

Jarosław ZUWAŁA*

Analiza optymalizacyjna doboru mocy nominalnej turbozespołu i wielkości zasobnika dla elektrociepłowni z turbiną upustowo-kondensacyjną

STRESZCZENIE. Jako podstawę doboru optymalnej mocy turbiny upustowo-kondensacyjnej dla elektrociepłowni komunalnej zaproponowano wykres uporządkowany zapotrzebowania ciepła dla odbiorców zasilanych z elektrociepłowni. Poszukiwaną wielkością (zmienną decyzyjną) jest czas trwania obciążenia nominalnego determinujący moc nominalną turbozespołu. Funkcją celu stanowi zysk wyrażony wielkością wartości bieżącej netto NPV inwestycji polegającej na budowie elektrociepłowni. Równoczesne zastosowanie w elektrociepłowni zasobnika ciepła w celu zwiększenia produkcji szczytowej energii elektrycznej powoduje zmianę położenia optimum oraz wpływa na zmianę efektywności ekonomicznej pracy elektrociepłowni. W artykule przedstawiono algorytm optymalizacji oraz przykład równoczesnego doboru optymalnej mocy turbiny upustowo-kondensacyjnej i optymalnej objętości zasobnika ciepła.

SŁOWA KLUCZOWE: akumulacja ciepła, zasobnik gorącej wody sieciowej, elektrociepłownia z turbiną upustowo-kondensacyjną, efektywność ekonomiczna.

Wprowadzenie

Projektując elektrociepłownię pracującą na potrzeby odbiorców komunalnych należy określić moc nominalną pracującego w elektrociepłowni turbozespołu upustowo-konden-

* Dr inż. — Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla, Zabrze.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Eugeniusz MOKRZYCKI

sacyjnego, traktując wykres uporządkowany zapotrzebowania ciepła odbiorców jako daną wejściową. Algorytm doboru mocy nominalnej turbozespołu przeciwprężnego był przedmiotem rozważań przedstawionych w [5, 6, 13]. Zaproponowana tam metoda analityczno-numeryczna doboru mocy nominalnej turbozespołu przeciwprężnego oparta o kryterium ekonomiczne pozwala na uwzględnienie zmiennych warunków pracy turbozespołu wraz z jego obciążeniem.

Pracujące w krajach europejskich elektrociepłownie komunalne są często wyposażone w zasobniki ciepła [3, 4, 7]. Jednym z efektów współpracy zasobnika ciepła z elektrociepłownią jest zmiana struktury produkcji energii elektrycznej w ciągu doby. Zastosowanie zasobnika ciepła umożliwia zwiększenie produkcji energii elektrycznej w okresach wysokich taryf (szczyt poranny i popołudniowy) oraz zmniejszenie jej produkcji w okresach, gdy jej cena jest niska (dolina popołudniowa oraz nocna).

Przeprowadzane dotychczas analizy obejmowały współpracę zasobników ciepła z elektrociepłowniami wyposażonymi w turbozespoły upustowo-przeciwprężne [8, 10], upustowo-kondensacyjne [14] oraz z elektrociepłowniami o złożonym układzie cieplnym [9, 12]. Stwierdzono, iż dobór zasobnika ciepła do istniejącej elektrociepłowni narzuca liczne ograniczenia w pracy całego układu wynikające z jego określonej i zadanej na etapie identyfikacji struktury.

Ograniczenia techniczne urządzeń elektrociepłowni mają wpływ na efekty energetyczne pracy zasobnika oraz wielkość efektu ekonomicznego wynikającego ze sprzedaży energii elektrycznej. W artykule zaprezentowano algorytm równoczesnego doboru mocy nominalnej turbozespołu oraz objętości zasobnika ciepła na etapie fazy projektowej elektrociepłowni z turbiną upustowo-kondensacyjną. Przedstawiony algorytm stanowi połączenie koncepcji doboru mocy nominalnej turbozespołu dla odbiorcy komunalnego oraz koncepcji doboru zasobnika ciepła dla istniejącej elektrociepłowni. Jako kryterium wyboru rozwiązania technicznego (funkcję celu) przyjęto maksimum osiąganego zysku ekonomicznego wyrażonego wartością wartości bieżącej netto NPV inwestycji polegającej na budowie elektrociepłowni z zasobnikiem.

Metodyka analizy

W elektrociepłowniach komunalnych często stosowane są turbozespoły upustowo-kondensacyjne (zwane ciepłowniczymi). Nakłady inwestycyjne na turbozespoły upustowo-kondensacyjne są wyższe w porównaniu z turbozespołami przeciwprężnymi. Jednostki takie dają jednakże możliwość pewnego uniezależnienia produkcji energii elektrycznej od produkcji ciepła [1, 6]. W układzie upustowo-kondensacyjnym strumienie pary upustowej do celów ciepłowniczych oraz strumień pary do skraplacza są praktycznie niezależne. Turbozespół może pracować wyłącznie w układzie kondensacyjnym lub ciepłowniczym z minimalnym strumieniem pary do skraplacza determinowanym przez warunki pracy części wylotowej turbiny i skraplacza.

W artykule przedstawiono zastosowanie zaproponowanego w [11] algorytmu doboru mocy nominalnej turbozespołu i objętości zasobnika do układu cieplnego z turbiną upustowo-kondensacyjną. Przyjęto obliczeniowy schemat cieplny elektrociepłowni jak na rysunku 1. Turbinę upustowo-kondensacyjną (TUK) umownie podzielono na część przeciwprężną i część kondensacyjną. Temperaturę wody zasilającej kocioł elektrociepłowni przyjęto na poziomie 105°C. Układ regeneracji niskoprężnej składa się z podgrzewacza regeneracyjnego oraz odgazowywacza.

Zadaniem zasobnika w tym układzie jest również relokacja produkcji energii elektrycznej z niskotaryfowych okresów doby do okresów szczytowych, gdy ceny energii elektrycznej są wysokie. Okresy ładowania i rozładowania przypadają na okresy inne niż w przypadku turbozespołu przeciwprężnego. Ładowanie zasobnika ciepła będzie następowało w okresach dolinowych, aby w czasie rozładowania umożliwić zwiększenie produkcji energii elektrycznej szczytowej poprzez przemykanie upustu ciepłowniczego.

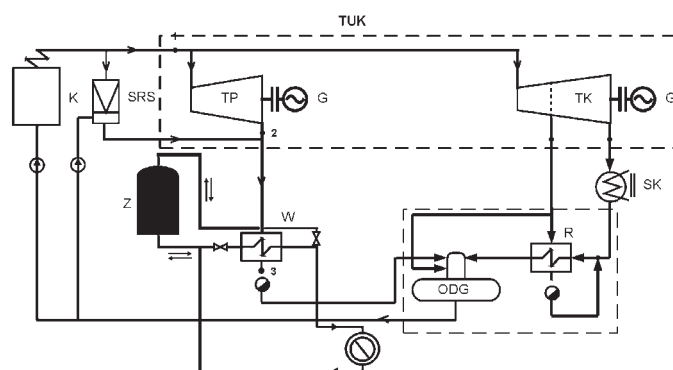
Przyjęto założenie, iż kocioł elektrociepłowni pracuje ze stałą wydajnością zależną jednakże od zakładanej w analizie (jako zmienna decyzyjna) mocy elektrociepłowni:

$$\dot{G}_{p0} = idem \quad (1)$$

W celu wyznaczenia strumienia \dot{G}_{p0} należy sporządzić bilans pary świeżej w układzie dla dwóch charakterystycznych punktów (stanów) sezonu ogrzewniczego, a mianowicie:

✧ $\tau = 0$ (szczyt zapotrzebowania na ciepło grzejne):

$$\dot{G}_{p0} \quad \dot{G}_{SRS \max} \quad \dot{G}_{Tp \max} \quad \dot{G}_{k \min} \quad \dot{G}_{uk \min} \quad (2)$$



Rys. 1. Schemat ideowy elektrociepłowni z turbiną upustowo-kondensacyjną i zasobnikiem ciepła
 TP — umowna turbina przeciwprężna, TK — umowna turbina kondensacyjna, TUK — umowna turbina upustowo-kondensacyjna, Z — zasobnik ciepła, SRS — stacja redukcyjno-schładzająca, SK — skraplacz, R — mieszankowy regeneracyjny wymiennik ciepła, ODG — odgazowywacz, K — kocioł, G — generator

Fig. 1. Simplified layout of CHP with extraction condensing steam turbine and hot water tank
 TP — backpressure turbine, TK — condensing turbine, TUK — extraction — condensing turbine,
 Z — hot water tank, SRS — reducing and de-superheating station, SK — condenser,
 R — non-regenerative heat exchanger, ODG — deaerator, K — boiler, G — generator

✧ $\tau = \tau_g$ (początek sezonu ogrzewniczego):

$$\dot{G}_{p0} \quad \dot{G}_{SRS \min} \quad \dot{G}_{TP \min} \quad \dot{G}_{k \max} \quad \dot{G}_{uk \max} \quad (3)$$

gdzie: \dot{G}_{p0} — strumień pary z kotła elektrociepłowni,
 $\dot{G}_{SRS \max}$ — strumień pary do stacji redukcyjno-schładzającej odpowiadający maksymalnemu zapotrzebowaniu ciepła przez odbiorców (dla $t_z = t_{z \min}$),
 $\dot{G}_{SRS \min}$ — strumień pary do stacji redukcyjno-schładzającej odpowiadający minimalnemu zapotrzebowaniu ciepła (w sezonie grzewczym) przez odbiorców (dla $t_z = t_{pg}$, $\dot{G}_{SRS \min} = 0$),
 $\dot{G}_{TP \max}$ — strumień pary do turbiny przeciwprężnej odpowiadający maksymalnemu zapotrzebowaniu ciepła przez odbiorców (dla $t_z = t_{z \min}$),
 $\dot{G}_{TP \min}$ — strumień pary do turbiny przeciwprężnej odpowiadający minimalnemu zapotrzebowaniu ciepła (w sezonie grzewczym) przez odbiorców (dla $t_z = t_{pg}$),
 $\dot{G}_{k \min}$ — strumień pary przepływający przez ostatni stopień turbozespołu TK dla $t_z = t_{z \min}$,
 $\dot{G}_{k \max}$ — strumień pary przepływający przez ostatni stopień turbozespołu TK dla $t_z = t_{pg}$,
 $\dot{G}_{uk \min}$ — strumień pary do upustu regeneracyjnego turbozespołu upustowo-kondensacyjnego $t_z = t_{z \min}$,
 $\dot{G}_{uk \max}$ — strumień pary do upustu regeneracyjnego turbozespołu upustowo-kondensacyjnego $t_z = t_{pg}$.

Odejmując stronami równania (2) i (3) i przyjmując $\dot{G}_{SRS \min} = 0$, otrzymuje się:

$$\dot{G}_{RS \max} \quad \dot{G}_{TP \max} \quad \dot{G}_{k \min} \quad \dot{G}_{uk \min} \quad \dot{G}_{TP \min} \quad \dot{G}_{k \max} \quad \dot{G}_{uk \max} \quad 0 \quad (4)$$

Zapisując bilans wymiennika regeneracyjnego oraz odgazowywacza dla osłony kontrolnej OK według rysunku 2 oraz uwzględniając założenie: $i_{zas} = i_3$, otrzymuje się:

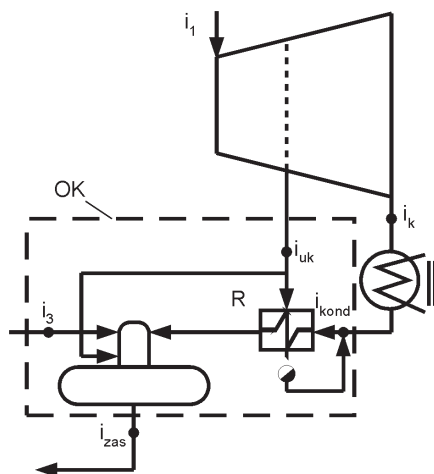
✧ dla czasu $\tau = 0$:

$$\dot{G}_{uk \min} i_{uk \min} \quad \dot{G}_{k \min} i_{kond} \quad (\dot{G}_{k \min} \quad \dot{G}_{uk \min}) i_{zas} \quad (5)$$

✧ dla czasu $\tau = \tau_g$:

$$\dot{G}_{uk \max} i_{uk \max} \quad \dot{G}_{k \max} i_{kond} \quad (\dot{G}_{k \max} \quad \dot{G}_{uk \max}) i_{zas} \quad (6)$$

gdzie: i_{uk} — entalpia pary do wymiennika regeneracyjnego części niskoprężnej,
 i_{zas} — entalpia wody zasilającej kotły elektrociepłowni (105°C),
 i_k — entalpia pary dolotowej do skraplacza elektrociepłowni,
 i_{kond} — entalpia kondensatu wylotowego ze skraplacza,
 i_3 — entalpia kondensatu z wymiennika ciepłowniczego części TP turbozespołu.



Rys. 2. Schemat bilansowy umownej turbiny upustowo-kondensacyjnej TUK

Fig. 2. Balance diagram for extraction -condensing turbine TUK

Po przekształceniach zależności (4–6) otrzymuje się układ równań:

$$\dot{G}_{RS \max} \quad \dot{G}_{TP \max} \quad \dot{G}_k \min \quad \dot{G}_{uk \min} \quad \dot{G}_{TP \min} \quad \dot{G}_k \max \quad \dot{G}_{uk \max} \quad 0 \quad (7)$$

$$\dot{G}_{uk \min} \quad \dot{G}_k \min \frac{(i_{zas} \quad i_{kond})}{(i_{uk \min} \quad i_{zas})} \quad (8)$$

$$\dot{G}_{uk \max} \quad \dot{G}_k \max \frac{(i_{zas} \quad i_{kond})}{(i_{uk \max} \quad i_{zas})} \quad (9)$$

W obliczeniach założono, że sprawność części kondensacyjnej turboszespołu jest zmienna wraz z obciążeniem. Sprawność wewnętrzna wpływa na wysokość entalpii $i_{uk \min}$ i $i_{uk \max}$. Ze względu na to, że wyznaczana jest ona analogicznie do sprawności wewnętrznej części przeciwprężnej jako funkcja mocy elektrycznej turboszespołu, która a priori nie jest znana, układ równań jest rozwiązywany iteracyjnie metodą kolejnych przybliżeń przy zadanej charakterystyce $i \quad f(N_{el}/N_N)$.

Należy pamiętać o tym, iż strumień \dot{G}_{pk} pary przepływającej przez część niskoprężną turbiny nie może być mniejszy od strumienia granicznego zapewniającego chłodzenie łopatek wirnika części niskoprężnej. Przyjęto, iż minimalny strumień pary do części niskoprężnej będzie wynosił 5% wartości strumienia dolotowego pary do turboszespołu, zatem:

$$\dot{G}_{pk} \quad 0,05 \dot{G}_{p0} \quad (10)$$

W układzie cieplnym rozważanej elektrowni uwzględniono pracę dodatkowego urządzenia, jakim jest chłodnica kondensatu. Do chłodnicy doprowadzany jest kondensat z wymiennika szczytowego zasilanego przez stację redukcyjno-schładzającą (SRS). Działanie chłodnicy jest niezbędne w celu utrzymania w pewnym zakresie temperatury zewnętrznej stałej wartości temperatury kondensatu na przyjętym poziomie 105°C. Innymi słowy, chłodnica pracuje w momentach, gdy temperatura skroplin z wymiennika ciepłowniczego zasilanego ze stacji redukcyjno-schładzającej jest wyższa od 105°C. Przedstawiony na rysunku 3 schemat bilansowy służy do wyznaczenia ilości ciepła przekazywanego w chłodnicy kondensatu.

Bilans energii stacji SRS i wymiennika ciepłowniczego (według osłony na rys. 3):

$$\dot{G}_{SRS} (i_1 - i_w) - \dot{G}_{ws} c_w (t_g - t_T) = \dot{Q}_{chk} \quad (11)$$

Bilans energii chłodnicy:

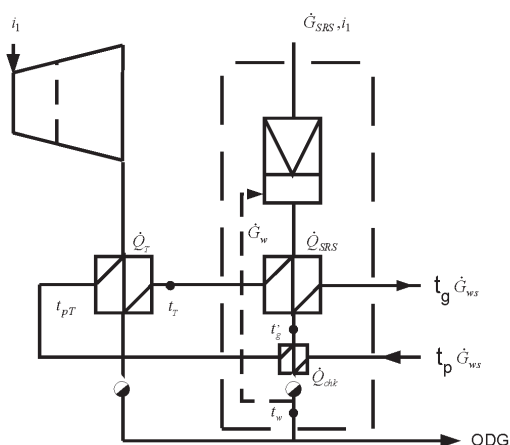
$$\dot{Q}_{chk} = (\dot{G}_{SRS} - \dot{G}_w) c_w (t'_g - t_w) - \dot{G}_{ws} c_w (t_{pT} - t_p) \quad (12)$$

Temperatura wody sieciowej za wymiennikiem podturbinowym wynika z równania:

$$t_T = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{G}_{ws} c_w} + t_{pT} \quad (13)$$

Bilans energii wymiennika ciepła zasilanego ze stacji redukcyjno-schładzającej:

$$\dot{G}_{ws} c_w (t_g - t_T) = (\dot{G}_{SRS} - \dot{G}_w) (i_{SRS} - i'_g) \quad (14)$$



Rys. 3. Schemat bilansowy do wyznaczenia ilości ciepła przekazywanego w chłodnicy kondensatu i wymienniku zasilanym ze stacji redukcyjno-schładzającej

Fig. 3. Balance diagram for heat generated in condensate cooler and the heat exchanger supplied by SRS steam

Bilans energii stacji redukcyjno-schładzającej:

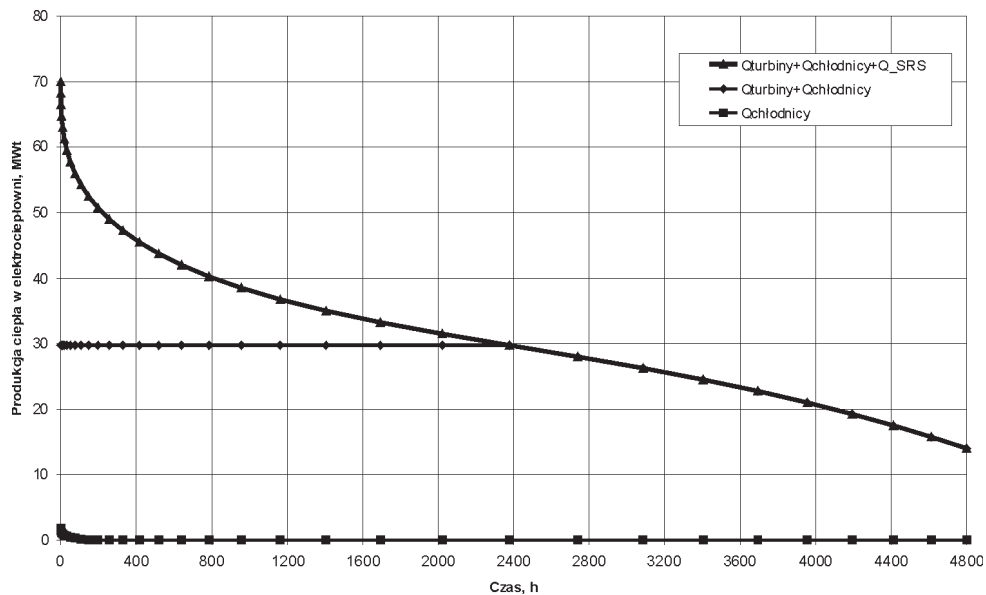
$$\dot{G}_{SRS} i_1 - \dot{G}_w c_w t_w = (\dot{G}_{SRS} - \dot{G}_w) i_{SRS} \quad (15)$$

Ciepło przekazywane w chłodnicy kondensatu wpływa na zmniejszenie ilości ciepła przekazywanego w wymienniku zasilanym parą przeciwprężną i w konsekwencji wysokość strumienia pary w wylocie umownej części przeciwprężnej (rys. 4).

Roczną produkcję energii elektrycznej w elektrociepłowni można wyrazić zależnością:

$$E_{elR} = N_{elNsk} \tau_N + \int_0^{\tau_N} N_{elNk} d\tau + \int_{\tau_N}^{\tau_g} N_{elsk} d\tau + \int_{\tau_N}^{\tau_g} N_{elk} d\tau \quad (16)$$

- gdzie: N_{elNsk} — moc elektryczna wytwarzana w skojarzeniu w czasie obciążenia nominalnego upustu ciepłowniczego,
 N_{elNk} — moc elektryczna członu kondensacyjnego (na strumieniach pary do upustu regeneracyjnego oraz wylotu do skraplacza) w czasie obciążenia nominalnego upustu ciepłowniczego,
 N_{elsk} — moc elektryczna wytwarzana w skojarzeniu poza czasem obciążenia nominalnego upustu ciepłowniczego,
 N_{elk} — moc elektryczna członu kondensacyjnego (na strumieniach pary do upustu regeneracyjnego oraz wylotu do skraplacza) poza czasem obciążenia nominalnego upustu ciepłowniczego.



Rys. 4. Wykres uporządkowany produkcji ciepła w urządzeniach elektrociepłowni — praca bez zasobnika ciepła ($N_{elEC} = 34,4 \text{ Mw}_{el}$)

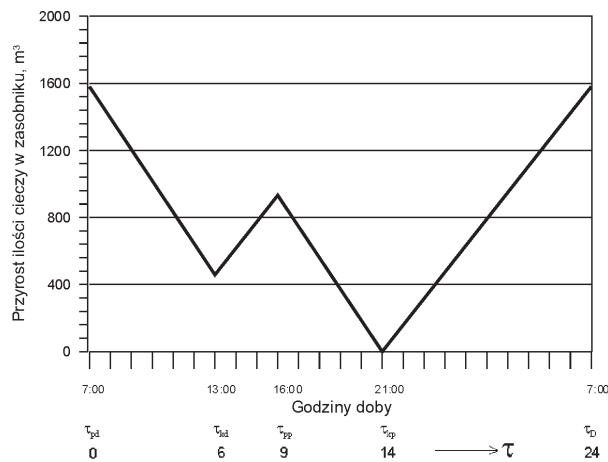
Fig. 4. Annual CHP heat demand curve – no hot water storage operation ($N_{elEC} = 34,4 \text{ MW}_{el}$)

Całkowite zużycie paliwa w elektrociepłowni ujmuje wzór:

$$E_{chEC} = \frac{i_k}{E_k} \int_0^{\tau_g} \dot{G}_{p0} d\tau \quad (17)$$

gdzie: \dot{G}_{p0} oznacza produkcję pary świeżej w kotłach elektrociepłowni.

Należy zauważyć, iż okresy pracy zasobnika ciepła w rozważanym przypadku są inne niż okresy pracy zasobnika ciepła w elektrociepłowni z turbiną przeciwprężną. Przykładowy wykres obrazujący stan zasobnika ciepła w poszczególnych okresach doby przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Wykres ilości ciepła w zasobniku współpracującym z umowną turbiną upustowo-kondensacyjną

Fig. 5. The amount of water in hot water tank in extraction — condensing based CHP

Algorytm doboru wielkości zasobnika ciepła dla turbozespołu z turbiną upustowo-kondensacyjną bazuje na zależnościach zaproponowanych w [11]. Ze względu na to, że cykle ładowania zasobnika przypadają na okresy dolin w systemie elektroenergetycznym, zaś cykle rozładowania na okresy szczytowe, do oznaczenia wielkości strumienia ciepła wprowadzono zamiast indeksu „s” oznaczającego okresy szczytowe indeks „d”.

Przy założeniu maksymalnego naładowania zasobnika przed szczytem porannym jego objętość wynika z zależności:

$$V_Z = \frac{\dot{Q}_{Zd} [\tau_D (\tau_{kp} \tau_{pd})]}{(t_{ak} - t_p) c_w \rho_w} \quad (18)$$

gdzie: \dot{Q}_{Zd} — dodatkowy strumień ciepła do zasobnika w cyklu ładowania (przypadającym na okresy dolinowe),

- τ_D — czas trwania doby (24 h),
 τ_{pd} , τ_{kp} — odpowiednio początek szczytu porannego i koniec szczytu popołudniowego,
 t_{ak} , t_p — temperatura wody gorącej i powrotnej magazynowanej w zasobniku,
 $c_w \rho_w$ — iloczyn pojemności cieplnej właściwej i gęstości wody.

Wyniki obliczeń

Do obliczeń stanów pracy elektrociepłowni bez zasobnika ciepła i z zasobnikiem ciepła przyjęto opisane w [11] założenia dotyczące pracy umownej części przeciwprężnej turbiny upustowo-kondensacyjnej. Przyjęto, iż sprawność wewnętrzna i elektromechaniczna umownego członu kondensacyjnego jest również zależna od jego obciążenia.

Przeprowadzono obliczenia bilansowe dla elektrociepłowni bez zasobnika ciepła oraz dla elektrociepłowni z pracującym zasobnikiem ciepła. Poprzez całkowanie wartości mocy elektrycznej, strumieni ciepła oraz strumieni paliwa przy wykorzystaniu wykresu uporządkowanego temperatury zewnętrznej otrzymano roczne wielkości zużycia energii chemicznej paliwa w elektrociepłowni oraz wielkość produkcji energii elektrycznej i ciepła grzejnego.

Po analizie wyników obliczeń dla wybranej mocy nominalnej turbozespołu upustowo-kondensacyjnego (tab. 1) można stwierdzić, iż spodziewanemu przyrostowi produkcji

TABELA 1. Zestawienie produkcji energii elektrycznej w elektrociepłowni z podziałem na strefy doby i poszczególne części turbozespołu (moc całkowita elektrociepłowni 26,4 MW_{el})

TABLE 1. CHP plant electricity production in individual time zones and the certain sections of the turbine (total CHP plant output: 26,4 MW_{el})

Z akumulacją			
	Część ciepłownicza	Część kondensacyjna	EC
Energia elektryczna – szczyt poranny (dni robocze), MWh	5 064,810	10 707,741	15 772,551
Energia elektryczna – szczyt popołudniowy (dni robocze), MWh	4 220,675	8 923,117	13 143,793
Energia elektryczna – doliny (dni robocze), MWh	13 043,665	21 469,569	34 513,234
Energia elektryczna – dni wolne, MWh	10 275,027	18 973,009	29 248,036
SUMA:	32 604,178	60 073,436	92 677,614
Zużycie paliwa na en. el, GJ	152 575,453	953 235,086	1 105 810,539
Bez akumulacji			
	Część ciepłownicza	Część kondensacyjna	EC
Energia elektryczna – szczyt poranny, MWh	5 584,254	10 311,418	15 895,672
Energia elektryczna – szczyt popołudniowy, MWh	4 653,545	8 592,848	13 246,393
Energia elektryczna – dni wolne+doliny, MWh	22 374,244	41 314,414	63 688,659
SUMA:	32 612,043	60 218,680	92 830,724
Zużycie paliwa na en. el, GJ	154 075,816	951 734,723	1 105 810,539
Wielkość sprzedaż energii elektrycznej z zasobnikiem:	11 578,274 tys. zł		
Wielkość sprzedaż energii elektrycznej bez zasobnika:	11 618,464 tys. zł		
Spadek przychodów ze sprzedaży en. elektrycznej:	-40,191 tys. zł		
Objętość zasobnika ciepła:	691,30 m ³		
Ubytek produkcji energii elektrycznej w układzie:	-153,110 MWh		

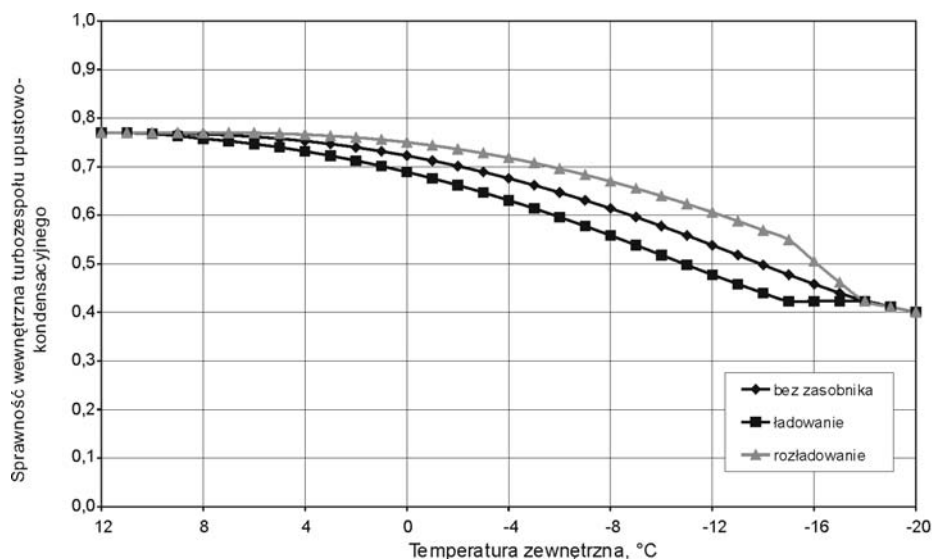
szczytowej energii elektrycznej w części kondensacyjnej towarzyszył spadek produkcji szczytowej energii elektrycznej w części przeciwprężnej w porównaniu z pracą elektrociepłowni bez zasobnika ciepła. Ogólnie praca akumulatora ciepła przyniosła w tym przypadku nieznaczne zmniejszenie całkowitej produkcji energii elektrycznej w układzie. Jest to efekt uwzględnienia w modelu elektrociepłowni zmiennych warunków pracy turbozespołu przeciwprężnego i kondensacyjnego.

Zmienność sprawności wewnętrznej i sprawności elektromechanicznej członu kondensacyjnego dla wybranej mocy nominalnej turbozespołu elektrociepłowni ($N_{elNEC} = N_{elNTP} \cdot N_{elNTK}$) przedstawiono odpowiednio na rysunkach 6 i 7.

Wykresy mocy części upustowo-kondensacyjnej turbozespołu dla różnych objętości zasobnika ciepła przy mocy elektrociepłowni $N_{elNEC} = 26,36$ MW przedstawiono na rysunkach 8 i 9.

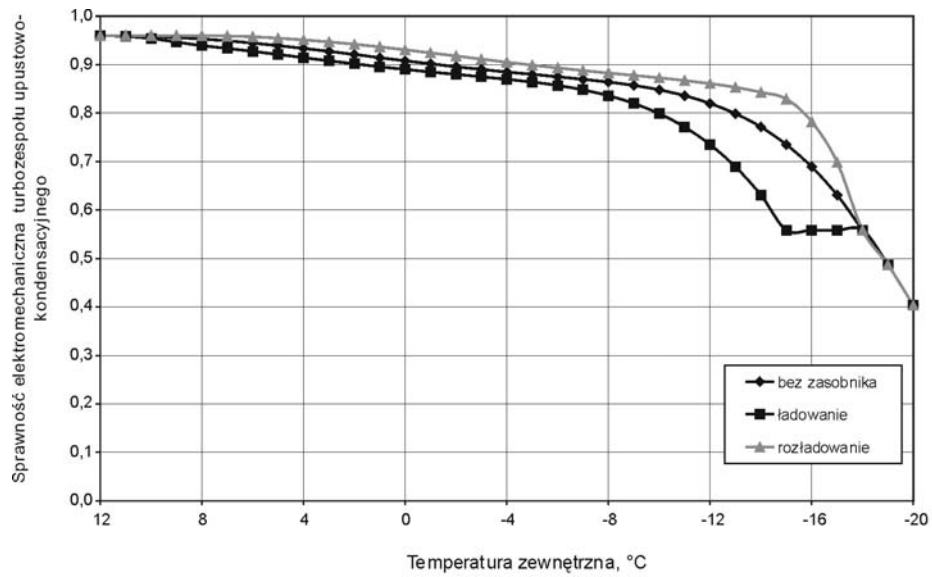
Zmienna w zakresie temperatury zewnętrznej (-18°C ; -20°C) sprawność wewnętrzna oraz elektromechaniczna jest częściowo rezultatem działania chłodnicy kondensatu poprzez zmianę strumieni pary do części ciepłowniczej i kondensacyjnej turbozespołu.

Jako funkcję celu w obliczeniach optymalizacyjnych przyjęto maksymalizację wartości bieżącej netto NPV. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych pracy elektrociepłowni bez zasobnika ciepła obrazują wykresy na rysunku 10. Przedstawiają one zależność wartości bieżącej netto NPV od mocy nominalnej elektrociepłowni N_{elNEC} dla pracy elektrociepłowni bez włączonego zasobnika ciepła. Można zauważyć, iż funkcja celu NPV jest wrażliwa na zmiany cen nośników energii. Dla cen bazowych ona swoje maksimum dla mocy nominalnej



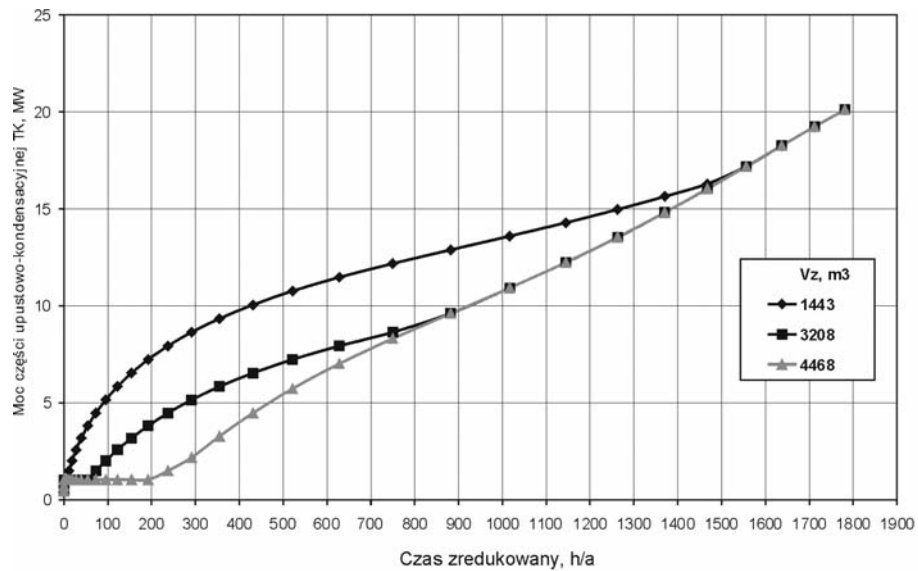
Rys. 6. Zmiana sprawności wewnętrznej części TK turbozespołu upustowo—kondensacyjnego w zależności od cyklu pracy zasobnika ciepła i temperatury zewnętrznej

Fig. 6. The internal efficiency in TK section of the turbine as a function of the hot water tank operating mode and the ambient temperature



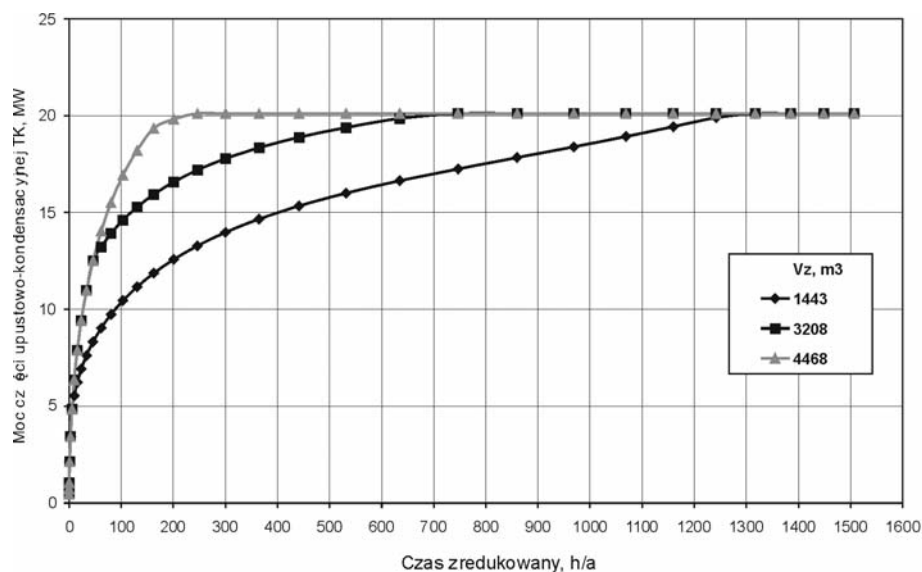
Rys. 7. Zmiana sprawności elektromechanicznej części TK turbozespołu upustowo-kondensacyjnego w zależności od cyklu pracy zasobnika ciepła i temperatury zewnętrznej

Fig. 7. Electro-mechanical efficiency of turbo-generator in TK section of the turbine as a function of the hot water tank operating mode and the ambient temperature



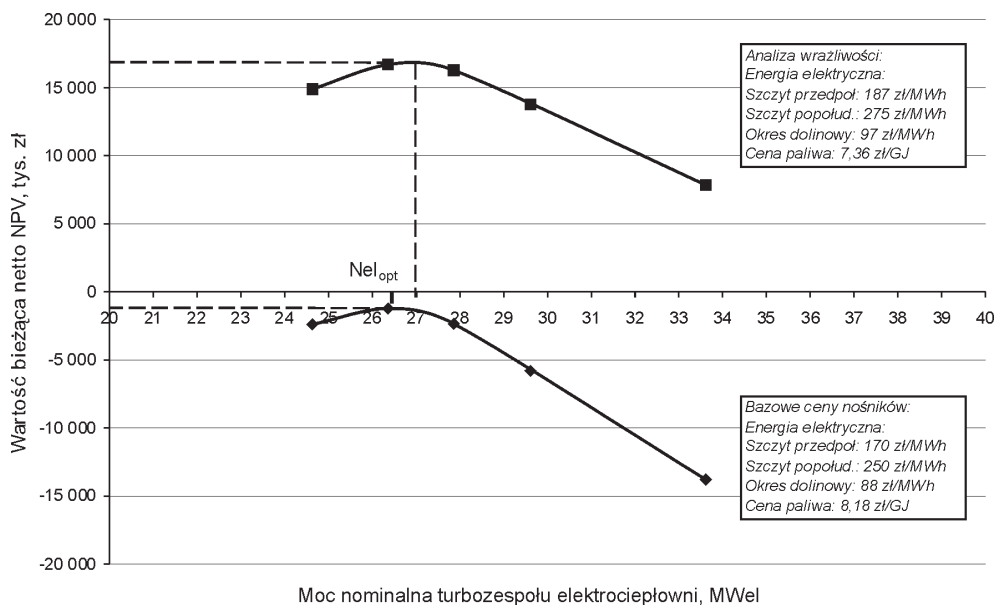
Rys. 8. Moc turbozespołu upustowo-kondensacyjnego (część TK) dla wybranych objętości zasobnika w cyklu ładowania

Fig. 8. Extraction condensing turbine power output (TK section) for selected hot water tank volumes during the tank charging mode



Rys. 9. Moc turbospołu upustowo-kondensacyjnego (część TK) dla wybranych objętości zasobnika w cyklu rozładowania

Fig. 9. Extraction condensing turbine power output (TK section) for selected hot water tank volumes during the tank discharging mode



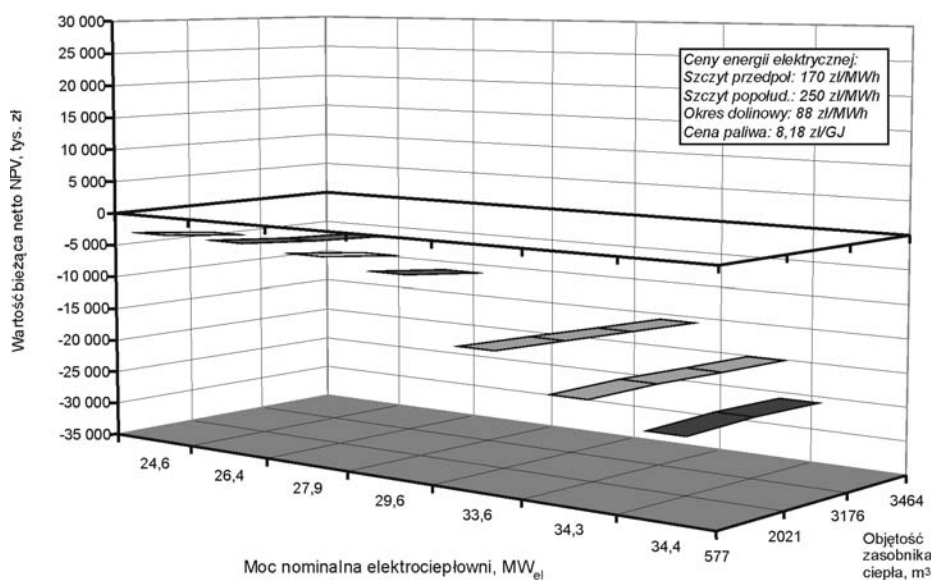
Rys. 10. Zależność funkcji celu NPV od mocy nominalnej turbospołu elektrociepłowni (część TP i część TK) — praca układu bez zasobnika ciepła

Fig. 10. NPV as a function of the total CHP nominal power rating — no hot water tank operating

turbozespołu elektrociepłowni $N_{eINEC} \approx 26,5$ MW natomiast dla zmienionych cen nośników energii optymalna moc nominalna wynosi $N_{eINEC} \approx 27$ MW.

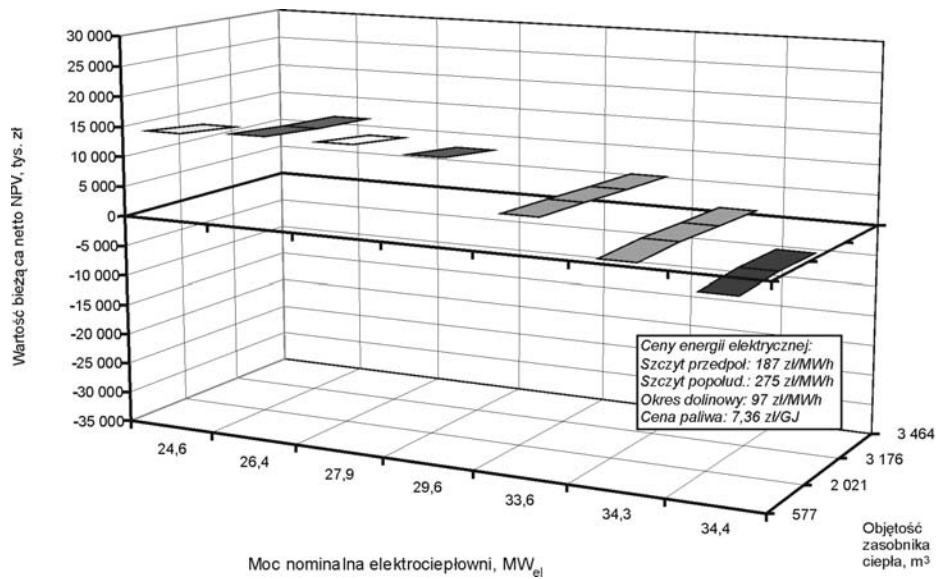
Uwzględnienie tak jak w przypadku turbiny przeciwprężnej strat ciepła wynikających z pracy zasobnika wymaga dodatkowego podgrzania wody wyładowywanej z zasobnika. Ponieważ cykl rozładowania przypada w turbinie upustowo-kondensacyjnej na okresy szczytowe w systemie elektroenergetycznym należy przy obowiązującym założeniu stałego strumienia pary świeżej oczekiwać spadku produkcji energii elektrycznej szczytowej i w konsekwencji zmniejszenia efektywności ekonomicznej pracy elektrociepłowni z zasobnikiem.

Wyniki obliczeń dla elektrociepłowni z włączonym zasobnikiem ciepła przedstawiają wykresy na rysunkach 11 i 12 (układ trójosiowy) oraz rysunkach 13 i 14 (układ dwuosiowy) sporządzone odpowiednio dla bazowych cen nośników energii oraz dla zmienionych cen nośników energii (zmniejszenie ceny węgla energetycznego o 10% w stosunku do wartości bazowej i wzrost cen strefowych energii elektrycznej o 10% w stosunku do wartości bazowych).



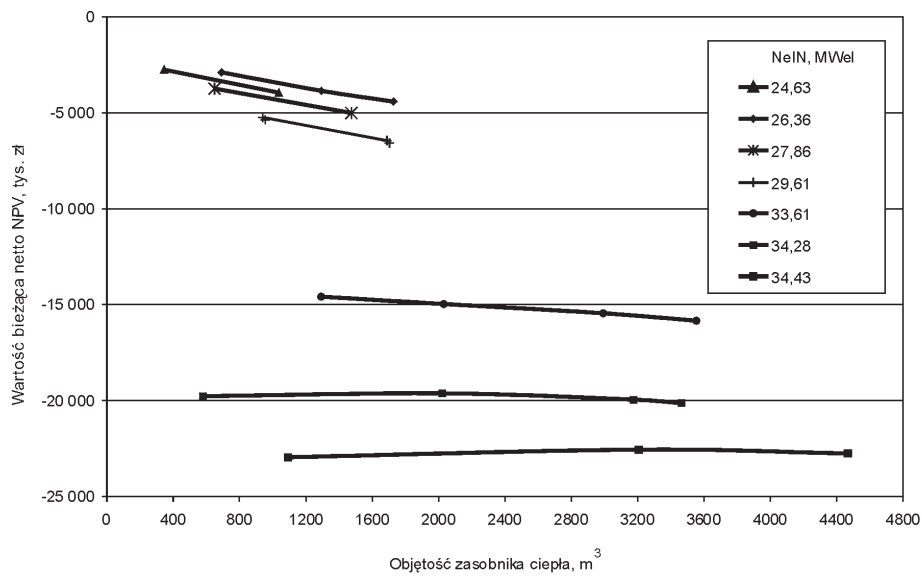
Rys. 11. Zależność funkcji celu NPV od mocy nominalnej turbozespołu elektrociepłowni (część TP i część TK) — praca układu z zasobnikiem ciepła (ceny bazowe nośników energii)

Fig. 11. NPV as a function of the total CHP nominal power rating — with hot water tank operating (base prices)



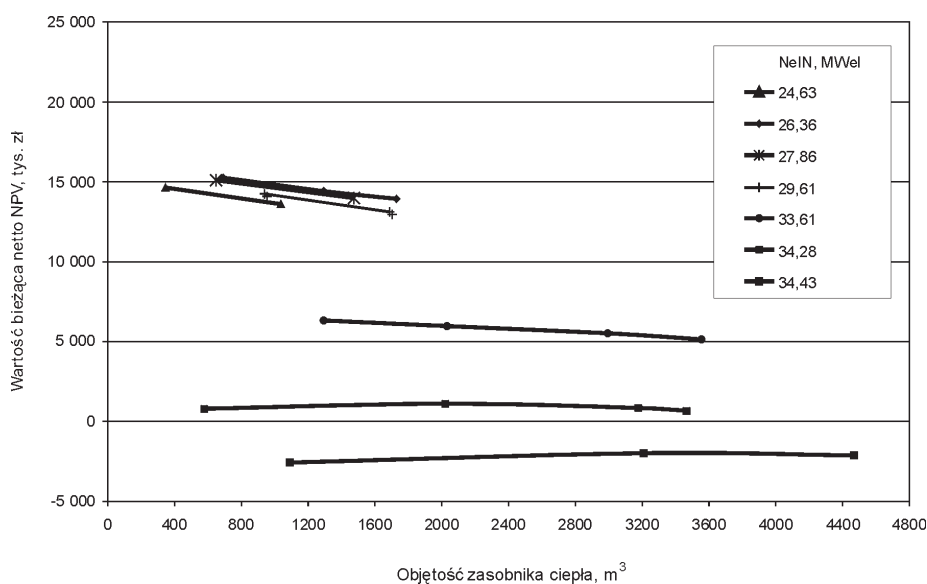
Rys. 12. Zależność funkcji celu NPV od mocy nominalnej turbozespołu elektrociepłowni (część TP i część TK) — praca układu z zasobnikiem ciepła (analiza wrażliwości)

Fig. 12. NPV as a function of the total CHP nominal power rating — with hot water tank operating (sensitivity analysis)



Rys. 13. Zależność funkcji celu NPV od mocy nominalnej turbozespołu elektrociepłowni (część TP i część TK) — praca układu z zasobnikiem ciepła (ceny bazowe nośników energii), układ dwuosiowy

Fig. 13. NPV as a function of the total CHP nominal power rating — with hot water tank operating (base prices), 2D illustration



Rys. 14. Zależność funkcji celu NPV od mocy nominalnej turbozespołu elektrociepłowni (część TP i część TK) — praca układu z zasobnikiem ciepła (analiza wrażliwości), układ dwuosiowy

Fig. 14. NPV as a function of the total CHP nominal power rating — with hot water tank operating (sensitivity analysis), 2D illustration

W wyniku obliczeń optymalizacyjnych otrzymano wartości funkcji celu NPV dla mocy elektrycznej turbozespołu elektrociepłowni z zakresu 24,6–34,4 MW_{el}.

Wielkość mocy elektrociepłowni była zdeterminowana przez moc umownego turbozespołu przeciwpięrznego natomiast moc umownej części kondensacyjnej wynikała z przyjętego założenia o stałym strumieniu pary doprowadzanym do układu. Zakres objętości zasobników ciepła 400–4000 m³ został wyznaczony odpowiednio przez minimalną i maksymalną wartość strumienia ciepła ładowania zasobnika dla rozważanego zakresu mocy nominalnych turbozespołu elektrociepłowni.

Metodą przeszukiwania zbioru dopuszczalnych rozwiązań wyznaczono nominalną moc całkowitą turbozespołu upustowo-kondensacyjnego elektrociepłowni N_{elNEC} oraz objętość zasobnika ciepła V_Z pozwalające na osiągnięcie maksimum NPV osiąganego w czasie pracy elektrociepłowni z zasobnikiem. Należy jednak zauważyć, iż dla przyjętej struktury cen bazowych energii elektrycznej i paliwa punkt odpowiadający zarówno maksimum NPV znajduje się poniżej osi odciętych. W celu przeanalizowania wpływu cen energii elektrycznej i spalnego w elektrociepłowni paliwa na wielkość zysku i położenie punktu optymalnego przeprowadzono analizę wrażliwości.

Dla przedstawionych na rysunku 12 cen nośników energii wyznaczono wielkość NPV. Można zauważyć, iż punkt odpowiadający globalnemu ekstremum przesunął się powyżej osi odciętych. Wyznaczona całkowita moc elektrociepłowni oraz objętość zasobnika ciepła zapewniająca maksimum funkcji celu to odpowiednio $N_{elEC} \approx 26,5$ MW_{el} oraz $V_Z = 700$ m³.

Literatura

- [1] LAUDYN D., PAWLIK M., STRZELCZYK F, 1990 — Elektrownie. Wyd. WNT, Warszawa.
- [2] MARECKI J., 1980 — Gospodarka skojarzona ciepłno-elektryczna. Wyd. WNT, Warszawa.
- [3] NUUTILA M., 1994 — Large thermal storage systems in district heating and CHP — systems. Proceedings of the International Conference on Thermal Energy Storage, CALORSTOCK 1994, Espoo, Finland.
- [4] SCHOLZ F., 1988 — Thermal Storage in District Heating Systems. Fernwärme International, FWI, Jg. 17, Heft 2.
- [5] SZARGUT J., 1983 — Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.
- [6] SZARGUT J., ZIĘBIK A., 1998 — Podstawy energetyki ciepłej. PWN, Warszawa.
- [7] TER-GAZARIAN A., 1994 — Storage for Power Systems. Wydawnictwo Peter Peregrinus Ltd., Wielka Brytania.
- [8] ZIĘBIK A., ZUWAŁA J., CIASNOCHA Cz., 2001 — Dobór optymalnej wielkości zasobnika ciepła przy zadanym wykresie rzeczywistym obciążeń w elektrociepłowni z turbiną przeciwprężną, Energetyka nr 9.
- [9] ZIĘBIK A., ZUWAŁA J., 2002 — Analiza pracy zasobników ciepła w elektrociepłowni komunalnej po nadbudowie turbiną gazową. Ciepłownictwo w Polsce i na Świecie nr 11–13.
- [10] ZIĘBIK A., ZUWAŁA J., 2000 — Analiza techniczno-ekonomiczna zastosowania zasobnika ciepła w elektrociepłowni z turbiną przeciwprężną w celu maksymalizacji produkcji szczytowej energii elektrycznej. Gospodarka Paliwami i Energią nr 2.
- [11] ZIĘBIK A., ZUWAŁA J., 2003 — Dobór optymalnej mocy turbiny i zasobnika ciepła w elektrociepłowni z turbiną przeciwprężną. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Prace Naukowe — Mechanika, z. 202, Warszawa 9–12.12.2003.
- [12] ZIĘBIK A., ZUWAŁA J., 2002 — The application of heat storage tanks in CHP plants in Polish conditions. Materiały konferencji ECOS 2002, 3–5 lipiec 2002, Berlin.
- [13] ZIĘBIK A., 1989 — Metoda analityczno-numeryczna doboru optymalnej mocy nominalnej turbiny przeciwprężnej. Materiały II Sympozjum PTMTiS „Zagadnienia energetyczne w mechanice” Szczyrk 1989, s. 235–242.
- [14] ZUWAŁA J., ZIĘBIK A., 2003 — Optimal operation of thermal energy storage unit in district heating system with extraction condensing turbine based CHP. Materiały międzynarodowej konferencji FUTURESTOCK 2003, 01–04.09.2003, Warszawa, pp. 45–50.

Jarosław ZUWAŁA

Determination of the optimum turbine power rating and a hot water storage tank volume for condensing turbine based CHP plant with thermal storage

Abstract

Paper presents the results of the studies of evaluation of the nominal power rating of a steam turbine and a hot water storage tank volume for municipal CHP. Net Present Value (NPV) of an investment including the turbine and hot water tank was used as an objective function in the calculations. The algorithm of the simultaneous evaluation of the optimal power rating of the turbine and the volume of hot water tank was described. It has been proved that hot water tank operation influences an optimal turbine power rating and that final result is sensitive to electrical energy selling prices and to the fuel price as well.

KEY WORDS: thermal storage, hot water storage tank, extraction condensing based CHP plant, economical effectiveness