

Sebastian LEPSZY¹
Tadeusz CHMIELNIAK²

ANALIZA MATEMATYCZNA PRACY PROSTEJ TURBINY GAZOWEJ PO ZMIANIE PALIWA

Zastosowanie biomasy do produkcji energii elektrycznej z użyciem turbin gazowych małej mocy wymaga opracowania modeli maszyn i urządzeń o odmiennej charakterystyce w stosunku do szeroko rozpowszechnionych układów lotniczych i przemysłowych wykorzystujących paliwa konwencjonalne. W celu wskazania najistotniejszych zagadnień związanych z opracowaniem nowych rozwiązań dla turbin gazowych zasilanych paliwem z biomasy, w artykule przedstawiono analizę matematyczną pracy prostej turbiny gazowej małej mocy po zmianie paliwa. W szczególności zwrócono uwagę na możliwość wystąpienia pompażu, przekroczenia dopuszczalnych prędkości obrotowych oraz mocy. Przedstawiono również analizę parametrów komory spalania po zmianie paliwa.

Słowa kluczowe: biogaz, pompaż, komora spalania, parametry otoczenia

1. Wstęp

Podstawowe moduły umożliwiające pracę turbiny gazowej to sprężarka, komora spalania, turbina oraz (w niektórych konfiguracjach) regeneracyjny wymiennik ciepła. Najczęściej wszystkie elementy są zaprojektowane tak, aby turbina pracowała bezpiecznie i efektywnie z zastosowaniem jednego, wybranego paliwa. W przypadku turbin gazowych przemysłowych dużej mocy powszechną praktyką jest budowa turbin gazowych dwupaliwowych, np. zasilanych paliwem ciekłym i gazowym, są to jednak najczęściej paliwa wysokokaloryczne. W zależności od konfiguracji układu, zmiana paliwa gazowego będzie wymagać innych zmian w modułach i parametrach regulacyjnych turbiny gazowej. Wyniki doświadczeń polegających na zmianie paliwa w turbinach gazowych małej i dużej mocy sugerują, że praca takich układów jest możliwa [3]. Wymagania stawiane przez producentów turbin w stosunku do parametrów paliw i ich zakresów zmienności są jednak dość wąskie, co wynika z zachowania niezbędnego marginesu bezpieczeństwa oraz zmniejszenia ryzyka kosztownych napraw gwarancyjnych.

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Sebastian Lepszy, Politechnika Śląska, ul. Kor-narskiego 18, 44-100 Gliwice, tel.: (32) 2372337, e-mail: sebastian.lepszy@polsl.pl.

² Tadeusz Chmielniak, Politechnika Śląska, e-mail: tadeusz.chmielniak@polsl.pl.

Najistotniejsze aspekty związane z zamianą paliwa wysokokalorycznego na gaz o niskiej wartości opałowej to:

- ryzyko wystąpienia pompażu [2],
- ryzyko przegrzania rury żarowej spowodowane zmianą rozptywu powietrza i zwiększeniem ilości pary wodnej w spalinach,
- konieczność zmiany układu zasilania komory spalania związana ze zmianą kaloryczności paliwa (w zakresie tym ważna jest również analiza dotycząca granicy palności paliw),
- zagadnienia energii zapłonu i związana z tym konstrukcja urządzenia zapłonowego.

W pracy dokonano oceny zmiany paliwa z metanu na biogaz w aspekcie określenia ryzyka wystąpienia pompażu w przypadku układu dwuwłowej turbiny gazowej o obiegu prostym. Metodologia wyznaczania ryzyka wystąpienia pompażu w układzie turbiny gazowej zasilanej gazem niskokalorycznym polegała na zamodelowaniu pracy turbiny w różnych warunkach otoczenia, z wykorzystaniem gazu wysokokalorycznego (paliwo bazowe) oraz na porównaniu wybranych parametrów pracy uzyskanych z modelu układu zasilanego paliwem niskokalorycznym. Wyodrębnienie kluczowych różnic parametrów w obu modelach umożliwiła wprowadzenie zmian w układzie lub w parametrach pracy, zapewniając bezpieczną eksploatację układu.

W zakresie analizy parametrów komory spalania wyznaczono zmiany strat ciśnienia i zmiany współczynnika nadmiaru powietrza w pierwszej części komory spalania. Obliczenia opierały się na wykorzystaniu empirycznych formuł opisujących straty ciśnienia i strumieni masy w zależności od charakterystycznych parametrów komory spalania, takich jak: referencyjna prędkość przepływu i referencyjny przekrój komory spalania.

2. Założenia

W analizach przyjęto, że rozważane paliwa to dwa biogazy różniące się składem. Jeden z nich jest biogazem z fermentacji metanowej, drugi ma skład odpowiadający gazowi ze zgazowania termicznego, powietrznego biomasy. Zestawienie składników analizowanych gazów przedstawiono w tab. 1. Model turbiny gazowej małej mocy zbudowano, opierając się na obiegu prostej turbiny gazowej, której parametry były zbliżone do turbiny lotniczej GTD-350. Analizy obiegu termodynamicznego przeprowadzono z zastosowaniem programu Gate-Cycle. Ogólny schemat turbiny przedstawiono na rys. 1. Bazowy model matematyczny zbudowano, przyjmując następujące dane:

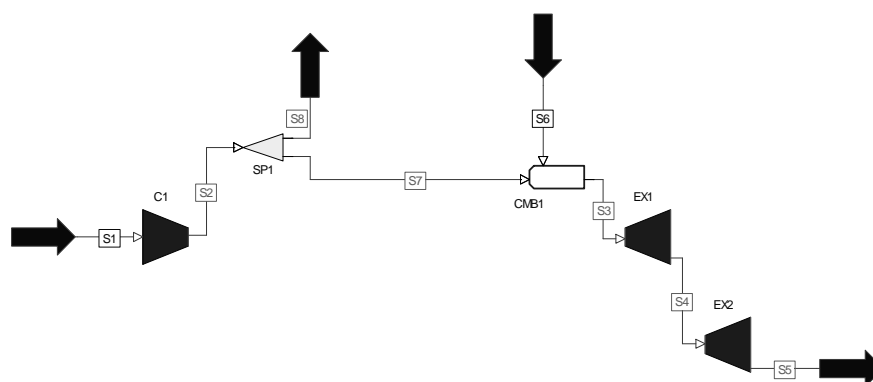
- powietrze wlotowe S1: ciśnienie 101,32 kPa, temperatura 15°C, wilgotność względna 60%, strumień masowy 2,19 kg/s,
- sprężarka C1: sprawność izentropowa 0,72; sprawność sprężania 5,6,
- komora spalania CMB1: względny spadek ciśnienia 3%, temperatura wylotowa spalin 940°C, sprawność energetyczna 0,995,

- turbina EX1: sprawność izentropowa 0,76,
- turbina EX2: sprawność izentropowa 0,86, ciśnienie wylotowe 101,3 kPa,
- paliwo S6: metan,
- generator elektryczny o sprawności 0,98.

Tabela 1. Parametry biogazu

Table 1. Biogas parameters

Udziały molowe składników	Biogaz 1.	Biogaz 2.
CH ₄	62,5	2,82
CO ₂	34,3	12,22
H ₂ O	2	13,52
N ₂	0,5	39,20
H ₂	5	13,25
CO	-	17,22
Ar	-	0,47
NH ₃	-	0,27
H ₂ S	0,2	-
C ₂ H ₆	-	1,00
Masa drobinowa, kg/kmol	25,69	24,57
Wartość opałowa, kJ/kg	19612	4764



Rys. 1. Schemat analizowanej turbiny gazowej (C1 – sprężarka; SP1 – zawór upustowy; CMB1 – komora spalania; EX1, EX2 – turbiny)

Fig. 1. Scheme of analyzed gas turbine (C1 – compressor; SP1 – splitter; CMB1 – combustion chamber; EX1, EX2 – turbines)

Parametry turbiny gazowej po zmianie paliwa określono, wykorzystując uniwersalną charakterystykę sprężarki dostępną w programie GateCycle oraz równanie przelotowości dla turbin.

3. Rezultaty obliczeń

Wyliczone parametry układu przedstawiono w tab. 2. Wykorzystując schemat i założenie, określono parametry znamionowe turbiny gazowej zasilanej metanem (tab. 2. – tryb MN). Uzyskane wartości stanowią parametry, z którymi porównano rezultaty wyznaczone po zmianie paliwa. Zasilanie turbiny gazowej biogazem 1. w warunkach znamionowych (tab. 2. – tryb B1_N) skutkuje podwyższeniem mocy elektrycznej układu. Niekorzystnym skutkiem zmiany paliwa jest w tym przypadku jedynie niewielkie podwyższenie prędkości obrotowej oraz współczynnika CMV. Współczynnik ten określa oddalenie punktu pracy na charakterystyce sprężarki od linii pompażu. Przyjmuje wartość 1 dla punktów na linii pompażu, a wartość 0,5 dla punktów charakteryzujących się najniższymi wartościami sprężu na uniwersalnej charakterystyce sprężarki dla danej prędkości obrotowej w programie GateCycle.

W przypadku wykorzystania biogazu 2., zachowując znamionową wartość temperatury za komorą spalania (tab. 2. – tryb B2_N1), turbina gazowa osiąga bardzo wysoką moc. Wartości współczynnika CMV i prędkości obrotowej sprężarki również osiągają wysokie wartości. Praca w tych warunkach może być niemożliwa. Jednym ze sposobów obniżenia mocy turbiny gazowej jest pobranie części powietrza z wylotu sprężarki do upustów. Skutkiem tego zabiegu jest obniżenie wartości współczynnika CMV i prędkości obrotowej do bezpiecznego poziomu (tryb B2_N2).

Parametry pracy turbiny gazowej zasilanej biogazem w nominalnej temperaturze otoczenia (15°C) w przypadku regulacji prac za pomocą temperatury spalin wylotowych z komory spalania przedstawiono w tab. 2. – tryb B2_N3. Osiągnięcie nominalnej mocy turbiny gazowej wymaga znacznego obniżenia temperatury spalin za komorą spalania. Mimo to wartość współczynnika CMV jest wysoka, co może powodować pompaż.

Tabela 2. Parametry turbiny gazowej

Table 2. Gas turbine parameters

Parametr	Jedn.	MN	B1_N	B2_N1	B2_N2	B2_N3
Moc elektryczna układu	kW	297	316,3	483	297	297
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej	%	16,29	17,05	20,28	14,59	17,45
Strumień energii chemicznej paliwa	kW	1823	1855	2381	2034	1701
Moc napędowa sprężarki	kW	560	0,573	684	554	537
Moc mechaniczna turbiny EX1	kW	560	0,573	684	554	537
Moc mechaniczna turbiny EX2	kW	315	0,335	507	314	314
Temperatura spalin wlotowych do turbiny	°C	940,4	940	940	940	788
Sprawność izentropowa sprężarki		0,7197	0,7206	0,7044	0,722	0,743
Stosunek ciśnień w sprężarce		5,59	5,74	6,88	5,58	5,76
Prędkość obrotowa sprężarki	obr./min	43200	43352	44763	43032	42471
CMV	-	0,7473	0,7662	0,8751	0,760	0,834
Skorygowana prędkość obrotowa	%	100	100,3	103,6	99,6	98,31
Strumień masowy powietrza wlotowego	kg/s	2,190	2,19	2,257	2,176	2,118
Strumień masowy powietrza upustowego	-	-	0,0	0	0,370	0

Parametry pracy turbiny gazowej zasilanej biogazem w niskiej temperaturze otoczenia (-20°C) przedstawia tab. 3. Głównym efektem obniżenia temperatury powietrza dla turbiny zasilanej metanem był znaczny wzrost mocy turbiny – o ok. 30% oraz wzrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej (tryb M_1). Istotną cechą tego rozwiązania było obniżenie prędkości obrotowej sprężarki. Parametr ten w decydujący sposób wpływa na obciążenie mechaniczne łopatek oraz wału. Uzyskuje się więc obniżenie siły odśrodkowej działającej na łopatkę. Jednocześnie mniejsza prędkość obrotowa oraz większa moc powodują podwyższenie momentu obrotowego, skręcającego wał o ok. 15% w stosunku pracy w warunkach znamionowych. Można również zaobserwować niewielki wzrost współczynnika CMV w odniesieniu do parametrów znamionowych.

Tabela 3. Parametry turbiny gazowej dla temperatury otoczenia -20°C Table 3. Gas turbine parameters for ambient temperature -20°C

Parametr	Jedn.	M_11	B1_11	B2_11	B2_12	B2_13
Moc elektryczna układu	kW	0,403	0,4247	607	297	297
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej	%	18,70	19,41	22,05	18,02	13,80
Strumień energii chemicznej paliwa	kW	2157	2187	2755	1647	2156
Moc napędowa sprężarki	kW	0,636	0,649	765	525	553
Moc mechaniczna turbiny EX1	kW	0,636	0,649	765	525	553
Moc mechaniczna turbiny EX2	kW	0,425	0,447	636	313	315
Temperatura spalin wlotowych do turbiny	$^{\circ}\text{C}$	940	940	940	701	940
Sprawność izentropowa sprężarki	-	0,6924	0,6915	0,661	0,733	0,702
Stosunek ciśnień w sprężarce	-	6,35	6,50	7,70	5,87	5,58
Prędkość obrotowa sprężarki	obr./min	42548	42663	43979	40112	41177
CMV	-	0,7383	0,7654	0,916	0,828	0,663
Skorygowana prędkość obrotowa	%	105,3	105,55	108,80	99,23	101,8
Strumień masowy powietrza wlotowego	kg/s	2,492	2,49	2,51	2,30	2,40
Strumień masowy powietrza upustowego	-	0,403	0,0	0	0	0,620

Praca w niskiej temperaturze otoczenia z wykorzystaniem biogazu 1. powoduje znaczny przyrost mocy w stosunku do turbiny zasilanej metanem (tryb B1_1). Biorąc pod uwagę to, że turbina zaprojektowana do pracy z wykorzystaniem metanu jako paliwa przyjmuje największe obciążenie mechaniczne w niskich temperaturach, praca z zastosowaniem biogazu może być niebezpieczna. Wykorzystanie biogazu 2. i praca z maksymalną temperaturą za komorą spalania bardzo niekorzystnie wpływa na parametry decydujące o bezpiecznej eksploatacji układu. Wartości mocy elektrycznej, współczynnika CMV i prędkości obrotowej ulegają znacznemu zwiększeniu (tryb B2_11).

W kolejnym trybie pracy (tryb B2_12) zmniejszono moc do wartości nominalnej. Zabieg ten pozwolił obniżyć współczynnik CMV oraz prędkość obrotową. Nawet w tym przypadku zapas statyczności sprężarki może się okazać za mały. Zwiększenie ilości powietrza upustowego pozwala osiągnąć wartość nominalną mocy elektrycznej turbiny (tryb B3_13). W takim trybie parametry są

na bezpiecznym poziomie, a ilość powietrza upustowego stanowi aż ok. 25% strumienia powietrza wlotowego.

4. Zmiana parametrów w komorze spalania związana ze zmianą paliwa

Głównym celem przedstawionej w pracy analizy było określenie zmiany wartości straty ciśnienia w komorze spalania oraz zmiany współczynnika nadmiaru powietrza w pierwszej części komory spalania. Do obliczeń wykorzystano dane uzyskane dla pracy komory spalania zasilanej metanem (tryb MN) i gazem ze zgazowania dla temperatury otoczenia równej 15°C (tryb B2_N2). Do obliczeń zastosowano przede wszystkim empiryczne zależności opisujące parametry komór spalania. Do obliczenia spadku ciśnienia w komorze spalania wykorzystano współczynnik strat ciśnienia C_{KS} , którego wartość nie ulega zmianie podczas zmiany parametrów pracy komory spalania [1]. Współczynnik strat ciśnienia określono wzorem:

$$C_{KS} = \frac{\Delta p_{S3-S4}}{q_{ref}} \quad (1)$$

gdzie: Δp_{S3-S4} – spadek ciśnienia w komorze spalania,
 q_{ref} – referencyjne ciśnienie dynamiczne.

Wartość ciśnienia referencyjnego określa wzór:

$$q_{ref} = \frac{\rho_{S3} U_{ref}^2}{2} \quad (2)$$

gdzie: ρ_{S3} – gęstość powietrza na wlocie do komory spalania,
 U_{ref} – referencyjna prędkość czynnika w komorze spalania;

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_{S3}}{\rho_3 A_{ref}} \quad (3)$$

W większości konstrukcji komór spalania zawirowywacz zlokalizowany w osi dyszy paliwowej dostarcza powietrze pierwotne do spalania paliwa gazowego. Dysponując spadkiem ciśnienia w komorze spalania, określono zmianę strumienia powietrza przepływającego przez zawirowywacz m_{pKS} . Wartość ta umożliwiła wyznaczenie współczynnika nadmiaru powietrza w komorze spalania po zmianie paliwa. Zmianę strumienia określono, posługując się równaniem:

$$\frac{m_{pKS}}{m'_{pKS}} = \frac{\sqrt{\rho_3 \Delta p_{S3-S4}}}{\sqrt{\rho'_3 \Delta p'_{S3-S4}}} \quad (4)$$

Zakładając, że w warunkach nominalnych współczynnik nadmiaru powietrza obliczony dla ilości powietrza pierwotnego wynosi 1, określono współczynnik nadmiaru powietrza po zmianie paliwa. Wyniki obliczeń przedstawiono w tab. 4.

Tabela 4. Parametry komory spalania turbiny gazowej po zmianie paliwa

Table 4. Parameters of combustion chamber of gas turbine after fuel change

Parametr	Metan	Biogaz 2.
Prędkość referencyjna w komorze spalania	20,0 m/s	18,1 m/s
Spadek ciśnienia w komorze spalania	5,35 kPa	4,85 kPa
Współczynnik nadmiaru powietrza λ	1	0,9385

5. Podsumowanie

Zmiana paliwa w turbinach gazowych małej mocy z paliwa wysokokalorycznego na niskokaloryczne może być niebezpieczna dla ich pracy. Najistotniejsze zagrożenia to wystąpienie pompażu oraz praca z nadmierną mocą. Oba sposoby zmierzające do ograniczenia zagrożeń związanych ze zmianą paliwa prowadzą do obniżenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Niekorzystne skutki obniżenia sprawności można zmniejszyć, racjonalnie wykorzystując sprężone powietrze pobierane z upustów sprężarki. Zmiana paliwa z metanu na biogaz z procesu zgazowania nie wpływa w zasadniczy sposób na parametry w komorze spalania w przypadku pracy z ograniczoną mocą turbiny gazowej. Opierając się na przedstawionych w pracy rezultatach w przypadku projektowania lub modyfikacji turbin gazowych wykorzystujących różne paliwa, należy już na wstępie określić racjonalny sposób wykorzystania powietrza upustowego.

Podziękowanie

Opisane badania były finansowane z budżetu Zadania Badawczego nr 4, pt. „Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych” w ramach strategicznego programu badań naukowych i prac rozwojowych, pt. „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii”, realizowanego ze środków NCBiR i ENERGA S.A.

Literatura

- [1] Lefebvre A.H., Ballad D.R.: Gas Turbine Combustion. Alternative Fuels and Emissions, third edition, CRC Press Taylor and Francis Group, Boca Raton 2010.
- [2] Lepszy S., Chmielniak T.: Mathematical modeling of fuel change in micro gas turbine system, Proc. 19th European Biomass Conference and Exhibition, Berlin 2011.

- [3] Paisley M.A., Welch M.J.: Biomass gasification combined cycle opportunities using the future energy SILVAGAS® gasifier coupled to Alstom's industrial gas turbines, Proc. ASME Turbo Expo 2003, Turbo Expo Land, Sea and Air, Georgia 2003, GT2003-38294.

MATHEMATICAL ANALYSIS OF SIMPLE GAS TURBINE PERFORMANCE AFTER FUEL CHANGE

Summary

The use of biomass to produce electricity using gas turbines requires the development of models with different characteristics in relation to the widespread aero and industrial systems using conventional fuels. In order to identify the most important issues related to the development of new solutions for gas turbines fueled with biogas, in the article, the mathematical analysis and models of the operation of the simple gas turbine after the change of fuel are shown. In particular, attention was paid to: possibilities of surging occurrence and exceeding the permissible speed and power. An analysis of the parameters of the combustion chamber after the change of the fuel was shown.

Keywords: biogas, surge line, combustion chamber, ambient conditions

DOI: 10.7862/rm.2015.22

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 22.02.2015 r.