



Chapter

8



吸音原理及其應用

8.1 共振吸音結構吸音原理

8.1.1 吸音係數

8.1.2 亥姆霍茲共鳴器

8.1.3 穿孔板共振吸音結構

8.1.4 微穿孔板吸音結構

8.1.5 薄板共振吸音結構

8.2 多孔吸音材料吸音原理

8.2.1 吸音材料分類

8.2.2 多孔材料吸音原理

8.2.3 影響多孔吸音材料吸音性能的因素

8.3 吸音原理應用

8.3.1 吸音降低噪音

8.3.2 消音室中吸音契應用

8.3.3 微穿孔板吸音結構的應用

8.4 吸音設計

習題



吸音原理 (sound-absorbing principle) 及其材料的研究與應用，一方面可以盡量降低噪音，給人們創造安靜舒適的生活環境，另一方面隨著科學的發展，人們對聽覺品質有更高的要求，用吸音方法來降低噪音，在噪音控制工程中極為普遍，當音波入射到物體的表面時，有一部分音波會反射回去，而另一部分音波會進入物體，進而被物體所吸收而轉化成熱能，音波能量被物體吸收的現象稱為吸音。實際生活上吸音現象是普遍存在的，而大量物體都或多或少具有吸音本領，但是只有較強吸音能力的材料或結構，才可作為吸音材料 (sound-absorbing material) 或吸音結構 (sound-absorbing structure)，並在工程上實際被應用。

目前在工程應用中主要有二大類原理，一是共振吸音結構 (acoustic resonance structure)，它是利用入射音波在結構內產生共振，從而使大量能量消耗，而另一是由多孔材料 (porous materials) 構成的吸音材料，它能使大部分音波進入材料，從而由於材料具有很強的吸音能力，使進入該材料的音波在傳播過程中逐漸消耗怠盡，然而第一種共振吸音結構，它利用了共振原理，因而吸音的頻帶較窄，而後一種多孔吸音材料 (porous sound-absorbing material) 的吸音頻帶就比較寬廣。

用吸音方法降低噪音主要包括兩個方面：(1) 對噪音源的控制和吸音材料的應用；(2) 對噪音源的控制主要是運用阻尼減振材料 (damping material) 來減小噪音的產生或者降低產生噪音的強度。

8.1 共振吸音結構吸音原理

8.1.1 吸音係數

吸音係數反映吸音材料的吸音能力。定義：音波入射到材料表面時，材料的吸音能和透射音能的和與入射到材料表面的音能之比，公式如下：

$$\alpha = \frac{E_i - E_r}{E_i} = \frac{E_b + E_t}{E_i} \quad (8-1)$$

式中：

E_i ：入射音的總能量，

E_r ：反射音的音能，

E_b ：被材料吸收的音能，

E_t ：透過材料的音能。

材料不同，吸音係數不同， $\alpha = 0$ ，表示材料完全反射， $\alpha = 1$ ，表示材料完全吸收，一般材料的吸音係數介於 0 ~ 1 之間，吸音材料對於不同的頻率，具有不同的吸音係數，在工程上，一般採用 125 Hz、250 Hz、500 Hz、1,000 Hz、2,000 Hz、4,000 Hz 的 6 個頻率的吸音係數的算術平均值來表示某種吸音材料的吸音頻率特性。

吸音係數還與音波入射角度有關，當音波垂直入射到材料的表面測得的吸音係數，稱為垂直入射吸音係數，用 α_0 表示；當音波從各個方向同時入射到材料（結構）表面，這種無規則入射測得的材料吸音係數，稱為無規則入射係數，用 α_R 表示。 α_0 通過駐波管法測定， α_R 通過餘響室法測定，兩者均為工程設計中常用的吸音係數，它們之間的近似換算關係詳表 8.1-1。

表 8.1-1 駐波管法吸音係數對餘響室法吸音係數的近似換算表

駐波管法吸音係數 α_0 (%)	餘響室法吸音係數 α_R (%)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18
10	20	22	24	26	27	29	31	33	34	36
20	38	39	41	42	44	45	47	48	50	51
30	52	54	55	56	58	59	60	61	63	64
40	65	66	67	68	70	71	72	73	74	75
50	76	77	78	78	79	80	81	82	83	84
60	84	85	86	87	88	88	89	90	90	91
70	92	92	93	94	94	95	95	96	97	97
80	98	98	99	99	100	100	100	100	100	100
90	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

共振吸音結構利用入射音波在結構內產生共振，從而使能量消耗以達到吸音的目的，由於共振式吸音結構主要是利用了共振效應 (resonance effect)，因而其有一定的頻帶限制，在共振頻率 (resonant frequency) 附近，吸音係數 (sound absorption coefficient, α) 很高，可接近於 1，一旦偏離共振頻率，吸音係數迅速下降，所以共振式吸音結構，無論用作室內吸音，還是管道消音，一般常適宜使用於低頻 (low frequency, LF) 部分，特別是在頻譜 (spectrum) 中，可發現低頻部分具有明顯峰值的情形，這類共振式吸音結構大多應用於

500 Hz 以下的噪音控制，很少會用於超過 1,000 Hz 以上的噪音控制。共振吸音結構可分為單個共鳴器（亥姆霍茲共鳴器，Helmholtz resonator）、穿孔板共振吸音結構、微穿孔板吸音結構、薄板共振吸音結構多種，以下分別說明。

8.1.2 亥姆霍茲共鳴器



其實在聲學中可以利用多種共振結構來進行吸音，而亥姆霍茲共鳴器是最簡單的一種共振吸音結構。由一根短管和一個體腔（體腔的形狀並不很重要，可以是球形或者柱形）組成，這種共鳴器早期由德國著名聲學家亥姆霍茲（Hermann von Helmholtz，赫爾曼·馮·亥姆霍茲）提出並用來分析聲音的頻譜，故命名為亥姆霍茲共鳴器。

亥姆霍茲共鳴器有一固有的共振頻率，如外界作用的音波的頻率與該共振頻率一致時，系統將發生共振，而使系統內的音振動產生強烈放大。如果系統記憶體在適當音阻材料，則就會強烈消耗音能，達到良好吸音效果。圖 8.1-1 為亥姆霍茲共鳴器示意圖。

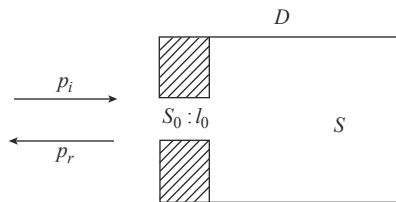


圖 8.1-1 亥姆霍茲共鳴器示意圖

為了方便討論這裡取背腔為柱形，其體積 $V_0 = SD$ ， S 代表腔體橫截面積， D 為其深度；短管的面積為 S_0 ，半徑為 a_0 ，長為 l_0 。入射音波的音壓為 $p_i = p_{ia}e^{j\omega t}$ ，該共鳴器在管口處的音阻抗 (acoustic impedance) 為 $Z_a = R_a + jX_a$ ，音阻抗與介質密度、音速有關，與頻率、幅值無關，當音波垂直入射時，共鳴器的吸音係數可表示為：

$$\alpha = \frac{4R_a S \rho_0 c_0}{(R_a S + \rho_0 c_0)^2 + X_a^2 S^2} \quad (8-2)$$

式中：

ρ_0 ：空氣密度，

c_0 : 音速,

R_a : 音阻 (acoustic impedance, 音阻是音阻抗的實部),

$X_a = \omega M_a - \frac{1}{\omega C_a}$: 音抗 (acoustic reactance, 音抗是音阻抗的虛部),

$M_a = \frac{\rho_0 l}{S_0}$: 音質量,

$C_a = \frac{V_0}{\rho_0 c_0^2}$: 音容 (acoustic capacitance unit)。

把音阻率比 $x_s = \frac{R_s}{\rho_0 c_0} = \frac{R_a S}{\rho_0 c_0}$ (specific acoustical impedance)、音抗率比 $y_s = \frac{X_s}{\rho_0 c_0} = \frac{X_a S}{\rho_0 c_0}$ (specific acoustical reactance) 代入 (8-2) 式得到:

$$\alpha = \frac{4x_s}{(1+x_s)^2 + y_s^2} \quad (8-3)$$

當 $y_s = 0$ 或 $\omega = \omega_r = 2\pi f_r = \sqrt{\frac{1}{M_a C_a}}$ 時, 即共鳴器發生共振, 此時吸音係數達到極大值 α_r , α_r 可以表示為:

$$\alpha_r = \frac{4x_s}{(1+x_s)^2} \quad (8-4)$$

此時, α_r 僅與 x_s 有關。由圖 8.1-2 可以看出, 當 $x_s = 1$ 時, $\alpha_r = 1$, 即入

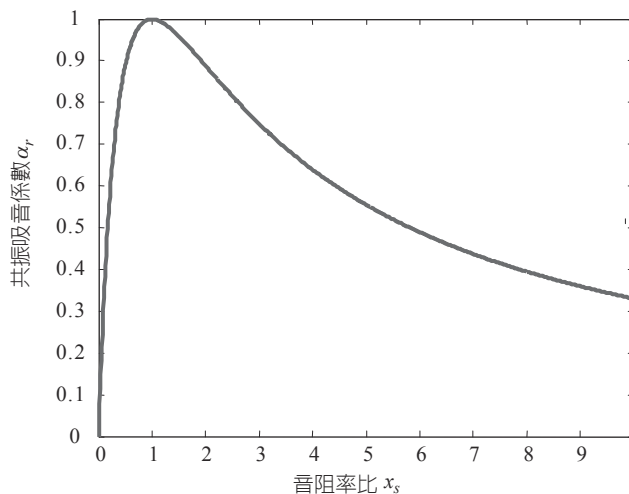


圖 8.1-2 共振吸音係數 α_r 隨音阻率比 x_s 的變化關係圖

射音波完全被吸收，共振吸音結構達到最佳吸音效果。當 x_s 小於或大於 1 時，吸音係數都小於 1。

將 (8-4) 式代入 (8-3) 式，可得：

$$\alpha = \frac{\alpha_r}{1 + \frac{y_s^2}{(1+x_s)}} \quad (8-5)$$

代入頻率比 $z = \frac{\omega}{\omega_r} = \frac{f}{f_r}$ ，質量因數 $Q_R = \frac{\omega_r M_a}{R'}$ ， $R' = R_a + \rho_0 c_0 / S$ 。

式中：

$\rho_0 c_0 / S$ ：短管中輻射平面波的音輻射音阻。

由 $\omega_r = 2\pi f_r = \sqrt{\frac{1}{M_a C_a}}$ 得 $M_a = \frac{1}{\omega_r^2 C_a}$ ，把 $M_a = \frac{1}{\omega_r^2 C_a}$ ， $C_a = \frac{V_0}{\rho_0 c_0^2}$ 和 $x_s = \frac{R_a S}{\rho_0 c_0}$ 代入 $Q_R = \frac{\omega_r M_a}{R'}$ ，得：

$$Q_R = \frac{\lambda_r}{(1+x_s)2\pi D} \quad (8-6)$$

式中：

$\lambda_r = \frac{c_0}{f_r}$ ：共鳴器共振頻率對應的音波波長。

由於 $X_a = \omega M_a - \frac{1}{\omega C_a}$ ，利用 $\omega_r = 2\pi f_r = \sqrt{\frac{1}{M_a C_a}}$ 消去 M_a ，並代入 $C_a = \frac{V_0}{\rho_0 c_0^2}$ ， $z = \frac{f}{f_r}$ ，可計算得：

$$X_a = \frac{\rho_0 c_0 \lambda_r}{2\pi V_0} \left(z - \frac{1}{z} \right) \quad (8-7)$$

所以：

$$y_s = \frac{X_a S}{\rho_0 c_0} = \frac{\lambda_r}{2\pi D} \left(z - \frac{1}{z} \right) \quad (8-8)$$

把 (8-6) 式、(8-8) 式代入 (8-5) 式，加以整理：

$$\alpha = \frac{\alpha_r z^2}{z^2 + [(z^2 - 1)Q_R]^2} \quad (8-9)$$

(8-9) 式提出了共振吸音結構的吸音係數以 Q_R 為參數的頻率關係。透過此式可求得這種吸音結構的吸音頻帶寬度。

令 $\alpha = \frac{\alpha_r}{2}$ 代入 (8.9) 式，得：

$$\left[\frac{(z^2 - 1)Q_R}{z} \right]^2 = 1$$

考慮到 $z > 0$ ，解得：

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{1 + \sqrt{1 + 4Q_R^2}}{2Q_R} \\ z_2 &= \frac{-1 + \sqrt{1 + 4Q_R^2}}{2Q_R} \end{aligned} \right\} \quad (8-10)$$

由 (8-10) 式可確定吸音頻帶寬度為： $z_1 - z_2 = \frac{1}{Q_R}$
或表示成：

$$\frac{f_1 - f_2}{f_r} = \frac{1}{Q_R} \quad (8-11)$$

由 (8-11) 式可以看出，吸音頻帶寬度僅與質量因數 Q_R 有關。 Q_R 越小，吸音頻率寬度越寬； Q_R 越大，吸音頻帶寬度越窄，但共鳴器對頻率的選擇性更好，可參見圖 8.1-3。橫座標為音阻率比 $z = f/f_r$ ，縱座標為吸音係數與共振吸音係數的比值 α/α_r 。

由以上理論分析，對這種結構的吸音性能具有重要影響的主要有三個參數，即結構的共振頻率 f_r 、音阻率比 x_s 以及質量因數 Q_R 。 f_r 的選擇主要決定於待吸收音處理的主要頻段， x_s 可以決定在 f_r 時吸音的最佳效果，而 Q_R 值則決定了具有最佳吸音效果的頻帶寬度，而且這三個參數是相互有關聯的，因此在使用該吸音結構時要綜合分析與評估這三個參數，才能得到合適的最佳設計方案。

一般說，多孔吸音材料的特點是吸音性能高頻優於低頻，因而低頻段的吸音依靠多孔材料通常是較困難的。由於共振式吸音結構主要是利用了共振效應，因而其有一定的頻帶限制。所以共振式吸音結構，無論用作室內吸音，還是管道消音，一般常適宜使用於低頻段，特別是在噪音頻譜中發現低頻段

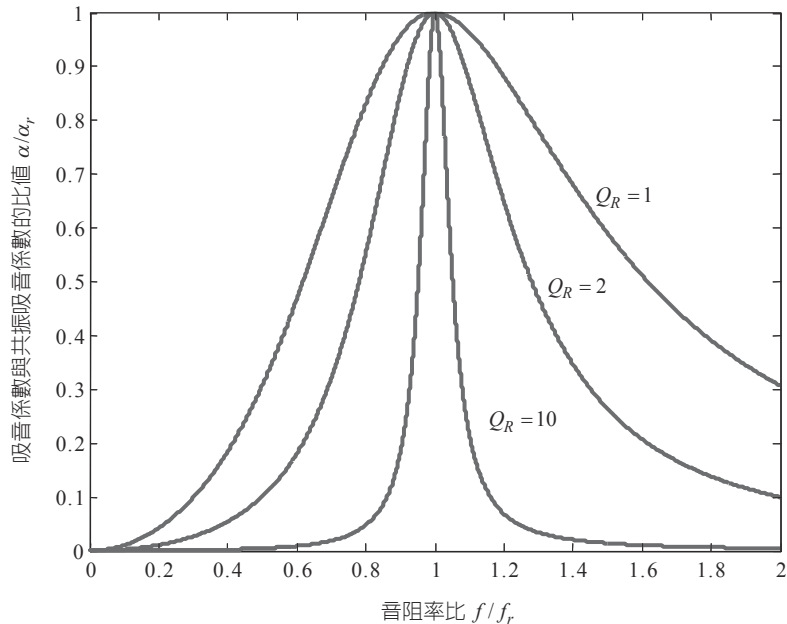


圖 8.1-3 共振吸音結構的吸音係數以 Q_R 為參數的頻率關係

具有明顯峰值的情形。這類共振式吸音結構大多應用於 500 Hz 以下的噪音處理，很少會用於超過 1 kHz 以上的噪音處理。共振式吸音結構在噪音控制工程應用中，一般並不以單體共鳴器作為應用結構的，而廣泛採用的是一種穿孔板共振結構，下面就來介紹這種穿孔板吸音結構，也簡稱穿孔結構的應用設計。

8.1.3 穿孔板共振吸音結構

在噪音控制工程應用中，一般並不採用單個共鳴器來達到吸音目的，而廣泛採用的是穿孔板共振吸音 (sound absorption of perforated panel resonance) 結構。薄的板材如鋼板、鋁板、膠合板、塑膠板、石膏板等按一定的孔徑 (bore diameter) 和穿孔率 (perforation rate)，在背後留下一定厚度的空氣層，就構成穿孔板共振吸音結構。

如圖 8.1-4 所示，在剛性壁面前的一定距離處安裝著一塊穿有很多小孔的板就構成了穿孔板共振吸音結構。

如果孔的分佈比較均勻，而板有一定厚度，則穿孔板共振吸音結構就相當於許多相同單個共鳴器的並聯，因此其共振頻率也與單個共鳴器的共振頻率 (resonant frequency) 相當，公式如下：

$$f_r = f_{ri} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{M_i C_{ai}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c_0^2 S_i}{(\rho_0 l V / n_0 S)}} = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{l D}} \quad (8-12)$$

式中：

V ：刚性壁面體積，

S ：刚性壁面橫截面積，

V_i ：穿孔板共振腔體體積，

S_i ：穿孔板共振腔體橫截面積，

f_{ri} ：單個共鳴器的共振頻率，

$M_i = \frac{\rho_0 l}{S_i}$ 、 $C_{ai} = \frac{V_i}{\rho_0 c_0^2} = \frac{V / (n_0 S)}{\rho_0 c_0^2}$ ：分別單個共鳴器的音質量和音容，

n_0 ：單位面積結構上穿的小孔數，

$\sigma = S_i n_0$ ：穿孔板的穿孔率(%)，

D ：腔深度。

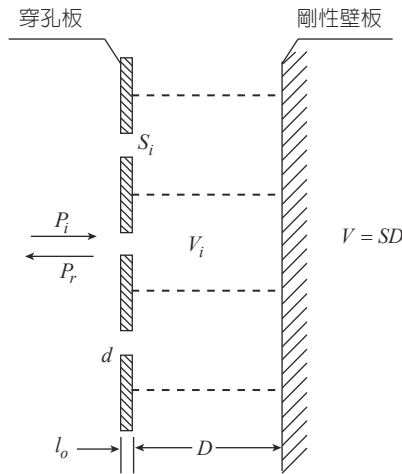


圖 8.1-4 穿孔板共振吸音結構

對於(8-12)式中的有效長度 l 需要予以特別說明， l 一般比穿孔的實際長度 l_0 要大。在穿孔結構中，因為穿孔的實際長度一般比較小，所以長度修正常常顯得特別重要。經過修正，穿孔的有效長度公式如下：

$$l = l_0 + \beta_0 d + \frac{D\sigma}{3} \quad (8-13)$$

式中：

d ：小孔直徑，

β_0 ：在工程應用中近似由 $\beta_0 = \frac{8}{3\pi} \left(1 - \frac{5}{4} \sqrt{\sigma} + \frac{\sigma^2}{4} \right)$ 算出。

例如，設穿孔板的厚度為 2×10^{-3} m，穿孔直徑 $d = 2 \times 10^{-3}$ m，穿孔率 $\sigma = 0.02$ ，空腔深度 $D = 0.1$ m。由近似公式可算得 $\beta_0 = 0.70$ ，由此算得 $\beta_0 d = 1.4 \times 10^{-3}$ m， $\frac{D\sigma}{3} = 0.6 \times 10^{-3}$ m，因此： $l = (2 + 1.4 + 0.6) \times 10^{-3} = 4 \times 10^{-3}$ m； $f_r =$

$\frac{340}{2\pi} \sqrt{\frac{0.02}{0.1 \times 4 \times 10^{-3}}} = 382.8$ Hz，若穿孔率 $\sigma = 0.01$ ，即比原來減小一半，則可算得共振頻率為 $f_r = \frac{382.8}{\sqrt{2}} = 270.3$ Hz。

一般穿孔結構的孔徑較粗，因此其自身的音阻較小，所以這種結構的吸音頻帶較窄，如在穿孔板背後填充一些多孔的材料或敷上音阻較大的紡織物等材料，便可改進其吸音特性。填充吸音材料時，可以把空腔填滿，也可以只填一部分，關鍵在於要控制適當的音阻率。工程中，常採用板厚度為 2 ~ 5 mm，孔徑 2 ~ 10 mm，穿孔率在 1% ~ 10%，空腔厚度 100 ~ 250 mm 的穿孔板結構。

8.1.4 微穿孔板吸音結構

普通穿孔板在使用中音阻很小，導致了如果在後面不填充多孔材料時吸音頻帶很窄。為了加寬吸音頻帶，可以用板厚、孔徑均在 1 mm 以下穿孔率為 1% ~ 5% 的薄金屬板與背後的空氣層組成共振吸音結構，這種穿孔板就是微穿孔板 (micro-perforated panel)，照片如圖 8.1-5 所示。由於微穿孔板的穿孔細而密，因此它的音阻比穿孔板大很多，而其音質量要小很多。

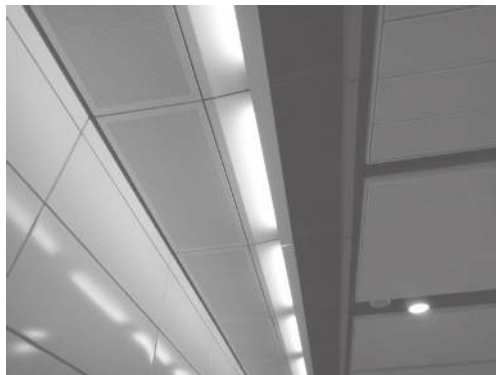


圖 8.1-5 微穿孔板

由於微穿孔板吸音結構是一種低音質量、高音阻的共振吸音結構，使得其性能介於多孔吸音材料和共振吸音結構之間，其吸音頻率寬度可優於一般的穿孔板共振吸音結構，微穿孔板可以看作許多微穿孔的並聯，每個微穿孔為一個很細的短管，在孔間距比孔徑大得很多時，可假設各孔的特性互不影響，微穿孔板的音阻抗 (acoustic impedance) 簡單地等於單孔的音阻抗除以孔數。

微穿孔板吸音結構的相對阻抗 Z 可以用下式計算：

$$Z = r + j\omega m - j \cot \frac{\omega D}{c} \quad (8-14)$$

式中：

- c ：音速 (m/s)，
- D ：空氣層深度 (mm)，
- ω ：角頻率， $\omega = 2\pi f$ ，(f 為頻率)，
- r ：相對音阻率，
- m ：相對音質量。

r 和 m 分別由下式表示：

$$r = 0.147tK_r / d^2\sigma \quad (8-15)$$

$$m = 0.294 \times 10^{-3} tK_m / \sigma \quad (8-16)$$

式中：

- d ：小孔直徑 (mm)，
- l_0 ：板厚 (mm)，
- σ ：穿孔率 (%)，
- K_r ：音阻係數，
- K_m ：音質量係數。

$$K_r = \sqrt{1 + \frac{x^2}{32} + \frac{\sqrt{2}xd}{8l_0}} \quad (8-17)$$

$$K_m = 1 + \frac{1}{\sqrt{9 + x^2/2}} + 0.85 \frac{d}{x} \quad (8-18)$$

式中：

$$x = \sqrt{\frac{fd^2}{10}}$$

音吸收的頻帶帶寬近似的由 $\frac{r}{m}$ 決定，比值越大，吸音頻帶越寬。

$$\frac{r}{m} = \frac{L K_r}{d^2 K_m} \quad (8-19)$$

式中：

L ：一常數，與微穿孔板材料有關。

微穿孔板的共振頻率：

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{L_k D}} \quad (8-20)$$

$$L_k = l_0 + 0.8 + \frac{D\sigma}{3} \quad (8-21)$$

式中：

$\frac{D\sigma}{3}$ ：末端修正，

D ：腔深度。

常用的微穿孔板吸音結構多是單層或雙層微穿孔板結構形式。雙層吸音結構具有更寬的吸音頻帶，並且有兩個共振吸收峰。

微穿孔板吸音係數：

$$\alpha = \frac{4r}{(1+r)^2 + (2\pi gy - \cot 2\pi y)} \quad (8-22)$$

式中：

$$y = fD/c,$$

$$g = mc/D.$$

當產生共振時：

$$2\pi f_r m - \cot \frac{2\pi f_r D}{c} = 0$$

共振時的最大吸音係數為：

$$\alpha_0 = \frac{4r}{(1+r)^2} \quad (8-23)$$

微穿孔結構，可以利用其本身的穿孔音阻就可以達到一定的吸音要求，無需在穿孔板後添加其他音阻材料，這就可以大大簡化穿孔結構的設計，特別是對於某些特殊使用場合，如要求耐高溫、承受高風速、超淨等，在穿孔板後添加多孔材料，如玻璃纖維布等，就難以滿足工程實施要求。這時，微穿孔結構尤其顯得具有獨特優越性，當然由於微穿孔結構的穿孔直徑一般小於1mm，對有些板材如膠合板等在加工上會存在一些困難，因此微穿孔結構多數採用薄金屬板，如薄鋁板、鋼板、鍍鋅板、不鏽鋼板等材料製作。

由於微穿孔板後的空氣層 (air layer) 內「無需」填裝多孔吸音材料，因此不怕水和濕氣，不黴、不蛀、防火、耐高溫、耐腐蝕、清潔無污染，能承受高速氣流的衝擊。因此，微穿孔板吸音結構在吸音降低噪音和改善室內音質方面受廣泛的應用。

8.1.5 薄板共振吸音結構

將薄的塑膠板、金屬或膠合板等材料的周邊固定在框架 (龍骨) 上，並將框架與剛性板壁相結合，這種由薄板與板後的空氣層構成的系統稱為薄板共振吸音結構。圖 8.1-6 為薄板共振吸音結構示意圖。

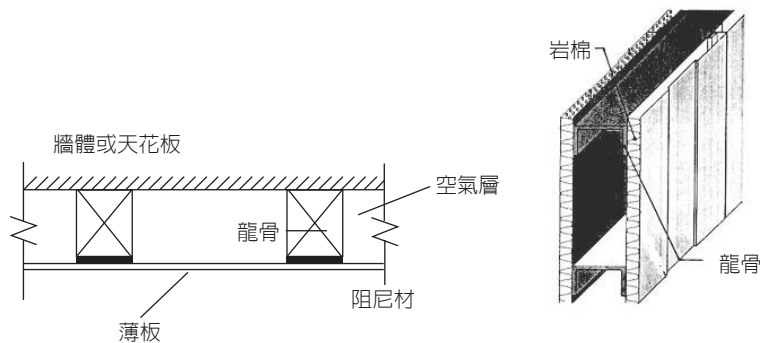


圖 8.1-6 薄板共振吸音結構示意圖

薄板共振吸音 (sound absorption of membraneous vibration) 結構中薄板的板狀材料或膜狀材料，如合板、石膏板、甘蔗板、鑽泥板或帆布等，當音波入射到薄板上時，將激起板面振動，使板發生彎曲變形，由於板和固定支點之間的摩擦，以及板本身的內阻尼 (damping)，這一部分音能轉化為熱能耗損，音波得到衰減，消耗能量而吸音，其吸音特性以低頻音為主。

把膠合板、薄板、硬質纖維板、石膏板、石棉水泥或金屬板等周邊固

定，背後留有一定厚度的空氣層，可以在低頻域具有良好的吸音特性。薄板在音波作用下發生振動，板內及板與龍骨之間出現摩擦損耗，於是音能被吸收掉。因此，必須使薄板振動結構的共振頻率與入射音波頻率一致，才能發揮共振吸音的作用。

此種構造是板的质量、背後空氣層、牆或天花板剛性的彈簧組成振動系統，有共鳴周波數。此共鳴周波數通常無法簡單求得，若有周波數與入射音一致，板會引起共鳴振動，其振動顯著增大，此周波數附近的能量損失增大，亦即與穿孔板構造同樣，藉共鳴吸收使音被吸收。當入射音波頻率與薄板共振吸音結構的固有頻率一致時，產生共振，消耗音能最大。設計者在使用上，活用三種材料之特性，可達到理想的吸音目的；對於高頻音使用多孔質型的材料，若對象頻率中某頻率特別突出，則使用共鳴吸音楔型材料或穿孔板，而低頻率的聲音應使用板模振動型材料。

通常，薄板結構的共振頻率 f_r 約在 80 ~ 300 Hz 左右，它可由下式計算：

$$f_r = \frac{600}{\sqrt{mD}} \quad (8-24)$$

式中：

m ：薄板的面密度（單位 kg/m^2 ），

D ：空氣層厚度（單位 cm ）。

可見，增加薄板的面密度或空氣層厚度，可使共振頻率下移，一般薄板結構的共振吸音係數約在 0.2 ~ 0.5 左右，在空氣層中加填多孔吸音材料，在板的邊緣安置海綿、軟橡皮、毛氈等軟材料，都可以提高吸音係數，拓展吸音頻帶。目前有關薄板共振吸音結構的吸音係數很難由理論計算得到，因此某種材料的吸音係數和吸音帶寬主要透過實驗實測取得。

8.2 多孔吸音材料吸音原理

8.2.1 吸音材料分類

目前生產的多孔吸音材料主要有無機纖維材料類、泡沫塑料類、橡膠類吸音、有機纖維材料類以及吸音建築材料類幾種。

一 無機纖維材料類

這一類吸音材料主要有玻璃絲、玻璃棉、岩棉和礦渣以及其製品。

1. 玻璃絲分熟玻璃絲、生玻璃絲等，也有製成各種玻璃絲氈而應用的。
2. 玻璃棉分短棉(直徑 $10 \sim 13 \mu\text{m}$)，超細棉($0.1 \sim 4 \mu\text{m}$)以及中級纖維($15 \sim 25 \mu\text{m}$)三種。超細玻璃棉是最常用的吸音材料，它具有不燃、容量小、防蛀、耐蝕、耐熱、抗凍、隔熱等優點。還有一種經過矽油處理的超細玻璃棉，它具有防火、防水和防潮的特點。
3. 礦渣棉具有熱導率小、防火、耐蝕、價廉等優點。
4. 岩棉吸音材料價廉、隔熱、耐高溫(700°C)、且易於成型。

二 泡沫塑料類

用作吸音材料的泡沫塑料(foamed plastic)有聚氨酯泡沫塑料(polyurethane foam, PUF)……等，這類材料的特點是密度小($10 \sim 40 \text{ kg/m}^3$)、不易導熱、質軟等，其缺點是易老化、耐火性差。

三 有機纖維材料類

這類材料是使用棉麻等植物纖維來吸音的，如紡織廠的飛花及棉麻下腳料、棉絮、稻草、海草、椰衣、棕絲等以及其製品，也可以用邊角木料、甘蔗渣、麻絲、紙漿等，經過切碎、軟化、打漿、加壓而製成各種軟質纖維板，用木絲、水泥、水玻璃製成的木絲板，也屬於這一類。這類材料具有價廉、吸音性能較好的特點，應當說明，作為吸音材料用的各種纖維板，都是軟質纖維板，其堆密度(bulk density)一般為 $200 \sim 300 \text{ kg/m}^3$ ，而堆密度為 $1,000 \text{ kg/m}^3$ 的硬質纖維板是不能作吸音用的，使用有機纖維時，應注意防火、防蛀和受潮的問題。

四 吸音建築材料類

目前在建築中還常使用各種泡沫微孔的吸音磚、泡沫混凝土等材料，來達到直接吸音的目的；有的吸音磚設計為針對某一頻率的共振腔，這就不屬於多孔材料的範圍了。

8.2.2 多孔材料吸音原理

除共振吸音結構外，採用吸音材料進行聲學處理也是常用的措施。多孔材料一方面能使空氣中的音波能量容易進入多孔材料，而同時又能在材料中傳播時被大量的吸收消耗掉，由多孔材料其吸音性能常是高頻優於低頻，因此它的有效吸音頻率範圍是較寬的。由於多孔吸音材料的吸音功能主要還得依靠在材料中將音能逐漸消耗掉，因此吸音能力還與材料的厚度有關；此外，吸音材料使用時，一般總是貼在某一壁面上，因此也會與被貼的壁面的聲學特性有關。吸音材料一般應滿足兩方面的要求：一是這些材料的特性阻抗應盡量與外界媒質的特性阻抗相接近，這樣能使入射到這些材料上的音波盡量多地透入到材料中去，二是傳入到這些材料中的音波應受到較強的吸收。多孔吸音材料內有許多微孔和間隙，孔隙細小而且分佈均勻，這樣使得材料內的有效表面積大，並且孔隙中的音波吸收係數也很大，有利於音能的吸收。微孔相互貫通並且與外界連通，便於音波直接進入材料，此外多孔吸音材料的密度比空氣大，但微孔中的音速卻比無界空間小，所以其總效果是二者的特性阻抗互相接近，便於音波更多的透入到材料中。

當音波入射到多孔吸音材料表面後，一部分音波從多孔材料表面反射，另一部分音波透射進入多孔材料。進入多孔材料的這部分音波，引起多孔吸音材料內的空氣振動，由於多孔材料中空氣與孔的摩擦和黏滯阻力等，將一部分音能轉化為熱能。此外，音波在多孔吸音材料內經過多次反射進一步衰減，當進入多孔吸音材料內的音波再返回時，音波能量已經衰減很多，只剩下小部分的能量，大部分則被多孔吸音材料損耗吸收掉。

多孔吸音材料一般對中高频音波具有良好的吸音效果，許多的研究和實驗表明：多孔吸音材料，如礦棉、超細玻璃棉等，只要適當增加厚度和容重 (unit weight)，並結合吸音結構設計，其低頻吸音性能也可以得到改善。

8.2.3 影響多孔吸音材料吸音性能的因素

多孔吸音材料的吸音性能，主要受材料的流阻、孔隙率、結構因數、材料厚度、堆密度、材料背後的空氣層、材料表面的裝飾處理以及使用的外部條件等影響。

一 材料的流阻

流阻 (flow resistance) R_f 是評估吸音材料或吸音結構對空氣黏滯性能影響

大小的指標。流阻的定義是微量空氣流穩定地流過材料時，材料兩邊的靜壓差和流速之比：

$$R_f = \frac{\Delta p}{v} \quad (8-25)$$

流速與空氣的黏滯性、材料或結構的厚度、密度等都有關係。通常將吸音材料或吸音結構的流阻控制在一個適當的範圍內，吸音係數大的材料或結構，其流阻也相對比較大，而過大的流阻將影響通風系統等結構的正常運作，因此在吸音設計中必須兼顧流阻特性。

二 孔隙率

孔隙率 (porosity) 是指多孔材料的空氣體積與材料總體積之比，常用百分比表示，一般多孔吸音材料的孔隙率高達 70%，有些甚至達 90% 左右，同時要求這些孔隙盡可能細小而且均勻分佈，這樣材料內的總表面積大，有利於音能的吸收。

三 結構因數

結構因數 (structure factors) 是多孔吸音材料吸音理論中為修正毛細管理論而導入的係數。它表示多孔吸音材料中孔的形狀及其方向性分佈的不規則情況，在多孔材料吸音作用的理論研究中，將材料間隙作為毛細管沿厚度方向縱向排列的模型，但實際上多孔材料的間隙形狀和排列是很複雜的，為了使理論和實際相符合，考慮一項修正係數，這就是結構因數。通常其數值一般在 2~10 範圍內，偶爾也會達到 25，玻璃棉為 2~4，木絲板為 3~6，毛氈為 5~10，聚氨酯泡沫為 2~8，微孔吸音磚為 6~20。

四 材料厚度

同一種材料厚度 (material thickness) 一定，在低頻範圍吸音係數相對較低，隨頻率的增加而迅速提高，到高頻範圍起伏不明顯。但隨材料厚度加大，高頻吸收增加不明顯，只是低頻吸音係數加大。實驗表明，同一種多孔材料，但堆密度一定時，厚度和頻率的乘積決定吸音係數。當材料厚度增加一倍，頻譜曲線向低頻方向移動一個倍頻帶。在實際應用中多孔吸音材料的厚度一般取 30~50 mm 就夠了，如需提高低頻的吸音效果，厚度可取 50~100 mm，必要時也可以大於 100 mm，再大就不太經濟了，而且繼續增加材料

厚度，吸音係數增加值逐漸減少，特別是當材料厚度相當大時，此時由於厚度引起的吸音變化就不明顯了，在吸音及消音設計中，常常要根據對低頻的吸音要求來選定材料的厚度。

五 材料堆密度的影響

堆密度 (bulk density) 是指單位體積吸音材料的質量，單位為 kg/m^3 。多孔材料堆密度增加時，材料內部的孔隙率會相應降低，吸音頻譜曲線向低頻方向移動，但高頻吸音效果卻可能降低，但堆密度過大時，吸音效果又會明顯降低，理論分析和實踐結果表明，在一定條件下各種材料的堆密度均存在一個最佳值，通常使用的堆密度範圍是超細玻璃棉取 $15 \sim 25 \text{ kg}/\text{m}^3$ ，玻璃纖維取 $100 \text{ kg}/\text{m}^3$ ，礦渣棉取 $120 \text{ kg}/\text{m}^3$ 左右，就堆密度與厚度兩個因素來比較，厚度的影響比堆密度的影響更明顯。

六 多孔材料背後空氣層的影響

在實際工程結構中，為了改善吸音材料的低頻吸音性能，通常在吸音材料背後預留一定厚度的空氣層 (air layer)。空氣層的存在，相當於在吸音材料後又使用了一層空氣層作為吸音材料，或者說，相當於使用了吸音結構。

七 材料表面處理的影響

為了增加強度、便於安裝維修以及改善吸音性能的需要，多孔材料通常要進行表面裝飾處理，如安裝護面層、粉刷油漆等。

(一) 護面層的影響

常用的護面層有金屬網、塑膠窗紗、玻璃布、麻布、紗布及穿孔板等。穿孔率大的護面層 (如金屬網、塑膠窗紗以及穿孔率大於 20% 的穿孔板等)，對吸音性能的影響不大，若穿孔板的穿孔率小於 20%，由於高頻音波的繞射作用較弱，因此高頻吸音效果會受到影響。

(二) 粉刷油漆的影響

在纖維板、木絲板等吸音材料表面進行粉刷油漆，會增加流阻，流阻太高時，吸音性能會下降，尤其是高頻吸音性能顯著下降。因此，一般不採取直接粉刷的辦法，而是飾以其他護面材料，必須粉刷時，可採用噴刷法。

八 表面鑽孔及開槽的影響

在纖維板等吸音材料表面，鑽上半穿孔或開一些狹槽，可增加有效吸音表面面積，並使音波易於進入材料深處，因此會提高吸音性能。

九 外部使用條件變化的影響

1. **溫度的影響**：溫度的變化，會引起音速及波長的變化，同時也因為空氣黏滯性的變化導致流阻的改變，因此會影響吸音性能。一般來說，溫度升高，吸音頻率曲線向高頻移動。
2. **濕度的影響**：多孔吸音材料吸濕或吸水，會引起材料變質，並降低材料的空隙率，影響材料的吸音性能。
3. **氣流的影響**：多空材料由於氣流或壓力脈動，可引起纖維的飛散與材料的破損，因此影響材料的吸音性能。

8.3 吸音原理應用

8.3.1 吸音降低噪音

吸音是指吸收音的能量，亦即音能變為熱能而消失 (dissipation)。吸音材料與結構轉換入射音能為熱能，由於音波所具有之能量極小，所轉換的熱能極小，能量轉換為熱能損失包含二個機制：(1) 黏滯流動損失 (viscous flow losses) 及 (2) 內部摩擦 (internal friction)。

一 黏滯流動損失

有效之吸音材料結構係含有很多互相連接的孔隙，音波傳入孔隙內時，音波之空氣分子速度與孔隙內之吸音材料造成相對速度，因此在孔隙內吸音材料表面產生邊界層損失 (boundary layer losses)。

二 內部摩擦

部分吸音材料具有彈性的纖維狀結構或彈性的多孔性結構，由於音波的傳入而造成纖維狀結構被壓縮、彈回，或造成多孔性結構的伸縮、鬆緊，因此在這些結構內，能量的損失除了黏滯流動損失外，尚含有吸音材料本身內

部摩擦損失。吸音材料之特性廣泛決定於孔隙的大小、孔隙互相連接程度、材料厚度等。

音波在封閉房間傳播時，在室內除了可以接收到來自音源的直接輻射音波，還包括音波經過各個面多次反射形成的餘響音場，直達音波與餘響音波的疊加使得室內的噪音量比在室外的噪音量要高，其增加量與室內的吸收能力有關。如果室內四壁是堅硬的反射面且沒有吸音材料，那麼室內會有很強的餘響音場。在這樣的環境中如果加入部分吸音材料，就可以大大改善室內的音環境，吸音降低噪音效果很明顯。如果室內已有一定數量的吸音材料，則吸音降低噪音效果就不會很明顯。吸音降低噪音的效果與吸音材料或吸音結構的吸音性能的好壞有關。

吸音材料或吸音結構的吸音性能好壞主要用其吸音係數 α 的高低來表示， α 值越大，吸音性能越好。吸音能力大的材料則稱為吸音材料 (absorptive material)，吸音材料之作用多為將聲音能量予以吸收，減少其反射、折射，故一般吸音材料為多孔 (porous) 性物質 (孔隙率大)，主要乃利用其表面多孔之特性，使音波 (sound wave) 進入後，能在各孔隙內形成較多次的折射、反射將能量相互抵消，以減少離開材質表面的能量，而達降音之效果。音波在傳播過程中遇到各種材料時，一部分音能被反射，一部分音能進入到材料內部被吸收，還有很少一部分音能透射到材料另一側。我們常將 I_i (w/m^2) 入射波強度， I_r (w/m^2) 反射波的強度之比值稱為吸音係數，記為 α ，公式如下：

$$\alpha = \frac{I_i - I_r}{I_i} = 1 - \frac{I_r}{I_i} = 1 - R \quad (8-26)$$

式中：

$$R : \text{反射率}, R = \frac{I_r}{I_i}。$$

多孔性吸音材料之特性是以吸音係數 (率) 來表示， α 吸音係數越大表示吸音效果越好，吸音係數 α 的值在 $0 \sim 1$ 之間，當 $\alpha = 0$ 時，表示音能全部反射，材料不吸音； $\alpha = 1$ 時表示材料吸收全部音能，沒有反射。吸音係數 α 的值越大，表明材料 (或結構) 的吸音性能越好。一般 α 在 0.2 以上的材料被稱為吸音材料， α 在 0.5 以上的材料就是理想的吸音材料。

假設在室內存在一噪音源，噪音源的音功率級為 L_w ，在距音源一定距離的地方，直達音場噪音值為：

$$L_{pd} = L_w + 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi r^2} \quad (8-27)$$

餘響音場噪音值為：

$$L_{pr} = L_w + 10 \log_{10} \frac{4}{R} \quad (8-28)$$

室內的總音場噪音值為：

$$L_{pt} = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (8-29)$$

式中：

Q ：音源的指向性因數，

r ：離音源中心的距離，

$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$ ：房間常數，

S ：室內總表面積，

α ：室內平均吸音係數。

對房間進行吸音處理，改變的是房間常數 R 。假設房間在處理前房間常數為 R_1 ，經過處理後房間常數變為 R_2 。

式中：

$$R_1 = \frac{S\bar{\alpha}_1}{1-\bar{\alpha}_1}, R_2 = \frac{S\bar{\alpha}_2}{1-\bar{\alpha}_2}。$$

處理前室內的總音壓為：

$$L_{pd1} = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right) \quad (8-30)$$

處理後室內總音壓為：

$$L_{pd2} = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right) \quad (8-31)$$

由 (8-29) 式和 (8-30) 式可以得到吸音處理前後距音源 r 處的噪音降低量為：

$$\begin{aligned}
 \Delta L_p &= L_{pd1} - L_{pd2} \\
 &= L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right) - \left(L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right) \right) \\
 &= 10 \log_{10} \left[\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right) / \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right) \right] \quad (8-32)
 \end{aligned}$$

由於對房間進行吸音，降低噪音只能降低室內的餘響音而不能降低直達音，所以在噪音源附近測量時，直達音佔主要部分， $\frac{Q}{4\pi r^2} \gg \frac{4}{R}$ ，由(8-32)式可得：

$$\Delta L_p \approx 10 \log_{10} \left[\left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right) / \left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right) \right] = 0 \quad (8-33)$$

噪音降低量近似為零。而如果在離噪音源足夠遠的地方測量時， $\frac{Q}{4\pi r^2} \ll \frac{4}{R}$ ，可以略去 $\frac{Q}{4\pi r^2}$ 項，此時降低噪音量達到最大值，公式如下：

$$\Delta L_{p \max} \approx 10 \log_{10} [R_1 / R_2] = 10 \log_{10} \left(\frac{\bar{\alpha}_2}{\bar{\alpha}_1} \cdot \frac{1 - \bar{\alpha}_1}{1 - \bar{\alpha}_2} \right) \quad (8-34)$$

在實際應用中，如果室內噪音源不止一個且分散分佈時，以上公式變得不太適用，這時就要從統計平均的角度來處理室內的空間平均降低噪音量。對於室內無規分佈噪音源有以下公式：

$$L_p = L_D + 10 \log_{10} \frac{1}{\bar{\alpha}} \quad (8-35)$$

設處理前後室內的平均吸音係數分別為 $\bar{\alpha}_1$ 、 $\bar{\alpha}_2$ ，對應的室內總噪音值為 L_{p1} 、 L_{p2} 。可以得到房間平均降低噪音量為：

$$\Delta \bar{L}_p = L_{p1} - L_{p2} = 10 \log_{10} \frac{\bar{\alpha}_2}{\bar{\alpha}_1} \quad (8-36)$$

由於室內平均吸音量 $\bar{\alpha}$ 與室內總吸音量 $A = \bar{\alpha}S$ 成正比這時室內平均降低噪音量也可寫成：

$$\Delta \bar{L}_p = 10 \log_{10} \frac{A_2}{A_1} \quad (8-37)$$

下面是兩個吸音降低噪音的應用實例，在一個 $1,080 \text{ m}^2$ 的大型冷凍機房的屋架下懸掛 32 塊 $5.2 \times 2.2 \text{ m}^2$ 、厚 7.5 cm 的板狀空間吸音體，吸音板面積為 366 m^2 ，可使噪音降低 5 dB。又如在一個 $3,000 \text{ m}^2$ 的大面積機械廠房上空垂直懸吊 530 塊吸音板，廠房內噪音可由原來的 94.6 dB 降到 85.2 dB，這也降低了廠房噪音對外界環境的影響。

實驗證明，吸音降低噪音效果一般為 3 ~ 5 dB，較好時可達 6 ~ 8 dB，通常均比計算值略低。當室內吸音降低噪音量達 5 dB 以上時，主觀感覺上即可獲得比較滿意的效果。由於吸音材料只能降低反射音，不能降低直達音，而且吸音降低噪音效果與吸音材料用量也不成正比關係。因此，在吸音降低噪音設計中必須注意技術和經濟效益。

在處理室內聲學中，會遇到另一專有名詞「混響半徑」，又稱餘響半徑或臨界距離。在反射音場中距離音場的某一點，是直達音和混響音的強度相等之處，由這點到音源的距離，稱之為混響半徑。

當受音點到音源的距離 < 混響半徑時，音場以直達音場為主；反之以混響音場為主。吸音降噪只對混響音起作用，當受音點到音源的距離 < 混響半徑時，吸音處理對該點的降噪效果不大；反之，吸音處理效果才比較明顯。

8.3.2 消音室中吸音契應用

消音室（又稱無響室，anechoic chamber）是進行聲學（acoustics）、電聲學（electroacoustic）實驗和聲學測量（acoustical measurement）的聲學實驗室，就是在一個封閉空間內建立自由音場，在這個空間內，傳播音波的介質均勻地向各個方向無限延伸，使音源輻射的音能「自由」地傳播，即無障礙物的反射，也無外界環境噪音的干擾。自然界中的自由場空間是將音源吊在空中，遠離任何反射物，音波可自由地向 360° 全方位角自由傳播。因此，消音室理想上要求壁面具有 100% 的吸音能力，但實際是幾乎不可能的。

消音室所用的吸音材料，要求吸音係數大於 0.99。而常見的多孔吸音材料的吸音係數低於這個值，因此一般使用漸變吸收層，常用吸音契或圓錐結構，以玻璃棉作吸音材料，但也有用軟泡沫塑料的。40 年代開始把多孔性（或纖維性）材料做成錐形或尖狀（wedge）吸音體，統稱吸音契（或尖劈）。吸音契之所以具有這麼好的吸音能力是由於，當音波從尖端入射時，由於吸音層的逐漸過渡性質，材料的音阻抗與空氣的音阻抗能較好地匹配（match），使音波傳入吸音體，並被高效的吸收，並且使用吸音契可以大大減少材料的尺

度與體積，目前國內外的高品質消音室均採用吸音契結構作為吸音體。南京大學聲學所消音室（無響室）如圖 8.3-1 所示，中國計量科學研究院消音室如圖 8.3-2 所示。

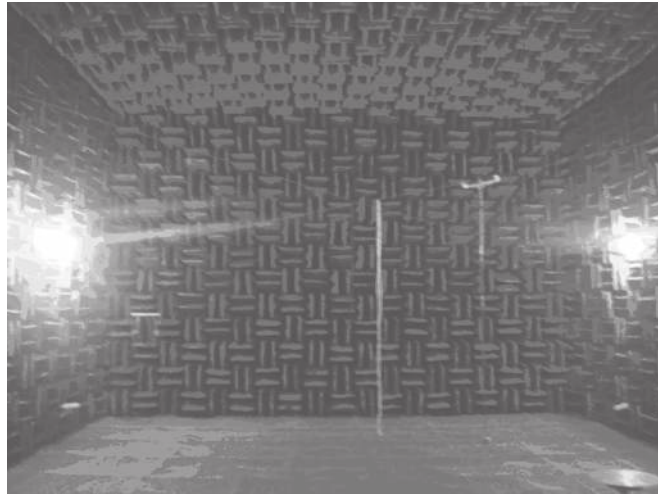


圖 8.3-1 南京大學聲學所消音室（無響室）

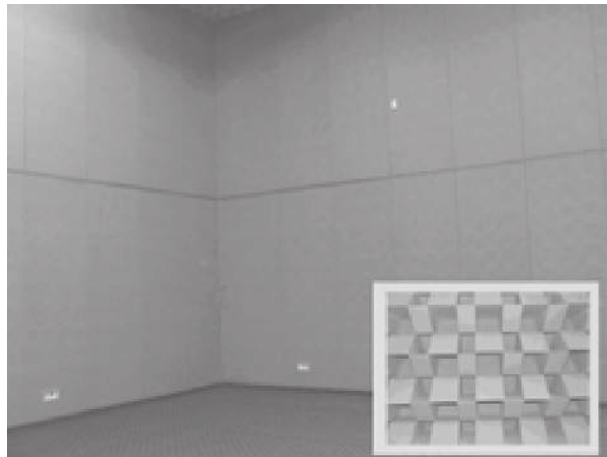


圖 8.3-2 中國計量科學研究院消音室（無響室）

另要判斷消音室的性能是否符合使用要求，一般用檢定自由場的方法來檢驗，即點音源在其中產生的音壓應與到音源的距離成反比，實測音場與理想自由場的偏差，是用以衡量消音室性能優劣的主要指標。在一般的聲學測試中，要求此偏差不大於 $\pm 1\text{dB}$ ；對於麥克風校準，則要求在校準距離附近此偏差不大於 $\pm 0.1\text{dB}$ 。

吸音契組成如圖 8.3-3 所示，吸音契的尖部長度為 l_1 ，基部長度為 l_2 ，這兩部分構成吸音契，底座長度為 D 。常用吸音契的構造是選用合適的鋼絲製成符合設計的形狀和尺寸的框架，在框架上縫上玻璃布等單面材料，在框內均勻的填充多孔吸音材料。

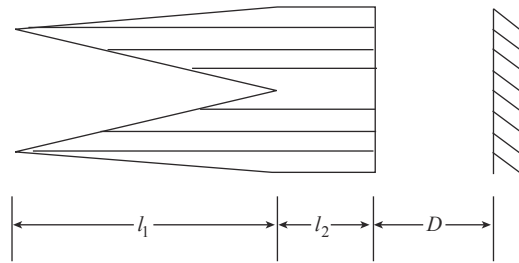


圖 8.3-3 吸音契結構圖

由於吸音契的端部面積小，當音波入射到吸音層，吸音契端面的音阻抗會從接近空氣特性阻抗逐步增大到接近多孔材料阻抗，阻抗從小到大增加，相對變化不顯著。當音波從端部入射時，由於吸音層的逐漸過渡，材料的音阻抗與空氣音阻抗能較好的搭配，使入射音波絕大部分進入材料內部而被有效地吸收。

頻率越高，多孔吸音材料內的音波吸收能力增大，所以多孔吸音材料對高頻的吸音都較好，吸音契的吸音特性通常與均勻層吸音材料類似，它的吸音性能主要決定於低限頻率，吸音契垂直入射吸音係數 0.99 以上的頻率下限稱為吸音契截止頻率 (cutoff frequency)，用它來表示吸音契的特性，吸音契的截止頻率約為 $0.2c/l_1$ ， c 為音速，顯然吸音契總長越長，截止頻率越低。

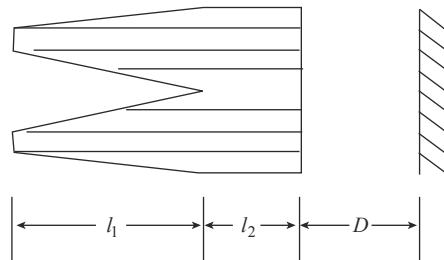


圖 8.3-4 平頭吸音契結構圖

如果吸音契的尺寸不變，改變吸音契內的多孔材料的體積密度，可以找到一個最佳的頻譜曲線。吸音契的吸音性能與吸音契的長度、吸音契的尖部

與基部長度的比值、底座的長度以及所用的材料有關。吸音契的尖部長度越長，吸音契的吸音性能越好。基部的厚度 l_2 與吸音契部分的長度 l_1 的比例要取合適，過大或過小都會影響吸音契吸音體的整體最佳吸音效果。吸音契一般吊掛在屋頂或四壁，其背後與牆壁應留有一定空間。這是為了形成一段空氣層，提高吸音性能。有研究發現：適當切掉吸音契端部而成平頭吸音契，對吸音效果並不會產生很大影響，它對低頻影響較小，對高頻稍有影響，這種作法可節省建築空間並可增加吸音面積。

表 8.3-1 中列出了國外幾個消音室吸音契結構的概略情況。

表 8.3-1 國外幾個消音室的吸音契 (Wedge) 結構

消音室	吸音契結構	備註
美國哈佛大學	總長為 1,440 mm，底為 200 mm × 200 mm，材料為飽和甲醛玻璃纖維，體積密度為 40 kg/m ³ ，流阻為 24 rayl / cm	消音室淨空 8.7 m × 12.5 m × 8.7 m 截止頻率 70 Hz
美國 國家標準局	吸音契長 1,676 mm，空腔 102 mm，總長 1,778 mm，底為 610 mm × 610 mm，材料為玻璃纖維，體積密度 48 kg/m ³ ，流阻為 8 rayl / cm	消音室淨空 10 m × 6.7 m × 6.7 m 截止頻率 70 Hz
日本通用 電訊研究所	吸音契長 800 mm，空腔 (填充材料) 為 150 mm，總長 950 mm，底 200 mm × 200 mm，材料為玻璃纖維，吸音契體積密度為 30 kg/m ³ ，空腔填充材料的密度為 60 kg/m ³	消音室淨空 9.1 m × 5.9 m × 4.7 m 截止頻率 70 Hz
德國哥廷根大學 (Georg-August University)	吸音契長 900 mm，空腔 120 mm，底為 130 mm × 400 mm，材料為玻璃纖維塊，體積密度 150 kg/m ³ ，流阻為 100 rayl / cm	消音室淨空 8.25 m × 10.55 m × 5.15 m 截止頻率 70 Hz

註：流阻是空氣質點通過材料空隙中的阻力。

8.3.3 微穿孔板吸音結構的應用

微穿孔板共振吸音結構的主要特點是穿孔直徑在 1 mm 以下，可以控制吸音結構的相對音阻抗率。微穿孔板吸音結構具有吸音係數高，吸音頻帶寬的特點，這些都優於普通的穿孔板吸音結構。微穿孔板吸音結構具有很多優點，它具有很高的吸音係數和很寬的吸音頻率範圍，能夠耐高溫、承受高風速……等，主要是因為微穿孔板可用多種材料製成，如金屬板、塑膠板、膠合板、石膏板、有機玻璃、玻璃布、紙板等，微穿孔結構，可以利用其本身的穿孔音阻就可以達到一定的吸音要求，無需再穿孔板後添加其他音阻材

料。這就可以大大簡化穿孔結構的設計，對於一些特殊的場合，微穿孔結構就顯出它的優越性了。

微穿孔板被認為最有希望成為下一代的基礎吸音材料，並且將會被廣泛的運用，雖然製作微穿孔有很多材料可以使用，比如塑膠薄膜或者厚一點的壓力板，在大多數情況下，因為薄的面板沒有足夠的抗壓力，微穿孔板並不適用於內部空間的裝修材料，尤其是室內裝修，應用薄板製作微穿孔板並不是為了簡便製作流程，而是因為這時薄板有適合的聲學阻力，然而，室內牆面的裝飾要求面板至少 10 mm 厚，這樣的話才能足夠硬，如果微穿孔板能做的更堅硬一些，人們將會更廣泛的應用微穿孔板作為建築吸音材料。

8.4 吸音設計

一 設計原則

1. 應盡量先對音源進行隔音、消音等處理，當噪音源不宜採用隔音措施，或採用隔音措施後仍達不到噪音標準時，可用吸音處理作為輔助手段。只有當房間內平均吸音係數 α 很小時，吸音處理才能取得良好的效果，單獨的風機房、控制室等房間面積較小，所需降低噪音量較高，宜對天花板、牆面同時做吸音處理；廠房面積較大時，宜採用空間吸音體，平頂吸音處理；音源集中在局部區域時，宜採用局部吸音處理，並同時設置隔音牆；噪音源比較多而且較分散的工廠宜做吸音處理。
2. 對於中、高頻噪音，可採用 20 ~ 50 mm 厚的常規成形吸音板，當吸音要求較高時可採用 50 ~ 80 mm 厚的超細玻璃棉等多孔 (Porous) 吸音材料，並加適當的護面層；對於寬頻帶噪音，可在多孔材料後留 50 ~ 100 mm 的空氣層，或採用 80 ~ 150 mm 厚的吸音層；對於低頻帶噪音，可採用穿孔板共振吸音結構，其板厚通常可取 2 ~ 5 mm，孔徑可取 3 ~ 6 mm，穿孔率小於 5%。
3. 對於濕度較高的環境，或有清潔要求的吸音設計，可採用薄膜複面的多孔材料或單、雙層微穿孔板共振吸音結構，穿孔板的板厚及孔徑均不大於 1 mm，穿孔率可取 0.5% ~ 3%，空氣層深度可取 50 ~ 200 mm。
4. 進行吸音處理時，應滿足防火、防潮、防腐、防塵與安全衛生要求，還須兼顧通風、採光、照明及裝修要求。

二 設計要點

(一) 必要的吸音材料

依據空間使用需求不同，以及空間音響屬性及使用目的，來選擇必要的吸音材料，如機械室以吸音材料降低噪音，設計者必須了解使用機械所產生的噪音頻譜特性，依據頻譜特性來選擇必要的吸音材料。一般吸音材料以吸音特性來分類，分為低音域吸音型、中音域吸音型、中高音域吸音型、高音域吸音型與全音域吸音型等五種。

(二) 使用場所條件之考慮

吸音構造於室內裝修場合使用，除了吸音特性外，必須考慮其耐火性、強度及不飛散以免造成室內空氣污染，對於室外則考慮其耐水性及耐候性。

三 施工要點

(一) 使用指定的吸音材料

設計者選擇吸音材料的種類、面積與配置地點後，施工時不應任意變更。

(二) 確保指定空氣層厚度及材料厚度

多孔質型材料如玻璃棉等，材料的厚度及背後空氣層厚度，會影響材料吸音性能的好壞，另外穿孔板等材料，背後空氣層的厚度亦會影響到吸音性能，因此，確保設計時指定的材料及空氣層厚度成為施工時的重點之一。

(三) 表面處理

多孔質型材料直接暴露於室內，材料的飛散易造成室內空氣污染，如果在表面上加覆無孔隙的表面才又會影響到材料的吸音性能，因此，表面處理必須兼顧不影響材料的吸音性能及防止污染兩種目的。



習題

一、問答題

1. 請說明共振吸音結構吸音原理？
2. 請說明吸音係數定義？
3. 何謂亥姆霍茲共鳴器？
4. 請說明穿孔板共振吸音結構？
5. 請說明微穿孔板吸音結構？
6. 請說明薄板共振吸音結構？
7. 請說明吸音材料分類？
8. 請說明多孔材料吸音原理？
9. 請說明影響多孔吸音材料吸音性能的因素？
10. 請說明吸音如何降低噪音？
11. 請說明消音室中吸音契之原理與結構？
12. 請說明微穿孔板吸音結構的應用？
13. 請說明吸音設計注意事項？

二、計算題

1. 有一會議室平均吸音係數為 0.2，若於室內進行吸音處理，其平均吸音係數增加為 0.5 時，其室內噪音降低若干分貝？
2. 有一 $4.5\text{ m} \times 9\text{ m} \times 3\text{ m}$ 之房間，有一噪音源位於 4.5 m 牆壁中心和地板之交接處，假設牆壁的吸音率 $x = 0.02$ ，地板 $x = 0.1$ ，天花板 $x = 0.26$ 。試求在房間中心點的音壓級（包括擴散音及直接音）為多少 dB？如天花板的吸音率增加為 $x = 0.9$ ，則噪音減少多少 dB？

