

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

長型平板之激振位置對聲傳影響之研究



研 究 生：魏浩翔
指 導 教 授：金大仁 教 授

中華民國九十九年八月

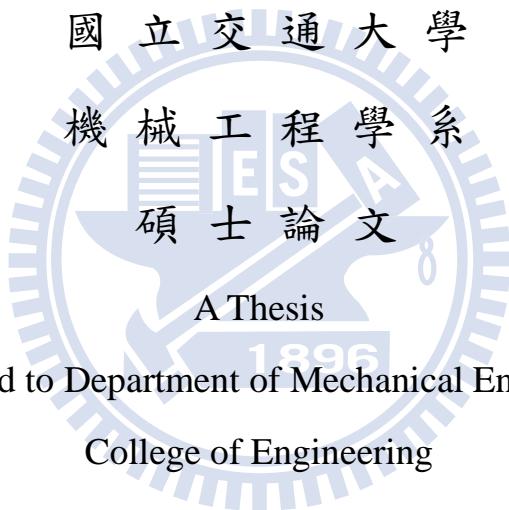
長型平板之激振位置對聲傳影響之研究

Sound Radiation of Long Flat-Plate Excited by

Multi-Location

研 究 生： 魏 浩 翔 Student : Hao-shiang Wei

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

長型平板之激振位置對聲傳影響之研究

研究生:魏浩翔

指導教授:金大仁 博士

國立交通大學機械工程學系

摘要

本文旨在探討長型平面揚聲器之激振位置對揚聲行為之影響。因應現今電子產品的平面化趨勢，揚聲器有狹長化的設計需求，而傳統圓形激振器受到狹長揚聲板的寬度限制，會有聲壓感度偏低且中音谷落差大等缺點。因此本文主要分為兩部分，第一部分，設計跑道型激震器作為激振輸出，探討激震器之尺寸參數與氣隙磁通密度之收斂關係，使激震器能有效率地使用，最後歸納各尺寸參數之影響，建立完善的磁通資料庫，提供磁通之快速推估方法，以減少大量的電腦分析時間。第二部分，將跑道型激震器運用在三種常用長寬比之狹長板上，利用建立之磁通資料庫，探討激振器尺寸參數與聲壓曲線之關係，以期望得到最高聲壓感度或最低中音谷落差。最後，實作出跑道型激震器系統，經由實驗驗證，此設計準則可改善狹長型揚聲器之中音谷、提高聲壓感度，並搭配激振器外加磁式方法再次提升其聲壓感度。

Sound Radiation of Long Flat-Plate Excited by Multi- Location

Student : Hao-shiang Wei

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

This thesis aims to investigate the effects of exciting location on the sound radiation behavior of long flat-panel loudspeakers. In response to the current trend of flat electronic products, the speakers need to be long and narrow. When the speaker becomes narrow, the small width of the radiating plate will limit the size of the conventional circular transducer. The sound pressure level (SPL) of the speaker will become low and a major SPL dip in the mid frequency range may be incurred. In this thesis, the contents are divided into two parts. In the first part, a track-shape exciter is designed. The air-gap magnetic flux densities for different dimensions of transducer components are determined to find the optimal exciter design. Next, establish the magnetic flux database to provide a fast magnetic flux estimation method to reduce the large amount of computer time. The second part is about the use of the track-shape transducer to excite plates with different aspect ratios. The optimum transducer parameters for obtaining maximum SPL or minimum major dip in mid frequency range are determined. A number of loudspeakers are fabricated and tested to verify the proposed design procedure. Finally, a set of design guidelines for improving the SPL curves of different long rectangular flat speakers is proposed.

誌 謝

時光匆匆飛逝，二年的碩士求學生涯即將結束，踏入人生另一個新旅程。感謝我的家人在這段時間內對我的全力支持，使我能無後顧之憂地朝研究的道路上邁進。感謝我的指導老師金大仁教授的諄諄教誨，無論是對學業的研究精神或是待人接物的處世態度上，皆令我受益良多，在此致上由衷的感激與敬意。

感謝實驗室昌毅學長、崧任學長、宗鴻學長、欣翰學長、強哥學長、宏明學長、奕樵學長、秉達學長、琮鍾學長、致翔學長、恩寶學長，當我面臨研究或生活上的難題時，總能適時、無私地提供我最大的幫助。感謝同窗好友平爺、立武、志明、耀民、建順與三國，這些日子以來彼此間的互相切磋和勉勵，使我的碩士生活不覺乏味。也感謝學弟峻嘉油油人、喜憨柏毅、竣惟宅宅、祖建、柯柏聞、天堂路達裕、與黃郁倫這一年的相處，使實驗室充滿了歡樂、愉悅的氣氛。再次感謝所有關心我的人，使我最終能夠完成碩士學業。

浩翔 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	vi
圖目錄	vii
一、緒論.....	1
1-1 前言.....	1
1-2 文獻回顧.....	1
1-3 研究方法.....	3
二、應用理論與有限元素分析.....	4
2-1 一階剪變形平板理論.....	4
2-1-1 位移與應變	4
2-1-2 應變與應力	5
2-2 磁性物理名詞基本定義.....	6
2-3 勞倫茲力.....	7
2-4 理想磁路.....	8
2-5 揚聲系統有限元素分析與聲壓計算.....	9
2-5-1 揚聲板數學模型	9
2-5-2 模擬元素的選擇	10
2-5-3 模型建立步驟	10
2-5-4 ANSYS 模擬分析中各參數的取得.....	10
2-5-5 材料常數的給定	13
2-5-6 聲壓的計算及應用	13
2-6 激振器靜態磁場分析.....	14
2-6-1 材料常數與模擬元素	14
2-6-2 二維有限元素分析	14
2-6-3 三維有限元素分析	15
2-6-4 磁通密度分析與實驗值驗證	15
第三章 跑道型激振器之激振力探討	17
3-1 音圈線徑的選用.....	17
3-2 氣隙磁通密度分布.....	17

3-3 導磁片厚度.....	18
3-4 激振器高度與磁通收斂之關係.....	18
3-5 激振器長寬比與磁通收斂之關係.....	19
3-6 磁通密度之快速推估.....	19
3-7 激振器外加磁體之磁通增強探討.....	20
3-8 激振器外加磁體之實作應用.....	20
第四章 製作及實驗程序	22
4-1 平面揚聲器之各項組件製作.....	22
4-1-1 揚聲板之製作	22
4-1-2 跑道型激振器與外加磁體之製作	22
4-1-3 跑道型音圈之製作	23
4-1-4 懸邊之製作	23
4-2 平面揚聲器之組裝.....	24
4-3 揚聲器各項實驗程序.....	24
4-3-1 阻尼量測實驗	24
4-3-2 聲壓量測實驗	25
4-3-3 阻抗量測實驗	26
4-3-4 單體參數量測實驗	26
4-3-5 磁通密度量測實驗	26
第五章 結果與討論	28
5-1 分析與實作驗證.....	28
5-2 尺寸設計流程簡介.....	28
5-3 長寬比 5 狹長板之聲壓探討.....	29
5-4 長寬比 10 狹長板之聲壓探討.....	29
5-5 長寬比 15 狹長板之聲壓探討.....	29
5-6 聲壓分析總結.....	30
(1)聲壓感度探討：	30
(2)中音谷探討：	30
(3)設計流程圖：	32
(4)應用實例搭配碳纖加勁：	33
5-7 狹長型揚聲器之實作改善(1).....	33
5-8 狹長型揚聲器之實作改善(2).....	34
第六章 結論與未來研究方向	35
6-1 結論.....	35
6-2 未來研究方向.....	36
參考文獻.....	37

表目錄

表 2-1 聲壓分析選用之模擬元素.....	39
表 2-2 ANSYS 模擬之材料常數	39
表 2-3 靜態磁場分析之相關常數.....	39
表 2-4 靜態磁場分析之模擬元素.....	39
表 2-5 激振器磁通密度驗證.....	40
表 3-1 漆包線規格	40
表 3-2 導磁片厚度與氣隙磁通密度.....	40
表 3-3 激振器高度與磁通成長倍率.....	41
表 3-4 同規格傳統圓形激振器之磁通密度.....	41
表 3-5 激振器長寬比與磁通成長倍率.....	42
表 5-1 揚聲板長寬比 5 之聲壓分析.....	43
表 5-2 揚聲板長寬比 10 之聲壓分析.....	43
表 5-3 揚聲板長寬比 15 之聲壓分析.....	43

圖目錄

圖 1-1 傳統錐盆式揚聲器.....	44
圖 1-2 平面揚聲器結構圖.....	44
圖 1-3 狹長型平面揚聲器.....	45
圖 1-4 跑道型激振器	45
圖 2-1 單層板位移場示意圖.....	46
圖 2-2 揚聲器之剖面圖.....	46
圖 2-3 揚聲器構造與數學模型圖.....	47
圖 2-4 揚聲板與音圈模型建構剖面圖.....	47
圖 2-5 揚聲系統之 ANSYS 模型.....	48
圖 2-6 阻抗量測圖	48
圖 2-7 圓形激振器之二維模型.....	49
圖 2-8 跑道型激振器外型.....	49
圖 2-9 激振器之剖面圖.....	50
圖 2-10 跑道型激振器之三維模型.....	50
圖 3-1 漆包線線徑與作用線長.....	51
圖 3-2 靜態磁場分析之分析路徑圖.....	51
圖 3-3 路徑 A-B 之磁通密度分佈.....	52
圖 3-4 路徑 B-C 之磁通密度分佈.....	52
圖 3-5 導磁片厚度與氣隙磁通.....	53
圖 3-6 激振器高度與磁通成長倍率.....	53
圖 3-7 激振器長寬比與磁通成長倍率.....	54
圖 3-8 激振器各寬度下之磁通基準值.....	54
圖 3-9 激振器之外加相斥磁體剖面圖.....	55
圖 3-10 原激振器之磁力線分佈.....	55
圖 3-11 激振器外加磁體之磁力線分佈.....	56
圖 3-12 外加磁體厚度與磁通成長倍率.....	56

圖 3-13 原激振器與外加磁體之聲壓圖	57
圖 4-1 單層巴沙木揚聲板.....	57
圖 4-2 激振器之外加磁體.....	58
圖 4-3 音圈之骨架	58
圖 4-4 跑道型音圈	59
圖 4-5 剪裁完成之懸邊.....	59
圖 4-6 量測磁通之高斯計主機.....	60
圖 5-1 實驗與分析之聲壓驗證.....	60
圖 5-2 音圈與揚聲板之長寬尺寸.....	61
圖 5-3 揚聲板長寬比 5 之聲壓分析.....	61
圖 5-4 揚聲板長寬比 10 之聲壓分析.....	62
圖 5-5 揚聲板長寬比 15 之聲壓分析.....	62
圖 5-6 $a=10\text{mm}$ 之揚聲板 Z 方向位移圖(中音谷 1050Hz)	63
圖 5-7 $a=60\text{mm}$ 之揚聲板 Z 方向位移圖(中音谷 3800Hz)	63
圖 5-8 中音谷改善之揚聲板長寬比與激振器(a/c)值關係	64
圖 5-9 跑道型揚聲系統之所有尺寸.....	64
圖 5-10 狹長型揚聲系統之設計流程圖	65
圖 5-11 碳纖加勁示意圖.....	66
圖 5-12 純巴沙木與碳纖加勁聲壓圖.....	66
圖 5-13 狹長型揚聲器之實作(1).....	67
圖 5-14 狹長型揚聲器之實作(2).....	67
圖 5-15 改善之聲壓曲線(1).....	68
圖 5-16 狹長型揚聲器之實作(3).....	68
圖 5-17 改善之聲壓曲線(2).....	69

一、緒論

1-1 前言

傳統錐盆式揚聲器(如圖 1-1)主要是藉由振膜的活塞運動推動空氣，以達到揚聲的目的。為了加強振膜的強度，傳統喇叭常設計成錐形的大振膜來使振膜在振動下不易產生彎曲變形。因此，使用平面式揚聲器，相較具有體積小高感度的優勢。

一般而言，常見的電磁動圈式平面揚聲器其結構大致可分為揚聲板、懸邊、彈波、音圈及激振器(如圖 1-2)。而狹長形平面揚聲器(如圖 1-3)的設計是為了符合現今電子產品的體積空間需求，卻也因為揚聲板過於狹長，進而衍生出兩個問題：一是狹長板受傳統圓形音圈激振時，因激振力過於集中而容易彎曲變形，進而產生聲壓落差較大的中音谷；二是狹長板的寬度尺寸限制傳統圓形激振器的大小，進而無法提供較高的激振力輸出，相較於一般平面揚聲器而言，普遍呈現出聲壓感度偏低的現象。因此，利用跑道型的設計(如圖 1-4)取代傳統圓形激振器，期望產生更均勻分布的激振力、改善狹長板易產生的中音谷落差，且提供高磁通之高效率激振輸出，提升揚聲器整體的聲壓感度，改善狹長板聲壓感度不足的問題。

1-2 文獻回顧

1874 年，Siemens[1]發表第一篇關於動圈式激振器的文章。1925 年，Rice 與 Kellogg[2]共同發表了一篇揚聲器發展的指標性文章，描述揚聲器的重要參數與一個典型的動圈式激振器架構。而 1981 年，Gander[3]發表一篇關於動圈式激振器揚聲器的完整架構說明文章，包含激振器磁場分佈、出力，並實驗測出不同情況的頻率響應圖。同年，Nakazono[4]討論了傳統錐形揚聲器無法克服振膜強度不足之缺點，並

且使用了以蜂巢狀結構的鋁箔為心層，面層為石墨的三明治結構揚聲板，改善了振膜強度不足之問題，且具有相對於錐形振膜較平滑之聲壓曲線。

在分析材料平板的理論方面，Mindlin[5]提出了一階剪變形理論 (The First-order Shear Deformation Theory，簡稱 FSDT)，將側向剪力的影響加以考慮，因此本文中使用之揚聲板以一階剪變形理論為主，來分析揚聲板之變形行為。Mau[6]提出多層一階平板理論，把板沿厚度方向分成許多層，每一層用一個一階剪變形理論來模擬，並且要滿足層間位移連續的限制條件。

對於揚聲器聲壓分析方面，Morse[7]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式，在 Shindo[8]中引用出有限元素之聲壓方程式。1991 年，Hojan[9]提出利用電腦來模擬分析揚聲器系統的參數與聲壓，故本文利用電腦量測及有限元素軟體模擬分析揚聲器的各項參數。

關於揚聲板剛性及激振方式對聲傳影響方面，彭國晉[10]對加強複合材料結構板的聲傳做過討論，Moynne[11]討論加勁條如何影響平板的揚聲行為。Denli[12]則是針對三明治平板之心層結構對於平板的聲傳影響。

關於平板激振方面，Tan[13]討論藉由促動器(actuator)對邊界固定的矩形薄板進行激振，進而控制聲場並減少噪音；而 Feng[14]使用多點激振方法對簡支樑進行激振，降低且平緩因振動產生之噪音；Lee[15]也討論了在邊界為簡支撐的矩形鋼板上，施以線狀彎矩對於揚聲行為之影響；Qiao[16]則是討論自由端、固定端與簡支撐等邊界條件對矩形平板之揚聲行為影響。而本文與上述不同的是，揚聲板邊界為彈性支承，且揚聲板構造包含音圈與單層巴沙木，因此需考慮到木材的纖維方向，以及音圈對揚聲板整體剛性之影響。

1-3 研究方法

本文利用有限元素軟體對跑道型激振器進行靜態磁場分析，求出氣隙內的磁通密度值，並改變不同的結構參數，如激振器長寬比、高度、導磁片厚度等，觀察這些參數對磁通密度的影響及收斂情形，並求得各尺寸下的磁通密度，建立磁通資料庫。其次，建立正確的揚聲系統模型進行聲壓分析，配合磁通資料庫，以三種長寬比分別為 5、10、15 的狹長板為例，藉由調整跑道型激振器尺寸，觀察其聲壓感度及中音谷落差之情形，使聲壓曲線獲得進一步的改善，作為狹長型揚聲器設計之參考，最後實作出跑道型激振器應用於狹長型揚聲器上，量測改善後之聲壓曲線，並驗證其設計準則。



二、應用理論與有限元素分析

本文使用的揚聲板為單層巴沙木，在進行揚聲板振動分析時，因為考慮到剪應變的影響，所以採用一階剪變形理論(The first order shear deformation theory, FSDT)作為理論基礎。而本文對激振器之磁通亦有深入探討，因此也介紹激振器相關之磁性物理名詞定義。最後，以有限元素的方法，建立揚聲系統合適的簡化模型，進行聲壓分析以及建立激振器的有限元素模型，進行靜態磁場分析。

2-1 一階剪變形平板理論

2-1-1 位移與應變

當平板不為薄板時，則需考慮剪應變 γ_{yz} 與 γ_{xz} 所產生的變形(如圖 2-1)，其基本假設有：

1. 板的長、寬為板的厚度的 15 倍以上。
2. 板的截面變形後仍保持平面。
3. 厚度仍保持不變，即 $\varepsilon_z = 0$ 。
4. 板的變形量 u, v, w 很小。其位移場表示如下：

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= u_0(x, y) + z\theta_x(x, y) \\ v(x, y, z) &= v_0(x, y) + z\theta_y(x, y) \\ w(x, y, z) &= w_0(x, y) \end{aligned} \quad (2-1)$$

其中 u, v, w 分別在平板參考座標中 x, y, z 上之位移分量，而 u_0, v_0, w_0 分別代表積層板中間面在方向 x, y, z 上之位移量， $\theta_x(x, y), \theta_y(x, y)$ 則分別代表垂直於 x, y 軸之截面的旋轉量(Shear rotation)。

故應變與位移關係為：

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial x} + z \frac{\partial \theta_x}{\partial x} = \varepsilon_x^0 + z \frac{\partial \theta_x}{\partial x} \\
 \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v_0}{\partial y} + z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} = \varepsilon_y^0 + z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \\
 \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial w_0}{\partial z} = 0 \\
 \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = \theta_y + \frac{\partial w}{\partial y} \\
 \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = \theta_x + \frac{\partial w}{\partial x} \\
 \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + z \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial y} + \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \right) = \gamma_{xy}^0 + z \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial y} + \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \right)
 \end{aligned} \tag{2-2}$$

2-1-2 應變與應力

考慮一個單層複合材料平板，在材料主軸方向的應力與應變關係表示如下：

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \tag{2-3}$$

且

$$\begin{aligned}
 Q_{11} &= \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \\
 Q_{12} &= \frac{\nu_{12}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \\
 Q_{22} &= \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \\
 Q_{44} &= G_{23} \\
 Q_{55} &= G_{13} = G_{12} \\
 Q_{66} &= G_{12}
 \end{aligned} \tag{2-4}$$

其中 Q_{ij} 為勁度係數(Reduced stiffness)， E_i 為楊氏模數， ν_{ij} 為蒲松比， G_{ij} 為剪力模數。

由座標轉換的關係，求出積層平板主軸方向XYZ座標系的應力及應變關係為

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & 0 & 0 & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & 0 & 0 & \bar{Q}_{26} \\ 0 & 0 & \bar{Q}_{44} & \bar{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & \bar{Q}_{45} & \bar{Q}_{55} & 0 \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2-5)$$

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11} &= Q_{11}C^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}S^4 \\ \bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66})C^2S^2 + Q_{12}(C^4 + S^4) \\ \bar{Q}_{22} &= Q_{11}S^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}C^4 \\ \bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})C^3S + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})CS^3 \\ \bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})CS^3 + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})C^3S \\ \bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{66}(C^4 + S^4) \\ \bar{Q}_{44} &= Q_{44}C^2 + Q_{55}S^2 \\ \bar{Q}_{55} &= Q_{55}C^2 + Q_{44}S^2 \\ \bar{Q}_{45} &= (Q_{55} - Q_{44})CS \end{aligned} \quad (2-6)$$

其中

$$C = \cos \theta_i, \quad S = \sin \theta_i \quad (2-7)$$

2-2 磁性物理名詞基本定義

本文中有大量的激振器靜態磁場分析，而其相關磁性物理之名詞定義如下：

磁場強度 H(Magnetic field intensity)，單位磁量所受到的力；

磁化強度 M(Intensity of Magnetization)，物質在磁場中所受到的磁化程度；K 為各種物質的磁化率。其關係式為：

$$M = KH \quad (2-8)$$

導磁係數 μ (Permeability)，為某一已知的材料對磁力線通過之容易程度。

真空導磁率 μ_0 (Permeability of vacuum):

$$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \quad (2-9)$$

相對導磁率 μ_r (Relative permeability):

$$\mu_r = 1 + K \quad (2-10)$$

絕對導磁率 μ (Permeability):

$$\mu = \mu_0 \mu_r = \mu_0 (1 + K) \quad (2-11)$$

磁通量 Φ (Magnetic flux)，或稱為磁力線，通過某一面之磁通，必定為磁通密度 B 與面之積分。

$$\Phi = \int B \bullet dS \quad (2-12)$$

磁通密度 B (Magnetic flux density)，磁通與面積之比。在磁場的作用下，物質的磁通密度 B 由兩部分組成，為磁場強度 H 和磁化強度 M ，磁通密度 B 和磁場強度的關係式為：

$$\begin{aligned} B &= \mu_0 H + \mu_0 M \\ &= \mu_0 (1 + K) H = \mu H \end{aligned} \quad (2-13)$$

2-3 勞倫茲力

如圖 2-2 為一個揚聲器的結構剖面圖。當音圈通電後會受到電磁力 (Lorentz force) 而開始作上下運動，進而推動揚聲板發出悅耳的聲音。

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：

$$\vec{F} = \int (\vec{I} \times \vec{B}) d\ell \quad (2-14)$$

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，所以上式可以簡化為純量關係式：

$$F = BLI \quad (2-15)$$

F 即為揚聲系統的激振力、L 為作用線長，單位為公尺(m)，而 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。

2-4 理想磁路

假設一個包含氣隙的磁路為理想磁路狀態，亦即在一個不會漏磁的狀況下，空氣間隙裡的磁通量 Φ 與磁體內之磁通量必須相同，因此有以下關係式：

$$B_m A_m = B_g A_g \quad (2-16)$$

其中 B_m 與 A_m 表示磁體的磁通密度與磁體截面積， B_g 與 A_g 表示氣隙磁通密度與氣隙的截面積。同時由於理想磁路能量不滅，氣隙裡的磁動力 (Magnetomotive force) 與磁體內的磁動力亦相同，可表示為：

$$H_m L_m = H_g L_g \quad (2-17)$$

其中 H_m 與 L_m 表示磁體的磁場強度與磁體長度， H_g 與 L_g 表示氣隙

磁場強度與氣隙長度。

在實際的狀況下，並非所有磁體產生的磁力線皆會通過氣隙，有些磁力線會從氣隙旁通過或甚至繞更大圈，產生漏磁現象。因此實際的氣隙磁通不可使用上述公式估算，而必須使用有限元素法來對激振器進行靜態磁場分析，觀察激振器氣隙間的磁場分布，及漏磁情形，且在實際設計激振器時，也應盡量減少漏磁現象。

2-5 揚聲系統有限元素分析與聲壓計算

有限元素法是以變分原理為基礎發展出來的理論，將幾何模型分成有限數目的元素單元(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，再組合聯立計算整體的位移及變形。而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，即可得揚聲系統的整體聲壓曲線。最後本章也建立激振器模型，進行靜態磁場分析，即可得激振器氣隙之磁通密度。

2-5-1 揚聲板數學模型

本研究使用的狹長型平面揚聲器之結構如圖 2-3 所示，主要結構可分為揚聲板、懸邊、音圈及框架。懸邊位於揚聲板的邊緣位置，作為揚聲板的彈性支撐，而音圈黏置於揚聲板中央，因激振器的電磁效應，對音圈產生簡諧激振力，使揚聲板反覆作動，進而推動空氣，發出悅人的聲音。

在所建構的數學模型中，揚聲板簡化後之數學模型如圖 2-3 所示。以線性彈簧(k)模擬揚聲器的懸邊之彈性支撐功能；以質量塊(m)模擬

在揚聲板上的懸邊質量；以一環狀排列的簡諧施力 $f(t)$ 模擬音圈所受到的激振力。

2-5-2 模擬元素的選擇

在使用 ANSYS 分析揚聲器系統過程中，由於本文使用單層巴莎木揚聲板作為主要討論對象，所以選用一階剪變形理論且可考慮揚聲板纖維方向的薄殼元素 Shell 91(關閉三明治選項)，來模擬揚聲板及音圈，其模型建構剖面如圖 2-4。並使用彈簧元素 Spring-damper 14 來模擬數學模型中的彈簧，以及質量元素 Mass 21 來模擬數學模型中的質量塊，如表 2-1。

2-5-3 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、音圈之材料常數。
4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立揚聲板和音圈模型。
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如圖 2-5 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 Opt → Time/Frequency → Damping：輸入系統阻尼 α 、 β 的值。
22. Solution → Load Step Opt → Time/Frequency → 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)

2-5-4 ANSYS 模擬分析中各參數的取得

ANSYS 模型中，音圈、懸邊和巴沙木質量可在組裝前以電子秤量測。彈簧元素的彈性係數 ($k=1/\text{cm s}$) 和施與音圈的激振力 (BL) 則可由量阻抗實驗取得，如圖 2-6。

2-5-5 材料常數的給定

本文使用巴莎木材料作用主揚聲板，音圈為薄鋁片與銅線組成，其各材料常數如表 2-2 所示。

2-5-6 聲壓的計算及應用

將依上述方法建立的 ANSYS 模型做簡諧激振分析，可以得到揚聲板上各頻率下各節點的振幅、相角，並將以上得到的分析數據代入本節提供的聲壓公式，即可得到揚聲板受外力激振下各頻率的聲壓，進而可繪出聲壓曲線。

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，則：

$$P = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i (A(x_i, y_i) \times \cos(\theta_i - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3-1)$$

其中 $p(r, t)$ 為量測點與揚聲板距離 r 處的聲壓， ρ_{air} 為空氣密度， $u_d(r, t)$ 為揚聲板表面元素之速度大小， $A(x_i, y_i)$ 為揚聲板表面元素之振幅大小， ω 為當時之激振頻率， θ_i 為板子當時之相位角， r_i 為量測點與揚聲板表面元素 ΔS 之距離， k 為波數 (ω/c)， $j = \sqrt{-1}$ ，其中 $A(x_i, y_i)$ 、 θ_i 、 r_i 的結果可由有限元素分析軟體 ANSYS 進行簡諧激振響應分析得到。

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之大，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)

$$SPL = 20 \log\left(\frac{|P_{rms}|}{P_{ref}}\right) (\text{dB}) \quad (3-2)$$

P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值為

$$P_{rms} = \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r,t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (3-3)$$

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)。

2-6 激振器靜態磁場分析

2-6-1 材料常數與模擬元素

激振器的封閉磁路是由磁體與導磁體相互配合設計獲得，分析中使用材料為矽鐵、釤鐵硼(永久磁鐵)、及空氣三種。其對應材料常數如表 2-3 所示，選用元素如表 2-4。分析時需要定義的材料有相對導磁係數(Relative Permeability)與矯頑磁力(Coercive Force)。永久磁鐵本身具有固定的磁場方向，除了矯頑磁力有方向性外，其餘材料特性為等向且均勻。

2-6-2 二維有限元素分析

在分析圓形激振器時，由於圓形激振器為軸對稱結構，因此可以將分析模型簡化為二維半剖面。如此不但可以縮短分析所需時間，同時也方便模型之建立。在做二維模擬分析的過程中，分析基本假設如下：

- (1) 探討的激振器磁場分析是屬於穩定靜態磁場，不包含音圈，所以沒有電流影響，因此符合真空中理想磁路狀況。
- (2) 探討的激振器為圓型結構，根據軸對稱觀念，以 Y 軸為對稱軸，

將模型簡化為半個剖面來進行分析。

(3)永久磁鐵的磁極方向為 N 極在上，S 極在下，磁體內部的磁力線為平行於 Y 軸方向。

(4)為了使模擬更接近真實環境，所以在激振器模型之外有一個空氣層的區域，邊界條件設定為磁力線平行於空氣區域的四邊，來表示空氣區域為一個無窮大的區域，磁力線無法穿越這個區域。

進行二維分析時，激振器的模型建立使用 PLANE53 將其參數設為軸對稱(Axisymmetric)，接著輸入表 2-3 之材料常數，磁體部分使用 0.1mm 元素大小的網格分割，可以達到收斂值，而外圍空氣部份則使用較大的元素分割，如圖 2-7 所示。

2-6-3 三維有限元素分析

由於跑道型激振器為主軸對稱結構，其外觀如圖 2-8，剖面構造如圖 2-9，因此可以將分析模型簡化成四分之一柱體，縮短分析所需時間。分析基本假設同二維平面激振器分析假設，選用元素如表 2-4。激振器的 3D 模型建立一樣使用表 2-3 之材料常數與磁力元素 Solid97，作適當的網格分割後，將最外圍的柱體面設為磁力線平行之邊界條件，即可進行氣隙磁通密度之分析，如圖 2-10 所示。

總而言之，ANSYS 有限元素模型的分割，整個模型主要可區分為三個部份，空氣、氣隙及激振器，由於較注重的是激振器氣隙的磁通密度，所以氣隙區域需用較小的元素，而其他區域可用較大的元素。

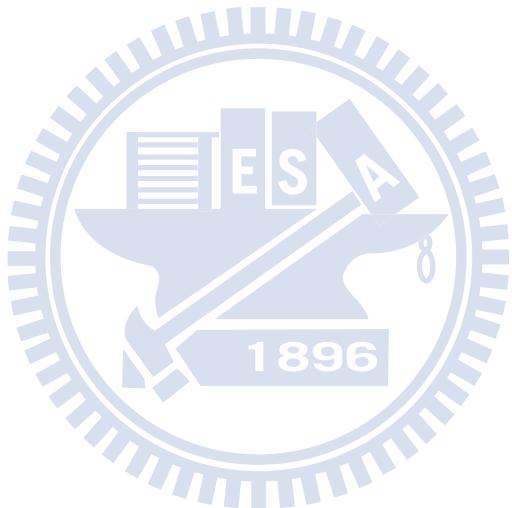
2-6-4 磁通密度分析與實驗值驗證

將圓形激振器與跑道型激振器，利用有線元素法分析其磁通密度之最大值和最小值，並與實驗量測值比較，其中每組實驗值為五次量

測之平均值，結果如表 2-5，可得到相近的結果。

由以上得知，磁通分析模型具有相當的可信度。唯實驗值略小於分析值，原因可能為在分析部份上，設定較現實上理想無外在環境干擾。實驗上的誤差包含磁體、導磁體的係數與組裝：

- (1) 導磁體為鐵工廠之鐵材，經由 CNC 加工製成，因此加工表面精細度與尺寸誤差皆會影響氣隙磁通密度。
- (2) 磁體部分鍍有防鏽鍍膜，可能影響磁力傳導。
- (3) 組裝時膠層太厚、定位偏差、導磁體磨損等皆可能使組裝出的激振器磁力不如預期。



第三章 跑道型激振器之激振力探討

由於激振力大小取決於線圈的作用線長和氣隙的磁通密度。因此本章將探討如何配合激振器選用合適的音圈線徑，氣隙間磁通的分布以及藉由改變激振器的參數，如激振器寬度、長寬比、高度等，探討這些參數與氣隙磁通密度之關係，並在歸納結果後建立磁通資料庫，方便往後設計時，可快速推估各尺寸下的磁通密度，最後探討以外加磁體之方式，再次增強激振器磁通密度。

3-1 音圈線徑的選用

當繞製音圈時，選用的漆包線線徑影響著激振力的輸出，採用線徑小的線圈可減輕音圈的重量，但也因同歐姆值下的線長過短，導致作用線長過低；而線徑大的線圈在同歐姆值下有較長的線長，但需考慮到捲扶不應過長超出主要的氣隙磁通範圍，以免造成作用線長下降。而本文主要磁通範圍為 1.6mm，在考慮以上幾個影響因素後，可從表 3-1 中得知線徑 0.10mm 繞製 4 歐姆的捲扶長最接近 1.6mm，所得的作用線長為最大(如圖 3-1)，因此本文之音圈採用最合適的線徑 0.10mm 繞製，以提供最高的激振輸出。

3-2 氣隙磁通密度分布

由於傳統圓形激振器，有著軸對稱的幾何外型，因此氣隙間的各點磁通大小也是軸對稱的分布，而激振器外型變成跑道型時，非軸對稱的幾何外型，導致其氣隙間的各點有著不同磁通值，因此根據跑道型激振器外型，依照路徑進行靜態磁場分析，如圖 3-2。觀察其氣隙磁通之分布情形，如圖 3-3、3-4 可知氣隙間磁通呈現不均勻地分佈

而本文以磁通均值作為衡量激振器激振強度的標準，其名詞定義如下：

直邊均值 B_1 ：氣隙路徑 A-B 各點磁通密度相加總和，取平均值

弧邊均值 B_2 ：氣隙路徑 B-C 各點磁通密度相加總和，取平均值

總均值 B ：(直邊均值*AB 長度+弧邊均值*BC 弧長)/總長度

3-3 導磁片厚度

本節以導磁片厚度 1.0mm 為例（激振器長 55 寬 10.5 高 7.2 氣隙 gap1.5 U 型鐵厚度 1 磁體 5.2），探討導磁片厚度與氣隙磁通之關係，如圖 3-5，在厚度增厚為 2.0mm， B 最大值越接近於 B 平均值，磁通分布最為均勻，但造成 B 平均值大幅下降；相反地，在厚度變薄時，如厚度 0.5mm，有較大的 B 平均值，但磁場分布最不均勻。一般而言，選用導磁片厚度時，追求最高 B 平均值且磁場分布均勻才為理想的選用目標，而整體磁通收斂情形，由表 3-2 可知，在厚度 1.0mm 時， B 平均值增幅 < 2%，可達到收斂。因此，導磁片厚度 1.0mm 為最佳選擇，故本文以導磁片厚 1.0mm，進行以下激振器其他參數之探討。

3-4 激振器高度與磁通收斂之關係

本節以激振器寬 10.5mm 長寬比 5 為例，高 4mm(磁體 2mm)為基準，探討高度遞增時，氣隙磁通密度之變化情形，其分析結果見表 3-3。由圖 3-6 可知，磁通變化與高度並不為線性關係，而是為一曲線，而磁通在高度 6~8mm 時可達到收斂。另外，探討在其他兩個長寬比 6、7 的激振器，其磁通密度之收斂情形與長寬比 5 仍有相當一致的情形。因此可歸納出：

1. 在高度設計時適宜在範圍 6~8mm，使材料作有效地運用，避免浪費。
2. 高度成長倍率之曲線，可適用於各長寬比下的激振器。

3-5 激振器長寬比與磁通收斂之關係

本節以激振器寬 10.5mm 高 7.2mm(磁體 5.2mm)為例，長寬比 2 為基準，探討當長寬比增加，長度變大時，氣隙磁通密度變化之情形，其分析結果見表 3-5，並與相同規格等直徑的圓形激振器作比較，如表 3-4。另外，再探討其它寬度 20mm、40mm 下，觀察其磁通收斂之關係，如圖 3-7。

而從分析結果可歸納出：

1. 在長寬比 ≥ 3 後，總均值 B 便可高於同規格圓形激振器。
2. 在長寬比 ≥ 5 後，弧線 B_2 值趨於收斂。
3. 在長寬比 ≥ 7 後，直線 B_1 值、總平均值趨於收斂。

因此在長寬比設計時，建議長寬比介於 3~7，可提供高效率的激振力，且避免材料浪費。

4. 長寬比成長倍率之曲線，可適用於各寬度下的激振器。

3-6 磁通密度之快速推估

在往後設計揚聲器，需改變激振器之尺寸時，由前兩節建立的磁通資料表，可知激振器的長寬比、高度，兩參數對磁通成長倍率之影響。因此搭配各寬度下的磁通密度基準值(長寬比 2 高 4mm)，如圖 3-8，便可根據其成長倍率快速推估新尺寸下的磁通密度，其公式如下：

$$\text{磁通密度} = (\text{寬度磁通基準值}) * (\text{長寬比成長倍率}) * (\text{高度成長倍率})$$

應用實例：

有一跑道型激振器尺寸為長 70mm 寬 20mm 長寬比 3.5 高 6mm，

可查圖得知其寬度基準值為 0.410、長寬比成長倍率為 1.52、

高度成長倍率為 1.20

$$\text{新磁通密度} = (0.410) * (1.52) * (1.20)$$

$$= 0.748 \text{ T} \quad (\text{誤差 } 6\%)$$

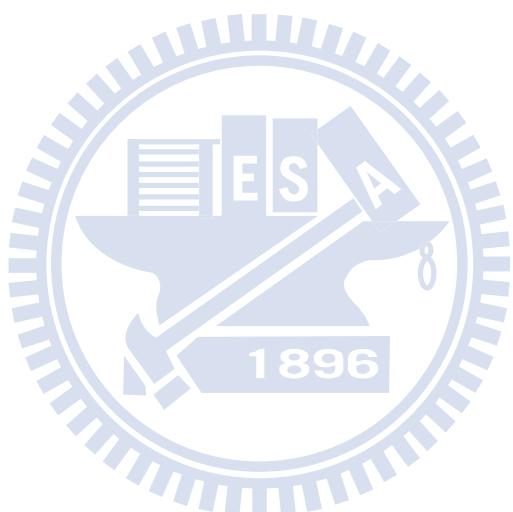
3-7 激振器外加磁體之磁通增強探討

本節以外加磁體之方式，如圖 3-9，藉由在激振器(長 55mm 寬 10.5mm 高 7.2mm)外的導磁片處，與內磁鐵以相斥方式外加厚度為 2.5mm 之磁鐵，從磁通剖面圖，探討其磁力線之走向、疏密及磁通密度之增強情形。由原磁力線圖 3-10，可觀察到激振器有若干磁力線從導磁片外繞大半圈通到 U 型鐵，而沒通過氣隙，產生漏磁現象；而從外加磁體之磁力線圖 3-11 可知，外加磁體可使原本漏磁的磁力線，因磁性相斥而導入氣隙，改善漏磁情形，且外加磁體也可提供部分磁力線，通過氣隙形成另一迴路，使氣隙磁力線更為密集，提高氣隙之磁通。另外，本節也探討外加磁體厚度與磁通增強之收斂關係，如圖 3-12，供未來設計之參考，由表可知若外加厚度僅為 2mm 時，即可大幅提升氣隙磁通高達 24%，而當外加厚度為 6~8mm 時，磁通增幅已收斂(增幅小於 3%)。因此未來依據揚聲器尺寸，進行激振器外加磁體之設計時，建議外加厚度不宜大於 8mm，便可有效率地使用磁體，提升氣隙磁通密度。

3-8 激振器外加磁體之實作應用

依據前一節之激振器尺寸，以外加磁鐵方式實作應用於狹長型揚聲器(板寬 8mm，長寬比 15)，觀察兩曲線之整體聲壓感度，如圖 3-13，可得知激振器藉由外加磁體之設計，運用於揚聲器時可大幅改善聲壓

感度，整體提升幅度約 3dB。因此，經由實作與分析驗證，藉由外加磁體方式可有效地提升揚聲器聲壓感度。而未來選用激振器時，依據揚聲器衝程大小，搭配合適的外加磁體，便可有效大幅提升氣隙磁通，增強揚聲器整體聲壓感度。



第四章 製作及實驗程序

平面揚聲器結構可分為揚聲板、音圈、激振器、懸邊及外框，而本章主要內容為介紹揚聲器各組件的製作過程和組裝步驟，以及揚聲器與激振器之相關實驗量測。

4-1 平面揚聲器之各項組件製作

4-1-1 揚聲板之製作

揚聲板的製作，其步驟如下：

- (1) 選取平坦且纖維方向工整之巴莎木板
- (2) 利用設計的刀模，裁切出實驗所需之揚聲板尺寸。
- (3) 使用砂紙將揚聲板磨平至所需厚度，即可完成揚聲板製作，如圖4-1。

4-1-2 跑道型激振器與外加磁體之製作

激振器的結構可分為導磁片、外U型導磁體及磁體。導磁片與外U型導磁體為鐵工廠的鐵材經由CNC加工製成，而磁體則由永久磁鐵(銨鐵柵)製成。組裝的過程如下描述：

- (1) 先在磁體上表面塗上一層極薄而均勻之強力AB膠，並藉由置具定位，將磁體與上導磁片黏合。
- (2) 由於上導磁片與磁體黏合時，會將多餘的AB膠排出至側表面，影響預期之氣隙磁區空間。因此在磁體上表面上膠時，需將塗膠區域略為縮小預留排膠空間。
- (3) 在組裝磁體下表面與外U型導磁體時所產生之相似排膠情形，反而有利於激振器之組裝。由於磁體充磁後具有極強之磁力，因此一旦黏著處鬆動，便極難將激振器復原。然而受擠壓排出之AB膠

在硬化之後，可阻擋磁體滑動，因此在黏著下表面有微量的 AB 膠反而有利於激振器之組裝固定。

- (4) 最後將組合而成的激振器進行充磁，便完成激振器之組裝製作，如圖 1-3。

若考慮激振器以外加磁體方式進行磁通增強，其步驟如下：

- (1) 將欲外加之磁體固定於定位器上或平板上，防止因磁性相斥產生滑動，並在其上表面塗上 AB 膠。
- (2) 將製作好的激振器由上而下，以導磁片為接觸面，垂直地平穩地置於外加磁體上，使 AB 膠均勻黏合導磁片與外加磁體。
- (3) 在激振器上施以重物壓住固定，防止磁體因相斥滑動，等待 AB 膠乾後，移開重物取出激振器，便可完成外加磁體動作，其完成後如圖 4-2。

4-1-3 跑道型音圈之製作

揚聲板在共振頻率下會產生變形，因此音圈骨架若採用剛性較低的材料，則會隨著揚聲板的變形而產生撓曲，造成音圈和激振器的摩擦，使揚聲器產生不必要的雜音與音質失真的現象。

為了避免此現象，音圈包覆的骨架材質可使用碳纖或波纖為基底，利用熱壓機熱壓成型成需要的長寬尺寸，如圖 4-3。成形好的骨架以模具固定好，放在繞線機上繞上線徑 ϕ 為 0.1mm 的漆包線，剪裁完成後如圖 4-4。繞好的音圈便可與裁切好的揚聲板進行組裝。

4-1-4 懸邊之製作

懸邊採用 PU 膜熱壓而成，此材質可增加穩定性及氣密性，其製作步驟如下：

- (1) 首先剪裁一片適當大小的 PU 膜。
- (2) 在模具上放置已剪裁好的 PU 膜，再將模具送上熱壓機，以攝氏 120 度及 350psi 热壓 30 分鐘。
- (3) 热壓完成後，使其在室溫下自然冷卻，待溫度到達室溫後，再將懸邊取出後裁剪出形狀即完成，如圖 4-5。

4-2 平面揚聲器之組裝

所需之零件備妥後，即可依下列步驟組裝平面揚聲器：

- (1) 懸邊的內緣黏著於揚聲板的邊緣。
- (2) 懸邊的外緣黏著於揚聲器外框上。
- (3) 將音圈定位且黏著於揚聲板中心，並等待黏著劑乾燥
- (4) 安裝激振器於框架上，即完成揚聲器製作。

4-3 揚聲器各項實驗程序

4-3-1 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振動板之頻率-響應量測，並藉由 Bandwidth Method 來計算各激振頻率之系統阻尼比。

(一) 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) 架設組裝好之平面揚聲器與儀器。

(二) 實驗程序

(1) 將待測之平面揚聲器放置在一固定台上。

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。

(2) 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。

(3) 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振動板之速度，需要將訊號對時間做一次積分以便得到振動板的位移響應。

(4) 利用 Bandwidth Method 處理振動板之位移響應，以得到某自然頻率之阻尼比。

4-3-2 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 聲壓測式系統(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

其量測步驟如下：

- (1) 將揚聲器所示架設於障板上，量測步驟如下：
- (2) 將揚聲器架設妥當。
- (3) 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)。

- (4) 麥克風放置在離揚聲器中心一公尺外之同一高度腳架上。
- (5) 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。
- (6) 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。

4-3-3 阻抗量測實驗

同上使用 LMS 系統，經過校正後，可量測出揚聲器系統的阻抗圖，如圖 2-6，圖中阻抗曲線第一個突起的頂峰頻率就是整個揚聲器系統的第一個自然頻率 f_0 。

4-3-4 單體參數量測實驗

同阻抗量測試驗，量測出第一條未加質量時的阻抗曲線，再附加額外的質量黏在揚聲板中央處，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。

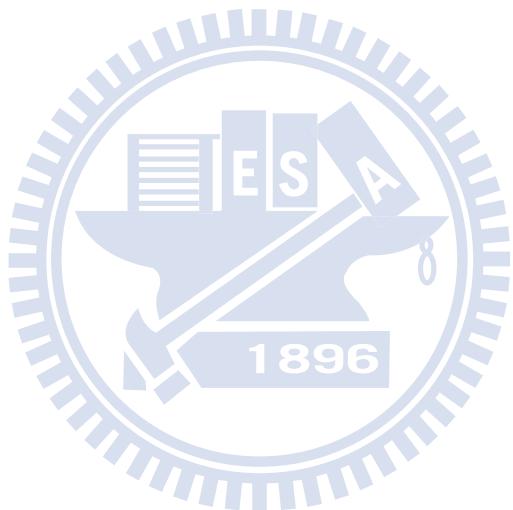
量測出兩條阻抗曲線後，輸入振動板的面積和附加的質量即可由 LMS 計算出相關參數，如圖 2-6 所示。

4-3-5 磁通密度量測實驗

量測磁通密度之儀器為 F. W. BELL 廠商的高斯針，其外觀如圖 4-6 所示。而其量測方式為：

- (1) 先將探針與主機連線再開啟電源，否則易使機器當機。
- (2) 設定量測單位，在此設為 T(Tesla)。

- (3) 設定磁通密度可量測範圍，若設定太小則無法量得，設定太大則量得的磁通密度較不精確。
- (4) 若為測量氣隙磁通密度之最大值時，可使用自動擷取最大值模式以便量測。此模式下主機螢幕只會顯示從開始量測到量測結束之間最大的磁通密度值。
- (5) 每次量測前須作歸零之校正動作。作法為將探針放入零磁場之歸零器中，並按下歸零按鈕，經過幾秒後便完成歸零動作。
- (6) 量測時需注意周圍是否有磁性物質，並且不可將激振器放置於相對導磁係數高之物體上。



第五章 結果與討論

本章將根據第三章探討結果所建立之磁通資料庫，將跑道型激振器實際運用於狹長型揚聲板上，以三種常用長寬比 5、10、15 之狹長板為例，探討激振器尺寸（包含磁通強弱、音圈之重量因素）與狹長板聲壓曲線之關係，觀察其聲壓感度的變化與中音谷落差情形。最後，實作出跑道型揚聲器，討論其聲壓曲線之改善情形。

5-1 分析與實作驗證

本節根據第四章之實驗步驟實作出一個跑道型激振器應用於狹長形揚聲器上，量測其聲壓後，聲壓曲線如圖 5-1，由圖可知實作揚聲器之聲壓曲線與分析曲線，其兩者的 F_0 、中音谷與整體聲壓感度皆有符合的趨勢。因此，藉由有限元素建立的揚聲器系統模型，進行聲壓分析時，可有效合理地模擬出實際揚聲器的聲壓曲線情形。

5-2 尺寸設計流程簡介

本文使用的音圈與揚聲板尺寸，如下圖 5-2。由激振器之激振力探討結果，得知激振器之寬度影響磁通曲線甚大，因此，在配合狹長板設計激振器時，通常會先固定其音圈寬度且越接近板寬(b 約等於 d)為主要目的，不宜過小，以達到最高磁通輸出，只留少許音圈外圍間隙供以黏膠用。其次，以音圈直邊長度 a 為設計變數，由小到大，逐一增加 a 值，分析觀察聲壓曲線之聲壓感度及中音谷落差情形。最後根據結果，討論決定出聲壓感度最大曲線之 a 值及消除中音谷之平緩曲線 a 值，以供未來設計之參考。

5-3 長寬比 5 狹長板之聲壓探討

本節探討激振器在長寬比 5 狹長板 ($b=6.8\text{mm}$, $c=40\text{mm}$, $d=8\text{mm}$) 之運用，以 a 為設計變數 (從 $a=5\text{mm} \sim 30\text{mm}$ ，每 5mm 為一分析)，其分析結果如圖 5-3、表 5-1，由分析結果可知，：

- (1) 當 $a < 15$ 時，聲壓感度最低，中音谷落差最大約 21.43dB ，中音谷頻率起始於 2.9kHz 。當 a 每 5mm 增加，聲壓感度約有 2.4dB 增加，中音谷頻率約以 900Hz 增加。
- (2) 當 $a=20$ 時，中音谷已平緩 (落差 $< 3\text{dB}$)。
- (3) 當 $a=30$ 時，聲壓感度最高，中音谷落差為 0.43dB 。

5-4 長寬比 10 狹長板之聲壓探討

本節探討激振器在長寬比 10 狹長板 ($b=6.8\text{mm}$, $c=80\text{mm}$, $d=8\text{mm}$) 之運用，以 a 為設計變數 (從 $a=10\text{mm} \sim 70\text{mm}$ ，每 10mm 為一分析)，其分析結果如圖 5-4、表 5-2，由結果可知：

- (1) 當 $a < 30$ 時，聲壓感度最低，中音谷落差最大約 19.61dB ，中音谷發生頻率起始於 1050Hz 。當 a 每 10mm 增加，聲壓感度約有 2.1dB 增加，中音谷約以 300Hz 增加。
- (2) 當 $a=40$ 時，聲壓感度最高，中音谷落差為 7.32dB 。
- (3) 當 $a=60$ 時，中音谷已平緩 (落差 $< 3\text{dB}$)。

5-5 長寬比 15 狹長板之聲壓探討

本節探討激振器在長寬比 15 狹長板 ($b=6.8\text{mm}$, $c=120\text{mm}$, $d=8\text{mm}$) 之運用，以 a 為設計變數 (從 $a=10\text{mm} \sim 110\text{mm}$ ，每 10mm 為一分析)，其分析結果如圖 5-5、表 5-3，由結果可知：

- (1) 當 $a < 30$ 時，聲壓感度最低，中音谷落差最大約 14.65dB ，中音

谷發生頻率起始於 500Hz。當 a 每 10mm 增加，聲壓感度約有 2dB 增加，中音谷以 50Hz 增加。

(2) 當 $a=40$ 時，聲壓感度最高，中音谷落差為 12.83dB。

(3) 當 $a=100$ 時，中音谷已平緩（落差<3dB）。

5-6 聲壓分析總結

(1) 聲壓感度探討：

根據前三節之聲壓分析，可知激振器的尺寸增長可使激振力大幅提升，但也伴隨音圈增長，重量增加造成聲壓感度下降，因此在考量激振力增幅程度與音圈重量之因素後，從分析結果可歸納出三點：

- (1) 在激振器長寬比 <4 時，因激振器長寬比過小，磁通尚未達到收斂飽和，故產生的激振力過低，造成揚聲器聲壓感度過低。
- (2) 在激振器長寬比 ≈ 5 時，在激振力提升與音圈重量因素互相平衡下，此時可達到最大聲壓感度。
- (3) 在激振器長寬比 >6 時，激振器磁通已趨近收斂，增幅程度有限，而聲壓感度隨著音圈重量增加，當音圈長度每增加 10mm 其聲壓感度下降幅度約 0.6dB。

因此可知，未來若以呈現最大聲壓感度為目的，設計跑道型激振器時，其激振器最適宜的長寬比略等於 5，便可呈現最大的聲壓感度。

(2) 中音谷探討：

中音谷發生的原因主要是由於揚聲板受激振而產生大量變形，使部分揚聲板產生正相位的振動，其它部分亦有反相位的振動，而正相位推動空氣產生聲壓時，負相位則等同於吸取空氣抑制空氣的推動，由於板上正負相位的相反振動，造成產生的聲波因相反相位而互相抵

消，因此造成聽者在其特定頻率下有明顯的聲壓驟降，產生音谷落差情形。而狹長型揚聲器所產生的中音谷，可藉由分析結果，觀察其中音谷頻率的揚聲板位移場，得知造成中音谷的主要原因為彎矩模態的影響，如圖 5-6。

以長寬比 10 狹長板為例，當音圈 $a=10$ 時(中音谷模態如圖 5-6)，因音圈尺寸過小，導致對揚聲板的施力過於集中，板變形量大，最高達到 0.0427mm ，且節線位置為 55.72mm ，造成同相位的面積(藍色區)只佔總揚聲板面積的 63.3% ，與揚聲板相反相位的變形面積相近，造成推動空氣時過多的聲波因相反相位而抵消，使中音谷落差(19.61dB)為最大且音谷發生頻率偏低(1050Hz)；而音圈增長至 $a=60\text{mm}$ 時(中音谷模態如圖 5-7)，使激振力較均勻分布於揚聲板上，且因音圈變長使揚聲板之剛性增強，抑制板彎矩模態的發生，使中音谷發生頻率延後至 3800Hz ，節線位置增為 69.96mm ，而同相位面積(藍色區)佔總揚聲板面積的 79.5% ，明顯有大幅提升，使反相位變形的面積降低至 20.5% ，且最大變形量降低至 0.00313mm ，大量改善板變形及相反相位的聲壓抵消情形，故中音谷落差(0.14dB)可明顯改善；因此，可得知藉由音圈增長是可以有效改善中音谷的聲壓落差及延後其頻率的效用。

而由以上述討論結果，若要改善中音谷，理論上音圈長度為越長越好，便可增強揚聲板抗彎曲的強度，改善其音谷落差，但過長的音圈也會造成聲壓感度下降。故根據前幾節聲壓分析結果，當揚聲板長寬比為 5 、 10 、 15 ，激振器長 a 值分別為 20 、 60 、 100 時，便可有效改善中音谷使落差 $< 3\text{dB}$ ，其揚聲板長寬比與對應的 a/c 值關係，如圖 5-8 。

圖中的趨勢線，其方程式如下：

$$y = -0.0033x^2 + 0.0996x + 0.0846 \quad (\text{適用 } 5 < x < 15) \quad (5.1)$$

其中 x 為揚聲板長寬比， y 為對應的 a/c 值。

因此，未來若以改善中音谷為目的，設計跑道型激振器時，便可根據揚聲板尺寸，已知板之長寬比，再由方程式求出對應的 a/c 值，進而設計出合適的激振器長度 a 值，達到改善中音谷的目的。

(3) 設計流程圖：

最後整合激振力探討結果與聲壓分析結果，歸納出跑道型激振器設計之流程圖(如圖 5-10，揚聲器對應尺寸如圖 5-9)，作為未來設計之參考，步驟如下：

- (1) 已知有一揚聲板尺寸 (c 、 d)，可得知其長寬比(c/d)
- (2) 根據揚聲板長寬比，若小於 3 則建議直接採用傳統圓形激振器，便有不錯的聲壓效果；若長寬比大於 3 則建議使用本文的跑道型激振器，使聲壓有所提升改善。
- (3) 選用跑道型激振器後，首先決定其激振器寬度和高度，其最佳寬度為 $b=d$ ，最佳高度為 6~8mm，以提供高效率之激振輸出。
- (4) 若設計目的為追求最大聲壓感度，則最佳激振器長寬比 L/W 建議為 5；若設計目的為有效改善中音谷，則可根據板長寬比與 a/c 關係之方程式，得出合適之激振器長度 a 值，進而得知激振器長 L 值。而此時激振器之長寬比合適尺寸皆可得知。
- (5) 最後，建議激振器搭配外加磁體之方式，使聲壓感度再次提升。其中若以追求最大聲壓感度為目的，其存在的中音谷問題，可搭配揚聲板加勁、安裝彈波等方式來改善其中音谷。

(4) 應用實例搭配碳纖加勁：

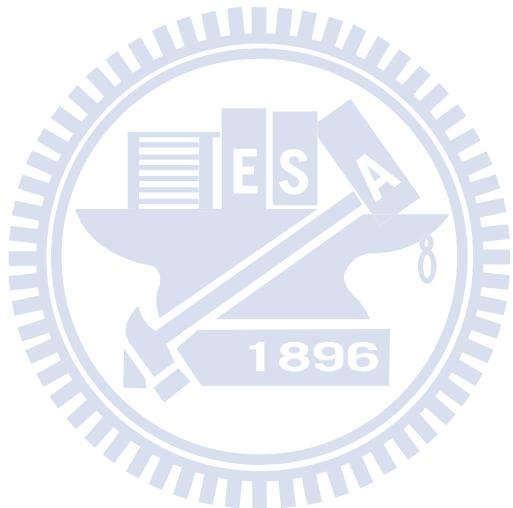
本節以一應用實例，說明設計流程圖的使用。已知有一純巴沙木揚聲板，其尺寸為 $c=75\text{mm}$ 、 $d=8\text{mm}$ 、厚度為 1mm ，由流程圖得知，第一步，因採用揚聲板長寬比為 9.375 大於 3 ，故採用跑道型激振器較圓形激振器有較高的磁通強度；第二步，決定激振器的寬= 6.8mm 、高= 7mm ，合乎設計要求，以達到高效率激振輸出；第三步，若以期待最大聲壓為設計目的，則激振器長度選用 $a=40\text{mm}$ （長寬比約等於 5 ），此時激振器所有尺寸都已決定；第四步，搭配 2mm 碳纖加勁揚聲板的方式（如圖 5-11），加強揚聲板 x 方向的剛性，抑制其彎矩模態，改善原有的中音谷落差。而改善前後的聲壓分析曲線（如圖 5-12），從圖得知中音谷落差從原有的 10dB 大幅改善至 4.8dB ，發生頻率也從 2kHz 延後至 3kHz 。因此，採用聲壓感度最大為設計目的，若採用跑道型激振器搭配碳纖加勁揚聲板方式改善中音谷，也不失為兩全其美的方法，能有高聲壓、低中音谷落差的表現。

5-7 狹長型揚聲器之實作改善(1)

根據分析結果，實作出兩個跑道型激振系統，如圖 5-11、5-12，其激振器長 a 值分別為 45mm 、 70mm ，將其應用於狹長板上（長寬比 15.75 寬 8mm 長 126mm 厚度 1mm ），觀察聲壓曲線變化，如圖 5-13，可知當 $a=45$ （激振器長寬比 5.28 ），此時有較大的聲壓感度，與使用傳統圓形激振器（分析曲線）相比，可提升整體的聲壓感度約 5dB ；而觀察比較 $a=45$ 與 $a=70$ 兩聲壓曲線，可知其中音谷發生頻率分別為 856 Hz 、 1221 Hz ，中音谷落差分別為 14.6 dB 、 8.8 dB 。因此，從實驗與分析結果驗證得知，藉由增加激振器長度，是可以有效提升整體聲壓感度，並使中音谷發生頻率延後及落差改善的效果。

5-8 狹長型揚聲器之實作改善(2)

當有一個已知的揚聲板尺寸(長寬比 6.32 寬 11.4mm 長 72mm 厚 1mm)，並以改善中音谷作為設計目的時，實作出合適的跑道型激振系統如圖 5-14，其激振器長度為 $a=45$ (其 a/c 值符合中音谷改善之方程式)，其聲壓曲線如圖 5-15，將傳統圓形激振器(分析曲線)與實作曲線 $a=45$ 比較時，可知聲壓感度約有 6 dB 的提升，且中音谷落差從 20 dB 減少至 4dB，大幅提升其聲壓感度與大量改善中音谷之落差情形。因此，參考設計準則，採用適當尺寸激振器可有效改善狹長板聲壓曲線。



第六章 結論與未來研究方向

6-1 結論

本文研究以設計跑道型激振器作為新激振系統，取代傳統圓形激振系統，並探討跑道型激振器各項尺寸參數與氣隙磁通之關係，如作用線長、導磁片厚度、激振器長寬高等，以達到最大激振力輸出之目的，並建立磁通之資料庫與磁通快速推估方法，以供往後設計之使用，減少大量電腦分析時間。

其次，利用建立之磁通資料庫，以激振器長度為變數，激振狹長型平板時，藉由激振器激振面積變大、激振力均勻分布於揚聲板的方式，以改善狹長型揚聲器其普遍的聲壓感度不足與中音谷落差大等缺點。最後根據分析與實驗結果，進行討論後可得出以下結論：

激振

1. 將實體音圈簡化為薄殼來模擬平面揚聲系統，進行聲壓分析時，可有效預測出實際平面揚聲器之中音谷頻率及音谷落差情形。
2. 未來設計跑道型激振器之新尺寸時，可參考磁通資料庫裡的各尺寸磁通收斂值，其最佳寬度為 $b \approx d$ ，最佳高度為 6~8mm，以提供高效率之激振輸出，減少材料浪費。若設計目的為追求最大聲壓感度，則最佳激振器長寬比 L/W 建議為 5，再搭配 2mm 碳纖加勁方式改善中音谷；若以改善中音谷為目的，則激振器長度可參考公式： $y = -0.0033x^2 + 0.0996x + 0.0846$ (適用 $5 < x < 15$)，其中 x 為揚聲板長寬比， y 為對應的 a/c 值。
3. 新尺寸激振器之氣隙磁通密度，可經由快速推估方法，減少大量的電腦磁場分析時間，其關係公式為：
磁通密度=(寬度基準值)*(長寬比成長倍率)*(高度成長倍率)。
4. 激振器以外加磁體之方式，可再次提升氣隙磁通密度，其外加厚度

若為 6~8mm 範圍內，能有最高效率輸出，最高可達到 47%的磁通增強效果，實際應用於揚聲器時，可大幅提升其聲壓感度。

5. 狹長型平面揚聲器藉由選用適當尺寸的跑道型激振器，相較於傳統圓形激振器而言，可有效達到提升聲壓感度約 5dB 與改善其中音谷(落差小於 3dB)的效果。

6-2 未來研究方向

本文主要目的是使用跑道型揚聲系統來改善狹長型揚聲器之聲壓曲線，揚聲板是採用單層無加勁之狹長型巴沙木，根據揚聲板尺寸，探討出最合適的激振器參數設計，但難免有些未考慮到的因素，因此在未來研究方面，可往以下幾個方向作深入探討：

- (1) 加入考慮其他揚聲器參數，如懸邊材質、接腳位置、彈波形狀、揚聲板加勁等等，配合本文建立的磁通資料庫，使跑道型揚聲器之揚聲行為有更完善的研究。
- (2) 增加更多不同尺寸的揚聲器實作，使設計準則能在更多樣本情形下得到驗證，或改善更為周到。
- (3) 由於目前製作的揚聲器僅考慮小瓦數為需求，因此未來可研製以大瓦數為需求的揚聲器，在跑道型音圈採用的材料或製程上進行改良，以減少音圈因振動變形磨耗所產生的雜音。
- (4) 最後探討研究在不同型式的激振系統下，是否對音色造成影響抑或產生失真行為。

參考文獻

1. E. W. Siemens, US Patent No. 149797, 1874.
2. C. W. Rice, and E. W. Kellogg, "Notes on the Development of a New Type of Hornless Loud Speaker", JAIEE, vol.12, pp.461-480, 1925.
3. M. R. Gander, "Moving-Coil Loudspeaker Topology as an Indicator of Linear Excursion Capability", Journal of the Audio Engineering Society, vol. 29, pp.10-26, 1981.
4. J. Nakazono, K. Shimada, Y. Tsuchiya, T. Furukawa and Y. Matsumoto, "Coaxial Flat-plane Loudspeaker with Polymer-graphite Honeycomb Sandwich Plate Diaphragm", Journal of the Audio Engineering Society, vol.29, pp.800-807, 1981.
5. R. D. Mindlin, "Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motion of Isotropic Elastic Plates", J. Applied Mechanics, vol.18, pp.33-38, 1951.
6. S. T. Mau, "A Refined Laminated Plate Theory", Journal of Applied Mechanics, vol. 40(2), pp.606-607, 1973.
7. P. M. Morse, and K. U. Ingrad, "Theoretical Acoustics", McGraw-Hill, NY, 1968; rpt. Princeton University Press, NJ, pp.375-379, 1986.
8. T. Shindo, O. Yashima, H. AndSuzuki, "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.
9. E. Hojan, M. Wojtczak, M. Niewiarowicz, "Computer Simulation of Spatial Characteristics of a Loudspeaker System", Applied Acoustics, vol.32, pp.179-191, 1991.
10. 彭國晉, “具加勁複合材料結構板之聲傳研究”, 國立交通大學, 機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2004.

- 11.S. Le Moyne, J. L. Tebec, and I. Tawfiq, "Acoustical Influence Of Stiffeners on Acoustic Radiation of Plates", Mechanical Systems and Signal Processing, vol.19, pp.195-212, 2005.
- 12.H. Denli, and J. Q. Sun, "Structural-acoustic Optimization of Sandwich Structures with Cellular Cores for Minimum Sound Radiation", Journal of Sound and Vibration, vol.301, pp.93-105, 2007.
- 13.C. C. Tan, C. I. Hird, "Active Control of the Sound Field of a Constrained Panel by an Electromagnetic Actuator. - an Experimental Study", Applied Acoustics, vol.52, pp.31-51, 1997.
- 14.L. Feng, "Active Control of Structurally Radiated Sound Using Multiactuator Method", Journal of the Acoustical Society of America, vol.98, pp.397-402, 1995.
- 15.J. C. Lee and J. C. Chen, "Active Control of Sound Radiation From a Rectangular Plate Excited by a Line Moment", Journal of Sound and Vibration, vol.220, pp.99-115, 1999.
- 16.Y. Qiao, Q. Huang, "The Effect of Boundary Conditions on Sound Loudness Radiated from Rectangular Plates", Archive of Applied Mechanics, pp.77, pp.21-34, 2007.

表 2-1 聲壓分析選用之模擬元素

揚聲器各結構	ANSYS 選用元素
揚聲板	Shell 91 (Nodes at midsurf)
懸邊	Spring-damper 14、Mass 21
音圈骨架、漆包線	Shell 91 (Nodes at bot face)

表 2-2 ANSYS 模擬之材料常數

	E(GPa)		ν		$\rho(\text{Kg/m}^3)$
鋁片 (音圈骨架)	73.1		0.35		2790
銅線 (漆包線)	101		0.35		8740
	E1(GPa)	E2(GPa)	G12(GPa)	ν_{12}	$\rho(\text{Kg/m}^3)$
巴莎木 (揚聲板)	3.7	0.055	0.05	0.02	1300
碳纖 (加勁條)	146.5	9.22	6.836	0.306	1747

表 2-3 靜態磁場分析之相關常數

	導磁係數	磁場強度(Oersted)
空氣	1	0
釹鐵棚 (磁鐵)	1.05	7.4e5
U 型鐵,導磁片	6000	0

表 2-4 靜態磁場分析之模擬元素

激振器種類	ANSYS 選用元素
圓形激振器	Plane 53
跑道型激振器	Solid 97

表 2-5 激振器磁通密度驗證

種類	分析極值	實測最大值	誤差
圓形激振器	Max 0.570	0.56	1.8%
跑道型直邊	Max 0.582	0.57	2.1%
跑道型弧邊	Min 0.393	0.38	3.4%

表 3-1 漆包線規格

號數	線徑 (mm)	單位歐姆的 長度(m)	所得捲扶長 (mm)	漆包線總重 (g)	作用線長(m)
SWG#29	0.33	4.95050	58.397	16.725	0.543
SWG#35	0.21	1.98020	14.865	2.880	0.853
SWG#40	0.12	0.63694	2.732	0.303	1.492
SWG#41	0.11	0.57143	2.247	0.228	1.628
SWG#42	0.10	0.45496	1.626	0.150	1.790
SWG#43	0.09	0.36765	1.183	0.098	1.471
SWG#44	0.08	0.29070	0.831	0.061	1.163

表 3-2 導磁片厚度與氣隙磁通密度

導磁片 厚度	(厚度範圍 1.6mm 內)	
	B 最大值	B 平均值
2.0	0.460	0.446
1.8	0.477	0.462
1.6	0.501	0.474
1.4	0.522	0.481
1.2	0.544	0.488
1.0	0.559	0.498
0.8	0.579	0.499
0.6	0.591	0.502

表 3-3 激振器高度與磁通成長倍率

總寬 W	總長 L	長寬比 (R=L/W)	總高 H	B1_直線	B2_弧線	磁通密度 總平均	成長倍率 B/B(H=4)
10.5	52.5	5	2	0.000	0.000	0.000	0.000
			4	0.421	0.280	0.392	1.000
			6	0.508	0.336	0.472	1.204
			8	0.521	0.348	0.485	1.237
			10	0.526	0.349	0.489	1.247
10.5	63	6	2	0.000	0.000	0.000	0.000
			4	0.437	0.274	0.409	1.000
			6	0.522	0.337	0.490	1.198
			8	0.534	0.352	0.503	1.230
			10	0.541	0.352	0.508	1.242
10.5	73.5	7	2	0.000	0.000	0.000	0.000
			4	0.442	0.280	0.418	1.000
			6	0.531	0.342	0.503	1.203
			8	0.544	0.354	0.516	1.234
			10	0.553	0.357	0.524	1.254

表 3-4 同規格傳統圓形激振器之磁通密度

同規格圓形激振器之直徑	磁通密度(T)
10.5	0.278
20	0.670
40	1.173

表 3-5 激振器長寬比與磁通成長倍率

總寬 W	總長 L	長寬比 (R=L/W)	B1_直線	B2_弧線	磁通密度 總平均	成長倍率 B/B(atR=2)
10.5	10.5	1	0.000	0.000	0.000	0.000
10.5	21	2	0.341	0.280	0.310	1.000
10.5	31.5	3	0.448	0.336	0.410	1.323
10.5	42	4	0.489	0.345	0.452	1.458
10.5	52.5	5	0.520	0.346	0.484	1.561
10.5	63	6	0.532	0.347	0.500	1.613
10.5	73.5	7	0.541	0.352	0.513	1.655
10.5	84	8	0.549	0.346	0.523	1.687
<hr/>						
20	20	1	0.000	0.000	0.000	0.000
20	40	2	0.623	0.561	0.588	1.000
20	60	3	0.823	0.716	0.781	1.328
20	80	4	0.961	0.768	0.903	1.536
20	100	5	0.980	0.794	0.935	1.590
20	120	6	1.012	0.806	0.967	1.645
20	140	7	1.038	0.799	0.996	1.694
20	160	8	1.064	0.807	1.024	1.741
<hr/>						
40	40	1	0.000	0.000	0.000	0.000
40	80	2	0.952	0.881	0.910	1.000
40	120	3	1.268	1.133	1.212	1.332
40	160	4	1.390	1.258	1.344	1.477
40	200	5	1.497	1.282	1.440	1.582
40	240	6	1.596	1.326	1.536	1.688
40	280	7	1.672	1.271	1.595	1.753
40	320	8	1.670	1.343	1.610	1.769

表 5-1 揚聲板長寬比 5 之聲壓分析

音圈長度 a (mm)	平緩處之聲壓 (dB)	音谷處之頻率 (Hz)	音谷處之聲壓 (dB)	音谷處聲壓落差 (dB)
5	55.46	2900	34.03	21.43
10	57.85	3800	48.32	9.53
15	60.09	4700	53.86	6.23
20	60.79	6050	59.44	1.35
25	61.53	7400	60.98	0.55
30	62.01	7850	61.58	0.43

表 5-2 揚聲板長寬比 10 之聲壓分析

音圈長度 a (mm)	平緩處之聲壓 (dB)	音谷處之頻率 (Hz)	音谷處之聲壓 (dB)	音谷處聲壓落差 (dB)
10	62.51	1050	42.90	19.61
20	64.61	1250	48.08	16.53
30	66.76	1750	56.45	10.31
40	67.82	2450	60.50	7.32
50	67.75	3350	61.38	6.37
60	67.14	3800	67.00	0.14
70	66.63	4250	66.21	0.42

表 5-3 揚聲板長寬比 15 之聲壓分析

音圈長度 a (mm)	平緩處之聲壓 (dB)	音谷處之頻率 (Hz)	音谷處之聲壓 (dB)	音谷處聲壓落差 (dB)
10	66.40	500	51.75	14.65
20	68.05	550	54.09	13.96
30	69.85	600	56.62	13.23
40	72.09	700	59.26	12.83
50	71.85	850	59.15	12.70
60	71.20	1100	60.60	10.60
70	70.61	1350	62.17	8.44
80	70.02	1750	63.70	6.32
90	69.56	2450	65.76	3.80
100	69.05	2500	66.80	2.25
110	68.57	2600	67.25	1.32



圖 1-1 傳統錐盆式揚聲器

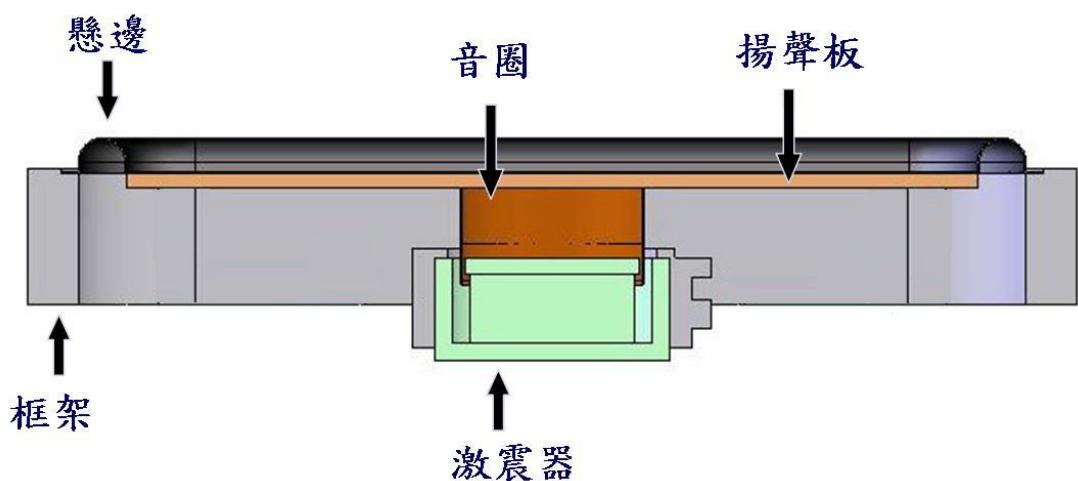


圖 1-2 平面揚聲器結構圖



圖 1-3 狹長型平面揚聲器



圖 1-4 跑道型激振器

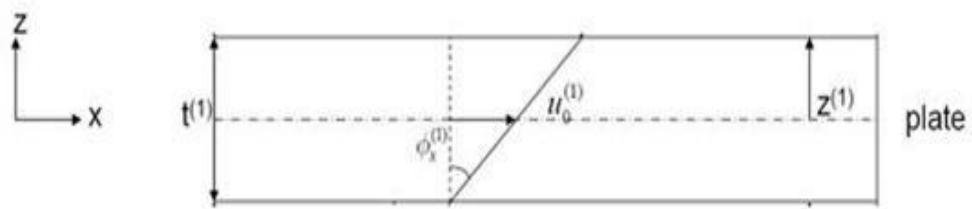


圖 2-1 單層板位移場示意圖

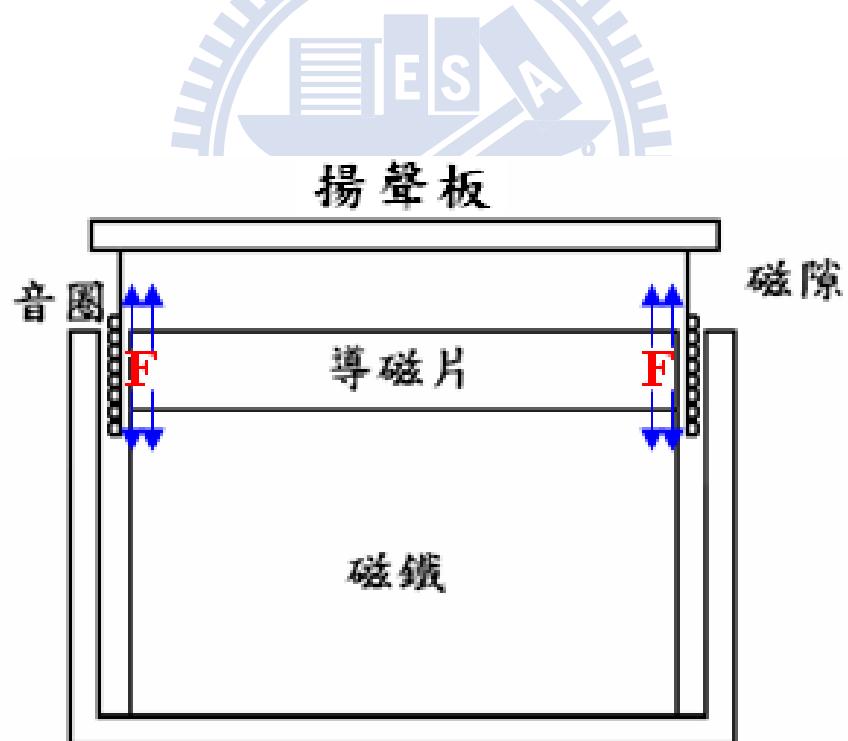


圖 2-2 揚聲器之剖面圖

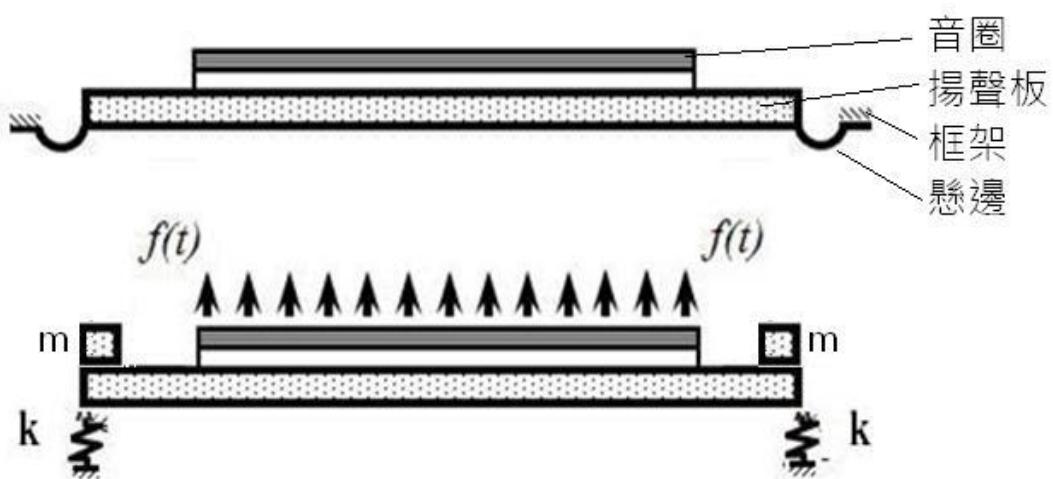


圖 2-3 揚聲器構造與數學模型圖

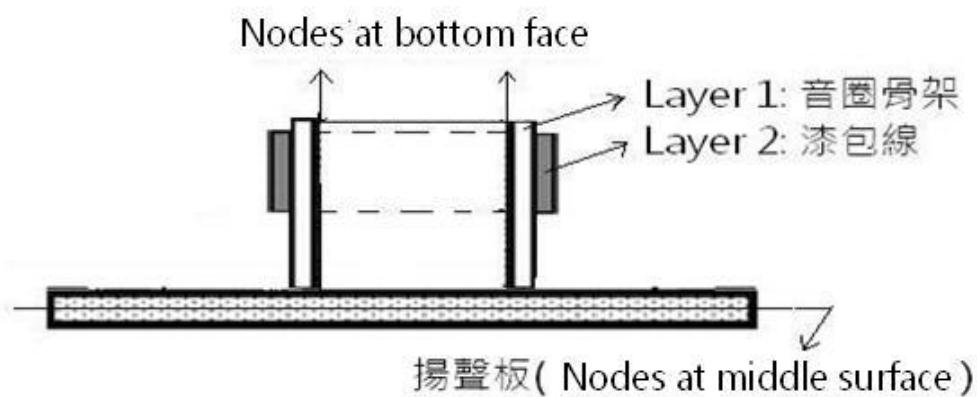


圖 2-4 揚聲板與音圈模型建構剖面圖

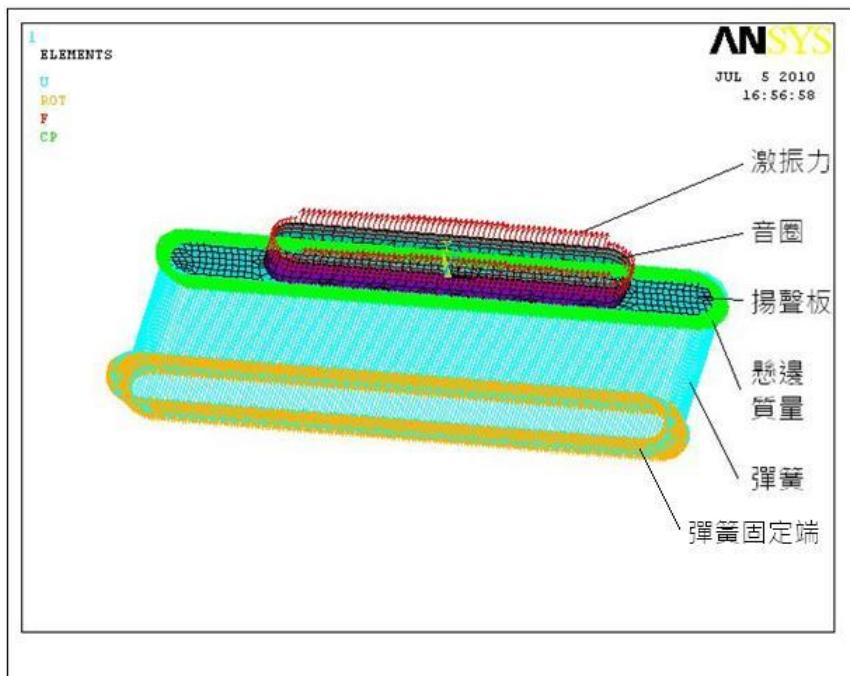


圖 2-5 揚聲系統之 ANSYS 模型

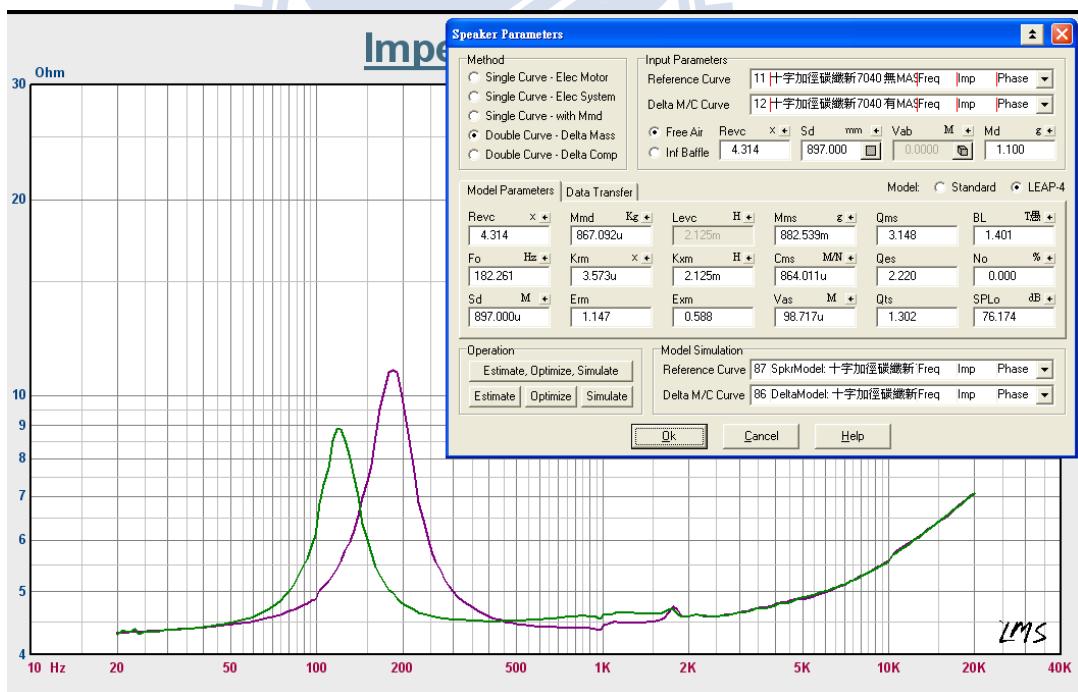


圖 2-6 阻抗量測圖

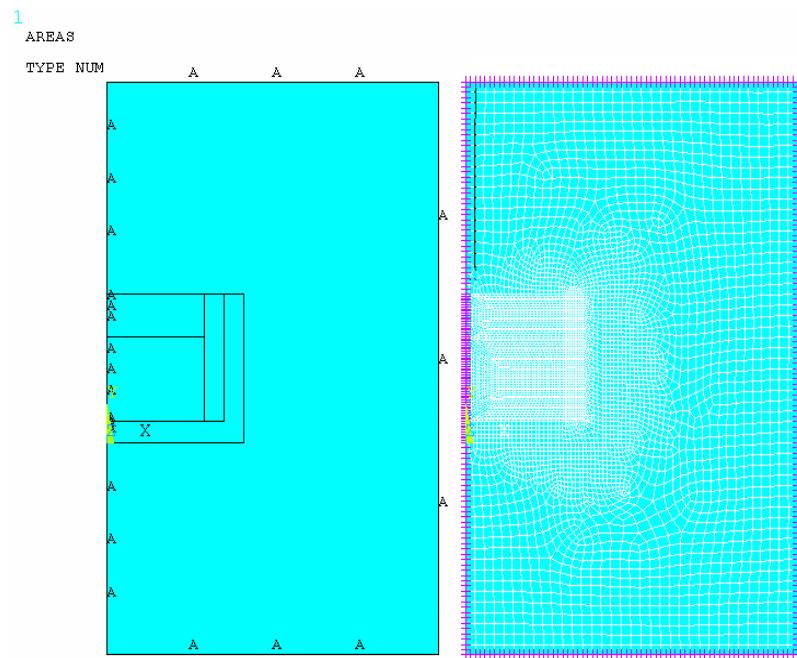


圖 2-7 圓形激振器之二維模型

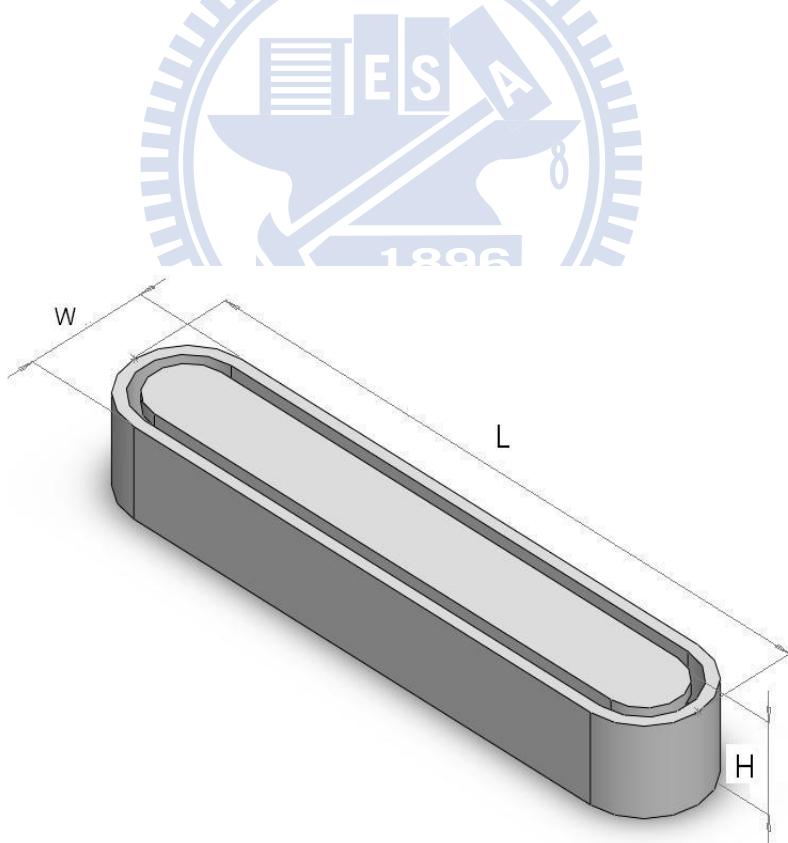


圖 2-8 跑道型激振器外型

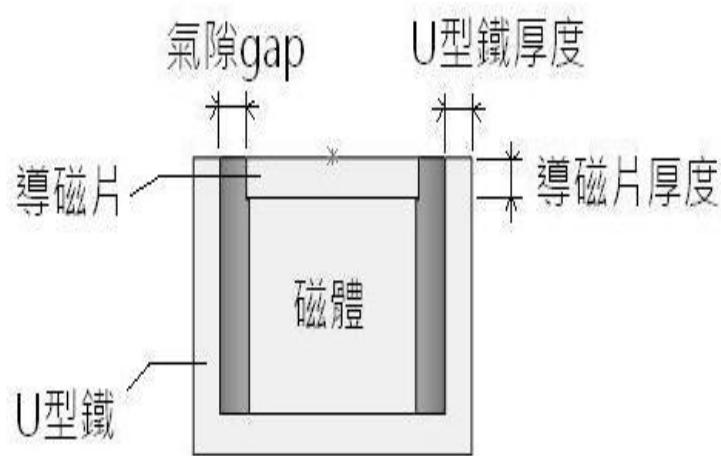


圖 2-9 激振器之剖面圖

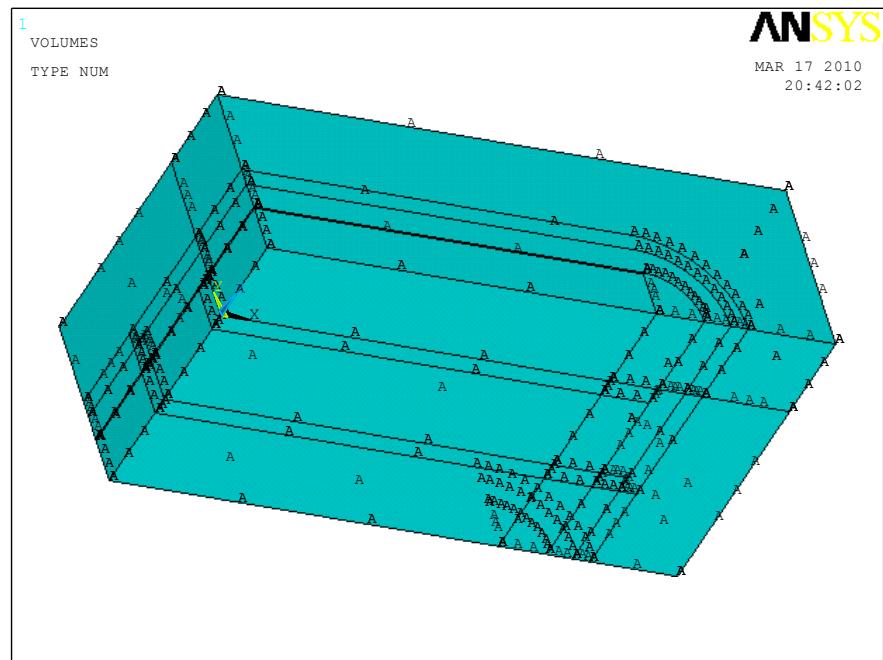


圖 2-10 跑道型激振器之三維模型

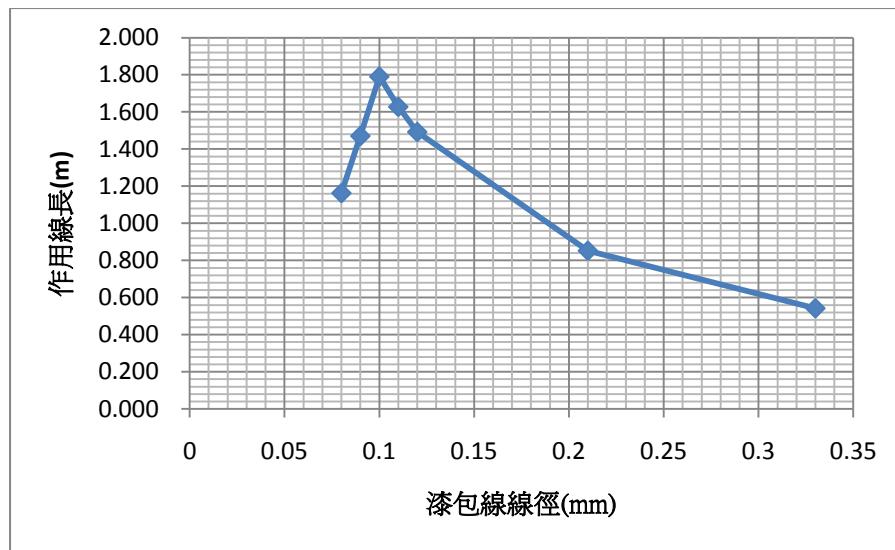


圖 3-1 漆包線線徑與作用線長

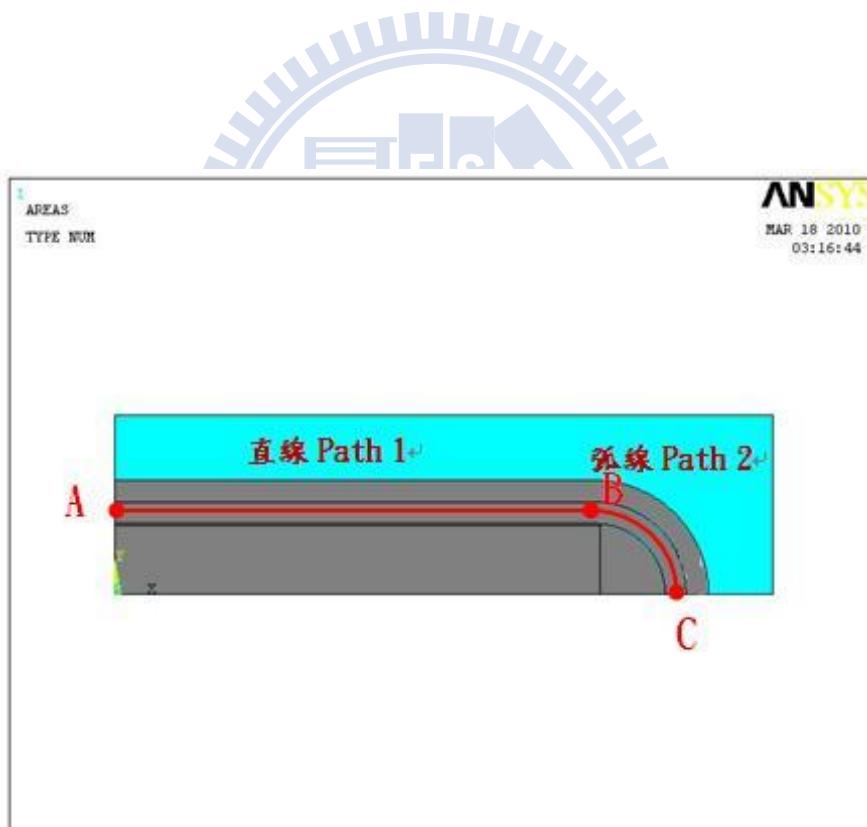


圖 3-2 靜態磁場分析之分析路徑圖

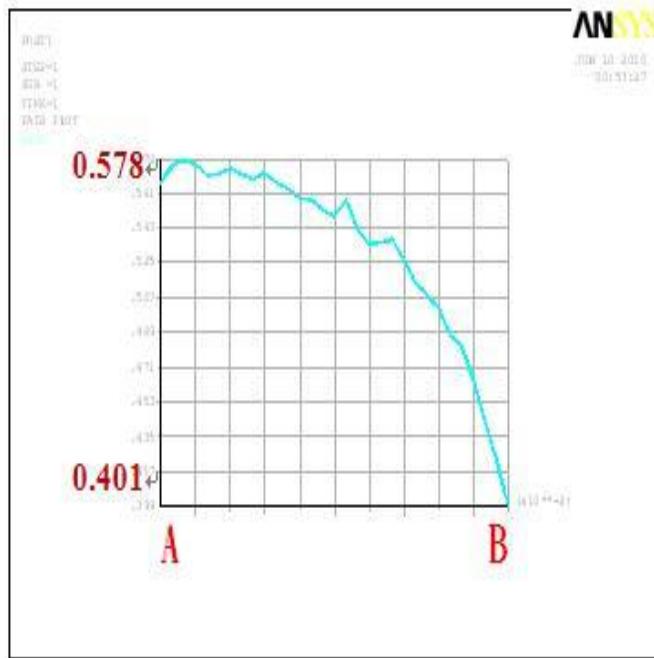


圖 3-3 路徑 A-B 之磁通密度分佈

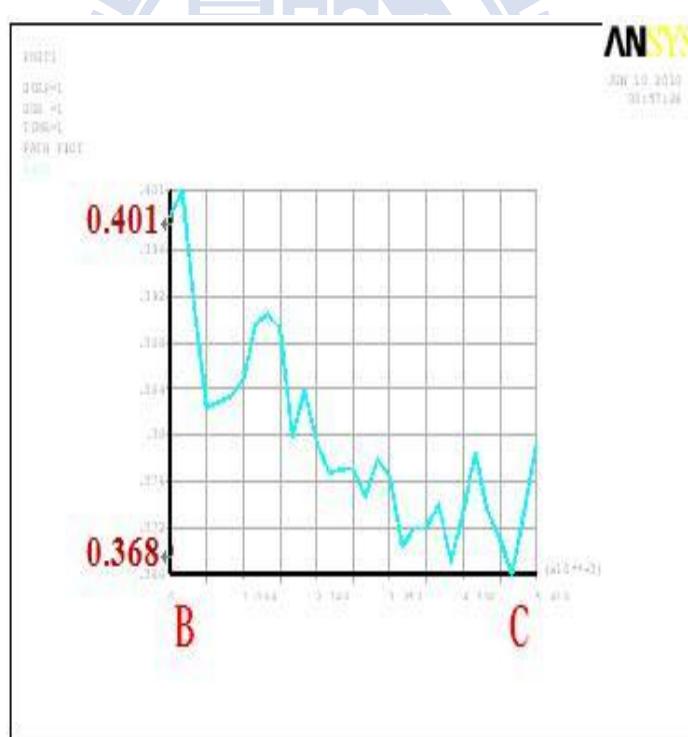


圖 3-4 路徑 B-C 之磁通密度分佈

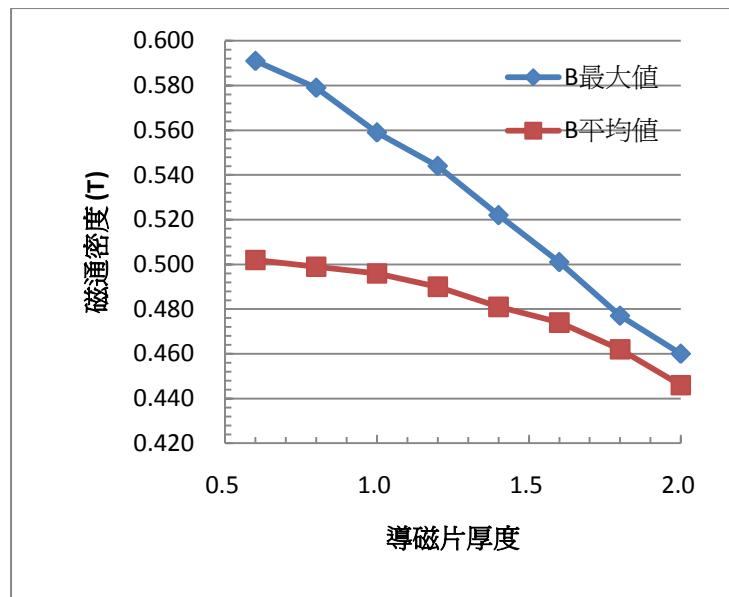


圖 3-5 導磁片厚度與氣隙磁通

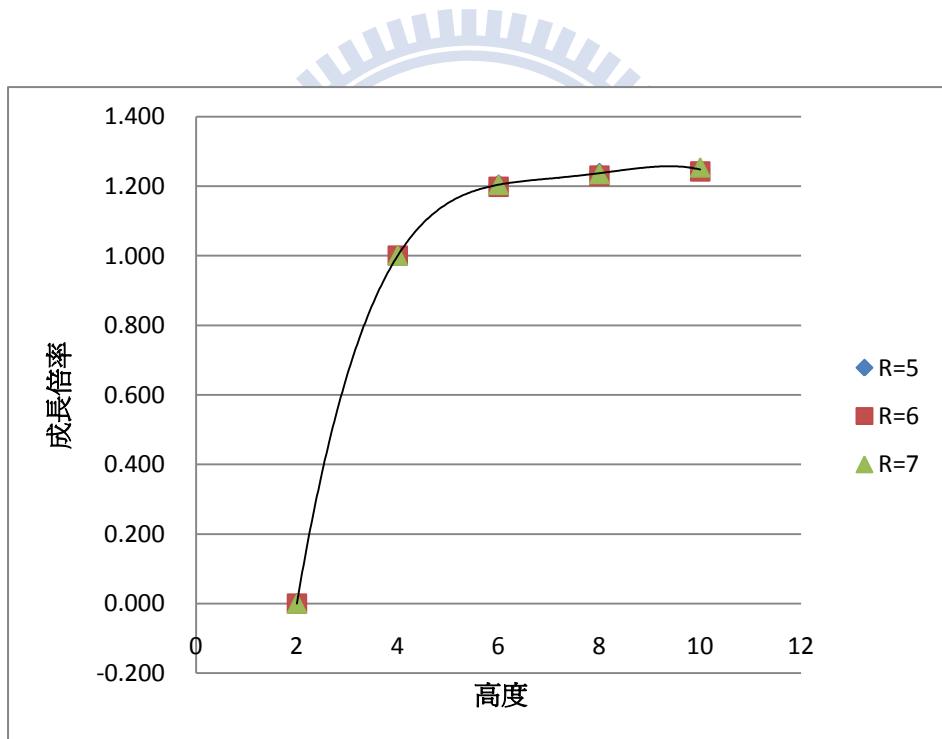


圖 3-6 激振器高度與磁通成長倍率

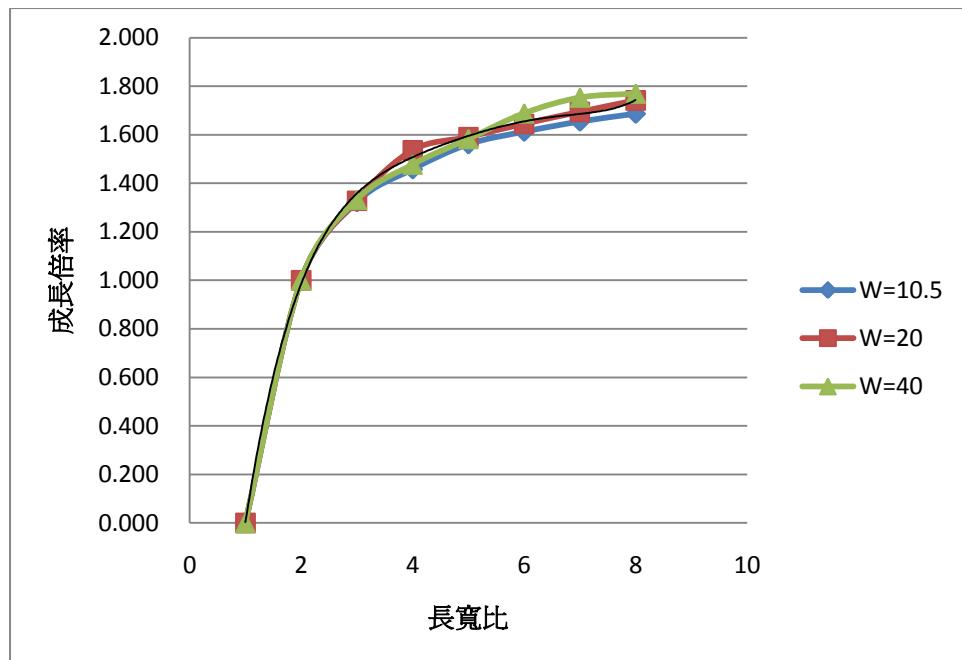


圖 3-7 激振器長寬比與磁通成長倍率

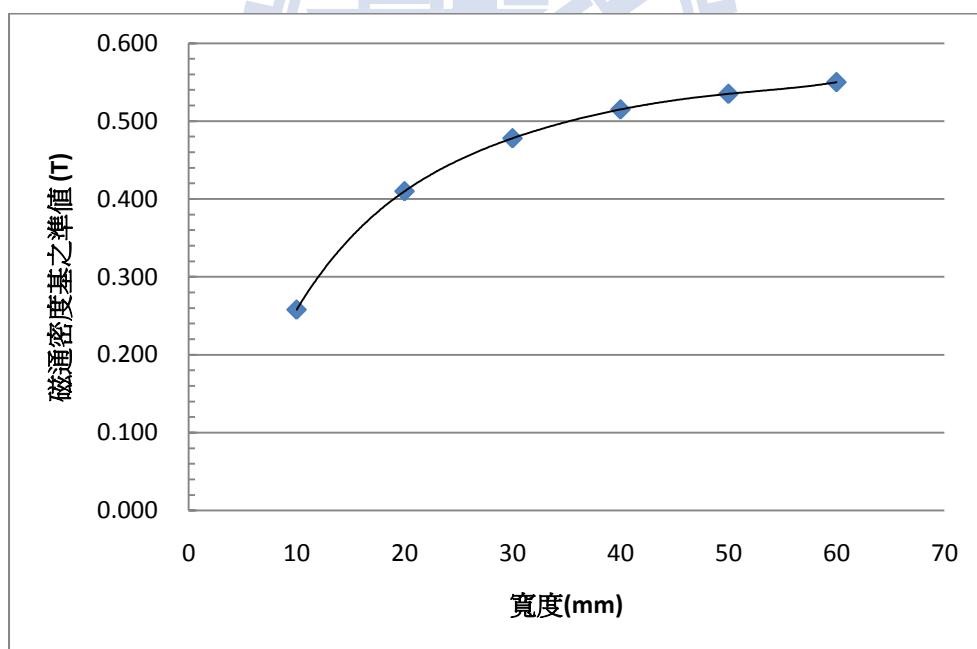


圖 3-8 激振器各寬度下之磁通基準值

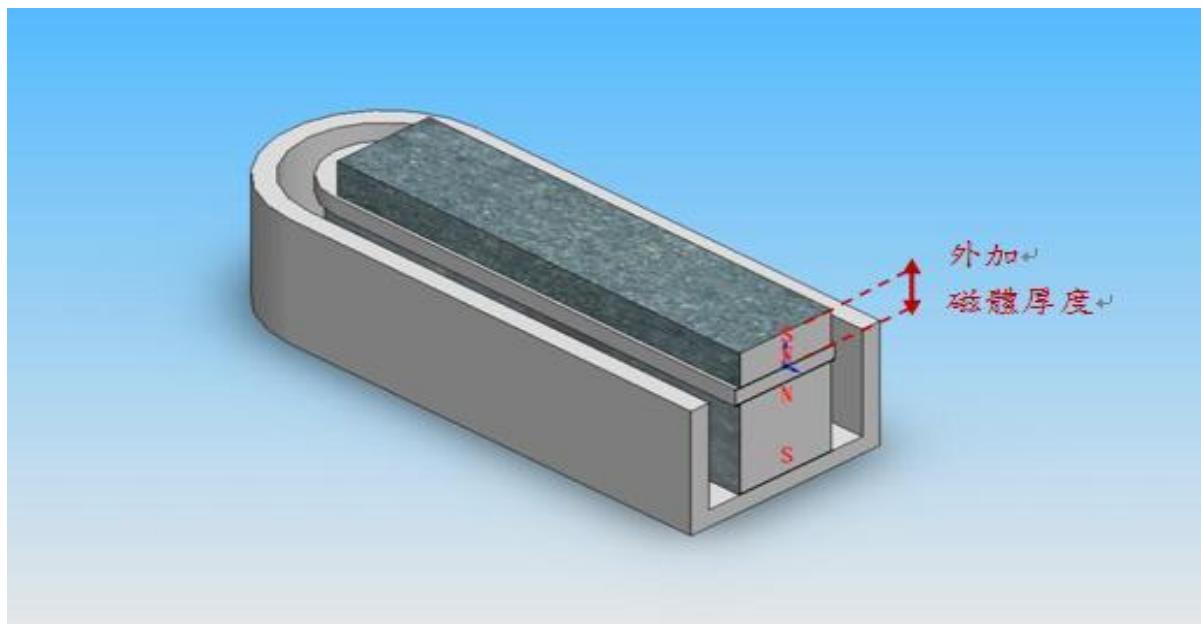


圖 3-9 激振器之外加相斥磁體剖面圖

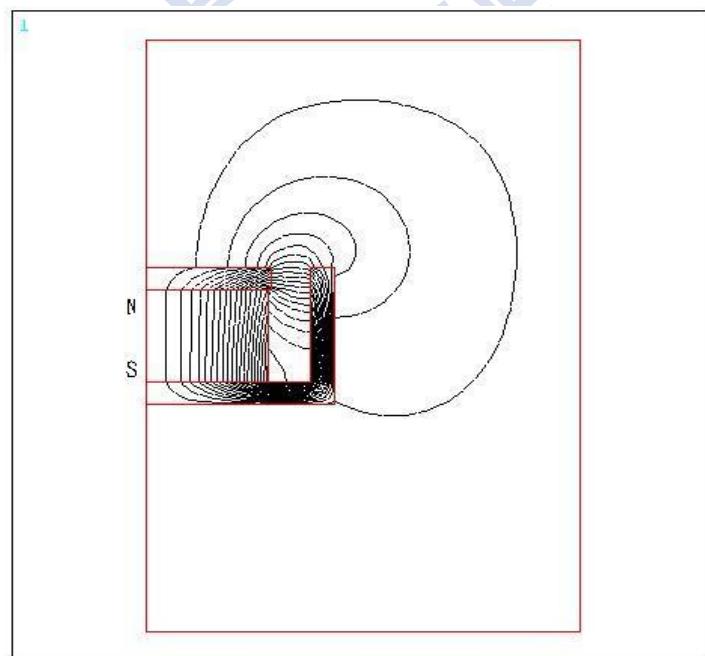


圖 3-10 原激振器之磁力線分佈

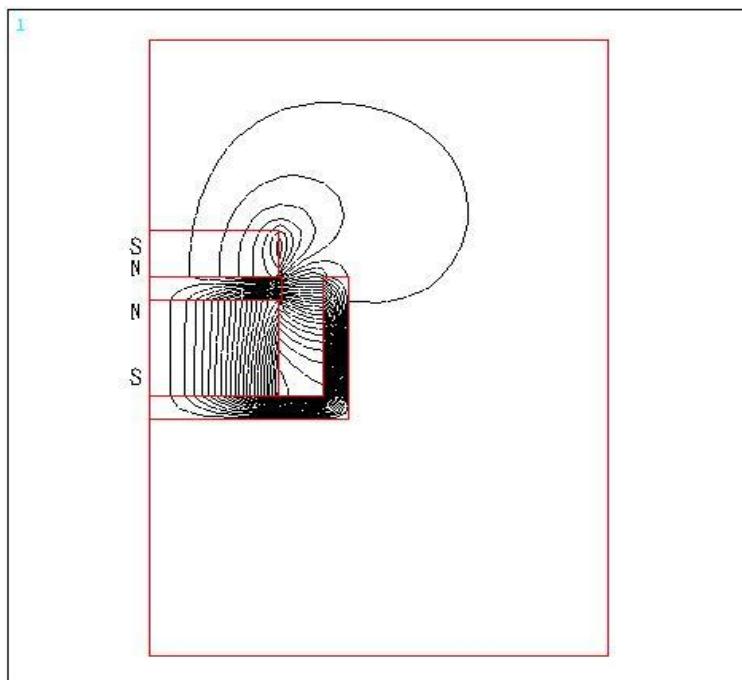


圖 3-11 激振器外加磁體之磁力線分佈

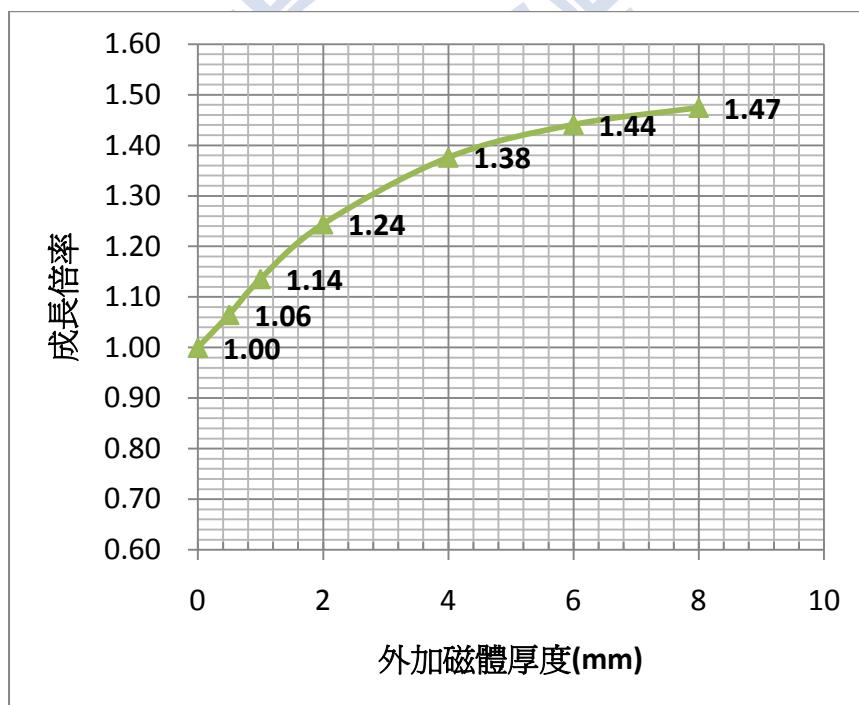


圖 3-12 外加磁體厚度與磁通成長倍率



圖 3-13 原激振器與外加磁體之聲壓圖



圖 4-1 單層巴沙木揚聲板

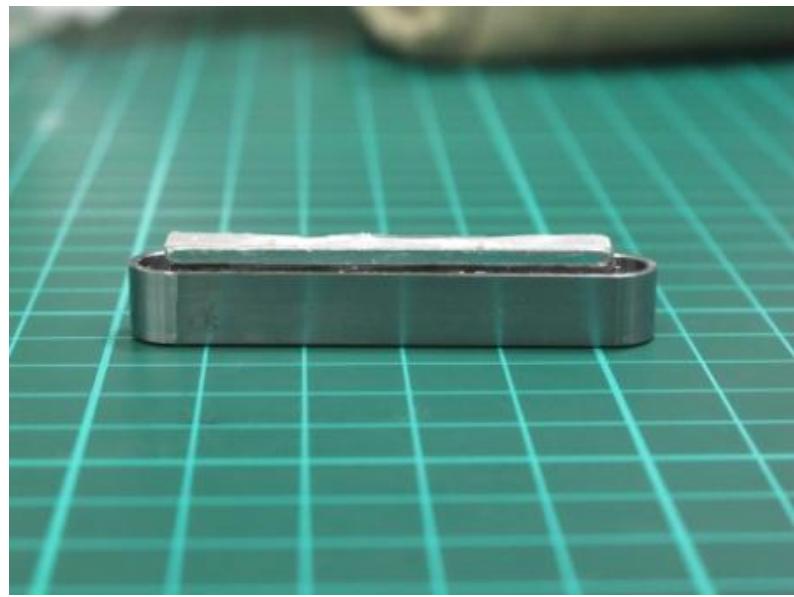


圖 4-2 激振器之外加磁體



圖 4-3 音圈之骨架



圖 4-4 跑道型音圈

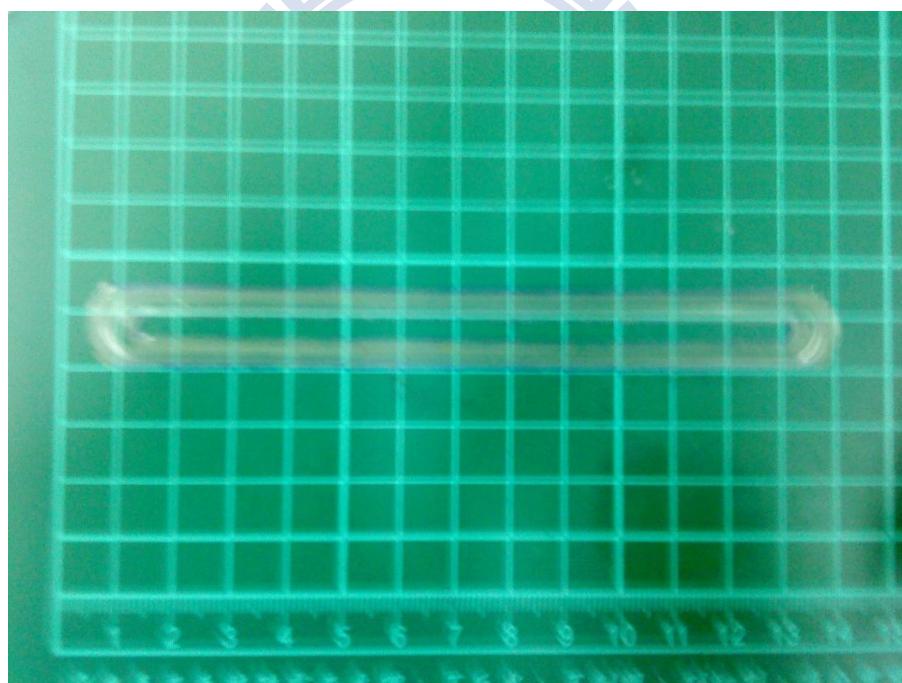


圖 4-5 剪裁完成之懸邊



圖 4-6 量測磁通之高斯計主機



圖 5-1 實驗與分析之聲壓驗證

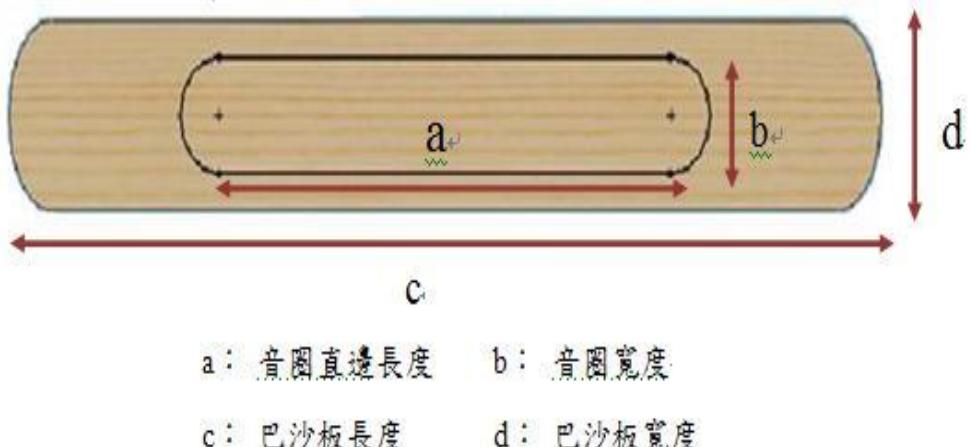


圖 5-2 音圈與揚聲板之長寬尺寸

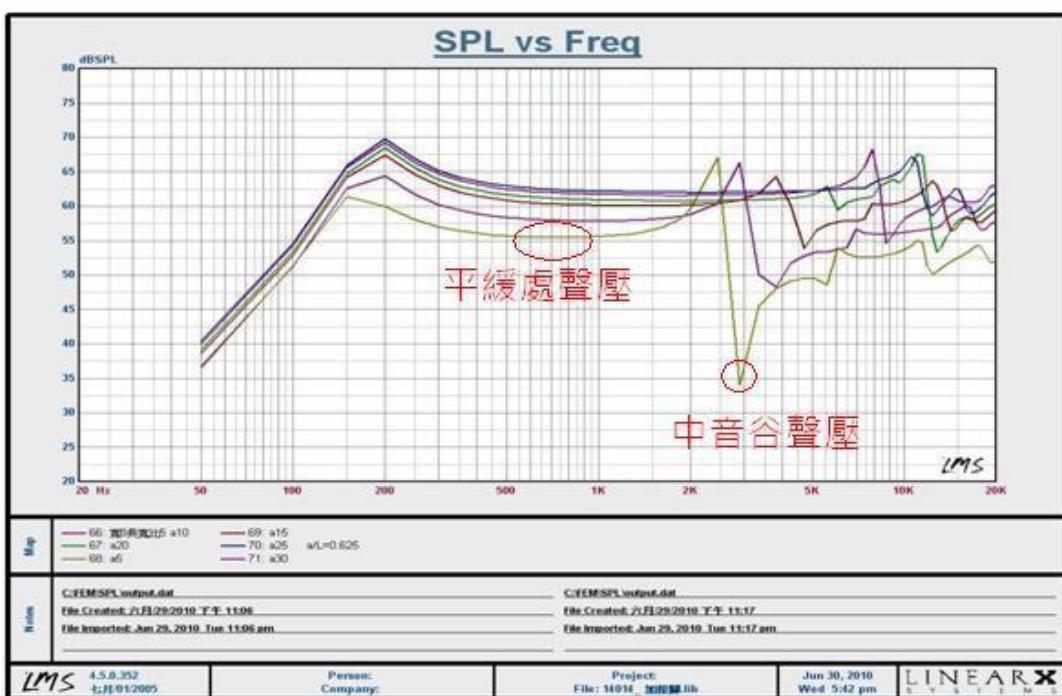


圖 5-3 揚聲板長寬比 5 之聲壓分析

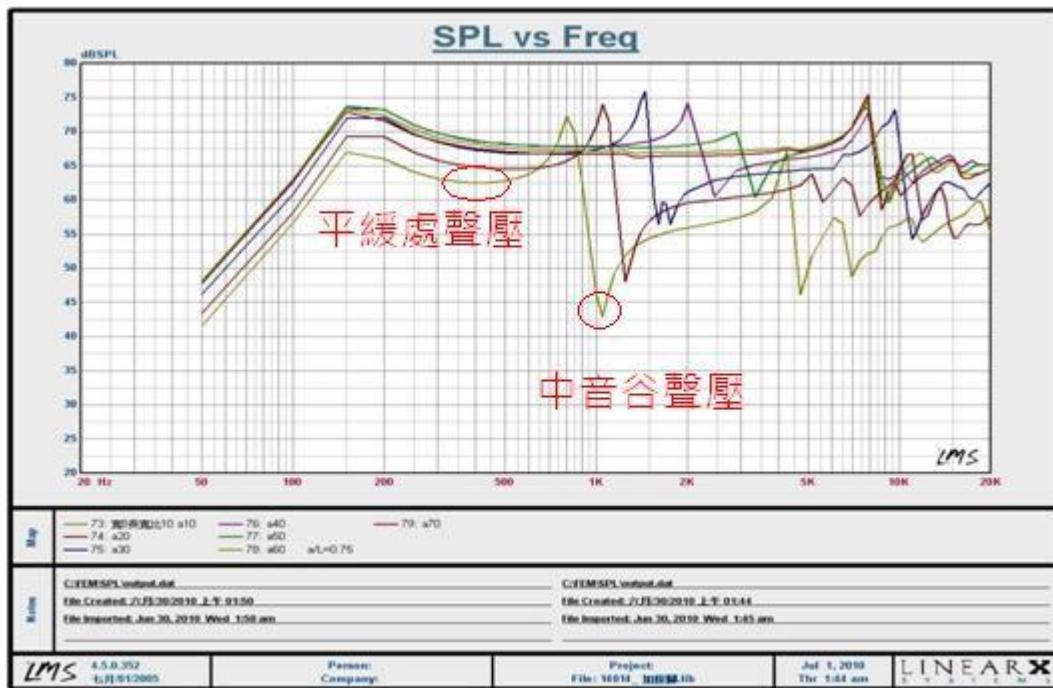


圖 5-4 揚聲板長寬比 10 之聲壓分析

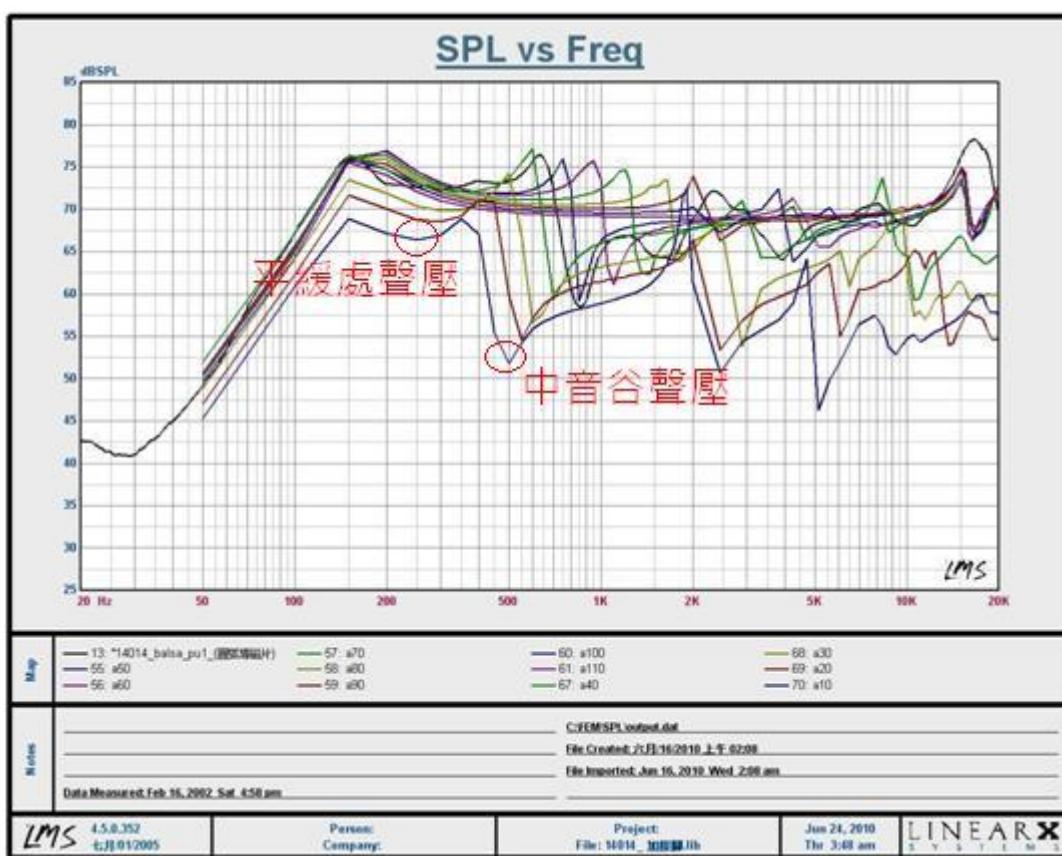


圖 5-5 揚聲板長寬比 15 之聲壓分析

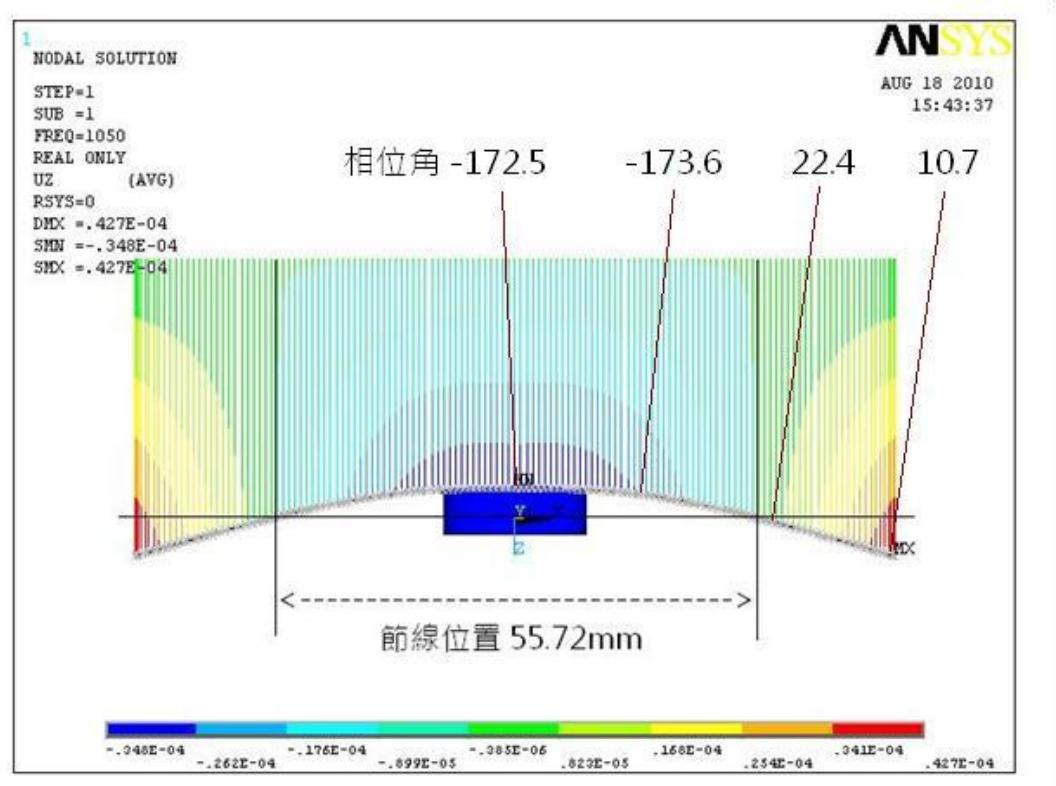


圖 5-6 $a=10\text{mm}$ 之揚聲板 z 方向位移圖(中音谷 1050Hz)

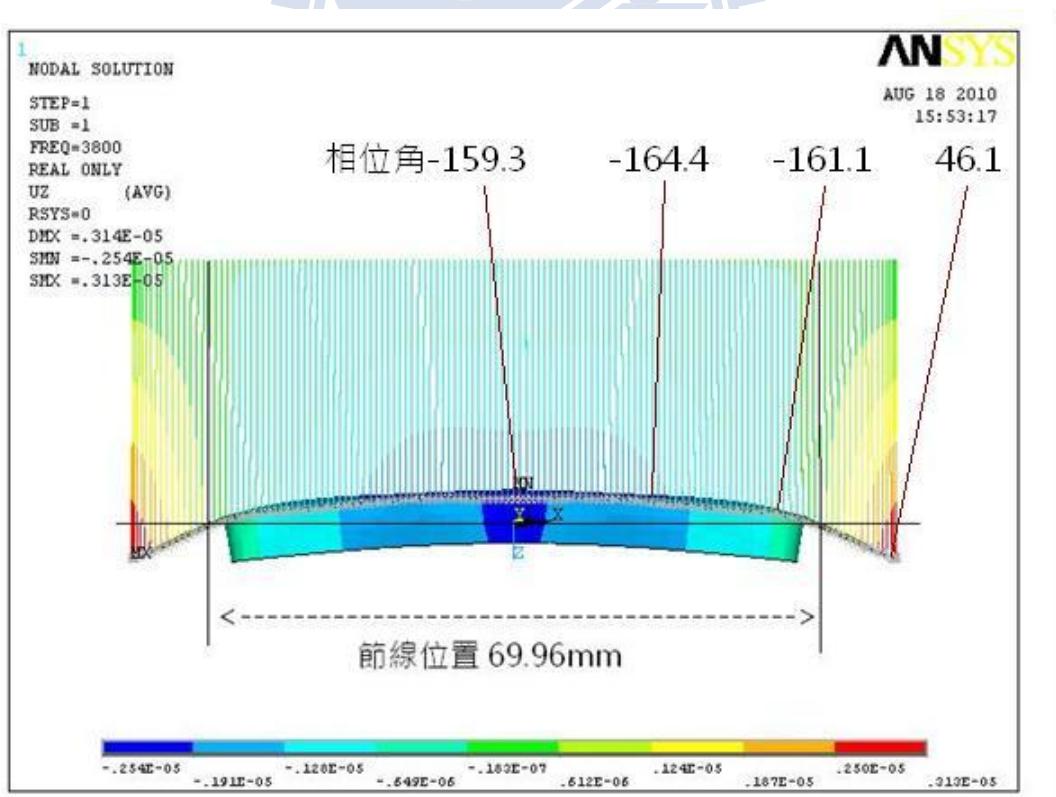


圖 5-7 $a=60\text{mm}$ 之揚聲板 z 方向位移圖(中音谷 3800Hz)

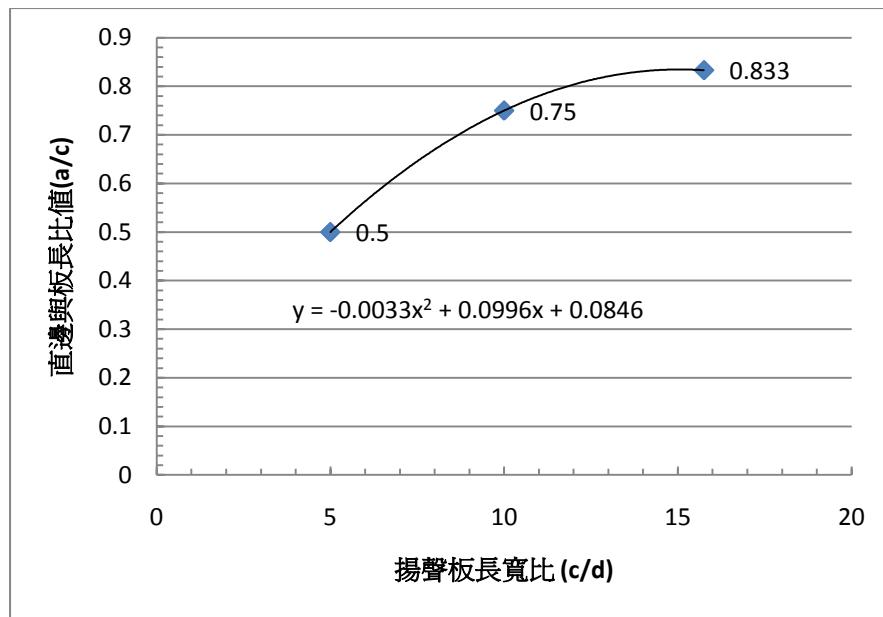


圖 5-8 中音谷改善之揚聲板長寬比與激振器(a/c)值關係

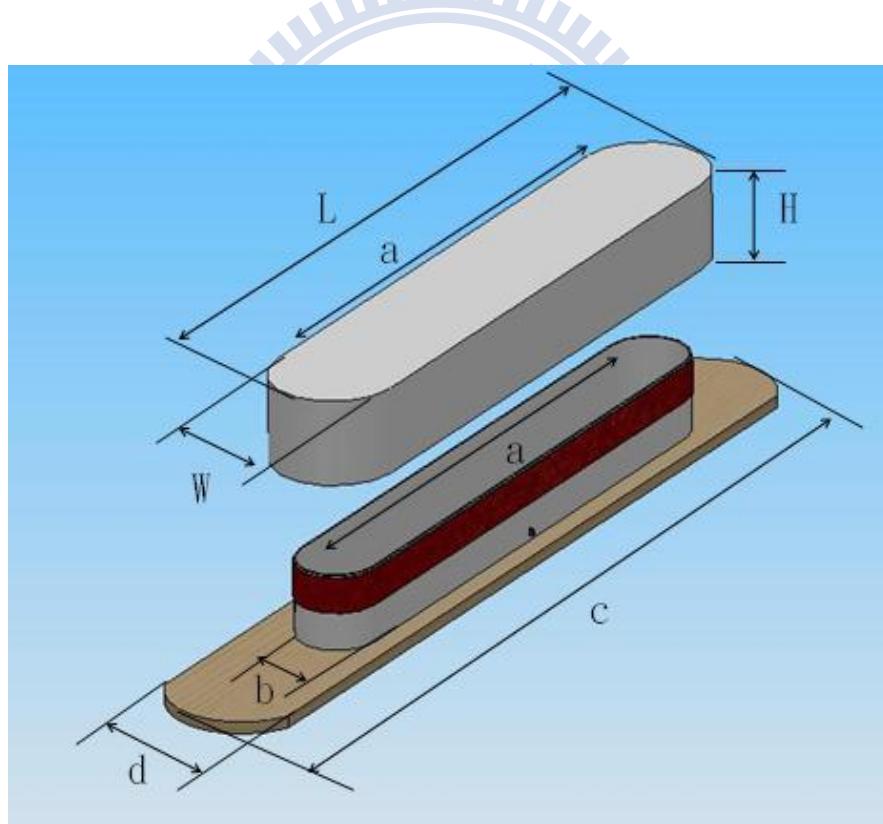


圖 5-9 跑道型揚聲系統之所有尺寸

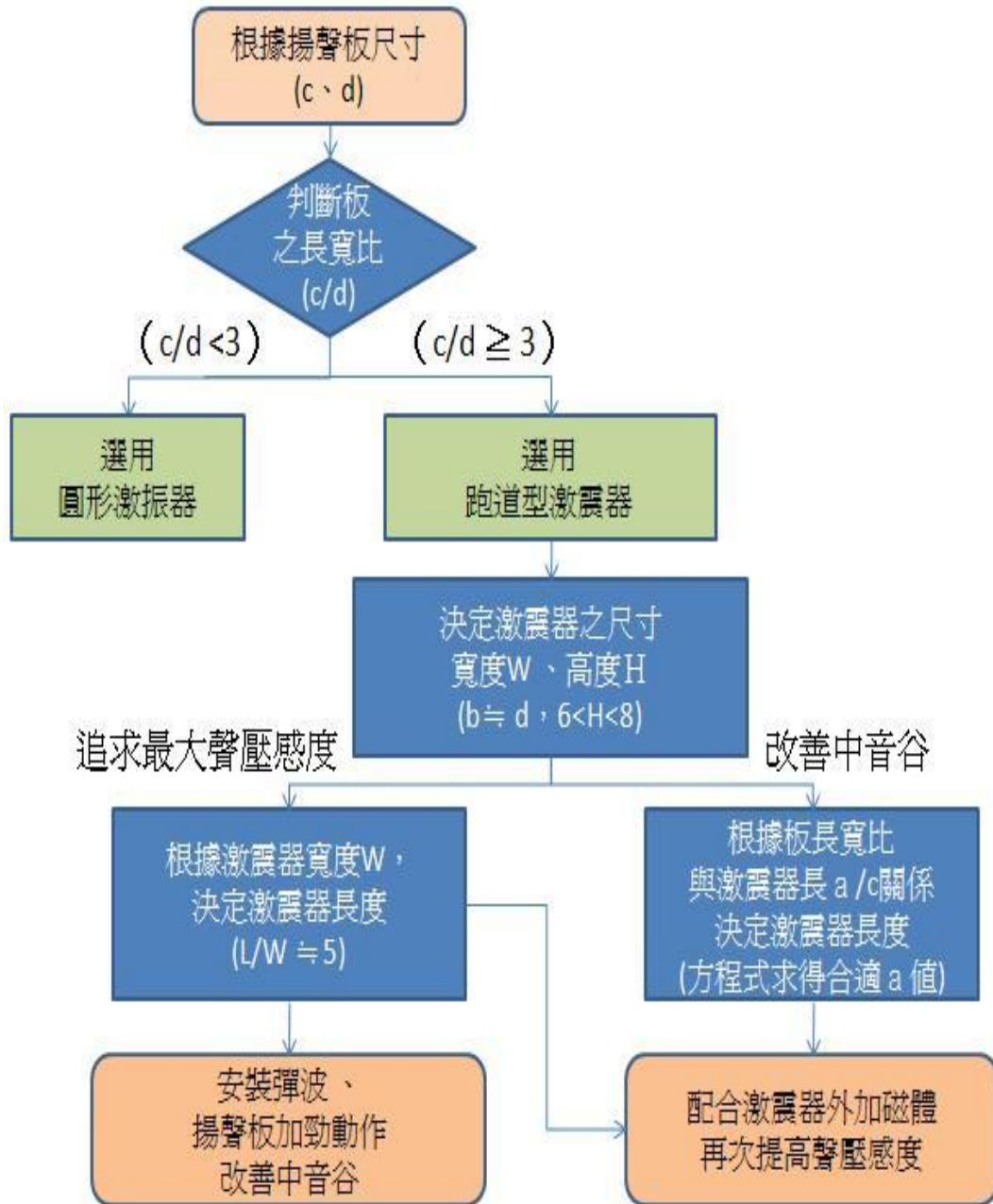


圖 5-10 狹長型揚聲系統之設計流程圖

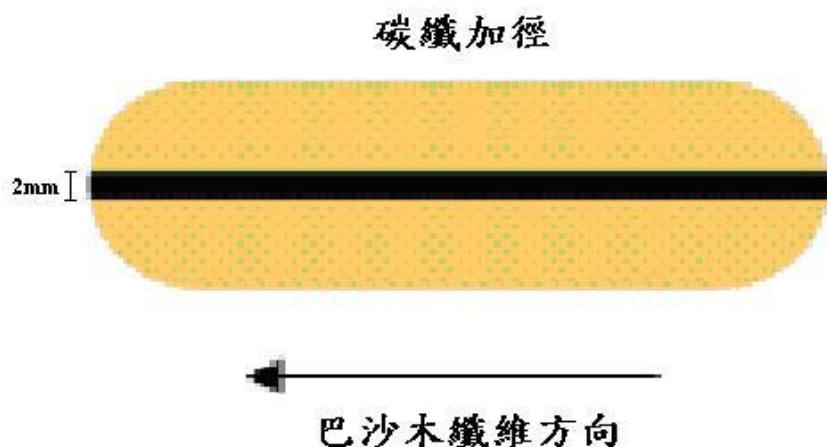


圖 5-11 碳纖加勁示意圖

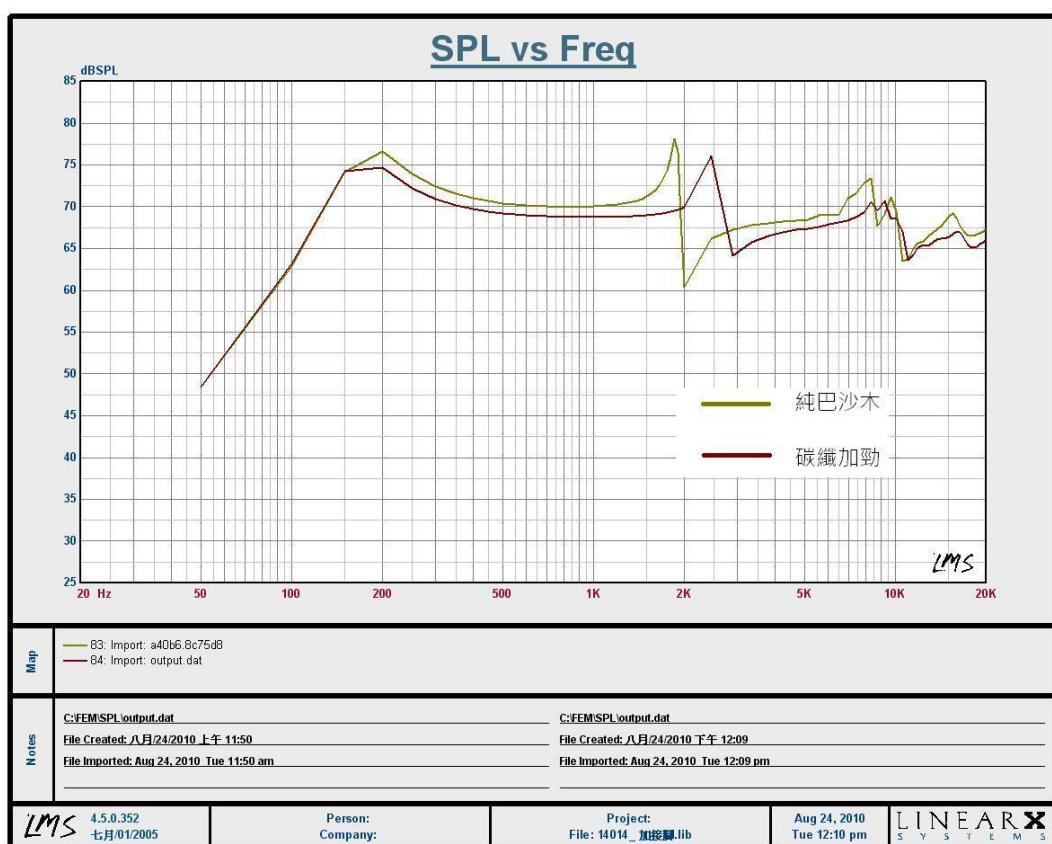


圖 5-12 純巴沙木與碳纖加勁聲壓圖



圖 5-13 狹長型揚聲器之實作(1)



圖 5-14 狹長型揚聲器之實作(2)

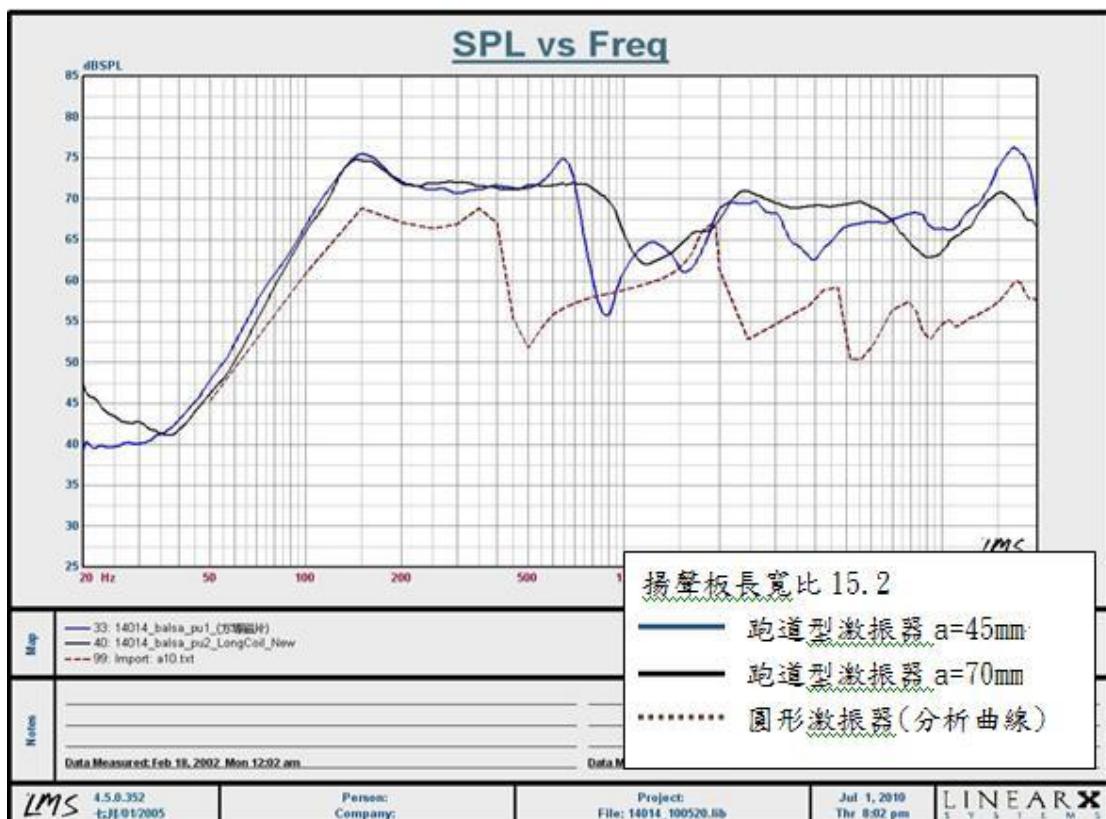


圖 5-15 改善之聲壓曲線(1)



圖 5-16 狹長型揚聲器之實作(3)

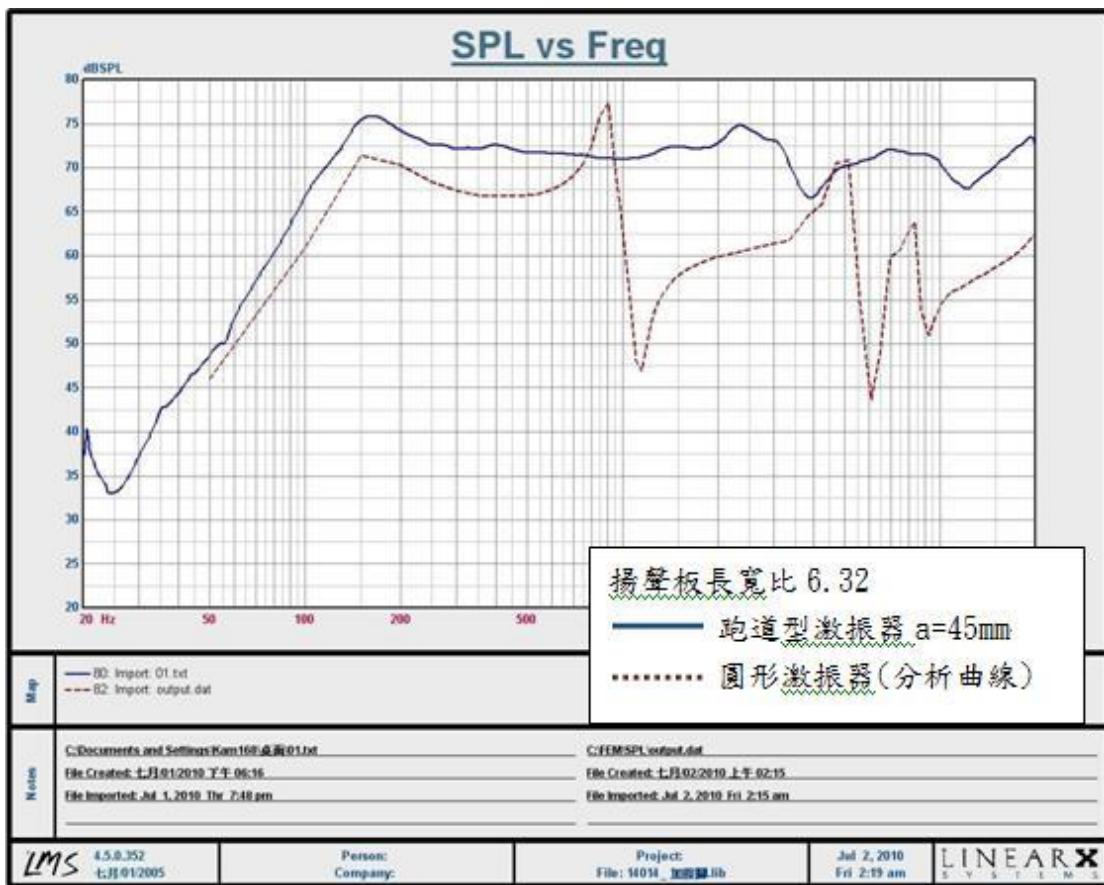


圖 5-17 改善之聲壓曲線(2)