

Paweł WIRKOWSKI¹

ZMIANA GEOMETRII KANAŁU PRZEPEŁYWOWEGO SPRĘŻARKI OSIOWEJ A PARAMETRY PRACY OKRĘTOWEGO SILNIKA TURBINOWEGO

W artykule zaprezentowana została analiza teoretyczna zjawiska nieprawidłowego funkcjonowania systemu zmiany ustawienia regulowanych łopatek sprężarki osiowej okrętowego silnika turbinowego oraz przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym. Następnie na bazie przeprowadzonych badań określone zostały równania matematyczne opisujące zależności pomiędzy wartościami rozpatrywanych parametrów pracy silnika a kątem ustawienia regulowanych łopatek. Równania te posłużyły do zasymulowania zmian wartości parametrów dla zakresu zmian kąta regulowanych łopatek nieosiągalnego podczas badań na obiekcie rzeczywistym.

CHANGES OF AXIAL COMPRESSOR FLOW PASSAGE GEOMETRY AND WORK PARAMETERS OF MARINE GAS TURBINE ENGINE

The paper deals with the problem of influence of changes variable stator vanes axial compressor settings of gas turbine engine on work parameters of compressor and engine. Incorrect operation of change setting system of variable vanes could make unstable work of compressor and engine. This paper presents theoretical analysis of situation described above and results of own research done on real engine. On the base of results of experiment there were determined mathematical equations determining relationships of changes of particular engine work parameters in function of variable inlet guide stator vanes setting angle. There are presented results of the solution of mathematical equations, which describe the changes of engine work parameters values too.

1. WPROWADZENIE

Jeżeli w konstrukcji sprężarki silnika turbinowego występuje układ zmiany ustawienia regulowanych łopatek kierownic, mający za zadanie optymalne kojarzenie współpracy wszystkich zespołów silnika turbinowego poprzez ciągłą korektę charakterystyki sprężarki, to występujące zakłócenia w pracy tego układu będą powodowały zmiany zakresu pracy

¹Akademia Marynarki Wojennej, Wydział Mechaniczno-Elektryczny, 81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69,
Tel: +48 058 626 27 56, e-mail: p.wirkowski@amw.gdynia.pl

sprężarki i silnika o charakterze podobnym, jaki powodują zmiany prędkości obrotowej wirnika czy też zanieczyszczone kanały międzyłopatkowe sprężarki.

Praca jednostkowa stopnia sprężarki na danym promieniu definiowana z wykorzystaniem równania momentu ilości ruchu ma postać

$$l_{st} = \omega r(c_{2u} - c_{1u}) = u\Delta c_u = u\Delta w_u \quad (1)$$

gdzie: ω – prędkość kątowa wirnika, u – prędkość obwodowa, r – promień wirnika,

c_{1u} , c_{2u} – składowe obwodowe prędkości bezwzględnej strumienia przed i za wieńcem wirnika na promieniu r ,

Δc_u , Δw_u – współczynnik zawirowania strumienia.

Praca ta jest stała na całej wysokości łopatki wirnika a suma tych prac jest pracą jednostkową stopnia [2]. Wprowadzenie zmiany ustawienia kąтового łopatek kierownicy przy utrzymaniu stałej prędkości obrotowej (stałe u) powoduje zmianę kąta natarcia β_1 (Rys. 1). Skutkuje to zmianą składowej osiowej prędkości bezwzględnej c_{1a} a więc zmianą natężenia przepływu strumienia powietrza \dot{m} oraz zmianą współczynnika zawirowania powietrza Δw_u . Wpływa to na sprawność i pracę stopnia.

Celem badań było określenie wpływu nieprawidłowego funkcjonowania układu sterującego nastawnymi łopatkami kierownicy wstępnego zawirowania sprężarki osiowej silnika turbinowego na parametry pracy sprężarki i silnika.

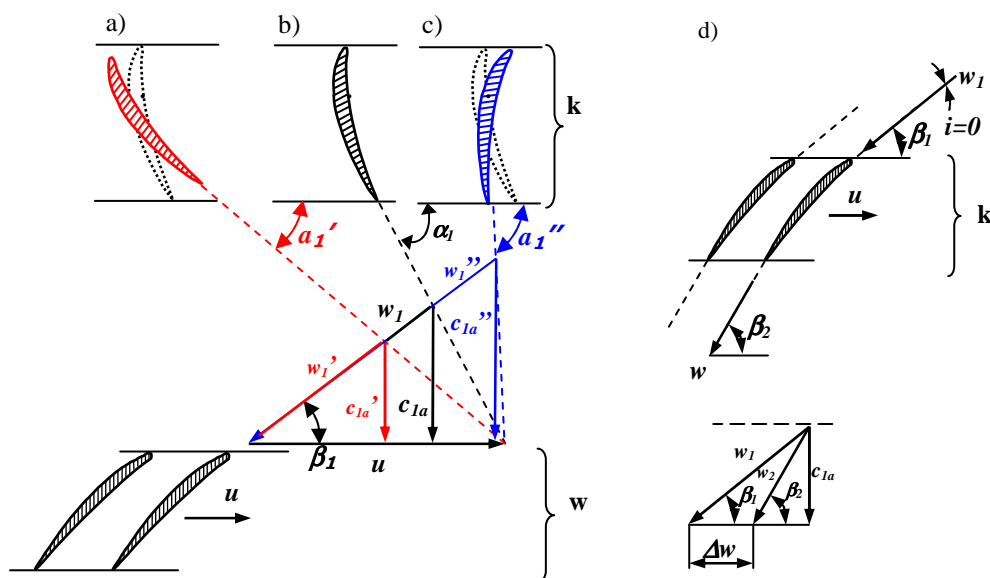
Charakterystyka sprężarki będąca zależnością sprężu π_s i sprawność efektywnej η_s^* sprężarki od strumienia masy przepływającego przez nią powietrza \dot{m} i prędkości obrotowej n , umożliwiła określenie najdogodniejszych warunków współpracy sprężarki z innymi podzespołami silnika. Służy ona doborowi optymalnych warunków regulacji przepływu powietrza i oceny wpływu czynników eksploatacyjnych na parametry sprężarki.

W związku z powyższym opisanym zjawiskiem sprężarka powinna być tak regulowana, aby w zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych linia współpracy sprężarki z siecią przebiegała z pewnym zapasem pracy statecznej. Główną zasadą regulacji sprężarek podczas zmiany jej prędkości obrotowej lub natężenia przepływu, jest utrzymywanie wartości kątów napływu strumienia i zbliżonych do zera. Jednym ze stosowanych sposobów regulacji sprężarek osiowych jest zmiana geometrii jej kanału przepływowego poprzez zastosowanie regulowanej kierownicy wlotowej lub regulowanych kierownic kilku pierwszych stopni sprężania [2].

Takie rozwiązanie umożliwia dokonanie jednoczesnych zmian kąta napływu strumienia na łopatki wieńców wirnikowych stopni poprzez zmianę kątów ustawienia łopatek kierownic w trakcie zmian prędkości obrotowej sprężarki. Rys. 1 przedstawia istotę regulacji łopatek nastawnych kierownic na przykładzie jednego stopnia sprężania.

Dla średnich wartości eksploatacyjnego zakresu prędkości obrotowej wirnika sprężarki odpowiada sytuacja na Rys. 1b, dla której przyporządkowane są kierunki i wartości prędkości z indeksem „1”. Występuje wówczas pośrednie ustawienie kątowe łopatek wieńca kierownicy, dla którego kąt napływu strumienia na łopatki wirnika nie powoduje zaburzeń w przepływie tego strumienia przez kanały międzyłopatkowe. W przypadku realizacji mniejszych wartości prędkości obrotowej sprężarki, a więc występowania mniejszej wartości składowej osiowej prędkości bezwzględnej c_{1a}' , istnieje konieczność

zmniejszenia kąta spływu strumienia α_i z regulowanych łopatek wieńca kierownicy (Rys. 1a) w takim zakresie, aby utrzymać taką samą wartość kąta napływu strumienia na łopatkę wirnika β_1 . Analogiczna sytuacja ma miejsce podczas pracy sprężarki z większymi prędkościami obrotowymi wirnika, dla których wzrasta wartość składowej osiowej prędkości bezwzględnej c_{1a}'' . Wówczas w celu utrzymania statecznej pracy sprężarki, a więc stałej wartości kąta napływu strumienia na łopatkę wirnika, należy zwiększyć kąt spływu strumienia z łopatek kierownicy – Rys. 1c.



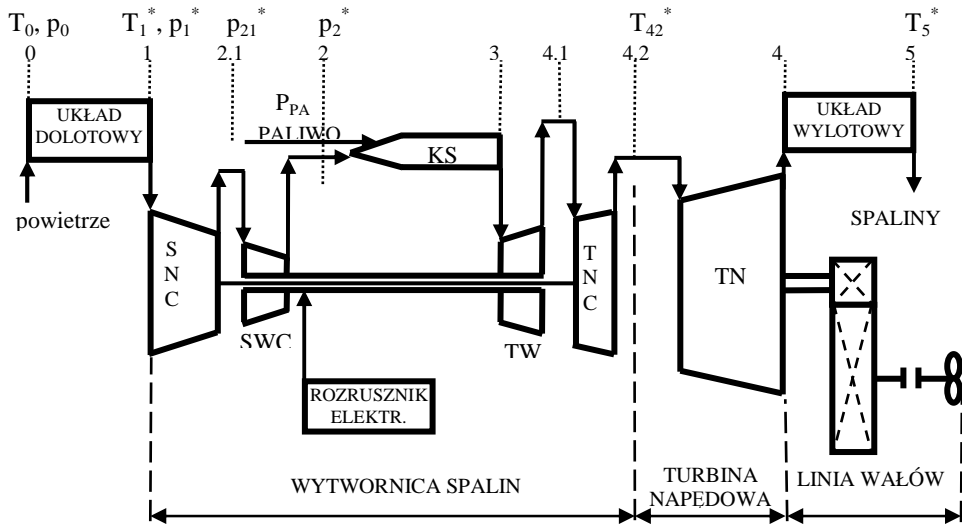
Rys. 1. Istota regulacji stopnia osiowego sprężarki za pomocą zmiany kąta ustawienia łopatek wieńców kierownic przy zmieniającej się prędkości przepływu strumienia; a) zmniejszona prędkość osiowa, b) obliczeniowa prędkość osiowa, c) zwiększona prędkość osiowa; k – wieńiec regulowanych łopatek kierownic, w – wieńiec łopatek wirnika

Zastosowanie w danej formie konstrukcyjnej silnika turbinowego układu regulacji geometrii kanałów przepływowych wywiera znaczący wpływ na przebieg procesów nieustalonych.

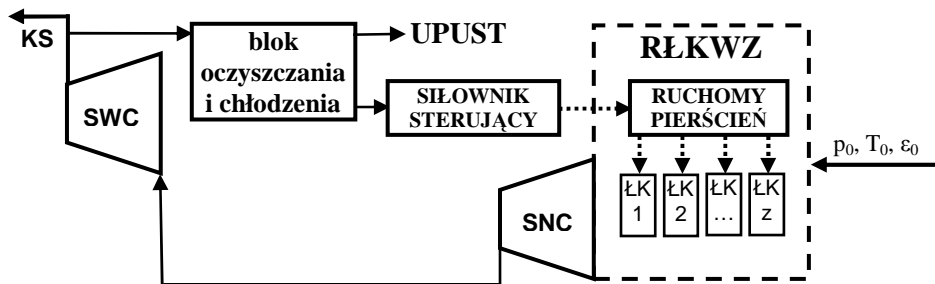
2. OBIEKT BADAŃ

Badania wpływu zmiany geometrii kanału przepływowego silnika turbinowego na parametry jego pracy prowadzone były na silniku typu DR 77, który wchodzi w skład układu napędowego okrętu rakietowego. Jest to silnik trójwirnikowy ze zwrotną komorą spalania typu pierścieniowo – rurowego oraz nawrotną turbiną napędową (Rys. 2).

W układzie konstrukcyjnym sprężarki rozpatrywanego silnika zastosowany jest wieniec łopatek kierownicy wlotowej, które mają możliwość zmiany ustawienia kąta natarcia (zmianę geometrii kanału przepływowego sprężarki) w zależności od obciążenia silnika. Procesem tym steruje układ regulacji, którego medium roboczym jest sprężone powietrze uzyskiwane w sposób ciągły zza sprężarki wysokiego ciśnienia. Schemat przepływu sygnału sterującego przedstawia Rys. 3.



Rys. 2. Schemat blokowy silnika DR 77; KS – komora spalania, SNC – sprężarka niskiego ciśnienia, SWC – sprężarka wysokiego ciśnienia, KS – komora spalania, TWC – turbina wysokiego ciśnienia, TNC – turbina niskiego ciśnienia, TN – turbina napędowa



Rys. 3. Schemat ideowy mechanizmu zmiany nastawy łopatek kierownicy; ŁK – łopatka kierownicy, RLKWZ – regulowane łopatki kierownicy wstępnego zawirowania

Powietrze zza sprężarki wysokiego ciśnienia przez blok oczyszczania i chłodzenia, doprowadzane jest do przestrzeni roboczych siłownika. Wywierany na elementy siłownika nacisk sprężonego powietrza powoduje przemieszczanie się tłoka sterującego, który połączony jest z ruchomym pierścieniem, przemieszczającym się po obwodzie kadłuba

sprężarki. Pierścień za pomocą dźwigni połączony jest z łopatkami kierownic, które na skutek przesuwania się pierścienia wykonują ruch obrotowy, zmieniając kąt spływu α_j .

W bloku oczyszczania i chłodzenia powietrza znajdują się otwory technologiczne zamknięte podczas pracy silnika, służące do okresowego oczyszczania wewnętrznych kanałów przepływowych bloku. Przez te otwory podczas realizacji badań zmniejszono wartość strumienia powietrza podawanego do siłownika, upuszczając je do atmosfery. Skutkowało to zmianą kąta ustawienia łopatek α_{KW} , a w konsekwencji tego zmianą geometrii kanału przepływowego.

Badania przeprowadzono dla obciążenia silnika $0,5P_{nom}$, uwzględniając wpływ warunków atmosferycznych. Dla tego obciążenia kąt ustawienia α_{KW} regulowanych łopatek przyjmuje wartość -4° . Podczas zmiany obciążenia w całym zakresie od biegu jałowego do uzyskania mocy nominalnej silnika kąt ustawienia łopatek zmienia się w zakresie od -18° do $+18^\circ$. Podczas badań dokonano pomiaru i rejestracji parametrów pracy silnika, dla ustalonego obciążenia $0,5P_{nom}$ i zmiennych (poprzez upust) trzech ustawień kątowych regulowanych łopatek: A — $\alpha_{KW} = -4^\circ$, B — $\alpha_{KW} = -11^\circ$, C — $\alpha_{KW} = -18^\circ$. Tab. 1 przedstawia mierzone i rejestrowane parametry pracy silnika.

Tab. 1. Parametry pracy silnika DR77 mierzone podczas badań

Oznaczenie parametru	Zakres pomiarowy	Opis parametru
n_{SNC}	$0 \div 20000$ [min^{-1}]	prędkość obrotowa wirnika niskiego ciśnienia
n_{SWC}	$0 \div 22000$ [min^{-1}]	prędkość obrotowa wirnika wysokiego ciśnienia
n_{TN}	$0 \div 10000$ [min^{-1}]	prędkość obrotowa wirnika turbiny napędowej
p_1	$-0,04 \div 0$ [MPa]	podciśnienie powietrza na wlocie do sprężarki
p_{21}	$0 \div 0,6$ [MPa]	ciśnienie powietrza za sprężarką niskiego ciśnienia
p_2	$0 \div 1,6$ [MPa]	ciśnienie powietrza za sprężarką wysokiego ciśnienia
p_p	$0 \div 10,0$ [MPa]	ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczami
T_1	$-203 \div 453$ [K]	temperatura powietrza na wlocie do sprężarki
T_{42}	$273 \div 1273$ [K]	średnia temperatura spalin przed turbiną napędową

3. WYNIKI BADAŃ

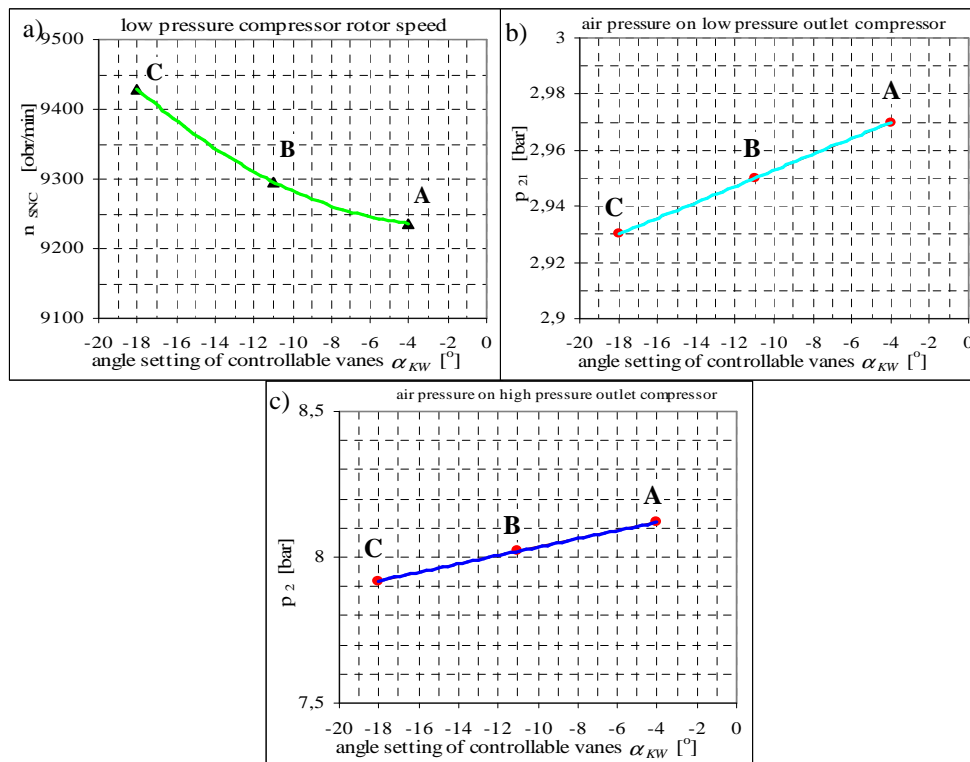
Wyniki przeprowadzonych badań przedstawia Rys. 4. Prezentowane są na nim przebiegi tych parametrów, które najbardziej reagują na zmianę ustawienia regulowanych łopatek.

Zmiana ustawienia łopatek z położenia A do położenia C powoduje zwiększenie oporów przepływu powietrza przez wieniec kierownicy. Następstwem tego jest zmniejszenie podciśnienia p_1 na wlocie kierownicy wstępnego zawirowania. Skutkuje to spadkiem ciśnienia w dalszej części kanału przepływowego sprężarki i silnika (Rys. 4bc). Zmniejszona w ten sposób gęstości przepływającego przez sprężarkę powietrza, przy niezmiennym strumieniu podawanego do komory spalania paliwa, powoduje zwiększenie prędkości obrotowej wirników sprężarki. Najbardziej zauważalny jest wzrost prędkości obrotowej sprężarki niskiego ciśnienia (Rys. 4a), powodowany bezpośrednim

odziaływaniem nieprawidłowo ustawionych łopatek regulowanej kierownicy na tą sprężarkę.

Występujące połączenie gazodynamiczne między sprężarkami niskiego i wysokiego ciśnienia łagodzi przenoszone na sprężarkę wysokiego ciśnienia zakłócenia pracy sprężarki niskiego ciśnienia. W związku z tym zakres zmian prędkości obrotowej wirnika sprężarki wysokiego ciśnienia jest mniejszy. Dla przeprowadzonego doświadczenia wynosi on poniżej 1% i znajduje się w zakresie błędu pomiarowego czujnika.

Zmiany podciśnienia powietrza wynoszą ponad 5% wartości niezakłóconej tego parametru. Natomiast zmiany ciśnienia powietrza za sprężarką niskiego i wysokiego ciśnienia wynoszą odpowiednio ponad 1,3% i ponad 2,4% wartości odpowiadającej niezakłóconemu ustawieniu kątowemu $\alpha_{KW} = -4^\circ$.



Rys. 4. Zmiana parametrów pracy silnika DR77 w funkcji kąta ustawienia regulowanych łopatek kierownicy wlotowej: A - $\alpha_{KW} = -4^\circ$, B - $\alpha_{KW} = -11^\circ$, C - $\alpha_{KW} = -18^\circ$

Towarzyszące zakłóconej pracy sprężarki zmiany wartości ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu powietrza, przy nie zmienionym masowym natężeniu przepływu paliwa w komorze spalania, powodują wzbogacenie się mieszanki paliwowo-powietrznej. Efektem tego jest wzrost temperatury spalin wypływających z komory spalania. W doświadczeniu potwierdzona została tendencja zmian wartości temperatury spalin,

pomimo że zakres tych zmian wynoszący poniżej 1% znajduje się w zakresie błędu pomiarowego czujnika.

Na podstawie wyników przeprowadzonych badań określone zostały równania matematyczne opisujące zmiany wartości poszczególnych parametrów pracy silnika w funkcji kąta ustawienia regulowanych łopatek kierownicy wlotowej α_{KW} :

$$n_{SNC} = 0,7449\alpha_{KW}^2 + 2,602\alpha_{KW} + 9234,5 \text{ [obr/min]} \quad (2)$$

$$n_{SWC} = 0,0204\alpha_{KW}^2 - 1,1224\alpha_{KW} + 12598 \text{ [obr/min]} \quad (3)$$

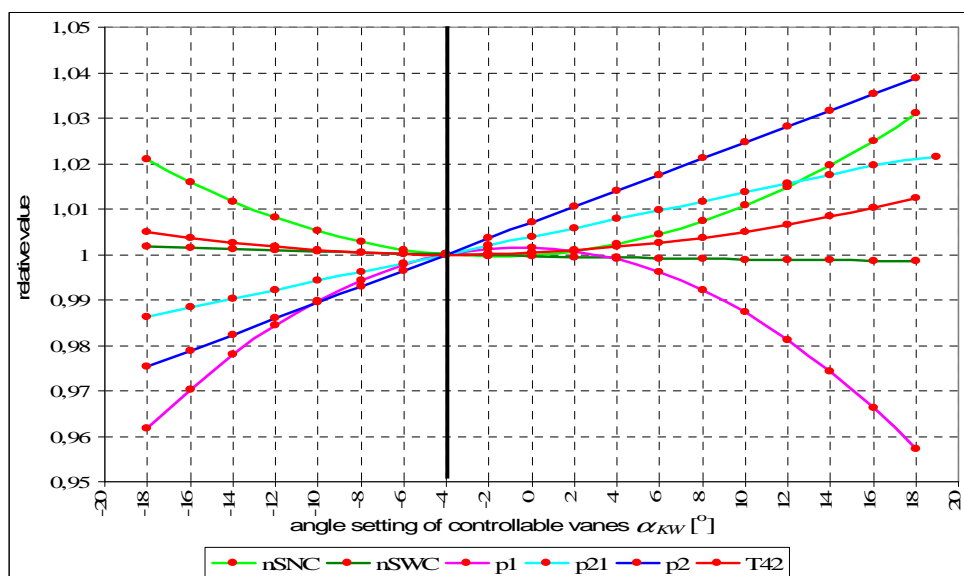
$$p_1 = -10^{-7}\alpha_{KW}^2 - 10^{-7}\alpha_{KW} + 0,00077 \text{ [MPa]} \quad (4)$$

$$p_{21} = 0,00029\alpha_{KW} + 0,29814 \text{ [MPa]} \quad (5)$$

$$p_2 = 0,00143\alpha_{KW} + 0,81771 \text{ [MPa]} \quad (6)$$

$$T_{42} = 0,0204\alpha_{KW}^2 + 0,1633\alpha_{KW} + 799,48 \text{ [K]} \quad (7)$$

Na rys. 5 przedstawione są wyniki modelowania matematycznego zmian wartości parametrów pracy silnika.



Rys. 5. Zmiana parametrów pracy silnika w funkcji kąta ustawienia regulowanych łopatek kierownicy wlotowej uzyskana podczas modelowania matematycznego

Modelowanie zostało przeprowadzone dla ustalonego obciążenia silnika, co odpowiada stałemu masowemu strumieniowi podawanego paliwa. Zakres zmian kąta ustawienia regulowanych łopatek kierownicy wlotowej mieścił się w przedziale od -18° do $+18^\circ$. Podczas badań na obiekcie rzeczywistym niemożliwe było, ze względu na ograniczenia

techniczne silnika, zrealizowanie obserwacji w zakresie zmian kąta od -4° do $+18^\circ$. Wyniki modelowania zostały przedstawione w wartościach względnych tj. odniesionych do wartości parametrów uzyskanych podczas niezakłóconej pracy silnika. Praca ta charakteryzuje się obciążeniem silnika $0,5 P_{nom}$ i niezakłóconemu ustawieniu kątowemu $\alpha_{KW} = -4^\circ$.

4. WNIOSKI

Zmiana kąta ustawienia regulowanych kierownicy wlotowej α_{KW} od -4° do $+18^\circ$ powoduje wzrost kąta spływu strumienia α_1 z regulowanych łopatek wieńca kierownicy (Rys. 1a). Wpływa to na zmniejszenie oporu przepływu strumienia powietrza na wlocie do sprężarki niskiego ciśnienia, co skutkuje spadkiem wartości podciśnienia powietrza w tym przekroju. W przypadku utrzymywania stałego obciążenia silnika (ustalony strumień masy paliwa podawanego do komory spalania) zmiana kąta α_{KW} wpływa na wzrost składowej osiowej prędkości całkowitej strumienia powietrza c_{1a} . To z kolei wywiera wpływ na wzrost strumienia powietrza \dot{m} . Jednocześnie wzrost składowej osiowej prędkości całkowitej c_{1a} powoduje spadek współczynnika zawirowania strumienia Δw_u , czego efektem jest redukcja pracy jednostkowej stopnia sprężarki – równanie (1). Konsekwencją tego jest wzrost prędkości obrotowej wirnika sprężarki niskiego ciśnienia. W połączeniu ze spadkiem podciśnienia powietrza na wlocie silnika powoduje to wzrost ciśnienia na wylocie sprężarki niskiego ciśnienia. Pomimo niewielkiego spadku prędkości obrotowej wirnika sprężarki wysokiego ciśnienia wzrost ciśnienia powietrza za sprężarką niskiego ciśnienia pociąga za sobą wzrost ciśnienia powietrza na wylocie sprężarki wysokiego ciśnienia. Ten niewielki spadek prędkości obrotowej wirnika wysokiego ciśnienia powoduje wzrost oporów przepływu czynnika roboczego w kolejnych podzespołach silnika. Efektem tego jest niewielki wzrost temperatury spalin na wlocie turbiny napędowe.

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] Dzygadlo Z.: Napędy Lotnicze. Zespoły wirnikowe silników turbinowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982..
- [2] Korczewski Z., Wirkowski P.: *Modelling gasdynamic processes within turbine engines' compressors equipped with variable geometry of flow duct*, IV International Scientifically-Technical Conference "Explo-Diesel & Gas Turbine '05", pp. 227-236, Gdańsk 2005.
- [3] Marschal D.J., Muir D.E., Saravanamuttoo H.I.H.: *Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy*, The American Society of Mechanical Engineers 345 E, 47 St., New York, N.Y.10017.
- [4] Wirkowski P.: *Modelling the characteristics of axial compressor of variable flow passage geometry, working in the gas turbine engine system*, Polish Maritime Research, No 3/2007, Published by Gdańsk University of Technology, pp. 27-32, Gdańsk 2007.
- [5] Wirkowski P.: *Simulation of changes of gas turbine engine work parameters equipped with variable inlet stator vanes axial compressor*, 12TH International Conference „Computer systems aided science, industry and transport”- TRANSCOMP 2008, Published by Radom University of Technology, pp. 591-596, Radom 2008.

- [6] Wirkowski P.: *Influence of axial compressor flow passage geometry changes on gas turbine engine work parameters*, VI International Scientifically-Technical Conference POLISH CIMAC "Explo-Diesel & Gas Turbine '09", Gdańsk 2009.