Jacek Kalina, Michał Jurkowski
*Zakład Termodynamiki i Energetyki Gazowej*
*Instytut Techniki Cieplnej, Politechnika Śląska w Gliwicach*

# Nadbudowa węglowej ciepłowni komunalnej układem kogeneracyjnym z turbiną gazową lub tłokowym silnikiem spalinowym

## (analiza techniczno-ekonomiczna)

Ostatnie lata w krajowej energetyce zawodowej, przemysłowej i komunalnej przyniosły duży wzrost zainteresowania gruntownymi zmianami technologicznymi.

Do głównych kierunków tych zmian można zaliczyć następujące:

- zmniejszenie udziału węgla kamiennego i brunatnego w całkowitym zużyciu paliw pierwotnych do celów energetycznych,
- zwiększenie wykorzystania paliw gazowych (głównie gazu ziemnego),
- zwiększenie udziału procesów skojarzonych (tzw. kogeneracja i trójgeneracja),
- zwiększenie wykorzystania odnawialnych źródeł energii (w tym wykorzystanie biomasy i odpadów),
- dążenie do decentralizacji systemu elektroenergetycznego przez wprowadzanie do niego układów generacji rozproszonej,
- stosowanie nowoczesnych technologii wytwórczych.

Technologią, która łączy w sobie wszystkie wymienione trendy jest skojarzone wytwarzanie ciepła i energii elektrycznej w rozproszonych układach gazowych. Jest to jedna z bardziej efektywnych technologii konwersji energii chemicznej paliwa do postaci nośników użytecznych. W systemie energetycznym opartym na procesach cieplnych i wykorzystaniu paliw kopalnych daje ona liczne korzyści energetyczne i ekologiczne.

Gospodarka skojarzona powinna być wprowadzana wszędzie tam, gdzie występuje równoczesne zapotrzebowanie na ciepło i energię elektryczną [1, 3, 10].

Z drugiej jednak strony efekty ekonomiczne związane z nowymi inwestycjami w zakresie gospodarki skojarzonej w układach rozproszonych nie są jednoznaczne.

Opłacalność projektu uzależniona jest od wielu czynników i powinna każdorazowo być poddawana indywidualnej ocenie. Problematyka ta została omówiona m.in. w pracach [4, 5, 6, 7, 10].

Jak dotychczas w Polsce poza elektrociepłowniami węglowymi z gospodarki skojarzonej korzysta się w niewielkim stopniu. Zwiększenie liczby rozproszonych układów kogeneracyjnych może zostać osiągnięte przez nadbudowę istniejących układów ciepłowni modułami z silnikami lub turbinami gazowymi. Za rozwiązaniem takim przemawiają następujące czynniki:

- istniejąca infrastruktura sieci cieplnych,
- parametry wody sieciowej zapewniające wysokie sprawności całkowite modułów kogeneracyjnych,
- konieczność modernizacji często zaawansowanych wiekiem i wyeksploatowanych układów ciepłowni,
- zmniejszenie szkodliwego oddziaływania na środowisko istniejących układów węglowych,
- duże moce cieplne centralnych systemów ciepłowniczych, dające możliwość długiego rocznego czasu pracy modułu gazowego,
- zmniejszające się zużycie ciepła po stronie odbiorców, powodujące spadek obciążenia istniejących układów często poniżej minimum technicznego urządzeń,
- zmniejszenie strat transformacji i przesyłu energii elektrycznej spowodowane faktem lokalizacji ciepłowni komunalnych w pobliżu odbiorców.

Niniejszy artykuł poświęcony został właśnie problemowi nadbudowy istniejącego układu ciepłowni węglowej gazowym modułem kogeneracyjnym. Przeprowadzono analizę techniczno-ekonomiczną dającą możliwość oceny celowości realizacji tego typu projektów. Zwrócono uwagę na najważniejsze czynniki wpływające na efekty energetyczne, ekologiczne oraz opłacalność inwestycji.

### Istniejący układ ciepłowni węglowej

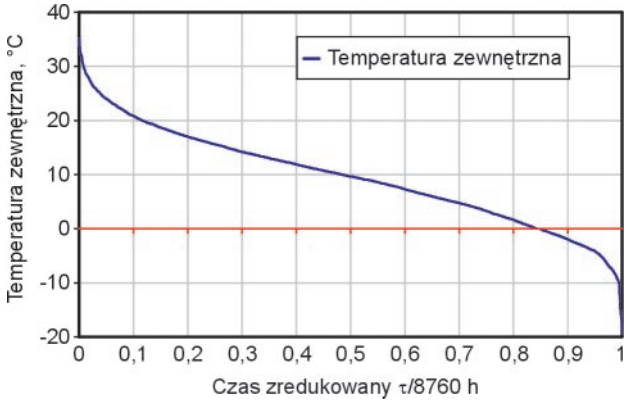
Analizie poddano jeden z klasycznych, będących obecnie w eksploatacji układów komunalnej ciepłowni węglowej.

Obecnie w ciepłowni są zainstalowane trzy kotły główne wodne typu WP-70 opalane węglem kamiennym zapewniające produkcję ciepła w sezonie grzewczym oraz cztery kotły wodne typu WR-25, przeznaczone do pracy w sezonie letnim, a także pełnią funkcję kotłów rezerwowych na wypadek awarii kotłów głównych. Moc znamionowa kotła WP-70 wynosi 81,4 MW, a znamionowa sprawność — 84%. Minimum techniczne kotła wynosi 40 MW (wartość przyjęta na podstawie informacji uzyskanej od służb energetycznych ciepłowni). Moc kotła WR-25 wynosi 29,1 MW.

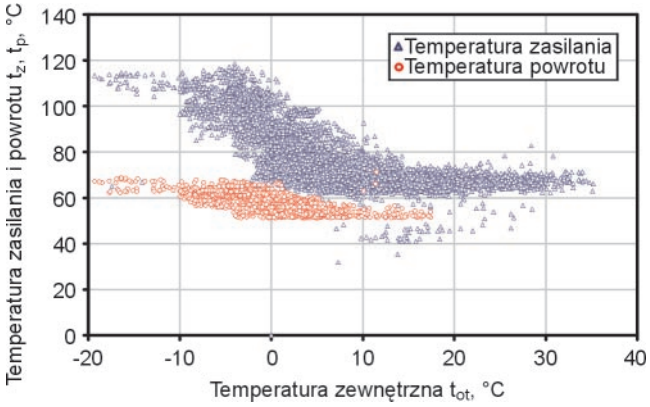
Ciepłownia wytwarza gorącą wodę, która jest przesyłana do odbiorców końcowych. W układzie w sposób ciągły monitorowane są parametry pracy, z których dla potrzeb analizy techniczno-ekonomicznej wykorzystano:

- temperaturę wody na zasilaniu sieci cieplnej,
- temperaturę wody powrotnej z sieci,
- chwilową moc cieplną,
- temperaturę zewnętrzną.

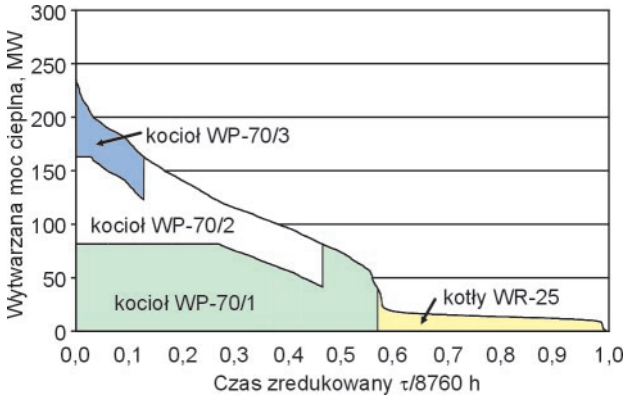
Zmienność przedstawionych wielkości w analizowanym układzie w okresie roku obliczeniowego przedstawiono na rysunkach od 1 do 3.




Rys. 1. Roczny uporządkowany wykres temperatury zewnętrznej




Rys. 2. Zmierzone temperatury wody sieciowej na zasilaniu i powrocie w funkcji temperatury zewnętrznej




Rys. 3. Uporządkowany wykres zapotrzebowania ciepła z zaznaczonymi obszarami pracy poszczególnych urządzeń

## Budowa gazowego układu kogeneracyjnego

Analizowany projekt polega na nadbudowie istniejącego układu ciepłowni gazowym członem konegeracyjnym. Założono, że w wyniku realizacji inwestycji zmniejszeniu ulegnie obciążenie cieplne kotłów w sezonie grzewczym oraz całkowite ich wyłączenie z pracy w okresie letnim. Wymagana moc cieplna zostanie wytworzona w skojarzeniu z produkcją energii elektrycznej. Zaproponowano instalację modułu z turbiną gazową lub z tłokowym silnikiem spalinowym. Założono, że wytwarzana energia elektryczna wykorzystana zostanie w celu zaspokojenia potrzeb własnych ciepłowni, a pozostałość sprzedana zostanie do sieci energetycznej.

Przyjęto również założenie, że budowa układu skojarzonego nie wpłynie na zmianę ilości oraz parametrów wytwarzanego nośnika ciepła. Chwilowe obciążenie ciepłowni, parametry nośnika ciepła oraz temperatura zewnętrzna stanowiły zbiór danych do obliczeń symulacyjnych układu CHP.

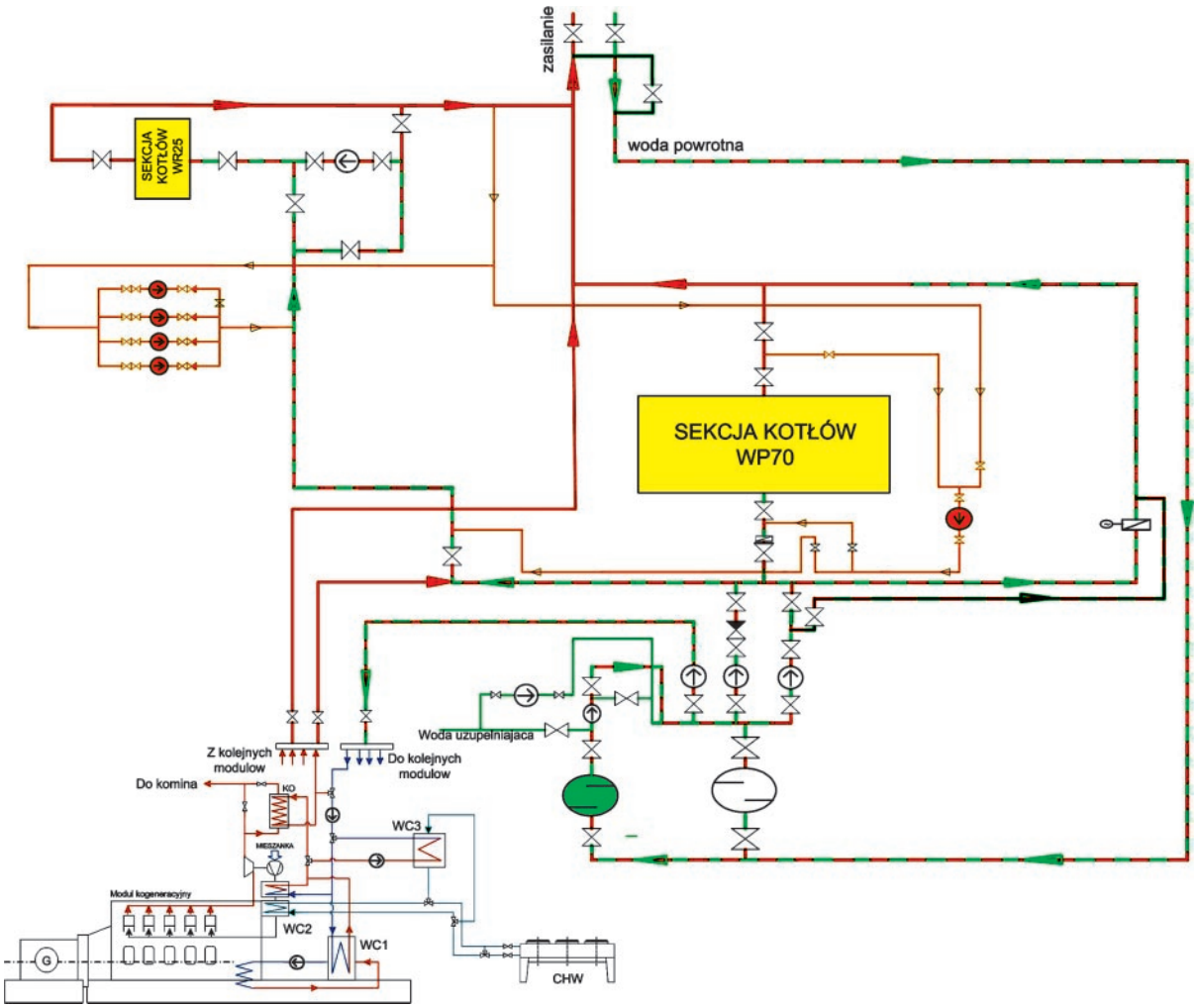
Łącznie przeanalizowano cztery warianty technicznej realizacji inwestycji. Proponowane rozwiązania zestawiono w tabeli 1. Schemat układu ciepłowni po nadbudowie członem kogeneracyjnym przedstawiono na rysunku 4.

Tabela 1

**Proponowane warianty technicznej realizacji projektu**

| Wariant | Opis wariantu |
|---|---|
| 1.1 | Moduł z turbiną gazową GE LM1600 PA o mocy znamionowej[1)] 13 750 kW i wodnym kotłem odzyskowym o mocy cieplnej 22 MW |
| 1.2 | Moduł z turbiną gazową *Rolls Royce* RB211 o mocy znamionowej[1)] 31 750 kW i wodnym kotłem odzyskowym o mocy cieplnej 40 MW |
| 2.1 | Cztery moduły z silnikami *Wartsila* 18V34SG o łącznej mocy elektrycznej 16 500 kW i łącznej mocy cieplnej 17 175 kW |
| 2.2 | Trzy moduły z silnikami *Wartsila* 18V34SG o łącznej mocy elektrycznej 22 000 kW i łącznej mocy cieplnej 22 900 kW |

[1)] warunki ISO: ciśnienie otoczenia $p_{ot} = 0{,}101325$ MPa, temperatura otoczenia $t_{ot} = 15$ °C, wilgotność względna powietrza $\varphi_{ot} = 60\%$




Rys. 4. Uproszczony schemat ciepłowni po nadbudowie modułem kogeneracyjnym (przedstawiono moduł z silnikiem tłokowym, gdzie: WC1 — wymiennik ciepła chłodzenia miski olejowej i płaszcza wodnego, WC2 — wymiennik chłodzenia mieszanki, WC3 — wymiennik układu chłodnicy wentylatorowej, CHW — chłodnica wentylatorowa, KO — kocioł odzyskowy)

Dla wszystkich wariantów technicznych przeprowadzono obliczenia symulacyjne pracy układu kogeneracyjnego. W analizie wykorzystano program komputerowy do modelowania i obliczeń bilansowych układów energetycznych GateCycle TM [9]. W pierwszej kolejności zamodelowany został układ kogeneracyjny, dobrane zostały urządzenia oraz powierzchnie wymienników ciepła. Następnie w obliczeniach symulacyjnych odtworzono rzeczywiste warunki pracy ciepłowni dla okresu roku obliczeniowego z krokiem czasu $\Delta\tau$ wynoszącym 1 godzinę (krok czasu wynika z dostępności danych z istniejącego systemu monitorowania pracy ciepłowni). W każdej chwili pracy utrzymywano zgodność temperatury zewnętrznej $t_{ot}$, temperatury zasilania $t_z$, temperatury powrotu $t_p$ oraz mocy cieplnej z danymi pomiarowymi. Ponadto założono maksymalizację produkcji energii elektrycznej w układzie kogeneracyjnym.

Założenie to prowadzi do sytuacji, w której silnik lub turbina pracuje pełną mocą, a regulacja mocy cieplnej układu kogeneracyjnego odbywa się przez rozproszenie nadwyżek ciepła w otoczeniu (praca na gorący komin, chłodnice wentylatorowe).

## Analiza techniczna proponowanych wariantów nadbudowy ciepłowni

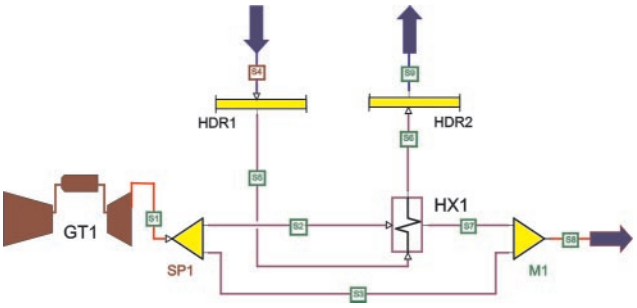
Ciepło w układzie z turbiną gazową wytwarzane jest w wodnym kotle odzyskowym. Powierzchnię wymiany ciepła kotła dobrano tak, by w warunkach znamionowych temperatura spalin kierowanych do komina wynosiła 120°C. Kocioł odzyskowy będzie pracował w układzie równoległym z kotłami węglowymi.

Przyjęty do obliczeń model układu skojarzonego z turbiną gazową przedstawiono na rysunku 5.

W obu proponowanych wariantach kocioł odzyskowy zapewnia produkcję ciepła w podstawie obciążenia.

W sezonie grzewczym, gdy zapotrzebowanie u odbiorców jest większe niż ciepło możliwe do uzyskania z układu kogeneracyjnego, uruchamiane są kotły wodne.

Obciążenie kotła odzyskowego zmniejszane jest tak, by zapewnić pracę kotła wodnego na poziomie minimum technicznego. W zależności od wymaganej mocy do ruchu włączany jest kocioł WR-25 lub WP-70.




Rys. 5. Moduł kogeneracyjny z turbiną gazową — model obliczeniowy
GT1 — turbozespół, HX1 — wodny kocioł odzyskowy, HDR1, HDR2 — kolektor wody powrotnej i zasilającej

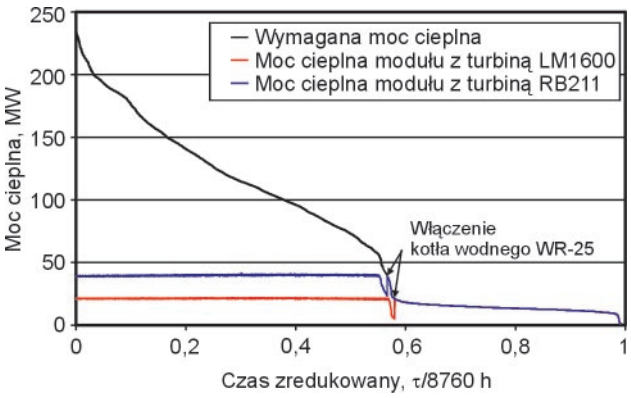
Obciążenie kotła wodnego utrzymywane jest na poziomie minimum technicznego aż do momentu osiągnięcia przez kocioł odzyskowy mocy maksymalnej. Dalszy wzrost obciążenia ciepłowni pociąga za sobą wzrost wydajności kotła wodnego. Taki rozkład obciążeń zapewnia minimalne zużycie energii chemicznej paliwa w ciepłowni jako całości.

W okresie letnim, gdy pokrycie zapotrzebowania na ciepło zapewnia praca samej turbiny, kotły wodne zostają wyłączone. Regulacja mocy cieplnej kotła odzyskowego jest realizowana przez zrzut gorących spalin do otoczenia (praca na „gorący komin"). Turbina gazowa pracuje pełną mocą, jaka jest osiągalna przy danej temperaturze zewnętrznej. Z parametrów pracy turbiny wynika chwilowa moc cieplna kotła odzyskowego jak również ilość ciepła odprowadzana do otoczenia.

Moc cieplną wytwarzaną w skojarzeniu na tle uporządkowanego wykresu zapotrzebowania ciepła dla dwóch analizowanych wariantów przedstawiono na rysunku 6.

Wyniki obliczeń wielkości energetycznych zestawiono w tabeli 2.

W przypadku silników spalinowych, po analizie dostępnych na rynku urządzeń dobrano jednostki o największej mocy elektrycznej — silniki 18V34SG oferowane przez firmę *Wärtsilä*.




Rys. 6. Praca układów z turbinami gazowymi na tle uporządkowanego wykresu zapotrzebowania ciepła
(wykres uporządkowano wg wymaganej mocy cieplnej)

Tabela 2

**Parametry analizowanych układów i wyniki obliczeń wariantów z turbinami gazowymi**

| Wielkość | Jednostka | Wartość | | |
|---|---|---|---|---|
| | | układ obecny | wariant 1.1 | wariant 1.2 |
| Typ turbiny | | ciepłownia | GE LM 1600 PA | *Rolls Royce* RB211 |
| Moc elektryczna turbiny[1)] | MW | — | 13.1 | 30.4 |
| Temperatura spalin[1)] | °C | — | 474 | 500 |
| Strumień spalin[1)] | kg/s | — | 49,7 | 91,1 |
| Sprawność energetyczna[1)] | % | — | 34,8 | 38,3 |
| Roczna produkcja ciepła w kotłach wodnych | GJ/a | 2 292 421 | 1 757 911 | 1 445 363 |
| Zużycie węgla w kotłach[2)] | t/a | 108 449 | 83 472 | 68 631 |
| Możliwa produkcja ciepła w kotle odzyskowym | GJ/a | 0 | 747 745 | 1 449 586 |
| Ciepło użyteczne z kotła odzyskowego | GJ/a | 0 | 534 510 | 847 058 |
| Roczne zużycie gazu w układzie[3)] | t/a<br>($m_n^3$/a) | 0<br>0 | 25 608<br>(32 200 301) | 53 098<br>(66 767 087) |
| Ciepło rozproszone w otoczeniu | GJ/a | 0 | 213 235 | 602 528 |
| Roczna produkcja $E_{el}$ | MWh/a | 0 | 113 069 | 261 213 |
| Wskaźnik wykorzystania energii chemicznej paliwa w ciepłowni | % | 78 | 79 | 75 |

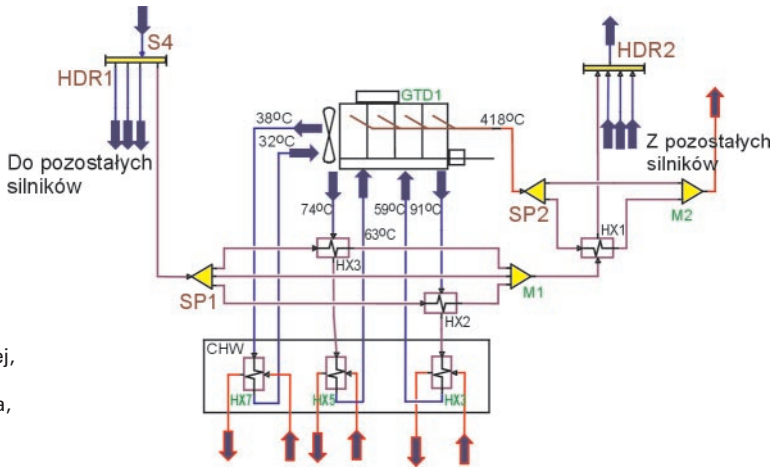
1) Warunki otoczenia ISO, uwzględniono straty ciśnienia na wlocie, wylocie i w kotle odzyskowym
2) Wartość opałowa węgla — 27 MJ/kg
3) Wartość opałowa gazu — 36,5 MJ/$m_n^3$

Dane techniczne modułu kogeneracyjnego zestawiono w tabeli 3. Model układu przyjęty do obliczeń w programie GateCycle przedstawiono na rysunku 7.

Tabela 3

**Dane techniczne modułu z silnikiem *Wärtsilä* 18V34SG [12]**

| Wielkość | Wartość |
|---|---|
| Moc elektryczna | 5500 kW |
| Zużycie energii chemicznej paliwa | 13 095 kW |
| Zużycie gazu | 1310 $m_n^3$/h |
| Sprawność energetyczna (przy mocy nominalnej) | 42% |
| Strumień spalin wylotowych | 9,57 kg/s |
| Temperatura spalin | 418°C |
| Moc cieplna niskotemperaturowego obiegu chłodzenia płaszcza wodnego (woda 32/38°C) | 429 kW |
| Moc cieplna wysokotemperaturowego obiegu chłodzenia płaszcza wodnego (woda 59/91°C) | 1778 kW |
| Moc cieplna chłodnicy oleju (olej 63/74°C) | 681 kW |
| Moc cieplna wymiennika spalinowego przy wychłodzeniu spalin do 120°C | 3266 kW |




Rys. 7. Moduł kogeneracyjny z silnikiem spalinowym — model obliczeniowy
HDR1, HDR2 — kolektory wody zasilającej i powrotnej,
HX1 — wymiennik spalinowy,
HX2 — wymiennik ciepła chłodzenia płaszcza,
HX3 — wymiennik ciepła chłodzenia oleju,
CHW — chłodnica wentylatorowa

Przeanalizowano dwa warianty zakładające wielomodułową konfigurację układu. W wariancie 2.1 przyjęto cztery, natomiast w wariancie 2.2 trzy identyczne moduły kogeneracyjne.

Produkcja ciepła w module z silnikiem spalinowym odbywa się w wymiennikach ciepła układu chłodzenia silnika oraz w kotle wodnym (wymienniku spalinowym). Poza sezonem grzewczym, część ciepła wytworzonego w silnikach będzie rozpraszana w otoczeniu przy pomocy chłodnicy wentylatorowej oraz w gorących spalinach kierowanych do komina. Chłodnice wentylatorowe odbierać będą ciepło chłodzenia oleju smarnego, płaszcza wodnego silnika oraz mieszanki doładowanej za turbosprężarkami. Zastosowanie chłodnic wentylatorowych zapewni również wymagany poziom temperatury czynnika dla niskotemperaturowego obiegu chłodzenia (38/32°C).

Ze względu na występowanie kilku źródeł ciepła charakteryzujących się różnym poziomem temperatury, moc cieplna modułu z silnikiem tłokowym jest silnie uzależniona od wymaganej temperatury wytwarzanej wody sieciowej. Im wyższe parametry wody, tym użyteczna moc cieplna modułu jest niższa oraz większa jest ilość ciepła rozpraszanego w chłodnicach. Wynika to głównie z warunków pracy układu chłodzenia silnika, w którym temperatura wody nie może przekroczyć maksymalnej ustalonej wartości (zwykle ok. 90—100°C).

Równania bilansu energii dla układu wymienników jak na rysunku 7, z uwzględnieniem oddzielnie układu chłodzenia i wymiennika spalinowego są następujące:

$$\dot{G}_w c(t_2 - t_p) = \dot{Q}_{HX2} + \dot{Q}_{HX3} \qquad (1)$$

$$\dot{G}_w c(t_z - t_2) = \dot{Q}_{HX1} \qquad (2)$$

gdzie:

$\dot{G}_w$ — strumień wody przepływający przez układ chłodzenia i wymiennik spalinowy,
$\dot{Q}_{HX1}$ — ciepło z poszczególnych wymienników układu,
$c$ — pojemność cieplna wody,
$t_z$, $t_p$ — temperatura zasilania i powrotu,
$t_2$ — temperatura pośrednia między układem chłodzenia a wymiennikiem spalinowym.

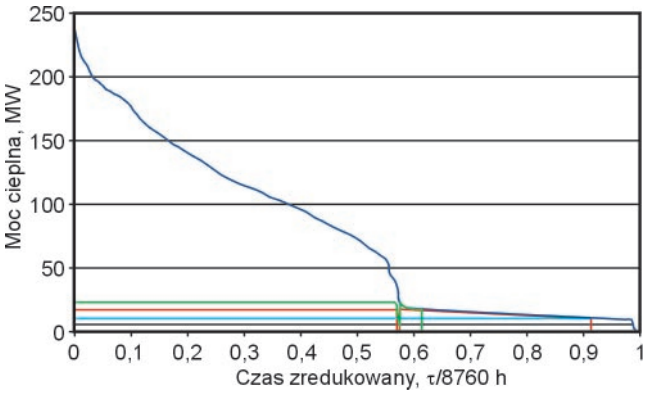
Zakładając, że w rozważanym zakresie temperatury wody jej pojemność cieplna jest stała, można obliczyć minimalną wymaganą temperaturę, do jakiej musi zostać podgrzana woda w układzie chłodzenia dla uzyskania zadanej temperatury $t_z$. Wynosi ona:

$$t_2 = \frac{t_z(\dot{Q}_{HX2} + \dot{Q}_{HX3}) + t_p \dot{Q}_{HX1}}{\dot{Q}_{HX1} + \dot{Q}_{HX2} + \dot{Q}_{HX3}} \qquad (3)$$

Przy temperaturze wody powrotnej $t_p$ (70°C) w przypadku wytwarzania wody gorącej o temperaturze $t_z = 150$°C, przy strumieniach ciepła przedstawionych w tabeli 3, temperatura $t_2$ wynosi 104,3°C. Dla niższej wartości temperatury $t_2$, w celu uzyskania $t_z = 150$°C należy zmniejszyć strumień wody przepływającej przez wymiennik spalinowy. Odbywa się to przez skierowanie części wody do obiegu chłodnicy wentylatorowej.

W celu maksymalizacji odzysku ciepła z modułu i zapewnienia maksymalnej wartości wskaźnika wykorzystania energii paliwa założono, że maksymalna temperatura wody wytwarzanej w module $t_z = 90$°C.

W sytuacji wystąpienia najniższych temperatur zewnętrznych wymaga to dogrzania wody w kotłach węglowych. Stąd konieczność zapewnienia szeregowej pracy urządzeń.




Rys. 8. Praca modułów z silnikami tłokowymi na tle uporządkowanego wykresu zapotrzebowania ciepła

Schemat ideowy połączenia układów istniejącej kotłowni węglowej z układem skojarzonym przedstawiono na rysunku 4. Pole pracy modułów z silnikami tłokowymi na tle wykresu uporządkowanego zapotrzebowania ciepła pokazano na rysunku 8. Jak widać wielomodułowa konfiguracja układu pozwala lepiej niż w przypadku układu z turbinami gazowymi dopasować moc cieplną układu do zmiennego obciążenia cieplnego, zmniejszając w ten sposób ilość ciepła odprowadzanego do otoczenia (przy pracy silnika ze stałą mocą elektryczną).

Wyniki obliczeń modelowych poszczególnych wariantów z gazowymi silnikami spalinowymi przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 4

**Wyniki obliczeń wariantów z silnikami tłokowymi**

| Wielkość | Jednostka | Wartość | | |
|---|---|---|---|---|
| | | układ obecny | wariant 2.1 | wariant 2.2 |
| Urządzenia | | ciepłownia | 4x18V34SG | 3x18V34SG |
| Roczna produkcja ciepła w kotłach wodnych | GJ/a | 2 292 421 | 1 738 881 | 1 835 924 |
| Zużycie węgla w kotłach[1] | t/a | 108 449 | 82 568 | 87 156 |
| Możliwa produkcja ciepła w skojarzeniu | GJ/a | 0 | 593 567 | 490 890 |
| Ciepło użyteczne z układu CHP | GJ/a | 0 | 553 606 | 456 942 |
| Roczne zużycie gazu w układzie[2] | t/a<br>($m^3_n$/a) | 0<br>0 | 30 127<br>(37 882 580) | 24 864<br>(31 265 142) |
| Ciepło rozproszone w otoczeniu | GJ/a | 0 | 39 961 | 33 948 |
| Roczna produkcja $E_{el}$ | MWh/a | 0 | 159 049 | 131 274 |
| Wskaźnik wykorzystania energii chemicznej paliwa w ciepłowni | % | 78 | 79.3 | 79.1 |

[1] Wartość opałowa węgla — 27 MJ/kg
[2] Wartość opałowa gazu — 36,5 MJ/$m^3_n$

## Efektywność ekologiczna

Zmniejszenie obciążenia cieplnego kotłów, pociągające za sobą zmniejszenie zużycia węgla, a z drugiej strony wzrost zużycia gazu w układzie skojarzonym, spowodują zmianę wielkości emisji substancji szkodliwych do atmosfery. Całkowity efekt ekologiczny związany z inwestycją oceniono przy wykorzystaniu wskaźników emisji dla stosowanych urządzeń.

Wykorzystane w obliczeniach wartości wskaźników zestawiono w tabeli 5.

Średnia roczna sprawność kotłowni węglowej z kotłami wynosi 78%. Sprawność ta wykorzystana została do oceny ilości zaoszczędzonego w wyniku realizacji inwestycji węgla oraz związanego z nią obniżenia emisji substancji szkodliwych do atmosfery.

Wyniki obliczeń emisji zanieczyszczeń przedstawiono w tabeli 6.

Tabela 5

**Wskaźniki oraz opłaty za emisję**

| Związek | Kotły węglowe, kg/t pal. [11] | Turbiny, g/GJ[1] | Silniki, g/kWh[2] |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 1850 | ze stechiometrii spalania | |
| CO | 100 | 30 | 2,2 |
| $SO_2$ | 16 | — | — |
| $NO_x$ | 1,5 | 45 | 1,38 |
| $C_nH_m$ | — | 9 | 0,42 |
| Pyły | 2 | 0,34 | 0,08 |
| Sadza | 0,5 | — | — |
| B-a-P | 0,02 | — | — |

[1] Odniesione do GJ energii chemicznej paliwa
[2] Odniesione do kWh wytworzonej energii elektrycznej

Tabela 6

**Oszacowanie emisji substancji szkodliwych dla proponowanych wariantów realizacji projektu**

| Związek | Emisja substancji szkodliwych, t/a | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | stan obecny | wariant 1.1 | wariant 1.2 | wariant 2.1 | wariant 2.2 |
| $CO_2$ | 200 630 | 200 946 | 226 098 | 213 946 | 211 747 |
| CO | 10 845 | 8 382 | 7 097 | 8 607 | 9 004 |
| $SO_2$ | 121 | 93 | 79 | 92 | 98 |
| $NO_x$ | 108 | 136 | 180 | 302 | 268 |
| Pyły | 163 | 126 | 106 | 137 | 141 |
| Sadza | 434 | 334 | 281 | 330 | 349 |
| B-a-P | 2 | 2 | 1 | 2 | 2 |
| $C_nH_m$ | 0 | 11 | 22 | 67 | 55 |
| **Suma** | **212 304** | **210 029** | **233 863** | **223 482** | **221 664** |

Z przeprowadzonej analizy wynika, że jedynie rozwiązanie według założeń wariantu 1.1, prowadzi do zmniejszenia całkowitej ilości zanieczyszczeń emitowanych do atmosfery w odniesieniu do układu wyjściowego. W pozostałych przypadkach całkowita emisja zanieczyszczeń jest większa niż w obecnym układzie. Jest to związane z przyrostem zużycia energii chemicznej paliwa w układzie jako całości.

Największy przyrost emisji zanieczyszczeń w stosunku do układu ciepłowni przed modernizacją dotyczy $NO_x$, węglowodorów oraz $CO_2$. Następuje natomiast obniżenie emisji takich związków, jak: CO, $SO_2$, pyłów, sadzy oraz BaP.

Uwzględniając obowiązujące stawki opłat za emisję substancji szkodliwych ($CO_2$ — 0,00019 zł/kg, CO — — 0,10 zł/kg, $SO_2$ — 0,36 zł/kg, $NO_x$ — 0,36 zł/kg, pyły — 0,24 zł/kg, sadza — 0,99 zł/kg, BaP — 254,89 zł/kg), inwestycja w każdym przypadku prowadzi do obniżenia całkowitych opłat za emisję.

Efekty ekologiczne stosowania gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy mają charakter zarówno lokalny jak i globalny, przy czym oba te efekty wcale nie muszą mieć identycznego charakteru. Efekt lokalny związany jest bezpośrednio z miejscem emisji. Efekt lokalny może być negatywny, co uzyskano w analizowanym projekcie w stosunku do niektórych substancji szkodliwych. Z drugiej jednak strony pojawia się zazwyczaj pozytywny efekt globalny przejawiający się zmniejszeniem emisji w skali całej gospodarki, dzięki wprowadzeniu wysokosprawnej technologii energetycznej i zwiększeniu udziału czystszych paliw w strukturze ich zużycia [2]. Zmniejszenie emisji $\xi_i$ danej substancji szkodliwej, wynikające z wprowadzania do systemu energetycznego układów kogeneracyjnych, można wyznaczyć z zależności:

$$\xi_i = (\chi_i)_R(\dot{E}_{ch})_R - (\chi_i)_S(\dot{E}_{ch})_S \tag{4}$$

gdzie:

$\xi_i$ — zmniejszenie emisji substancji szkodliwej $i$ [kg/s],

$(\chi_i)_R(\chi_i)_{CHP}$ — wskaźniki jednostkowej emisji $i$-tej substancji szkodliwej w procesach rozdzielonych i procesie skojarzonym odniesione do energii chemicznej spalanych paliw.

Przyjmując wskaźniki emisji dla układu siłowni parowej na węgiel kamienny równe [13]: $CO_2$ — 1034,2 g/kWh, CO — 0,18 g/kWh, $NO_x$ — 3,13 g/kWh, $C_nH_m$ — 0,05 g/kWh, pyły — 1,41 g/kWh, $SO_2$ — 19,87 g/kWh oraz sprawność transformacji i przesyłu energii elektrycznej z siłowni na poziomie 0,95 można oszacować zmniejszenie emisji substancji szkodliwych w systemie, wynikające z realizacji projektu.

Tabela 7

**Efekty systemowe realizacji projektu**

| Związek | Zmniejszenie emisji substancji szkodliwych w systemie, t/a | | | |
|---|---|---|---|---|
| | wariant 1.1 | wariant 1.2 | wariant 2.1 | wariant 2.2 |
| $CO_2$ | 122 775 | 97 623 | 109 775 | 111 973 |
| CO | 2 484 | 3 770 | 2 260 | 1 862 |
| $SO_2$ | 2 393 | 2 408 | 2 394 | 2 389 |
| $NO_x$ | 345 | 301 | 179 | 213 |
| Pyły | 205 | 224 | 194 | 189 |
| Sadza | 100 | 153 | 104 | 85 |
| B-a-p | 1 | 1 | 1 | 0 |
| $C_xH_y$ | –5 | –16 | –61 | –49 |
| **Suma** | **128 297** | **104 463** | **114 845** | **116 662** |
| $-\Delta E^*_{ch}$, GJ/a[1)] | 820 474 | 1 665 668 | 1 164 409 | 959 175 |
| $-\Delta E^*_{ch}/(E^*_{ch})_R$[2)] | 0.406 | 0.401 | 0.452 | 0.452 |

1) Przyjęto sprawności dostawy paliwa: węgiel $\eta^*_{dw}=0{,}94$; gaz $\eta^*_{dg}=0{,}94$; sprawność elektrowni $\eta_{Eel}=0{,}35$ [2]

2) $-\Delta E^*_{ch}/(E^*_{ch})_R$ — skumulowana oszczędność względna (w odniesieniu do gospodarki rozdzielonej)

W podobny sposób oszacować można skumulowane zużycie energii chemicznej paliw w systemie energetycznym — $-\Delta E^*_{ch}$ [2]. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 7.

## Analiza efektywności ekonomicznej

Analizę ekonomiczną przeprowadzono przy założeniu niezmiennej ilości wytworzonego ciepła w układzie ciepłowni w stanie wyjściowym i po realizacji projektu. Sprzedaż ciepła z elektrociepłowni nie przyniesie więc dodatkowych przychodów. Realizacja projektu spowoduje natomiast pojawienie się nowego produktu, energii elektrycznej. Tak więc jako wynik realizacji przedsięwzięcia ulegną zmianie (bądź pojawią się nowe), następujące pozycje przepływów pieniężnych:

- dodatkowy dochód wynikający ze sprzedaży energii elektrycznej,
- oszczędność kosztów związana z uniknięciem zakupu energii elektrycznej na potrzeby własne,
- oszczędność kosztów zakupu węgla do kotłów wynikająca ze zmniejszonej produkcji,
- oszczędność kosztów remontów w obecnym układzie technologicznym wynikająca ze zmniejszonego czasu wykorzystania kotłów węglowych,
- zmiana kosztów emisji zanieczyszczeń,
- koszty finansowe związane z pozyskaniem kapitału inwestycyjnego (odsetki od kredytu),
- koszty zakupu gazu,
- koszty obsługi i remontów układu gazowego,
- wielkość odpisów amortyzacyjnych wynikające ze zwiększenia wartości majątku trwałego.

Przeprowadzona analiza ekonomiczna ma charakter porównawczy. Podstawą wyznaczenia wskaźników opłacalności jest zmiana przepływów pieniężnych $\Delta CF$ w wyniku realizacji inwestycji [10].

Jako główny wskaźnik decydujący o opłacalności inwestycji przyjęto wartość zysku netto NPV po okresie $N$-lat eksploatacji, który dla projektu modernizacyjnego można zapisać:

$$\begin{aligned}\Delta\mathrm{NPV} &= \sum_{t=1}^{N}\frac{(\mathrm{CF}_t)_2}{(1+r)^t} - J_0 - \sum_{t=1}^{N}\frac{(\mathrm{CF}_t)_1}{(1+r)^t} = \\ &= -J_0 + \sum_{t=1}^{N} a_t\left[(\mathrm{CF}_t)_2 - (\mathrm{CF}_t)_1\right]\end{aligned} \tag{5}$$

gdzie:

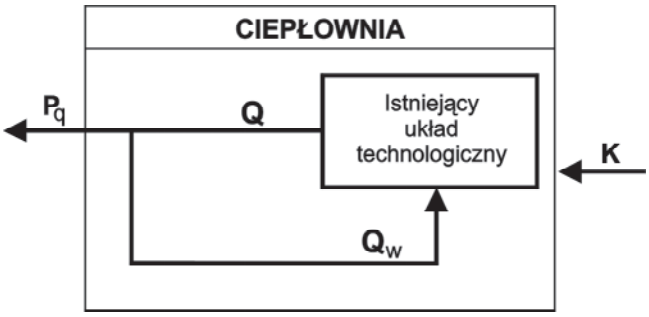
indeksem 2 oznaczono stan po realizacji projektu, natomiast indeksem 1 stan przy zaniechaniu realizacji:

$t$ — bieżący rok eksploatacji,

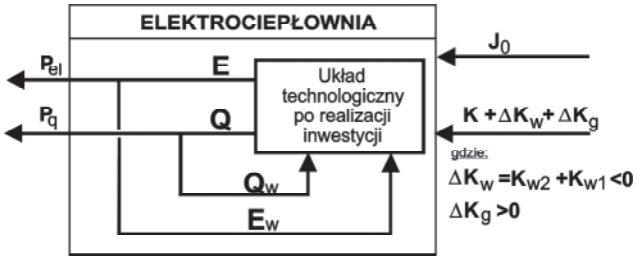
$N$ — całkowita liczba lat eksploatacji,

$CF_t$ — przepływ pieniężny obliczony na końcu roku $t$.

W obliczeniach wykorzystano schematy przepływów pieniężnych dla stanu przed i po realizacji projektu, przedstawione na rysunkach 9 oraz 10.




Rys. 9. Przychody i koszty w stanie obecnym
$P_q$ — przychody ze sprzedaży ciepła,
$K$ — koszty,
$Q$ — produkcja ciepła brutto,
$Q_w$ — zużycie własne ciepła




Rys. 10. Przychody i koszty po realizacji inwestycji
$E$ — produkcja energii elektrycznej brutto,
$E_w$ — zużycie własne energii elektrycznej,
$\Delta K_w$ — zmiana kosztów w układzie węglowym,
$\Delta K_g$ — zmiana kosztów w układzie gazowym

Roczną zmianę przepływów pieniężnych związanych z modernizacją określa zależność:

$$(CF_t)_2-(CF_1)_1 = P_{el}-\Delta K_w-DK_g-(Pd_2-Pd_1) \qquad (6)$$

gdzie: $P_{d1}$, $P_{d2}$ — podatek dochodowy odprowadzany przed i po realizacji przedsięwzięcia.

Podstawowe założenia analizy ekonomicznej:

- ceny i koszty nie zawierają podatku VAT,
- przyjęto czas budowy modułu skojarzonego 1 rok,
- czas eksploatacji układu skojarzonego 15 lat,
- inwestycja będzie finansowana głównie z kredytów bankowych, które przyjęto na poziomie 80% całkowitych nakładów inwestycyjnych, pozostała część w wysokości 20% zostanie sfinansowana ze środków własnych
- czas spłaty kredytu 5 lat,
- stopa oprocentowania kredytu 17%,
- dochodowość kapitału własnego 7%,
- wskaźnik inflacji 2%,
- podatek dochodowy 28%,
- stopę dyskonta obliczono dla przyjętego wariantu finansowania na poziomie 0,13,
- przyjęto kurs dolara na poziomie 4.20 zł/USD,
- w obliczeniach nie uwzględniano wskaźnika realnego wzrostu cen i kosztów w skali roku,
- inwestycja nie wymaga poniesienia dodatkowych wydatków na zakup i przygotowanie terenu,
- w układzie zmodernizowanym nie nastąpi przyrost kosztów osobowych (nie nastąpi zmiana liczby etatów) oraz ogólnozakładowych,
- przyjęto wyjściowy poziom cen:
  - cena zakupu gazu ziemnego równa 0,580 zł/$m^3_n$ (oszacowana wg taryfy W-9),
  - cena zakupu węgla kamiennego równa 270 zł/tonę,
  - średnia ważona wartość energii elektrycznej równa 145 zł/MWh (wynika ze sprzedaży energii elektrycznej do sieci oraz unikniętego zakupu energii na potrzeby własne).

Nakłady inwestycyjne oszacowano na podstawie danych katalogowych [8], analizy projektów o podobnej charakterystyce, posiadanych danych własnych oraz konsultacji z dostawcami urządzeń.

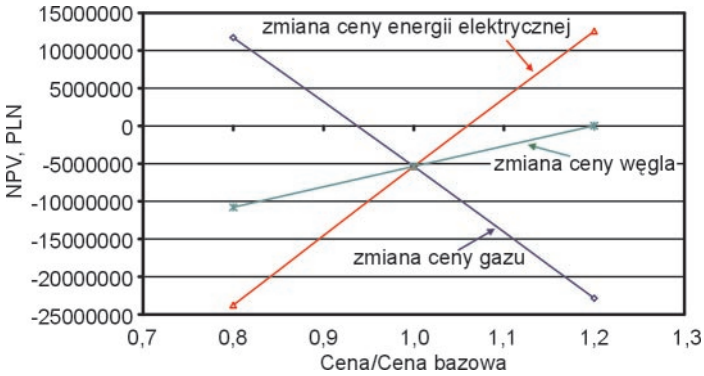
Wyniki obliczeń podstawowych wskaźników efektywności ekonomicznej inwestycji [10] zestawiono w tabeli 8.

Tabela 8

**Zestawienie wyników analizy ekonomicznej analizowanych wariantów modernizacji ciepłowni**

| Nr wariantu | 1.1 | 1.2 | 2.1 | 2.2 |
|---|---|---|---|---|
| Urządzenia | **1 x turbina LM1600 PA** | **1 x turbina RB211** | **4 x silnik 18V34SG** | **3 x silnik 18V34SG** |
| Całkowite nakłady inwestycyjne $J_0$, PLN | 62 369 200 | 81 638 600 | 47 124 000 | 37 422 000 |
| Wskaźnik nakładów, USD/$kW_e$ | 1079 | 612 | 510 | 540 |
| Wskaźniki efektywności ekonomicznej | | | | |
| NPV, PLN | -38 593 420 | -32 168 048 | -8 148 139 | -5 380 946 |
| NPVR | -0,619 | -0,394 | -0,173 | -0,144 |
| IRR | – | 0,031 | 0,089 | 0,096 |
| SPB, lata | >15 | 11 | 7,5 | 7,2 |
| DPB, lata | >15 | >15 | >15 | >15 |
| Próg rentowności dla ceny zakupu gazu, zł/$m^3_n$ | 0.325 | 0.477 | 0.534 | 0.543 |
| Próg rentowności dla energii elektrycznej, zł/MWh | 217 | 171 | 156 | 154 |
| Próg rentowności dla ceny zakupu węgla, zł/t | 598 | 441 | 337 | 324 |

Jak wynika z danych przedstawionych w tabeli 8, przy przyjętym poziomie cen paliw i energii oraz przy przyjętym wariancie finansowania, który wpływa na stosunkowo wysoką wartość obliczeniowej stopy dyskonta, żaden z analizowanych wariantów nie jest opłacalny.




Rys. 11. NPV w funkcji ceny gazu ziemnego, węgla i energii elektrycznej

Biorąc jednak pod uwagę uzyskane wartości liczbowe należy stwierdzić, iż najkorzystniejszym rozwiązaniem jest wariant z trzema silnikami tłokowymi pracującymi w podstawie obciążenia cieplnego ciepłowni. Wartości progów rentowności pozwalają wyciągnąć wniosek, że przy stosunkowo nieznacznym wzroście wartości energii elektrycznej, obniżeniu ceny zakupu gazu i wzroście ceny zakupu węgla wariant może być efektywny ekonomicznie. Przy czym wpływ ceny zakupu gazu ziemnego i średniej ważonej ceny energii elektrycznej jest zbliżony.

Wyniki analizy wrażliwości wskaźnika NPV na zmiany cen gazu, węgla i energii elektrycznej dla wariantu 2.2 przedstawiono na rysunku 11.

Na poprawę opłacalności projektu może wpłynąć również zmiana wariantu finansowania. Uzyskane proste okresy zwrotu oraz wartości IRR dla wariantów z silnikami są stosunkowo korzystne. Przy zmniejszeniu kosztu pozyskania kapitału projekt może okazać się opłacalny.

Wyniki obliczeń pokazują, że projekty, w ramach których zaproponowano instalację gazowych tłokowych silników spalinowych uzyskały zdecydowanie korzystniejsze wskaźniki opłacalności od projektów wykorzystujących turbiny gazowe. Mają na to wpływ głównie trzy czynniki:

- niższe jednostkowe nakłady inwestycyjne,
- wyższa sprawność wytwarzania energii elektrycznej,
- mniejsze straty ciepła do otoczenia spowodowane lepszym dopasowaniem pola pracy modułów do wykresu uporządkowanego zapotrzebowania ciepła.

Podkreślić należy, że w wariantach z turbinami gazowymi niska sprawność wytwarzania energii elektrycznej powodowała, że przychód ze sprzedaży energii elektrycznej nie równoważył kosztu zakupu gazu ziemnego. W takiej sytuacji, przy niezmiennej ilości wytwarzanego ciepła, korzyści finansowe wynikające z realizacji projektu związane są jedynie z oszczędnościami w układzie węglowym. Przy niskiej cenie węgla oraz niskich opłatach za emisję zanieczyszczeń nie zapewnia to opłacalności inwestycji.

Minimalny próg sprawności wytwarzania energii elektrycznej, przy którym nastąpi zrównanie przychodów ze sprzedaży energii elektrycznej z kosztami zakupu paliwa można wyznaczyć z zależności:

$$E_{el}c_{el} = \frac{E_{el}}{\eta_E}c_g \Rightarrow \eta_E = \frac{c_g}{c_{el}} \qquad (7)$$

gdzie:

$E_{el}$ — ilość wytworzonej energii elektrycznej,

$c_g$, $c_{el}$ — cena zakupu gazu i średnia ważona cena sprzedaży energii elektrycznej.

Przy przyjętym wyjściowym poziomie cen minimalny próg sprawności wynosi 41,1%. Warunek ten spełniają jedynie zaproponowane silniki spalinowe przy pracy pod obciążeniem znamionowym.

## Podsumowanie

Nadbudowa ciepłowni węglowej gazowym układem kogeneracyjnym jest uzasadniona z technicznego i ekologicznego punktu widzenia. Wprawdzie lokalnie w analizowanej ciepłowni nie uzyskano znacznej poprawy wskaźnika wykorzystania energii chemicznej paliwa oraz znacznego zmniejszenia emisji substancji szkodliwych w układzie jako całości, to jednak efekty systemowe są korzystne. Nie przekładają się one jednak na efektywność ekonomiczną projektu. Przy obecnym poziomie cen paliw i energii, wykorzystując standardowe metody obliczeniowe, nie uzyskano korzystnych wskaźników opłacalności inwestycji.

Obecnie kluczowym elementem dla poprawy opłacalności tego typu przedsięwzięć jest przyjęcie odpowiedniej strategii finansowania. Dostępność tanich kredytów preferencyjnych oraz dotacji z funduszy specjalnych może tu znacznie zwiększyć atrakcyjność przedsięwzięcia. Dotacje oraz kredyty preferencyjne są jednymi z narzędzi, które pozwalają przenieść energetyczne i ekologiczne efekty systemowe do miejsca realizacji projektu.

Uwagę należy zwrócić jeszcze na fakt, że w przeprowadzonych obliczeniach gazowe silniki tłokowe wypadły znacznie korzystniej niż turbiny gazowe. Jest to sytuacja typowa przy wytwarzaniu nośnika ciepła o stosunkowo niskich parametrach. Stąd też turbiny gazowe powinny raczej być stosowane tam, gdzie wytwarzana jest para wodna o wysokich parametrach. Typowym miejscem zastosowań są tu układy elektrociepłowni przemysłowych.

## LITERATURA


[1] Bartnik R.: Uwarunkowania stosowania w kraju nowoczesnych technologii skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej opartych na spalaniu gazu ziemnego. *Energetyka* nr 1/2000

[2] Kalina J.: Oszczędność energii chemicznej paliw wynikająca ze stosowania gazowych układów kogeneracyjnych i trójgeneracyjnych. *Gospodarka Paliwami i Energią* nr 10/2002

[3] Kalina J., Skorek J.: Turbiny gazowe oraz zasilane gazem tłokowe silniki spalinowe w małych układach do skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej. *Gospodarka Paliwami i Energią* nr 6/1999, str. 2—8

[4] Kalina J., Skorek J.: Opłacalność stosowania małych układów do skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w pojedynczych obiektach. *Gospodarka Paliwami i Energią* nr 7/1999, str. 2—8

[5] Skorek J., Kalina J., Bartnik R.: Ekonomika kogeneracji. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej „Szanse kogeneracji w świetle nowych rozporządzeń taryfowych i cenotwórstwa rynkowego", Opole, 16 lutego 2001

[6] Skorek J., Kalina J., Bartnik R., Sawicki W.: Analiza techniczno-ekonomiczna opłacalności nadbudowy węglowej elektrociepłowni parowej turbiną gazową i kotłem odzyskowym. *Energetyka* nr 4, 2002

[7] Skorek J., Kalina J.: Uwarunkowania opłacalności gazowych układów kogeneracyjnych. *INSTAL. Teoria i praktyka w instalacjach*, nr 4/2001

[8] Gas Turbine World. 2001—2002 Handbook. Pequot Publication. Vol. 22

[9] GateCycle TM v. 5.41. General Electric Enter Software Company — Program do modelowania cieplnych układów energetycznych

[10] Skorek J.: Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002

[11] Ministerstwo Ochrony Środowiska, Zasobów Naturalnych i Leśnictwa: Wskaźniki emisji substancji zanieczyszczających wprowadzanych do powietrza z procesów energetycznego spalania paliw. Materiały informacyjno-instruktażowe. Warszawa 1996

[12] Dane firmy *Wärtsilä* NSD

[13] Agencja COGEN Europe: EDUCOGEN — The European Educational Tool on Cogeneration. Second Edition. Bruksela, grudzień 2001