

Andrzej SOWA  
Centrum Mechanizacji Górnictwa  
KOMAG - Gliwice

## SPÓSÓB OBNIŻENIA HAŁASU OD NIEJEDNORODNOŚCI STRUMIENIA W OSIOWYM WENTYLATORZE PRZECIWBIEŻNYM

**Streszczenie:** Przedstawiono mechanizm powstawania hałasu od niejednorodności strumienia w wentylatorze przeciwbieżnym oraz sposób zmniejszenia poziomu tego hałasu poprzez dobór odpowiedniego stosunku liczb łopatek w wirnikach. Wykonany zgodnie z opracowanymi zaleceniami układ łopatkowy wentylatora przeciwbieżnego osiągnął wysoką sprawność i poziom hałasu niższy o 5 dB od poziomu hałasu wentylatorów obecnie produkowanych.

### 1. Wstęp

Na hałas aerodynamiczny wentylatora osiowego składa się hałas wywołany burzliwym charakterem przepływu oraz hałas od niejednorodności strumienia spowodowany, np. skończoną liczbą łopatek, mijaniem się układów łopatek, oddziaływaniem śladów aerodynamicznych powstających za żebrami podtrzymującymi silnik lub łożysko itp. Słyszany hałas jest wynikiem nakładania się drgań akustycznych pochodzących ze wszystkich źródeł, a jego widmo jest widmem tonalnym, w którym na tle hałasu turbulencyjnego o charakterze szerokopasmowym widoczne są tonalne składowe pochodzące od niejednorodności strumienia. Częstotliwość podstawową hałasu od niejednorodności strumienia, którego przyczyną jest oddziaływanie pomiędzy wirnikiem a kierownicą lub innymi nieruchomymi elementami układu przepływowego, można określić ze wzoru:

$$f = n \cdot z \quad \text{Hz} \quad /1/$$

gdzie:

- n - prędkość obrotowa wirnika,  $s^{-1}$ ,
- z - liczba łopatek wirnika.

W widmie hałasu wentylatora przeciwbieżnego pojawia się, obok składowej o podanej wyżej częstotliwości, składowa tonalna wynikająca z oddziaływania na siebie dwóch, obracających się w przeciwnych kierunkach, wirników.

Jej częstotliwość podaje zależność:

$$f = n \cdot (z_1 + z_2) \quad \text{Hz} \quad /2/$$

gdzie:

- $n$  - prędkość obrotowa wirników,  $s^{-1}$ ,
- $z_1$  - liczba łopatek pierwszego wirnika,
- $z_2$  - liczba łopatek drugiego wirnika.

Składowa ta jest zazwyczaj najbardziej intensywna w całym widmie hałasu wentylatora przeciwbieżnego, a jej wartość liczbowa jest znacznie większa od wartości składowych tonalnych w widmie hałasu wentylatora pracującego w układzie wirnik - kierownica lub kierownica - wirnik. Sprawia to, że poziom hałasu emitowanego przez górnicze wentylatory przeciwbieżne jest o około 10-15 dB wyższy od poziomu hałasu wentylatorów pracujących w układzie wirnik - kierownica.

Obniżenie hałasu wywołanego oddziaływaniem na siebie palisad łopatkowych można osiągnąć, w miejscu jego powstawania, stosując metody aerodynamiczne oraz akustyczne. Metody aerodynamiczne zmierzają do ograniczenia przyczyn powstawania hałasu tonalnego poprzez zmniejszenie nierównomierności strumienia napływającego na palisadę łopatkową. Metody akustyczne polegają na wykorzystaniu do zmniejszenia hałasu zjawisk akustycznych przy niezmiennym poziomie natężenia impulsów od poszczególnych łopatek. Do tego typu metod można zaliczyć:

- nierównomierne rozmieszczenie łopatek wirnikowych,
- nierównomierne rozmieszczenie łopatek kierowniczych,
- dobór odpowiedniego stosunku liczb łopatek współpracujących ze sobą palisad.

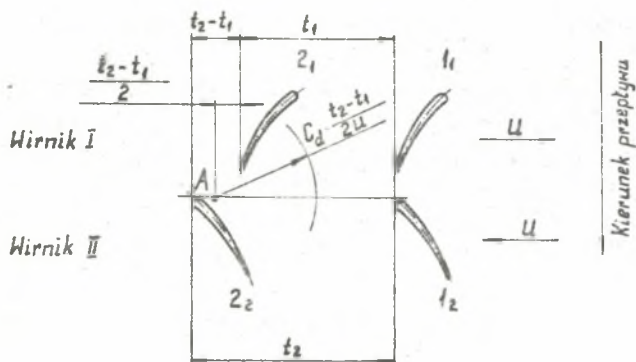
Trzecią z wymienionych metod zastosowano do zmniejszenia hałasu wentylatorów przeciwbieżnych.

## 2. Badania wpływu stosunku liczb łopatek pierwszego i drugiego wirnika w wentylatorze przeciwbieżnym na poziom hałasu od niejednorodności strumienia

Intensywność tonalnych składowych pochodzących od oddziaływania na siebie palisad łopatkowych można znacznie zmniejszyć dobierając tak liczby łopatek, aby, na drodze nakładania się przesuniętych w fazie impulsów akustycznych powstających na poszczególnych łopatkach, doprowadzić do zmniejszenia wytwarzanego przez wentylator hałasu. Z literatury [1, 2] znaczne są zależności pozwalające określić właściwy, ze względu na obniżenie hałasu, dobór liczb łopatek wirnika i kierownicy dla wentylatora pracującego w układzie wirnik - kierownica lub kierownica - wirnik.

W układzie dwóch przeciwnie obracających się wirników /rys.1/ impuls akustyczny powstaje w chwili, gdy łopatka  $1_2$  drugiego wirnika przecina

śląd aerodynamiczny za łopatką  $1_1$  pierwszego wirnika.



Rys.1. Mechanizm powstawania impulsów akustycznych spowodowanych niejednorodnością strumienia w wentylatorze przeciwbieżnym

Wcześniej o  $\frac{t_2 - t_1}{2u}$  podobny impuls, wywołany wejściem łopatki  $2_2$  w ślad aerodynamiczny za łopatką  $2_1$ , powstał w punkcie A i do momentu powstania impulsu na łopatkce  $2_2$  przebył drogę

$$c_d \cdot \frac{t_2 - t_1}{2u}$$

gdzie:

- $t_1$  - podziałka łopatek pierwszego wirnika,
- $t_2$  - podziałka łopatek drugiego wirnika,
- $u$  - prędkość obwodowa,
- $c_d$  - prędkość dźwięku.

Tak powstające impulsy docierają do obserwatora przesunięte w fazie, a o wielkości tego przesunięcia decydują liczby łopatek w obu wirnikach i prędkość obwodowa. Odpowiednie dobranie tych wielkości może spowodować takie nałożenie się impulsów akustycznych, że ulegną one wygaszeniu.

Po przeprowadzeniu analizy rozchodzenia się tych impulsów podobnej do analizy mechanizmu powstawania dźwięku w układzie ruchomej i nieruchomej palisady łopatkowej [1] można otrzymać zależności podające najważniejsze, z punktu widzenia akustycznego, liczby łopatek w wentylatorze przeciwbieżnym:

$$\frac{u}{c_d} \cdot \frac{z_1 + z_2}{z_1 - z_2} < 1$$

lub

$$\frac{z_2}{z_1} < \frac{c_d - u}{c_d + u}$$

/3/

Potwierdzenie tych zależności uzyskano podczas badań akustycznych wentylatora przeciwbieżnego WLE-603A [3]. Wentylator ten, w wykonaniu seryjnym, ma 10 łopatek w pierwszym wirniku, 9 łopatek w drugim, średnicę wierzchołków łopatek 630 mm, a prędkość obrotową  $2940 \text{ min}^{-1}$ . Konstrukcja wirników pozwala na łatwą zmianę liczby łopatek. W badanych układach łopatkowych w pierwszym wirniku stosowano 10 i 11 łopatek, a w drugim 9, 8, 7, 6 i 5.

Ocenę wpływu stosunku liczb łopatek w obu wirnikach na hałas wywołany niejednorodnością strumienia przeprowadzono analizując, dla wszystkich przebadanych zestawów łopatek, poziomy tonalnych składowych o częstotliwościach obliczonych wg zależności /2/. Znaczne obniżenie poziomu tej składowej winno wystąpić, zgodnie z zależnością /3/, przy stosunku liczb łopatek mniejszym od

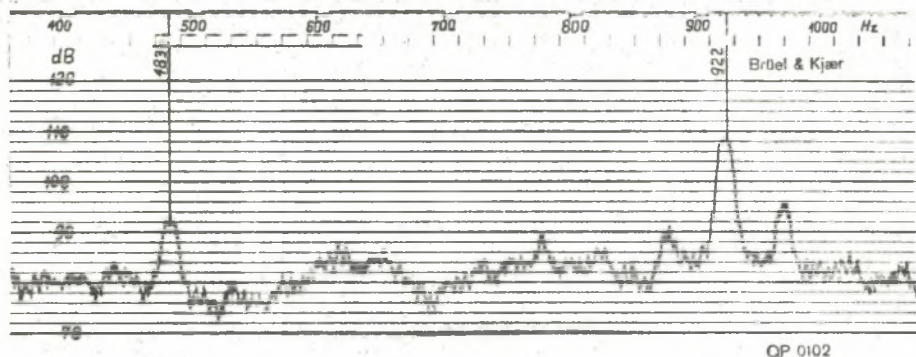
$$\frac{c_d - u}{c_d + u},$$

który, przy założeniu  $c_d = 340 \text{ m/s}$ , wynosi, dla badanego wentylatora, 0,556.

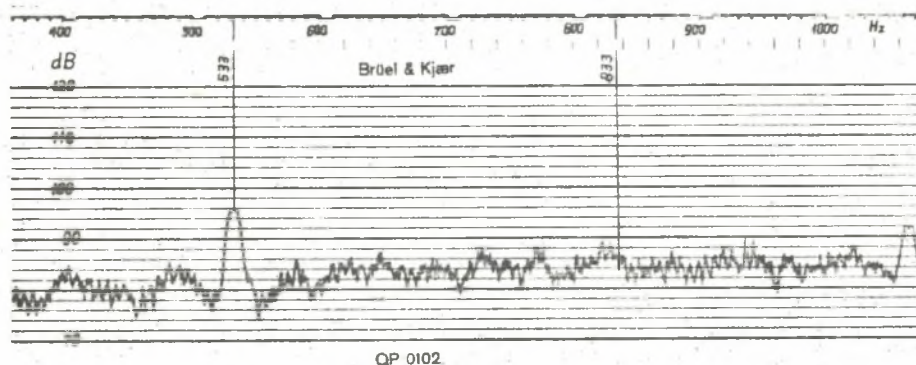
Badania wykazały, że dla wartości  $\frac{z_2}{z_1} < 0,6$  następuje wyraźne zmniejszenie poziomu tonalnej składowej w widmie hałasu wentylatora. Dla dwóch zestawów łopatek, a mianowicie  $z_1 = 11$  i  $z_2 = 6$  / $z_2/z_1 = 0,545$ / oraz  $z_1 = 11$  i  $z_2 = 5$  / $z_2/z_1 = 0,455$ / tonalne składowe wywołane oddziaływaniem na siebie palisad łopatkowych zupełnie zniknęły. Fragmenty widm hałasu wentylatora WLE-603A w wykonaniu seryjnym / $z_1 = 10$  i  $z_2 = 9$ / oraz z zestawem łopatek  $z_1 = 11$  i  $z_2 = 6$  przedstawiono na rys. 2 i 3. Na obu wykresach zaznaczono częstotliwości tonalnych składowych obliczone zgodnie z zależnością /2/. W widmie hałasu seryjnie produkowanego wentylatora WLE-603A widać wyraźnie zaznaczoną tonalną składową o częstotliwości około 922 Hz wywołaną oddziaływaniem łopatek pierwszego wirnika na łopatki drugiego wirnika. W przypadku wentylatora z zestawem łopatek  $z_1 = 11$  i  $z_2 = 6$  składowa o częstotliwości  $f = n / z_1 + z_2 / = 833 \text{ Hz}$  nie występuje ponieważ impulsy o tej częstotliwości powstające na łopatkach drugiego wirnika zostały, na skutek interferencji, wygaszone.

Zaznaczone na obu fragmentach widm lokalne maksima o częstotliwościach 483 Hz i 533 Hz są wywołane wpływem śladów aerodynamicznych za żebrami podtrzymującymi silniki elektryczne na palisady łopatkowe pierwszych wirników.

Badania wentylatora WLE-603A z różnymi liczbami łopatek w obu wirnikach potwierdziły przydatność zależności /3/ do określenia właściwych, z punktu widzenia akustycznego, liczb łopatek w wentylatorze przeciwbież-



Rys.2. Fragment widma hałasu wentylatora WLE-603A  
w wykonaniu seryjnym



Rys.3. Fragment widma hałasu wentylatora WLE-603A  
z zestawem łopatek  $z_1 = 11$ ,  $z_2 = 6$

### 3. Przeciwbieżny układ łopatkowy o niskim poziomie hałasu tonalnego

Na podstawie opisanych wyżej wyników badań został wykonany układ łopatkowy do wentylatora przeciwbieżnego o liczbach łopatek  $z_1 = 16$  i  $z_2 = 9$  i stosunku  $z_2/z_1 = 9/16 = 0,563$  [4].

Badania aerodynamiczne wykazały wysoką sprawność tego układu, który, dla współpracy z lutniociągami  $\phi 600$  mm, uzyskał następujące parametry:

- wydajność  $V = 5,3 \text{ m}^3/\text{s}$ ,

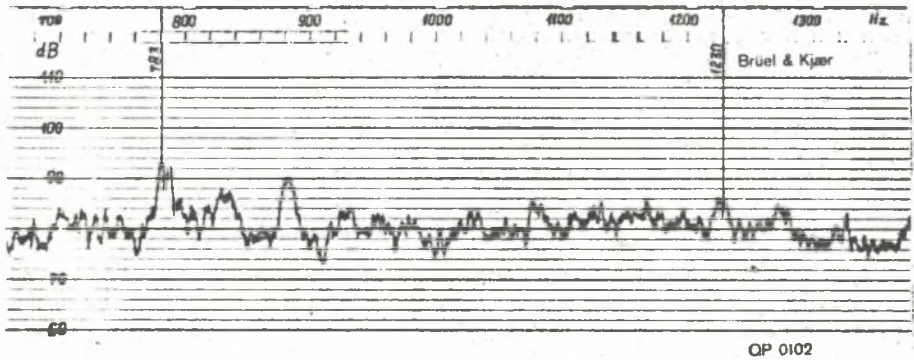
- spiętrzenie całkowite

$$p_c = 4500 \text{ Pa,}$$

- sprawność zespołu /wentylator + silniki/

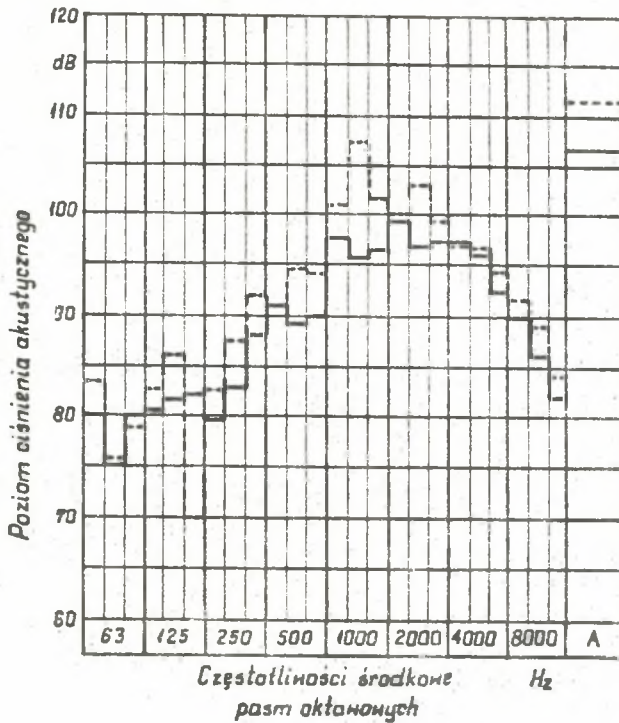
$$\eta_a = 74,9\%.$$

Wentylatory WLE-603A produkcji seryjnej osiągają sprawność  $\eta_a = 71,5\%$ , a więc nowy układ aerodynamiczny osiągnął sprawność większą o około 3,4%. Wyniki badań akustycznych przedstawiono na rys. 4 i 5.



Rys.4. Fragment widma hałasu wentylatora o parametrach WLE-603A o liczbach łopatek  $z_1 = 16$ ,  $z_2 = 9$

Z analizy fragmentu widma /rys.4/ wynika, że tonalna składowa spowodowana oddziaływaniem łopatek wirnika pierwszego na łopatkę wirnika drugiego, której częstotliwość wynosi, wg zależności /2/, 1230 Hz w widmie hałasu nie występuje, gdyż została wygaszona na skutek interferencji. Jej wyeliminowanie spowodowało, że poziom hałasu wytwarzanego przez opisywany układ wynosi 107 dB /A/ i jest o 5 dB /A/ niższy od poziomu hałasu seryjnie produkowanego wentylatora WLE-603A /rys.5/.



Rys.5. Widma tercjowe hałasu wentylatorów

- - - WLE-603A w wykonaniu serujnym
- o parametrach WLE-603A o liczbach łopatek  $z_1 = 16$ ,  $z_2 = 9$

#### 4. Wnioski

Hałas wentylatorów przeciwbieżnych można znacznie zmniejszyć, bez stosowania tłumików, poprzez odpowiedni dobór stosunku liczb łopatek w obu wirnikach. Przyjęcie tego stosunku zgodnie z zależnością /3/ powoduje wygaszenie, na skutek interferencji, impulsów dźwiękowych, które, ze względu na swoją intensywność, decydują o poziomie hałasu wentylatora.

## LITERATURA

- [1] Podseńkowski A.: Możliwości obniżenia poziomu hałasu wywołanego niejednorodnością strumienia w wentylatorze osiowym. Prace ITC. Rok XIV, zeszyt 32, Łódź 1967.
- [2] Kuczewski S.: Wentylatory. Wydawnictwo NT, Warszawa 1978.
- [3] Sprawozdanie nr 3/82 TKO KOMAG - Gliwice: Badania nad układami aerodynamicznymi o zwiększonej sprawności i zmniejszonym hałasie - niepublikowane.
- [4] Sprawozdanie nr 6/84 TKO KOMAG - Gliwice: Przepływowe układy wentylatorów o zwiększonych parametrach, obniżonym hałasie i zużyciu energii - niepublikowane.

Recenzent: Doc. dr hab. inż. Gerard Kosman

Wpłynęło do redakcji maj 1985 r.

ОСНОВ УМЕНЬШЕНИЯ ШУМА ОТ НЕОДНОРОДНОСТИ ПОТОКА  
В ОСЕВОМ ВЕНТИЛЯТОРЕ ВСТРЕЧНОГО ВРАЩЕНИЯ

Р е з ю м е

В статье представлен механизм образования шума от неоднородности потока в вентиляторе встречного вращения и способ уменьшения уровня этого шума при помощи соответствующего подбора пропорции числа лопаток. Схема лопаток вентилятора встречного вращения, выполненная согласно представленной в статье формуле, достигла высокий к.п.д. и уровень шума 5 дБ менее уровня шума вентиляторов производимых в настоящее время.

THE METHOD OF INTERACTION NOISE REDUCTION IN THE CONTRA - ROTATING  
AXIAL - FLOW FAN

S u m m a r y

The paper presents the mechanism of interaction noise generation in the contra - rotating fan and the method of this noise reduction by means of suitable choice of the blade numbers ratio. The set of blades of contra - rotating fan, made according to the formula derived in this paper, has gained high efficiency and the noise level 5 dB lower than the noise level emitted by fans produced at present.