

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPŁYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

77

WARSZAWA-POZNAŃ 1980

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

RADA REDAKCYJNA - EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI
STEFAN PERYCZ · WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ROMUALD PUZYREWSKI
KAZIMIERZ STELLER (PRZEWODNICZĄCY · CHAIRMAN) · ROBERT SZEWAŁSKI
JÓZEF ŚMIGIELSKI

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS

KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE

Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. Gen. Józefa Piłsudskiego 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright

by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1980

Printed in Poland

ISBN 83-01-01613-2

ISSN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 330 + 90 egz.

Ark. wyd. 15. Ark. druk. 11,375

Pap. druk. sat. kl. V, 70 g 70 × 100 cm.

Nr zam. 371/189

Oddano do składania 5 XII 1978 r.

Podpisano do druku I II 1980 r.

Druk ukończono w lutym 1980 r.

Cena zł 50,- L-7/751.

DRUKARNIA UNIwersytetu IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

JANUSZ PROKOPOWICZ

Gdańsk

Wysokotemperaturowy obieg gazowo-turbinowy z falowym wymiennikiem energii (FWE) z doprowadzeniem wody do czynnika roboczego

Praca zawiera teoretyczną analizę porównawczą wskaźników energetycznych trzech prostych, bez regeneracji, wysokotemperaturowych gazowo-turbinowych obiegów z falowym wymiennikiem energii (FWE). W jednym z obiegów, własnej koncepcji autora, przewidziano doprowadzenie wody do czynnika roboczego. Pozostałe dwa obiegi zaproponowali wcześniej C. Seippel i E. Jenny.

Wykaz oznaczeń

a — prędkość dźwięku,
 c — prędkość,
 c_p — ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,
 c^* — współczynniki strat ciśnienia,
 G — strumień masy,
 i — entalpia właściwa,
 Δi — spadek entalpii właściwej,
 k — współczynnik w równaniu (10),
 L_{nap} — jednostkowa praca silnika zapewniającego utrzymanie w ruchu obrotowym bębna FWE,
 N_j — moc jednostkowa zespołu odniesiona do strumienia masy spalin wylotowych turbiny,
 N_{TS} — moc zespołu przypadająca na jednostkę strumienia masy powietrza zasysanego przez sprężarkę z atmosfery,
 p — ciśnienie,
 Δp — spadek ciśnienia całkowitego spowodowany stratami,
 R — stała gazowa,

s — entropia właściwa,
 T — temperatura bezwzględna,
 η — sprawność,
 κ — wykładnik izentropy,
 λ — współczynnik nadmiaru powietrza,
 π — stosunek ciśnień,
 q — ilość ciepła odniesiona do 1 kg czynnika,
 q_B — ilość ciepła odprowadzona od 1 kg czynnika B w FWE, obliczana według równania (10).

Indeksy

A — czynnik A ,
 B — czynnik B ,
 Ch — chłodnica,
 iz — stan gazu osiągnięty w przemianie izentropowej,
 k — stany gazów w kanałach falowego wymiennika energii,
 KS — komora spalania,
 p — powietrze,

pal — paliwo,
S — sprężarka,
T — turbina,
TG — zespół gazowo-turbinowy,

1, 2, 3... — indeksy stanu gazów lub numer
elementu zespołu,
w — woda,
FWE — falowy wymiennik energii.

1. Wstęp

Falowy wymiennik energii (FWE) jest urządzeniem, którego działanie oparte jest na zasadach rządzących niestacjonarnymi przepływami w gazach. Do wymiennika doprowadza się strumień dwóch gazów, w ogólnym przypadku o różnych właściwościach fizycznych i o różnych poziomach energetycznych — gaz sprężony i podgrzany nazwany czynnikiem *B* oraz gaz chłodniejszy, pod niższym ciśnieniem, czynnik *A*. W FWE, na skutek wymiany energii pomiędzy strumieniami obu gazów, czynnik *A* zostaje sprężony i podgrzany, a czynnik *B* rozpręża się i schładza. Falowy wymiennik energii został wynaleziony około 1940 r. przez C. Seippela [4]. W toku są prace nad jego ulepszeniem (np. [27, 49, 50, 51]).

Dotychczas najwięcej uwagi poświęcono zastosowaniom FWE w układach ładowania silników spalinowych [6, 7, 8, 9, 18, 26, 32, 42, 48, 49, 50], w których umożliwia uzyskanie korzystniejszej charakterystyki ładowania w zmiennych warunkach pracy silnika, niż w konwencjonalnych układach ładowania sprężarką. Prace prowadzone od 1947 r.*) w I.T.E. Circuit Breaker Co. (USA) a następnie w firmie Brown Boveri (Szwajcaria), od 1961 r. przy współpracy z Instytutem Termodynamiki i Silników Spalinowych Politechniki Zurychskiej w Szwajcarii, doprowadziły do konstrukcji oraz badań doświadczalnych kilku wersji FWE. Wyniki badań eksploatacyjnych zespołów z trakcyjnymi 4-suwowymi silnikami Diesla o mocy około 100 ÷ 300 KM są również bardzo pozytywne [8, 42]. Należy oczekiwać, że FWE znajdzie z czasem zastosowanie w układach ładowania silników produkowanych seryjnie.

Możliwość pracy falowego wymiennika energii przy wysokich temperaturach jednego z czynników skierowała uwagę na dalsze zastosowania tego urządzenia. Przykładowo dwie wersje FWE zainstalowano w obwodzie tunelu aerodynamicznego dużych prędkości w Cornell Aeronautical Laboratory USA [19, 20, 34]. Poza tym istnieje szereg propozycji wykorzystania falowego wymiennika energii w obiegach magnetohydrodynamicznych [10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 51, 52] i w obiegach gazowo-turbinowych z FWE [5, 27, 37, 38, 40, 47, 52].

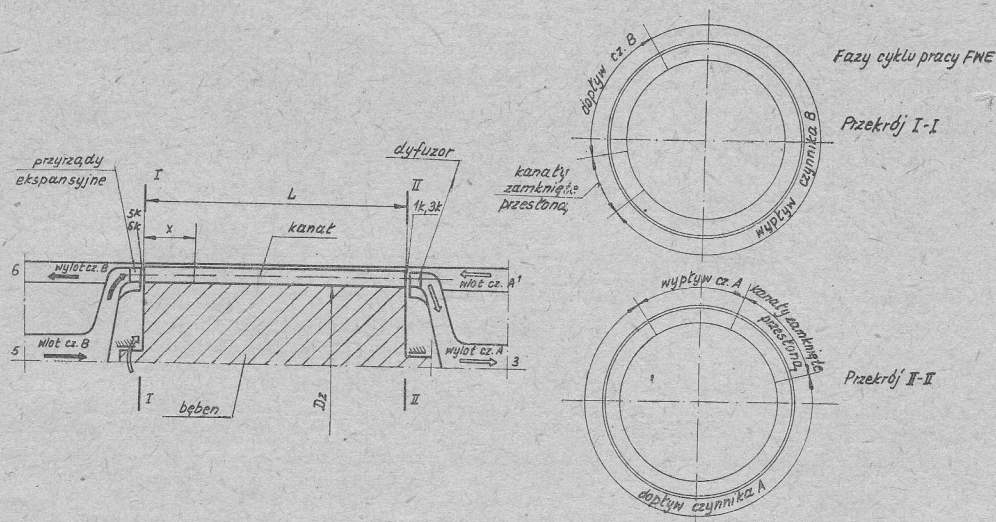
W niniejszej pracy przedstawiono kolejne możliwości zastosowania, dzięki FWE, znacznie wyższych niż w konwencjonalnych obiegach gazowo-turbinowych, maksymalnych temperatur obiegu, bez podwyższenia temperatury gazu na wlocie do turbiny gazowej.

Przed omówieniem przesłanek, które zadecydowały o wyborze koncepcji przedstawionego obiegu, konieczne jest wyjaśnienie zasady działania FWE i określenie jego sprawności.

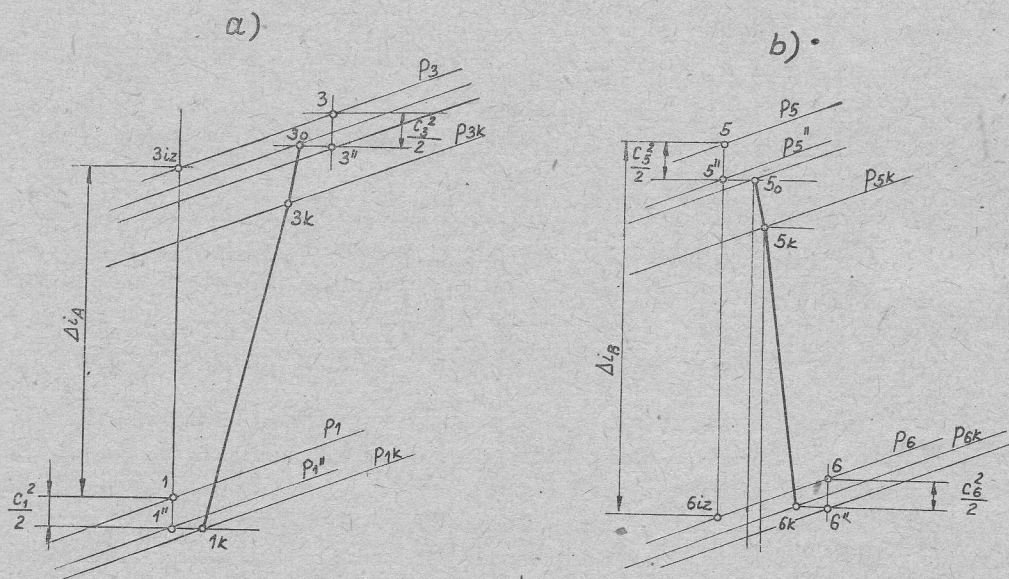
* Warto tu zaznaczyć, że w Polsce już około 1934 r. inż. A. Wiciński i J. Bujak prowadzili prace nad własną koncepcją „dynamicznego ładowania” silników spalinowych (system WIBU) opartą na wykorzystaniu sił bezwładności powietrza dopływającego do silnika [35].

2. Zasada działania falowego wymiennika energii

Na rys. 1 przedstawiono schemat falowego wymiennika energii. Bęben wymiennika posiada dużą liczbę jednakowych, długich, umieszczonych na obwodzie, kanałów osiowych, obustronnie otwartych. W osi kanałów, w bezpośrednim ich sąsiedztwie, od strony



Rys. 1. Schemat falowego wymiennika energii (FWE)

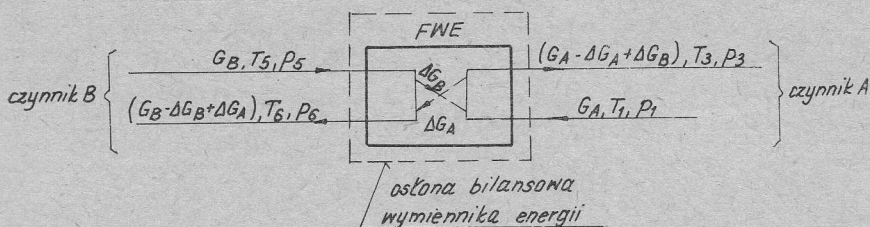


Rys. 2. Wykresy entropowe procesów w FWE: a) sprężanie czynnika A, b) rozprężanie czynnika B

płaszczyzny *I-I* usytuowano: segment przyrządów ekspansyjnych dla doprowadzenia czynnika B o wysokim ciśnieniu p_5 i wysokiej temperaturze T_5 (np. $p_5 \approx 15$ bar, $T_5 \approx 1500$ K), pierścieniowy segment przewodu odprowadzającego rozprężony czynnik B, jak

również pierścieniowy wycinek przesłony umożliwiający zatrzymanie wypływu gazów z kanałów. Z drugiej strony bębna (płaszczyzna II-II) w osi kanałów znajduje się segment dyfuzora dla odprowadzenia sprężonego czynnika *A*, segmentowa przesłona oraz wlot czynnika *A*.

Wykresy entropowe procesów w FWE podano na rysunku 2. Czynnik *B* doprowadzony do FWE, przy ciśnieniu $p_{5''}$, z prędkością c_5 , odpowiednio ukształtowanym przewodem dopływa do przyrządów ekspansyjnych. Zmianę stanu gazu *B* spowodowaną stratami energii w przepływie przez ten przewód przedstawiono izentalpą $5''-5_0$.



Rys. 3. Schemat dla bilansu falowego wymiennika energii i wyjaśnienia efektów mieszania gazów w jego obrębie (ΔG_A — strumień masy czynnika *A* przedostający się w wyniku mieszania w FWE do czynnika *B*, ΔG_B — strumień masy czynnika *B* przedostający się w wyniku mieszania w FWE do czynnika *A*)

W przyrządach ekspansyjnych gaz *B* rozpręża się (linia 5_0-5_k) osiągając na wlocie do bębna (w płaszczyźnie I-I) ciśnienie p_{5k} oraz prędkość c_{5k} . Następnie w falach rozrzedzenia wywołanych w kanałach bębna, gaz ten rozpręża się (linia 5_k-6_k) do ciśnienia p_{6k} , wypływając z bębna z prędkością c_{6k} . Dalej (linia $6_k-6''$) gaz *B* płynie do pierścieniowego segmentu przekształcającego się stopniowo w przewód rurowy i wypływa z FWE przy ciśnieniu całkowitym p_6 . Z kolei czynnik *A* dostarczony do FWE przy ciśnieniu $p_{1'}$ z prędkością c_{1k} płynie do bębna (linia $1''-1_k$). Gaz ten sprężony w falach uderzeniowych od ciśnienia p_{1k} do ciśnienia p_{3k} (linia $1_k-2_k-3_k$) opuszcza kanały z prędkością c_{3k} . Przepływając następnie przez dyfuzor (linia 3_k-3_0) i odpowiednio ukształtowany przewód (linia $3_0-3''$) czynnik *A* wypływa z FWE przy ciśnieniu całkowitym p_3 .

Procesy falowe w gazach przepływających w kanałach bębna FWE wywołane są bardzo szybkimi, periodycznymi zmianami warunków na wlocie i wylocie każdego z kanałów spowodowanymi względnym ruchem obrotowym bębna i pozostałych elementów FWE. Przykłady takich procesów falowych podano i omówiono w [27, 28, 29, 30, 36, 40, 41]. Z uwagi na stosowane duże prędkości względnego obrotu bębna, wszystkie fazy procesu w kanale powtarzają się bardzo szybko, dzięki czemu przewody wylotowe wymiennika opuszczają praktycznie ciągle strumienie sprężonego czynnika *A* i rozprężonego czynnika *B*. W czasie pracy FWE w kanałach bębna przepływają na przemian gorący czynnik *B* lub chłodniejszy czynnik *A*. Stąd w obrębie FWE zachodzi intensywna wymiana ciepła pomiędzy obu czynnikami oraz pomiędzy tymi czynnikami a elementami wymiennika. Wymiana ciepła w FWE powoduje następujące zmiany, w porównaniu z przypadkiem bez jej uwzględnienia:

– jednostkowy strumień ciepła q_A dopływający do czynnika A w procesie jego sprężania podwyższa temperaturę tego gazu na wylocie z FWE, jak również oddziałuje na zwiększenie zapotrzebowania energii dla jego sprężania,

– jednostkowy strumień q_B odprowadzany od czynnika B w procesie rozprężania, obniża temperaturę czynnika B na wylocie z FWE, jak również zmniejsza energię przekazaną czynnikowi A w FWE.

Z kolei mieszanie czynników A i B występuje w obrębie FWE w płaszczyźnie bezpośredniego ich zetknięcia i w warstwie przysiennej w kanałach, jak również w strefie wlotu i wylotu gazów przy napełnianiu i opróżnianiu kanałów. W wyniku mieszania strumień czynnika chłodniejszego ΔG_A przedostaje się do czynnika B , a równocześnie strumień czynnika gorącego ΔG_B dopływa do czynnika A (rys. 3).

3. Sprawność falowego wymiennika energii

W przepływie czynników A i B w obrębie FWE występują straty energii. Są to głównie [26, 29, 36, 43]:

– straty w falach uderzeniowych wywołanych w FWE dla sprężenia czynnika A , ewentualnie również we wtórnych falach uderzeniowych, trudnych do uniknięcia w rzeczywistym procesie wymiany energii w kanałach FWE,

– straty występujące na skutek niewłaściwego doboru, z punktu widzenia termodynamicznego, parametrów czynników A i B lub spowodowane nieodpowiednim w czasie zamknięciem kanału w fazie wypływu sprężonego czynnika A ,

– straty energii na skutek tarcia w przepływie czynników gazowych w obrębie FWE,

– straty wywołane dławieniem przepływu na skutek okresowych zmian przekroju czynnego na końcach kanałów,

– straty spowodowane nieodwracalnością procesów wymiany ciepła zachodzących w FWE,

– straty wolumetryczne, spowodowane mieszaniem czynników gazowych w procesie napełniania i opróżniania kanałów,

– straty wskutek dyfuzji i mieszania gazów w strefie bezpośredniego ich zetknięcia,

– straty nieszczelności spowodowane wypływem, przez szczeliny osiowe pomiędzy bębniem a elementami sąsiadującymi, pewnej ilości czynników A i B o wysokich parametrach,

– straty energii mechanicznej zużytej na pokonanie oporów tarcia i oporów aerodynamicznych dla utrzymania bębna w ruchu obrotowym.

Przydatność FWE w termodynamicznym obiegu gazowo-turbinowym określa głównie wartość sprawności falowego wymiennika energii (η_{WE}). Wielkość ta charakteryzuje wszystkie straty energii zachodzące w FWE.

Sprawność całkowitą falowego wymiennika energii η_{WE} określono w [26, 43] jako stosunek pracy izentropowego sprężania strumienia masy czynnika A wypływającego z FWE, od stanu 1 do ciśnienia p_3 , odniesionej do pracy, którą można by uzyskać przy izentropowym rozprężaniu czynnika B dopływającego do FWE od stanu 5 do ciśnienia p_6 , zwiększonej o jednostkową pracę L_{nap} silnika zapewniającego utrzymanie w ruchu obrotowym

bębna falowego wymiennika energii. Opierając się na rysunkach 2 i 3 wielkość η_{WE} przedstawiono w następującej postaci:

$$\eta_{WE} = \frac{G_A - \Delta G_A + \Delta G_B}{G_B} \frac{\Delta i_A}{\Delta i_B + L_{nap}}, \quad (1)$$

przy czym odpowiednie zmiany entalpii właściwej w przemianach izentropowych wynoszą

$$\Delta i_A = i_{3iz} - i_1, \quad \Delta i_B = i_5 - i_{6iz}. \quad (2)$$

Uwzględniając procesy wymiany ciepła w FWE, korzystając z rysunku 2, określono: sprawność sprężania czynnika A

$$\eta_A = \frac{\Delta i_A}{i_3 - i_1 - q_A} \quad (3)$$

oraz sprawność rozprężania czynnika B

$$\eta_B = \frac{i_5 - i_6 - q_B}{\Delta i_B}. \quad (4)$$

Przy założeniu $q_A = q_B = 0$, $L_{nap} = 0$ z równań (1)÷(4) otrzymano:

$$\eta_{WE} = C \eta_A \eta_B, \quad (1a)$$

gdzie

$$C = \frac{G_A}{G_B} \left(1 - \frac{\Delta G_A}{G_A} \right) + \frac{\Delta G_B}{G_B}.$$

Dla określonej konstrukcji falowego wymiennika energii, w ustalonych warunkach jego pracy współczynnik $C = \text{const}$. Sprawność wymiennika energii η_{WE} jest więc proporcjonalna do iloczynu sprawności sprężania czynnika A i rozprężania czynnika B .

Dla dalszych wywodów, przez G_A^* , G_B^* oznaczono odpowiednie strumienie masy czynnika A i B , biorące rzeczywiście udział w wymianie energii w FWE. Wielkości te różnią się odpowiednio od strumieni czynników G_A i G_B na skutek efektów mieszania czynników w FWE *). Zgodnie z bilansem energii praca wykonana w FWE w czasie jednego cyklu przez czynnik B zużyta jest na sprężanie czynnika A i na pokonanie strat z tym związanych, a więc

$$G_A^* \Delta i_A \frac{1}{\eta_A} = G_B^* \Delta i_B \eta_B. \quad (5)$$

4. Proste, bez regeneracji, gazowo-turbinowe obiegi z FWE

W FWE elementem najbardziej narażonym na oddziaływanie wysokich temperatur są ścianki kanałów bębna. Przez kanały przepływa okresowo na przemian gorący gaz B i znacznie chłodniejszy gaz A , temperatura powierzchni ścianki utrzymuje się na poziomie

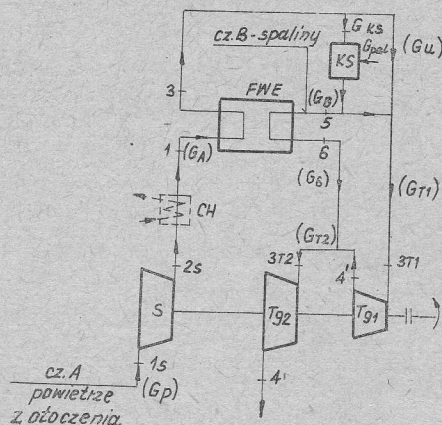
(*) W przypadku gdy w FWE mieszanie czynników A i B nie występuje, tj. gdy $\Delta G_A = \Delta G_B = 0$, wtedy $G_A^* = G_A$ oraz $G_B^* = G_B$.

pośrednim, odpowiednio niższym od maksymalnego [19, 27, 37]. Możliwość pracy FWE przy stosunkowo wysokich temperaturach gazu B skierowała uwagę konstruktorów na zastosowanie go w wysokotemperaturowych obiegach gazowo-turbinowych.

Stosowanie wysokiej, maksymalnej temperatury w obiegu gazowo-turbinowym jest w zasadzie bardzo korzystne z uwagi na sprawność i moc jednostkową zespołu. W konwencjonalnym obiegu gazowo-turbinowym poziom maksymalnej temperatury określany jest

Rys. 4. Schematy układów do realizacji prostych wysokotemperaturowych obiegów gazowo-turbinowych z FWE, bez regeneracji (bez chłodnicy CH — układ C. Seippela [5], z chłodnicą CH — układ E. Jenny [27])

S — sprężarka, CH — chłodnica, FWE — falowy wymiennik energii, KS — komora spalania, T_g — turbina gazowa



wartością temperatury spalin T_{3T} na wlocie do turbiny gazowej, ograniczoną względami wytrzymałości elementów turbiny. W turbinach gazowych produkowanych obecnie seryjnie wartości tej temperatury wynoszą około $T_{3T}=1000\div 1500$ K, przy czym wartości temperatur wyższe od około $T_{3T}=1200$ K dotyczą wyłącznie turbin lotniczych.

W gazowo-turbinowym obiegu z FWE maksymalną temperaturą obiegu jest wysoka temperatura T_5 czynnika B . Dlatego też FWE umożliwia zastosowanie wyższych niż w konwencjonalnych obiegach gazowo-turbinowych maksymalnych temperatur obiegu, bez podwyższania temperatury spalin na wlocie do turbiny gazowej.

Zrealizowany około 1943 r. według pomysłu C. Seippela [5], trakcyjny, gazowo-turbinowy zespół o mocy około 4000 kW, [2, 5, 18, 27] przewidywał użycie wymiennika energii jako sprężarki i turbiny WP. W układzie tym według rysunku 4 czynnik A (powietrze z otoczenia) sprężony jest w sprężarce S , a następnie w FWE. Stąd strumień masy G_{KS} czynnika A przepływa do komory spalania KS , gdzie zostaje ogrzany. Część spalin za komorą spalania miesza się z powietrzem G_u dolotowym do turbiny, co obniża ich temperaturę do poziomu T_{3T1} . Spaliny te w ilości G_{T1} rozprężają się w turbinie T_{g1} , a opuszczając ją przy temperaturze T_4' płyną do wlotu turbiny T_{g2} . Druga część spalin opuszczających komorę spalania (strumień masy G_B) skierowana zostaje do FWE, tu częściowo rozpręża się i ochładza do temperatury T_6 (przy czym $T_6 > T_{3T2}$), sprężając przy tym gaz A w procesach wymiany energii. Spaliny te miesząc się następnie z gazem wylotowym z turbiny T_{g1} powodują powtórne ogrzanie strumienia spalin G_{T1} . Przy temperaturze T_{3T2} sumaryczna ilość spalin G_{T2} przepływa następnie do turbiny gazowej T_{g2} , w której rozpręża się wykonując pracę. W opisanym zespole spodziewano się uzyskać moc rzędu 4000 kW, przy sprawności efektywnej $(\eta_{TG})_e=0,225$. W wyniku badań doświadczalnych otrzymano niższe od oczekiwanych wartości mocy i sprawności [2].

Do powyższej koncepcji obiegu powrócono ostatnio [29] w pracach firmy BBC, gdzie wykonano teoretyczną analizę kilku gazowo-turbinowych obiegów z FWE przewidywanym jako zespół WP dla konwencjonalnej turbiny gazowej BBC – typ 11. Uwzględniono przy tym również alternatywę chłodzenia w procesie sprężenia gazu A , pomiędzy sprężarką S a FWE. Wyniki obliczeń [24] układów według rysunku 4 Seippela i Jenny wykazały, że cechują je wyższe wartości mocy jednostkowej N_j i sprawności η_{TG} od odpowiednich wartości dla konwencjonalnej turbiny gazowej, pracującej w obiegu $1-0-0$, przy takiej samej temperaturze spalin T_{3T} na wlocie do turbiny gazowej.

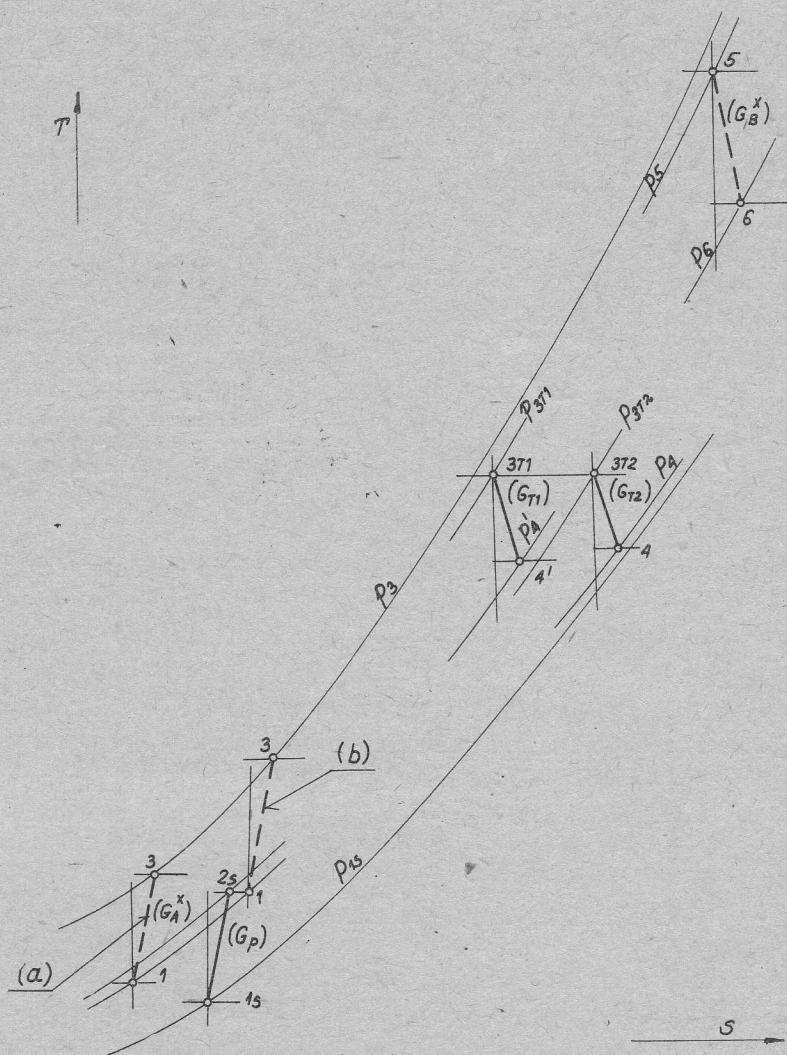
5. Koncepcja gazowo-turbinowego obiegu z FWE z doprowadzeniem wody do czynnika roboczego

W obiegach gazowo-turbinowych z falowym wymiennikiem energii przemiany termodynamiczne czynnika B (w obrębie FWE) zachodzą przy wyższych temperaturach niż przemiany czynnika A . Gdy oba czynniki cechują prawie jednakowe właściwości fizyczne (co występuje np. w otwartych obiegach gazowo-turbinowych z FWE, gdy czynnik A jest powietrzem, a czynnik B spalinami) dla określonego stosunku ciśnień, takiego samego w procesie sprężania gazu A i rozprężania gazu B , izentropowy spadek entalpii właściwej gazu A jest znacznie niższy od odpowiedniego dla gazu B , tj. $\Delta i_A < \Delta i_B^*$). Dla zadanych wartości $\pi_A = p_3/p_1$, $\pi_B = p_5/p_6$, T_3 , η_A , η_B , G_A^*/G_B^* konieczność spełnienia bilansu energii według równania (5) wymaga wtedy stosowania w FWE określonej wartości temperatury T_5 . W pracach [36, 40, 41] wykazano, że przy zestawie czynników A i B , typowym dla otwartych obiegów gazowo-turbinowych z FWE, doprowadzenie wody do czynnika A umożliwiałoby podwyższenie wartości temperatury T_5 , co w zasadzie jest korzystne z uwagi na sprawność i moc jednostkową zespołu.

Układ umożliwiający doprowadzenie wody wyłącznie do czynnika A byłby bardzo skomplikowany [41], dlatego w niniejszej pracy przedstawiono jedynie koncepcję stosunkowo prostego obiegu z doprowadzeniem wody równocześnie do czynnika A i B . Obieg taki, przedstawiony na rysunku 5, może być realizowany w układzie według rysunku 6. Powietrze opuszczające sprężarkę S kierowane jest tu do odparowывacza O , do którego doprowadza się strumień masy wody G_w o temperaturze T_w . Odparowanie wody powoduje nawilżenie powietrza, a tym samym obniżenie jego temperatury od wartości T_{2S} do T_1 , jak również zmianę właściwości fizycznych obu czynników A i B . Strumień masy czynnika roboczego za sprężarką zostaje powiększony.

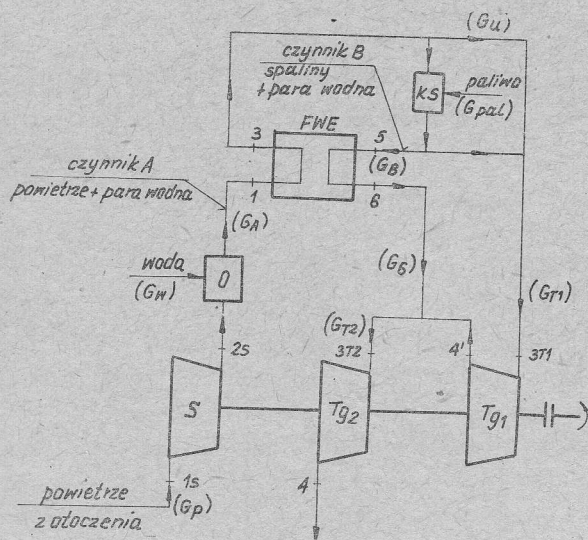
Omawiany obieg z doprowadzeniem wody porównano z opisanymi wcześniej w dostępnej literaturze gazowo-turbinowymi obiegami Seippela i Jenny. Realizację tych obiegów

) W [27, 28] przedstawiono koncepcję realizacji w FWE przebiegów procesów falowych umożliwiających uzyskanie stosunkowo wysokich wartości ciśnień p_6 czynnika B opuszczającego FWE. Dzięki temu dla określonej wielkości π_A wielkość π_B , a tym samym i Δi_B maleją znacznie w porównaniu z FWE proponowanymi dotychczas dla celów obiegów gazowo-turbinowych, w których $\pi_B \simeq \pi_A$. Wymiennik taki ewentualnie umożliwiłby pracę FWE w warunkach gdy $G_A^ = G_B^*$, co pozwoliłoby na realizację bardzo prostego układu gazowo-turbinowego [27]. Z uwagi na brak danych dotyczących takiego FWE i jego sprawności, w niniejszej pracy nie zajmowano się tą nową koncepcją FWE-i zastosowania jej w obiegu.



Rys. 5. Wykres entropowy gazowo-turbinowych obiegów z FWE. Linia przerywaną wykreślono umownie przemiany gazów A i B w obrębie FWE; w nawiasach podano oznaczenia strumieni masy gazów biorących udział w danej przemianie termodynamicznej. Wyjaśnienie: przemiana $1-3$ zgodnie z (a) zachodzi w obiegu z doprowadzeniem wody; realizowanym w układzie według rys. 6 lub w obiegu Jenny realizowanym w układzie według rys. 4 z chłodnicą CH , natomiast zgodnie z (b) w obiegu Seippela realizowanym w układzie według rys. 4

umożliwia układ przedstawiony na rysunku 4, opisany już w rozdziale 4. Wykresy entropowe tych obiegów przedstawia również rysunek 5. W obiegu Seippela powietrze opuszczające sprężarkę S przy stanie $2s$ skierowane jest wprost do FWE, w którym zostaje sprężone od stanu 1 do 3 według przemiany (b). W obiegu Jenny powietrze ze sprężarki przepływa do chłodnicy CH , w której zostaje ochłodzone do temperatury T_1 . Dalsze sprężanie gazu następuje wtedy w FWE według przemiany (a).



Rys. 6. Schemat układu dla realizacji gazowo-turbinowego obiegu według rys. 5 z doprowadzeniem wody

S – sprężarka, O – odparowywacz, FWE – falowy wymiennik energii, KS – komora spalania, T_g – turbina gazowa

Jako charakterystyczne wskaźniki analizowanych obiegów wybrano sprawność

$$\eta_{TG} = \frac{N_{TS}}{\frac{G_{pal}}{G_p} W_d} \quad (6)$$

oraz moc jednostkową zespołu N_j odniesioną do strumienia masy G_{T2} spalin wylotowych turbiny

$$N_j = \frac{G_p}{G_{T2}} N_{TS} \quad (7)$$

6. Ogólne uwagi dotyczące metody obliczeń obiegów

Przy analizie gazowo-turbinowych obiegów z FWE konieczne jest posłużenie się wartościami wielkości charakteryzujących właściwości fizyczne czynników A i B możliwie zbliżonymi do rzeczywistych. Z uwagi na brak odpowiednich zależności funkcyjnych, posłużono się tabelami zawierającymi wartości liczbowe następujących zależności $\kappa = f(T, p)$, $i = f_1(T, p)$ dla powietrza [46] oraz $\kappa = f(T, p, \lambda)$, $i = f_1(T, p, \lambda)$ dla spalin [49]. Wartości κ oraz c_p przyjęto jako stałe, średnie dla obszaru temperatur charakterystycznych dla przemian termodynamicznych zachodzących w poszczególnych elementach obwodu. Wyliczono je opierając się na danych zawartych w [56]. Wartości te zestawiono w rozdziale 7.

Korzystając z równania stanu gazu i definicji [33] entalpii właściwej oraz wykładnika izentropy mieszaniny gazów doskonałych, dla obliczeń właściwości fizycznych mieszaniny powietrze–para wodna lub spaliny–para wodna uzyskano następujące zależności:

$$\kappa = \frac{\kappa_p + \frac{G_w}{G_p} \frac{R_{par}}{R_p} \kappa_{par} \frac{\kappa_p - 1}{\kappa_{par} - 1}}{1 + \frac{G_w}{G_p} \frac{R_{par}}{R_p} \frac{\kappa_p - 1}{\kappa_{par} - 1}}, \quad (8)$$

$$i = \frac{1}{1 + \frac{G_w}{G_p}} i_p + \frac{\frac{G_w}{G_p}}{1 + \frac{G_w}{G_p}} i_{\text{pary}}, \quad (9)$$

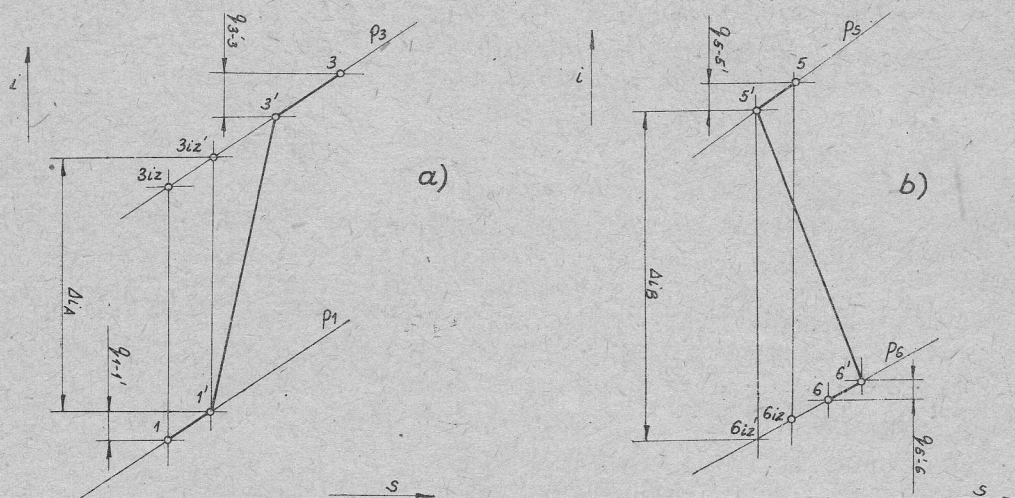
gdzie indeks p oznacza tu wyjątkowo powietrze lub spaliny.

Obliczenia obiegów wykonano na maszynie cyfrowej. Każdą z rozpatrywanych przemian termodynamicznych (w sprężarce, turbinie gazowej i w FWE) liczone w pętli metodą kolejnych przybliżeń, dla wartości wykładnika izentropy κ określonej jako średnią arytmetyczną dla początkowego i końcowego punktu przemiany. Obliczenia parametrów w pętli kończono, gdy wartości dwu ostatnich przybliżeń wybranej temperatury przemiany różniły się nie więcej niż założona wartość ΔT_j .

7. Założenia i wartości parametrów przyjęte w analizie obiegów

Analizę obiegów z FWE wykonano przyjmując następujące założenia upraszczające:

1. Z uwagi na trudności w przedstawieniu skomplikowanych obliczeń rzeczywistych przemian czynników w FWE, podobnie jak w [26, 27], posłużono się przedstawionym na rysunku 7 uproszczonym modelem przemian termodynamicznych w FWE. Uproszczenie



Rys. 7. Wykresy entropowe modelu procesów w falowym wymienniku energii; a) dla czynnika A, b) dla czynnika B

polega na przyjęciu, że wymiana ciepła i mieszanie gazów w FWE oddziałują na zmianę stanu i zmianę wielkości strumienia masy czynników na początku i na końcu zachodzących w FWE przemian czynników A i B. Na wykresie entropowym (rys. 7) zmiany stanu czynników wywołane ich mieszaniem się i wymianą ciepła w obrębie FWE uwzględniono odpowiednio odcinkami izobar. Zgodnie z tym modelem czynnik B dopływający do FWE przy stanie 5 zostaje najpierw ochłodzony przez odprowadzenie strumienia ciepła $q_{5-5'}$ do

stanu 5' następnie rozpręża się do stanu 6', a potem schładza się do stanu 6. Z kolei czynnik A doprowadzony do FWE przy stanie 1, ogrzany strumieniem ciepła $q_{1-1'}$ do stanu 1', zostaje sprężony do stanu 3', a dalej strumieniem ciepła $q_{3-3'}$ ogrzany do stanu 3.

2. Celem uwzględnienia efektów mieszania gazów posłużono się uproszczonymi modelami przebiegu mieszania (rys. 8), uwzględniając proste przypadki, w których jedynie do-

wariant (1)

$$\Delta G_B > 0$$

$$\Delta G_A = 0$$

wariant (2)

$$\Delta G_B > 0$$

$$\Delta G_A = 0$$

wariant (3)

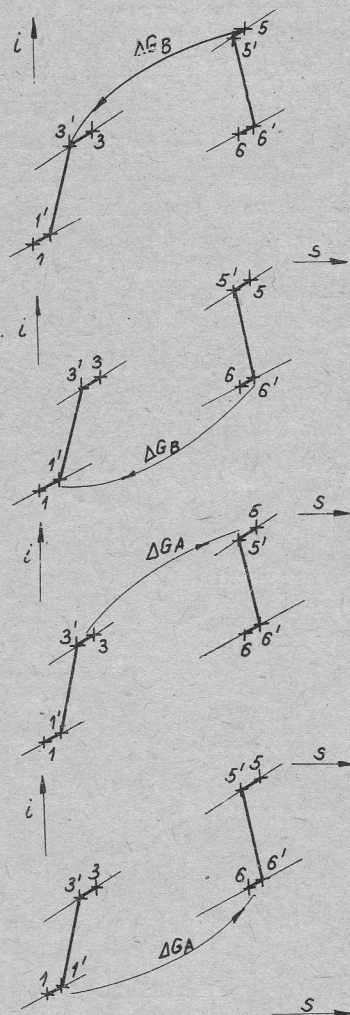
$$\Delta G_A > 0$$

$$\Delta G_B = 0$$

wariant (4)

$$\Delta G_A > 0$$

$$\Delta G_B = 0$$



Rys. 8. Schemat wariantów mieszania gazów A i B w FWE

mieszka jednego z gazów przedostaje się w FWE do drugiego gazu, w obszarze wysokich lub niskich ciśnień gazów. Korzystając z modelu procesów według rysunku 8 założono, że mieszanie gazów w FWE wpływa na zmianę temperatury i strumienia masy jednego z gazów odpowiednio na początku lub końcu przemiany sprężania gazu A lub rozprężania gazu B. Pominięto przy tym wpływ domieszki gazu dopływającego dzięki mieszaninowi właściwości fizyczne gazu A lub B. Zgodnie z założeniem (1) strumień masy czynnika

G_A^* przy sprężaniu (linia 1'–3') oraz strumień masy czynnika G_B^* przy rozprężaniu (linia 5'–6') są wielkościami stałymi. W obliczeniach obiegów z uwzględnieniem mieszania gazów w FWE pominięto również ewentualne występowanie dodatkowych strat ciśnienia w obiegu.

3. Celem uwzględnienia efektów wymiany ciepła w FWE założono:

a) przyjęto jak w pracach [26, 27] proporcjonalność ilości ciepła odprowadzanego od 1 kg gazu B do różnicy najwyższej i najniższej temperatury gazu w obrębie FWE

$$\begin{aligned} q_B &= k\bar{c}_p(T_5 - T_1), \\ q_B &= q_{5-5'} + q_{6'-6}; \end{aligned} \quad (10)$$

b) założono brak przepływu ciepła w FWE od gazu do otoczenia.

4. Efekty mieszania czynników A i B oraz wymiany ciepła w FWE traktowano oddzielnie.

5. W obliczeniach procesu odparowania wody w obiegu, podobnie jak w [23, 24] dla konwencjonalnego gazowo-turbinowego obiegu z chłodzeniem międzystopniowym za pomocą wtrysku wody, założono, że w odparowywaczu strumień wody G_w osiąga stan pary suchej nasyconej. Powietrze opuszczające odparowywacz nie zawierałoby wtedy kropelek wody mogących wywołać uszkodzenia erozyjne elementów FWE, poza tym efekt chłodzenia powietrza byłby odpowiedni. Dla powyższego założenia słuszna jest zależność [33, s. 258]:

$$\frac{G_w}{G_p} = \frac{0,622}{\frac{p_{2s}}{p_s} - 1}, \quad (11)$$

gdzie p_s — ciśnienie nasycenia odpowiadające temperaturze T_1 powietrza wilgotnego.

Z kolei bilans energii czynników dla odparowywacza można przedstawić w postaci:

$$G_w(i'' - i_w) = G_p c_{ps}(T_{2s} - T_1), \quad (12)$$

gdzie i'' — entalpia właściwa pary suchej nasyconej przy temperaturze T_1 , i_w — entalpia właściwa wody doprowadzonej do odparowywacza.

Równoczesne spełnienie równań (11) i (12) możliwe jest jedynie dla pewnej określonej wartości temperatury T_1 .

Do obliczeń obiegów przyjęto następujące wartości parametrów*):

$$\eta_s = 0,88$$

$$\eta_T = 0,84$$

$$\eta_{ks} = 0,97$$

$$\eta_A = \eta_B = 0,80, (0,85)$$

$$T_{1s} = 293 \text{ K}$$

$$p_{1s} = 1 \text{ bar}$$

$$T_w = 293 \text{ K}$$

$$\Delta T_{3T1} = 10,73, (1123) \text{ K}$$

*) W nawiasach () podano wartości uwzględnione alternatywnie przy dyskusji wpływu wielkości rozpatrywanego parametru na wskaźniki obiegów z FWE.

$$T_{3T2} = 1073, (1123) \text{ K}$$

$$T_{CH} = T_1 - T_w = 20 \text{ K}$$

$$i_{\text{pal}} = 0$$

$$L_t = 14,5 \text{ kg}_p / \text{kg}_{\text{pal}}$$

$$W_d = 43124 \text{ kJ/kg}$$

$$\pi_A = \pi_B = 2,5, (3,0)$$

$$p_3/p_{1S} = 6 \div 30 \text{ (alternatywnie)}$$

$$k = 0, (0,08)$$

$$\mu = q_{5-5'}/q_B = 0,5$$

$$\Delta G_A/G_A = 0, (0,10)$$

$$\Delta G_B/G_B = 0, (0,10)$$

$$\Delta T_j = 0,5 \text{ K}$$

straty ciśnienia:

- w chłodnicy międzystopniowej po stronie gazu
lub odparowywacza, również wlot turbiny
- w komorze spalania

5%

3%

Właściwości fizyczne przegrzanej pary wodnej:

$$R_{\text{pary}} = 461,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

- w zakresie temperatur $T = 380 \div 430 \text{ K}$ (sprężanie gazu A)

$$\kappa = 1,34, \quad c_p = 1,984 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \quad i = 2676,2 + 1,984(T - 373) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},$$

- w zakresie temperatur $T = 900 \div 1100 \text{ K}$ (rozprężanie w turbinie gazowej)

$$\kappa = 1,26, \quad c_p = 2,2274 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \quad i = 3704,5 + 2,2274(T - 873) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},$$

- w zakresie temperatur $T \geq 1200 \text{ K}$ (rozprężanie w FWE)

$$\kappa = 1,22, \quad c_p = 2,3957 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \quad i = 4635,6 + 2,3957(T - 1273) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},$$

- entalpia właściwa pary wodnej nasyconej w zakresie temperatur

$$T = 320 \div 370 \text{ K}, \quad i'' = 2591,6 + 1,683(T - 323) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},$$

- właściwości fizyczne spalin: $R_{Sp} = R_p = 287,04 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$, a w zakresie temperatur

$$T = 1000 \div 1100 \text{ K}, \quad i = 0,275T - 25 + \frac{20 \text{ kJ}}{\lambda \text{ kg}}.$$

Podane powyżej wartości $\eta_A = \eta_B = 0,80$ osiągane są obecnie w FWE stosowanych w układach ładowania silników spalinowych. Wartości $\eta_A = \eta_B = 0,85$ należy uważać za perspektywiczne. Wydaje się, że propozycje zawarte w pracach [13, 27, 28, 36, 39, 47] pozwolą wkrótce uzyskać wyższe wartości η_{WE} .

Przypadek $\Delta G_A/G_A = \Delta G_B/G_B = 0$ jest wyidealizowany, zakłada pominięcie mieszania czynników w FWE. Z kolei opierając się na dostępnych danych [26, 47] przyjętych przy uwzględnieniu mieszania czynników, wartości $\Delta G_A/G_A = 0,10$ lub $\Delta G_B/G_B = 0,10$ można uznać za stosunkowo wysokie.

8. Wyniki analizy obiegów

Obliczenia szczegółowe analizowanych gazowo-turbinowych obiegów z FWE, jak również kilku prostych konwencjonalnych obiegów gazowo-turbinowych, prowadzono dla jednakowych wartości:

- temperatury na wlocie do turbiny,
- parametrów otoczenia,
- sprawności poszczególnych elementów obwodów.

W obliczeniach obiegów z FWE uwzględniono kilka wartości parametrów, przy czym prowadzono je najpierw dla wartości, które umownie nazwano typowymi (bez uwzględnienia efektów wymiany ciepła i mieszania gazów w FWE). Następnie zmieniano odpowiednio tylko jedną z wartości parametrów obliczenia, zmierzając do oceny wpływu tej zmiany na wartości charakterystycznych wskaźników obiegu. Uwzględniano przy tym głównie parametry charakteryzujące pracę FWE w obiegu (np. k , π_A , η_A , $\Delta G/G$), co było interesujące z uwagi na brak odpowiednich danych dotyczących FWE przydatnego dla celów analizowanych obiegów.

Wyniki obliczeń obiegów przedstawiono na rysunkach 9÷11 w postaci zależności sprawności η_{TG} od mocy jednostkowej N_j . Na każdym z tych rysunków dla jednej krzywej podano dla orientacji wartości stosunku ciśnień p_3/p_{1S} , dla których uzyskano dane w poszczególnych punktach krzywej. Otrzymane wyniki obliczeń pozwalają stwierdzić, że dla wszystkich rozpatrywanych wartości parametrów obliczenia, optymalne z uwagi na moc jednostkową N_j wartości stosunku ciśnień wynoszą:

- dla obiegu Seippela $(p_3/p_{1S})_{N_j} \approx 10$,
- dla obiegu Jenny i obiegu z FWE z doprowadzeniem wody $(p_3/p_{1S})_{N_j} = 18 \div 28$.

Z kolei odpowiednie wartości stosunku ciśnień, optymalne z uwagi na sprawność η_{TG} , dla wszystkich analizowanych gazowo-turbinowych obiegów z FWE leżą w granicach $(p_3/p_{1S})_{\eta_{TG}} = 18 \div 30$. Dla branych pod uwagę wartości parametrów obliczenia krzywe $\eta_{TG} = f(N_j)$ cechuje jednak stosunkowo niewielki przyrost sprawności η_{TG} w zakresie wartości ciśnień wyższych od $p_3/p_{1S} \approx 20$. Równocześnie stosowanie wyższych wartości p_3/p_{1S} w obiegu, dla określonej stałej wartości sprężu π_A czynnika A w FWE, prowadzi do konieczności zwiększenia stopnia sprężania w sprężarce $\pi_S = p_{2S}/p_{1S}$, co związane jest z koniecznością stosowania większej liczby stopni sprężarki, a tym samym ze wzrostem kosztów sprężarki i zespołu. Wybór stosunku p_3/p_{1S} w obiegu winien być więc uzasadniony odpowiednim rachunkiem techniczno-ekonomicznym, uwzględniającym między innymi korzystne obniżenie kosztów eksploatacji zespołu (spowodowane oszczędnością paliwa wywołaną wzrostem η_{TG}) i równoczesny wzrost kosztów zespołu na skutek podwyższenia p_{2S}/p_{1S} .

W niniejszej pracy, z uwagi na brak danych dotyczących odpowiednich kosztów, rachunku takiego nie przeprowadzono.

Tabela 1

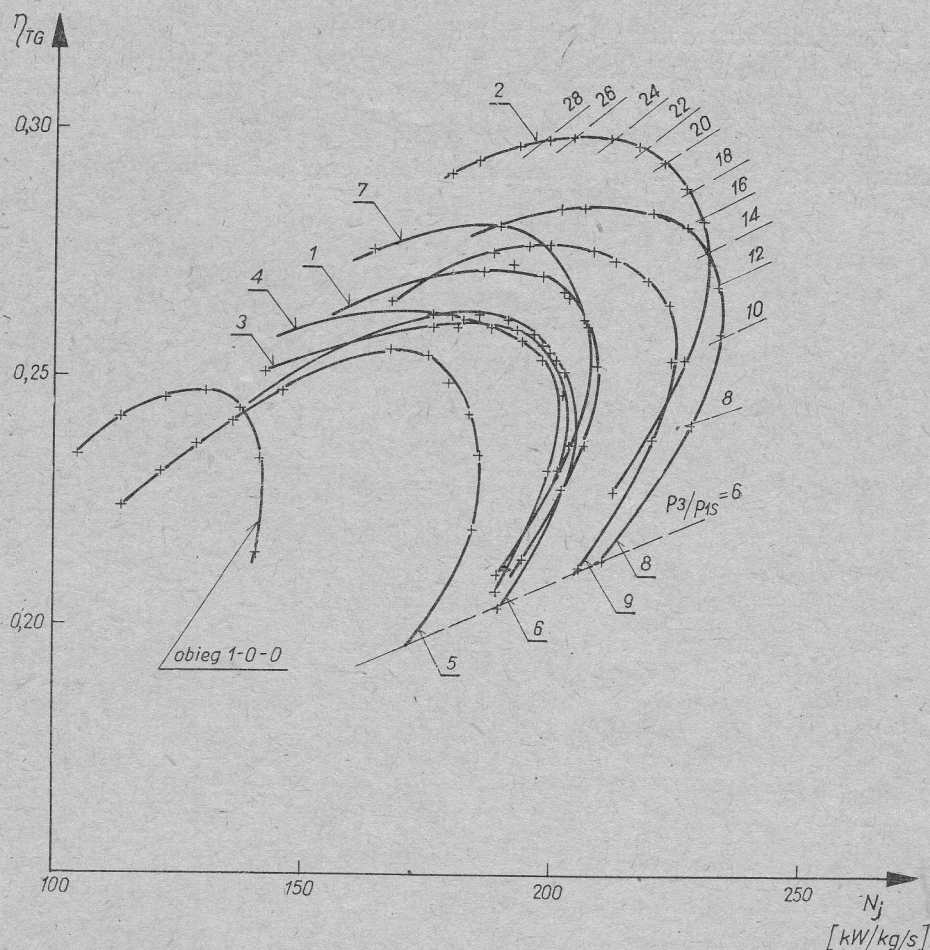
Zestawienie wyników obliczeń wartości charakterystycznych wskaźników obiegów z FWE

Obieg	wskaźnik	typowe wartości parametrów	$\eta_A = \eta_B = 0,85$	$k = 0,08$	$k = 0,08$				$T_{3T1} = 1123 \text{ K}$ $T_{3T2} = 1123 \text{ K}$	$\pi_A = \eta_B = 3,0$
					wariant mieszania gazów A i B					
					(1)	(2)	(3)	(4)		
C. Seippela	N_j [kW/kg/s]	210	231	203	206	186	206	208	234	225
	η_{TG}	0,271	0,299	0,263	0,263	0,255	0,260	0,281	0,284	0,277
	T_5	1335	1380	1385	1380	1360	1470	1480	1390	1390
	[K]									
E. Jenny	N_j [kW/kg/s]	277	294	272	271	262	276	271	—	—
	η_{TG}	0,277	0,278	0,265	0,265	0,255	0,254	0,270	—	—
	T_5	1590	1705	1665	1660	1625	2060	1890	—	—
	[K]									
z doprowadzeniem wody (układ wg rys. 6)	N_j [kW/kg/s]	296	316	290	287	269	294	293	—	—
	η_{TG}	0,292	0,302	0,288	0,287	0,270	0,282	0,292	—	—
	T_5	1475	1570	1545	1540	1485	1775	1720	—	—
	[K]									

Uwagi: 1. Wartości wskaźników obiegu Seippela podano dla wartości stosunku ciśnień p_3/p_{15} optymalnych z uwagi na N_j lub η_{TG} . Dla obiegu Jenny i gazowo-turbinowego obiegu z FWE z doprowadzeniem wody podano wartości uzyskane dla $p_3/p_{15} = 20$.

Dla konwencjonalnych obiegów gazowo-turbinowych otrzymano:

- obieg I-0-0 $\eta_{TG} = 0,247$, $N_j = 142 \text{ kW/kg/s}$, $(p_{25}/p_{15})\eta_{TG} \approx 12$,
- obieg I-1-0 $\eta_{TG} = 0,249$, $N_j = 172 \text{ kW/kg/s}$, $(p_{25}/p_{15})\eta_{TG} \approx 18$,



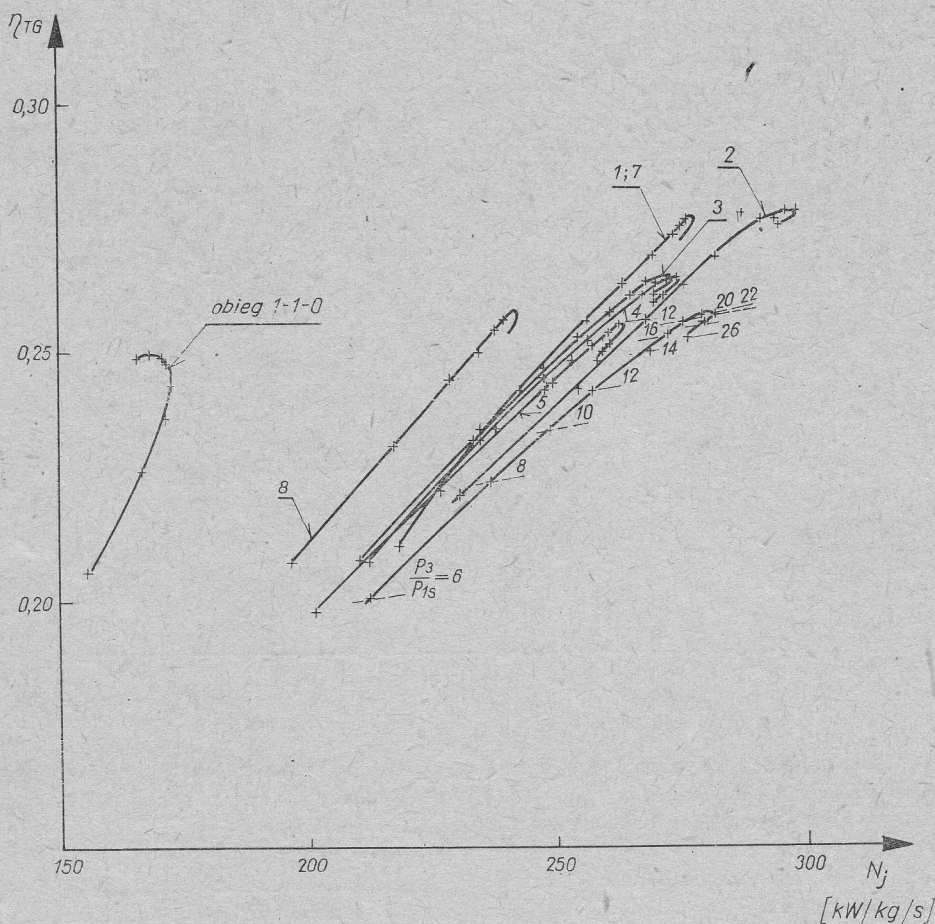
Rys. 9. Sprawność η_{TG} w funkcji mocy jednostkowej N_j dla gazowo-turbinowego obiegu Seippela z FWE. Realizację obiegu umożliwia układ według rys. 4. Poszczególne krzywe odnoszą się do następujących warunków (parametrów) obliczeniowych: krzywa 1 — $T_{3T1} = T_{3T2} = 1073$ K, $\pi_A = \pi_B = 2,5$, $\eta_A = \eta_B = 0,80$, $k = 0$; krzywa 2 — $\eta_A = \eta_B = 0,85$; krzywa 3 — $k = 0,08$; krzywa 4 — $k = 0,08$, $\Delta G_B / G_B = 0,10$, mieszanie gazów A i B według wariantu (1); krzywa 5 — jak krzywa 4, lecz mieszanie gazów A i B według wariantu (2); krzywa 6 — $k = 0,08$, $\Delta G_A / G_p = 0,10$, mieszanie gazów A i B według wariantu (3); krzywa 7 — jak krzywa 6, lecz mieszanie gazów A i B według wariantu (4); krzywa 8 — $T_{3T1} = T_{3T2} = 1123$ K; krzywa 9 — $\pi_A = \pi_B = 3,0$

W tabeli 1 zestawiono natomiast wyniki obliczeń charakterystycznych wskaźników obiegu Seippela dla wartości p_3/p_{1s} , optymalnych z uwagi na N_j lub η_{TG} . Dla obiegu Jenny i gazowo-turbinowego obiegu z FWE z wtryskiem wody podano tu wartości uzyskane dla umiarkowanej wartości stosunku ciśnień $p_3/p_{1s} = 20$. Wyniki te pozwalają wyciągnąć następujące wnioski:

1. Gazowo-turbinowy obieg z FWE z doprowadzeniem wody, możliwy do realizacji w układzie według rysunku 6, dla parametrów obliczenia określonych umownie jako typowe (bez uwzględnienia wymiany ciepła i mieszania czynników w FWE) cechują wyższe

o około 5% wartości sprawności η_{TG} i wyższe o około 7% wartości mocy jednostkowej N_j , jak również niższe wartości maksymalnych temperatur T_5 , w porównaniu z odpowiednimi wartościami dla obiegu Jenny.

Ilość wtryskiwanej wody charakteryzuje przy tym stosunek $G_w/G_p \approx 0,08$. W układzie dla realizacji obiegu konieczne byłoby zastosowanie również układu dla odpowiedniego



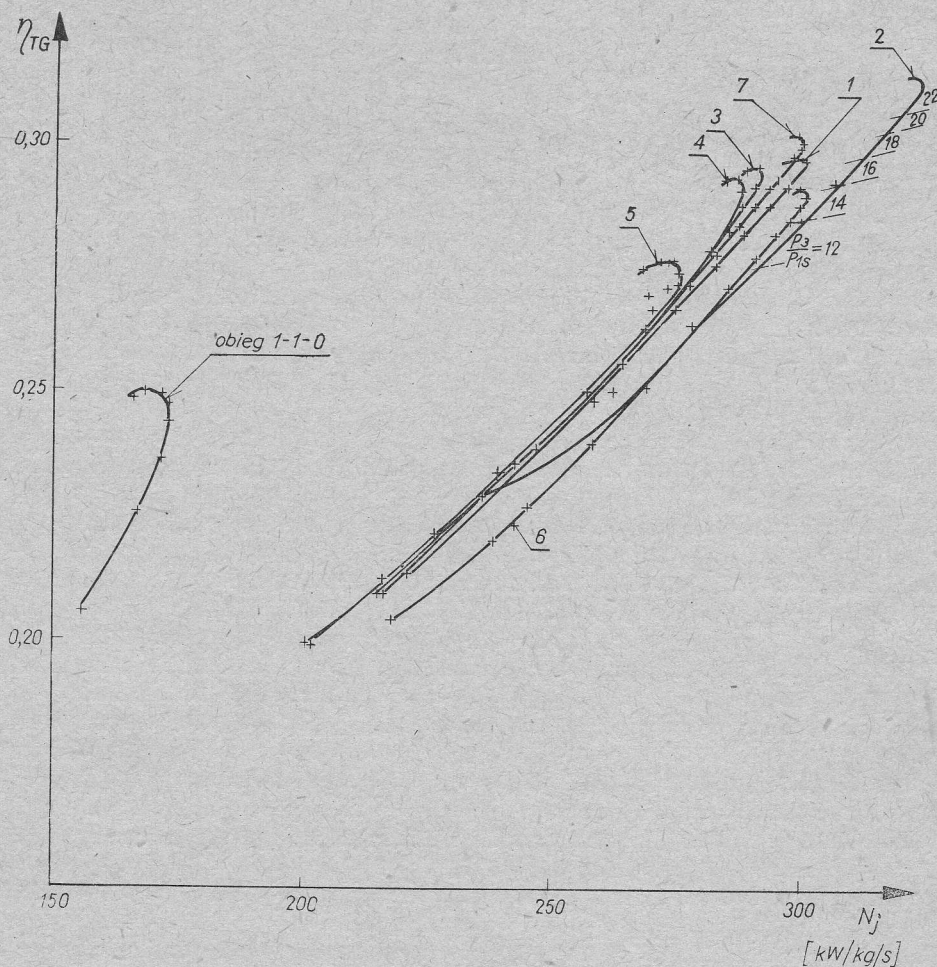
Rys. 10. Sprawność η_{TG} w funkcji mocy jednostkowej N_j dla gazowo-turbinowego obiegu Jenny z FWE. Realizację obiegu umożliwia układ według rys. 4 z chłodziwą CH. Oznaczenia krzywych 1 ÷ 7 takie same jak na rys. 9. Krzywa 8 odnosi się do następujących warunków: $T_{3T1} = 1073$ K, $T_{3T2} = 1023$ K, $k = 0,08$, mieszanie gazów A i B według wariantu (4)

przygotowania tej wody. W porównaniu z obiegiem Seippela, dla obiegu z FWE z doprowadzeniem wody, otrzymano wyższe o około 8% maksymalne wartości sprawności η_{TG} i wyższe o około 41% wartości mocy jednostkowej N_j .

W porównaniu z konwencjonalnym gazowo-turbinowym obiegiem (1-1-0) z chłodzeniem międzystopniowym, obieg z FWE z doprowadzeniem wody (również dla typowych

wartości parametrów obliczenia) cechują wyższe o około 17% maksymalne wartości sprawności η_{TG} i znacznie wyższe, o około 72%, wartości mocy jednostkowej N_j .

2. Przy uwzględnieniu efektów wymiany ciepła i mieszania czynników w FWE uzyskano odpowiednio niższe wartości charakterystycznych wskaźników obiegów. Jednak nawet



Rys. 11. Sprawność η_{TG} w funkcji mocy jednostkowej N_j dla gazowo-turbinowego obiegu z FWE z doprowadzeniem wody (rys. 5). Realizację obiegu umożliwia układ według rys. 6. Oznaczenia krzywych 1÷7 takie same jak na rys. 9

w najmniej korzystnym przypadku obieg z FWE z doprowadzeniem wody cechuje wyższa o około 8% wartość sprawności η_{TG} i wyższa o około 56% wartość mocy jednostkowej N_j , w porównaniu z odpowiednimi wartościami wskaźników obiegu 1-1-0.

3. Zestawienie w tabeli 1 wartości charakterystycznych wskaźników obiegów Jenny i obiegu z FWE z doprowadzeniem wody otrzymano dla stosunku ciśnień $p_3/p_{1s} = 20$. Przy wielkości sprężu czynnika A w FWE $\pi_A = 2,5$ i założonych współczynnikach strat

ciśnienia odpowiada to stosunkowi ciśnień w sprężarce $\pi_s = p_{2s}/p_{1s} = 8,4$. Zgodnie z tabelą 1 (uwaga 2) gazowo-turbinowy obieg z FWE z doprowadzeniem wody mógłby być więc zrealizowany przy zastosowaniu sprężarki o niższym sprężu niż konwencjonalny obieg gazowo-turbinowy.

Praca wpłynęła do Redakcji w lutym 1978 r.

Literatura

- [1] P. H. Azoury, *The dynamic pressure exchanger — gas flow in a model cell*. Univ. Lond. Ph. D. Thesis 1960.
- [2] P. H. Azoury, *An introduction to the dynamic pressure exchanger*. Proc. of the Inst. of Mech. Engineers, 1965/66 vol. 180, part 1, N 18.
- [3] F. W. Barry, *Introduction to the Compresx*. Journal of Applied Mechanics, 1950, 47 - 53.
- [4] BBC, Druckaustauscher, Schweiz, Patentschrift, Patent nr 225446, 16.5.1946.
- [5] BBC, Gasturbinenanlage, Schweizerische Patentschrift Patent nr 229280, 1 Nov. 1947.
- [6] M. Berchtold, F. J. Gardiner, *The Compresx a new concept of Diesel supercharging*. A. S. M. E. Paper No. 58 - GTP-16, 1958.
- [7] M. Berchtold, *The Compresx Diesel supercharger*, SAE Journal, Sept. 1958, 68 - 71.
- [8] M. Berchtold, H. P. Gull, *Road performance of a compresx supercharged Diesel truck*. SAE Transactions, vol. 68, 1960, pp. 367 - 379.
- [9] M. Berchtold, *Druckwellenaufladung für kleine Fahrzeug-Dieselmotoren*. Schweiz. Bauzeitung, vol. 79, Heft 46, s. 801 - 809, 16 Nov. 1961.
- [10] M. J. Bielodied, J. S. Botuk, I. I. Gutman, N. G. Zubatow, S. D. Tetelbaum, *Priamoi eniergoobmien i jego priloženije k MGD ustanowkam*. Tieplotiechniczeskije problemy priamogo prieobrazowanija energii, wyp. 2, p. 37 - 43, Izd. Naukowa Dumka, Kijew 1971.
- [11] M. J. Bielodied, J. S. Botuk, I. I. Gutman, N. G. Zubatow, S. D. Tetelbaum, *Tie modinamiczeskij analiz niekotorych schiem MGD — ustanowok s eniergoobmiennikom*. Tieplotiechniczeskije problemy priamogo prieobrazowanija energii, wyp. 2, 44 - 51, Izd. Naukowa Dumka, Kijew 1971.
- [12] M. J. Bielodied, J. S. Botuk, W. M. Dackowskij, N. G. Zubatow, N. M. Sigat, S. D. Tetelbaum, *K woprosu o rawnowiesnoj tiemperaturie stienki eniergoobmiennika robotajuszczego w cikle MGD ustanowki*. Tieplotiechniczeskije problemy priamogo prieobrazowanija energii, wyp. 3, 56 - 63. Izd. Naukowa Dumka, Kijew 1972.
- [13] E. Brocher, A. Le Francois, *Generateur MHD utilisant un gaz suchauffe par des ondes de choc*. Magnetohydrodynamic Electrical Power Generation, Paris, 1964, pp. 733 - 752.
- [14] E. Brocher, J. L. Chevalley, *An MHD generator with pulsating flow in a preheated gas*. Proc. of Symp. Electricity from MHD, Salzburg, 1966, vol. 2, pp. 695 - 703, Paper SM-74/118.
- [15] E. Brocher, C. Maresca, M. H. Bournay, *Fluid dynamics of the resonance tube*. J. Fluid Mech. 1970, vol. 43, part 2, pp. 369 - 384.
- [16] E. Brocher, C. Maresca, *Pulsed plasma flow in a resonance tube and application to the shock-wave MHD generator*. MHD Fifth International Conference on Magnetohydrodynamic Electro-Power Generation, Munich 19 - 23, April, 1971, vol. II, 551 - 561.
- [17] J. P. Budliger, *An application of the method of characteristics for the calculation of the unsteady flow in an MHD*. Magnetohydrodynamic Electrical Power Generation, Munich 19 - 23, April, 1971, vol. II, 563 - 574.
- [18] H. U. Burri, *Nonsteady aerodynamics of the Compresx supercharger*. A. S. M. E. Paper 58-GTP-15, 1958.
- [19] J. E. Carpenter, *Engineering design of a wave superheater facility for hypersonic research and development*. Report No AD-118-A-2, Cornell Aeronautical Laboratory, 1958.

- [20] J. E. Carpenter, *An existing facility for scramjet testing the wave superheater*. AIAA Journal, 1967, pp. 1701 - 1703.
- [21] Combined cycle thermodynamics. Gas turbine reference library, G. E., 1969.
- [22] R. Cwilewicz, *Moc graniczna turbin gazowych, drogi realizacji i możliwości budowy turbin gazowych wielkiej mocy*. Praca doktorska, Gdańsk 1973.
- [23] N. Gasparovič, *Kühlung der verdichteten Luft bei Gasturbinen*. MTZ, 1961, No 1, s. 23.
- [24] N. Gasparovič, J. G. Hellemans, *Gas turbines with heat exchanger and water injection in the compressed air*. Proc. of the Inst. Mech. Eng-rs, 1970 - 71, No 66/71.
- [25] Ł. K. Garkusza, G. M. Szczegoliew, *Entropijnije diagrammy produktow sgorianija*. Izd. Naukowa Dumka, Kijew 1968.
- [26] H. U. Hörler, *Abschätzung der Verluste in instationärgasdynamischen Kanaltrommel-Drucktauschern*. Diss. No 4402, ETH Zurich 1969.
- [27] E. Jenny, T. Bulaty, *Die Druckwellen-Maschine Comprex als Oberstufe einer Gasturbine*. MTZ, 34 (1973) No 10, s. 329 - 335, No 12, s. 421 - 425.
- [28] E. Jenny, *Verfahren zum Betrieb einer aerodynamischen Druckwellenmaschine*. Schweiz. Patentschrift, Patent Nr 441868 15.1.1968.
- [29] J. A. C. Kentfield, *An examination and the performance of pressure equalizers and dividers*. Univ. Lond. Ph. D. Thesis 1963.
- [30] J. A. C. Kentfield, *The performance of pressure exchanger dividers and equalizers*. Trans. of the ASME. Journal of Basic Engineering, Sept., 1969, pp. 361 - 370.
- [31] L. P. Lessing, *High-speed chemistry*. Scientific American 1953, vol. 188, No 5, pp. 29 - 31.
- [32] T. W. Lutz, *Über die Aufladung von Fahrzeug-Dieselmotoren mittels des Comprex-Drucktauschers*. MTZ, vol. 28, Mai, 1967 s. 174 - 185.
- [33] S. Ochędusko, *Termodynamika stosowana*. WNT, 1964
- [34] H. Oertel, *Stossrohre*. Springer-Verlag, 1966.
- [35] Poradnik Techniczny Mechanika, t. IV, cz. 1, s. 1252, PWT, 1960.
- [36] J. Prokopowicz, *Czynniki gazowe i ich parametry w falowym wymienniku energii*. Prace IMP, z. 56, 1971.
- [37] J. Prokopowicz, *Problemy chłodzenia ścianek kanałów falowego wymiennika energii*. Referaty Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, Warszawa-Jabłonna, 1971.
- [38] J. Prokopowicz, *Analiza wskaźników techniczno-energetycznych wybranych obiegów z falowym wymiennikiem energii*. Oprac. wewn. IMP PAN nr 228, 1972.
- [39] J. Prokopowicz, *Wyniki analizy prostego wysokotemperaturowego obiegu termodynamicznego z falowym wymiennikiem energii*. Biuletyn IMP PAN, nr 118/792/1975, s. 18 - 29.
- [40] J. Prokopowicz, *Teoretyczna analiza wysokotemperaturowych obiegów gazowo-turbinowych z falowym wymiennikiem energii z regeneracją*. Oprac. wewn. IMP PAN nr 223, 1974.
- [41] J. Prokopowicz, *Teoretyczna analiza obiegów gazowo-turbinowych z falowym wymiennikiem energii*. Praca doktorska, Gdańsk 1976.
- [42] W. Rau, *Comprex Aufladegerät für Dieselmotoren*, Antriebs-technik 9, 1970, 317 - 319.
- [43] W. Ruf, *Berechnungen und Versuche an Druckwellen-Maschinen unter besonderer Berücksichtigung des Druckteilers und Injektors*. Diss. No 3937, ETH, Zurich 1967.
- [44] G. Rudinger, *Wave diagrams for nonsteady flow in ducts*. Van Nostrand Company, New York.
- [45] G. M. Saad, W. Squire, *Application of the wave superheater to nuclear rockets*. ARS Journal 32, 10, 1962, p. 1597 - 1599.
- [46] N. B. Wargaftik, *Sprawocznik po ciepłofizycznym swojstwach gazow i żidkostiej*, Gos. Izd. Fiziko-Matem. Lit., Moskwa 1963.
- [47] R. C. Weatherston, Hertzberg, *The energy exchanger, a new concept for high-efficiency gas-turbine cycles*. Trans. of the A.S.M.E., April, 1967.
- [48] A. Wunsch, *Progress in the development of gas-dynamic pressure-wave machines for pressure charging Diesel engines*. The Brown Boveri Review, Aug., 1968, pp. 440 - 447.
- [49] A. Wunsch, *Beurteilung der Geräuscentwicklung ungleichmassigeteilter Laufer von Druckwellenmaschinen mit Hilfe der Fourieranalyse*. Schweiz. Bauzeitung, vol. 88, Heft 30, s. 680 - 683, 23 Juli, 1970.

- [50] G. Zehnder, *Berechnungsaufbau bei der Entwicklung des Complex*. Schweiz. Bauzeitung, vol. 88, Heft 30, s. 678 - 683, 23 Juli, 1970.
- [51] N. G. Zubatow, M. I. Bielodied, J. S. Botuk, N. M. Sigal, *Gabaryty eniergoobmiennika i jego realnyj k.p.d. w funkcii moszczynosti MGD-ustanowki*. Tieplotiechniczskije problemy priamogo prieobrazowania energii, wyp. 3, 64 - 71. Izd. Naukowa Dumka, Kijew 1972.
- [52] N. G. Zubatow, M. I. Bielodied, J. S. Botuk, A. A. Smalko, N. M. Sigal, *Staticzeskije charakteristiki eniergoobmiennika MGD-ustanowki otkrytogo cikla*. Tieplotiechniczskije problemy priamogo prieobrazowania energii, wyp. 4, 1973, 56 - 59.
- [53] N. G. Zubatow, J. S. Botuk, *K woprosu primienienija apparatow priamogo eniergoobmienna w atomnych gazoturbinnych ustanowkach*. Gidrodinamika i tieploobmien w eniergietyczeskich ustanowkach, AN ZSRR, 1975, 45 - 53.
- [54] N. G. Zubatow, A. A. Bar, J. A. Zosul, *Niekotoryje riezultaty eksperimentalnowo issledowanija intensywnosti udarnych wołn w apparatach priamogo eniergoobmienna*. Gidrodinamika i tieploobmien w eniergietyczeskich ustanowkach, AN ZSRR, 1975, 54 ÷ 58.
- [55] General Electric Company, Properties of combustion gases (system C_nH_{2n} - Air). Mc. Graw Hill Book Comp., New York 1965.
- [56] Wukałowicz M. P., *Tiermodinamiczeskije swojstwa wody i wodianogo para*. Maszgiz, 1958.

Załącznik

Zależności użyte do obliczeń gazowo-turbinowego obiegu z FWE z doprowadzeniem wody

a. Bez uwzględnienia efektów mieszania gazów A i B w FWE

$$p_1 = \frac{p_3}{\pi_A}, \quad p_{2S} = \frac{p_1}{c_1^*}, \quad \text{gdzie} \quad c_1^* = 1 - \left(\frac{p_{2S} - p_1}{p_{2S}} \right),$$

$$T_{2S} = T_{1S} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_S} \left[\left(\frac{p_{2S}}{p_{1S}} \right)^{\frac{\kappa_S - 1}{\kappa_S}} - 1 \right] \right\},$$

$$\kappa_S = 0,5 \cdot (\kappa_{1S} + \kappa_{2S}), \quad T_1 - \text{obliczone z równań (11) i (12),}$$

$$i'' = 2591,6 + 1,6831 (T_1 - 323), \quad \frac{G_w}{G_p} = \frac{i_{2S} - i_1}{i'' - i_w},$$

$$q_B = k \cdot \bar{c}_p (T_5 - T_1), \quad q_{1-1'} = (1 - \mu) q_B \frac{G_B}{G_A},$$

$$T_1' = T_1 + \frac{q_{1-1'}}{c_{pA}}, \quad T_3' = T_1' \left[1 + \frac{1}{\eta_A} \left(\pi_A^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} - 1 \right) \right]$$

$$q_{3'-3} = \mu \cdot q_B \frac{G_B}{G_A}, \quad T_3 = T_3' + \frac{q_{3'-3}}{c_{pA}},$$

$$\kappa_A = \frac{0,5(\kappa_{1'} + \kappa_{3'}) + 6,337 \frac{G_w}{G_p} [0,5(\kappa_{1'} + \kappa_{3'}) - 1]}{1 + 4,7788 \frac{G_w}{G_p} [0,5(\kappa_{1'} + \kappa_{3'}) - 1]},$$

$$c_{pA} = \frac{i_3 - i_1}{T_3 - T_1}, \quad \bar{c}_p = \frac{i_5 - i_1}{T_5 - T_1},$$

$$p_5 = c_2^* p_3, \quad \text{gdzie} \quad c_2^* = 1 - \left(\frac{p_3 - p_5}{p_3} \right), \quad p_6 = \frac{p_5}{\pi_B},$$

$$q_{5'-5} = \mu q_B, \quad T_{5'} = T_5 - \frac{q_{5'-5}}{c_{pB}},$$

$$T_{6'} = T_{5'} \left[1 - \eta_B \left(1 - \frac{1}{\pi_B^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}}} \right) \right],$$

$$q_{6'-6} = (1 - \mu) q_B, \quad T_6 = T_{6'} - \frac{q_{6'-6}}{c_{pB}},$$

$$\kappa_B = \frac{0,5(\kappa_5 + \kappa_6) + 8,916 \frac{G_w}{G_p} [0,5(\kappa_5 + \kappa_6) - 1]}{1 + 7,3082 \frac{G_w}{G_p} [0,5(\kappa_5 + \kappa_6) - 1]},$$

$$c_{pB} = \frac{i_5 - i_6}{T_5 - T_6}, \quad \frac{G_{pa1}}{G_{kS}} = \frac{i_5 - i_3}{w_a \eta_{kS} - (i_5 - i_{pa1})},$$

$$B = \frac{i_5 - i_{3T1}}{i_5 - i_3}, \quad G_{pa1} = \frac{G_3 - (G_p + G_w - G_6) B}{B + \frac{G_{kS}}{G_{pa1}}},$$

$$p_{3T1} = p_5, \quad p_{4'} = p_6,$$

$$T_{4'} = T_{3T1} \left\{ 1 - \eta_{T1} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{3T1}}{p_{4'}} \right)^{\frac{\kappa_{T1} - 1}{\kappa_{T1}}}} \right] \right\},$$

$$\kappa_{T1} = \frac{0,5(\kappa_{3T1} + \kappa_{4'}) + 7,792 \frac{G_w}{G_p} [0,5(\kappa_{3T1} + \kappa_{4'}) - 1]}{1 + 6,184 \frac{G_w}{G_p} [0,5(\kappa_{3T1} + \kappa_{4'}) - 1]},$$

$$\frac{G_{T1}}{G_p} = 1 + \frac{G_w}{G_p} + \frac{G_{pa1}}{G_p} - \frac{G_6}{G_p},$$

$$p_{3T2} = \frac{p_{4'}}{c_3^*}, \quad \text{gdzie} \quad c_3^* = 1 - \left(\frac{p_{3T2} - p_{4'}}{p_{3T2}} \right),$$

$$p_4 = c_4^* p_{1S}, \quad \text{gdzie} \quad c_4^* = 1 - \left(\frac{p_{1S} - p_4}{p_{1S}} \right),$$

$$i_{3T2} = \frac{G_6}{G_{T2}} i_6 + \frac{G_{T1}}{G_{T2}} i_{4'},$$

$$T_{3T2} = \frac{i_{3T2} - \left(\frac{20}{\lambda} - 25 \right) \left/ \left(1 + \frac{G_w}{G_p} \right) - 420,3 \frac{G_w/G_p}{1 + G_w/G_p} \right.}{0,532 \frac{G_w/G_p}{1 + G_w/G_p} + \frac{1}{3,6364 \left(1 + \frac{G_w}{G_p} \right)}},$$

$$T_4 = T_{3T2} \left\{ 1 - \eta_{T2} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{3T2}}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_{T2} - 1}{\kappa_{T2}}}} \right] \right\},$$

$$\kappa_{T2} = \frac{0,5(\kappa_{3T2} + \kappa_4) + 7,792 \frac{G_w}{G_p} [0,5(\kappa_{3T2} + \kappa_4) - 1]}{1 + 6,184 \frac{G_w}{G_p} [0,5(\kappa_{3T2} + \kappa_4) - 1]}$$

$$\frac{G_{T2}}{G_p} = 1 + \frac{G_w}{G_p} + \frac{G_{pal}}{G_p}, \quad G_u = G_{T1} B, \quad \lambda = \frac{G_3 - G_u}{G_{pal} L_1},$$

$$\frac{G_B^*}{G_A^*} = \frac{i_3' - i_1'}{i_5' - i_6'}, \quad G_A = G_p + G_w, \quad G_A^* = G_A,$$

$$G_B = G_A \frac{G_B^*}{G_A^*} = G_B^*, \quad G_3 = G_A, \quad G_6 = G_B.$$

$$N_{TS} = \frac{G_{T2}}{G_p} (i_{3T2} - i_4) + \frac{G_{T1}}{G_p} (i_{3T1} - i_4)' - (i_{2S} - i_{1S}),$$

$$\eta_{TG} = \frac{N_{TS}}{\frac{G_{pal}}{G_p} W_d}; \quad N_j = \frac{G_p}{G_{T2}} N_{TS}.$$

b. Przy uwzględnieniu mieszania gazów A i B w FWE, dla wariantów według rys. 8, stosowano odmienne niż powyżej zależności dla obliczeń następujących wielkości:
wariant 1

$$G_A^* = G_A, \quad G_B = G_A \frac{G_B^*/G_A^*}{1 - \frac{\Delta G_B}{G_B}},$$

$$G_3 = G_A + G_B \frac{\Delta G_B}{G_B}, \quad G_6 = G_B \left(1 - \frac{\Delta G_B}{G_B} \right),$$

$$q_{3'-3} = \mu q_B \frac{G_B}{G_A} + \left(\frac{G_A}{G_3} i_3 + \frac{\Delta G_B}{G_B} \frac{G_B}{G_3} i_5 - i_3 \right);$$

wariant 2

$$G_A^* = \frac{G_A}{1 - \frac{G_B^*}{G_A^*} \frac{\Delta G_B}{G_B}}, \quad G_B^* = \frac{G_B^*}{G_A^*} G_A^*, \quad G_B = G_B^*,$$

$$G_3 = G_A + G_B \frac{\Delta G_B}{G_B}, \quad G_6 = G_B \left(1 - \frac{\Delta G_B}{G_B} \right),$$

$$q_{1-1'} = (1 - \mu) q_B \frac{G_B}{G_A} + \left(\frac{G_A}{G_3} i_1 + \frac{\Delta G_B}{G_B} \frac{G_B}{G_3} i_6 - i_1 \right);$$

wariant 3

$$G_A^* = G_A, \quad G_B^* = \frac{G_B^*}{G_A^*} G_A^*, \quad G_B = G_B^* - \frac{\Delta G_A}{G_A} G_A,$$

$$G_3 = G_A \left(1 - \frac{\Delta G_A}{G_A} \right), \quad G_6 = G_B + \frac{\Delta G_A}{G_A} G_A,$$

$$q_{5-5'} = \mu q_B - \left(i_5 - \frac{G_B}{G_6} i_5 - \frac{\Delta G_A}{G_A} \frac{G_A}{G_6} i_3 \right);$$

wariant 4

$$G_A^* = G_A \left(1 - \frac{\Delta G_A}{G_A} \right), \quad G_B = G_B^* = \frac{G_B^*}{G_A^*} G_A^*,$$

$$G_3 = G_A \left(1 - \frac{\Delta G_A}{G_A} \right), \quad G_6 = G_B + \frac{\Delta G_A}{G_A} G_A,$$

$$q_{6'-6} = (1 - \mu) q_B - \left(i_6 - \frac{G_B}{G_6} i_6 - \frac{\Delta G_A}{G_A} \frac{G_A}{G_6} i_1 \right).$$

Высокотемпературный газотурбинный цикл с волновым энергообменником, с подачей воды в рабочую среду

Резюме

Волновой энергообменник (ВЭО) является устройством, которое может работать при высоких температурах газа. Это обратило внимание на возможность его применения м.пр. в высокотемпературных газотурбинных циклах для повышения максимальной температуры термодинамического цикла, с удерживанием значения температуры на входе в турбину на постоянном уровне.

В работе обсуждается (разд. 2) принцип действия ВЭО на примере схемы представленной на рис. 1. Затем пользуясь энтропными графиками (рис. 2) дается определение к.п.д. ВЭО η_{WE} . Задавая параметрически к.п.д. η_{WE} проводится в дальнейшем теоретический сравнительный анализ характеристических показателей 3 простых, без регенерации, высокотемпературных газотурбинных циклов с ВЭО и избранных конвенциональных газотурбинных циклов.

В одном из циклов, предлагаемым автором, который можно осуществить в системе как на рис. 6, предусматривается подача воды в рабочую среду. Эта вода, испаряясь в испарителе, охлаждает воздух, увеличивает его массовый поток, а также полезно влияет на изменение физических свойств среды входящей в ВЭО. Остальные 2 анализированные газотурбинные циклы с ВЭО, предлагаемые раньше Ц. Сейшелем и Э. Джени, могут быть осуществлены в системах представленных на рис. 4. Циклы сравнивались между собой при одинаковых значениях: температуры на входе в турбину, параметров окружающей среды и к.п.д. отдельных элементов контуров. Результаты расчетов представлены на рис. 9÷11 и в таблице 1. Они показывают, что даже в наименее полезном случае, с учетом эффектов теплообмена и смешивания сред в ВЭО, газотурбинный цикл с ВЭО с подачей воды характеризуется значением к.п.д. высшим на ок. 8% и значением удельной мощности N_i высшим на ок. 56% по сравнению с соответствующими значениями для циклов 1-1-0.

High-Temperature Gas-Turbine Cycle with a Wave Energy Exchanger Having Water Introduced into the Working Medium

Summary

The wave energy exchanger (WEE) is a device capable of operating at high gas temperatures. This called the attention of research workers to the possibility of its application, among others, in high-temperature gas-turbine cycles. With such energy exchanger the maximum thermodynamic cycle temperature could be increased for the temperature at the turbine inlet kept unchanged.

The principle of operation of the wave energy exchanger has been described (Section 2) basing on an exemplary diagrammatical arrangement (Fig. 1). The efficiency η_{WE} of this exchanger has been defined on the basis of entropy diagrams (Fig. 2) for processes in WEE. For the efficiency η_{WE} taken as a parameter a theoretical comparative analysis of characteristic factors has been carried out for three simple high-temperature gas-turbine cycles with the wave energy exchanger and without heat recovery, and conventional gas-turbine cycles.

Introduction of water into the working medium has been proposed in one of the cycles, developed by the author; a possible embodiment of this cycle has been shown in Fig. 6. The evaporation of water

in the evaporator cools the air and increases its mass flux; it also changes favourably physical properties of the medium flowing into the wave energy exchanger. The other two gas-turbine cycles with WEE as proposed by C. Seippel and E. Jenny can be built according to Fig. 4. The cycles have been compared for equal values of the temperature at the turbine inlet, parameters of surroundings and efficiencies of the respective circuit components. The results of calculations have been shown in Figs. 9 ÷ 11 and Table 1. It is evident from them that even for the most unfavourable case, with the effects of heat exchange and mixing of media in WEE taken into account, the gas-turbine cycle with WEE with water introduction is characterized by efficiency η_{TG} higher by about 8% and unit power N_j higher by about 56% as compared with corresponding values for cycles 1-1-0