

POPRAWA EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ ELEKTROCIĘPŁOWNI POPRZECZ WPROWADZENIE POMPY CIEPŁA DO INSTALACJI BLOKU ENERGETYCZNEGO

W artykule wykazano możliwość poprawy efektywności energetycznej elektrociepłowni poprzez wprowadzenie pompy ciepła do instalacji bloku energetycznego. Funkcją pompy ciepła (dalej zwanej urządzeniem chłodniczym) jest pobieranie energii cieplnej z układu chłodzenia elektrociepłowni (w tym energii cieplnej wody sieciowej, stanowiącej powrót z miejskiej sieci ciepłowniczej), a następnie oddawanie energii cieplnej (odzyskiwanie) – podgrzewanie wody zasilającej.

W artykule określono współczynnik efektywności energetycznej utworzonego urządzenia silnikowo-chłodniczo-grzejnego (blok elektrociepłowni z dodatkowym układem chłodniczym). Obliczono wartości współczynników efektywności energetycznej dla założonych, charakterystycznych stanów eksploatacyjnych, odnoszących się do okresu letniego i okresów przejściowych (wiosennego, jesienno) dla urządzenia silnikowo-grzejnego (blok elektrociepłowni) i silnikowo-chłodniczo-grzejnego. Następnie dokonano odpowiedniego porównania wyników obliczeniowych współczynników efektywności energetycznych. W obliczeniach zastosowano podstawowe równania bilansowe energii i masy dla głównych elementów elektrociepłowni. W zakończeniu podano wnioski wynikające z treści artykułu.

Słowa kluczowe: energetyka, elektrociepłownia, sprawność energetyczna, badania eksploatacyjne.

WSTĘP

Utrzymywanie wysokiej sprawności energetycznej systemu energetycznego w czasie jego długotrwałej eksploatacji jest zagadnieniem istotnym dla energetyki z punktu widzenia ponoszonych kosztów eksploatacji tego systemu, a w tym kosztów paliwa, wynikających z ilości jego zużycia oraz emisji CO₂ do środowiska przyrodniczego.

Tak postrzegane zagadnienie implikuje następujące problemy techniki:

- 1) jak zwiększyć sprawność energetyczną technicznego systemu energetycznego?
- 2) jak utrzymywać określoną sprawność energetyczną technicznego systemu energetycznego w jego eksploatacji?

Z tak postawionych problemów techniki wynika następujący problem naukowy: jak powinien przebiegać proces eksploatacji technicznego systemu energetycznego, aby utrzymywać jego wymaganą sprawność energetyczną?

Głównie w okresie letnim występuje znaczący nadmiar produkowanej przez elektrociepłownię energii cieplnej, która odprowadzana jest do środowiska przyrodniczego. Tracona w ten sposób energia wynika z konieczności utrzymywania

w czasie funkcjonowania bloku energetycznego elektrociepłowni określonych minimalnych parametrów eksploatacyjnych, które umożliwiają stabilne funkcjonowanie określonych elementów tego bloku (punkt uznany za minimum techniczne), w dociążeniu kondensacyjnym (przypadek wystąpienia konieczności uruchomienia, np. chłodni wentylatorowych).

W celu rozwiązania wskazanego w temacie artykułu zagadnienia należy rozważyć następujące relacje:

- między zapotrzebowaniem odbiorców energii cieplnej, włączonych do miejskiej sieci ciepłowniczej, a sprawnością energetyczną elektrociepłowni;
- między zapotrzebowaniem energii elektrycznej przez rynek energetyczny a sprawnością energetyczną elektrociepłowni.

W okresie letnim występuje znaczące zmniejszenie poboru energii cieplnej przez sieci ciepłownicze. Wynika to głównie z wyłączenia w okresie wiosennym centralnego ogrzewania w budynkach. Występują również duże zmiany w przepływie wody sieciowej, wynikające ze zmienności poboru ciepłej wody użytkowej w ciągu doby. Zagadnienia odnoszące się do zmiennych obciążeń systemów ciepłowniczych wskazano m.in. w pracy [5].

Zmniejszone obciążenie systemów ciepłowniczych przede wszystkim w okresie letnim, ale również w wiosennym i jesiennym, powoduje konieczność dociążenia kondensacyjnego w czasie eksploatacji elektrociepłowni. W ten sposób przeciwdziała się obniżaniu się w tych okresach wydajności w kotle ze względu na obciążenia cieplne komory paleniskowej, a dalej – zmniejszenie prędkości przepływu wody w rurach ekranowych. Możliwości obniżania minimum technicznego kotłów parowych określono w artykule [9].

W artykule [1] wskazano na ryzyko sprzedaży energii elektrycznej z elektrociepłowni w okresie letnim, które wynika z możliwości nieuzyskania określonej sprawności energetycznej w ciągu roku eksploatacji elektrociepłowni i oszczędności paliwa pierwotnego, powodującej korzyść ze stosowania wysokosprawnego skojarzenia. W pracy [2] wskazano, że elektrociepłownia jako uczestnik tzw. Rynku Bilansującego ma potrzebę dokładnego prognozowania zapotrzebowania energii cieplnej przez jej odbiorców. Elektrociepłownie zawierają kontrakty bilateralne w okresach przejściowych (wiosną i jesienią) na 50% potencjału handlowego, a pozostała energia elektryczna jest sprzedawana w transakcji typu SPOT (tzw. SPOT – Rynek Dnia Następnego), kontraktów deklarowanych w dobie poprzedzającej dobę realizacji [3]. Na potrzebę utrzymania wysokiej sprawności energetycznej systemu ciepłego, a także konieczność dokładnego prognozowania zapotrzebowania energii cieplnej względem określonych warunków eksploatacyjnych tej sieci, zwrócono uwagę w pracy [4]. Każde zmniejszenie błędu prognozy zapotrzebowania odbiorców na energię ciepłą skutkuje automatyczną, liniową redukcją kosztów bilansowania [2].

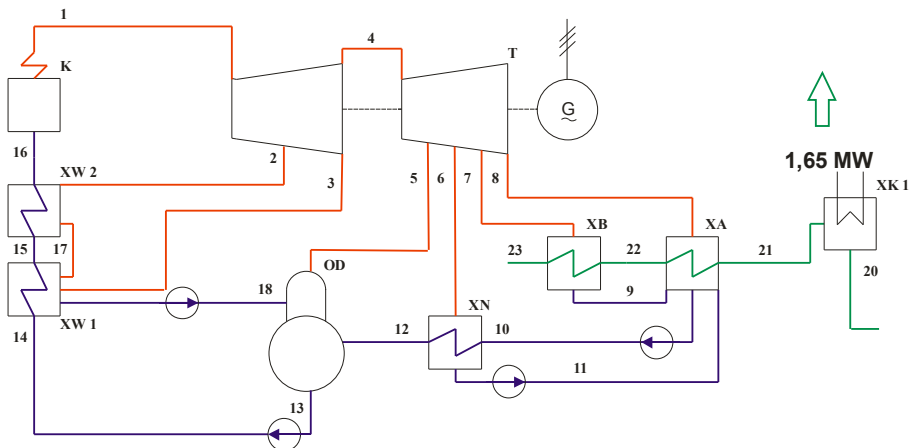
Wskazane w niniejszej pracy rozwiązanie techniczne, wprowadzające urządzenia chłodnicze do bloku energetycznego elektrociepłowni, w okresach przejściowych, kiedy to najtrudniej prognozować zapotrzebowanie energii cieplnej z sieci ciepłowniczej przez jej odbiorców, może stanowić również rozwiązanie

zmniejszające skutki niedokładnego prognozowania energii ciepłej poprzez okresowe włączanie i wyłączanie zespołu urządzenia chłodniczego w zależności od obciążenia cieplnego sieci ciepłowniczej.

Podsumowując, podczas realizacji procesu zaspokajania potrzeb odbiorców energii ciepłej podłączonych do miejskiej sieci ciepłowniczej, głównie w okresie letnim, ale także w okresach wiosennym i jesiennym, występują znaczące straty energii ciepłej do otoczenia przyrodniczego. Należy więc zastanowić się nad następującym problemem techniki: jak odzyskiwać traconą ilość ciepła do otoczenia poprzez całkowite lub częściowe wprowadzenie tej energii ciepłej do instalacji elektrociepłowni.

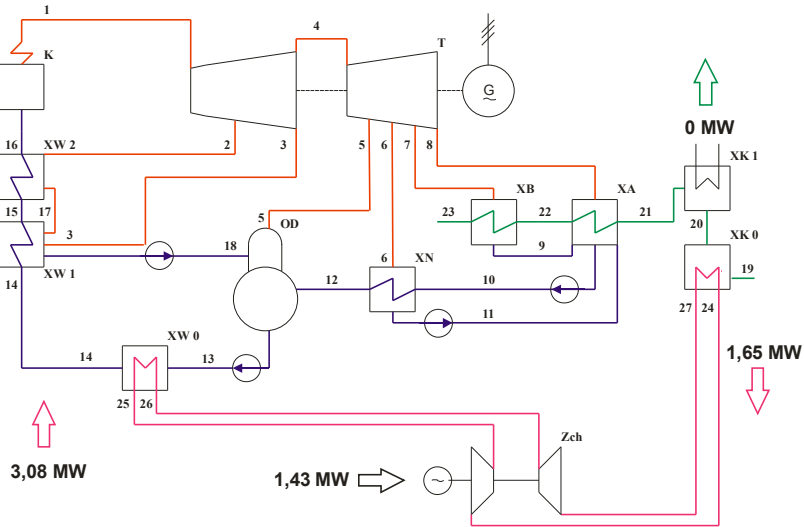
1. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA URZĄDZENIA SILNIKOWO-CHŁODNICZO-GRZEJNEGO

Rysunek 1 przedstawia ideowy schemat układu cieplnego bloku energetycznego, do którego wprowadzono urządzenie chłodnicze **Zch** w sposób zilustrowany na rysunku 2 (**Zch** jest zbudowane ze sprężarki, chłodnicy wysokociśnieniowej, rozprężarki i chłodnicy niskociśnieniowej). Funkcją urządzenia chłodniczego jest pobieranie energii ciepłej z układu chłodzenia elektrociepłowni **XK 0** (energii ciepłej wody sieciowej stanowiącej powrót z miejskiej sieci ciepłowniczej), a następnie oddawanie energii ciepłej (odzyskiwanie) – podgrzewanie wody zasilającej **XW 0**.



Rys. 1. Ideowy schemat układu cieplnego bloku elektrociepłowni; K – kocioł parowy, G – generator, T – turbina parowa, XA, XB – wymienniki ciepłownicze, XK 1 – wymiennik ciepła: woda-woda, XN, XW 1, XW 2 – regeneracyjne wymienniki ciepła, OD – odgazowywacz ze zbiornikiem wody zasilającej

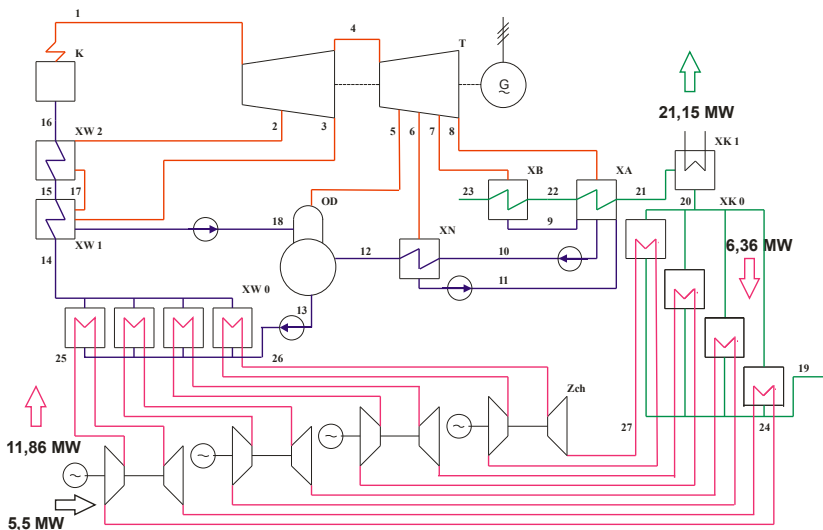
Fig. 1. General outline of the structure of the thermal block of the combined heat and power station; K – steam boiler, G – generator, T – steam turbine, XA, XB – heat exchanger for the heating distribution network, XK 1 – heat exchanger: water-water, XN, XW 1, XW 2 – regenerative heat exchangers, OD – deaerator with reservoir of water feeding



Rys. 2. Ideowy schemat układu ciepłego bloku elektrociepłowni z urządzeniem chłodniczym Zch

Fig. 2. General outline of the structure of the thermal block of the combined heat and power station with the cooling device Zch

W przypadku, jeśli w okresie letnim traci się znaczną ilość energii cieplnej do środowiska przyrodniczego, to wówczas można zwiększyć liczbę urządzeń chłodniczych montowanych w instalacji układu ciepłego bloku energetycznego. Przedstawia to schemat na rysunku 3.



Rys. 3. Ideowy schemat układu ciepłego bloku elektrociepłowni z czterema urządzeniami chłodniczymi

Fig. 3. General outline of the structure of the thermal block of the combined heat and power station with the four cooling devices

2. OKREŚLENIE WSPÓŁCZYNNIKA EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ URZĄDZENIA SILNIKOWO-CHŁODNICZO-GRZEJNEGO

Sprawność energetyczna jest wskaźnikiem ilościowym użytecznych efektów energetycznych przypadających na jednostkę energii napędowej [6]. Współczynnik efektywności energetycznej, który odnosi się do urządzenia silnikowo-chłodniczo-grzejnego, rozumie się jako stosunek uzyskanego efektu działania do środków zużytych w tym celu [8].

$$\varepsilon_{scg} = \frac{\dot{Q}_{msc} - \dot{Q}_{str} + N_T}{\dot{Q}_d + N_z}, \quad (1)$$

gdzie:

\dot{Q}_{msc} – strumień ciepła oddawany do miejskiej sieci ciepłowniczej kW,

\dot{Q}_{str} – strumień ciepła tracony do otoczenia przyrodniczego kW,

N_T – moc efektywna turbiny parowej kW,

\dot{Q}_d – strumień ciepła doprowadzany do turbozespołu kW,

N_z – moc zespołu urządzenia chłodniczego kW.

Obliczenia oparto na podstawowych równaniach bilansowych energii i masy dla głównych elementów elektrociepłowni. Nie uwzględniano w obliczeniach strat ciepłych do otoczenia elementów elektrociepłowni. W obiegu chłodniczym zastosowano powietrze jako czynnik chłodniczo-grzejny, traktowany jako gaz doskonały.

3. MODEL MATEMATYCZNY BŁOKU ENERGETYCZNEGO – BILANSE MASY I ENERGII

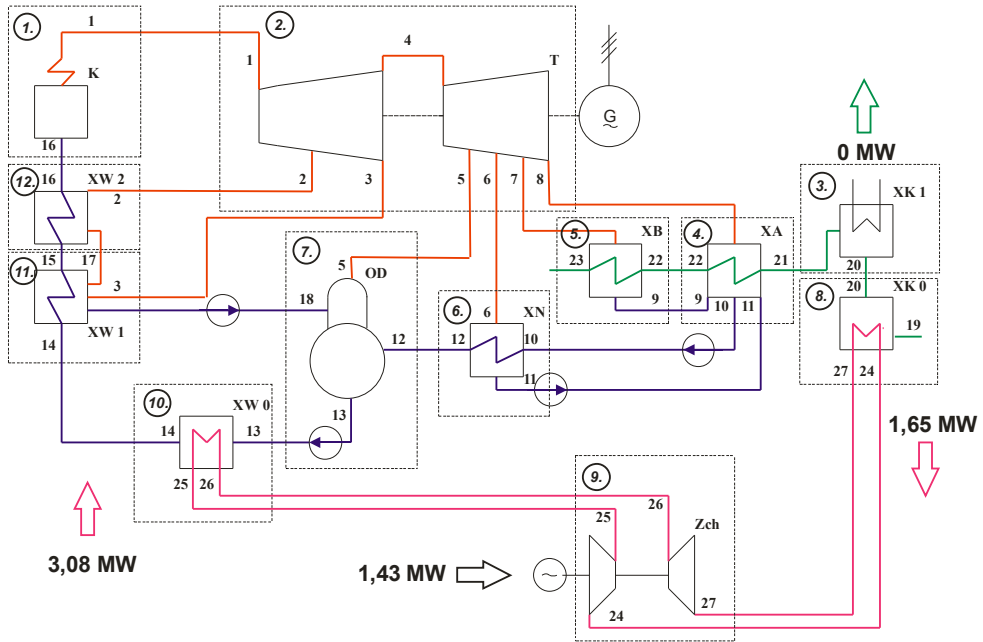
Model matematyczny bloku energetycznego, którego strukturę przedstawiono na rysunku 4, sporządzono na podstawie bilansów energii i masy.

Bilanse energii i masy:

1. K,

$$\eta_k \dot{m}_p W_d + \dot{m}_{16} i_{16} - \dot{m}_1 i_1 = 0, \quad (2)$$

$$\dot{m}_{16} - \dot{m}_1 = 0, \quad (3)$$



Rys. 4. Struktura układu cieplnego bloku elektrociepłowni z urządzeniem chłodniczym

Fig. 4. Structure of the thermal block of the combined heat and power station with the cooling device

2. T,

$$\dot{m}_1 i_1 - \dot{m}_2 i_2 - \dot{m}_3 i_3 - \dot{m}_5 i_5 - \dot{m}_6 i_6 - \dot{m}_7 i_7 - \dot{m}_8 i_8 - N_e / \eta_m = 0, \quad (4)$$

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7 - \dot{m}_8 = 0, \quad (5)$$

3. XK1,

$$\dot{m}_{20} c_w (t_{21} - t_{20}) + \dot{Q}_{str} = 0, \quad (6)$$

$$\dot{m}_{20} - \dot{m}_{21} = 0, \quad (7)$$

4. XA,

$$\dot{m}_8 i_8 + \dot{m}_9 i_9 - \dot{m}_{10} i_{10} + \dot{m}_{11} i_{11} - \dot{m}_{21} c_w (t_{22} - t_{21}) = 0, \quad (8)$$

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} = 0 \text{ oraz } \dot{m}_{21} - \dot{m}_{22} = 0, \quad (9)$$

5. XB,

$$\dot{m}_7 i_7 - \dot{m}_9 i_9 - \dot{m}_{22} c_w (t_{23} - t_{22}) = 0, \quad (10)$$

$$\dot{m}_7 - \dot{m}_9 = 0 \text{ oraz } \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} = 0, \quad (11)$$

6. XN,

$$\dot{m}_6 i_6 - \dot{m}_{11} i_{11} + \dot{m}_{10} i_{10} - \dot{m}_{12} i_{12} = 0, \quad (12)$$

$$\dot{m}_6 - \dot{m}_{11} = 0 \text{ oraz } \dot{m}_{10} - \dot{m}_{12} = 0, \quad (13)$$

7. OD,

$$\dot{m}_5 i_5 + \dot{m}_{12} i_{12} - \dot{m}_{13} i_{13} + \dot{m}_{18} i_{18} = 0, \quad (14)$$

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} + \dot{m}_{18} = 0, \quad (15)$$

8. XK 0,

$$\dot{m}_{pow} \frac{\kappa}{\kappa-1} R_{pow} (T_{24} - T_{27}) + \dot{m}_{20} c_w (t_{20} - t_{19}) = 0, \quad (16)$$

$$\dot{m}_{19} - \dot{m}_{20} = 0 \text{ oraz } \dot{m}_{27} - \dot{m}_{24} = 0, \quad (17)$$

9. Zch,

$$|N_z| = N_s - N_T = \dot{m}_{pow} \frac{\kappa}{\kappa-1} R_{pow} (T_{25} - T_{24} - T_{26} + T_{27}), \quad (18)$$

10. XW 0,

$$m_{13} i_{13} - \dot{m}_{14} i_{14} - \dot{m}_{pow} \frac{\kappa}{\kappa-1} R_{pow} (T_{26} - T_{25}) = 0, \quad (19)$$

$$\dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} = 0, \quad (20)$$

11. XW 1,

$$\dot{m}_{14} i_{14} - \dot{m}_{15} i_{15} + \dot{m}_{17} i_{17} + \dot{m}_3 i_3 - \dot{m}_{18} i_{18} = 0, \quad (21)$$

$$\dot{m}_{14} - \dot{m}_{15} = 0 \text{ oraz } \dot{m}_{17} + \dot{m}_3 - \dot{m}_{18} = 0, \quad (22)$$

12. XW 2,

$$\dot{m}_{15} i_{15} - \dot{m}_{16} i_{16} + \dot{m}_2 i_2 - \dot{m}_{17} i_{17} = 0, \quad (23)$$

$$\dot{m}_{15} - \dot{m}_{16} = 0 \text{ oraz } \dot{m}_2 - \dot{m}_{17} = 0. \quad (24)$$

4. OSZACOWANIE WSPÓŁCZYNNIKA EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ URZĄDZENIA SILNIKOWO-CHŁODNICZO-GRZEJNEGO

Przykład pierwszy: założono, że do miejskiej sieci ciepłowniczej oddawano $\dot{Q}_{msc} = 76,1$ MW, natomiast w wymienniku ciepła XK 1 tracono $\dot{Q}_{str} = 1,65$ MW, a następnie tę ilość ciepła wprowadzano do instalacji elektrociepłowni, odzyskując to ciepło.

Założono następujące wartości następujących wielkości: ciśnienie, temperaturę i masowe natężenie przepływu pary wodnej przez turbinę parową: $p_1 = 13,5$ MPa, $t_1 = 497,4^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1 = 141\,061$ kg/h, dalej dla upustu pierwszego $p_2 = 1,272$ MPa, $t_2 = 239^\circ\text{C}$, $\dot{m}_2 = 5161$ kg/h, dla upustu drugiego $p_3 = 0,792$ MPa, $t_3 = 195^\circ\text{C}$, $\dot{m}_3 = 11\,509$ kg/h, dla wylotu z WP $p_4 = 0,792$ MPa, $t_4 = 195^\circ\text{C}$, $\dot{m}_4 = 124\,391$ kg/h dla upustu trzeciego $p_5 = 0,273$ MPa, $t_5 = 133^\circ\text{C}$, $\dot{m}_5 = 615$ kg/h, dla upustu czwartego $p_6 = 0,18$ MPa, $t_6 = 117^\circ\text{C}$, $\dot{m}_6 = 4519$ kg/h, $p_6 = 77,58$ kPa, $t_7 = 92,7^\circ\text{C}$, $\dot{m}_7 = 40\,718$ kg/h, $p_8 = 63,7$ kPa, $t_8 = 87,5^\circ\text{C}$, $\dot{m}_8 = 78\,539$ kg/h, sprawność mechaniczna turbiny $\eta_m = 0,98316$, natężenie przepływu wody miejskiej sieci ciepłowniczej $m_{20} = 1575,9$ t/h oraz jej temperatury na wejściu i wyjściu z wymiennika ciepła XK 1 $t_{20} = 51,5^\circ\text{C}$, $t_{21} = 50,6^\circ\text{C}$, wartość opałowa węgla $W_d = 20\,950$ kJ/kg, sprawność kotła $\eta_k = 0,93$.

Odnośnie do urządzenia chłodniczo-grzejnego: gazem obiegowym jest powietrze traktowane jako gaz doskonały, sprawność turbiny gazowej i sprężarki $\eta_{TG} = 0,92$, $\eta_s = 0,92$.

Po wprowadzeniu urządzenia chłodniczo-grzejnego założono następujące masowe natężenia przepływu pary: $\dot{m}_1 = 141\,061$ kg/h, $\dot{m}_2 = 5148$ kg/h, $\dot{m}_3 = 11\,412$ kg/h, $\dot{m}_4 = 124\,471$ kg/h, $\dot{m}_5 = 612$ kg/h, $\dot{m}_6 = 4519$ kg/h, $\dot{m}_7 = 24\,156$ kg/h, $\dot{m}_8 = 95\,184$ kg/h, natężenie przepływu wody miejskiej sieci ciepłowniczej $\dot{m}_{20} = 1575,9$ t/h oraz jej temperatury na wejściu i wyjściu z wymiennika ciepła XK 0 $t_{20} = 50,6^\circ\text{C}$, $t_{19} = 51,5^\circ\text{C}$, następnie temperatury powietrza $t_{24} = 45^\circ\text{C}$, $t_{25} = 247^\circ\text{C}$, $t_{26} = 189^\circ\text{C}$, $t_{27} = 14^\circ\text{C}$, masowe natężenie przepływu powietrza $\dot{m}_{pow} = 53$ kg/s, wykładnik izentropy $\kappa = 1,4$, stała gazowa $R_{pow} = 287,03$ J/kgK oraz $p_{25}/p_{24} = 5$. Odpowiednie wartości entalpii właściwych dla pary wodnej wprowadzono na podstawie odczytów [10].

Otrzymano następujące wyniki:

- współczynnik efektywności energetycznej urządzenia silnikowo-grzejnego (elektrociepłowni)

$$\varepsilon_{sg} = \frac{\dot{Q}_{msc} - \dot{Q}_{str} + N_T}{\dot{Q}_d} = \frac{76\,072,85 - 1650,76 + 24\,666,47}{101\,161,82} = 0,9795; \quad (25)$$

- współczynnik efektywności energetycznej urządzenia silnikowo-chłodniczo-grzejnego

$$\varepsilon_{scg} = \frac{\dot{Q}_{msc} - \dot{Q}_{str} + N_T}{\dot{Q}_d + N_z} = \frac{76\,123,91 - 0 + 24\,692,45}{98\,161,52 + 1427,03} = 1,012. \quad (26)$$

Różnica między wskazanymi powyżej współczynnikami wynosi $\Delta\varepsilon = 3,28\%$. Dla rozważanego stanu eksploatacyjnego w okresie doby, przy dostarczeniu do miejskiej sieci ciepłowniczej tej samej ilości ciepła, możliwe jest zmniejszenie ilości spalanej ilości węgla o 13,3 t.

Przykład drugi: założono, że do miejskiej sieci ciepłowniczej oddawano $Q_{msc} = 82,7$ MW, natomiast w wymienniku ciepła XK 1 tracono $Q_{str} = 27,5$ MW, a następnie $Q = 6,4$ MW wprowadzano do instalacji elektrociepłowni – odzysk ciepła.

Założono następujące dane: ciśnienie, temperaturę i masowe natężenie przepływu pary wodnej przez turbinę parową: $p_1 = 13,5$ MPa, $t_1 = 497,4^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1 = 158\,635$ kg/h, dalej dla upustu pierwszego $p_2 = 1,272$ MPa, $t_2 = 239^\circ\text{C}$, $\dot{m}_2 = 5161$ kg/h, dla upustu drugiego $p_3 = 0,792$ MPa, $t_3 = 195^\circ\text{C}$, $\dot{m}_3 = 11\,509$ kg/h, dla wylotu z WP $p_4 = 0,792$ MPa, $t_4 = 195^\circ\text{C}$, $\dot{m}_4 = 141\,965$ kg/h, dla upustu trzeciego $p_5 = 0,273$ MPa, $t_5 = 133^\circ\text{C}$, $\dot{m}_5 = 615$ kg/h, dla upustu czwartego $p_6 = 0,18$ MPa, $t_6 = 117^\circ\text{C}$, $\dot{m}_6 = 13\,400$ kg/h, $p_6 = 77,58$ kPa, $t_7 = 92,7^\circ\text{C}$, $\dot{m}_7 = 45\,200$ kg/h, $p_8 = 49,51$ kPa, $t_8 = 81,1^\circ\text{C}$, $\dot{m}_8 = 82\,750$ kg/h, sprawność mechaniczna turbiny $\eta_m = 0,98316$, natężenie przepływu wody miejskiej sieci ciepłowniczej $\dot{m}_{20} = 1575,9$ t/h oraz jej temperatury na wejściu i wyjściu z wymiennika ciepła XK 1 $t_{20} = 52,1^\circ\text{C}$, $t_{21} = 37,1^\circ\text{C}$, wartość opałowa węgla $W_d = 20\,950$ kJ/kg, sprawność kotła $\eta_k = 0,93$. Odnośnie do urządzenia chłodniczo-grzejnego: gazem obiegowym jest powietrze traktowane jako gaz doskonały, sprawność turbiny gazowej i sprężarki $\eta_{TG} = 0,92$, $\eta_S = 0,92$.

Po wprowadzeniu urządzenia chłodniczo-grzejnego założono masowe natężenia przepływu pary wodnej na następujące wartości: $\dot{m}_1 = 141\,018$ kg/h, $\dot{m}_2 = 0$ kg/h, $\dot{m}_3 = 0$ kg/h, $\dot{m}_4 = 141\,018$ kg/h, $\dot{m}_5 = 4572$ kg/h, $\dot{m}_6 = 8136$ kg/h, $\dot{m}_7 = 40\,830$ kg/h, $\dot{m}_8 = 87\,480$ kg/h, natężenie przepływu wody miejskiej sieci ciepłowniczej $\dot{m}_{20} = 1575,9$ t/h oraz jej temperatury na wejściu i wyjściu z wymiennika ciepła XK 0 $t_{19} = 52,1^\circ\text{C}$, $t_{21} = 37,1^\circ\text{C}$, następnie niższe temperatury powietrza $t_{24} = 45^\circ\text{C}$, $t_{25} = 247^\circ\text{C}$, $t_{26} = 189^\circ\text{C}$, $t_{27} = 14^\circ\text{C}$ dla jednego zespołu chłodniczego, masowe natężenie przepływu powietrza $\dot{m}_{pow} = 51,1$ kg/s, wykładnik izentropy $\kappa = 1,4$, stała gazowa $R_{pow} = 287,03$ J/kgK oraz $p_{25}/p_{24} = 5$. Odpowiednie wartości entalpii właściwych pary wodnej wprowadzono na podstawie odczytów [10].

Otrzymano następujące wyniki:

- współczynnik efektywności energetycznej urządzenia silnikowo-grzejnego (elektrociepłowni)

$$\varepsilon_{sg} = \frac{\dot{Q}_{msc} - \dot{Q}_{str} + N_T}{\dot{Q}_d} = \frac{82\,725,8 - 27\,512,6 + 27\,987,8}{111\,193} = 0,748; \quad (27)$$

- współczynnik efektywności energetycznej urządzenia silnikowo-chłodniczo-grzejnego

$$\varepsilon_{scg} = \frac{\dot{Q}_{msc} - \dot{Q}_{str} + N_T}{\dot{Q}_d + N_z} = \frac{82\,713 - 21\,150 + 25\,687,4}{96\,977,9 + 5500,3} = 0,851. \quad (28)$$

Różnica między wskazanymi powyżej współczynnikami wynosi $\Delta\varepsilon = 10,3\%$. Dla rozważanego stanu eksploatacyjnego w okresie doby przy dostarczeniu do miejskiej sieci ciepłowniczej tej samej ilości ciepła możliwe jest zmniejszenie ilości spalanej węgla o 63 t.

WNIOSKI

1. Możliwa jest poprawa efektywności energetycznej elektrociepłowni poprzez wprowadzenie pompy ciepła do instalacji bloku energetycznego.
2. Wskazane w pracy rozwiązanie techniczne umożliwi zmniejszenie ilości spalanej węgla w zależności od określonego stanu eksploatacyjnego elektrociepłowni, a następnie obniżenie emisji określonej ilości CO₂ do środowiska przyrodniczego, wynikającej z obniżonej ilości zużywanego paliwa.

LITERATURA

1. Jasiński P., Kaproń H., *Optymalizacja pracy elektrociepłowni w warunkach ograniczonej konkurencji*, „Rynek Energii”, 2007, nr 5, s. 24–30.
2. Kalbarczyk P., *Wpływ błędów prognozy zapotrzebowania na ciepło w miejskiej sieci ciepłowniczej na koszty bilansowania elektrociepłowni uczestniczącej w hurtowym rynku energii elektrycznej w Polsce*, „Rynek Energii”, 2004, nr 5, s. 91–96.
3. Kowalewska E., Wilczewski G., *Transformacja elektrociepłowni na tle zmian i wymogów rynku energii elektrycznej*, Zeszyty Naukowe Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej, 2010, nr 27, s. 11–16.
4. Łukaszewski K., *Prognozowanie zapotrzebowania energii cieplnej sieci ciepłowniczej względem określonych warunków eksploatacyjnych tej sieci – model matematyczny*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, 2013, nr 81, s. 63–76.
5. Niemyjski O., *Straty ciepła sieci ciepłowniczych przy zmiennym obciążeniu systemów ciepłowniczych*, INSTAL, 2003, 12, s. 25–28.
6. Szargut J., *Termodynamika techniczna*, PWN, Warszawa 1991.
7. Szargut J., Ziębik A., *Podstawy energetyki cieplnej*, PWN, Warszawa 1998.

8. Wiśniewski S., *Termodynamika techniczna*, WNT, Warszawa 1995.
9. Zamorowski K., *Analiza możliwości obniżenia minimum technicznego kotłów parowych na podstawie przeprowadzonych badań*, „Energetyka”, 2012, nr 10, s. 631–635.
10. http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html, 2015.

INCREASING ENERGY EFFICIENCY OF THE COMBINED HEAT AND POWER STATION BY INSERTING A HEAT PUMP INTO THE INSTALLATION OF THE ENERGY BLOCK

Summary

The paper presents a possibility of increasing energy efficiency of the combined heat and power station by inserting a heat pump into the energy bloc installation. The function of the heat pump is to take thermal energy from the system of the cooling device of the combined heat and power station (including thermal energy of water, which constitutes the return from the heating distribution network), and then, to retrieve this thermal energy – to heat feed-water.

In the paper the energy efficiency of the created engine-cooling-heating device (the energy block with the additional cooling system) is determined. The values of the energy efficiency are calculated for the assumed, characteristic exploitation states referring to the summer and interim periods (spring, autumn) for the engine-heating device (the block of the combined heat and power station) and the engine-cooling-heating. Next, the computational results of energy efficiencies are compared, respectively. In the calculations the basic balance equations of energy and mass for the main elements of the combined heat and power station are applied. Finally, the conclusions resulting from the paper contents are presented.

Keywords: energetics, combined heat and power station, energy efficiency, operational research.