

Stanisław ANTAS¹

UKŁAD WYLOTOWY TYPU ŁĄCZNIKA SPRĘŻARKI PROMIENIOWEJ

Łącznik jest dyfuzorem wylotowym kanału przepływowego sprężarki odśrodkowej, w którym następuje zmiana kierunku przepływu z promieniowego na kierunek wyznaczony przez oś rurowej komory spalania. Liczba łączników jest równa liczbie indywidualnych komór spalania. W pracy przedstawiono metodę wyznaczania parametrów strumienia w przekroju wyjściowym układu wylotowego sprężarki promieniowej. Analiza obejmuje układ wylotowy w postaci dyfuzora typu łącznika. Zaprezentowano także odpowiednią metodę określania parametrów geometrycznych dla dyfuzora wylotowego tego typu. Wymienione metody mogą być stosowane w trakcie realizacji projektu koncepcyjnego sprężarki, a oparto je na równaniu zachowania energii, równaniu ciągłości przepływu, pierwszej zasadzie termodynamiki oraz funkcjach gazodynamicznych i definicjach używanych w teorii maszyn wirnikowych. Końcowa część pracy zawiera zasady doboru obliczeniowej wartości sprężu sprężarki z promieniowym dyfuzorem łopatkowym oraz wnioski.

Słowa kluczowe: turbina silnika, kanał wylotowy, łącznik

1. Wprowadzenie

Układ wylotowy sprężarki odśrodkowej służy do doprowadzenia sprężonego strumienia powietrza do jego odbiornika. Sprężone powietrze jest zatem kierowane do kolejnego zespołu silnika w określonym kierunku. Zadaniem układu wylotowego jednostopniowej lub dwustopniowej sprężarki promieniowej jest więc zebranie i odpowiednie skierowanie sprężonego czynnika do odbiorników różnych typów konstrukcyjnych. Wykonanie tego zadania powinno przebiegać w taki sposób, aby praca sprężarki poprzedzającej jej układ wylotowy nie uległa zakłóceniu. W celu zapewnienia prawidłowej pracy sprężarki i odpowiednich osiągnięć silnika kształty układów wylotowych oraz ich rozwiązania konstrukcyjne powinny być odpowiednio starannie dobrane. Należy zauważyć, że w przekroju wyjściowym końcowego dyfuzora sprężarki promieniowej prędkość czynnika zwykle znacznie przekracza wartość dopuszczalną ze względu na prawidłową pracę odbiornika. Układy wylotowe sprężarek promieniowych stano-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Stanisław Antas, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel.: (17) 8651501, e-mail: santas@prz.edu.pl

wią zatem dyfuzory o różnych kształtach, w których następuje kontynuacja procesu sprężania powietrza kosztem wyhamowania strumienia. W przypadku lotniczego silnika turbinowego układ ten, łącząc wylot ostatniego dyfuzora sprężarki z dyfuzorem komory spalania, doprowadza powietrze do komory spalania.

Układ wylotowy w postaci dyfuzora stożkowego sprężarki doładowującej silnik tłokowy doprowadza czynnik do przewodów tłoczących, które są rurami o stałym przekroju kierującymi strumień powietrza lub mieszanę paliwowo-powietrzną do poszczególnych cylindrów. Do najczęściej stosowanych we współczesnych konstrukcjach układów wylotowych sprężarek promieniowych należą:

- dyfuzor typu łącznika,
- osiowy dyfuzor łopatkowy,
- dyfuzor stożkowy,
- dyfuzor typu kolana,
- dyfuzor zakrzywiony.

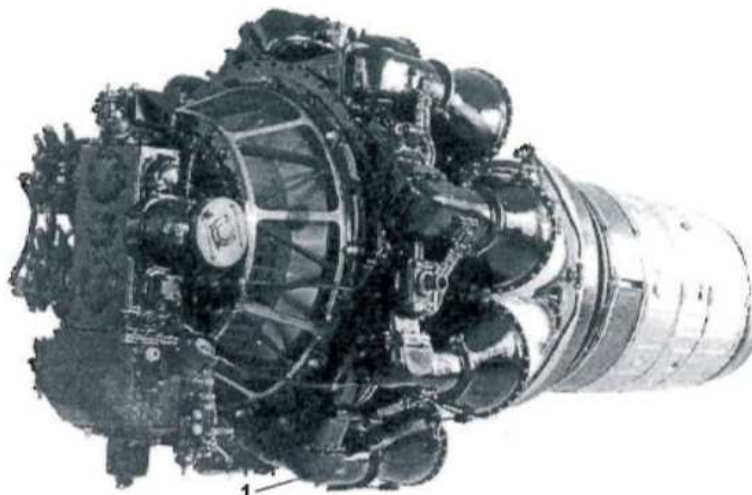
Ostatni z wymienionych układów wylotowych jest stosowany wyłącznie z dyfuzorem rurkowym sprężarki promieniowej lub osiowo-promieniowej [1, 2]. Należy zauważyć, że istnieje znaczna liczba publikacji dotyczących analizy parametrów czynnika przepływającego przez wlot, wirnik, dyfuzor bezłopatkowy i łopatkowy sprężarki promieniowej. Należy także zaznaczyć, że w dostępnej literaturze przedmiotu brakuje publikacji dotyczących kompleksowej analizy parametrów termicznych, kinematycznych i geometrycznych układów wylotowych sprężarek promieniowych i osiowo-promieniowych.

2. Dyfuzor typu łącznika

W sprężarkach promieniowych czynnik wpływający z końcowego dyfuzora oprócz składowej promieniowej ma dodatkowo znaczną wartość składowej obwodowej prędkości bezwzględnej. Z tego też względu czynnik może być zbiegany przez układ wylotowy typu łącznika (rys. 1.) w kierunku składowej obwodowej. Łączniki sprężarki promieniowej wykorzystywano już od bardzo dawna – przykładem mogą być brytyjskie silniki Nene, Derwent V i Dart, rosyjski RD-45 czy polski Lis-2.

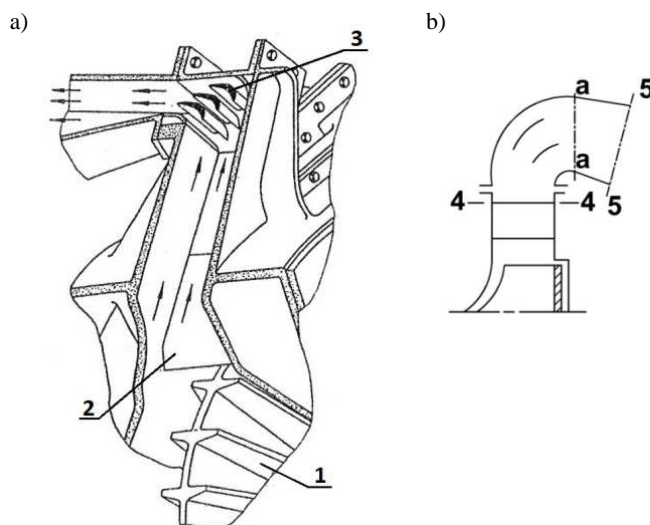
Łącznik jest tym elementem kanału przepływowego sprężarki odśrodkowej, w którym następuje zmiana kierunku strumienia z promieniowego na kierunek określony przez oś indywidualnej komory spalania. Liczba łączników odpowiada liczbie indywidualnych komór spalania. Zmniejszenie strat aeromechanicznych związanych ze zmianą kierunku przepływu strug powietrza uzyskuje się przez ustawienie w kolanie łącznika zespołu łopatek kierujących. Kanał przepływowy łącznika (rys. 2.) jest tak ukształtowany, że początkowa jego część (4-a) ma pole o stałym przekroju, natomiast dalsza (a-5) o zwiększającym się polu przekroju w kierunku przepływu (kanał dyfuzorowy). Wzrostowi przekroju

kanału towarzyszy spadek prędkości strumienia oraz wzrost jego ciśnienia statycznego.



Rys. 1. Jednoprzepływowy silnik odrzutowy Lis-2: 1 – łącznik

Fig. 1. A single-shaft turbojet engine Lis-2: 1 – connector



Rys. 2. Widok (a) oraz schemat (b) łącznika z oznaczeniem charakterystycznych przekrojów: 1 – wirnik dwustronny, 2 – łopatką dyfuzora, 3 – łopatką kierownicy, na podstawie [3]

Fig. 2. View (a) and scheme (b) of connector with characteristic sections: 1 – two-sided impeller, 2 – diffuser vane, 3 – guide vane, according to [3]

Pracę sił tarcia podczas przepływu powietrza przez poszczególne odcinki kanału przepływowego łącznika można obliczyć z następujących zależności:

$$l_{r4,a} = \xi_{4,a} \frac{C_4^2}{2} \quad (1)$$

$$l_{ra,5} = \xi_{a,5} \frac{C_4^2}{2} \quad (2)$$

Praca sił tarcia podczas przepływu przez łącznik jest sumą składowych:

$$l_{r4,5} = l_{r4,a} + l_{ra,5} \quad (3)$$

zatem

$$l_{r4,5} = \xi_{4,5} \frac{C_4^2}{2} \quad (4)$$

gdzie współczynnik strat przepływu w kanale łącznika

$$\xi_{4,5} = \xi_{4,a} + \xi_{a,5} \quad (5)$$

Wartości współczynnika strat przepływu w poszczególnych odcinkach łącznika wybiera się z przedziału [4]: $\xi_{4,a} = 0,15 \div 0,25$ oraz $\xi_{a,5} = 0,03 \div 0,05$.

Temperatura spiętrzenia strumienia w przekroju wyjściowym łącznika (5-5, rys. 2.) jest określana z zależności dla przepływu energetycznie odosobnionego:

$$T_5^* = T_4^* \quad (6)$$

Prędkość krytyczną dźwięku wyznacza formuła:

$$a_{kr5} = \sqrt{\frac{2kR}{k+1} T_5^*}$$

Liczba Laval'a prędkości wypływu strumienia z łącznika jest obliczana z zależności definicyjnej:

$$\lambda_5 = \frac{c_5}{a_{kr5}} \quad (7)$$

gdzie prędkość wypływu strumienia dla indywidualnych komór spalania przyjmuje się z przedziału wartości [1] $c_5 = 90 \div 140 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, przy czym najczęściej

$$c_5 = 100 \div 120 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad [5].$$

Znając wartość liczby Lavalą prędkości wypływu strumienia, można wyznaczyć wartość funkcji gazodynamicznej temperatury [6]:

$$\tau(\lambda_5) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2\right) \quad (8)$$

a następnie temperatury statycznej strumienia:

$$T_5 = T_5^* \cdot \tau(\lambda_5) \quad (9)$$

Stopień strat ciśnienia spiętrzenia w łączniku określa formuła [4]:

$$\sigma_{4,5} = 1 - \frac{k}{k+1} \xi_{4,5} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_4^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_4^2 \quad (10)$$

gdzie λ_4 – liczba Lavalą prędkości strumienia na wylocie dyfuzora łopatkowego.

Ciśnienie spiętrzenia powietrza na wylocie łącznika oblicza się ze związku definicyjnego stopnia strat ciśnienia spiętrzenia:

$$p_5^* = \sigma_{4,5} p_4^* \quad (11)$$

Ciśnienie statyczne strumienia na wylocie łącznika wyznacza się ze wzoru:

$$p_5 = p_5^* \pi(\lambda_5) \quad (12)$$

gdzie funkcję gazodynamiczną ciśnienia określa wyrażenie [6]:

$$\pi(\lambda_5) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_4^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (13)$$

Funkcję gazodynamiczną – względną gęstość strumienia masy przedstawia równanie [6]:

$$q(\lambda_5) = \lambda_5 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (14)$$

Pole powierzchni kanału przepływowego na wylocie łącznika opisuje relacja:

$$F_5 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_5^*}}{s p_5^* q(\lambda_5) K m_5 Z_{kS}} \quad (15)$$

gdzie współczynnik blokady przekroju $K_{m5} = 0,97 - 0,98$, natomiast Z_{kS} oznacza liczbę łączników równą liczbie indywidualnych komór spalania.

Gęstość statyczną powietrza na wylocie z łącznika oblicza się z formuły:

$$\rho_5 = \rho_5^* \varepsilon(\lambda_5) \quad (16)$$

gdzie gęstość spiętrzenia wyznacza się z równania stanu:

$$\rho_5^* = \frac{p_5^*}{RT_5^*} \quad (17)$$

Natomiast funkcją gazodynamiczną gęstości określa zależność [6]:

$$\varepsilon(\lambda_5) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (18)$$

Sprawdzenie poprawności obliczeń może przebiegać według kolejności podanej dalej.

Temperaturę statyczną strumienia w przekroju wyjściowym łącznika oblicza się z zależności dla przepływu izoenergetycznego:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 + C_5^2}{\frac{2kR}{k-1}} \quad (19)$$

Wykładnik politropy sprężania w łączniku, mieszczący się zazwyczaj w granicach $n = 1,8 \div 1,5$ [5], można wyznaczyć z równania na pracę tarcia:

$$lr_{4,5} = \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n_{4,5}}{n_{4,5}-1}\right) R(T_5 - T_4) \quad (20)$$

skąd

$$\frac{n_{4,5}}{n_{4,5}-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{lr_{4,5}}{R(T_5 - T_4)} \quad (21)$$

gdzie pracę sił tarcia podczas przepływu przez łącznik określa wzór (4).

Ciśnienie statyczne strumienia na wylocie łącznika wyznacza się z równania politropy:

$$p_5 = p_4 \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{n_{4,5}}{n_{4,5}-1}} \quad (22)$$

Ciśnienie spiętrzenia powietrza na wylocie łącznika oblicza się, wykorzystując równanie izentropy:

$$p_5^* = p_5 \left(\frac{T_5^*}{T_5}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (23)$$

Gęstość statyczna powietrza na wylocie łącznika jest wyznaczana z równania stanu gazu:

$$\rho_5 = \frac{p_5}{RT_5} \quad (24)$$

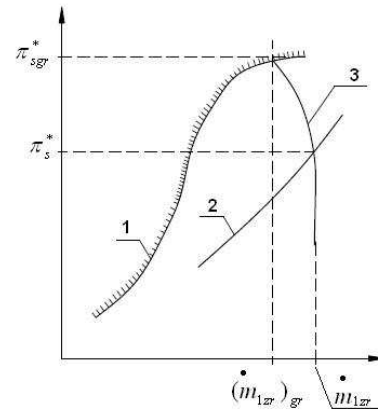
Pole powierzchni kanału przepływowego na wylocie łącznika określa się z równania ciągłości:

$$F_5 = \frac{\dot{m}}{C_5 \rho_5 K_{m5} Z_{KS}} \quad (25)$$

3. Zasady doboru obliczeniowej wartości sprężu sprężarki z promieniowym dyfuzorem łopatkowym

Obliczeniowa wartość sprężu zarówno sprężarki promieniowej, jak i osiowo-promieniowej π_{S0}^* powinna być większa od wartości sprężu sprężarki π_S^* zadanej w obliczeniach termogazodynamicznych silnika, a odpowiadającej wartości tego parametru na linii współpracy sprężarki i turbiny.

W lotniczym silniku turbinowym sprężarka bezpośrednio współpracuje z zasilanym przez nią całym kanałem przepływowym silnika stanowiącym układ dławiący (przepustnicę na wylocie ze sprężarki). W układzie silnika wartość sprężu sprężarki π_S^* określa się zwykle podczas prób odbiorczych, mierząc jego wartość na linii współpracy sprężarki z napędzającą sprężarkę turbiną.



Rys. 3. Ilustracja określenia zapasu statecznej pracy sprężarki: 1 – granica pracy statecznej, 2 – linia współpracy S-TS, 3 – krzywa dławienia $n_{Scr} = idem$

Fig. 3. Illustration of determination for surge margin compressor: 1 – surge line, 2 – working line, 3 – corrected speed of impeller $n_{Scr} = idem$

Ilościową ocenę odległości linii współpracy S-TS od granicy statecznej pracy sprężarki (rys. 3.) umożliwia zapas statecznej pracy sprężarki zdefiniowany wyrażeniem [7]:

$$\Delta K_S = \frac{\pi_{Sgr}^* / (\dot{m})_{gr} - \pi_S^* / \dot{m}_{1zr}}{\pi_S^* / \dot{m}_{1zr}} \quad (26)$$

gdzie: \dot{m}_{1zr} i $(\dot{m}_{1zr})_{gr}$ – odpowiednio zredukowany strumień masy powietrza, określony na wlocie do sprężarki w punkcie współpracy i na granicy statecznej pracy przy $n_{Szr} = idem$, π_S^* i π_{Sgr}^* – odpowiednio spręż sprężarki na linii współpracy S-TS i na granicy statecznej pracy przy $n_{Szr} = idem$.

W zależności od typu konstrukcyjnego sprężarki, sposobu regulacji i zastosowania silnika zapas statecznej pracy wynosi zwykle $\Delta K_S = 0,1 \div 0,2$ w przypadku sprężarek promieniowych oraz $\Delta K_S = 0,15 \div 0,25$ [7] dla osiowych. Badania eksperymentalne sprężarek promieniowych z promieniowymi dyfuzorami łopatkowymi wykazały silny wpływ liczby Macha prędkości strumienia w przekroju wejściowym, tj. gardzieli dyfuzora łopatkowego M_3 , na przebieg krzywej dławienia sprężarki. Przebieg krzywej dławienia sprężarki promieniowej dla wybranej, obliczeniowej prędkości obrotowej charakteryzuje minimalna wartość strumienia masy powietrza w przekroju wejściowym sprężarki $(\dot{m}_{1min}) = (\dot{m}_{1zr})_{gr}$, odpowiadająca maksymalnej wartości jej sprężu $\pi_{Smax}^* = \pi_{Sgr}^*$, oraz maksymalna wartość strumienia masy powietrza w przekroju wejściowym sprężarki $\dot{m}_{1max} = \dot{m}_{1zr}$, stanowiące odciętą pionowego odcinka charakterystyki, którego rzędna w najwyższym punkcie odpowiada sprężowi π_S^* na linii współpracy S-TS [8].

Opracowany na podstawie pracy [9] rys. 4. ilustruje zależność $(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min} = f(M_3)$ uzyskaną na podstawie rezultatów badań eksperymentalnych szeregu sprężarek osiowych zawierających promieniowy dyfuzor łopatkowy.

Z rysunku 4. wynika bezpośrednio, że wraz ze wzrostem liczby Macha M_3 maleje wartość parametru $(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min}$, a dla $M_3 > 1,2$ krzywa dławienia przebiega niemal pionowo. Analogiczną zależność typu $\frac{(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min})}{\dot{m}_{1max}} = f(\pi_S^*)$ podaje Japikse w pracy [8]. Spręż obliczeniowy, na którego wartość projektuje się sprężarkę promieniową, powinien więc zapewniać jej pracę z zadowalającą wartością zapasu statecznej pracy. Równanie $\pi_{Sgr}^* = \pi_{So}^*$ i relację (26) można zatem zapisać w następującej postaci:

$$\Delta K_S = \frac{\pi_{So}^* / \dot{m}_{1min} - \pi_S^* / \dot{m}_{1max}}{\pi_S^* / \dot{m}_{1max}} \quad (27)$$

skąd obliczeniowa wartość sprężu sprężarki promieniowej:

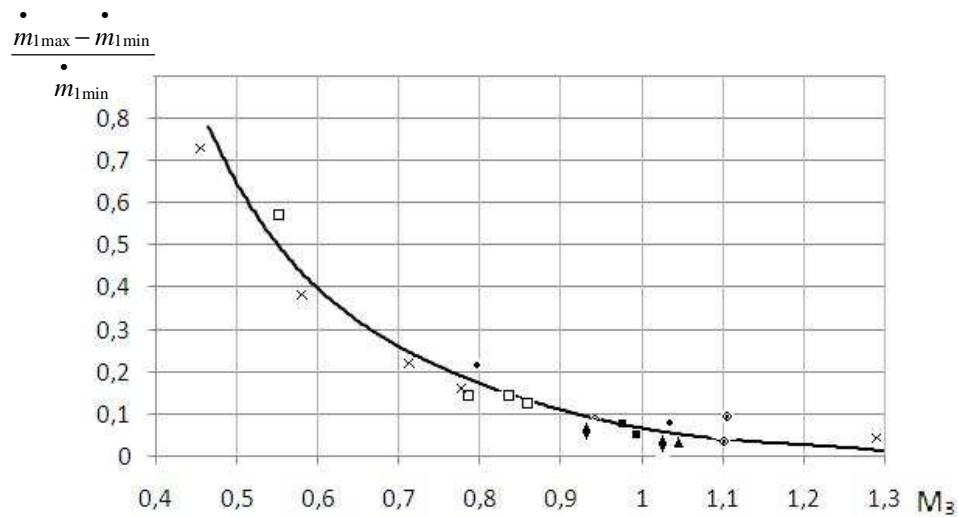
$$\pi_{So}^* = \frac{(1 + \Delta K_s) \pi_s^*}{1 + (\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min}} \quad (28)$$

lub

$$\pi_{So}^* = \frac{(1 + \Delta K_s) \pi_s^*}{1 + \bar{m}} \quad (29)$$

gdzie

$$\bar{m} = \frac{\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}}{\dot{m}_{1min}} \quad (30)$$



Rys. 4. Zależność ilorazu $(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min}$ od liczby Macha M_3 w przekroju wejściowym dyfuzora łopatkowego

Fig. 4. Dependence of quotient $(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min}$ versus Mach number M_3 at entrance section of vane diffuser

Obliczeniowa wartość sprężu sprężarki promieniowej jest wyznaczana ze wzoru (28) lub (29), po przyjęciu wartości jej zapasu statecznej pracy ΔK_s , liczby Macha M_3 oraz określeniu parametru \bar{m} (rys. 4.). Na wartość liczby Macha M_3 istotny wpływ wywiera stosunek średnicy wyjściowej D_3 do wejściowej D_2 dyfuzora bezłopatkowego. We współczesnych konstrukcjach sprężarek promie-

niowych lotniczych silników turbinowych stosunek średnic $\frac{D_3}{D_2} = 1,05 \div 1,1$ [10].

Przedstawioną na rys. 4. zależność można wykorzystać w doborze odpowiedniej wartości tego stosunku średnic. Według pracy [9] w przypadku $M_3 < 1,2$ w wyborze stosunku średnic $\frac{D_3}{D_2}$ odpowiadającym wybranej wartości liczby Macha

M_3 można wykorzystać przybliżoną zależność:

$$\frac{D_3}{D_2} = \frac{\bar{M}}{1 + a'(\bar{M} - 1)} \quad (31)$$

gdzie

$$\bar{M} = \sqrt{\frac{\frac{1}{M_3^2} + 0,2}{\frac{1}{M_2^2} + 0,2}} \quad (32)$$

$$a' = \frac{\lambda_t D_2}{8 \operatorname{tg} \alpha_2 b_2} \quad (33)$$

przy czym

D_2 – średnica wirnika na wylocie, b_2 – szerokość kanału wylotowego wirnika (wysokość łopatek), α_2 – kąt kierunkowy prędkości bezwzględnej w przekroju wyjściowym wirnika, λ_t – współczynnik tarcia ($\lambda_t = 0,03$), M_2 – liczba Macha prędkości bezwzględnej w przekroju wyjściowym wirnika.

Sprężarka osiowo-odśrodkowa jest najkorzystniejszym wariantem dla śmigłowych i śmigłowcowych silników turbinowych o małych strumieniach masy powietrza $\dot{m} = 2 \div 6$ kg/s i umiarkowanych sprężach $6 \leq \pi_S^2 \leq 12$. W sprężarce osiowej dla tych wydatków i spręży łopatki końcowych stopni są zbyt krótkie, co wpływa ujemnie na wartość jej sprawności izentropowej. Szczegółową procedurę rozdziału sprężu sprężarki osiowo-promieniowej π_S^* pomiędzy częściami osiową π_{SA}^* i odśrodkową π_{SR}^* podano w pracy [11]. Ponieważ spręż sprężarki osiowo-odśrodkowej jest iloczynem spręży jej części składowych:

$$\pi_S^* = \pi_{SA}^* \pi_{SR}^* \quad (34)$$

obliczeniową wartość sprężu sprężarki osiowo-promieniowej określa relacja

$$\pi_{So}^* = (\pi_{SA}^*)_o (\pi_{SR}^*)_o \quad (35)$$

gdzie obliczeniowa wartość sprężu części osiowej sprężarki jest wyznaczana analogicznie do sprężarki osiowej:

$$(\pi_{SA}^*)_o = \pi_{SA}^* \left(1 + \frac{\pi_{SA}^*}{100} \right) \quad (36)$$

Obliczeniowa wartość sprężu części promieniowej sprężarki osiowo-odśrodkowej $(\pi_{SR}^*)_o$ może być obliczana z formuły (28). Obliczenia układu wylotowego, a zarazem przepływowe sprężarki promieniowej lub osiowo-promieniowej można uważać za poprawne, jeśli w rezultacie obliczeń uzyskano rzeczywistą wartość sprężu obliczeniowego sprężarki, definiowanego jako stosunek ciśnienia spiętrzenia w przekroju wyjściowym układu wylotowego p_{wyl}^* do ciśnienia spiętrzenia w przekroju wejściowym sprężarki p_1^* :

$$(\pi_{So}^*)_{rz} = \frac{p_{wyl}^*}{p_1^*} \quad (37)$$

zbliżoną do wartości teoretycznej (wzory (28) lub (35)). Zaleca się, aby błąd względny wartości wymienionych spręży nie przekroczył dla projektu wstępnego 1% [4], dla zaś projektu koncepcyjnego 5% [5, 12]. Jeżeli błąd względny rzeczywistej wartości sprężu obliczeniowego (wzór (37)) oraz wartości teoretycznej na początku obliczeń przepływowych sprężarki (formuła (28) lub (35)) przekracza wartość dopuszczalną, wówczas obliczenia sprężarki należy powtórzyć, przyjmując inną wartość sprawności hydraulicznej – mniejszą, gdy $(\pi_S^*)_{orz} < \pi_{So}^*$ i większą, gdy $(\pi_{So}^*)_{rz} > \pi_{So}^*$.

4. Wnioski

W oryginalnej metodzie analizy parametrów termicznych, kinematycznych oraz geometrycznych łącznika wykorzystano równania zachowania (energii i masy) oraz definicje stosowane w teorii maszyn wirnikowych w odniesieniu do przepływu jednowymiarowego przez ten zespół. Metodę zaleca się stosować podczas realizacji projektu koncepcyjnego sprężarki. Osobnym, ważnym zagadnieniem w rozwiązaniu w trakcie prowadzenia projektu koncepcyjnego sprężarki odśrodkowej i osiowo-odśrodkowej z promieniowym dyfuzorem łopatkowym

jest odpowiedni wybór jej sprężu obliczeniowego. Podane w pracy relacje (28) i (29) umożliwiają racjonalne określenie wartości sprężu obliczeniowego sprężarki promieniowej, natomiast formuły (35) oraz (36) wyznaczenie tego parametru dla sprężarki osiowo-promieniowej.

Literatura

- [1] Vrana J.C.: Diffuser for centrifugal compressors. United States Patent Office. Patent No 3333 762, August 1, 1967.
- [2] Jarosz S., Kenny D.P., Vrana J.C.: Maszyna przepływowa odśrodkowa, zwłaszcza sprężarka odśrodkowa. Urząd Patentowy PRL, Opis patentowy nr 71428, 20.09.1974.
- [3] Podobujew Ju.S., Sielezniew K.P.: Teorija i rasczot osiowych i centrobieżnych kompiressorow. Maszgiz, Moskwa 1957.
- [4] Bielousow A.N., Musatkin N.F., Radko W.M.: Teorija i rasczot awiacyonnych łopatocznych maszyn. Samarskij Gosudarstwiennyj Aerokosmiczeskij Institut, Samara 2003.
- [5] Stieczkin B.S.: Teorija rieaktywnych dwigatielej, vol. 2. Łopatocznyje Maszyny, Oborongiz, Moskwa 1956.
- [6] Antas S., Lesikiewicz A.: Teoria silników przepływowych. Funkcje gazodynamiczne, Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1987.
- [7] Antas S.: Ocena wpływu wybranych metod modyfikacji maszyn wirnikowych turbinowych silników śmigłowych i śmigłowcowych na zapas statecznej pracy sprężarki. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
- [8] Japikse D.: Decisive factors in advanced centrifugal compressor design and development. Concepts ETI, Wilder, Vermont 2006.
- [9] Dmitriewskij W.I.: Gazodinamiczeskij rasczot i profilirowanije stupieni centrobieżnego kopriessora. Tiechniczeskij otczet No 137 CIAM, Moskwa 1960.
- [10] Dzygadło Z. i in.: Zespoły wirnikowe silników turbinowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.
- [11] Antas S., Wolański P.: Obliczenia termogazodynamiczne lotniczych silników turbinowych. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1989.
- [12] Dzierżanowski P. i in.: Konstrukcje silników lotniczych. Wydaw. WAT, Warszawa 1972.

THE DOWNSTREAM DUCT OF CONNECTOR TYPE FOR RADIAL COMPRESSOR

Abstract

The connector is the exhaust diffuser of the centrifugal compressor channel where the change of flow direction takes place from radial direction to the direction defined by axis of the tubular combustion chamber. The number of connectors is equal to the number of can-type combustion chambers. This paper presents a method for determining of flow parameters at outlet section downstream duct of radial compressor. The analysis contains exhaust diffuser in the form of connector type diffuser. The suitable method of determining geometrical parameters for this exhaust diffuser also there is presented. The mentioned methods (for conceptual design of

compressor) are based on equation of energy conservation, equation of continuity, first law of thermodynamics, gas dynamics functions and definitions used in theory of turbo-machines. The final part of article includes principles of selection of computational value pressure ratio for compressor with radial vane diffuser and conclusions.

Keywords: turbine engine, downstream duct, connector

DOI:10.7862/rm.2013.9

Otrzymano/received: 25.05.2013

Zaakceptowano/accepted: 25.07.2013