

# 1

## Chapter

# 噪音控制基本知識

### 1.1 聲音的基本特性

- 1.1.1 噪音的定義與危害
- 1.1.2 聲波的產生
- 1.1.3 頻率、波長與音速
- 1.1.4 聲場變量
- 1.1.5 聲波方程式
- 1.1.6 平面波
- 1.1.7 球面波
- 1.1.8 柱面波
- 1.1.9 聲波的相加
- 1.1.10 聲波的反射、透射及折射

### 1.2 聲音的物理量

- 1.2.1 音能量與音能量密度
- 1.2.2 音功率與音強
- 1.2.3 音壓級與分貝
- 1.2.4 頻譜
- 1.2.5 聲像
- 1.2.6 響度
- 1.2.7 加權與修正
- 1.2.8 白色及粉紅色噪音

### 1.2.9 阻抗

### 1.3 室內音傳播

- 1.3.1 室內統計聲學
- 1.3.2 室內波動聲學
- 1.3.3 室內噪音評估方法
- 1.3.4 主動控制隔音窗

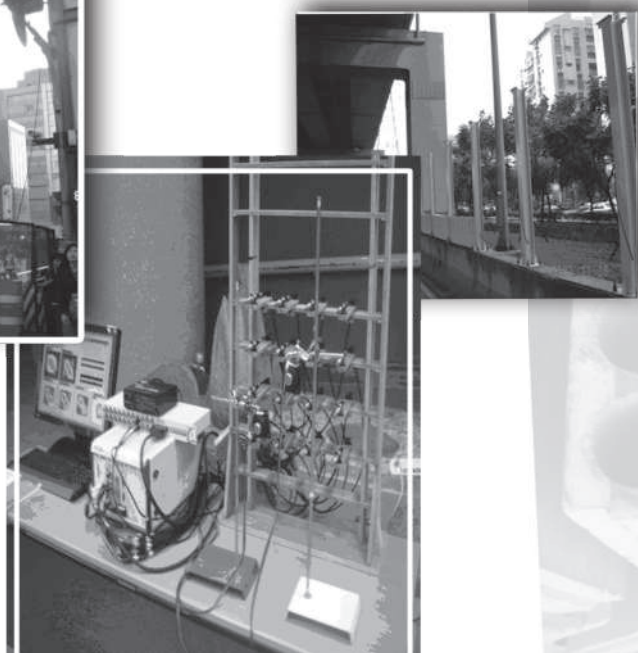
### 1.4 室外音傳播

- 1.4.1 幾何衰減
- 1.4.2 指向性因數
- 1.4.3 隔音牆衰減
- 1.4.4 氣象條件的影響
- 1.4.5 其他附加衰減

### 1.5 噪音控制簡介

- 1.5.1 噪音控制發展歷史
- 1.5.2 噪音控制方法概述
- 1.5.3 噪音控制現狀與進展
- 1.5.4 噪音控制未來展望

### 習題



**隨**著社會現代化的發展，噪音已成為繼水污染、空氣污染、固體廢物污染的第四大環境公害。噪音對人類健康的危害一直存在，要合理控制噪音污染，就必須瞭解噪音的基本特性。本章從聲音的基本特性、聲音的物理量、聲音的傳播與控制等方面來介紹噪音控制的基本知識。

## 1.1 聲音的基本特性

### 1.1.1 噪音的定義與危害

#### 一 噪音的定義

什麼是噪音呢？噪音是如何造成的呢？這是一個簡單而又複雜的問題。在兩千多年前的中國古代《說文》和《玉篇》中就有相關噪音的解釋：「擾也」，「群呼煩擾也」。也就是說，那時只有人聲喧嘩成為煩擾人的噪音，也可以說，這是人類最早關於噪音的定義。現在如一定要給噪音下個定義：可稱之一般正常耳朵覺得「不喜歡聽到的聲音 (unwanted sound or undesirable sound)」、令人覺得不愉快的聲音、妨害彼此交談的聲音、妨害思考能力的聲音、妨害休息或睡眠的聲音、會引起生理上各種障礙的聲音。美國勞工部職業安全及健康管理局 (occupational safety & health administration, OSHA) 將噪音定義為「會傷害聽力的聲音」，而我國噪音管制法第三條中亦有明確之定義：「本法所稱噪音，指超過管制標準之聲音」。

#### 二 噪音的危害

噪音的危害是多方面的，噪音不僅對人們正常生活和工作造成極大干擾 (interference)，影響人們交談、思考，影響人的睡眠，使人產生煩躁、反應遲鈍，工作效率降低，分散人的注意力，引起工作事故，更嚴重的情況是噪音可使人的聽力和健康受到損害，如圖 1.1-1 及圖 1.1-2 所示，以下分別說明。

##### (一) 對生理的影響

處在高噪音的環境下，噪音作用於人的中樞神經系統，使人們大腦皮層的興奮與抑制平衡失調，導致條件反射異常，使腦血管張力遭到損害。這些生理上的變化，在早期能夠恢復原狀，但時間一久，就會導致病理上的變化，使人產生頭痛、腦脹、耳鳴、失眠、心慌、記憶力衰退和全身疲乏無力等症狀。噪音作用於中樞神經系統還會影響胎兒發育，造成胎兒畸形，並且妨礙兒童智力發育。噪音對消化系統、心血管系統也有嚴重不良影響，會造成消化不良，食慾不振，噁心嘔吐，從而導致胃病及胃潰瘍病的發病率提高，使高血壓、動脈硬化和冠心病的發病率比正常情況高出 2~3 倍。噪音對視覺器官也會造成不良影響。據調查，在高噪音環境下工作的人常有眼痛、視力減退、眼花等症狀。

##### (二) 對聽力的影響

當周圍環境音量超過 65 dB(A) 時，雙方談話距離必須在一公尺以內或以不自然的方式提高音量；超過 70 dB(A) 時，30% 的談話內容聽不清楚，使人與人之間溝通困難；持續處在 85 dB(A) 以上的噪音環境，會使聽力造成傷害；巨大音響或爆破性聲音，可能造成耳膜破裂，耳內聽小骨相關構造破壞，甚至內耳人類聽覺機構的「中心」柯蒂氏 (organ of Corti) 和基底膜被分離。

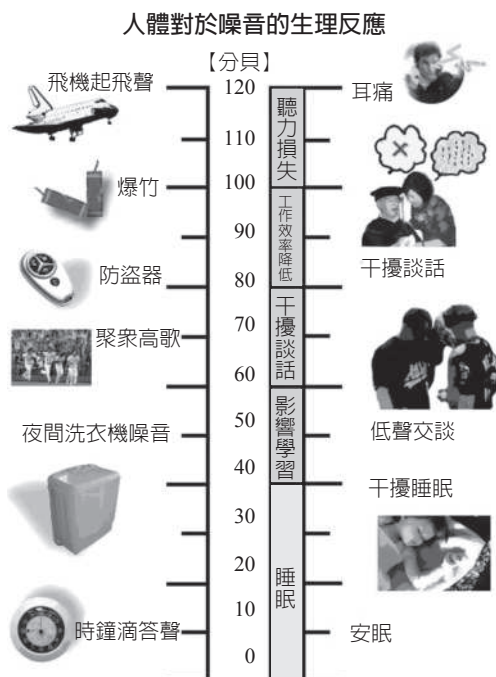


圖 1.1-1 人體對噪音的生理反應

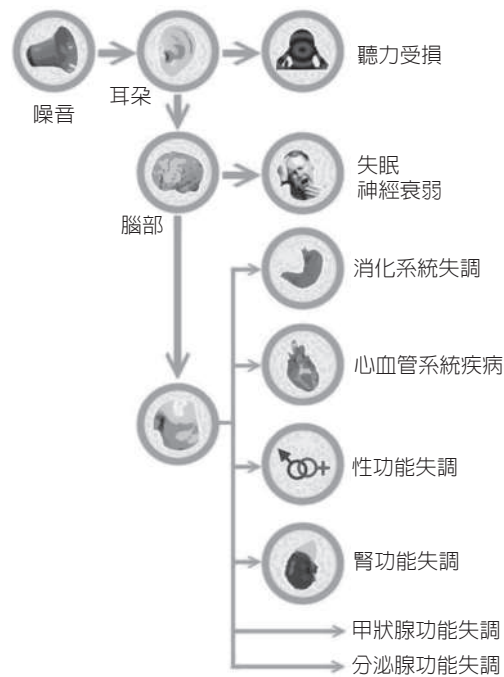


圖 1.1-2 噪音對人體健康的影響

資料來源：行政院環境保護署。

### (三) 對心理的影響

噪音會影響睡眠、妨礙交談、工作效率低落、厭惡、生氣等心理作用，久而久之，因心理反應、失眠而導致生理功能失調的現象，如頭痛、頭暈、精神無法集中等均為噪音直接與間接的影響。兒童如長時期暴露在高噪音的環境下，會採用一種使自己聽不見噪音環境的調適方法來對抗「噪音」，這將造成兒童在吵雜的環境下變得不注意聲音訊號的不良作用，尤其是兒童不易區分聲音的重要性，將對兒童學習及認知的發展有相當的影響。

### (四) 對經濟的影響

由於噪音會直接影響人體生理及心理的健康，進而間接造成社會及經濟負面的影響及房地產價格的下跌（例如在機場附近的房子）。

## 1.1.2 聲波的產生

### 一 音源

各式各樣的聲音都是由於物體的振動而產生的，凡能產生聲音的振動物體我們就可以稱之為音源。從形態來分，音源可以分成固體音源、液體音源和氣體音源等。所謂音源的振動，就是物體（或質點）在其平衡點之位置附近進行的往返且重複運動。

### 二 聲波的形成

當音源振動時，就會引起音源周圍空氣分子的振動（太空中沒有空氣，是真空狀態，不存在能夠產生振動的介質，所以太空是個極靜的世界。但人類在太空中可以透過無線電波的方式接收到聲音，因為無線電信號（波）並不是機械波，而是電磁波，所以電磁波可以在真空裡傳遞）。這

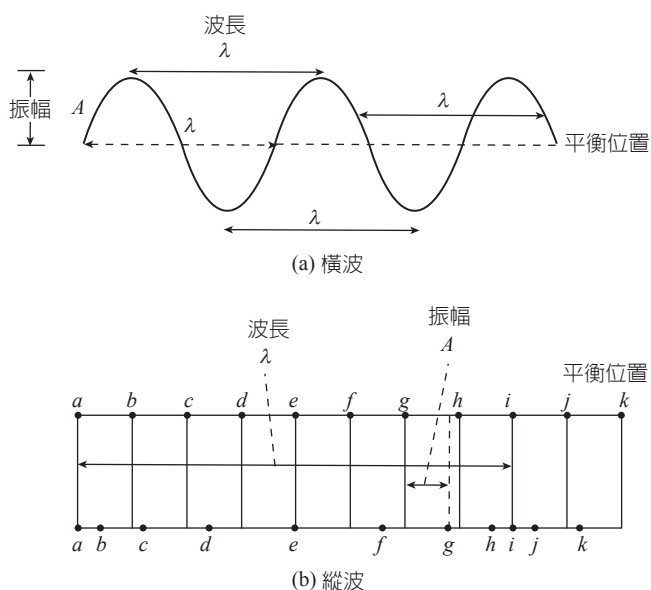


圖 1.1-3 橫波與縱波示意圖

投擲小石塊，就會引起水面的起伏變化，一圈一圈地向外傳播，但水質點（或水中的漂浮物）只是在原位置處上下運動，並不向外移動。

### 三 聲波的傳播過程

「聲波」屬於一種機械波，其波動的傳播介質是空氣，聲波由振動弦（小提琴、人之聲帶），振動空氣柱（風琴、彈簧管）、振板和振膜（木琴、揚聲器、鼓）所產生，而「聲學」就是研究機械波的產生、傳播、接收及應用之學科。所有此等振動體將周圍之空氣輪流壓縮和稀疏，使之向前向後交互運動。在日常生活中充滿著各種各樣的聲音，有談話聲、廣播聲、各種車輛聲、工廠

的汽笛聲和各種機器聲等。人們的一切活動離不開聲音，正因為有了聲音，人們才能進行交談，才能從事生產和活動。如果沒有聲音，整個世界將處於難以想像的寂靜之中。可見聲音對人類是非常重要的。那麼，聲音是怎樣產生的呢？以及聲音是如何通過介質傳播的呢？

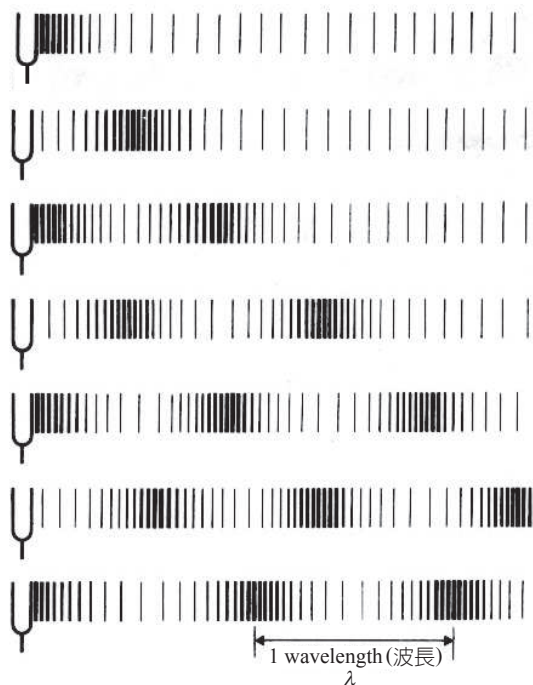


圖 1.1-4 聲音傳播形式示意圖

為分析聲波的產生及在空氣中的傳播過程，現以音叉的振動為例（如圖 1.1-4 所示）：當外力作用下，使音叉產生動能（振動），當能量向右方移動時，音叉右方的空氣質點則被壓縮而變得密集，具有一定的位能，同時運動的質點具有一定的動能。接著它就向右膨脹，擠壓鄰近的質點層，使之亦變得密集，由於質點的彈性碰撞，動能也隨之傳遞過去。

這樣，鄰近質點的運動又依次傳向較遠的質點，密集狀態即逐層向右傳播，以致離開音源的質

點也相繼運動，相繼形成疏密相間的質點層並逐漸向遠處傳播，此即為「聲波」。在我們的日常生活中充滿著各種各樣的聲音，有用於人際交流的言語聲，有樂器發出的悅耳音樂聲，有揚聲器發出的廣播音，有工廠機器發出的轟鳴音等等。同時，環境中還存在著人們聽不見的超音和次音。從物理學上來講，聲波是一種機械波，音傳播（即聲波）是介質質點的機械振動由近及遠的傳播。物體振動產生聲音，如果物體振動的幅度隨時間的變化如正弦曲線，那麼這種振動稱為「簡諧運動」(simple harmonic motion, SHM)。

綜上所述，機械振動是聲波產生的根源，而彈性介質的存在是聲音傳播的必要條件。聲波可在氣體、液體和固體中傳播。理想流體介質（理想氣體、理想液體）的彈性主要表現在體積改變時出現的恢復力，不會出現切向恢復力，因此聲波在其中傳播時，傳播介質的質點振動方向和聲波傳播方向相同，稱這類波為縱波。

### 1.1.3 頻率、波長與音速

在討論聲波時，我們有興趣的主要是在穩定的簡諧 (harmonic) 音源作用下產生的穩態聲場，這是因為根據傅利葉 (Fourier) 分析理論，任意時間函數的振動原則上都可以分解為許多不同頻率的簡諧函數振動的相加，如圖 1.1-5 說明。

音源完成一次振動所經歷的時間稱為週期，記作  $T$ ，單位是秒 (s)。一秒鐘內振動的次數稱為頻率，記作  $f$ ，單位是赫茲 (Hz)，或週 / 秒它是週期的倒數，即： $f = 1/T$ 。頻率 ( $f$ ) 和週期 ( $T$ ) 互為倒數，在一定的介質中音速是固定的，因此頻率越高，波長就越短。頻率 ( $f$ ) 與振動角頻率 ( $\omega$ , circular frequency; rad/s，它代表每秒相位的改變量) 有關係式：

$$\omega = 2\pi f \quad (1-1)$$

聲波在傳播途徑上，兩相鄰同相位質點之間的距離稱波長，記作  $\lambda$ ，單位是公尺 (m)，如圖 1.1-6 所示。

聲波在介質中的傳播速度稱為音速 ( $c$ )，單位是公尺 / 秒 (m/s)。音速不是質點振動的速度而是振動狀態的傳播的速度。它的大小與振動的特性、介質的彈性、密度以及溫度有關。頻率、波長和音速之間的關係如下：

$$\lambda = \frac{c}{f} = cT = \frac{2\pi c}{\omega} \quad (1-2)$$

聲波的傳播速度，即聲波在任何傳輸介質中（固體或流體）的相速度，與介質剛度  $D$  和密度  $\rho$  有關。剛度

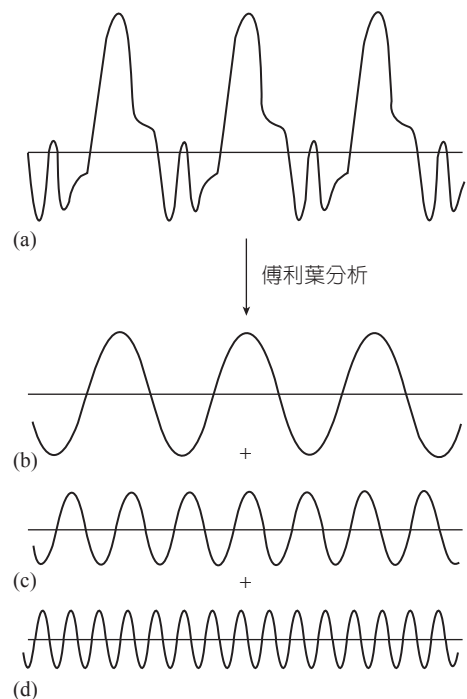


圖 1.1-5 傅利葉 (Fourier) 分析理論示意圖

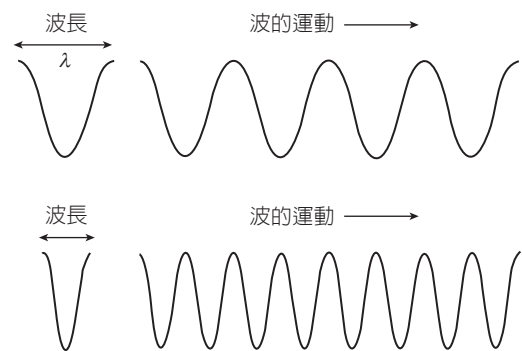


圖 1.1-6 兩相鄰同相位質點之間的距離 (波長  $\lambda$ ) 示意圖

$D$  可能由於介質的邊界條件而很複雜，在某些情況下，還可能與頻率相關。利用上述符號，相速度 (phase speed)  $c$  可用以下簡單形式表達：

$$c = \sqrt{D/\rho} \text{ (ms}^{-1}\text{)} \quad (1-3)$$

對於氣體，利用式 (1-3)、絕熱壓縮方程 (它可推出  $D = \gamma P$ ) 以及氣體狀態方程，得到以下的音速表達式：

$$c = \sqrt{\gamma P/\rho} = \sqrt{\gamma PT/M} \text{ (m/s)} \quad (1-4)$$

式中， $\gamma$  是比熱比 (空氣為 1.40)， $T$  是開爾文 (Kelvin) 溫度， $R$  是理想氣體常數，又稱普適氣體常數，它的值為  $8.314 \text{ Jmol}^{-1}\text{K}^{-1}$ ， $M$  是摩爾質量，對於空氣是  $0.029 \text{ kg mol}^{-1}$ 。

對於氣體，音速依賴於傳播聲波的氣體的溫度。對於空氣中可聽頻段的聲傳播，這個過程是絕熱的。在這種情況下，在攝氏溫度  $T$  (和  $20^\circ\text{C}$  相差不大的條件下)，音速可用下面的近似表達式來計算出其 3 位有效數字。

$$c = 331 + 0.6 T \text{ (m/s)} \quad (1-5)$$

除非另有說明，空氣溫度假設為  $20^\circ\text{C}$ ，對應的音速為  $343 \text{ m/s}$ ，海平面處的空氣密度為  $1.206 \text{ kg/m}^3$ ，而得到  $\rho c = 414$ 。

振動頻率區分包括：

- 低頻音：頻率 1,000 赫茲 (Hz) 以下之聲音。
- 高頻音：頻率 1,000 赫茲 (Hz) 以上之聲音。
- 超低頻 (infrasonic frequency) 音：頻率低於 20 赫茲 (Hz) 之聲音。
- 超高頻 (ultrasonic frequency) 音：頻率高於 20 k 赫茲 (Hz) 之聲音。
- 人耳可聽頻音：頻率在 20 ~ 20 k 赫茲 (Hz) 之聲音。
- 人耳較敏感頻音：頻率在 1 ~ 4 k 赫茲 (Hz) 之聲音。
- 一般樂器所發出的聲音：頻率約為 20 ~ 4 kHz 之間。
- 人類發出的聲音：頻率約為 80 ~ 1 kHz 之間。

## 1.1.4 聲場變量

### 一 變量

聲音的產生是空氣中很小的壓力波動在耳朵處引起的感覺，是周圍空氣中的波動形成一個聲場。這種壓力波動通常來源於固體表面的振動，但也可由其他方式產生：比如由飛機排氣口處氣團的紊流混合產生的聲音。高速操作 ( $60 \text{ ms}^{-1}$ ) 的鋸齒產生非常響的空氣動力性質的寬帶噪音，與葉片的振動沒有任何關係。由於產生聲音感覺的擾動通過彈性介質從音源向耳朵傳播，聲場的概念擴展到包括結構引起和空氣引起的振動，它可以用描述傳播聲波的介質的穩態變量 (steady-state variables) 的擾動來表示。

### 二 聲場

上一節中，引入了聲場的概念，並將它擴展到結構傳播和空氣傳播，其中隱含的假設是音源

處產生的擾動以有限速率傳播到受音處。下面考慮擾動的本質及傳播的速度。首先，聲場的小擾動總可以用適當頻率、振幅和相對相位的週期性擾動的和來表示。在流體中，聲場可以用通常振幅很小的局部壓力變化或者密度、位移、質點速度和溫度等相關變化來描述。因此，在流體中，一個小的壓縮，也許在補償稀薄化之後，以聲波的形式從音源傳播開來。相關的質點速度與擾動傳播的方向平行，局部質點位移先是和擾動傳播的方向相同，然後在擾動通過之後反向，回到最初位置，這樣便描述了一個壓縮波或縱波 (Compressional or longitudinal wave)。

如所涉及流體的黏性足夠小，使剪切力 (shear forces) 在聲擾動的傳播中只起很小的作用。在只有沿水平面的波動而無其他任何法向運動的固體表面，將產生局部質點位移與激發表面相平行、與擾動傳播的方向相垂直的剪切波 (shear waves)。然而，這種擾動局限於一個接近振動表面的很狹窄區域，無法把近場區域的能量傳輸到遠處。另外，與固體表面平行地傳播的壓縮波在固定邊界處會產生一個相似類型的擾動，但同樣地，剪切波將局限在一個非常薄的黏性邊界層。具有很大熱容量的固體邊界附近的氣體中，聲擾動通過所導致的溫度變化會引起一個熱波傳播到邊界；但是，正如剪切波一樣，熱波會被限制在一個非常薄的、與黏性邊界層厚度同樣量級的熱邊界層中。這種所謂聲學邊界層的黏性效應和熱效應，在考慮能量傳輸過程中通常很小，因而被忽略。但在分析聲波在管和多孔介質中的傳播時除外，因為它們提供了相應的能量耗散機制。

已有研究說明了聲波在液體和氣體中的傳播主要以縱向壓縮波為主；剪切波和熱波沒有顯著的作用。然而在固體中，情況就複雜很多，因為剪切力很容易被承受。固體中不僅可能存在縱波，還會有橫剪波和扭轉波。此外，固體中波傳播的形式強烈依賴於邊界條件。例如在薄板中，彎曲波佔主導地位，實際上它是一種縱波和橫波的混合，它在聲學以及噪音控制中佔重要地位。在考慮聲波從延伸表面輻射以及聲波通過分隔層從一個空間向另一個空間傳播時，彎曲波 (bending waves) 很重要。

### 三 量級

對被認定為健康狀況良好並且沒有受到過量接觸超標噪音影響的年青人的耳朵來說，它的最低可聽音壓約為  $20 \times 10^{-6}$  Pa，或者  $2 \times 10^{-10}$  個大氣壓 (一個大氣壓相當於  $101.3 \times 10^3$  Pa)。最小可聽頻率在 3,000 Hz 到 4,000 Hz 之間，且是個物理極限；對於正常人耳，當音壓達到 60 Pa 或  $6 \times 10^{-4}$  個大氣壓時，人耳會有痛覺。由此可見，音壓值相對於壓力均值，通常是相當小的波動。

### 四 音速

聲波通過周圍介質傳入耳朵，如一般情況下是通過空氣、有時是水，但聲波其實可被任何流體或固體傳導。流體易被壓縮，聲波以縱波的形式傳播，並且傳輸介質中相關的質點運動與波傳播的方向平行。然而，由於流體較難產生剪切力，基於剪切力的波傳播比較弱，通常可被忽略。因此，縱波通常被稱為聲波。在固體中，壓力與剪切力都存在，能量可以以各種波的形式傳播，但是只有縱波的傳播被稱為「聲」。

一個方便且常用的理想化概念是「無界介質 (unbounded medium)」。在實際中，「無界介質」這一術語指縱波的傳播充分遠離任何邊界的影響從而該影響可被忽略。無界介質通常也被稱為「自由聲場」。

下面考慮邊界對縱波速度的影響，但為簡化起見做了較大的省略。討論不包括固體之間的邊界，因為它通常是地衝擊波傳播問題，也很少在噪音控制問題中遇到。只考慮固體和流體間、流體與流體間的邊界，因為它們會影響到縱波的傳播。在固體與氣體的邊界處，特性阻抗通常非常不匹配 (mismatch)，使氣體對於固體中波傳播的效應可被忽略；在這種情況下考慮氣體對固體中波傳播的效應時，氣體可被簡單地認為是真空。

在固體中，邊界的作用是減輕了介質中自由邊界處的應力，這是垂直於壓縮方向的邊界處的擴張所引起的結果。如果沒有邊界，這種擴張就不可能存在了，而且在固體介質中，自由聲場的剛性非常大。另一方面，對於邊界與邊界非常接近的情況，波傳播可能根本不會發生；在這種情況下，該空間中聲場被認為是倏逝場，且通常假設是均勻的。注意，後者結論和通常關於剛性壁內流體聲場的觀點一致。該結論已被應用於非約束邊界間剛性介質中的聲場。

對於固體中縱波的傳播，剛度  $D$  取決於固體尺度 (單位) 與傳播的縱波波長之間的比例。用 3 個正交尺度 (單位)  $h_i, i=1, 2, 3$  來描述固體，它提出了固體的整體尺度 (單位)。設  $h$  是這 3 個尺度 (單位) 中最大的， $E$  為楊氏係數， $f$  為固體中縱波傳播的頻率。確定  $D$  的判據是尺度 (單位)  $h$  與固體中縱波傳播的半波長的比值大於或等於 1。例如，當半波長小於或等於尺度 (單位)  $h$  時，波的傳播可能發生在沿著  $h$  的方向。這表明，若要發生波傳播，必須滿足下面的不等式：

$$2hf \geq \sqrt{D/\rho} \quad (1-6)$$

對於只有一個尺度 (單位)  $h$  滿足不等式而另外兩個尺度 (單位) 不滿足的情況，固體必須要被當作一個沿著尺度 (單位)  $h$  方向的線或細杆來處理，該方向是波可能傳播的方向。在這種情況下，剛度常數  $D$  也就是細杆的剛度  $D_r$ ，採用以下形式：

$$D_r = E \quad (1-7)$$

上述結果提出了彈性楊氏係數 (Young's modulus of elasticity)  $E$  的定義。

對於有兩個尺度 (單位) 滿足不等式而一個尺度 (單位) 不滿足的情況，固體必須要被當作一個波在其上傳播的板來處理。在這種情況下， $\nu$  是泊松比 (Poisson's ratio)(對於鋼鐵  $\nu$  約為 0.3)，剛度常數  $D = D_p$ ，採用以下形式：

$$D_p = E(1-\nu^2) \quad (1-8)$$

對於泊松比為 0.3 的材料， $D = 1.099E$ 。

如果 3 個尺度 (單位)  $h_i$  都滿足判據，那麼波可能沿固體中的各個方向傳播。在這種情況下，剛度常數  $D = D_s$ ，採用以下形式：

$$D_s = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (1-9)$$

對於流體，剛度常數  $D_F$  是體積係數或人們較為熟悉的壓縮係數的倒數，即：

$$D_F = -V(\partial V / \partial P)^{-1} = \rho(\partial P / \partial \rho) \quad (\text{Pa}) \quad (1-10)$$

在等式 (1-10) 中， $V$  是單位體積， $\partial P / \partial \rho$  是體積遞增量隨靜壓  $P$  遞增量的變化率。

下面考慮流體中邊界對流體縱波波速的影響。對於管中流體 (氣體和液體)，當頻率低於管

內第一個高階模態的截止頻率時，只有平面波傳播，管壁與其中液體極為貼近，這可能對流體剛度的降低產生很大影響。管中流體的剛度寫作  $D_c$ 。 $D_F$  與  $D_c$  之差代表了管壁對其中流體剛度的影響。這種影響和管的平均半徑  $R$  與壁厚  $t$  之比、管壁材料密度  $\rho_w$  與其中流體密度  $\rho$  之比、管壁材料的泊松比  $\nu$  以及流體剛度  $D_F$  與管壁的楊氏係數  $E$  之比有關。管道中流體的剛度  $D_c$  可表示如下：

$$D_c = \frac{D_F}{1 + \frac{D_F}{E} \left( \frac{2R}{t} + \frac{\rho_w}{\rho} \nu^2 \right)} \quad (1-11)$$

管壁的順性似乎增加了流體的有效壓縮係數，從而減小縱波在管中傳播的速度。一般來說，這種影響對於氣體來說很小，但對於塑料管中的水，這種影響可能較大。在液體中，這種影響可能在小直徑厚壁管中小到可忽略。也可能在大直徑管道中非常大。

對於流體（氣體和液體）而言，除了化學過程，還有熱導率和黏滯另兩種機制，通過這些機制流體可能與邊界相互作用。

一般來說，流體中熱導率和黏度非常小，它們所引起的聲學效果只有在非常接近邊界以及考慮阻尼機制時才很重要。當一個邊界介於流體與流體或流體與固體之間時，效果可能很明顯，但是這種效果往往局限在邊界處一個非常薄的層中，通常可被忽略。

壓力的變化伴隨著溫度以及密度的變化，因此聲波傳播過程中的熱傳導很重要。在氣體中，對頻率處於超聲範圍內的聲波，壓力梯度非常小，以至於壓力的波動可認為基本上是絕熱的；即在相鄰氣體質點間沒有明顯的熱交換發生；就一個極佳的近似而言，這個過程是可逆的。然而，當頻率很高時或者在低頻多孔介質中，壓縮過程趨於等溫的。在後一種情況下，熱傳遞趨於完整，並且與壓縮同相。

## 五 色散

由式 (1-3) 提出的聲波傳播速度具有一定的普通性，而且允許剛度  $D$  為常數或為頻率的函數。對於迄今為止所考慮的情況，假設剛度  $D$  與聲波的頻率無關，其結果是波的所有頻率分量都以相同速度傳播，因此波的傳播沒有出現色散 (dispersion)，即聲傳播過程中不會發生波形變化。

另一方面，很多情況下剛度  $D$  是頻率的函數。在這種情況下，波速也是頻率的函數。一個很熟悉的案例就是海浪，它的波速與海洋的深度有關。進入淺水的波，它的高頻成分比低頻成分傳播速度快，因為各頻率成分的速度與相對於其波長的水深成正比。相對於波長的水深越深，該頻率成分的速度越快。在深水處，低頻成分和高頻成分的水深與波長比相差較小。然而，靠近岸邊時隨著水越來越淺，這種相對差就越來越大，最終導致波破裂。一個案例就是深海下面的地震引起的海浪，在沙灘上演變成了海嘯的產生。

另外，薄板上的彎曲波它是縱波和剪切波的組合，在薄板的聲傳播和輻射中起到很重要的作用。彎曲波的速度和擾動的頻率有關，因此它是色散的。彎曲波相關的質點運動與波傳播的方向垂直，而對於縱波它們的方向相同。

在液體和氣體中，對於可聽聲頻率範圍之上的超聲頻率，由於弛豫效應 (relaxation effects) 也可以觀察到色散聲波的傳播。這種效應使得縱波傳播的音速和頻率相關，因而是色散的。色散

聲效應曾被用來研究液體中的離解化學動力學。管道中與高階模態相關的縱波傳播的波速是個沿管道軸向傳播的有效波速與頻率相關的案例，但這不是嚴格的色散。這是由於單位軸向長度的管壁波反射次數與頻率有關，而不是由於管道中介質波傳播的速度與頻率有關。

當產生一個聲擾動時，傳輸介質需要做些功來產生這個擾動。此外，隨著擾動的傳播，很明顯，場中存儲的能量將與推進的擾動發生交換。當波傳播是非色散時，擾動的能量以音速傳播，即縱壓縮波的相速度。另一方面，當波傳播是色散時，擾動的各頻率成分將以不同的相速度傳播，擾動的能量卻以群速度傳播。因此在色散傳播的情況下，人們可能想像擾動隨著它的前進而改變形狀，而同時保持著一個群體特性，即以一個與各頻率成分速度都不同的群速度行進。

## 六 聲場位能函數

推導描述聲學現象的流體力學方程，一般很複雜且不能用閉式 (closed form) 表達式描述。幸運的是，聲學現象通常與非常小的微 (干) 擾相關。因此在這種情況下，可以大幅簡化方程以得到一個相對簡單的線性聲學方程。可用相對簡單的線性聲學方程描述的現象被稱為線性聲學，被稱為線性方程式。

然而，也可能出現不適合簡化為線性聲學的情況；這種相關現象被稱為非線性的。例如，一個聲波入射到穿孔板上時，可能因為特殊情況下的非線性效應而出現較大的能量耗散。由於一個疊加穩定流或由於相對大的聲場振幅，聲波在穿過或越過一個小孔時，它可能將聲場的循環流轉換為局部流體流。這種非線性效應從聲場中獲得能量，從而減小聲波，以產生流體介質的局部流，但該局部流不產生聲波。類似的非線性效應也可能與高音壓位準時的聲能量耗散有關，如超過 130 dB 時 (參考值取 20  $\mu$ Pa)。

一般來說，除了上面提到的特殊情況可能需要分開處理外，與聲場相關的損耗通常是非常小的，因此聲場可被視為保守場，這意味著能量的耗散是不明顯且可以忽略的。在這種情況下，可以定義一個位能函數  $\varphi$ ，它是波動方程 (Pierce, 1981) 的解，且有兩個非常重要的優點，這在下一節中將作詳細介紹。位能函數可為實數或複數，最重要的是，它提供了利用簡單的微分同時確定音壓和質點速度的一種方法。

定義聲場位能函數  $\varphi$ ，它的負梯度表示質點速度  $\mathbf{u}$  如下所示：

$$\mathbf{u} = -\nabla\varphi \quad (1-12)$$

另外，聲場位能函數對時間  $t$  的微分表示音壓，它是相對於可忽略的遷移速度  $U$  而言的，如下公式所示：

$$p = \rho\partial\varphi/\partial t \quad (1-13)$$

在音壓位準很高時，或者質點速度很大 (如很強的聲波引起通過一個小孔或多個平行小孔的流動的示例) 的情況下，式 (1-13) 可採用式 (1-14) 的形式 (Morse and Ingard, Theoretical Acoustics, P. 244)，其中座標軸  $x$  沿著小孔的中心軸。

$$p = \rho \left[ \partial\varphi/\partial t - \frac{1}{2}(\partial\varphi/\partial x)^2 \right] \quad (1-14)$$

在寫式 (1-14) 時，參考文獻中公式右邊的第 3 項被省略。這是因為它與相速度的平方成反比，因而在這種情況下可以被忽略。另外，如果遷移速度  $U$  很大，而質點速度  $u$  很小，式 (1-13) 採用下面的形式：

$$p = \rho[\partial\phi / \partial t - U\partial\phi / \partial x] \quad (1-15)$$

採用梯度式 (1-13)，交換公式右邊的微分順序，並引用式 (1-12)，可得到著名的歐拉運動方程 (Euler's equation)，即壓力梯度作用於單位體積流體的運動規律。

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = -\nabla p \quad (1-16)$$

### 1.1.5 聲波方程式

對於流體而言，壓力、質點速度、溫度和密度的表達式可用下面穩態值 (平均值) 加上變量值 (擾動 perturbation) 的形式表達，其中向量用粗體字表示。

$$\text{壓力：} P_{tot} = P + p(\mathbf{r}, t) \text{ (Pa)}$$

$$\text{速度：} \mathbf{U}_{tot} = \mathbf{U} + \mathbf{u}(\mathbf{r}, t) \text{ (m/s)}$$

$$\text{溫度：} T_{tot} = T + r(\mathbf{r}, t) \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\text{密度：} \rho_{tot} = \rho + \sigma(\mathbf{r}, t) \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

質點速度  $\mathbf{u}(\mathbf{r}, t)$  以及它所涉及到的向量公式，即上面的速度公式，質點速度這一概念基於連續介質而不是分子介質的假設。「質點」定義為連續介質中假設存在的一小部分，而不是介質的分子。因此，即使聲擾動通過傳導介質的實際運動，如高頻時空氣運動的量級是分子運動的量級，但質點速度還是描述了介質內部布朗運動 (Brownian motion) 之上的宏觀平均運動。在以平均速度為  $\mathbf{U}$  運動的對流介質中， $\mathbf{U}$  可能是位置向量  $\mathbf{r}$  和時間  $t$  的函數，與聲擾動通過相關的質點速度  $\mathbf{u}(\mathbf{r}, t)$  可被認為疊加在平均速度上，最後得到總速度。

聲波方程的推導基於三個基本流體動力學方程：連續性 (或質量守恆) 方程、歐拉方程 (或運動方程)、狀態方程。

#### 一 質量守恆

考慮一個任意體積  $V$ ，如圖 1.1-7 所示。這個體積中包含的總質量為  $\int_V \rho_{tot} dV$ 。質量守恆定律指出，離開體積  $V$  的質量變化率必須等於進入該體積的質量變化率。即：

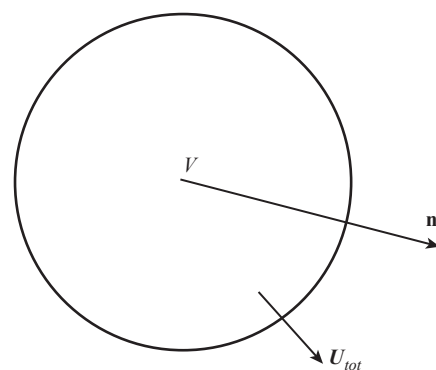


圖 1.1-7 用於說明質量守恆的任意體積

$$\int_A \rho_{tot} \mathbf{U}_{tot} \cdot \mathbf{n} dA = -\frac{d}{dt} \int_V \rho_{tot} dV \quad (1-17)$$

式中：

$A$  為封閉該體積  $V$  的表面積， $\mathbf{n}$  為位於  $dA$  處垂直於表面積  $A$  的單位向量。

為方便起見，利用高斯積分定理將方程式 (1-18) 左手邊的面積積分轉換為體積積分，可寫為如下形式：

$$\int_A \boldsymbol{\psi} \cdot \mathbf{n} dA = \int_V \nabla \cdot \boldsymbol{\psi} dV \quad (1-18)$$

式中， $\boldsymbol{\psi}$  為一個任意向量，算符  $\nabla$  為向量  $\boldsymbol{\psi}$  的標量散度。在笛卡爾座標系中：

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\psi} = \frac{\partial \psi_x}{\partial x} + \frac{\partial \psi_y}{\partial y} + \frac{\partial \psi_z}{\partial z} \quad (1-19)$$

方程式 (1-17) 變成：

$$\int_V \nabla \cdot (\rho_{tot} \mathbf{U}_{tot}) dV = -\frac{d}{dt} \int_V \rho_{tot} dV = -\int_V \frac{\partial \rho_{tot}}{\partial t} dV \quad (1-20)$$

重新整理得到：

$$\int_V \left[ \nabla \cdot (\rho_{tot} \mathbf{U}_{tot}) + \frac{\partial \rho_{tot}}{\partial t} \right] dV = 0 \quad (1-21)$$

或者：

$$\nabla \cdot (\rho_{tot} \mathbf{U}_{tot}) = -\frac{\partial \rho_{tot}}{\partial t} \quad (1-22)$$

方程式 (1-22) 為連續性方程。

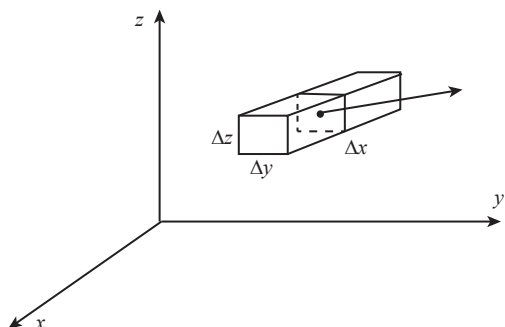


圖 1.1-8 流體質點

## 二 歐拉方程 (Euler's equation)

1755 年，歐拉根據牛頓第一運動定律推導出著名的針對流體的運動方程。即，一個流體質點的質量乘以其加速度等於作用於其上的外力之和。

考慮如圖 1.1-8 所示的尺度為  $\Delta x$ 、 $\Delta y$ 、 $\Delta z$  的流體質點。作用於這個質點上的外力  $\mathbf{F}$  等於三對平行力的壓差總和。因此：

$$\mathbf{F} = \mathbf{i} \cdot \frac{\partial P_{tot}}{\partial x} + \mathbf{j} \cdot \frac{\partial P_{tot}}{\partial y} + \mathbf{k} \cdot \frac{\partial P_{tot}}{\partial z} = \nabla P_{tot} \quad (1-23)$$

式中： $\mathbf{i}$ 、 $\mathbf{j}$ 、 $\mathbf{k}$  為  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向上的單位向量。算符  $\nabla$  為梯度算符，是一個標量的向量梯度。流體質點的慣性力為其質量乘以其加速度，等於：

$$m \cdot \mathbf{U}_{tot} = m \frac{d\mathbf{U}_{tot}}{dt} = \rho_{tot} V \frac{d\mathbf{U}_{tot}}{dt} \quad (1-24)$$

假設流體質點在正  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向上加速。那麼通過質點的壓強一定隨著  $x$ 、 $y$ 、 $z$  的增加而降低，外力必然為負的。因此：

$$\mathbf{F} = -\nabla P_{tot} V = \rho_{tot} V \frac{d\mathbf{U}_{tot}}{dt} \quad (1-25)$$

這是針對流體的歐拉運動方程。

如果考慮通過多孔聲學媒質的噪音傳播，有必要在方程 (1-25) 右手邊增加一項  $RU_{tot}$ ，其中  $R$  為一個與流體性質有關的常數。

方程右邊的  $RU_{tot}/dt$  一項可用偏導數的形式表達，如下所示：

$$\frac{dU_{tot}}{dt} = \frac{\partial U_{tot}}{\partial t} + (U_{tot} \cdot \nabla)U_{tot} \quad (1-26)$$

式中：

$$(U_{tot} \cdot \nabla)U_{tot} = \frac{\partial U_{tot}}{\partial t} \cdot \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial U_{tot}}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial U_{tot}}{\partial z} \cdot \frac{\partial z}{\partial t} \quad (1-27)$$

### 三 狀態方程

因為聲傳播只與流體周圍物態的小微擾有關，它可被看作絕熱的。因此，總壓強  $P$  在函數上將與總密度  $\rho_{tot}$  有關，如下所示：

$$P_{tot} = f(\rho_{tot}) \quad (1-28)$$

由於聲學擾動很小， $P$  和  $\rho$  是恆定的， $dp = dP_{tot}$ ， $d\sigma = d\rho$ ，方程式 (1-28) 可展開為如下所示的泰勒級數：

$$dp = \frac{\partial f}{\partial \rho} d\sigma + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 f}{\partial \rho^2} (d\sigma)^2 + \text{高階項} \quad (1-29)$$

利用方程式 (1-29) 並忽略右手邊的所有高階項可推導出狀態方程 (equation of state)。對於適度的音壓位準，這個近似足夠了，但是隨著音壓位準超過 130 dB (60 Pa)，這個近似變得越來越不符合要求。因此，對於適度的音壓位準：

$$dp = c^2 d\sigma \quad (1-30)$$

其中假設  $c^2 = \partial f / \partial \rho$  是常數。對方程式 (1-30) 積分得出：

$$p = c^2 \sigma + \text{常數} \quad (1-31)$$

上式為線性狀態方程。

方程式 (1-28) 的曲線  $f(\rho_{tot})$  被其在  $P_{tot}, \rho_{tot}$  處的切線替換。方程式 (1-31) 對時間微分可消去常數，故有：

$$\frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad (1-32)$$

方程式 (1-32) 可用來消去下述波動方程推導中的  $\partial \sigma / \partial t$ 。

### 四 波動方程 (線性)

利用下列線性近似，根據方程式 (1-22)、(1-25) 和 (1-32) 可推導出波動方程。這些近似假設聲壓  $p$  相對於環境壓強  $P$  來說很小，並且  $P$  隨時間和空間變化保持恆定。同時假設平均速度  $U = 0$ 。因此：

$$P_{tot} = P + p \approx P \quad (1-33)$$

$$\rho_{tot} = \rho + \sigma \approx \rho \quad (1-34)$$

$$\mathbf{U}_{tot} = \mathbf{u} \quad (1-35)$$

$$\frac{\partial P_{tot}}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial t} \quad (1-36)$$

$$\frac{\partial \rho_{tot}}{\partial t} = \frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad (1-37)$$

$$\nabla P_{tot} = \nabla p \quad (1-38)$$

利用方程式 (1-26)，歐拉方程 (1-25) 可寫為：

$$-\nabla P_{tot} = \rho_{tot} \left[ \frac{\partial \mathbf{U}_{tot}}{\partial t} + (\mathbf{U}_{tot} \cdot \nabla) \mathbf{U}_{tot} \right] \quad (1-39)$$

利用方程式 (1-33)、(1-34) 和 (1-35)，方程式 (1-39) 化為：

$$-\nabla p = \rho \left[ \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right] \quad (1-40)$$

因為  $\mathbf{u}$  很小， $\nabla \mathbf{u}$  近似為與  $\mathbf{u}$  相同的數量級，量值  $\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}$  可被忽略，方程式 (1-40) 可寫為：

$$-\nabla p = \rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} \quad (1-41)$$

利用方程式 (1-34)、(1-35) 和 (1-37)，連續性方程 (1-22) 可寫為：

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} + \sigma \mathbf{u}) = -\frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad (1-42)$$

由於  $\sigma \mathbf{u}$  遠遠小於  $\rho \mathbf{u}$ ，方程式 (1-42) 中的等式可近似為：

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = -\frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad (1-43)$$

利用方程式 (1-32)，方程式 (1-43) 可寫為：

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = -\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (1-44)$$

將方程式 (1-44) 對時間求導：

$$\nabla \cdot \rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = -\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-45)$$

將方程式 (1-41) 代入方程式 (1-45) 的左邊得到：

$$-\nabla \cdot \nabla p = -\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-46)$$

或：

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-47)$$

算符  $\nabla^2$  為 (div grad) 或拉普拉斯算符，方程式 (1-47) 稱為線性波動方程或亥姆霍茲方程 (Helmholtz equation)。

對線性連續性方程式 (1-44) 取梯度可以將波動方程表達為質點速度的形式：

$$\nabla(\nabla \cdot \rho \mathbf{u}) = -\nabla \left( \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \right) \quad (1-48)$$

將歐拉方程式 (1-41) 對時間求導得出：

$$-\nabla \frac{\partial p}{\partial t} = \rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} \quad (1-49)$$

將方程式 (1-49) 代入 (1-48) 得到：

$$\nabla(\nabla \cdot \rho \mathbf{u}) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} \quad (1-50)$$

然而，可以證明  $\text{grad div} = \text{div grad} + \text{curl curl}$ ，或：

$$\nabla(\nabla \cdot \rho \mathbf{u}) = \nabla^2 \mathbf{u} + \nabla \times (\nabla \times \mathbf{u}) \quad (1-51)$$

因此，方程式 (1-50) 可以寫為：

$$\nabla^2 \mathbf{u} + \nabla \times (\nabla \times \mathbf{u}) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} \quad (1-52)$$

這是針對聲質點速度的波動方程。

表達波動方程的一個簡便的量是聲速度勢，它是一個沒有特定物理意義的標量。使用速度勢的優勢是僅利用微分、不需要積分便可根據它從數學上推導出聲壓和質點速度。對於許多應用而言，這是表達波動方程解的一個簡便方法。

可以證明 (Hansen and Snyder, 1997)，對波動方程假定一個速度勢解將喪失方程的一般性，解被局限為不涉及到流體旋轉的解。幸運地是，液體和氣體中的聲運動幾乎總是無旋的。

在歐拉方程式 (1-41) 中引入針對速度勢的方程式 (1-13) 提出以下表達式。

$$-\nabla p = \rho \frac{\partial \nabla \varphi}{\partial t} = -\rho \nabla \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (1-53)$$

積分得出：

$$p = \rho \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \text{常數} \quad (1-54)$$

在針對聲壓的波動方程式 (1-47) 中引入方程式 (1-54)，對時間積分並消去積分常數得到：

$$\nabla^2 \varphi = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (1-55)$$

這是 Helmholtz equation 的首選形式，因為通過簡單的微分可根據速度勢解推導出聲壓和質點速度。

### 1.1.6 平面波

平面聲波的傳播方向總保持一個恆定方向，音線為相互平行的一系列直線，它的波陣面為與其音線相垂直的一系列平行平面，如圖 1.1-9 所示。

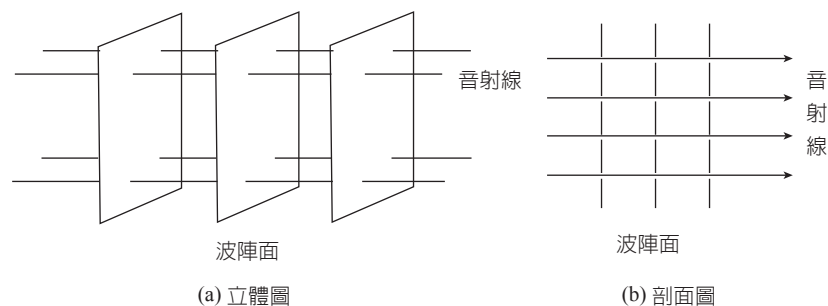


圖 1.1-9 平面聲波的音線和波陣面截面圖

平面聲波的音壓  $p$  只隨  $x$  座標而變化，在垂直  $x$  軸的平面上不論  $y$ 、 $z$  如何變化， $p$  都不變。這時，三維問題變成了一維問題，即音壓波動方程式 (1-8) 變成：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-56)$$

上式單一頻率的一般解為：

$$p(x, t) = Ae^{j(\omega t - kx)} + Be^{j(\omega t + kx)} \quad (1-57)$$

式中：

$$j = \sqrt{-1},$$

$k = \omega / c$  稱  $k$  為波數。

上式的第一項表示沿  $x$  正方向行進的波 (前向波)，第二項表示沿  $x$  負方向行進的波 (反射波)。若討論無限介質中平面波的傳播，則可假設在波的傳播途徑上沒有反射體，即不會出現反射波 ( $B = 0$ )，於是上式簡化為：

$$p(x, t) = Ae^{j(\omega t - kx)} \quad (1-58)$$

再假設音源在原點 ( $x = 0$ ) 振動時，在毗鄰介質中產生了  $p_a e^{j\omega t}$  的音壓，這樣就求得音壓幅值  $A = p_a$ ，從而求得聲場中的音壓為：

$$p(x, t) = p_a e^{j(\omega t - kx)} \quad (1-59)$$

再利用運動方程式 (1-41)，可求得質點速度：

$$u(x, t) = u_a e^{j(\omega t - kx)} \quad (1-60)$$

式中： $u_a$  為質點度幅值， $u_a = p_a / \rho c$ 。

在由音壓求得質點速度的運算中，積分常數取為 0，因為介質起初是靜止的，即  $t=0$  時的質點速度  $u(x, 0)=0$ 。(1-59) 式和 (1-60) 式就是均勻的理想介質中一維小振幅聲波的音壓和質點速度。當然取複數形式只是為了運算的方便，有物理意義的應該是它們的實部。

(1-59) 式和 (1-60) 式描述的聲場是一個波陣面為平面、沿  $x$  正方向以速度  $c$  傳播的平面行波。平面聲波在均勻的理想介質中傳播時，音壓幅值  $p_a$ 、質點速度幅值  $u_a$  都是不隨距離改變的常數，也就是說聲波在傳播過程中不會有任何衰減。這是因為前面曾假設介質是理想的，沒有黏滯存在，保證了音傳播過程中不會發生能量的損耗；同時平面聲波傳播時波陣面又不會擴大，因而能量也不會隨距離增加而分散。

為了更方便地研究空間聲場，引入音阻抗率這一概念，其定義為聲場中某位置的音壓與該位置的質點速度的比值，即：

$$Z = \frac{p}{u} \quad (1-61)$$

音阻抗率的單位是  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^3$  或  $\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}$ 。聲場中某位置處的音阻抗率  $Z$  一般是複數，像電阻抗一樣，其實數部分反映了能量的損耗，虛數部分反映了能量的儲存。在理想介質中，實數的音阻抗率也具有「損耗」的意思，不過它代表的不是能量轉化成熱能，而是表示能量從一處向另一處的轉移，即「傳播損耗」。

根據音阻抗率的定義 (1-61) 式，則由 (1-59) 式和 (1-60) 式描述的平面聲波的音阻抗率為：

$$Z = \rho c \quad (1-62)$$

同理可得，沿  $x$  負方向傳播的平面反射波的音阻抗率為：

$$Z = -\rho c \quad (1-63)$$

由此可知，在平面的聲場中，各處的音阻抗率數值上都是相等，且為一個實數。這反映了在平面聲場中各位置上都無能量的儲存，在前一個位置上的能量可以完全地傳播到後一個位置上去，此乃因為  $\rho c$  值是介質固有的一個常數，文章後面在討論聲波的反射時，可以瞭解它的數值對音傳播的影響比起  $\rho$  或  $c$  單獨的作用還要大，所以這個量在聲學中具有重要的地位，稱之為介質的特性阻抗。

### 1.1.7 球面波

在自由空間中，當音源很小，其尺寸大小比輻射聲波波長小得多時，則其大小和形狀可被忽略而視為一點，稱這種音源為點音源。點音源在各向同性質的均勻介質中輻射聲波時，聲波向各個方向傳播，在離音源同一半徑的球面上各處聲波的相位均相同，所以它的波陣面是一系列同心球面，即聲波是球面波。

#### 一 單極音源

當一個均勻小球表面各點做同相位的振動時，它就向周圍介質中輻射球對稱的聲波，即音壓的大小只與離球心的距離  $r$  有關。於是可用  $p(r, t)$  來描述球面波，單極音源的波動方程式可表示為：

$$\frac{\partial^2(rp)}{\partial r^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} = 0 \quad (1-64)$$

若該小球表面做簡諧振動，則向外輻射的球面波為：

$$p = \frac{A}{r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (1-65)$$

式中：

- A：一般來講可能是複數，
- A/r 的絕對值：即為音壓振幅。

由此式可知，與平面聲波相比，球面波的音壓幅值不再保持恆定，而是隨 r 的增大而減小。

利用描述質點速度與音壓關係的運動方程式，可以由 (1-65) 式求得徑向質點速度為：

$$u_r = -\frac{1}{j\omega\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{A}{r\rho c} \left(1 + \frac{1}{jkr}\right) e^{j(\omega t - kr)} \quad (1-66)$$

式中：

$$\frac{A}{r\rho c} \left(1 + \frac{1}{jkr}\right) \text{ 的絕對值即為介質質點速度的振幅。}$$

## 二 偶極音源

偶極音源是由兩個相距很近，並以相同的振幅而相位相反（即相差 180°）的小脈動球源（即點音源）所組成的音源。例如，沒有安裝在障板上的揚聲器，在低頻時就可以近似看作是這種音源。

設兩個小脈動球源，相距為 l，它們振動的振幅相等而相位相反，如圖 1.1-10。已知每個小球在空間產生的音壓為 (1-65) 式，故將兩個小脈動球源在空間輻射的音壓相加起來就得到音偶極子的輻射音壓，即：

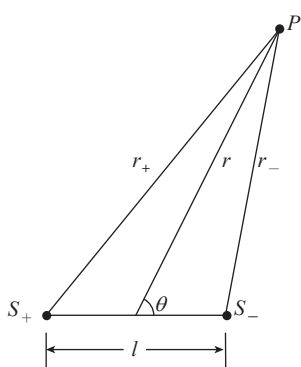


圖 1.1-10 偶極音源

$$p = \frac{A}{r_+} e^{j(\omega t - kr_+)} - \frac{A}{r_-} e^{j(\omega t - kr_-)} \quad (1-67)$$

如果僅考慮離音源較遠處的聲場，即假設  $r \gg l$ ，則由兩個小球源輻射的聲波到達觀察點 P 時，振幅的差別甚小，因此可把 (1-67) 式中振幅部分的  $r_+$  及  $r_-$  都近似地用 r 來代替，但它們的相位差不能忽略，由圖 1.1-10 可知有如下近似關係：

$$\begin{cases} r_+ \approx r + \frac{l}{2} \cos\theta \\ r_- \approx r - \frac{l}{2} \cos\theta \end{cases} \quad (1-68)$$

將 (1-68) 式代入 (1-67) 式中的相位部分並化簡就可得到：

$$p \approx \frac{A}{r} \left( -2j \sin \frac{kl \cos\theta}{2} \right) e^{j(\omega t - kr)} \quad (1-69)$$

由於兩個小球源相距很近，當頻率不是很高時有  $kl < 1$ ，於是 (1-69) 式可進一步化簡為：

$$p \approx -j \frac{kAl}{r} \cos\theta e^{j(\omega t - kr)} \quad (1-70)$$

由此可知，偶極音源的輻射聲場在離音源較近處的音壓也隨距離的增加而減小。但偶極音源的輻射聲場與單極音源的輻射聲場有一個很重要的區別是，偶極音源輻射與  $\theta$  角有關，即在聲場中同一距離、不同方向的位置上音壓不一樣。

利用描述質點速度與音壓關係的運動方程式，可以由 (1-70) 式求得徑向質點速度為：

$$u_r \approx j \frac{kAl}{r\rho c} \left(1 + \frac{1}{jkr}\right) \cos\theta e^{j(\omega t - kr)} \quad (1-71)$$

### 1.1.8 柱面波

波陣面是一系列同軸圓柱面的聲波稱為柱面聲波，其音源一般可視為「線音源」。考慮最簡單的柱面聲波，聲場與座標系的角度和軸向長度均無關，僅與徑向半徑  $r$  有關，因此波動方程式可表示為：

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-72)$$

於是，遠場的柱面聲波音壓為：

$$p \approx A \sqrt{\frac{2}{kr\pi}} e^{j(\omega t - kr)} \quad (1-73)$$

因此，柱面聲波的音壓幅值也隨徑向距離的增加而減小。

平面聲波、球面聲波和柱面聲波都是理想的傳播類型。例如火車或高速公路一長串汽車視為線音源，飛機在高空視為點音源。而在考慮遠離音源的某個方向上的傳播時，又可以認為是球面波情況，當距離足夠遠時，就可將球面波近似看成為平面波。在考慮遠小於傳播距離的某個小區域內的傳播問題時，又可以認為是平面波情況，如工廠發出的低頻聲波情況。

### 1.1.9 聲波的相加

#### 相干波

通常音源只有在發出純音（單頻）時，才有可能產生干涉現象。例如有二相同頻率、固定相位差的聲波相加，這二列聲波會產生干涉現象，我們稱這二列聲波為「相干波」。假設聲場中同時存在  $n$  個同頻率的音源，且各個音源在聲場中某點處輻射的音壓有固定的相位差並分別為  $p_1, p_2, p_3, \dots, p_n$ ，那麼合成聲場的音壓為：

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i \quad (1-74)$$

下面討論一種特殊情況，即由兩列相同頻率但以相反方向行進的平面波相加的合成聲場。設這兩列沿相反方向行進的同頻率平面波分別為：

$$\begin{cases} p_1 = p_{1a} e^{j(\omega t - kx)} \\ p_2 = p_{2a} e^{j(\omega t + kx)} \end{cases} \quad (1-75)$$

則由相加原理，合成聲場的音壓為：

$$p = p_1 + p_2 = 2p_{2a} \cos(kx) e^{j\omega t} + (p_{1a} - p_{2a}) e^{j(\omega t - kx)} \quad (1-76)$$

由上式可知，合成聲場由兩部分組成，第一項代表一種駐波場，各位置的質點都做同相位振動，但振幅大小卻隨位置而異：當  $kx = n\pi$ ，即  $x = n\lambda/2 (n=1, 2, \dots)$  時，音壓振幅最大，稱為音壓波谷；當  $kx = (2n-1)\pi/2$ ，即  $x = (2n-1)\lambda/4 (n=1, 2, \dots)$  時，音壓振幅為零，稱為音壓波結。第二項代表向  $x$  方向行進的平面行波，其振幅為兩列波的振幅之差。

如果存在同頻率且沿相反方向行進的波，如在房間中入射波與由牆壁產生的反射波相加，則空間中合成音壓的振幅將隨位置出現極大和極小的變化，這樣就破壞了平面自由聲場的性質，如果反射波越強，則 (1-76) 式中第一項比第二項的作用更大。特別是如果反射波的振幅等於入射波的振幅 (全反射)，則 (1-76) 式第二項為零，這時的合成聲場就是一個純粹的「駐波」，駐波是干涉現象的特例。

## 二 不相干波

所謂不相干波是指不同頻率的聲波，或是同頻率但相位差不恆定 (無規則變化) 的聲波，即如果有兩個互相獨立且具有不同頻率的音源，在離兩音源相同距離的某一點上所產生的振動時而互相加強，時而互相減弱，隨時間平均後的結果與相互間沒有發生作用時的情形一樣，這樣的聲波叫不相干波。我們日常遇到的噪音一般是不相干波，例如各種獨立運轉的機器，或者各自獨立在講話的人群，它們發出的聲波是互不相干的聲波。不相干波在相加時，其「能量」可以直接相加，即合成聲場的有效音壓可表示為：

$$p_e^2 = p_{1e}^2 + p_{2e}^2 + \dots + p_{ne}^2 = \sum_{i=1}^n p_{ie}^2 \quad (1-77)$$

### 1.1.10 聲波的反射、透射及折射

聲波在空間傳播時會遇到各種障礙物，或遇到兩種介面，這時會產生聲波的反射、透射或折射，這些特性與光波十分相近。聲波的反射、折射和透射都是在兩種介質的分介面處發生的，而介質分介面處的聲學邊界條件一般有三個：音壓連續及法向速度連續。

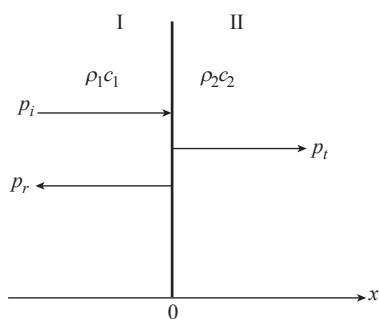


圖 1.1-11 平面聲波正入射

#### 一 平面聲波垂直入射時的反射和透射

如圖 1.1-11 所示，介質 I 和介質 II 的特性阻抗分別為  $\rho_1 c_1$  和  $\rho_2 c_2$ ，它們分介面的座標為  $x=0$ 。現在有一列音壓為  $p_i = p_{id} e^{j(\omega t - kx)}$  的平面聲波從介質 I 垂直入射到分介面上，由於分介面兩邊的介質的特性阻抗不一樣，一般來講就會有一部分聲波反射回來，另一部分透入到介質 II 中。由聲波方程式及邊界條件即可解得在分

介面上反射波音壓與入射波音壓之比  $r_p$ ，反射波質點速度與入射波質點速度之比  $r_u$ ，透射波音壓與入射波音壓之比  $t_p$  及透射波質點速度與入射波質點速度之比  $t_u$  分別為：

$$\begin{cases} r_p = \frac{p_{ra}}{p_{ia}} = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_1 + Z_2} = \frac{Z_{12} - 1}{Z_{12} + 1} \\ r_u = \frac{u_{ra}}{u_{ia}} = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{1 - Z_{12}}{1 + Z_{12}} \\ t_p = \frac{p_{ta}}{p_{ia}} = \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{2Z_{12}}{1 + Z_{12}} \\ t_u = \frac{u_{ta}}{u_{ia}} = \frac{2Z_1}{Z_1 + Z_2} = \frac{2}{1 + Z_{12}} \end{cases} \quad (1-78)$$

上式中：

$$Z_1 = \rho_1 c_1, \quad Z_2 = \rho_2 c_2, \quad Z_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

下面分幾種情況討論：

#### (一) $Z_1 = Z_2 (Z_{12} = 1)$

此時有  $r_p = r_u = 0, t_p = t_u = 1$ 。這表明聲波沒有反射，即全部透射，也就是說即使存在著兩種不同介質的分介面，但只要兩種介質的特性阻抗相等，那麼對音的傳播來講，分介面就好像不存在一樣。

#### (二) $Z_1 < Z_2 (Z_{12} > 1)$

此時有  $r_p > 0, r_u < 0; t_p > 0, t_u > 0$ 。介質 II 比介質 I 在聲學性質上較硬，這種邊界稱為硬邊界。在硬邊界面上，反射波質點速度與入射波質點速度相位改變  $180^\circ$ ，反射波音壓與入射波音壓同相位。

#### (三) $Z_1 > Z_2 (Z_{12} < 1)$

此時有  $r_p < 0, r_u > 0; t_p > 0, t_u > 0$ 。介質 II 比介質 I 在聲學性質上較軟，這種邊界稱為軟邊界。在軟邊界面上，反射波質點速度與入射波質點速度同相位，反射波音壓與入射波音壓的相位改變  $180^\circ$ 。

#### (四) $Z_1 \ll Z_2 (Z_{12} \gg 1)$

此時有  $r_p \approx 1, r_u \approx -1; t_p \approx 2, t_u \approx 0$ 。介質 II 比介質 I 說來十分「堅硬」。在分介面上，反射波質點速度與入射波質點速度大小相等，相位相反，合成質點速度為零；反射波音壓與入射波音壓大小相等，相位相同，合成音壓為入射音壓的兩倍。此時發生全反射，在介質 I 中入射波和反射波相加形成了駐波，分介面處恰好是速度波結和音壓波谷。而介質 II 中並沒有聲波傳播，因為介質 II 中的質點並沒有因為介質 I 中質點的衝擊而運動 ( $t_u = 0$ )，介質 II 中存在的壓強也只是分介面處的壓強 ( $p_t = 2p_i$ ) 的靜態傳遞，並不是疏密交替的音壓。聲波從空氣入射到空氣 - 水的分介面上的情況就近於這種「十分堅硬」的分介面。

(五)  $Z_1 \gg Z_2 (Z_{12} \ll 1)$

此時有  $r_p \approx -1, r_u \approx 1; t_p \approx 0, t_u \approx 2$ 。介質 II 比介質 I 說來十分「柔軟」。在分介面上，反射波音壓與入射波音壓大小相等，相位相反，合成音壓為零；反射波質點速度與入射波質點速度大小相等，相位相同，合成質點速度為入射波質點速度的兩倍。此時也發生全反射，在介質 I 中入射波和反射波相加形成了駐波，分介面處恰好是速度波谷和音壓波結。聲波從水中入射到空氣 - 水的分界面上的情況就近於這種「十分柔軟」的分介面。

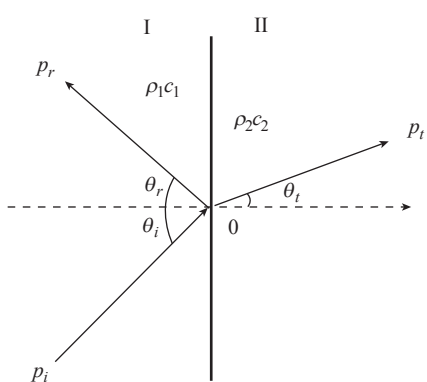


圖 1.1-12 平面聲波斜入射

二 平面聲波斜入射時的反射和折射

如圖 1.1-12 所示，入射平面聲波  $p_i$  與法向成  $\theta_i$  角入射到介面上，這時將有一部分聲波  $p_r$  以與法向成  $\theta_r$  角反射回介質 I，另一部分聲波則將透入到介質 II。同時透射聲波  $p_t$  與法向成  $\theta_t$  角，不再與入射波保持同一傳播方向，形成了聲波的折射。

同樣利用介面上的邊界條件 (音壓連續及法向質點振動速度連續) 及波動方程式，可以得到：

$$\begin{aligned} \theta_i &= \theta_r \\ \frac{\sin \theta_i}{\sin \theta_t} &= \frac{c_1}{c_2} \end{aligned} \tag{1-79}$$

這就是著名的斯涅爾 (Snell) 聲波反射與折射定律。它說明聲波遇到分介面時，反射角等於入射角，而折射角的大小與兩種介質中音速之比有關，介質 II 的音速越大，則折射波偏離分介面法線的角度越大。

## 1.2 聲音的物理量

### 1.2.1 音能量與音能量密度

當有聲波在介質中傳播時，一方面使介質質點在平衡位置附近做往覆振動，產生動能；同時，又使介質產生了疏密交替的壓縮和膨脹過程，使介質具有了形變的位能。這兩部分能量之和就是由於音擾動而使介質得到的音能量。

假設介質中一小體積元在平衡態時體積為  $V$ ，壓強為  $P$ ，密度為  $\rho$ 。由於音擾動使得該體積元獲得的動能為：

$$E_k = \frac{1}{2}(\rho V)u^2 \tag{1-80}$$

同時，由於音擾動使得該體積元的壓強從  $P$  升高到  $P + p$ ，體積從  $V$  升高到  $V + \Delta V$ ，於是該體積元具有的位能為：

$$E_p = -\int_0^{\Delta V} p dV \tag{1-81}$$

式中：

負號表示體積元內壓強和體積的變化方向相反。

例如，壓強增加時體積將變小，此時外力對體積元做功，使得該體積元的位能增加；反之，當壓強減小時體積將變大，此時體積元對外做功，使得該體積元的位能減小。

$$dV = -\left(\frac{V}{\rho}\right)d\rho \quad (1-82)$$

利用  $dp/d\rho = c^2$ ：

$$dV = -\left(\frac{V}{\rho c^2}\right)dp \quad (1-83)$$

代入 (1-81) 式，得到  $p$  的單一變數，然後從 0 到  $p$  對音壓積分，得：

$$E_p = \frac{1}{2}\left(\frac{p^2}{\rho c^2}\right)V \quad (1-84)$$

體積元內總的音能量為動能與位能之和，即：

$$E = E_k + E_p = \frac{V}{2}\rho\left(u^2 + \frac{1}{\rho^2 c^2}p^2\right) \quad (1-85)$$

聲場中單位體積內的音能量則稱為音能量密度，即：

$$\varepsilon = \frac{E}{V} = \frac{1}{2}\rho\left(u^2 + \frac{1}{\rho^2 c^2}p^2\right) \quad (1-86)$$

以平面簡諧聲波為例，聲場中平均音能量密度為：

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{T}\int_0^T \varepsilon dt \quad (1-87)$$

將  $p = \rho_0 c u$  代入 (1-86) 式得：

$$\varepsilon = \frac{p^2}{\rho c^2} \quad (1-88)$$

將它代入 (1-86) 式，即可得：

$$\bar{\varepsilon} = \frac{P_A}{2\rho c^2} = \frac{\rho u_A}{2} \quad (1-89)$$

式中： $p_A$  及  $u_A$  為音壓幅值及質點速率幅值。

## 1.2.2 音功率與音強

音功率是指音源在單位時間內輻射的總音能量，用  $W$  表示，單位是瓦 (W)。表 1.2-1 中列出了一些典型音源的音功率及音功率級。

表 1.2-1 典型音源的音功率及音功率級

| 音源        | 火箭       | 噴射飛機   | 大型鼓風機 | 空氣壓縮錘 | 織布機 | 汽車  | 輕聲細語     |
|-----------|----------|--------|-------|-------|-----|-----|----------|
| 音功率 (W)   | 4.00E+07 | 10,000 | 100   | 1     | 0.1 | 0.1 | 1.00E-09 |
| 音功率級 (dB) | 196      | 160    | 140   | 120   | 110 | 110 | 30       |

單位時間內通過垂直於音傳播方向上面積  $S$  的平均音能量就稱為平均音能量流或稱為平均音功率，即：

$$\overline{W} = \overline{IS} = \overline{\varepsilon}cS \quad (1-90)$$

平均音功率的單位是瓦 (Watt)， $1W = 1N \cdot m/s$ 。

通過垂直於音傳播方向的單位面積上的平均音能量流就稱為平均音能量流密度或稱為音強，即：

$$I = \frac{\overline{W}}{S} = \overline{\varepsilon}c \quad (1-91)$$

根據音強的定義，它還可用單位時間內、單位面積的聲波向前進方向毗鄰介質所做的功來表示，即：

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T \text{Re}(p) \text{Re}(u) dt \quad (1-92)$$

式中：

$\text{Re}$  表示取實部，音強的單位是  $W/m^2$ 。

以平面聲波為例，對於沿  $x$  正方向傳播的平面聲波，其音強為：

$$I = \frac{p_A^2}{2\rho c} = \frac{p_e^2}{\rho c} = \frac{1}{2} \rho c u_A^2 = \rho c u_e^2 = \frac{1}{2} p_A u_A = p_e u_e \quad (1-93)$$

式中：

$p_e$  表示有效音壓， $p_e = \frac{p_A}{\sqrt{2}}$ 。

對於沿  $x$  負方向傳播的平面聲波，其音強為：

$$I = -\frac{p_A^2}{2\rho c} = -\frac{p_e^2}{\rho c} = -\frac{1}{2} \rho c u_A^2 = -\rho c u_e^2 = -\frac{1}{2} p_A u_A = -p_e u_e \quad (1-94)$$

這時音強是負值，這表明音能量向  $x$  負方向傳播。由此可見，音強是具有方向性的量，它的指向就是聲波的傳播方向。可以預料，當同時存在前進波和反射波時，總音強應為  $I = I_+ + I_-$ ， $I_+$  表示正向音強， $I_-$  表示負向音強。如果前進波與反射波相等，則  $I = 0$ 。因而，在有反射波存在的聲場中，音強這一量往往不能反映其能量關係，這時必須用平均音能量密度來描述。由 (1-93) 式及 (1-94) 式可知，音強與音壓幅值或質點速度幅值的平方成正比；此外在相同質點速度幅值的情況下，音強還與介質的特性阻抗成正比。例如在空氣和水中兩列相同頻率、相同速度幅值的平面聲波，這時水中的音強要比空氣中的音強約大 3,600 倍。可見在特性阻抗較大的介質中，

音源只需用較小的振動速度就可以發射出較大的能量，從音輻射的角度來看這是很利。

### 1.2.3 音壓級與分貝

介質體積元在平衡態時壓強為  $P$ ，受音擾動後壓強變為  $P_{tot}$ ，則由音擾動所產生的逾量壓強(逾壓)：

$$p = P_{tot} - P \quad (1-95)$$

就稱為音壓 (sound pressure)，音壓的單位是牛頓 / 平方公尺 ( $\text{N}/\text{m}^2$ ) 或帕 (Pa)，有時也用巴 (bar) 作單位，其中  $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N}/\text{m}^2$ ， $1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$ 。

存在音壓的空間稱為聲場。聲場中某一暫態的音壓值稱為暫態音壓；在一定時間內最大的暫態音壓值稱為峰值音壓(或巔值音壓)；如果音壓隨時間是按簡諧規律變化的，則峰值音壓(或巔值音壓)也就是音壓的振幅；在一定時間內暫態音壓對時間的均方根值：

$$p_e = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2 dt} \quad (1-96)$$

稱為有效音壓，式中，右下角符號“ $e$ ”代表有效值。一般用噪音計所測得的音壓就是有效音壓。

下面列出一些典型的有效音壓大小：人耳對 1 kHz 聲音的可聽閾(即剛剛能察覺到它存在時的音壓)約為  $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ ；微風輕輕吹動樹葉的聲音約為  $2 \times 10^{-4} \text{ Pa}$ ；在房間中的高聲談話音(相距 1 m 處)約為  $0.05 \text{ Pa} \sim 0.1 \text{ Pa}$ ；交響樂演奏音(相距 5 m ~ 10 m 處)約為  $0.3 \text{ Pa}$ ；飛機的強力發動機發出的聲音(相距 5 m 處)約為  $200 \text{ Pa}$ ；長程飛彈發射發出的聲音約為  $2 \times 10^3 \text{ Pa}$ ；核子試爆發出的聲音約為  $2 \times 10^4 \text{ Pa}$ 。

從以上列舉的數據可以看到，人耳所能察覺得最小音壓為  $2 \times 10^{-5} \text{ N}/\text{m}^2$  (Pa)(即正常人耳能聽到的最弱聲音壓力)，稱為人耳的「聽域」。當聲音壓力(音壓)達到  $20 \text{ Pa}$  時，人耳就會產生疼痛的感覺， $20 \text{ Pa}$  為人耳的「痛域」。「痛域」與「聽域」的聲音壓力之比為 100 萬倍，因此直接用音壓或音強的絕對值來度量聲波的強弱是十分不方便的。此外，人耳對聲音強弱的主觀感覺並不是正比於音壓的絕對值，而更接近於它們的對數關係，基於這些原因，因此聲學中常普遍選用對數標度來作為聲音強弱的度量，用這種對數表示來度量音壓，音強和音功率分別稱為噪音量，音強級和音功率級，它們國際上通用的符號分別為  $L_p$ 、 $L_I$  和  $L_W$ ，單位都用 dB (分貝) 表示。噪音的單位為分貝。分貝是二個數值之比值的對數值，基本上它可以是任二個相同單位的數值比之(常用對數)對數值：分貝 (dB) =  $10 \log_{10}$  (物理量 / 基準物理量)。

這個對數值稱為被量度量的「級」，如果所取對數是以 10 為底，則級的單位為貝爾 (Bell)。分貝 (decibel)，常用 dB 表示，「分」(deci-) 指十分之一，個位是「貝」或「貝爾」(bel，紀念發明家亞歷山大·格拉漢姆·貝爾，Alexander Graham Bell，1847 年 3 月 3 日 ~ 1922 年 8 月 2 日)，一般常用分貝表示。

音壓級亦稱之為噪音量，由於音振動的能量範圍極其廣闊，同時人耳產生的「響度感覺」近似正比於聲音強度的對數，因此在聲學中普遍使用對數標度來度量音壓、音強和音功率，稱為音

量、音強級和音功率級，單位為分貝 (dB)。當有聲波存在時，局部空氣產生壓縮或膨脹，在壓縮的地方壓強增加，在膨脹的地方壓強減少，這樣就在原來的大氣壓上又增加了一個壓強的變化。因聲音所引之大氣壓變化值，亦即空氣分子被振動後所引起的大氣壓力之微差變化，稱為聲音壓力 (音壓)。一般情況下，聲音壓力 (音壓) 與大氣壓 (一大氣壓為 1,013 Pa) 相比是極弱的。聲音壓力的大小與物體的振動有關，物體振動的振幅越大，則壓強的變化也越大，因而聲音壓力也越大，我們聽起來就越響，因此聲音壓力的大小表示了聲波的強弱。

噪音量的符號用  $L_p$  表示，聲音壓力 (音壓、音量) 位準 (sound pressure level,  $L_p$ , SPL)，其定義為將待測音壓有效值  $p_e$  與基準音壓  $p_{ref}$  的比值取常用對數，再乘以 20，其定義為：

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{p_e}{p_{ref}} \quad (1-97)$$

音量單位為分貝 (dB)。式中， $p_e$  為待測音壓的有效值； $p_{ref}$  為參考音壓。在空氣中，參考音壓  $p_{ref}$  一般取為  $2 \times 10^{-5}$  Pa 或  $2 \times 10^{-5}$  N/m<sup>2</sup> 或  $20 \mu$  Pa，這個數值是正常人耳對 1 kHz 聲音剛剛能覺察其存在的音壓值，也就是 1 kHz 聲音的可聽閾音壓。下面列出一些典型的音量大小：人耳對 1 kHz 聲音的可聽閾 (即剛剛能覺察到它存在時的音壓) 約為 0 dB；微風輕輕吹動樹葉的聲音約為 14 dB；在房間中的高聲談話聲 (相距 1 m 處) 約為 68 dB ~ 74 dB；交響樂演奏音 (相距 5 m 處) 約為 84 dB；飛機的強力發動機發出的聲音 (相距 5 m 處) 約為 140 dB。一個聲音比另一個聲音的音壓大一倍時，音量大 6 dB，一般人耳對於聲音強弱的分辨能力約為 0.5 dB。

表 1.2-2 常聽聲音分貝數及強度

| 聲音來源         | 聲音強度 (分貝) | 聲音強度 $\times 10^{-12}$ 焦耳 / (秒 · 公尺 <sup>2</sup> ) | 聽者感受   |
|--------------|-----------|--|--------|
| 火箭升空         | 180       | $10^{18}$  | 極巨大聲響  |
| 飛機引擎         | 140       | $10^{14}$  | 大聲感到痛楚 |
| 搖滾樂團演奏 (前)   | 120       | $10^{12}$  | 大聲令人難受 |
| 鑽孔機聲         | 100       | $10^{10}$  | 頗大聲    |
| 大卡車通過、喇叭聲    | 90        | $10^9$   | 頗大聲    |
| 繁忙的街道、市場     | 80        | $10^8$   | 吵雜     |
| 大聲說話、唱歌      | 70        | $10^7$   | 大聲     |
| 平常交談聲 (1 公尺) | 60        | $10^6$   | 普通     |
| 辦公室交談        | 50        | $10^5$   | 普通     |
| 耳邊蚊子嗡嗡聲      | 40        | $10^4$   | 普通     |
| 圖書館、清晨街道     | 30        | $10^3$   | 安靜     |
| 耳語           | 20        | $10^2$   | 很安靜    |
| 樹葉晃動沙沙聲      | 10        | 10   | 幾乎聽不見  |
| 小樹葉晃動沙沙聲     | 0         | 1  | 聽覺下限   |

音強級以符號 SIL (sound intensity level) 表示，其定義為：

$$SIL = 10 \log_{10} \frac{I}{I_{ref}} \quad (1-98)$$

式中：

$I$ ：待測音強，

$I_{ref}$ ：參考音強。

在空氣中，參考音強  $I_{ref}$  一般取  $10^{-12}$  W/m<sup>2</sup>。這一數值是與參考音壓  $2 \times 10^{-5}$  Pa 相對應的音強，這也是 1 kHz 聲音的可聽閾音強。

音量與音強級數值上近似相等，因為由 (1-93) 式可知：

$$SIL = 10 \log_{10} \frac{I}{I_{ref}} = 10 \log_{10} \left( \frac{p_e^2}{\rho c p_{ref}^2} \cdot \frac{400}{\rho c} \right) = SPL + 10 \log_{10} \frac{400}{\rho c} \quad (1-99)$$

可見，在一般情況下，音強級與音量將相差一個修正值  $10 \log_{10} \frac{400}{\rho c}$ ，它通常是比較小的。如果在測量時剛好  $\rho c = 400$  Pa·s/m，則音強級與音壓級相等。常聽聲音分貝數及強度如表 1.2-2 所示。

利用公式根據聲音壓力（音壓）的測量值就可以計算聲音強度和聲音功率。另聲音功率位準（音功率級）(sound power level, SWL)，聲音功率用位準來表示時稱為聲音功率位準  $L_W$ ，單位也是分貝，音功率級一般用於計量音源的輻射音功率。音源的音功率級用  $L_W$  符號表示，它的定義為音源的輻射音功率與基準音功率的比值常取用對數後乘以 10，定義為：

$$SWL = 10 \log_{10} \frac{W}{W_{ref}} \quad (1-100)$$

式中：

$W$ ：待測音功率，

$W_{ref}$ ：W 參考音功率。

在空氣中，參考音功率  $W_{ref} = 10^{-12} W$ ，聲音功率有如電功率，人耳所能察覺之最小聲音功率為  $10^{-12}$  Watt。聲音強度和音源輻射的聲音功率有關，聲音功率越大，在音源周圍的聲音強度也大，兩者成正比，由聲音功率與聲音強度之定義，可以推導出聲音功率與聲音強度之關係如下：

- 點音源 (point source)(球狀傳播) 的聲音功率  $W$ ，在自由聲場 (free field) 中，則距音源  $r$  公尺處之聲音強度  $I$ ：

$$I = \frac{W}{A} = \frac{W}{4\pi r^2}, I \propto \frac{1}{r^2}, A \text{ 表球形 (spherical) 面積} \quad (1-101)$$

- 點音源 (point source) 的聲音功率  $W$ ，在半自由聲場 (semi-anechoic field) 中：

$$I = \frac{W}{A} = \frac{W}{2\pi r^2} \quad (1-102)$$

- 線音源 (linear noise)(柱狀傳播) 的聲音功率  $W$ ，在自由聲場中：

$$I = \frac{W}{2\pi r \times 1} \quad (1-103)$$

注意：單位長度 1 公尺

- 線音源 (linear noise) 的聲音功率  $W$ ，在半自由聲場中：

$$I = \frac{W}{\pi r^2} \quad (1-104)$$

聲音功率是衡量噪音源音能輸出大小的基本量。聲音壓力 (音壓) 常依賴於很多外在因素，如接收者的距離、方向、音源周圍的聲場條件等，而聲音功率不受上述因素影響，可廣泛用於鑒定和比較各種音源。但是在聲學測量技術中，到目前為止，可以直接測量聲音強度和聲音功率的儀器比較複雜和昂貴，它們可以在某種條件下利用聲音壓力 (音壓) 測量的資料進行計算得到。當聲音以平面波或球面波傳播時聲音強度與聲音壓力 (音壓) 間的關係為：

音源之聲音強度 ( $I$ ) 與聲音壓力 (音壓)( $p$ ) 之關係簡化如下： $I = \frac{p_{rms}^2}{\rho c}$ ， $\rho c \cong 400$  ( $0^\circ\text{C}$ , 1 atm 時)， $\rho$  為空氣密度 ( $\text{kg/m}^3$ )， $c$  為音速 ( $\text{m/s}$ )， $p_{rms}$  音壓均方根值 (root mean square)：

$$I = \frac{p_{rms}^2}{\rho c} \rightarrow I_0 = \frac{p_0^2}{\rho c} = \frac{(20 \times 10^{-6})^2}{400} = 10^{-12} \text{ W/m}^2 \quad (I_0: \text{基準物理量}) \quad (1-105)$$

$$I = \frac{W}{A} = \frac{p_{rms}^2}{\rho c} \rightarrow W = A \times I = \frac{p_{rms}^2}{\rho c} \times A \quad (1-106)$$

聲音功率位準 ( $L_W$ ) 與聲音強度位準 (音強級)( $L_I$ ) 之關係如下：

$I = W/A$ ，點音源，自由聲場時，距音源  $r$  公尺處之聲音強度  $I = W/A = W/4\pi r^2$  將兩邊同時除  $10^{-12}$ ，取  $\log_{10}$  值，乘以 10，則：

$$\begin{aligned} 10 \log_{10} \frac{I}{10^{-12}} &= 10 \log_{10} \frac{W}{10^{-12}} - 20 \log_{10} r - 10 \log_{10}(4\pi) \\ \Rightarrow 10 \log_{10} \frac{I}{I_0} &= 10 \log_{10} \frac{W}{W_0} - 20 \log_{10} r - 10 \log_{10}(4\pi) \\ \Rightarrow L_I &= L_W - 20 \log_{10} r - 11 \end{aligned} \quad (1-107)$$

這就是說，對於恆定音功率的點音源發出的球面波，在離開音源不同距離  $r$  處音強級是不同的。在自由聲場中，距離  $r$  增加 1 倍，音強級減小 6 dB。當距離足夠遠時，就可將球面波近似看成為平面波，有  $L_p \approx L_I$ 。

點音源，半自由聲場時 (如音源位於地面上)，則  $I = W/A = W/2\pi r^2 \Rightarrow L_I = L_W - 20 \log_{10} r - 8$ ；線音源，自由聲場時，距音源  $r$  公尺處， $I = W/2\pi r$ ， $L_I = L_W - 10 \log_{10} r - 8$ ；線音源，半自由聲場時，距音源  $r$  公尺處， $I = W/\pi r$ ， $L_I = L_W - 10 \log_{10} r - 5$ 。因此，距音源距離由  $r_1 \rightarrow r_2$  時，點音源  $\Delta L_I = 10 \log_{10}(r_2^2/r_1^2)$ (dB) =  $20 \log_{10}(r_2/r_1)$ (dB)，距離加倍  $\Delta L_I = 6$  dB；線音源  $\Delta L_I = 10 \log_{10}(r_2/r_1)$ (dB)，距離加倍  $\Delta L_I = 3$  dB。

在噪音控制中，經常需要對音量、音功率級等進行和、差與平均的計算。噪音的計算不能按算術法則進行，而應按對數運算的法則進行。對於像噪音這種不相干涉的波，按照相加原理，其應按照能量的相加來進行。對含有  $n$  個噪音源的聲場中某一點的總音量為：

$$L_{pt} = 10 \log_{10} \left( \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{pi}} \right) \text{ (dB)} \quad (1-108)$$

式中：

$L_{pi}$ ：表示第  $i$  個噪音源在該點產生的音量。

由上式可知，兩個分貝數相同的音量相加時，合成的總音量等於該分貝數加上 3 dB(A)。即分貝值增加 3 dB(A) 時，音能量增加一倍。若兩個聲音的音量相差在 10 dB(A) 以上時，則它們的合成音量只比其中較強的聲音的音量大不到 0.5 dB(A)。即一個弱的聲音與一個強的聲音相加時，弱的聲音可以忽略。音量相加還可以利用各頻帶的音量，求出總的音量，即音量的相加不僅僅局限於兩個音源或多個音源發出的聲音，對同一個音源發出的不同頻率的聲音之間也存在相加問題。在噪音測量過程中，對測量產生干擾的其他外界噪音稱為背景噪音。要消除背景噪對音源測定結果的影響，就要利用音量的相減。設測量所得的總音量為  $L_{pt}$ ，背景噪音的音量為  $L_{pb}$ ，則待量測音量  $L_{ps}$  為：

$$L_{ps} = 10 \log_{10}[10^{0.1L_{pt}} - 10^{0.1L_{pb}}] \text{ (dB)} \quad (1-109)$$

實際的環境噪音往往較為複雜，並常常是非穩態的，因此為了減小測量之誤差，常經多次測量然後求平均值，包括多次測量的平均值、空間各點測量值的平均值及平均頻帶音量。平均音量可由下式求得：

$$\bar{L}_p = 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{pi}} \right] \text{ (dB)} \quad (1-110)$$

式中：

$L_{pi}$ ：表示第  $i$  次測量所得的音量，或第  $i$  個點所測得的音量，或第  $i$  個頻率所測得的音量。

例如測量到 5 個音量分別為  $L_{P_1} = 93$  dB， $L_{P_2} = 90$  dB， $L_{P_3} = 90$  dB， $L_{P_4} = 98$  dB 和  $L_{P_5} = 96$  dB，它的平均音量：

$$\bar{L}_p = 10 \log_{10}[(10^{9.3} + 10^{9.0} + 10^{9.0} + 10^{9.8} + 10^{9.6})/5] = 96.5 \text{ dB}$$

在一般測量中，測量的各音量差值往往在 10 dB 範圍內，簡化用算術平均法誤差也不大。當多個音量中最大與最小音量的差值小於或等於 5 dB 時，其音量的平均可採用各音量直接的算術平均，例如，有四個音，分別為  $L_{P_1} = 70$  dB， $L_{P_2} = 75$  dB， $L_{P_3} = 73$  dB， $L_{P_4} = 72$  dB，其分貝的算術平均值：

$$\bar{L}_p = 1/4(70 + 75 + 73 + 72) = 72.5 \text{ dB}$$

而應用 (1-110) 式的能量平均法計算，音能平均的音量：

$$\bar{L}_p = 10 \log_{10}[(10^{7.0} + 10^{7.5} + 10^{7.3} + 10^{7.2})/4] = 72.9 \text{ dB}$$

分貝值的算術平均法比能量平均法值少 0.4 dB，惟兩者結果非常接近，而前者比較簡便。

## 1.2.4 頻譜

聲音的頻率不同，一般表現在聽起來音調高低的不同。例如，在聲樂中有男低音，有女高音；在噪音中有尖嘯的煞車音，有低沉的轟鳴音等等。一般正常人耳的可聽音範圍為 20 Hz ~ 20 kHz。高於 20 kHz 的聲音稱為超音；低於 20 Hz 的聲音稱為次音。

通常的聲音信號都是由多種頻率組成的，把該聲音信號中所包含的頻率成分，按其幅值 (或分貝值) 或相位作為頻率的函數做出的分佈圖，稱為該聲音信號的頻譜圖，時域與頻域轉變圖詳如圖 1.2-1 所示。

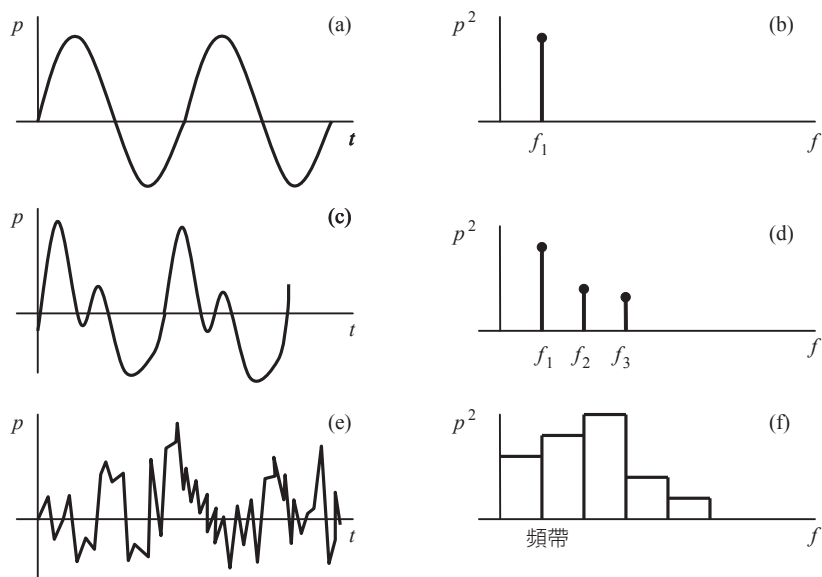


圖 1.2-1 時域與頻域轉變圖

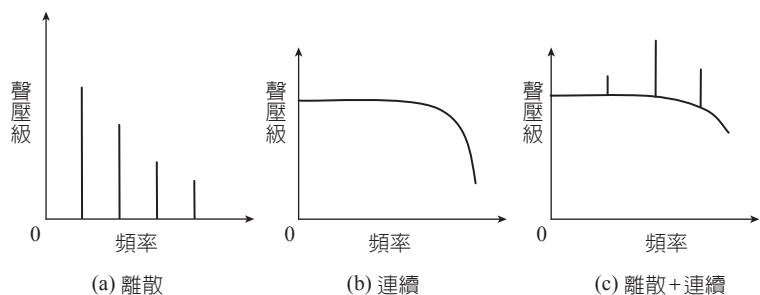


圖 1.2-2 三種不同類型聲音信號的頻譜圖

如果聲音信號包含的頻率成分是不連續的 (離散的)，則這樣的頻譜稱為離散譜，如圖 1.2-2(a)；如果聲音信號包含的頻率成分在一定範圍內是連續的，則這樣的頻譜稱為連續譜，如圖 1.2-2(b)；還存在著如圖 1.2-2(c) 所示的複合譜，它同時包含有連續頻率成分和離散頻率成分。

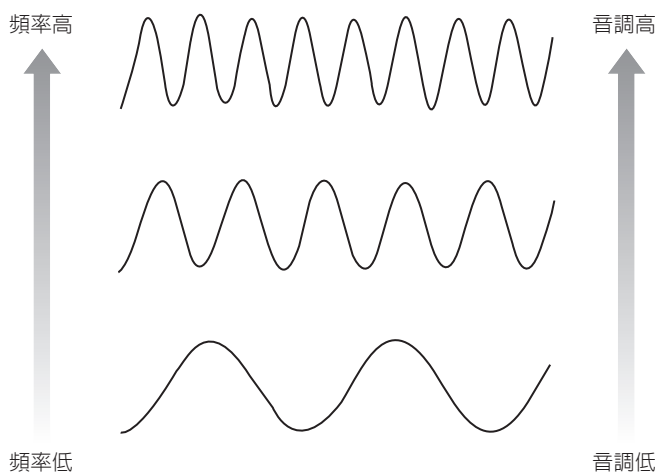


圖 1.2-3 頻率與音調 (pitch) 關係示意圖

頻率與音調 (pitch) 有關。聲音的高低稱為「音調」，如鋼琴 (或電子琴) 上不同的按鍵可彈出不同音調的聲音。聲音的音調由發音體的振動頻率決定，頻率越高則音調越高，如圖 1.2-3 所示。

對於連續譜聲音信號，在實際操作中通常把某一範圍內的頻率劃分成若干小的頻率段，每一段以它的中心頻率 (central frequency) 為代表，將這樣劃分出來的頻率段叫頻程或音程，簡寫 Oct (octave, 頻程)，1 個頻程 (八度音)。

人耳聽覺頻率範圍 20 ~ 20,000 Hz 中，要對每一頻率量測，數量太多無法實施，只能將該範圍區分成若干頻帶來測定，頻帶之區分符合下列關係，稱之為八音幅頻帶，八字乃是取其「多」的意思，並非實際只有八個。八音頻再細分之程度常用者有 1/1，1/2 及 1/3 八音頻，其中 1/1 及 1/3 八音頻較為普遍應用。

例如 20 Hz 到 40 Hz 就是一個頻程，20 Hz 到 80 Hz 就有兩個頻程，就用大家常用的 1/3 Oct 來說明。1/3 Oct，1/3 之意就是把一個頻程分成 3 等份，例如 20 Hz 與 40 Hz 之間等於必須有兩段頻率來區分這 3 等份，20 ~ 25 Hz、25 ~ 31.5 Hz、31.5 ~ 40 Hz。

在劃分頻程時，使每一個頻率段的下限頻率  $f_1$  與上限頻率  $f_2$  的比值為確定的常數：

$$\frac{f_2}{f_1} = 2^n \quad (1-111)$$

式中：

$n$ ：正實數。

這樣劃分出來的頻率段稱之為  $n$  倍頻程，較為常用的是取  $n=1$  (倍頻程) 及  $n=1/3$  (1/3 倍頻程)。

各倍頻程的中心頻率是指上、下限頻率的幾何平均值，即：

$$f_c = \sqrt{f_1 f_2} \quad (1-112)$$

由 (1-111) 式及 (1-112) 式可以得到上、下限頻率與中心頻率的關係，即：

$$f_2 = 2^{n/2} f_c \quad (1-113)$$

$$f_1 = 2^{-n/2} f_c \quad (1-114)$$

倍頻程和 1/3 倍頻程的上、下限頻率值和中心頻率值列於表 1.2-3。

### 1.2.5 聲像

當聲波頻率較高，傳播途徑中遇到的物體的幾何尺寸相對聲波波長大很多時，常可暫時拋開聲波的波動特性，直接用音線來討論音傳播問題，這與幾何光學中用光線來處理問題十分相似。如圖 1.2-4 所示，一個點音源  $S$  位於一個相當大的牆面附近，在空間  $R$  點的總音壓為兩者的相加。若將牆面看成無限大的剛性壁面，對入射聲波做完全的剛性反射。反射波就可看成從一個虛音源  $S'$  發出的。剛性壁面的作用等效於產生一個虛音源，好像光線在鏡面的反射一樣，稱為鏡像原理。虛音源  $S'$  稱為音源  $S$  的聲像。在  $R$  點接收到的聲波可由點音源  $S$  發出的球面波和虛音源  $S'$  發出的球面波之和求得。

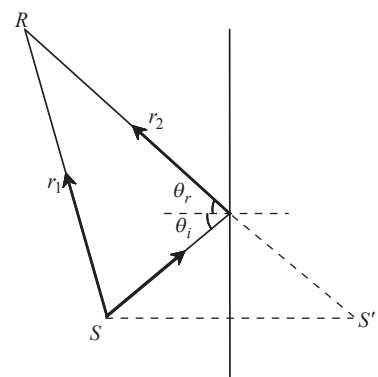


圖 1.2-4 聲像

表 1.2-3 倍頻程和 1/3 倍頻程

| 頻率 (Hz) |        |        |         |        |        |
|---------|--------|--------|---------|--------|--------|
| 倍頻程     |        |        | 1/3 倍頻程 |        |        |
| 下限頻率    | 中心頻率   | 上限頻率   | 下限頻率    | 中心頻率   | 上限頻率   |
| 11      | 16     | 22     | 14.1    | 16     | 17.8   |
|         |        |        | 17.8    | 20     | 22.4   |
|         |        |        | 22.4    | 25     | 28.2   |
| 22      | 31.5   | 44     | 28.2    | 31.5   | 35.5   |
|         |        |        | 35.5    | 40     | 44.7   |
|         |        |        | 44.7    | 50     | 56.2   |
| 44      | 63     | 88     | 56.2    | 63     | 70.8   |
|         |        |        | 70.8    | 80     | 89.1   |
|         |        |        | 89.1    | 100    | 112    |
| 88      | 125    | 177    | 112     | 125    | 141    |
|         |        |        | 141     | 160    | 178    |
|         |        |        | 178     | 200    | 224    |
| 177     | 250    | 355    | 224     | 250    | 282    |
|         |        |        | 282     | 315    | 355    |
|         |        |        | 355     | 400    | 447    |
| 355     | 500    | 710    | 447     | 500    | 562    |
|         |        |        | 562     | 630    | 708    |
|         |        |        | 708     | 800    | 891    |
| 710     | 1,000  | 1,420  | 891     | 1,000  | 1,122  |
|         |        |        | 1,122   | 1,250  | 1,413  |
|         |        |        | 1,413   | 1,600  | 1,778  |
| 1,420   | 2,000  | 2,840  | 1,778   | 2,000  | 2,239  |
|         |        |        | 2,239   | 2,500  | 2,818  |
|         |        |        | 2,818   | 3,150  | 3,548  |
| 2,840   | 4,000  | 5,680  | 3,548   | 4,000  | 4,467  |
|         |        |        | 4,467   | 5,000  | 5,623  |
|         |        |        | 5,623   | 6,300  | 7,079  |
| 5,680   | 8,000  | 11,360 | 7,079   | 8,000  | 8,913  |
|         |        |        | 8,913   | 10,000 | 11,220 |
|         |        |        | 11,220  | 12,600 | 14,130 |
| 11,360  | 16,000 | 22,720 | 14,130  | 16,000 | 17,780 |
|         |        |        | 17,780  | 20,000 | 22,390 |

### 1.2.6 響度

聲音的強弱稱為「響度」，通常以「方」(phon) 來表示響度的大小，圖 1.2-5 為等響曲線 (acoustics-normal equal-loudness-level contours ISO 226:2003)。

我們從圖 1.2-5 等響曲線中可以看出，相同噪音量的聲音，因頻率不同，人們在聽覺上會感到不同響度，噪音量較低的不同頻率的聲音，它們的響度級相差較大，而較高噪音量的不同頻率的聲音的響度相差會小些，因此人們就需要既能客觀地測量，如噪音量的測量，而又能反映主觀

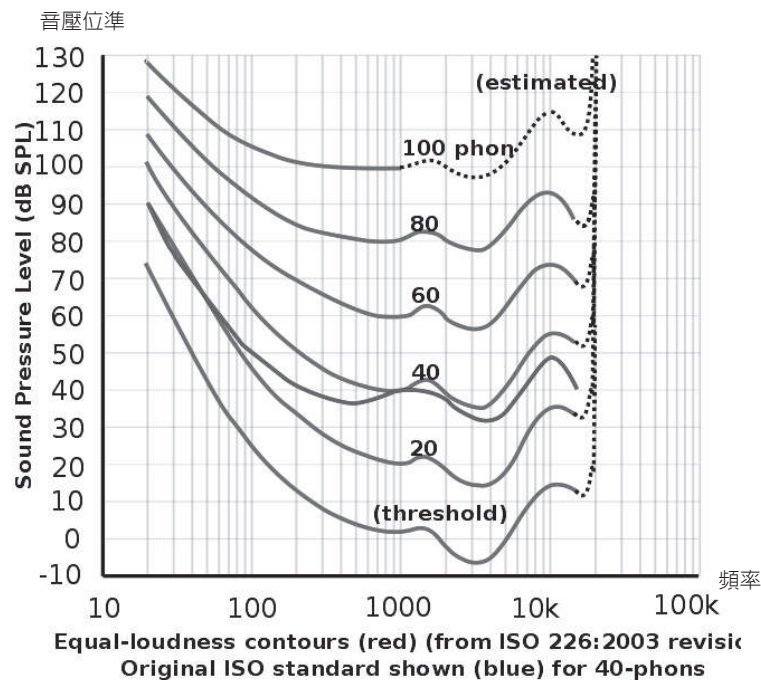


圖 1.2-5 ISO 226 等響曲線

響度感覺的方法來度量和評估實際的聲音強弱，這種方法的探索最初是對電話通訊系統有關響度評估的研究中進行的，音強時，各種頻率的感受性相近，但音弱時，最高或最低頻音都不易聽見。等響曲線中橫座標為各純音的頻率，縱座標為達到各響度水準所需的音壓(分貝)，每一條曲線代表一個響度位準，如標有 40 方 (phon) 的曲線上各點所代表的聲音響度是相同的，它們的響度位準都是 40 方 (phon)，在頻率 1,000 Hz 時，方 (phon) 值等於分貝 (dB) 值。人類的聽音特性曲線，是反映人們對聲音振幅範圍心理因素的曲線，每條曲線上對應於不同頻率的音量是不相同的，但人耳感覺到的回應卻是一樣，因此稱為等響曲線，人對 1,000 Hz ~ 4,000 Hz 之間聲音最為敏感。聲波振幅越大則響度越大，響度 (loudness) 隨聲音強度呈線性增加 (圖 1.2-6)，用力敲打音叉，音叉兩股振動幅度越大，便可產生較大振幅的聲波。反之小力敲打則聲波振幅小。響度大小可用「噪音計」測得分貝值。振幅大小之比較可由「示波器」之螢幕直接觀察。表 1.2-4 列出環境中振幅與分貝關係表。

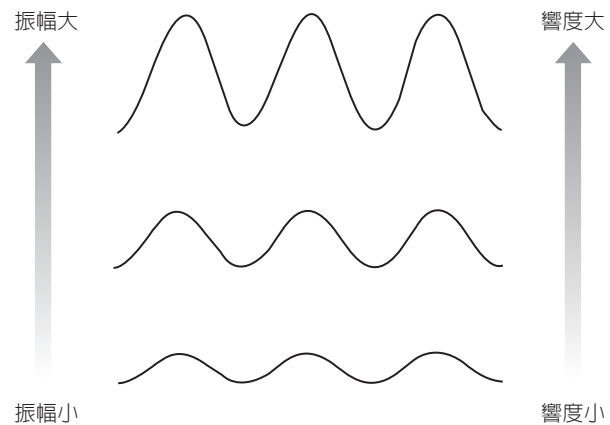


圖 1.2-6 振幅與響度關係示意圖

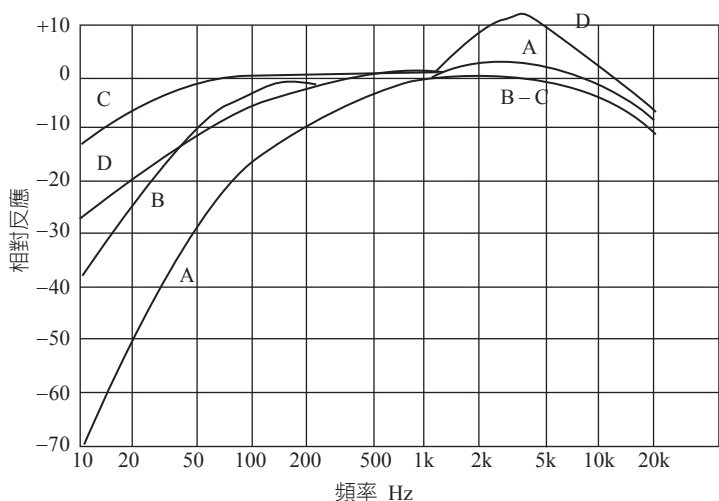
## 1.2.7 加權與修正

### 一 加權

研究指出，按照等響曲線的特點，把高、中、低不同響度級的聲音，分別予以不同的頻率加

表 1.2-4 環境中振幅與分貝關係表

| 聲音類型                     | 相對振幅        | 分貝 (dB) |
|--------------------------|-------------|---------|
| 最小聽力 (Threshold)         | 1           | 0       |
| 樹葉擾動聲                    | 10          | 20      |
| 安靜住宅區                    | 100         | 40      |
| 一般說話聲                    | 1,000       | 60      |
| 高速鐵路                     | 100,000     | 100     |
| 螺旋槳飛機起飛                  | 1,000,000   | 120     |
| 噴射機飛機起飛 (Pain Threshold) | 10,000,000  | 140     |
| 太空梭 (火箭) 起飛              | 100,000,000 | 160     |



A : A 特性曲線 B : B 特性曲線 C : C 特性曲線 D : D 特性曲線

圖 1.2-7 幾種頻率加權特性

權 (weighting)，使測得的噪音量分貝值與人們響度級感覺上有一定的關聯。研究提出了三種頻率加權方式，即 A、B 與 C 加權曲線，如圖 1.2-7 所示，對於較輕聲音，以 40 方 (phon) 等響曲線為基礎，經規整後倒置成為圖 1.2-7 中的 A 加權曲線。

經過 A 加權後測得的分貝數稱為 A 加權噪音量，符號用 dB(A)。對於中等響度級的聲音，以 70 方等響曲線為基礎，為 B 加權曲線；對於較高響度的聲音，以 100 方為基礎，為 C 加權曲線。D 加權曲線主要用於航空噪音的評估與測量。當然，如果不用頻

率加權測得的分貝值，或者說用線性響應測得的分貝值，直接就是通常的噪音量。

然而，由於對於不同響度的聲音使用不同的加權，在實際中使用的很不方便，甚至還會引起矛盾與爭議。經長期使用表明，對於時間上連續，頻譜比較均勻，無顯著純音成分的寬帶噪音用 A 加權曲線得到 A 加權音量能夠比較较好地反映響度感覺。因此為了簡化度量方法，目前 A 加權曲線已為國際普遍接受作為各種噪音評估量的基礎，即大部分情況噪音強度的評估都以採用 A 加權音量來進行。

## 二 加權修正

為了與噪音響度感覺評估接近，國際上曾提出各種校正曲線，而目前已經普遍採用了 A 加權曲線。使用了 A 加權曲線後的噪音量稱為 A 加權噪音值 (加權音量)。那麼現在就要來討論，如果我們已知某一種噪音的頻譜，如何來計算其對應的 A 加權噪音值頻譜以及如何算出其他的加權噪音值呢？表 1.2-5 列出了頻率加權修正換算表。

表 1.2-5 頻率加權修正換算表

| 中心頻率 (Hz) | A 加權   | B 加權   | C 加權  | D 加權  | 中心頻率 (Hz) | A 加權  | B 加權  | C 加權  | D 加權  |
|-----------|--------|--------|-------|-------|-----------|-------|-------|-------|-------|
| 0.5       | -172.6 | -114.4 | -64.5 | -52.6 | 250       | -8.6  | -1.3  | 0     | -1.6  |
| 0.63      | -164.6 | -108.4 | -60.5 | -50.6 | 315       | -6.6  | -0.8  | 0     | -0.8  |
| 0.8       | -156.6 | -102.4 | -56.5 | -48.6 | 400       | -4.8  | -0.5  | 0     | -0.4  |
| 1         | -148.6 | -96.4  | -52.5 | -46.6 | 500       | -3.2  | -0.3  | 0     | -0.3  |
| 1.25      | -140.6 | -90.4  | -48.5 | -44.6 | 630       | -1.9  | -0.1  | 0     | -0.5  |
| 1.6       | -132.6 | -84.4  | -44.5 | -42.6 | 800       | -0.8  | 0     | 0     | -0.6  |
| 2         | -124.6 | -78.5  | -40.6 | -40.0 | 1,000     | 0     | 0     | 0     | 0     |
| 2.5       | -118.7 | -72.5  | -36.6 | -38.6 | 1,250     | 0.6   | 0     | 0     | 2.0   |
| 3.15      | -108.8 | -66.6  | -32.7 | -36.6 | 1,600     | 1.0   | 0     | -0.1  | 4.9   |
| 4         | -100.9 | -60.7  | -28.8 | -34.6 | 2,000     | 1.2   | -0.1  | -0.2  | 7.9   |
| 5         | -93.1  | -54.9  | -25.0 | -32.6 | 2,500     | 1.3   | -0.2  | -0.3  | 10.4  |
| 6.3       | -85.4  | -49.2  | -21.3 | -30.6 | 3,150     | 1.2   | -0.4  | -0.5  | 11.6  |
| 8         | -77.8  | -43.6  | -17.7 | -28.6 | 4,000     | 1.0   | -0.7  | -0.8  | 11.1  |
| 10        | -70.4  | -38.2  | -14.3 | -26.6 | 5,000     | 0.5   | -1.2  | -1.3  | 9.6   |
| 12.5      | -63.4  | -33.2  | -11.2 | -24.6 | 6,300     | -0.1  | -1.9  | -2.0  | 7.6   |
| 16        | -56.7  | -28.5  | -8.5  | -22.6 | 8,000     | -1.1  | -2.9  | -3.0  | 5.5   |
| 20        | -50.5  | -24.2  | -6.2  | -20.6 | 10,000    | -2.5  | -4.3  | -4.4  | 3.4   |
| 25        | -44.7  | -20.4  | -4.4  | -18.7 | 12,500    | -4.3  | -6.1  | -6.2  | 1.4   |
| 31.5      | -39.4  | -17.1  | -3.0  | -16.7 | 16,000    | -6.6  | -8.4  | -8.5  | -0.7  |
| 40        | -34.6  | -14.2  | -2.0  | -14.7 | 20,000    | -9.3  | -11.1 | -11.2 | -2.7  |
| 50        | -30.2  | -11.6  | -1.3  | -12.8 | 25,000    | -12.4 | -14.2 | -14.3 | -4.7  |
| 63        | -26.2  | -9.3   | -0.8  | -10.9 | 31,500    | -15.8 | -17.6 | -17.7 | -6.7  |
| 80        | -22.5  | -7.4   | -0.5  | -9.0  | 40,000    | -19.3 | -21.2 | -21.3 | -8.8  |
| 100       | -19.1  | -5.6   | -0.3  | -7.2  | 50,000    | -23.0 | -24.9 | -25.0 | -10.8 |
| 125       | -16.1  | -4.2   | -0.2  | -5.5  | 63,000    | -28.9 | -28.7 | -28.8 | -12.8 |
| 160       | -13.4  | -3.0   | -0.1  | -4.0  | 80,000    | -30.7 | -32.6 | -32.7 | -14.8 |
| 200       | -10.9  | -2.0   | 0     | -2.6  | 100,000   | -34.7 | -36.5 | -36.6 | -16.8 |

## 1.2.8 白色及粉紅色噪音

### 一 白噪音

具連續性頻譜之噪音，每單位頻寬有相同之功率。白噪音是指一段聲音中每一個頻率的功率在可聽範圍 (0 ~ 20 KHz) 內都是均勻的，換句話說，此信號在各個頻段上的功率是一樣的，由於白光是由各種頻率 (顏色) 的單色光混合而成，因而此信號被稱作是「白色的」，此信號也因此被稱作白噪音。「白噪音」有令人驚歎的特性，它就像白色的光束，由所有的顏色組成，而我們看到的卻是白色的光。它是一種有人也許會問，白噪音聽上去像什麼？很多接受過白噪音治療的人形容它們聽上去像下雨的聲音，或者像海浪拍打岩石的聲音，再或者像是風吹過樹葉的沙沙聲。這種聲音對各個年齡層的人來說，都可以有聲音治療作用，是一種「和諧」的治療聲音。

### 二 粉紅噪音

粉紅噪音或  $1/f$  噪音 (有時也稱作閃變噪音) 是一個具有功率譜密度 (能量或功率每赫茲) 與

頻率成反比特徵頻譜的訊號或過程。在粉紅噪音中，每個倍頻程中都有一個等量的噪音功率。粉紅噪音的名稱源於這種功率譜下的可見光視覺顏色為粉色。儘管術語閃變噪音僅用來描述直流電子設備中出現的噪音更為合適，但每當提到  $1/f$  噪音人們還是稱其為閃變噪音。

粉紅噪音在所有倍頻程 (或對數座標) 內都有相同能量。在有限頻寬內， $1/f$  噪音以 3dB 每倍頻程衰減，因此在高頻段就不會有  $1/f$  噪音出現。(而白噪音在每赫茲上都有相同能量。)  $1/f$  噪音發生在很多物理、生物乃至經濟系統當中。一些研究者稱它為無所不在，它往往被應用在氣象數據分析、和大部分的電子設備當中 (即閃變噪音)；在生物系統當中，它被應用在心律分析、神經系統活動、DNA 序列統計分析當中。

### 1.2.9 阻抗 (Impedance)

在波動方程式中引入了平面波和球面波的音阻抗率，並認為任何形狀的波一定存在類似的或與音壓和相關質點速度有關的表達式。在自由空間中且遠離音源處，任何波都近似以平面波來傳播，波的特性阻抗 (characteristic impedance) 趨近於  $\rho c$ 。

除了音阻抗率，還有兩種阻抗常在聲學中常使用。這三種阻抗歸納於表 1.2-6 之中。所有的定義都進行假設，在動力系統中的某點施予一個週期力或壓力，會產生一個與力或壓力有相對固定相位關係的週期性速度。注意表中所示阻抗定義中的截面積  $S$  的不同作用。對於機械阻抗 (輻射阻抗) 或力與速度之比， $S$  是輻射表面的面積；對於音阻抗， $S$  是聲波管道的截面積。

表 1.2-6 聲學中使用的三種阻抗

| 種類                   | 定義                     | 單位                  |
|----------------------|------------------------|---------------------|
| 1. 機械阻抗              | $Z_m = F / u = pS / n$ | ( $MT^{-1}$ )       |
| 2. 音阻抗率              | $Z_S = p / u$          | ( $MT^{-1}L^{-2}$ ) |
| 3. 音阻抗               | $Z_A = p / v = p / uS$ | ( $MT^{-1}L^{-4}$ ) |
| 其中 $F$ = 隨時間正弦變化的力   |                        | ( $MLT^{-2}$ )      |
| $u$ = 隨時間正弦變化的聲音質點速度 |                        | ( $LT^{-1}$ )       |
| $p$ = 隨時間正弦變化的音壓     |                        | ( $MT^{-2}L^{-1}$ ) |
| $v$ = 隨時間正弦變化的聲體積速度  |                        | ( $L^3T^{-1}$ )     |
| $S$ = 面積             |                        | ( $L^2$ )           |

#### 一 機械阻抗， $Z_m$

機械阻抗是力與其產生的速度之比，它通常在聲學中被用來描述介質施加到振動表面的輻射負載。輻射阻抗，是一個機械阻抗。

#### 二 音阻抗率， $Z_S$

音阻抗率是音壓與其引起的質點速度的比值。在描述自由聲場的聲波傳播中比較重要，並且在介質連接處是連續的。它對於描述管內或牆上或房間天花板上的吸音層的聲波反射和傳播比較重要。它在描述地平面聲波的反射中也較重要。

### 三 音阻抗， $Z_A$

音阻抗的應用將在抗性消音器的討論中提到，其中隱含的假設是傳播波長比聲管道的橫斷面尺度大。在上述情況下，只有平面波傳播，因此可以定義體積速度，它為管道剖面面積  $S$  和質點速度的乘積。體積速度在管道系統的連接處是連續的，其相關音壓也是連續的。因此，音阻抗有一個很有用的特性就是，它在管道系統的連接處是連續的。

## 1.3 室內音傳播

### 1.3.1 室內統計聲學

假設把封閉空間中音源發出的聲波分成無限多條平面音束，各音束向四周傳播開去。音束在碰到壁面以前是沿直線行進的可用音線來表示，當它碰到壁面後就反射（並有部分音能被壁面吸收），反射角等於入射角。然後在新的方向繼續前進，直至碰到另一壁面再進行反射，如此地繼續下去，如圖 1.3-1 所示。由於音線以音速前進，在一秒鐘內每一條音線就可能遇到很多次的反射。而音線又有無限多條，並且它們的出射方向各不相同，再假設壁面也呈不規則狀，那麼音線就在室內到處亂竄，並不斷地迅速地改變其行進方向。結果使室內音的傳播完全處於無規律狀態，以致於從統計觀點來說可以認為音通過任何位置的幾率是相同的，並且通過的方向也是各方向幾率相同的，在同一位置各音線相遇的相位是無規律的，由此而造成室內聲場的平均能量密度分佈是均勻的。

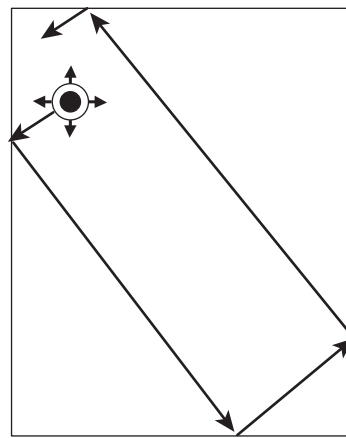


圖 1.3-1 室內音傳播示意圖

這一種統計平均的均勻聲場稱為擴散聲場，其定義為：

1. 聲以音線方式以音速直線傳播，音線所攜帶的音能向各方向傳遞的幾率相等；
2. 各音線是互不相干的，音線在相加時，它們的相位變化是無規律的；
3. 室內平均音能密度處處相等。

為便於分析研究，通常把室內的聲音分成兩部分：從音源直接到達受音點的聲音叫直達音（或直接音）；而經過室內壁面一次或多次反射後到達受音點的反射音，聽起來好像是直達音的延續叫做餘響音（reverberant sound）。這裡要注意，如果到達聽者的直達音與第一次反射音之間，或者相繼到達的兩個反射音之間在時間上相差 50 毫秒以上，而反射音的強度又足夠大，使聽者能明顯分辨出兩個聲音的存在，那麼這種延遲的反射音叫做回音。回音與餘響是不同的概念，回音的存在將嚴重破壞室內的聽音效果，一般應力求排除，而一定的餘響音卻是有益的。

### 一 直達聲場

設室內存在音功率為  $W$ （相應的音功率級為  $L_w$ ）的點音源，則在距離點音源  $r$  遠處，直達音的音強  $I_d$ 、音壓  $p_d$ 、音能密度  $\bar{\epsilon}_d$  及音量  $L_{pd}$  分別為：

$$I_d = \frac{QW}{4\pi r^2} \quad (1-115)$$

$$p_d = \sqrt{\frac{\rho c QW}{4\pi r^2}} \quad (1-116)$$

$$\bar{\varepsilon}_d = \frac{QW}{4\pi r^2 c} \quad (1-117)$$

$$L_{pd} = L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} \right) \quad (1-118)$$

式中：

$Q$ ：指向性因素。

當點音源置於自由場空間時， $Q$  為 1。

當點音源置於無窮大剛性平面上時，點音源發出的全部能量只向半自由場空間輻射，因此同樣距離處的音強將為無限自由空間情況的兩倍， $Q$  為 2。

當音源放置在兩個剛性平面的交線上時，全部音能只能向四分之一空間輻射， $Q$  為 4。

當點音源置於三個剛性反射面的交角上時， $Q$  為 8。

## 二 餘響聲場 (reverberant field)

假設討論的餘響 (又可稱迴響、殘響或混響) 聲場為理想的擴散聲場。用統計的方法可算出音線在壁面上兩次反射之間的平均距離，即平均自由程為：

$$\bar{L} = \frac{4V}{S} \quad (1-119)$$

式中：

$V$ ：表示房間的體積，

$S$ ：表示房間內的表面積。

當聲波入射到壁面上時，若壁面非剛性，則一部分入射音能將被壁面吸收，被壁面所吸收的能量與入射能量的比值稱為壁面的吸音係數  $\alpha_i$ 。設對應於某吸音表面  $S_i$  的吸音係數為  $\alpha_i$ ，則室內平均吸音係數為：

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_i \alpha_i S_i + \sum_j \alpha_j S_j}{S} \quad (1-120)$$

式中：

$S = \sum_i S_i$  為室內壁面總面積，

$\alpha_j S_j$ ：室內其他物體的吸音量，即吸音能力。

當單位時間內音源貢獻的餘響音能與被吸收掉的餘響音能相等時，達到穩態，此時室內的餘響音能密度為：

$$\bar{\varepsilon}_r = \frac{4W}{cR} \quad (1-121)$$

式中：

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{(1-\bar{\alpha})} \text{ 為房間常數。}$$

於是餘響聲場的音壓及音量分別為：

$$p_r = \sqrt{\frac{4\rho cW}{R}} \quad (1-122)$$

$$L_{pr} = L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{4}{R} \right) \quad (1-123)$$

### 三 總聲場

總聲場即為直達聲場與餘響聲場的相加，因此總聲場的音量為：

$$L_p = L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (1-124)$$

由此式可知，當音源的音功率級確定之後，房間內的音量跟受音點與音源的距離  $r$  及房間常數  $R$  有關。當受音點離音源很遠時， $\frac{Q}{4\pi r^2} \ll \frac{4}{R}$ ，室內聲場以餘響音為主，直達音可忽略，且此時音量與距離幾乎無關；當受音點離音源很近時， $\frac{Q}{4\pi r^2} \gg \frac{4}{R}$ ，室內聲場以直達音為主，餘響音可忽略；當  $\frac{Q}{4\pi r^2} = \frac{4}{R}$  時，餘響音與直達音相等，這時候的距離稱為臨界半徑  $r_c$ ，即：

$$r_c = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{QR}{\pi}} \quad (1-125)$$

由此式可以看出，當房間的壁面為全反射時（即  $\bar{\alpha} = 0$ ），房間常數  $R$  也為 0，房間內聲場主要為餘響聲場；當  $\bar{\alpha} = 1$  時，房間常數  $R$  為無窮大，房間內只有直達音，為自由聲場。對於一般的房間，總是介於上述兩種情況之間，房間常數大致在幾十到幾千平方公尺之間。

(一) 室內聲場以直接音為主， $\bar{\alpha} \rightarrow 1$ ， $R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$ ， $R \rightarrow \infty$

$$\begin{aligned} R &= \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}} = \infty, \quad \frac{4}{R} \rightarrow 0 \\ \Rightarrow L_p &= L_w + 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi r^2} \end{aligned}$$

(二) 室內聲場以反射音為主， $\bar{\alpha} \rightarrow 0$

$$\Rightarrow L_p = L_w + 10 \log_{10} \frac{4}{R}, \quad R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}} \doteq S\bar{\alpha} \doteq A$$

又由 (1-126) 式

$$T_{60} = 0.161(V / S\bar{\alpha}) = 0.161(V / R), \quad R = 0.161(V / T)$$

$$\Rightarrow L_p = L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{4T}{0.161V} \right)$$

$$\Rightarrow L_p = L_w + 10 \log_{10} T - 10 \log_{10} V + 14$$

室內體積增加 1 倍時， $L_p$  下降 3 dB，餘響時間減半時， $L_p$  下降 3 dB。

#### 四 餘響時間 (reverberation time)

當音源開啟約 1~2 秒後，室內聲場便接近於穩態。之後，若在某一瞬間音源突然停止，室內的音能並不立即消失。首先是直達音消失，餘響音將繼續。每反射一次，音能被吸收一部分，如此反覆，直到音能完全消失。在聲學中常用餘響時間  $T_{60}$  來描述室內聲音衰減快慢的程度，其定義為：在擴散聲場中，當音源停止後從初始的音量降低 60 dB (相當於平均音能密度降為  $1/10^6$ ) 所需的時間。美國聲學家 Sabine 通過許多的實驗，首先得出餘響時間  $T_{60}$  的計算公式 (即 Sabine 公式)：

$$T_{60} \approx \frac{0.161V}{S\bar{\alpha}} \quad (1-126)$$

Sabine 公式僅當平均吸音係數  $\bar{\alpha} < 0.2$  時，計算結果才較為準確。如果考慮到空氣對音能的吸收後，可以導出餘響時間  $T_{60}$  的理論公式為：

$$T_{60} = 55.2 \frac{V}{-Sc \log_e(1-\bar{\alpha}) + 4mVc} \quad (1-127)$$

式中：

$m$ ：表示空氣的音強吸收係數。

當  $\bar{\alpha} < 0.2$  時，並取  $c = 344 \text{ m/s}$ ，則  $T_{60}$  可近似取為：

$$T_{60} \approx 0.161 \frac{V}{S\bar{\alpha} + 4mV} \quad (1-128)$$

這就是修正後的 Sabine 公式。上式中的音強吸收係數  $m$  不僅與介質的性質及狀態有關，而且還是聲波頻率的函數。一般頻率越高則音強吸收係數增加得越快，它在修正 Sabine 公式中的貢獻越大。

### 1.3.2 室內波動聲學

對於室內聲學問題，從理論上來講我們可以從聲波方程式出發，配合一定的邊界條件及初始條件來處理。但實際上當室內空間不規則時，求解波動方程式變得很困難。因此用波動聲學的方法僅限於討論形狀比較規則的有界空間，如長方體、球體、圓柱體等。

波動聲學將房間看成複雜的多自由度振動系統，而任一振動狀態都可看成是由許多獨立的單頻振動組合相加而成。每一個這樣的獨立單頻振動叫簡正振動 (normal vibration)，每個簡正振動的頻率叫做簡正頻率 (normal frequencies)。在連續介質中，簡正振動實際上就是一種駐波，稱之為簡正波。

在用波動方法討論室內聲學問題時，需要知道邊界條件和初始條件。常見的有三類邊界條件：

1. 第一類邊界條件是理想的絕對軟邊界，即在介面上音壓為 0，如水面和大氣的邊界。
2. 第二類邊界條件是理想的絕對硬邊界，即在介面上質點法向振速或位移為 0，如堅硬的牆及地面。
3. 阻抗邊界條件，即在介面上滿足一定的阻抗率值：

$$\left. \frac{p}{u_n} \right|_S = Z_s \quad (1-129)$$

這稱為第三類邊界條件。

### 一 室內駐波

為了討論的方便，僅以長方體房間為例。以房間的一個角作為座標原點，建立直角座標系，如圖 1.3-2 所示。

設房間的長、寬、高分別為  $l_x$ 、 $l_y$ 、 $l_z$ ，並假定房間的內壁是剛性的，即滿足第二類邊界條件。則波動方程式及邊界條件分別為：

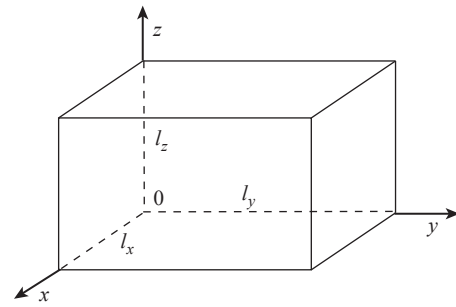


圖 1.3-2 長方體房間示意圖

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-130)$$

$$\begin{cases} u_x|_{x=0, x=l_x} = 0 \\ u_y|_{y=0, y=l_y} = 0 \\ u_z|_{z=0, z=l_z} = 0 \end{cases} \quad (1-131)$$

式中：

$u_x$ 、 $u_y$ 、 $u_z$  分別表示介質質點速度在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的分量。

滿足上述邊界條件的解為：

$$p_n = A_{n_x n_y n_z} \cos k_x x \cos k_y y \cos k_z z e^{j\omega_n t} \quad (1-132)$$

式中：

$$k_x = \frac{\omega_x}{c} = \frac{n_x \pi}{l_x},$$

$$k_y = \frac{\omega_y}{c} = \frac{n_y \pi}{l_y},$$

$$k_z = \frac{\omega_z}{c} = \frac{n_z \pi}{l_z},$$

$$k_n^2 = \left( \frac{\omega_n}{c} \right)^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2,$$

$$\omega_n^2 = \omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2,$$

$$n_x, n_y, n_z = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$$

或表示成：

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2 + f_z^2} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (1-133)$$

再設  $k_x = k_n \cos \alpha$ ， $k_y = k_n \cos \beta$ ， $k_z = k_n \cos \gamma$ ，則 (1-132) 式對應的每一組  $(n_x, n_y, n_z)$  數值的特解就是傳播方向由方向餘弦  $(\cos \alpha, \cos \beta, \cos \gamma)$  決定的一種平面駐波。方程式 1-130 的一般解應是所有特解的線性相加，因而室內總音壓可表示為：

$$p = \sum_{n_z=0}^{\infty} \sum_{n_y=0}^{\infty} \sum_{n_x=0}^{\infty} A_{n_x n_y n_z} \cos \frac{n_x \pi}{l_x} x \cos \frac{n_y \pi}{l_y} y \cos \frac{n_z \pi}{l_z} z e^{j\omega_n t} \quad (1-134)$$

此式表明，長方體房間內可存在許多的簡正波模式。

由 (1-132) 式及 (1-133) 式可知，室內可能存在的簡正波有三大類：軸向波，兩個  $n$  等於零對應的駐波模式；切向波，一個  $n$  等於零對應的駐波模式；斜向波，三個  $n$  都不等於零對應的駐波模式。在長方體房間內頻率低於  $f$  的各類簡正波的平均總數為：

$$N = \frac{4\pi f^3 V}{3c^3} + \frac{\pi f^2 S}{4c^2} + \frac{fL}{8c} \quad (1-135)$$

式中：

$$V = l_x l_y l_z \text{ 表示長方體房間的體積，}$$

$$S = 2(l_x l_y + l_y l_z + l_x l_z) \text{ 表示房間的內壁面總面積，}$$

$$L = 4(l_x + l_y + l_z) \text{ 表示房間的各邊總長。}$$

(1-135) 式表示各類簡正波的平均數，它同準確數之間自然有偏差。但除非房間的尺寸非常對稱，這種偏差是不大的。例如，有一個  $l_x = 3 \text{ m}$ ， $l_y = 4.5 \text{ m}$ ， $l_z = 6 \text{ m}$  的長方體房間（注意此時有  $l_z = 2l_x$ ），若用 (1-133) 式來算低於 100 Hz 以下的簡正頻率數，可得  $N = 18$ ，這些簡正頻率依次列於表 1.3-1 中。利用 (1-135) 式則可算得  $N$  也等於 18。但在這 18 個簡正波中 (1, 0, 0) 與 (0, 0, 2) 次的簡正頻率都是 57.2 Hz，(0, 1, 2) 與 (1, 1, 0) 次都是 68.6 Hz，(0, 2, 2) 與 (1, 2, 0) 次都是 95.1 Hz，因此實際上簡正頻率總共只有 16 個，這是因為  $l_z = 2l_x$  的對稱性引起的簡正頻率「簡並化」，即不同的簡正波具有相同的簡正頻率。

當房間非常對稱時，例如  $l_x$ 、 $l_y$ 、 $l_z$  都成整數比，那麼簡並化情況更為嚴重，這樣由 (1-135) 式算出的簡正頻率數與實際的結果就有很大的出入。由於簡並化現象，很可能在某一頻帶範圍內沒有簡正頻率，而在另一頻帶範圍內卻有較多的簡正頻率，造成簡正頻率分佈的不均勻。這裡的簡正頻率就是房間做自由振動的固有頻率，因此當房間中音源的激發頻率與房間中某一固有頻率一致時，房間就產生共振。因此簡正頻率分佈密集均勻就表示房間的傳輸頻率特性均勻，否則就表示頻率特性的不均勻。

表 1.3-1 長方體房間內的簡正頻率數

| 簡正波 ( $n_x, n_y, n_z$ ) | 頻率 (Hz) | 簡正波 ( $n_x, n_y, n_z$ ) | 頻率 (Hz) |
|-------------------------|---------|-------------------------|---------|
| 0, 0, 1                 | 28.6    | 0, 2, 0                 | 76.1    |
| 0, 1, 0                 | 38.0    | 1, 0, 2                 | 80.5    |
| 0, 1, 1                 | 47.7    | 0, 2, 1                 | 81.6    |
| 1, 0, 0                 | 57.2    | 0, 0, 3                 | 85.8    |
| 0, 0, 2                 | 57.2    | 1, 1, 2                 | 89.4    |
| 1, 0, 1                 | 63.9    | 0, 1, 3                 | 93.7    |
| 0, 1, 2                 | 68.6    | 0, 2, 2                 | 95.1    |
| 1, 1, 0                 | 68.6    | 1, 2, 0                 | 95.1    |
| 1, 1, 1                 | 74.3    | 1, 2, 1                 | 99.2    |

將 (1-135) 式對頻率進行微分，從而可得到在  $df$  頻率範圍內的簡正頻率總數為：

$$dN = \left( \frac{4\pi f^2 V}{c^3} + \frac{\pi f S}{2c^2} + \frac{L}{8c} \right) df \quad (1-136)$$

此式表明，在頻率  $f$  附近的  $df$  頻帶內的簡正頻率數基本上與頻率的平方成正比。如在前面的例子中，當  $f = 100$  Hz、 $df = 10$  Hz 時，可得  $dN = 4$ ；而當  $f = 1,000$  Hz、 $df = 10$  Hz 時，可得  $dN = 268$ 。大量駐波模式的相加，反而可以把駐波效應「平均」掉，從而使得室內聲場趨向均勻。這一結果說明，從波動聲學觀點來看，在一定條件下，可將室內聲場看成是擴散聲場。

由 (1-136) 式可看出，如果音源發出具有一定頻帶寬度的聲波，並且其中心頻率比較高，房間的體積比較大，或者說與中心頻率對應的聲波波長比房間的平均線度小很多（即該頻帶內包含的房間固有頻率較多），那麼房間內激起的簡正波數就較多，室內聲場就較均勻，擴散聲場條件就更易滿足。更進一步的分析表明，音源放在端角上將比放在其他地方能激起更多的駐波方式，因此把音源放在端角上也有利於產生擴散聲場，特別在低頻時，另統計聲學中的擴散聲場實際上就是波動聲學中大房間駐波聲場的高頻近似。

## 二 室內駐波的衰減

在前面的討論中曾假設壁面都是剛性的，因而室內聲波是不衰減的，這相當於房間的無阻尼自由振動情況。然而壁面不可能完全剛性，它多少具有阻尼性質，其法向音阻抗率（聲場中某位置處的法向音阻抗率定義為該位置處的音壓與質點振速法向分量之比）一般為複數。這時聲波入射到壁面上時，除了產生反射波以外，還有部分入射聲波被壁面所吸收，轉化為內能。以  $x$  軸向波為例，當僅  $x$  方向兩壁面存在阻尼時，其音壓可表示為：

$$p = A \cosh \left[ (\delta - j\omega) \frac{x}{c} + \varphi_x \right] e^{(j\omega - \delta)t} \quad (1-137)$$

式中：

$\delta$ ：表示衰減係數。

當  $x_n \gg y_n$  及  $x_n \gg 1$ （即壁面吸音較小）時，音壓衰減係數與壁面的法向音阻抗率成反比，即：

$$\delta \approx \frac{2c}{x_n l_x} \quad (1-138)$$

式中：

$x_n = \frac{R_n}{\rho c}$  及  $y_n = \frac{X_n}{\rho c}$ ：表示法向音阻率比與法向音抗率比，

$Z_n = R_n + jX_n$ ：表示壁面的法向音阻抗率。

當  $x_n \gg y_n$  及  $x_n \gg 1$  (即壁面吸音較小) 時，擴散聲場吸音係數與壁面法向音阻抗率之間有如下關係：

$$\alpha_i \approx \frac{8}{x_n} \quad (1-139)$$

室內各類聲波的餘響時間為：

$$T_{60} = \frac{0.161V}{\alpha_x S_x + \alpha_y S_y + \alpha_z S_z} = \frac{0.161V}{\sum_i \alpha_i S_i} \quad (1-140)$$

式中：

$V$ ：表示房間的體積，

$S_i$  及  $\alpha_i$ ：分別為  $i$  方向壁面的面積及擴散聲場吸音係數，

$\alpha_i S_i$ ：表示該壁面的總吸音量。

由此式可知，不同類型的駐波餘響時間是各不相同的。如假設各壁面的吸音量  $\alpha_i S_i$  都相同，那麼斜向波的餘響時間最短，其次是切向波，軸向波最長。由於不同類型的駐波衰減時間不同，從室內記錄下來的餘響時間就不會是一條平滑的曲線，而呈三折狀：第一段與斜向波對應，衰減速度最快；中間一段與切向波對應，衰減速率次之；最後一段與軸向波對應，衰減速率最慢，室內聲場衰減的不均勻性，從統計聲學看來是室內聲場擴散程度不夠的表現，要使室內聲場擴散得好，那應該盡量使房間呈不規則狀，並且在室內放置各種散射體，同時使用寬頻帶音源並放置在角落裡以激發更多的駐波方式，這樣各種類型的波在衰減過程中的無規律性增加，從而使室內聲場在衰減過程中趨向均勻，餘響曲線趨於平滑。

### 1.3.3 室內噪音評估方法

本節國外之住宅區室內音量評估模擬方法蒐集之目的，是為瞭解模擬室內外噪音之可行性，瞭解室內噪音模擬軟體及室內噪音推定通常使用的原理和計算方法，分析包括：Odeon、Raynoise、Insul、SoundPLAN、CadnaR、BASTIAN 和 TNEL 幾種最常用的室內模擬軟體性能和特點，並依據近幾年發表在國際著名期刊的文章、報告及軟體公司官網上的介紹等資料，對各軟體進行比較分析，針對需求和電腦系統的配置選擇合適的軟體以及合適的版本，達到模擬需要之目的。最後並整理國外評估住宅室內噪音之經驗公式，可供實際測量比對之參考。



#### 室內噪音模擬和計算概述

## (一) 室內噪音模擬和計算方法

### 1. 音線跟蹤法

房間聲學的音線跟蹤模型出現於 1968 年。音線跟蹤法假設大量從音源發出、向各個方向輻射的粒子，依據各個表面的吸音係數，跟蹤這些攜帶音能量的粒子的分佈情況。當粒子在界面處發生反射，粒子新的傳播方向由反射定理得知。

為獲得關於某特定接收點的計算結果，必須在接收點處定義一個面積或者一個體積以獲取通過其中的粒子，或者考慮通過錐體軸向的音線數目。若房間的面積是  $A$ ，音線傳播時間為  $t$ ，音線數目的最小值  $N$  應為：

$$N \geq 8 \frac{\pi c^2}{A} t^2 \quad (1-141)$$

式中：

$c$  是聲音在空氣中傳播的速度。

依據上式，對於一個  $10 \text{ m}^2$  的房間，傳播到  $600 \text{ ms}$  時至少要有大概 100,000 條音線。音線每次碰撞後能量減少為原來的  $(1-\alpha)$  倍（其中  $\alpha$  為界面的吸音係數），當音線能量低於預先設定的閾值時，電腦停止對該音線的跟蹤。重複以上過程直至所有的音線都被跟蹤完畢，從而確定整個聲場的空間分佈。

### 2. 鏡像音源法

反射面的鏡像反射路徑可依據反射面的鏡像音源和接收點的相對位置確定，這是鏡像法的基本原理。在一個矩形房間中，首先可直觀地確定所有反射階次的所有鏡像音源，而接收點的音能量即為各鏡像音源產生的能量和，各鏡像音源到接收點的距離決定了反射音到接收點的時延，反射次數決定了能量衰減的大小。假定矩形房間的體積為  $V$ ，則在以  $c \times t$  為半徑的球體內鏡像音源數目近似為：

$$N_{\text{refl}} = \frac{4\pi c^3}{3V} t^3 \quad (1-142)$$

該估計值會隨著反射次數（傳播時間）的增加而呈三次方增長。

鏡像音源法的優勢在於其非常準確，但如果房間不是簡單的矩形就會出現很多問題。若房間中有  $n$  個表面，就存在  $n$  個可能的一階鏡像音源，每一個又會產生  $n-1$  個二階鏡像音源，直到第  $i$  階鏡像音源時，鏡像音源的總數近似為：

$$N_{\text{sou}} = 1 + \frac{n}{n-2} ((n-1)^i - 1) \approx (n-1)^i \quad (1-143)$$

考慮一間  $15,000 \text{ m}^3$ 、包含 30 個反射面的房間，平均自由程為  $16 \text{ m}$ ，依據所需要的最高反射次數為 13，需要計算的總時間為  $600 \text{ ms}$ ，鏡像音源數目大約為  $N_{\text{sou}} = 29^{13} \approx 10^{19}$ ， $N$  隨反射次數近似呈指數增加，而問題在於這些鏡像音源中僅有極少部分是有效的，其餘絕大部分鏡像音源對聲場能量的貢獻不大。因此鏡像法僅適用於簡單的矩形房間或所需要反射次數較低的情況。基於鏡像法，有多種具體的計算方法並且有些已經被某些官方機構定為標準化，如 VDI 3760。因在一普通混響（迴響）房間中，反射音線數目相當大，對電腦運算速度要求非常高，VDI 3760 是一種簡化後的方法。

### 3. 混合方法

混合法結合了前兩種方法的優勢。用音線跟蹤法標註可能無效的鏡像音源在哪些表面反射，然後對這些反射情況逐一進行檢驗，判斷是否對選定接收點的音能量引起了足夠大的貢獻。如果後驗結果發現該鏡像音源有效，則與該次反射相關的反射係數和輻射方向特性等都需被考慮進去。另外，還必須確保每個有效的鏡像音源只被檢驗一次，以減小實際運算的計算量，故需建立「鏡像樹」來記錄各低階的鏡像音源之反射路徑。

### 4. 其他

對於鏡像音源法 (MISM) 和音線跟蹤法 (RTM)，這兩種方法各有利弊。後來，又產生了一些將它們相結合的方法，如：圓錐束法 (Conical Beam Method，簡稱 CBM) 和三棱錐束法 (Triangular Beam Method，簡稱 TBM)。Raynoise 等軟體將這兩種方法混合使用作為其計算聲場的核心技術。另外還包括在文獻中簡單提及的顆粒模型等方法。

## (二) 室內噪音模擬和計算工具

目前室內聲學模擬的軟體主要有 Odeon、Raynoise、Insul、SoundPLAN、CadenaR、BASTIAN 和 TNEL 等。綜上，室內噪音模擬工具主要使用音線跟蹤法、鏡像音源法、兩者的混合法及其他原理來模擬室內聲場，同時會考慮繞射 (Diffraction) 等實際情況使結果更趨於真實結果。電腦模擬軟體更靈活，容易修改幾何參數和材料表面吸音係數。軟體中的視窗化和其他分析工具也使軟體更具真實感。軟體使用方便，可快速得到準確的數據結果和視窗化、可聽化的效果。

## 二 室內噪音模擬和電腦軟體

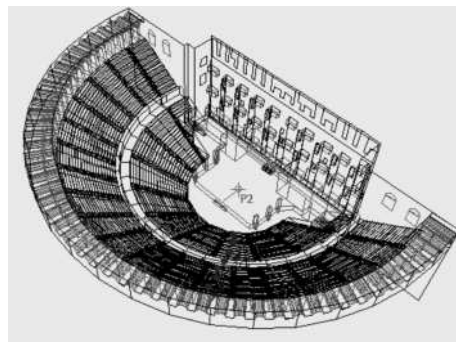
### (一) 丹麥 Odeon 軟體

Odeon 是由丹麥技術大學 (Danmarks Tekniske Universitet) 聲學技術系研究開發的聲學 (噪音) 模擬軟體。Odeon 軟體是一款對建築物內部和半開放空間進行聲學建立模型的軟體。軟體利用音像法和音線法，同時考慮繞射的因素，依據房間的幾何形狀、尺寸大小和房間的表面特性，快速計算出可靠的模擬預測結果。得到的主要模擬結果包括：評估房間模型的聲音傳播特性、噪音大小和主觀感覺。從這些資料數據中，可瞭解所有使用者需要的相關參數和信息，這些結果可以用數據、圖表展示，軟體中的動畫工具還可使聲波和房間表面的互相作用直觀地展示出來。

Odeon 軟體吸收了音像法和音線法的優點，同時將聲音的波動性考慮在內，引入了聲波反射、繞射的理論模型，使模擬結果更接近真實情況。軟體算法中，將模擬分成早期反射音和後期反射音兩部分。直達音及早期反射音包含了聲場的強度、清晰度和空間感，需要準確地確定其時間分佈、方向等信息，用音線法和修正音像法的混合方法對其進行準確的模擬。對早期反射音的模擬將界面的有限尺度所產生的繞射特性以及界面的散射作用考慮在內；而後期反射音採用音線跟蹤法。算法中引入「第二音源」的模型。

Odeon 軟體可對禮堂、圓形劇場、階梯教室、音樂工作室、辦公場所、機場、火車站、體育場館、音樂廳、工廠等室內環境進行聲學模擬，對規劃中的房間和建築物內部的翻新進行聲學預測和最佳化設計。對室外場所，如：城市廣場、火車站進行聲場預測，對揚聲器系統和房間聲場

情況的預測和最佳化設計，實現對耳機和揚聲器聲學情況的真實模擬以及房間聲學的教育和研究。軟體可直接匯入 DXF、3DS 等格式的幾何圖形，支援 Google SketchUp 匯入，可精確模擬點音源、線音源、面音源，並包含：繞射、傳輸、散射等模型，可形成直觀的反射圖及形象地展示反射路徑等 3D 視窗化圖像，如圖 1.3-3 所示。



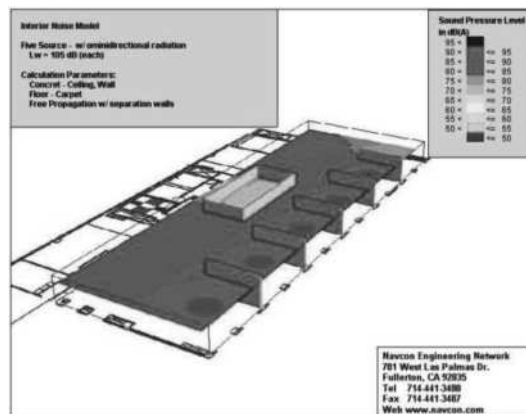
資料來源：<http://www.odeon.dk/archaeological-acoustics-open-theatre>

圖 1.3-3 丹麥 Odeon 室內噪音電腦模擬示意圖

### (二) 德國 SoundPLAN 軟體

SoundPLAN 開發公司為德國 Braunstein，官方網站 [www.soundplan.eu/deutsch/](http://www.soundplan.eu/deutsch/)。自 1986 年由 Braunstein + Berndt GmbH 軟體設計師和諮詢專家頒布以來，迅速成為德國戶外聲學軟體的標準，並逐漸成為世界關於噪音預測、製圖及評估的領先軟體。SoundPLAN 軟體是專門針對噪音和空氣污染情況的電腦模擬。噪音建立模型包括：交通噪音、室內和室外的噪音、一般工業噪音和航空噪音。SoundPLAN 的使用範圍從小工廠到整個城市的噪音規劃，對實體和項目的尺寸沒有限制。軟體提供多種多樣的界面、資料庫、工具箱讓建立模型計算高效、省時。

噪音的來源多種且多樣，SoundPLAN 可模擬大多數的室內及室外噪音源，包括：公路噪音、鐵路噪音、飛機噪音等交通噪音及點、線及面音源等抽象噪音。SoundPLAN 包含多個音源模型，可直接計算交通噪音音功率，而工業噪音則需要將測量的數據轉化成音功率計算。SoundPLAN 使用扇形法 (Sector Method) 進行聲場計算。從接收點出發，發射射線覆蓋所有要考慮的區域和實體，包括：源、反射體、隔音牆及地面衰減區等。射線間隔為 1 度，也可自行設定，間隔越小計算越精確，用時也越長。研究顯示，扇形掃描比射線掃描要精確，它可覆蓋接受點周圍的整個區域，而射線掃描就會忽略掉射線間的部分。室內噪音模擬如圖 1.3-4 之示意。

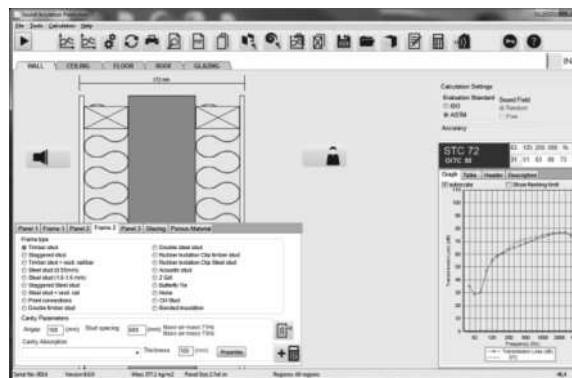


資料來源：<http://www.SoundPLAN.com/>

圖 1.3-4 德國 SoundPLAN 室內噪音電腦模擬示意圖

### (三) 紐西蘭 Insul 軟體

Insul 是由 Marshall Day Acoustics 公司開發的預測牆壁、地板、天花板和窗戶隔音性能的軟體，官網是 <http://www.insul.co.nz/>。它可在聲音傳輸計算中預估 1/3 八音階的穿透損失和加權隔音量指數。



資料來源：<http://www.insul.co.nz/>

圖 1.3-5 紐西蘭 Insul 計算隔音電腦軟體

Insul 會考慮樣本大小的影響，在對窗戶那樣的小樣本預測中尤其重要。Insul 可快速的評估新的材料和系統，調查改變現有設計所產生的影響。它可預測在壁骨腔中安裝聲學材料後的影響。

Insul 已經經歷了幾個版本，演變成一個在 Windows 環境下非常容易使用的工具，並且在實驗室測試中不斷完善、改進，為範圍廣泛的建設提供了可接受的準確度。雖然 Insul 像其他預測軟體一樣，它並不能完全替代測量。但與測試數據的大量比較表明，對於大多數建築，Insul 能可靠地預測出加權隔音指數 (weighted sound reduction index,  $R_w$ ) / 聲音穿透等級 (Sound Transmission Class, STC)，誤差只在 3 dB 以內；衝擊隔音等級 (Impact Insulation Class, IIC) 的誤差在 5 dB(A) 以內。

Insul 可預測單層、雙層和三層牆壁，地板、屋頂、天花板、窗戶的隔音性能；預測在不同地板覆蓋物下的混泥土地板、輕質板和木材地板的隔音性能；預測自然降雨和實驗室降雨在屋頂產生的噪音 (ISO 140-18)；計算室外噪音在室內的音量 (EN 12354/3)；能夠預測多穿孔板穿透損失；Insul 還能準確估計穿透損失 (TL)、加權隔音量、音量差及音壓級。

Insul 可預測各種輕量級夾芯板的隔音。一個典型的用薄鋼板或鋁板皮及聚苯乙烯或岩棉芯製造的輕量級夾芯板可被建立模型。芯的屬性可使用內置的材料特性編輯器來調整。改善了對常用於商業和工業建築中各種形狀金屬板的預測，在這之前只可預測單一的採用波紋之類的簡單結構的面板。

Insul 能精確計算戶外噪音在室內的音量，在計算中會考慮使聲音傳播損失的建築表面 (如：牆壁、窗戶、屋頂)，房間的大小和它的聲學特性 (混響 (餘響) 時間) 及外部噪音的頻譜。最多有五個不同的建築因素 (如：門、牆、窗、屋頂和地板) 會考慮在內。每條路徑對噪音衰減的貢獻能夠通過數字或圖像觀察出來。

Insul 的預測主要依賴於質量定律。質量定律可模擬出單一均勻板組成的牆的傳輸損失。它能通過牆的面密度和聲音的頻率預測出傳輸損失 (Transmission Loss, TL)。當面密度或者頻率增加一倍時，TL 就增加 6 dB(A)。質量定律的簡單解釋是牆的運動受慣性控制，牆體表現為柔軟的固體。牆的質量增加或振動頻率增加時，它的位移或速度就會降低 (因為它容易使牆改變方向更頻繁)。因此，只需要知道材料的密度和材料的厚度就能通過質量定律計算材料的隔音性能。

#### (四) 比利時 Raynoise 軟體

Raynoise 是比利時聲學設計公司 LMS 所開發的一款大型聲場模擬軟體系統。其主要功能是對封閉空間、敞開空間以及半開 / 半閉空間的各種聲學行為加以模擬。它能夠較準確地模擬聲音傳播的物理過程，其中包括：鏡面和擴散反射、牆面和空氣吸收、繞射和透射等現象，並能最終重造接收位置的聽音效果。

該系統可廣泛應用於廳堂音質設計、工業噪音預測和控制、錄音設備設計、機場、地鐵和車站等公共場所的語音系統設計，以及公路、鐵路和體育場的噪音估計等。Raynoise 更適合於大尺度、複雜邊界 (地形)、全頻域的聲學問題的預測與評估，尤其是可模擬音樂廳、大型會議廳等需進行較精密音質設計的案例。

Raynoise 可廣泛用於工業噪音預測和控制、環境聲學、建築聲學以及模擬現實系統的設計等領域，但設計者的初衷還是在房間聲學，即主要用於廳堂音質的電腦模擬。進行廳堂音質設計，

首先要求準確快速地建立廳堂的三維模型(如圖 1.3-6)，因為它直接關係到電腦模擬的精度。

#### (五) 德國 CadnaR

CadnaR 為德國 DataKustik 公司所發展之聲學軟體，主要應用於室內和工作環境之噪音計算和預測，可幫助使用者進行工作環境之聲學規劃和降低噪音處理。可使用下列計算方法(單獨或結合使用)：擴散場、鏡像法、顆粒模型和 VDI 3760 標準。CadnaR 軟體操作簡單，軟體的設計

便於使用者建立模型和輕鬆的進行簡單計算。同時，當分析變得複雜的時候，使用者則可受益於精細的輸入選項。使用者只需要關注項目，對於軟體則不需要花費太多時間，所有的輸入和分析操作都簡單直觀。

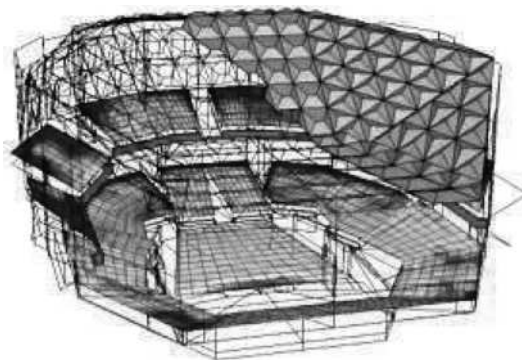
模擬結果可在一秒鐘內實現 2D 與 3D 視圖的轉換。透過使用各種快捷鍵和自動化技術，加快了建立模型速度。CadnaR 採用場景分析、柵格算法或者使用 3D 視圖顯示結果等技術加強使用者的分析能力，對整個規劃和評估過程給予充分的支援。CadnaR 的計算方法基於廠商依據最新的 EC 導則(2006/42/EC)，提出之機器的發散參數、房間尺寸和設計計算工作環境中的聲音負載。可制定降低噪音措施的規劃和評估，如：改變布局、設置隔音牆、加牆體或天花板吸音層，改變發散噪音量或其他措施。

CadnaR 對於複雜的房間幾何尺寸也可建立模型(主要使用鏡像法或顆粒模型)。對於機器佈置和其他音源的建立模型可使用點音源、線音源、面音源或盒裝音源。點音源可具有方向性(使用簡單的方式或者 5 度為步長)。房間中之屏蔽物可使用隔音牆和盒狀障礙物。計算考慮了障礙物的反射和吸收，考慮了房間內所有表面的本地吸收分佈。可輸入隨頻率變化的吸音係數或對於牆和天花板區域選擇指定產品的吸音頻譜(對於局部區域同樣可行)。可用二維或三維的方式顯示噪音分佈。帶噪音量分佈在 X、Y 和 Z 平面上的投影的三維柵格。CadnaR 集成最佳化之 VDI 3760 標準裡的算法，對複雜聲學環境能夠快速準確的建立模型。

另有關於室內使用 CadnaR 及室外使用之 CadnaA 聲學噪音預估軟體，其差異性及相關性補充說明如表 1.3-2 所示。

#### (六) 德國 BASTIAN

BASTIAN 與前述之 CadnaR 同為德國 DataKustik 公司所發展之聲學軟體，系統主要用於預測建築隔音，依據的標準是歐洲標準(European Standard)系列 EN 12354。BASTIAN 系統可應用於預測房間之間的隔音效果，如：學校教室、酒店或醫院。BASTIAN 提供了大量的建築聲學資料庫，涉及各種聲學參數。BASTIAN 系統的計算包括：房間之間空氣音隔音(airborne sound insulation)依據標準 EN 12354-1；房間之間衝擊音隔音(impact sound insulation)依據標準 EN 12354-2；對室外音的空氣音隔音依據標準 EN 12354-3；所有描述建築環境參數依據 ISO 717-1



資料來源：<http://www.mra.pt/industria/produtos/acustica-e-vibracoes/software-de-simulacao-acustica/software-de-acustica-arquitetonica-em-interiores-lms-raynoise/>

圖 1.3-6 比利時 Raynoise 室內噪音電腦模擬示意圖

表 1.3-2 CadnaR 及 CadnaA 之相關性及差異性彙整表

|  |  |
|--|--|
| 1. 相關性   |  |
| CadnaR 及 CadnaA 皆為德國 DataKustik 公司所發展之聲學軟體。                  |  |
| 2. 差異性   |  |
| CadnaR – 「室內」聲學噪音預估軟體  | CadnaA – 「室外」聲學噪音預估軟體  |
| 在工作場所，可依據 EC 導則 (2006/42/EC)，採用機器製造商的參數和房間尺寸設計，計算工作環境中的聲音負載。 | <b>工業</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 應用於噪音減量方案的評估。</li> <li>• 在便利的資料庫中維護噪音排放等資料。</li> <li>• 通過先進的 3D 特性，檢查所建立之模型。</li> <li>• 根據內部音源計算室外聲音傳播。</li> <li>• 與 Bastian 的室內噪音計算程式進行資料交換。</li> <li>• 計算不確定度會考量到排放噪音傳播的標準偏離。</li> </ul>  |
| 制定降噪措施的規劃和評估，如：改變布局、設置隔音牆、加牆體或天花板吸音層、改變發散噪音級或其他措施。           | <b>工業專家系統 (SET 選項)</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 基於音源的技術系統參數 (例如：電力 KW、流量 m<sup>3</sup>/h、轉速 rpm)，自動生成聲功率頻譜。</li> <li>• 可利用針對音源技術 (如：電動機、內燃機、泵、通風設備、冷卻塔、齒輪箱等) 預先設定的 150 種模組，方便工作。</li> <li>• 可通過音源組合構建複雜的傳播模型。</li> </ul>   |
| 結合辦公室、呼叫中心、公用房間和區域等的規劃來評估可替代場所。                              | <b>道路及鐵路</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 可以比較不同的規劃方案。</li> <li>• 自動優化街道或鐵路邊的噪音屏障。</li> <li>• 視覺化模擬減降噪音方案。</li> <li>• 通過目錄結構和變數進行有效的專案管理。</li> <li>• 通過 DTM 自動處理物件資料交叉。</li> <li>• 視覺化所有傳播軌跡。</li> </ul>   |
| 通過吸音產品資料應用庫，進行吸音產品的選擇，包括：吸音天花板或牆體覆蓋層的成本效益分析。                 | <b>航空器噪音 (FLG 選項)</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 依據 AzB 2008, AzB (1975), ECAC Doc.29 或 DIN 45684-1 的標準計算模組，應用於計算民用或軍用機場的噪音排放。</li> <li>• 包括了所有相關的國際標準，模擬處理的機場航空噪音評估程式。</li> <li>• 執行航空器噪音、道路噪音、鐵路噪音和工業設備噪音暴露的結合評估。</li> <li>• 使用依據 ICAO (國際民間航空組織) 標準雷達資料代碼的航空器分類組，來計算航空器噪音。</li> </ul> |
| 通過計算聲級柵格分佈來檢查替代規劃場所的效果。                                      | <b>噪音地圖</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 分散式運算和多執行緒計算，加速計算。</li> <li>• 採用 64 位元技術，適用所有 RAM。</li> <li>• 高效的各種資料融合技術，可匯入 30 多種不同的格式資料。</li> <li>• 在 3D 視圖中，可讀取和替換目標屬性。</li> <li>• 使用各種噪音評估技術分析所建立之模型。</li> <li>• 使用加速技術的同時，確保模型的品質。</li> <li>• 具備在大比例尺工作時可獲得更多的複雜細節和可能的高清晰度之優點。</li> </ul>   |
| 對於複雜的房間幾何尺寸也可以建模 (使用鏡像法或顆粒模型)。                               | <b>空氣污染 (APL 選項)</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 依照 Lagrangian 粒子模型 AUSTAL 2000 (其他模型正在整合中)，進行空氣污染分佈的計算、評估。</li> <li>• 在噪音及空氣品質緩解計畫中，結合測量評估。</li> <li>• 在建立空氣污染分佈模型中，CadnaA 提供友善的易用性和強大計算速度。</li> <li>• 具備匯入所有資料格式功能，不需要額外費用。</li> </ul>  |
| 對於機器佈置和其他音源的建模可以使用點音源、線音源、面音源、盒裝音源。                          |  |
| 點音源可具有方向性 (使用簡單的方式或者 5 度為步長)。                                |  |
| 房間中遮罩物可使用隔音牆和盒狀障礙物。  |  |

和 -2 標準 (包括：頻譜修正量)；對於參數 STC (Sound Transmission Class) 和 IIC (Impact Insulation Class) 採用 ASTM E 413-87 和 ASTM E 989-89 標準。

BASTIAN 擁有強大的模擬計算能力，可支援複雜和簡單的模型。可計算 1/3 八音階和單數字評級 (Single-Number Ratings)，計算來自室外的音透射後的室內音壓級，隔音的計算基於隔音傳輸元素和系統的數據。建立模型中，門、窗和進氣口可插入到不同的結構之間，增加了通風口和導管的側面元素或音傳輸系統。多種連接類型，包括：重單層牆和雙層牆、輕質牆板、地板和側面空心牆，以及它們的組合，通過重複和反演房間的情況來改變參數，可方便的生成各種房間情況的變體。

BASTIAN 能夠就地計算模型的混響 (迴響) 時間，修正了側面元素的輻射所造成的影響，材料結構和音源的資料庫可由使用者擴充。使用者可匯入自定義的結構，包括：圖片格式 BMP/JPG 及可匯入 CadnaA 的噪音頻譜圖。另可匯出模型的結構圖以及通過微軟 Excel 格式匯出所有的計算數據。擁有多語言使用者界面，包括：德語、英語、法語和西班牙語等。

### (七) 日本 TNEL 軟體

集合住宅室內噪音，由日本木村翔教授於 1978 年提出的全噪音暴露 TNEL 評估指標，是對在使用中的集合住宅室內之噪音環境的評估。此評估指標的評估步驟是對調查後所選定作為評定項目的各種音源在 30 分鐘內的尖峰噪音量平均值，並依 30 分鐘內的持續發生時間或發生次數，重新計算出各個時間的 TNEL30 值。TNEL 主要對以下三個類型的聲音進行計算：連續性的衝擊音、穩定音和單發衝擊音。

綜上所述，聲場模擬預測之主要軟體，包括：Odeon、SoundPLAN、Insul、Raynoise、CadnaR、BASTIAN 及 TNEL。這些軟體主要用來模擬室內聲場；有的亦可用於室外；有的則室內外均可，不同的軟體也有不同的版本供各類使用者選擇。這些軟體針對不同使用者、應用於不同場所而設計。各軟體大都提供了若干建立模型軟體或資料庫的銜接，如：CAD、Excel、QSI 和 GIS 資料庫等，可實現多種所需場景下噪音的模擬和聲場的模擬。各軟體又各具特色，有的軟體可繪製直觀形象的噪音圖、實現可聽化或生成動態聲場分佈圖等強大的功能。

## 三 室內噪音計算

### (一) 室內外噪音經驗式及計算概念

#### 1. 基本概念

室外噪音傳播至室內之衰減模式，如圖 1.3-7 之示意。當室外環境噪音為  $SPL_w$  時，傳達至受音之外牆牆面時會有距離衰減  $\Delta L_r$  成為  $SPL_o$ ；聲音要透過外牆達到室內，受外牆開口部隔音性能影響會有  $TL_w$  的衰減；最後進入室內再受室內吸音力  $\Delta L_n$ 、其他因素  $\Delta L_t$  之影響，而成為室內音壓級  $SPL_i$ 。

此即為室外噪音傳播至室內之衰減模式，即建築物室內噪音與室外噪音環境間之關係受到衰減因子 ( $\Delta L$ 、 $\Delta L_r$ 、 $TL_w$ 、 $\Delta L_n$ 、 $\Delta L_t$  ...) 之影響。環境噪音衰減量與各衰減因子間之關係

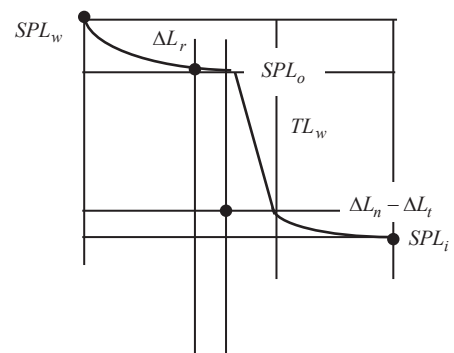


圖 1.3-7 室外噪音傳播至室內之衰減關係示意圖

如下式所示：

$$\Delta L = \Delta L_r + TL_w + \Delta L_n - \Delta L_t \quad (1-144)$$

上式及圖 1.3-7 中：

$\Delta L$ ：環境噪音衰減量； $\Delta L_r$ ：距離衰減量

$\Delta L_n$ ：室內減音量； $\Delta L_t$ ：其他傳播途徑

$TL_w$ ：外牆開口部隔音量； $SPL_w$ ：音源之音功率級

$SPL_o$ ：外牆面入射音壓級； $SPL_i$ ：室內容許噪音音壓級

環境噪音預測模式 + 戶外噪音傳播至室內之衰減模式 = 室內音量

## 2. 室內外噪音經驗式

日本橫濱市集合住宅防音對策書關於室內噪音之推算經驗式如下所示。

$$L = L_0 - TL - 10 \times \log_{10} \frac{A}{\sum S_i} + 6 \quad (1-145)$$

$$TL = 10 \times \log_{10} \frac{\sum S_i}{\sum (S_i \times 10^{-TL/10})} \quad (1-146)$$

$$A = 0.161 \times V/T \quad (1-147)$$

式中：

$L$ ：室內噪音推定值； $L_0$ ：屋外噪音

$TL$ ：建物的防音性能（綜合透過損失）； $A$ ：室內吸音力

$S_i$ ：牆體或窗戶面積； $V$ ：室內體積； $T$ ：殘響時間

其中屋外噪音  $L_0$  經驗式如下：

$$\text{東名高速公路} : L_0 = 91.9 - 10 \times \log_{10}(\ell) \quad (1-148)$$

$$\text{國道 1 號、246 號} : L_0 = 81.0 - 8.8 \times \log_{10}(\ell) \quad (1-149)$$

$$\text{國道 15 號、16 號} : L_0 = 77.0 - 9.8 \times \log_{10}(\ell) \quad (1-150)$$

$$\text{其他自動車專用道（第三京浜、橫濱新道、保土ヶ谷バイパス、橫濱橫須賀道路、首都高速道路）} : L_0 = 91.7 - 12.8 \times \log_{10}(\ell) \quad (1-151)$$

$$\text{新幹線 } \ell \leq 25m : L_0 = 102.6 - 8.6 \times \log_{10}(\ell) \quad (1-152)$$

$$\text{新幹線 } \ell > 25m : L_0 = 103.5 - 9.6 \times \log_{10}(\ell) \quad (1-153)$$

$$\text{在來線（鐵道地上部）} : L_0 = 109.8 - 16.7 \times \log_{10}(\ell) \quad (1-154)$$

### (二) 計算實例

以日本東名高速公路為例，計算室外噪音傳遞至室內之音量，如圖 1.3-8、表 1.3-3 及表 1.3-4 所示。

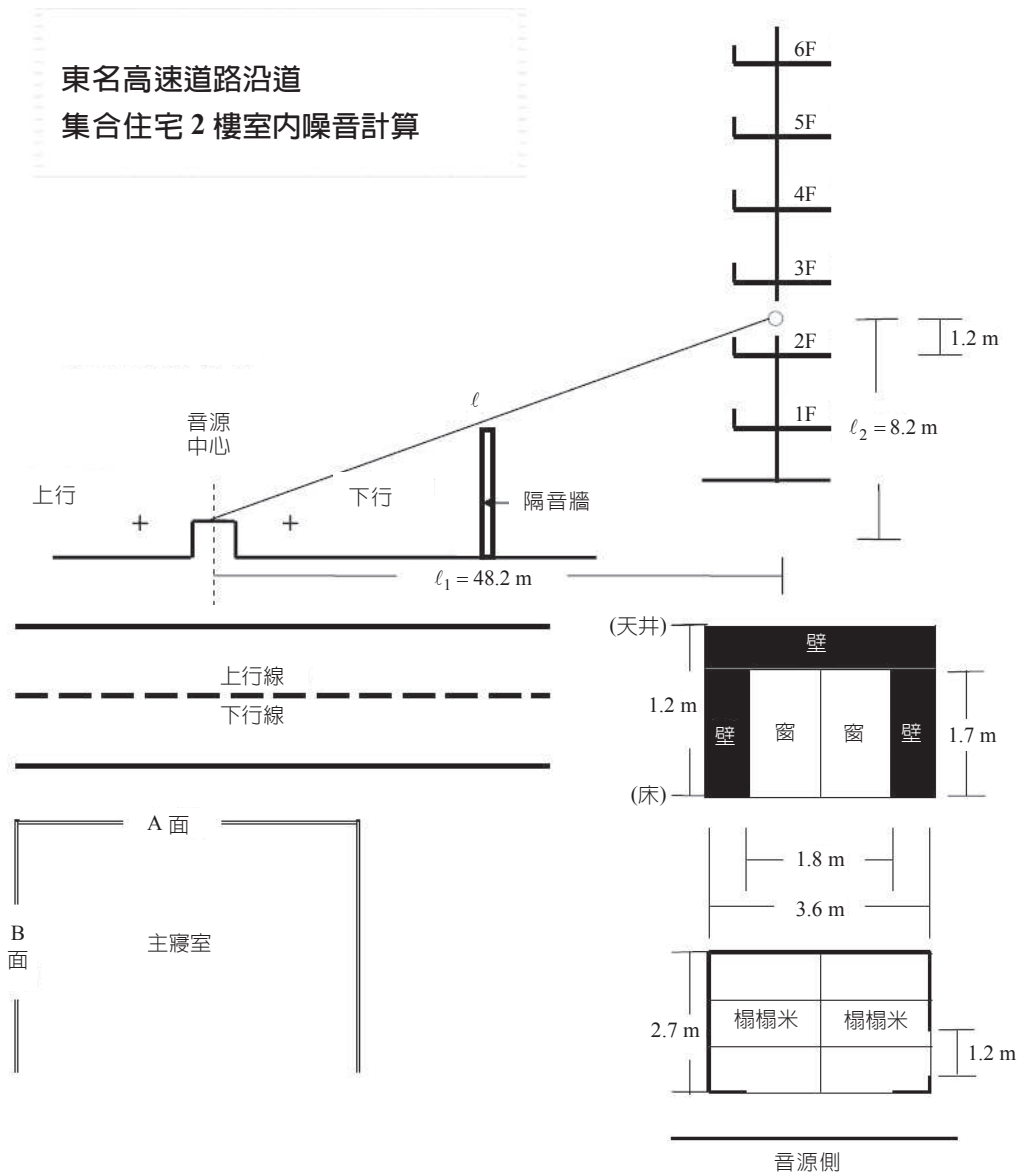


圖 1.3-8 日本東名高速公路室外噪音傳播至室內之幾何關係示意圖

表 1.3-3 室外噪音傳播至室內之壁面透過損失計算表

| 壁體種類   |     | 構成要素        | 面積 $S_1$ | 透過損失 $T_1 / 500 \text{ Hz}$ | $S_1 \times 10^{-TL_1/10}$ |
|--------|-----|-------------|----------|-----------------------------|----------------------------|
| 音源側的壁面 | A 面 | 壁體 (150 mm) | 5.58     | 50 <sup>註</sup>             | $5.58 \times 10^{-50/10}$  |
|        |     | 窗口 (鋁窗框)    | 3.06     | 37                          | $3.06 \times 10^{-37/10}$  |
|        | B 面 | 壁體 (150 mm) | 5.04     | 50 <sup>註</sup>             | $5.04 \times 10^{-50/10}$  |
|        |     | 窗口 (鋁窗框)    | 1.44     | 37                          | $1.44 \times 10^{-37/10}$  |
| 小計     |     |             | (4)15.12 |                             | (5) $1.00 \times 10^{-3}$  |

註：壁體透過損失  $Y = 50 + \log_{10}(X/150)$ ； $Y$  透過損失 (dB)， $X$  為 RC 壁體厚 (mm)。

1. 本案例道路中心與 2 樓受音點之距離

$$l = \sqrt{l_1^2 + l_2^2} = \sqrt{48.2^2 + 8.2^2} = 48.9 \text{ m}$$

表 1.3-4 室外噪音傳播至室內之壁面透過損失計算表

|                |   |     |   |
|----------------|---|-----|---|
| 1. 音源側<br>屋外噪音 | 音源名稱  |     | 東名高速道路  |
|                | 音源中心與受音點之距離   |     | $\ell = 48.9 \text{ m}$   |
|                | 屋外噪音  | (1) | $L_0 = 75.01 \text{ dB(A)}$   |
| 2. 建物的<br>防音性能 | 綜合透過損失的計算   | (2) | $TL = 10 \times \log_{10} \frac{\sum S_1}{\sum S_1 \times 10^{-TL/10}}$ $= 10 \times \log_{10} \frac{(4)}{(5)} = 10 \times \log_{10} \frac{15.12}{1.00 \times 10^{-3}}$ $= 41.78 \text{ dB(A)}$ |
|                | 室內吸音力的計算  | (3) | $A = 0.161 \times V / T = 18.77$<br>$V$ : 室內體積 ( $23.32 \text{ m}^3$ ); $T$ : 殘響時間 (0.2 秒)  |
| 3. 室內噪音<br>推定值 | $L = L_0 - TL - 10 \times \log_{10} \frac{A}{\sum S_1} + 6$ $= (1) - (2) - 10 \times \log_{10} \frac{(3)}{(4)} + 6$ $= 75.01 - 41.78 - 10 \times \log_{10} (18.77 / 15.12) + 6$ $= 38.29 \text{ dB(A)}$ |     |   |

註：殘響時間於一般日式房約 0.2 秒，西式房大約 0.5 秒。

## 2. 屋外噪音的預測 (東名高速公路)

$$L_0 = 91.9 - 10 \times \log_{10}(\ell) = 91.9 - 10 \times \log_{10}(48.9) = 75.01 \text{ dB(A)}$$

## 3. 6 塊榻榻米之日式房間的噪音計算

室內 A 面的大小：壁面長度 3.6 m、深度 2.7 m；壁面從地板到天花板的高度 2.4 m。窗戶尺寸寬度為 1.8 m、高 1.7 m。

透過損失：壁體部 50 dB；窗部 37 dB (500 Hz 時)。

室內的殘響時間 0.2 秒 (假設為和室)。

### 1.3.4 主動控制隔音窗

針對通風窗噪音控制的問題，學界與業界做過許多嘗試，希望能發展出一種既具良好降噪性能，又能充分通風提供新鮮空氣的適宜通風窗系統。早在 1973 年，Ford 和 Kerry 便針對通風窗開口對隔音量的影響做了研究。他們發現，雙層玻璃部分開啟時，隔音效果比同樣部分開啟的單層玻璃好 10 dBA，且雙層玻璃即使開啟 100 mm，其隔音能力仍與單層玻璃關閉時差不多。1998 年，Field 和 Fricke 證明，不同長度的 1/4 波長諧振器可用於建築外部的通風開口，以減少廣泛頻率範圍的噪音傳進建築物。在某些 1/3 八音度頻帶，此一方法的降噪效果約為 7 dB。

2005 年，Kang 和 Brocklesby 研發出一種交錯式窗系統 (staggered window system)。在這套窗系統中，間隔式雙層玻璃窗的窗扇開啟呈交錯狀，以建立自然通風路徑和防止直接聲傳播，同時沿著通風路徑裝設透明微孔吸音板，以降低外部噪音。他們發現，此一方法可有效降低頻率 500 Hz 至 8000 Hz 的外部噪音。然而在低頻範圍，交錯式窗系統的降噪性能便不甚令人滿意。2009 年，Yuya 等人藉由優化輸入 / 輸出開口位置和輸入範圍，提出一種隔音平開窗 (casement windows) 模型。

2013 年，Tong 和 Tang 在半消聲室中，利用 1:4 縮小比例模型，研究建築牆面裝設靜壓式通風窗對非平行線性音源之介入損失 (insertion losses)。他們發現，此一方法的介入損失約為 5 ~ 18 dB，實際數值則視不同的取向狀況而定。二年後，他們又在香港一條交通繁忙的幹道附近，利用與香港一般公共住宅同尺寸的兩間同式模型試驗室，進行全尺寸現場測量，其中一間裝設靜壓式通風窗，另一間則裝設傳統的側吊式平開窗。他們並比較了四種不同的房間內部擺設情況。試驗結果顯示，以靜壓式通風窗取代側吊平開窗所達成的隔音效益約為 7.1 ~ 9.5 dBA。

在低頻範圍，被動式通風窗的隔音性能通常很差。為解決此一問題，學界提出主動式噪音控制 (ANC) 技術。2002 年，Zhang 等人提出檢驗參考信號 (reference signals) 與誤差信號 (error signals) 之相干性的模型。2005 年，Ise 在一個開敞的通風窗上設置 16 個獨立的單通道 ANC 系統，以反射傳入的外部噪音。在 200 Hz 至 700 Hz 的範圍內，此一方法在誤差傳感器上達到超過 10 dB 的減噪效果。2011 年，Qiu 等人報告了當時 ANC 自然通風窗的研究進展。以下概述過去五年間的進展，並討論當前的研究局限和未來方向。

全世界許多研究人員都曾做過或正在從事相關領域的研究。下文概述八個國家或地區近年來的相關研究，以說明當前的進展方向。

## 一 日本

過去近十年裡，日本鳥取大學 (Tottori University) Masaharu Nishimura 教授和他的團隊一直在研發主動聲屏蔽 (AAS) 系統。2008 年起，他們幾乎每年都在國際噪音控制工程會議 (Internoise Conferences) 報告研究進展。AAS 系統包含許多排成陣列的同式 AAS 單元。圖 1.3-9 顯示 AAS 應用於開敞通風窗以控制聲傳播的基本概念和 AAS 單元示意圖。

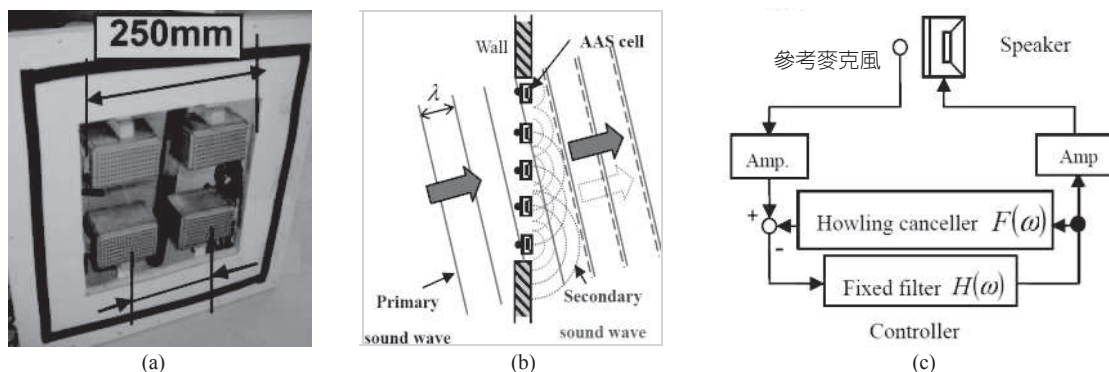


圖 1.3-9 (a) 4 單元 AAS 通風窗照片；(b) AAS 基本概念；(c) AAS 單元示意圖

每個 AAS 單元都是一個簡單的前饋式主動控制系統，在盡可能接近次級音源的前方，都設有一個參考麥克風 (reference microphone)。控制濾波器 (control filter)  $H(\omega)$  為離線設計，作用為消除 AAS 單位前方的聲波，嘈雜聲補償濾波器 (howling compensation filter)  $F(\omega)$  的作用則在降低從次級音源回傳至參考麥克風的聲反饋 (acoustical feedback)。由於參考麥克風和次級音源近於並列，同一控制濾波器應可控制來自不同方向的入射聲。研究團隊將一個包含 4 個 AAS 單元的小型 AAS 通風窗 ( $250 \times 250 \text{ mm}^2$ ) 裝設於消聲室的門上。測量結果顯示，AAS 通風窗可有效降低 500 Hz 至 2000 Hz 範圍內的隨機入射噪音傳播。這項研究的挑戰是，面對實務上的大型通風

窗，將需要裝設大量 AAS 單元，因此需要發展新的分散式控制器及相關演算法。目前研究團隊正利用 FPGA 來發展控制硬體，以縮短系統延遲時間。

## 二 新加坡

新加坡有兩個團隊正在進行通風窗實施主動聲傳播控制的相關研究，其經費來源分別為新加坡國家發展部 (MND) 和國家研究基金會 (NRF)。一個團隊由新加坡南洋理工大學 (NTU) 的 Woon Seng Gan 博士領導，專注於開敞通風窗多通道 ANC 系統的發展。另一個團隊則由新加坡科技研究局 (A\*STAR) 所屬材料及工程研究院 (IMRE) 的 Kui Yao 博士領導，專注於針對 ANC 及被動噪音緩解，發展透明壓電膜揚聲器 (piezoelectric film speakers) 和高性能多孔材料。圖 1.3-10 顯示根據聲類別選擇的開敞通風窗 ANC 系統、在 NTU 建造的 8 AAS 單元開敞通風窗 ANC 系統、和 IMRE 針對 ANC 研發的透明壓電膜揚聲器。NTU 團隊與日本的 Masaharu Nishimura 教授和英國的 Steven Elliott 教授合作，在 AAS 系統之分散式多通道前饋 ANC 演算法方面，投入相當多的心力。

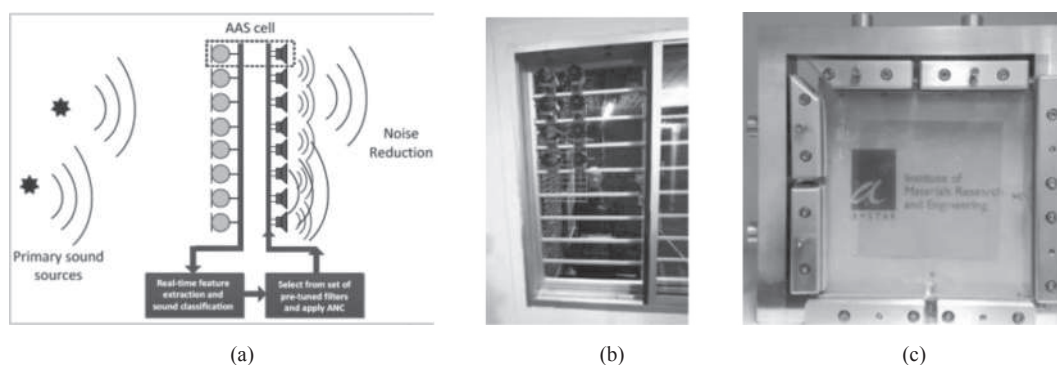


圖 1.3-10 (a) 開敞通風窗 ANC 系統示意圖；(b) 8 AAS 單元開敞通風窗 ANC 系統；(c) ANC 透明壓電膜揚聲器 (200×200 mm<sup>2</sup>)

## 三 香港

香港理工大學 (HKPU) Shiu-Keung Tang 教授針對近年為承受嚴重交通噪音之城市高樓研發自然通風噪音控制裝置的進展，進行了檢討。他的研究發現，由於城市混響現象，突出設計 (如陽台、窗楣和簷片) 通常效果不大。靜壓式通風窗和其他有利交錯空氣進出的類似雙壁靜壓結構，是很有用的自然通風致能噪音控制設計。他們採用 ANC 來改善靜壓式通風窗的降噪效果。研究團隊並進行一系列試驗，以瞭解建置 ANC 系統將如何影響靜壓式通風窗的聲傳播。在他們進行的 3 通道 ANC 試驗中，主音源是放置於音源室地板上的 6 吋揚聲器，次級噪音控制揚聲器則被固定於接近通風窗室外開口處。研究團隊並探討了次級噪音控制揚聲器相對於靜壓箱的取向與位置，和接收室內混響對主動噪音控制性能的影響。圖 1.3-11 顯示在配置傢俱的試驗室內進行靜壓式通風窗現場全尺寸聲傳播試驗的照片和試驗設置。

## 四 中國

中國南京大學的研究團隊 2010 年開始研究應用 ANC 技術於靜壓式通風窗的可行性。

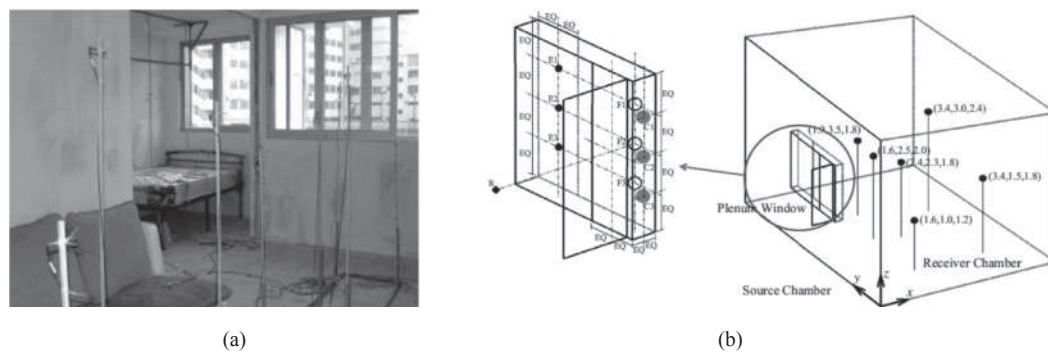


圖 1.3-11 (a) 配置傢俱實驗室照片；(b) 試驗設置 – ●：誤差麥克風；◆：參考麥克風；○和●：次級噪音控制揚聲器

圖 1.3-12 顯示研究團隊在現場試驗時的設置和原型窗。原型窗安裝於一個玻璃房 (2.0 m 長 / 2.5 m 寬 / 2.5 m 高)。玻璃房的內牆鋪有吸音材料，以降低房間內部的混響現象。整個原型平開窗 (1.1 m 寬 / 0.6 m 高) 分為左、中和右三部分。原型窗有兩層玻璃，間隔 0.1 m。中間部分無法開啟，左右兩部分則可交錯開啟，以建立自然通風路徑。中間窗分為上下兩個部分，每個部分可被視為分離的通風道。原型窗採用兩個分離的單通道 ANC 系統，每個通風道的參考麥克風設在通道入口處，控制揚聲器則設在通道出口處。誤差麥克風設在原型窗的右邊牆壁上。圖 1.3-12(c) 顯示開啟或關閉 ANC 時誤差麥克風處的聲壓位準。圖中顯示所獲得的寬帶控制超過 12 dB，有效頻率高達 800 Hz。

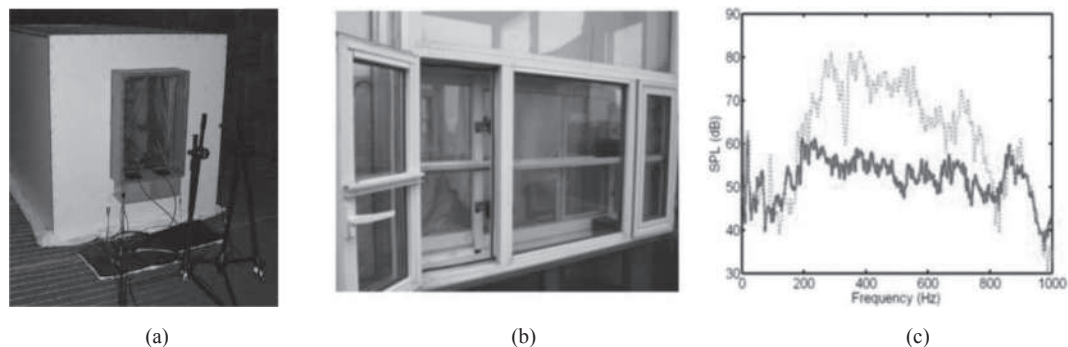


圖 1.3-12 (a) 試驗設置照片；(b) 原型自然通風 ANC 窗；(c) ANC 啟動 (紅色實線) 或關閉 (綠色虛線) 時誤差麥克風處的聲壓位準

## 五 法國

法國的 TechnoFirst 公司與法國環境暨能源管理署 (EEMA) 合作 (2011 年開始)，研發一種自然通風主動雙層玻璃窗。

研究團隊針對兩種配置進行研究。在第一種配置中，他們將揚聲器整合於窗框內，藉由通風窗開口直接消除入射聲。此種配置的噪音控制有效頻率範圍為 500 Hz 以下。第二種配置是一套 ANC 靜壓式通風窗系統，其有效噪音消滅頻率範圍高達 1,700 Hz。圖 1.3-13 顯示主動通風窗 (active window) 及主動通風窗配置的試驗台照片。

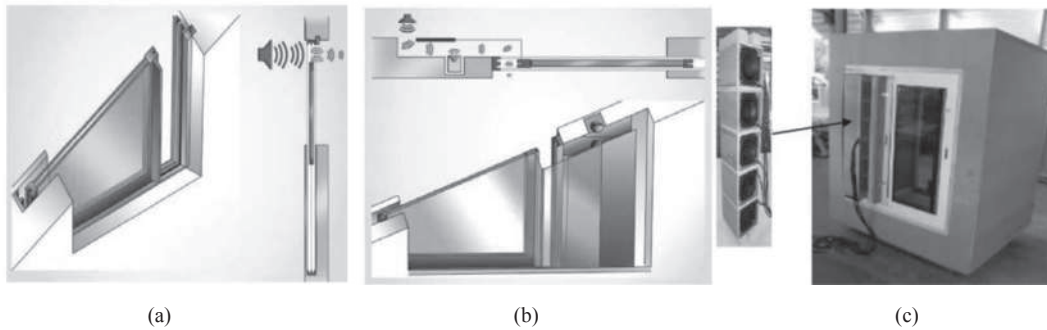


圖 1.3-13 (a) 主動通風窗配置示意圖；(b) 主動迷宮配置示意圖；(c) 主動通風窗配置試驗台照片

## 六 韓國

韓國科學技術院 (KAIST) Youngjin Park 教授的研究團隊針對建築物內部空間未裝設傳感器和控制音源的開啟通風窗，建議一套 ANC 系統。研究團隊在一個比例模型房間 ( $1.45 \times 1.2 \times 1.2 \text{ m}^3$ ) 內裝設開啟通風窗 ( $0.3 \times 0.3 \text{ m}^2$ )，進行比例模型試驗。模型外部設置 8 個揚聲器，柱形通風道從揚聲器延伸至控制音源的位置。

如圖 1.3-14(a) 所示，控制音源均勻分佈於通風窗的邊緣。圖 1.3-14(b) 顯示主動噪音控制系統略圖。這套系統採取一種前饋控制機制，無需為實用性裝設誤差傳感器。噪音控制器的控制系數係運用 Rayleigh 積分方程和格林函數 (Green's function) 離線理論計算得出。

主動通風窗系統的降噪性能藉由方向性外部噪音得到驗證。驗證過程中，入射聲的方向係利用參考傳感器的接收信號估算得出。試驗結果顯示，所建議的系統在 400 Hz 至 1,000 Hz 頻率範圍內，平均噪音消滅可達到 10 dB。

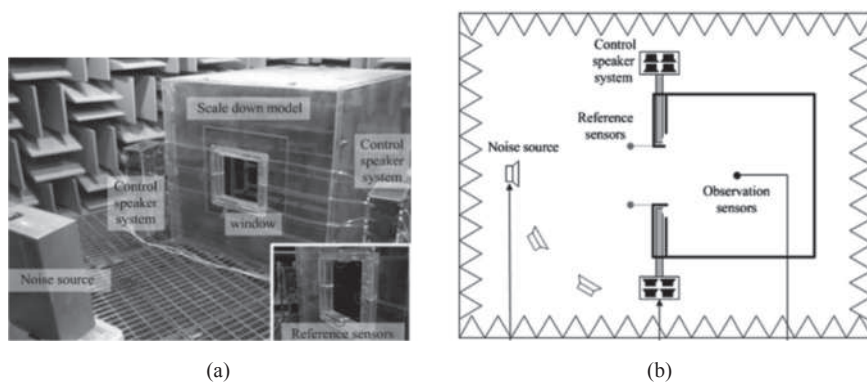


圖 1.3-14 主動通風窗系統試驗設置：(a) 試驗設置照片；(b) 主動噪音控制系統略圖

## 七 德國

德國漢堡聯邦國防軍大學 (Helmut Schmidt University of Germany) Delf Sachau 教授和他的團隊執行一項由德意志銀行 (DBU) 出資的產學聯合計畫，運用適應式噪音阻隔器，改善居家及工作環境的品質。如圖 1.3-15 所示，一套多通道前饋 ANC 系統 (包含 1 個參考傳感器、8 個次級音源、和 14 個誤差傳感器) 被用來阻隔噪音經由開啟斜窗傳入室內。

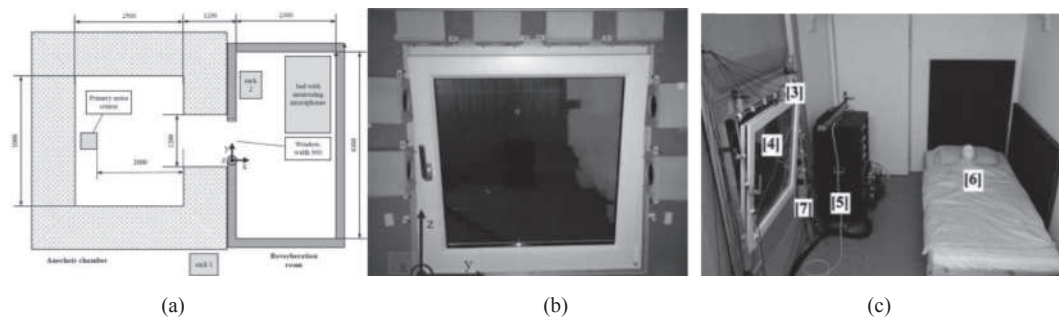


圖 1.3-15 (a) 聲傳播試驗室平面圖；(b) 斜窗搭配適應式噪音阻隔器配置照片；  
(c) 接收室照片

在消音室中，通風窗的尺寸為  $0.91 \times 0.91 \text{ m}^2$ ，主音源是一個設置於距離窗戶約 3 m 的揚聲器。研究團隊針對不同的系統元件配置做試驗。結果發現，誤差傳感器位置對於噪音控制表現非常重要。在 100 Hz 至 1,000 Hz 的頻率範圍內，這套系統的平均寬頻降噪可達 13 dB。

## 八 西班牙

西班牙加泰羅尼亞理工大學 (Universitat Politècnica de Catalunya) Romeu 教授和他的團隊於 2014 年對有限開啟底鉸鏈窗實施主動聲傳播控制進行試驗。

研究團隊利用單入單出系統 (single-input single-output system) 來消滅飛機越過機場附近一棟民宅時，經由外牆部分開啟通風窗開口傳入的聲傳播。他們發現，在低頻範圍內 (100 Hz 至 125 Hz 1/3 八音度頻帶)，運用主動消音可有效降低噪音 (約 3 dB)。

此一設計可大幅恢復因通風窗部分開啟而造成的隔音效果損失。在某些頻率上，誤差信號與參考信號的相干性不佳，加上折疊鉸鏈窗開口處的複雜幾何關係，限制了這套系統的性能。圖 1.3-16 顯示民宅中試驗通風窗和房間的位置，以及主動通風窗和 ANC 系統的略圖。

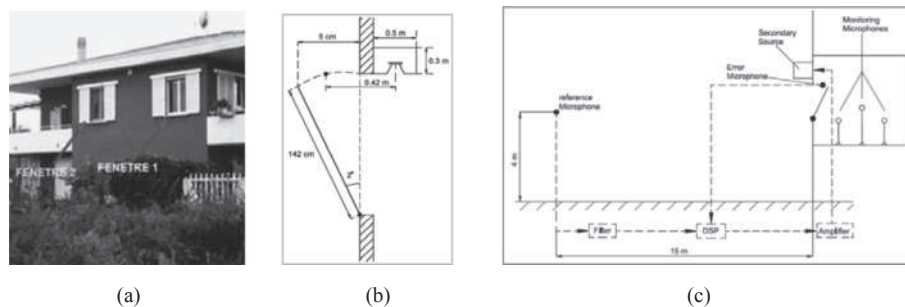


圖 1.3-16 (a) 民宅中試驗通風窗和房間的位置；(b) 主動通風窗略圖；  
(c) 主動噪音控制系統略圖

近年來自然通風窗實施主動聲傳播控制研究的進展大致可分為兩類。第一類為直接控制通風窗開口聲傳播，亦即在通風窗開口處或其邊緣裝設次級音源，以控制開口處的聲傳播。日本及新加坡研發的 AAS 通風窗、法國的主動通風窗配置、和韓國、德國及西班牙的相關研究，都屬於這一類。AAS 通風窗將次級音源裝設在開啟式通風窗 (opening windows) 的通風路徑上，以大型通風窗為適用目標。其他研究則是將次級音源裝設在通風窗開口處或其邊緣，以小型開口為適用目標，譬如小型通風窗的開口或部分開啟的通風窗。這類系統的優點為安裝簡易和高通風率。然

而，這類系統在中至高頻範圍性能不佳，且潛在成本偏高。

第二類則是 ANC 靜壓式通風窗。這類系統在開啟式通風窗改裝的靜壓式結構上採用 ANC。香港及中國的相關研究和法國的主動迷宮結構，都屬於這一類。ANC 靜壓式通風窗在系統中同時採用被動和主動噪音控制方法。其中，靜壓箱 (plenum chambers) 在中至高頻範圍發揮降噪效果，同時提供相當程度的自然通風。ANC 元件可以衰減經由靜壓箱傳播的低頻噪音元素。靜壓箱將原來的三維自由空間聲場問題轉化為單維聲通道問題或低階聲腔問題。因此，ANC 應用不僅更能有效降噪，成本也較低。然而，這類系統的缺點為結構複雜，且換氣率略有減損。

目前為止，針對良好隔音自然通風窗的問題，業界尚無成熟而實用的解決方案。許多問題仍有待解決，才能推出可望成功商品化的 ANC 自然通風窗產品。首先，控制音源的尺寸需要縮小，且需要具合理良好低頻響應性能的輕巧而有效的揚聲器系統。其次，主動控制系統的堅固性和性能需要提升，以使得系統在各種情況下 (譬如強風、豪雨和雷陣雨)，均能發揮良好的降噪性能。最後，控制音源和系統的成本需要降低，以利量產市場和建築業的接受度。由於因果性的要求，前述兩類系統都必須做到短延遲 AD/DAs 和強大 DSP 或 FPGA。為達降低成本要求，可能需要特殊設計的晶片。

就第一類的 AAS 系統而言，所面臨的挑戰是大型通風窗需要許多通道，導致實際應用的可行性降低。未來的研究方向可以聚焦於發展密實的分散式多適應性 ANC 控制器，以及瞭解多向入射聲系統的機制和物理性。在某些應用中，將次級音源裝在通風窗開口中央，執行上可能會有困難，因此，僅在通風窗開口邊緣裝設次級音源，似乎是較為務實的做法。研究發現，當次級音源裝設於開口邊緣時，全面有效控制噪音會面臨有頻率上限的問題，因此，可能有必要為 ANC 通風窗裝設窗格，將大型通風窗分割為若干較小的窗格，如此便可將次級音源裝設在窗格的邊框上。目前，ANC 靜壓式通風窗似乎是最實用的解決方案。它們的性能已得到驗證，多套原型系統已成功示範。儘管仍需要更多試驗才能做出更成熟的產品，但這套系統的真正挑戰仍在於行銷和成本。

ANC 靜壓式通風窗能以合理的成本提供寬頻噪音控制，是最接近需求的應用。將 ANC 直接應用於通風窗或其開口雖仍需要進一步研究，但在這類通風窗上設計窗格或許是個解決方案。

## 1.4 室外音傳播

聲波的戶外傳播中，幾乎所有的聲波傳播情形都能碰得到，例如反射 (reflection)、折射 (refraction) 和繞射 (diffraction) 等現象。

所謂的「繞射」是波的一種特性，若在波 (無論是水波、聲波、光波、電磁波) 的前行過程路徑中放置一障礙物，當障礙物的大小與波長相近時，則波形在此障礙物附近產生畸變，而容易觀察到波的「繞射」現象。

聲波在戶外傳播時，聲音強度會隨傳播距離的增加而衰減 (attenuation)，其主要原因有聲波波陣面的擴大而導致的能量的擴散，大氣對聲波的吸收，傳播途徑中地面或綠化帶對聲波產生的衰減，以及風速、溫度等氣象條件，都會對音傳播造成影響。

在室外隨著傳播距離的增加，由於能量分散開來，音量不斷下降，理論上，對於點音源，離音源距離增加每兩倍，音量下降 6 dB。另一方面，大氣對聲音也有吸收作用，尤其對超過 2,000 Hz 的高頻聲音，吸收效應更加明顯，使音量隨與音源距離的增加衰減量變得更大。

常溫常壓下，100 m 距離對 125 Hz、500 Hz、2,000 Hz 的聲音衰減量分別約為 0.05 dB、0.25 dB、2.5 dB。閃電產生時的聲音是含有大量高頻成分的霹靂聲，由於距離很遠，大多高頻成分被大氣吸收了，因此傳到我們耳朵裡往往是隆隆的低頻聲。在室外，聲音有繞過障礙物的本領，被稱為聲音的繞射或衍射，這是聲波波動現象的表現。草地、灌木林等對聲音的傳播也有衰減作用，但對高頻的作用較明顯，對低頻的作用有限，100 m 的草地、灌木林對 1,000 Hz 的聲音約有 20 dB 的衰減，而對 100 Hz 的聲音約僅有 5 dB 的衰減。100 m 以上的長綠闊葉草地或灌木林在實際降噪中才有效果，但也等於距離減掉了。

在戶外音傳播中，單個噪音源（音功率級為  $L_w$ ）通過某個路徑在音接受點產生的音量為：

$$L_p = L_w - K + DI_M - A_E \quad (1-155)$$

式中：

$K$ ：幾何衰減，

$DI_M$ ：指向性因數，

$A_E$ ：其他附加衰減。

將此音源通過各條路徑在音接受點產生的音壓按相加原理（噪音合成）進行相加便得到該音源在此音接受點產生的總音壓（噪音值），再將周圍環境中各個噪音源在音接受點處產生的總音壓進行相加就得到該音接受點處的總噪音值。

### 1.4.1 幾何衰減

當音源很小，其尺寸比輻射聲波的波長小很多時，可以看成是點音源。點音源在各向同性介質中輻射聲波時，聲波向各個方向傳播，其波陣面是球面，並隨著距離的增加而不斷擴散。球面波的音強與到音源的距離  $r$  成反比，因此點音源的幾何發射衰減  $K$  為：

$$K = 20 \log_{10} r + 10 \log_{10} 4\pi \quad (1-156)$$

例如公路上一長串的汽車，或火車、高速鐵路、捷運系統等可以看成是線音源，有限長之線音源的幾何發射衰減  $K$  為：

$$K = 10 \log_{10} \frac{4\pi r D}{\alpha} \quad (1-157)$$

式中：

$D$ ：音源的長度，

$\alpha$ ：線音源對音接受點的夾角。

### 1.4.2 指向性因數

指向性因數  $DI_M$  描述音傳播的指向性。它包括音源自身的指向性，周圍環境中的各種反射

物引起的指向性等，但是不包括由地面效應引起的指向性。以反射物引起的指向性為例，當音源離反射面的距離小於十分之一波長，且音源輻射的音功率恆定時，對於遠場的受音點而言：無反射面時， $DI_M = 0 \text{ dB}$ ；有 1 個反射面時， $DI_M = 3 \text{ dB}$ ；有 2 個反射面時， $DI_M = 6 \text{ dB}$ ；有 3 個反射面時， $DI_M = 9 \text{ dB}$ 。

### 1.4.3 隔音牆衰減

當音源與接收點之間存在有隔音牆時會產生顯著的附加衰減，隔音牆可以是「牆」或「板」，也可以是道路兩旁的建築物或低凹路面兩側的路堤等。聲波遇到隔音牆時會產生反射、透射和繞射三種傳播現象。主要作用就是阻止直達音的傳播，隔絕透射音，並使繞射音有足夠的衰減。隔音牆的附加衰減與音源及接收點相對隔音牆的位置、隔音牆的高度及結構，以及聲波的頻率密切相關。一般而言，隔音牆越高、音源及接收點離隔音牆越近、聲波頻率越高，衰減越大。

### 1.4.4 氣象條件的影響

雨、雪、霧等對聲波的散射會引起音能的衰減。但這種因素引起的衰減量很小，大約每 1,000 m 衰減不到 0.5 dB，因此可以忽略不計。氣象因素（主要是風速及溫度的垂直梯度）引起的音速梯度，將導致聲波發生折射效應，從而對空氣中的音傳播產生影響。根據聲波的折射原理，聲波從音速大的介質進入音速小的介質時傳播方向要發生變化，與入射聲波的傳播方向相比較，折射聲波的傳播方向將更靠攏法線方向；反之，聲波從音速小的介質進入音速大的介質時，折射

聲波的傳播方向將更背離法線方向。

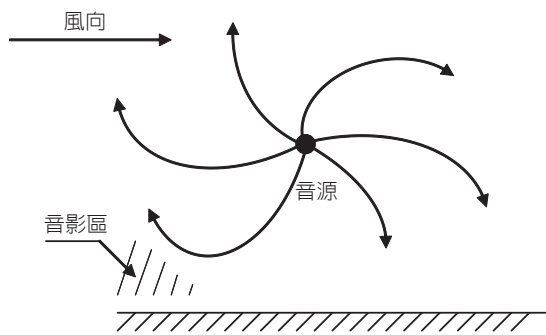


圖 1.4-1 風速對音傳播的影響

由於地面對空氣運動的摩擦阻尼，風速隨著離開地面高度的增加而增大。因此當聲波順風傳播時，相對於地面的音速應加上風速，使得音速隨高度而增大，從而將使音傳播方向向下彎曲；反之，當聲波逆風傳播時，相對於地面的音速應扣除掉風速，使得音速隨高度而減小，從而將使音傳播方向向上彎曲，如圖 1.4-1 所示。

大氣中的音速與絕對溫度的平方根成正比，因此當大氣溫度隨高度增加時（溫度梯度為正）音速隨高度增大，從而使音傳播方向向下彎曲。這時，地面上音源所發射的聲音，由於集中在地面附近區域，可以傳播到較遠的地方。當大氣溫度隨高度減小時（溫度梯度為負）音速隨高度減小，從而使音傳播方向向上彎曲。這時，地面上音源所發射的聲音，將在一定距離外掠過地面從而形成音影區域。

例如在晴天的夜晚，地面由於熱輻射和熱傳導而迅速冷卻，靠近地面的空氣溫度下降，而離地面較高處仍保持較高的溫度，即形成正溫度梯度；而在晴朗的白天，大氣溫度則隨高度增加而下降，即形成負溫度梯度。因此，地面上音源所輻射的聲波在夜晚傳播較遠，而在白天傳播較近。

### 1.4.5 其他附加衰減

其他的附加衰減  $A_E$  主要包括由空氣吸收 (air absorption) 引起的衰減  $A_a$ 、隔音牆及其他障礙物引起的衰減  $A_b$ 、樹林引起的衰減  $A_f$ 、地面效應 (包括反射和吸收) 引起的衰減  $A_g$  及由氣象條件 (風及溫度梯度等) 引起的衰減  $A_m$ ，即：

$$A_E = A_a + A_b + A_f + A_g + A_m \quad (1-158)$$

空氣吸收附加衰減  $A_a$  由兩部分組成：

第一部分為經典吸收，是由空氣的黏滯性 (viscosity)、熱傳導 (thermal conductivity) 和以及空氣分子鬆弛 (relaxation) 等因素所產生的音能損耗而引起的，它與聲波頻率的平方成正比，並且與空氣的氣壓、溫度有關，但與空氣濕度關係不大，除非聲波的頻率很高，這種經典吸收一般可以忽略不計。

第二部分叫做分子吸收，主要是由空氣中氧分子 ( $O_2$ ) 和氮分子 ( $N_2$ ) 振動所產生的音能損耗而引起的，它與空氣的濕度和溫度有密切關係，也與聲波頻率有關，但隨頻率變化的規律較複雜。在噪音控制工程中，可以採用以下的經驗公式來估算空氣吸收衰減。當空氣溫度為  $20^\circ\text{C}$  時：

$$A_a = 7.4 \frac{f^2 d}{\phi} \times 10^{-8} \text{ (dB)} \quad (1-159)$$

式中：

- $f$ ：聲波的頻率，
- $d$ ：傳播距離，
- $\phi$ ：相對濕度。

對於其他不同的溫度，可用下式估算：

$$A_a(T, \phi) = \frac{A_a(20^\circ\text{C}, \phi)}{1 + \beta \Delta T f} \text{ (dB)} \quad (1-160)$$

式中：

- $A_a$ ：空氣吸收衰減值，
- $\Delta T$ ：表示與  $20^\circ\text{C}$  的溫度差，
- $\beta = 4 \times 10^{-6}$ ，
- $f$ ：聲波的頻率，
- $\phi$ ：相對濕度。

表 1.4-1 為在一個標準大氣壓下，以  $\text{dB}/1,000 \text{ m}$  為單位時，空氣吸收衰減  $A_a$  的實驗值。

表 1.4-1 空氣吸收衰減實驗值

單位：dB/km

| 相對濕度 % | 溫度 °C | 63 Hz | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz |
|--------|-------|-------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| 25     | 15    | 0.2   | 0.6    | 1.3    | 2.4    | 5.9   | 19.3  | 66.9  |
|        | 20    | 0.2   | 0.6    | 1.5    | 2.6    | 5.4   | 15.5  | 53.7  |
|        | 25    | 0.2   | 0.6    | 1.6    | 3.1    | 5.6   | 13.5  | 43.6  |
|        | 30    | 0.1   | 0.5    | 1.7    | 3.7    | 6.5   | 13.0  | 37.0  |
| 50     | 15    | 0.1   | 0.4    | 1.2    | 2.4    | 4.3   | 10.3  | 33.2  |
|        | 20    | 0.1   | 0.4    | 1.2    | 2.8    | 5.0   | 10.0  | 28.1  |
|        | 25    | 0.1   | 0.3    | 1.2    | 3.2    | 6.2   | 10.8  | 25.6  |
|        | 30    | 0.1   | 0.3    | 1.1    | 3.4    | 7.4   | 12.8  | 25.4  |
| 75     | 15    | 0.1   | 0.3    | 1.0    | 2.4    | 4.5   | 8.7   | 23.7  |
|        | 20    | 0.1   | 0.3    | 0.9    | 2.7    | 5.5   | 9.6   | 22.0  |
|        | 25    | 0.1   | 0.2    | 0.9    | 2.8    | 6.5   | 11.5  | 22.4  |
|        | 30    | 0.1   | 0.2    | 0.8    | 2.7    | 7.4   | 14.2  | 24.0  |

由此表可以看出，當聲波頻率不太高（例如低於 1 kHz），並且傳播距離也不太大（例如小於 1 km）時，空氣吸收引起的衰減一般是可以忽略不計的。同時，由於空氣吸收衰減與頻率的關係很大，頻率越高衰減越快，因此噪音在空氣中傳播較遠距離後，頻譜中的高頻成分衰減較快，而低頻成分衰減不太明顯。樹林引起的附加衰減  $A_f$  與樹木的種類及樹林的規模有關，如濃密的常綠樹林對 1 kHz 的聲波約有 20 dB/100 m 的衰減量，而稀疏的樹林約只有 2、3 dB/100 m，甚至更小的附加衰減。

地面引起的衰減量  $A_g$  由地面吸收和地面反射效應產生的，如果地面是寬闊平坦的硬地面（如水泥地面等），可以把它看成是剛性的反射面，則  $A_g = -3$  dB；如果地面是軟面（如雪地等），則  $A_g = 0$  dB。

## 1.5 噪音控制簡介

### 1.5.1 噪音控制發展歷史

#### 一 無源被動式噪音控制發展歷史

1.1.1 節說明了噪音的定義，另外噪音的德文名稱是「Geräusch」，法文是「Bruit」，西班牙文是「Ruido」，日文是「騒音」，中國是「噪聲」。聲音之物理性能量對人體不僅產生生理反應，亦有心理影響，就生理效應而言，長久在音量 85 dB(A) 以上，才會引起聽力障礙；在心理因素方面，音量超過 50 dB(A) 以上，就可能造成睡眠影響、腦波變化或厭惡感。隨著科學技術的發展，人們認為，噪音是各種不同頻率和音強的聲音的無規律組合，如汽車、機器的聲音等，它們的波形表現為無規律的、非週期性的雜亂曲線；與此相對應的是樂音，樂音是有規律的聲音。

隨著噪音控制 (noise control) 技術的發展，人們對噪音的定義有些新的詮釋，所謂噪音，實質就是一種干擾 (interference)，是指在特定情形下不需要的聲音。這種定義，似乎缺乏科學性，但又十分貼切地反應了噪音與各種有用聲的區別。例如，音響中播放出宏亮而優美的音樂，對住所中

收聽的人來說，是非常悅耳動聽的，但是對於要入睡的鄰居，它卻是一種干擾。由此可知，噪音是因地、因時、因人而異的，它表明了噪音控制工程的複雜性 (complexity)。噪音問題始終伴隨著人類的發展，簡單的噪音控制方法在人們的生活生產中逐漸形成，噪音防制並不是要去完全消除噪音，因完全消除噪音是沒有必要的，也是不可能的，而是要用最經濟的方法把噪音控制在某種合理的範圍內。然而對噪音控制原理的形成和理解，需要建立在對聲音的產生、傳播等現象的物理原理上加以瞭解。在 1920 年左右，科學家們的研究集中在主觀響度 (loudness) 的概念和人耳對聲音的回應 (response) 上。1930 年到 1940 年期間，噪音控制原理開始應用到建築、汽車、航空器和船隻上，同時多孔材料吸音的研究逐漸開展開來。

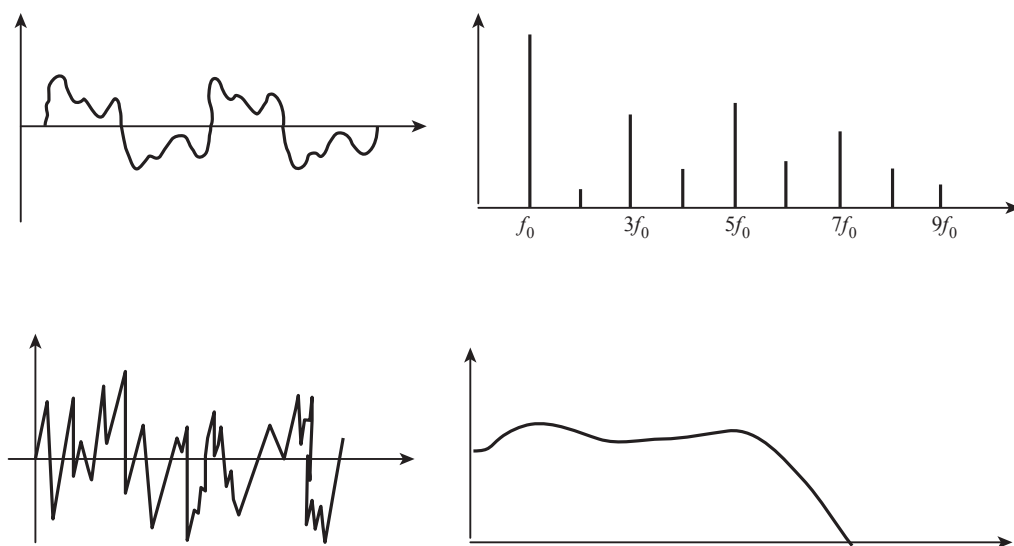


圖 1.5-1 樂音與噪音的波形及其頻譜

隨著第二次世界大戰的來臨，對噪音環境中的語音通信 (voice communications) 問題重新得到重視，例如在坦克和飛機中的應用。美國對這一領域非常重視，國防研究委員會 (後來成為科技研究與發展局，The Office of Scientific Research and Development) 在哈佛大學成立了兩個實驗室：(1) 心理聲學 (psychoacoustics) 實驗室負責研究戰鬥用車輛的聲音控制技術；(2) 電聲學 (electroacoustics) 實驗室負責研究應用於噪音環境中的通信設備，和噪音控制中的吸音材料 (acoustic material)。

第二次世界大戰結束後，對於噪音控制和聲學的研究隨著工業的飛速發展，人口的增加以及人們對舒適生活的追求，建築噪音和工業噪音問題在戰後也被提出，研究各種噪音問題的解決途徑。美國聯邦政府 1969 年 Walsh-Healy 法案修正案使得對工業中噪音控制的關注更加深入。這條法律要求在工業環境中工人接觸的噪音限制在指定的值之下 (8 小時工作為 90 dB(A))。如果超出上述噪音接觸等級，法律要求為工人提供並培訓使用個人聽力保護設備。我國「勞工安全衛生設施規則」第 300 條及行政院勞工委員會勞工安全衛生研究所訂有勞工聽力保護計畫 (Hearing Conservation Program Guideline)，當員工於作業場所工作時，需以大聲喊的方式溝通方可聽見，或勞工有噪音之申訴時，此區域即可能為噪音場所，應立即進行噪音測定；對於工作場所勞工 (全部或部分員工) 曝露之噪音工作日八小時日時量平均音量超過 85 dB(A) 或暴露劑量超過百分

之五十時，該場所應標示為噪音作業場所，並應立即執行聽力保護計畫，雇主應使勞工戴用有效之耳塞、耳罩等防音防護具。

## 二 有源噪音控制的提出與早期發展



圖 1.5-2 1975 年的 P. Lueg

1936 年的美國專利《消除聲音振盪的處理方法》(process of silencing sound oscillations) 中提到，以往降低聲音振盪的處理方法是調整振盪的相位，也就是利用聲波的干涉現象。然而這類方法只對振盪源進行操作，以純機械的形式實現相位疊加。

而德國發明家 Paul Lueg 在這份專利中提出新的方法，使用時與振盪源無關，而是通過麥克風採集聲音振盪的相關資訊，再通過喇叭以反相位的形式重放，Lueg 的專利原理如圖 1.5-3 所示。

對於單頻噪音，例如管道  $T$  內有一個已知頻率的單頻音源  $A$ ，產生聲波  $s_1$  往下游傳播。麥克風  $M$  位於音源和喇叭  $L$  之間。麥克風接收到的聲波以電信號的形式經過放大器  $V$  送給喇叭，產生聲波  $s_2$ 。通過調整喇叭與麥克風之間的距離，可以使得聲波  $s_2$  的相位與聲波  $s_1$  相位相反，從而達到消音的目的。

對於非正弦的任意形狀的噪音，需要將喇叭和麥克風盡可能靠近，使得到達兩者聲波的形狀和時間基本相同。再通過改變喇叭極性等方式，實現聲波的反相位，從而在一定區域內達到消音的目的。要產生較好的噪音抵消效果，必須滿足兩個條件：(1) 準確確定聲波從麥克風位置傳播到喇叭位置所需的聲時延；(2) 電子線路  $V$  具有良好的幅頻和相頻特性。然而在 20 世紀 30 年代，電子、電聲技術水準卻難以滿足，沒有一個實際的系統出現，以至於 Lueg 的專利提出 20 年之內學術界沒有任何回應。

1953 年，Harry Olson 和 Everet May 發表了名為《電子吸音器》(electronic sound absorber) 的論文，同樣是從有源 (主動控制) 消音的角度吸收聲波或降低噪音值。Olson 電子吸音器如圖 1.5-4 所示，可以看作為一個回饋 (feedback) 系統，由一個麥克風、一個放大器、一個喇叭和一個裝有吸音材料的空腔構成。它通過調節喇叭錐面的運動幅度使得麥克風處總噪音起伏接近於零。Olson 電子吸音器製造靜區的方法，其原理與 Lueg 的專利是相似的。在 30 ~ 200 Hz 的頻率範圍內，臨近麥克風的空間噪音降低了 10 ~ 25 dB。Olson 利用他的系統設計了

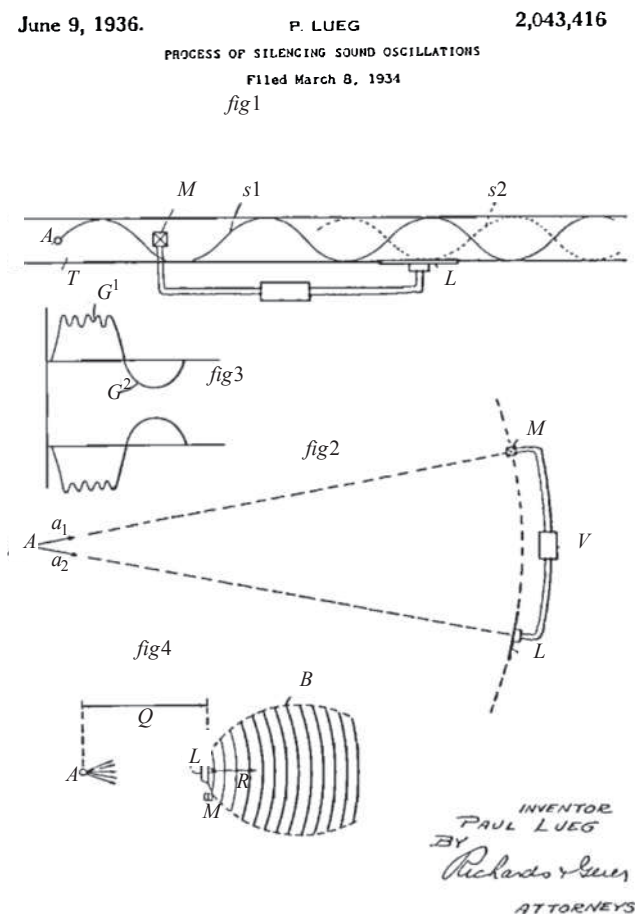


圖 1.5-3 P. Lueg 美國專利的原理圖

電子吸音器如圖 1.5-4 所示，可以看作為一個回饋 (feedback) 系統，由一個麥克風、一個放大器、一個喇叭和一個裝有吸音材料的空腔構成。它通過調節喇叭錐面的運動幅度使得麥克風處總噪音起伏接近於零。Olson 電子吸音器製造靜區的方法，其原理與 Lueg 的專利是相似的。在 30 ~ 200 Hz 的頻率範圍內，臨近麥克風的空間噪音降低了 10 ~ 25 dB。Olson 利用他的系統設計了

降低噪音頭靠、耳機、頭盔、管道噪音控制、機械噪音控制、振動控制等應用場合。

在 Olson 研究電子吸音器的同時，通用電氣公司的 W. B. Convor 嘗試利用有源（主動控制）方法來控制變壓器發出噪音，如圖 1.5-5 所示。Convor 的實驗採用了一個 15,000 kVA 的變壓器，由數支喇叭作為「反音源」（次級音源，secondary sound source）靠近變壓器表面控制變壓器發出噪音。實驗結果表明：在變壓器的正面，可以降低 10 dB 左右的噪音量，而在極角 30 度以後，噪音反而被加強了，由於這個原因，該方案在 1956 年被放棄了，取而代之以無源噪音控制方法，不過因為變壓器噪音以低頻音為主，且具有明顯的週期性，這對發揮有源（主動控制）噪音控制（Active Noise Control, ANC）技術非常有利，促使後來的人們不斷加以研究。

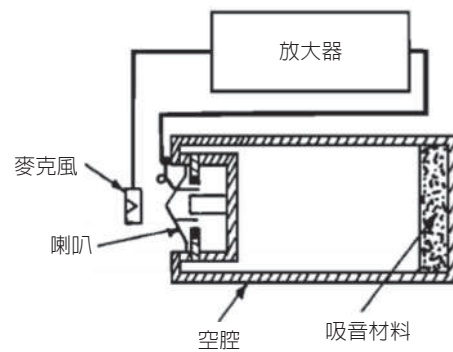


圖 1.5-4 Olson 電子吸音器結構示意圖

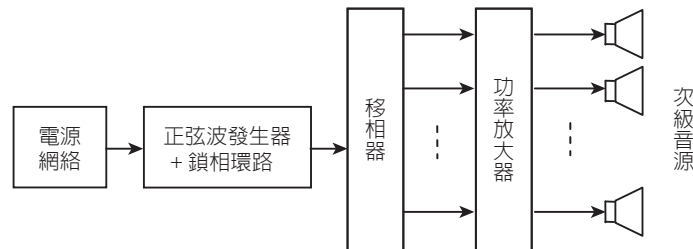


圖 1.5-5 Convor 有源消音實驗系統原理

以今天的角度來看，Olson 電子吸音器和 Convor 實驗系統中所涉及的聲場屬於三維空間自由聲場 (free field)，無論在聲場分析，還是在系統實務上，在當時條件都不成熟的情況下，完成起來是相當困難的工作。

## 1.5.2 噪音控制方法概述

噪音可以經由任何一個可能途徑到達聽者，噪音控制的途徑可由三方面下手，可以利用圖 1.5-6 的示意圖表示。

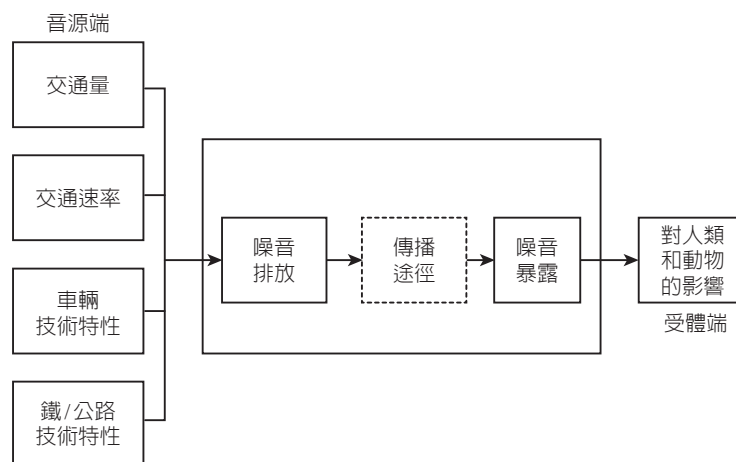


圖 1.5-6 噪音控制的途徑示意圖

音源可以是單個音源，也可以是多個音源同時作用，各個音源性質不同，變化不同，傳輸途徑也常不只一條，不是固定不變的。接收器可能是若干靈敏設備，也可能是一個或一群人，對噪音的反應和要求也有不同。所以考慮噪音問題時，要注意這種統計性質，即考慮平均情況，也不忽略出入變化。

一個機器裝在屋角，音功率輸出就要加大；一個報告人面對聽者增多時會自動提高音量，但在麥克風前面時，發音可能恢復正常。音源受途徑和受音者的反作用是很明顯的，傳輸途徑也要受音源和受音者的影響。例如，一個汽車消音器的特性由於車輛不同，使用場所不同，其性質也有所不同。一個人對不同音源反應不同也是常事。例如，有人在城市噪音中也可以入睡，但有開門的聲音即會驚醒；城市噪音較低時，40 dB 的縫紉機聲音也能使人不能入睡。

控制噪音是從音源控制、途徑控制和受者保護 (receiver) 三個方面進行，具體採用哪一種或幾種，則應從經濟、技術、滿足法規要求上來考慮決定。

## 一 音源控制

從防制噪音角度來講，從音源上控制噪音是噪音控制中最根本和最有效的手段，也是近年來最受重視的問題。研究發生原理，限制噪音的發生是根本措施。例如，減少振動、減少摩擦、減少碰撞、改變氣流等都能使音源輸出大為減少。減少作用力也是一個方法，例如，改進機器的動平衡，隔離音源的振動部分等。使振動部分的振動減小也很重要，例如，使用阻尼材料，潤滑劑或改變共振頻率，破壞共振等。調整設備操作程式也是控制音源的一個方面，如建築施工機械或其他在居住區附近，使用的設備要在夜間停止操作，施工區所使用之施工機具將選擇低噪音或備有消音設備之機具或在機具周圍加裝防音設施以減低噪音量。施工機具及運輸車輛定期維修保養，並定期檢查其消音設備。施工期間避免高噪音機具同時作業，以降低合成噪音量。施工機具噪音若具有方向性，經調整機具使音量較大的一端背向噪音敏感受體，以減少干擾。施工期間運輸車輛定期保養檢修以維持良好車況，並定期檢查及汰換老舊車輛。行經住宅區或其他敏感點時，行車速率將降低至每小時 30 公里以下，禁鳴喇叭，並維護進出施工區道路之平整，以減低噪音量。施工期間隨時保養施工運輸道路路面，以避免施工道路破損而致使往來車輛所產生之噪音量增加。將限制並控制不必要之機具空轉或於施工區內任意行駛，以降低噪音量。高噪音機具如空壓機、鑽機等，在設置及操作上將遠離住宅區等噪音敏感點，以避免局部之高噪音影響，必要時將選用國內已普遍使用之低噪音型空壓機。妥善規劃施工流程，避免高噪音機具同時作業及縮短混凝土預拌車待車時間。禁止人員以擴音器大聲喧嘩，要求採無線電對講機之聯絡方式進行作業，以管制作業中之噪音。採用低噪音振動之施工機具及運輸車輛，如膠輪式推土機、具消音設備之發電機及空壓機等符合營建工程噪音管制標準之機具，並定期保養維修，避免機件鬆，產生不必要之噪音振動。改變製造噪音音源可能的作業時間等都是這方面的措施。

### (一) 應用新材料、改進機械設備的結構

改進機械設備結構、應用新材料來降低噪音，效果和潛力是很大的。近些年，隨著材料科技的發展，各種新型材料應運而生，用一些內摩擦較大、高阻尼合金、高強度塑膠生產機器零件已變成現實。例如，在汽車生產中就經常採用高強度塑膠機件。化纖廠的 pull-twist machine 噪音很高，將現有齒輪改用尼龍齒輪，可降低噪音 20 dB(A)。對於風機，不同形式的葉片，產生的噪

音也不一樣，選擇最佳葉片形狀，可以降低風機噪音。例如，把風機葉片由直片式改成後彎形，可降低噪音 10 dB(A)。或者將葉片的長度減少，亦可降低噪音。

對於旋轉的機械設備，應盡量選用噪音小的傳動方式。一般齒輪轉動裝置產生的噪音較大，達 90 dB(A)，如果改用斜齒輪或螺旋齒輪，嚙合時重合係數大，可降低噪音 3~16 dB(A)。若改用皮帶傳動代替一般齒輪傳動，由於皮帶能起到減振阻尼 (damping，是指任何振動系統在振動中，由於外界作用或系統本身固有的原因引起的振動幅度逐漸下降的特性) 作用，因此可降低噪音 16 dB(A)。對於齒輪類的傳動裝置，通過減小齒輪的線速度，選擇合適的傳動比，也能降低噪音。試驗表明，若將齒輪的線速度減低一半，噪音就會降低 6 dB(A)。

## (二) 改變流程和操作方法

改變流程和操作方法，也是從音源上降低噪音的一種途徑。例如，用低噪音的焊接代替高噪音的鉚接；在建築施工中，柴油打樁機在 15 m 外其噪音達到 100 dB(A)，而壓力打樁機的噪音則只有 50 dB(A)。在工廠裡，把鉚接改成焊接，把鍛打改成液壓加工，均能降低噪音 20~40 dB(A)。

## (三) 提高零部件加工精度和裝配品質

零部件加工精度的提高，使機件間摩擦盡量減少，從而使噪音降低。提高裝配品質，減少偏心振動，以及提高機殼的剛度等，都能使機器設備的噪音減小。對於軸承，若將滾子加工精度提高一級，軸承噪音可降低 10 dB(A)。降低機器設備的噪音，對提高機器的運行效率、降低能量消耗、延長使用壽命都有好處。

## 二 途徑控制

### (一) 位址的選擇

露天中應該盡量增加音源和接收器的距離以使音衰減最大。因為很多噪音源不是均勻地向各方向輻射的，因而改變音源和接收器之間的相對取向，接收器所處的噪音值，可能會顯著地減少。例如，機場跑道取向的考慮，對減少臨近城市的噪音有重要的作用。

### (二) 建築物的規劃

考慮到噪音源和需要安靜的場所的相對位置，規劃建築物中的房間佈置時，可以減少原來必須採用的噪音控制的措施，應該是非常經濟的。如把臥室、書房、客廳等需要安靜的房間，規劃在遠離噪音源的一側，而浴室、廚房、儲藏室可以規劃在面向噪音較大的一側。其他場所，如學校教室、辦公室等，皆可以於規劃階段做此考量。

### (三) 傳輸線路的偏斜

例如，與地平面成 40 度角的傾斜表面，曾應用於噴氣式飛機發動機的試車現場，可使高頻噪音導向天空。

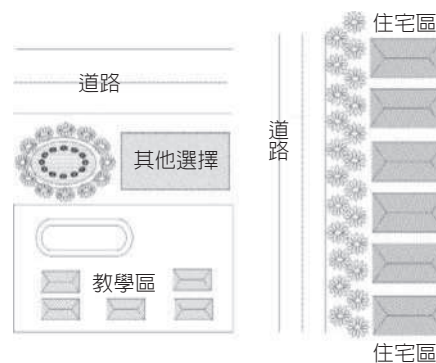


圖 1.5-7 建築物的適當佈局



圖 1.5-8 發動機的導音設施

#### (四) 隔音

在噪音傳播途徑上設置隔音罩、隔音室、隔音牆、隔音棚、隔音門、隔音窗等，是控制噪音的有效方法之一。除採用磚、石、混凝土等材料隔音外，常用的是各種輕型拼裝式隔音結構。鋼板、鋁板、不鏽鋼板、太陽能板等是應用最多的隔音板材。近年來新開發了高壓水泥壓力板，又稱為 FC 板，它具有防火、防水、不鏽、強度高、加工性好等特點，可用於室內室外隔音。FC 板穿孔板可作為飾面材料。聚碳酸酯板，又稱 PC 板，是從國外引進設備和原料而生產的一種強度高、透明、耐衝擊的新材料，廣泛應用於道路隔音牆、透明隔音隔斷、建築裝飾屋頂等處。阻尼鋼板製成的隔音室、滾筒機外殼、球磨機外殼等，既隔音又阻尼，效果良好。還有輕質隔音材料、接縫嵌合隔音材料等，也得到了應用。如果使用設計得當的隔音罩，可以提供相當多的噪音衰減。

#### (五) 吸音

採用吸音材料、吸音結構降低反射引起的餘響音，從而達到控制噪音的目的，是常用的方法之一。例如在一個大的工廠中有很多機器在工作。這些音源發出的，到達房間另一邊工人處的大部分噪音，將受到天花板、牆面和地板的反射。因此，以在天花板上加吸音材料，或者地板上鋪地毯的措施吸收聲音，可增加音源和接收器之間路徑的音衰減。如果噪音由通風管道傳遞，則可採用吸音管襯以形成沿路徑的音衰減。近年來，我國對吸音原理、吸音結構、吸音材料等進行實驗研究，開發出不少新的產品。例如各型空間吸音體、高效吸音契型板、HA 吸音板和狹縫吸音磚等。在吸音材料方面，除了已廣泛使用的岩棉、礦棉、膨脹珍珠岩、陶土吸音磚外，還從國外引進設備和流程而大批量生產了玻璃棉氈、玻璃棉板，它具有吸音係數高、防潮、密度小、回彈性好等特點。還有新開發的聚氨酯聲學泡沫材料，具有阻燃、防老化、吸音性能穩定等優點，在許多工程中被使用，而應用中國馬大猷教授微穿孔板理論而設計安裝的各種微穿孔板吸音結構，在游泳館、體育館、食品行業、醫藥行業、電子行業、電信行業中都得到了廣泛的應用。

#### (六) 消音

對於空氣動力性噪音最有效的措施是加裝各種類型的消音器。利用不連續結構，使能量向音源反射回去，可以阻擋沿音源至接收器的路徑上的音能流 (acoustic energy flux，即利用阻抗的「失配」)。在寓所中，可以採用分隔的建築結構。在露天中，用類似的方法亦可以阻擋聲音的傳播。例如，為了把通風機排氣管輻射的噪音減至最少，排氣管可設計得使其出口對通風機噪音能量有最大的反射。例如空壓機消音器、排氣放空消音器、柴油機汽油機消音器、蒸汽消音器、電動機消音器、各類消音彎頭等，有源 (主動控制) 管道消音器正在研製。值得指出的是，微穿孔板消音器的特點是消音頻帶寬，抗潮濕，不怕水和霧，壓力損失小，氣流再生噪音低，潔淨，不蛀，不黴，耐高速氣流衝擊等，它適用於醫藥、衛生、食品、淨化、電子以及高級住宅、辦公室、飯店等行業氣流噪音的消音；還有小孔消音器，使用於發電廠、化工廠、製藥廠等高溫、高速、高壓、大流量排氣放空，其消音效果好，結構新穎，體積小。

#### (七) 綠化

採用植樹造林、植草坪、樹籬等綠化手段也可以減少噪音的干擾程度，而且綠色植物及花草對人的心理可產生一種安詳、生氣勃勃的感覺，因而心情舒暢，噪音的干擾也就感覺不到了。實

驗證明，綠色植物減弱噪音的效果與林帶寬度、高度、位置、配置方式及樹木種類有密切關係。在城市中，林帶寬度最好是 6~15 公尺，郊區為 15~20 公尺；多條窄林帶的隔音效果比只有一條寬林帶好。林帶的高度大致為音源至受音區距離的兩倍，林帶的位置應盡量靠近音源，這樣防音效果好。

### 三 接收者的防護措施

接收者(受音者)所在處的噪音值認為還太大時，可採用個人防護設備。例如，在噪音過高的環境下，採用耳塞、防音棉、耳罩、防音帽盔、或者小隔離間，可使噪音值減少到可允許的水準。個人防護是一種經濟而又有效的措施。主要是利用隔音原理來阻擋噪音傳入耳內。

#### (一) 耳塞

耳塞是插入外耳道的護耳器，按其製作方法和使用材料可分為如下三類：

1. **預模式耳塞**：用軟塑膠或軟橡膠作為材質，用模具製造，具有一定的幾何形狀。
2. **泡沫塑料耳塞**：由特殊泡沫塑料製成，佩戴前用手捏細，放入耳道中可自行膨脹，將耳道充滿。
3. **入耳模耳塞**：把在常溫下能固化的矽橡膠之類的物質注入外耳道，凝固後成型。



US Aearo Company 產品

良好的耳塞應具有隔音性能好、佩戴方便舒適、無毒、不影響通話和經濟耐用等方面的性能，其中以隔音性和舒適性尤為重要。

#### (二) 防音棉

防音棉是用直徑 1~3  $\mu\text{m}$  的超細玻璃棉經過化學方法軟化處理後製成的。使用時撕下一小塊，用手捲成錐狀，塞入耳內即可。

這種防音棉的隔音比普通棉花效果好，且防音棉的隔音值隨著頻率的增加而提高。它對隔絕高頻噪音更為有效，在強烈的高頻噪音工廠使用這種防音棉，對語言聯繫不但無妨礙，而且對語言清晰度有所提高。



US Aearo Company 產品

#### (三) 耳罩和防音頭盔

耳罩就是將耳廓封閉起來的護耳裝置，類似於音響設備中的耳機，好的耳罩可隔音 30 dB。還有一種音樂耳罩，這種耳罩既隔絕了外部強噪音對人的刺激，又能聽到美妙的音樂，右圖是 3M 豪華型耳罩及頭帶。

防音頭盔將整個頭部罩起，與摩托車的頭盔相似，頭盔的優點是隔音量大，不但能隔絕噪音，而且也可以減弱骨傳導對內耳的損傷。其缺點是體積大，不方便，尤其是夏天或者高溫工廠會感到悶熱，右圖是瑞典 Peltor 產品。



3M 產品



瑞典 Peltor 產品

#### (四) 隔音亭

在工廠和其他噪音環境中，使用隔音材料或玻璃建造一間隔音亭(或



稱隔音間、隔音房、隔音室、靜音測試房)，工人在房內工作，精密儀器一起安裝在房內，也可以有效地減少噪音的危害，左圖是中國廣東省東莞市塞德利聲事業部公司出產之產品，當然亦適用於戶外公共電話亭。

對於脈衝噪音 (impulse noise，噪音突然出現又很快消失，持續時間  $\leq 0.5$  秒，間隔時間  $> 1$  秒，音壓有效值變化  $\geq 40$  dB(A)，可使用穿孔型耳塞，在低能量的聲音能通過情形下能衰減高能量的脈衝噪音。耳罩對脈衝噪音的衰減，不僅僅在總能量上有所降低，脈衝波形上也有所改變，影響其持續時間的長短，因此不同類型耳罩對聽力的保護能力要從這兩方面綜合評估。

#### 四 有源噪音控制系統概述

##### (一) 有源 (主動控制) 噪音控制系統

有源 (主動控制) 噪音控制系統又稱主動噪音控制系統，典型的單通道自適應有源 (主動控制) 噪音控制系統 (single-channel adaptive active noise control system) 如圖 1.5-9 所示 (以自由聲場為例)。

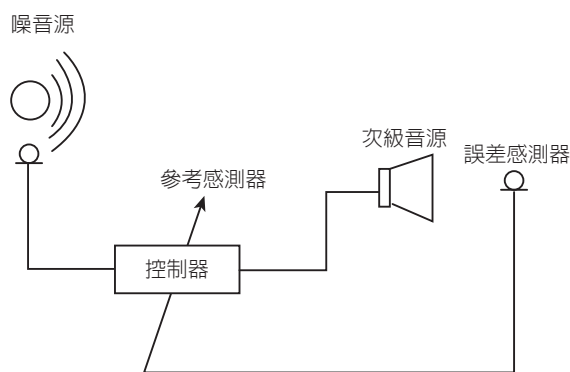


圖 1.5-9 單通道自適應有源噪音控制系統示意圖

如果去掉誤差感測器 (error sensor)，將控制器傳遞函數 (transfer function) 固定，則該系統就成為非自適應有源 (主動控制) 噪音控制系統。

一個有源 (主動控制) 噪音控制系統包括兩部分：控制器和電聲部分 (圖 1.5-9 中包括參考感測器、次級音源和誤差感測器)。

控制器部分有類比和數位之分，類比電路一般只適合完成單通道、非自適應控制器 (no-adaptive controller)。而數位電路的功能

要強得多，可以實現多通道 (multi-channel)、自適應控制器 (adaptive controller)，它包括信號處理器 (內含自適應演算法 (adaptive algorithm)) 及其周邊電路。電聲部分主要包括次級源 (電聲器件、振動作動器)、參考感測器 (對前饋 (feedforward) 控制方式而言) 和誤差感測器。

有源 (主動控制) 噪音控制系統的分類方法達數十種之多，涉及的分類因素也很複雜，具體情況列表如 1.5-1 所示。表 1.5-1 中每一列任選一項，從左到右排列，就可構成一種類型的有源 (主動控制) 噪音控制系統。例如，可以構成這樣一種系統：採用近場誤差傳感策略、基於集中式的音控制方式的自適應前饋 (adaptive feedforward) 數位式多通道有源 (主動控制) 噪音控制系統。實際中，下列系統的分類需要特別關注。

##### 1. 類比系統和數位系統

這兩種系統的控制器分別由類比電路和數位電路構成。類比系統構造簡單，成本低廉，但它只能完成傳遞函數簡單的單通道控制器，系統特性不能適應環境的變化。數位系統多由數位信號處理器完成特定演算法，通常是 (adaptive) 的，適合完成多通道和時變環境下的有源 (主動控制) 噪音控制，可靠性好，但它的價格相對較高，電路結構複雜。

表 1.5-1 有源噪音控制系統的分類

| 控制方式 |    |    |     | 次級源類型 |     | 誤差傳感策略 |     |
|------|----|----|-----|-------|-----|--------|-----|
| 自適應  | 前饋 | 模擬 | 單通道 | 分散式   | 音控制 | 聲傳感    | 遠場  |
|      |    |    |     |       |     |        | 近場  |
| 非自適應 | 回饋 | 數字 | 多通道 | 集中式   | 力控制 | 結構傳感   | 位移  |
|      |    |    |     |       |     |        | 速度  |
|      |    |    |     |       |     |        | 加速度 |

## 2. 前饋控制系統和回饋控制系統

這兩種系統的差別在於前饋系統需要獲得參考信號，控制器由前饋濾波器完成。而回(返)饋系統 (feedback system) 因無法得到參考信號，整個系統由誤差感測器同時檢測參考信號和誤差信號。一般而言，只要可能，人們寧願採用前饋系統。因為它的穩定性比回饋系統要好得多。

## 3. 單通道系統和多通道系統

單通道系統中僅包含一個次級源和一個誤差感測器，而多通道系統則包含兩個以上的次級源和誤差感測器。多數情況下，多通道系統對擴大消音空間，提高降低噪音量是必需的，但隨著通道數的增多，控制器演算法的複雜程度將大幅度地增加，這對保持系統的即時性和穩定性都十分不利。

## (二) 決定控制效果的各种因素

如圖 1.5-10 所示，決定最終降低噪音量的因素來自四個方面：

1. 系統可能取得的最大降低噪音量由次級音源的布放 (位置及個數) 確定，這種降低噪音量稱為理論降低噪音量。對簡單初級音源 (primary sound source) 和規則聲學空間，可以通過數值計算獲得。
2. 對實際系統來說，需要確定一個可以實現的控制目標。理論上的控制目標通常是音功率最小，由於音功率通常無法用感測器實際檢測，實際中常用有限點的音壓平方和代替，由此得到的降低噪音量稱為基於控制函數的降低噪音量，顯然它比理論降低噪音還要低。
3. 假定自適應控制演算法能夠收斂到穩定狀態，但所得到的降低噪音量並不等於基於控制函數的降低噪音量，它與演算法的穩態性能有關，依賴於控制器結構、演算法類型及控制器參數，如收斂係數、濾波器長度、信號處理器字長等。
4. 對於前饋系統來說，參考信號品質對實際降低噪音量將產生重要影響。具體地說，參考信號與初級噪音信號的相關性越高，自適應演算法 (adaptive algorithm) 就越接近於它的理想狀態。於是，實際降低噪音量就越接近由控制目標和演算法穩態性能共同決定的降低噪音量。

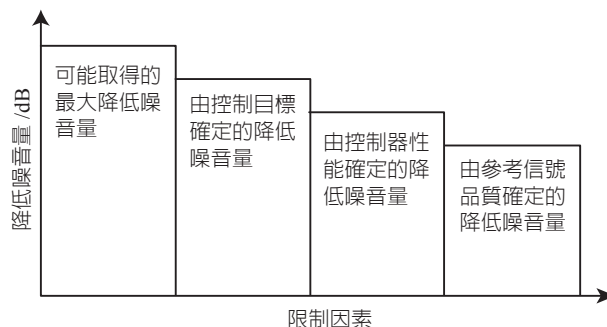


圖 1.5-10 有源控制中決定降低噪音量的因素

一個實際的有源控制系統 (又稱為主動控制系統, active control system) 是否能取得好的控制效果, 有以下幾個關鍵因素:

### 1. 初級音源的類型和特徵

對於有源 (主動控制) 音控制, 最合適的噪音源是集中參數噪音源 (lumped parameter noise source)(能簡化為點音源最好), 它可以用盡可能少的次級音源獲得最大降低噪音量。對於有源 (主動控制) 力控制, 初級結構的振動模態 (vibration mode) 越少越好, 這樣可以減少次級音源的數量, 對最佳化佈放位置也大有好處。從控制的角度來看, 如果初級噪音是單頻噪音、離散線譜噪音 (noise with separate spectral lines) 或窄帶噪音 (narrow band noise), 則控制系統更容易收斂到穩定狀態, 而寬頻帶噪音的控制則要難得多。

### 2. 次級源和誤差感測器的位置和個數

為了獲得全局空間噪音能量的降低, 最好的次級音源 (secondary sound source) 佈放是它能夠從空間和時間上完全複製初級聲場 (primary sound field), 也就是使次級聲場 (secondary sound field) 成為初級聲場的「鏡像」, 而誤差感測器應盡量使實際的控制目標逼近理論上的控制目標。

### 3. 參考信號及其品質

如果能夠獲得參考信號, 我們就可以構造前饋控制器, 反之, 就只能採用回饋控制器。一般說來, 前饋控制器結構簡單, 易於保持穩定; 回饋控制器的最大問題是容易造成系統不穩定, 因此, 回饋控制是最後一項選擇。好的參考信號應該盡量少受到噪音「污染」, 與誤差感測器處的初級噪音保持最大程度的相關。

### 4. 自適應演算法 (adaptive algorithm) 及控制器硬體

寬頻噪音的抵消效果、系統穩定性、控制器的複雜程度均與 (adaptive) 演算法的類型有關。好的自適應演算法 (adaptive algorithm) 應該兼顧收斂性、robustness 和計算量三方面, 控制器硬體設置以能夠即時地、準確地完成自適應演算法 (adaptive algorithm) 為目標。

最後需要說明的是, 有源 (主動控制) 控制的基本原理不僅用於噪音控制, 而且可應用於控制振動、聲場、電磁場等諸多方面, 而新的應用領域也正在不斷地發展和探索中。

## 1.5.3 噪音控制現狀與進展

目前, 噪音控制技術已發展成為聲學學科中一個重要的分支。近年對噪音的產生、傳播及量測技術的研究受到普遍重視, 無論在理論分析上或實驗方法上都有重大的發展, 為改善和控制聲學環境提供了有利條件, 為了達到控制噪音的目的, 主要在以下幾個領域進行了許多的研究。

首先是降低噪音源的輻射及向外傳播, 也就是直接控制噪音的來源。目前在音源的發音原理、音源識別和定位 (分離) 等方面都有長足進展, 採用新材料、新流程、新設計來降低音源輻射的噪音也有豐碩成果; 其次是控制噪音的傳播, 即在噪音傳播的途徑中採用吸音、隔音等措施來達到降低或隔離噪音的目的。

目前在吸音結構、隔音結構以及消音器設計等方面已經相當成熟, 許多噪音控制產品已系列

化、元件化和標準化。對吸音理論、噪音傳播理論以及聲場分析等方面不斷有所創新。另外採取個人防護措施，即在強噪音環境中採用耳塞、耳罩或頭盔等護耳裝置，在局部範圍內達到防護的目的，目前，在護耳裝置的設計和流程等方面也有一定進展，總而言之，在噪音控制技術的各個方面都正在進行著許多研究工作。從基本原理上看，雖然未超出現有理論的範圍，即仍把聲波看成為在連續介質中傳播的機械波，但是從分析方法和技術手段上看，由於電子技術的發展，已經不再局限在傳統的理論範圍內了。

目前發展的主要趨向，在理論分析上，除了經典的微分方程、格林函數、複變函數等方法外，已經廣泛採用了有限元和邊界元法 (finite element and boundary element methods) 等數值計算方法來分析複雜邊界條件下的振動問題和聲場問題，並且採用了隨機過程統計理論來分析，諸如交通噪音、振動和聲場能量分佈等噪音問題。

統計能量分析為解決高頻域結構的振動、音輻射及結構間能量的傳遞提供了很大的方便。在測試方法上，由於電腦和計算技術的飛速發展給測試儀器的研製開發及用於噪音的測試、分析、處理及計算分析帶來了很大的變化。快速傅利葉變換 (Fourier transform)、振動方式分析以及音強測量 (sound intensity measurement) 等都已有了現成的設備，過去不可能進行或很難進行的實驗分析，現在都可在很短的時間內完成。目前，趨向於採用多測點、多通道的採樣，分析研究噪音源和聲場的性質，直接輸出最後所得結果，並對測試結果進行最佳化處理，提供最佳控制設計方案。在具體工程設計上，也趨向於採用精確理論的研究成果，借助於大型商業工程軟體如 SYSNOISE、ANSYS 等通過數值或模擬計算進行預測，各種方案的設計和比較主要借助電腦來完成，而不再需要進行許多對比實驗「選拔」出來。此外，一些新的噪音控制技術，如有源 (主動控制) 消音 (ANC) 及有源 (主動控制) 吸振 (active vibration absorbing) 已由理論研究進入實際應用，在一定條件下實際推廣應用這些技術具有良好的前景。

另外，在噪音評估方法和污染規律 (pollution pattern) 的研究方面也取得了長足的進展。目前，已提出的評估方法有數十種之多，概率統計方法 (probability and statistics method)、模糊綜合評估 (fuzzy comprehensive evaluation) 及模糊評判最佳化 (fuzzy evaluation optimization) 等許多新方法相繼出現，其目的是為了更實際地反映噪音對人的衝擊 (impact) 和危害 (harm)；污染規律的研究包括噪音值與各有關參數 (parameters) 的關係、噪音的時間分佈和空間分佈即傳播規律的研究，這也是評估環境品質和研究環境噪音發展趨勢，以及預測工作的重要依據，污染規律的研究方法包括數學模式 (mathematical model)、電腦類比法 (computer digital method) 和實驗室縮尺模型 (scale model) 試驗等。

## 一 噪音輻射理論研究

### (一) 結構音輻射 (Sound Radiation of Structure) 的原理分析

工程中結構音輻射的控制原理一直是眾多學者研究的問題。由於結構模態 (structural mode) 與音輻射效率 (sound radiation efficiency) 之間的耦合 (coupling)，使得結構音輻射的控制和計算十分困難，對於工程中常出現的複雜結構的音輻射問題，採用解析方法求解結構的音輻射幾乎是不可能的，因此，對於結構輻射原理的研究一直是眾多學者熱衷於研究的問題。由於結構模態與音輻射之間也不互相獨立，在低頻情況下，即使把最重要的幾階振動模態降低後，其總的音輻射

功率 (acoustic radiation power) 並不會明顯降低，這主要是結構間的聲振耦合很強，這給音輻射的控制和計算帶來了很大的困難，如何實現結構音輻射之間的解偶 (decouple) 就顯得十分重要。

90 年代初期提出的音輻射模態概念，立刻就引起了眾多學者的矚目，其對揭示結構音輻射的原理有重大的意義。所謂音輻射模態及其輻射效率類似於振動問題中的振動模態和固有頻率 (inherent frequency)，音輻射模態對應的是結構的速度分佈，而振動模態對應的是位移分佈。音輻射模態也就是向量空間中一組相互正交的基 (orthogonal basis)，每組基代表一種可能的音輻射形式，每一階音輻射模態對應一個獨立的輻射效率，用音輻射模態研究音輻射問題的優點在於消除了結構模態中複雜的耦合項，使得計算和控制音輻射變得簡單。同時，通過音輻射模態理論可以得知，結構的音輻射功率可以表示為結構表面速度分佈的一個 positive hermitian quadratic form，不同的速度分佈其對應的音輻射功率與音輻射效率是不同的，其對於揭示結構音輻射的原理有重大的意義。

研究說明結構的音輻射模態與結構的邊界條件和結構的材料特性無關，只與結構的振動頻率和形狀有關。每增加一個自由度，結構的音輻射模態將增加一階，但是增加的音輻射模態所對應的音輻射效率在所有的音輻射模態中是最小的。

結構音輻射模態的提出，對於結構音輻射的控制開闢了一個嶄新的思路，產生了結構音主動控制 ASAC (active structural acoustic control) 的方法，其基本的想法就是採取主動控制的策略，利用音輻射效率低的速度分佈來合成結構表面的振動速度。其採取的策略有兩種，一種是採用作動器 (actuator)，如聚偏二氟乙烯 PVDF (polynylidene fluoride polymer)、壓電材料 (piezoelectric) 進行的智慧控制；另一種是採用次極激勵源的主動控制，通過次極激勵源來控制結構的速度分佈，利用音輻射模態效率低的速度來合成結構表面的速度分佈，從而達到控制結構音輻射的目的，目前認為 ASAC 是控制結構中低頻音最有希望的一種方法。

## (二) 音輻射的靈敏度分析

在基於音輻射模態理論的基礎上，產生了結構低噪音的聲學設計靈敏度 (acoustic design sensitivity, ADS) 分析。結構音學設計靈敏度分析是在對結構音輻射問題深入研究的基礎上提出來的，其對結構的低噪音設計有著指導性的意義。能夠說明什麼樣的結構其音輻射較小，這對於工程實際設計而言，其重要性是不言而喻的。目前對於結構音輻射的靈敏度分析主要是以音壓為變數，研究設計變數對結構音輻射音壓的影響。研究的結果表明，結構表面的剛性對結構的音輻射有重要的影響。由於音壓是描述空間某一點音輻射的大小，因此，要完全反映結構設計變數對音輻射的影響，需要求解空間區域對於結構音輻射的影響，其計算量巨大，而結構的音輻射功率是描述結構總體音輻射的能力，且不隨空間位置的變化而變化，只與結構自身的輻射特性有關，因此求解結構音輻射功率對於結構設計變數的靈敏度分析更有意義，但是其前提是能夠求解複雜結構的音輻射功率。由於目前對於複雜結構音輻射功率的求解還沒有有效的方法，一種用邊界元方法計算結構的音輻射阻抗矩陣，進而將結構的音輻射功率表示為一個 positive hermitian quadratic form，不僅實現了複雜結構的音輻射解偶，計算出了複雜結構的音輻射模態，而且為結構的音輻射靈敏度分析奠定了基礎。結構的音輻射靈敏度分析有三個方面內容：

1. 結構音輻射的頻率靈敏度分析；

2. 速度分佈的靈敏度分析；
3. 形狀靈敏度分析。

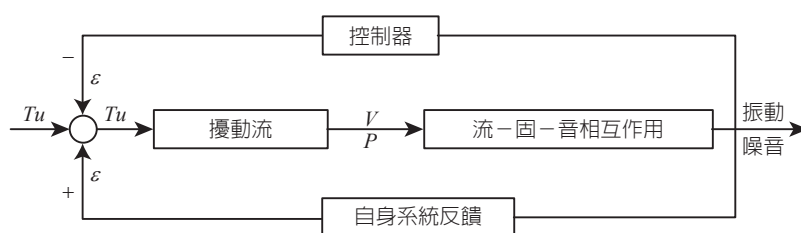
無論是哪種靈敏度分析，需要解決兩個方面的靈敏度分析問題：一是結構動力修改的靈敏度分析；一個是結構阻抗矩陣的靈敏度分析。在以上三種靈敏度分析中，形狀靈敏度分析最為複雜，因為由於結構形狀的變化，將影響結構的拓撲矩陣 (topology matrix)，由此所有相關的矩陣都必須重新計算，其計算量非常大。如何尋求形狀靈敏度分析有效的演算法對 ADS 設計有重要的意義。

### (三) 流固耦合音輻射

流固耦合 (fluid-solid coupling / fluid-structure interaction) 力學是一門交叉性的科學，它涉及流體力學、固體力學、動力學、計算力學等學科，主要研究變形固體和流體兩種介質之間的交互作用。流固耦合現象遍及土木、航空航太、船舶、動力、海洋、石化、機械、核動力、地震地質、生物工程等領域。從第一次世界大戰初期首次進行有目的振顫 (flutter) 原理的研究，到 1940 年流固偶合力學在其他領域的研究，到 1967 年美國 ASME 應用力學部發起召開的第一次流 (氣) 固耦合研討會，到 1977 年 ASME 應用力學又召開了第二次有關流 (氣) 固耦合問題的研討會。當時的科學工作者已經明確意識到：流固耦合問題的計算物件屬於多時間尺度、變結構特性、多介質耦合問題和非線性 (nonlinearity) 問題，常常遇到在其他應用力學領域很少碰到的困難，如描述流體運動的歐氏系 (Euler) 與描述固體運動的拉氏系 (Laplace) 之間的同時應用問題；無窮域的外流問題需要採用非尋常的技術——提高計算效率等，因此流固耦合動力學建模、計算、實驗驗證等難度很大。

經過多年的發展，各國學者在已有流 (氣) 固耦合模型的基礎上相繼提出不少計算流 (氣) 固耦合振動的方法，可歸納為兩類：(1) 一類是結構部分和流體部分都按有限元進行離散，建立流體與固體耦合振動方程式；(2) 另一類是結構部分仍然按有限元進行離散，而流體部分用邊界元法進行離散，然後建立流 (氣) 固耦合振動方程式。

流 (氣) 固偶合力學經過科技工作者這些年的系統研究後，其研究範圍也在不斷拓寬，美、英、俄、日、加拿大和澳大利亞六國的學者從理論和試驗兩方面探討聲音與結構的相互作用問題，歐洲 (法國、德國、英國、義大利、荷蘭、瑞典、瑞士、美國) 航空航太協會聯盟重點也在研究結構噪音、風機和噴氣噪音、氣動聲學技術和方法等。目前在這方面，丹麥技術大學的 Wenzhong Shen、美國普林斯頓大學 A. Jameson、L. Martinelli 等做了許多工作。他們研究了低速流體的氣動聲學模型及其數學演算法等，分析了音固耦合系統的參數敏感性、模態敏感性等。1995 年，加拿大麥克馬斯特大學機械工程系 Dr. Samir Ziada 進行這方面的研究，並在實驗中，採用圖 1.5-11 原理，利用合成流來抑制流—固—音之間的相互作用，從而利用合成流來控制結構的振動。流固耦合今後發展趨勢就是流固偶合理論研究 (經典動力學的近代數學方法完美地引入流固耦合系統中)、計算 (將 CFD 和 CAA 中的方法無縫鏈結) 及控制 (控制原理、實驗方法、實驗手段引入) 三方面展開。



$Tu$  為迎面流擾動強度； $V$  為流體速度；  
 $P$  為壓力擾動； $\varepsilon$  為自激回饋；主動控制方式

圖 1.5-11 流-固-音相互作用及其控制原理圖

#### (四) 噪音測試、音源診斷與音品質設計

科技發展日新月異，產品結構日趨複雜，產品噪音源的位置也變得更加難以確定。為了解決產品的噪音源識別和音品質 (sound quality) 設計問題，出現了一系列新的測試分析方法和手段。

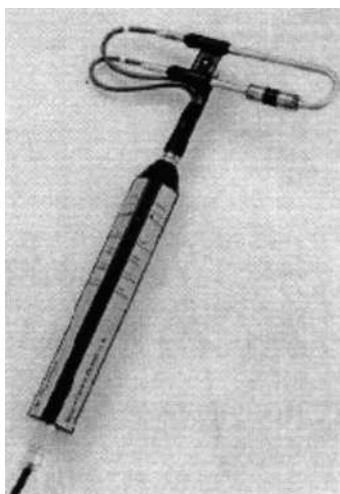


圖 1.5-12 音強分析儀

主要集中在以下幾個方面：高級音強分析 (advanced analysis of sound intensity)、聲全息分析 (analysis of acoustical holography，聲波攝影分析術)、音品質分析 (analysis of sound quality) 等。

音強 (sound intensity) 分析對測試環境沒有特殊的聲學要求，這無疑為音源識別大大提供了便利。目前世界先進的音強分析中一般採用雙麥克風法測試噪音源，如圖 1.5-12 所示；並加入了遠端遙控模組，通過分析軟體實現對測試結果即時記錄。這樣，不僅可以對噪音源實施快速分析和定位，同時也以直觀易懂的方式視覺化顯示出來，簡化了分析工作，節約了許多人力、物力和時間。如圖 1.5-13 所示是手持式音強分析模組，音強分析在工業應用中的一個簡單實例。



圖 1.5-13 在工業中的應用

聲全息 (acoustic holography，聲波攝影分析術) 是利用聲波干涉 (interference of sound wave) 獲得被觀察物體聲場全部資訊的音成像技術，又稱全像投影、全像 3D，是一種記錄被攝物體反射 (或透射) 光波中全部信息 (振幅、相位) 的照相技術，而物體反射或者透射的光線可以通過記錄膠片完全重建，好像物體就在那裡一樣。通過不同的方位和角度來觀察照片，可以看到被拍攝的物體的不同角度，因此記錄得到的影像可以使人產生立體視覺。20 世紀 60 年代中期，為了檢測和顯示對於可見光和 X 射線來說是不透明物質的結構特性，人們提出用聲波代替光波的聲全息技術的研究，並且迅速地得到發展和應用。

聲全息成像技術 (或稱聲波攝影分析術) 一般包括獲得物體的聲全息圖 (acoustic hologram) 和聲全息圖重建物體可見像兩個步驟。為了獲得物體的全息圖，必須同時具備兩束相干聲波，一束照射到物體上透過物體後稱為物波，另一束聲波稱為參考波。物

波和參考波在一定位置相遇發生干涉，干涉圖像就是物體聲場的含有聲波的振幅資訊和位元相資訊的聲全息圖。然後用光學方法通過聲像轉換儀器將聲全息圖重建為物體的可見像由電視顯示出來。

現代那些「見子心切」的「準父母」們可以清楚地看到胎兒在母體子宮內的一舉一動；同時它也給醫療工作者提供了更好的方式，以瞭解胎兒在母體內的行為和他們成長發育的過程，就是通過新一代 3D 或 4D 超音成像技術，這幾乎是一項嶄新的科學領域。

聲全息技術具有如下特點：

1. 聲全息技術在音源特性研究上是一種非常有效的研究方法，它不需要瞭解激勵源及與之有關的參考信號，可以在很寬的頻帶範圍內研究音源特性，在工程上具有很高的應用價值。
2. 聲全息技術無論是對空氣中還是水下大型或複雜結構的振動和噪音的輻射特性研究，主要音源的分析與計算都是一種極為有效的方法，有助於對結構振動與噪音的有效控制。
3. 應用邊界元技術可進行聲全息非共形面聲場重建，特別適合低頻大尺寸結構的音特性研究。基於邊界元或邊界點法的聲全息技術及源分離技術，可以由近場測量精確重建源表面場，進而可以推算遠場聲學特性，為機械設備低噪音設計與研究提供了穩固的技術基礎。

聲全息研究目前存在的問題主要有：

1. 聲全息技術所取得的成果多半是在實驗室或較為理想的條件下取得的，真正意義上的工程應用並不多見，所以需要進一步研究，開發精確而實用的技術，擴大在工程中的應用。
2. 聲全息測量面上測量資料的獲取還存在著不容忽視的問題。快照法雖然測效高，但由於需要麥克風多，測量系統造價太高。而常規意義下的掃描法，實質上還屬於離散點法測量，無論是基於音壓還是基於音強測量，測量效率都很低，需長達數小時的時間。在這麼長的時間裡，音源的輻射特性早已變化，因此期待真正意義上的快速連續掃描。
3. 無論是基於音壓測量的單麥克風還是基於音強測量的雙麥克風，現在還需要沿  $X$  和  $Y$  軸分別掃描，影響測量效率。由於二次掃描時存在探頭空間位置誤差（尤其是方向誤差），影響測量精度，能否一次掃描完成  $X$  和  $Y$  兩個方向的快速掃描測量？如何設計這樣的測量探頭？掃描路徑如何確定？採樣間距和全息面位置如何選擇？這些因素對測量精度影響怎樣？都有待進一步研究。
4. 由於聲學逆問題 (inverse problem) 原理中的不適定性，基於邊界元法的聲全息重建結果對於全息面的不同選擇是敏感的，即存在著重建過程中的積分奇異值 (singular value) 問題 (用邊界元法解非線性問題時，遇到同非線性項相對應的區域積分，這種積分在奇異點附近有強烈的奇異性，使求解遇到困難)，這必將影響測量精度，有待進一步改進。

音品質設計從上個世紀 80 年代末提出以來，經過十幾年的發展，音品質設計已經獲得了長足的發展和進步。今天，產品設計工程師不僅要考慮產品的性能、外觀設計，更要考慮產品的音品質設計；產品的音品質設計已經成為產品爭取用戶的重要手段。在產品設計中用傳統 A 加權噪音值方法來評估產品噪音已經遠遠不夠了，現在甚至只單純使用響度和粗糙度也會被認為評估不完善。實際上，音品質設計已經不僅涉及聲學設計，更融合了信號處理、心理聲學、心理學、機械設計以及效用成本分析等多門學科。隨著產品音品質研究和認識的不斷深入，它已經成為一門新興的多學科交叉學科。

目前在產品音品質設計中，對音品質的評估和度量指標大體可以分為四類：強度或幅值、煩擾度、宜人度和產品資訊容量；這些指標綜合起來就決定了用戶對產品的接受程度。需要注意的是，產品音品質的關鍵是「用戶的接受程度」，而不是一種度量指標或者尺度。這種「接受程度」受用戶生活環境、對產品期望等多種因素影響，因時因地而異，它依賴於用戶的期望和使用經驗等因素。所謂產品音品質，就是用戶對產品的心理感覺反映和對產品的接受程度，接受的程度越高，產品的音品質也就越好。

隨著科技的進步和工業的發展，大多數機械產品在性能上並沒有發生實質性的變化，因此產品音品質也就更加吸引用戶。統計表明：對於家電和汽車等大多數傳統機械產品，用戶對產品音品質的關注與對性能的關注已經處於相同的地位（均為 28%），並不斷呈現出超越趨勢。可以預見，隨著工業的日益發達，產品性能設計的日趨完善，用戶對產品音品質的關注將會達到一個全新的高度；音品質設計將成為製造業設計創新能力高低的一個關鍵評估指標。目前在西方發達國家，隨著歐盟第五框架計畫 (The European Union Fifth Framework Program) 和「戶外使用設備環境噪音排放條令」等強制性法規的陸續實施，西方發達國家對產品設計能力的重視更達到前所未有的高度。我國是一個製造大國，但並不是一個製造強國，我國的製造業產品設計創新能力亟待提高，產品音品質設計這一新興學科不僅給我們提出了新的挑戰，更為我們提供了達到世界先進設計創新能力的機遇。

## 二 電腦輔助工程分析、數值化與視覺化

### (一) 音輻射的數值方法與模擬

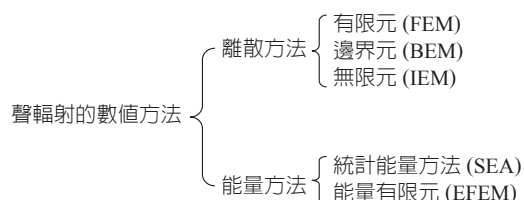


圖 1.5-14 結構音輻射數值方法的分類

音輻射的數值方法，從原理上目前是離散方法與能量方法。離散方法主要有有限元 (finite element method)、邊界元 (boundary element method) 和無限元 (infinite element method)；能量方法主要有統計能量方法 (statistical energy analysis) 和能量有限元 (energy finite element method)。其分類如圖 1.5-14 所示。

對於音輻射問題的求解，根據分析頻率的不同，目前主要有三種方法，即有限元法 (FEM)、邊界元法 (BEM)、統計能量分析法 SEA (statistical energy analysis)。

有限元法和邊界元法二者廣泛用於各類聲學問題的數值計算之中，如預測板梁結構的振動傳輸與音輻射問題、進行複雜形狀和邊界的管道振動模態分析、預估在各種音源分佈下，不同形狀和不同吸收表面的聲障的降低噪音效果、消音器的聲場分析和最佳化設計、複雜形狀的赫姆霍茲共振器 (Helmholtz resonator) 的阻抗求解、多孔彈性介質中波的傳播計算、確定有源 (主動控制) 噪音控制系統次級音源的最佳位置以及汽車內艙降低噪音最佳化設計等。它們還常與其他理論方法，如瑞利 (Rayleigh) 積分法、模態分析法、邊界積分法等相結合。

統計能量分析廣泛應用於各種弱耦合的由子系統組成的系統中的能量傳遞分析，如牆和多層結構的隔音計算；梁板耦合結構單元間的振動傳輸與模態平均能量回應等，還被用於分析汽車各子系統之間及內部聲學空間的能量傳遞。能量有限元方法是對 SEA 法的改進，是能量流分析的

有限元實現。它可對局部作用進行類比，且可推廣應用於非平面板系統。其他方法還有用於對空氣動力類噪音進行分析的湍流模型 (turbulent model) 及混沌理論 (chaos theory) 等。

由於有限元法在求解聲場時需要對時間和空間進行離散，如果要保證計算的精度，採用線性單元時，單元的長度應為分析波長的  $1/6 \sim 1/10$ ，採用等參單元時，單元的長度為分析波長的  $1/3 \sim 1/4$ 。因此，當音輻射的頻率升高時，單元的密度將大大增加，計算量也隨之急劇增加。因此在實際應用中，有限元法主要適用於求解低頻音輻射聲場；有限元的另一個問題是不適合於無界聲場的求解。在高頻段，聲場的分佈服從統計規律，統計能量分析方法就是從統計的角度來求解聲場，其適用於模態密集的高頻音。而在中頻段，採用有限元法求解時其計算量太大，又由於頻率不是足夠的高以至滿足統計聲學的特點，採用統計能量分析方法求解時其誤差太大。目前認為邊界元法是求解中頻音最有希望的一種方法。

對結構聲場的模擬主要是基於音輻射數值方法基礎上對結構的聲場進行重構，目前主要是基於邊界元的理論，採用最小二乘方法對結構的聲場進行重構的聲全息技術。

另一種模擬方法是音線跟蹤法。對於各個壁面都是平面的聲學環境 (例如廳堂)，某時刻一定位置的音源向四周均勻地釋放大量音粒子。它們在與壁面碰撞以前都沿直線運動，把音粒子與壁面的碰撞點逐次相連所形成的線稱為音線。假定每根音線開始時都攜帶相同的能量，其大小取決於音源輻射的總能量和音線根數。求出音線與所有壁面的焦點，選擇在其傳播方向上最近的交點作為音粒子與壁面的碰撞點。音線在該點一部分作鏡面反射，其方向由反射定律決定；一部分作反射，其方向可利用概率論知識來選取 (由電腦發出亂數來決定)。該音線沿新方向繼續前進，每次碰撞後它的能量減少為原來的  $1-\alpha$  倍 ( $\alpha$  為壁面的吸音係數)，直到其能量低於事先設定的閾值時，電腦停止對該音線的跟蹤，繼而跟蹤下一音線。如此重複進行，直至所有粒子均被跟蹤完畢。目前音線跟蹤法已對基本演算法加以深化和推進，以便能夠描述音擴散、散射、衍射及干涉等效應。它不僅用於室內聲學，而且用於結構音學中。目前的趨勢是將上述數值計算方法與其他解析模型、實驗方法相混合，組成各種混合型演算法，協同解決複雜的聲與振動問題。

## (二) 視覺化是研究噪音問題的方法

機器噪音的預測對改進機器性能具有重要意義，並為實際飛機設計和噪音控制措施提供理論基礎。目前分析方法多樣，如模態分析法，統計能量法等。它們的適用範圍各異。模態分析方法是分析工程振動問題的傳統方法，即從經典力學理論出發，用求解數理方程的方法來尋求解答。在中高頻段，由於機器的壁板諧振模態 (resonance mode) 密集，模態參數特性不穩定，其理論計算複雜，理論值與實際結果誤差較大。60 年代初期出現的統計能量分析方法是研究高頻寬頻隨機激勵複雜結構的振動與聲響應及聲傳輸等問題的有效方法。該方法不需要求解複雜的數理方程，而是用統計的概念研究多元系統間能量的傳遞和平衡，因此在振動噪音分析中得到廣泛應用，而且被證明是十分有效的預測方法。

近年來，各行各業在追求高效率、高產量時，使用的機械功率越來越大，速度也越來越快。因此，機械的噪音問題也越來越嚴重。解決機械的噪音問題主要有兩個途徑：一是降低音源的發音；另一個是控制噪音的傳播。降低發音是比較主動的方法，要想降低發音，首先要知道音源的位置和產生噪音的原理，即噪音的測量。目前應用最多的是音 (壓) 級測量法和音功率級測量法

測量噪音。無論是聲級法還是音功率法，所測量的結果都是數量值，只能表示某一點噪音的強弱或總的音能，不能反映噪音的傳播形式和方向，即沒有聲場的概念。用聲（壓）級或音功率級評估噪音對人耳的損傷程度和判斷機械的噪音是否低於標準是有效的，但用於檢查噪音源並不是最理想的方法。目前，為了能反映噪音的傳播形式和方向，人們用統計能量法對噪音源進行定位和視覺化。其中法國 ESI Group 研發的 AutoSEA2 software 就是一個基於統計能量法的商業套裝軟體，可以用來噪音值預測並進行聲學設計的最佳化與視覺化。

### 三 自適應有源噪音控制

20 世紀 80 年代以前，有源（主動控制）噪音控制系統中的控制電路均採用類比電路。隨著研究的深入以及研究領域的擴大，人們在應用這種電路時碰到了越來越多的困難，主要原因在於：(1) 待抵消的噪音（初級噪音）特性幾乎總是時變的；(2) 控制系統（控制器、初級感測器和誤差感測器）傳遞函數、消音空間中的一些非可控參數（如介質物理參數等）經常隨時間發生變化（以上兩點要求控制器傳遞函數具有時變特性，而類比電路難以勝任）；(3) 對於複雜的初級音源，以及謀求擴大消音空間時均要求採用多通道系統（指系統中包含多個次級音源和誤差感測器），這種控制器的傳遞函數十分複雜，用類比電路無法實現。

因此，需要一種具有自動追蹤初級噪音統計特性，控制器特性可隨時間而變化的自適應有源（主動）控制系統。20 世紀 80 年代初，C. F. Ross 和 A. Roure 等人提出了具有「自適應」功能的有源（主動）控制系統。但這種“（Adaptive）”與目前指稱的自適應（Adaptive）在基本原理和系統實現上均有根本差異。真正意義上的自適應有源（主動）控制是在自適應濾波理論得到充分發展以後提出來的。我們現在所說的自適應有源（主動控制）噪音控制系統一般指的是將 B. Widrow 等人提出的自適應噪音抵消器（adaptive noise canceller）用於有源（主動控制）噪音控制時構成的系統。

自適應有源（主動）噪音控制系統的核心是自適應濾波器和相應的自適應演算法（adaptive algorithm）。自適應濾波器可以按某種事先設定的準則，由自適應演算法（adaptive algorithm）調節其本身的系統特性以達到所需要的輸出。1981 年，J. C. Burgress 首次將自適應濾波理論應用於有源（主動）噪音控制，並對系統的構成及演算法做了電腦模擬研究，提出了著名的濾波 -x LMS 演算法。

自適應有源（主動）噪音控制的主要研究內容包括：(1) 控制方式（前饋控制和回饋控制）的選擇；(2) 次級音回饋的影響及其解決辦法；(3) 次級通路（主要指由次級源到誤差感測器之間的音傳遞通路）傳遞函數對系統性能的影響；(4) 次級通路傳遞函數的自適應建模；(5) 單通道自適應有源（主動）控制演算法瞬態和穩態性能分析；(6) 多通道自適應演算法（adaptive algorithm）性能分析及快速實現；(7) 不同目標函數下自適應演算法（adaptive algorithm）的改進；(8) 自適應濾波的硬體實現。

上述研究內容完全是從信號與系統的觀點來處理控制器的相關問題。近年來，人們嘗試用經典或現代控制的方法研究有源（主動）控制問題，所構造的控制器能夠適應廣泛的外部環境，不僅僅限於自適應方式。讓人感興趣的是，這種方法對研究有源（主動控制）回饋控制也是方便和有利的。

#### 四 管道噪音有源控制

對於平面波聲場的有源(主動)控制,如簡單地採用 Leug 專利中的辦法,可以發現會存在如下問題:(1)次級音源向管道下游發出聲波的同時,將向管道上游傳輸聲波,使得初級感測器在拾取待抵消信號時,同時拾取了次級音源回饋信號,造成系統的不穩定。這種現象稱為次級音回饋(acoustic feedback);(2)受電子線路頻率響應不理想的影響,消音頻帶受到限制;(3)管道中的氣流對降低噪音量的影響等等。為了解決這些問題,逐步發展了單極、偶極和多極管道有源(主動)噪音控制系統。

##### (一) 單極系統

單極系統指系統中僅包含一個次級音源,Leug 專利中的系統就是一個最簡單的單極系統。由於次級音回饋的影響,這個系統的穩定性極差,基本沒有實用價值。比較有代表性的單極系統包括 Chelsea 單極系統和緊耦合單極系統。

Chelsea 單極系統設計了電子網路補償次級音回饋,使得系統穩定性得到很大改善。不過,困難在於如何製成完全符合要求的補償電路。緊耦合單極系統中的初級感測器位於次級音源正前方,使得補償電路傳遞函數為  $-1$ 。這樣,次級音源發出的聲波成為初級噪音的「鏡像」。緊耦合單極系統的最大優點在於結構簡單,便於實現。不過,它對管道中的高階簡正波以及次級音源頻響特性的不理想非常敏感,這使得實際應用中難於控制系統的穩定性。

##### (二) 偶極系統

消除次級音回饋的另一種辦法是構造具有指向性的次級音源。這樣,次級音源就只向管道下游輻射聲波。典型的偶極系統有兩種,一種系統用兩隻特性相同的喇叭作次級音源,初級感測器位於兩次級音源中間。這樣,在理想情況下,次級音回饋便被消除了。另一種偶極系統同樣用兩隻特性相同的喇叭作次級音源,不過在第一隻喇叭前插入移相器(phase shifter,能夠對波的相位進行調整的一種設備),使得在第二隻喇叭以左的聲場中,兩隻喇叭產生的聲波相位相反而抵消。此時兩隻喇叭組合成為一個單指向性次級音源。

##### (三) 多極系統

多極系統包含三個以上的次級音源,典型的有 Jessel 吸音器和 Swinbanks 多極系統。Jessel 吸音器用一個單極子和一個偶極子組成具有單指向性的次級音源。Swinbanks 多極系統非常複雜,它的次級音源陣一般由兩個以上的環形音源構成,每個環形音源又包含四隻喇叭。這樣安排次級音源的目的在於獲得單指向性,以消除次級音回饋。

數位電路系統與自適應控制技術的引入給管道有源(主動控制)消音器帶來了新的活力,取得了越來越好、越來越接近實用的實驗結果。目前在給定的管道聲場條件下,得到了  $20 \sim 1,000$  Hz 頻率範圍內的靜態  $20$  dB 左右、動態  $12$  dB 以上的通帶噪指數。目前的工作主要致力於汽車排氣消音器與集中空調送氣管道消音器中的應用。

#### 五 三維空間有源降低噪音

在對 3D 有源(主動控制)降低噪音的三極子次級音源和次級系統的信號饋給方式進行系統實驗研究的基礎上,使用時延、相移和放大器構成的前饋給控制類比電路,在  $80 \sim 400$  Hz 的頻

率範圍內，得到了消音室 16 dB 以上、餘響室 12 dB 以上的全空間倍頻程帶寬降低噪音指數。使用閉環數位電路進行的局部空間有源（主動控制）降低噪音實驗，也得到 500 Hz 以下通帶 10 dB 以上的降低噪音效果。

80 年代，人們集中更多的精力在閉空間聲場的有源（主動）控制。1988 年，中國馬大猷先生利用有界空間聲場的響應總存在類似於矩形空間中三面相交的牆角這樣的特徵點，指出在這些點可以接收到和激發出所有的聲場方式，而且聲場在這些點的回應又總是極大，所以控制系統應該與這些點建立聯繫，把餘響聲場的簡正方式 (normal mode) 回應與控制系統作為一個整體考慮。以此為指導，建立了一套回饋控制系統，並從理論上說明了只要能夠穩定地增大反饋回路控制電路的增益，就相當於增加了各個簡正方式的阻尼聲場的回應就能得到抑制，實現閉空間降低噪音。通過在系統中引入了一種數位自適應識別與補償電路，得到了 200 Hz 以下、帶寬 8 dB 左右的降低噪音指數。

值得注意的是，90 年代初，由歐洲共同體支持的「飛機噪音有源（主動控制）控制的深入研究」項目開始發展，共有 11 個歐洲國家的 22 個研究機構參加，針對不同的機型，開展了從聲場分佈、有源（主動控制）隔音、簡正方式控制、多通道局域控制到換能器研製等方面的工作，並很快取得了 15 dB 的平均降低噪音效果，最好的局部降低噪音達到了 27 dB，這是應用研究的一大突破。

## 六 有源音控制

20 世紀 90 年代以前，有源（主動）噪音控制中的次級源均為音源（一般為喇叭）。因此，這種有源（主動）控制的方式又稱為有源（主動）音控制，在有些文獻中被稱為「以聲消音」或「主動聲消音」。有源（主動）音控制的應用場合一般包括：管道聲場；自由聲場（如曠野中的變壓器噪音、電站噪音、交通噪音、抽風機、鼓風機等機械設備向空中輻射的噪音等）；封閉空間聲場（如飛機、船舶室內、車廂、辦公室、工作間中的噪音聲場）。

有源（主動）音控制研究在 20 世紀 80 年代中期至 90 年代中期達到高潮，以英國南安普敦大學聲與振動研究所 (ISVR) 的 P. A. Nelson、S. J. Elliott 等人的研究最為出色，他們的研究以抵消螺旋槳飛機室內噪音為主要應用背景。除此之外，還研究了封閉空間聲場中存在結構 - 音腔耦合的情況下有源控制規律、聲波通過彈性結構透射進入音腔的有源控制、雙層結構有源隔音、分佈音源控制結構音輻射等。

有源（主動）音控制中，值得一提的是 P. A. Nelson、S. J. Elliott 等人的研究。他們以矩形和圓柱結構為飛機室內的簡化模型，建立了相應的聲學模型，然後推導出音控制方式下最優次級音源輸出複強度（包括幅度 (amplitude) 和相位 (phase)）。封閉空間最小聲勢能 (acoustic potential energy) 計算公式，研究了降低噪音效果與聲場特徵、次級音源、誤差感測器布放的關係。研究結果對理論分析和實際應用有重要指導意義，有些研究方法（如求解最優次級音源強度的方法）後來被廣泛採用。他們在實際飛機室內中進行的一系列實驗給人們留下了深刻印象。例如，一架 BAE 748 雙發動機 48 座螺旋槳飛機，其巡航速度發動機轉速為 14,200 r/min，因而其槳葉通過頻率基頻為 88 Hz。為了抵消此飛機的室內噪音，他們用 16 支喇叭作次級音源、32 只麥克風作誤差感測器，這種次級音源和誤差感測器布放有效地將 88 Hz 的基頻噪音降低了 13 dB。這一成功的實驗成為有源（主動）音控制應用的典型範例。

根據惠更斯原理 (Huygens' Principle)，多個點源之間的距離遠小於波長時，通過調節它們的幅度和相位可以合成任意形狀的波陣面。我們可以將一個參考信號麥克風和一個控制信號喇叭組合構成一個噪音控制單元，多個單元相鄰佈置在如窗戶、窗簾之類的介面上。聲音通過這種聲學邊界時將會被削弱，這種系統被稱為有源 (主動控制) 音遮罩 (active acoustic shielding, AAS)，日本鳥取大學實驗證明在 500 Hz 和 2 kHz 的較寬頻率範圍內降低噪音量可達 10 dB。

虛擬隔音牆 (virtual sound barrier, VSB) 是一種有源 (主動控制) 噪音控制系統，通過麥克風陣列和喇叭陣列在嘈雜的環境中製造一個特定大小的安靜區域。它就像一個聲學隔音牆，隔離了聲波，卻仍能保持空氣和光線的流通。它可應用到工業、醫學、室內等情形，降低一個或多個人頭附近的噪音等級。X. Qiu 等人在普通房間內實現了一個 16 通道的有源 (主動控制) 隔音牆系統，能在一個 0.2 m 高、半徑為 0.2 m 的圓柱體內達到 500 Hz 以內平均超過 10 dB 的降低噪音量。

有源 (主動控制) 護耳器是有源 (主動控制) 噪音控制技術在個人防護上的一個重要應用。1985 年，中國南京大學電子抗噪音實驗室在認真分析了各種結構的有源 (主動控制) 護耳器的工作原理的基礎上，認為前饋給控制結構有利於穩定系統的工作狀態，補償電路簡單、成本低、容易實現，不需要複雜的電路系統即可得到良好的降低噪音效果，他們設計的有源 (主動控制) 護耳器與一般耳罩複合後，可得到可聽音頻段 31 dB 的降低噪音指數。

目前，有源 (主動控制) 護耳器是諸多技術中，最先實現商品化的器件。英、法、美等國的數家公司已開發出了四、五種有源 (主動控制) 護耳器的定型產品，最近中國已經完成了數位化電路的結構的設計與實驗工作；在 110 dB 以下的噪音環境中，得到了 1,000 Hz 以下 17 dB 左右的通帶降低噪音指數。實用產品的開發工作正在進行中。

## 七 有源力控制

有相當一部分噪音是由於結構振動輻射引起的，C. Deffaye 和 P. A. Nelson 研究了用有源 (主動控制) 音控制方法 (次級音源為單極子音源) 抵消簡支矩形板音輻射的問題。結果說明要取得滿意的降低噪音效果，次級音源數目要與結構振動模態類型相當。這就暗示只有在極低的頻率下，用少量點音源就可以取得降低噪音效果。如果初級結構振動變得稍稍複雜一些或激勵頻率 (exciting frequency) 稍稍高一些，用點音源來控制音輻射就變得異常複雜，結果也不能令人滿意。

20 世紀 80 年代中期，美國維吉尼亞理工與州立大學的 C. R. Fuller 等人開展了用次級力源控制結構音輻射或音透射的研究，這種方法稱為結構音有源 (主動) 控制 (active structural acoustic control，或稱為有源力控制)。最初的工作論證了可以使用作用於圓柱壁面上的點力來控制傳輸進入圓柱內的聲波，初期的理論研究採用點力源為次級力源 (實驗中為電動作動器)，位於聲場遠場的麥克風作為誤差感測器，拾取遠場音壓為誤差信號，遠場每個點的音壓平方後再求和為控制目標函數。研究內容主要包括：(1) 降低噪音效果與次級力源個數、位置的關係；(2) 有源力控制方式與有源 (主動) 音控制方式的比較；(3) 用次級力源控制圓柱結構向音腔內外的音輻射；(4) 次級力源控制封閉空腔內彈性板音透射。

C. R. Fuller 等人的研究引起了人們的重視，開創了有源 (主動) 噪音控制的新途徑。20 世紀 90 年代中期以後，研究工作逐漸深入。工作重點逐漸轉向解決實際應用中遇到的問題。在實際中，置於聲場遠場的誤差感測器會妨礙工作、佈置不便，同時有限點的音壓並不能代表結構的音輻射功率。因此，如何在結構表面或聲場近場佈置檢測感測器 (仍然稱為誤差感測器) 獲得結構

輻射音功率資訊，就成為有源（主動）力控制中的一個主要問題。具體說來，誤差感測器可以檢測聲場參數，也可以檢測結構參數（如振動加速度、速度及位移、結構應力等）。因此，要研究這些參數與輻射音功率的映射關係以及如何轉換，同時可以選用的次級力源類型有電動作動器、壓電陶瓷片、壓電聚偏乙烯（PVDF）薄膜等，因而次級力源類型及個數對控制效果的影響也是一項重要的研究內容。此外，有源力（主動）控制物理原理的研究對控制器的設計和最佳化有直接幫助，因此從不同角度研究有源力控制物理原理一直受到關注。

目前，有源力（主動）控制的理論研究主要取得了三方面的進展：

### （一）速度回饋控制理論

其基本思想是利用一個回饋控制結構的次級系統，實現一個與被控制結構的振動速度成正比的作用力，並作用在該結構上以改變結構的阻尼，從而改變結構的振動回應性質。類似地，也可以使次級系統的作用力正比於結構的振動加速度或位移，以改變振動系統的等效品質或彈性參數，實現有源（主動控制）隔振或吸振。這一理論是針對比較簡單的集中參數振動系統提出的，許多有針對性的應用研究仍在進行中。國外已經據此開發出了發動機有源（主動控制）減振支座等產品。

### （二）簡正方式控制理論

這一思想產生於 70 年代後期，研究的目的是為了解決航太工程領域的大型柔性結構的振動控制問題，這類結構具有品質輕、阻尼小、簡正方式頻率低而且分佈較密等特點，要解決的是如何同時抑制多個方式的回應。解決問題的途徑仍然是速度回饋控制方法，只不過這裡要能同時增加通帶內所有簡正方式的阻尼。為此人們在次級振動源的個數與分佈位置、系統的穩定性等方面作出了很大努力。

### （三）波動控制理論

這種理論是從波動的線性疊加與干涉效應出發，提出了振動波能量吸收與抵消等概念，其應用研究主要集中於弦、棒及週期性結構的一維振動能量傳遞的情況，目的是要降低或隔離振動能量從振源向某些結構的傳遞，降低結構的振動傳遞率。

有源力的實驗研究主要是對各種次級振動源的探索。各個階段的實驗研究先後使用了電力、電磁、氣動、液壓、壓電與形狀記憶合金等許多類型的換能器作為次級振動源。近年來，結合有限元和邊界元數值模擬分析尋找噪音輻射中的主要模態，對每個振動模態最佳化次級振動源位置。實驗結果表明，採用蜂窩狀面板和簡易的相移器，若噪音源的振動模態和次級振動源相近，噪音衰減可達 30 dB。另一方面，改變振動模態也可以降低噪音輻射效率。

## 八 有源聲學結構

無論是有源（主動）音控制還是有源力控制，整個有源（主動）噪音控制系統都包含了三個基本要素：次級源（次級音源或次級力源）、誤差感測器和控制器。

一般而言，為了擴大消音空間、提高控制效果，這種系統總是多通道的，也就是系統中包含多個次級源和誤差感測器。與單通道有源（主動）控制系統相比，多通道有源（主動）控制系統先天上存在著許多弊病，例如：(1) 多通道系統必然採用多通道自適應演算法（adaptive algorithm），

這種演算法的計算量將隨著通道數的增加而迅速增加，更為麻煩的是，系統穩定性將變得越來越差；(2) 次級源和誤差感測器布放的個數和位置隨著噪音源和聲學空間類型的不同而不同。雖然提出了一系列最佳化演算法進行最佳化處理，但對於不規則的初級噪音源和聲學空間，問題就變得難以解決。換句話說，這種系統是一種分佈參數系統，次級源和誤差感測器配置嚴重依賴於外界環境，阻礙了有源（主動）控制技術的工程應用。因此提出了構造有源（主動）聲學結構 (active acoustic structures) 的想法。

有源（主動）聲學結構概念的提出，在時間上稍晚於有源（主動）力控制的提出，發展進度也落後於它。目前在名詞術語上還處於混亂階段，又被稱為自適應聲學結構 (adaptive acoustic structures)，有源（主動控制）聲學層 (active acoustic coating) 或有源（主動控制）聲學泡沫 (active acoustic foam) 等。總之，它是機敏結構 (smart structures) 或智慧結構 (intelligent structures) 在振動和噪音控制中的應用。有源（主動控制）聲學結構將次級源、檢測振動與聲場資訊的誤差傳感裝置、嵌入式的智慧微控制器集於一體、微控制器中的具有智慧特性的演算法將自動調節次級源輸出強度，使整個聲學結構隨時獲得最佳聲學性能。整個聲學結構的控制目標可以是總的輻射音功率或反射音功率，由此構成的聲學結構稱為有源（主動控制）隔音結構或有源（主動控制）吸音結構，其有效頻帶主要在低頻。當然，它也可以與傳統的「無源」材料相結合，形成混合式有源（主動控制）聲學結構 (hybrid active acoustic structure)，使作用頻段更加寬廣。

在有源（主動控制）聲學結構研究中，誤差信號的檢測是一個關鍵性的、具有相當難度的問題，原因在於由於有源（主動控制）聲學結構的結構特點，它不能像傳統的有源（主動控制）控制系統那樣在遠場採集聲學參數，需要所謂的近場傳感拾取誤差信號。在有源（主動控制）聲學結構誤差傳感策略 (error sensing strategy) 中，一個自然而直觀的辦法是近場音壓傳感，它在初、次級板之間布放麥克風同時檢測初、次級聲場構成誤差信號，從而達到有源（主動）控制目的。但近場音壓傳感的不利之處在於需要許多的麥克風，這給控制器的構成及實際應用帶來不便。利用結構表面的分散式感測器檢測結構音輻射資訊已有十多年的歷史，主要有速度傳感、加速度傳感和位移傳感等，其中最有成效的要算利用聚偏二氟乙烯樹脂 (polyvinylidene fluoride, 簡稱 PVDF 樹脂) 測量結構振動位移或速度，從而預測輻射音功率的方法。對於有源（主動控制）聲學結構來說，可以將 PVDF 同時敷設於初、次級板表面，檢測有源（主動控制）控制前後的音輻射資訊，從而構建控制系統的目標函數。

有源（主動控制）聲學結構的內在物理機制也成為大家關注的研究課題。採用不同的代價函數和所處的聲學環境都會導致內在物理機制的不同。K. Chen 等人通過對比控制前後三個與能量相關的量，輻射音功率、表面音強和場音強，研究了代價函數為最小化總輻射音功率情形下有源（主動控制）音結構的物理機制。實驗結果表明存在兩種能量機制，初級源輻射音功率的抑制和初級、次級源音功率的吸收。有源（主動）控制增加了振動結構的複雜性，也就是說，單極子式輻射的初級源在引入次級源後，輻射形式變為了偶極子、四極子甚至更高階。

## 九 流體過程的非穩定性控制

流體過程非穩定性有源（主動）控制的基本物理思想是，一個非線性增長的非穩定性因素，一定起源於線性的聲學量級的擾動，所以不管系統最終的回應如何強烈，也不管過程是線性的還

是非線性的，只要能夠用適當的次級擾動控制最初的擾動源，則非穩定性的增長就能夠得到控制。

70年代初，開始有人將有源(主動)控制用於空氣動力學中的振顫問題。到了80年代，以英國劍橋大學為首的研究小組將這一應用進行了推廣，展開在燃燒過程、湍流(亂流，也稱為紊流)附面層壓力擾動等流體動力學過程中的非穩定性控制，取得了一定的進展。這一概念有著廣泛的應用前景，在航空、太空以及水下噪音的控制中，都將利用它的低頻和主動的優勢，發揮出非同尋常的作用，但其意義絕不僅限於噪音控制。

## 十 家庭噪音控制和評估方法

隨著家用電器的增多和普及，人們對居室內的噪音水準要求也隨之提高。人們在選購這些電器時，噪音量是否足夠低是眾多因素中的因素之一。

對於冰箱，壓縮機和風扇其主要噪音源，結構上的改進可以降低由這些零件引入的噪音。例如冰箱後蓋的軟性連接方法的實施可以降低2 dB噪音。噪音的舒適度在居室環境中也相當重要，所以在家庭噪音控制中，除了降低噪音水準外，還需要考慮音質。心理聲學研究表明，家庭內電器的噪音，不僅僅受噪音值的影響，還有時間段、噪音持續時間、背景噪音、頻率特性等。關於冰箱噪音的客觀測量和主觀評估之間關係的研究逐步提高，Zwicker和Fastl於1999年最先提出心理聲學參數模型來量化聽者的感知和對音質的評估，主要用於穩態噪音。響度包含了頻率和時間掩蔽效應。聲音的高頻成分決定了它被感知到的銳利度，而銳利度會提高煩擾感。粗糙度和波動強度描述了聲音的起伏狀況。2007年，Shin-ichi Sato等人提出心理聲學和自相關函數的參數模型，來描述冰箱在啟動、轉入或轉出穩定工作狀態、停機等情形下的噪音隨時間的變化情況。

洗衣機作為最普及的家用電器之一，其工作運轉，尤其是脫水時的振動，一直是個明顯問題，長期以來困擾著人們。當振動嚴重時，不僅噪音大，而且整個洗衣機都會發生抖動甚至移動。究其原因，作為負載的被洗衣服分佈不均是一方面，但就洗衣機的整機結構、動力源(電動機)的設置以及傳動鏈的布局來說也有很大關係。根據洗衣原理的不同，洗衣機可以分為波輪式、攪拌式和滾筒式三種洗衣機。

波輪洗衣機的洗滌桶是垂直設置，運動時圍繞其垂直軸做水準旋轉；滾筒洗衣機的洗滌桶多為臥式水準設置，工作時要圍繞水準軸做上下空間上的立體回轉。豎軸水準回轉和臥軸立體回轉從物理學和運動學的角度看對靜態機構的作用和影響明顯不同，產生的振動效果也大相逕庭，分析如下，波輪洗衣機由於水準回轉，工作時質心基本保持在同一水平面上，洗滌或脫水時產生的振動主要是由負載偏心引起的；而滾筒洗衣機工作時由於是立體回轉，質心相對於某一水平面不停地在做上下往復運動，這樣，除去負載偏心引起的振動外還要考慮重力加速度的因素，也就是說，它的振動要考慮到重力加速度的疊加量。

通過以上分析，我們從兩種機型的結構和運動方式上解釋了兩種洗衣機振動產生的不同之處，同時也說明了就結構而言，前置式滾筒洗衣機在工作時振動的可能性和程度要比波輪洗衣機大些。

為了解決脫水振動問題，波輪洗衣機和滾筒洗衣機分別採用了一些不同的方法。對頂裝式波

輪洗衣機，採用動態平衡的方法解決脫水振動問題，具體做法是：(1) 在機箱的四角壁用四個吊杆來平衡偏心負載。(2) 利用陀螺原理，在內筒上部邊緣處裝有平衡環（平衡環內裝有平衡液，當脫水桶高速運轉產生偏心時，平衡液就會自動調節重心，吸收不平衡量），用來平衡因衣服在內筒分佈不均勻而造成的脫水振動，從而達到平衡負載的目的。

滾筒式洗衣機除採用了動態平衡方法外，還要採用剛性平衡。剛性平衡主要是針對其結構特點和運動方式而言的，根據振動抑制理論 (vibration suppression theory)，抑制滾筒洗衣機外桶振動最理想的做法是使外桶上的每個質點都在做圓周運動的平衡。為了達到這個目的，外桶的重心必須在軸線和中心平面交點上，為此，滾筒洗衣機一般的做法是在外桶上加裝配重塊，配重塊的作用是使外桶的重心移到上述位置，以減少振動和噪音。同時增加配重可以增加外桶重量進而增加外桶的穩定性，平衡或抵消內桶旋轉時產生的振動對外桶的影響，此外，滾筒洗衣機還使用了兩根上吊簧和兩根下阻尼支撐的懸掛裝置來降低從外桶傳遞到箱體上的振動。

#### 1.5.4 噪音控制未來展望

##### 一 聲學禁帶設計理論與方法 (design theory and method of sound interdict strap)

作為傳遞振動與波能量的主要傳遞介質——固體結構，由於其具有傳遞縱波、橫波等多種波型的能力，而且其傳播距離遠、衰減小，因而固體結構中振動與波的隔絕與控制，已成為解決工程中因振動而產生噪音的問題難點，也是目前這一領域最具挑戰性的研究課題。惟最近人們發現當彈性波在週期性彈性複合介質中傳播時，會產生類似光子禁帶 (band gap) 的彈性波禁帶，即處於禁帶頻率範圍內的振動或聲波將被禁止在晶體中傳播，並提出了聲子晶體 (phononic crystals) 概念，迅速引起了世界各國研究機構的高度關注。

如果能夠將聲子晶體的禁帶設計在欲加以控制的振動或者是噪音頻帶範圍內，則有望能完全解決現有工程實際中無法解決的減振降低噪音問題，如微機電系統中的高精度加工、無噪音潛艇的設計等重要領域。例如，在減振方面，利用聲子晶體的禁帶特性，可以為高精度機械加工系統提供一定頻率範圍內的無振動加工環境，從而保證加工精度水準；也可以為某些精密儀器設備提供一定頻率範圍內的無振動工作環境，進而提高工作參數精度，提高可靠性，延長使用壽命。

在降低噪音方面，利用聲子晶體的禁帶特性，有可能設計和製造出一種全新的降低噪音材料，這種材料既可以在噪音的傳播途中隔離噪音，又可以在噪音源處控制噪音。聲子晶體的禁帶特性是由於材料內部組元的彈性常數、品質密度等參數週期性變化而產生的，三元週期結構的組成：基體加二元嵌入體，二元嵌入體的構成：硬材料 (有較大的密度與音速) 柱體外包一層軟材料 (有非常低的密度和音速)。其結構如圖 1.5-15 所示，由於聲波在二元嵌入體環形區域的局部共振，而且環形區的密度很低，音速較小，使聲學禁帶出現在較低頻段。

複合介質是由兩種或兩種以上介質 (稱為組元) 組成的複合體。整體上它是非均勻的，然而每種組元的內部是均勻的。複合介質表現出不同於其組元的物理性質，複合介質的組成或結構不同，其物理性質也不同。

近年來，複合介質的研究極其活躍，如隨機介質、電 (磁) 流變液、光子晶體、聲子晶體等都引起了人們的極大興趣。這方面的研究已經擴展到聲波和彈性波在週期性複合材料和無序材

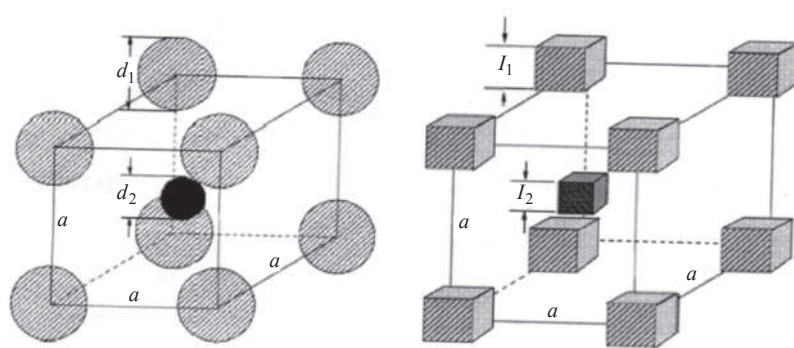


圖 1.5-15 聲子晶體的結構示意圖

料中傳播方面的研究。由於彈性波是含有縱波和橫波兩種傳播速度的向量波，在每個組元中具有 3 個獨立的彈性參數，即密度  $\rho$ ，縱波波速  $cl$ ，橫波波速  $ct$ ，因此，對聲子晶體的研究具有更豐富的物理內涵，也存在重大的潛在應用價值。例如作為聲音濾波器或者是隔音減振材料，它可以更有效的隔離噪音和振動（濾波），同時又具有傳統材料所不具有的特性。

研究彈性波在不同的週期性結構的複合介質中的傳播及其能帶結構，可以使我們掌握不同材料的組元及其結構對其能帶結構及波的局域性影響，有助於拓寬與加深對複合介質物理性質的瞭解，發現一些新現象與新規律。而這些理論結果又具有很大的實用價值，利用這些規律設計出滿足我們各種需要的新型功能材料。

在人類科學技術史上，複合材料可稱為繼金屬、無機非金屬、有機高分子三大類材料之後出現的第四大類材料。據統計，近 20 年來，編織增強複合材料每年以 30% 的速度增長。預測到 2030 年，複合材料將為結構材料總價值的 50%。複合材料以其比強度、比剛度高，減振降低噪音性能好，抗疲勞耐腐蝕，以及材料的可設計性等一系列優於常規單一材料的特點，而正得以迅速發展和廣泛應用。對於複合材料的減振降低噪音的研究並不少見，但對於編織複合材料的減振降低噪音至今未有文章發表，其研究主要集中在編織複合材料的細觀力學性能的研究上。編織結構的纖維增強複合材料，由於其力學性能的顯著改善，既適用於結構件（如板、梁、殼），也適用於傳動構件（如機器人手臂、高速連杆機構、齒輪）。同時，由於編織複合材料組元的週期性結構，使得其能產生類似光子禁帶的彈性波禁帶，即處於禁帶頻率範圍內的振動或聲波將被禁止在 3D 編織複合材料中傳播，達到減振降低噪音的效果。因此，將聲子晶體的有關理論應用到編織複合材料中，則有望能完全解決現有工程實際中無法解決的減振降低噪音問題，並尋求一種新的減振降低噪音的理論與方法。

## 二 主動吸音研究

主動消音就是根據兩個聲波相消性干涉或音輻射抑制的原理，通過抵消音源（次級音源）產生與被抵消音源（初級音源）的聲波大小相等，相位相反的聲波輻射，相互抵消，從而達到降低噪音的目的，實際應用方面如 1.3.4 節為例。它是對入射聲波進行控制，而有別於主動消音的主動吸音方法是對反射聲波進行控制，使入射聲波的反射係數很小或接近於零，形成「黑洞」現象，從而使得吸音係數達到最大。研究主動吸音具有很實際的意義，是考慮潛艇等隱形化所必須研究的課題。

國外學者 D. Guicking、C. R. Fuller、D. Thenail 等人從 20 世紀 80 年代末、90 年代初對主動吸音進行了研究。D. Guicking、C. R. Fuller、D. Thenail 等人的研究是用一個喇叭發出入射聲波，在喇叭的前方佈置另外一個喇叭，兩個喇叭之間佈置兩個麥克風作為感測器，兩個麥克風連接到聲阻抗控制器，使得主動吸音體表面的阻抗與空氣的阻抗相等，形成「黑洞」現象。入射聲波不反射，從而達到主動吸音的目的。其基本原理如圖 1.5-16 所示。Jaehwan Kim 和 Joong-Kuen Lee 在 21 世紀初提出了一種新的主動吸音方法，主動吸音方法佈置如圖 1.5-17 所示。

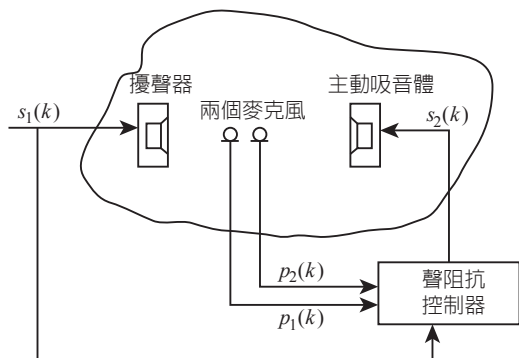


圖 1.5-16 國外主動吸音原理圖

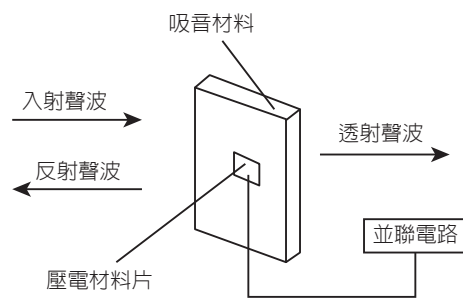


圖 1.5-17 一種新的主動吸音方法佈置圖

在上圖的主動吸音佈置圖中，當中頻聲波入射時，依靠吸音材料進行被動吸音，而當低頻聲波入射時，吸音材料彎曲變形，引起壓電材料片的壓電效應，壓電材料片表面形成電荷，該電荷通過並聯電路被消耗，使得入射聲波的音能轉化為電能，從而達到主動吸音的目的。

除了上面所提及的主動吸音方法外，國外對主動吸音方法的研究基本上就沒有了，而國內對主動吸音的研究目前還是一個空白。因此，主動吸音是吸音降低噪音行業中未來的發展方向之一。

### 三 新型吸音材料的研究

在眾多控制噪音污染的方法和途徑中，利用吸音材料來降低噪音是最基本的手段，而多孔性吸音材料應用最為廣泛。它可分為有機類吸音材料，如棉麻纖維、毛氈、木質纖維板以及其他有機纖維材料；無機類吸音材料，如玻璃棉、礦渣棉、珍珠岩以及其他無機類吸音材料；泡沫材料，如泡沫混凝土、泡沫塑料以及其他吸音泡沫材料；吸音建築材料，如吸音粉刷、微孔吸音磚、陶瓷吸音板等。由於有機類吸音材料防火、防腐、防潮等性能較差，泡沫塑料易老化以及建築吸音材料的吸音性能較差而且太重等因素限制了它們的應用。因此，尋求新型的吸音材料是噪音控制行業的必經之路。新型吸音材料一般為網狀結構，具有開口空隙率高，耐氣候變化，抗腐蝕和抗熱等特點，它能在野外長年經受風吹，日曬和雨淋，而不會疲勞，變形和破裂，不會改變其網狀結構。新型吸音材料不僅具有柔性纖維狀吸音材料（如玻璃纖維棉）優良的聲學性能，還必須具有其他泥灰顆粒狀吸音材料（如陶土吸音磚）堅固的力學性能。

### 四 有源噪音與振動控制自身的發展

#### （一）有界空間與分佈源聲場的有源（主動）控制

這方面的工作正在從聲場機制、信號處理、空間佈陣（主動）理論以及音源的近場控制等各

個方面展開；簡正方式控制理論的提出與應用對餘響聲場的有源（主動）控制有著特別重要的意義。其主要應用在於各種室內的噪音控制。

## （二）結構振動有源（主動）控制

這一研究和閉空間聲場的研究在機制上是相通的，主要的不同在於換能器，所以兩者的進展可以相互借鑒；同時，有源（主動）振動控制也是建築和其他結構構件有源（主動控制）隔音研究的前提，新型壓電換能器（piezoelectric transducer）的研製與使用，亦為從邊界面的振動控制解決有界空間音傳入的問題提供了新的可能性。其結果可以應用於航空、航太、土木建築、精密儀器、機械、車輛等各種情況的隔振、阻振與吸振中。

## （三）流體動力學（fluid dynamics）噪音有源（主動）控制

這一工作雖然使用次級音量級（secondary sound level）擾動信號的控制方法，得到的也是降低噪音的結果，但其作用的物理機制是複雜且深層的。

# 五 向其他學科方向的延伸

## （一）結構振動有源（主動）控制向智慧材料與結構的延伸

使用特殊材料如磁流體、形狀記憶合金和壓電塗層等進行有源（主動控制）動態控制的嘗試，也即所謂「智慧材料」的研究，是近年來最富有想像力的開創之一，它標誌著材料科學與有源（主動）控制也有著不解的因緣。智慧結構用於機器人、太空、航空、航海等，可以大大提高其對環境的適應與自控能力。

## （二）非穩定性有源（主動）控制向動力學與熱力學程序控制的延伸

研究結果已經表明，某些系統產生的喘振（surge）、亂流（turbulence）、供燒不均勻（uneven combustion）、振顫（flutter）等現象，破壞系統平衡甚至系統結構的主要原因，就是過程非穩定性的不可控增長，因而這一延伸的意義遠遠超出了噪音控制，目前已經在渦脫離（eddy escape）、流體噴注（fluid injection）、腔內供燒（cavity combustion）等過程中開展研究。

## （三）3D 空間聲場的有源（主動）控制向水下的延伸

由於水中的音速比空氣中大好幾倍，聲波波長也相應的大很多。因而在水下進行聲場有源（主動）控制，有效頻率範圍和空間範圍都比空氣中大；同時，水下聲場對航海與生態的影響也是當今人類所關心的。

## （四）空間聲場的有源（主動控制）降低向廳堂音質控制的延伸

目前的廳堂音質靠音吸收或反射材料控制，不但體積大，而且可控性差。一旦建成，即使音質不理想，也很難再變。所謂多功能廳的設計，也往往得到「多不能聽」的結果。如果我們把廳堂的低頻吸收、擴散、擴聲系統的回饋抑制等性質，都納入電子系統控制的範圍，無疑將大大提高廳堂音質的能控性和靈活性。

噪音控制目前在國際上很受重視，研究領域越來越廣，無論是在理論上、實驗技術上或工程應用上，都有很大的進展。所研究之課題可以分為以下幾個方面：噪音源控制、聲學物理現象、

消音元件 (sound absorbing device)、振動與衝擊控制、環境噪音、噪音的影響與危害、聲信號分析及噪音法規與管理等，覆蓋的領域包括物理學、環境科學、力學、機械學、電子學、電腦科學、建築學、資訊學、材料科學等，充分表現出了多學科交叉的特點。圖 1.5-18 是美國著名聲學家林賽 (R. Bruce Lindssay) 1964 年提出的聲學領域圖。

圖 1.5-18 中，中心是聲學基礎，中間二環是聲學與各應用學科形成的相關學科，而最外圍則是工程技術、文化藝術、生命科學和地球科學中有關的各種學科和技術。科學家自 1930 年代起進行非線性聲波研究，1950 年英國數學家萊特希爾 (M. J. Lighthill) 發表氣流聲學，1965 年由 J. W. Cooley 和 J. W. Tukey 提出快速傅利葉分析 (fast fourier analysis)，使聲學有很大的進展。

噪音控制技術在許多方面都是比較成熟的，幾乎任何噪音問題在技術上都可以解決。但噪音控制技術本身也正在發展，各方面都進行著許多的研究工作，日益豐富著對噪音源的瞭解，發展出更有效、更經濟的控制手段，可以另詳 11.10 節說明。近年來在研究噪音的理論方法和技術手段方面也有很大的發展，在理論方法方面除了傳統的微分方程、格林函數等外，有限元和邊界元方法也已成爲分析複雜的振動問題和聲場問題的有力工具，統計能量分析和能量流的概念也使難處理的複雜噪音和振動問題有了解決的方法。

計算技術的發展給噪音測量分析帶來了巨大的變化，快速傅利葉變換 (fast fourier transform)，振動方式分析，音強測量等都已有了現成的設備，以電子電腦和雙通道分析器爲基礎的通用測試設備的不斷發展，使過去需要幾天、幾十天的測量分析工作，現在可在幾分鐘內就可以完成，因而過去不可能進行的工作現在變成可能了。聲學量測設備和技術正快速的發展，例如有源 (主動控制) 吸音、有源 (主動控制) 吸振等，希望能帶給人們舒適優美的環境生活，由於噪音控制關係到環境保護，關係到生活品質與身心健康，關係到工業產品的競爭力，關係到國防與尖端產品的品質、壽命、可靠性與精度，關係到對人類心理與生理奧秘的探索，故今後各國將投入更多的人力和財力來進行噪音控制之研究。

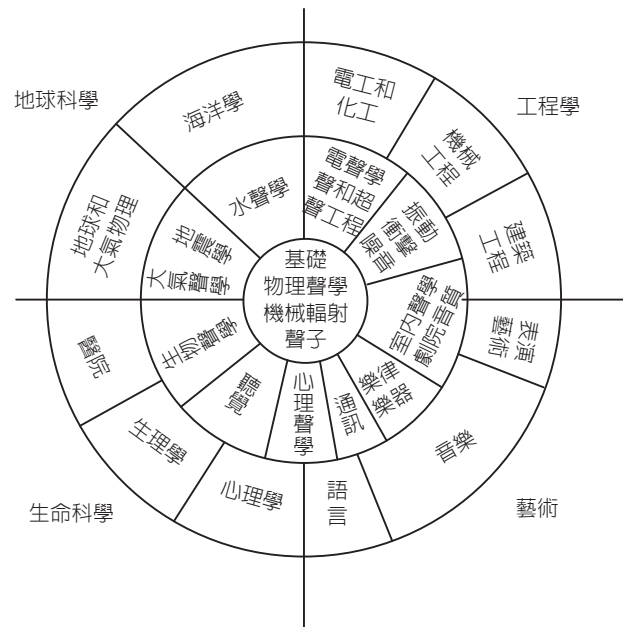


圖 1.5-18 聲學領域圖