

Stanisław ANTAS

## UKŁAD WYLOTOWY TYPU DYFUZORA STOŻKOWEGO SPRĘŻARKI PROMIENIOWEJ

Dyfuzor stożkowy jest układem wylotowym kanału przepływowego sprężarki promieniowej, który doprowadza czynnik do przewodów tłoczących. W pracy przedstawiono metodę wyznaczania parametrów strumienia w przekroju wyjściowym układu wylotowego sprężarki promieniowej. Analiza obejmuje układ wylotowy typu dyfuzora stożkowego. Zaprezentowano także odpowiednią metodę określania parametrów geometrycznych dla kanału wylotowego tego typu. Wymieniona metoda może być stosowana w trakcie realizacji projektu koncepcyjnego sprężarki, a oparta jest na równaniu zachowania energii, równaniu ciągłości przepływu, pierwszej i drugiej zasadzie termodynamiki oraz funkcjach gazodynamicznych i definicjach używanych w teorii maszyn wirnikowych. Końcowa część pracy zawiera parametry określające jakość działania dyfuzora stożkowego oraz wnioski.

**Słowa kluczowe:** sprężarka promieniowa, kanał wylotowy, dyfuzor stożkowy.

### Oznaczenia

- $a$  – prędkość dźwięku
- $B$  – współczynnik blokady
- $C$  – prędkość bezwzględna
- $D$  – średnica
- $F$  – pole powierzchni
- $k$  – wykładnik izentropy
- $K_m$  – współczynnik wypływu
- $l$  – praca właściwa
- $L$  – długość dyfuzora
- $\dot{m}$  – strumień masy
- $M$  – liczba Macha
- $n$  – wykładnik politropy / prędkość obrotowa
- $p$  – ciśnienie statyczne
- $r$  – promień
- $R$  – indywidualna stała gazowa
- $Re$  – liczba Reynoldsa
- $s$  – stała w równaniu ciągłości
- $S$  – obwód
- $T$  – temperatura statyczna

- $\alpha$  – kąt kierunkowy prędkości bezwzględnej  
 $\varepsilon$  – funkcja gazodynamiczna gęstości  
 $\lambda$  – liczba Lavalà  
 $\lambda_t$  – współczynnik tarcia  
 $\varphi$  – kąt środkowy liczony od języczka spirali w kierunku obrotu wirnika do rozpatrywanego przekroju promieniowego (i-i)  
 $\xi$  – współczynnik strat przepływu  
 $\pi$  – funkcja gazodynamiczna ciśnienia/spręż  
 $\rho$  – gęstość statyczna  
 $\tau$  – funkcja gazodynamiczna temperatury  
 $\sigma$  – stopień strat ciśnienia spiętrzenia  
 $q$  – względna gęstość strumienia masy  
 $\theta$  – półkął rozwarcia ścianek dyfuzora

## Indeksy

- $/k_r$  – dotyczy parametru krytycznego  
 $/r$  – dotyczy parametru związanego z tarcielem  
 $/3...6$  – dotyczy parametru związanego z odpowiednim przekrojem kontrolnym  
 $/^*$  – dotyczy parametru spiętrzenia

## 1. Wprowadzenie

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

Do najczęściej stosowanych we współczesnych konstrukcjach układów wylotowych sprężarek promieniowych należą:

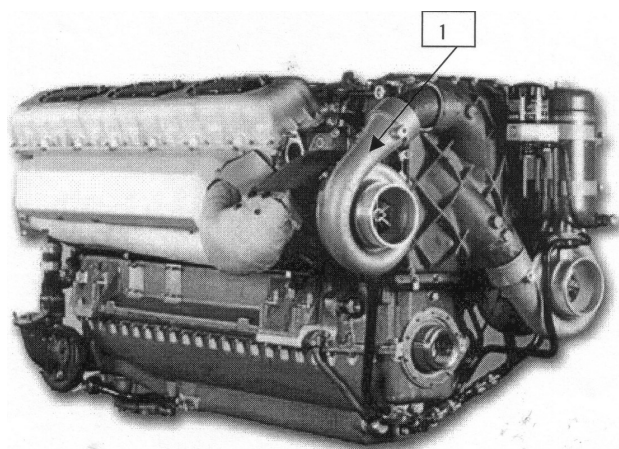
- dyfuzor typu łącznika,
- osiowy dyfuzor łopatkowy,
- dyfuzor stożkowy,
- dyfuzor typu kolana,
- dyfuzor zakrzywiony.

Ostatni z wymienionych powyżej układów wylotowych stosowany jest wyłącznie z dyfuzorem rurkowym sprężarki promieniowej lub osiowo-promieniowej [1, 2].

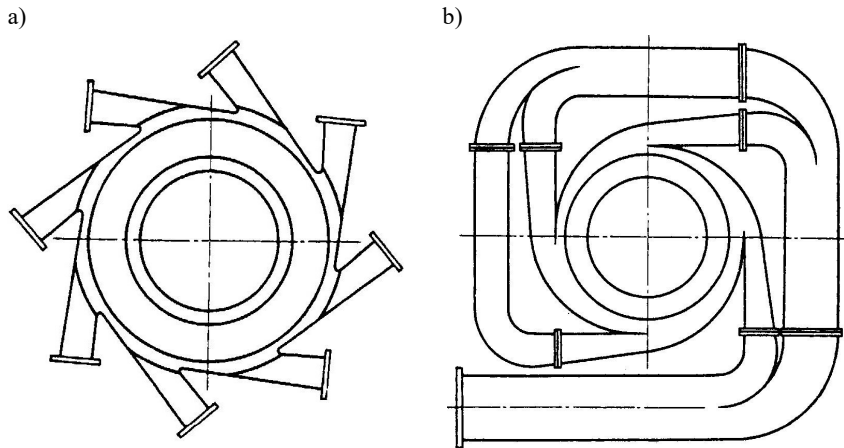
Należy zauważyć, że istnieje znaczna liczba publikacji dotyczących analizy parametrów czynnika przepływającego przez wlot, wirnik, dyfuzor bezłopatkowy i łopatkowy sprężarki promieniowej. Należy także zaznaczyć, że w dostępnej literaturze przedmiotu brakuje publikacji dotyczących kompleksowej analizy parametrów termicznych, kinematycznych i geometrycznych układów wylotowych sprężarek promieniowych i osiowo-promieniowych.

## 2. Parametry na wylocie dyfuzora stożkowego

W przypadku sprężarek doładowujących silników tłokowych, układ wylotowy sprężarki promieniowej w postaci dyfuzora stożkowego (rys. 1) doprowadza czynnik do przewodów dolotowych, które są zwykle przewodami rurowymi o stałym przekroju, kierującymi strumień powietrza lub mieszankę paliwowo-powietrzną do kanałów dolotowych poszczególnych cylindrów. W turbosprężarkach ten typ układu wylotowego stosuje się zwykle w połączeniu z dyfuzorem spiralnym o przekroju kołowym. Wykorzystywany jest również w wielokanałowych układach wylotowych promieniowych sprężarek przemysłowych – rys. 2.

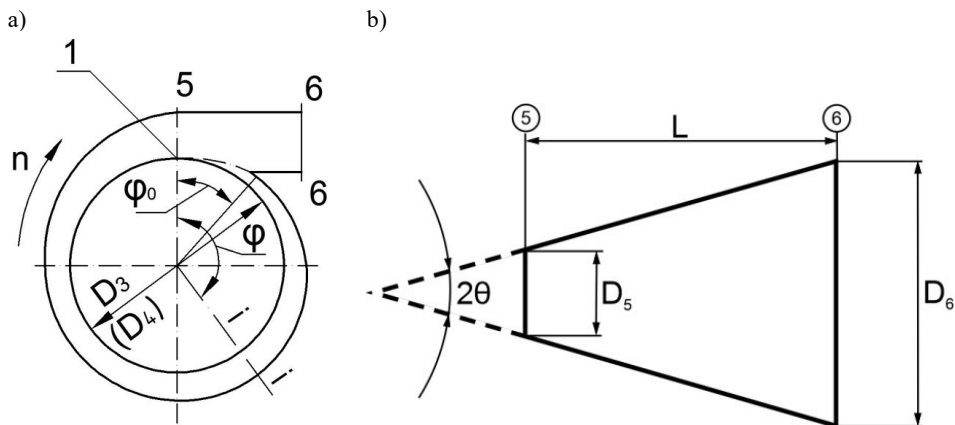


Rys. 1. Silnik tłokowy turbodoładowany Wola S1000 [21]:  
1 – dyfuzor stożkowy



Rys. 2. Wielokanałowe układy wylotowe sprężarek przemysłowych z dyfuzorami stożkowymi firmy Boeing (a) oraz firmy Oerlikon (b) [16].

Należy zauważyć, że prędkość czynnika w przekroju wyjściowym (5-5) kolektora –  $C_5$  (tzn. prędkość w przekroju dyfuzora spiralnego o współrzędnej  $\varphi = 2\pi$  – dla jednostrumieniowego (rys. 3a) lub  $\varphi = \pi$  – dla dwustrumieniowego) zwykle jest większa od wymaganej na wejściu do odbiornika sprężonego powietrza [3]. Wartość tej prędkości jest zazwyczaj z góry zadana. Należy, zatem kolektor sprężarki promieniowej przedłużyć odpowiednim dyfuzorem i opóźnić wypływający strumień do wymaganej prędkości. W turbosprężarkach silników tłokowych są to dyfuzory stożkowe-proste (rys. 3b).



Rys. 3. Schemat kolektora jednostrumieniowego turbodoładowarki (a) [3] oraz dyfuzora stożkowego (b): 1 – początkowy odcinek kolektora

Według badań eksperymentalnych zaleca się stosowanie dyfuzorów stożkowych o kącie rozwarcia  $2\theta = 6 \div 11^\circ$  [5].

Strata ciśnienia spiętrzenia w dyfuzorze stożkowym obliczana jest z zależności definicyjnej współczynnika strat przepływu:

$$\Delta p_{5,6}^* = \xi_{5,6} \frac{\rho_5 c_5^2}{2} \quad (1)$$

Gdzie, współczynnik strat przepływu w dyfuzorze stożkowym  $\xi_{5,6}$  określa suma [8]:

$$\xi_{5,6} = \xi_{5,6t} + \xi_{5,6ud} \quad (2)$$

W relacji powyższej współczynnik strat przepływu związanych z tarciem strumienia ścianki kanału wyznacza się z formuły:

$$\xi_{5,6t} = \lambda_t \frac{L}{r_h} \quad (3)$$

gdzie współczynnik tarcia oblicza się z równania [12]:

$$\lambda_t = \frac{0,3168}{Re_5^{0,25}} \quad (4)$$

We wzorze (3) przez  $L$  oznaczono długość dyfuzora stożkowego, natomiast promień hydrauliczny:

$$r_h = \frac{F_5}{S_5} \quad (5)$$

gdzie:  $F_5$  – pole powierzchni przekroju wejściowego dyfuzora stożkowego,  
 $S_5$  – obwód ścianek kanału w przekroju  $F_5$ .

Liczba Reynoldsa w zależności (4) określana jest następująco:

$$Re_5 = \frac{c_5 D_5}{\nu_5} \quad (6)$$

Lepkość kinematyczną powietrza można wyznaczyć z relacji podanej w pracy [17]:

$$\nu_5 = 17,7 \cdot 10^{-6} T_5^2 / p_5^2 \quad (7)$$

W relacji (7) ciśnienie wyrażamy w  $N/m^2$ , zaś temperaturę w Kelwinach.

Lepkość kinematyczną powietrza o temperaturze  $T_5$  wyznaczyć można również z formuły definicyjnej [7]:

$$\nu_5 = \frac{\mu_5}{\rho_5} \left[ \frac{m^2}{s} \right] \quad (8)$$

gdzie:  $\rho_5$  – gęstość statyczna powietrza w przekroju wejściowym dyfuzora stożkowego.

Według Sutherlanda, lepkość dynamiczną czynnika o temperaturze  $T_5$ , określa zależność [9]:

$$\mu_5 = \mu_o \left( \frac{T_5}{T_o} \right)^{1,5} \frac{T_o + T_5}{T_5 + T_5} \quad (9)$$

gdzie, dla powietrza:

$$\mu_o = 1,78 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

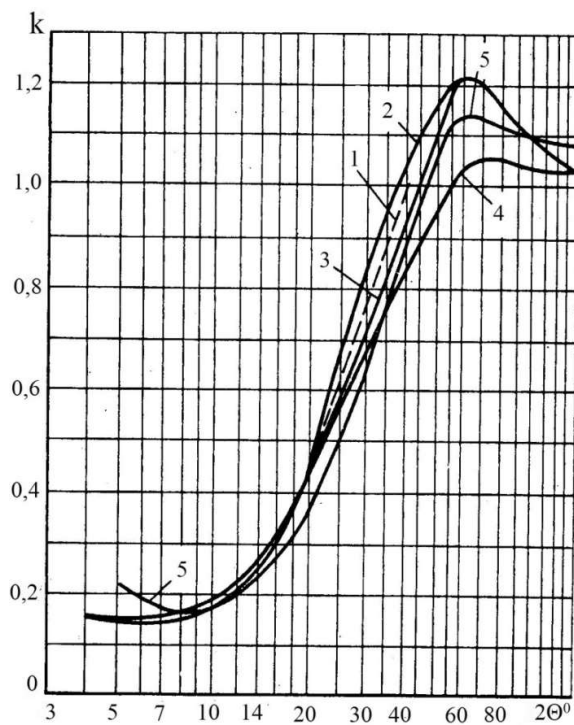
$$T_s = 122 \text{ K}$$

$$T_o = 273 \text{ K}$$

Współczynnik strat przepływu związany z uderzeniem określa relacja [14]:

$$\xi_{5,6 ud} = k \left( \frac{F_6}{F_5} - 1 \right)^2 \quad (10)$$

gdzie: współczynnik strat uderzeniowych  $k$  w dyfuzorze zależy od kąta jego rozwarcia – rys.4 oraz stopnia rozwarcia dyfuzora  $\bar{F}_{6,5} = F_6/F_5$ .



Rys. 4. Zależność współczynnika strat uderzeniowych  $k$  od kąta rozwarcia dyfuzora  $2\Theta$  i stopnia rozwarcia dyfuzora  $\bar{F}_{6,5}$ : 1 – wartość obliczona, 2,3,4 – badania dla:  $\bar{F}_{6,5} = 4$ ,  $\bar{F}_{6,5} = 2,25$ ,  $\bar{F}_{6,5} = 9$ ; 5 – badania dla  $\bar{F}_{6,5} = 2$ ,  $\bar{F}_{6,5} = 3$ ,  $\bar{F}_{6,5} = 4$  [14]

Współczynnik strat uderzeniowych  $k$  w dyfuzorze określa udział strat uderzeniowych do strat uderzeniowych w kanale o nagłym zwiększeniu przekroju, słabo zależy od stopnia rozwarcia dyfuzora, stąd w pracy [18] zaleca się wyznaczenie jego wartości według tabeli 1.

Tabela 1. Wartości współczynnika strat uderzeniowych  $k$  od kąta rozwarcia dyfuzora

$2\theta$	$2,5^0$	$5^0$	$7,5^0$	$10^0$	$15^0$	$20^0$	$25^0$	$30^0$	$40^0$	$60^0$	$90^0$	$180^0$
$k$	0,18	0,13	0,14	0,16	0,27	0,43	0,62	0,81	1,04	1,21	1,12	1

Jeżeli kształt przekroju wejściowego dyfuzora (wyjściowego kolektora) odbiega od kołowego, wówczas półką rozwarcia równoważnego dyfuzora kołowego określa się z wyrażenia [8]:

$$\operatorname{tg} \theta_r = \frac{\sqrt{\frac{F_6}{\pi}} \left( \sqrt{\frac{F_6}{F_5}} - 1 \right)}{L} = \frac{\sqrt{\frac{F_6}{\pi}} \sqrt{\frac{F_5}{\pi}}}{L} \quad (11)$$

lub:

$$\operatorname{tg} \theta_r = \frac{D_{6r} - D_{5r}}{2L} \quad (12)$$

gdzie wejściowa i wyjściowa średnica równoważnego dyfuzora stożkowego wynosi odpowiednio:

$$D_{5r} = \sqrt{\frac{4F_5}{\pi}} \quad (13)$$

oraz

$$D_{6r} = \sqrt{\frac{4F_6}{\pi}} \quad (14)$$

W przypadku kolektora kołowego:  $D_{6r} = D_6$  i  $D_{5r} = D_5$ .

Zazwyczaj długość stożkowego dyfuzora wylotowego wynika z warunków konstrukcyjnych [5,17], stąd po przyjęciu wartości półką rozwarcia dyfuzora  $\theta = 3,0 \div 5,5^0$ , łatwo wyznaczyć średnicę w przekroju wyjściowym:

$$D_6 = D_5 + 2L \operatorname{tg} \theta \quad (15)$$

oraz wartość pola powierzchni:

$$F_6 = \frac{\pi D_6^2}{4} \quad (16)$$

Uzyskana wartość pola powierzchni winna spełniać warunek:

$$\bar{F}_{6,5} = F_6/F_5 \leq 3,0 \quad (17)$$

Parametry strumienia w przekroju w przekroju wyjściowym dyfuzora stożkowego można określić w następującej kolejności:

Temperatura spiętrzenia obliczana jest z zależności dla przepływu energetycznie odosobnionego w dyfuzorze wylotowym:

$$T_6^* = T_5^* \quad (18)$$

Stopień strat ciśnienia spiętrzenia w dyfuzorze stożkowym wyznacza się ze związku wynikającego z definicji współczynnika strat przepływu [6]:

$$\sigma_{5,6} = 1 - \frac{k}{k+1} \xi_{5,6} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_5^2 \quad (19)$$

Ciśnienie spiętrzenia strumienia w przekroju wyjściowym dyfuzora stożkowego określa się z zależności definicyjnej stopnia strat ciśnienia spiętrzenia w dyfuzorze stożkowym:

$$p_6^* = \sigma_{5,6} p_5^* \quad (20)$$

Wartość funkcji gazodynamicznej – względnej gęstości strumienia masy w przypadku kolektora jednostrumieniowego, obliczana jest z równania ciągłości

$$q(\lambda_6) = \frac{\dot{m} \sqrt{T_6^*}}{s p_6^* F_6 \sin \alpha_6 K_{m6}} \quad (21)$$

gdzie: kąt kierunkowy prędkości bezwzględnej strumienia w przekroju wyjściowym  $\alpha_6 = 90^\circ$ , zaś współczynnik wypływu  $K_{m6} = 0,98 \div 0,995$  [15].

Liczba Lavalą prędkości strumienia w przekroju wyjściowym dyfuzora  $\lambda_6$  wyznaczana jest ze wzoru definicyjnego względnej gęstości strumienia masy:

$$q(\lambda_6) = \lambda_6 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_6^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (22)$$

lub z tablic funkcji gazodynamicznych [4].

Prędkość krytyczna dźwięku w przekroju wyjściowym dyfuzora określana jest z formuły:

$$a_{kr} = a_{kr5} = \sqrt{\frac{2kR}{k+1} T_6^*} \quad (23)$$

Prędkość bezwzględna strumienia w przekroju wyjściowym dyfuzora obliczana jest z zależności definicyjnej liczby Lavalą:

$$c_6 = \lambda_6 a_{kr6} \quad (24)$$

Wyznaczona z relacji (24) wartość prędkości  $c_6$  winna być zbliżona do wymaganej na wejściu do odbiornika sprężonego powietrza  $c_{6odb}$ .



W przypadku znacznej różnicy tych wartości oblicza się liczbę Lavalą

$$\lambda_6 = \frac{c_{6odb}}{a_{kr6}} \quad (25)$$

Następnie określa wartość funkcji gazodynamicznej  $q(\lambda_6)$  ze wzoru (22), natomiast pole powierzchni w przekroju wyjściowym  $F_6$  wyznacza się z równania ciągłości (21).

Znajomość wartości liczby Lavalą w przekroju wyjściowym dyfuzora  $\lambda_6$  umożliwia obliczenie wartości:

- funkcji gazodynamicznej temperatury:

$$\tau(\lambda_6) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_6^2\right) \quad (26)$$

- funkcji gazodynamicznej ciśnienia:

$$\pi(\lambda_6) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_6^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (27)$$

- funkcji gazodynamicznej gęstości:

$$\varepsilon(\lambda_6) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_6^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (28)$$

Wymienione powyżej funkcje gazodynamiczne pozwalają określić parametry statyczne strumienia w przekroju wyjściowym dyfuzora stożkowego, a mianowicie:

- temperaturę statyczną:

$$T_6 = T_6^* \tau(\lambda_6) \quad (29)$$

- ciśnienie statyczne:

$$p_6 = p_6^* \pi(\lambda_6) \quad (30)$$

- gęstość statyczną:

$$\rho_6 = \rho_6^* \varepsilon(\lambda_6) \quad (31)$$

gdzie, gęstość spiętrzenia strumienia wyznacza się z równania stanu:

$$\rho_6^* = \frac{p_6^*}{RT_6^*} \quad (32)$$

Sprawdzenie poprawności obliczeń parametrów w przekroju wyjściowym dyfuzora stożkowego może przebiegać według porządku podanego poniżej.

Temperaturę statyczną strumienia w przekroju wyjściowym dyfuzora oblicza się z zależności dla przepływu energetycznie odosobnionego:

$$T_6 = T_5 + \frac{c_5^2 - c_6^2}{\frac{2kR}{k+1}} \quad (33)$$

Wykładnik politropy sprężania w dyfuzorze stożkowym można wyznaczyć z równania na pracę tarcia:

$$l_{r5,6} = \left( \frac{k}{k-1} - \frac{n_{5,6}}{n_{5,6}-1} \right) R(T_6 - T_5) \quad (34)$$

gdzie pracę sił tarcia podczas przepływu przez dyfuzor określa wzór:

$$l_{r5,6} = \xi_{5,6} \frac{c_5^2}{2} \quad (35)$$

Natomiast, wykładnik politropy:

$$n_{5,6} = \frac{- \left[ \frac{k}{k-1} - \frac{l_{r5,6}}{R(T_6 - T_5)} \right]}{1 - \left[ \frac{k}{k-1} - \frac{l_{r5,6}}{R(T_6 - T_5)} \right]} \quad (36)$$

Ciśnienie statyczne strumienia w przekroju wyjściowym dyfuzora wyznacza się z równania politropy:

$$p_6 = p_5 \left( \frac{T_6}{T_5} \right)^{\frac{n_{5,6}}{n_{5,6}-1}} \quad (37)$$

Gęstość statyczna powietrza w przekroju wyjściowym dyfuzora obliczana jest z równania stanu:

$$\rho_6 = \frac{p_6}{RT_6} \quad (38)$$

Pole powierzchni dyfuzora stożkowego w przekroju wyjściowym określa się z równania ciągłości:

$$F_6 = \frac{\dot{m}}{c_6 \rho_6 K_{m6}} \quad (39)$$

### 3. Uwagi końcowe i wnioski

Dyfuzor stożkowy przekształca energię kinetyczną strumienia na wlocie w entalpię na jego wylocie. W szczególności opóźnieniu strumienia w kanale przepływowym o wzrastającym polu powierzchni przekroju poprzecznego w kierunku przepływu towarzyszy zmniejszanie prędkości czynnika ( $C_6 < C_5$ ) oraz wzrost wartości ciśnienia statycznego ( $p_6 > p_5$ ). Temperatura spiętrzenia strumienia dla przepływu energetycznie odosobnionego w tym zespole pozostaje stała ( $T_5^* = T_6^*$ ) natomiast zachodzi spadek wartości ciśnienia spiętrzenia ( $p_6^* < p_5^*$ ), który jest proporcjonalny do wartości współczynnika strat przepływu w dyfuzorze ( $\xi_{5,6}$ ).

Najczęściej stosowanym w praktyce parametrem charakteryzującym jakość działania dyfuzora stożkowego jest współczynnik wzrostu ciśnienia statycznego ( $Cp_{5,6}$ ) w dyfuzorze z przepływem rzeczywistym definiowany jako stosunek wzrostu ciśnienia statycznego w tym zespole do ciśnienia dynamicznego na jego wlocie [15]:

$$Cp_{5,6} = \frac{(p_6 - p_5)}{(p_5^* - p_5)} \quad (40)$$

lub:

$$Cp_{5,6} = \frac{(p_6 - p_5)}{\frac{1}{2} \rho_5 C_5^2} \quad (41)$$

Natomiast, dla przepływu izentropowego przez dyfuzor tj. gdy:  $\Delta p_{5,6}^* = 0$  ( $lr_{5,6} = 0$ ) współczynnik wzrostu ciśnienia statycznego w dyfuzorze idealnym (bez strat przepływu) [10]:

$$Cp_{5,6i} = 1 - \frac{C_6^2}{C_5^2} \quad (42)$$

Należy zauważyć, że współczynnik wzrostu ciśnienia statycznego nie wystarcza do charakteryzowania jakości działania dyfuzora, ponieważ wskazuje jedynie jaką część ciśnienia dynamicznego na wlocie jest przekształcana w entalpię strumienia na jego wylocie. Zatem nie informuje czy reszta energii kinetycznej strumienia wlotowego jest tracona czy zachowana w entalpii na wylocie dyfuzora. Taką ocenę umożliwi współczynnik strat przepływu:

$$\xi_{5,6} = \frac{p_5^* - p_6^*}{p_5^* - p_5} = \frac{\Delta p_{5,6}^*}{\frac{1}{2} \rho_5 C_5^2} \quad (43)$$

oraz sprawność dyfuzora:

$$\eta_{5,6} = \frac{Cp_{5,6}}{Cp_{5,6iz}} \quad (44)$$

Zatem sprawność dyfuzora jest definiowana, jako iloraz współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego w dyfuzorze z przepływem rzeczywistym do współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego w dyfuzorze z przepływem izentropowym o takiej samej geometrii kanału i parametrach na wlocie, lecz bez strat. Po uwzględnieniu relacji (42) uzyskuje się [19]:

$$\eta_{5,6} = \frac{Cp_{5,6}}{1-(C_6/C_5)^2} \quad (45)$$

Z formuły (45) wynika bezpośrednio, że przy zachowaniu stałej wartości sprawności dyfuzora wzrost ciśnienia statycznego w dyfuzorze osiąga wartość maksymalną przy minimalnej wartości prędkości przepływu na jego wlocie.

Według autorów pracy [11] na wartość współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego  $Cp_{5,6}$  mają wpływ następujące parametry:

- temperatura i ciśnienie spiętrzenia czynnika na wlocie (gardzieli) dyfuzora ( $T_5^*$ ,  $p_5^*$ ) – znane z obliczeń kolektora [3],
- liczba Macha na wlocie dyfuzora:

$$M_5 = C_5 / \sqrt{kRT_5} \quad (46)$$

lub:

$$M_5 = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[ \left( \frac{p_5^*}{p_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (47)$$

- liczba Reynoldsa na wlocie dyfuzora – wzór (6),
- stopień rozwarcia dyfuzora:

$$\bar{F}_{6,5} = \frac{F_6}{F_5} = \frac{D_6^2}{D_5^2} \quad (48)$$

- kąt rozwarcia dyfuzora:

$$2\theta = 2 \arctan \left[ \left( \sqrt{\bar{F}_{6,5}} - 1 \right) / 2L/D_5 \right] \quad (49)$$

- współczynnik blokady.

Przepływy opóźniane, dyfuzorowe o dodatnim gradiencie ciśnienia charakteryzują się intensywnym narastaniem warstw przyściennych, które w granicznym przypadku ulegają oderwaniu od ścianek, co powoduje znaczne straty.

W praktyce obliczeniowej kanałów dyfuzorowych sprężarki wykorzystuje się alternatywne sposoby wyznaczania rzeczywistego (efektywnego) przekroju przepływowego, przy użyciu pojęcia współczynnika blokady  $B$  oraz współczynnika wypływu  $K_m$ , uwzględniających występowanie pierścieniowej warstwy przyściennej na ściankach ograniczających kanał [20].

Współczynnik blokady definiuje relacja:

$$B = \frac{F_t - F_r}{F_t} = 1 - \frac{F_r}{F_t} \quad (50)$$

gdzie:  $F_r$  – rzeczywisty (efektywny) przekrój przepływu,  
 $F_t$  – teoretyczny (geometryczny) przekrój przepływu.

W odniesieniu do gardzieli dyfuzora stożkowego:

$$F_t = \frac{\pi D_5^2}{4} \quad (51)$$

Przy zachowaniu wartości parametrów strumienia ( $p^*$ ,  $T^*$ ,  $\lambda$  lub  $M$ ) w wybranym przekroju obliczeniowym, zmniejszeniu przekroju przepływu towarzyszy analogiczne obniżenie wartości strumienia masy przepływającego czynnika stąd [11]:

$$B = 1 - \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} \quad (52)$$

gdzie:  $\dot{m}_r$  – rzeczywisty (efektywny) strumień masy przepływającego czynnika,  
 $\dot{m}_t$  – teoretyczny (dla przepływu izentropowego) strumień masy czynnika określany przy założeniu zerowej grubości warstwy przyściennej ( $l_{r,5,6} = 0$ ).

Współczynnik wypływu jest definiowany zależnością:

$$K_m = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} \quad (53)$$

Zatem, po uwzględnieniu formuły (52) uzyskuje się:

$$K_m = 1 - B \quad (54)$$

oraz:

$$F_r = (1 - B)F_t = K_m F_t \quad (55)$$

Powszechnie uznaje się, że wymienione powyżej parametry mają zasadniczy wpływ na zdolność dyfuzora do przekształcania energii kinetycznej w ciśnienie statyczne [15].

Pełny przegląd parametrów wydajności dyfuzorów różnej konstrukcji zawiera monografia [13].

## Literatura

- [1] Antas S.: Exhaust System for Radial and Axial-Centrifugal Compressor with Pipe Diffuser. *International Journal of Turbo and Jet Engines*, 2016, Vol. 31, No 1, s. 29-36.
- [2] Antas S.: Pipe diffuser for radial and axial – centrifugal compressors. *International Journal of Turbo and Jet Engines*. Vol. 31, 2014, No 1, s. 29-36.
- [3] Antas S.: Metody obliczeń parametrów kolektora stosowane w projekcie koncepcyjnym sprężarki promieniowej. *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej*, 2016, Nr 4, s. 273-298.
- [4] Antas S., Lesikiewicz A.: Teoria silników przepływowych. Funkcje gazodynamiczne. Zakład Małej Poligrafii Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1987.
- [5] Aungier R.H.: *Centrifugal Compressors. A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*. ASME Press, New York 2000.
- [6] Biełousow A.N., Musatkin N.F., Radko W.M.: Teoria i rasczot awiacionnych łopatoznacznych maszin. Samarskij Gos. Aerokosm. Inst., Samara 2003.
- [7] Bretsznajder S.: Własności gazów i cieczy. WNT, Warszawa 1962.
- [8] Chołszczewnikow K.W.: Teoria i rasczot awiacionnych łopatoznacznych maszin. Maszynostrojenie. Moskwa 1970.
- [9] Diejcz M.E.: *Techničeskaja gazodinamika*. Energija, Moskwa 1974.
- [10] Dixon S.L.: *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. Second edition. Pergamon Press, Oxford and London 1975.
- [11] Dolan F.X., Runstadler P.W.: Pressure recovery performance of conical diffusers at high subsonic Mach numbers. NASA Report CR-2299, Washington 1973.
- [12] Dzierżanowski P. [i in.]: *Konstrukcja silników lotniczych*. Wydaw. WAT, Warszawa 1972.
- [13] Japikse D., Baines N.C.: *Diffuser Design Technology*. Concepts ETI Inc., Vermont 1998.
- [14] Mígaj W.K., Gudkow E.I.: *Projektowanie i rasczot wychodnych diffuzorow turbomaszin*. Maszynostrojenie, Leningrad 1981.
- [15] Monje B. i in: Aerodynamic analysis of conical diffusers operating with air and supercritical carbon dioxide. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2013, Vol. 44, s. 542-553.
- [16] Szwarz W.A.: *Konstrukcji gazoturbiniowych ustanowok*. Maszynostrojenie, Moskwa 1970.
- [17] Tuliszka E.: *Sprężarki, dmuchawy i wentylatory*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa, 1976.
- [18] Walden H.: *Mechanika płynów*. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1980.
- [19] Wilson D.G.: *The design of high – efficiency turbomachinery and gas turbines*. MIT Press, Cambridge 1984.
- [20] Witkowski A.: *Sprężarki wirnikowe*. Wyd. Politechniki Śląskiej. Gliwice 2004.
- [21] Zakłady Mechaniczne PZL-Wola – prospekt reklamowy.

<http://dx.doi.org/10.7862/rm.2021.01>