

Krystyna DYSZLEWSKA
Instytut Techniki Ciepłej
Ł ó d ź

TIUMIKI DO WENTYLATORÓW ENERGETYCZNYCH

Streszczenie: W pracy podano źródła rozprzestrzeniania się dźwięku w instalacji wentylatorów spalin i metody ich ograniczania. Jako tłumik wylotowy zaproponowano tłumik rezonansowy ćwierćfalowy i porównano jego własności z tłumikiem absorpcyjnym. Porównano metody eksperymentalno - obliczeniowe określające parametry akustyczne tłumika. Przedstawiono schemat blokowy doboru tłumika do konkretnej instalacji wentylacyjnej oraz szereg pomocniczych zależności graficznych opracowanych na podstawie przeprowadzonych badań.

1. Wstęp

W celu odprowadzenia szkodliwych gazów wydzielających się podczas pracy różnych urządzeń, stosuje się instalacje, w których czynnikiem obiegowym jest strumień przepływającego powietrza. Źródłem hałasu wentylatorów jest przepływ powietrza przez układ łopatek t.zw. hałas aerodynamiczny oraz tzw. hałas mechaniczny. Hałas wentylatorów dociera do ludzi w postaci dźwięków materiałowych oraz poprzez sieć kanałów wentylacyjnych w postaci dźwięków powietrznych.

Warunkiem skutecznego tłumienia hałasu jest ograniczenie źródła powstawania, tj. stosowanie cichobieżnych wentylatorów. Tam gdzie jest to niemożliwe stosuje się odpowiednie środki mające na celu tłumienie i ograniczenie jego rozprzestrzeniania. Jednym z trudniejszych problemów od strony akustycznej jest zmniejszenie hałasu wentylatorów spalin.

2. Drogi rozprzestrzeniania się dźwięków instalacji wentylatorów spalin i sposoby ich eliminacji

Hałas wytwarzany przez układ przepływowy wentylatorów spalin wydostaje się do otoczenia następującymi drogami:

- poprzez ścianki obudowy wentylatora
- poprzez otwór ssący wentylatora do kanałów ssących elektrofiltrów i podgrzewacza powietrza, a następnie przez ich ścianki do pomieszczenia kotłowni
- poprzez otwór wylotowy wentylatora do kanałów tłocznych, a następnie przez ich ścianki oraz przez komin do otoczenia kotłowni.

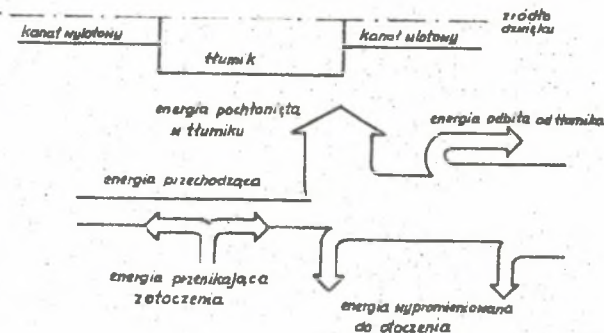
Odcięcie pierwszej z ww. dróg jest możliwe jedynie na drodze zwiększenia izolacyjności obudowy poprzez pokrycie jej grubą warstwą materiału dźwiękoizolacyjnego lub wykonanie specjalnej osłony akustycznej wyłożonej od wewnątrz materiałem dobrze pochłaniającym dźwięk.

W celu zmniejszenia hałasu emitowanego przez ścianki kanałów ssących można:

- zwiększyć grubość ścianek kanałów,
- pokryć ścianki kanałów warstwą materiału dźwiękoizolacyjnego, co przy długich kanałach jest kosztowne.

Zmniejszenie emisji hałasu przez otwór wylotowy wentylatora można osiągnąć tylko na drodze instalacji wylotowego tłumika hałasu. W przypadku zastosowania tłumika akustycznego w instalacji wentylacyjnej uzyskuje się rozkład energii przedstawiony na rys. 1.

Do najczęściej stosowanych tłumików w instalacjach wentylacyjnych należą tłumiki absorpcyjne, których działanie opiera się na rozproszeniu energii akustycznej w porach materiału dźwiękochłonnego /energia kinetyczna drgających cząstek powietrza w skutek procesów tarcia w porach materiału zamienia się w energię ciepłą/. Materiał dźwiękochłonny osłania się przed wydmuchiwanym blachą perforowaną i ustawia w postaci kulis w "światło" kanału.



Rys. 1. Rozkład energii akustycznej w wycinku instalacji wentylacyjnej zawierającej tłumik

Drugą dużą grupę tłumików akustycznych stanowią tłumiki refleksyjne, działające na zasadzie odbicia fali akustycznej, oraz tłumiki rezonansowe.

Wentylatory spalin są to najczęściej wentylatory promieniowe oraz osiowe akcyjne o niskich prędkościach obrotowych i częstotliwości podstawowej tłumionego hałasu /tzw. łopatkowej/ /160 + 250/ Hz. Dla tego zakresu częstotliwości skuteczność tłumików absorpcyjnych jest niska. Najkorzystniejszy będzie tutaj tłumik rezonansowy - ćwierćfalowy, oparty na działaniu rezonatora w postaci kanału bocznikowego o długości w przybliżeniu równej $1/4$ długości podstawowej fali tłumionej.

3. Rozwiązania konstrukcyjne tłumika ćwierćfalowego

Opis zjawisk akustycznych

Tłumik ćwierćfalowy składa się z grup rezonatorów o długości l_r , umieszczonych obustronnie wzdłuż kanału wentylacyjnego i stanowi układ

o stałych rozłożonych /występują zjawiska falowe/.

Dla pojedynczego rezonatora miejscowe zaburzenie powoduje powstanie bieżącej fali płaskiej rozchodzącej się od miejsca zaburzenia. Jeśli rezonator będący układem jednostajnym posiada ograniczoną długość na obu jego końcach następuje odbicie fal, a więc powstają fale stojące wędrujące wielokrotnie między jego końcami. Dla pewnych częstotliwości poszczególne fale mają jednakowe fazy, wtedy amplitudy ich dodają się i powstaje rezonans. Z warunków brzegowych rezonatora ćwierćfalowego narzuconych impedancją akustyczną obu jego końców wynika, że przy częstotliwości rezonansowej fale odbite wielokrotnie wewnątrz rezonatora mają u wylotu fazy ciśnienia akustycznego jednakowe, ale przeciwne do fazy ciśnienia akustycznego wewnątrz rezonatora. Traktując rezonator jako wtórne źródło fali akustycznej efekt tłumiący działanie rezonatora można uznać jako wynik częściowej kompensacji ciśnień akustycznych fali promieniowanej przez rezonator z falą bieżącą. Efekt kompensacji fal akustycznych /tzw. ciśnienia i prędkości/ ogranicza propagację energii akustycznej o częstotliwości rezonansowej do obszaru położonego za rezonatorem.

Powyższy warunek spełniony dla częstotliwości podstawowej i harmonicznych można określić przybliżonym wzorem [4].

$$f_r = \frac{nc}{4l_r}, \quad \text{Hz}$$

gdzie:

- c - prędkość rozchodzenia się dźwięku w czynniku, m/s,
- l_r - długość rezonatora, m,
- $n = 1, 3, 5$.

Wzór powyższy nie uwzględnia faktu, że drgania masy powietrza w rezonatorze nie są ograniczone do objętości samego rezonatora, ale obejmują obszar poza nim. Jak wykazał Rayleigh długość rezonatora l_r uwzględniająca poprawkę wlotu δ wynosi:

$$l_r' = l_r + \delta$$

Dla otworu kołowego [3]

$$l_r' = l_r + \frac{\pi d}{4}$$

gdzie:

- d - średnica rezonatora, m,

co odpowiada całkowitej masie akustycznej rezonatora. Dla rezonatora prostokątnego poprawka wlotu δ określona na podstawie badań wynosi:

$$\delta = 0,82 \left(\frac{\sqrt{2} b}{1 + \sqrt{2} \frac{b}{B}} \right)^{1/2} k_R$$

gdzie:

b - szerokość rezonatora, m,

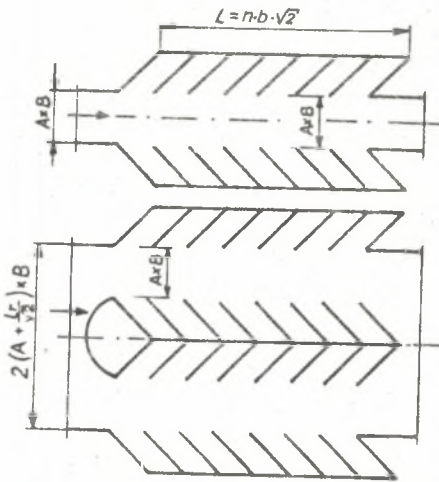
B - wysokość rezonatora, m,

k_R - współczynnik korekcji związany z warunkami promieniowania, m.

Ogólny wzór określający warunek rezonansu dla pojedynczego rezonatora ćwierćfalowego ma postać:

$$f_r = \frac{n \cdot c}{4(l_R + \Delta)}$$

Efekt kompensacji fali akustycznej przez pojedynczy rezonator wykorzystany był przy opracowaniu tłumika ćwierćfalowego. Do tylnej ścianki symetrycznych komór prostopadłościennych mocowano elastycznie po kątem 45° elementy tworzące komory rezonansowe. Poprzez różne ustawienie ww. elementów powstawał tłumik ćwierćfalowy.



Rys. 2. Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne tłumików ćwierćfalowych

4. Podstawowe parametry akustyczne tłumika, sposób ich określania i interpretacji

Właściwości tłumików kanałowych bądź wylotowych charakteryzuje się za pomocą energetycznych współczynników odbicia i tłumienia.

Energetyczny współczynnik odbicia B_T określa się stosunkiem energii akustycznej fali odbitej od wejścia tłumika E_{odb} do energii fali padającej E_{pad}

$$B_T = \frac{E_{\text{odb}}}{E_{\text{pad}}}$$

Energetyczny współczynnik tłumienia D_T definiuje się stosunkiem energii fali akustycznej przechodzącej przez tłumik E_T do energii fali padającej

$$D_T = \frac{E_T}{E_{\text{pad}}}$$

Jeśli w układzie występują tylko fale płaskie tzn. energia akustyczna jest proporcjonalna do kwadratu wartości skutecznej ciśnienia akustycznego, to energetyczne współczynniki tłumika określamy zależnością:

$$B_T = \left(\frac{P_{\text{odb}}}{P_{\text{pad}}} \right)^2$$

$$D_T = \left(\frac{P_T}{P_{\text{pad}}} \right)^2$$

W przypadku, gdy nie występują straty związane z wypromieniowaniem fali akustycznej na zewnątrz przez ścianki tłumika spełniony jest warunek:

$$B_T + D_T = 1$$

Tak więc własności akustyczne tłumika można opisać przez określenie współczynników tłumienia lub odbicia.

W warunkach pomiarowych tłumik akustycznie określa się przez podanie jednego z dwóch parametrów: tłumienia wtrącenia I.L. lub tłumienia przenoszenia T.L.

Tłumienie przenoszenia T.L. definiuje się stosunkiem energii fali akustycznej padającej na tłumik do energii fali przepuszczonej przez tłumik w warunkach fali bieżącej na jego wyjściu /tłumik obciążony jest falowodem o nieodbijającym zakończeniu/.

Tłumienie wtrącenia I.L. definiuje się stosunkiem energii akustycznej promieniowanej przez wylot kanału, w którym umieszczono tłumik do energii akustycznej tego samego kanału bez tłumika.

Tłumienie wyznaczone tymi dwoma metodami posiada swoje wady i zalety. Tłumienie przenoszenia nadaje się do porównań z wynikami teoretycznymi, ale powinien być spełniony warunek obciążenia końca kanału pomiarowego impedancją falową Z_F . Wielkość tłumienia przenoszenia nie ma jednak praktycznego znaczenia ze względu na idealizację warunków eksperymentalnych w porównaniu z rzeczywistymi warunkami pracy tłumika. Z kolei tłumienie wtrącenia stosowane jest jako test oceniający pracę tłumika w konkretnych warunkach, a więc nie nadaje się do porównań z teorią /tłumienie określone tą metodą jest bardzo uzależnione od konstrukcji układu pomiarowego/.

Jak widać charakteryzowanie własności tłumika za pomocą wyznaczonego doświadczalnie tłumienia /wtrącenia bądź przenoszenia/ nie są uni-

wersalne ze względu na to, że wielkości te są zależne nie tylko od określonej struktury wewnętrznej tłumika, ale także pewnych narzuconych przez eksperyment warunków obciążenia wejścia i wyjścia tłumika. Dlatego podawane charakterystyki dla danego tłumika nie są jednoznaczne, ale narzucone przez warunki pomiaru. Przy ocenie własności tłumika w danym układzie należałoby za każdym razem powtarzać pomiary tłumienia narzucając w doświadczeniu określone warunki obciążenia wejścia i wyjścia tłumika.

Pozbawione tych wad są metody matematyczno - eksperymentalne, przy czym najczęściej spotykane to:

- metoda macierzowa szczególnie korzystna w przypadku układu kaskadowego [5],
- metoda kontynuanty blokowej przy użyciu grafów Coatesa, [gdy w układzie występują sprzężenia wzajemne [1],
- analityczna prowadząca do wyrażeń uzależnionych w sposób ciągły od ilości ogniw [2],
- MES uwzględniająca związki dynamiczne wewnątrz tłumików [1].

Przy rozwiązywaniu matematycznym zagadnień akustycznych tłumika powinny być spełnione warunki:

- fala dźwiękowa jest płaska,
- wymiary tłumika są dostatecznie małe w porównaniu z długością fali, aby elementy sekcji tłumika traktować jako skupione,
- tłumik nie zawiera żadnych dodatkowych źródeł akustycznych,
- stanowi układ Π , T , T /opracowany na podstawie analogii elektroakustycznej/.

5. Badania tłumików ćwierćfalowych

Opracowane modele tłumików ćwierćfalowych badane były dwiema metodami:

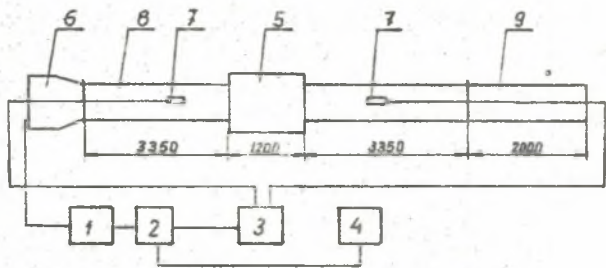
- w układzie bezprzepływowym /rys. 3/.

Źródło dźwięku stanowił głośnik niskotonowy ustawiony symetrycznie względem przekroju kanału pobudzany sygnałem sinusoidalnym wąskopasmowym w zakresie /100 + 1000/ Hz.

Kanały pomiarowe: wejściowy i wyjściowy miały długość większą od połowy długości mierzonej fali zapewniającą możliwość rejestracji minimalnego i maksymalnego poziomu ciśnienia akustycznego dla całego wymaganego zakresu częstotliwości. Jednocześnie przekrój ich był na tyle mały, aby uniknąć występowania fal poprzecznych zakłócających pomiar.

Zakończenie bezodpiciowe stanowił odcinek falowodu prostokątnego z nawierconymi otworami modelujący tubę wykładniczą o współczynniku kształtu $m = 1,826 m^{-1}$ i częstotliwości granicznej $f_{gran} = 50$ Hz.

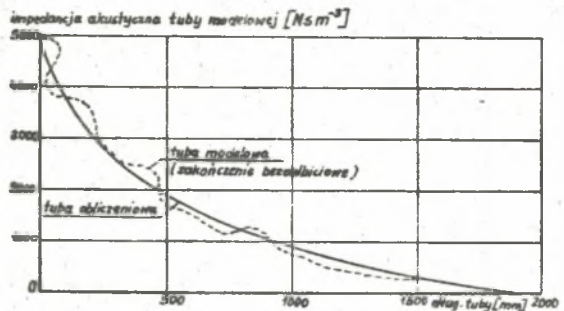
- 1 - oscyloskop
- 2 - analizator heterodynowy B-K
- 3 - przełącznik mikrofazowy B-K
- 4 - rejestrator poziomu B-K
- 5 - badany tłumik
- 6 - komora głośnikowa
- 7 - mikrofon pomiarowy
- 8 - falowód pomiarowy
- 9 - zakończenie bezodbiciowe



Rys. 3. Schemat pomiarowy układu bezprzepływowego

Uzyskano dzięki temu dopasowanie impedancji kanału pomiarowego i otoczenia, a więc za tłumikiem modelowym nie występowały fale stojące.

Tłumienie określone metodą przenoszenia - stąd otrzymane wyniki pozwalały ocenić rzeczywistą wielkość tłumienia praktycznie niezależną od elementów układu pomiarowego.

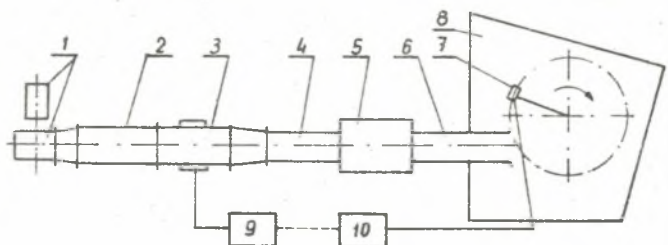


Rys. 4. Charakterystyka impedancyjna tuby wykładniczej i zakończenia bezodbiciowego

- układ przepływowy /rys. 5/

Pomiary te umożliwiły sprawdzenie zachowania i skuteczności tłumików ćwierćfalowych w warunkach eksploatacyjnych ze względu na nagłaśnianie szumem różowym /niskotonowym/ oraz wprowadzenie przepływu powietrza.

- 1 - silnik z wentylatorem
- 2 - zespół tłumików wentylat.
- 3 - komora głośnikowa
- 4,6 - kanały pomiarowe
- 5 - badany tłumik
- 7 - mikrofon pomiarowy
- 8 - komora pochłosa
- 9 - generator szumu
- 10 - analizator z komputerem

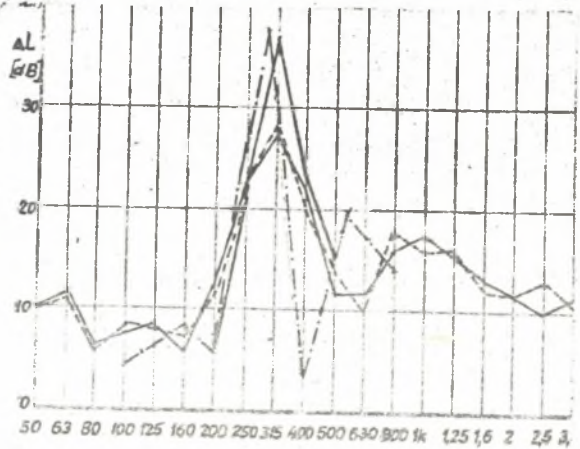


Rys. 5. Schemat pomiarowy układu przepływowego

Tłumienie określono metodą wtrącenia, a więc było zależne od elementów stoiska pomiarowego. Przeprowadzone badania w tym układzie pozwoliły na określenie wpływu przepływu na charakterystykę tłumika, tj. szumu własnego tłumika i strat ciśnienia w zależności od prędkości przepływu czynnika. Poniżej przedstawiono przykładową charakterystykę tłumika ćwierćfalowego w pasmach tercjowych /rys. 6/ oraz uśrednione w bezwzględnej skali częstotliwości.

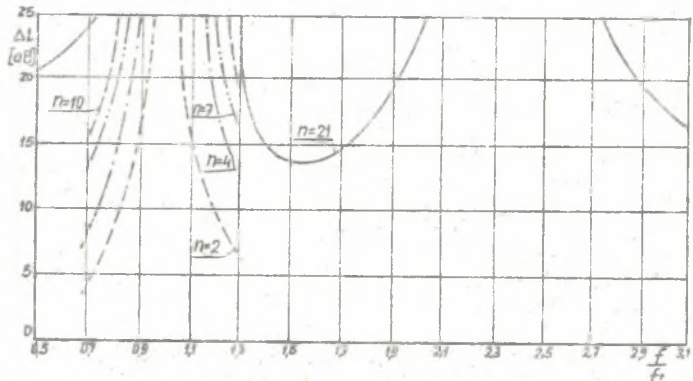
Rys. 6. Charakterystyka tłumika modelowego

- tłumienie przeniesienia w układzie bezprzepływowym
- tłumienie wtrącenia w układzie przepływowym /nagłaśnianie wąskopasmowe z odbiorem tercjowym/
- tłumienie wtrącenia dynamiczne $V = 8 \text{ m/s}$
- tłumienie wtrącenia dynamiczne $V = 16,7 \text{ m/s}$



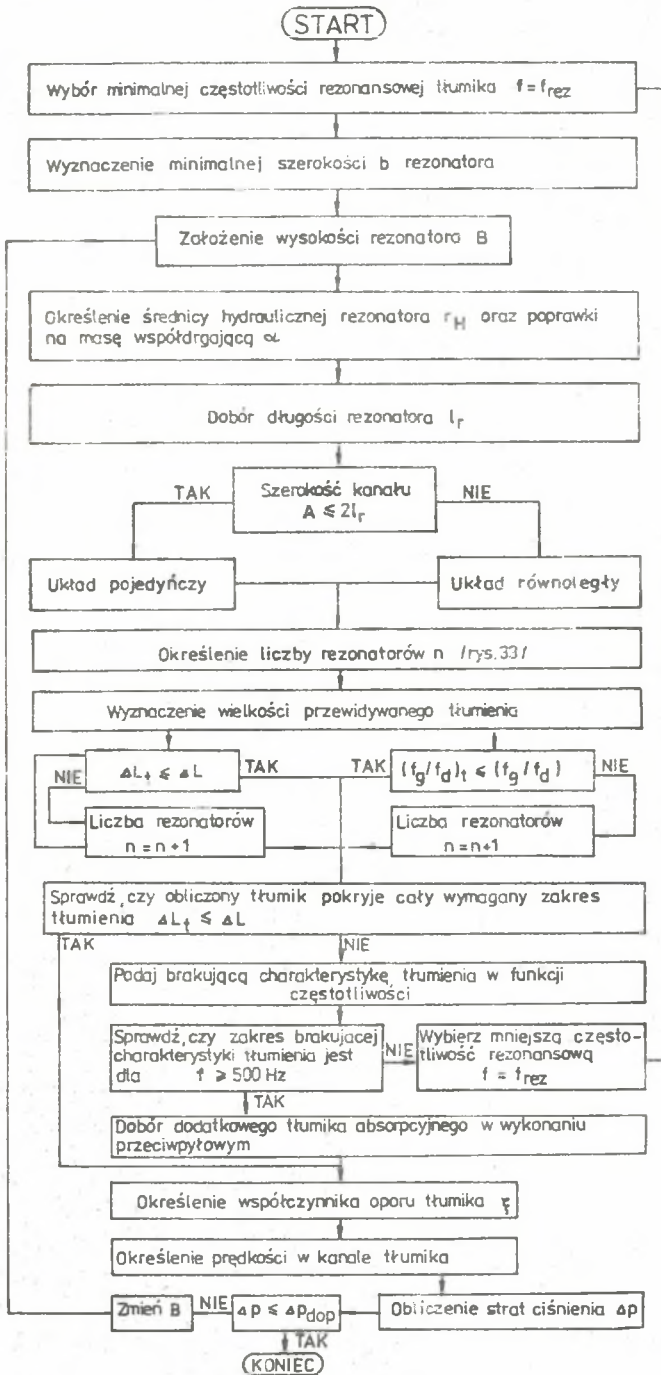
Rys. 7. Tłumienie tłumika ćwierćfalowego w funkcji liczby rezonatorów dla

$$\lambda = 0,07$$



6. Wyniki badań - wytyczne do projektowania

Przeprowadzone badania pozwoliły na opracowanie szeregu zależności graficznych umożliwiających dobór podstawowych parametrów konstrukcyjno-geometrycznych tłumika ćwierćfalowego. Obliczenie tłumika przedstawione na schemacie blokowym /rys. 8/ obejmującym pełny dobór tłumika do danego ciągu wentylacyjnego. Poniżej przedstawione będą tylko niektóre uwagi dotyczące niektórych bloków schematu.



Rys. 8. Schemat blokowy doboru tłumika ćwierćfalowego do instalacji wentylacyjnej

1. Punktem wyjściowym do doboru tłumika ćwierćfalowego jest znajomość charakterystyki akustycznej wentylatora w pasmach częstotliwości z uwzględnieniem wzrostu hałasu wynikającego z odejścia od nominalnego punktu pracy.

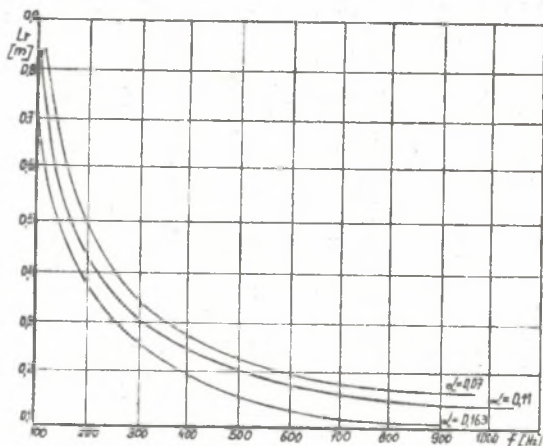
W oparciu o jedną z metod /krzywe N, skorygowany poziom mocy akustycznej/ można określić wymagane tłumienie ΔL_t , poprzez sprawdzenie, czy skorygowany poziom mocy akustycznej lub liczba oceny hałasu spełnia warunki narzucone przez normę. Charakterystyka ΔL_t stanowi podstawę do określenia podstawowego parametru tłumika, tj. podstawowej częstotliwości rezonansowej f_{rez} , która powinna odpowiadać częstotliwości łopatkowej wentylatora:

$$f_{rez} = \frac{w \cdot z}{60}$$

Gdzie: w - prędkość obrotowa wirnika,
 z - liczba łopatek,

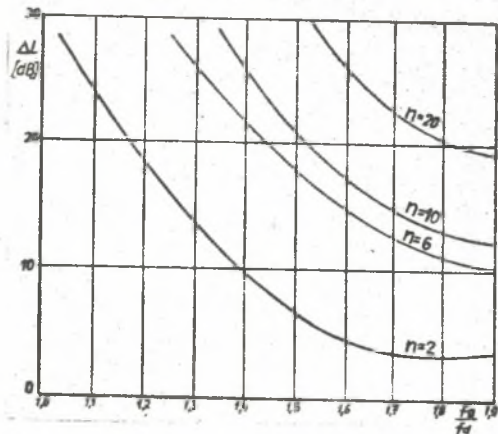
2. Obliczenie tłumika sprowadza się do określenia wymaganej szerokości pasma tłumienia f_g/f_d oraz wymiarów komory rezonansowej, tj. szerokości b oraz długości l_r , a następnie długości tłumika L/α dokładnej liczbie komór rezonansowych n/i i prześwitu tłumika $A \times B$. Na rys. 9, 10 przedstawiono zależności graficzne umożliwiające dobór podstawowych parametrów konstrukcyjnych tłumika ćwierćfalowego.

Rys. 9. Nomogram do wyznaczania długości rezonatora dla podstawowej częstotliwości w f-cji parametru α



3. Podane zależności graficzne zostały opracowane dla powietrza w warunkach normalnych, tj. dla prędkości dźwięku $c = 344$ m/s. Przy określaniu wymiarów rezonatora w warunkach eksploatacyjnych należy uwzględnić rzeczywistą prędkość dźwięku w czynniku. Przyjmując za Laplace'm [4], że charakter fali akustycznej zbliżony jest do przemiany

Rys. 10. Zależność wielkości tłumienia od szerokości pasma tłumienia dla różnej liczby rezonatorów



adiabaticznej prędkość dźwięku można określić zależnością:

$$c = \sqrt{\frac{\chi P_0}{\rho T}}$$

gdzie:

$$\chi = \frac{c_p}{c_v}$$

P_0 - bezwzględne ciśnienie statyczne,
 ρ - gęstość ośrodka w temperaturze T .

7. Uwagi końcowe

Tłumik ćwierćfalowy ze względu na rozwiązania konstrukcyjne posiada wiele zalet, których nie mają tłumiki absorpcyjne. Poniżej w tab. 1 porównano podstawowe parametry akustyczne i przepływowe obu rodzajów rozwiązań.

Tablica 1

Porównanie podstawowych własności tłumików absorpcyjnych i ćwierćfalowych

Rodzaj parametru	Tłumik absorpcyjny	Tłumik ćwierćfalowy
1	2	3
Rodzaj czynnika roboczego	Materiał absorpcyjny z którego wykonywane są kulisy tłumika zmienia swoją charakterystykę w czynniku roboczym zapyłonym	Można stosować w instalacjach z czynnikiem: - wilgotnym - gorącym - zapyłonym Istnieje możliwość samoczyszczenia

cd. tablicy 1

1	2	3
Zakres częstotliwości	Tłumiki absorpcyjne stosowane są do tłumienia hałasów o częstotliwościach wysokich i średnich. Zakres tłumionej częstotliwości jest średni. Wielkość tłumienia zależy bardzo od długości i grubości kulis	Tłumiki ćwierćfalowe wymagają dopasowania do wi- ma dyskretnego wentyla- tora. Zakres częstotli- wości można powiększyć poprzez połączenie rezona- torów o różnych często- tliwościach
Wpływ przepływu	Występuje znaczny wpływ przepływu na wielkość tłumienia /już dla liczby Macha 0,03/	Przepływ nie pogarsza własności tłumika, gdyż powoduje unoszenie fali akustycznej, a tym samym lepszą kompensację rezona- torów.
Opory przepływu	Opory przepływu są porównywalne	
Szum własny	Poziom szumu własnego tłumików absorpcyjnych i ćwierćfalowych jest zbliżony	

Literatura

- [1] Crocker J., Young J. - Finite Element Acoustical Analysis of Complex Muffler System - Noise Control Engineering vol 9, Nr 2, 1979 r.
- [2] Davis D., Stockes M. - NACA, TN 1192, 2893
- [3] Marsis C.M. - Handboh of Noise Control Mac Graw Hik, New York. 1957 r.
- [4] Malecki J. - Teoria fali i układów akustycznych PWN, Warszawa 1964 r.
- [5] Puch A. - Macierz łańcuchowa dolnoprzepustowego filtra akustycznego, Archiwum Akustyki vol.19, 1978 r.
- [6] Żyszkowski Zb. - Podstawy elektroakustyki WNT, Warszawa 1966.

Recenzent: Doc. dr hab. inż. Gerard Kosman

Wpłynęło do redakcji maj 1985 r.

ГЛУШИТЕЛИ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Резюме

В работе представлены источники распространения звука в установках дымовых вентиляторов и методы их ограничения. Четвертьволновый резонансный глушитель предложен как выходной глушитель и сравнены его свойства с абсорбционным глушителем. Сравнены опытно - вычислительные методы определения акустических параметров глушителей. Изображены структурные схемы подбора глушителя к конкретной вентиляторной установке и несколько подсоборных графических зависимостей составленных на основании проведенных испытаний.

SILENCERS FOR POWER FANS

Summary

Sources of sound transmission in a system of exhaust fans and the methods of reduction are described. A resonance quarter wave silencer is proposed as an exhaust silencer; its properties are compared with the absorbent silencer. Experimental - calculated methods determining acoustic silencer parameters are compared. The block - scheme of a silencer selection for a specific ventilating system and lots of subsidiary graphic dependences worked out based on carried out investigations.