ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1993
Seria: ENERGETYKA z. 118 Nr kol. 1221

Jan RADWAŃSKI

ANALIZA TEORETYCZNA I DOŚWIADCZALNA WENTYLATORA PROMIENIOWEGO Z WIRNIKIEM TARCZOWYM

Streszczenie. W artykule przedstawiono analizę teoretyczną i weryfikację doświadczalną w zakresie charakterystyk pracy wentylatorów z wirnikiem tarczowym.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF CENTRIFUGAL FAN WITH DISC ROTOR

Summary. In this article theoretical analysys and experimental verification has been presented in the range of characteristics of fan with disc rotor.

THEORETISCHE UND EXPERIMENTELLE ANALYSE EINES RADIALVENTILATORS MIT SCHEIBENROTOR

Zusammenfassung. Eine theoretische Analyse des Ventilators mit Scheibenrotor wurde durchgeführt. Die Formel für den hydraulischen Wirkungsgrad wurde bearbeitet. Experimentelle Untersuchungen für die verschiedenen Scheibengeometrien wurden durchgeführt. Deren Ergebnis die Arbeitscharakteristiken des Ventilators sind.

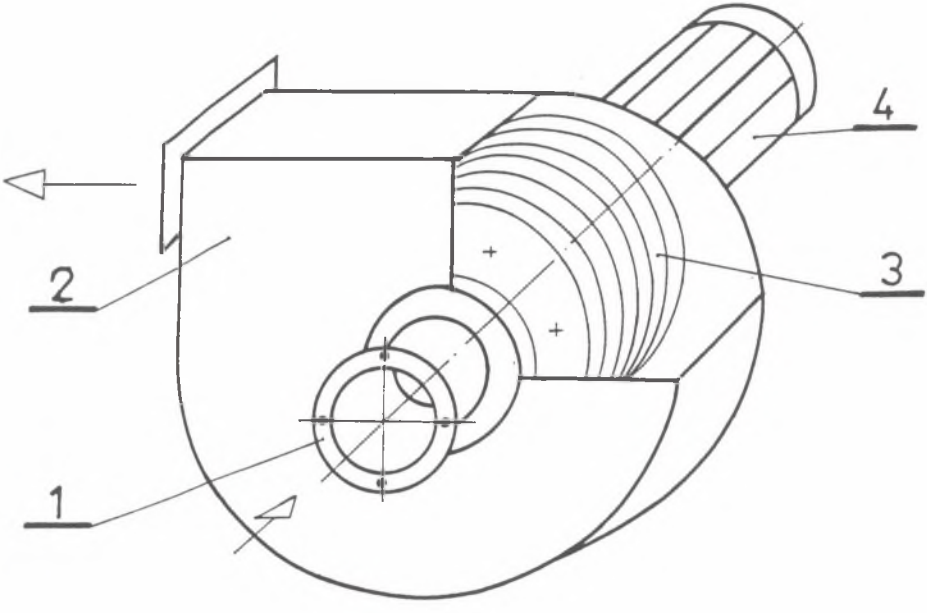
SPIS OZNACZEŃ

C – prędkość absolutna
C_u, C_m – składowa obwodowa i promieniowa prędkości absolutnej
w – prędkość względna
w_u, w_m – składowa obwodowa i promieniowa prędkości względnej
Q_v – natężenie objętościowe
d_m – średnica hydrauliczna
r – promień bieżący
b – szerokość między tarczami
r_1 – promień wewnętrzny koła wirnikowego
r_2 – promień zewnętrzny koła wirnikowego
ΔP_T – teoretyczny przyrost ciśnienia
ΔP_{TA} – strata ciśnienia w wyniku tarcia
u – prędkość obwodowa na promieniu r
F_o – powierzchnia wlotu do wentylatora
F_{wyl} – powierzchnia wylotu z wentylatora
φ – wskaźnik wydajności
ψ – wskaźnik ciśnienia
η_c – sprawność całkowita
λ – wskaźnik mocy wentylatora
ξ_{TA} – liczba strat tarcia
λ_T – liczba tarcia
ν – kinematyczny współczynnik lepkości
μ – dynamiczny współczynnik lepkości
ω – prędkość kątowa
ρ – gęstość czynnika
M – moment
T – liczba tarcz
τ – naprężenie statyczne

1. WSTĘP

Do niekonwencjonalnych typów wentylatorów należy wentylator z wirnikiem tarczowym działającym na zasadzie tarcia.

Ogólny przekrój wentylatora pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Schemat wentylatora tarczowego

Fig. 1. Dix fan scheme

Wentylator ten składa się z wlotu (1), spiralnej obudowy (2), wirnika tarczowego (3) i silnika sprzęgłowego (4). Wirnik składa się z pewnej ilości tarcz osadzonych na trzpieniach mocujących. Celem zapewnienia odstępu między tarczami zastosowano podkładki zapewniające równy odstęp między tarczami b mm. Wirnik tego typu wprowadzony w ruch obrotowy wywołuje przepływ czynnika na zasadzie tarcia.

Wzrost momentu pędu czynnika jest równy momentowi sił trących tarcz działających na czynniki w zakresie tego wzrostu:

$$\mathrm{d}(m\, C_{\mathrm{u}}\, r) = 2\, \tau r 2\pi r\, \mathrm{d}r$$

$$\tau = \mu \frac{\mathrm{d}C_{\mathrm{u}}}{\mathrm{d}y}$$

$$\mathrm{d}(mC_{\mathrm{u}}\, r) = 2\mu \frac{\mathrm{d}C_{\mathrm{u}}}{\mathrm{d}y} r\, 2\pi r\, \mathrm{d}r$$

$$M = 2\, 2\pi \int_{R_1}^{R_2} r^2\, \mu \frac{\partial C_{\mathrm{u}}}{\partial y}\, \mathrm{d}r = \int_a^b (r_2\, C_{2\mathrm{u}} - r_1\, C_{1\mathrm{u}})\, \mathrm{d}m$$

Przyrost momentu pędu jest wyrażony za pomocą stycznej prędkości między tarczami obliczonej dla zmiany pędu czynnika w kierunku osiowym znajdującego się pomiędzy tarczami.

Dla określenia tej średniej prędkości uczyniono założenie, że zarys stycznej prędkości pomiędzy tarczami jest paraboliczny, spełniając wymogi przepływu laminarnego pomiędzy tarczami.

Ogólnie można stwierdzić, że wentylator z wirnikiem tarczowym charakteryzuje się znacznym przyrostem ciśnienia ($\psi \geq 0{,}6$) dla małych prędkości objętościowych ($\varphi \leq 0{,}035$).

Brak łopatek wirnika zapewnia tym wentylatorom znaczną cichobieżność, a co za tym idzie – może być stosowany w małych urządzeniach klimatyzacyjnych i wentylacyjnych. Stanowi interesujący przypadek zastosowania tego typu maszyny przepływowej o niekonwencjonalnym rozwiązaniu konstrukcyjnym. Poniżej przedstawiono teorię przepływu i niektóre wyniki badań charakterystyk przepływowych.

2. OKREŚLENIE PRĘDKOŚCI CZYNNIKA W SZCZELINIE MIĘDZY TARCZAMI

Rozpatrzymy dwie mechanicznie połączone między sobą obracające się tarcze, między którymi porusza się czynnik (rys. 2).

Czynnik pociągany jest siłami tarcia i odrzucany jest przez siły odśrodkowe na obwód zewnętrzny tarcz. Prędkość obwodowa tarczy na promieniu r_2 wynosi $u_2 = \omega\, r_2$.

Przy braku tarcia dla czynnika składowa prędkość obwodowa na promieniu zewnętrznym r_2 będzie równa:

$$c_{2u} = c_{u1}\frac{r_1}{r_2}$$

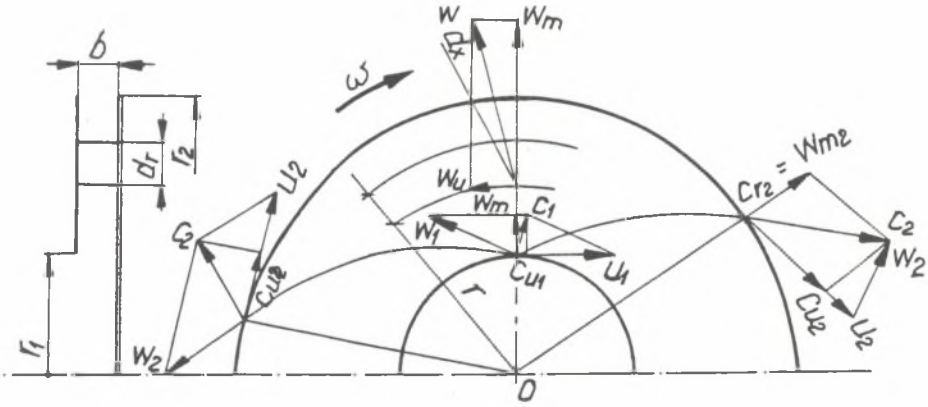
Odpowiednio dla prędkości względnej na promieniu r_2 otrzymamy:

$$w_{u2i} = \omega r_2 - c_{u2} = \omega r_2 - c_{u1}\frac{r_1}{r_2} \tag{1}$$

W rzeczywistej cieczy kosztem tarcia ze zwiększeniem promienia dokonuje się zmniejszenie względnej prędkości obwodowej, które oznaczymy przez Δc_{u2}:

$$w_{u2} = \omega r_2 - c_{u1}\frac{r_1}{r_2} - \Delta c_{u2} \tag{2}$$

W strudze elementarnej przy jej przemieszczaniu się po promieiu o wartości „dr", przy szerokości szczeliny międzytarczowej b, dzięki tarciu na drodze dx będą miały miejsce straty na tarciu odniesione do 1 kg czynnika określone równaniem:



Rys. 2. Trójkąty prędkości

Fig. 2. Velocity triangles

$$dP_{TA} = \rho\lambda \frac{dx}{d_h} \frac{w^2}{2}$$

gdzie: średnica hydrauliczna $d_h = 2b$.

Tymi stratami na tarcie uwarunkowane jest obniżenie ciśnienia tylko w kierunku promieniowym. W kierunku stycznym mogą one doprowadzić tylko do zmiany prędkości obwodowej w_u:

$$\rho \frac{w_{u2i}^2 - w_{u2}^2}{2} = dP_{TA} - \rho\lambda \frac{dx}{d_h} \frac{w^2}{2} \tag{3}$$

$$dx = \frac{w}{w_m}, \qquad dx = \frac{2\pi rb}{Q_1} w\, dr \tag{3a}$$

Podstawiając do równania (3) zależność (1), (2) i (3a), a następnie po przekształceniu, odrzucając wyrazy jako małe drugiego rzędu, otrzymujemy równanie na wyznaczenie zmiany prędkości obwodowej cząsteczki czynnika przy jej przemieszczaniu na wielkość dr uwarunkowanym działaniem sił tarcia:

$$d\, C_{uTA} = \frac{\pi\lambda}{2Q_1} \frac{w\, w_u^2}{\omega r_1 - C_{u1}} r\, dr$$

Jeżeli uwzględnić, że $w \cong w_u = \omega\, r - c_u$, ponieważ $w = (w_u^2 + w_m^2)^{1/2}$, a w rzeczywistych przypadkach $w_m^2 \leq w_u^2$ i przyjmując $\frac{\pi\lambda}{2Q_1} = A$, to ostatnie równanie przyjmuje postać:

$$d\, C_{uTA} = A\, (\omega r - C_u)^2\, r\, dr$$

Prócz tego przy przemieszczeniu czynnika do obrzeży przestrzeni międzytarczowej C_u zmniejsza się zgodnie z prawem zachowania cyrkulacji:

$$dC_{ur} = \frac{C_u}{r}\, dr$$

Łączna zmiana prędkości przy przemieszczeniu czynnika do obrzeży koła na odcinku „dr" wynosi:

$$dC_u = dC_{uTA} - dC_{ur} = A\,(\omega r - C_u)^2$$

$$dC_u = dC_{uTA} - dC_{ur} = A\,(\omega r - C_u)^2\, r\, dr - \frac{C_u}{r}\, dr \tag{4}$$

przechodząc do małych różnic otrzymamy:

$$\Delta C_u = A\,(\omega r - C_u)^2\, \Delta r - \frac{C_u}{r}\, \Delta r \tag{4a}$$

Równanie powyższe pozwala na kolejne określenie narastania prędkości C_u, tj. zbudowanie zmiany prędkości obwodowej po promieniu w przestrzeni międzytarczowej.

3. SPRAWNOŚĆ HYDRAULICZNA WIRNIKA

Sprawność hydrauliczną wirnika otrzymamy z zależności:

$$\eta_h = \frac{\Delta P_T - \Delta P_{TA}}{\Delta P_T} = 1 - \frac{\Delta P_{TA}}{\Delta P_T} = 1 - \xi_{TA} \tag{5}$$

Wyrażenie całkowe dla określenia strat ciśnienia w wyniki tarcia można przedstawić w postaci:

$$\Delta P_{TA} = \rho\lambda \frac{dx}{d_h} \frac{w^2}{2} = \rho \frac{\lambda}{4b} \int_{R_1}^{R_2} w^2\, dx \tag{6}$$

Uwzględniając zależność:

$$dx = \frac{w}{w_m}\, dr \qquad \text{oraz} \qquad w_m = \frac{Q_1}{2\pi r b}$$

otrzymamy

$$\Delta P_{TA} = \rho \frac{\lambda}{4b} \int_{R_1}^{R_2} \frac{w^2 w}{Q_1}\, 2\pi r b\, dr = \frac{\pi\rho\lambda}{2Q_1} \int_{R_1}^{R_2} w^3\, r\, dr$$

$$\Delta P_{TA} = \frac{\pi\rho\lambda}{2Q_1} \int_{R_1}^{R_2} [(u - c_u)^2 + w_m^2]^{3/2} r \, dr \tag{6a}$$

co daje liczbę strat na tarcie ξ_{TA}:

$$\xi_{TA} = \frac{\Delta P_{TA}}{\Delta P_T} = \frac{\pi\lambda}{2Q_1 u_2 c_{u2}} \int_{R_1}^{R_2} [(u - c_u)^2 + w_m^2]^{3/2} r \, dr$$

Ostatecznie otrzymamy:

$$\xi_{TA} = \frac{\pi\lambda}{2Q_1 u_2 c_{u2}} \int_{R_1}^{R_2} [(u - c_u)^2 + w_m^2]^{3/2} r \, dr \tag{7}$$

Wyrażenie na sprawność hydrauliczną wirnika elementarnego:

$$\eta_h = 1 - B \int_{R_1}^{R_2} \left[(u - c_u)^2 + \left(\frac{D}{r}\right)^2 \right]^{3/2} r \, dr \tag{8}$$

gdzie:

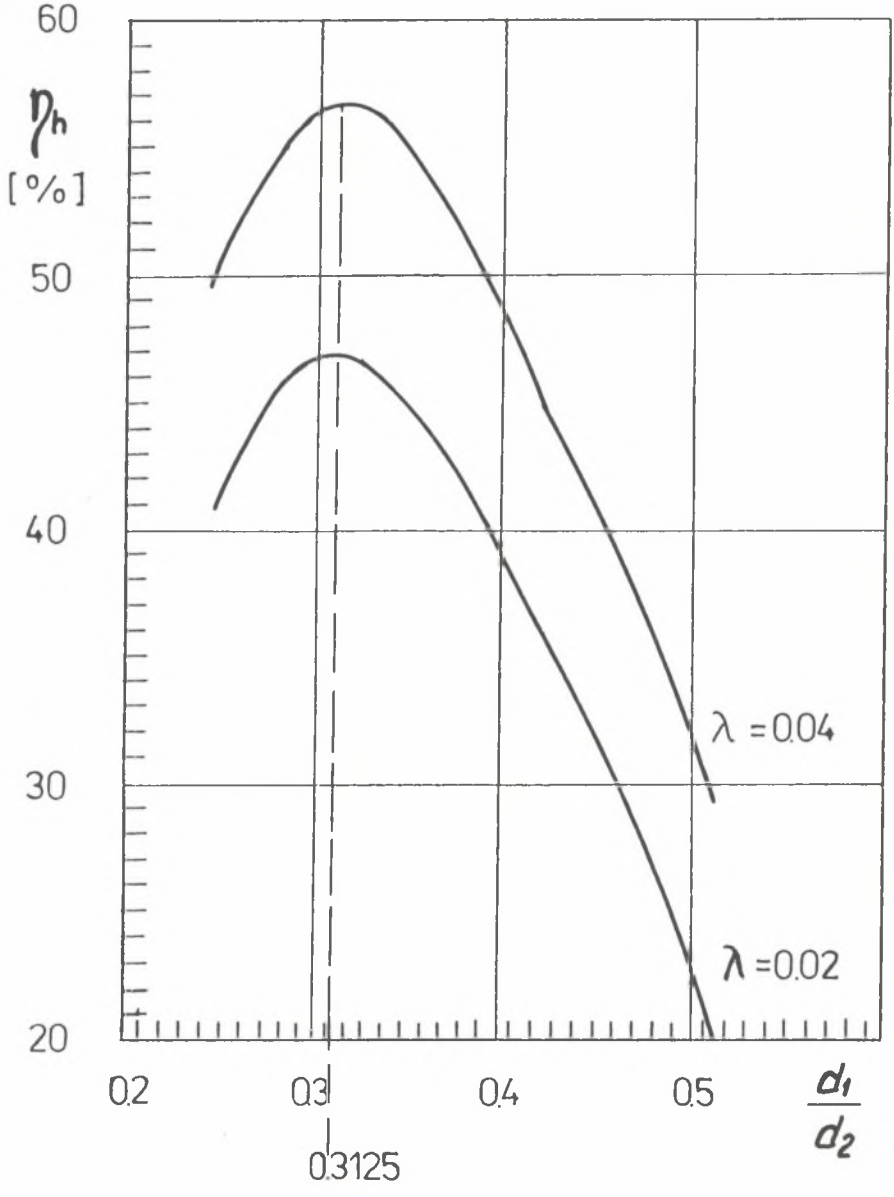
$$B = \frac{\pi\lambda}{2Q_1 u_2 c_{u2}}; \quad w_m^2 = \left(\frac{D}{r}\right)^2; \quad D = \frac{Q_1}{2\pi b}$$

Przykładowo dla:

$$Q_i = 0{,}00275, \quad \lambda = 0{,}04, \quad b = 0{,}002, \quad n = 1490,$$
$$r_2 = 0{,}02, \quad r_1 = 0{,}0625$$

otrzymano $\eta_h = 0{,}562$.

Zmiany sprawności w zależności od stosunku średnic wirnika i liczby tarcia przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Sprawność hydrauliczna w zależności od stosunku średnic

Fig. 3. Hydraulic efficiency in relation to diameters ratio

4. MODEL WENTYLATORA

Wykonano model wentylatora o średnicy zewnętrznej wirnika D_z = 400 mm. Wirnik składa się z szeregu tarcz o grubości s = 1 mm w odstępach międzytarczowych b = 2 mm. Szerokość b_2 wirnika wynosi:

$$b_2 = ib + (i - 1)\, s$$

gdzie:
i – ilość kanałów równoległych w pakiecie,
s – grubość tarczy.

Uwzględniając grubość tarczy nośnej i nakrywającej S_1 i S_2, otrzymamy szerokość efektywną wirnika:

$$B = b_2 + S_1 + S_2$$

Średnica wewnętrzna wirnika wynosi d_1 – odpowiednio: 100, 125, 160 i 200 mm.

Średnica wlotu do wirnika wentylatora jest równa średnicy wlotu do wentylatora $d_1 = d_0$.

Przykład oznaczenia typu wirnika modelowego:

$$\frac{400 \,/\, 100 \,/\, 33 \,/\, 2 \,/\, 1}{D_2 \quad D_1 \quad i \quad b \quad s}$$

Tarcze wirnika zostały wykonane z blachy aluminiowej polerowanej do małej chropowatości. Wirnik w stanie zmontowanym wyważono dynamicznie.

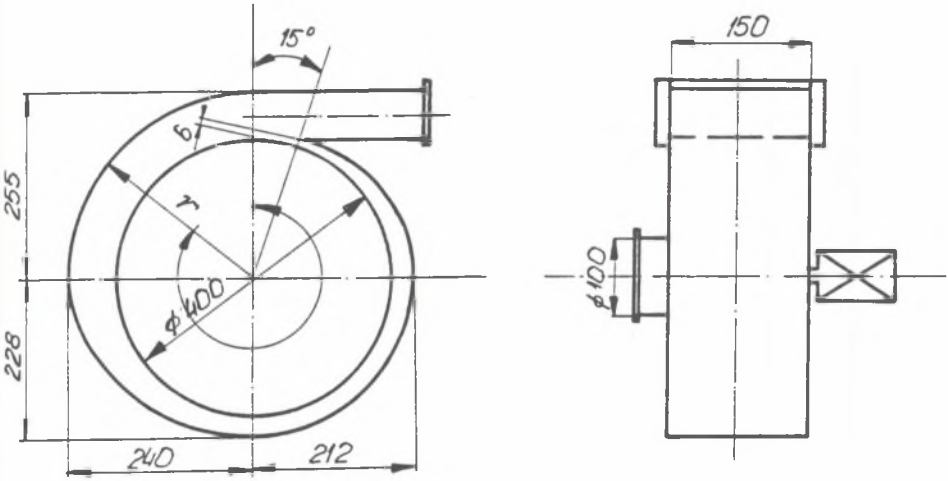
Korpus wentylatora o zarysie spirali logarytmicznej wykonano z dwóch płyt pleksiglasu (szkła organicznego), zaś płaszcz spirali wykonano z blachy mosiężnej o ścisłych zarysach spirali według równania:

$$r = r_o\, e^{k\varphi}$$

Ścisłe obliczenie zarysu spirali odbywa się według równania:

$$r = 200\, e^{0{,}0386\, \varphi_r}$$

Szerokość wewnętrzna korpusu wynosi B = 150, co daje powierzchnię wylotu F_{wyl} = 0,009 m^2 (rys. 4).



Rys. 4. Obudowa spiralna wentylatora z wirnikiem tarczowym

Fig. 4. Spiral casing of the fan with disc rotor

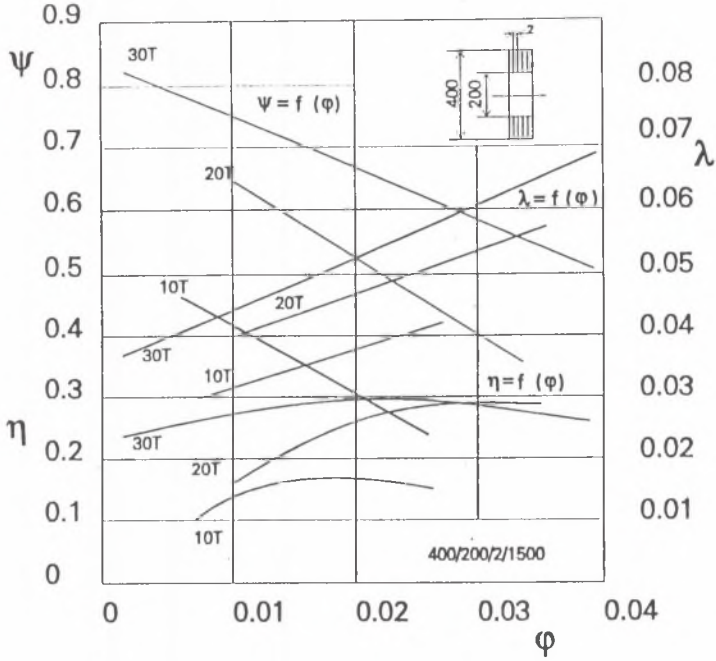
5. PRZYKŁADY WYNIKÓW BADAŃ PRZEPŁYWOWYCH

Na podstawie pomiarów przepływowych wyznaczono charakterystyki bezwymiarowe wentylatora z wirnikiem tarczowym.

Na rys. 5 przedstawiono charakterystyki wentylatora dla różnej liczby tarcz (10, 20, 30).

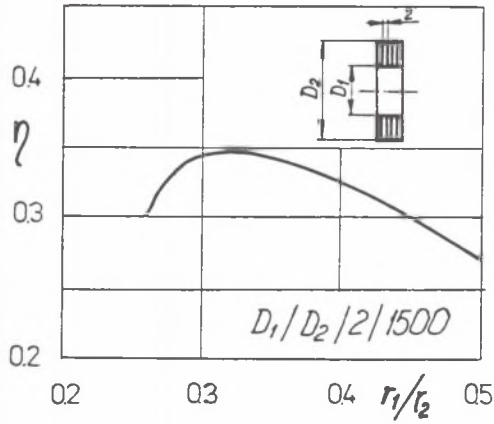
Na rys. 6 pokazano wpływ stosunku średnic wirnika na sprawność całkowitą.

Kolejny rys. 7 przedstawia pełną charakterystykę dla optymalnego stosunku średnic ν = 0,3125.



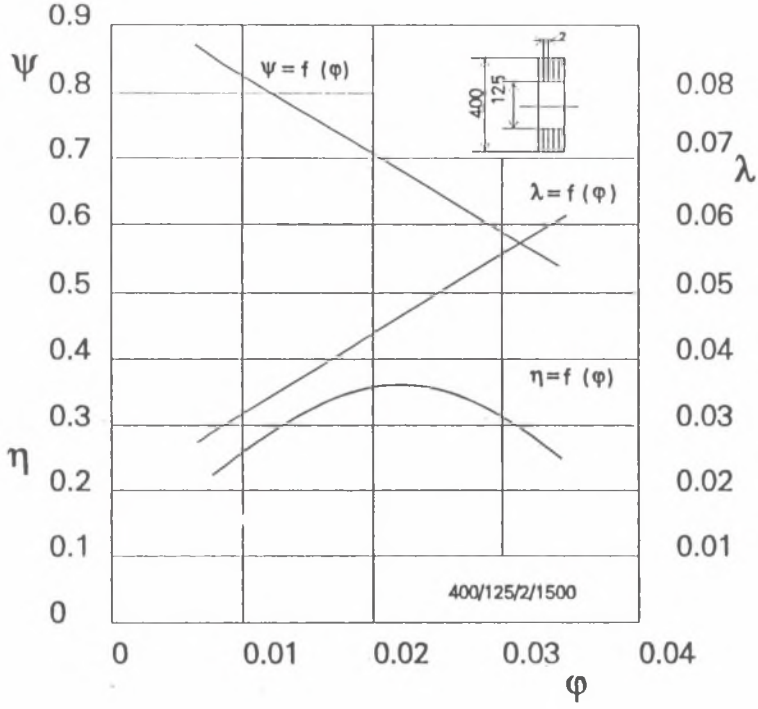
Rys. 5. Charakterystyka wentylatora 400/200/2/150

Fig. 5. 400/200/2/150 fan characteristics



Rys. 6. Sprawność wentylatora w zależności od stosunku średnic

Fig. 6. Fan efficiency in relation to diameters ratio



Rys. 7. Charakterystyka wentylatora 400/125/2/1500

Fig. 7. 400/125/2/1500 fan characteristics

LITERATURA

[1] Radwański J.: Wentylator z wirnikiem tarczowym – konstrukcja i badania przepływowe. Ciepłownictwo – Ogrzewnictwo – Wentylacja, 1989.

[2] Pelech J. and Shapiro: Flexible Disk Rotating on a Gas Film next to a Wall. Journal of Applied Mechanics Vol. 31, 1964.

[3] Kreith F. and Vivand H.: Laminar flow between to paralel coaxial discs rotating and different speeds. Trans ASME E 34, 1967.

[4] Köhler M., i Müller U.: Theoretical and experimental investigation of laminar flow between a stationary and rotating disc. Journal de Mecanique 10, 4, 1971.

[5] Ledwoń E.: Wärmeruckgewinnung in Heizungs und Luftungsanlagen mit kapilarventilatoren, Vulkan Verlag Essen, 1977.

[6] Szmyl H., Zaworski P.: Pompy tarcia – zastosowanie i metody obliczeń. Politechnika Wrocławska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn.
[7] Nendl D.: Über eine exakte Lösung der Navier – Stokeschen Gleichung GAMM Tagung 1969, Bd. 50/1970.

Abstract

In this article the theory of the fan with the bladeless rotor working on the principle of rotating disc liquid has been presented. The velocity of the medium in the slot between discs was determined. The basic relation of the rotor hydraulic efficiency was derived.

In the range of experimental verification the model fan, test stand and the research program were presented. Research of the fan performance characteristic indicated it's usability on the bases of the theoretical relations.

In this article results of research were presented for a wide range of geometrical data for disc rotors. These results may be useful for designing fans with disc rotors, particularly for small air conditioning and ventilation machines.