

Andrzej SOWA

ZASTOSOWANIE UKŁADÓW REZONANSOWYCH DO TŁUMIENIA DŹWIĘKU
PRZENOSZONEGO PRZEWODAMI POWIETRZNYMI

Streszczenie. W artykule opisano model teoretyczny tłumienia dźwięku w przewodzie z bocznym odgałęzieniem. Podano zależność określającą tłumienie przenoszenia takiego układu w warunkach rozchodzenia się fali płaskiej. Gdy w przewodzie rozchodzą się fale poprzeczne, zależności wyprowadzone na podstawie modelu teoretycznego nie mogą być stosowane. Aby uzyskać zależności przydatne do praktycznych obliczeń, przebadano szereg boczniowych komór rezonansowych. Jako wynik tych badań uzyskano zależność wiążącą częstotliwość maksymalnego tłumienia komory z jej wymiarami.

Przedstawiono przykład układu rezonansowego składającego się z czterech komór zastosowanego do tłumienia hałasu przenoszonego przewodem wentylacyjnym. Mimo niewielkich wymiarów (długość tylko 400 mm) układu uzyskano tłumienie przekraczające 20 dB w paśmie o szerokości ok. 200 Hz. Układy rezonansowe są szczególnie przydatne wtedy, gdy zachodzi potrzeba tłumienia dźwięku w zakresie niskich częstotliwości i zastosowanie materiałów absorpcyjnych jest mało efektywne.

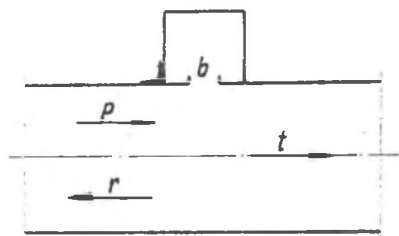
1. Wstęp

Ważnym problemem w zwalczaniu zagrożenia hałasem jest zagadnienie tłumienia dźwięków przenoszonych przewodami wentylacyjnymi. Najczęściej do tego celu stosuje się obecnie tłumiki absorpcyjne. Własności akustyczne materiałów dźwiękochłonnych powodują, że tłumiki te działają skutecznie jedynie w zakresie średnich i wysokich częstotliwości. Gdy zachodzi konieczność zmniejszenia hałasu, w którego widmie istnieją tonalne składowe o niskich częstotliwościach, tłumiki absorpcyjne są mało efektywne. Skutecznie obniżenie poziomu dźwięku w zakresie niskich częstotliwości można osiągnąć przez zastosowanie boczniowych układów rezonansowych.

2. Model teoretyczny

Układ złożony z przewodu i bocznego odgałęzienia powoduje odbicie w kierunku źródła fali akustycznej o częstotliwości, której wartość liczbowa jest związana z wymiarami geometrycznymi przewodu i bocznego odgałęzienia. Zależności określające tłumienie takiego układu można wyprowadzić przyjmując dla modelu teoretycznego następujące założenia:

- w przewodzie rozchodzą się fale płaskie,
- wymiary wlotu do odgałęzienia są bardzo małe w porównaniu z długością fali,
- nie ma przepływu ośrodka w przewodzie,
- nie ma odbicia fali przeniesionej od końca przewodu i powtórnego odbicia od źródła fali uprzednio odbitej od miejsca przyłączenia odgałęzienia.



Rys. 1. Teoretyczny model działania bocznego odgałęzienia

Fig. 1. Theoretical model of side branch operation

Pod wpływem fali biegnącej od źródła (indeks "p") w miejscu odgałęzienia powstają (rys. 1):

- fala odbita - indeks "r",
- fala przeniesiona poza miejsce odgałęzienia - indeks "t",
- drgania w odgałęzieniu - indeks "b".

Zgodnie z podstawowymi zasadami akustyki można napisać:

$$P_p + P_r = P_t = P_b ,$$

$$U_p - U_r = U_t + U_b ,$$

gdzie:

P - ciśnienie akustyczne,

U - prędkość akustyczna.

Wykorzystując związki pomiędzy ciśnieniem akustycznym a prędkością akustyczną dla fali płaskiej oraz zakładając, że rezystancja akustyczna odgałęzienia jest pomijalnie mała, otrzymujemy wyrażenie na tłumienie przenoszenia układu (transmission loss-TL) zdefiniowane jako stosunek energii fali biegnącej do energii fali przeniesionej:

$$TL = 10 \lg\left(1 + \frac{Z_0^2}{4 X_b^2}\right), \quad [\text{dB}]$$

gdzie:

Z_0 - impedancja akustyczna przewodu,

X_b - reaktancja akustyczna odgałęzienia.

Z zależności tej wynika, że tłumienie osiąga wartość nieskończenie dużą wtedy, gdy reaktancja bocznego odgałęzienia przyjmuje wartość 0, a więc dla jego częstotliwości rezonansowej.

3. Tłumienie w warunkach rzeczywistych

W praktyce istniejące w przewodzie warunki są inne niż wynika to z założeń przyjętych przy rozpatrywaniu modelu teoretycznego i dlatego zjawiska zachodzące w układzie przewód - boczne odgałężenie przebiegają nieco inaczej. Zasada działania tego typu układów pozostaje jednak niezmienną. Głównymi przyczynami sprawiającymi, że przebieg tłumienia nie jest zgodny z modelem teoretycznym, są wymiary przewodu i przepływ ośrodka.

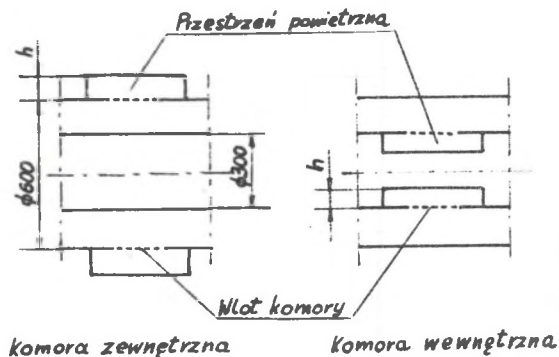
Gdy wymiary poprzeczne przewodu są duże w porównaniu z długością fali (stosunek długości fali do wymiaru poprzecznego przewodu mniejszy od 1,7), fale dźwiękowe mogą się w nim rozchodzić nie tylko równoległe do osi przewodu jako fale płaskie, lecz także pod różnymi kątami spowodowanymi odbiciami od ścian przewodu jako tzw. fale poprzeczne. Fale te mają charakterystyczne, zmienne w płaszczyźnie przekroju poprzecznego przewodu rozkłady chwilowego ciśnienia akustycznego. W warunkach rozchodzenia się fal poprzecznych maksymalne tłumienie występuje nie przy zerowej, jak dla fali płaskiej, lecz ujemnej reaktancji bocznego odgałężenia, czyli przy częstotliwości niższej niż jego częstotliwość rezonansowa i osiąga wartość mniejszą niż wynika to z zależności teoretycznych [1].

W rzeczywistości podczas tłumienia dźwięków przenoszonych przewodem mamy zazwyczaj do czynienia z przepływem ośrodka. Przepływ powoduje powstawanie zaburzeń w pobliżu wlotów do odgałżeń i zmianę ich impedancji, co prowadzi do zmniejszenia tłumienia i ma wpływ na przesunięcie pasma częstotliwości, w którym ono występuje. Pasma tłumienia zostaje przesunięte w kierunku wyższych częstotliwości, gdy kierunek rozchodzenia się fal akustycznych jest zgodny z kierunkiem przepływu, a w kierunku niższych częstotliwości, jeśli kierunki rozchodzenia się fal i przepływu są przeciwne [2].

Niniejsze opracowanie przedstawia badania układów rezonansowych bez przepływu ośrodka w warunkach rozchodzenia się fal poprzecznych.

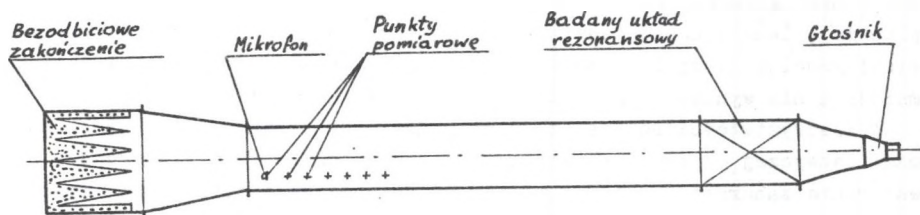
4. Opis badanych układów rezonansowych i^o stanowiska badawczego

Przedmiotem badań [3] były zewnętrzne i wewnętrzne komory rezonansowe (rys. 2). Oba typy komór zostały zabudowane na ściankach przewodu pierścieniowego o średnicy zewnętrznej 600 mm i wewnętrznej 300 mm. Połączenie przestrzeni powietrznej komory z przewodem następowało przez wlot, który stanowił pas blachy dziurkowanej. Rozwiązanie konstrukcyjne komór pozwalało na zmianę ich długości, wysokości oraz szerokości pasa blachy dziurkowanej, będącego wlotem do komory. W komorach zastosowano blachy dziurkowane o grubości 3 mm i różnym sposobie dziurkowania (prześwit 40%-72%).



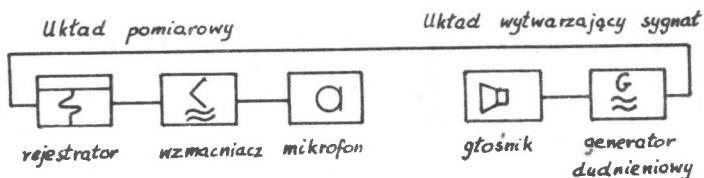
Rys. 2. Schematy komór rezonansowych

Fig. 2. Resonant chambers



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego

Fig. 3. Measurement facility



Rys. 4. Schematy blokowe układów akustycznych

Fig. 4. Acoustic measurement system

Wysokość badanych komór wynosiła 50 i 100 mm, a ich długość oraz szerokość wlotu mieściła się w zakresie 100–700 mm.

Stanowisko badawcze (rys. 3) było złożone z następujących głównych zespołów:

- przewód pomiarowy,
- mechanizm mocowania i przesuwu mikrofonu,

- układ wytwarzający sygnał akustyczny,
- akustyczny układ pomiarowy.

Przewód pomiarowy składał się z odcinka rury o średnicy 600 mm, bezodbiocowego zakończenia z zestawem klinów z wełny mineralnej oraz dwóch odcinków o zmiennej średnicy łączących głośnik z rurą oraz rurę z bezodbiocowym zakończeniem.

Mikrofon pomiarowy umocowany był w uchwycie o 150 mm poniżej osi przewodu. Mechanizm przesuwu umożliwiał zmianę położenia mikrofonu równolegle do osi przewodu.

W skład układu wytwarzającego sygnał akustyczny (rys. 4) wchodził generator dudnieniowy oraz głośnik. Głośnik był sterowany generatorem, który miał napęd skali mechanicznie sprzężony z rejestratorem poziomym, co umożliwiało automatyczne rejestrowanie charakterystyk częstotliwościowych.

Akustyczny układ pomiarowy składał się z mikrofonu pojemnościowego z wtórnikiem katodowym, wzmacniacza mikrofonowego oraz rejestratora poziomego.

5. Przebieg badań i sposób przedstawiania wyników

Skuteczność tłumienia określano przez pomiar tłumienia wtrącenia (insertion loss - IL), które jest zdefiniowane jako różnica pomiędzy dwoma poziomami ciśnienia akustycznego, mierzonymi w tym samym punkcie przed i po umieszczeniu tłumika pomiędzy punktem pomiarowym a źródłem dźwięku. Poziom ciśnienia akustycznego w przewodzie mierzono w siedmiu punktach. Pomiaru takie wykonywano dwukrotnie dla każdej komory:

- z zainstalowaną komorą rezonansową,
- z wkładką zastępującą komorę.

W wyniku tych pomiarów otrzymano dla każdej komory 7 zapisów poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji częstotliwości. Na każdej z taśm pomiarowych naniesiono przebieg poziomu ciśnienia akustycznego, zapisany w odpowiednim punkcie pomiarowym dla układu bez komory rezonansowej. Porównanie tych dwóch przebiegów znajdujących się na jednej taśmie, wykonane dla wszystkich punktów pomiarowych, pozwoliło określić, w jakich zakresach częstotliwości poziom ciśnienia akustycznego dla układu z komorą był niższy od poziomu dla układu bez komory rezonansowej. Były to zakresy, w których występowało tłumienie dźwięku przez komorę.

Częstotliwości maksymalnego tłumienia każdej komory obliczono jako wartości średnie z 7 punktów pomiarowych, natomiast tłumienie określono podając zakres wartości zmierzonych w punktach od 1 do 7. Przebadano 116 komór, a do dalszej analizy wybrano 74 komory, które miały wyraźnie zarysowane pasmo tłumienia o tłumieniu równym lub większym od 15 dB.

6. Analiza zależności wiążących parametry tłumienia z wymiarami komór

Z punktu widzenia zastosowania komór rezonansowych do tłumienia dźwięków przenoszonych przewodem ważna jest znajomość następujących wielkości charakteryzujących komorę pod względem akustycznym:

- częstotliwość maksymalnego tłumienia,
- wartość maksymalnego tłumienia i szerokość pasma tłumienia.

Zakres częstotliwości tłumionych przez umieszczone bocznikowo ustroje rezonansowe dla określonych wymiarów poprzecznych przewodu i braku przepływu ośrodka zależy wyłącznie od reaktancji zastosowanych bocznych odgałęzień. Według opisanego wyżej modelu teoretycznego tłumienie osiąga wartość maksymalną dla częstotliwości fali, przy której reaktancja bocznych odgałęzień wynosi zero, a więc dla ich częstotliwości rezonansowej. Rzeczywiste warunki istniejące w przewodzie powodują, że częstotliwość maksymalnego tłumienia różni się od częstotliwości rezonansowej bocznych odgałęzień, jednak jest z nią ściśle związana.

Częstotliwość rezonansowa układu akustycznego zależy wyłącznie od jego kształtu i wymiarów. Biorąc powyższe pod uwagę częstotliwość maksymalnego tłumienia badanych komór postanowiono związać z ich wymiarami geometrycznymi.

Częstotliwości rezonansowe badanych komór trudno obliczyć za pomocą znanych z teorii akustyki wzorów.

Układami akustycznymi, których kształty uznano za najbardziej zbliżone do badanych komór, są:

- rezonator komorowy,
- układ złożony z pełnej ściany i równoległej do niej ściany dziurkowanej o pomijalnie małej grubości i dużym prześwicie, umieszczonej od strony podania fal akustycznych.

Po analizie sposobu działania wymienionych wyżej układów przyjęto [3], że komory rezonansowe są zbliżone pod względem swojego działania do układu złożonego z dwóch równoległych ścian. Częstotliwość rezonansowa, a co za tym idzie i częstotliwość maksymalnego tłumienia takiego układu jest związana z odległością dwóch ścian równoległych.

Dla pierścieniowych komór rezonansowych wprowadzono pojęcie odległości zastępczej dwóch ścian, które wynikało z przytoczonego niżej rozumowania. Jeśli układ akustyczny stanowią dwie równoległe ściany - pełna i dziurkowana, wtedy ich odległość spełnia zależność:

$$h = \frac{V}{S},$$

gdzie:

- V - objętość przestrzeni zawartej między ścianami,
- S - pole powierzchni ściany dziurkowanej.

Wzorując się na tej zależności wprowadzono wielkość zwaną odległością zastępczą dwóch ścian komór pierścieniowych h_{zast} , zdefiniowaną jako stosunek objętości komory do pola powierzchni jej wlotu.

Posługując się tą wielkością można napisać:

$$f_{rez} = f(h_{zast})$$

i dalej, biorąc pod uwagę, że częstotliwość maksymalnego tłumienia układu przewod - boczne odgałęzienie jest ściśle związana z częstotliwością rezonansową bocznego odgałęzienia:

$$f_{ILmax} = F(h_{zast}).$$

Analizę związku częstotliwości maksymalnego tłumienia z wymiarami komór przeprowadzono pod kątem znalezienia szczegółowej postaci powyższej zależności, ważnej dla zakresów wymiarów geometrycznych wynikających z konstrukcji badanych komór.

7. Zależność między wymiarami komory a częstotliwością maksymalnego tłumienia

Dane otrzymane z pomiarów zestawiono w tabeli 1. Zgodnie z przyjętą i sprawdzoną statystycznie hipotezą [3] oraz innymi poczynionymi wcześniej założeniami komory o różnych wymiarach liniowych i różnym dziurkowaniu blach, lecz takich samych wartościach odległości zastępczej h_{zast} , pogrupowano razem, traktując wyniki pomiarów w każdej grupie jako pomiar wielokrotny dla tej samej wartości h_{zast} . Ogółem w tabeli zamieszczono dane wyznaczone dla 32 poziomów h_{zast} w zakresie od 0,0429 m do 0,3536 m. Wyniki pomiarów przedstawiono na rys. 5.

Z obserwacji rozkładu naniesionych punktów wynika, że zmienne skorelowane są ujemnie oraz że korelacja jest zależnością krzywoliniową. Do obliczeń przyjęto następującą postać funkcji:

$$f_{ILmax} = b \cdot h_{zast}^a.$$

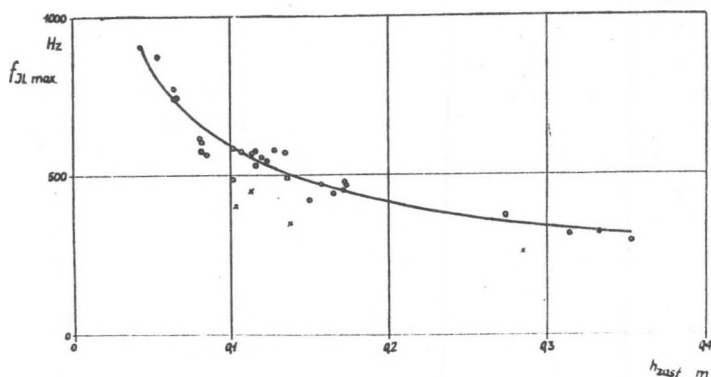
Po zlogarytmowaniu powyższej funkcji otrzymano:

$$\lg f_{ILmax} = a \lg h_{zast} + \lg b.$$

Jest to postać liniowa przystosowana do wyznaczenia stałych a i b metodą najmniejszych kwadratów.

Tabela 1

Lp.	h_{zast} m	$f_{ILmax_{\acute{s}r}}$ Hz	Lp	h_{zast} m	$f_{ILmax_{\acute{s}r}}$ Hz
1	0,0429	907	17	0,1197	557
2	0,0541	874	18	0,1235	549
3	0,0641	775	19	0,1273	580
4	0,0663	748	20	0,1353	577
5	0,0804	619	21	0,1357	495
6	0,0814	607	22	0,1371	351
7	0,0816	575	23	0,1495	426
8	0,0848	567	24	0,1573	475
9	0,1011	489	25	0,1649	446
10	0,1017	590	26	0,1712	454
11	0,1025	403	27	0,1718	480
12	0,1074	577	28	0,1732	470
13	0,1125	451	29	0,2732	376
14	0,1144	571	30	0,3143	320
15	0,1159	576	31	0,3232	326
16	0,1162	534	32	0,3536	298

Rys. 5. Wykres funkcji $f_{ILmax} = F(h_{zast})$ Fig. 5. Diagram of $f_{ILmax} = F(h_{zast})$ function

Funkcja przybliżająca dane doświadczalne ma postać:

$$f_{ILmax} = 186,58 h_{zast}^{-0,504}, \quad [\text{Hz}]$$

gdzie:

$$h_{zast} = \frac{V_k}{S_k},$$

V_k - objętość komory rezonansowej, [m³]

S_k - pole powierzchni wlotu. [m²]

Procentowy błąd względny wynosi dla takiego przybliżenia 6,07%, wariancja 1354,5, a współczynnik korelacji - 0,9734. Zależność tę uzyskano na podstawie pomiarów w przewodzie pierścieniowym o odległości przeciwległych ścian 0,15 m dla zakresu:

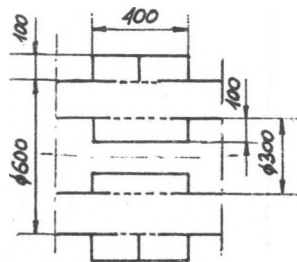
$$0,0429 \leq h_{zast} \leq 0,3536 \text{ m}.$$

8. Maksymalne tłumienie i szerokość pasma tłumienia

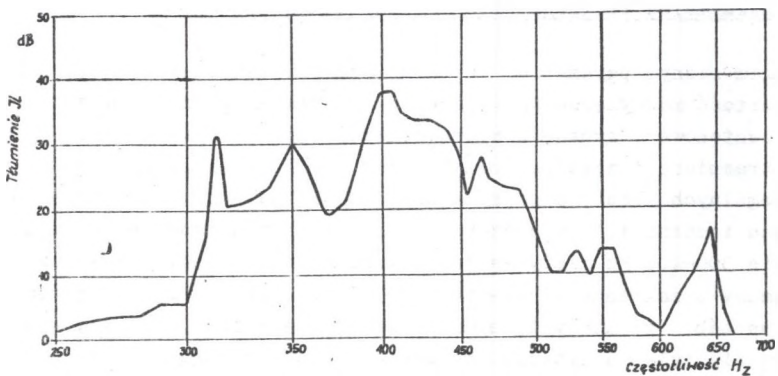
Drugim ważnym parametrem określającym działanie układu rezonansowego jest wartość maksymalnego tłumienia i szerokość pasma tłumienia. Ze względu na zastosowany sposób pomiaru dokładne liczbowe określenie tłumienia było utrudnione i dlatego zrezygnowano z dokładnej oceny efektów tłumienia poszczególnych komór, a poprzestano jedynie na scharakteryzowaniu zaobserwowanych tendencji. Stwierdzono, że komory przystosowane do tłumienia w zakresie 300-400 Hz miały wartości maksymalnego tłumienia wyższe o 5-6 dB niż komory o zakresie tłumienia 850-900 Hz. Wiele komór zbudowanych było w ten sposób, że miały tę samą odległość zastępczą, tę samą wysokość, a różniły się tylko długością. W komorach tych szerokość wlotu była równa ich długości. Maksymalne tłumienie komór krótszych o długości ok. 100 mm było takie samo lub lepsze od tłumienia komór dłuższych. W przypadku komór o znacznej długości zaobserwowano zanik lub znaczny spadek własności tłumiących. Komory bardzo wydłużone o stosunku wysokości do długości mniejszym od 0,1 miały niewielkie maksymalne tłumienie. Stwierdzono nieco większą szerokość pasma tłumienia komór, które miały większe pole powierzchni wlotu, przy takich samych wartościach odległości zastępczej. Dotyczy to zwłaszcza różnic pomiędzy komorami zewnętrznymi i wewnętrznymi. Komory zewnętrzne o większej powierzchni wlotu miały znacznie szersze pasmo tłumienia przy tej samej częstotliwości maksymalnego tłumienia.

9. Badania złożonych układów rezonansowych

Z komór o najlepszych własnościach tłumiących zmontowano 13 układów. Najskuteczniej działający układ (rys. 6) składał się z dwóch komór zewnętrznych o maksymalnym tłumieniu 28 dB, przy częstotliwości 400 Hz i 385 Hz



Rys. 6. Schemat układu rezonansowego
Fig. 6. Resonant system



Rys. 7. Charakterystyka akustyczna układu rezonansowego
Fig. 7. Characteristic of resonant system attenuation

oraz jednej komory wewnętrznej o maksymalnym tłumieniu 29 dB, przy częstotliwości 405 Hz. Maksymalne tłumienie tego układu wynosiło 37 dB, przy częstotliwości 400 Hz, a pasmo o tłumieniu przekraczającym 20 dB sięgało od 310 Hz do 490 Hz (rys. 7).

10. Podsumowanie

Dźwięki przenoszone przewodami mogą być tłumione za pomocą układów rezonansowych w postaci bocznych odgałęzień. Zakres częstotliwości tłumionych zależy od wymiarów geometrycznych tych układów. Zastosowanie bocznych odgałęzień może być szczególnie przydatne przy tłumieniu dźwięków o niskiej częstotliwości, gdy tłumiki absorpcyjne są mało efektywne.

LITERATURA

- [1] Rice E.J.: Attenuation of sound in softwalled circular ducts. AFORS - UTIAS symposium, Toronto, 20-21.5.1968.
- [2] Tester B.J.: The optimization of sound attenuation in lined ducts containing uniform, axial, subsonic, mean flow. ISVR Memorandum nr 429 (1971).
- [3] Sowa A.: Wpływ komór rezonansowych typu bocznikowego na hałas wentylatora przenoszony lutniociągami. Praca doktorska, Politechnika Śląska 1976.

Recenzent: Doc. dr inż. Bogusław Nosowicz

Wpłynęło do Redakcji 16.02.1988 r.

ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ ГЛУШЕНИЯ ЗВУКА
В ВОЗДУШНЫХ ТРУБАХ

Р е з ю м е

В статье описано теоретическую модель глушения звука в трубе с отростком. Представлено зависимость определяющую глушение звука в такой системе в условиях распространения плоской волны.

В действительных условиях когда в трубе распространяются поперечные волны, зависимости выведенные на основе теоретической модели не могут применяться. Чтобы получить пригодность этих зависимости на практике исследовано ряд отростков. Получено зависимость, которая связывает частоту максимального глушения отростка с его размером.

Представлено пример системы в состав которой входят четыре отростки, эта система служит глушению шума в вентиляционной трубе. Ее длина - невелика - 400 мм, но всё - таки получено глушение свыше 20 дБ в диапазоне шириной около 200 гц.

Эти системы особенно пригодны тогда, когда требуется глушение звука с низкой частотой, а применение звукопоглощающих материалов оказывается малоэффективное.

REDUCTION OF SOUND PROPAGATED ALONG AIR DUCTS BY MEANS
OF RESONANT SYSTEMS

S u m m a r y

The paper presents a theoretical model of the reduction of plane sound wave in the duct with side branch. The transmission loss formula of such a system has been given. In real conditions, when cross waves propagate along the duct, this theoretical formula cannot be used.

To obtain formulas useful for practical applications a great number of side branch chambers have been investigated. As a result the experimental formula for the calculations of maximum attenuation frequency of such chambers has been received.

The example of resonant system consisting of four side branch chambers used for noise reduction in ventilation duct has been described. In spite of small dimensions (length only 400 mm) noise reduction more than 20 dB in the frequency band of 200 Hz width has been obtained. Resonant systems are specially useful when low frequency sounds should be reduced and absorptive materials are inefficient.