

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

小功率平面揚聲器之設計
與製作研究

Design and Fabrication of Low Power Flat-Panel Loudspeaker

研究生：黃永立

指導教授：金大仁

中華民國九十六年七月

小功率平面揚聲器之設計與製作研究

Design and Fabrication of Low Power Flat-Panel Loudspeaker

研究生：黃永立

Student : Yung-Li Huang

指導教授：金大仁 教授

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

A Thesis

Submitted to Institute 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

July 2007

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十六年七月

小功率平面揚聲器之設計與製作研究

研究生：黃永立

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

本文研究低功率平面揚聲器之設計與實作。設計方面，運用有限元素分析軟體 ANSYS 分析揚聲板的振動行為，並設計揚聲板的結構以減少中音谷的不良影響。實作方面，研究應用複合材料製作揚聲器的彈性支承，懸邊的製作與揚聲器的組裝方式等。本研究製作數種揚聲器，藉測量其實驗聲壓曲線來驗證理論聲壓分析模式的準確性，然後應用驗證後的模式研究振動板幾何比與音圈參數對聲壓曲線的影響，並找出最佳的振動板幾何比與音圈尺寸以提升聲壓曲線的平滑度與感度。最後本研究應用最佳設計結果製作揚聲器並量測其聲壓曲線，結果顯示最佳設計確實能產出聲壓較高及中音谷較小的揚聲器。

Design and Fabrication of Low Power Flat Panel Loudspeaker

Student : Yung-Li Huang

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Institute of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

Two parts which include design and fabrication of low power flat-panel loudspeakers are studied in the thesis. The first part is about harmonic analysis and design of radiating panels using the finite element software ANSYS. The second part is about manufacture of loudspeaker components which includes suspension and elastic support, and the assembling of the loudspeakers. In fabricating the speaker, the soft suspension and elastic support are used to design the initial resonance of the speaker so that the effective frequency range can be increased and better SPL value and loudspeaker stability can be obtained in lower frequency range. Several loudspeakers are fabricated and their experimental SPL curves are used to verify the finite element model. Then based on the finite element model, the effects of aspect ratio of panel and the parameters such as voice coil diameter on the SPL curves of the loudspeakers are studied. The optimal panel aspect ratio and the diameter of voice coil for the loudspeakers are determined. It has been shown that the optimally designed loudspeaker can have smoother SPL curve and higher sensitivity.

誌謝

在這短短的兩年碩士求學過程，充滿許多難忘的回憶，對我的人生影響重大，要感謝我的老師、家人、女友彥汶、同學及朋友對我求學的全力支持，讓我可以無憂無慮地完成我的學業。

感謝指導教授金大仁博士的耐心指導，讓我能在完成學業及論文外，學習到正確的求學態度及做人處世的道理。感謝偉芬學姐、學長志明、清榮、昌毅、于昇、崧任、加融、欣翰、慶博、建勳、哲偉和宗鴻的照顧，提供我許多學業上及生活上的協助，並在我遇到困難時，提供寶貴的意見。

感謝同窗好友國真、魁原、聖傑和在這兩年來的互相勉勵，讓我在學習過程中不會感到孤單，感謝學弟志傑、宏銘、政霖、建儒讓我的生活充滿歡樂，僅以此文獻給所有關心我的人

永立 2007.7 于交大

目 錄

中文摘要.....	i
英文摘要.....	ii
致謝.....	iii
目錄.....	iv
表目錄.....	vi
圖目錄.....	vii
第一章 緒論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 文獻回顧.....	2
1.3 研究方法.....	3
第二章 揚聲板的振動分析.....	5
2.1 一階剪變形平板理論.....	5
2.1.1 基本假設.....	5
2.1.2 應力與應變關係.....	6
2.1.2 構成方程式(Governing equation).....	8
2.2 多層一階剪變形平板理論.....	9
2.2.1 位移與應變.....	10
2.2.2 應力與應變.....	12
2.3 複合材料三明治板的彈性支承.....	15
2.4 應變能與動能.....	16
2.5 瑞雷-黎次法(Rayleigh-Ritz method).....	17
2.6 結構系統之阻尼.....	19
2.7 聲壓值計算.....	20
2.7.1 聲壓公式推導.....	20
第三章 ANSYS 有限元素模型之建構與分析.....	24
3.1 模型建構.....	24
3.1.1 ANSYS 模型建立步驟.....	24

3.2	ANSYS 模擬分析中各參數的取得.....	26
3.2.1	系統的彈性係數.....	27
3.2.2	激振力的給定.....	27
3.2.3	阻尼比的給定.....	27
3.3	ANSYS 簡諧激振分析與聲壓公式之應用探討.....	28
第四章	平面揚聲器製作與實驗程序.....	30
4.1	平面揚聲器製作.....	30
4.1.1	複合材料疊層板之製作.....	30
4.1.2	三明治振動板之製作.....	30
4.1.3	音圈與場磁鐵之製作.....	31
4.1.4	彈性懸邊之製作.....	31
4.1.5	碳纖支承之製作.....	32
4.1.6	揚聲器之組裝.....	33
4.2	頻率響應實驗.....	34
4.3	聲壓相關實驗.....	34
第五章	小型平面揚聲器之設計與討論.....	36
5.1	彈性懸邊之設計.....	36
5.2	玻纖彈波與碳纖支承之設計.....	37
5.3	系統二揚聲器改變設計參數造成的影響.....	38
5.3.1	改變音圈參數造成的影響.....	38
5.3.2	改變振動板長寬比造成的影響.....	39
5.3.3	模擬分析討論與實驗驗證.....	40
5.4	系統一揚聲器改變音圈參數造成的影響.....	43
第六章	結論與未來研究方向.....	44
6.1	結論.....	44
6.2	未來研究方向.....	45
	參考文獻.....	46

表 目 錄

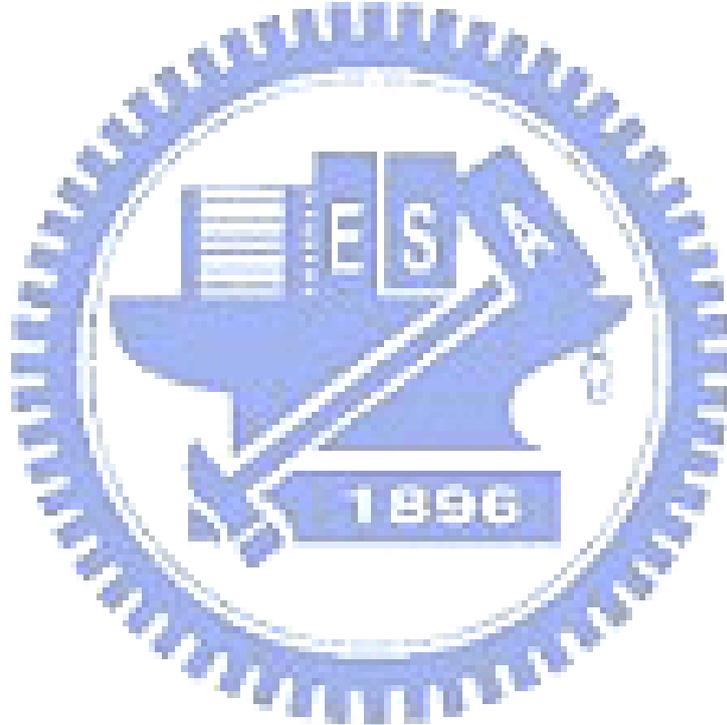
表 3.1	揚聲器之阻尼常數.....	49
表 3.2	材料常數表.....	49
表 4.1	音圈尺寸表.....	50
表 4.2	磁鐵尺寸表.....	50
表 4.3	系統一揚聲器參數.....	51
表 4.4	系統二揚聲器參數.....	51
表 4.5	系統三揚聲器參數.....	52
表 5.1	絹布材料常數.....	53
表 5.2	各長寬比尺寸表.....	53
表 5.3	長寬比 2.3 音谷.....	53
表 5.4	長寬比 1.7 音谷.....	54
表 5.5	長寬比 1.28 音谷.....	54
表 5.6	各長寬比節線位置.....	54
表 5.7	長寬比 1.28 音圈與節線比例.....	55
表 5.8	長寬比 1.7 音圈與節線比例.....	55
表 5.9	長寬比 2.3 音圈與節線比例.....	55

圖 目 錄

圖 1.1	平面揚聲器之揚聲.....	56
圖 1.2	振動板之振形.....	56
圖 2.1	多層一階剪變形位移場示意圖(三層).....	57
圖 2.2	複合材料積層板之主軸與材料座標系統.....	57
圖 2.3	複合材料積層板沿厚度方向之合力與合力矩.....	58
圖 2.4	複合材料三明治板之邊界條件.....	58
圖 3.1	系統一揚聲器 ANSYS 模型.....	59
圖 3.2	系統二揚聲器 ANSYS 模型.....	59
圖 3.3	系統一揚聲器實驗與模擬分析比較.....	60
圖 3.4	系統二揚聲器實驗與模擬分析比較.....	60
圖 4.1	揚聲器主要結構.....	61
圖 4.2a	系統一揚聲器.....	61
圖 4.2b	系統二揚聲器.....	62
圖 4.2c	系統三揚聲器.....	62
圖 4.3	三明治板製作及輔助材料疊層順序.....	63
圖 4.4	熱壓機.....	63
圖 4.5	複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖.....	64
圖 4.6	複合材料三明治板完成圖.....	64
圖 4.7	音圈的結構.....	65
圖 4.8	場磁鐵的結構.....	65
圖 4.9	懸邊模型.....	65
圖 4.10	矽膠彈性懸邊.....	66
圖 4.11	鋁製懸邊模型.....	66
圖 4.12	絹布懸邊.....	67
圖 4.13	碳纖夾真空帶.....	67
圖 4.14	z 字型碳纖模具.....	68
圖 4.15	z 字型碳纖片.....	68

圖 4.16	切割 z 字型刀具.....	69
圖 4.17	治具一.....	69
圖 4.18	黏製彈性支承.....	70
圖 4.19	系統一半成品.....	70
圖 4.20	懸邊、振動板黏合.....	71
圖 4.21	半成品與振動板黏合.....	71
圖 4.22	系統一揚聲器.....	72
圖 4.23	振動板治具.....	72
圖 4.24	音圈定位.....	73
圖 4.25	懸邊定位器.....	73
圖 4.26	懸邊、振動板、框黏合.....	74
圖 4.27	系統二揚聲器.....	74
圖 4.28	B&K Pulse 頻譜分析儀.....	75
圖 4.29	LMS 聲壓頻譜儀.....	75
圖 4.30	聲壓實驗架設.....	76
圖 5.1	傳統彈波.....	77
圖 5.2	玻纖彈波.....	77
圖 5.3	系統二、系統三實驗聲壓曲線圖.....	78
圖 5.4	音圈強度對系統二揚聲器影響.....	78
圖 5.5	音圈重量對系統二揚聲器影響.....	79
圖 5.6	長寬比 2.3 聲壓分析.....	79
圖 5.7	長寬比 1.7 聲壓分析.....	80
圖 5.8	長寬比 1.28 聲壓分析.....	80
圖 5.9	長寬比與節線距離關係.....	81
圖 5.10	長寬比 1.28 音谷落差.....	81
圖 5.11	長寬比 1.7 音谷落差.....	82
圖 5.12	長寬比 2.3 音谷落差.....	82
圖 5.13	長寬比、振動板節線與寬度關係.....	83

圖 5.14	長寬比 1.28 系統四揚聲器.....	83
圖 5.15	長寬比 1.28 分析與實驗聲壓圖.....	84
圖 5.16	系統一、系統四、系統五揚聲器分析曲線比較.....	84
圖 5.17	系統一、系統四、系統五揚聲器相同振形比較.....	85
圖 5.18	系統一、系統四、系統五揚聲器相同振形比較.....	85
圖 5.19	系統一、系統四、系統五揚聲器相同振形比較.....	86
圖 5.20	系統一、系統四、系統五揚聲器相同振形比較.....	87
圖 5.21	系統一、系統四、系統五揚聲器實驗聲壓曲線.....	88
圖 5.22	系統一揚聲器改變音圈重量聲壓比較圖.....	88



第一章 緒論

1.1 前言

複合材料是利用數種不同性質的材料，以協同的加工方法將材料結合在一起，擷取各材料的特性和優點，使複合材料能發揮優異性能並滿足實際需求。其中以纖維強化的複合材料應用較廣，此種材料在纖維方向具有高強度、高勁度之特性，可透過不同疊層方式及不同疊層角度之設計來達到實際的需求，更由於具有質量輕、強度高、設計之多變化性等有別於傳統金屬材料的性質，使得目前複合材料已被廣泛的應用在航太、造船、飛彈、汽車、休閒運動器材等受重量限制及高強度需求的結構上。

平面揚聲器主要是由激振器推動振動板，藉由振動板變形而推動空氣來產生聲音(如圖 1.1)。激振器推動振動板，使振動板表面元素之空氣產生速度，進而產生聲壓，由於振動板之變形有凹有凸(如圖 1.2)，所以產生之空氣速度亦有正有負，因此聲壓才有高低起伏的現象。

當激振頻率達到振動板的第一個自然頻率 f_0 時，揚聲器會因為振動板的大變形而開始產生較高的聲壓值，而且揚聲器在此頻率之後才會有較良好之聲壓值，所以振動板的 f_0 值可視為揚聲器有效頻寬的起點，故如何降低 f_0 值卻又不影響揚聲器整體的穩定度與聲壓值表現，對於揚聲器而言是相當重要的研究方向。

本文即是探討由柔軟的彈性懸邊作為振動板的邊界，降低振動板的第一個自然頻率，以增加揚聲器之有效頻寬，讓揚聲器在低頻率也能有良好的聲壓值與穩定度。本文也嘗試改變音圈的尺寸、重量與振動板的幾何比例，提升聲壓曲線的平滑度與平均感度，以研製出理想之小型平面揚聲器。

1.2 文獻回顧

在分析平板的理論方面，從古典板理論(Classical plate theory，簡稱 CPT)[1]改進而成的古典積層板理論(Classical lamination theory)，對於複合材料薄板的力學分析已能得到不錯的結果，但只適用於長厚比大於 80 之平板；對於厚板而言，由於複合材料積層板之側向剪力模數(Shear modulus)比沿纖維方向的楊氏係數(Young's modulus)低很多，且在厚度上較薄板高出許多，因此容易產生側向剪變形，所以古典板理論不適合分析較厚之複合材料板。為此，Mindlin 提出了一階剪變形理論(The First-order shear deformation theory，簡稱 FSDT)[2]，首先將側向剪力的影響加以考慮，但是因為假設側向剪力分布為常數，並不符合實際的情況，於是 Whitney[3、4]便提出了剪力修正因子來加以修正，此種理論比較適合用在長厚比大於 15 的結構上；之後，學者又提出了各種高階剪變形的理論，雖有提高理論值與實際狀況相比之準確性，但往往較適用於厚板結構(長厚比大於 15)之情況，且其計算上比較複雜許多，而本文中使用的複合材料結構板並不在厚板結構的範圍內，所以仍以一階剪變形理論為主，來分析振動板之變形行為。

在研究三明治板的文獻方面，Reissner[5]推導 Governing equation 應用在小變形、等向性的三明治板，文獻假設面層像薄膜，而且忽略了中心層平行面層的應力，從此，許多文獻也在三明治板的理論慢慢的變化。後來 Liaw and Little[6]根據 Reissner 理論解出了多層三明治結構彎曲的問題；Azar[7]延伸 Liaw and Little 的結果來討論非等向性面層；O'Connor[8]提出用有限元素來分析三明治結構，他用平面彈性元素來構建中心層，樑元素來構建面層；Kanematsu[9]用 Ritz method 來分析矩型板的彎曲和振動，Bardell 與 Dunsdon [15]用一組新的三角函數以提供 Element p-enrichment，

如此可以讓特徵值有更快的收斂；Ding [16]利用靜態樑兩端受到彈性支承時的形狀函數，擴充應用到板上以求出一形狀函數，再利用 Rayleigh-Rize method 求得矩形板的每個模態；Hanna 與 Leissa [17]用 Ritz method 求解 Higher order shear deformation 的薄板的自然頻率，當取多項式到 108 項與 144 項時， $\frac{b}{h}=0.1$ 與 $\frac{b}{h}=0.5$ 的薄板前五項頻率收斂非常快。

對於聲學與聲壓計算方面，Morse[10]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式，在 Takeo[11]中引用出有限元素之聲壓方程式，而 Tan[12]中討論了藉由促動器(Actuator)主動控制對平板之聲場的影響。文獻[13]中陳述了關於揚聲器量測的各參數的討論，文獻[14]中則討論了傳統半圓型或波浪型的彈性懸邊的設計及研製過程。

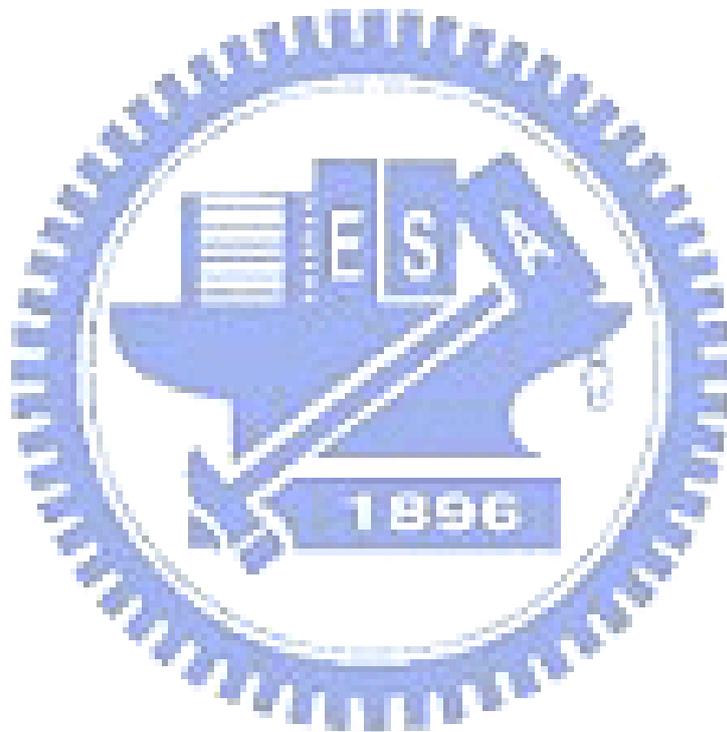
1.3 研究方法

本文主要是將數種材料以不同製程參數製作的彈性懸邊作為揚聲器振動板的邊界，目的在降低揚聲器系統之第一自然頻率，增加揚聲器在各頻率下的穩定度，並提升低頻之聲壓值，並分析不同長寬比的振動板與不同參數的音圈對聲壓曲線的影響。

實驗方面，製作不同材質的懸邊裝置在揚聲器上，探討各種懸邊對揚聲器穩定度的影響，並將不同製程懸邊所製作出來的揚聲器利用 LMS 聲壓量測系統量測聲壓及阻抗，並觀察聲壓曲線的趨勢與平均感度，作為與理論分析的對照。

針對實務的振動系統而言，大多採用有限元素法求取振動系統的運動方程式，但是當系統是非常複雜的結構時，就必須藉由電腦輔助以快速且有效的獲得分析結果，ANSYS 即為此一類型的套裝工程分析軟體。本文將以 ANSYS 有限元素分析軟體建立一個與實體幾何相近的模型，進而分析結

構之自然頻率與模態，接著再進行簡諧激振分析，計算出不同激振頻率下振動板所有節點之振幅及相位角，輸入由 Fortran 程式所寫成的聲壓計算公式並由 LMS 聲壓軟體繪製出模擬聲壓曲線，將模擬曲線與實驗結果相對照，以驗證模擬的正確性，再以 ANSYS 有限元素軟體模擬改變振動板的長寬比與音圈參數，找出有利於聲壓曲線更平滑、平均感度更高的設計參數。



第二章 揚聲板的振動分析

本章討論平板的振動分析，其中平板理論有用到一階剪變形和多層一階剪變形兩種。由於本文振動板厚度均在 1mm 以內，因此使用一階剪變形理論來進行分析，如有部份區域的振動板採用碳纖維加勁，則由於面層的碳纖維強度與心層的巴沙木強度相差許多，因此使用多層一階剪變形理論來進行分析。

2.1 一階剪變形平板理論

2.1.1 基本假設

一階剪變形理論 FSDT(The first order shear deformation theory)來作為積層板分析的基礎，其基本假設如下：

- 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。

其位移場的假設如下：

$$u = u_0(x, y, t) + z\theta_x(x, y, t)$$

$$v = v_0(x, y, t) + z\theta_y(x, y, t)$$

$$w = w(x, y, t)$$

(2.1)

其應變場如下：

$$\varepsilon_1 = \frac{\partial u}{\partial x} = u_{0,x} + z\theta_{x,x} = \varepsilon_1^0 + z\kappa_1^0$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\partial v}{\partial y} = v_{0,y} + z\theta_{y,y} = \varepsilon_2^0 + z\kappa_2^0$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_4 &= \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} = w_{,y} + \theta_y \\ \varepsilon_5 &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = w_{,x} + \theta_x \\ \varepsilon_6 &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = (u_{0,y} + v_{0,x}) + z(\theta_{x,y} + \theta_{y,x}) = \varepsilon_6^0 + z\kappa_6^0\end{aligned}\quad (2.2)$$

其中 u 、 v 、 w 分別代表積層板在 x 、 y 、 z 方向之位移量， t 代表時間， u_0 、 v_0 分別代表積層板中間面在 x 、 y 方向上的位移，而 $\theta_x = -\frac{\partial w}{\partial x}$ 、 $\theta_y = -\frac{\partial w}{\partial y}$ 是

剪應變所產生之旋轉量(Shear rotation)。

而中間面之曲率為：

$$\begin{aligned}\kappa_1^0 &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \kappa_2^0 &= -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ \kappa_6^0 &= -2\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}\end{aligned}$$

2.1.2 應力應變關係

複合材料積層板是由多層薄片(Lamina) 疊合而成的，而每一層的纖維排列方向與積層板主軸方向夾一 θ^n 角，則在材料座標系 $X'Y'Z'$ 座標的構成方程式(Constitutive equation)為：

$$\bar{\sigma}_{5 \times 1} = \bar{Q}_{5 \times 5}^n \bar{\varepsilon}_{5 \times 1} \quad (2.3)$$

其中

$$\underline{\bar{Q}}_{5 \times 5}^n = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11}^n & \bar{Q}_{12}^n & 0 & 0 & 0 \\ \bar{Q}_{12}^n & \bar{Q}_{22}^n & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{Q}_{66}^n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44}^n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{55}^n \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

且

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11}^n &= \frac{E_1^n}{(1 - \nu_{12}\nu_{21})} & \bar{Q}_{12}^n &= \frac{E_2^n \nu_{12}}{(1 - \nu_{12}\nu_{21})} \\ \bar{Q}_{22}^n &= \frac{E_2^n}{(1 - \nu_{12}\nu_{21})} & \bar{Q}_{66}^n &= G_{12}^n \\ \bar{Q}_{44}^n &= G_{23}^n & \bar{Q}_{55}^n &= G_{13}^n \end{aligned} \quad (2.5)$$

其中 \bar{Q}_{ij}^n 為彈性係數， E_i^n 為楊氏模數， ν_{ij} 為浦松比， G_{ij}^n 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

$$\underline{\sigma}_{5 \times 1}^n = (\underline{T}^n)^{-1} \underline{\bar{Q}}_{5 \times 5}^n [(\underline{T}^n)^{-1}]_{5 \times 5}^T \underline{\varepsilon}_{5 \times 1}^n = \underline{Q}_{5 \times 5}^n \underline{\varepsilon}_{5 \times 1}^n \quad (2.6)$$

其中

$$(\underline{T}^n)^{-1}_{5 \times 5} = \begin{bmatrix} C^2 & S^2 & -2SC & 0 & 0 \\ S^2 & C^2 & 2SC & 0 & 0 \\ SC & -SC & C^2 - S^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C & S \\ 0 & 0 & 0 & -S & C \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

其中

$$C = \cos(\theta^n) \quad S = \sin(\theta^n)$$

而

$$\underline{Q}_{5 \times 5}^n = \begin{bmatrix} Q_{11}^n & Q_{12}^n & Q_{16}^n & 0 & 0 \\ Q_{12}^n & Q_{22}^n & Q_{26}^n & 0 & 0 \\ Q_{16}^n & Q_{26}^n & Q_{66}^n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44}^n & Q_{45}^n \\ 0 & 0 & 0 & Q_{45}^n & Q_{55}^n \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

其中 $\underline{\bar{Q}}_{5 \times 5}^n$ 矩陣與 $\underline{Q}_{5 \times 5}^n$ 矩陣間之關係為：

$$\begin{aligned} Q_{11}^n &= \bar{Q}_{11}^n C^4 + 2(\bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{22}^n S^4 \\ Q_{12}^n &= (\bar{Q}_{11}^n + \bar{Q}_{22}^n - 4\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{12}^n (C^4 + S^4) \\ Q_{22}^n &= \bar{Q}_{11}^n S^4 + 2(\bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{22}^n C^4 \\ Q_{16}^n &= (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n) C^3 S + (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C S^3 \\ Q_{26}^n &= (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n) C S^3 + (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C^3 S \\ Q_{66}^n &= (\bar{Q}_{11}^n + \bar{Q}_{22}^n - 2\bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{66}^n (C^4 + S^4) \\ Q_{44}^n &= \bar{Q}_{44}^n C^2 + \bar{Q}_{55}^n S^2 \\ Q_{45}^n &= \bar{Q}_{55}^n C S - \bar{Q}_{44}^n C S \\ Q_{55}^n &= \bar{Q}_{44}^n S^2 + \bar{Q}_{55}^n C^2 \end{aligned} \quad (2.9)$$

2.1.3 構成方程式(Governing equation)

因複合材料積層板與一般平板理論有所差異，其差異性在於複合積層平板必須考慮到每一層薄片的力學性質，然後再將它們累加起來，始可得到合應力及合應力矩(Stress and moment resultants)，複合積層平板之應力與應力矩為：

$$N_i = \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n \epsilon_{ij} dz = \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n (\epsilon_j^0 + z \kappa_j^0) dz = A_{ij} \epsilon_j^0 + B_{ij} \kappa_j^0$$

$$\mathbf{M}_i = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} z \mathbf{Q}_{ij}^n \boldsymbol{\varepsilon}_{ij} dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \mathbf{Q}_{ij}^n (z \boldsymbol{\varepsilon}_j^0 + z^2 \boldsymbol{\kappa}_j^0) dz = \mathbf{B}_{ij} \boldsymbol{\varepsilon}_j^0 + \mathbf{D}_{ij} \boldsymbol{\kappa}_j^0 \quad (2.10)$$

其中

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} \mathbf{Q}_{ij}^n dz = \sum_{n=1}^N \mathbf{Q}_{ij}^n (z_{n+1} - z_n) \\ \mathbf{B}_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} \mathbf{Q}_{ij}^n z dz = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^N \mathbf{Q}_{ij}^n (z_{n+1}^2 - z_n^2) \\ \mathbf{D}_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} \mathbf{Q}_{ij}^n z^2 dz = \frac{1}{3} \sum_{n=1}^N \mathbf{Q}_{ij}^n (z_{n+1}^3 - z_n^3) \end{aligned} \quad (i,j=1,2,6) \quad (2.11)$$

z_n 為第 n 層薄板之表面到中間面的距離， $\mathbf{A}_{ij}, \mathbf{B}_{ij}, \mathbf{D}_{ij}$ ($i,j=1,2,6$) 分別代表拉伸勁度矩陣(Extensional stiffness matrix)、耦合勁度矩陣(Coupling stiffness matrix)、彎曲勁度矩陣(Bending stiffness matrix)，將合力及合力矩寫成矩陣形式如下：

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{N}_1 \\ \mathbf{N}_2 \\ \mathbf{N}_3 \\ \mathbf{M}_1 \\ \mathbf{M}_2 \\ \mathbf{M}_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} & \mathbf{A}_{16} & \mathbf{B}_{11} & \mathbf{B}_{12} & \mathbf{B}_{16} \\ \mathbf{A}_{12} & \mathbf{A}_{22} & \mathbf{A}_{26} & \mathbf{B}_{12} & \mathbf{B}_{22} & \mathbf{B}_{26} \\ \mathbf{A}_{16} & \mathbf{A}_{26} & \mathbf{A}_{66} & \mathbf{B}_{16} & \mathbf{B}_{26} & \mathbf{B}_{66} \\ \mathbf{B}_{11} & \mathbf{B}_{12} & \mathbf{B}_{16} & \mathbf{D}_{11} & \mathbf{D}_{12} & \mathbf{D}_{16} \\ \mathbf{B}_{12} & \mathbf{B}_{22} & \mathbf{B}_{26} & \mathbf{D}_{12} & \mathbf{D}_{22} & \mathbf{D}_{26} \\ \mathbf{B}_{16} & \mathbf{B}_{26} & \mathbf{B}_{66} & \mathbf{D}_{16} & \mathbf{D}_{26} & \mathbf{D}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_{0,x} \\ \mathbf{v}_{0,y} \\ \mathbf{u}_{0,y} + \mathbf{v}_{0,x} \\ \theta_{x,x} \\ \theta_{y,y} \\ \theta_{x,y} + \theta_{y,x} \end{Bmatrix} \quad (2.12)$$

2.2 多層一階剪變形平板理論

由於複合材料三明治板的面層與心層間材料性質差異性很大，面層是由不同纖維方向的複合材料層板所組成，因此面層與夾心層間在同一方向的勁度會有很大的差異，所以複合材料三明治板沿整個厚度方向的位移並不如一階剪變形位移場平板理論所假設的整個板厚度為一斜率相同的直線，故我們將整個複合材料三明治板的每一層當作一個一階剪變形的位移

場，並考慮每一層與層之間位移的連續性(如圖 2.1)。

2.2.1 位移與應變

多層一階剪變形平板理論是將複合材料三明治層板的每一層當作一個一階剪變形的平板來分析。假設層板任一層的位移場為

$$\begin{aligned}
 u^{(i)} &= u_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)}\phi_x^{(i)}(x, y) \\
 v^{(i)} &= v_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)}\phi_y^{(i)}(x, y) \\
 w^{(i)} &= w_0^{(i)}(x, y) = w^{(i)}(x, y) \\
 (i &= 1, 2, \dots, M)
 \end{aligned} \tag{2.13}$$

其中， $u^{(i)}$ 、 $v^{(i)}$ 、 $w^{(i)}$ 分別為任一層在平板參考座標中 x 、 y 、 z 上之位移分量，而 $u_0^{(i)}$ 、 $v_0^{(i)}$ 、 $w_0^{(i)}$ 分別代表任一層之層板中間面在方向 x 、 y 、 z 上之位移量， $\phi_x^{(i)}$ 、 $\phi_y^{(i)}$ 則分別代表為任一層垂直於 x 、 y 軸之截面的旋轉量。

本文中將層數設為三層，如圖 2.1 所示，上下面層為碳纖維，中心層為巴沙木，依據式(2.13)，並考量每一層於交界面上的位移必須連續，可得每一層的位移場為

$$\begin{aligned}
 u^{(1)} &= u_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)}\phi_x^{(1)}(x, y) \\
 v^{(1)} &= v_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)}\phi_y^{(1)}(x, y) \\
 w^{(1)} &= w^{(1)}(x, y) = w(x, y)
 \end{aligned} \tag{2.14a}$$

$$\begin{aligned}
 u^{(2)} &= u_0^{(2)} + z^{(2)}\phi_x^{(2)} = u_0^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_x^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(2)}\phi_x^{(2)} + z^{(2)}\phi_x^{(2)} \\
 v^{(2)} &= v_0^{(2)} + z^{(2)}\phi_y^{(2)} = v_0^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_y^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(2)}\phi_y^{(2)} + z^{(2)}\phi_y^{(2)} \\
 w^{(2)} &= w(x, y)
 \end{aligned} \tag{2.14b}$$

$$\begin{aligned}
u^{(3)} &= u_0^{(3)} + z^{(3)}\phi_x^{(3)} = u_0^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_x^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(3)}\phi_x^{(3)} + z^{(3)}\phi_x^{(3)} \\
v^{(3)} &= v_0^{(3)} + z^{(3)}\phi_y^{(3)} = v_0^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_y^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(3)}\phi_y^{(3)} + z^{(3)}\phi_y^{(3)} \\
w^{(3)} &= w(x, y)
\end{aligned} \tag{2.14c}$$

其中 $t^{(i)}$ 為第 i 層厚度。

假設厚度方向應變仍保持不變 $\varepsilon_z=0$ ，應變可表示為：

$$[\varepsilon] = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial y} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial v^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad i=1, 2, 3 \tag{2.15}$$

其中 ε_x 、 ε_y 為平板參考座標中 x 、 y 上之應變， ε_{xy} 為平板參考座標中 x 、 y 上之剪應變， ε_{yz} 為平板參考座標中 y 、 z 上之剪應變， ε_{xz} 為平板參考座標中 x 、 z 上之剪應變。

對於層板的橫向振動(Transverse vibration)問題，可假設 $u_0^{(1)}(x, y) = 0$ 及 $v_0^{(1)}(x, y) = 0$ ，並將式(2.14)代入式(2.15)，可得到應變張量 $[\varepsilon]$ ：

$$[\varepsilon^{(1)}] = \left\{ \begin{array}{l} z^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} \\ z^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} \\ z^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + z^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \\ \phi_x^{(1)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(1)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.16a)$$

$$[\varepsilon^{(2)}] = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} + \frac{1}{2} t^{(2)} \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial x} + z^{(2)} \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial x} \\ \frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} + \frac{1}{2} t^{(2)} \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial y} + z^{(2)} \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial y} \\ \frac{1}{2} t^{(1)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] + \frac{1}{2} t^{(2)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] + z^{(2)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.16b)$$

$$[\varepsilon^{(3)}] = \left\{ \begin{array}{l} -\frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} - \frac{1}{2} t^{(3)} \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial x} + z^{(3)} \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial x} \\ -\frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} - \frac{1}{2} t^{(3)} \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial y} + z^{(3)} \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial y} \\ -\frac{1}{2} t^{(1)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] - \frac{1}{2} t^{(3)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] + z^{(3)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.16c)$$

2.2.2 應力與應變

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可以表示如下：

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ 0 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.17)$$

下標1、2代表主軸方向，也就是各層纖維的方向，而 Q_{ij} 為彈性係數，

定義如下：

$$\begin{aligned} Q_{11} &= \frac{1 - \nu_{23}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta} \\ Q_{12} &= \frac{\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{12} + \nu_{32}\nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta} \\ Q_{13} &= \frac{\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{13} + \nu_{12}\nu_{23}}{E_1 E_2 \Delta} \\ Q_{22} &= \frac{1 - \nu_{13}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} \\ Q_{23} &= \frac{\nu_{23} + \nu_{12}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{23} + \nu_{21}\nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta} \\ Q_{33} &= \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta} \\ Q_{44} &= G_{23} \quad Q_{55} = G_{13} \quad Q_{66} = G_{12} \end{aligned}$$

其中 $\Delta = \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{13}\nu_{31} - \nu_{32}\nu_{23} - 2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13}}{E_1 E_2 E_3}$ (2.18)

因複合材料是由不同角度的層板疊合而成，所以必須將主軸方向的材料性質，轉換至層板的座標 $x-y$ 方向，如圖(2.2)所示。則在材料主軸座標系的構成方程式 (Constitutive equation) 為：

$$\{\sigma\} = [\bar{Q}]\{\varepsilon\} \quad (2.19)$$

展開寫成

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{13} & 0 & 0 & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{21} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{23} & 0 & 0 & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{13} & \bar{Q}_{23} & \bar{Q}_{33} & 0 & 0 & \bar{Q}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44} & \bar{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{45} & \bar{Q}_{55} & 0 \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{36} & 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ 0 \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

其中

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11} &= Q_{11}C^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}S^4 \\ \bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66})C^2S^2 + Q_{12}(C^4 + S^4) \\ \bar{Q}_{13} &= Q_{13}C^2 + Q_{23}S^2 \\ \bar{Q}_{22} &= Q_{11}S^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}C^4 \\ \bar{Q}_{23} &= Q_{23}C^2 + Q_{13}S^2 \\ \bar{Q}_{33} &= Q_{33} \\ \bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})C^3S + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})CS^3 \\ \bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})CS^3 + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})C^3S \\ \bar{Q}_{36} &= (Q_{13} - Q_{23})CS \\ \bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{66}(C^4 + S^4) \\ \bar{Q}_{44} &= Q_{44}C^2 + Q_{55}S^2 \\ \bar{Q}_{55} &= Q_{55}C^2 + Q_{44}S^2 \\ \bar{Q}_{45} &= (Q_{55} - Q_{44})CS \end{aligned}$$

$$C = \cos \theta_i, \quad S = \sin \theta_i \quad (2.21)$$

而主軸方向與 $x-y$ 方向夾角為 θ (圖2.2)，從整個複合材料積層板而言，必須考慮各單層板之應力沿厚度方向積分，可得複合材料積層板的合力與合力矩如，如圖2.3所示，其結果如下：

$$N_i = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (\epsilon_j^0 + z \kappa_j^0) dz = A_{ij} \epsilon_j^0 + B_{ij} \kappa_j^0$$

$$(Q_x, Q_y) = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} (\sigma_{xz}^n, \sigma_{yz}^n) dz \quad (2.22)$$

$$M_i = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n z dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (z \epsilon_j^0 + z^2 \kappa_j^0) dz = B_{ij} \epsilon_j^0 + D_{ij} \kappa_j^0$$

其中 $i, j=1, 2, 6$ ， z_n 則為第 n 層板之下表面至中性面的距離， A_{ij} 、 B_{ij} 、 D_{ij} 分別代表拉伸勁度矩陣(Extensional stiffness matrix)、偶合勁度矩陣(Coupling stiffness matrix)、彎曲勁度矩陣(Bending stiffness matrix)， K_s 為剪力修正常數，關係式如下：

$$\begin{Bmatrix} N \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon^0 \\ \theta \end{Bmatrix}$$

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^N [\bar{Q}_{ij}]_k (z_k - z_{k-1}) \quad (2.23)$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N [\bar{Q}_{ij}]_k (z_k^2 - z_{k-1}^2) \quad (2.24)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N [\bar{Q}_{ij}]_k (z_k^3 - z_{k-1}^3) \quad i, j=1, 2, 6 \quad (2.25)$$

$$A_{ij} = k_s \sum_{k=1}^N [\bar{Q}_{ij}]_k (z_k - z_{k-1}) \quad i, j=4, 5 \quad (2.26)$$

2.3 複合材料三明治板的彈性支承

對於在平板邊界上有彈性支承的情況，如本文揚聲器系統中的懸邊元素，可模擬成如圖(2.4)所示的連續彈簧，將懸邊元素提供的彈性力等效成橫向(Translation)及旋轉(Rotation)彈簧加以表示，而其所引起的應變能為：

$$U_T = \frac{1}{2} \int_s V_n w dS \quad (2.27)$$

$$U_R = \sum_{k=1}^3 \frac{1}{2} \int_S M_n \phi^{(i)} dS \quad (2.28)$$

其中， U_T 為橫向彈簧所引起的應變能， U_R 為旋轉彈簧所引起的應變能， S 為彈性支承的邊界， V_n 為橫向力， M_n 為彎矩。

橫向力 V_n 及彎矩 M_n 可分別表示為：

$$V_n = K_{Ln} w \quad (2.29)$$

$$M_n = \sum_{i=1}^3 K_{Rn} \phi^{(i)} \quad (2.30)$$

將式(2.29)和(2.30)代入式(2.27)及(2.28)可將應變能表示為：

$$U_T = \frac{K_{L1}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{L2}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=a} dy \quad (2.31)$$

$$+ \frac{K_{L3}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{L4}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=b} dx$$

$$U_R = \sum_{i=1}^3 \left[\frac{K_{R1}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{R2}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=a} dy \right. \quad (2.32)$$

$$\left. + \frac{K_{R3}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{R4}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=b} dx \right]$$

其中， K_{Ln} 為平板四邊的橫向剛性(Translational stiffness)， K_{Rn} 為平板四邊的旋轉剛性(Rotational stiffness)。

2.4 應變能與動能

考慮任一個單層複合材料層板，應變能可表示為：

$$U_p^{(i)} = \frac{1}{2} \int_V [\sigma^{(i)}]^T [\varepsilon^{(i)}] dV \quad i=1,2,3 \quad (2.33)$$

應用上式與(2.14)、(2.19)式，可求得 $U_p^{(1)}$ 、 $U_p^{(2)}$ 及 $U_p^{(3)}$ ，複合材料層板彎曲的應變能為：

$$U_p = \sum_{k=1}^3 U_p^{(k)} \quad (2.34)$$

總應變能 U 為複合材料層板彎曲的應變能 (U_p) 與彈性支承引起的應變能 (U_T 、 U_R) 之總和。

$$U = U_p + U_T + U_R \quad (2.35)$$

每一單層板的動能 $T^{(i)}$ 為：

$$T^{(i)} = \frac{\rho^{(i)}}{2} \int_v \left[\left(\frac{\partial u^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dv \quad ; i=1,2,3 \quad (2.36)$$

應用上式與(2.14)式，可求得 $T^{(1)}$ 、 $T^{(2)}$ 及 $T^{(3)}$ ，複合材料層板的最大動能為：

$$T = \sum_{i=1}^3 T^{(i)} \quad (2.37)$$

複合材料層板的總能量泛函 Π 可表示為：

$$\Pi = U - T \quad (2.38)$$

2.5 瑞雷-黎次法(Rayleigh-Ritz method)

利用 Rayleigh-Ritz method，假設位移函數(Deflection function)及橫切面轉角函數(Cross-sectional rotation function)共有七個分別是 w 、 $\phi_x^{(1)}$ 、 $\phi_Y^{(1)}$ 、 $\phi_x^{(2)}$ 、 $\phi_Y^{(2)}$ 、 $\phi_x^{(3)}$ 及 $\phi_Y^{(3)}$ ，每一個函數以無因次化可表示為：

$$w(\xi, \eta) = \sum_{i_1=1}^{I_1} \sum_{j_1=1}^{J_1} C_{i_1 j_1}^{(1)} \Phi_{x_{i_1}}(\xi) \Psi_{y_{j_1}}(\eta) \quad (2.39a)$$

$$\phi_x^{(1)}(\xi, \eta) = \sum_{i_2=1}^{I_2} \sum_{j_2=1}^{J_2} C_{i_2 j_2}^{(2)} \Phi_{x_{i_2}}(\xi) \Psi_{y_{j_2}}(\eta) \quad (2.39b)$$

$$\phi_Y^{(1)}(\xi, \eta) = \sum_{i_3=1}^{I_3} \sum_{j_3=1}^{J_3} C_{i_3 j_3}^{(3)} \Phi_{x_{i_3}}(\xi) \Psi_{y_{j_3}}(\eta) \quad (2.39c)$$

$$\phi_x^{(2)}(\xi, \eta) = \sum_{i_4=1}^{I_4} \sum_{j_4=1}^{J_4} C_{i_4 j_4}^{(4)} \Phi_{x_{i_4}}(\xi) \Psi_{y_{j_4}}(\eta) \quad (2.39d)$$

$$\phi_y^{(2)}(\xi, \eta) = \sum_{i_5=1}^{I_5} \sum_{j_5=1}^{J_5} C_{i_5 j_5}^{(5)} \Phi_{xi_5}(\xi) \Psi_{yj_5}(\eta) \quad (2.39e)$$

$$\phi_x^{(3)}(\xi, \eta) = \sum_{i_6=1}^{I_6} \sum_{j_6=1}^{J_6} C_{i_6 j_6}^{(6)} \Phi_{xi_6}(\xi) \Psi_{yj_6}(\eta) \quad (2.39f)$$

$$\phi_y^{(3)}(\xi, \eta) = \sum_{i_7=1}^{I_7} \sum_{j_7=1}^{J_7} C_{i_7 j_7}^{(7)} \Phi_{xi_7}(\xi) \Psi_{yj_7}(\eta) \quad (2.39g)$$

其中 $C_{i_1 j_1}^{(1)}$ 、 $C_{i_2 j_2}^{(2)}$ 、 $C_{i_3 j_3}^{(3)}$ 、 $C_{i_4 j_4}^{(4)}$ 、 $C_{i_5 j_5}^{(5)}$ 、 $C_{i_6 j_6}^{(6)}$ 、 $C_{i_7 j_7}^{(7)}$ 為未定係數， ξ 、 η 為無因次參數，且 $x = a\xi$ ， $y = b\eta$ ， Φ_x 、 Ψ_y 係由 Gram-Schmidt 正交化法所產生的多項式函數 (Polynomial functions)，亦是所謂之形狀函數 (Shape function)。

以 Φ_x 為例：

$$\begin{aligned} \Phi_1(\xi) &= (\xi - B_1) \Phi_0 \\ \Phi_k(\xi) &= (\xi - B_k) \Phi_{k-1} - C_k \Phi_{k-2}(\xi) \quad k \geq 2 \end{aligned} \quad (2.40)$$

其中

$$B_k = \frac{\int_{-0.5}^{0.5} \xi \Phi_{xk-1}^2(\xi) d\xi}{\int_{-0.5}^{0.5} \Phi_{xk-1}^2(\xi) d\xi} \quad C_k = \frac{\int_{-0.5}^{0.5} \xi \Phi_{xk-1}(\xi) \Phi_{xk-2}(\xi) d\xi}{\int_{-0.5}^{0.5} \Phi_{xk-2}^2(\xi) d\xi} \quad (2.41)$$

此多項式函數必符合：

$$\int_{-0.5}^{0.5} \Phi_{xi}(\xi) \Phi_{xj}(\xi) d\xi = \delta_{ij} \quad (2.42)$$

其中 δ_{ij} 是 Kronecker，

令 $\Phi_{x1}(\xi) = 1$ 及 $\Psi_{y1}(\eta) = 1$

為求未定係數，令

$$\begin{aligned} \partial \Pi / \partial C_{i_1 j_1}^{(1)} &= 0, \quad \partial \Pi / \partial C_{i_2 j_2}^{(2)} = 0, \quad \partial \Pi / \partial C_{i_3 j_3}^{(3)} = 0, \quad \partial \Pi / \partial C_{i_4 j_4}^{(4)} = 0, \\ \partial \Pi / \partial C_{i_5 j_5}^{(5)} &= 0, \quad \partial \Pi / \partial C_{i_6 j_6}^{(6)} = 0, \quad \partial \Pi / \partial C_{i_7 j_7}^{(7)} = 0, \end{aligned} \quad (2.43)$$

將 (2.39) 代入上式可得一典型的特徵值方程：

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\{\mathbf{C}\} = \{0\} \quad (2.44)$$

其中， $[\mathbf{M}]$ 為質量矩陣， $[\mathbf{K}]$ 為勁度矩陣，求解上式即可得到複合材料

層板振動的自然頻率 ω 。

2.6 結構系統之阻尼

假設次系統具有比例阻尼(Proportional damping)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.45)$$

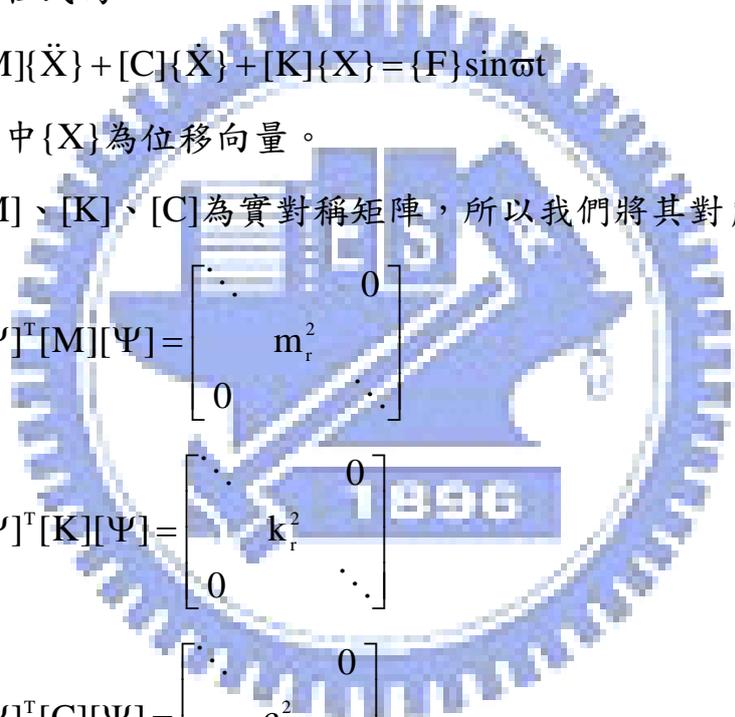
其中 $\alpha = \xi\omega$ ， $\beta = \frac{2\xi}{\omega}$ ， ξ 為阻尼比。 (2.46)

構成方程式為

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\}\sin\omega t \quad (2.47)$$

其中 $\{X\}$ 為位移向量。

因為 $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$ 為實對稱矩陣，所以我們將其對角化為：



$$\begin{aligned} [\Psi]^T[M][\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & m_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T[K][\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & k_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T[C][\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & c_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.48)$$

我們將 $\{X\} = [\Psi]\{x\}$ 代入(2.37)式可改寫成為：

$$[m_r]\{\ddot{x}\} + [c_r]\{\dot{x}\} + [k_r]\{x\} = [\Psi]^T\{F\}\sin\omega t \quad (2.49)$$

所以

$$x_r = \frac{F_r}{k_r} \left(\frac{1 - \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2c_r\eta)^2} + j \frac{2c_r\eta}{(1 - \eta^2)^2 + (2c_r\eta)^2} \right) \quad (2.50)$$

其中 $\eta = \bar{\omega} / \omega_r$

$$\text{位移向量}\{X\}=[\Psi]\{x\}=\sum_{r=1}^n\{\Phi\}_r x_r \quad (2.51)$$

2.7 聲壓值計算

將 2.51 式所求得的位移向量及所對應的頻率代入以下所推導的聲壓公式，即可求得各頻率下的聲壓值。在聲壓計算或實驗的量測，因聲壓大小與量測的距離、輸入揚聲器的功率有關，若這兩個條件不同而作聲壓比較是沒有意義的，故本文在理論分析及實驗量測距離都以距平板中心為一公尺，輸入功率為一瓦為基準。

2.7.1 聲壓公式推導

對平面波而言，一維波動方程式為：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$$

其中， c 為聲音之速度，在室溫 24°C 時， $c=343 \text{ m/s}$ 。

利用一維波動問題 D'Alembert 解，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：

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{p} = 0 \quad (2.52)$$

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

$$\tilde{p}(x) = \tilde{A}e^{-jkx} + \tilde{B}e^{jkx} \quad (2.53)$$

還原成時間域的代表法：

$$p(x, t) = \tilde{A}e^{-j(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{j(\omega t - kx)} \quad (2.54)$$

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：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.55)$$

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，所以可忽略角度相關的項式，(2.55) 式可簡化成：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.56)$$

r 為點聲源距量測的距離

上式可改寫成

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial r^2} (rp) = \frac{1}{r} \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} (rp) \quad (2.57)$$

故

$$\frac{\partial^2 (rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rp)}{\partial t^2} \quad (2.58)$$

觀察(2.58)的型式和前面的一維波動方程式式一樣的，所以其解為：

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

所以

$$p(r,t) = \frac{1}{r} f_1(r-ct) + \frac{1}{r} f_2(r+ct) \quad (2.59)$$

由於一個點聲源只會發出外傳波(Outgoing wave)，所以

$$p(r,t) = \frac{1}{r} f_1(r-ct) \quad (2.60)$$

對於簡諧球面波(Harmonic spherical wave)而言

$$p(r,t) = \frac{\tilde{A}}{r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (2.61)$$

對微小的振動板 δs 而言，距離振動板 r 的聲壓 $p(r, t)$ 可由 Rayleigh's first integral 計算出來，積分型式如下：

$$p(r, t) = \left(\frac{j\omega\rho_{\text{air}} u_d \delta s}{2\pi r} \right) e^{j(\omega t - kr)} \quad (2.62)$$

其中 u_d 為振動板元素表面之速度， r 為量測點至振動板元素之距離， $\rho_{\text{air}} = 1.1614 \text{ kg/m}^3$ 為空氣密度， $j = \sqrt{-1}$ ，因此對一塊振動板而言，聲壓可寫為：

$$p(r, t) = \frac{j\omega\rho_{\text{air}}}{2\pi r} e^{j\omega t} \int_s \frac{u_d(x, y) e^{-jkr}}{r} ds \quad (2.63)$$

設振動板表面元素之振幅大小 $w(r, t) = Ae^{j(\omega t - kr)}$ ，則

$$u_d(x, y) = j\omega Ae^{i(\omega t - kr)} = j\omega w(r, t)$$

所以

$$p(r, t) = -\frac{\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi r} e^{j\omega t} \int_s \frac{w(r, t) e^{-jkr}}{r} ds \quad (2.64)$$

因以振動板之聲壓可改寫為

$$P = \left(-\frac{\rho_{\text{air}} \omega^2}{2\pi} \right) \sum_i \|w(r, t)\| e^{i(\theta_i - kr_i)} \frac{\Delta S}{r_i} \quad (2.65)$$

其中 θ_i 為相角(Phase angle)

$$\theta = \tan^{-1} \frac{c_i \omega}{k_i - m_i \omega^2}$$

在實務上，通常量測聲音使用的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。所以定義聲壓位準 (Sound pressure level)

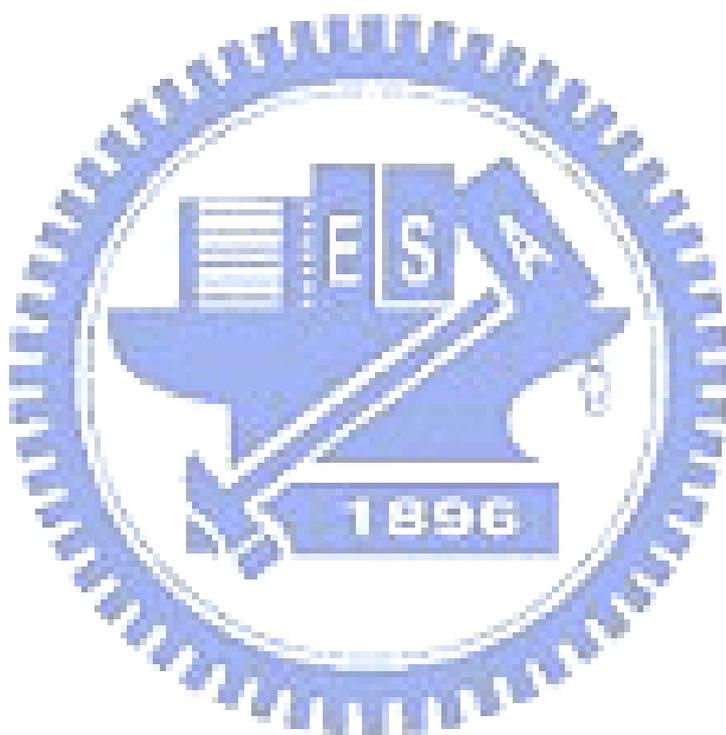
$$\text{SPL} = 20 \log \left(\frac{P_{\text{rms}}}{P_{\text{ref}}} \right) \dots (\text{dB}) \quad (2.66)$$

其中 P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值為：

$$P_{\text{rms}} = \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r, t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (2.67)$$

聲壓參考值 $P_{\text{ref}} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$

一般在量測聲壓的儀器看到的聲壓曲線即為頻率響應曲線，縱軸為 (dB)，橫軸為激振頻率。



第三章 ANSYS 有限元素模型之建構與分析

根據 2.6 節的位移向量(2.51 式)可以得到振動板上各點在每個分析頻率下的振幅、相角，本節將以有限元素軟體 ANSYS 建立揚聲器的模型，並將模型進行簡諧激振分析求解 2.6 節的構成方程式(2.47 式)，以求得振動板上各點在每個分析頻率下的振幅、相角，再代入 2.65 公式計算聲壓，即可得到各頻率下的聲壓值。

3.1 模型建構

文獻[7]中以 Shell 99 薄殼元素模擬複合材料薄板可獲得良好之分析結果，此元素可設定複材板之疊層數目及各疊層之纖維角度及各疊層之材料常數，故本文中也使用 Shell 99 薄殼元素來模擬複合材料板。根據文獻[24]分析，彈性懸邊可以 Shell 93 薄殼元素來模擬，此元素適合用來分析柔軟之彎曲形薄殼，且容許大變形發生，與懸邊之實際情況相當符合，故選取此元素來模擬彈性懸邊。本文主要分析小型揚聲器，因此音圈的強度相對於振動板的強度是必須考慮的，所以在模型建構時以 Shell 99 薄殼元素來模擬音圈。

3.1.1 ANSYS 模型建立步驟

前處理部分：

1. Preprocessor → Element type：選擇振動板、音圈元素為 Shell 99，懸邊元素為 Shell 93。
2. Preprocessor → Real constant：設定元素之參數，如振動板之厚度等。

3. Preprocessor → Material Props → Material Models：設定振動板元素之各材料性質。
4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立揚聲器系統的模型外觀。
5. Preprocessor → MeshTool：選擇元素參數、材料性質、各元素之尺寸大小，並分割元素。

到此前處理即算完成，接下來可以做模態分析或是聲聲分析部分。

首先說明模態分析部分：

1. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，自然頻率模態分析點選“Modal”。
2. Solution → Analysis Type → Analysis Options：No. of modes to extract 為要分析的模態個數。
3. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → On Nodes：限制懸邊元素另一端節點的全部自由度。
4. Solution → Solve → Current Ls：求解。
5. General Postproc → Results Summary：列出所有的自然頻率。
6. General Postproc → Read Results → By Pick：選出想看 Mode Shapes 的自然頻率。
7. General Postproc → Plot Results → Contour Plot → Nodal Solu：再選 Nodal Solution → Z-Component of displacement，即可得到自然頻率及

模態。

如果要分析聲壓，在 ANSYS 部分如下：

1. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，簡諧頻率響應分析點選“Harmonic”。
2. 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。
3. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Force/Moment → On Nodes：在位於音圈位置上的節點施予 Z 方向且相角為零之推力。
4. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Damping：輸入系統阻尼 α 、 β 的值。
5. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Freq and Substps：輸入欲分析頻率響應之頻寬。
6. Solution → Solve → Current Ls：求解。
7. TimeHist Postpro → List Variables：輸出振動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)

3.2 ANSYS 模擬分析中各參數的取得

ANSYS 分析模擬的各項參數和模擬音圈激振的施力皆可由實驗取得。以下的討論將使用到參數值中的 M_{ms} 、 C_{ms} 和 BL 值，其實驗過程將在第四章中做敘述，而系統 α -damping 和 β -damping 也可從阻尼量測實驗中陳述的方法取得。

3.2.1 系統的彈性係數

模擬在振動板中央施與集中力，並將振動板材料常數調整為剛體，利用 ANSYS 進行揚聲器模型的靜態分析，將模擬得到的位移與施力利用虎克定律計算，求得不同懸邊之彈性係數，並將 ANSYS 靜態分析計算出來的彈性係數與實驗參數比對，兩者誤差極小，因此彈性懸邊元素的模擬是可信的，其中實驗所得的彈性係數可由參數表 4.3~4.5 中的 C_{ms} 值計算出來， C_{ms} 值是系統每牛頓力可產生的位移。

3.2.2 激振力的給定

激振力計算公式為 $F=BLI$ ，其中 I 值為流過激振器線圈的電流， B 為磁通密度， L 為線圈長度； BL 值也可由量測參數表 4.3~表 4.5 中取得，由於線圈阻抗 R 可由三用電錶量出，而本文量測聲壓時使用標準的量測功率為一瓦，再由公式 $W=I^2R$ (其中 W 為功率， I 為電流， R 為阻抗) 可計算出 I 值，因此激振力即可計算出來。

3.2.3 阻尼比的給定

本文依照 4.2 節實驗方法取了兩個頻率來計算 α -damping 和 β

-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，利用下式求得共振頻率之阻尼比如下式：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (5.1)$$

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 α -damping 和 β -damping：

$$\xi = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta\omega}{2} \quad (5.2)$$

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 α -damping、 β -damping 而改變。

根據文獻[25]指出，改變 α -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，改變 β -damping 對低頻部分影響相當的小，高頻部分才看的出其差異，因此本文取了兩個頻率來計算 α -damping 和 β -damping，取低頻區的第一個自然頻率且忽略 β -damping 的影響來計算 α -damping，還有在高頻區 10KHz 之後找一個明顯的突起並忽略 α -damping 的影響來計算 β -damping，表 3.1 為本文研究之揚聲器的阻尼比。

3.3 ANSYS 簡諧激振分析與聲壓公式之應用探討

實驗方面，依照 4.1.6 節製作系統一、系統二揚聲器，分析方面，依照上述方法依序建立揚聲器的模型如圖 3.1、圖 3.2 所示，其中振動板與加勁用的碳纖維材料常數如表 3.2 所示，由於系統一揚聲器的彈性力是由碳纖維彈性支承以及懸邊所提供，但碳纖維彈性支承的彈性力是經由玻纖彈波傳遞到音圈上，而音圈的直徑與振動板的寬度相當接近，所以將碳纖維彈性支

承所提供的彈性力等效增加到懸邊所提供的彈性力上，因此系統一揚聲器的模型將整體彈性力等效為懸邊元素所提供的彈性力。

將系統一、系統二揚聲器實驗所得的數據依照 3.2 節的關係式，代入模擬所需要的參數項來進行簡諧激振分析，最後將 ANSYS 分析得到振動板的所有點(Nodes)座標及在不同激振頻率下的振幅(Amplitude)、相位角(Phase angle)的資料存取，並套入 Fortran 程式編寫的聲壓公式計算不同頻率下之聲壓值。將分析與實驗所得的聲壓圖比較如圖 3.3、圖 3.4 所示，可得知實驗和分析模擬出來的兩條聲壓曲線有相同的趨勢，由此可驗證此 ANSYS 模型是具參考價值的，往後將以此模型進行分析。



第四章 平面揚聲器製作與實驗程序

4.1 平面揚聲器製作

平面揚聲器結構可分為振動板、音圈、場磁鐵、懸邊及外框，示意圖如圖 4.1，系統一揚聲器、系統二揚聲器、系統三揚聲器分別如圖 4.2a、圖 4.2b 與圖 4.2c 所示。

4.1.1 複合材料積層板之製作

- (1) 首先由冷凍庫中取出複合材料預浸材，並在室溫下靜置 12~14 小時。
- (2) 將預浸材依需要的疊層數目、角度和大小剪裁、堆疊。
- (3) 在鐵板上依序放置輔助材及複合材料(如圖 4.4)，並抽真空，再將鐵板送上熱壓機(如圖 4.5)，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係(如圖 4.6)來控制複材積層板成型條件。
- (4) 等時間一到，關掉熱壓機的溫度，使試片在室溫下自然冷卻，待冷卻到室溫時，再將積層板取出，即製作完成。

4.1.2 三明治振動板之製作

使用材料為碳纖預浸材與巴沙木，製作步驟如下：

- (1) 製作前先從冷凍庫中取出複合材料預浸材，並在室溫下回溫 12~14 小時。
- (2) 裁剪出所需預浸材之大小及角度及所需的輔助材。
- (3) 依照設計好的形狀、角度、層數將碳纖預浸材置於巴沙木上。
- (4) 在鐵板上依序放置輔助材及振動板半成品，並送上熱壓機(圖 4.4)，依

加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係(圖 4.5)來控制振動板成型條件。

- (5) 熱壓完成後，使振動板在室溫下自然冷卻，待溫度到達室溫後，再將振動板取出，即製作完成。

4.1.3 音圈與場磁鐵之製作

音圈部分為設計好各尺寸高度再委託廠商製作，如圖 4.7，其中 d_1 為內徑， d_2 為外徑， t 為厚度， t_v 為捲幅， h 為高度，本文所使用到的音圈尺寸如表 4-1 所示。場磁鐵部分也是設計好各尺寸高度，委託廠商製作各零組件，再以 AB 膠黏好成型後充磁，結構如圖 4.8，本文所使用到的激振器尺寸如表 4-2 所示。

4.1.4 彈性懸邊之製作

分別使用不織布、矽膠、絹布三種材料，依照以下的方法壓製彈性懸邊。

不織布熱壓形成彈性懸邊，其製作步驟如下：

- (1) 首先裁減下一片適當大小的不織布，於中央位置劃開 X 形狀。
- (2) 將不織布放入懸邊模型如圖 4.9，以壓力 300psi、溫度 120°C 熱壓 30 分鐘，放在室溫下讓其自然冷卻即完成不織布彈性懸邊。

矽膠與不織布熱壓合成彈性懸邊，其材料柔軟且富有彈性，製作步驟如下：

- (2) 首先裁減下一片適當大小的鐵弗龍片，將矽膠均勻塗抹在上面。
- (3) 將塗好矽膠的鐵弗龍片放上熱壓機，以 120°C 的溫度預熱 10 分鐘，將其多餘的水分揮發掉。

- (4) 預熱完畢後，將其依順序蓋上適當大小的不織布與另外一片鐵弗龍片，上下鋪好真空袋及鐵板再放上熱壓機以溫度 120°C，壓力 300psi 熱壓 20 分鐘，使矽膠穿透不織布的毛孔，均勻分佈在不織布的上下表面。
- (5) 熱壓完成之後，將矽膠與不織布合成懸邊裁剪成所需大小，放入懸邊模型如圖 4.9 加壓成型，再放在室溫下讓其自然冷卻，完成之後如圖 4.10 所示。

絹布熱壓形成彈性懸邊，其製作步驟如下：

- (1) 首先裁減下一片適當大小的絹布，於中央位置劃開 X 形狀。
- (2) 將絹布放入鋁制懸邊模型如圖 4.11，以壓力 300psi、溫度 120°C 熱壓 30 秒鐘，放在室溫下讓其自然冷卻即絹布彈性懸邊，如圖 4.12 所示。

4.1.5 碳纖支承之製作

以碳纖維製作的長條彈性支承步驟如下：

- (1) 設計好支承的形狀與尺寸，於繪圖軟體繪製並列印出來。
- (2) 依照 4.1.1 節的方法製作一層的碳纖維板。
- (3) 將製作出的單層碳纖維板依照列印出來的長條彈性支承形狀切割成寬度為 1.5mm 的彈性支承。

以碳纖維製作的 z 字型彈性支承步驟如下：

- (1) 首先由冷凍庫中取出複合材料預浸材，並在室溫下靜置 12~14 小時。
- (2) 將單層碳纖預浸材上下各夾一層厚度 0.02mm 真空帶(如圖 4.13)，並放入模具壓合(如圖 4.14)。
- (3) 將模具送上熱壓機(如圖 4.5)，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係

(如圖 4.6)來控制 z 字型彈性支承成型條件。

- (4) 等時間一到，關掉熱壓機的溫度，使模具在室溫下自然冷卻，待冷卻到室溫時，再將 z 字型彈性支承取出(如圖 4.15)。
- (5) 取出的 z 字型彈性支承以刀具(如圖 4.16)切割成 1.5mm 的寬度，再剪出所需要的 z 字型彈性支承長度即完成。

4.1.6 揚聲器之組裝

系統一揚聲器組裝步驟如下：

- (1) 依序將音圈與切割好的玻纖彈波放入治具一(如圖 4.17)，並將音圈與玻纖彈波黏合。
- (2) 將壓製好的寬度 1.5mm 之 z 字型碳纖維彈性支承定位在治具一的 1、2、3、4 角落，並與玻纖彈波黏合，再將寬度 1.5mm 之碳纖維定位在框的 5、6 位置如圖 4.18，並與 z 字型碳纖維彈性支承及框黏合完成半成品一，如圖 4.19 所示。
- (3) 將壓好的彈性懸邊裁掉多餘部份並與振動板黏合，再經由定位器精準的與框架黏合，如圖 4.20 所示。
- (4) 將音圈定位器套上激振器底座，並與半成品一結合，透過激振器底座與框架的定位，將音圈與振動板黏合，如圖 4.21 所示。
- (5) 將激振器與激振器底座黏合，並裝置在框架上黏合，即完成組裝，如圖 4.22 所示。

系統二、系統三揚聲器組裝步驟如下：

- (1) 將裁好形狀的振動板放入振動板治具裡(如圖 4.23)，本治具為確保振動板的定位，使振動板邊緣與揚聲器框架保持固定間隙。
- (2) 將放入振動板的治具與揚聲器框架結合，並透過音圈治具將音圈固定

在振動板上，並將音圈治具與框以熱溶膠暫時黏合，如圖 4.24 所示。

- (3) 將熱壓成型的彈性懸邊裁掉多餘部份，透過治具(如圖 4.25)將懸邊分別與振動板、框黏合(如圖 4.25)，拿下音圈治具並裝上激振器，組裝完成揚聲器(如圖 4.26)。

4.2 頻率響應實驗

頻率響應實驗以 B&K Pulse 頻譜分析儀(如圖 4.28)測定揚聲器系統之自然頻率與阻尼係數，其原理為施予外力量測其變形，得到各頻率下振幅頻譜，圖形中的波峰位置即為系統共振頻率。量測方式為輸入電壓激振揚聲器，以雷射測速儀接收訊號，但此種方法所接受訊號僅為局部小面積上的變形，因此欲知振動板整體變形，需量測不同位置，再加以平均。其實驗程序如下：

- (1) 將揚聲器架設妥當，連接線路，以雷射測速儀量測對準欲量測的位置，將訊號接受強度調整至飽和。
- (2) 將 PULSE 分析軟體的環境設定完成(如：測試頻寬、解析度、激發方式)。
- (3) 啟動系統後，以掃頻的方式擷取速度振幅資料，經由頻譜分析儀計算頻譜區域(Frequency Domain)中的頻譜。
- (4) 輸出頻譜圖上峰值的振動頻率數值，計算各共振頻率阻尼係數。
- (5) 將雷射測速儀對準其他量測點，並重複(2)至(4)。
- (6) 平均量測頻率數值，即為此揚聲器系統的自然頻率。

4.3 聲壓相關實驗

首先使用 LMS 聲壓頻譜儀(如圖 4.29)測量揚聲器系統之系統參數，其

原理為先量測原本揚聲器的阻抗與頻率關係，將近似於揚聲器的質量的物體另外附加於振動板中央，量測另一組阻抗與頻率，利用兩組數據比較而得到系統的各項相關參數，表 4.3~表 4.5 為系統一~系統三揚聲器的參數。

聲壓量測實驗則是使用 LMS 聲壓測試系統(內含寬頻雜訊產生器、聲壓頻譜分析)，搭配訊號放大器(Amplifier)、個人電腦以及麥克風來進行量測，實驗架設如圖 4.30 所示，其程序如下：

- (1) 將平面揚聲器固定於障板上。
- (2) 麥克風放置於距離揚聲器中心一公尺之同一高度腳架上。
- (3) 校正 LMS 聲壓測試系統並設定好測量相關參數。
- (4) 啟動電腦發出訊號，由麥克風接收聲壓訊號，傳回電腦。即可得出頻率響應之聲壓分貝圖。



第五章 小型平面揚聲器之設計與討論

現今的產品多講究輕、薄、短、小、不佔空間，平面揚聲器也是朝向此方面來發展，在相同之邊界條件下，如果振動板之面積變小，則系統之自然頻率必然會增加，導致揚聲器低頻的聲音會不明顯，所以本文藉著改變振動板邊界條件來降低自然頻率，使揚聲器之有效頻寬往低頻增加，同時也增加系統的穩定度，避免產生不必要的雜音。

在第一個自然頻率 f_0 之後，因為振動板的振動模態變形，造成振動板推動的空氣有正有負互相抵消，使得聲壓會有某一段突然下降，稱之為中音谷。傳統對振動板的加勁方式是在整面巴沙木板上下各加一片碳纖板，但是由於加勁的面積造成增加的質量太大，進而影響整個揚聲器的效率，本章即要探討揚聲器各參數最佳的設計，使得揚聲器有平滑的聲壓曲線與高感度的表現。

5.1 彈性懸邊之設計

依照 4.1.4 節的方法製作出三種彈性懸邊，其中不織布熱壓而成的懸邊效果最差，由於不織布材料的多孔性，導致懸邊無法產生氣密的效果，使得揚聲器的音質與聲壓平均感度表現不佳，也由於不織布材料的不均勻性，導致揚聲器的穩定度太低，容易使音圈磨到激振器，產生不必要的雜音。

因此，改良使用矽膠與不織布熱壓合成彈性懸邊，由矽膠液體的性質，藉以填滿不織布的孔隙，再藉由矽膠固化後的彈性增加揚聲器的穩定度與阻尼效果，此一改良大大提升懸邊的氣密性與穩定度，揚聲器的音質與聲壓平均感度也提升許多。

絹布是由表布與熱塑性的膠兩種材質製成，材料常數如表 5.1 所示(海

瑞電聲公司提供)，由於可以更換表布以調整懸邊的剛性，又可以藉由熱塑性的膠來固定懸邊形狀，更重要的是製程時間縮短到只需要 30 秒，所以嘗試使用絹布來壓製彈性懸邊。表布是由互相垂直的纖維編織而成，所以均勻性比不織布高許多，孔隙也比較密，加上熱塑性膠的塗佈使得氣密性更足夠，實驗結果發現以絹布壓製成的懸邊更提升了揚聲器的穩定度與聲壓平均感度。

5.2 玻纖彈波與碳纖支承之設計

傳統錐盆式喇叭單體都有彈波，用來將錐盆與音圈精準定位在框架上，讓錐盆能夠藉音圈的控制而前後運動，並且使錐盆能在運動完畢後歸回原位，常見的彈波截面形狀為波浪形(如圖 5.1)，材質則有紙、布。傳統截面為波浪型的彈波雖已達到降低整個振動系統彈性係數的效果，但是這種支承在承受稍大振幅時，即呈現出明顯的非線性彈性支承力，這對揚聲器的低頻有非常不良影響，也干涉了整體系統的穩定度。傳統波浪形彈波由於形狀為一圓面積，佔據相當大的空間，也限制住了揚聲器的長寬比變化，對於揚聲器朝細長形狀發展，莫過於是一大阻礙。

本文設計如圖 5.2 形狀的彈波，材質是由[紗布/玻璃纖維/紗布]熱壓而成，系統所需要的彈性效果則由 4.1.5 節製作的碳纖支承來取代，此一設計將傳統靠波浪形狀來提供彈性的彈波，以碳纖支承取而代之，新的設計如同簡支樑的效果，大大簡化傳統波浪型彈波的非線性影響；此一設計也解決了傳統波浪形彈波對長寬比變化的限制，原本系統的彈性力是由一整圈的波浪形彈波所提供，現在改良到只需要兩根主要的碳纖支承來提供，不僅簡化了複雜度、減輕整體系統重量，也提升整體系統的穩定度。

5.3 系統二揚聲器改變設計參數造成的影響

由於碳纖維加勁的振動板對於聲壓沒有很明顯的幫助，而且本文所研究的皆為小型揚聲器，因此加勁在振動板上的碳纖維重量對於聲壓曲線的平均感度影響特別大，所以本節討論改變揚聲器系統的各項參數，以提升聲壓曲線的平滑度與平均感度。

5.3.1 改變音圈參數造成的影響

比較系統二與系統三揚聲器的設計，此兩種設計的振動板大小、厚度以及懸邊材料、斷面形狀均相同，唯獨兩者音圈的重量、高度、材質不同，但是兩系統的聲壓曲線卻差異相當大；由兩系統的實驗聲壓曲線(如圖 5.3)可以看出，系統二揚聲器在 4000Hz 的音谷聲壓值僅有 67.5dB，與 5000Hz 以後的平均聲壓值 77.5dB 有 10dB 的差距，這樣子的差距對人耳聽覺來說是非常不舒服的，反觀系統三揚聲器聲壓曲線相當平滑，僅在 4000Hz 有約 7.5dB 的音峰，因此以下分析音圈的重量、材質對聲壓曲線的影響。

圖 5.4 為分析系統二揚聲器在改變音圈材質強度為原本的 10 倍、2 倍、0.5 倍的聲壓曲線圖，可以發現改變音圈材質強度對於聲壓曲線並不會有幫助的效果，因此再分析改變音圈重量對於聲壓曲線的影響，由圖 5.5 可以發現，當逐漸增加音圈重量從 0.098g 到 0.21g 時，9000Hz 以後凸起的聲壓曲

線會逐漸趨於平緩，但 6000Hz 到 9000Hz 凸起的聲壓仍沒有改變；當增加音圈重量到 0.28g 時，9000Hz 以後凸起的聲壓曲線會逐漸趨於平緩，而原本 6000Hz 到 9000Hz 凸起的聲壓往前面頻率移動，由此分析證明了改變音圈重量的設計是有效平緩系統二揚聲器在高頻與中、低頻間高達 10dB 的聲壓落差的，也可以解釋改變了音圈重量的系統三揚聲器為何曲線相對於系統二揚聲器平滑了許多。

5.3.2 改變振動板長寬比造成的影響

本節分析改變振動板的幾何比對整體聲壓的影響，為了方便模型的建立，所以本節的振動板皆簡化以矩形來分析，與原本振動板左右兩端有半圓面積不同。

首先在固定振動板面積為 540.89mm^2 下將長寬比分別設計為 2.3、1.7、1.28，尺寸如表 5.2 所示，使用音圈半徑皆為 6.6mm，分析結果可以發現此三種設計皆有相當深的音谷出現；根據文獻[25]指出，當音圈半徑與振動板節線至振動板中心距離的比值越接近 1 則音谷落差越小，因此分析改變音圈半徑以提升音谷落差，不過根據 5.3.1 節分析指出，音圈的重量變化會造成聲壓的改變，因此先固定音圈的重量不變，再配合各長寬比設計來放大音圈半徑，分析結果如表 5.3~表 5.5 所示，聲壓如圖 5.6~圖 5.8 所示。振動板長寬比為 2.3 的設計，使用音圈半徑為 6.6mm 在頻率 2900Hz 的音谷有 9.747dB 的落差，當放大音圈半徑到 7.6mm 時，降低了聲壓落差到 6.502dB，而且在 2900Hz~5833Hz 的聲壓提高了 2.69dB；振動板長寬比為 1.7 的設計，可以發現當音圈半徑由 6.6mm 增加到 7.6mm 時，原本在頻率 3170Hz 的音

谷落差由 12.348dB 減少了 5.978dB，而原本的音谷範圍 2280Hz~7080Hz 也因為在增加音圈半徑後產生 4360Hz 的聲壓凸起而縮減為 2640Hz~4360Hz，再放大音圈半徑到 8.6mm 時，3170Hz 的音谷再減少了 5dB，而且中、低頻率的聲壓也因為音圈半徑的放大變的相當平滑；振動板長寬比為 1.28 的設計，當音圈半徑由 6.6mm 增加到 7.6mm 時，原本 3000Hz 的音谷落差 14.906dB 減少了 4.715dB，再增加音圈半徑到 8.6mm 時，音谷頻率往後移到 4870Hz 且落差減少 1.52dB，當音圈半徑增加到 9.2mm 時，音谷落差再減少 3.204 dB。

5.3.3 模擬分析討論與實驗驗證

隨著振動板長寬比的改變，其橫軸彎曲模態(Bending mode)發生時所產生的節線位置也會有所不同，本節以振動板中心為原點，將各種不同長寬比其造成音谷之模態的節線位置整理成表 5.6 並繪成圖 5.9，可以明顯看出，當長寬比 x 越大，節線距中心原點的距離 y 越大，以多項式的形式可找出近似曲線：

$$y = 3.1824 x^3 - 16.568x^2 + 29.671 x - 6.9231 \quad (5.1)$$

上述公式與振動板面積相關，因此當振動板面積 $A=540.89\text{mm}^2$ 的狀況之下才成立，將來可以用式(5.1)來預測節線的位置，進而決定該選用何種直徑的音圈，藉以施力在節線的方式減小彎曲模態(Bending mode)對聲壓的影響，使中音谷落差減小。

由圖 5.10~圖 5.12 可以看出來當音圈半徑與節線至中心距離的比越接近 1 時音谷落差越小，但在面積固定之下，隨著長寬比越大，振動板的寬度會越小，若是想使用接近節線位置的音圈，其直徑會超出板子寬度，因

此選擇適當的長寬比才能有效利用音圈的施力位置改善聲壓曲線，以下將討論長寬比在何種範圍之內，音圈的半徑與節線位置之比例能夠接近 1，且直徑不超過振動板寬度。

假設音圈的直徑與振動板的寬度 a 相等， y 為節線至中心的距離，則目標為

$$0.8 \frac{a}{2} \leq y \leq \frac{a}{2} \quad \Rightarrow \quad 0.4 \leq \frac{y}{a} \leq 0.5 \quad (5.2)$$

將式(5.1)無因次化之後可以得到以下式子：

$$\frac{y}{a} = 0.1123x^3 - 0.5759x^2 + 1.2483x - 0.3832 \quad (5.3)$$

將其繪成圖 5.13 可以得知，若是想達到式(5.2)的條件，則長寬比 r 必須介於 1~1.28 之間。

根據以上分析結果，以長寬比為 1.28 並搭配音圈半徑為 9.2mm 的設計來製作揚聲器，不過由於實驗材料音圈不容易取得的限制，因此以現有音圈半徑為 6.6mm 為主，同步縮小振動板面積，但縮小後的長、寬與音圈半徑彼此之間的比例仍然維持不變，以此縮小比例建模分析，實驗部份依照 4.1 節方法製作系統四揚聲器(如圖 5.14 所示)，分析與實驗的聲壓曲線比較如圖 5.15 所示，分析與實驗曲線趨勢相近，足以證明分析的正確性。

將系統一揚聲器等比例放大 1.2 倍且定義為系統五揚聲器，並將長寬比皆為 1.28 的系統一揚聲器、系統四揚聲器、系統五揚聲器分析曲線比較如圖 5.16 所示，可以發現三條曲線的趨勢很相近，因此可以驗證本文 5.3 式無因次化後公式的正確性，長寬比 1.28 是較佳的設計參數，而且不同面積

大小的揚聲器只要維持本文的長寬比與音圈半徑的比例，整體的聲壓趨勢是相似的，只是因為懸邊提供的彈性力與振動板面積大小的不同，所以導致某些相同的振形出現在不同的頻率下。如圖 5.17 所示將三條分析曲線出現相同振形的頻率標以 Δ 、 \star 、 \circ 圖形分類註記，其中各圖形標記所代表的振形如圖 5.18~圖 5.20 所示，可以發現當圖形標記 Δ 系列的振形出現時，聲壓曲線有提升的效果，觀察振形圖可以發現板子的變形均朝同一方向，因此產生的聲壓在此振形下不會互相抵消，所以聲壓會逐漸增加；當圖形標記 \star 系列的振形出現時，聲壓曲線由相對高點開始下降，觀察振形圖可以發現板子一開始的變形均朝同一方向，但是隨著頻率的增加而開始有更多的面積朝反向變形，因此兩種不同方向板變形所貢獻的聲壓會互相抵消，所以聲壓就會呈現下降的趨勢；當圖形標記 \circ 系列的振形出現時，聲壓曲線由相對低點開始上升，觀察振形圖可以發現板子的變形大部分面積均朝同一方向，僅四邊角落朝反向變形，隨著頻率的增加而在四邊角落的反向變形面積逐漸增加，而板中央區域也出現反向變形面積，因此聲壓曲線由相對低點開始上升。

比較長寬比 1.28 系統四揚聲器與系統二、系統三揚聲器的實驗聲壓曲線(如圖 5.21)，長寬比 1.28 的設計在 554Hz 以後的聲壓開始緩降，直到 3590Hz 再度上升，期間的聲壓落差只有 5.6dB，因此音谷的影響遠較於其他兩條曲線小了許多，在 554Hz~3590Hz 這段頻率間的聲壓也比其他兩條曲

線平滑，平均聲壓甚至高於系統三揚聲器 7.5 dB，而且在高頻的聲壓表現補平了系統二揚聲器在 10552Hz 產生 8.75dB 音谷的缺點，高頻的平均聲壓值也高於系統三揚聲器約 15dB，整體聲壓值比系統二揚聲器平滑，平均感度也比系統三揚聲器高出許多，但是在揚聲器整體面積、高度、重量卻都比其他兩種揚聲器減少許多，實為符合輕、薄、短、小的設計概念。

5.4 系統一揚聲器改變音圈參數造成的影響

觀察系統一揚聲器的實驗曲線，由於在中頻 1200Hz 左右與高頻 5000Hz 部份仍然有約 8dB 聲壓的落差，因此調整音圈的參數進行分析，以拉升中頻部份的聲壓值。圖 5.22 為改變音圈重量所模擬出來的聲壓曲線，音圈重量分別為原來的 1 倍、0.5 倍、0.25 倍，由曲線圖可以發現當音圈重量變為原來的 0.25 倍時，在 1200Hz 左右的聲壓值增加了 6.75dB，與 5000Hz 部份的聲壓值僅剩下 2.5dB 的差值；原本 10000Hz 到 20000Hz 的聲壓值是呈現斜率為-1.3 下降，經過音圈減重為 0.25 倍後，10000Hz 到 20000Hz 的聲壓值平均增加了 5dB，而且聲壓值下降的斜率也降為-0.6。由此分析可以發現，當音圈重量減輕時可以幫助整體聲壓值的提升，並且可以提高整體聲壓曲線的平滑度，但由於音圈重量大部份由骨架材質的密度所決定，因此重量無法無限制的輕量化，否則會導致音圈骨架強度減弱，進而使音圈變形而磨到激振器。

第六章 結論與未來研究方向

6.1 結論

本文的重點主要為彈性懸邊與彈性支承的研製、小型揚聲器的最佳參數設計。彈性懸邊研製部分，主要為改善不織布材質所壓製懸邊的不穩定性與低氣密性，本文採用矽膠乾化以後具有的彈性與氣密性彌補不織布懸邊的缺點，雖然效果不錯，但是由於矽膠彈性懸邊製作程序過於複雜且非常耗時，所以改用含熱塑性膠的絹布，不僅可以達到相同的穩定性與氣密性，而且厚度、複雜度、製作時間均大幅降低，效果非常好。此外，本文以玻璃纖維製作彈波，搭配碳纖彈性支承的使用，解決了傳統彈波在承受稍大振幅時所產生的非線性力與不穩定性，也解決了傳統圓面積彈波限制了揚聲器長寬比變化的缺點。

此外本文更研究改變音圈參數對於聲壓曲線的影響，對於系統一揚聲器而言，隨著音圈重量的減輕可以逐漸提升 5000Hz 以前的平均聲壓，降低了中、低頻與高頻的聲壓差距，也增加了整體聲壓的平滑度；而加重音圈重量使得系統二揚聲器在 9000Hz 以後的聲壓趨於平滑，也使得在 7000Hz 的凸起聲壓漸漸往 4000Hz 移，音圈的加重使得中、低頻與高頻的聲壓差距減少許多。進一步的本文以相同面積，但長寬比值不同的各種振動板，改變音圈半徑作了各種分析，由結果可以得知當長寬比加大則振動板節線離中心距離越遠，此時必須增加音圈的半徑才可以減緩音谷的落差，分析結果顯示，當音圈半徑與振動板節線離中心距離的比值越接近 1 則音谷的落差越小，不過以現今產品多講究輕、薄、短、小，此種設計方向卻是較佔空間的，況且一直配合振動板節線而無限制的放大音圈半徑，終究會使音圈半徑超過振動板的寬度，所以本文分析長寬比值為 1~1.28 之間時，使用與板子寬度相近的音圈，其半徑能夠與節線位置最接近，不僅音圈半徑不

會超過振動板寬度，又可以達到改善中音谷的效果。

6.2 未來研究方向

本文在彈性懸邊材料部份以矽膠改良了穩定性與氣密性低的不織布，也以含熱塑性膠的絹布縮短了矽膠—不織布彈性懸邊的製程時間，不過絹布礙於塗佈熱塑性膠的專業技術，無法任意改變表面布的種類與膠的厚度，未來期望使用其它類似矽膠特性的材料，但是製程時間可以大幅縮短也可以準確的控制厚度或將此材料与其它種布料複合壓製彈性懸邊。音圈與振動板設計參數方面，除了可以長寬比預測出振動板節線的位置來決定音圈半徑的尺寸外，希望未來也可以將音圈重量對音谷的影響考慮進來，整理出更完整的揚聲器最佳參數設計公式。



參考文獻

1. Reddy, J. N., Energy and Variational Methods in Applied Mechanics, Junuthula Narasimha, 1945.
2. Mindlin, R. D., Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motion of Isotropic, Elastic Plates, J. Applied Mechanics, 18, pp. 33-38, 1951.
3. Whitney, J. M., Shear Correction Factor Laminates Under Static Load, J. Applied Mechanics, 40, pp.302-304, 1973.
4. Whitney, J. M., Stress Analysis of Thick Laminated Composite and Sandwich Plates, J. Applied Mechanics, 40, pp.302-304, 1973.
5. Reissner, E., Finite deflection of sandwich plates J. Aeronaut. Sci. July, 435-440, 1948.
6. Liaw, B. D. and Little, R. W. , Theory of bending multiplayer sandwich plates, AAIA J., 5, 301-304, 1967.
7. Azar, J. J., Bending theory of multiplayer orthotropic sandwich plates, AIAA J., 6, 2166-2169, 1968.
8. O'Connor, D. J., A finite element package for the analysis of sandwich construction, Compos. Struct., 8, 143-161, 1987.
9. Kanematsu, H. H., Hirano, Y. and Iyama, H., Bending and vibration of CFRP-faced rectangular sandwich plates, Compos. Struct., 10, 145-163, 1988.
10. Morse, P. M. and Ingrad, K. U., Theoretical Acoustics, McGraw-Hill, NY, 1968, rpt. Princeton University Press, NJ, pp.375-379, 1986.
11. 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 , No. 1, pp. 31-51, 1997.
12. Tan, C. C. and Hird, C. I., Active Control of the Sound Field of a Constrained Panel by an Electromagnetic Actuator-an Experimental Study, Applied

- Acoustics, 52, pp.31-51, 1997.
13. Leach, W. JR., Schafer, R., Barnwell, T., Time-Domain Measurement of Loudspeaker Driver Parameters, IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing V27, No.6, 734-739, 1979.
 14. Kazue, S., Hiroyuki, T., and Mikio, I., A High Fidelity Small-Size Loudspeaker, IEEE Transactions on Consumer Electronixs, Vol.43, No.3, AUGUST 1977 .
 15. Bardell, N. S., Dunsdon, J. M., Langley, R. S., Free vibration analysis of coplanar sandwich panels, Composite Structures, V38, No.1-4, 463-475, 1997.
 16. Ding, Z., “Natural Frequencies of Rectangular Plates Using a Set of Static Beam Functions in Rayleigh-Ritz Method,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 189(1), pp.81-87 (1996).
 17. Hanna, N. F. and Leissa, A. W., “A Higher Order Shear Deformation Theory for the Vibration of Thick Plates,” Journal of Sound and Vibration, 170(4), pp. 545-555 (1994).
 18. 王柏村，振動學，全華書局，台北市，1996。
 19. 戴建郎，平板受橢圓激振器激振之振動研究，國立交通大學機械工程研究所碩士論文，新竹市，2005。
 20. 施志鴻，具彈性支撐複合材料圓板之振動與聲傳研究，國立交通大學機械工程研究所碩士論文，新竹市，2004。
 21. 蘇鎮隆，複合材料板的聲傳平滑研究，國立交通大學機械工程研究所碩士論文，新竹市，2004。
 22. 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。
 23. 詹東恩，複合材料三明治板之振動與聲射研究，國立交通大學機械工程研究所碩士論文，新竹市，2003。

24. 陳正義，具彈性支承複合材料板之聲傳研究，國立交通大學機械工程研究所碩士論文，新竹市，2003。
25. 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。

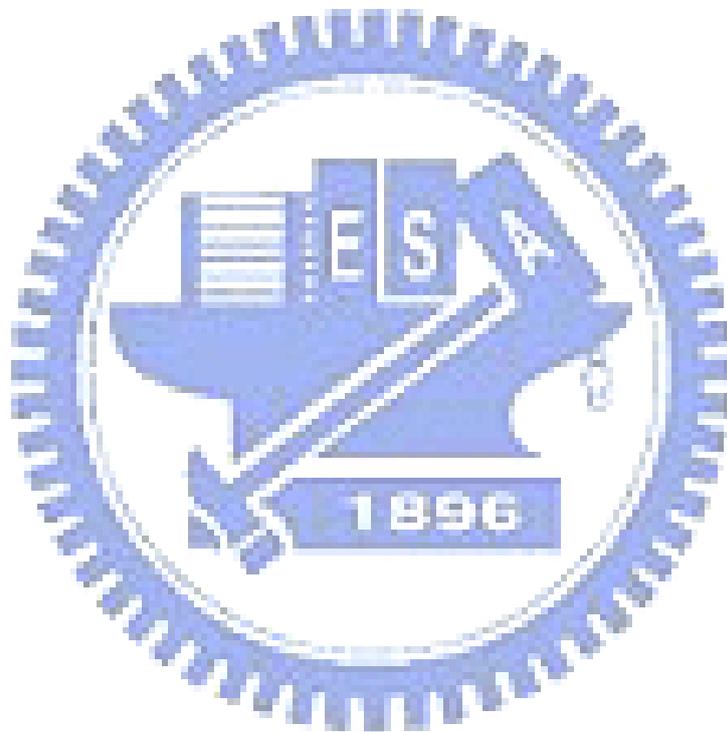


表 3.1 揚聲器之阻尼常數

	系統一	系統二	系統三	系統四	系統五
α	831.9	1108.9	1394.4	1416.2	1256.6
β	4×10^{-6}				

表 3.2 材料常數表

	碳纖維材料	巴沙木
E^1	147.503 GPa	3.7 GPa
E^2	9.223 GPa	0.055 GPa
G^{12}	6.83555 GPa	0.01 GPa
G^{23}	1.1229 GPa	0.00167 GPa
ν_{12}	0.327	0.2
ν_{23}	0.25	0.5
ρ	1424.32 kg/m ³	210 kg/m ³
t(thick)	0.13mm	

表 4-1 音圈尺寸表

	系統一	系統二	系統三
d1	18.4mm	13.2mm	13.2mm
h	6mm	3.2mm	7.1mm
tv	2mm	1.24mm	3.2mm
電阻	4Ω	8Ω	9Ω
材質	Kapton	牛皮紙	鋁
重量	0.22g	0.098g	0.28g

表 4-2 磁鐵尺寸表

	系統一	系統二	系統三
總高	6mm	3.45mm	5.55mm
磁石直徑	18mm	12.75mm	12.5mm
導磁片厚度	1.2mm	1mm	1mm
最大外徑	22mm	19mm	19mm

表 4.3 系統一揚聲器參數

Fo	350 Hz
Cms	334.662×10^{-6} M/N
Mms	472.534×10^{-3} g
Qts	1.545
BL	1.331

表 4.4 系統二揚聲器參數

Fo	483.026 Hz
Cms	720.592×10^{-6} M/N
Mms	150.664×10^{-3} g
Qts	0.884
BL	0.702

表 4.5 系統三揚聲器參數

Fo	523.825 Hz
Cms	208.976×10^{-6} M/N
Mms	277.569×10^{-3} g
Qts	3.506
BL	1.025

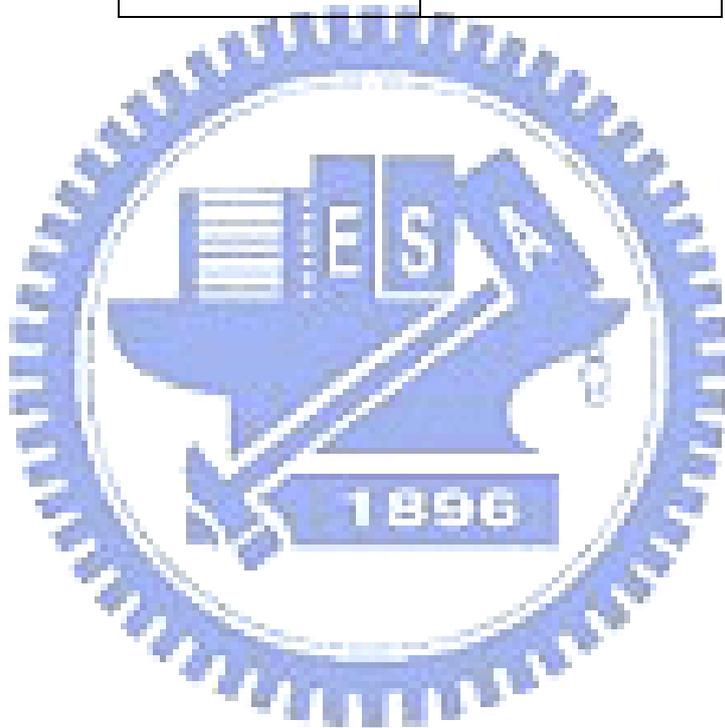


表 5.1 絹布材料常數

	系統一	系統二	系統三
編號	HR-KGT02	HR-60C005B-N1	HR-KGT02
厚度	0.09mm	0.16mm	0.09mm
密度	700 kg/m^2	625 kg/m^2	700 kg/m^2
E	0.9GPa	0.03GPa	0.9GPa

表 5.2 各長寬比尺寸表

長寬比	面積	長	寬	厚度
2.3	540.89 mm ²	35.2705 mm	15.335 mm	0.5 mm
1.7		30.43 mm	17.9 mm	0.5 mm
1.28		26.88 mm	21 mm	0.5 mm

表 5.3 長寬比 2.3 音谷

長寬比	厚度	音圈半徑(mm)	音谷發生頻率(Hz)	音谷落差(dB)
2.3:1	0.5mm	6.6	2900	9.747
		7.6	2950	6.502

表 5.4 長寬比 1.7 音谷

長寬比	厚度	音圈半徑(mm)	音谷發生頻率(Hz)	音谷落差(dB)
1.7:1	0.5mm	6.6	3170	12.348
		7.6	3170	6.37
		8.6	3170	1.472

表 5.5 長寬比 1.28 音谷

長寬比	厚度	音圈半徑(mm)	音谷發生頻率(Hz)	音谷落差(dB)
1.28:1	0.5mm	6.6	3000	14.906
		7.6	3170	10.191
		8.6	4870	8.671
		9.2	4983	5.467

表 5.6 各長寬比節線位置

長寬比	節線與振動板中心距離 (mm)
1	9.38
1.28	10.52
1.7	11.38
2	11.52
2.3	12.42

表 5.7 長寬比 1.28 音圈與節線比例

長寬比	音圈大小	音谷落差	音圈與節線比例
1.28	6.6	14.906	0.627376
	7.6	10.191	0.722433
	8.6	8.671	0.81749
	9.2	5.467	0.874525

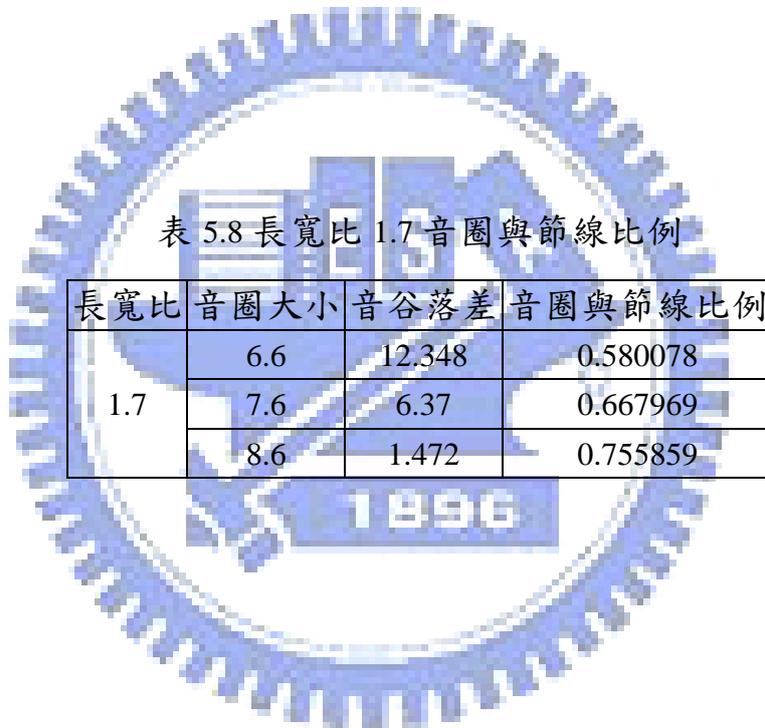


表 5.8 長寬比 1.7 音圈與節線比例

長寬比	音圈大小	音谷落差	音圈與節線比例
1.7	6.6	12.348	0.580078
	7.6	6.37	0.667969
	8.6	1.472	0.755859

表 5.9 長寬比 2.3 音圈與節線比例

長寬比	音圈大小	音谷落差	音圈與節線比例
2.3	6.6	9.747	0.531401
	7.6	6.502	0.611916

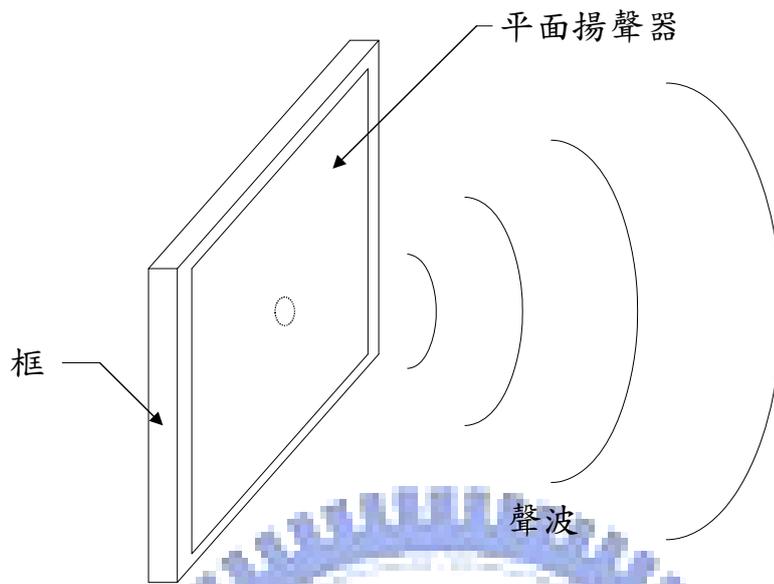


圖 1.1 平面揚聲器之揚聲



圖 1.2 振動板之振形

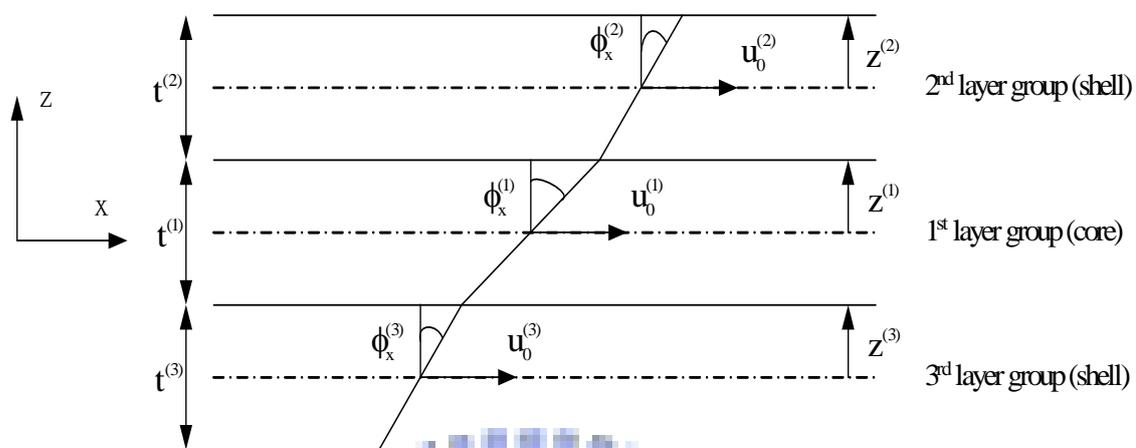


圖 2.1 多層一階剪變形位移場示意圖(三層)

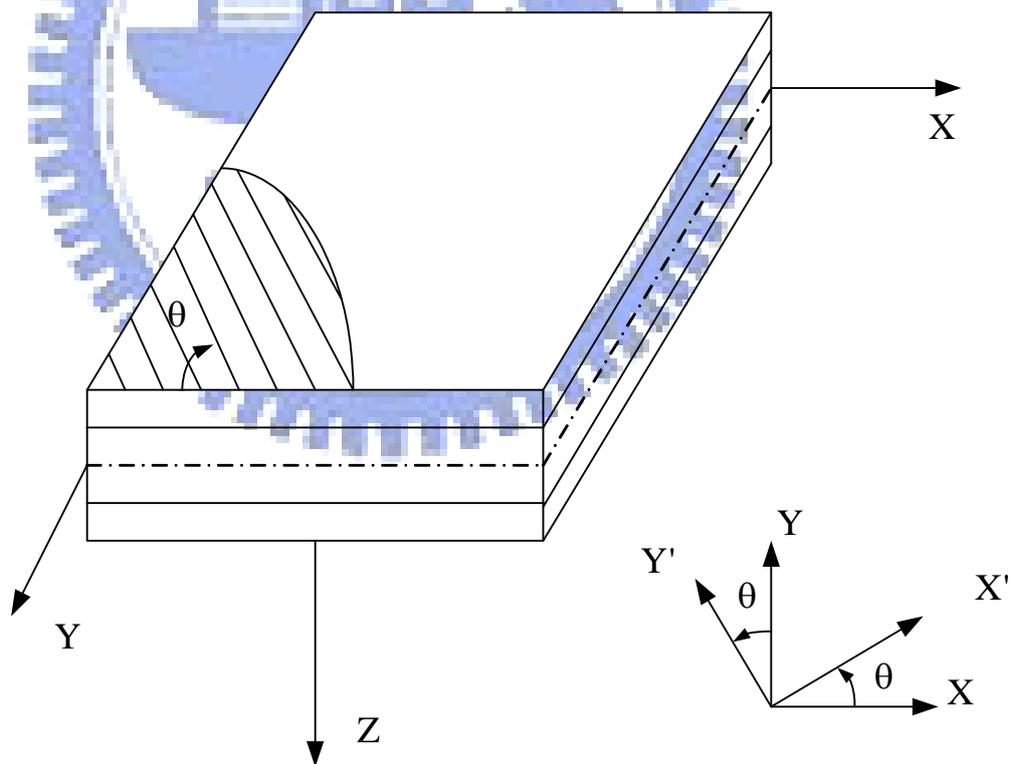


圖 2.2 複合材料積層板之主軸與材料座標系統

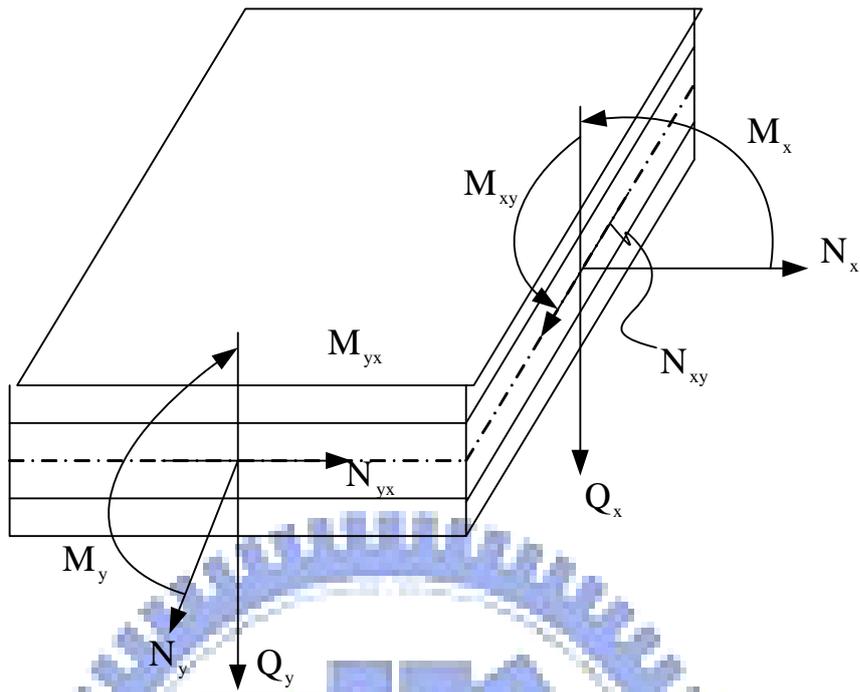


圖 2.3 複合材料積層板沿厚度方向之合力與合力矩

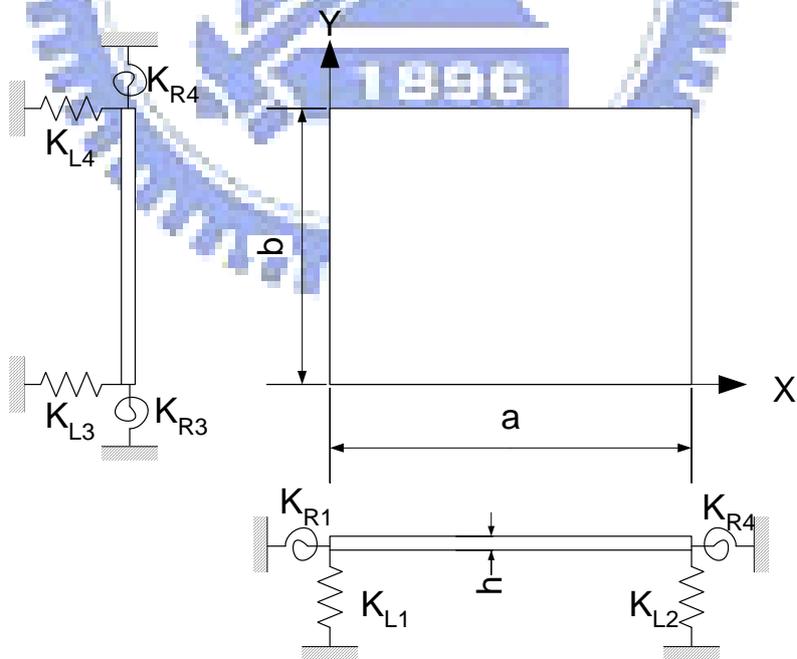


圖 2.4 複合材料三明治板之邊界條件

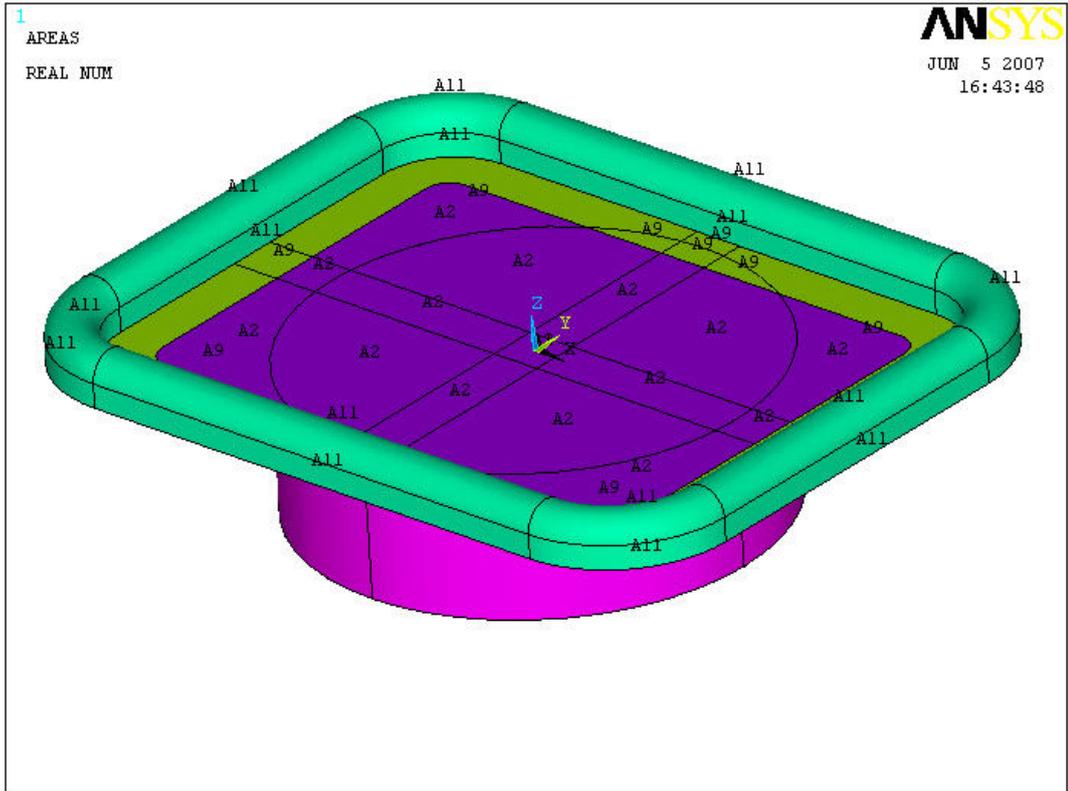


圖 3.1 系統一揚聲器 ansys 模型

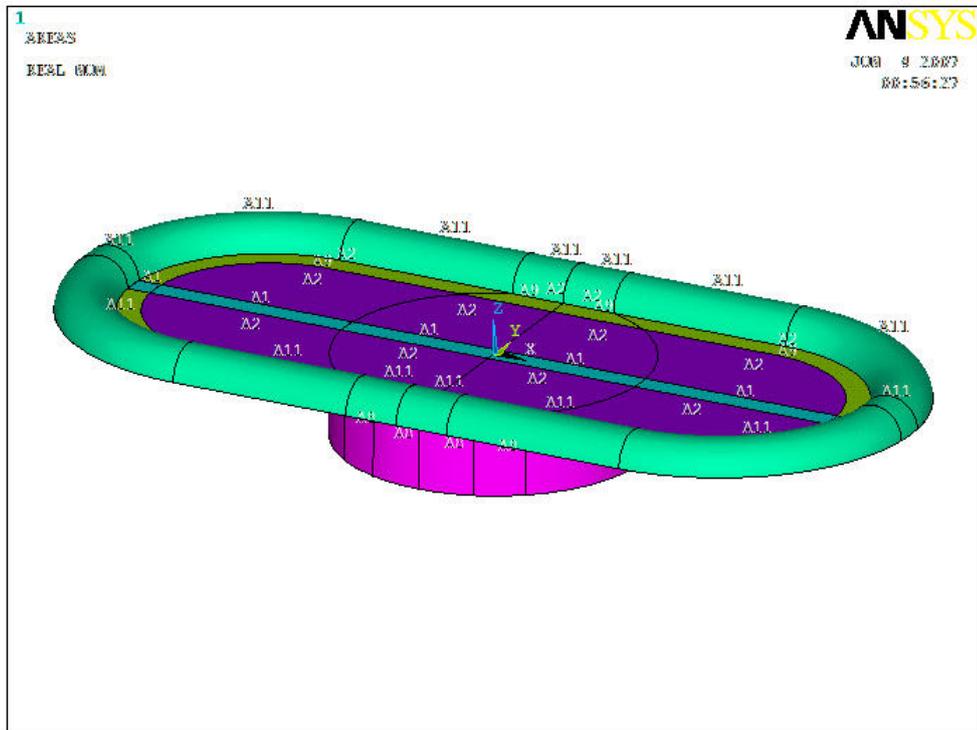


圖 3.2 系統二揚聲器 ansys 模型

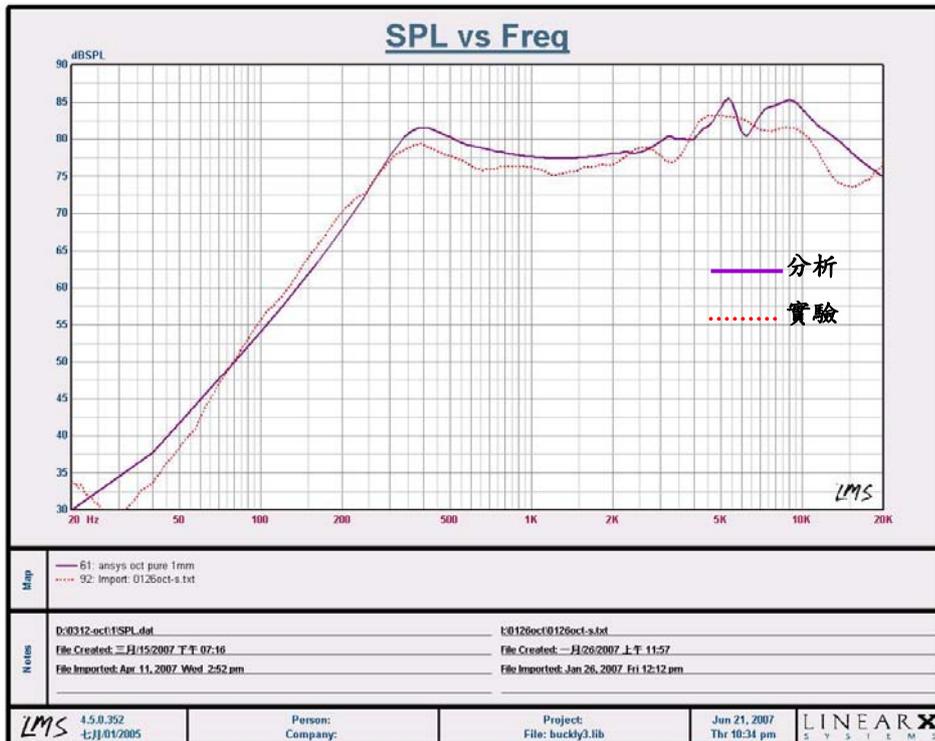


圖 3.3 系統一揚聲器實驗與模擬分析比較

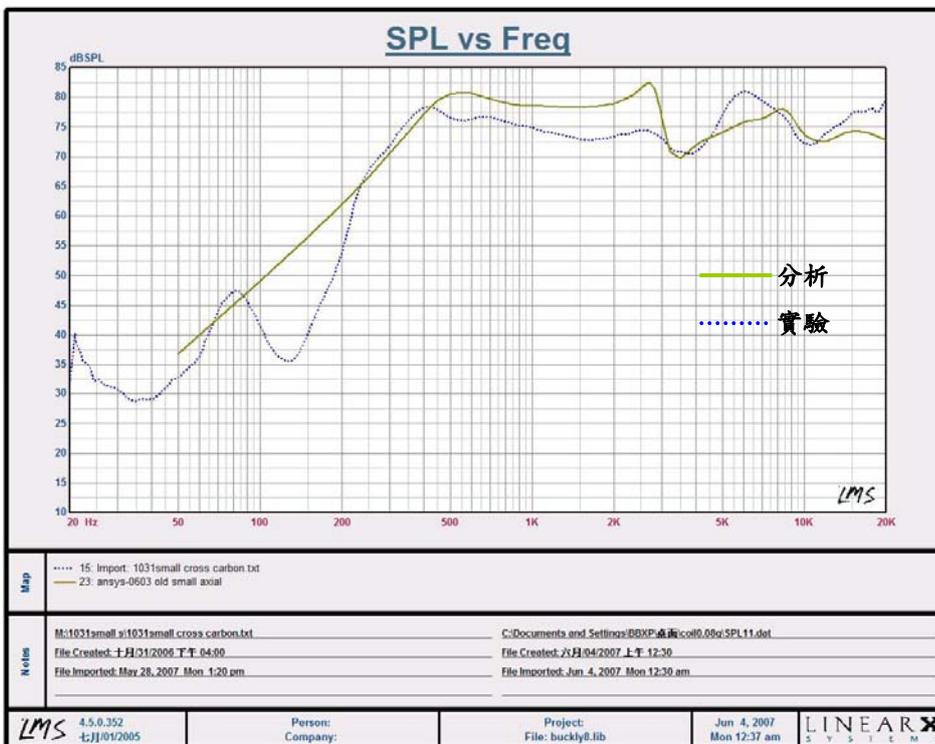


圖 3.4 系統二揚聲器實驗與模擬分析比較

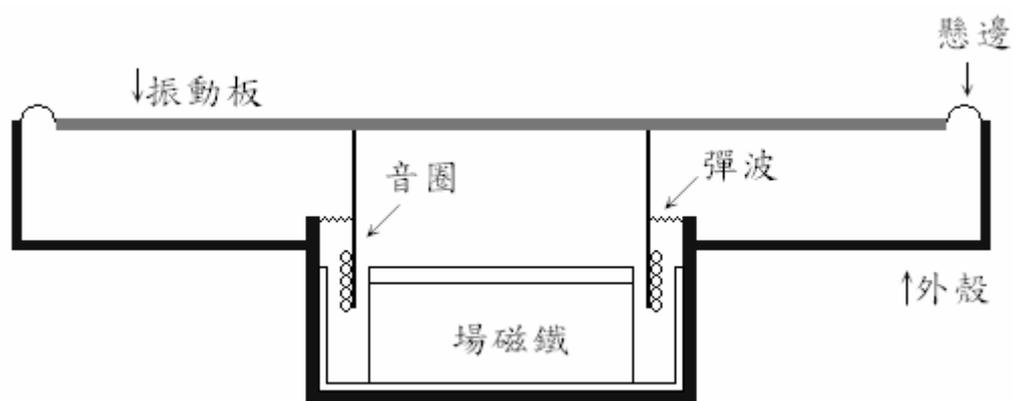


圖 4.1 揚聲器主要結構



圖 4.2a 系統一揚聲器



圖 4.2b 系統二揚聲器



圖 4.2c 系統三揚聲器

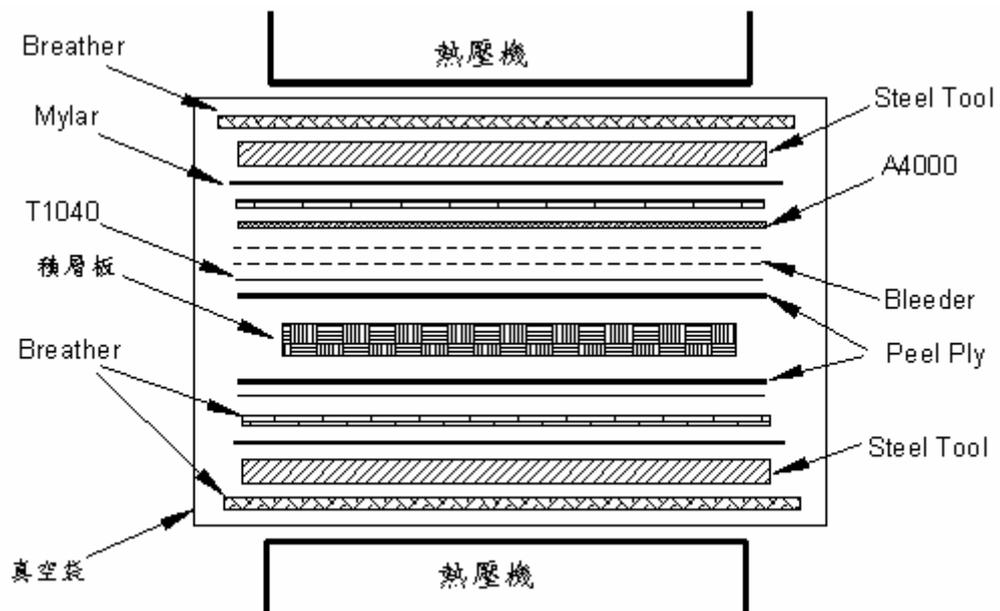


圖 4.3 三明治板製作及輔助材料疊層順序



圖 4.4 熱壓機

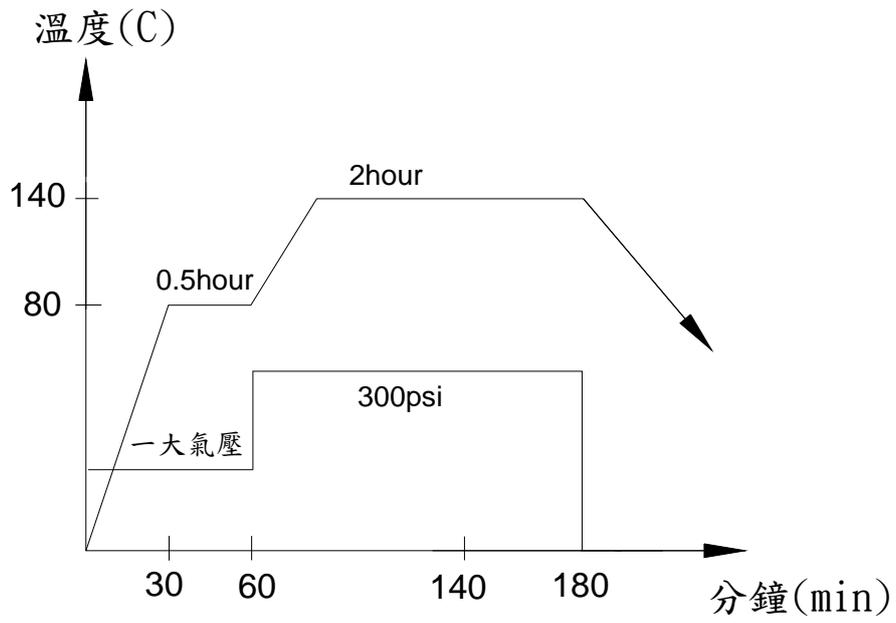


圖 4.5 複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖



圖 4.6 複合材料三明治板完成圖

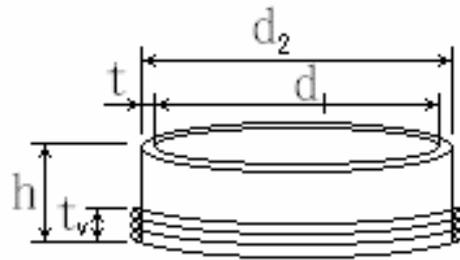


圖 4.7 音圈的結構

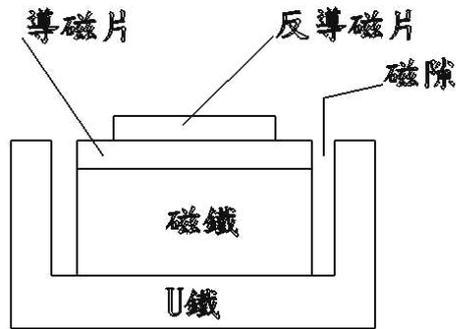


圖 4.8 場磁鐵的結構

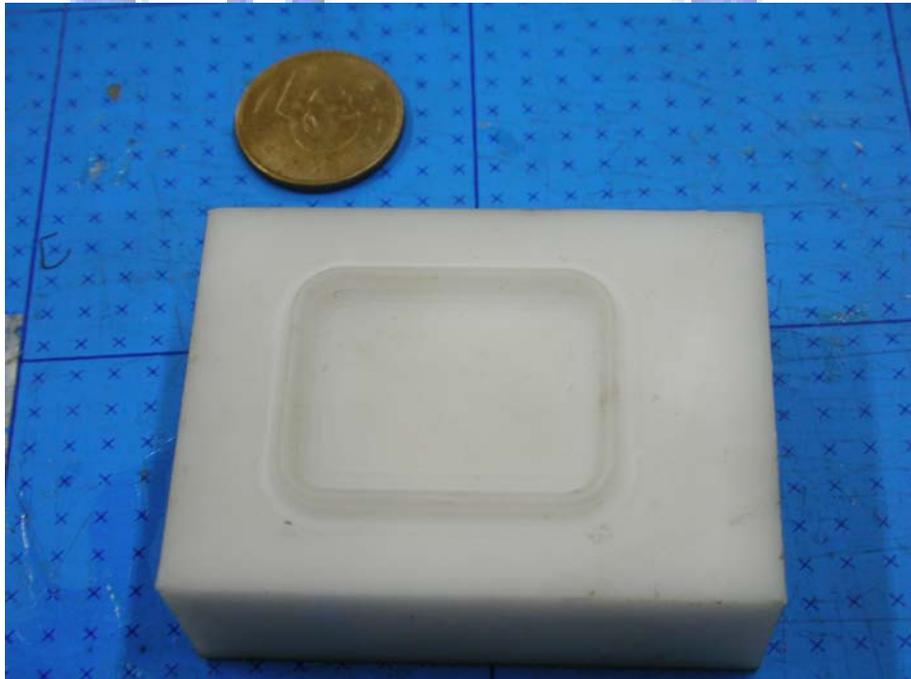


圖 4.9 懸邊模型



圖 4.10 矽膠彈性懸邊



圖 4.11 鋁製懸邊模型



圖 4.12 絹布懸邊

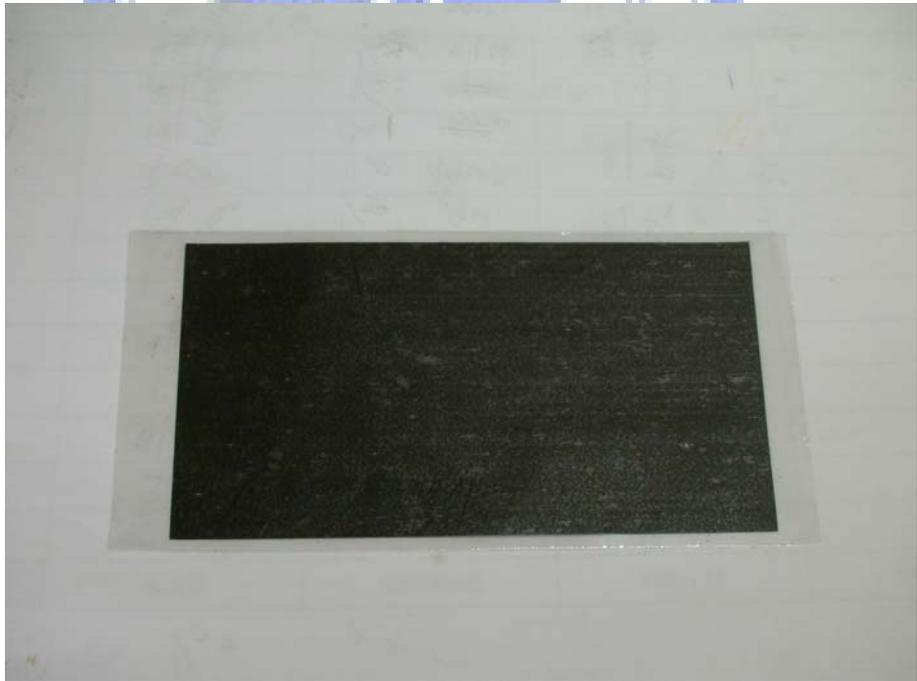


圖 4.13 碳纖夾真空帶



圖 4.14 z 字型碳纖模具



圖 4.15 z 字型碳纖片

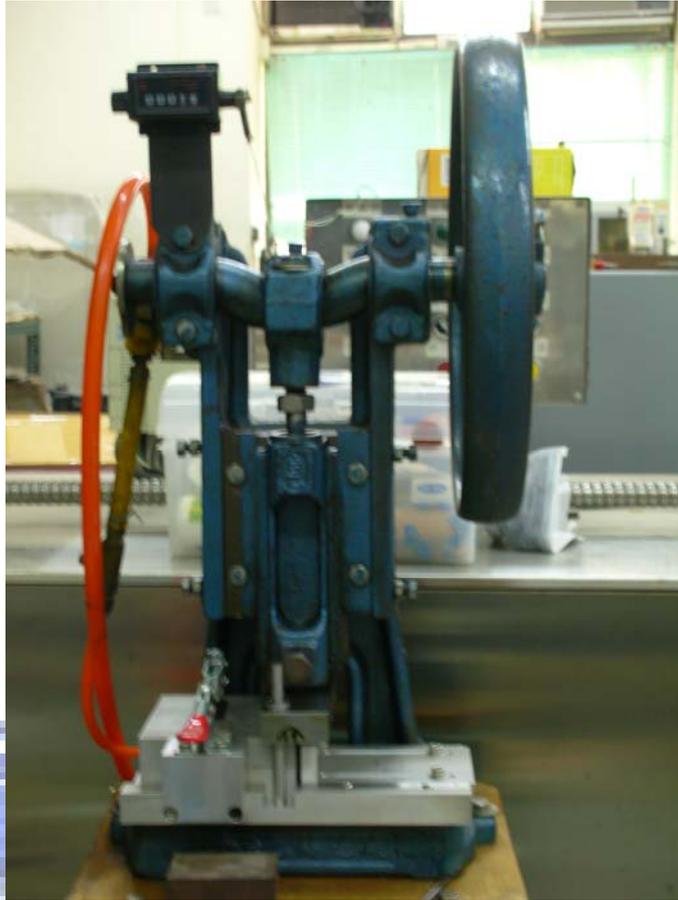


圖 4.16 切割 z 字型刀具

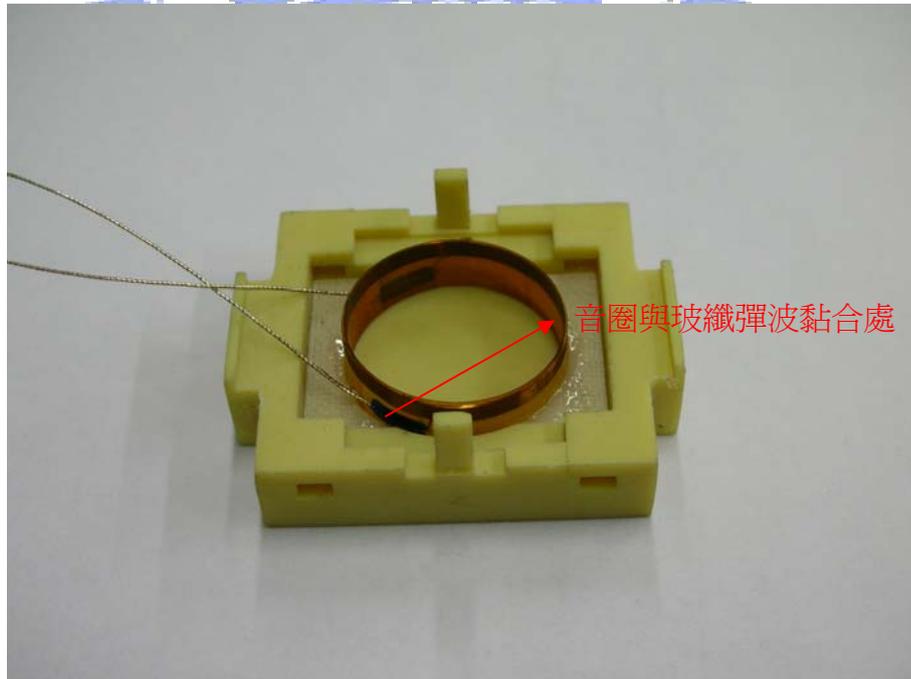


圖 4.17 治具一

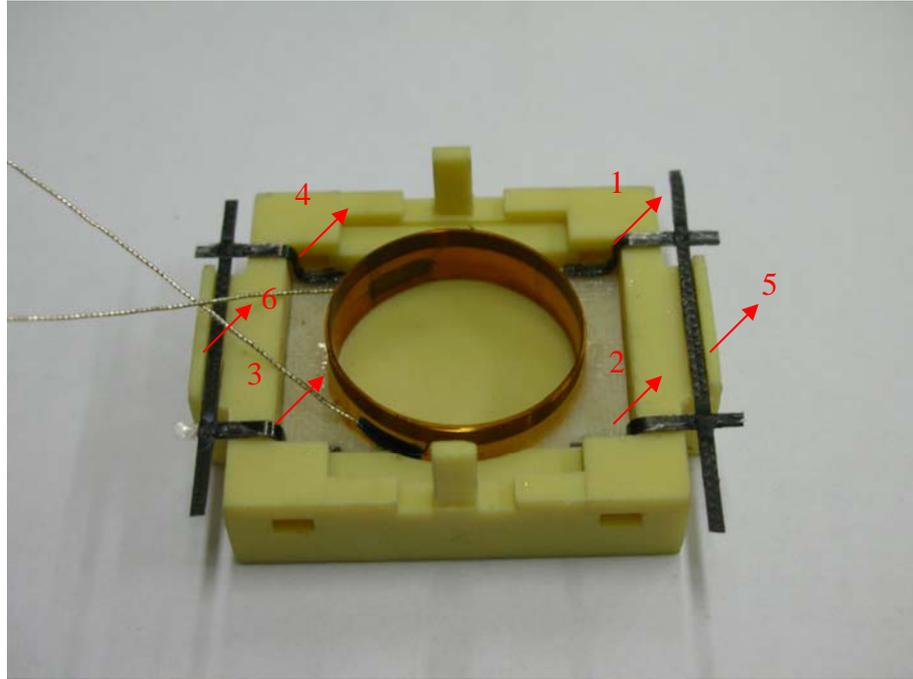


圖 4.18 黏製彈性支承

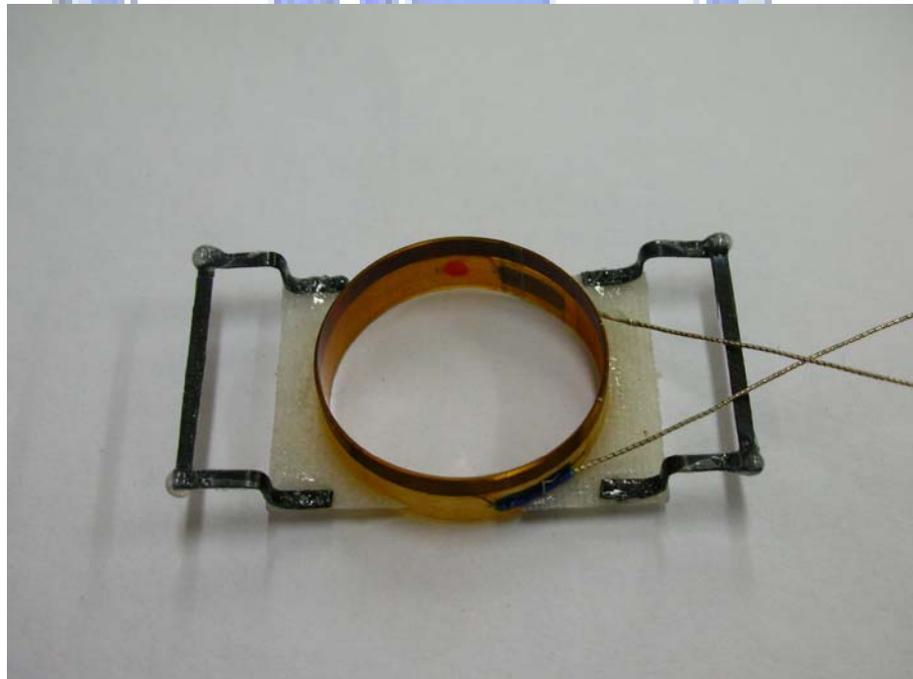


圖 4.19 系統一半成品

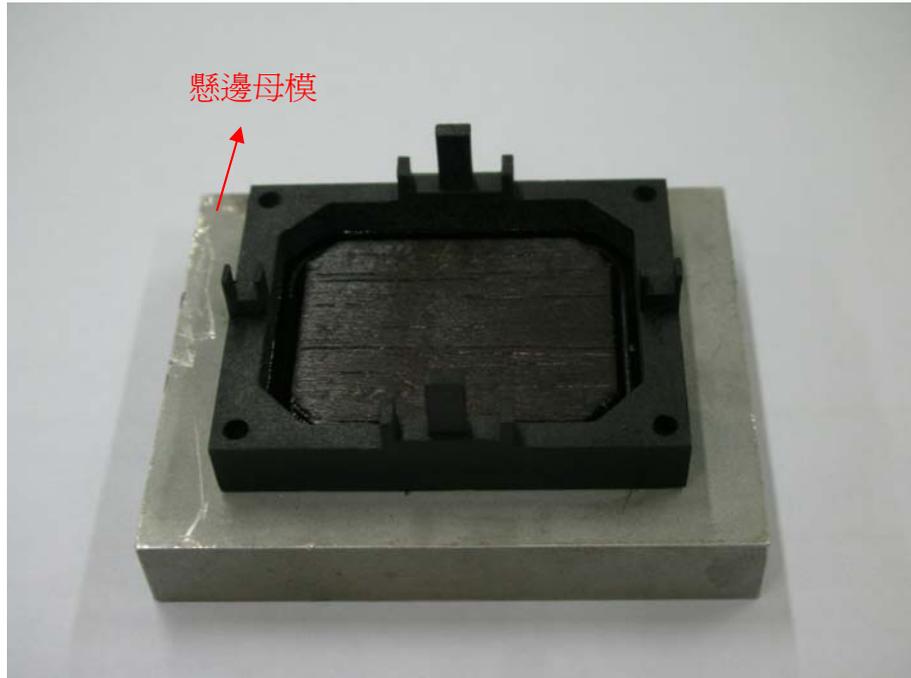


圖 4.20 懸邊、振動板黏合

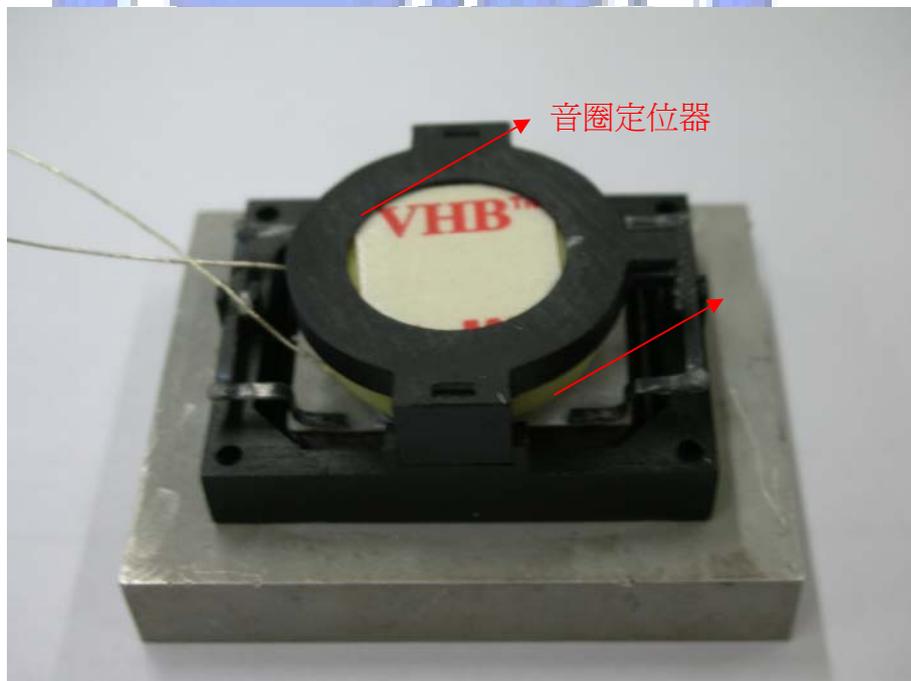


圖 4.21 半成品與振動板黏合



圖 4.22 系統一揚聲器



圖 4.23 振動板置具



圖 4.24 音圈定位



圖 4.25 懸邊定位器



圖 4.26 懸邊、振動板、框黏合



圖 4.27 系統二揚聲器



圖 4.28 B&K Pulse 頻譜分析儀



圖 4.29 LMS 聲壓頻譜儀



圖 4.30 聲壓實驗架設





圖 5.1 傳統彈波

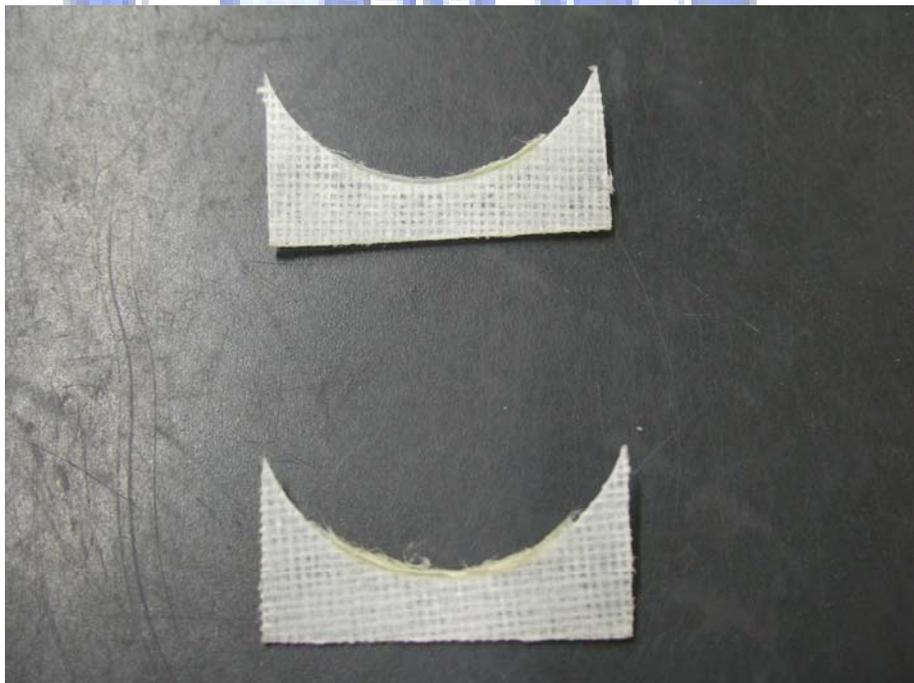


圖 5.2 玻纖彈波

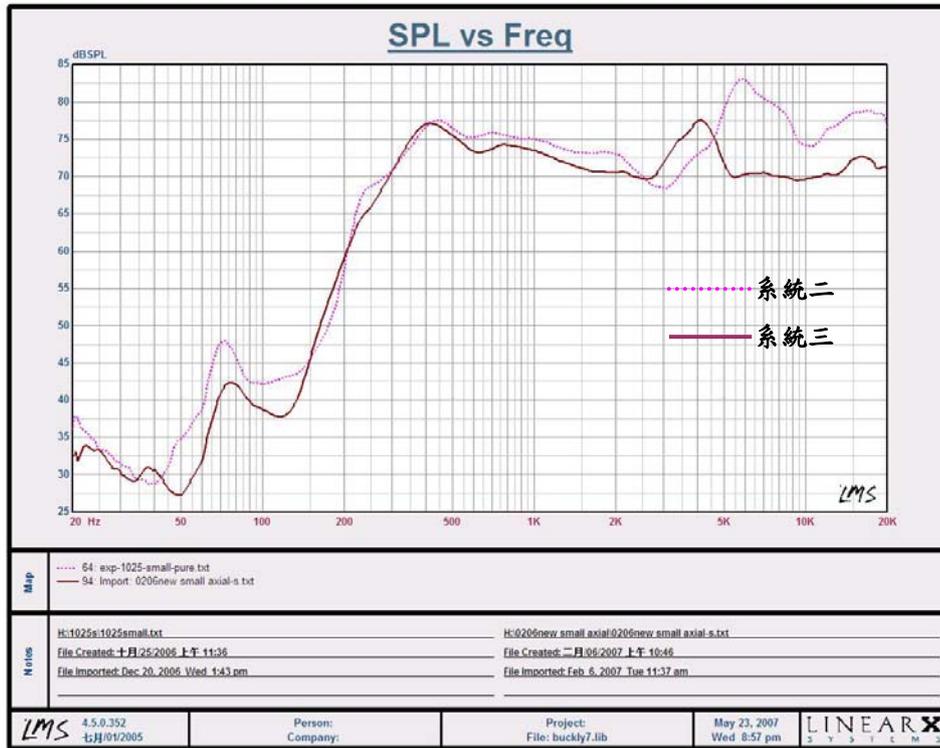


圖 5.3 系統二、系統三實驗聲壓曲線圖

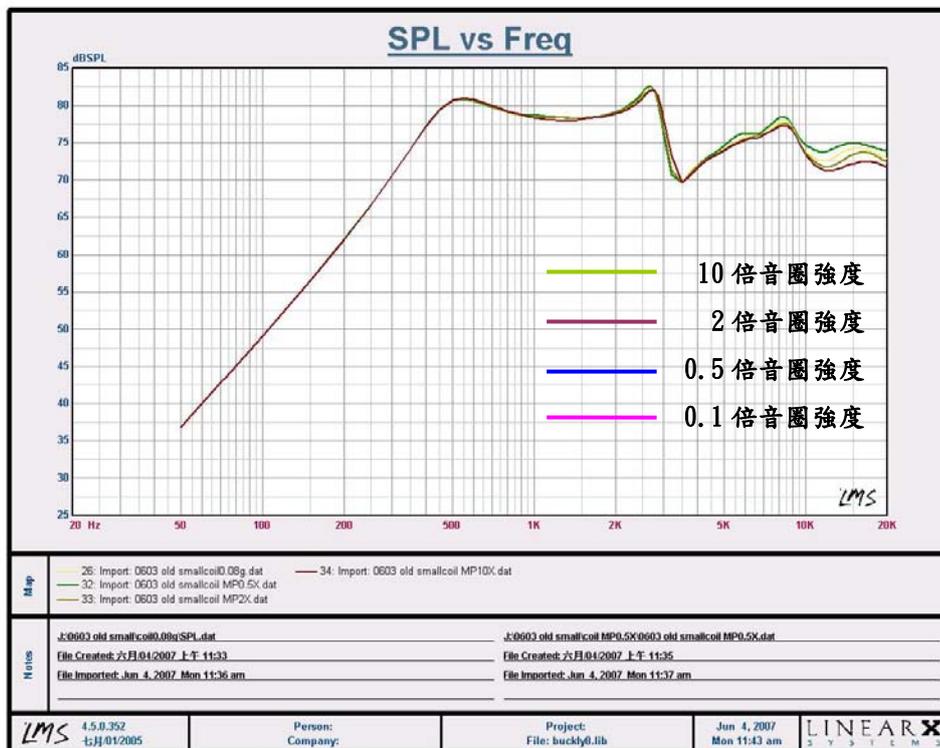


圖 5.4 音圈強度對系統二揚聲器影響

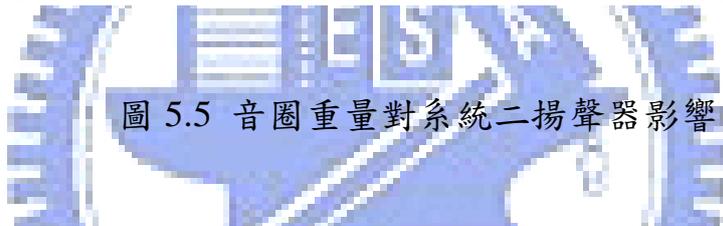
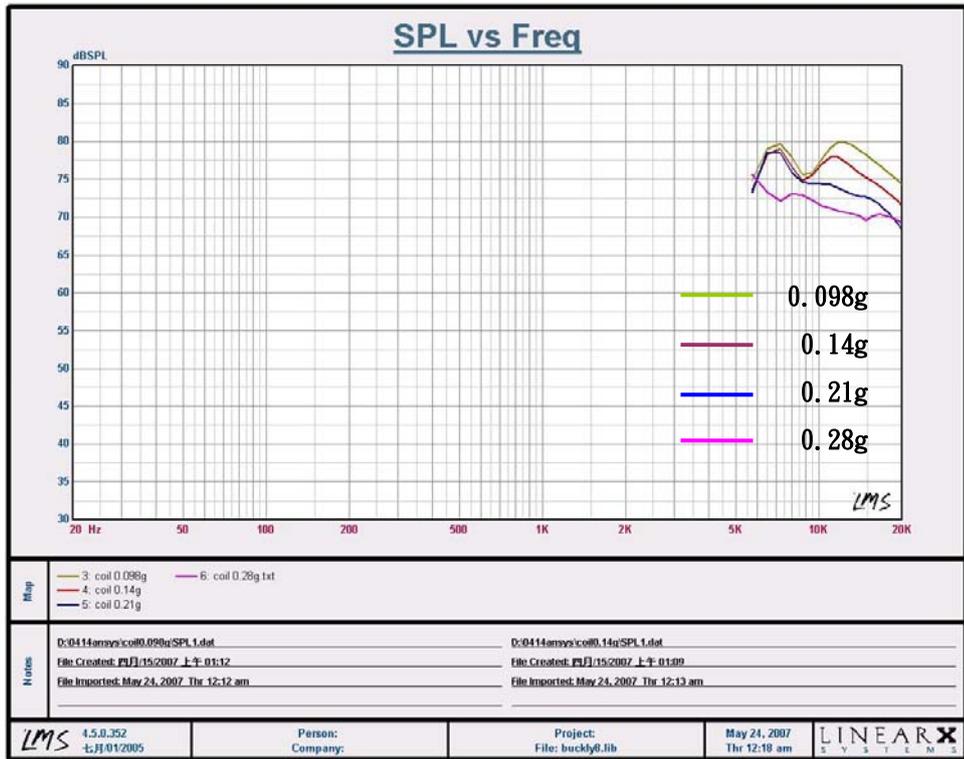


圖 5.5 音圈重量對系統二揚聲器影響

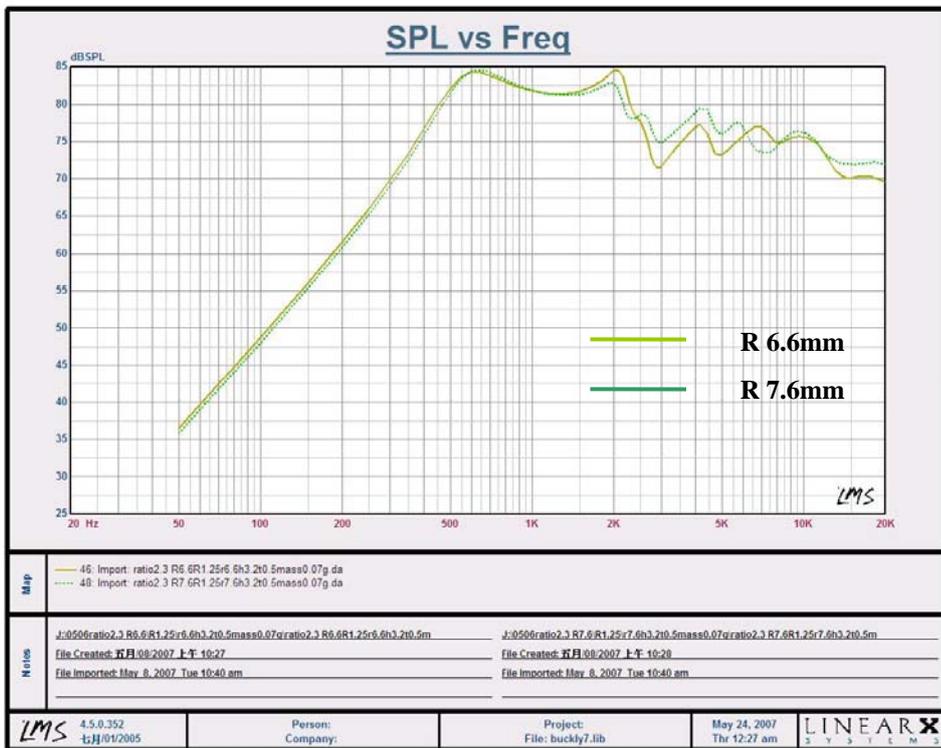


圖 5.6 長寬比 2.3 聲壓分析

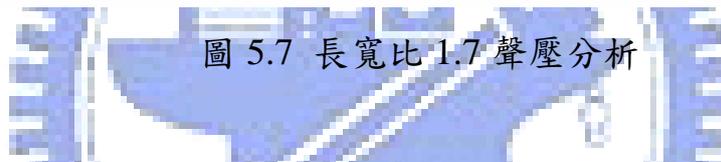
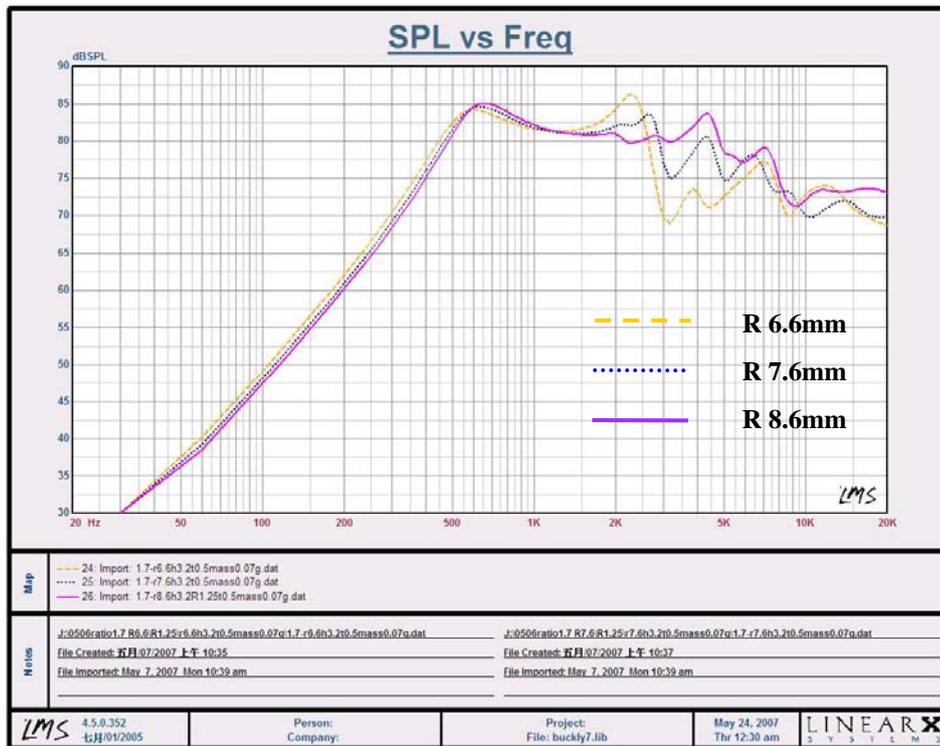


圖 5.7 長寬比 1.7 聲壓分析

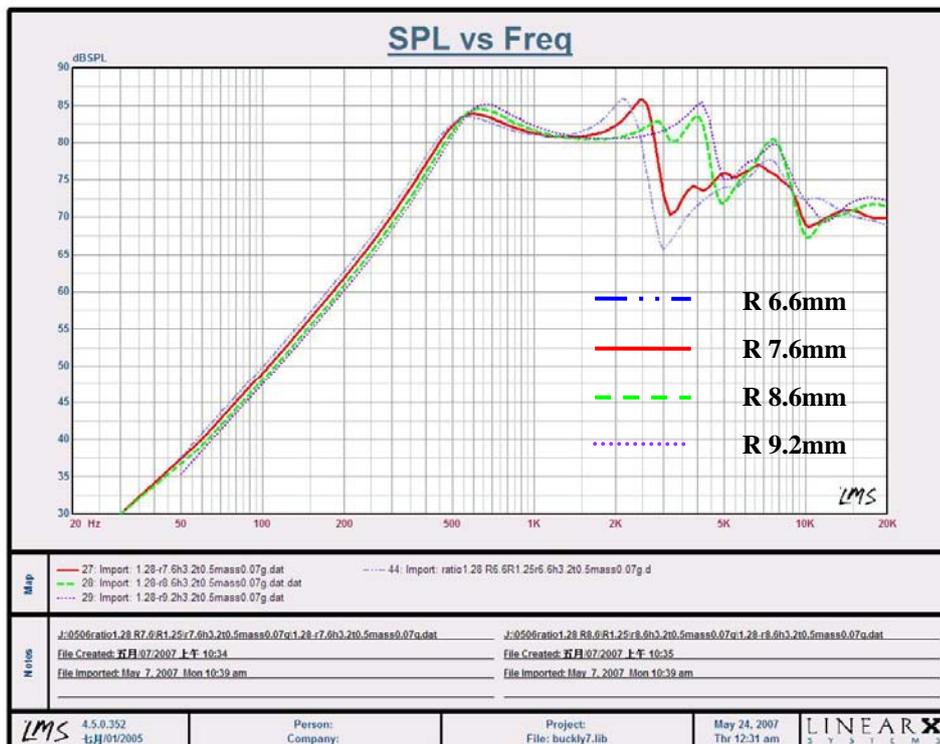


圖 5.8 長寬比 1.28 聲壓分析

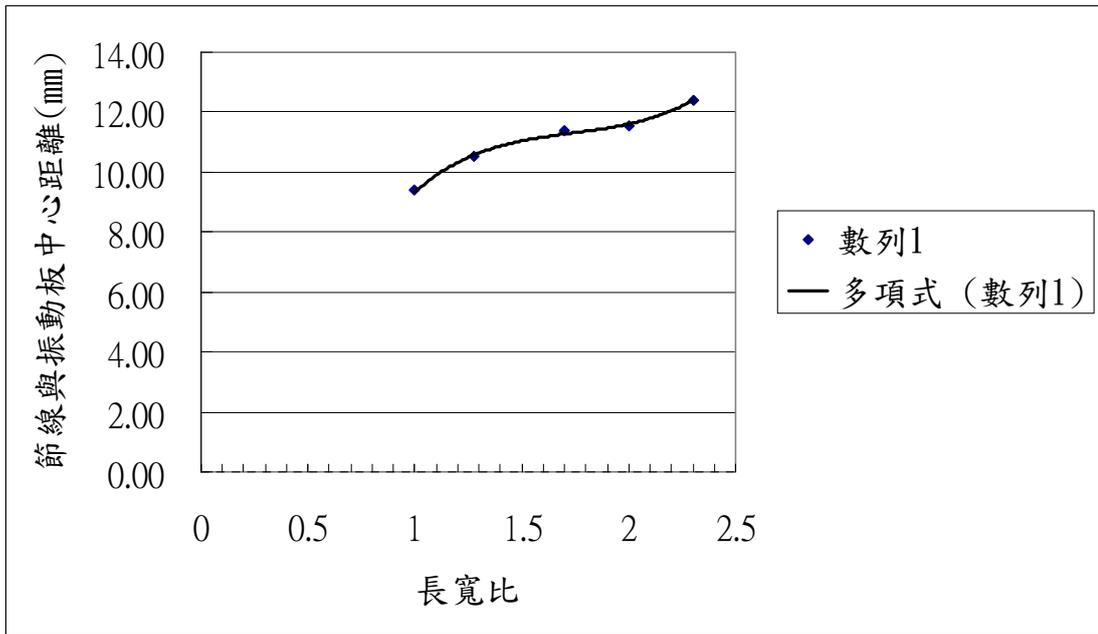


圖 5.9 長寬比與節線距離關係

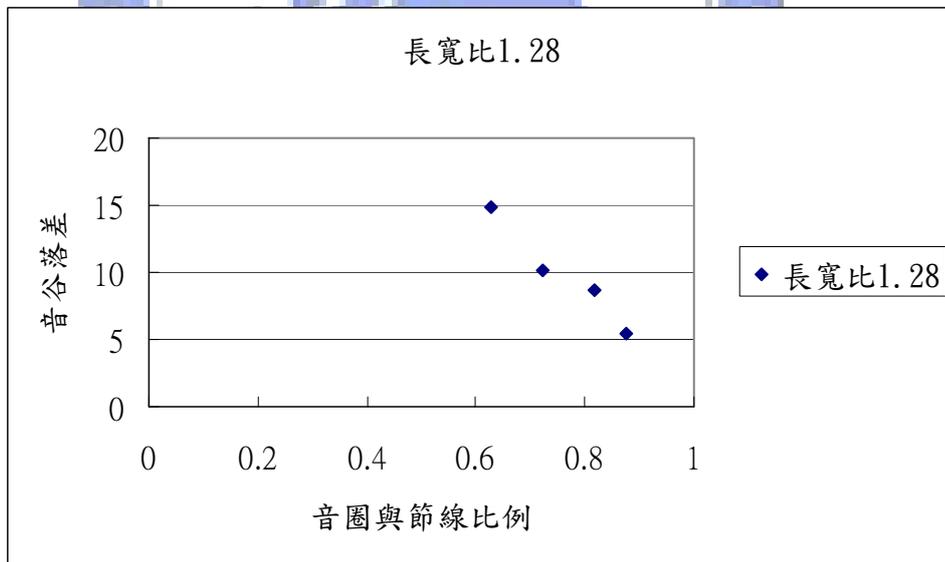


圖 5.10 長寬比 1.28 音谷落差

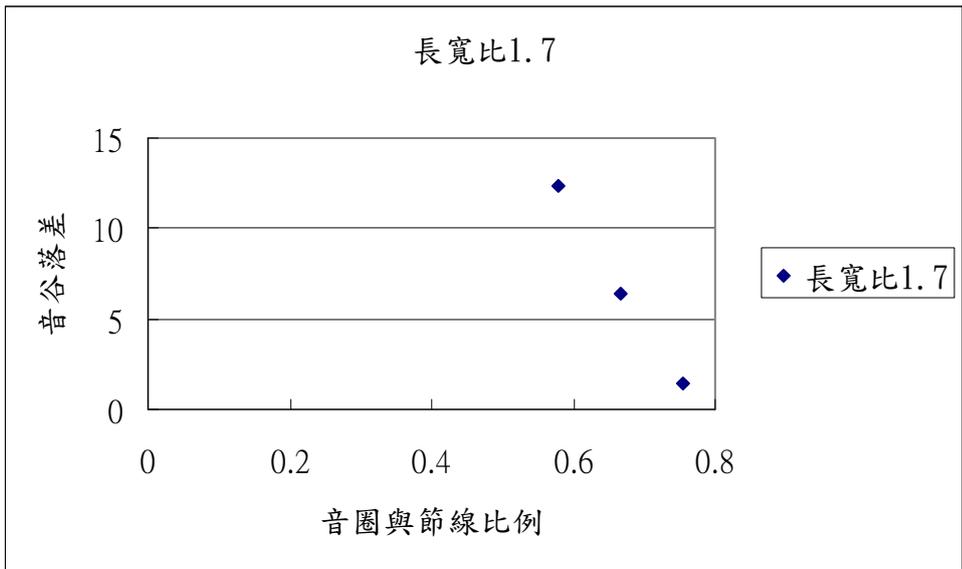


圖 5.11 長寬比 1.7 音谷落差

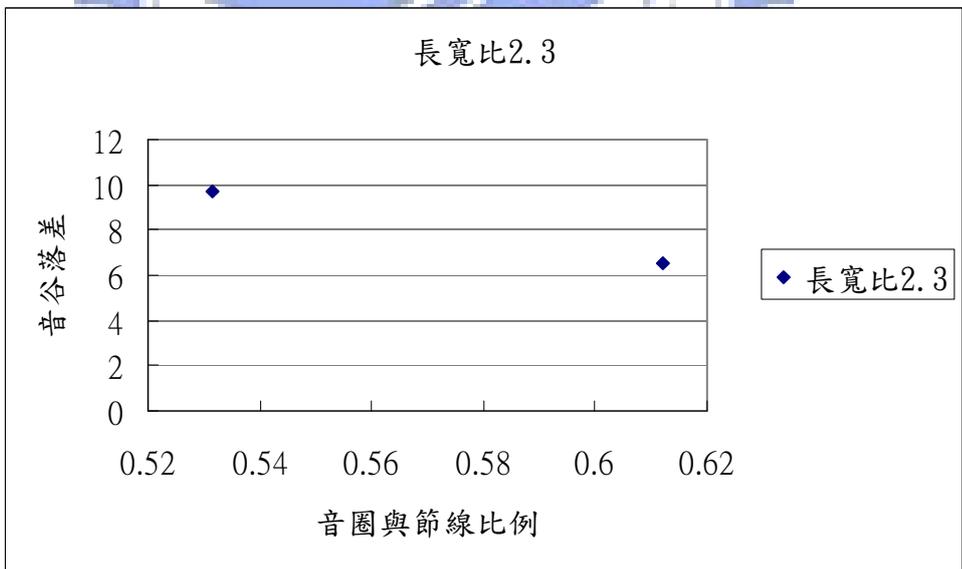


圖 5.12 長寬比 2.3 音谷落差

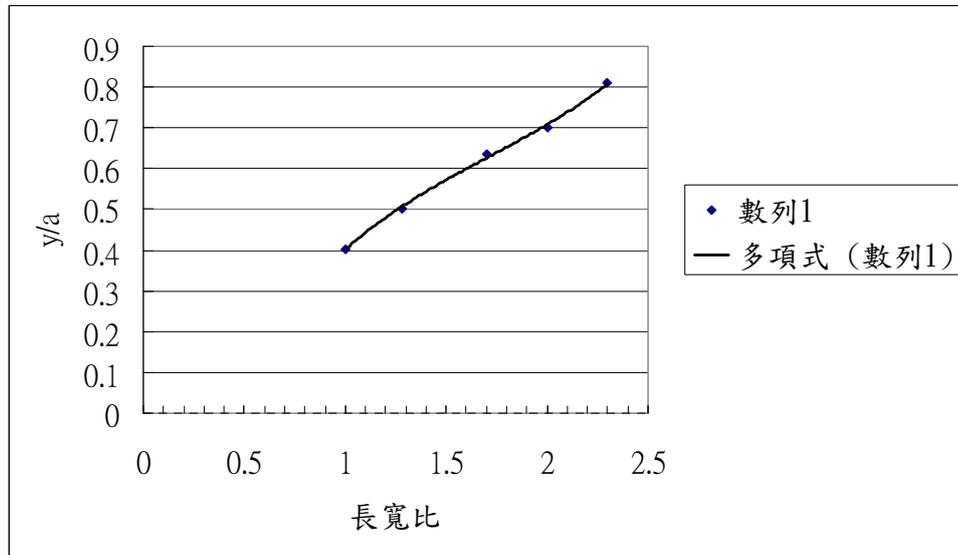


圖 5.13 長寬比、振動板節線與寬度關係



圖 5.14 長寬比 1.28 系統四揚聲器

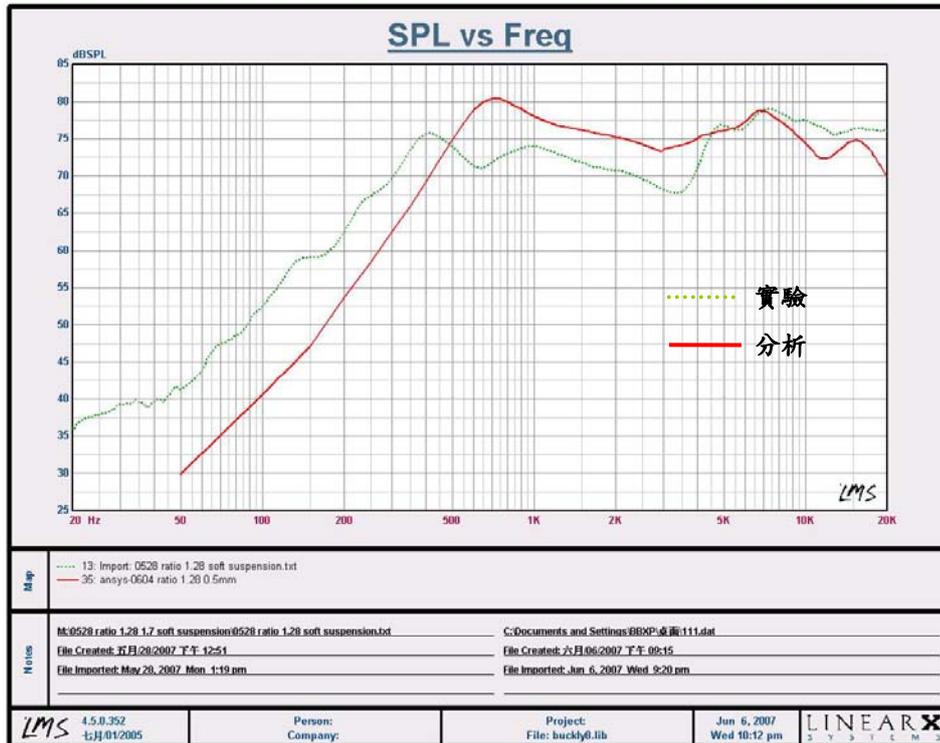


圖 5.15 長寬比 1.28 分析與實驗聲壓圖

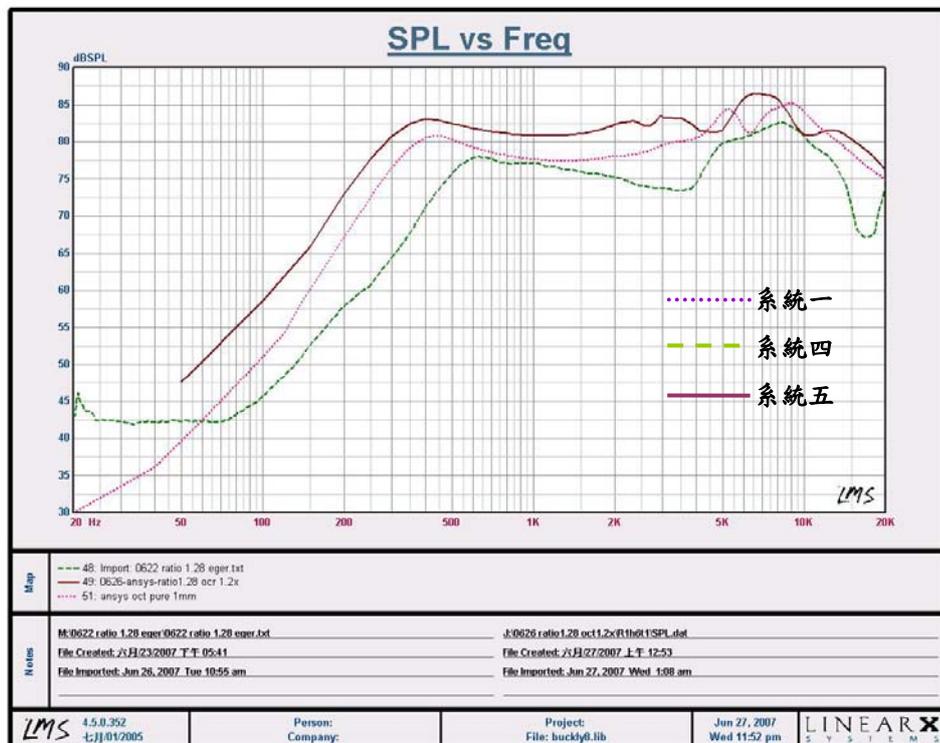


圖 5.16 系統一、系統四、系統五揚聲器分析曲線比較

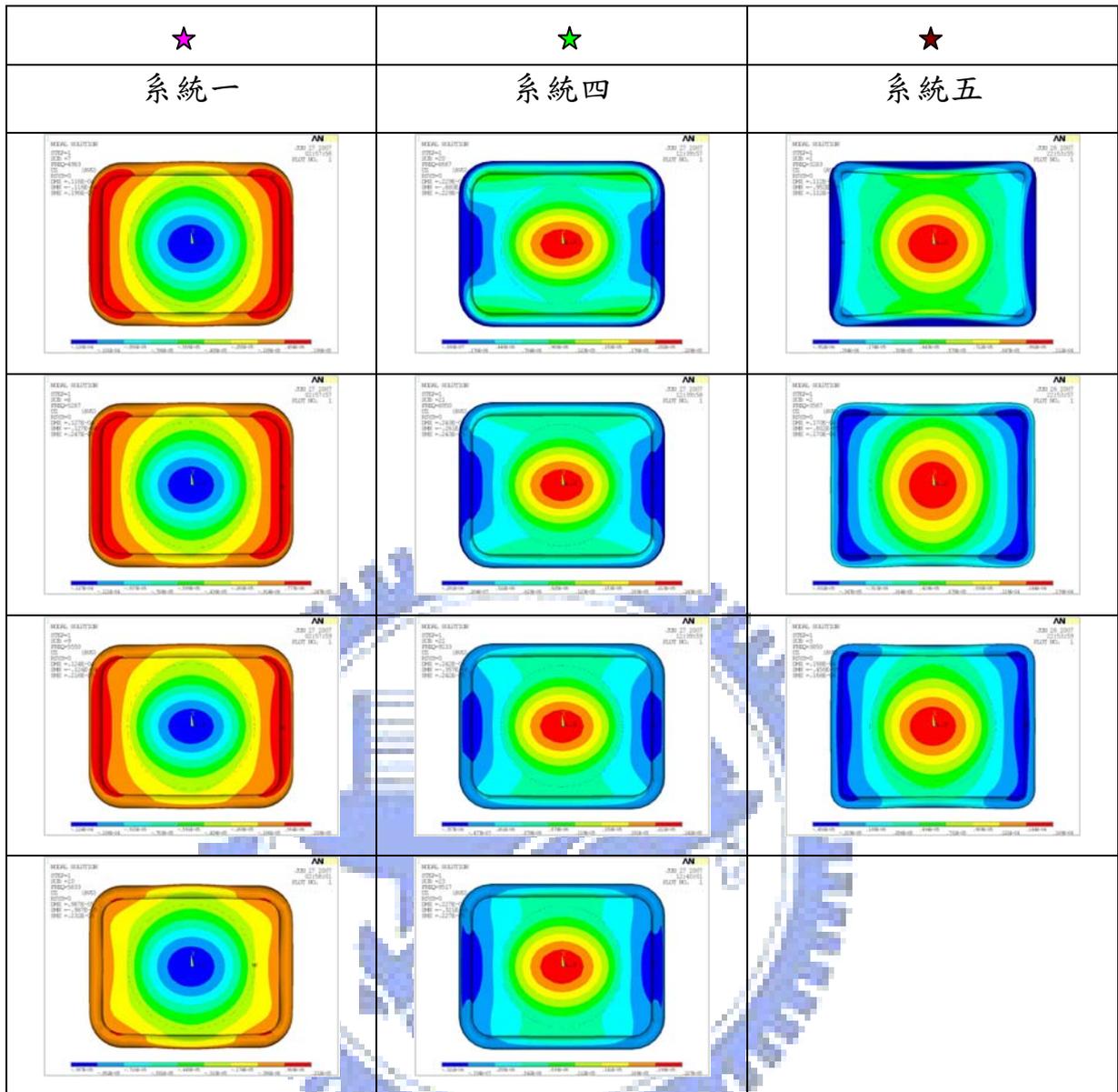


圖 5.19 系統一、系統四、系統五揚聲器相同振形比較

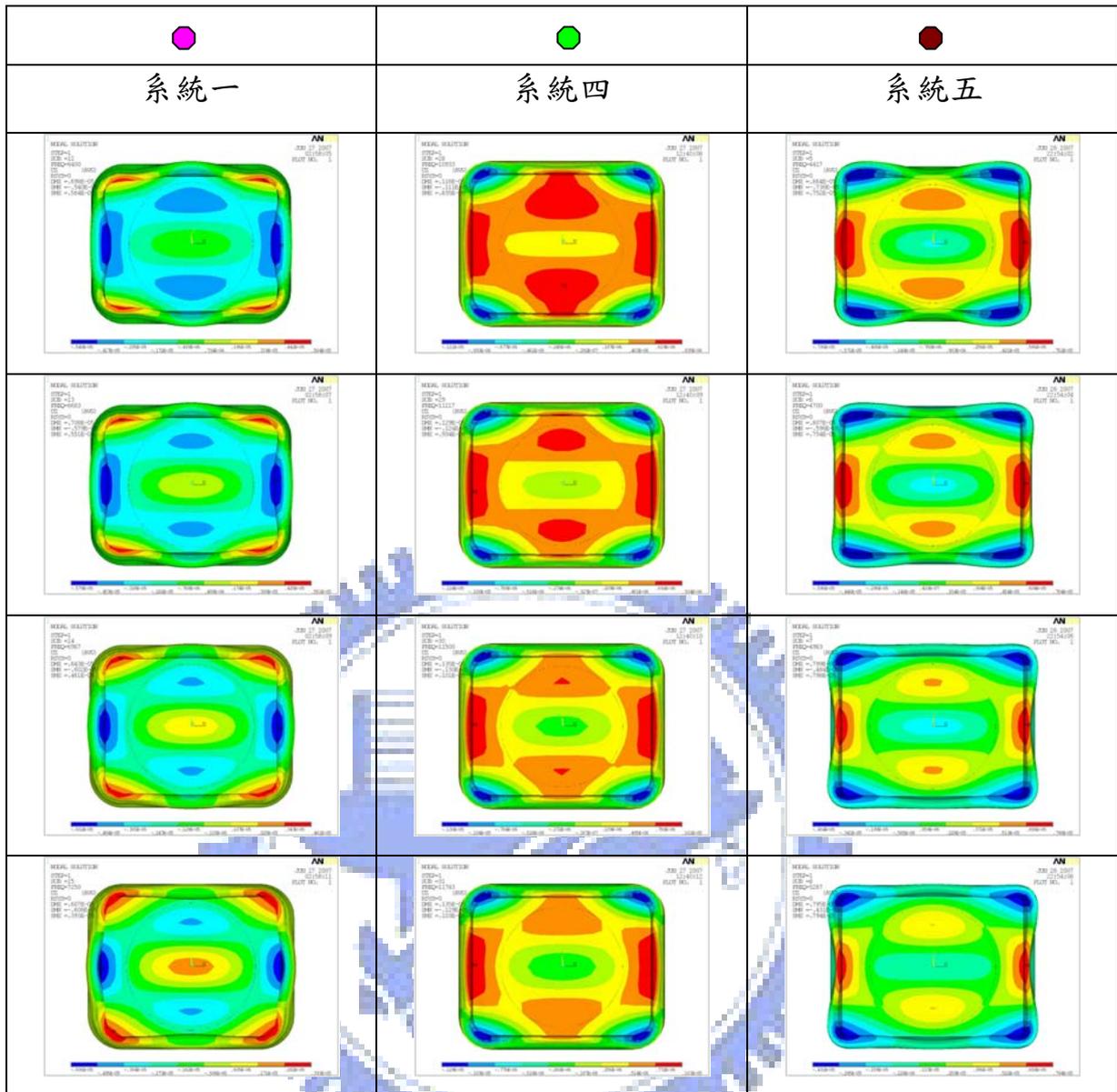


圖 5.20 系統一、系統四、系統五揚聲器相同振形比較

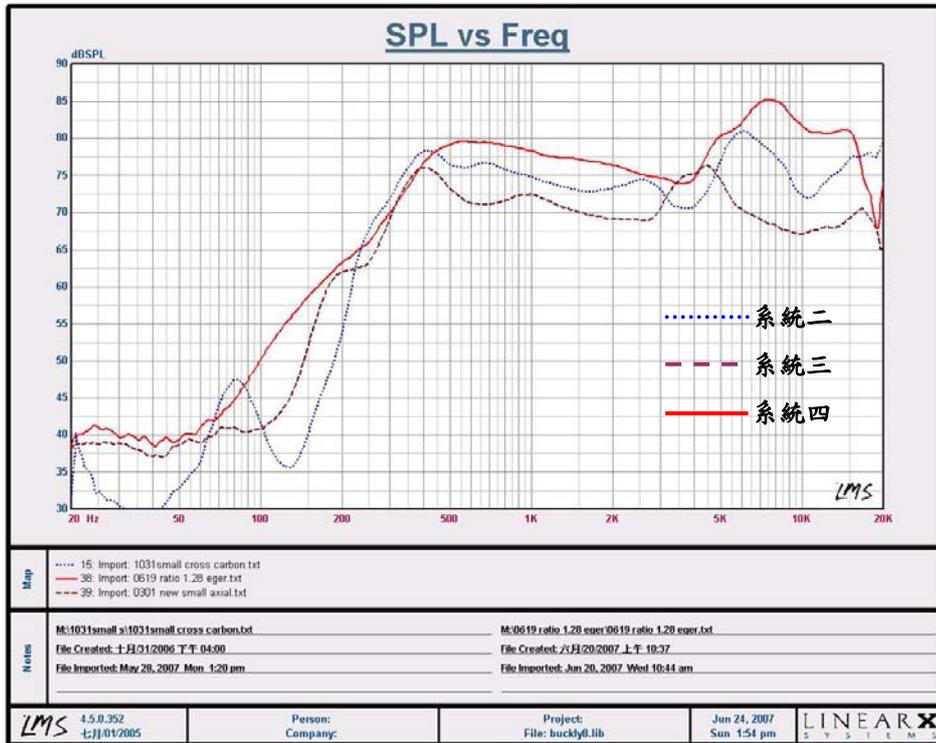


圖 5.21 長寬比 1.28 與系統二、系統三揚聲器實驗聲壓曲線

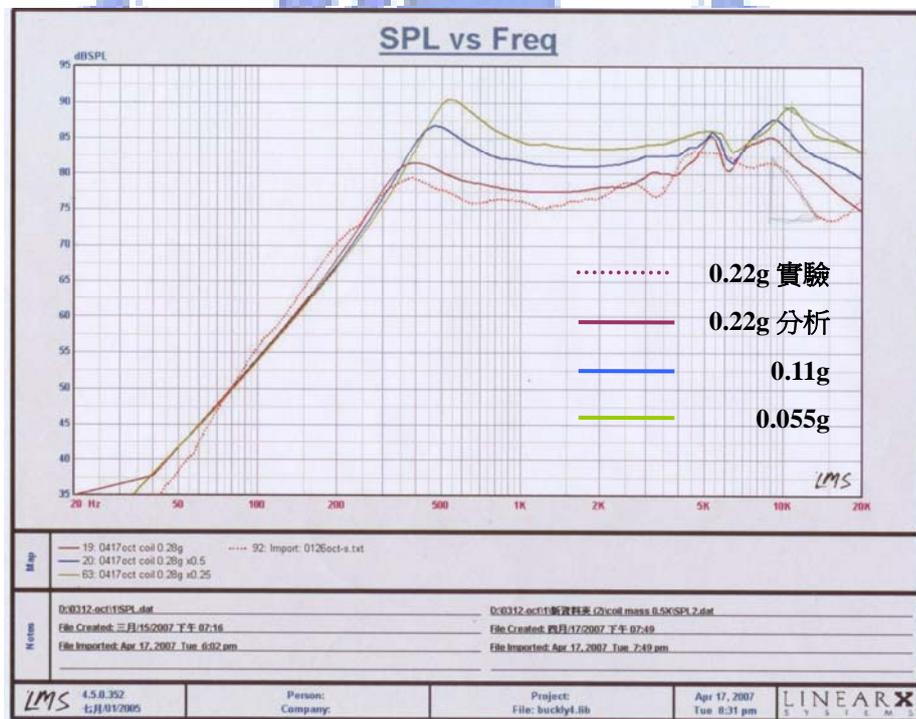


圖 5.22 系統一揚聲器改變音圈重量聲壓比較圖