

# Wiadomości teoretyczne - akustyka

## Informacje ogólne

Wypadkowy poziom dźwięku w pomieszczeniu można obliczyć za pomocą opracowanego przez Swegon programu komputerowego "ProAc" lub ręcznie posługując się tabelami i wykresami zamieszczonymi w tym rozdziale.

Wymagania akustyczne stawiane instalacjom wentylacyjnym określane są zwykle wartością dopuszczalnego poziomu dźwięku w pomieszczeniach, podanym w dB(A).

Poziom dźwięku, to ważony filtrem A poziom ciśnienia akustycznego, będący obiektywnym pomiarowym przybliżeniem odczuwalnego dla ucha ludzkiego poziomu głośności.

W niektórych przypadkach wymagania akustyczne określone są za pomocą krzywych granicznych NR.

W tabeli obok podano znormalizowane wymogi poziomu dźwięku w różnych typach pomieszczeń.

Kanały wentylacyjne nie są jedyną drogą rozchodzenia się hałasu. W wielu przypadkach hałas przenosi się na konstrukcję budynku poprzez nieodpowiednio zaizolowane wibroakustycznie podstawy wentylatorów i podwieszenia kanałów.

Przy obliczaniu poziomu mocy akustycznej po wypływie z kratki wentylacyjnej ( $L_w$ ) należy zawsze wziąć pod uwagę poziom mocy akustycznej powodowanej przez elementy instalacji takie jak wentylatory, przepustnice, urządzenia regulacyjne, kolana oraz poziom mocy akustycznej powodowanej przez kratki wentylacyjne. W obliczeniach należy uwzględnić tłumienie dźwięku w prostych odcinkach kanału, w kształtkach wentylacyjnych, na zakończeniu kanału oraz w skrzynkach rozprężnych i kratkach wentylacyjnych.

Poziom dźwięku w dowolnym punkcie pomieszczenia ( $L_p$ ) określa się na podstawie poziomu mocy akustycznej po wypływie z kratki, chłonności akustycznej pomieszczenia, wartości współczynnika kierunkowego i odległości słuchacza od źródła dźwięku.

Rodzaj budynku	Rodzaj pomieszczenia	Dopuszczalny poziom dźwięku w dB(A) w klasach komfortu	
		NQ1	NQ2
Mieszkania	Pokój dzienny	30	30
	Sypialnia	30	30
	Kuchnia	35	35
	Łazienka	40	40
	Toaleta	40	40
Biura	Biura	30	30
	Salę konferencyjne	35	35
Szkoły	Klasy szkolne	30	35
	Stołówki	30	35
	Świetlice	30	35
Hotele	Pokoje	30	35
	Korytarze	35	40
	Restauracje	35	40
Sklepy	Sklepy	40	45
Szpitale	Salę chorych	25	30
	Korytarz	30	35
	Toalety	40	40

Tabela 1. Dopuszczalne poziomy dźwięku występujące w sposób długotrwały w różnych typach pomieszczeń. Według wytycznych R1 "Indoor Climate Institute".

Powstawanie hałasu	Tłumienie hałasu
Wentylatory	Komory tłoczne i ssawne
Przepustnice Regulatory VAV Regulatory stałego przepływu	Tłumiki akustyczne Kanały wyłożone od wewnątrz materiałem dźwiękochłonnym
Kratki nawiewne Kratki wyciągowe Kolana przy prędkości powietrza > 7 m/s	Rozgałęzienia kanałów Skrzynki rozprężne Tłumienie na zakończeniu kanału Chłonność akustyczna pomieszczenia

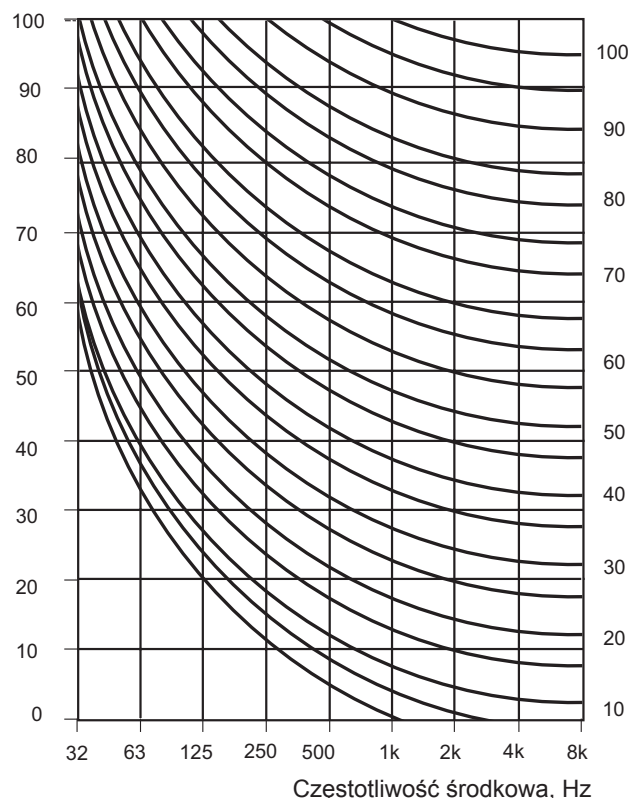
Tabela 2. Zestawienie elementów powodujących powstawanie i tłumienie hałasu.

# Wiadomości teoretyczne - akustyka

W celu dokonania oceny uciążliwości hałasu powodowanego przez instalacje należy porównać poziom ciśnienia akustycznego w dB w poszczególnych pasmach oktaowych z odpowiednimi krzywymi granicznymi NR lub ważony poziom ciśnienia akustycznego w dB(A) z wartością dopuszczalną. W Polsce dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w dB(A) podaje norma PN-87/B-02151/02.

Bezpośrednie porównanie wartości w dB(A) z wartościami krzywych granicznych NR nie jest możliwe. Zwykle jednak wartość w dB(A) jest o 5 - 8 jednostek większa niż wartość krzywej NR. Różnica jest zależna od rozkładu poziomu ciśnienia w poszczególnych pasmach częstotliwości.

Poziom ciśnienia akustycznego  $L_p$ , dB



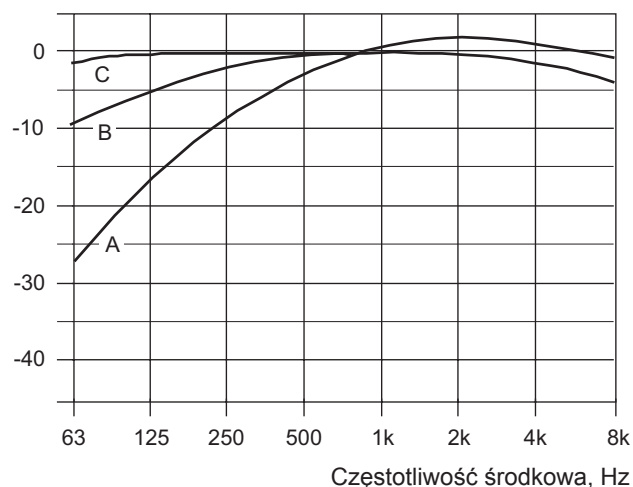
Wyk. 1. Krzywe graniczne NR.

Pasmo oktaowe nr	Częstotliwość środkowa Hz	Częstotliwości ograniczające Hz	Długość fali m
2	125	88-177	2.720
3	250	177-354	1.360
4	500	354-707	0.680
5	1000	707-1410	0.340
6	2000	1410-2830	0.170
7	4000	2830-5660	0.085
8	8000	5660-11300	0.043

Tabela 3. Zalecane zgodnie z ISO pasma oktaowe.

Częstotliwość środkowa Hz	Filtr A (dB)	Filtr B (dB)	Filtr C (dB)
125	-16.1	-4.2	-0.2
250	-9.6	-1.3	0
500	-3.2	-0.3	0
1000	0	0	0
2000	+1.2	-0.1	-0.2
4000	+1.0	-0.7	-0.8
8000	-1.1	-2.9	-3.0
16000	-6.6	-8.4	-8.5

Tabela 4. Filtry korygujące zmierzony poziom dźwięku



Wyk. 2. Krzywe oceny (filtry) A, B, C

Aby przeliczyć poziom ciśnienia akustycznego w dB w poszczególnych pasmach częstotliwości na poziom dźwięku w dB(A), należy skorygować poziomy ciśnienia akustycznego w poszczególnych pasmach filtrem A, a następnie zsumować je logarytmicznie. Patrz tabela 12.

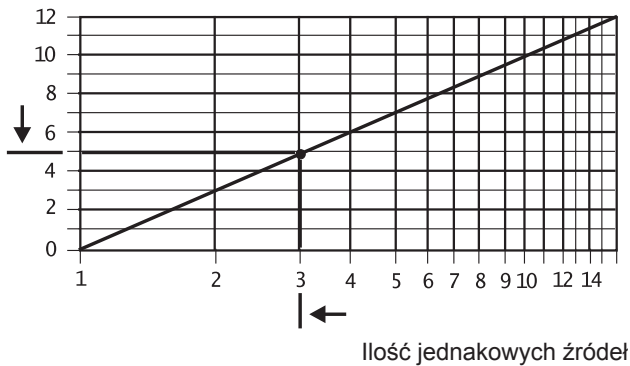
Częstotliwość środkowa	125	250	500	1000	2000	4000
Poziom ciśnienia akustycznego Filtr A	45	40	36	37	34	25
$L_A$	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1
$10^{0,1L_A}$	28,9	31,4	32,8	37	35,1	26
Poziom dźwięku $10 \cdot \text{Log}(\sum 10^{0,1L_A})$	776	1380	1906	5012	3236	398
	41 dB(A)					

Tabela 5. Przeliczenie poziomu ciśnienia akustycznego w poszczególnych pasmach na poziom dźwięku.

## Sumowanie poziomów dźwięku

Wszystkie źródła dźwięku w pomieszczeniu należy sumować logarymicznie. Wykresy poniżej służą do sumowania źródeł o jednakowym lub różnym poziomie dźwięku.

Przyrost poziomu, dB

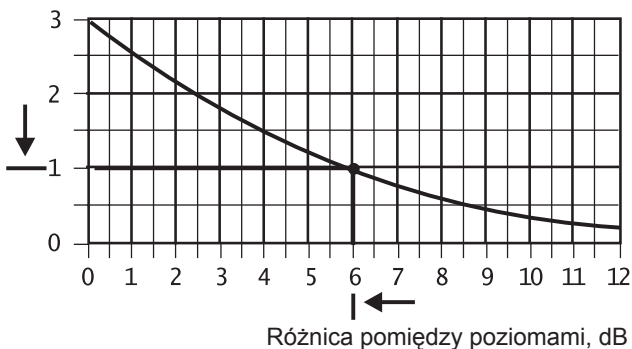


Wyk. 3. Wykres dodawania źródeł o tym samym poziomie dźwięku

Przykład:

W pomieszczeniu znajdują się 3 kratki wyciągowe o jednakowym poziomie dźwięku 25 dB(A). Powodowany przez nie poziom dźwięku wynosi:  $25 + 5 = 30$  dB(A).

Przyrost dodawany do wyższego poziomu, dB

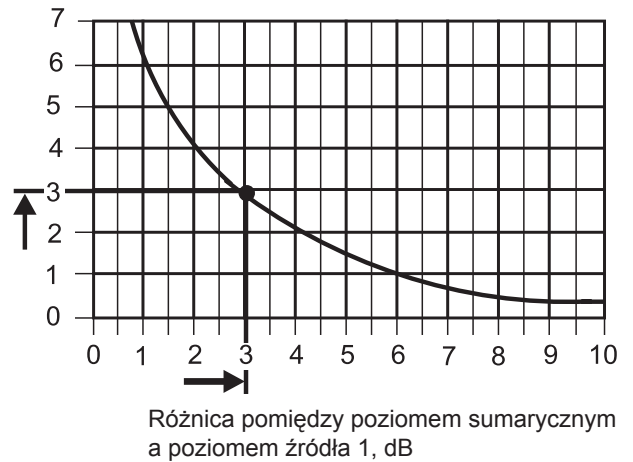


Wyk. 4. Wykres dodawania dwóch źródeł o różnym poziomie dźwięku

Przykład:

W pomieszczeniu znajdują się dwa nawiewniki o poziomach dźwięku 30 dB(A) i 36 dB(A). Różnica poziomów w tym wypadku wynosi 6 dB(A). Z wykresu otrzymujemy, że suma logarymiczna 30 dB(A) i 36 dB(A) wynosi 37 dB(A).

Różnica pomiędzy poziomem sumarycznym a poziomem źródła 2, dB



Wyk. 5. Wykres odejmowania dwóch źródeł o różnym poziomie dźwięku

Przykład:

W pomieszczeniu z instalacją nawiewną i wyciągową całkowity poziom dźwięku wynosi 35 dB(A). Instalacja nawiewna wywołuje 32 dB(A). Różnica ( $35 - 32$ ) wynosi 3 dB(A) co oznacza, że poziom dźwięku powodowany przez instalację wyciągową wynosi  $35 - 3 = 32$  dB(A).

### Wiadomości podstawowe

Wzór na dodawanie lub odejmowanie logarymiczne (odejmowanie po zmianie znaku).

$$L_{\text{A tot}} = 10 \cdot \text{Log} (10^{(L_{A1}/10)} + 10^{(L_{A2}/10)} + \dots)$$

# Wiadomości teoretyczne - akustyka

## Chłonność akustyczna pomieszczenia

Kubatura pomieszczenia, materiały z jakich wykonane są powierzchnie przegród i architektura wnętrza mają znaczący wpływ na poziom dźwięku w pomieszczeniu. Podane w tabeli obok średnie wartości współczynnika pochłaniania dźwięku  $\alpha_m$  oraz wykres poniżej pozwalają określić chłonność akustyczną pomieszczenia (A). Ogólny wzór na chłonność akustyczną pomieszczenia ma postać:

$$A = \frac{S \times \alpha_m}{1 - \alpha_m} \quad \text{m}^2$$

gdzie:  $S \times \alpha_m = S_1 \times \alpha_1 + S_2 \times \alpha_2 + \dots + S_n \times \alpha_n$   
 $S$  = całkowita powierzchnia przegród,  $\text{m}^2$   
 $S_1 \dots S_n$  = powierzchnie poszczególnych przegród,  $\text{m}^2$   
 $\alpha_1 \dots \alpha_n$  = współczynniki pochłaniania dźwięku poszczególnych przegród  
 $\alpha_m$  = średni współczynnik pochłaniania dźwięku

Przykład:

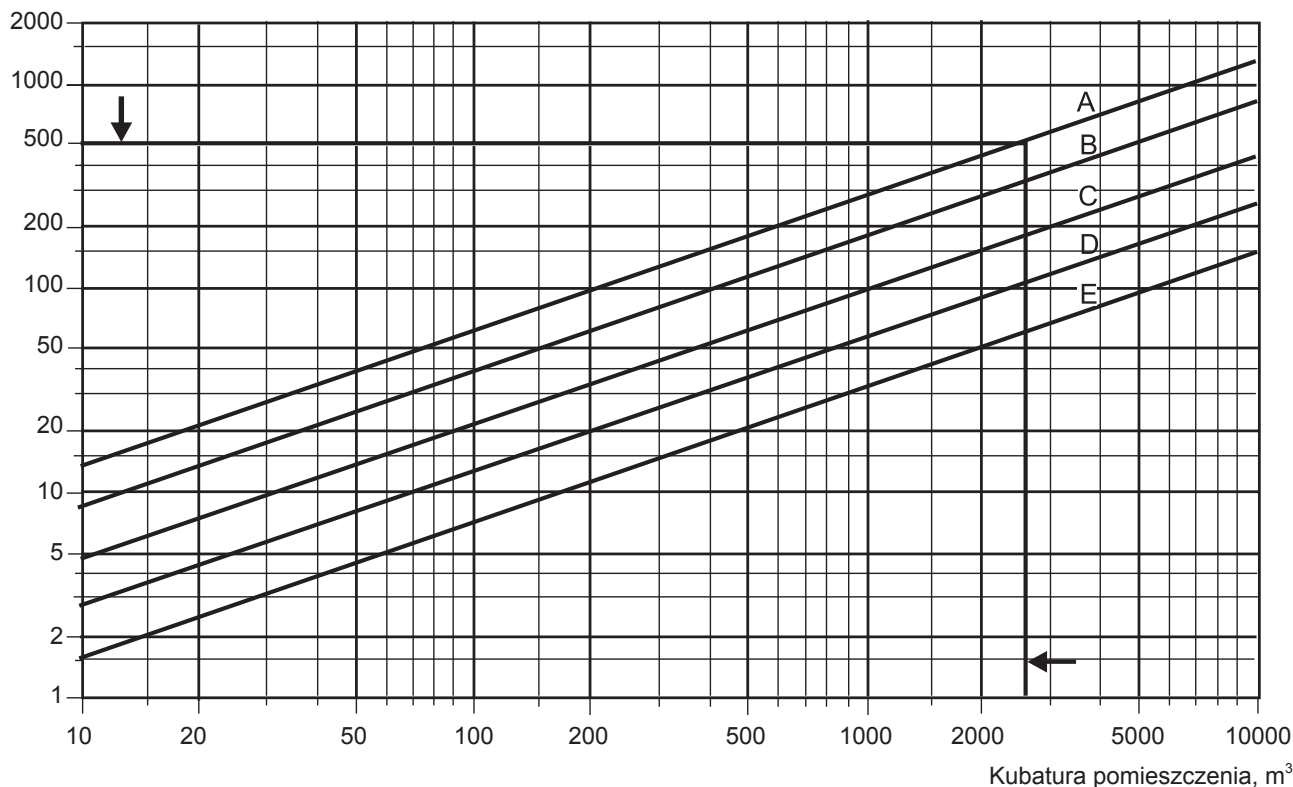
Sklep odzieżowy o wymiarach 20 x 30 x 4,5 m i kubaturze 2700  $\text{m}^3$  posiada średni współczynnik pochłaniania dźwięku  $\alpha_m = 0,40$ . Z wykresu odczytujemy, że jego chłonność akustyczna wynosi 500  $\text{m}^2$  (sabin).

Rodzaj pomieszczenia	$\alpha_m$
Studia radiowe, studia nagrań studia TV,	0,30 - 0,45
Domy towarowe, czytelnie	0,15 - 0,25
Mieszkania, pokoje hotelowe, biura, sale konferencyjne, teatry	0,10 - 0,15
Szkoły, szpitale, małe kościoły	0,05 - 0,10
Hale fabryczne, pływalnie, duże kościoły	0,03 - 0,05

Tabela 6. Wartości średniego współczynnika pochłaniania dźwięku  $\alpha_m$  dla różnych typów pomieszczeń.

A Pomieszczenia mocno wytlumione	$\alpha_m = 0,40$
B Pomieszczenia wytlumione	$\alpha_m = 0,25$
C Pomieszczenia normalne	$\alpha_m = 0,15$
D Pomieszczenia z pogłosem	$\alpha_m = 0,10$
E Pomieszczenia z dużym pogłosem	$\alpha_m = 0,05$

Chłonność akustyczna pomieszczenia A,  $\text{m}^2$  (sabin)



Wyk. 6. Określanie chłonności akustycznej pomieszczenia

### Różnica między poziomem mocy akustycznej a poziomem ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu

Różnicę pomiędzy poziomem mocy akustycznej ( $L_w$ ) po wypływie z kratki a poziomem ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu ( $L_p$ ) jako funkcję chłonności akustycznej pomieszczenia ( $A$ ), odległości od źródła dźwięku ( $r$ ) i współczynnika kierunkowego ( $Q$ ) oblicza się ze wzoru:

$$L_p - L_w = 10 \times \text{Log} \left( \frac{Q}{4 \pi r^2} + \frac{4}{A} \right) \text{ dB}$$

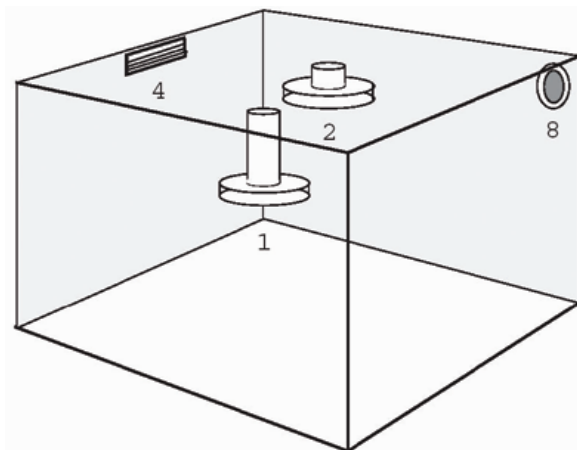
gdzie:  $Q$  = współczynnik kierunkowy  
 $r$  = odległość od źródła dźwięku, m  
 $A$  = chłonność akustyczna pomieszczenia, m<sup>2</sup>

Wykres poniżej przedstawia graficzne rozwiązanie równania.

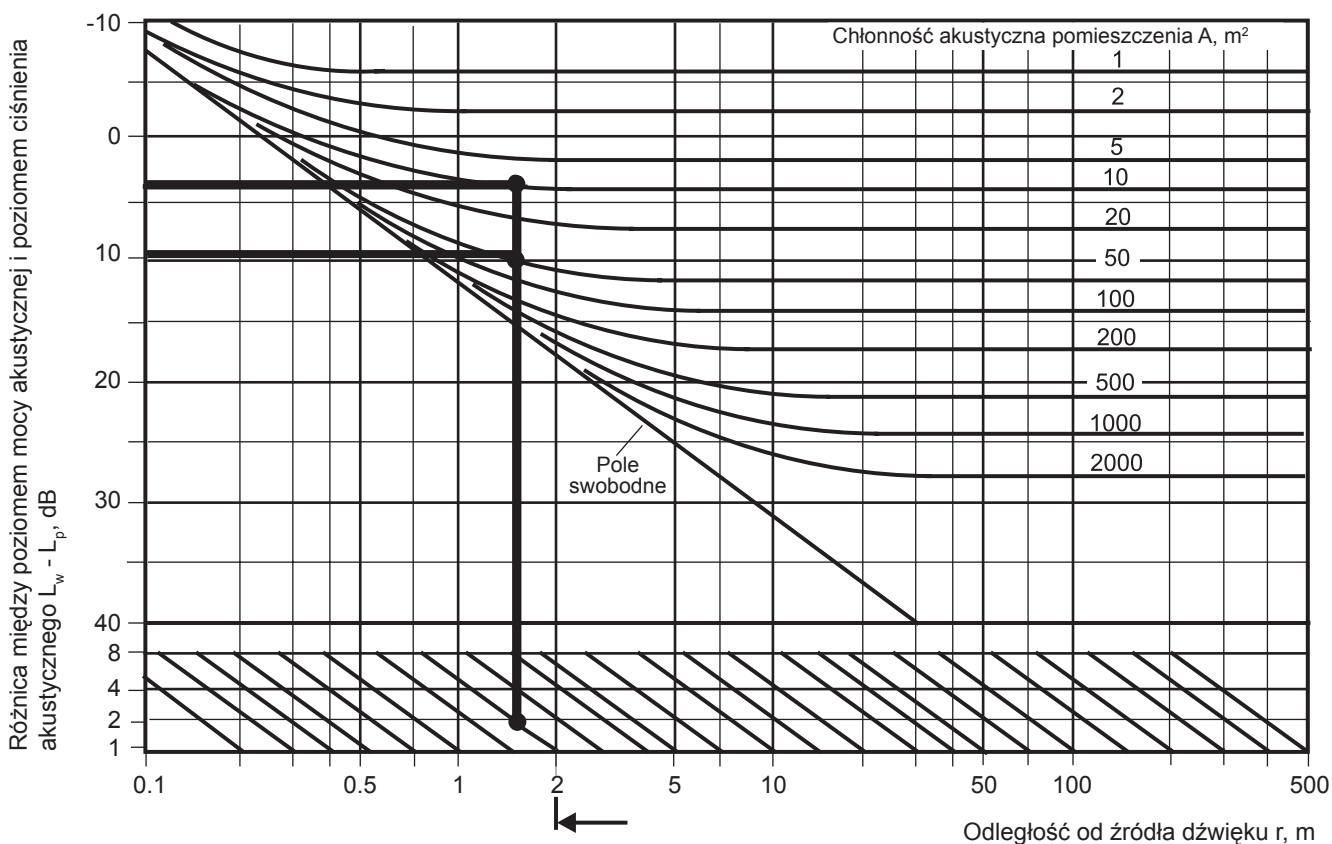
Przykład:

Nawiewnik sufitowy ( $Q = 2$ ) w pomieszczeniu o chłonności akustycznej 50 m<sup>2</sup> oddalony jest od strefy przebywania ludzi o 2 m. Z danych producenta wynika, że przy założeniu tłumienia o 4 dB przez pomieszczenie wywołuje on poziom dźwięku 43 dB(A). Z wykresu odczytujemy, że różnica pomiędzy  $L_w$  i  $L_p$  wynosi 10 dB. Różnicę tą zmniejszamy o zawartą już w danych producenta wartość 4 dB. Stąd poziom dźwięku w odległości 2 m od nawiewnika będzie wynosił 43 - (10 - 4) = 37 dB(A).

- Q = 1 Środek pomieszczenia
- Q = 2 Na ścianie lub na suficie
- Q = 4 Na ścianie pod sufitem
- Q = 8 W rogu pomieszczenia



Rys. 7. Wartość współczynnika kierunkowego  $Q$  w zależności od usytuowania kratki wentylacyjnej.



Wyk. 7. Określanie różnicy między poziomem mocy akustycznej i poziomem ciśnienia akustycznego.

# Wiadomości teoretyczne - akustyka

## Tłumienie dźwięku na zakończeniu kanału

Część dźwięku przenoszonego kanałem wpadającym do pomieszczenia ulega odbiciu na jego zakończeniu, powodując obniżenie poziomu dźwięku.

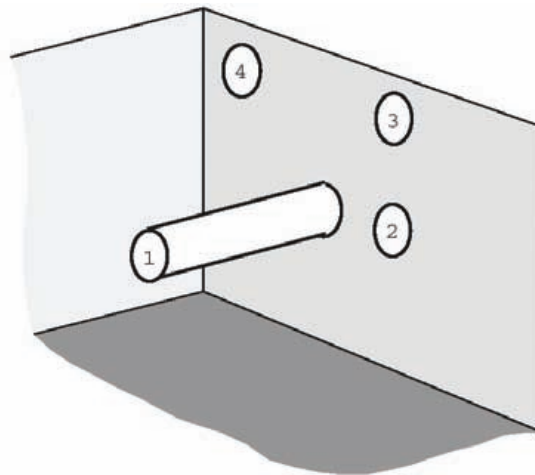
W "Danych akustycznych" przy opisie każdej kratki wentylacyjnej podana jest wielkość "Tłumienia dźwięku ( $\Delta L$ )" w rozbiu na poszczególne pasma częstotliwości. Wielkość ta uwzględnia tłumienie spowodowane odbiciem na zakończeniu kanału.

Wykres poniżej pozwala określić wielkość tłumienia dźwięku spowodowanego odbiciem na zakończeniu nieuzbrojonego kanału.

Przykład:

Wylot kanału o przekroju prostokątnym umieszczony jest na ścianie pod sufitem ( $Q = 3$ ). Powierzchnia przekroju wylotu wynosi  $0,15 \text{ m}^2$ . Z wykresu odczytujemy wielkość tłumienia spowodowaną odbiciem na zakończeniu kanału.

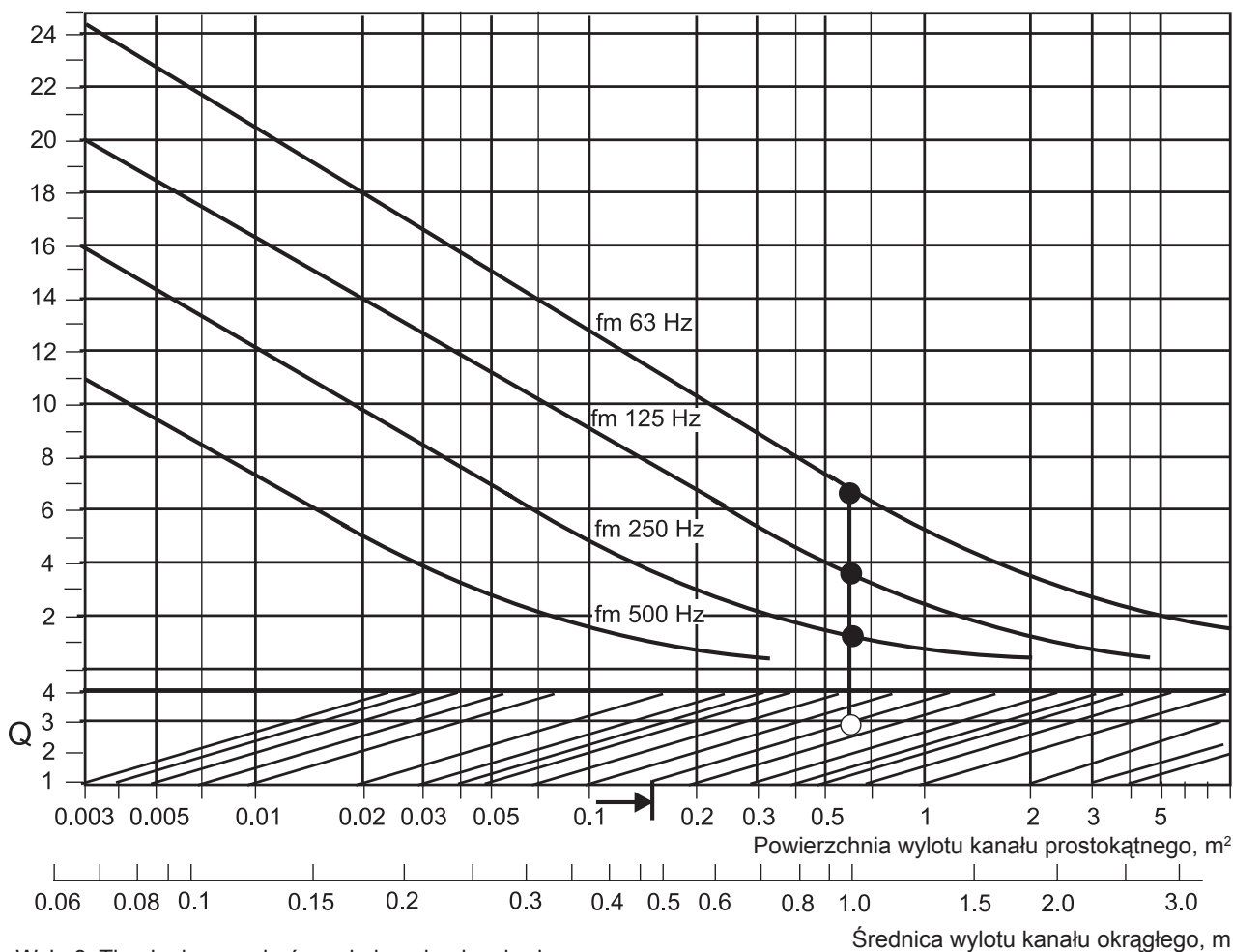
- Q 1 = Środek pomieszczenia
- Q 2 = Na ścianie lub suficie
- Q 3 = Na ścianie pod sufitem
- Q 4 = W rogu pomieszczenia



Rys. 8. Usytuowanie zakończenia kanału.

Częstotliwość środkowa, Hz	63	125	250	500
Tłumienie dźwięku, dB	7	4	1	0

Tłumienie dźwięku  $\Delta L$ , dB



Wyk. 8. Tłumienie na zakończeniu kanału nieuzbrojonego.

## Przenoszenie dźwięku przez ściany kanału

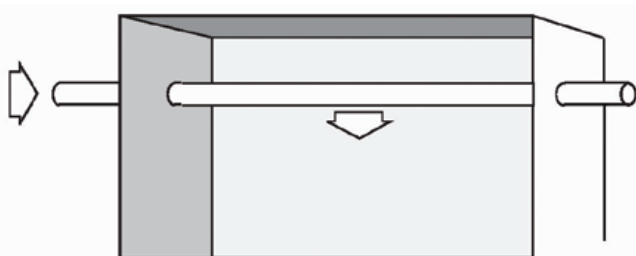
Część dźwięku rozchodzącego się kanałem wentylacyjnym, który przechodzi przez pomieszczenie, zostanie przeniesiona przez ściany kanału do pomieszczenia. Poziom mocy akustycznej przeniesionego dźwięku można w sposób przybliżony określić z zależności:

$$L_{wt} = L_w - R + 10 \times \text{Log} \frac{S}{F} \quad \text{dB}$$

wzór jest słuszny gdy:  $R > 10 \times \text{Log} \frac{S}{F}$

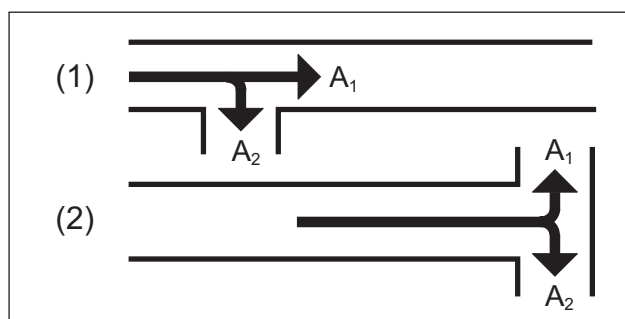
w innym razie:  $L_{wt} = L_w - 3 \text{ dB}$

gdzie:  $L_w$  = poziom mocy akustycznej w kanale, dB  
 $L_{wt}$  = poziom mocy akustycznej przeniesionego do pomieszczenia dźwięku, dB  
 $R$  = izolacyjność dźwiękowa kanału, dB  
 $S$  = powierzchnia boczna kanału ograniczona przez przegrody pomieszczenia, m<sup>2</sup>  
 $F$  = pole przekroju kanału, m<sup>2</sup>  
 $R_m$  = średnia izolacyjność dźwiękowa kanału, dB



Średnica ØD - ØD (mm)	125	250	500	1000	2000	4000	8000
60 -160	9	14	17	21	24	29	33
200-315	11	16	19	23	26	31	35
400-800	14	19	22	26	29	34	39
1000-1200	15	20	21	27	30	35	40

Tabela 7. Izolacyjność dźwiękowa kanału (R) o przekroju okrągłym.



Rys. 9. Rozchodzenie się dźwięku w rozgałęzieniach kanału.

Przykład:

Kanał Ø250 podłączony do wentylatora przechodzi przez pomieszczenie na długości 3 m. Całkowity poziom mocy akustycznej w kanale (wentylator)  $L_{wtot} = 75 \text{ dB}$ . Poziom mocy akustycznej w poszczególnych pasmach częstotliwości:  $L_w = L_{wtot} + K_{ok}$ , dB. ( $K_{ok}$  przyjęto wg danych producenta).  
 Tłumienie dźwięku przez pomieszczenie = 4 dB.  
 $F = \pi \times 0.25^2/4 = 0,0491 \text{ m}^2$ ;  $S = \pi \times 0.25 \times 3 = 2,356 \text{ m}^2$ .

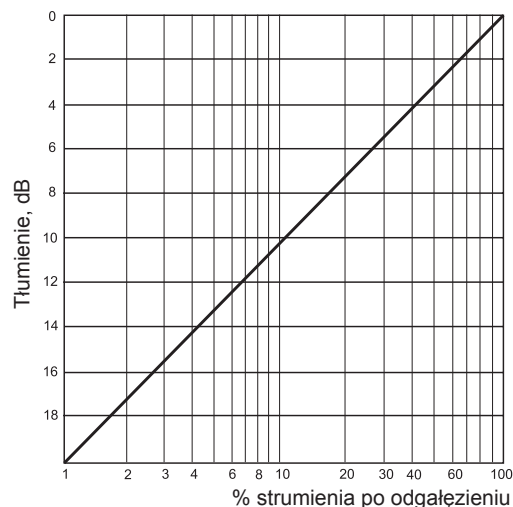
	Częstotliwość środkowa, Hz				
	125	250	500	1000	2000
$L_{wtot}$ w kanale	75	75	75	75	75
+ $K_{Ok}$	-2	-6	-13	-18	-21
$\Sigma$	73	69	62	57	54
$L_{wt} - L_w$ wg wzoru	-3	-3	-2	-6	-9
$\Sigma$	70	66	60	51	45
Filtr A	-16	-9	-3	0	+1
$\Sigma$	54	57	57	51	46

Dodając logarytmicznie poziomy $\Sigma$ otrzymujemy $L_{wtot}$ w pomieszczeniu, dB(A)	61
Tłumienie przez pomieszczenie, dB	-4
Poziom dźwięku w pomieszczeniu, dB(A)	57

## Tłumienie dźwięku w rozgałęzieniach kanału

W rozgałęzieniach kanału, poziom mocy akustycznej dzieli się proporcjonalnie do stosunku pola powierzchni przekroju poszczególnych kanałów t.j.  $A_1/A_2$  (patrz rys. 9).

W przypadkach gdy prędkość powietrza w poszczególnych kanałach jest porównywalna, poziom mocy dzieli się w tych samych proporcjach co ilości transportowanego powietrza. Przykładowo, w rozgałęzieniu transportującym 10% powietrza, hałas zostanie zredukowany do 10% poziomu przed rozgałęzieniem.



Wyk. 9. Określanie tłumienia w rozgałęzieniach, w zależności od stosunku procentowego, wielkości strumienia po i przed odgałęzieniem.

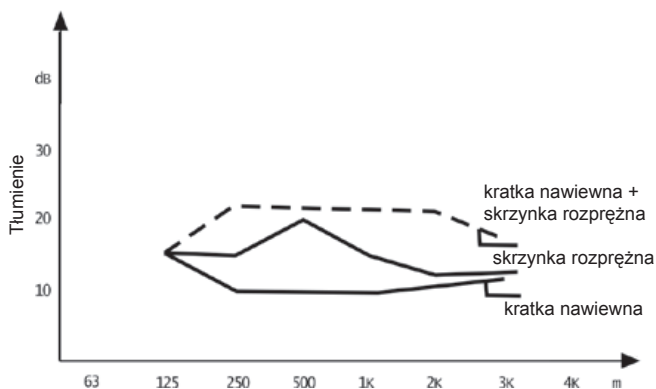


## Tłumienie dźwięku w kratkach wentylacyjnych

Na efekt tłumienia dźwięku w kratkach wentylacyjnych składa się tłumienie spowodowane odbiciem fali dźwiękowej oraz absorpcja dźwięku. Obliczenie tych wielkości jest w praktyce niemożliwe, dlatego należy opierać się na określonych doświadczeniach danych producenta, które ujmuje wymienione rodzaje tłumienia.

W przypadku krutek o prostej budowie, odbicie dźwięku na zakończeniu kanału ma decydujący wpływ na wielkość tłumienia i w razie braku danych producenta może być przyjmowane jak dla nieuzbrojonego zakończenia kanału. (patrz wykres 8). W przypadku krutek ze skrzynką rozprężną, tłumienie układu kratka - skrzynka rozprężna musi być określone na drodze doświadczalnej.

Indywidualnego tłumienia dźwięku przez skrzynkę rozprężną i kratkę wentylacyjną nie można dodawać, ponieważ ich wspólne wynikowe tłumienie jest mniejsze niż zsumowane tłumienie pojedynczych elementów. Jest to szczególnie dobrze widoczne w pasmach 125, 250 i 500 Hz (patrz wykres 10).



Wyk. 10. Tłumienie kratki nawiewnej, skrzynki rozprężnej i układu kratka nawiewna + skrzynka rozprężna.

## Tłumienie dźwięku w elementach wyposażenia kanałów

Wysokociśnieniowe skrzynki rozprężne i wiele typów regulatorów zmiennego przepływu (VAV) posiadają zdolność tłumienia dźwięku. Zdolność ta jest wykorzystywana do tłumienia szumów własnych jak również hałasu powstającego w kanałach wentylacyjnych.

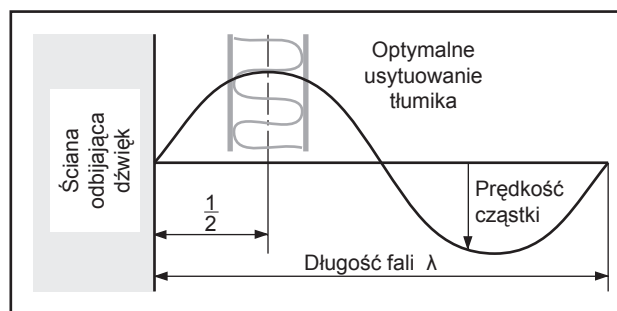
## Tłumienie dźwięku przez tłumiki akustyczne

Naturalne tłumienie dźwięku występujące zawsze w sieci kanałów wentylacyjnych, jest zwykle zbyt małe aby zlikwidować hałas, powodowany przez prace wentylatorów i przepływ powietrza. Dlatego w wielu wypadkach konieczne jest stosowanie tłumików akustycznych, montowanych bezpośrednio za wentylatorami, które stanowią największe źródło hałasu.

W wielu instalacjach, tłumiki akustyczne muszą być również montowane w innych miejscach w celu obniżenia hałasu spowodowanego przepływem powietrza przez elementy takie jak kolana, rozgałęzienia i przepustnice.

Występujący w instalacjach wentylacyjnych hałas ma charakter szerokopasmowy. Najbardziej efektywne tłumienie tego typu hałasu uzyskuje się w tłumikach absorbcyjnych. Poprawnie zaprojektowane tłumiki akustyczne, wykorzystują do obniżenia poziomu hałasu zjawisko absorpcji i interferencji.

W tłumikach absorbcyjnych energia akustyczna zamieniana jest na energię cieplną poprzez obniżenie prędkości drgających cząstek spowodowane tarcie wewnątrz materiału dźwiękochłonnego.



Rys. 10. Prędkość drgającej w fali dźwiękowej cząstki.

Prędkość drgających cząstek w fali akustycznej zmienia się od wartości zero przy ścianie do wartości maksymalnej w odległości  $\lambda/4$  od ściany (patrz rysunek 10).

Najefektywniejsze tłumienie uzyskuje się w miejscu, w którym drgająca cząstka osiąga prędkość maksymalną. Oznacza to, że grubość ekranów dźwiękochłonnych powinna być równa  $\lambda/4$ . Przy częstotliwości środkowej pasma 125 Hz odpowiada to grubości około 60 cm, a przy częstotliwości 1000 Hz, grubości 8 cm.

Poprzez zmianę grubości i długości ekranów, szerokości szczeliny pomiędzy nimi oraz rodzaju materiału dźwiękochłonnego zastosowanego w tłumikach można uzyskiwać różne statyczne charakterystyki tłumienia.



## Obliczanie wypadkowego poziomu dźwięku w pomieszczeniu

### Informacje ogólne

Istnieje kilka sposobów obliczania poziomu dźwięku w pomieszczeniu. Podany poniżej przykład przedstawia metodę wykorzystywaną w opracowanym przez Swegon komputerowym programie "ProAc".

W przykładzie przedstawiono sposób obliczenia wymaganego sztucznego tłumienia hałasu na podstawie dopuszczalnego poziomu dźwięku w pomieszczeniu oraz poziomu hałasu i tłumienia poszczególnych elementów instalacji.

### Przykład obliczeniowy

- Dane

Kubatura pomieszczenia: 150 m<sup>3</sup>

Średni współczynnik pochłaniania dźwięku  $\alpha_m = 0.25$ , dopuszczalny poziom dźwięku 35 dB(A), 2 nawiewniki sufitowe, każdy wywołujący poziom dźwięku 30 dB(A) przy założeniu tłumienia 4 dB przez pomieszczenie o chłonności akustycznej 10 m<sup>2</sup>, odległość słuchacza od nawiewników = 1,5 m

- Etap 1

Sumowanie logarytmiczne źródeł hałasu i przeliczenie chłonności akustycznej pomieszczenia.

Suma dwóch jednakowych źródeł (wykres 3): 30 + 30 = 33 dB(A). Chłonność akustyczna pomieszczenia (wykres 6): 50 m<sup>2</sup>.

Różnica pomiędzy poziomem mocy akustycznej a poziomem ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu dla nowej chłonności akustycznej (wykres 7):  $L_w - L_p = 11$  dB.

Poziom dźwięku w pomieszczeniu po odjęciu tłumienia zawartego w danych producenta (4 dB) będzie wynosił: 33 - (11 - 4) = 33 - 7 = 26 dB(A).

- Etap 2

Od dopuszczalnego poziomu dźwięku w pomieszczeniu odejmuje się logarytmicznie obliczony poziom dźwięku powodowany przez nawiewniki (wykres 5) 35 - 26 = 34 dB. Otrzymana różnica to dopuszczalny poziom dźwięku, który może być wywołowany w sieci kanałów powietrznych.

- Etap 3

Dopuszczalny poziom dźwięku wywołowany w sieci kanałów przelicza się na poziom mocy akustycznej w poszczególnych pasmach częstotliwości, dodając do niego tłumienie pomieszczenia, wagi korygujące filtra A, tłumienie na zakończeniu kanału i tłumienie dźwięku przez nawiewniki. (Tłumienie dźwięku  $\Delta L$  podane przy opisie każdej kratki wentylacyjnej w punkcie "Dane akustyczne" uwzględnia tłumienie na zakończeniu kanału).

	Częstotliwość środkowa pasma, Hz						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
dB(A) kanały pomieszczenie	34	34	34	34	34	34	34
Wagi filtra A	+7	+7	+7	+7	+7	+7	+7
Nawiewnik + koniec kanału	+16	+9	+3	0	-1	-1	+1
Dopuszczalny poziom mocy	69	61	56	60	63	64	68

Tabela 8. Obliczanie dopuszczalnego poziomu mocy akustycznej w sieci kanałów (przyjęto przykładowe wartości tłumienia w nawiewniku i na zakończeniu kanału).

- Etap 4

Obliczenie poziomu mocy akustycznej w sieci kanałów. Do obliczeń należy przyjąć dane producentów urządzeń powodujących powstawanie i tłumienie hałasu, zestawionych w tabeli 2. Obliczenia rozpoczyna się od uwzględnienia poziomu mocy akustycznej wentylatora, a następnie wszystkich urządzeń i kształtek znajdujących się na drodze kanału od wentylatora do pomieszczenia.

W tabeli poniżej przyjęto przykładowe dane.

	Częstotliwość środkowa pasma, Hz						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Wentylator $L_{w\text{tot}}$	97	97	97	97	97	97	97
" $K_{OK}$	-12	-9	-8	-6	-3	0	+1
" $\sum_1$	85	88	89	91	94	97	98
Tłumienie w kanałach $\sum_2$	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6
Kanał izolowany $\sum_3$	79	82	83	85	88	91	92
" $\sum_3$	-7	-9	-14	-19	-24	-26	-31
" $\sum_3$	72	73	69	66	64	65	61
Przepustnica $L_{w\text{tot}}$	75	75	75	75	75	75	75
" $K_{OK}$	-2	-6	-13	-18	-21	-27	-28
" $\sum_4$	73	69	62	57	54	48	47
" $\sum_{3+4}$	76	74	70	67	64	65	61
poziom dopuszczalny	-69	-61	-56	-60	-63	-64	-68
pozostaje do wytłumienia	7	13	14	7	1	1	0

Tabela 9. Obliczanie poziomu mocy akustycznej w sieci kanałów i jej wymaganego obniżenia w tłumiku.

Należy dobrać tłumik zapewniający obniżenie mocy akustycznej w poszczególnych pasmach częstotliwości o wartości obliczone w ostatnim wierszu tabeli.

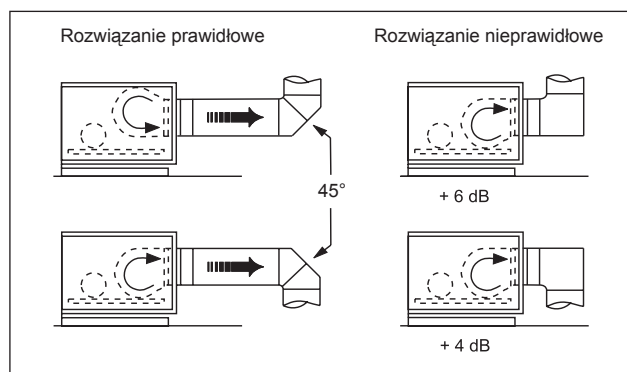
# Wiadomości teoretyczne - akustyka

## Wskazówki projektowe

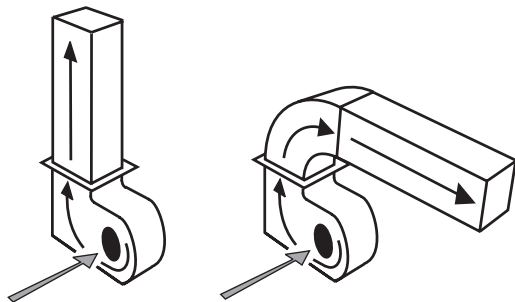
### Podłączenie kanału do wylotu z wentylatora

Podłączenie kanału do wentylatora to pierwsze miejsce, w którym może wystąpić nadmierny spadek ciśnienia powodujący przyrost poziomu mocy akustycznej. Projektując rozmieszczenie kolan, w których następuje gwałtowna zmiana kierunku ruchu strumienia powietrza, należy przeanalizować rozkład prędkości powietrza w kanale przed kolaniem. Kolano proste połączone bezpośrednio do wylotu z wentylatora zwiększa poziom mocy akustycznej o 4 dB. Dodatkowo, jeśli zmiana kierunku w kolanie będzie przeciwna do kierunku obrotów wentylatora (patrz rys. poniżej), poziom mocy akustycznej wzrośnie o 6 dB.

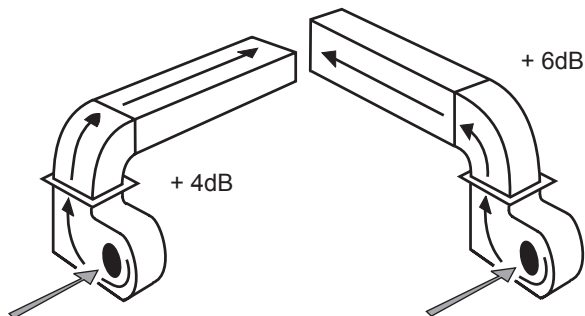
Poniżej podano kilka przykładów prawidłowego i nieprawidłowego montażu kolan przy wentylatorze. Dotyczy to wentylatorów dwustronnie lub jednostronnie ssących. Przy wentylatorach, gdzie prędkość wypływu powietrza z komory wentylatora jest mała  $< 6 \text{ m/s}$ , podłączenie kanału nie wpływa na akustykę systemu.



Rozwiązania poprawne: Kolano skierowane zgodnie z kierunkiem obrotów wirnika.



Rozwiązania nieprawidłowe:



Rys. 11. Przykłady prawidłowego i nieprawidłowego podłączenia kanału do wylotu z wentylatora.

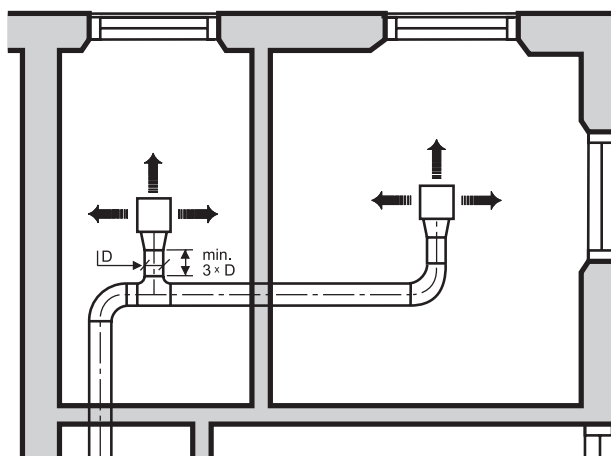
### Dobór kratki ze względu na wymogi akustyczne

Poziom dźwięku powodowany przez kratkę wentylacyjną powinien być o 5 dB niższy od dopuszczalnego poziomu dźwięku w pomieszczeniu.

### Odległość pomiędzy kratką i kanałem

Podane w katalogu dane techniczne dotyczące wartości oporów przepływu i poziomu dźwięku, odnoszą się do równomiernego rozkładu prędkości powietrza w kanale przed kratką.

Powszechnym błędem spotykanym przy projektowaniu, powodującym nadmierny poziom hałasu, jest umieszczanie kratki w zbyt małej odległości od kanału. Odległość kratki od kanału powinna być przynajmniej trzy razy większa od średnicy kanału przyłączeniowego (patrz rys. 12).

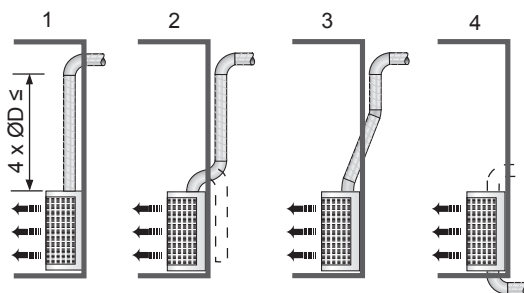


Rys. 12. Minimalna odległość od kratki do kanału.

### Podłączenie kanału z nawiewnikiem wyporowym

Sposób doprowadzenia kanału zasilającego do nawiewnika wyporowego, wpływa w znacznym stopniu na poziom generowanego hałasu.

Przykłady poniżej ilustrują o jaką wartość zwiększa się poziom dźwięku powodowany przez nawiewnik, przy różnych układach podłączenia kanału.



$V = 4-5 \text{ m/s}$	2 dB	6 dB	3 dB	3 dB
$V = 6-8 \text{ m/s}$	4 dB	10 dB	6 dB	6 dB

Rys. 13. Przykłady podłączeń nawiewnika i ich wpływ na poziom dźwięku.

Przy określaniu poziomu dźwięku nawiewników należy uwzględnić sposób ich podłączenia. Do danych akustycznych odczytywanych z wykresów należy dodać logarytmicznie poszczególne wielkości w zależności od sposobu podłączenia nawiewnika z uwzględnieniem prędkości przepływu powietrza w kanale podłączeniowym.

## **Praktyczne zasady określania poziomu hałasu w instalacjach wentylacji mechanicznej**

### **Informacje ogólne**

Jednym z częściej występujących problemów w utrzymaniu komfortu klimatycznego wewnątrz pomieszczeń jest rosnący poziom dźwięku emitowany z systemu wentylacyjno-klimatyzacyjnego. Minimalne wymagania odnośnie emitowanego hałasu zawarte w wytycznych SBN 75 są w większości przypadków wystarczające, jednak często nie są stosowane w praktyce ani nie są właściwie sformułowane. Swegon jako wiodący producent komponentów do systemów wentylacji, postawił sobie za cel wytwarzanie produktów wysokiej jakości, które przyczynią się do zbudowania dobrze działających i cichych systemów wentylacji. Warunkiem jednak zapewnienia wysokiego komfortu jest zastosowanie elementów we właściwy sposób. Aby spełnić ten ambitny plan dostarczania cichych systemów wentylacji, opracowaliśmy również metodologię postępowania podczas całego procesu projektowania. Przyświecał nam cel stworzenia metody, która przy minimalnym nakładzie pracy dawałaby oczekiwane rezultaty i dużą precyzję.

### **Przegląd**

Wszystkie produkty są projektowane mając na uwadze ich wpływ na cztery aspekty klimatu determinujące komfort klimatyczny w pomieszczeniu. Ponadto brane są także pod uwagę aspekty ekonomiczne i sprawność energetyczna. Na klimat wewnętrzny pomieszczeń wpływ mają:

- jakość powietrza,
- komfort cieplny,
- komfort akustyczny,
- czynniki optyczne.

Przeprowadzone pomiary odnośnie systemów wentylacji wskazały, że bezpośredni wpływ na komfort klimatyczny w pomieszczeniu mają trzy pierwsze z powyższych aspektów, badania przeprowadzone przez nas w pomieszczeniach dowiodły, że wpływ mają wszystkie cztery.

Ta metoda pracy oznacza, że czynniki akustyczne takie jak hałas emitowany przez system wentylacyjny oraz inne efekty akustyczne odgrywają taką samą wagę w obliczeniach jak pierwotna funkcja systemu wentylacyjnego.

### **Stabilność i wahania**

Systemy wentylacyjne same w sobie są niestabilne. Istnieje wiele czynników, które wpływają na zmienne warunki, które przyczyniają się do wahań przepływu, dźwięku itd. Powodów występowania tych wahań może być wiele: stopień zanieczyszczenia filtrów, warunki pracy i konserwacji, liczba pracujących nawiewników, wpływ wiatru itd. W odniesieniu do obliczeń akustycznych, punktem wyjścia jest przypadek najniekorzystniejszy warunków pracy, który może się utrzymać przez dłuższy okres. Może to oznaczać, że nie jest konieczne uwzględnianie określonych wymuszonych przepływów, jeśli występują one tylko przez krótki czas. Swegon wynalazł i wdrożył produkty i technologie, które przyczyniają się do stabilności systemów nawet wtedy, gdy podstawowe warunki pracy zmieniają się. Z uwagi na hałas, maksymalny poziom dźwięku dla tych produktów należy obliczyć dla stanu ustalonego podstawowych warunków, które system wentylacyjny musi utrzymać. W takich warunkach da się zastosować systemy sterowania takie jak np. system o nazwie e.r.i.c. koncernu Swegon.

## **Wpływ systemu wentylacji na komfort akustyczny**

System wentylacyjny w budynku oddziałuje swoimi właściwościami akustycznymi przez generowanie dźwięku, przenoszenie dźwięku przez ściany systemu kanałów, przecieki w wyciętych otworach, wzrost tłumienia dźwięku w pomieszczeniu przez kratki wentylacyjne. Spośród tych czynników równie istotne są wibracje generowane przez wentylatory. Wszystkie te aspekty muszą być rozpatrzone na etapie projektowania.

### **Generowanie dźwięku**

#### **Wentylatory**

Poziomy mocy akustycznej w dB są zwykle określane przez producentów zarówno w poszczególnych pasmach oktawowych jak również jako całkowity poziom mocy akustycznej.

#### **Przepustnice**

Poziomy mocy akustycznej w dB są zwykle określane przez producentów w poszczególnych pasmach oktawowych. Swegon podaje wartości mocy akustycznej w paśmie od 63 Hz do 8000 Hz.

#### **Kratki wentylacyjne**

Wewnętrzny poziom dźwięku jest zwykle określany jako poziom dźwięku w dB(A) odpowiadający pomieszczeniom o chłonności akustycznej 10 m<sup>2</sup> Sabine, co oznacza, że taki poziom dźwięku wystąpi w pewnej odległości od kratki w pomieszczeniu o chłonności akustycznej 10<sup>2</sup>. Jeśli strefa przebywania ludzi w pomieszczeniu rozszerzona jest aż do nawiewnika, należy wziąć pod uwagę fakt, że poziom dźwięku w sąsiedztwie nawiewnika jest dużo większy niż poziom dźwięku w centralnym punkcie pomieszczenia.

#### **Przepływ powietrza**

Przepływ powietrza w kanale przyczynia się do powstawania turbulencji w miejscach połączeń i zakończeń kanałów co prowadzi do powstawania hałasu. Nawiewniki Swegon są w większości przypadków projektowane z wystarczającym poziomem tłumienia dźwięku generowanego przy prędkości powietrza 8 m/s w kanale głównym i maksymalnie do 4 m/s w kanałach rozprowadzających. W pewnych sytuacjach tłumienie może być za małe szczególnie w pomieszczeniach, w których wymagany jest niski poziom pogłosu tła.

### **Tłumienie**

#### **Wyłumienie wentylatorów**

Wentylatory są zwykle wyposażone w tłumiki drgań i obudowy akustyczne, jednak rzadko jest to wystarczające i dlatego stosowane są tłumiki akustyczne na kanałach ssącym i tłoczącym.

#### **Tłumiki aktywne**

Najbardziej popularne są typy, w których powietrze przepływa przez tłumik wzdłuż kulis wykonanych z materiału absorbującego dźwięk. Im dłuższy jest tłumik tym większe możliwe do osiągnięcia tłumienie. Tłumiki aktywne zapewniają lepsze tłumienie w zakresie wysokich częstotliwości. Tłumienie podane jest w dB w poszczególnych pasmach oktawowym i odpowiada tłumieniu jakie można osiągnąć, jeśli odcinek kanału zastąpimy takim samym odcinkiem tłumika. Tłumiki kątowe produkcji Swegon dają wyższy stopień tłumienia.

### *Tłumiki bierne*

Tłumiki bierne mogą zapewnić dobre tłumienie nawet przy niskich częstotliwościach, jeśli objętość jest wystarczająco duża. Dobrym przykładem tłumika biernego jest skrzynka rozprężna, która wyłożona jest od wewnątrz materiałem absorbującym dźwięk. Energia dźwięku przyjmowana jest i równo dystrybuowana na całą powierzchnię, efekt tłumienia jest proporcjonalny do stosunku otworów do całkowitej wewnętrznej powierzchni. Otwory wlotowe i wylotowe nie powinny być umieszczone naprzeciw siebie dlatego, że dźwięki o wysokich częstotliwościach mogłyby przejść bez wytłumienia.

### *Kanały główne*

W normalnych okolicznościach dźwięk rozchodzi się w różnych gałęziach układu kanałów wentylacyjnych proporcjonalnie do powierzchni. Jedną z grubszych opracowanych metod przyjmuje, że rozchodzenie się dźwięku jest proporcjonalne do rozptywu powietrza w układzie. Jakkolwiek ta przybliżona metoda nie uwzględnia mogących wystąpić zaburzeń powodujących wzrost natężenia dźwięku w poszczególnych częstotliwościach, można ją stosować z pewnymi zastrzeżeniami do szacunkowego określania charakterystyk tłumienia w układach wentylacyjnych.



