

Janusz KOTOWICZ

Institut Maszyn Urządzeń Energetycznych

Politechnika Śląska

ul. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice

e-mail: Kotowicz@rie5.ise.polsl.gliwice.pl

WPŁYW STRUKTURY ELEKTROWNI GAZOWO-PAROWEJ NA CHARAKTERYSTYKI SPRAWNOŚCI

Streszczenie. W artykule przedstawiono dwie metodologie określenia sprawności elektrowni gazowo-parowych. Dla każdej metodologii przedstawiono przykłady obliczeniowe. Opracowane metodologie pozwalają wyznaczyć sprawność badanych układów w funkcji temperatury na wlocie do turbiny gazowej i stopnia sprężania przy optymalnej części parowej układu. Obliczenia wykonano dla różnych struktur elektrowni: z kotłem jednościśnieniowym, dwuciśnieniowym z przegrzewem i bez przegrzewu międzystopniowego oraz trójciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym.

THE INFLUENCE OF THE STRUCTURE OF A GAS-AND-STEAM POWER STATION ON THE CHARACTERISTICS OF EFFICIENCY

Summary. The paper deals with two methods of determining the efficiency of combined gas-and-steam power stations. For each of them examples of calculations have been quoted. These two methods permit to determine the efficiency of investigated systems as a function of temperature at the inlet to the gas turbine and the compression ratio for the optimal steam part of the system. Calculations have been carried out concerning various structures of power stations with a single-pressure waste-heat boiler, a double-pressure waste-heat boiler with and without reheat and a triple-pressure waste-heat boiler and reheat.

1. Wprowadzenie

Aby zmniejszyć straty egzergii w części parowej układu gazowo-parowego należy dążyć do zbliżenia przebiegu temperatury spalin i czynnika obiegowego w kotle. Uzyskuje się to przez zastosowanie dwóch lub trzech obiegów ciśnieniowych w kotle odzyskowym.[1], [2]. W konsekwencji tego rośnie sprawność energetyczna obiegu parowego i elektrowni gazowo-parowej. Wynika z tego konieczność modelowania i obliczania charakterystyk różnych elektrowni, począwszy od układu z kotłem jednopiętnym aż do układu z kotłem trójpiętnym. Stosowane w tych układach kotły różnią się między sobą nie tylko ilością obiegów ciśnieniowych, lecz także:

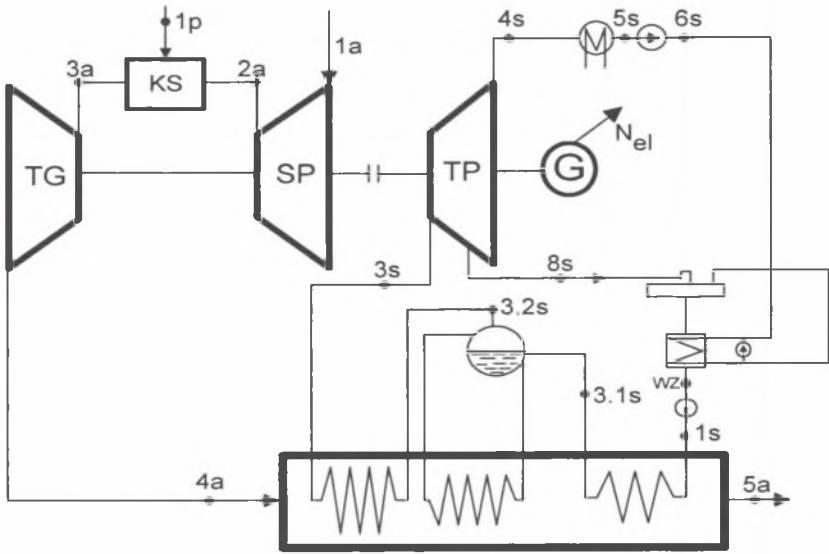
- 1) Rodzajem kotła. Do układów kombinowanych są dostarczane zasadniczo dwa typy kotłów: poziome lub pionowe.
- 2) Sposobem rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle (szeregowy, równoległy, mieszany).
- 3) Układem podgrzewu kondensatu i wody zasilającej (rozbudowanym w przypadku paliw zawierających siarkę).

Z punktu widzenia termodynamicznego za kryterium doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle odzyskowym należy wybrać minimalizację strat strumienia egzergii przy nieodwracalnym przepływie ciepła pomiędzy spalinami a wodą i parą. Dobór rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle odzyskowym prowadzi się z wykorzystaniem metody pinch. [3], [4]. O ostatecznym wyborze struktury całego układu zawsze decydują kryteria ekonomiczne [5], [6]. Opłacalność ekonomiczna procesów energetycznych jest przeważnie jednak wyższa ze wzrostem sprawności energetycznych.

W prowadzonych obliczeniach znaczenie ma przyjęcie zarówno rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych, jak i parametrów projektowych kotła takich jak:

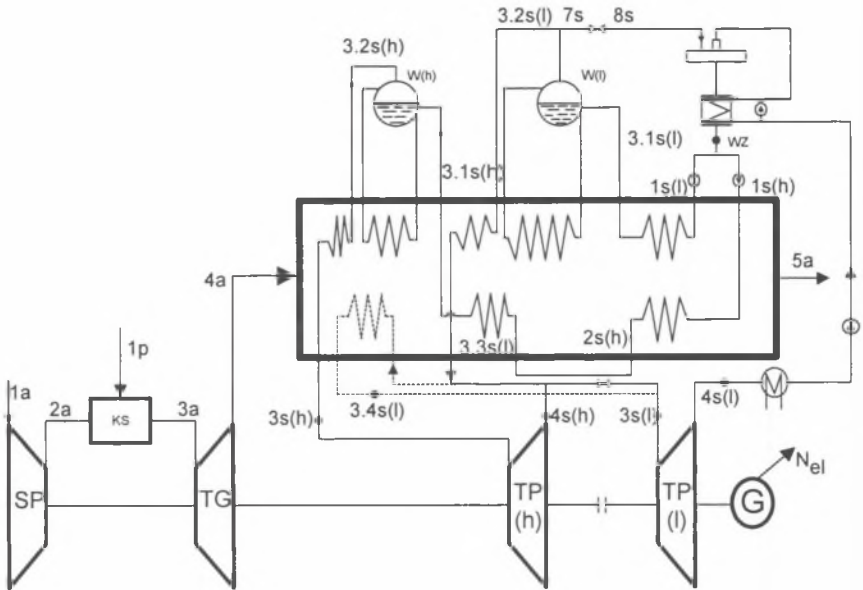
- i) Minimalne spiętrzenie (przewężenie) temperaturowe pomiędzy czynnikami w parowniku Δt_{pp}^Y ($Y=h$ - wysokiego ciśnienia, $Y=i$ - średniego ciśnienia, $Y=l$ - niskiego ciśnienia).
- ii) Niedogrzenie wody na wlocie do walczaka ciśnienia Δt_{ap}^Y .
- iii) Graniczna (dopuszczalna) temperatura spalin wylotowych z kotła t_{5agr} .
- iv) Straty ciśnienia w kotle.

W prezentowanym artykule przedstawiono niektóre rezultaty badań czterech różnych struktur elektrowni gazowo-parowych. Pierwszą stanowi układ z kotłem jednopiętnym pokazany na rys.1. Analizę tego układu przedstawiono między innymi w [7]. Drugą strukturę układu gazowo-parowego z kotłem odzyskowym dwupiętnym pokazano na rys.2. Rozkład powierzchni ogrzewanych w kotle jest szeregowo-równoległy. Równolegle rozmieszczone są: niskociśnieniowy podgrzewacz wody i pierwsza część wysokociśnieniowego podgrzewacza wody oraz druga część wysokociśnieniowego podgrzewacza wody i przegrzewacz pary niskiego ciśnienia. Pokazany na rys.2 układ poprzez wprowadzenie przegrzewu międzystopniowego doprowadza do kolejnej struktury, tj. układu gazowo-parowego dwuciśnieniowego z przegrzewem międzystopniowym. Miejsce wprowadzenia przegrzewacza zaznaczono linią kropkowaną na schemacie z rys.2. Obliczenia takiego układu autor przedstawił w [8]. Jeszcze inną strukturę stanowić może elektrownia gazowo-parowa z trójciśnieniowym kotłem zarówno bez jak i z przegrzewem międzystopniowym pokazana na rys. 3. Analizę efektywności ostatniej autor przedstawił w [9].



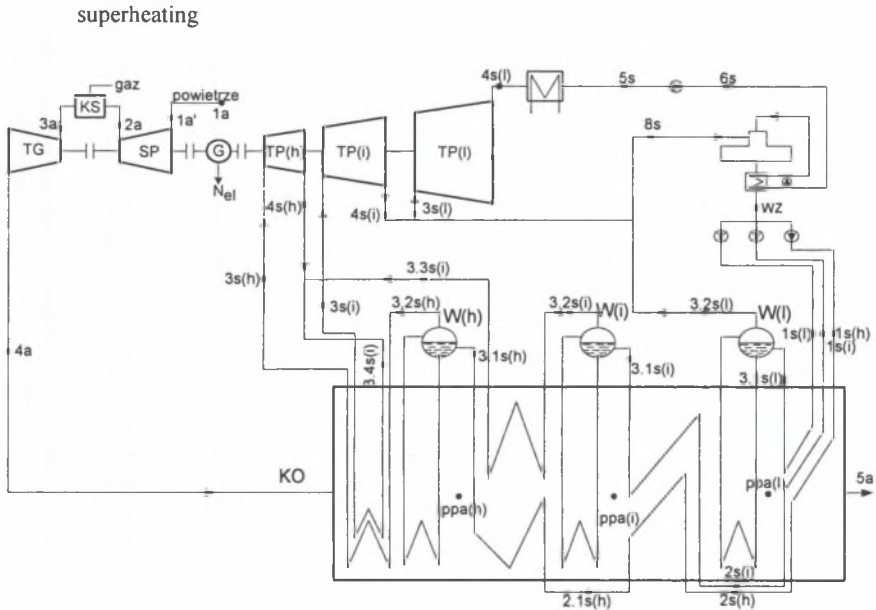
Rys. 1. Elektrownia gazowo-parowa z kotłem jednopiętnym (TG, TP - turbina gazowa i parowa, SP - sprężarka powietrza, KS- komora spalania, G - generator)

Fig. 1. Combined gas-and steam power station with a single-pressure boiler (TG, TP – gas and steam turbine, SP- air compressor, KS- combustion chamber, G - generator)



Rys. 2. Elektrownia gazowo-parowa z kotłem dwuciśnieniowym bez i z przegrzewem międzystopniowym

Fig. 2. Gas-and-steam power station with a double-pressure boiler without and with interstage



Rys. 3. Schemat elektrowni gazowo-parowej z kotłem trójciśnieniowym i przegrzewem międzystopniowym (TG, TP – turbina gazowa i parowa, SP – sprężarka powietrza, KS – komora spalania, G – generator, W – walczak)

Fig. 3. Diagram of a gas-and-steam power station with a triple pressure boiler and reheat (TG, TP – gas and steam turbine, SP – air compressor, KS – combustion chamber, G – generator, W – drum)

2. Podstawowe charakterystyki badanych układów

Sprawność termiczna obiegu gazowo-parowego bez dopalania zdefiniowana jest jako:

$$\eta_{ig-p} = \frac{N_{iTG} + N_{iTP}}{Q_d}, \quad (1)$$

gdzie: N_{iTG} , N_{iTP} – moc wewnętrzna instalacji turbiny gazowej i parowej, Q_d – strumień ciepła doprowadzony do obiegu.

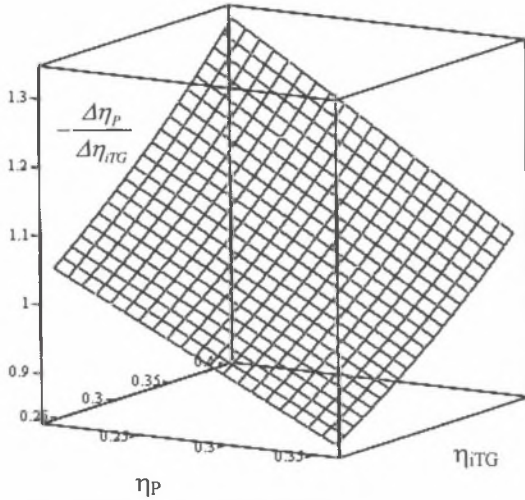
Równanie (1) można doprowadzić do postaci:

$$\eta_{ig-p} = \eta_{iTG} + \eta_{iTP} \eta_{KO} (1 - \eta_{iTG}), \quad (2)$$

gdzie: η_{iTG} , η_{iTP} , η_{KO} – sprawność termiczna obiegu gazowego, parowego i kotła odzyskowego, przy czym: $\eta_{iTP} = N_{iTP} / Q$, $\eta_{KO} = Q / Q_{dA}$, $\eta_{iTG} = N_{iTG} / Q_d$ (gdzie: Q , Q_{dA} – strumień ciepła użytecznego przekazanego w kotle i na wylocie z turbiny gazowej).

Z (2) wynika wprost, że warunkiem wzrostu sprawności obiegu gazowo-parowego jest:

$$-\frac{\Delta\eta_p}{\Delta\eta_{ITG}} < \frac{1-\eta_p}{1-\eta_{ITG}} \quad (3)$$



Rys. 4. Interpretacja zależności (3)
Fig. 4. Relation (3)

Analiza (3) pozwala wyciągnąć następujący wniosek: wzrost sprawności termicznej obiegu turbiny gazowej powoduje wzrost sprawności układu gazowo-parowego tylko wtedy, jeżeli nie spowoduje zbyt dużego spadku w części parowej układu ($\eta_p = \eta_{ITP}\eta_{KO}$). Zależność (3) pokazano na rys.1. Wynika z niej, że im wyższa jest sprawność turbiny gazowej, tym większy może być spadek sprawności w części parowej układu (przy czym wartość ta maleje ze wzrostem sprawności części parowej układu).

Sprawność wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni gazowo-parowej (bez dopalania) zdefiniowana jest zależnością:

$$\eta_{elg-p} = \frac{N_{elITG} + N_{elITP}}{(m_p W_d)} \quad (4)$$

gdzie: N_{elITG} , N_{elITP} – moc elektryczna: instalacji turbiny gazowej i parowej, $(m_p W_d)$ – strumień energii chemicznej zawarty w paliwie.

Zależność (4) możemy przekształcić do postaci:

$$\eta_{elg-p} = \eta_{elITG}(1 + \alpha_{max}\eta_{elITP}) \quad (5)$$

W równaniu tym η_{elITP} , η_{elITG} jest interpretowane jako sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej i gazowej układu ($\eta_{elITP} = \frac{N_{elITP}}{Q_{4a}}$, $\eta_{elITG} = \frac{N_{elITG}}{(m_p W_d)}$), z kolei

$$\alpha_{max} \text{ jest równe } \alpha_{max} = \frac{Q_{4a}}{N_{elITG}}.$$

Ogólnie rzecz biorąc układy parowy i gazowy wchodzące w skład układu kombinowanego nie są autonomiczne. Jeżeli jednak założyć, że dokonano doboru turbiny gazowej wraz z parametrami termodynamicznymi określającymi jej warunki pracy, to zagadnienie optymalizacji sprawności układu gazowo-parowego sprowadza się do optymalizacji sprawności części parowej układu (wg jednej z przedstawionych niżej metodologii). W tym wypadku przy stałej wartości ciepła odpadowego z układu gazowego odprowadzonego do układu parowego optymalną wartość parametrów pary produkowanej w kotle należy poszukiwać łącznie z określaniem wartości stosunku strumieni masy pary

i gazu. Warunek maksymalnej sprawności obiegu parowego, przy uwzględnieniu niezmienniej wartości ciśnienia w skraplaczu, można w takim przypadku sprowadzić do żądania:

$$\eta_{elTP}, N_{elTP} = \max \quad (6)$$

Jeżeli założymy, że określone są parametry paliwa, utleniacza i odniesienia oraz parametry związane z czynnikami technologicznymi, takie jak sprawności: wewnętrzne maszyn, mechaniczne i generatorów, komory spalania, wymiany ciepła w kotle itd. oraz przyjmując: parametry projektowe kotła, straty ciśnienia, jak i straty szczelności i chłodzenia, to ogólnie możemy zapisać [8],[9]:

$$\eta_{elg-p} = f[t_{3a}, \beta_K, (S^Y, t_{3s}^Y, p_{3s}^Y)], \quad (7)$$

gdzie: t_{3a} - temperatura spalin na wylocie z komory spalania, β_K - stosunek ciśnień w sprężarce powietrza, S^Y - stosunek strumienia masy pary do gazu, t_{3s}^Y, p_{3s}^Y - temperatura i ciśnienie pary ($Y=h$ - wysokiego ciśnienia, $Y=i$ - średniego ciśnienia, $Y=l$ - niskiego ciśnienia).

Dla elektrowni kombinowanej z kotłem trójprężnym ilość parametrów występująca w równaniu (7) może być równa 11 [9], gdy wielkości stosunku strumienia pary i gazu oraz ciśnienia i temperatura pary na dolocie do turbiny występują odrębnie dla części wysoko- ($Y=h$), średnio- ($Y=i$) i niskoprężnej ($Y=l$). Dla układu dwuciśnieniowego w (6.12) występuje do 8 parametrów [8], a dla układu z kotłem jednociśnieniowym do 5 parametrów

W przypadku układów gazowo-parowych z dopalaniem w (7) znajduje się również stopień dopalania [10].

Odpowiednio dobrane parametry (termodynamiczne) mogą zapewnić osiągnięcie maksymalnej sprawności w układzie gazowo-parowym. Jeżeli spełniony jest warunek określony równaniem (6), to równanie (7) przyjmuje postać:

$$\eta_{elg-p}^* = \eta_{elg-p}(\eta_{elTP}, N_{elTP} = \max) = f(t_{3a}, \beta_K) \quad (8)$$

3. Metodologie określenia sprawności

Obliczenia dla jednej wartości stosunku ciśnień (β_K) w sprężarce powietrza instalacji turbiny gazowej realizowane są w następującej kolejności. W pierwszym rzędzie prowadzone są obliczenia dla części gazowej obiegu. Dotyczą one: sprężarki powietrza, komory spalania, turbiny gazowej. Obliczenia te prowadzone są dla jednostki strumienia masy spalane go gazu w komorze spalania i wykonywane są dla zadanej temperatury spalin na wlocie do turbiny gazowej t_{3a} . Zakłada się, że dla części gazowej znane są:

- sprawności wewnętrzne i mechaniczne maszyn oraz sprawność generatora i komory spalania,
- parametry paliwa, powietrza i odniesienia,
- straty ciśnienia w poszczególnych węzłach instalacji jak i straty szczelności i chłodzenia.

W konsekwencji przeprowadzonych obliczeń wyznaczone są parametry termodynamiczne w poszczególnych punktach części gazowej obiegu, w tym również temperatura na wylocie z turbiny gazowej (t_{4a}), jak również:

- sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części gazowej układu (η_{elTG}),
- stosunek strumienia ciepła na wylocie z turbiny gazowej do mocy elektrycznej turbiny gazowej (α_{max}),
- stosunek strumieni powietrza do gazu doprowadzonych do komory spalania.

W dalszej kolejności rozwiązywana jest część parowa układu, którą stanowi kocioł odzyskowy z turbiną parową i odgazowycacz. W prowadzonych obliczeniach w części parowej przyjmuje się [7],[8],[9]:

- a) stałą różnicę temperatur $\Delta t^Y (Y = h, i, l)$ pomiędzy spalinami dopływającymi do przegrzewacza ($Y=h$ - wysokiego ciśnienia, $Y=i$ - średniego ciśnienia, $Y=l$ - niskiego ciśnienia) a temperaturą pary wytworzoną w nim (zasada ta nie obowiązuje w przypadku wytwarzania pary nasyconej suchej), przy czym temperatura tej pary może przyjmować wartości od temperatury nasycenia w walczaku do temperatury granicznej (t_{3sgr}) podyktowanej wymaganiami konstrukcyjnymi,
- b) temperaturę wody na dolocie do walczaka równą temperaturze nasycenia dla p_{3s}^Y pomniejszoną o stałą wielkość Δt_{ap}^Y ,
- c) graniczną temperaturę spalin t_{5agr} (dla której może wystąpić korozja niskotemperaturowa), przy czym temperatura wylotowa spalin z kotła t_{5a} musi być nie mniejsza od wartości t_{5agr} , tj. $t_{5a} \geq t_{5agr}$,
- d) graniczny stopień suchości pary X_{4sgr} (wynikający z możliwości erozji układu łopatkowego), przy czym stopień suchości pary na wylocie z turbiny X_{4s} musi być większy lub równy od wartości X_{4sgr} , tj. $X_{4s} \geq X_{4sgr}$.

Ponadto w prowadzonych obliczeniach zakłada się:

- 1) stałe ciśnienie pary w kondensatorze (p_{4s}) i odgazowycaczu (p_{3s}),
- 2) stałą temperaturę wody zasilającej (t_{wz}).

Obliczenia sprawności części parowej układu zasadniczo można prowadzić według dwóch metodologii. Podane wyżej uwagi dotyczą obydwu metodologii, niżej podano różnice.

- W metodologii I zakłada się stałą minimalną różnicę temperatur ($\Delta t_{pp}^Y = const$) w parowniku pomiędzy spalinami (T_{ppa}^Y) a wodą:

$$T_{ppa}^Y - T_n^Y = \Delta t_{pp}^Y, \quad (9)$$

gdzie T_n^Y - temperatura nasycenia dla ciśnienia p_{3s}^Y .

Założenie $\Delta t_{pp}^Y = const$ pozwala wyznaczyć, wykorzystując bilanse energii odpowiednich elementów układu parowego (kotła, odgazowycacza) stosunek

strumienia pary (wytworzonej w walczaku i doprowadzonej do turbiny) do strumienia gazu doprowadzonego do komory spalania S^Y . Dla zadanej wartości p_{3s}^Y znajdujemy η_{elTP} . Poszukiwanie wartości maksymalnej η_{elTP} (lub N_{elTP}) prowadzi się zmieniając p_{3s}^Y z krokiem Δp_{3s}^Y w przedziale $p_{3s}^{Y,o} \leq p_{3s} \leq p_{3s}^{Y,k}$ (o-wartość początkowa, k-wartość końcowa). Dysponując wartością maksymalną η_{elTP} wyznaczamy dla danego stosunku sprężu wielkość η_{elg-p}^* .

- Podstawowe założenie w II metodologii mówi, że minimalna różnica temperatur w parowniku pomiędzy spalinami a wodą jest większa lub równa od przyjętej wartości Δt_{pp}^Y , co zapiszemy:

$$T_{ppa}^Y - T_n^Y \geq \Delta t_{pp}^Y \quad (10)$$

Dla zadanej wartości p_{3s}^Y oraz S^Y znajdujemy η_{elTP} . Poszukiwanie wartości maksymalnej η_{elTP} (lub N_{elTP}) prowadzi się w tym wypadku łącznie w zadanych przedziałach: ciśnienia $p_{3s}^{Y,o} \leq p_{3s} \leq p_{3s}^{Y,k}$ i stosunków strumienia masy pary do gazu $S^{Y,o} \leq S^Y \leq S^{Y,k}$. Dysponując wartością maksymalną η_{elTP} wyznaczamy dla danego stosunku sprężu wielkość η_{elg-p}^* .

W zakresie najczęściej występujących temperatur na wlocie do kotła t_{4a} (oprócz niewielkich wartości β_K) obydwie przedstawione metodologie obliczeń prowadzą do tych samych charakterystyk $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$.

4. Dane do obliczeń

Dla części gazowej wszystkich badanych układów przyjęto:

1. Paliwo – gaz ziemny o składzie 95% CH₄, 5% N₂.
2. Temperatura powietrza pobieranego z otoczenia i paliwa 15°C.
3. Ciśnienie otoczenia 0,101325 MPa.
4. Sprawność izentropowa turbiny gazowej i sprężarki powietrza: 0,9 i 0,86.
5. Sprawność mechaniczna maszyn oraz generatora 0,99.
6. Straty ciepła w komorze spalania 1% ($m_p W_d$).
7. Straty ciśnienia w węzłach instalacji, straty szczelności i chłodzenia jak w [7],[8],[9].

Ponadto w obliczeniach części gazowej zmieniano:

- 1) Stosunek ciśnień w sprężarce powietrza w przedziale $8 \leq \beta_K \leq 30$, z krokiem równym 0,25.
- 2) Temperaturę gazów spalinowych na wlocie do turbiny gazowej (t_{3a}) w zakresie $1150^\circ\text{C} \leq t_{3a} \leq 1400^\circ\text{C}$ co 50°C ; podstawowe obliczenia wykonano dla $t_{3a} = 1200^\circ\text{C}$ i 1300°C .

Dla części parowej wszystkich badanych elektrowni założono:

- A. Graniczną temperaturę pary i spalin $t_{3sgr} = 540^{\circ}\text{C}$, $t_{5agr} = 80^{\circ}\text{C}$.
- B. Graniczny stopień suchości pary $X_{4sgr} = 0,89$.
- C. Ciśnienie pary w kondensatorze $p_{4s} = 0,005 \text{ MPa}$ i odgazowywaczu $p_{8s} = 0,14 \text{ MPa}$.
- D. Temperaturę wody zasilającej $t_{wz} = 60^{\circ}\text{C}$.
- E. Sprawność wewnętrzną (izentropowa) pomp 0,85.
- F. Iloczyn sprawności mechanicznej pompy i jej silnika elektrycznego równy 0,855.

Ze względu na specyfikę badanych układów dla każdego z nich przyjęto indywidualne dane i zakresy zmiennych podane niżej.

W prowadzonych badaniach elektrowni z kotłem jednociśnieniowym przyjęto sprawność izentropową turbiny parowej 0,84 oraz $\Delta t^h = 28 \text{ K}$, $\Delta t_{pp}^h = 7 \text{ K}$, $\Delta t_{ap}^h = 6 \text{ K}$. W obliczeniach ciśnienie pary wysokoprężnej zmieniano w przedziale $2 \text{ MPa} \leq p_{3s}^h \leq 11 \text{ MPa}$ z krokiem $\Delta p_{3s} = 0,02 \text{ MPa}$.

W przypadku elektrowni z kotłem dwuciśnieniowym z przegrzewem i bez przyjęto:

- A. Dla części wysokoprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,86, $\Delta t^h = 28 \text{ K}$, $\Delta t_{pp}^h = 7 \text{ K}$, $\Delta t_{ap}^h = 6 \text{ K}$.
- B. Dla części niskoprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,84, $\Delta t^l = 10 \text{ K}$, $\Delta t_{pp}^l = 9 \text{ K}$, $\Delta t_{ap}^l = 6 \text{ K}$.

W trakcie obliczeń układu dwuciśnieniowego ciśnienia pary zmieniano w przedziale:

- 1) dla części wysokoprężnej: $2 \text{ MPa} \leq p_{3s}^h \leq 11 \text{ MPa}$ z krokiem 0,01 MPa,
- 2) dla części niskoprężnej: $0,2 \text{ MPa} \leq p_{3s}^l \leq 0,6 \text{ MPa}$ z krokiem 0,01 MPa.

Dla układu dwuciśnieniowego z przegrzewem ciśnienia pary zmieniano w przedziale:

- 1) dla części wysokoprężnej: $10 \text{ MPa} \leq p_{3s}^h \leq 19 \text{ MPa}$ z krokiem 0,1 MPa,
- 2) dla części niskoprężnej: $0,4 \text{ MPa} \leq p_{3s}^l \leq 3,6 \text{ MPa}$ z krokiem 0,01 MPa.

Analizę elektrowni z kotłem trójciśnieniowym z przegrzewem przeprowadzono przyjmując następujące dane i zakresy zmiennych:

- 1) Dla części wysokoprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,86, $\Delta t^h = 28 \text{ K}$, $\Delta t_{pp}^h = 7 \text{ K}$, $\Delta t_{ap}^h = 6 \text{ K}$; ciśnienie pary w obliczeniach zmieniano w przedziale $10 \text{ MPa} \leq p_{3s}^h \leq 19 \text{ MPa}$ z krokiem 1 MPa.
- 2) Dla części średnioprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,89, $\Delta t^l = 10 \text{ K}$, $\Delta t_{pp}^l = 9 \text{ K}$, $\Delta t_{ap}^l = 9 \text{ K}$; ciśnienie pary w obliczeniach zmieniano w przedziale $1,4 \text{ MPa} \leq p_{3s}^l \leq 5 \text{ MPa}$ z krokiem 0,4(0,2) MPa.

- 3) Dla części niskoprężnej: sprawność wewnętrzna turbiny 0,79, $\Delta t_{pp}^I = 9$ K, $\Delta t_{op}^I = 6$ K; ciśnienie pary w obliczeniach zmieniano w przedziale $0,15 \text{ MPa} \leq p_{3s}^I \leq 0,9 \text{ MPa}$ z krokiem 0,1(0,03) MPa.

W przypadku obliczeń układów z przegrzewem międzystopniowym założono równość temperatury pary wysokiego ciśnienia i po przegrzewie.

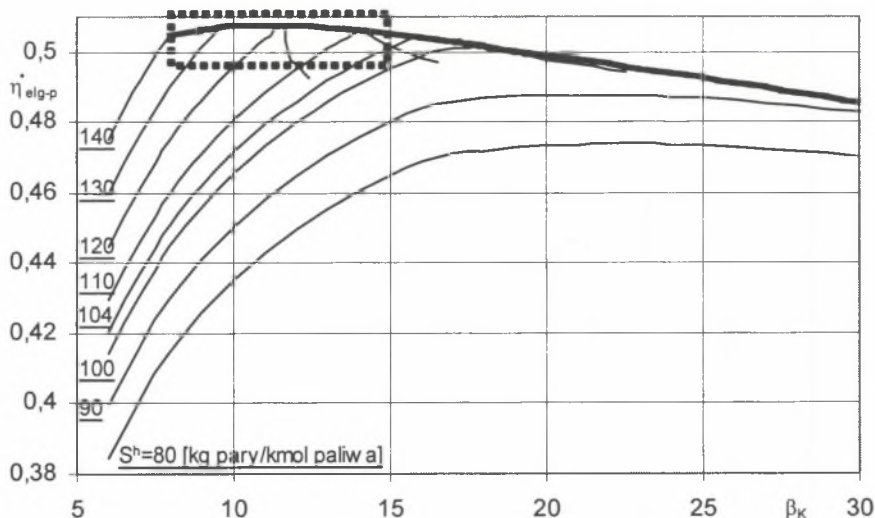
Prowadząc obliczenia według metodologii określonej jako II należy dodatkowo założyć przedział wartości stosunku strumienia pary do strumienia paliwa $S^{Y,o} \leq S^Y \leq S^{Y,k}$ oraz krok ΔS^Y .

5. Rezultaty obliczeń

Na rysunku 5 przedstawiono przebieg zależności sprawności wytwarzania energii elektrycznej w układzie jednocieśnieniowym dla $t_{3a} = 1200^\circ\text{C}$ i różnych wartości stosunku strumienia pary do strumienia paliwa S^Y ($Y = h$) od $S^Y = 80$ do $S^Y = 140$ kg pary/kmol gazu, co $\Delta S^Y = 10$ kg pary/kmol gazu. Każdą z narysowanych tam charakterystyk $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla $S^Y = \text{const}$ otrzymano wyznaczając maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej w części parowej układu wg metodologii II, ograniczając przedział poszukiwań $S^{Y,o} \leq S^Y \leq S^{Y,k}$ do określonej wartości S^Y . Z rysunku 5 wynika, że przy zadanym stosunku ciśnień β_K (dla określonej t_{3a}) maksymalna sprawność η_{elg-p}^* osiągana jest tylko dla jednej wartości stosunku strumienia pary do strumienia paliwa. Wyznaczone charakterystyki $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla $S^h = \text{const}$ posiadają maksimum, dla S^h z przedziału 80+140 kg pary/kmol paliwa zmienia się ono w zakresie 0,4737 +0,5078 i osiągana jest przy coraz niższym β_K wraz ze wzrostem wartości S^h . Rysując krzywą obwiedniową po wyznaczonych przebiegach $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla $S^h = \text{const}$, którą pokazano na rys. 5 linią grubą, uzyskamy przebieg $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ (dla $p_{3s}^{Y,o} \leq p_{3s} \leq p_{3s}^{Y,k}$ i $S^{Y,o} \leq S^Y \leq S^{Y,k}$). Aby wyznaczyć na niej dokładne ekstremum, należy w obszarze zaznaczonym na rysunku prostokątem wykonać obliczenia z mniejszym krokiem ΔS^Y .

Na rysunku 6 pokazano obliczone charakterystyki $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ przy $t_{3a} = 1300^\circ\text{C}$ dla wszystkich badanych układów. Do wyznaczenia charakterystyk dla innego zestawu danych (np. dla $t_{3a} = 1250^\circ\text{C}$) można również wykorzystywać algorytmy neuronowe [11].

Wykorzystując obliczone charakterystyki $\eta_{elg-p}^* = f(\beta_K)$ dla $t_{3a} = \text{const}$, określa się maksymalną wartość tej funkcji (η_{elg-p}^{\max}) i konstruuje zależności $\eta_{elg-p}^{\max} = f(t_{3a})$, które pokazano na rys.7 dla wszystkich badanych struktur elektrowni gazowo-parowych.



Rys. 5. Wpływ stosunku strumienia pary do paliwa na przebieg zależności $\eta^*_{elg-p} = f(\beta_K)$ dla elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednociśnieniowym dla $t_{3a} = 1200^\circ\text{C}$

Fig. 5. The influence of the steam flux/ fuel ratio on the dependence $\eta^*_{elg-p} = f(\beta_K)$ concerning a gas-and-steam power station with a single-pressure boiler when $t_{3a} = 1200^\circ\text{C}$

Aproksymując wyznaczone zależności równaniem liniowym uzyskamy odpowiednio dla układu:

(i) z kotłem trójciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym (oznaczanym: 3PR)

$$\eta_{elg-p}^{max} = 0,1767 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}_{3a} + 0,32598 \quad (\text{gdzie: } \bar{t}_{3a} \text{ jest bezwymiarową temperaturą równą liczbowo wartości } t_{3a} \text{ wyrażonej w } ^\circ\text{C}, R^2 = 0,9968)$$

(ii) z kotłem dwuciśnieniowym z przegrzewem międzystopniowym (2PR)

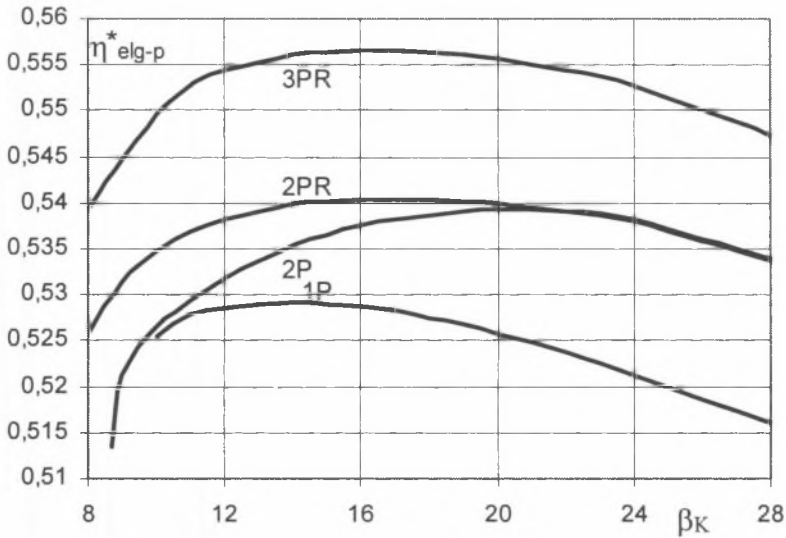
$$\eta_{elg-p}^{max} = 0,1818 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}_{3a} + 0,30324 \quad (R^2 = 0,9998)$$

(iii) z kotłem dwuciśnieniowym (oznaczanym 2P)

$$\eta_{elg-p}^{max} = 0,1946 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}_{3a} + 0,28525 \quad (R^2 = 0,9889)$$

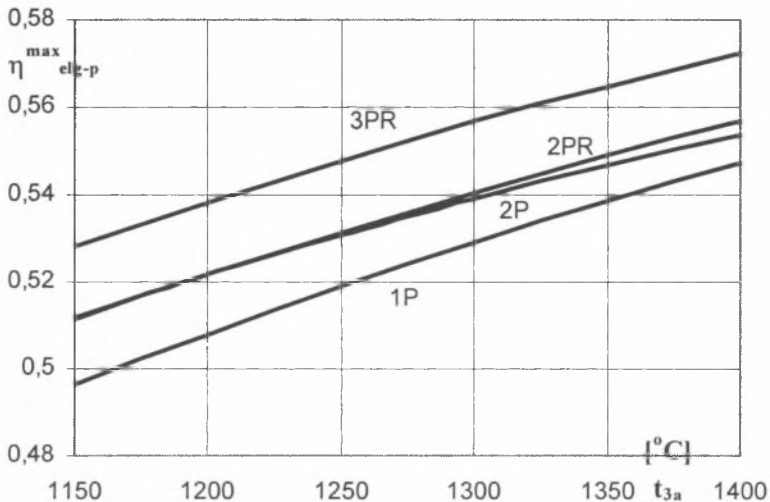
(iv) z kotłem jednociśnieniowym (oznaczanym 1P)

$$\eta_{elg-p}^{max} = 0,2289 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}_{3a} + 0,23045 \quad (R^2 = 0,9932)$$



Rys 6. Zależności $\eta^*_{elg-p}=f(\beta_K)$, (układ: 1P – jednociśnieniowy, 2P – dwuciśnieniowy, 2PR – dwuciśnieniowy z przegrzewem, 3PR – trójciśnieniowy z przegrzewem)

Fig. 6. Relations $\eta^*_{elg-p}=f(\beta_K)$, (1P – single-pressure system, 2P – double-pressure system, 2PR – double-pressure system with a reheat, 3PR – triple pressure system with reheat)



Rys. 7. Wpływ przyjęcia struktury badanego układu na sprawność maksymalną η^*_{elg-p} . (układ: 1P – jednociśnieniowy, 2P – dwuciśnieniowy, 2PR – dwuciśnieniowy przegrzewem, 3PR – trójciśnieniowy z przegrzewem)

Fig. 7. The effect of adapting the structure of the investigated system to the maximum efficiency η^*_{elg-p} . (1P – single-pressure system, 2P – double-pressure system, 2PR – double-pressure system with a reheat, 3PR – triple pressure system with reheat)

6. Podsumowanie

- Wraz z rozwojem technologii wykonania turbin gazowych (wzrost t_{3a}) i rozbudową struktury elektrowni następuje wzrost sprawności układu. O ostatecznym wyborze struktury układu decyduje analiza ekonomiczna. W przypadku układów zasilanych gazem ziemnym istotne znaczenie ma jego cena [12].
- Wyznaczone charakterystyki $\eta_{e|g-p}^* = f(\beta_K)$ dla wszystkich badanych struktur elektrowni gazowo-parowych są stosunkowo płaskie, szczególnie w przedziale zawierającym ekstremum (tym bardziej im wyższa jest temperatura t_{3a}). W konsekwencji stosunek ciśnień prowadzący do sprawności zbliżonej do maksymalnej można dobrać z szerokiego przedziału, pod warunkiem że pozostałe parametry są właściwie dobrane.
- Wykorzystując wyznaczone charakterystyki $\eta_{e|g-p}^* = f(\beta_K)$ określono przedstawioną na rys.7 maksymalną sprawność wytwarzania energii elektrycznej dla wszystkich badanych struktur elektrowni w funkcji temperatury t_{3a} . W każdym przypadku następuje przyrost $\eta_{e|g-p}^{max}$ wraz ze wzrostem t_{3a} . Dobre współczynniki korelacji uzyskano aproksymując zależności $\eta_{e|g-p}^{max} = f(t_{3a})$ równaniami liniowymi.
- Różnica wyznaczonych maksymalnych sprawności elektrowni z rozbudowaną strukturą i układu z kotłem jednociśnieniowym zmniejsza się ze wzrostem temperatur spalin na wylocie z komory spalania.

Dla $t_{3a} = 1150^\circ\text{C}$ różnica $\eta_{e|g-p}^{max}$ pomiędzy układami 3PR a 1P wynosi $\sim 3,19$ punktu procentowego, z kolei pomiędzy układami 2P (lub 2PR) a 1P jest równa $\sim 1,55$ punktu procentowego.

Dla $t_{3a} = 1400^\circ\text{C}$ różnice te wynoszą:

- $\sim 2,5$ punktu procentowego pomiędzy układem 3PR a 1P
- $\sim 0,97$ punktu procentowego pomiędzy układem 2PR a 1P
- $\sim 0,66$ punktu procentowego pomiędzy układem 2P a 1P

Różnice $\eta_{e|g-p}^{max}$ pomiędzy układami dwuciśnieniowym z przegrzewem i bez są nieznaczne. Korzyści z zastosowaniem przegrzewu są widoczne dopiero przy bardzo wysokich temperaturach t_{3a} .

Bibliografia

1. Chmielniak T.: Obiegi termodynamiczne turbin ciepłych. Ossolineum, Wrocław 1988.
2. Chmielniak T., Rusin A., Czwiertnia K.: Turbiny gazowe. Ossolineum, Wrocław 2001.
3. Szargut J., Ziębiak A.: Podstawy energetyki cieplnej. PWN, Warszawa 1998.
4. Szargut J., Hoinca K.: Zastosowanie metody pinch do doboru rozmieszczenia powierzchni ogrzewalnych w kotle odzyskowym turbiny gazowej. Gospodarka Paliwami i Energią, Nr 6, 2000.
5. Skorek J.: Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.

6. Bartnik R.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w układach gazowo-parowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 136, Gliwice 2002
7. Kotowicz J.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność pracy elektrowni gazowo-parowej z kotłem jednościśnieniowym. Gospodarka Paliwami i Energią, Nr 1, 2003
8. Kotowicz J.: Wpływ wybranych parametrów na efektywność wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni gazowo-parowej z dwuciśnieniowym kotłem i przegrzewem międzystopniowym. Prace naukowe – Mechanika. Z. 190, Politechnika Warszawska, Warszawa 2001, s. 217÷228.
9. Kotowicz J.: Analiza efektywności elektrowni gazowo-parowych; układ z trójciśnieniowym kotłem i przegrzewem międzystopniowym. Archiwum Energetyki, tom XXXI (2002), nr 1-2, s.1÷21.
10. Chmielniak T., Kotowicz J.: Analysis of combined gas-steam cycles with supplementary firing. Archiwum Energetyki, Nr 3-4, 1997, s.71-83.
11. Kotowicz J., Chmielniak T., Remiorz L.: Modelowanie optymalnych układów parowo-gazowych z wykorzystaniem algorytmów neuronowych. Gospodarka Paliwami i Energią. Nr 10, 2001, s. 13÷17.
12. Kotowicz J., Chmielniak T.: Methods of determining the admissible price of fuels for combined heat and power generating plants fired with natural gas. Archiwum Energetyki, Nr 3–4, 2001, s. 27 ÷41.