

Jan SKŁADZIEN
Krzysztof WILK

Instytut Techniki Ciepłej
Politechniki Śląskiej w Gliwicach

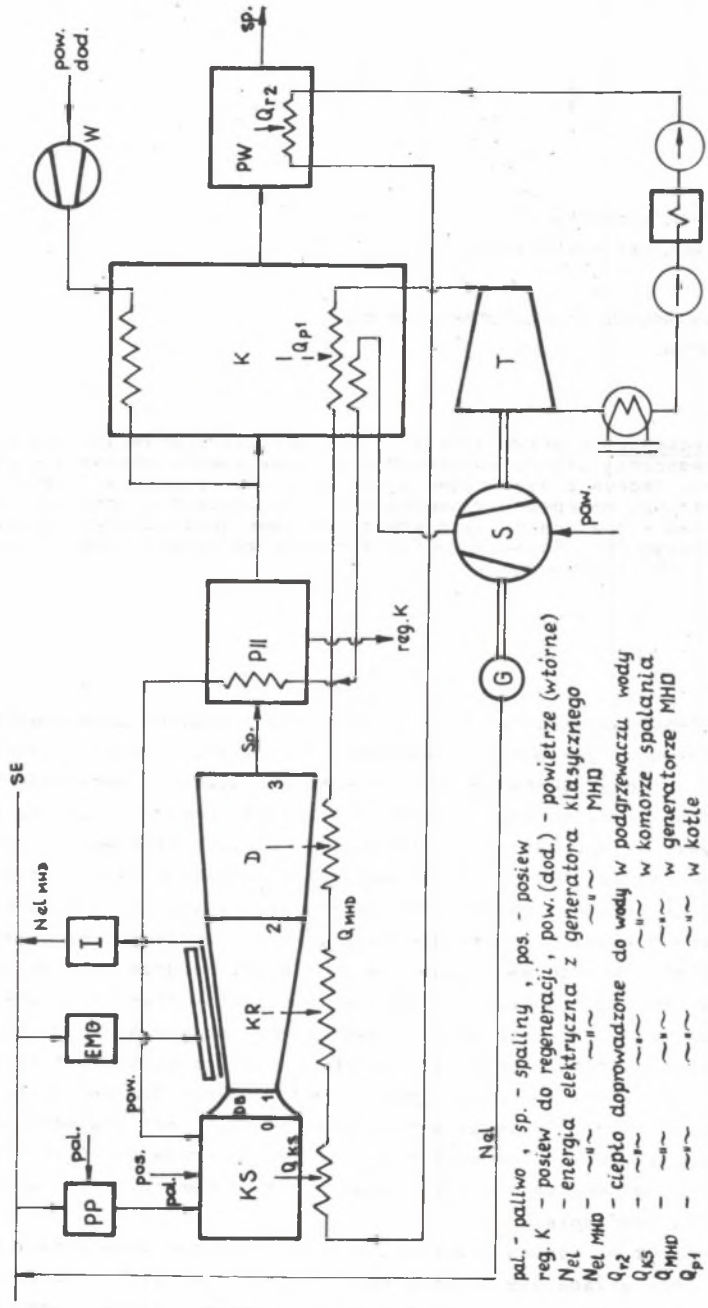
ANALIZA CIEPLNA UKŁADU WYSOKOTEMPERATUROWEGO SIŁOWNI MHD-PAROWEJ

Streszczenie. W pracy przedstawiono uproszczoną metodę analizy termodynamicznej układu wysokotemperaturowa komora spalania - generator MHD. Jednym z elementów tej analizy jest cząstkowa optymalizacja wartości wstępnego stosunku nadmiaru powietrza oraz zawartości posiewu w spalinach. Związany z tym jest dobór prędkości w kanale roboczym MHD. Rozważania zilustrowano za pomocą konkretnego przykładu obliczeniowego.

1. WSTĘP

Siłownia MHD-parowa zawiera, oprócz klasycznego członu Clausiusa-Rankine'a i podgrzewaczy powietrza, niekonwencjonalną część, której głównym elementem jest układ wysokotemperaturowa komora spalania - generator MHD. Przykładowy uproszczony schemat siłowni MHD-parowej pokazano na rys. 1. Schemat rzeczywisty jest bardziej złożony. Do napędu sprężarek np. ma służyć oddzielny układ turbinowy. Przede wszystkim jednak przewiduje się zastosowanie dodatkowego wymiennika, pełniącego między innymi funkcję parowacza, który znajdowałby się pomiędzy dyfuzorem i podgrzewaczem powietrza II stopnia. Schemat przedstawiony na rys. 1 zawiera podgrzewacze te połączone w linię. Jest to propozycja docelowa, bardziej korzystna z punktu widzenia termodynamicznego niż układ z wysokotemperaturowymi podgrzewaczami powietrza opalany autonomicznie [1]. Ten drugi układ jest łatwiejszy do realizacji i eksploatacji, gdyż do podgrzewaczy dopływają spaliny nie zawierające posiewu. Ponieważ przedmiotem analizy jest fragment zawierający komorę spalania i generator MHD, zatem w przedstawionych rozważaniach sposób podgrzewania powietrza oraz postać schematu części konwencjonalnej nie ma znaczenia.

Wysokotemperaturowa komora spalania jest bezpośrednio połączona z generatorem MHD, który składa się z dyszy rozprężającej, kanału roboczego i dyfuzora. Spalanie w komorze odbywa się przy wstępnym stosunku nadmiaru powietrza na ogół mniejszym od 1. Do komory doprowadza się, oprócz paliwa



pal. - paliwo, sp. - spaliny, pos. - posiew
 reg. K - postaw do regeneracji, pow. (dod.) - powietrze (wtrone)
 Nel - energia elektryczna z generatora klasycznego MHD
 Nel MHD - - - - -
 Q_{r2} - ciepło doprowadzone do wody w podgrzewaczu wody
 Q_{KS} - - - - - w komorze spalania
 Q_{MHD} - - - - - w generatorze MHD
 Q_{p1} - - - - - w kotle

Rys. 1. Przykładowy uproszczony schemat siłowni MHD-parowej

D - dyfuzor, DB - dysza Bendemanna, EMG - elektromagnes, G - generator, I - inwertor, K - kocioł parowy,
 KR - kanał roboczy, KS - komora spalania, PII - podgrzewacz powietrza II stopnia, PP - stacja przygotowa-
 nia paliwa, PW - podgrzewacz wody, S - sprężarka, SE - alic elektroenergetyczna, T - turbina parowy,
 W - wentylator powietrza wtórnego

Fig. 1. Example of simplified diagram of power station MHD-steam

i powietrza podgrzanego do wysokiej temperatury, wodny roztwór węglanu potasu, stanowiącego posiew jonizacyjny. Wstępną optymalizację stosunku nadmiaru powietrza w komorze wysokotemperaturowej oraz udziału posiewu w spalinach można przeprowadzić rozpatrując jedynie samą komorę spalania [2], [3]. Dokładniejszy dobór tych parametrów związany jest z analizą termodynamiczną również generatora MHD [4]. Przy przeprowadzaniu takiej analizy założono, że kanał roboczy ma kształt umożliwiający zachowanie stałej prędkości spalin wzdłuż całej strefy roboczej. Prędkość ta podlega również doborowi.

2. WYKRES 1, s DLA ZJONIZOWANYCH SPALIN

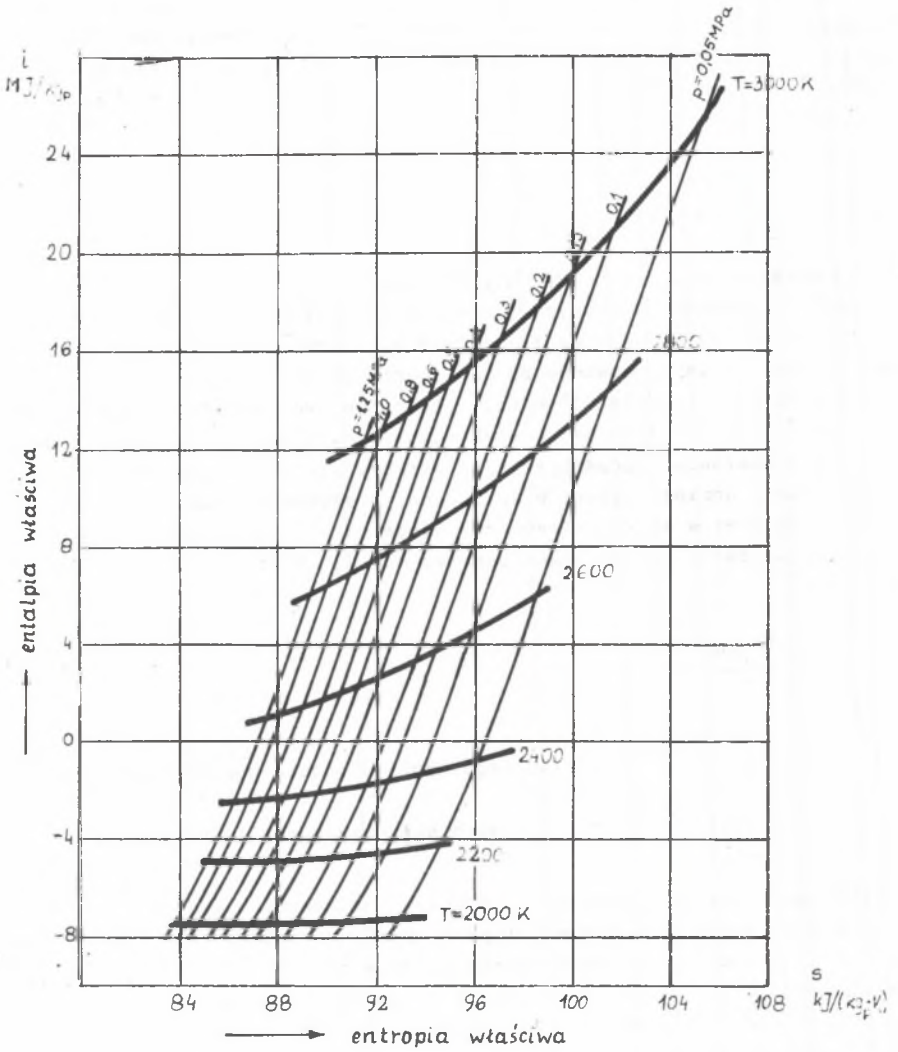
Jak wykazano w pracach [2], [3] podstawą do przeprowadzania analizy cieplnej wysokotemperaturowych elementów siłowni MHD-parowej są wykresy w układzie entalpia właściwa i - entropia właściwa s dla zjonizowanych spalin. Wykresy takie powinny zostać sporządzone dla konkretnego paliwa, przy określonym składzie utleniacza. Wykresów tych należy zbudować tyle, ile ma być rozpatrzonych par charakterystycznych parametrów wysokotemperaturowego spalania. Parametry te to wstępny stosunek nadmiaru powietrza do spalania i udział posiewu w spalinach. Stosunek nadmiaru powietrza λ definiowany jest w sposób klasyczny, natomiast udział posiewu w spalinach g_p w niniejszej pracy wyrażano poprzez udział gramowy w spalinach węglanu potasu:

$$g_p = \frac{m_{K_2CO_3}}{m_s}, \quad (1)$$

gdzie:

- $m_{K_2CO_3}$ - ilość kilogramów suchego węglanu potasu doprowadzanego wraz z 1 kg paliwa,
- m_s - ilość kilogramów gazowych składników spalin uzyskanych z 1 kg paliwa.

Przy sporządzaniu wykresów i, s dla zjonizowanych spalin niezbędne jest przyjęcie pewnych założeń. Typowe założenia przedstawiono w pracach [2], [3]. Z założeń tych skorzystano również przy przeprowadzaniu przykładowych obliczeń, których wyniki zaprezentowano w dalszej części opracowania. Odmienne niż uprzednio potraktowano jedynie entalpię chemiczną, którą wyrażano za pomocą entalpii tworzenia, a ponadto za jednostkową ilość substancji przyjęto ilość kilogramów gazowych składników spalin m_s uzyskanych po spaleniu 1 kg paliwa. W spalinach uwzględniono 15 produktów gazowych, a mianowicie: H, H₂, OH, H₂O, O, O₂, NO, SO₂, CO₂, CO, KOH, KO, K, N₂ i Ar. Są to składniki odgrywające istotną rolę z punktu widzenia bądź parametrów kalorycznych bądź też przewodności elektrycznej. Traktowanie



Rys. 2. Wykres i, s dla wysokotemperaturowych spalin przy $\lambda = 0.94$
 $g_p = 0.015$

Fig. 2. Graph i, s for high temperature combustion gases with $\lambda = 0.94$
 and $g_p = 0.015$

wymienionych substancji jak gazy pódoskonałe jest uzasadnione ze względu na rozpatrywany obszar zmienności parametrów termicznych. Obszar ten obejmuje temperaturę zawartą w przedziale 2000–3000 K oraz ciśnienie nie przekraczające 1,25 MPa. Przy obliczaniu parametrów kalorycznych nie brano pod uwagę popiołu, uwzględniono go natomiast przy rozpatrywaniu generacji energii elektrycznej w kanale roboczym. W kanale tym popiół powoduje powstawanie dodatkowych strat w wyniku zaszlakowania elektrod. Udziały poszczególnych składników w spalinach wyznaczono poprzez minimalizację entalpii swobodnej.

Rozpatrzono węgiel, zawierający gramowo 69,10% pierwiastka węgla, 0,69% siarki, 4,74% wodoru, 12,06% tlenu, 1,51% azotu, 4,70% tlenu, ci oraz 7,20% popiołu. Węgiel ten ma wartość opałową 26,5 MJ/kg; entalpię tworzenia zaś – 2550 kJ/kg. Jako utleniacz przyjęto powietrze o udziałach molowych azotu, tlenu i argonu równych kolejno 78,10%; 20,97% i 0,93% oraz o molowym stopniu zawilżenia 0,017 kmol H_2O /kmol powietrza suchego. Minimalne teoretyczne zapotrzebowanie powietrza, związane ze stosunkiem jego nadmiaru, określano w sposób klasyczny, tzn. bez uwzględniania obecności posiewu. Przyjęto ponadto, że siarka palna stanowi 90% całego udziału siarki w paliwie oraz że posiew dostarczany jest w postaci 50-procentowego roztworu wodnego K_2CO_3 .

Przykładowy wykres 1, s dla wysokotemperaturowych spalin pokazuje rysunek 2. Na rysunku tym zapis kg_p oznacza ilość kilogramów gazowych składników spalin uzyskanych z 1 kg paliwa. Widoczne jest charakterystyczne wygięcie ku górze izoterm przy malejącym ciśnieniu, tym silniejsze, im wyższa jest temperatura spalin. Ujemne wartości entalpii spalin wynikają z wyrażania entalpii chemicznej za pomocą entalpii tworzenia, która na ogół jest ujemna.

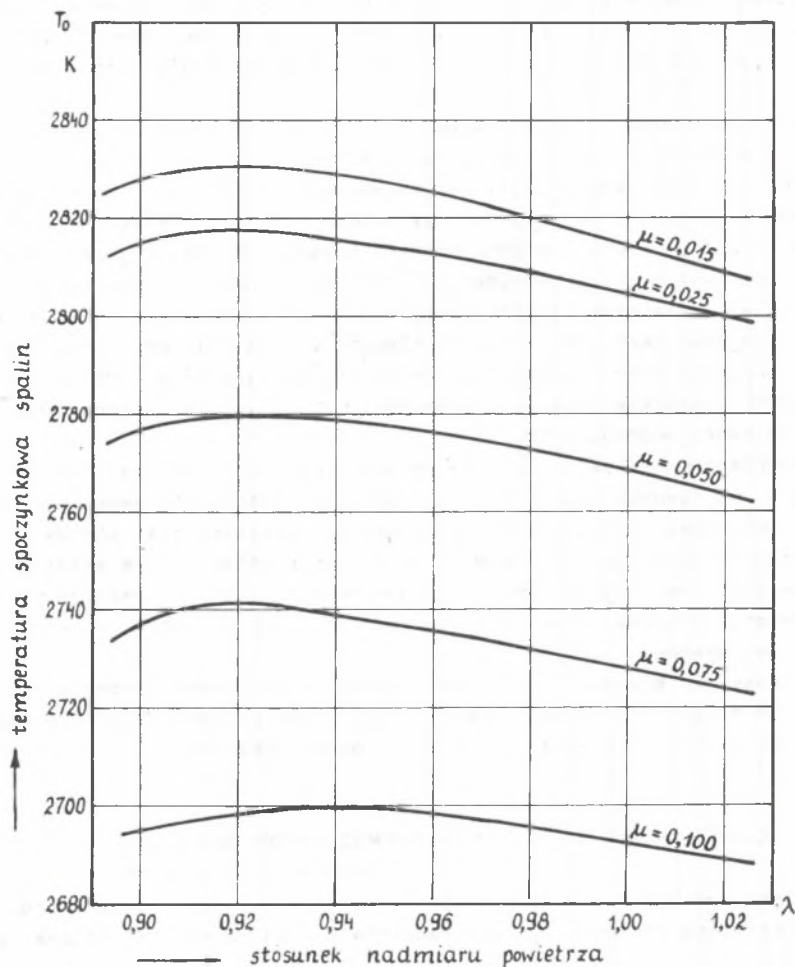
Wykresy 1, s spalin są potrzebne przy bilansowaniu komory spalania, jak również stanowią podstawę do analizy procesów zachodzących w każdym z trzech elementów wchodzących w skład generatora MHD.

3. BILANS ENERGII WYSOKOTEMPERATUROWEJ KOMORY SPALANIA

Bilans energii dla komory spalania współpracującej z generatorem MHD jest konieczny dla określenia parametrów spalin za komorą. Bilans taki ma postać:

$$i_p + i_a + i_k = i_0 + i_z + q_{k\ ot} \quad (2)$$

gdzie symbol i oznacza entalpię odniesioną do 1 kg paliwa, indeksy p, a, k, 0 i z dotyczą zaś paliwa, powietrza, wodnego roztworu węglanu potasu, spalin bezpośrednio za komorą i żużła. Straty ciepła $q_{k\ ot}$ wyrażano poprzez bezwymiarowy współczynnik μ :



Rys. 3. Wykres temperatury spoczynkowej spalin za komorą T_0 w funkcji stosunku nadmiaru powietrza λ przy $g_p = 0,015$

Fig. 3. Graph of rest temperature of combustion gases after the chamber T_0 as a function of air excess ratio λ with $g_p = 0,015$

$$q_{k\ ot} = \mu (W_d + i_a) \tag{3}$$

W powyższym wzorze W_d jest wartością opałową paliwa.

Podczas wykonywania konkretnych obliczeń liczbowych założono, że paliwo oraz roztwór zawierający posiew mają temperaturę odniesienia, równa temperaturze normalnej 25°C (298 K), powietrze podgrzewane jest do temperatury 1800 K, ciśnienie w komorze wynosi 1 MPa, entalpia rozpuszczania K_2CO_3 w wodzie jest znikoma, popiół zaś w czasie spalania nie ulega przemianom chemicznym, a jego entalpia fizyczna przy wypływie z komory wynosi 2050 kJ/kg żuźla.

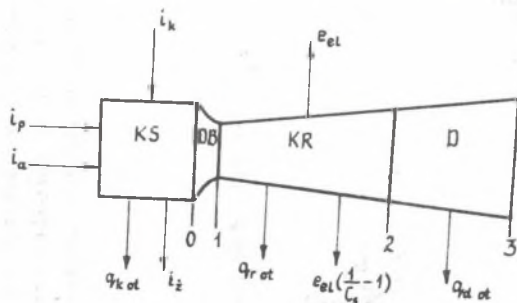
Na podstawie bilansów energii dla komory i po wykorzystaniu wykresów i, s dla spalin można określić wielkość temperatury spoczynkowej spalin za komorą. Przykładowy wykres podający zależność takiej temperatury od stosunku nadmiaru powietrza pokazano na rys. 3.

4. ANALIZA CIEPLNA PROCESÓW ZACHODZĄCYCH W GENERATORZE MHD

Generator MHD składa się z dyszy rozprężającej, będącej dyszą Bendemanna, właściwego kanału roboczego MHD oraz dyfuzora (rys. 4). Schematyczny przebieg procesów termodynamicznych zachodzących w generatorze MHD przedstawiono we współrzędnych T, s

oraz s, i na rys. 5. Na rysunku tym zastosowano taką samą numerację punktów jak na rys. 4.

Przy rozpatrywaniu dyszy Bendemanna przyjęto, że proces rozprężania w niej przebiega w sposób adiabatyczny. Założenie takie uzasadnione jest stosunkowo małą długością tej części generatora MHD. Obliczenia wykonano dla sprawności dyszy $\eta_d = 0,90$.



Rys. 4. Schemat układu wysokotemperaturowego siłowni MHD-parowej

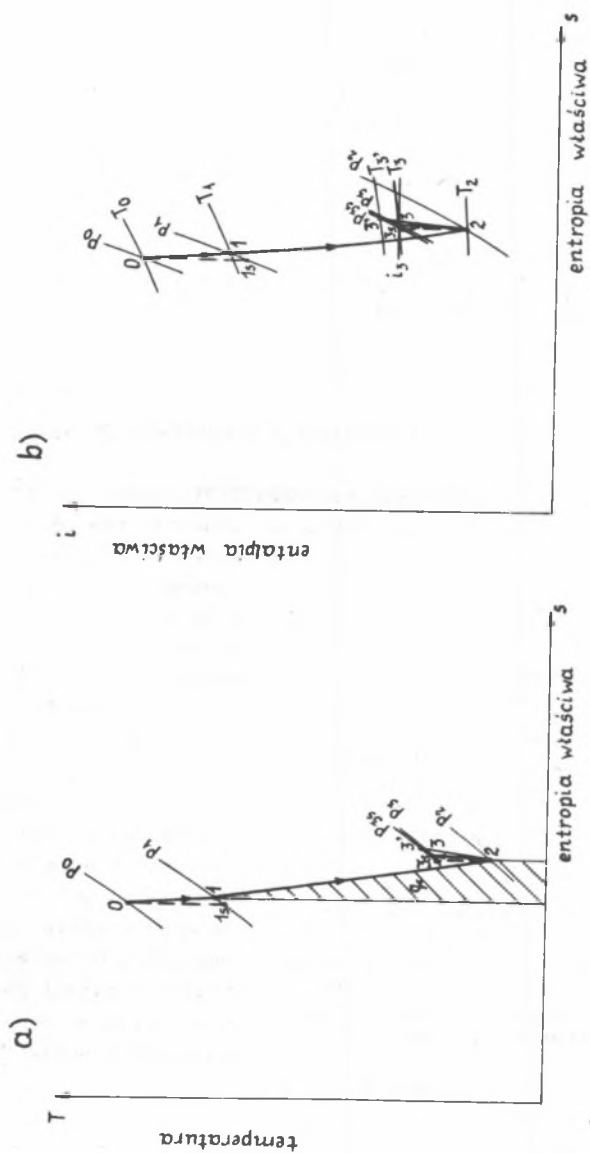
KS - komora spalania, DB - dysza Bendemanna, KR - kanał roboczy, D - dyfuzor

Fig. 4. Diagram of high temperature power plant system MHD-steam

W obliczeniach wykorzystano oczywiste wzory:

$$i_0 = i_1 + m_s \frac{w_1^2}{2}, \tag{4}$$

$$\eta_d = \frac{i_0 - i_1}{i_0 - i_{1s}} \tag{5}$$



Rys. 5. Schemat przemian termodynamicznych zachodzących w generatorze MHD

a) we współrzędnych T, s , b) we współrzędnych i, s

Fig. 5. Diagram of thermodynamic processes in the MHD-generator

W zależnościach powyższych entalpię w punkcie O potraktowano jak entalpię spoczynkową. Symbol w oznacza prędkość, indeks 1s - punkt po przemianie adiabatycznej odwracalnej. Z równania (4) wyznacza się dla założonej prędkości w_1 entalpię i_1 , a następnie z relacji (5) entalpię i_{1s} , co umożliwia określenie ciśnienia p_1 i w rezultacie umiejscowienie punktu 1.

Proces termodynamiczny w kanale roboczym MHD może mieć, w ogólnym przypadku, dowolny przebieg, zależny od postaci funkcji opisującej zmienność pola powierzchni przekroju poprzecznego tego kanału. Praktyczne znaczenie mają jednak tylko kanały o stałym przekroju lub zapewniające stałą, poza warstwą przyścienną, prędkość. Ten drugi przypadek jest z punktu widzenia termodynamicznego bardziej korzystny i dlatego w dalszych rozważaniach przyjęto, że na drodze 1-2 obowiązuje warunek $w = w_1 = w_2 = \text{idem}$.

Ilość energii elektrycznej e_{el} oddawanej na zewnątrz przez kanał roboczy MHD i odniesionej do 1 kg paliwa wynika ze wzoru:

$$e_{el} = (i_1 - i_2)(1 - \alpha)C_s, \quad (6)$$

gdzie C_s jest współczynnikiem uwzględniającym zaszlakowanie elektrod, α zaś współczynnikiem strat ciepła w kanale roboczym MHD. Współczynnik ten związany jest z ilością ciepła q_{rot} oddawanego ścianom kanału przez m_s kg spalin zależnością:

$$q_{rot} = (i_1 - i_2)\alpha \quad (7)$$

Do przykładowych obliczeń przyjęto wartości: $C_s = 0,956$; $\alpha = 0,1$.

Wielkość energii elektrycznej e_{el} związana jest ze sprawnością elektryczną η_{el} generatora MHD relacją:

$$\eta_{el} = \frac{e_{el}}{e_{el} + q'_j}, \quad (8)$$

w której q'_j jest ciepłem Joule'a odniesionym do 1 kg paliwa i wydzielającym się w spalinach oraz w szlacie przylegającej do ścian kanału roboczego MHD. Po uwzględnieniu faktów, że stosunek wielkości e_{el}/q'_j jest równy stosunkowi odpowiednich oporów elektrycznych oraz iż opór elektryczny warstwy spalin jest proporcjonalny do odległości pomiędzy elektrodami, odwrotnie zaś proporcjonalny do pola ich powierzchni i do przewodności elektrycznej σ zjonizowanych spalin, otrzymuje się:

$$\eta_{el} = \frac{\sigma}{\sigma + k_g} \quad (9)$$

Parametr k_g zależy głównie od geometrii kanału. Ponieważ ciepło Joule'a wydziela się głównie w warstwie spalin, zatem parametr k_g zależy od przewodności elektrycznej spalin w niewielkim stopniu. Podczas obliczeń przyjmowano stałe wartości tego parametru. Pominięto ponadto efekt Halla. W przykładach liczbowych za ϕ przyjmowano średnią arytmetyczną przewodności elektrycznej w punkcie 1 i 2. Przewodność w tych punktach obliczano na podstawie klasycznego wzoru:

$$\phi = 0,532 \frac{e^2 n_e}{\sqrt{m_e k T n_o} Q}, \quad (10)$$

w którym:

- e - ładunek elektronu,
- n_e - koncentracja elektronów,
- m_e - masa elektronu,
- k - stała Boltzmannna,
- T - temperatura,
- n_o - koncentracja drobin obojętnych,
- Q - przekrój czynny na zderzenie obojętnej drobin z elektronem.

Koncentrację elektronów wyznaczano ze wzoru Saha przy założeniu jednokrotnej jonizacji.

Równanie bilansu energii dla spalin w kanale roboczym MHD, dotyczące przypadku $w_1 = w_2$ i odniesione do 1 kg paliwa, ma postać związaną z (6) i (7):

$$i_1 = i_2 + \frac{1}{C_s} e_{el} + q_r \text{ ot} \quad (11)$$

Z równania tego wynika, że całkowite ciepło przenikające przez ściany kanału MHD, odniesione do 1 kg paliwa, jest sumą ciepła traconego przez spaliny oraz ciepła $e_{el} \left(\frac{1}{C_s} - 1\right)$ wydzielającego się w szlacie.

Równanie (11) nie umożliwia określenia parametrów termicznych spalin za kanałem roboczym MHD. W celu wyznaczenia tych parametrów wykorzystano zależność opisującą ciepło q_c pochłonięte przez m_s kg spalin na drodze 1 - 2:

$$q_c = q_J + q_f k - q_r \text{ ot}, \quad (12)$$

gdzie:

- $q_f k$ - ciepło tarcia w kanale roboczym MHD odniesione do m_s kg spalin,
- q_J - ciepło Joule'a wydzielające się w spalinach, odniesione do m_s kg czynnika.

Pomiędzy wielkościami q'_J i q_J występuje relacja:

$$q'_J - q_J = e_{el} \left(\frac{1}{C_s} - 1 \right), \quad (13)$$

a stąd na podstawie (8)

$$q_J = e_{el} \left(\frac{1}{\eta_{el}} - \frac{1}{C_s} \right) \quad (14)$$

Ciepło tarcia określa formuła:

$$q_{f k} = \beta (1 - \alpha) (i_1 - i_2), \quad (15)$$

w której β jest współczynnikiem związanym z przebiegiem procesów w kanale MHD. W przykładzie przyjęto $\beta = 0,1$. Obliczenia są możliwe do przeprowadzenia przy znanym charakterze krzywej 1-2. Założono, że przemianę tę we współrzędnych T, s przedstawia odcinek linii prostej. W takim przypadku

$$q_c = \frac{T_1 + T_2}{2} (s_2 - s_1) \quad (16)$$

Po wykorzystaniu (6), (7), (12), (14) i (15) otrzymuje się:

$$\frac{T_1 + T_2}{2} (s_2 - s_1) = (i_1 - i_2) \left\{ (1 - \alpha) \left[C_s \left(\frac{1}{\eta_{el}} - \frac{1}{C_s} \right) + \beta \right] - \alpha \right\} \quad (17)$$

Równanie powyższe rozwiązuje się metodą prób, przy wykorzystaniu odpowiedniego wykresu i, s dla wysokotemperaturowych spalin. Punktu 2 poszukuje się przy tym na izobarze p_2 . W obliczeniach przyjęto $p_2 = 0,1$ MPa. W trakcie rozwiązywania równania (17) wyznaczano średnią przewodność elektryczną spalin w kanale roboczym, a następnie sprawność η_{el} . Obliczenia dla dyszy i kanału roboczego realizuje się przy założonej prędkości $w_1 = w_2$. Po określeniu położenia punktu 2 należy sprawdzić, czy prędkość w tym punkcie nie jest większa od prędkości dźwięku.

Trzecim fragmentem generatora MHD jest dyfuzor, w którym następuje wyhamowanie spalin, przy równoczesnym wzroście ich ciśnienia. Ciśnienie w punkcie 3 powinno być na tyle duże, aby możliwy był przepływ spalin przez pozostałe elementy układu, przyjmując np. wartość $p_3 = 0,115$ MPa. Równanie bilansu energii dla czynnika w dyfuzorze, odniesione do 1 kg paliwa, ma postać:

$$i_2 + m_s \frac{w_2^2}{2} = i_3 + m_s \frac{w_3^2}{2} + q_d \text{ ot}, \quad (18)$$

gdzie $q_{d\ ot}$ oznacza ciepło oddawane ścianom dyfuzora. W przykładzie liczbowym przyjęto $q_{d\ ot} = 0,75 q_{r\ ot}$, prędkość w_3 zaś w obliczeniach pominięto. Aby móc przeprowadzić obliczenia założono podobnie jak uprzednio, że linia przemiany 2 - 3 jest odcinkiem prostej, a tym samym

$$\frac{T_2 + T_3}{2} (s_3 - s_2) = q_{f\ d} - q_{d\ ot} \quad (19)$$

gdzie $q_{f\ d}$ jest ciepłem tarcia w dyfuzorze. W przykładzie obliczeniowym założono, że ciepło tarcia $q_{f\ d}$ jest takie samo jak w dyfuzorze adiabatycznym, którego sprawność η_D wynosi 0,7. Sprawność ta jest określona wzorem:

$$\eta_D = \frac{i_{3s} - i_2}{i_{3'} - i_2} \quad (20)$$

w którym punkty 3s oraz 3' dotyczą wyhamowania adiabatycznego odwracalnego i zachodzącego z tarciem. W takim przypadku ma miejsce (dla $w_3 = 0$):

$$i_{3'} = i_2 + m_s \frac{w_2^2}{2} \quad (21)$$

Dla dyfuzora adiabatycznego wykorzystano również przybliżoną zależność

$$q_{f\ d} = \frac{T_{3'} + T_2}{2} (s_{3'} - s_2) \quad (22)$$

Przedstawiony układ równań rozwiązuje się również przy wykorzystaniu wykresu i, s dla spalin. Po wyznaczeniu na podstawie (21) oraz (20) kolejno entalpii i_3 , oraz i_{3s} , a następnie ciśnienia p_{3s} (rys. 5b) i parametrów s_3, T_3 , określa się ciepło $q_{f\ d}$. Znajomość tego ciepła oraz entalpii i_3 , równej na podstawie (18) różnicy $i_3 - q_{d\ ot}$, umożliwia rozwiązanie równania (19) za pomocą metody prób. W rezultacie otrzymuje się położenie punktu 3, a tym samym ciśnienie końcowe p_3 .

Powyżej przedstawione równania, dotyczące całego generatora, wraz z kompletem wykresów i, s dla spalin, stanowią podstawę do właściwych cząstkowych rozważań optymalizacyjnych.

5. CZĄSTKOWA OPTYMALIZACJA UKŁADU WYSOKOTEMPERATUROWEGO KOMORA SPALANIA - GENERATOR MHD

Jak wskazano w pracy [3], możliwa i celowa jest cząstkowa optymalizacja wysokotemperaturowej części siłowni MHD-parowej, bez rozpatrywania całego układu. Jako kryterium cząstkowe należy przyjąć minimum objętości

kanalu roboczego, a tym samym maksimum mocy elektrycznej uzyskiwanej z jednostki objętości kanału roboczego. Moc ta N_V , po przyjęciu klasycznego uproszczonego modelu generatora MHD, pomijającego między innymi wpływ szlaki, określona jest wzorem:

$$N_V = \sigma w^2 B^2 \eta_{el} (1 - \eta_{el}) \quad (23)$$

W zależności powyższej B jest indukcja pola magnetycznego w kanale roboczym MHD. Uwzględnienie strat w szlacie wymaga pomnożenia prawej strony zależności (23) przez iloraz q_J/q_J^* .

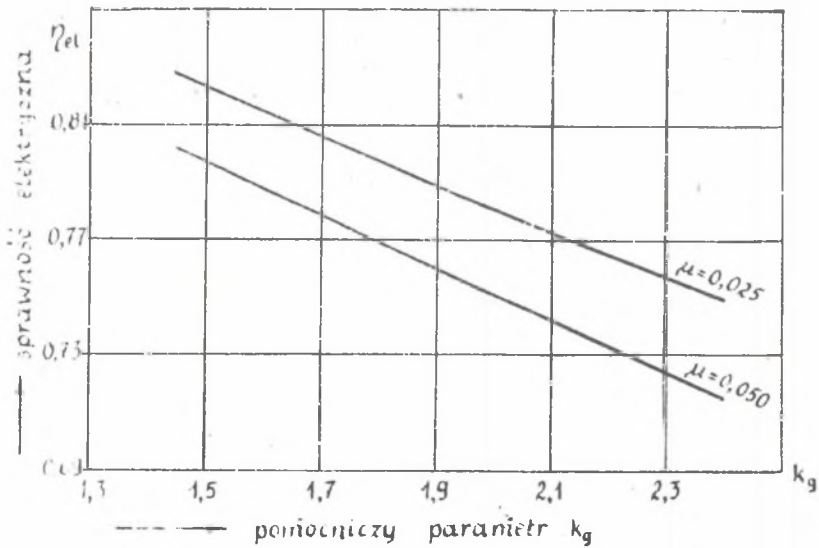
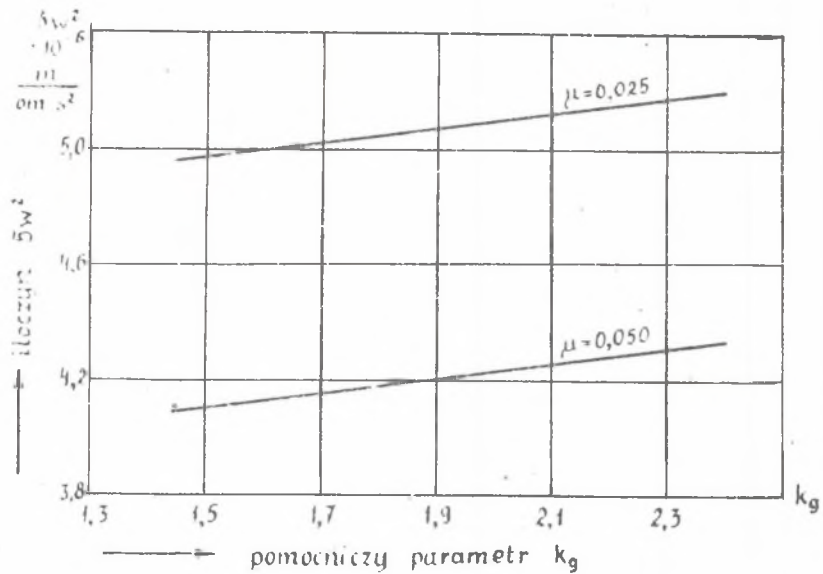
Przyjęcie za kryterium cząstkowe gęstości mocy N_V jest całkowicie zgodne z zasadą minimalizacji kosztu produkcji 1 kWh energii elektrycznej. Wzrost mocy N_V powoduje zarówno spadek nakładów na instalację, jak też zwiększenie sprawności układu. Spadek nakładów wynika głównie ze zmniejszenia długości kanału roboczego MHD oraz ze zmniejszenia wymiarów elektromagnesu. Mniejsza długość kanału roboczego pociąga za sobą dodatkowo zmniejszenie strat, głównie straty tarcia i straty ciepła wnikającego do ścian kanału.

W praktyce maksymalizację gęstości mocy N_V można przeprowadzać maksymalizując średnią wartość iloczynu σw^2 w kanale roboczym MHD, średnią wartość wyrażenia $\sigma w^2 \eta_{el} (1 - \eta_{el})$ lub w bardziej dokładnych rozważaniach średnią wartość iloczynu $\sigma w^2 \eta_{el} (1 - \eta_{el}) \frac{q_J}{q_J^*}$. W punkcie 6 uwzględniono głównie drugi z wymienionych przypadków.

Jednostkowa moc N_V jest funkcją wielu parametrów. W niniejszej pracy przeanalizowano wpływ na tę moc wstępnego stosunku nadmiaru powietrza oraz zawartości posiewu w spalinach. Optymalizując wartości tych dwóch parametrów równocześnie optymalizowano wielkość prędkości w kanale roboczym. Wzrost tej prędkości z jednej strony zwiększa bezpośrednio jeden z czynników iloczynu określającego moc N_V , z drugiej jednak strony zwiększanie prędkości $w = w_1 = w_2$ powoduje spadek temperatury spalin, a tym samym spadek przewodności elektrycznej. Istnieje zatem optymalna, ze względu na moc N_V , wartość prędkości w kanale roboczym, przy czym prędkość ta nie może być wyższa od prędkości granicznej. Prędkość maksymalna dopuszczalna występuje wtedy, gdy przynajmniej w jednym przekroju generatora MHD pojawia się prędkość dźwięku. W praktyce prędkość ta pojawia się najprędzej w punkcie końcowym kanału roboczego, tzn. w przekroju 2. Prędkość w kanale roboczym nie może być zatem większa od prędkości dźwięku w tym miejscu.

6. WYNIKI PRZYKŁADOWYCH OBLICZEŃ

Za pomocą przedstawionych zależności przeprowadzono analizę cieplną procesów zachodzących w wysokotemperaturowym układzie komora spalania -

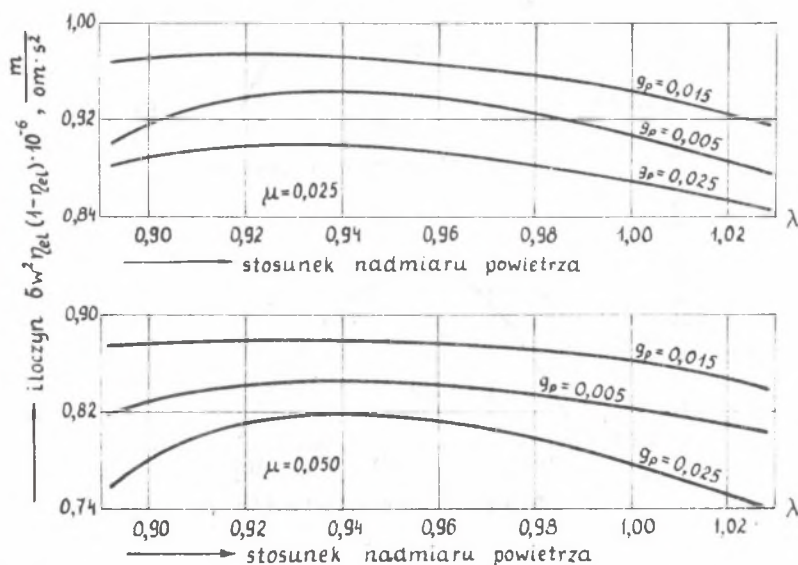


Rys. 6. Wpływ pomocniczego parametru k_g na wartość iloczynu Δw^2 i sprawność η_{el} przy $g_p = 0,015$, $\lambda = 0,94$ oraz $Ma_2 = 1$

Fig. 6. The effect of additional parameter k_g upon a product Δw^2 and the efficiency η_{el} with $g_p = 0,015$, $\lambda = 0,94$ and $Ma_2 = 1$

generator MHD. W poprzednich rozdziałach podano przyjęte do obliczeń skład paliwa oraz wartości charakterystycznych parametrów. Istotne obliczenia wykazały, że optymalna wartość prędkości spalin w kanale roboczym generatora MHD jest dla rozpatrywanego zakresu pozostałych parametrów wyższa od prędkości dźwięku przy wypływie z kanału MHD. Wiaźące obliczenia wykonano zatem dla przypadku granicznego, tzn. dla sytuacji, gdy prędkość w przekroju 2 osiąga wartość równą prędkości dźwięku, a tym samym liczba Macha przy wypływie z kanału roboczego MHD spełnia warunek $Ma_2 = 1$. Dla udziału posiewu w spalinach przyjęto wartości $q_p = 0,005; 0,010; 0,015$, dla wstępnego stosunku nadmiaru powietrza zaś $\lambda = 0,90; 0,94; 0,98$ i 1,02.

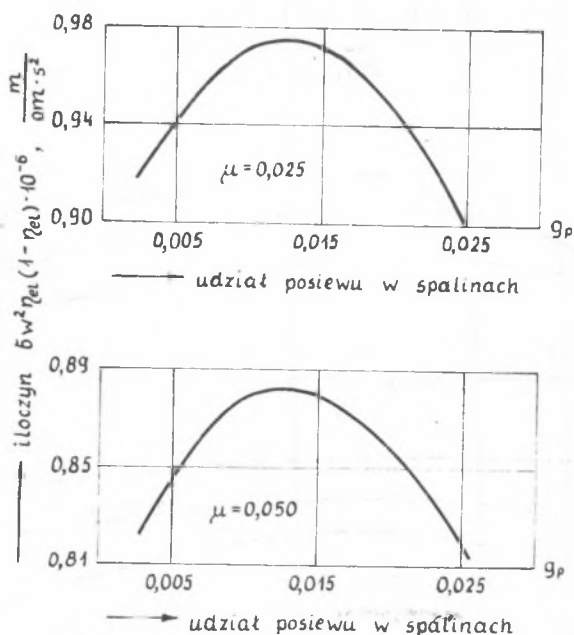
Wpływ pomocniczego parametru k_g przedstawiono dla jednego z rozpatrywanych wariantów na rys. 6. Do obliczeń przyjęto ostatecznie $\lambda = 2,34$, co dla przypadku jak na rys. 6 odpowiada sprawności η_{el} zawartej w granicach 72% - 75,4%. Określenie optymalnej wartości tej sprawności stanowi oddzielny problem. Optymalna, z punktu widzenia gęstości mocy N_v , wartość sprawności η_{el} wynosi w przypadku idealnym 0,8. Wskazy jednak na miejsce stosunkowo niski stopień wykorzystania entalpii wysokotemperaturowych spalin w kanale MHD ze względu na dużą wartość ciepła Soule'a. Zrost stopnia wykorzystania spalin wymaga z kolei zwiększenia ciśnienia w komorze spala-



rys. 7. Wpływ stosunku nadmiaru powietrza λ na wartość iloczynu $\delta w^k \eta_{el} (1 - \eta_{el})$ w kanale roboczym MHD przy $Ma_2 = 1$
 Fig. 7. The effect of air excess ratio λ upon the product $\delta w^k \eta_{el} (1 - \eta_{el})$ in the labour channel MHD with $Ma_2 = 1$

nia. Analizy doboru wartości sprawności η_{el} należy zatem dokonywać rozpatrując od strony techniczno-ekonomicznej cały układ siłowni MHD-parowej.

Wstępną optymalną wartość stosunku nadmiaru powietrza można określić biorąc pod uwagę jedynie wysokotemperaturową komorę spalania [3]. Wartość uściślona wynika z maksymalnej wielkości mocy N_V . Aby uzyskać tę uściśloną maksymalną wartość wykonano serię wykresów, których część pokazana jest na rys. 7. Optymalna wartość stosunku nadmiaru λ w niewielkim stopniu zależy od udziału posiewu g_p i współczynnika strat ciepła w komorze spalania μ , przy czym krzywe tego typu jak na rys. 7 są bardzo płaskie w pobliżu maksimum. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że optymalna z punktu widzenia generatora MHD wartość stosunku λ zawarta jest w rozpatrywanym przypadku w przedziale $\lambda = 0,92 - 0,94$. Optymalne wartości stosunku λ ze względu na temperaturę spoczynkową spalin za komorą zawarte są praktycznie w tym samym przedziale, przy czym na najkorzystniejszą wartość λ ma wtedy niewielki wpływ współczynnik strat μ . Wzrost tego współczynnika nieco zwiększa optymalną, z uwagi na temperaturę spalin za komorą, wartość stosunku λ .



Pys. 8. Wpływ udziału posiewu w spalinach g_p na wartość iloczynu $\delta w^2 \eta_{el} (1 - \eta_{el})$ w kanale roboczym MHD przy $Ma_2 = 1$ i $\lambda = 0,93$

Fig. 8. The effect of the fraction of seeding for the product $\delta w^2 \eta_{el} (1 - \eta_{el})$ in the labour channel MHD with $Ma_2 = 1$ and $\lambda = 0,93$

W celu zbadania wpływu udziału posiewu w spalinach g_p na wartość iloczynu $\dot{Q} w^2 \eta_{el} (1 - \eta_{el})$ wykonano serię wykresów tego typu, jak na rys. 8. Z wykresów tych wynika, że optymalna wartość udziału posiewu g_p wynosi ok. 1,25%. Jest to wartość niższa od wynikającej z analizy samej tylko wysokotemperaturowej komory spalania [3]. Pownocześnie obliczenia wykazały, że dla udziału g_p zbliżonego do optymalnego krzywe tego typu jak na rys. 7 są w pobliżu optymalnej wartości stosunku λ bardzo spłaszczone.

Identyczna optymalizacja dokonana ze względu na iloczyn $\dot{Q} w^2$ dała praktycznie takie same rezultaty jak maksymalizacja wyrażenia $\dot{Q} w^2 \eta_{el} (1 - \eta_{el})$.

Przebieg procesów w generatorze MHD warunkuje między innymi ciśnienie p_3 , które powinno mieć określoną wartość. Pewne znaczenie ma również temperatura T_2 przy wypływie z kanału roboczego. Temperatura ta nie powinna być zbyt niska. Można się np. spotkać z tezą, że temperatura ta z uwagi na przewodność spalin nie powinna zbyt odiegać od wartości 2100 K. W rozpatrywanym przykładzie dla $\lambda = 0,94$ i $g_p = 0,015$ uzyskano $T_2 = 2090$ K przy $\mu = 0,025$ oraz $T_2 = 2050$ K przy $\mu = 0,050$. Tak stosunkowo niska wartość temperatury T_2 pociągała za sobą przyjęcie niezbyt wysokiej prędkości przepływu spalin w kanale roboczym MHD, wynoszącej ok. 850 m/s. Przyjęcie wyższej prędkości w_2 spowodowałoby przekroczenie prędkości dźwięku w punkcie 2.

Obliczenia dotyczące dyfuzora wykazały, że ciśnienie końcowe w rozpatrywanym przykładzie uzyskuje wartość $p_3 = 0,16$ MPa. Jest to wielkość stosunkowo wysoka. Gdyby możliwe było dopuszczenie jeszcze niższej wartości temperatury T_2 , wówczas celowe byłoby rozprężenie spalin w kanale roboczym do ciśnienia $p_2 < 0,1$ MPa. W przeciwnym przypadku analizy wymaga możliwość obniżenia wartości ciśnienia p_0 lub sprawności η_{el} .

7. WNIOSKI, UWAGI KOŃCOWE

W pracy zaproponowano metodę przeprowadzania uproszczonej analizy cieplnej wysokotemperaturowego układu komora spalania - generator MHD, połączonej z cząstkową optymalizacją wartości wstępnego stosunku nadmiaru powietrza oraz udziału posiewu w spalinach. Obliczenia wykazały, że stosunek nadmiaru powietrza powinien mieć wartość mniejszą od 1. Wykazały one również, że bardzo zbliżone rezultaty w odniesieniu do optymalnej wartości tego stosunku uzyskuje się zarówno przy rozpatrywaniu układu komora spalania - generator MHD jak też jedynie samej komory spalania. Należy sądzić, że otrzymane wartości stosunku nadmiaru powietrza są zbliżone do wartości optymalnych z punktu widzenia całej siłowni MHD-parowej. Odmiennie wygląda sytuacja w przypadku zawartości posiewu w spalinach. Ta optymalna zawartość jest przy rozpatrywaniu komory spalania wraz z generatorem MHD w sposób widoczny niższa niż wynikająca z analizy samej komory. Należy się przy tym spodziewać, że optymalna ze względu na koszt 1 kWh energii elek-

trycznej zawartość posiewu w spalinach ma jeszcze niższą wartość niż wyznaczona w przykładowych obliczeniach.

Przedstawiony sposób postępowania związany jest z przyjęciem wielu założeń upraszczających, zwłaszcza w odniesieniu do kanału roboczego generatora MHD. Wyniki otrzymane za pomocą pokazanej metody mogą być jednak przydatne przy planowaniu eksperymentów z wysokotemperaturowym układem komora spalania - generator MHD jak również przy szacowaniu sprawności układu siłowni MHD-parowej.

LITERATURA

- [1] Pudlik W., Rogowski M.: Zmiana sprawności siłowni MHD-parowej z regeneracyjnym zgazowaniem węgla spowodowana osobnym opalaniem podgrzewaczy wysokotemperaturowych. Materiały XII Zjazdu Termodynamików, Kraków - Ryto 1984.
- [2] Składzień J.: Analiza cieplna wysokotemperaturowej komory spalania generatora MHD. Materiały XII Zjazdu Termodynamików, Kraków - Ryto 1984.
- [3] Składzień J.: Uproszczona metoda analizy cieplnej wysokotemperaturowej komory spalania generatora MHD. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., s. Energetyka, z. 92, Gliwice 1986.
- [4] Wilk K.: Analiza cieplna wysokotemperaturowej komory spalania generatora MHD w siłowni kombinowanej MHD-parowej. Praca magisterska zrealizowana w ITC Pol. Śl., Gliwice 1984.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Władysław Gajewski

Wpłynęło do redakcji w marcu 1985 r.

ТЕПЛОВОЙ АНАЛИЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ СИСТЕМЫ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ МХД-ПАРОВОЙ

Резюме

В работе представлен упрощенный метод термодинамического анализа системы высокотемпературной камеры сгорания - генератор МХД. Одним из элементов этого анализа является частичная оптимизация значения начального отношения излишек воздуха а также состава посева в выхлопных газах. С этим связан подбор скорости в рабочем канале МХД. Рассуждения иллюстрированы конкретными расчётными примерами.

THERMAL ANALYSIS THE MHD-STEAM POWER PLANT
HIGH-TEMPERATURE SYSTEM

S u m m a r y

The paper presents a simplified method of thermodynamic analysis of high-temperature system combustion chamber - MHD generator. A partial optimization of a primary air excess ratio and a ionization addition share in combustion gases is a part of this analysis. A selection of a combustion gases speed in MHD-generator duct is also examined. Some results of the example calculations are shown.