

## 空腔型消音箱消音性能之數值計算擬與實測比較研究

### The calculation and experiment study of noise reduction of cavity-type silencers in duct

劉德源、林承緯

#### 摘要

本文主要內容為利用頻譜分析儀器針對特定頻率的空腔型共振吸音器 (Helmholtz Resonator) 應用在管道通風系統，並進行消音量測與 COMSOL Multiphysics 軟體以有限元素法模擬加以比對。藉由本模擬流程與實測可判定共振吸音器消音性能，其結果可提供工業界參考應用，以提高管道內低頻領域噪音的控制。

文中針對共振吸音器的穿孔率變化做了一系列的模擬與實測研究，同時也針對消音箱的插入損失 (Insertion Loss)、動態插入損失 (Dynamic Insertion Loss)、壓損 (Pressure Drop) 和流速 (Velocity) 進行實驗量測分析探討，並經由多次的實驗結果，驗證共振吸音器的可行性。

**關鍵字：**低頻、共振吸音器、動態插入損失及有限元素法

#### Abstract

The purpose of this paper is to analyze the sound reduction of duct systems with Helmholtz Resonators pass through the spectral analytical instrument and finite element method (FEM) with COMSOL Multiphysics software. The acoustic pressures are compared with experiment and simulation. The sound reduction performance of Helmholtz Resonators can be determined by the experiment and simulation. The results can be used as the control of low-frequency of duct noise in the industrial field.

We have done a series of simulation and experiment research for variations of the perforation of Helmholtz Resonators. Simultaneously, we focus on the measurements and studies of insertion loss, dynamic insertion loss, pressure drop, and airflow velocity. Finally, the feasibility of this Helmholtz Resonator has been verified via numerous experiments and analyses.

**Keyword:** low-frequency、Helmholtz Resonator、Dynamic Insertion Loss、FEM

## 一、導論

在大樓林立、大型工作場所日益增加的今天，為求室內空氣流通，管道通風設備更是不可缺，伴隨而來管道噪音的問題日益受到重視，於管道中加入消音箱是抑制噪音相當常用的方法，本系之音響實驗室已依據規範 ASTM E477[1]建置可進行動態插入損失 (Dynamic Insertion Loss) 量測[2][3]實驗室，可提供業界及學術界進行消音箱測試與研究開發的工作環境。已有學長[4][5]初步進行相關消音設備之消音研究，但是低頻領域之消音仍不佳，因此本文朝著往低頻消音方向進一步研究。

在國內常見之演講廳、演藝廳或活動中心，內部邊牆常見有吸音結構之處理，其目的是進行吸音處理，在文獻[6-12]中可知，共振吸音結構常用於建築音響設計之用，主要目的是該結構可以提高對於較難處理之低頻率的吸音特性。如果藉由共振吸音結構在特定頻率的吸音特性，將改善傳統消音箱在低頻噪音部分噪音降低量的不足。本文著重於不同形式共振吸音器的消音特性之探討，了解影響共振頻率的因素及利用 Comsol Multiphysics[13]軟體模擬計算共振頻率並計算其噪音降低量，也進行實驗比較研究。本文主要的研究內容分為：穿孔板共振吸音器與微穿孔板共振吸音器等形式之消音箱，並結合傳統消音箱進行搭配組合測試研究。

## 二、理論基礎

通風管設備有關消音設施與消音特性之理論基礎參考[4][5]的研究，其中包含動態插入損失 (Dynamic Insertion Loss, DIL)、靜態插入損失 (Insertion Loss, IL)、聲壓位準差 (Noise Reduction, NR)、氣流噪音 (Flow-generated noise) 和壓力損失 (Pressure drop,  $\Delta P$ ) 等解說。而共振吸音器 (Helmholtz Resonator) 理論則是參考文獻[10]。外界之聲波入射到頸柱時，由於孔徑  $d$  和深度  $t$  遠小於聲波波長，頸中的空氣柱彈性變形很小，可以視為一質量塊。空腔相當於彈簧的作用，兩者構成類似力學系統中之彈簧質量振動系統如圖 2.1，當入射聲波頻率  $f$  和空腔系統頻率  $f_0$  相等時，此時聲音轉換成熱能而消耗的能量最多。且當多個空腔體並聯組成時，可視為一個穿孔板之吸音結構，每一個孔與其在背後的空氣層體積形成共振吸音器。

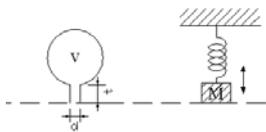


圖 2.1 共振吸音器之示意圖

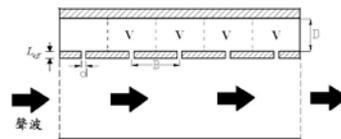


圖 2.2 穿孔板之吸音結構

共振吸音器之共振頻率為  $f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{L_{eff}V}}$ ，其中， $S$  為頸部開口截面積， $L_{eff}$  為頸部之有效長度， $c$  為聲速。圖 2.2 為穿孔板之吸音結構，對於每個孔的面積  $S$ ，穿孔數為  $n$  或穿孔率為  $P$  的穿孔板，板後空腔深度為  $D$  的穿孔結構之共振頻率為[10]：

$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{nS}{L_{eff}V}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{L_{eff}D}}$ ，式中，穿孔率  $P$  可根據穿孔的孔徑  $d$  和孔心間距  $B$  來決定。穿孔的

排列方式一般分為三角形和方形兩種：穿孔為三角形排列時， $P = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \left(\frac{d}{B}\right)^2$ ，穿孔為方形排

列時， $P = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d}{B} \right)^2$ 。

而又當穿孔板厚小於 1 mm，孔徑為 0.8 ~ 1 mm 的微孔，穿孔率為 1 % ~ 5 % 的特殊條件下，微孔的聲阻很大，既能代替吸音材料又能產生共振吸音結構的作用，因而是一種良好的寬頻帶吸音結構，特別適用於高溫、高速氣流和潮溼等惡劣環境下應用。單層微穿孔板有比較突出的吸音峰值，為了適應對更寬頻帶的聲能吸收，可製成雙層或多層組合結構。若為雙層結構則有兩個對應的共振頻率，分別為  $f_{01}$  和  $f_{02}$ ，其計算式為[10]：

$$f_{01} = \frac{c}{4\pi} \sqrt{\frac{P_2}{D_1 t_1}} \left\{ \sqrt{\left( \frac{P_1}{P_2} + \sqrt{\frac{D_1}{D_2}} \right)^2} - 1 + \sqrt{\left( \frac{P_1}{P_2} - \sqrt{\frac{D_1}{D_2}} \right)^2} + 1 \right\}$$

$$f_{02} = \frac{c}{4\pi} \sqrt{\frac{P_2}{D_1 t_2}} \left\{ \sqrt{\left( \frac{P_1}{P_2} + \sqrt{\frac{D_1}{D_2}} \right)^2} - 1 - \sqrt{\left( \frac{P_1}{P_2} - \sqrt{\frac{D_1}{D_2}} \right)^2} + 1 \right\}$$

式中： $P_1$ 、 $P_2$  — 各為前腔和後腔微穿孔板穿孔率； $D_1$ 、 $D_2$  — 各為前腔和後腔的腔深，mm； $t_1$ 、 $t_2$  — 各為前腔和後腔微穿孔板的板厚，mm。

### 三、通風系統消音特性軟體模擬計算分析

#### 3.1 COMSOL Multiphysics 軟體簡介

COMSOL Multiphysics [13] 是一套針對於能以偏微分方程式 (PDEs) 描述各種數學、物理與工程問題，或者是多重物理量 (Multiphysics) 問題，以有限元素法 (FEM) 進行分析的電腦輔助工程分析軟體 (CAE)，此軟體的分析功能共跨越了 7 大項目，其中包含了 1. 聲學領域 (Acoustics)、2. 擴散理論 (Diffusion)、3. 電磁理論 (Electromagnetics)、4. 流體力學理論 (Fluid Mechanics)、5. 熱傳導理論 (Heat Transfer)、6. 結構力學理論 (Structural Mechanics)、7. 偏微分方程理論 (PDEs)，此次共振吸音器的模擬則是採取聲學理論，以模擬共振吸音器的內部聲場表現。其模擬計算的基本工作流程為 1. 設定求解問題 2. 建立幾何模型 3. 設定模型特性，設定邊界特性，設定點的特性 4. 網格化 5. 求解 6. 後處理。

#### 3.2 共振吸音器與穿孔板之聲場特性

以下將使用 COMSOL Multiphysics 軟體模擬穿孔板是否可視為數個共振吸音器組合而成，並模擬穿孔板中的穿孔率設計參數與噪音降低量的關係。進而在後續章節實際量測出，穿孔板應用在空腔型消音箱時的消音特性。

設計一內裝共振吸音器的風管，其長=0.3 m 寬=0.3 m 高=0.26 m 圓孔直徑=0.008 m 開孔率=0.5 % 頸深=0.01 m 單一空腔體積=0.0005 m<sup>3</sup>，上方裝置共有 9 個大小相同的空腔型共振吸音器如圖 3.1。建立完幾何模型之後，接著設定模型的幾何物件特性與邊界條件。

再設計一內裝穿孔板的風管，其長=0.3 m 寬=0.3 m 高=0.26 m 圓孔直徑=0.008 m 開孔率=0.5 % 板厚=0.01 m 空腔深=0.05 m，上方裝置鑽有 9 個大小相同的孔洞的穿孔板如圖 3.2。建立完幾何模型之後，接著設定模型的幾何物件特性與邊界條件。

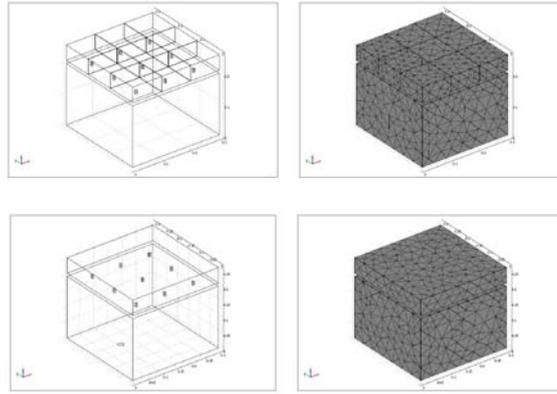


圖 3.1 共振吸音器之模型圖與網格圖

圖 3.2 穿孔板之模型圖與網格圖

### 3.3 小結

#### 3.3.1 共振頻率模擬計算結果

將以上兩種模型參數分別代入共振頻率理論解計算公式，可以得到這兩種模型各別的共振頻率理論解，並與模擬計算結果比較，如表 3.1 所示。發現兩者的共振頻率幾乎相近，如第二章節所說的，穿孔板可視為數個共振吸音器組合而成。

表 3.1 共振頻率模擬值與理論解比較

類型	理論解 共振頻率	COMSOL 共振頻率	噪音降低量 NR(dB)
共振吸音器	134.5	137.0	22.6
穿孔板	134.5	136.0	23.4
* 共振頻率 Hz			
* 噪音降低量 dB			

#### 3.3.2 穿孔率與噪音降低量的關係

得知穿孔板可視為數個共振吸音器組合而成，故穿孔率的變化是影響共振頻率的重要參數。以下為吾人模擬同第二章節穿孔板模型參數，分析穿孔率從 0.5 % ~ 28.27 % 對共振頻率與噪音降低量的關係，如表 3.2 所示。穿孔板噪音降低量約 12 至 33 dB 左右，當穿孔率小於約 10 % 以內時，共振作用較為顯著；穿孔率大於約 20 % 以上時，共振作用近乎消失。

表 3.2 穿孔率與共振頻率分析比較

孔徑 d	0.008	0.011	0.016	0.023	0.028	0.032	0.036	0.040	0.045	0.050	0.054	0.060
穿孔率 P	0.50	0.95	2.01	4.15	6.16	8.04	10.18	12.57	15.90	19.63	22.90	28.27
理論解(Hz)	134.5	172.8	228.4	294.5	335.7	366.1	394.7	421.5	453.2	483.1	511.4	538.4
Comsol(Hz)	136.0	178.0	237.0	315.0	362.0	402.0	438.0	476.0	512.0	548.0	579.0	607.0
NR(dB)	23.37	31.16	34.39	33.04	30.21	27.55	24.98	22.16	19.58	16.91	14.53	12.35
* 孔徑單位 m												
* 穿孔率單位 %												

\*共振頻率單位 Hz  
\*噪音降低量單位 dB

#### 四、量測實驗結果與討論

受限於製作成本的關係，本文進行動態插入損失實驗室測試用的空腔型消音箱共有三只，分別是 (1) Type-1 為穿孔率 0.5 % 的穿孔板 (2) Type-2 為穿孔率 0.7 % 的微穿孔板 (3) Type-3 為穿孔率 0.7 % 的雙層微穿孔板。皆針對消除低頻噪音設計的空腔型消音箱，並與傳統消音箱進行量測結果比較。其中，Type-1 穿孔板結構規格為取自第三章節的穿孔板設計參數。目前市面上現成的微穿孔相關產品甚少，故選擇類似微穿孔的現有產品並進行額外加工訂作。

#### 4.1 Type-1 與傳統消音箱的動態插入損失實驗比較

以下針對消音箱的規格和量測結果加以敘述，Type-1 與有放置吸音材的傳統消音箱 Hds 幾何大小(內裝不同)如表 4.1 所示：

表 4.1 Type-1 與傳統消音箱 Hds 規格

型號	長 × 寬 × 高	板厚	穿孔率	孔徑	空腔	空氣道	玻棉
Type-1	90 cm × 60 cm × 60 cm	10 mm	0.5 %	8 mm	5 cm	48 cm	無
Hds	90 cm × 60 cm × 60 cm	0.6 mm	23 %	3 mm	無	20 cm	32 kg/m <sup>3</sup>



圖 4.1 Type-1 消音箱入出風口端與安裝全圖



圖 4.2 Hds 消音箱入出風口端與安裝全圖

##### 4.1.1 量測結果討論比較

本小節主要以靜態插入損失及動態插入損失(如圖 4.3)實驗結果加以說明。

Hds 與 Type-1 兩者相較之下，可以推測針對特定頻率未加玻璃纖維吸音材的 Type-1 穿孔板結構，運用在消音箱系統上成效不大；較適合用於消除單一特定頻率的噪音。

實驗前經由求解理論解與模擬軟體 Comsol 的模擬，在室溫 24 度的條件下，得知

Type-1 穿孔板的共振頻率分別為 136.6 Hz 與 138 Hz；而實驗結果發現位於 1/3 倍頻中的 200 Hz，其 DIL 最高可達 4 dB。理論上是可以推估在某些頻率範圍有共振頻率之發生，實驗以工程觀點僅以 1/3 倍頻無法確切獲得模擬之頻率，以至於能量會有平均之作用。且實驗時穿孔板的製作安裝尺寸之誤差與環境，皆是影響準確度的因素之一。

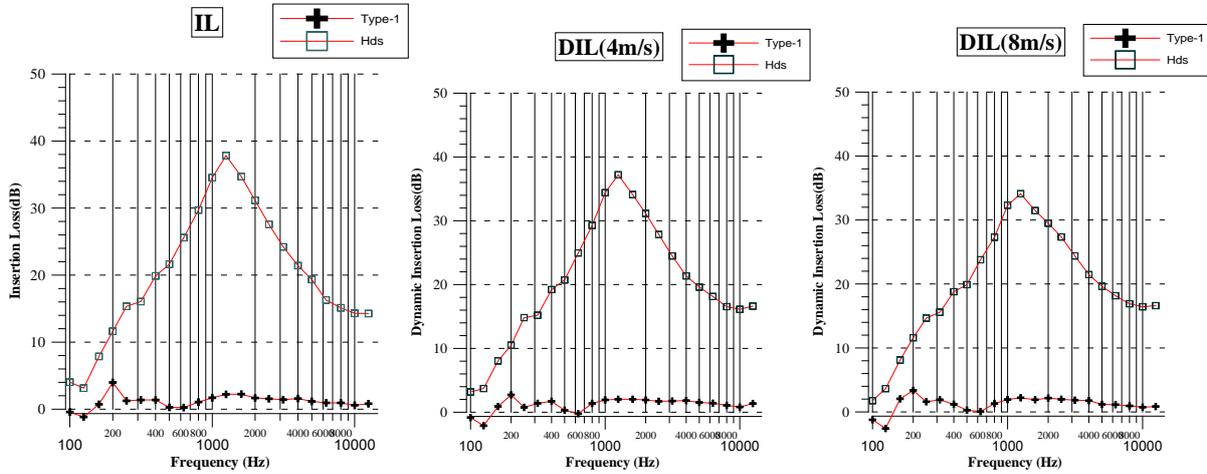


圖 4.3 Type-1&Hds 在各流速時的插入損失比較

#### 4.2 Type-2 與傳統消音箱的動態插入損失實驗比較

以下針對消音箱的規格和量測結果加以敘述，Type-2 與有放置吸音材的傳統消音箱 WS 幾何大小(內裝不同)如表 4.2 所示：

表 4.2 Type-2 與傳統消音箱 WS 規格

型號	長 × 寬 × 高	板厚	穿孔率	孔徑	空腔	空氣道	玻棉
Type-2	100 cm × 60 cm × 60 cm	0.8 mm	0.7 %	0.5 mm	20 cm	20 cm	無
WS	150 cm × 61 cm × 61 cm	1.2 mm	23 %	3 mm	無	23 cm	32 kg/m <sup>3</sup>
組合	250 cm × 60 cm × 60 cm	-	-	-	-	-	-