary do skraplacza w funkcji mocy turbozespołu gazowego

- i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
55. Rys. 8.19. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW3/4, XW1/2, odgazowywacza i turbiny pomocniczej oraz do wymiennika regeneracji niskoprężnej XN4 w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
 56. Rys. 8.20. Strumienie skroplin wylotowych ze skraplacza KQ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 i wymiennika regeneracyjnego w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
 57. Rys. 8.21. Strumienie pary doprowadzanej do turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
 58. Rys. 8.22. Strumień pary świeżej produkowanej w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
 59. Rys. 8.23. Strumienie pary świeżej, wtórnie przegrzanej i niskociśnieniowej produkowane w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
 60. Rys. 8.24. Strumienie energii chemicznej gazu spalanego w turbinie gazowej i spalanego węgla w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (strumień energii chemicznej gazu nie zależy od struktury kotła odzyskowego) dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
 61. Rys. 8.25. Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w turbinie do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$

62. Rys. 8.26. Stosunek rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku do rocznego zużycia przed modernizacją w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
63. Rys. 8.27. Ciśnienia w upustach części niskoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
64. Rys. 8.28. Ciśnienia w upustach części średnio- i wysokoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
65. Rys. 8.29. Strumienie skroplin wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$
66. Rys. 9.1. Graniczna cena energii elektrycznej $e_{\text{el}}^{\text{gr}}$ w funkcji mocy turbozespołu gazowego i typu kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 90^{\circ}\text{C}$ (1 – układ z kotłem jednociśnieniowym; 2 – układ z kotłem dwuciśnieniowym; 3 – układ z kotłem trójciśnieniowym)
67. Rys. 9.2. Graniczna cena energii elektrycznej $e_{\text{el}}^{\text{gr}}$ w funkcji mocy turbozespołu gazowego i typu kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$ (1 – układ z kotłem jednociśnieniowym; 2 – układ z kotłem dwuciśnieniowym; 3 – układ z kotłem trójciśnieniowym)
68. Rys. 9.3. Zmiana mocy turbozespołu parowego w zmodernizowanym bloku oraz turbozespołu gazowego o mocy znamionowej 202 MW nadbudowującego blok w funkcji temperatury otoczenia
69. Rys. 9.4. Zmiana sprawności wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku w funkcji temperatury otoczenia
70. Rys. 9.5. Wpływ ceny energii elektrycznej, ceny gazu, ceny węgla oraz nakładów inwestycyjnych na wartość granicznej ceny energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku

71. Rys. 9.6. Wpływ jednostkowych stawek p_{CO_2} , p_{NO_x} , p_{SO_2} za emisję CO_2 , NO_x , SO_2 na wartość granicznej ceny energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku

Spis tabel

1. Tabela 3.1. Zestawienie podstawowych danych technicznych kotła BP-1150
2. Tabela 3.2. Zestawienie podstawowych danych technicznych turbiny 18K370
3. Tabela 3.3. Zestawienie podstawowych danych technicznych generatora GTHW-370
4. Tabela 5.1. Zestawienie równań opisujących przepływy pary przez dławnice turbiny, przepływy pary z uszczelnień wrzecion zaworów turbiny, przepływ pary spod tłoka odciążającego oraz przepływ wody wtryskowej do kolektora pary uszczelniającej
5. Tabela 5.2. Zestawienie wartości charakteryzujących pracę wymienników regeneracji nisko- i wysokoprężnej
6. Tabela 5.3. Zestawienie wartości charakteryzujących pracę skraplaczy
7. Tabela 7.1. Zestawienie charakterystycznych wielkości występujących w bilansach wody i pary
8. Tabela 7.2. Porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń testujących dla różnych wartości przepływu pary świeżej, dla pomiarów nr 1, 2, 3
9. Tabela 7.3. Porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń testujących dla różnych wartości przepływu pary świeżej, dla pomiarów nr 4, 5, 6

1. Wprowadzenie

Polska, jako członek Unii Europejskiej, zobowiązana jest do 2020 roku do spełnienia pakietu klimatyczno-energetycznego określanego skrótowo mianem 3 × 20%.

W marcu 2007 roku przywódcy państw członkowskich Unii Europejskiej w celu przeciwdziałania zmianom klimatycznym nakreślili program 3 razy 20 (program wszedł w życie w grudniu 2008 r.), który zakłada:

- 1) konieczność ograniczenia emisji dwutlenku węgla CO₂ do 2020 roku o 20% w stosunku do emisji z 1990 r.
- 2) poprawę efektywności energetycznej wytwarzania energii elektrycznej w tym samym okresie o 20%
- 3) zwiększenie udziału energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych w całkowitej produkcji energii również o 20% (w Polsce udział ten powinien wynieść 15%).

Wzrost efektywności energetycznej, jak i zwiększenie udziału energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych w sumie sprowadza się do ograniczenia emisji gazów cieplarnianych, a zatem to ono jest podstawowym celem wszystkich zapisanych w pakiecie działań.

Zagadnieniom dostosowania krajowej energetyki do wymagań pakietu poświęcono wiele prac, m.in. [2, 52, 53, 73, 81÷83, 85, 90÷94, 98, 110, 111, 120], żadna z nich jednak nie wskazuje *expressis verbis* drogi do osiągnięcia założonych w nim celów.

Obecnie i w perspektywie najbliższych kilkunastu lat jedyną realną możliwością spełnienia tych wymagań, będącą przy tym jednocześnie korzystną zarówno ze względów energetycznych jak i ekonomicznych, jest modernizacja istniejących krajowych węglowych elektrowni do układów gazowo-parowych dwupaliwowych, gazowo-węglowych [3–8, 21–29, 36, 40–42, 46–49, 51, 54–57, 61, 62, 65, 66, 84–89, 97, 101–105, 109, 114–117, 119, 121, 123] – rys. 4.2, 5.1. Modernizacja taka pozostawi przy tym węgiel, co istotne, jako podstawowe w nich paliwo. Zasoby węgla w kraju są bowiem duże i będzie zatem on, i słusznie, jeszcze długo głównym paliwem w krajowej energetyce zawodowej.

Konieczność wprowadzenia do krajowej energetyki układów gazowo-parowych dwupaliwowych wynika z poniżej przedstawionych przesłanek.

Wskaźnik emisji CO₂ z elektrowni, wyrażający ilość kilogramów emisji dwutlenku węgla na megawatogodzinę wyprodukowanej w niej energii elektrycznej E_{el} z ilości E_{ch} energii chemicznej spalane go paliwa powinien co najwyżej wynosić

$$EF_{CO_2} = \frac{E_{ch} \rho_{CO_2}}{E_{el}} = \frac{\rho_{CO_2}}{\eta_{el}} = 750 \left[\frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{MWh}_{el}} \right] \quad (1.1)$$

gdzie ρ_{CO_2} oznacza wyrażoną w kilogramach emisję CO₂ z jednostki energii chemicznej spalane go w elektrowni paliwa, a η_{el} sprawność netto wytwarzania w niej energii elektrycznej.

W przypadku elektrowni na węgiel kamienny, dla którego emisja CO₂ wynosi $\rho_{CO_2}^{weg} \cong 95 \frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{GJ}}$ (dla węgla brunatnego $\rho_{CO_2}^{brun} \cong 101 \frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{GJ}}$) oraz przy sprawności elektrowni netto $\eta_{el} = 37\%$, wskaźnik EF_{CO_2} przyjmuje wartość:

$$EF_{CO_2} = \frac{95}{0,37} \times \frac{3,6 \text{ GJ}}{\text{MWh}} = 924 \left[\frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{MWh}_{el}} \right]. \quad (1.2)$$

Aby osiągnąć wskazaną przez Unię Europejską wartość równą co najwyżej $EF_{CO_2} = 750 \text{ kg}_{CO_2}/\text{MWh}_{el}$ (już się mówi jednak o wartościach wskaźnika emisji na poziomie $EF_{CO_2} = 500 \text{ kg}_{CO_2}/\text{MWh}_{el}$ i mniejszych, nawet o wartości $EF_{CO_2} = 100 \text{ kg}_{CO_2}/\text{MWh}_{el}$), sprawność netto elektrowni musiałaby wynosić $\eta_{el} = 45,6\%$. Sprawność $\eta_{el} = 45,6\%$ jest do osiągnięcia w elektrowniach na parametry nadkrytyczne na poziomie 30 MPa, 600/620°C. Przy parametrach supernadkrytycznych (temperatura i ciśnienie pary dochodzą wówczas do 700/720°C i 35 MPa), gdzie sprawność netto η_{el} dochodzi do 50%, wskaźnik emisji równa się $EF_{CO_2} = 684 \text{ kg}_{CO_2}/\text{MWh}_{el}$. Wybudowane ostatnio w Polsce nadkrytyczne bloki w Pątnowie (25 MPa, 540/565°C), Bełchatowie (25 MPa, 555/580°C) i Łagiszy (27,5 MPa, 560/580°C) pozwalają na osiąganie sprawności netto zaledwie na poziomie kolejno $\eta_{el} = 41, 42$ i 43% , i odpowiednio $EF_{CO_2} = 887 \text{ kg}_{CO_2}/\text{MWh}_{el}$, $EF_{CO_2} = 866 \text{ kg}_{CO_2}/\text{MWh}_{el}$, $EF_{CO_2} = 795 \text{ kg}_{CO_2}/\text{MWh}_{el}$. Są już zatem technologicznie

przestarzałe. W celu zmniejszenia z nich emisji CO₂ musiałyby być w nich dobudowane instalacje do jego wychwytywania i następnie składowania (instalacje CCS – *Carbon Capture and Storage*). Należy spodziewać się jednak, że takie instalacje będą technicznie opanowane i komercyjnie dostępne nie wcześniej niż w 2020 r.

Odpowiedź na pytanie o techniczne możliwości składowania dwutlenku węgla w górotworze ma dać subwencionowany przez Unię Europejską pilotażowy w skali Europy projekt takiej instalacji realizowany w elektrowni Bełchatów.

Instalacje CCS wymagają znacznych ilości energii na potrzeby własne, czego skutkiem będzie zmniejszenie sprawności η_{el} wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni o ok. 10 punktów procentowych. Czy cofnięcie się zatem w czasie o ćwierć wieku w postępie zwiększania sprawności wytwarzania energii elektrycznej w elektrowniach ma sens? Co więcej, czy duże konieczne nakłady inwestycyjne na instalacje CCS, istotnie zwiększające cenę energii elektrycznej, pozwolą na akceptację tej ceny przez odbiorców. Kolejne pytanie. Czy będzie społeczne przyzwolenie na magazynowanie CO₂ w pobliżu terenów zamieszkałych przez ludzi? W opinii społecznej skutki, chociaż nie można ich z góry zakładać, zakwaszania gleby, wód podziemnych, przenikania CO₂ na powierzchnię (czego również nie można wykluczyć, a co czyniłoby składowanie dwutlenku węgla pod ziemią całkowicie bezsensownym) mogą być groźne. Transport CO₂ na duże odległości i zatłaczanie go w przestrzenie po wydobytej ropie naftowej (realnie może to być obszar morza Północnego) będzie bowiem szalenie kosztowne, i będzie jedynie interesem dla firm wydobywających ropę. Źródła pomysłu o wychwytywaniu i składowaniu CO₂ można zatem doszukiwać się w zarządach tych firm, które musiałyby wyłożyć „duże” pieniądze na przywrócenie środowisku tych przestrzeni zgodnie z unijnymi wymogami w „niezakłóconym” stanie, a tak jeszcze dzięki CO₂ dodatkowo na tym zarobią. Dla konsumentów energii wychwytywanie i składowanie CO₂ będzie jedynie technologią istotnie podnoszącą cenę energii elektrycznej. Szacuje się, że podwyżka taka będzie musiała wynieść nawet 100%.

Jakie jest zatem w warunkach krajowych, bazującej na węglu, i słusznie, energetyce, racjonalne i możliwe do realizacji rozwiązanie, aby dojść w Polsce w 2020 roku do spełnienia warunków zawartych w pakiecie klimatyczno-energetycznym? Czasu pozostało bardzo mało, zaledwie 10 lat. Takim jedynym możliwym i, co bardzo ważne, racjonalnym rozwiązaniem jest modernizacja istniejących bloków węglowych do układów gazowo-parowych dwupaliwowych, a nie budowa nowych bloków węglowych

na parametry nadkrytyczne. Dlaczego? Jest tego co najmniej kilka bardzo istotnych powodów. Jednym z nich jest wspomniany powyżej czas, a w zasadzie jego brak.

Modernizacja bloków przez ich nadbudowę turbozespołem gazowym to proces, który trwać będzie zaledwie kilka, kilkanaście miesięcy. Ale co najważniejsze, taka modernizacja podniesie sprawność wytwarzania energii elektrycznej w istniejących węglowych elektrowniach nawet do poziomu ok. 50% i zmniejszy w nich wskaźnik emisyjności, wynikający z jednoczesnego spalania w elektrowni gazu ziemnego i węgla, do wartości średnio ważonej równej $EF_{CO_2} = 500 \div 600 \text{ kg}_{CO_2}/MWh_{el}$, a więc wartości „lepszej” niż w elektrowniach na parametry nawet supernadkrytyczne (wskaźnik emisji CO_2 z klasycznej jednopaliwowej, szeregowej elektrowni gazowo-parowej o sprawności netto wytwarzania energii elektrycznej równej ok. $\eta_{el} = 55\%$ i przy spalaniu gazu ziemnego, dla którego $\rho_{CO_2}^{gaz} \cong 55 \text{ kg}_{CO_2}/GJ$, wynosi $EF_{CO_2} = 360 \text{ kg}_{CO_2}/MWh_{el}$). Z dużym naddatkiem zatem spełni warunki pakietu klimatycznego. Co więcej, i co szalenie istotne, taka modernizacja jest ok. 4 razy inwestycyjnie tańsza na jednostkę zainstalowanej mocy (szacunkowo ok. 1,6 mln PLN/MW) niż budowa bloków na parametry nadkrytyczne (szacunkowe jednostkowe nakłady na bloki nadkrytyczne wynoszą ok. 6,5 mln PLN/MW), a środków finansowych generalnie przecież w kraju brakuje (energetyka jądrowa jest ok. 8 razy droższa; jednostkowe nakłady na elektrownie jądrowe to co najmniej 12 mln PLN/MW; w Polsce pierwsze moce jądrowe mają się pojawić ponadto dopiero w 2030 roku). Mało tego, taka modernizacja może zwiększyć nawet dwukrotnie moc krajowych elektrowni, a w Polsce zaczyna brakować już mocy wytwórczych energii elektrycznej, co stwarza zagrożenie dla pewności zasilania w nią krajowych odbiorców. Niepotrzebna byłaby wówczas w kraju budowa całkowicie nowych mocy wytwórczych. Odpadłyby i zatem bardzo istotne problemy społeczne, ekologiczne, ekonomiczne, i technologiczne związane z ich lokalizacją i budową. Taka modernizacja zdywersyfikowałaby ponadto, co jest konieczne, stosowane w krajowych elektrowniach z monokulturą węglową paliwo. Zwiększyłyby zatem bezpieczeństwo energetyczne kraju. Struktura zużycia paliw pierwotnych Polski w porównaniu z Unią Europejską jest niestety bardzo zła. W Unii udział węgla wynosi zaledwie 31% (w Polsce aż ok. 95%), gazu 20%, energii jądrowej 30%, energii wodnej 10%, wiatru, biomasy i innych źródeł odnawialnych 9%. Zatem aż 49% energii elektrycznej w Unii jest produkowana bez emisji CO_2 . Taka dywersyfikacja zapewnia bezpieczeństwo energetyczne Unii, które byłoby jeszcze większe, gdyby nie znaczne

uzależnienie „starej” unijnej piętnastki od importu paliw pierwotnych. Aktualnie bowiem uzależnienie Unii od importu paliw pierwotnych wynosi 53% i może jeszcze wzrosnąć przy zachowaniu obecnych tendencji do 70% w roku 2030.

Kilka słów wymaga jeszcze energetyka jądrowa. Jest ona, co bardzo istotne, chociaż energetyką inwestycyjnie bardzo drogą, to energetyką „czystą”, nie emitującą gazów cieplarnianych w ogóle. Konieczna jest i będzie zatem budowa w kraju elektrowni jądrowych, tym bardziej, że źródła paliw kopalnych na przestrzeni kilkudziesięciu lat się wyczerpią. Europa od dawna już je buduje i eksploatuje. Energetyka francuska już obecnie jest w ok. 80% energetyką jądrową. Można się zatem we Francji dopatrywać głównego źródła wszelkich „pomysłów” ograniczania emisji gazów cieplarnianych, gdyż chce ona sprzedawać swoją technologię i technikę jądrową (reaktory jądrowe trzeciej generacji, tzw. Europejski Reaktor Ciśnieniowy EPR – European Pressurized Reactor) i na tym wyśmienicie zarabiać. Energetyka jądrowa jest zatem zarówno energetyką teraźniejszości, jak i perspektywiczną, ale energetyką przyszłości jest jednak energetyka termojądrowa. Techniczne opanowanie fuzji termojądrowej zapewni ludzkości niewyczerpane zasoby „czystej” energii. Bezpieczny proces konwersji energii bazujący na fuzji termojądrowej, chociaż bardzo wolno, to jednak przybliży się.

Podsumowując wszystkie przedstawione powyżej przesłanki (ważny jest też aspekt ewentualnej możliwości pozyskiwania w niedalekiej przyszłości gazu łupkowego w kraju) należy stwierdzić, że nadbudowa istniejących źródeł węglowych turbiną gazową jest najbardziej racjonalnym, zarówno od strony technologicznej jak i technicznej rozwiązaniem, które pozwoli krajowej energetyce zawodowej z bardzo dużym naddatkiem sprostać unijnym wymogom. Mało tego, i co szalenie ważne, pozwoli jednocześnie zmodernizować krajową energetykę za pomocą najniższych możliwych (i będących, co istotne, w zasięgu krajowych producentów energii) nakładów finansowych, czyniąc tę energetykę nowoczesną. Zwiększenie ponadto, o czym już powyżej wspomniano, mocy elektrowni w sytuacji szybko zbliżającego się deficytu energii elektrycznej w kraju, jest szczególnie ważne.

Analizując efektywność ekonomiczną modernizacji bloku do układu gazowo-parowego dwupaliwowego przez jego nadbudowę turbiną gazową (rys. 4.1, 4.2, 5.1), istotne jest znalezienie optymalnej wartości mocy turbozespołu gazowego i optymalnego typu kotła odzyskowego (liczby stopni w nim ciśnienia) nadbudowujących układ [6, 8, 41, 69–72, 74, 75 122]. Od mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła

zależać bowiem będzie ilość produkowanej w bloku energii elektrycznej, rodzaj i wielkość emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego, koszty węgla i gazu itd., a zatem zależać będzie efektywność ekonomiczna jego pracy. Na tę efektywność wpływ ponadto będą miały nakłady inwestycyjne na modernizację, których wysokość jest również funkcją mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła. Nakłady te rosną ze wzrostem mocy turbozespołu i z liczbą ciśnień w kotle odzyskowym. Istnieje zatem optimum techniczno-ekonomiczne. W gospodarce rynkowej optimum to, przy danej strukturze cen nośników energii, taryfowych jednostkowych stawkach za zanieczyszczanie środowiska naturalnego itd., powinno być wyznaczane za pomocą minimalnego kosztu produkcji energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku.

Podjęta problematyka w pracy jest zatem wyjątkowo aktualna z praktycznego punktu widzenia. W perspektywie, po opublikowaniu wyników analiz na łamach czasopism branżowych, będzie miała (powinna mieć) wpływ na rozwój systemu energetycznego w kraju. Podjęcie zatem problematyki kompleksowej, termodynamicznej i ekonomicznej analizy optymalizacyjnej istniejących obiektów elektrowni węglowych z zastosowaniem nowoczesnych technologii gazowych, tj. z konwersją istniejących układów węglowych do postaci układów dwupaliwowych z wykorzystaniem gazu ziemnego, jest nie tylko ważnym i koniecznym do rozwiązania problemem studialnym ale, jak już powyżej zaznaczono, jest szczególnie ważnym zagadnieniem mającym duże użytkowe znaczenie.

2. Cel i zakres pracy

Za podjęciem przedstawionej w tytule pracy tematyki badawczej przemawiają następujące przesłanki:

- 1) konieczność modernizacji istniejących układów cieplnych węglowych elektrowni
- 2) dążenie do wzrostu zużycia gazu ziemnego oraz zmniejszenie zużycia paliw stałych w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym
- 3) konieczność wprowadzania nowoczesnych technologii wytwórczych
- 4) oszczędność energii chemicznej paliw pierwotnych oraz zmniejszenie emisji substancji szkodliwych do atmosfery w skali gospodarki kraju
- 5) zwiększenie bezpieczeństwa energetycznego kraju przez dywersyfikację rodzaju paliw stosowanych w istniejących elektrowniach
- 6) konieczność opracowania metodyki i procedur obliczeniowych wspomagających proces projektowy, zapewniających optymalne rozwiązania konstrukcyjne
- 7) konieczność przeanalizowania efektów energetycznych, ekologicznych i ekonomicznych związanych z proponowaną modernizacją istniejących układów cieplnych elektrowni oraz konieczność przeanalizowania czynników wpływających na wielkość tych efektów
- 8) konieczność opracowania optymalnych strategii inwestycyjnych w określonych warunkach otoczenia technicznego i ekonomicznego
- 9) konieczność demonstracji możliwości stosowania nowych technologii oraz warunków, przy jakich są one korzystne z energetycznego, ekologicznego i ekonomicznego punktu widzenia.

Końcowym celem odnowienia i modernizacji istniejących węglowych elektrowni są:

- poprawa stanu technicznego elektrowni pozwalająca na ich dalszą długoletnią eksploatację
- poprawa ich całkowitej efektywności energetycznej
- zwiększenie mocy wytwórczych energii elektrycznej
- poprawa efektywności ekonomicznej ich pracy
- ograniczenie emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego i dostosowanie ich do wymogów unijnych norm.

Zasadniczym celem rozprawy jest zatem przeprowadzenie niezbędnych analiz, energetycznej i ekonomicznej efektywności modernizacji istniejącej elektrowni z blokami 370. megawatowymi do dwupaliwowego układu gazowo-parowego przez nadbudowę pojedynczego bloku turbiną gazową w układzie równoległym (rys. 4.1b). Od mocy zastosowanego do modernizacji bloku turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (liczby stopni w nim ciśnienia) zależeć będzie ilość produkowanej w nim energii elektrycznej, a zatem zależeć będzie efektywność ekonomiczna jego pracy.

W szczególności konieczne jest:

- opracowanie modelu matematycznego układu technologicznego bloku węglowego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym: jedno-, dwu- i trójciśnieniowym
- opracowanie algorytmu optymalizacyjnego
- wykonanie obliczeń optymalizacyjnych
- przeprowadzenie analizy czynników rzutujących na efektywność techniczną i ekonomiczną rozwiązania optymalnego.

Rozwiązanie problemu doboru optymalnej mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (liczby stopni w nim ciśnienia) do bloku 370 MW pozwoli zatem również na znalezienie progowych wartości relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii, przy których opłacalna jest modernizacja z wykorzystaniem nowoczesnych technologii gazowych w krajowych elektrowniach. Nie tylko jednak. Bardzo istotne jest znalezienie również odpowiedzi na pytania: jakie powinny być relacje cenowe pomiędzy nośnikami energii, pomiędzy cenami węgla, gazu i energii elektrycznej, jakie powinny być wysokości taryfowych jednostkowych stawek za emisję CO₂, CO, NO_x, SO₂ i pyłu do atmosfery, dzięki którym stosowanie w energetyce ekologicznego, ale i zarazem relatywnie drogiego paliwa węglowodorowego jakim jest gaz ziemny, będzie oprócz wysokiej efektywności termodynamicznej również efektywne ekonomicznie? Relacje cenowe i stawki za emisje mają istotny wpływ na optymalną moc turbiny gazowej i strukturę kotła odzyskowego. Nieodpowiedni poziom tych stawek może hamować stosowanie turbin gazowych w krajowej energetyce.

Jako kryterium doboru optymalnej technologii modernizacji przyjęto w pracy kryterium ekonomiczne, kryterium maksymalizacji zysku osiąganego z eksploatacji

zmodernizowanego bloku energetycznego. Kryterium ekonomiczne jest nadrzędne dla kryterium technicznego. W gospodarce rynkowej w ostateczności to opłacalność ekonomiczna decyduje o celowości zastosowania konkretnego rozwiązania technicznego i podjęciu decyzji inwestycyjnej. Należy jednak pamiętać, że analiza ekonomiczna jest możliwa po uprzedniej analizie termodynamicznej. To jej wyniki są wielkościami wejściowymi do analizy ekonomicznej.

Sumując, opracowanie metodyki, procedur obliczeniowych oraz narzędzi wspomagających proces planowania przedsięwzięć modernizujących elektrownie z blokami 370 MW do dwupaliwowych układów gazowo-parowych są zasadniczym celem rozprawy i stanowią o jej zakresie. Są też aktualnymi i koniecznymi do rozwiązania problemami studialnymi, ważnymi nie tylko z punktu widzenia rozwoju nauki w zakresie energetyki, ale również ze względu na możliwości zastosowania wyników analiz w praktyce.

Wyniki analiz energetycznej i ekonomicznej opłacalności modernizacji bloku o znamionowej mocy 370 MW do układu gazowo-parowego dwupaliwowego, istotnie zwiększającej jego sprawność i moc, pozwolą na podjęcie racjonalnych procesów inwestycyjnych we wszystkich krajowych elektrowniach, nie tylko z blokami 370. megawatowymi.

3. Ogólna charakterystyka bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW

PGE Elektrownia Opole S.A. jest elektrownią ciepłą, kondensacyjną, blokową z międzystopniowym przegrzewem pary i zamkniętym układem wody chłodzącej. Eksploatowane są 4 bloki energetyczne, uruchomione w latach 1993–1997, o łącznej mocy zainstalowanej 1492 MW (osiągalnej 1532 MW):

- ❑ 1 blok 386 MW
- ❑ 2 bloki 383 MW
- ❑ 1 blok 380 MW.

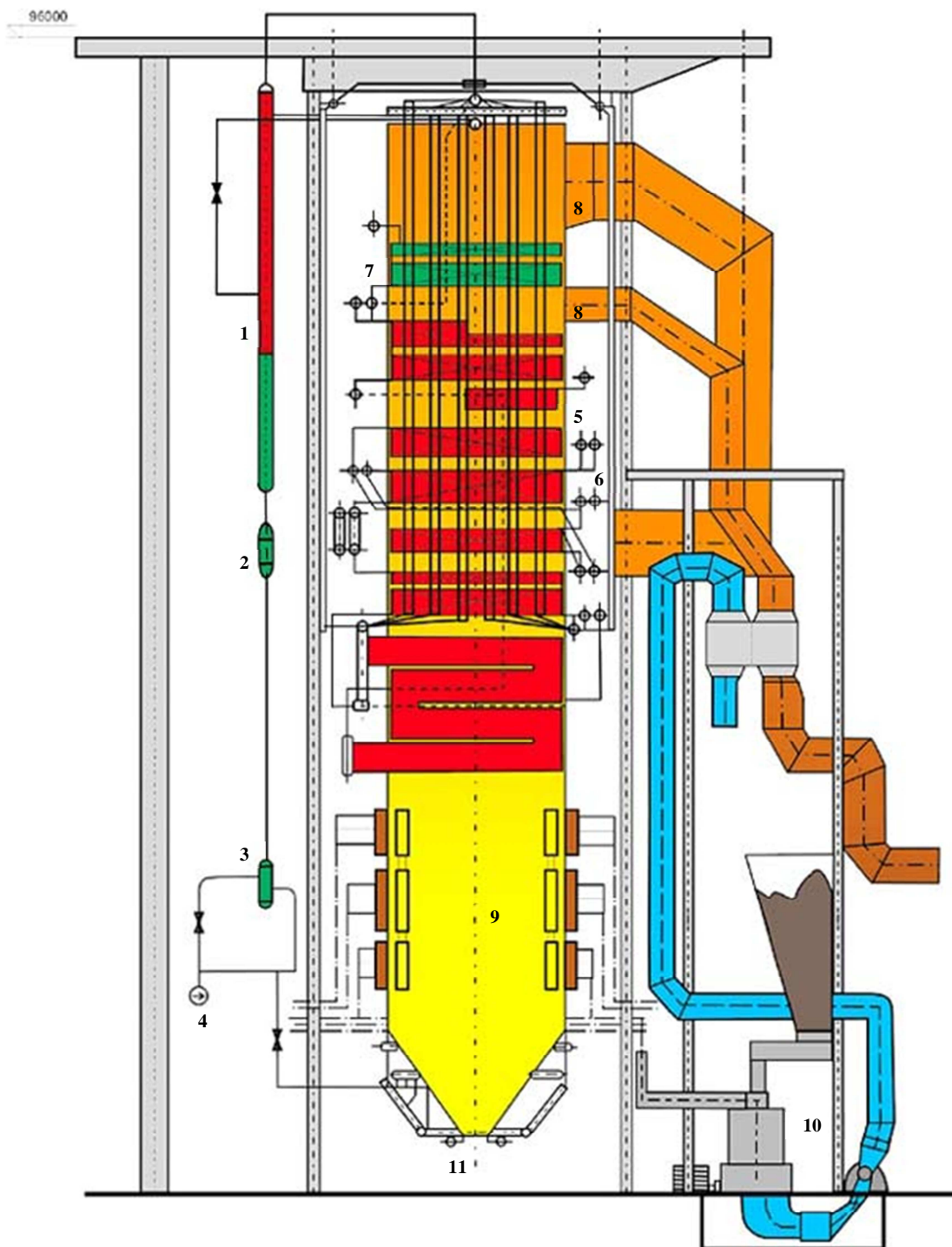
Paliwem podstawowym jest węgiel kamienny; wszystkie bloki posiadają instalację odsiarczania spalin. Zdolność produkcyjna elektrowni to ok. 10 TWh energii elektrycznej rocznie.

Głównymi urządzeniami bloków energetycznych są:

- ❑ kocioł parowy BP – 1150
- ❑ turbina 18K370
- ❑ generator GTHW 360
- ❑ urządzenia chroniące atmosferę.

3.1. Kocioł parowy BP-1150

Kocioł parowy BP-1150 (rys. 3.1) jest kotłem przepływowym, jednociągowym, bezwalczakowym z wymuszonym przepływem wody przez parowacz, pracującym z ciśnieniem podkrytycznym. Paliwem podstawowym jest węgiel kamienny, który po zmieleniu w młynach wdmuchiwany jest do komory paleniskowej.



Rys. 3.1 Schemat kotła parowego BP-1150 (1 – separator, 2 - mieszalnik, 3 – filtr, 4 – pompa cyrkulacyjna, 5 – wylot pary świeżej, 6 – wylot pary wtórnie przegrzanej, 7 – podgrzewacz wody zasilającej, 8 – wylot spalin z kotła, 9 – komora paleniskowa, 10 – zespół młynowy, 11 – odprowadzenie żużla)

Zestawienie podstawowych danych technicznych kotła parowego BP-1150

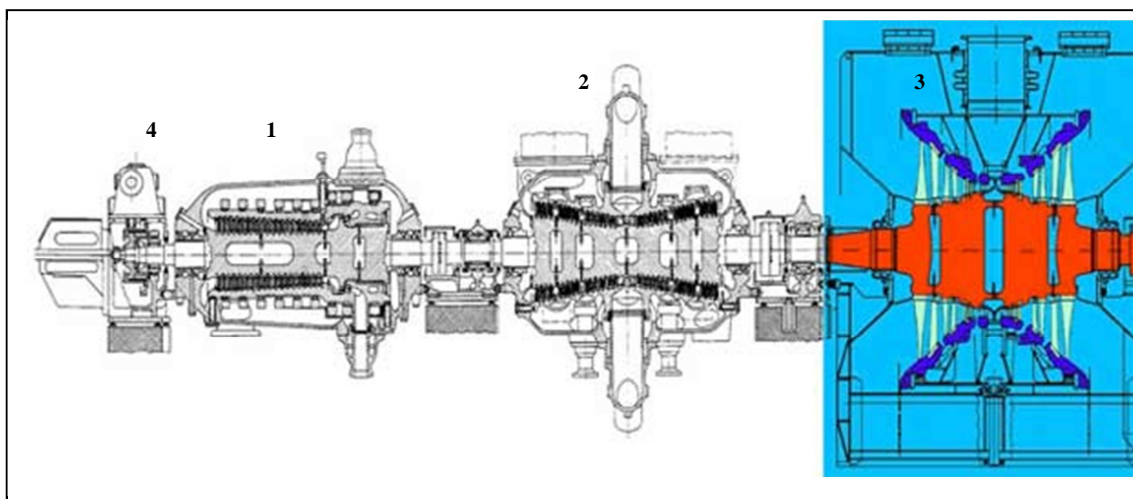
Parametr	Jednostka	Wartość
Wydajność maksymalna trwała	[kg/s]	320
Temperatura pary świeżej na wylocie	[°C]	540
Ciśnienie pary świeżej na wylocie	[MPa]	18,3
Temperatura pary wtórnie przegrzanej - wlot/wylot:	[°C]	335/540
Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej - wlot	[MPa]	4,2
Temperatura wody zasilającej	[°C]	255
Sprawność gwarantowana kotła	[%]	91,7
Rodzaj paliwa		węgiel kamienny
Wartość opałowa paliwa	[MJ/kg]	23

3.2. Turbina 18K370

Turbina 18K370 jest turbiną reakcyjną, osiową, trójkadłubową, kondensacyjną, z nieregulowanymi upustami pary, z ilościowo-jakościową regulacją zasilania, z międzystopniowym przegrzewem pary. W zmodernizowanych turbinach 18K370 zastosowano nowy wirnik części turbiny NP (rys. 3.2 część niebieska) oraz dokonano zmian konstrukcyjnych w upustach turbiny podnosząc tym samym moc turbozespołu o ok. 10 MW.

Turbina składa się z trzech zasadniczych części:

- ❑ wysokoprężnej (WP)
- ❑ dwuwylotowej części średnioprężnej (SP)
- ❑ dwuwylotowej części niskoprężnej (NP).



Rys. 3.2. Schemat turbiny 18K370 (1 – część wysokoprężna, 2 – część średnioprężna, 3 – część niskoprężna, 4 – obracarka,)

Tabela 3.2

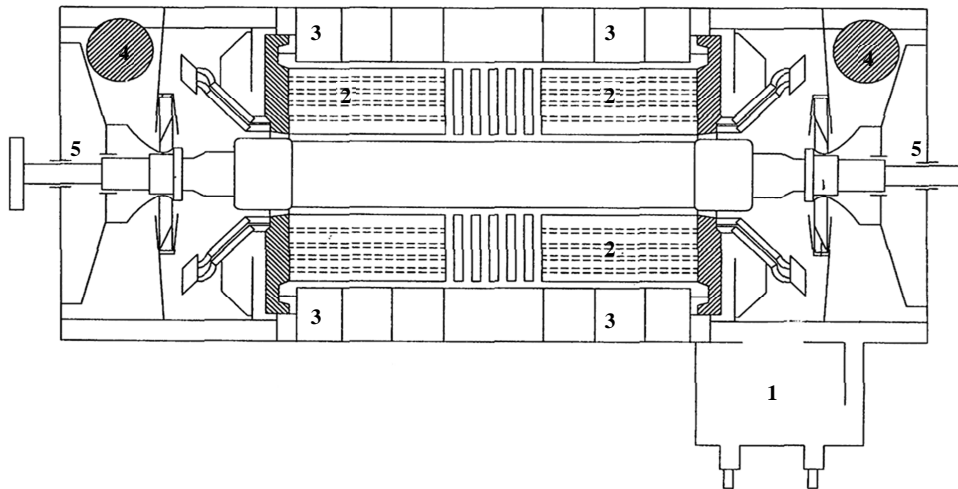
Zestawienie podstawowych danych technicznych turbiny parowej 18K370

Parametr	Jednostka	Wartość
moc znamionowa	[MW]	370
moc maksymalna trwała	[MW]	380
temperatura pary świeżej przed częścią WP	[°C]	535
ciśnienie pary świeżej przed częścią WP	[MPa]	17,65
temperatura pary na wylocie z części WP turbiny	[°C]	335
ciśnienie pary na wylocie z części WP turbiny	[MPa]	4,48
temperatura pary wtórnie przegrzanej przed częścią SP	[°C]	535
ciśnienie pary wtórnej - wlot	[MPa]	4,2
ciśnienie w skraplaczu	[kPa]	6,8
znamionowa temperatura wody chłodzącej	[°C]	22
jednostkowe zużycie ciepła	[kJ/kWh]	7853

3.3. Generator GTHW 370

Generator GTHW-370, przeznaczony do wytwarzania energii elektrycznej, przystosowany jest do bezpośredniego sprzężenia z turbiną parową 18K370. Pracuje on w układzie bezpośredniego chłodzenia uzwojenia stojana i wirnika. Uzwojenie stojana chłodzone jest wodą zdemineralizowaną, tzw. destylatem, a uzwojenie wirnika, beczka wirnika i żelazo czynne stojana wodorem, który wypełnia całą wewnętrzną przestrzeń generatora. Obieg wody wewnątrz uzwojenia stojana wymuszony jest przez pompy,

znajdujące się poza generatorem. Obieg wodoru chłodzącego wewnątrz generatora zapewniają dwa wentylatory osadzone na wale po obu stronach wirnika. Nagrzany wodór chłodzony jest w chłodnicach wodnych usytuowanych pionowo w komorach końcowych stojana.



Rys. 3.3. Przekrój generatora GTHW-370 (1 – komora zaciskowa, 2 – uzwojenia wirnika, 3 – uzwojenia stojana, 4 – chłodnica wodoru, 5 – wentylator osiowy)

Tabela 3.3

Zestawienie podstawowych danych technicznych generatora GTHW 370

Parametr	Jednostka	Wartość
moc pozorna	[MVA]	426
moc czynna	[MW]	370
napięcie stojana	[kV]	22
prąd stojana	[kA]	11,2
współczynnik mocy	[-]	0,85
prąd wzbudzenia	[kA]	2,8
napięcie wzbudzenia	[V]	533

4. Dobór optymalnej mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego do bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW

4.1. Wprowadzenie

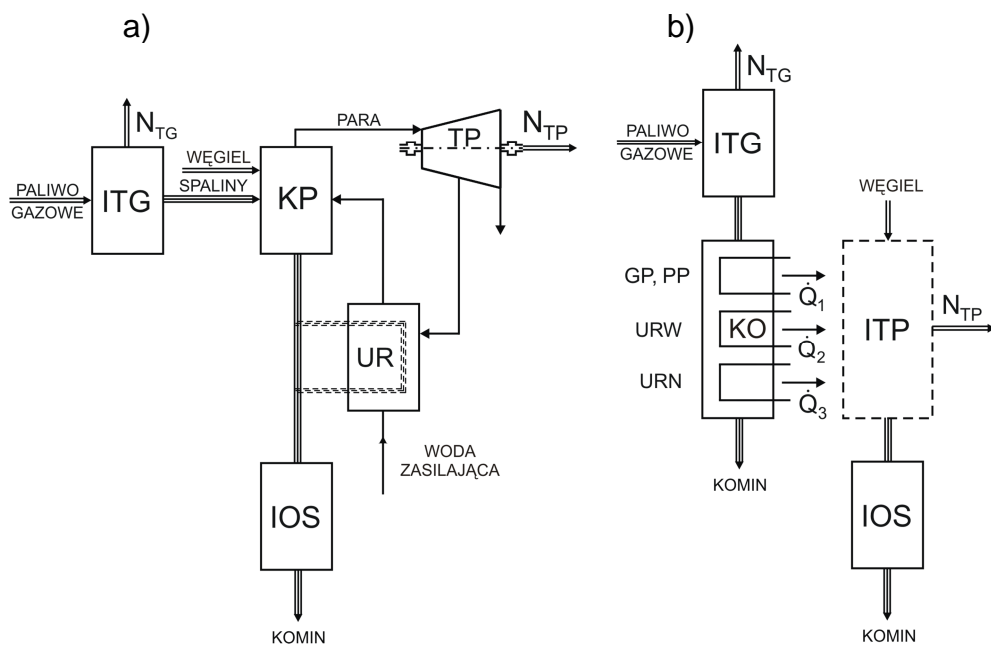
Mocno zaawansowana wiekiem, o niskiej, rzędu 32–33% sprawności wytwarzania energii elektrycznej, będąca jeszcze w stosunkowo dużej mierze własnością państwa, krajowa energetyka zawodowa wymaga odnowienia i modernizacji (wymaga ponadto, co bardzo istotne, głębokiej restrukturyzacji).

Bardzo ważnym potencjałem modernizacyjnym krajowej energetyki (obok bezwzględnie koniecznych w niedalekiej przyszłości elektrowni jądrowych), opartej w głównej mierze na spalaniu węgla kamiennego i brunatnego (których zasoby w kraju są duże, a więc będą one jeszcze, i słusznie, długo dominującym paliwem w krajowej energetyce) stanowią bazujące na turbinach gazowych tzw. czyste technologie węglowe, charakteryzujące się relatywnie wysoką efektywnością energetyczną oraz małą emisją zanieczyszczeń do środowiska naturalnego:

- ❑ układy gazowo-parowe jednopaliwowe bazujące na węglu:
 - układy gazowo-parowe zintegrowane ze zgazowaniem węgla
 - w mniejszym stopniu (stosunkowo niska, ok. 830°C, temperatura spalin dopływających do turbiny gazowej, a więc relatywnie niska, rzędu 42–44%, sprawność wytwarzania energii elektrycznej w takich układach) układy gazowo-parowe z ciśnieniowym spalaniem węgla w kotłach fluidalnych ze złożem stałym lub cyrkulacyjnym
- ❑ sprzężone technologie gazowo-parowe dwupaliwowe, węglowo-gazowe (rys. 4.1)
 - układy sprzężone szeregowo (Hot Windbox)
 - układy sprzężone równoległe.

Układy jednopaliwowe stanowią duży potencjał technicznych możliwości budowy nowych źródeł energii. Czy również i ekonomicznych, to z uwagi na duże na nie jednostkowe nakłady inwestycyjne można mieć spore wątpliwości.

Szczególnie układy dwupaliwowe, węglowo-gazowe, stanowią duży potencjał modernizacyjny już istniejących elektrociepłowni i elektrowni węglowych. Mogą one bowiem powstawać w wyniku nadbudowy już istniejących struktur węglowych turbiną gazową. Bardzo istotne jest przy tym to, że jednostkowe nakłady inwestycyjne na takie układy są niskie i ponadto spełnią one (z dużym nadstatkiem) warunki unijnego pakietu klimatyczno-energetycznego $3 \times 20\%$.



Rys. 4.1. a) układ dwupaliwowy szeregowy, b) układ dwupaliwowy równoległy. ITG – instalacja turbiny gazowej, KO – kocioł odzyskowy, KP – kocioł parowy, TP – turbina parowa, UR – układ regeneracji, IOS – instalacja oczyszczania spalin, ITP – instalacja turbiny parowej, GP – generacja pary, PP – przegrzew pary, URN, URW – regeneracja nisko- i wysokociśnieniowa, N_{TG} , N_{TP} – moce instalacji turbiny gazowej i parowej

4.2. Układ szeregowy czy równoległy?

Najsłabszym ogniwem w elektrowni, z punktu widzenia wytwarzania w niej energii elektrycznej jest, pomimo jego wysokiej sprawności energetycznej, opalany węglem kocioł parowy. Kocioł stanowi bowiem „ściankę wymiennika” pomiędzy spalinami a wodą (będącą pośrednim nośnikiem energii w łańcuchu przemian wytwarzania w elektrowni energii elektrycznej) generującą na skutek nieodwracalności przepływu ciepła największe straty energii (energii elektrycznej) w elektrowni. Powodem tak dużych strat jest wynosząca ponad tysiąc stopni różnica pomiędzy temperaturą spalania węgla w kotle a temperaturą produkowanej w nim pary. Efektywność energetyczna

modernizacji elektrowni będzie zatem tym większa, w im większym stopniu zmaleją straty egzergii w kotle, tj. w im większym stopniu zmaleje ilość spalanego w nim węgla. Termodynamicznym kryterium poszukiwania optymalnego rozwiązania nadbudowy elektrowni turbiną gazową powinna być zatem minimalizacja sumy strat egzergii w istniejącym kotle węglowym oraz w dobudowanym kotle odzyskowym (w układzie szeregowym, jak już zaznaczono, kocioł odzyskowy nie występuje), z uwzględnieniem takich ograniczeń, jak technicznie dopuszczalne zmniejszenie obciążenia kotła węglowego oraz maksymalne możliwe przeciążenie turbiny parowej i sprzęgniętego z nią generatora elektrycznego. W praktyce minimum techniczne kotła wynosi 45–50% obciążenia nominalnego, natomiast przeciążenie generatora może dochodzić do ok. 10%.

Dobór mocy turbiny gazowej w układzie Hot Windbox do określonego kotła parowego w elektrowni węglowej polega na dopasowaniu strumienia tlenu niesionego w spalinach wylotowych z turbiny do zapotrzebowania kotła. Udział masowy tlenu w tych spalinach wynosi od ok. $g_{O_2} = 13$ do 16% (w powietrzu $g_{O_2} = 23\%$; tak duży udział tlenu w spalinach jest wynikiem koniecznego dużego stosunku nadmiaru powietrza λ^{TG} w komorze spalania turbiny gazowej z uwagi na ograniczoną termiczną wytrzymałość materiału łopatek turbiny – $\lambda^{TG} = 2,5-4$). Chcąc tym samym całkowicie zastąpić powietrze do spalania w kotle spalinami z turbiny (moc turbiny jest wówczas maksymalną możliwą mocą uzasadnioną termodynamicznie), strumień tych spalin powinien być większy od strumienia powietrza od ok. 44 do 77% [8, 57].

Układ szeregowy (Hot Windbox) – rys. 4.1a – wymaga znacznej przebudowy kotła węglowego [96] z uwagi na wysoką temperaturę spalin wylotowych z turbiny gazowej doprowadzanych do palników węglowych oraz, jak już zaznaczono, na znacznie większą wartość strumienia masowego tych spalin w stosunku do zastąpionego strumienia powietrza do spalania węgla w kotle. Związany z tym wzrost prędkości spalin, nawet przy obniżonym równocześnie zużyciu węgla, stwarza duże zagrożenie erozyjne dla powierzchni ogrzewanych. Dlatego w układzie Hot Windbox należałoby dobierać turbinę gazową o mniejszej mocy i niedobór tlenu uzupełniać wówczas powietrzem atmosferycznym za pomocą istniejących wentylatorów podmuchowych (innym rozwiązaniem mogłoby być zmniejszenie obciążenia kotła – zmniejszenie produkowanego w nim strumienia pary). Skutkowałoby to jednak mniejszym przyrostem sprawności energetycznej tak zmodernizowanego bloku. Ze zmianą

prędkości spalin zmianie ulegają również bilanse energii dla poszczególnych powierzchni ogrzewanych, niepotrzebny jest także w kotle podgrzewacz powietrza do spalania, co powoduje, że istniejący kocioł węglowy musi ulec głębokiej rekonstrukcji. W jego konstrukcji nośnej muszą być zabudowane nowe powierzchnie ogrzewane. Nakłady inwestycyjne na przebudowę kotła z reguły byłyby znacznie większe od przeznaczonych na kocioł odzyskowy.

W praktyce ponadto najczęściej brakuje wolnej przestrzeni na usytuowanie turbozespołu gazowego z układem wlotowym (do niego) powietrza i wylotowym (z niego) spalin w pobliżu kotła. Układ Hot Windbox wymaga długotrwałego, kilkunastomiesięcznego przestoju bloku na czas jego nadbudowy.

Takich problemów nie stwarza sprzężenie równoległe, które w porównaniu z układem Hot Windbox daje możliwość swobodnego doboru mocy turbiny gazowej i większą możliwość wykorzystania entalpii wylotowych z niej spalin [8, 57]. Co więcej, przy sprzężeniu równoległym – rys. 4.1b – większe są możliwości zmniejszenia (o ok. 3–5%) zużycia węgla w kotle parowym niż w układzie szeregowym, a zatem wystąpią, co bardzo istotne, mniejsze straty energii w układzie [8]. Potrzeby przebudowy układu parowo-wodnego istniejącej części węglowej, a tym samym środków finansowych na ten cel są mniejsze.

Konieczne nakłady inwestycyjne na modernizację ponoszone będą tylko na nowo powstający układ gazowy i połączenie go z układem istniejącym. Budowa układu gazowego odbywać się będzie w czasie, gdy układ węglowy „pracuje”. Nie wystąpią zatem straty ekonomiczne związane z jego postojem. Ponadto połączenie części gazowej z częścią węglową może trwać zaledwie kilka, kilkanaście dni. Układ równoległy jest zatem efektywniejszym energetycznie i ekonomicznie sposobem modernizacji elektrowni, i właśnie dlatego dla takiego układu opracowano model matematyczny bloku 370. megawatowego.

Należy zwrócić uwagę na fakt, że moc elektrowni dla takiego sposobu modernizacji może ulec prawie podwojeniu [8], co istotnie zwiększy moc krajowej energetyki zawodowej bez konieczności budowy nowych źródeł energii elektrycznej. Odpadną tym samym, co bardzo istotne, problemy społeczne, ekologiczne, ekonomiczne i technologiczne związane z ich lokalizacją.

4.3. Efektywność energetyczna modernizacji bloku energetycznego 370 MW przez nadbudowę turbiną gazową w układzie równoległym

Nadbudowa bloku turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym znacząco zwiększy sprawność wytwarzania w nim energii elektrycznej w wyniku zmiany termicznych parametrów realizowanego w nim obiegu cieplnego po jego modernizacji.

Sprawność tę wyraża wzór [8]:

$$\eta_{Eel}^{rów} = \frac{N_{el}^{El} + \Delta N_{el}^{TP} + N_{el}^{TG}}{\dot{E}_{ch}^w + \dot{E}_{ch}^{gaz}} = \frac{N_{el}^{TP} + N_{el}^{TG}}{\dot{E}_{ch}^w + \dot{E}_{ch}^{gaz}} \quad (4.1)$$

gdzie:

\dot{E}_{ch}^w , \dot{E}_{ch}^{gaz} – strumienie energii chemicznej węgla i gazu spalanego w układzie po nadbudowie bloku,

N_{el}^{El} – moc turbozespołu parowego przed nadbudową bloku turbiną gazową,

ΔN_{el}^{TP} – przyrost mocy turbozespołu parowego po nadbudowie bloku turbiną gazową,

$N_{el}^{TP} = N_{el}^{El} + \Delta N_{el}^{TP}$ – moc turbozespołu parowego po nadbudowie bloku turbozespołem gazowym,

N_{el}^{TG} – moc turbozespołu gazowego.

Wyznaczyć również można sprawność przyrostową wytwarzania energii elektrycznej w nadbudowanym bloku (sprawność ta jest odpowiednikiem sprawności wytwarzania energii elektrycznej w obecnie najdoskonalszym termodynamicznie, klasycznym jednopaliwowym szeregowym układzie gazowo-parowym):

$$\eta_{\Delta} = \frac{N_{el}^{TG} + \Delta N_{el}^{TP}}{\dot{E}_{ch}^{gaz}}. \quad (4.2)$$

Analogicznie definiuje się pozorną sprawność wytwarzania energii elektrycznej w turbozespołe parowym po nadbudowie bloku:

$$\chi = \frac{N_{el}^{El} + \Delta N_{el}^{TP}}{\dot{E}_{ch}^w} = \frac{N_{el}^{TP}}{\dot{E}_{ch}^w}. \quad (4.3)$$

W ujęciu rocznym wzory powyższe przedstawiają się następująco:

$$\eta_{Eel,R}^{rów} = \frac{E_{el,R}^{TP} + E_{el,R}^{TG}}{E_{ch,R}^w + E_{ch,R}^{gaz}} \quad (4.4)$$

$$\eta_{\Delta,R} = \frac{E_{el,R}^{TG} + \Delta E_{el,R}^{TP}}{E_{ch,R}^{gaz}} \quad (4.5)$$

$$\chi_R = \frac{E_{el,R}^{TP}}{E_{ch,R}^w} \quad (4.6)$$

gdzie:

$E_{ch,R}^w$, $E_{ch,R}^{gaz}$ – roczne zużycie energii chemicznej węgla i gazu w układzie po nadbudowie bloku turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym,

$E_{el,R}^{TP}$ – roczna produkcja energii elektrycznej w turbozespołe parowym po nadbudowie bloku turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym,

$\Delta E_{el,R}^{TP}$ – przyrost rocznej produkcji energii elektrycznej w turbozespołe parowym w porównaniu z produkcją przed nadbudową bloku,

$E_{el,R}^{TG}$ – roczna produkcja energii elektrycznej w turbozespołe gazowym.

Wartości wielkości $E_{ch,R}^w$, $E_{ch,R}^{gaz}$, $E_{el,R}^{TP}$, $\Delta E_{el,R}^{TP}$, $E_{el,R}^{TG}$ zależec będą od mocy zastosowanej w układzie turbiny gazowej N_{el}^{TG} oraz od struktury kotła odzyskowego.

Termodynamicznym kryterium doboru wielkości mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła gazowego do modernizowanego bloku jest maksymalizacja sprawności:

$$\eta_{Eel,R}^{rów} = \frac{E_{el,R}^{TP} + E_{el,R}^{TG}}{E_{ch,R}^w + E_{ch,R}^{gaz}} \rightarrow \max. \quad (4.7)$$

4.3.1. Dobór mocy turbiny gazowej do bloku

Na stosowane w układach turbiny gazowe, na ich sprawność, na termiczne parametry ich pracy nie mamy w praktyce najmniejszego wpływu. Obecny poziom technologii nie pozwala jeszcze na projektowanie i produkcję turbin gazowych dla wynikających z obliczeń optymalizacyjnych konkretnych parametrów, i dlatego w układach gazowo-parowych stosuje się istniejące ich konstrukcje. Istotnym natomiast problemem jest dobór mocy turbiny do układu.

W przypadku równoległego sposobu nadbudowy bloku turbiną gazową – (rys. 4.1b) – efektywność energetyczna takiej modernizacji, co wynika ze wzorów (4.1), (4.7), istotnie zależy od wspomnianej mocy (ale i również od struktury kotła odzyskowego, rozdział 4.3.2.). Konieczna jest zatem optymalizacja mocy turbiny oraz struktury kotła przy ich doborze do bloku 370 MW.

Moc turbiny oraz strumień entalpii wylotowych z niej spalin doprowadzanych do kotła odzyskowego można wyrazić ogólnym wzorem [8]

$$\dot{I}_{sp} = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}} - N_{el}^{TG} = \frac{\sum_i \dot{Q}_i}{\eta_{KO}}, \quad (4.8)$$

gdzie:

\dot{Q}_i – moc cieplna przekazywana przez spaliny wylotowe z turbiny gazowej parze, wodzie zasilającej, skroplinom w i -tym wymienniku ciepła typu *spaliny-para wodna* lub *spaliny- woda* zabudowanym w kotle odzyskowym, η_{TG} – sprawność turbozespołu gazowego, η_{KO} – sprawność kotła odzyskowego.

Jak w wynika ze wzoru (4.8) układ równoległy cechuje się dużą swobodą w doborze mocy turbiny gazowej i możliwością wykorzystania entalpii wylotowych z niej spalin w kotle odzyskowym. Moc turbiny N_{el}^{TG} może być dowolnie duża, zależna tylko od ilości i wartości mocy \dot{Q}_i . Ograniczać ją mogą jedynie względy ekonomiczne, możliwości finansowe inwestora. Ze względów termodynamicznych w im większym stopniu turbina gazowa „odciąży” kocioł węglowy, będący największym źródłem strat energii w układzie, tym większa będzie efektywność energetyczna wytwarzania w nim energii elektrycznej. Wzrost mocy turbiny gazowej może być ograniczony możliwością

dopuszczalnego przeciążenia układu łopatkowego turbiny parowej lub dopuszczalnego przeciążenia sprzęgniętego z nią generatora elektrycznego. Maksymalne dopuszczalne przeciążenie generatora GTHW-370 wynosi 406 MW [127].

Największe przeciążenie turbiny parowej występuje w jej części niskoprężnej NP na skutek przepuszczenia przez nią większej ilości pary niż przy obciążeniu znamionowym. Przy przeciążeniu turbiny wzrastają naprężenia gnące w łopatkach na skutek zwiększonych sił aerodynamicznych, naprężenia w kadłubie i tarczach kierowniczych oraz nacisk osiowy na łożysko oporowe. Najbardziej narażone na niebezpieczeństwo z powodu przeciążenia są łopatki ostatnich stopni części niskoprężnej turbiny NP. Mają one bowiem nawet bez przeciążenia wysokie naprężenia rozciągające od działania siły odśrodkowej. Bardzo istotną sprawą jest ponadto przy przeciążeniu części NP możliwość niepożądanego przepływu wentylacyjnego jej ostatnich stopni, co w znacznej mierze zmniejszyłoby jej sprawność wewnętrzną. Strumień pary wylotowej z części NP przez gardziel do skraplacza nie powinien być w sposób trwały większy niż o ok. 10% od przepływu przy obciążeniu znamionowym. Dla turbiny 18K370 ten znamionowy (referencyjny) przepływ wynosi 195,1 kg/s, maksymalny dopuszczalny 218,2 kg/s [127]. Przy większym przepływie należałoby zmodernizować (zwiększyć przekrój) gardziel turbiny i skraplacz. Maksymalny przepływ pary z części NP turbiny do skraplacza, przy czasowym ograniczeniu takiej pracy do 2–3 h/dobę, może wynosić ok. 240 kg/s. Przepływ taki ma miejsce przy wyłączonej regeneracji wysokociśnieniowej. Rocznie czas takiej pracy jest ograniczony do ok. 600 h/a [127].

Maksymalne dopuszczalne ciśnienie w skraplaczu wynosi 17–18 kPa, chociaż obliczeniowe (referencyjne) w nim ciśnienie może dochodzić do 25 kPa. Przy tej wartości działa zabezpieczenie wyłączające turbinę (PLK - Praca Luzem Kotła). Problemy zaczynają się już jednak po przekroczeniu ciśnienia ok. 18 kPa, co często ma miejsce w czasie letnich upałów. Skutkuje to wzrostem ciśnienia w kole regulacyjnym, którego dopuszczalną wartością jest 15,2 MPa [127]. Z reguły stosuje się wtedy ograniczenie maksymalnej mocy do np. 350 MW, co zgłaszane jest do Operatora Systemu, który dokonuje odpowiednich korekt w obciążeniu bloku. Jeżeli powstały ubytek mocy/energii można uzupełnić z pozostałych bloków, to Elektrownia nie ponosi strat z tego tytułu. Jeżeli nie, musi zapłacić za pokrycie ubytku w produkcji energii kupując ją na rynku bilansującym.

Problem przeciążenia turbozespoły parowego (w układzie szeregowym w wyniku

braku kotła odzyskowego problem ten nie występuje) może wystąpić w układzie równoległym przy relatywnie dużej mocy turbiny gazowej. Duża wówczas produkcja pary wtórnie przegrzanej oraz pary niskociśnieniowej w kotle odzyskowym, przy jednoczesnym zmniejszeniu poboru upustowej pary do wymienników regeneracji niskoprężnej w wyniku częściowego jej zastąpienia regeneracją w kotle odzyskowym, może istotnie zwiększyć moc części niskoprężnej NP turbiny i przepływ pary do skraplacza. Konieczna będzie wówczas modernizacja zarówno tej części turbiny, jak i skraplacza [78–80, 125, 126]. Taka modernizacja będzie jednak inwestycyjnie znacznie tańsza niż zastosowanie układu Hot Windbox, dla którego, jak już zaznaczono, problem przeciążenia turbozespołu parowego nie występuje. Nakłady bowiem na nowy kocioł parowy do układu Hot Windbox będą istotnie większe od nakładów na kocioł odzyskowy i modernizację części NP turbiny parowej w układzie równoległym.

4.3.2. Dobór struktury kotła odzyskowego do bloku

Kocioł odzyskowy, w którym do produkcji pary wykorzystywana jest niskotemperaturowa entalpia spalin wylotowych z turbiny gazowej powinien (musi) być „szyty na miarę” indywidualnie do każdego układu [5–8, 11, 18–20, 71, 72, 74, 75, 122], na co pozwala obecna technologia. Bowiem, tak jak i od mocy turbiny gazowej, to od typu kotła (liczby stopni w nim ciśnienia), od sposobu rozmieszczenia w nim powierzchni ogrzewanych, od ilości i parametrów termicznych produkowanej w nim pary (wielkości zależnych od mocy cieplnej i temperatury wylotowych z turbiny gazowej spalin; w nadbudowywanym bloku parametry pary są już jednak narzucone przez istniejący układ węglowy) zależą będzie moc elektryczna zmodernizowanego bloku. W konsekwencji więc to i od kotła, który jest urządzeniem „sprzęgającym” nowy obieg gazowy z istniejącym parowym, będzie zależała efektywność energetyczna i ekonomiczna pracy zmodernizowanego bloku.

Odpowiednio dobrana struktura kotła odzyskowego zwiększa moc turbozespołu parowego w nadbudowanym bloku o wartość zmniejszonych strat egzergii w kotle (rys. 4.3). Straty te w odniesieniu do jednostki czasu wyrażają się wzorem [8]:

$$\delta\dot{B} = T_{ot} \sum \int d\dot{S}_{czyn} = T_{ot} \int (d\dot{S}_{H_2O} + d\dot{S}_{sp}) = T_{ot} \int \left(\frac{d\dot{Q}}{T_{H_2O}} - \frac{d\dot{Q}}{T_{sp}} \right) = \int (\Theta_{sp} - \Theta_{H_2O}) d\dot{Q} \quad (4.9)$$

gdzie Θ ($\Theta = 1 - T_{ot} / T$) jest temperaturą egzergetyczną spalin oraz wody i pary w kotle odzyskowym, T ich temperaturą bezwzględną.

W celu zmniejszenia strat egzergii w kotle (powstających w wyniku nieodwracalnego przepływu ciepła pomiędzy spalinami a wodą i parą) należy zbliżyć w nim rozkłady temperatury spalin i czynnika obiegowego (*metoda przewężeń, ang. pinch* [5–8, 116, 118]) poprzez zastosowanie kilku stopni ciśnienia. Straty te maleją ze wzrostem ich liczby (w miarę zwiększania liczby stopni ciśnienia w kotle różnica pomiędzy krzywymi kompozycyjnymi spalin oraz wody i pary zmniejsza się, i w granicy zanika). Rosną jednak wówczas nakłady inwestycyjne na kocioł odzyskowy i pozostałe urządzenia części parowej układu gazowo-parowego, a tym samym rosną roczne koszty kapitałowe jego działania. Istnieje zatem optimum techniczno-ekonomiczne, które należy znaleźć. W praktyce w kotle odzyskowym stosuje się co najwyżej trzy stopnie ciśnienia [8, 58, 60, 68].

Jak powyżej zaznaczono, termodynamicznym kryterium doboru struktury kotła odzyskowego jest minimalizacja strat strumienia w nim egzergii przy nieodwracalnym przepływie ciepła pomiędzy spalinami, a czynnikiem obiegowym (wodą i jej parą). Całkując równanie (4.9) otrzymuje się [8]

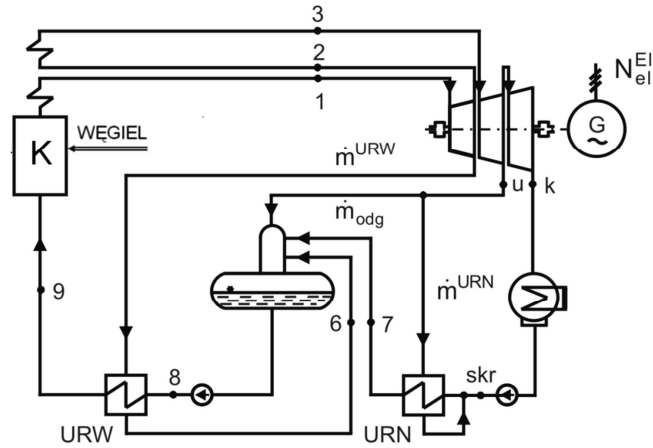
$$\delta\dot{B} = T_{ot} \sum_i \int_{\dot{Q}_i}^{\dot{Q}_{i+1}} \left(\frac{1}{T_{H_2O}} - \frac{1}{T_{sp}} \right) d\dot{Q} = T_{ot} \sum_j \ln^{a_{sp}} \sqrt{\frac{a_{sp} \dot{Q}_i + b_{sp}}{a_{sp} \dot{Q}_{i+1} + b_{sp}}} \sqrt{\frac{a_{H_2O} \dot{Q}_{i+1} + b_{H_2O}}{a_{H_2O} \dot{Q}_i + b_{H_2O}}} +$$

$$+ T_{ot} \sum_k \left(\frac{\dot{Q}_{i+1} - \dot{Q}_i}{T_s^k} - \ln^{a_{sp}} \sqrt{\frac{a_{sp} \dot{Q}_{i+1} + b_{sp}}{a_{sp} \dot{Q}_i + b_{sp}}} \right) \rightarrow \min, \quad (4.10)$$

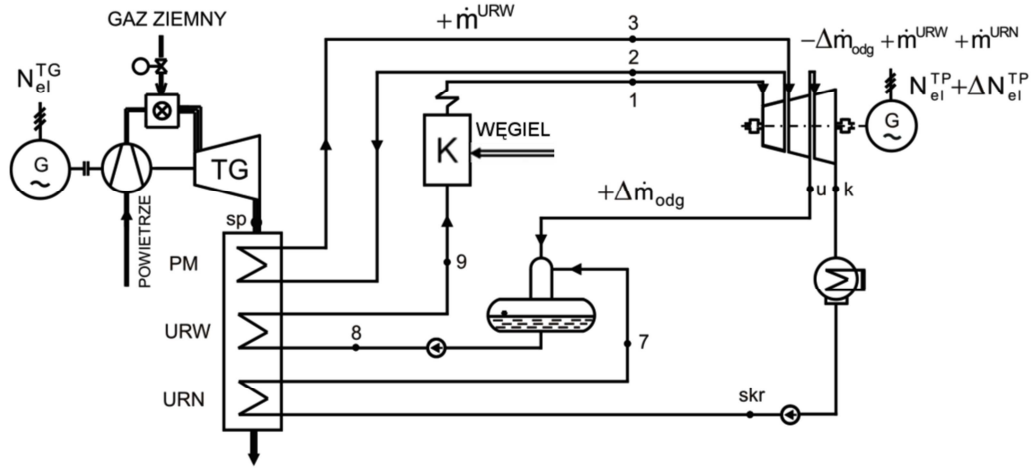
gdzie:

„ $i = j + k$ ” (j – liczba przegrzewaczy i podgrzewaczy wody; k – liczba stopni ciśnienia, parowaczy o bezwzględnej temperaturze nasycenia T_s^k) oznacza liczbę wymienników ciepła w kotle, a różnica $\Delta\dot{Q}_i = \dot{Q}_{i+1} - \dot{Q}_i$ strumień ciepła wymienianego w i -tym wymienniku ciepła pomiędzy spalinami o temperaturze bezwzględnej T_{sp} a wodą i parą o temperaturze bezwzględnej T_{H_2O} .

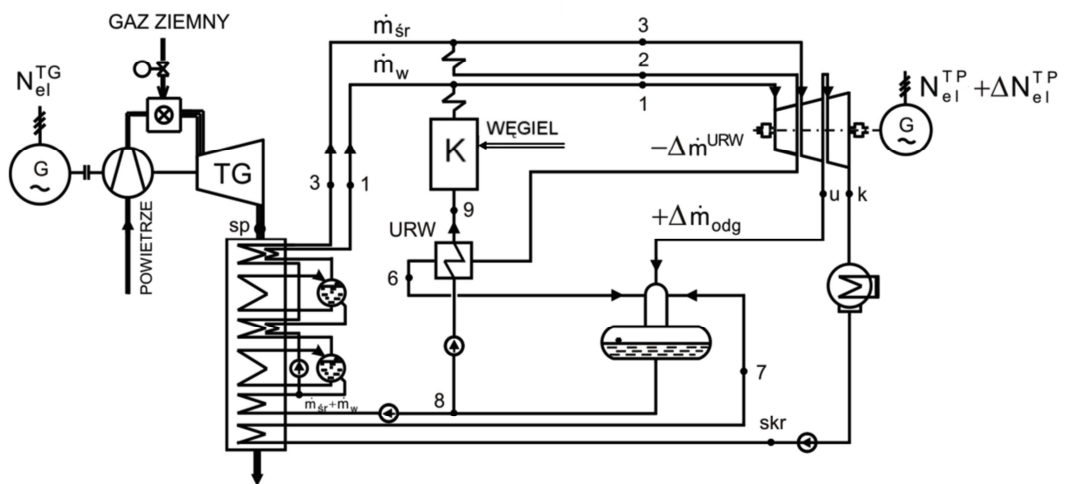
a)



b)



c)

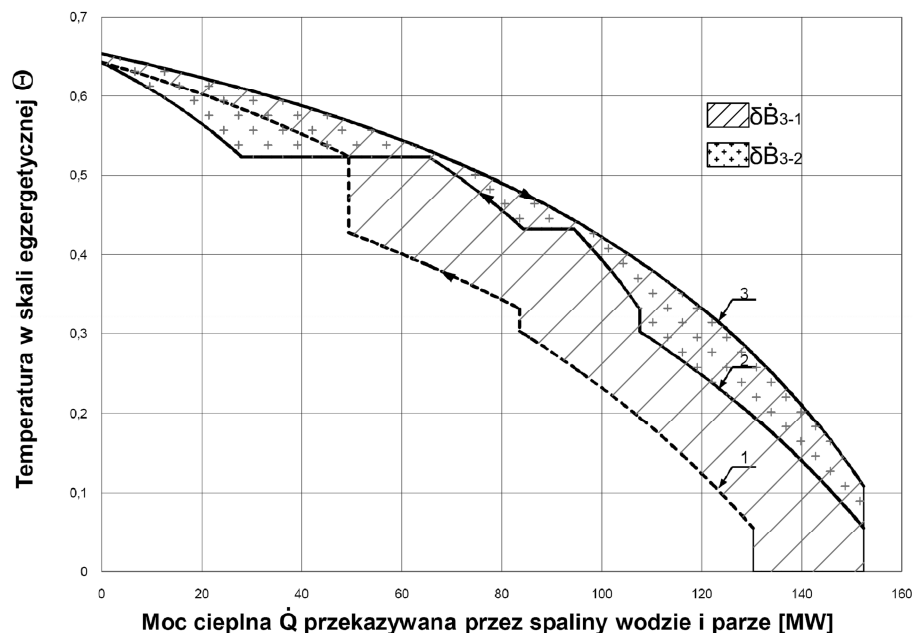


Rys. 4.2. Schemat ideowy: a) kondensacyjnej elektrowni przed modernizacją; b) zmodernizowanej elektrowni w układzie równoległym nadbudowanej turbiną gazową i kotłem odzyskowym – wariant I; PM, URW, URN – kolejno przegrzew międzystopniowy, układ regeneracji wysoko- i niskociśnieniowej; c) zmodernizowanej elektrowni w układzie równoległym nadbudowanej turbiną gazową i kotłem odzyskowym z powierzchniami do produkcji pary wysoko- i średniociśnieniowej oraz z powierzchnią regeneracji niskociśnieniowej – wariant II

Na rysunku 4.2. pokazano przykładowe możliwości zabudowy i rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym:

- wariant I – przegrzewacz międzystopniowy + podgrzewacz regeneracyjny wysokociśnieniowy + podgrzewacz regeneracyjny niskociśnieniowy (rys. 4.2b),
- wariant II – przegrzewacze pary wysoko- i średnociśnieniowej + parowacze pary wysoko- i średnociśnieniowej + podgrzewacze wody wysoko- i średnociśnieniowej + podgrzewacz regeneracji niskociśnieniowej (rys. 4.2c).

Na rysunku 4.3 przedstawiono przykładowe krzywe kompozycyjne spalin oraz wody i pary w kotle odzyskowym dla obu wariantów równoległej nadbudowy elektrowni – wariantów I i II dla mocy znamionowej turbiny gazowej również $N_{el}^{TG} = 83,9 \text{ MW}$ [8].



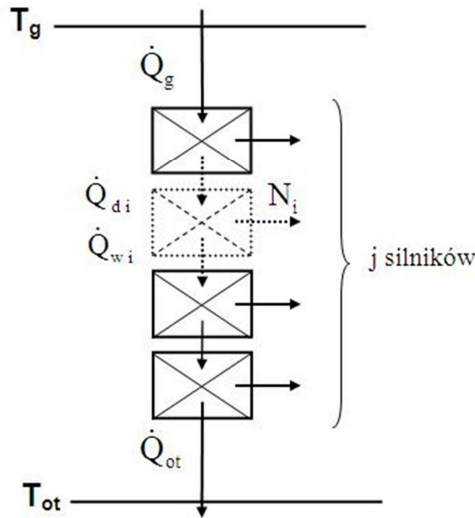
Rys. 4.3. Straty egzergii w kotle odzyskowym spowodowane przez nieodwracalny przepływ ciepła ($\delta\dot{B}_{3-1}$ – wariant I; $\delta\dot{B}_{3-2}$ – wariant II; 1, 2 – krzywe kompozycyjne wody i pary kolejno, w wariantcie I i II, 3 – krzywa kompozycyjna spalin)

Jak widać na rys. 4.3, straty egzergii w kotle odzyskowym w wariantcie I (pole $\delta\dot{B}_{3-1}$) są istotnie większe od strat w wariantcie II (pole $\delta\dot{B}_{3-2}$). O różnicę tych pól większa będzie moc turbiny parowej w wariantcie II niż w wariantcie I, co łatwo wykazać.

Stratę egzergii $\delta\dot{B}$ ogólnie w „j-obiegowym” układzie na skutek wzrostu entropii źródeł ciepła można rozdzielić na straty spowodowane nieodwracalnością przepływu

ciepła pomiędzy źródłami i obiegami [8]. Strata ta w układzie zamkniętym z dwoma źródłami ciepła o temperaturach T_g i T_{ot} (rys. 4.4) wyraża się wówczas zależnością [8]

$$\delta\dot{B} = T_{ot} \sum_2 \Delta\dot{S}_{zr} = T_{ot} \left(\frac{\dot{Q}_{ot}}{T_{ot}} - \frac{\dot{Q}_g}{T_g} \right) = \sum_{i=1}^{j+1} \delta\dot{B}_i = T_{ot} \sum_{i=1}^{j+1} \dot{Q}_{di} \frac{\bar{T}_{wi-1} - \bar{T}_{di}}{\bar{T}_{wi-1} \bar{T}_{di}}, \quad (4.11)$$



Rys. 4.4. Schemat j -obiegowego silnika cieplnego

a moc układu równaniem

$$\begin{aligned} N = N_C - \delta\dot{B} &= \dot{Q}_g \frac{T_g - T_{ot}}{T_g} - T_{ot} \left(\frac{\dot{Q}_{ot}}{T_{ot}} - \frac{\dot{Q}_g}{T_g} \right) = \\ &= \sum_{i=1}^j N_i = \sum_{i=1}^j (\dot{Q}_{di} - \dot{Q}_{wi}) = \sum_{i=1}^j \dot{Q}_{di} \frac{\bar{T}_{di} - \bar{T}_{wi}}{\bar{T}_{di}} = \\ &= \dot{Q}_g \frac{T_g - T_{ot}}{T_g} - T_{ot} \sum_{i=1}^{j+1} \dot{Q}_{di} \frac{\bar{T}_{wi-1} - \bar{T}_{di}}{\bar{T}_{wi-1} \bar{T}_{di}} \end{aligned} \quad (4.12)$$

gdzie:

j – liczba czynników obiegowych (silników),

N_C, N_i – moc teoretycznego silnika Carnota i moce silników rzeczywistych,

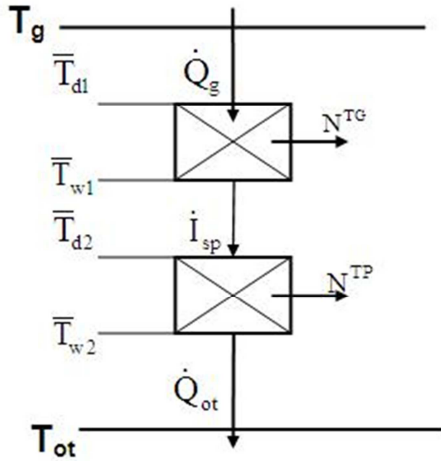
$\dot{Q}_{di}, \dot{Q}_{wi}$ – strumień ciepła doprowadzonego i wyprowadzonego z i -tego obiegu

(silnika), przy czym $\dot{Q}_{wi} = \dot{Q}_{di+1}$ oraz $\dot{Q}_{d1} \equiv \dot{Q}_g, \dot{Q}_{dj+1} \equiv \dot{Q}_{ot}$,

\dot{Q}_{ot}, \dot{Q}_g – strumień ciepła wyprowadzonego z układu do otoczenia i doprowadzonego do układu z górnego źródła ciepła,

$\bar{T}_{di}, \bar{T}_{wi}$ – średnia termodynamiczna temperatura czynnika pochłaniającego i oddającego ciepło w i – tym obiegu (silniku), przy czym $\bar{T}_{d j+1} \equiv T_{ot}$, $\bar{T}_{w0} \equiv T_g$,

T_g – bezwzględna temperatura górnego źródła ciepła.



Rys. 4.5. Schemat 2-obiegowego, gazowo-parowego silnika cieplnego

W przypadku układu zamkniętego dwuczynnikowego ($j = 2$), gazowo-parowego, (rys. 4.5), straty egzergii na skutek nieodwracalnego przepływu ciepła pomiędzy źródłami i czynnikami obiegowymi (wzór (4.11)) oraz moc układu (wzór (4.12)) można wyrazić kolejno wzorami:

□ strata egzergii

$$\delta \dot{B}^{G-P} = T_{ot} \left(\dot{Q}_g \frac{T_g - \bar{T}_{d1}}{T_g \bar{T}_{d1}} + \dot{i}_{sp} \frac{\bar{T}_{w1} - \bar{T}_{d2}}{\bar{T}_{w1} \bar{T}_{d2}} + \dot{Q}_{ot} \frac{\bar{T}_{w2} - T_{ot}}{\bar{T}_{w2} T_{ot}} \right) \quad (4.13)$$

□ moc układu

$$N^{G-P} = N^{TG} + N^{TP} = \dot{Q}_g \frac{\bar{T}_{d1} - \bar{T}_{w1}}{\bar{T}_{d1}} + \dot{i}_{sp} \frac{\bar{T}_{d2} - \bar{T}_{w2}}{\bar{T}_{d2}} = \dot{Q}_g \eta_{TG} + \dot{i}_{sp} \eta_{TP} \quad (4.14)$$

lub wykorzystując końcową postać wzoru (4.12)

$$N^{G-P} = N_C - \delta \dot{B}^{G-P} = \dot{Q}_g \frac{T_g - T_{ot}}{T_g} - T_{ot} \left(\dot{Q}_g \frac{T_g - \bar{T}_{d1}}{T_g \bar{T}_{d1}} + \dot{i}_{sp} \frac{\bar{T}_{w1} - \bar{T}_{d2}}{\bar{T}_{w1} \bar{T}_{d2}} + \dot{Q}_{ot} \frac{\bar{T}_{w2} - T_{ot}}{\bar{T}_{w2} T_{ot}} \right)$$

(4.15)

gdzie:

N^{TG} , N^{TP} – moce silników gazowego i parowego,

η_{TG} , η_{TP} – sprawności energetyczne silników gazowego i parowego,

\bar{T}_{d1} , \bar{T}_{w2} – kolejno średnia termodynamiczna temperatura w komorze spalania turbiny gazowej oraz temperatura nasycenia pary w skraplaczu turbiny parowej,

\bar{T}_{w1} , \bar{T}_{d2} – kolejno średnia termodynamiczna temperatura spalin i wody i pary w kotle odzyskowym.

Jedynie na wartość temperatury \bar{T}_{d2} mamy wpływ poprzez zmianę liczby zastosowanych w kotle odzyskowym powierzchni ogrzewanych, ich przeznaczenia i wielkości, ich rozmieszczenia, jak również poprzez zmianę założonych spiętrzeń temperaturowych pomiędzy spalinami a wodą i parą podczas wymiany w kotle ciepła. Natomiast temperatury \bar{T}_{d1} , \bar{T}_{w1} zależą wyłącznie od zastosowanego w układzie turbozespołu gazowego i nie mamy na nie żadnego wpływu, tak samo jak nie mamy wpływu na temperaturę \bar{T}_{w2} , która zależy od temperatury otoczenia.

Wyrażenie

$$T_{ot} \dot{I}_{sp} \frac{\bar{T}_{w1} - \bar{T}_{d2}}{\bar{T}_{w1} \bar{T}_{d2}} \quad (4.16)$$

we wzorze (4.15) oznacza straty egzergii w kotle odzyskowym $\delta \dot{B}_{KO}$. Im zatem wyższa będzie temperatura \bar{T}_{d2} , na którą jak już zaznaczono powyżej mamy wpływ, tym będą one mniejsze (rys. 4.3), i tym samym o tę wartość zmniejszenia, co należało wykazać, większa będzie moc turbiny parowej (wzór (4.14))

$$N^{TP} = \dot{I}_{sp} \frac{\bar{T}_{d2} - \bar{T}_{w2}}{\bar{T}_{d2}} = \dot{I}_{sp} \eta_{TP} \cdot \quad (4.17)$$

W układzie równoległym należy zatem rozważyć zabudowę w kotle odzyskowym takich powierzchni, dla których wyrażenie (4.16) będzie miało jak najmniejszą wartość (zmniejszanie wartości (4.16) zwiększa jednak nakłady inwestycyjne na kocioł i maleje efektywność ekonomiczna pracy nadbudowywanego bloku). Należy przeanalizować zabudowę w kotle następujących wymienników ciepła: powierzchnie do produkcji pary wysoko-, średnio- i niskociśnieniowej, powierzchnię przegrzewacza międzystopniowego, powierzchnie wymienników regeneracji wysoko- i niskociśnieniowej oraz powierzchnię podgrzewacza skroplin [8]. Liczba możliwych kombinacji doboru powierzchni oraz możliwości ich rozmieszczenia w kotle jest duża. Spośród nich należy od razu odrzucić takie, których realizacja w praktyce powodowałaby niedopuszczalne przeciążenie turbozespołu parowego: np. powierzchnie do produkcji pary wysoko- i średniociśnieniowej łącznie z powierzchniami regeneracji wysoko- i niskociśnieniowej przy równoczesnym wyłączeniu upustów pary regeneracyjnej w turbinie bez zmiany obciążenia kotła węglowego.

Termodynamicznym kryterium doboru i rozkładu powierzchni powinna być zatem minimalizacja sumy strat egzergii w kotłach: w nowoprojektowanym kotle odzyskowym i istniejącym kotle węglowym z uwzględnieniem takich ograniczeń jak dopuszczalne technicznie zmiany obciążenia kotła węglowego i turbozespołu parowego. Jak już zaznaczono, największe straty egzergii występują w kotle węglowym.

Zmniejszając w modernizowanym bloku straty egzergii, tj. zwiększając produkcję energii elektrycznej, zwiększają się jednak, jak już zaznaczono, nakłady inwestycyjne na układ. Istnieje zatem optimum techniczno-ekonomiczne, które modernizując blok należy znaleźć.

4.4. Efektywność ekonomiczna nadbudowy bloku energetycznego 370 MW turbozespołem gazowym w układzie równoległym

Optimalizując parametry techniczne, termodynamiczne, konstrukcję maszyn i urządzeń, strukturę ich połączeń, należy posługiwać się kryterium ekonomicznym. Kryterium ekonomiczne jest nadrzędne dla kryterium technicznego, termodynamicznego.

Analiza termodynamiczna (egzergetyczna, entropijna) pozwala na poszukiwanie możliwości doskonalenia procesów technologicznych i rozwiązań technicznych. W gospodarce rynkowej w ostateczności to jednak kryterium ekonomiczne, kryterium

maksymalizacji zysku decyduje o celowości zastosowania konkretnego rozwiązania, to analiza opłacalności ekonomicznej decyduje o podjęciu decyzji inwestycyjnych [5–29, 30, 33, 44, 67, 77, 99, 100, 106, 113]. Jeżeli inwestor przed podjęciem decyzji o zaangażowaniu środków kapitałowych nie będzie miał wystarczającej pewności, że stopa zwrotu z zainwestowanego kapitału będzie odpowiednio duża, to nie zaryzykuje nawet złotówki.

Należy jednak pamiętać, że analiza ekonomiczna jest możliwa po uprzedniej analizie termodynamicznej [1, 5–29, 31, 32, 35, 38, 39, 42–50, 59, 63, 64, 76, 112, 116, 117, 124]. To jej wyniki są wielkościami wejściowymi do analizy ekonomicznej.

Analizując efektywność ekonomiczną modernizacji bloku do równoległego układu dwupaliwowego przez nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym (rys. 4.1, 5.1) istotne jest, jak już wielokrotnie zaznaczano, znalezienie optymalnej wartości mocy turbozespołu gazowego i optymalnej struktury kotła odzyskowego nadbudowujące układ [8, 24–29]. Konieczna jest analiza odpowiadająca na pytanie: jakiego typu powinien to być kocioł? Czy powinien to być kocioł odzyskowy jedno-, dwu- czy trójściśnieniowy?

Od mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła zależeć bowiem będzie ilość produkowanej w układzie energii elektrycznej, a zatem zależeć będzie efektywność ekonomiczna jego pracy. Bardzo istotne jest przy tym również znalezienie odpowiedzi na pytania o właściwe relacje cenowe pomiędzy nośnikami energii: węgla, gazu i energii elektrycznej, oraz o właściwe wysokości taryfowych jednostkowych stawek za emisję CO₂, CO, NO_x, SO₂ i pyłu do atmosfery gwarantujące oprócz wysokiej efektywności termodynamicznej modernizacji również jej efektywność ekonomiczną. Zarówno relacje cenowe, jak i stawki za emisje mają istotny wpływ na optymalną moc turbiny gazowej i optymalną strukturę kotła odzyskowego.

4.4.1. Metodyka przyrostowa analizy efektywności ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW przez nadbudowę turbiną gazową w układzie równoległym

Jedną z metod analizy efektywności ekonomicznej modernizacji jest metoda przyrostowa [5–8]. Jest korzystną i „wygodną” metodą, nie wymaga bowiem, co istotne, wnikania w stan istniejący modernizowanej elektrowni (należy jednak pamiętać, że modernizacja elektrowni ma sens jedynie wówczas, gdy jej stan techniczny pozwala na jej dalszą dłużejletnią eksploatację). Potrzebne wielkości do wyliczenia progu

efektywności ekonomicznej modernizacji to wówczas jedynie przyrosty przychodów uzyskanych dzięki przyrostowi efektów energetycznych osiągniętych w wyniku modernizacji oraz przyrosty kosztów „spowodowanych” nakładami inwestycyjnymi J^{mod} na modernizację, a więc roczne koszty działania nowo powstałego układu. Ogólnie mówiąc, koszty działania nowo dobudowanych urządzeń, pomniejszone o koszty działania istniejącego układu, głównie w wyniku zmniejszonego zużycia węgla. Wykorzystując przyrosty przychodów i kosztów można sformułować warunki konieczny i wystarczający ekonomicznej opłacalności modernizacji.

4.4.1.1. Warunki konieczny i wystarczający ekonomicznej opłacalności modernizacji

Ogólnym zapisem *warunku koniecznego* opłacalności modernizacji jest, by przyrost rocznego zysku brutto $\Delta Z_R = (Z_R)^{\text{mod}} - (Z_R)^{\text{ist}}$ osiągnięty w wyniku eksploatacji zmodernizowanego bloku, będący funkcją wspomnianych powyżej przyrostów, był co najmniej nieujemny

$$\Delta Z_R = f(\Delta e_{\text{el}}, \Delta E_{\text{el,R}}, J^{\text{mod}}, \Delta P_{\text{CO}_2}, \Delta K_R) \geq 0 \quad (4.18)$$

gdzie:

Δe_{el} – przyrost jednostkowej (na jednostkę energii) ceny energii elektrycznej; w ogólnym przypadku zmianie może bowiem ulec również cena sprzedaży energii elektrycznej z $(e_{\text{el}})^{\text{ist}}$ na $(e_{\text{el}})^{\text{mod}}$; $\Delta e_{\text{el}} = (e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (e_{\text{el}})^{\text{ist}}$ (obecna średnioroczna cena $(e_{\text{el}})^{\text{ist}} = 170 \text{ PLN/MWh}$),

$\Delta E_{\text{el,R}}$ – roczny przyrost produkcji energii elektrycznej,

J^{mod} – nakłady inwestycyjne na modernizację,

ΔK_R – przyrost rocznych kosztów działania bloku,

ΔP_{CO_2} – przyrost rocznych przychodów ze sprzedaży uprawnień do emisji CO_2 (w dalszych rozważaniach pominięto ten przyrost, wszelakie bowiem ekonomiczne elementy wsparcia układów gazowo-parowych zależą od polityków, których „łaska” jest koniunkturalna, raz jest, a za chwilę może jej nie być, a poza tym układy takie, i nie tylko one, w gospodarce rynkowej powinny „bronić” się same).

Warunkiem wystarczającym opłacalności ekonomicznej modernizacji bloku jest, by przyrost rocznego zysku brutto ΔZ_R z eksploatacji zmodernizowanego bloku gwarantował odpowiednio duży przyrost zdyskontowanego skumulowanego zysku netto ΔNPV^{mod} , relatywnie krótki okres zwrotu $DPBP^{\text{mod}}$ poniesionych nakładów inwestycyjnych J^{mod} na modernizację oraz relatywnie wysoką stopę IRR^{mod} ich oprocentowania, wyższą od stopy r_{kap} jaką można osiągnąć na rynku kapitałowym [5–8]. Z reguły inwestor chce, aby zysk z inwestycji z uwagi na ponoszone ryzyko inwestowania przewyższał zysk z lokat na rynku kapitałowym. Warunek wystarczający można zapisać relacjami

$$\begin{aligned} \Delta NPV^{\text{mod}} &>> 0 \\ IRR^{\text{mod}} &> r_{\text{kap}} \\ DPBP^{\text{mod}} &<< 15\text{lat} \end{aligned} \quad (4.19)$$

4.4.2. Warunek konieczny ekonomicznej opłacalności nadbudowy bloku 370 MW turbiną gazową i kotłem odzyskowym

Ekonomiczna opłacalność nadbudowy bloku 370 MW turbiną gazową i kotłem odzyskowym jest równoznaczna z co najmniej nie zwiększeniem jednostkowego kosztu produkowanej w nim energii elektrycznej k_{el} [5–8, 25–29]

$$(k_{\text{el}})^{\text{mod}} = \frac{(K_R)^{\text{ist}} + \Delta K_R}{(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}} + \Delta E_{\text{el,R}}} \leq (k_{\text{el}})^{\text{ist}} = \frac{(K_R)^{\text{ist}}}{(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}}}, \quad (4.20)$$

gdzie:

$(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}}$, $\Delta E_{\text{el,R}}$ – kolejno roczna produkcja energii elektrycznej netto loco elektrownia przed modernizacją i przyrost produkcji netto po modernizacji,

$(K_R)^{\text{ist}}$ – roczny koszt działania bloku przed modernizacją,

ΔK_R – przyrost rocznego kosztu działania bloku po modernizacji.

Warunek konieczny ekonomicznej opłacalności nadbudowy można zatem zapisać relacją

$$\Delta k_{\text{el}} = (k_{\text{el}})^{\text{mod}} - (k_{\text{el}})^{\text{ist}} \leq 0. \quad (4.21)$$

Innym, równoważnym sformułowaniem warunku (4.21) jest warunek na przyrost średniego rocznego zysku brutto osiąganego z pracy zmodernizowanego bloku. Przyrost ten powinien być co najmniej nieujemny, co można wyrazić zależnością

$$\begin{aligned}\Delta Z_R &= (Z_R)^{\text{mod}} - (Z_R)^{\text{ist}} = [(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}} + \Delta E_{\text{el,R}}][(e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (k_{\text{el}})^{\text{mod}}] - (E_{\text{el,R}})^{\text{ist}}[(e_{\text{el}})^{\text{ist}} - (k_{\text{el}})^{\text{ist}}] = \\ &= (E_{\text{el,R}})^{\text{ist}}[(e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (e_{\text{el}})^{\text{ist}}] + \Delta E_{\text{el,R}}(e_{\text{el}})^{\text{mod}} - \Delta K_R \geq 0,\end{aligned}\quad (4.22)$$

gdzie:

$(e_{\text{el}})^{\text{ist}}, (e_{\text{el}})^{\text{mod}}$ – kolejno cena sprzedaży energii elektrycznej z bloku sprzed i po jego modernizacji. Obecnie średnioroczna cena $(e_{\text{el}})^{\text{ist}}$ wynosi 170 PLN/MWh.

Jeżeli $(e_{\text{el}})^{\text{mod}} < (e_{\text{el}})^{\text{ist}}$, to przyrost zysku ΔZ_R (wzór (4.22)) jest mniejszy (większy gdy $(e_{\text{el}})^{\text{mod}} > (e_{\text{el}})^{\text{ist}}$) o wartość $[(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}} + \Delta E_{\text{el,R}}][(e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (e_{\text{el}})^{\text{ist}}]$ od przyrostu zysku w sytuacji gdy cena energii elektrycznej nie uległaby zmianie, tzn. gdy $(e_{\text{el}})^{\text{ist}} = (e_{\text{el}})^{\text{mod}}$. Wówczas bowiem przyrost zysku wynosiłby

$$\begin{aligned}\Delta Z_R &= (E_{\text{el,R}})^{\text{ist}}[(k_{\text{el}})^{\text{ist}} - (k_{\text{el}})^{\text{mod}}] + \Delta E_{\text{el,R}}[(e_{\text{el}})^{\text{ist}} - (k_{\text{el}})^{\text{mod}}] = \\ &= \Delta E_{\text{el,R}}(e_{\text{el}})^{\text{ist}} - \Delta K_R.\end{aligned}\quad (4.23)$$

Jeżeli obniżenie ceny energii elektrycznej równałoby się obniżeniu jednostkowego kosztu jej produkcji, $(e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (e_{\text{el}})^{\text{ist}} = (k_{\text{el}})^{\text{mod}} - (k_{\text{el}})^{\text{ist}}$, to wówczas przyrost zysku miałby małą wartość równą

$$\Delta Z_R = \Delta E_{\text{el,R}}[(e_{\text{el}})^{\text{ist}} - (k_{\text{el}})^{\text{ist}}] \quad (4.24)$$

i czas zwrotu poniesionych nakładów finansowych na modernizację $DPBP^{\text{mod}}$ byłby długi, co czyniłoby tę inwestycję mało atrakcyjną ekonomicznie.

Jak wynika ze wzoru (4.22) przyrost przychodu $(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}}[(e_{\text{el}})^{\text{mod}} - (e_{\text{el}})^{\text{ist}}] + \Delta E_{\text{el,R}}(e_{\text{el}})^{\text{mod}}$ musi w całości pokryć przyrost rocznych kosztów działania bloku ΔK_R , tj. koszty związane z nowo powstałym układem gazowym, pomniejszone o spowodowane modernizacją dodatnie efekty ekonomiczne związane z jej częścią węglową. Przyrost tych kosztów wyraża się wzorem

$$\Delta K_R = (K_R)^{\text{mod}} - (K_R)^{\text{ist}} = (z\rho + \delta_{\text{rem}})J^{\text{mod}} + K_{\text{gaz}}^{\text{TG}} + K_{\text{sr}}^{\text{TG}} - \Delta K_{\text{pal}}^{\text{w}} - \Delta K_{\text{r,m,wu}}^{\text{w}} - \Delta K_{\text{sr}}^{\text{w}} \quad (4.25)$$

gdzie:

- J^{mod} – nakłady inwestycyjne na modernizację bloku,
- $K_{\text{gaz}}^{\text{TG}}$ – koszt gazu ziemnego spalane go w turbinie gazowej,
- $K_{\text{sr}}^{\text{TG}}$ – koszt za gospodarcze korzystanie ze środowiska w wyniku spalania gazu ziemnego w turbinie gazowej,
- $\Delta K_{\text{pal}}^{\text{w}}$ – zmniejszenie kosztu zakupu węgla,
- $\Delta K_{\text{r,m,wu}}^{\text{w}}$ – zmniejszenie w istniejącym układzie węglowym kosztów konserwacji i remontów, surowców nieenergetycznych i materiałów pomocniczych oraz wody uzupełniającej; w obliczeniach można przyjąć bez popełnienia znaczącego błędu, że $\Delta K_{\text{r,m,wu}}^{\text{w}} = 0$,
- $\Delta K_{\text{sr}}^{\text{w}}$ – zmniejszenie kosztu za gospodarcze korzystanie ze środowiska w wyniku zmniejszonej ilości spalane go w bloku rocznie węgla,
- $z\text{p} + \delta_{\text{rem}}$ – roczna stopa obsługi kapitału inwestycyjne go oraz pozostałych kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych (koszty konserwacji, remontów urządzeń) [5–8].

Wykorzystując relację (4.22) można wyznaczyć zależność na graniczną (minimalną) cenę energii elektrycznej, przy której modernizacja bloku będzie opłacalna, tj. dla której przyrost zysku brutto ΔZ_{R} z przedsięwzięcia będzie co najmniej nieujemny

$$e_{\text{el}}^{\text{gr}} = \frac{(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}} (e_{\text{el}})^{\text{ist}} + \Delta K_{\text{R}}}{(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}} + \Delta E_{\text{el,R}}}. \quad (4.26)$$

Należy zaznaczyć, że wyznaczona ze wzoru (4.26) cena $e_{\text{el}}^{\text{gr}}$ jest ceną sprzedaży całej energii elektrycznej $(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}} + \Delta E_{\text{el,R}}$ wyprodukowanej w zmodernizowanym bloku, to jest ceną, za jaką musi być sprzedawana cała energia, aby zysk osiągniany z pracy zmodernizowanego bloku nie uległ zmniejszeniu w stosunku do zysku sprzed jej modernizacji, tj. by $(Z_{\text{R}})^{\text{mod}} \geq (Z_{\text{R}})^{\text{ist}}$. Przyrost rocznych kosztów ΔK_{R} jest pokrywany wówczas nie tylko przychodem $\Delta E_{\text{el,R}} e_{\text{el}}^{\text{gr}}$ (wzór (4.23)), ale dodatkowo również przychodem $(E_{\text{el,R}})^{\text{ist}} [e_{\text{el}}^{\text{gr}} - (e_{\text{el}})^{\text{ist}}]$ (wzór (4.22)).

Cena sprzedaży energii elektrycznej z bloku po modernizacji $(e_{\text{el}})^{\text{mod}}$ musi być oczywiście nie mniejsza niż $e_{\text{el}}^{\text{gr}}$. Obowiązuje zatem warunek

$$(e_{el})^{\text{mod}} \geq e_{el}^{\text{gr}}. \quad (4.27)$$

Jeżeli cena sprzedaży energii elektrycznej po modernizacji nie zmienia się, $(e_{el})^{\text{mod}} = (e_{el})^{\text{ist}}$, to ze wzoru (4.23) otrzymuje się warunek konieczny

$$e_{el}^{\text{gr}} = \frac{\Delta K_R}{\Delta E_{el,R}} = \frac{(z\rho + \delta_{\text{rem}})J^{\text{mod}} + K_{\text{gaz}}^{\text{TG}} + K_{\text{sr}}^{\text{TG}} - \Delta K_{\text{pal}}^w - \Delta K_{\text{sr}}^w}{\Delta E_{el,R}}, \quad (4.28)$$

i niepotrzebna jest wówczas znajomość ceny $(e_{el})^{\text{ist}}$ oraz niepotrzebna jest znajomość produkcji energii $(E_{el,R})^{\text{ist}}$ przed modernizacją, co umożliwia analizę efektywności ekonomicznej modernizacji bloku przy posługiwaniu się wyłącznie przyrostami: przyrostem rocznych kosztów działania bloku ΔK_R i rocznym przyrostem produkcji energii elektrycznej $\Delta E_{el,R}$. Metoda przyrostowa jest zatem bardzo korzystną i wygodną metodą, nie wymaga bowiem wnikania „w stan istniejący” modernizowanego bloku. Nawet jeśli konieczne byłyby jakieś środki finansowe na jej remont, to wystarczy dodać je do J^{mod} (należy jednak pamiętać, że modernizacja bloku ma sens jedynie wówczas, gdy jej stan techniczny pozwala na jej dalszą długoletnią eksploatację). Potrzebne koszty do wyliczenia prognozy efektywności modernizacji, to jedynie wówczas roczne koszty działania nowo powstałego układu gazowego (ogólnie mówiąc koszty działania nowo dobudowanych urządzeń) oraz zmniejszenie kosztów działania istniejącego układu, głównie w wyniku zmniejszonego kosztu węgla. Należy jednak zaznaczyć, że cena e_{el}^{gr} wyznaczona ze wzoru (4.28) dotyczy wyłącznie ceny sprzedaży przyrostu energii $\Delta E_{el,R}$, gdy natomiast wyznaczona ze wzoru (4.26) jest już ceną średnią ważoną ceny otrzymanej ze wzoru (4.28) i ceny sprzed modernizacji $(e_{el})^{\text{ist}}$, a więc jest minimalną ceną sprzedaży całej energii elektrycznej wyprodukowanej w zmodernizowanym bloku, taką, dla której zysk z jej pracy nie ulega zmniejszeniu. Zapisując bowiem we wzorze (4.28) symbol e_{el}^{gr} jako $e_{el}^{\text{gr},\Delta E_{el,R}}$ i podstawiając go do wzoru (4.26), uzyskuje się, że otrzymana za jego pomocą cena graniczna jest właśnie ceną średnią ważoną cen $(e_{el})^{\text{ist}}$ i $e_{el}^{\text{gr},\Delta E_{el,R}}$

$$e_{el}^{\text{gr},\text{sr waż}} = \frac{(E_{el,R})^{\text{ist}}}{(E_{el,R})^{\text{ist}} + \Delta E_{el,R}} (e_{el})^{\text{ist}} + \frac{\Delta E_{el,R}}{(E_{el,R})^{\text{ist}} + \Delta E_{el,R}} e_{el}^{\text{gr},\Delta E_{el,R}}. \quad (4.29)$$

W sytuacji wysokiej ceny gazu (aktualnie jednostkowa cena gazu jest ok. 3 krotnie wyższa od jednostkowej ceny węgla) warunek (4.28) jest „ostrzejszy” od warunku (4.26), tzn. wartość ceny e_{el}^{gr} otrzymywanej z (4.28) jest wyższa od ceny z (4.26) i ceny te są ponadto wyższe od ceny $(e_{el})^{ist}$ (rys.2), i, jak już zaznaczono, przyrost rocznych kosztów ΔK_R jest pokrywany wówczas nie tylko przychodem $\Delta E_{el,R} e_{el}^{gr}$, ale dodatkowo również przychodem $(E_{el,R})^{ist} [e_{el}^{gr} - (e_{el})^{ist}]$. Gdy wartość stosunku ceny gazu do ceny węgla jest relatywnie mała, gdy wynosi już poniżej ok. dwóch, to sytuacja jest odwrotna, wyższa jest cena otrzymywana z równania (4.26) niż z (4.28), gdyż są one wówczas niższe od $(e_{el})^{ist}$ [29].

Jak wynika z nierówności (4.26) i (4.28), wartość granicznej ceny energii elektrycznej e_{el}^{gr} zależy od nakładów inwestycyjnych J^{mod} (a więc od mocy turbozespołu gazowego N_{el}^{TG} i struktury kotła odzyskowego), od kosztu gazu ziemnego i zmniejszonego kosztu węgla oraz od kosztów środowiskowych.

Przyrost rocznej produkcji netto energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku wynosi

$$\Delta E_{el,R} = (E_{el,R}^{TG,brutto} + \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \epsilon_{el}^{mod}), \quad (4.30)$$

gdzie: $E_{el,R}^{TG,brutto}$, $\Delta E_{el,R}^{TP,brutto}$ oznaczają kolejno roczną produkcję brutto energii elektrycznej w turbozespołe gazowym i roczny przyrost brutto jej produkcji w turbozespołe parowym, ϵ_{el}^{mod} wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych zmodernizowanym bloku (w obliczeniach przyjęto $\epsilon_{el}^{mod} = 4\%$).

Koszt gazu ziemnego spalane go w turbinie gazowej wyraża się wzorem

$$K_{gaz}^{TG} = E_{ch,R}^{gaz} e_g \quad (4.31)$$

gdzie $E_{ch,R}^{gaz}$ oznacza roczne zużycia energii chemicznej gazu zależące od mocy turbozespołu gazowego, e_g jednostkową (na jednostkę energii) cenę gazu.

Zmniejszenie kosztu zakupu węgla spalane go w istniejącym kotle parowym wynosi

$$\Delta K_{pal}^w = \Delta E_{ch,R}^w e_{pal}, \quad (4.32)$$

gdzie $\Delta E_{ch,R}^w$ oznacza roczne zmniejszenie zużycia energii chemicznej węgla zależące od mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego, e_{pal} jednostkową (na jednostkę energii) cenę węgla.

Koszt środowiskowy $K_{\dot{s}r}^{TG}$ dla układu gazowego oraz zmniejszenie kosztu $\Delta K_{\dot{s}r}^w$ związanego ze zmniejszeniem ilości spalanej rocznie w bloku węgla zależą od taryfowych jednostkowych stawek za gospodarcze korzystanie ze środowiska i wyrażają się wzorami

$$K_{\dot{s}r}^{TG} = E_{ch,R}^{gaz} (\rho_{gCO_2} P_{CO_2} + \rho_{gCO} P_{CO} + \rho_{gSO_2} P_{SO_2} + \rho_{gNO_x} P_{NO_x}), \quad (4.33)$$

$$\Delta K_{\dot{s}r}^{pal} = \Delta E_{ch,R}^w (\rho_{wCO_2} P_{CO_2} + \rho_{wCO} P_{CO} + \rho_{wSO_2} P_{SO_2} + \rho_{wNO_x} P_{NO_x} + \rho_{wpyl} P_{pyl}), \quad (4.34)$$

gdzie:

$P_{CO_2}, P_{CO}, P_{NO_x}, P_{SO_2}, P_{pyl}$ – jednostkowa stawka za emisję $CO_2, CO, NO_x, SO_2, pyłu$, PLN/kg,

$\rho_{gCO_2}, \rho_{gCO}, \rho_{gNO_x}, \rho_{gSO_2}$ – emisja CO_2, CO, NO_x, SO_2 na jednostkę energii chemicznej gazu, kg/GJ,

$\rho_{wCO_2}, \rho_{wCO}, \rho_{wNO_x}, \rho_{wSO_2}, \rho_{wpyl}$ – emisja $CO_2, CO, NO_x, SO_2, pyłu$ na jednostkę energii chemicznej węgla, kg/GJ.

Całkowity przyrost kosztu ochrony środowiska w układzie węglowym wyraża się wzorem

$$\Delta K_{\dot{s}r}^w = \Delta K_{\dot{s}r}^{pal} + \Delta K_{\dot{s}r}^{pozapal} \quad (4.35)$$

Koszt pozapaliwowy $\Delta K_{\dot{s}r}^{pozapal}$ obejmuje koszty utylizacji popiołu i żużla, składowania odpadów, poboru wody i zrzutu ścieków, zakupu i transportu chemikaliów do uzdatniania wody (demineralizacji i dekarbonizacji), mączki wapiennej i pozostałych chemikaliów do instalacji mokrego odsiarczania spalin IOS oraz koszt mocznika do instalacji redukcji NO_x .

W ujęciu liczbowym wzór (4.35) w funkcji jednostkowych stawek za emisję $P_{CO_2}, P_{CO}, P_{NO_x}, P_{SO_2}, P_{pyl}$ przedstawia się równaniem:

$$\Delta K_{\dot{s}r}^w = \Delta E_{ch,R}^w [0,44 + \rho_{wCO_2} (P_{CO_2} - 0,00025) + \rho_{wCO} (P_{CO} - 0,11) + \rho_{wSO_2} (P_{SO_2} - 0,46) + \rho_{wNO_x} (P_{NO_x} - 0,46) + \rho_{wpyl} (P_{pyl} - 0,50)], \quad [PLN] \quad (4.36)$$

gdzie zmniejszenie zużycia węgla $\Delta E_{ch,R}^w$ wyrażone jest w GJ/a, jednostkowe stawki p_{CO_2} , p_{CO} , p_{NO_x} , p_{SO_2} , $p_{pył}$ w PLN/kg. Wartości emisji CO_2 , CO , NO_x , SO_2 i pyłu we wzorze (4.36) wynoszą [127]: $\rho_{wCO_2} = 96,35 \text{ kg}_{CO_2}/GJ$, $\rho_{wCO} = 0,01 \text{ kg}_{CO}/GJ$, $\rho_{wNO_x} = 0,164 \text{ kg}_{NO_x}/GJ$, $\rho_{wSO_2} = 0,056 \text{ kg}_{SO_2}/GJ$ (sprawność instalacji mokrego odsiarczania spalin wynosi $\eta_{IOS} = 0,913$), $\rho_{wpył} = 0,007 \text{ kg}_{pył}/GJ$ (sprawność elektrofiltru wynosi $\eta_{ef} = 0,9988$), a koszt 0,44 PLN/GJ wyznaczony został przy powyższych wartościach emisji oraz przy następujących, obowiązujących aktualnie w Polsce wartościach jednostkowych stawek za emisje: $p_{CO_2} = 0,25 \text{ PLN}/Mg$, $p_{CO} = 0,11 \text{ PLN}/kg$, $p_{NO_x} = 0,46 \text{ PLN}/kg$, $p_{SO_2} = 0,46 \text{ PLN}/kg$, $p_{pył} = 0,50 \text{ PLN}/kg$. Należy zaznaczyć, że stawki te są na bardzo niskim poziomie i nie „zachęcają” zatem do stosowania w krajowej elektroenergetyce ekologicznych i wysokosprawnych technologii oraz ekologicznych paliw.

Wartości emisji CO_2 , CO , NO_x , SO_2 przy spalaniu gazu ziemnego w turbinach gazowych są, co bardzo ważne, istotnie niższe i wynoszą: $\rho_{gCO_2} = 55 \text{ kg}_{CO_2}/GJ$, $\rho_{gCO} = 0,0 \text{ kg}_{CO}/GJ$, $\rho_{gNO_x} = 0,02 \text{ kg}_{NO_x}/GJ$, $\rho_{gSO_2} = 0,0 \text{ kg}_{SO_2}/GJ$.

4.4.2.1. Graniczna cena energii elektrycznej

Podstawiając zależności (4.30) ÷ (4.36) do relacji (4.26) otrzymuje się końcową postać warunku koniecznego ekonomicznej opłacalności modernizacji bloku 370 MW przez nadbudowę turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym

$$\begin{aligned}
 e_{el}^{gr} \geq & \frac{(E_{el,R})^{ist} (e_{el})^{ist} + (z\rho + \delta_{rem})J^{mod} + E_{ch,R}^{gaz} e_g - \Delta E_{ch,R}^w e_{pal}}{(E_{el,R})^{ist} + (E_{el,R}^{TG,brutto} + \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \epsilon_{el}^{mod})} + \\
 & + \frac{E_{ch,R}^{gaz} (\rho_{gCO_2} p_{CO_2} + \rho_{gCO} p_{CO} + \rho_{gSO_2} p_{SO_2} + \rho_{gNO_x} p_{NO_x})}{(E_{el,R})^{ist} + (E_{el,R}^{TG,brutto} + \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \epsilon_{el}^{mod})} - \\
 & - \Delta E_{ch,R}^w \left[\frac{0,44 + \rho_{wCO_2} (p_{CO_2} - 0,00025) + \rho_{wCO} (p_{CO} - 0,11)}{(E_{el,R})^{ist} + (E_{el,R}^{TG,brutto} + \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \epsilon_{el}^{mod})} + \right. \\
 & \left. + \frac{\rho_{wSO_2} (p_{SO_2} - 0,46) + \rho_{wNO_x} (p_{NO_x} - 0,46) + \rho_{wpył} (p_{pył} - 0,50)}{(E_{el,R})^{ist} + (E_{el,R}^{TG,brutto} + \Delta E_{el,R}^{TP,brutto})(1 - \epsilon_{el}^{mod})} \right].
 \end{aligned} \tag{4.37}$$

Relacja (4.37) umożliwia „szeroką” dyskusję nad wpływem różnych wielkości i parametrów (na przykład jednostkowych stawek za emisję CO₂, CO, NO_x, SO₂, pyłu) na efektywność ekonomiczną modernizacji. Zwrot relacji mniejszościowej w nierówności (4.37) w głównej mierze zależy od stosunku ceny energii elektrycznej do cen gazu i węgla oraz od mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego. Wartości $E_{el,R}^{TG,brutto}$, $\Delta E_{el,R}^{TP,brutto}$, $(E_{el,R})^{ist}$, $E_{ch,R}^{gaz}$, $\Delta E_{ch,R}^w$, będące poza $(E_{el,R})^{ist}$ funkcją mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego, wyliczono za pomocą modelu matematycznego bloku przedstawionego w rozdziale 5.

Wykorzystując nierówność (4.37) można wyznaczyć minimalną wysokość jednostkowych stawek p_{CO_2} , p_{CO} , p_{NO_x} , p_{SO_2} , $p_{pył}$ w funkcji cen nośników energii e_{el} , e_g , e_{pal} (a więc i dla aktualnych cen), przy których spełniona będzie relacja większościowa zapisana tą zależnością. Pozwala zatem na ustalenie minimalnych wartości jednostkowych stawek, dzięki którym stosowanie w energetyce ekologicznego, ale i zarazem relatywnie drogiego paliwa węglowodorowego, jakim jest gaz ziemny, będzie oprócz wysokiej efektywności termodynamicznej również efektywne ekonomicznie. Pozwala na znalezienie rozwiązania optymalnego, tj. takiego, dla którego efektywność ekonomiczna nadbudowy bloku 370 MW turbiną gazową i kotłem odzyskowym będzie największa.

5. Model matematyczny bloku energetycznego o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym

5.1. Wprowadzenie

Model matematyczny bloku 370 MW przedstawionego na rysunku 5.1. tworzą [34, 95]:

- bilanse masy i energii
- charakterystyki energetyczne urządzeń
- równania stanu czynnika roboczego, pary i wody.

Koniecznym uzupełnieniem modelu jest równanie przelotowości Stodoli-Flügla dla turbiny parowej [37]:

$$p_p = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_n}\right)^2 \frac{T_p}{T_{n,p}} (p_{n,p}^2 - p_{n,k}^2) + p_k^2}, \quad (5.1)$$

obrazujące zmiany ciśnień w jej upustach powstające w wyniku zmian natężenia przepływającego przez nią strumienia pary na skutek nadbudowy bloku turbiną gazową (rys. 5.1) i zmiany temperatury otoczenia. Nominalne warunki pracy turbiny w równaniu Stodoli-Flügla (5.1) oznaczone są indeksem „n”. Wielkości aktualnego przepływu przez poszczególne stopnie turbiny nie mają żadnych indeksów. Aktualne ciśnienia w upustach przed i za poszczególnymi stopniami oznaczone są kolejno jako p_p i p_k , aktualna temperatura przed stopniem jako T_p (należy przy tym zaznaczyć, że nie uwzględnienie w równaniu (5.1) sympleksu $T_p/T_{n,p}$ z uwagi na fakt, że jest on bliski jedności, w znikomym stopniu wpływa na wartość ciśnienia p_p).

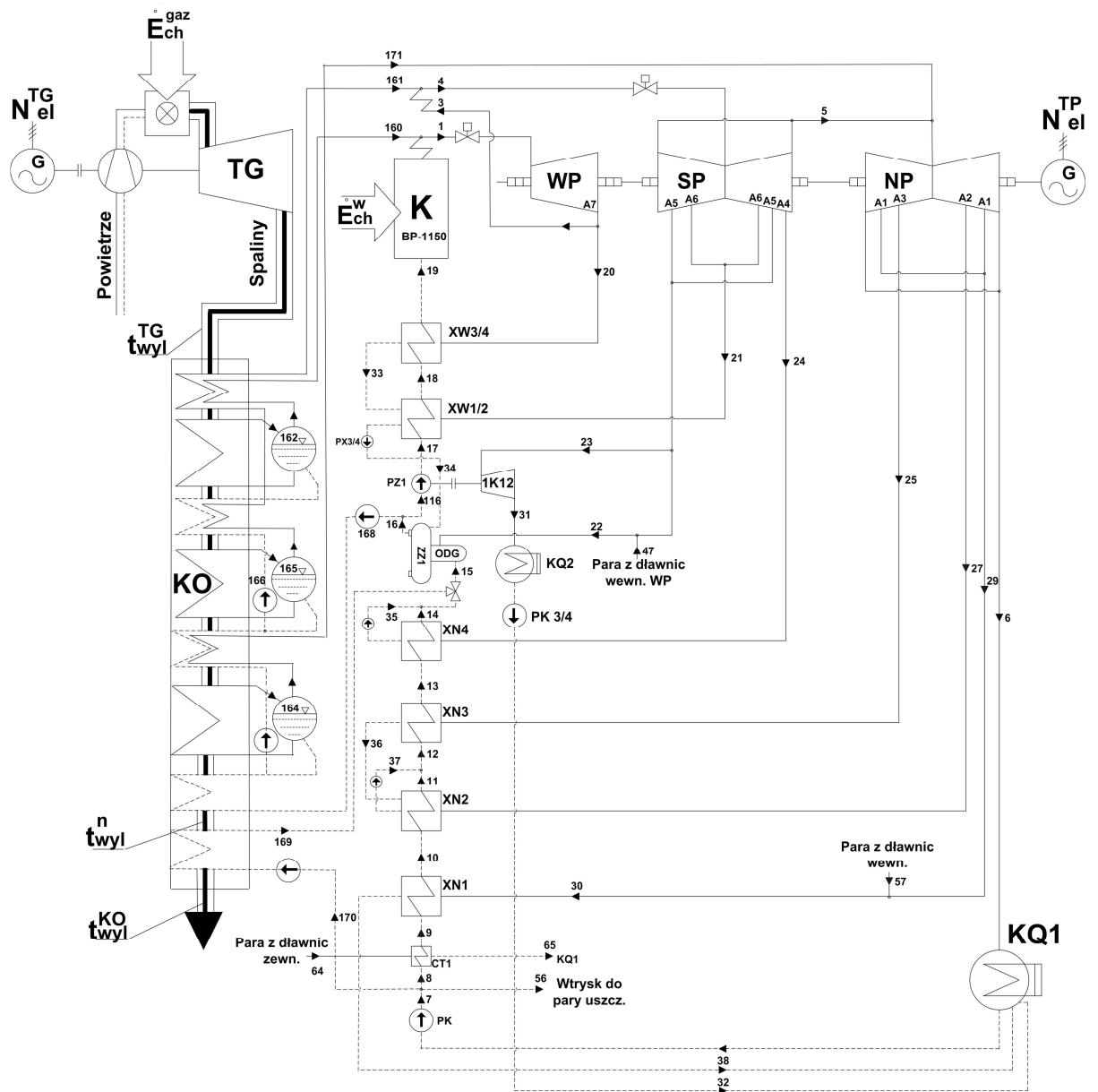
Przy sporządzaniu bilansów energii przyjęto ogólnie stosowane założenia:

- przyjęto stan ustalony pracy bloku
- wartość ciśnienia pary świeżej zmienia się zgodnie z charakterystyką regulacji (rys. 5.12)
- stałe wartości temperatur pary świeżej i wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła

- brak przepływu pary do parowych podgrzewaczy powietrza
- brak przepływu pary do kolektorów międzyblokowych
- uwzględniono straty ciepła w rurociągach pary świeżej i wtórnie przegrzanej łączących kocioł z turbiną parową; pozostałe straty ciepła pominięto
- brak wtrysku wody do przegrzewacza pierwotnego i międzystopniowego
- uwzględniono straty ciśnienia w rurociągach zasilających wymienniki regeneracji nisko- i wysokoprężnej oraz w przegrzewaczu wtórnym; pozostałe straty ciśnienia pominięto
- przyjęto, że wymiana ciepła ma charakter izobaryczny
- przyjęto brak przechłodzenia skroplin w skraplaczach oraz stały stopień przechłodzenia za wymiennikami regeneracyjnymi i ciepłowniczymi
- uwzględniono wpływ ciśnienia spowodowany pracą pompy zasilającej na zmianę entalpii wody
- w układach regeneracji wysoko i niskociśnieniowej pominięto wpływ pomp pomocniczych i zaworów na zmianę entalpii czynnika
- uwzględniono straty spowodowane parą przeciekową z dławic turbiny parowej głównej oraz parą spod tłoka odciążającego
- pracujące równolegle wymienniki regeneracji wysokoprężnej traktowano jako pracujące szeregowo podwójne wymienniki XW1/2 i XW3/4.

5.2. Równania bilansów masy i energii

Model matematyczny bloku o mocy 370 MW, którego strukturę przedstawiono na rys. 5.1, bazuje, jak już zaznaczono, na bilansach energii i masy, nieliniowych zależnościach charakteryzujących pracę urządzeń (rys. 5.10–5.26), nieliniowych równaniach stanu czynnika roboczego oraz równaniu Stodoli-Flügla (wzór (5.1)).

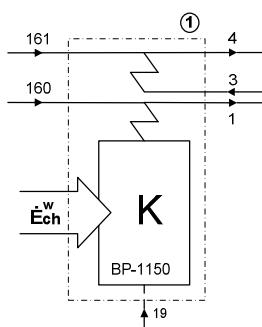


Rys. 5.1. Schemat ideowy bloku 370 MW nadbudowanego turbozespołem gazowym TG oraz kotłem odzyskowym KO trójciśnieniowym

Poniżej zaprezentowano bilanse dla poszczególnych elementów bloku. Bilanse te stanowią układ algebraicznych równań liniowych, jako że wszystkie w nim wartości entalpii właściwych pary wodnej i wody h_1-h_{171} oraz wartości sprawności energetycznych urządzeń $\eta_k, \eta_{tur}, \eta_{em}, \eta_{m1K12}, \eta_{mPZ1}, \eta_{TG,zn}$ są danymi wielkościami wejściowymi. Układ dogodnie jest rozwiązać np. za pomocą programu *Engineering Equation Solver (EES)*. Jest to okienkowa aplikacja działająca w środowiskach Windows, posiadająca wbudowaną metodę rozwiązywania (*solver*) układów algebraicznych równań nieliniowych wraz z rozbudowanymi bazami danych

zawierającymi m.in. termiczne parametry dużej liczby czynników termodynamicznych występujących w szeroko pojętej technice cieplnej, w tym oczywiście wody i pary wodnej. Producentem oprogramowania jest działająca na terenie USA firma *F-Chart Software*. (www.fchart.com)

5.2.1. Kocioł parowy



Rys. 5.2. Schemat ideowy kotła BP-1150

Ośłona bilansowa nr 1 – kocioł parowy BP-1150

$$\text{Bilanse energii: } \eta_k \eta_{\text{rur}} \dot{E}_{\text{ch}}^w + \dot{m}_3(h_3 - h_4) + \dot{m}_{19}(h_{19} - h_1) = 0 \quad (5.2)$$

$$h_{160} = h_1 \quad (5.3)$$

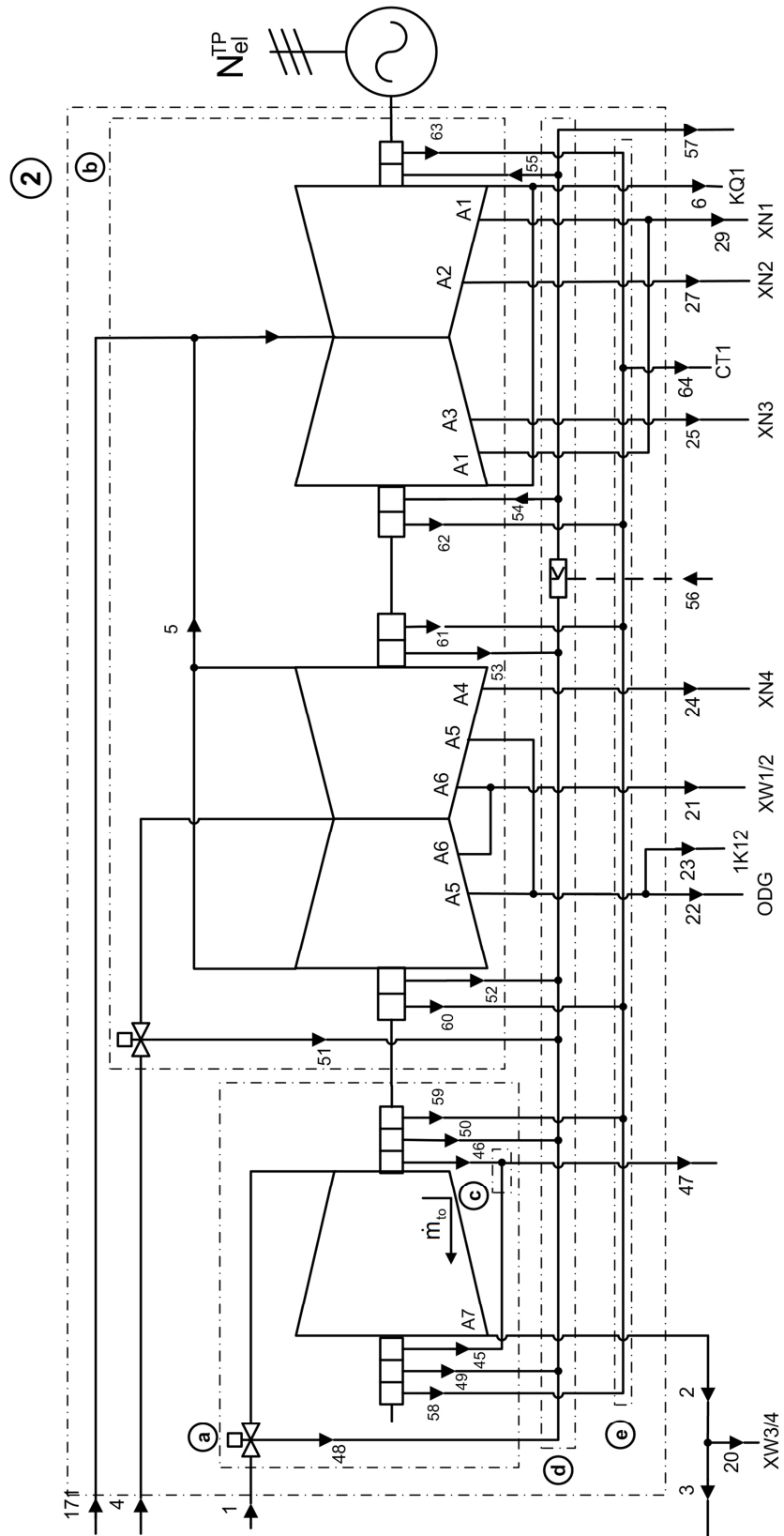
$$h_{161} = h_4 \quad (5.4)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{19} + \dot{m}_{160} - \dot{m}_1 = 0 \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{161} - \dot{m}_4 = 0 \quad (5.6)$$

W bilansie kotła parowego przyjęto zerowe wartości wtrysku wody do przegrzewacza pierwotnego i międzystopniowego. Uproszczenie takie spowodowane jest tym, że wtrysk wody do przegrzewacza pierwotnego nie wpływa na bilanse energetyczne, a jego wartość nie jest mierzona w badaniach eksploatacyjnych [34, 107, 108]. Wartość przepływu wody wtryskowej do przegrzewacza międzystopniowego przyjmowała natomiast w czasie pomiarów eksploatacyjnych wartości zerowe w całym zakresie pracy bloku [107, 108].

5.2.2. Turbozespół parowy



Rys. 5.3. Schemat ideowy turbiny parowej 18K370

Ośłona bilansowa nr 2 – turbozespół parowy

$$\text{Bilanse energii: } N_{iWP}^{TP} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_{48} - \dot{m}_{t0} - \dot{m}_{46} - \dot{m}_{50} - \dot{m}_{59})(h_1 - h_2) \quad (5.7)$$

$$N_{iSP}^{TP} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{51} h_4 - \dot{m}_{21} h_{21} - \dot{m}_{22} h_{22} - \dot{m}_{23} h_{23} - \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_5 h_5 \quad (5.8)$$

$$N_{iNP}^{TP} = (\dot{m}_{171} + \dot{m}_5 - \dot{m}_{41}) h_5 - \dot{m}_{29} h_{29} - \dot{m}_{27} h_{27} - \dot{m}_{25} h_{25} - \dot{m}_6 h_6 \quad (5.9)$$

$$N_{el}^{TP} = (N_{iWP}^{TP} + N_{iSP}^{TP} + N_{iNP}^{TP}) \eta_{em} \quad (5.10)$$

Bilanse masy:

$$\text{osłona a } \dot{m}_1 - \dot{m}_{48} - \dot{m}_2 - \dot{m}_{45} - \dot{m}_{46} - \dot{m}_{49} - \dot{m}_{50} - \dot{m}_{58} - \dot{m}_{59} = 0 \quad (5.11)$$

$$\begin{aligned} \text{osłona b } \dot{m}_4 + \dot{m}_{171} - \dot{m}_{41} - \dot{m}_{51} - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24} - \dot{m}_{52} - \\ - \dot{m}_{53} - \dot{m}_{60} - \dot{m}_{61} - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27} - \dot{m}_{29} - \dot{m}_{62} - \dot{m}_{63} + \dot{m}_{54} + \\ \dot{m}_{55} - \dot{m}_6 = 0 \end{aligned} \quad (5.12)$$

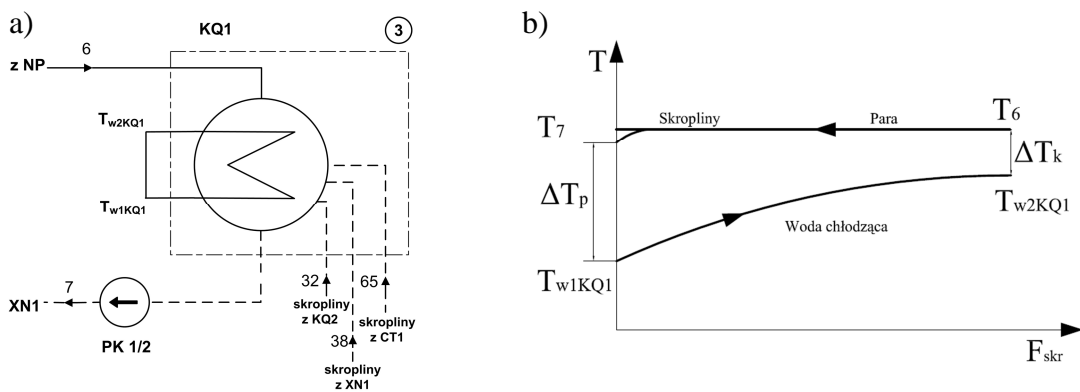
$$\text{osłona c } \dot{m}_{45} + \dot{m}_{46} - \dot{m}_{47} = 0 \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned} \text{osłona d } \dot{m}_{48} + \dot{m}_{49} + \dot{m}_{50} + \dot{m}_{51} + \dot{m}_{52} + \dot{m}_{53} + \dot{m}_{56} - \dot{m}_{54} - \dot{m}_{55} - \\ - \dot{m}_{57} = 0 \end{aligned} \quad (5.14)$$

$$\text{osłona e } \dot{m}_{58} + \dot{m}_{59} + \dot{m}_{60} + \dot{m}_{61} + \dot{m}_{62} + \dot{m}_{63} - \dot{m}_{64} = 0 \quad (5.15)$$

W sporządzonym dla części wysokoprężnej turbozespołu parowego bilansie energii uwzględniono przepływ pary spod tłoka odciążającego \dot{m}_{t0} (zaznaczony symbolicznie na części WP turbiny). W bilansach masy uwzględniono natomiast wartości strumieni pary „przeciekowej” z dławnic i zaworów turbiny oraz wtrysk wody do kolektora pary uszczelniającej $\dot{m}_{45} - \dot{m}_{63}$.

5.2.3. Skraplacz KQ1



Rys. 5.4. a) Schemat ideowy skraplacza KQ1 b) rozkład temperatur w skraplaczu

Ostona bilansowa nr 3 – skraplacz KQ1

$$\begin{aligned} \text{Bilans energii:} \quad \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{32} h_{32} + \dot{m}_{38} h_{38} + \dot{m}_{65} h_{65} - \dot{m}_7 h_7 - \\ - \dot{m}_{KQ1} c_w (T_{w2KQ1} - T_{w1KQ1}) = 0 \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$\text{Bilans masy:} \quad \dot{m}_6 + \dot{m}_{32} + \dot{m}_{38} + \dot{m}_{65} - \dot{m}_7 = 0 \quad (5.17)$$

Rozwiązanie układu równań, składającego się z bilansów energii i masy, stanowiących wraz z zależnościami charakteryzującymi pracę urządzeń bloku (rozdział 5.3) jego model matematyczny, rozpoczyna się od obliczenia ciśnienia nasycenia p_6 (a tym samym i temperatury nasycenia T_6) w skraplaczu. Ciśnienie to warunkuje bowiem pracę układu turbinowego. Obliczenia ciśnienia p_6 wymagają iteracji. Wielkościami danymi są: strumienie masy i entalpie właściwe czynnika w poszczególnych punktach skraplacza, temperatura otoczenia T_{ot} . Schemat blokowy algorytmu obliczeń ciśnienia p_6 przedstawiono na rysunku 5.5. Zakładając temperatury T_6 i T_7 ($T_6 \cong T_7$), po wyznaczeniu z równania regresji z rys. 5.22 (rozdział 5.3.5) przy danej temperaturze T_{ot} temperatury T_{w1KQ1} , z zależności (5.16) wyznacza się temperaturę T_{w2KQ1} . Następnie wyznacza się temperaturę T_6 z równania:

$$T_6 = \frac{-T_{w2KQ1} + T_{w1KQ1} \exp \frac{-(kF)_{skr}}{\dot{m}_{KQ1} c_w}}{-1 + \exp \frac{-(kF)_{skr}}{\dot{m}_{KQ1} c_w}} \quad (5.18)$$

i odpowiadające jej ciśnienie p_6 .

Wzór (5.18) otrzymuje się z przyrównania do siebie zależności (5.19) i (5.20):

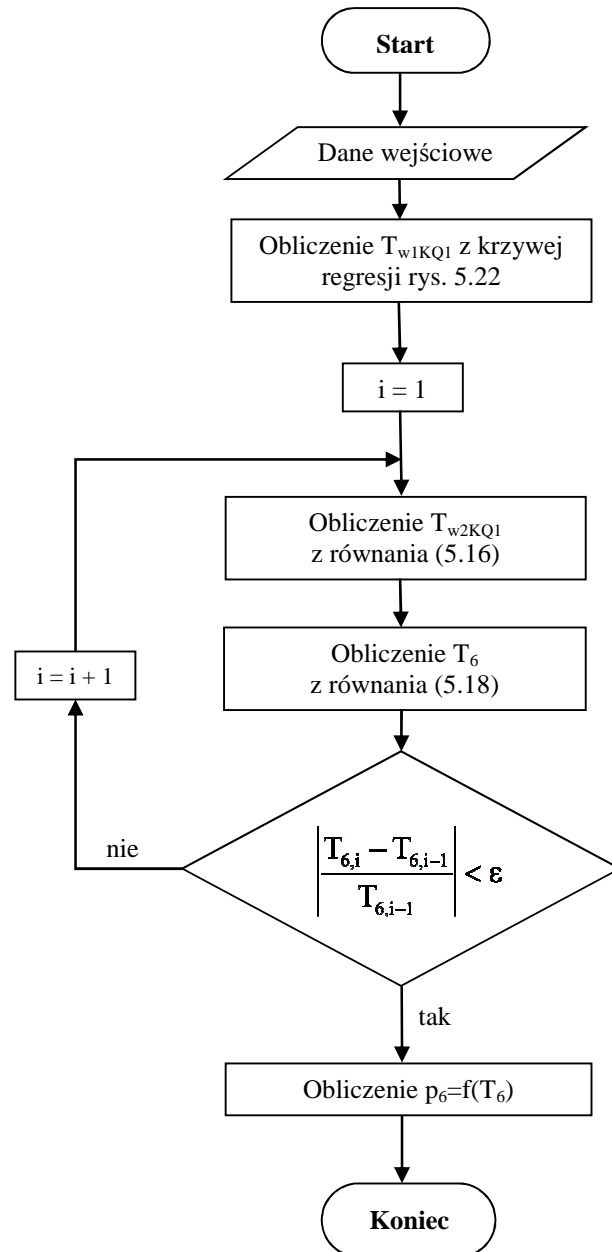
$$\dot{Q}_{skr} = \dot{m}_{KQ1} c_w (T_{w2KQ1} - T_{w1KQ1}) \quad (5.19)$$

$$\dot{Q}_{skr} = (kF \Delta T_{log})_{skr} \quad (5.20)$$

przy czym $(\Delta T_{log})_{skr}$ (po pominięciu efektu przechłodzenia, tj. gdy $T_6 = T_7$) równa się:

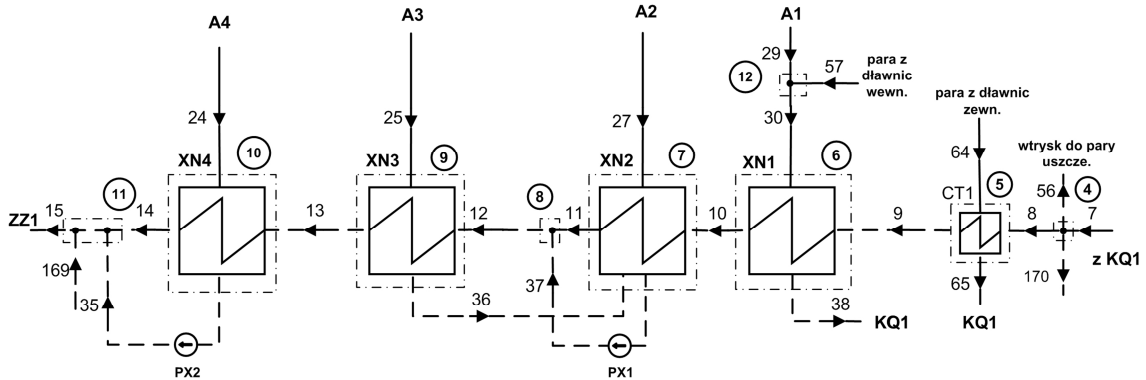
$$(\Delta T_{\log/_{\text{skr}}}) = \frac{\Delta T_p - \Delta T_k}{\ln \frac{\Delta T_p}{\Delta T_k}} = \frac{(T_6 - T_{w1KQ1}) - (T_6 - T_{w2KQ1})}{\ln \frac{T_6 - T_{w1KQ1}}{T_6 - T_{w2KQ1}}}. \quad (5.21)$$

Obliczenia wartości temperatury nasycenia T_6 i odpowiadającej jej wartości ciśnienia p_6 zostają zakończone po osiągnięciu założonej dokładności obliczeń.



Rys. 5.5. Schemat blokowy algorytmu obliczeń ciśnienia p_6 w skraplaczu

5.2.4. Wymienniki ciepła regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4, CT1



Rys. 5.6. Schemat ideowy regeneracji niskoprężnej

Ośłona bilansowa nr 4 – węzeł rozgałęźny przed CT1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{56} h_{56} - \dot{m}_{170} h_{170} = 0 \quad (5.22)$$

$$h_7 = h_8 = h_{56} = h_{170} \quad (5.23)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_{56} - \dot{m}_{170} = 0 \quad (5.24)$$

Ośłona bilansowa nr 5 – chłodnica pary z dławic zewnętrznych CT1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{64} h_{64} - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{65} h_{65} = 0 \quad (5.25)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_8 - \dot{m}_9 = 0 \quad (5.26)$$

$$\dot{m}_{64} - \dot{m}_{65} = 0 \quad (5.27)$$

Ośłona bilansowa nr 6 – wymiennik XN1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{30} h_{30} - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{38} h_{38} = 0 \quad (5.28)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} = 0 \quad (5.29)$$

$$\dot{m}_{30} - \dot{m}_{38} = 0 \quad (5.30)$$

Ośłona bilansowa nr 7 – wymiennik XN2

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{27} h_{27} + \dot{m}_{36} h_{36} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{37} h_{37} = 0 \quad (5.31)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} = 0 \quad (5.32)$$

$$\dot{m}_{27} + \dot{m}_{36} - \dot{m}_{37} = 0 \quad (5.33)$$

Ośłona bilansowa nr 8 – węzeł rozgałęźny przed XN3

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{37} h_{37} - \dot{m}_{12} h_{12} = 0 \quad (5.34)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{11} + \dot{m}_{37} - \dot{m}_{12} = 0 \quad (5.35)$$

Ośłona bilansowa nr 9 – wymiennik XN3

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{25}h_{25} - \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{36}h_{36} = 0 \quad (5.36)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} = 0 \quad (5.37)$$

$$\dot{m}_{25} - \dot{m}_{36} = 0 \quad (5.38)$$

Ośłona bilansowa nr 10 – wymiennik XN4

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{24}h_{24} - \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{35}h_{35} = 0 \quad (5.39)$$

$$\text{Bilanse masy: } \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} = 0 \quad (5.40)$$

$$\dot{m}_{24} - \dot{m}_{35} = 0 \quad (5.41)$$

Ośłona bilansowa nr 11 – węzeł rozgałęźny za XN4

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{35}h_{35} + \dot{m}_{169}h_{169} - \dot{m}_{15}h_{15} = 0 \quad (5.42)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{14} + \dot{m}_{35} + \dot{m}_{169} - \dot{m}_{15} = 0 \quad (5.43)$$

Ośłona bilansowa nr 12 – węzeł rozgałęźny przed XN1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{57}h_{57} - \dot{m}_{30}h_{30} = 0 \quad (5.44)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{29} + \dot{m}_{57} - \dot{m}_{30} = 0 \quad (5.45)$$

Temperatury wody na wypływie z wymienników regeneracyjnych obliczono korzystając ze wzoru Pecleta i bilansu energii wymiennika (analogicznie jak dla skraplacza):

$$T_{k2} = T_s - (T_s - T_{p2})e^{\frac{-kF_n}{\dot{m}_w c_w}} \quad (5.46)$$

gdzie:

T_{k2} – temperatura wody na wypływie z wymiennika regeneracyjnego,

T_s – temperatura skroplin na wylocie z wymiennika,

T_{p2} – temperatura wody na dopływie do wymiennika regeneracyjnego,

kF_N – iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej wymiennika obliczony dla warunków znamionowych (tab.5.2) i traktowany jako stały w całym zakresie pracy wymiennika,

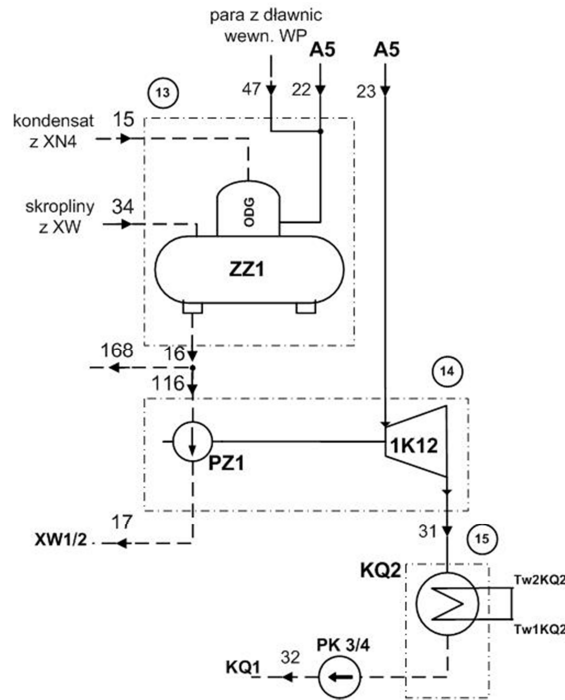
c_w – ciepło właściwe wody przepływającej przez wymiennik

\dot{m}_w – strumień wody przepływającej przez wymiennik.

Obliczenia rozpoczęto od wyznaczenia temperatury wody za chłodnicą oparów CT1, a następnie kolejno obliczano temperatury za wszystkimi wymiennikami regeneracji

niskoprężnej. Entalpie wody odpowiadające wyznaczonym temperaturom obliczono dla stopnia suchości $x = 0$, pomijając wpływ pomp kondensatu.

5.2.5. Odgazowywacz, główna pompa zasilająca, skraplacz KQ2



Rys. 5.7. Schemat ideowy odgazowywacza, głównej pompy zasilającej, skraplacza KQ2

Ośłona bilansowa nr 13 – zbiornik wody zasilającej ZZ1

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_{34}h_{34} + \dot{m}_{47}h_{47} - \dot{m}_{16}h_{16} = 0 \quad (5.47)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{15} + \dot{m}_{22} + \dot{m}_{34} + \dot{m}_{47} - \dot{m}_{16} = 0 \quad (5.48)$$

Ośłona bilansowa nr 14 – pompa zasilająca PZ1

$$\text{Bilans energii: } (\dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_{31}h_{31})\eta_{m1K12} - (\dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{116}h_{116})/\eta_{mPZ1} = 0 \quad (5.49)$$

$$h_{16} = h_{116} = h_{168} \quad (5.50)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{116} - \dot{m}_{17} = 0 \quad (5.51)$$

$$\dot{m}_{23} - \dot{m}_{31} = 0 \quad (5.52)$$

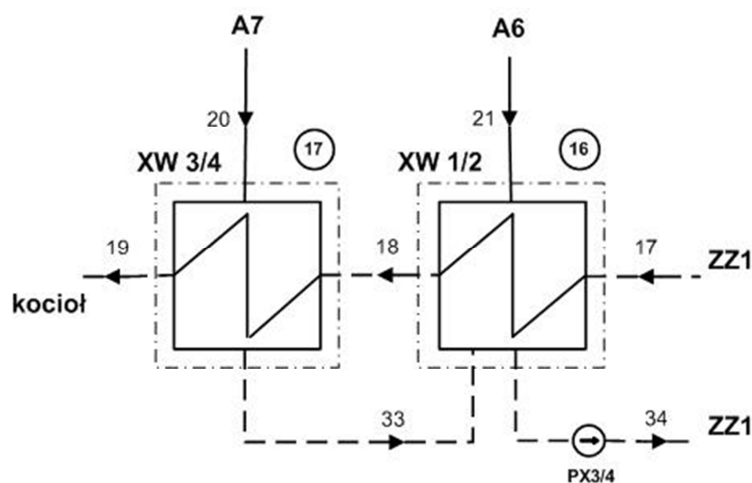
$$\dot{m}_{168} + \dot{m}_{116} - \dot{m}_{16} = 0 \quad (5.53)$$

Ośłona bilansowa nr 15 – skraplacz KQ2

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{31}h_{31} - \dot{m}_{32}h_{32} - \dot{m}_{KQ2}c_w(T_{w2KQ2} - T_{w1KQ2}) = 0 \quad (5.54)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} = 0 \quad (5.55)$$

5.2.6. Wymienniki regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4



Rys. 5.8. Schemat ideowy wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4

Ośłona bilansowa nr 16 – wymiennik XW1/2

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_{33}h_{33} - \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{34}h_{34} = 0 \quad (5.56)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{17} - \dot{m}_{18} = 0 \quad (5.57)$$

$$\dot{m}_{21} + \dot{m}_{33} - \dot{m}_{34} = 0 \quad (5.58)$$

Ośłona bilansowa nr 17 – wymiennik XW3/4

$$\text{Bilans energii: } \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{20}h_{20} - \dot{m}_{19}h_{19} - \dot{m}_{33}h_{33} = 0 \quad (5.59)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{18} - \dot{m}_{19} = 0 \quad (5.60)$$

$$\dot{m}_{20} - \dot{m}_{33} = 0 \quad (5.61)$$

Temperatury wody na wypływie z wymienników regeneracyjnych obliczono wykorzystując zależność (5.46). Odpowiadające im entalpie wody wyznaczono dla ciśnienia wody na tłoczeniu pompy zasilającej wyznaczonego z równania regresji (rys. 5.21). Pominęto przy tym spadki ciśnienia wody w wymiennikach regeneracyjnych.

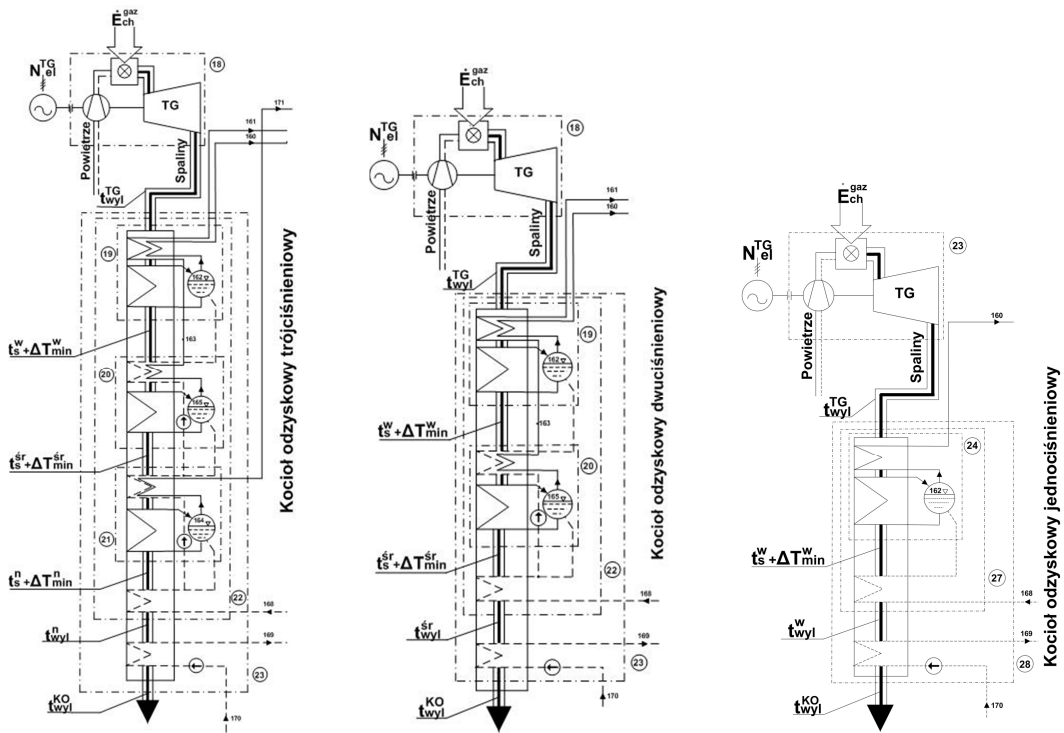
5.2.7. Turbozespół gazowy i kocioł odzyskowy

Jak już zaznaczono w rozdziale 4.3.2. kocioł odzyskowy jest „mózgiem” układów gazowo-parowych. Powinien być „szyty na miarę” do każdego układu, tzn. powinna być optymalizowana jego struktura, na co pozwala obecna technologia jego produkcji.

Na stosowane w układach gazowo-parowych turbiny gazowe możemy wpływać jedynie poprzez dobór ich mocy (rozdział 4.3.1).

Maksymalizacja efektywności energetycznej i ekonomicznej pracy modernizowanego bloku 370 MW sprowadza się zatem do optymalizacji struktury kotła odzyskowego i doboru do niego optymalnej mocy turbiny gazowej.

Poszukując rozwiązania optymalnego analizie poddano układ z kotłem jedno-, dwu- i trójściennym (rys. 5.9) zmieniając przy tym moc turbozespołu gazowego od wartości zerowej do wartości maksymalnie możliwej, tj. do wartości, która jest ograniczona możliwością dopuszczalnego przeciążenia układu łopatkowego turbiny parowej 18K370 oraz minimum kotła węglowego BP-1150.



Rys. 5.9. Schematy ideowe turbozespołu gazowego i kotłów odzyskowych

Ośłona bilansowa nr 18 – turbozespół gazowy

$$\dot{C}(t_{wyl}^{TG} - t_{ot}) = \dot{E}_{ch}^{gaz} - N_{el}^{TG} \quad (5.62)$$

Bilanse energii:

$$\dot{E}_{ch}^{gaz} = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}} \quad (5.63)$$

Ośłona bilansowa nr 19 – część wysokoprężna kotła odzyskowego

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}[t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - (t_s^{\text{w}} + \Delta T_{\text{min}}^{\text{w}})] = \dot{m}_{160}(h_1 - h'_{162}) + \dot{m}_{161}(h_4 - h_{163}) \quad (5.64)$$

$$h'_{162} = h'_{162}(\text{water; } x=0; t = t_s^{\text{w}}; p_{162} = p_1) \quad (5.65)$$

$$h_{163} = h_{163}(\text{steam; } t = t_s^{\text{w}}; p_{163} = p_4) \quad (5.66)$$

Ośłona bilansowa nr 20 – część średnioprężna kotła odzyskowego

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}[(t_s^{\text{w}} + \Delta T_{\text{min}}^{\text{w}}) - (t_s^{\text{sr}} + \Delta T_{\text{min}}^{\text{sr}})] = \dot{m}_{160}(h'_{162} - h'_{165}) + \dot{m}_{161}(h_{163} - h'_{165}) \quad (5.67)$$

$$h'_{165} = h'_{165}(\text{water; } x=0; t = t_s^{\text{sr}}; p_{165} = p_{163} = p_4) \quad (5.68)$$

Ośłona bilansowa nr 21 – część niskoprężna kotła odzyskowego

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}[(t_s^{\text{sr}} + \Delta T_{\text{min}}^{\text{sr}}) - (t_s^{\text{n}} + \Delta T_{\text{min}}^{\text{n}})] = (\dot{m}_{160} + \dot{m}_{161})(h'_{165} - h'_{164}) + \dot{m}_{171}(h_5 - h'_{164}) \quad (5.69)$$

$$h'_{164} = h'_{164}(\text{water; } x=0; t = t_s^{\text{n}}; p_{164} = p_5) \quad (5.70)$$

$$h_{171} = h_5 \quad (5.71)$$

Ośłona bilansowa nr 22 – kocioł odzyskowy bez wymiennika regeneracji niskoprężnej

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}(t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - t_{\text{wyl}}^{\text{n}}) = \dot{m}_{160}(h_1 - h'_{168}) + \dot{m}_{161}(h_4 - h_{168}) + \dot{m}_{171}(h_5 - h_{168}) \quad (5.72)$$

$$h_{168} = h_{16} \quad (5.73)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{168} = \dot{m}_{160} + \dot{m}_{161} + \dot{m}_{171} \quad (5.74)$$

Ośłona bilansowa nr 23 – kocioł odzyskowy

$$\text{Bilans energii: } \dot{C}(t_{\text{wyl}}^{\text{TG}} - t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}) = \dot{m}_{160}(h_1 - h_{168}) + \dot{m}_{161}(h_4 - h_{168}) + \dot{m}_{171}(h_5 - h_{168}) + \dot{m}_{170}(h_{169} - h_{170}) \quad (5.75)$$

$$h_{170} = h_7 \quad (5.76)$$

$$h_{169} = h_{15} \quad (5.77)$$

$$\text{Bilans masy: } \dot{m}_{169} = \dot{m}_{170} \quad (5.78)$$

W równaniach (5.64), (5.72), (5.74), (5.75) w przypadku kotła jednociśnieniowego

$\dot{m}_{161} = \dot{m}_{171} = 0$ oraz $t_{\text{wyl}}^{\text{n}} \equiv t_{\text{wyl}}^{\text{w}}$, w przypadku kotła dwuciśnieniowego $\dot{m}_{171} = 0$ oraz

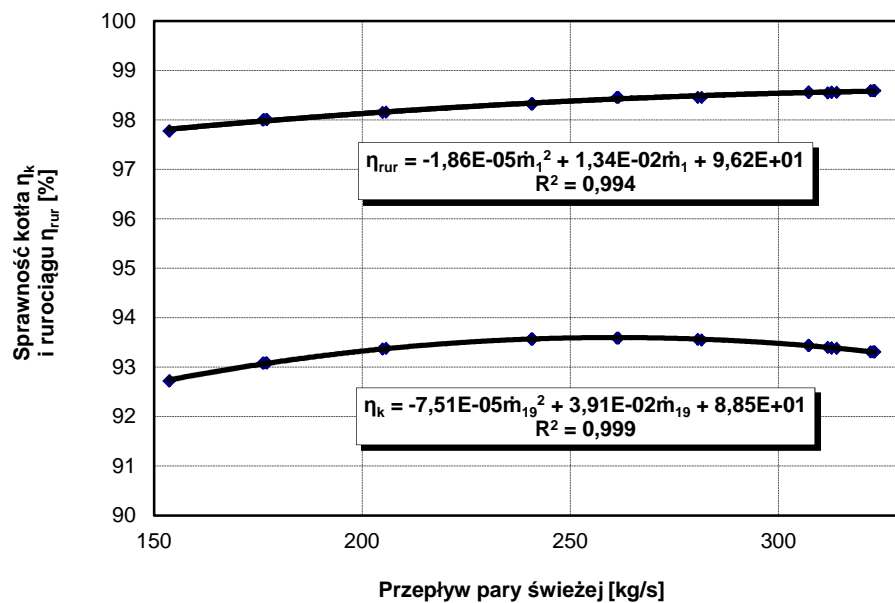
$$t_{\text{wyl}}^{\text{n}} \equiv t_{\text{wyl}}^{\text{sr}}$$

5.3. Zależności charakteryzujące pracę podstawowych urządzeń bloku

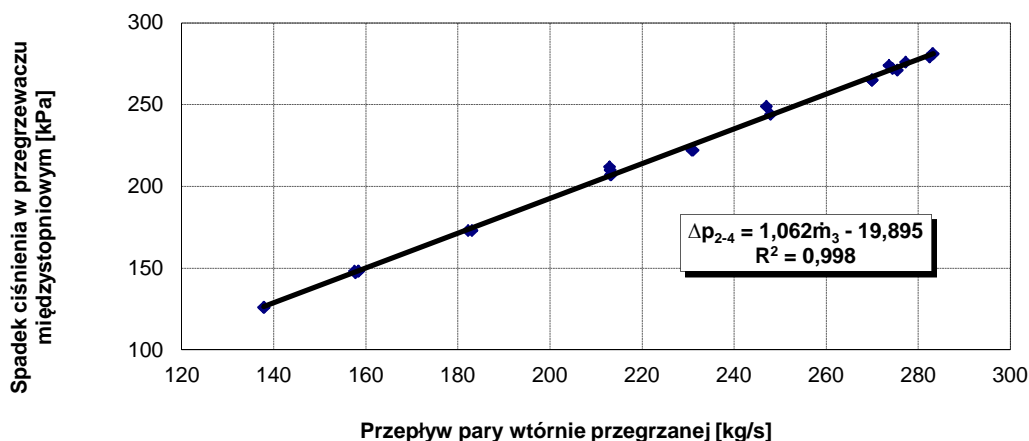
Wykorzystywane w modelu zależności charakteryzujące pracę bloku wyznaczono na podstawie wyników cieplnych pomiarów kotła, turbozespołu oraz urządzeń pomocniczych wykonanych w 2005 roku [107, 108].

5.3.1. Kocioł parowy

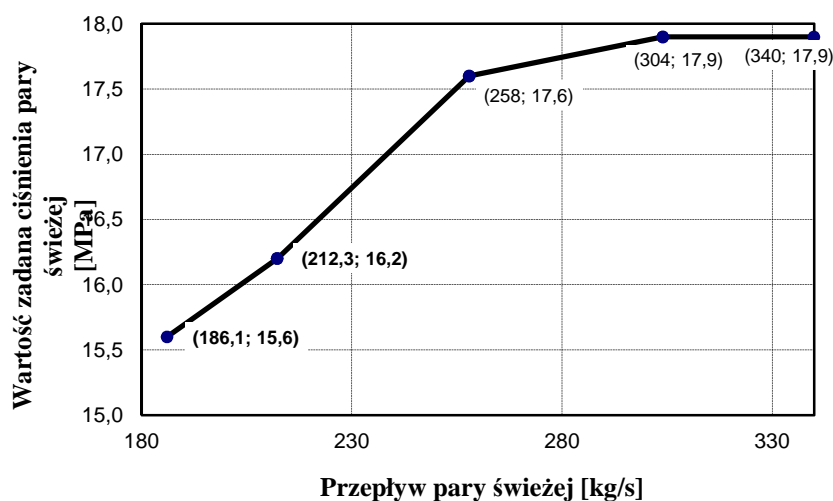
Dla kotła parowego wykorzystywana jest charakterystyka jego sprawności energetycznej, sprawności rurociągu łączącego go z turbiną opisująca w nim straty ciepła do otoczenia, charakterystyka spadku ciśnienia w przegrzewaczu międzystopniowym oraz charakterystyka wartości zadanej ciśnienia pary świeżej.



Rys. 5.10. Sprawność kotła η_k i sprawność rurociągu η_{rur} w funkcji przepływu pary świeżej



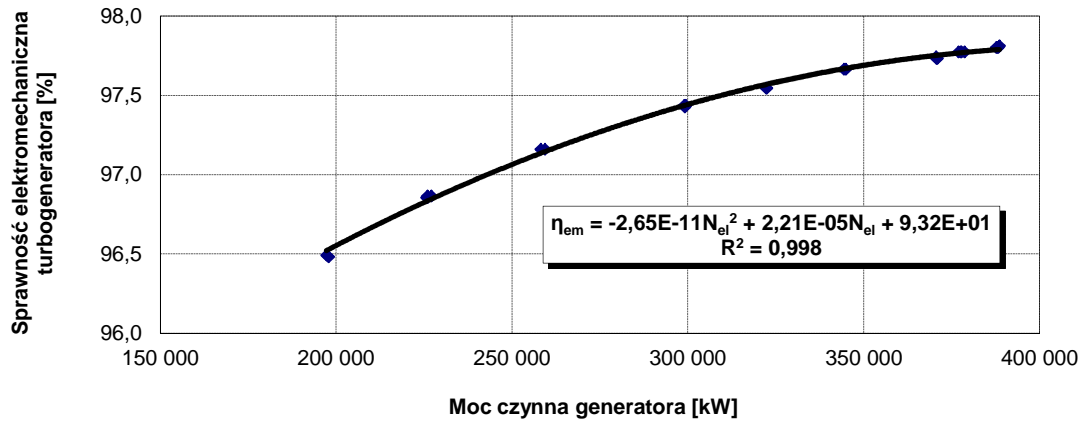
Rys. 5.11. Spadek ciśnienia w przegrzewaczu międzystopniowym w funkcji przepływu pary wtórnie przegrzanej do części średnioprężnej turbiny



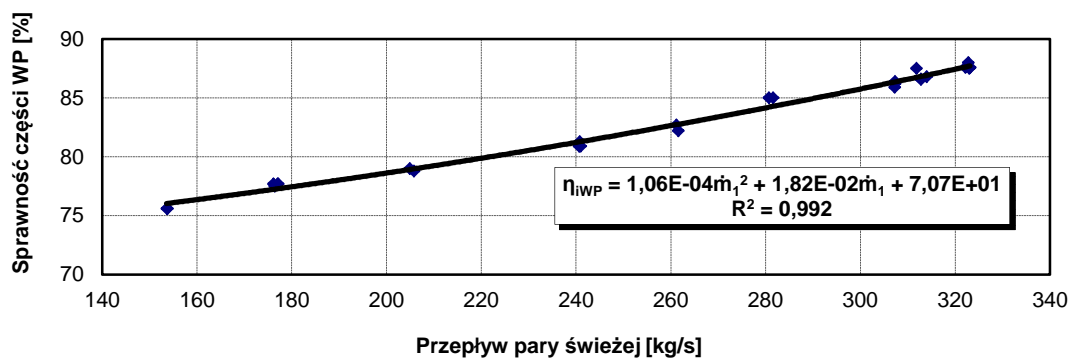
Rys. 5.12. Wartość zadana ciśnienia pary świeżej za kotłem w funkcji przepływu pary świeżej

5.3.2. Turbozespół parowy

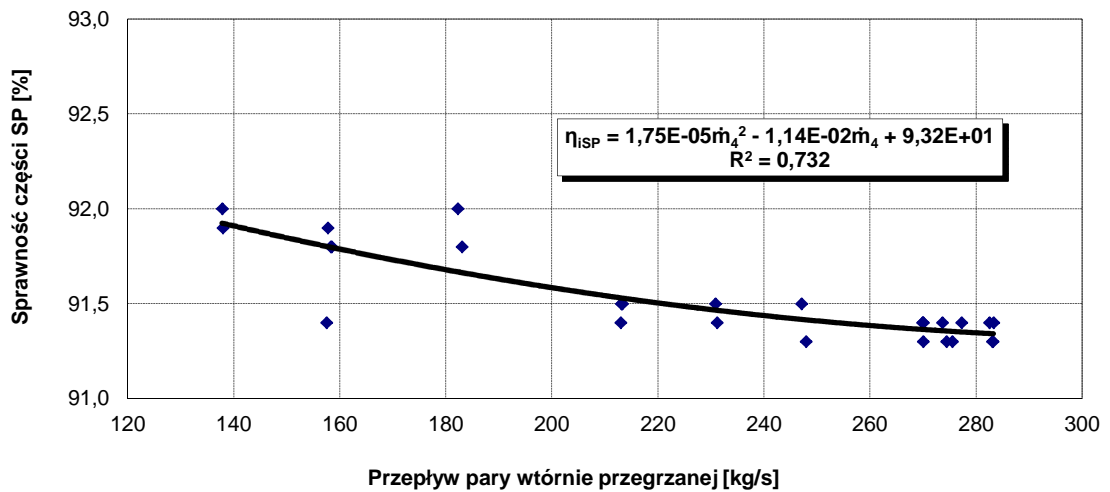
Dla turbozespołu wykorzystywana jest charakterystyka jego sprawności elektromechanicznej oraz charakterystyki sprawności wewnętrznych części wysoko-, średnio- i niskoprężnej turbiny.



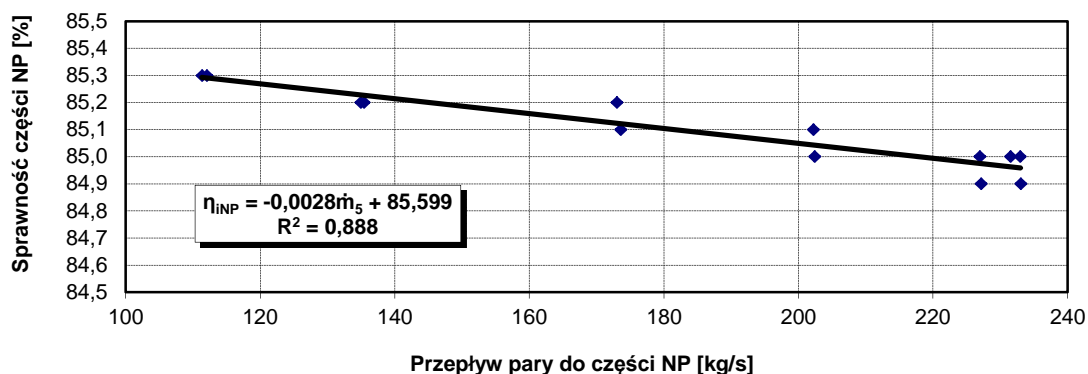
Rys. 5.13. Sprawność elektromechaniczna turbogeneratora w funkcji mocy czynnej



Rys. 5.14. Sprawność wewnętrzna części wysokoprężnej turbiny w funkcji przepływu pary świeżej



Rys. 5.15. Sprawność wewnętrzna części średnioprężnej turbiny w funkcji przepływu pary wtórnie przegrzanej



Rys. 5.16. Sprawność wewnętrzna części niskoprężnej turbiny w funkcji przepływu pary

Na podstawie danych dostawcy turbiny ABB Zamech Ltd. [108] sporządzono również równania zależności przepływów masowych pary przez dławnice turbiny, uszczelnienia wrzecion zaworowych na rurociągach do części wysoko- i średnioprężnej oraz przepływu pary spod tłoka odciążającego turbiny głównej. Równania je opisujące zestawiono w tabeli 5.1.

Tabela 5.1

Zestawienie równań opisujących przepływy pary przez dławnice turbiny, przepływy pary z uszczelnień wrzecion zaworów turbiny, przepływ pary spod tłoka odciążającego oraz przepływ wody wtryskowej do kolektora pary uszczelniającej

	Przepływ masowy
	[kg/s]
Przepływy pary przez dławnice WP	$\dot{m}_{45} = 0,0032 \dot{m}_1 + 0,0232$
	$\dot{m}_{46} = 0,0022 \dot{m}_1 - 0,0026$
	$\dot{m}_{49} = 0,0017 \dot{m}_1 - 0,0142$
	$\dot{m}_{50} = 0,0011 \dot{m}_1 - 0,0065$
	$\dot{m}_{58} = 0,018$
	$\dot{m}_{59} = 0,012$
Przepływy pary przez dławnice SP	$\dot{m}_{52} = 0,0005 \dot{m}_1 - 0,0154$
	$\dot{m}_{53} = 0,0007 \dot{m}_1 - 0,0182$
	$\dot{m}_{60} = 0,016$
	$\dot{m}_{61} = 0,024$
Przepływy pary przez dławnice NP	$\dot{m}_{54} = 0,243$
	$\dot{m}_{55} = 0,243$
	$\dot{m}_{62} = 0,073$
	$\dot{m}_{63} = 0,073$
Przepływ pary spod tłoka odciążającego	$\dot{m}_{t0} = 0,0083 \dot{m}_1 - 0,0232$

Tabela 5.1(cd.)

Przepływy pary z uszczelnień wrzecion zaworów WP i SP	$\dot{m}_{48} = 0,0011 \dot{m}_1 + 0,0198$
	$\dot{m}_{51} = 0$
Przepływ wody wtryskowej do kolektora pary uszczelniającej	$\dot{m}_{56} = 0,06$

5.3.3. Regeneracja wysoko- i niskoprężna

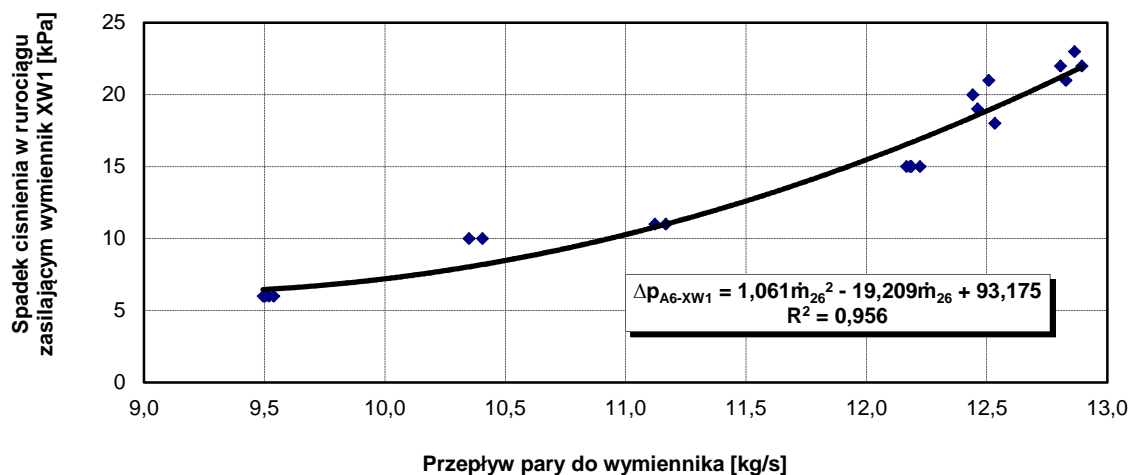
Do urządzeń pomocniczych należy zaliczyć m.in. wymienniki regeneracji nisko- i wysokoprężnej. Rurociągi łączące je z turbiną mają przeważnie znaczne długości i dlatego w modelu należy wykorzystywać charakterystyki uwzględniające straty w nich ciśnienia. Dla rurociągów regeneracji niskoprężnej (XN2, XN3 i XN4) przyjęto stałe ich wartości. Dla rurociągu zasilającego wymiennik XN1 spadek ciśnienia pominięto – tabela 5.2. Dla rurociągów łączących turbinę z wymiennikami wysokoprężnymi spadki ciśnień w funkcji przepływającej przez nie pary przedstawiono na rys. 5.17, 5.18.

Dla każdego z wymienników wyznaczono dla pracy bloku z mocą znamionową iloczyn współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej (kF_n), które można traktować jako niezmiennie w całym zakresie zmienności wartości strumieni wody i pary. Przyjęto też stałą wartość przechłodzenia skroplin za wymiennikami. Zestawienie wszystkich wartości podano w tabeli 5.2.

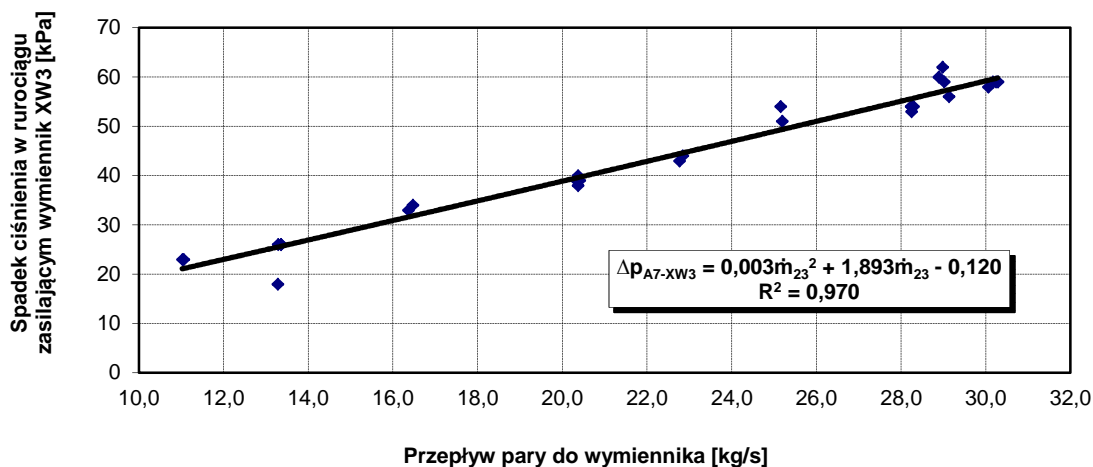
Tabela 5.2.

Zestawienie wartości charakteryzujących pracę wymienników regeneracji nisko- i wysokoprężnej

Wymiennik	$kF_n (F_n)$	Przechłodzenie skroplin	Spadek ciśnienia w rurociągu
	[kW/K], ([m ²])	[°C]	[kPa]
XN1	1735 (518)	1,8	0
XN2	1907 (465)	0,2	8
XN3	2428 (572)	2,9	18
XN4	2752 (518)	4,1	8
XW1/2	2869 (360)	0,3	Rys. 5.17
XW3/4	3800 (468)	0,6	Rys. 5.18



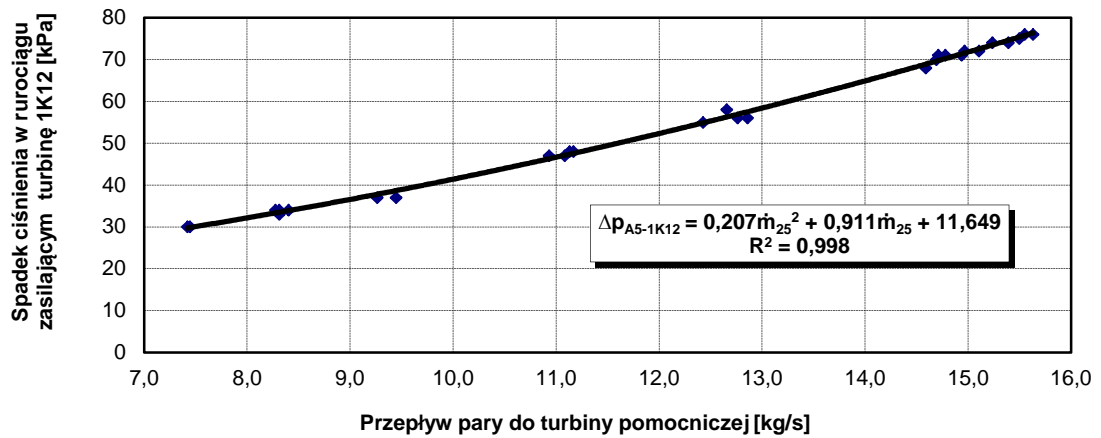
Rys. 5.17. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej XW1/2 w funkcji przepływu pary



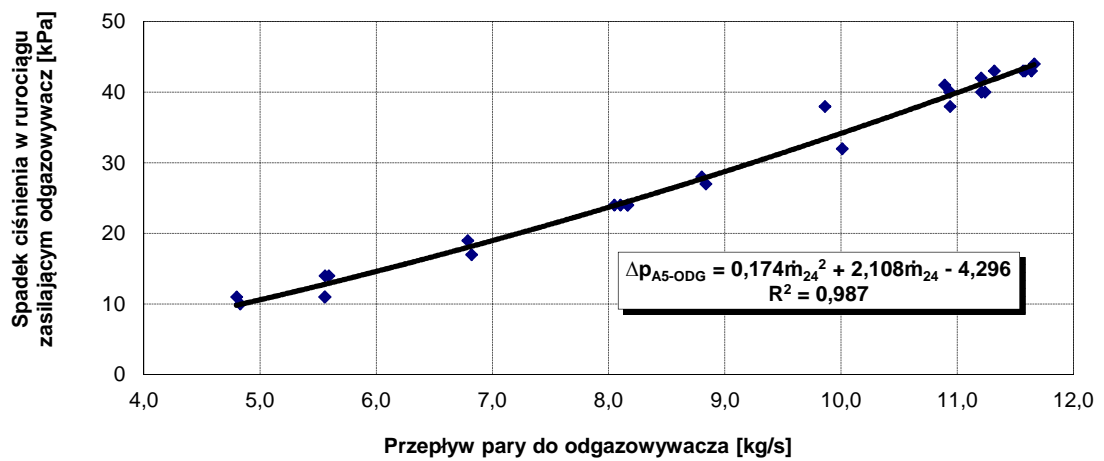
Rys. 5.18. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej XW3/4 w funkcji przepływu pary

5.3.4. Turbina pomocnicza i pompa wody zasilającej

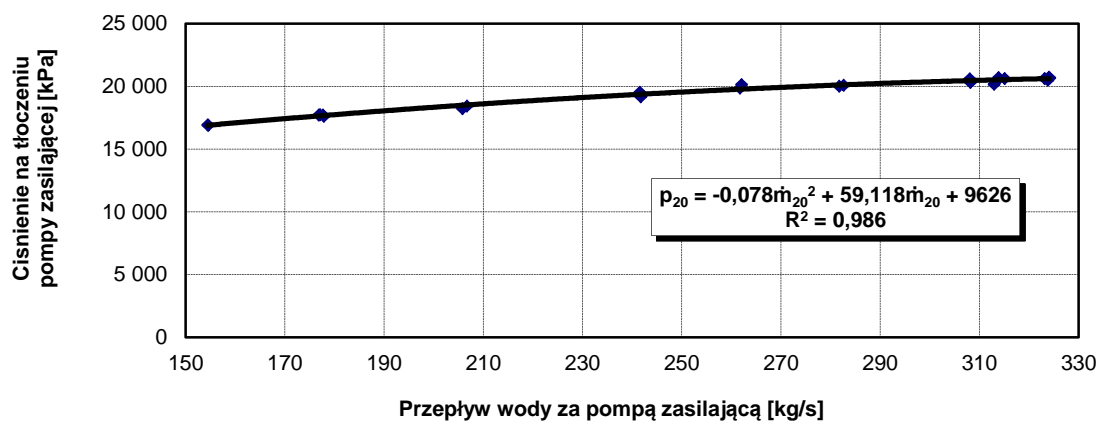
Dla rurociągu zasilającego pomocniczą turbinę napędzającą główną pompę wody zasilającej oraz rurociągu zasilającego odgazowywacz, wykorzystywane są charakterystyki spadków w nich ciśnienia – rys. 5.19, 5.20. Wykorzystywana jest również charakterystyka ciśnienia wody na tłoczeniu pompy – rys. 5.21. W obliczeniach można przyjąć stałą wartość przyrostu temperatury wody w pompie równą 3,7 °C, stałą wartość sprawności pompy równą 77% oraz stałą 99,5% sprawność mechaniczną turbiny.



Rys. 5.19. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym turbinę pomocniczą w funkcji przepływu pary



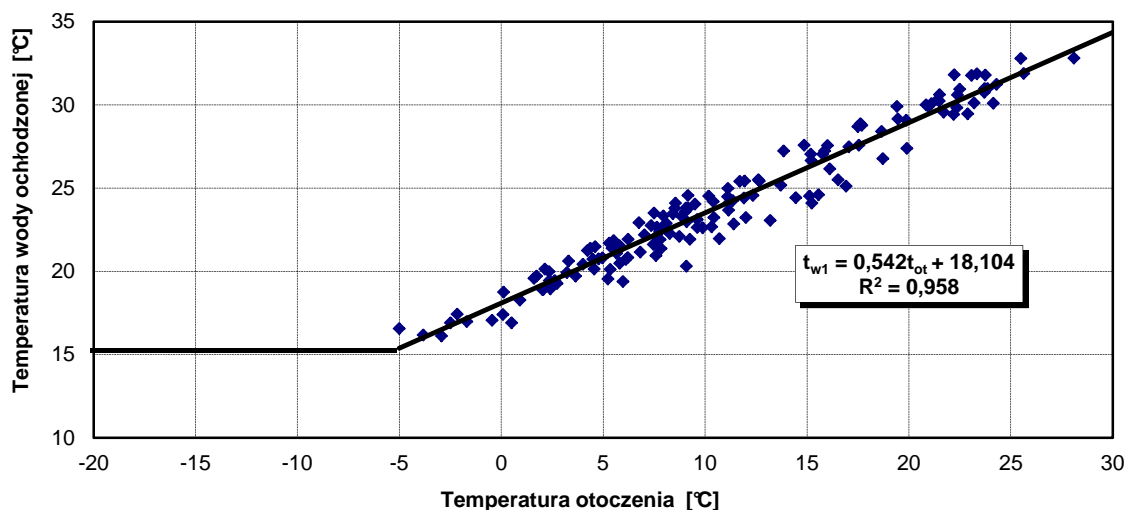
Rys. 5.20. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym odgazowywacz w funkcji przepływu pary



Rys. 5.21. Ciśnienie na tłoczeniu głównej pompy zasilającej w funkcji przepływu wody zasilającej

5.3.5. Skraplacze KQ1, KQ2 turbiny głównej i pomocniczej

Dla skraplaczy wykorzystywana jest charakterystyka temperatury zasilającej je wody chłodzącej w funkcji temperatury otoczenia (rys. 5.22). Zgodnie z instrukcjami eksploatacji bloku przyjęto, że temperatura wody nie może być niższa od 15°C.



Rys. 5.22. Temperatura wody chłodzącej w funkcji temperatury otoczenia

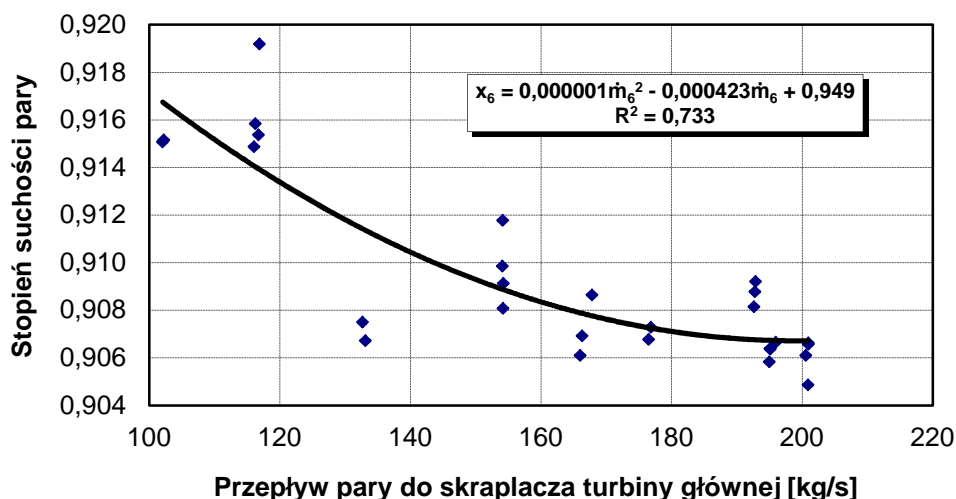
Dla obu skraplaczy można przyjąć stałe wartości iloczynu współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej (kF_n), i traktować je jako niezmiennie w całym zakresie zmienności strumieni wody i pary. Zestawienie tych wartości podano w tabeli 5.3.

Tabela 5.3.

Zestawienie wartości charakteryzujących pracę skraplaczy

Skraplacz	$kF_n (F_n)$	Przechłodzenie skroplin	Przepływ wody chłodzącej
	[kW/K] (m^2)	[°C]	[kg/s]
KQ1	40511 (10290)	0	10500
KQ2	5143 (729)	0	724

Wykorzystywana jest również charakterystyka stopnia suchości pary w skraplaczu turbiny głównej w zależności od dopływającego do niego jej strumienia.



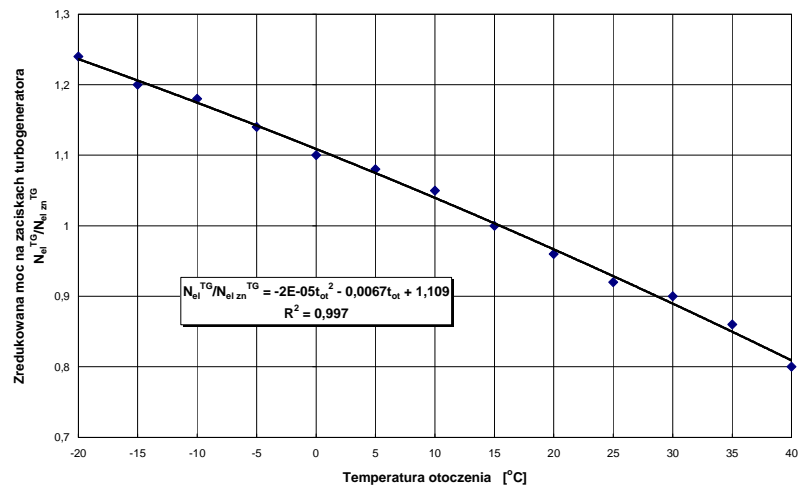
Rys. 5.23. Stopień suchości pary w skraplaczu turbiny głównej w funkcji jej przepływu

Dla obliczenia entalpii właściwej pary przed skraplaczem turbiny pomocniczej posłużono się zależnością [34, 107, 108]: $h_{31} = 2260$ [kJ/kg] + entalpia właściwa skroplin za skraplaczem.

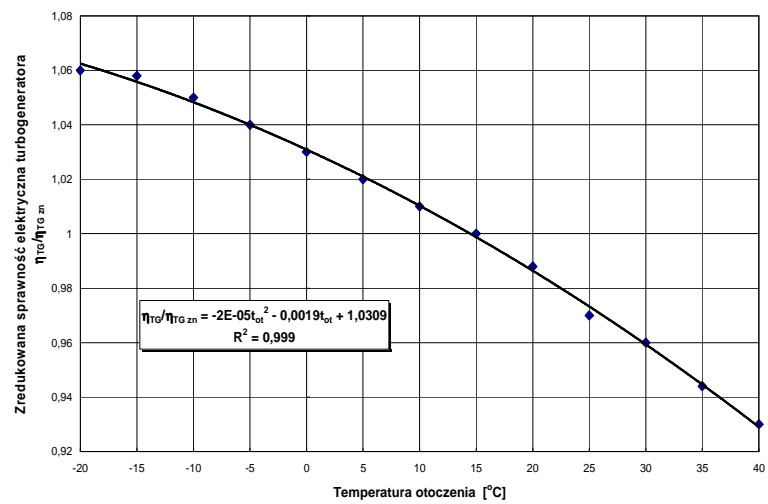
5.3.6. Turbozespół gazowy

Turbozespół gazowy charakteryzuje się zmiennością mocy, sprawności, temperatury i strumienia masy spalin wylotowych z turbiny (a więc i strumienia ich pojemności cieplnej) w wyniku zmian gęstości powietrza w zależności od temperatury otoczenia. Zmiany te uwzględniane są w modelu przez wykorzystanie zredukowanych charakterystyk jego pracy [14, 72] oraz uporządkowanego wykresu temperatury otoczenia.

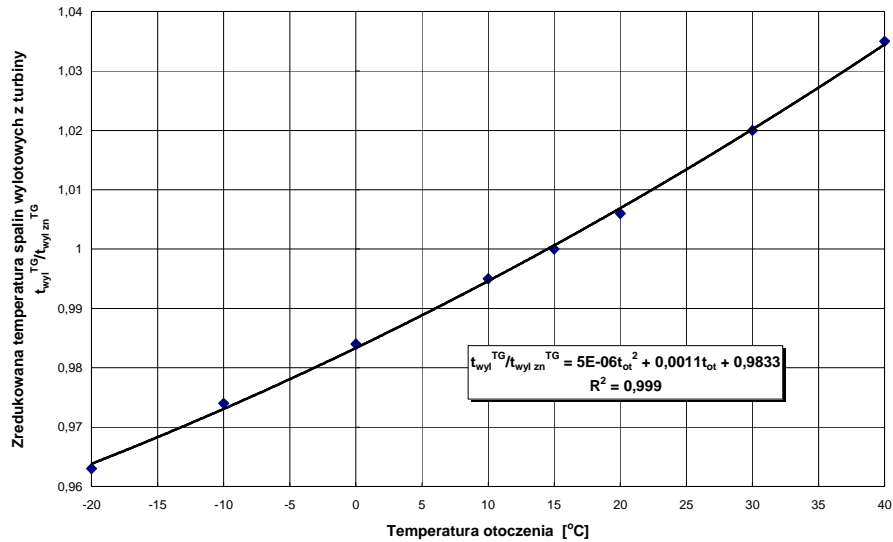
Przedstawione zredukowane charakterystyki sporządzono dla turbiny GTM7A (rys. 5.24–5.26) [14]. Charakterystyki dla innych turbozespołów są bardzo podobne, dlatego nie popełnia się znaczącego błędu przyjmując je do obliczeń jako obowiązujące dla każdego turbozespołu. Poza tym przedstawiony model matematyczny dobiera do układu optymalną moc turbiny gazowej zmieniając jej wartość w trakcie obliczeń w bardzo szerokim przedziale zmienności, od zera do wartości w zasadzie nieograniczonej. Niemożliwe jest zatem *a priori*, przy nieznannej optymalnej mocy turbiny, dysponowanie jej charakterystyką. Dopiero w obliczeniach sprawdzających należy ją uwzględnić. Mało tego, optymalna moc turbiny gazowej dla różnych relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii będzie każdorazowo inna.



Rys. 5.24. Charakterystyka zredukowanej mocy elektrycznej turbozespołu w funkcji temperatury otoczenia



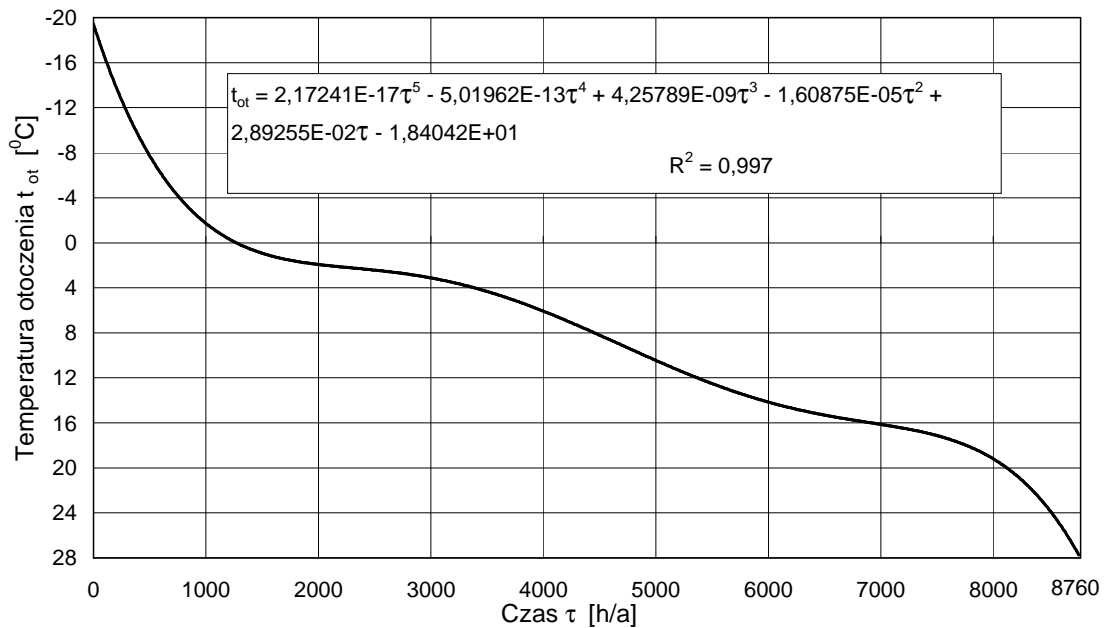
Rys. 5.25. Charakterystyka zredukowanej sprawności elektrycznej turbozespołu w funkcji temperatury otoczenia



Rys. 5.26. Charakterystyka zredukowanej temperatury spalin wylotowych z turbiny w funkcji temperatury otoczenia

Charakterystyka strumienia pojemności cieplnej \dot{C} spalin wylotowych z turbiny gazowej wynika z jej bilansów energii (5.62) i (5.63) oraz z charakterystyk z rys. 5.24–5.26.

Na rys. 5.27 przedstawiono wykorzystywane w modelu krzywą i równanie regresji temperatury otoczenia dla największej obszarowo w kraju III strefy klimatycznej. Opracowano je na podstawie uporządkowanego wykresu tej temperatury [72, 116].



Rys. 5.27. Krzywa i równanie regresji temperatury otoczenia dla III strefy klimatycznej

6. Algorytm obliczeń optymalnej mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego do bloku energetycznego o mocy elektrycznej 370 MW

Na rysunku 6.1 przedstawiono schemat blokowy algorytmu obliczeń optymalnej mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego do modernizowanego bloku energetycznego o mocy elektrycznej 370 MW (rys. 5.1).

Danymi wielkościami wejściowymi są wszystkie wartości entalpii właściwych pary wodnej i wody h_1-h_{171} oraz wartości sprawności energetycznych urządzeń η_k , η_{rur} , η_{em} , η_{m1K12} , η_{mPZ1} , η_{TG} itd. (rozdział 5.3). Dana jest również struktura kotła odzyskowego (analizie poddano kotły trój-, dwu- i jednociśnieniowy). Danymi są ponadto: spadek ciśnienia Δp_{2-4} , strumień pary świeżej \dot{m}_1 , strumienie pary „przeciekowej” z dławnic i zaworów turbiny parowej $\dot{m}_{45} - \dot{m}_{64}$, strumienie wody chłodzącej w skraplaczach \dot{m}_{KQ1} , \dot{m}_{KQ2} i ich temperatury T_{w2KQ1} , T_{w1KQ1} , T_{w2KQ2} , T_{w1KQ2} (temperatury T_{w2KQ1} , T_{w2KQ2} wyliczane są za pomocą iteracji z bilansów energii skraplaczy z równoczesnym obliczaniem w nich ciśnień i temperatur nasycenia), temperatury nasycenia t_s^w , t_s^{sr} , t_s^n w walczakach wysoko-, średnio- i niskociśnieniowym w kotle odzyskowym wraz z wartościami przewężeń temperaturowych ΔT_{min}^w , $\Delta T_{\text{min}}^{\text{sr}}$, ΔT_{min}^n , moc znamionowa turbosespołu gazowego $N_{\text{el,zn}}^{\text{TG}}$ (w obliczeniach moc $N_{\text{el,zn}}^{\text{TG}}$ zmieniano w zakresie od 0 do 350 MW, tj. w całym zakresie produkowanych turbosespołów [58]; należy w tym miejscu przypomnieć, że obecny poziom technologii nie pozwala na produkcję turbin dla dowolnych mocy i parametrów, i można zatem stosować wyłącznie już istniejące ich konstrukcje), temperatura znamionowa spalin wylotowych z turbiny gazowej $t_{\text{wyl,zn}}^{\text{TG}}$ i z kotła odzyskowego $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}$ oraz temperatura otoczenia T_{ot} (rys. 5.27), od której zależy praca turbosespołu gazowego. Niewiadomymi są pozostałe strumienie masy, strumienie energii chemicznej spalnego w kotle parowym węgla \dot{E}_{ch}^w i gazu $\dot{E}_{\text{ch}}^{\text{gaz}}$ w turbinie gazowej, moc elektryczna turbosespołu parowego $N_{\text{el}}^{\text{TP}}$ oraz temperatury spalin w kotle odzyskowym t_{wyl}^w , $t_{\text{wyl}}^{\text{sr}}$, t_{wyl}^n .

Niezmiennymi wielkościami wejściowymi dla każdego zbioru obliczeniowych danych wejściowych są: temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej T_1 i T_4 , temperatury $t_{\text{wyl,zn}}^{\text{TG}}$, $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}$ oraz strumień \dot{m}_1 .

Obliczenia mocy elektrycznej $N_{\text{el}}^{\text{TP}}$ dla każdego zbioru danych wejściowych, dla zadawanej mocy $N_{\text{el,zn}}^{\text{TG}}$, wymagają iteracji. Wynika to z odstępstwa turbiny parowej od jej nominalnych warunków pracy oznaczonych indeksem „n” w równaniu Stodoli-Flügla (5.1) w wyniku nadbudowy układu turbiną gazową i zmiany temperatury otoczenia t_{ot} .

Obliczenia rozpoczyna się od wyznaczania każdorazowego nowego rozkładu ciśnień w turbinie.

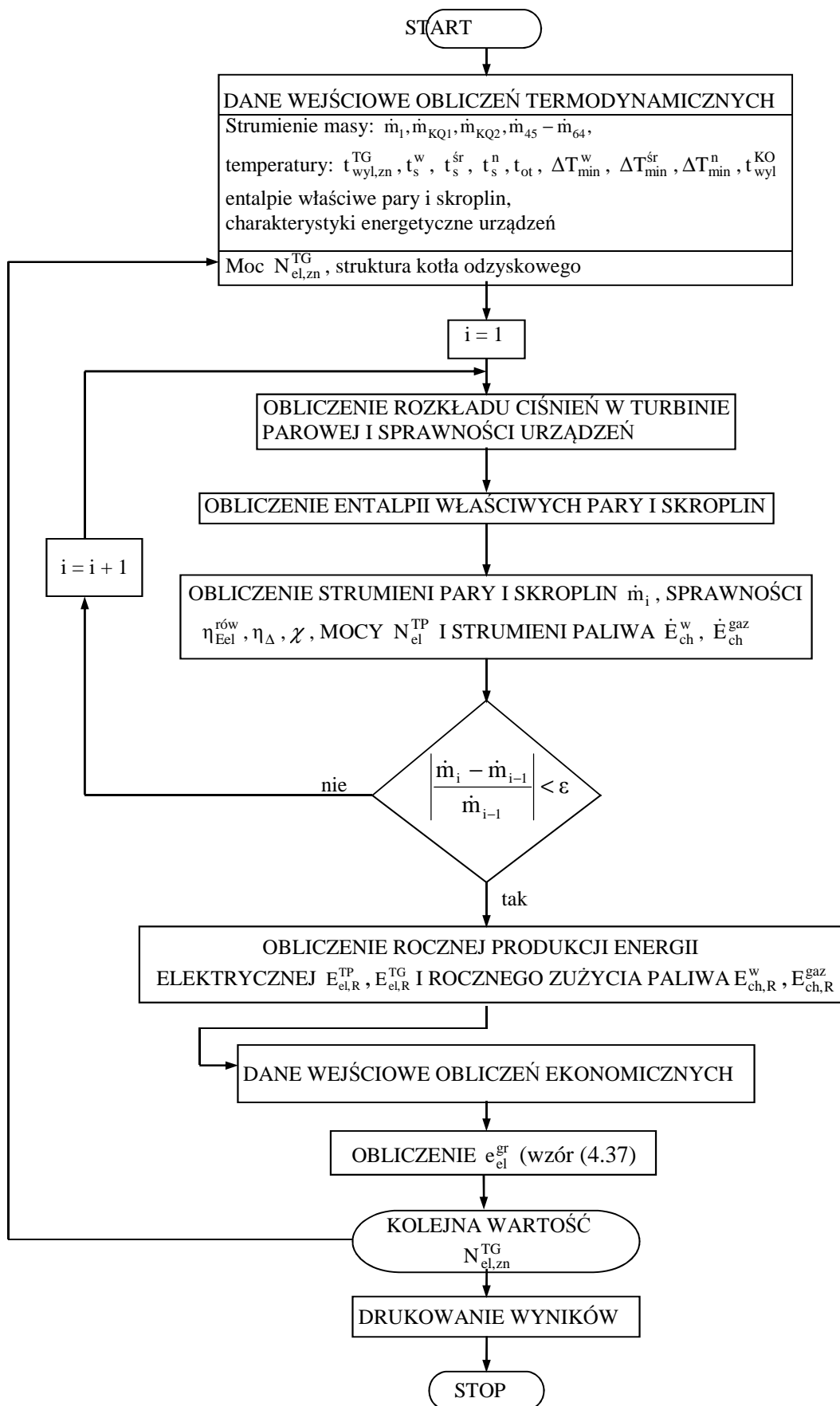
W pierwszym kroku iteracji dla przyjętych danych wejściowych wyznacza się za pomocą modelu matematycznego m.in. strumienie pary przepływające przez poszczególne stopnie turbiny.

Następnie wykorzystując wyliczone strumienie oblicza się za pomocą równania przelotowości turbiny Stodoli-Flügla (5.1) nowy rozkład ciśnień w turbinie, rozpoczynając od ostatniej grupy stopni części NP turbiny (jako pierwsze w tym celu wyliczane jest za pomocą iteracji ciśnienie nasycenia p_6 w skraplaczu z wykorzystaniem jego bilansu energii i zależności $\dot{Q}_{\text{skr}} = (kF\Delta T_{\text{log}})_{\text{skr}}$), poprzez część SP dochodząc do części WP, gdzie jako ostatnie zostaje wyliczone ciśnienie przy dopływie do części WP turbiny.

Przepływem nominalnym \dot{m}_n w równaniach Stodoli-Flügla (5.1) dla poszczególnych stopni są wartości strumieni pary dla pracy bloku bez nadbudowy turbiną gazową. Dla nowych wartości ciśnień i nowych wartości sprawności wewnętrznych turbiny η_{iWP} , η_{iSP} , η_{iNP} (wyliczonych za pomocą charakterystyk sprawności i dopływających do części WP, SP i NP strumieni pary z danego kroku iteracji) wyznacza się nowe wartości entalpii właściwych pary i skroplin, które wykorzystuje się w kroku następnym (jak już zaznaczono, przy każdorazowym wyliczaniu entalpii zawsze niezmiennie są temperatury T_1 i T_4). W kroku tym wyznacza się kolejne nowe strumienie pary i skroplin. Następnie wykorzystując je oblicza się kolejny nowy rozkład ciśnień w turbinie itd., aż do osiągnięcia założonej dokładności obliczeń.

W drugim i kolejnych krokach iteracji temperatury skroplin za wymiennikami ciepła regeneracji nisko- i wysokociśnieniowej oraz, jak już zaznaczono, temperatury

nasycenia w skraplaczach wyznacza się z wykorzystaniem równania na strumień ciepła wymienionego w wymienniku: $\dot{Q} = kF\Delta T_{\log}$, gdzie ΔT_{\log} oznacza średnią logarytmiczną różnicę temperatur dopływających do niego czynników.



Rys. 6.1. Schemat blokowy algorytmu obliczeń efektywności termodynamicznej i ekonomicznej modernizacji bloku energetycznego 370 MW przez nadbudowę turbiną gazową w układzie sprzężonym równoległe

Wartość iloczynu współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej kF w tym równaniu dla poszczególnych wymienników należy wyznaczyć z bilansu energii przy wykorzystaniu znanych z gwarancyjnych pomiarów wartości strumieni masowych oraz parametrów termodynamicznych dopływających do nich pary i wody w warunkach pracy bloku z obciążeniem nominalnym w układzie bez nadbudowy turbiną gazową [107, 108] (tabele 5.2, 5.3).

W obliczeniach optymalizacyjnych można przyjąć, że tak wyliczone wartości iloczynów kF są niezmiennie w całym zakresie zmienności wartości strumieni wody i pary oraz ich charakterystycznych parametrów dla pracy bloku w zmodernizowanym układzie.

Turbozespół gazowy charakteryzuje się zmiennością mocy, sprawności, temperatury i strumienia spalin wylotowych z turbiny w wyniku zmian gęstości powietrza w zależności od temperatury otoczenia. Zmiany te uwzględniane są w algorytmie przez wykorzystanie zredukowanych charakterystyk jego pracy (rys. 5.24–5.26).

Wyliczona w ostatnim kroku iteracji moc elektryczna turbiny parowej N_{el}^{TP} dla zadanej wartości mocy turbiny gazowej N_{el}^{TG} , strumienie energii chemicznej spalane w kotle węgla \dot{E}_{ch}^w i w turbinie gazu \dot{E}_{ch}^{gaz} oraz sprawności energetyczne zmodernizowanego bloku η_{Eel}^{row} , η_{Δ} , χ są wielkościami poszukiwanymi.

Wykorzystując wyznaczone moce i strumienie energii chemicznej dla każdego z wariantów danych wejściowych należy wyliczyć roczne produkcje energii elektrycznej w bloku oraz roczne zużycia w nim węgla i gazu, aby można było porównać ich efektywność ekonomiczną i wybrać wariant o najmniejszej wartości granicznej ceny energii elektrycznej e_{el}^{gr} (wzór (4.37)).

Na tym proces obliczeń termodynamicznych zostaje zakończony i należy przystąpić do obliczeń ekonomicznych, dla których danymi wielkościami wejściowymi oprócz nakładów inwestycyjnych, rocznych produkcji energii elektrycznej, rocznego zużycia energii chemicznej węgla i gazu są ceny nośników energii oraz taryfowe jednostkowe stawki opłat za gospodarcze korzystanie ze środowiska naturalnego (wzór (4.37)).

Optymalną mocą turbiny gazowej i optymalną strukturą kotła odzyskowego do modernizowanego bloku 370 MW są te, dla których graniczna cena energii elektrycznej e_{el}^{gr} przyjmie wartość najmniejszą.

7. Obliczenia testujące model matematyczny bloku

7.1. Metody rozwiązywania układu równań

Modelowanie matematyczne nie ogranicza się wyłącznie do sformułowania związków pomiędzy poszczególnymi wielkościami i sprowadzenia ich do jak najprostszej postaci. Niewystarczające jest także zapisanie tych zależności w postaci równań analitycznych. Aby model matematyczny był pełny, należy dodatkowo przedstawić odpowiednią metodę rozwiązania opracowanych równań (niewystarczające jest wyłącznie podanie końcowych wyników obliczeń). Zastosowany bowiem algorytm numeryczny decyduje o jakości i dokładności rozwiązania rozpatrywanego problemu.

Problematyka rozwiązywania układów równań, liniowych i nieliniowych, złożonych z dużej ich liczby, jest bardzo obszerna, a liczbę wykorzystywanych w praktyce algorytmów można szacować na kilkadziesiąt.

Do rozwiązania otrzymanego w pracy układu algebraicznych równań liniowych wykorzystany został program *Engineering Equation Solver (EES)*. Jest to okienkowa aplikacja działająca w środowiskach Windows, posiadająca wbudowaną metodę rozwiązywania (*solver*) układów algebraicznych równań nieliniowych wraz z rozbudowanymi bazami danych zawierającymi m.in. termiczne parametry dużej liczby czynników termodynamicznych występujących w szeroko pojętej technice cieplnej, w tym oczywiście wody i pary wodnej.

Rozwiązywanie układu równań oparte jest o jedną z wersji algorytmu Newtona, charakteryzującą się następującymi cechami:

- składniki Jakobianu określane są na drodze obliczeń numerycznych
- układ równań dzielony jest na bloki w celu przyspieszenia zbieżności, podział odbywa się poprzez sondowanie Jakobianu metodą Tarjana.

Producentem oprogramowania jest działająca na terenie USA firma *F-Chart Software* (www.fchart.com).

7.2. Wyniki obliczeń testujących

W tabeli 7.1 podano zestawienie charakterystycznych wielkości przepływów, temperatur i ciśnień obiegu wodno-parowego wraz z symbolami (rys. 5.1). Obliczenia przeprowadzono zgodnie z algorytmem podanym w rozdziale 6., zakładając pracę bloku

bez skojarzenia. Porównanie tych wielkości (zmierzonych i wyliczonych) pozwoliło na ocenę poprawności modelu matematycznego bloku energetycznego przedstawionego w rozdziale 5.

Tabela 7.1

Zestawienie charakterystycznych wielkości występujących w bilansach wody i pary

L.p.	Oznaczenia zgodne z rys. 5.1	Opis	Jednostka
1	\dot{m}_1	Przepływ pary świeżej	[kg/s]
2	T_1	Temperatura pary świeżej	[°C]
3	p_1	Ciśnienie pary świeżej	[kPa]
4	T_4	Temperatura pary wtórnie przegrzanej	[°C]
5	$T_{w KQ1}$	Temperatura wody chłodzącej przed KQ1	[°C]
6	N_{el}^{TP}	Moc czynna generatora	[MW]
7	\dot{m}_2	Przepływ pary za częścią WP turbiny	[kg/s]
8	T_2	Temperatura pary za częścią WP turbiny	[°C]
9	p_2	Ciśnienie pary za częścią WP turbiny	[kPa]
10	\dot{m}_3	Przepływ pary do przegrzewu wtórnego	[kg/s]
11	\dot{m}_4	Przepływ pary wtórnie przegrzanej do części SP turbiny	[kg/s]
12	p_4	Ciśnienie pary wtórnie przegrzanej na wylocie z kotła	[°C]
13	\dot{m}_5	Przepływ pary do części NP turbiny	[kg/s]
14	T_5	Temperatura pary w przelotni SP-NP	[°C]
15	p_5	Ciśnienie pary w przelotni SP-NP	[kPa]
16	\dot{m}_6	Przepływ pary do skraplacza KQ1	[kg/s]
17	T_6	Temperatura pary w skraplaczu KQ1	[°C]
18	p_6	Ciśnienie pary w skraplaczu KQ1	[kPa]
19	\dot{m}_7	Przepływ kondensatu za pompami PK1/2	[kg/s]
20	T_7	Temperatura kondensatu za pompami PK 1/2	[°C]
21	\dot{m}_{10}	Przepływ kondensatu za wymiennikiem XN1	[kg/s]
22	T_{10}	Temperatura kondensatu za wymiennikiem XN1	[°C]
23	\dot{m}_{11}	Przepływ kondensatu za wymiennikiem XN2	[kg/s]
24	T_{11}	Temperatura kondensatu za wymiennikiem XN2	[°C]
25	\dot{m}_{12}	Przepływ kondensatu przed wymiennikiem XN3	[kg/s]
26	T_{12}	Temperatura kondensatu przed wymiennikiem XN3	[°C]
27	\dot{m}_{13}	Przepływ kondensatu za wymiennikiem XN3	[kg/s]
28	T_{13}	Temperatura kondensatu za wymiennikiem XN3	[°C]
29	\dot{m}_{14}	Przepływ kondensatu za wymiennikiem XN4	[kg/s]
30	T_{14}	Temperatura kondensatu za wymiennikiem XN4	[°C]
31	\dot{m}_{15}	Przepływ kondensatu do zbiornika zasilającego ZZ1	[kg/s]

Tabela 7.1 (cd.)

32	T_{15}	Temperatura kondensatu do zbiornika zasilającego ZZ1	[°C]
33	\dot{m}_{16}	Przepływ wody zasilającej do pompy zasilającej PZ1	[kg/s]
34	T_{16}	Temperatura kondensatu w zbiorniku zasilającym ZZ1	[°C]
35	\dot{m}_{17}	Przepływ wody zasilającej przed regeneracją XW	[kg/s]
36	T_{17}	Temperatura wody zasilającej przed regeneracją XW	[°C]
37	\dot{m}_{18}	Przepływ wody zasilającej za wymiennikiem XW1/2	[kg/s]
38	T_{18}	Temperatura wody zasilającej za wymiennikiem XW1/2	[°C]
39	\dot{m}_{19}	Przepływ wody zasilającej do kotła za regeneracją XW	[kg/s]
40	T_{19}	Temperatura wody zasilającej do kotła za regeneracją XW	[°C]
41	\dot{m}_{20}	Przepływ pary z upustu A7 do wymiennika XW3/4	[kg/s]
42	T_{20}	Temperatura pary w upuście A7	[°C]
43	p_{20}	Ciśnienie pary w upuście A7	[kPa]
44	\dot{m}_{21}	Przepływ pary w upuście A6	[kg/s]
45	T_{21}	Temperatura pary z upustu A6 do wymiennika XW1/2	[°C]
46	p_{21}	Ciśnienie pary w upuście A6	[kPa]
47	$\dot{m}_{22} + \dot{m}_{23} + \dot{m}_{47}$	Przepływ pary z upustu A5 do TP i ZZ1	[kg/s]
48	T_{22}	Temperatura pary w upuście A5	[°C]
49	p_{22}	Ciśnienie pary w upuście A5	[kPa]
50	\dot{m}_{24}	Przepływ pary z upustu A4 do wymiennika XN4	[kg/s]
51	T_{24}	Temperatura pary w upuście A4	[°C]
52	p_{24}	Ciśnienie pary w upuście A4	[kPa]
53	\dot{m}_{25}	Przepływ pary z upustu A3 do wymiennika XN3	[kg/s]
54	T_{25}	Temperatura pary w upuście A3	[°C]
55	p_{25}	Ciśnienie pary w upuście A3	[kPa]
56	\dot{m}_{27}	Przepływ pary z upustu A2 do wymiennika XN2	[kg/s]
57	T_{27}	Temperatura pary w upuście A2	[°C]
58	p_{27}	Ciśnienie pary w upuście A2	[kPa]
59	$\dot{m}_{29} + \dot{m}_{57}$	Przepływ pary z upustu A1 do wymiennika XN1	[kg/s]
60	p_{29}	Ciśnienie pary w upuście A1	[kPa]
61	T_{w2KQ1}	Temperatura wody chłodzącej za KQ1	[°C]

Testowanie modelu matematycznego bloku energetycznego przeprowadzono porównując wielkości uzyskane z obliczeń za pomocą programu EES z wielkościami uzyskanymi podczas pomiarów eksploatacyjnych [107, 108]. Jako wielkości wejściowe przyjęto strumień, temperaturę i ciśnienie pary świeżej, temperaturę pary wtórnie przegrzanej oraz temperaturę wody ochłodzonej przed skraplaczem KQ1, których wartości w programie były równe wielkościom zmierzonym w czasie pomiarów eksploatacyjnych. Temperaturę otoczenia w programie dobrano tak, aby zachodziła równość między zmierzoną a obliczoną temperaturą wody ochłodzonej T_{w1KQ1} .

W tabelach 7.2 i 7.3 przedstawiono porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń testujących dla przepływów pary świeżej w zakresie 171,6–305,6 kg/s, co

odpowiadało mocy elektrycznej 218–370 MW. Dla każdego pomiaru obliczono również błąd względny wg. zależności:

$$\varepsilon = \frac{x_o - x_p}{x_p} \quad (7.1)$$

gdzie:

x_o – wartość obliczona

x_p – wartość otrzymana z pomiaru

Tabela 7.2

Porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń testujących dla różnych wartości przepływu pary świeżej, dla pomiarów nr 1, 2, 3.

L.p.	Oznaczenia zgodne z rys. 5.1	Pomiar 1			Pomiar 2			Pomiar 3		
		Wartość z obliczeń	Wartość z pomiaru	ε [%]	Wartość z obliczeń	Wartość z pomiaru	ε [%]	Wartość z obliczeń	Wartość z pomiaru	ε [%]
1	\dot{m}_1	305,6			277,4			255,3		
2	T_1	537,1			538			534,9		
3	p_1	18216			18156			18310		
4	T_4	535,4			532,6			516,3		
5	T_{w1KQ1}	30,5			27,6			30,5		
6	N_{el}^{TP}	369,8	369,7	0,0	340,3	338,9	0,4	307,4	309,5	-0,7
7	\dot{m}_2	302,8	304,2	-0,5	274,8	272,9	0,7	252,9	254,3	-0,6
8	T_2	325,6	328,2	-0,8	319,4	319,3	0,0	309,5	310,4	-0,3
9	p_2	4208	4277	-1,6	3842	3859	-0,4	3542	3552	-0,3
10	\dot{m}_3	271,0	274,8	-1,4	247,1	247,4	-0,1	228,0	231,3	-1,4
11	\dot{m}_4	271,0	274,5	-1,3	247,5	247,1	0,2	228,4	231,1	-1,2
12	p_4	3940	4001	-1,5	3599	3610	-0,3	3319	3330	-0,3
13	\dot{m}_5	223,7	228,1	-1,9	204,3	206,7	-1,2	188,4	193,3	-2,5
14	T_5	264,3	264,0	0,1	262,6	263,3	-0,3	250,8	251,2	-0,2
15	p_5	548	558	-1,8	501	506	-1,0	461	466	-1,1
16	\dot{m}_6	193	195,1	-1,0	175,7	176,5	-0,5	162,9	166,3	-2,0
17	T_6	47,9	46,7	2,6	42,2	42,6	-0,9	44,1	44,3	-0,5
18	p_6	10,3	10,43	-1,0	8,3	8,44	-1,7	9,2	9,3	-1,1
19	\dot{m}_7	218	223,2	-2,2	197,4	201,6	-2,1	182,8	189,6	-3,6
20	T_7	47,9	47,0	1,9	42,2	43,1	-2,1	44,1	45,3	-2,6
21	\dot{m}_{10}	218	223,2	-2,2	197,3	201,6	-2,1	182,7	189,6	-3,6
22	T_{10}	67,9	68,9	-1,5	66,3	66,6	-0,5	64,9	66,1	-1,8
23	\dot{m}_{11}	218,2	223,2	-2,2	197,3	201,6	-2,1	182,7	189,6	-3,6
24	T_{11}	90,5	91,0	-0,5	88,6	88,8	-0,2	86,7	87,4	-0,8
25	\dot{m}_{12}	242	248,3	-2,6	218,6	224,2	-2,5	201,9	210,4	-4,0
26	T_{12}	90,8	91,0	-0,2	88,8	88,8	0,0	86,9	87,4	-0,6
27	\dot{m}_{13}	241,8	248,3	-2,6	218,6	224,2	-2,5	201,9	210,4	-4,0
28	T_{13}	126,3	129,2	-2,2	124	126,8	-2,2	121,7	126,8	-4,0

Tabela 7.2 (cd.)

29	\dot{m}_{14}	242	248,3	-2,6	218,6	224,2	-2,5	201,9	210,4	-4,0
30	T_{14}	149,0	153,5	-2,9	146	150,4	-2,9	143,2	147,8	-3,1
31	\dot{m}_{15}	251,8	259,4	-2,9	227,3	233,8	-2,8	209,8	219,2	-4,3
32	T_{15}	149,1	153,5	-2,9	146,1	150,4	-2,9	143,2	147,8	-3,1
33	\dot{m}_{16}	304,2	313,9	-3,1	276,2	281,7	-2,0	254,2	262,1	-3,0
34	T_{16}	180,4	181,2	-0,4	176,5	177,3	-0,5	173,1	177,5	-2,5
35	\dot{m}_{17}	304,2	313,6	-3,0	276,2	281,7	-2,0	254,2	262,1	-3,0
36	T_{17}	184,1	184,7	-0,3	180,2	180,8	-0,3	176,8	180,9	-2,3
37	\dot{m}_{18}	304,2	313,6	-3,0	276,2	281,5	-1,9	254,2	261,7	-2,9
38	T_{18}	209,7	210,5	-0,4	205,8	206,3	-0,2	202,4	203,3	-0,4
39	\dot{m}_{19}	304,3	313,6	-3,0	276,2	281,5	-1,9	254,2	261,7	-2,9
40	T_{19}	249,2	249,8	-0,2	244,5	244,8	-0,1	240,4	241,8	-0,6
41	\dot{m}_{20}	28,3	29,0	-2,4	24,7	25,1	-1,6	22,8	22,2	2,7
42	T_{20}	326	328,2	-0,7	319,4	318,5	0,3	309,5	310,4	-0,3
43	p_{20}	4218	4277	-1,4	3842	3857	-0,4	3542	3552	-0,3
44	\dot{m}_{21}	12,0	12,5	-4,0	10,9	11,2	-2,7	10,1	10,3	-1,9
45	T_{21}	435	436,4	-0,3	432,4	435,5	-0,7	417,5	418,8	-0,3
46	p_{21}	2050	2086	-1,7	1866	1877	-0,6	1719	1724	-0,3
47	$\dot{m}_{22+} \dot{m}_{23}$ $+ \dot{m}_{47}$	27,1	26,2	3,4	24,4	22,6	8,0	23,1	21,5	7,4
48	T_{22}	343	343,0	0,1	341,1	344	-0,8	327,7	329,0	-0,4
49	p_{22}	1049	1067	-1,7	956	968	-1,2	880	887	-0,8
50	\dot{m}_{24}	10,0	11,1	-9,9	8,7	9,6	-9,4	7,9	8,8	-10,2
51	T_{24}	264	262,3	0,8	262,6	263,6	-0,4	250,8	250,7	0,0
52	p_{24}	548	558	-1,8	500	507	-1,4	461	466	-1,1
53	\dot{m}_{25}	15,6	17,1	-8,8	13,9	15,5	-10,3	12,7	14,3	-11,2
54	T_{25}	207	208,6	-1,0	205,2	205,5	-0,1	194,5	194,0	0,3
55	p_{25}	312	316	-1,3	285	289	-1,4	263	267	-1,5
56	\dot{m}_{27}	8,0	7,9	1,3	7,3	7,2	1,4	6,5	6,5	0,0
57	T_{27}	99,2	94,9	4,5	98,2	92,1	6,6	91,8	90,5	1,4
58	p_{27}	89,1	90,3	-1,3	81,5	81,9	-0,5	75,2	78,6	-4,3
59	$\dot{m}_{29+} \dot{m}_{57}$	7,8	8,3	-6,0	8,1	8,6	-5,8	6,7	6,6	1,5
60	p_{29}	35,6	35,7	-0,3	32,5	31	4,8	29,9	35,4	-15,5
61	T_{w2KQ1}	40,0	40,0	0,0	36,2	36,3	-0,3	38,6	38,7	-0,3

Tabela 7.3

Porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń testujących dla różnych wartości przepływu pary świeżej, dla pomiarów nr 4, 5, 6.

L.p.	Oznaczenia zgodne z rys. 5.1	Pomiar 4			Pomiar 5			Pomiar 6		
		Wartość z obliczeń	Wartość z pomiaru	ϵ [%]	Wartość z obliczeń	Wartość z pomiaru	ϵ [%]	Wartość z obliczeń	Wartość z pomiaru	ϵ [%]
1	\dot{m}_1	234,6			201,4			171,6		
2	T_1	538,0			535,9			538,4		
3	p_1	17883			17036			16552		
4	T_4	524,9			509,8			516,3		
5	T_{wIKQ1}	29,6			26,5			28,2		
6	N_{el}^{TP}	292,4	289,7	0,9	246,0	249,3	-1,3	214,9	217,9	-1,4
7	\dot{m}_2	232,4	234,0	-0,7	199,5	200,1	-0,3	170,0	177,0	-4,0
8	T_2	305,4	309,9	-1,5	301,4	300,6	0,3	291,1	293,3	-0,8
9	p_2	3265	3305	-1,2	2816	2813	0,1	2410	2447	-1,5
10	\dot{m}_3	210,2	213,3	-1,5	181,5	183,4	-1,0	155,4	158,5	-2,0
11	\dot{m}_4	210,6	213,0	-1,1	181,8	183,0	-0,7	155,7	158,3	-1,6
12	p_4	3062	3093	-1,0	2643	2640	0,1	2264	2299	-1,5
13	\dot{m}_5	174,9	179,0	-2,3	151,6	154,5	-1,9	130,8	139,5	-6,2
14	T_5	257,7	258,4	-0,3	247,3	248,0	-0,3	252,8	253,5	-0,3
15	p_5	428	435	-1,6	371	374	-0,8	320	327	-2,1
16	\dot{m}_6	151,5	154,2	-1,8	131,1	133,1	-1,5	114,3	116,7	-2,1
17	T_6	42,2	42,4	-0,5	37,5	38,0	-1,3	37,7	38,2	-1,3
18	p_6	8,31	8,37	-0,7	6,44	6,63	-2,9	6,5	6,7	-3,0
19	\dot{m}_7	169,4	175,2	-3,3	147,1	151,3	-2,8	127,2	132,1	-3,7
20	T_7	42,2	43,5	-3,0	37,5	39,4	-4,8	37,7	40,2	-6,2
21	\dot{m}_{10}	169,4	175,2	-3,3	147,0	151,3	-2,8	127,1	132,1	-3,8
22	T_{10}	63,6	64,5	-1,4	60,7	61,2	-0,8	58,6	59,1	-0,8
23	\dot{m}_{11}	169,4	175,2	-3,3	147	151,3	-2,8	127,1	132,1	-3,8
24	T_{11}	85,0	85,7	-0,8	81,4	82,3	-1,1	77,8	79,0	-1,5
25	\dot{m}_{12}	186,8	194,2	-3,8	161,7	167,3	-3,3	139,1	145,6	-4,5
26	T_{12}	85,1	85,7	-0,7	81,5	82,3	-1,0	77,8	79,0	-1,5
27	\dot{m}_{13}	186,6	194,2	-3,9	161,7	167,3	-3,3	139,1	145,6	-4,5
28	T_{13}	119,6	123,1	-2,8	115,3	119,1	-3,2	110,8	115,5	-4,1
29	\dot{m}_{14}	186,8	194,2	-3,8	161,7	167,3	-3,3	139,1	145,6	-4,5
30	T_{14}	140,6	145,6	-3,4	135,7	140,4	-3,3	130,6	136,0	-4,0
31	\dot{m}_{15}	193,8	203,9	-5,0	167,6	176,1	-4,8	143,9	150,8	-4,6
32	T_{15}	140,6	145,6	-3,4	135,7	140,4	-3,3	130,6	136,0	-4,0
33	\dot{m}_{16}	233,5	241,6	-3,4	200,5	206,7	-3,0	170,8	177,4	-3,7
34	T_{16}	170,0	171,0	-0,6	164,2	165,0	-0,5	158,4	159,5	-0,7
35	\dot{m}_{17}	233,5	241,6	-3,4	200,5	206,7	-3,0	170,8	177,4	-3,7
36	T_{17}	173,7	174,4	-0,4	167,9	168,3	-0,2	162,1	163,2	-0,7
37	\dot{m}_{18}	233,5	241,6	-3,4	200,5	206,7	-3,0	170,8	177,4	-3,7
38	T_{18}	199,0	199,9	-0,5	192,6	193,4	-0,4	185,8	187,8	-1,1
39	\dot{m}_{19}	233,5	241,6	-3,4	200,5	206,7	-3,0	170,8	177,4	-3,7
40	T_{19}	236,2	237,2	-0,4	228,6	229,4	-0,3	220,5	222,1	-0,7
41	\dot{m}_{20}	19,7	20,4	-3,4	15,9	16,5	-3,6	12,9	13,4	-3,7
42	T_{20}	305,4	309,5	-1,3	301,4	300,6	0,3	291,1	293,3	-0,8
43	p_{20}	3265	3302	-1,1	2816	2813	0,1	2409	2447	-1,6

Tabela 7.3 (cd.)

44	\dot{m}_{21}	9,1	9,5	-4,2	7,7	8,0	-3,8	6,1	6,8	-10,3
45	T_{21}	425,5	426,2	-0,2	412,0	411,9	0,0	418,2	417,2	0,2
46	p_{21}	1588	1602	-0,9	1371	1369	0,1	1176	1191	-1,3
47	$\dot{m}_{22+} \dot{m}_{23}$ + \dot{m}_{47}	20,6	19,2	7,3	17,6	15,5	13,5	14,5	13,3	9,0
48	T_{22}	335,3	336,0	-0,2	323,4	323,0	0,1	329,4	329,0	0,1
49	p_{22}	815	827	-1,5	705	707	-0,3	607	614	-1,1
50	\dot{m}_{24}	7,0	7,9	-11,4	5,9	6,4	-7,8	4,8	5,3	-9,4
51	T_{24}	257,7	257,4	0,1	247,3	247,0	0,1	252,8	252,5	0,1
52	p_{24}	428	435	-1,6	371	375	-1,1	320	327	-2,1
53	\dot{m}_{25}	11,5	13,0	-11,5	9,8	11,0	-10,9	8,1	9,3	-12,9
54	T_{25}	200,9	202,3	-0,7	191,6	194,5	-1,5	196,9	200,1	-1,6
55	p_{25}	244	250	-2,4	212	217	-2,3	183	190	-3,7
56	\dot{m}_{27}	5,8	6,0	-3,3	4,9	5,1	-3,9	3,9	4,2	-7,1
57	T_{27}	95,0	88,3	7,6	87,4	84,5	3,4	92,2	80,8	14,1
58	p_{27}	69,9	74,0	-5,5	60,6	64,9	-6,6	52,7	59,4	-11,3
59	$\dot{m}_{29+} \dot{m}_{57}$	6,3	6,2	1,6	6,0	5,7	5,3	4,6	4,3	5,8
60	p_{29}	27,8	28,1	-1,1	23,8	24,2	-1,7	21,0	22,3	-5,8
61	T_{w2KQ1}	38,1	38,7	-1,6	33,0	33,3	-0,9	33,8	34,0	-0,6

Jak wynika z zamieszczonych w tabelach danych, wyniki obliczeń uzyskanych za pomocą opracowanego modelu wykazują dobrą zgodność z wynikami z pomiarów dla całkowitej kondensacyjnej pracy bloku [107, 108]. Dla większości parametrów wartość błędu względnego nie przekracza 5%, a np. dla mocy elektrycznej, która jest najważniejszym parametrem wejściowym do obliczeń ekonomicznych jest niższa od 1,5%. Największe różnice względne wykazują wartości przepływu pary z upustów A1, A2, A3, A4 oraz A5 turbiny, co oprócz przyjętych uproszczeń spowodowane może być również tym, że wielkości te są niewielkie w porównaniu z przepływami kondensatu, z którymi występują w bilansach.

8. Termodynamiczna analiza pracy bloku o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym

Analizując termodynamiczną efektywność modernizacji bloku 370 MW do dwupaliwowego, równoległego układu gazowo-parowego (rys. 5.1) rozpatrzono pełny zakres mocy produkowanych turbozespołów gazowych: $N_{el,zn}^{TG} \in (0; 350 \text{ MW})$ [58]. Analizie poddano ponadto układ z kotłami odzyskowymi jedno-, dwu- i trójciśnieniowymi z zabudowanymi w nich dodatkowo powierzchniami do regeneracji niskoprężnej. Powierzchnie te umieszczone są w końcowej strefie kotłów w zakresie niskich temperatur spalin, co pozwala na dodatkowe wykorzystanie ich niskotemperaturowej entalpii i zwiększenie tym samym sprawności energetycznej, i egzergetycznej układu (rozdział 4.3.2).

8.1. Wyniki obliczeń

Do obliczeń przyjęto wartości znamionowej temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej równą $t_{wyl,zn}^{TG} = 565^\circ\text{C}$ oraz temperatury spalin wylotowych z kotła odzyskowego $t_{wyl}^{KO} = 90^\circ\text{C}$. W obliczeniach termodynamicznych założono ponadto, że strumień pary świeżej doprowadzanej do turbiny parowej ma stałą wartość równą $\dot{m}_1 = 319 \text{ kg/s}$ i niezależną od temperatury otoczenia. Jest to wartość produkcji pary w kotle przed modernizacją bloku. Po modernizacji strumień ten jest sumą produkowanych par świeżych w istniejącym kotle węglowym i w kotle odzyskowym (rys. 5.1, rys. 8.7, 8.8), co ze względów termodynamicznych jest korzystne. W im większym bowiem stopniu kocioł odzyskowy „odciąży” kocioł węglowy (ograniczeniem jest techniczne minimum kotła węglowego) będący największym źródłem strat egzergii w układzie, tym większa będzie sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku [8].

W obliczeniach ponadto zmieniano wartość znamionowej sprawności wytwarzania energii elektrycznej w turbozespołe gazowym zgodnie z równaniem:

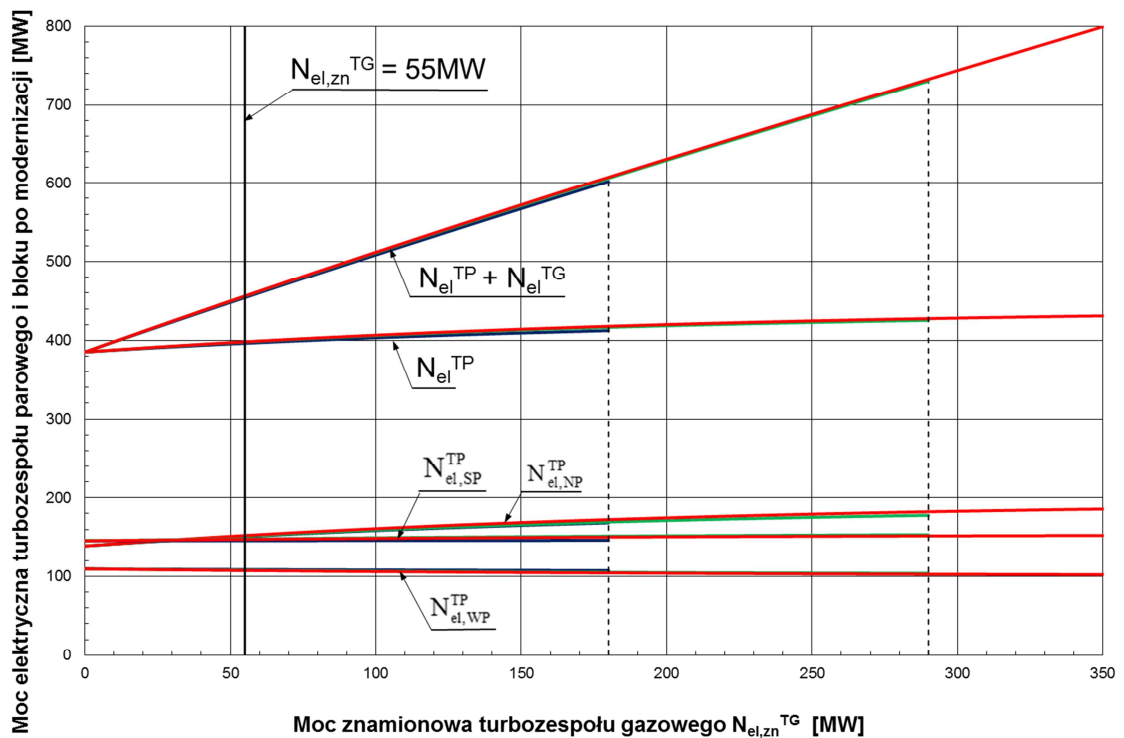
$$\eta_{TG,zn} = 0,2565 + 0,0004 N_{el,zn}^{TG}, \quad (8.1)$$

w którym znamionowana moc turbozespołu gazowego $N_{el,zn}^{TG}$ wyrażona jest w megawatach.

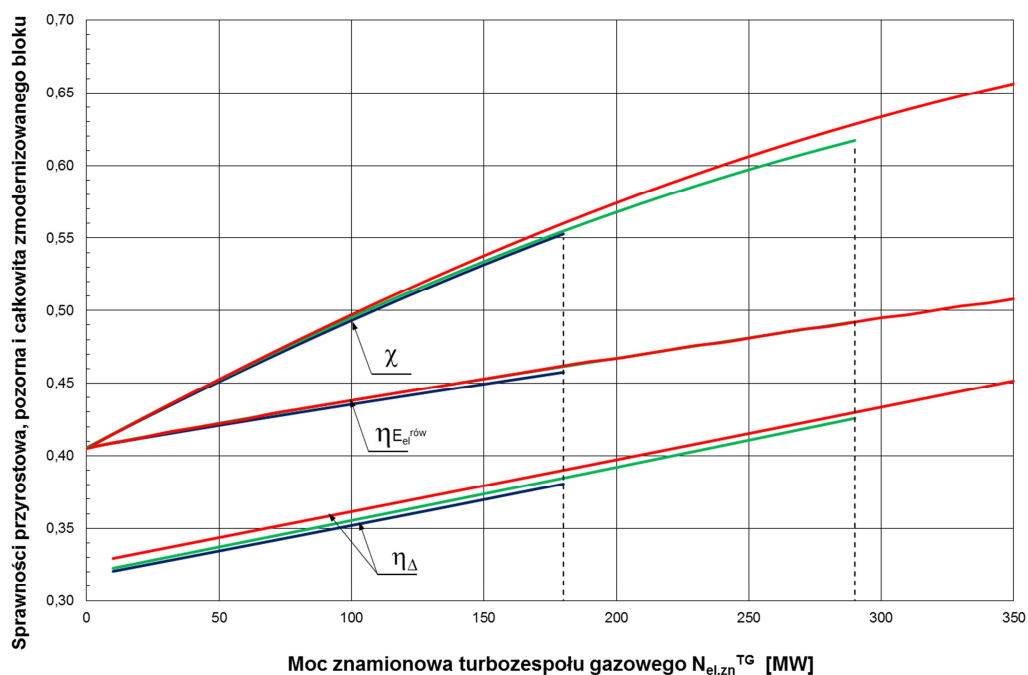
8.1.1. Praca układu z kotłem odzyskowym jedno-, dwu- i trójciśnieniowym

Wyniki wielowariantowych termodynamicznych obliczeń przedstawiono na rysunkach 8.1–8.15. Kolorem granatowym zaznaczono wyniki uzyskane w układzie z kotłem odzyskowym jednociśnieniowym, kolorem zielonym z kotłem dwuciśnieniowym i kolorem czerwonym z kotłem trójciśnieniowym.

W wyniku modernizacji bloku przez nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym następuje przyrost mocy turbozespołu parowego o wartości przedstawione na rysunku 8.1. Następuje jednocześnie wzrost całkowitej mocy bloku oraz istotny wzrost jego sprawności energetycznej – rys. 8.1, 8.2.



Rys. 8.1. Moc elektryczna turbozespołu parowego i moc całkowita bloku po jego modernizacji w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego



Rys. 8.2. Sprawności energetyczne zmodernizowanego bloku w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego

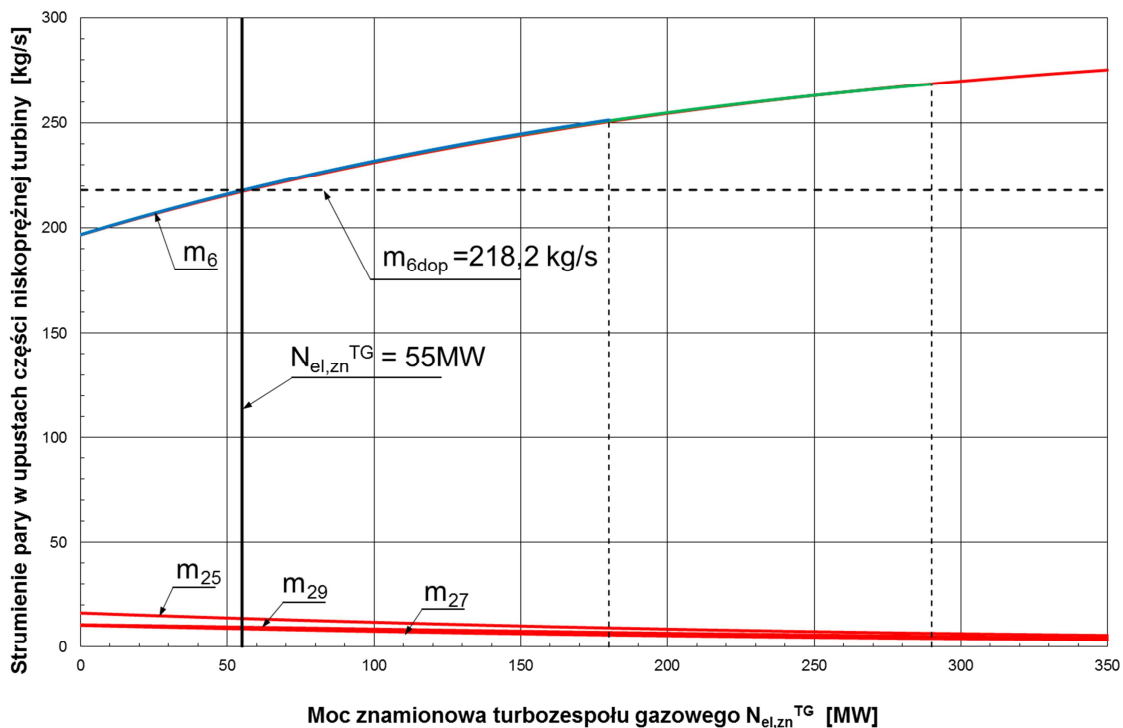
Przyrost mocy turbozespołu parowego jest wynikiem przyrostu wyłącznie mocy jego części niskoprężnej na skutek zwiększonego przepływu przez nią strumienia pary. Moce części wysoko- i średnioprężnej w znikomym stopniu ulegają zmianie – rys. 8.1. Konieczne są zatem nowe, o zwiększonej przepustowości, część niskoprężna turbiny parowej i skraplacz oraz nowy generator elektryczny o zwiększonej mocy, co należy uwzględnić w nakładach inwestycyjnych na modernizację bloku.

Zwiększony przepływ pary przez część niskoprężną turbiny parowej i skraplacz jest wynikiem zmniejszonego poboru upustowej pary do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 (rys. 8.3–8.4) w wyniku częściowego zastąpienia jej regeneracją w kotle odzyskowym oraz dzięki zmniejszonemu przepływowi do nich skroplin ze skraplacza KQ1 (rys. 8.5). Ten mniejszy przepływ jest następstwem wspomnianej regeneracji w kotle odzyskowym (rys. 5.1). Również produkcja pary średnio- i niskociśnieniowej w kotle odzyskowym przyczynia się do wzrostu mocy turbozespołu parowego – rys. 8.8.

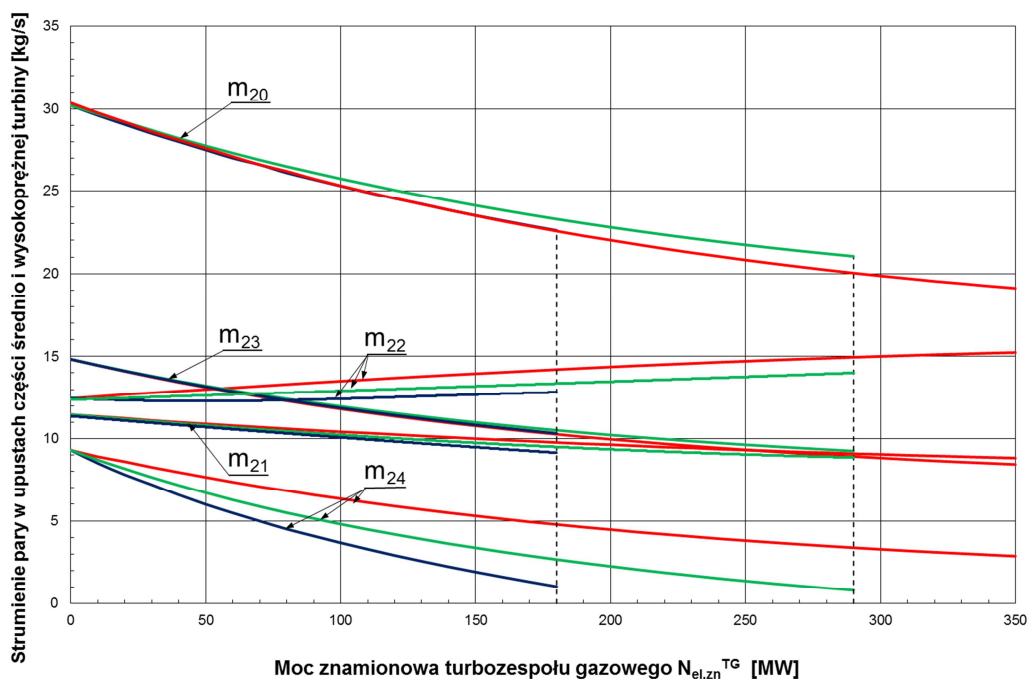
W przypadku nadbudowy bloku 370 MW turbozespołem gazowym o mocy $N_{el,zn}^{TG} = 350$ MW i kotłem odzyskowym trójciśnieniowym (rys. 5.1), całkowita moc zmodernizowanego bloku wynosi aż 800 MW (rys. 8.1). W przypadku kotła dwuciśnieniowego, maksymalną, uzasadnioną termodynamicznie mocą turbozespołu

gazowego jest moc $N_{el,zn}^{TG} = 290$ MW, a w przypadku kotła jednociśnieniowego moc $N_{el,zn}^{TG} = 180$ MW. Dla tych mocy bowiem cały strumień skroplin ze skraplacza KQ1 jest doprowadzany do wymiennika regeneracyjnego odpowiednio w kotle dwu- i jednociśnieniowym. Dalsze zwiększanie zatem mocy turbiny gazowej powyżej 350, 290 i 180 MW kolejno w przypadku kotła trój-, dwu- i jednociśnieniowego zwiększałoby temperaturę spalin wylotowych z kotłów powyżej założonej $t_{wyl}^{KO} = 90^{\circ}\text{C}$ (rys. 5.1), a więc malałaby sprawność energetyczna i egzergetyczna zmodernizowanego bloku. Należy w tym miejscu przypomnieć, że zazwyczaj, gdy maleje sprawność egzergetyczna procesu energetycznego, to jednocześnie maleje jego efektywność ekonomiczna (rozdział 9.1.1) [5–8, 116].

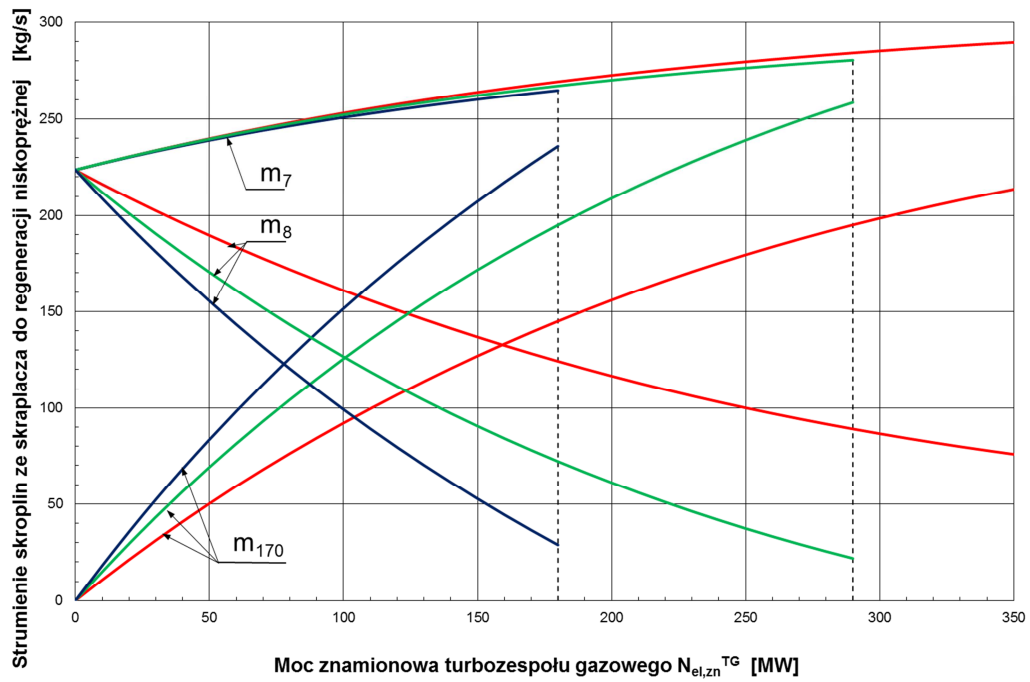
Jeśli moc turbozespołu gazowego nie przekracza wartości 55 MW, to wówczas strumień pary do skraplacza \dot{m}_6 (rys. 8.3) nie przekracza wartości dopuszczalnej równej 218,2 kg/s (rozdział 4.3.1) i nie wymagają więc wymiany na nowe o zwiększonej przepustowości część niskoprężna turbiny parowej NP i skraplacz KQ1 oraz niepotrzebny jest nowy generator elektryczny (rys. 5.1). Jak wynika z przeprowadzonych wielowariantowych obliczeń, to maksymalny dopuszczalny strumień pary \dot{m}_6 do skraplacza jest „najmocniejszym” ograniczeniem rozstrzygającym o tym, czy wymagana jest wymiana części niskoprężnej turbiny parowej, skraplacza i generatora elektrycznym do modernizowanego bloku. Takim ograniczeniem, co wykazały obliczenia, nie są ciśnienia w upustach, gdyż nie przekraczają one swoich dopuszczalnych maksymalnych wartości (rozdział 4.3.1) – rys. 8.13, 8.14.



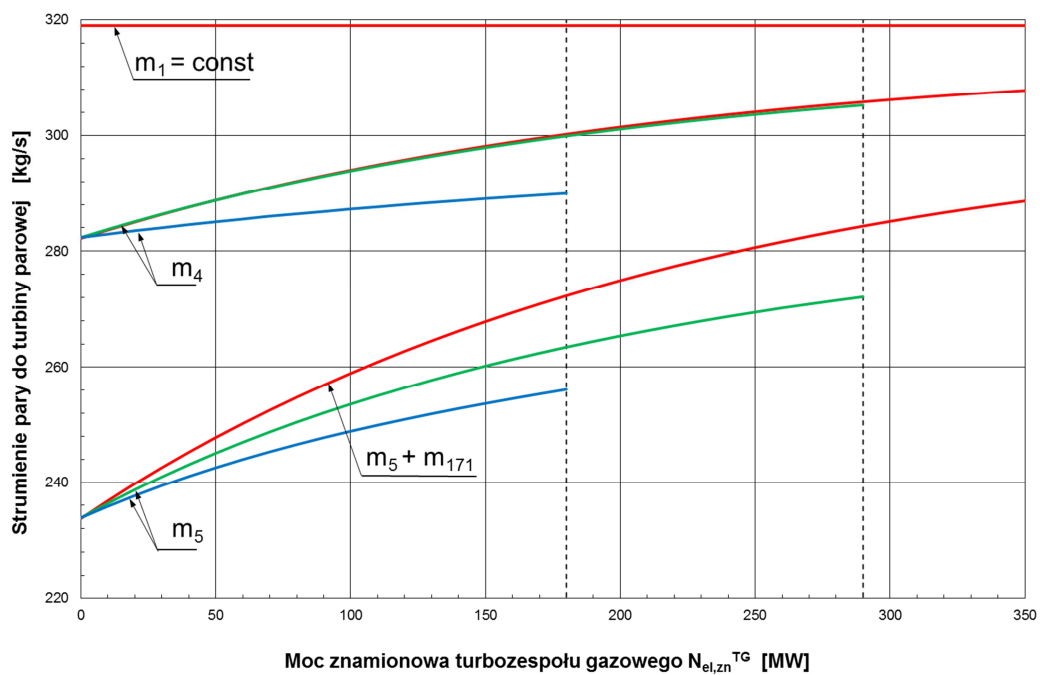
Rys. 8.3. Strumienie pary upustowej do skraplacza do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3 oraz pary w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego



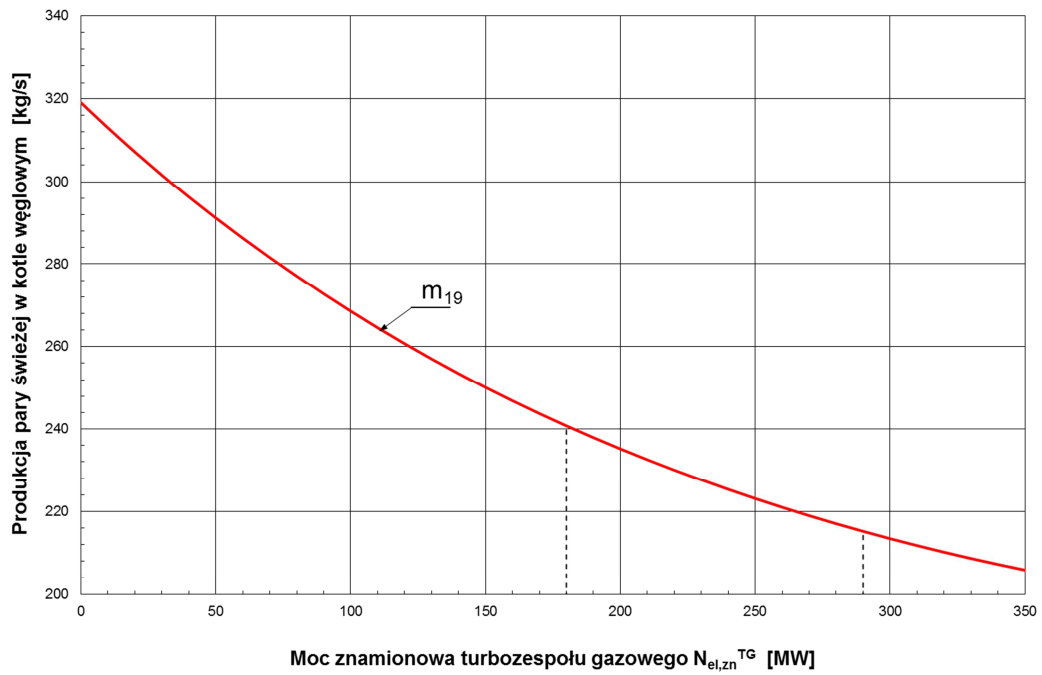
Rys. 8.4. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW3/4, XW1/2, odgazowyczacza i turbiny pomocniczej oraz do wymiennika regeneracji niskoprężnej XN4 w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego



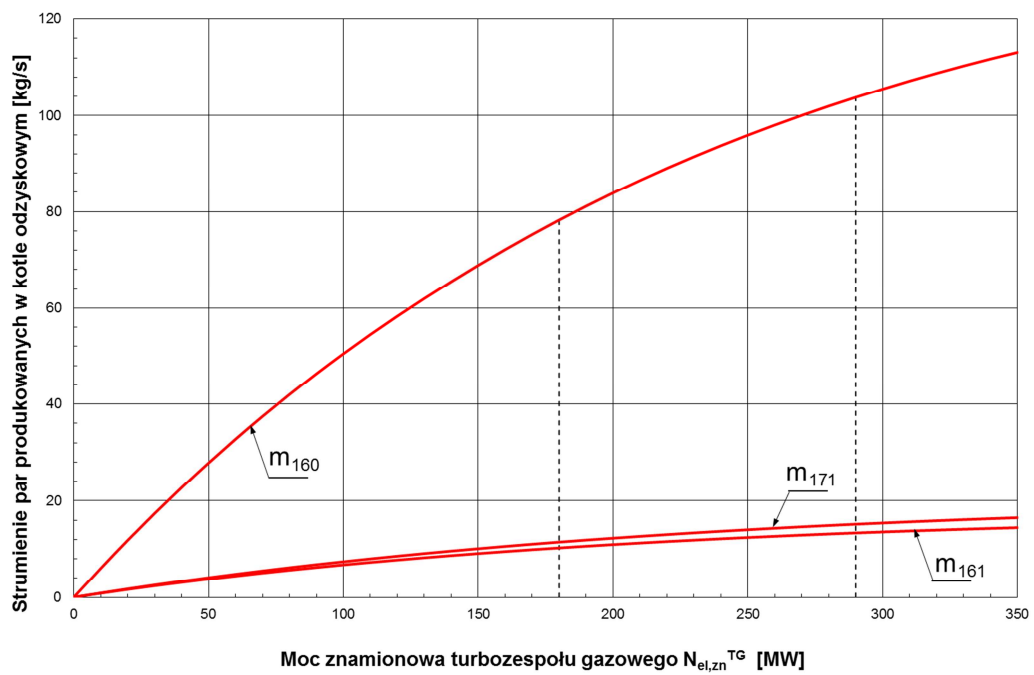
Rys. 8.5. Strumienie skroplin wylotowych ze skraplacza KQ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 i wymiennika regeneracyjnego w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego



Rys. 8.6. Strumienie pary doprowadzanej do turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego



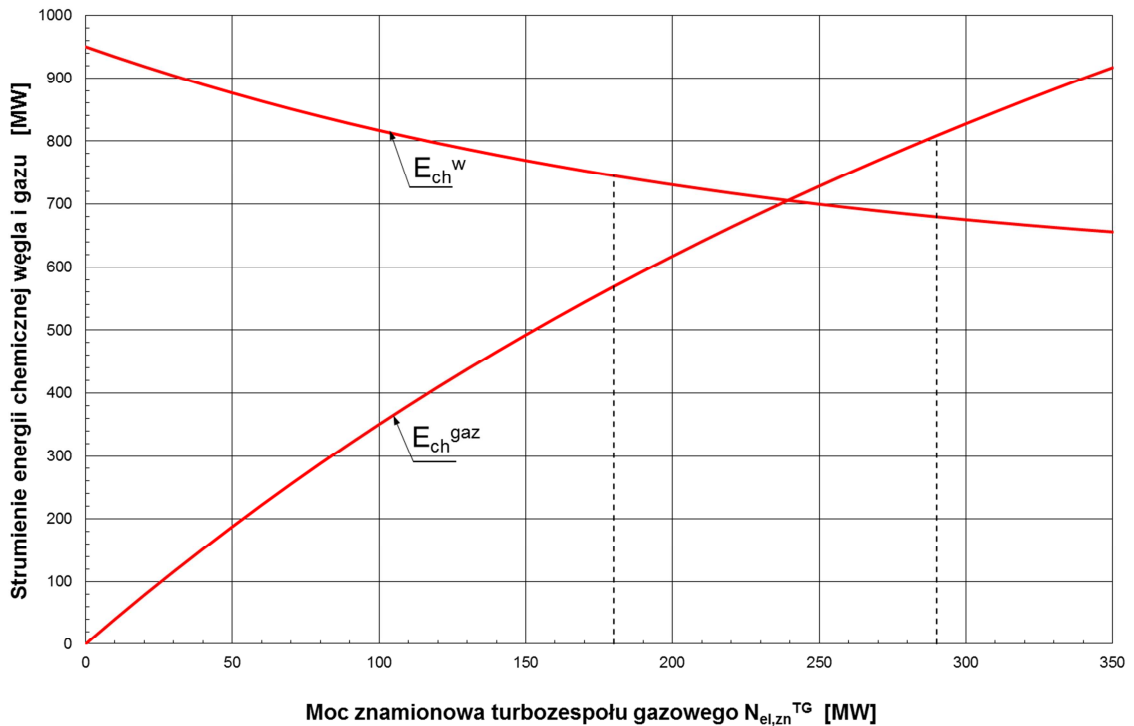
Rys. 8.7. Strumień pary świeżej produkowanej w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego



Rys. 8.8. Strumienie pary świeżej, wtórnie przegrzanej i niskociśnieniowej produkowane w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego

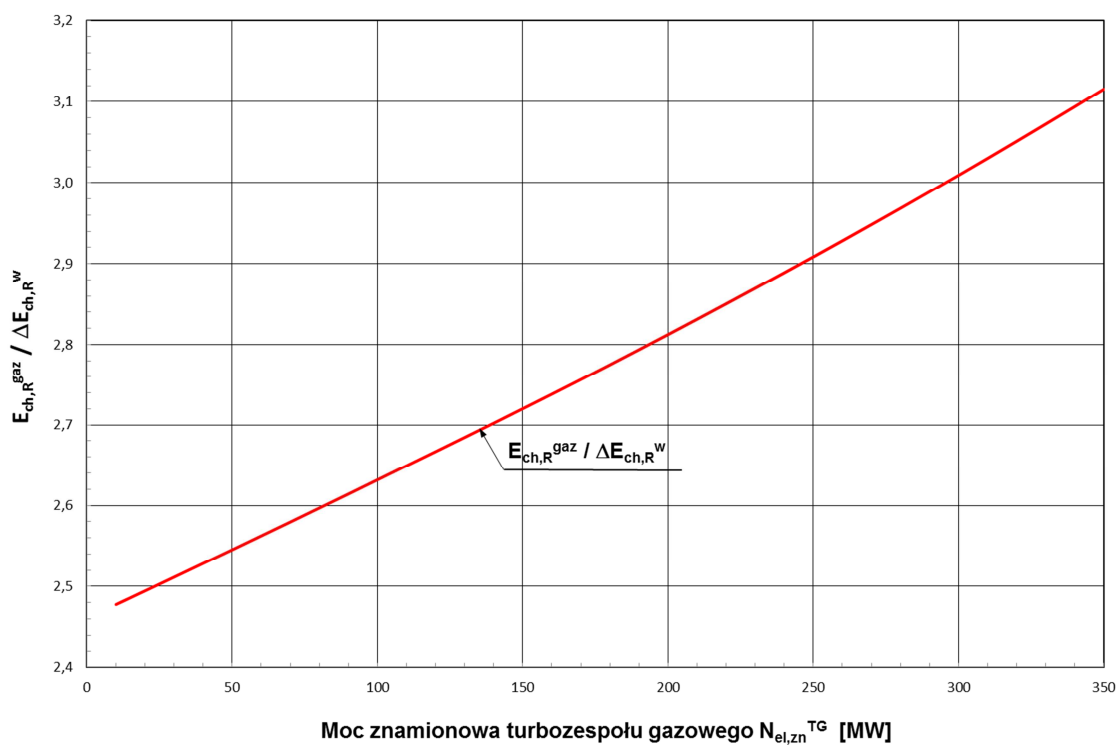
Na rysunkach 8.9–8.11 przedstawiono zużycie energii chemicznej gazu i węgla w zmodernizowanym bloku. Zmniejszenie zużycia węgla ma istotne znaczenie, gdyż

znacząco zmniejsza straty egzergii w kotle i tym samym istotnie zwiększa sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku (rozdział 4.3.1).

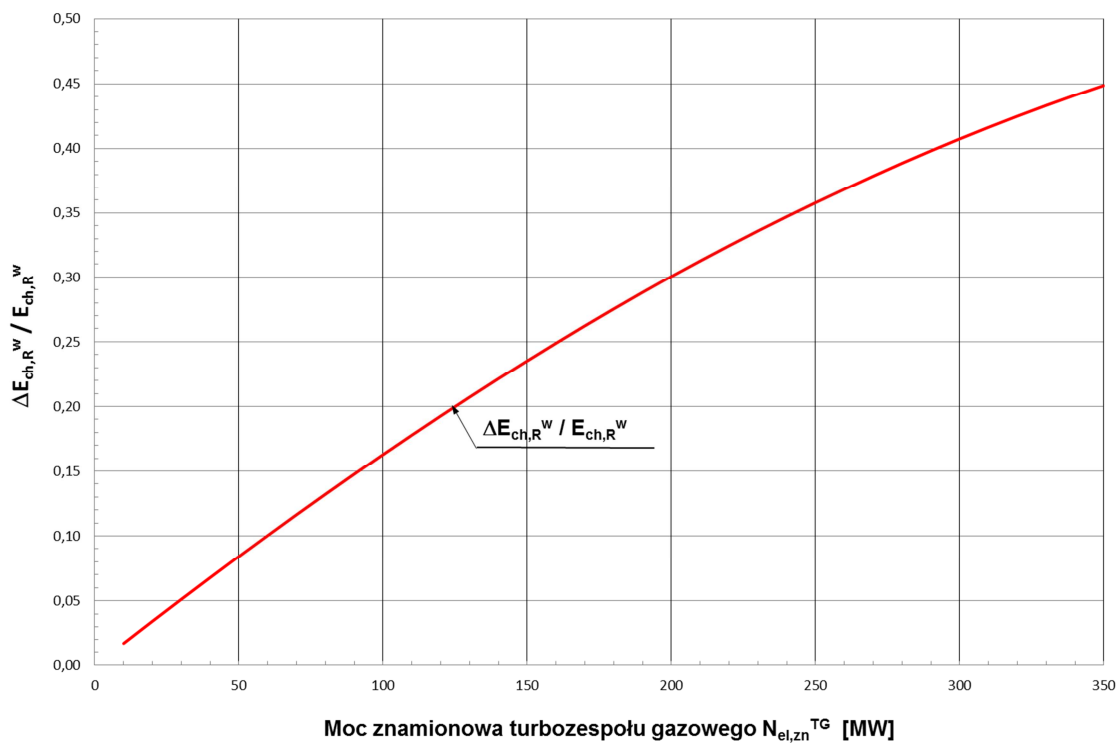


Rys. 8.9. Strumienie energii chemicznej gazu spalanego w turbinie gazowej i spalanego węgla w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (strumień energii chemicznej gazu nie zależy od struktury kotła odzyskowego)

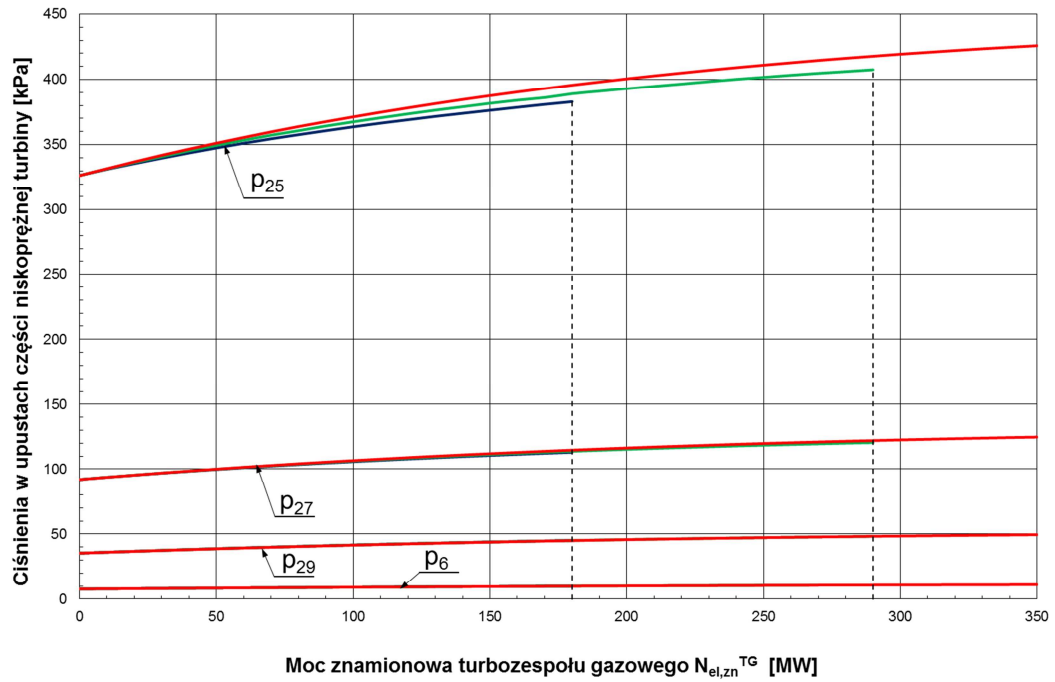
Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w turbinie do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym przedstawiono na rys. 8.10. Zmniejszenie to wynika ze zmniejszonej produkcji pary świeżej w kotle. Na rysunku 8.11 przedstawiono stosunek rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku do rocznego zużycia przed modernizacją.



Rys. 8.10. Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w turbinie do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego

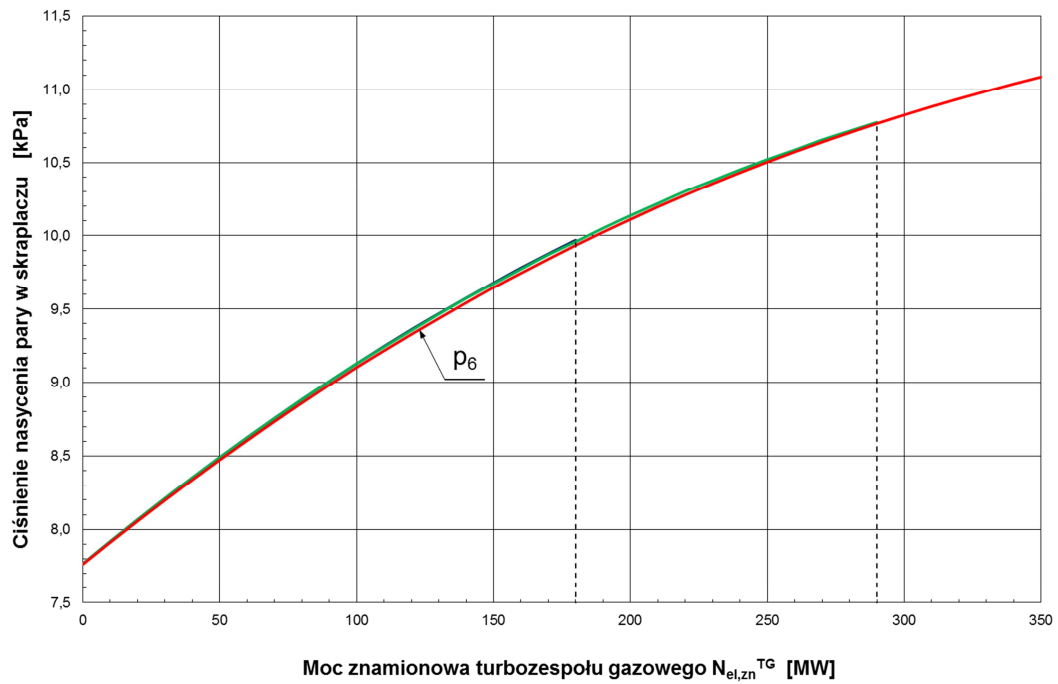


Rys. 8.11. Stosunek rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku do rocznego zużycia przed modernizacją w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego

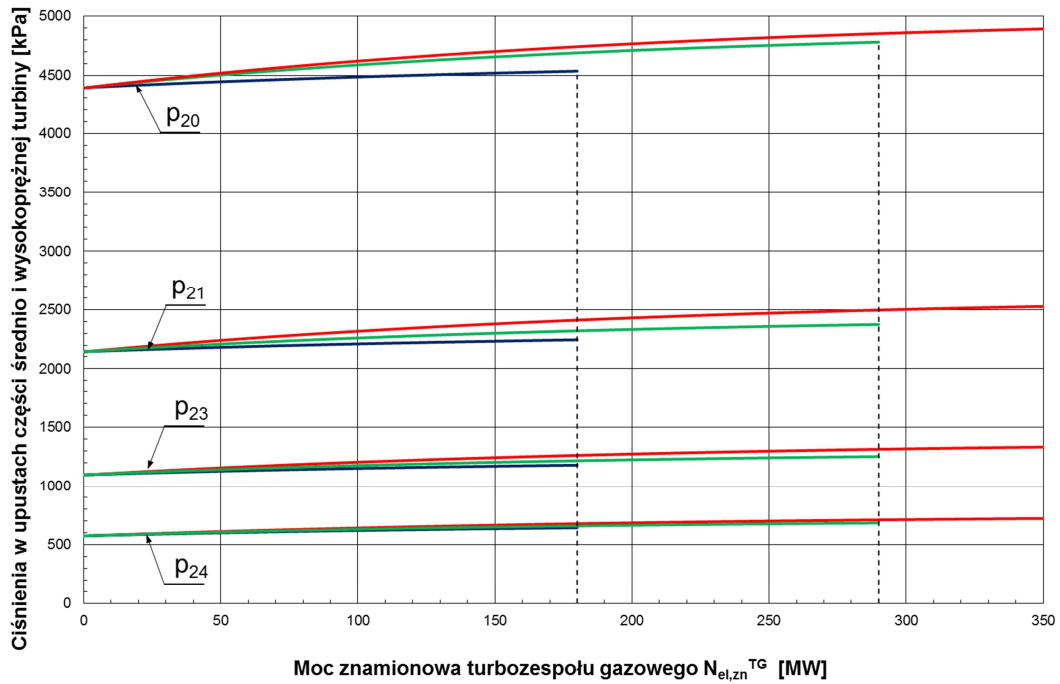


Rys. 8.12. Ciśnienia w upustach części niskoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego

Na rysunku 8.13 pokazano jeszcze raz, w większej skali, średnioroczne ciśnienie nasycenia p_6 w skraplaczu KQ1.

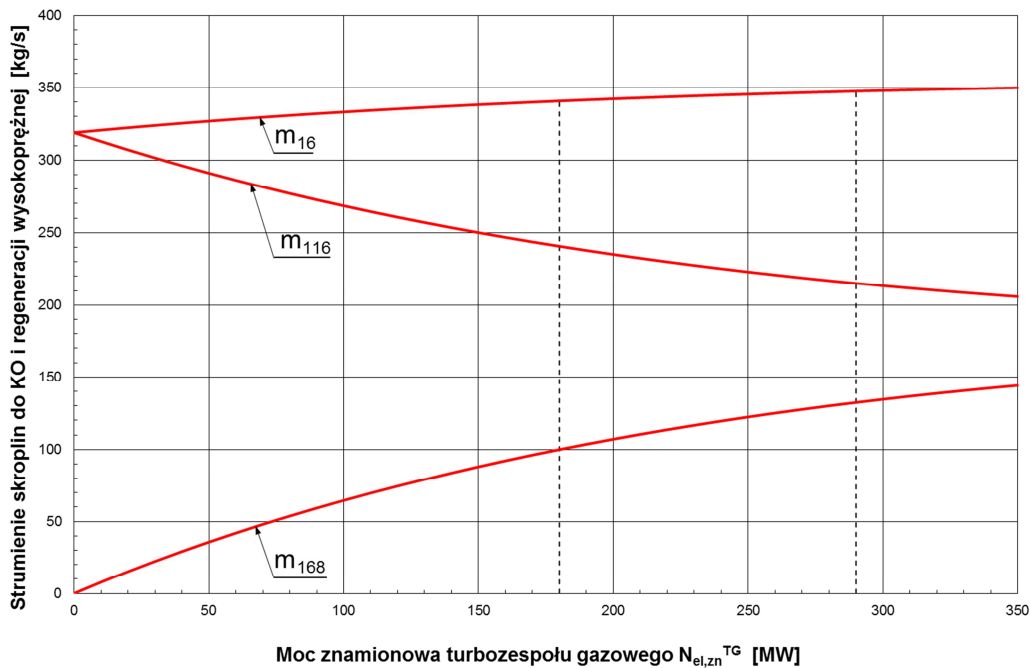


Rys. 8.13. Średnioroczne ciśnienie nasycenia w skraplaczu w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego



Rys. 8.14. Ciśnienia w upustach części średnio- i wysokoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego

Na rysunku 8.15 przedstawiono zmianę strumienia skroplin wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego.



Rys. 8.15. Strumienie skroplin wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego

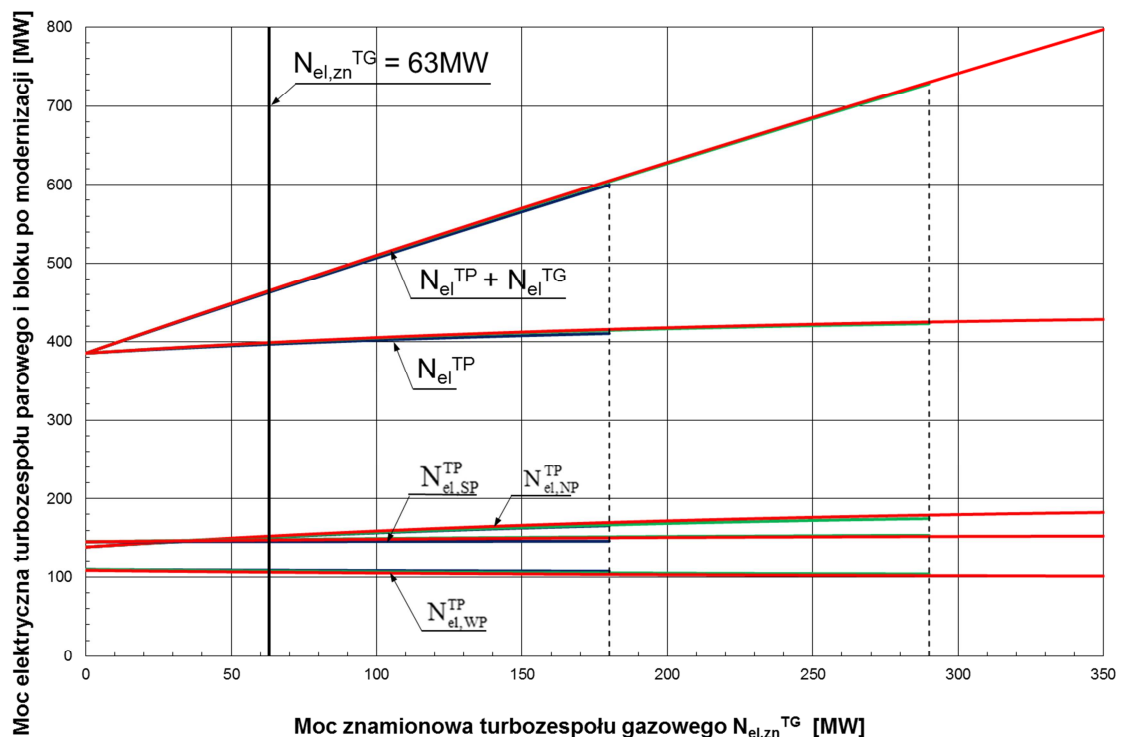
8.2. Podwyższona temperatura spalin wylotowych z kotła odzyskowego

W celu znalezienia odpowiedzi na pytanie, jak duży wpływ na efektywność ekonomiczną modernizacji ma wysokość temperatury $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}$ spalin wylotowych z kotła odzyskowego do otoczenia, wykonano ponownie cały cykl obliczeń przy wartości tej temperatury równej 110°C . Podwyższenie temperatury zwiększa stratę zewnętrzną egzergii w układzie (rozdział 4.3.2), i na ogół obniża [5–8, 116] efektywność ekonomiczną modernizacji. Dlatego celowe było wykonanie takich obliczeń.

8.2.1. Wyniki obliczeń

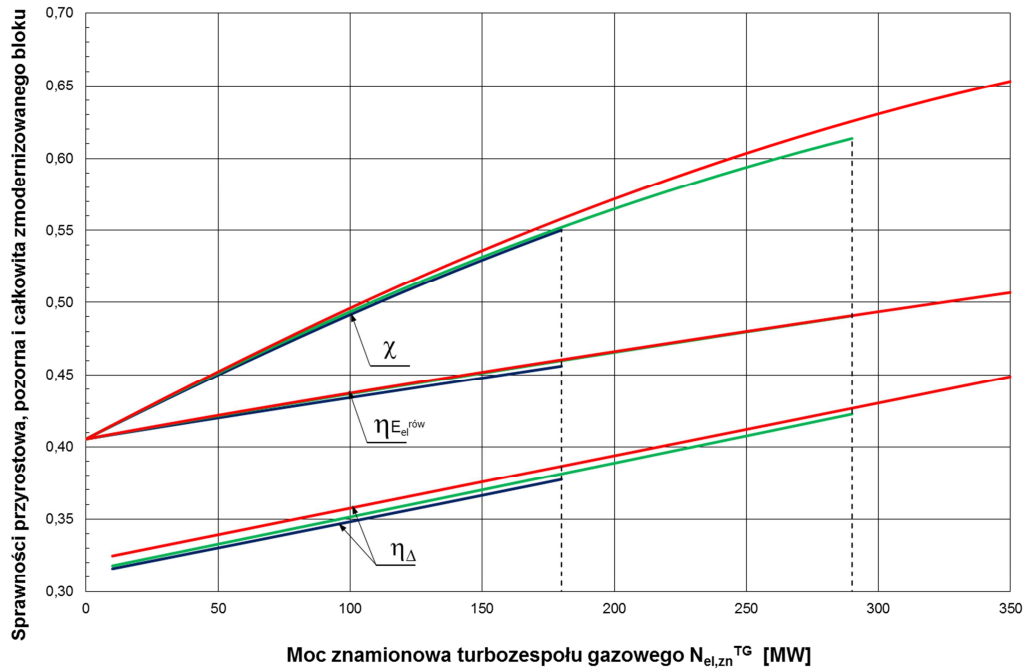
8.2.1.1. Praca układu z kotłem odzyskowym jedno-, dwu- i trójciśnieniowym

Wyniki termodynamicznych obliczeń modernizacji bloku dla temperatury $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}}$ równej 110°C przedstawiono na rysunkach 8.16-8.29.

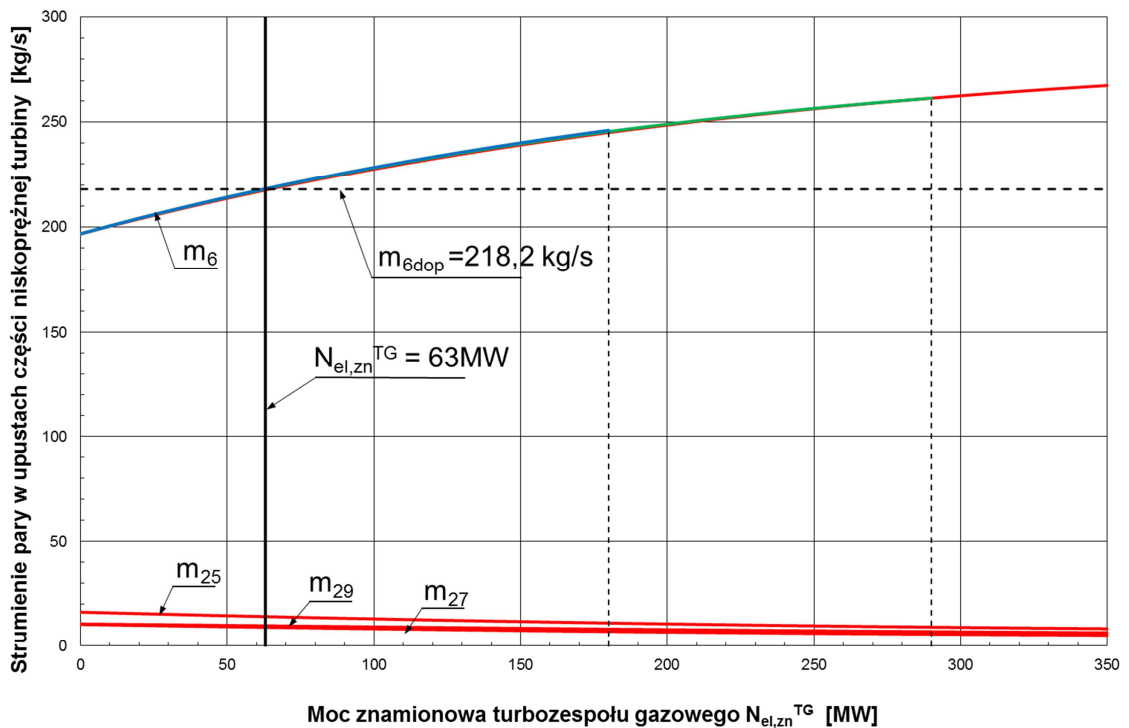


Rys. 8.16. Moc elektryczna turbozespołu parowego i moc całkowita bloku po jego modernizacji w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych

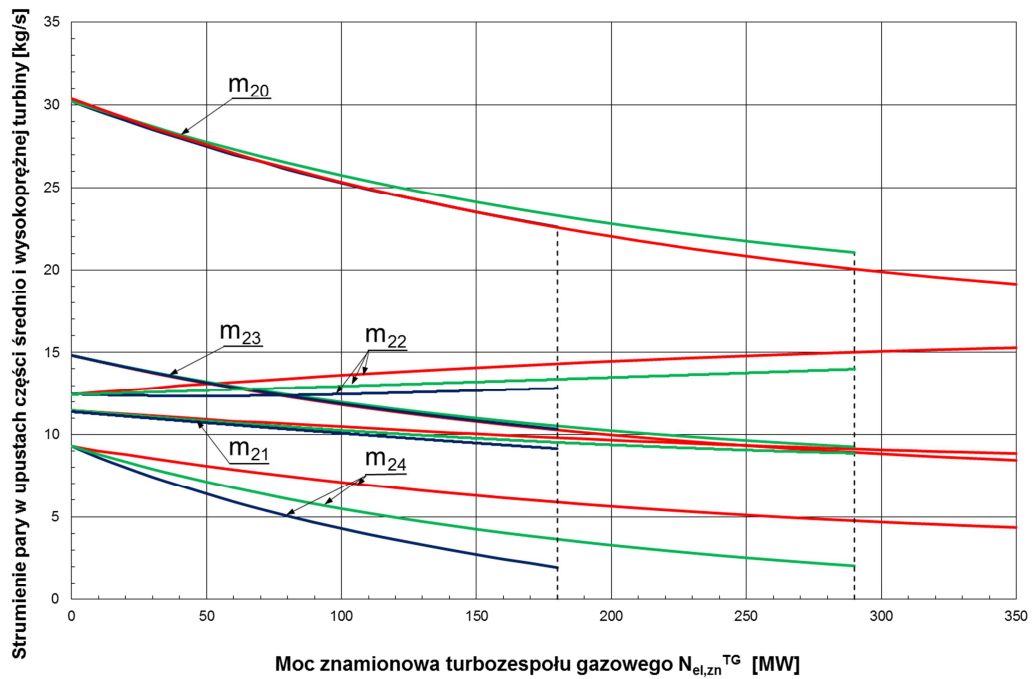
z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$



Rys. 8.17. Sprawności energetyczne zmodernizowanego bloku w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}C$

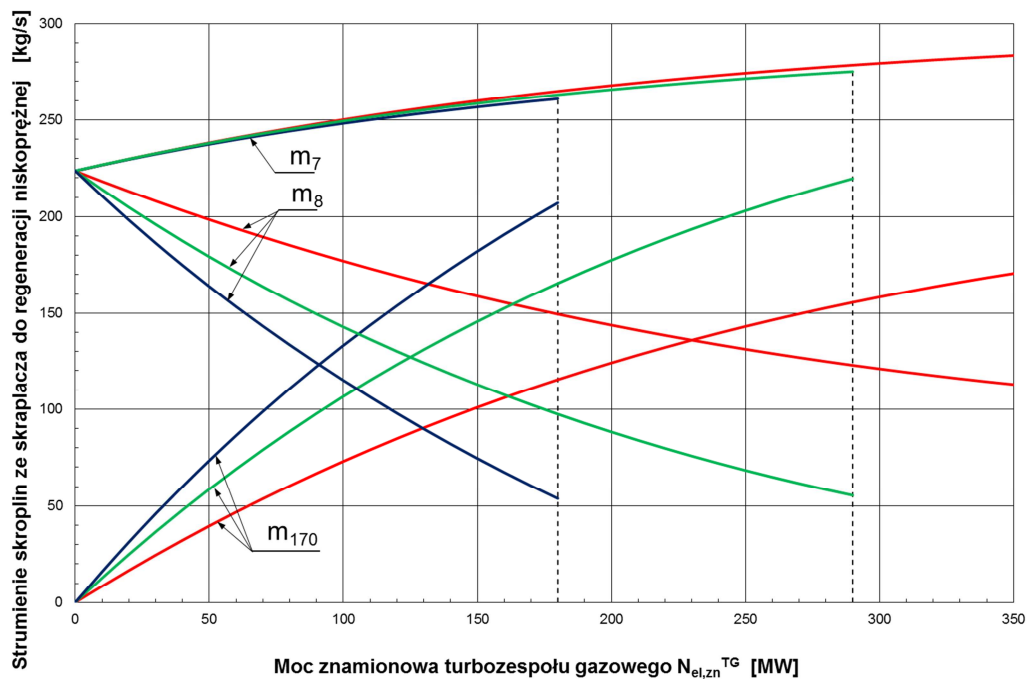


Rys. 8.18. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3 oraz pary do skraplacza w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}C$



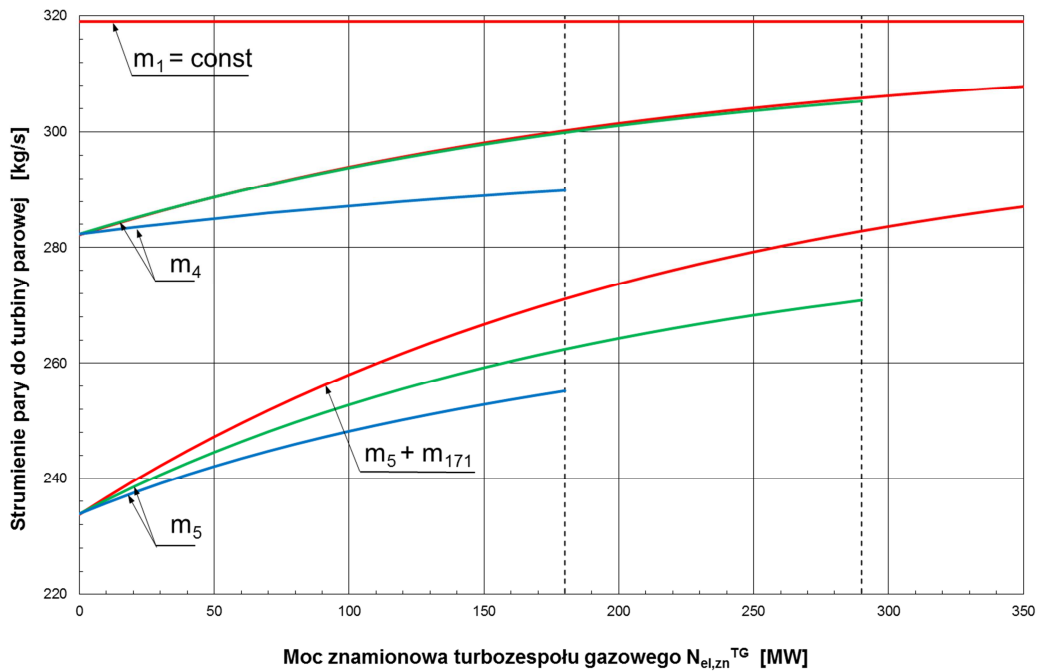
Rys. 8.19. Strumienie pary upustowej do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW3/4, XW1/2, odgazowiywacza i turbiny pomocniczej oraz do wymiennika regeneracji niskoprężnej XN4 w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych

z kotła $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}C$

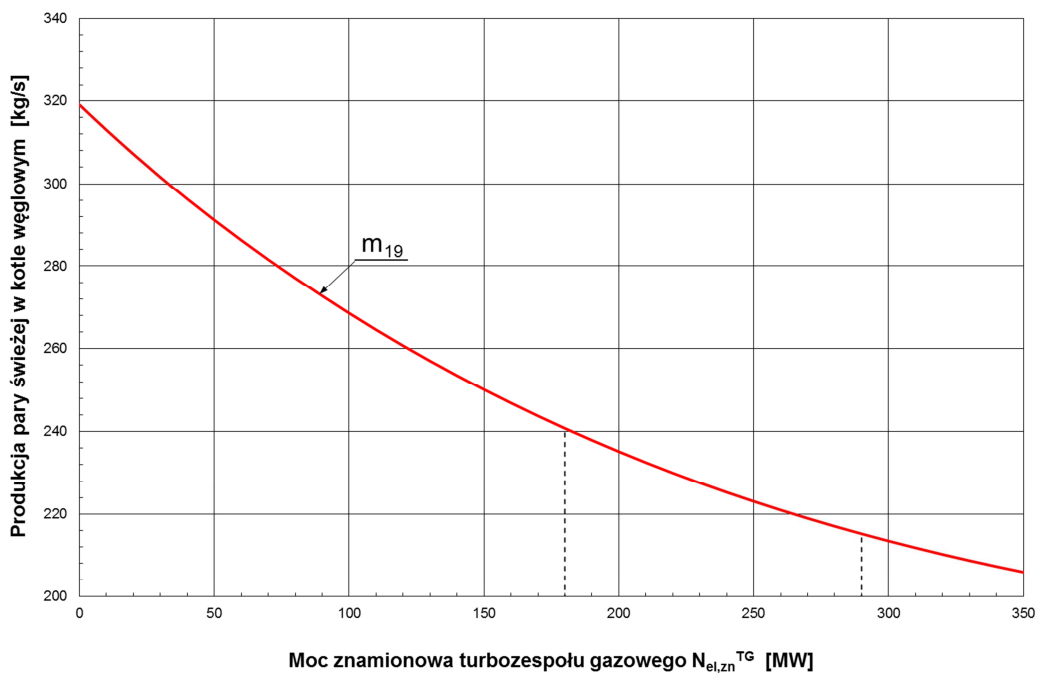


Rys. 8.20. Strumienie skroplin wylotowych ze skraplacza KQ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 i wymiennika regeneracyjnego w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbozespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych

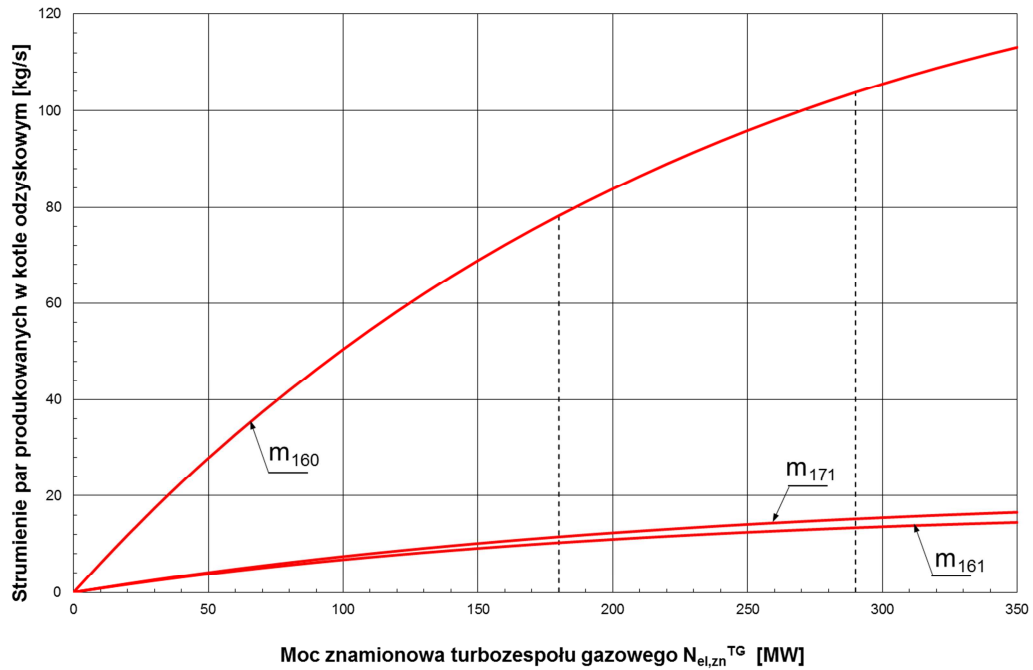
z kotła $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}C$



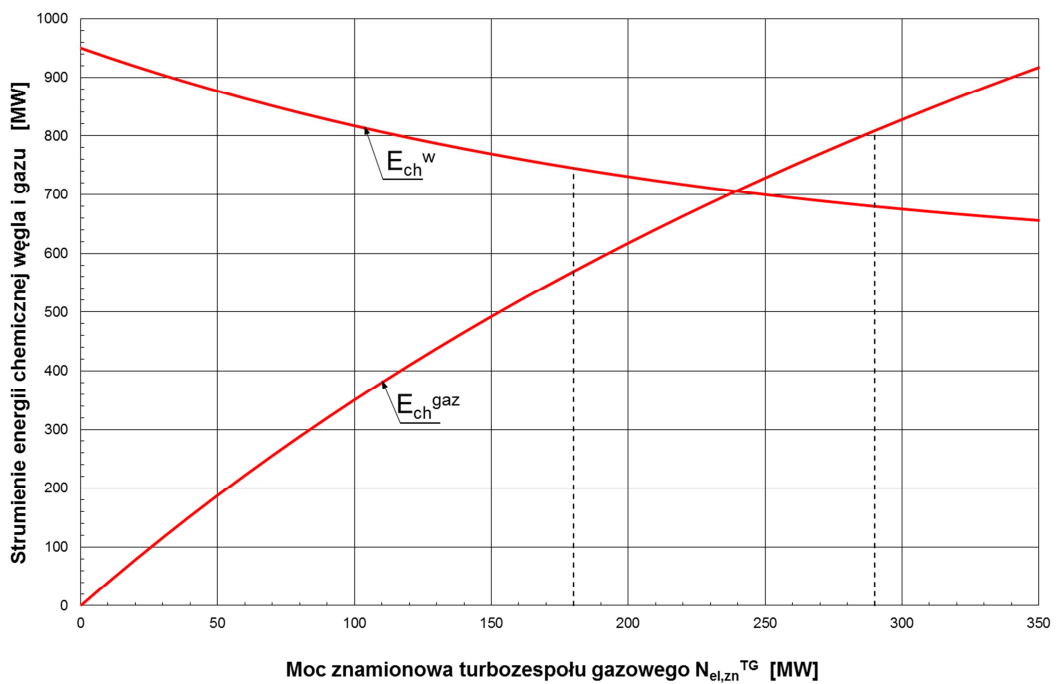
Rys. 8.21. Strumienie pary doprowadzanej do turbiny parowej w funkcji mocy turboszespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$



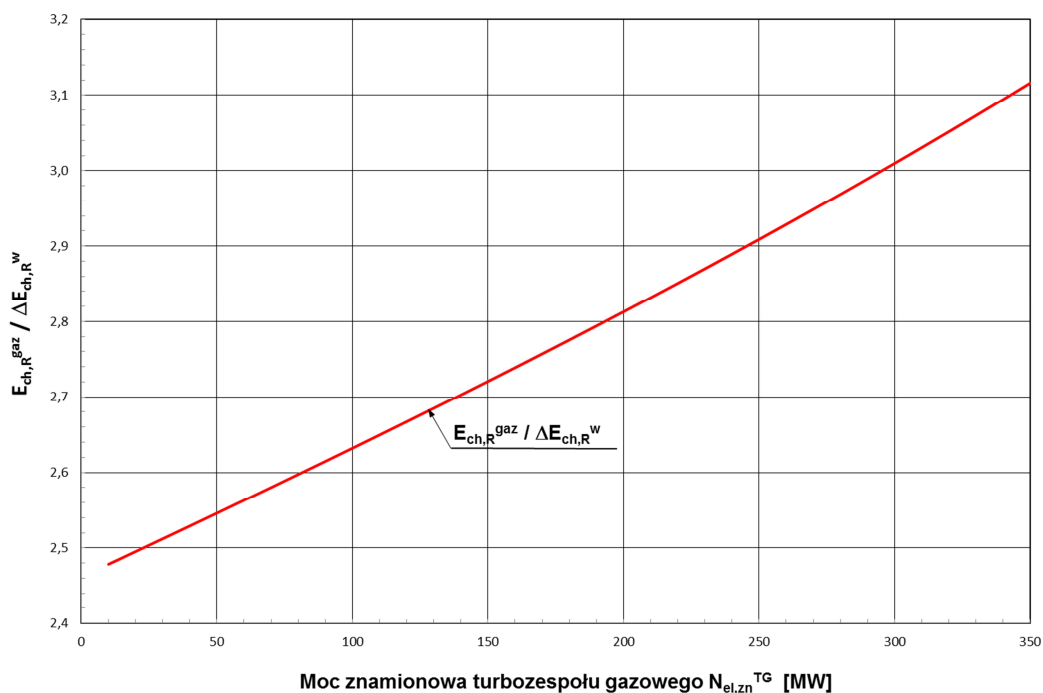
Rys. 8.22. Strumień pary świeżej produkowanej w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turboszespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$



Rys. 8.23. Strumienie pary świeżej, wtórnie przegrzanej i niskociśnieniowej produkowane w kotle odzyskowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}\text{C}$

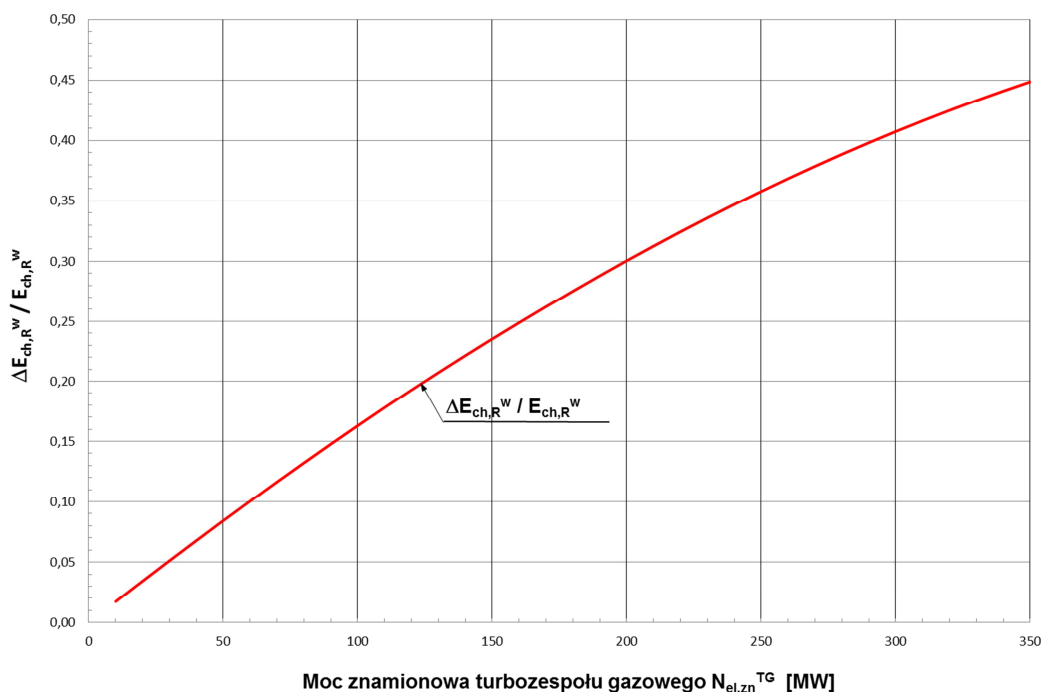


Rys. 8.24. Strumienie energii chemicznej gazu spalanego w turbinie gazowej i spalanego węgla w istniejącym kotle węglowym w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego (strumień energii chemicznej gazu nie zależy od struktury kotła odzyskowego) dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}\text{C}$

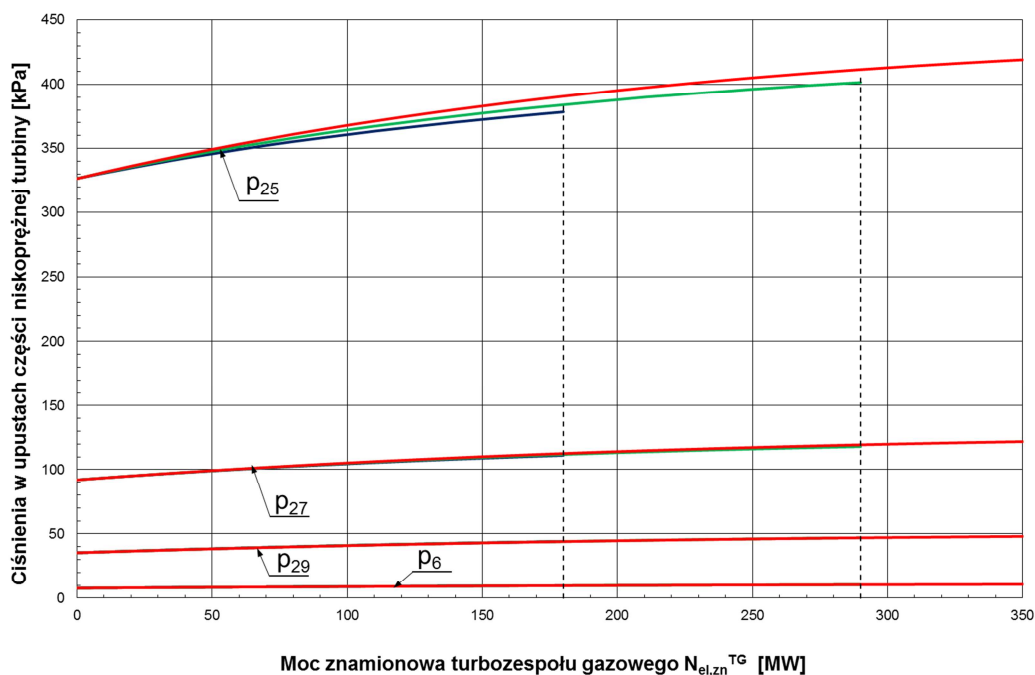


Rys. 8.25. Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w turbinie do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych

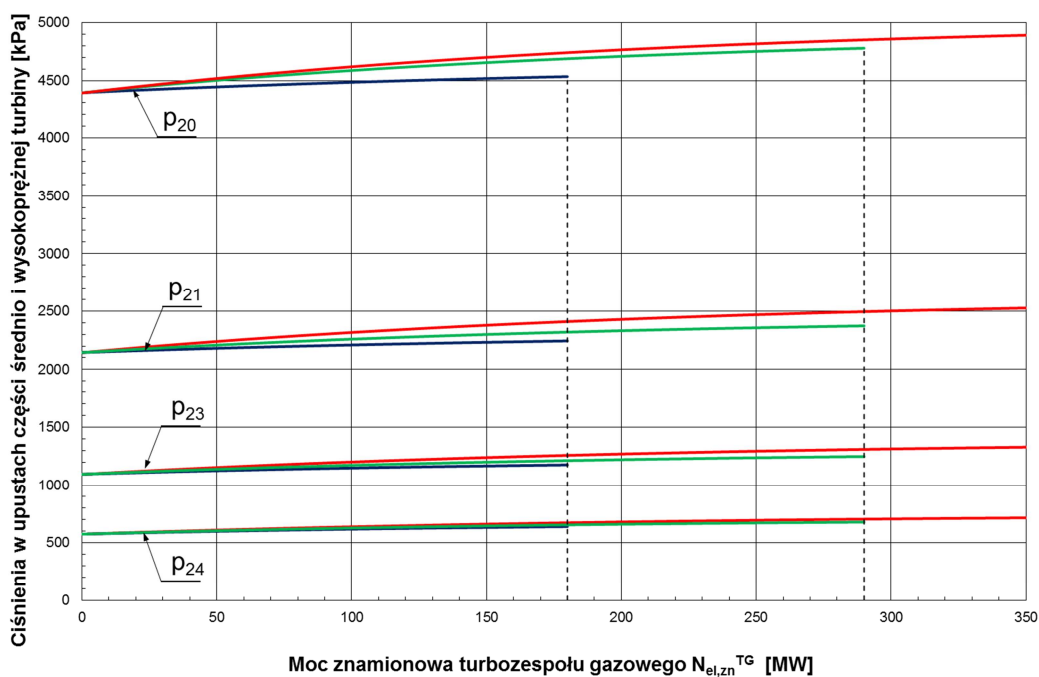
z kotła $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}C$



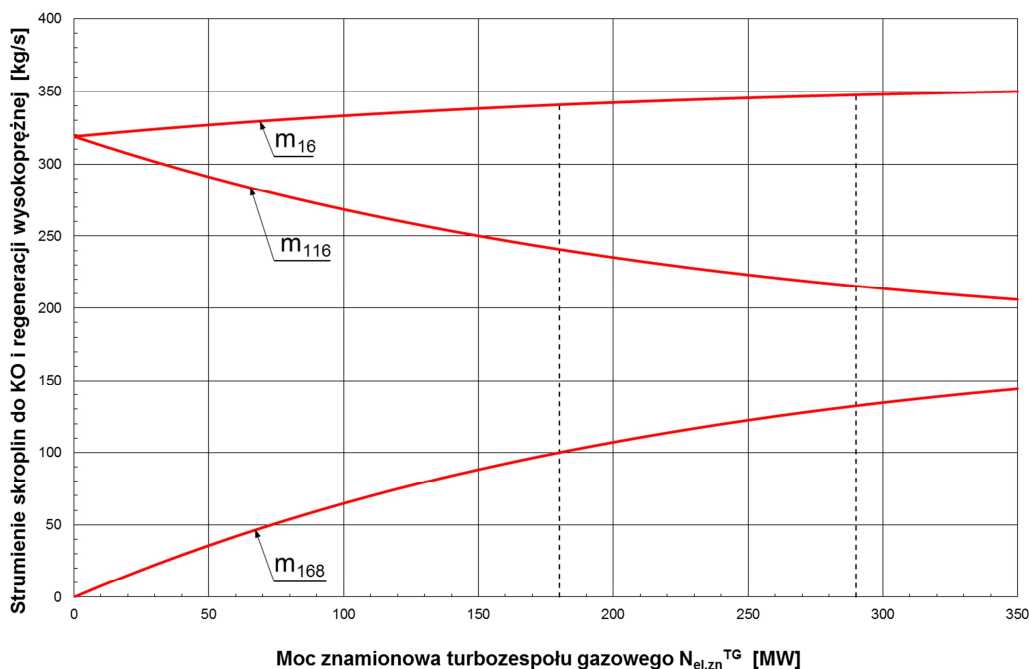
Rys. 8.26. Stosunek rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym w zmodernizowanym bloku do rocznego zużycia przed modernizacją w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}C$



Rys. 8.27. Ciśnienia w upustach części niskoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$



Rys. 8.28. Ciśnienia w upustach części średnio- i wysokoprężnej turbiny parowej w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych z kotła $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$



Rys. 8.29. Strumienie skroplin wylotowych ze zbiornika wody zasilającej ZZ1 i doprowadzanych do wymienników regeneracji wysokoprężnej XW1/2, XW3/4 i do kotła odzyskowego w funkcji mocy turbosespołu gazowego i struktury kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych

$$\text{z kotła } t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$$

Jak wynika z przedstawionych na wykresach 8.16–8.29 podwyższona temperatura spalin w kotle odzyskowym z 90 do 110°C w małym stopniu zmienia wyniki obliczeń. Nieznaczna zmiana strumieni upustowych do wymienników regeneracji wysoko- i niskoprężnej wywołana nieznacznie zmniejszonym strumieniem \dot{m}_{170} , w niewielkim stopniu zmienia ciśnienia w upustach (równanie Stodoli-Flügla (5.1)), i tym samym w nieznacznym stopniu zmienia wartości entalpii właściwych pary w upustach i w poszczególnych punktach układu. W konsekwencji nieznacznie zmieniają się równania bilansowe (5.2)–(5.78) i tym samym niewiele zmieniają się wartości wyników wielowariantowych termodynamicznych obliczeń.

Dla temperatury $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 110^{\circ}\text{C}$ zwiększa się moc turbosespołu gazowego do wartości $N_{el,zn}^{\text{TG}} = 63\text{MW}$ (rys. 8.16), dla której strumień pary do skraplacza \dot{m}_6 nie przekracza wartości dopuszczalnej równej 218,2 kg/s (rozdział 4.3.1, rys. 8.18), a zatem nie wymagają wymiany na nowe, o zwiększonej przepustowości, część niskoprężna turbiny parowej NP i skraplacz KQ1 oraz nie potrzebny jest nowy generator elektryczny (dla temperatury $t_{\text{wyl}}^{\text{KO}} = 90^{\circ}\text{C}$ moc ta wynosiła $N_{el,zn}^{\text{TG}} = 55\text{MW}$).

8.3. Podsumownie i wnioski

Jak wynika z przeprowadzonych obliczeń, efektywność termodynamiczna modernizacji jest bardzo duża – rys. 8.2. Jednocześnie moc bloku zwiększa się nawet ponad dwukrotnie – rys. 8.1. Całkowita sprawność wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku rośnie od wartości brutto 41% do wartości 51% przy nadbudowie bloku turbozespołem gazowym o mocy 350 MW. Całkowita moc bloku wynosi wówczas, jak już powyżej wspomniano, 800 MW.

Wysoka efektywność termodynamiczna takiej modernizacji jest uzyskiwana dzięki „przejęciu” przez kocioł odzyskowy od kotła węglowego BP-1150 częściowej produkcji pary świeżej o takich samych termicznych parametrach: temperaturze $t_{160} = t_1 = 540^{\circ}\text{C}$ i ciśnieniu $p_{160} = p_1 = 18,3 \text{ MPa}$ (rys. 5.1). Produkcja ta odbywa się, co ważne, przy bardzo niskiej temperaturze spalin wylotowych z turbiny gazowej równej $t_{\text{wyl,zn}}^{\text{TG}} = 565^{\circ}\text{C}$ oraz małych, rzędu kilku, kilkunastu stopni, spiętrzeniach temperaturowych (rozdział 4.3.2) [8]. W kotle węglowym natomiast do produkcji pary służą spaliny o temperaturze spalania mieszanki pyłowo-powietrznej w komorze paleniskowej równej ok. 1300°C (dla wartości opałowej węgla $21,8 \text{ MJ/kg}$) i, co bardzo istotne, przy dużych spiętrzeniach, czego wynikiem jest mała sprawność wytwarzania energii elektrycznej w bloku. Na przykład różnica pomiędzy temperaturą spalania a temperaturą produkowanej w kotle pary świeżej wynosi prawie aż osiemset stopni ($760 = 1300 - 540$), co skutkuje bardzo dużymi stratami egzergii strumienia ciepła uzyskiwanego w wyniku spalania węgla, a tym samym sprawność brutto wytwarzania energii elektrycznej w bloku 370 MW wynosi zaledwie $\eta_{\text{el}} = 41\%$ (netto 37%). Po modernizacji turbozespołem gazowym o mocy 350 MW sprawność przyrostowa turbozespołu parowego, będąca niejako jej odpowiednikiem, wynosi natomiast aż $\chi = 66\%$ – rys. 8.2.

9. Ekonomiczna efektywność pracy bloku nadbudowanego turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym

W rozdziale 8. przedstawiono wyniki termodynamicznej analizy modernizacji bloku o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW do układu gazowo-parowego dwupaliwowego przez jego nadbudowę turbiną gazową i kotłem odzyskowym. W niniejszym rozdziale zaprezentowano wyniki obliczeń ekonomicznej efektywności tej modernizacji, wartości granicznej ceny energii elektrycznej dla wszystkich przedstawionych w rozdziale 8. wariantów.

9.1. Graniczna cena energii elektrycznej

Graniczna (minimalna) cena sprzedaży energii elektrycznej ze zmodernizowanego bloku e_{el}^{gr} przedstawia się wzorem (4.37).

9.1.1. Wyniki obliczeń

Do obliczeń przyjęto następujące wartości danych wejściowych.

- Szacunkowe nakłady inwestycyjne pod klucz J^{mod} na modernizację bloku przez nadbudowę turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym wyznaczono na podstawie [5–8, 58] i w ujęciu liczbowym przedstawiają się równaniami:

- a) dla układu z kotłem odzyskowym jednościśnieniowym

$$J^{mod} = 7,08(N_{el,zn}^{TG})^{0,73} \quad [\text{mln PLN}] \quad (9.1)$$

- b) dla układu z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym

$$J^{mod} = 7,78(N_{el,zn}^{TG})^{0,73} \quad [\text{mln PLN}] \quad (9.2)$$

- c) dla układu z kotłem odzyskowym trójciśnieniowym

$$J^{mod} = 8,57(N_{el,zn}^{TG})^{0,73} \quad [\text{mln PLN}] \quad (9.3)$$

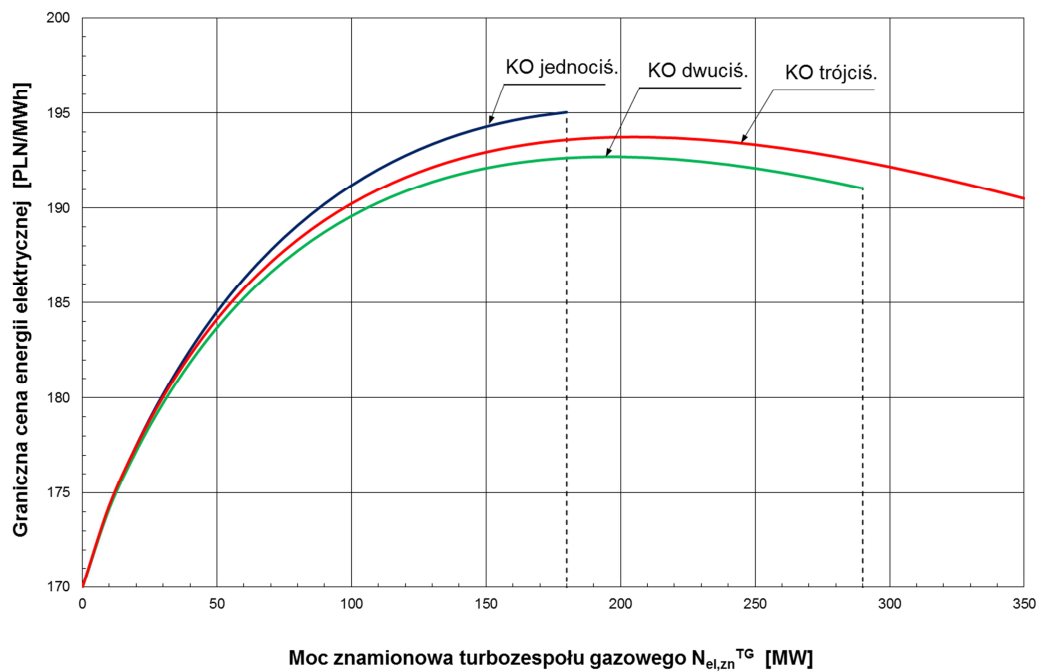
przy czym znamionowa moc elektryczna turbozespołu gazowego $N_{el,zn}^{TG}$ we wzorach (9.1) – (9.3) wyrażona jest w megawatach.

W szacunkowych nakładach inwestycyjnych (9.1)–(9.3) uwzględniono konieczne środki finansowe na zakup i montaż nowego skraplacza części niskoprężnej turbiny

parowej o zwiększonych przepustowościach oraz nowego generatora elektrycznego o większej mocy

- względny wskaźnik elektrycznych potrzeb własnych zmodernizowanego bloku $\epsilon_{el}^{mod} = 4\%$
- jednostkowa cena węgla $e_{pal} = 11,4 \text{ PLN/GJ}$
- jednostkowa cena energii elektrycznej $(e_{el})^{ist} = 170 \text{ PLN/MWh}$
- roczna stopa amortyzacji, konserwacji i remontów $z\text{p} + \delta_{rem} = 16\%$.
- jednostkowe stawki za emisje: $p_{CO_2} = 0,25 \text{ PLN/Mg}$, $p_{CO} = 0,11 \text{ PLN/kg}$, $p_{NO_x} = 0,46 \text{ PLN/kg}$, $p_{SO_2} = 0,46 \text{ PLN/kg}$, $p_{pył} = 0,50 \text{ PLN/kg}$ (rozdział 4.4.2).

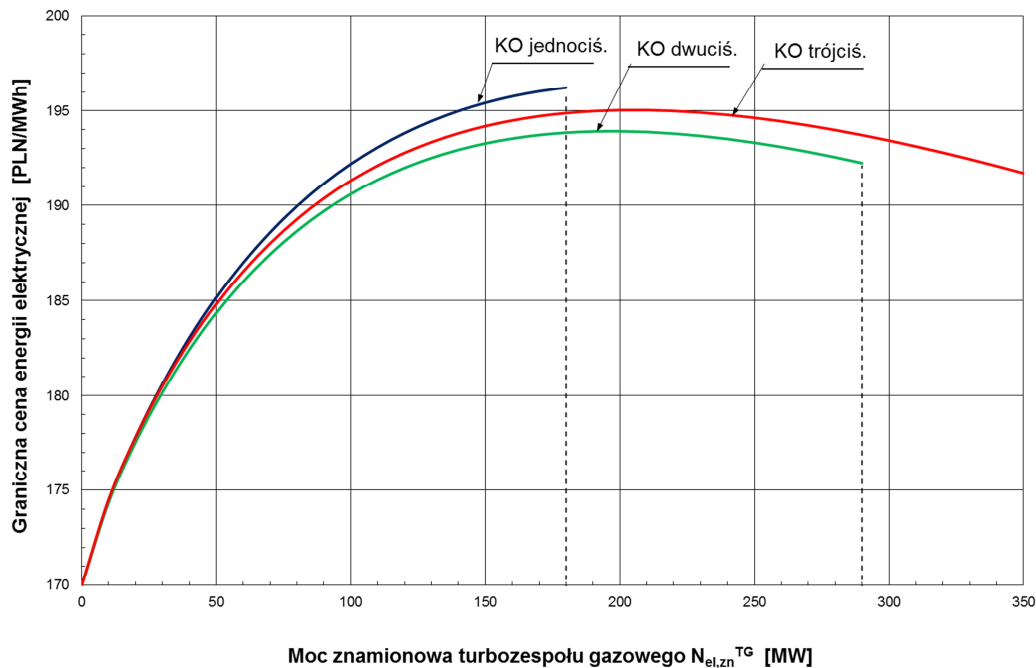
Wyliczone wartości granicznej (minimalnej) ceny sprzedaży energii elektrycznej ze zmodernizowanego bloku e_{el}^{gr} przedstawiono na rysunkach 9.1, 9.2.



Rys. 9.1. Graniczna cena energii elektrycznej e_{el}^{gr} w funkcji mocy turbos zespołu gazowego i typu kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych $t_{wyl}^{KO} = 90^{\circ}\text{C}$

Na rys. 9.2 przedstawiono graniczną cenę energii elektrycznej dla podwyższonej temperatury spalin wylotowych z kotła odzyskowego z $t_{wyl}^{KO} = 90^{\circ}\text{C}$ do $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}\text{C}$. Podwyższenie temperatury jest niekorzystne termodynamicznie. Powoduje

zmniejszenie wykorzystania entalpii spalin, a więc zmniejsza sprawność egzergetyczną układu. Rosną straty zewnętrzne egzergii w kotle [8, 116]. Maleje zatem efektywność ekonomiczna modernizacji, rośnie bowiem cena e_{el}^{gr} . Na ogół bowiem, jak już wspomniano w rozdziale 8.1.1., opłacalność ekonomiczna procesów energetycznych jest tym mniejsza, im mniejsza jest ich sprawność egzergetyczna [5–8, 116].



Rys. 9.2. Graniczna cena energii elektrycznej e_{el}^{gr} w funkcji mocy turbozespołu gazowego i typu kotła odzyskowego dla temperatury spalin wylotowych $t_{wyl}^{KO} = 110^{\circ}C$

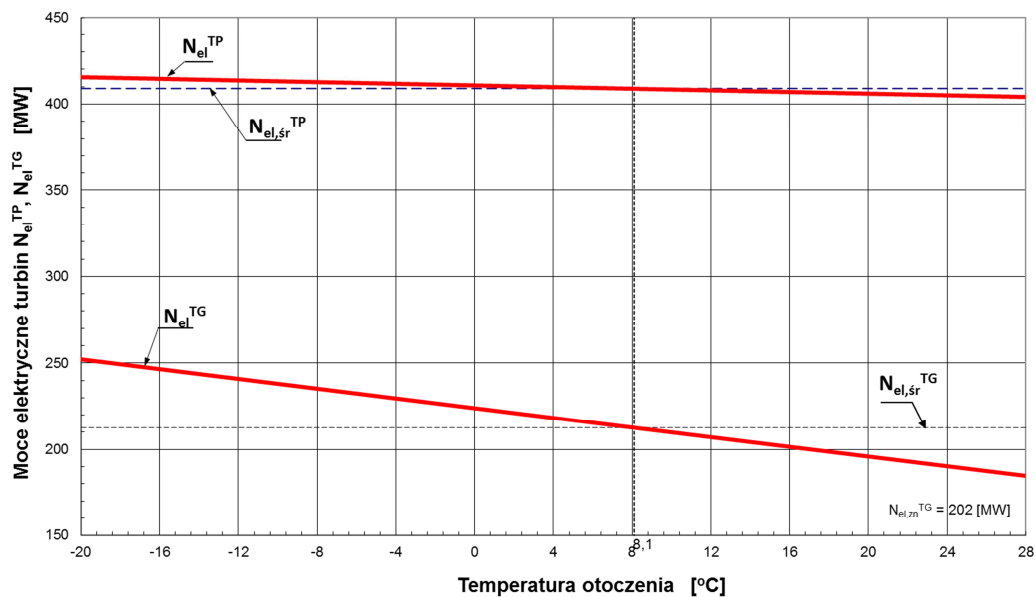
9.2. Analiza wrażliwości

Analizując ekonomiczną efektywność dowolnego przedsięwzięcia gospodarczego należy bezwzględnie przeprowadzić analizę wrażliwości obliczonego dla niego miernika efektywności ekonomicznej decydującego o jego opłacalności. Celem analizy wrażliwości jest dokonanie oceny zmian wartości tego miernika w funkcji zmian parametrów mających na niego wpływ. W rozważanym przypadku miernikiem opłacalności modernizacji bloku o znamionowej mocy elektrycznej 370 MW do układu gazowo-parowego dwupaliwowego jest graniczna (minimalna) cena energii elektrycznej e_{el}^{gr} po jakiej musi być ona sprzedawana, by modernizacja nie przyniosła strat ekonomicznych (rozdział 4.4). Im rzeczywista cena sprzedaży będzie wyższa od ceny e_{el}^{gr} , tym większy zysk osiągnie inwestor.

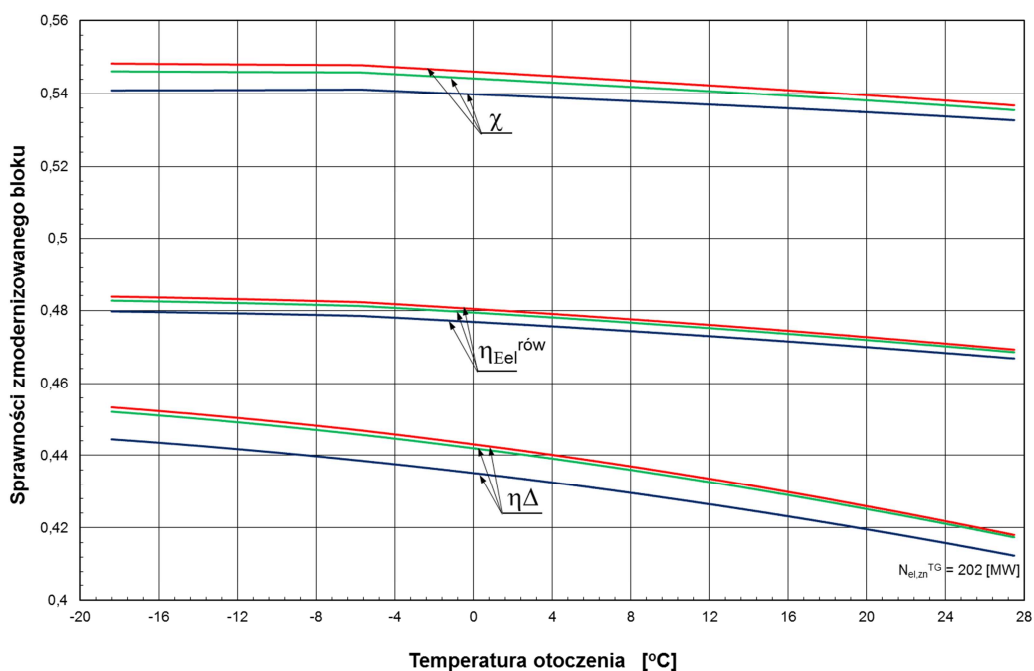
Analiza wrażliwości daje inwestorowi duże pole widzenia opłacalności inwestycji, umożliwia ocenę jej „bezpieczeństwa”, pozwala w warunkach konkurencyjności, co istotne, na prowadzenie polityki cenowej. Pokazuje do jakiego poziomu wzrostu cen surowców wykorzystywanych w produkcji energii elektrycznej przedsięwzięcie będzie jeszcze opłacalne, do jakiego poziomu inwestor może obniżyć jej cenę, by nie zbankrutować. Ten minimalny poziom wyznacza oczywiście graniczna cena e_{el}^{gr} .

9.2.1. Wyniki obliczeń

Analizie wrażliwości poddano układ z kotłem odzyskowym dwuciśnieniowym i turbospołem gazowym W501F (SGT6-5000F) [58] o znamionowej mocy elektrycznej $N_{el,zn}^{TG} = 202$ MW, znamionowej temperaturze spalin wylotowych z turbiny $t_{wyl,zn}^{TG} = 578^{\circ}C$ oraz znamionowej sprawności wytwarzania energii elektrycznej $\eta_{TG,zn} = 38,1\%$. Na rys. 9.3 przedstawiono zmianę mocy turbospołu parowego w zmodernizowanym bloku oraz turbospołu gazowego w funkcji temperatury otoczenia. Istotnie zmienia się moc turbospołu gazowego z uwagi na zmianę gęstości powietrza (rozdział 5.3.6). Na rys. 9.4 przedstawiono zmianę sprawności wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku.



Rys. 9.3. Zmiana mocy turbospołu parowego w zmodernizowanym bloku oraz turbospołu gazowego o mocy znamionowej 202 MW nadbudowującego blok w funkcji temperatury otoczenia



Rys. 9.4. Zmiana sprawności wytwarzania energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku w funkcji temperatury otoczenia

Szacunkowe nakłady inwestycyjne na modernizację bloku wynoszą $J^{mod} = 375$ mln PLN. W nakładach uwzględniono cenę koniecznego zakupu nowego generatora elektrycznego o mocy 420 MW (rys. 9.3), nowego skraplacza i części niskoprężnej turbiny parowej o zwiększonych przepustowościach.

W wyniku nadbudowy znamionowa moc elektryczna bloku wzrasta do 612 MW, a więc jest większa od jego mocy początkowej o ponad 65%. Rośnie średnioroczna sprawność brutto wytwarzania energii elektrycznej w bloku o ok. 7 punktów procentowych do wartości $\eta_{Eel}^{row} \approx 48\%$, przy czym średnioroczne sprawności przyrostowa i pozorna bloku wynoszą $\eta_{\Delta} \approx 44\%$, $\chi \approx 54\%$ (rys. 9.4) (rozdział 4.3). Następuje przyrost mocy turbozespołu parowego o ok. $\Delta N^{TP} = 40$ MW. Dzieje się tak dzięki ok. 50% zmniejszonemu poborowi upustowej pary do wymienników regeneracji niskoprężnej XN1, XN2, XN3, XN4 i zastąpieniu jej regeneracją w kotle odzyskowym oraz dzięki produkcji w nim pary średniociśnieniowej w ilości 8 kg/s.

Stosunek rocznego zużycia energii chemicznej gazu w turbinie 202 MW do rocznego zmniejszenia zużycia energii chemicznej węgla w kotle parowym wynosi $E_{ch,R}^{gaz} / \Delta E_{ch,R}^w = 3$, stosunek tego zmniejszenia do zużycia energii chemicznej węgla przed modernizacją wynosi $\Delta E_{ch,R}^w / E_{ch,R}^w = 0,2$. Wynika to ze zmniejszonej w kotle

węglowym, bo „przejętej” przez kocioł odzyskowy, produkcji pary świeżej o wartość 73 kg/s.

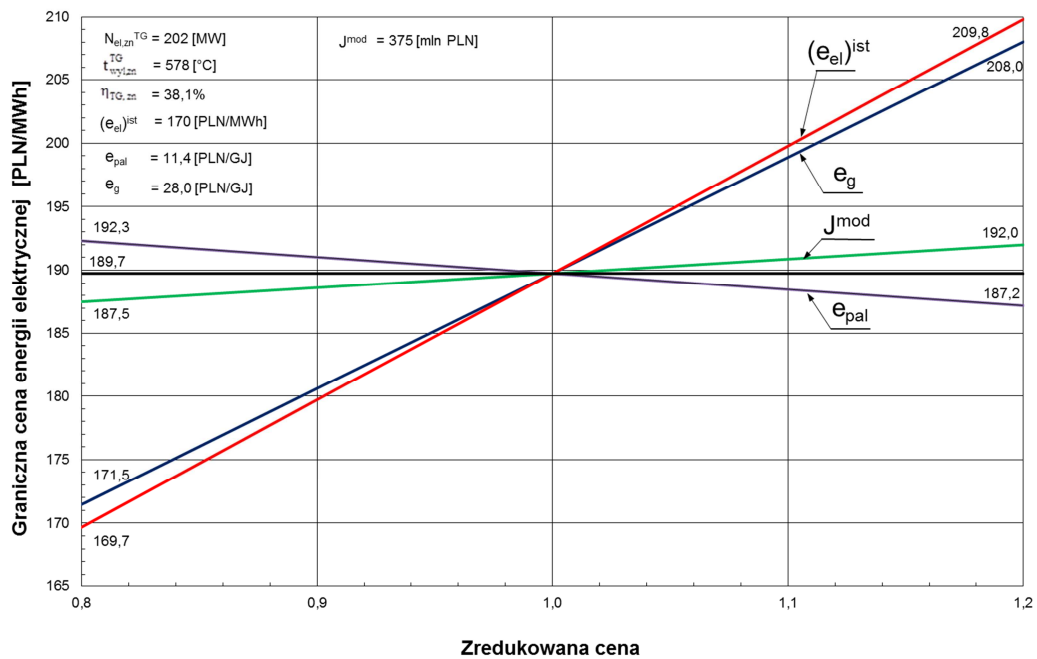
Na rys. 9.5, 9.6 przedstawiono wyniki ekonomicznych obliczeń. Jak z nich wynika, przy aktualnych jednostkowych cenach importowanego gazu ziemnego $e_g = 28$ PLN/GJ i węgla $e_{pal} = 11,4$ PLN/GJ oraz aktualnych wartościach jednostkowych stawkach za emisje CO_2 , CO , NO_x , SO_2 i pyłu obowiązujących aktualnie w Polsce i wynoszących: $p_{CO_2} = 0,25$ PLN/Mg, $p_{CO} = 0,11$ PLN/kg, $p_{NO_x} = 0,46$ PLN/kg, $p_{SO_2} = 0,46$ PLN/kg, $p_{pył} = 0,50$ PLN/kg, graniczna cena energii elektrycznej, przy której modernizacja bloku nie będzie przynosiła strat ekonomicznych wynosi 189,7 PLN/MWh. Jest zatem wyższa od aktualnej średniorocznej ceny $(e_{el})^{ist} = 170$ PLN/MWh o 19,7 PLN/MWh.

Na rys. 9.5 przedstawiono ponadto zmiany wartości ceny granicznej energii elektrycznej e_{el}^{gr} w funkcji zmian nakładów inwestycyjnych J^{mod} oraz cen węgla e_{pal} , gazu e_g i ceny energii elektrycznej $(e_{el})^{ist}$. Wartości powyższych cen oraz nakładów J^{mod} zmieniano w zakresie $\pm 20\%$ od ich wartości bazowych, równych przyjętym do obliczeń wartościom wejściowym: $J^{mod} = 375$ mln PLN, $e_{pal} = 11,4$ PLN/GJ, $(e_{el})^{ist} = 170$ PLN/MWh. Odpowiadające cenom bazowym ceny zredukowane przyjmują na osi odciętych na rys. 9.5, 9.6 oczywiście wartość 1.

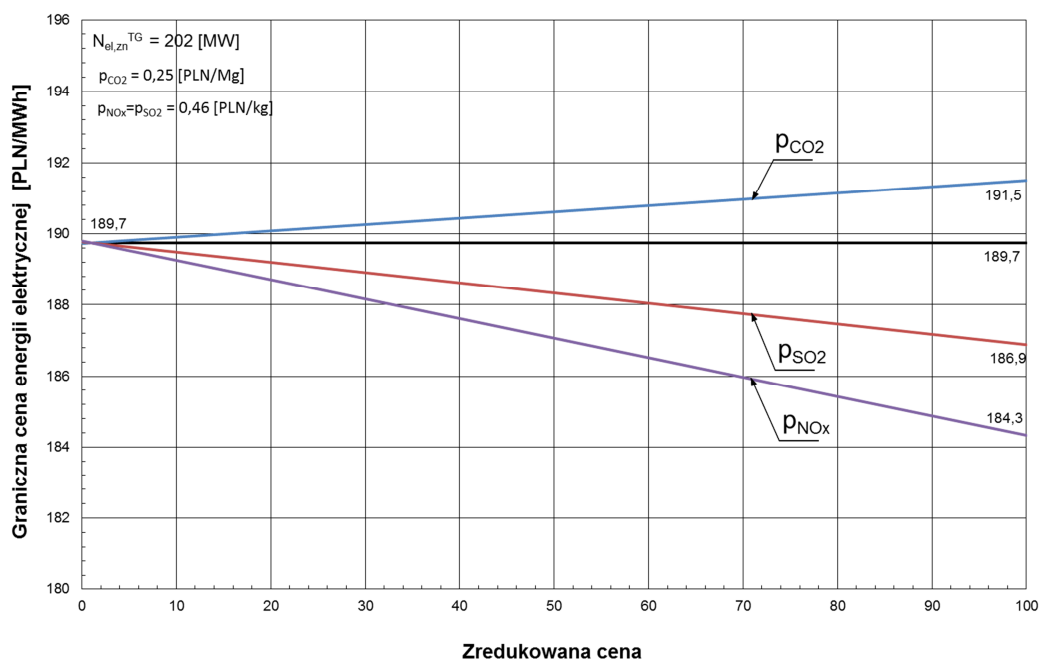
Jak wynika z rysunku 9.5 graniczna cena e_{el}^{gr} jest najbardziej wrażliwa na zmianę średniorocznej ceny energii elektrycznej $(e_{el})^{ist}$, ceny gazu e_g , a w małym stopniu na zmianę wysokości nakładów inwestycyjnych J^{mod} i ceny węgla e_{pal} . Na przykład, gdy cena energii elektrycznej $(e_{el})^{ist}$ wzrasta o 20% ze 170 do wartości 204 PLN/MWh, to cena e_{el}^{gr} rośnie ze 189,7 do 209,8 PLN/MWh, a gdy cena gazu rośnie z 28 do 33,6 PLN/GJ, to e_{el}^{gr} rośnie ze 189,7 do 208 PLN/MWh. Wzrost natomiast nakładów inwestycyjnych J^{mod} o 20% do wartości 450 mln PLN zwiększa cenę e_{el}^{gr} zaledwie do wartości 192 PLN/MWh.

Równie bardzo mały wpływ na cenę e_{el}^{gr} mają jednostkowe stawki za emisje CO_2 , NO_x , SO_2 – rys. 9.6. Nawet stukrotne zwiększenie tych stawek w nieznacznym stopniu zmienia tę cenę. Dzieje się tak, gdyż w elektrowni istnieją już instalacje do odsiarczania i odazotowania spalin, i spalanie w turbinie gazowej ekologicznego paliwa, jakim jest gaz ziemny, niewiele zmniejsza emisję NO_x i SO_2 . Zwiększa się natomiast emisja CO_2

i z nią, równie nieznacznie, wzrasta cena e_{el}^{gr} , gdyż pomimo niemalże dwukrotnie mniejszej emisji CO₂ z turbiny gazowej na jednostkę energii chemicznej spalanej w niej gazu w porównaniu z emisją CO₂ ze spalania węgla kamiennego w kotle parowym (rozdział 4.4.2), to w sytuacji trzykrotnie większej ilości energii chemicznej $E_{ch,R}^{gaz}$ spalanej w turbinie gazu w stosunku do zmniejszonego zużycia energii chemicznej $\Delta E_{ch,R}^w$ węgla w kotle, koszt środowiskowy za CO₂ rośnie.



Rys. 9.5. Wpływ ceny energii elektrycznej, ceny gazu, ceny węgla oraz nakładów inwestycyjnych na wartość granicznej ceny energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku



Rys. 9.6. Wpływ jednostkowych stawek p_{CO_2} , p_{NO_x} , p_{SO_2} za emisję CO_2 , NO_x , SO_2 na wartość granicznej ceny energii elektrycznej w zmodernizowanym bloku

9.3. Podsumowanie i wnioski

Najkorzystniejszą mocą turbiny gazowej nadbudowującej blok 370 MW jest moc jak największa – rys. 9.1, 9.2. Najmniej korzystną strukturą kotła odzyskowego jest kocioł jednociśnieniowy. Dla założonej temperatury spalin t_{wyl}^{KO} najwyższa jest bowiem wówczas cena e_{el}^{gr} . W przypadku kotła dwuciśnieniowego optymalną mocą turbozespołu gazowego jest moc $N_{el,zn}^{TG} = 290$ MW, a dla kotła trójciśnieniowego moc $N_{el,zn}^{TG} = 350$ MW. Zwiększenie liczby stopni ciśnienia w kotle zwiększa zatem optymalną moc turbiny oraz zwiększa optymalną całkowitą moc zmodernizowanego bloku. Maleje bowiem wówczas zakres możliwej do dyspozycji mocy cieplnej spalin wykorzystywanych w wymienniku regeneracyjnym zabudowanym w kotle w zakresie niskich temperatur spalin do podgrzewania skroplin przy zadanej temperaturze t_{wyl}^{KO} , co skutkuje jej nie wzrastaniem ze wzrostem mocy turbiny gazowej. W kotle odzyskowym jednociśnieniowym zakres ten jest znacznie większy i już przy mniejszej mocy turbiny gazowej przepływ skroplin do wymienników XN1, XN2, XN3, XN4 zanika i dalsze zwiększanie mocy turbiny zwiększa temperaturę t_{wyl}^{KO} i maleje sprawność układu. W przypadku kotła trójciśnieniowego optymalną całkowitą mocą zmodernizowanego

bloku jest moc równa 800 MW, w przypadku kotła dwuciśnieniowego moc 720 MW – rys. 8.1. Graniczne ceny energii elektrycznej są wówczas najmniejsze i wynoszą dla obu przypadków ok. $e_{el}^{gr} = 191$ PLN/MWh – rys. 9.1. Należy przy tym ponadto zaznaczyć, że charakterystyki ceny e_{el}^{gr} w zakresie mocy turbozespołu gazowego od 100 do 350 MW są stosunkowo płaskie.

Co więcej, jak wynika z rysunków 9.1 i 9.2, zwiększanie temperatury t_{wyl}^{KO} spalin wylotowych z kotła odzyskowego nie jest zbytnio niekorzystne. Graniczna cena energii elektrycznej tylko nieznacznie wówczas wzrasta. Jednak im niższa będzie temperatura spalin wylotowych z kotła, to tym większa będzie, choć nieznacznie, efektywność ekonomiczna modernizacji. Temperatura ta może być nawet znacznie niższa od założonej do obliczeń $90^{\circ}C$, może przybierać wartość nawet $50-60^{\circ}C$, gdyż pozwala na to niska temperatura skroplin ze skraplacza. Również ze względu na brak siarki w paliwie gazowym nie ma obawy o wystąpienie niskotemperaturowej korozji w końcowej strefie kotła w zakresie niskich temperatur spalin.

Przy aktualnej cenie importowanego gazu ziemnego, aktualnych relacjach cenowych pomiędzy nośnikami energii nadbudowa opalanego węglem kamiennym bloku energetycznego 370 MW turbozespołem gazowym i kotłem odzyskowym jest na granicy ekonomicznej opłacalności. Opłacalność nadbudowy przy obecnych jednostkowych stawkach za emisje CO_2 , CO, NO_x , SO_2 i pyłu jest w stanie zapewnić podwyżka cen energii elektrycznej już tylko o ok. 11,6% ($= 189,7/170$; rys. 9.5)(należy w tym miejscu przypomnieć, że instalacje CCS – *Carbon Capture and Storage* do wychwytywania i składowania dwutlenku węgla mogą podnieść ceny energii aż o 100%). Tam bowiem, gdzie jest stosowane drogie paliwo, to i na odpowiednio wysokim poziomie musi być sprzedawany produkt z niego otrzymywany. Obniżenie zatem również i ceny gazu, co więcej, obniżenie wartości stosunku ceny gazu do ceny węgla, również poprawi efektywność modernizacji. Stosowanie krajowego gazu, tańszego o ok. 20% od gazu importowanego, zapewnia przy aktualnym poziomie cen energii elektrycznej i węgla opłacalność modernizacji bloku.

Nawet bardzo znaczne, stukrotne podwyższenie jednostkowych stawek za emisje SO_2 , NO_x w sytuacji istniejących już w elektrowni instalacji odsiarczania i odazotowanie spalin nie jest w stanie spowodować opłacalności nadbudowy, obniża zaledwie minimalną cenę e_{el}^{gr} sprzedaży energii elektrycznej z elektrowni ze 189,7 na ok. 185 PLN/MWh (rys. 9.6). Co więcej, podwyższenie stawek za emisje CO_2 pogłębia tylko tę

nieopłacalność, gdyż pomimo niemalże dwukrotnie mniejszej na jednostkę energii emisji CO₂ z turbiny gazowej od emisji CO₂ z kotła parowego, to w sytuacji trzykrotnie większej ilości energii chemicznej $E_{\text{ch,R}}^{\text{gaz}}$ spalonego w turbinie gazu w stosunku do zmniejszonego zużycia energii chemicznej $\Delta E_{\text{ch,R}}^{\text{w}}$, rys. 8.9–8.11, spalonego w kotle węgla, koszt środowiskowy za CO₂ rośnie. Należy przy tym zaznaczyć, że taka modernizacja bardzo istotnie zwiększa jego moc. Niepotrzebna byłaby wówczas w kraju budowa całkowicie nowych mocy wytwórczych. Co więcej, taka modernizacja jest inwestycyjnie, na jednostkę mocy, ok. 4 razy tańsza od budowy bloków na parametry nadkrytyczne o takiej samej sprawności wytwarzania w nich energii elektrycznej, co w nadbudowanym bloku.

10. Podsumowanie i wnioski końcowe

Szczegółowe wnioski wypływające z poszczególnych rozważonych w pracy zagadnień zawarte są w kolejnych poświęconych im rozdziałach rozprawy. Poniżej przedstawiono jedynie wnioski najważniejsze oraz wnioski mające charakter bardziej ogólny.

1. Zaprezentowana w pracy metodyka, algorytm i model matematyczny zasilanego węglem bloku energetycznego o mocy 370 MW do badania efektywności termodynamicznej i ekonomicznej jego konwersji do postaci układu dwupaliwowego, węglowo-gazowego, przez nadbudowę turbiną gazową w układzie sprzężonym równolegle mają charakter ogólny. Mogą być stosowane do bloków o dowolnych mocach elektrycznych. Ze zmianą mocy bloku zmiany wymagać będą wówczas jedynie niektóre z bilansów energii i masy.
2. Ważną możliwością, jaką daje zaprezentowana w pracy metodyka, jest nie tylko możliwość analizy termodynamicznej efektywności modernizacji bloku, ale również analizy jej efektywności ekonomicznej. Analiza ekonomiczna pozwala nie tylko na znalezienie odpowiedzi na pytanie: jaka jest optymalna strategia inwestycyjna, tj. jaki zakres i sposób (technologia) modernizacji jest najefektywniejszy ekonomicznie, ale również pozwala na ustalenie ekonomicznie uzasadnionych relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii wraz z ustaleniem wysokości opłat środowiskowych, które gwarantują opłacalność ekonomiczną modernizacji. Są to fundamentalne odpowiedzi, jakie należy znaleźć odnawiając i modernizując zarówno krajowe węglowe elektrownie, jak i elektrociepłownie.
3. Znalezienie dla bloku o mocy 370 MW optymalnej mocy turbiny gazowej i struktury kotła odzyskowego nadbudowujących układ oraz znalezienie uzasadnionych ekonomicznie relacji pomiędzy cenami nośników energii i wysokości opłat środowiskowych, przy których opłacalna jest jego modernizacja z wykorzystaniem nowoczesnej technologii gazowej, ma istotne użytkowe znaczenie. Szczególnie w sytuacji, gdy w kraju zaczyna brakować mocy wytwórczych oraz gdy krajowa energetyka musi do roku 2020 sprostać wymogom pakietu klimatyczno-energetycznego $3 \times 20\%$. Należy w tym miejscu mocno zaznaczyć, że w perspektywie najbliższych kilku, kilkunastu lat, wyłącznie nadbudowa istniejących bloków węglowych turbiną gazową i kotłem odzyskowym jest w stanie realnie sprostać dużym, zapisanym we wspomnianym powyżej pakiecie wyzwaniom.

Czyniąc przy tym jednocześnie krajową energetykę energetyką nowoczesną, o dużej sprawności wytwarzania energii elektrycznej i, co istotne, przy najniższych możliwych nakładach inwestycyjnych.

Literatura

1. Agazzani A., Massardo A. F.: A Tool for Thermo-economic Analysis and Optimization of Gas, Steam and Combined Plants. Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1997, Vol 119, s. 885-892.
2. Agencja Rynku Energii S.A.: Prognoza zapotrzebowania na paliwa i energię do 2030 roku (zał. 2 do projektu „Polityki energetycznej Polski do 2030 roku”). Warszawa, Ministerstwo Gospodarki, listopad 2009 r.
3. Badyda K., Lewandowski J., Miller A., Prokop A., Świrski K.: Węgiel jako paliwo w układach gazowo-parowych. The First International Scientific Symposium Compower'95 Gdańsk, November 1995.
4. Badyda K., Chmielniak T., Kotowicz J., Lewandowski J., Miller A. i inni: Proekologiczne technologie dla rekonstrukcji i modernizacji elektrowni oraz elektrociepłowni. Tom II. Izba Gospodarcza Energetyki i Ochrony Środowiska. Warszawa 2000.
5. Bartnik R.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-parowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
6. Bartnik R.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna modernizacji energetyki cieplnej z wykorzystaniem technologii gazowych, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, nr 943, Łódź 2004.
7. Bartnik R.: Rachunek efektywności techniczno-ekonomicznej w energetyce zawodowej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2008.
8. Bartnik R.: Elektrownie i elektrociepłownie gazowo-parowe. Efektywność energetyczna i ekonomiczna. WNT, Warszawa 2009.
9. Bartnik R., Popławski J.: Ocena efektywności ekonomicznej elektrociepłowni gazowo-parowej. Energetyka 1997, nr 7.
10. Bartnik R.: Analiza wpływu dopalania na efektywność ekonomiczną elektrociepłowni gazowo-parowej. Energetyka 1998, nr 1.
11. Bartnik R.: Analiza wpływu termicznych parametrów pracy części parowej układu gazowo-parowego na jego efektywność ekonomiczną. Energetyka 1998, nr 2.
12. Bartnik R.: Jednostkowe koszty wytwarzania energii elektrycznej i ciepła w układach gazowo-parowych. Energetyka 1998, nr 5.
13. Bartnik R., Wronkowski H.: Porównawcza analiza efektywności ekonomicznej

- wytwarzania energii cieplnej w zasilanej gazem elektrociepłowni gazowo-parowej i kotłowni. Energetyka 1998, nr 9.
14. Bartnik R., Skorek J., Wronkowski H., Kalina J.: Analiza porównawcza efektywności ekonomicznej skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w prostym i kombinowanym układzie z turbiną gazową małej mocy. Energetyka 1999, nr 3.
 15. Bartnik R.: Algorytm obliczeń optymalnej znamionowej mocy cieplnej bloku gazowo-parowego przy zadanym uporządkowanym wykresie zapotrzebowania na ciepło grzejne. Materiały Konferencji Gazterm '99, Międzyzdroje, maj 1999.
 16. Bartnik R.: Dobór mocy cieplnej bloku gazowo-parowego przy określonym przebiegu zapotrzebowania ciepła grzejnego. Materiały Konferencji Dostosowanie Energetyki do Standardów Europejskich w Zakresie Techniki i Ekologii, Bielsko-Biała, maj 1999.
 17. Bartnik R.: Wartość rynku ciepła i energii elektrycznej. Archiwum Energetyki 1999, nr 3-4.
 18. Bartnik R.: Dobór kotła odzyskowego do bloku gazowo-parowego w elektrociepłowni komunalnej. Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej '2000 Energetyka Gazowa, Szczyrk, październik 2000.
 19. Bartnik R.: Optymalizacja termicznych parametrów pracy jedno- i dwuciśnieniowej części parowej elektrociepłowni gazowo-parowej. Archiwum Energetyki 2001, nr 1-2.
 20. Bartnik R.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym w elektrociepłowni i elektrowni gazowo-parowej. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej '2002 Energetyka Gazowa, Szczyrk, kwiecień 2002.
 21. Bartnik R.: Efektywność energetyczna i ekonomiczna modernizacji elektrowni węglowych przez nadbudowę turbiną gazową układzie szeregowym i równoległym. Materiały Seminarium Kogeneracja w energetyce przemysłowej i komunalnej, Gliwice, wrzesień 2003.
 22. Bartnik R.: Analiza opłacalności przystosowania do pracy skojarzonej elektrowni węglowych bez nadbudowy i z nadbudową układu turbiną gazową. Materiały Seminarium Kogeneracja w energetyce przemysłowej i komunalnej, Gliwice, wrzesień 2003.
 23. Bartnik R.: Analiza wpływu sprawności turbin na koszt produkcji ciepła w elektrociepłowni gazowo-parowej. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej '2003 Elektrownie i Elektrociepłownie Gazowe i Gazowo-parowe, Poznań-Kiekrz,

- listopad 2003.
24. Bartnik R.: Problemy związane z modernizacją elektrowni, część I, II. Energetyka Ciepła i Zawodowa 2003, nr 6, 2004, nr 1.
 25. Bartnik R., Duczkowska-Kądziel A.: Metodyka analizy efektywności ekonomicznej modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową i kotłem odzyskowym. Mat. Konferencji Naukowo-Technicznej PIRE 2010, Bielsko-Biała, listopad 2010.
 26. Bartnik R., Duczkowska-Kądziel A.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna modernizacji bloku 370 MW do pracy skojarzonej z jednoczesną jego nadbudową turbiną gazową. Mat. Konferencji Naukowo-Technicznej PIRE 2010, Bielsko-Biała, listopad 2010.
 27. Bartnik R., Skrzyszewski M.: Algorytm obliczeń efektywności termodynamicznej i ekonomicznej modernizacji bloku energetycznego o mocy 370 MW przez nadbudowę turbiną gazową. Energetyka 2008, nr 6.
 28. Bartnik R., Skrzyszewski M.: Model matematyczny bloku energetycznego o mocy 370 MW do badania efektywności termodynamicznej i ekonomicznej jego modernizacji przez nadbudowę turbiną gazową. Wydawnictwo Instytutu Techniki Ciepłej, Współczesne problemy energetyki gazowej i gazownictwa, Gliwice 2009.
 29. Bartnik R., Skrzyszewski M.: Technical and economical effectiveness of 370 MW conventional coal fired condensing power plant repowered by gas turbine in parallel system. Journal of Transdisciplinary Systems Science, Systems 2010, Volume 14.
 30. Behrens W., Hawranek P. M.: Poradnik przygotowania przemysłowych studiów feasibility. UNIDO, Warszawa, maj 1993.
 31. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M.: Thermal design and optimization. A Wiley-Interscience Publication, John Wiley and Sons Inc, New York 1996.
 32. Bojarski W.: Podstawy metodyczne oceny efektywności w systemach energetycznych. Wrocław, Warszawa, Kraków, Gdańsk, Wyd. PAN 1979.
 33. Brigham E.F., Gapenski L.G.: Zarządzanie finansami, PWE, Warszawa 2000.
 34. Buryn Z.: Dobór optymalnych struktur technologicznych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej. Praca doktorska. Pol. Opolska, Wyd. Mechaniczny, 2010.
 35. Chmielniak T.: Obiegi termodynamiczne turbin ciepłych. Ossolineum, Wrocław 1988.
 36. Chmielniak T.: Nowe technologie energetyczne, stan aktualny i przewidywane

- kierunki rozwoju. ZN Pol. Śląskiej, s. Energetyka, z. 125, Gliwice 1995.
37. Chmielniak T.: Turbiny ciepłne. Podstawy teoretyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.
 38. Chmielniak T.: Metoda entropowa analizy układów siłowni ciepłnych. The First International Scientific Symposium Compower '95 Gdańsk, November 1995.
 39. Chmielniak T., Kotowicz J., Zachariasz J.: Analiza wpływu dopalania na sprawność układów kombinowanych przy skojarzonym wytwarzaniu energii elektrycznej i ciepła. The First International Scientific Symposium Compower'95 Gdańsk, November 1995.
 40. Chmielniak T.: Układy dwupaliwowe jako ważny potencjał modernizacyjny energetyki. Materiały Konferencji Dostosowanie Energetyki do Standardów Europejskich w zakresie Techniki i Ekologii, Bielsko-Biała, maj 1999.
 41. Chmielniak T.: Technologie energetyczne. WNT, Warszawa 2008.
 42. Chmielniak T., Rusin A., Czwiertnia K.: Turbin gazowe. Ossolineum, Wrocław 2001.
 43. Chmielniak T., Kotowicz J.: Metody doboru optymalnych parametrów instalacji turbin gazowych. Prace naukowe – monografie – konferencje, z. 9, Wydział IŚiE, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.
 44. Chmielniak T., Kotowicz J., Lipko A.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność ekonomiczną elektrociepłowni z silnikiem spalinowym lub turbiną gazową. Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej '2000 Energetyka Gazowa, Szczyrk, październik 2000.
 45. Chmielniak T., Kotowicz J.: Analysis of combined gas-steam cycles with supplementary firing. Archiwum Energetyki 1997, nr 3-4.
 46. Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: Coal-Gas Combined Cycles. International Symposium Utilization of Coal for Energy. OHRID, 9-11.09.1997. Republic of Macedonia. Book 2, s. 645-658.
 47. Chmielniak T.: Skojarzona produkcja ciepła i energii elektrycznej w jedno- i dwupaliwowych układach gazowo-parowych. Materiały Konferencji Gazterm '98, Międzyzdroje, maj 1998.
 48. Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: Numeryczna analiza dwupaliwowych układów parowo-gazowych sprzężonych równolegle – wpływ wybranych parametrów i struktury sprzężenia na sprawność układu. Mechanika, z. 181, s. 31-38. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.

49. Chmielniak T., Kotowicz J., Grela I.: Repowering of Existing 230 MW_e Coal Fired Unit Operating in Clausius-Rankine Cycle. Trunk 2: Economics, Finance and Planning (PGE-A-67), Power-Gen Europe '2000, Helsinki, 20-22, June 2000.
50. Chmielniak T., Kotowicz J.: Metody doboru optymalnych parametrów instalacji turbin gazowych. Prace naukowe – monografie – konferencje, z. 9, Wydział IŚiE, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.
51. Chmielniak T., Kotowicz J., Łyczko J.: Parametric analysis of a dual fuel parallel coupled combined cycle. Energy, 26 (2001), s. 1063-1074.
52. Chmielniak T., Kosman G., Łukowicz H.: Integracja instalacji wychwytu CO₂ z kondensacyjnymi blokami energetycznymi. Rynek Energii 2008, nr 6.
53. Chmielniak T., Łukowicz H., Kochaniewicz A., Mroncz M.: Directions of improving efficiency and reducing CO₂ emission in coal-fired supercritical power units. Archiwum Energetyki, 2010, nr 3.
54. Chodkiewicz R., Krysiński J., Porochnicki J.: Turbina gazowa z rekuperacją ciepła w kombinowanych układach gazowo-parowych w tym również i wielopaliwowych. Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej '2000 Energetyka Gazowa, Szczyrk, październik 2000.
55. Chodkiewicz R., Donevski B., Krysiński J., Krzton J., Porochnicki J.: Recuperated Gas Turbine Integrated with the PFBC Combined Cycle Power Plant, ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar Bled, Slovenia, ISBN 962-6353-27-6, 11-14 czerwca 2000.
56. Chodkiewicz R., Porochnicki J., Donevski B., Krzton J.: Repowering of 225 MW steam power units at fuel costs in Poland and Macedonia, Proceedings of the Power-Gen Europe '2000, Helsinki, 20-22, June 2000.
57. Dzierzgowski J.: Modernizacja bloku 200 MW przez nadbudowę turbiną gazową GT8C. Energetyka 1997, nr 3.
58. Gas Turbine World. 2007-2008 Handbook. Volume 24, Pequot Publication, Inc. Southport, USA.
59. Goliński J., Jesionek K.: Siłownie powietrzno-parowe. Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 2009.
60. Horlock J. H.: Combined Power Plants. Pergamon Press, 1992.
61. Iwański Z., Marciński J., Tatys Z.: Zastosowanie turbin gazowych do modernizacji układów elektrociepłowni. The First International Scientific Symposium Compower'95 Gdańsk, November 1995.

62. Janiczek R.: Celowość zastosowania gazowych technologii wytwarzania energii elektrycznej w krajowym systemie elektroenergetycznym. The First International Scientific Symposium Compower'95 Gdańsk, November 1995.
63. Jesionek K., Wiewiórkowska M., Woszczak K: Modelowanie współpracy turbiny I3K215 z układem regeneracji, Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, Politechnika Śląska, z. 13/2000.
64. Jesionek K., Wiewiórkowska M., Woszczak K: Wpływ zmian konfiguracji układu regeneracji na zużycie ciepła przez turbospół dużej mocy, Krajowa Konferencja Energetyczna „Ekologiczne i ekonomiczne wytwarzanie energii”, Gdańsk 13-15.10.1999.
65. Kalina J., Skorek J., Bartnik R.: Analiza techniczno-ekonomiczna opłacalności nadbudowy elektrociepłowni parowej turbiną gazową i kotłem odzyskowym. Materiały IV Konferencji Gazterm'2001, Międzyzdroje, maj 2001.
66. Kalina J.: Wykorzystanie pakietu GateCycleTM w modelowaniu układów energetycznych na przykładzie analizy projektu modernizacji elektrociepłowni przemysłowej. Materiały Seminarium Kogeneracja w energetyce przemysłowej i komunalnej, Gliwice, wrzesień 2003.
67. Kamrat W.: Metody oceny efektywności inwestowania w elektroenergetyce, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2004.
68. Kehlhofer R.: Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants. Published by The Fairmont Press, Inc. 700 Indian Trail Lilburn, GA 30247, 1991.
69. Kotowicz J.: Analiza efektywności elektrowni gazowo-parowych; układ z trójciśnieniowym kotłem i przegrzewem międzystopniowym. Archiwum Energetyki, t. XXXI, nr 1-2, 2002.
70. Kotowicz J.: Dobór optymalnych parametrów w części parowej układu gazowo-parowego. Prace naukowe – monografie – konferencje, z. 10, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska, Gliwice 2002.
71. Kotowicz J.: Analiza efektywności wybranych układów z turbiną gazową. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 138, Gliwice 2003.
72. Kotowicz J.: Elektrownie gazowo-parowe. Wydawnictwo KAPRINT, Lublin 2008.
73. Kotowicz J., Janusz K.: Sposoby redukcji emisji CO₂ z procesów energetycznych. Rynek Energii 2007, nr 1.
74. Kozakiewicz J., Sitek J.: Kotły odzyskowe, konstrukcja i budowa. Materiały I

- Konferencji Naukowo-Technicznej'2000 Energetyka Gazowa, Szczyrk, październik 2000.
75. Kręć D.: Kocioł odzyskowy OU-192 dla bloku gazowo-parowego w Elektrociepłowni Zielona Góra. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej '2003 Elektrownie i Elektrociepłownie Gazowe i Gazowo-parowe, Poznań-Kiekrz, listopad 2003.
 76. Kubski P., Barański J.: Wpływ zastosowania dodatkowego paliwa w jednościśnieniowym kotle odzysknicowym na sprawność układu gazowo-parowego. *Gospodarka Paliwami i Energią* 1997, nr 6.
 77. Laudyn D.: *Rachunek ekonomiczny w elektroenergetyce*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
 78. Lewandowski J.: Zagadnienia identyfikacji turbin parowych, *Politechnika Warszawska, Prace Naukowe s. Mechanika*, z. 125/1990.
 79. Lewandowski J.: Zagadnienia identyfikacji turbin parowych, *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, seria Mechanika* z. 12/1989.
 80. Łukowicz H.: Zadania analizy w obliczeniach przepływowych turbin parowych w zastosowaniu dla diagnostyki i projektowania. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, Gliwice 2006.
 81. Łukowicz H., Chmielniak T., Mroncz M.: Możliwości ograniczenia emisji CO₂ w istniejących blokach gazowo-parowych elektrociepłowni. *Wydawnictwo Instytutu Techniki Ciepłej, Współczesne problemy energetyki gazowej i gazownictwa*, Gliwice 2009.
 82. Łukowicz H., Mroncz M.: Integracja instalacji wychwytu CO₂ z blokami gazowo-parowymi. IX Konferencja „Rynek Gazu” 2009.
 83. Majchrzak H.: Główne założenia i cele polityki energetycznej Polski do 2030 roku. *Mat. Seminarium Komitetu Problemów Energetyki PAN*, Warszawa, maj 2009.
 84. Marecki J.: *Gospodarka skojarzona ciepłno-elektryczna*. WNT, Warszawa 1991.
 85. Marecki J.: Problemy rozwoju elektroenergetyki w Polsce do 2020 r. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej '2003 Elektrownie i Elektrociepłownie Gazowe i Gazowo-parowe, Poznań-Kiekrz, listopad 2003.
 86. Miller A.: *Turbiny gazowe i układy parowo-gazowe na paliwo stałe*. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1984.

87. Miller A., Lewandowski J., Badyda K.: Analiza parametrów układu parowo-gazowego z kotłem fluidalnym. *Archiwum Energetyki*, nr 2, 1985.
88. Miller A., Lewandowski J.: Układy gazowo-parowe na paliwo stałe. WNT, Warszawa 1993.
89. The Materials of 37th General Electric State-of-the-Art Technology Seminar. New York, July 1993.
90. Pawlik M.: Uwarunkowania rozwoju elektrowni opalanych gazem. *Mat. Konferencji „Elektrownie i elektrociepłownie gazowe i gazowo-parowe”*, Kiekrz, listopad 2005 r.
91. Pawlik M.: Rozbudowa mocy wytwórczych w Polsce a pakiet klimatyczno-energetyczny UE. *Energetyka Ciepła i Zawodowa*, 2009, nr 7/8.
92. Pawlik M.: Elektrownie opalane węglem w świetle polityki ograniczenia emisji CO₂. *Mat. IX Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Elektrownie Ciepłe”*, Bełchatów/Słok, czerwiec 2009 r.
93. Pawlik M.: Nowe moce wytwórcze w Polsce w świetle unijnych regulacji. *Energetyka* 2010, nr 9.
94. Pawlik M.: Pakiet klimatyczny a struktura paliwowa krajowej elektroenergetyki. *Archiwum Energetyki*, 2010, nr 3.
95. Portacha J.: Badania energetyczne układów cieplnych elektrowni i elektrociepłowni, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2002.
96. Pronobis M.: Modernizacja kotłów energetycznych. WNT, Warszawa 2002.
97. Rakowski J.: Problemy wytwarzania energii przy wykorzystaniu nowych technologii, *Gospodarka paliwami i energią*, nr 3/2002.
98. Rakowski J.: Czy elektrownie węglowe będą w stanie ograniczać emisję CO₂? *Energetyka*, 2006, nr 3.
99. Siegel J. G., Shim J. K., Hartman S. W.: *Przewodnik po finansach*. PWN, Warszawa 1995.
100. Skorek J., Kalina J., Bartnik R., Wronkowski H., Matkowski A., Musiał P.: Techniczne i ekonomiczne aspekty stosowania turbin gazowych i turboekspanderów w układach technologicznych podziemnych magazynów gazu. *Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej '2000 Energetyka Gazowa*, Szczyrk, październik 2000.

101. Skorek J., Kalina J., Bartnik R.: *Ekonomika kogeneracji. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej Szanse Kogeneracji*, Opole, luty 2001.
102. Skorek J., Kalina J., Bartnik R.: *Koszty wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w zasilanych gazem ziemnym małych układach skojarzonych oraz ich efektywność ekonomiczna*. *Energetyka* 1998, nr 8.
103. Skorek J., Drzozga A.: *Analiza techniczno-ekonomiczna modernizacji węglowego bloku parowego o mocy 50 MW przez nadbudowę turbiną gazową. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej'2002 Energetyka Gazowa*, Szczyrk, kwiecień 2002.
104. Skorek J.: *Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
105. Skorek J., Kalina J.: *Gazowe układy kogeneracyjne*, WNT, Warszawa 2005.
106. Sowiński J.: *Inwestowane w źródła wytwarzania energii elektrycznej w warunkach rynkowych*. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2008.
107. *Sprawozdanie z pomiarów eksploatacyjnych głównych parametrów pracy bloku energetycznego nr 4 w BOT Elektrownia Opole SA, 2005*. ZP-BE Energopomiar Gliwice – praca niepublikowana.
108. *Sprawozdanie z badania gwarancyjnego turbozespołu nr 4 oraz z badania eksploatacyjnego bloku nr 4 w Elektrowni Opole*, Energopomiar Gliwice - praca niepublikowana.
109. Stambler I.: *Utilities sold on advantages of gas turbine repowering*. *Gas Turbine World*, czerwiec-lipiec 1993.
110. Stanek W., Budnik M.: *Application of exergy analysis for evaluation of CO₂ emission from operation of steam power unit*. *Archives of thermodynamics*, 2010, no. 4.
111. Szargut J.: *Wpływ nieodwracalności działania ogniw procesu cieplnego na emisję CO₂*. *Energetyka* 2007, nr 11.
112. Szargut J.: *Efekty energetyczne i ekologiczne wdrażania elektrociepłowni turbogazowych i parowo-gazowych na gaz ziemny*. ZN Pol. Śląskiej, *Energetyka*, z.125, Gliwice 1995.
113. Szargut J.: *Koszt produkcji ciepła w elektrociepłowniach parowo-gazowych*. *Gospodarka Paliwami i Energią* 1999, nr 2.
114. Szargut J.: *Efektywność energetyczna czołowego członu turbogazowego*

- elektrowni parowej węglowej, Energetyka 1998, nr 3.
115. Szargut J.: Porównanie wariantów czołowego członu turbogazowego elektrowni parowej węglowej, Materiały I Konferencji Naukowo-Technicznej'2000 Energetyka Gazowa, Szczyrk, październik 2000.
116. Szargut J., Ziębik A.: Podstawy energetyki cieplnej, PWN, Warszawa 1998.
117. Szargut J., Ziębik J.: Skojarzone wytwarzanie ciepła i elektryczności – elektrociepłownie. Wydawnictwo Pracowni Komputerowej Jacka Skalmierskiego. Katowice – Gliwice, 2007.
118. Szargut J., Hoinca K.: Zastosowanie metody *pinch* do doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym turbiny gazowej. Gospodarka Paliwami i Energią 2000, nr 6.
119. Szargut J., Liszka M.: Analiza wariantów nadbudowy elektrociepłowni przemysłowej turbiną gazową zasilaną gazem ziemnym. Materiały Seminarium Kogeneracja w energetyce przemysłowej i komunalnej, Gliwice, wrzesień 2003.
120. Sztekler K., Panowski M., Klajny R.: Analiza adsorpcyjnego układu oczyszczania spalin kotłowych na potrzeby sekwestracji dwutlenku węgla. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Journal of Transdisciplinary Systems Science, Systems 2010, Volume 14.
121. Todd D.M.: Clean Coal Technologies for Gas Turbines. GE Power Generation, GER-36508, 1992.
122. Tuominen J.: A New Generation of Heat Recovery Steam Generators for Combined Cycle Power Plants. The First International Scientific Symposium Compower'95 Gdańsk, November 1995.
123. Werner K. H.: Powering Up. Power Plant Technology. November, 2000.
124. Zaporowski B.: Analiza energetyczna układów technologicznych elektrociepłowni gazowych i gazowo-parowych opalanych gazem ziemnym. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej '2003 Elektrownie i Elektrociepłownie Gazowe i Gazowo-parowe, Poznań-Kiekrz, listopad 2003.
125. Zbroińska-Szczchura E., Dobosiewicz J.: Diagnostyka materiałowa i cieplna skraplaczy, Energetyka, nr 3/2000.
126. Zembaty W.: Wymagania dla systemu chłodzącego w elektrociepłowniach, Energetyka, nr 6/1994.
127. PGE Elektrownia Opole – informacje własne.