ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1983

Seria: ENERGETYKA z. 83 Nr kol. 775

Jan RADWAŃSKI
OBR "BAROWENT" Katowice

PODSTAWOWE PARAMETRY PRZEPŁYWOWE WENTYLATORÓW ORAZ SPOSÓB PRZEDSTAWIANIA ICH CHARAKTERYSTYK

Streszczenie. W artykule przedstawiono podstawowe parametry pracy wentylatorów przemysłowych nisko, średnio i wysokoprężnych oraz wyprowadzono równanie współpracy wentylatora z siecią wentylacyjną o zmiennej gęstości w przepływie. W nawiązaniu do ustaleń Międzynarodowego Komitetu Normalizacyjnego ISO zajmującego się m.in. ujęciem parametrów pracy wentylatora przedstawiono propozycje sporządzenia ich charakterystyk przepływowych.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A - pole pow. przekroju poprzeczn. kanału - m^2
a,b - długość bloków kanału o przekroju prostokątnym - m
c - prędkość przepływu m/s
c_p - ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu J/kg ^oK
D - średnica wirnika lub średnica kanału m
F - otwór równoznaczny m^2
g - przyspieszenie ziemskie m/s^2
L - długość cięciwy łopatki m
Ma - liczba Macha (-)
m - stosunek liczb Macha (-)
n - wykładnik politropy (-)
P - ciśnienie bezwzględne Pa
Q_m - wydajność masowa kg/s
Q_v - wydajność objętościowa m^3/s
R - stała gazowa J/kg ^oK
Re - liczba Reynoldsa (-)
T - temperatura bezwzględna ^oK
U - prędkość obwodowa m/s
V - objętość gazu m^3
Y_u - praca wentylatora użyteczna J/kg
Z - wysokość położenia
N_u - moc użyteczna wentylatora w
N_w - moc wentylatora (wewn.) w
N_s - strata mocy w

α_k - wskaźnik energii kinet. (-)
η_i - sprawność wewn. (-)
ξ - liczba strat (-)
$\varkappa$ - wykładnik izentropy (-)
ϱ - gęstość czynnika kg/m^3
ω - prędkość kątowa rad/s
ν - lepkość kinetyczna m^2/s
μ - lepkość dynamiczna kg/s.m

INDEKSY

(1) - parametry dot. wlotu
(2) - parametry dot. wylotu
(t) - parametry pomierzone
(r) - parametry odniesienia
(o) - parametry otoczenia

1. Wstęp

Prace w kierunku ścisłego zdefiniowania parametrów przepływowych wentylatorów przemysłowych w skali międzynarodowej podjęte zostały i prowadzone są nadal w Komitecie Technicznym TC-117 Międzynarodowej Organizacji Normalizacyjnej ISO. Jako graniczny spręż dla wentylatorów przyjęto stosunek ciśnień 1,3. Stwierdzono, że przyjęcie sprawności politropowej stanowi jednoznaczną i odpowiednią pod względem porównawczym ocenę wentylatora. Z wystarczającą dokładnością przyjęto wartość wykładnika politropy n = 1,6 dla izolowanego cieplnie wentylatora o przepływie ustalonym i jednowymiarowym o czynniku traktowanym jako gaz doskonały i podlegający równaniu stanu:

$$\frac{p}{\varrho T} = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} c_p,$$

Dla powietrza atmosferycznego o temperaturze do ok. 200°C z wystarczającą dokładnością można przyjąć wartość $\varkappa = 1,4$. $\varkappa$ i cp, można przyjąć jako stałe wzdłuż systemu wentylacyjnego oraz w przepływie przez wentylator. Gęstość czynnika, nie może być stała, gdyż $\frac{d\varrho}{\varrho}$ i $\frac{dp}{p}$ są tego samego rzędu wielkościami.

Z punktu widzenia ciśnienia przy normalnej gęstości czynnika $\varrho = 1,2$ kg/m^3 rozróżnić należy wentylatory:

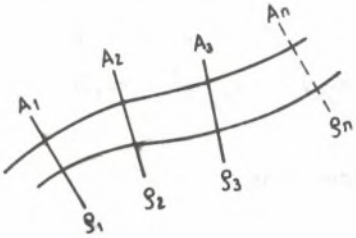
1. Niskoprężne o ciśnieniu do 720 Pa, co odpowiada pracy wentylatora na jednostkę masowej wydajności 600 J/kg.
2. Średnioprężne o ciśnieniu do 3600 Pa, co odpowiada pracy wentylatora na jednostkę masowej wydajności 3000 J/kg

3. Wysokoprężne o ciśnieniu do 30000 Pa, co odpowiada pracy wentylatora na jednostkę masowej wydajności 25000 J/kg.

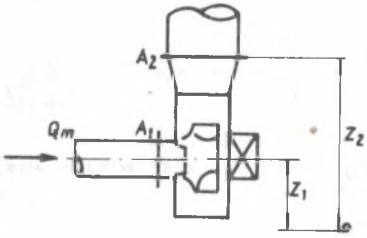
Pod pojęciem pracy wentylatora przypadającą na jednostkę przepływającego czynnika (inaczej zwana przyrostem energii właściwej) rozumiemy stosunek tzw. mocy użytecznej wentylatora N_u do jego wydajności masowej:

$$Y_u = \frac{N_u}{Q_m} \; [J/kg]$$

Dla dostatecznie szczelnego systemu wentylacyjnego oraz wentylatora o wydajności masowej Q_m w dowolnym przekroju będzie taka sama i rozpatrując



Rys. 1



Rys. 2

dwa umowne przekroje w wentylatorze A_1 i A_2, tj. przekrój wlotowy i wylotowy (rys. 2) obowiązywać będzie zależność:

$$\int_{A_1} (\varrho \bar{c}_n) dA_1 + \int_{A_2} (\varrho \bar{c}_n) dA_2 = 0,$$

czyli:

$$Q_{mA_1} = Q_{mA_2} = \text{const.}$$

w przeciwieństwie do wydajności objętościowej Q_v, która to wydajność jest różna.

$$\frac{Q_m}{\varrho_1} \neq \frac{Q_m}{\varrho_2} \neq \frac{Q_m}{\varrho_3} \ldots \frac{Q_m}{\varrho_n} = \text{var.}$$

Z tego względu operowanie wydajnością masową przepływu w obliczeniach systemu wentylacyjnego i wentylatora jest bardziej uzasadnione.

2. Praca wentylatora

Wentylator przetwarza energię mechaniczną dostarczoną do wirnika Nw na energię czynnika przetłaczanego Nw-Ns, co zapewnia ciągły przepływ przez wentylator i związaną z nim sieć wentylacyjną o wydajności masowej przepływu Q_m. Skuteczność wentylatora umieszczonego w systemie wentylacyjnym o wydajności masowej Q_m wzdłuż całego systemu zależy od stanu końcowego czynnika i ilości ruchu. Użytkownik powinien znać te wielkości w umownych przekrojach przed i za wentylatorem oraz wartość N_w, aby otrzymać właściwy dla danego systemu wentylacyjnego strumień przepływu masowego.
Na podstawie uogólnionego równania Bernoulliego biorąc pod uwagę umowne przekroje bilansowe A_1 i A_2 otrzymamy: energię przekazaną czynnikowi:

$$N_w - N_s = \iiint_V (\bar{v}\ \overline{\mathrm{grad}p})dv + Q_m \left[\left(\alpha_{A_2} \frac{c_{v_2}^2}{2} + gz_2\right) - \left(\alpha_{A_1} \frac{c_{v_1}^2}{2} + gz_1\right) \right] \qquad (1)$$

gdzie: α_A jest tzw. wskaźnikiem energii kinetycznej

$$\alpha_A = \left(\frac{c_E}{c_v}\right)^2,$$

tj. kwadrat stosunku średniej prędkości energetycznej:

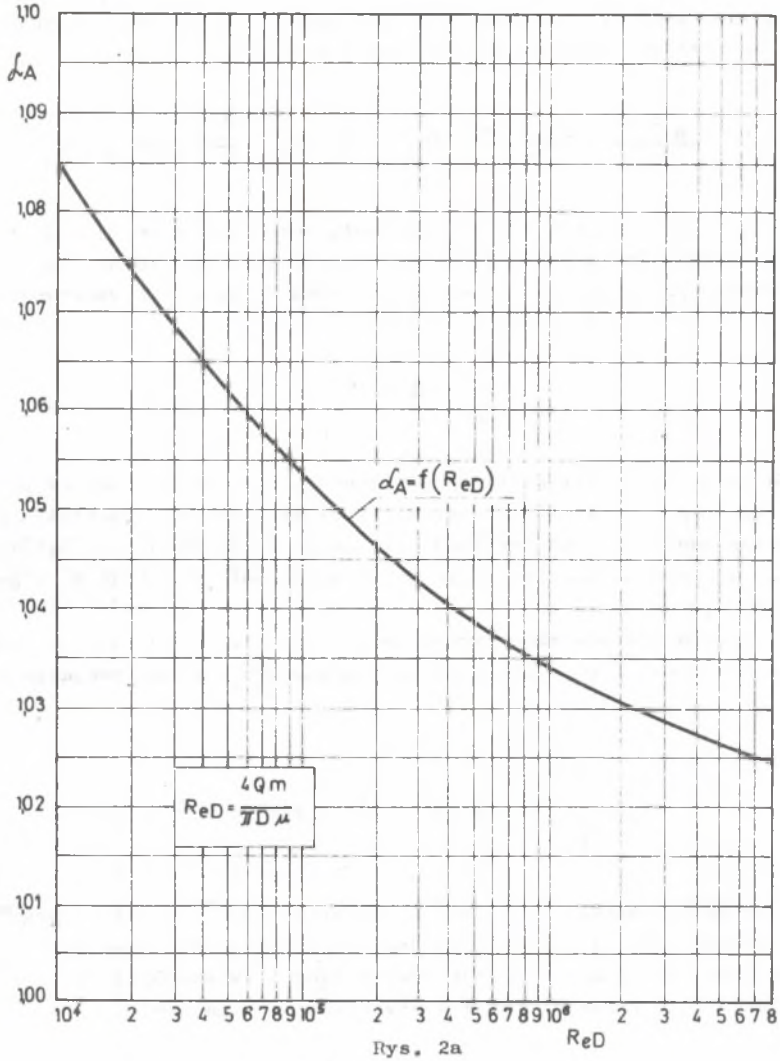
$$c_E = \sqrt{\frac{1}{Q_m} \int_A c_i^2 \varrho_i c_{x_i}\, dA}$$

do prędkości średniej objętościowej w danym poprzecznym przekroju kanału przepływowego A

$$c_v = \frac{Q_v}{A}.$$

Wartość wskaźnika energii kinetycznej α_A odczytać można w zależności od liczby Reynoldsa Re w przepływie poprzecznym kanału przepływowego (rys.2a) Liczbę Reynoldsa w kanale o przekroju kołowym należy wyznaczyć w zależności:

$$Re_D = \frac{4\ Q_m}{\pi D \mu} \quad (-)$$



Rys. 2a

zaś w kanale przepływowym o przekroju prostokątnym ze wzoru:

$$Re = \frac{2\,Q_m}{(a + b)\mu}$$

Uwzględniając uśrednioną w czasie gęstość w przepływie wewnątrz objętości V przepływającego gazu

$$\varrho_{12} = \frac{Q_m(p_2 - p_1)}{\iiint_V (v\ \mathrm{grad}p)dv} \qquad (2)$$

otrzymamy zależność określającą pracę użyteczną wentylatora przypadająca na jeden kg masy czynnika przetłaczanego w postaci:

$$Y_u = \frac{N_u}{Q_m} = \frac{N_w - N_s}{Q_m} = \frac{p_2 - p_1}{\varrho_{12}} + \left(\alpha_{A_2}\frac{c_{v_2}^2}{2} - \alpha_{A_1}\frac{c_{v_1}^2}{2}\right) + \alpha g(z_2 - z_1) \qquad (3)$$

Gęstość ϱ_{12} nie może być wyznaczona drogą pomiarów w całej objętości V (nie jest stałe). Takie pomiary nie są obecnie praktycznie możliwe.

W pierwszym przybliżeniu zaleca się stosować średnią arytmetyczną gęstość:

$$\varrho_m = \frac{\varrho_1 + \varrho_2}{2} \qquad (4)$$

Odpowiada to możliwie blisko zasadzie Bernoulliego stosowanej zarówno do obliczeń wentylatora jak i dla systemu sieci wentylacyjnej. Gęstość w przepływie przez wentylator od przekroju wlotowego A_1 do przekroju wylotowego A_2 zmienia się monotonicznie jeżeli ϱ_2/ϱ_1 znajdować się będzie w granicach 0,8 do 1,2.

W świetle powyższego energię przekazaną do czynnika w przemianie odwracalnej należy uznać jako energię użyteczną zawartą w przepływającym czynniku

$$Y_u = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\varrho} + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \qquad (5)$$

Wyznaczając całkę równania (5) wzdłuż politropy p/ϱ^n = const oraz porównując równanie (5) i (3) możliwe jest przedstawienie wyrażenia na politropową pracę sprężania w sposób uproszczony z wystarczającą dokładnością dla ciśnień osiąganych przez wentylatory, a mianowicie:

$$\frac{n}{n-1}\frac{p_1}{\varrho_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] = \frac{p_2 - p_1}{\varrho_m} \qquad (6)$$

gdzie:

$$\varrho_m = \frac{\varrho_1 + \varrho_2}{2} = \frac{\varrho_1\left[1 + (1 + \Delta p/p_1)^{\frac{1}{n}}\right]}{2} \qquad (7)$$

Praca użyteczna wentylatora przypadająca na jednostkę masowej wydajności może być więc obliczona na podstawie zależności:

$$Y_u = \frac{p_2 - p_1}{\varrho_m} + \left(\alpha_{A_2} \frac{c_{v_2}^2}{2} + gz_2\right) - \left(\alpha_{A_1} \frac{c_{v_1}^2}{2} + gz_1\right) \tag{8}$$

dla $z_1 = z_2$

$$Y_u = \frac{p_2 - p_1}{\varrho_m} + \left(\alpha_{A_2} \frac{c_{v_2}^2}{2} - \alpha_{A_1} \frac{c_{v_1}^2}{2}\right) \tag{9}$$

Moc użyteczna wentylatora:

$$N_u = Y_u Q_m \tag{10}$$

Stosunek mocy użytecznej N_u do mocy doprowadzonej do wirnika N_w określa się jako sprawność przekazywania energii w wentylatorze, zwana sprawnością wewnętrzną:

$$\eta_i = \frac{N_u}{N_w} = \frac{N_w - N_s}{N_w} = 1 - \frac{N_s}{N_w} = 1 - \xi \tag{11}$$

gdzie:

$\xi = \frac{N_s}{N_w}$ - współczynnik strat.

Jako porównywaną przemianę odwracalną przyjęto przemianę politropową, czyli umowną pracę sprężania politropowego wentylatora, otrzymamy zatem:

$$\eta_i = \frac{N_u}{N_w} = \frac{Y_u Q_m}{N_w} = \frac{Y_u}{\frac{N_w}{Q_m}} \quad (-) \tag{12}$$

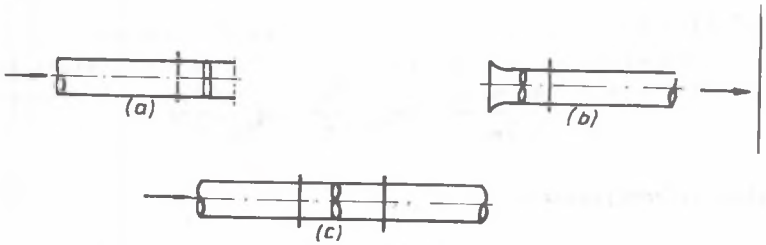
lub uwzględniając zależności:

$$\Delta p_c = Y_u \varrho_m \qquad Q_m = Q_v \varrho_m$$

$$\eta_i = \frac{\Delta p_c Q_v}{N_w} \quad (-) \tag{13}$$

3. Praca wentylatora w systemie

W praktyce przemysłowej wentylatory stosowane są w systemach wentylacyjnych w różnych układach pracy, a mianowicie:
- wentylatory obciążone po stronie ssącej (rys. 3a)
- wentylatory obciążone po stronie tłocznej (rys. 3b) oraz
- wentylatory obciążone po stronie ssącej i tłoczącej (rys. 3c).



Rys. 3

Bardzo rzadko zdarza się, aby wentylator zastosowany jako ssąco-tłoczący był obciążony równomiernie po stronie ssącej oraz tłocznej, przeważa zawsze jedna ze stron. Z tego względu parametry pracy wentylatora powinne być zawsze określone dla danego układu zastosowanego u użytkownika. Dla wentylatora pracującego z wydmuchem w wolną przestrzeń (np. główne wentylatory górnicze, wentylatory dla tuneli, metra itp.), przyjmujemy, że energia kinetyczna czynnika:

$$Y_d = \alpha_A \frac{c_v^2}{2} \tag{14}$$

jest tracona bezpowrotnie, otrzymamy więc:

$$Q_m Y_u = (N_w - N_s) - Q_m \alpha_{A_2} \frac{c_{v_2}^2}{2}$$

stąd dla wentylatora obciążonego po stronie ssącej:

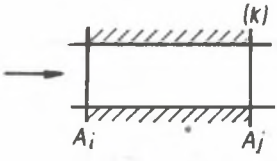
$$Y_u = 2\frac{p_2 - p_1}{\varrho_1 + \varrho_2} - \alpha_{A_1} \frac{c_{v_1}^2}{2} + g(z_2 - z_1) \tag{15}$$

dla: $z_1 = z_2$

$$Y_u = 2\frac{p_2 - p_1}{\varrho_1 + \varrho_2} - \alpha_{A_1} \frac{c_{v_1}^2}{2} \tag{16}$$

4. Współpraca wentylatora z siecią

Opierając się na wyprowadzonych zależnościach rzeczywiste równanie współpracy wentylatora z siecią będzie miało postać:

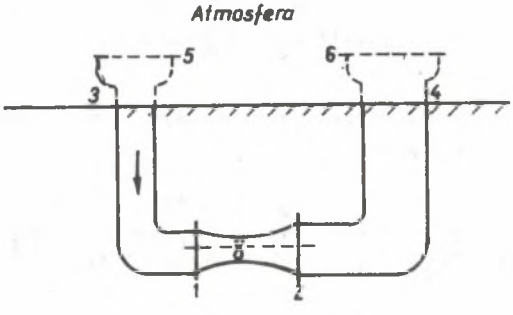


Rys. 4

$$\sum \varrho_{ij}\left[Y_{12} + \frac{Q_m}{2}\left(\frac{\alpha_{A_1}}{A_i^2\varrho_i^2} - \frac{\alpha_{A_2}}{A_j\varrho_j^2} - \frac{\xi_{ij}^{(k)}}{A_k^2\varrho_k^2}\right) + g(z_i - z_j)\right] = 0 \tag{17}$$

Dla odcinka kanału szczelnego obowiązywać będzie równanie podające spadek ciśnienia między przekrojami poprzecznymi kanału (rys. 4)

$$p_j - p_i = \varrho_{ij}\left[\frac{Q_m^2}{2}\left(\frac{\alpha_{A_i}}{A_i^2\varrho_i^2} - \frac{\alpha_{A_j}}{A_j^2\varrho_j^2} - \frac{\xi_{ij}^{(k)}}{A_k^2\varrho_k^2}\right) + g(z_i - z_j)\right] \tag{18}$$



Rys. 5

Rozpatrując dla przykładu model układu wentylacyjnego otwartego przedstawiającego na rys. 5 uwzględniając podane wyżej zależności otrzymamy:

Dla kanału wlotowego $j = 1 \quad i = 5 \quad k = 1$

$$p_1 - p_5 = \varrho_{15}\left[\frac{Q_m^2}{2}\left(-\frac{\alpha_{A_1}}{A_1^2\varrho_1^2} - \frac{\xi_{15}^{1}}{A_1^2\varrho_1^2}\right) + g(z_5 - z_1)\right] \tag{a}$$

Dla kanału wylotowego $j = 6 \quad i = 2 \quad k = 2$

$$p_6 - p_2 = \varrho_{62}\left[\frac{Q_m^2}{2}\left(\frac{\alpha_{A_2}}{A_2^2\varrho_2^2} - \frac{\xi_{62}^{(2)}}{A_2^2\varrho_2^2}\right) + g(z_2 - z_6)\right] \tag{b}$$

Dla wentylatora (z równania 9)

$$p_2 - p_1 = \varrho_{12}\left[Y_{12} + \frac{Q_m^2}{2}\left(\frac{\alpha_{A_1}}{A_1^2\varrho_1^2} - \frac{\alpha_{A_2}}{A_2^2\varrho_2^2}\right) + g(z_1 - z_2)\right] \qquad (c)$$

Dodając wyrażenia a, b, c w myśl zależności 18 otrzymamy po uporządkowaniu równanie współpracy wentylatora z siecią w postaci:

$$Y_{12} = \frac{Q_m^2}{2}\left\{\left[\left(\xi_{5-1}^{1} + \alpha_{A_1}\right)\frac{\varrho_{51}}{\varrho_{12}} - \alpha_{A_1}\right]\frac{1}{A_1^2\varrho_1^2} + \left[\left(\xi_{26} - \alpha_{A_2}\right)\frac{\varrho_{26}}{\varrho_{12}} + \alpha_{A_2}\right]\frac{1}{A_2^2\varrho_2^2}\right\} +$$

$$+ g\left\{\frac{\varrho_{65} - \varrho_{51}}{\varrho_{12}} z_5 + \frac{\varrho_{51} - \varrho_{12}}{\varrho_{12}} z_1 + \frac{\varrho_{12} - \varrho_{26}}{\varrho_{12}} z_2 + \frac{\varrho_{26} - \varrho_{65}}{\varrho_{12}} z_6\right\} \qquad (19)$$

Jeżeli rozpatrujemy współpracę wentylatora niskoprężnego z siecią ϱ=const dla $z_5 = z_1 = z_2 = z_6$ oraz uwzględniając, że $C_{v_i} = \frac{Q_m}{\varrho_i A_i}$ otrzymujemy:

$$Y_{12} = \xi_{51}^{(1)}\frac{C_{v_1}^2}{2} + \xi_{26}^{(2)}\frac{C_{v_2}^2}{2} \qquad (20)$$

zaś dla wentylatorów średnio oraz wysokoprężnych ze zmienną gęstością ϱ= var wzdłuż systemu, będzie:

$$Y_{12} = \left[\left(\xi_{51}^{(1)} + \alpha_{A_1}\right)\frac{\varrho_{51}}{\varrho_{12}} - \alpha_{A_1}\right]\frac{C_{v_1}^2}{2} + \left[\left(\xi_{26}^{(2)} - \alpha_{A_2}\right)\frac{\varrho_{26}}{\varrho_{12}} + \alpha_{A_2}\right]\frac{C_{v_2}^2}{2} \qquad (21)$$

Główny współczynnik strat $\xi_{ij}^{(k)}$ dla odcinka przewodu przyjmując (k) jako przekrój odniesienia dla warunków transportu powietrzą zależy od liczby Reynoldsa

$$Re = \frac{Q_m D_n(k)}{\mu_k A_k}$$

oraz w mniejszym stopniu od liczb Macha dla zakresu prędkości występujących w praktyce

$$M_{Au} = \frac{C_{v(k)}}{\sqrt{\varkappa \frac{p_k}{\varrho_k}}} = \frac{Q_m}{A_k\sqrt{\varkappa \varrho_k p_k}} \quad (-)$$

Z równania 21 wynika, że nie można dokładnie rozwiązać równania współpracy bez znajomości rozkładu gęstości wzdłuż systemu, wynika stąd, że należy uwzględnić zmianę stanu powietrza przechodzącego przez wentylator.
Dla oceny współpracy wentylatora z siecią nie wystarczy zatem znajomość charakterystyki $Y = f(Q_m)$ lecz także jest konieczna znajomość stosunku gęstości na wylocie i wlocie wentylatora.
Z tego względu charakterystyki przepływowe wentylatorów powinne podawać informację o zmianie gęstości w przekroju wlotowym $\varrho_1 = f(Q_m)$ oraz stosunek gęstości $\varrho_2/\varrho_1 = f(Q_m)$.

5. Parametry przepływowe wentylatora zredukowane do warunków odniesienia

Charakterystyki przepływowe wentylatorów uzyskane na drodze pomiarów na stanowiskach symulacyjnych (pomiarowo-badawczych) lub na drodze bezpośrednich pomiarów na instalacjach z reguły przeliczane są na umowne warunki odniesienia.
W celach porównawczych zaleca się sprawdzić wielkości charakterystyczne wentylatora do gęstości odniesienia ϱ_r w przekroju wlotowym wentylatora A_1 i prędkości kątowej ω_r i tak:

a) dla wentylatorów z wolnym wlotem tłoczących i kanałowych ssąco-tłoczących obciążonych po stronie tłocznej przyjmujemy:

$$\varrho_{1r} = \varrho_n = 1,2 \quad kg/m^3$$

b) dla wentylatorów z wolnym wylotem (ssących) i wentylatorów kanałowych (ssąco-tłoczących) obciążonych po stronie ssącej gęstość czynnika w płaszczyźnie wlotu wentylatora wyznaczamy wg zależności:

$$\varrho_{1r} = \varrho_n \frac{\varrho_{1t}}{\varrho_{ot}} = 1,2 \frac{\varrho_{it}}{\varrho_{ot}}$$

c) dla wentylatorów niskoprężnych:

$$\varrho_{1t} = \varrho_{ot} \qquad \varrho_{1r} = \varrho_n = 1,2 \quad kg/m^3$$

W tablicy 1 zestawiono główne zależności pozwalające na przeliczenie wyników pomiarowych parametrów przepływowych wentylatora na warunki odniesienia. Zależności te obowiązują dla wentylatorów nisko, średnio i wysokoprężnych, z tym że dla wentylatorów niskoprężnych z przedstawionych w tablicy I zależności można wyprowadzić uproszczone związki zakładając

Tablica 1

Przeliczenie wyników pomiarowych wentylatora na warunki odniesienia
(r) - parametry w warunkach odniesienia
(t) - parametry w warunkach pomiarów

Parametr przepływowy	Wydajność masowa	Wydajność objętościowa	Wydajność wlotu	Wydajność wylotu
1 Wydajność	Q_{mr} kg/s	Q_{vr} m^3/s	Q_{v1r} m^3/s	$Q_{r_{2v}}$ m^3/s
	$Q_{mt} \frac{\varrho_{mr}}{\varrho_{mt}} \frac{\omega_r}{\omega_t} \times \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^3$	$Q_{v1} \frac{\omega_r}{\omega_t} \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^3$	$Q_{v1} \frac{\omega_r}{\omega_t} \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^3 \times \frac{1 - \Delta k_t}{1 - m^2 \Delta k_t}$	$Q_{v2} \frac{\omega_r}{\omega_t} \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^3 \times \frac{1 + \Delta k_t}{1 + m^2 \Delta k_t}$
2 Przyrost ciśnienia	ΔP_r Pa			
	$\Delta P_t \frac{\varrho_{mr}}{\varrho_{mt}} \left(\frac{\omega_r}{\omega_t}\right)^2 \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^2 = \Delta P_t \left(\frac{\varrho_{1r}}{\varrho_{1t}}\right) \left(\frac{\omega_r}{\omega_t}\right)^2 \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^2 \frac{1 - \Delta k_t}{1 - m^2 \Delta k_t}$			
3 Przyrost energii właściwej prawa went. na jedn. masową czynnika	Y_r J/kg			
	$Y_t \left(\frac{\omega_r}{\omega_t}\right)^2 \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^2$			
4 Moc wentylatora	N_r W			
	$N_t \frac{\varrho_{mr}}{\varrho_{mt}} \left(\frac{\omega_r}{\omega_t}\right)^3 \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^5 = \left(\frac{\varrho_{1r}}{\varrho_{1t}}\right) \left(\frac{\omega_r}{\omega_t}\right)^3 \left(\frac{D_r}{D_t}\right)^5 \frac{1 - \Delta k_t}{1 - m^2 \Delta k_t}$			
5 Stosunek gęstości	$\varrho_{2r}/\varrho_{1r}$			
	$\varrho_{2r}/\varrho_{1r} = \frac{1 + m^2 \Delta k_t}{1 - m^2 \Delta k_r}$			
6 Stosunek liczb Macha	m			
	$m = \frac{\omega_r}{\omega_t} \frac{D_r}{D_t} \sqrt{\frac{\varkappa_t}{\varkappa_r} \frac{R_t}{R_r} \frac{T_{1t}}{T_{1r}}}$			
7 Współczynnik stosunku gęstości w wentylatorze w war. pomiarowych	Δk_t (-)			
	$\frac{\varrho_{2r}/\varrho_{1t} - 1}{\varrho_{2r}/\varrho_{1t} + 1} = \frac{1 - \varrho_{1t}/\varrho_{2t}}{1 + \varrho_{1t}/\varrho_{2t}}$			

cd. tablicy 1

Parametr przepływowy	Wydajność masowa	Wydajność objętościowa	Wydajność wlotu	Wydajność wylotu
8 Średnia gęstość	ρ_m kg/m^3			
	$\frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$			
9 Sprawność	η_i			
	$\eta_r = \eta_t = \eta_i$			

stałą gęstość: ρ = const. Zależności podane w tablicy 1 można stosować jeżeli spełnione są następujące warunki:

1. Stosunek kwadratu liczb Macha odniesionej do prędkości obwodowej wirnika

$$Ma_u = \frac{u_2}{\sqrt{\varkappa RT}},$$

znajduje się w granicach: $0,4 \leqslant m^2 \leqslant 2,5$ oraz $1,38 < \varkappa \leqslant 1,45$.

2. Ograniczenie liczby Macha Ma_u oraz liczby Reynoldsa $Re_u = \frac{uD}{\nu}$ wg tablicy 2 oraz spełnienie warunku dla średnicy oraz cięciwy łopatki I, a mianowicie: $D > 0,5$ m $l \geqslant 0.06$.

Tablica 2

Typ wentylatora	Ma_u (-)	Re_u (r)
Wentylatory osiowe	$\leqslant 0,5$	$> 4.10^5$ D/l
diagonalne	$< 0,65$	$> 4.10^6$
promieniowe	$< 0,8$	$> 4.10^6$

Jeżeli jeden z warunków wg tablicy II nie jest spełniony, dopuszczalne jest zawężenie ograniczenia do: $0,46 < m^2 < 1.6$.

6. Sposób przedstawienia charakterystyk przepływowych wentylatorów

Charakterystyka użytkowa wentylatora może być przedstawiona tabelarycznie lub wykreślnie w sposób następujący:

Grupa I

1) $Y, \quad N_w, \varrho, \varrho_2/\varrho_1, \eta, \omega, \varrho_m, = F_{1-7}(Q_m)$

2) $\Delta p_c, \quad N_w, \varrho, \varrho_2/\varrho_1, \eta, \omega, \varrho_m, = F_{1-7}(Q_{v1})$

3) $\Delta p_c, \quad N_w, \varrho, \varrho_2/\varrho_1, \eta, \omega, \varrho_m, = F_{1-7}(Q_{v2})$

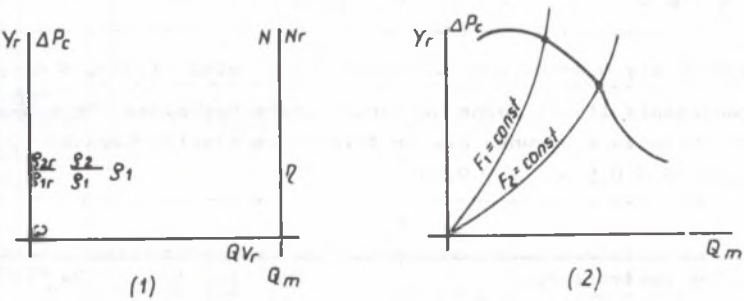
II grupa charakterystyk zredukowanych do warunków umownych

1) $Y_r \quad N_r \quad \varrho_{2r}/\varrho_{1r} \quad \eta = F_{1,4}(Q_m)$

2) $Y_r \quad N_r \quad \varrho_{2r}/\varrho_{1r} \quad \eta = F_{1-4}(Q_{v_{1r}})$

3) $Y_r \quad N_r \quad \varrho_{2r}/\varrho_{1r} \quad \eta = F_{1-4}(Q_{v_{2r}})$

Z praktycznego punktu widzenia 2 sposób przedstawienia charakterystyki wentylatora powinien obowiązywać dla pracy na ssaniu z wolnym wylotem oraz dla pracy ssąco-tłoczącej z obciążeniem po stronie ssącej, zaś 3 sposób dla wentylatorów z wolnym wlotem (tłoczących) i kanałowych ssąco-tłoczących obciążonych po stronie tłocznej.



Rys. 6

Jako dodatkowy parametr wprowadza się tzw. otwór równoważny F, tj. pole powierzchni przekroju wylotowego dyszy idealnej, która przy spadku ciśnienia równym ciśnieniu całkowitemu wentylatora zapewnia przepływ równy wydajności objętościowej Q_{v_1}, wentylatora przy stałej gęstości czynnika, równej średniej gęstości czynnika $\varrho_m = \frac{\varrho_1 + \varrho_2}{2}$ w wentylatorze (rys.6(2)).

$$F = \frac{Q_{x_1}}{\sqrt{2\frac{\Delta p_c}{\varrho_m}}} = \frac{Q_m}{\varrho_m\sqrt{2Y_u}},$$

LITERATURA

[1] PN-75/M-43001: Wentylatory, wielkości charakterystyczne. Nazwy określenia i jednostki.

[2] PN-M-43010: Projekt-wentylatory. Pomiar charakterystyk na stoiskach.

[3] VDJ 2044: Abnahme- und Leistungsversuche an Ventilatoren (VBJ - Ventilatorregeln).

[4] Jaksa B.: Przekazywanie energii w wentylatorze. Prace ITC z. 79.

[5] Katalog Poradnik: Wentylatory przepływowe. Warszawa 1971.

[6] Eckert B.: Sprężarki osiowe i promieniowe. PWT Warszawa 1959.

[7] Moore A and Henderson D.: Performance of an axial fans in "B" type instalatton according to the recomentations of BSI 77/74819 DC, February 1979. National Ingeneering Laboratory.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Tadeusz Chmielniak

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И СПОСОБ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРОВ

Р е з ю м е

В статье представлено основные параметры вентиляторов низкого, среднего и высокого давления а также выведено уравнение описывающее работу вентилятора с вентиляционной сетью с учётом изменений плотности и расхода воздуха. Предложено способ составления проточных характеристик вентиляторов основанный на рекомендациях Международного комитета стандартов ISO.

BASIC FLOW PARAMETERS OF FANS AND THE WAY
OF THEIR CHARACTERISTICS PRESENTATION

S u m m a r y

Basic flow parameters of industrial fans low-, medium-, and high-pressure are presented and equation of fan and network mate with variable density of flow is derived. Taking into account ISO rules the proposals of making flow characteristics for fans are given.