

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

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

79

WARSZAWA - POZNAŃ 1980
P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

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 Fiszersa 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1980

Printed in Poland

ISBN 83-01-02691-X
ISSN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE — ODDZIAŁ W POZNANIU

Wydanie I. Nakład 370+90 egz. Ark. wyd. 11. Ark. druk. 8,25. Papier sat. kl. V, 70 g,
70×100. Oddano do składania 2 I 1980 r. Podpisano do druku w listopadzie 1980 r. Druk
ukończono w listopadzie 1980 r. Zam. nr 343/20, T-6/506.

Cena zł 40.—

DRUKARNIA UNIWERSYTETU IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

STANISŁAW SOBKOWSKI

Gdańsk

Dobór obiegu parowego dla utylizacji ciepła spalin wypływających z turbiny gazowej

W pracy przedstawiono analizę doboru struktury i parametrów obiegu parowego, będącego uzupełnieniem obiegu turbiny gazowej. Wskazano na drogi prowadzące do maksymalnie dopuszczalnego wykorzystania ciepła spalin. Podkreślono korzystny wpływ wprowadzenia obiegu parowego z kotłem utylizacyjnym wielociśnieniowym. Przeprowadzono również analizę doboru najkorzystniejszego ciśnienia w odgazowywaczu. Wyniki obliczeń zilustrowano na wykresach dla przyjętych konkretnych wartości wielkości wyjściowych.

1. Wprowadzenie

W turbinach gazowych lotniczopochodnych, które znalazły już szerokie zastosowanie na morzu, jak i na lądzie, oraz w zespołach konwencjonalnych (tzw. typu ciężkiego) pracujących według prostego obiegu, główną stratą, decydującą o osiąganej niskiej sprawności, jest strata wylotowa. Około 70% doprowadzanej do obiegu energii cieplnej jest traczone w spalinach wylotowych. Stratę tę można radykalnie zmniejszyć wykorzystując spaliny jako źródło ciepła w dodatkowym, uzupełniającym obiegu cieplnym. W tzw. kotle utylizacyjnym kosztem ciepła spalin produkuje się parę, będącą czynnikiem roboczym w tym uzupełniającym obiegu energetycznym. W efekcie uzyskuje się obieg kombinowany (binarny) gazowo-parowy.

Celem niniejszej pracy jest przedstawienie pewnej metody* doboru parametrów oraz układu obiegu cieplnego niskotemperaturowego, dla pary produkowanej w kotle utylizacyjnym bez dopalania.

Analizę ograniczono do jednego czynnika roboczego, mianowicie do pary wodnej, której zalety jako energetycznego czynnika roboczego są od lat znane. Ponadto, w rozważaniach przyjęto stałe wartości wielkości wyjściowych, takich jak temperatura spalin na wylocie z turbiny, minimalna różnica temperatur w kotle utylizacyjnym w obszarze odprowadnika, strata ciśnienia spalin w czasie przepływu przez kocioł utylizacyjny, ciśnienie pary w skraplaczu oraz sprawność wewnętrzna w obszarze pary przegrzanej i sprawność mecha-

* Jeden z recenzentów, powołując się na obszerną literaturę dotyczącą obiegów gazowo-parowych, wyraża wątpliwość czy przedstawiona w pracy koncepcja doboru parametrów obiegu parowego dla danego obiegu turbiny gazowej jest opłacalna (*przyp. Red.*).

niczna turbiny parowej, nie mających istotnego wpływu na przedstawioną metodę. W obliczeniach obiegu cieplnego turbiny parowej pominięto: straty promieniowania kotła utylizacyjnego (przyjęto $\eta_{KU}=1$), prace sprężania w pompach wody zasilającej i kondensatu, jak również prace pomp obiegowych kotła utylizacyjnego.

Uproszczenia takie nie mają poważniejszego wpływu na wyniki obliczeń, a są zupełnie nieistotne dla przedstawionej metodyki postępowania.

2. Sprawność obiegu gazowo-parowego

W najprostszej wyjściowej postaci sprawność obiegu gazowo-parowego można przedstawić następującym wzorem:

$$\eta_{G-P} = \frac{N_{TG} + N_{TP}}{\Sigma(m_{pal} W_u)}, \quad (1)$$

gdzie: N_{TG} – moc turbiny gazowej, N_{TP} – moc turbiny parowej, $\Sigma(m_{pal} W_u)$ – sumaryczny strumień ciepła doprowadzony w paliwie do obiegu gazowo-parowego.

Dla przypadku zastosowania kotła utylizacyjnego bez dopalania (ciepło jest doprowadzane wyłącznie w komorze spalania turbiny gazowej) wzór (1) przyjmie postać:

$$\eta_{G-P} = \frac{N_{TG} + N_{TP}}{(m_{pal} W_u)_{KS}}, \quad (1a)$$

którą po kolejnych przekształceniach można doprowadzić do następujących wyrażeń:

$$\eta_{G-P} = \eta_G a \left(1 + \frac{N_{TP}}{N_{TG}} \right) \quad (1b)$$

lub

$$\eta_{G-P} = \eta_G a \left(1 + \frac{l_{TP}}{l_{TG}} \right), \quad (1c)$$

gdzie η_G – sprawność obiegu turbiny gazowej bez kotła utylizacyjnego, a – współczynnik uwzględniający zmniejszenie mocy turbiny gazowej w wyniku wprowadzenia kotła utylizacyjnego (straty ciśnienia spalin), $l_{TG} = N_{TG}/m_G$ – praca jednostkowa turbiny gazowej, $l_{TP} = N_{TP}/m_G$ – zredukowana praca jednostkowa turbiny parowej (odniesiona do kilograma spalin przepływających przez kocioł utylizacyjny).

Z ostatniego wzoru wynika, że dla danej turbiny gazowej sprawność kombinowanego obiegu będzie tym wyższa, im mniejsze będą straty ciśnienia spalin powstałe w wyniku wprowadzenia kotła utylizacyjnego (większa wartość a) oraz im większa będzie wartość zredukowanej pracy jednostkowej turbiny parowej. Według [5] dodatkowy wzrost przeciwcisnienia za turbiną gazową o 2,54 kPa (10" H₂O), co można przyjąć jako przeciętną wartość Δp_{KU} , zmniejsza moc jak i sprawność turbiny gazowej o ok. 3% ($a=0,97$). Na przyrost sprawności obiegu kombinowanego decydujący wpływ ma więc dodatkowo uzyskana praca turbiny parowej. Stąd wypływa podstawowy wniosek, że dobierany obieg parowy powinien zapewnić osiągnięcie możliwie najwyższej zredukowanej pracy jednostkowej turbiny parowej, co, jak to wykazano niżej, jest możliwe do zrealizowania przez odpowiedni dobór

parametrów pary świeżej, przez ograniczenie do minimum regeneracyjnego podgrzewu wody zasilającej i dobór odpowiedniej wartości jej temperatury.

Gdyby nie istniały żadne ograniczenia dotyczące minimalnie dopuszczalnej temperatury wody zasilającej, względnie istniałaby możliwość korzystania z innych źródeł ciepła do jej podgrzania, wówczas można by nawet całkowicie zrezygnować z regeneracji, tj. z podgrzewu wody zasilającej parą pobieraną zaczepami z turbiny.

W opracowaniu przedstawiono możliwości osiągnięcia największych wartości zredukowanej jednostkowej pracy turbiny parowej dla obiegu z kotłem utylizacyjnym jedno- i dwuciśnieniowym.

3. Obieg parowy z kotłem utylizacyjnym jednociśnieniowym

Na rysunku 1 przedstawiono, w najprostszej wersji, dodatkowy obieg cieplny turbiny parowej, który jest przedmiotem analizy. Kocioł produkuje parę o jednym ciśnieniu, w turbinie przewidziano tylko jeden zaczep regeneracyjny do podgrzewu wody w mieszkowym podgrzewaczu pełniącym rolę odgazowywacza.

Zredukowana praca jednostkowa turbiny parowej pracującej w takim obiegu może być najogólniej przedstawiona następującym wzorem:

$$l_{TP} = \eta_m [\lambda_I (i_I - i_z) + (\lambda_I - \lambda_z) (i_z - i_{III})], \quad (2)$$

gdzie η_m – sprawność mechaniczna turbiny, $\lambda_I = m_p/m_G$ – natężenie przepływu pary wyprodukowanej w kotle utylizacyjnym odniesione do natężenia przepływu spalin przez kocioł, $\lambda_z = m_z/m_G$ – natężenie przepływu pary pobieranej zaczepem (odniesione j.w.), i_I – entalpia pary na dolocie do turbiny, i_z – entalpia pary zaczepowej, i_{III} – entalpia pary na wylocie z turbiny.

Odniesione natężenie przepływu pary λ_I można określić z bilansu odparownika i przegrzewacza według następującego wzoru:

$$\lambda_I = \frac{i_4 - i'_4}{i_I - i'_I}, \quad (3)$$

gdzie i_4 – entalpia spalin na dolocie do kotła, $i'_4 = c_p(T_{nI} + \Delta T_I)$ – entalpia spalin na wylocie z odparownika, $i'_I = f(p_I)$ – entalpia wody na krzywej granicznej $X=0$, $T_{nI} = f(p_I)$ – temperatura nasycenia dla ciśnienia p_I , ΔT_I – minimalna różnica temperatur spalin i wody w odparowniku (spiętrzenie temperatur, pinch point, die Grädigkeit).

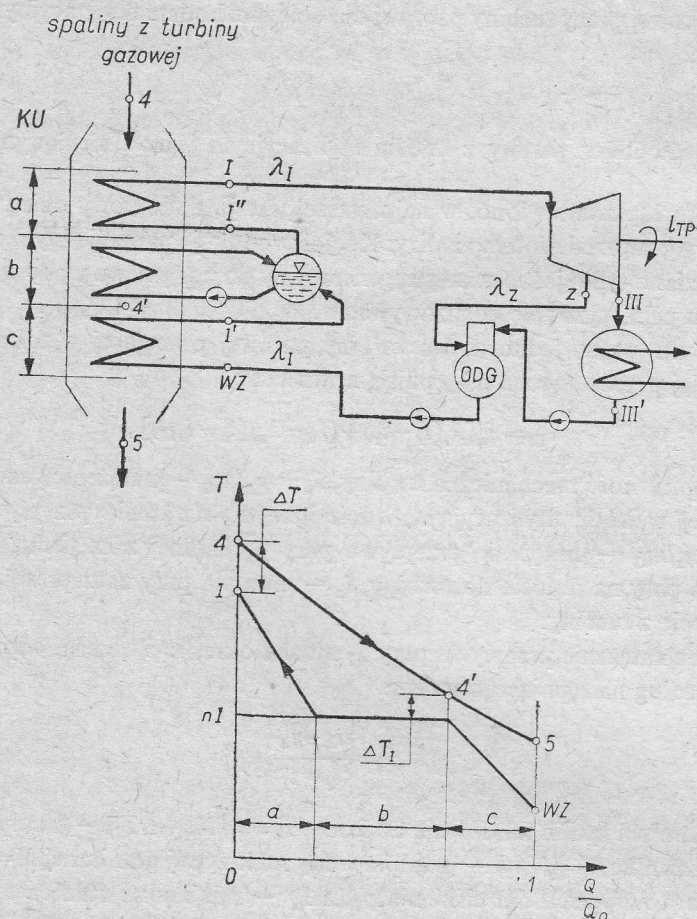
Dla założonych wartości: temperatury spalin T_4 na dolocie do kotła (mniej więcej równej temperaturze spalin na wylocie z turbiny gazowej), minimalnej różnicy temperatur ΔT_I spalin i wody w odparowniku oraz różnicy ΔT spalin na dolocie do kotła i pary na wylocie z przegrzewacza, odniesione natężenie przepływu λ_I jest funkcją ciśnienia pary p_I w kotle.

Odniesione natężenie przepływu pary zaczepowej λ_z określa się z bilansu odgazowywacza

$$\lambda_z = \lambda_I \frac{i_{wz} - i'_{III}}{i_z - i'_{III}}, \quad (4)$$

gdzie i_{wz} — entalpia wody zasilającej, i'_{III} — entalpia kondensatu na wypływie ze skraplacza, równa entalpii na krzywej granicznej $X=0$.

Wartość entalpii pary zaczepowej będzie zależała od przyjętych parametrów p_I , T_I w kotle utilitycznym, od sprawności wewnętrznej turbiny oraz od przyjętego ciśnienia w odgazowywaczu, które w danym przypadku również jednoznacznie określa temperaturę wody zasilającej.



Rys. 1. Schemat obiegu cieplnego turbiny parowej z kotłem utilitycznym jednociśnieniowym
a — przegrzewacz pary, b — odparownik, c — podgrzewacz wody, KU — kocioł utilityczny, ODG — odgazowywacz

O wykorzystaniu ciepła spalin mówi wartość osiągniętej temperatury spalin na wylocie z kotła utilitycznego. Temperatura ta nie może jednak przekroczyć pewnej minimalnej wartości, określonej tzw. punktem rosy, w której rozpocznie się wykraplanie agresywnych składników spalin, powodujących korozję zewnętrznych ścianek podgrzewacza wody zasilającej. Dla analizowanego kotła temperaturę spalin T_5 na jego wylocie można określić z bilansu podgrzewacza wody

$$T_5 = \frac{1}{c_p} [i'_4 - \lambda_I(i'_I - i_{wz})], \quad (5)$$

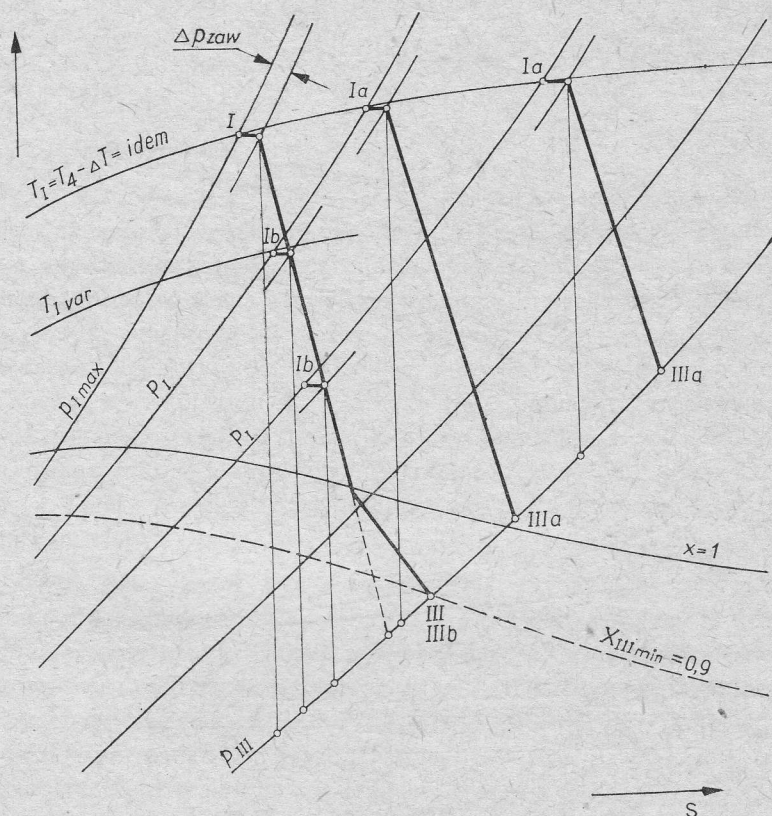
gdzie c_p – ciepło właściwe spalin dla parametrów punktu 5.

Z wyżej przedstawionych zależności, wyrażonych równaniami (2)–(5), wynika, że decydujący wpływ na wartość obliczanych wielkości mają parametry p_I , T_I pary produkowanej w kotle utylizacyjnym.

Mogą one być wybierane z obszaru parametrów posiadających dwa ograniczenia:

- 1) temperatura pary T_I musi być niższa od temperatury spalin T_4 na dolocie do kotła,
- 2) dla przyjętej temperatury T_I ciśnienie pary p_I nie może przekraczać określonej maksymalnej wartości, dla której końcowy punkt ekspansji w turbinie osiągnie dopuszczalny minimalny stopień suchości X_{III} .

Na rysunku 2 przedstawiono fragment wykresu i - s z liniami ekspansji w turbinie dla kilku przykładowych parametrów pary (p_I , T_I), z obszaru parametrów możliwych do realizacji.

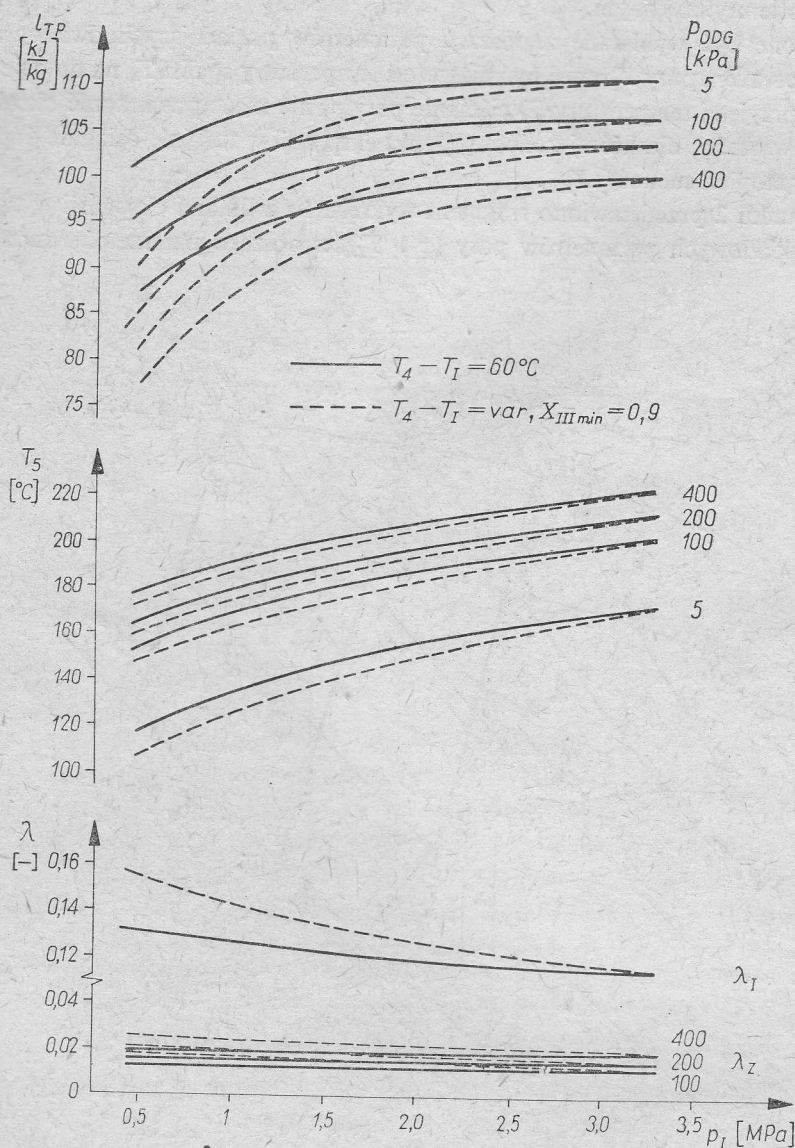


Rys. 2. Fragment wykresu i - s z przedstawieniem linii ekspansji w turbinie dla kilku przykładowych parametrów pary (p_I , T_I) z obszaru parametrów możliwych do realizacji

I – punkt początku przemiany w turbinie dla $p_{I \max}$, Ia – j.w. lecz dla wariantu $T_4 - T_I = \text{idem}$, Ib – j.w. lecz dla wariantu $T_I = \text{var}$, III , $IIIa$ i $IIIb$ – punkty końca przemiany w turbinie dla wariantów j.w.

Chcąc zbadać wpływ dobieranych parametrów pary na zredukowaną pracę jednostkową turbiny parowej oraz na temperaturę spalin wypływających z kotła utylizacyjnego, przeprowadzono obliczenia numeryczne, których wyniki przedstawiono na wykresach.

Na wykresie (rys. 3) przedstawiono zmienność λ_I , λ_z , T_5 oraz l_{TP} w funkcji ciśnienia p_I dla trzech wartości ciśnienia w odgazowywaczu ($p_{ODG} = 100 - 200 - 400$ kPa) i dla dwóch kryteriów doboru temperatury T_I :



Rys. 3. Wykres zmienności natężeń przepływu λ_I i λ_z , temperatury T_5 spalin na wylocie z kotła utylizacyjnego oraz zredukowanej pracy jednostkowej turbiny parowej l_{TP} w funkcji ciśnienia pary p_I i ciśnienia w odgazowywaczu p_{ODG} . Kocioł utylizacyjny jednociśnieniowy. Dane wyjściowe: $T_4 = 500^\circ\text{C}$, $p_{III} = 5$ kPa, $\Delta T_r = 30^\circ\text{C}$, $p_{zaw} = 0,05 p_I$, $\eta_t = 0,85$ (dla obszaru pary przegrzanej), $\eta_m = 0,99$

a) $T_4 - T_I = \Delta T = \text{idem}$ – przyjęto $\Delta T = 60^\circ\text{C}$,

b) T_I zmienna wraz z p_I , tak aby ekspansja w turbinie kończyła się na stopniu suchości $X_{III\min} = 0,9$.

Z analizy wykresu wynika, że najwyższe zredukowane prace jednostkowe turbiny parowej osiąga się dla pierwszego kryterium doboru temperatury, tzn. $\Delta T = \text{idem}$, możliwie najwyższych ciśnień p_I i najniższych ciśnień w odgazowywaczu (najniższe temperatury wody zasilającej). Natomiast większe wykorzystanie ciepła spalin (niższe temperatury spalin T_5 na wylocie z kotła) oraz większe natężenie przepływu produkowanej pary osiąga się przy niższych ciśnieniach p_I oraz dla drugiego kryterium doboru temperatury T_I . Ponadto wykorzystanie ciepła spalin jest również tym większe, im niższe jest ciśnienie w odgazowywaczu.

Dla analizowanego zakresu zmienności ciśnienia p_I i przyjętych do obliczeń wartości wielkości wyjściowych, przebieg zredukowanej pracy jednostkowej l_{TP} w obszarze wyższych ciśnień jest bardzo płaski. Największą zredukowaną pracę jednostkową otrzymano dla maksymalnie dopuszczalnej wartości ciśnienia $p_I = p_{I\max} = 3,3 \text{ MPa}$. Obliczone dla tej wartości ciśnienia p_I oraz dla przyjętej wartości ciśnienia w odgazowywaczu $p_{ODG} = 100 \text{ kPa}$ (odgazowywacz atmosferyczny) charakterystyczne wielkości odpowiednio wynoszą:

$$l_{TP\max} = 106,7 \text{ kJ/kg},$$

$$T_5 = 202^\circ\text{C},$$

$$\lambda_I = 0,1144,$$

$$\lambda_z = 0,0125.$$

Osiągnięta dla tego przypadku temperatura spalin T_5 na wylocie z kotła jest jeszcze dość wysoka, co wskazuje na potencjalne możliwości dalszego wykorzystania ciepła spalin.

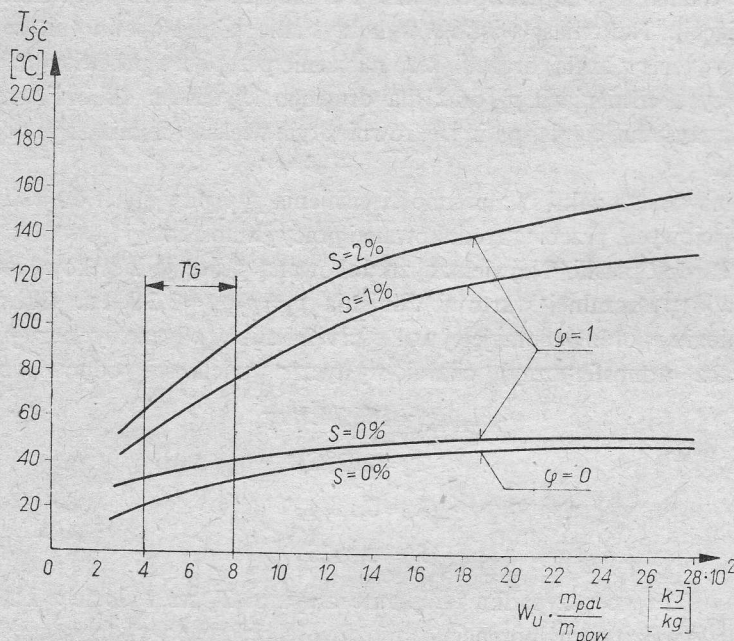
Dla pełniejszego naświetlenia wpływu przyjmowanych wielkości, a zwłaszcza ciśnienia w odgazowywaczu, przeprowadzono również analizę uproszczonego obiegu cieplnego bez wydzielonego odgazowywacza, zakładając, że wystarczające odgazowanie wody zasilającej ma miejsce w skraplaczu ($p_{ODG} = 5 \text{ kPa}$). Na ewentualną rezygnację z oddzielnego odgazowywacza (z odgazowania II stopnia) w pełni pozwalają występujące niskie parametry pary produkowanej w kotle utylizacyjnym. Dla takiego przypadku zaczep pary w turbinie jest zbędny ($\lambda_z = 0$) i wzór określający zredukowaną pracę jednostkową turbiny parowej uprości się do postaci

$$l_{TP} = \eta_m \lambda_I (i_I - i_{III}). \quad (2a)$$

Na rysunku 3 pokazano również przebiegi l_{TP} oraz T_5 dla powyższego przypadku i takich samych założeń wyjściowych jak dla obiegu z odgazowywaczem. Rezygnacja z oddzielnego odgazowywacza bardzo korzystnie wpływa na wzrost zredukowanej pracy jednostkowej, a zwłaszcza na obniżenie temperatury spalin wypływających z kotła utylizacyjnego. Również i dla tego przypadku otrzymano maksymalną wartość pracy jednostkowej ($l_{TP\max} = 111,0 \text{ kJ/kg}$) dla maksymalnie dopuszczalnego ciśnienia pary świeżej ($p_{I\max} = 3,3 \text{ MPa}$). Odpowiadająca temu ciśnieniu temperatura spalin obniżyła się do wartości 171°C .

Na wykresie (rys. 4) zaczerpniętym z [5] przedstawiono zależność między minimalnie dopuszczalną zewnętrzną temperaturą ścianki podgrzewacza wody a charakterystycznym parametrem, będącym iloczynem wartości opałowej paliwa i odniesionego zużycia paliwa.

dla różnej zawartości siarki w paliwie i różnego stopnia wilgotności spalin. Dla spalin wylotowych z turbin gazowych wartość charakterystycznego parametru leży w zakresie $400 \div 800 \text{ kJ/kg}$, co odpowiada minimalnej temperaturze ścianki podgrzewacza wody (rzędu $30 - 40^\circ\text{C}$) dla paliw nie zawierających siarki (np. gazu ziemnego), względnie $60 - 100^\circ\text{C}$



Rys. 4. Wykres minimalnie dopuszczalnej temperatury zewnętrznej ścianki podgrzewacza wody po stronie spalin w kotle utylizacyjnym

S – zawartość siarki w paliwie, ϕ – względna wilgotność spalin, TG – zakres wartości $W_u(m_{pal}/m_{pow})$ spotykany w turbinach gazowych

dla paliw z zawartością siarki do 2%. Minimalnie dopuszczalna temperatura T_s spalin na wylocie z kotła utylizacyjnego zazwyczaj jest o kilkadziesiąt ($30 - 50$) stopni wyższa od tych temperatur.

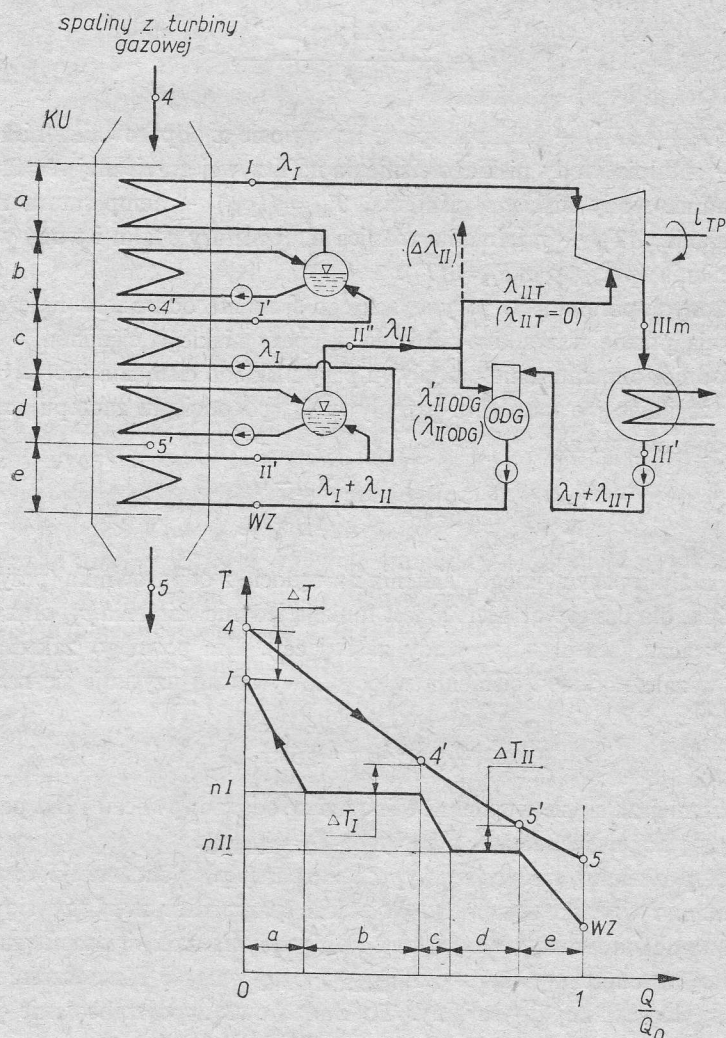
Obniżenie temperatury spalin poniżej temperatury uważanej obecnie za minimalnie dopuszczalną jest również możliwe do zrealizowania przy zastosowaniu stali nierdzewnej w pierwszej sekcji podgrzewacza wody w kotle utylizacyjnym.

Renomowane firmy zachodnie w swych materiałach ofertowych (w wielu przypadkach poparte danymi z wykonanych siłowni) przyjmują minimalną temperaturę spalin na wylocie z kotła rzędu $108 - 150^\circ\text{C}$ [1, 2, 3, 4, 7, 9, 10].

Jak wykazano w przytoczonym przykładzie obliczeniowym tak niskie temperatury spalin nie są osiągalne w kotle utylizacyjnym jednociśnieniowym, dla parametrów pary zapewniających uzyskanie maksymalnej zredukowanej pracy jednostkowej turbiny parowej. Dalsze wykorzystanie ciepła spalin można osiągnąć w kotle dwuciśnieniowym [6, 7]. W następnym rozdziale przedstawiono uzupełniającą analizę optymalizacji doboru parametrów pary i konfiguracji obiegu parowego z dwuciśnieniowym kotłem utylizacyjnym.

4. Obieg parowy z kotłem utylizacyjnym dwuciśnieniowym

Obieg taki przedstawiono na rysunku 5. Przyjęto, że dodatkowo produkowana para o niskim ciśnieniu (p_{II}) jest parą moką, o stopniu suchości zbliżonym do jedności. Może być ona wykorzystana do celów pomocniczych, względnie do podgrzewania wody zasilającej w odgazowywaczu (zamiast pary pobieranej z zaczeputurbiny), a ewentualna nie wykorzystana jej nadwyżka może być doprowadzona do dalszej części turbiny. W tym ostatnim roz-



Rys. 5. Schemat obiegu cieplnego turbiny parowej z kotłem utylizacyjnym dwuciśnieniowym

Wariant A: $\lambda_{IIT} = 0$, $\Delta\lambda_{II} = \lambda_{II} - \lambda_{IIODG}$

Wariant B: $\lambda_{IIT} = \lambda_{II} - \lambda'_{IIODG}$, $\lambda'_{IIODG} = \lambda_{IIODG} + \Delta\lambda_{IIODG}$

a – przegrzewacz pary, *b* – odparownik wysokiego ciśnienia, *c* – podgrzewacz wody wysokiego ciśnienia, *d* – odparownik niskiego ciśnienia, *e* – podgrzewacz wody niskiego ciśnienia

wiązaniu uzyskuje się dodatkowy wzrost pracy jednostkowej turbiny parowej, co wpływa również na dalszy wzrost sprawności kombinowanego obiegu gazowo-parowego. Jako bazę wyjściową do analizy takiego obiegu przyjęto parametry pary p_I i T_I , dla których uzyskano największą wartość pracy jednostkowej z obiegu z kotłem jednociśnieniowym ($p_I = 3,3$ MPa, $T_I = 440^\circ\text{C}$). W obiegu cieplnym turbiny parowej zachowano wyodrębniony odgazowywacz.

Natężenie przepływu pary niskiego ciśnienia (odniesione również do natężenia przepływu spalin przez kocioł utylizacyjny) można określić z bilansu odparownika niskiego ciśnienia i podgrzewacza wody wysokiego ciśnienia, korzystając z następującego wyrażenia

$$\lambda_{II} = \frac{i'_4 - i'_5 - \lambda_I(i'_I - i'_{II})}{r_{II}}, \quad (6)$$

gdzie $i'_5 = c_p(T_{nII} + \Delta T_{II})$ – entalpia spalin na wylocie z odparownika niskiego ciśnienia, $i'_{II} = f(p_{II})$ – entalpia wody niskiego ciśnienia na krzywej granicznej $X=0$, $r_{II} = f(p_{II})$ – ciepło parowania wody niskiego ciśnienia, $T_{nII} = f(p_{II})$ – temperatura nasycenia pary niskiego ciśnienia, ΔT_{II} – minimalna różnica temperatury spalin i wody w odparowniku niskiego ciśnienia (przyjęto $\Delta T_{II} = \Delta T_I$).

Dla założonych parametrów pary wysokiego ciśnienia odniesione natężenie przepływu λ_{II} jest funkcją przede wszystkim ciśnienia p_{II} pary niskiego ciśnienia.

Z kolei, odniesione natężenie przepływu pary niskiego ciśnienia, potrzebne do odgazowania wody zasilającej o natężeniu przepływu λ_I (po odcięciu zaczepu), można obliczyć z bilansu odgazowywacza

$$\lambda_{II \text{ ODG}} = \lambda_I \frac{i_{wz} - i'_{III}}{i'_{II} - i_{wz}}, \quad (7)$$

gdzie i'_{II} – entalpia pary niskiego ciśnienia na wylocie z odparownika (przyjęto dla $X=1$).

Wielkość ta, dla danej wartości λ_I , jest funkcją jedynie ciśnienia p_{II} oraz ciśnienia wody w odgazowywaczu (temperatury wody zasilającej). Dla pewnego zakresu ciśnienia p_{II} (zmiennego w zależności od ciśnienia w odgazowywaczu) uzyskuje się nadwyżkę produkowanej pary

$$\Delta \lambda_{II} = \lambda_{II} - \lambda_{II \text{ ODG}}.$$

Zakres ten zmniejsza się ze wzrostem ciśnienia w odgazowywaczu i dla pewnej jego wartości osiąga się równość natężeń przepływu $\lambda_{II} = \lambda_{II \text{ ODG}}$.

Jak już wspomniano, nadwyżkę wyprodukowanej pary można skierować do turbiny celem wykonania dodatkowej pracy. W takim przypadku zwiększy się ilość kropli doprowadzona do odgazowywacza, a to z kolei wpłynie na zwiększenie zapotrzebowania pary grzewczej w odgazowywaczu o $\Delta \lambda_{II \text{ ODG}}$, o tę wartość równocześnie zmniejszy się nadmiar pary kierowanej do turbiny. To dodatkowe zapotrzebowanie pary grzewczej można określić z poniższego wzoru:

$$\Delta \lambda_{II \text{ ODG}} = \lambda_{II} \frac{1}{\frac{i'_{II} - i_{wz}}{i_{wz} - i'_{III}} - 1}. \quad (8)$$

W przypadku niezgodności entalpii pary niskiego ciśnienia (i_{II}) doprowadzonej do turbiny z entalpią (i) pary głównego przepływu ekspandującej od ciśnienia p_I do ciśnienia p_{II} , należy do obliczeń zredukowanej pracy jednostkowej turbiny wprowadzić entalpię mieszaniny tych dwóch przepływów. Ostateczny wzór na zredukowaną pracę jednostkową takiej turbiny przedstawia się następująco:

$$l_{TP} = \eta_m [\lambda_I (i_I - i) + (\lambda_I + \lambda_{IIT}) (i_m - i_{III m})], \quad (9)$$

gdzie $\lambda_{IIT} = \Delta \lambda_{II} - \Delta \lambda_{IIOG}$ – odniesione natężenie przepływu pary niskiego ciśnienia doprowadzonej do turbiny, i – entalpia pary głównego natężenia przepływu przez turbinę przy ciśnieniu p_{II} , i_m – entalpia pary w turbinie po zmieszaniu się przepływów λ_I i λ_{IIT} , $i_{III m}$ – entalpia pary na wylocie z turbiny (zmieszanych przepływów).

Temperaturę spalin na wylocie z kotła dwuciśnieniowego można określić, podobnie jak w przypadku kotła jednociśnieniowego, z bilansu podgrzewacza niskiego ciśnienia przez który przepływa łączne natężenie $\lambda_I + \lambda_{II}$:

$$T_5 = \frac{1}{c_p} [i'_5 - (\lambda_I + \lambda_{II}) (i'_{II} - i_{wz})]. \quad (10)$$

Na wykresie (rys. 6) przedstawiono zmienność λ_{II} , λ_{IIOG} , l_{TP} i T_5 w funkcji ciśnienia p_{II} . Ostatnie trzy wielkości ponadto przedstawiono dla tych samych wartości ciśnienia w odgazowywaczu (p_{ODG}) jak w poprzedniej analizie. Przebieg zredukowanej pracy jednostkowej turbiny parowej ograniczono jedynie do takiego zakresu ciśnienia p_{II} , w którym występuje nadwyżka natężenia przepływu pary niskiego ciśnienia $\Delta \lambda_{II}$.

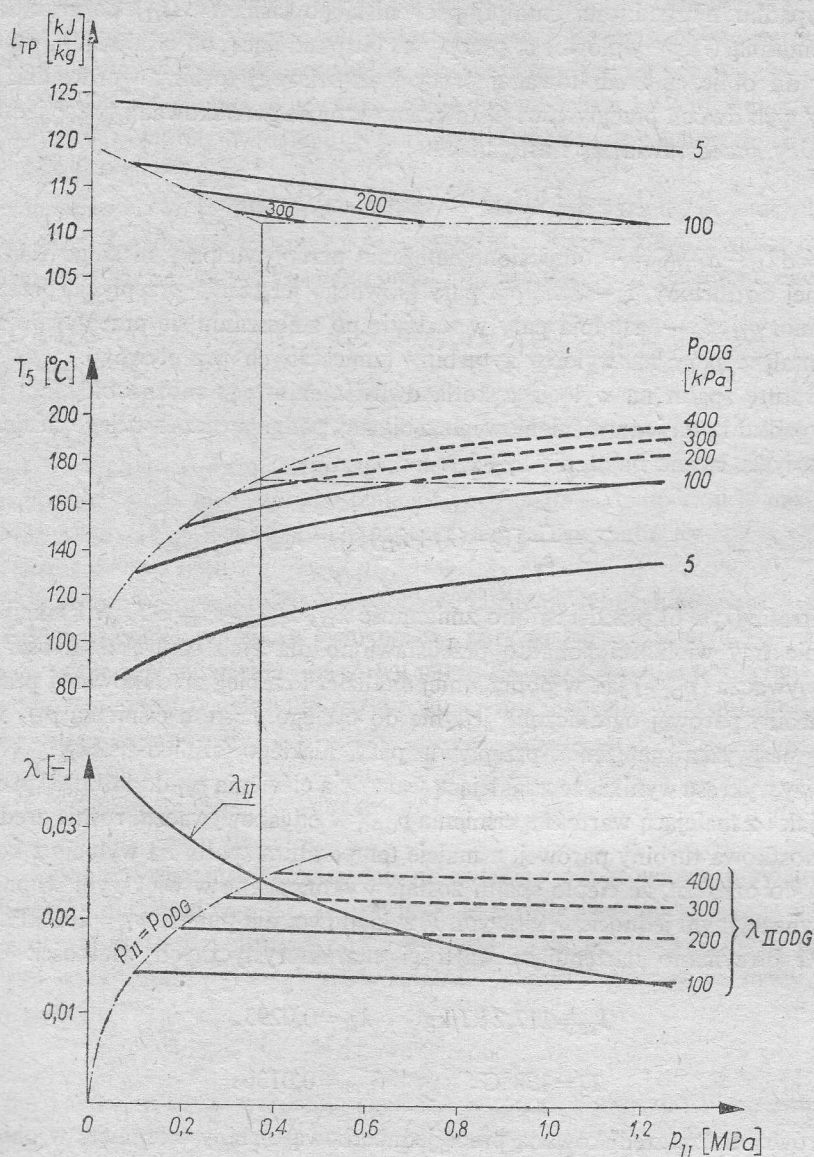
Z analizy wykresu wynika, że z malejącą wartością ciśnienia p_{II} dodatkowo produkowanej pary, jak i z malejącą wartością ciśnienia p_{ODG} w odgazowywaczu, rośnie zredukowana praca jednostkowa turbiny parowej, a maleje temperatura spalin na wylocie z kotła utylizacyjnego, co oznacza, że ciepło spalin zostaje wykorzystane w większym stopniu aniżeli w kotle utylizacyjnym jednociśnieniowym. Przykładowo, dla punktu $p_{II} = 200$ kPa i $p_{ODG} = 100$ kPa otrzymano następujące wartości charakterystycznych wielkości:

$$l_{TP} = 117,2 \text{ kJ/kg} \quad \lambda_{II} = 0,0293,$$

$$T_5 = 138^\circ \text{C} \quad \lambda_{IIT} = 0,0136.$$

W porównaniu ze zredukowaną pracą jednostkową turbiny osiągniętą w obiegu z kotłem utylizacyjnym jednociśnieniowym uzyskano tu przyrost pracy rzędu 11 %, przy równoczesnym obniżeniu temperatury spalin o ok. 64°C .

Również dla obiegu z kotłem utylizacyjnym dwuciśnieniowym przeprowadzono dodatkową analizę uproszczonego obiegu cieplnego, bez wydzielonego odgazowywacza. W takim układzie pełne natężenie przepływu dodatkowo produkowanej pary o niskim ciśnieniu może być skierowane do turbiny ($\lambda_{IIT} = \lambda_{II}$). Wzrasta wówczas zredukowana praca jednostkowa turbiny parowej, a maleje temperatura spalin na wylocie z kotła utylizacyjnego (niższa temperatura wody zasilającej). Na rysunku 6 pokazano również przebiegi obu tych wielkości w funkcji ciśnienia p_{II} . Ich charakter zmienności jest podobny jak dla przypadku obiegu z wydzielonym odgazowywaczem. Dla poprzednio założonej



Rys. 6. Wykres zmienności natężeń przepływu λ_{II} i λ_{IIODG} , temperatury spalin T_5 na wylocie z kotła utylizacyjnego oraz zredukowanej pracy jednostkowej turbiny parowej l_{TP} w funkcji ciśnienia pary p_{II} i ciśnienia w odgazowywaczu p_{ODG} . Kocioł utylizacyjny dwuciśnieniowy. Dane wyjściowe: $p_I = 3,3$ MPa, $T_I = 440$ $^{\circ}C$. Pozostałe dane jak na rys. 3. Linia przerywaną przedstawiono przebieg T_5 oraz λ_{IIODG} dla teoretycznego przypadku $\lambda_{IIODG} > \lambda_{II}$

wartości ciśnienia dodatkowo produkowanej pary ($p_{II} = 200$ kPa) otrzymano wzrost zredukowanej pracy jednostkowej turbiny parowej do wartości $l_{TP} = 123,4$ kJ/kg i obniżenie temperatury spalin do $99^{\circ}C$. Tego rzędu temperatury spalin są jeszcze dopuszczalne przy spalaniu paliw gazowych [7].

Dla orientacyjnie przyjętych wartości pracy jednostkowej turbiny gazowej rzędu 220 kJ/kg i sprawności rzędu 29% (temperatura spalin 1000°C na dolocie do turbiny) można by w obiegu kombinowanym z kotłem utylizacyjnym jednociśnieniowym osiągnąć sprawność rzędu 41,8% z odgazowywaczem atmosferycznym, lub rzędu 42,3% bez wyodrębnionego odgazowywacza; natomiast z kotłem dwuciśnieniowym odpowiednio 43,1% lub 43,9%.

5. Wnioski

1. Zastosowanie prostej utylizacji ciepła spalin wypływających z turbiny gazowej (obieg uzupełniający z jednociśnieniowym kotłem utylizacyjnym) i przyjęcie optymalnie dobranych parametrów pary prowadzi do wzrostu sprawności obiegu o ok. 46% (wzrost o ok. 13 punktów względem wyjściowego obiegu gazowego). Wprowadzenie bardziej złożonego układu dwuciśnieniowego podnosi sprawność o dalsze 5,5% (wzrost o ok. 1,6 punktu względem obiegu z prostą utylizacją). Powyższe wartości przyrostów sprawności dotyczą konkretnego obiegu gazowego. Dla innych temperatur spalin odpowiednie przyrosty sprawności będą podobnego rzędu.

2. Przyjmowanie niższych ciśnień w odgazowywaczu, a tym bardziej rezygnacja z wyodrębnionego odgazowywacza, wpływa korzystnie na wzrost wykorzystania ciepła spalin, na wzrost zredukowanej pracy jednostkowej turbiny parowej, a tym samym na wzrost sprawności kombinowanego obiegu.

3. Ostateczne ustalenie parametrów pary jak i konfiguracji uzupełniającego obiegu cieplnego z kotłem utylizacyjnym jedno- lub dwuciśnieniowym może nastąpić dopiero w wyniku przeprowadzenia pełnej analizy techniczno-ekonomicznej, uwzględniającej m.in. czas eksploatacji, koszty paliwa, koszty kotła utylizacyjnego i pozostałych głównych zespołów układu.

Praca wpłynęła do Redakcji w kwietniu 1978 r.

Literatura

- [1] E. Aguet, *Kombinierte Gasturbinen/Dampfkraftwerke zur Erzeugung von Mittellastenergie*. Geb. Sulzer, 1972.
- [2] R. P. Allen, *Combined Cycle Thermodynamics*. General Electric GER — 2465.
- [3] P. A. Berman, F. A. Lebonette, *Combined — Cycle Plant Serves Intermediate System Loads Economically*. Combustion, March, 1971.
- [4] C. R. Boland, R. D. Petterson, *A unique combined — cycle system to meet utility intermediate cycling Loads*. Proc. Amer. Power Conf. Vol. 34, Chicago 1972.
- [5] R. W. Foster-Pegg, *Gas Turbine Heat Recovery Boiler Thermodynamics, Economics And Evaluation*. Combustion, March, 1971.
- [6] N. Gašparović, *Gas/Dampf-Anlagen mit Zweidruckdampf-system als optimale Kraftwerke zur Deckung der Mittellast*. Elektrizitätswirtschaft 1977, nr 3.
- [7] D. Huhle, *Die kombinierte Gas-Dampfturbinen-Anlage zur Erzeugung preiswerter Mittellastenergie*. Brown-Boveri, Mitteilungen 1974, nr 1.

- [8] H. Mühlhäuser, W. Eckert, *Dampfturbinen in Kraftwerken für Spitzen- und Mittellast*. Brown Boveri, Mitteilungen 195, nr 7/8.
- [9] W. J. O'Donnell, P. J. Schwalje, *A 125 MW Unfired combined cycle electric generating unit from concept to operation*. Combustion, April, 1974.
- [10] J. C. Stewart, *Computer techniques for heat recovery evaluation*. Gas Turbine — International Sept./Oct., 1972.

Подбор парового цикла для утилизации тепла газовых продуктов сгорания вытекающих из газовой турбины

Резюме

Одним из путей ведущих к повышению к.п.д. энергетического цикла является применение комбинированных газопаровых циклов. Для подпиковых агрегатов особенно интересной является комбинация газового цикла с утилизацией тепла вытекающих газовых продуктов сгорания во вспомогательном паровом цикле. В работе представлен анализ подбора рабочих параметров и конфигурации такого вспомогательного цикла с утилизационным котлом на одно или два давления (без дожигания), с точки зрения достижения максимальной единичной работы паровой турбины.

Анализ подбора параметров пара производился в области возможных для осуществления значений параметров с двумя ограничениями: температура пара ниже температуры газов сгорания на входе в котел, а давление пара не превышает такое значение, при котором конечная точка экспансии в турбине достигает минимальную допустимую степень сухости X_{IIImin} . В анализе учитывается также влияние давления деаэрации, определяющего одновременно температуру питательной воды.

Проведенные численные расчеты доказали, что во вспомогательном цикле необходимо применять по возможности самые высокие параметры свежего пара и самые низкие давления в деаэраторе. Утилизационный котел на одно давление не обеспечивает максимальное возможное использование тепла газов сгорания. В циклах с котлом на два давления добавочное влияние на единичную работу турбины оказывает также давление пара т. наз. низкого давления, которое нужно принимать по возможности самое низкое. Значение этого давления должно быть порядка значения давления в деаэраторе. Произведенный анализ доказал, что в газовой-паровом цикле с утилизацией тепла газов сгорания можно ожидать увеличения к.п.д. (мощности) на ок. 50% по отношению к циклу самой газовой турбины.

Selection of Steam Cycle Utilizing the Gas Turbine Waste Heat

Summary

Use of combined gas-steam cycles is one of methods of increasing the efficiency of a cycle in the power engineering. For peak-load units a combined system of a gas cycle and an auxiliary steam cycle operating on the gas turbine waste heat is an especially interesting proposition. The paper presents an analysis of the selection of steam parameters and configuration of such auxiliary cycle with one- and two-pressure waste-heat boiler (without after-burning) aimed at obtaining the maximum unit work of the steam turbine.

The analysis of steam parameters selection was carried out for the region of their values available in practice, subject to two limiting conditions: the steam temperature is lower than the temperature of exhaust gases at the boiler inlet and the steam pressure can not exceed the value for which the final expansion point in the turbine will reach the permissible dryness degree X_{IIImin} . Also the influence of degassing pressure, defining simultaneously the feedwater temperature was taken into account in the analysis.

According to the numerical calculations made live steam parameters as high as possible and lowest pressures in the deaerating heater should be kept in the auxiliary cycle. A one-pressure waste-heat boiler does not ensure the maximum utilization of heat of exhaust gases. In cycles using two-pressure boilers the unit work of the turbine depends also on the pressure of so called low-pressure steam, which should be kept as low as possible. The value of this pressure should be of the same order as that of the deaerating heater pressure. The analysis has shown that an efficiency (power) rise of about 50% as compared to the gas turbine cycle only can be expected in the gas-steam cycle with the waste heat utilization.