Seria: ENERGETYKA z. 118

Nr kol. 1221

Janusz WALCZAK Leszek CICHOŃ Krystyna TUSTANOWSKA–KAMROWSKA

Katedra Techniki Cieplnej, Politechnika Poznańska

ANALIZA KINEMATYKI ORAZ BADANIA WENTYLATORA PROMIENIOWEGO TYPU WWOax

Streszczenie. W referacie przedstawiono analizę geometrii i kinematyki wirnika wentylatorów typu WWoax, które uzyskują wysokie sprawności. Szczególnie zwrócono uwagę na relacje między kątami napływu względnego na łopatki wirnika a kątami łopatkowymi. Przeprowadzono badania wentylatora, podobnego geometrycznie do wentylatorów WWoax, z dwoma wirnikami o różnych krawędziach wlotowych łopatek. Określono wpływ kształtu krawędzi wlotowej na sprawność oraz przyrost ciśnienia całkowitego.

ANALYSIS OF KINEMATICS AND RESEARCHES CONCERNING THE RADIAL FAN (WWOax TYPE)

Summary. The paper shows analysis of kinematics and geometry of the impeller used in high efficiency fans (WWOax type). Particular attention has been paid on the relation between the relative inflow angle on the impeller blades and the blade angle. The investigations have been carried on the fan, geometrically similar to the WWOax fan, with two impllers with different inlet blade edge. Two influence of the shape of the inlet blade edge upon the efficiency and the total pressure increase.

ANALYSE DER KINEMATIK UND DIE UNTERSUCHUNGEN DES RADIALVENTILATORS TYP WWOax

Zusammenfassung. Die Analyse der Kinematik und der geometrischen Parameter des Rotors vom hocheffektiven WWOax Ventilator wurde dargestellt. Der Nachdruck wurde auf die Zusammenhänge zwischen den relativen Anströmungswinkel des Rotors und den Schaufelwinkel gelegt. Die Untersuchungen eines dem WWOax geometrisch ähnlichen Ventilators, mit zwei Rotors mit verschiedenen Schaufeleintrittskanten, wurden durchgeführt. Der Einfluß der Gestalt von der Eintrittskante auf den Wirkungsgrad und den Druckanstieg wurde bestimmt.

1. WPROWADZENIE

Metody projektowania wentylatorów promieniowych są jeszcze dalekie od doskonałości. Istnieje jednak wiele konstrukcji o dobrej lub bardzo dobrej sprawności. Do tych ostatnich zaliczają się wentylatory typu WWOax, które według różnych źródeł osiągają sprawności w granicach od 83 do 92% [4, 6, 8, 9]. W niniejszym referacie przedstawiono wyniki analizy i geometrie tego wentylatora według danych otrzymanych z Fabryki Wentylatorów "OWENT" w Olkuszu. Wentylatory WWOax mają kilka odmian różniących się szerokością wirnika, liczba i geometrią łopatek – to znaczy proste z blachy lub profilowane. Tutaj przeanalizowano wirniki z łopatkami prostymi wykonanymi z blach o stałej grubości. Wzorując się na zasadniczych wielkościach geometrycznych tego wirnika, zaprojektowano i wykonano wentylator wyposażony również w kierownicę wstępną oraz przeprowadzono jej badania. Badania te były wykonane dla dwóch różnych kształtów krawedzi wlotowej – mianowicie prostej oraz zaokraglonej. Wyniki badań pozwalają na ocene wentylatorów typu WWOax oraz wpływu kształtu krawedzi wlotowej na przebieg charakterystyk.

2. ANALIZA GEOMETRII I KINEMATYKI WIRNIKA WENTYLATORA WWOax-56

Według katalogów [8,9] parametry znamionowe tego wentylatora są następujące: wydatek $\dot{V} = 5 \text{ m}^3$ /s, spiętrzenie całkowite $\Delta P_c = 2000 \text{ Pa}$, przy prędkości obrotowej n = 1445 obr/min. Wymiary wirnika pokazuje rys. 1. Zamieszczono tam również podstawowe wskaźniki geometryczne i kinematyczne. Poza tymi wskaźnikami w niniejszej analizie interesują nas relacje między kątami przepływu a kątami łopatkowymi dla średniej prędkości oraz wzdłuż krawędzi wlotowej, wartość wskaźników pracy ψ_p lub ψ_c oraz konfrontacja z metodami obliczeniowymi, a także straty w poszczególnych kanałach wentylatora.



F1	Γ2	ro	b ₁	b ₂	Γ_1/Γ_2	b1/b2	b_2/D_2	R	R/Q	A	A ₁	A _o /A ₁
m	m	m	m	m	-	-	—	m	-	m2	m ²	-
0,280	0,400	0,2595	0,189	0,140	0,70	1,35	0,175	0,0 95 5	0,184	0,2116	0,3325	0,6365
Co,śr	C _{1r,śr}	C _{2r,śr}	U ₂	Y2r	φ_{v}^{*}	U ₁	B _{1,śr}	B*1	32	Z	-	-
m/s	m/s	m/s	m/s		-	m/s	stop	stop	stop	szt	-	-
23,63	15,04	14,21	60,53	0,2348	0,1643	42,37	19,55	9,2	46,0	9	_	-

D	1 0 1.1				lain and a far a manufactor
Kys.	1. SZKIC WITNIK	a z zasadniczym	i wielkościami	geometrycznymi	kmematycznymi

Fig. 1. Impeller's scheme with main dimensions

W celu określenia relacji między kątami przepływu a kątami łopatkowymi dokonano rozwiązania przepływu osiowosymetrycznego dla modelu płynu nielepkiego [7]. Szkic kanału dla rozwiązania przepływu podano na rys. 2, wraz z zaznaczonymi przekrojami, dla których wydrukowano wyniki obliczeń. W poszczególnych przekrojach wyznaczano rozkłady prędkości: promieniowej c_r , osiowej c_z , a w pobliżu krawędzi włotowej kąty napływu względnego na łopatki:

$$\beta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{c_{\mathrm{r}}}{u} \tag{1}$$



Rys. 2. Szkic kanału dla rozwiązywania przepływu osiowo–symetrycznego. Kształt krawędzi wlotowej dla wyróżnionych kątów natarcia – gruba linia

Fig. 2. Channel's scheme for axi-symmetric flow solution

Na rys. 3 podano rozkład prędkości przy opływie tarczy przedniej między przekrojami 0–0 a wlotem na łopatki 1–1. Między tymi przekrojami stosunek prędkości minimalnej do maksymalnej wynosi:

$$\frac{c_{\min}}{c_{\max}} = 0,823 \tag{2}$$

Na rys. 4 podano rozkład składowej promieniowej prędkości c_r wzdłuż krawędzi wlotowej łopatki. Zaznaczono tam średnią prędkość $c_{r,śr}$ oraz miejsce, gdzie ta prędkość przypada, określone odległością z = 113 mm od tarczy



Rys. 3. Rozkład prędkości wzdłuż tarczy przedniej

Fig. 3. Velocity distributioncovwr discwise

tylnej. Na wykresie – skala dolna – danej odległości z międzytarczami przyporządkowano wartość kąta napływu na wirnik, który zmienia się od $\beta_1 = 16,4^{\circ}$ (tarcza tylna) do $\beta_1 = 25,88^{\circ}$ (tarcza przednia). Dla porównania – kąt łopatkowy na wlocie $\beta_1^* = 9,2^{\circ}$ – rys. 1.

Rys. 4 przedstawia również trójkąty prędkości w trzech punktach wzdłuż krawędzi, mianowicie przy tarczy tylnej, w miejscy gdzie c_{1r} przyjmuje wartość średnią w przekroju 1–1 oraz przy tarczy przedniej. Wartości z kreską u góry dotyczą prędkości $\overline{c_r}$ po uwzględnieniu przewężenia przekroju grubością łopatek. Przez $\Delta\beta$ oznaczono różnicę między kątami napływu a kątami łopatkowymi.



Rys. 4. Rozkład składowej promieniowej prędkości c_r wzdłuż krawędzi wlotowej. Trójkąty prędkości

Fig. 4. Radial component distribution for cr velocity inlet edgewise. Velocity triangles

$$\overline{\Delta\beta} = \overline{\beta}_1 - \beta_1^* \tag{3}$$

Jak widać z rys. 4, kąty natarcia zmieniają się od 9,14° (tarcza tylna) do 19,37° (tarcza przednia), a średnia wartość wynosi 12,55°. Różnice w rozkładzie kątów natarcia wzdłuż krawędzi wlotowej są znaczne, a ich wyrównanie i zmniejszenie mogłoby obniżyć straty uderzeniowe. Czy tak jest istotnie, pokażą wyniki badań wentylatora z wirnikiem o zaokrąglonej krawędzi wlotowej, przytoczone w dalszej części referatu.

Istotną sprawą w wentylatorze WWOax jest to, że kąty łopatkowe na wlocie są mniejsze od kątów napływu względnego. Poglądy na ten temat w literaturze [3, 5] są odmienne, mianowicie uważa się tam, że kąty łopatkowe powinny być większe od kątów przepływu według zależności:

$$\beta_1^* = \overline{\beta}_1 + \delta\beta \tag{4}$$

gdzie $\delta\beta$ jest odchyleniem napływającego strumienia na wieniec łopatkowy spowodowanym przepływem wirowym.

Dalej określone zostaną poszczególne straty wentylatora WWOax–56 według metod podanych w monografii E. Tuliszki [3], wskaźnik pracy ψ_p oraz sprawność wentylatora. Posłuży to do konfrontacji z wartościami rzeczywistymi podanymi w katalogach oraz z wynikami badań własnych.

Poszczególne straty $h_{\rm i}$ zostaną podane jako spadki sprawności stopnia w postaci:

$$\Delta \eta_{\rm i} = \frac{h_{\rm i}}{(u_2 \, c_{2\rm u})} \, 100\% \tag{5}$$

gdzie indeks i odnosi się do i–tej straty. Zestawienie tych strat jest następujące:

- spadek sprawności spowodowany przeciekiem przednim $\Delta\eta_{s$ Pa = 1,4%
- spadek sprawności spowodowany stratami brodzenia $\Delta\eta_{\rm s\,-\,b}$ = 1,5%
- spadek sprawności spowodowany stratami kanału wlotowego $\Delta\eta_{0-1}=0,75\%$
- spadek sprawności spowodowany stratami wirnika $\Delta \eta_{1-2} = 10\%$
- spadek sprawności spowodowany stratami w kolektorze $\Delta \eta_k = 7,29\%$ w tym nagłego zmieszania [5] – $\Delta \eta_r = 3,34\%$ oraz tarcia – $\Delta \eta_t = 3,86\%$

Obliczeniowa sprawność ogólna wentylatora:

$$\Delta \eta_s = 1 - \Delta \eta_{0-1} - \Delta \eta_{1-2} - \Delta \eta_k - \Delta \eta_{s-b} - \Delta \eta_{s-Pa} = 79\%$$
⁽⁶⁾

Sprawność ta w porównaniu z danymi katalogowymi lub cytowanymi w literaturze [4], w zakresie od 83 – 92%, jest zatem zaniżona, co może świadczyć o niewystarczającej dokładności metod używanych tutaj do obliczeń.

Do obliczenia podanych powyżej spadków sprawności użyto wstępnie wskaźnika pracy:

$$\psi_p = \frac{(u_2 \, u_{2u})}{\frac{1}{2} \, u_2^2} \tag{7}$$

równego ψ_p = 1,0. Poniżej zostanie on obliczony dla pewnego zakresu sprawności wentylatorów WWOax, z wykorzystaniem wskaźnika przyrostu ciśnienia całkowitego

$$\psi_{\rm c} = \frac{\Delta P_{\rm c}}{\frac{1}{2} \rho \, u_2^2} \tag{8}$$

obliczonego z danych katalogowych [8, 9] – $\psi_c = 0.91$. Zależność między wskaźnikiem pracy ψ_p , przyrostu ciśnienia całkowitego ψ_c , sprawnością izentropową wentylatora η_s , stratami przecieku przedniego oraz stratami brodzenia jest następująca:

$$\psi_{\rm p} = \frac{\psi_{\rm c}}{\left(1 + \Delta \eta_{\rm s-Pa} + \Delta \eta_{\rm s-b}\right) \eta_{\rm s}} \tag{9}$$

gdzie sprawność izentropowa wentylatora:

$$\eta_s = \frac{\Delta P_c \, \dot{V}}{N_i} \tag{10}$$

 N_i – jest rzeczywistą mocą sprężania. Wyniki obliczeń wskaźnika pracy ψ_p dla trzech wartości sprawności wentylatora η_s podaje tablica 1.

η _s	0,83	0,86	0,88
$c_{2\mathbf{u}} [\mathrm{m/s}]$	29,96	31,17	32,38
ψ _p [–]	0,99	1,03	1,07

Dla porównania sprawdzono, czy metoda Wiesnera [3] określenia współczynnika zmniejszenia mocy może być tutaj zastosowana. Według tej metody kąt wypływu strumienia z wirnika można obliczyć z zależności:

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{\sqrt{\sin\beta_2^*}}{z^{0.7} \,\varphi_{2r}} + \operatorname{ctg} \beta_2^* \tag{11}$$

Dla $\beta_2^* = 46$ oraz $\psi_{2r} = 0,2348$ kąt wypływu wynosi $\beta_2 = 29,89$. Dalej wyznaczając z trójkąta prędkości c_{2u} otrzymujemy $\psi_p = 1,18$. Zatem metoda ta daje zawyżony wynik. Spowodowane to jest tym, że nie jest tutaj spełnione kryterium długości kanału [3], mianowicie:

$$\left(\frac{r_1}{r_2}\right)_{s} = e^{-\frac{8,16\sin\beta_2^*}{z}} = 0,58$$
(12)

przy rzeczywistym $r_1/r_2 = 0,7$. Gdyby zastosować tutaj metodę Wiesnera do określenia kąta łopatkowego na wylocie z wirnika, otrzymuje się wartość $\beta_2^* = 36,5^{\circ}$ wobec rzeczywistej wartości $\beta_2^* = 46^{\circ}$. Podjęto również próbę określenia ψ_p z rozwiązania przepływu w palisadzie wirnika dla modelu płynu nielepkiego [7], otrzymując wartość $\psi_p = 1,1$, czyli również wynik zawyżony w stosunku do wartości rzeczywistych.

3. BADANIA WENTYLATORA WWOax

Przyjmując zasadnicze wymiary geometryczne wirników wentylatorów WWOax zaprojektowano wentylator na parametry: $\Delta P_c = 2300$ Pa, $\dot{V} = 6$ m³/s. Wykorzystując teorię podobieństwa przepływów, posługując się wskaźnikami wydatku φ_V i spiętrzenia ψ_c ustalono, że powyższe parametry powinny być

Tablica 1

realizowane wirnikiem o średnicy $D_2=845~\mathrm{mm}$ i prędkością obrotow
ą $n=1465~\mathrm{obr/min}.$

Promień wlotowy wirnika, zachowując stosunek r_1/r_2 , wynosi $r_1 = 297$ mm, natomiast łopatkowy kąt wlotowy, przy łopatkach prostych i kącie $\beta_2^* = 46^\circ$, wyniesie $\beta_1^* = 9,2^\circ$. Liczba łopatek wirnika z = 9. W takiej wersji został wykonany wirnik pierwszy – w1, gdzie zachowano również krawędź wlotową prostą, równoległą do osi wału napędowego.

Natomiast druga wersja wirnika – w2 ma zmieniona krawędź wlotowa. Mianowicie, biorąc pod uwagę wyniki analizy kinematyki w przekroju wlotowym wirnika WWOax, gdzie katy natarcia na łopatke $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_1^*$ są duże i znacznie zróżnicowane po szerokości wirnika, co może być powodem powstawania strat uderzeniowych. Zaprojektowano nową krawedź wlotowa, gdzie kąty natarcia zostały zmniejszone i wyrównane wzdłuż szerokości. Biorąc dodatkowo pod uwagę, że w projektowanym wentylatorze przewiduje się regulację kierownicą wstępną, przesunięto krawędź włotową na $r_1 = 302$ mm, co powoduje, że kąt wlotowy łopatek przyjmuje wartość $\beta_1^* = 13.6^\circ$. Krawedź wlotową ukształtowano tak, aby kąty natarcia wzdłuż krawędzi były wyrównane i mieściły się w granicach $\Delta\beta = 5 - 7^{\circ}$. W tym przypadku promień $r_1 =$ 302 mm będzie promieniem średnim, przy którym średni kąt łopatkowy $\beta_{1, \text{ śr}}$ = 13,6°. Kształt krawędzi wlotowej podano na rys. 2, który dotyczy wirnika wentylatora WWOax-56 o średnicy $D_2 = 800$ mm, a później w skali geometrycznej przeniesiono na wirnik o średnicy $D_2 = 845$ mm. W wyborze miejsca usytuowania krawędzi wlotowej posłużyły między innymi wyniki obliczeń zamieszczone na rys. 5. Podano tam przebiegi $\beta_1^*, \beta_{\text{sr}}, \Delta\beta, c_{r,\text{sr}}$ oraz w_{sr} na średniej powierzchni prądu wzdłuż promienia wirnika r, poczynając od r_1 = 280 mm. Na rysunku tym można prześledzić, jak zmieniałyby się powyższe wielkości, gdyby wlot na wirnik zaczynał się na różnych promieniach od r_1 = 280 do 320 mm.

Kształt kolektora ustalono opierając się na metodzie podanej w monografii [3], przy zachowaniu stosunku szerokości kolektora do szerokości wirnika $B/b_2 = 3$. Szacowanie strat wykazuje,że wentylator powinien osiągnąć sprawność $\eta_s = 78 - 80$.

Wyniki badań wentylatora z obydwoma wirnikami przedstawiono na rys. 6. Na rysunku tym prezentujemy charakterystyki wentylatora dla dwóch różnych kątów nastawienia kierownicy wstępnej – $\alpha_{\rm k} = 0$ i 20°. Charakterystyki te to przyrost ciśnienia całkowitego $\Delta P_{\rm c}$, sprawności efektywnej wentylatora $\eta_{\rm e}$ oraz mocy na sprzęgle $N_{\rm e}$, w funkcji wydatku wentylatora V. Należy tutaj zaznaczyć, że moc na wale wyznaczono z pomiaru momentu momentomierzem indukcyjnym cechowanym statycznie.



Rys. 5. Przebiegi prędkości $c_{r,sr}$, w_{sr} oraz kątów β_{sr} , β^* , $\Delta\beta$ na średniej powierzchni prądu w zależności od promienia włotu r_1 na wirnik

Fig. 5. $c_{r,\text{śr}}$, $w_{\text{śr}}$ velocities and $\beta_{\text{śr}}$, β^* angles on mean stream surface in dependence of inlet radius – r_1 on impeller

Charakterystykę wentylatora z wirnikiem o krawędzi prostej, geometrycznie podobnego do wentylatorów WWOax, pokazano na rys. 7.



Rys. 6. Charakterystyki wentylatora a) dla kąta nastawy kierownicy wstępnej α_k = 0°, b) dla α_k = 20°

Fig. 6. Fan's characteristics: a) for angle $\alpha_k = 0^\circ$ of inlet stator blades, b) for angle $\alpha_k = 20^\circ$ of inlet stator blades



Rys. 7. Charakterystyki spiętrzania $\Delta P_c = f(V)$ oraz linii stałej sprawności $\eta_e = \text{const}$, przy różnych kątach α_k nastawy łopatek kierownicy wstępnej, wentylatora geometrycznie podobnego do WWOax

Fig. 7. Flow characteristics $\Delta P_c = f(V)$ and $\eta_e = const$ for different α_k angles of inlet stator blades. This tan is geometrically similar to WWOax fan

4. PODSUMOWANIE

W przedstawionej tutaj analizie geometrii i kinematyki wentylatora WWOax wykazaliśmy między innymi, że kąty włotowe łopatek wirnika β_1^* są małe i dużo mniejsze niż kąty napływu względnego β_1 , a także bardzo zróżnicowane wzdłuż szerokości wirnika. Nie przeszkadza to jednak w uzyskaniu przez te wentylatory wysokiej sprawności. Sprawność ta nie jest jednak tak wysoka, jak podaje się w katalogach oraz literaturze [4, 8, 9].

Próby podniesienia tej sprawności na drodze zmniejszenia kątów natarcia na łopatkę $\Delta\beta$ oraz ich wyrównania wzdłuż szerokości wirnika nie dały oczekiwanego rezultatu. Jak widać na rys. 6a, przyrost ciśnienia całkowitego oraz sprawności są wyższe dla wentylatorów z wirnikiem o krawędzi prostej – w1 (jak w WWOax) od wentylatorów z wirnikiem o krawędzi zaokrąglonej – w2, dla którego kąty natarcia zostały wyrównane i zmniejszone. Jest to trudne do wyjaśnienia, ponieważ takie kształtowanie krawędzi wlotowej w odniesieniu do wentylatorów WPWs dały podwyższenie sprawności o 3 – 4%. Wyjaśnienie tych zagadnień wymagałoby głębokiej analizy strat przepływu w wirniku oraz poszczególnych strat: uderzeniowych, tarcia, przepływów wtórnych oraz oderwań, co na tym etapie prac nie zostało zrobione.

LITERATURA

- [1] Walczak J., Rybarczyk J., Cichoń L., Haberko M., Kamrowska K.: Projekt wentylatora – obliczenia termodynamiczno-przepływowe oraz wytrzymałościowe wybranego wariantu. Opracowanie wewnętrzne Instytutu Techniki Cieplnej i Silników Spalinowych. Politechnika Poznańska. Poznań 1990.
- [2] Walczak J., Cichoń L., Haberko M., Kamrowska K.: Badania przepływowe prototypowego wentylatora WP–60. Opracowanie wewnętrzne Instytutu Techniki Cieplnej i Silników Spalinowych. Politechnika Poznańska. Poznań 1991.
- [3] Tuliszka E.: Sprężarki dmuchawy i wentylatory. WNT, Warszawa 1976.
- [4] Kuczewski St.: Wentylatory. WNT, Warszawa 1978.
- [5] Sołomachowa T.S.: Centrobieżnyje wentylatory. Maszinostrojenije, Moskwa 1975.
- [6] Fortuna S.: Informacja prywatna dotycząca charakterystyk wentylatora WWOax-45 z kierownicą wstępną. AGH, Kraków 1990.

- [7] Kamrowska K.: Analityczno-numeryczne metody rozwiązywania quasitrójwymiarowego przepływu płynu rzeczywistego w kołach wirnikowych. Politechnika Poznańska. Praca doktorska 1990.
- [8] Wentylatory. Tom II, Wentylatory promieniowe. Wydawnictwo Przemysłu Maszynowego "WEMA", Warszawa 1980.
- [9] Wentylatory promieniowe jednostrumieniowe typu WWOax. Olkuska Fabryka Wentylatorów "OWENT", Olkusz 1991.

Abstract

The paper shows the analysys of kinematics and geometry of the impeller used in high efficiency fans (WWOax type). Particular attention has been paid to the relation between the relative inflow angle on the impeller blades and the blade angle.

To define this relation the solution of axi-symetric flow of inviscid fluid has been achieved. Fig. 2 presents the outline of the channel for flow solution with cross-sections for which calculations were undertaken. In the cross-section distribution of the radial velocity cr and axial velocity az and relative inflow angle near the inlet edge on the impeller blades were determined (formula (1)). Fig. 3 presents the velocity distribution for frontal disc flow between 0–0 and 1–1 cross-sections. Between them the min. to max. velocity ratio is cmin/cmax = 0.823. Fig. 4 presents the velocity triangles at three edge points. The result is, that the differences in inflow angles are significant.

The investigations have been carried on the fan, geometrically similar to the WWOax fan, with two impellers with different inlet blade edge upon the efficiency and the total pressure increase.