

Krzysztof JESIONEK, Juliusz BŁOŃSKI

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów
Politechnika wrocławska

OPTIMALIZACJA KONSTRUKCJI BĘBNOWEGO WENTYLATORA PODMUCHU

Streszczenie: W pracy przedstawiono metodykę projektowania wirnika bębnowego wentylatora podmuchu o dwustronnym zasysaniu przeznaczanego dla kotła parowego o wydajności około 18 kg/s. Przytoczono niektóre wyniki badań konstrukcji prototypowej. Otrzymane rezultaty w zadawalający sposób potwierdzają trafność przyjętych założeń projektowych.

1. Wstęp

W jednej z elektrociepłowni wynikała pilna potrzeba zaprojektowania w możliwie krótkim okresie czasu wentylatora podmuchu dla kotła parowego. Kocioł ten, zbudowany pod koniec lat czterdziestych, zainstalowane miał w owym czasie oryginalne wentylatory podmuchowe dostarczone przez firmę VEB Erfurter Ventilatoren und Apparatenbau. Dane znamionowe przytoczono w tabeli 1. Do napędu wentylatora przeznaczony był silnik elektryczny typu Do96/8 firmy Sachsenwerk Wiederse o mocy znamionowej 42 kW. Na podkreślenie zasługuje tutaj fakt, że wentylatory otrzymano bez żadnej dokumentacji.

Parametry znamionowe wentylatora

Tabela 1

Lp	Wyszczególnienie	Oznaczenie	Wartość	Uwagi
1.	Typ wentylatora	-	-	brak
2.	Producent	-	-	VEB EVA
3.	Wydajność	\dot{V}_S	57000 m ³ /h	15,83 m ³ /s
4.	Śpiętrzenie całkowite	Δp_o	120 mm H ₂ O	1177 Pa
5.	Śpiętrzenie statyczne	Δp_s	100 mm H ₂ O	981 Pa
6.	Prędkość obrotowa	n	725 1/min	12,1 1/s
7.	Zapotrzebowanie mocy	N_{el}	34 kW	

Wskutek bardzo trudnych warunków pracy, co kilka lat zachodziła konieczność wymiany wirników. Znacznie rzadziej wymieniano natomiast obudowy. Z uwagi na brak dokumentacji zarówno wirniki jak i obudowy odtwarzano na podstawie inwentaryzacji zużytych elementów. Niedokładności inwentaryzacyjne i wykonawcze nakładały się, i w rezultacie coraz bardziej odchodzono od wersji pierwotnej. Dotyczyło to w głównej mierze układu

łopatkowego. W końcowym efekcie wydajność kotła znacznie spadła i wynikała potrzeba gruntownej jego modernizacji. Przy okazji remontu kotła zdecydowano się wymienić też wentylatory podmuchowe.

Udostępniony autorom wirnik przedstawiono schematycznie na rys. 1. Jego charakterystyczne wielkości geometryczne zestawiono w tabeli 2. Zwraca uwagę fakt, że średnica wewnętrzna i kąt łopatkowy na wlocie nie były stałe, lecz zmieniały się w przedziałach

$$D_1 = 0,35 - 0,73 \text{ m,}$$

$$\beta_1^* = 45^\circ - 124^\circ.$$

Wielkości geometryczne wirnika

Tabela 2

Lp	Wyszczególnienie	Oznaczenie	Wymiar	Wartość
1.	Średnica zewnętrzna	D_2	m	0,850
2.	Średnica wewnętrzna	D_{1w}	m	0,350
		D_{1z}	m	0,730
3.	Szerokość na wylocie	b_2	m	0,355
4.	Kąt łopatkowy na wlocie	β_{1w}^*	°	45
		β_{1z}^*	°	124
5.	Kąt łopatkowy na wylocie	β_2^*	°	122
6.	Liczba łopatek	z	szt.	24

Odejście od pierwotnej konstrukcji wirnika oraz powiększenie szczeliny pomiędzy wlotem a wirnikiem do wartości rzędu 0,04 m spowodowało znaczne obniżenie efektywności pracy maszyny. Sprawność zespołu silnik elektryczny-wentylator osiągnęła w punkcie pracy 13,3 % [2].

2. Wentylatory bębnowe

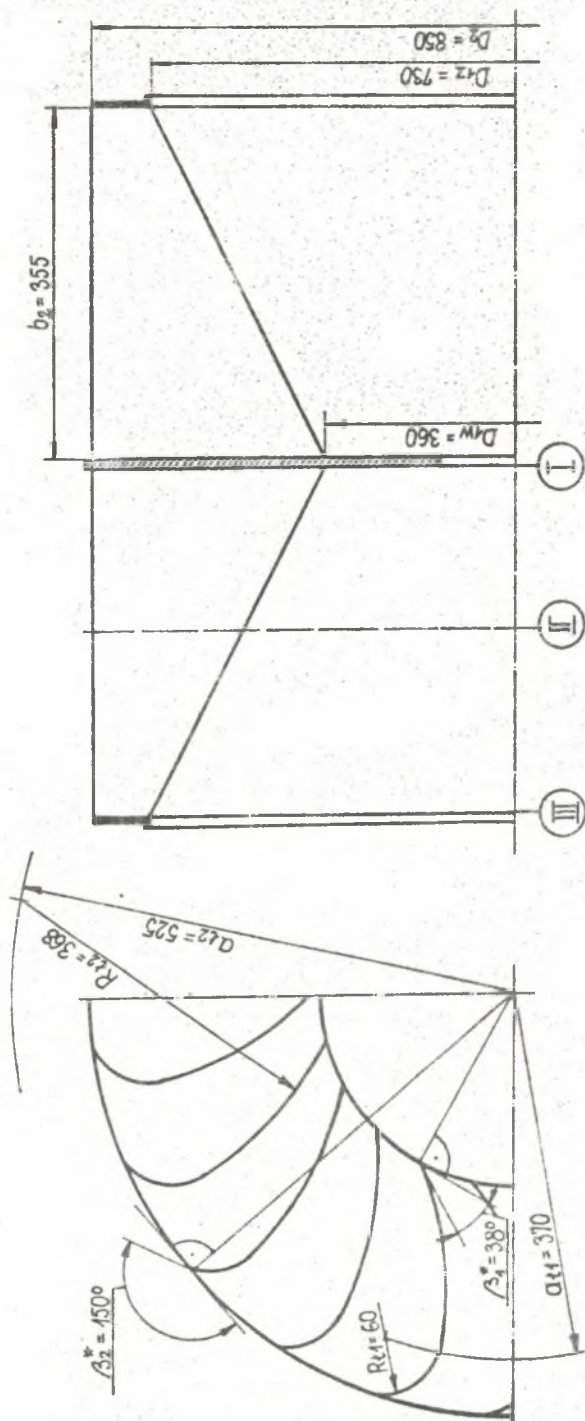
Analiza parametrów geometrycznych wirnika przekonuje, że pierwotne rozwiązanie było konstrukcją typowo bębnową. Utwierdza w tym stanowisku zestawienie wielkości charakterystycznych podane w tabeli 3.

Zestawienie wielkości charakterystycznych

Tabela 3

Lp	Wielkości charakterystyczne	wentylator	
		bębnowy [6]	podmuchowy
1.	b_2/D_2	0,5	0,473
2.	D_1/D_2	>0,3	0,424-0,355
3.	β_1^*	90°	45°-124°
4.	β_2^*	140-180°	122°
5.	z	>20	24

Przepływ przez wieniec łopatkowy wirnika bębnowego różni się zasadniczo od typowych dla większości układów wentylatorowych. Duża szerokość wirnika powoduje, że przepływ ma charakter przestrzenny. Układ łopatkowy oddziałuje w zdecydowany sposób także na pola prędkości w obszarach przed wlotem i za wylotem. Powoduje to szereg trudności m.in. w określe-



Krys. 1. Schemat wieńca wirnikowego wentylatora podmuchowego. (Zimmentaryzowany wirnik miał łopatki gięte przy jednym promieniu krzywizny oraz kąty łopatek o następujących wartościach: $\beta_{1w}^* = 45^\circ$, $\beta_{1z}^* = 124^\circ$ i $\beta_2^* = 122^\circ$)

niu rozkładów prędkości wzdłuż szerokości wirnika. Podobnie brak jest metody pozwalającej obliczyć wielkości kątów odchylenia na wlocie. Z konieczności więc projektowanie wentylatorów bębnowych opiera się głównie na badaniach modelowych i przenoszeniu otrzymanych wyników na podobne maszyny w wielkości naturalnej.

3. Katy łopatkowe

Przyjmując, że projektowany wirnik ma mieć konstrukcję typu bębnowego założono wartości wlotowego kąta łopatkowego β_1^* opierając się na analizie podobnych rozwiązań [6,7], oraz wynikach inwentaryzacji. Dobrano wstępnie $\beta_{1z}^* = 90^\circ$. Ze względów technologicznych przyjęto, że łopatką nie będzie gięta przestrzennie, lecz na powierzchni walcowej, w ogólnym tego słowa znaczeniu. W związku z powyższym przy zmiennej średnicy wewnętrznej kąt wlotowy będzie się także zmieniał. Ze zmniejszeniem się D_1 , wartości kąta spadają aż do $\beta_{1w}^* = 38^\circ$ na średnicy D_{1w} .

Obliczenia wylotowego kąta łopatkowego β_2^* przeprowadzono na podstawie [10]. Dla wentylatorów bez kierownic wstępnych, oraz dla dużych wartości kątów β_1^* można przyjąć, korzystając z prac Busemanna [10], że nie występuje odchylenie strugi na wlocie do wirnika.

Śpiętrzenie wentylatora może być wyznaczone wówczas z zależności,

że

$$\Delta p_0 = \rho_s u_2 c_{2u} \eta_w \quad (1)$$

gdzie: ρ_s - gęstość czynnika w rurociągu wlotowym,

u_2 - prędkość unoszenia,

c_{2u} - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej na wylocie wirnika,

η_w - sprawność wentylatora.

Obliczenie prędkości c_{2u} możliwe jest na podstawie trójkąta prędkości wylotowych po uprzednim określeniu kąta wypływu β_2 .

4. Współczynnik zmniejszenia mocy

Dla wyznaczenia kinematyki przepływu na wylocie z wieńca łopatkowego wykorzystano równanie definicyjne na współczynnik zmniejszenia mocy w postaci

$$\mu = \frac{c_{2u}}{c_{2uoc}} = \frac{1 - \psi_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{1 - \psi_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2^*} \quad (2)$$

gdzie: c_{2uoc} - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej na wypływie z wirnika przy nieskończonej liczbie łopatek,

β_2 - kąt położenia prędkości względnej na wypływie z wieńca wirnikowego,

β_2^* - kąt łopatkowy w przekroju wylotowym,

przy czym wskaźnik prędkości wynosi

$$\psi_{2r} = \frac{\dot{V}_2}{\pi D_2 b_2 u_2} \quad (3)$$

gdzie: \dot{V}_2 - strumień objętości na wypływie z wirnika wentylatora.

Po prostych przekształceniach równanie (2) przedstawić można w formie następującej zależności

$$\beta_2 = \arccos \frac{1}{\varphi_{2z}} \left[1 - \mu (1 - \varphi_{2z} \operatorname{ctg} \beta_2^*) \right]. \quad (4)$$

W celu rozwiązania ostatniego równania należy założyć wartość kąta łopatkowego β_2^* , a następnie określić współczynnik zmniejszenia mocy μ . Metoda obliczeń μ związana jest z konstrukcją wirnika [10]. W analizowanym przypadku w grę wchodzi dwie zależności na współczynnik zmniejszenia mocy: według B.Ecka [4 i 10] /stosowalność wzoru dla kąta łopatkowego $\beta_2^* = 20 - 170^\circ$ / i według B.Eckerta [5 i 10].

5. Obliczenia wentylatora

Bazując na zreferowanej pokrótce metodzie, przeprowadzono obliczenia przepływowe wentylatora przy założeniu, że powinien on uzyskać parametry znamionowe określone w tabeli 1.

Kąt łopatkowy $\beta_2^* = 122^\circ$, zmierzony podczas inwentaryzacji, nie jest kątem optymalnym dla jakiegokolwiek konstrukcji typu bębnowego [6 i 7]. Także ze względów sprawnościowych nie powinno się dobierać wartości tego kąta z przedziału $(90^\circ, 140^\circ)$. Błędnie dobrano też kąt $\beta_{1z}^* = 124^\circ$, ponieważ z reguły nie stosuje się kątów $\beta_1^* > 90^\circ$.

W związku z powyższym obliczenia przepływowe wirnika wykonano dla założonych wartości $\beta_{1z}^* = 90^\circ$ i $\beta_2^* = 150^\circ$, a niektóre wyniki zestawiono w tabeli 4. Konstrukcję wentylatora, którego wirnik przedstawiono schematycznie na rys. 1, podano bardziej szczegółowo w opracowaniu [1].

6. Charakterystyki wentylatora

Po wykonaniu prototypu przeprowadzono badania nowej konstrukcji zgodnie z zaleceniami zawartymi w [3, 8 i 9]. Pomiary zrealizowano przy odstawionym kotle, a strumień objętości regulowano poprzez zmianę położenia klap służących do ustalania wartości podmuchu strefowego paleniska. Otrzymane w wyniku badań wentylatora charakterystyki zamieszczono na rysunku 2.

7. Analiza rezultatów i wnioski

Z analizy rys. 2 wynika, że kształty uzyskanych charakterystyk są typowe. W punkcie obliczeniowym konstrukcji prototypowej otrzymano przy $\dot{V}_G = 15,83 \text{ m}^3/\text{s}$ ciśnienie całkowite $\Delta p_G = 1010 \text{ Pa}$. Jest to o około 14 % mniej w stosunku do wartości założonej. Można przypuszczać, że błąd jest mniejszy, gdyż w okresie budowy pierwotnej wersji wentylatora /koniec lat czterdziestych/, ciśnienie podawano najczęściej dla tzw. warunków normalnych, czyli dla $\rho_u = 1,28 \text{ kg/m}^3$. Po uwzględnieniu tego faktu ciśnienie osiągnie wartość równą $(\Delta p_G)_u = 1037 \text{ Pa}$. Jest to około 8 % mniej w stosunku do wartości założonej.

Niemniej jednak podstawowe przyczyny rozbieżności założeń i uzyskanych wyników są następujące:

- przyjęty zakres zmienności kąta łopatkowego β_1^* oraz założenie, że nie istnieje składowa obwodowa prędkości bezwzględnej na

Spiętrzenie wentylatora

Tabela 4.

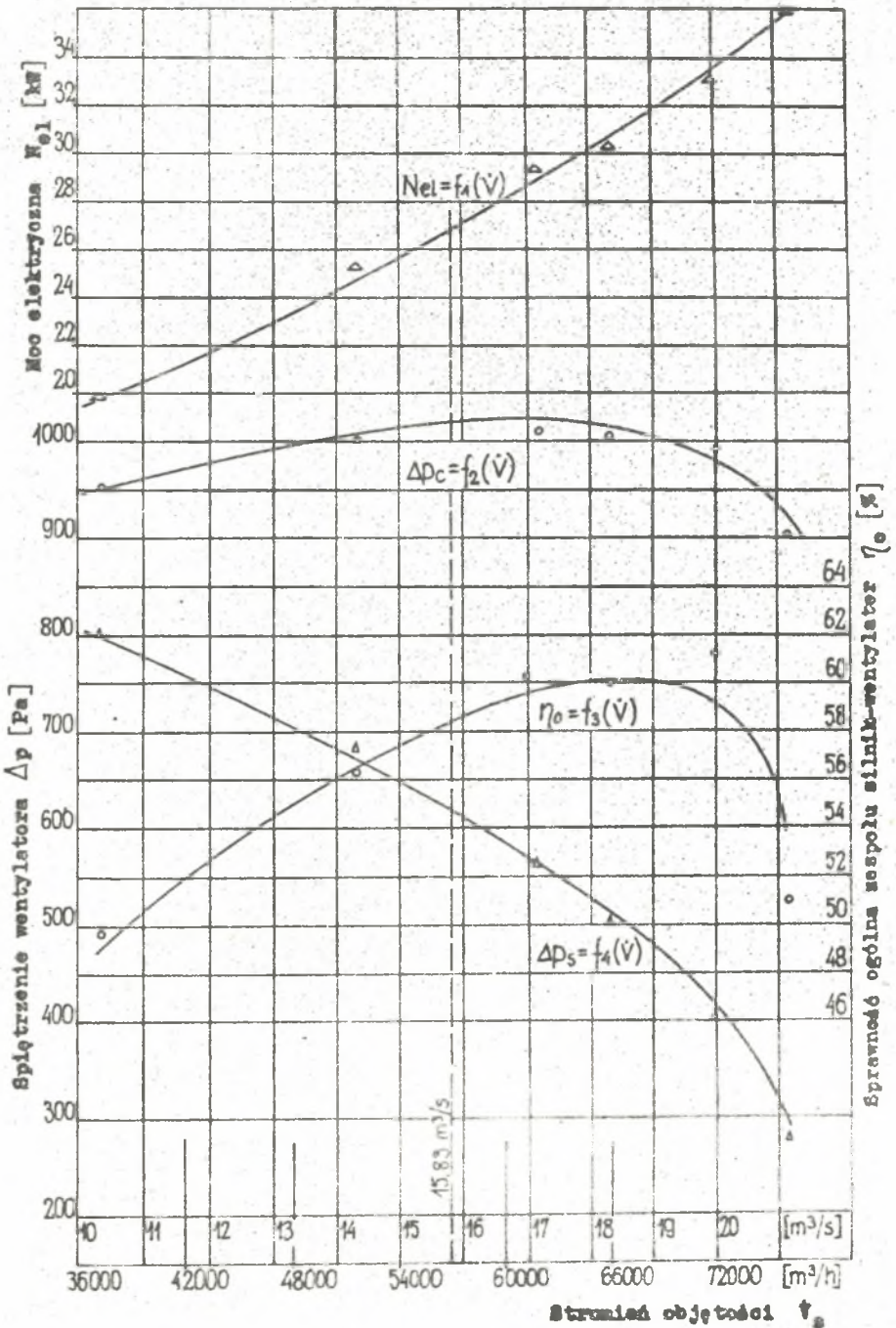
Lp.	Wyszczególnienie	Czynnienie	Wymiar	Wartość w przekroju*)		
				I	II	III
<u>Podstawowe dane</u>						
1.	Średnica wewnętrzna	D_1	mm	360	545	730
2.	Średnica zewnętrzna	D_2	mm	850	850	850
3.	Liczba łopatek	z	szt.	24	24	24
4.	Kąt łopatkowy na średnicy zewnętrznej	β_2^*	°	150	150	150
5.	Prędkość unoszenia na średnicy zewnętrznej	u_2	m/s	32,3	32,3	32,3
6.	Składowa promieniowa prędkości wypływu c_2	c_{2r}	m/s	8,78	8,78	8,78
7.	Sprawność wentylatora	η_w	%	67	67	67
8.	Gęstość powietrza	ρ_s	kg/m ³	1,2	1,2	1,2
<u>Spiętrzenie wentylatora wg B.Eckha</u>						
9.	Współczynnik zmniejszenia mocy	μ	-	0,855	0,809	0,654
10.	Kąt wypływu gazu z wirnika	β_2	°	134	125	82
11.	Składowa obwodowa prędkości bezwzględnej c_2	c_{2u}	m/s	40,6	38,4	31,1
12.	Spiętrzenie wentylatora	Δp_c	Pa	1054	997	807
<u>Spiętrzenie wentylatora wg B.Eckerta</u>						
13.	Współczynnik zmniejszenia mocy	μ	-	0,962	0,940	0,850
14.	Kąt wypływu gazu z wirnika	β_2	°	147	145	134
15.	Składowa obwodowa prędkości bezwzględnej c_2	c_{2u}	m/s	45,4	44,7	40,9
16.	Spiętrzenie wentylatora	Δp_c	Pa	1178	1160	1051

*) Lokalizację przekrojów obliczeniowych I, II i III wirnika wentylatora przedstawia rysunek 1.

wlocie wieńca łopatkowego,

- brak dostatecznej precyzji w określeniu rozkładów prędkości wzdłuż krawędzi wylotowej łopatki,
- przyjęcie wirnika równoległotarczowego i nieuwzględnienie faktu, że w takim przypadku z reguły przy tarczy przedniej występuje oderwanie strumienia.

Należy też zdecydowanie podkreślić, że metody obliczeń wentylatorów bębnowych nie są jeszcze opanowane w zadowalającym stopniu. Dlatego projektowanie opiera się w zasadzie na badaniach modelowych. Pewne wskazówki uzyskać można w wyniku przeprowadzenia badań laboratoryjnych



Rys. 2. Charakterystyki wentylatora przy $\rho_a = 1,189 \text{ kg/m}^3$

wpływu zmian niektórych parametrów geometrycznych na ogólne charakterystyki wentylatora bębnowego.

W analizowanym przypadku wymagane spiętrzenie uzyskać można np. przez dalsze powiększanie kąta łopatkowego β_2^* na wypływie z wieńca wirnikowego. Podobnie, odpowiednie zamodelowanie kształtu tarczy przedniej, aby dokładniej odpowiadała powierzchni prądu strumienia swobodnego umożliwi przepływ bezoderwaniony z wyższą sprawnością.

Z analizy rezultatów wynika też, że w rozpatrywanym przypadku korzystniej jest stosować metodę B. Eckerta do obliczania współczynnika zmniejszenia mocy μ . Metoda B. Ecka daje bowiem w efekcie zbyt zaniżoną średnią wartość spiętrzenia całkowitego.

LITERATURA

- [1] BŁOIŃSKI J.: Dokumentacja wentylatora podmuchu kotła nr 14, Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, Raport nr I - 20/U - 6/83, Wrocław 1983.
- [2] BŁOIŃSKI J., WANIEK E.: Wentylator podmuchu kotła nr 14, Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, Raport nr I - 20/SFR - 25/83, Wrocław 1983.
- [3] BN - 70/1380 - 04, Wentylatory. Ogólne wymagania i badania.
- [4] ECK B.: Ventilatoren, Springer Verlag, Berlin /Göttingen/ Heidelberg 1957.
- [5] ECKERT B., SCHNELL S.: Axial- und Radialkompressoren, Springer Verlag, Berlin /Göttingen/ Heidelberg 1962.
- [6] KUCZEWSKI S.: Wentylatory, WNT, Warszawa 1976.
- [7] KUCZEWSKI S.: Wentylatory promieniowe. Teoria i podstawy projektowania, Wydanie I, WNT, Warszawa 1966.
- [8] PN - /M - 43010, Wentylatory. Pomiary charakterystyk na stojakach, Projekt.
- [9] PN - 65/M - 34131, Wentylatory kotłowe. Wymagania i badania odbiorcze.
- [10] TULISZKA B.: Sprężarki, dmuchawy i wentylatory, Wydanie II, WNT, Warszawa 1976.

Recenzent: Doc. dr hab. inż. Gerard Kosman

Wpłynęło do redakcji maj 1985 r.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ДУТЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА
С БАРАБАНЫМ РОТОРОМ

Р е з ю м е

В докладе представлен метод проектирования рабочего колеса дутевого вентилятора барабанного типа с двухсторонним всасыванием, для котла паропроизводительностью около 18 кг/с. Приведены некоторые результаты испытаний первообразной конструкции, которые в основном подтверждают закономерность принятых проекторных данных.

OPTIMIZATION OF THE DRUM BLAST DRAUGHT FAN CONSTRUCTION

S u m m a r y

A method of designing the drum rotor of a two-side section blast-draught fan is presented. The fan is destined for a steam boiler. The steaming capacity of the boiler is about 18 kg/s. Some results of the performed tests of the prototype fan construction are described. Obtained results indicate that the brief fordesing has been assumed satisfactorily.