

Bohdan Grunwald, Janusz Lewandowski  
Andrzej Miller

Instytut Techniki Ciepłej  
Politechniki Warszawskiej

## ANALIZA UKŁADU PAROWO-GAZOWEGO Z ATMOSFERYCZNYM KOTŁEM FLUIDALNYM I TURBINĄ POWIETRZNĄ

W artykule przedstawiono koncepcję układu parowo-gazowego z atmosferycznym kotłem fluidalnym i turbiną powietrzną. Dokonano analizy takiego układu parowo-gazowego pod kątem możliwości jego realizacji w warunkach krajowych.

Podano wyniki obliczeń parametrów pracy zespołu sprężarka-turbina powietrzna przy największej sprawności tego zespołu.

Przeprowadzono szczegółowe obliczenia układu parowo-gazowego w znamionowych warunkach pracy, przy zastosowaniu w części parowej układu turbozespołu 18K360 wytwórni Zamech, wyniki tych obliczeń podano w formie tabelarycznej.

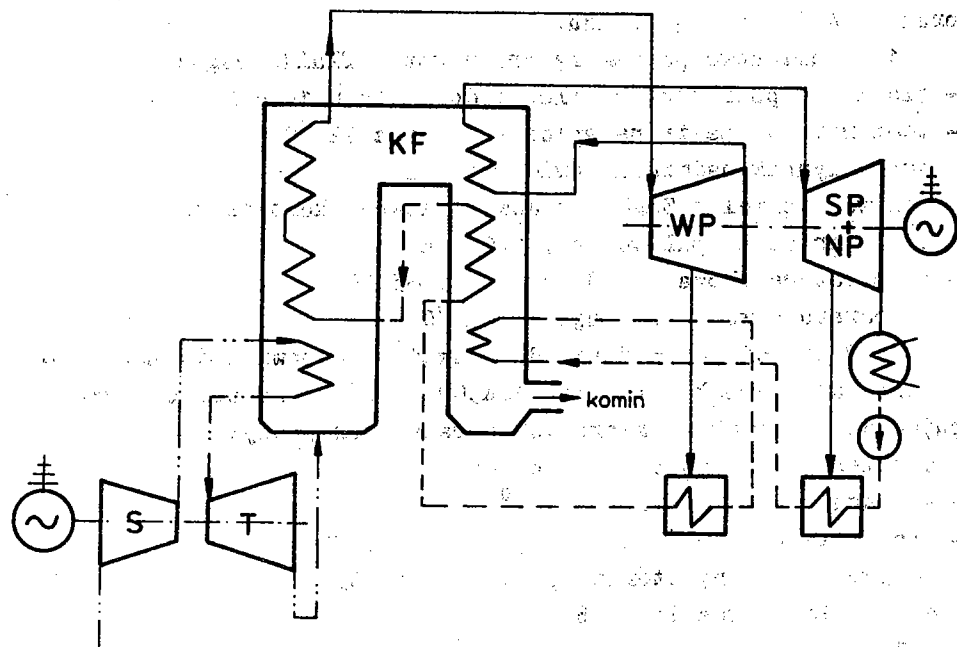
### WSTĘP

W trakcie wcześniej prowadzonych prac [1], [2] w Zakładzie Maszyn i Urządzeń Energetycznych ITC dokonano, między innymi, przeglądu układów parowo-gazowych z wykorzystaniem fluidalnej techniki spalania, pozwalającej na spalanie w kociołkach węgla o dużej zawartości siarki i popiołu.

Rozwiązania zawarte w tych pracach dotyczyły głównie równoległego układu parowo-gazowego (rys.1), w którym ciśnieniowy kocioł fluidalny pełni rolę komory spalania dla części gazowej oraz generatora pary dla części parowej układu. Taki układ wydaje się obecnie najbardziej perspektywiczny zarówno od strony termodynamicznej jak i od strony techniczno-ekonomicznej, wobec przewidywanych znacznie zmniejszonych wymiarów ciś-



odpowiedniego ciśnienia, przepływa przez wymiennik ciepła zanurzony w złożu fluidalnym kotła, gdzie ulega podgrzaniu. Na-



Rys.2. Schemat układu parowo-gazowego z wykorzystaniem ciepła zawartego w spalinach odlotowych atmosferycznego kotła fluidalnego do podgrzewu wody zasilającej. Oznaczenia: S - sprężarka powietrzna, T - turbina powietrzna, KF - kocioł fluidalny, WP - część wysokoprężna turbiny parowej, SP+NP - część średnio i niskoprężna turbiny parowej, ——— powietrze, para, - - - - skropliny i woda zasilająca

stępnie gorące powietrze rozpręża się w turbinie T, osadzonej na jednym wale ze sprężarką S i generatorem prądu, do ciśnienia bliskiego ciśnieniu atmosferycznemu. Powietrze to kierowane jest do kotła. Kocioł fluidalny wykorzystywany jest do podgrzewu powietrza, podgrzewu wody zasilającej, jej odparowania oraz przegrzania pary, a także do międzystopniowego przegrzewu pary w turbinie parowej. Ciepło zawarte w spalinach odlotowych wykorzystywane jest też przez układ regeneracji turbiny parowej do częściowego podgrzewu wody zasilającej.

Opierając się na kryteriach sformułowanych w pracy [1], jakie powinien spełniać proponowany układ parowo-gazowy, oraz

uwzględniając warunki krajowe, przyjęto następujące założenia odnośnie głównych parametrów kotła fluidalnego, części parowej oraz części gazowej układu:

1. Znamionowe parametry pracy kotła fluidalnego:

- ciśnienie powietrza na wlocie do kotła 0,1078 MPa
- temperatura spalin na wylocie z kotła 125°C
- współczynnik nadmiaru powietrza 1,2
- paliwo: węgiel z Zagłębia Jaworznicko-Mikołowskiego o średniej wartości opałowej ok. 16070 kJ/kg
- temperatura złoża fluidalnego ok. 850°C
- temperatura wody zasilającej 253°C

2. W części parowej układu rozważono odpowiednio przystosowany turbozespół z turbiną 18K360 wytwórni Zamech o następujących głównych znamionowych parametrach pracy:

- ciśnienie pary świeżej 17,65 MPa
- temperatura pary świeżej 535°C
- ciśnienie pary wtórnie przegrzanej 4,0 MPa
- temperatura pary wtórnie przegrzanej 535°C
- ciśnienie w skraplaczu 6,82 kPa

3. W części gazowej:

- ciśnienie powietrza na wlocie do sprężarki 0,1 MPa
- temperatura powietrza na wlocie do sprężarki 25°C
- temperatura gorącego powietrza przed turbiną 780°C

Na podstawie podanych założeń przeprowadzono obliczenia części gazowej układu pod kątem wyboru racjonalnych parametrów pracy zespołu sprężarka-turbina powietrzna, a następnie szczegółowe obliczenia całego układu parowo-gazowego pracującego w warunkach znamionowych.

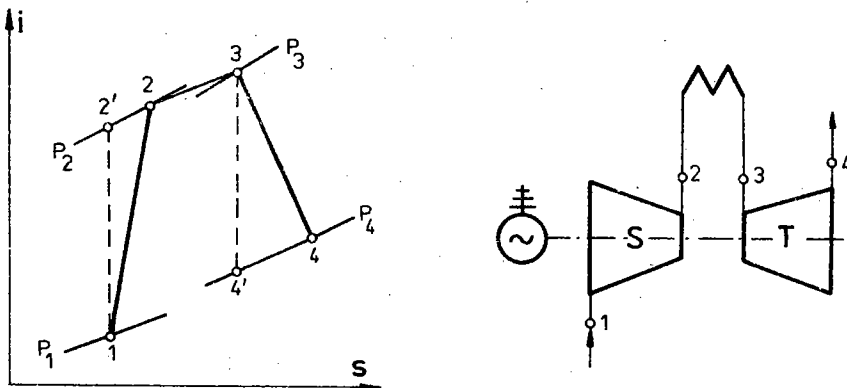
## 2. PARAMETRY PRACY ZESPOŁU SPRĘŻARKA-TURBINA POWIETRZNA

W celu wyznaczenia sprężu w sprężarce powietrza, przy którym zespół sprężarka-turbina powietrzna będzie pracował z największą sprawnością przyjęto dodatkowe założenia:

- sprawność politropowa sprężarki jest stała i wynosi  $\eta_{ps} = 0,916$

- sprawność politropowa turbiny powietrznej jest stała i wynosi  $\eta_{pT} = 0,905$
- ciepło właściwe powietrza  $c_p = \text{const}$
- strata ciśnienia powietrza pomiędzy wylotem ze sprężarki a wlotem do turbiny wynosi 5%
- współczynnik strat ciśnienia  $\epsilon = 0,881$
- sprawność cieplna kotła wynosi 97% (bez uwzględniania straty wylotowej).

Schemat procesu sprężania powietrza w sprężarce i jego rozprężania w turbinie został przedstawiony na wykresie i-S na rys.3.



Rys.3. Schemat procesu sprężania powietrza w sprężarce S i jego rozprężania w turbinie T

Zgodnie z numeracją punktów zaznaczonych na tym rysunku sprawność cieplną zespołu sprężarka-turbina powietrzna można przedstawić zależnością

$$\eta_{S-T} = \frac{(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)}{\eta_k (i_3 - i_2)}, \quad (1)$$

gdzie:

- $i_j$  - entalpia powietrza w j-tym punkcie schematu (rys.3),
- $\eta_k$  - sprawność cieplna kotła, bez uwzględnienia straty wylotowej.

W ogólnym przypadku poszukiwana racjonalną wartość sprężu w sprężarce, zgodnie z numeracją węzłów podaną na rys.6, powinna być wyznaczona w oparciu o zależność

$$\begin{aligned}
 & G_{\text{pow}} \cdot (i_4 - i_7) + B \cdot \varrho_k (W_u - i_7) = \\
 & = G_{\text{pow}} \cdot (i_3 - i_2) + G_{\text{pary}} \cdot (i_8 - i_{31}) + G_{\text{pary}} \cdot (i_{10} - i_9) + \\
 & + G_{26} (i_{27} - i_{26}) + G_7 (i_7 - i_1), \quad (2)
 \end{aligned}$$

gdzie:

- B - ilość paliwa,
- $W_u$  - średnia wartość opałowa paliwa,
- $G_7$  - natężenie przepływu spalin na wylocie z kotła,
- $G_{\text{pow}}$  - natężenie przepływu powietrza,
- $G_{\text{pary}}$  - natężenie przepływu pary,
- $G_{26}$  - natężenie przepływu skroplin za niskoprężnym wymiennikiem regeneracyjnym,
- $i_{26}$  - entalpia skroplin za niskoprężnym wymiennikiem regeneracyjnym,
- $i_{27}$  - entalpia skroplin przed odgazowywaczem,
- $i_8$  - entalpia pary na wlocie do turbiny parowej,
- $i_{31}$  - entalpia wody zasilającej,
- $i_9, i_{10}$  - entalpia pary przed i za międzystopniowym przegrzewaczem pary,
- $i_7$  - entalpia spalin na wylocie z kotła,
- $i_1, i_2, i_3, i_4$  - entalpia powietrza przy ciśnieniu atmosferycznym, za sprężarką oraz przed i za turbiną powietrzną (rys.3).

Jednak w rozpatrywanym przypadku praktycznie wystarczy wykorzystać zależność (1) wobec pomijalnie małego wpływu zmiany entalpii powietrza  $i_4$  na sprawność całego układu parowo-gazowego  $\varrho_{P-G}$ .

Dokonując odpowiednich przekształceń oraz uwzględniając podane założenia, zależność (1) można przedstawić w postaci

$$\varrho_{S-T} = \varrho_k \frac{\varrho_T T_3 \cdot \psi_T - \frac{T_1}{\varrho_S} \cdot \psi_S}{T_3 - \frac{T_1}{\varrho_S} (\psi_S + \varrho_S)} \quad (3)$$

gdzie:

$$\eta_T = \frac{1 - (1 - \psi_T)^{\gamma_{pT}}}{\psi_T} \quad - \text{ sprawność izentropowa turbiny,}$$

$$\eta_S = \frac{\psi_S}{(\psi_S + 1)^{\frac{1}{\gamma_{pS}} - 1}} \quad - \text{ sprawność izentropowa sprężarki,}$$

$T_j$  - bezwzględna temperatura powietrza w j-tym punkcie,

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad - \text{ spręż w sprężarce,}$$

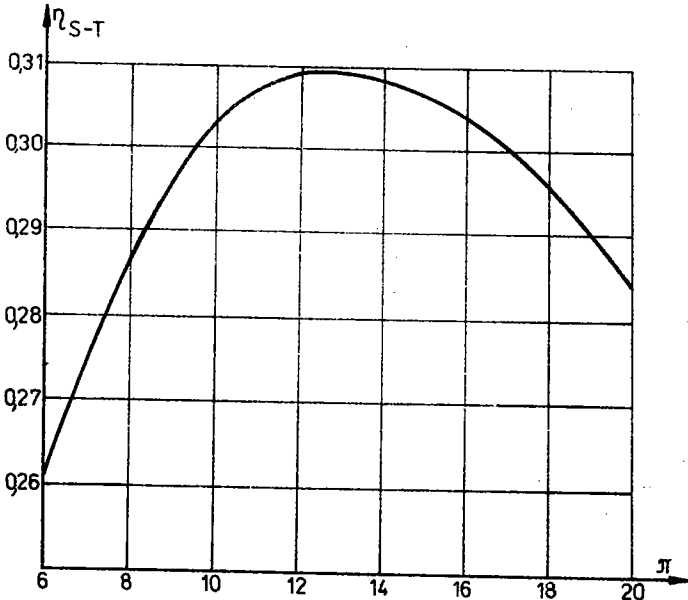
$p_j$  - ciśnienie powietrza w j-tym punkcie,

$k$  - wykładnik izentropy dla powietrza,

$$\psi_S = \pi^{\frac{k-1}{k}} - 1,$$

$$\psi_T = 1 - \left( \frac{1}{\varepsilon \cdot \pi} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

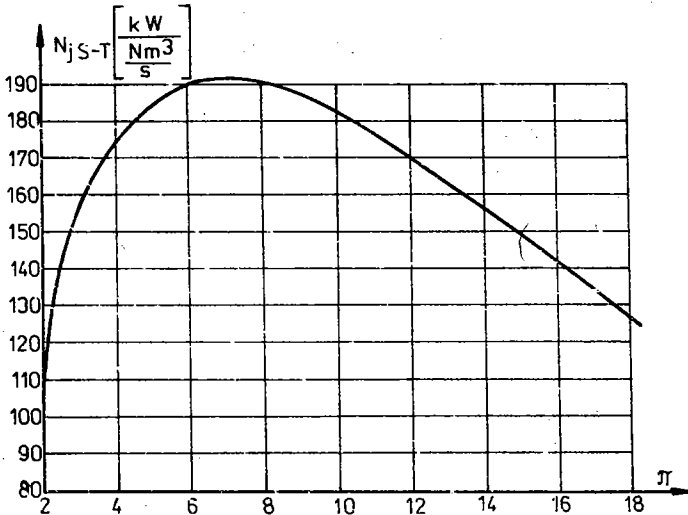
Wykorzystując zależność (3) obliczono sprawność cieplną układu sprężarka-turbina powietrzna dla różnych wartości sprężu  $\pi$ . Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rys.4.



Rys.4. Sprawność cieplna zespołu sprężarka-turbina powietrzna

Na rys.5 zamieszczono charakterystykę mocy jednostkowej  $N_{j\ S-T}$  zespołu sprężarka-turbina powietrzna w funkcji sprężu  $\pi$ . Moc jednostkowa  $N_{j\ S-T}$  wyraża się równaniem

$$N_{j\ S-T} = \rho_T c_p T_3 \psi_T - \frac{1}{\rho_S} c_p T_1 \psi_S \quad (4)$$



Rys.5. Jednostkowa moc zespołu sprężarka-turbina powietrzna

Porównując rys.4 i rys.5 stwierdzić można, że znamionowa wartość sprężu  $\pi$  powinna zawierać się w zakresie 7 ÷ 13.

### 3. OBLICZENIA UKŁADU PAROWO-GAZOWEGO W ZNAMIONOWYCH WARUNKACH PRACY

Schemat cieplny układu parowo-gazowego, będący przedmiotem obliczeń, z zastosowaniem mieszanej (parowej i gazowej) regeneracji przedstawiono na rys.6. W trakcie obliczeń układu wykorzystano bilanse fabryczne turbozespołu 18K360 oraz obliczenia bloków parowo-gazowych z kotłem fluidalnym podane w pracy [1]. Z uwagi na zmiany w układzie regeneracji turbozespołu parowego w stosunku do układu regeneracji w turbozespole z turbiną 18K360 założono pewne korekty układu przepływowego





turbiny parowej, które uwzględniono w trakcie przeprowadzania obliczeń.

Wyniki obliczeń układu parowo-gazowego przedstawiono w tablicach 1 i 2. Numery węzłów podane w tabelach odpowiadają numeracji węzłów zaznaczonych na schemacie cieplnym układu (rys.6). W celu wyznaczenia natężenia przepływu powietrza

Tablica 1

Parametry części gazowej układu parowo-gazowego

Nr węzła	Natężenie przepływu [N·m <sup>3</sup> /s]	Ciśnienie [MPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/N·m <sup>3</sup> ]
1	410,72	0,100	25,0	32,9
2	410,72	1,300	392,0	526,7
3	410,72	1,235	780,0	1079,4
4	410,72	0,1078	317,5	419,2
5	528,71	0,102	334,0	474,5
6	528,71	0,1015	264,0	374,3
7	528,71	0,101	125,0	174,9

przez sprężarkę, natężenia przepływu i entalpii spalin w węzłach nr 5, 6 i 7 kotła fluidalnego oraz potrzebnej ilości paliwa przeprowadzono (w wymaganym zakresie) proste obliczenia cieplne kotła. Pozwoliło to na obliczenie mocy generatora części gazowej i parowej układu oraz sprawności ogólnej brutto układu parowo-gazowego, określonej zależnością

$$\eta_{P-G} = \frac{N_{GG} + N_{GP}}{B W_u} \quad (5)$$

gdzie:

$N_{GG}$  - moc generatora części gazowej,

$N_{GP}$  - moc generatora części parowej.

Porównanie mocy i sprawności proponowanego układu parowo-gazowego i konwencjonalnego bloku o mocy 360 MW podano w tablicy 3.

Tablica 2

## Parametry części parowej układu parowo-gazowego

Nr węzła	Natężenie przepływu [kg/s]	Ciśnienie [MPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]
1	2	3	4	5
8	302,4	17,652	535,0	3377,56
9	302,4	4,481	334,6	3044,3
10	302,4	3,997	535,0	3524,5
11	265,8	0,546	261,9	2984,5
12	265,8	0,549	261,0	2984,5
13	249,8	0,00682	38,6	2367,7
14	16,0	0,0382	74,5	2544,2
15	16,0	0,0378	74,5	2552,5
16	13,9	2,141	439,3	3332,9
17	13,9	2,105	438,0	3332,9
18	10,4	1,085	346,1	3149,0
19	10,4	1,039	340,2	3137,0
20	12,3	1,085	346,1	3149,0
21	12,3	1,065	345,0	3149,0
22	12,3	0,00668	38,2	160,0
23	278,1	0,06682	38,6	161,0
24	278,1	2,610	39,1	166,0
25	16,0	0,0378	74,5	312,0
26	278,1	2,500	70,0	295,0
27	278,1	2,320	159,6	674,1
28	302,45	1,010	181,5	769,9
29	302,45	21,10	185,4	797,1
30	13,9	2,104	215,0	920,4
31	302,45	21,00	214,3	924,1
32	302,45	20,90	252,6	1099,2

Tablica 3

Porównanie układu parowego z blokiem 18K360 z proponowanym układem parowo-gazowym

Rodzaj układu	Moc części gazowej $N_{GG}$ [MW]	Moc części parowej $N_{GP}$ [MW]	Przyrost sprawności
Układ parowy z blokiem 18K360	-	360,0	-
Proponowany układ parowo-gazowy	68,4	416,6	0,002

Z wielkości przyrostu sprawności układu parowo-gazowego w stosunku do sprawności układu parowego widać, że sprawność układu z turbiną powietrzną pozostaje praktycznie na poziomie sprawności konwencjonalnej elektrowni parowej. Można więc przyjąć, że wprowadzenie układu parowo-gazowego rekompensuje niższą sprawność kotła fluidalnego w porównaniu ze współczesnym kotłem pyłowym dużej wydajności. Zaletą układu z kotłem atmosferycznym i turbiną gazową jest przede wszystkim opanowanie już dziś w skali technicznej praktycznie wszystkich elementów tego układu. Zastosowanie powietrza jako czynnika roboczego w turbinie gazowej eliminuje jeden z głównych progów stojących na drodze do wdrożenia układu równoległego (rys.1), a mianowicie trudności z właściwym odpylaniem spalin kierowanych do turbiny gazowej.

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] Analiza układów parowo-gazowych z wykorzystaniem fluidalnych kotłów parowych. Zagadnienia współpracy maszyn wirnikowych z kotłem fluidalnym. Etap I i II. Opracowanie ITC PW, Warszawa 1980 (nie publikowane).
- [2] Analiza układów parowo-gazowych z wykorzystaniem fluidalnych kotłów parowych. Zagadnienia współpracy maszyn wirnikowych z kotłem fluidalnym. Etap III. Opracowanie ITC PW, Warszawa 1981 (nie publikowane).

- [3] Optymalizacja parametrów kotłów fluidalnych dla układów parowo-gazowych. Opracowanie ITC PW, Warszawa 1982 (nie publikowane).
- [4] Brown D.: Impact of coal burning on turbo-machinery for future large scale power generation. GEC Journal of science and technology, 1/1980.

## АНАЛИЗ ПАРОГАЗОВОЙ СИСТЕМЫ С АТМОСФЕРНЫМ КОТЛОМ С КИПЯЩИМ СЛОЕМ И ВОЗДУШНОЙ ТУРБИНОЙ

### К р а т к о е   с о д е р ж а н и е

В работе приводится концепция парогазовой системы с атмосферным котлом с кипящим слоем и воздушной турбиной. Проводится анализ такой парогазовой системы с точки зрения возможности её осуществления в отечественных условиях.

Приводятся результаты вычислений рабочих параметров агрегата компрессор-воздушная турбина при максимальном к.п.д. этого агрегата.

Проводится подробный расчет парогазовой системы в номинальном режиме работы для случая использования в паровой части системы турбины 18K360, изготовленной заводом ZAMEX. Результаты этих вычислений представлены в табличной форме.

## ANALYSIS OF GAS-STEAM ARRANGEMENT COMBINED WITH ATMOSPHERIC FLUIDIZED BED STEAM GENERATOR AND AIR TURBINE

### S u m m a r y

A conception of combined gas-steam arrangement with atmospheric fluidized bed steam generator and air turbine is presented. Analysis of such arrangement from the point of view of possibility of its realization in home-conditions has been done.

The results of calculations of thermodynamic and flow parameters of air turbo-set are presented.

Detailed calculations of gas-steam arrangement in nominal run conditions have been done, with adoption of Zamech 18K360 steam turbo-set. Results of these calculations are presented in tabular form.