

Joachim Józef OTTE

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

#### METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYCZNYCH WIELKOŚCI GAZOWO-PAROWEGO UKŁADU SIŁOWNI

**Streszczenie.** Spośród złożonych parowo-gazowych układów siłowni, które mogą być utworzone wg następujących zasad: 1) Komora spalania turbiny gazowej jest jednocześnie wytwornicą pary dla części parowej, 2) Gazy wylotowe z turbiny gazowej wykorzystuje się w kotle parowym konwencjonalnej części parowej, gdzie pozostały tlen używa się do spalania. 3) Ciepło gazów wylotowych z turbiny gazowej wykorzystuje się w kotle odzysknicowym wytwarzającym parę do napędu turbiny parowej, 4) Ciepło gazów wylotowych z turbiny gazowej wykorzystuje się do podgrzewania wody zasilającej siłowni parowej, -w pracy rozpatrywano układ typu (2). Przedstawiono metodę pozwalającą wyznaczać i analizować charakterystyczne wielkości tego układu. Analiza termodynamiczna polegała na określeniu wartości sprawności siłowni parowo-gazowej w funkcji sprawności poszczególnych urządzeń oraz wielkości charakterystycznych.

#### 1. Wstęp

Obecnie, gdy możliwy wzrost sprawności elektrowni cieplnych w układzie konwencjonalnym jest już raczej bardzo ograniczony, nowe perspektywy otwierają się przed układami złożonymi, do których zaliczają się też układy gazowo-parowe utworzone przez odpowiednie skojarzenie obiegu turbiny gazowej z obiegiem siłowni parowej. Pozwalają one na osiągnięcie bardzo korzystnych wskaźników techniczno-ekonomicznych [5], [9], [15]. W wielu krajach układy takie znajdują się już w stadium realizacji, a nawet eksploatacji [14], [15].

Z różnych typów kombinowanych układów gazowo-parowych wiele zalet posiada układ, w którym spaliny wylotowe z turbiny gazowej kieruje się do paleniska kotła parowego i używa w miejsce powietrza w procesie spalania paliwa. Jest to możliwe dzięki temu, że w spalinach tych znajduje się około 16-18% czystego tlenu. Głównymi zaletami takiego rozwiązania są:

- możliwość spalania w podstawowej parowej części układu paliwa stałego względnie paliw odpadowych,
- możliwość uzupełnienia zespołami turbin gazowych (ZTG) istniejących bloków parowych,
- możliwość niezależnej pracy ZTG oraz turbozespołu parowego, co istotnie zwiększa pewność ruchu.

Prawidłowy dobór gazowej części układu jak i określenie warunków potrzebnych do osiągnięcia maksymalnej efektywności siłowni gazowo-parowej, wymagają szczegółowej analizy rzeczywistego obiegu cieplnego.

Problemowi racjonalnych obiegów siłowni gazowo-parowych poświęcono szereg prac, jak np. [4], [5], [7], [8], [9], [10]. W wielu też pracach, między innymi w [5], [6], [11], rozpatrywano perspektywy szerszego stosowania układów gazowo-parowych.

Niniejsze opracowanie ma na celu przedstawienie metody obliczeń pozwalającej w sposób prosty i jednocześnie dostatecznie dokładny wyznaczać i analizować charakterystyczne wielkości rzeczywistego układu gazowo-parowego. Rozważania przeprowadzono na przykładzie skojarzenia siłowni parowej z zespołem turbiny gazowej o prostym schemacie cieplnym (sprężarka - komora spalania - turbina gazowa).

Rozpatrując układy tworzone na bazie istniejących bloków parowych, należy kierować się m.in. kryterium minimalnych nakładów inwestycyjnych na modernizację bloku i przystosowanie go do współpracy z turbiną gazową. Stąd też wynika zasadnicze założenie niniejszych rozważań - minimum zmian w układzie siłowni parowej. Zachowana jest więc niezmienność nominalnych wielkości:

- ciepła użytecznego kotła,
- temperatury wody zasilającej kocioł,
- temperatury spalin wylotowych z kotła,
- ciśnienia w skraplaczu.

Przyjęcie tych założeń powoduje, że powyższe wielkości są takie same dla bloku parowego konwencjonalnego, jak i dla układu kombinowanego.

Ważnym parametrem gazowej części obiegu jest temperatura czynnika na wlocie do turbiny gazowej. Ze względów termodynamicznych korzystne jest, by temperatura ta była jak najwyższa. Dopuszczalne wartości zależą jednak od własności materiałów konstrukcyjnych ZTG oraz rodzaju stosowanego paliwa. Dlatego w niniejszych rozważaniach przyjmuje się, że temperatura gazów dolotowych do turbiny jest dana.

## 2. Przyrost mocy turbozespołu parowego

Ponieważ gazy wylotowe z turbiny gazowej użyte są zamiast powietrza w procesie spalania w kotle parowym, zachodzi potrzeba wykorzystania ciepła które dotychczas pobierało powietrze w kotłowym podgrzewaczu powietrza. Ta ilość ciepła przekazywana jest więc do obiegu parowego w wymiennikach ciepła zwanych dalej spalinowymi podgrzewaczami wody zasilającej (SPW). Następnym tego jest konieczność wyłączenia w mniejszym lub większym stopniu podgrzewaczy regeneracyjnych (PR). Przy stałej wydajności kotła, powoduje to przyrost mocy turbiny parowej. Przyrost ten najłatwiej jest wyznaczyć przy pomocy tzw. "współczynników wykorzystania mocy turbozespołu" [12].

Przy założeniu stałego ciepła użytkownego kotła, zmniejszenie o  $\Delta\dot{Q}$  poboru ciepła z turbiny parowej na  $j$ -tym stopniu podgrzania regeneracyjnego, jest równoważne przyrostowi mocy oddawanej o wielkość

$$\Delta N_j = e_j \Delta\dot{Q}, \quad (1)$$

gdzie:

$e_j$  - współczynnik wykorzystania mocy turbosespołu dla  $j$ -tego PR.

Sposoby obliczania współczynników  $e_j$  podane są w pracach [12] i [13]

Podgrzewając wodę zasilającą w SPW trzeba przekazać jej ciepło w ilości  $\dot{Q}_S$ . Można to zrealizować, stosując różne warianty rozwiązania układu podgrzewaczy, można też poszczególne podgrzewacze odłączyć całkowicie lub częściowo. Aby móc określać dla każdego wariantu łączny przyrost mocy turbiny parowej według wzoru

$$\Delta N_D = e \cdot \dot{Q}_S \quad (2)$$

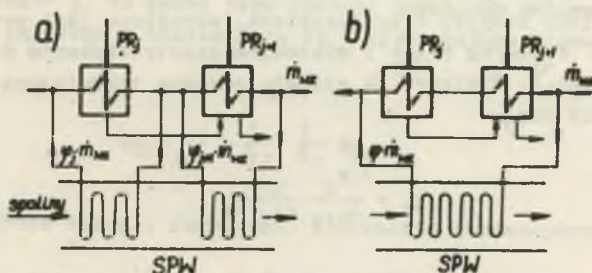
należy najpierw wyznaczyć średni współczynnik "e" wykorzystania mocy turbosespołu.

Przyjmując założenie, że ilość ciepła pobierana z zacinu turbiny (przy zachowaniu niezmienności temperatury wody zasilającej) i przekazywana w danym podgrzewaczu regeneracyjnym jest proporcjonalna do ilości wody płynącej przez ten podgrzewacz oraz wprowadzając liczbę  $\varphi_j$  mającą charakter stopnia wyłączenia danego podgrzewacza, możemy określić ilość ciepła wykorzystanego w turbinie parowej jako

$$\Delta Q = \varphi_j \cdot \dot{Q}_j, \quad (3)$$

gdzie:

$\dot{Q}_j$  - ciepło przekazywane w  $j$ -tym PR przy pełnej regeneracji.



Rys. 1. Schemat układu podgrzewania wody zasilającej

$$a) \varphi_j \neq \varphi_{j+1} \quad b) \varphi_j = \varphi_{j+1} = \varphi$$

Liczba  $\varphi_j$  zdefiniowana jest tu jako stosunek strumienia wody płynącej przez SPW do strumienia wody zasilającej jaki przepływa przez j-ty PR przy konwencjonalnej pracy bloku parowego. Ilustracją do powyższego rozumowania jest rys. 1.

Po skojarzeniu równań (1) i (3), otrzymuje się przyrost mocy przy częściowym wyłączeniu j-tego PR.

$$\Delta N_j = e_j \varphi_j \dot{Q}_j \quad (4)$$

Zgodnie z podanymi wcześniej zależnościami - średni współczynnik wykorzystania mocy turbosespołu określa wzór

$$e = \frac{\sum_j e_j \varphi_j \dot{Q}_j}{\sum_j \varphi_j \dot{Q}_j} \quad (5)$$

W układach gazowo-parowych szczególnie ważna jest analiza efektywności regeneracyjnego podgrzewania wody zasilającej. Aby wybrać najkorzystniejsze rozwiązanie układu podgrzewania wody parą łączepową w PR i spaliniakami kotłowymi w SPW należy rozpatrzyć kilka wariantów, przy czym na podstawie obliczeń termodynamicznych nie można dokonać jednoznacznego wyboru. Sformułowane mogą tu być tylko pewne wskazówki, pomocne przy wyborze najlepszego wariantu.

### 3. Wpływ paliwa

Cechą szczególną układów gazowo-parowych jest ich dwuczynnikowość. Najdogodniej jest więc prowadzić obliczenia w odniesieniu do czynnika, który występuje w obu układach, tzn. do powietrza, a konkretnie do powietrza płynącego przez sprężarkę.

Maksymalna (teoretyczna) ilość ciepła, którą możemy wyzwolić w procesie spalania przy zużyciu 1 kg powietrza, określona jest przez wartość opałową paliwa  $W_d$  [kJ/kg pal.] i minimalne zapotrzebowanie powietrza  $L_{\min}$  [kg pow./ kg pal.]. Wielkość ta została nazwana teoretyczną i oznaczona jako  $q_t$  [kJ/kg pow.].

$$q_t = \frac{W_d}{L_{\min}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg pow.}} \quad (6)$$

Wielkość  $q_t$  przypomina pojęcie maksymalnej koncentracji energii chemicznej, zdefiniowanej w [1] jako stosunek wartości opałowej paliwa do minimalnej masy spalin. Średnie wartości  $q_t$  dla niektórych paliw przytoczono w tabelicy 1.

Tablica 1

Paliwa	Wartość opałowa $W_d$ kJ/kg	Zapotrzebowanie powietrza $L_{min}$ kg/kg	Ilość ciepła $q_t$ kJ/kg
Węgiel kamienny	19800	6,72	2950
Węgiel brunatny	9000	3,33	2700
Oleje z ropy:			
gazowy	41700	14,3	2920
lekki	42000	14,0	3000
Olej pogazowy z węgla kamiennego	37600	12,4	3030
Metan	49800	17,14	2900
Gaz ziemny (Ostrów Wlkp)	20200	7,04	2900
Gaz koksowniczy	35900	11,55	3100

Wartości podane w tabl. 1 świadczą o tym, że ilość ciepła  $q_t$  dla różnych paliw zmienia się w niewielkim zakresie i do analizy wstępnej i obliczeń przybliżonych, gdy w układzie gazowo-parowym spalane są dwa rodzaje paliwa, można przyjąć ją jako jednakową.

Jeżeli spalanie odbywa się przy użyciu powietrza w nadmiarze,  $\lambda > 1$ , to ilość wydzielonego ciepła w odniesieniu do 1 kg powietrza jest mniejsza od  $q_t$ . Stąd też energia chemiczna paliwa spalanego w gazowej części układu wynosi

$$q_G = \frac{q_t}{\lambda_G} G, \quad (7)$$

gdzie przez  $\lambda_G$  oznaczono stosunek nadmiaru powietrza w komorze spalania ZTG. Indeks "G" wskazuje, że dana wielkość dotyczy części gazowej układu. Ponieważ w gazach wylotowych z turbiny jest jeszcze  $(1 - \frac{1}{\lambda_G}) \dot{m}_p$  z ilości  $\dot{m}_p$  powietrza płynącego przez sprężarkę, a spalanie w kotle przebiega przy nadmiarze powietrza  $\lambda_K$ , to wobec tego energię chemiczną paliwa doprowadzanego do kotła parowego w odniesieniu do 1 kg powietrza można obliczyć ze wzoru

$$q_D = (1 - \frac{1}{\lambda_G}) \frac{1}{\lambda_K} q_{tD} \quad (8)$$

Całkowite zaś zużycie energii chemicznej w układzie gazowo-parowym wyniesie:

$$q = q_G + q_D \quad (9)$$

Dla przypadku gdy uzasadnione jest przyjęcie, że

$$q_{tG} = q_{tD} = q_t \quad (10)$$

energia chemiczna paliwa zużywanego w układzie skojarzonym wyrazi się wzorem:

$$q = q_t \left( \frac{1}{\lambda_G} + \frac{1}{\lambda_K} - \frac{1}{\lambda_G \lambda_K} \right) \quad (11)$$

Rozpatrując powyższą zależność można zauważyć, że dla wartości  $\lambda_K = 1$  przyjmuje ona prostą postać, gdyż

$$q = q_t$$

Prowadzenie analizy układów gazowo-parowych w tym przypadku jest więc bardzo ułatwione.

#### 4. Zależności termodynamiczne

Do analizy obiegu cieplnego siłowni gazowo-parowej, konieczna jest znajomość wyrażonych w postaci matematycznej, zależności pomiędzy parametrami układu. W tym przypadku zależności te wyprowadzono posługując się metodą bilansów cieplnych i masowych poszczególnych urządzeń (zespołów) układu, jak i całego układu. Rys. 2 przedstawia schemat bilansowego układu gazowo-parowego.

W analizie układów gazowo-parowych bardzo ważną rolę odgrywa stosunek między ilościami czynników roboczych w parowej i gazowej częściach układu. Stosunek ten zdefiniowany jest tu następująco:

$$f = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_d} \quad (13)$$

gdzie:

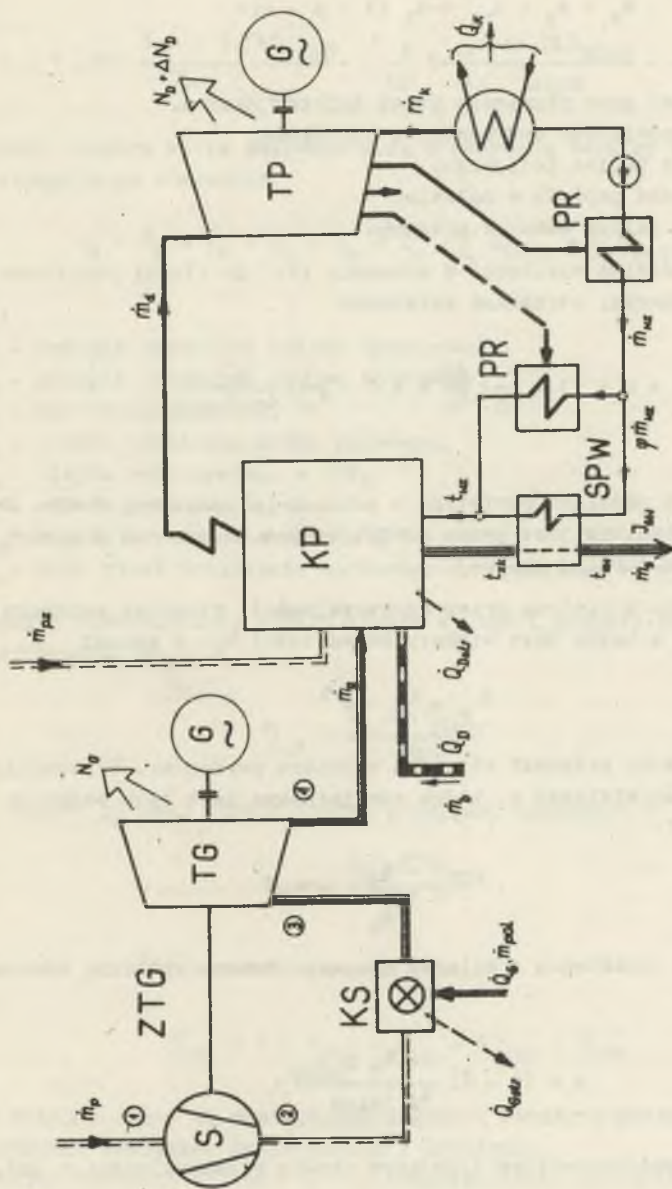
$\dot{m}_p$  - strumień powietrza płynącego przez sprężarkę,

$\dot{m}_d$  - strumień pary na dolocie do turbiny parowej.

Jako wielkość pomocniczą wprowadzono stosunek

$$b = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_p} \quad (14)$$

gdzie:  $\dot{m}_g$  - strumień spalin na wylocie z kotła.



Rys. 2. Ogólny schemat bilansowanego układu

Oznaczenia: G - Generator, KP - Kocioł parowy, KS - Komora spalania, PR - podgrzewacz regeneracyjny, S - Sprężarka, SPW - Spalinowy podgrzewacz wody zasilałcej, TG - Turbina gazowa, TP - Turbina parowa, ZTG - Zespół turbin gazowych

Masę spalin za kotłem można wyrazić wzorem:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_g + \dot{m}_{pz} + \dot{m}_b (1 - p - s), \quad (15)$$

gdzie:

- $\dot{m}_g$  - strumień gazu płynącego przez turbinę gazową,
- $\dot{m}_{pz}$  - ilość powietrza zasysanego z otoczenia,
- $\dot{m}_b$  - zużycie paliwa kotłowego,
- $p$  - zawartość popiołu w paliwie,
- $s$  - strata paliwa wskutek przesypu.

Odnosząc poszczególne wielkości w równaniu (15) do ilości powietrza płynącego przez sprężarkę, otrzymamy zależność

$$b = a + \left(1 - \frac{1}{\lambda_G}\right) \frac{\Delta \lambda}{\lambda_K} + \left(1 - \frac{1}{\lambda_G}\right) \frac{1-p-s}{\lambda_K L_{\min D}}, \quad (16)$$

gdzie:

- $\lambda_K$  - stosunek nadmiaru powietrza w komorze paleniskowej kotła. Nadmiar ten zapewniony jest przez powietrze znajdujące się w gazach wylotowych z turbiny gazowej.

Wskutek zasysania powietrza przez nie szczelności, stosunek nadmiaru powietrza na wylocie z kotła jest większy od wartości  $\lambda_K$  i wynosi

$$\lambda_w = \lambda_K + \Delta \lambda \quad (17)$$

Przez  $\Delta \lambda$  oznaczono przyrost stosunku nadmiaru powietrza. W równaniu (16) występuje jeszcze wielkość  $a$ , która zdefiniowana jest jako stosunek strumieni

$$a = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_p} \quad (18)$$

Stosunek ten po określeniu z bilansu masowego komory spalania ZTG, możemy wyrazić wzorem:

$$a = (1 - \delta) \frac{1 + \lambda_G L_{\min G}}{\lambda_G L_{\min G}}, \quad (19)$$

gdzie  $\delta$  jest współczynnikiem ujmującym straty nie szczelności w ZTG.



Podstawiając wyrażenie (19) do równania (16), po przekształceniu otrzymamy:

$$b = 1 - \sigma + \frac{1-p-s + \Delta\lambda_{\min D}}{\lambda_K L_{\min D}} - \frac{1}{\lambda_G} \left( \frac{1-p-s + \Delta\lambda_{\min D}}{\lambda_K L_{\min D}} - \frac{1-\sigma}{L_{\min G}} \right) \quad (20)$$

Bilans cieplny kotła parowego wraz z zespołem turbiny gazowej można ująć następującym równaniem:

$$\dot{Q}_G + \dot{Q}_D = N_G + \dot{Q}_u + \dot{Q}_s + \dot{Q}_w + \sum \dot{Q}_{Gstr} + \sum \dot{Q}_{Dstr}, \quad (21)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_G$  - energia chemiczna paliwa turbinowego,
- $\dot{Q}_D$  - energia chemiczna paliwa kotłowego,
- $N_G$  - moc wewnętrzna ZTG,
- $\dot{Q}_u$  - ciepło użyteczne kotła parowego,
- $\dot{Q}_s$  - ciepło wykorzystane w SPW,
- $\dot{Q}_w$  - strata wylotowa wyraźna
- $\sum \dot{Q}_{Gstr}$  - straty w komorze spalania ZTG
- $\sum \dot{Q}_{Dstr}$  - suma strat urządzenia kotłowego (z wyjątkiem straty wylotowej).

W dalszych rozważaniach, straty ciepła w części gazowej układu ujmować będzie sprawność  $\eta_{s1}$

$$\eta_{s1} = \frac{\dot{Q}_G - \sum \dot{Q}_{Gstr}}{\dot{Q}_G} \quad (22)$$

zaś w części parowej straty ciepła uwzględni sprawność  $\eta_{s2}$

$$\eta_{s2} = \frac{\dot{Q}_D - \sum \dot{Q}_{Dstr}}{\dot{Q}_D},$$

którą można określić zależnością

$$\eta_{s2} = 1 - S_{pal} - S_{ch} - S_{rozp} - S_{ods} \quad (24)$$

gdzie kolejno ujęte są następujące względne straty w kotle: paleniskowa, niezupełnego spalania, rozproszenia i odsalania.

Rozpisując równanie bilansu (21) z uwzględnieniem zależności (22) i (23) otrzymamy:

$$\eta_{s1} \dot{m}_p q_G + \eta_{s2} \dot{m}_p q_D = \dot{m}_p h_G + \dot{m}_d q_u + \dot{m}_s q_s + \dot{m}_w q_w \quad (25)$$

Aby obliczyć występujące w powyższym równaniu jednostkowe ciepło  $q_s$ , trzeba znać temperaturę za kotłem właściwym  $t_{zk}$  (rys. 2), gdyż

$$q_s = c_{ps} (t_{zk} - t_{sw}) \quad (26)$$

Temperatura spalin  $t_{zk}$  po skojarzeniu turbiny gazowej z kotłem parowym najczęściej się zmienia, jednak w pierwszym przybliżeniu można przyjąć ją taką samą jak w kotle konwencjonalnym.

Bilans cieplny turbozespołu parowego przedstawia się następująco:

$$\eta_r \dot{Q}_u + \dot{Q}_s = N_d + \Delta N_D + \dot{Q}_K, \quad (27)$$

gdzie:

- $\eta_r$  - sprawność cieplna rurociągów,
- $N_D$  - moc wewnętrzna turbiny przy konwencjonalnej pracy bloku parowego,
- $\Delta N_D$  - przyrost mocy wewnętrznej turbiny parowej,
- $\dot{Q}_K$  - ciepło odprowadzone w skraplaczu.

Ze względu na zwiększony przepływ pary przez skraplacz zwiększy się również ilość ciepła oddanego wodzie chłodzącej w skraplaczu, co ujmuje wprowadzony tu współczynnik  $k$ .

$$k = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_{K0}}, \quad (28)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_{K0}$  - ciepło odprowadzane w skraplaczu przy konwencjonalnej pracy bloku parowego.

Rozpisując teraz równanie (27) z uwzględnieniem zależności (28), dochodziemy do następującej postaci:

$$\eta_r \dot{m}_d q_u + \dot{m}_s q_s = \dot{m}_d h_D + e \dot{m}_s q_s + k \dot{m}_d q_{K0} \quad (29)$$

Spadek entalpii  $h_D$  jest umowną pracą wewnętrzną 1 kg pary doprowadzonej do turbiny. Również jednostkowe ciepło  $q_{K0}$  odprowadzane w skraplaczu przy konwencjonalnej pracy bloku parowego, odniesione jest do strumienia pary dolotowej do turbiny.

Biorąc pod uwagę sprawność cieplną rurociągów

$$\eta_r = \frac{h_D + q_{K0}}{q_u} \quad (30)$$

z równania (29) odniesionego do strumienia powietrza  $\dot{m}_p$  płynącego przez sprężarkę, - po przekształceniach otrzymujemy:

$$k = 1 + b f (1 - e) \frac{q_s}{q_{K0}} \quad (31)$$

Równania (25) oraz (30) pozwalają na określenie stosunku między ilościami czynników roboczych części gazowej i parowej

$$f = \frac{h_D + q_{K0}}{\eta_r (\eta_{s1} q_G + \eta_{s2} q_D - h_G - bq_s - bq_w)} \quad (32)$$

Wartość stosunku  $f$  w decydujący sposób wpływa na moc zespołu gazowego współpracującego z siłownią parową.

### 5. Termodynamiczna analiza układu gazowo-parowego

Jednym z ważnych wskaźników eksploatacyjnych elektrowni ciepłych jest sprawność elektrowni zdefiniowana jako stosunek mocy elektrycznej wychodzącej poza elektrownię do energii chemicznej użytego paliwa. Jest to tzw. sprawność netto. Zostanie ona rozpatrzona poniżej jako kryterium określające optymalne parametry gazowej części układu.

Sprawność elektrowni gazowo-parowej przedstawia się następująco:

$$\eta = \frac{\eta_1 N_G + \eta_2 N_D + \eta'_2 \Delta N_D}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_D} \quad (33)$$

W powyższym wzorze sprawności  $\eta_1$  i  $\eta_2$  są odpowiednio dla ZTG oraz turbozespołu parowego iloczynami; sprawności mechanicznej, sprawności elektrycznej generatora i sprawności potrzeb własnych. Sprawność  $\eta'_2$  jest iloczynem sprawności mechanicznej i elektrycznej generatora, co wynika z przyjęcia, że przyrostowi mocy turbiny parowej nie towarzyszy wzrost zużycia energii na potrzeby własne elektrowni.

Odnosząc wielkości we wzorze (33) do ilości powietrza  $m_p$  oraz oznaczając  $e' = \eta'_2 \cdot e$ , otrzymujemy:

$$\eta = \frac{\eta_1 h_G + \eta_2 \frac{1}{f} h_D + e' b q_s}{q_G + q_D} \quad (34)$$

Podstawiając do powyższego wyrażenia wielkość  $f$  ze wzoru (32) oraz wprowadzając sprawność (netto) turbozespołu parowego

$$\eta_D = \frac{h_D}{h_D + q_{K0}} \eta_r \eta_2 \quad (35)$$

dochodzimy do zależności

$$\eta = \frac{(\eta_1 - \eta_D) h_G - (\eta_D - e') b q_s + \eta_D (\eta_{s1} q_G + \eta_{s2} q_D - bq_w)}{q_G + q_D} \quad (36)$$

Główną wielkością w budowie turbin gazowych jest stosunek najwyższego i najniższego ciśnienia w obiegu gazowym, nazywany stosunkiem sprężenia. W dalszych rozważaniach będzie on oznaczony przez  $\pi$ . Aby wielkości występujące we wzorze (36) wyrazić w funkcji stosunku sprężenia, wykorzystamy zależności znane z teorii turbin gazowych [1], [2].

$$h_G = a h_T - h_K \quad (37)$$

$$h_T = \eta_T c_T T_1 \tau \left[ 1 - (\delta \pi)^{-m_T} \right] \quad (38)$$

$$h_K = \frac{c_K T_1}{\tau} (\pi^{m_K} - 1) \quad (39)$$

$$\eta_G L_{\min G} = \frac{\eta_{s1} w_d + i_{\text{pal}} - i_{g3}}{i_{g3}^{-c_K} \left\{ T_1 \left[ 1 + \frac{1}{\eta_K} (\pi^{m_K} - 1) \right] - 273 \right\}}, \quad (40)$$

gdzie:

$\eta_K, \eta_T$  - sprawność wewnętrzna sprężarki i turbiny gazowej,  
 $c_K, c_T$  - średnie ciepło właściwe podczas sprężania i rozprężania,

$$m_K = \frac{\alpha_K - 1}{\alpha_K}, \quad m_T = \frac{\alpha_T - 1}{\alpha_T}$$

$\alpha_K, \alpha_T$  - wykładniki izentrop sprężania i rozprężania,

$\tau = \frac{T_3}{T_1}$  - stosunek najwyższej i najniższej temperatury obiegu gazowego,

$\delta$  - współczynnik ujmujący straty ciśnienia w obiegu gazowym,

$i_{g3}, i_{\text{pal}}$  - entalpia gazów na wylocie z komory spalania oraz entalpia fizyczna paliwa doprowadzanego do komory spalania ZTG

Uwzględniając w wyrażeniu (36) równania (5), (7), (8), (20), (26) oraz 37-40), otrzymamy zależność funkcyjną sprawności elektrowni gazowo-parowej od stosunku sprężenia. Jest ona dość złożona i niecelowym byłoby drogą obliczenia pochodnej dochodzić do optymalnej wartości  $\pi$ . Inny sposób utrzymania tej wartości wymaga wcześniejszego wyznaczenia przebiegu funkcji  $\eta = f(\pi)$ .

Dużym ułatwieniem w prowadzonych obliczeniach może być przybliżona wartość optymalnego stosunku sprężenia  $\pi_{\text{opt}}$ . Przy pewnych założeniach można ją określić analitycznie.

Jeżeli zgodnie z rozważaniami w rozdziale 3 przyjmiemy, że

$$q_{tG} = q_{tD} = q_t \quad (9)$$

oraz gdy założymy, że

$$\eta_{s1} = \eta_{s2} = \eta_s, \quad (41)$$

to dla szczególnego przypadku jakim jest wartość

$$\lambda_K = 1 \quad (42)$$

równanie (36) przyjmie prostą postać:

$$\eta = \frac{(\eta_1 - \eta_D)h_G - (\eta_D - e')h_{q_s} + \eta_D(\eta_s q_t - bq_w)}{q_t} \quad (43)$$

Warunki określone powyższymi założeniami niewiele odbiegają od rzeczywistych, dotyczy to szczególnie kotłów pyłowych. Przykładowo, w kotłach tych sprawność  $\eta_{s2}$  osiąga wartości rzędu 97%, co odpowiada sprawnościom komór spalania ZTG. Również nadmiar powietrza nieznacznie przekraczają wartość  $\lambda = 1$ . Np. dla kotła OP650b stosunek nadmiaru powietrza  $\lambda_K$  wynosi około 1,1.

Biorąc pod uwagę powyższą zależność można stwierdzić, że maksimum sprawności układu gazowo-parowego jest uzyskiwane wtedy, gdy praca w jego części gazowej  $h_G$  ma wartość maksymalną.

Wychodząc z warunku  $h_G \rightarrow \max$ , z zależności  $\frac{dh_G}{d\lambda} = 0$  obliczonej na podstawie równań (37-39) otrzymuje się optymalny stosunek sprężania

$$\kappa_{opt} = \left( \frac{a\tau}{\delta^{m_T}} \frac{c_T m_T}{c_K m_K} \eta_K \eta_T \right)^{\frac{1}{m_K + m_T}} \quad (44)$$

Uwzględniając związek

$$\frac{c_T m_T}{c_K m_K} = \frac{R_T}{R_K},$$

gdzie:

$R_K, R_T$  - indywidualne stałe gazowe powietrza i gazu za komorą spalania ZTG,

oraz biorąc pod uwagę, że ogólna sprawność mechaniczna zespołu turbiny gazowej wchodząca w skład sprawności  $\eta_1$ , zależy nie tylko od sprawności mechanicznej sprężarki  $\eta_{mK}$  i turbiny gazowej  $\eta_{mT}$ , lecz i od prac wewnętrznych sprężarki i turbiny, dochodzi się do ostatecznej postaci optymalnego stosunku

$$\pi_{opt} = \left( \frac{a \tau_{RT}}{\sigma_{mT}^{m_T} R_K} \eta_K \eta_{mK} \eta_T \eta_{mT} \right)^{\frac{1}{m_K + m_T}} \quad (45)$$

Wynika stąd, że ze wzrostem wartości poszczególnych sprawności i temperatury gazu na dolocie do turbiny, optymalny stosunek sprężenia także wzrasta.

Wartości optymalnego stosunku sprężenia, przy którym uzyskiwana jest maksymalna sprawność zespołu turbiny gazowej są wyższe od otrzymanych z równania (45). Wskazuje na to następująca zależność [2].

$$\pi_{opt} = \left[ \frac{a \tau}{\sigma_{mT}^{m_T} (1 - \eta_{Gmax})} \eta_K \eta_{mK} \eta_T \eta_{mT} \right]^{\frac{1}{2m}}, \quad (46)$$

gdzie:

$\eta_{Gmax}$  - maksymalna wartość sprawności wewnętrznej ZTG.

Sprawność elektrowni parowej określona jest iloczynem sprawności

$$\eta_P = \eta_D \eta_{KP} \quad (47)$$

Przy poczynionych założeniach, występującą tu sprawność kotła parowego  $\eta_{KP}$  przedstawia wyrażenie

$$\eta_{KP} = \frac{\eta_s q_t - b q_w}{q_t} \quad (48)$$

Kojarząc powyższe związki z równaniem (43) otrzymujemy zależność określającą przyrost sprawności, jaki może być uzyskany przez współpracę turbiny gazowej z siłownią parową w jednym złożonym układzie.

$$\Delta \eta = \eta_s - \eta_P = \frac{(\eta_1 - \eta_D) h_G - (\eta_D - e) b q_s}{q_t} \quad (49)$$

Zależność ta daje jasny obraz tego, jakie czynniki wpływają na wzrost sprawności. Możemy wysnuć tu następujące wnioski:

- większy przyrost sprawności układu gazowo-parowego otrzymuje się dla mniejszych wartości  $\eta_D$ . Największe więc efekty daje modernizacja starych siłowni parowych na niskie parametry pary,
- przyrost sprawności jest największy przy maksymalnej jednostkowej pracy wewnętrznej  $h_G$ . Na podstawie tego wniosku wcześniej określony został optymalny stosunek sprężania,
- różnica  $(\eta_D - e')$  wynika z tego, że w układzie skojarzonym ciepło  $\dot{Q}_S$  przekazywane jest do obiegu o gorszej sprawności aniżeli w przypadku bloku konwencjonalnego, gdzie ciepło to jest doprowadzane do kotła i wykorzystywane ze sprawnością  $\eta_D$ .

Równanie (49) pozwala na wyznaczenie pewnego warunku granicznego, spełnienie którego gwarantuje nam przyrost sprawności. Takim warunkiem granicznym jest nierówność:

$$h_G > \frac{\eta_D - e'}{\eta_1 - \eta_D} b q_s \quad (50)$$

Gdy zastosowane jest podgrzewanie wody zasilającej w SPW, różnica  $(\eta_D - e')$  jest niewielka, co powoduje, że warunek (50) jest praktycznie zawsze spełniony. Wynika z tego, że skojarzenie ZTG o prostym schemacie cieplnym z siłownią parową daje w rezultacie poprawę sprawności.

Istotną pozycją analizy jest określenie mocy części gazowej układu. Czynnikiem ten w znacznej mierze decyduje o efektywności nadbudowy bloku parowego.

Z uwzględnieniem wcześniej wyprowadzonych zależności, wzór na moc efektywną zespołu turbiny gazowej ma postać:

$$N_{Ge} = \dot{m}_d \frac{h_{Ge} (h_D + q_{Ko})}{\eta_r (\eta_{s1} q_G + \eta_{s2} q_D - h_G - b q_s - b q_w)} \quad (51)$$

Jeżeli przeanalizujemy to równanie przy założeniach upraszczających (9), (41) i (42) pod kątem maksymalnej mocy  $N_{Ge}$ , to okaże się, że jest ona osiągnięta dla warunku  $h_{Ge} = h_{Ge \max}$ . Stąd zaś otrzymamy zależność na najkorzystniejszy stosunek sprężania, która jest identyczna z równaniem (45). Z tego wynika więc wniosek, że dla układu gazowo-parowego z częścią gazową o prostym schemacie cieplnym, kryterium maksymalnej sprawności układu jest jednoznaczne z kryterium maksymalnej mocy części gazowej układu.

Przez skojarzenie turbiny gazowej z kotłem parowym, zmienia się masowe natężenie przepływu spalin w kotle. Zmiany te analizować można przy pomocy stosunku

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s0}} = \frac{bf}{(bf)_0}, \quad (52)$$

gdzie wskaźnikiem "0" oznaczono wielkości odpowiadające konwencjonalnej pracy bloku parowego. Znaczne zwiększenie się strumienia spalin przepływających przez kocioł, może stwarzać pewne problemy w eksploatacji kotła.

Zależności wprowadzone w rozdz. 4. mogą posłużyć również do analizy takich czynników jak: zmiany w zużyciu paliwa kotłowego, podział całkowitej energii chemicznej na doprowadzoną do części gazowej i parowej układu, wpływ stosunku sprężania na zużycie paliwa turbinowego itp.

## 6. Uwagi końcowe

Przedstawiona metoda analizy charakterystycznych wielkości układu gazowo-parowego, ze względu na swą prostotę, stosowana może być w obliczeniach wstępnych, gdy zachodzi konieczność przeanalizowania szeregu wariantów.

Podsumowaniem wyników analizy jest dobór zespołu turbiny gazowej do współpracy z siłownią parową. Wprawdzie ostateczny wybór konkretnego rozwiązania powinien być dokonany na podstawie obliczeń techniczno-ekonomicznych, jednakże termodynamiczna analiza rzeczywistego obiegu cieplnego ogranicza liczbę rozpatrywanych wariantów będąc jednocześnie punktem wyjściowym do dalszych obliczeń. Przy doborze zespołu gazowego, spośród analizowanych wielkości, w pierwszym rzędzie pod uwagę brane są następujące:

1)  $f$  - stosunek między ilościami czynników w parowej i gazowej częściach układu. Jest to podstawowa wielkość przy porównaniu i ocenie różnych typów układu. Wpływa ona w decydujący sposób na moc gazowej części układu.

W przypadku konkretnego bloku parowego, przy danej wydajności kotła, wartość stosunku  $f$  określa jednoznacznie strumień powietrza pływającego przez sprężarkę. Wynika stąd wniosek, że strumień powietrza  $\dot{m}_p$  jest wielkością determinującą wybór ZTG do współpracy z siłownią parową.

2)  $\lambda$  - stosunek sprężania. Od wartości tego stosunku uzależniona jest w głównej mierze sprawność układu gazowo-parowego.

Pewnym ułatwieniem przy doborze turbiny gazowej jest to, że wartości optymalnych stosunków sprężania dla ZTG skojarzonych z siłownią parową są niższe aniżeli dla zespołów pracujących osobno. Należy tu zaznaczyć że pomimo przyjętych założeń upraszczających, wzór (45) określający optymalny stosunek sprężania daje wartości niewiele różniące się od dokładnych.

3)  $\lambda_g$  - stosunek nadmiaru powietrza w komorze spalania turbiny gazowej. Wielkość ta określa nam zawartość tlenu względnie powietrza w gazach wylotowych z turbiny gazowej. Można to ująć krócej przy pomocy gramowego udziału powietrza w gazach wylotowych



$$\xi_p = \frac{(\lambda_G - 1) L_{\min G}}{1 + \lambda_G L_{\min G}}$$

Obecnie, gdy wpływ zmniejszonej ilości tlenu na przebieg procesu spalania w palenisku kotła nie jest jeszcze w pełni zbadany, należy dążyć do większych wartości stosunku nadmiaru powietrza.

Osobnego potraktowania wymaga problem wyboru najkorzystniejszego rozwiązania układu regeneracyjnego podgrzewania wody zasilającej. Związana jest z tym optymalna, ze względów ekonomicznych, wartość średniego współczynnika "e".

Trzeba zwrócić tu uwagę, że nie zawsze jest możliwe uzyskanie przyrostu mocy turbiny parowej. Dla przypadku turbiny o mocy granicznej, przy utrzymaniu strumienia pary na wylocie na stałym poziomie, trzeba zmniejszyć ilość pary świeżej i co za tym idzie zmniejsza się moc turbozespołu.

Wielkości określone równaniami (31) i (52) charakteryzują zmiany ilościowe zachodzące w bloku parowym po dołączeniu turbiny gazowej.

Rozważania, które w niniejszej pracy prowadzono dla przypadku skojarzenia z blokiem parowym ŻTG o prostym schemacie, z powodzeniem można przenieść na układ z częścią gazową bardziej złożoną. Wyprowadzone zależności mogą służyć do analizy różnych wariantów układów gazowo-parowych na emc, a także mogą być wykorzystane do analizy techniczno-ekonomicznej.

Konsultantem pracy był prof. Kazimierz Kutarba.

#### LITERATURA

1. Ocheduszko S.: Teoria maszyn cieplnych cz.II, PWT, 1961.
2. Kiriłłow I.I.: Gazowyje turbiny i gazoturbinnyje ustanowki Tt.II, Moskwa 1956.
3. Orłowski P.: Kotły parowe, WNT, 1966.
4. Andriuszczenko A.I.: Termodynamiczne obliczenia optymalnych parametrów elektrowni cieplnych (tłum.) WNT, 1965.
5. Andriuszczenko A.I., Łapszow W.N.: Parogazowyje ustanowki elektrostancji, Moskwa, 1965.
6. Andriuszczenko A.I.: Kombinirowanie parowych i gazowych turbin odin iz putiej powyszenija ekonomičnosti tiepłowych elektrostancij, Izv.Wuz. Energietika, 1967-11.
7. Łapszow W.N.: Rasczet optimalnych parametrov parowogazowych cikłow, Izv. Wuz., Energietika, 1960-11.
8. Schaffer H.: Zur Theorie des Gas-Dampf-Prozesses, Siemens - 1962-8.
9. Zur Technik Kombinerter Dampf - und Gasturbinenanlagen, Brown Boveri Mit., 1960-12.
10. Buxmann J.: Einflussgrossen bei Gas - Dampfprozessen mit offenem und geschlossenem Gaskreislaufen, Energie und Technik, 1964-4.
11. Hendrickson R.L., Mangan J.L.: Heat recovery from gasturbine exhaust. Paper.ASME, 1963-19.

12. Pawlik M.: Metoda ekonomicznego doboru układów napędowych pomp zasila-  
jących w elektrowniach wielkiej mocy, - Praca doktorska, Łódź 1969.
13. Sazanow B.W., Miagkow A.A.: Metodika rasczeta efektiwnosti riegenie-  
racji ciepła w paragazowych ustanowkach, Elektriczeskije Stancii, 1965  
-11.
14. Goebel K.: Das Gasturbinen-Dampfturbinen Kraftwerk "Hohe Wand", Sie-  
mens-Z., 1966-2.
15. Zysin W.A.: Puti razwitia kombinirowanych parowych i gazowych ustanow-  
wok, Tiepłoeniergietyka, 1968-10.

#### МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРНЫХ ВЕЛИЧИН ПАРОВО-ГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

#### Р е з ю м е

Комбинированные паро-газовые установки по принципам их действия можно разделить на следующие типы:

1. Установки в которых камера сгорания есть одновременно парогенератором.
2. Установки со сбросом выхлопных газов газовых турбин в топку котельных агрегатов.
3. Установки с использованием тепла выхлопных газов для получения пара в энергетических котлах-утилизаторах.
4. Установки с использованием тепла выхлопных газов газовых турбин для догрева питательной воды в паровой части.

В работе представлено метод обозначения и анализа характерных величин паро-газовой силовой установки типа (2). Термодинамический анализ основан на определении значения общего к.п.д. силовой установки в функции к.п.д. отдельных устройств и других характерных величин.

#### METHOD FOR DETERMINING OF CHARACTERISTIC QUANTITIES OF COMBINED POWER PLANT STEAM-GAS CYCLE

#### S u m m a r y

The combined process of gas and steam turbines can be achieved according to some of the following four principles: 1) The gas turbine combustion chamber is used as steam generator for the steam plant. 2) The gas turbine exhausts in the main boiler of a conventional steam plant where the remaining oxygen is used for the combustion. 3) The gas turbine exhausts boiler generating steam of comparatively low pressure and temperature driving a steam turbine. 4) The excess heat from the exhaust and sometimes also from the intercooler is transmitted to the feedwater of a steam turbine plant, thus reducing the quantity of steam extracted for feedwater heating.

In this paper a method for determining and analysis of characteristic quantities of combined power plant steam-gas cycle type (2) has been presented. The thermodynamic analysis consisted in the evaluation of the overall power plant efficiency as function of efficiencies of particular components and other characteristic quantities.