

# 9

## Chapter

# 隔音原理及其應用

### 9.1 隔音的評估

- 9.1.1 隔音量
- 9.1.2 隔音指數
- 9.1.3 插入損失

### 9.2 隔牆(板)的聲音傳輸

- 9.2.1 彎曲波
- 9.2.2 撞擊聲隔離
- 9.2.3 板的透過損失(隔音指數)特性
- 9.2.4 夾心板

### 9.3 多層牆(板)透過損失

- 9.3.1 雙層牆透過損失
- 9.3.2 多葉板和複合板

### 9.3.3 三層牆透過損失

### 9.4 其他隔音結構的隔音原理

- 9.4.1 隔音罩
- 9.4.2 隔音牆

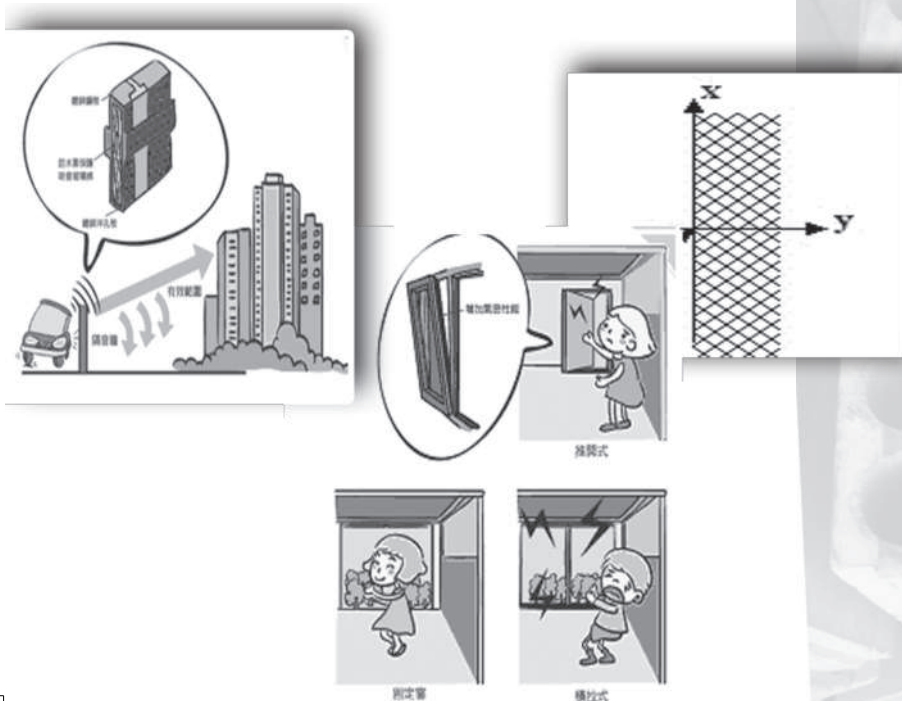
### 9.5 建築隔音設計

### 9.6 隔音性能的測量

- 9.6.1 隔音效果的測量
- 9.6.2 建築構件空氣音隔音的實驗室測量方法

### 9.7 隔音牆有無吸音功能之減音成效

#### 習題



**噪**音控制實際應用中，常常由於各種條件的限制，很難從噪音源上直接進行處理，這時可在噪音傳播途徑上採取措施來降低噪音。利用材料（構件、結構或系統）來阻礙噪音的傳播，使通過材料後噪音能量減小的方法，稱為隔音 (soundproof、sound insulation 或 noise suppression)。

當具有一定能量的聲音入射到一個隔音材料上時，在聲波的作用下，隔音材料依一定方式導致振動，這部分聲能稱為透過音能，另外向外幅射噪音。對於大多數隔音材料來說，透過音能僅為入射音能的幾百分之一，或者更小，而絕大部分聲能被反射 (reflection) 回去，在噪音控制 (noise control) 技術中，常採用透過率 (透過係數) 來表示隔音材料的隔音能力，透過率 (透過係數) 一般遠小於 1，約在  $10^{-1} \sim 10^{-5}$  之間。

隔音是噪音控制工程中最常用和有效的措施之一，本章主要介紹隔音原理及其應用，具體內容包括隔音研究的單、多層板以及複合板的隔音原理、隔音罩的設計原理、隔音的工程設計方法和隔音性能的測量，分別介紹如後。

## 9.1 隔音的評估

### 9.1.1 隔音量

#### 一 透射係數

將透射音強  $I_t$  與入射音強  $I_i$  之比定義為透射係數，即：

$$\tau = \frac{I_t}{I_i} \quad (9-1)$$

一般隔音結構的透射係數通常是指無規入射時各入射角透射係數的平均值。透射係數越小，表示透音性能越差，隔音性能越好。

#### 二 隔音量

當聲入射到牆壁上或隔板上時，一些聲會被反射，而一些將通過牆透射。透射能量和入射能量的比稱為透射係數  $\tau$ 。隔音量等於透射係數的倒數取以 10 為底的對數：

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} \quad (9-2)$$

或

$$TL = -10 \log_{10} \tau \quad (9-3)$$

或

$$TL = 10 \log_{10} \frac{I_i}{I_t} = 20 \log_{10} \frac{p_i}{p_t} \quad (9-4)$$

式中：

$p_i$ 、 $p_t$  分別為入射音壓和透射音壓。

隔音量的單位為 dB，隔音量又叫做透過損失，記作  $TL$ 。隔音量通常由實驗室和現場測量兩種方法確定。現場測量時，因為實際隔音結構傳聲途徑較多，即受側向傳聲等原因的影響，其測量值一般要比實驗室測量值低。

一般來說，透射係數以及透過損失取決於入射音的入射角。正入射、擴散場 (隨機的) 入射和場入射透過損失 (分別標記為  $TL_N$ 、 $TL_d$  和  $TL$ ) 以及對應的透射係數 (分別標記為  $\tau_N$ 、 $\tau_d$  和  $\tau_F$ ) 是經常使用的術語。在測試實驗室和實際中通常觀察到並記錄在表格中的是場入射透過損失  $TL$ 。

一個隔板的透過損失通常是在實驗室中測得的，通過將隔板置於兩個相鄰的用於隔音測試的迴響室之間的空隙處來實現。在一個房間中引入噪音，該房間稱為音源室，部分聲能量通過測試隔板透射進入第二個房間中，該房間稱為接收室。在音源室和接收室測量所產生的空間平均音壓位準 (遠離音源處)，然後確定兩個聲級之差，它稱為噪音衰減量  $NR$ 。

接收室常數可透過利用標準的聲功率源或迴響衰減的測量值來確定。這樣就確定了房間中的 Sabine 吸音量，其中包括通過測試隔板的損耗。通過壁面的透射功率可由擴散場中的有效音強乘以面板面積  $A$  和能量透射比例  $\tau$  提出；因此，利用式  $I = \langle p^2 \rangle / (4\rho c)$ ，可以寫出傳輸到接收室的聲功率：

$$W_t = \frac{\langle p_i^2 \rangle A \tau}{4\rho c} \quad (9-5)$$

而在房間中任何一點處，聲場可視為音源所輻射的直達聲場與迴響聲場的疊加。因此，房間中某一點所測得的總聲能是直達聲場引起的聲能與迴響場引起的聲能的總和。

利用式  $\langle p^2 \rangle = \frac{W_M \rho c}{4\pi r^2}$ ， $W_M$  為單極子聲所輻射的功率，並引入指向性因數  $D_\theta$  (directivity factor，定義為  $(\theta, \psi)$  方向上的聲  $I$  和平均聲的比： $D_\theta = I_\theta / \langle I \rangle$ )，房間中距離音源  $r$ 、方向為  $(\theta, \varphi)$  處由直達聲場引起的聲壓平方可被寫為  $\langle p^2 \rangle_D = W \rho c D_\theta / 4\pi r^2$ ，量值  $D_\theta$  為  $(\theta, \varphi)$  方向上音源的指向性因數， $\rho$  是空氣密度 ( $\text{kg/m}^3$ )， $c$  是空氣中的聲速 ( $\text{m/s}$ )， $W$  是音源所輻射的聲功率 ( $\text{W}$ )。考慮到直達聲場一經反射一定會進入迴響場。入射到牆上的能量中被反射進入迴響場比例為  $(1-\bar{\alpha})$ 。

利用功率 (或能量吸收率)  $W_a = \psi S c \bar{\alpha} / 4 = \langle p^2 \rangle S \bar{\alpha} / (4\rho c)$  和  $\langle p^2 \rangle_D = W \rho c D_\theta / 4\pi r^2$  (式中： $\psi = \langle p^2 \rangle / (\rho c^2)$  為時間平均音能量密度，空氣吸音的總平均吸音係數  $\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_{wcf} + 9.21 \times 10^{-4} mV/S$ ， $m$  為室外聲音傳播的空氣吸音的值， $V$  為房間的體積， $S$  為房間表面積)；並令吸收的功率等於輸入的功率  $W$ ，那麼由迴響場引起的平方聲壓可被寫為：

$$\langle p^2 \rangle_R = 4W \rho c (1-\bar{\alpha}) / (S\bar{\alpha})$$

由此式接收室中的音壓位準為：

$$\langle p_r^2 \rangle = \frac{4W_t \rho c (1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} = \frac{\langle p_i^2 \rangle A \tau (1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} \quad (9-6a,b)$$

由此噪音衰減量為：

$$NR = 10 \log_{10} \frac{\langle p_i^2 \rangle}{\langle p_r^2 \rangle} = TL - 10 \log_{10} \frac{A(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} \quad (9-7a,b)$$

在用來進行透過損失測量的迴響測試室中， $\bar{\alpha}$  通常小於 0.1，因此  $S\bar{\alpha} / (1-\bar{\alpha})$  可以近似為  $S\bar{\alpha}$ 。式 (9-7) 可重新整理以提出下面的表達式，該表達式通常在聲透過損失的實驗室測量中使用：

$$TL = NR + 10 \log_{10}(A / S\bar{\alpha}) \quad (dB) \quad (9-8)$$

在上面的公式中， $S\bar{\alpha}$  是接收室包括通過測試隔板損耗的 Sabine 吸音量， $A$  為測試隔板的面積， $S$  和  $\bar{\alpha}$  分別為包括測試隔板面積的接收室總面積和 Sabine 吸音係數 (包括測試隔板)。

當  $TL$  小於 10 dB 時，應當注意測得的  $TL$  數據的判讀 (Bies and Davies, 1977)，因為此時接收室的吸音量受到了與音源室耦合的影響。

也可以用一個迴響室作為音源室、一個不太迴響的空間 (最好是自由聲場) 作為接收室來確定隔板的聲透過損失。在這種情況下，可利用不包括量值  $\tau$  的式 (9-5) 確定入射到隔板上的功率，而透過測量非常接近 (500 mm 到 100 mm) 接收室一側的面板的有功音強的平均值來確定透射功率。透射功率是透過平均音強乘以面板表面積而確定的，透射係數是透射能量與入射能量的

比值，然後利用式  $TL = -10 \log_{10} \tau$  (dB) 可確定透過損失。後者測量透過損失的方法比音壓測量法更準確，最近逐步得到認可。三個 ISO 標準詳細描述了這種方法 (ISO 15186-1, ISO 15186-2, ISO 15186-3)。

實際中，人們更希望用一個單值描述量來描述隔板的透過損失，以方便不同隔板性能的比較。基於這個原因，引入一個單值評估指標 (見 ASTM E413-04) 稱為 STC (Sound transmission class, 聲音傳遞等級)。為了確定一個特定隔板的聲音傳遞等級，利用曲線擬合技術來擬合隔板的測得或計算所得的 1/3 倍頻程透過損失 ( $TL$ ) 數據。圖 9.1-1 提出了一條典型的 STC 曲線。

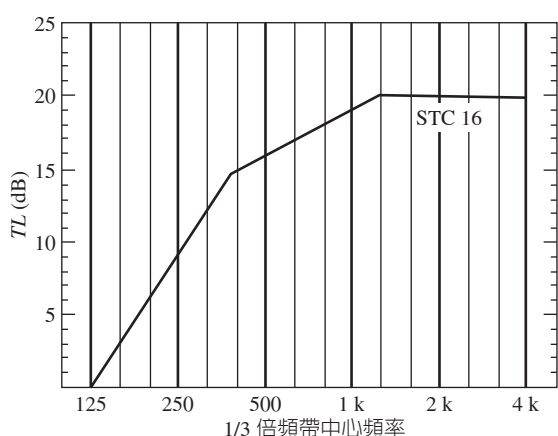


圖 9.1-1 示例 STC 曲線

STC 曲線由一條從 1,250 Hz 到 4,000 Hz 的水平線段、一條從 400 Hz 到 1,250 Hz 以 5 dB 上升的中間線段、一條從 125 Hz 到 400 Hz 以 15 dB 上升的低頻線段構成。一個隔板的 STC 等級是通過畫出隔板的 1/3 倍頻帶  $TL$  (四捨五入到最接近的整數 dB) 並將其與 STC 曲線相比較來確定的。將 STC 曲線從一個較大值開始以 1 dB 為增量垂直向下移動，直到滿足下列條件：

1. 在任何 1/3 倍頻帶內， $TL$  曲線都沒有比 STC 曲線低 8 dB 以上。
2. 在 16 個以上的 1/3 倍頻帶內， $TL$  曲線低於 STC 曲線的欠量總和不超過 32 dB。

當 STC 曲線被移動到滿足這些標準時，STC 等級就由 500 Hz 處曲線的整數值提出。

ISO 717-1(1996) 中概述了確定一個單值來描述一個結構的聲透過損失特點的 ISO 方法。除了使用不同術語之外，方法都和 STC 非常相似。ISO 標準採用隔音指數 ( $R_f$ ) 而不是聲音傳遞等級 (STC)。1/3 倍頻帶數據的曲線形狀與圖 9.1-1 所示的基本相同，除了低頻末端處的直線延伸到

100 Hz 而高頻末端直線在 3,150 Hz 處截止。此外，並沒有規定需要滿足上述第一條標準 (8 dB 標準)。然而，當計算  $R_w$  曲線下方的欠量 (deficiencies) 時，所測得  $TL$  值四捨五入到最接近的 0.1 dB (而不是 STC 對應的 1 dB)。ISO 標準還允許測量在 125 Hz 到 2 kHz 之間的倍頻帶內進行。在這種情況下，通過將倍頻帶中心處的值相連，可以從 1/3 倍頻帶曲線推導出倍頻帶曲線。在上述第二個條件中，對於倍頻帶數據，32 dB 被替換為 10 dB。

### 三 平均隔音量

隔音量是頻率的函數，同一隔音結構，不同的頻率具有不同的隔音量。在工程應用中，通常將中心頻率為 125 至 4,000 Hz 的六個倍頻或 100 至 3,150 Hz 的 16 個 1/3 倍頻程的隔音量作「算數平均」，叫平均隔音量。平均隔音量作為一種單值評估量，在工程設計應用中，由於未考慮人耳聽覺的頻率特性以及隔音結構的頻率特性，因此尚不能確切地反映該隔音構件的實際隔音效果，例如，兩個隔音結構具有相同的平均隔音量，但對於同一噪音源可以有相當不同的隔音效果。

#### 9.1.2 隔音指數

隔音指數 ( $I_a$ ) 是國際標準化組織推薦的對隔音構件的隔音性能的一種評估方法。隔音結構空氣聲隔音指數按以下方法求得：

先測得某隔音結構的隔音量頻率特性曲線，如圖 9.1-2 中的曲線 1 或曲線 2，它們分別代表兩種隔音牆的隔音特性曲線；圖 9.1-2 中還繪出了一組參考折線，例如 100 ~ 400 Hz 是每倍頻程增加 9 dB，400 ~ 1,250 Hz 是每頻程增加 3 dB，1,250 Hz ~ 4,000 Hz 為平直線。每條折線右邊標註的號數相對於該折線上 500 Hz 所對應的隔音量。把所測得的隔音曲線與參考折線相比較，求出滿足下列兩個條件的最高一條折線，該折線的號數即為隔音指數  $I_a$  值。

1. 在任何一個 1/3 倍頻程上，曲線低於參考折線的最大差值不得大於 8 dB。
2. 對全部 16 個 1/3 倍頻程 (100 ~ 3,150 Hz)，曲線低於折線的差值之和不得大於 32 dB。

#### 9.1.3 插入損失

插入損失定義為：離音源一定距離某處測得的隔音結構設置前的音功率級  $L_{w1}$  和設置後的音功率級  $L_{w2}$  之差值，記作  $IL$ ，即：

$$IL = L_{w1} - L_{w2} \quad (9-9)$$

插入損失通常在現場用來評估隔音罩、隔音牆等隔音結構的隔音效果。

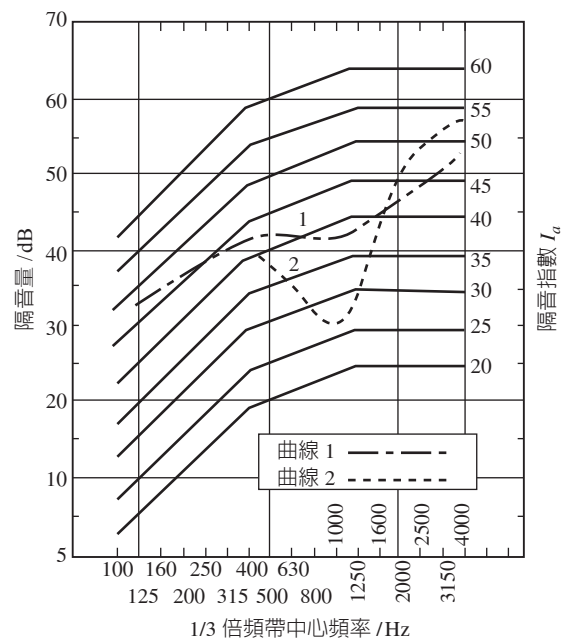


圖 9.1-2 隔音牆空氣聲隔音指數用的參考曲線

## 9.2 隔牆(板)的聲音傳輸

在很多情況下，例如工廠或設備已經存在時，試圖改變噪音源的特性似乎是不可行的。在這些情況下，解決噪音問題的可行方法之一是改變噪音源與觀察者之間的聲傳播路徑(或多條路徑)。此時控制噪音的首要任務是確定傳播路徑並將它們按照相對重要性排序。例如，透過仔細檢查可能發現，雖然已經識別了噪音源，但是主要的噪音輻射來自於其他地方，如與音源機械連接的結構。在這個例子中，結構聲比空氣傳播的分量更重要。在考慮控制噪音的隔音罩時，必須時刻警惕這種可能性；如果結構聲是主要問題，那麼控制空氣傳播噪音的隔音罩可能完全沒用。

本節考慮空氣傳播噪音的控制(無考慮結構音)。控制空氣傳播噪音所採取的方法是，插入一個隔音牆以中斷從音源向觀察者的自由傳播；因此，首先考慮材料與隔音結構的特性，這些特性對隔音牆是有用的，同時引入透過損失的概念。然後考慮完整的隔音罩，並概述估計其有效性的方法。最後，考慮降低例如風道及管子中噪音的保護套，並提供估計其有效性的方法。

### 9.2.1 彎曲波

固體材料可以支援切應力以及壓力，因此在固體中可傳播剪切波、扭轉波以及壓縮波(縱波)。在可聽聲頻率範圍內，在厚結構中，例如大型建築的鋼結構梁，這三種類型的波傳播都可能是重要的；但是在薄結構中，例如牆板，純壓縮波的傳播可以忽略不計。更確切地說，通過板或牆的可聽聲頻率的聲傳播主要是通過彎曲波的激發，彎曲波(bending waves)可看作是剪切波和壓縮波的組合。

在下面討論中，考慮等向性和正交各向異性的板。等向性板(isotropic panels)的特點是均勻的剛度和材料性質，而正交各向異性(orthotropic panels)板通常的特點是剛度沿彎曲波傳播的方向變化(例如，波紋板或加肋鋼板)。

薄板中的彎曲波，顧名思義，是平行於板表面彎曲傳播的波，在板表面產生法向位移。彎曲波傳播的速度隨著彎曲波波長與固體材料厚度比值的減小而增加。對等向性板，彎曲波傳播的速度  $c_B$  由以下表達式提出：

$$c_B = (B\omega^2/m)^{1/4} \quad (\text{m/s}) \quad (9-10)$$

彎曲勁度(bending stiffness)  $B$  定義為：

$$B = EI' / (1 - \nu^2) = Eh^3 / [12(1 - \nu^2)] \quad (\text{kgm}^2/\text{s}^{-2}) \quad (9-11a, b)$$

式中：

$\omega$  為角頻率(弧度/秒)，

$h$  為面板的厚度(m)，

$\rho_m$  為材料的密度，

$m = \rho_m h$  為板的面密度( $\text{kg}/\text{m}^2$ )，

$E$  為楊氏係數(Pa)，

$\nu$  是泊松比，

$I' = h^3/12$  為每單位寬度區域的剖面二階矩( $\text{m}^3$ )，針對板中軸剖面計算。

如式 (9-10) 所示，彎曲波傳播的速度隨著激勵頻率的平方根而增加；因此，對於任何能支持剪應力的面板，存在一個臨界頻率 (critical frequency)(有時叫做吻合頻率)，在該頻率處彎曲波傳播的速度等於聲波在周圍媒質中傳播的速度。這個頻率處空氣傳播波速與固體傳播波速相等，臨界頻率由下列公式提出：

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{B}} \quad (\text{Hz}) \quad (9-12)$$

式中：

$c$  為空氣中的音速。

將式 (9-11b) 代入式 (9-12)，並利用式  $c = \sqrt{D/\rho}$  ( $\text{ms}^{-1}$ ) 和  $D_p = E(1-\nu^2)$  (對於泊松比  $\nu$  為 0.3 的材料，剛度常數  $D_p = D = 1.099E$ ) 針對二維固體 (或面板) 中縱波的速度，可得到針對臨界頻率的以下表達式：

$$f_c = 0.55c^2 / (c_L h) \quad (9-13)$$

這裡薄板的縱波波速 (longitudinal wave speed)  $c_L$  為：

$$c_L = \sqrt{E / [\rho_m (1-\nu^2)]} \quad (9-14)$$

利用式 (9-11b) 和 (9-14)，縱波波速可寫為：

$$c_L = \frac{\sqrt{12}}{h} \sqrt{\frac{B}{m}} \quad (9-15)$$

對於一個由兩層不同材料緊密結合在一起 (例如管外隔音套所使用的鉛鉛護套，圖 9.2-1) 的板，上述公式中的彎曲勁度和表面質量必須用有效彎曲勁度  $B_{eff}$  和有效表面質量  $m_{eff}$  來代替。

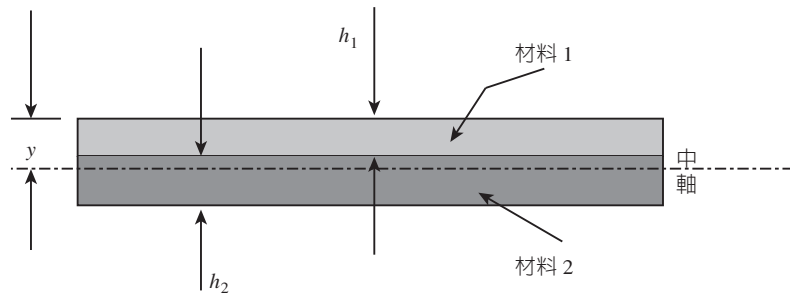


圖 9.2-1 複合材料的表示

有效彎曲勁度 (bending stiffness) 可計算如下：

$$B_{eff} = \frac{E_1 h_1}{12(1-\nu_1^2)} [h_1^2 + 12(y - h_1/2)^2] + \frac{E_2 h_2}{12(1-\nu_2^2)} [h_2^2 + 12(y - (2h_1 + h_2)/2)^2] \quad (9-16)$$

式中，中軸的位置 (見圖 9.2-1) 為：

$$y = \frac{E_1 h_1 + E_2 (2h_1 + h_2)}{2(E_1 + E_2)} \quad (9-17)$$

式 (9-15) 中使用的雙層結構的表面質量是構成複合結構的兩層表面質量的簡單求和。也就是說， $m_{eff} = \rho_1 h_1 + \rho_2 h_2$ ，其中  $\rho_1$  和  $\rho_2$  為兩種板材料的密度。那麼，這個雙層結構的臨界頻率為：

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{eff}}{B_{eff}}} \quad (\text{Hz}) \quad (9-18)$$

在臨界頻率處，面板彎曲波 (bending waves) 波長與掠入射時聲波的追跡波長相等。從任何方向掠入射 (grazing incidence，光從光疏介質向光密介質傳播，入射角接近於 90 度時為掠射，注意：一定要從光疏介質 (折射率小) 向光密介質 (折射率大)，入射角一定要極其接近與 90°) 且頻率等於臨界頻率的聲波將強烈地激發板中對應的彎曲波。另外，在臨界頻率處被彎曲地激勵的板將強烈地輻射對應的聲波。

隨著聲波方向與板垂直方向之間的入射角變小，板表面聲波的追跡波長變短。因此，對於任何給定的小於掠入射的入射角，存在一個頻率 (它將高於臨界頻率)，在該頻率處，面板中的彎曲波長將與板表面的追跡波長相匹配。這個頻率稱為吻合頻率，它必須與聲波某個特定的入射或輻射角度有關，如圖 9.2-2(a) 所示。因此，擴散場中，在臨界頻率附近或以上的頻率範圍內，板會被強烈地驅動且輻射聲音。這個響應是一個共振現象，在臨界頻率附近的頻率範圍內幅度最大，且強烈依賴於系統中的阻尼。這個現象稱為吻合效應，在考慮透過損失時十分重要。

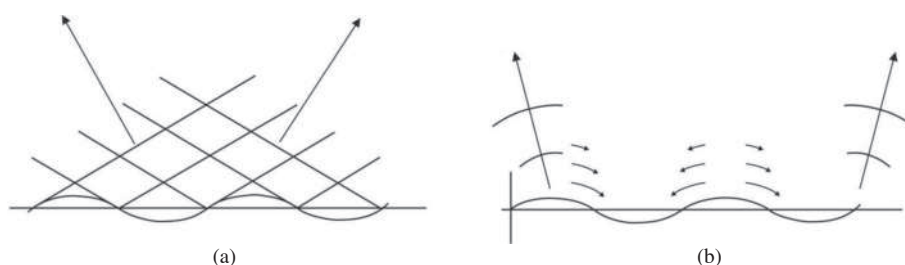


圖 9.2-2 聲場與板彎曲波的耦合。(a) 在臨界頻率處及以上，板輻射；  
(b) 在低於臨界頻率處，擾動是局部的——板不輻射，除了邊界處。

根據前面的討論，一個重要的概念與入射聲波激勵板所輻射的聲場和局部機械力激發的聲場之間的差別有關。在前一種情況下，該結構將被迫進行模態響應，這些模態的特點是彎曲波具有與入射聲場追跡波長相等的波長。因此，當激勵頻率低於結構的臨界頻率時，因為共振模態的結構波長比相鄰媒質中的波長小，所激勵的模態不會共振。低階模態被高於其共振頻率的聲場所激勵。由於這些低階模態比本該在激勵頻率處共振的未激發高階模態輻射效率高，所輻射的聲將比相同激勵頻率處具有相同均方速度級的共振激勵結構模態高。

由於透過機械力激勵一個結構產生共振結構響應，故可推斷，被聲場激勵的結構的聲輻射比被相同振動級的機械激勵的結構所輻射的聲大 (McGray, 1988)。從這個結論得出的一個有用資訊是：因為只有共振結構響應會受到阻尼的顯著影響，結構阻尼只對控制被機械激勵的結構輻射有效。

在低於臨界頻率的頻率處 (正交正交異方性板的最低臨界頻率)，結構聲波長比空氣傳播聲波長小，從而不可能有波的耦合 (Cremer et al., 1988)。在這種情況下，一個無限大板和入射聲場

基本不耦合。如圖 9.2(b) 所示，聲激勵產生局部擾動，這些擾動相互抵消並且在遠離板時迅速衰減。在有限大板中，輻射耦合發生在邊緣和支肋處，在那裡擾動不能與相反符號的補償擾動相匹配。在這些耦合的地方，板會輻射聲音或者它會被入射聲場所驅動。

正如已經表明的，彎曲波波速在聲傳播中起到非常重要的作用，因此，等向性板與正交正交異方性板之間的差別很重要。除非板本質上為各向同性結構，彎曲勁度是變化的、且和波傳播方向有關。例如，常用於工業建築中的肋板或波紋板是正交各向異性的，沿支肋方向比穿過支肋方向勁度更強。其結果是，正交正交異方性板是由每單位寬度區域的剖面二階矩  $I'$  的兩個不同取值引起的一系列彎曲波速來表述。相比之下，等向性板是由式 (9-10) 提出的單一的彎曲波速來表述。

對於沿著支肋或波紋方向的波傳播，每單位寬度的彎曲勁度可參考圖 9.2-3、並利用以下公式來計算。

$$B = \frac{Eh}{(1-\nu^2)l} \sum_{i=1}^N b_i \left( z_i^2 + \frac{h^2 + b_i^2}{24} + \frac{h^2 - b_i^2}{24} \cos 2\theta_i \right) \quad (\text{kgm}^2 \text{s}^{-2}) \quad (9-19)$$

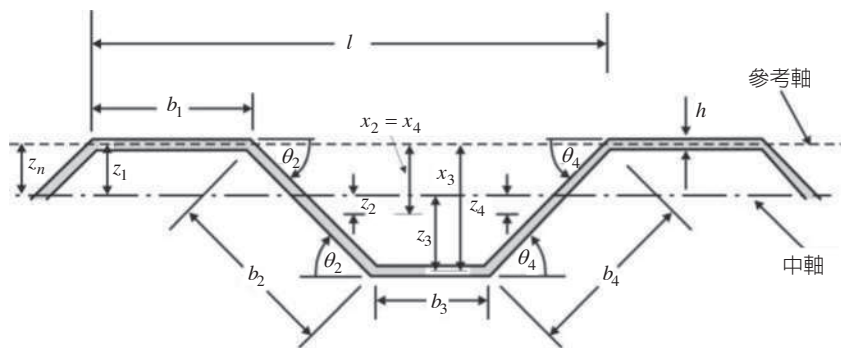


圖 9.2-3 肋板的典型剖面

對寬度  $l$  中的各部分 (總共  $N$  個部分) 求和，距離  $z_n$  是每部分的中軸到該部分中心的距離。可透過選擇任何方便的參考軸來確定中軸的位置，例如穿過上層部分中心的一條軸 (見圖 8.3)。那麼從參考軸位置確定中軸位置的公式為：

$$z_n = \frac{\sum_{i=1}^N x_i b_i h_i}{\sum_{i=1}^N b_i h_i} \quad (9-20)$$

對於加筋板中的波傳播，穿過波紋，每單位寬度的彎曲勁度將與等向性板的相類似，即：

$$B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (9-21)$$

注意，式 (9-21) 是根據將式 (9-19) 中  $z_n$  和  $\theta_n$  置零而得到的 (見圖 9.2-3)。

式 (9-19) 的推導所基於的假設是，彎曲波的波長比任何面板尺度都要長。因此，在高頻處，彎曲波長可能達到了面板結構特徵尺度 (例如圖 9-2.3 中的  $b_n$ ) 的量級，彎曲勁度將趨向於各向同性面板，如式 (9-11b) 所提出的。

儘管對於一個等向性板 (isotropic panel) 只存在一個臨界頻率，但對於正交異方性板而言，臨界頻率取決於入射聲波的方向。然而，如式 (9-12) 所示，臨界頻率範圍的下限受到板最大勁度方向上 (例如，沿著一個波形板的支肋) 傳播的波所對應的臨界頻率的限制，上限受到板最小勁度方向上 (例如，穿過一個波形板的支肋) 傳播的波所對應的臨界頻率的限制。對於正交正交異方性板，每單位寬度彎曲勁度  $B$  具有上下限，所以存在臨界頻率的範圍。在這個頻率範圍內正交正交異方性板響應 (responses) 很強烈，導致它比等向性板在更寬的頻率範圍內產生強烈的響應。

作為一個有趣的例子，考慮聲音入射到包含平行肋筋的地板或屋頂一側的情況。在高於臨界頻率的頻率處，總會存在聲波的入射角使得聲波在結構上的投影與支肋間距的倍數相對應。如果這些頻率中的某個頻率對應的結構波長等於整數倍支肋間距，則可能存在較大的聲音傳輸。

另一種減小肋板或波紋板在某些特定高頻處的透過損失的原因是支肋之間的板部分的共振。在這些共振頻率處，透過損失顯著減少。

### 9.2.2 撞擊聲隔離

諸如地板或天花板等結構阻止腳步聲等撞擊聲傳播的能力是以其撞擊聲隔離 (impact isolation) 來衡量的。根據 ASTM E989-06 (2006) 利用標準的打擊器可以測量撞擊聲隔離大小。一個標準的打擊器可從聲學設備供應商那裡購買，並應符合 1998 年的 ISO 140 第 6 部分以及 ASTM E1007-04 同樣的規定。這樣一台機器通常包括 5 個標準的錘子 (每個重 0.5 kg，錘擊地板的末端為半徑 500 mm 的鋼柱)，錘子從 40 mm 的高度連續撞擊地板，連續撞擊之間的時間為 0.1 秒。為了測量地板的撞擊聲隔離，將打擊器置於地板上，根據 ASTM E1007-04 測量 1/3 倍頻帶或倍頻帶內 (更常使用 1/3 倍頻帶) 房間中地板或天花板另一側所產生的聲級。音壓位準必須在 4 個打擊器處取平均值，對應於每個打擊器的位置至少布放 4 個傳聲器以提出接收室內的平均音壓位準  $L_p$ 。像以前處理一樣，這是一個能量的平均，而不是一個分貝的平均。每個測量頻帶對應的標準化撞擊聲級用下式計算：

$$L_n = L_p + 10 \log_{10}(S\bar{\alpha} / 10) \quad (9-22)$$

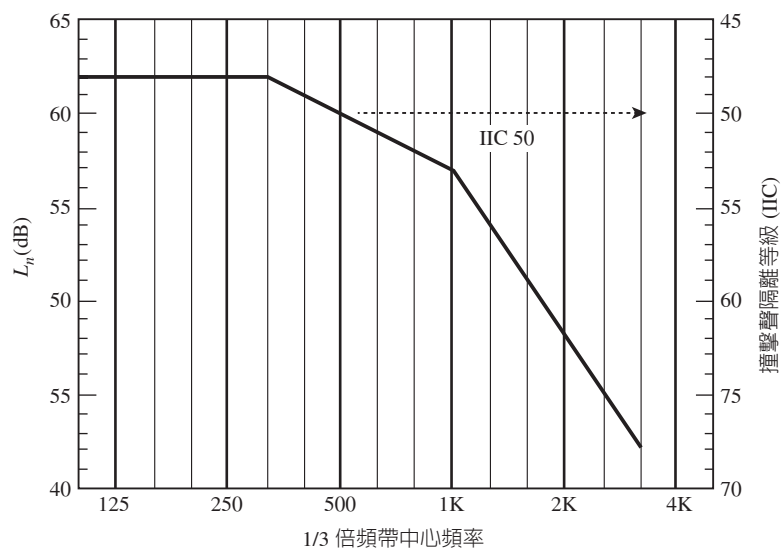


圖9.2-4 IIC 曲線示例

量值  $S\bar{\alpha}$  適用於進行聲測量的房間，可以利用  $T_{60} = \frac{55.25V}{Sc\bar{\alpha}}$  從房間迴響時間來確定。從這些測量值，可以確定一個單值，衝擊隔音等級 (IIC)。這個可以透過與確定壁面的 STC 等級相同的方式來確定。歸一化音壓位準向上或向下捨到最近的分貝數，在一系列類似於圖 9.2-4 所使用的軸上畫出。

圖中所示的 IIC (Impact Insulation Class) 曲線從一個低聲級開始，然後以 1 dB 的增量為單位垂直向上移動，直到滿足下列條件：

1. 在打擊器作用的地板或天花板的另一側房間中的歸一化測量聲級  $L_n$  曲線在任何 1/3 倍頻帶內都不會超過 IIC 曲線 8 dB 以上；
2. 在 16 個以上的 1/3 倍頻帶內， $L_n$  曲線高於 IIC 曲線的差值總和盡可能大但是不超過 32 dB。注意，圖中的 IIC 曲線越低，IIC 值越高 (越好)。

當 IIC 曲線被調整到滿足上述標準時，IIC 就是圖中右邊 500 Hz 處曲線對應的整數值或用 110 減去左邊座標 ( $L_n$ ) 值。

根據 ISO 717-2 (1996)，可以規定一個類似的量值，稱為「計權歸一化撞擊音壓位準  $L_{n,w}$ 」。除了  $L_n$  要四捨五入到最接近的 0.1 dB (而不是 1 dB)，並且不需要滿足上述第一條標準外，它的計算類似於 IIC 的計算。此外，ISO 方法也可用於房間之間以及建築構件之間的撞擊聲隔離。ISO 140-7 (1998) 詳細描述了所需量值的測量。IIC 和 ISO 都指定了從 100 Hz 到 3,150 Hz (包括 100 Hz 和 3,150 Hz 在內) 範圍內的 1/3 倍頻帶。在 ISO 140-7 (1998) 中，一個稱為「標準化撞擊音壓位準」的量值  $L_{nT}$  定義如下：

$$L_{nT} = L_p + 10 \log_{10}(2 \times T_{60}) \quad (9-23)$$

式中：

$T_{60}$  為進行聲測量的房間的迴響時間。

和利用式 (9-22) 的結果計算歸一化撞擊音壓位準  $L_{n,w}$  相同的方式，可利用式 (9-23) 所得的 1/3 倍頻帶的計算結果計算相應的標準化撞擊音壓位準  $L_{nT,w}$ 。

標準 ISO 717-2 (1995) 還允許使用  $L_n$  的倍頻帶測量值 (從 125 Hz 到 2 kHz)。在這種情況下，「修正的」1/3 倍頻帶 IIC 曲線調整為以 1 dB 為增量，直到在 5 個相關倍頻帶內測量數據在曲線上方的倍頻帶差值之和盡可能大但不超過 10 dB 為止。倍頻帶 IIC 曲線與 1/3 倍頻帶曲線相同，除了前者在 125 Hz 處和 2 kHz 處間被截平，並且 2 kHz 處每個曲線的取值比 1/3 倍頻帶的值增加了 1 dB，以此來補償未包括 3,150 Hz 的 1/3 倍頻帶的預期影響。

### 9.2.3 板的透過損失 (隔音指數) 特性

考察在較寬的可聽聲頻率範圍內單層均勻隔板 (各向同性面板) 的場入射透過損失的一般特性具有指導意義。典型特性的說明如圖 9.2-5(a) 所示，其中提出了各種特徵頻率範圍。

在低頻處，透過損失受面板剛度的控制。在板的第一共振頻率處，聲音傳輸較大，因此透過損失經過一個部分由系統阻尼確定的最小值。隨後，在板的第一共振頻率以上時，將遇到一個通常較寬的頻率範圍，在該範圍內透過損失由板面密度控制。在這個頻率範圍內 (稱為質量定律範

圍，因為透過損失近似線性地和板質量相關），透過損失以每倍頻程 6 dB 的速率隨頻率增加。然而在更高頻的臨界頻率區域，會遇到吻合效應。最後，在非常高的頻率處為阻尼控制，透過損失又一次升高，並逐漸接近最初曲線的質量定律部分的延長線。這個區域內的增長量級為每倍頻程 9 dB。

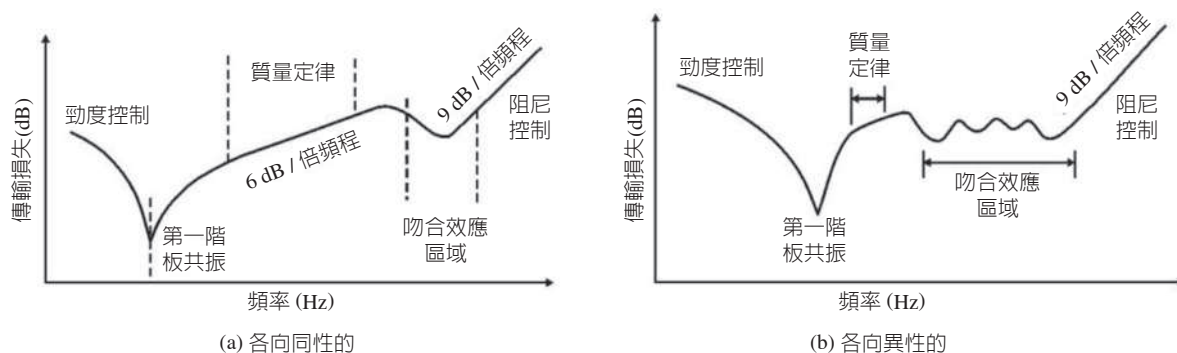


圖9.2-5 典型單層面板透過損失作為頻率的函數：(a) 具有單一臨界頻率的各向同性面板；(b) 具有一個臨界頻率範圍的正交各向異性面板

臨界頻率範圍的存在嚴重影響到正交正交異方性板的透過損失。在這種情況下，對於常見的波紋板或肋板，吻合效應區域可能擴展達 2 個倍頻程。圖 9.2-5(b) 表示了一個正交各向異性面板的典型透過損失。儘管阻尼可以稍微提高板的隔音性能，尤其在高頻處，但當噪音控制很重要時，應當避免使用這類板。

一個寬為  $a$ 、長為  $b$  並且彎曲勁度為  $B$  的簡支矩形各向同性面板的共振頻率 (resonance frequency) 可用下式計算：

$$f_{i,n} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B}{m} \left[ \frac{i^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right]} \quad (\text{Hz}); \quad i, n = 1, 2, 3, \dots \quad (9-24)$$

最低階 (或基頻) 頻率對應於  $i = n = 1$ 。對於一個各向同性面板，可將式 (9-11b) 和 (9-14) 代入式 (9-24) 以得到下面的公式：

$$f_{i,n} = 0.453c_L h \left[ \frac{i^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right] \quad (9-25)$$

一個寬為  $a$ 、長為  $b$  的簡支矩形正交各向異性面板的共振頻率 (Hearmon, 1959)：

$$f_{i,n} = \frac{\pi}{2m^{1/2}} \left( \frac{B_a i^4}{a^4} + \frac{B_b n^4}{b^4} + \frac{B_{ab} i^2 n^2}{a^2 b^2} \right)^{1/2}; \quad i, n = 1, 2, 3, \dots \quad (9-26)$$

式中：

$$B_{ab} = 0.5(B_a \nu + B_b \nu + Gh^3/3) \quad (9-27)$$

在上面的公式中， $G = E/[2(1+\nu)]$  是材料的剛性係數 (modulus of rigidity)， $E$  為楊氏係數， $\nu$  為泊松比， $B_a$  和  $B_b$  分別為  $a$  和  $b$  方向上的單位寬度彎曲勁度，根據式 (9-19) 和 (9-21) 計算。

下面的特性尤其值得注意。一個非常堅硬的結構趨向於將第一共振頻率移向更高的頻率，

但是與此同時，吻合頻率趨向於移向更低的頻率。因此，質量定律區域的範圍取決於板剛度。例如，0.3 m 厚的鋼筋混凝土牆，在大約 60 Hz 處表現出吻合效應，嚴重限制了這堵厚重的牆的透過損失。另一方面，一個鉛幕牆在超聲頻率範圍才表現出吻合效應，其較大的內部阻尼較好地控制了第一共振，因此其隔音特性是在整個可聽聲頻率範圍內由質量定律控制。

一個入射到板表面上的聲波透射係數是彎曲波阻抗  $Z$  的函數，對無限大各向同性面板， $Z$  為 (Cremer, 1942)：

$$Z = j2\pi fm \left[ 1 - \left( \frac{f}{f_c} \right)^2 (1 + j\eta) \sin^4 \theta \right] \quad (9-28)$$

式中：

$\eta$  為板的耗損因數 (耗損因子  $\eta$  有時在聲學中作為一個以黏性為基礎的衰減量使用。更常見的是，在結構構件中，它作為以滯後衰減效應為基礎的結構耗損因子)，  
 $m$  為板面密度 ( $\text{kg/m}^2$ )。

對無限大正交各向異性面板，彎曲波阻抗為 (Hansen, 1993)：

$$Z = j2\pi fm \left[ 1 - \left( \frac{f}{f_{c_1}} \cos^2 \vartheta + \frac{f}{f_{c_2}} \sin^2 \vartheta \right)^2 (1 + j\eta) \sin^4 \theta \right] \quad (9-29)$$

式中：

$f_{c_1}$  和  $f_{c_2}$  分別是板的最低和最高臨界頻率， $\vartheta$  為關於板剛度最小方向軸線的入射角 (見圖 9.2-6)。例如，對於一個波紋板，它與平行於波紋的軸有關。

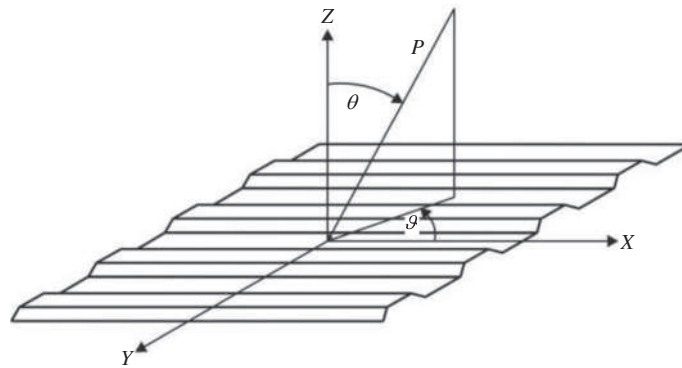


圖9.2-6 波紋板的幾何結構

對於一個無限大板，與板表面法線夾  $(\theta, \vartheta)$  角的透射係數由 Cremer (1942) 提出如下：

$$\tau(\theta, \vartheta) = \left| 1 + \frac{Z \cos \theta}{2\rho c} \right|^{-2} \quad (9-30)$$

在式 (9-30) 中代入  $\theta = 0$  可得到正入射透射係數  $\tau_N$ 。利用下列關係，透過確定所有入射角的  $\tau(\theta, \vartheta)$  的計權平均值可得到擴散場透射係數  $\tau_d$ ：

$$\tau_d = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} d\mathcal{G} \int_0^{\pi/2} \tau(\theta, \mathcal{G}) \cos\theta \sin\theta d\theta \quad (9-31)$$

$\cos\theta$  項說明了與板面法線夾  $\theta$  角入射到板面單位面積上的平面波的剖面積的投影。 $\sin\theta$  項為使用球座標而引起的係數。

對於等向性板，式 (9-31) 可以簡化為：

$$\tau_d = \int_0^1 \tau(\theta) d(\sin^2\theta) \quad (9-32)$$

對於正交正交異方性板，式 (9-31) 變為：

$$\tau_d = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} d\mathcal{G} \int_0^1 \tau(\theta, \mathcal{G}) d(\sin^2\theta) \quad (9-33)$$

$\tau$  是  $\mathcal{G}$  和  $\theta$  的函數。

在實際中，板不是無限大的，利用上述公式得到的結果與實驗室測量的結果不一致。然而研究發現，如果改變式 (9-32) 的積分上限使得積分不包括某極限角與  $90^\circ$  之間的  $\theta$  角，預測值可與測量值較好地一致。Davy (1990) 表明，這個極限角 (limiting angle)  $\theta_L$  取決於面板的尺度，如下所示：

$$\theta_L = \cos^{-1} \sqrt{\frac{\lambda}{2\pi\sqrt{A}}} \quad (9-34)$$

式中：

$A$  是面板的面積，

$\lambda$  是相關頻率的聲波波長。

引入極限角  $\theta_L$  定義等向性板的場入射透射係數  $\tau_F$  如下：

$$\tau_F = \int_0^{\sin^2\theta_L} \tau(\theta) d(\sin^2\theta) \quad (9-35)$$

Hansen (1993) 表明，相同的推理對於正交各向異性面板也成立，為：

$$\tau_d = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} d\mathcal{G} \int_0^{\sin^2\theta_L} \tau(\theta, \mathcal{G}) d(\sin^2\theta) \quad (9-36)$$

將式 (9-28) 或 (9-29) 代入 (9-30)，然後分別代入 (9-35) 或 (9-36) 並進行數值積分，計算板第一共振頻率 1.5 倍以上頻率所對應的場入射透射係數作為任何各向同性或正交正交異方性板的頻率的函數。在較低頻率處，用來推導公式的無限大面板模型不成立，必須使用一個不同的方法。

透過在每個頻帶內對若干頻率 (至少 20 個) 的  $\tau_F$  結果取平均值，可以得到 1/3 倍頻帶的結果。然後，將  $\tau_F$  代入式 (9-3) 的  $\tau$  中，可計算場入射透射係數。這一過程所得到的結果與實際測量值較好地吻合。

為減少數值計算的工作量，很多研究者做出了巨大的努力，透過各種近似來簡化上述公式。在式 (9-28) 中頻率低於  $f_c/2$  時或式 (9-29) 中頻率低於  $f_{c1}/2$  時，式 (9-28) 和 (9-29) 方括號中的量值在各種情況下都近似為 1，因此，對於各向同性面板和正交各向異性面有：

$$Z = j2\pi fm \quad (9-37)$$

將式 (9-37) 代入 (9-30) 並將結果代入 (9-3)，提出下列針對一個受與面板表面法線夾  $\theta$  角的入射聲波影響的無限大各向同性或正交正交異方性板透過損失的質量定律表達式：

$$TL_\theta = 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\pi fm \cos \theta}{\rho c} \right)^2 \right] \quad (9-38)$$

將  $\theta = 0$  代入式 (9-38) 可得到正入射的  $TL$ 。

### 一 各向同性面板的 Sharp 預測方案

Sharp (1973) 表明，對於單層板，利用  $\theta_L = 78^\circ$  的常數值可得到質量定律範圍內預測值與測量值之間很好的一致。在這種情況下，對於 1/3 倍頻帶內的預測值，此時  $\Delta f/f = 0.236$ ，場入射透過損失  $TL$  與正入射透過損失  $TL_N$  的關係為：

$$TL = TL_N - 10 \log_{10} \left( 1.5 + \log_e \frac{2f}{\Delta f} \right) = TL_N - 5.5 \quad (\text{dB}) \quad (9-39a,b)$$

上式中，如果需要的是倍頻帶（而不是 1/3 倍頻帶）噪音的預測值，此時  $\Delta f/f = 0.707$ ，那麼將“5.5”替換為“4.0”。注意，質量定律預測假設板是柔軟的。當面板變厚並變硬時，它們的質量定律特性降到理想預測以下，因此實際中，很少有結構能表現得與質量定律預測值一樣。

將式 (9-38) 及  $\theta = 0$  代入式 (9-39b) 中並重新整理，對各向同性面板頻率低於  $f_c/2$  或對正交各向異性面板頻率低於  $f_{c1}/2$  的頻率範圍，得到以下質量定律頻率範圍內場入射透過損失的表達式：

$$TL = 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\pi fm}{\rho c} \right)^2 \right] - 5.5 \quad (\text{dB}) \quad (9-40)$$

式 (9-40) 對於板的第一共振頻率 1.5 倍以下的頻率不成立，但是在這個頻率以上，它與 1/3 倍頻帶內的測量值一致。對於倍頻帶預測值，5.5 應當替換為 4.0。對倍頻帶預測的另一種替代方法是對每個倍頻帶內包括的 3 個 1/3 倍頻帶所對應的預測值  $TL_1$ 、 $TL_2$ 、 $TL_3$  透過對數平均得到更準確的結果，如下所示：

$$TL_o = -10 \log_{10} \frac{1}{3} \left[ 10^{-TL_1/10} + 10^{-TL_2/10} + 10^{-TL_3/10} \right] \quad (\text{dB}) \quad (9-41)$$

對於大於或等於臨界頻率的頻率，Sharp 提出了以下針對各向同性面板的公式：

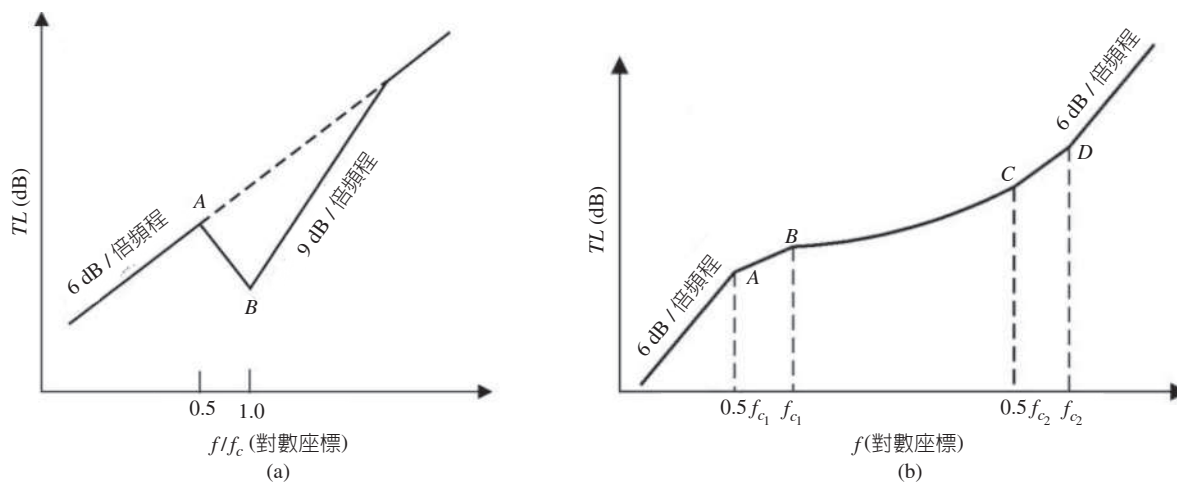
$$TL = 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\pi fm}{\rho c} \right)^2 \right] + 10 \log_{10} [2\eta f / (\pi f_c)] \quad (\text{dB}) \quad (9-42)$$

注意，式 (9-42) 適用的極限頻率是用該式計算的  $TL$  等於用式 (9-40) 提出的  $TL$  值的那個頻率 (見圖 9.2-7a)。

在  $TL-\log_{10}(f)$  圖上 ( $f$  是頻率) 用一條直線連接  $0.5f_c$  和  $f_c$  的對應點，可以近似得到  $0.5f_c$  和  $f_c$  之間的透過損失。

圖 9.2-7(a) 總結了上述預測方案，其中說明了估測單層板透過損失的方法。

這個方案的最低有效頻率是板的第一階共振頻率的 1.5 倍。有時，可能會有興趣預測低於這個頻率處的  $TL$ ，為此目的，可改寫 Fahy and Gardonio (2007) 的分析方法使其適用於彈性支撐上的剛性板。他們將彈性支撐上的剛性板的共振頻率定義為：



典型材料的  $f_c, \rho = (m/h)$ 。

(a) 各向同性面板的設計圖。如下計算圖中點的  $TL$  值：

點 A :  $TL = 20 \log_{10} f_c m - 54$  (dB)      點 B :  $TL = 20 \log_{10} f_c m + 10 \log_{10} \eta - 44$  (dB)

(b) 各向異性 (或肋板) 板的設計圖，其臨界頻率為  $f_{c1}$  和  $f_{c2}$ ，具有較小的阻尼。對於一個衰減良好的板 (見下面式 (9-55) 的討論)，使用圖 9.2-7(a)，其中  $f_c = f_{c2}$ ， $f_{c2}$  假設為一個由總板面密度和與波紋板中原始材料厚度相同的平板的剛度確定的新值。如下計算圖中點的  $TL$  值：

點 A :  $TL = 20 \log_{10} f_{c1} m - 54$  (dB)

在點 B 和點 C 之間 (含 B 和 C)：

$TL = 20 \log_{10} f + 10 \log_{10} m - 10 \log_{10} f_{c1} - 20 \log_{10} [\log_e(4f/f_{c1})] - 13.2$  (dB)

點 D :  $TL = 10 \log_{10} m + 15 \log_{10} f_{c1} - 5 \log_{10} f_{c1} - 17$  (dB)

圖 9.2-7 用於估測單層板透過損失的設計圖

$$f_0 = \sqrt{s/m} \quad \text{Hz} \tag{9-43}$$

式中：

$s$  和  $m$  分別是板支撐的單位面積剛度和板的單位面積質量。

然後，他們用剛度  $s$  表示板的第一共振頻率以下頻率範圍內的  $TL$ 。他們的模型可被認為等效於以其第一階共振模態振動 (不一定處於共振頻率處) 的簡支彈性面板。為了以一個簡支彈性板的彎曲勁度來重寫 Fahy and Gardonio 的表達式，有必要將式 (9-43) 中的剛度  $s$  用板的彎曲勁度  $B$  來表示。將式 (9-43) 與式 (9-24) 相比較，對於第一階振動模態進行估值，其中  $i = n = 1$ ，得到  $B$  和  $s$  之間的關係式如下：

$$s = \pi^4 B \left[ \frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right]^2 \quad (9-44)$$

因此，對於板的第一階共振頻率一半以下的剛度控制區內的  $TL$ ，Fahy and Gardonio (2007) 的公式可用板彎曲勁度以及尺度來表達如下：

$$\begin{aligned} TL &= 20 \log_{10} \left[ \pi^4 B \left( \frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2 \right] - 20 \log_{10} f - 20 \log_{10} (4\pi\rho c) \\ &= 20 \log_{10} B - 20 \log_{10} f + 20 \log_{10} \left( \frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2 - 20 \log_{10} (\rho c) + 17.8 \quad (\text{dB}) \end{aligned} \quad (9-45)$$

在板共振頻率附近，Fahy and Gardonio (2007) 說明，只要耗損因數  $\eta \gg \rho c / 2\pi fm$ ，則可用下列表達式計算面板的  $TL$ ：

$$TL = 20 \log_{10} f_{1,1} + 20 \log_{10} m + 20 \log_{10} \eta - 20 \log_{10} (\rho c / \pi) \quad (\text{dB}) \quad (9-46)$$

式中：

$f_{1,1}$  由式 (9-24) 定義，其中  $i = n = 1$ 。

式 (9-46) 可用來估計從  $0.5 f_{1,1}$  到  $1.5 f_{1,1}$  頻率範圍內的面板  $TL$ 。如果耗損因數  $\eta \ll \rho c / 2\pi fm$ ，那麼這個頻率範圍內的  $TL$  等於 0。

## 二 等向性板的 Davy 預測方案

Davy (1990) 提出了針對高於  $1.5 f_{1,1}$  的頻率範圍的預測方案，據稱該方案更準確，並根據式 (9-34) 考慮了作為頻率函數的極限角變量 (variation of the limiting angle)。

在低於  $f_c$  的頻率範圍內：

$$TL = 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\pi fm}{\rho c} \right)^2 \right] + 20 \log_{10} [1 - (f/f_c)^2] - 10 \log_{10} \left[ \log_e \left( \frac{1+a^2}{1+a^2 \cos^2 \theta_L} \right) \right], \quad f \leq 0.8 f_c \quad (9-47)$$

式中：

$$a = \left( \frac{\pi fm}{\rho c} \right) \left[ 1 - \left( \frac{f}{f_c} \right)^2 \right] \quad (9-48)$$

在高於  $f_c$  的頻率範圍內：

$$TL = 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\pi fm}{\rho c} \right)^2 \right] + 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{2\eta}{\pi} \right) \left( \frac{f}{f_c} - 1 \right) \right], \quad f \geq 1.7 f_c \quad (9-49)$$

在臨界頻率附近的頻率範圍內：

$$TL = 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\pi fm}{\rho c} \right)^2 \right] + 10 \log_{10} \left[ \frac{2\eta \Delta_b}{\pi} \right], \quad 0.95 f_c \leq f \leq 1.05 f_c \quad (9-50)$$

式中：

$\Delta_b$  為濾波器帶寬與濾波器用於測量的中心頻率之比，  
對 1/3 倍頻帶， $\Delta_b = 0.236$ ；對倍頻帶， $\Delta_b = 0.707$ 。

在  $1.05f_c < f < 1.7f_c$  的頻率範圍內，使用的是利用式 (9-49) 和 (9-50) 計算所得的兩個值中較大的那一個；在  $0.8f_c < f < 0.95f_c$  的頻率範圍內，使用的是利用式 (9-47) 和 (9-50) 計算所得的兩個值中較大的那一個。

注意，式 (9-49) 與式 (9-42) 一樣，除了式 (9-49) 參量中的“-1”。此外，式 (9-50) 與式 (9-42) 一樣（令  $f = f_c$ ），除了式 (9-50) 中的  $\Delta_b$  項。

當使用的是板耗損因數  $\eta$  期望範圍內的大值時，式 (9-50) 與實驗更一致，而當使用  $\eta$  的小值時，式 (9-42) 與實驗更一致。通常很難決定哪一個公式才是更準確的，因為很難確定  $\eta$  的準確值。通常 Davy 法在低頻處更準確，而 Sharp 法在面板的臨界頻率附近提出更好的結果。

### 三 等向性板的厚度修正

當板的厚度超過彎曲波波長的 1/6 時，對於高頻的透過損失需要一個修正 (Ljunggren, 1991)。該修正要求上述預測結果不能超過如下透過損失的最大值：

$$TL_{\max} = 20 \log_{10} \left( \frac{mc_L}{4\rho ch} \right) + 10 \log_{10} \eta + 17 = 20 \log_{10} \left( \frac{mc_L}{h} \right) + 10 \log_{10} \eta - 47.4 \quad \text{dB (20°C 時)} \quad (9-51a,b)$$

上述公式在如下定義的頻率範圍內成立：

$$f > \sqrt{\frac{B}{h^4 m}} \quad (9-52)$$

### 四 正交正交異方性板

在第一個臨界頻率一半以下，透過損失可利用式 (9-39) 計算。在最低臨界頻率和最高臨界頻率一半之間的頻率範圍內，以下關係式與實驗相吻合：

$$\tau_F = \frac{\rho c}{2\pi^2 f m} \frac{f_{c_1}}{f} \left( \log_e \frac{4f}{f_{c_1}} \right)^2 \quad (9-53)$$

這個公式是將式 (9-30) 和  $\eta = 0$  代入式 (9-33) 的一個近似，由 Heckl (1960) 推導出。式 (9-53) 可利用式 (9-3) ( $\rho c = 414$ ) 以透過損失來表達，如下所示：

$$TL = 20 \log_{10} f + 10 \log_{10} m - 10 \log_{10} f_{c_1} - 20 \log_{10} \left[ \log_e \left( \frac{4f}{f_{c_1}} \right) \right] - 13.2 \quad \text{(dB)}, \quad f_{c_1} \leq f \leq 0.5f_{c_2} \quad (9-54)$$

在  $2f_{c_2}$  以上， $TL$  由下式提出 (Heckl, 1960)：

$$TL = 20 \log_{10} f + 10 \log_{10} m - 5 \log_{10} f_{c_1} - 5 \log_{10} f_{c_2} - 23 \quad \text{(dB)} \quad (9-55)$$

在  $TL-\log_{10}(f)$  圖上 ( $f$  為頻率) 用一條直線連接  $0.5f_{c_2}$  和  $2f_{c_2}$  的對應點，可近似得到  $0.5f_{c_2}$  和  $2f_{c_2}$  之間的  $TL$ 。在  $f_{c_1}/2$  和  $f_{c_1}$  之間，可以用相同的方式確定  $TL$ 。注意，雖然式 (9-53) 和 (9-

55) 不包含各向同性面板所包含的極限角，但它們提供了相當準確的結果，並且對於最常使用的正交各向異性建築板有足夠的精確度。

不過，對正交各向異性面板使用上述預測方法時，也有兩點值得注意：

1. 尤其對於小板，在  $0.7f_{c_1}$  以下頻率的透過損失被低估了，隨著頻率變低或板變小，這個誤差變大。
2. 對普通的波紋板，在 2,000 Hz 和 4,000 Hz 之間幾乎總存在一個頻率，測得的透過損失曲線在該頻率處有一個高達 5 dB 的驟降，這是理論沒有預測到的。這要麼對應於兩個波紋之間的空氣共振，要麼對應於面板一個或多個機械共振。Windle and Lam (1993) 所報告的結果顯示，空氣共振現象不會影響面板的  $TL$ ，測量得到的  $TL$  曲線上的驟降對應於面板中的幾個共振，這幾個共振看起來比其他共振更容易被入射聲場激發。

單層正交正交異方性板的透過損失可利用圖 9.2-7(b) 計算。如果板的阻尼很大，則在更高頻率處透過損失將稍微大一些 (大於 1 dB 到 4 dB)，對典型的波紋建築板，從 500 Hz 處開始，先為 1 dB，在 4,000 Hz 處增加到 4 dB。

### 9.2.4 夾心板

在航空工業中，由於硬度高和質量輕，夾心板 (sandwich panels) 正變得越來越被普遍使用。因此，我們有興趣討論這種結構的透過損失。這些結構由蜂窩紙芯、蜂窩鋁芯或泡沫芯構成。芯被夾在兩層俗稱「層壓板」的材料之間，層壓板通常兩側都是鋁或一側為鋁一側為紙。這些板令人感興趣的一個特性是，在中頻範圍內，鋁壓層板自身的透過損失比蜂窩芯結構大 (Nilsson, 2001)。具有較厚芯的板比較薄的板在高頻處性能更好，但是在中頻處性能更差。板的彎曲勁度與頻率密切相關。然而，一旦建立了一個可計算剛度作為頻率函數的模型，前面章節中概述的方法可用來計算透過損失 (Nilsson, 2001)。當自由懸掛時，這些面板的耗損因數  $\eta$  與頻率有關，範圍通常在 0.01 到 0.03 之間。然而，當包括了例如船舶甲板等結構時，由於連接和支撐條件，耗損因數將變大，範圍從低頻的 0.15 到高頻的 0.02 (Nilsson, 2001)。

## 9.3 多層牆 (板) 透過損失

### 9.3.1 雙層牆透過損失

當需要高透過損失結構時，雙層牆或三層牆沒有單層牆那麼笨重而且比它更高效。已有這兩類牆的設計過程，然而，目前的討論主要集中於雙層牆結構。關於透過損失、三層牆結構的影響因素和樞骨牆的一些實驗數據等的更深入的討論，讀者可以參見已發表的文獻 (Sharp, 1973, 1978; Brekke, 1981; Davy, 1990, 1991; Bradley and Birta, 2001)。

為得到更好的結果，雙層牆結構的兩個板之間必須盡可能達到機械和聲學隔離。將板固定到獨立的交錯螺樁上或將面板彈性地固定在普通螺樁上，可以達到機械隔離。在面板之間提供盡可能寬的空隙，並在空隙間填充吸音材料，同時確保材料不會在面板之間形成一個機械橋梁，這樣就可達到聲學隔離。為了獲得最佳結果，面板應當是各向同性的。

## 一 雙層牆 TL 的 Sharp 模型

上一節表明，單層等向性板的透過損失由兩個頻率確定，分別為最低階板共振頻率  $f_{1,1}$  和吻合頻率  $f_c$ 。雙層牆結構引入了三個新的重要頻率。第一個是最低階聲學共振頻率 (lowest order acoustic resonanc)，第二個是最低階結構共振頻率 (lowest order cavity resonance)，第三個是與板之間空隙相關的極限頻率。最低階聲學共振頻率  $f_2$  取代了單層板結構的最低階板共振 (低於這個頻率時無法使用下列步驟)，可用下式計算：

$$f_2 = c/2L \quad (9-56)$$

式中：

$c$  為空氣中的音速，

$L$  為最長的空腔尺度。

最低階的結構共振可通過假設兩層板是由一個無質量聲順 (acoustic compliance) 連接的彈性質量來近似，其中聲順由板之間空隙中的空氣提供。

引入經驗常數 1.8，對於比板之間空隙寬度大很多的板，可得到其質量 - 空氣 - 質量共振頻率  $f_0$  的表達式 (Fahy, 1985) 如下：

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{1.8 \rho c^2 (m_1 + m_2)}{d m_1 m_2} \right)^{1/2} \quad (\text{Hz}) \quad (9-57)$$

在式 (9-57) 中  $m_1$  和  $m_2$  分別是兩板各自的面密度 ( $\text{kg/m}^2$ )， $d$  為空隙寬度 (m)。Sharp (1973) 引入了經驗常數 1.8，以說明板的「有效質量」比它們實際的質量小。

最後，與板之間空隙寬度  $d(m)$  有關的極限頻率  $f_l$  定義如下：

$$f_l = c/2\pi d \approx 55/d \quad (\text{Hz}) \quad (9-58)$$

式 (9-56) - (9-58) 提出的雙層板的頻率  $f_2$ 、 $f_0$ 、 $f_l$  在確定雙層牆透射特性時很有用。注意，對於垂直於板平面的空腔中的聲傳播， $f_l$  等於空腔的最低共振頻率除以  $\pi$ 。利用式 (9-12) 計算得到的每個板的頻率  $f_{c1}$  和  $f_{c2}$  也很重要。

對於兩板彼此完全機械及聲學隔離的雙層牆結構，透過損失由下式預測 (Sharp, 1978)，其中  $k = 2\pi f/c$ ：

$$TL = \begin{cases} TL_M & f \leq f_0 \\ TL_1 + TL_2 + 20 \log_{10}(2kd) & f_0 < f < f_l \\ TL_1 + TL_2 + 6 & f \geq f_l \end{cases} \quad (9-59)$$

在式 (9-59) 中，用每個面板的面密度  $m_1$  和  $m_2$  以及總面密度  $M = m_1 + m_2$  分別替換式 (9-41) 和 (9-42) 中的  $m$  可計算出量值  $TL_1$ 、 $TL_2$  和  $TL_M$ 。

建立式 (9-59) 基於的假設是，面板之間空隙中的駐波被阻止，空氣耦合可被忽略。為了確保這種去耦，空隙通常填充了吸音材料。應當選擇密度足夠高的材料，使得通過它的總流阻大於等於  $3\rho c$ 。當安裝一種多孔材料時，應當注意它不會在雙層牆的面板之間形成一個機械耦合；因此，建議總流阻的上限為  $5\rho c$ ，或者可以將材料只固定到一面牆上而不接觸另一面牆。一般而

言，吸音材料應當盡可能厚，最小厚度為  $15/f(m)$ ，其中  $f$  為所感興趣的最低頻率。

式 (9-59) 所預測的透過損失在實際中很難實現。在某一點處 (使用間隔塊) 或沿著一條線將面板與支撐螺樁相連的結果是為從一個板到另一個板的結構聲的傳輸提供了一個機械途徑 (橋梁)。高於稱為橋接頻率的一個特定頻率時，這種由於結構傳播的聲傳遞會將本可能實現的透過損失限制為遠遠小於式 (9-59) 所提出的結果。橋接頻率在式 (9-57) 提出的結構共振頻率  $f_0$  以上並且在式 (9-58) 提出的極限頻率  $f_l$  以下。大於橋接頻率時，透過損失在每個倍頻程內隨頻率以 6 dB 的速率增長。

由於板與其支撐螺樁之間連接方式的本質決定了從板到螺樁的結構傳播聲的傳導效率，反之亦然，有必要區別一下兩種可能的連接方式，對於目前正在考慮的雙層牆，還有必要區別一下這些連接的四種可能組合。直接連接於支撐螺樁的板通常會沿著螺樁的長邊進行接觸。這種支撐稱為線支撐，假設螺樁之間的距離  $b$  是均勻的。另外，固定於螺樁的小間隔塊上的板的支撐稱為點支撐；假設支撐點之間的距離  $e$  形成一個均勻的方格。尺度  $b$  和  $e$  在確定透過損失時很重要。

在接下來的討論中，假設兩個板是被編了號的，使得板 1 的臨界頻率總是小於或最多等於板 2 的臨界頻率。有了這樣的認識，板連接的四種組合可以表達為如下型式：線 - 線、線 - 點、點 - 線、點 - 點。在這四種可能的板支撐組合中，進一步的考慮會排除點 - 線，因為與之相關的透過損失總是不如線 - 點支撐所得到的結果。換言之，為了得到最佳效果，如果所考慮的板中有一個是點支撐的話，更高臨界頻率的板應當被點支撐。

在高於橋接頻率並且低於板 2 (更高的臨界頻率) 臨界頻率的一半的頻率範圍內，三種情況下 (空腔中有足夠的吸音材料) 所預期的透過損失如下所示 (見圖 9.3-1)。

對於線 - 線支撐 (sharp, 1973)：

$$TL = 20 \log_{10} m_1 + 10 \log_{10}(f_{c_2} b) + 20 \log_{10} f + 20 \log_{10} \left( 1 + \frac{m_2 f_{c_1}^{1/2}}{m_1 f_{c_2}^{1/2}} \right) - 72 \quad (\text{dB}) \quad (9-60)$$

對於點 - 點支撐：

$$TL = 20 \log_{10} m_1 + 20 \log_{10}(f_{c_2} e) + 20 \log_{10} f + 20 \log_{10} \left( 1 + \frac{m_2 f_{c_1}}{m_1 f_{c_2}} \right) - 99 \quad (\text{dB}) \quad (9-61)$$

對於線 - 點支撐：

$$TL = 20 \log_{10} m_1 + 20 \log_{10}(f_{c_2} e) + 20 \log_{10} f + 10 \log_{10}[1 + 2X + 2X^2] - 93 \quad (\text{dB}) \quad (9-62)$$

式中：

$$X = \frac{77.7 m_2}{m_1 e \sqrt{f_{c_1} f_{c_2}}}$$

基於有限的實驗數據，式 (9-60) 的預測值和測量值吻合較好，而式 (9-61) 則一般。對於線 - 點支撐， $X$  項一般非常小，因此式 (9-62) 中涉及到它的項通常可被忽略。同樣基於有限的實驗數據，式 (9-61) 的預測值比實際測量值大。對於點 - 點支撐，所觀察到的透過損失似乎比所預測的線 - 點支撐大了 2 dB。

有限的實驗數據 (Sharp, 1973) 顯示，如果空腔中沒有聲吸收，在空腔第一共振頻率  $\pi f_l$  以

下，雙層牆的特性與等於每面牆質量之和的單層牆一樣。在  $\pi f_1$  以上， $TL$  以 12 dB/ 倍頻程的速率增加，直到達到  $0.5 f_{c_1}$ 。

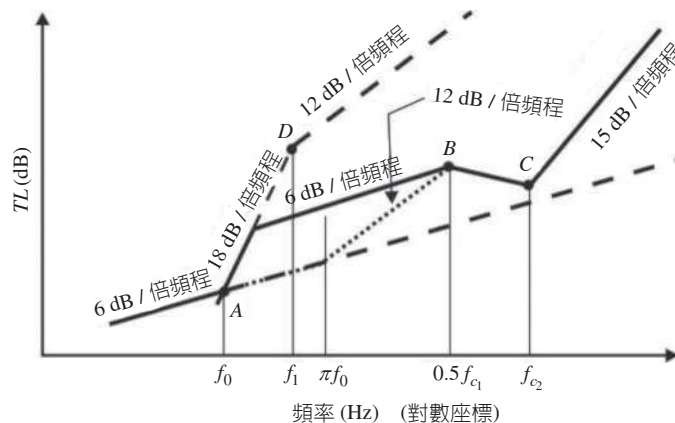


圖 9.3-1 基於 Sharp 的分析的估計雙層牆透過損失的設計圖 (Sharp, 1973)

假設板是被編了號的，使得板 1 的臨界頻率總是小於或最多等於板 2 的臨界頻率，例如， $f_{c_1} \leq f_{c_2}$ ； $m_1$  和  $m_2$  ( $\text{kgm}^{-2}$ ) 為兩板各自的面密度， $d$  (m) 為板間距。 $b$  (m) 為線支撐之間的距離， $e$  (m) 為點支撐之間假設的矩形網格的間距。 $c$  和  $c_L$  (m/s) 分別是空氣中的音速和板材料中的音速， $h$  為板厚度， $\eta_1$  和  $\eta_2$  分別為板 1 和 2 的耗損因數。計算圖中的點如下：

點 A： $f_0 = 80\sqrt{(m_1 + m_2) / dm_1 m_2}$  (Hz)

$$TL_A = 20 \log_{10}(m_1 + m_2) + 20 \log_{10} f_0 - 48 \quad (\text{dB})$$

點 B： $f_{c_1} = 0.55c^2 / c_{L1} h_1$  (Hz)

如果兩個面板之間的空腔沒有放置吸音材料的話，點 B 的透過損失  $TL_B$  等於  $TL_{B1}$ ；否則， $TL_B$  等於  $TL_{B2}$ ，只要達到足夠的吸音量：

$$TL_{B1} = TL_A + 20 \log_{10}(f_{c_1} / f_0) + 20 \log_{10}(f_{c_1} / f_1) - 22 \quad (\text{dB})$$

(a) 線 - 線支撐：

$$TL_{B2} = 20 \log_{10} m_1 + 10 \log_{10} b + 20 \log_{10} f_{c_1} + 10 \log_{10} f_{c_2} + 20 \log_{10} \left( 1 + \frac{m_2 f_{c_1}^{1/2}}{m_1 f_{c_2}^{1/2}} \right) - 78 \quad (\text{dB})$$

(b) 線 - 點支撐 ( $f_2$  為點支撐面板的臨界頻率)：

$$TL_{B2} = 20 \log_{10} m_1 e + 20 \log_{10} f_{c_1} + 20 \log_{10} f_{c_2} - 99 \quad (\text{dB})$$

(c) 點 - 點支撐：

$$TL_{B2} = 20 \log_{10} m_1 e + 20 \log_{10} f_{c_1} + 20 \log_{10} f_{c_2} + 20 \log_{10} \left( 1 + \frac{m_2 f_{c_1}}{m_1 f_{c_2}} \right) - 105 \quad (\text{dB})$$

點 C：

(a)  $f_{c_2} \neq f_{c_1}$

$$TL_C = TL_B + 6 + 10 \log_{10} \eta_2 + 20 \log_{10} \frac{f_{c_2}}{f_{c_1}} \quad (\text{dB})$$

(b)  $f_{c_2} = f_{c_1}$

$$TL_C = TL_B + 6 + 10 \log_{10} \eta_2 + 5 \log_{10} \eta_1 \quad (\text{dB})$$

點 D： $f_1 = 55/d$  (Hz)

空腔中吸音材料的最終  $TL$  曲線如圖中實線所示。 $f_0$  和  $\pi f_1$  之間的點線偏差是對空腔中無吸音材料的情況。

圖 9.3-1 概述了估測雙層牆的透過損失的方法。圖中並沒有明確提出式 (9-56) 中最低階聲學共振  $f_2$  的影響因素。在這個頻率處，可以預期觀察到某種小於所預測的質量定律的透過損失，它與所提供的空腔阻尼有關。此外，低於最低階聲學共振頻率時，透過損失會又一次增加，如圖

9.2-5 的剛度控制部分所示。圖 9.3-1 所示的過程明確假設滿足不等式  $Mf > 2\rho c$ 。圖中表示了兩條曲線：實線對應於板之間的吸音材料足以抑制空腔中的聲學共振以及防止板之間的聲學耦合的情況；點線（不是虛線）對應於空腔中無吸音材料的情況。在圖 9.3-1 中，它只在  $f_0$  與  $0.5f_{c_1}$  之間的範圍內與實線不同。當然這兩種情況下的  $B$  點的  $TL$  不同，但是除了  $f_0$  與  $0.5f_{c_1}$  之間的頻率範圍，這兩種情況的曲線是以相同的方式建立的。在某些情況下，例如雙層玻璃窗結構，只能在結構周圍的腔體中放置吸音材料。假設這種材料至少 50 mm 厚，並且它是密度足夠大的玻璃纖維或石棉，其效果和兩個板之間的空腔中放置這種材料一樣好。然而這些情況下， $TL$  在  $f_0$  到  $\pi f_1$  之間的頻率範圍內將比預測值稍小一些。

## 二 雙層牆 $TL$ 的 Davy 模型

上一節中所列出關於雙層牆公式基於的假設是：連接結構兩面的螺樁是無限剛性的。如果使用的是木製螺樁，則這個假設是可接受的；但如果使用的是金屬螺樁（典型的薄壁槽型斷面，具有與兩個相對的邊緣相連的分隔層），就不可接受了（參見 Davy, 1990）。

Davy (1990、1991、1993、1998) 提出一種考慮了螺樁順度  $C_M$ （剛度的倒數）的估計雙層牆透過損失的方法。雖然這種預測過程比剛討論的那種複雜，但還是很值得在這裡提出。

低於質量 - 空氣 - 質量的共振頻率  $f_0$  時，雙層牆表現得和相同質量的單層牆一樣，可利用單層牆的過程來估計  $TL$ 。高於  $f_0$  時，一面牆到另一面牆的透射包含了經過空腔的空氣傳播能量以及經過螺樁的結構傳播能量。對於高於  $f_0$  的所有頻率，結構傳播聲的透射係數為 (Davy, 1993)：

$$\tau_{FC} = \frac{64\rho^2 c^3 D}{[g^2 + (4(2\pi f)^{3/2} m_1 m_2 c C_M - g)^2] b (2\pi f)^2} \quad (9-63)$$

式中：

$$g = m_1 (2\pi f_{c_2})^{1/2} + m_2 (2\pi f_{c_1})^{1/2} \quad (9-64)$$

$b$  為螺樁 (studs) 之間的間隔， $f_{c_1} \leq f_{c_2}$ 。

對於常用的鋼鐵螺樁，順度（它是單位長度剛度的倒數）， $C_M = 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ N}^{-1}$  (Davy, 1990)，對於木製螺樁， $C_M = 0$ 。然而，Davy (1998) 建議，對於鋼鐵螺樁，順度  $C_M$  設為零，如木製螺樁一樣，而結構傳播聲的透射係數  $\tau_{FC}$  為利用式 (9-63) 和  $C_M = 0$  所計算的結果上減去 10。對於面板 2 上線支撐，量值  $D$  定義如下：

$$D = \begin{cases} \frac{2}{h} & \text{如果 } f < 0.9 \times f_{c_1} \\ \frac{\pi f_{c_1}}{8f\eta_1\eta_2} \sqrt{\frac{f_{c_2}}{f}} & \text{如果 } f \geq 0.9 \times f_{c_1} \end{cases} \quad (9-65)$$

$$h = \left[ 1 - \left( \frac{f}{f_{c_1}} \right)^2 \right]^2 \left[ 1 - \left( \frac{f}{f_{c_2}} \right)^2 \right]^2 \quad (9-66)$$

其中， $f_{c_1}$  是對應於兩個板的兩個臨界頻率中較小的那個， $\eta_1$  和  $\eta_2$  分別為板 1 和 2 的耗損因數。

對於  $f_0$  到  $0.9f_{c_1}$  之間的頻率，通過一個雙層牆傳輸的空氣傳聲的場入射透過損失為 (其中  $f_{c_1}$  為對應於兩個板的兩個臨界頻率中較小的那個)：

$$\tau_{F_a} = \frac{1 - \cos^2 \theta_L}{\left[ \frac{m_2^2 + m_1^2}{2m_1m_2} + a_1a_2\bar{\alpha} \cos^2 \theta_L \right] \left[ \frac{m_2^2 + m_1^2}{2m_1m_2} + a_1a_2\bar{\alpha} \right]} \quad (9-67)$$

式中：

$$a_i = \left[ \frac{\pi f m_i}{\rho c} \right] \left[ 1 - \left( \frac{f}{f_{c_i}} \right)^2 \right] \quad (9-68)$$

式 (9-34) 定義了極限角  $\theta_L$ 。Davy (1998) 指出，極限角不應超過  $80^\circ$ 。

在上述公式中， $f_{c_i}$  為板  $i$  的臨界頻率 ( $i=1,2$ )， $m_1$  和  $m_2$  為板 1 和 2 的面密度， $\bar{\alpha}$  為腔體吸音係數，對於一個填充了例如至少 50 mm 厚的玻璃纖維或石棉等吸音材料的腔體，該係數通常取 0.1。在低頻處，上面公式中使用的最大腔體吸音係數不應當超過  $kd$ ，其中  $d$  為腔體寬度。對於不含有吸音材料的腔體， $\bar{\alpha}$  應使用 0.1 到 0.15 之間的值 (Davy, 1998)，但是它仍不能超過  $kd$ 。

高於  $0.9f_{c_1}$  的頻率處，可以利用下式估計空氣傳播聲透射的場入射透射係數：

$$\tau_{F_a} = \frac{\pi(\xi_1 + \xi_2)q_1}{4\bar{a}_1^2\bar{a}_2^2\eta_1\eta_2\xi_1\xi_2(q_1^2 + q_2^2)\bar{\alpha}^2} \quad (9-69)$$

$$\bar{a}_i = \frac{\pi f m_i}{\rho c}; \quad i=1,2 \quad (9-70)$$

$$\xi_i = \left( \frac{f}{f_{c_i}} \right)^{1/2} \quad i=1,2 \quad (9-71)$$

$$q_1 = \eta_1\xi_2 + \eta_2\xi_1 \quad (9-72)$$

$$q_2 = 4(\eta_1 - \eta_2) \quad (9-73)$$

量值  $\eta_1$  和  $\eta_2$  為兩個板的耗損因數， $f$  為  $1/3$  倍頻帶的中心頻率。

總透射係數為：

$$\tau_F = \tau_{F_a} + \tau_{F_c} \quad f > f_0 \quad (9-74)$$

將從式 (9-74) 得出的  $\tau_F$  值代入式 (9-3) 中以計算透過損失。式 (9-57) 定義了量值  $f_0$ 。

注意，對於  $2f_0/3$  到  $f_0$  之間的頻率，應在  $TL$ -log (頻率) 圖上對  $2f_0/3$  處的單層牆  $TL$  結果 (對於總質量相同的牆) 與  $f_0$  處的雙層牆結果之間進行線性插值。

### 範例計算題 1

一個雙層石膏板牆被固定一個測試設備的尺度為  $3.0 \text{ m} \times 2.44 \text{ m}$  的開放邊界處。面板之間的空隙為  $0.1 \text{ m}$ 。每個板的面密度和臨界頻率分別為  $12.16 \text{ kg/m}^2$  和  $2,500 \text{ Hz}$ 。

利用 Sharp 的理論，計算預期透過損失。牆之間的空間是衰減良好的，具有 50 mm 厚的吸音材料層。然而，板自身沒有用阻尼材料處理。

**解**

參考圖 9.3-1。計算點 A 的座標：

$$f_0 = 80.4\sqrt{2 \times 12.16 / 0.1 \times 12.16^2} = 103 \text{ Hz}$$

$$TL_A = 20 \log_{10}(2 \times 12.16) + 20 \log_{10} 103 - 48 = 20 \text{ dB}$$

計算點 B 的座標。由於板的支撐是在邊緣處，與每個支撐相關的面積小於理論所假設的一半；出於這個原因，經驗性地在計算的 B 點透過損失上加 4 dB。對於腔體中的吸音量，有  $TL_B = TL_{B2}$

$$TL_{B2} = 20 \log_{10} 12.16 + 10 \log_{10} 2.44 + 30 \log_{10} 2500 + 6 - 78 + 4 = 60 \text{ dB}$$

因此

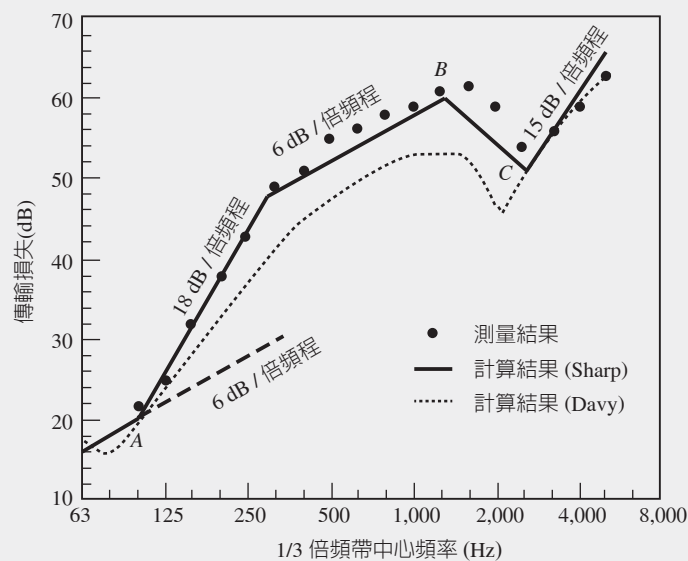
$$TL_B = 60 \text{ dB}$$

計算點 C 的座標。由於缺乏更詳細的資訊，假設每個面板的耗損因數  $\eta = 0.1$ ：

$$TL_C = 60 + 6 - 10 - 5 = 51 \text{ dB}$$

例圖 9.2-1 所示為所建立的估測透過損失曲線（為了便於比較，也提出了實驗和 Davy 法的結果）。

具有兩扇石膏板的立柱牆的一個重要特點是 (Rindel and Hoffmeyer, 1991)，在 160 Hz 到 200 Hz 之間，間距在 300 mm 到 400 mm 之間的螺樁嚴重降低雙層牆的性能，該影響在一個 1/3 倍頻帶內高達 13 dB。其他的螺樁間距（甚至 100 mm 到 200 mm）都不會導致與此相同的性能衰減，儘管小一些的螺樁間距會增強低頻性能，這是以 250 Hz 到 2,000 Hz 之間全頻段內幾個 dB 的損失為代價的。



範例計算題圖 1

重要的是，不要使用相同厚度 (和材料) 的牆壁，因為這會顯著增加  $TL$  曲線在臨界頻率處的驟降。這一點對於雙層玻璃結構也很重要。順便說一句，雙層玻璃的一個問題是，它將遭到霧化的影響，因此如果使用的話，滲水孔是必不可少的。

### 三 交錯的螺樁

交錯的螺樁 (staggered stud) 排列通常用來獲得高透過損失。在這種排列下，一面共用牆壁的螺樁被交錯放置。固定在螺樁兩側的板由交錯的螺樁支撐著。相對板之間唯一共用的支撐是共用牆的周界，例如底部或頂部。

為了計算預期透過損失，交錯的螺樁結構可建模為一個周界支撐的雙層牆，如剛剛考慮的範例計算題 1 類似。然而，引入螺樁將增加結構傳聲耦合並且降低所獲得的透過損失。但是，如果謹慎地確保至少有一個板是高阻尼的，那麼利用交錯螺樁可以得到比範例計算題 1 所示更高的透過損失。因此，如果至少有一個板不是高阻尼的，那麼交錯螺樁上的雙層牆的預期透過損失將介於周界固定和式 (9-60) 提出的線 - 線支撐的結果之間。另外，如果至少有一個板是高阻尼的，那麼雙層牆可以建模為周界支撐的，並且可以預期到比預測值稍高一些的透過損失。

### 四 嵌板阻尼

實現前面所提到的非常高的嵌板阻尼一個簡單方法是：建立一個在間隔均勻的格點處黏貼在一起的兩個薄板組成的厚面板。板輕微的運動將導致連接物之間的空隙內產生板間的剪應力，導致由剪切運動引起的非常有效的嵌板阻尼，以熱量的型式消耗能量。可認為這種機制近似使基板的耗損因數加倍。另外，可以用一層黏彈性材料將板連接在一起，所提出的耗損因數大約為 0.2。

當牆壁或窗戶使用的是玻璃材料時，可以通過使用夾層玻璃來增加衰減，夾層玻璃是由一個塑膠薄片隔開兩層玻璃的夾層結構。吸音材料可以放置在兩個玻璃牆之間腔體的周界，以增加吸音量並且不影響玻璃的透明度。

### 五 腔體中吸音材料流阻的影響

上幾節中所討論的 Sharp 理論沒有指定放置於雙層牆空腔中的吸音材料的特性，而實驗結果表明所用材料的類型很重要。理想上材料應當具有 2 到 5 之間的  $R_1 l / \rho c$  值，其中  $R_1$  為材料的流阻， $l$  為材料的厚度， $\rho$  和  $c$  分別是空氣密度和空氣中的音速。這裡應當排除使用低密度玻璃纖維 (例如房屋天花板中使用的保溫棚板)，以及典型的聚脂墊層。事實上，聚脂墊層很可能是完全無效的。

## 9.3.2 多葉板和複合板

為了方便下面討論，引入多葉板，它是由兩葉或多葉相同材料組成的板。它們以下面三種方式之一連接到一起：剛性，實質上膠合得非常牢固；彈性，在稀疏分佈的點處 (相隔 0.3 到 0.6 m) 膠合或釘在一起；黏彈性，用例如矽樹脂橡膠 (例如矽橡膠) 等黏彈性材料連接在一起。對於後面兩種結構，面板之間連接的彈性意味著，它們本質上是以通過它們傳播的彎曲波型式各自獨立運動。因此，在任何  $TL$  的計算中，有必要使用每一葉各自的最低臨界頻率 (因為每一葉的

厚度沒有必要與其他的相同)。可以理解的是，這只是個近似值，因為人們可以預料到，所測的  $TL$  的差別取決於各葉片中最厚一葉的位置。因此，根據前面所列的步驟計算單層牆和雙層牆的  $TL$ ，利用最厚一葉的厚度與質量計算臨界頻率，然後利用這個臨界頻率以及包含所有葉片的整個面板的單位面積總質量計算  $TL$ 。

當葉片是剛性相連而且膠水布滿整個葉片時，板可被認為是一個單層板，其厚度等於所有葉片的總厚度，其質量等於所有葉片的總質量。

為了方便討論，定義一個複合板，它是由兩層不同材料組成的面板，這兩層嚴格黏合在一起。利用式 (9-16) 可計算面板的有效剛度，利用式 (9-18) 可計算臨界頻率。然後，根據前面章節中的步驟計算單層或雙層板的透過損失。

有可能存在由複合葉片組成的多葉板，其中每一葉由兩層嚴格黏合在一起的不同材料組成。在這種情況下，先計算每一葉的有效彎曲勁度和質量，然後將該結構作為上面描述的多葉結構處理，而每一葉是兩個嚴格黏合層的複合體。

### 9.3.3 三層牆透過損失

這一領域已完成的工作非常少，但是由 Tadeu 和 Mateus 報告的最新研究指出，對於具有相同總玻璃重以及總空氣間隙的雙層和三層玻璃窗，使用三層玻璃並沒有比雙層玻璃好。然而，這是因為對於窗戶 (30 到 50 mm) 中使用的典型板分隔而言截止頻率高於所感興趣的頻率範圍，其中高於截止頻率時腔體中將發生三維反射。截止頻率由下面的公式提出：

$$f_{co} = c/2d \quad (9-75)$$

注意，分隔 10 mm 到 30 mm 的玻璃窗的性能最差 (Tadeu and Mateus, 2001)。在截止頻率以上，利用三層板牆可以得到一個明顯的改善 (Brekke, 1981)。

Sharp (1973) 提出，對於相同總質量和總厚度的結構，雙層牆結構在低於  $4f_0$  的頻率處具有更好的性能，而三層牆在高於  $4f_0$  的頻率處性能更好，其中  $f_0$  為式 (9-57) 定義的雙層板共振頻率，利用兩個外層板之間的總距離作為空氣間隙，兩個外層板作為質量  $m_1$  和  $m_2$ 。低於  $f_0$  時，兩個結構將具有相同的透過損失，這與總質量相同的單層牆一致。

## 9.4 其他隔音結構的隔音原理

### 9.4.1 隔音罩

#### 一 隔音罩內的噪音

利用隔音罩 (enclosures) 進行噪音控制時，除了已存在的音源直達聲場外，在隔音罩內會產生一個迴 (餘) 響聲場。迴 (餘) 響場和直達聲場都對隔音罩圍封所輻射的聲音以及罩內的聲場有貢獻。

公式  $L_p = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_{\theta}}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c}{400} \right]$  可用來估計隔音罩內任何一點處的音壓位準。

其中： $D_\theta$  為隔音罩的指向性因數， $R$  為房間常數，在  $20^\circ\text{C}$  時， $\rho c = 414$  (國際單位)，如果忽略上式中的最後一項，將存在一個約為  $0.1$  dB 的誤差，其中房間常數為： $R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$ 。

但受到的限制是，如果所考慮的位置到隔音罩或機器外殼的距離小於半波長時，計算的精確度將下降。

## 二 隔音罩外的噪音

緊鄰隔音罩外部的聲場由兩部分構成。一部分是內部迴(餘)響場引起的，另一個是音源直達聲場引起的。

實際上，假設直達聲場與迴(餘)響場的透射係數不同，分別等於正入射和場入射透射係數  $\tau_N$  和  $\tau$ 。對應的透過損失  $TL_N$  和  $TL$  在前面討論過。總輻射音功率的公式為：

$$W_i = S_E \langle p_1^2 \rangle / \rho c = W\tau_N + W(1-\bar{\alpha}_i)[S_E / (S_i\bar{\alpha}_i)]\tau \quad (9-76)$$

式中，下標  $i$  表示隔音罩內部的量。在寫式 (9-63) 時，外部的輻射功率由音強  $\langle p^2 \rangle / \rho c$  在外部表面  $S_E$  上積分得到 (見式  $I = \langle p^2(r, t) \rangle / \rho c$ )，必須令其等於音源音功率  $W$  中直達音透射的部分加上迴(餘)響場透射的部分。在後者的情況下，迴(餘)響場貢獻的功率由  $I = \langle p^2 \rangle / (4\rho c)$  和  $\langle p^2 \rangle_R = 4W\rho c(1-\bar{\alpha}) / (S\bar{\alpha})$  確定。量值  $S_i$  為包括任何機器表面的隔音罩內部表面積。注意  $\bar{\alpha}_i$  數值上必須大於  $\tau$ 。

考慮直達聲場的透射，並假設透射係數  $\tau_N$  可利用式 (9-38) 估計，其中入射角  $\theta = 0$ 。

從式 (9-39) 有， $TL_N - TL = 5.5$  dB。利用式  $TL = -10 \log_{10} \tau$  可推出基於以上結果的結論，即  $\tau_N = 0.3\tau$ 。將上述公式代入式 (9-76) 中得到下列結果。

$$S_E \langle p_1^2 \rangle / (\rho c) = W\tau_E \quad (9-77)$$

式中：

$$\tau_E = \tau[0.3 + S_E(1-\bar{\alpha}_i) / (S_i\bar{\alpha}_i)] \quad (9-78)$$

對式 (9-77) 兩側取對數座標，假設  $\rho c = 400$ ，得到以下公式：

$$L_{p1} = L_w - TL - 10 \log_{10} S_E + C \quad (9-79)$$

式中：

$$C = 10 \log_{10}[0.3 + S_E(1-\bar{\alpha}_i) / (S_i\bar{\alpha}_i)] \quad (\text{dB}) \quad (9-80)$$

$TL$  為場入射透過損失，

$L_{p1}$  為緊鄰隔音罩外部的平均音壓位準。

表 9.4-1 列出了不同隔音罩內部條件對應的常數  $C$  取值。另外，可使用式 (9-80)。然而，這個計算值是非常近似的，不能期望從式 (9-80) 得到精確值；因此，建議使用該表。

表9.4-1 隔音罩內部聲學條件對應的常數  $C$  取值 (dB)

隔音罩內部聲學條件 <sup>a</sup>	倍頻帶頻率 (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
活躍的	18	16	15	14	12	12	12	12
相對活躍的	13	12	11	12	12	12	12	12
中等的	13	11	9	7	5	4	3	3
寂靜的	11	9	7	6	5	4	3	3

<sup>a</sup> 利用下列標準確定合適的隔音罩內部聲學條件：

活躍的：隔音罩表面和機器表面都是堅硬而且不易彎曲的。

相對活躍的：所有表面總體上都是堅硬的，但是一些表面為板式結構（金屬板或木板）。

中等的：隔音罩內部表面覆蓋吸音材料，並且機器表面堅硬而且不易彎曲的。

寂靜的：同「中等的」，但是機器表面主要是面板。

## 範例計算題 2

一個小泵的音功率級為  $80 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$ 。它被裝在一個表面積為  $2.2 \text{ m}^2$  的隔音罩中。它的音功率頻譜在  $250 \text{ Hz}$  內達到峰值，在這個頻帶以上和以下每倍頻程下降  $3 \text{ dB}$ 。假設每個倍頻帶內的隔音罩內部為中等的聲學條件，壁面透過損失 ( $TL$ ) 如表所示，計算從  $63 \text{ Hz}$  到  $8 \text{ kHz}$  的倍頻帶內的隔音罩外表面處預測音壓位準。

	倍頻帶頻率 (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
壁面 $TL$ (dB)	8	11	12	15	18	23	25	30
修正值 $C$ (dB)	13	11	9	7	5	4	3	3
相對功率譜 (dB)	-6	-3	0	-3	-6	-9	-12	-15
$L_w$ (dB re $10^{-12} \text{ W}$ )	69.6	72.6	75.6	72.6	69.6	66.6	63.6	60.6
$L_p$ (dB re $20 \mu\text{Pa}$ )	71	69	69	61	53	44	38	30

## 解

- 根據「表 9.4-1 隔音罩內部聲學條件對應的常數  $C$  取值」的平均條件，在上表中輸入  $C$  的值。
- 例表第 3 行知相對功率譜。第 3 行所示取值的對數增量算出的總和為  $4.4 \text{ dB}$ 。所需的總量等於  $80 \text{ dB}$ ；因此每個頻帶的絕對音量由總量加上相對音量而確定：

$$80 - 4.4 = 75.6 \text{ dB}$$

所得的  $L_w$  由表中的第 4 行提出。

- 利用式 (9-79) 計算所需的音壓位準

$$S_E = 2.2 \text{ m}^2, 10 \log_{10} S_E = 3.4 \text{ dB}$$

因此，假設  $\rho c = 400$ ：

$$L_{p1} = L_w - 3.4 - TL + C$$

表中的最後一行表示了根據上述公式估計的  $L_{p1}$ 。

如果隔音罩位於室外，那麼下面的公式導出了距離隔音罩任一點處預期的音壓位準  $L_{p2}$  的合理近似值：

$$L_{p2} = L_{p1} + 10 \log_{10} S_E + 10 \log_{10} (D_\theta / 4\pi r^2) \quad (9-81)$$

在式 (9-79) 中，從隔音罩到測量點  $r$ (m) 的距離假設比相關隔音罩表面尺度 (單位) 大， $D_\theta$  為隔音罩的指向性因數。通常情況下，對於一個硬地板上的隔音罩， $D_\theta = 2$ 。

如果隔音罩位於室內，那麼必須考慮由密封閉空間引起的迴 (餘) 響聲場。隔音罩  $W_t$  可以寫為：

$$W_t = \langle p_1^2 \rangle [S_E / (\rho c)] \quad (W) \quad (9-82)$$

或

$$L_{wt} = L_{p1} + 10 \log_{10} S_E \quad (dB) \quad (9-83)$$

其中： $S_E$  為隔音罩的總外部表面積，假設  $\rho c \approx 400$ 。在這種情況下，利用式  $L_p = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c}{400} \right]$  導出：

$$L_{p2} = L_{wt} + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} \right] \quad (dB) \quad (9-84)$$

其中： $S\bar{\alpha}$  為房間中的總吸音量， $\bar{\alpha}$  為平均吸音係數。

將式 (9-83) 代入式 (9-84) 導出下列  $L_{p2}$  公式：

$$L_{p2} = L_{p1} + 10 \log_{10} S_E + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} \right] \quad (dB) \quad (9-85)$$

現在可以計算由隔音罩引起的噪音衰減。利用式  $L_p = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c}{400} \right]$  可得到無隔音罩時房間中一點處的音壓位準，如下所示：

$$L'_{p2} = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} \right] \quad (dB) \quad (9-86)$$

假設隔音罩並沒有改變機器的指向性特性，或假設測量點處直達聲場分量可忽略，噪音衰減由  $NR = L'_{p2} - L_{p2}$  提出。因此：

$$NR = L_w - L_{p1} - 10 \log_{10} S_E \quad (dB) \quad (9-87)$$

將針對  $L_{p1}$  的式 (9-79) 代入式 (9-87) 得出噪音衰減的下列公式：

$$NR = TL - C \quad (dB) \quad (9-88)$$

注意，量值  $C$  可以由表 9.4-1 或者利用式 (9-80) 確定。還要注意的是，式 (9-88) 對位於室外或處於建築內部的隔音罩都成立。

### 三 人員隔音間

對於人員隔音間 (personnel enclosure)，噪音源是在外部的，隔音間的目的是降低內部音量。

假設隔音間位於迴(餘)響場為主的空間中。遠離該隔音間壁面至少半波長的迴(餘)響場中的音壓位準被指定為  $L_{p1}$  (dB)。利用式  $W_a = \psi SC\bar{\alpha} / 4 = \langle p^2 \rangle S\bar{\alpha} / (4\rho c)$ ，將平均吸音係數  $\bar{\alpha}$  替換為場入射壁面透射係數  $\tau$ 。通過表面積為  $S_E$  的外側壁面傳輸進入隔音間的功率  $W_i$  為：

$$W_i = S_E \langle p^2 \rangle \tau / 4\rho c \quad (9-89)$$

在公式兩邊取以 10 為底的對數，並注意  $\rho c$  的數值接近 400，式 (9-89) 可寫為如下型式：

$$L_{wi} = L_{p1} + 10 \log_{10} S_E - TL - 6 \quad (\text{dB}) \quad (9-90)$$

利用式  $L_p = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c}{400} \right]$  估測隔音間中的聲場。在後者的公式中，直達聲場項替換為外部表面積  $S_E$  的倒數，式  $L_p = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c}{400} \right]$  可重寫為如下型式：

$$L_{pi} = L_{w1} + 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{S_E} + \frac{4(1-\bar{\alpha}_i)}{S_i\bar{\alpha}_i} \right] \quad (\text{dB}) \quad (9-91)$$

將上述公式代入式 (9-90) 中，利用式 (9-80) 導出下列結果：

$$NR \approx L_{p1} - L_{pi} = TL - C \quad (\text{dB}) \quad (9-92)$$

常數  $C$  可以利用式 (9-80) 計算，或者利用表 9.3-1 估計。

當音源的直達聲場在隔音間的一個或多個壁面處佔支配地位時，問題就不那麼簡單了。在這種情況下，為了估計入射到隔音間每個壁面外部的聲場，有必要將隔音間的每個壁面作為一個隔音牆處理。

### 範例計算題 3

一個單位為 2 m 寬、3 m 長、2.5 m 高的小型人員隔音間，由 125 mm 厚、兩側都塗以灰泥的單層磚構成。地面是混凝土的，頂板與側壁的結構類似(不是磚，但是塗上了灰泥且重量差不多)。確定針對基本硬牆設計的預期噪音衰減 ( $NR$ )。假設外部聲場本質上是迴(餘)響的，從音源而來入射到隔音間上的任何直達聲場可忽略。

表 9.4-2 一些常用材料的 Sabine 吸音係數

材料	倍頻帶中心頻率 (Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
音樂廳座椅							
空的 - 重度軟墊座椅 (Beranek 和 Hidaka, 1998)		0.65	0.76	0.81	0.84	0.84	0.81
空的 - 中度軟墊座椅		0.54	0.62	0.68	0.70	0.68	0.66
空的 - 輕度軟墊座椅		0.36	0.47	0.57	0.62	0.62	0.60
空的 - 程度非常輕的軟墊座椅			0.35	0.40	0.41	0.38	0.33
空的 - 平均程度的軟墊座椅區	0.28	0.44	0.60	0.77	0.84	0.82	0.70
空的 - 皮製軟墊座椅區		0.40	0.50	0.58	0.61	0.58	0.50
空的 - 金屬或木製座椅		0.15	0.19	0.22	0.39	0.38	0.30

表9.4-3 一些常見結構和材料的空氣傳聲透過損失的典型值

板的構造	厚度 (mm)	面密度 (kg/m <sup>2</sup> )	倍頻帶中心頻率 (Hz)							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
薄板材料										
1.5 mm 鉛板	1.5	17	22	28	32	33	32	32	33	36
3 mm 鉛板	3	34	24	30	31	27	38	44	33	38
20 g 加強鋁板	0.9	2.5	8	11	10	10	18	23	25	30
6 mm 鋼板	6	50	—	27	35	41	39	39	46	—
22 g 鍍鋅鋼板	0.55	6	3	8	14	20	23	26	27	35
20 g 鍍鋅鋼板	0.9	7	3	8	14	20	26	32	38	45
18 g 鍍鋅鋼板	1.2	10	8	13	20	24	29	33	39	44
16 g 鍍鋅鋼板	1.6	13	9	14	21	26	32	37	43	42
18 g 有槽鋼板、邊界加固，無縫連接的	1.2	39	25	30	20	22	30	28	31	31
波紋石棉板，加強並密封的	6	10	20	25	30	33	33	38	39	42
木框架上的硬紙板	19	11	14	17	18	25	30	26	32	38
木框架上的纖維板	12	4	10	12	16	20	24	30	31	36
木框架上的塑料板	9	7	9	15	20	24	29	32	35	38
2層 13 mm 糊牆紙板	26	22	—	24	29	31	32	30	35	—
木框架上的膠合板	6	3.5	6	9	13	16	21	27	29	33
木框架上的膠合板	12	7	—	10	15	17	19	20	26	—
硬木(桃花心木)板	50	25	15	19	23	25	30	37	42	46
木製厚板，未塗灰泥的	25	19	0	0	2	6	6	8	8	10
木製厚板，塗以灰泥的(每一面 12 mm)	50	75	18	23	27	30	32	36	39	43
膠合板	6	3.5	—	17	15	20	24	28	27	—
膠合板	9	5	—	7	13	19	25	19	2	—
膠合板	18	10	—	24	22	27	28	25	27	—
鉛乙烯幕牆	3	7.3	—	22	23	25	31	35	42	—
鉛乙烯幕牆	2	4.9	—	15	19	21	28	33	37	—
夾層結構板										
機器外殼板										
16 g 鋼 + 100 mm 玻璃纖維的衰減	100	25	20	21	27	38	48	58	67	66
覆蓋 22 g 穿孔鋼	100	31	25	27	31	41	51	60	65	66
同上，但用 5 mm 鋼板代替 16 g 鋼	100	50	31	34	35	44	54	63	62	68
兩層 5 mm 膠合板之間夾 1.5 mm 鉛	11.5	25	19	26	30	34	38	42	44	47
兩層 18 g 鋼之間夾 9 mm 石棉板	12	37	16	22	27	31	27	37	44	48
兩層 3 mm 硬紙板之間夾壓縮稻草	56	25	15	22	23	27	27	35	35	38
單層磚石牆										
單層磚，兩面塗以灰泥	125	240	30	36	37	40	46	54	57	59
單層磚，兩面塗以灰泥	255	480	34	41	45	48	56	65	69	72

表9.4-3 一些常見結構和材料的空氣傳聲透過損失的典型值(續)

板的構造	厚度 (mm)	面密度 (kg/m <sup>2</sup> )	倍頻帶中心頻率 (Hz)							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
單層磚，兩面塗以灰泥	360	720	36	44	43	49	57	66	70	72
實心煤渣磚或鋼磚，塗以灰泥 (兩面都是 12 mm)	125	145	20	27	33	40	50	58	56	59
實心煤渣磚或鋼磚，未塗灰泥	75	85	12	17	18	20	24	30	38	41
中空的爐渣混凝土塊，塗以水泥	100	75	22	30	34	40	50	50	52	53
中空的爐渣混凝土塊，未塗水泥	100	75	22	27	32	32	40	41	45	48
瑟默萊混凝土格孔方塊	100	125	20	27	31	39	45	53	38	62
玻璃磚	200	510	25	30	35	40	49	49	43	45
清水磚	100	200	—	30	36	37	37	37	43	—
加氣混凝土塊	100	50	—	34	35	30	37	45	50	—
加氣混凝土塊	150	75	—	31	35	37	44	50	55	—
<b>雙層磚石牆</b>										
280 mm 磚、56 mm 腔體、條帶 連接、外層表面塗以 12 mm 厚 的灰泥	300	380	28	34	34	40	56	73	76	78
280 mm 磚、56 mm 腔體、金屬 網連接、外層表面塗以 12 mm 厚的灰泥	300	380	27	27	43	55	66	77	85	85
<b>螺樁隔板</b>										
50 mm × 100 mm 螺樁，兩側為 12 mm 隔音板	125	19	12	16	22	28	38	50	52	55
50 mm × 100 mm 螺樁，兩側為 9 mm 石膏板和 12 mm 灰泥塗 層	142	60	20	25	28	34	47	39	50	56
<b>具有金屬螺樁的石膏牆，每側為 16 mm 厚面板</b>										
空腔，45 mm 寬	75	26	—	20	28	36	41	40	47	—
腔體，45 mm 寬，填充了玻 璃纖維	75	30	—	27	39	46	43	47	52	—
空腔，86 mm 寬	117	26	—	19	30	39	44	40	43	—
腔體，86 mm 寬，填充了玻 璃纖維	117	30	—	28	41	48	49	47	52	—
石膏牆，16 mm 葉片，20 mm 無吸音材料且無螺樁的腔體	240	23	—	33	39	50	64	51	59	—
同上，且有 88 mm 吸音材料	240	26	—	42	56	68	74	70	73	—
同上，但有 4 英寸螺樁	240	30	—	35	50	55	62	62	68	—
石膏牆，16 mm 葉片，100 mm 腔體， 56 mm 厚吸音材料，單層 4 英 寸螺樁 一側有彈性金屬槽將面板與螺 樁連接	140	28	—	25	40	48	52	47	52	—
<b>單層玻璃窗</b>										
承力架中的單層玻璃	4	10	—	20	22	28	34	29	28	—
承力架中的單層玻璃	6	15	17	11	24	28	32	27	35	39

表9.4-3 一些常見結構和材料的空氣傳聲透過損失的典型值 (續)

板的構造	厚度 (mm)	面密度 (kg/m <sup>2</sup> )	倍頻帶中心頻率 (Hz)							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
承力架中的單層玻璃	8	20	18	18	25	31	32	28	36	39
承力架中的單層玻璃	9	22.5	18	22	26	31	30	32	39	43
承力架中的單層玻璃	16	40	20	25	28	33	30	38	45	48
承力架中的單層玻璃	25	62.5	25	27	31	30	33	43	48	53
分層玻璃	13	32	—	23	31	38	40	47	52	57
<b>雙層玻璃窗</b>										
2.44 mm 玻璃，7 mm 空腔	12	15	15	22	16	20	29	31	27	30
分開框架中的 9 mm 玻璃，50 mm 空腔	62	34	18	25	29	34	41	45	53	50
分開框架中的 6 mm 玻璃，100 mm 空腔	112	34	20	28	30	38	45	45	53	50
分開框架中的 6 mm 玻璃，188 mm 空腔	200	34	25	30	35	41	48	50	56	56
分開框架中的 6 mm 玻璃，188 mm 腔體，窗側有吸音襯墊	200	34	26	33	39	42	48	50	57	60
分開框架中的 6 mm 和 9 mm 玻璃，200 mm 腔體，窗側有吸音襯墊	215	42	27	36	45	58	59	55	66	70
3 mm 厚玻璃板，55 mm 空腔	63	25	—	13	25	35	44	49	43	—
6 mm 厚玻璃板，55 mm 空腔	70	35	—	27	32	36	43	38	51	—
6 mm 和 5 mm 玻璃，100 mm 空腔	112	34	—	27	37	45	56	56	60	—
6 mm 和 8 mm 玻璃，100 mm 空腔	115	40	—	35	47	53	55	50	55	—
<b>門</b>										
平槽濾板，空心，以常用方式懸掛，正常的縫隙	43	9	1	12	13	14	16	18	24	26
實心硬木，以常用方式懸掛，正常的縫隙	43	28	13	17	21	26	29	31	34	32
典型專利「聲學」門，雙層重型鋼外殼，空隙中有吸音材料，用重型金鋼鐵框架密封	100	—	37	36	39	44	49	54	57	60
雙層外殼金屬門	35	16	—	26	26	28	32	32	40	—
塑膠分層的平槽木門	44	20	—	14	18	17	23	18	19	—
膠合表面，平槽木門	44	25	—	22	26	29	26	26	32	—
金屬門；衰減外殼、吸音芯、有密封墊	100	94	—	43	47	51	54	52	50	—
金屬門；衰減外殼、吸音芯、有密封墊	180	140	—	46	51	59	62	65	62	—
金屬門；衰減外殼、吸音芯、有密封墊	250	181	—	48	54	62	68	66	74	—
兩個 16 g 鋼鐵門，每個具有 25 mm 吸音材料由 180 mm 空氣間隙隔開	270	86	—	50	56	59	67	60	70	—
硬木門	54	20	—	20	25	25	27	31	35	—
硬木門	66	44	—	24	26	26	38	41	46	—

表9.4-3 一些常見結構和材料的空氣傳聲透過損失的典型值 (續)

板的構造	厚度 (mm)	面密度 (kg/m <sup>2</sup> )	倍頻帶中心頻率 (Hz)							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
地面										
舌槽板，無接縫的	21	13	17	21	18	22	24	30	33	63
舌槽板，下面為 12 mm 石膏墊板，3 mm 石膏罩面層	235	31	15	18	25	37	39	45	45	48
同上，板「浮置在」玻璃絲墊上	240	35	20	25	33	38	45	56	61	64
混凝土，加固的	100	230	32	37	36	45	52	59	62	63
混凝土，加固的	200	460	36	42	41	50	57	60	65	70
混凝土，加固的	300	690	37	40	45	52	59	63	67	72
126 mm 加固混凝土，具有「浮置」磨光面	190	420	35	38	43	48	54	61	63	67
200 mm 混凝土厚板	200	280	—	34	39	46	53	59	64	65
同上，但為橡木表面	212	282	—	34	41	46	55	64	70	—
同上，但為地毯 + 毛氈鋪在下面，無橡木表面	200	281	—	34	36	46	55	66	72	—
石膏墊板，彈性固定，乙炔加工的木材擱柵地板，具有 75 mm 膠合板	318	—	—	30	36	45	52	47	65	—

解

- 利用表 9.4-2 和 9.4-3 確定側壁和頂板的吸音係數和透過損失。在表 9.4-4 中輸入這些值。
- 計算：

$$S_i \bar{\alpha}_i = [2(2 \times 2.5 + 3 \times 2.5) + 2 \times 3] \bar{\alpha}_w + [2 \times 3] \bar{\alpha}_f = 31 \bar{\alpha}_w + 6 \bar{\alpha}_f$$

在下面的表中輸入這些值。計算  $10 \log_{10}(S_E / S_i \bar{\alpha}_i)$  並輸入到表中。

- 計算除去地面的外部表面積： $S_E = 31 \text{ m}^2$ 。
- 利用式  $TL = NR + 10 \log_{10}(A / S \bar{\alpha})$  而不是式 (9-88) 和 (9-92) 計算噪音衰減  $NR$ ，因為  $\bar{\alpha}$  很小。注意在這種情況下，前面的測試隔板面積  $A$  變成了暴露在外部聲場中的外部面積  $S_E$ ：

$$NR = TL - 10 \log_{10} \left[ \frac{S_E}{S_i \bar{\alpha}_i} \right]$$

結果輸入到下面的表中。

表9.4-4

	倍頻帶中心頻率 (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
表 9.4-3 中的 $TL$	30	36	17	40	46	54	57	59
表 9.4-2 中的 $\bar{\alpha}_w$	0.013	0.013	0.015	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06
表 9.4-2 中的 $\bar{\alpha}_f$	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
$S_i \bar{\alpha}_i$ (m)	0.463	0.463	0.525	0.68	1.05	1.35	1.67	2.04
$S_E / S_i \bar{\alpha}_i$	67.0	67.0	59.0	45.6	29.5	22.8	18.6	15.2
$10 \log_{10}(S_E / S_i \bar{\alpha}_i)$	18	18	18	17	15	14	13	12
$NR$ (dB)	12	18	19	23	31	40	44	47

**範例計算題 4**

假設為了通風需要在範例計算題 3 中的隔音間壁面上開一個  $0.5 \text{ m}^2$  的口。如果隔音間的噪音衰減 ( $NR$ ) 在  $250 \text{ Hz}$  倍頻帶內必須不小於  $16 \text{ dB}$ ，那麼任何消音器必須為通風口提供多少的透過損失 ( $TL$ )？

**解**

(1) 假設壁面上的小開口實際上未改變  $S_i \bar{\alpha}_i$ ，那麼從前面的範例中，在  $250 \text{ Hz}$  處， $10 \log_{10}(S_i \bar{\alpha}_i) = -2.8$  且  $10 \log_{10} S_E = 14.9 \text{ dB}$ 。

(2) 在式  $TL = NR + 10 \log_{10}(A / S \bar{\alpha})$  中，用  $S_E$  替換  $A$ ；那麼  $NR = TL + 10 \log_{10} S_i \bar{\alpha}_i - 10 \log_{10} S_E$ 。令  $NR = 16$ 。那麼  $TL = 16 + 2.8 + 14.9 = 33.7 \text{ dB}$ 。因此，所需的淨  $TL$  為  $27.1 \text{ dB}$ 。

(3) 計算通風口的透射係數  $\tau$ 。

$$\text{式 (9-130) } \tau = \frac{\sum_{i=1}^q S_i \tau_i}{\sum_{i=1}^q S_i} \text{ 導出： } 31\tau = (31 - 0.5)\tau_w + 0.5\tau_v$$

從範例計算題 3 表中並利用式 (9-131)  $\tau = 10^{(-TL/10)}$ ：

$$\tau_w = 10^{-37/10} = 0.0002$$

將上式代入得到：

$$TL = -10 \log_{10} \tau = -10 \log_{10} \left( \frac{30.5}{31} \times 0.0002 + \frac{0.5}{31} \tau_v \right) = 33.7 \text{ dB}$$

由上式可得到下面的公式：

$$\frac{30.5}{31} \times 0.0002 + \frac{0.5}{31} \tau_v = 10^{-3.37} = 0.00043$$

或

$$\tau_v = \frac{31}{0.5} \left( 0.00043 - \frac{30.5}{31} \times 0.0002 \right) = \frac{31}{0.5} (0.000233) = 0.0145$$

(4) 計算對於開口，消音器所需的  $TL$ ：

$$TL_v = -10 \log_{10} \tau_v = -10 \log_{10} 0.0145 = 18.0 \text{ dB}$$

#### 四 隔音窗

隔音窗 (enclosure windows) 通常是雙層玻璃的。然而，在低頻處利用雙層玻璃可能不會有什麼改善，因為低頻處窗玻璃質量的相互作用以及兩者之間空氣的勁度將產生一系列共振。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{1.8\rho c^2(m_1 + m_2)}{dm_1 m_2} \right)^{1/2} \text{ (Hz)}$$

近似導出了對應於這類共振的最低頻率和對應的少量透過損失值。

式中：

$m_1$  和  $m_2$  分別是兩板各自的面密度 ( $\text{kg/m}^2$ )， $d$  為空隙寬度 (m)。

腔體中還有其他聲學共振也很重要，但是這些共振通常具有更高的共振頻率 (見  $f_n = \frac{c}{2} \sqrt{\left[\frac{n_x}{L_x}\right]^2 + \left[\frac{n_y}{L_y}\right]^2 + \left[\frac{n_z}{L_z}\right]^2}$  和  $f_2 = c/2L$ ，式中頻率  $f$  的下標  $n$  說明公式特定的解或「本征 (eigen)」

頻率是特定模態階數  $n_x$ 、 $n_y$  和  $n_z$  的函數。 $c$  為空氣中的聲速， $L$  為最長的空腔尺寸。

應合理選擇玻璃的厚度和窗格間距，使得  $f_0$  遠低於需要較大噪音衰減的頻率範圍。例如，6 mm 厚的玻璃和 150 mm 的間距得出  $f_0 = 78 \text{ Hz}$ 。在低於大約  $1.15 f_0$  或 90 Hz 的頻率處，應該能預期到較好的透過損失。在發生共振的低頻範圍內，雙層玻璃窗的透過損失可透過在支撐玻璃的兩個框架之間的框邊放置多孔吸音材料襯墊而得以改善 (Quirt, 1982)。

### 五 隔音罩洩漏

存在空氣間隙時，隔音罩的有效性將顯著降低。空氣間隙發生在可移動板附近或設備進入隔音罩的地方。門附近或蓋面底部附近的裂縫 (crack) 的作用可借助圖 9.4-2 計算，圖中導出了作為頻率和寬度函數的裂縫的透過損失。注意，如果裂縫是在一個平面與另一個垂直於它的平面之間，那麼在使用圖 9.4-2 之前，有效的裂縫寬度必須加倍 (由於反射——例如，門下面的裂縫)。然而，注意，

當利用式  $\tau = \frac{\sum_{i=1}^q S_i \tau_i}{\sum_{i=1}^q S_i}$  (9-130 式) 計算整體  $TL$  值時，

裂縫的有效面積並沒有加倍。一旦確定了針對某一特定頻率的透射係數  $\tau$ 。式中， $S_i$  為表面積 (只有一面)， $\tau_i$  為第  $i$  個部件的透射係數。

圖 9.4-1 和 9.4-2 說明了小空氣間隙的重要性。例如，考慮門下具有 20 mm 的空氣間隙，這對於一個典型的門所產生的面積比  $S_1/S_2$  為 0.01，其中  $S_1$  為門底部空隙的面積， $S_2$  為門的面積。由於空隙下方地板的反射作用，門下方 20 mm 寬的空隙的有效寬度是 40 mm。因此，低於大約 400 Hz 的頻率處，門下方 20 mm 寬的空隙的

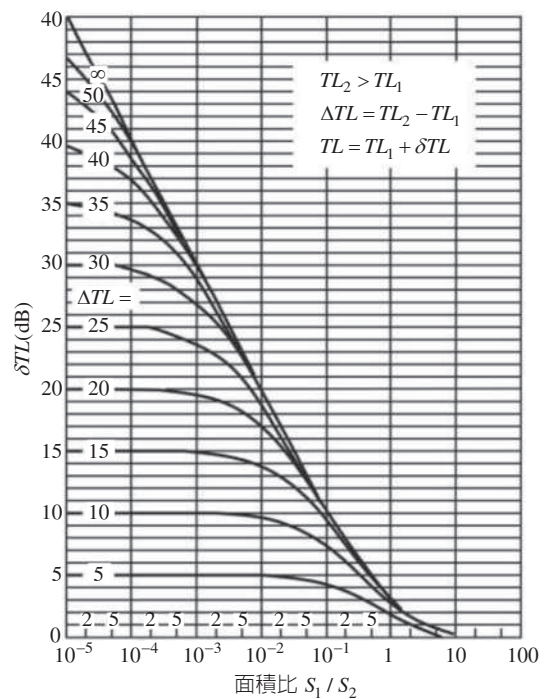


圖 9.4-1 估計一個雙部件複合結構透過損失的圖解

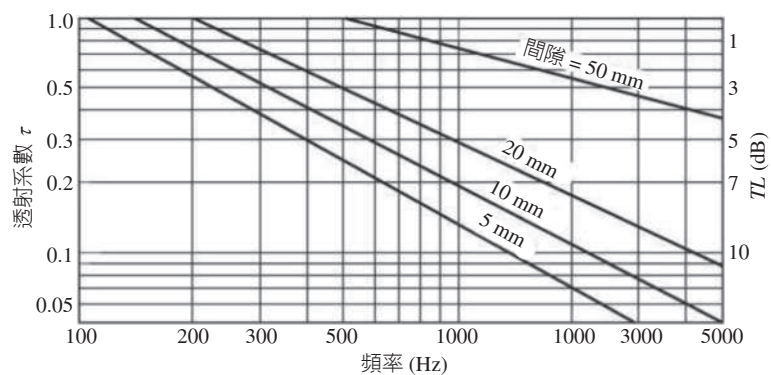


圖 9.4-2 長裂縫的透過損失

透過損失為 1.0。對於  $S_1/S_2 = 0.01$  的情況，圖 9.4-1 顯示，低於 400 Hz 頻率處所能獲得的最大透過損失為 20 dB。

Gompert and Kihlman (1976) 發表了下列公式，用於計算很細的裂縫的透射係數 ( $kw$  小於 0.5)：

$$\tau = \frac{mkw}{2n^2 \sin^2 \left[ kw \left( \frac{l}{w} + \frac{2}{\pi} \left( \log_e \frac{8}{kw} - 0.5772 \right) \right) \right]} + 2k^2 w^2 \quad (9-93)$$

式中：

$k$  為波數， $w$  為裂縫的高度或寬度， $l$  為裂縫的深度。

在所感興趣的頻率處裂縫的長度必須超過一個波長。對於正入射的平面波，係數  $m = 4$ ；對於擴散場入射到裂縫上， $m = 8$ 。如果裂縫是在壁面中間，係數  $n = 1$ ；如果裂縫是在壁面的邊緣，係數  $n = 0.5$ ，這考慮了通過裂縫的聲傳播反射路徑的作用。根據這些公式可知，裂縫的透射係數大部分超過 1.0，這意味著由於裂縫的存在，入射聲能量集中於裂縫附近。當裂縫越寬，這種影響越低。

對於未密封的門，通常使用圍繞門的全周界的裂縫高  $w$  為 1.2 mm 以及式 (9-93) 和 (9-130) 來計算這扇門對具有門的壁面的整體  $TL$  的影響。對於具有擋風雨條的門，所用的裂縫高度為 0.5 mm；對於具有磁性密封條的門，所用的裂縫高度為 0.2 mm。

### 範例計算題 5

計算 1,200 Hz 處一個 2.10 m × 0.9 m、沿底部邊緣具有 12.5 mm 空隙的實心門的透過損失。門自身的透過損失為 30 dB ( $\tau = 0.001$ )。

**解**

從圖 9.4-2 中可以看出，一個 25 mm 空隙在 1,200 Hz 處具有  $\tau = 0.3$  的透射係數。(注意，因為門一側的地面的作用如同一個平面反射器，當使用圖 9.4-2 時，空隙的有效寬度加倍，但是當計算面積時未加倍)：

$$\bar{\tau} = \frac{(0.001 \times 2.10 \times 0.90) + (0.3 \times 0.90 \times 0.0125)}{(2.10 \times 0.90) + (0.90 \times 0.0125)} = \frac{0.00189 + 0.003375}{1.890 + 0.01125} = 0.00277$$

$$TL = 10 \log_{10}(1/0.00277) = 25.6 \text{ dB}$$

## 六 通道和通風口

大部分隔音罩需要某種型式的通風口 (access and ventilation)。它們可能還需要傳遞材料進出的通道。這種必要的永久性開口必須進行某種型式的噪音抑制處理，以避免其損害隔音罩的有效性。在良好的設計中，通道噪音抑制的聲學性能與隔音罩壁面的性能相匹配。針對管道中聲傳播控制所開發的技術可被用於設計消音器。

如果需要散熱的通風口，但是熱負荷不是太大，那麼自然通風口就足夠了，該自然通風口在接近地面時低處具有消音進氣孔而在遠高於地板高處具有消音排氣口。如果需要強制通風來避免

過熱，那麼利用式 (9-94) 可確定所需的空氣流量的近似值。

$$\rho C_p V = H / \Delta T \quad (9-94)$$

式中：

$V$  是所需的氣流流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )，

$H$  為隔音罩的熱輸入功率 ( $W$ )，

$\Delta T$  為外部環境與隔音罩的最大允許內部溫度之間的溫度差 ( $^{\circ}\text{C}$ )，

$\rho$  為氣體 (空氣) 密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )，

$C_p$  為國際單位的氣體 (空氣) 比熱 ( $1,010 \text{ m}^2 \text{ s}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ )。

如果有一個風扇用於強制通風，那麼通常會在風扇外部放置消音器，使得風扇所產生的噪音衰減。當需要高空氣流量時，風扇的噪音需要仔細考慮，因為這個噪音源往往會引起抱怨。因為風扇噪音通常隨葉尖速度的 5 次方增加，相對於小型高速風扇，大型低速風扇往往是首選。

## 七 隔音罩隔振

機器與隔音罩之間的任何剛性連接都必須加以避免。如果有可能的話，所有穿過隔音罩壁面的管子和設備輸送管道應當有彈性部分作為振動的隔 (阻) 斷 (enclosures vibration isolation)；否則，管子或管道必須通過一個由蓋板和膠黏密封劑密封的穿孔。

通常建議將機器固定在隔振器上，尤其是低頻噪音為主要問題時。這確保沒有能量傳輸到地面。如果不這樣做，很有可能隔音罩周圍的地面將能量再次輻射入周圍空間，或者隔音罩將被振動的地面機械地產生成為一個噪音源。

有時無法將機器固定在隔振器上。在這種情況下，將隔音罩自身固定在隔振器上可避免其被產生。注意，當設計機械隔振器時，需要特別小心，確保機器是平穩的並且其運作不會受到不利影響。例如，如果一台機器加速運轉時必須經歷一個系統共振，那麼可以使用「緩衝器」來防止機器在其隔離裝置上過度振動。

## 八 隔音罩共振

這裡將考慮兩種隔音罩共振 (enclosures resonances)。第一種是隔音罩面板的機械共振，而第二種是所圍住的機器與隔音罩壁面之間空氣間隙中的聲學共振。在這些共振頻率處，由隔音罩引起的噪音衰減明顯低於未考慮共振效應的值。

如果音源主要輻射高頻噪音，那麼建議使用具有低共振頻率的隔音罩，這意味著厚重的隔音罩。另一方面，如果音源本質上主要輻射低頻噪音，那麼具有高共振頻率的隔音罩是理想的，這意味著一個剛性的卻並不厚重的隔音罩。

對於具有高共振頻率的剛性隔音罩，選擇具有高楊氏係數與密度比值  $E/\rho$  的材料來建造壁面，以確保縱波音速  $c_L$  較大。對於具有低共振頻率的厚重隔音罩，選擇小的  $E/\rho$ 。實務中，剛性隔音罩通常被限制為小隔音罩。

如果機器是密閉的，隔音罩內的迴 (餘) 響聲能量增大，除非安裝足夠的吸音材料。其效果是隔音罩內壁處音壓增加，超過了音源直達聲場所引起的音壓。這意味著隔音罩的預期噪音衰減被降低了。

在緊合隔音罩中，噪音衰減由於另一個共振效應而降低。當達到某頻率使得振動機器表面與隔音罩壁面之間的平均空氣間隙為聲波半波長的整數倍時，振動機器表面與隔音罩壁面之間會發生嚴重耦合，導致隔音罩壁面透過損失明顯下降。

隔音罩中吸音材料不充足的影響是非常顯著的。表 9.4-5 顯示了具有不同內部吸音處理程度的理想隔音罩性能的下降。假設音源的音功率為常數且不受隔音罩影響。「百分比」指的是所處理的內部表面積所佔的比例。

表9.4-5 隔音罩噪音衰減作為覆有吸音材料的內表面所佔百分比的函數

吸音材料百分比	10	20	30	50	70
噪音衰減 (dB)	-10	-7	-5	-3	-1.5

## 九 緊合隔音罩

任何類型隔音罩的成本都與其尺度 (單位) 成正比；因此經濟性的考慮使得隔音罩盡可能小。因此，由於成本或空間限制，一個緊合隔音罩可能直接安裝到需要降噪的機器上，或者獨立於機器安裝但是隔音罩內表面到主要機器的表面距離在例如 0.5 m 以內。

當一個隔音罩是緊合的時 (close-fitting enclosures)，由式 (9-25)， $f_{i,n} = 0.453c_L h \left[ \frac{i^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right]$  預測的面板共振頻率可能太小了；事實上，面板共振頻率可能會有所增加，原因是封閉的空氣量使面板勁度增強。因此，當緊合時，一個被設計為具有低共振頻率的厚重隔音罩可能無法表現出預期的性能。

此外，系統共振將發生在較高頻率處；這些振動模態中的一些將成為有效的音源，造成低噪音衰減；一些將成為很差的輻射源，並不影響噪音衰減。由這些共振造成的噪音衰減量的下降幅度在某種程度上可通過提高壁面的機械阻尼得以控制。因此，如果需要衰減的是低頻聲音 (小於 200 Hz)，緊合隔音罩應該是剛性的且阻尼良好的，但是如果需要衰減的是高頻聲音，隔音罩應當很重而且具有高吸音性但不是剛性的。在低頻處，將一個小型隔音罩的體積加倍通常將導致噪音衰減增加 3 dB，因此，如果體積有可能更大一些的話，不宜緊緊圍繞著例如振動的機器等音源。

一般來說，如果隔音罩內機器周圍預留的空間足夠用來進行正常的維修，那麼隔音罩不必視為緊合的。然而，如果不能夠提供這樣的空間，那麼在低頻處通常需要將隔音罩壁面的透過損失提升 10 dB (高頻處少一些)，以補償由共振引起的預期的隔音罩性能降低。文獻中詳細分析了緊合隔音罩 (Tweed and Tree, 1976; Byrne et al., 1988)。

## 十 局部隔音罩

在很多情況下，有必要使機器某部分的通道是寬敞且連續的，那麼完整的隔音罩也許是不可能的，必須考慮局部隔音罩 (Alfredson and Scow, 1976)(partial enclosures)。然而，從局部隔音罩某些特定位置處預期的噪音衰減是很難估計的，並且與特定的幾何結構有關。圖 9.4-3 表示了一個局部隔音罩的預期功率衰減的估計值，其中隔音罩內襯了 50 mm 厚的吸音材料層。

該圖提出了對於不同級別隔音罩的音功率衰減，透過隔音罩的透過損失作為參數。該圖相當明確地表示，隔音罩壁面的必須具有一個大約 20 dB 的透過損失，對於一個實際的局部隔音罩 (90% 封閉的)，所能達到的最大音功率衰減大約是 10 dB。

然而，某些位置的音壓位準可能得到較大的衰減，特別是在緊鄰著隔音罩堅固部分的後面。

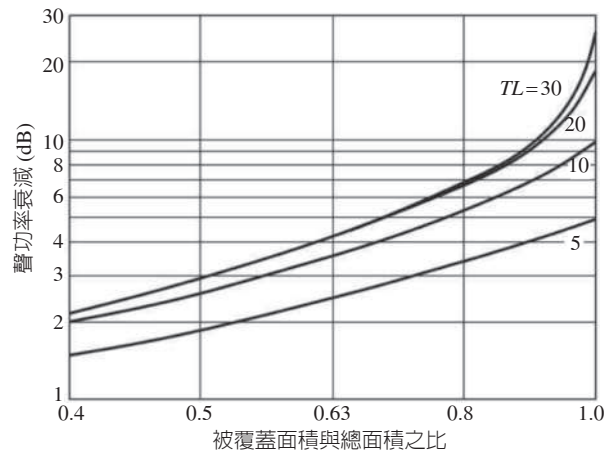


圖9.4-3 由局部隔音罩引起的聲衰減。隔音罩壁面的透過損失 (TL) 以參數型式表示出。

## 9.4.2 隔音牆

### 一 薄板邊緣的繞射

一般來說，繞過隔音牆繞射的聲音可以採取許多路徑。為了使問題容易處理，首先將考慮聲繞射在無限大不透明薄板隔音牆 (barriers) 的直邊處的理想情況，並且將為所有後續計算建立基礎。參考圖 9.4-4 的點源繞射進行討論。該模型也可以用於平行於隔音牆邊緣的線源。

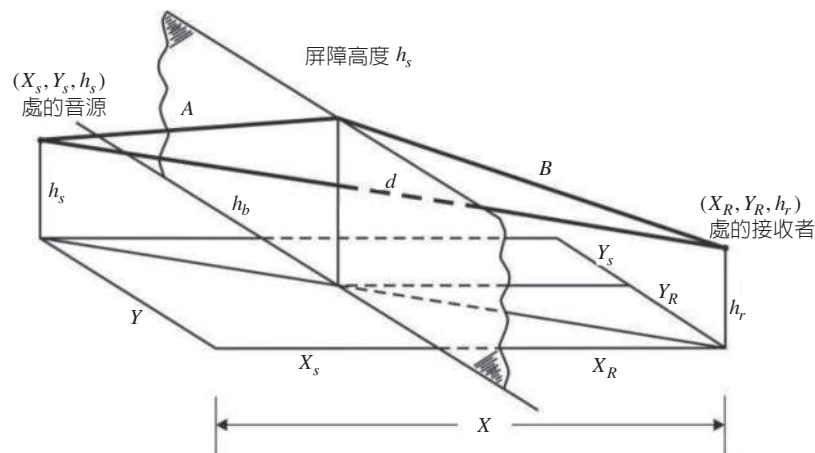


圖9.4-4 越過隔音牆的聲傳播路徑幾何結構圖，以確定菲涅耳數

引入長度  $A$  和  $B$  作為從音源到接收者的越過隔音牆的最短路徑的兩條線段。長度  $d$  為從音源到接收者的直線線段。用這些路徑長度，菲涅耳數 (Fresnel number)  $N$  定義如下：

$$N = \pm(2/\lambda)(A + B - d) \quad (9-95)$$

式中：

$\lambda$  為所考慮的窄帶噪音中心頻率處的波長；例如，一個 1/3 倍頻帶或一個倍頻帶噪音。

利用下式計算圖中所示的長度  $d$ 、 $A$ 、 $B$ ：

$$\begin{aligned}
 d &= [X^2 + Y^2 + (h_r - h_s)^2]^{1/2} \\
 A &= [X_S^2 + Y_S^2 + (h_b - h_s)^2]^{1/2} \\
 B &= [X_R^2 + Y_R^2 + (h_b - h_r)^2]^{1/2}
 \end{aligned}
 \tag{9-96}$$

式中

$$Y_R = \frac{YX_R}{X} \quad \text{和} \quad Y_S = \frac{X_S}{X_R} Y_R
 \tag{9-97}$$

圖 9.4-5 提出了與邊界處繞射相關的衰減因數  $\Delta b$  作為菲涅耳數的函數 (Maekawa, 1968, 1977, 1985)。在圖中輸入數字時，當受音處於隔音牆的音影區內，使用式 (9-95) 中的正號；當受音處於隔音牆的光亮區內即在音源的視線內，使用負號。對於菲涅耳數  $N$  的取值大於 1 的情況，圖中的水平刻度是對數的，但是對於小於 1 的值，刻度已經被調整過了，以提出直線的代表。

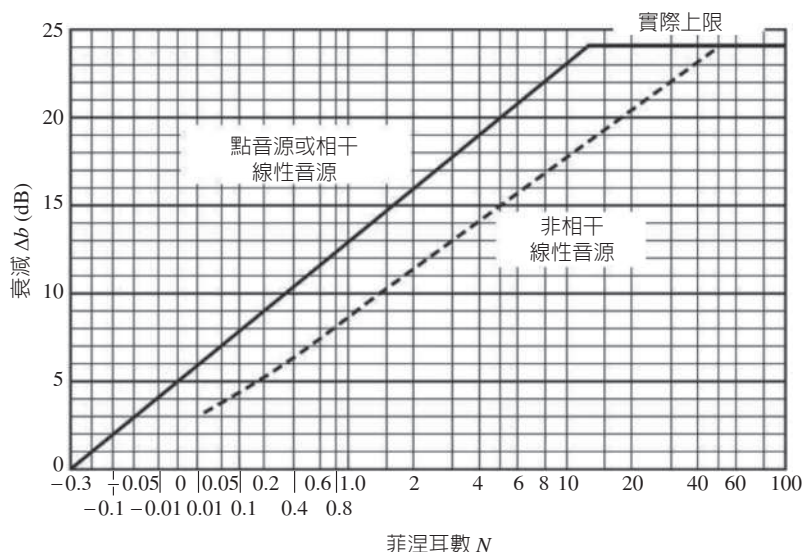


圖 9.4-5 自由空間中半無限大隔音牆的聲衰減。如果接收者能直接看到音源，那麼  $N$  設為負值

考慮音源具有指向性的可能，從音源到隔音牆邊緣的方向上為  $D_{\theta B}$ ，從音源到接收者的方向上為  $D_{\theta R}$ 。一個聲音路徑  $i$  上由越過隔音牆的繞射引起的衰減  $A_{bi}$  由下面的公式導出 (Beranek, 1971)：

$$A_{bi} = \Delta_{bi} + 20 \log_{10}[(A_i + B_i) / d_i] + D_{\theta R} - D_{\theta B}
 \tag{9-98}$$

除了利用圖 9.4-5，Kurze and Anderson (1971) 導出了下列公式，對於  $N_i > 0.5$ ，它提出了圖 9.4-5 中點源曲線的一個非常好的近似。低於  $N_i = 0.5$  時，Maekawa 曲線超過 Kurze and Anderson 公式的量逐漸增大，在  $N_i = 0.1$  處達到最大值 1.5 dB，然後對於更小的  $N_i$  又一次逐漸減小。

$$\Delta_{bi} = 5 + 20 \log_{10} \frac{\sqrt{2\pi N_i}}{\tanh \sqrt{2\pi N_i}}
 \tag{9-99}$$

式中： $N_i$  為越過障板第  $i$  條路徑的菲涅耳數。最近，Menounou (2001) 導出了對於這個公式

的修正，使其對於音源或接收者接近障板的位置或對於接收者靠近光亮區和聲影區邊界時更精確。對於越過障板第  $i$  條路徑的更精確公式為：

$$A_{bi} = IL_s + IL_b + IL_{sb} + IL_{sp} + D_{\theta R} - D_{\theta B} \quad (9-100)$$

式中：

$$IL_s = 20 \log_{10} \frac{\sqrt{2\pi N_i}}{\tanh \sqrt{2\pi N_i}} - 1 \quad (9-101)$$

$$IL_{sp} = \begin{cases} 3 \text{ dB} & \text{對於平面波} \\ 10 \log_{10}(1 + (A+B)/d) & \text{對於相干線源} \\ 10 \log_{10}((A+B)^2 + (A+B)/d) & \text{對於點音源} \end{cases} \quad (9-102)$$

$$IL_b = 20 \log_{10} \left[ 1 + \tanh \left( 0.6 \log_{10} \frac{N_2}{N_i} \right) \right] \quad (9-103)$$

$$IL_{sb} = (6 \tanh \sqrt{N_2} - 2 - IL_b)(1 - \tanh \sqrt{10N_i}) \quad (9-104)$$

只有當  $N_i$  很小時才應當計算式 (9-104) 所表達的項。 $N_2$  為針對從鏡像音源到接收者傳播的波所計算的菲涅耳數，其中鏡像音源產生於來自隔音牆的反射（不是地面）。因此，鏡像音源將與接收者位於隔音牆的同側。式 (9-104) 中用來計算菲涅耳數  $N_2$  的距離  $d$  為鏡像音源（由隔音牆的反射引起）到接收者之間的直線距離，用來計算實際音源與接收者之間菲涅耳數的距離  $(A+B)$  與此相同。

## 二 室外隔音牆

隔音牆的一種常見型式為牆面（或如空心磚），它可能很長使得只有越過頂部的繞射很重要，或者它可能長度有限使得左右兩端的繞射也很重要。在這兩種情況下，問題通常比邊界處簡單的繞射更複雜，因為地平面會有反射 (Gill, 1980b; Hutchins et al., 1984)。

注意，由於干涉效應，利用窄帶分析可以導致很大誤差，這裡忽略。例如，在 1/3 倍頻帶分析中忽略干涉效應時，可能遇到高達 10 dB 的誤差；當考慮單頻時，誤差可能高達 20 dB。文獻 (Isei et al., 1980; Embleton et al., 1983; Nicolas et al., 1983) 討論了考慮干涉效應的詳細分析。

首先考慮越過一個很長牆壁頂部的繞射，如圖 9.4-6(a) 所示。由於地平面上可能的反射，必須考慮共四種可能的繞射路徑，如圖所示。根據該圖，這些路徑為  $SOR$ 、 $SAOR$ 、 $SAOBR$ 、 $SOBR$ 。如圖所示，在確定每條路徑長度時，在圖中放置一個鏡像音源和鏡像接收者很有效。這些鏡像在地面下方的距離與音源和接收者在地面上方的距離一樣。

當考慮涉及一個或多個地面反射路徑時，式 (9-95) 中使用的直線距離  $d$  與無反射波的情況一樣，因為菲涅耳數和相關噪音衰減與從  $S$  到  $R$  的直線傳播有關。

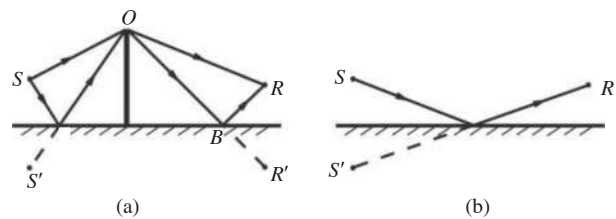


圖 9.4-6 考慮無限寬隔音牆的繞射路徑：  
(a) 有隔音牆；(b) 無隔音牆

對於音源一側的地面反射波，對應於式 (9-95) 的量值  $A$  為：

$$A = [X_S^2 + Y_S^2 + (h_b + h_s)^2]^{1/2} \quad (9-105)$$

對於接收者一側的地面反射波，對應於式 (9-95) 的量值  $B$  為：

$$B = [X_R^2 + Y_R^2 + (h_b + h_r)^2]^{1/2} \quad (9-106)$$

不存在隔音牆時，音源與接收者之間只有兩條路徑，如圖 9.4-6(b) 所示。因此，如果地平面很堅硬並且本質上是完全反射的，而且所考慮的倍頻帶使得干涉效應趨於消失，那麼由隔音牆引起的噪音衰減計算如下：

1. 分別利用鏡像音源和鏡像接收者，如圖 9.4-6(a) 所示，利用式 (9-97) 確定 4 條路徑中每一條的預期音量衰減。
2. 4 個估測值對數相加，如式  $L_p = L_{pR} + 10 \log_{10} \sum_{i=1}^n 10^{-(NR_i/10)}$  所示。
3. 對於圖 9.4-6(b) 中所示的兩條路徑重複上述過程，再一次假設這是完全不相干反射，得到無隔音牆時受音處的總聲音位準。這裡所隱含的假設是，音源輻射的總功率為常數；因此距離音源很遠時，這個過程等效於音源輻射入半空間的簡單假設。
4. 從步驟 3. 所確定的音量中減去步驟 2. 中確定的音量，便確定了隔音牆引起的衰減量  $NR = L_{pA} - L_{pB}$  為： $NR = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{n_A} 10^{-(NR_{Ai}/10)} - 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{n_B} 10^{-(NR_{Bi}/10)}$  所示。

如果地面並不是聲學上堅硬的而是有些吸音作用，正如通常的情況，那麼由反射引起的 dB 衰減必須算數地加到包括反射的每條路徑上由隔音牆引起的 dB 衰減上。注意，越過隔音牆頂部的一條路徑包括兩個反射，因此對於這個路徑，兩個反射損失必須加到這條路徑的隔音牆衰減上。

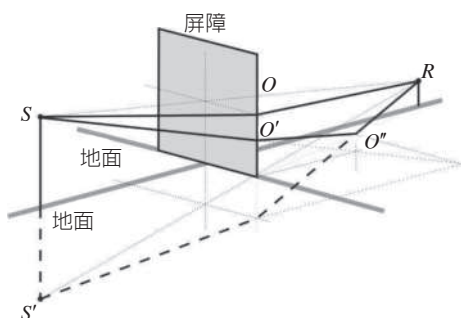


圖 9.4-7 一個無限寬隔音牆一端附近繞射的幾何結構圖。 $S$  和  $S'$  為音源和鏡像音源， $R$  為接收者， $O$  定義為在隔音牆一端附近從  $S$  到  $R$  的最短路徑， $O'$  和  $O''$  定義為鏡像隔音牆一端附近從  $S'$  到  $R$  的最短路徑。

當一個牆壁是有限寬的，可能還需要考慮隔音牆左右兩端的繞射。然而，隔音牆左右兩端的繞射只涉及到一個地面反射，因此只需考慮每一端的兩條可能路徑即可，而不是越過頂部繞射的情況下的 4 條路徑。假設一個鏡像音源  $S'$  和鏡像牆壁可以確定反射的有效點所在位置。參考圖 9.4-6，兩條路徑  $SOR$  和  $SO'O''R$  分別是繞過牆壁和鏡像牆壁一側從音源和鏡像音源到接收者的最短路徑。再一次考慮一條路徑上反射造成可能損耗，利用圖 9.4-4 和 9.4-5 以及式 (9-98) 確定兩條路徑上的作用。

參考圖 9.4-4，針對圖中所定義的符號，並定義  $hb'$  為地面上方點  $O$  的高度， $h_b'$  為地面上方點  $O'$  的高度，利用簡單三角知識很容易推導出下列公式：

$$h_b'' = \frac{X_S h_r - X_R h_s}{X_S + X_R} \quad \text{和} \quad h_b'' = \frac{X_R h_s - X_S h_r}{X_S + X_R} \quad (9-107a,b)$$

$$h'_b = \frac{X_R h_s - X_S h_r}{X_S + X_R} \quad (9-108)$$

如果地面反射是在隔音牆的音源一側，那麼式 (9-107a) 適用；如果地面反射是在隔音牆的接收者一側，那麼式 (9-107b) 適用。

根據  $A'$  和  $A''$  分別為直達和地面反射路徑上從音源到隔音牆兩端的路徑長度；類似地， $B'$  和  $B''$  分別為接收者所在隔音牆一側的相同的兩條路徑長度，可以寫出下式：

$$A' = \sqrt{(h_s - h'_b)^2 + X_S^2 + (Y_S - Y_B)^2} \quad (9-109)$$

$$B' = \sqrt{(Y_R - Y_B)^2 + X_R^2 + (h'_b - h_r)^2} \quad (9-110)$$

$$A'' = \sqrt{(h_s - h''_b)^2 + X_S^2 + (Y_B - Y_S)^2} \quad (9-111)$$

$$B'' = \sqrt{(Y_R - Y_B)^2 + X_R^2 + (h_r + h''_b)^2} \quad (9-112)$$

式中： $Y_B$  為隔音牆末端邊緣的  $y$  座標。量值  $d$  與越過隔音牆頂部的繞射情況是一樣的。如果音源 / 接收者的幾何結構為反射波的反射點在隔音牆的音源一側，那麼  $A'$  和  $B'$  的公式保持不變，但是需要在式 (9-107)、(9-111)、(9-112) 中相互交換下標  $r$  和  $s$  並且交換下標  $R$  和  $S$  來計算  $A''$  和  $B''$ 。如果接收者比音源高，那麼在式 (9-108) 中交換下標  $r$  和  $s$  以及下標  $R$  和  $S$ 。

然後利用式 (9-95) 計算菲涅耳數，從而計算對應於繞過隔音牆兩端的兩條路徑中每一條對應的噪音衰減。對於一個有限大牆壁，應當考慮 8 條獨立路徑，並將結果相加以確定放置隔音牆所提供的預期噪音衰減。然而，實務中，並不是所有路徑都很重要。

總之，如果繞過隔音牆有多條路徑（見下一節），那麼由隔音牆引起的整體噪音衰減可利用式：

$$NR = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{n_A} 10^{-(NR_{Ai}/10)} - 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{n_B} 10^{-(NR_{Bi}/10)} \text{ 計算。即：}$$

$$A_b = 10 \log_{10} [1 + 10^{-(A_{Rw}/10)}] - 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{n_A} 10^{-(A_{bi} + A_{Ri})/10} \quad (9-113)$$

式中由地面引起的反射損失  $A_R$  加到涉及到地面反射的每條路徑上。下標  $i$  指的是繞過隔音牆的第  $i$  條路徑，下標  $w$  指的是不存在隔音牆時地面反射路徑。

對於音源與接收者之間地面不均質的情況，使用的是與特定反射相對應的地面一點處的反射損失。對於平面反射， $A_R$ （等於  $A_{Ri}$  或  $A_{Rw}$ ）由下式導出：

$$A_R = -20 \log_{10} |R_p| \quad (9-114)$$

其中，對於擴展響應的地面，式  $R_p = \frac{Z_{N2} \cos \theta - Z_{N1} \cos \psi}{Z_{N2} \cos \theta + Z_{N1} \cos \psi} = \frac{Z_m \cos \theta - \rho c \cos \psi}{Z_m \cos \theta + \rho c \cos \psi}$  定義了  $R_p$ ；

對於局部反應的地面，式  $R_p = \frac{Z_{N2} \cos \theta - Z_{N1}}{Z_{N2} \cos \theta + Z_{N1}} = \frac{Z_m \cos \theta - \rho c}{Z_m \cos \theta + \rho c}$  定義了  $R_p$ 。如果使用的是更複雜且

更精確的球面波反射模型：

$$A_R = -10 \log_{10} |\Gamma| \quad (9-115)$$

值得注意的是，式 (9-113) 中的第一項等於無隔音牆時由地面反射引起的逾量衰減乘以  $-1$ 。

對於不同於上面所考慮的音源分佈情況，可使用簡單的策略，將音源劃分為幾個等效線源或點源，然後分別處理。這個方法所隱含的假設是，這些部分是非相干的，與這裡所描述的分析一致。

通過在音源一側內襯吸音材料，隔音牆衰減通常可以提高到 8 dB。由吸音材料引起的衰減隨著音源和接收者接近隔音牆以及隔音牆的高度增加而增加。Fujuwara et al. (1977b) 提出了吸音隔音牆的詳細處理辦法。

注意，在本節所描述的過程中，隔音牆衰減  $A_b$  的計算與減去由地面效應引起的逾量衰減有關，因此在整個逾量衰減的計算中， $A_g$  必須加到  $A_b$  上，如式  $A_E = A_a + A_{bhp} + A_f + A_g + A_m$  所示。

### (一) 厚隔音牆

現有建築物有時可作為隔音牆 (Shimode and Ikawa, 1978)。在這種情況下，由於建築物兩個邊界的雙繞射，可能得到比利用式 (9-97) 計算所得的更高的衰減。這與利用兩個間隔距離等於建築物厚度的薄隔音牆具有相同的效果 (ISO 9613-2(1996))。Foss 也討論了雙隔音牆 (1979)。雙繞射的效果是在利用一個放置於厚隔音牆中心處的薄隔音牆所獲得的噪音衰減上增加一個額外衰減  $\Delta C$  (Fujiwara et al., 1977a)：

$$\Delta C = K \log_{10}(2\pi b / \lambda) \quad (9-116)$$

式中： $b$  為隔音牆厚度， $\lambda$  為頻帶中心頻率處的波長， $K$  為利用圖 9.4-8 所估計的係數。注意，利用式 (9-116) 時必須滿足條件  $b > \lambda/2$ 。另外，必須假設隔音牆很薄。

對於土壩 (堤) 可得到類似的結果，有效隔音牆寬度為土壩的頂部寬度。在土壩頂部種植的任何樹木不被認為對隔音牆衰減有顯著作用，因此可被忽略。

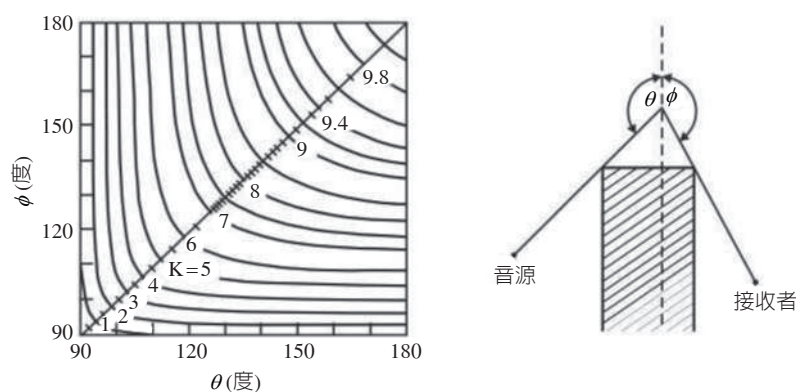


圖9.4-8 有限寬隔音牆修正係數  $K$  (式 (9-116))

#### 範例計算題 6

一個位於地面上方 1 m 的點源引起的低頻、寬帶聲音在距離 4 m 遠的地面上方 1 m 處的接收者那裡引入了討厭的噪音。地表面為草。在 250 Hz 倍頻帶內，一個位於中心處、2 m 高、6 m 寬的隔音牆對接收者的影響是多少？

解

由於考慮的是倍頻帶，地面反射的波與非反射波不相干。事實上，以不同路徑到達接收者的所有聲波都是不相干疊加。

計算地面的反射係數。對於草覆蓋的地面，流阻  $R_1$  大約為  $2 \times 10^5$  MKS rayls/m。這產生了一個流阻參數值  $\rho f / R_1 = 1.5 \times 10^{-3}$ 。針對所描述的幾何結構，越過隔音牆頂部繞射的波的地面反射從地平面算起的入射角為  $56^\circ$ ，對於在左右邊界附近繞射的波為  $15.5^\circ$ 。對應於這些入射角 ( $56^\circ$  和  $15.5^\circ$ ) 的反射係數及流阻參數  $1.5 \times 10^{-3}$  的反射損失  $A_R$  分別為 1.3 dB 和 5.0 dB。

然後，計算每條繞射路徑在受音處引起的噪音量。對於每條繞射路徑，計算所需的路徑長度 ( $A+B$  和  $d$ ，見圖 9.4-3)、菲涅耳數  $N$  (式 (9-95))、衰減  $A_b$  (圖 9.4-5 和式 (9-98))。將反射損失  $A_R$  相加，得到總衰減  $A_b + A_R$ 。

(1) 越過頂部的反射波 (3 條路徑)：

鏡像音源—接收者路徑：

$$d = 2\sqrt{5} = 4.5 \text{ m}; A+B = \sqrt{13} + \sqrt{5} = 5.8 \text{ m}; N = 1.9;$$

$$A_b = 15.8 + 20 \log_{10}[5.8/4.5] = 18.0 \text{ dB}; A_R = 1.3 \text{ dB}; A_b + A_R = 19.3 \text{ dB}$$

音源—鏡像接收者路徑 (同上)：

$$A_b + A_R = 19.3 \text{ dB}$$

鏡像音源—鏡像接收者路徑：

$$d = 4 \text{ m}; A+B = 2\sqrt{13} = 7.2 \text{ m}; N = 4.7;$$

$$A_b = 19.8 + 20 \log_{10}[7.2/4] = 24.9 \text{ dB}; A_R = 2.6 \text{ dB}; A_b + A_R = 27.5 \text{ dB}$$

(2) 繞過隔音牆兩側的反射波 (兩條路徑)：

鏡像音源—接收者路徑 (利用式 (9-107) 到 (9-112))：

$$d = 4.5 \text{ m}; A'' + B'' = 2\sqrt{14} = 7.5 \text{ m}; N = 4.3;$$

$$A_b = 19.5 + 20 \log_{10}[7.5/4.5] = 23.9 \text{ dB}; A_R = 5 \text{ dB}; A_b + A_R = 28.9 \text{ dB}$$

(3) 非反射波 (3 條路徑)：

越過隔音牆的音源—接收者路徑：

$$d = 4 \text{ m}; A+B = 2\sqrt{5} = 4.5 \text{ m}; N = 0.7;$$

$$A_b = 12.0 + 20 \log_{10}[4.5/4] = 13.0 \text{ dB}$$

隔音牆兩側附近的音源—接收者路徑 (兩條路徑)：

由式 (9-115)， $A' = B' = \sqrt{13}$ 。因此：

$$d = 4 \text{ m}; A' + B' = 2\sqrt{13} = 7.2 \text{ m}; N = 4.6;$$

$$A_b = 19.8 + 20 \log_{10}[7.2/4] = 24.9 \text{ dB}$$

利用式  $NR = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{n_A} 10^{-(NR_{Ai}/10)} - 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{n_B} 10^{-(NR_{Bi}/10)}$ ，將隔音牆存在時 8 條路徑每條

對應的衰減 (19.3 dB、19.3 dB、27.5 dB、28.9 dB、13 dB、24.9 dB 和 24.9 dB) 以及無隔音牆時兩條路徑的衰減全部相加起來，得到近似為 12 dB 的總衰減。這個值比如果忽略所有地面反射所得到的值小 3 dB。雖然在很多隔音牆寬度比高度和音源－接收者間距大的情況下，只考慮越過隔音牆頂部的繞射而忽略地面反射通常會得到可接受的精確度，但在這種情況下有顯著的差異。

### 範例計算題 7

在 250 Hz 具有 127 dB re  $10^{-12}$  W 音功率級的全指向性噪音源，計算位於 50 m 以外的建築物內 250 Hz 的音壓位準。建築物的一側朝向音源，建築物的所有壁面包括天花板 (是平的) 在 250 Hz 倍頻帶內具有 20 dB 的平均場入射透過損失。建築物是矩形的。假設房間中 (5 m × 5 m × 5 m) 250 Hz 倍頻帶內總 Sabine 吸音量為 15 m<sup>2</sup>。並假設音源與建築物之間的地面是聲學上堅硬的 (例如，混凝土)，由地面效應引起的衰減為 -3 dB。

**解**

首先，計算每個壁面和天花板上的平均音壓位準。無建築物時，對於一個點源，將式  $K = 10 \log_{10} 4\pi + 20 \log_{10} r$  代入式  $L_p = L_w - K + DI_M - A_E$ 。

式中， $r$  為音源到觀測點處的距離。在後者的情況下，音源在地面上方，向各個方向球形地輻射，包括向下。幾何傳播因數  $K$ 、指向性指數  $DI_M$ 、逾量衰減指數  $A_E$ 、音壓位準  $L_p$  和聲功率級  $L_w$ 。

可確定距離音源 50 m 遠處的音壓位準，然後計算：

$$L_p = 127 - 20 \log_{10} 50 - 11 + 3 = 85 \text{ dB re } 20 \mu\text{Pa}$$

接下來，計算每面牆上的入射音功率：

面對音源的壁面：

$$L_w = 85 + 10 \log_{10} 25 = 99 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

靠近面對音源的壁面的其他壁面以及天花板：由建築物的隔音牆效應引起的有效菲涅耳數為零，在由繞射引起的噪音量中產生一個 5 dB 的衰減。則：

$$L_w = 99 - 5 = 94 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

遠離音源的壁面：由建築物的隔音牆效應引起的有效菲涅耳數的變化範圍是，對於牆壁中心 ( $A \approx d$ ,  $B = 0.5$ ) 的繞射音為  $N = (2/l)(2.5)$ ，對於牆壁邊緣 ( $A \approx d$ ,  $B = 0.0$ ) 的繞射音為零。由圖 9.4-5，這對應了從 18 dB 到 5 dB 的降噪範圍。由建築的有限厚度引起的附加效應可利用式 (9-116) 來計算，大約為 1 dB。因此，對於入射到這面牆上的聲音，面積加權的平均噪音衰減大約為 12 dB。從而， $L_w = 99 - 12 = 87 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$ 。

接下來，計算輻射入封閉空間的總功率：

面對音源的牆壁：由於聲場是正入射的，必須用正入射的透過損失。對於一個 1/3 倍頻帶噪音， $TL_N = TL + 5.5$ 。場入射透過損失  $TL$  與正入射透過損失  $TL_N$  的關係為：

$$TL = TL_N - 10 \log_{10} \left( 1.5 + \log_e \frac{2f}{\Delta f} \right) = TL_N - 5.5$$

因此，輻射進入封閉空間的音功率為 74 dB。所有其他的牆壁和天花板：對於這些的透過損失，應當使用場入射透過損失。因此，由這些表面輻射入房間的總音功率為 74 dB、74 dB、74 dB、67 dB 的對數和，等於 79 dB。輻射入房間的總音功率為前面牆壁的分量 (74 dB) 與所有其他牆壁 (79 dB) 的對數和，等於 80 dB。房間中的音壓位準由式  $L_{pi} = L_{w1} + 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{S_E} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S_i \bar{\alpha}_i} \right]$  (dB) 計算出：

$$L_p = 80 + 10 \log_{10} \left( \frac{1}{125} + \frac{4}{15} \right) \approx 74 \text{ dB re } 20 \mu\text{Pa}$$

式中：

- $L_p$  音壓位準，
- $L_w$  聲功率級，
- 平均吸音係數  $\bar{\alpha}$ ，
- $S_E$  為表面積。

### (二) 地形引起的隔音牆

對於室外越過起伏地形或山嶺地區的聲音傳播，利用圖 9.4-9 所示的幾何結構來計算由地形引起的等效隔音牆效應。

等效菲涅耳數為：

$$N = \pm \frac{2}{\lambda} [A + B + C - d] \quad (9-117)$$

其中如果在音源與接收者之間有直接視線，那麼使用負號；如果沒有直接的視線，使用正號。

### (三) 大氣和溫度梯度對隔音牆衰減的影響

室外隔音牆的衰減受到垂直大氣 (風) 梯度和溫度梯度的影響。對於越過隔音牆頂部的繞射，這個影響可以按照如下方式近似考慮 (Tonin, 1985)。

一個正垂直大氣梯度或溫度梯度 (即風速或溫度隨著海拔上升而增加) 的作用是等效地將音源移高並遠離隔音牆，如圖 9.4-10 所示。接收者相對於隔音牆的有效相對位置也會受到類似的影響。

負梯度 (即風速或溫度隨著海拔上升而降低) 的作用是等效地將音源移低並靠近隔音牆。注意，風速是在音源到接收者的方向上測量的。

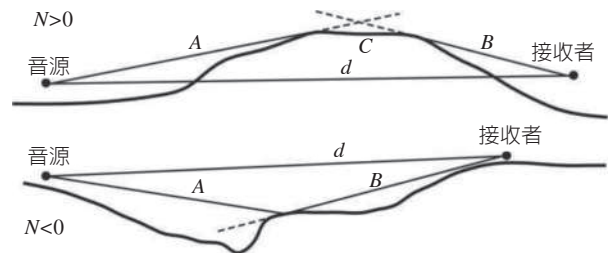


圖 9.4-9 計算由地形引起的隔音牆效應的幾何結構圖

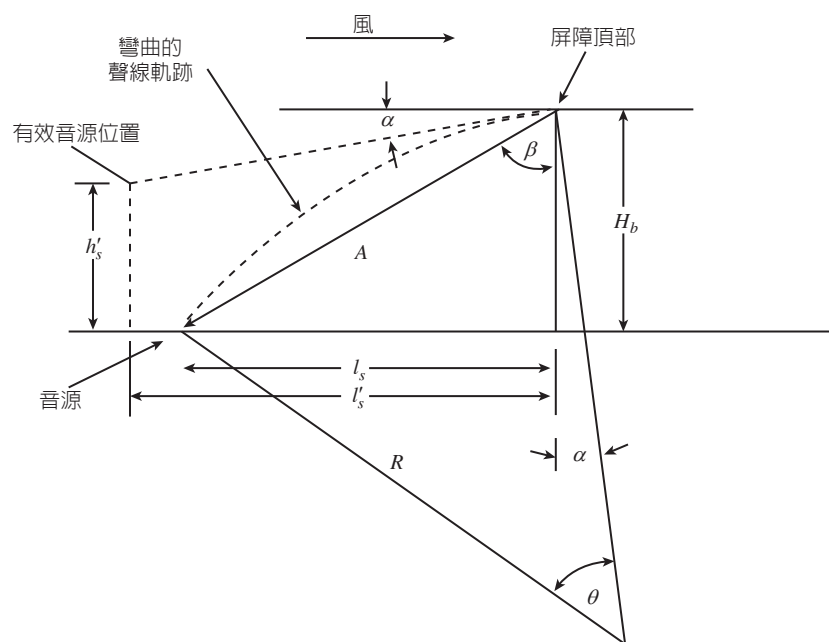


圖9.4-10 確定有效音源位置的幾何結構圖，假設是一個正的垂直音速梯度

圖 9.4-10 所示的彎曲聲線的曲率半徑  $R$  由式  $R = c_0 \left[ \frac{dc}{dh} \right]^{-1}$  導出。如果式中的  $R$  是正的，那麼聲線是向下彎曲的，如圖 9.4-10 所示，導致更少的衰減。如果  $R$  是負的，則與此相反。

根據圖 9.4-10，給的曲率半徑  $R$ ，利用下列公式可以計算有效音源位置  $l'_s$  以及  $h'_s$ ，其中  $l'_s$  為有效音源到隔音牆的水平距離， $h'_s$  為有效音源在實際音源上方的增量 (Tonin, 1985)：

$$\begin{aligned}
 l'_s &= R\theta \cos \alpha \\
 h'_s &= H_b - R\theta \sin \alpha \\
 \alpha &= \frac{1}{2}(\pi - \theta) - \beta \\
 \beta &= \cos^{-1}(H_b / A) \\
 \theta &= \pm \cos^{-1}[1 - (A^2/2R^2)], |R| > A/2
 \end{aligned}
 \tag{9-118}$$

式中：

$H_b$  為音源與隔音牆高度的實際差異， $A$  為從實際音源到隔音牆頂部的距離。注意  $\theta$  必須與  $R$  具有相同的符號。

當計算相對於隔音牆的有效接收者位置時，必須使用相同的分析，但是對於隔音牆兩側附近的波傳播，不需要使用相同的分析。

為計算反射波的作用，對於正風速梯度和溫度梯度的情況，鏡像音源或鏡像接收者在地面下方的距離與新音源或新接收者在地面上方的距離一樣。對於負梯度同樣適用，除了負梯度導致新音源或新接收者位於地面下方的情況。在這種情況下，反射波計算所用的鏡像音源在新音源下方的位置是原始音源高度的兩倍。同樣的觀點也適用於新鏡像接收者的位置。

#### (四) 計算隔音牆插入損失的 ISO 9613-2 方法

根據國際標準程序，繞過或越過隔音牆的路徑  $i$  的隔音牆噪音衰減 (或插入損失) 可利用下

式而不是圖 9.4-5 來計算：

$$A_{bi} = 10 \log_{10}[3 + 10N_i C_3 K_{met}] - A_g \quad (9-119)$$

式中：

$A_g$  為不存在隔音牆時地面引起的逾量衰減 (excess attenuation)， $N_i$  為路徑  $i$  的菲涅耳數。存在隔音牆時的地面效應包含在式 (9-119) 的方括號項中。式 (9-119) 包括了隔音牆兩側的地面反射效應。

$K_{met}$  項 (見式 (9-126)) 包括了逆風速梯度和負溫度梯度 (例如溫度逆增和 / 或順風傳播，如前面章節中所討論的) 的影響。對於繞過隔音牆邊界的繞射， $K_{met} = 1$ 。

如果決定分別處理地面反射路徑，那麼由  $N$  條繞過和越過隔音牆 (包括涉及到在隔音牆一側或兩側地面反射的路徑) 的傳播而引起的整體逾量衰減為：

$$A_b = -10 \log_{10} \sum_{i=1}^{n_A} 10^{-(A_{bi} + A_{Ri})/10} \quad (9-120)$$

其中：

$A_{Ri}$  為涉及到繞過或越過隔音牆的路徑  $i$  的地面反射損失。

如果地面反射路徑不是分別算進去的話，那麼式 (9-119) 可以用來直接估計隔音牆的總插入損失。

當利用 ISO 模型計算隔音牆的組合逾量衰減時，上面公式中的  $A_b$  以及所有其他項包含在式  $L_p = L_w - K + DI_M - A_E$  和  $A_E = A_a + A_{bhp} + A_f + A_g + A_m$  中，其中音壓位準  $L_p$  和音源的聲功率級  $L_w$  聯繫起來。觀測點處的音壓位準可寫為音源聲功率級、幾何傳播因數  $K$ 、指向性指數  $DI_M$ 、逾量衰減因數  $A_E$ 、空氣吸收引起的衰減  $A_a$  (在 Manning 中為  $K_2$ , 1981)、由規則隔音牆、房屋和技術設備 / 工業建築的屏蔽引起的衰減  $A_{bhp}$  (在 CONCAWE 中為  $K_5$ 、 $K_6$  和  $K_7$ )、由於樹林引起的衰減  $A_f$  (如果存在的話)、由於地平面反射引起的衰減  $A_g$  (可能是增加而不是減少，在 CONCAWE 中為  $K_3$ )、由例如風和溫度梯度等氣象影響引起的衰減  $A_m$  (在 CONCAWE 中為  $K_4$ ，它也可能是增加或減少)。

在式 (9-106) 中，對於一個單邊緣繞射， $C_3$  等於 1，對於雙邊緣繞射 (例如對厚隔音牆或兩個平行的隔音牆，見圖 9.4-11)，由下式導出：

$$C_3 = [1 + (5\lambda/b)^2] / [(1/3) + (5\lambda/b)^2] \quad (9-121)$$

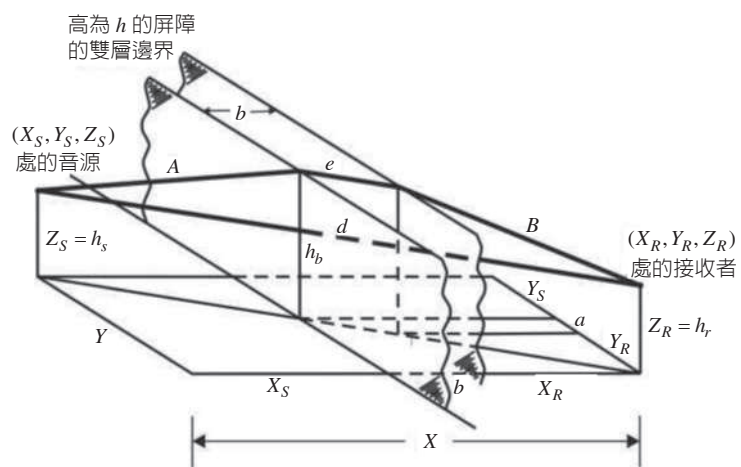


圖 9.4-11 雙邊緣繞射的幾何結構圖 (一個厚隔音牆或兩個平行的薄隔音牆)。

式中  $C_3$  在 1 (對於單邊緣繞射) 到 3 (對於一個分隔較遠的雙邊緣繞射,  $b \gg \lambda$ ) 之間變化。  
對於雙繞射隔音牆, 菲涅耳數由下式導出:

$$N = \pm(2/\lambda)(A+B+e-d) \quad (9-122)$$

利用和單繞射隔音牆相同的公式 (式 (9-95) 和 (9-96)) 以及下面的公式計算量值  $A$ 、 $B$ 、 $d$  :

$$e = (a^2 + b^2)^{1/2} \quad (9-123)$$

在這種情況下,  $X = X_R + X_S + b$ 、 $Y = Y_R + Y_S + a$ 。

如果兩個邊界的高度  $h_{b1}$  和  $h_{b2}$  不同, 量值  $e$  由下式導出:

$$e = (a^2 + b^2 + (h_{b1} - h_{b2})^2)^{1/2} \quad (9-124)$$

估算  $N$  的一個更簡單的方法是:

$$N = \pm \frac{2}{\lambda} \left\{ \left[ \left[ (X_S^2 + (h_b - Z_S)^2)^{1/2} + (X_R^2 + (h_b - Z_S)^2)^{1/2} + b \right]^2 + Y^2 \right]^{1/2} - d \right\} \quad (9-125)$$

其中, 對於不等高隔音牆的情況, 量值  $b$  替換為  $(b^2 + (h_{b1} - h_{b2})^2)^{1/2}$ 。

考慮順風或溫度逆增的情況, 式 (9-119) 中量值  $K_{met}$  由下式導出:

$$K_{met} = \exp \left[ -(1/2000) \sqrt{\frac{ABd}{2(A+B+e-d)}} \right] \quad (9-126)$$

對於光亮區中的接收者或繞過隔音牆兩端繞射或者音源與接收者之間的距離小於 100 m 的情況,  $K_{met} = 1$ 。注意, 利用式 (9-119) 的 ISO 過程計算了最壞氣象條件下的隔音牆衰減; 也就是說, 從音源到接收者的順風情況。

如果音源與接收者之間有多於 2 個隔音牆, ISO 9613-2 建議只算進去兩個最有效的隔音牆, 其他的隔音牆都忽略。

對於雙繞射的情況, 在任何頻帶內所計算的總隔音牆衰減不應該超過 25 dB。對於單隔音牆, 不能超過 20 dB。

隔音牆衰減會受到垂直表面上反射的不利影響, 例如建築物外牆。在這種情況下, 必須將反射考慮為引起了一個鏡像音源, 它們必須要分開處理, 鏡像音源的作用加到由非反射波在受音處引起的音量上。

### 三 室內隔音牆

迄今為止, 只考慮了室外隔音牆的使用, 或者更明確地說, 考慮的是音源直達聲場對總聲音位準的貢獻大於任何迴 (餘) 響場的情況。在這一節中, 將考慮在迴 (餘) 響聲場和其他表面的反射不能忽略時的房間中放置隔音牆的影響。

下列假設隱含在室內隔音牆插入損失的計算中:

1. 隔音牆材料的透過損失足夠大, 使得通過隔音牆的傳輸可忽略。建議在所感興趣的頻率範圍內, 透過損失至少為 20 dB。

- 音源輻射的音功率不受插入隔音牆的影響。
- 接收者位於隔音牆的聲影區；也就是說，音源與接收者之間沒有直接的視線。
- 繞過隔音牆一側的繞射波、越過隔音牆頂部的繞射波以及反射波之間的干涉效應可忽略。這意味著用倍頻帶分析。

以 dB 為單位的隔音牆插入損失  $IL$  是 (Moreland and Minto, 1976)：

$$IL = 10 \log_{10} \left( \frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{S_0 \bar{\alpha}_0} \right) - 10 \log_{10} \left( \frac{DF}{4\pi r^2} + \frac{4K_1 K_2}{S(1-K_1 K_2)} \right) \quad (9-127)$$

式中： $D$  為接收者方向上的音源指向性因數（對於硬地面上的全向音源， $D=2$ ）； $r$  為不存在隔音牆時音源與接收者之間的距離； $S_0 \bar{\alpha}_0$  為插入隔音牆之前原始房間的吸音量，其中  $S_0$  為原房間總表面積， $\bar{\alpha}_0$  為房間的平均 Sabine 吸音係數； $S$  為隔音牆周界與房間壁面及天花板的開放面積； $F$  為下式導出的繞射係數：

$$F = \sum_i \frac{1}{3 + 10N_i} \quad (9-128)$$

$N_i$  為繞過隔音牆第  $i$  個邊界的菲涅耳數，由式 (9-95) 導出。 $K_1$  和  $K_2$  為下式導出的無單位數：

$$K_1 = \frac{S}{S + S_1 \bar{\alpha}_1}, \quad K_2 = \frac{S}{S + S_2 \bar{\alpha}_2} \quad (9-129a, b)$$

$S_1$  和  $S_2$  分別為隔音牆 1 和 2 兩側的總房間表面積，也就是說， $S_1 + S_2 = S_0 +$  (隔音牆兩側的面積)。量值  $\bar{\alpha}_1$  和  $\bar{\alpha}_2$  分別為面積  $S_1$  和  $S_2$  對應的平均 Sabine 吸音係數。

當存在多個隔音牆時，如開敞式平面佈置辦公室中，實驗數據 (West and Parkin, 1978) 說明一般意義上下列表述是正確的 (測試隔音牆為 1.52 m 高、1.37 m 寬)：

- 當隔音牆底部與地面之間的間隙允許為 300 mm 時，所得到的衰減結果沒有差異。
- 當幾個隔音牆中斷了音源到接收者之間的視線，得以實現一個比單隔音牆高 8 dB(A) 的額外衰減。
- 大量的隔音牆去除了牆壁的反射作用，因此聲衰減隨著距音源距離的增加而增加。
- 對於緊貼隔音牆後面的接收者，局部影響應導致很大的衰減，即使到音源距離很遠。這是對於上面 2. 中所提到效應的一個補充。
- 對於到音源距離小於 1 m 的隔音牆，地面處理對隔音牆衰減沒有影響。
- 通過處理天花板，在 250 Hz 到 2 kHz 的頻率範圍內，聲音衰減可獲得 4 ~ 7 dB 的提高 (增加)。然而，大多數情況下，這個較大的衰減只能在較高頻率處獲得。
- 當兩種情況並存時，在兩個不同的布放情況下所測量的衰減是可相加的。

## 9.5 建築隔音設計

住宅大樓建築隔音設計計算一般分為以下四步：

1. 確定室內允許噪音量 $L_i$ 。可參考國外住宅大樓建築噪音標準，例如辦公室要小於 45 dB(A)，臥室要小於 40 dB(A)。對不同頻段的噪音量要求可採用有關噪音評價曲線，如 NR 曲線等。
2. 測量室外的噪音量 $L_p$ ，最好包括各個頻段的噪音量。
3. 對各個頻段，確定室內的吸音量 $A$ 和房間的隔音面積 $S$ ，用下式計算房間的隔音量：

$$R = L_p - L_i - 10 \log_{10}(A/S) \quad (9-130)$$

4. 根據上式算出的總隔音量的要求，合理選擇各部分(如門窗等)的面積，要求根據它們不同的隔音量和面積計算出的總隔音量大於所要求的總隔音量。對各個部分的隔音量，可查閱廠商的有關實測資料，若資料僅是實驗室資料，要注意修正，它們可能比現場所測的隔音量要大 2~5 dB(A)。

在建築隔音設計時，有時需要宏觀考慮，即使房屋的隔音量達到了相關標準，若環境噪音過大，則室內噪音仍可能超標，故最有效的辦法是合理劃分城市功能區，將建築聲學和社區規劃結合起來考慮。控制社區的噪音：讓社區遠離工廠、交通動線等高噪音區；在社區內，對鍋爐房等噪音較大的附屬設施要做必要的聲學處理，並讓其遠離居民區；注意氣象對音傳播的影響，噪音源盡量在下風側；在每一個住房單元，臥室應在遠離噪音源處；在室內，在噪音源處，要採取吸音和隔音以及吸振和隔振處理，以防止它傳播出去。

工廠中的建築隔音設計要比住宅大樓建築複雜得多，這主要是由於工廠中有各種各樣的噪音源，且其廠房、機器各有不同的形狀。工業建築隔音設計的第一步是進行噪音情況的調查與分析，主要有：

1. 噪音源的調查，如主要噪音源的發音特點、聲功率級及其頻譜特性。
2. 主要音傳播路徑及其影響範圍。
3. 需要噪音量符合標準的地方，如廠房內、工人休息處以及廠界。

一般生產廠房的噪音限值為 90 dB(A)，廠房內的值班室或休息室為 70 dB(A)，室內辦公室為 60 dB(A)。

在上述調查與分析的基礎上，下一步的工作是選擇合理的隔音方案，合理的隔音方案是既能達到隔音標準要求，又能符合經濟實用的效果，對噪音源可以採取採用低噪音同類機器代替，或使用隔音罩的辦法；在傳播路徑上，可以採用隔音牆或吸音材料的方法；對生產廠房，和值班室，休息室可採用隔音間的設計方法或使用室內隔音牆。對振動傳播，可以採用相應的減振和隔振措施；對工人，可以讓他們使用防噪音耳罩等噪音保護措施。

建築聲學設計中，越來越多地使用電腦輔助室內音質設計，市場上也有許多應用軟體，如丹麥的 ODEON，義大利的 RAMSETE，德國的 EASE 等等。聲音模擬軟體可以預測室內聲學參數，評估調整聲學方案，電腦輔助音質設計將是未來趨勢。由於聲學問題本身的複雜性和電腦的局限性，目前的輔助建築聲學設計軟體研究只是處於起步階段，還不能完全代替理論和實驗。因此，深入瞭解電腦輔助設計的原理，強調其參考價值和局限性並重，注重與建築聲學實務經驗相結合，是非常重要的。

準確地預測房間的音質效果一直是建築聲學研究者追求的理想，誰不想在設計音樂廳圖紙時就能聽到他的聲音效果呢？一百多年來，人們逐漸發現了一些物理指標，並揭示了它們與房間主

觀音質的關係，包括迴響時間  $RT_{60}$ 、早期衰減時間 EDT、清晰度指數等等。音質參數預估是室內聲學設計的關鍵。目前，人們採用經典公式、縮尺比例模型、電腦模擬來預測這些參數。室內聲學的複雜性源於聲音的波動性，任何一種模擬方法目前都不能獲得絕對真實的結果，以下簡單介紹各種方法。

### 一 比例縮尺模型模擬和電腦聲場模擬

自 Sabine 時代起，比例縮尺模型就在室內聲學中獲得應用，但模型比較簡單，無法得到定量結果。20 世紀 60 年代，模擬理論、測試技術等逐漸發展完善，進行大量研究和實務後，比例模型在客觀指標的測量方面已經基本達到了實用化。現在，音源、麥克風、模擬聲學材料已經可以和實物對應，儀器的頻帶也擴展了，在模擬迴響時間、聲音(量)分佈等常用指標已經達到實用的精度。

比例模型的原理是相似性原理，對於 1:10 的模型來講，房間尺度縮小 10 倍後，如果波長同樣縮短 10 倍，即頻率提高 10 倍時，若模型介面上的吸音係數與實際相同，那麼對應位置的聲音參數不變，時間參數縮短 10 倍。如 10 倍頻率的迴響時間為實際頻率迴響時間的 1/10。然而，很難依靠物理的手段完全滿足相似性的要求。空氣吸收、表面吸收相似性的處理是保證模擬測量精度的關鍵。比例模型是現階段所知唯一能夠較好模擬室內聲場波動特性的實用方法，可是由於模型製作成本較高、需要利用充氮氣或乾燥空氣法降低高頻空氣吸收、模擬材料吸音特性難於控制的因素，這種方法存在很大的局限性。

隨著軟體技術的發展，使用電腦進行聲場的模擬研究成為現實。從數學的觀點來看，聲音的傳播由波動方程式，即由 Helmholtz 方程式所描述。理論上，從音源到接收點的聲脈衝回應可以通過求解波動方程式來獲得。但是，當室內幾何結構和介面聲學屬性非常複雜時，人們根本無法獲得精確的方程式和邊界條件，也不能得到有價值的解析解。如果對方程式進行簡化處理，所得到的結果極不精確，不能實用，完全利用波動方程通過電腦求解室內聲場是不可行的。實用角度來說，使用幾何聲學的聲線(束)追蹤法和鏡像虛音源法，通過電腦程式可以獲得具有一定參考程度的房間聲學參數，但由於忽略了聲音的波動特性，處理高頻聲和近次反射聲效果較好，模擬聲場全部資訊尚有很大不足。近年來，使用基於有限元理論的方法模擬聲音的高階波動特性，在低頻模擬上獲得了一些進展。

### 二 幾何聲學模擬方法

幾何聲學模擬方法借鑒幾何光學理論，假設聲音沿直線傳播，並忽略其波動特性，通過計算聲音傳播中能量的變化及反射到達的區域進行聲場模擬。由於模擬精度不高，而且高階反射和繞射的計算量巨大，因此，大多數情況是使用幾何方法計算早期反射，而使用統計模型來計算後期迴響。

#### (一) 聲線追蹤方法

聲線追蹤方法是從音源向各方向發射的「聲粒子」，追蹤它們的傳播路徑。聲粒子因反射吸音不斷地失去能量，並按入射角等於反射角確定新的傳播方向。

為了計算接收點的聲場，需要定義一個接收點周圍的面積或體積區域來捕獲經過的粒子。

無論如何處理，都會收集到錯誤的聲線或丟失一些應有的粒子。為了保證精度，必須有足夠密的聲線和足夠小的接收點區域。對於一個表面積為  $10 \text{ m}^2$  的房間中傳播  $600 \text{ ms}$  的聲音，至少需要  $100,000$  條聲線。

聲線追蹤的主要優點是演算法簡單，很容易被電腦實現，演算法的複雜度是房間平面的數量的倍數。通過確定聲線鏡面反射路徑、漫反射路徑、折射和繞射路徑，能夠模擬非直達迴響聲場，甚至可以模擬含有曲面的聲場。聲線追蹤的主要缺點在於，由於為了避免丟失重要的反射路徑，要產生大量聲線，因此帶來巨大的計算量。另一個缺點是，因為聲線追蹤計算結果對於接收點的位置有很大的依賴性，如果進行聲音(量)分佈計算，必須取聲場中大量的位置，對結果要求的越精細，計算量將越大。此外，由於聲音的波動特性，波長越長，繞過障礙物的能力就越強，在低頻段，聲線追蹤方法得不到可靠的結果。

## (二) 鏡像虛音源法

虛音源法建立在鏡面反射虛像原理上，用幾何法作圖求得反射音的傳播範圍。虛音源法的優點是準確度較高，缺點是計算工作量過大。如果房間不是規則的矩形，且有  $n$  個表面，就有可能有  $n$  個一次反射虛音源，並且每個又可能產生  $(n-1)$  個二次反射的虛音源。例如，一個  $15,000 \text{ m}^3$  的房間，共有  $30$  個表面， $600 \text{ ms}$  內約有  $13$  次反射，這時可能出現的虛音源數目約是  $29^{13} \approx 10^{19}$ 。其演算法複雜度為指數級，高階虛音源將爆炸式增長。然而，在一個特定的接收點位置，大多數虛音源不產生反射音，大部分計算是徒勞的。上例中，只有  $10^{19}$  中的  $2,500$  個虛音源對於給定的接收點有意義。虛音源模型只適用於平面較少的簡單房間。

## (三) 聲線束追蹤方法

聲線束追蹤方法是聲線追蹤的發展，通過跟蹤三角錐形聲線束，獲得介面對音源的反射路徑。簡單的說，建立從音源產生的一系列充滿二維空間的聲線束，對每一個聲線束，如果與空間中的物體表面相交，就把穿透物體表面的聲線束部分進行鏡像，得到反射聲線束，同時記錄所出現虛音源的位置，用於進一步的跟蹤。與虛音源法比較，聲線束追蹤的主要優點在於在非矩形空間中，從幾何上可以考慮更少的虛音源數目。另一方面，鏡像虛音源方法更適於矩形房間，因為所有的虛音源幾乎都是可見的。聲線束追蹤法的缺點是三維空間的幾何操作相對複雜，每一條聲束都可能被不同的表面反射或阻礙；另一個限制是彎曲表面上的反射和折射很難模擬。

## (四) 第二音源法

一種有效的方法綜合了幾何聲學和波動統計特性，被稱為第二音源法。第二音源法將反射階段分為早期反射和後期反射，人為地確定一個早期反射和後期反射的反射次數界線，稱為「轉換階數」。高於轉換階數的反射屬於後期反射，聲線將被當作能量線而不是鏡面反射線，此時，聲線撞擊表面後，撞擊點產生一個第二音源。第二音源的 에너지是聲線初始能量乘以前傳播中撞擊到的所有表面的反射係數的乘積。最先的兩個反射是鏡面反射，虛音源為  $S_1$  和  $S_{12}$ 。2 次以上的高階反射中，每個聲線在反射面上產生第二音源。通過計算虛音源和「第二音源」的回應，可以計算迴響時間以及其他房間聲學參數。

第二音源法中，確定轉換階數非常重要。轉換階數設定越高計算結果不一定越好。隨反射次數增加，聲線變得稀疏，反向追蹤時會造成丟失虛音源的機會增加，這就需要聲線足夠密。聲線

過密一方面受到計算時間和記憶體的限制，另一方面的問題是，在高次反射中很多的小反射面被探測到。由於波動特性，這些小表面的實際反射一般比依據幾何反射聲學法則計算的結果要弱得多，所以丟失這些小反射面的虛音源可能比將它們計算進來更符合實際情況。ODEON 程式實驗說明，提高轉換階數、增加聲線密度可能會帶來更壞的結果。一般觀眾廳中僅 500 到 1,000 個聲線產生的結果即具有價值，且發現最優的轉換階數是 2 或 3。這說明混合模型能夠提供比兩種純粹的幾何方法還要準確的結果，並且減少了大量計算量。然而，混合方法模型必須引入散射的概念。

### 三 散射

聲音散射的量為散射係數，是非鏡面反射能量與全部反射能量的比。散射係數的取值範圍是 0 到 1， $s=0$  表示全部是鏡面反射， $s=1$  表示全部是某種理想的散射。散射能夠通過統計方法在電腦模型中模擬。使用亂數，散射的方向依據 Lambert's 餘弦法則計算，同時鏡面反射的方向依據鏡面反射法則計算。取值在 0 到 1 之間的散射係數決定這兩個方向向量之間的比例。為了簡化，例子用二維來表現，但實際上散射是三維的。沒有散射的情況下，聲線追蹤完全是鏡面反射，實際上，0.2 的散射係數足夠用來得到較好的散射效果。

通過對電腦模擬和實測比較，發現散射係數在大而平的表面上需人為地設置為 0.1 左右，而在非常不規則的表面上需達到 0.7。0 或 1 的極端值在電腦模擬中必須避免，一是因為這不切實際，二是計算可能出現惡化的結果。不同頻率散射係數也不同，因表面尺寸產生的散射一般出現在低頻，而因表面起伏產生的散射一般出現在高頻。散射係數難於確定是影響幾何方法模擬精度的障礙之一。

### 四 有限元法和邊界元方法

幾何聲學的方法忽視了聲音的波動特性，因此無法對聲波的波動特性進行模擬，如聲波的干涉、繞射等。在低頻段，聲波的波長較長，能夠越過高頻聲波不能越過的障礙物。因此，幾何聲學模型得不到準確的低頻計算結果。為了解決這個問題，提出了有限元和邊界元方法。

利用聲波動方程能夠得到精確的結果，但是現階段只有具有剛性牆的矩形房間才能夠進行解析求解。這就是說，一般房間無法使用解析的方法求解其波動方程式。事實上，任何房間聲場都存在其波動方程式，並遵從波動規律，因此可以使用數位化的方法來模擬和逼近房間的波動方程式的解。具體方法是把空間（和時間）細分為元（質點），然後，波動方程式以一系列這些元的線性方程式表達，疊代計算求數值解。在有限元法中，空間中的元是離散的，而在邊界元法中，空間中的邊界才是離散的。這就意味著，有限元法產生的矩陣比較大且稀疏，而邊界元法產生的矩陣比較小且稠密。由於計算和存儲開銷隨頻率增加變得無法承受，「元」的方法只適用於小封閉房間和低頻段。

有限元和邊界元法的優點在於能夠在需要的地方產生稠密網格，如牆角等的對房間聲傳播影響較大的地方，另一個優點是可以處理耦合空間，缺點在於，邊界條件難於確定，一般來說，需要複數阻抗，但是在現有的文獻中很難找到相關的資料。這兩種方法的特點表現在對於單一頻率的結果非常精確，但當具有帶寬的倍頻程時，結果常有大的出入，在實際應用中還沒有能夠達到如幾何聲學一樣的實用效果，尚需進一步研究。

## 9.6 隔音性能的測量

### 9.6.1 隔音效果的測量

能夠提供隔音的材料(構件、結構或系統)稱為隔音材料(隔音構件、隔音結構或隔音系統)。材料的隔音效果不僅和材料特性有關，還和材料的使用場合，安裝方式及測試方法有關。常用的描述材料的隔音效果的量有三個：隔音量、噪音衰減和插入損失。

隔音量一般用來表示材料本身固有的隔音能力，通常在符合規範要求的實驗室按照某一標準來測定。隔音量在有的書中又稱為透過損失，用符號  $TL$  來表示。

噪音衰減量一般用來表示材料安裝後，在現場測得的實際隔音效果。它不僅包括材料本身的隔音量，而且包括現場的音吸收，材料的側向傳音，系統中的漏音以及其他因素的影響。其定義為：系統(隔音材料)內外某兩特定點的噪音量差，通常用符號  $NR$  (noise reduction) 表示。

實際情況下，穿透到接收側的全部音功率有：直接傳入材料並且直接從材料輻射的音功率，直接傳入材料但是由側向結構輻射的音功率，傳入側向結構但直接從材料輻射的音功率，傳入側向結構並從側向結構輻射的音功率，通過漏洞、通風管等傳音(作為空氣音)的音功率。

插入損失是最能反映實際隔音效果的量。同噪音衰減量一樣，它不僅與材料的隔音量有關，還與現場的音吸收，系統的漏音、側向傳音以及隔音前後聲場的變化有關。其定義為：某一在聲波透射側的特定點在隔音材料安裝前後的噪音量差，通常用符號  $IL$  (insertion loss) 表示。

噪音衰減量和插入損失的測量相對隔音量的測量來講比較容易，只需用音壓計測量相關點的音壓並求它們的差就行了，而反映材料固有隔音性能的隔音量的測量則比較複雜，它不僅和材料的特性有關，而且和材料的大小，厚度以及安裝方式有關。

當兩間房間之間放置一個隔板並且其中一間房間包含影響另一間房間(接收室)的噪音源時，兩個房間之間音量的差值與式  $NR = 10 \log_{10} \frac{\langle p_i^2 \rangle}{\langle p_r^2 \rangle} = TL - 10 \log_{10} \frac{A(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}}$  提出的隔板的  $TL$  有關。當除了通過隔板還有其他路徑可以使聲音從一個房間傳到另一個房間時，以一個房間到另一個房間的噪音衰減表示的板有效透過損失將受到影響。這些其他的傳聲路徑可以通過門、窗。如果傳輸路徑在牆周圍的話，這個路徑的有效透過損失需要根據例如 ISO 140-10 (1991) 或 EN ISO 10848-1 (2006) 等標準來計算或測量。

#### 一 複合材料的透過損失

封閉空間的圍牆可以由幾個不同透過損失的部分組成。例如，牆壁可能由不同材料的面板構成，它可能包含固定開孔使空間內外的物質通過或使空氣冷卻，它可能包含用於觀察的窗戶和用於通過的門。在設計空間圍牆時必須考慮每個部分，牆壁的透過損失由所有部分總面積的加權平均確定。利用下列公式進行此計算。

$$\tau = \frac{\sum_{i=1}^q S_i \tau_i}{\sum_{i=1}^q S_i} \quad (9-130)$$

式中， $S_i$  為表面積（只有一面）， $\tau_i$  為第  $i$  個部分的透射係數。透過損失  $TL$  任意部分的透射係數可由下式計算：

$$\tau = 10^{(-TL/10)} \quad (9-131)$$

然後利用式 (9-130) 計算整體透射係數，最後利用式 (9-131) 計算透過損失。

如果牆壁或隔板剛好由兩個部分組成，那麼圖 9.4-1 很有用。該圖說明在兩個部分中透過損失較小者上所需增加的透過損失增量，以得到兩個部分複合結構的總體透過損失的估計值。透過損失增量  $\delta TL$  作為較低透過損失部分面積除以較高透過損失部分面積的比例函數畫出，其中兩個部分透過損失之間的差值  $\Delta TL$  作為參數。

從圖 9.4-1 中可以看出，一個高透過損失牆壁中的低透過損失部分將嚴重降低牆壁的性能；任何透射的透過損失必須與整個結構的透過損失相當。實務中，這通常意味著，例如門、窗、通道和通風口等物體的透過損失應當盡可能高，並且它們的表面積盡可能的小。

### 範例計算題 8

計算一個由透過損失為 30 dB 的材料構成的總面積為  $10 \text{ m}^2$  的牆壁在 125 Hz 處的整體透過損失，如果牆包含一個由透過損失為 10 dB 的材料構成的面積為  $3 \text{ m}^2$  的面板。

**解**

對於主牆，透射係數為：

$$\tau_1 = 1 / [10^{(30/10)}] = 0.001$$

而對於面板：

$$\tau_2 = 1 / [10^{(10/10)}] = 0.1$$

因此：

$$\tau = \frac{(0.001 \times 7) + (0.100 \times 3)}{10} = 0.0307$$

因此整體透過損失為：

$$TL_{av} = 10 \log_{10}(1 / 0.0307) = 15 \text{ dB}$$

## 二 側向透過損失

EN12354-(2000) 提出一個包含側向傳輸效應的隔板有效透過損失計算公式：

$$TL_{overall} = -10 \log_{10}(10^{-TL_{flank}/10} + 10^{-TL/10}) \text{ dB} \quad (9-132)$$

式中： $TL_{flank}$  為以隔板面積進行歸一化的所有側向路徑的複合有效  $TL$ ， $TL$  為隔板的透過損失。當測量側向路徑作用時，引入以下量值：

$$D_{n,f} = L_1 - L_2 - 10 \log_{10} \left( \frac{S\bar{\alpha}}{10} \right) \quad (9-133)$$

式中： $S\bar{\alpha}$  為接收測試室的吸音面積， $L_1$  和  $L_2$  分別為音源室和接收室的音壓位準，接收者的音量只與側向路徑有關。

從測試設備中測得的音壓位準差值  $D_{n,f}$  可計算側向透過損失  $TL_{flank}$  或側向音衰減指數  $R_{flank}$ ，如下所示：

$$TL_{flank} = D_{n,f} - 10 \log_{10} \left( \frac{10}{A} \right) \quad (9-134)$$

式中： $A$  為隔板的面積。如果現場的側向條件與實驗室的情況完全匹配的話，可利用式 (9-134) 的結果以及式 (9-132) 來估計使用現場裝置的有效  $TL$ 。然而，如果現場情況與實驗室配置不同的話，那麼式 (9-134) 需要做出一些調整。

EN12354-(2000) 提出的一個示例是，一個裝置的天花板尺度 (單位) 與實驗室測試所使用的不同。在這種情況下，式 (9-134) 中的量值  $D_{n,f}$  替換為定義如下的  $D_{n,s}$ ：

$$D_{n,s} = D_{n,f} + 10 \log_{10} \left( \frac{h_{pl} l_{ij}}{h_{lab} l_{lab}} \right) + 10 \log_{10} \left( \frac{S_{cs,lab} S_{cr,lab}}{S_{cs} S_{cr}} \right) + C_{\alpha} \quad (9-135)$$

式中： $h_{pl}$  和  $h_{lab}$  分別為現場裝置和實驗室的天花板上方的空間高度， $l_{ij}$  和  $l_{lab}$  分別為現場裝置和實驗室中連接天花板的隔板厚度， $S_{cs}$  和  $S_{cs,lab}$  分別為現場裝置和實驗室中音源室的天花板面積， $S_{cr}$  和  $S_{cr,lab}$  分別為現場裝置和實驗室中接收室的天花板面積， $C_{\alpha}$  定義如下。

如果天花板上方的空間中無吸音材料，或者如果存在吸音材料但滿足  $f \leq 0.015 c/t_a$  (其中  $t_a$  為吸音材料的厚度)，那麼  $C_{\alpha} = 0$ 。對於該空間中的吸音不滿足上述條件的情況：

$$C_{\alpha} = 10 \log_{10} \left[ \frac{h_{lab}}{h_{pl}} \sqrt{\frac{S_{cs} S_{cr}}{S_{cs,lab} S_{cr,lab}}} \right] \quad \text{當} \quad 0.015 \frac{c}{t_a} < f < \frac{0.3c}{\min(h_{lab}, l_{pl})} \quad (9-136)$$

$$C_{\alpha} = 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{h_{lab}}{h_{pl}} \right)^2 \sqrt{\frac{S_{cs} S_{cr}}{S_{cs,lab} S_{cr,lab}}} \right] \quad \text{當} \quad f \geq \frac{0.3c}{\min(h_{lab}, l_{pl})} \quad (9-137)$$

注意，對於一個 ISO 測試裝置， $S_{cs,lab} = S_{cr,lab} = 20 \text{ m}^2$  且  $h_{lab} = 0.7 \text{ m}$ 。

## 9.6.2 建築構件空氣音隔音的實驗室測量方法

一、測試實驗室應由兩個相連的餘響室構成；在兩個餘響室之間應有一個安裝測試物件的洞口。實驗室的房間應符合下列要求：

1. 測試房間的體積不應小於  $50 \text{ m}^3$ ，兩個房間的體積和形狀不應完全相同，其體積相差不應小於 10%。
2. 房間尺寸的比例應合理選擇，諸尺寸中不應有兩個是相等的，亦不應成整數比。
3. 必要時，在兩個測試房間內均應安裝擴散體。

4. 接收室內環境噪音應足夠低，並應估計好音源室的輸出功率和實驗室內準備安裝的測試物件隔音量。
5. 在測量隔音量的實驗裝置中，任何間接傳音與通過測試物件的傳音相比可予以忽略。但音源室和接收室之間的結構應採取有效的隔振措施，在兩個房間的整個表面上宜覆蓋一層降低音輻射的襯壁。
6. 接收室的低頻餘響時間應控制在 2 秒左右。

#### 二、測試物件洞口應符合下列要求：

1. 測試物件牆的面積取  $10 \text{ m}^2$ ，測試物件樓板的面積宜取  $10 \sim 20 \text{ m}^2$ ，牆與樓板的短邊長度均不應小於 2.3 m。
2. 窗、門及類似的物件，可採用較小的尺寸，裝門的測試物件洞口應與實際建築物中的條件相同，其下邊位置應靠近實驗室的地面。
3. 測試物件洞口的佈置，應使裝置的測試物件在其周邊和牆板間的正常連接及密封狀況盡可能類似於實際構造型式。

#### 三、隔牆測試物件應符合下列要求：

1. 測試物件大小應根據規定的測試物件洞口大小確定。
2. 測試物件安裝在音源室和接收室之間洞口內的位置應予說明。
3. 在具有抑制側向結構音輻射的實驗室內，對任何非直接通路的傳音與通過測試物件的傳音相比可予以忽略。

#### 四、除了上述要求外，門和窗等測試物件應符合下列要求：

1. 若測試物件比測試物件洞口小，應將一個有足夠隔音量的特製隔牆裝在測試物件洞口內，測試物件放在特製的牆內。通過特製的隔牆和其他間接途徑的傳音與通過測試物件的傳音相比，可予以忽略。
2. 對門、窗等物件的面積，應按物件單體開孔面積計算（包括可能用到的框架與密封裝置）。
3. 安裝門時，應使下部位置盡量接近實驗室地面。
4. 若測試物件可以開、關，應按正常型式安裝成能開啟和關閉的，在實驗之前應至少開、關十次。

#### 五、音源室內聲場的產生，應符合下列要求：

1. 所用音源應能發射穩定的聲波，在所考慮的頻率範圍內應有一個連續的頻譜，所採用的濾波器應為 1/3 倍頻程帶寬。
2. 音源的音功率應足夠高，使接收室內任一個頻帶的噪音量比環境噪音量至少高 10 dB(A)。
3. 若音源有兩個或兩個以上的揚聲器同時發音時，這些揚聲器則應安裝在一個箱內，箱的最大尺寸不應超過 0.7 m，各揚聲器應同相位驅動。
4. 揚聲器箱的位置，應合理佈置，並與測試物件有一定距離；通常應放在測試物件對面的牆角上，並且不應指向測試物件。

六、平均噪音量的測量，應符合下列要求：

1. 可採用多個固定的傳音器（微音器或麥克風）位置或採用一個具有音壓平方積分的連續移動傳音器來獲得平均噪音量。傳音器位置在 1/3 倍頻程中心頻率高於 500 赫茲時可取 3 點，低於和等於 500 赫茲時可取 6 點。
2. 每個傳音器位置上對每一頻率用 5 秒的平均時間讀取平均值。
3. 所有傳音器位置離房間介面或擴散體應大於 0.7 m。
4. 如果室內噪音量變化範圍小於或等於 6 dB(A)，可直接以分貝值按算術平均計算平均噪音量。如果室內噪音量變化範圍大於 6 dB(A)，則應按噪音量疊加方法計算。
5. 測量噪音量用的噪音計或其他測量儀器，應符合現行的國家標準噪音計的有關規定。

七、測量的頻率範圍應符合下列要求：

1. 宜採用 1/3 倍頻程頻帶的濾波器測量噪音量；濾波器的頻率特性應遵守現行的國家標準的規定。
2. 測量 1/3 倍頻程時，應採用以下中心頻率：100、125、160、200、250、315、400、500、630、800、1,000、1,250、1,600、2,000、2,500 和 3,150 (Hz)。

八、接收室的吸音量的測量和計算，可採用測量餘響時間的方法：

1. 參考中國的國家標準《餘響室法吸音係數測量規範》的規定測量餘響時間；傳音器位置宜取 3 個，每個位置至少做 2 次餘響時間分析。吸音量應按 (9-138) 式計算：

$$A = \frac{0.161V}{T_{60}} \quad (9-138)$$

式中：

$A$ ：接收室的吸音量，

$V$ ：接收室體積，

$T_{60}$ ：餘響時間。

2. 若聲場是擴散的和聲音只通過測試物件傳遞，無規入射的隔音量應按 (9-139) 式計算：

$$R = \bar{L}_{Pi} - \bar{L}_{Pt} + 10 \log_{10} \frac{S}{A} \quad (9-139)$$

式中：

$R$ ：隔音量，

$\bar{L}_{Pi}$ ：音源室內的平均噪音量，

$\bar{L}_{Pt}$ ：接收室內的平均噪音量，

$S$ ：測試物件面積，

$A$ ：接收室的吸音量。

如聲場不是完全擴散的，則公式的計算值應為近似結果。

九、在測量中，應考慮下列影響測量結果重複性的必要技術條件：

1. 擴散體的數目和大小。
2. 音源的位置。
3. 傳音器和音源以及傳音器和房屋介面之間的最小距離。
4. 傳音器位置的數目或採用移動傳音器時傳音器的移動路徑。
5. 讀取噪音量的平均時間。
6. 確定吸音量的方法，包括在每個測點上重複讀數的次數。

從以上介紹可見，材料隔音量的準確測量是比較複雜的，而且要對不同頻率的噪音分別測試各自的隔音量。

## 9.7 隔音牆有無吸音功能之減音成效

一般隔音牆常用之材料可以分為隔音及吸音兩大類，於國內常見之隔音牆多屬於混凝土及金屬吸音二種型式，目前尚未有完整之隔音牆有無吸音材料之模擬分析結果或現地實測減音成效資料。本節透過德國 CadnaA 聲場軟體模擬分析吸音材料之減音效果，並與日本模型實驗結果相互比較發現，隔音牆有無吸音材料之等音線指向性特徵、近遠軌之吸音材減音量大小、隔音牆上端或下端範圍之收音點減音量等情形，與日本相關研究文獻之結果呈現一致性，故可作為國內噪音防制之參考。

在傳統隔音牆效能之預測方法中，係由噪音源與敏感點之聲程差（聲音繞射路徑扣除直達音路徑之差）求取隔音屏障之插入損失 (insertion loss, IS)。以鐵路線音源而言，列車車體和屏障之間可能會產生聲音之多重反射，且隨著軌道與屏障之間距離的不同，其影響情形也會有所差異，故傳統預測方法忽略了當隔音牆牆面具有吸音材料時，其實際之減音效能，可能導致預測值和實測值之誤差較大。為了定量掌握車體和屏障距離之差異及隔音牆牆面有無吸音材料時，對噪音傳播特性、減音成效及減音範圍等所帶來之影響，以下說明相關聲場模型模擬與評估工作。

### 一 文獻回顧

#### (一) 美國

運輸部聯邦鐵路管理局於 2012 年 9 月提出「高速地面運輸之噪音與振動影響評估 (High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment)」報告。當隔音牆位置很靠近音源時，因為受到隔音牆與車體之間的聲音迴響（多重反射）的影響，致聲音傳播角度等產生差異，其提供之實際聲音衰減能力相較於使用標準聲屏障衰減公式所預期的減音量來得低，請參考圖 9.7-1 及圖 9.7-2。而此多重反射之噪音增量可藉由：(1) 提高隔音牆高度；或 (2) 於面音源側之牆面使用吸音材料予以消滅。

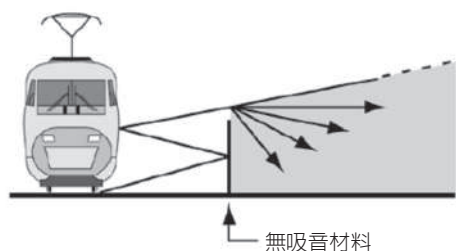


圖9.7-1 反射型隔音牆之音線示意圖

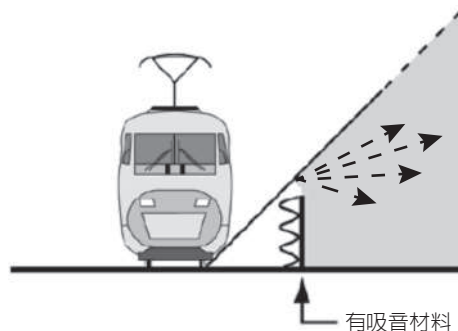


圖9.7-2 吸音型隔音牆之音線示意圖

## (二) 日本

參考緒方正剛、北川敏樹等人藉由「高架結構模型實驗研究預測傳統鐵路噪音的隔音牆多重反射 (2003)」之研究報告資料。於 10 m 高軌道面上下 10 m 範圍及近軌中心線外 50 m 內佈置受音點，設置 2 m 高 (軌道面以上) 隔音牆並於內側全面設置高吸音率吸音材時，車體與隔音牆之不同間距的吸音材減音量，請參考表 9.7-1 及圖 9.7-3。

表9.7-1 不同車體 / 隔音牆間距之吸音材減音量表

日本模型實驗				
軌道高度	離地 10 m			
受音點位置	軌道面上下 10 m 範圍及近軌中心線外 50 m 內			
隔音牆高度	2 m (軌道面以上)			
車體與隔音牆距離	0.5 m、1 m、2m 及 5.3 m			
吸音材減音量 (分貝)	0.5 m	1 m	2 m	5.3 m
	4~7		1~4	0~3

當車體和隔音牆之間隔較狹窄 (即近軌) 時，會增加此空間的聲音反射次數，並隨著對於隔音牆表面入射吸音材的次數，而擴大吸音材減音量。相較於隔音牆牆面無吸音材時，將吸音材設置於隔音牆牆面之整體等音線，具有朝垂直端指向的傾向。在隔音牆上端的評估點，無法期待藉由吸音材而降低音量；在隔音牆下端若屬繞射角度大且藉由繞射衰減而降音的評估點，具有較小之吸音材減音量的情形。

## 二 模擬方法

隔音牆有無吸音材料之效能分析與評估係使用德國 DataKustik 公司所發展之「CadnaA version 4.3.144」噪音預測評估軟體，並採用環保署公告之「鐵路交通噪音評估模式技術規範」所認可之德國 Schall 03 鐵路交通噪音計算規範。以臺灣高鐵列車為例，模擬條件及參數區分為：

(1) 隔音牆；(2) 高鐵音源；(3) 模型圖說等三部分，茲說明如下。

### (一) 隔音牆

1. 胸牆端直立型附掛式：2 m 高 (含胸牆 1.25 m 高度) 並搭配有無吸音材，共兩種類型，即金屬吸音板及水泥板。
2. 吸音材之吸音率：0.85。隔音牆之設施功能要求乃依據行政院公共工程委員會「公共工程技術資料庫」第 02863 章 V6.0 隔音牆之相關規範內容辦理。聲響特性：隔音牆具吸音功能者，其吸音係數 (noise reduction coefficient, NRC) 值應為 0.85 以上。
3. 吸音材安裝位置：胸牆及隔音牆內面進行全面設置。

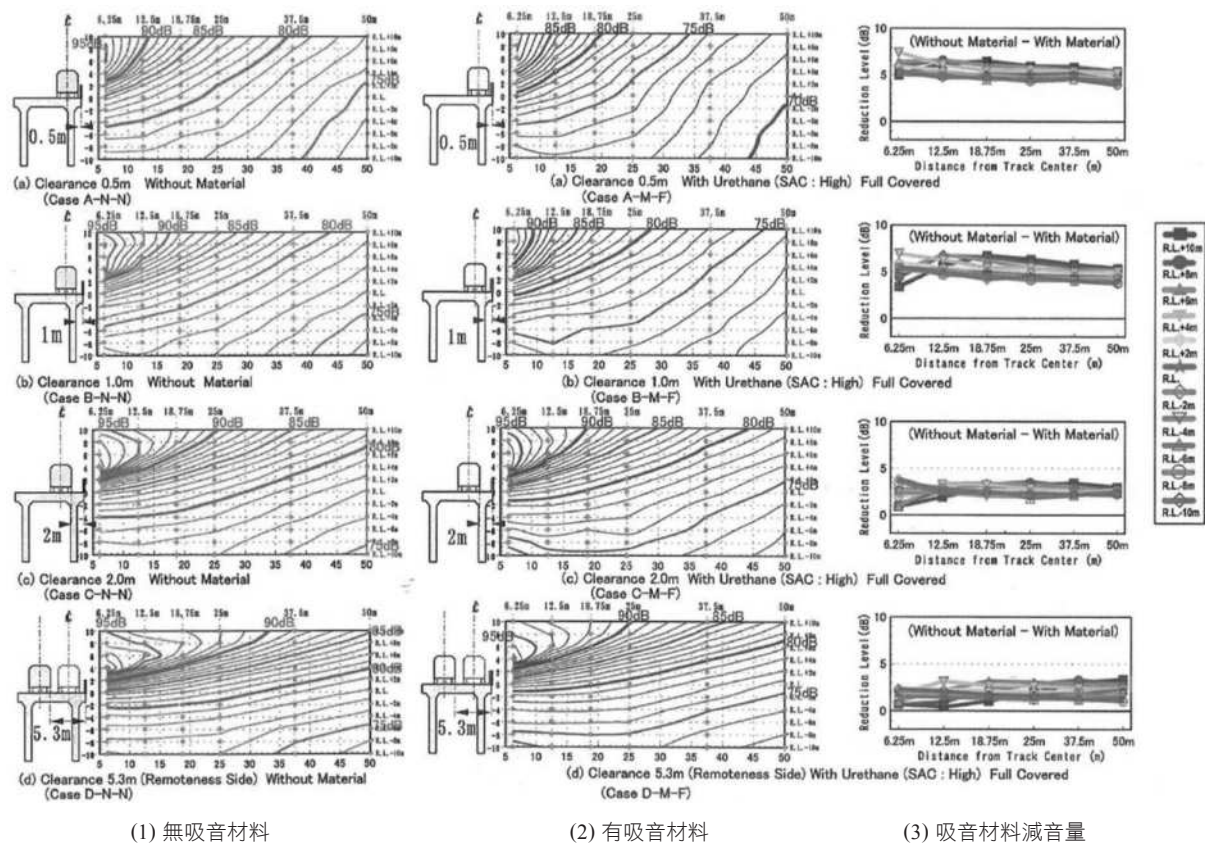


圖9.7-3 隔音牆有無吸音材料之等音線及減音量圖

## (二) 高鐵音源

1. 平均列車速率：285 km/h。
2. 車體與隔音牆之距離：距胸牆內緣約 2.55 m (近軌)；距胸牆內緣約 7.05 m (遠軌)。
3. 音源包括四種：輪軌音、車頭音、車體動力音及集電弓音。於音源聲功率方面，將引用長倉清、善田康雄「新幹線沿線騒音予測手法」鐵道總研究報告 Vol.14, No.9, 2000 年，p5 ~ p10 之資料。

- 輪軌音： $L_{\text{輪軌}}(u) = L_{\text{輪軌}}(200) + 30 \times \log(u / 200)$ ；
- 車頭音： $L_{\text{車頭}}(u) = L_{\text{車頭}}(200) + 60 \times \log(u / 200)$ ；
- 車體動力音： $L_{\text{車體動力}}(u) = L_{\text{車體動力}}(200) + 60 \times \log(u / 200)$ ；
- 集電弓音： $L_{\text{集電弓}}(u) = L_{\text{集電弓}}(200) + 60 \times \log(u / 200)$ 。

式中， $u$  表示列車速率 (km/h)，以車速 200 km/h 作為各音源之基準聲功率。依據該研究文獻之 700 型列車聲功率基準值，並把欲評估之車速代入前述公式，即得各音源之聲功率值，列示如表 9.7-2。

表9.7-2 新幹線 700 型列車音源組成之聲功率一覽表

音量單位：dB(A)

新幹線 700 型列車	輪軌音	車頭音	車體動力音	集電弓音
車速 200 km/h (聲功率基準值)	113.5	95.0	88.0	97.0
車速 285 km/h (本評估值)	118.1	104.2	97.2	106.2

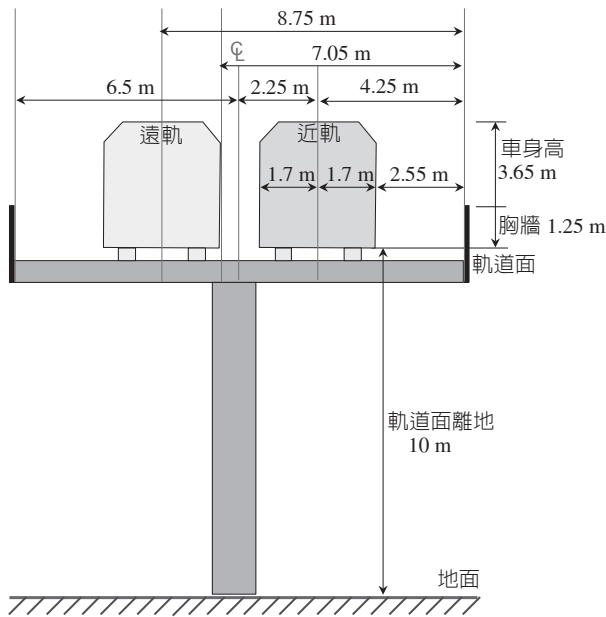


圖9.7-4 高架結構及車輛模型尺寸示意圖

- 音源高度：均為軌道面以上之高度。參考前述日本及美國運輸部之研究文獻與實際各設備之位置，輪軌音為 0.6 m；車頭音為 1.5 m；車體動力音為 3.5 m；集電弓音為 5.0 m。
- 音源位置：分為近軌及遠軌，請參考圖 9.7-4 之斷面圖說。

### (三) 模型圖說

係參考高鐵橋梁立面結構建立標準之基本聲場模型。圖 9.7-4 表示高架結構和車輛模型尺寸，橋面寬度 13 m，軌道面離地高 10 m，胸牆軌道面以上 1.25 m 高；車身高 3.65 m，寬度 3.4 m；近軌列車車身至胸牆內緣 2.55 m，近軌中心線至胸牆內緣 4.25 m，近軌中心線至兩軌中心線 2.25 m；遠軌列車車身至胸牆內緣 7.05 m，遠軌中心線至胸牆內緣 8.75 m。

## 三 成效說明

由表 9.7-2 知，主要能量貢獻為輪軌音，因此，主要係呈現輪軌音及合成音源之等音線分佈狀況，另選擇音源數量較多且音源高度較高之車身音作為比較對照組，相關模擬圖說請參考圖 9.7-11 ~ 圖 9.7-24。

### (一) 吸音材對噪音源之減音有效性

參考圖 9.7-5 ~ 圖 9.7-8，隔音牆之高度須達可屏障或阻擋噪音源之傳播途徑，使其產生繞射、反射等方有減音功效，故牆面設置吸音材後，亦只對隔音牆頂端高度以下之噪音源 (主要貢獻源輪軌音) 較具吸音成效，因聲音於車體與護欄牆體之間，可能重複進行聲音的反射、吸收，且多重反射後，音量耗損或衰減較多。

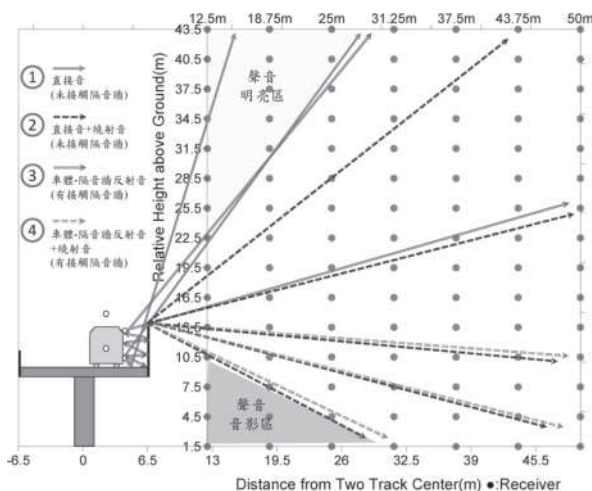


圖9.7-5 近軌列車於 4 m 高隔音牆之音線傳播示意圖

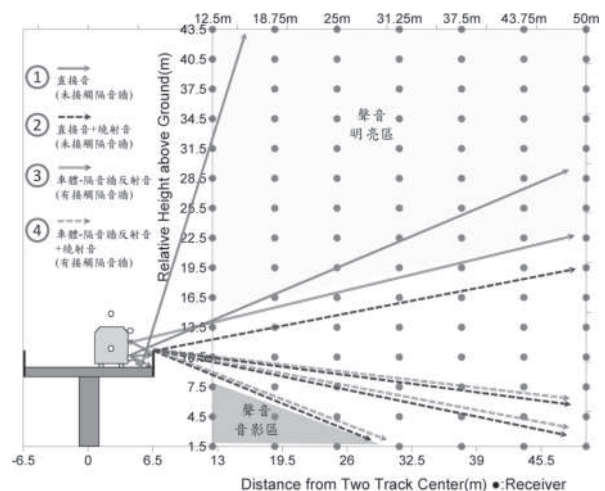


圖9.7-6 近軌列車於 1.25 m 高隔音牆之音線傳播示意圖

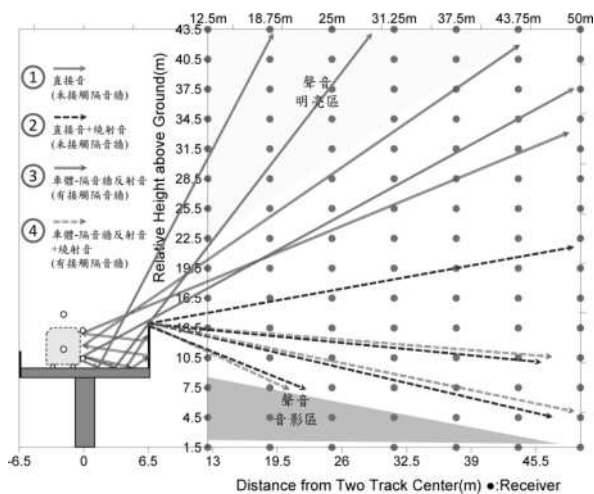


圖9.7-7 遠軌列車於 4 m 高隔音牆之音線傳播示意圖

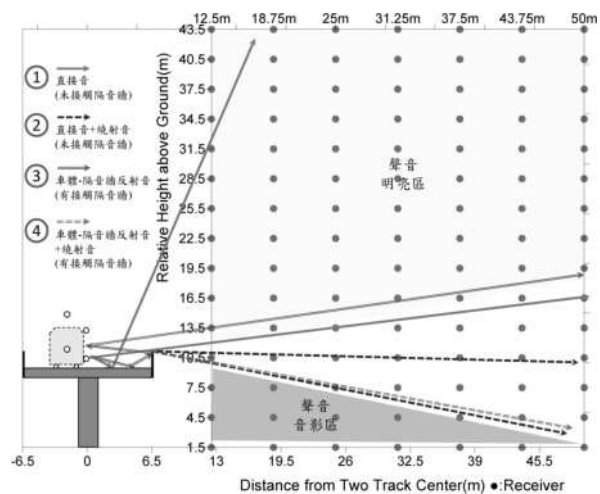


圖9.7-8 遠軌列車於 1.25 m 高隔音牆之音線傳播示意圖

## (二) 等音線指向性特徵

噪音輻射的特性是隨著隔音牆和車體的距離越遠，而具有水平方向的指向性。此外，隔音牆牆面無吸音材時，隔音牆高度以下之等音線具有朝水平指向之特性(如圖 9.7-15 及圖 9.7-21)；惟設置吸音材後，等音線反而具有朝向垂直端指向之傾向(如圖 9.7-16 及圖 9.7-22)。在車體和隔音牆的間隔較狹窄時(即近軌)，因聲音反射次數可能較多，故相較於遠軌時，其垂直指向性更明顯。惟設置吸音材前後之指向性特徵，仍與噪音源高度、隔音牆高度及距離牆體遠近等因素有關。

### 1. 隔音牆上方之受音點

若屬隔音牆上方之受音點，其聲音傳播路徑除了於隔音牆頂端與車體產生反射再抵達受音點外，多屬上述未接觸隔音牆之路徑(圖 9.7-5 ~ 圖 9.7-8 之 ① 與 ②)，未朝隔音牆牆面反射即到達頂端，且不受牆面吸音材所影響即傳遞至受音點，因此，垂直方向所佔成分較多。而在具有吸音材的條件下，噪音量僅些微受到吸音材影響而減少入射隔音牆頂部之直接音，因此，等音線仍有朝垂直指向之現象。

### 2. 隔音牆下方之受音點

若屬隔音牆下方之受音點，多屬有接觸隔音牆之傳送路徑(圖 9.7-5 ~ 圖 9.7-8 之 ③ 及 ④)，其聲音係以水平方向的成分為主，因此，在具有吸音材的條件下，噪音量會依隔音牆之間的反射次數而受影響。以路徑 ③ 和路徑 ④ 進行傳遞之聲音，則因牆面反射次數較多，而因吸音材的影響而減少，① 與 ② 的所佔成分便較大，因此，噪音指向特性便朝向垂直方向。

## (三) 近軌及遠軌之吸音材減音量大小

參考圖 9.7-5 及圖 9.7-7，當車體和隔音牆之距離較狹窄時(即近軌)，車體和隔音牆之間的聲音反射次數可能較多，入射吸音材的次數也會變多，能量耗損較多，故增加吸音效果，因此，對於近軌側音源就會加大減音量；反之，在隔音牆和車體之距離較寬廣(即遠軌)的條件下，減音量較小(如圖 9.7-23 及圖 9.7-24)。於隔音牆牆面設置吸音材時，近軌側之吸音材減音量較

大，遠軌側則較小，故部分受音點可能因吸音材施工前，近軌側之噪音影響較大，遠軌側之噪音影響較小；也有可能因施工後，而擴大遠軌側之影響，此取決於隔音牆高度及有無吸音材之設置。

#### (四) 相同水平距離，不同高度受音點之吸音材減音量

參考圖 9.7-5 ~ 圖 9.7-8，於距離軌道同一水平距離之下，高度越高之受音點因多屬於「聲音明亮區 (直接音為主)」，其噪音傳播途徑多屬前述路徑 ①，由於未和隔音牆表面之吸音材參與吸音，因而減音量較小。高度較低之受音點，因多屬於「聲音音影區 (繞射音為主)」，其噪音傳播途徑多屬前述路徑 ② 及路徑 ④，路徑 ② 不受隔音牆表面的吸音材所影響，但路徑 ④ 會受到影響。兩者皆在隔音牆的頂端產生繞射現象而傳遞至受音點，其衰減量係取決於繞射角度，因此，路徑 ② 及路徑 ④ 幾乎為相同的繞射衰減量。因黏貼吸音材之減音量，係取決於路徑 ④ 之噪音衰減，且在原本路徑 ② 及路徑 ④ 即屬較低噪音量的情形下，即便因吸音材而減少路徑 ④ 的貢獻，對於整體之減音量所帶來的影響也較小，因此，在音影區 (繞射角度較大) 範圍內之受音點，其吸音材減音量則較小。

另大致上約以隔音牆所在高度及上下 1 層樓 ~ 2 層樓 (每層樓高 3 m) 高度範圍之受音點，其吸音材之減音量較為明顯。如圖 9.7-23 及圖 9.7-24 所示。

#### (五) 相同高度，不同水平距離受音點之吸音材減音量

參考圖 9.7-9 及圖 9.7-10，當受音點距離隔音牆越近時，隔音牆之插入損失較大，即隔音量較佳；反之，隔音量較差。當牆面設置吸音材時，此吸 (隔) 音牆之減音功能包括：隔音量及吸音量二部分。

若以直達音 (音源至受音點之連線) 的聲線觀點來看，距離較遠之隔音牆高度上方的受音點，其直達音聲線之仰角較低，故聲音於車體與護欄牆體之間產生多重反射之次數可能較多；距離較近之受音點，其直達音聲線之仰角較高，故多重反射之次數可能較少。故距離較遠之受音點除隔音量較小之外，與牆面之反射次數可能較多而增加吸音量，故吸音材所佔之減音量比例因而較大；反之，距離較近之受音點除隔音量較大之外，與牆面之反射次數可能較少而減少吸音量，故吸音材所佔之減音比例因而較小。

#### (六) 模型模擬與日本模型實驗之吸音材減音量的比較分析

比對二者之結果，其差異並不是太大，列示如表 9.7-3。

表 9.7-3 模型模擬與日本模型實驗之吸音材減音量比較分析表

項目	模型模擬		日本模型實驗			
軌道高度	離地 10 m		離地 10 m			
受音點位置	軌道面上下 10 m 範圍及兩軌中心線外 50 m 內		軌道面上下 10 m 範圍及近軌中心線外 50 m 內			
吸音材位置	隔音牆內側全面設置高吸音率吸音材					
隔音牆高度	2 m (軌道面以上)		2 m (軌道面以上)			
車體與隔音牆距離	2.55 m 及 7.05 m		0.5 m、1 m、2 m 及 5.3 m			
吸音材減音量 (分貝)	2.55 m (近軌)	7.05 m (遠軌)	0.5 m	1 m	2 m	5.3 m
	0 ~ 2.7	0 ~ 1.9	4 ~ 7		1 ~ 4	0 ~ 3

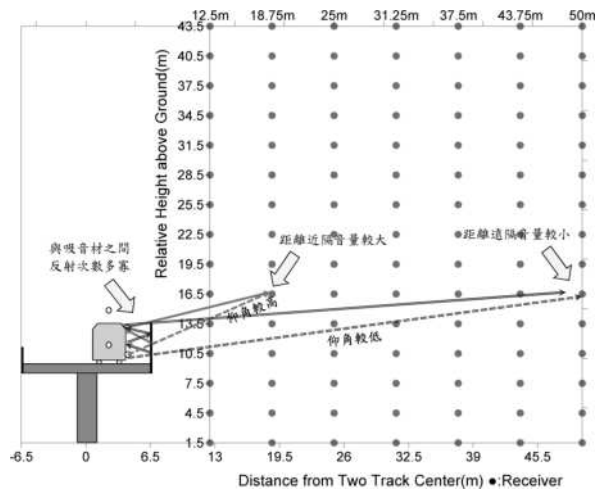


圖9.7-9 隔音牆上方不同高度不同距離之受音點的音線傳播示意圖

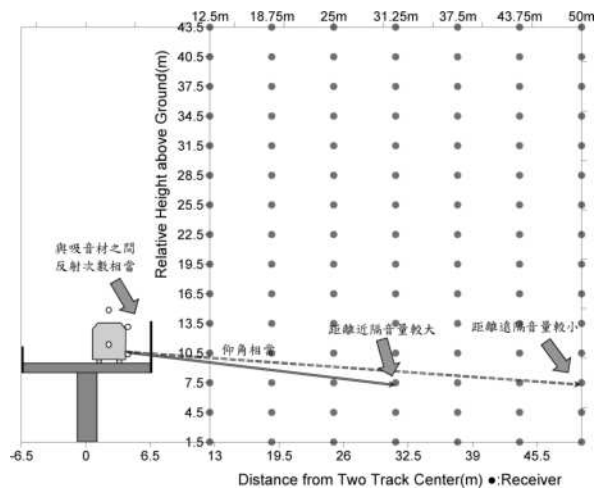


圖9.7-10 隔音牆下方不同高度不同距離之受音點的音線傳播示意圖

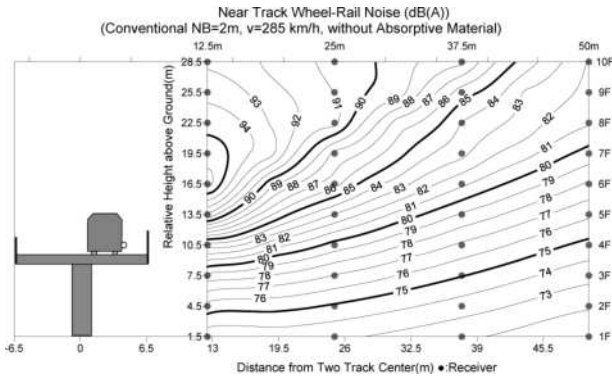


圖9.7-11 隔音牆無吸音材之近軌輪軌音等音線圖

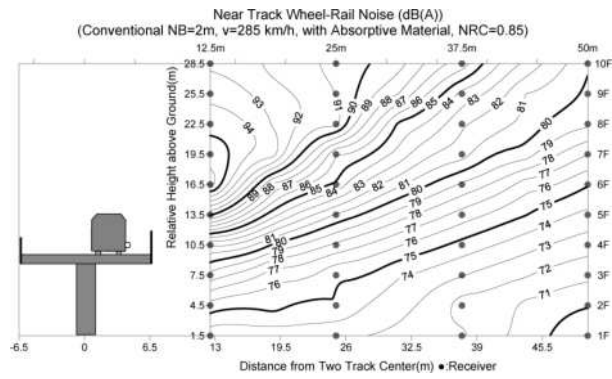


圖9.7-12 隔音牆有吸音材之近軌輪軌音等音線圖

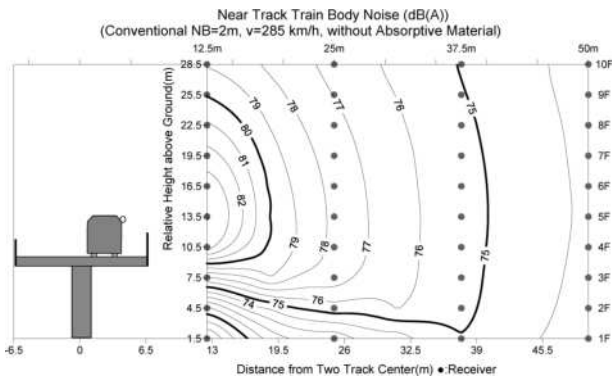


圖9.7-13 隔音牆無吸音材之近軌車身音等音線圖

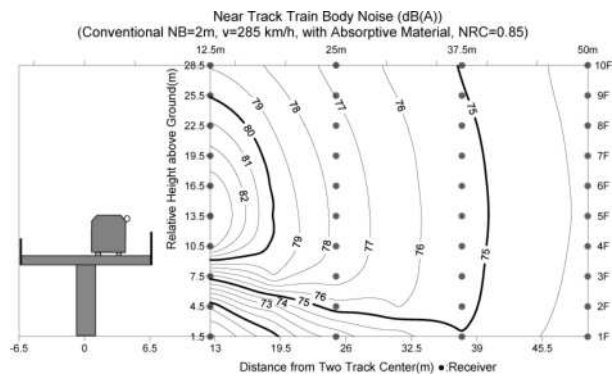


圖9.7-14 隔音牆有吸音材之近軌車身音等音線圖

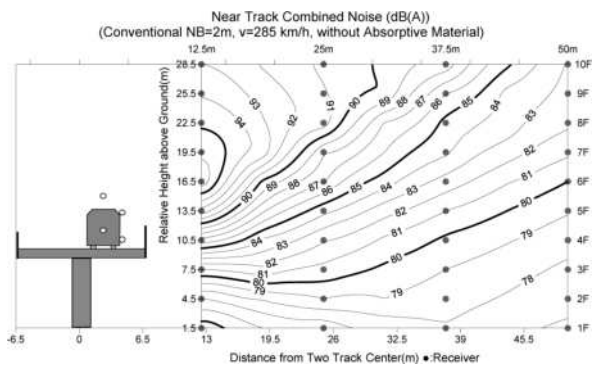


圖9.7-15 隔音牆無吸音材之近軌合成音等音線圖

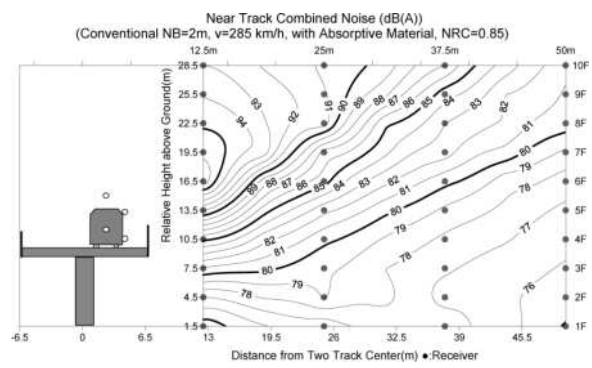


圖9.7-16 隔音牆有吸音材之近軌合成音等音線圖

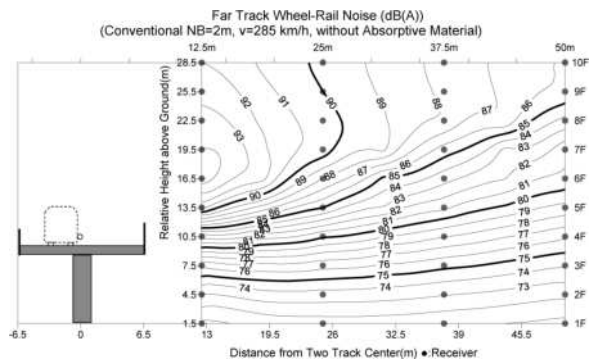


圖9.7-17 隔音牆無吸音材之遠軌輪軌音等音線圖

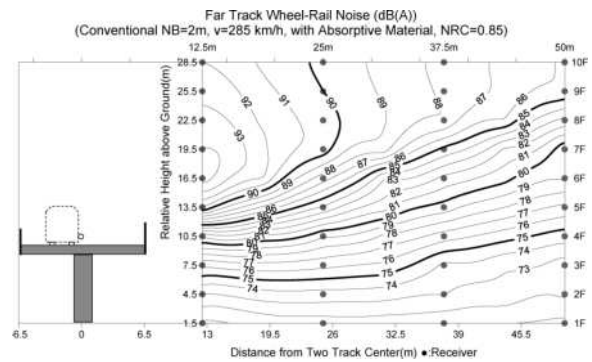


圖9.7-18 隔音牆有吸音材之遠軌輪軌音等音線圖

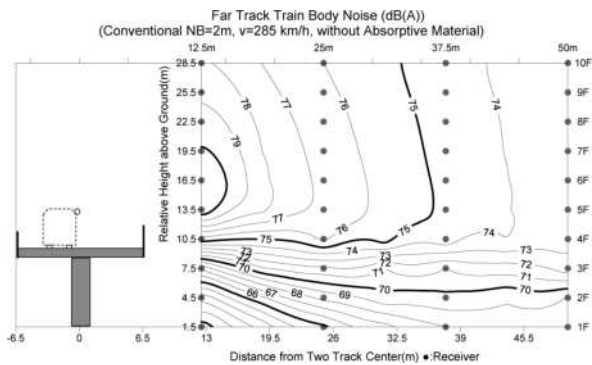


圖9.7-19 隔音牆無吸音材之遠軌車身音等音線圖

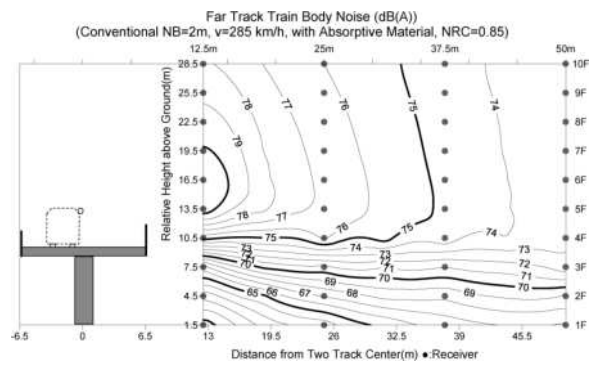


圖9.7-20 隔音牆有吸音材之遠軌車身音等音線圖

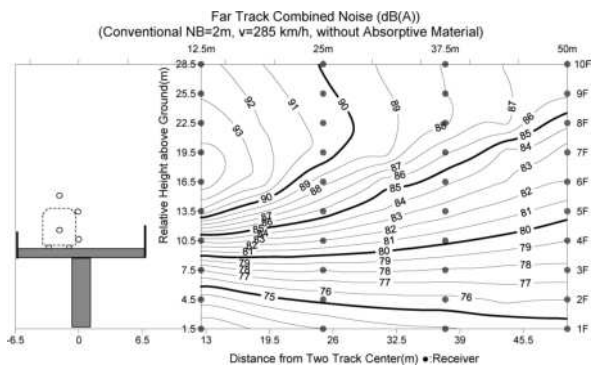


圖9.7-21 隔音牆無吸音材之遠軌合成音等音線圖

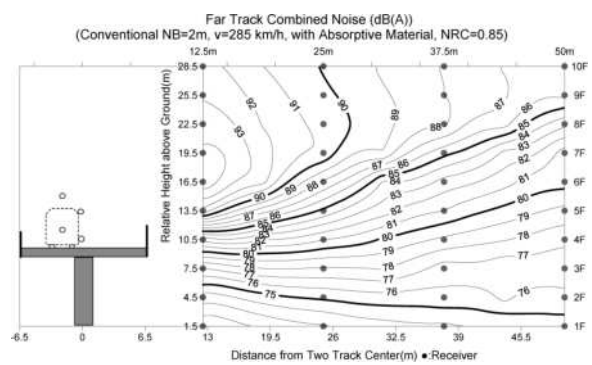


圖9.7-22 隔音牆有吸音材之遠軌合成音等音線圖

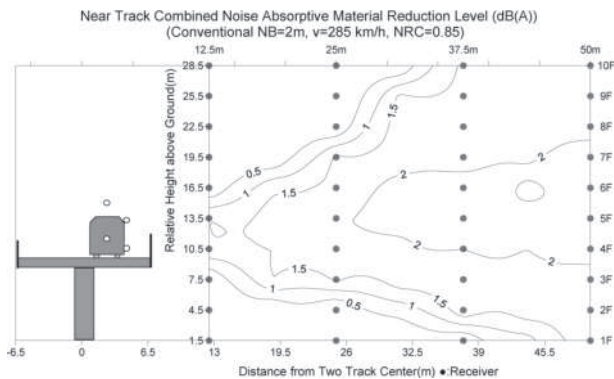


圖9.7-23 隔音牆有無吸音材之近軌合成音減音量圖

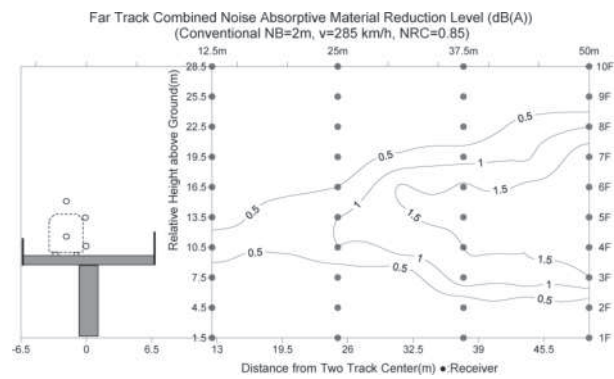


圖9.7-24 隔音牆有無吸音材之遠軌合成音減音量圖

#### 四 結論與建議

##### (一) 結論

1. 透過聲場模型模擬，所得到之隔音牆有無吸音材料之等音線指向性特徵、近遠軌之吸音材減音量大小、隔音牆上端或下端範圍之收音點減音量等情形，相關結果與日本模型實驗之研究文獻呈現一致性。
2. 即使音源位置較低可受隔音牆之屏障，於隔音牆牆面設置吸音材料後，位處隔音牆上端之收音點仍無法得到較好之吸音材減音效果，即「吸音型」隔音牆對於高樓層住戶之噪音防制成效仍不佳。
3. 近軌側之吸音材減音量大於遠軌側，故採用「吸音型」隔音牆後，會呈現出遠軌側之噪音影響，故在可行之狀況下，須另思考對於遠軌音源之防制措施。
4. 於離地 10 m 高軌道面設置 2 m 高「吸音型」隔音牆 (如金屬吸音板)，相對於「反射型」隔音牆 (如混凝土板)，於軌道面上下 10 m 範圍及兩軌中心線外 50 m 內之最佳平均減音量約有 2.3 dB(A)，接近一般人耳可辨之 3.0 dB(A) 聽閾值。

##### (二) 建議

1. 相較「反射型」隔音牆，將隔音牆牆面設置吸音材料確實具有減音功效，建議仍以「吸音型」隔音牆作為防制措施，惟須注意後續之養護，以維持其應有之隔減音能力。
2. 未來如有隔音牆實際施做案例，可透過量測驗證以比對有無吸音材料之實際減音成效，可作為後續隔音牆型式、材質改善或模型模擬比對等之參考。