

# 國立交通大學

## 機械工程學系

### 碩士論文

應用力學方法探討含音箱平面揚聲器  
之聲傳行為



研 究 生：仇立武

指導教授：金大仁 教授

中華民國九十九年八月

應用力學方法探討含音箱平面揚聲器  
之聲傳行為

**Sound Radiation Analysis of Flat Speaker with  
Enclosure via a Mechanical Approach**

研 究 生：仇立武

Student：Li-Wu Chiou

指導教授：金大仁 博士

Advisor：Tai-Yan Kam



Submitted to Department of Mechanical Engineering  
College of Engineering  
National Chiao Tung University  
In Partial Fulfillment of the Requirements  
For the degree of  
Master of Science  
in  
Mechanical Engineering  
August 2010  
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十九年八月

# 應用力學方法探討含音箱平面揚聲器之聲傳行為

研究生：仇立武

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學機械工程學系

## 中文摘要

本文研究如何利用機械振動方式模擬含音箱平面揚聲器聲傳行為。在過去，音箱大部分是以等效電路方式分析，此種方法的缺點為與實際物理意義較無直接的關聯性，為了彌補此種方法缺點，本文建立振動模型研究音箱系統的振動行為，利用瑞利第一積分法(Rayleigh's first integral)分析音箱系統的聲傳行為。本文的理論分析與實驗架設主要針對低音回復型音箱。在低頻的音箱聲傳行為研究，建立雙自由度振動系統分析；在中高頻部分建立一個含障板的揚聲器利用瑞利第一積分法 (Rayleigh's first integral)計算系統聲壓。接著探討音箱體積、音管長度與音管孔徑對音箱系統整體聲傳之影響，最後建立低音回復式音箱設計準則。

# **Sound Radiation Analysis of Flat Speaker with Enclosure via a Mechanical Approach**

Student :Li-Wu Chiou

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering  
National Chiao Tung University

## **ABSTRACT**

This thesis investigates how to simulate the sound radiation of flat speaker with enclosure via a mechanical approach. In the past, the electrical circuit method has been widely used to analyze the sound radiation of a speaker system with enclosure. The shortcoming of this approach is that there's no direct relationship between the method and actual physical meaning of the speaker system. To remedy this shortcoming, a mechanical vibration model is constructed to simulate the vibration behavior of the speaker system and the Rayleigh's first integral is used to analyze the sound radiation of the speaker system. The theoretical analysis and experimental study will focus on the sound radiation of direct-radiation type of loudspeaker systems. The speaker system is modeled as a two-degree-of-freedom system which is used to study the low frequency sound radiation of the speaker system. In the range of mid to high frequency, the speaker system is modeled as a baffled speaker and the Rayleigh's first integral is used to calculate the sound pressure generated by the speaker. The proposed method is then used to study effects of the volume of the enclosure, tube length and tube diameter on the sound radiation behavior of the speaker system. Finally, a criterion is established for the design of direct-radiation loudspeaker systems.

## 誌 謝

在這兩年的碩士班求學生涯過程，充滿許多難忘的回憶，對我的人生影響重大。感謝指導教授金大仁博士細心與耐心的指導，對我在課業及研究方法上的細心指證與諄諄教誨，讓我培養出正確的求學態度，順利完成本篇論文，在此獻上最誠摯的謝意。

感謝我的家人的支持，羿蓁的鼓勵，成為我生活上的最大精神支柱，讓我無憂無慮的完成碩士班學業。還要感謝昌毅學長、崧任學長、宗鴻學長、欣翰學長、奕樵學長、致翔學長、秉達學長、琮鍾學長及恩寶學長在課業、研究及生活上的種種鼓勵與協助，讓我從學習中不只有研究，更學會團隊合作與待人處事。以及同窗好友志明、耀明、正平、浩翔與建順的互相勉勵與切磋，和學弟柏毅、祖建、竣偉、峻嘉、達裕、郁倫及柏聞在各方面的幫忙，使研究生活之外，更有許多歡笑。並要感謝所有幫助過我的人，最後僅將本文獻給我的家人、師長與朋友。

立武 2010.8 于交大

## 目錄

中文摘要.....	i
英文摘要.....	ii
誌謝.....	iii
目錄.....	iv
表目錄.....	vii
圖目錄.....	viii
第一章 緒論.....	1
1-1 前言.....	1
1-2 文獻回顧.....	1
1-3 研究方法.....	3
第二章 機械振動模型建立.....	4
2-1 低頻振動模型建立.....	4
2-1-1 音箱低頻共振頻率.....	4
2-1-2 音箱低頻振幅及相角.....	7
2-2 低頻振動理論運用於被動輻射型音箱.....	8
2-3 中高頻振動模型建立.....	9
第三章 揚聲板模擬分析.....	11
3-1 有限元素模型建立.....	11
3-1-1 模型建立步驟.....	12
3-2 模擬分析之參數.....	14

3-2-1 材料常數的給定 .....	14
3-2-2 質點元素的參數 .....	14
3-2-3 彈簧元素的參數 .....	15
3-2-4 激振力的給定 .....	15
3-2-5 阻尼比的給定 .....	16
3-3 聲壓的計算及應用 .....	17
第四章 音箱研製及系統參數量測 .....	21
4-1 低音回復式音箱研製 .....	21
4-2 揚聲器系統參數之量測 .....	21
4-2-1 阻抗量測 .....	21
4-2-2 揚聲器系統參數量測 .....	22
4-3 音箱系統參數量測 .....	23
4-3-1 音箱聲壓量測實驗 .....	23
4-3-2 音箱系統參數量測 .....	23
4-3-3 阻尼量測實驗 .....	24
第五章 理論與實驗驗證 .....	26
5-1 低頻理論分析與實驗驗證 .....	26
5-1-1 $K_{22}$ 修正因子與音箱參數之關係 .....	27
5-1-2 $K_{22}$ 修正因子與音箱體積之關係 .....	28

5-1-3 雙自由度振動探討揚聲器與低音管之關係 .....	29
5-2 中高頻分析與實驗驗證.....	30
第六章 音箱參數對聲傳影響討論.....	32
6-1 音箱體積對聲傳影響.....	32
6-2 音管長度對聲傳影響.....	32
6-3 音管孔徑對低頻聲傳影響.....	33
6-4 制定音箱設計準則.....	34
第七章 結論與未來研究方向 .....	35
7-1 結論.....	35
7-2 未來研究方向.....	36
參考文獻.....	37





## 表目錄

表 3-1 揚聲器系統 ANSYS 模擬之材料常數 .....	39
表 4-1 單體揚聲器阻抗參數表 .....	39
表 4-2 含音箱阻抗參數表 .....	39
表 5-1 音箱參數表.....	40
表 5-2 理論與實驗共振頻率比較表 .....	40
表 5-3 純單體與加音箱參數比較表 .....	40
表 5-3 各頻率下單體揚聲器與低音管振幅與相角之比較 .....	41
表 6-1 不同音箱聲傳特性與音箱參數之關係表 .....	41



## 圖目錄

圖 1-1 密閉型音箱圖 .....	42
圖 1-2 低音回復型音箱圖 .....	42
圖 1-3 被動幅射式音箱圖 .....	43
圖 1-4 音箱等效電路圖[3].....	43
圖 2-1 低音回復式音箱示意圖 .....	44
圖 2-2 雙自由度振動系統圖 .....	44
圖 2-3 單體揚聲器牛頓第二定律受力圖 .....	44
圖 2-4 音管牛頓第二定律受力圖 .....	45
圖 2-5 被動幅射型音箱示意圖 .....	45
圖 2-6 主動單體揚聲器牛頓第二定律受力圖 .....	45
圖 2-7 被動揚聲器牛頓第二定律受力圖 .....	46
圖 2-8 揚聲器結構圖.....	46
圖 2-9 含音箱單體揚聲器數學模型 .....	47
圖 3-1 含音箱 ANSYS 有限元素模型 .....	47
圖 3-2 內磁式激振器剖面圖 .....	48
圖 3-3 揚聲板聲壓量測示意圖 .....	48
圖 4-1 組裝完成之平面揚聲器 .....	49
圖 4-2 切割機.....	49

圖 4-3 音箱肋條.....	50
圖 4-4 低音回復式音箱完成圖 .....	50
圖 4-5 單體揚聲器阻抗圖 .....	51
圖 4-6 聲壓量測示意圖 .....	51
圖 4-7 音箱量測聲壓實驗圖 .....	52
圖 4-8 阻尼量測實驗.....	52
圖 5-1 純單體與加音箱實驗比對 .....	53
圖 5-2 $K_{22}$ 修正因子為 0.645 體積 $2.58 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 實驗理論比對.....	53
圖 5-3 不改變 $K_{22}$ 音管長度 8cm 實驗與理論比對 .....	54
圖 5-4 不改變 $K_{22}$ 音管孔徑 $1.5 \times 1.5 \text{cm}^2$ 實驗與理論比對 .....	54
圖 5-5 音箱體積 $2.82 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 圖 .....	55
圖 5-6 不改變 $K_{22}$ 音箱體積 $2.82 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 實驗與理論比對.....	55
圖 5-7 $K_{22}$ 修正因子為 0.616 體積 $2.82 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 實驗理論比對.....	56
圖 5-8 音箱體積 $2.14 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 圖 .....	56
圖 5-9 $K_{22}$ 修正因子為 0.7 體積 $2.14 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 實驗理論比對.....	57
圖 5-10 音箱體積 $1.42 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 圖 .....	57
圖 5-11 $K_{22}$ 修正因子為 0.81 體積 $2.14 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 實驗理論比對.....	58
圖 5-12 四個不同音箱體積與 $K_{22}$ 修正因子之關係圖 .....	58
圖 5-13 音箱體積 $3.03 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 圖 .....	59

圖 5-14 $K_{22}$ 修正因子為 0.59 體積 $2.14 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 實驗理論比對.....	59
圖 5-15 音箱體積 $9.24 \times 10^{-5} \text{m}^3$ 圖 .....	60
圖 5-16 $K_{22}$ 修正因子為 0.91 體積 $9.24 \times 10^{-5} \text{m}^3$ 實驗理論比對.....	60
圖 5-17 六個不同音箱體積與 $K_{22}$ 修正因子之關係圖 .....	61
圖 5-18 音箱體積 $5.04 \times 10^{-5} \text{m}^3$ 圖 .....	61
圖 5-19 $K_{22}$ 修正因子為 0.956 體積 $5.04 \times 10^{-5} \text{m}^3$ 實驗理論比對.....	62
圖 5-20 音箱體積 $3.34 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 圖 .....	62
圖 5-21 $K_{22}$ 修正因子為 0.565 體積 $3.34 \times 10^{-5} \text{m}^3$ 實驗理論比對.....	63
圖 5-22 八個不同音箱體積大小與不同 $K_{22}$ 修正因子關係圖 .....	63
圖 5-23 純單體 ANSYS 有限元素模型 .....	64
圖 5-24 純單體理論與實驗比對 .....	64
圖 5-25 含音箱揚聲板實驗與理論比對 .....	65
圖 5-26 純單體與含音箱分析比對 .....	65
圖 5-27 含音箱低頻到高频分析與實驗比對 .....	66
圖 6-1 不同音箱體積實驗聲壓曲線比較 .....	66
圖 6-2 音管長度 10cm 與 8cm 比對.....	67
圖 6-3 不同音管長度實驗聲壓曲線比對 .....	67
圖 6-4 管徑 $1.35 \times 1.5 \text{cm}^2$ 與 $1.5 \times 1.5 \text{cm}^2$ .....	68
圖 6-5 不同音管孔徑實驗聲壓曲線比對目錄 .....	68

# 第一章 緒論

## 1-1 前言

一般揚聲器量測時是利用障板隔絕揚聲器前後音的干擾來量測揚聲器的聲傳行為。但無限大的障板在現實生活中是不可能使用的，因此在揚聲器背面增加密閉空間代替無限大的障板為後來延伸出的方法，而其密閉空間就是所謂的音箱。

音箱的種類主要分為三種，最早發明的形式為密閉型音箱(圖 1-1)，其設計目的為模擬無限大的障板，隔絕揚聲器前後音的干擾，而因為箱中的空氣與外部隔離，在振動板振動時反覆壓縮箱內固定體積空氣，此時空氣會形成一反力施加於振動板上，進而影響揚聲表現。

為了改善密閉型音箱的缺點，接著衍生出低音回復型音箱(圖 1-2)，此種音箱的設計為在揚聲器被後的密閉空間加裝低音管，而揚聲器背面放射的部份音會通過此低音管，增強低音特性。

第三種為被動輻射型音箱(圖 1-3)，此種音箱與低音回復形音箱的設計相類似，只是將低音管的設計改成為一個無音圈的被動揚聲器，揚聲器背面放射一部分音會推動被動揚聲器產生低音效果。

本篇音箱理論分析與實驗主要針對低音回復型音箱，而影響音箱聲傳行為的參數有很多，而不同的音箱體積、音管長度與音管孔徑對聲傳會有不同的影響，因此本文將針對這三種參數對音箱聲傳影響深入探討。

## 1-2 文獻回顧

有關音箱的研究起源於對揚聲器環境的研究，而開始不斷的被探討。在音箱出現前揚聲器是以障板隔絕前後音的干擾，文獻[1]探討單體揚聲器在有障板下求解單體揚聲器振膜速度，以及討論揚聲器參數取得與影響。音箱研究最早形式為封閉式音箱，文獻[2]針對封閉式音

箱深入的探討，文獻中提出音箱的體積對單體揚聲器共振頻率的影響。接著延伸出低音回復形音箱，文獻[3]探討低音回復形音箱的設計，文獻中將音箱系統視為一個等效電路，將單體揚聲器振膜速度假設為電流，計算出振膜速度後，再推導出單體揚聲器振幅，而本文是利用機械振動方法分析音箱系統，接著有與低音回復形相似效果的被動幅射形音箱被設計出，文獻[4]針對被動幅射形音箱的設計與分析探討。文獻[5]利用 Helmholtz Resonance 求解音管共振頻率，此種方法是將音管內空氣視為質量，箱體內空氣視為彈性支撐分析，而當音管內空氣受到壓力推動造成位移，間接壓縮箱體內空氣，而利用單一自由度振動方法推導出音管空氣之共振頻率，而本文也是將音管內空氣視為質量，箱體內空氣視為彈性支撐分析，文獻中也提到封閉形音箱與低音回復形音箱的差異性，以及音管形狀對聲壓感度影響探討。文獻[6]利用雙自由度系統求兩個質量系的頻率響應，本文也是將單體揚聲器與音管視為一個雙自由度系統，求解音箱系統的振幅及相角。文獻[7]提出用有限元素來分析三明治結構，用平面彈性元素來構建中心層，樑元素來構建面層。[8]則是使用高階的剪變形理論與有限元素法來分析加勁平板。在文獻[9]中引用出有限元素之聲壓方程式。文獻[10]提出利用電腦來模擬分析揚聲器系統的參數與聲壓。對於聲學與聲壓計算方面，Morse[11]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式。

一般音箱系統分析時[3]，是將機械系統轉換成等效電路的方法分析，如圖 1-4 為一個音箱系統等效電路圖，其中  $P_g$  為驅動力， $R_{AT}$  為單體系統阻尼， $M_{AS}$  為單體系統質量， $C_{AS}$  為單體系統柔度， $C_{AB}$  為音箱內部柔度， $R_{AL}$  為音箱內部空氣洩漏所產生之阻尼， $M_{AP}$  為音管內空氣質量， $U_D$  為單體揚聲器振膜速度， $U_L$  為箱體洩漏空氣的體積速度， $U_P$  為音管內空氣速度， $U_O = U_D + U_L + U_P$ ， $U_B = -U_O$ 。透過等效電



路將  $U_O$ 、 $U_D$ 、 $U_L$  與  $U_P$  視為電流，求解出電流(體積速度)後，再推導個別的振幅。

此種方法需要基本的電路知識才能計算出單體揚聲器及音管空氣的速度，且與實際物理意義較無直接關聯，而本文把音箱視為一個機械振動系統，在本文第二章會針對此方法介紹。

### 1-3 研究方法

本文研究方法主要是利用機械振動方法分析，其中分為兩個部分，第一部分低頻方面利用雙自由度振動系統模擬單體揚聲器與低音管之間的關係；第二部分是利用 ANSYS 建立含音箱單體揚聲器模型模擬音箱在中高頻的聲傳表現。

實驗方面，將組裝好的平面揚聲器利用 LMS 聲壓頻譜儀量測聲壓及阻抗，紀錄聲壓曲線並與儀器量測之阻抗值。而得到單體揚聲器所測量出的參數後，接著製作所需大小的音箱、以及搭配適當長度與孔徑的音管，將揚聲器與音箱組裝，再繼續利用 LMS 聲壓頻譜儀量測聲壓及阻抗，最後將理論與實驗做比對，驗證理論分析之正確性。

## 第二章 機械振動模型建立

本文振動模型建立分為兩個部分，第一部分利用雙自由度振動系統模擬音箱低頻時的聲傳行為，因為揚聲器在低頻作動時並不會有板變形的問題，所以我們可以把單體揚聲器視為一個剛體運動，將單體揚聲器及音管視為兩個互相連接的剛體，單體揚聲器透過音箱內部空氣推動音管內空氣質量，因此我們把音箱內部壓力視為一個  $K$  值作用在揚聲器單體以及音管上，經由音箱空氣的連接成為雙自由度振動系統，單體揚聲器的質量為振動板質量，音管質量為音管內空氣質量。接著將此方法運用在被動輻射型音箱，作為日後分析被動輻射型音箱分析時的參考。

第二部分是建立揚聲板模型模擬音箱在中高頻的聲傳表現，因為音箱在中高頻時對單體揚聲器而言與障板的效果相同，對中高頻聲壓沒有太大的影響，所以只建立單體揚聲板模擬中高頻聲傳行為，而因為要模擬音箱實際情況，所以建立一個均勻分布於揚聲板上的彈性支撐模擬箱體內空氣壓力。本章節將針對揚聲板數學模型的建立探討。

### 2-1 低頻振動模型建立

#### 2-1-1 音箱低頻共振頻率

由低音回復型音箱示意圖(圖 2-1)我們可以列出音箱系統各個參數， $V$  為音箱內部體積， $\Delta P$  為音箱內部壓力， $k_{s1}$  為主動揚聲器  $k$  值， $m_1$  為主動揚聲器振動板質量， $Aa_1$  為主動揚聲器振動板面積，而  $m_2$  為音管內空氣質量， $Aa_2$  為音管孔徑大小，而其中音管內空氣質量  $m_2$  可表示成  $m_2 = \rho \times L \times Aa_2$  其中  $\rho$  為空氣密度  $= 1.1614 \frac{kg}{m^3}$ ， $L$  為音管長度。

接著將音箱內主動揚聲器以及音管視為兩個彼此連接的系統，圖



2-2 為將單體揚聲器與音管視為雙自由度振動系統圖，圖中  $F$  為單體揚聲器激振力、 $c_1$  為單體揚聲器阻尼、 $c_{12}$  為箱體內阻尼、 $c_2$  為音管內阻尼。

接著畫出單體揚聲器受力圖(圖 2-3)，其中  $f_{p1}$  為音箱內部空氣作用力， $f_{c12}$  為音箱阻尼之作用力， $f_{s1}$  為單體揚聲器彈性支承之作用力， $f_{c1}$  為單體揚聲器阻尼之作用力(其中  $c_{12}$  為假設值)， $F$  為單體揚聲器激振力。

最後畫出音管受力圖(圖 2-4)，其中  $f_{p2}$  為音箱內部空氣作用力， $f_{c21}$  為音箱阻尼之作用力， $f_{c2}$  為音管阻尼之作用力(其中  $c_2$ 、 $c_{12}$  為假設值)。

利用單體揚聲器與音管受力圖，列出音箱系統的運動方程式：  
單體揚聲器運動方程式：

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 - c_{12}) \dot{x}_1 - c_{12} \dot{x}_2 + k_{s1} x_1 + Aa_1 \Delta p = F \quad (2-1)$$

音管運動方程式：

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_{21} \dot{x}_1 + (c_{21} + c_2) \dot{x}_2 + Aa_2 \Delta p = 0 \quad (2-2)$$

其中(2-1)與(2-2)兩式中的

$$\Delta P = k \frac{\Delta V}{V} \quad (2-3)$$

其中  $k$  為 bulk modulus，Bulk modulus of air  $= 1.42 \times 10^5 \text{ pa}$ ， $\Delta V$  為音箱內部體積變化，可寫成：

$$\Delta V = Aa_1 X_1 + Aa_2 X_2 \quad (2-4)$$

將(2-4)所求得的  $\Delta V$  代入(2-3)中得：

$$\Delta P = k \frac{(Aa_1 X_1 + Aa_2 X_2)}{V} \quad (2-5)$$

因此我們列出新的運動方程式：

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 - c_{12}) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + \left( k_{s1} + k \frac{Aa_1^2}{V} \right) x_1 + k \frac{Aa_1 Aa_2}{V} x_2 = F \quad (2-6)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_{12} \dot{x}_1 + (c_{12} + c_2) \dot{x}_2 + k \frac{Aa_1 Aa_2}{V} x_1 + \left( k \frac{Aa_2^2}{V} \right) x_2 = 0 \quad (2-7)$$

求系統之自然頻率，將(2-6)及(2-7)式中阻尼項以及外力項忽略之，  
整理得

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{s1} + k \frac{Aa_1^2}{V} & k \frac{Aa_1 Aa_2}{V} \\ k \frac{Aa_1 Aa_2}{V} & k \frac{Aa_2^2}{V} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2-8)$$

令(2-8)式中的

$$\begin{aligned} k_{s1} + k \frac{Aa_1^2}{V} &= K_{11} \\ k \frac{Aa_1 Aa_2}{V} &= K_{12} = K_{21} \\ k \frac{Aa_2^2}{V} &= K_{22} \end{aligned} \quad (2-9)$$

整理得

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2-10)$$

因為系統為簡諧運動，將  $\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} e^{i\omega t}$  帶入(2-8)中，求得

$$\left( \begin{bmatrix} -m_1 & 0 \\ 0 & -m_2 \end{bmatrix} \omega^2 + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \right) \{A\} e^{i\omega t} = 0 \quad (2-11)$$

當  $\omega$  有值時則  $\det[[K]-\omega^2[M]]=0$ ，整理得

$$(m_1 m_2) \omega^4 - (m_1 K_{22} + m_2 K_{11}) \omega^2 + (K_{11} K_{22} - K_{12} K_{21}) = 0 \quad (2-12)$$

上式求出的  $\omega_1^2, \omega_2^2$  為系統之特徵值，而將  $\omega_1, \omega_2$  除以  $2\pi$  即為系統之共振頻率。

### 2-1-2 音箱低頻振幅及相角

求出系統共振頻率找出所想要的共振頻率位置後，接著就要找出在各個頻率下單體揚聲器與音管的振幅及相角，之後代入聲壓公式中求出音箱系統的聲壓曲線。

在(2-11)式中所求特徵值所對應的特徵向量表示為：

$$[\Phi] = [\{\Phi\}_1 \quad \{\Phi\}_2] = \begin{bmatrix} \Phi_{1,1} & \Phi_{2,1} \\ \Phi_{1,2} & \Phi_{2,2} \end{bmatrix} \quad (2-13)$$

接著將  $\begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{1,1} & \Phi_{2,1} \\ \Phi_{1,2} & \Phi_{2,2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_1^* \\ A_2^* \end{Bmatrix}$  代入(2.6)與(2.7)中得：

$$[M][\Phi]\{\ddot{A}^*\} + [C][\Phi]\{\dot{A}^*\} + [K][\Phi]\{A^*\} = \{F\} \quad (2-14)$$

再將上式  $\times [\Phi]^T$  得

$$[\Phi]^T [M][\Phi]\{\ddot{A}^*\} + [\Phi]^T [C][\Phi]\{\dot{A}^*\} + [\Phi]^T [K][\Phi]\{A^*\} = [\Phi]^T \{F\} \quad (2-15)$$

將上式整理過後可以得到兩個單一自由度的二階微分方程

$$\begin{aligned} M_{11}^* \ddot{A}_1^* + C_{11}^* \dot{A}_1^* + K_{11}^* A_1^* &= F_1^* \\ M_{22}^* \ddot{A}_2^* + C_{22}^* \dot{A}_2^* + K_{22}^* A_2^* &= F_2^* \end{aligned} \quad (2-16)$$

接著利用振動學公式(文獻[6])求出  $A_1^*$  及  $A_2^*$

$$\begin{aligned} A_1^* &= \frac{F_1^*}{M_{11}^*} \left[ \frac{\omega_1^2 - \omega^2}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_1 \omega_1 \omega)^2} + i \frac{-2\xi_1 \omega_1 \omega}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_1 \omega_1 \omega)^2} \right] \\ A_2^* &= \frac{F_2^*}{M_{22}^*} \left[ \frac{\omega_2^2 - \omega^2}{(\omega_2^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_2 \omega_2 \omega)^2} + i \frac{-2\xi_2 \omega_2 \omega}{(\omega_2^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_2 \omega_2 \omega)^2} \right] \end{aligned} \quad (2-17)$$

$$\text{其中 } \omega_1 = \sqrt{\frac{K_{11}^*}{M_{11}^*}}, C_c = 2M_{11}^* \omega_1, \xi = \frac{C_{11}^*}{C_c}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_{22}^*}{M_{22}^*}}, C_c = 2M_{22}^* \omega_2, \xi = \frac{C_{22}^*}{C_c}$$

接著將  $A_1^*$  及  $A_2^*$  代入  $\begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{1,1} & \Phi_{2,1} \\ \Phi_{1,2} & \Phi_{2,2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_1^* \\ A_2^* \end{Bmatrix}$  中求出  $A_1$ 、 $A_2$

$|A_1|$ 、 $|A_2|$  為系統之振幅

$$\theta_i = \tan^{-1} \left( \frac{A_i \text{ 的虛部}}{A_i \text{ 的實部}} \right) = \text{系統相角}$$

求出音箱系統振幅及相角之後代入聲壓公式即可繪出低頻聲壓曲線。

## 2-2 低頻振動理論運用於被動輻射型音箱

圖 2-5 為被動輻射型音箱示意圖，其中與低音回復型音箱不同的是，將低音管換為一個被動無音圈的揚聲器，利用箱體內空氣推動被動揚聲器產生低音，其中  $V$  為音箱內部體積， $\Delta P$  為音箱內部壓力， $k_{s1}$  為主動揚聲器  $k$  值， $m_1$  為主動揚聲器振動板質量， $Aa_1$  為主動揚聲器振動板面積，而  $m_2$  為被動揚聲器系統質量， $Aa_2$  為被動揚聲器揚聲板面積， $k_{s2}$  為被動揚聲器  $k$  值。

接著畫出單體揚聲器受力圖(圖 2-6)，其中  $f_{p1}$  為音箱內部空氣作用力， $f_{c12}$  為音箱阻尼之作用力， $f_{s1}$  為主動單體揚聲器彈性支承之作

用力， $f_{c1}$  為主動單體揚聲器阻尼之作用力(其中  $c_{12}$  為假設值)， $F$  為單體揚聲器激振力， $f_{s2}$  為被動揚聲器彈性支承之作用力。

最後畫出音管受力圖(圖 2-7)，其中  $f_{p2}$  為音箱內部空氣作用力， $f_{c21}$  為音箱阻尼之作用力， $f_{s1}$  為被動單體揚聲器彈性支承之作用力， $f_{c2}$  為被動揚聲器系統阻尼之作用力(其中  $c_2$ 、 $c_{12}$  為假設值)。

接著列出主動揚聲器與被動揚聲器之運動方程式：

主動揚聲器運動方程式：

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 - c_{12}) \dot{x}_1 - c_{12} \dot{x}_2 + k_{s1} x_1 + Aa_1 \Delta p = F \quad (2-18)$$

被動揚聲器運動方程式：

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_{21} \dot{x}_1 + (c_{21} + c_2) \dot{x}_2 + k_{s2} x_2 + Aa_2 \Delta p = 0 \quad (2-19)$$

由 2-2 與 2-19 式的比較發現，與低音回復型音箱不同的是，在被動揚聲器的運動方程式，多了一項其本身的彈性支撐所產生的力，其餘與低音回復型音箱一樣，接著利用 2-5 式中的  $\Delta P$  替換 2-18 與 2-19 中的  $\Delta P$  得到兩條新的運動方程式：

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 - c_{12}) \dot{x}_1 - c_{12} \dot{x}_2 + \left( k_{s1} + k \frac{Aa_1^2}{V} \right) x_1 + k \frac{Aa_1 Aa_2}{V} x_2 = F \quad (2-20)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_{12} \dot{x}_1 + (c_{12} + c_2) \dot{x}_2 + k \frac{Aa_1 Aa_2}{V} x_1 + \left( k \frac{Aa_2^2}{V} + k_{s2} \right) x_2 = 0 \quad (2-21)$$

接著與前兩節的方法一樣，求出系統低頻共振頻率，再分別求出主動揚聲器與被動揚聲器的振幅及相位角。

### 2-3 中高頻振動模型建立

本文中高頻振動模型，主要針對主動揚聲板建立，因為要模擬在音箱中的實際情形，所以在揚聲板上施加一個均勻分布的  $k$  值，首先

針對振動板數學模型之建構，本研究使用的長型平面揚聲器之結構如圖 2-8 所示，主要結構可分為揚聲板、懸邊、接腳、激振器、音圈及框架。

懸邊及接腳各位於揚聲板的邊緣和兩端位置，作為揚聲板的彈性支撐。其中接腳由於揚聲板為狹長型，為穩定板的垂直作動而不發生左右偏振的情況，故置於揚聲板的兩端位置，不同於圓型揚聲器的彈波乃位於中間的音圈處。激振器則發生電磁效應推動音圈，對揚聲板產生簡諧激振力，使揚聲板作活塞運動，在這些主要結構的功能相互配合之下，平面揚聲器即可發出悅耳的聲音，而因為要模擬在音箱中的情況，所以分析時施加一個均勻的  $k$  值在揚聲板上。

以數值模擬分析所建構的模型，懸邊、接腳主要作用為提供揚聲板彈性支撐，故簡化以彈簧元素( $k_s$ 、 $k_f$ )模擬其在揚聲器上之功能；懸邊重量( $m_s$ )及音圈黏著在板上的膠重量( $m_c$ )，則以質量元素模擬之；激振器所產生的簡諧激振力，使平板作動而達到揚聲的目的，在數學模型中，以一環狀排列的簡諧施力  $f(t)$  模擬揚聲板所受到的激振力，音箱施加於揚聲板上的  $k$  值以彈簧元素( $k_{AIR}$ )模擬。揚聲板簡化後之數學模型如圖 2-9 所示。

在第三章會利用有限元素 ANSYS 軟體將本章節數學模型轉換為有限元素模型。

### 第三章 揚聲板模擬分析

對於振動分析而言，有限元素法的發展也趨於成熟，可將原先複雜的幾何模型分成簡單、小的計算單位，稱之為元素或單元(Element)，而元素和元素間互相連結的點稱為節點(Node)。根據個別元素所受的外力等影響，配合形狀函數，列出其位移及變形的方程式，再組合聯立計算原本整體的位移及變形。本文選用有限元素軟體 ANSYS 進行簡諧激振分析，得到揚聲板上各節點的振幅及相角後，代入聲壓公式計算出各頻率下的聲壓數據，將其連成趨勢線即可得揚聲系統的聲壓曲線。本章將敘述 ANSYS 模型的建立與方式和實驗上分析參數的取得。

#### 3-1 有限元素模型建立

本章節將 2-3 節中的揚聲板數學模型轉換成 ANSYS 有限元素模型模擬分析含音箱揚聲器揚聲板的揚聲行為，其中選用符合多層一階剪變形理論的殼元素 Shell 91 來模擬揚聲板三明治加勁的區域及心層未加勁的區域，此種元素為二維模擬三維問題的殼元素，可設定複合材料板的疊層數目、各疊層之纖維角度及各疊層之材料修正，故藉此元素模擬上述具彈性支撐之複合材料平板。揚聲板的彈性支撐部份則以彈簧元素 COMBIN14 模擬，並設定此彈簧元素為單一方向、垂直平板運動，藉此模擬其彈性支撐的運動行為。

因為本篇揚聲器是在一個半密閉空間中揚聲，所以必須模擬揚聲器在音箱中的實際情形，因此音箱內部空氣推力我們視為一個均勻分布於揚聲板表面的一個彈簧元素，元素一樣用 COMBIN14 模擬。由於懸邊實體結構對揚聲板產生振動變形影響較小，所以僅用 MASS21 元素來模擬懸邊在平板邊緣所存在的等效質量效應。



### 3-1-1 模型建立步驟

#### (一)前處理：

1. Preprocessor → Element type：設定薄殼元素 shell91，彈簧元素 spring-damper 14，質量元素 mass21。
2. Preprocessor → Real constant：設定元素之參數、彈簧常數、質量參數等。
3. Preprocessor → Material Props → Material Models：設定揚聲板材料常數。
4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立揚聲板。
5. Preprocessor → MeshTool：選擇各面積之元素參數、材料性質、各元素之尺寸大小，並分割元素。
6. Preprocessor → Modeling → Copy → Nodes：對揚聲板外緣與接腳的節點進行複製，移動若干單位後，作為彈簧元素的固定端處。
7. Preprocessor → Modeling → Create → Elements → Auto Numbered → Thru Nodes：逐一點選以兩個節點為一組來建立彈簧元素，亦可由迴圈程式輔助完成此重複性動作。
8. Preprocessor → Modeling → Create → Keypoints → on Node：對揚聲板上需附加質量元素的節點，逐一建立 Keypoints。
9. Preprocessor → MeshTool：選擇揚聲板上的質量元素進行分割。
10. Preprocessor → Coupling/Ceqn → Coincident Nodes：將揚聲板模型上相同位置之各節點設定成具有相同的自由度。

前處理至此完成，依前述步驟完成的有限元素模型示意圖如圖 3-2 所示。

#### (二)模態分析：

11. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，自然頻



率模態分析點選“Modal”。

12. Solution → Analysis Type → Analysis Options : No. of modes to extract 為要分析的模態個數。

13. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → On Nodes : 限制彈簧元素另一端節點的全部自由度。

14. Solution → Solve → Current Ls : 求解。

15. General Postproc → Results Summary : 列出所有的自然頻率。

16. General Postproc → Read Results → By Pick : 選出想看 Mode Shapes 的自然頻率。

17. General Postproc → Plot Results → Contour Plot → Nodal Solu : 再選 Nodal Solution → Z-Component of displacement, 列出 Z 方向的位移。即可得到自然頻率及模態。

(三)分析聲壓：

18. Solution → Analysis Type → New Analysis : 選擇分析型態，簡諧頻率響應分析點選“Harmonic”。

19. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → On Nodes : 限制彈簧元素另一端節點的全部自由度。

20. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Force/Moment → On Nodes : 在位於音圈底部的節點施予 Z 方向且相角為零之推力。

21. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Damping : 輸入系統阻尼  $\alpha$ 、 $\beta$  的值。

22. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Freq and Substps : 輸入欲分析頻率響應之頻寬。

23. Solution → Solve → Current Ls : 求解。

24. TimeHist Postpro → List Variables : 輸出揚聲板模型全部節點的振幅及相角。

由上面簡諧激振分析可得到以下資料：

- (1) 節點編號 NodeNo(i)及位置  $x(i), y(i), z(i)$
- (2) 第 i 節點在第 j 頻率的振幅  $Amplitude(i, j)$ 及相角  $phase(i, j)$

圖 3-1 為利用 ANSYS 所建立出來之模型，其中  $K_L$  為接腳彈簧元素， $K_S$  為懸邊彈簧元素， $K_{AIR}$  為音箱空氣彈簧元素， $f(t)$  為給激振力， $M_S$  為懸邊給質量， $M_{COIL}$  為音圈給質量。

### 3-2 模擬分析之參數

ANSYS 模型中質點元素、彈簧元素的各參數和模擬音圈激振的施力皆可由實驗取得。如表 4-2 為含音箱平面揚聲板揚聲器的參數值。由第四章介紹之含音箱阻抗量測實驗可求得參數值中的  $M_{ms}$ 、 $C_{ms}$ 、 $Q_{ts}$  及  $BL$  值。系統的  $\alpha$ -damping 可由  $Q_{ts}$  推導出， $\beta$ -damping 可由第四章介紹之阻尼量測實驗求得。

#### 3-2-1 材料常數的給定

本文使用之具複合材料加勁揚聲板由心層的巴沙木材料與面層的碳纖維材料組成，各材料常數如表 3-1 所示。

#### 3-2-2 質點元素的參數

質點元素方面，音圈、支承材料質量可在組裝前直接以電子秤量測，然後將揚聲板、音圈、支承材料的所有的質量加總再和參數值中的  $M_{ms}$  值作比較和驗證，實驗中量測加總的質量和  $M_{ms}$  的值是吻合的，其中  $M_{ms}$  值是揚聲器揚聲板系統之重量，因此可以確認所有的質點元素的參數值皆可給定。

### 3-2-3 彈簧元素的參數

彈簧元素方面，懸邊與接腳的彈簧給定可由 4-3-2 節的單體參數量測中 Cms 值計算出來。Cms 是指系統每牛頓施力產生的位移，故系統的等效彈簧彈性係數  $k=1/Cms$ ，而施加在揚聲板上的空氣 K 值要將音箱阻抗量測出的總 K 值扣除單體阻抗量測出的總 K 值(懸邊+接腳)。

### 3-2-4 激振力的給定

圖 3-2 為一個圓形激振器的剖面模型。當音圈通電後會受到電磁力(Lorentz force)而開始作上下運動。設音圈卷幅在磁場範圍中的總長度為 L，電流為 I，音圈會受到一個垂直磁場方向與電流方向的力量 F。激振器的磁路設計，即是在音圈卷幅的放置範圍內，提供一個橫方向近似均勻的磁場。其推力的關係式如下：

$$\vec{F} = \int (\vec{I} \times \vec{B}) d\ell \quad (4-1)$$

其中 B 為磁通密度，單位為 T (Tesla)；電流 I 的單位為 A(安培)；力量 F 的單位為 N(牛頓)。因所需的推力方向固定，所以式(5-1)可以簡化為純量關係式：

$$F = BLI \quad (4-2)$$

F 即為揚聲系統的激振力，其中 BL 值可由量測取得，且由於線圈阻抗 R 為已知，而本文量測聲壓時使用標準的量測功率為一瓦，再由  $W=I^2 R$ (其中 W 為功率，I 為電流)即可計算出 I 值，即確定了分析中所需的激振力 F。

### 3-2-5 阻尼比的給定

$\alpha$ -damping 的求得是依照本文 4-3-4 節音箱阻抗實驗方法求得  $Q_{ts}$ ，接著求系統阻尼比

$$\xi = \frac{1}{2 \times Q_{ts}} \quad (4-3)$$

而  $\beta$ -damping 的求得是依照本文 4-3-5 節實驗方法取了一個高頻的頻率來計算  $\beta$ -damping，並藉由 Bandwidth method 來計算各激振頻率之系統阻尼比。其中 Peak 為某一共振頻率相對應之振幅， $f_1$  及  $f_2$  為曲線和  $\frac{peak}{\sqrt{2}}$  值之交點所對應的頻率，求得共振頻率之阻尼比為：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (4-4)$$

再利用 Rayleigh damping 將頻率響應實驗計算得到的系統阻尼比，利用下式求得系統的  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping：

$$\xi = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta\omega}{2} \quad (4-5)$$

觀察上式可以得知阻尼比並不是一個定值，而是會隨著頻率不同以及  $\alpha$ -damping、 $\beta$ -damping 而改變。

根據文獻[12]指出，改變  $\alpha$ -damping 對聲壓曲線造成的最大影響是  $f_0$  的部份，至於高頻部分幾乎沒什麼改變，而 LMS 所量測出的阻抗是在第一共振頻率附近的阻尼比。因此  $\alpha$ -damping 是利用 LMS 量測所得，接著在高頻區 10KHz 之後找一個明顯的突起並忽略  $\alpha$ -damping 的影響來計算  $\beta$ -damping。

### 3-3 聲壓的計算及應用

在 2-1 與 3-1 節可以得知在各頻率下單體揚聲器與低音管之振幅及相位角，將其代入本節所推導的聲壓公式，即可得到揚聲板在受外力於各頻率下激振即可依此繪出聲壓曲線。

對平面波而言，一維波動方程式為

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.6)$$

其中  $c$  為聲音之速度，在常溫  $24^\circ\text{C}$  時， $c=343\text{m/s}$ 。利用特徵曲線法(method of characteristics)可求得

$$p(x, t) = f_1(x - ct) + f_2(x + ct),$$

$f_1, f_2$  為任意函數，對於諧波聲場，可直接求解

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{p} = 0 \quad (3.7)$$

令  $k = \omega/c$ ，為波數(wave number)，可求得

$$\tilde{p}(x) = \tilde{A}e^{-ikx} + \tilde{B}e^{ikx} \quad (3.8)$$

還原成時間域的表示法

$$p(x, t) = \tilde{A}e^{i(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{i(\omega t + kx)} \quad (3.9)$$

其中  $\tilde{A}, \tilde{B}$  為未定複數，對於點聲源而言，3-D 波動方程式在球面座標(spherical coordinate)為

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.10)$$

因為點聲源是一個完全對稱的聲源，所以我們可以預期它所產生的聲場應該不會有方向性，所以可忽略與角度相關的項，所以(3.10)式可以簡化成

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.11)$$

其中  $r$  為點聲源距量測點的距離

上式可改寫成

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

故

$$\frac{\partial^2 (rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rp)}{\partial t^2} \quad (3.12)$$

觀察(3.12)式的形式，可以發現它的形式和前面的一維波動方程式是一樣的，所以其解為

$$rp = f_1(r - ct) + f_2(r + ct)$$

所以

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) + \frac{1}{r} f_2(r + ct) \quad (3.13)$$

而一個點聲源只會發出外傳波(outgoing wave)，

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) \quad (3.14)$$

對於簡諧球面波(harmonic spherical wave)而言

$$p(r, t) = \frac{\bar{A}}{r} e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.15)$$

對面積為  $\delta s$  的微小振動板而言，距離振動板  $r$  的聲壓可由

Rayleigh's first integral 計算出來，積分形式如下

$$p(r, t) = \left( \frac{i\omega \rho_{\text{air}} u_d \delta s}{2\pi r} \right) e^{[i(\omega t - kr)]} \quad (3.16)$$

對一塊振動板而言，聲壓

$$p(r, t) = \frac{i\omega \rho_{\text{air}}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_s \frac{u_d(r, t) e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.17)$$

$$\text{設 } A_d(r, t) = A e^{i(\omega t - kr)}$$

$$\text{則 } u_d(r, t) = i\omega A e^{i(\omega t - kr)} = i\omega A_d(r, t)$$

所以

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_s \frac{A_d(r, t) e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.18)$$

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i A_d(r_i, t) \times e^{i(\omega t - kr_i)} \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.19)$$

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i (A_d(r_i, t) \times \cos(\omega t - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.20)$$

假設聲源的力是簡諧激振的模式，並且其簡諧激振響應的解採用穩態解。並考慮聲音接收處是位於垂直中心點  $r$  處，接收時間考慮使用的頻率區間，3.21 式為第三章有限元素分析單體揚聲器所使用

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i A(x_i, y_i) \times e^{j(\theta_i - kr_i)} \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.21)$$

其中  $p(r, t)$  為量測點與振動板中心距離  $r$  處的聲壓， $\rho_{\text{air}}$  為空氣密度， $A(x_i, y_i)$  為振動板表面元素之振幅大小， $\omega$  為當時之激振頻率， $\theta_i$  為板子當時之相位角， $r_i$  為量測點與振動板表面元素  $\Delta S$  之距離，如圖 3-3 所示， $k$  為波數 ( $\omega/c$ )， $j = \sqrt{-1}$ 。

其中振幅  $A(x_i, y_i)$ 、相角  $\theta_i$ 、距離  $r_i$  的結果可由 ANSYS 進行網格分割時，由節點取得上述的資料。3.21 式的聲壓方程式中， $\Delta S$  表示揚聲板分割成形狀面積大小相似的四節點板元素，表示板子上任一個節點所包圍的微小面積。將前述所得的每一個節點振幅相角與每一個節點之距離代入 3.21 式中，利用 Fortran 語言撰寫程式將聲壓值做累加，即可得全板的均方根聲壓值。



而運用在第二章雙自由度振動聲壓公式為 3.22 式：

$$p(r, t)_i = \left( \frac{-\rho_{air} \omega^2}{2\pi} \right) |A_i| e^{j(\theta_i - kr_i)} \frac{S_i}{r_i} \quad i = 1, 2 \quad (3.22)$$

與 3.21 式不同的是，雙自由度振動聲壓是分別計算單體揚聲器與音管的聲壓，因此會有兩條  $p(r, t)$  式子，因為第二章振動分析是將單體揚聲器與音管內空氣視為剛體，所以是直接使用整塊面積  $S_i$  計算，並不會將揚聲板與音管分隔為許多小面積相加，其中  $p(r, t)_i$  為量測點與揚聲板中心或低音管中心距離  $r_i$  處的聲壓， $S_i$  為揚聲板面積或音管孔徑面積， $|A_i|$  為揚聲板或音管內空氣之振幅， $\theta_i$  為揚聲板與音管內空氣之相位角， $r_i$  為量測點與揚聲板中心與低音管出口之距離，其中  $|A_i|$ 、 $\theta_i$  可由 2-1 節振動理論求得。

實務上，量化聲音較常使用的尺度是分貝(decibel, dB)，其為一對數尺度(log scale)，採對數尺度主要原因是聲音的動態範圍非常大，同時人耳對音量的感覺也是比較接近對數尺度。

聲壓位準(Sound Pressure Level)

$$SPL = 20 \log \left( \frac{P_{rms}}{P_{ref}} \right) (dB) \quad (3.23)$$

$P_{rms}$  為量測點聲壓之均方根值為

$$P_{rms} = \left[ \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r, t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (3.24)$$

聲壓參考值  $P_{ref} = 2 \times 10^{-5} \text{ pa}$ ，一般在測量聲壓的儀器看到的聲壓曲線即為頻率響應曲線，縱軸為分貝(dB)，橫軸為激振頻率(Hz)。



## 第四章 音箱研製及系統參數量測

### 4-1 低音回復式音箱研製

首先製作本文所使用之單體揚聲器，接著針對所須音箱體積、音管長度與音管孔徑設計所需音箱。

製作步驟如下：

- (1) 製作一個平面揚聲器(圖 4-1)。
- (2) 將所選用壓克力板以切割機(圖 4-2)裁成我們所需的板子尺寸，總共 10 片。
- (3) 利用巴爾莎木板做出與音箱厚度相同的肋條(圖 4-3)，其主要目的為導引音箱內部空氣的流動與固定壓克力板減少音箱的板振動。
- (4) 將步驟(1)、(2)與步驟(3)所裁切出來的壓克力板與肋條依設計黏合組裝成一箱體。壓克力上的黏合一般以熱熔膠來進行黏合會比較穩固，在塗佈好熱熔膠進行黏合後，需等熱熔膠完全硬化後才能確定板子的黏合是完全穩固的；而肋條固定在箱體內是用 4 小時的 AB 膠才黏合。
- (5) 待熱熔膠與 4 小時 AB 膠完全結合後，將單體揚聲器裝入音箱中，低音回復形音箱的製作即大功告成(圖 4-4)。

### 4-2 揚聲器系統參數之量測

#### 4-2-1 阻抗量測

阻抗量測以 LINEARX 公司出的 LMS 系統。

##### 1. 基本設備

- (1) LMS 測試系統(內含寬頻雜訊產生器、聲壓頻譜分析)

(2) 桌上型電腦

## 2. 實驗步驟

(1) 將揚聲器連接系統輸出端。

(2) 軟體內部校正及外部校正，並將環境設定完成(如：測試頻寬、測試速度、解析度)。

(3) 進行阻抗量測

經過校正後，可量測出揚聲器系統的阻抗圖，圖中阻抗曲線第一個突起的頻率就是整個揚聲器系統的第一個自然頻率  $f_0$ 。

### 4-2-2 揚聲器系統參數量測

同阻抗量測試驗，量測出第一條同上未加質量時的阻抗曲線，再附加額外的質量黏在板子中央處，所附加的質量要讓附加質量後量測出的阻抗曲線的第一個突起頂峰頻率較第一條阻抗曲線的第一個突起頂峰的頻率值減少 20%~50%才可計算出準確的參數值，一般來說所附加的質量接近揚聲器振動板的質量即可在此範圍內。

量測出兩條阻抗曲線後，輸入振動板的面積和附加的質量即可由 LMS 計算出相關參數，圖 4-5 為參數量測之阻抗圖表，表 4-1 為單體揚聲器所量測出之阻抗參數表，由表中可知利用系統參數測量可量出系統電阻、系統柔度、單體第一共振頻率、系統質量與系統總阻尼係數，將上述參數代入第三章中，求解中高頻聲傳行為。

### 4-3 音箱系統參數量測

#### 4-3-1 音箱聲壓量測實驗

聲壓量測以 LINEARX 公司出的 LMS 聲壓測試系統。設備介紹如下：

- (1) LMS 聲壓測試系統(內含寬頻雜訊產生器、聲壓頻譜分析)
- (2) 桌上型電腦
- (3) 訊號放大器(Amplifier)
- (4) 麥克風

圖 4-6 為聲壓量測示意圖。

實際量測聲壓時室溫為 24°C，圖 4-7 為實際量測聲壓圖，而實驗步驟如下：

- (1) 將音箱固定於虎鉗上。
- (2) 軟體內部校正及外部校正，並將環境設定完成(如：測試頻寬、測試速度、解析度)。
- (3) 麥克風放置在離單體揚聲器中心十公分外之同一高度腳架上。
- (4) 待一切準備就緒，啟動電腦發出訊號，由麥克風接收聲壓訊號，傳回電腦。
- (5) 將曲線平滑處理，平滑的參數是 1/3(Octave width to smooth by 0.3333)，即可得出頻率響應之聲壓曲線圖。

#### 4-3-2 音箱系統參數量測

同揚聲器阻抗量測試驗，跟純單體揚聲器的量測方法一樣，附加額外的質量黏在揚聲器板子中央處，量測出兩條阻抗曲線後，輸入振動板的面積和附加的質量即可由 LMS 計算出相關參數，如表 4-2，由表 4-1 與表 4-2 比較發現加音箱後在單體  $f_0$  頻率會變高，系統柔度

變小，也就是系統勁度變大，而單體  $f_0$  頻率變高與系統勁度變大的原因為加音箱後箱體內空氣反覆被揚聲板壓縮，造成施加於揚聲板上的壓力也相對增大，而  $Q_{ts}$  的改變造成單體揚聲器中低頻時的阻尼改變，在本文第 5 章將會深入探討加音箱後對單體揚聲器聲傳之影響。

### 4-3-3 阻尼量測實驗

本實驗使用 B&K 的 PULSE 頻譜分析儀和雷射測速儀進行揚聲板之頻率-響應量測，並藉由 Bandwidth method 來計算各激振頻率之系統阻尼比。

#### 1. 基本設備

- (1) PULSE 信號收集及處理器
- (2) PULSE 軟體
- (3) Polytec OFV350 雷射測速儀
- (4) Polytec OFV2500 測速儀控制器
- (5) 個人電腦
- (6) 組裝好之平面揚聲器

將儀器如圖 4-8 所示架設。

#### 2. 實驗程序

- (1) 將待測之平面揚聲器放置在一固定台上。
- (2) 啟動 PULSE 程式，設定好量測頻寬、解析度、激發方式、訊號模擬方法等。
- (3) 先將 OFV2500 控制器接上 OFV350 雷射測速儀對平面揚聲器進行對焦，盡量使控制器接受訊號強度達到最大，再將 PULSE 訊號分析儀之訊號(輸出電壓)經電纜線接到激振器上。
- (4) 驅動激振器，並將傳回的訊號分析處理，由於所傳回之訊號為揚聲板之速度，需要將訊號對時間做一次積分以便得到揚

聲板的位移響應。

(5) 利用 Bandwidth method 處理揚聲板之位移響應，以得到某自然頻率之阻尼比。



## 第五章 理論與實驗驗證

本章節將前幾章理論與實驗做比對，驗證本文分析方法之正確性，其中將分別對低頻及中高頻聲壓驗證，在驗證前首先將純單體與加音箱之聲壓曲線做比較，圖 5-1 為純單體與加音箱後實驗聲壓比對，我們發現加音箱後在 65~70Hz 中間多一個共振頻率，這個 peak 就是低音管所發出的聲壓，接著我們也發現單體的共振頻率也因為音箱內部壓力造成感度提高頻率也往高頻的方向移動，中高頻部分加音箱後中音谷會比純單體平緩一些，了解加音箱後對聲傳的影響，接著就要進行分析與實驗之驗證。

### 5-1 低頻理論分析與實驗驗證

本節將對第二章音箱振動理論分析驗證，首先對共振頻率先做驗證，也與文獻中 Helmholtz Resonance 方法比較，表 5-2 為實驗與理論與 Helmholtz Resonance 比較，而驗證的音箱單體與音箱參數為表 4-1 與 5-1。由表 5-2 得知實驗量測出低音管  $f_0$  與單體  $f_0$  分別為 70Hz 與 216.5Hz，而 Helmholtz Resonance 所算出的低音管  $f_0$  為 153Hz，因此我們知道 Helmholtz Resonance 不能使用在含有單體揚聲器的條件下，只能用在一個自由度的情形下。而將實驗值與本文分析方法比對，發現在低音管  $f_0$  會相差 15Hz 而在單體  $f_0$  是吻合的，因此本文將音箱系統用雙自由度振動系統模擬比 Helmholtz Resonance 的方法準確很多，而在低音管  $f_0$  會有誤差的原因為本文分析是將箱體內空氣視為彈性支撐，而因為空氣的可壓縮性、箱體的板共振與洩漏等因素，造成實際推動音管空氣的壓力會比分析值小，而  $k$  值越大則  $f_0$  就會越高，因此分析的低音管  $f_0$  比實驗值高 15Hz。因此本文利用修正因子對理論  $K$  值修正，主要針對 2.9 式中的  $K_{22}$  修正，因為只有改變  $K_{22}$



的情況下才不會影響本來已經準確的單體  $f_0$ ，結果發現當  $K_{22}$  乘上 0.645 後，在低音管與單體的  $f_0$  都與實驗吻合(如表 5-2)。

驗證完共振頻率，接著就要驗證低頻時的聲壓曲線，圖 5-2 為表 4-1 與 5-1 參數下的理論與實驗聲壓曲線比較圖，我們發現在  $K_{22}$  乘上 0.645 後，不管是頻率還是感度，單體或低音管的  $f_0$  實驗與理論都很吻合。

### 5-1-1 $K_{22}$ 修正因子與音箱參數之關係

首先我們改變音管長度將原本 10cm 的音管改成 8cm，不改變  $K_{22}$  的值分析，圖 5-3 為改變音管長度的分析與實驗比對，我們發現在兩個  $f_0$  的感度與頻率都相當吻合，因此我們可以確定改變音管長度時利用本文振動模型分析是不需要改變  $K_{22}$  就可以分析的。

接著我們改變音管孔徑將原本  $1.35 \times 1.5 \text{ cm}^2$  改成  $1.5 \times 1.5 \text{ cm}^2$ ，一樣不改變  $K_{22}$  的值分析，圖 5-4 為改變音管孔徑的分析與實驗比對，我們發現改變音管孔徑與改變音管長度的結果一樣，在兩個  $f_0$  的感度與頻率都相當吻合，因此我們可以也確定改變音管孔徑時利用本文振動模型分析是不需要改變  $K_{22}$  的大小。

最後我們改變音箱體積，將原本  $2.58 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  音箱體積改為  $2.82 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  (圖 5-5)，一樣不改變  $K_{22}$  的值分析，圖 5-6 為將音箱體積改為  $2.82 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  的分析與實驗比對，我們發現改變音箱體積後音管  $f_0$  的頻率位置分析比實驗值大，因此我們發現在改變音箱體積時需要在  $K_{22}$  乘上一個修正因子才能在兩個  $f_0$  的感度及頻率可以吻合，而圖 5-7 就是在  $K_{22}$  乘上 0.616 後，音箱體積  $2.82 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  實驗與理論的比對，最後發現改變音箱體積需要在  $K_{22}$  乘上修正因子後，理論與實驗才能吻合。

### 5-1-2 $K_{22}$ 修正因子與音箱體積之關係

最後我們找出  $K_{22}$  修正因子的規律性，我們試著多做幾組不同音箱體積的實驗，觀察改變音箱大小時  $K_{22}$  的趨勢，我們將圖 4.4 的音箱做不同體積改變，圖 5-8 為音箱體積  $2.14 \times 10^{-4} \text{m}^3$  音箱圖，圖 5-9 為利用不同尺寸與參數的揚聲器與音箱體積  $1.42 \times 10^{-4} \text{m}^3$  的音箱圖，而圖 5-10 及圖 5-11 即為這兩種音箱體積改變  $K_{22}$  後理論與聲壓的比較，這二種不同音箱分析所乘的  $K_{22}$  修正因子分別為 0.7 及 0.81，圖 5-12 為這四個不同音箱體積與  $K_{22}$  修正因子之關係圖，這四點可由一線性公式所表示： $y = -1386x + 1.003$ 。

接著繼續驗證其他音箱體積，利用此線性公式推出其他音箱體積的  $K_{22}$  修正因子數值，圖 5-13 為音箱體積  $3.03 \times 10^{-4} \text{m}^3$  圖，由線性公式所推出的  $K_{22}$  修正因子為 0.583，而由實驗與理論聲壓曲線比對(圖 5-14)，實際的  $K_{22}$  修正因子需要為 0.59，誤差為 1.2%，在合理範圍內，而圖 5-15 為音箱體積  $9.24 \times 10^{-5} \text{m}^3$  實體圖，由線性公式所推出的  $K_{22}$  修正因子為 0.874，而由實驗與理論聲壓曲線比對(圖 5-16)，實際的  $K_{22}$  修正因子需要為 0.91，誤差為 3.9%，也是在合理的範圍內，圖 5-17 為這六個音箱體積與  $K_{22}$  修正因子之關係圖，由這六點連接可以得到一個新的線性公式： $y = -1493x + 1.033$ 。

最後驗證兩個不同音箱體積，圖 5-18 為音箱體積  $5.04 \times 10^{-5} \text{m}^3$  圖，由新的線性公式所算出的  $K_{22}$  修正因子為 0.958，而由實驗與理論聲壓曲線比對(圖 5-19)，實際的  $K_{22}$  修正因子需要為 0.956，誤差為 0.2%，也是在合理範圍內，圖 5-20 為音箱體積  $3.34 \times 10^{-4} \text{m}^3$  圖，由新的線性公式所算出的  $K_{22}$  修正因子為 0.534，而由實驗與理論聲壓曲線比對(圖 5-21)，實際的  $K_{22}$  修正因子需要為 0.565，誤差為 5.5%，也是在合理範圍內，圖 5-22 為這八個不同體積大小與  $K_{22}$  修正因子之關係



圖，其中線性公式所推出的  $K_{22}$  修正因子與實驗的誤差都在很合理的範圍內，因此利用此種方法可以準確的預測不同音箱體積的聲傳行為。

由圖 5-22 發現，當音箱體積越小， $K_{22}$  修正因子修正較少，其原因為當音箱體積越小，受到箱體板共振與洩漏等問題影響較小，音箱內部空氣就越趨近於彈性支撐的作用；反之音箱體積越大，實際受到箱體板共振與洩漏等因素影響較大，因此需要修正較多的修正因子，而  $K_{22}$  修正因子與音箱體積兩者之間的關係可以用一條線性公式表示： $y = -1438x + 1.025$ ，其中  $y$  為  $K_{22}$  修正因子， $x$  為音箱體積，有了這條線性方程式，我們就可以分析不管是改變音管長度或孔徑，以及在驗證範圍內音箱體積，都可以利用本文振動理論分析聲壓曲線。

由多組實驗與理論驗證，如果不將  $K_{22}$  修正因子加入至振動模型中，適用的音箱體積範圍大約在  $1.738 \times 10^{-5} \text{m}^3$  到  $4.5 \times 10^{-5} \text{m}^3$  的範圍內。

### 5-1-3 雙自由度振動探討揚聲器與低音管之關係

在前兩小節驗證完低頻聲壓曲線正確性後，我們就要利用雙自由度振動探討在各頻率低音管的振幅及相角與單體的振幅及相角之間的關聯性。

而本節驗證的音箱為圖 4-4 之音箱，而其揚聲器參數與音箱參數為表 4-1 與表 5-1，由 5-1 節驗證完理論正確性後，接著就要探討含音箱後單體揚聲器與低音管之間之關係，表 5-4 為本文選出的幾個頻率下，單體揚聲器與低音管振幅及相角之比較，在低音管  $f_0$  的頻率位置(70Hz)我們發現低音管的振幅比單體揚聲器振幅大非常多，但是在相角部分兩者相差了快 170 度，也就是幾乎是相反相位的關係，因

此兩者的聲壓是要互相扣除的，但是因為低音管的振幅比單體揚聲器的振幅大很多，所以對低音管聲壓影響不是很大，但如果可以利用不同的音箱參數調整讓兩者的相角接近同相位，那兩者的聲壓就可以互相加總，達到更好的低頻聲壓；在單體  $f_0$  的頻率位置(210Hz)，兩者的相位相差 37 度，也就是接近同相位的關係，所以聲壓部分是將兩者相加，因此在加音箱後單體  $f_0$  的頻率位置的聲壓才會比原本只有純單體的  $f_0$  聲壓高；而在後面 1000Hz、5000 Hz 與 15000 Hz 頻率位置，我們發現反而是單體揚聲器的振幅比低音管的振幅大，而且頻率越高相差的越多，因此由這部分的比較我們可以知道在中高頻部分，低音管的聲壓幾乎是可以忽略不考慮的，因此在下一節的中高頻分析，本文只考慮純單體揚聲器的模型建立。

## 5-2 中高頻分析與實驗驗證

圖 5-1 為純單體與加音箱後實驗聲壓比對，我們發現加了音箱後對中高頻的聲壓影響並不大，主要影響的地方是單體  $f_0$  與中音谷部分，因此主要的聲壓是以單體揚聲器所發出，而 5-1-3 節中也驗證出在中高頻部分低音管是沒有太大的影響的，因此中高頻的聲壓分析 ANSYS 有限元素模型只針對單體揚聲器的建立，首先驗證純單體的分析是否準確，再進一步分析含音箱的驗證，利用 LMS 量測單體揚聲器阻抗參數(如表 4-1)，接著利用 ANSYS 有限元素分析聲壓曲線，圖 5-23 為純單體揚聲器 ANSYS 有限元素模型，圖 5-24 為純單體理論與實驗比對，圖 5-24 發現在  $f_0$  以及中音谷的地方都有吻合的結果，在高頻部分理論分析與實驗有著相似的趨勢。因此我們可以確定 ANSYS 模型建立正確。

驗證完純單體揚聲器聲壓後，接著就繼續分析含音箱的單體模擬分析，首先量測含音箱的單體揚聲器阻抗參數，而中高頻驗證音箱為

圖 5-13 體積為  $3.03 \times 10^{-4} \text{m}^3$ 、音管長度 10cm 與音管孔徑為  $1.35 \times 1.5 \text{cm}^2$  的音箱，表 4-2 為含音箱阻抗所量之參數表。

量測並了解到含音箱單體揚聲器的參數後，我們也利用 ANSYS 模型模擬，圖 3-1 為含音箱單體揚聲器元素模型，與純單體揚聲器元素模型不同的地方是增加了一個均勻分布於揚聲板的 K 值( $K_{\text{AIR}}$ )，而此 k 值是將含音箱所量測出的 k 值扣除純單體所量測出的 k 值所求得，為  $4615 - 1647 = 2968 \text{N/M}$ ，圖 5-25 為含音箱單體分析與實驗比對。

從純單體與加音箱阻抗參數比較(表 5-3)，我們發現主要改變的地方是 cms、Qts 與  $f_0$ ，cms 為系統 k 值的倒數，原本純單體的 k 值從  $1647 \text{ N/M}$  提升到  $4615 \text{ N/M}$ ；Qts 從原本 1.283 提升到 1.832， $f_0$  從原本 127.6HZ 變成 211.6HZ，而 Qts 與  $f_0$  的改變相對就會影響系統的  $\alpha$ -damping，而  $\alpha$ -damping 從原本的 290 提升到 362，圖 5-26 為純單體與含音箱分析比較，圖中發現因為 k 值得增加造成單體  $f_0$  感度提高頻率也往高頻移動，而  $\alpha$ -damping 變大造成中音谷的部分比較平緩，驗證增加音箱體積後中音谷會較平緩的趨勢，圖 5-27 為加音箱低頻到高頻分析與實驗比對。

## 第六章 音箱參數對聲傳影響討論

一般單體揚聲器揚聲時，正面之音會受背面之音所干擾，因此衍生出音箱，但是音箱不只是一要遮斷前後音的干擾，在音箱內加裝音管也會產生出額外的低音效果，而本章節將針對音箱體積、音管長度與音管孔徑對音箱系統聲傳影響探討，再經由這些結果制定出音箱設計準則，提供之後音箱設計的參考。

### 6-1 音箱體積對聲傳影響

首先針對兩個不同體積的音箱，其中一個與圖 3.4 相同體積  $2.58 \times 10^{-4} \text{m}^3$  的音箱，另外一個為音箱體積  $3.03 \times 10^{-4} \text{m}^3$  (圖 5.8)，其他參數都完全相同，圖 6.1 為 LMS 所量測出的聲壓曲線圖，在低頻方面我們發現當音箱體積越大(深藍色)時音管的  $f_0$  頻率與感度都會較低，經由探討發現原因為，音管的聲壓主要是由揚聲器推動音箱內的空氣間接推動音管內空氣而發出，而音箱體積越大在相同單體揚聲器推動力下空氣填滿音箱的時間就要越長，因此推動的空氣要達到音管的時間增加，所以音管內的氣流擺動頻率變慢，而造成音管  $f_0$  頻率變低，而因為音箱體積的加大，造成推動音管的壓力相對減小，而音管的聲壓感度也會下降；而音箱體積越大單體揚聲器的  $f_0$  頻率與感度也會因為箱內反壓變小而較低；而在中高頻方面當音箱體積越小(紅色)時，中音谷會比較平緩，經由第五章分析發現原因中低頻阻尼的變大，而使中音谷聲壓落差減小的減少。

### 6-2 音管長度對聲傳影響

首先一樣針對兩個不同音管長度的音箱，其中一個為音管長度 10cm 的音箱，接著將此音箱的音管長度改為 8cm，圖 6.2 為不同音

管長度比較圖，其他參數都不改變，圖 6.3 為 LMS 所量測出的聲壓曲線圖，在低頻方面我們發現當改變音管長度時對音管的  $f_0$  影響很大，但是對單體聲傳的影響沒有比改變音箱體積大，當音管長度越長(綠色)時低音管  $f_0$  頻率與感度會較低，經由探討發現原因為，當低音管長度增長，低音管內空氣體積就變大，而空氣質量也會變大，質量越重  $f_0$  的頻率與感度就越低；在中高頻部分發現改變音管長度對聲壓曲線沒有太大的影響，其原因是中高頻聲壓主要是由單體揚聲器所發出，而音箱會影響單體揚聲器揚聲行為的因素為箱體內壓力，而改變音管長度對音箱體積內的壓力沒有太大影響，所以改變音管長度並不會影響中高頻之聲壓。

### 6-3 音管孔徑對低頻聲傳影響

最後一樣針對兩個不同音管孔徑的音箱，其中一個為音管孔徑  $1.35 \times 1.5 \text{ cm}^2$ ，接著將音管孔徑改為  $1.5 \times 1.5 \text{ cm}^2$ ，其他參數都不改變，圖 6.4 為不同音管孔徑比較圖，圖 6.5 為 LMS 所量測出的聲壓曲線圖，在低頻部分我們發現改變音管孔徑效果與改變音管長度效果非常類似，對音管  $f_0$  影響較大但是對單體揚聲器  $f_0$  影響較小，當音管孔徑越大(紫色)時低音管的  $f_0$  頻率會較高而且感度也會較高，原因是音箱主要是因為箱體內與箱體外的壓力差，經由箱體內空氣的傳遞，從低音管發出聲壓，而孔徑變大造成箱體內與箱體外空氣流動加快，而使箱體內空氣傳遞速度變快，因此頻率提高，而音管孔徑變大，代表音管揚聲面積增大，而聲壓感度與揚聲面積成正比，因此感度也會上升；中高頻部分我們發現改變音管孔徑與改變音管長度相同，對聲壓曲線沒有太大的影響。



## 6-4 制定音箱設計準則

由前三節內容我們發現不同的音箱參數配置對音箱聲傳有不同的影響，因此我們就要針對各種的音箱揚聲特性進行不同的設計，表 6.1 為不同音箱聲傳特性與音箱參數之關係表。

由表中我們發現當我們想要將低音管的  $f_0$  頻率低，就需要往大體積音箱、加長音管長度與縮小音管孔徑的方向設計；相反的當我們想要將低音管的  $f_0$  感度提升，就需要往小體積音箱、縮短音管長度與增大音管孔徑的方向設計；而當我們想要將單體  $f_0$  頻率低，就要將音箱體積加大；而想要將單體  $f_0$  感度提高，就要將音箱體積減小；最後如果想要將單體揚聲器中音谷平緩化，就要將音箱體積做的越小越好。由前面幾項設計準則，就可以針對各種音箱聲傳特性設計不同的音箱參數。



## 第七章 結論與未來研究方向

### 7-1 結論

一般揚聲器要有好的聲音品質需要有無限大的障板隔絕前後音的干擾，因此有了音箱的產生，加裝音箱後不只可以隔絕前後音的干擾，也可以加裝低音管增加低音效果。本文研究利用機械振動方式分析音箱聲傳行為，接著進一步探討加音箱後對聲傳的影響。

利用第二章振動公式分析低頻聲壓時，當改變音箱體積時必須改變振動公式中  $K_{22}$  項，其原因為本文分析是將箱體內空氣視為彈性支撐，而因為空氣的可壓縮性、箱體的板共振與洩漏等因素，造成實際推動音管空氣的壓力並不會像分析一樣大，而音箱體積與  $K_{22}$  修正因子的關係可由一個線性公式表示之： $y = -1438x + 1.025$ ，其中  $y$  為  $K_{22}$  修正因子， $x$  為音箱體積。有了這條線性方程式，我們就可以針對不同音管長度或孔徑，以及在本文驗證音箱體積範圍內的情況下進行低頻聲壓分析。利用雙自由度振動探討揚聲器與低音管之間的振幅及相角關係發現，在低音管  $f_0$  頻率位置，低音管空氣的振幅比揚聲器振動板振幅大很多，因此在低頻部份主要是由低音管聲壓所發出，而在中高頻部分，則是單體揚聲器振幅比低音管振幅大，所以在中高頻聲壓分析可以忽略低音管聲壓只計算揚聲器聲壓。而分析方法是在揚聲器模型上建立一個均勻分布於揚聲板上的  $K$  值，模擬音箱實際情況。

會改變音箱聲傳的影響有很多，本文主要針對音管長度、音管孔徑與音箱體積探討，結果發現改變音管長度對低音管  $f_0$  影響較大，對單體  $f_0$  及中高頻較無直接影響，當音管長度越長低音管的  $f_0$  感度及頻率就會越低；音管孔徑的影響與音管長度相似，對低音管  $f_0$  影響較大，對單體  $f_0$  與中高頻較無直接影響，當音管孔徑越大則音管



$f_0$  感度及頻率就會越高；而音箱體積對單體以及低音管的  $f_0$  都有很大的影響，當音箱體積越大，則音管  $f_0$  與單體  $f_0$  感度及頻率就會越低，而且音箱體積越小中音谷就會越平緩。

最後本文建立音箱設計準則可以針對各種音箱聲傳特性設計不同的音箱參數，做為日後有關音箱設計之參考。

## 7-2 未來研究方向

經由本篇的研究以及討論，已經了解音箱各個參數對聲傳的影響，以及利用振動分析與 ANSYS 模擬低頻到高頻音箱系統的聲傳表現，在未來研究方向主要分為兩個方向，設計部分利用本文音箱設計準則探討如何設計才能讓低音管的共振頻率有頻率低且高感度的表現；分析部分增大  $K_{22}$  修正因子與音箱體積關係之範圍，驗證本文線性公式是否可運用於其他音箱體積大小，以及改變音箱的幾何形狀，探討本文方法是否可利用於其他幾何形狀的音箱，最後驗證本文分析方法是否可利用於被動輻射型音箱。

## 参考文献

1. Small, R. H., “Direct Radiator Loudspeaker Systems-Analysis”, Journal of the Audio Engineering Society, vol. 20, pp. 383-395, 1972.
2. Small, R. H., “Closed-box loudspeaker systems-Part 1. Analysis”, Journal of the Audio Engineering Society, vol. 20, pp. 798-808, 1972.
3. Small, R. H., “Vented-box loudspeaker systems - 1. Small-Signal Analysis”, Journal of the Audio Engineering Society, vol. 21, pp. 363-372, 1973.
4. Small, R. H., “Passive-radiator loudspeaker systems-Part 1. Analysis”, Journal of the Audio Engineering Society, vol. 22, pp. 592-601, 1974.
5. Roozen, N. B., Bockholts, M., van Eck, P., and Hirschberg, A., “Vortex sound in bass-reflex ports of loudspeakers. Part I. Observation of response to harmonic excitation and remedial measures”, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 104, pp. 1914-1918, 1998.
6. Rao, S. S., “Mechanical Vibration”, 4<sup>th</sup> Edition, Pearson Education, pp. 381-409, 2004.
7. O'Connor, D. J., “A Finite Element Package for the Analysis of Sandwich Construction”, Compos. Struct., vol. 8, pp. 143-161, 1987.
8. Ghosh, A. K., and Biswal, K. C., “Free-Vibration Analysis of Stiffened Laminated Plates Using Higher-order Shear Deformation Theory”, Finite Elements in Analysis and Design, vol. 22, pp. 143-161, 1996.
9. Shindo, T., Yashima, O., And Suzuki, H., “Effect of Voice-Coil and Surround on Vibration and Sound Pressure Response of Loudspeaker Cones”, Journal of the Audio Engineering Society, vol. 28, pp. 31-51, 1997.
10. Hojan, E., Wojtczak, M., Niewiarowicz, M., “Computer Simulation of

- Spatial Characteristics of a Loudspeaker System”, *Applied Acoustics*, vol. 32, pp. 179-191, 1991.
11. Morse, P. M., and Ingrad, K.U., “Theoretical Acoustics”, McGraw-Hill, NY, 1968; rpt. Princeton University Press”, NJ, pp. 375-379, 1986.
12. 陳建勳， “揚聲平板之最佳設計參數研究”，國立交通大學機械工程研究所碩士論文，新竹市，2006。



表 3-1 揚聲器系統 ANSYS 模擬之材料常數

	巴沙木	碳纖維
E1(GPa)	3.7	138
E2(GPa)	0.055	7.5
G12(GPa)	0.05	4.5
G23(GPa)	0.0083	4.5/6
$\nu_{12}$	0.02	0.03
$\nu_{23}$	0.5	0.3
$\rho(\text{Kg/m}^3)$	130	1400

表 4-1 單體揚聲器阻抗參數表

Revc	4.600	Ohm
Fo	127.664	Hz
Cms	610.593u	M/N
Mms	2.545	g
BL	2.020	T
Qts	1.283	

表 4-2 含音箱阻抗參數表

Revc	4.600	Ohm
Fo	211.664	Hz
Cms	216.684u	M/N
Mms	2.622	g
BL	2.020	T
Qts	1.832	

表 5-1 音箱參數表

音箱體積	$2.58 \times 10^{-4} m^3$
音管長度	$10cm$
音管孔徑	$1.35cm \times 1.5cm$

表 5-2 理論與實驗共振頻率比較表

	低音管 $f_0$	單體 $f_0$
實驗	70Hz	216.5Hz
Helmholtz Resonance	153Hz	
本文分析方法	85Hz	215Hz
加入 $K_{22}$ 修正因子	69.4Hz	215Hz

表 5-3 純單體與加音箱參數比較表

	單體	加音箱單體
K 值	1637 N/m	4615N/m
$Q_{ts}$	1.38	1.832
$\xi$	0.362	0.273
$f_0$	127.664 Hz	211.16 Hz
$\alpha - damping$	290	362

表 5-3 各頻率下單體揚聲器與低音管振幅與相角之比較

頻率	單體振幅(m)	單體相角(度)	音管振幅(m)	音管相角(度)
70Hz	$9.8 \times 10^{-4}$	-76.6195	$1.3 \times 10^{-2}$	92.2608
210Hz	$3.16 \times 10^{-4}$	-99.9085	$1.9 \times 10^{-3}$	-63.6935
1000Hz	$7.91 \times 10^{-6}$	176.97	$1.798 \times 10^{-6}$	134.011
5000Hz	$3.071 \times 10^{-7}$	179.449	$1.144 \times 10^{-8}$	99.5593
15000Hz	$3.408 \times 10^{-8}$	179.817	$4.168 \times 10^{-10}$	93.2218

表 6-1 不同音箱聲傳特性與音箱參數之關係表

	音箱體積	音管長度	音管孔徑
低音管 $f_0$ 頻率低	大	長	小
低音管 $f_0$ 高感度	小	短	大
單體 $f_0$ 頻率低	大		
單體 $f_0$ 高感度	小		
中音谷平緩	小		

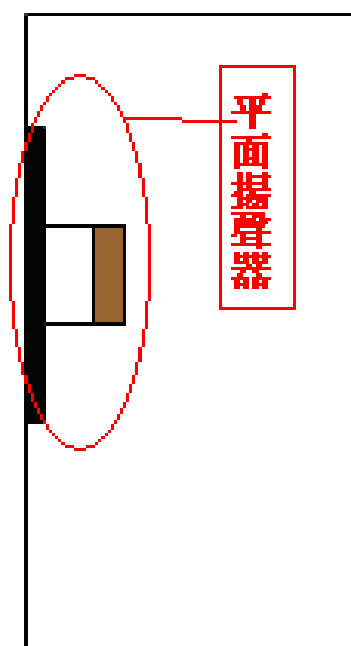


圖 1-1 密閉型音箱圖

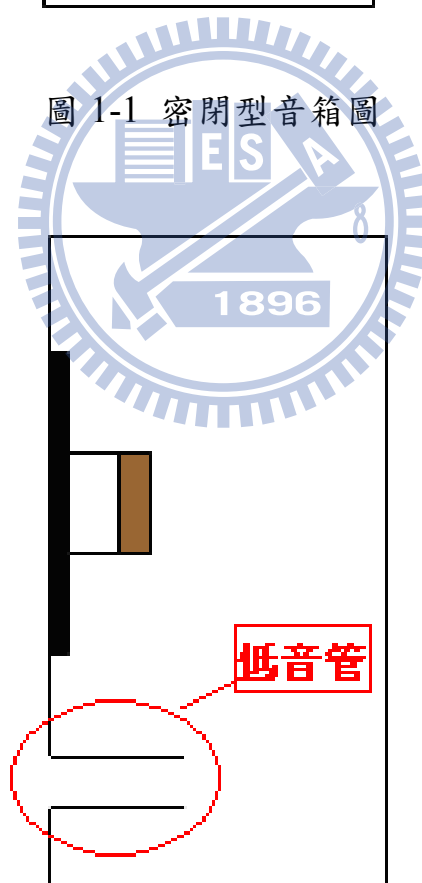


圖 1-2 低音回復型音箱圖



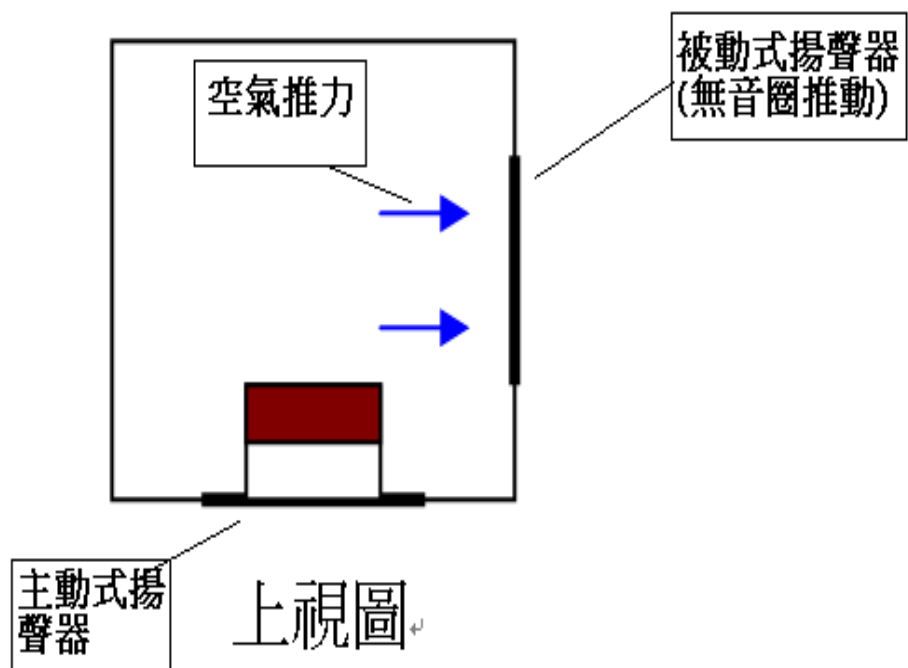


圖 1-3 被動幅射式音箱圖

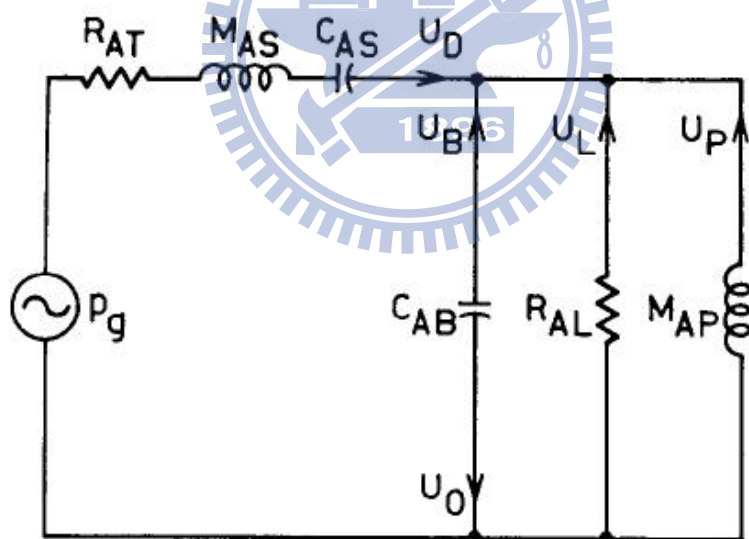


圖 1-4 音箱等效電路圖[3]

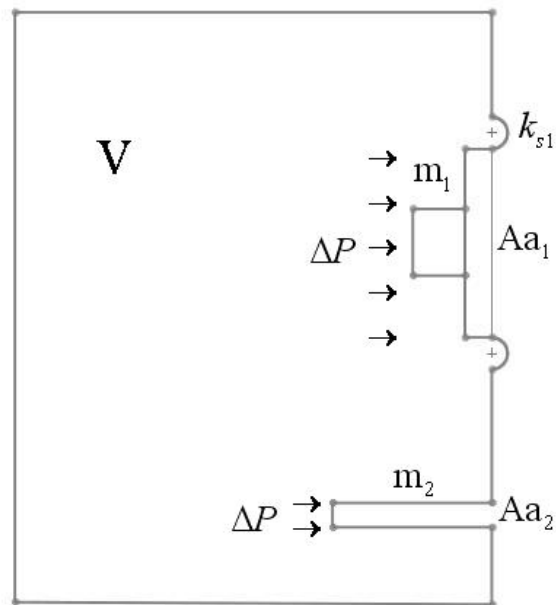


圖 2-1 低音回復式音箱示意圖

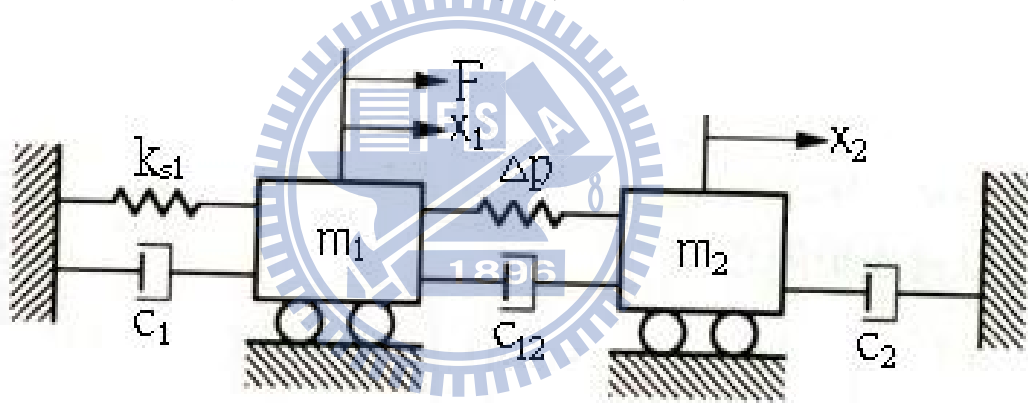


圖 2-2 雙自由度振動系統圖

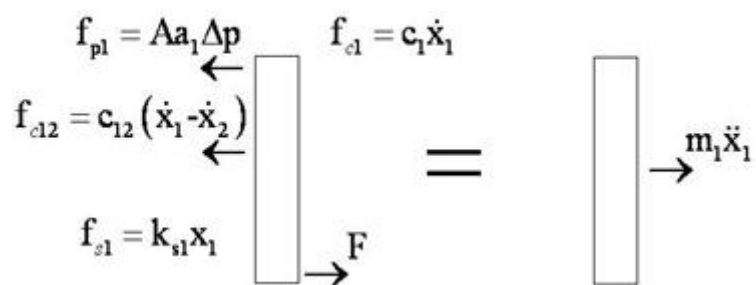


圖 2-3 單體揚聲器牛頓第二定律受力圖

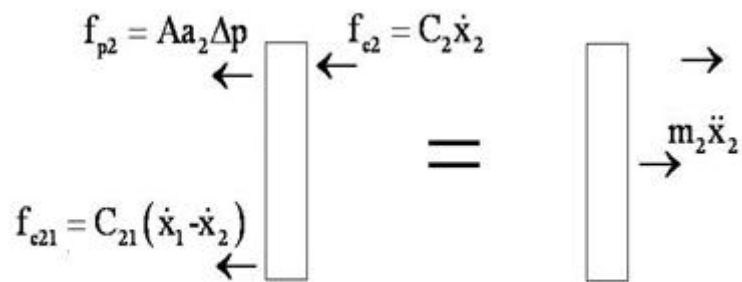


圖 2-4 音管牛頓第二定律受力圖

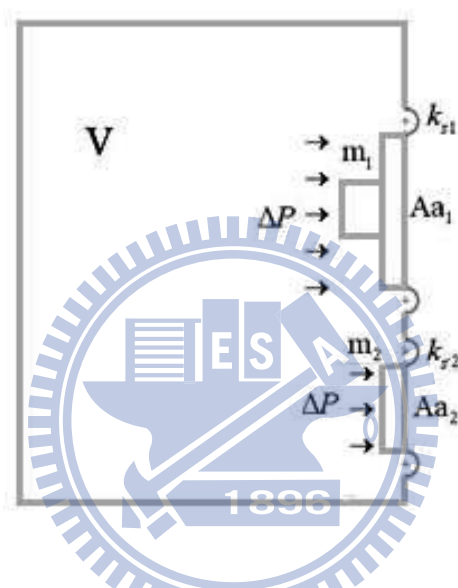


圖 2-5 被動輻射型音箱示意圖

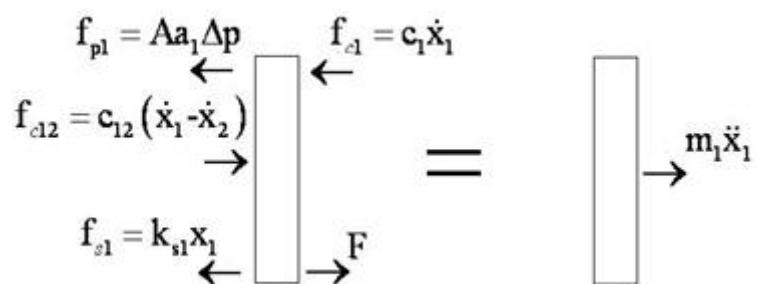


圖 2-6 主動單體揚聲器牛頓第二定律受力圖

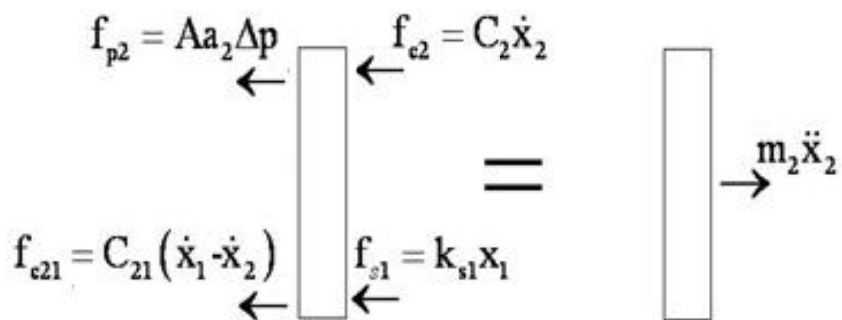


圖 2-7 被動揚聲器牛頓第二定律受力圖

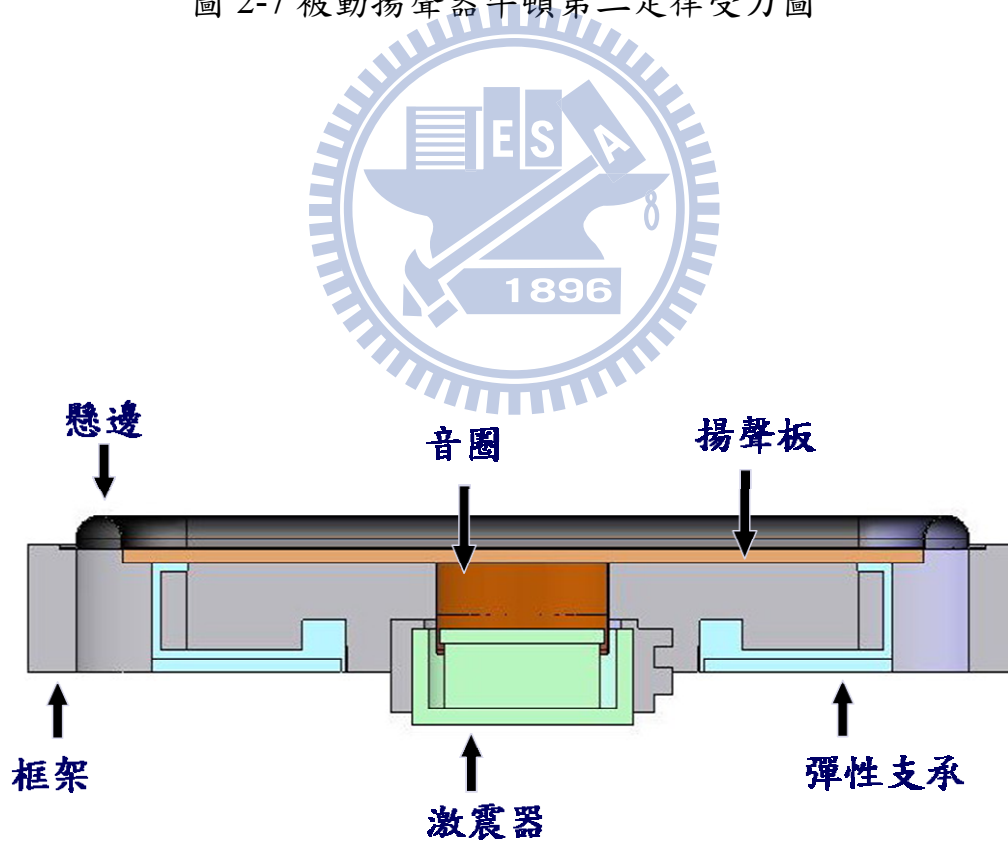


圖 2-8 揚聲器結構圖

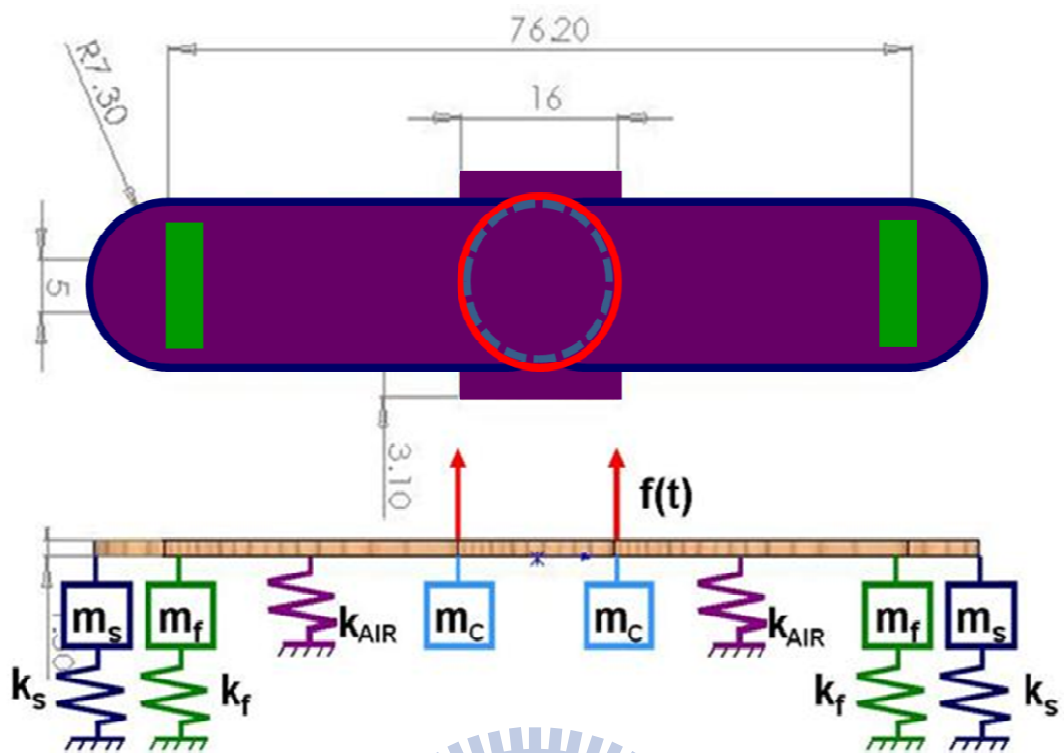


圖 2-9 含音箱單體揚聲器數學模型

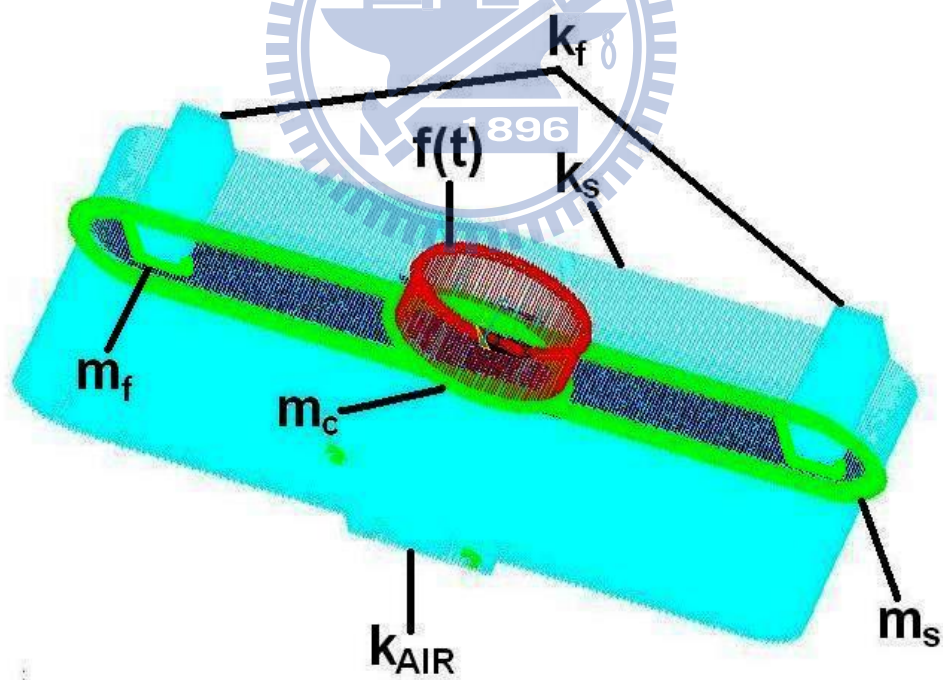


圖 3-1 含音箱 ANSYS 有限元素模型

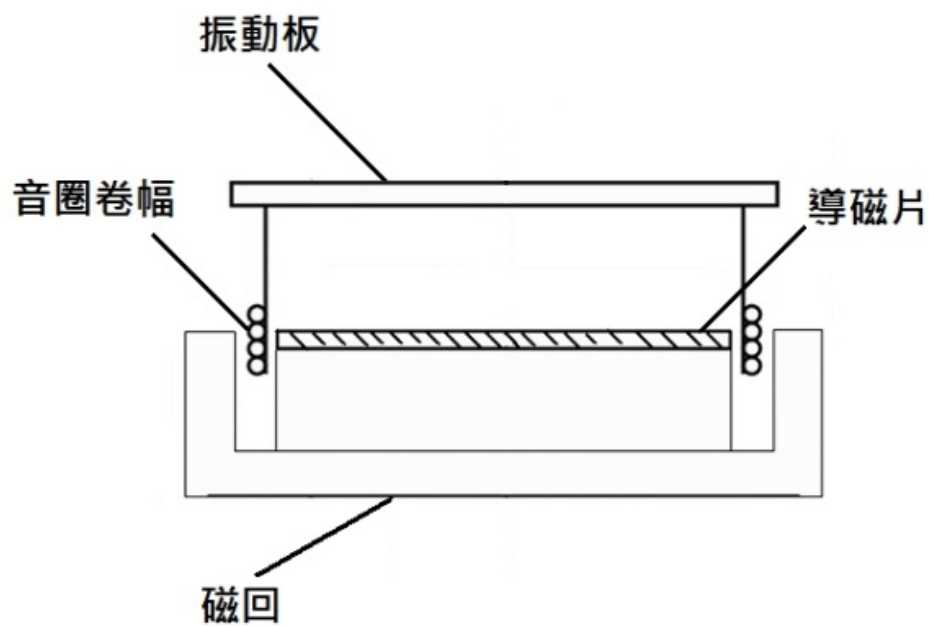


圖 3-2 內磁式激振器剖面圖

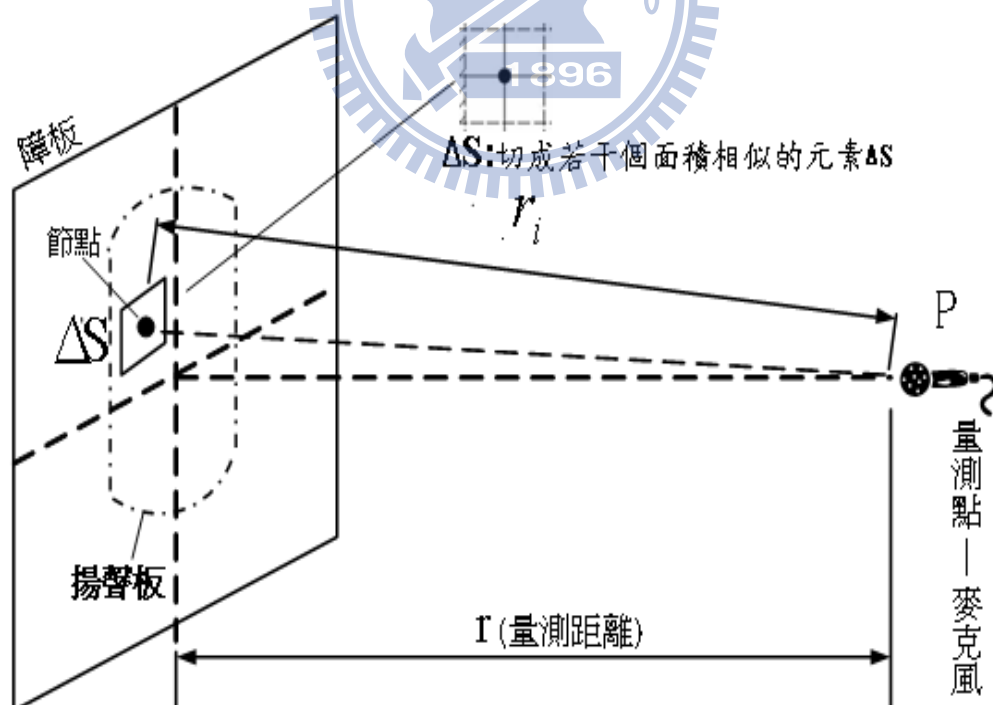


圖 3-3 揚聲板聲壓量測示意圖

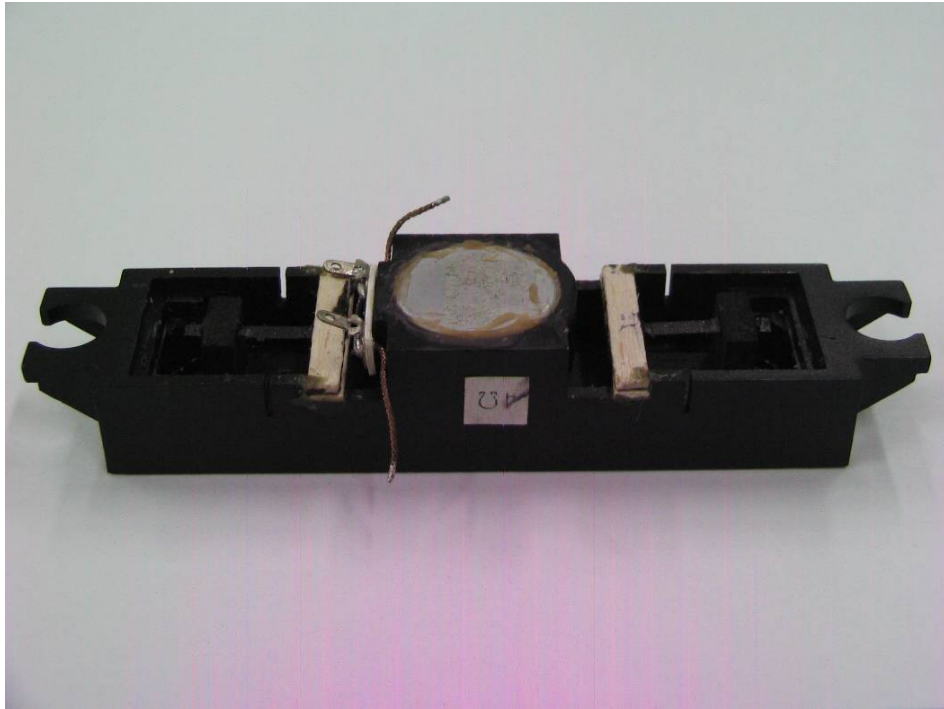


圖 4-1 組裝完成之平面揚聲器



圖 4-2 切割機





圖 4-3 音箱肋條

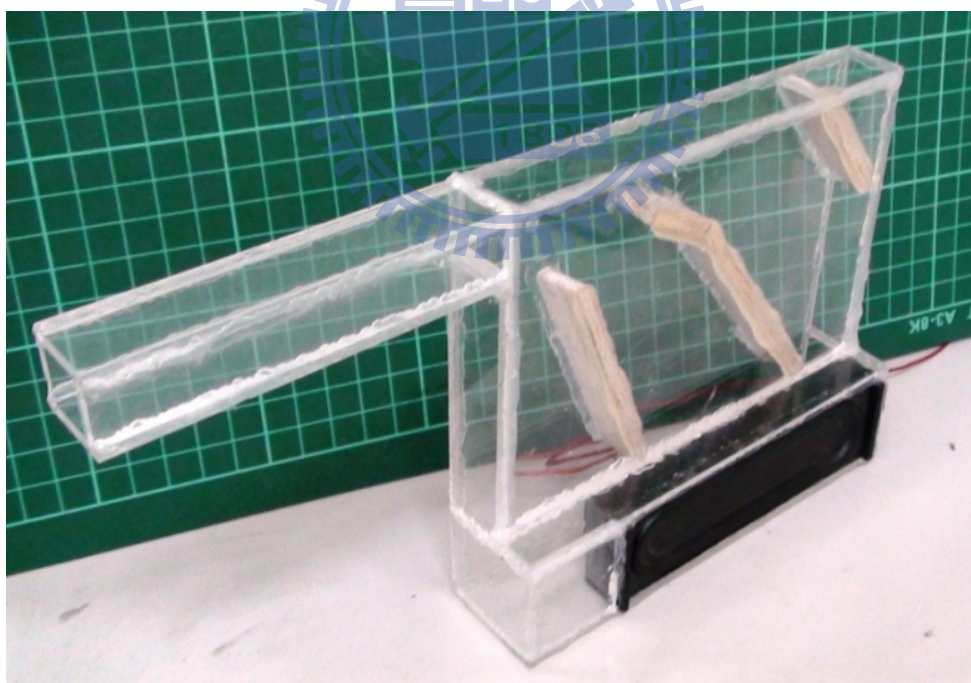


圖 4-4 低音回復式音箱完成圖

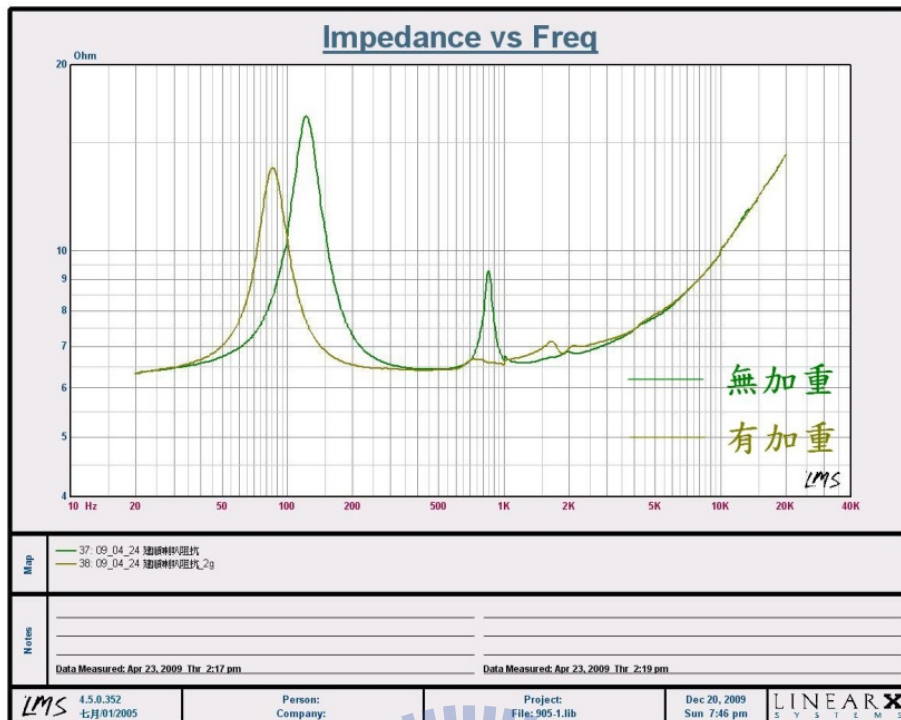


圖 4-5 單體揚聲器阻抗圖

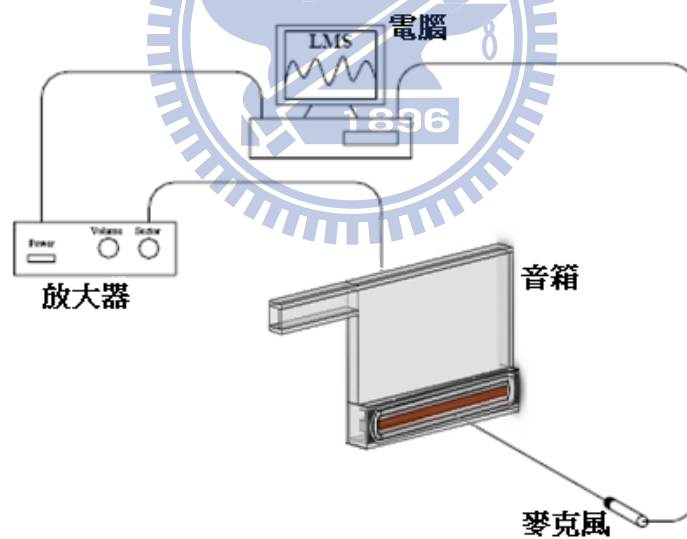


圖 4-6 聲壓量測示意圖

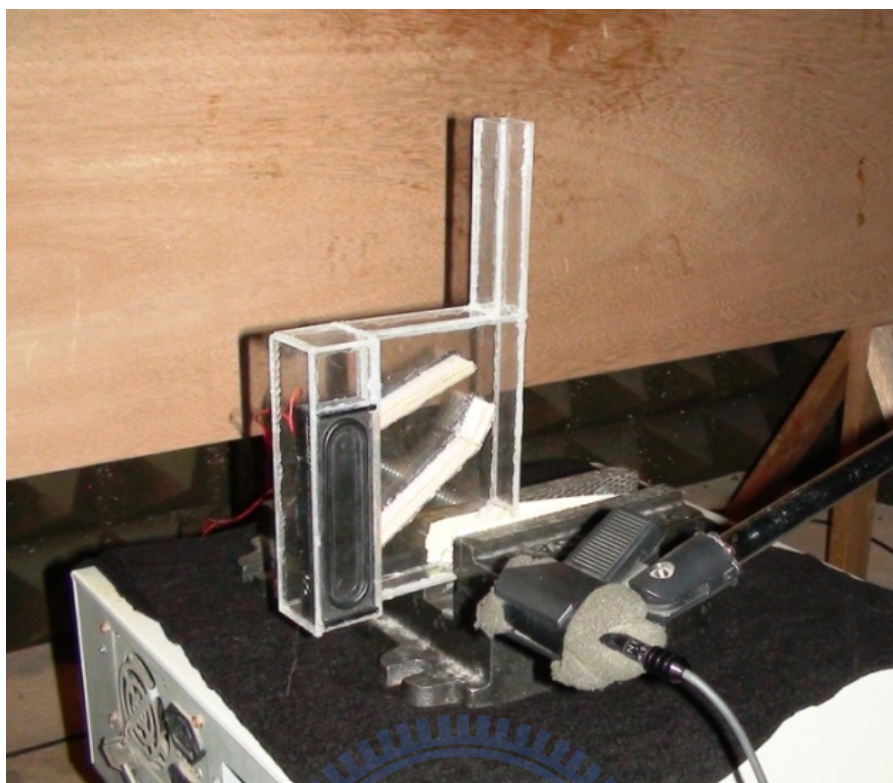


圖 4-7 音箱量測聲壓實驗圖



圖 4-8 阻尼量測實驗



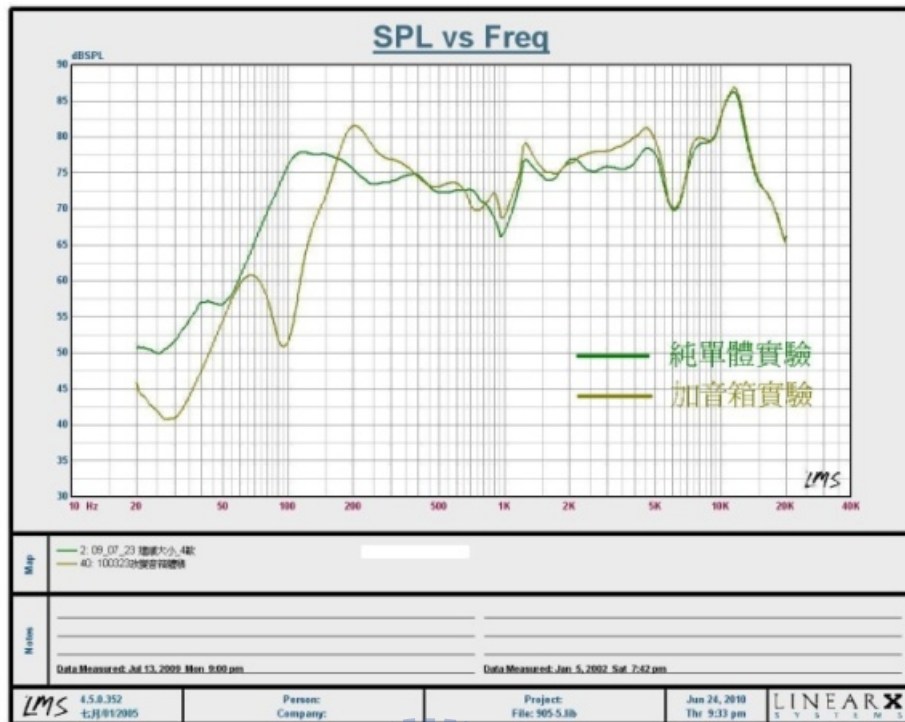


圖 5-1 純單體與加音箱實驗比對

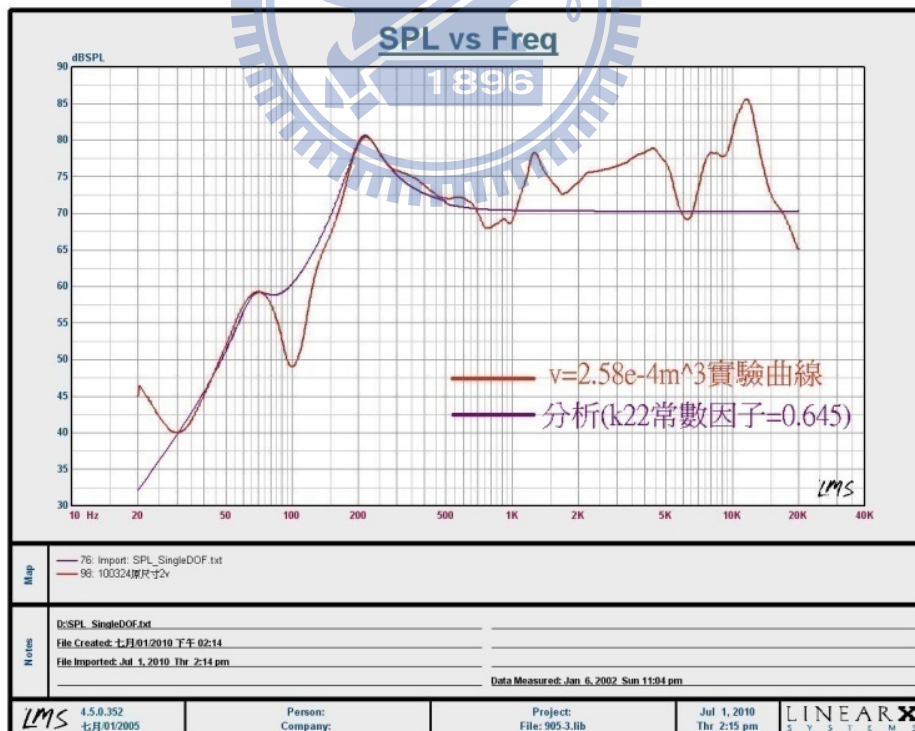


圖 5-2  $K_{22}$  修正因子為 0.645 體積  $2.58 \times 10^{-4} m^3$  實驗理論比對

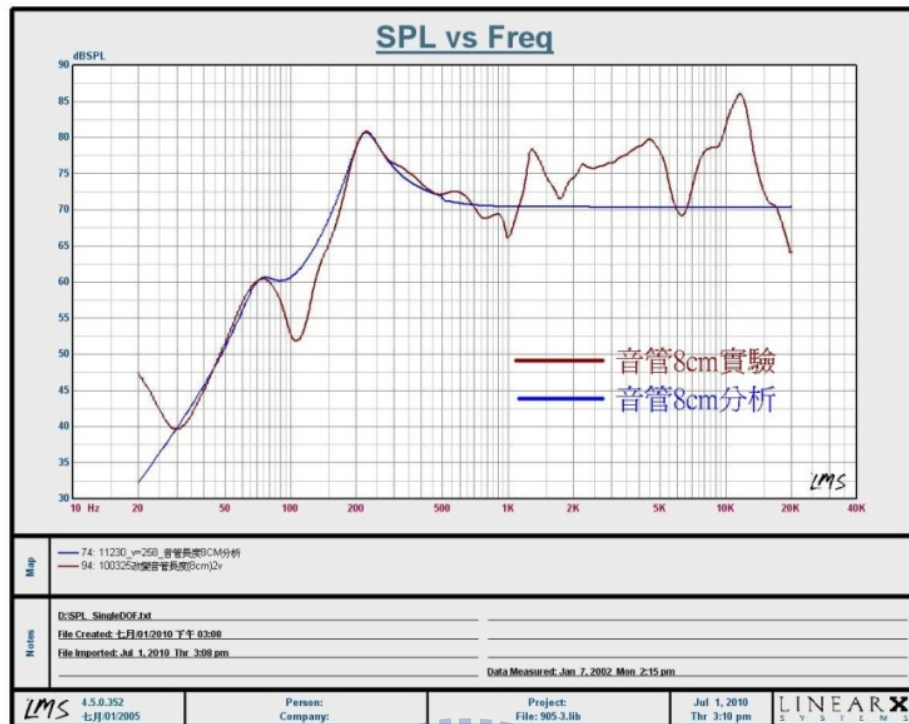


圖 5-3 不改變  $K_{22}$  音管長度 8cm 實驗與理論比對

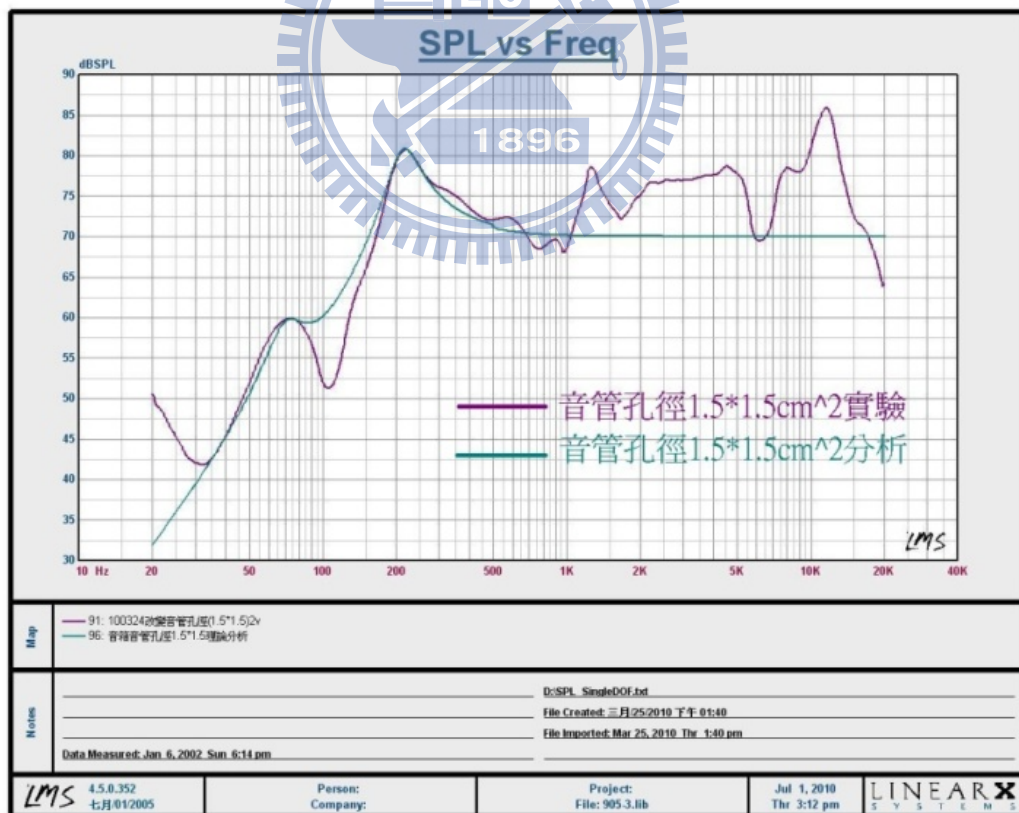


圖 5-4 不改變  $K_{22}$  音管孔徑  $1.5 \times 1.5 \text{ cm}^2$  實驗與理論比對

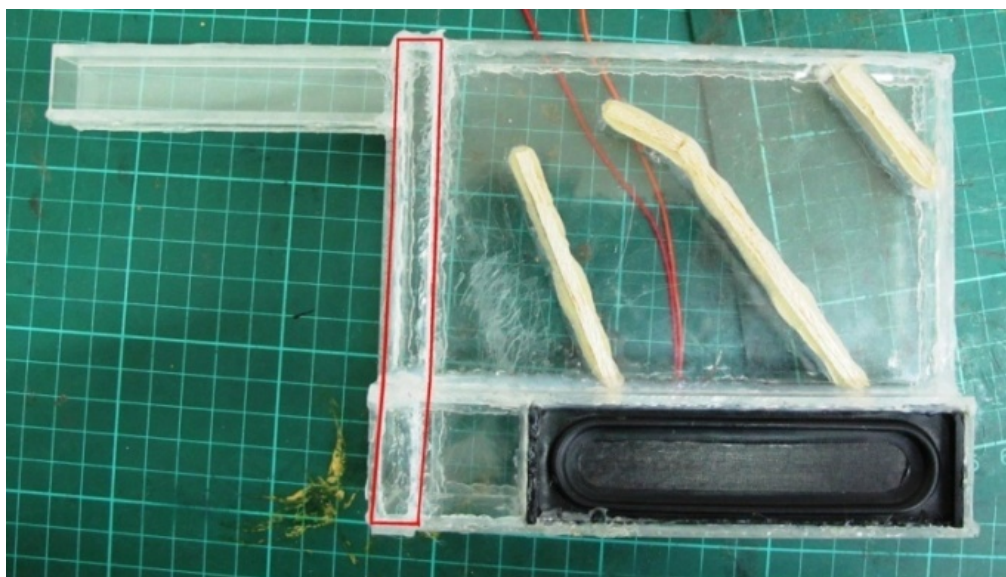


圖 5-5 音箱體積  $2.82 \times 10^{-4} \text{m}^3$  圖

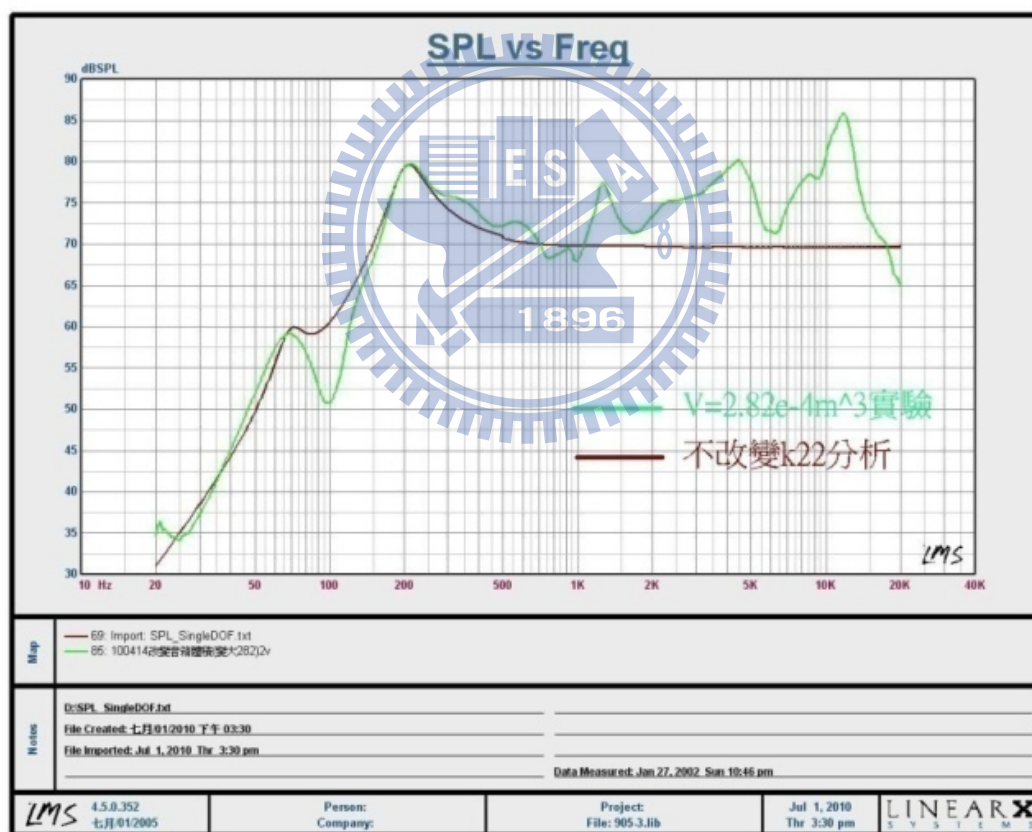


圖 5-6 不改變  $K_{22}$  音箱體積  $2.82 \times 10^{-4} \text{m}^3$  實驗與理論比對



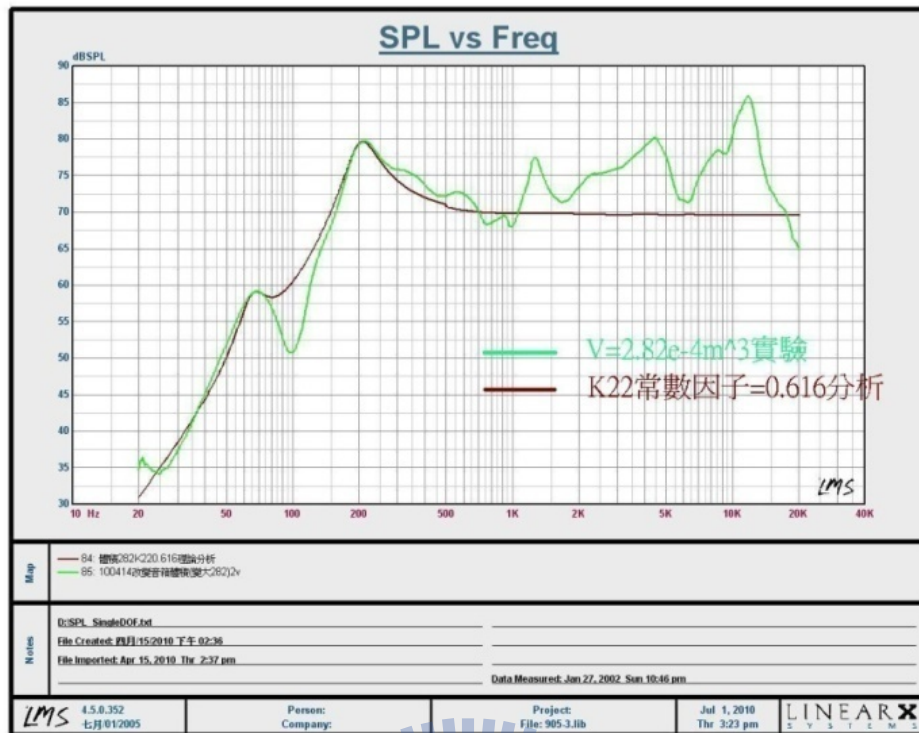


圖 5-7  $K_{22}$  修正因子為 0.616 體積  $2.82 \times 10^{-4} \text{m}^3$  實驗理論比對



圖 5-8 音箱體積  $2.14 \times 10^{-4} \text{m}^3$  圖



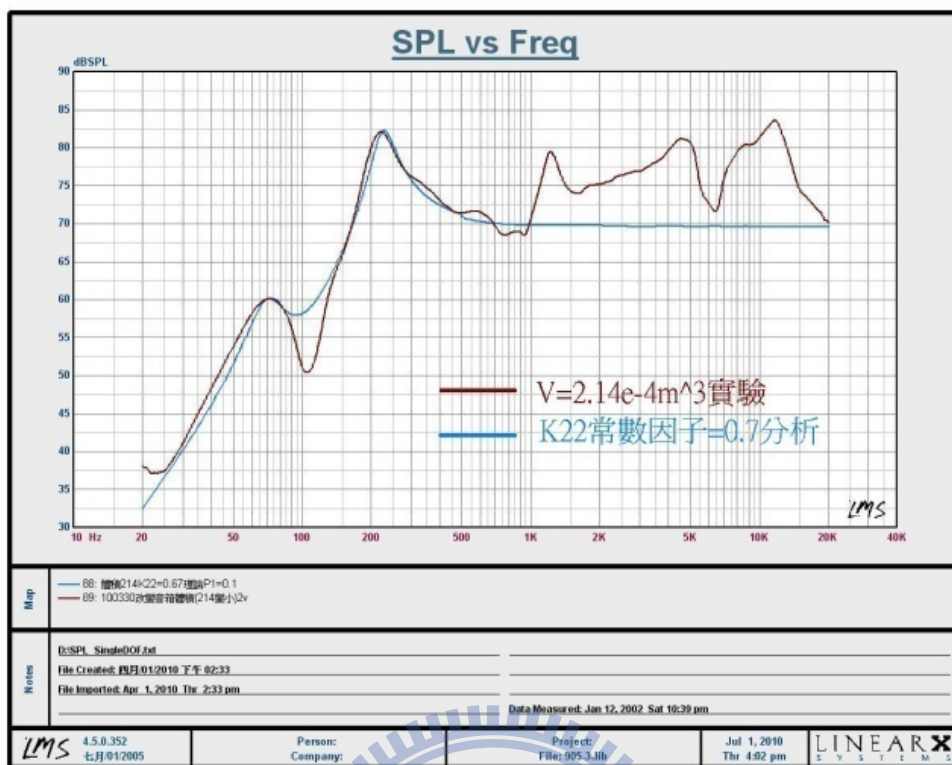


圖 5-9  $K_{22}$  修正因子為 0.7 體積  $2.14 \times 10^{-4} m^3$  實驗理論比對



圖 5-10 音箱體積  $1.42 \times 10^{-4} m^3$  圖

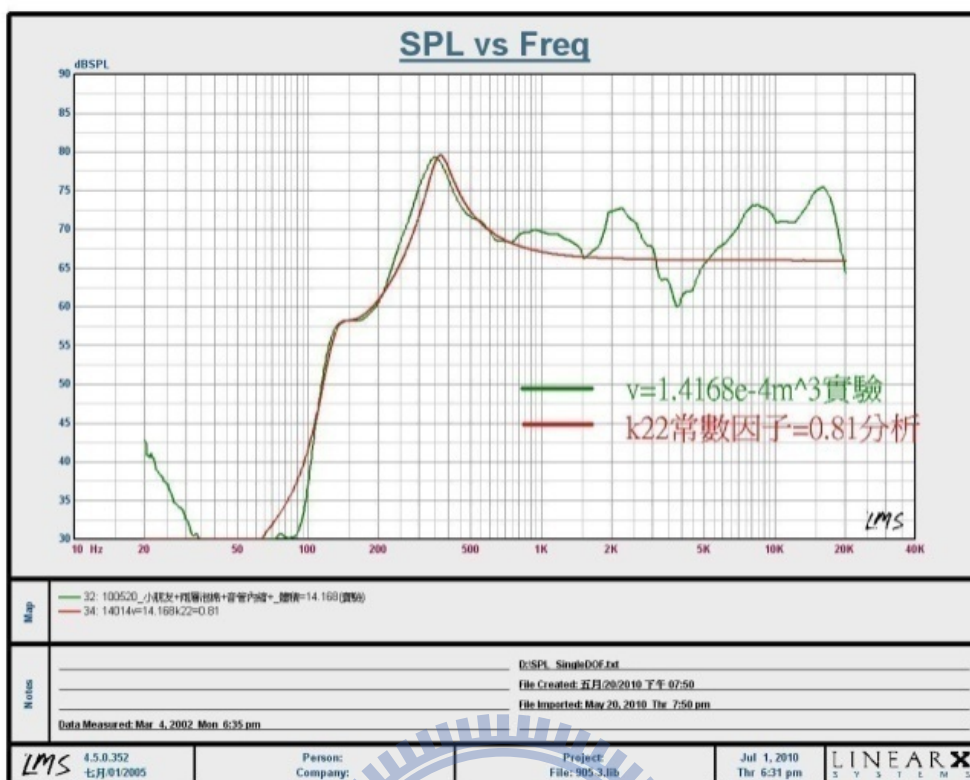


圖 5-11  $K_{22}$  修正因子為 0.81 體積  $2.14 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  實驗理論比對

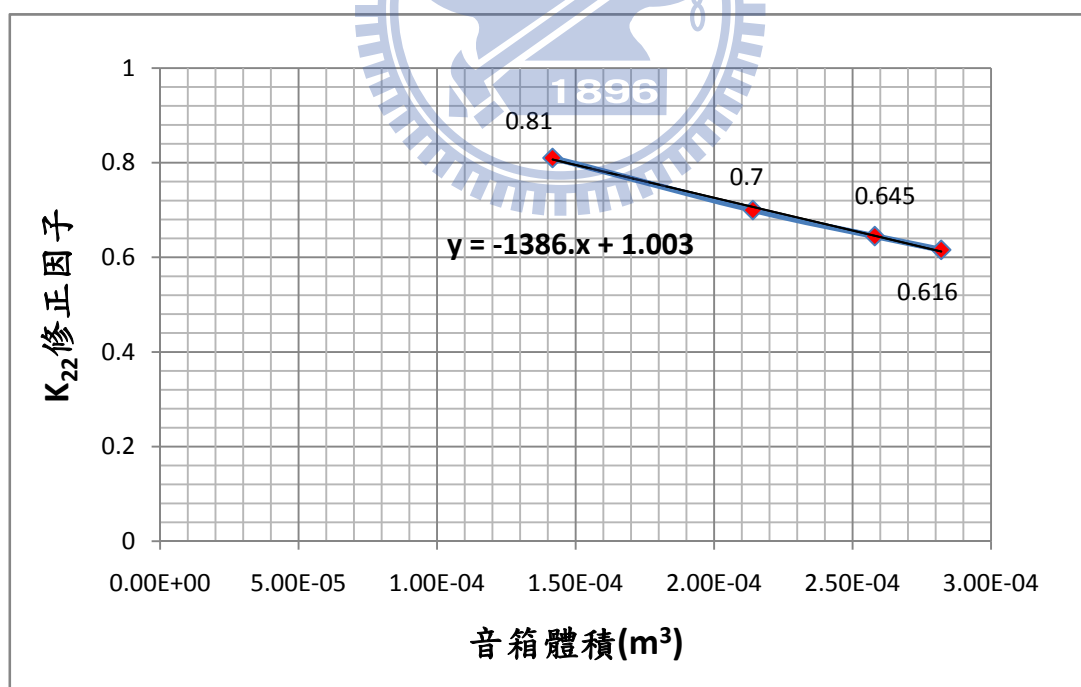


圖 5-12 四個不同音箱體積與  $K_{22}$  修正因子之關係圖



圖 5-13 音箱體積  $3.03 \times 10^{-4} \text{m}^3$  圖

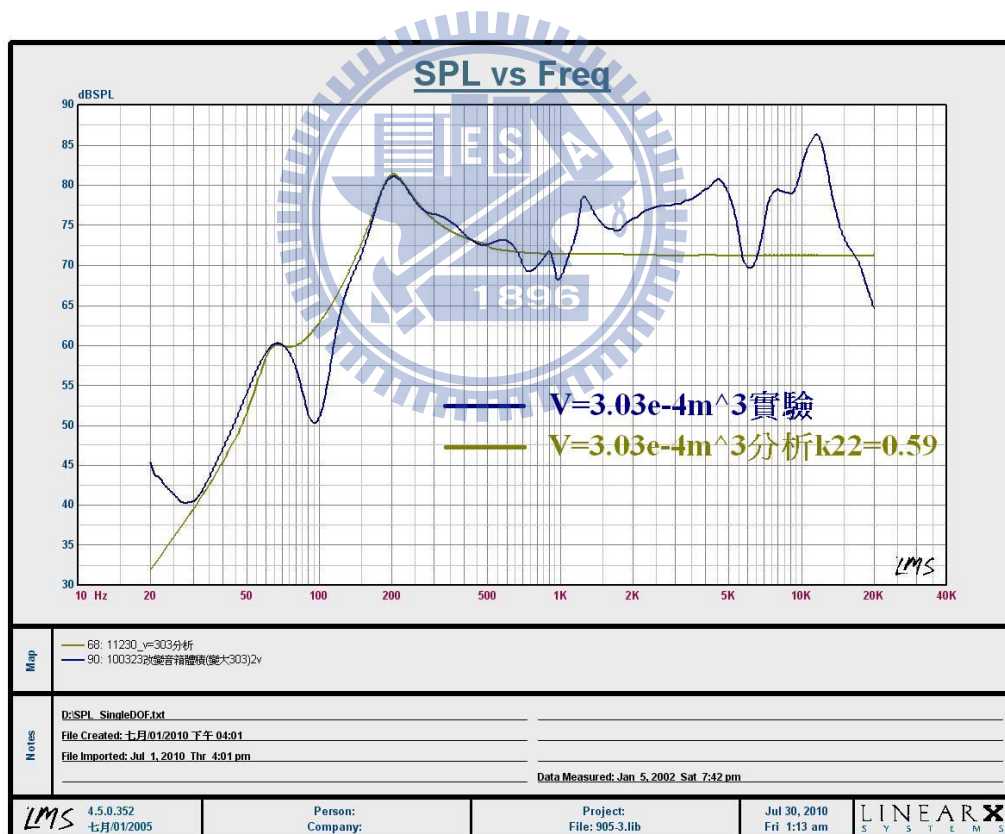


圖 5-14  $K_{22}$  修正因子為 0.59 體積  $2.14 \times 10^{-4} \text{m}^3$  實驗理論比對

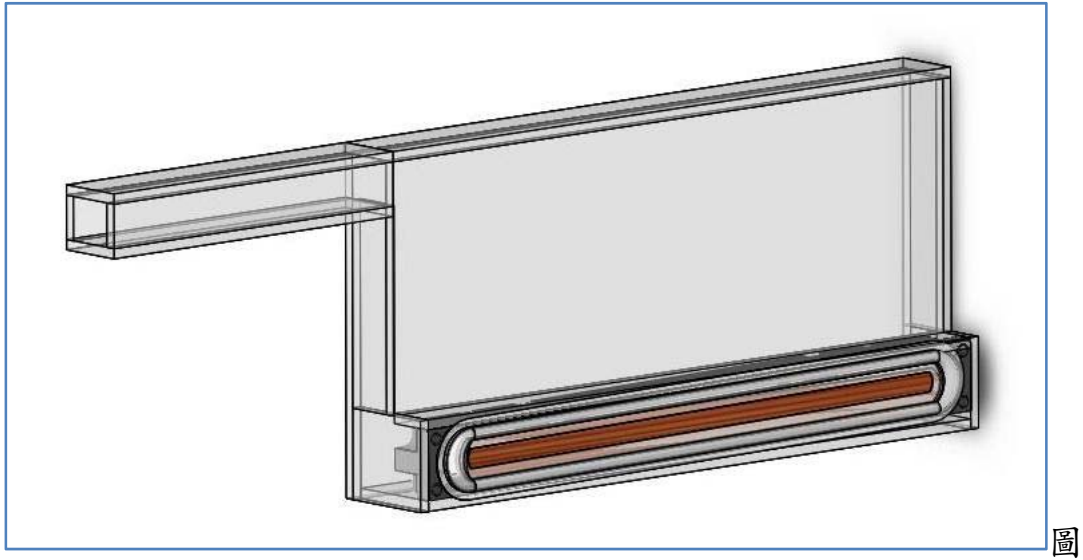


圖 5-15 音箱體積  $9.24 \times 10^{-5} \text{m}^3$  圖

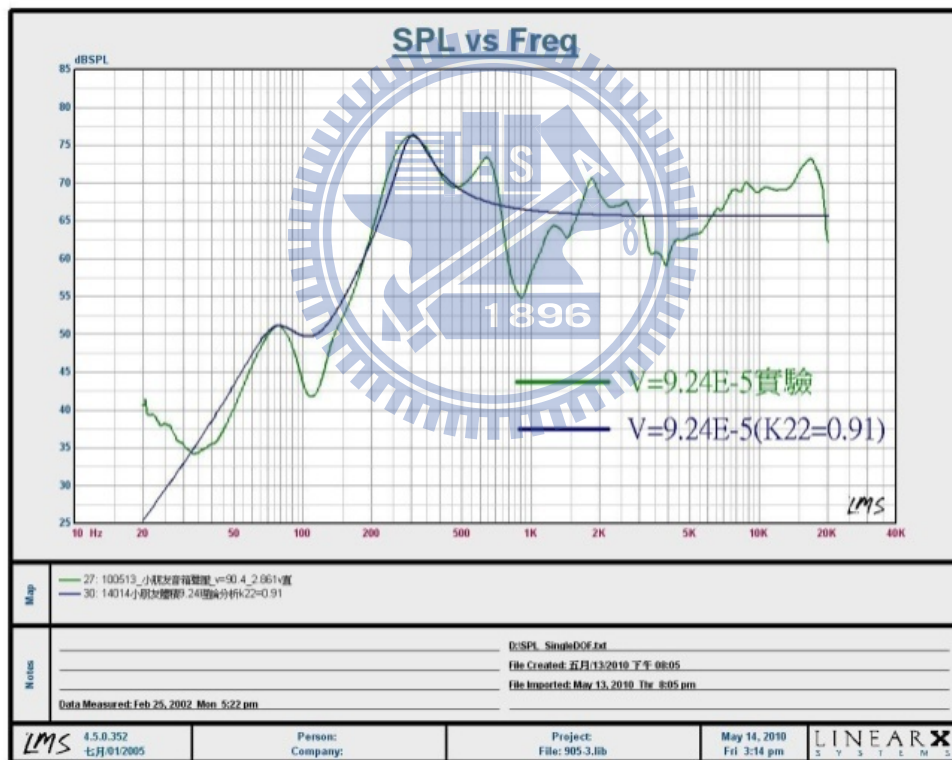


圖 5-16  $K_{22}$  修正因子為 0.91 體積  $9.24 \times 10^{-5} \text{m}^3$  實驗理論比對



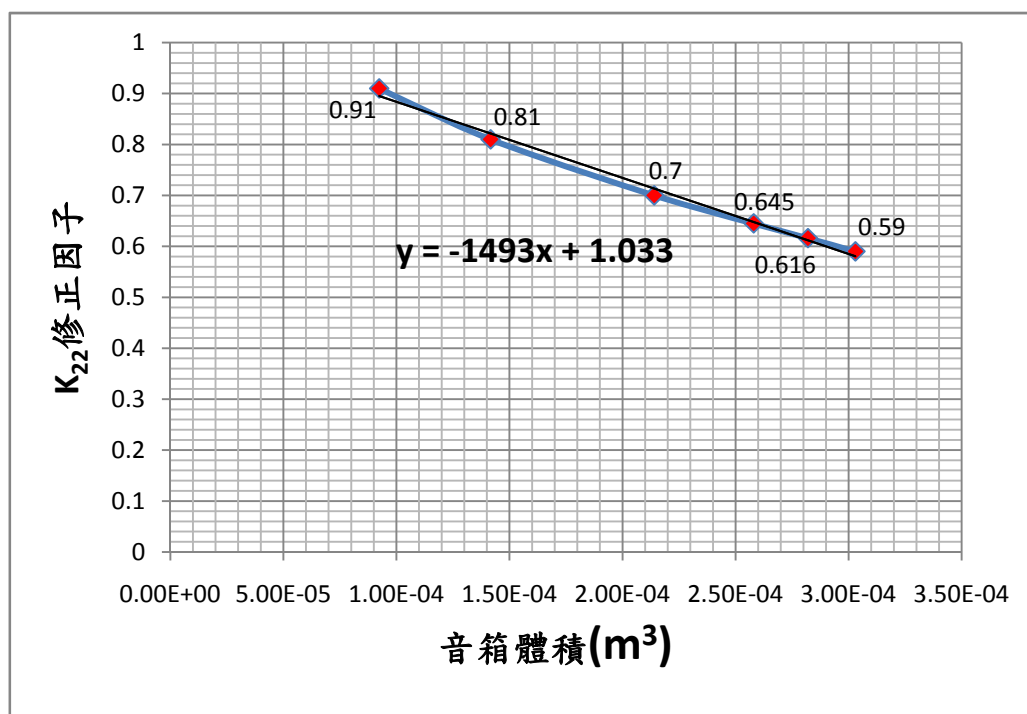


圖 5-17 六個不同音箱體積與  $K_{22}$  修正因子之關係圖

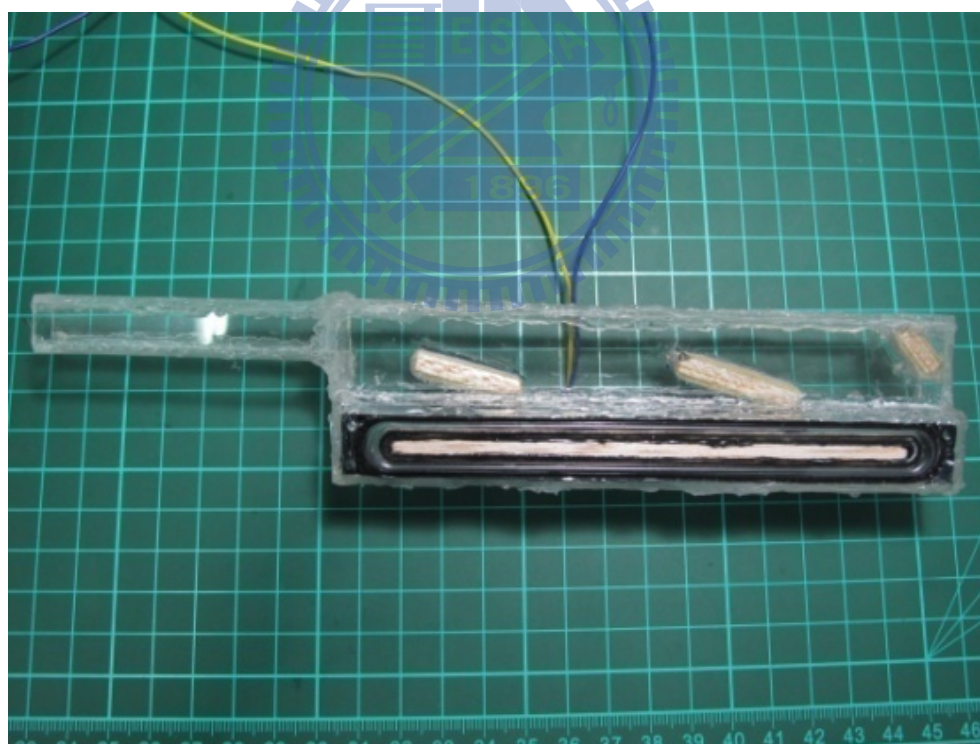


圖 5-18 音箱體積  $5.04 \times 10^{-5} \text{m}^3$  圖

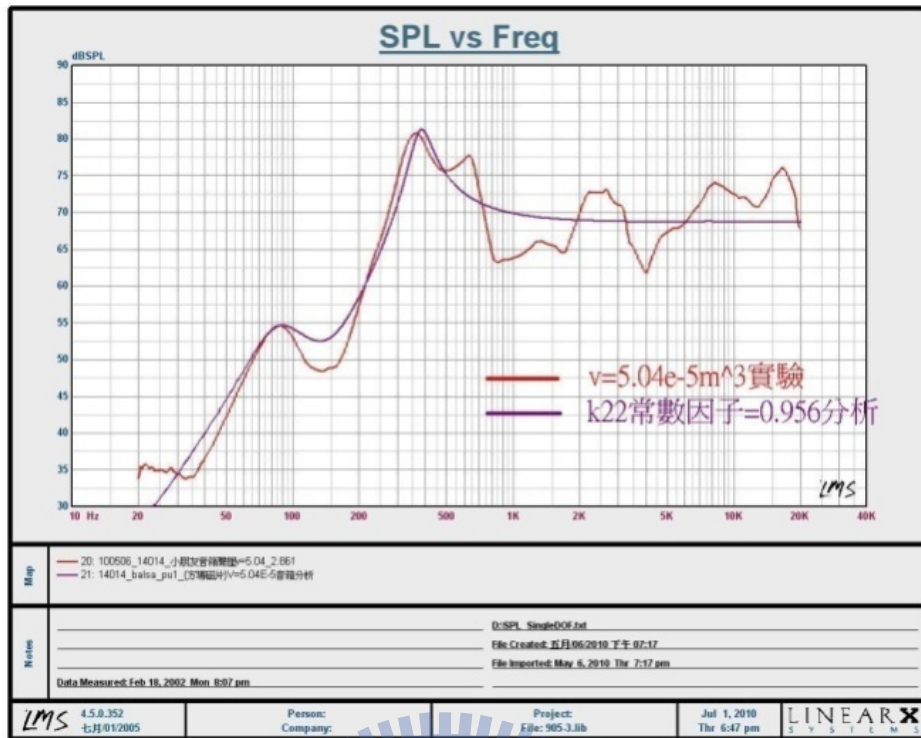


圖 5-19  $K_{22}$  修正因子為 0.956 體積  $5.04 \times 10^{-5} m^3$  實驗理論比對

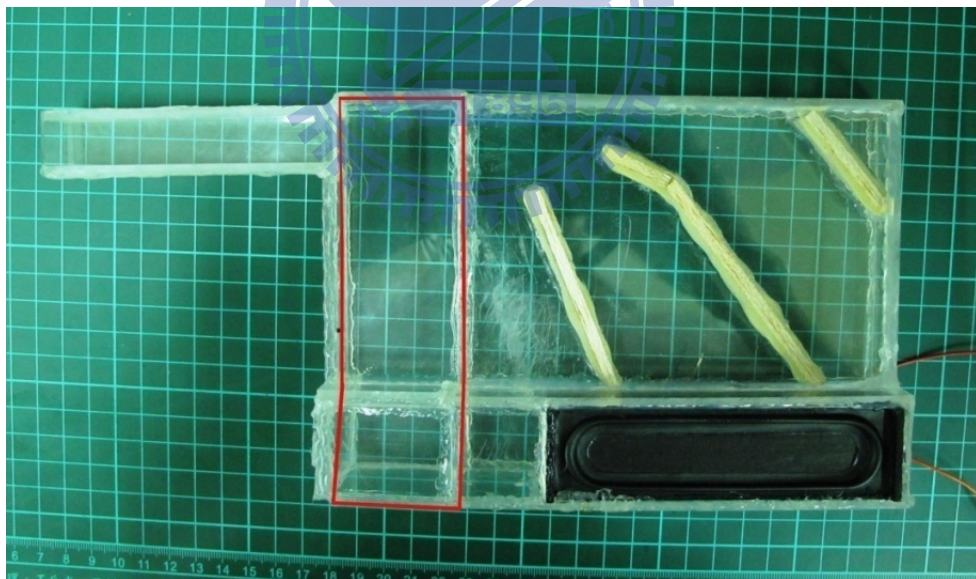


圖 5-20 音箱體積  $3.34 \times 10^{-4} m^3$  圖

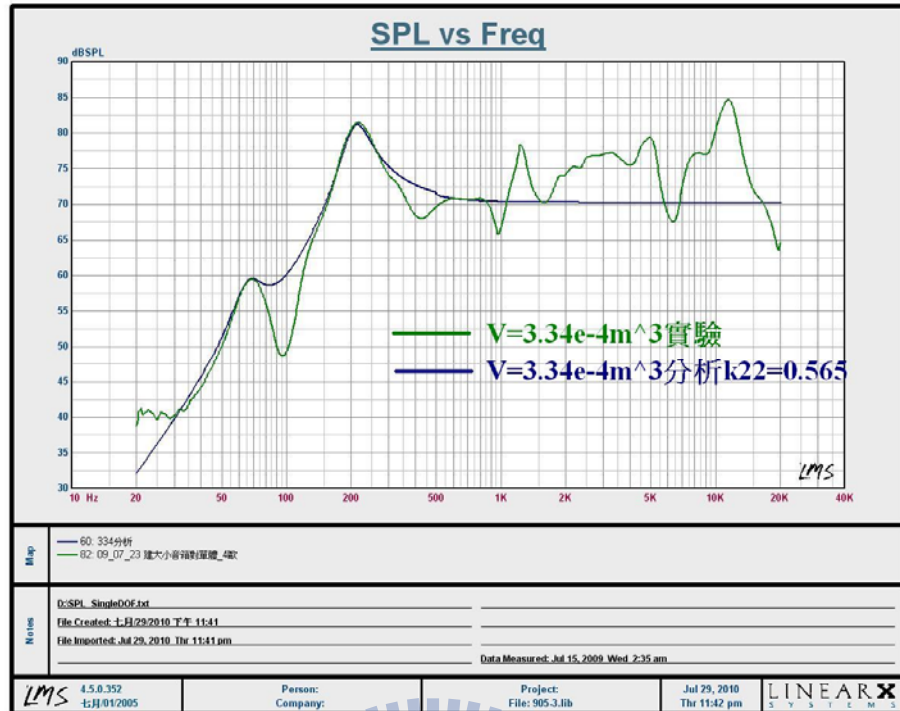


圖 5-21  $K_{22}$  修正因子為 0.565 體積  $3.34 \times 10^{-5} m^3$  實驗理論比對

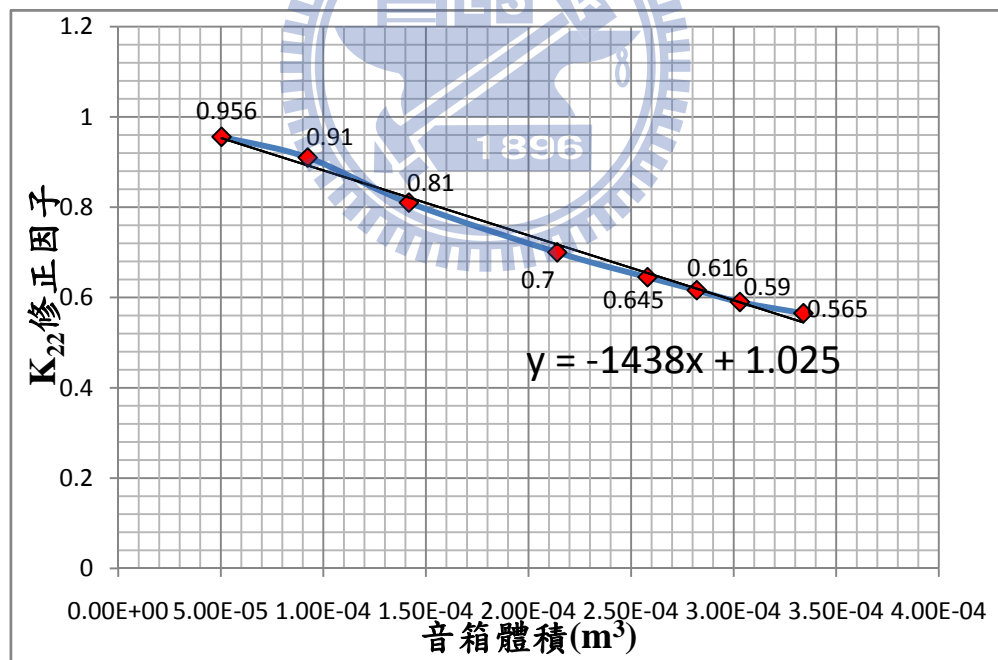


圖 5-22 八個不同音箱體積大小與不同  $K_{22}$  修正因子關係圖



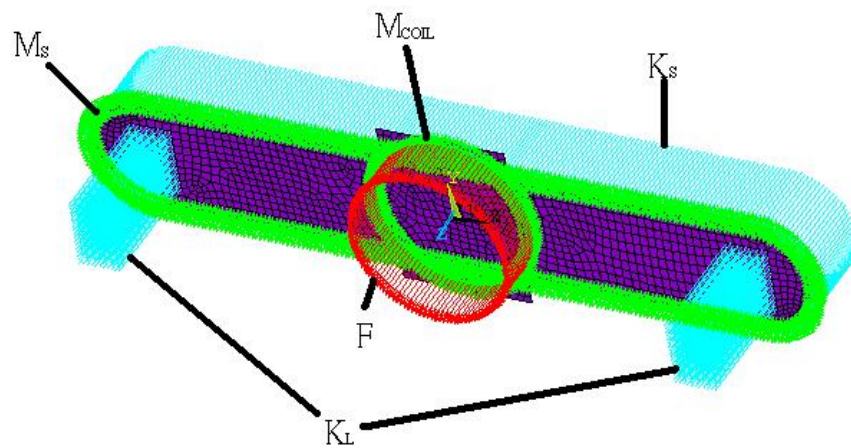


圖 5-23 純單體 ANSYS 有限元素模型

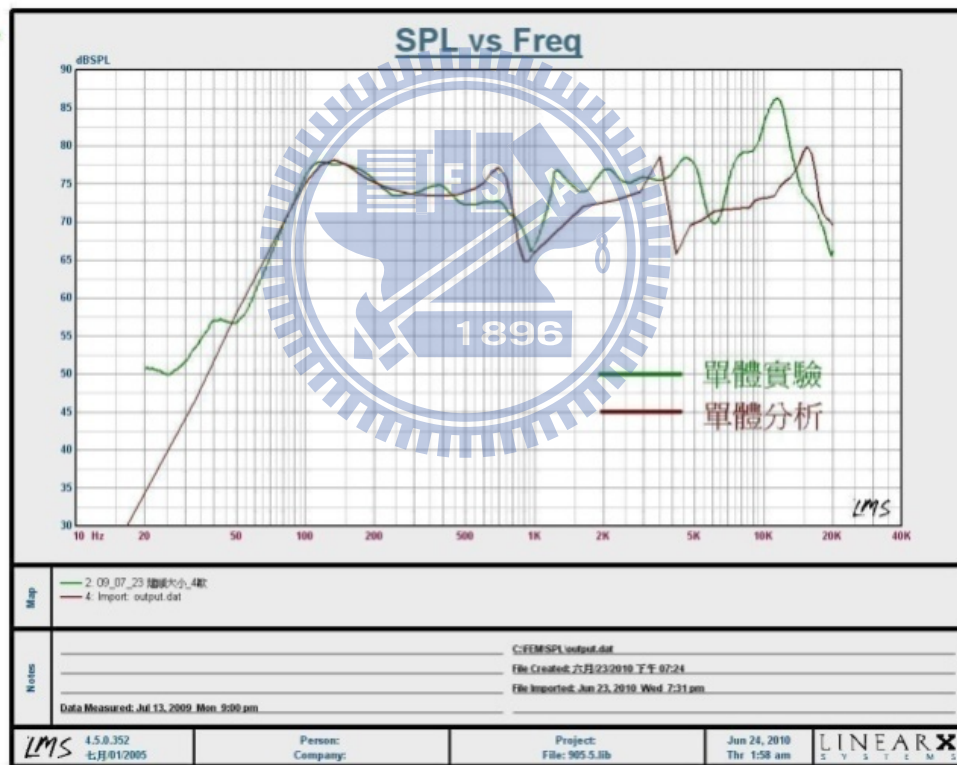


圖 5-24 純單體理論與實驗比對



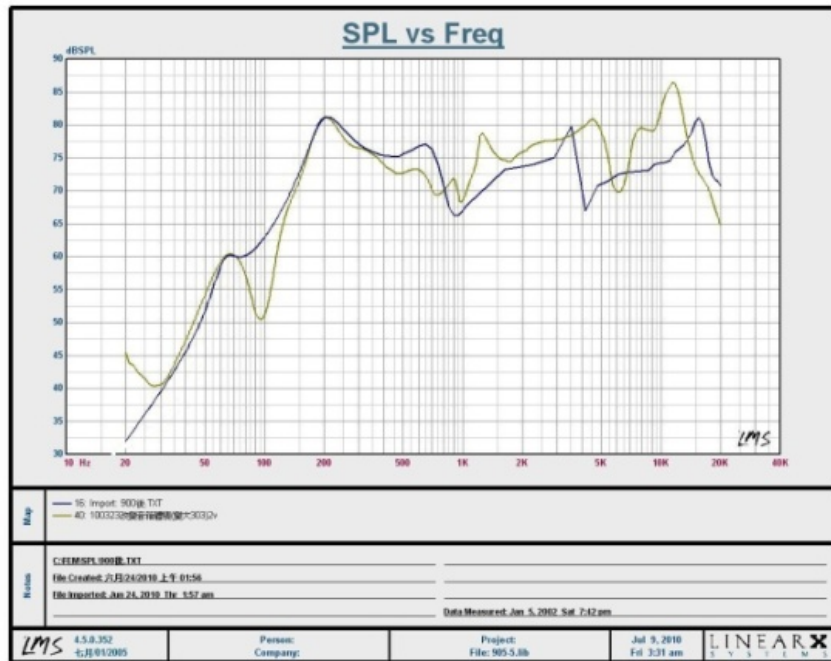


圖 5-27 含音箱低頻到高频分析與實驗比對



圖 6-1 不同音箱體積實驗聲壓曲線比較



圖 6-2 音管長度 10cm 與 8cm 比對

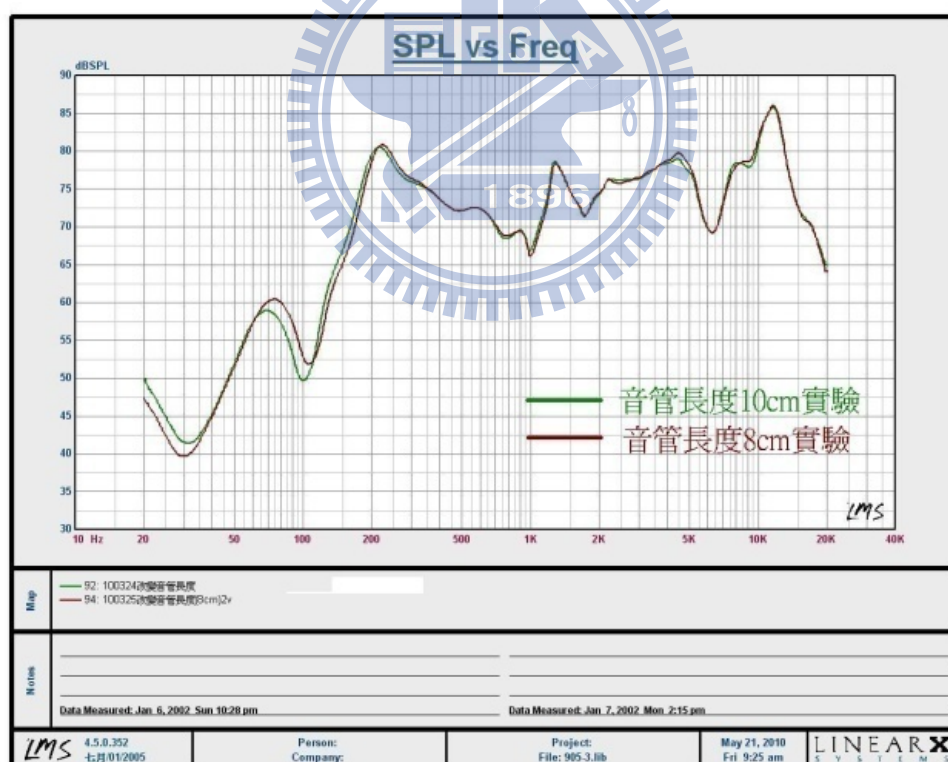


圖 6-3 不同音管長度實驗聲壓曲線比對



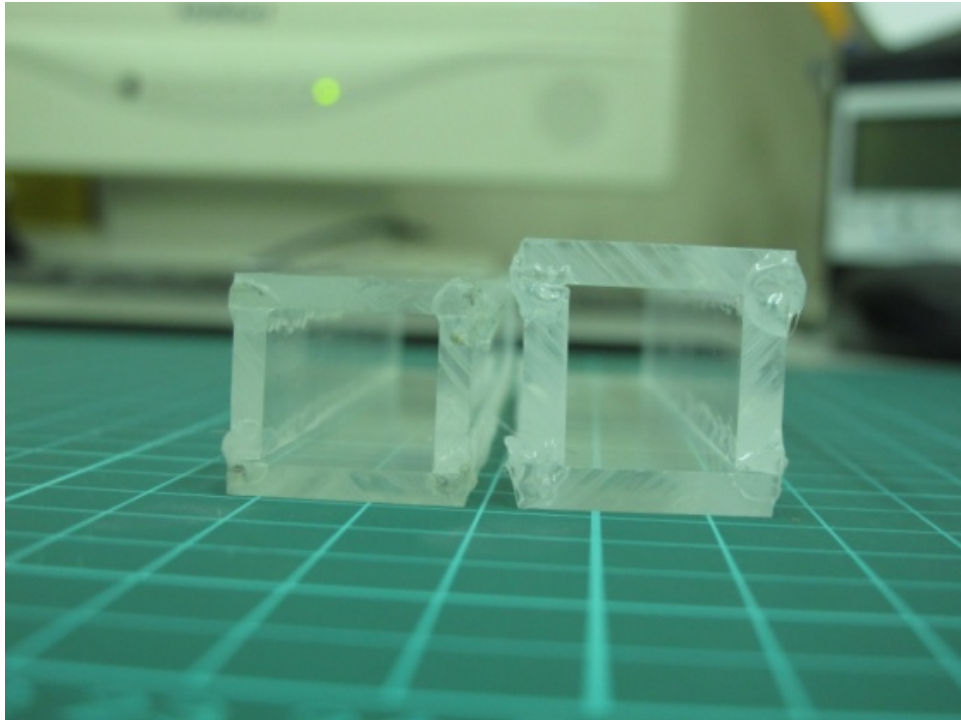


圖 6-4 管徑  $1.35 \times 1.5 \text{ cm}^2$  與  $1.5 \times 1.5 \text{ cm}^2$

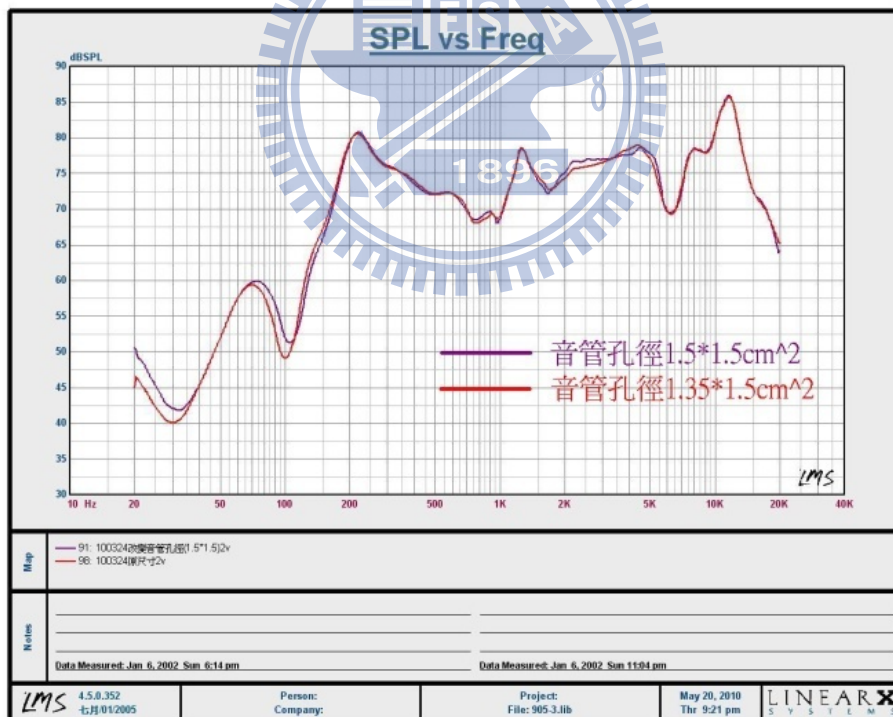


圖 6-5 不同音管孔徑實驗聲壓曲線比對