

BOGUSŁAW NOSOWICZ, BOGDAN SIKORA

TŁUMIENIE HAŁASÓW WENTYLATORÓW KOPALNIANYCH DUŻEJ MOCY
W PRZEWODACH POWIETRZNYCH

Streszczenie: W pracy przeanalizowano drogi rozchodzenia się hałasów wentylatorów kopalnianych dużej mocy oraz podano metodykę walki z tymi hałasami. Równocześnie przedstawiono teorię wytłumienia hałasów opuszczających dyfuzor wentylatora w przewodach powietrznych, a na przykładzie wentylatora WOK-D-3 wykazano możliwość wytłumienia hałasów stosując powyższą teorię.

1. WPROWADZENIE

Walka z hałasem wentylatorów przewiduje następujące etapy:

1. Jakościowe badanie fizycznej strony kształtowania się hałasu, wyjaśnienie podstawowych przyczyn jego powstawania w danym obiekcie i pochodzenia poszczególnych składowych sumarycznego hałasu.

2. Badanie ilościowej zależności mocy akustycznej, widma częstotliwości i poszczególnych składowych widma hałasu od parametrów wentylatora, takich jak wydajność, wymiary, typ wentylatora itp.

3. Opracowanie metod walki z hałasem w samym wentylatorze (źródle), tak drogą zmiany jego kształtu i rozmiarów, jak i drogą dobrania względnie zmiany jego roboczych parametrów.

4. Badanie rozprzestrzeniania się hałasu od źródła: charakterystyka kierunkowości źródła i zanikania hałasu po drodze do obserwatora; wybór właściwego modelu pozwala przenieść na niego obliczenia poziomu i widma hałasu w określonym punkcie obserwacyjnym.

5. Przyjęcie norm hałasu tj. dopuszczalnych poziomów i charakteru widma hałasu w danym punkcie pola akustycznego,

przy czym należy określić niezbędne charakterystyki tłumików na podstawie norm hałasu i danych z pkt. 4.

6. Opracowanie tłumika spełniającego warunki z pkt. 5.

Z warunków od 1 - 5 korzystać mogą konstruktorzy wentylatorów. Dla użytkownika ważne jest opracowanie sposobów tłumienia już gotowego wentylatora, a więc przede wszystkim znajomość poziomu wytwarzanego przez wentylator hałasu i charakteru jego widma.

Stosowanie tłumika, jak to dotychczas praktykowano, obniża sprawność wentylatora i nie zawsze daje pożądane efekty - szczególnie przy wentylatorach dużej mocy. W takim wypadku powstaje zagadnienie wytłumienia hałasów wentylatora na innej drodze. Analiza dróg rozprzestrzeniania się hałasu w danym przypadku wykazuje, że przenikać on może następującymi drogami:

- a) przez powietrze zawarte w kanałach,
- b) przez ścianki tych kanałów i przez masy do których przylegają kanały,
- c) przez obudowę wentylatora,
- d) z pomieszczenia wentylatora do sąsiednich pomieszczeń,
- e) przez fundament i jego podłoże, na sąsiednie konstrukcje budynku, a po nim w liczne pomieszczenia niekiedy daleko położone od pomieszczenia wentylatora.

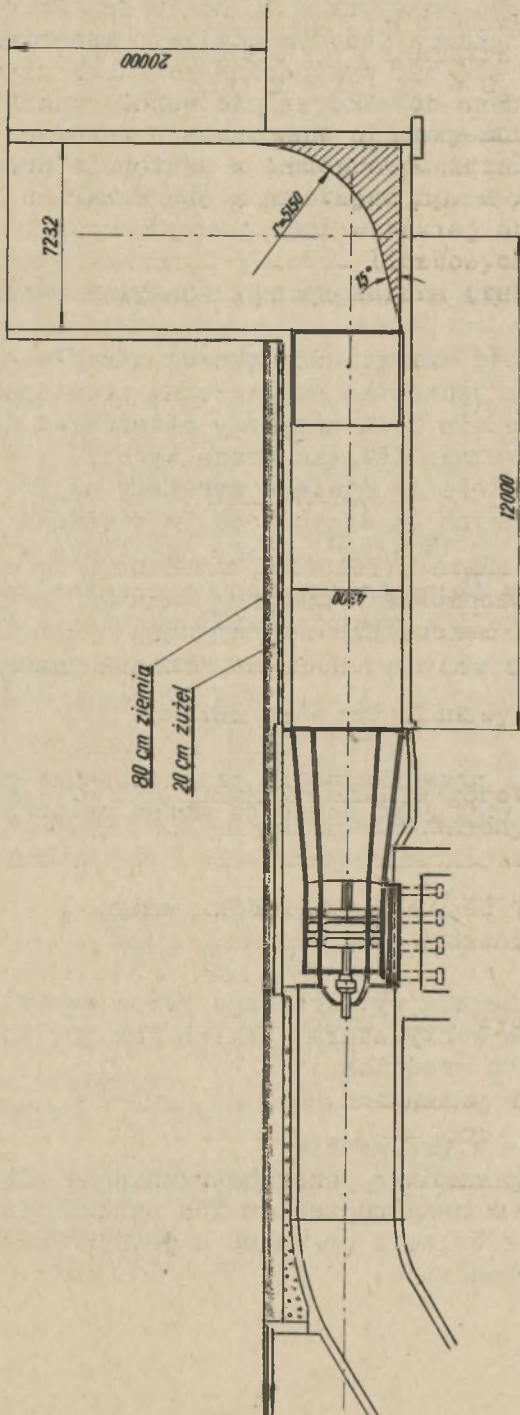
W omawianym przypadku mamy do czynienia z wentylatorem o bardzo dużej wydajności. Wentylator WOK-D-3 posiada wydajność: $Q = 12000 \text{ m}^3/\text{min}$ i spręż. $p \approx 300 \text{ mm H}_2\text{O}$. Nominalna ilość obrotów wynosi 600/min.

Tutaj największe znaczenie należy przypisać hałasom wymienionym w pkt. a i b, gdyż wentylator zbudowany jest pod ziemią jako samodzielny obiekt, tak jak to wskazuje rys. 1.

Odprowadzenie powietrza opuszczającego dyfuzor wentylatora przewiduje projekt dwoma kanałami: poziomym, a następnie pionowym. Autorzy artykułu podjęli próbę wytłumienia hałasów przemieszczających się tymi kanałami drogą dobrania odpowiedniej izolacji przeciwdźwiękowej tych kanałów.

Producent przewiduje następujące wartości poziomu hałasów takiego wentylatora przy obrotach nominalnych 600/min, zależnie od odległości:

w pomieszczeniu wentylatora	184 dB
w odległości 10 m od dyfuzora	104 dB
" 50 m "	87 dB
" 100 m "	83 dB
" 200 m "	77 dB
" 300 m "	71 dB



Rys. 1. Przekrój podłużny kanału wentylatora

Przy zastosowaniu silników o 500 obrotach/min intensywność hałasu może być mniejsza o 10 do 15 dB. Przy tak olbrzymim poziomie hałasów jedynym możliwym materiałem dźwiękochłonnym wydaje się być wykładzina ze szkła piankowego.

W tym celu zbadano doświadczalnie współczynniki pochłaniania dźwięków z szeregu próbek szkła piankowego dla podanych częstotliwości akustycznych, a następnie przeprowadzono ilościowe obliczenia tłumienia w obu kanałach.

2. FIZYCZNE I TEORETYCZNE PODSTAWY OBLICZEŃ

Jak wiadomo ilość energii dźwiękowej przepływającej w czasie 1 sek przez jednostkę powierzchni prostopadłej do kierunku rozchodzenia się fali nazywamy natężeniem dźwięku I .

Wobec tego natężenie dźwięku można wyrazić w watach na cm^2 . W praktyce natężenie dźwięku wyrażamy najczęściej w jednostkach względnych (w decybelach) w stosunku do poziomu odniesienia $I_0 = 10^{-16} \text{ W/cm}^2$, który odpowiada w przybliżeniu dolnej granicy słyszalności tonu o częstotliwości 1000 Hz. Dla przykładu: Jeżeli w pewnej chwili natężenie dźwięku $I = 10^{-8} \text{ W/cm}^2$, to poziom natężenia dźwięku inaczej zwany intensywnością $i = 10 \lg \frac{I'}{I_0} = 80 \text{ dB}$.

Poziom hałasu \bar{i} przenikającego przez ścianki przewodu powietrznego na całej jego długości można obliczyć ze wzoru:

$$\bar{i} = H - \Delta \varepsilon_t - \Delta \varepsilon_p - \Delta \varepsilon_r$$

H jest poziomem hałasu wytwarzanego przez wentylator i jest funkcją parametrów wentylatora, takich jak prędkość obwodowa końców łopatek, ich średnica itp.

$\Delta \varepsilon_t$ - tłumienie w tłumiku,

$\Delta \varepsilon_p$ - tłumienie w przewodzie,

$\Delta \varepsilon_r$ - tłumienie wskutek rozprzestrzeniania się dźwięków w kanale z uwzględnieniem ich osłabienia spowodowanego przejściem z przewodu o jednym przekroju do innego przekroju.

Tłumiki są to zwykle przewody konstruowane w ten sposób by perymetr ich był możliwie największy. Tłumienie w tłumiku wyraża się wzorem:

$$\Delta \mathcal{E}_t = \alpha \frac{\pi}{S} l$$

gdzie:

- S - przekrój poprzeczny kanału,
- π - perymetr kanału,
- l - długość kanału,
- α - współczynnik proporcjonalności zależny od użytego materiału i wahającym się od 0,01 do 0,08.

Łatwo zauważyć, że stosowanie w ten sposób skonstruowanych tłumików zwiększa opory aerodynamiczne (zwiększa perymetr), a zarazem zmniejsza sprawność wentylatora. Z tego względu dla osiągnięcia właściwego wytłumienia hałasu korzystnie jest konstruować przewód powietrzny w ten sposób, aby nie stanowił on wielkich oporów aerodynamicznych, tłumiąc w żądany sposób hałasy. Średnica takiego przewodu powinna być na tyle duża, aby prędkość przepływu była niezbyt wielka (poniżej 8 m/sek). Warunek ten jest konieczny dla pominięcia hałasów powstających wskutek turbulencji przepływu. Długość fali, której odpowiada maksymalne natężenie powinna być większa od średnicy przewodu. Przy tych założeniach w celu obliczenia $\Delta \mathcal{E}_t$, posłużyć się można następującym rachunkiem: jak wiadomo ilość energii dźwiękowej przechodzącej przez element dl kanału wynosi:

$$dW = I_k \cdot 10^{-\frac{A}{10}} \cdot \pi dl \quad (1)$$

gdzie:

- I_k - jest natężeniem dźwięku w kanale w pobliżu rozpatrywanego elementu.
- A - jest izolacyjnością ścianek kanału na dźwięki powietrzne wyrażoną w dB, różną dla różnych zakresów częstotliwości,
- π - jest perymetrem kanału.

Podstawiając za $I_k = I_1 \cdot 10^{-\frac{\beta l}{10}}$ i całkując od 0 do l równanie (1) otrzymujemy:

$$W_k = 4,34 \frac{I_1 S_k}{\Delta L} 10^{-\frac{A}{10} - \frac{\Delta L}{10}} \quad (2)$$

gdzie:

β - oznacza tłumienie wzdłuż kanału na jednostkę długości $\beta = \frac{\partial \Delta L}{\partial l}$,

I_1 - jest natężeniem dźwięku przy wejściu do kanału,

S_k - jest sumą powierzchni bocznych, stropu i podłogi.

Przedstawiając wyrażenie (2) w postaci szeregu otrzymujemy:

$$W_k \approx I_1 S_k 10^{-\frac{A}{10}}$$

Biorąc pod uwagę, że strumień energii akustycznej przy wejściu do kanału o poprzecznym przekroju F_k wynosi:

$$W_1 = I_1 \cdot F_k$$

otrzymujemy ostatecznie $\Delta \mathcal{E}_p$ w decybelach w postaci:

$$\Delta \mathcal{E}_p = 10 \lg \frac{W_1}{W_k} = 10 \lg \frac{S_k}{F_k} + A$$

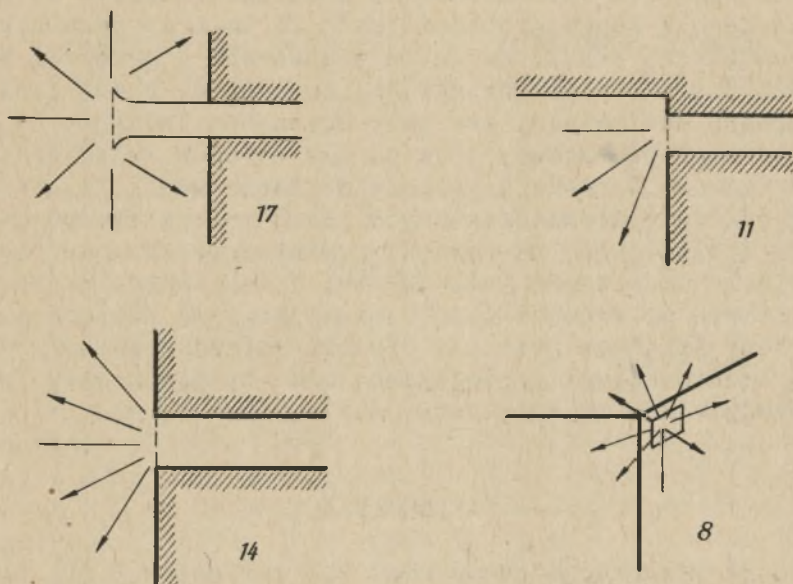
Osłabienie intensywności dźwięków powietrznych przy rozprzestrzenianiu się ich w kanale z uwzględnieniem osłabienia spowodowanego przejściem z jednego przekroju kanału do drugiego obliczamy ze wzoru:

$$\Delta \mathcal{E}_r = 20 \lg r + (10 \lg \Omega + \beta)$$

gdzie:

r jest wartością liczbową długości kanału mierzoną w metrach, wyrażenie $(10 \lg \Omega + \beta)$ uwzględnia osłabienie dźwięków przy przejściu do innego przekroju.

Wartości tego wyrażenia dla różnych przypadków podane są rys.2.



Rys.2. Wartość wyrażenia: $10 \lg \Omega + \beta$ uwzględniającego osłabienie dźwięków przy przejściu do innego przekroju

3. OBLICZENIA NA PRZYKŁADZIE WENTYLATORA WOK-D-3

Postępując się powyższymi wzorami obliczono \bar{I} dla kanału poziomego oraz kanału pionowego (rys.1).

I tak, w kanale poziomym:

$$\bar{I}_1 = 100 \text{ dB dla zakresu częstotliwości } 128 + 512 \text{ Hz oraz}$$

$$\bar{I}_1 = 65 \text{ dB " " " " } 512 + 5000 \text{ Hz}$$

Analogicznie w kanale pionowym otrzymamy:

$$\bar{i}_2 = 40 \text{ dB} \text{ oraz}$$

$i_2 = 0 \text{ dB}$, a więc powinno nastąpić całkowite wytłumienie tego pasma częstotliwości.

W kanale poziomym izolacyjność $A = 45 \text{ dB}$ dla zakresu częstotliwości $128 \div 512 \text{ Hz}$, natomiast dla częstotliwości ponad 512 Hz $A = 80 \text{ dB}$. Wynikło to z przyjęcia żelbetowych ścian, stropu i dna kanału o grubości 30 cm wyłożonych pojedynczymi płytkami o grubości 5 cm . W kanale pionowym izolacyjność wynosiła odpowiednio 15 i 40 dB . Przyjęto tu na materiał kanału cegły grubości około 25 cm oraz jako wykładzinę wewnętrzną płytki ze szkła piankowego o grubości 5 cm .

Izolacyjność stropów na dźwięki powietrzne zabezpiecza się w sposób analogiczny jak przy ścianach. Jednakże wymagania pod względem akustycznym są dla stropów zwiększone przez dodatkowy warunek uzyskania dostatecznej izolacyjności również od dźwięków materiałowych. Konstrukcja stropu mająca dobrą izolacyjność na dźwięki powietrzne może mieć małą izolacyjność na dźwięki materiałowe. I tak twarda płyta żelbetowa stropu ma właśnie dużą izolacyjność na dźwięki powietrzne, lecz świetnie przenosi dźwięki materiałowe. Dlatego metrową warstwę ziemi przewidzianą nad stropem kanału poziomego przedzielono 20 cm warstwą żużla.

4. ZAKOŃCZENIE

Izolacja przeciwdźwiękowa musi być całkowita i jak najbardziej dokładna. Każde bowiem miejsce nieizolowane akustycznie staje się nowym źródłem hałasu i to nieraz o bardzo znacznej intensywności, w zależności od odległości jego od głównego źródła. Mając na uwadze definicję decybelu otrzymujemy:

$$I = I_0 \cdot 10^{0,11}$$

Dla kilku źródeł o natężeniach $I_1, I_2, I_3 \dots$ w przypadku źródeł niespójnych (co w praktyce ma na ogół miejsce) otrzymujemy:

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + \dots = I_0 \cdot 10^{0,11 I_1} + I_0 \cdot 10^{0,11 I_2} + I_0 \cdot 10^{0,11 I_3} + \dots$$

Wystarczy obliczenia przeprowadzić tylko dla dwóch źródeł aby przekonać się o wielkości sumarycznego hałasu, a mianowicie:

$$i = 10 \lg \frac{I}{I_0} = 10 \lg (10^{0,1i_1} + 10^{0,1i_2}) =$$

$$= 10 \lg \left\{ 10^{0,1i_1} \left[1 + 10^{0,1(i_2 - i_1)} \right] \right\} = i_1 + 10 \lg (1 + 10^{0,1\Delta i})$$

Widać z tego, że poziom hałasu i_1 wzrośnie o wartość $10 \lg(1 + 10^{0,1\Delta i})$ decybeli, jeżeli współdziała ze źródłem i_2 decybeli.

Chociaż w omawianym przypadku najistotniejsze znaczenie ma rozpracowana tutaj metoda tłumienia hałasów odpuszczających dyfuzor wentylatora, to jednak pożądane efekty otrzyma się przy równoczesnym odizolowaniu samego pomieszczenia wentylatora przez osłonięcie tegoż pomieszczenia dźwiękochłonną obudową. Ściany i strop wentylatora muszą być izolowane w taki sam sposób jak zaprojektowano dla kanału wylotowego. Płyta pozioma stanowiąca fundament powinna być żelbetowa posiadająca znaczną masę i ustawiona dokładnie poziomo. Nie można pominąć też akustycznej izolacji kanału wlotowego. Musi ona być co najmniej taka jak dla kanału wylotowego. Dalszą koniecznością jest właściwy sposób wykonania połączenia kanału wylotowego z dyfuzorem. Połączenie to powinno być tak wykonane, aby możliwości przenoszenia się dźwięków materiałowych za pośrednictwem łączonych elementów zmalały do minimum. Nieodzowna jest izolacja drzwi i włazów, którymi zakłócenia przenikają najłatwiej.

Przy obliczeniu wielkości strumienia energii akustycznej nie brano pod uwagę wpływu intensywności hałasów pochodzących od szybkości przepływu powietrza w kanałach. Szybkość ta wynosi około 11 m/sek w kanale poziomym. W kanale pionowym jest mniejsza.

Wpływ ten można zmniejszyć przez: dobranie takiej wielkości przekroju, aby szybkość nie przekraczała 8 m/sek w kanale głównym, a w odgałęzieniach 5 m/sek, stosując przejścia łukowe przy odgałęzieniach oraz unikając nagłych zmian w kierunku przepływu i ostrych krawędzi.

5. WNIOSKI

Należy sądzić, że środkami zaproponowanymi, opartymi zarówno o teorię, jak i wyniki doświadczalne można znacznie pewniej niż dotychczas poprawić warunki pracy ludzi pracujących przy określonych stanowiskach pracy w pobliżu tak silnie hałasujących wentylatorów, oraz zmniejszyć hałas na jaki narażona jest ludność zamieszkująca najbliższe otoczenie.

LITERATURA

- [1] Yudin E. - Issledowanie szuma wentylacyjnych ustanowok i metodow borby s nim. OBORONOGIZ MOSKWA 1958.
- [2] Conturie L. - L'Acoustique dans les batiments. Paris 1955.
- [3] Peistrup G.F., Wesker J.E. Nois of Ventilating Fans JASA 1953 V 25 Nr 2.
- [4] Mgr inż. J. Till - Projekt zabudowy wentylatora (Nie publikowane).

ГЛУШЕНИЕ ШУМОВ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ В ВОЗДУШНЫХ ПРОВОДАХ

С о д е р ж а н и е

В настоящей работе рассматриваются пути распространения шумов шахтных вентиляторов большой мощности.

Кратко изложена теория глушения шумов в воздуховодах.

На примере вентилятора ВОК-D-3 показано возможность значительного понижения уровня шумов пользуясь глушением в воздуховоде.

LÄRMEBEKÄMPFUNG IN DEN LUFTROHRLEITUNGEN VON VENTILATOREN GRÖßER LEISTUNG

Z u s a m m e n f a s s u n g

In vorliegender Arbeit wurde die Schallfortpflanzung von Bergwerksventilatoren mit grösser Leistung analysiert und eine Methode für die Lärmbekämpfung vorgeschlagen.

Gleichzeitig wurde eine Theorie für die Bekämpfung des Lärmes beim Verlassen des Diffusors am Ventilator und in die Luftrohrleitungen gehend, vorgelegt.

Die Verwirklichung der obengenannten Theorie wird an dem WOK-D 3 Ventilator gezeigt.