

Gerard Kosman, Andrzej Wajsprych

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

DOBÓR WYBRANYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH WIRNIKÓW WENTYLATORÓW PROMIENIOWYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono metodę doboru najkorzystniejszych z punktu widzenia wytrzymałości cech konstrukcyjnych wirników wentylatorów promieniowych. Wykorzystując wyniki wcześniejszych przeprowadzonych badań opracowano ogólne nomogramy dla określenia optymalnych cech wirnika. Do rozważań szczegółowych wybrano wirnik wentylatora z typoszeregu WPWD.

1. Wstęp

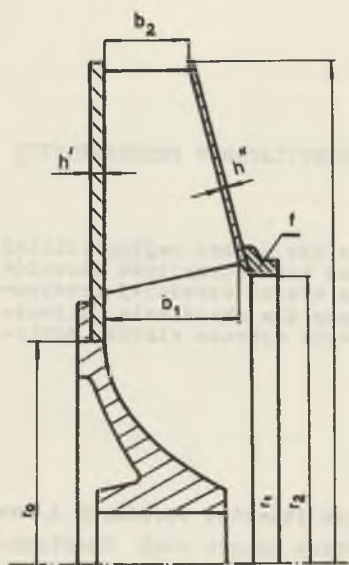
W procesie konstruowania maszyn przepływowych (turbin, sprężarek i wentylatorów) wiele miejsca poświęca się zagadnieniom doboru cech konstrukcyjnych wirników. Wynika to z faktu, że wirniki są najbardziej odpowiedzialnymi elementami tych maszyn. Z jednej strony właściwe zaprojektowanie wirnika ma decydujący wpływ na osiągnięcie wysokiej sprawności całej maszyny, z drugiej zaś decyduje o jej niezawodności i pewności ruchowej. Zniszczenie wirnika prawie zawsze pociąga za sobą zniszczenie całej maszyny.

W niniejszej pracy omówiono niektóre zagadnienia doboru cech konstrukcyjnych wirników wentylatorów promieniowych. Zwrócono przede wszystkim uwagę na kryteria wytrzymałościowe, których spełnienie decyduje o bezpiecznej eksploatacji wentylatora. Przeprowadzono optymalizację wybranych cech konstrukcyjnych wirnika wentylatora WPWD-125/1,8 [1].

2. Geometryczne cechy konstrukcyjne wirników wentylatorów promieniowych

Postać konstrukcyjna wirników wentylatorów promieniowych jest uzależniona od przeznaczenia i warunków pracy maszyny. Najczęściej stosuje się wirniki typu zamkniętego (rys. 1) z łopatkami jednopowłokowymi względnie profilowanymi. W konstrukcjach specjalnych, np. w wentylatorach do transportu pneumatycznego stosowane są wirniki typu otwartego, tj. bez taroży nakrywającej (rys. 2).

W procesie projektowania wentylatora należy dobrać następujące główne geometryczne cechy konstrukcyjne wirnika:

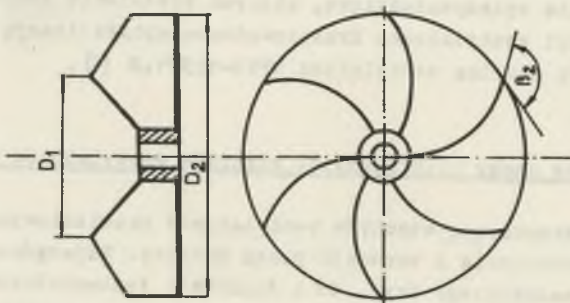


Rys. 1

- promień zewnętrzny wirnika r_2
- promień wewnętrzny wirnika r_1
- szerokość łopatki na wlocie b_1
- szerokość łopatki na wylocie b_2
- kąt wlotowy łopatki β_1
- kąt wylotowy łopatki β_2
- liczba łopatek z
- promień wewnętrzny tarczy nośnej r_0
- grubość tarczy nośnej h
- grubość tarczy nakrywającej h''
- grubość łopatek s
- pole przekroju pierścienia tarczy nakrywającej f

W konstrukcji wentylatorów tarczę nośną wirnika wykonuje się najczęściej o stałej grubości. W przypadku tarczy o profilu trapezowym należy określić jej grubość na promieniu wewnętrznym i zewnętrznym. Zmianę grubości tarczy wzdłuż promienia opisuje wtedy formuła

$$h(r) = h_1 - (h_1 - h_2) \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} \quad (1)$$



Rys. 2

Czasem stosuje się również tarcze wielostopniowe (najczęściej dwustopniowe). Tarcze takie składają się z pierścieni współosiowych o różnych stałych grubościach.

W konstrukcji sprężarek tarożę nośną wirnika wykonuje się niekiedy o profilu hiperbolicznym. Zmianę grubości tarczy wzdłuż promienia opisuje w tym przypadku zależność

$$h(r) = a r^{-k}, \quad (2)$$

gdzie

a - stała,

k - wykładnik hiperboli.

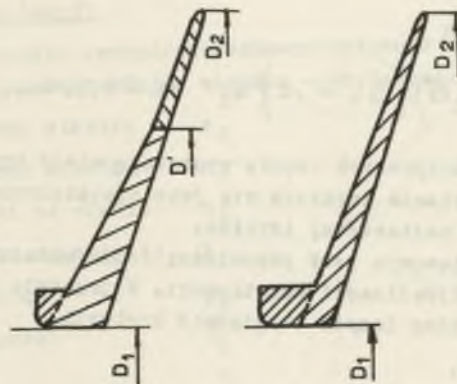
Najlepsze wykorzystanie materiału osiąga się przez stosowanie tarcz o równej wytrzymałości, dla których naprężenia od sił odśrodkowych nie zmieniają się wzdłuż promieni i $\sigma_r = \sigma_t$. Łatwo zauważyć, że tego rodzaju tarcza ma zmienną grubość, przy czym

$$h(r) = h(r_2) \exp \left[\frac{\rho \omega^2}{2 \sigma_0} (r_2^2 - r^2) \right], \quad (3)$$

gdzie: σ_0 może być np. naprężeniem dopuszczalnym.

Ze względów technologicznych profil o równej wytrzymałości zastępuje się często profilami trapezowymi.

Taroże nakrywające wirników wentylatorów wykonuje się prawie zawsze o stałej grubości z dodatkowymi wzmocnieniami (rys. 1). Taroże nakrywające wirników sprężarki (o zmiennej grubości) zastępuje się w obliczeniach profilami trapezowymi (rys. 3).



Rys. 3

3. Problemy doboru cech konstrukcyjnych wirników

Istota konstruowania polega na doborze cech konstrukcyjnych. Wirnik wentylatora jest określony jako wytwór, gdy zostaną dobrane geometryczne, materiałowe i dynamiczne cechy konstrukcyjne.

Konstruowany układ materialny (np. wirnik wentylatora) charakteryzują właściwości, rozumiane jako sposób zachowania się układu wobec okoliczności zewnętrznych oraz własności pojmowane ogólnie jako to, co opisuje układ pod względem stanu w pewnym sensie niezależnego od czynników zewnętrznych [2]. Mogą to być właściwości i własności niepożądane, jak np. duża hałaśliwość, wysokie naprężenie, znaczna metalochłonność lub też cechy pożądane, np. wysoka sprawność, prosta technologia, małe gabaryty. Należy tak dobrać cechy konstrukcyjne konstruowanego układu, by uzyskać minimalne cechy niepożądane i maksymalne pożądane. Matematycznie zapisuje się to zagadnienie następująco:

Niech wektor:

$$\vec{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n] \quad (4)$$

opisuje konstruowany wirnik wentylatora. Kolejne rzuty wektora \vec{x} oznaczają np. wymiary geometryczne. Mogą to również być parametry innego rodzaju np. kinematyczne, cieplne, technologiczne [3]. Zadanie polega na znalezieniu takiego wektora \vec{x} , dla którego funkcja - kryterium celu osiąga optimum

$$z = f(\vec{x}) = \text{optimum} \quad (5)$$

przy ograniczeniach

$$g_1(\vec{x}) \left\{ \begin{array}{l} \geq \\ = \\ < \end{array} \right\} a_1 \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (6)$$

W rozważaniach praktycznych często występuje wiele kryteriów. W tym przypadku niektóre kryteria traktuje się jako ograniczenia, a pozostawia się jedynie kryterium najbardziej istotne.

Problemem podstawowym jest odpowiedni dobór układu kryteriów, które stanowią podstawę optymalizacji konstrukcji. W procesie konstruowania wentylatorów należy między innymi uwzględnić kryteria:

- termodynamiczne,
- przepływowe,
- wytrzymałościowe.

Spełnienie wszystkich kryteriów prowadzi do konstrukcji optymalnej.

Na podstawie dostępnych informacji można wnioskować, że tak postawione zagadnienie optymalizacji konstrukcji wentylatorów nie było dotychczas rozpatrywane.

Najczęściej główne cechy geometryczne projektowanego wirnika ustala się w oparciu o kryteria termodynamiczne i przepływowe, a następnie dobiera się pozostałe cechy konstrukcyjne kierując się przy tym bardzo często tylko intuicją, wycuciem lub nawet swego rodzaju tradycją. Etapem końcowym tak pojętego konstruowania są obliczenia wytrzymałościowe, sprawdzające spełnienie kryteriów wytrzymałościowych. W przypadku ich spełnienia nie prowadzi się najczęściej żadnej korekty cech konstrukcyjnych projektowanego układu. Opisany tok postępowania wynika z faktu, że jednoczesne uwzględnienie kryteriów termodynamiczno-przepływowych i wytrzymałościowych jest niezwykle utrudnione z uwagi na dużą liczbę zależności i związków, które należałoby uwzględnić.

Sformułowane zagadnienie optymalizacji można uprościć przez podział na dwa odrębne zagadnienia. Najpierw w oparciu o kryteria termodynamiczno-przepływowe wyznacza się te cechy geometryczne, które w głównej mierze decydują o parametrach przepływowych projektowanej maszyny (np. wydajności, sprężu i sprawności). Pozostałe cechy geometryczne oraz cechy materiałowe wyznacza się w drugim etapie optymalizacji z uwzględnieniem kryteriów wytrzymałościowych. Taki podział cech konstrukcyjnych wirnika wymaga wprowadzenia pewnych założeń upraszczających w opisie zagadnienie optymalizacji. Samą zaś optymalizację należy traktować jako uproszczoną.

4. Ogólne sformułowanie zagadnienia optymalizacji

4.1. Zakres optymalizacji

W oparciu o kryteria termodynamiczno-przepływowe ustalono następujące geometryczne cechy konstrukcyjne wirnika wentylatora:

- promień zewnętrzny wirnika r_2
- promień wewnętrzny wirnika r_1
- szerokość łopatki na wlocie b_1
- szerokość łopatki na wylocie b_2
- kąt wlotowy łopatki β_1
- kąt wylotowy łopatki β_2
- liczba łopatek z
- profil łopatki

Ponadto dobrano liczbę obrotów wirnika n [min^{-1}].

Przedmiotem optymalizacji pozostają:

- grubość tarczy nośnej h'
- grubość tarczy nakrywającej h''
- grubość łopatek s
- promień wewnętrzny tarczy nośnej r_0
- pole przekroju pierścienia tarczy nakrywającej - f .

Wymienione cechy dobrano ze względu na kryterium ciężaru. Można również przeprowadzić optymalizację ze względu na kryterium kosztu.

4.2. Ocena wytrzymałości wirników

Najprostszym sposobem oceny wytrzymałości jest porównanie naprężeń w określonych, najbardziej obciążonych przekrojach elementu z naprężeniami dopuszczalnymi

$$\sigma_{\text{red, max}} \leq \sigma_{\text{dop}} \quad (7)$$

Z badań wytrzymałości tarcz wirujących [4, 5, 6] wynika jednak, że maksymalne naprężenie zredukowane w chwili zniszczenia tarczy przewyższało dwukrotnie granicę wytrzymałości materiału tarczy. Wynika stąd, że naprężenia sprężyste w tarczy nie określają jej wytrzymałości.

W związku z powyższym do oceny wytrzymałości tarcz wykorzystuje się współczynnik bezpieczeństwa określony następująco:

$$x = \frac{P_{gr}}{P_{rob}} \quad (8)$$

gdzie:

P_{gr} - uogólnione graniczne obciążenie,

P_{rob} - obciążenie robocze.

Przy pewnej idealizacji warunków pracy wirników wentylatorów zagadnienie wyznaczenia obciążenia granicznego (nośności granicznej) można sprowadzić do określenia granicznej liczby obrotów. Związek (8) przyjmuje wtedy postać:

$$n < n_{\text{dop}} = \frac{n_{gr}}{x} \quad (9)$$

gdzie:

n - robocza liczba obrotów.

5. Graniczna liczba obrotów wirnika

Problem określenia granicznej liczby obrotów wirników wentylatorów promieniowych rozpatrywano w pracy [7]. Przeprowadzono analizę porównawczą granicznej liczby obrotów wyznaczonych w oparciu o różne kryteria zniszczenia wirnika, pomyślane w sensie utraty przydatności do dalszej eksploatacji. Opracowano formuły obliczeniowe.

Graniczną liczbę obrotów powodującą rozerwanie tarczy nakrywającej, względnie nośnej, można wyznaczyć z formuły [7]

$$n_{gr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{R_m \int_{r_w}^{r_z} h dr}{\rho \int_{r_w}^{r_z} hr^2 dr + \frac{3zk}{2\pi} m_z R_s}} \quad (10)$$

Dla tarcz o stałej grubości ($h = \text{const}$) z dodatkowym pierścieniem wzmacniającym otrzymujemy

$$n_{gr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{3R_m}{\rho}} \sqrt{\frac{f + h(r_z - r_w)}{3f r_w^2 + h(r_z^3 - r_w^3) + \frac{3zk m_z R_s}{2\pi \rho}}} \quad (11)$$

Jeżeli pierścień jest wykonany z blachy o tej samej grubości co tarcza, to ostatnia zależność przyjmuje postać

$$n_{gr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{3R_m}{\rho}} \sqrt{\frac{b_p + r_z - r_w}{3b_p r_w^2 + r_z^3 - r_w^3 + A m_z/h}}, \quad (12)$$

gdzie:

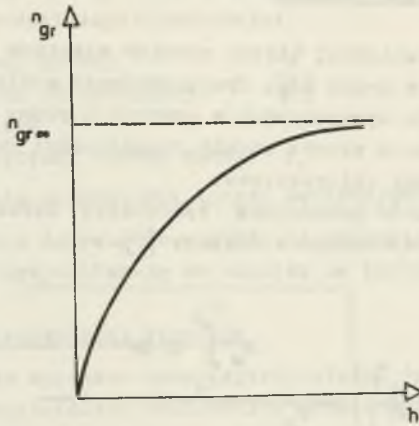
$$A = \frac{3zkR_s}{2\pi \rho} \quad (13)$$

b_p - szerokość pierścienia.

Z zależności (12) wynika, że przez zwiększenie grubości tarczy nie można osiągnąć dowolnie dużej granicznej liczby obrotów (rys. 4).

W przypadku granicznym ($h \rightarrow \infty$) mamy

$$n_{gr, \infty} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{3R_m}{\rho}} \sqrt{\frac{b_p + r_z - r_w}{3b_p r_w^2 + r_z^3 - r_w^3}} \quad (14)$$



Rys. 4

6. Optymalna grubość tarcz

Wstawiając (12) do (9) dochodzimy do nierówności

$$\frac{b_p + r_z - r_w}{3b_p r_w^2 + r_z^3 - r_w^3 + A m_\lambda / h} \geq c \frac{n^2 x^2}{R_m}, \quad (15)$$

gdzie:

$$c = \frac{\bar{\alpha}^2 \rho}{3 \cdot 30^2} \quad (16)$$

Ostatnia nierówność będzie spełniona, gdy grubość tarczy będzie większa od wartości minimalnej

$$h \geq h_{\min}, \quad (17)$$

gdzie

$$h_{\min} = \frac{A \cdot c \cdot m_\lambda \cdot \frac{n^2 x^2}{R_m}}{b_p + r_z - r_w - c \frac{n^2 x^2}{R_m} (3b_p r_w^2 + r_z^3 - r_w^3)} \quad (18)$$

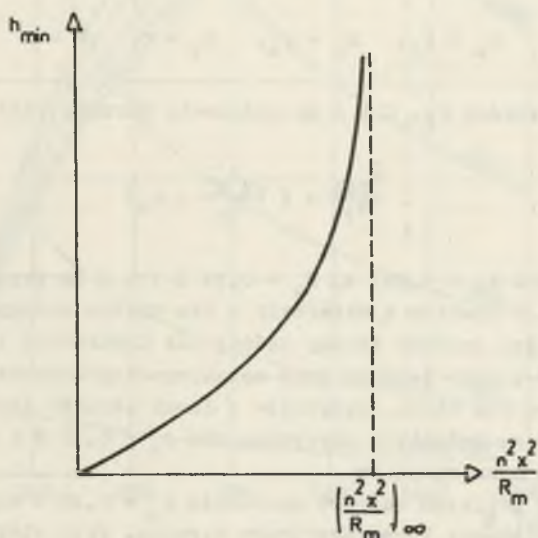
Otrzymana zależność uzasadnia prosty wniosek, że przy wzroście liczby obrotów n , zwiększeniu współczynnika bezpieczeństwa x oraz przy stosowaniu

oraz gorszych pod względem wytrzymałościowym materiałów należy stosować tarcze o coraz większych grubościach. Warto jednak zwrócić uwagę na inny fakt wynikający z analizy ostatniej formuły. Okazuje się, że istnieje pewna granica wzrostu liczby obrotów i współczynnika bezpieczeństwa oraz zmniejszania wytrzymałości materiału, ponieważ parametr $n^2 x^2 / R_m$ musi być mniejszy od wartości granicznej (rys. 5)

$$\frac{n^2 x^2}{R_m} \leq \left(\frac{n^2 x^2}{R_m} \right)_{\infty}, \quad (19)$$

gdzie:

$$\left(\frac{n^2 x^2}{R_m} \right)_{\infty} = \frac{1}{C} \frac{b_p + r_z - r_w}{3b_p r_w^2 + r_z^3 - r_w^3} \quad (20)$$



Rys. 5

7. Przykłady zastosowań

Dla ilustracji opracowanej metody przeprowadzono optymalizację grubości tarczy nośnej i nakrywającej wirnika wentylatora w typoszeregu WPWD [4].

Badany wentylator przewidziany jest do pracy przy czterech liczbach obrotów

$$\dot{n} = 490, 585, 735, 985 \text{ [min}^{-1}\text{]}.$$

Przeanalizowano możliwości zastosowania następujących materiałów:

$$\text{St 0} - R_m = 320 \text{ MN/m}^2$$

$$\text{St 3S} - R_m = 380 \text{ MN/m}^2$$

$$15 \text{ HM} - R_m = 440 \text{ MN/m}^2$$

$$18G2A - R_m = 520 \text{ MN/m}^2$$

7.1. Optymalna grubość tarczy nośnej

Minimalną grubość tarczy nośnej można wyznaczyć z zależności (18), podstawiając

$$r_z = r_2, \quad r_w = r_0, \quad b_p = 0, \quad h = h'$$

Dla znanych wartości r_2 , C i A na podstawie formuły (18) mamy

$$\frac{h'_{\min}}{m_2} = f\left(\frac{n^2 x^2}{R_m}, r_0\right) \quad (21)$$

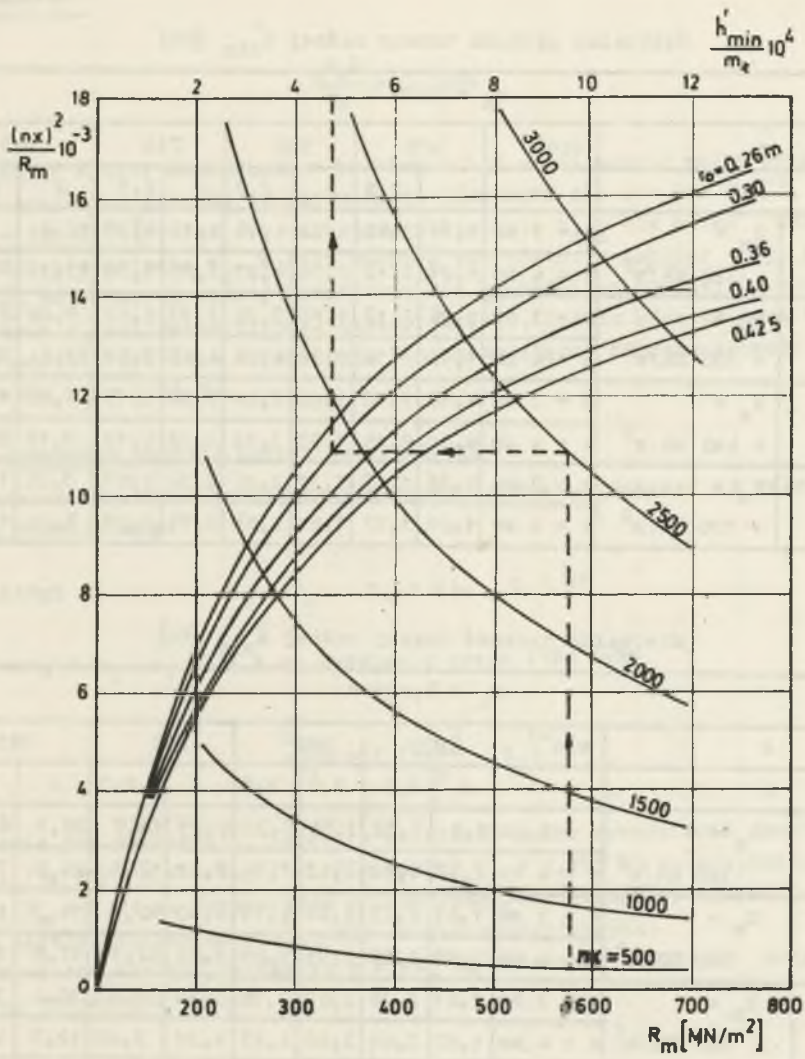
Zależność tę dla $r_z = 1,125 \text{ m}$, $R_s = 0,81 \text{ m}$ i $z = 24$ przedstawiono graficznie na rys. 6. W oparciu o otrzymany w ten sposób nomogram można łatwo wyznaczyć optymalną grubość tarczy nośnej dla konkretnej liczby obrotów, materiału tarczy i masy łopatek przy założonym współczynniku bezpieczeństwa. Wyniki obliczeń dla kilku materiałów i liczb obrotów wirnika zestawiono w tablicy 1. Podane rezultaty otrzymano dla $r_0 = 0,26 \text{ m}$ i dwóch grubości łopatek $s = 3 \text{ mm}$ oraz $s = 4 \text{ mm}$.

Przyjęta do obliczeń wartość promienia $r_0 = 0,26 \text{ m}$ odpowiada jednemu z wariantów rozwiązania konstrukcyjnego wirnika. Przy większych liczbach obrotów stosowany bywa inny wariant, dla którego $r_0 = 0,425 \text{ m}$. Rezultaty obliczeń h'_{\min} dla tej drugiej wartości promienia wewnętrznej tarczy nośnej podano w tablicy 2.

Graniczna wartość parametru $n^2 x^2 / R_m$ wg zależności (20) dla obu wariantów konstrukcyjnych jest odpowiednio równa:

$$\underline{r_0 = 0,26 \text{ m}}$$

$$\frac{n^2 x^2}{R_m} = 0,0216$$



Rys. 6

Tablica 1

Minimalna grubość tarczy nośnej h_{\min}^f [mm]

$r_0 = 0,26$										
n		min^{-1}	490		585		735		985	
x		-	2	2,5	2	2,5	2	2,5	2	2,5
St0	$R_m =$ 320 MN/m^2	s = 3 mm	1,54	2,62	2,32	4,16	4,19	8,38	12,8	-
		s = 4 mm	1,81	3,12	2,76	4,95	5,05	9,98	15,1	-
St3S	$R_m =$ $= 380 \text{ MN/m}^2$	s = 3 mm	1,26	2,17	1,95	3,36	3,53	6,42	8,86	25,9
		s = 4 mm	1,52	2,58	2,32	4,06	4,07	7,62	10,6	30,9
15HM	$R_m =$ $= 440 \text{ MN/m}^2$	s = 3 mm	1,13	1,82	1,64	2,64	2,84	5,13	6,87	17,6
		s = 4 mm	1,31	2,16	1,95	3,14	3,38	6,12	8,18	20,8
18G2A	$R_m =$ $= 520 \text{ MN/m}^2$	s = 3 mm	0,91	1,49	1,35	2,26	2,32	4,07	5,26	11,6
		s = 4 mm	1,08	1,77	1,61	2,69	2,74	4,85	6,24	13,8

Tablica 2

Minimalna grubość tarczy nośnej h_{\min}^f [mm]

$r_0 = 0,425 \text{ m}$										
n		min^{-1}	490		585		735		985	
x		-	2	2,5	2	2,5	2	2,5	2	1,5
St0	$R_m =$ 320 MN/m^2	s = 3 mm	2,0	3,52	3,06	6,35	6,21	14,7	20,8	6,58
		s = 4 mm	2,37	4,18	3,63	7,54	7,62	17,5	24,0	7,81
St35	$R_m =$ 380 MN/m^2	s = 3 mm	1,61	2,75	2,44	4,79	4,83	10,5	14,3	4,99
		s = 4 mm	1,89	3,26	2,91	5,69	5,72	12,5	17,0	5,91
15HM	$R_m =$ 440 MN/m^2	s = 3 mm	1,41	2,26	2,07	3,76	3,79	8,0	10,4	3,94
		s = 4 mm	1,67	2,68	2,46	4,47	4,51	9,48	12,3	4,69
18G2A	$R_m =$ 520 MN/m^2	s = 3 mm	1,17	1,83	1,64	2,94	2,97	6,03	7,64	3,18
		s = 4 mm	1,40	2,18	1,95	3,49	3,52	7,11	9,06	3,71

Tablica 3

r_0	m	0,26	0,3	0,34	0,36	0,38	0,4	0,425
h_{\min}^f	mm	15,1	16,4	18,3	19,5	20,6	22,1	24,0
m^f	kg	374	470	515	543	567	592	660

$$\underline{r_0 = 0,425 \text{ m}}$$

$$\frac{n^2 x^2}{R_m} = 0,0189$$

Porównując wyniki zestawione w tablicy 1 i 2 można ocenić wpływ promienia r_0 na optymalną grubość tarczy nośnej. Dodatkowo dla $n = 985 \text{ min}^{-1}$, $x = 2$ i $R_m = 320 \text{ MN/m}^2$ (stal St0) wykonano obliczenia h''_{\min} dla kilku wartości pośrednich promienia r_0 . Wyniki zawiera tablica 3. W tablicy tej podano również masę tarczy nośnej wyznaczoną dla grubości optymalnej. Ze wzrostem promienia r_0 optymalna grubość tarczy wzrasta. Rośnie również masa tarczy odpowiadająca grubości optymalnej, Minimalny ciężar tarczy uzyskuje się zatem dla $r_0 = 0,26 \text{ m}$.

7.2. Optymalna grubość tarczy nakrywającej

Minimalną grubość tarczy nakrywającej można wyznaczyć z zależności (18), podstawiając

$$r_z = r_2, \quad r_w = r_1, \quad h = h''$$

Dla znanych r_2 , r_1 , C i A na podstawie wzoru (18) mamy

$$\frac{h''_{\min}}{n_2} = f\left(\frac{n^2 x^2}{R_m}, b_p\right) \quad (22)$$

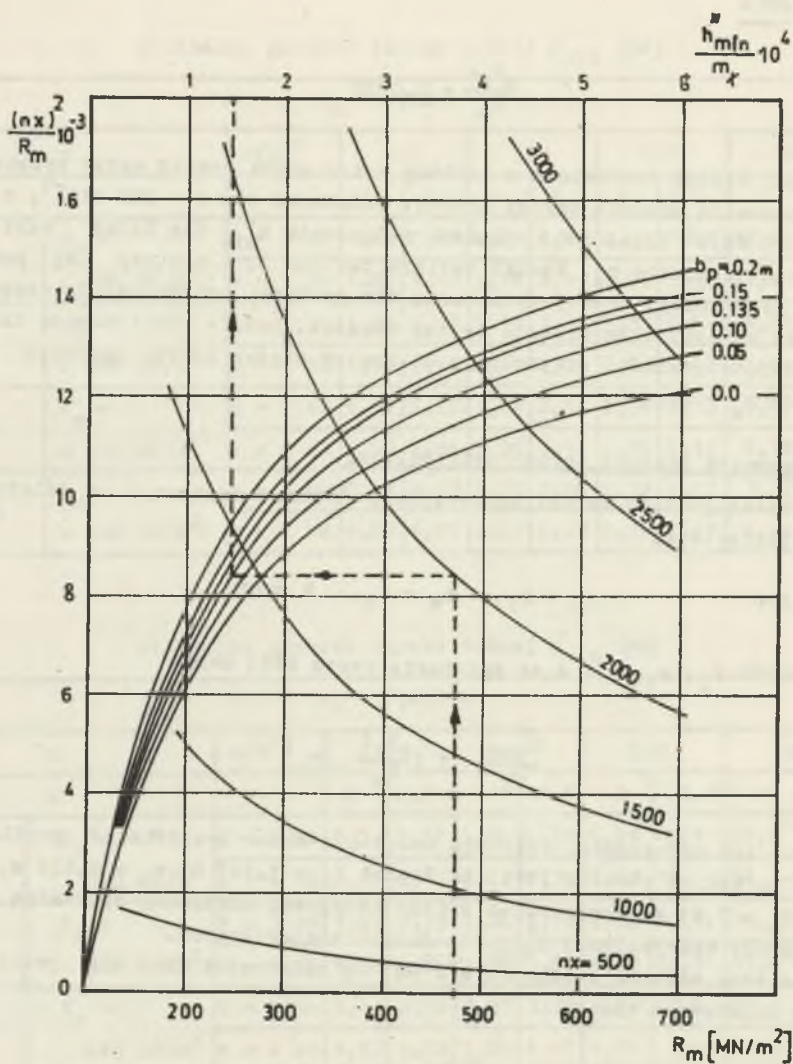
Podobnie jak poprzednio, ostatnią zależność można przedstawić graficznie (rys. 7). Wykres słuszny jest dla danych $r_2 = 1,125 \text{ m}$, $r_1 = 0,625 \text{ m}$, $z = 12$, $R_g = 0,81 \text{ m}$. Korzystając z tego nomogramu otrzymamy optymalną grubość tarczy nakrywającej h''_{\min} dla danych szczegółowych.

Graniczna wartość parametru $n^2 x^2 / R_m$ wg zależności (20) dla przyjętych danych liczbowych wynosi

$$\frac{n^2 x^2}{R_m} = 0,0176$$

W celu określenia wpływ b_p na optymalną grubość tarczy nakrywającej wykonano dodatkowo obliczenia h''_{\min} dla kilku szerokości pierścienia. Wyniki obliczeń zestawiono w tablicy 4. Rezultaty te dotyczą tylko jednego materiału (stali St0) oraz liczby obrotów $n = 585 \text{ min}^{-1}$ i $x = 2,5$.

Z otrzymanych rezultatów wynika, że ze wzrostem szerokości pierścienia optymalna grubość tarczy nakrywającej maleje.



Rys. 7

Tablica 4

b_p	mm	0	50	100	135	150	200
h'_{min}	mm	3,38	3,0	2,64	2,46	2,38	2,19

8. Uwagi końcowe

Zawarte w opracowaniu materiały dotyczą optymalizacji wybranych cech konstrukcyjnych wirnika wentylatora WPWD-125/1,8. W szczególności rozpatrywano problem doboru grubości tarczy nośnej i nakrywającej dla zadanych warunków pracy określonych liczbą obrotów wirnika.

Opracowano uniwersalne nomogramy (rys. 6 i 7) określające minimalną grubość tarczy nośnej i nakrywającej w zależności od liczby obrotów, współczynnika bezpieczeństwa i rodzaju tworzywa reprezentowanego przez granicę wytrzymałości R_m . W przypadku tarczy nośnej uwzględniono kilka wartości promienia r_0 (rys. 6). Nomogram dla tarczy nakrywającej słuszny jest dla kilku wartości szerokości pierścienia b_p (rys. 7).

W oparciu o wspomniane nomogramy wyznaczono minimalne grubości tarcz dla kilku stosowanych materiałów (St0, St3S, 15HM i 18G2A) oraz kilku liczb obrotów (tablica 1, 2).

Dodatkowo przeprowadzono analizę wpływu promienia r_0 na minimalną grubość tarczy nośnej h'_{min} (tablica 3) oraz analizę wpływu szerokości pierścienia na grubość tarczy nakrywającej (tablica 4).

Wszystkie podane rezultaty uzyskano w oparciu o kryteria wytrzymałościowe (graniczną liczbę obrotów). Względy technologiczne mogą być przyczyną zwiększenia podanych wartości.

LITERATURA

- [1] Kosman G., Wajsprych A. - Określenie stanu obciążenia i nośności granicznej wirników wentylatorów WPWD-200(1,4 c i WPWD-125) 1, 8. Praca naukowo-badawcza. Gliwice, 1975.
- [2] Dietrych J. - Projektowanie i konstruowanie, WNT, Warszawa 1974.
- [3] Goliński J. - O optymalnej syntezy maszyn metodami Monte Carlo, Archiwum Budowy Maszyn. Z. 3, 1965.
- [4] Robinson E. - Bursting Tests of Steam Turbine Disc Wheels, Trans. of the ASME, 60, 5, 1944.
- [5] Wasilozenko G.S., Rabinowicz W.P. - Razgonyje ispytaniya austenitnyh i kompozitnyh diskow. Tjepłoeniergetika nr 12, 1957.
- [6] Rabinowicz W.P. - Procznost wraszozajuszczichsja diskow s bolszymi radialnymi naprąženiami. Energomaszinstrojenije, nr 3, 1959.
- [7] Chmielniak T., Kosman G., Werbowski T. - Ocena nośności granicznej wirników wentylatorów promieniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka z. 47, 1973.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Р е з ю м е

В работе представлен метод выбора некоторых конструктивных параметров рабочего колеса центробежного вентилятора, которые обеспечили бы его прочность. Используя результаты предыдущих работ разработано номограммы для определения оптимальных геометрических параметров колеса. Детально рассматриваются рабочие колеса вентиляторов ВПВД.

SELECTION OF CONSTRUCTIONAL FEATURES OF IMPELLERS OF
CENTRIFUGAL FANS

S u m m a r y

This paper presents the method of selection of the most profitable with regard to the strength constructional features of impellers of centrifugal fans. Utilizing the results of earlier researches there were worked out the general nomograms for describing the optimum features of the impeller. For the detailed considerations there was chosen the impeller of the WPWD fan.