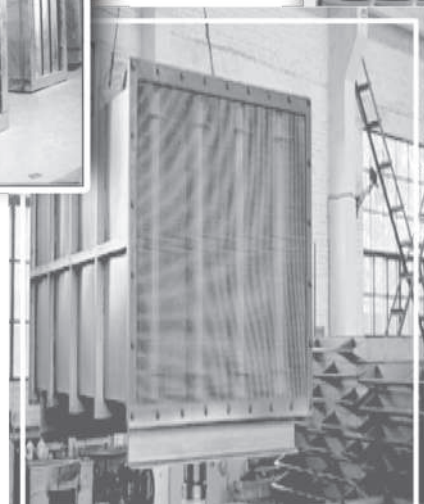
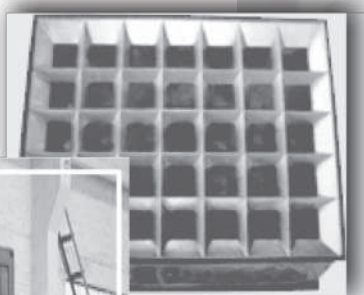


10 Chapter

消音原理及應用

- 10.1 消音的評估
 - 10.2 阻性消音器
 - 10.2.1 管式消音器
 - 10.2.2 多通道式阻性消音器
 - 10.2.3 其他形式的阻性消音器
 - 10.3 抗性消音器
 - 10.3.1 擴張室消音器
 - 10.3.2 共振腔消音器
 - 10.4 複合式及其他類型消音器
 - 10.4.1 阻抗複合式消音器
 - 10.4.2 微穿孔板消音器
 - 10.4.3 小孔噴注消音器
 - 10.4.4 主動控制消音器
 - 10.4.5 干涉型消音器
 - 10.4.6 結構消音器
 - 10.5 消音性能的評估與測量
 - 10.5.1 消音器的性能評估
 - 10.5.2 氣流對各種消音器性能的影響
 - 10.5.3 消音器性能的測量
 - 10.6 消音器的選用
 - 10.7 使用中機動車輛噪音源與防制
 - 10.7.1 機動車輛噪音源
 - 10.7.2 機動車輛噪音控制
- 習題



消音器 (muffler) 是安裝在有關空氣設備 (如鼓風機、空壓機) 之氣流通道上，或是安裝在進氣、排氣系統中來降低噪音的裝置，消音器能夠阻擋聲波的傳播，且允許氣流通過，是防制空氣動力性噪音的重要設備之一。

因它既允許氣流通過，又能有效地減弱或阻礙聲音的傳播，故在噪音控制領域有廣泛應用。消音器的種類很多，其結構形式各異，根據結構和消音原理的不同，大致可將消音器分為阻性消音器 (resistance muffler)、抗性消音器 (reactive muffler)、阻抗複合式消音器 (impedance complex muffler)、微穿孔板消音器 (microperforated-panel muffler)、小孔消音器 (micropole muffler) 和有源控制 (又稱主動控制) 消音器 (active control muffler)，分別介紹如後。

10.1 消音的評估

消音裝置通常被用來降低與燃氣引擎排氣管、高壓氣體或蒸汽排氣孔、壓縮機及風扇相關的噪音。由這些應用可以看出：消音裝置允許流體通過而同時限制噪音的自由通過。消音裝置也可用於需要進入存在噪音的封閉區域的場合，但在此區域內不一定要存有穩定的氣流。例如，建築物或工廠內嘈雜區域和安靜區域之間經過聲學處理的入口可被看作一個消音裝置。

消音裝置可能以下列三種方式中的一種或某種組合發揮作用：它們可能抑制噪音的產生、減弱已產生的噪音、或將噪音轉移或改變方向以遠離敏感區。在設計消音裝置時，例如大排量排氣管，謹慎地使用上述三種方法對於獲得足夠的噪音衰減來說非常重要。

通常用插入損失 IL 和透過損失 TL 兩個術語來描述一個消音系統的有效性。這兩個術語類似於第 9 章所引入的與透過隔板的聲傳輸相關的噪音衰減 NR 和透過損失 TL 。

一個消音器的插入損失定義為，通過管道傳播的聲功率相對於無消音器時所傳播聲功率的衰減量 (以分貝為單位)。假設管道的出口保持在空間中一個固定點處，插入損失將等於在管道外部一個參考點處所預期的由安裝消音器而引起的噪音衰減。另一方面，消音器的透過損失定義為，消音器入口處入射的聲功率與消音器所發射的聲功率的差值 (以分貝為單位)。

在設計消音裝置時利用下列兩種效應中的一種或兩種結合。通過反射或者抑制音源輻射來阻止 (或顯著降低) 噪音傳播，或者使噪音被耗散。基於反射或聲功率輸出抑制的消音裝置稱為抗性消音裝置 (reactive devices)，基於耗散的稱為耗散型消音裝置 (dissipative devices)。

抗性消音器的性能取決於音源和末端 (輸出端) 的阻抗。通常來說，抗性消音器會強烈影響到音源處的聲音產生。這就使得抗性消音裝置的透過損失和插入損失可能大不相同。因為插入損失是與噪音衰減相關的量，所以比起透過損失 (TL)，更傾向於用插入損失來描述抗性消音裝置的性能；然而，透過損失也可用來描述一些簡單的抗性消音裝置。

另一方面，耗散型消音裝置由於其本身的工作模式而不容易受音源和末端阻抗的影響。倘若有一個耗散型消音器的透過損失大於 5 dB，那麼可以假定插入損失和透過損失是相同的。這是因為任何通過消音器而反射回音源的噪音將至少衰減 10 dB，故這個噪音相對於入射聲來說很小，通常可被忽略。因此，末端阻抗對音源的影響一定也很小且可忽略。

一 擴散體用作消音裝置

氣體擴散體是一種常用的消音設備 (diffuser as muffling devices)，它通常與耗散型消音器的

設計有關，用來降低高壓排氣管產生的噪音。如果設計得當，這個設備可以有效阻止噪音的產生，但如果在設計時沒有特別注意的話，它可能成為噪音的重要來源，施加在流體上的脈衝力或應力可以產生偶極或四極音源。由於已經證明了這些音源所產生的聲功率分別與流速的 6 次方和 8 次方成比例，那麼設計擴散體的目標就是盡可能減少波動力 (fluctuating forces) 和應力 (stresses)。因此，擴散體的主要功能應當是減少與排氣管相關的音壓梯度。即使壓力降低是固定的，仍可以通過增加壓降所需長度來減小音壓梯度。這一點常通過為排氣提供一個彎曲的路徑來實現。

在排氣與其周圍空氣或緩慢流過的空氣之間的混合區域內，可以產生巨大的剪應力，從而導致四極子型噪音的產生。由於這種噪音功率以 8 次方正比於流速，所以排放速率很高時這種噪音可能非常嚴重。因此，擴散體的第二個功能就是減少排氣與其周圍或排氣流附近緩慢流動的空氣之間的混合區域內的剪應力。這常通過把排氣流分成許多小氣流來實現。一種常見的設計如圖 10.1-1 所示，它迫使排氣通過多孔板上的無數小孔，也可以作為一個封閉的多孔滾筒結合在消音器裡，這種設計也可達到減小音壓梯度的目的。

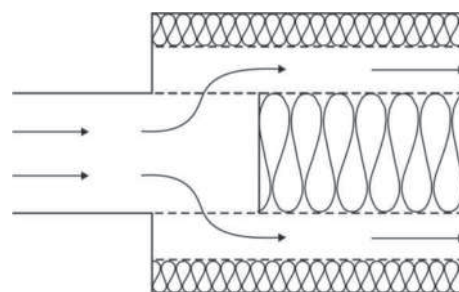


圖 10.1-1 一種常見的高壓氣體排氣消音器

擴散體的第三種功能就是使排氣管中形成的任何衝擊波的幅度穩定並衰減，使衝擊波穩定尤其重要，因為不穩定的、振盪的衝擊波可能成為一個強有力的噪音發生器。在這一點上，實驗證明將排氣流分成許多小氣流的擴散體非常有效。有結果顯示，如圖 10.1-2 所示的這種裝置不需任何外加的消音器、僅靠自身就能在蒸氣發生裝置噴氣過程中對寬帶噪音產生 10 dB 的插入損失。

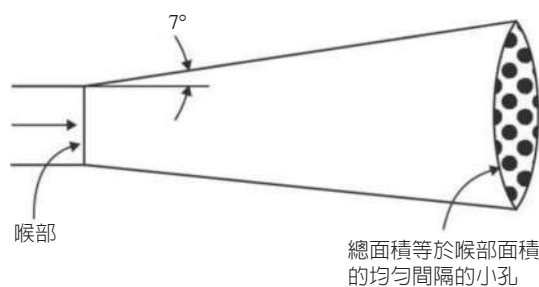


圖 10.1-2 一種噪音抑制擴散體

二 消音器的分類

為後文討論方便，以某種系統的方法對常用消音裝置進行分類。表 10.1-1 提出了適合於當前目的的分類方法，其中第 1 列標識了 7 類設備，此外根據它們的作用機制又在第 2 列進行了分類。因此，根據第 2 列標題所示的機制，設備被分為抗性消音裝置 (reactive devices)，或耗散型消音裝置 (dissipative devices)。

在表第 3、4、5 列中，指出了設備的有效頻率範圍和臨界尺度 (單位)。有效頻率範圍和臨界尺度 (單位) 都是以無單位的形式提出，後者是以需要衰減的噪音的波長來表示的。這種表達方法強調了一個概念，即原則上，消音器不受特定的頻率範圍或大小的限制。

實際設計中，通常會發現人們傾向於使用抗性裝置來對低頻噪音進行控制，因為它們往往比相同衰減量的耗散型裝置更小型。相反地，人們通常傾向於使用耗散型裝置來衰減高頻噪音，因為它們結構更簡單且更便宜，在一個很寬的頻率範圍內具有更高的效率。

表 10.1-1 中第 4 和第 5 列中的臨界尺度 (單位) 不是絕對的，提醒讀者可能會出現例外的情況。因此，雖然表中所示的旁支共振器的寬度不能超過 1/8，但針對某一特別的設計，它可以增

表 10.1-1 消音設備的分類

| 設備 | 機制 | 有效頻率範圍 | 臨界尺度 (單位)* $D = fl/c = l/\lambda$ | | 性能對端口條件的依賴性 |
|--------------------------|---------|--------|--------------------------------------|-----------|-------------|
| | | | 長度 | 寬度 | |
| 1. 集總元件 (lumped element) | 抑制 | 頻帶 | $D < 1/8$ | $D < 1/8$ | 嚴重的 |
| 2. 旁支共振器 | 抑制 | 窄帶 | $D \leq 1/4$ | $D < 1/8$ | 嚴重的 |
| 3. 傳輸線 | 抑制 | 多頻帶 | $D > 1/8$ | $D < 1/4$ | 嚴重的 |
| 4. 加襯管道 | 耗散 | 寬帶 | 無限制** | | 輕微依賴 |
| 5. 加襯彎頭 | 耗散 | 寬帶 | $D > 1/2$ | $D > 1/2$ | 不嚴重的 |
| 6. 送氣通風室 | 耗散 / 抑制 | 寬帶 | $D > 1$ | $D > 1$ | 不嚴重的 |
| 7. 注水 | 耗散 | 寬帶 | 無限制 | | 不嚴重的 |

* f 、 c 、 λ 、 l 分別為頻率、音速、聲波波長、設備的臨界尺度 (單位)。

** 理論上, D 是無限制的, 但是實際上 D 的下限為 $1/4$ 。

加到 $1/2$, 類似的結論對其他所示的尺度 (單位) 也成立。然而, 在這種情況下, 這一章中用來確定某一特定設計頻率內共振器尺度 (單位) 的集總元件分析可能不是非常精確, 應當考慮一些現場調整。旁支共振器在設計頻率的倍數頻率處也會表現出噪音衰減特性。表的最後一列提出的是所列設備的性能對音源和末端特性的預期依賴性。

三 聲阻抗

在討論消音設備和管道中的聲傳播時, 最常用且最有效的阻抗類型為聲阻抗 (acoustic impedance)。在討論抗性消音設備時, 這是一個很重要的參數, 其中隱含的假設是消音器的截面尺度 (單位) 相對於波長來說很小。在這種情況下, 只有平面波傳播, 可以定義體積速度為質點速度與消音器剖面面積的乘積, 在一個管道系統中的連接處體積速度是連續的。聲阻抗將音壓與相關的體積速度聯繫起來。在兩個管道的連接處, 音壓也是連續的 (Kinsler et al., 1982); 因此, 聲阻抗具有很有用的特性, 即它在管道系統的連接處是連續的。

音源聲阻抗的信息是很有用的, 但是這類信息通常卻無法獲得。然而, 那些以固定週期位移量為特徵的設備, 例如往復泵、壓縮機、燃氣引擎等, 它們被很好地描述為具有無限大內部聲阻抗的恆定聲體積速度音源。另一方面, 以誘發壓升為特徵的其他設備, 例如離心式和軸流式風扇、葉輪式壓縮機和泵, 將它們描述為具有零內部阻抗 (zero internal impedance) 的恆定壓力音源大概是最合適的。引擎排氣口的情況略好一些, 因為一個簡單排氣管的阻抗已被建模為一個長管末端的振動活塞, 這一點已通過理論分析並且被測量所驗證, 這種末端是最常見的情況。一個帶有小型密閉腔體的揚聲器可在低頻近似為一個恆定體積速度音源 (constant volume velocity source), 在該頻率處波長遠遠大於腔體的任何尺度 (單位)。

四 聲阻

一個長度為 w (m)、剖面為 S (m²)、內管橫截周長為 D 的孔或管道的聲阻 (acoustic resistance) R_A (kg m⁻⁴ s⁻¹) 可利用公式計算:

$$R_A = \frac{\rho c}{S} \left[\frac{ktDw}{2S} \left[1 + (\gamma - 1) \sqrt{\frac{5}{3\gamma}} \right] + 0.288kt \log_{10} \left[\frac{4S}{\pi h^2} \right] + \varepsilon \frac{Sk^2}{2\pi} + M \right] \quad (10-1)$$

式 (10-1) 的推導主要參考了 Morse and Ingard (1968)。在式 (10-1) 中， ρc 為空氣的特性阻抗 (對於室溫下的空氣為 415 MKS rayls)， γ 為比熱比 (對於空氣為 1.40)， $k (= \omega/c)$ 為波數， ω 為角頻率 (rad/s)， c 為音速 (m/s)， M 為通過管道或孔的任意平均流的馬赫數， h 和 ε 將在下幾段中討論， t 為黏性邊界層的厚度：

$$t = \sqrt{2\mu/\rho\omega} \quad (10-2)$$

在上述公式中， μ 為動態氣體黏度 (對於 20°C 的空氣為 $1.84 \times 10^{-5} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$)， ρ 為氣體密度 (對於標準溫度和壓力下的空氣為 1.2 kg/m^3)。

式 (10-1) 中的第 1 項代表沿著管道長度的衰減。這一項通常可忽略，除非管道很小或頻率很高。另一方面，由於這一項取決於長度 w ，所以對於非常長的管道，這一項可能變得很大。式 (10-1) 中的第 2 項代表孔或管道入口處的黏滯損失，它是量值 h 的函數。對於厚度 ($w \approx 0$) 可忽略的薄板中的孔， h 為板厚度的一半或式 (10-2) 提出的黏性邊界層厚度 t 這兩者中較大的一個。另外，如果孔是管道 ($w \gg 0$) 的入口，那麼 h 為孔的稜角半徑或黏性邊界層厚度這兩者中較大的一個。

式 (10-1) 中第 3 項代表孔或管道出口處的輻射損失。對於輻射入直徑遠小於聲波波長的空間的管道來說 (例如，管道中的膨脹室)，參數 ε 可被設為零。或者，對於輻射入自由空間但出口處沒有凸緣的管道來說， ε 應當設為 0.5。對於以凸緣出口為末端或從一個非常大的平面牆或障板輻射入自由空間的管道來說， ε 應當設為 1。

式 (10-1) 中第 4 項，即最後一項，代表通過孔的平均流，存在平均流時它通常為主要的項。只有當馬赫數小於約 0.2 時它才有效。對於不存在平均流的高音壓位準，平均流馬赫數 M 可以用質點速度振幅對應的馬赫數替代。

另外，對於掠過具有圓形孔的薄板的切向流 (grazing flow)，Dickey and Selamet (2001) 提出了針對聲阻的下列表達式，其中每個孔具有剖面積 S 且速度滿足 $u_r / (\omega d) \geq 0.05$ ：

$$R_A = \frac{\rho c k d}{S} \left[-0.32 + \frac{9.57 u_r}{\omega d} \right] \quad (10-3)$$

其中所有參數在前面都定義過了。

對於具有一個很小直徑的管道 (半徑 $a < 0.002/\sqrt{f}$)，Beranek (1954) 提出了針對聲阻的下列表達式：

$$R_A = \frac{8\pi\mu w}{S^2} \quad (10-4)$$

式中： μ 為空氣的動態黏度 ($= 1.84 \times 10^{-5} \text{ N-s/m}^2$)，它隨以開氏溫度為單位的絕對溫度 T 變化， $\mu \propto T^{0.7}$ 。

對於開口高度為 t (遠遠小於裂縫寬度) 的裂縫 (slit)，聲阻為 (Beranek, 1954)：

$$R_A = \frac{12\mu w}{t^2 S} \quad (10-5)$$

式中：

w 為裂縫的寬度。

10.2 阻性消音器

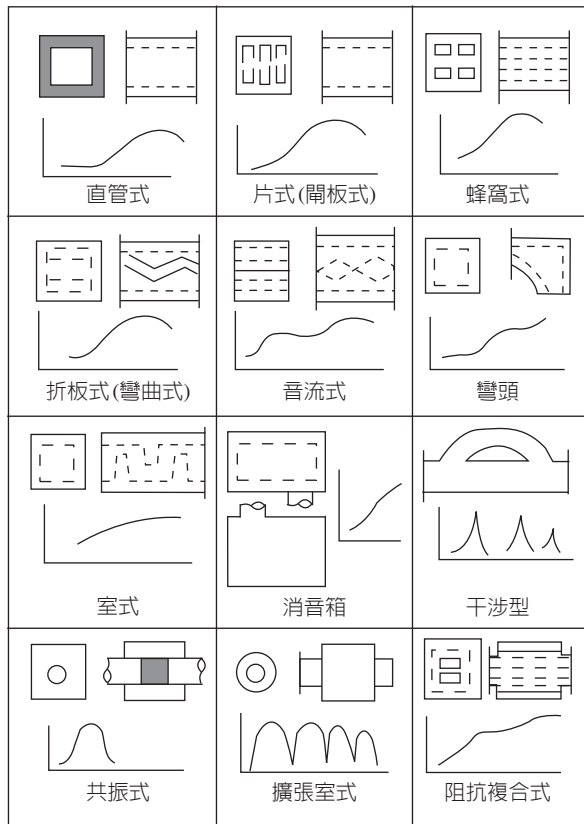


圖 10.2-1 幾種消音器及其頻譜特性示意圖

將吸音材料固定在氣流通道的內壁，或按一定的方式排列在管道中，就製成了阻性消音器，它主要利用多孔吸音材料 (porous absorptive material) 的摩擦阻力和黏滯阻力作用，當聲波進入阻性消音器時，一部分音能在多孔材料的孔隙中磨擦而轉化熱能耗掉，使通過消音器的聲波 (sound wave) 減弱，從而達到消音的目的，可通過電學知識做如下類比：阻性消音器對應於電學上的純阻電路，其中的吸音材料類似於電阻；電路中電阻把電能轉化為熱能耗散掉，相應的，消音器中吸音材料把音能轉化為熱能。

阻性消音器一般有管式、片式 (開板式)、蜂窩式、折板式 (彎曲式) 和音流式等幾種，如圖 10.2-1 所示。

阻性消音器對較寬頻帶的中、高頻有良好的消音效果，對於刺耳的高頻噪音消音效果尤為顯著，其缺點是在高溫、高速、水蒸汽、含塵、油霧以及對吸音材料有腐蝕性的氣體中，使用壽命短，消音效果差，另外，對於低頻噪音，其消音效果也不夠理想，以下分別說明介紹之。

10.2.1 管式消音器

管式消音器是在管道內壁襯貼一層厚度均勻的吸音材料而成，有直管式和彎管式，其通道可以是圓形或矩形。它易加工，空氣動力性能好，適用於氣體流量較小的情況。其中以直管式矩形阻性消音器最為簡單，另直管式圓形阻性消音器如圖 10.2-2 所示。

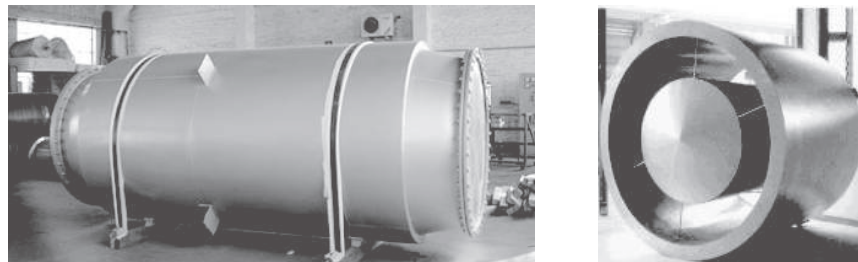


圖 10.2-2 直管式圓形阻性消音器示意圖

由於吸音材料的吸音係數容易測得，常用吸音係數對阻性消音器的消音量進行近似估計 (其後各種消音器，未特別說明的均以此為性能指標，消音量的具體定義見 10.5.1 節消音器的性能評估)，(10-6) 式稱之為別洛夫公式 (Perov equation)，公式如下：

$$\Delta L = \varphi(\alpha_0) \cdot \frac{P}{S} \cdot l \quad (10-6)$$

式中：

α_0 ：吸音材料的正入射吸音係數，可在消音室中用駐波管法測得，

ΔL ：消音器的消音量，

P ：氣流通道橫截面周長，

l ：消音器的有效長度，

S ：氣流通道橫截面面積，

$\varphi(\alpha_0)$ ：消音係數，它表示傳播距離等於管道半寬度時的音衰減量，主要取決於壁面的聲學特性， $\varphi(\alpha_0)$ 與 α_0 的關係式為：

$$\varphi(\alpha_0) = 4.34 \left(\frac{1 - \sqrt{1 - \alpha_0}}{1 + \sqrt{1 - \alpha_0}} \right) \quad (10-7)$$

實驗發現， α_0 大於一定值時，(10-7) 式有一定的偏差，且 α_0 越大，偏差越大。根據實測值和經驗，對 (10-7) 式進行了修正，修正後的值可查表 10.2-1。

表 10.2-1 α_0 與 $\varphi(\alpha_0)$ 的換算關係

| | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------------|
| α_0 | 0.05 | 0.10 | 0.15 | 0.20 | 0.25 | 0.30 | 0.35 | 0.40 | 0.45 | 0.50 | 0.55 | 0.60 ~ 1.0 |
| $\varphi(\alpha_0)$ | 0.05 | 0.11 | 0.17 | 0.24 | 0.31 | 0.39 | 0.47 | 0.55 | 0.64 | 0.75 | 0.86 | 1.0 ~ 1.5 |

賽賓公式 (Sabin equation) 是計算消音量的另一個公式，它用吸音材料無規入射平均吸音係數 $\bar{\alpha}$ (在餘響室內測得) 來表示消音量，公式如下：

$$\Delta L = 1.03 \bar{\alpha}^{1.4} \cdot \frac{P}{S} \cdot l \quad (10-8)$$

根據 A. Cummings (1999 年) 的結論，可採用音線模型來計算管式消音器在高頻的消音性能。對於截面積一定的單通道直管式消音器，當頻率高於一定數值時，由於聲波的方向性很強，它在消音器中成「音束」狀傳播，很少或根本不與貼附在管壁上的吸音材料接觸，導致消音器的消音量明顯下降。出現這一下降的最低頻率被稱為「高頻失效頻率」 f_H ，公式如下：

$$f_H \approx 1.85 \frac{c}{D} \quad (10-9)$$

式中：

c ：介質中的音速，

D ：消音器通道的當量直徑，圓管即為直徑，矩形管則為邊長的平均值，其他形式的管道可取面積的算術平方根。

當頻率高於失效頻率 f_H 時，每增加一個倍頻帶，其消音量約比在失效頻率處下降 1/3，可用 (10-10) 式估算，公式如下：

$$\Delta L = \frac{3-N}{3} \cdot \Delta L' \quad (10-10)$$

式中：

ΔL ：高於失效頻率的某倍頻程的消音量，

N ：高於失效頻率的倍頻程帶數，

$\Delta L'$ ：失效頻率處的消音量。

高頻失效頻率的的存在，引出了如下問題：對於小風量細管道，其消音器可以選擇單通道直管式；而對於風量較大的粗管道，則不能如此設計，否則高頻消音效果將顯著下降。大風量情況下，通常在大面積管道中加吸音片或者設計成多通道式消音器，雖然這會增加低頻的阻力損失，但將會導致空氣動力性能變差。

10.2.2 多通道式阻性消音器

一 片式消音器

片式消音器是在直管式阻性消音器中插入板狀吸音片，它的每個通道相當於一個矩形消音器，這種消音器的結構不複雜，中高頻消音效果好，消音量一般為 15~20 dB(A)/m，阻力係數 (resistance coefficient) 較小，約為 0.8 (阻力係數就是風阻係數，可從風洞實驗得來，空氣密度會隨高度而變化，亦指消音器安裝前後的壓力損失與氣流動壓之比)。如圖 10.2-3(a) 所示。截面為矩形時，消音量可用 (10-11) 式計算，公式如下：

$$\begin{aligned} \Delta L &= \Delta L_0 \cdot l/h \\ h &= S/P \end{aligned} \quad (10-11)$$

式中：

ΔL_0 ：長度為 l 的單通道管式消音器的消音量，

l ：消音器的有效長度，

P ：氣流通道的周長，

S ：氣流通道的面積。

片式消音器的消音量與每個通道的寬度成反比。主通道寬度一定時，通道的個數和其高度將影響消音器的空氣動力性能，當氣流量增大時，可適當增加通道的個數。通常情況下，將相鄰兩片消音片併成一片，通道寬度取 100~250 mm，中間消音片的厚度取 50~150 mm，邊緣消音片的厚度為中間消音片的一半。

實用消音器中，一般採用圓形截面，為了獲得相同的效果，可在管道中央插入一圓柱形吸音層 (稱之為莢)，使氣流通道變為環形，形成圖 10.2-3(b) 所示的莢式消音器。Munjal (2003 年) 對其性能進行了分析，推導出其消音量計算公式仍為 (10-11) 式，不過此時： $h = S/P = (r_2 - r_1)/2$ 。

二 折板式消音器

將片式消音器的直通道變為折線通道即為折板式消音器 (圖 10.2-4)。這樣可增加聲波在消音器通道中的反射次數以及傳播距離，使聲波更多地與吸音材料接觸，從而改善消音性能，尤其

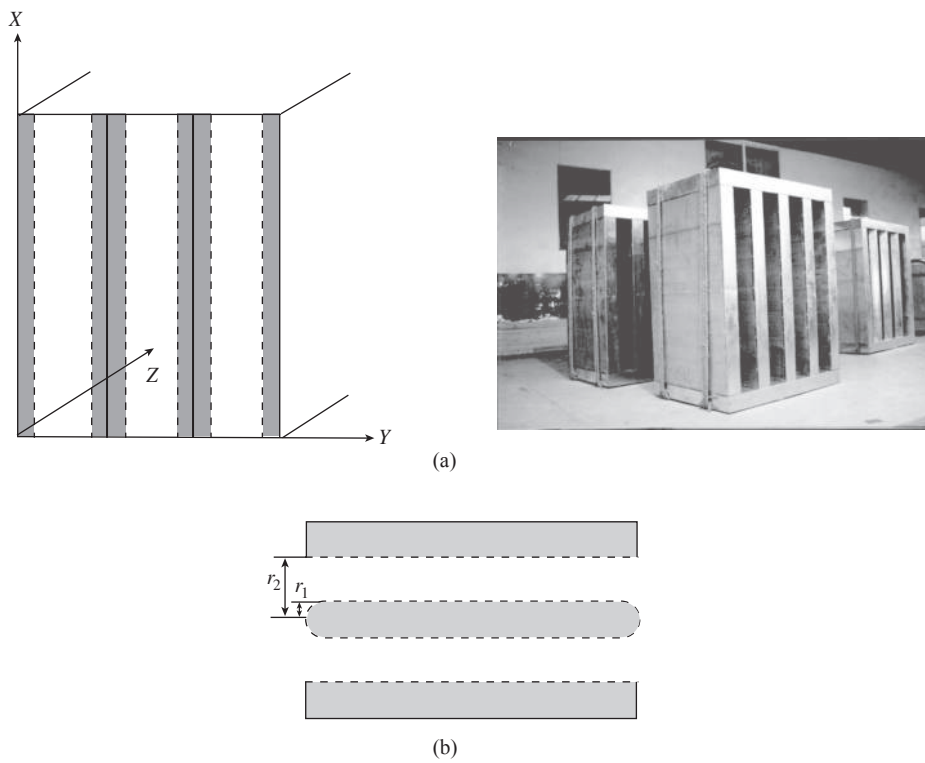


圖10.2-3 (a) 片式消音器；(b) 英式消音器

是中高頻。板的折角大小決定了消音性能的好壞，但考慮到消音器的空氣動力性能，為了不過大地增加阻力損失，折角一般小於 20° ，以遮擋住視線為宜。由於折板式消音器的阻力較大，一般用於高壓風機或鼓風機的消音。但折板式（彎曲式）消音器的阻力損失比片式（開板式）的大，阻力係數一般在 $1.5 \sim 2.5$ 之間，適用於壓力和噪音較高的噪音設備，低壓通風機則不適用。

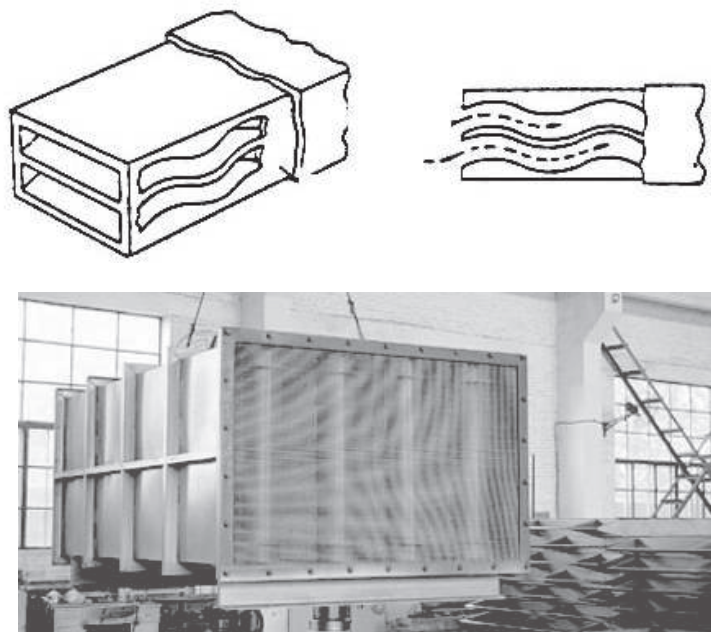


圖10.2-4 折板式消音器

三 蜂窩式消音器

如圖 10.2-5，蜂窩式消音器由若干個小型直管式消音器並聯而成，每個小管道的消音量代表了整個消音器的消音量，具體計算仍用 (10-1) 式。由於管道的周長 P 與截面面積 S 的比值比較大，所以消音量較直管式和片式高，且由於小管道的尺寸很小，大大改善了高頻消音特性。對於每個小管道，圓管直徑一般不大於 200 mm，方管不超過 200 mm × 200 mm。但由於構造複雜，阻力較大，蜂窩式消音器通常用於風量較大、流速低的場合。適用於控制大型鼓風機的氣流噪音。

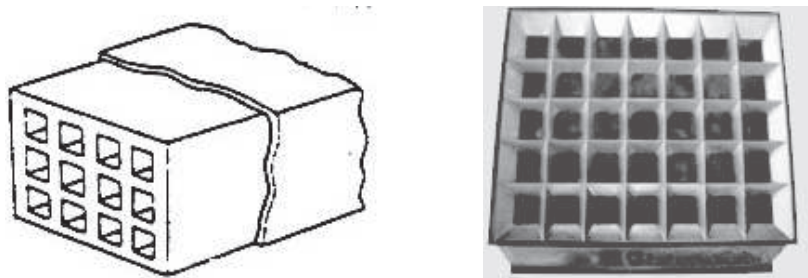


圖 10.2-5 蜂窩式消音器

四 音流式消音器

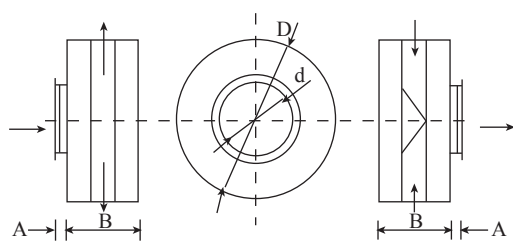
音流式消音器由折板式消音器改進而成，為了減小阻力損失，將折板式的折角平滑化，製作成流線型，由於消音片寬度有較大起伏，它能改善低、中頻消音性能，使消音器具有較寬的吸音頻帶。音流式消音器能使氣流通過流暢、阻力較小，同時消音量比相同尺寸的片式要高一些，適用於斷面流通的管道，但這種消音器的結構複雜，製造流程難度大，造價較高。

10.2.3 其他型式的阻性消音器

一 室式消音器

設置容積較大的箱 (或室)，將吸音材料襯貼在壁面上，形成小消音室，並在室的兩對角插上進出口風管，就組成了室式消音器 (room type muffler)。聲波在小室內經多次反射而被吸音材料吸收，起到阻性作用；另外，小室截面積的變化，還變成有抗性消音器的作用，因此室式消音器消音頻帶較寬。

室式消音器消音量較高，消音頻帶寬；但空間體積大，阻力損失大，一般用於低速進排氣消音。將若干個室式消音器串聯起來，就構成了迷宮式消音器，其消音原理和特點、計算方法與單室相似，適用於低風速場合。



P型盤式消音器結構外形圖

圖 10.2-6 盤式消音器

二 盤式消音器

盤式消音器如圖 10.2-6 所示，通常被用於空間尺寸受限的情形，其外形呈盤狀，大為縮減了軸向長度和體積之比。由於它的消音通道截面是漸變的，阻力損失較小；進、

排氣方向垂直的設計，使聲波發生彎折，中、高頻的消音效果得到了提高。設計盤式消音器時，一般軸向長度不超過 500 mm，插入損失約 12 ~ 17 dB，適用風速低於 16 m/s 的條件。

三 彎頭消音器

彎頭消音器在彎道內襯貼吸音材料而成。當管道內氣流需要改變方向時，必須使用消音彎頭。它的高頻消音效果好，且在 $W/\lambda \geq 0.5$ (W 為彎頭的通道寬度， λ 為波長) 的頻率上，消音效果迅速增強，但低頻端消音效果差。與空彎頭相比，襯貼吸音材料可將消音量提高約 10 dB。彎頭上襯貼吸音材料的長度，一般取管道截面尺寸的 2 ~ 4 倍，此時，插入損失大致與彎折角度成正比。為了減小阻力損失，可將折角處內側設計成圓弧狀。

10.3 抗性消音器

抗性消音器與阻性消音器的消音原理是完全不同的，它的特點是沒有裝設吸音材料，因而不能直接吸收音能。抗性消音器利用音抗大小的不連續消音。與阻性消音器不同，它在管道上接截面突變的管段或旁接共振腔，利用音阻抗條件的變化，通過反射等原理改變聲波的傳播特性，阻礙聲波能量向外傳播。抗性消音器構造簡單，耐高溫 and 氣體侵蝕，適於降低低中頻的窄帶噪音，但頻率選擇性強，阻力損失大。因此抗性消音器主要用於空壓機和內燃機進排氣口的消音，它主要有擴張室型和共振腔型兩大類。

抗性消音器是採不同介面的「管」和「室」組合而成的，好像是一個聲學濾波器，與電學濾波器相似，每一個「室」是濾波器的一個網孔，如圖 10.3-1 所示。

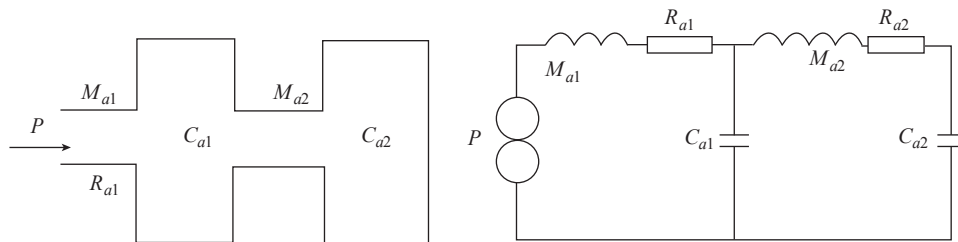


圖 10.3-1 抗性消音器的音類比

「管」中的空氣質量相當於電學中的電感和電阻，用 M 和 R 表示。

「室」中的空氣質量相當於電學中的電容，稱為音順，用 C 表示。

不同的管和室組合，相當於不同的音質量、音阻和音順組合。與電學濾波器類似，每一個帶管的小室都有自己的固有頻率。當包含有各種頻率成分的聲波 (sound wave) 進入第一個短管時，只有在第一個網孔固有頻率附近的某些頻率的聲波才能通過網孔到達第二個短管口，而另外一些頻率的聲波則不可能通過網孔，只能在小室中來回反射，因此我們稱這種對聲波有濾波功能的結構為聲學濾波器，選取適當的管和室進行組合，就可以濾掉某些頻率成分的噪音，從而達到消音的目的。

10.3.1 擴張室消音器

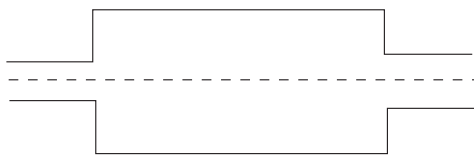


圖 10.3-2 單節擴張室消音器結構及消音特性示意圖

擴張室消音器 (expansion cavity type muffler) 由管和室組成，基本形式是單節擴張室消音器，其結構如圖 10.3-2 所示。

單節擴張室消音器的消音量主要由擴張比 (expansion ratio) m 和擴張室長度 l 決定，可由 (10-12) 式計算，公式如下：

$$\Delta L = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right] = TL \quad (10-12)$$

式中：

ΔL ：消音量，

k ：波數，由聲波頻率 f 決定， $k = \frac{2\pi}{\lambda} = \frac{2\pi f}{c}$ ，

m ：擴張比，即擴張室與管道的截面積的比值，

l ：擴張室的長度。

從 (10-12) 式可以看出，無論是收縮管 ($m < 1$) 還是擴張管 ($m > 1$)，其消音作用相同，但在實際應用中為了減少對氣流的阻力，往往採用擴張管。圖 10.3-3 是不同擴張比時，單節擴張室消音器的消音頻譜，考慮週期性，僅繪出 $kl \in [0, \pi]$ 的一個週期。可見，擴張比越大，傳音損失 (sound transmission loss) 越大。

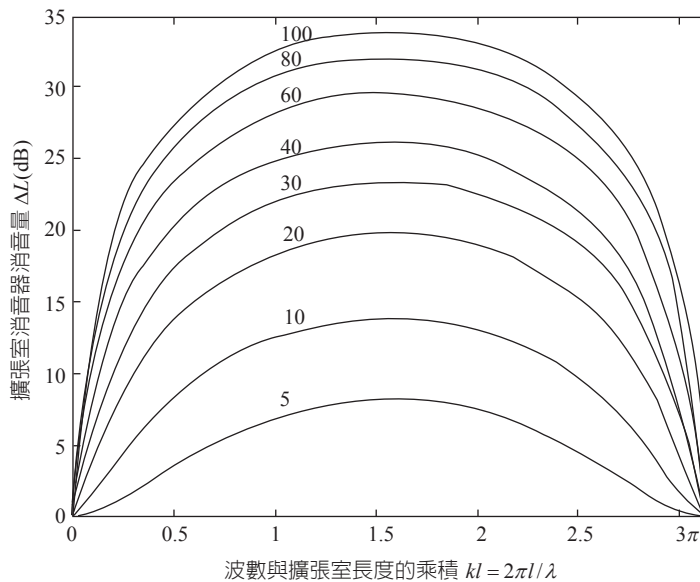


圖 10.3-3 單節擴張室消音器以擴張比為參數的消音量

當 $kl = n\pi$ 時，($n = 1, 2, 3, \dots$)，消音量 $\Delta L = 0$ ，聲波可以無衰減地通過，這是單節擴張室消音器的缺點。此時，對應的頻率稱為消音器的通過頻率，公式如下：

$$f_{\min} = n \frac{c}{2l} \quad (10-13)$$

對應的擴張室長度為：

$$l_{\min} = n \frac{\lambda}{2} \quad (10-14)$$

即擴張室長度為半波長的整數倍時，消音量為零，此即半波透音原理。

當 $kl = (2n+1)\frac{\pi}{2}$ 時，($n=1, 2, 3, \dots$)，消音量達到最大值：

$$\Delta L_{\max} = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \right] \quad (10-15)$$

對應的峰值頻率和擴張室長度分別為：

$$f_{\max} = (2n+1) \frac{c}{4l} \quad (10-16)$$

$$l_{\max} = (2n+1) \frac{\lambda}{4} \quad (10-17)$$

即擴張室長度為四分之一波長的奇數倍時，消音量達到最大，此即四分之一波長消音原理。

擴張室消音器的消音量隨著擴張比 m 的增大而增加，但 m 增大到一定數值後，波長很短的高頻聲波以窄束形式從擴張室中央穿過，致使消音量急劇下降。擴張室的有效消音的上限截止頻率可用 (10-18) 式計算，公式如下：

$$f_h = 1.22 \frac{c}{D} \quad (10-18)$$

式中：

c ：聲波的傳播速度，

D ：中間插管的當量直徑，計算方法與 (10-9) 式中相同。

低頻時，可將擴張室和聯接管看作一個低通濾波器，其下限失效頻率，公式如下：

$$f_l = \frac{\sqrt{2}c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S_1}{lV}} \quad (10-19)$$

式中：

S_1 ：氣流通道截面積，

l ：擴張室的長度，

V ：擴張室的體積。

以上分析均基於圓形管道，若截面為橢圓，則相對來說，僅當聲波頻率很低時才傳播平面波，即高次模式波的傳播扮演著重要的角色，因此，橢圓管道消音器的消音性能較圓形管道差，這也是多採用圓形管道的主要原因。

擴張室中進排氣管道的位置和方向也會對消音性能產生影響，如圖 10.3-4 所示。Selamet 等 (2000 年) 對圖 10.3-3 所示結構進行了研究，發現在圖 10.3-2 的基礎上，該消音器結構在低頻

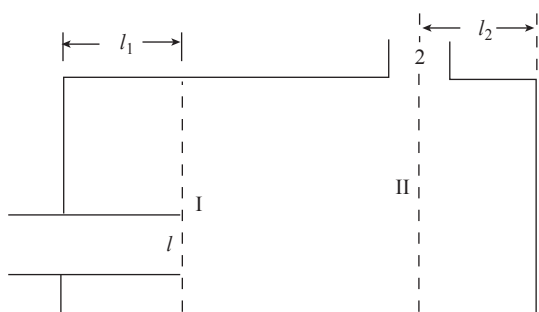


圖 10.3-4 直進 - 旁出的長擴張室消音器

處出現了新的消音峰值，且峰值頻率隨著圖 10.3-4 中的 l_2 的增加而降低，適當選擇兩管的位置，使峰值頻率與擴張室的通過頻率重合，就可以得到平坦的消音性能。

Wang 等 (2007 年) 指出，用一剛性板將擴張室與中間的主管道隔開，可通過增加反射提高低中頻消音性能，而且所用板的剛性質量比越大，性能提升的越多，用夾層板替換普通的剛性板，即得到寬頻低頻板消音器，該夾層板由兩個高剛性薄片夾層和一個較厚的輕

泡沫芯組成，當主管道取邊長 100 mm 的正方形截面，擴張室長 500 mm，周邊部分深 100 mm 時，取合適的材料，可得到在頻帶 133 ~ 274 Hz 內各處均高於 10 dB(A) 的傳音損失，考慮高次模式波後，發現這種板式消音器的有效消音頻帶其實更寬，進而，新的消音器結構被提出，即在寬頻低頻板消音器的兩端各串聯一個擴張室消音器，結合二者的特點，獲得寬頻消音效果。Huang (2008 年) 還研究了用膜取 代板後的消音器性能。

單節擴張室消音器存在許多通過頻率，通常有兩種途徑改善這一缺點：

1. 將長度互不相等的多節擴張室消音器串聯起來，使它們的通過頻率互相錯開。
2. 將單節擴張室改進為內插管式的擴張室消音器 (expand chamber type muffler with built in tubs，圖 10.3-5(a))。理論分析證明：當插入管長 $l/4$ 和 $l/2$ 時，可分別消除奇次和偶次通過頻率。將二者結合，使整個消音器在理論上沒有通過頻率，得到平坦的消音曲線。實際設計中，為了減小氣流阻力，常用穿孔率大於 25% 的穿孔管將擴張室的插入管聯接起來。

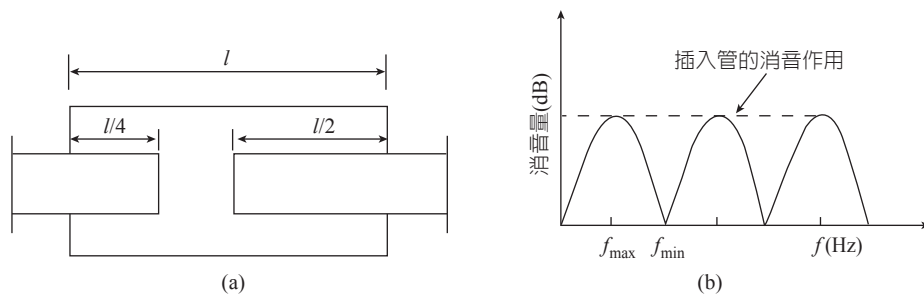


圖 10.3-5 (a) 帶內插管的擴張室消音器；(b) 內插管的作用

在實際工程中，為了得到較好的消音效果，通常將上述兩種方法結合使用。在消音器體積受限時，遺傳演算法是對多段消音器進行最佳化的快捷而方便的有效方法，同時增加消音器中突變截面管的段數，可有效增強消音性能。但受消音器的空氣動力性能制約，一般取 2 ~ 4 個擴張室串聯為宜。

10.3.2 共振腔消音器

共振消音器 (resonance chamber type muffler) 的基本原理是亥姆霍茲共鳴器，它由在管壁上打了若干小孔的氣流管道與管外一個密閉的空腔組成，如圖 10.3-6 所示。其中，相鄰兩孔孔心

距至少為小孔孔徑的 5 倍，使各孔間的音輻射互不干涉。管壁小孔中的空氣柱類似活塞，具有一定的音質量；密閉空腔類似於空氣彈簧，二者組成一個共振系統。當聲波傳至頸口時，在音壓作用下空氣柱產生振動，由於摩擦阻尼使一部分音能轉化為熱能耗散掉。同時，頸口處音阻抗的突變使部分音能向音源反射回去。當聲波頻率與共振腔固有頻率匹配 (match) 時，產生共振，消音量達到最大。

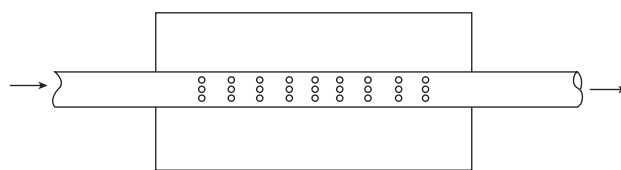


圖 10.3-6 單腔共振腔消音器

當聲波的波長大於共振腔消音器最大尺寸的三倍時，共振吸收頻率為：

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{V}} \quad (10-20)$$

式中：

- c ：音速，
- V ：共振腔的體積，
- G ：共振腔的傳導率，其值為：

$$G = \frac{n\pi d^2}{4(l+0.8d)} \quad (10-21)$$

式中：

- n ：開孔個數，
- d ：穿孔的直徑，
- l ：穿孔板的厚度。

共振腔消音器的消音量，在忽略音阻的情況下，可由 (10-17) 式計算：

$$\Delta L = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{K^2}{\left(\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f} \right)^2} \right] = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{\frac{\sqrt{GV}}{2S}}{\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}} \right)^2 \right] \quad (10-22)$$

式中：

- S ：氣流通道的截面積，
- f ：入射聲波的頻率，
- f_r ：共振腔消音器的固有頻率，
- K ：與共振消音器消音性能直接相關的參數， $K = \frac{\sqrt{GV}}{2S}$ 。

圖 10.3-7 表示 K 值不同時，共振腔消音器消音性能的變化情況。很明顯，在固有頻率 f_r 處，系統發生共振， ΔL 很大；而偏離 f_r 後， ΔL 又迅速下降。比較不同的曲線，可發現 K 值越小，曲線越尖銳，消音器的選擇性越強，因此， K 值是評估共振消音器性能的一個重要

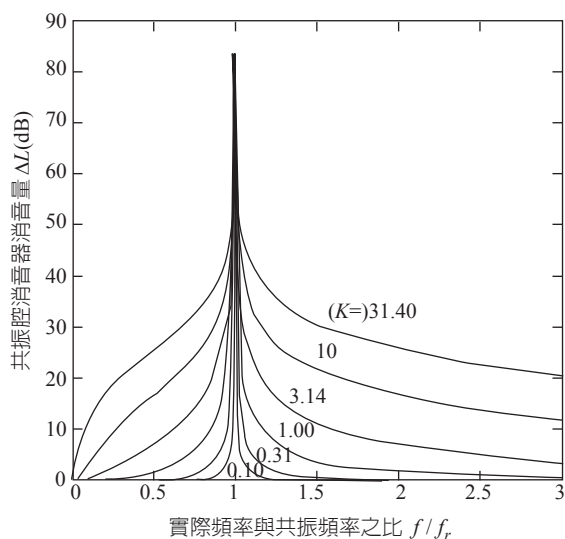


圖 10.3-7 共振腔消音器以 K 值為參數的消音性能曲線

參量，相當於機械振動系統中的質量因數。(10-22) 式計算的是某單一頻率的消音量，某一頻帶內的消音量為：

對倍頻程消音量：

$$\Delta L = 10 \log_{10}(1 + 2K^2) \quad (10-23)$$

對 1/3 倍頻程消音量：

$$\Delta L = 10 \log_{10}(1 + 19K^2) \quad (10-24)$$

對低、中頻噪音，共振腔消音器具有良好的消音效果，且消音量大。

10.4 複合式及其他類型消音器

10.4.1 阻抗複合式消音器

阻性消音器在中高頻範圍內有較好的消音效果，而抗性消音器適用於降低低中頻噪音。因此，通常通過適當的方式把二者組合起來，得到寬頻率範圍的消音效果。

在實際噪音控制工程中，幾乎都是採用這種複合型消音器來降低高強度的寬頻帶噪音。把阻性結構和抗性按照一定的方式組合起來，就構成了阻抗複合消音器。根據阻性和抗性兩種消音原理，可以組合出各式各樣的阻抗複合式消音器。阻抗複合式消音量具有寬頻帶、高吸收的消音效果，主要用於降低各種風機和空壓機的噪音。但由於阻性段有吸音材料，因此阻抗複合式消音器一般都有不適用於在高溫和含塵等的環境中使用。

由於聲波是一種機械波，它會發生反射、繞射、折射、干涉等現象，尤其當波長較長時，阻性和抗性部分之間還有音的耦合作用，所以，複合式消音器的消音量並不是簡單的疊加關係。常用的阻抗複合式消音器有阻性 - 擴張室複合型、阻性 - 共振腔複合型、阻性 - 擴張室 - 共振腔複合型等，如圖 10.4-1。

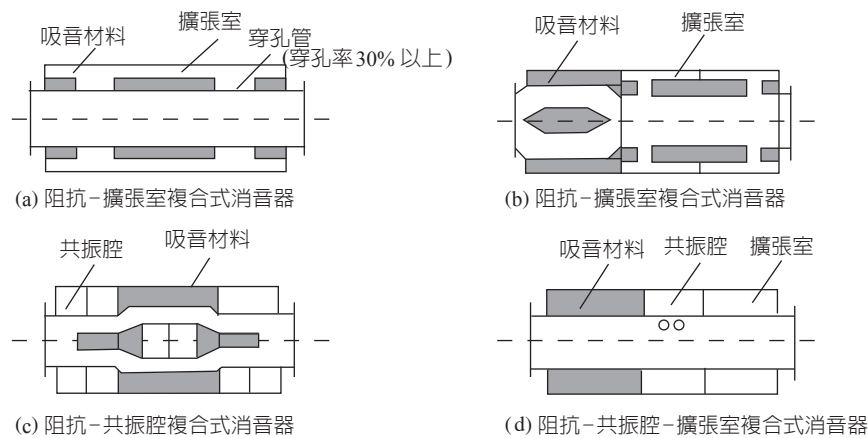


圖 10.4-1 常見的阻抗複合型消音器

阻性 - 擴張室複合式消音器，考慮有吸音襯裡的擴張室，其傳音損失 TL (9.1.1 節及 10.5.1 節) 為：

$$TL = 10 \log_{10} \left\{ \left[\cosh \frac{\sigma l_e}{2} + \frac{1}{2} \left(m + \frac{1}{m} \right) \sinh \frac{\sigma l_e}{2} \right]^2 \cos^2 kl_e + \left[\sinh \frac{\sigma l_e}{2} + \frac{1}{2} \left(m + \frac{1}{m} \right) \cosh \frac{\sigma l_e}{2} \right]^2 \sin^2 kl_e \right\} \quad (10-25)$$

式中：

σ ：鋪設吸音材料管道單位長度的音能衰減，

m ：擴張比，

l_e ：擴張和鋪設吸音材料部分的長度。

其傳音損失頻譜與單擴張管式消音器的大致相同，但更為平緩，且幅值也比擴張管式要大。然而，吸音材料的添加，使擴張室部分的有效擴張比減小，因此阻抗 - 擴張室複合型消音器在極低頻率處消音性能很差。

10.4.2 微穿孔板消音器

微穿孔板消音器由中國著名聲學家馬大猷等提出，是一種特殊的阻抗複合型消音器。其消音原理主要是利用空腔的大小來控制吸收峰的共振頻率，空腔越大，共振頻率越低；同時減小共振結構的孔徑，提高音阻，從而拉寬消音頻帶。若使用多層微穿孔板結構，使各層的共振頻率錯開，效果更好。

微穿孔板消音器用微穿孔的金屬薄板製成，板厚 0.2 ~ 1.0 mm，孔徑在 0.5 ~ 1.0 mm，穿孔率一般在 1% ~ 3%，並在穿孔板後面留有空腔形成微穿孔板吸音結構。微穿孔板消音器阻力損失小，再生噪音低，消音頻帶寬。由於使用金屬結構，它能夠耐高溫和腐蝕，不怕油霧和蒸汽，還能在高速氣流下使用，可用於超淨化空調系統以及要求潔淨的場所。圖 10.4-2 是常見的微穿孔板消音器形式，其中單層管式消音器 (圖 10.4-2(a)) 最為簡單，頻率較低，聲波波長大於空腔尺寸時，可用共振腔消音器的計算公式來計算它的消音量。

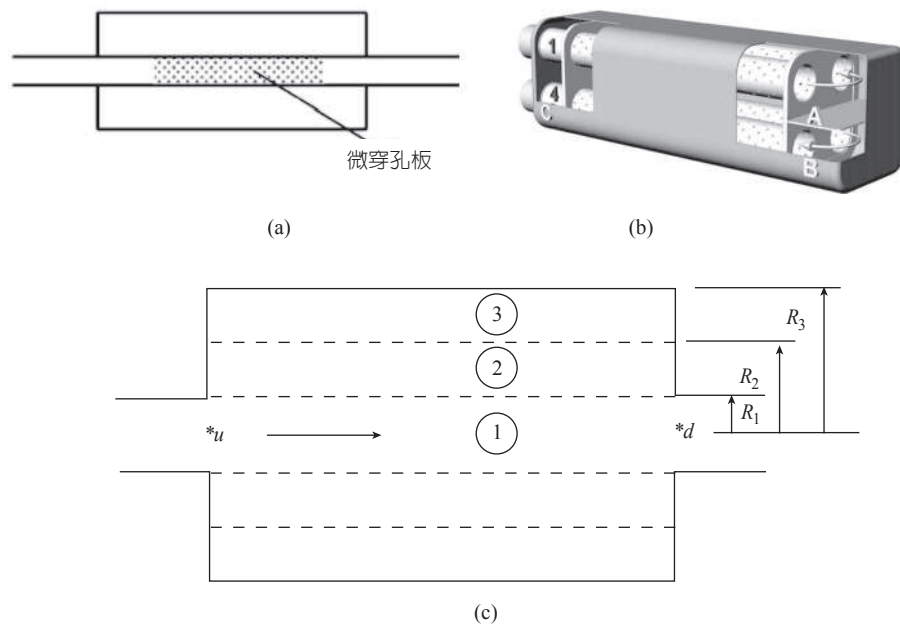


圖 10.4-2 (a) 單層微穿孔板；(b) 多微穿孔板並行結構 3D 模型；(c) 多層微穿孔板結構

設計時，若要求吸收低頻成分，空腔可大一些，一般取 150 ~ 200 mm，中頻小些，取 80 ~ 120 mm，高頻取 30 ~ 50 mm。而對於汽車排氣系統這種利用有限空間獲得高的消音性能的場合，一般可採用錯流或回流式消音器 (圖 10.4-3)。

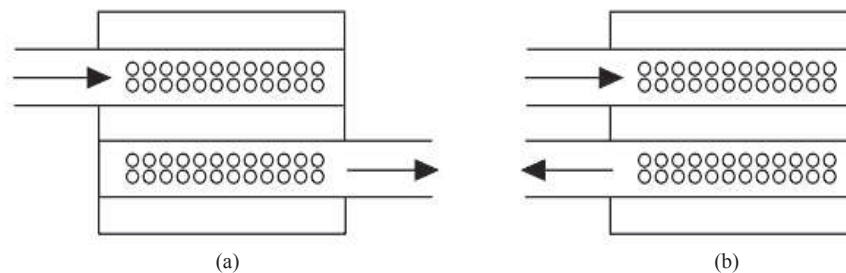


圖 10.4-3 (a) 錯流消音器；(b) 錯 - 回流消音器

為了減小阻力損失，微孔板後面的空腔一般採用直通式。近來的研究說明，將與微孔板相鄰的空腔分區，可阻擋其中聲波的傳播，使整體音衰減提高約 4 dB(A)，對低頻成分效果更佳。因此，在允許適當的阻損的情況下，其後的空腔可以選擇音流式或多室式。商業設計時，一般採用圖 10.4-2(b)、(c) 所示的多根微穿孔管並行或同軸排列的結構，目前，對前者已有通用的研究方法，對於後者，則可利用分佈參數法得到其噪音衰減曲線。

根據 Selamet 等 (2003 年) 的研究，在微穿孔板消音器的後腔中加入吸音材料 (圖 10.4-4(a))，雖然導致傳音損失峰值的降低，但使其整體幅值升高。他們還提出了圖 10.4-4(b) 所示的二階結構，即用一個亥姆霍茲共鳴器將兩個這樣的單元結合起來，如此可獲得更高的低頻傳音損失，此時，適當增加穿孔管的穿孔率可提升高頻端消音性能。

內插管結構也被許多科學家討論，Denia 等 (2007 年) 提出圖 10.4-5 方案，並在吸音材料四

周穿孔，該結構在保留了原系統高頻消音性能的基礎上，進一步獲得了令人滿意的低中頻消音性能，而在圖 10.4-5 結構的兩端各串聯一根短的擴張室，用一種二維軸對稱分析方法得到了低、中、高的寬頻帶消音性能。

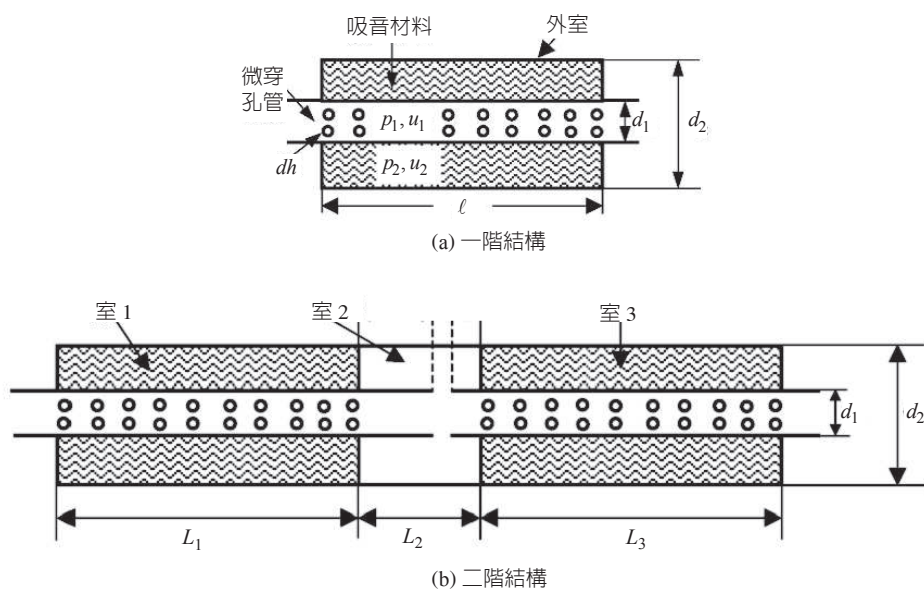


圖 10.4-4 阻性 - 微穿孔複合消音器

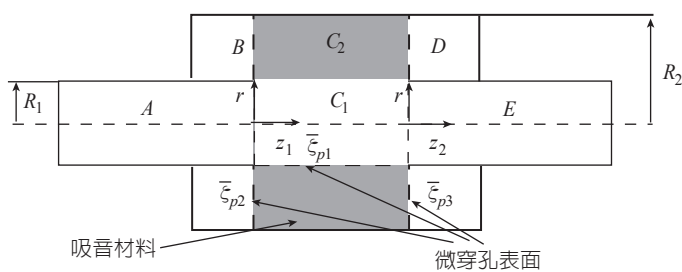


圖 10.4-5 改進的阻性 - 微穿孔複合消音器

10.4.3 小孔噴注消音器

小孔消音器 (圖 10.4-6) 是一根直徑與排氣管直徑相等、末端封閉的管子，管壁上鑽有很多小孔，是降低氣體排放時產生的噪音的一種消音器，其原理是以噴氣噪音的頻譜為依據，如果保持噴口的總面積不變，而用很多個小噴口來代替，則當氣流經過小孔時，噴氣噪音的頻譜就會移向高頻或超高頻 (ultrasonic frequency)。使頻譜中的可聽音成分顯著降低，從而減少噪音對人的傷害。

如圖 10.4-7 所示，小孔噴注消音器是一種典型的耗散型消音器，它用無數個小噴口替代原來的單個大截面噴口，通過縮小噴口孔徑，降低小孔噴口產生的干擾噪音量，同時還能因移頻作用降低

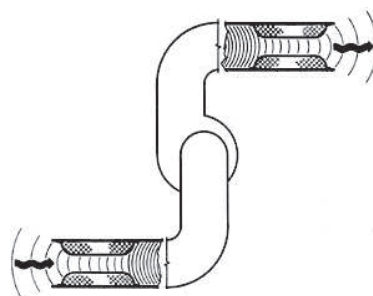


圖 10.4-6 小孔消音器



圖10.4-7 小孔噴注消音器

噪音，從而達到消音的目的。同時因為其孔徑為毫米量級，其峰值頻率很高，可以把噪音能量由低頻移向高頻或超高頻，移到人耳不敏感的頻率範圍。

小孔噴注消音器孔徑越小越好，但過小的孔徑既難加工又易堵塞，而且影響排氣量，增加氣流阻力，實用的小孔消音器孔徑一般為 1~2 mm，孔心距取孔徑的 5 倍以上，適用於排氣壓力在 5~10 kg/m³ 的場合。小孔噴注消音器具有較大的消音量，且體積小、重量輕、結構簡單、經濟耐用，主要用於降低壓力較低而流速較高的排氣放空噪音。

10.4.4 主動控制消音器

主動控制（又稱有源控制）消音器（圖 10.4-8）的基本原理是利用電子設備人為地產生一個與原有音壓大小相等、相位相反的聲波，使它們在一定空間區域內發生相消干涉，從而達到在該區域消音的目的，通常也稱為電子消音器。由於需要借助電聲技術產生外加聲場，因此也叫電子消音器，它主要由麥克風、放大器、相移裝置、功率放大器和揚聲器等組成。

主動控制消音器具有很高的效率，當用於使高達 125 dB(A) 的噪音衰減 10 dB(A) 時，只需消耗不足 10 W 的電功率；它沒有消音頻率的限制，且可用於高達 20 m/s 的氣流速度條件下。但是，該結構中由於存在聲波的反射，將引起系統的不穩定，如圖 10.4-9 所示，可在有源（主動控制）消音器單元的外殼以及矩形管道的對面襯貼吸音材料，利用吸音材料吸收部分音能，獲得寬頻消音性能。

主動控制消音器在實驗室和汽車安裝測試中都獲得了良好的消音效果，但考慮到引擎噪音高噪音量，且存在一個支配性的頻率成分的特點，所配備的揚聲器必須滿足近乎苛刻的條件，因此，有源（主動控制）消音器尚未得到商業上的推廣。

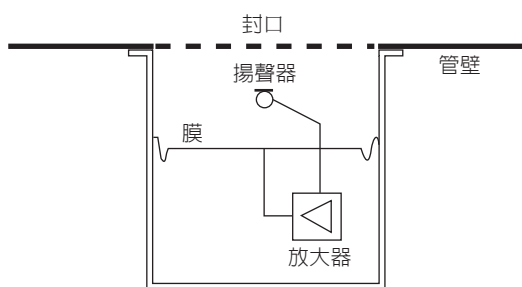


圖10.4-8 有源（主動控制）消音器

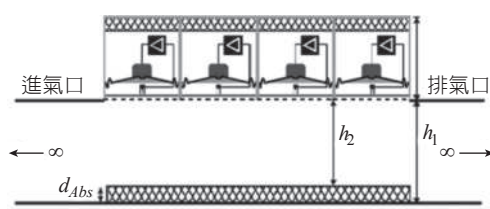


圖10.4-9 有源 - 阻性混合消音結構

10.4.5 干涉型消音器

干涉型消音器主要借助相干聲波的干涉達到消音的目的。聲波進入消音器後，在並聯的管道內分成兩個甚至多個分支，在出口處會合時，各支聲波相互具有相同的頻率和固定的相位差，為相干波，能抵消部分向外傳播的音能。單個旁路干涉型消音器見圖 10.4-10，當旁路彎管的長度與直通管的長度差等於其中聲波半波長的奇數倍時，在交界處匯合的兩聲波因反相而互相抵消。

另多個旁路干涉型消音器它選用了多個旁路，是解決單個旁路干涉式消音器選擇性過強的有效方法。但它體積龐大，且仍然具有很強的頻率選擇性。因此，干涉型消音器通常用於某突出頻率處的消音。

前面討論的抗性消音器也具有一定的頻率選擇性，但從能量的角度來看，干涉型消音器與它們有本質上的區別。干涉型消音器中存在音的吸收，兩分支管道中傳播的聲波疊加後相互抵消，部分音能透過微觀的渦旋運動轉化為熱能。而在擴張式或共振式消音器中，聲波只是因阻抗條件的變化改變了傳播方向。干涉消音器是利用噪音來降低它本身，而不需要揚聲器提供二次音源，因此它也常被認為是一種特殊的有源（主動控制）消音器。

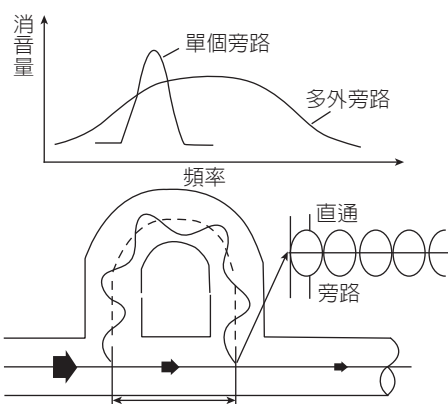


圖 10.4-10 干涉型消音器原理示意圖

10.4.6 結構消音器

結構消音器如圖 10.4-11(a) 所示，在通（輸）氣管道中插入一層彈性結構（圖中「曲線」所圍區域），就製成了結構消音器，它主要用於降低低頻噪音，插入層採用彈性材料比用剛性材料可以獲得更大的傳音損失。該消音器中，因插入層造成音阻抗的不匹配，而引起音能量的反射；另外，入射的聲波激勵插入層振動，使部分音能轉化為插入層的機械能，一般結構消音器可廣泛應用於各種排氣系統設備。

而在單管結構消音器中，由於外界空氣負載 (load) 相對很小，插入層相當於只有內側承受了壓力負載，容易因受力不平衡造成大幅振動而輻射額外的噪音。為了降低該振動噪音，如圖 10.4-11(b)，可在插入層的另一側裝上一個矩形截面腔，該腔的另外五個面均為剛性壁面，這樣，插入層的兩側均承受了壓力負載。

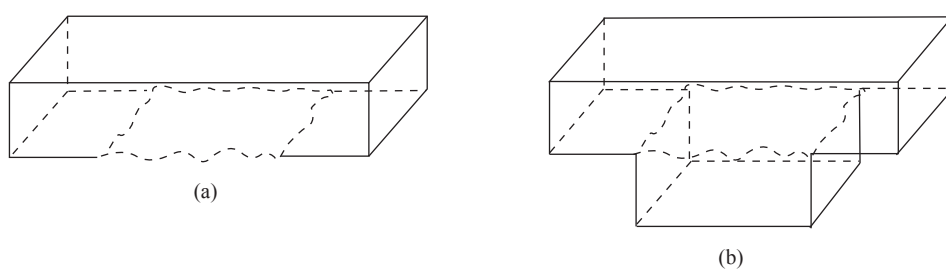


圖 10.4-11 (a) 單管結構消音器；(b) 雙管結構消音器

對於單管結構消音器，插入層越薄，傳音損失越大，頻帶越寬。另外，它的消音性能還對插入層的張力和邊界條件較為敏感。雙管結構消音器的消音性能，儘管會丟失掉高頻端的峰值頻率，但在低頻端比相同形狀的擴張室消音器好，且增加剛性腔的深度可使峰值頻率左移。

當插入層為黃銅，厚 0.0254 cm，寬 2.54 cm，長 29.21 cm，腔深 25.4 cm，主管道高 1.27 cm 時，雙管結構消音器可在 50 ~ 550 Hz 的頻率範圍內獲得不低於 15 dB(A) 的傳音損失。若插入層更薄，可使整個消音性能向低頻端移動。而在插入層上打個小孔，將主管道與後腔連接起來，可

增大該系統所能承受的靜壓，為低頻消音提供另一個有效途徑。整體而言，要得到更好的消音性能，就必須設法在更寬的頻帶內減小插入層的有效音阻抗，當務之急就是尋找特殊的材料。

Ramamoorthy 等 (2002 年) 在早期研究中指出：增加插入層材料橫向的彈性，可提高結構消音器的消音性能，在水力系統中，結構消音器的傳音損失值達 40 dB(A)。

10.5 消音性能的評估與測量

一般從聲學性能、空氣動力性能以及結構性能三個方面來評估一個消音器的性能。

10.5.1 消音器的性能評估

一 聲學性能

消音器的聲學性能包括消音量的大小、消音頻率範圍寬窄兩個方面，消音量越大，消音頻率範圍越寬，聲學性能越好。因此可以用各頻帶內的消音量來表示消音器的消音性能。通常有四種評估方法：傳音損失、插入損失、軸向音衰減和末端降低噪音量。

(一) 傳音損失

傳音損失 (sound transmission loss) 是指消音器進口端入射聲波的音量與出口端透射聲波的音量之差，公式如下：

$$TL = L_{W1} - L_{W2} = 10 \log_{10} \left(\frac{W_1}{W_2} \right) \quad (10-26)$$

式中：

- L_{W1} ：消音器進口處音量，
- L_{W2} ：消音器出口處音量，
- W_1 ：消音器進口處音功率，
- W_2 ：消音器出口處音功率。

消音器的傳音損失是從構件的隔音性能的角度來表示其消音性能。它反映的是消音器本身的傳音特性，而不受音源管道系統及消音器末端阻抗的影響，適合用於實驗室中消音器自身消音性能的校驗和理論上的分析計算。

(二) 插入損失

消音器的插入損失 (insertion loss) 定義為在音源與測點之間插入消音器前後，在某一固定測點處測得的噪音量的差值。公式如下：

$$IL = L_{P1} - L_{P2} \quad (10-27)$$

式中：

- L_{P1} ：安裝消音器前測點的噪音量，
- L_{P2} ：安裝消音器後測點的噪音量。

插入損失不僅決定於消音器本身的性能，而且還與音源、消音器末端負載以及系統整體裝置情況相關，對於阻性消音器，插入損失與傳音損失相近；而對於抗性消音器，插入損失一般稍低於傳音損失，用插入損失評估消音器，對現場環境要求低，因此適用於在現場測量中用來評估安裝消音器前後的效果。

(三) 軸向音衰減

軸向音衰減 (axial lead sound attenuation) 是指在消音器通道內，軸向上任意兩點間的噪音量的差值，它反映了消音器內聲波的衰減特性，以消音器單位長度上的衰減量來表示，這一方法只適用於聲學材料在較長管道內連續而均勻分佈的直通管道消音器。

(四) 末端降低噪音量

末端降低噪音量 (noise reduce, NR) 是指在消音器進口端面測得的平均噪音量與出口端面測得的平均噪音量之差，也稱為末端噪音量差，計算公式如下：

$$NR = L_{p1} - L_{p2} \quad (10-28)$$

式中：

L_{p1} ：消音器進口端面平均噪音量，

L_{p2} ：消音器出口端面平均噪音量。

這種測量方法不可避免的包含了反射音的影響，易受環境反射、背景噪音、氣象條件等影響而產生較大的誤差。一般只在嚴格按傳音損失測量有困難時才採用，適合在試驗室對消音器性能進行測量分析，很少用於現場測量。

消音器聲學性能的評估還因測試方法的不同而分為靜態 (static) 消音性能和動態 (dynamic) 消音性能。靜態消音性能指無氣流通過而僅採用如白噪音 (white noise) 或粉紅噪音 (pink noise) 等標準音源時，在消音器內測得的消音量。動態消音性能則指有氣流通過消音器內部時，用空氣動力設備，如風機聲或風機加揚聲器音源，做音源時測得的消音量。

上述評估消音器性能的方法中，值得注意的是，在提出消音器消音效果的同時，必須註明是採用何種方法，在何種環境下測得的。原因很簡單：即使是同一個消音器，採用同一種方法在不同的聲學環境下測量，結果往往不同；對於不同的方法，由於管道末端反射的影響，測量結果差異更大。

二 空氣動力性能

空氣動力性能是評估消音器的消音性能好壞的另一個重要指標，它反映了消音器安裝前後風量、風壓等的變化，通常用阻力損失或阻力係數來表示。

(一) 阻力損失

阻力損失 (resistance loss) 指氣流通過消音器時，與進口端相比，消音器出口端全壓降低的數值，當進口端與出口端具有相同的端面面積時，阻力損失就等於消音器進口端與出口端間氣體靜壓的差，一個消音器的阻力損失往往與其中氣流速度的平方成正比，根據原理的不同，可把阻力損失分成摩擦阻力損失和局部阻力損失兩大類，它們的值可以通過實地測量求得，也可以根據公式進行估算。

1. 摩擦阻力損失 (loss for friction resistance)

摩擦阻力損失由氣流與消音器內壁之間的摩擦產生，公式如下：

$$\Delta H_{\mu} = \mu \frac{l}{d_e} \cdot \frac{\rho v^2}{2g} \quad (10-29)$$

式中：

- ΔH_{μ} ：摩擦阻力損失，
- μ ：摩擦阻力係數，
- l ：消音器的長度，
- d_e ：消音器的通道截面等效直徑，
- v ：消音器內氣流速度，
- ρ ：消音器內氣體密度，
- g ：重力加速度，取 9.8 m/s^2 。

流體力學中用雷諾數 $Re = \frac{vd_e}{\eta}$ 表示流速，其中 η 為流體運動的黏滯係數，對於 20°C 的空氣， $\eta = 1.53 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 。消音器內的雷諾數一般均在 10^5 以上，此時的摩擦阻力係數 μ 僅取決於壁面的相對粗糙度，其對應關係見表 10.5-1。其中相對粗糙度定義為：

$$\text{相對粗糙度} = (\text{管壁絕對粗糙度} / \text{等效直徑}) \times 100\% \quad (10-30)$$

表 10.5-1 摩擦阻力係數與相對粗糙度的關係 ($Re > 10^5$)

| 相對粗糙度 | 0.2% | 0.5% | 1.0% | 1.5% | 2.0% | 3.0% | 4.0% | 5.0% |
|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 摩擦阻力係數 μ | 0.024 | 0.032 | 0.039 | 0.044 | 0.049 | 0.057 | 0.065 | 0.072 |

工程計算中，可針對具體材料，選取一個近似的 μ 值。如對於剛性管道， μ 值約為 $0.02 \sim 0.03$ ；對於穿孔板護面結構消音器，則約為 $0.04 \sim 0.06$ ，並可進一步粗略地取為 0.05 。當消音通道是用陶粒吸音磚等材料製造時，摩擦阻力係數 μ 也可用 (10-31) 式進行計算，公式如下：

$$\frac{1}{\sqrt{\mu}} = 1.74 + 2 \log_{10} \frac{d_e}{2\varepsilon} \quad (10-31)$$

式中：

- ε ：消音器通道壁面的絕對粗糙度。

2. 局部阻力損失 (partial resistance loss)

局部阻力損失是指氣流通過消音器通道時，在消音器通道結構的突變處（彎折、擴張或收縮等），氣流的機械能不斷損耗而產生的阻力損失。局部阻力損失可用 (10-32) 式計算，公式如下：

$$\Delta H_{\zeta} = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (10-32)$$

式中：

ΔH_{ζ} ：局部阻力損失，

ζ ：局部阻力係數。

消音器的局部阻力係數與其所採用的結構形式密切相關，由於改變管道方向以及突變截面等情況下局部阻力係數的計算比較複雜，這裡只討論管道進出口對局部阻力係數的影響。

圖 10.5-1 是消音器管道常採用的幾種入口形式，對於垂直入口，如果管口伸出部分長度與等效直徑之比小於 0.5，並且管壁厚度與等效直徑之比大於 0.05，則 $\zeta = 0.5$ ，否則 $\zeta = 1$ 。對於斜入口，局部阻力係數一般隨傾斜角度增大而增大。

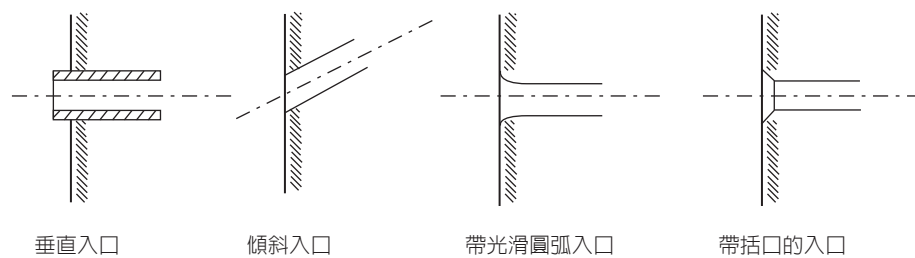


圖 10.5-1 幾種常見入口形式

工程中常採用帶光滑圓弧入口來減少入口處的局部阻力係數，此時，局部阻力係數一般在 0.1 左右，且圓弧相對直徑（圓弧直徑 / 管道直徑）越大，局部阻力係數越小。另一個減小局部阻力係數的方法就是在入口處括口，一般括口角度小於 90° ，該角度越大，阻力係數越小。

管道出口的形狀（圖 10.5-2）也會影響局部阻力係數。出口為平端面或圓端面，則層流時的局部阻力係數為 2，亂流時的局部阻力係數為 1；對於擴張出口，局部阻力係數與管道直徑、管口長度、擴張角等都有關係；若為錐形出口，局部阻力係數可由 (10-33) 式確定，公式如下：

$$\zeta = 1.05 \left(\frac{d_0}{d_1} \right)^4 \quad (10-33)$$

式中：

d_0 ：管道的直徑，

d_1 ：出口處直徑。

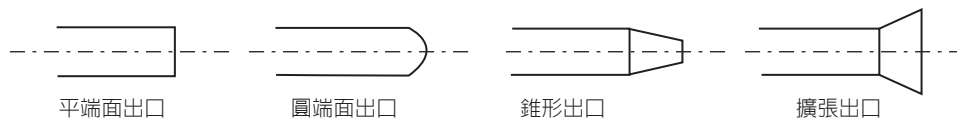


圖 10.5-2 幾種常見出口形式

消音器總的阻力損失 (resistance loss) = 摩擦阻力損失 + 局部阻力損失。一般情況下，抗性消音器以局部阻力損失為主，阻性消音器以阻力損失為主。摩擦阻力損失和局部阻力損失都與氣流速度的平方成正比。過高的氣流速度將導致很大的阻力損失，使消音器空氣動力性能變壞，所以設計消音器時，應以低流速為佳。

(二) 阻力係數

阻力係數 (resistance coefficient) 是指消音器安裝前後的壓力損失與氣流動壓之比，計算公式如下：



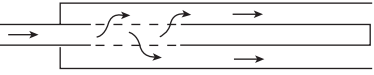
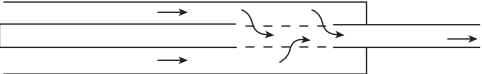
$$\zeta = \frac{\Delta H}{P_v} \quad (10-34)$$

式中：

- ζ ：阻力係數，
- ΔH ：壓力損失值，
- P_v ：動壓值。

對於一個設計固定的消音器來說，阻力係數是一個固定值，但它的測量比較麻煩，只有在專門設備上才能測得。在動壓一定的條件下，用阻力係數就可以很好地表示消音器的消音性能，表 10.5-2 提出了四種基本消音器結構的阻力係數公式。

表 10.5-2 常見消音器系列的阻力係數

| 基本消音器結構 | 阻力係數公式 |
|---|---|
|  | $\zeta = 0.9837 \times (1-n)^{1.7635}$ |
|  | $\zeta = 0.69 \times (1-n)$ |
|  | $\zeta = 4.7844 \times \left(\frac{4L_p\sigma}{d}\right)^{-1.5150}$ |
|  | $\zeta = 3.6480 \times \left(\frac{4L_p\sigma}{d}\right)^{-1.5424}$ |

式中：

- n ：擴張(收縮管)中窄截面面積與寬截面面積之比，
- d ：有穿孔的管道的半徑，
- L_p ：穿孔部分的長度，
- σ ：穿孔部分的穿孔率。

三 結構性能

消音器的結構性能一般是指消音器的外形尺寸、堅固程度、維護要求、使用壽命等，它也是評估消音器性能的一項指標。好的消音器除了具備好的聲學性能和空氣動力性能之外，還應該具備體積小、重量輕、結構簡單、加工方便、造型美觀、堅固耐用、維護簡單、使用壽命長和造價低等條件。

消音器三個方面性能的評估，既相關又相互牽制，從聲學性能的角度，消音量在所需消音的頻率範圍內越大越好，但是如果引起阻力損失增大，會損失過多功率，降低了能源的利用率，影

響系統的正常運行。在兼顧消音器聲學性能和空氣動力性能的同時，還應該避免體積過大、安裝困難或使用壽命短等問題的出現，在實際運用中，對這三個方面的性能要求應根據實際情況要求而有所不同或改變。

10.5.2 氣流對各種消音器性能的影響

前面對各類消音器消音性能的討論均是在忽略氣流影響的前提下進行的，而實際中的消音器工作在氣流中，其管中氣流也並非靜態，氣流在很大程度上影響了消音器的實用消音效果。

空氣動力性能即阻力損失，消音器的阻力損失通常是用消音器入口和出口的損失來表示計算出來。在氣流通道上安裝消音器，必然會影響空氣動力設備的空氣動力性能。如果只考慮消音器的消音性能而忽略了空氣的動力性能，則在某種情況下，消音器可能會使設備的效能大大降低，甚至無法正常使用。例如，某廠房柴油發動機試車上裝有消音器，由於阻力太大，使得發動機的功率損失過大，以致開不動車，為了不影響生產，工人們只得將消音器拆掉，仍舊在強噪音環境中工作。

在阻性管中，氣流的存在主要從兩個方面影響它的消音性能：一是引起音傳播和音衰減規律的變化；二是在消音器內產生一種附加噪音，即氣流再生噪音。這兩方面的影響是同時產生的。

一 氣流對音傳播和衰減規律的影響

氣流對音傳播的影響，主要表現為引起聲波折射。由於氣流速度在管道中的不均勻分佈，層流流動時在同一截面上管道中央流速最高；離開中心位置越遠流速越低，在靠近管壁處流速近似為零。這樣，消音器在進、排氣管道中的作用表現不同。

在進氣管道中（圖 10.5-3(a)），音傳播方向與氣流方向相反，導致音速在管道中央低，在四周的壁面高。由折射原理，音線向管道中央彎曲，由於四周的壁面貼了吸音材料，所以這將降低直管阻性消音器的消音量。在排氣管道中（圖 10.5-3(b)），情況正好相反，因此音線向管壁方向彎曲，有利於提高消音器的消音性能。

在阻性管道中，氣流主要通過影響馬赫數，進而聲波衰減係數的變化。有氣流時消音係數的近似公式為：

$$\varphi'(\alpha_0) = \varphi(\alpha_0) \frac{1}{(1 + M_a)^2} \quad (10-35)$$

式中：

$\varphi'(\alpha_0)$ ：有氣流時的消音係數，

$\varphi(\alpha_0)$ ：無氣流時的消音係數，

M_a ：馬赫數，消音器內氣流速度與音速之比，順流傳播時為正，逆流傳播時為負。

因此，氣流的影響程度與氣流速度的大小和方向有關。流速高時， M_a 值大，對消音性能的影響就大。當氣流方向與音傳播方向相反（逆流）時， M_a 取負值， $\varphi'(\alpha_0)$ 變大，即逆流對消音有

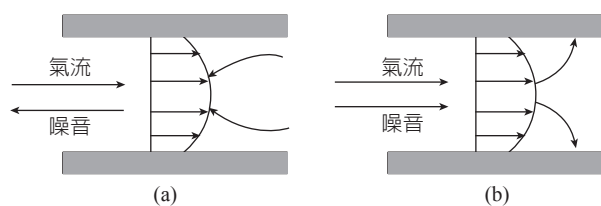


圖 10.5-3 (a) 氣流與音傳播反向時的折射；
(b) 氣流與音傳播同向時的折射

利。一般工業上的輸氣管道，氣流速度都不會太高，馬赫數 M_a 的值約為 0.1，對整個消音器消音性能的影響可以忽略。

二 氣流再生噪音

氣流再生噪音是一種附加噪音，它主要由兩部分組成：一方面氣流經過消音器時，在其彎折、截面突變或者障礙物等處因局部阻力和摩擦阻力形成亂流而產生噪音；另一方面高速氣流激發消音器構件，如薄板、空腹管壁等，使之振動而輻射噪音。因此，氣流再生噪音的大小主要取決於氣流的速度和消音器的結構。氣流速度越大，再生噪音越高，消音量越小；消音器內部結構越複雜，例如有通道截面突變、彎折或有障礙物等，消音器的消音性能也越差。

根據實驗結果得出的管道中氣流再生噪音的計算公式：

$$L_{OA} = (18 \pm 2) \pm 60 \log_{10} V \quad (10-36)$$

式中：

L_{OA} ：氣流再生噪音的 A 加權噪音量，
 V ：消音器通道內的氣流速度。

氣流再生噪音通常頻率比較低，試驗說明，它的音功率以 -6 dB(A)/Oct 的斜率隨頻率變化，即頻率每增加一個倍頻程，音功率大約下降 6 dB(A) 。(10-37) 式即為再生噪音倍頻程的噪音量計算公式：

$$L_p = 72 + 60 \log_{10} V - 20 \log_{10} f \quad (10-37)$$

式中：

L_p ：倍頻程的氣流再生噪音，
 f ：倍頻程的中心頻率。

控制氣流噪音的主要措施，一是盡量降低氣流速度；二是改善氣體的流動狀況，選擇合適的消音器結構，減少亂流 (turbulence) 發生。

在擴張管中，氣流的存在還主要通過另一個途徑——降低有效的擴張比，來降低消音效果。此時的消音量計算公式可修正為：

$$\Delta L = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{m_e^2}{4} \sin^2 kl \right] \quad (10-38)$$

式中：

m ：無氣流時的擴張比，
 m_e ：等效擴張比，當馬赫數 $M_a \ll 1$ 時，對擴張管： $m_e = \frac{m}{1 + mM_a}$ ，對收縮管：
 $m_e = \frac{m}{1 + m}$ 。

綜上所述，再好的消音器，其出口端噪音量也不可能低於其中的氣流再生噪音，所以設計消音器時氣流的流速不能過高。一般情況下，空調消音器流速不應超過 5 m/s ；風機和空壓機不應

超過 20 ~ 30 m/s；內燃機和鑿岩機應選在 30 ~ 50 m/s；大流量的排氣放空消音器，則可在 50 ~ 80 m/s。

對於氣流速度很高的情況，如已廣泛使用的渦輪增壓柴油引擎，為了得到更好的消音效果，必須設法降低氣流速度。由於增大出口管的截面積將導致輻射脈衝噪音的增加，一個有效的途徑是採用雙排氣管消音器結構。這種結構既能降低排氣管中的平均氣流速度，同時又能保持出口半徑不變，避免脈衝噪音的輻射，從而達到更好的消音效果。這種消音器結構中，兩根排氣管的不對稱分佈、相對位置、截面面積以及 l_c/R_c (圖 10.5-4) 的值都將對其消音性能產生影響。

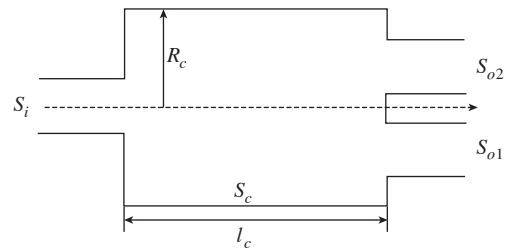


圖 10.5-4 雙出口擴張室消音器

如圖 10.5-4 所示，對於橫截面為圓形，兩排氣管關於中心軸線對稱分佈的情況，在 $S_i = S_{o1} = S_{o2}$ 條件下，Wu 等人採用網格模型方法推導出了其傳音損失的運算式，即為 (10-39) 式：

$$TL = 10 \log_{10} \left[\frac{9}{8} + \frac{1}{8} \left(m^2 + \frac{4}{m^2} - 5 \right) \sin^2 kl_c \right] \quad (10-39)$$

式中：

m ：擴張比， $m = S_c/S_i$ ，

k ：波數，

l_c ：擴張室的長度。

10.5.3 消音器性能的測量

消音器性能的測量包括聲學性能、空氣動力性能和氣流再生噪音三個內容的測量。聲學性能的測量又有動態測量和靜態測量兩種方法、現場測量和實驗室測量兩種條件。靜態測量指在無氣流條件下進行的測量，動態測量則是指在氣流存在時進行的測量。現場測量方法是在實際使用條件下直接進行測試，受環境影響大；而實驗室測量方法在可控實驗條件下進行，包含較少的環境影響，能更真實地反應消音器本身的性能。

一般消音器測量方法包括實驗室測量和現場測量兩種測量方法，主要以阻性為主的各種消音器的性能測試，測量消音器的插入損失，也可測量其他性能指標。根據測量環境的不同，可以採用如餘響室法、半消音室法及管道法測量。

一 實驗室測量方法

(一) 餘響室法

接收室為餘響室 (reverberation room)，此時宜把主管道出口插入餘響室內 1 ~ 1.5 m，使室內聲場較為擴散。具體測量步驟如下：

1. 將麥克風固定在支架上，並選取若干測點，測點應能重複準確定位。
2. 在裝消音器的地方裝上替換管道，即與待測消音器有相同長度和相同通道截面的空管道。
3. 測出各給定測點上向下游輻射噪音的各倍頻帶或 1/3 倍頻帶噪音量。

4. 進行低噪音氣流試驗，即在關閉噪音源的條件下重複步驟 3，把測得的各噪音量作為背景噪音量。
5. 將各測點的頻帶噪音量和背景噪音量，按能量法則進行平均，得到平均噪音量 \overline{L}_{p1} 和平均背景噪音量 \overline{L}_M ，再由二者的差值，根據表 10.5-3 得到對應的修正值 K_1 (背景噪音修正值)。
6. 用消音器換下替換管道進行試驗，保持噪音源條件與空管試驗時相同，適當調節氣流源系統，使主管道內氣流速度也與空管試驗時相同。重複步驟 3、4、5，求出此時的平均噪音量 \overline{L}_{p2} 和對應的修正值 K_2 (所量測噪音修正值)。
7. 由 (10-40) 式確定各頻帶的插入損失：

$$IL = \overline{L}_{p1} - \overline{L}_{p2} + K_2 - K_1 \quad (10-40)$$

表 10.5-3 頻帶噪音量的背景噪音修正值

| 噪音量差值 (dB(A)) | < 4 | 4 | 5 | 6 ~ 8 | 9 ~ 10 | > 10 |
|-----------------|------|-----|-----|-------|--------|------|
| 修正值 K (dB(A)) | 測量無效 | 2.0 | 1.5 | 1.0 | 0.5 | 0 |

試驗時，寬頻帶噪音信號所選取的頻率範圍，對於倍頻帶：中心頻率為 63 ~ 8,000 Hz；對於 1/3 倍頻帶，中心頻率為 50 ~ 10,000 Hz。選取測點時，各測點必須滿足：距離管道出口不小於 2 m；距室內任一反射面不小於 1 m；任意兩測點之間不小於 1 m。且對於中心頻率大於或等於 200 Hz 的頻率，一般取 4 ~ 6 個點；對於中心頻率小於或等於 160 Hz 的頻率，則取 6 ~ 8 個點。

(二) 半消音室法

以半消音室 (semi-anechoic room) 為接收室，測試消音器管道出口平面應與剛性牆面對齊，以使室內聲場能嚴格滿足半自由場條件。測試時，麥克風仍應固定在支架上，測點數目的選取規則與餘響室法相同，但其位置一般應均勻分佈在以管口為中心，半徑不小於 1 m 的半球面上，其測試步驟與餘響室法相同。用實驗室測量方法測量時，在條件許可的情況下應優先採用餘響室法。

二 現場測量方法

現場測量法中的插入損失由已知測點處前後兩次測量所得噪音量的差確定，測試時消音器安裝條件應與實際使用時的安裝條件相同。一般情況下，測試過程應該在風速小於 6 m/s 的條件下進行，當風速大於 2 m/s 時應使用風罩。此外，還應滿足以下兩個條件以使裝置消音器前後的音場分佈保持不變。

1. 管口的大小和形狀不變。
2. 管口與其周圍 3.5 m 以內的主要反射面之間的相對位置保持不變。

測點與管口的相對位置在裝置消音器前後應保持不變，如圖 10.5-5 所示。其中 A 為測點， B 為管口邊緣上一點，對於矩形管道一般應取較長邊的中點； r 為 A 與 B 的距離，連線 AB 必須與管口中心軸線 OO' 在同一平面上； α 為 AB 與 OO' 的夾角。對於各類進氣消音器，測點距離 r 一般取 1 m，當管口等效直徑小於 0.13 m 時， r 值也可取為 0.5 m；夾角一般取 45° ；對於等效直

徑不大於 1 m 的情況，可只取一個測點，否則應圍繞管口中心軸線選擇三個或三個以上測點。對於排氣放空消音器， r 可根據實際情況取為 1 m 或大於 1 m 的整數；夾角宜取 45° ，當現場條件有困難時，也可取為 90° 或大於 90° 。現場測量法的步驟與實驗室測量方法基本相同，只是不需裝替換管道。

在實驗室測量方法中，如在消音器前及消音器後分別測量，即可得傳音損失值；在消音器前後管道內分別測定給定截面上的平均全壓（閉管管口針對氣流方向時，管內側受到的氣體壓力）或平均靜壓值，即可得壓力損失（pressure loss）和阻力係數；關閉噪音源，在來流為低噪音氣流的條件下測量即可得氣流噪音音量。而在現場測量時，一般用插入損失來評估消音器。

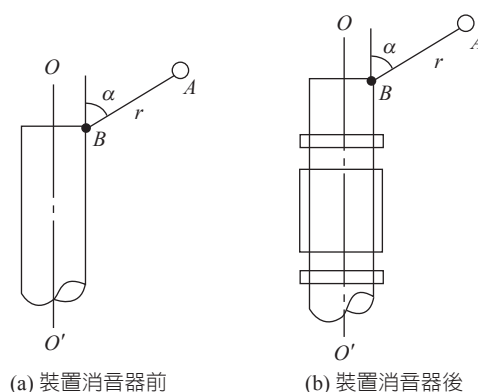


圖 10.5-5 測點的位置

10.6 消音器的選用

消音器的選用一般應考慮以下五個因素：

一 噪音源特性

在具體選用消音器時，必須首先弄清楚需要控制的是什麼特性的噪音源，是機械噪音、電磁噪音，還是空氣動力性噪音。消音器只適用於降低空氣動力性噪音，對其他噪音源是不適用的。空氣動力性質不同，可分為低壓、中壓和高壓；按其流速不同，可分為低速、中速和高速；按其輸送氣體性質的不同，可分為空氣、蒸汽和有害氣體等。應按不同性質、不同類型的噪音源，有針對性的選用不同類型的消音器。一般根據噪音源的頻譜特性和消音器的消音特性，使兩者互相對應，換句話說，噪音源的峰值頻率應與消音器最理想、消音量最高的頻段相對應。這樣，安裝消音器後，才能得到滿意的消音效果。另外，對噪音源的安裝使用情況，周圍的環境條件，有無可能安裝消音器，消音器裝在什麼位置等等，應事先考慮，以便正確合理地選用消音器。

二 確定噪音標準

在具體選用消音器時，還必須弄清楚應該將噪音控制在什麼標準上，即安裝所選用的消音器後，能滿足何種噪音標準的要求。因此，在設計消音量時，必須參照有關標準。

三 消音量計算

按噪音源測量結果和噪音允許標準的要求來計算消音器的消音量，消音器的消音量，過高過低都不恰當。過高，可能達不到，或提高成本，或影響其他性能參數；過低，則達不到要求。在計算消音量時要考慮因素的影響：

第一，背景噪音的影響，有些待安裝消音器的噪音源，使用環境條件較差背景噪音很高或有多種音源干擾。這時，對消音器產量的要求不一定太苛刻，噪音源消音器的噪音略低於背景噪音即可。

第二，自然衰減量的影響，聲波隨距離的增加而衰減。例如，點音源、球面聲波、在自由聲場，其衰減規律符合反平方律，即離音源倍，音量減小 6 dB(A)，在計算消音量時，應減去從噪音源控制區沿途的自然衰減量。

四 選型與適配

正確地選型是保證獲得良好消音效果的關鍵。如前所說，應按噪音源特性、頻譜、環境的不同，選擇不同類型的消音器。例如，風機類噪音，一般可選用阻性或阻抗複合型消音器；空壓機、柴油機等，可選用抗性或以抗性為主的複合型消音器。消音器一定要與噪音源相匹配，例如，風機安裝消音器後既要保證設計要求的消音量能滿足風量、流速、壓力損失等性能要求，一般來說，消音器的額定風量應等於或稍大於風機的實際風量，若消音器不是直接與風機進風管道相連，而是安裝與密封隔音室的進風時消音器設計風量必須大於風機的實際風量，以免密封隔音室內形成負壓，消音器的風速應等於或小於風機實際流速，防止產生過高的再生噪音，消音器的阻力應小於或等於可允許的阻力。

五 綜合防制、全面考慮

安裝消音器是降低空氣動力性噪音最有效的方法，但不是唯一的措施，如前所說，消音器只能降低空氣動力設備進排氣口或沿管道傳播的噪音，而對該設備的機殼、管壁振動等輻射的噪音無能為力。因此，在選用和安裝消音器時應全面考慮，按噪音源的分佈傳播途徑、污染程度以及降噪要求等做出最佳設計，採取隔音、隔振、吸音、阻尼等綜合防制措施，才能獲得最理想的效果。

10.7 使用中機動車輛噪音源與防制

機動車輛在行駛過程中，有時會排放高音量的噪音，對周邊環境中工作和生活的人們造成嚴重影響，國內外自 60 年代起就開始重視機動車輛噪音污染問題，陸續制定了許多法規和標準來控制機動車輛噪音的排放，如歐洲經濟委員會 (Economic Commission for Europe, 簡稱 ECE) 的 ECE R41.03、ECE R63.01 和 ECE R9 等 / 美國的 SAE J47、SAE J1287 和 SAE J331 等 / 中國大陸的 GB 16169 和 GB 4569 等 / 我國的機動車輛噪音管制標準和機動車輛噪音量測方法等；以上法規不僅制定出機動車輛噪音管制標準，並且擬定了機動車輛噪音量測方法。

在我國，部分民眾為使個人擁有的機動車輛更具酷炫感、個性化及高性能，多從排氣管改裝入手，但行駛時發出高噪音，震天噪音擾人安寧，致使檢舉案件逐年呈現成長趨勢。近年來陳情案件中，有很多是汽機車改裝、消音器拆除等，造成車輛「呼嘯而過」、發出巨大噪音，不論是白天或夜晚，嚴重妨害安寧，半夜時更是擾人清夢。造成有許多抱怨與陳情電話，實有必要針對偵測照相系統應用於使用中機動車輛進行評估，未來透過「超音照相」科技執法，提高篩選高噪音機動車輛，與「同步」偵測車輛的速度、音量及車牌辨識系統。

10.7.1 機動車輛噪音源

機動車輛基本上是由引擎、車架、電器和附屬設備等組成，不同零件發聲原理和輻射強度不

同，為研究和控制方便，可將機動車輛噪音按音源類型分為以下幾類：引擎噪音、傳動噪音、煞車噪音和輪胎噪音來說明。

一 引擎噪音

引擎是車輛的核心零件，根據引擎原理和相關聲學理論，可將引擎噪音分為三種類型，即空氣動力噪音、機械噪音和燃燒噪音。

二 傳動噪音

傳動系統的噪音分為一次傳動噪音和二次傳動噪音，機動車輛在高速負載運轉時，時常會出現較大的齒輪噪音，噪音的主要來源是一次傳動的曲軸齒輪及初級從動齒輪在轉速較高時產生的振動與衝擊；同時，二次傳動中常用的鏈條鏈輪由於設計製造的齒形不匹配、安裝誤差、運行磨損等產生了二次傳動的噪音；一次傳動機構的噪音在機動車輛噪音中佔有較大的比例。

三 煞車噪音

煞車系統在煞車過程中將產生非常大的摩擦力，系統產生振動，進而在煞車片、鼓或煞車鉗、盤間發生共振，出現嘯叫聲。

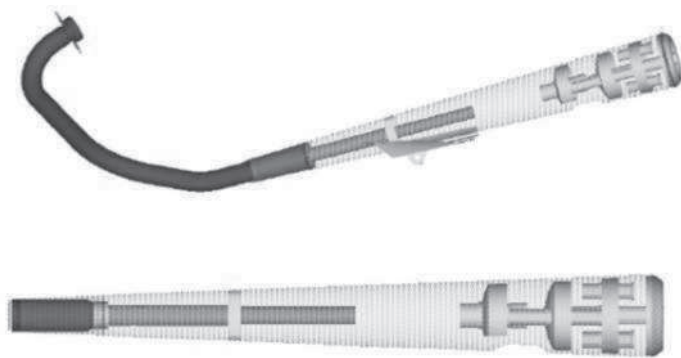
四 輪胎噪音 (路面噪音)

輪胎噪音是指機動車輛行駛過程中，輪胎與路面摩擦而產生的噪音，研究顯示，輪胎越寬，輪胎噪音越明顯。

10.7.2 機動車輛噪音控制

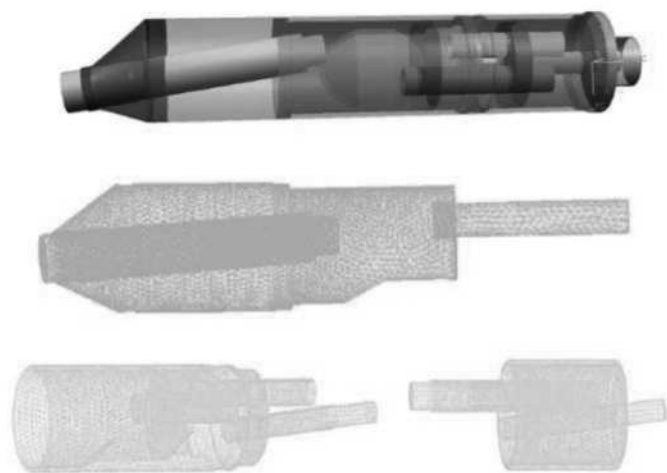
一般的噪音控制理論通常透過以下三個途徑進行：首先，在音源處控制，例如減少機動車輛的引擎振動、改善機動車輛輪胎或道路鋪面情況以減少輪胎噪音或路面噪音、減緩車輛行駛速度等。其次，在傳播路徑上進行噪音控制，如設置隔音牆(罩)等。最後，在受體端進行噪音控制，例如隔音窗；對於駕駛人，可佩戴安全帽兼做消音用途等。

機動車輛噪音控制多採排氣管，而隨著電腦性能的提高和有限元、邊界元等數值計算法的成熟，以及商業模擬軟體的推廣，研究者擁有更多的工具和途徑來設計應用聲學消音器原理設計不同形狀的排氣管。以機車為例，圖 10.7-1 和圖 10.7-2 是採用有限元軟體 UG 4.0 建立的消音器三維幾何圖形。有些研究採用三維有限元模型計算消音器的傳輸損失，並和實驗數據進行驗證，計算值與實驗觀測值吻合程度的良好。



資料來源：張袁元，機車整車噪音測試與改進，重慶大學碩士學位論文，2008。

圖 10.7-1 機車排氣系統和消音器三維有限元模型



資料來源：蔡坤強，基於聲品質評價的機車噪音改進研究，重慶大學碩士學位論文，2010。

圖 10.7-2 機車消音器三維有限元模型