

The Problem of Thermal Unit Elasticity Under the Conditions of Dynamic RES Development

Authors

Tomasz Kowalczyk
 Janusz Badur
 Paweł Ziółkowski
 Sebastian Kornet
 Kamil Banaś
 Piotr Józef Ziółkowski
 Michał Stajnke
 Mateusz Bryk

Keywords

energy storage, operational flexibility, steam turbine, gas turbine, SOEC, hydrogen technologies, machine monitoring

Abstract

The paper is an overview of selected ways of increasing the operational flexibility of steam units, which are predominant in the Polish power system. These studies were prompted by the dynamic changes in the structures of installed capacity and generation output in the National Power System due to a rapid increase in the number of wind turbines in the country.

The methods of thermal unit operational flexibility improvement are divided into two groups. The first group comprises solutions with heat and mass storage as well as chemical energy storage. These are solutions to manage the auxiliary load of units regardless of system load. The second group consists of methods for an off-design increase in the safe level of thermal energy machine design stress. The development of numerical tools using complex methods of thermal stress determination, such as Burzyński-Pęcherski's theory, combined with advanced on-line machine diagnostics, allows for an extension in the operational range of a machine, beyond the original safe operation limit without risk of damage or loss of service life, in other words.

DOI: 10.12736/issn.2300-3022.2017209

Received: 14.02.2017

Received in revised form: 12.06.2017

Accepted: 22.06.2017

Available online: 30.06.2017

Introduction

Intensive development of wind power generation in Poland has led to more and more visible changes in the capacity structure installed in the National Power System (NPS). As reported by Polskie Sieci Elektroenergetyczne SA, at the end of 2015, the capacity installed in the Polish system amounted to 40,445 MW, of which wind turbines and other renewable sources, excluding commercial hydro power plants, accounted for 5687 MW, i.e. 14% of the system power [1]. Whereas they generated 10,114 GWh, i.e. 6% of the national output (161,772 GWh).

In the years 2013–2015, the capacity installed in wind power plants increased by 2,183 MW, i.e. 62%. At that time, their yearly

output increased by 4,219 GWh, i.e. nearly 72%. Unfortunately, in the commercial power sector of the NPS the installed capacity declined by 1.5% in this period. The hazards that it brings about may be demonstrated by the example of the days of the highest and lowest demand for power in 2015. On December 26, 2015, when the demand for power was at its lowest, i.e. 11,242 MW, wind turbines were contributing 2,000 MW, which accounted for 100% of their available capacity, ca. 35% of achievable capacity, and nearly 18% of the system load. On July 10, 2015, when the demand for power was at 25,101 MW, i.e. the highest, wind turbines were contributing 1,484 MW, which accounted for 100% of their available capacity, nearly 40% of achievable capacity,

and less than 6% of system demand. As can be seen from this example, wind turbines are loaded independently of the system demand, and their availability depends on current weather conditions. For this reason, they must be secured with a power reserve guaranteed by thermal power plants.

This causes many problems when balancing the power system, because such power plants are to some extent unpredictable and their output is difficult to plan. Their sudden switch-ons and switch-offs following changes in the wind must be compensated for by thermal power plants, which significantly increases their maintenance costs, and reduces the viability and efficiency of their electricity generation, as these units are often operated at their technical minimums determined by PSE. Also, distribution and transmission system operators incur capital expenditures to upgrade their power grids and fit them for the connection of renewable sources.

The introduction of so many wind plants into the NPS requires thermal power plants to increase their operational flexibility to ensure the stable operation of the entire power system. In this case, operational flexibility means the capability of the thermal unit to respond rapidly to a power deficit due to a sudden decrease in wind speed, which, in addition may coincide with a sudden increase in the grid demand. The second problem is the reduction in the minimum power output to the grid, with which the power station must operate for a long time without adversely affecting the energy conversion efficiency and the useful life of the thermal circuit elements. The aim of this approach is to avoid unit outage to hot power reserve.

There are two areas in which thermal units could possibly be upgraded to increase their flexibility. The first includes energy storage, which allows the load from generating units to be balanced during periods of low grid demand, and to deliver power during periods of peak demand. However, since electricity is difficult to store on an industrial scale, mass and heat storage is used, and recently, also the storage of chemical energy, especially hydrogen has been considered [2]. The second upgrade area includes thermal machinery, mainly boilers and steam turbines. In this area, the authors propose the development of machine monitoring systems, taking into account the stress and strain adaptation of the material, which significantly improves the elasticity of thermal machines without sacrificing their service life [3].

Energy storage

Balancing energy production and consumption by storing it is the most intuitive approach to the problem. Because the direct storage of electricity is difficult, many indirect methods have been developed consisting of thermal mass storage with appropriate properties and parameters [4].

Currently, the most common method is to store the potential energy of water in pumped storage power plants. These solutions allow for the storage of large amounts of energy while maintaining the high efficiency of the charge-discharge cycle. The largest pumped storage power plant in Poland has a regulation capacity of 1,516 MW (up to 800 MW input from the grid and 716 MW output to it), with a cycle efficiency of 73%. However,

due to field and environmental constraints, less landscape-invasive approaches are being developed that are less capital-intensive and often allow the storage of energy at the stage of its generation.

Storage of compressed air in gas turbine circuits

Among these solutions are CAES Compressed Air Energy Systems that store compressed air. When they are interoperable with gas turbines, these systems are more economically feasible than those that only compress and expand the air. This results from the calculation of a profit that does not only result from the difference between the energy purchase and sale prices depending on the grid load, but from making an allowance for the addition to the load of the inter-operated generating unit. This speeds the return on investment up and, operated this way, heat machines can work longer under more favourable operating conditions, and be less frequently shut-down, which increases their efficiency and viability. Losses in the cycle of such system charging and discharging are primarily due to the pressure drop (momentum balance) and heat loss to the environment (energy balance). An additional loss source is the operation of rotary machines under partial load, which can significantly reduce their thermodynamic efficiency.

The heat loss problem can be solved, for example, by compressors split into two trunks with an intercooler, which allows for the storage of cold air and eliminates the tanks' thermal insulation problem. Possible cooling of the air during storage is even energy-efficient, as it reduces the mechanical power intake of the high-pressure compressor, which in turn increases the turbo-generator set's net output power.

The largest pressure losses in such circuits are due to the isochoric storage of air in fixed capacity tanks, which decreases the cycle efficiency during tank unloading. The solution to this problem is the use of isobaric tanks [5, 6]. The capacities of such tanks are variable, and they are deployed deep under water using hydrostatic pressure. These may be balloons placed in water reservoirs and various geological formations flooded by water and connected to a surface reservoir.

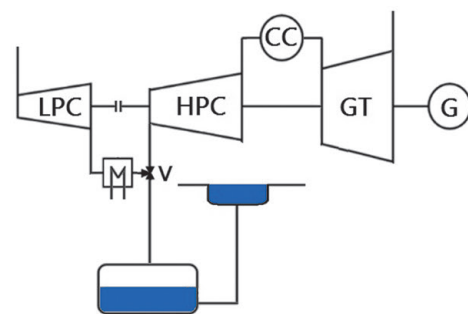


Fig. 1. Schematic diagram of the system of compressed air storage in gas turbine circuit Symbols: water is marked in blue in an isobaric tank deep underground plus a surface tank, CC – combustion chamber, HPC – high-pressure compressor, LPC – low-pressure compressor, GT – gas turbine, G – electric generator, V – three-way control valve

Rotary machine flow losses in various operating modes may be reduced by the appropriate configuration of their thermodynamic circuits. An example of a system integrating the solutions described above is shown in Fig. 1. With complete elimination of the above energy losses, the system's cycle would be 100% efficient.

The output power of such a system is controlled by turning the low-pressure compressor on at times of low power demand. In this mode, part of the air flow is directed to the turbo generator set, and the other part to the tank. When the tank is discharged, at the time of peak demand, the low-pressure compressor is disconnected and the turbine is fed from the tank. This increases the turbo generator set's output with the power needed to drive the low-pressure compressor. This study was based on the thermodynamic parameters of GE LMS100 gas turbo set [7], assuming an equal pressure increase in both compressors. Disconnecting the low-pressure compressor increases the turbo generator set's output by 50% (96–144 MW). To ensure the turbo set's 10-minute operation under a nominal load and with its low-pressure compressor off, 6,600 m³ of non-isolated storage space capable of withstanding a 6.5 bar pressure is needed. The isobaric tank filled with water would have to be deployed 65 m below the surface of the reservoir.

Storage of heat with hot water in steam turbine circuits

A similar solution for steam turbine circuits is to store the boiler feed water's thermal energy. A diagram of a sample solution is shown in Fig. 2.

The power control in this case consists of controlling the volume of steam directed to low-pressure regeneration. When the grid demand is low, the low-pressure regeneration is fed with the maximum extraction steam flow, which heats the water pumped from the cold tank to the hot tank. During peak demand, the steam vents are closed, the live steam flow is unchanged, and the steam unit's net output power rises.

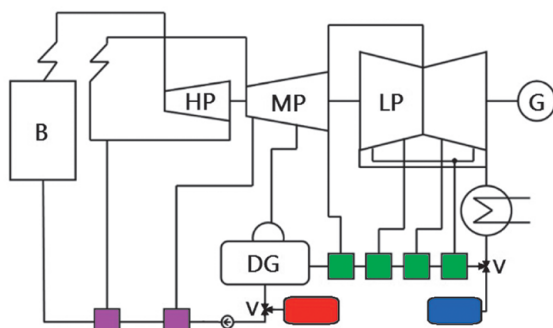


Fig. 2. Schematic diagram of the hot water storage in the feed water's thermal regeneration system. Symbols: red – hot water tank, blue – condensate tank, purple – heat exchanger for high-pressure regeneration, green – heat exchanger for low-pressure regeneration, B – boiler, HP – steam turbine high-pressure part, MP – medium pressure part, LP – low-pressure part, G – power generator, DG – degasser, V – three-way control valves

As demonstrated in [8], the above solution can achieve very high cyclical efficiency because the only significant loss of energy is due to the heat transfer through the thermal insulation of the hot tank with a pressure of 1.0–1.5 MPa and a temperature of 180–200°C. On the other hand, this method requires large storage volumes because the unit energy stored in hot water is relatively small (for these water parameters it is in the range of 4.4–4.5 kJ/kg*K). To raise a 400 MW turbo set's power by 50 MW for 10 minutes, number of tanks with capacities ca. 180 m³ each would be needed.

Hydrogen storage

The latest approach to the energy storage problem is storing the chemical energy of hydrogen or hydrocarbons. The simplest systems consist of wind turbines or photovoltaic panels and PEM-type semi-permeable membranes electrolyzers, which can be operated as fuel cells when fed with hydrogen and oxygen. Such solutions are characterized by relatively low cycle efficiency of 25–45% [9]. This is due to the fuel cell efficiency of 40–60%, which is lower than that in the electrolyser mode, 67–87% [10]. Considering the entire system, additional losses due to the compression of stored hydrogen should be taken into account, as the electrolysis process in PEMs is typically carried out at pressures of several to several dozen bars. It is worth mentioning that there are also studies in progress of the high-pressure electrolysis of water using PEM membranes under pressure up to several hundred bars [11].

A more efficient system for storing hydrogen energy using reversible cells is the use of SOEC Solid Oxide Electrolyser Cell high temperature electrolyzers, which can be operated in the fuel cell mode as SOFC Solid Oxide Fuel Cell. SOEC cells are different from PEM cells, primarily due to their ability to operate at high steam temperatures of 500–900°C. As a result, the share of thermal energy required for the electrolysis process is increasing, relative to the share of electricity. Unfortunately, current material problems do not allow for simultaneous high temperatures and pressures, so high-temperature cells operate at similar pressures to PEM devices. SOECs achieve efficiency of more than 90% [12], but in the fuel cell mode their efficiency is much lower, due to the high temperature of the waste heat, it is in the range of 40–60%. By configuring an SOFC fuel cell with a gas turbine or another waste heat system, efficiency of up to 79% may be achieved [13]. A diagram of a steam unit with an SOEC segment fed with reheated steam is shown in Fig. 3.

In the proposed solution, at the power system's low load, a portion of reheated steam is directed to the electrolyser. The steam intake is small compared to the of electricity consumed in its electrolysis. With electrolyser efficiency at 85%, to produce 0.44 kg/s of hydrogen 4 kg/s of steam at 550°C is needed, and up to 47.6 MW of electricity. Combining hydrogen production with electricity generation allows power generators to utilize the entire waste heat generated during the charging and discharging cycle.

The overall balance of the water electrolysis process is described by the following equation:

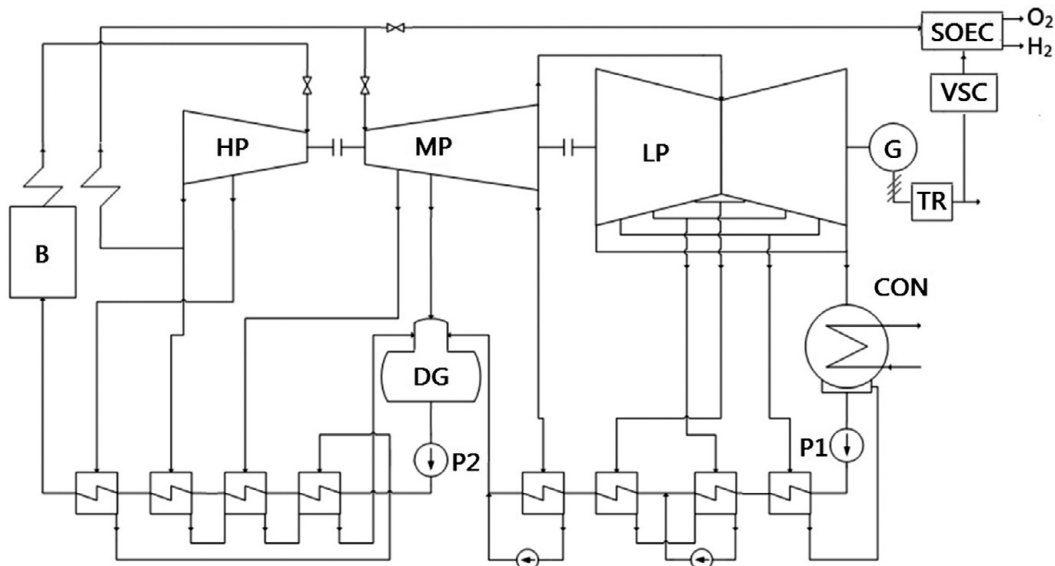


Fig. 3. Steam circuit with an SOEC cell feed system, where: B – boiler, HP, MP, LP – high-pressure, medium-pressure, and low-pressure steam turbine parts, respectively, DG – degasser, CON – steam condenser, P1 – main condensate pump, P2 – main feed pump, G – power generator, TR – unit transformer, VSC – voltage source converter

$$\Delta H = T\Delta S + \Delta G \quad (1)$$

where: ΔH – change in enthalpy, $T\Delta S$ – conversion heat expressed by the product of absolute temperature and entropy increase, ΔG – change in Gibbs free energy.

The change in Gibbs' free energy represents the share of electricity, the change in entropy represents the heat demand of the process, and the change in enthalpy determines the conversion's energy demand [12]. Fig. 4 shows the relationship between the above parameters and the temperature.

As can be seen from the graph in Fig. 4, the energy balance of hydrogen production is more beneficial for steam than for water. This is due to the Gibbs free energy balance, and entropy of substrates and water electrolysis products. As the temperature increases (above 100°C), the energy consumption of the process increases slightly. Thus, it might be the case that it is most cost-effective to run steam electrolysis within a temperature range of 100–150°C. However, with consideration of the large share of electricity in this process and the efficiency of its generation in thermal circuits, it is better in the Polish power system to run electrolysis at a high temperature. In that case, the share of thermal energy that drives the process related to the share of electricity increases from 0.08 at 200°C to 0.40 at 900°C.

It can therefore be concluded that at the power system's low load it is more energy-efficient to produce hydrogen in thermal power plants than in wind power plants. In such a solution, wind turbines can be fully loaded to supply the power system, and the thermal power plants' load is due to the grid demand and the burden of hydrogen production.

The density of energy stored in hydrogen is the highest of these methods and is 141.8 MJ/kg, but due to the low density of hydrogen, the combustion heat per unit volume under normal

conditions is 11.6 MJ/Nm³. Because of this, hydrogen is stored under high pressure or is injected into the natural gas network. To generate 50 MW for 10 minutes, ca. 352 kg (4083.2 Nm³) of hydrogen must be burned in a fuel cell with a total energy efficiency of 60%.

Increasing thermal machine stress and strain performance

A different approach to the problem of the operational flexibility of thermal machinery is to control the stress and strain performance of their construction. This requires several measuring points relatively readily accessible in the structure of the machine, the resulting measurements form the basis for the control and measurement system with the relevant algorithms implemented for the control of complex, non-linear thermal effects between the fluid and the machine construction, the so called Thermal-FSI

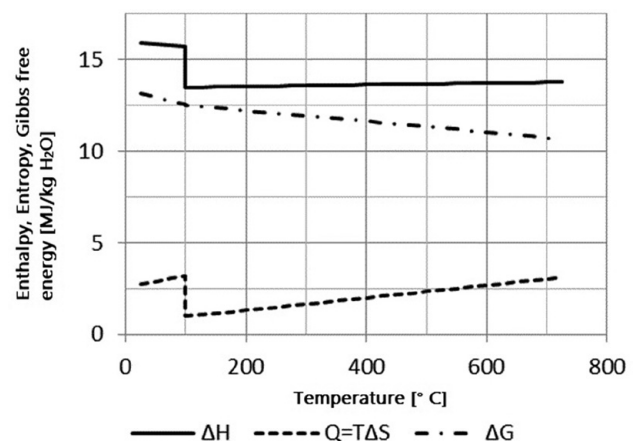


Fig. 4. Balance of enthalpy, entropy, and Gibbs free energy of the water electrolysis as a function of temperature

Fluid Solid Interaction. In order to determine structure's strength under dynamic temperature changes, precise 3D modelling is required, based on the simultaneous calculations of steam flows and the resulting temperature distribution, as well as on the determination of stresses, and then counting the service life under a load cycle. This solution is faster, cheaper and much more informative than destructive testing. It should be noted that there are currently well-proven models based on benchmark-experiments that incorporate many phenomena in solids. Such a proven and frequently used model including, but not limited to, plastic range, and isotropic and kinematic hardening is the Chaboche model.

Thermal-FSI methods have been developed at the Institute of Energy Conversion of the Polish Academy of Sciences for many years, resulting in numerous scientific publications and industrial implementations [3, 14, 15]. As shown in [16], it is possible to speed up a steam turbine starting from the cold state by 40%. Another important issue is the identification of boiler operating conditions, due to the combustion process [17] as well as the thermal loads [18, 19].

Conclusions

The structure of power generation in power systems is currently undergoing significant changes. This applies to changes in the energy mix as well as in the generating units' operating conditions, including those in the base load zone. Connecting RES sources to the power system requires more operational flexibility of thermal generating units, i.e. fast start and load changes, to ensure power reserves and operation under very low loads.

These requirements can be met by storing energy and increasing the stress and strain performance of the thermal machine structure. The most efficient energy storage based solution is the pumped storage power plant. However, as shown, the best method is to store energy at its generation point, such systems are characterized by very high cycle efficiency, but the density of the stored energy is the problem.

From the stress/strain perspective, the new models of thermal stress determination are very effective. The application of the model of elastic-plastic material adaptation or the Burzyński-Pęcherski hypothesis opens up huge possibilities to shorten the start-up and shut-down times of thermal machines.

REFERENCES

1. "KSE Report 2015", PSE SA [online], <http://www.pse.pl/index.php?did=2870> [access: 10.02.2017].
2. S. Lepszy, T. Chmielniak, "Technical and economic analysis of energy storage system using hydrogen underground reservoirs with covering of peak electricity demand", Conference proceedings CPOTE 2016, Katowice 2016, pp. 14–16.
3. J. Badur et al., "Pozaprojektowe ograniczenia mające na celu utrzymanie dyspozycyjności turbiny parowej dużej mocy" [Non-design constraints aimed at maintaining the availability of high power steam turbine], *Energetyka*, Vol. 749, 2016, pp. 652–654.
4. X. Luo et al., "Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation", *Applied Energy*, Vol. 137, 2015, pp. 511–536.
5. J. Mas, J.M. Rezola, "Tubular design for underwater compressed air energy storage", *Journal of Energy Storage*, Vol. 8, 2016, pp. 27–34.
6. Y.M. Kim, D.G. Shin, D. Favrat, "Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis", *Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 6220–6233.
7. M.J. Reale, "New high efficiency simple cycle gas turbine – GE's LMS100TM", General Electric Company, 2004.
8. J. Badur, T. Kowalczyk, "Poprawa elastyczności bloków parowych poprzez magazynowanie ciepła i masy" [Steam unit's flexibility improvement by storing heat and mass], *Nowa Energia*, Vol. 55, 2017, pp. 60–62.
9. B. Ceran, "Analiza energetyczna hybrydowego systemu wytwórczego z odwracalnym ogniwem paliwowym jako magazynem energii" [Energy Analysis of Hybrid Hydrogen Production System with Reversible Fuel Cell as Energy Storage], *Logistka*, No. 4, 2015, pp. 8627–8635.
10. M. Carmo et al., "A comprehensive review on PEM water electrolysis", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 38, 2011, pp. 4901–4934.
11. S.A. Grigoriev et al., "High-pressure PEM water electrolysis and corresponding safety issues", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, 2013, pp. 4901–4934.
12. International Atomic Energy Agency, "Hydrogen Production Using Nuclear Energy", Vienna, 2013.
13. M. Lemański, J. Topolski, J. Badur, "Analysis strategies for gas turbine – solid Oxide fuel cell hybrid cycles, Technical, economic and environmental aspects of combined cycles power plants" [in:] "Technical, Economic, and Environmental Aspects of Combined Cycle Power Plants", edited by Z. Domachowski, Gdańsk University of Technology Printers, 2004, pp. 213–220.
14. J. Badur et al., "An advanced Thermal-FSI approach to flow heating/cooling", *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 530, 2014, p. 12039.
15. J. Badur, D. Sławiński, "Rozruchy maszyn energetycznych we współpracy z odnawialnymi źródłami energii" [Starting energy machinery in inter-action with renewable energy sources], *Nowa Energia*, Vol. 51, 2016, pp. 78–80.
16. D. Sławiński, "Rozruch maszyn energetycznych z uwzględnieniem sprężysto-plastycznego dostosowania się konstrukcji" [Starting power machines with consideration of elastic-plastic adaptation of structure], PhD dissertation, IMP PAN, 2016.

Tomasz Kowalczyk

Robert Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences

e-mail: tkowalczyk@imp.gda.pl

Graduated from Gdańsk University of Technology with a degree in energetics, a PhD student and, since 2013, an employee of R. Szewalski Institute of Fluid Machinery of the Polish Academy of Sciences. Author of numerous scientific articles and speaker at national and foreign scientific conferences. Interested in the integration of different energy systems, including hydrogen technologies.

Janusz Badur

Robert Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences

e-mail: janusz.badur@imp.gda.pl

A graduate of Cracow University of Technology, longtime employee of the R. Szewalski Institute of Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences, creator of the Department of Energy Conversion. He has worked for many years in thermodynamics and numerical thermomechanics, specializing in the modelling of flows mixed, under phase transitions and chemical reactions under conditions of severe mechanical and thermal turbulence. For years he has co-operated with industry on steam and gas turbines, boilers and relevant issues related to power plant performance. Author of over 200 publications and 3 monographs, 30 PhD thesis promoter. He has managed more than 80 expert opinion projects.

Paweł Ziółkowski

Robert Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences

e-mail: pawel.ziolkowski@imp.gda.pl

Graduated from Gdańsk University of Technology with a degree in mechanics and mechanical engineering. Since 2011 with the R. Szewalski Institute of Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences. Author or co-author of more than 70 scientific publications and a speaker at national and international scientific and technical conferences. His research interests are related to modelling traditional thermal circuits as well as the modern ones with the use of oxycombustion and CCS, and aimed at energy conversion intensification.

Sebastian Kornet

Robert Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences

e-mail: sebastian.kornet@imp.gda.pl

Graduated from the Faculty of Mechanical Engineering of Gdańsk University of Technology (2011). Since 2012 with the R. Szewalski Institute of Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences, PhD student and researcher in the Department of Energy Conversion. Has completed a six-month internship abroad at Alstom Power in Baden, Switzerland (2015/2016). Author of numerous scientific articles and speaker at national and foreign scientific conferences. His interests include the numerical modelling of condensation and evaporation in high power steam turbines.

Kamil Banas

Robert Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences

e-mail: kamil.banas@imp.gda.pl

Graduated from University of Rzeszów (2009) with an M.Sc. degree in mathematics, then from Rzeszów University of Technology with an engineer degree from the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautical Engineering (2012), where he also completed postgraduate studies in Aviation Engines (2015). A design engineer at Pratt & Whitney Rzeszów SA. Currently he is also a PhD student at the Department of Energy Conversion of R. Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences.

Piotr Józef Ziółkowski

Robert Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery of the Polish Academy of Sciences

e-mail: piotr.ziolkowski@imp.gda.pl

Student of Gdańsk University of Technology, since 2015 specialist at the Department of Energy Conversion IMP PAS. His interests include the interaction between fluids and solids.

Michał Stajnke

Gdańsk University of Technology

e-mail: michal.stajnke@imp.gda.pl

Student of energy engineering and flow machines at Gdańsk University of Technology. Specialist at the Institute of Fluid-Flow Machinery. His interests include CFD flow calculations and the modelling of complex combustion reaction mechanisms.

Mateusz Bryk

Gdańsk University of Technology

e-mail: mateusz.bryk@imp.gda.pl

Student of Energy Engineering and Fluid-Flow Machinery at Gdańsk University of Technology. Specialist at the Institute of Fluid-Flow Machinery. Interests: Thermal-Fluid-Solid Interaction.

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 116–121. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Problem elastyczności bloków ciepłych w warunkach dynamicznego rozwoju OZE

Autorzy

Tomasz Kowalczyk
Janusz Badur
Paweł Ziółkowski
Sebastian Kornet
Kamil Banaś
Piotr Józef Ziółkowski
Michał Stajnke
Mateusz Bryk

Słowa kluczowe

magazyn energii, elastyczność pracy, turbina parowa, turbina gazowa, SOEC, technologie wodorowe, monitoring maszyn

Streszczenie

W pracy przedstawiono przegląd wybranych sposobów zwiększania elastyczności pracy bloków parowych, które stanowią największą siłę wytwórczą w polskim systemie elektroenergetycznym. Motywacją do podjęcia prac w tym kierunku są dynamiczne zmiany w strukturze mocy zainstalowanej i energii wytwarzanej w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym związane z szybkim wzrostem liczby siłowni wiatrowych na terenie kraju.

Metody poprawy elastyczności pracy bloków ciepłych podzielono na dwie grupy. Pierwszą grupę stanowią rozwiązania wykorzystujące magazyny ciepła i masy oraz magazyny energii chemicznej. Są to rozwiązania pozwalające kształtować obciążenie potrzeb własnych bloku niezależnie od obciążenia systemu. Drugą grupę stanowią metody pozwalające na pozaprojektowe wyężdżenie konstrukcji maszyn ciepłych. Rozwój narzędzi numerycznych wykorzystujących złożone metody wyznaczania naprężeń cieplnych, takie jak np. teoria Burzyńskiego–Pęcherskiego, w połączeniu z zaawansowanymi systemami diagnostyki maszyn online, umożliwiają wychodzenie z pracą maszyn poza granice tzw. bezpiecznej pracy bez ryzyka uszkodzeń lub utraty żywotności.

Data wpływu do redakcji: 14.02.2017

Data wpływu do redakcji po recenzjach: 12.06.2017

Data akceptacji artykułu: 22.06.2017

Data publikacji online: 30.06.2017

Wstęp

Intensywny rozwój siłowni wiatrowych w Polsce prowadzi do coraz bardziej widocznych zmian w strukturze mocy zainstalowanej w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym (KSE). Jak raportują Polskie Sieci Elektroenergetyczne SA na koniec 2015 roku moc zainstalowana w polskim systemie elektroenergetycznym wyniosła 40 445 MW, z czego elektrownie wiatrowe i inne źródła odnawialne, z wyłączeniem zawodowych elektrowni wodnych, osiągnęły moc zainstalowaną równą 5687 MW, co stanowi 14% udziału w mocy systemu [1]. Natomiast wytworzona przez nie energia elektryczna na poziomie 10 114 GWh stanowi 6% produkcji krajowej (161 772 GWh).

W latach 2013–2015 moc zainstalowana w elektrowniach wiatrowych wzrosła o 2183 MW, co stanowiło ponad 62-proc. przyrost. W tym czasie ilość wyprodukowanej rocznie energii w tych obiektach wzrosła o 4219 GWh, co stanowiło blisko 72-proc. przyrost. Niestety, w energetyce zawodowej w tym okresie odnotowano 1,5-proc. spadki mocy zainstalowanej w KSE. Zagrożenia, jakie to ze sobą niesie, można przedstawić na przykładzie dnia największego i najmniejszego zapotrzebowania na moc w 2015 roku. 26 grudnia 2015 roku, kiedy wystąpiło najmniejsze zapotrzebowanie na moc, równe 11 242 MW, elektrownie wiatrowe były obciążone na poziomie 2000 MW, co stanowiło 100% ich mocy dyspozycyjnej, ok. 35% mocy osiągalnej i blisko 18% obciążenia systemu.

Natomiast 10 lipca 2015 roku, kiedy wystąpiło największe zapotrzebowanie systemu równe 25 101 MW, obciążenie elektrowni wiatrowych wyniosło 1484 MW, co stanowiło 100% ich mocy dyspozycyjnej, blisko 40% mocy osiągalnej i niespełna 6% zapotrzebowania systemu. Jak wynika z przytoczonego przykładu, elektrownie wiatrowe są obciążane niezależnie od zapotrzebowania systemu, a o ich dyspozycyjności decydują korzystne warunki pogodowe w danym okresie. Z tego powodu muszą być one zabezpieczone rezerwą mocy gwarantowaną przez elektrownie ciepłe.

Jest to sytuacja powodująca wiele problemów przy bilansowaniu mocy systemu, ponieważ elektrownie tego typu są w pewnym stopniu nieprzewidywalne i trudno prognozowalne. Nagłe ich załączenia lub wyłączenia, uwarunkowane występowaniem wiatru, muszą być kompensowane przez elektrownie ciepłe, co w znacznym stopniu zwiększa koszty ich utrzymania, obniża żywotność oraz sprawność wytwarzania energii elektrycznej, gdyż bloki często pracują na swoich minimumach technicznych określonych przez PSE. Dodatkowe nakłady inwestycyjne ponoszą również operatorzy systemu dystrybucyjnego i przesyłowego, modernizując swoje sieci elektroenergetyczne i dostosowując je do przyłączenia źródeł OZE.

Wprowadzenie do KSE tak dużej liczby elektrowni wiatrowych wymaga od elektrowni ciepłych zwiększonej elastyczności pracy w celu zapewnienia stabilnej pracy całego systemu elektroenergetycznego.

Pod pojęciem elastyczności pracy należy rozumieć tu możliwości szybkiej reakcji bloku ciepłego na deficyty mocy związane z nagłym zmniejszeniem prędkości wiatru, co dodatkowo może nakładać się z nagłym wzrostem zapotrzebowania sieci. Drugim problemem jest obniżenie minimalnej mocy elektrycznej oddawanej do sieci, z jaką elektrownia może długotrwale pracować bez negatywnego wpływu na sprawność konwersji energii czy żywotność elementów obiegu ciepłego. Celem takiego podejścia jest uniknięcie konieczności odstawiania bloku do gorącej rezerwy mocy.

Istnieją dwa obszary możliwych modernizacji bloków ciepłych w celu zwiększenia ich elastyczności. Pierwszy obejmuje magazynowanie energii, co pozwala dociągać jednostki wytwórcze w okresach małego zapotrzebowania sieci i oddawać moc w okresach szczytowego zapotrzebowania. Ponieważ jednak energia elektryczna jest trudna do magazynowania na skalę przemysłową, stosowane są magazyny masy i ciepła, a w ostatnich latach rozważa się również magazynowanie energii chemicznej paliw, szczególnie wodoru [2]. Drugim obszarem działań w tym kierunku jest modernizacja maszyn ciepłych, przede wszystkim kotłów i turbin parowych. W tym obszarze autorzy proponują rozwój systemów monitoringu maszyn z uwzględnieniem sprężysto-plastycznej adaptacji materiału, pozwalających znacząco poprawić elastyczność maszyn ciepłych bez utraty żywotności [3].

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 116–121. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Magazynowanie energii

Bilansowanie produkcji i zużycia energii poprzez jej magazynowanie jest najbardziej intuicyjnym podejściem do problemu. Z powodu trudności bezpośredniego magazynowania energii elektrycznej rozwinięto wiele metod pośrednich polegających na magazynowaniu masy czynnika o odpowiednich właściwościach i parametrach [4]. Obecnie, najbardziej rozpowszechnioną metodą jest magazynowanie energii potencjalnej wody w elektrowniach szczytowo-pompowych. Rozwiązania te umożliwiają magazynowanie dużych ilości energii przy zachowaniu wysokich sprawności cyklu ładowania-rozładowania. Największa elektrownia szczytowo-pompowa w Polsce dysponuje mocą regulacyjną 1516 MW (do 800 MW poboru energii elektrycznej z sieci i 716 MW dla generacji energii), przy sprawności cyklu na poziomie 73%. Jednak z powodu ograniczeń terenowych i środowiskowych obecnie rozwijane są metody mniej ingerujące w zmiany krajobrazu, wymagające mniejszych nakładów inwestycyjnych i często umożliwiające magazynowanie energii już na etapie jej generacji.

Magazynowanie sprężonego powietrza w obiegu turbiny gazowej

Przykładami rozwiązań opisanych w poprzednim punkcie są układy CAES (z ang. *Compressed Air Energy Systems*) magazynujące sprężone powietrze. Jeśli układy takie współpracują z turbinami gazowymi, to charakteryzują się korzystniejszym bilansem ekonomicznym niż układy jedynie sprężające i rozprężające powietrze. Wynika to z kalkulacji zysków, które nie wynikają jedynie z różnicy pomiędzy kupnem i sprzedażą energii po różnych cenach, w zależności od obciążenia sieci, ale pozwalają w większym stopniu obciążać jednostkę wytwórczą, z którą współpracuje. Wpływa to korzystnie na okres zwrotu inwestycji, ponadto dzięki takiemu sposobowi prowadzenia maszyn ciepłych mogą one dłużej pracować w bardziej korzystnych warunkach pracy i być rzadziej odstawiane, co zwiększa ich sprawność i żywotność. Wielkość strat w cyklu ładowania i rozładowania takich systemów wynika przede wszystkim ze spadków ciśnienia (bilans pędu) oraz strat ciepła do otoczenia (bilans energii). Dodatkowym źródłem strat jest eksploatacja maszyn wirnikowych pod obciążeniem częściowym, co może znacząco obniżać ich sprawność termodynamiczną. Rozwiązaniem problemu strat ciepła jest np. rozdzielenie sprężarki na dwa kadłuby z chłodnicą międzystopniową, pozwala to na magazynowanie zimnego powietrza i eliminuje problem stosowania izolacji termicznej na zbiornikach. Ewentualne ochłodzenie powietrza w czasie magazynowania jest nawet korzystne energetycznie, ponieważ zmniejsza to moc mechaniczną pobieraną przez sprężarkę wysokiego ciśnienia, co w efekcie zwiększa moc netto turboszespołu.

Największe straty ciśnienia w takich obiegach wynikają z izochorycznego magazynowania powietrza w zbiornikach o stałej pojemności, co powoduje spadek sprawności obiegu w czasie rozładowywania zbiorników. Rozwiązaniem tego problemu

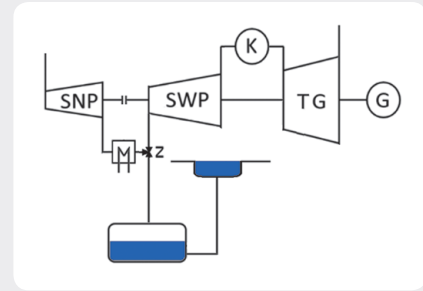
jest zastosowanie zbiorników izobarycznych [5, 6]. Zbiorniki tego typu posiadają zmienną objętość i są umieszczone na dużej głębokości pod powierzchnią wody, wykorzystując ciśnienie hydrostatyczne. Mogą to być balony umieszczone w zbiornikach wodnych lub różnego rodzaju formacje geologiczne zalane wodą połączoną ze zbiornikiem powierzchniowym.

Natomiast zmniejszenie strat przepływowych maszyn wirnikowych w czasie różnych trybów pracy można osiągnąć, odpowiednio konfigurując obieg termodynamiczny. Przykład systemu integrującego opisane wyżej rozwiązania przedstawiono na rys. 1. Eliminując całkowicie powyższe straty energii, cykl takiego systemu posiadałby 100% sprawności.

Regulacja mocy takiego układu polega na załączaniu sprężarki niskiego ciśnienia w trakcie małego zapotrzebowania na moc. W tym trybie pracy część powietrza kierowana jest do turboszespołu, a druga część do zbiornika. W trakcie rozładowywania zbiornika, w okresie szczytowego zapotrzebowania sieci, sprężarka niskiego ciśnienia jest rozprężana, a turbina zasilana jest ze zbiornika. Powoduje to przyrost mocy netto turboszespołu o wartość mocy potrzebnej do napędu sprężarki niskiego ciśnienia. W niniejszej analizie bazowano na parametrach termodynamicznych turboszespołu gazowego GE LMS100 [7], przy założeniu jednakowego przyrostu ciśnienia w obu sprężarkach. Odłączenie sprężarki niskiego ciśnienia powoduje 50-proc. przyrost mocy netto turboszespołu (96MW–144 MW). Zapewnienie 10-minutowej pracy turboszespołu przy obciążeniu nominalnym z wyłączeniem sprężarki niskiego ciśnienia wymaga niez izolowanej przestrzeni magazynowej o objętości 6600 m³, zdolnej wytrzymać ciśnienie 6,5 bara. Zbiornik izobaryczny wypełniany wodą musiałby się znajdować na głębokości ok. 65 m poniżej lustra wody górnego zbiornika.

Magazynowanie energii cieplnej z wykorzystaniem gorącej wody w obiegu turbiny parowej

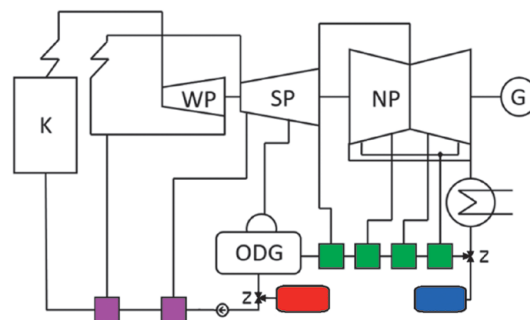
Podobnym rozwiązaniem, mającym zastosowanie w obiegach turbin parowych, jest magazynowanie energii termicznej wody



Rys. 1. Schemat poglądowy systemu magazynowania sprężonego powietrza w obiegu turbiny gazowej. Przyjęte oznaczenia: kolorem niebieskim oznaczono wodę w zbiorniku izobarycznym na dużej głębokości pod powierzchnią ziemi oraz zbiornik powierzchniowy, K – komora spalania, SWP – sprężarka wysokoprężna, SNP – sprężarka niskoprężna, TG – turbina gazowa, G – generator elektryczny, Z – trójdrożny zawór regulacyjny

zasilającej kocioł. Schemat przykładowego rozwiązania przedstawiono na rys. 2.

Regulacja mocy w tym przypadku polega na sterowaniu ilości pary kierowanej na regenerację niskoprężną. W czasie niskiego zapotrzebowania sieci na regenerację niskoprężną kierowany jest maksymalny strumień pary upustowej, który podgrzewa wodę pompowaną ze zbiornika zimnego do gorącego. W trakcie szczytu zapotrzebowania upusty pary są zamykane, strumień pary świeżej nie ulega zmianie, a moc netto bloku parowego wrasta. Jak wykazano w pracy [8], powyższe rozwiązanie może osiągać bardzo wysokie sprawności cyklu, ponieważ jedyną istotną stratą energii wynika z przenikania ciepła przez izolację termiczną gorącego zbiornika, w którym panuje ciśnienie 1,0–1,5 MPa i temperatura w granicach 180–200°C. Z drugiej strony metoda ta wymaga dużych objętości magazynowych, ponieważ jednostkowa energia zgromadzona w gorącej wodzie jest stosunkowo niewielka (dla podanych parametrów wody zawiera się w przedziale 4,4–4,5 kJ/(kg·K)). Zmiana mocy turboszespołu klasy 400 MW o 50 MW na okres 10 minut wymaga objętości każdego zbiornika na poziomie 180 m³.



Rys. 2. Schemat poglądowy systemu magazynowania gorącej wody w układzie regeneracji termicznej wody zasilającej. Przyjęte oznaczenia: kolorem czerwonym oznaczono magazyn gorącej wody, kolorem niebieskim zbiornik skroplin, wymienniki ciepła regeneracji wysokoprężnej oznaczono kolorem fioletowym, a niskoprężnej zielonym, K – kocioł, WP – część wysokoprężna turboszespołu, SP – część średnioprężna, NP – część niskoprężna, G – generator elektryczny, ODG – odgazowacz, Z – trójdrożne zawory regulacyjne

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 116–121. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Magazynowanie wodoru

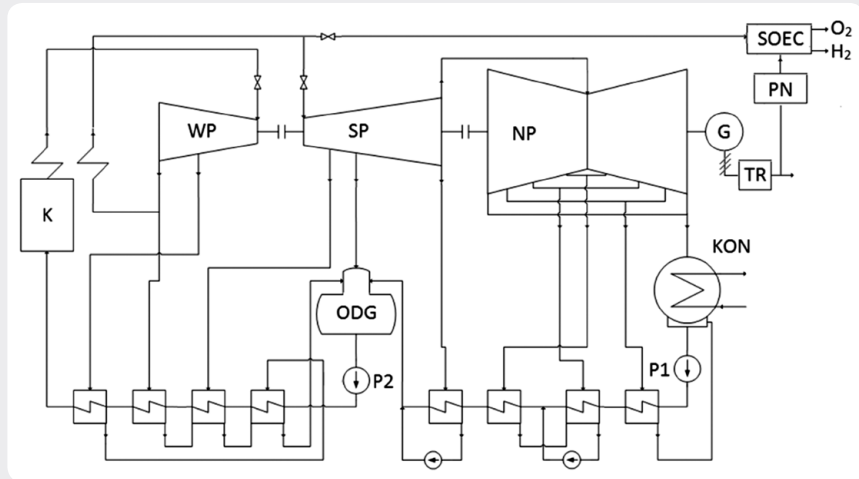
Najnowszym podejściem do problemu magazynowania energii jest magazynowanie energii chemicznej wodoru lub węglowodorów. Najprostsze systemy składają się z turbin wiatrowych lub paneli fotowoltaicznych i elektrolizerów z membraną półprzepuszczalną typu PEM, które zasilone wodorem i tlenem mogą pracować jako ogniwa paliwowe. Rozwiązania takie charakteryzują się stosunkowo niską sprawnością cyklu, na poziomie 25–45% [9]. Wynika to ze sprawności pracy w trybie ogniwa paliwowego, na poziomie 40–60%, która jest niższa niż dla pracy w trybie elektrolizera, 67–87% [10]. Rozważając cały system, należy dodatkowo uwzględnić straty związane ze sprężaniem magazynowanego wodoru, ponieważ sam proces elektrolizy w urządzeniach PEM jest zazwyczaj przeprowadzany pod ciśnieniem kilku do kilkunastu barów. Warto nadmienić, iż są również prowadzone badania nad wysokociśnieniową elektrolizą wody z zastosowaniem membran PEM pod ciśnieniem do kilkuset barów [11].

Bardziej sprawnym systemem magazynowania energii w postaci wodoru przy użyciu ogniw odwracalnych jest zastosowanie wysokotemperaturowych elektrolizerów SOEC (z ang. *Solid Oxide Electrolyser Cell*), które mogą pracować w trybie ogniwa paliwowego jako SOFC (z ang. *Solid Oxide Fuel Cell*). Elektrolizery SOEC różnią się od elektrolizerów PEM przede wszystkim możliwością pracy przy wysokiej temperaturze pary, w zakresie 500–900°C. Dzięki temu rośnie udział energii termicznej, potrzebnej do zajścia procesu elektrolizy, w stosunku do udziału energii elektrycznej. Niestety, obecnie problemy materiałowe nie pozwalają na jednoczesne uzyskiwanie wysokich temperatur i ciśnień, z tego powodu elektrolizery wysokotemperaturowe pracują przy podobnych ciśnieniach jak urządzenia typu PEM. Elektrolizery SOEC osiągają sprawność nawet ponad 90% [12], natomiast pracując w trybie ogniwa paliwowego ich sprawność jest znacznie niższa, ze względu na wysoką temperaturę ciepła odpadowego zawiera się w granicach 40–60%. Konfigurując ogniwo paliwowe SOFC z turbiną gazową lub innym systemem wykorzystującym ciepło odpadowe, możliwe jest osiągnięcie sprawności na poziomie nawet 79% [13].

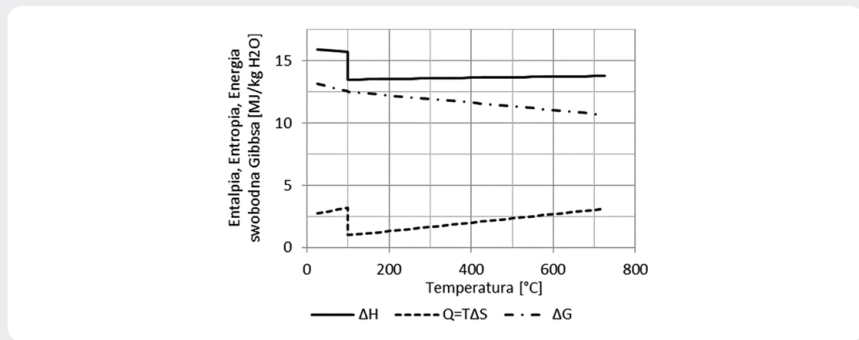
Schemat bloku parowego z członem SOEC zasilanym parą z przegrzewu wtórnego przedstawiono na rys. 3

W proponowanym rozwiązaniu, w stanach niskiego obciążenia systemu elektroenergetycznego część pary wtórnie przegrzanej jest kierowana do elektrolizera. Udział pobieranej pary jest niewielki w stosunku do ilości energii elektrycznej pobranej do jej elektrolizy. Zakładając sprawność elektrolizera na poziomie 85%, do wyprodukowania 0,44 kg/s wodoru potrzeba 4 kg/s pary wodnej o temperaturze 550°C i aż 47,6 MW energii elektrycznej. Skojarzenie produkcji wodoru z wytwarzaniem energii elektrycznej pozwala zutilizować w całości powstające w czasie cyklu ładowania i rozładowania ciepło odpadowe.

Ogólny bilans procesu elektrolizy wody opisuje równanie:



Rys. 3. Obieg parowy z układem zasilania ogniwa SOEC, gdzie: K – kocioł, WP, SP, NP – odpowiednio część wysokoprężna, średnioprężna i niskoprężna turbiny, ODG – odgazowacz, KON – kondensator pary, P1 – główna pompa kondensatu, P2 – główna pompa zasilająca, G – generator elektryczny, TR – transformator blokowy, PN – przetwornica napięcia



Rys. 4. Bilans entalpii, entropii i energii swobodnej Gibbsa procesu elektrolizy wody w funkcji temperatury

$$\Delta H = T\Delta S + \Delta G \quad (1)$$

gdzie: ΔH – zmiana entalpii, $T\Delta S$ – ciepło przemiany wyrażone iloczynem temperatury bezwzględnej i przyrost entropii, ΔG – zmiana energii swobodnej Gibbsa. Zmiana energii swobodnej Gibbsa reprezentuje udział energii elektrycznej, zmiana entropii zapotrzebowanie na ciepło procesu, a zmiana entalpii określa zapotrzebowanie energetyczne przemiany [12]. Na rys. 4 przedstawiono zależność wyżej opisanych parametrów od temperatury. Jak wynika z wykresu przedstawionego na rys. 4, bilans energetyczny produkcji wodoru jest bardziej korzystny dla pary niż dla wody. Bierze się to z bilansu energii swobodnej Gibbsa, entropii substratów oraz produktów reakcji elektrolizy wody. Wraz ze wzrostem temperatury (dla temperatur powyżej 100°C) nieznacznie wzrasta energochłonność procesu. Wynikać by więc mogło z tego, że najbardziej opłacalne jest przeprowadzanie elektrolizy dla pary w granicach temperatury 100–150°C. Jednak biorąc pod uwagę duży udział energii elektrycznej w tym procesie i sprawność jej generacji w obiegach ciepłych, bardziej korzystne w polskim systemie elektroenergetycznym jest przeprowadzanie elektrolizy przy wysokiej temperaturze. Wtedy udział

energii termicznej napędzającej proces odniesiony do udziału energii elektrycznej wzrasta od 0,08 dla 200°C do 0,40 dla 900°C. Można więc wnioskować, że w stanach niskiego obciążenia systemu elektroenergetycznego bardziej sprawne energetycznie jest produkowanie wodoru w elektrowniach ciepłych niż przy wykorzystaniu elektrowni wiatrowych. W takim rozwiązaniu elektrownie wiatrowe mogą być w pełni obciążone na potrzeby systemu elektroenergetycznego, a obciążenie elektrowni ciepłych wynika z zapotrzebowania sieci i obciążenia produkcją wodoru.

Gęstość energii zmagazynowanej w wodorze jest najwyższa z opisywanych metod i wynosi 141,8 MJ/kg, jednak ze względu na małą gęstość wodoru ciepło spalania na jednostkę objętości w warunkach normalnych wynosi 11,6 MJ/Nm³. Z tego powodu wodor przechowuje się pod wysokim ciśnieniem lub zatłacza się do sieci gazu ziemnego. Wytwarzanie mocy 50 MW przez okres 10 minut wymagałoby zużycia ok. 352 kg (4083,2 Nm³) wodoru przy użyciu ogniwa paliwowego o całkowitej sprawności energetycznej równej 60%.

Wytyczenie konstrukcji maszyn ciepłych
Odmianym podejściem do problemu elastyczności pracy maszyn ciepłych jest

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 116–121. When referring to the article please refer to the original text.

PL

kontrolowanie wycięzania ich konstrukcji. Wymaga to zastosowania kilku punktów pomiarowych stosunkowo łatwo dostępnych w korpusie, na bazie których będzie następowafa weryfikacja systemu kontrolno-pomiarowego z zaimplementowanymi algorytmami sterowania złożonych, nieliniowych zjawisk oddziaływania termicznego pomiędzy płynem i konstrukcją maszyny, tzw. Thermal-FSI (z ang. *Fluid Solid Interaction*). W celu określenia wytrzymałości danej konstrukcji w warunkach dynamicznych zmian temperatury niezbędne jest precyzyjne modelowanie 3D, oparte na jednoczesnych obliczeniach przepływu pary i wynikającego z tego rozkładu temperatury, jak i na wyznaczaniu naprężeń, a następnie zliczaniu żywotności przy danym cyklu obciążenia. Jest to rozwiązanie szybsze, tańsze i dające znacznie więcej informacji niż przeprowadzanie prób niszczących. Należy wspomnieć, że obecnie istnieją sprawdzone modele oparte na eksperymentach benchmarkowych, które zawierają wiele zjawisk zachodzących w cielesiałym. Takim sprawdzonym i stosowanym modelem uwzględniającym między innymi zakres plastyczny, wzmocnienie izotropowe i kinematyczne jest model Chaboche'a. Metody Thermal-FSI rozwijane są w Zakładzie Konwersji Energii IMP PAN od wielu lat, owocem tych badań są liczne publikacje naukowe oraz wdrożenia przemysłowe [3, 14, 15]. Jak wykazano w pracy [16], możliwe jest skrócenie czasu rozruchu turbiny parowej ze stanu zimnego o 40%. Innym istotnym zagadnieniem jest również zbadanie warunków pracy kotła, ze względu na proces spalania [17], jak i obciążenia termiczne [18, 19].

Wnioski

Struktura wytwarzania energii w systemach elektroenergetycznych ulega obecnie znacznym zmianom. Dotyczy to zarówno zmian proporcji w miksie energetycznym, jak i warunków pracy jednostek wytwórczych, również tych pracujących w podstawie obciążenia. Przyłączanie do systemu elektroenergetycznego OZE wymaga od ciepłych jednostek wytwórczych większej elastyczności pracy, tzn.

możliwości szybkich startów i zmian obciążenia w celu zapewnienia rezerwy mocy oraz pracy pod bardzo małym obciążeniem. Powyższe wymogi można spełnić poprzez magazynowanie energii oraz zwiększanie wycięzania konstrukcji maszyn ciepłych. Z rozwiązań nastawionych wyłącznie na magazynowanie energii najbardziej sprawne są elektrownie szczytowo-pompowe. Jednak jak wykazano, magazynowanie energii najlepiej jest prowadzić na etapie jej produkcji, systemy takie charakteryzują się bardzo wysoką sprawnością cyklu, problemem natomiast jest gęstość zmagazynowanej energii.

Od strony wycięzania konstrukcji bardzo dobre efekty przynosi zastosowanie nowych modeli wyznaczania naprężeń termicznych. Zastosowanie modelu adaptacji sprężysto-plastycznej materiału, czy hipotezy Burzyńskiego-Pecherskiego daje ogromne możliwości w kierunku skracania czasów rozruchów i odstawiń maszyn ciepłych.

Bibliografia

1. Raport KSE 2015, PSE SA [online], <http://www.pse.pl/index.php?did=2870>. [dostęp: 10.02.2017].
2. Lepszy S., Chmielniak T., Technical and economic analysis of energy storage system using hydrogen underground reservoirs with covering of peak electricity demand, materiały konferencyjne CPOTE 2016, Katowice 2016, s. 14–16.
3. Badur J. i in., Pozaprojektowe ograniczenia mające na celu utrzymanie dyspozycyjności turbiny parowej dużej mocy, *Energetyka* 2016, Vol. 749, s. 652–654.
4. Luo X. i in., Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation, *Applied Energy* 2015, Vol. 137, s. 511–536.
5. Mas J., Rezola J.M., Tubular design for underwater compressed air energy storage, *Journal of Energy Storage* 2016, Vol. 8, s. 27–34.
6. Kim Y.M., Shin D.G., Favrat D., Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis, *Energy* 2011, Vol. 36, s. 6220–6233.
7. Reale M.J., New high efficiency simple cycle gas turbine – GE's LMS100TM, General Electric Company, 2004.
8. Badur J., Kowalczyk T., Poprawa elastyczności bloków parowych poprzez magazynowanie ciepła i masy, *Nowa Energia* 2017, Vol. 55, s. 60–62.
9. Ceran B., Analiza energetyczna hybrydowego systemu wytwórczego z odwracalnym ogniwem paliwowym jako magazynem energii, *Logistka* 2015, nr 4, s. 8627–8635.
10. Carmo M. i in., A comprehensive review on PEM water electrolysis, *International Journal of Hydrogen Energy* 2011, Vol. 38, s. 4901–4934.
11. Grigoriev S.A. i in., High-pressure PEM water electrolysis and corresponding safety issues, *International Journal of Hydrogen Energy* 2013, Vol. 36, s. 4901–4934.
12. International Atomic Energy Agency, Hydrogen Production Using Nuclear Energy, Wiedeń, 2013.
13. Lemański M., Topolski J., Badur J., Analysis strategies for gas turbine – solid Oxide fuel cell hybrid cycles, Technical, economic and environmental aspects of combined cycles power plants [w:] Technical, Economic, and Environmental Aspects of Combined Cycle Power Plants, red. Z. Domachowski, Zakład Poligrafii Politechniki Gdańskiej, 2004, s. 213–220.
14. Badur J. i in., An advanced Thermal-FSI approach to flow heating/cooling, *Journal of Physics: Conference Series* 2014, Vol. 530, s. 012039.
15. Badur J., Sławiński D., Rozruchy maszyn energetycznych we współpracy z odnawialnymi źródłami energii, *Nowa Energia* 2016, Vol. 51, s. 78–80.
16. Sławiński D., Rozruch maszyn energetycznych z uwzględnieniem sprężysto-plastycznego dostosowania się konstrukcji, rozprawa doktorska, IMP PAN, 2016.

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 116–121. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Tomasz Kowalczyk

mgr inż.

Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego, Polska Akademia Nauk

e-mail: tkowalczyk@imp.gda.pl

Absolwent Politechniki Gdańskiej na kierunku energetyka, doktorant i od 2013 roku pracownik Instytutu Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk. Autor licznych artykułów naukowych i prelegent na krajowych i zagranicznych konferencjach naukowych. Zainteresowania: integracja różnych systemów energetycznych, w tym technologii wodorowych.

Janusz Badur

prof. dr hab. inż.

Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego, Polska Akademia Nauk

e-mail: janusz.badur@imp.gda.pl

Absolwent Politechniki Krakowskiej, wieloletni pracownik Instytutu Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk, twórca Zakładu Konwersji Energii. Od wielu lat zajmuje się termodynamiką i numeryczną termomechaniką, specjalizując się w modelowaniu przepływów podlegających mieszaniu, przemianom fazowym i reakcjom chemicznym w warunkach silnej turbulencji mechanicznej i cieplnej. Od lat współpracuje z przemysłem w zakresie turbin parowych i gazowych, kotłów oraz pokrewnych zagadnień związanych z pracą elektrowni. Autor ponad 200 publikacji i 3 monografii, promotor 30 doktoratów. Kierował wykonaniem ponad 80 ekspertyz.

Paweł Ziółkowski

mgr inż.

Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego, Polska Akademia Nauk

e-mail: pawel.ziolkowski@imp.gda.pl

Absolwent Politechniki Gdańskiej na kierunku mechanika i budowa maszyn. Od 2011 roku jest pracownikiem Instytutu Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk. Autor lub współautor ponad 70 publikacji naukowych oraz prelegent na krajowych i zagranicznych konferencjach naukowych oraz naukowo-technicznych. Jego zainteresowania naukowe związane są z modelowaniem tradycyjnych obiegów cieplnych, jak i tych nowoczesnych z zastosowaniem oksypalania i CCS oraz nakierowanych na wzmoczoną konwersję energii.

Sebastian Kornet

mgr inż.

Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego, Polska Akademia Nauk

e-mail: sebastian.kornet@imp.gda.pl

Ukończył studia na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej (2011). Od 2012 roku jest doktorantem i pracownikiem Instytutu Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk w Zakładzie Konwersji Energii. Odbił półroczny staż zagraniczny w firmie Alstom Power w Baden, Szwajcaria (2015/2016). Autor licznych artykułów naukowych oraz prelegent na krajowych i zagranicznych konferencjach naukowych. Obszar jego zainteresowań to modelowanie numeryczne kondensacji i odparowania w turbinach parowych dużej mocy.

Kamil Banas

mgr inż.

Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego, Polska Akademia Nauk

e-mail: kamil.banas@imp.gda.pl

Ukończył studia magisterskie na kierunku matematyka Uniwersytetu Rzeszowskiego (2009), następnie zdobył stopień inżyniera na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa na Politechnice Rzeszowskiej (2012), gdzie ukończył również podyplomowe studia Silniki Lotnicze (2015). Pracuje jako inżynier projektant w Pratt & Whitney Rzeszów SA. Obecnie jest również doktorantem w Zakładzie Konwersji Energii Instytutu Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk.

Piotr Józef Ziółkowski

inż.

Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego, Polska Akademia Nauk

e-mail: piotr.ziolkowski@imp.gda.pl

Student Politechniki Gdańskiej, od 2015 roku specjalista w Zakładzie Konwersji Energii IMP PAN. Jego zainteresowania obejmują zagadnienia oddziaływania między płynem a ciałem stałym (Fluid-Solid Interaction).

Michał Stajnke

inż.

Politechnika Gdańska

e-mail: michal.stajnke@imp.gda.pl

Student Politechniki Gdańskiej na kierunku energetyka, specjalizacji maszyny przepływowe. Pracownik Instytutu Maszyn Przepływowych na stanowisku specjalisty. Jego zainteresowania obejmują obliczenia przepływowe CFD oraz modelowanie złożonych mechanizmów reakcji spalania.

Mateusz Bryk

inż.

Politechnika Gdańska

e-mail: mateusz.bryk@imp.gda.pl

Student Politechniki Gdańskiej na kierunku energetyka, specjalizacji maszyny przepływowe. Pracownik Instytutu Maszyn Przepływowych na stanowisku specjalisty. Zainteresowania: ciepłe oddziaływanie pomiędzy płynem a ciałem stałym (Thermal-Fluid-Solid Interaction).