

Maximisation of Combined Cycle Power Plant Efficiency

Authors

Janusz Kotowicz
Marcin Job
Mateusz Brzęczek

Keywords

combined cycle power plant, turbine cooling, thermodynamic optimisation

Abstract

The paper presents concepts for increasing the efficiency of a modern combined cycle power plant. Improvement of gas turbine performance indicators as well as recovering heat from the air cooling the gas turbine's flow system enable reaching gross electrical efficiencies of around 65%. Analyses for a wide range of compressor pressure ratios were performed. Operating characteristics were developed for the analysed combined cycle plant, for different types of open air cooling arrangements of the gas turbine's expander: convective, transpiration and film.

DOI: 10.12736/issn.2300-3022.2015404

1. Introduction

Combined cycle power plants have been growing more and more popular in recent years. This technology is developing rapidly, now reaching electricity generation efficiency of 60%. In addition, it has a number of advantages, such as beneficial ecological characteristics, low capital expenditure intensity, and high operational flexibility and reliability [1, 2]. In 2012 22.5% of electricity was generated worldwide in natural gas fuelled plants. In Poland this share is now significantly lower, at 6.6%, which is mainly due to the relatively high price of natural gas compared with coal [3].

The development of combined cycle systems in pursuit of further increase in their efficiency is based on improving the gas turbine and heat recovery steam generator efficiency [4, 5]. The materials currently used in turbine blade systems can withstand a maximum temperature of approx. 900°C. They are protected against higher temperatures by TBC (Thermal Barrier Coating). It is assumed that the currently applied TBCs allow continuous operation at a temperature not exceeding 1200°C. Moreover, cooling technologies allow reducing exhaust gas temperature on the cooled surface to an acceptable level, and thus the COT (Combustor Outlet Temperature) can be much higher than 1200°C. Turbines are cooled with air in an open circuit, wherein an air portion is drawn downstream of the compressor and directed through channels in turbine blades, and then mixed with decompressed exhaust gas. There are three types of the cooling technology: convection, film and transpiration. An alternative is closed circuit of cooling steam from the steam section, which after cooling the blades is redirected back to the steam section [6, 7].

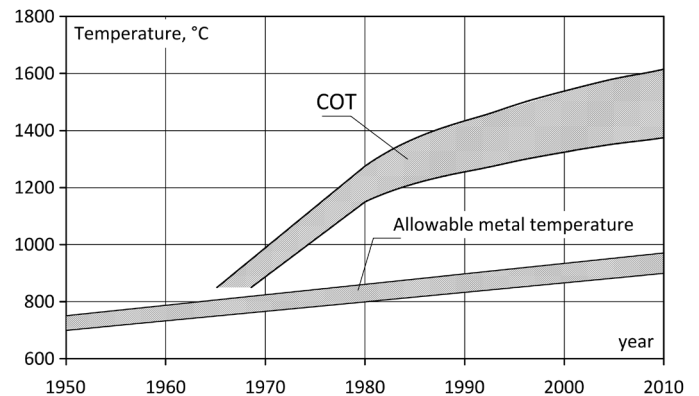


Fig. 1. Metal and COT temperatures in 1950-2010

Currently, most manufacturers apply combustor temperatures at the level of 1500°C, only one applies COT = 1600°C and researches the feasibility of 1700°C [8–10]. Changes in the metal and COT temperatures over the past 60 years are presented in Fig. 1.

2. Power plant design

Combined cycle power plant consists of gas turbine and steam cycle fed with steam generated in HRSG (Heat Recovery Steam Generator). There are two HRSGs: a three-pressure waste heat boiler with interstage steam superheating, heated by exhaust gas, and an additional HRSG that utilises air cooling heat.

A diagram of the analysed system is shown in Fig. 2. The system model has been developed in GateCycle™ software [11].

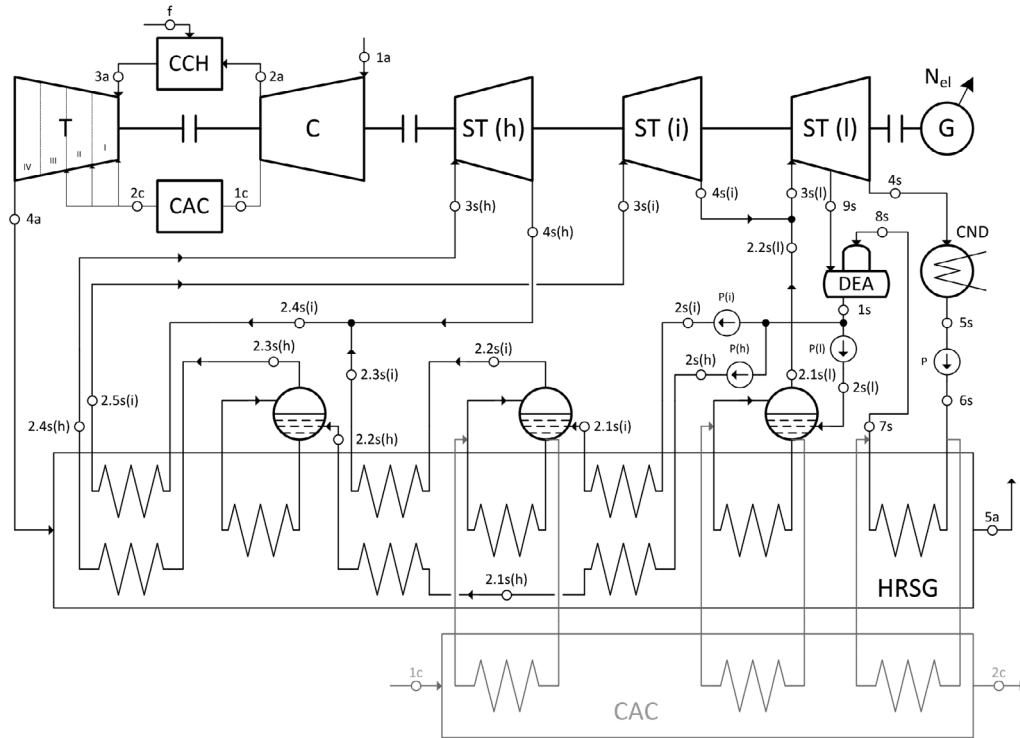


Fig. 2. Combined cycle diagram: CAC – air cooler, G – generator, C – compressor, CND – condenser, HRSG – heat recovery steam generator, CCH – combustor, DEA – deaerator, P – pump, T – turbine, ST – steam turbine, (h) – applies to high, (i) – medium, and (l) – low pressure

2.1. Gas turbine

The key parameter of the analysed gas turbine's performance is the rate of air compression in the compressor β . The analysis covers a wide range of $\beta = 10$ –100. The approach adopted provides for constant temperature 630°C at the gas turbine outlet. This temperature is maintained by variation of the combustor outlet exhaust temperature t_{3a} depending on β . Isentropic efficiencies of the compressor and expander were determined based on polytropic efficiency characteristics as a function of β for the compressor, and as a function of β and TIT for the expander (Turbine Inlet Temperature; determined in accordance with ISO-2314 [12]). The characteristics for optimistic cases were taken from reference literature [13], so therefore they correspond to a modern gas turbine with reduced internal losses. The detailed calculation algorithm used by these authors is presented in [14].

Open air cooling of the blade system is applied in the expander. Subject to the analysis were three cooling technologies: convection (cases A and B), film (case C) and transpiration (case D). Moreover, in cases B–D cooling air was cooled down to 100°C in order to reduce its quantity. The applied cooling model results from the equation for heat flow in turbine blade system [7, 15]. In the convection cooling model the heat flow between hot exhaust gas, turbine blades, and cooling air is expressed as:

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (t_{g,i} - t_{g,o}) = \alpha_b \cdot A_b \cdot (t_{g,i} - t_b) = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (t_{c,o} - t_{c,i}) \quad (1)$$

where:

$\dot{m}_c$, $t_{c,i}$, $t_{c,o}$ – mass flow, inlet temperature, outlet temperature,

average specific heat of air cooling the turbine stage, $\dot{m}_g$, $t_{g,i}$, $t_{g,o}$ – mass flow, inlet temperature, outlet temperature, average specific heat of gas powering the turbine stage, α_b – average blade heat transfer coefficient, A_b – heat exchange area in blade, t_b – turbine blade material temperature.

In the convection cooling model taken into account is relation (2) describing the mass flow of hot exhaust gas ($\dot{m}_g$), relation (3) defining Stanton dimensionless number (St), and equation (4) determining the cooling efficiency (η_c).

$$\dot{m}_g = A_g \cdot v_g \cdot \rho_g \quad (2)$$

where:

A_g – sectional area of exhaust gas flow, v_g – exhaust gas velocity, ρ_g – exhaust gas density.

$$St = \frac{\alpha_b}{c_{p,g} \cdot v_g \cdot \rho_g} \quad (3)$$

$$\eta_c = \frac{t_{c,o} - t_{c,i}}{t_b - t_{c,i}} \quad (4)$$

From relations (1)–(4) the equation (5) is obtained that describes the ratio of cooling air flow to air flow at compressor inlet.

$$\frac{\dot{m}_c \cdot c_{p,c}}{\dot{m}_g \cdot c_{p,g}} = \frac{k \cdot St}{\eta_c} \cdot \left(\frac{t_{g,i} - t_b}{t_b - t_{c,i}} \right) \quad (5)$$

$$k = \frac{A_b}{A_g} \quad (6)$$

With film or transpiration cooling, the heat flow transmitted to blade from exhaust gas is smaller than in the convection cooling model. This is accounted for by the introduced isothermal efficiency η_{iso} . With the convection cooling $\eta_{iso} = 0$. For the film cooling $\eta_{iso, film} = 0.4$, was adopted, while for the transpiration cooling $\eta_{iso, trans} = 0.5$ [7]. The expander consists of four blade stages, from which the stages with exhaust gas temperatures higher than blade temperature limit t_b are cooled. Each air flow cooling individual turbine stage is calculated individually, according to:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_g \cdot \frac{k \cdot St}{\eta_c} \cdot \left(\frac{t_{g,i} - t_b}{t_b - t_{c,i}} \right) \cdot \frac{c_{p,g}}{c_{p,c}} \cdot (1 - \eta_{iso}) \quad (7)$$

The air composition and parameters were adopted in accordance with ISO-2314 ($t_{0a} = 15^\circ\text{C}$, $p_{0a} = 101.325 \text{ kPa}$, $\varphi = 60\%$). The fuel was pure 100% CH₄ natural gas with $15^\circ\text{C}/3.5 \text{ MPa}$ at combustor inlet. The fuel's lower heating value was LHV = 50.049 MJ/kg. The other assumptions for the gas turbine are listed in Tab. 1.

2.2. Steam section

The plant's steam sections consists of:

- classic steam cycle with three-pressure HRSG with interstage steam reheating (3PR)
- additional HRSG that utilises cooling air heat CAC (in cases B–D).

The classic steam cycle is based on the operation of three-section steam turbine with interstage steam reheating upstream of the turbine's intermediate-pressure part. A deaerator was heated by steam extracted from the turbine's low-pressure part. Applied in the HRSG were a high-pressure economizer with two-piece design, and a deaerating economizer, which replaced low-pressure economizer. The assumption of a constant temperature of the exhaust gas directed to the HRSG ($t_{4a} = 630^\circ\text{C}$) allows the adoption of constant parameters of the classic steam cycle throughout the gas turbine analysis scope. Basic assumptions for the steam cycle are listed in Tab. 2.

Parameter		Unit	Value
Electric power of gas turbine	N_{elGT}	MW	200.0
Mechanical efficiency of compressor and turbine	η_m	–	0.995
Generator efficiency	η_G	–	0.985
Energetic efficiency of combustor	η_{CCH}	–	0.99
Relative pressure loss in combustor	ζ_{CCH}	–	0.045
Relative inlet pressure loss	ζ_{in}	–	0.01
Exhaust gas pressure at expander outlet	p_{4a}	kPa	105.5

Tab. 1. Assumptions for gas turbine

Parameter		Unit	Value
Live steam temperature at inlet to steam turbine	$t_{3s(h)}$	$^\circ\text{C}$	600.0
Live steam pressure at inlet to steam turbine	$p_{3s(h)}$	MPa	18.0
Flash steam temperature at inlet to steam turbine	$3_{s(f)}$	$^\circ\text{C}$	600.0
Flash steam pressure at inlet to steam turbine	$p_{3s(f)}$	MPa	4.0
Steam pressure at inlet to the low-pressure part of steam turbine	$p_{3s(l)}$	MPa	0.3
Pressure in condenser	p_{CND}	MPa	0.005
Isentropic efficiency of steam turbine	η_{IST}	–	0.90
Mechanical efficiency of steam turbine	η_{mST}	–	0.99
Efficiency of exchangers in HRSG	η_{HX}	–	0.99
Evaporators pinch points	Δt_{pp}	$^\circ\text{C}$	5.0
Economizers approach points	Δt_{ap}	$^\circ\text{C}$	5.0

Tab. 2. Assumptions for steam part of the unit

In cases B–D with cooling of the turbine blade cooling air an additional heat recovery steam generator - CAC was introduced. Along with the pressure ratio in the compressor, changes the output air temperature, and therefore it was decided to use two CAC designs. For lower β , where $t_{1c} < 630^\circ\text{C}$, CAC consists of deaerating water heater and low-pressure and medium-pressure evaporators. For higher β , for which $t_{1c} \geq 630^\circ\text{C}$, CAC was used with the design of the classic 3PR HRSG. In each heat exchanger in CAC the same parameters were applied on the steam cycle side as those in the corresponding exchangers in the classic HRSG. This allowed to generate the steam to supply the common steam turbine.

3. Thermodynamic analysis

3.1. Assessment methodology

Efficiency of a combined cycle power plant is assessed by the efficiency of its electricity generation. Gross efficiency η_{el} of power plant is determined from equation:

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}}{\dot{m}_p W_d} = \frac{N_{elTG} + N_{elTP} + N_{elCH}}{\dot{m}_p W_d} \quad (8)$$

where:

N_{el} – gross electric power of unit, N_{elGT} , N_{elST} – electric powers of gas and steam turbines, N_{elCAC} – increase in electric power of steam turbine due to the use of heat of gas turbine cooling air, $\dot{m}_f$ – mass fuel flow, LHV – lower heating value.

Electrical efficiency of gas section η_{elGT} , of classic steam section η_{elST} and efficiency of the use of cooling air heat η_{elCAC} are expressed by equations:

$$\eta_{elTG} = \frac{N_{elTG}}{\dot{m}_p W_d}$$

$$\eta_{elTP} = \frac{N_{elTP}}{\dot{Q}_{4a}}$$

$$\eta_{elCH} = \frac{N_{elCH}}{\dot{Q}_{1c}}$$

where:

$\dot{Q}_{4a}$ – heat stream in flue gas downstream of gas turbine, $\dot{Q}_{1c}$ – heat stream in air directed to cooler CAC.

Using the indicators of exhaust gas α (12) and of cooling air α_{CAC} (13), the gross electrical efficiency of the analysed combined cycle plant (8) can be represented as (14):

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{4a}}{N_{elTG}} \quad (12)$$

$$\alpha_{CO} = \frac{\dot{Q}_{1c}}{N_{elTG}} \quad (13)$$

$$\eta_{el} = \eta_{elTG} \cdot (1 + \alpha \cdot \eta_{elTP} + \alpha_{CH} \cdot \eta_{elCH}) \quad (14)$$

A measure of turbine cooling efficiency is the coefficient of the volume of gas cooling turbine blades γ , expressed as the mass ratio of cooling air flow $\dot{m}_{1c}$ to air flow at gas turbine inlet $\dot{m}_{1a}$:

$$\gamma_{CH} = \frac{\dot{m}_{1c}}{\dot{m}_{1a}} \quad (15)$$

(9) 3.2. Results

In order to check the potential of gas turbines with open air cooling, also with combined gas-steam cycle, the analysis covered the range of pressure ratios $\beta = 10$ –100. COT temperature downstream of combustor is mainly dependent on β and the effectiveness of the applied turbine cooling. The air flow in the first step cools blades, and then mixes with flue gas, further lowering the temperature in the rest of the turbine. This makes it necessary to apply a higher COT to obtain the target outlet temperature $t_{4a} = 630^\circ\text{C}$. This relationship is shown by the COT and γ_C graphs in Fig. 3. The necessary cooling air flow depends on COT and air temperature t_{2c} , which in case A increases with pressure ratio (Fig. 5a). This results in very high γ_C , whereas COT at $\beta = 63$ exceed 2400°C and reaches the stoichiometric combustion point. Therefore, no higher compression can be obtained in this option.

Cooling the turbine cooling air down to $t_{2c} = 100^\circ\text{C}$ in case B allows for significant reduction of its flow and of COT, especially at high β . With film cooling in case C and transpiration cooling in case D coefficient γ_C further decreases, by over 40% and 50%, respectively, with respect to case B in the entire analysis. This is due to the assumed isothermal efficiencies η_{iso} and further COT reduction. With these cooling technologies gas turbine efficiency η_{elGT} can be increased to over 46% at $\beta \geq 52$ in case D, and at $\beta \geq 61$ in case C. The resulting efficiencies η_{elGT} are shown in Fig. 4. With constant temperature t_{4a} the classic steam section efficiency is constant regardless of the case and changes in gas turbine parameters and it is equal to $\eta_{elST} = 35.71\%$. Whereas efficiency of cooling air heat utilization in steam cycle η_{elCAC} strongly depends on its temperature t_{1c} . Both parameters and heat source temperatures are shown in Fig. 5a. The surge in efficiency η_{elCAC} at $\beta = 46$ corresponds to the change in CAC structure upon fulfilment of $t_{1c} \geq 630^\circ\text{C}$. Fig. 5b shows heat flow ratios: a to HRSG, and α_{CAC} to cooling air cooler.

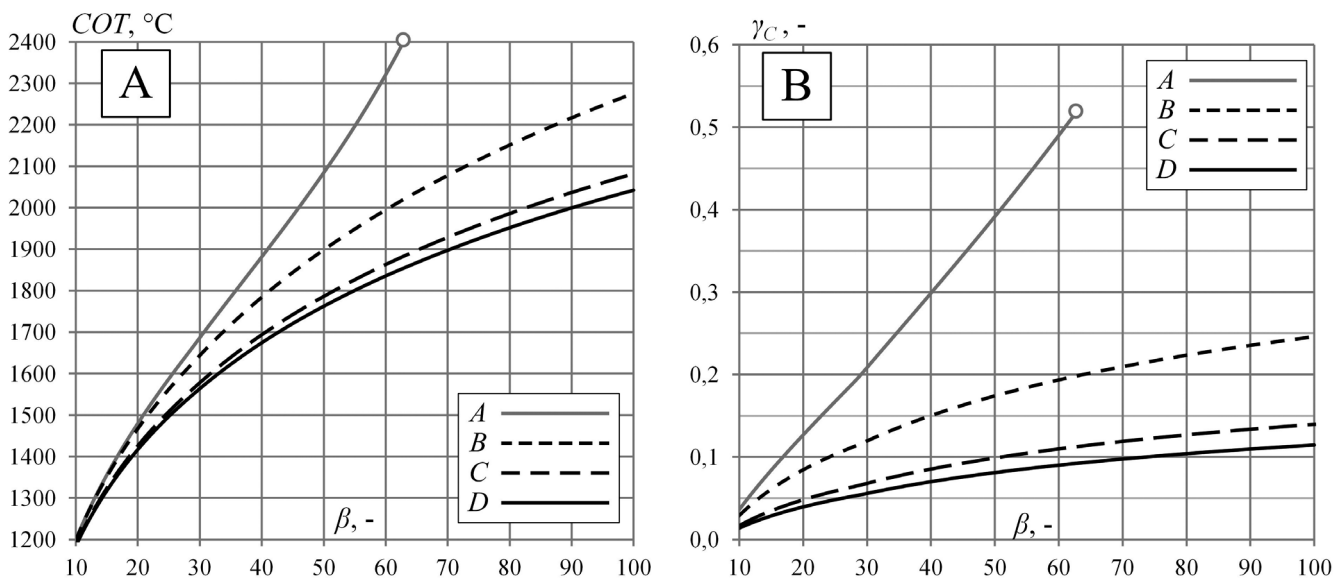


Fig. 3. a) COT at combustor outlet, b) Coefficient of cooling air volume as function of β

Resulting powers N_{el} and gross efficiencies η_{el} in all cases are shown in Fig. 6. At low β the heat inputs to CAC are small, which combined with low efficiency η_{elCAC} results in moderate power increase. At higher pressure ratios, $\beta \geq 46$ in particular, N_{elCAC} reaches significant values, in case B in the order of 11.75–24 MW, and lower, proportional to α_{CAC} , in cases C and D. The resulting electrical efficiency of combined cycle show that it is possible to exceed 65% efficiency in case C (at $\beta \geq 73$ and $COT \geq 1947^\circ\text{C}$) and in case D (at $\beta \geq 62$ and $COT \geq 1848^\circ\text{C}$). In the cases with convection turbine cooling only the threshold of 63% can be exceeded with maximum $\eta_{el} = 63,4\%$ ($\beta = 47$ and $COT = 2021^\circ\text{C}$) in case A, and $\eta_{el} = 63,8\%$ ($\beta = 80$ and $COT = 2151^\circ\text{C}$) in case B.

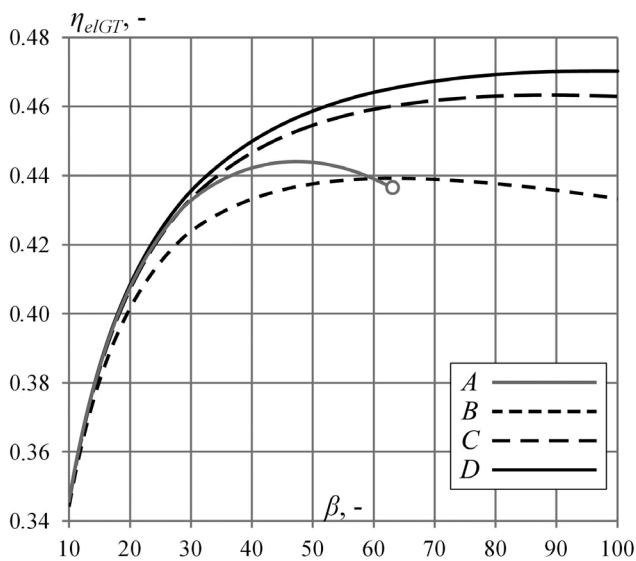


Fig. 4. Electrical efficiency of gas turbine as function of β

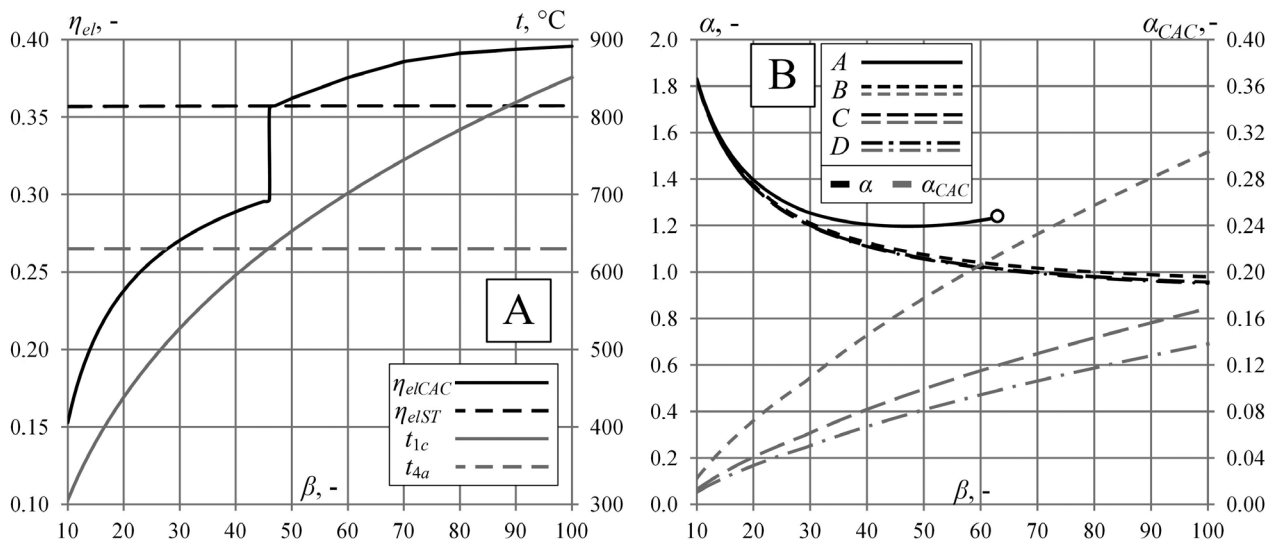


Fig. 5. a) Efficiencies of steam section η_{elST} and of cooling air heat utilization η_{elCAC} b) Heat input ratios α and α_{CAC} as function of β

4. Summary and conclusions

The paper reports thermodynamic analysis of combined cycle plant in various cases with different gas turbine air cooling systems. Case A provides for convection cooling with non-cooled air from downstream of the compressor. In case B cooling air is additionally cooled down to 100°C . Cases C and D provide for film and transpiration cooling, respectively, with the additional cooling air cooling. For the calculation it was assumed that the temperature of the exhaust gas downstream of gas turbine (t_{4a}) was constant at 630°C , and the resulting characteristics are shown as functions of pressure ratio. The waste heat recovered by cooling the cooling air is used in steam cycle to boost the steam turbine power. The results obtained in the thermodynamic analysis allow to draw the following conclusions:

- Without cooling the turbine cooling air no high pressure ratios can be applied. The constraints include very large flows of the air (γ_{CAC} , Fig. 3b), high COT temperatures (Fig. 3a), and ultimately reaching stoichiometric combustion point at $\beta = 63$
- With cooling the cooling air, pressure ratios much higher than $\beta = 30$ can be applied while maintaining substantially lower γ_{CAC} and COT
- comparison of cases A and B shows that, despite the benefits from cooling air flow reduction, the heat output from the cycle decreases gas turbine efficiency η_{elGT} (Fig. 4). Only the effective utilisation of the heat recovered from steam cycle allows for the efficiency improvement, and case B power plant's efficiency exceeds that obtained in case A at $\beta \geq 50$ only.
- With the more efficient cooling technologies in cases C and D, the turbine cooling air volume and COT temperature are further reduced, and the efficiencies of gas turbine η_{elGT} and the whole system η_{el} (Fig. 6b) improved as compared to case B.
- The film or transpiration air cooling in combination with cooling the air and utilisation of the waste heat so recovered in steam cycle may allow the application of a much higher gas

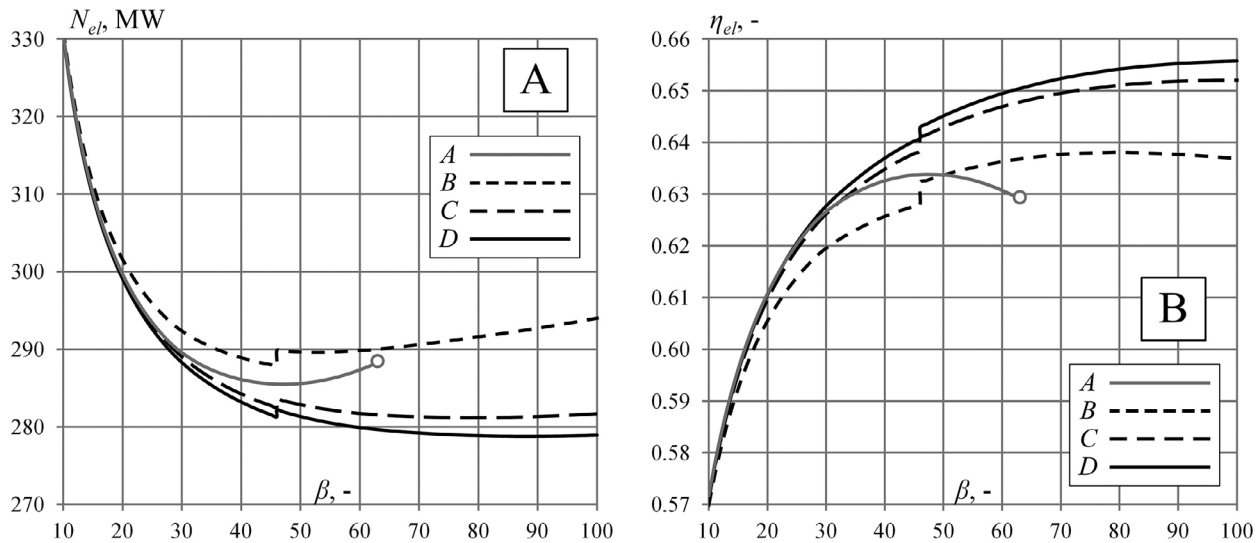


Fig. 6. a) Power N_{el} , b) Gross efficiency η_{el} of combined cycle as function of β

turbine parameters than those currently applied, while maintaining low cooling air flows. At β in the order of 60–80 and COT in the order of 1800–2000°C the system's gross efficiency can exceed 65% in cases C and D.

REFERENCES

1. T. Chmielniak, „Technologie energetyczne” [Energy technologies], WNT, Warszawa, Poland, 2008.
2. J. Kotowicz, „Elektrownie gazowo-parowe” [Combined cycle power plants], Kaprint Publishers, Lublin, Poland, 2008.
3. International Energy Agency [online], <http://www.iea.org>, access: 12/01/2015.
4. E. Ito et al., “Development of key Technologies for next generation gas turbine,” conference proceedings, ASME Turbo Expo 2007: Gas Turbine Technical Congress and Exposition, GT2007-41023, Montreal, Canada, 17–20 May 2007.
5. K. Jordal et al., “New Possibilities for Combined Cycles Through Advanced Steam Technology,” conference proceedings, ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30151, Amsterdam, The Netherlands, June 2002.
6. B. Facchini, L. Innocenti, E. Carvnevale, “Evaluation and Comparison of Different Blade Cooling Solutions to Improve Cooling Efficiency and Gas Turbine Performances, conference proceedings,” ASME Turbo Expo 2001, 2001-GT-0571, New Orleans, USA, June 2001.
7. Sanjay, O. Singh, B.N. Prasad, “Comparative performance analysis of cogeneration gas turbine cycle for different blade cooling means,” *International Journal of Thermal Sciences*, No. 48, pp. 1432–1440, 2009.
8. S. Hada et al., “Evolution and future trend of large frame gas turbines a new 1600 degree C, J class gas turbine, conference proceedings,” ASME Expo 2012, GT2012-68574, Copenhagen, Denmark, 11–15 June 2012.
9. Heavy Duty Gas Turbines & Combined Cycle. General Electric [online], <http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/gas_turbines_cc/en/index.htm>, access: 12/01/2015.
10. Gas turbines, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. [online], <http://www.mhi.co.jp/en/products/category/gas_turbin.html>, access: 12/01/2015.
11. GateCycle Version 5.40. Manual. GE Enter Software, LLC.
12. Standard ISO 2314:2009.: Gas turbines – Acceptance tests.
13. H.E. Wettstein, “The potential of GT combined cycles for ultra high efficiency,” conference proceedings, ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68586, Copenhagen, Denmark, 11–15 June 2012.
14. J. Kotowicz, M. Job, M. Brzęczek, “Identyfikacja głównych parametrów instalacji turbiny gazowej” [Identification of main parameters of gas turbine system]. in *Zastosowania analizy termodynamicznej do opisu zjawisk fizycznych i urządzeń energetycznych* [Thermodynamic analysis applications in description of physical phenomena and energy equipment], monograph, M. Szewczyk, editor, Rzeszów, Poland, pp. 125–139, 2014.
15. M. Jonsson et al., “Gas turbine cooling model for evaluation of novel cycles,” conference proceedings, ECOS 2005, Trondheim, Norway, 20–22 June 2005.

Janusz Kotowicz

Silesian University of Technology

e-mail: janusz.kotowicz@polsl.pl

Dean of the Faculty of Energy and Environmental Engineering and director of the Division of Metrology and Power Automation at the Institute of Power Engineering and Turbomachinery of Silesian University of Technology.

Marcin Job

Silesian University of Technology

e-mail: marcin.job@polsl.pl

Doctoral student at the Division of Metrology and Power Automation, Institute of Power Engineering and Turbomachinery, Silesian University of Technology.

Mateusz Brzęczek

Silesian University of Technology

e-mail: mateusz.brzeczek@polsl.pl

Doctoral student at the Division of Metrology and Power Automation, Institute of Power Engineering and Turbomachinery, Silesian University of Technology.

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 42–48. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Maksymalizacja sprawności elektrowni gazowo-parowych

Autorzy

Janusz Kotowicz
 Marcin Job
 Mateusz Brzeczek

Słowa kluczowe

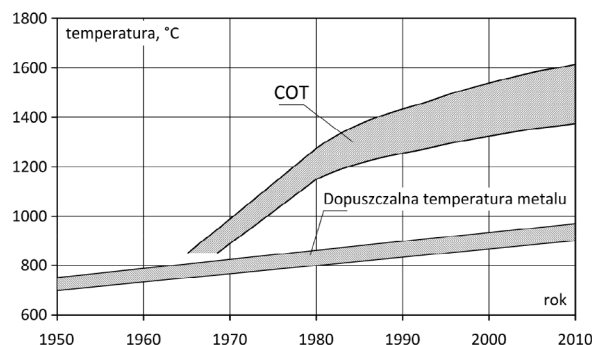
elektrownia gazowo-parowa, chłodzenie turbiny, optymalizacja

Streszczenie

W artykule przedstawiono koncepcje zwiększenia sprawności nowoczesnej elektrowni gazowo-parowej. Poprawa charakterystyk pracy turbiny gazowej oraz wykorzystanie ciepła powietrza chłodzącego układ przepływowy turbiny gazowej pozwalają na osiągnięcie sprawności elektrycznej brutto rzędu 65%. Analizy przeprowadzono w szerokim zakresie stopni sprężania w kompresorze. Sporządzono główne charakterystyki pracy analizowanego układu gazowo-parowego dla różnych typów chłodzenia otwartego powietrzem ekspandera turbiny gazowej: konwekcyjnego, transpiracyjnego oraz błonowego.

1. Wprowadzenie

Popularność elektrowni gazowo-parowych w ostatnich latach stale rośnie. Technologia ta szybko się rozwija, osiągając obecnie sprawności wytwarzania energii elektrycznej rzędu 60%. Ponadto cechuje się szeregiem zalet, jak: korzystne charakterystyki ekologiczne, niskie nakłady inwestycyjne, wysoka elastyczność i niezawodność pracy [1, 2]. W 2012 roku na świecie wyprodukowano 22,5% energii elektrycznej z gazu ziemnego. W Polsce udział ten jest obecnie znacznie niższy i wyniósł 6,6%, co wynika przede wszystkim z relatywnie wysokiej ceny gazu ziemnego w porównaniu z węglem [3]. Rozwój układów gazowo-parowych w celu dalszego zwiększania sprawności opiera się na wzroście parametrów panujących w turbinie gazowej oraz parametrów pary w kotle odzyskowym [4, 5]. Obecnie stosowane materiały w układzie łopatkowym turbiny wytrzymują maksymalnie temperatury na poziomie ok. 900°C. Chronione są one przed wyższymi temperaturami przez termiczne powłoki ochronne TBC (ang. *Thermal Barrier Coating*). Przyjmuje się, że obecnie stosowane TBC pozwalają na ciągłą pracę w temperaturze nieprzekraczającej 1200°C. Natomiast technologie chłodzenia pozwalają na obniżenie temperatury spalin na powierzchni chłodzonej do dopuszczalnego poziomu, dlatego najwyższa temperatura w układzie COT (ang. *Combustor Outlet Temperature*) może być znacznie wyższa niż 1200°C. Stosowane jest otwarte powietrzne chłodzenie turbiny, w którym część powietrza pobierana jest zza sprężarki i prowadzona kanałami w łopatkach turbiny, a następnie miesza się z rozprężanymi spalinami. Wyróżnia się tutaj technologie: konwekcyjną, błonową i transpiracyjną. Alternatywą jest zamknięty układ chłodzenia parą wodną z części parowej, która po ochłodzeniu łopatek skiepowania jest powrotnie do części parowej [6, 7]. Obecnie większość producentów stosuje temperatury w komorze spalania COT rzędu 1500°C, tylko jeden wprowadził COT = 1600°C i prowadzi badania nad zastosowaniem 1700°C [8–10]. Zmiany osiąganych temperatur metalu oraz COT na przestrzeni ostatnich 60 lat przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Osiągnięte temperatury metalu oraz COT na przestrzeni lat 1950–2010

2. Struktura elektrowni

Elektrownia gazowo-parowa składa się z instalacji turbiny gazowej oraz obiegu parowego zasilanego parą wytworzoną w kotle odzyskowym. Zastosowano trójciśnieniowy kocioł odzyskowy z przegrzewem wtórnym pary zasilany spalinami oraz dodatkowy kocioł odzyskowy wykorzystujący ciepło chłodzenia powietrza. Schemat analizowanego układu przedstawiono na rys. 2. Model układu wykonany został w programie GateCycle™ [11].

2.1. Turbina gazowa

Kluczowym parametrem pracy badanej turbiny gazowej jest stopień sprężania powietrza w kompresorze β . Przeprowadzono analizę w szerokim zakresie $\beta = 10$ –100. Zastosowano tutaj podejście ze stałą temperaturą wylotową z turbiny gazowej, równą 630°C. Temperatura ta utrzymywana jest poprzez uziemiennienie temperatury spalin za komorą spalania t_{3a} w zależności od β . Sprawności izentropowe kompresora oraz ekspandera wyznaczono na podstawie charakterystyki sprawności politropowych w funkcji β dla sprężarki oraz w funkcji β i TIT dla ekspandera (ang. *Turbine Inlet Temperature*; wyznaczana zgodnie z ISO-2314 [12]). Charakterystyki dla wariantów optymistycznych zaczerpnięto z literatury [13], więc odpowiadają one nowoczesnej turbinie gazowej

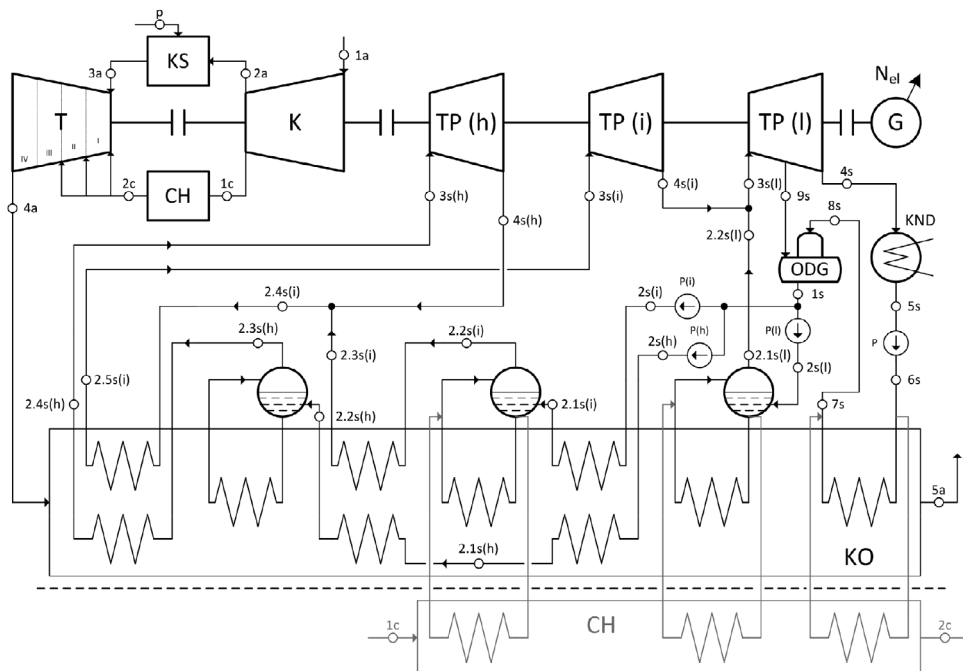
z ograniczonymi stratami wewnętrznymi. Szczegółowy algorytm obliczeń stosowany przez autorów przedstawiono w [14].

W ekspanderze zastosowano otwarte powietrzne chłodzenie układu łopatkowego. Analizie poddano trzy technologie chłodzenia: konwekcyjną (warianty A i B), błonową (wariant C) oraz transpiracyjną (wariant D). Ponadto w wariantach B-D zastosowano chłodzenie powietrza chłodzącego do temperatury 100°C w celu zmniejszenia jego strumienia. Zastosowany model chłodzenia wynika z równania przepływu ciepła w układzie łopatkowym turbiny [7, 15]. Dla modelu chłodzenia konwekcyjnego strumień ciepła między gorącymi spalinami, łopatkami turbiny a powietrzem chłodzącym wyrażony jest zależnością:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (t_{g,i} - t_{g,o}) = \alpha_b \cdot A_b \cdot (t_{g,i} - t_b) = \\ &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (t_{c,o} - t_{c,i}) \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

$\dot{m}_c$, $t_{c,i}$, $t_{c,o}$, $c_{p,c}$ – strumień, temperatura na wlocie, temperatura na wylocie, średnie ciepło właściwe powietrza chłodzącego dany stopień turbiny, $\dot{m}_g$, $t_{g,i}$, $t_{g,o}$, $c_{p,g}$ – strumień, temperatura na wlocie, temperatura na wylocie, średnie ciepło właściwe gazu zasilającego dany stopień turbiny, α_b – średni współczynnik wnikania ciepła łopatki,



Rys. 2. Schemat układu gazowo-parowego, gdzie: CH – chłodnica powietrza, G – generator, K – sprężarka, KND – kondensator, KO – kocioł odzyskowy, KS – komora spalania, ODG – odgazowywacz, P – pompa, T – turbina, TP – turbina parowa, (h) – dotyczy wysokiego, (i) – średniego, (l) – niskiego poziomu ciśnienia

A_b – powierzchnia wymiany ciepła w łopatkach, t_b – temperatura materiału łopatek turbiny.

W modelu konwekcyjnego chłodzenia uwzględniono zależność (2) opisującą strumień masowy gorących spalin ($\dot{m}_g$), zależność (3) definiującą liczbę bezwymiarową Stanton (St) oraz równanie (4) określające efektywność chłodzenia (η_c).

$$\dot{m}_g = A_g \cdot v_g \cdot \rho_g \quad (2)$$

gdzie:

A_g – powierzchnia przekroju przepływu spalin, v_g – prędkość spalin, ρ_g – gęstość spalin.

$$St = \frac{\alpha_b}{c_{p,g} \cdot v_g \cdot \rho_g} \quad (3)$$

$$\eta_c = \frac{t_{c,o} - t_{c,i}}{t_b - t_{c,i}} \quad (4)$$

Korzystając z zależności (1)–(4), otrzymujemy równanie (5) opisujące stosunek strumienia powietrza chłodzącego do strumienia powietrza na wlocie do sprężarki.

$$\frac{\dot{m}_c \cdot c_{p,c}}{\dot{m}_g \cdot c_{p,g}} = \frac{k \cdot St}{\eta_c} \cdot \left(\frac{t_{g,i} - t_b}{t_b - t_{c,i}} \right) \quad (5)$$

$$k = \frac{A_b}{A_g} \quad (6)$$

Gdy mamy do czynienia z chłodzeniem błonowym lub transpiracyjnym, strumień ciepła przekazywany do łopatek od strony spalin jest mniejszy niż w modelu chłodzenia konwekcyjnego. Uwzględnia to wprowadzona efektywność izotermiczna η_{iso} . W przypadku chłodzenia konwekcyjnego

$\eta_{iso} = 0$. Dla chłodzenia błonowego przyjęto $\eta_{iso, film} = 0,4$, natomiast dla chłodzenia transpiracyjnego $\eta_{iso, trans} = 0,5$ [7]. Ekspander składa się z czterech stopni łopatkowych, z których chłodzone są stopnie z temperaturą spalin wyższą od granicznej temperatury łopatek t_b . Strumień powietrza chłodzącego każdy stopień turbiny liczony jest indywidualnie, zgodnie z zależnością:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_g \cdot \frac{k \cdot St}{\eta_c} \cdot \left(\frac{t_{g,i} - t_b}{t_b - t_{c,i}} \right) \cdot \frac{c_{p,g}}{c_{p,c}} \cdot (1 - \eta_{iso}) \quad (7)$$

Skład i parametry powietrza założono zgodnie z ISO-2314 ($t_{0a} = 15^\circ\text{C}$, $p_{0a} = 101,325 \text{ kPa}$, $\phi = 60\%$). Jako paliwo przyjęto gaz ziemny o czystości 100% CH_4 , z parametrami na wlocie do komory spalania $15^\circ\text{C}/3,5 \text{ MPa}$. Wartość opałowa paliwa wynosi $W_d = 50,049 \text{ MJ/kg}$. Pozostałe założenia dla turbiny gazowej zestawiono w tab. 1.

2.2. Część parowa

Część parowa elektrowni składa się z:

- klasycznego obiegu parowego z trójciśnieniowym kotłem odzyskowym z przegrzewem międzystopniowym pary (3PR)
- dodatkowego kotła odzyskowego wykorzystującego ciepło chłodzonego powietrza CH (w wariantach B-D).

Klasyczny obieg parowy oparty jest na pracy trójsekcyjnej turbiny parowej z wtórnym przegrzewem pary przed częścią średnioprężną. Zastosowano odgazowywacz zasilany parą z upustu w części niskoprężnej turbiny. W kotle odzyskowym zastosowano dwuczęściową budowę podgrzewacza wysokociśnieniowego oraz podgrzewacza deaeracyjnego, który zastępuje podgrzewacz niskociśnieniowy. Założenie stałej temperatury

spalin trafiających do kotła odzyskowego ($t_{4a} = 630^\circ\text{C}$) pozwala na zastosowanie stałych parametrów klasycznej części parowej układu w całym zakresie analizy turbiny gazowej. Podstawowe założenia dla części parowej zestawiono w tab. 2.

W wariantach B-D z chłodzeniem powietrza chłodzącego łopatek turbiny wprowadzono dodatkowy kocioł odzyskowy CH. Wraz ze stopniem sprężania w kompresorze zmienia się temperatura powietrza wylotowego, dlatego zdecydowano się na zastosowanie dwóch konstrukcji CH. Dla niższych β , gdy $t_{1c} < 630^\circ\text{C}$, CH składa się z podgrzewacza deaeracyjnego wody oraz parowoczaszki: niskoprężnego i średnioprężnego. W zakresie wyższych β , dla których spełniony jest warunek $t_{1c} \geq 630^\circ\text{C}$, zastosowano CH o konstrukcji identycznej jak klasyczny kocioł odzyskowy 3PR. W poszczególnych wymiennikach ciepła w CH zastosowano identyczne parametry po stronie obiegu parowego jak w odpowiadających im wymiennikach w klasycznym kotle odzyskowym. Pozwala to na produkcję pary zasilającej wspólną turbinę parową.

3. Analiza termodynamiczna

3.1. Metodologia oceny

Efektywność elektrowni gazowo-parowych oceniana jest poprzez sprawność generacji energii elektrycznej. Sprawność brutto η_{el} badanej elektrowni wyznaczana jest z zależności:

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}}{\dot{m}_p W_d} = \frac{N_{elTG} + N_{elTP} + N_{elCH}}{\dot{m}_p W_d} \quad (8)$$

gdzie:

N_{el} – moc elektryczna bloku brutto, N_{elTG} , N_{elTP} – moc elektryczna turbiny gazowej i turbiny parowej, N_{elCH} – przyrost mocy

elektrycznej turbiny parowej związany z wykorzystaniem ciepła powietrza chłodzącego turbinę gazową, M_p – masowy strumień paliwa, W_d – wartość opałowa paliwa. Sprawności elektryczne części gazowej η_{elTG} , klasycznej części parowej η_{elTP} oraz efektywność wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego η_{elCH} wyrażane są zależnościami:

$$\eta_{elTG} = \frac{N_{elTG}}{\dot{m}_p W_d} \quad (9)$$

$$\eta_{elTP} = \frac{N_{elTP}}{\dot{Q}_{4a}} \quad (10)$$

$$\eta_{elCH} = \frac{N_{elCH}}{\dot{Q}_{1c}} \quad (11)$$

gdzie:

$\dot{Q}_{4a}$ – strumień ciepła w spalinach za turbiną gazową, $\dot{Q}_{1c}$ – strumień ciepła w powietrzu doprowadzonym do chłodnicy CH.

Wykorzystując wskaźniki strumieni spalin α (12) oraz powietrza chłodzącego α_{CH} (13), sprawność elektryczną brutto badanej elektrowni gazowo-parowej (8) można przedstawić w postaci (14):

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{4a}}{N_{elTG}} \quad (12)$$

$$\alpha_{CH} = \frac{\dot{Q}_{1c}}{N_{elTG}} \quad (13)$$

$$\eta_{el} = \eta_{elTG} \cdot (1 + \alpha \cdot \eta_{elTP} + \alpha_{CH} \cdot \eta_{elCH}) \quad (14)$$

Do oceny efektywności chłodzenia turbiny służy wskaźnik ilości gazu chłodzącego łopatkę turbiny γ_{CH} , wyrażany jako masowy stosunek strumienia powietrza chłodzącego $\dot{m}_{1c}$ do strumienia powietrza na wlocie do turbiny gazowej $\dot{m}_{1a}$:

$$\gamma_{CH} = \frac{\dot{m}_{1c}}{\dot{m}_{1a}} \quad (15)$$

3.2. Rezultaty

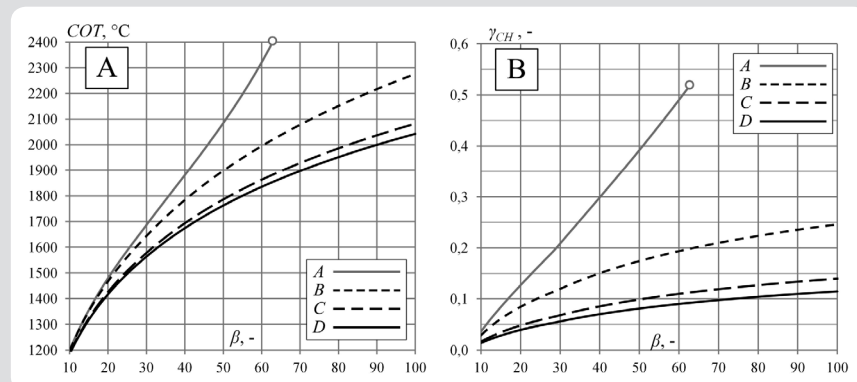
Chcąc sprawdzić potencjał turbin gazowych z otwartym chłodzeniem powietrznym, także pracujących w układach gazowo-parowych, przeprowadzono analizę w zakresie stopni sprężania $\beta = 10$ –100. Temperatura za komorą spalania COT jest zależna przede wszystkim od β oraz efektywności zastosowanego chłodzenia turbiny. Strumień powietrza w pierwszym kroku chłodzi łopatkę, a następnie miesza się ze spalinami, obniżając dodatkowo ich temperaturę w dalszej części turbiny. Sprawia to, że konieczne jest zastosowanie wyższej temperatury COT do uzyskania założonej temperatury wylotowej $t_{4a} = 630^\circ\text{C}$. Zależność tę przedstawia wykres COT oraz γ_{CH} na rys. 3. Konieczny strumień powietrza chłodzącego zależy od COT oraz temperatury powietrza t_{2c} , która w wariantach A i B wzrasta wraz ze stopniem sprężania (rys. 5a). Efektem tego są bardzo wysokie wartości γ_{CH} , natomiast COT przy $\beta = 63$ przekracza 2400°C i osiąga granicę spalania stechiometrycznego.

Parametr		Jednostka	Wartość
Moc elektryczna turbiny gazowej	N_{elTG}	MW	200,0
Sprawności mechaniczne sprężarki i turbiny	η_m	–	0,995
Sprawność generatora	η_G	–	0,985
Sprawność energetyczna komory spalania	η_{KS}	–	0,99
Względna strata ciśnienia w komorze spalania	ζ_{KS}	–	0,045
Względna wlotowa strata ciśnienia	ζ_{in}	–	0,01
Ciśnienie spalin opuszczających ekspander	p_{4a}	kPa	105,5

Tab. 1. Założenia dla turbiny gazowej

Parametr		Jednostka	Wartość
Temperatura pary świeżej na wlocie do TP	$t_{3s(h)}$	$^\circ\text{C}$	600,0
Ciśnienie pary świeżej na wlocie do TP	$p_{3s(h)}$	MPa	18,0
Temperatura pary wtórnej na wlocie do TP	$t_{3s(i)}$	$^\circ\text{C}$	600,0
Ciśnienie pary wtórnej na wlocie do TP	$p_{3s(i)}$	MPa	4,0
Ciśnienie pary na wlocie do części niskoprężnej TP	$p_{3s(l)}$	MPa	0,3
Ciśnienie w kondensatorze	p_{KND}	MPa	0,005
Sprawność izentropowa turbiny parowej	η_{ITP}	–	0,90
Sprawność mechaniczna turbiny parowej	η_{mTP}	–	0,99
Sprawności wymienników w kotle odzyskowym	η_{WC}	–	0,99
Spiętrzenie temperatury w parowaczach – pitch point	Δt_{pp}	$^\circ\text{C}$	5,0
Niedogrzew wody w podgrzewaczach wody – approach point	Δt_{ap}	$^\circ\text{C}$	5,0

Tab. 2. Założenia dla części parowej układu

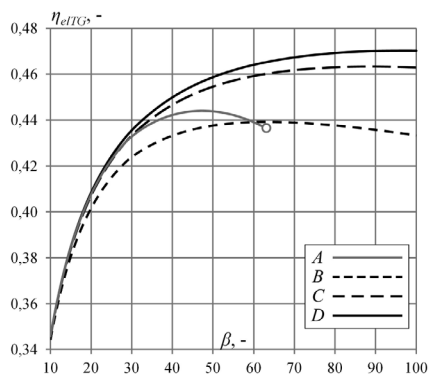


Rys. 3. a) Temperatura na wylocie z komory spalania COT, b) Wskaźnik ilości powietrza chłodzącego, w funkcji β

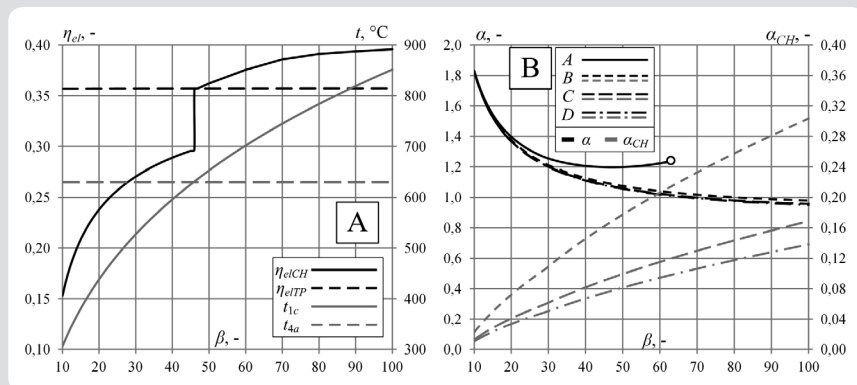
Dlatego w tym wariantcie niemożliwe jest osiągnięcie wyższych stosunków sprężania. Ochłodzenie powietrza chłodzącego turbinę do $t_{2c} = 100^\circ\text{C}$ w wariantcie B pozwala na znaczne ograniczenie jego strumienia oraz redukcję temperatury COT, w szczególności przy wysokich wartościach β . Zastosowanie chłodzenia błonowego w wariantcie C oraz transpiracyjnego w wariantcie D wpływa na dalsze zmniejszenie wskaźnika γ_{CH} , odpowiednio o przeszło 40% oraz 50% względem wariantu B w całym zakresie analizy. Wynika to z założonych efektywności izotermicznych η_{iso} oraz dalszego

obniżenia COT. Zastosowanie tych technik chłodzenia pozwala na uzyskanie sprawności turbiny gazowej η_{elTG} powyżej 46% przy $\beta \geq 52$ dla wariantu D oraz przy $\beta \geq 61$ dla wariantu C. Uzyskane sprawności η_{elTG} przedstawiono na rys. 4.

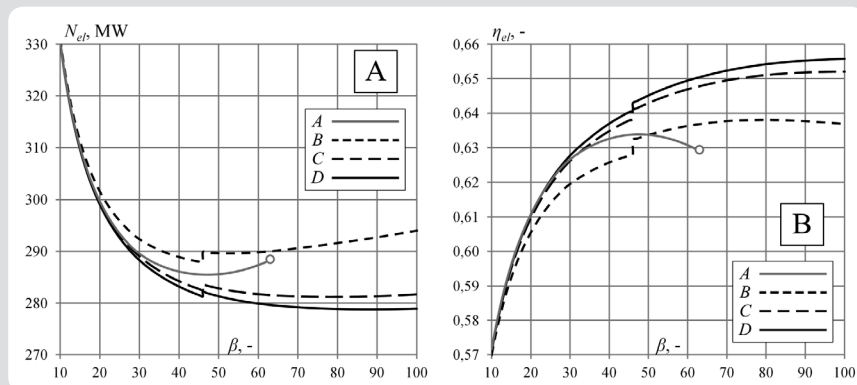
Podejście ze stałą temperaturą t_{4a} sprawia, że sprawność klasycznej części parowej jest stała niezależnie od wariantu oraz od zmiany parametrów turbiny gazowej i wynosi $\eta_{elTP} = 35,71\%$. Natomiast sprawność wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego w obiegu parowym η_{elCH} mocno zależy od jego poziomu temperatury t_{1c} .



Rys. 4. Sprawność elektryczna turbiny gazowej w funkcji β



Rys. 5. a) Sprawność części parowej η_{elTP} i efektywność wykorzystania ciepła powietrza chłodzącego η_{elCH} ,
b) Wskaźniki ilości ciepła α i α_{CH} w funkcji β



Rys. 6. a) Moc N_{el} , b) Sprawność brutto η_{el} układu gazowo-parowego w funkcji β

Oba parametry oraz temperatury źródeł ciepła przedstawiono na rys. 5a. Skokowy wzrost efektywności η_{elCH} przy $\beta = 46$ odpowiada zmianie struktury CH przy spełnieniu warunku $t_{1c} \geq 630^\circ\text{C}$. Na rys. 5b przedstawiono ilości ciepła trafiające do kotła odzyskowego α oraz do chłodnicy powietrza chłodzącego α_{CH} . Uzyskane moce N_{el} oraz sprawności brutto η_{el} dla wszystkich wariantów przedstawiono na rys. 6. W zakresie niskich β ilości ciepła dostarczonego do CH są niewielkie, co przy połączeniu z niską efektywnością η_{elCH} daje niewielki przyrost mocy. Przy wyższych stopniach sprężania, w szczególności dla $\beta \geq 46$, N_{elCH} osiąga znaczące wartości, dla

wariantu B w zakresie 11,75–24 MW, dla wariantów C i D są to wartości mniejsze proporcjonalnie do α_{CH} . Uzyskane sprawności elektryczne układu gazowo-parowego wykazują, że możliwe jest przekroczenie sprawności 65% w wariantach C (dla $\beta \geq 73$ i COT $\geq 1947^\circ\text{C}$) oraz w wariantach D (dla $\beta \geq 62$ i COT $\geq 1848^\circ\text{C}$). W wariantach z konwekcyjnym chłodzeniem turbiny możliwe jest przekroczenie jedynie bariery 63%, osiągając maksymalnie $\eta_{el} = 63,4\%$ (dla $\beta = 47$ i COT = 2021°C) w wariantach A, oraz $\eta_{el} = 63,8\%$ (dla $\beta = 80$ i COT = 2151°C) w wariantach B.

4. Podsumowanie i wnioski

W artykule przeprowadzono analizę termodynamiczną elektrowni gazowo-parowej w różnych wariantach różniących się rozwiązaniem chłodzenia powietrznego turbiny gazowej. Elektrownia w wariantach A wykorzystuje chłodzenie konwekcyjne niechłodzonym powietrzem zza sprężarki. W wariantach B dodatkowo przedstawiono ochłodzenie powietrza chłodzącego do temperatury 100°C . Warianty C oraz D wykorzystują kolejno chłodzenie błonowe oraz transpiracyjne, przy ochłodzeniu powietrza chłodzącego. Założeniem w obliczeniach jest stała temperatura spalin za turbiną gazową (t_{4a}) na poziomie 630°C , natomiast wyniki przedstawiono jako charakterystyki w funkcji stopnia sprężania. W przypadku zastosowania chłodzenia powietrza chłodzącego odzyskane ciepło jest wykorzystane w obiegu parowym, uzyskując dodatkową moc turbiny parowej. Wyniki uzyskane w analizie termodynamicznej pozwalają na wysunięcie następujących wniosków:

- bez chłodzenia powietrza chłodzącego turbinę niemożliwe jest zastosowanie zbyt wysokich spręż. Ograniczeniami są bardzo duże strumienie tego powietrza (γ_{CH} , rys. 3b), wysokie temperatury COT (rys. 3a), a w ostateczności osiągnięcie spalania stechiometrycznego dla $\beta = 63$
- zastosowanie chłodzenia powietrza chłodzącego pozwala na stosowanie stopni sprężania znacznie powyżej $\beta = 30$ przy zachowaniu znacznie niższych wartości γ_{CH} oraz COT
- porównanie wariantów A i B wykazuje, że mimo korzyści wynikających z ograniczenia strumienia powietrza chłodzącego wyprowadzenie jego ciepła z obiegu powoduje spadek sprawności turbiny gazowej η_{elTG} (rys. 4). Dopiero efektywne wykorzystanie odzyskanego ciepła w obiegu parowym pozwala na uzyskanie poprawy i elektrownia w wariantach B uzyskuje wyższe sprawności niż w wariantach A dopiero przy $\beta \geq 50$
- wprowadzenie efektywniejszych technologii chłodzenia w wariantach C i D prowadzi do dalszego ograniczenia ilości powietrza chłodzącego turbinę i temperatury COT oraz do poprawy sprawności turbiny gazowej η_{elTG} i całego układu η_{el} (rys. 6b) względem wariantu B
- zastosowanie błonowego lub transpiracyjnego chłodzenia powietrzem w połączeniu z chłodzeniem tego powietrza i wykorzystaniem odzyskanego ciepła w obiegu parowym mogą pozwolić na wprowadzenie znacznie wyższych parametrów turbiny gazowej niż obecnie stosowane, jednocześnie zachowując niskie strumienie powietrza chłodzącego. Przy β rzędu 60–80 oraz COT na poziomie $1800\text{--}2000^\circ\text{C}$ możliwe jest osiągnięcie sprawności brutto układu przekraczającej 65% w wariantach C i D.

Bibliografia

1. Chmielniak T., Technologie energetyczne, WNT, Warszawa, 2008.
2. Kotowicz J., Elektrownie gazowo-parowe, Wydawnictwo Kaprint, Lublin, 2008.

3. International Energy Agency [online], <http://www.iea.org> [dostęp: 12.01.2015].
4. Ito E. i in., Development of key Technologies for next generation gas turbine, materiały konferencyjne, ASME Turbo Expo 2007: Gas Turbine Technical Congress and Exposition, GT2007-41023, Montreal, Kanada, 17–20.05.2007.
5. Jordal K. i in., New Possibilities for Combined Cycles Through Advanced Steam Technology, materiały konferencyjne, ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30151, Amsterdam, Holandia, czerwiec 2002.
6. Facchini B., Innocenti L., Carvnevale E., Evaluation and Comparison of Different Blade Cooling Solutions to Improve Cooling Efficiency and Gas Turbine Performances, materiały konferencyjne, ASME Turbo Expo 2001, 2001-GT-0571, New Orleans, USA, czerwiec 2001.
7. Sanjay, Singh O., Prasad B.N., Comparative performance analysis of cogeneration gas turbine cycle for different blade cooling means, *International Journal of Thermal Sciences* 2009, No. 48, s. 1432–1440.
8. Hada S. i in., Evolution and future trend of large frame gas turbines a new 1600 degree C, J class gas turbine, materiały konferencyjne, ASME Expo 2012, GT2012-68574, Copenhagen, Dania, 11–15.06.2012.
9. Heavy Duty Gas Turbines & Combined Cycle. General Electric [online], http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/gas_turbines_cc/en/index.htm [dostęp: 12.01.2015].
10. Gas turbines, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. [online], http://www.mhi.co.jp/en/products/category/gas_turbin.html [dostęp: 12.01.2015].
11. GateCycle Version 5.40. Manual. GE Enter Software, LLC.
12. Norma ISO 2314:2009.: Gas turbines – Acceptance tests.
13. Wettstein H.E., The potential of GT combined cycles for ultra high efficiency, materiały konferencyjne, ASME Turbo Expo 2012, GT2012- 68586, Copenhagen, Dania, 11–15.06.2012.
14. Kotowicz J., Job M., Brzęczek M., Identyfikacja głównych parametrów instalacji turbiny gazowej. Zastosowania analizy termodynamicznej do opisu zjawisk fizycznych i urządzeń energetycznych, monografia pod red. M. Szewczyka, Rzeszów 2014, s. 125–139.
15. Jonsson M. i in., Gas turbine cooling model for evaluation of novel cycles, materiały konferencyjne, ECOS 2005, Trondheim, Norwegia, 20–22.06.2005.

Janusz Kotowicz

prof. dr hab. inż.

Politechnika Śląska

e-mail: janusz.kotowicz@polsl.pl

Dziekan Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki oraz kierownik Zakładu Miernictwa i Automatyki Procesów Energetycznych w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Marcin Job

mgr inż.

Politechnika Śląska

e-mail: marcin.job@polsl.pl

Doktorant w Zakładzie Miernictwa i Automatyki Procesów Energetycznych w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Mateusz Brzęczek

mgr inż.

Politechnika Śląska

e-mail: mateusz.brzeczek@polsl.pl

Doktorant w Zakładzie Miernictwa i Automatyki Procesów Energetycznych w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej w Gliwicach.