

Henryk JADAMUS

ANALIZA STANU OBCIĄŻENIA ŁOPATEK WIRNIKÓW WENTYLATORÓW PROMIENIOWYCH^{x)}

Streszczenie. Przedstawiono schemat obciążenia łopatki wirnika wentylatora promieniowego i wynikający z niego sposób określania krawędzi łopatki narażonej na odkształcenia. Zwrócono uwagę na konieczność uwzględnienia skręcania łopatki w obliczeniach wytrzymałościowych wirników dużych wentylatorów promieniowych.

1. Wstęp

Dalszy rozwój wentylatorów promieniowych, w kierunku zwiększania ich parametrów, w znacznej mierze ograniczony jest wytrzymałością najbardziej obciążonych elementów, a przede wszystkim łopatek i tarcz wirnikowych. Już obecnie tarcze i łopatki największych wentylatorów pracują z wysokimi naprężeniami, często zbliżonymi do granicy plastyczności użytego materiału. Potwierdzają to zarówno wyniki badań tensometrycznych jak i obserwacje ruchove, szczególnie wentylatorów pracujących w warunkach dużego zapylenia czynnika. Często są przypadki deformacji łopatek wirników promieniowych wentylatorów kotłowych i kopalnianych po nieznacznym zmniejszeniu czynnego przekroju łopatki w wyniku erozji. Konieczność budowy coraz większych wentylatorów zmusza do szukania nowych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych, a także do doskonalenia metod obliczeń wytrzymałościowych.

Metody obliczeń wytrzymałościowych tarcz wirujących zostały dosyć dokładnie rozpracowane. W Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej opracowano algorytmy i programy obliczeniowe, pozwalające na realizację obliczeń na maszynie cyfrowej [1]. Pomiar tensometryczny wirników rzeczywistych wykazują zbieżność wyników pomiaru z wynikami obliczeń tarcz. Metody obliczeń wytrzymałościowych łopatek wirników wentylatorów promieniowych są znacznie mniej rozpracowane, a przyjmowane uproszczenia powodują, że wyniki obliczeń odbiegają od stanu rzeczywistego. We wszystkich znanych z literatury metodach obliczeń [2,3,4] zakłada się, że łopatka zamocowania pomiędzy dwiema tarczami podlega wyłącznie zginaniu siłami masowymi, pochodzącymi od wirowania łopatki ze stałą prędkością kątową dookoła osi obrotu wirnika. Pomija się natomiast skręcanie łopatki dookoła osi przechodzącej przez środek ciężkości profilu i równoległej do osi obrotu wirnika. Zagadnienie to stanowi przedmiot dalszych rozważań.

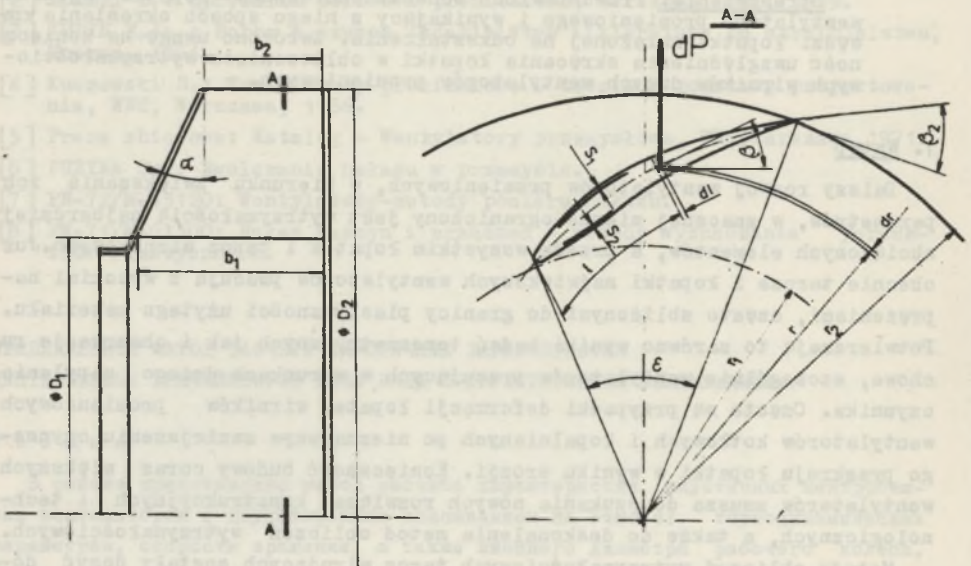
^{x)} Badania prowadzono przy współpracy z Zespołem Ciepłych Maszyn Wirnikowych.

2. Schemat obciążenia łopatki

Na element łopatki (rys. 1) o objętości $b \times s \times dl$ działa siła elementarna, której wartość liczbową określa wzór:

$$dP = b \cdot s \cdot dl \cdot \varrho \cdot \omega^2 \cdot r \quad (1)$$

zaś kierunek działania tej siły jest zgodny z promieniem r , łączącym środek ciężkości elementu z osią obrotu wirnika.



Rys. 1. Wirnik wysokosprawnego wentylatora promieniowego

Siła wypadkowa jest sumą sił elementarnych:

$$P = \int_{r_1}^{r_2} s \cdot b \cdot \varrho \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dl, \quad (2)$$

gdzie:

- ϱ - gęstość materiału łopatki,
- ω - prędkość kątowa wirnika,
- s - grubość łopatki.

W bardziej dokładnych obliczeniach należałoby siłę wypadkową liczyć jako sumę wektorową sił elementarnych. Wielkości ϱ , ω i s są stałe dla dane-

go wirnika, natomiast b i l zmieniają się wraz ze zmianą promienia r , i tak: szerokość łopatki dla stożkowej tarczy nakrywającej:

$$b = b_1 - \frac{b_1 - b_2}{r_2 - r_1} (r - r_1) = b_1 - (r - r_1) \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

gdzie α oznacza kąt nachylenia tarczy nakrywającej, zaś długość elementu łopatki:

$$dl = \frac{dr}{\sin \beta}. \quad (4)$$

Po wstawieniu powyższych zależności do wzoru (2), otrzymamy:

$$P = \frac{Q \cdot s \cdot \omega^2}{\sin \beta} \int_{r_1}^{r_2} [b_1 - (r - r_1) \operatorname{tg} \alpha] \cdot r \cdot dr \quad (5)$$

Po obliczeniu całki:

$$P = \frac{Q \cdot s \cdot \omega^2}{\sin \beta} \left[b_1 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} - \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \operatorname{tg} \alpha + \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} r_1 \operatorname{tg} \alpha \right] \quad (6)$$

Ponieważ jednak:

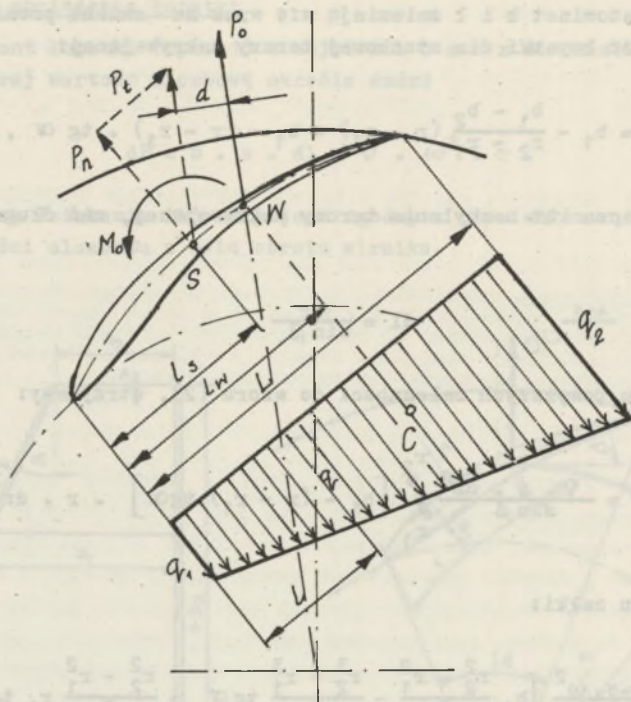
$$\frac{r_2^2 - r_1^2}{\sin \beta} = L \quad (7)$$

$$\frac{r_1 + r_2}{2} = R_{\text{śr}} \quad (8)$$

wzór (6) przyjmie postać:

$$P = Q \cdot s \cdot \omega^2 \cdot L \left[b_1 \cdot R_{\text{śr}} - \frac{r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2}{3} \cdot \operatorname{tg} \alpha + r_1 R_{\text{śr}} \operatorname{tg} \alpha \right] \quad (9)$$

Wykres obciążeń łopatki przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Rozkład obciążeń łopatki wirnika

3. Obliczenia wytrzymałościowe łopatki wirnika promieniowego

W wyniku redukcji układu sił działających na łopatkę do jej środka ciężkości, otrzymuje się siłę równą co do wartości sile wypadkowej P i skierowaną do niej równoległe oraz moment skręcający M_0 , którego wartość można wyznaczyć z następującego wzoru:

$$M_0 = P (l_s - l_w) \cdot \cos \beta \sin \alpha, \quad (10)$$

gdzie:

l_s - odległość środka ciężkości łopatki od noska, która może być obliczona z zależności:

$$l_s = \frac{\sum f_i \cdot l_i}{\sum f_i}, \quad (11)$$

f_1 - powierzchnia elementu łopatki,

l_w - odległość punktu zaczepienia wypadkowej sił masowych od noska.

Dla najczęściej spotykanego rozkładu obciążeń jednostkowych w postaci trapezu

$$l_w = \frac{\frac{1}{6} q_1 + \frac{1}{3} q_2}{\frac{1}{2} (q_1 + q_2)} \cdot L, \quad (12)$$

gdzie: q_1 i q_2 są obciążeniami jednostkowymi na krawędziach: wlotowej i wylotowej łopatki

$$q_1 = s \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot b_1 \cdot r_1, \quad (13)$$

$$q_2 = s \cdot \rho \cdot \omega^2 \left[b_1 - (r_2 - r_1) \operatorname{tg} \alpha \right] \cdot r_2. \quad (14)$$

Moment skręcający łopatki będzie równy zeru, gdy

$$l_s = l_w \cdot$$

Dla łopatki, której $l_s = \frac{1}{2} L$ warunek ten będzie spełniony, gdy:

$$q_1 = q_2,$$

czyli

$$b_1 \cdot r_1 = b_1 \cdot r_2 - (r_2 - r_1) \cdot r_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

a stąd

$$\operatorname{tg} \alpha_{gr} = \frac{b_1 r_2 - b_1 r_1}{(r_2 - r_1) \cdot r_2} = \frac{b_1}{r_2}. \quad (15)$$

Oznacza to, że sposób obciążenia łopatki zależy od trzech następujących parametrów konstrukcyjnych:

- kąta nachylenia pokrywy wirnika α ,
- szerokości łopatki na wlocie b_1 ,
- promienia wylotu łopatki r_2 .

Zależnie od wartości tych parametrów mogą wystąpić trzy następujące przypadki obciążenia łopatki:

1. $\alpha = \alpha_{gr}$

wtedy $M_0 = 0$, co oznacza, że łopatka jest wyłącznie zginana siłą P_0 .

2. $\alpha > \alpha_{gr}$

wtedy $M_0 > 0$ czyli łopatka powinna być liczona na zginanie ze skręcaniem. Z kierunku działania momentu skręcającego wynika, że dla $M_0 > 0$ krawędź wlotowa łopatki jest bardziej obciążona od krawędzi wylotowej.

3. $\alpha < \alpha_{gr}$

wtedy $M_0 < 0$. Łopatka powinna być liczona na zginanie ze skręcaniem. Ponieważ kierunek działania momentu skręcającego jest przeciwny do kierunku z przypadku opisanego wyżej, krawędź wylotowa łopatki będzie bardziej obciążona od krawędzi wlotowej. Obliczenie naprężeń na krawędziach łopatki wywołanych zginaniem nie nastręcza trudności.

Do obliczenia momentu zginającego można założyć, że łopatka jest belką sztywno utwierdzoną na obydwu końcach. Wskaźnik przekroju na zginanie dla łopatek profilowanych można wyznaczyć metodą wykreślno-analityczną.

4. Przykład obliczeniowy

W celu zilustrowania wpływu momentu skręcającego na stan obciążenia łopatki niżej podano sprawdzające obliczenia wytrzymałości łopatki wentylatora spalin kotłów bloków energetycznych o mocy 125 MW oraz 200 MW.

Cechy konstrukcyjne wirnika

średnica zewnętrzna łopatek	- $D_2 = 2,794 \text{ m}$,
średnica wewnętrzna łopatek	- $D_1 = 2,051 \text{ m}$,
szerokość łopatek na wylocie	- $b_2 = 0,651 \text{ m}$,
szerokość łopatek na wlocie	- $b_1 = 0,978 \text{ m}$,
kąt wlotowy łopatki	- $\beta_1 = 14^\circ$,
kąt wylotowy łopatki	- $\beta_2 = 38^\circ$,
maksymalna grubość profilu łopatki	- $2 y_{max} = 0,0636 \text{ m}$,
grubość blachy łopatki	- $s_1 = 0,008 \text{ m}$; $s_2 = 0,006 \text{ m}$,
masa łopatki	- $m = 113,5 \text{ kg}$,
prędkość obrotowa	- $n = 735 \text{ obr/min}$,
długość łopatki	- $L = 0,816 \text{ m}$.

Rzeczywisty kąt nachylenia tarczy nakrywającej:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b_1 - b_2}{r_2 - r_1} = \frac{0,978 - 0,651}{1,397 - 1,025} = 0,879$$

$$\alpha = 41^{\circ} 20'$$

Graniczny kąt nachylenia tarczy nakrywającej, przy którym nie występuje skręcanie łopatki:

$$\operatorname{tg} \alpha_{gr} = \frac{b_1}{r_2} = \frac{0,978}{1,397} = 0,700$$

$$\alpha_{gr} = 35^{\circ}$$

ponieważ $\alpha > \alpha_{gr}$ krawędzią łopatki bardziej obciążoną jest krawędź wlotowa.

Wypadkowe siła bezwładności łopatki wirnika wyznaczone ze wzoru (9) wynosi

$$P = 475570 \text{ N}$$

Składowa normalna siła bezwładności:

$$P_n = P \cdot \cos \beta_{sr} = 475570 \cdot \cos 26^{\circ} = 427430 \text{ N}$$

średnia szerokość łopatki

$$b_{sr} = \frac{b_1 + b_2}{2} = 0,814 \text{ m}$$

Moment gnący:

$$M_{g_{max}} = \frac{P_n \cdot b_{sr}}{12} = \frac{427430 \cdot 0,814}{12} = 28990 \text{ N m}$$

Wskaźnik przekroju łopatki na zginanie wyznaczony metodą wykreślno-analityczną wynosi $W_x = 80,86 \cdot \text{cm}^4$ a naprężenia na krawędziach łopatki

$$\sigma_{max} = \frac{M_{g_{max}}}{W_x} = \frac{2899000}{80,86} = 35850 \text{ N/cm}^2$$

Odległość środka ciężkości od noska:

$$l_g = \frac{L}{2} = 0,408 \text{ m} .$$

Odległość punktu zaczepienia wypadkowej sił masowych od noska:

$$l_w = \frac{\frac{1}{6} \cdot 1,002 + \frac{1}{3} \cdot 0,909}{\frac{1}{2} (1,002 + 0,909)} \cdot 0,816 = 0,400 \text{ m}$$

Jednostkowe obciążenia krawędzi wlotowej i wylotowej:

$$\bar{q}_1 = b_1 \cdot r_1 = 0,978 \cdot 1,025 = 1,002$$

$$\bar{q}_2 = [b_1 - (r_2 - r_1) \cdot \text{tg} \alpha] \cdot r_2 = [0,978 - (1,397 - 1,025) \cdot 0,879] \cdot 1,397 = 0,909$$

Moment skręcający

$$M_0 = 475570 (0,408 - 0,400) \cdot \cos 28^\circ = 3360 \text{ N m} .$$

Moment skręcający stanowi 11,5% wartości momentu zginającego a więc posiada znaczny wpływ na obniżenie wytrzymałości łopatki.

5. Wnioski

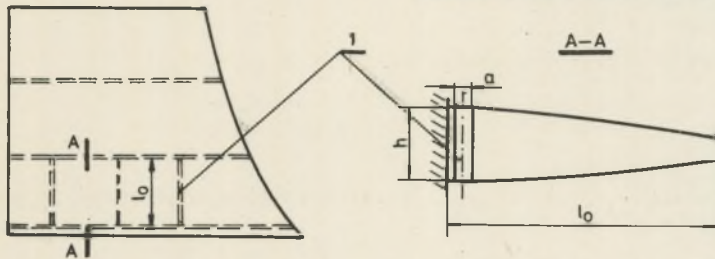
- W obliczeniach wytrzymałościowych łopatek wirników wentylatorów promieniowych nie można pomijać skręcania łopatek siłami masowymi.
- Znając cechy konstrukcyjne wirnika określić można krawędź łopatki narażonej na odkształcenia.
- Zmieniając kąt nachylenia tarczy nakrywającej wirnika można zaprojektować łopatki o jednakowej wytrzymałości na krawędzi wlotowej i wylotowej.
- Krawędź łopatki narażoną na odkształcenie można wzmocnić:
 - a) przez zastosowanie usztywnień wzdłużnych w części bardziej obciążonej (rys. 3),
 - b) przez zwiększenie masy łopatki na krawędzi mniej obciążonej co powoduje przesunięcie punktu przyłożenia wypadkowej sił masowych do środka ciężkości profilu łopatki i w efekcie wyeliminowania skręcania łopatki.

W przedstawionym sposobie obliczeń przyjęto następujące uproszczenia:

- siłę wypadkową P_0 liczono jako sumę algebraiczną sił elementarnych, podczas gdy w rzeczywistości jest to suma wektorowa. Błąd obliczeń zależy od wielkości kąta ε ,

- przyjęto stałą wartość β ; zwykle w wysokosprawnych wentylatorach kąt ten zmienia się w granicach $\beta_2 - \beta_1 = \sim 20^\circ$,
- w obliczeniach momentu zginającego przyjęto sztywne utwierdzenie podpór. W rzeczywistości sztywność obydwu podpór nie jest jednakowa a podpory nie są równoległe,
- nie uwzględniono wpływu żeber na dodatkowe usztywnienie łopatki.

Posługując się metodą wykreślno-analityczną można wyeliminować pierwsze dwa uproszczenia.



Rys. 3. Usztywnienie łopatki

LITERATURA

- [1] CHMIELNIAK T., KOSMAN G.: Badania wytrzymałości wirników wentylatorów promieniowych. Prace Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Pol. Sl., 1975.
- [2] FRĄCKOWIAK W.: Kąty napływu i wypływu z łopatki cylindrycznej pochylonej do tarczy nośnej wirnika oraz sposób wytrzymałościowy łopatek ITC, Łódź, 1969.
- [3] SZABŁOWSKI K.: Sprężarki wirowe. PWN, Warszawa, 1963.
- [4] LEWIN, BOTKACZIK.: Дымососы и Вентиляторы москвских электростанций. Москва, 1962.

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Резюме

В работе представлена схема нагрузки лопатки рабочего колеса центробежного вентилятора. Обращено внимание на необходимость учитывания кручения лопатки в расчётах на прочность рабочих колёс.

ANALYSIS OF THE LOADING STATE FOR THE IMPELLERS BLADES OF THE CENTRIFUGAL FANS

Summary

In this paper the loading scheme for the blade of a centrifugal fan impeller and following from it the method of determining the blade edge exposed to the deformation have been presented. For the strenght calculations of the large centrifugal fans impellers it is necessary to pay attention to the twist of a blade.

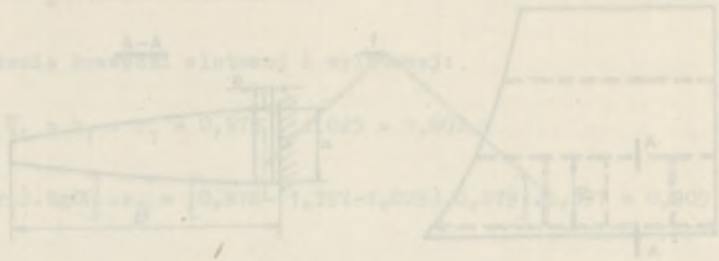


Fig. 1. Impeller blade