

Termodynamiczna analiza pracy bloku o mocy elektrycznej 380 MW przystosowanego do pracy skojarzonej

Prof. nzw. dr hab. inż. Ryszard Bartnik

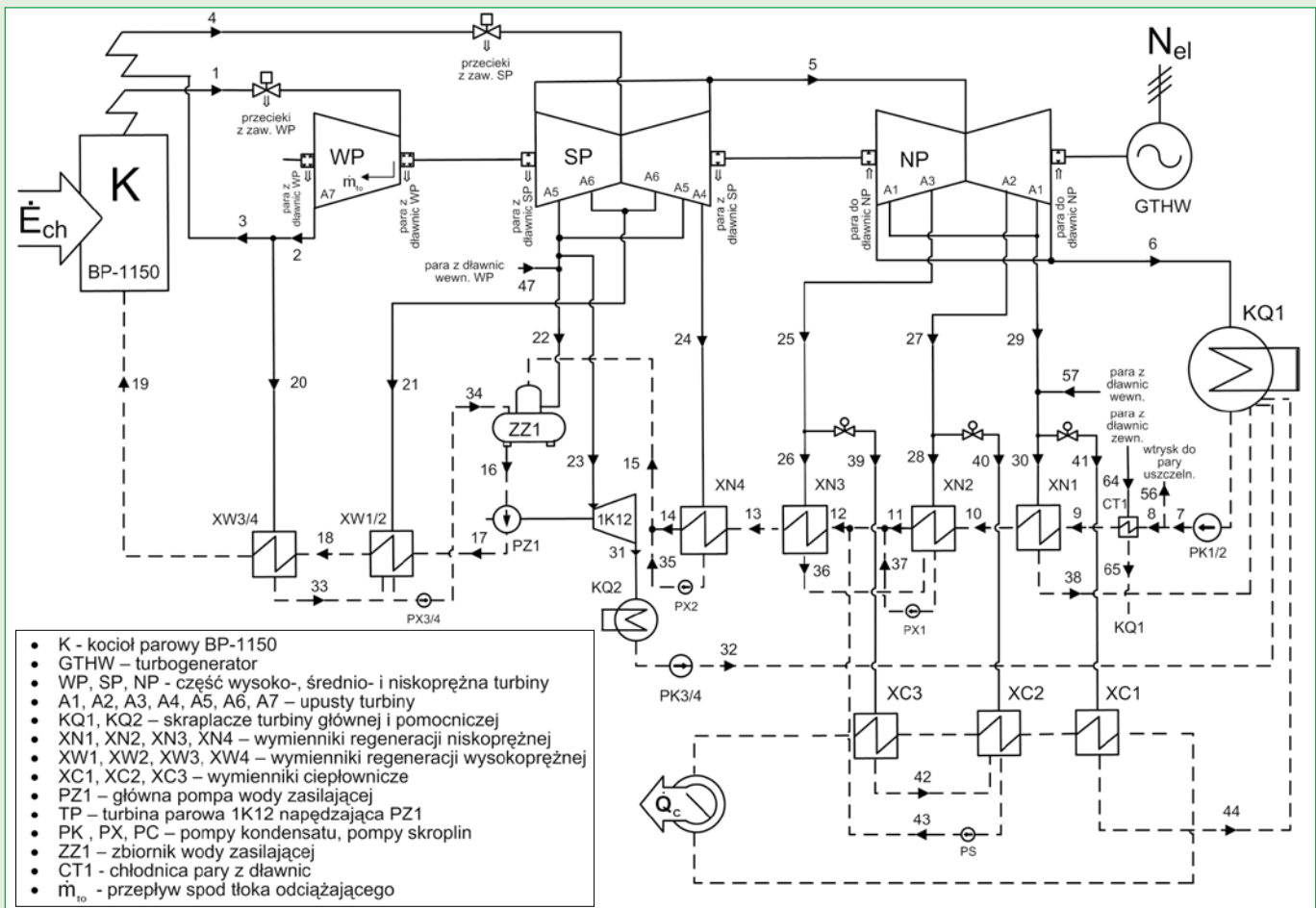
Politechnika Opolska, Katedra Techniki Ciepłej i Aparatury Przemysłowej, Instytut Techniki Ciepłej w Łodzi

mgr inż. Zbigniew Buryń – BOT Elektrownia Opole SA

W dwóch artykułach opublikowanych na łamach *Energetyki* [1, 2] przedstawiono:

- metodykę doboru optymalnych struktur cieplnych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej
- algorytm obliczeń optymalnej struktury wymienników ciepłowniczych przystosowujących do takiej pracy blok o mocy elektrycznej 380 MW.

W celu określenia wspomnianego algorytmu model rzeczywistego cieplnego układu technologicznego bloku uzupełniono o człon ciepłowniczy, o trzy szeregowo połączone wymienniki XC1, XC2, XC3 zasilane kolejno parą grzejącą z trzech upustów regeneracji niskociśnieniowej A1, A2, A3 (rys. 1). W wymienniku XC1 można podgrzać wodę sieciową maksymalnie do temperatury $t_g = 70^\circ\text{C}$, w XC2 do $t_g = 90^\circ\text{C}$ i w wymienniku XC3 do $t_g = 135^\circ\text{C}$.



Rys. 1. Ideowy schemat cieplny bloku energetycznego 380 MW pracującego w skojarzeniu

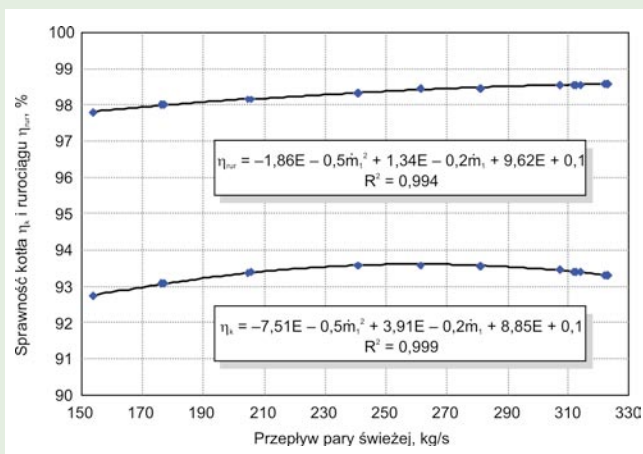
W obecnie prezentowanym artykule, będącym kontynuacją prac [1, 2], przedstawiono wybrane wyniki termodynamicznych obliczeń dla rozwiązania przedstawionego na rysunku 1. Obliczenia przeprowadzono wykorzystując model matematyczny zawarty w [2] oraz zależności charakteryzujące pracę poszczególnych urządzeń bloku. Wyniki obliczeń testujących model przy całkowitej kondensacyjnej pracy bloku wykazały bardzo dobrą ich zgodność z wynikami uzyskanymi z pomiarów. Różnice nie przekraczały 2%.

Zależności charakteryzujące pracę urządzeń bloku

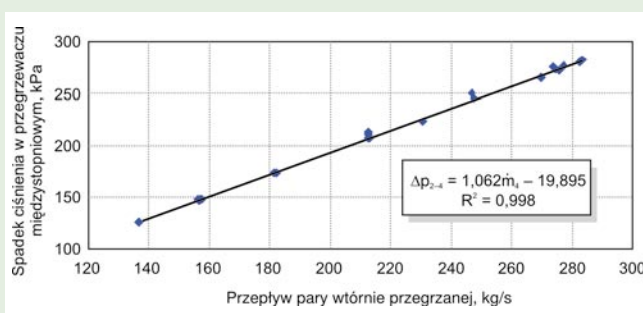
Wykorzystywane w modelu zależności charakteryzujące pracę bloku wyznaczono na podstawie wyników cieplnych pomiarów kotła, turbozespołu oraz urządzeń pomocniczych wykonanych w 2005 roku [3, 4].

Kocioł parowy

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



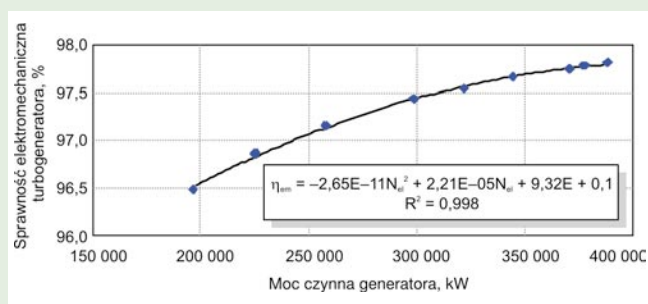
Rys. 2. Sprawność kotła η_k i sprawność rurociągu η_{nr} w funkcji przepływu pary świeżej



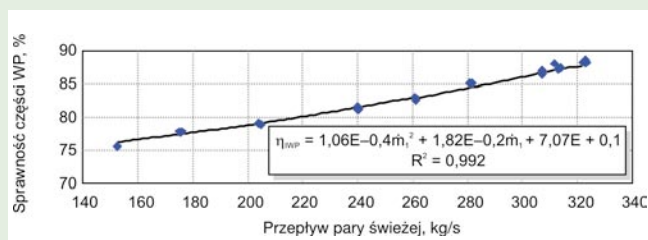
Rys. 3. Spadek ciśnienia w przegrzewaczu międzystopniowym w funkcji przepływu pary wtórnie przegrzanej do części średnioprężnej turbiny

Turbozespół

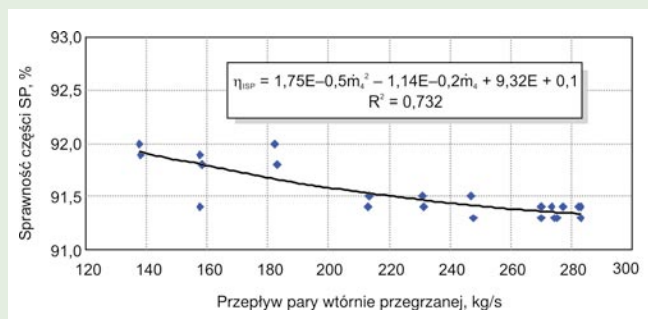
Dla turbozespołu wykorzystywana jest charakterystyka jego sprawności elektromechanicznej oraz charakterystyki sprawności wewnętrznych części wysoko-, średnio- i niskoprężnej turbiny.



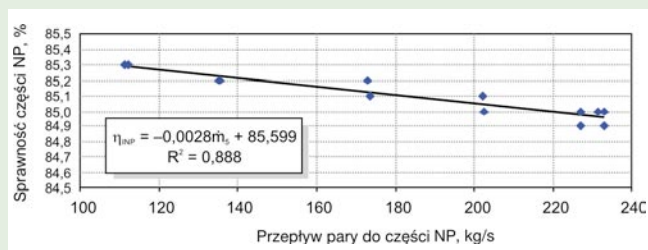
Rys. 4. Sprawność elektromechaniczna turbogeneratora w funkcji mocy czynnej



Rys. 5. Sprawność wewnętrzna części wysokoprężnej turbiny w funkcji przepływu pary świeżej



Rys. 6. Sprawność wewnętrzna części średnioprężnej turbiny w funkcji przepływu pary wtórnie przegrzanej



Rys. 7. Sprawność wewnętrzna części niskoprężnej turbiny w funkcji przepływu pary

Regeneracja nisko- i wysokoprężna

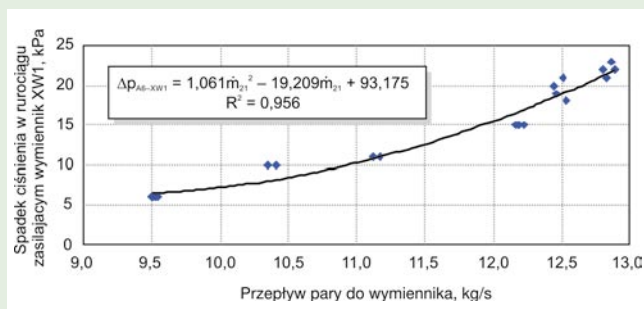
Do urządzeń pomocniczych można zaliczyć m.in. wymienniki regeneracji nisko- i wysokoprężnej. Rurociągi łączące je z turbiną mają przeważnie znaczne długości i dlatego w modelu należy wykorzystywać charakterystyki uwzględniające straty w nich ciśnienia.

Dla rurociągów regeneracji niskoprężnej (XN2, XN3 i XN4) przyjęto stałe wartości spadków. Dla rurociągu zasilającego wymiennik XN1 spadek ciśnienia pominięto (tab. 1). Dla rurociągów łączących turbinę z wymiennikami wysokoprężnymi wyznaczone spadki ciśnień w funkcji przepływającej przez nie pary przedstawiono na rysunkach 8 i 9.

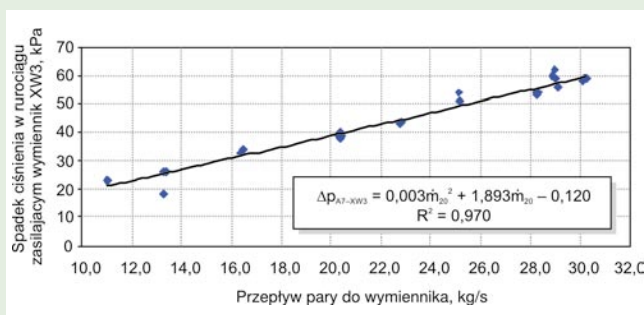
Tabela 1

Zestawienie wartości charakteryzujących pracę wymienników

Wymiennik	$kF_n (F_n)$, kW/K, m ²	Przechłodzenie skroplin, °C	Spadek ciśnienia w rurociągu, 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	rysunek 8
XW3/4	3800 (468)	0,6	rysunek 9



Rys. 8. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej XW1/2 w funkcji przepływu pary



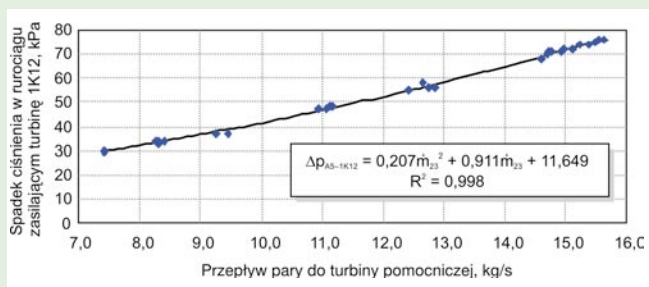
Rys. 9. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym wymiennik regeneracji wysokoprężnej XW3/4 w funkcji przepływu pary

Dla każdego z wymienników wyznaczono 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 1.

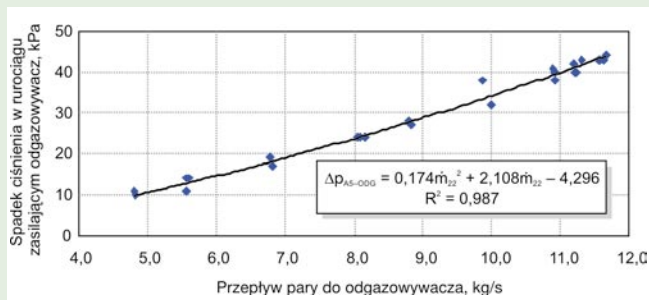
Turbina pomocnicza i pompa wody zasilającej

Dla rurociągu zasilającego pomocniczą turbinę napędzającą główną pompę wody zasilającej oraz rurociągu zasilającego odgazowywacz, wykorzystywane są charakterystyki spadków w nich ciśnienia (rys. 10, 11).

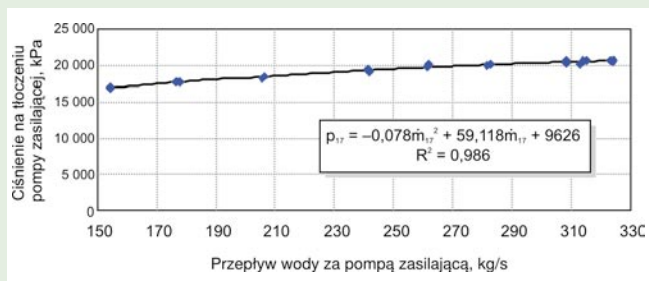
Wykorzystywana jest również charakterystyka ciśnienia wody na tłoczeniu pompy (rys. 12). W obliczeniach można przyjąć stałą wartość przyrostu temperatury wody w pompie równą 3,7°C, stałą wartość sprawności pompy równą 77% oraz stałą 99,5-procentową sprawność mechaniczną turbiny.



Rys. 10. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym turbinę pomocniczą w funkcji przepływu pary



Rys. 11. Spadek ciśnienia w rurociągu parowym zasilającym odgazowywacz w funkcji przepływu pary

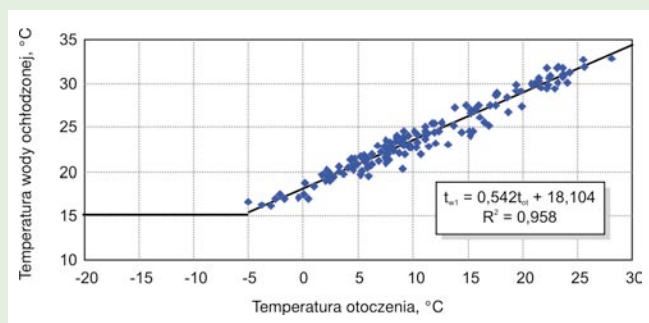


Rys. 12. Ciśnienie na tłoczeniu głównej pompy zasilającej w funkcji przepływu wody zasilającej

Skraplacze turbiny głównej i pomocniczej

Dla skraplaczy wykorzystywana jest charakterystyka temperatury zasilającej je wody chłodzącej w funkcji temperatury otoczenia (rys. 13). Zgodnie z instrukcjami eksploatacji bloku przyjęto, że temperatura wody nie może być niższa od 15°C.

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 2.

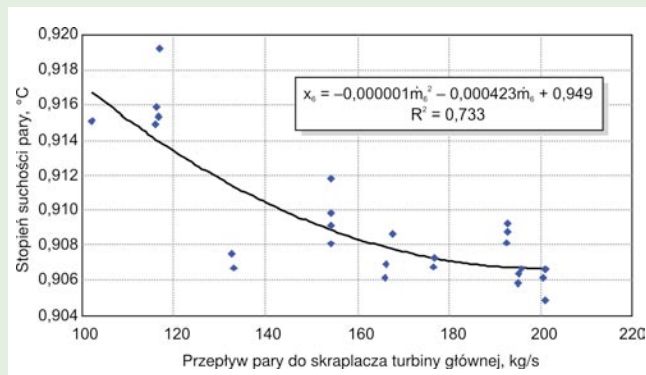


Rys. 13. Temperatura wody chłodzącej w funkcji temperatury otoczenia

Tabela 2

Zestawienie wartości charakteryzujących pracę skraplaczy

Skraplacz	$kF_n (F_n)$, kW/K, m ²	Przechłodzenie skroplin, °C	Przepływ wody chłodzącej, kg/s
KQ1	40 511 (10 290)	0	10 500
KQ2	5 143 (729)	0	724



Rys. 14. Stopień suchości pary w skraplaczu turbiny głównej w funkcji jej przepływu

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

Dla obliczenia entalpii właściwej pary przed skraplaczem turbiny pomocniczej posłużono się zależnością [3]:

$$h_{31} = 2260 \text{ kJ/kg} + \text{entalpia właściwa skroplin za skraplaczem.}$$

Wyprowadzenie mocy cieplnej z bloku

Wyprowadzenie dodatkowych (ponad potrzeby regeneracji niskociśnieniowej przy całkowitej kondensacyjnej pracy bloku), znacznych ilości pary do wymienników ciepłowniczych z upustów części niskoprężnej NP turbiny generuje wiele istotnych problemów. Na przykład dodatkowe wyprowadzenie pary z niesymetrycznych upustów A2 i A3 (rys. 1) powoduje powstawanie w części NP turbiny dodatkowej siły osiowej.

Należy pamiętać, że turbina 18K360 została skonstruowana wyłącznie do pracy kondensacyjnej i przystosowanie jej do pracy ciepłowniczej wymaga dokonania w niej bardzo istotnych zmian. Takich problemów nie stwarza 200-megawatowy turbozespół 13K215, który doskonale nadaje się do wyprowadzenia nawet dużej mocy cieplnej na potrzeby ciepłownictwa przy relatywnie małym zakresie prac dostosowawczych. Wynika to z dostosowanego do wartości parametrów ciepłownictwa ciśnienia pary w przelotni pomiędzy częściami SP i NP turbiny, które wynosi 0,12 MPa.

W turbinie 18K360 konieczne natomiast jest [6, 7]:

- zwiększenie powierzchni „szczelin” w układzie łopatkowym w miejscach upustów
- usymetrycznienie układu łopatkowego
- istotne zwiększenie średnic rurociągów upustowych (zwiększenie średnic jest konieczne z dwóch powodów: pierwszy, to poprzez oczywiste zwiększone wartości upustowych strumieni pary, a drugi, to ze względu na większą jej objętość właściwą w wyniku zmniejszonych, zgodnie z równaniem przelotowości

turbiny Stodoli-Flügla, wartości ciśnień w upustach spowodowanych właśnie tymi zwiększonymi strumieniami)

- wymiana stopni turbiny poprzedzających upusty na nowe o istotnie zwiększonej wytrzymałości ze względu na zwiększone strumienie pary upustowej.

Powyższy zakres zmian wymusza wymianę wewnętrznych zespołów części NP turbiny na nowe. Stwarza to możliwość zastosowania wysokosprawnego ołopatkowania najnowszej generacji, co podniesie sprawność wewnętrzną turbiny, a zatem i jej moc. Ze względu na powyższe, konieczna jest również wymiana korpusu części NP turbiny na nowy, także o zwiększonej wytrzymałości. Zmiany takie zostały już dokonane w *Elektrowni Opole*.

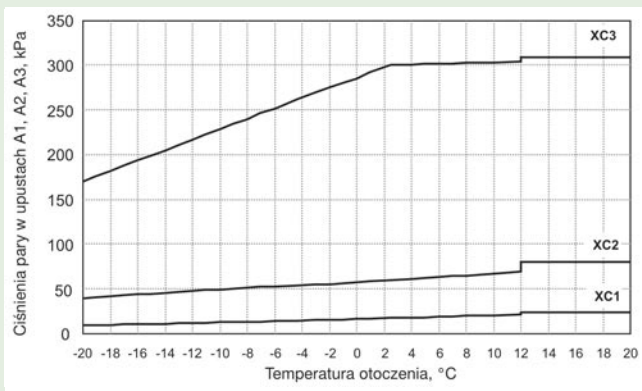
Wybrane wyniki termodynamicznych obliczeń bloku o mocy elektrycznej 380 MW przystosowanego do pracy skojarzonej

Do obliczeń termodynamicznych parametrów pracy bloku przyjęto wartość maksymalnej mocy cieplnej z niego wyprowadzanej, zgodnie z rocznym uporządkowanym wykresem komunalnych potrzeb cieplnych, na poziomie $\dot{Q}_{c \max} = 220 \text{ MW}$, przy czym wartość mocy na potrzeby przygotowania ciepłej wody użytkowej założono równą $\dot{Q}_{c \text{wu}} = 22 \text{ MW}$. Maksymalną wartość temperatury wody sieciowej gorącej $t_{g \max}$ przyjęto w wysokości 135°C (w krajach zachodnich i skandynawskich temperatura ta jest dużo niższa i wynosi 110–120°C; istnieje więc problem określenia optymalnej wartości $t_{g \max}$ w kraju), maksymalną wartość temperatury wody powrotnej równą $t_{p \max} = 70^\circ\text{C}$ [2] (rys. 16, 18, 20, 22).

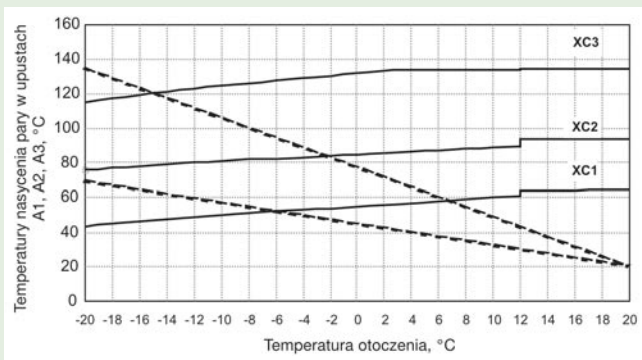
Na rysunkach 15–22 zaprezentowano wyniki termodynamicznych obliczeń rozkładów ciśnień i temperatur nasycenia pary w upustach A1, A2 i A3. Rozkłady te wynikają z poborów z nich pary na potrzeby ciepła grzejnego zgodnie z wykresem jakościowej regulacji mocy cieplnej oddawanej z elektrowni na komunalne potrzeby grzejne. Rozkłady te mają podstawowe znaczenie, determinują bowiem przydatność poszczególnych upustów na potrzeby c.o. i c.w.u.

Obliczenia wykonano dla czterech wariantów pracy bloku.

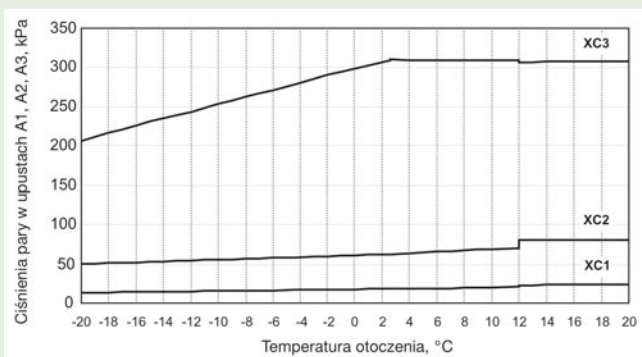
1. Przy stałym strumieniu masy pary świeżej: $\dot{m}_1 = 312,8 \text{ kg/s} = \text{const}$ ($N_{el} = \text{var}$)
 - a) wymienniki ciepłownicze XC1, XC2, XC3 zasilane są parą grzejną odpowiednio z upustów A1, A2 i A3, przy czym upust A1 jest wykorzystywany wyłącznie w okresie poza-grzewczym, tj. w zakresie temperatur od +12 do +20°C na potrzeby przygotowania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) (w sezonie grzewczym na potrzeby c.o. wykorzystywane są upusty A2 i A3, na potrzeby c.w.u. wyłącznie upust A2) (rys. 15, 16)
 - b) wykorzystywany jest wyłącznie wymiennik ciepłowniczy XC3 zasilany parą z upustu A3 (rys. 19, 20).
2. Przy stałej mocy elektrycznej bloku równej mocy sprzed jego przystosowania do pracy skojarzonej: $N_{el} = 370 \text{ MW} = \text{const}$ ($\dot{m}_1 = \text{var}$; przywrócenie elektrowni jej początkowej mocy elektrycznej poprzez spalanie w kotle dodatkowej ilości węgla gwarantuje – co ważne – obniżenie jednostkowego kosztu produkowanego w niej ciepła [1])
 - a) wymienniki ciepłownicze zasilane są parą z upustów jak w wariantcie 1a (rys. 17, 18)
 - b) wykorzystywany jest wyłącznie wymiennik ciepłowniczy XC3 zasilany parą z upustu A3 jak w wariantcie 1b (rys. 21, 22).



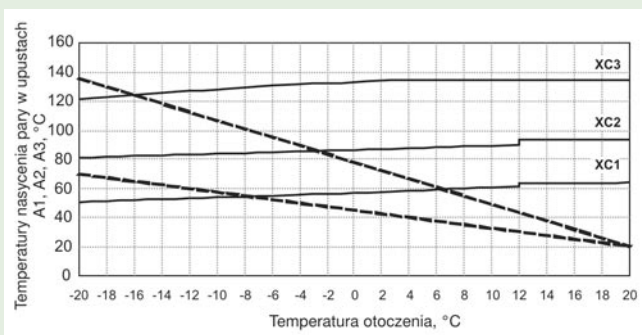
Rys. 15. Ciśnienia pary w upstach A1, A2, A3 w funkcji temp. otoczenia dla warunku $\dot{m}_i = \text{const}$ przy pracujących wymiennikach XC1, XC2, XC3



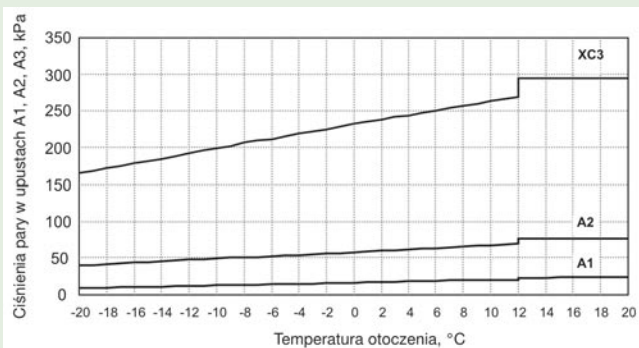
Rys. 16. Temperatury nasycenia pary w upstach A1, A2, A3 w funkcji temperatury otoczenia dla warunku $\dot{m}_i = \text{const}$ przy pracujących wymiennikach XC1, XC2, XC3 (liniami przerywanymi zaznaczono prostoliniowy rozkład temperatur wody sieciowej gorącej i powrotnej)



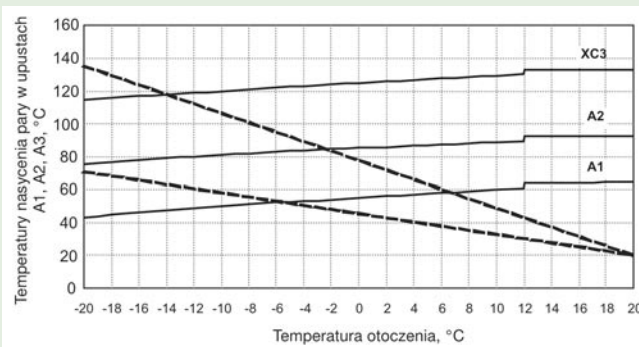
Rys. 17. Ciśnienia pary w upstach A1, A2, A3 w funkcji temperatury otoczenia dla warunku $N_{el} = \text{const}$ przy pracujących wymiennikach XC1, XC2, XC3



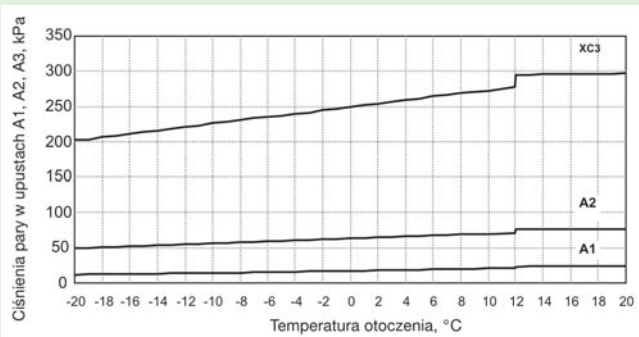
Rys. 18. Temperatury nasycenia pary w upstach A1, A2, A3 w funkcji temperatury otoczenia dla warunku $N_{el} = \text{const}$ przy pracujących wymiennikach XC1, XC2, XC3 (liniami przerywanymi zaznaczono prostoliniowy rozkład temperatur wody sieciowej gorącej i powrotnej)



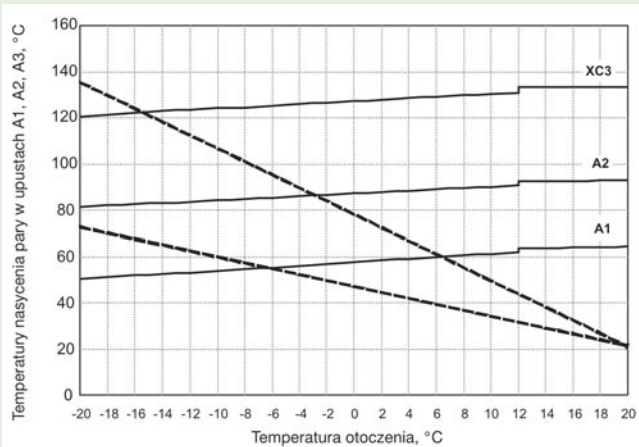
Rys. 19. Ciśnienia pary w upstach A1, A2, A3 w funkcji temperatury otoczenia dla warunku $\dot{m}_i = \text{const}$ przy pracującym wymienniku XC3



Rys. 20. Temperatury nasycenia pary w upstach A1, A2, A3 w funkcji temperatury otoczenia dla warunku $\dot{m}_i = \text{const}$ przy pracującym wymienniku XC3 (liniami przerywanymi zaznaczono prostoliniowy rozkład temperatur wody sieciowej gorącej i powrotnej)



Rys. 21. Ciśnienia pary w upstach A1, A2, A3 w funkcji temperatury otoczenia dla warunku $N_{el} = \text{const}$ przy pracującym wymienniku XC3



Rys. 22. Temperatury nasycenia pary w upstach A1, A2, A3 w funkcji temperatury otoczenia dla warunku $N_{el} = \text{const}$ przy pracującym wymienniku XC3 (liniami przerywanymi zaznaczono prostoliniowy rozkład temperatur wody sieciowej gorącej i powrotnej)

Podsumowanie

Dodatkowe wyprowadzenie znacznych ilości pary do wymienników ciepłowniczych wpływa na zmniejszenie ciśnień w upustach. Ciśnienia mogą ulegać dalszemu obniżeniu wraz z obniżeniem obciążenia bloku, czego nie można w żadnym wypadku wykluczyć. Obniżenie wartości ciśnień, a tym samym, co bardzo istotne, odpowiadających im temperatur nasycenia, powoduje, że na przykład temperatura pary w upuście A1 „spada” znacznie poniżej 70°C (rys. 16, 18), tj. poziomu, który jest wymagany dla ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) na wyjściu z członu ciepłowniczego. Z tego względu upust A1 nie nadaje się (również względy techniczne powodują trudności z wyprowadzeniem z niego pary oraz z regulacją wielkości jej strumienia; nie ma miejsca na zainstalowanie kłapy regulacyjnej utrzymującej w nim ciśnienie na stałym poziomie; wymagałoby to zainstalowania nowej, całkowicie przekonstruowanej części NP turbiny) do wykorzystywania go w ciepłownictwie. Również temperatura nasycenia w upuście A3 wraz ze wzrostem upustowego strumienia na potrzeby grzejne, zgodnie z rocznym uporządkowanym wykresem zapotrzebowania na moc cieplną, obniża się, nawet do wartości poniżej 120°C (rys. 20, 22). Z powyższych względów optymalnej struktury wymienników ciepłowniczych [2] należy poszukiwać pośród wymienników zasilanych parą z upustów A2, A3 i z przelotni pomiędzy częściami SP i NP turbiny, a nie z upustów A1, A2 i A3.

Znaczący wpływ na jednostkowy (na jednostkę energii) koszt produkcji loco elektrownia rocznie ciepła grzejnego w ilości Q_R ma wartość rocznego zmniejszenia produkcji w niej energii elektrycznej $\Delta E_{el,R}^{El}$ (należy przy tym zaznaczyć, że w przypadku wymiany ołopatkowania na ołopatkowanie najnowszej generacji zmniejszenie to może być nieduże, a nawet wcale nie wystąpić). Przy warunku $\dot{m}_1 = \text{const}$ zmniejszenie wyraża się wzorem [1, 2]:

$$\Delta E_{el,R}^{El} = \int_0^{\tau_R} \varepsilon \dot{Q}_G^{El} d\tau = \varepsilon Q_R \quad (1)$$

gdzie:

ε – średnio ważony wskaźnik rocznego zmniejszenia produkcji energii elektrycznej w elektrowni w wyniku produkcji w niej ciepła Q_R .

Aby przystosowanie elektrowni do pracy skojarzonej było ekonomicznie opłacalne musi być spełniona relacja (przy warunku $\dot{m}_1 = \text{const}$) [1, 2]:

$$\varepsilon \leq \frac{e_c}{e_{el}} - \frac{(z_p + \delta_{rem}) J^{przyst} + K_P}{e_{el} Q_R} \quad (2)$$

(gdy w zależności (2) zachodzi znak równości wówczas cena ciepła e_c wyraża jednostkowy koszt k_c jego produkcji)

gdzie:

e_{el} – jednostkowa (na jednostkę energii) cena sprzedaży energii elektrycznej; należy pamiętać, że produkowana w skojarzeniu z ciepłem energia elektryczna, tzw. czerwona energia, ma wyższą cenę od „energii czarnej”, co w jeszcze większym stopniu przemawia za przystosowywaniem elektrowni do pracy skojarzonej,

K_P – koszt energii elektrycznej do napędu pomp przetwarzających wodę sieciową oraz pomp uzupełniających zład ciepłowniczy,

$(z_p + \delta_{rem}) J^{przyst}$ – amortyzacja oraz roczne koszty konserwacji i remontów urządzeń związane z nakładami finansowymi J^{przyst} na przystosowanie elektrowni do pracy skojarzonej.

Przy doborze optymalnej struktury wymienników ciepłowniczych [2] optymalizowana jest zatem niejako wartość średnio ważonego wskaźnika ε .

Wartość ε zależy od zmieniających się w czasie wartości wskaźników ε_i dla poszczególnych upustów. Wartości ε_i zmieniają się w zależności od zmian wyprowadzanych z nich strumieni pary grzejnej zgodnie z jakościową regulacją mocy cieplnej [2] i zależą od zmian ciśnienia w upustach. Zmniejszenie strumienia pary odpływającej do kolejnych stopni turbiny prowadzi, zgodnie z równaniem przelotowości Stodoli-Flügla, do zmniejszenia ciśnień pary w upustach, co z kolei skutkuje zwiększeniem wartości wskaźników ε_i i w konsekwencji zwiększeniem wartości wskaźnika ε [5].

Tym samym, w przypadku istnienia w elektrowni kilku bloków, a tak z reguły jest, korzystną możliwością może być zasilanie wymienników ciepłowniczych nie z jednej turbiny, a z dwóch, mimo że konieczna moc cieplna mogłaby być wyprowadzona tylko z jednej. Na przykład z jednej z upustów A2 i A3, i z drugiej z przelotni pomiędzy częściami SP i NP turbiny [6, 7]. Należy przy tym pamiętać o rezerwie na wypadek awaryjnego odstąpienia z eksploatacji jednego z bloków. Rezerwą taką mogą być wówczas inwestycyjnie tanie kotły wodne albo przystosowany do pracy skojarzonej w całym zakresie potrzeb cieplnych drugi turbozespół.

Zasilanie przez dwa turbozespoły może być również w praktyce wymuszone brakiem technicznych możliwości wyprowadzenia potrzebnych ilości pary grzejnej z jednej turbiny.

LITERATURA

- [1] Bartnik R., Buryn Z.: Metodyka doboru optymalnych struktur cieplnych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej. *Energetyka* 2007, nr 10
- [2] Bartnik R., Buryn Z.: Algorytm obliczeń optymalnej struktury wymienników ciepłowniczych przystosowujących blok o mocy elektrycznej 380 MW do pracy skojarzonej. *Energetyka* 2008, nr 1
- [3] Sprawozdanie z pomiarów eksploatacyjnych głównych parametrów pracy bloku energetycznego nr 4 w *BOT Elektrownia Opole S.A. ZPBE „Enegopomiar” Sp. z o.o.*, 2005 (praca niepublikowana)
- [4] Sprawozdanie z badania gwarancyjnego turbozespołu nr 4 oraz badania eksploatacyjnego bloku nr 4 w *Elektrowni Opole SA*
- [5] Szargut J., Ziębk J.: Skojarzone wytwarzanie ciepła i elektryczności – elektrociepłownie. Wydawnictwo Pracowni Komputerowej Jacka Skalmierskiego. Katowice – Gliwice, 2007
- [6] Szopiński W.: Propozycja uciepłowiczenia bloków energetycznych 18K360 w *El. Opole* wg nowego rozwiązania technicznego. *ABB Zamech Ltd*, Elbląg, listopad 1998 (praca niepublikowana)
- [7] Szopiński W., Karpiuk R.: Propozycja dostosowania *Elektrowni Opole SA* do produkcji energii cieplnej dla ogrzewania miasta Opole. Materiały IV Konferencji Naukowo-Technicznej „Elektrownie Ciepne, Eksploatacja – Modernizacja – Remonty”. Słok, wrzesień 1999