

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

複合材料板的聲傳平滑研究

SPL Spectrum Smoothing of Laminated Composite Panel

Sound Radiator

研究生：蘇鎮隆

指導教授：金大仁 教授

中華民國九十三年六月

複合材料板的聲傳平滑研究

SPL Spectrum Smoothing of Laminated Composite Panel

Sound Radiator

研究生：蘇鎮隆

Student : Chen-Lung Su

指導教授：金大仁 教授

Advisor : Tai-Yan Kam

國立交通大學
機械工程研究所



A Thesis

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

June 2004

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十三年六月

複合材料板的聲傳平滑研究

研究生：蘇鎮隆

指導教授：金大仁

國立交通大學機械工程學系

摘要

本文主要探討複合材料平板之振動特性與揚聲表現，應用振動平板材料組成及不同邊界設計減緩聲壓曲線大幅振盪，使曲線趨於平滑。以有限元素軟體 ANSYS 分析平板振動行為，進而比較理論分析與實驗結果，探討聲壓變化的原因，改良結構設計。

結構以 PC 塑膠與碳纖複材製作平板，邊界則以泡綿彈性懸邊及複材懸臂支承平板；組裝揚聲器進行實驗量測，與理論分析比較驗證後，應用有限元素法模擬分析不同結構設計的振動特性，繪製其聲壓曲線，再由各激振頻率下的振形表現探討聲壓曲線振盪因素，依據分析結果，改變結構的設計，有效提升揚聲效能。

SPL Spectrum Smoothing of Laminated Composite Panel Sound Radiator

Student : Chen-Lung Su

Advior : Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

Abstract

This thesis is focused on the vibration characteristics and the performance of sound pressure level(SPL) of laminated composite panels. The main purpose is to smooth SPL curves by using the different material compositions and boundary conditions. The finite element code ANSYS is used to determine the vibration responses of the plates. The sound pressure generated by the plate is computed using the first Rayleigh integral. Experiments are performed to measure the sound pressure generated by a number of plates. Comparing experiment results with theoretical predictions , we study how SPL curves vary. Then we can find out the influence of each design parameter on sound pressure responses of loudspeakers. By summarizing the results , we can improve the design of the radiating panel.

PC plastics and carbon composites are used to construct the transparent radiating panels supported by elastic suspensions and composite beams. The radiating panels together with actuators , suspensions , composite beams and panels are used to make speakers which are then tested to study the sound pressure responses of the speakers. After verifying the theoretical analysis by

comparing with experiment results , we further use the finite element method to simulate SPL curves of the speakers. Observing the vibrating shapes , we can find out which factor causes the SPL curves to have pits and peaks . Based on this , we can design the structures and improve the performance of their sound pressure responses.



致 謝

首先由衷感謝吾師金大仁教授對鎮隆的教導，在專業知識的學習外，更重要的是正確求學態度的認知及培養積極進取的人生觀，誠摯感激老師辛勤的教誨，使我獲益良多。

感謝複合材料實驗室所有成員兩年來對鎮隆的照顧，感謝偉芬學姐及清榮學長時時扮演治病良醫，解決各種疑難雜症，感謝志明學長的甘泉麵與添淦學長的肯德基，在奮發苦讀的日子裡，拙壯我的心靈，感謝正義學長在炙熱的酷暑中，一同在山上苦練鐵砂掌，感謝坤森學長讓我了解歹徒的猖狂與警察的難為，感謝東恩學長的三分球，讓我對交大的籃球場為之怯步，感謝張小姐擔任生命線的代言人，給予生活上幫助與建議，最後感謝所有學長、同學、學弟……所有關心鎮隆的人，時光匆匆，美好的日子裡感謝大家的陪伴。

另外也感謝羅如虹小姐及其家人平日對鎮隆的關心與鼓勵，最後感激家人的支持，在父母親辛勤教養關懷，讓我得已順利完成碩士學業，僅將此文獻予所有關心鎮隆的人，感謝大家！

鎮隆 于交大

2004. 7. 22

目錄

中文摘要	I
英文摘要	II
誌謝.....	IV
目錄.....	V
表目錄.....	VII
圖目錄.....	VIII
第一章 緒論	1
1-1 前言	1
1-2 文獻回顧.....	2
1-3 研究方向.....	3
第二章 複合材料積層板力學分析	4
2-1 基本假設.....	4
2-2 應力應變關係.....	5
2-3 構成方程式.....	7
第三章 振動分析與聲壓計算	9
3-1 振動分析.....	9
3-1-1 虛功法在有限元素模型中之應用	9
3-1-2 模態分析.....	11
3-1-3 特徵值與特徵向量.....	12
3-2 聲壓計算.....	14
3-2-1 聲壓公式.....	14

3-2-2 聲壓曲線繪製.....	15
第四章 平面揚聲器製作與實驗程序	17
4-1 平面揚聲器製作.....	17
4-1-1 振動平板之製作.....	17
4-1-2 彈性懸邊與複材懸臂支承之製作	17
4-1-3 揚聲器的組裝.....	18
4-2 實驗程序.....	18
4-2-1 材料試驗.....	18
4-2-2 聲壓相關實驗.....	19
4-2-3 頻率響應實驗.....	20
4-3 ANSYS 分析參數決定.....	21
第五章 聲壓趨勢研究	24
5-1 實驗結果與理論分析比較.....	24
5-2 聲傳因素探討	30
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	35
參考文獻	37
附錄一 揚聲器 2 阻尼計算	39

表目錄

表 4-1 材料常數	46
表 4-2 彈性泡綿懸邊彈簧常數	46
表 4-3 複材懸臂實驗與理論彈簧常數	47
表 4-4 MLSSA 量測的 T-S 參數	48
表 5-1 三組揚聲器材料參數	49
表 5-2 揚聲器 2 10 至 110 HZ 聲壓	49
表 5-3 三組揚聲器 ANSYS 分析阻尼	50
表 5-4 材料常數	51



圖目錄

圖 1-1	平面揚聲器之揚聲	52
圖 1-2	振動板之振形	52
圖 2-1	複合材料積層板座標系統	53
圖 2-2	平板所受應力的合力及合力矩圖	54
圖 3-1	不同阻尼比相對於不同頻率之阻尼圖	55
圖 3-2	聲壓距離示意圖	55
圖 3-3	ANSYS 模型圖	56
圖 3-4	shell 99 元素節點排列圖	56
圖 4-1	積層板製作及輔助材料疊層順序	57
圖 4-2	熱壓機	57
圖 4-3	複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖	58
圖 4-4	彈性泡綿懸邊	58
圖 4-5	複材懸臂	59
圖 4-6	激震器組成剖面圖	59
圖 4-7	HT-9102 電腦伺服控制材料試驗機	60
圖 4-8	PC 塑膠楊氏數量測圖	60
圖 4-9	懸邊彈簧常數量測圖	61
圖 4-10	MLSSA 聲壓頻譜儀	61
圖 4-11	聲壓實驗架設圖	62
圖 4-12	B&K Pulse 頻譜分析儀	62
圖 4-13	振動實驗雷射測速儀架設圖	63
圖 4-14	激震器-音圈與磁鐵組	63
圖 4-15	激震器參數測定圖	64

圖 5-1	揚聲器 1 結構圖	65
圖 5-2	揚聲器 2 結構圖	65
圖 5-3	揚聲器 3 結構圖	66
圖 5-4	揚聲器 1 阻抗圖	66
圖 5-5	揚聲器 1 振幅頻譜	67
圖 5-6	揚聲器 1 ANSYS 分析自然頻率分佈	67
圖 5-7	揚聲器 1 實驗與分析聲壓曲線	68
圖 5-8	揚聲器 1 130 Hz 與 310 Hz 振形圖	68
圖 5-9	揚聲器 1 340 Hz 與 360 Hz 振形圖	69
圖 5-10	揚聲器 1 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖	69
圖 5-11	揚聲器 2 阻抗圖	70
圖 5-12	揚聲器 2 振幅頻譜	70
圖 5-13	揚聲器 2 ANSYS 分析自然頻率分佈	71
圖 5-14	揚聲器 2 實驗與分析聲壓曲線	71
圖 5-15	揚聲器 2 阻尼係數與頻率關係圖	72
圖 5-16	揚聲器 2 實驗與分析聲壓曲線	72
圖 5-17	揚聲器 2 128 Hz 與 160 Hz 振形圖	73
圖 5-18	揚聲器 2 440 Hz 與 520 Hz 振形圖	73
圖 5-19	揚聲器 2 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖	73
圖 5-20	揚聲器 1 與揚聲器 2 聲壓實驗曲線	74
圖 5-21	揚聲器 3 阻抗圖	74
圖 5-22	揚聲器 3 振幅頻譜	75
圖 5-23	揚聲器 3 ANSYS 分析自然頻率分佈	75
圖 5-24	揚聲器 3 實驗與分析聲壓曲線	76
圖 5-25	揚聲器 3 150 Hz 與 240 Hz 振形圖	76
圖 5-26	三組揚聲器聲壓實驗曲線	77

圖 5-27	ANSYS 模型支承與激振位置示意圖	77
圖 5-28	激振點在 A，不同支承聲壓分析圖	78
圖 5-29	支承點 1 150 Hz 與 240 Hz 振形圖	78
圖 5-30	支承點 4 150 Hz 與 300 Hz 振形圖	79
圖 5-31	支承點 2 150 Hz 與 290 Hz 振形圖	79
圖 5-32	支承點 1 5600 Hz 與 10000 Hz 振形圖	79
圖 5-33	支承點 4 5600 Hz 與 10000 Hz 振形圖	80
圖 5-34	支承點 2 5600 Hz 與 10000 Hz 振形圖	80
圖 5-35	支承點 1 與支承點 3 80 Hz 振形圖	80
圖 5-36	激振點在 B，不同支承聲壓分析圖	81
圖 5-37	支承點 1，不同激振位置聲壓分析圖	81
圖 5-38	激振點 A 與激振點 B 80 Hz 振形圖	82
圖 5-39	四周為懸邊固定，不同激振位置聲壓分析圖	82
圖 5-40	支承點 1，激振點 A，不同疊層方式聲壓分析圖	83
圖 5-41	[0° 0° PC 0° 0°] 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖	83
圖 5-42	[0° 90° PC 90° 0°] 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖	84
圖 5-43	[90° 0° PC 0° 90°] 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖	84
圖 5-44	不同剛性平板聲壓比較	85
圖 5-45	不同剛性振形比較	85
圖 5-46	不同剛性平板 10000 Hz 振形	86
圖 5-47	PC 板不同剛性聲壓比較	86
圖 5-48	複材板不同剛性聲壓比較	87
圖 5-49	揚聲器 3，整體平板與 PC 板聲壓比較	87
圖 5-50	揚聲器 3，PC 板不同厚度聲壓比較	88
圖 5-51	揚聲器 1，邊界與多點激振聲壓比較	88

第一章 緒論

1-1 前言

複合材料係指結合兩種或以上不同之物質，將以結合，擷取原材料之特性與優點，製成性能優異並能滿足需求的一種新材料。複合材料之構成有兩大要素：一為基材(matrix)，另為補強材料(reinforcement)二者予以複合，以獲得符合設計需求的新材料；其中又以纖維強化複合材料應用較廣，此材料之纖維方向具高強度、高勁度之特性，透過疊層方式及疊層角度之設計可符合實際的需求，且具有質量輕、强度高、設計之多變性等優點。有別於傳統材料，複合材料更滿足對於重量敏感及有高強度需求的結構上，許多揚聲器的振動板亦由複合材料製成，本文即為探討複合材料製作的平面揚聲器之振動特性及發聲行為。

平面揚聲器是以激振器推動振動板，由振動板推動空氣揚聲(如圖 1-1)。激振器推動振動板，造成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相位不同(如圖 1-2)，所以產生之空氣速度亦有正有負，也因此造成聲壓有高低起伏的現象。

振動為物體在平衡位置作往復運動的力學行為，結構體皆有其振動之自然頻率，當外界激振頻率接近結構物之自然頻率時，即造成共振(resonance)行為，此時結構本身會產生大振幅的變形，對揚聲器而言，當激振頻率達到振動板的自然頻率時，揚聲器會因為振動板的共振變形而產生較高的聲壓值，且揚聲器在此頻率後會有較良好之聲壓值，因此振動板的第一個共振頻率可視為揚聲器有效頻寬的起點；此外，聲壓曲線可視為一揚聲器揚聲表現優劣的評判基準，故如何藉由振動板與邊界設計，得到較高聲壓值與平滑的曲線為本文的主要研究

目的。

本文探討由不同振動板結構及其邊界的設計，減少聲壓曲線大幅振盪現象，使曲線儘量達到平滑，考慮重量輕、剛性強並能有效提高聲壓值，減緩曲線振盪，得到最佳的聲壓曲線之結構設計，提升揚聲器的揚聲效能。

1-2 文獻回顧

本文主要研究領域為積層板理論、受外力激振的振動問題及聲壓計算方法等。在平板理論方面，以古典板理論(Classical Plate Theory)[1]改進而成的古典積層板理論(Classical Laminated Plate Theory)，對於複合材料薄板的力學分析已可獲得不錯的結果，適用於分析寬厚比大於 80 的平板，對於研究薄膜振動板已經足夠。然而複合材料的側向剪力模數(shear modulus)比纖維方向的楊氏係數(Young's modulus)低了許多，在外力作用下容易產生側向剪變形，故當分析之振動板為厚板時，應將側向應力(transverse shear)的影響一併考慮，為此 Mindlin 提出了一階剪變形理論(The First-order Shear Deformation Theory)[2]，首先將側向剪力的影響加以考慮，但因其假設側向剪力分佈為常數，與實際的狀況不符，於是 Whitney[3]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寬厚比大於 15 的結構上。之後陸續又有相關各種剪變形理論發表，不過由於其計算較為複雜，通常只用於厚壁結構(寬厚比小於 15)上，由於本文中使用的複材板寬厚比皆大於 15 以上，故仍以一階剪變形理論來分析平板之振動行為。

在振動方面，有關振動模態分析與多自由度振動響應系統之運動方程式，參考書籍作者有 W. T. Thomson[4]、R. F. Steidel, Jr[5]，利用有限元素方法求解振動問題[6]，另外參考其他相關論文則有陳正義

[7]、林坤森[8]、卓永剛[9]。

在聲壓計算方面，引用 T. Shindo[10]聲壓方程式，Tan[11]中討論了藉由致動器(actuator)的主動控制對平板聲場的影響。實驗上複材懸臂力學分析[12]，阻尼量測方法參考文獻[13]。

1-3 研究方向

本文研究目的為平面揚聲器揚聲效能之改良，即聲壓曲線的平滑。由聲壓實驗與 ANSYS 有限元素分析軟體模擬結果比較驗證，探討聲壓曲線振盪原因，根據振動板的振形，改良結構設計使聲壓曲線達到設計目標。

實驗首先製作振動平板，邊界以泡綿彈性懸邊及複材懸臂固定振動板，其優點為可依設計需求任意改變支承的位置，將揚聲器製作組裝後，利用 PULSE 訊號分析儀及 Polytec OFV350 雷射測速儀量測系統共振頻率。再由 MLSSA 聲壓頻譜儀量測聲壓及阻抗，記錄聲壓曲線並與儀器量測之阻抗圖、測速儀之頻譜圖比較結果是否一致。

分析以 ANSYS 有限元素分析軟體建立一個與實體幾何相同的模型，繼而分析結構之自然頻率、模態。再進行簡諧激振分析，計算不同激振頻率下振動板所有節點之振幅及相位角，將結果輸入 Fortran 程式計算聲壓並由 Origin 統計繪圖軟體繪製出聲壓曲線，將分析結果與實驗比較，驗證 ANSYS 分析與實驗是否吻合；由聲壓曲線的特徵，探討影響聲壓的因素，研究曲線振盪、聲壓值高低及其趨勢特徵，有效改進揚聲表現。

第二章 複合材料積層板力學分析

2-1 基本假設

本文以一階剪變形理論(The First Order Shear Deformation Theory)為積層板分析的基礎，其基本假設如下：

1. 板的厚度遠小於板的長、寬。(1/15 以下)。
2. 板的截面變形後仍保持平面。
3. 厚度保持不變，即 $\varepsilon_z = 0$ 。
4. 板的變形量 u, v, w 很小。

其位移場可假設如下：

$$\begin{aligned} u &= u_0(x, y) + z\theta_x(x, y) \\ v &= v_0(x, y) + z\theta_y(x, y) \\ w &= w(x, y) \end{aligned} \quad (2.1)$$


其應變場如下：

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\partial u}{\partial x} = u_{0,x} + z\theta_{x,x} = \varepsilon_1^0 + z\kappa_1^0 \\ \varepsilon_2 &= \frac{\partial v}{\partial y} = v_{0,y} + z\theta_{y,y} = \varepsilon_2^0 + z\kappa_2^0 \\ \varepsilon_4 &= \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} = w_{,y} + \theta_y \\ \varepsilon_5 &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = w_{,x} + \theta_x \\ \varepsilon_6 &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = (u_{0,y} + v_{0,x}) + z(\theta_{x,y} + \theta_{y,x}) = \varepsilon_6^0 + z\kappa_6^0 \end{aligned} \quad (2.2)$$

其中 u, v, w 分別表示積層板在 x, y, z 方向之位移量， u_0, v_0 分

別代表積層板中間面在 x 、 y 方向上的位移。

2-2 應力應變關係

複合材料積層板是由多層薄片(Lamina) 疊合，而每一層的纖維排列方向與積層板主軸方向夾一 θ^n 角(如圖 2-1)，則在材料座標系 $X'Y'Z'$ 座標的構成方程式(Constitutive Equation)為：

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

其中

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

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} 為蒲松比， G_{ij}^n 為剪力模數。

藉由座標轉換的關係，可求出積層板在主軸方向 XYZ 座標系之應力與應變關係

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

其中

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

其中

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

而

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

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

$$Q_{11}^n = \bar{Q}_{11}^n C^4 + 2(\bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{22}^n S^4$$

$$Q_{12}^n = (\bar{Q}_{11}^n + \bar{Q}_{22}^n - 4\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{12}^n (C^4 + S^4)$$

$$Q_{22}^n = \bar{Q}_{11}^n S^4 + 2(\bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{22}^n C^4$$

$$Q_{16}^n = (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n) C^3 S + (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C S^3$$

$$Q_{26}^n = (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n) C S^3 + (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C^3 S$$

$$Q_{66}^n = (\bar{Q}_{11}^n + \bar{Q}_{22}^n - 2\bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{66}^n (C^4 + S^4)$$

$$Q_{44}^n = \bar{Q}_{44}^n C^2 + \bar{Q}_{55}^n S^2$$

$$Q_{45}^n = \bar{Q}_{55}^n C S - \bar{Q}_{44}^n C S$$

$$Q_{55}^n = \bar{Q}_{44}^n S^2 + \bar{Q}_{55}^n C^2 \quad (2.9)$$

2-3 構成方程式(governing equation)

複合材料積層板理論與一般平板理論之差異，在於複合積層平板須考慮每一層積層薄片的力學性質，然後再將它們累加起來，方可得到合力及合力矩(Force and Moment Resultants)，如圖 2-2 所示，複合積層平板之合力與合力矩為

$$\begin{aligned} N_i &= \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n \varepsilon_{ij} dz = \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n (\varepsilon_j^0 + z\kappa_j^0) dz = A_{ij} \varepsilon_j^0 + B_{ij} \kappa_j^0 \\ M_i &= \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} z Q_{ij}^n \varepsilon_{ij} dz = \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n (z\varepsilon_j^0 + z^2\kappa_j^0) dz = B_{ij} \varepsilon_j^0 + D_{ij} \kappa_j^0 \end{aligned} \quad (2.10)$$

其中

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n dz = \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1} - z_n) \\ B_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n z dz = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1}^2 - z_n^2) \\ D_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n z^2 dz = \frac{1}{3} \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1}^3 - z_n^3) \end{aligned} \quad (i,j=1,2,6) \quad (2.11)$$

其中 z_n 為第 n 層薄板之表面到中心面的距離， A_{ij}, B_{ij}, D_{ij} ($i,j=1,2,6$) 分別代表拉伸、耦合、彎曲勁度矩陣(Extensional Stiffness Matrix、Coupling Stiffness Matrix、Bending Stiffness Matrix)，將合力及合力矩寫成矩陣形式如下：

$$\begin{Bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ M_1 \\ M_2 \\ M_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{0,x} \\ v_{0,y} \\ u_{0,y} + v_{0,x} \\ \theta_{x,x} \\ \theta_{y,y} \\ \theta_{x,y} + \theta_{y,x} \end{Bmatrix} \quad (2.12)$$

而剪應力可表示如下：

$$\begin{Bmatrix} V_2 \\ V_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{44} & A_{45} \\ A_{45} & A_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_{,y} + \theta_y \\ w_{,x} + \theta_x \end{Bmatrix} \quad (2.13)$$

$$A_{ij} = \sum_{n=1}^N K_\alpha K_\beta \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n dz \quad (i, j = 4, 5; \alpha = 6 - i, \beta = 6 - j) \quad (2.14)$$

其中 K_α , K_β 為剪力修正係數(Shear Correction Coefficients)



第三章 振動分析與聲壓計算

本文主要探討平板受外力激振的振動問題，透過有限元素方法，進行模態分析、簡諧激振分析，由其結果計算聲壓表現，再分析聲壓曲線特徵，研究曲線變化因素；本章說明振動分析的理論及聲壓的計算方法。

3-1 振動分析

以有限元素分析問題的步驟大致可分為：(1)依據問題決定適當的變分法則，如虛功原理，最小總位勢能原理等。(2)適當分割模型。(3)選擇內插函數，即元素的設計。(4)推導各元素性質，如勁度矩陣、質量矩陣、阻尼矩陣等。(5)組合各元素矩陣，得到系統方程式。(6)求解系統方程式。

3-1-1 虛功法在有限元素模型中之應用

將平板的虛功方程式以 n 個元素的組合來表示：

$$\sum_{k=1}^n \left\{ \int_{V_e} \delta u_i \rho \ddot{u}_i dV - \frac{1}{2} \delta \int_{V_e} \sigma_{ij} \epsilon_{ij} dV + \int_{A_e} \delta u_i F_i dA \right\} = 0 \quad (3.1)$$

其中，各節點有五個自由度，以等參單元(isoparametric element)的形狀函數(shape function)來表示位移場：

$$\begin{aligned} u &= N_i u_i & v &= N_i v_i & w &= N_i w_i \\ \theta_x &= N_i \theta_{xi} & \theta_y &= N_i \theta_{yi} \end{aligned} \quad (3.2)$$

故對各元素來說，其位移可以下式來表示：

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{v} \\ \mathbf{w} \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^m \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 & zN_i & 0 \\ 0 & N_i & 0 & 0 & zN_i \\ 0 & 0 & N_i & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_i \\ \mathbf{v}_i \\ \mathbf{w}_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

或者寫成：

$$\tilde{\mathbf{u}} = \sum_{i=1}^m N_i \mathbf{I} \nabla_i \quad (3.4)$$

其中 m 是每一個元素中之節點數， N_i 是元素之形狀函數， \mathbf{I} 是一個 5×5 的單位矩陣， ∇_i 是節點位移， $\nabla_i = \{\mathbf{u}_i, \mathbf{v}_i, \mathbf{w}_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}\}^T$ 。

而(3.2)式的導數 $\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}$ 得：

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{,x} &= N_{i,x} \mathbf{u}_i & \mathbf{u}_{,y} &= N_{i,y} \mathbf{u}_i \\ \mathbf{v}_{,x} &= N_{i,x} \mathbf{v}_i & \mathbf{v}_{,y} &= N_{i,y} \mathbf{v}_i \\ \mathbf{w}_{,x} &= N_{i,x} \mathbf{w}_i & \mathbf{w}_{,y} &= N_{i,y} \mathbf{w}_i \\ \theta_{x,x} &= N_{i,x} \theta_{xi} & \theta_{x,y} &= N_{i,y} \theta_{xi} \\ \theta_{y,x} &= N_{i,x} \theta_{yi} & \theta_{y,y} &= N_{i,y} \theta_{yi} \end{aligned} \quad (3.5)$$

將(3.5)式代入(2.2)式，可得應變—位移關係如下：

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_6 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{i,x} & 0 & 0 & zN_{i,x} & 0 \\ 0 & N_{i,y} & 0 & 0 & zN_{i,x} \\ N_{i,y} & N_{i,x} & 0 & zN_{i,x} & zN_{i,x} \\ 0 & 0 & N_{i,y} & 0 & N_i \\ 0 & 0 & N_{i,x} & N_i & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_i \\ \mathbf{v}_i \\ \mathbf{w}_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

或寫成：

$$[\varepsilon] = [\mathbf{B}][\nabla_i] \quad (3.7)$$

其中

$$[B] = \delta[N_i]$$

由有限元素法[6]得知元素勁度矩陣為：

$$[K_e] = \int_V [B]^T [E] [B] dV \quad (3.8)$$

其中[E]為材料特性矩陣。

再由(3.1)及(3.4)式，可用下列各式表示任意元素之各項虛功：

$$\int_{V_e} \delta u_i \rho \ddot{u}_i dV = (\delta \underline{\nabla}^e)^T \underline{M}^e \underline{\ddot{V}}^e \quad (3.9)$$

$$\frac{1}{2} \delta \int_{V_e} (\sigma_{ij} \varepsilon_{ij}) dV = (\delta \underline{\nabla}^e)^T \underline{K}_L^e \underline{\nabla}^e \quad (3.10)$$

$$\int_{A_e} \delta u_i F_i dA = (\delta \underline{\nabla}^e)^T \underline{F}^e \quad (3.11)$$

其中 $\underline{\nabla}^e = \{\underline{\nabla}_1, \underline{\nabla}_2, \dots, \underline{\nabla}_q\}$ ， \underline{M}^e 是元素質量矩陣(Element Mass Matrix)， \underline{K}_L^e 是元素勁度矩陣(Element Bending Stiffness Matrix)， \underline{F}^e 是元素之節點負載向量(Vector of Element Nodal Force)，最後將所有元素矩陣組合起來，則平板之有限元素分析模型的平衡方程式如下：

$$\underline{M} \underline{\ddot{V}} + \underline{K}_L \underline{\nabla} = \underline{F} \quad (3.12)$$

其中 \underline{M} 、 \underline{K}_L 、 \underline{F} 、 $\underline{\nabla}$ 分別代表廣義的質量矩陣、勁度矩陣、載荷向量和位移向量。

3-1-2 模態分析

在結構力學的領域中，或是實際結構工程上，振動的問題幾乎是無可避免的。舉凡各種物體，如汽車、船舶、建築結構等，隨時隨地都在承受著如機械運轉、地震、強風、海浪等動態負荷，設計者必須要確保它們能在此等動態負荷下，保持正常而不損壞。如何確保其正

常工作狀態，保障使用者安全，或是依其負荷條件推算服務壽命，都是現今研究結構力學人員的重要課題。

對於一般的結構系統，其任何運動皆可由其自由振動的模態來合成，這種特性使得模態分析的結果在許多其他結構動力分析上，成為一項有力的工具。結構模態的意義，可解釋成一種自由運動的變位分佈方式。若不考慮材料阻尼所造成的能量耗散(energy dissipation)，且在無外力干擾之情況下，結構系統可以此種變位方式週而復始地運動，而自成一個能量守恆的保守系統(conservative system)。對於已被數學模式化的離散結構系統而言，整個系統之質點數量為有限，該系統之變位狀況即可由有限個質點的變位來描述，一個質點在一個方向的變位指標，稱為一個自由度，所以一個離散系統的一個模態，可由一個以該系統各自由度為分量所組成之向量來代表。結構系統以其模態向量所描述的變位分佈情況做運動時，會成為一種週期性的運動，這種週期運動，有一個固有的頻率，稱為對應於該模態的自然振動頻率。

結構動態分析，涵蓋非常之廣，但最基本也是最重要的就是結構模態分析，因為認識結構之基本模態，不僅是瞭解結構動態特性所不可或缺，同時，模態分析的結果，更是結構系統諸多動態行為的研判依據，模態分析可以說是所有動態分析的基礎，本文分析平板自由振動下模態，配合外力激震效應，探討自然頻率分佈及各種振形對聲壓的影響。

3-1-3 特徵值與特徵向量

假設結構為無阻尼狀態下的自由振動模態，則其運動方程式可寫為：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (3.13)$$

其中 $[M]$ 為質量矩陣； $[K]$ 為勁性矩陣； $\{X\}$ 為位移向量；而對任何線性結構系統(該系統之受力與變形關係為線性)而言，上式中之 $[M]$ 、 $[K]$ 均為實數對稱(Real Symmetric)矩陣。

求解線性結構系統時，通常假設在結構系統中，各不同部位之振動為簡諧運動，且其相位相同，即

$$\{X\} = \{\Phi\}e^{i\omega t} \quad (3.14)$$

$$\{\ddot{X}\} = -\omega^2\{X\} = -\lambda\{X\} \quad (3.15)$$

其中 $\{\Phi\}$ 為實向量； ω 為簡諧運動之角頻率； $\lambda = \omega^2$ 。

代回(3.13)可得

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (3.16)$$

上式中 $\{X\}$ 有非零解之條件為 $[K] - \omega^2[M]$ 為奇異性(Singular)，亦即

$$\det|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (3.17)$$

上式即為此系統之特性方程式， ω_r 為系統之第 r 個自然頻率，而相對應之 $\{\Phi\}_r$ 為特徵向量，寫成矩陣形式，即為

$$\begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & \omega_r^2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix}, \quad [\Psi] = [\{\Phi\}_1 \quad \dots \quad \{\Phi\}_r \quad \dots]$$

考慮具阻尼結構，假設系統具有比例阻尼(Proportional Dampng)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (3.18)$$

則系統之運動方程式為

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \sin \omega t \quad (3.19)$$

由前述，將[M]、[K]、[C]作對角化處理，即

$$\begin{aligned} [\Psi]^T [M] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & m_r & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T [K] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & k_r & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T [C] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & c_r & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.20)$$

所以不同阻尼比相對於不同頻率之阻尼為 3-1 圖。並令 $\{x\} = [\Psi]\{X\}$ ，因此(3.19)可改寫為

$$[m_r]\{\ddot{x}\} + [c_r]\{\dot{x}\} + [k_r]\{x\} = [\Psi]^T \{F\} \sin \omega t \quad (3.21)$$

故

$$x_r = \frac{F_r}{k_r} \left(\frac{1 - \beta^2}{(1 - \beta^2)^2 + (2c_r\beta)^2} + j \frac{2c_r\beta}{(1 - \beta^2)^2 + (2c_r\beta)^2} \right) \quad (3.22)$$

而 $\beta = \omega/\omega_r$ 。

3-2 聲壓計算

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，而使用音圈的電阻為 4Ω 及 8Ω ，其分別輸入的電壓則

為 2V 及 2.83V。

3-2-1 聲壓公式

由文獻[9]可得振動平板聲壓公式：

$$P(r,t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i (A(x_i, y_i) \times \cos(\theta_i - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.23)$$

其中 P 為量測點與振動板距離 r 處的聲壓， ρ_{air} 為空氣密度， $u_d(r,t)$ 為振動板表面元素之速度大小， $A(x_i, y_i)$ 為振動板表面元素之振幅大小， ω 為外力之激振頻率， θ_i 為板子當時之相位角， r_i 為量測點與振動板表面元素 ΔS 之距離，如圖 3-2 所示， k 為波數(ω/c)， $j = \sqrt{-1}$ 。

在實務上，通常量測聲音使用的尺度是分貝(decibel)簡寫為 dB，基本上是一個對數尺度(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)

$$\text{SPL} = 20 \log\left(\frac{|P_{\text{rms}}|}{P_{\text{ref}}}\right) (\text{dB}) \quad (3.24)$$

P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值為

$$P_{\text{rms}} = \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r,t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (3.25)$$

聲壓參考值 $P_{\text{ref}} = 2 \times 10^{-5}$ 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 (dB)，橫軸為激振頻率。

3-2-2 聲壓曲線繪製

聲壓大小可由(3.23)式計算求得，其中振幅、相角利用 3-1 節中，分析受外力激振的平板振動問題求得，在本文中考量求解的方便性，

以 ANSYS 有限元素軟體分析，模型示意如圖 3-3；平板採用八節點 shell 99 薄板元素，其節點編排如圖 3-4，彈性懸邊及複材懸臂則以 combin 14 線性彈簧元素和 mass 21 質點元素模擬；依設計輸入平板的材料參數，並適當分割元素大小，使其收斂，再根據實際懸臂與懸邊位置建立彈簧元素固定邊界。由模態分析中，觀察模態與自然頻率的分佈，簡諧激振分析 0 到 12800 Hz 頻率響應，其中 0 至 1000 Hz 分為 100 個區段，即計算 10、20、30…1000 Hz 之頻率響應，1000 至 12800 則分為 236 區段，將各頻率區段中，所有節點的振幅及相位角輸出，以 fortran 語言將(3.23)、(3.24)式程式化，輸入 ANSYS 分析結果，計算各頻率區段 SPL 值，最後可以 Origin 軟體繪製圖形。



第四章 平面揚聲器製作與實驗程序

揚聲器各部份結構製作組裝後，進行各項實驗量測，再與理論分析比較，以下簡述製作及實驗方法。

4-1 平面揚聲器製作

4-1-1 振動平板之製作

使用材料為複材與 PC 塑膠，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)依設計裁剪出所需預浸材之大小、角度加以疊層並準備所需的輔助材。
- (3)在鐵板上依序放置輔助材及複合材料，如圖 4-1，並抽真空，再將模具送上熱壓機，如圖 4-2，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係來控制複合積層板成型條件，如圖 4-3 所示。
- (4)熱壓完成後，使試片在室溫下自然冷卻，待溫度到達室溫後，再將積層板取出。
- (5)以 M-Bond 200 KIT 黏著劑將積層板與 PC 塑膠板黏著即完成。

4-1-2 彈性懸邊與複材懸臂支承之製作

本文振動板的邊界以彈性懸邊[6]及複材懸臂支承為設計；而懸邊是由泡綿經熱壓製成，幾何形狀為長 8cm，半徑 4mm 圓弧呈長條狀，如圖 4-4，製作以 200°C 的溫度及 400psi 之壓力熱壓 15 秒，以下是懸邊的製作過程：

- (1)將模具塗上脫模蠟及脫模劑，待脫模蠟及脫模劑在常溫下乾躁之後，將模具放上熱壓機加熱。

(2)剪裁適當大小之泡綿，最好面積略小於模具面積，使整片泡綿皆可受熱，如此製作之懸邊會有比較平均之厚度。

(3)待模具溫度達 200°C，將熱壓機壓力調至 400psi，將泡綿置於上、下模具之間熱壓 15 秒後取出。

(4)將熱壓完之懸邊剪裁 8 公分長為一單位。

複材懸臂之製作步驟與前述 4-1 節中複合材料積層板類似，唯熱壓成形前須將其形狀固定，完成如圖 4-5。

4-1-3 揚聲器的組裝

將製作完成之振動板以黏著劑將懸臂固定並將泡棉懸邊貼合，懸臂與懸邊另一端固定於鋁板框架上，再將音圈黏貼於振動板，最後再固定激振器，使磁鐵埋入音圈並調整其相對位置，在激振過程中使兩者不會接觸摩擦，如圖 4-6。



4-2 實驗程序

包括材料試驗、聲壓相關實驗及振動實驗，材料試驗是以拉伸(壓縮)試驗求得材料的楊氏係數及彈簧常數，聲壓相關實驗則是量測揚聲器的聲壓表現、阻抗及激振器參數，最後再由振動實驗中找出系統的自然頻率分布及阻尼係數。

4-2-1 材料試驗

使用弘達儀器公司生產之 HT-9102 電腦伺服控制材料試驗機(如圖 4-7)量測 PC 塑膠板之楊氏係數、複材懸臂及泡棉懸邊之彈簧常數，此儀器連接電腦主機，可將位移及荷重之訊號傳至電腦，由電腦輸出檔案，此儀器具有二組荷重元(loadcell)，分別為 20kg 及 200kg 荷重元，使用精確度較高 20kg 之荷重元量測懸臂與懸邊之彈簧常

數，而以 200kg 之荷重元量測荷重較大之 PC 板楊氏係數。

(一)、PC 塑膠楊氏係數量測

- (1)將 PC 塑膠裁剪為適當大小之試片。
- (2)設定儀器之參數(如實驗方法、機台速度、停止條件)。
- (3)將試片夾於夾具上，啟動儀器開始拉伸試驗，如圖 4-8。
- (4)待機台停止後，將電腦輸出之荷重及位移資料重新計算，由統計繪圖軟體 Origins 繪出應力-應變圖，求得楊氏係數。

(二)、懸臂與懸邊彈簧常數量測

- (1)取 8cm × 8cm 且高強度平板(實驗過程不變形)，將懸邊裁剪黏貼在四邊並固定於框架上；懸臂則依設計長度固定。
- (2)設定儀器之參數(如實驗方法、機台速度、停止條件)。
- (3)將施力桿件分別對準平板中央或懸臂一端，啟動儀器開始壓縮試驗，如圖 4-9。
- (4)待機台停止後，將電腦輸出之荷重及位移資料重新計算，由統計繪圖軟體 Origins 繪出荷重-位移圖，計算單位長度之彈簧常數。

4-2-2 聲壓相關實驗

本文以 MLSSA 聲壓頻譜儀(如圖 4-10)作聲壓相關量測，MLSSA 可測定揚聲器系統之系統參數及阻抗，利用此儀器量測系統第一個共振頻率及音圈與磁鐵間隙之摩擦係數(Rub-index)。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參數[7]，而阻抗的量測可了解系統的自然頻率分佈，由此可預測聲壓圖中的波峰位置。

架設如圖 4-11 所示，實驗程序如下：

- (1)將揚聲器固定於無響室量測架上，架妥麥克風並對準振動平中央，距離一公尺。
- (2)連接線路，將測試系統軟體的環境設定完成。
- (3)啟動電腦發出訊號，即可得出頻率響應之聲壓圖。

4-2-3 頻率響應實驗

頻率響應實驗以 B&K Pulse 頻譜分析儀(如圖 4-12)測定揚聲器系統之自然頻率與阻尼係數，其原理為施與外力量測其變形，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；量測方式可由衝擊槌敲擊，以加速規接收訊號或輸入電壓激振揚聲器，以雷射測速儀接收訊號兩種，但此兩種方法所接受訊號僅為局部小面積上的變形，因此欲得知振動板整體變形，需量測平板不同位置，再加以平均，系統的阻尼值亦然；此外，加速規需附著於平板上，故所求得之自然頻率包括加速規的質量效應在內，若以雷射測速儀則可避免此問題，因此本文以雷射測速儀量測，減少誤差，其量測原理為在平板貼上反射貼紙，將雷射光束對準該位置，在揚聲器激振的過程可量得平板振動的速度，再將其積分為位移，得到位移與頻率的關係圖。實驗架設如圖 4-13 所示，其程序如下：

- (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 ANSYS 分析參數決定

本文探討聲壓曲線特徵，而曲線變化主要由其相應頻率響應下的振形決定，由 ANSYS 簡諧激振分析可觀察其振形變化，然而如何以 ANSYS 正確的分析，使模擬與實驗的聲壓曲線相近，確認分析符合實際揚聲器激振的情形，對於分析結果的探討才有義意，因此如何決定 ANSYS 分析所需之參數，為準確模擬的先決條件，其中包括材料參數與邊界條件的決定；在材料參數中，振動板所使用之複合材料與 PC 塑膠皆可製作標準試片，以拉伸試驗求得，結果如表 4-1 所示，而彈性懸邊與複材懸臂的彈簧常數 k 可由壓縮試驗求得，如表 4-2、4-3，其中懸臂之彈簧常數亦可以理論公式[12]計算，其原理為將複材轉換為均質、等向性材料，其等效撓曲模數(effective flexural modulus) E_f 為：

$$E_f = \frac{8}{h^3} \sum_{j=1}^{N/2} (E_x)_j (z_j^3 - z_{j-1}^3) \quad (4.1)$$

h 為樑的厚度， z_j 為各疊層複材厚度，定義如圖 2-1，若偶數疊層，(4.1)式可寫為：

$$E_f = \frac{8}{N^3} \sum_{j=1}^{N/2} (E_x)_j (3j^2 - 3j + 1) \quad (4.2)$$

本文是以四層疊層製作懸臂長 $L=22\text{mm}$ 、寬 $b=10\text{mm}$ 、厚 $h=0.4\text{mm}$ ，因此可直接應用(4.2)式，其次，考慮自由端受外力 P 之懸臂樑，自由端之位移可寫為 $w_{\max}=PL^3/3E_fI$ ，其中 $I=bh^3/12$ 為面積慣性矩，其彈簧常數 $k=3E_fI/L^3$ ，公式計算與實驗結果之比較如表 4-3，由結果可知

理論值比實驗值稍大，主要因為在壓縮實驗中，施力並非在樑自由端的邊緣，桿件與樑有一定面積的接觸，故所得實驗值較小，然而二者之差距對整體結構在分析上影響極小，理論亦可做為參考值。

此外，頻率響應實驗中量測系統的阻尼係數，以雷射測速儀經由積分繪製頻率響應振幅頻譜，由 Bandwidth Method[13]在共振頻率時頻譜圖形可計算該共振頻率的阻尼係數 ξ ，阻尼矩陣[C]又可假設為由質量矩陣[M]與勁度矩陣[K]以線性組合而成，如(4.3)式所示：

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (4.3)$$

而 ξ 與 α 、 β 的關係如(4.4)式：

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2\omega_i} + \frac{\beta\omega_i}{2} \quad (4.4)$$

ω_i 為系統第*i*個自然頻率；故只需由實驗中求得二個已知自然頻率的阻尼係數，代入(4.4)式即可求出 α 、 β ，ANSYS 分析即以 α 、 β 給定系統阻尼。然而，實驗可測得多個自然頻率，因此如何取決帶入(4.4)式的二個頻率，將影響 ANSYS 分析準確，此部分在第五章實驗結果與理論分析的比較中做詳細的討論。此外，實驗所得之阻尼係數為量測平板局部之變形所得，量測點不同結果也不甚相同，因此需重複量測不同位置，再加總平均，而量測點的取決、位置的偏差都會造成量測結果的不同，不過其勢趨仍相當一致，平均其值可降低實驗變異。

本文所使用之激振器為直徑 13.6mm、電阻 4 Ω 音圈與磁鐵組成，如圖 4-14，將激振器組裝固定於一平板中央，由 MLSSA 參數測定可量測激振器的性質，量測結果如圖 4-15，而各參數之意義如表 4-4，而激振器激振力的關係為：

$$F = IBL \quad (4.5)$$

F：激振力(N) B：磁場大小(Tesla) I：電流大小(A) L：線圈長(M)，BL 可直接由 MLSSA 參數測定得到，如圖 4-15 BL=1.01，因音圈電

阻為 4Ω ，輸入電壓為 $2V$ ，電流為 $0.5A$ ，因此激振力為 $0.505N$ 。確定材料各種參數後，即可以 ANSYS 分析模擬。



第五章 聲壓趨勢研究

聲音為結構振動使空氣產生速度造成，平面揚聲器主要以平板的剛體運動與變形兩種效應產生揚聲，也因此導致聲壓曲線振盪多變；本文首先製作三組揚聲器，進行相關實驗測量，驗證實驗與理論分析，比較聲壓曲線結果，探討曲線特徵，進而歸納各參數對曲線影響的效果，研擬改進的方法。

5-1 實驗結果與理論分析比較

製作完成之揚聲器，先以實驗量測阻抗、聲壓，並由頻率響應實驗中量測系統自然頻率及阻尼係數，再以 ANSYS 模擬分析，比較兩者結果，驗證 ANSYS 分析與聲壓計算程式無誤後，可由 ANSYS 輸出頻率響應分析之振形，探討聲壓曲線特徵，歸納聲壓曲線變化原因。製作三組揚聲器結構如圖 5-1、5-2、5-3 所示，振動板的寸尺皆為 12 cm x 8 cm，纖維方向 0° 方向定義為平行 12 公分長邊方向，揚聲器 1 平板為疊層 $[0^\circ|90^\circ|0^\circ]$ ，邊界為 4 個複材懸臂及平板一短邊以泡綿懸邊固定，激振在靠板另一短邊處，揚聲器 2 的平板則是中心為 PC 塑膠，內外各二層 0° 內部鏤空之複材疊合而成，邊界與激振位置與揚聲器 1 相同，揚聲器 3 之平板組成與揚聲器 2 相同，唯內部鏤空面積略有不同，邊界為 4 個複材懸臂，固定在靠角落處，以二個激震器串連方式分別激振在複材二長邊的中央；三組揚聲器相關材料參數如表 5-1。

圖 5-4 為揚聲器 1 之阻抗量測圖，其結果與圖 5-5 頻率響應實驗結果一致，由圖可知系統的最小共振頻率為 112 Hz，並可預期在 112、300、1100 Hz 附近有較高的聲壓值，因阻抗圖中，峰值亦為系統的自然頻率，然而並非所有的自然頻率都會產生峰值，此主要與激振的位

置有關，不同的激振位置造成不同自然頻率的共振，比較 ANSYS 的模態分析，揚聲器 1 的自然頻率分佈如圖 5-6，可確知其最小共振頻率亦為最小自然頻率。

圖 5-7 為揚聲器 1 實驗與分析聲壓圖，圖中二者曲線趨勢十分相近，比較自然頻率與聲壓結果可驗證 ANSYS 分析與聲壓程式的正確性，在確認 ANSYS 分析無誤後，可由 ANSYS 探討聲壓變化趨勢；聲壓實驗雖在無響室中進行，但環境噪音仍無法完全排除，且 60 Hz 受電訊頻率干擾，因此將 0 至 100 Hz 部份排除。ANSYS 分析中，平板模型為建立在 x-y 平面上，因此藉由觀察平板在 z 方向的振形可了解曲線的變化原因；曲線在 130、310 Hz 處為峰值，其振形如圖 5-8，130 Hz 中懸邊處，紅色面積為平板向正 z 方向變形，其餘部份皆為負 z 方向的變形，且平板負 z 方向的變形面積遠大於正 z 方向變形；310 Hz 則是大部份向正 z 方向變形，只有激震器兩旁藍色部份為負 z 方向的變形，因此，這二個頻率的振形產生較高的聲壓值，而由阻抗圖可知，這二個振形為平板共振所產生，在低頻共振多為剛體運動，平板的變形簡單，可產生較高的聲壓。在 300 到 400 Hz 頻率區間內，曲線近乎垂直的大幅掉落，曲線急遽的變化代表揚聲器在此區間表現不穩定，即聲音會忽大忽小不一致；導致曲線掉落原因是由於 310 Hz 到下一個共振頻 360 Hz，兩者間的過渡振形所致，由圖 5-9 340 Hz 聲壓最低值的振形可看出平板往正 z 方向與負 z 方向變形的面積比例相當，正、負聲壓相消後造成聲壓的低落，另外 360 Hz 雖為共振點，部份變形相位相反致聲壓值降低，且與 130、310 Hz 比較，其振幅減小，剛體運動效應降低，因此無法產生超過 80dB 的聲壓，而此後的共振頻也都是如此，相對的減小曲線上下振盪的幅度，但也無法產生較高的聲壓，到高頻 5000 Hz 後如圖 5-10，除了振幅逐漸減小，平板

變形的區域侷限在激振位置附近，也因此聲壓的變化更趨平緩。整體曲線變化與平板的材料組成、邊界及激振的位置有關，相關因素影響在後續進一步探討。

圖 5-11、5-12 分別為揚聲器 2 的阻抗圖與振幅頻譜，由圖可知揚聲器 2 最小共振頻率為 128 Hz，比較圖 5-13 ANSYS 模態分析的結果，發現在 129 Hz 之前有二個更小的自然頻率存在，但實驗中卻無法測得，歸究其原因實驗是以激振方式量測阻抗與振幅頻譜，因此為量測系統的共振頻率，ANSYS 模態分析則為系統的自然頻率，理論上自然頻率皆會造成共振，但實際則與激振位置有關，若激振位置恰在該模態上的節線位置，則實際激振不會產生此模態；由 ANSYS 簡諧激振分析實際計算 110 Hz 前的聲壓變化，如表 5-2 可知在 70 與 100 Hz 的聲壓值都有雖有較大的現象，但差距有限，表示共振的效應並不明顯，此外，揚聲器 2 與揚聲器 1 之邊界相同，但平板部份材料為 PC 塑膠，強度小了許多，可預期揚聲器 2 的第一個自然頻率比較小，故更可確定實驗與分析的正確。

由振幅頻譜可計算各共振頻率的阻尼係數，再由兩共振頻率與相應阻尼係數計算系統尼 α 、 β ，選取不同共振頻率所計算的 α 、 β 亦不相同，故究竟應選取哪兩個共振頻率所得之 α 、 β 較為合理將影響 ANSYS 分析結果是否符合實驗；揚聲器 1 為複材製作振動板，頻率響應實驗中可量測最大共振頻率為 6112 Hz，該頻率的阻尼係數為 5.5%，而最小共振頻率 112.5 Hz，阻尼係數為 5.05%，兩者帶入(4.4)式求出 $\alpha=69.98$ 、 $\beta=2.82\times 10^{-6}$ ，圖 5-7 中 ANSYS 即以此 α 、 β 值分析，結果與實驗十分相近，若比較高頻 7000 Hz 後，實驗與分析的差異有可能為阻尼的影響，因實驗所能量測最大共振頻率僅止於 6112 Hz，其後阻尼係數的變化皆無法量測，因此在分析可能造成高頻的差

異。揚聲器 2、3 之平板為 PC 塑膠與複材構成，在實驗中發現在低頻時 PC 板的振幅較大，而高頻則是激振點周圍變形較大，因此為複材的振幅較大，此與 ANSYS 分析結果相同，原因為 PC 板強度比複材小了許多，在低頻共振時，最大變形發生在 PC 板上，而高頻因激振點在複材上，故複材板的振幅較大，此現象也反應在阻尼的量測上，量測揚聲器 2 之振幅頻譜，若量測點為 PC 板，所能量測最大共振頻率為 1144 Hz，阻尼係數為 3.74%，最小共振頻率 128 Hz，阻尼係數為 5.88%，帶入(4.4)式求得系統阻尼 $\alpha=88.96$ 、 $\beta=8.68\times 10^{-6}$ ，若選擇量測複材激振點位置，則可測得最大共振頻率為 4904 Hz，阻尼係數 5.6%，以 1144、4904 Hz 及其相應阻尼係數求得 $\alpha=369.99$ 、 $\beta=3.25\times 10^{-6}$ ；此兩組 α 、 β 值差異很大，將其分別輸入 ANSYS 分析，如圖 5-14 所示，圖中 ANSYS 分析紅色曲線約在 1100 Hz 前與實驗結果相近，但 1100 Hz 之後與實驗差距較大，相反的 ANSYS 分析綠色曲線則是 1100 Hz 前差距較大，1100 Hz 後則振盪較小與實驗相近，其原因可由阻尼變化說明，將所求得 α 、 β 值再帶回(4.4)式可繪製阻尼係數隨頻率變化的關係圖，如圖 5-15，圖中黑色分佈點為實驗各個共振頻率所量測計算的阻尼係數(詳見附錄一)，紅色曲線為以 128、1144 Hz 計算 $\alpha=88.96$ 、 $\beta=8.68\times 10^{-6}$ 所繪製，藍色曲線則為 1144、4904 Hz 計算 $\alpha=369.99$ 、 $\beta=3.25\times 10^{-6}$ 所繪製，在分析上是根據實驗實際量測結果為基準，由圖可看出紅色曲在 1144 Hz 前與實驗分佈點較接近，而 1144 Hz 後很明顯的阻尼係數逐漸增大與實驗結果不合，也因此當以紅色曲線的 $\alpha=88.96$ 、 $\beta=8.68\times 10^{-6}$ 輸入 ANSYS 分析時，1100 Hz 前會較接近實驗，1100 Hz 後曲線值較低於實驗，主要因阻尼愈大會使振幅變小，導致聲壓下降；圖中 1144 Hz 後只有 4904 Hz 一個量測點，此區段藍色曲線吻合實驗，但在 1144 Hz 之前阻尼係數同樣太

大，因此以此曲線 $\alpha=369.99$ 、 $\beta=3.25\times 10^{-6}$ 分析，則為 1100 Hz 後聲壓曲線較接近實驗，而 1100 Hz 前也因阻尼過大導致聲壓下降。此外，若以 128、4904 Hz 及其阻尼係數計算 $\alpha=92.29$ 、 $\beta=3.54\times 10^{-6}$ 繪製曲線，圖中曲線與實驗分佈點也相當接近，若由分佈點來看，在 1144 Hz 前取 $\alpha=88.96$ 、 $\beta=8.68\times 10^{-6}$ ，1144 Hz 後取 $\alpha=369.99$ 、 $\beta=3.25\times 10^{-6}$ 二段曲線連接最接近實驗結果，因此在 ANSYS 分析中以 1100 Hz 分界點分別帶入 α 、 β 值分析，如圖 5-16 分析結果更接近實驗。在 ANSYS 分析中發現， α 對低頻的影響較大，而 β 則是影響高頻，此情形亦可由圖 5-14 比較曲線趨勢得知，低頻時 α 值愈大則阻尼係數愈大，高頻則為 β 值愈大阻尼係數愈大，即改變 α 值在低頻阻尼係數改變較大，改變 β 值則高頻阻尼係數改變較大。將三組揚聲器分析阻尼整理如表 5-3。

觀察圖 5-16 聲壓曲線，揚聲器 2 的第一個共振頻率為 128 Hz 但聲壓最大值在 160 Hz，由圖 5-17 比較兩者振形，128 Hz 平板左半邊為正 z 方向的變形，右半邊為負 z 方向的變形，而 160 Hz 振形除了局部紅色區域其餘皆為負 z 方向的變形，因此 160 Hz 的聲壓會高於 128 Hz，由此可知聲壓最大值的產生並不一定在第一個共振頻率，而是由其振形決定，此與結構組成，激振外力的位置有關。160 Hz 之後曲線逐漸下滑，由阻抗可知 200 至 300 Hz 沒有共振頻率，此區間振形的轉換造成聲壓的下降，到 500 Hz 共振曲線上揚，實驗與分析曲線在此區段差異較大，趨勢仍然相近；觀察 ANSYS 分析，圖 5-18 為 440、520 Hz 振形圖，440 Hz 為曲線波谷，同樣因正、負聲壓相消所致，而 520 Hz 共振頻率，其後曲線起伏較小，與揚聲器 1 的情形相似，高頻變形侷限在激振位置周圍如圖 5-19。比較揚聲器 1 與揚聲器 2 的聲壓趨勢，如圖 5-20，兩者在低頻共振的區域相近，揚聲器 1

平板以複材組成，低頻主要因剛體運動效應提高聲壓，而揚聲器 2 除剛體運動外，因 PC 塑膠強度小，振幅較大可提高聲壓，由兩者的振形可知，平板變形簡單可產生較高的聲壓，當變形越趨複雜、節線越多將導致正、負聲壓相抵消而降低聲壓。阻抗圖中揚聲器 2 共振頻率較多，使曲線在低頻共振後下降較為平緩，兩者曲線在高頻趨勢相當接近，主要在高頻激振下，激振力無法傳遞整個平板，只有激振位置周圍產生變形，兩者激振位置相同，激振處材料組成主要都為複材，因此聲壓高頻的趨勢相近。

圖 5-21 為揚聲器 3 之阻抗圖，第一個共振頻率為 172 Hz，比較圖 5-22 頻率響應實驗振幅頻譜，第一個共振頻率則為 168 Hz，而圖 5-23 ANSYS 模態分析則為 163 Hz，其誤差的原因來自結構的製作，揚聲器 3 為雙激振器串連組成，結構整體為對稱設計，但製作極難完全對稱，因此不同量測的振幅頻譜其第一個共振頻率亦有誤差，但實驗整體誤差不超 5 Hz，而 ANSYS 分析所得頻率誤差則較大，因 ANSYS 建立模型為對稱結構，故差距較大，整體而言，誤差並不影響實驗與分析的探討。同樣的由 ANSYS 分析可知實驗第一個共振頻率並非第一個自然頻率，172 Hz 前仍有二個自然頻率，此與揚聲器 2 的情形相同。圖 5-24 為實驗與分析聲壓曲線，與揚聲器 1、揚聲器 2 相同，前二個共振頻率可產生較大的聲壓，其振形如圖 5-25，而在第二個共振頻率 240 Hz 後聲壓同樣大幅下降，原因也是因為 PC 板中出現相位相反的變形，導致正負聲壓相消，其後聲壓值約保在 75dB 上下，離開低頻後共振的效應減低，加上平板變形複雜，因此很難出現超過 80dB 的聲壓，相對的曲線在中高頻較為平緩，揚聲表現差異較小，但與低頻共振區域比較，聲壓仍有落差。與揚聲器 1、揚聲器 2 比較，如圖 5-26，整體上揚聲器 3 的聲壓可提高 5 dB，揚聲器 1 平

均聲壓為 70.4 dB，揚聲器 2 為 70.6 dB，揚聲器 3 為 75.4 dB，主要為揚聲器 3 是以兩組激振器串連激振，推力較大揚聲效果較好。

由上述實驗與 ANSYS 分析的比較，確定分析與實驗吻合後，可以 ANSYS 模擬，改變不同參數，分析曲線的趨勢，歸納各因素對聲壓曲線的影響；底下 5-2 節以揚聲器 3 結構，改變複材懸臂的支承位置、激振位置、平板複材疊層方式及複材板與 PC 板剛性關係，探討聲壓趨勢，最後再以實驗驗證分析。

5-2 聲傳因素探討

透過 ANSYS 模擬，可以很容易改變不同設計參數，探討曲線的變化，根據揚聲器 3 的結構，改變兩組激振器的激振位置及四個複材懸臂的支承位置，其固定位置如圖 5-27 所示，激振位置有 A、B 兩處，複材支承有 1、2、3、4 四個位置，選取這些位置主要考量結構對稱，結構的對稱其振形也會對稱而簡化變形的複雜，另外激振與支承不選在 PC 塑膠板上，因其剛性小，力量無法傳遞到平板其他位置，而激振在中間力量較能平均傳遞平板四周，因此選擇 A、B 兩位置激振；在系統總彈簧常數不變模擬平板四周以彈性懸邊固定，另外以一較強與一較弱複材材料常數，如表 5-4，與將 PC 板的楊氏系數增大與減小 50%，三種不同複材強度及三種不同 PC 板強度，藉由彼此強弱的搭配，分析其影響，在此比較上述不同邊界條件、激振位置、複材平板的疊層方式及複材板與 PC 板剛性組合，歸納其影響因素。

(1) 激振點在 A，不同支承，疊層皆為 0° 方向，圖 5-28。

懸臂的支承位置分別在 1、4、2、3 四個位置，另外以周圍為彈性懸邊固定，但系統的總彈簧常數不變，即所有懸邊的彈簧常數等於四個複材懸臂的彈簧常數。首先比較支承點在 1、4、2 位置的聲壓曲

線，其三者曲線變化趨勢相同，再由三者 150、250 Hz 附近聲壓最大值的振形圖，如圖 5-29、5-30、5-31，其峰值出現的頻率雖不同，但振形卻相似，中高頻如圖 5-32、5-33、5-34，其振形也都相似，因此可推論支承點在平板同一邊上，其聲壓趨勢差異不大，而支承點愈靠近激振位置，整體聲壓值愈低，支承點 1 聲壓最大，點 4 次之，點 2 最小，因為當支承愈靠近激振點時，其推力被懸臂吸收愈多，相對的平板整體推力愈小，由振形圖可明顯看出。支承點 3 的曲線中，聲壓最大值出現在 80 Hz，其他曲線雖在 80 Hz 也產生共振，但並非聲壓最大值，比較圖 5-35 支承點 1 與支承點 3 在 80 Hz 的振形圖，藍色為平板沒有變形區域，支承點 1 為 PC 板變形產生聲壓，而支承點 3 則除了支承周圍外，平板變形的面積更大且相位一致，因此出現聲壓最大值；由此可知透過支承位置的選擇，可以改變哪一個共振頻率出現最大聲壓。四周以懸邊固定，因系統的彈簧常數不變，其共振頻率與支承點 1、4、2 相近，但其最大聲壓在 210 Hz，可避免支承在 1、4、2 點，在 210 Hz 因兩共振頻率振形轉換造成聲壓下降的情形出現；比較五條曲線可發現在 400 Hz 後曲線的趨勢及振形的變化相似，可推論邊界影響曲線在低頻共振區域較大，高頻影響有限。

(2) 激振點在 B，不同支承，疊層皆為 0° 方向，圖 5-36。

圖中支承在點 1、2 曲線趨勢相近，可說明上述推論支承位置在同一邊上變化對聲壓趨勢的影響不大，而同樣的支承靠近激振位置會降低聲壓值。支承點 3 曲線在 100 至 200 Hz 間大幅掉落，因此區間的振形為激振處變形提高聲壓，而支承在點 3 恰使其振幅降低所致。四條曲線同樣約在 400 Hz 後變化趨於一致，因此可確定邊界主要影響低頻，高頻曲線差異不大。

由(1)(2)的結果來看，若激振在 A 處，支承在點 3 的聲壓表現較好，而激振在 B 處，則是支承在點 2 的聲壓表現較好，主要為低頻板長邊與短邊變形相位相反，因此激振長邊減少短邊變形，或激振短邊減少長邊的變形可獲得較好的結果。

(3) 支承相同，疊層皆為 0° 方向，不同激振位置。

由(1)(2)結果可依相同支承再做探討，圖 5-37 為支承在點 1，激振分別在 A、B 兩處的聲壓曲線，激振在 B 位置的曲線在低頻的聲壓較高，相對振盪也較大，比較兩者在 80 Hz 的振形，如圖 5-38，其振形相同，但激振於 B 處的最大振幅為激振在 A 處的三倍，主要纖維為 0° 方向，造成平板 B 點剛性較弱，因此激振在此處可產生較大振幅，但由變形所造成正、負聲壓相消程度也愈大，因此聲壓變化大，高頻則是激振在 A 點的曲線較平緩，另外比較圖 5-39 四周為懸邊固定其結果也相同，故若激振位置的平板剛性小，在低頻可產生較大聲壓，但曲線振盪也較大，而高頻則為強度大聲壓表現較佳，此可由以下不同疊層方式說明。

(4) 懸臂支承在 1，激振點在 B，不同疊層方式，圖 5-40。

在激振位置平板強度分別為：皆為 0° 疊層的最弱， $0^\circ|90^\circ$ 次之， $90^\circ|0^\circ$ 最強，比較低頻的聲壓，同樣為強度愈弱，聲壓愈高，而高頻情形則是相反，此與前述情形相同，比較三者在高頻的振形圖，圖 5-41、5-42、5-43 可發現剛性愈強，複材平板變形的面積愈大，也因此聲壓愈高，其原因為高頻激振下，激振力正負相位變化快，變形侷限在激振位置周圍，而該區域強度愈大，愈能抵抗變形而傳遞力量，故在高頻，平板激振位置剛性愈大，雖振幅較小，但變形面積較大，整體聲壓較高。

(5)不同剛性之複材與 PC 平板組合。

在此以揚聲器 3 結構分析，除原先材料，纖維另以一剛性較強碳纖維與一較弱玻纖材料常數(如表 5-4)分析，以纖維 1 表示剛性最大其 $E_1=181\text{GPa}$ 碳纖維，纖維 2 表示原先使用 $E_1=147.503\text{GPa}$ ，纖維 3 表示剛性最小 $E_1=38.6\text{GPa}$ 玻纖，而 PC 板楊氏係數增加與減少 50%，PC 板 1 表示 $E=0.996\text{GPa}$ ，PC 板 2 表示 $E=0.664\text{GPa}$ ，PC 板 3 表示 $E=0.332\text{GPa}$ ，比較平板強弱搭配效應。圖 5-44，比較以纖維 1 搭配 PC 板 1、纖維 2 搭配 PC 板 2 及纖維 3 搭配 PC 板 3 聲壓曲線，結構的剛性愈強，自然頻率愈大，在聲壓的表現也是如此，三者在此低頻共振之振形相似，纖維 1 與纖維 2 因材料常數差異小，曲線變化相近，而纖維 3 的剛性則小了許多，在低頻共振變形大，可產生較大聲壓，其中在曲線在 500 Hz 附近峰值與剛性成正比，圖 5-45 振形圖可看出當剛性愈小，平板變形面積相位相反的比例愈接近，因此聲壓愈小；高頻亦為剛性小的平板聲壓較低，由圖 5-46 三者在此 10000 Hz 的振形圖可知變形區域同樣侷限在激振處，而剛性強變形的面積大，因此聲壓高，此結果與前述相同。另外單純探討 PC 板剛性的影響如圖 5-47，以纖維 2 分別搭配 PC 板 1、PC 板 3，兩曲線只有在低頻有較大差異，因 PC 板剛性遠小於複材，變形集中在低頻，若改為相同 PC 板，不同纖維如圖 5-48，可發現其低頻的差異反而較大，故由此可知 PC 板剛性對整體聲壓變化影響不大，而是複材決定曲線表現，整體而言，複材的剛性強，曲線振盪較小，高頻的聲壓值也較高。

由上述可知在高頻時，平板變形集中於激振位置，PC 板變形產生的聲壓有限，由揚聲器 3 分析中，比較整體平板與單就 PC 板面積聲壓表現，如圖 5-49 可知 PC 板在低頻可產生較高的聲壓，聲壓值隨著頻率增加而遞減；若在高頻亦能帶動 PC 板的變形將可提高聲壓表

現，惟高頻無法產生大振幅的共振，故較難帶動 PC 板變形。考慮 PC 板厚度的影響，如圖 5-50，厚度大整體重量增加，造成聲壓值下降，且曲線振盪也較明顯，因此在材料的選擇應朝向厚度小、輕量化的材質。另外以揚聲器 2 結構，分析上將平板周圍邊緣以彈簧固定，但在激振端則不固定，主要希望在高頻時藉由激振處複材板變形帶動 PC 板變形，再比較同揚聲器 2 單點激振於複材短邊中央與三點激振於短邊，如圖 5-51 同樣單點激振，以四懸臂固定與平板三邊固定的聲壓曲線，兩者在高頻的差異不大，三邊彈簧固定雖可讓激振處複材產生較大變形，但 PC 板剛性小，變形只侷限在與複材板的交接處，整體變形有限，而以三個點激振聲壓則有明顯提升，主要為複材變形面積增加，相對可帶動 PC 板變形的面積也增加，因此可產生較高的聲壓值；由此可知高頻激振應儘量增加複材板變形的面積，來帶動 PC 板變形。



第六章 結論與未來研究方向

6-1 結論

聲壓趨勢是由平板結構、邊界固定方式及激震器組合決定，本文由實驗與 ANSYS 分析的比較，與對邊界支承的位置、激震器激振的位置、複材的疊層方式及複材與 PC 板的剛性各因素的探討，可做以下結論：

- (1) 曲線振盪發生在共振頻率後，在共振頻率處聲壓產生峰值，隨之聲壓下降，其後至下一共振頻率間，常因振形的變形導致曲線波谷的產生，而然並非每一共振頻率皆如此，聲壓值的高低端依其振形變化使然。
- (2) 在低頻 600 Hz 前的聲壓表現可完全由邊界控制，由邊界設計可決定最小共振頻率，並避免聲壓曲線振盪，使其達到平滑，600~2000 Hz 則複材與 PC 板組成有關，而 2000 Hz 後則受激振處的複材板影響，因此 600 Hz 後聲壓表現應由平板設計加以改善。
- (3) 揚聲器的設計目標仍應朝向重量輕、結構強，尤其是激振位置平板剛性要高，剛性高在低頻可減少平板的變形讓聲壓曲線趨於平緩，高頻則可帶動平板整體變形，提高聲壓值。
- (4) 利用 PC 塑膠與複材的協同設計，PC 板在低頻共振可提高聲壓，而激振在複材可使聲壓曲線在中高頻振盪減小，有效讓曲線達到平滑，惟高低頻聲壓值的落差仍待改善。

6-2 未來研究方向

使揚聲器在低、中、高頻全音域的表現穩定一致為設計的主要目標，可就材料的應用與結構的設計兩方面考量，若要增強結構的剛性需使用更多的材料，勢必使整體的重量增加，材料的選用應朝向重量

輕、剛性強，亦或補強激振點的平板強度，另外邊界材料選用阻尼較大材質，可讓低頻的曲線更加平緩；但在材料仍待突破的同時，如何藉由結構的設計，完成設計目標將為當前研究方向，應用複合材料的特性改進振動板設計來改變聲壓趨勢，以期完成揚聲器改良。



參考文獻

1. R. M. Jones, *Mechanics of Composite Materials*, McGraw-Hill Inc., New York, 1975.
2. R. D. Mindlin, *Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motions of Isotropic Elastic Plates*, J. Applied Mechanics, Vol. 18, pp. 31-38, 1951.
3. J. M. Whitney, *Shear Correction Factor Laminates under Static Load*, J. Applied Mechanics, Vol. 40, pp. 302-304, 1973.
4. W. T. Thomson, *Theory of Vibration with Applications*, 2nd Edition, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1981.
5. R. F. Steidel, Jr., *An Introduction to Mechanical Vibration*, 3rd Edition, John Wiley and Sons Inc., New York, 1989. ◦
6. R. D. Cook, D. S. Malkus, and M. E. Plesha, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, 3rd Edition, John Wiley and Sons Inc. New York, 1989. ◦
7. 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. ◦
8. 林坤森, *電磁動力式激震器之設計與應用*, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2003. ◦
9. 卓永剛, *複合材料積層板的振動及聲射分析*, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2002. ◦
10. T. Shindo, O. Yashima, and H. Suzuki, *Effect of Voice-Coil and Surround on Vibration and Sound Pressure Response of Loudspeaker Cones*, Journal of the Audio Engineering Society, Vol. 28, No.7-8 pp.490-499,1980.
11. C. C. Tan and C. I. Hird., *Active Control of the Sound Field of a*

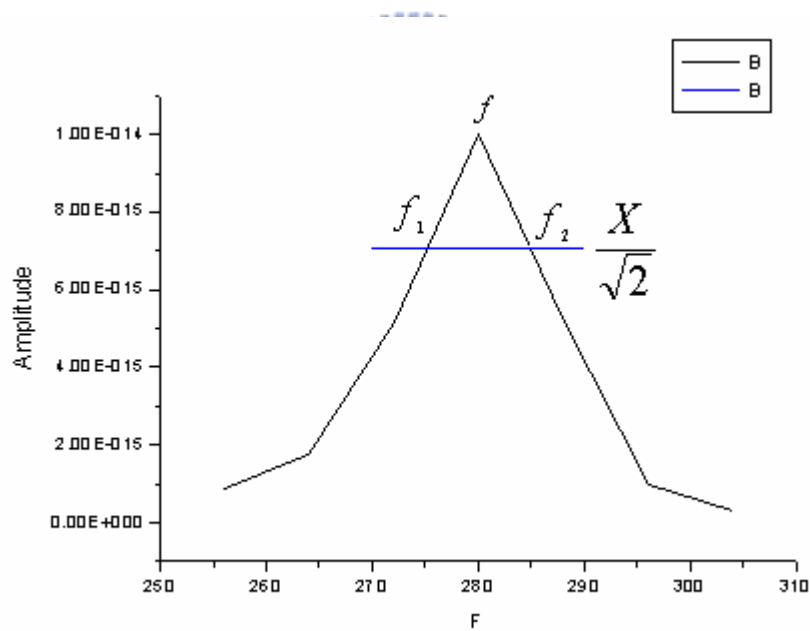
Constrained Panel by an Electromagnetic Actuator-an Experimental Study, Applied Acoustics, Vol. 52, No. 1, pp. 31-51, 1997.

12. R. F. Gibson, *Principles of Composite Material Mechanics*, McGraw-Hill Inc., New York, 1994.
13. R. W. Clough and J. Penzien, *Dynamics of Structures*, McGraw-Hill Inc., New York, 1975.



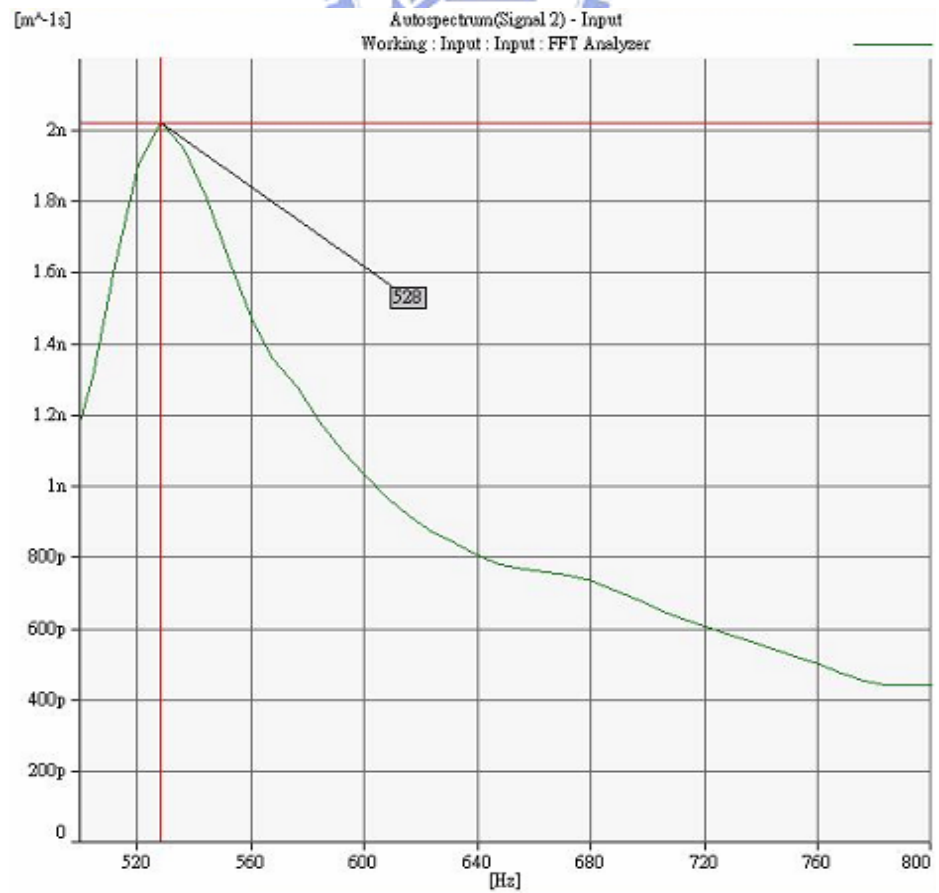
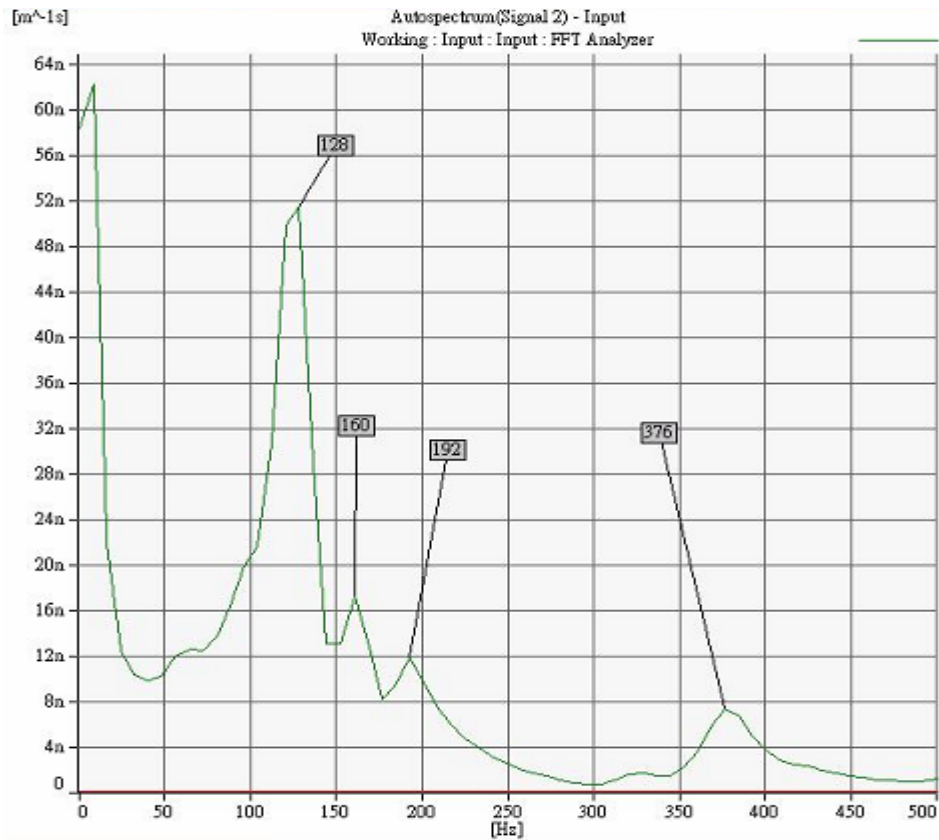
附錄一

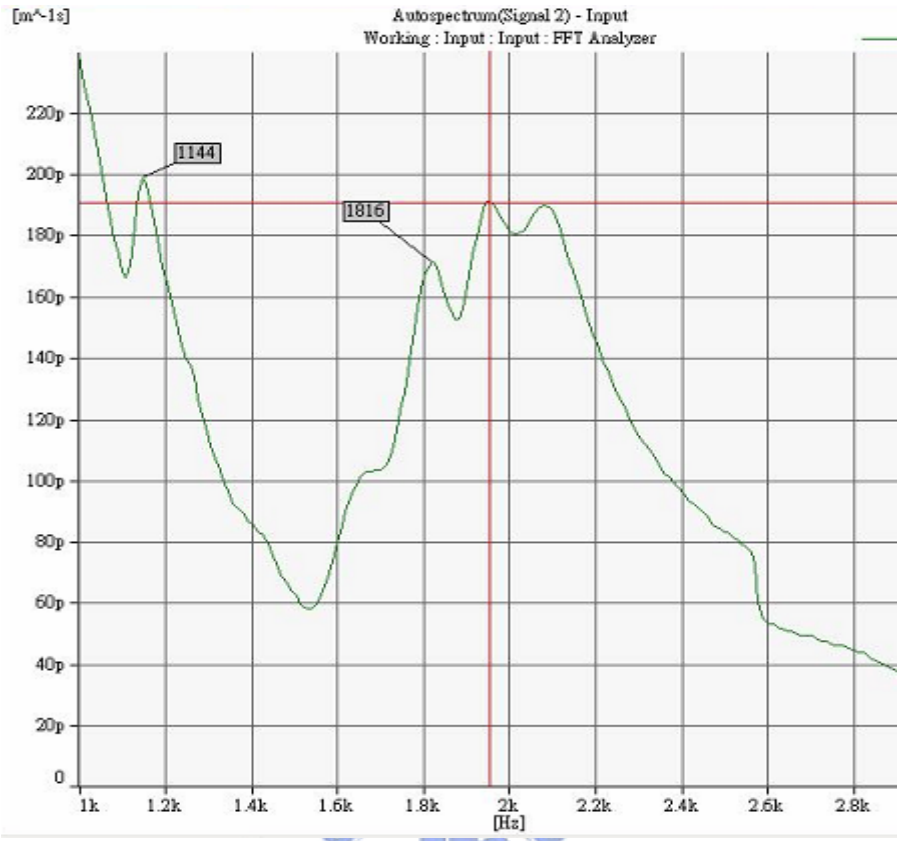
本文參考文獻[13]，以 Bandwidth Method 計算阻尼係數，其方法為先由實驗測到一共振頻率 f 之頻譜圖如下，將其振幅峰值大小除以 $\sqrt{2}$ 後畫一水平線可交於圖形二點 f_1 、 f_2 ，而此頻率的阻尼係數可寫為： $\xi = \frac{f_1 - f_2}{f_1 + f_2}$ ，以此法計算阻尼係數先決條件為水平線與圖形相交，有些頻率的圖形共振不明顯沒有交點，故無法計算阻尼係數。



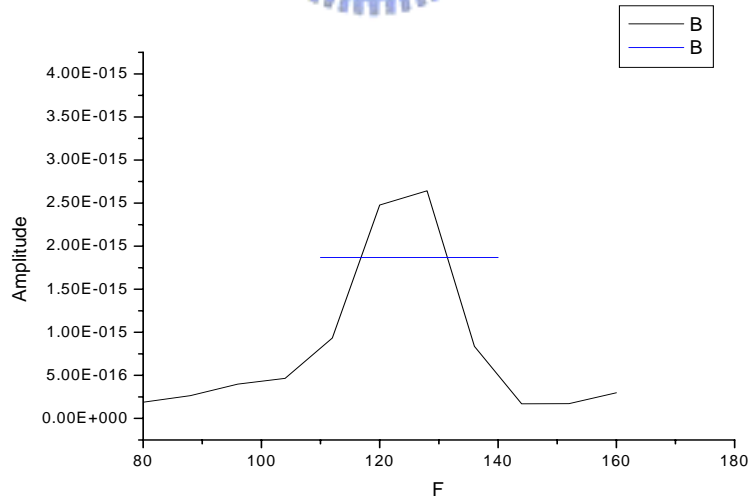
下列為揚聲器 2 各共振頻率的阻尼係數量測計算結果：

實驗量測頻譜如下圖：





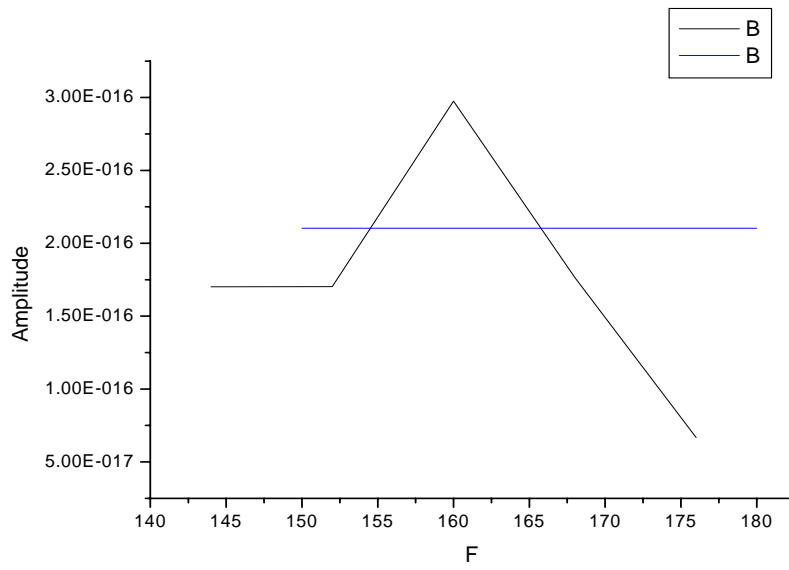
Peak 128Hz



$$f_1=116.84\text{Hz} , f_2=131.44 \text{ Hz}$$

$$\xi=(f_2-f_1)/(f_2+f_1)=5.88\%$$

Peak 160Hz

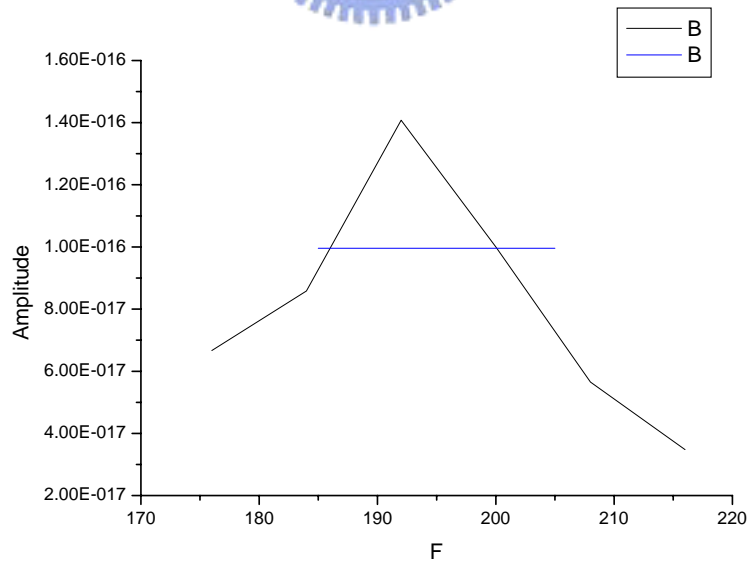


$$f_1=154.52\text{Hz} , f_2=165.76\text{Hz}$$

$$\xi=(f_2-f_1)/(f_2+f_1)=3.51\%$$



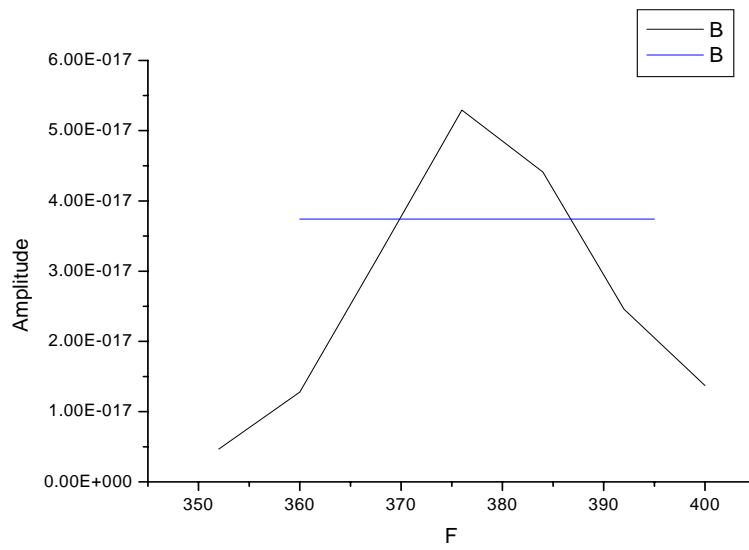
Peak 192Hz



$$f_1=185.99\text{Hz} , f_2=200.07\text{Hz}$$

$$\xi=(f_2-f_1)/(f_2+f_1)=3.65\%$$

Peak 376Hz

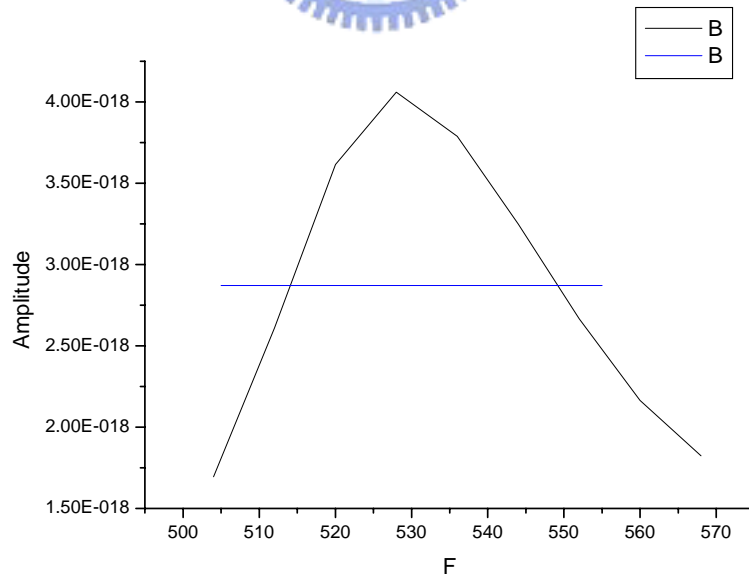


$$f_1=369.86\text{Hz} , f_2=386.74\text{Hz}$$

$$\xi=(f_2-f_1)/(f_2+f_1)=2.23\%$$



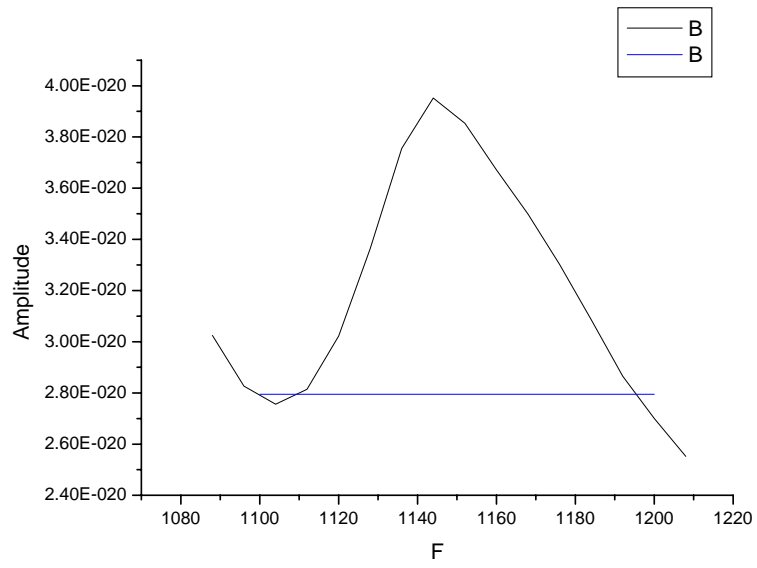
Peak 528Hz



$$f_1=514.07\text{Hz} , f_2=549.19\text{Hz}$$

$$\xi=(f_2-f_1)/(f_2+f_1)=3.30\%$$

Peak 1144Hz

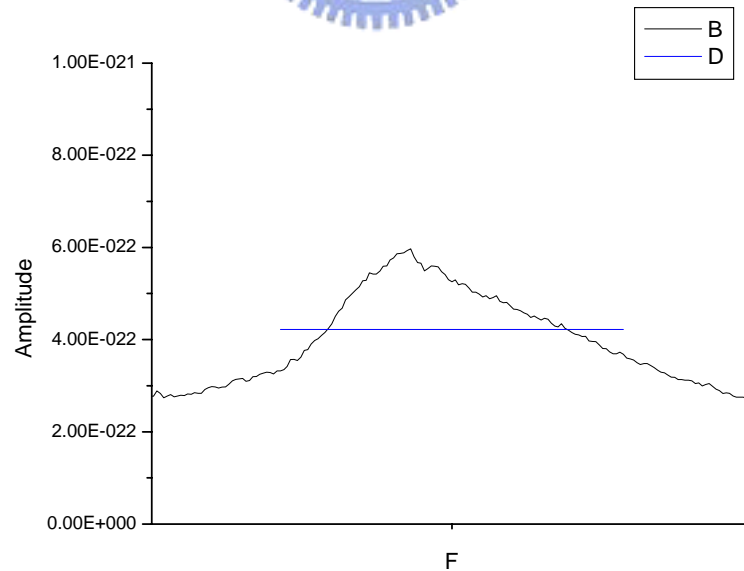


$$f_1=1109.27\text{Hz} , f_2=1195.41\text{Hz}$$

$$\xi=(f_2-f_1)/(f_2+f_1)=3.74\%$$



Peak 4904 Hz



$$f_1=4709.68\text{Hz} , f_2=5268.50\text{Hz}$$

$$\xi=(f_2-f_1)/(f_2+f_1)=5.6\%$$

由 $\xi_i = \alpha/2\Omega_i + \beta\Omega_i/2$ 分別代 128Hz 及 1144Hz 及其阻尼係數聯立求得：

$$\alpha = 88.96$$

$$\beta = 8.68 \times 10^{-6}$$

若由 1144Hz 及 4904Hz 聯立求得：

$$\alpha = 369.99$$

$$\beta = 3.25 \times 10^{-6}$$

若由 128Hz 及 4904Hz 聯立求得：

$$\alpha = 92.29$$

$$\beta = 3.54 \times 10^{-6}$$



表 4-1 材料常數

	碳纖材料	PC 塑膠
E_1	147.503 GPa	0.664 GPa
E_2	9.223 GPa	
G_{12}	6.8355 GPa	$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$
G_{23}	1.123 GPa	
ν_{12}	0.306	0.3
ν_{23}	0.25	
ρ	1428.23 (kg/m ³)	800 (kg/m ³)
t(thick)	0.13mm	0.2mm

表 4-2 彈性泡綿懸邊彈簧常數表(N/m)

試片編號	一	二	三
4 個懸邊總 k 值	980.019	1026.5184	1023.0849
平均 8cm 長懸邊 k 值	245.0	256.63	255.77
平均 k 值	252.47		
單位長度 k	31.56(N/m/cm)		

表 4-3 複材懸臂實驗與理論彈簧常數表(N/m)

試片編號	實驗值	實驗平均(A)	理論(B)	誤差 B-A /A
一	2021.40	2113.68	2215.04	4.80%
二	2181.50			
三	2115.72			
四	2136.09			



表 4-4 MLSSA 量測的 T-S 參數

T-S 參數	物理意義
Fs	揚聲器第一個共振頻率。
Re	音圈直流電阻。
Le	音圈之電感。
Res	機械損耗造成的電路阻抗。
Sd	振動板面積。
Qms	Mechanical Q。
Qes	Electrical Q。
Qts	Total Q。
Mms	全部移動質量，包含空氣阻力附加質量。
Cms	揚聲器系統柔度。
BL	激震器動態激震力量因素。單位是 Tesla*m。
Rub-index	音圈與磁鐵間隙之摩擦係數。

表 5-1 三組揚聲器材料參數

	揚聲器 1	揚聲器 2	揚聲器 3
振動板尺寸	12 cm × 8 cm		
振動板材	複材	複材、PC 塑膠	複材、PC 塑膠
疊層	0°/90°/0°	0°/0°/PC/0°/0°	0°/0°/PC/0°/0°
複材鏤空面積		8 cm × 6 cm	9 cm × 5 cm
懸臂總重	0.64 g	0.6 g	0.61 g
懸邊重	0.38 g	0.26 g	
激震器個數	1	1	2
音圈重	0.32 g	0.32 g	0.32 g × 2

表 5-2 揚聲器 2 10 至 110 HZ 聲壓

頻率(Hz)	聲壓(dB)
10	30.569033667706310
20	42.810136260312770
30	50.204591866093550
40	55.737652265963810
50	60.403725012059220
60	64.771706903862300
70	69.393744426564840
80	67.543161173149930
90	69.102076964296900
100	72.221242721655050
110	70.341389123739830

表 5-3 三組揚聲器 ANSYS 分析阻尼

揚聲器 1

共振頻率	阻尼係數	α 、 β 值
112.5 Hz	5.05%	$\alpha=69.98$ $\beta=2.82\times 10^{-6}$
6112 Hz	5.5%	

揚聲器 2

共振頻率	阻尼係數	α 、 β 值	ANSYS 分析區段
128 Hz	5.88%	$\alpha=88.96$	0-1100 Hz
1144 Hz	3.74%	$\beta=8.68\times 10^{-6}$	
1144 Hz	3.74%	$\alpha=369.99$	1100-12800 Hz
4904 Hz	5.6%	$\beta=3.25\times 10^{-6}$	

揚聲器 3

共振頻率	阻尼係數	α 、 β 值	ANSYS 分析區段
176 Hz	5.88%	$\alpha=102.89$	0-1400 Hz
1424 Hz	1.61%	$\beta=2.31\times 10^{-6}$	
1424 Hz	1.61%	$\alpha=176.91$	1400-12800 Hz
5536 Hz	2.67%	$\beta=1.39\times 10^{-6}$	

表 5-4 材料常數表

Material type	E_1 (GPa)	E_2 (GPa)	G_{12} (GPa)	ν_{12} (GPa)
I Gr/Ep T300/5208	181.0	10.3	7.17	0.28
II E-glass/Ep Scotchply 1002	38.6	8.27	4.14	0.26



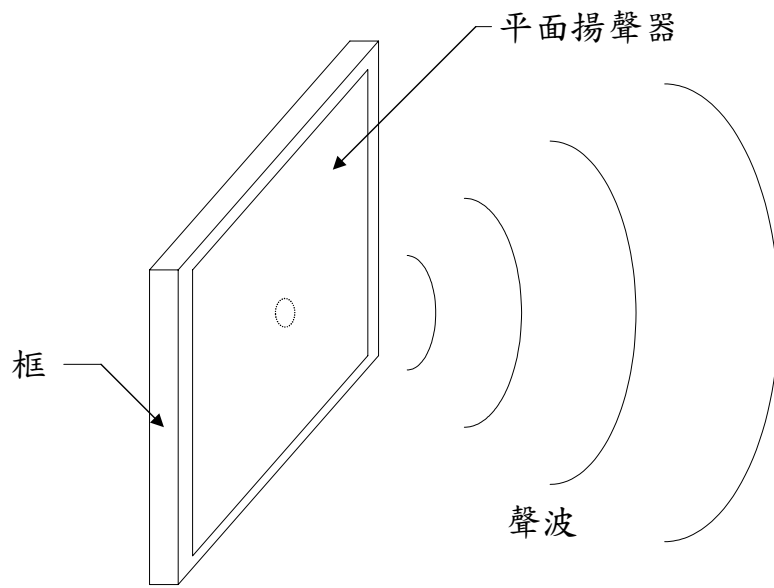


圖 1-1 平面揚聲器之揚聲

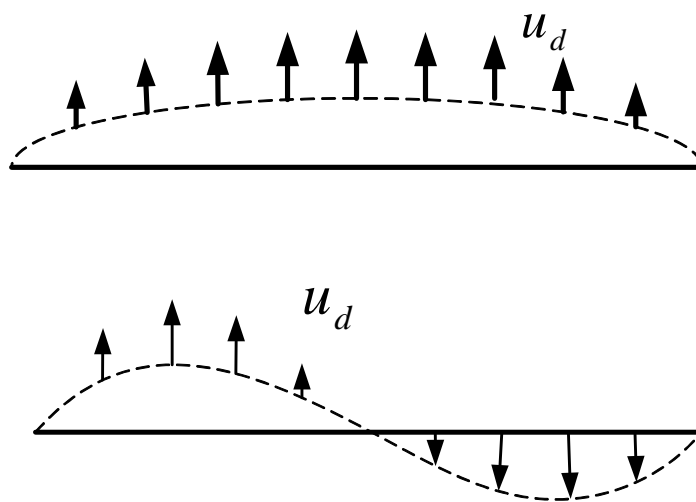
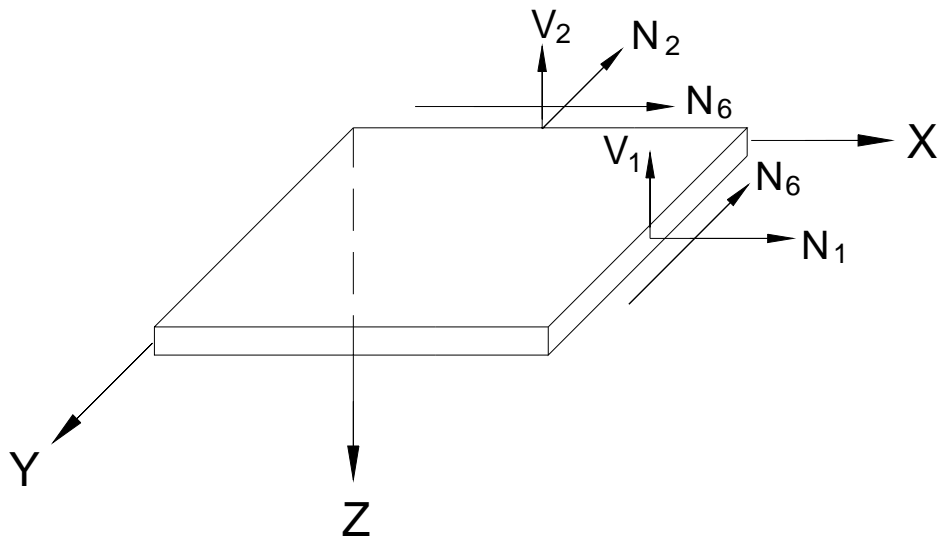
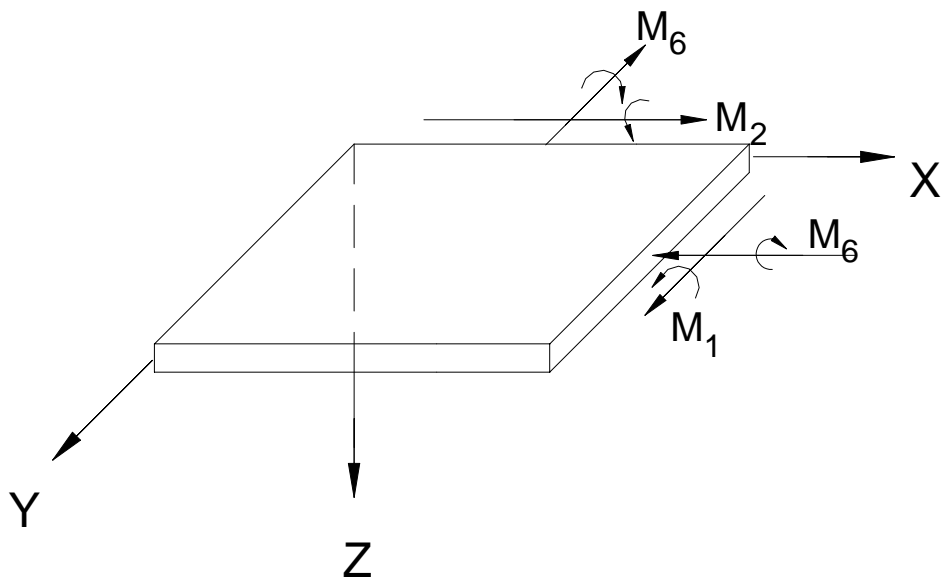


圖 1-2 振動板之振形



平板所受應力的合力圖



平板所受應力的合力矩圖

圖 2-2 平板所受應力的合力及合力矩圖

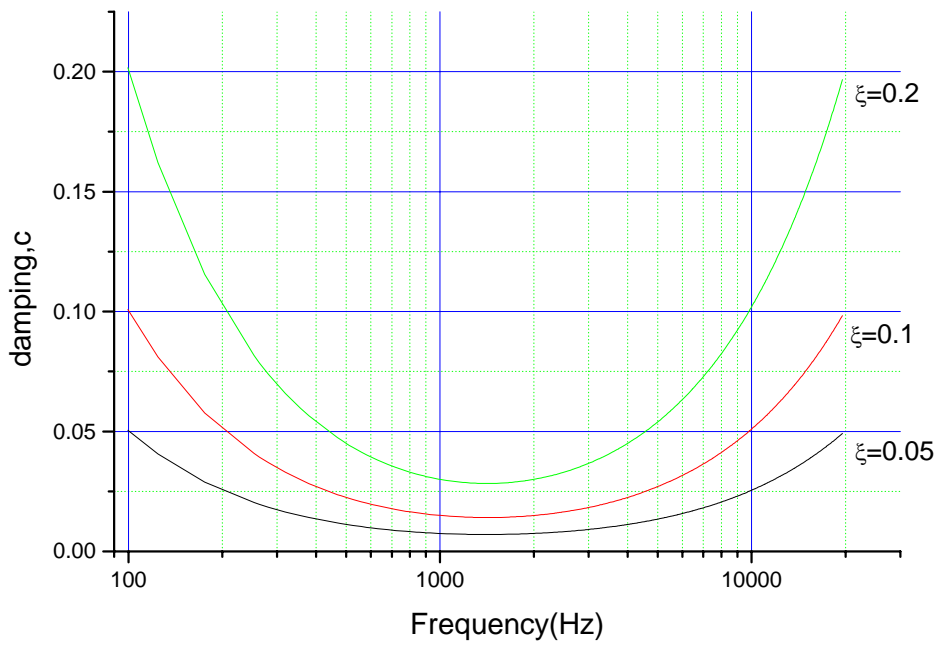


圖 3-1 不同阻尼比相對於不同頻率之阻尼圖

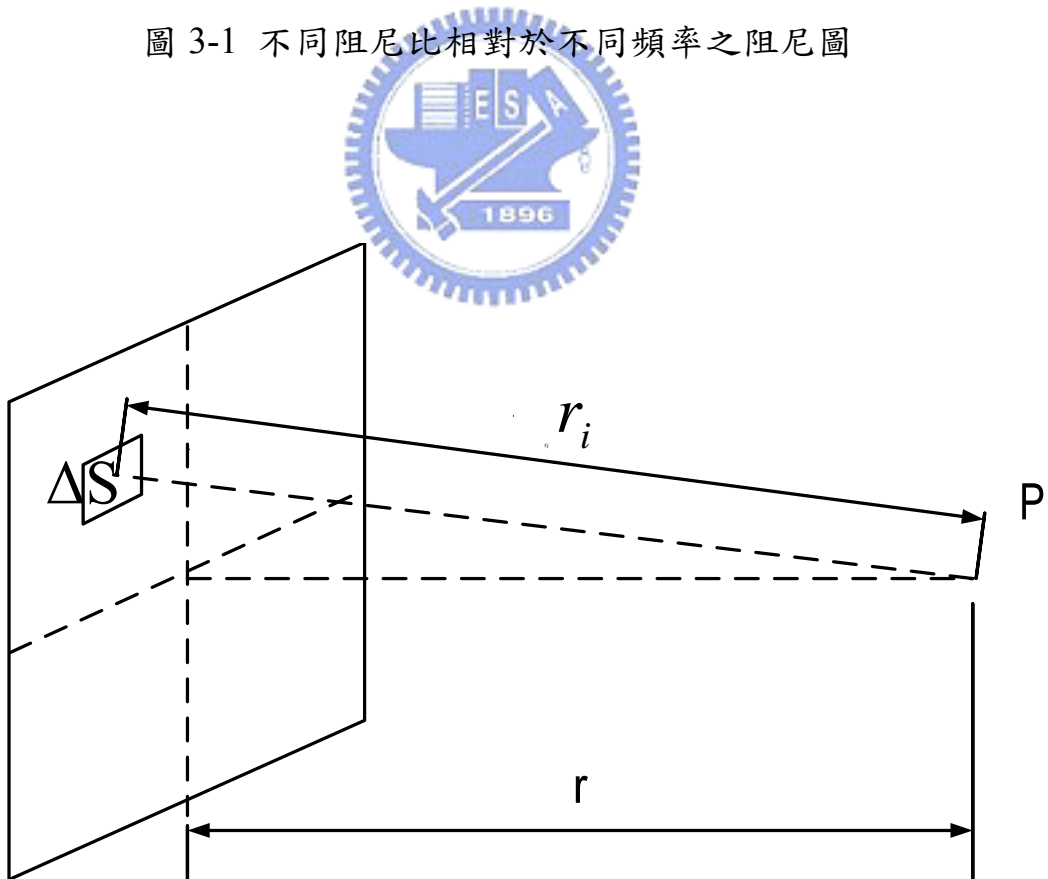


圖 3-2 聲壓距離示意圖

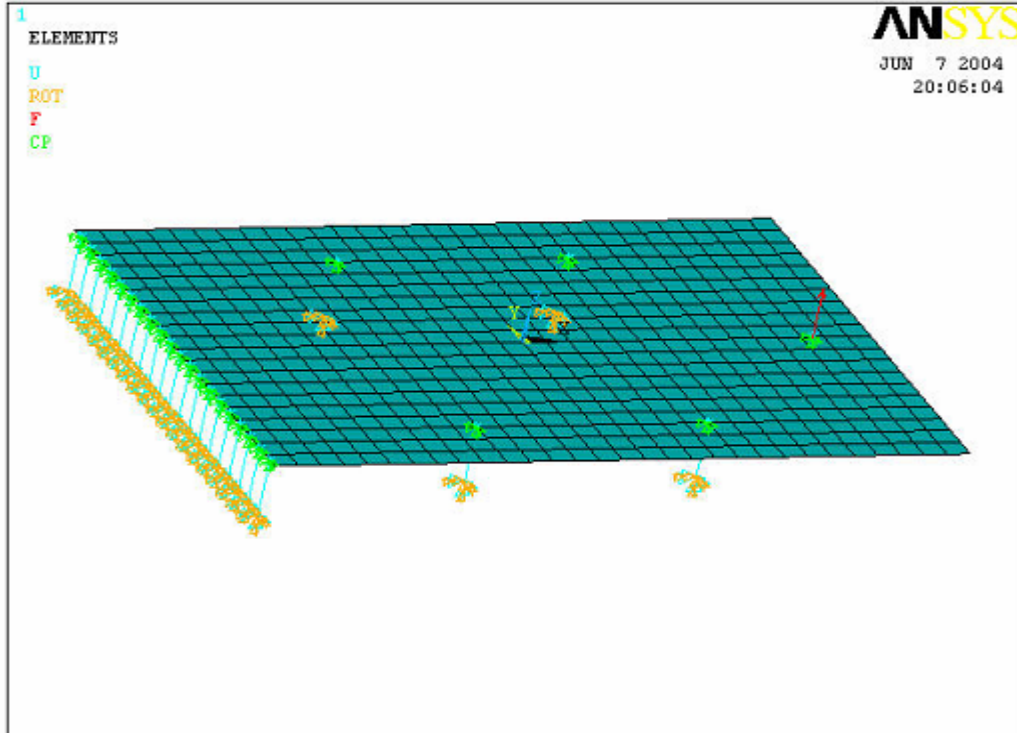


圖 3-3 ANSYS 模型圖

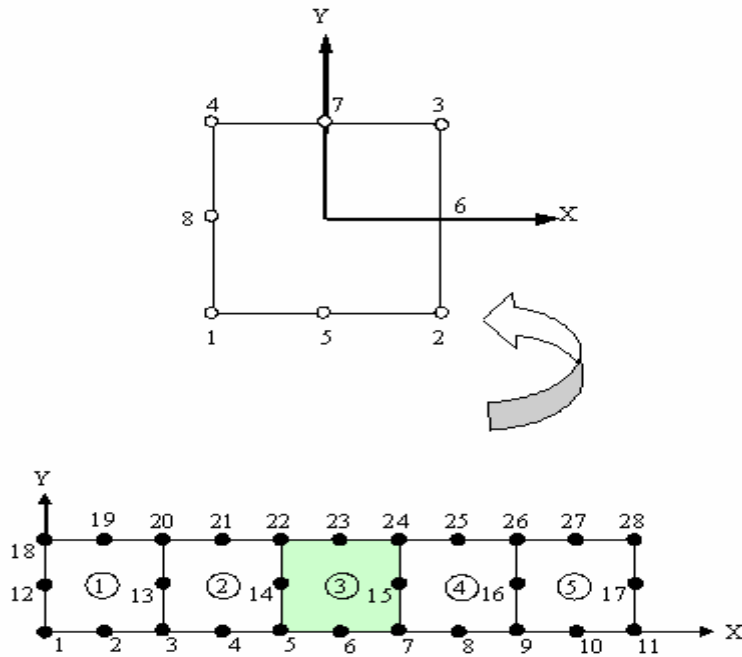


圖 3-4 shell 99 元素節點排列圖

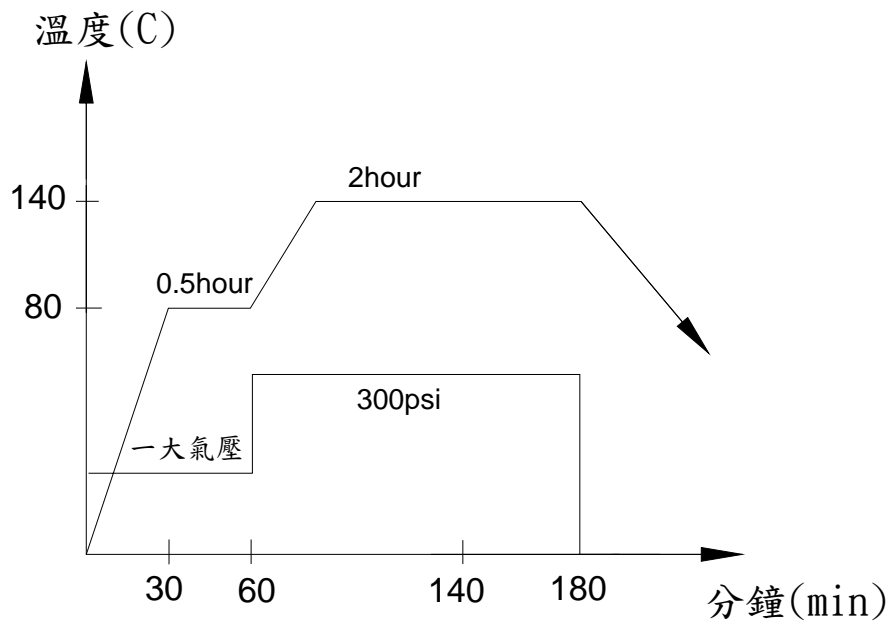


圖 4-3 複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖



圖 4-4 彈性泡綿懸邊



圖 4-5 複材懸臂

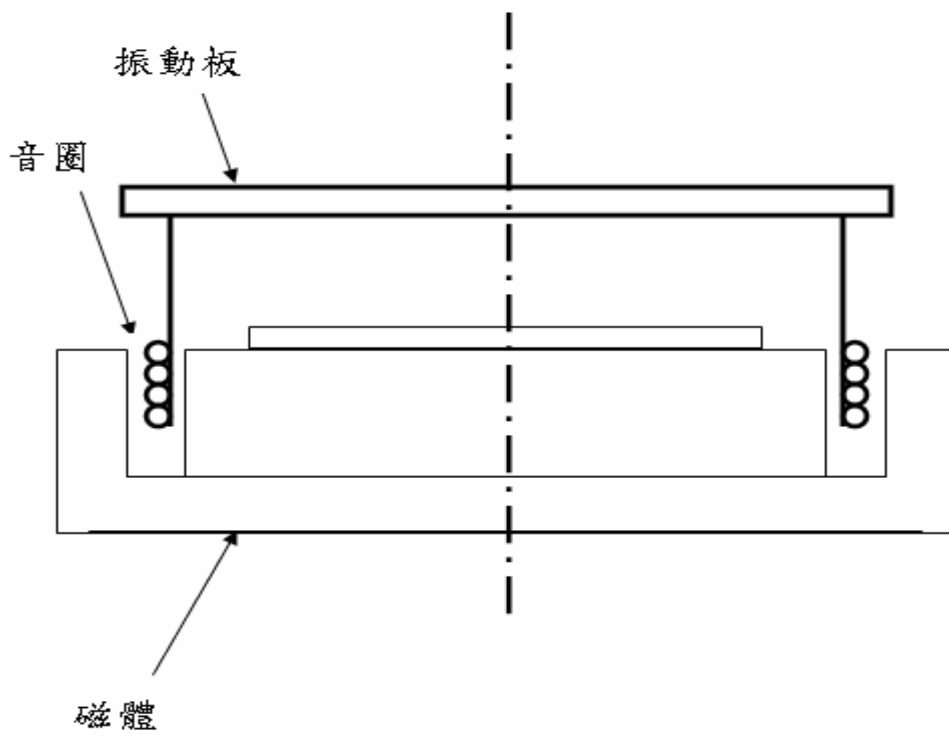


圖 4-6 激震器組成剖面圖



圖 4-7 HT-9102 電腦伺服控制材料試驗機



圖 4-8 PC 塑膠楊氏數量測圖



圖 4-9 懸邊彈簧常數量測圖



圖 4-10 MLSSA 聲壓頻譜儀



圖 4-11 聲壓實驗架設圖

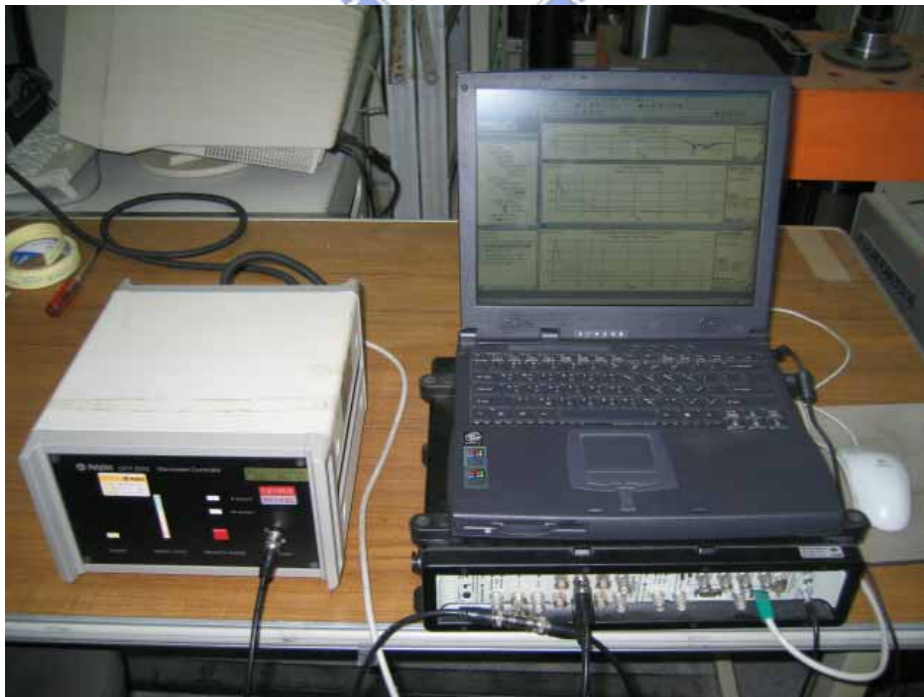


圖 4-12 B&K Pulse 頻譜分析儀



圖 4-13 振動實驗雷射測速儀架設圖



圖 4-14 激震器-音圈與磁鐵組

MLSSA SPO 4WA #000608-4031-4036 for GESTION TAYCAN

Measured Parameters				QC Limits			
Line	Parameter	Value	Units	Nominal	Min	Max	Result
1	RMSE-free	0.24	Ohms	0.24	0.00	0.00	
2	Fs	135.26	Hz	135.26	0.00	0.00	
3	Re	3.52	Ohms[dc]	3.52	0.00	0.00	
4	Res	3.04	Ohms	3.04	0.00	0.00	
5	Qms	10.97		10.97	0.00	0.00	
6	Qes	12.72		12.72	0.00	0.00	
7	Qts	5.89		5.89	0.00	0.00	
8	L1	0.03	mH	0.03	0.00	0.00	
9	L2	0.02	mH	0.02	0.00	0.00	
10	R2	2.46	Ohms	2.46	0.00	0.00	
11	RMSE-load	0.15	Ohms	0.15	0.00	0.00	
12	Vas(Sd)	4.18	liters	4.18	0.00	0.00	
13	Mms	4.29	grams	4.29	0.00	0.00	
14	Cms	323	µM/Newton	322.77	0.00	0.00	
15	B1	1.01	Tesla-M	1.01	0.00	0.00	
16	SPLref(Sd)	65.5	dB[10 ohms]	65.46	0.00	0.00	
17	Rub-index	0.22		0.22	0.00	0.00	

Method: Mass-loaded (8.000 grams) Area (Sd): 96.00 sq cm
DCR mode: Measure (-1.20 ohms) QC file: CLOSED

LIB PARAMETERS: Go Calc Method DCR-mode Area Synth QC Export Z-ref Print dUmp
F1 for Help or ESC to exit MLSSA: Parameters

圖 4-15 激震器參數測定圖



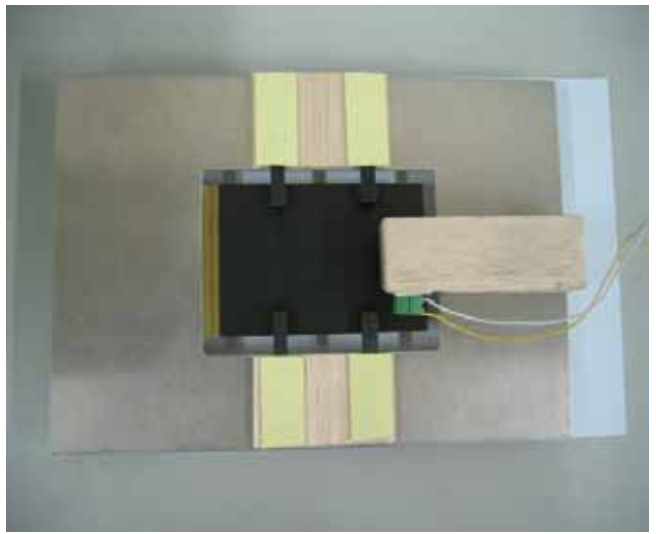
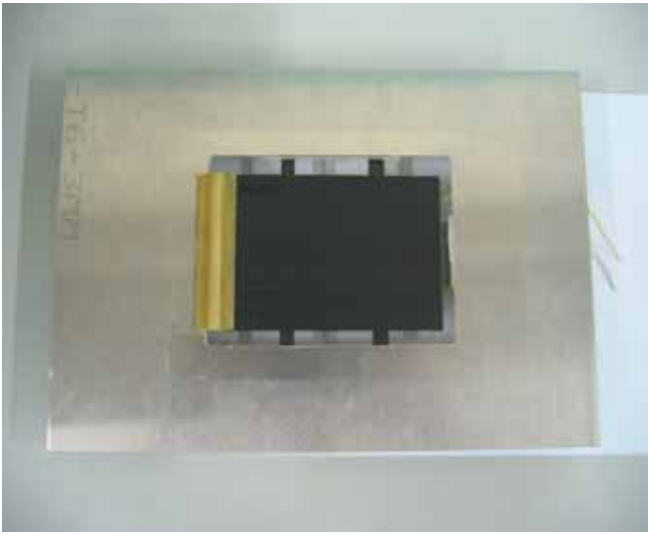


圖 5-1 揚聲器 1 結構圖

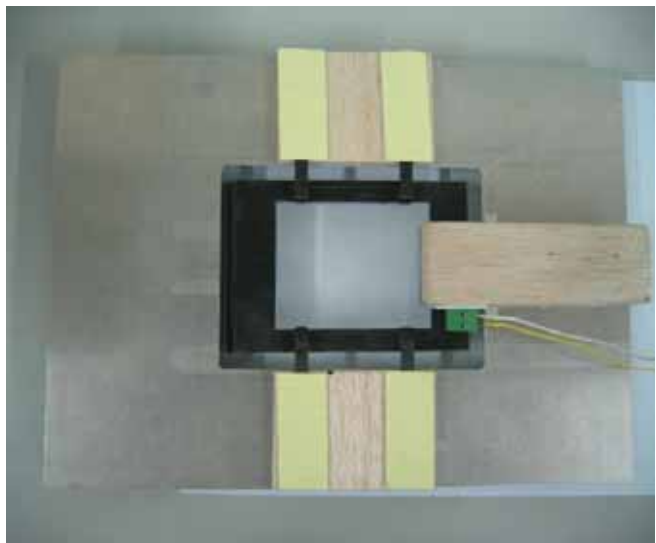


圖 5-2 揚聲器 2 結構圖

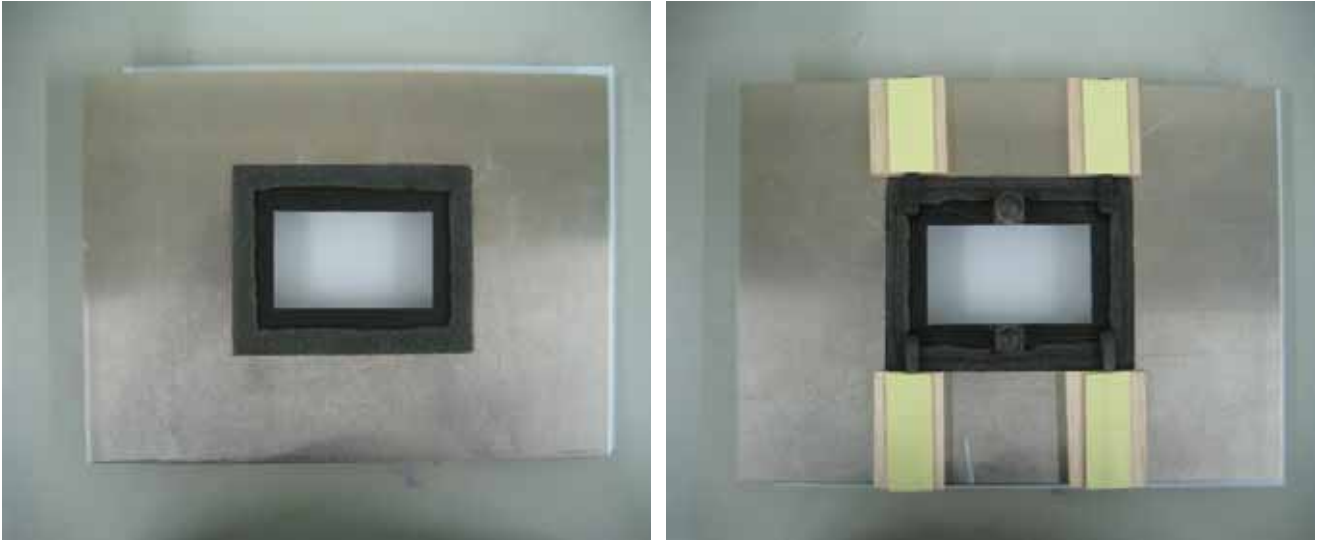


圖 5-3 揚聲器 3 結構圖

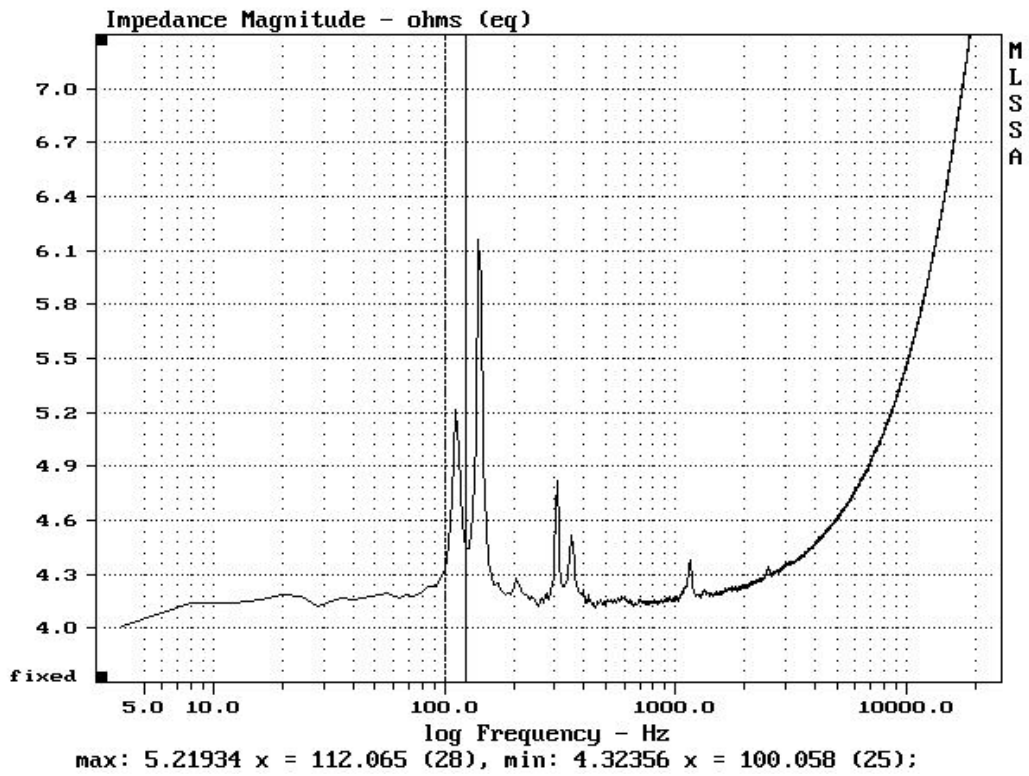


圖 5-4 揚聲器 1 阻抗圖

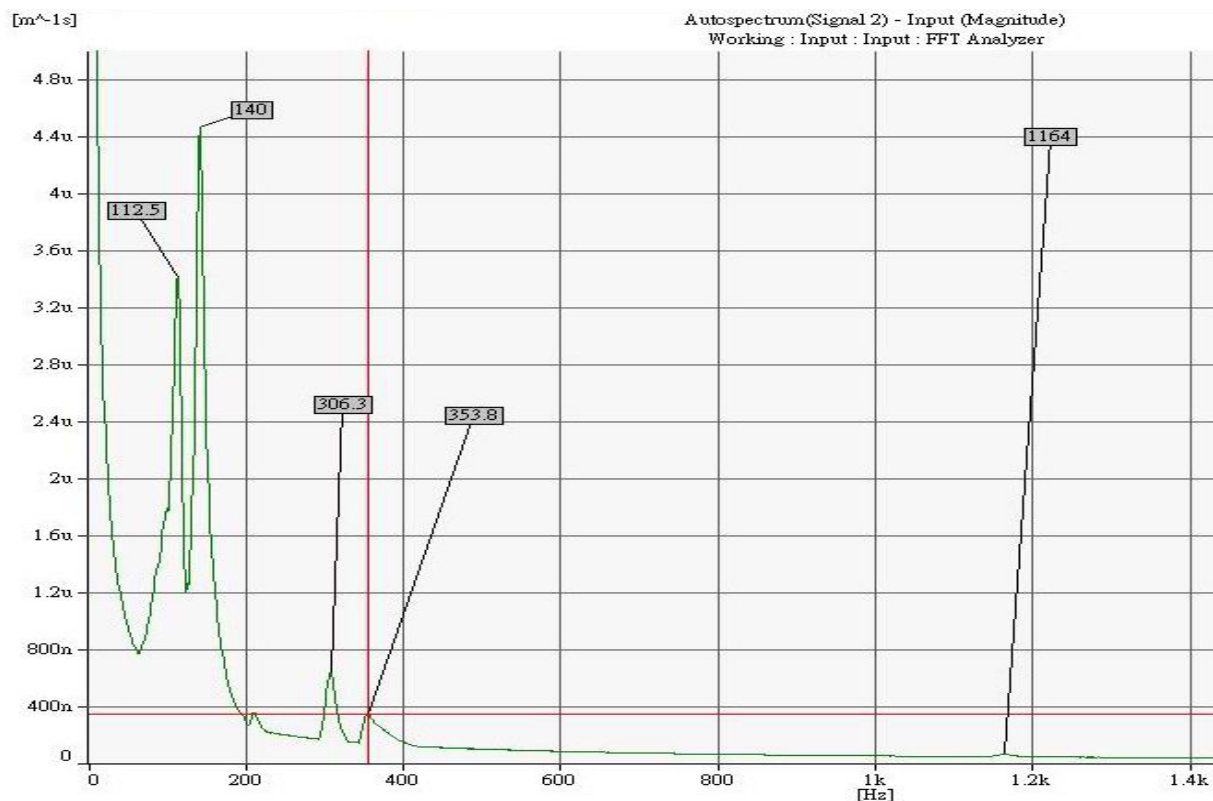


圖 5-5 揚聲器 1 振幅頻譜



Results File: test.rst

Available Data Sets:

Set	Frequency	Load Step	Substep	Cumulative
1	114.49	1	1	1
2	117.07	1	2	2
3	175.16	1	3	3
4	220.30	1	4	4
5	227.95	1	5	5
6	268.25	1	6	6
7	301.38	1	7	7
8	325.45	1	8	8
9	436.42	1	9	9
10	450.86	1	10	10

Read Next Previous

Close Help

圖 5-6 揚聲器 1 ANSYS 分析自然頻率分佈

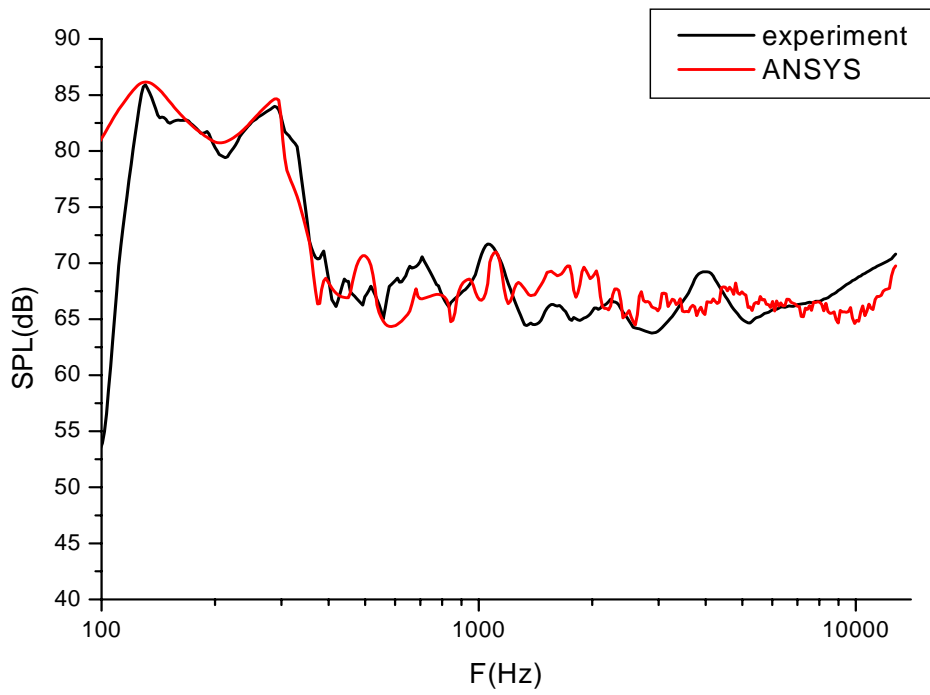
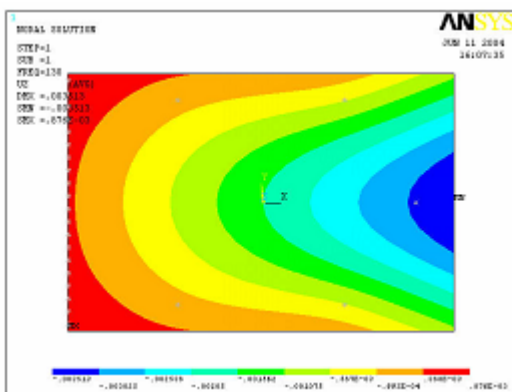
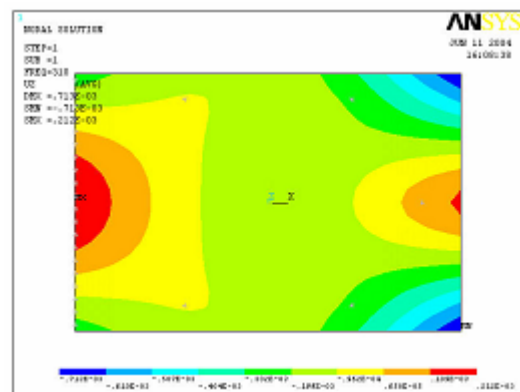


圖 5-7 揚聲器 1 實驗與分析聲壓曲線

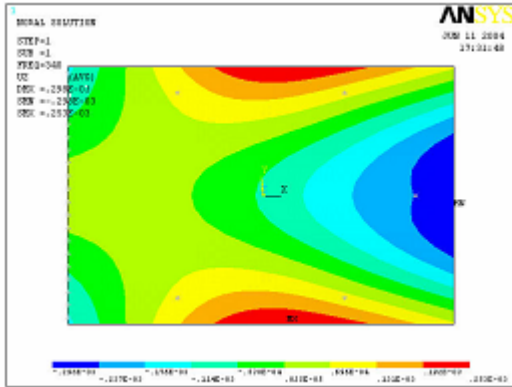


130 Hz

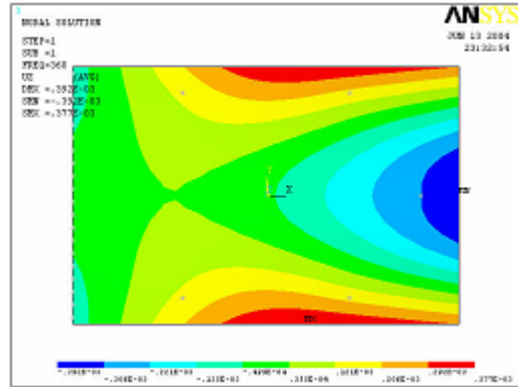


310 Hz

圖 5-8 揚聲器 1 130 Hz 與 310 Hz 振形圖

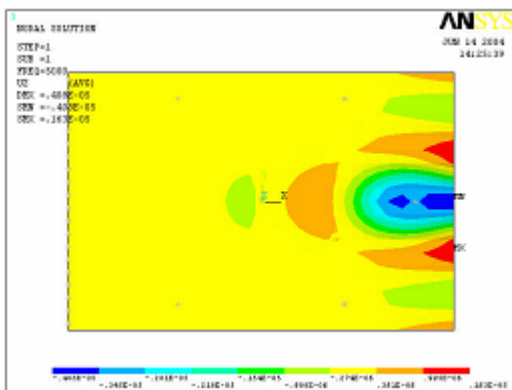


340 Hz

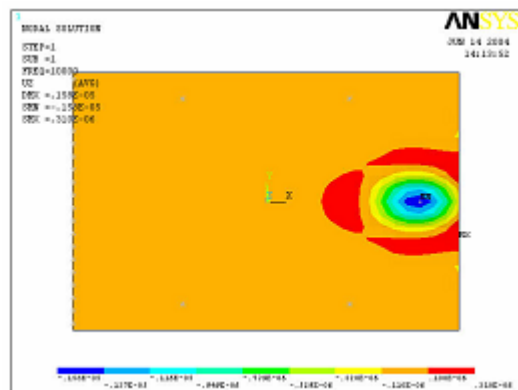


360 Hz

圖 5-9 揚聲器 1 340 Hz 與 360 Hz 振形圖

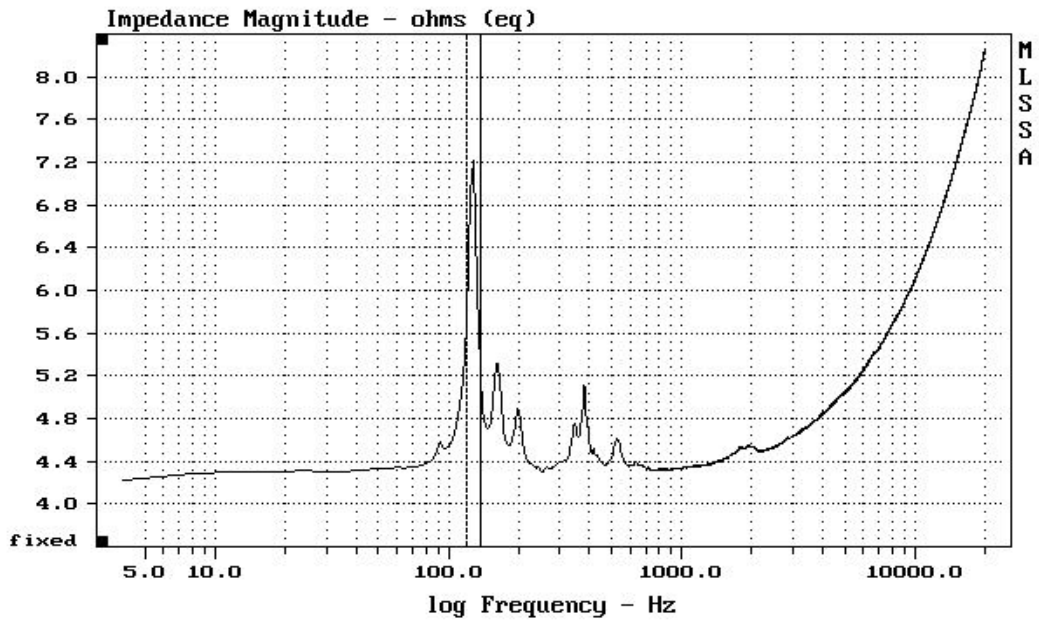


5000 Hz



10000 Hz

圖 5-10 揚聲器 1 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖



max: 7.21905 x = 128.074 (32), min: 5.24734 x = 136.078 (34);

FREQUENCY DOMAIN MENU: Go View Reference Acquisition Setup Transfer Macro QC
 Overlay Calculate Printer DOS Units Library Info Exit
 F1 for Help MLSSA: Frequency Domain

圖 5-11 揚聲器 2 阻抗圖

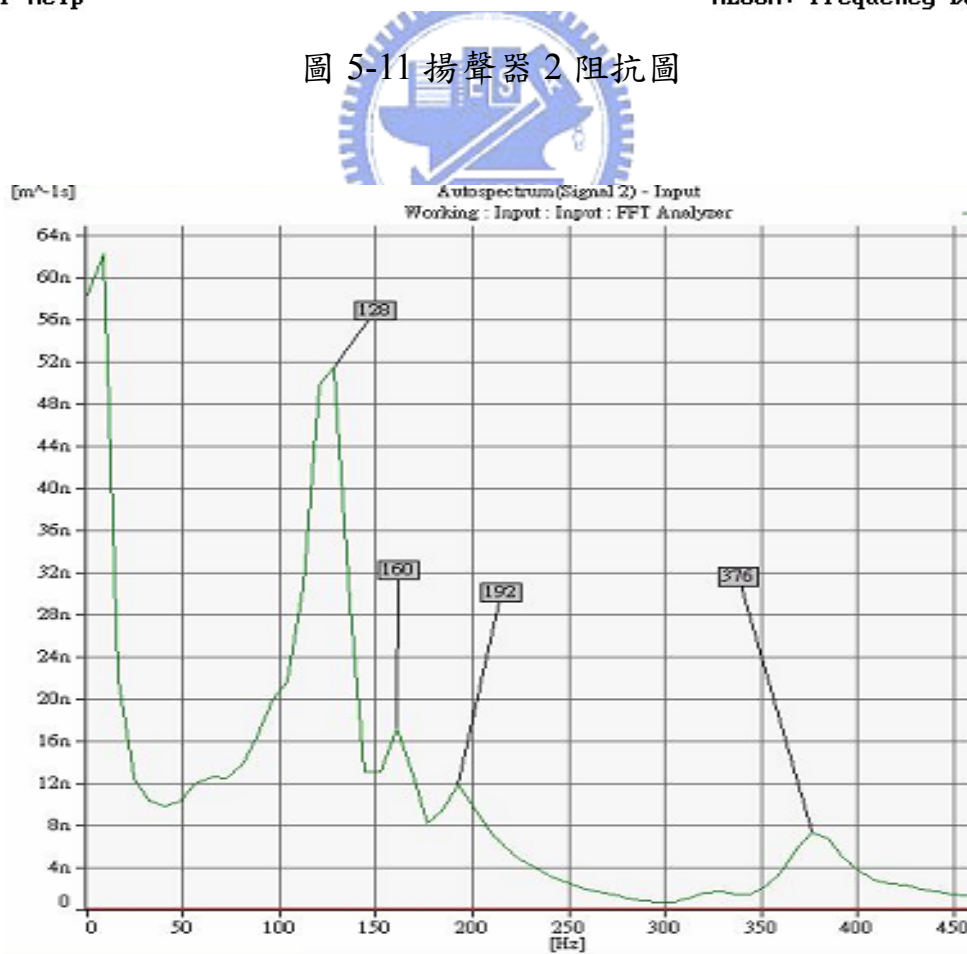


圖 5-12 揚聲器 2 振幅頻譜

Results File: test.rst

Available Data Sets:

Set	Frequency	Load Step	Substep	Cumulative
1	79.333	1	1	1
2	104.04	1	2	2
3	129.37	1	3	3
4	147.72	1	4	4
5	184.40	1	5	5
6	190.50	1	6	6
7	207.98	1	7	7
8	211.70	1	8	8
9	240.27	1	9	9
10	299.64	1	10	10

Read Next Previous

Close Help

圖 5-13 揚聲器 2 ANSYS 分析自然頻率分佈

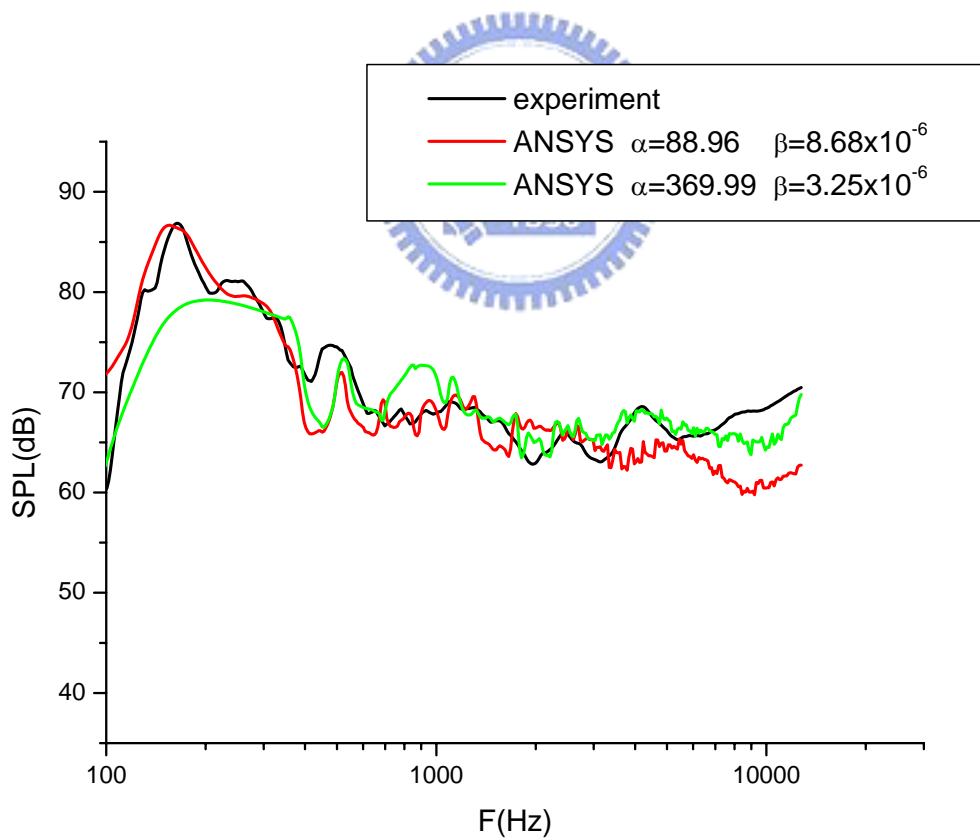


圖 5-14 揚聲器 2 實驗與分析聲壓曲線

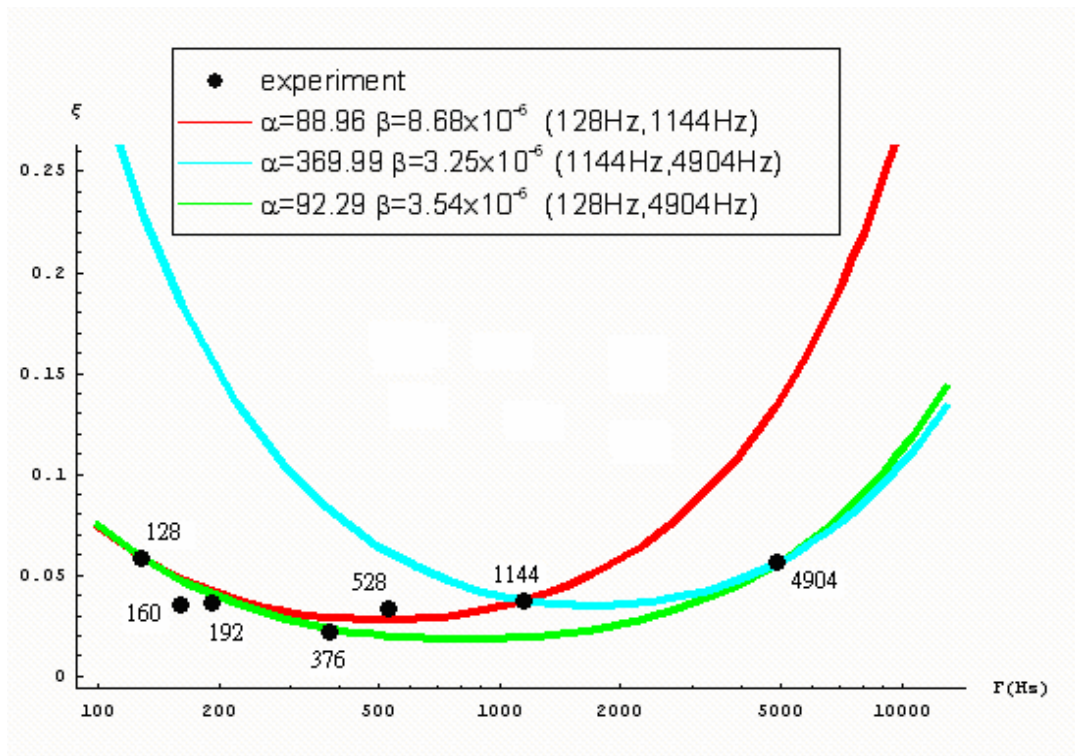


圖 5-15 揚聲器 2 阻尼係數與頻率關係圖

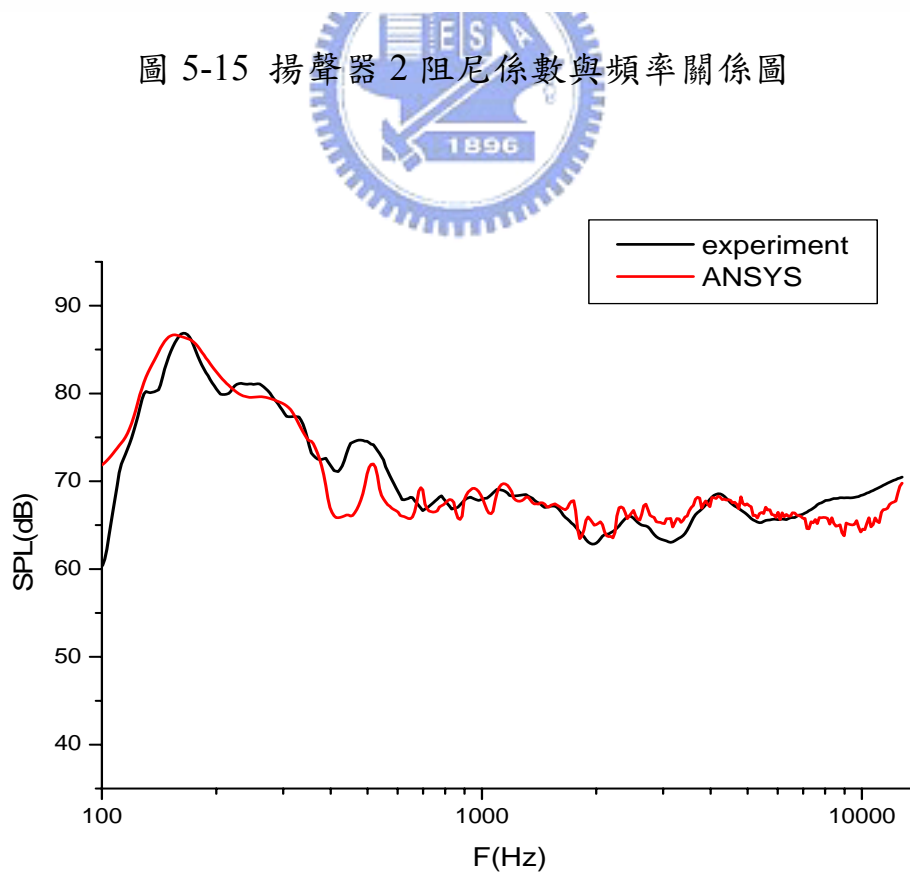
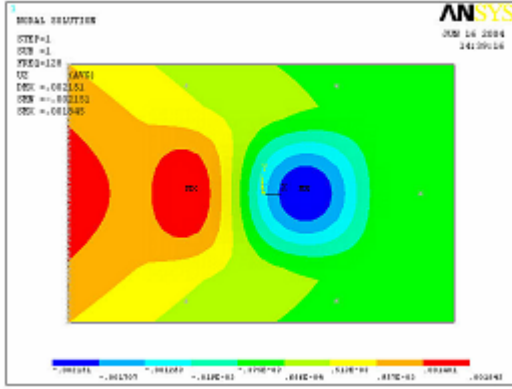
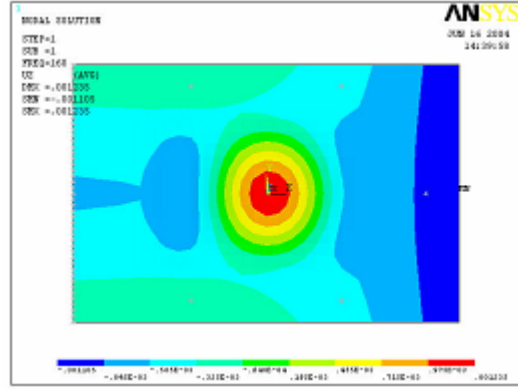


圖 5-16 揚聲器 2 實驗與分析聲壓曲線

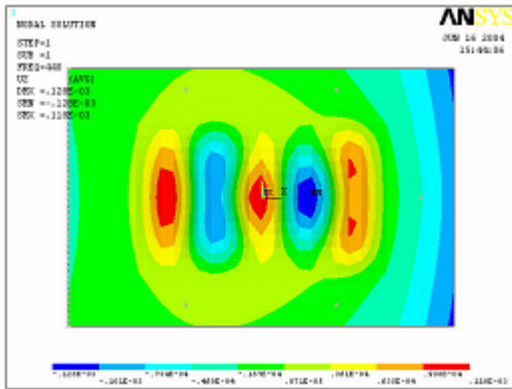


128 Hz

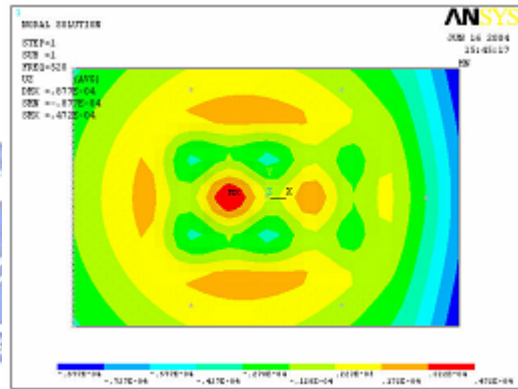


160 Hz

圖 5-17 揚聲器 2 128 Hz 與 160 Hz 振形圖

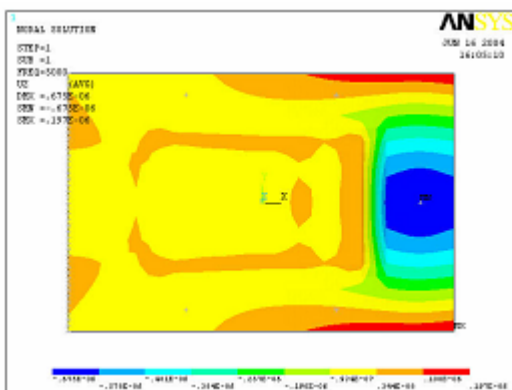


440 Hz

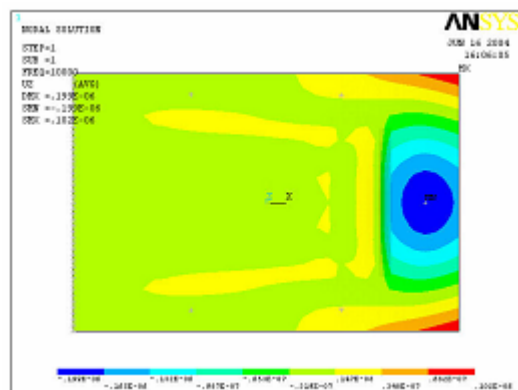


520 Hz

圖 5-18 揚聲器 2 440 Hz 與 520 Hz 振形圖



5000 Hz



10000 Hz

圖 5-19 揚聲器 2 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖

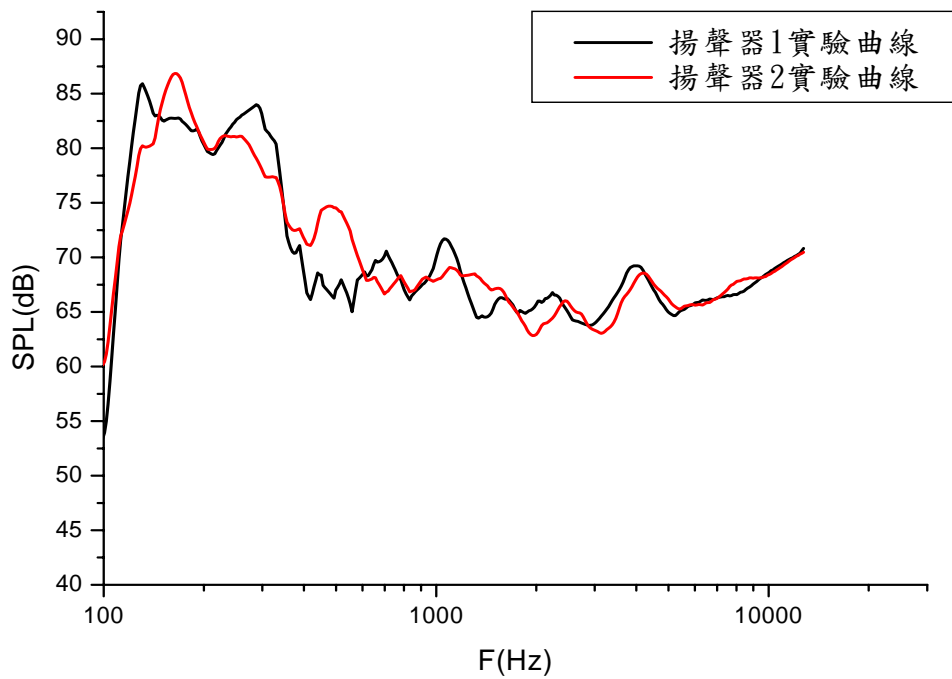
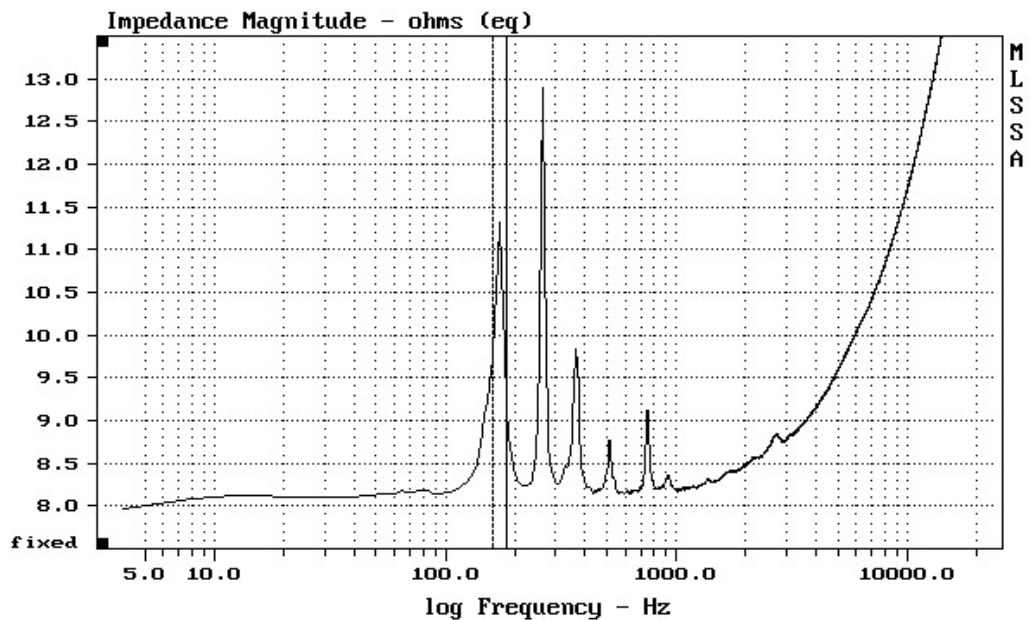


圖 5-20 揚聲器 1 與揚聲器 2 聲壓實驗曲線



max: 11.3209 x = 172.099 (43), min: 9.19261 x = 184.106 (46);

FREQUENCY DOMAIN MENU: Go View Reference Acquisition Setup Transfer Macro QC
 Overlay Calculate Printer DOS Units Library Info Exit
 F1 for Help MLSSA: Frequency Domain

圖 5-21 揚聲器 3 阻抗圖

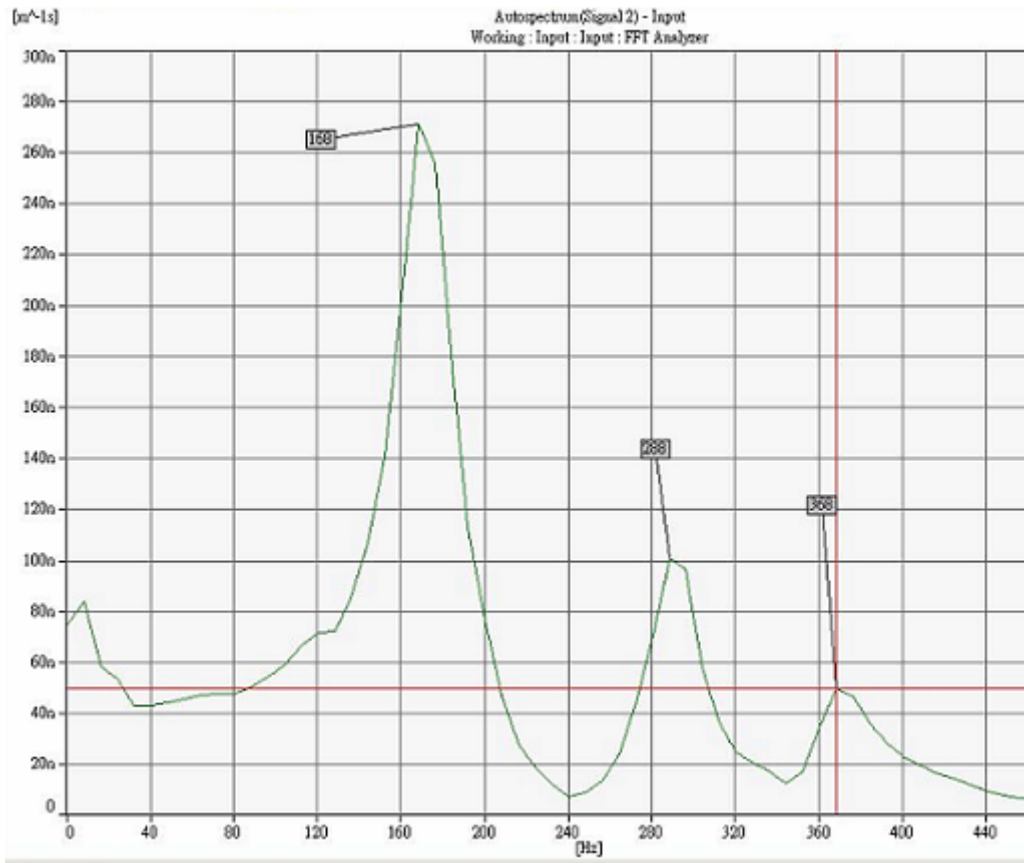


圖 5-22 揚聲器 3 振幅頻譜

Results File: test.rst

Available Data Sets:

Set	Frequency	Load Step	Substep	Cumulative
1	86.158	1	1	1
2	124.10	1	2	2
3	163.69	1	3	3
4	197.02	1	4	4
5	202.98	1	5	5
6	231.45	1	6	6
7	236.15	1	7	7
8	239.55	1	8	8
9	264.18	1	9	9
10	278.98	1	10	10

Read Next Previous

Close Help

圖 5-23 揚聲器 3 ANSYS 分析自然頻率分佈

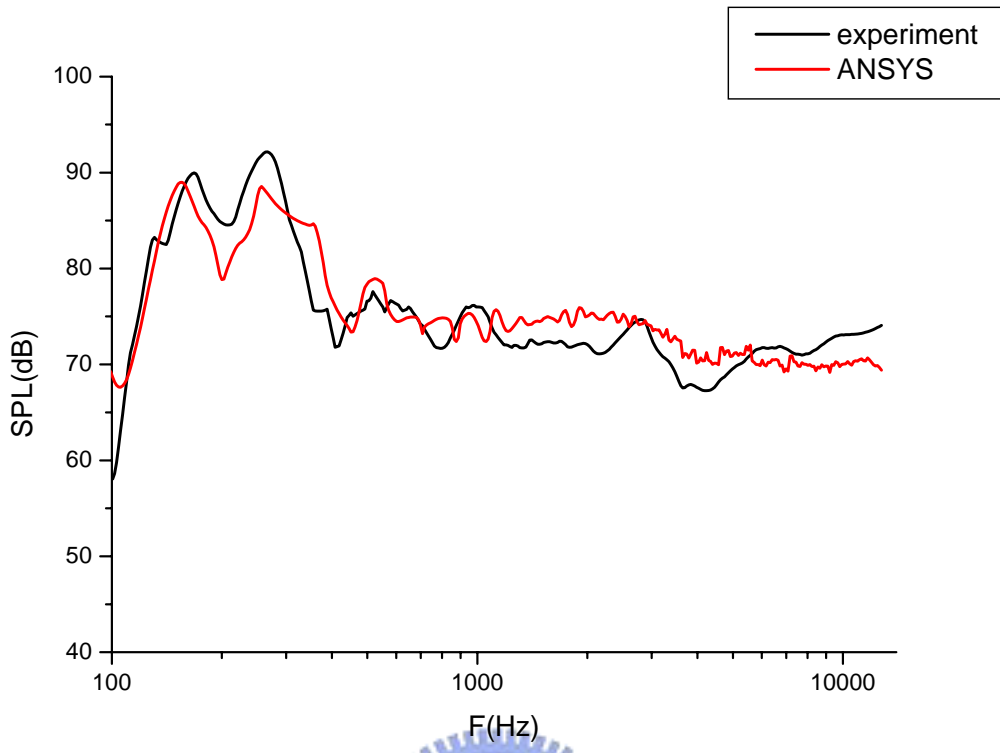
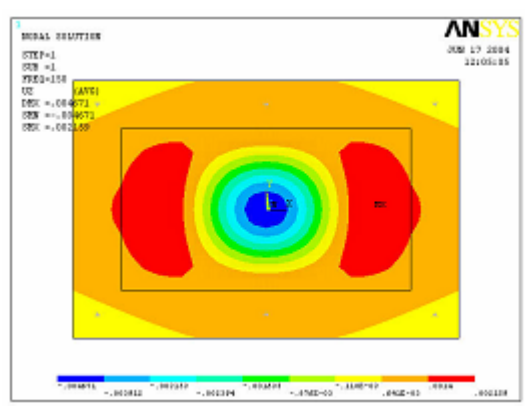
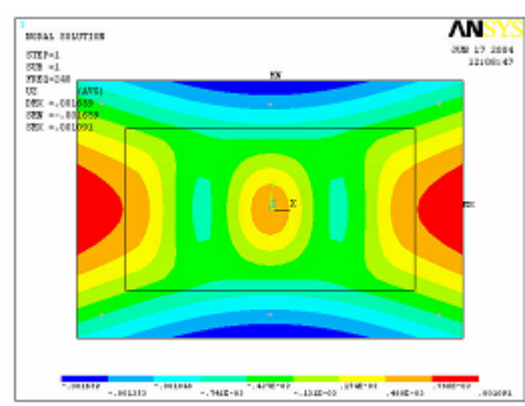


圖 5-24 揚聲器 3 實驗與分析聲壓曲線



150 Hz



240 Hz

圖 5-25 揚聲器 3 150 Hz 與 240 Hz 振形圖

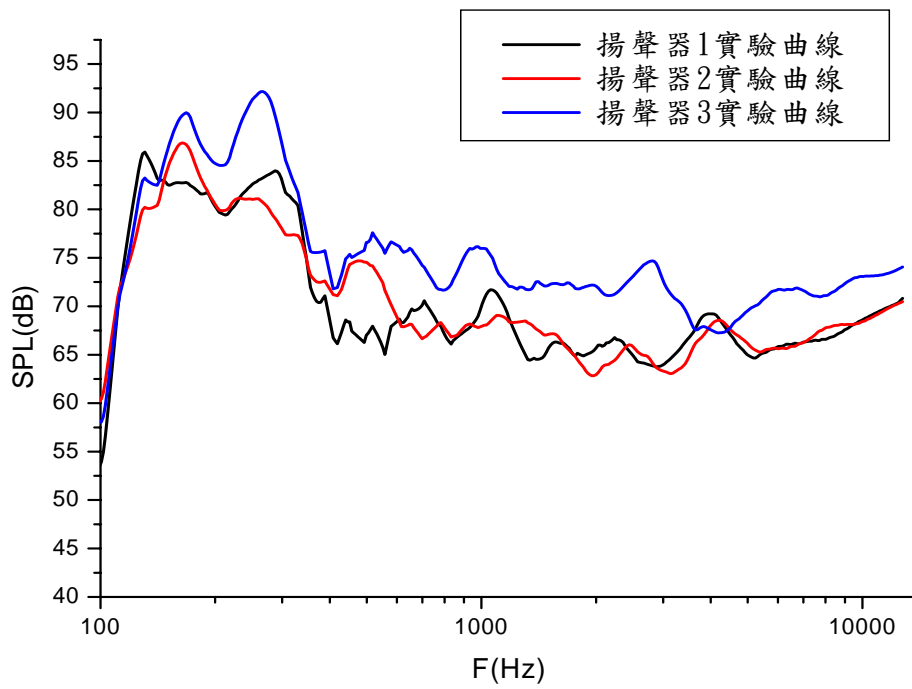


圖 5-26 三組揚聲器聲壓實驗曲線



複材框架

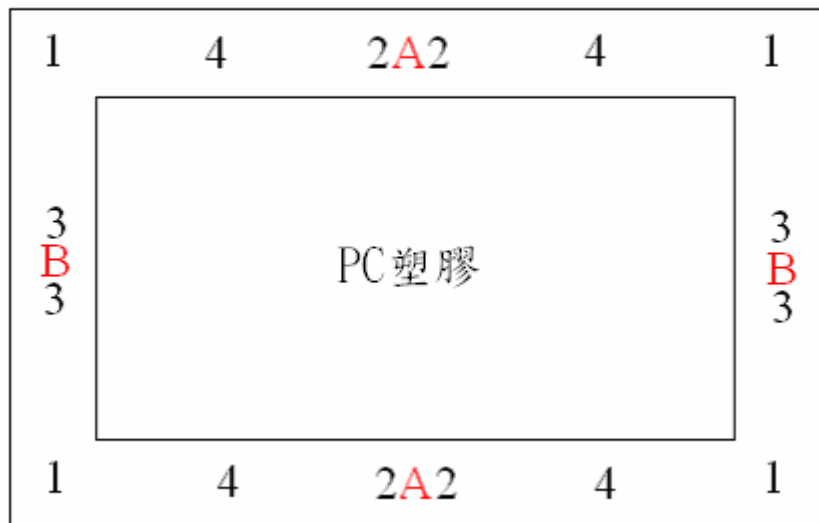


圖 5-27 ANSYS 模型支承與激振位置示意圖

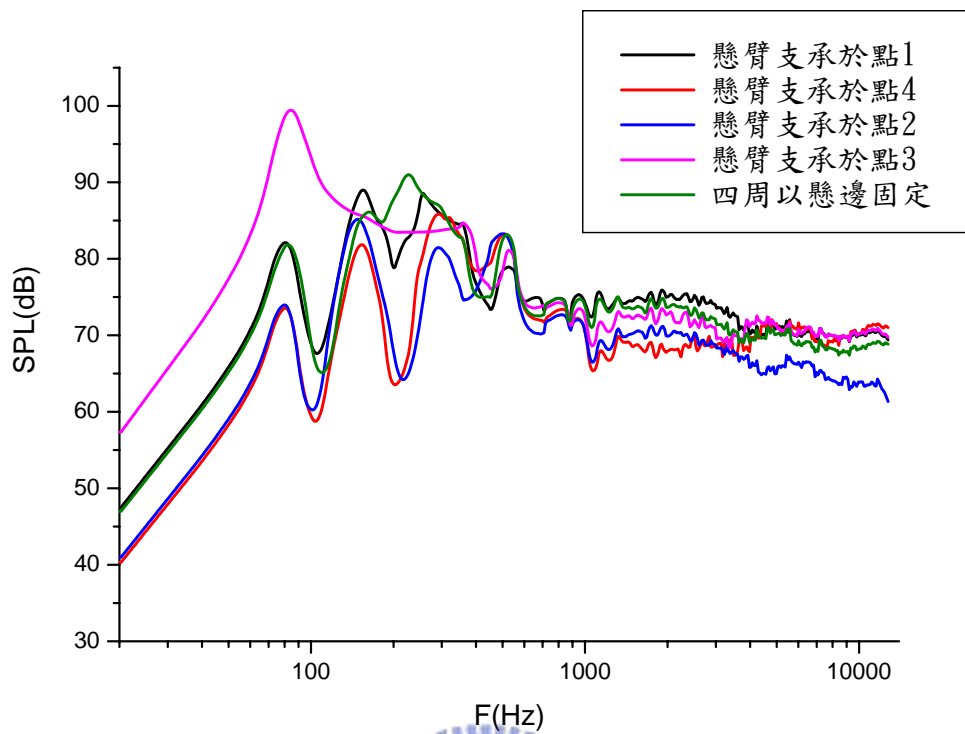
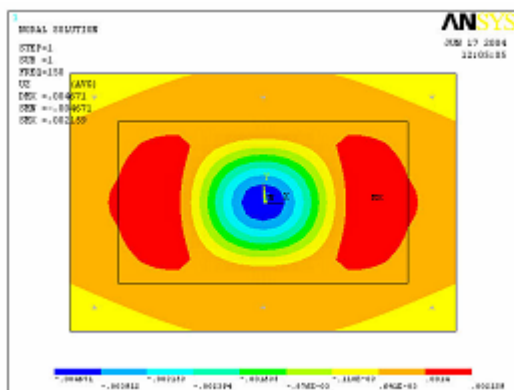
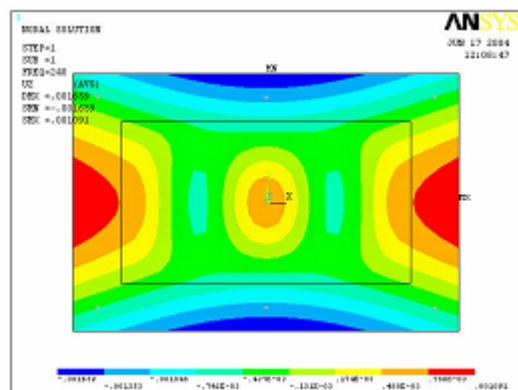


圖 5-28 激振點在 A，不同支承聲壓分析圖

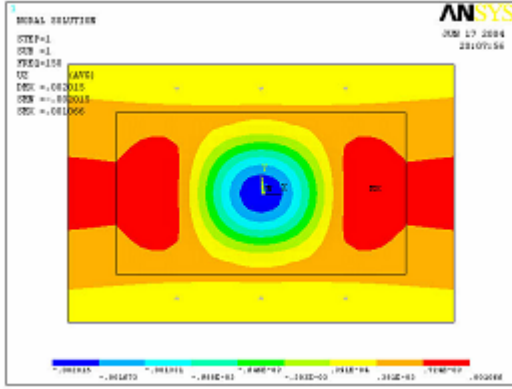


150 Hz

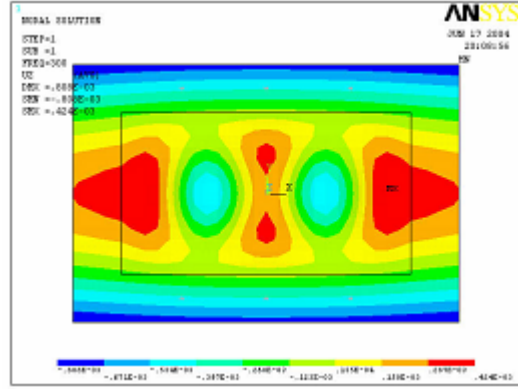


240 Hz

圖 5-29 支承點 1 150 Hz 與 240 Hz 振形圖

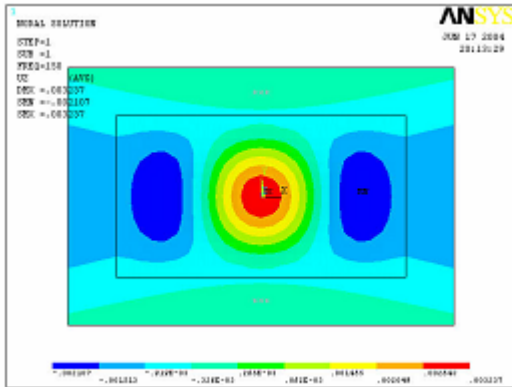


150 Hz

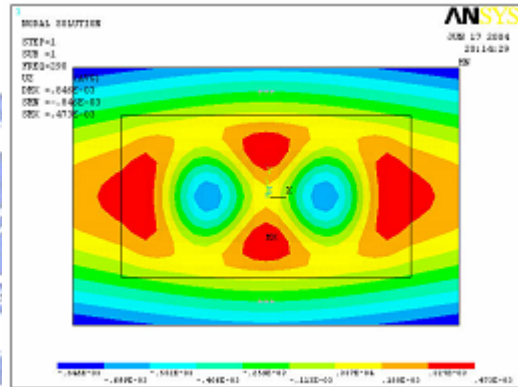


300 Hz

圖 5-30 支承點 4 150 Hz 與 300 Hz 振形圖

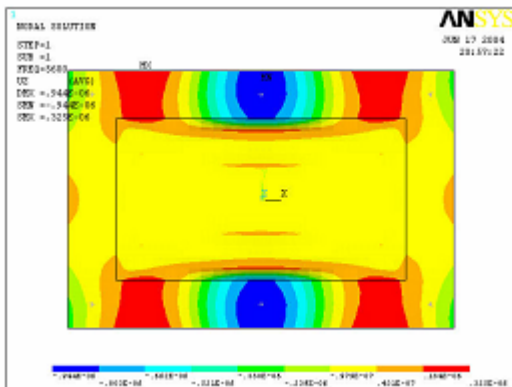


150 Hz

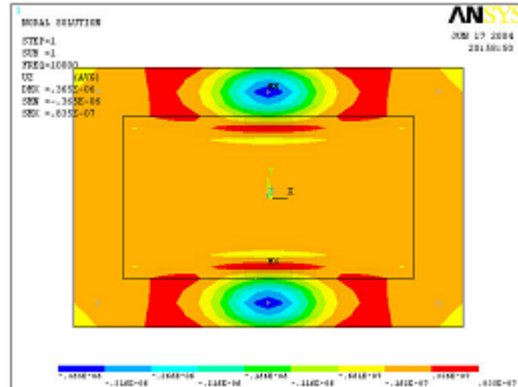


290 Hz

圖 5-31 支承點 2 150 Hz 與 290 Hz 振形圖

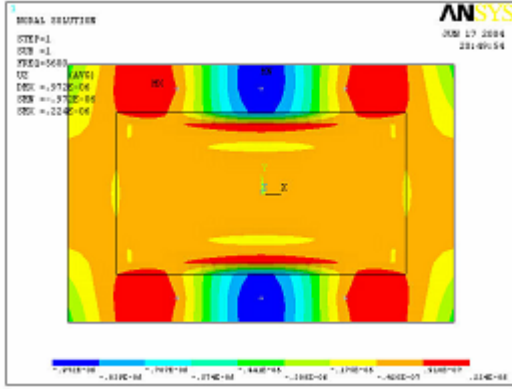


5600 Hz

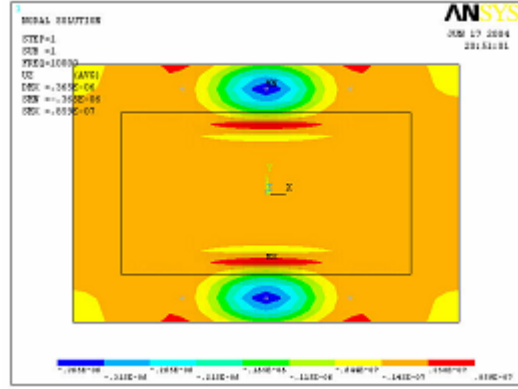


10000 Hz

圖 5-32 支承點 1 5600 Hz 與 10000 Hz 振形圖

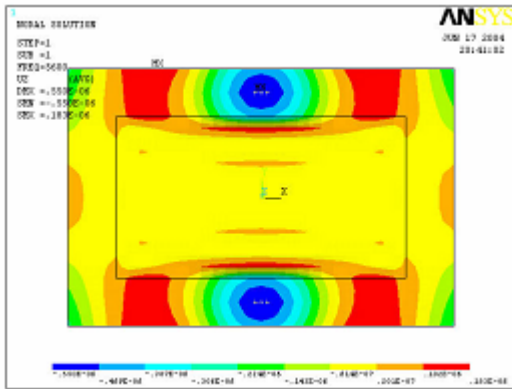


5600 Hz

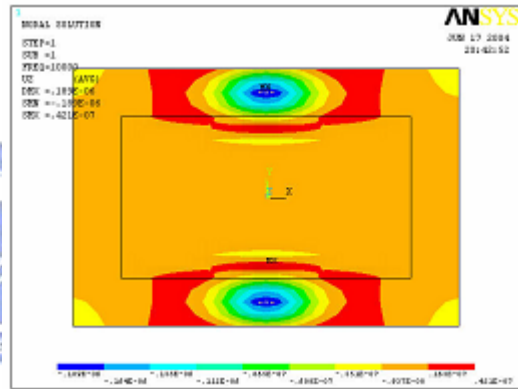


10000 Hz

圖 5-33 支承點 4 5600 Hz 與 10000 Hz 振形圖

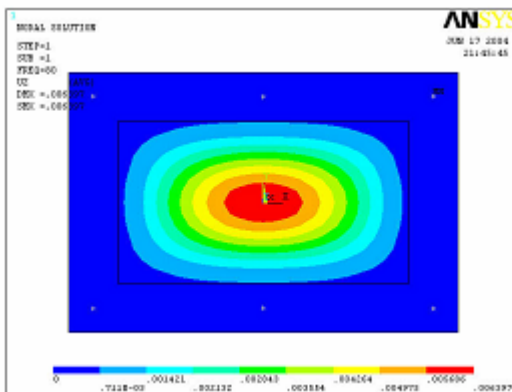


5600 Hz

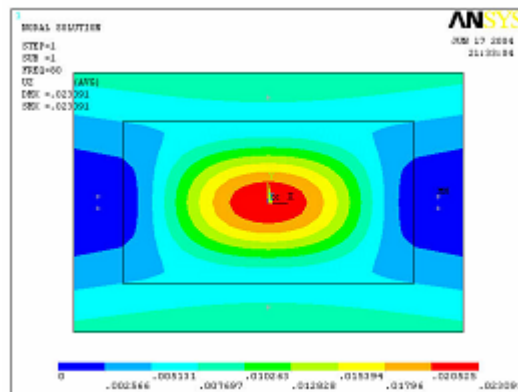


10000 Hz

圖 5-34 支承點 2 5600 Hz 與 10000 Hz 振形圖



支承點 1



支承點 3

圖 5-35 支承點 1 與支承點 3 80 Hz 振形圖

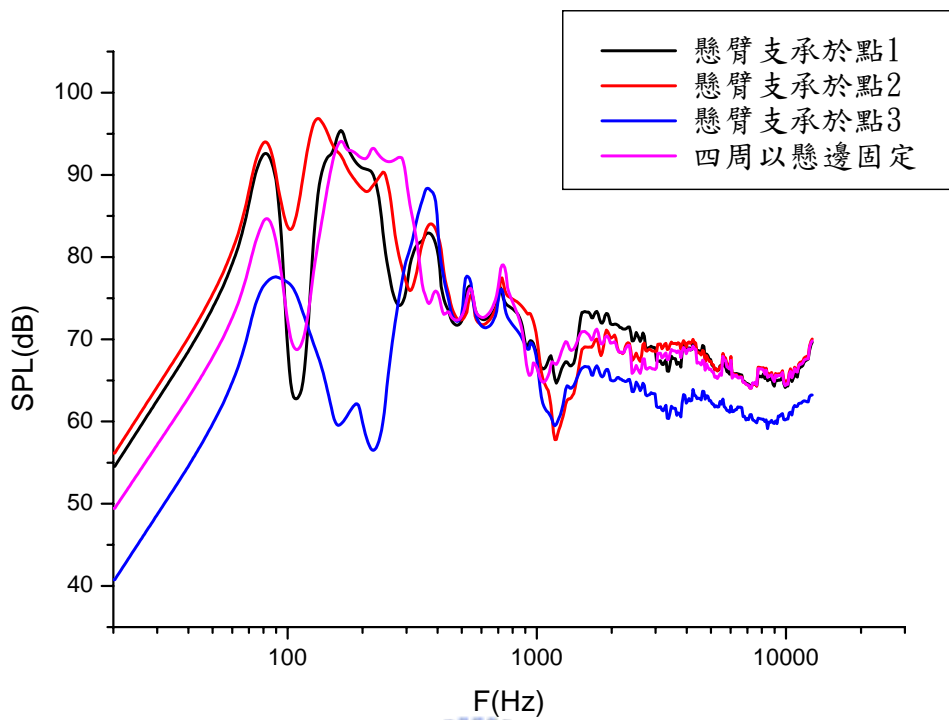


圖 5-36 激振點在 B，不同支承聲壓分析圖

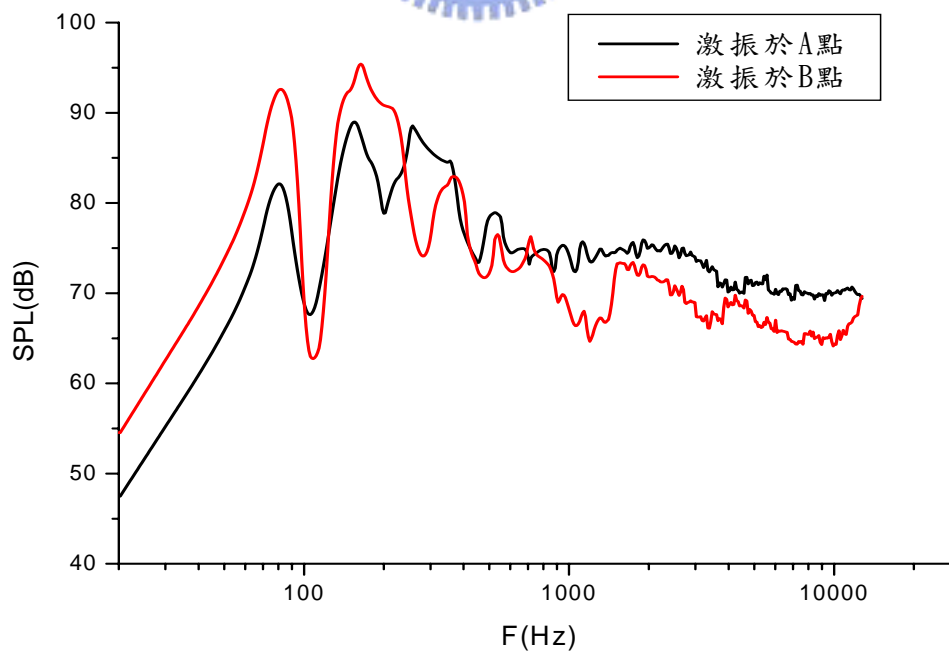
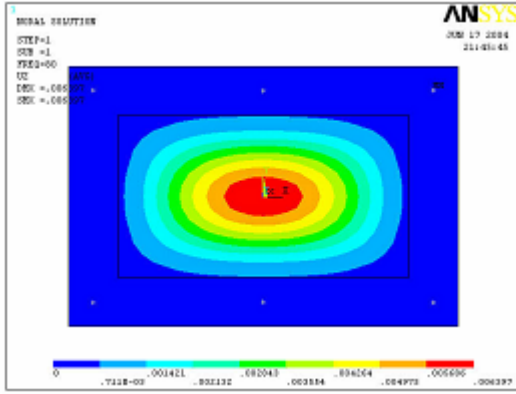
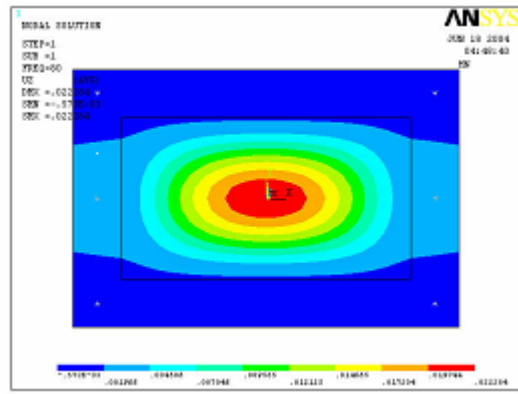


圖 5-37 支承點 1，不同激振位置聲壓分析圖



激振點 A



激振點 B

圖 5-38 激振點 A 與激振點 B 80 Hz 振形圖

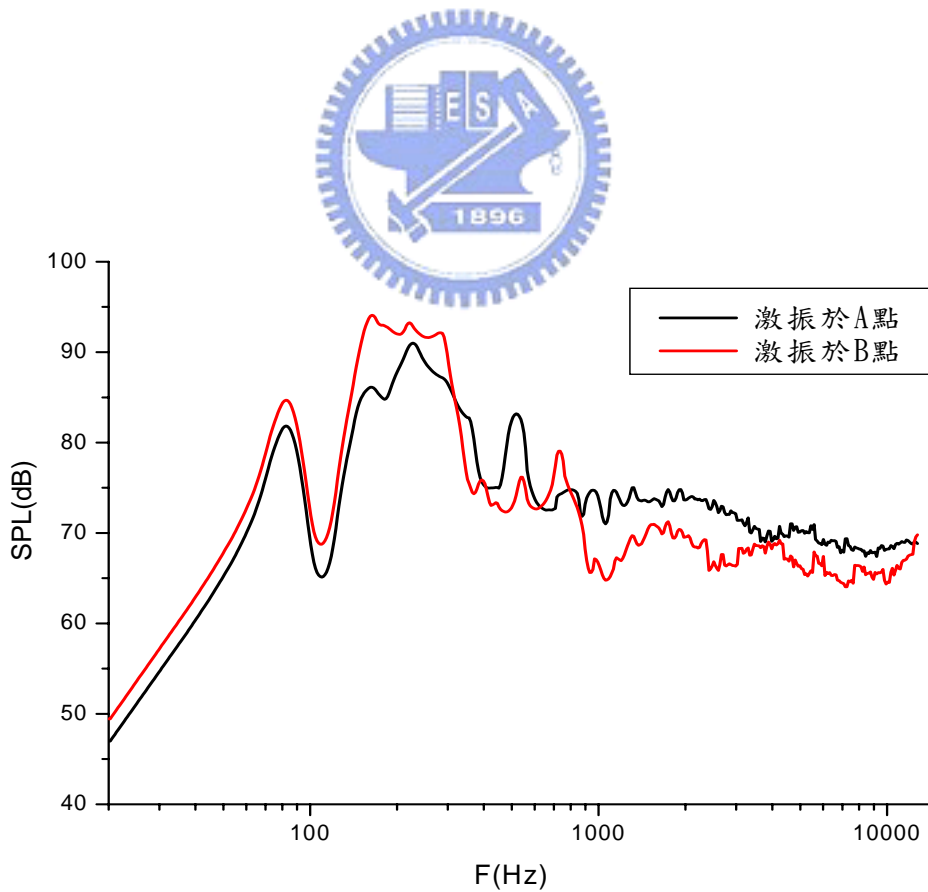


圖 5-39 四周為懸邊固定，不同激振位置聲壓分析圖

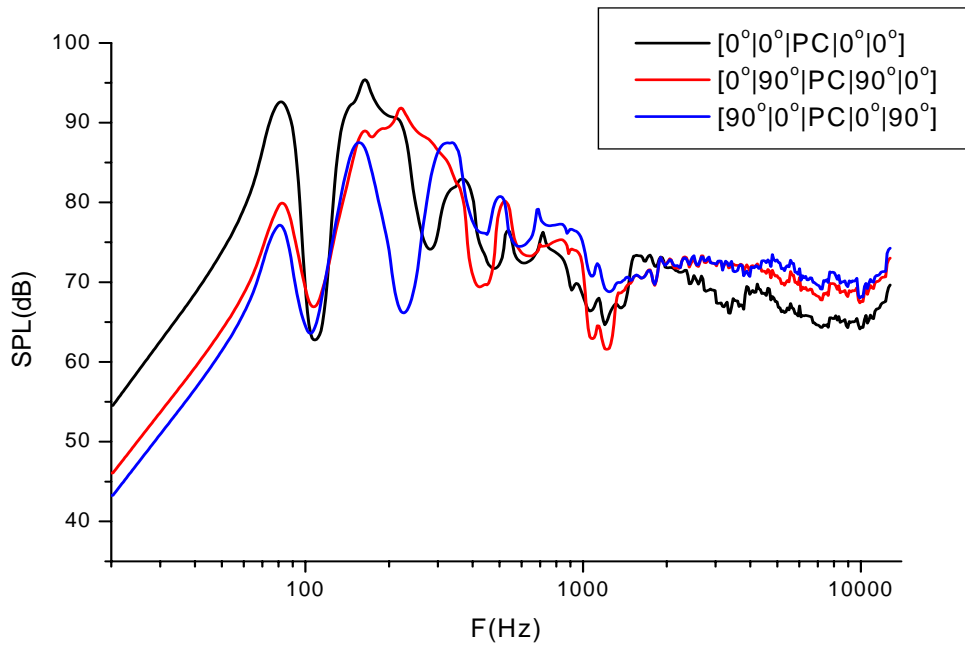
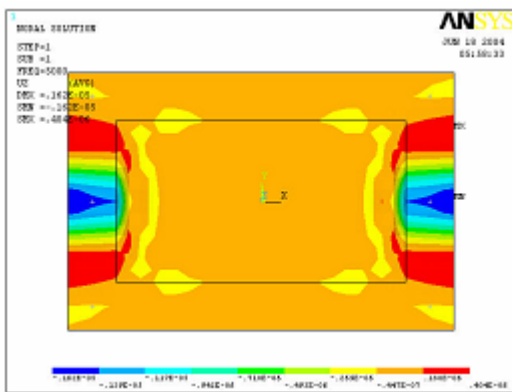
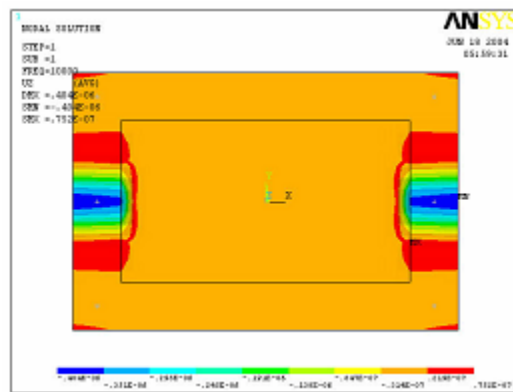


圖 5-40 支承點 1，激振點 B，不同疊層方式聲壓分析圖

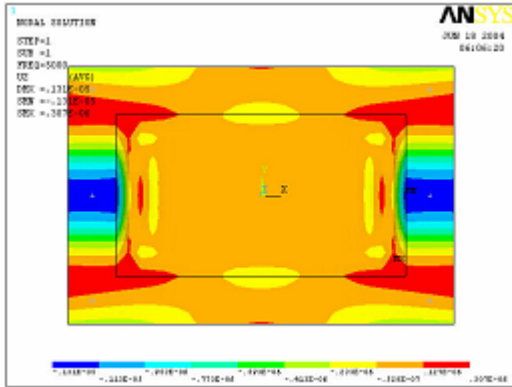


5000 Hz

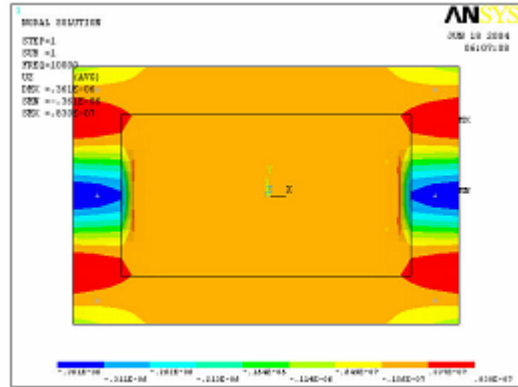


10000 Hz

圖 5-41 [0°|0°|PC|0°|0°] 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖

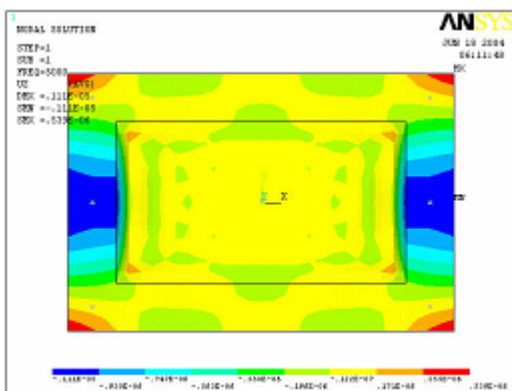


5000 Hz

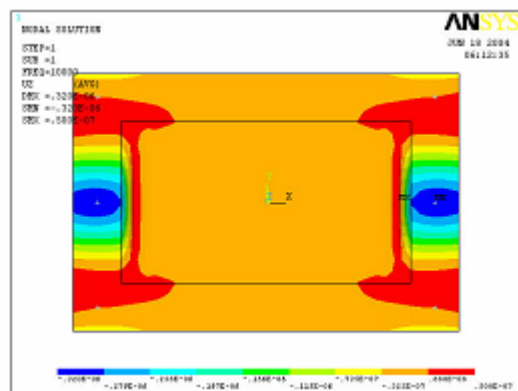


10000 Hz

圖 5-42 $[0^\circ|90^\circ|PC|90^\circ|0^\circ]$ 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖



5000 Hz



10000 Hz

圖 5-43 $[90^\circ|0^\circ|PC|0^\circ|90^\circ]$ 5000 Hz 與 10000 Hz 振形圖

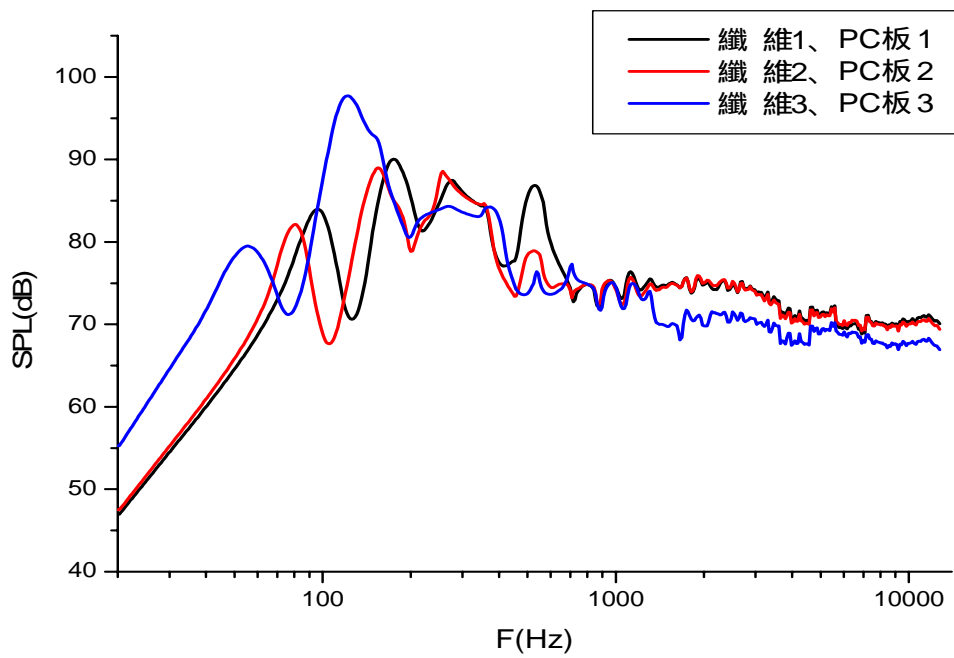
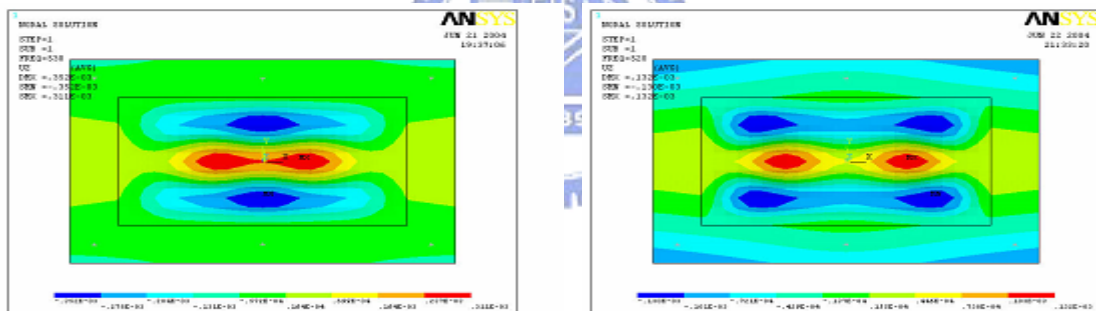
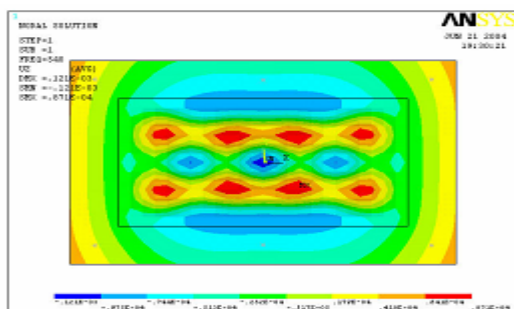


圖 5-44 不同剛性平板聲壓比較



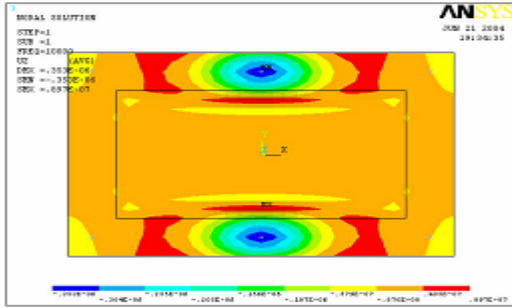
纖維 1、PC 板 1 530 Hz

纖維 2、PC 板 2 520 Hz

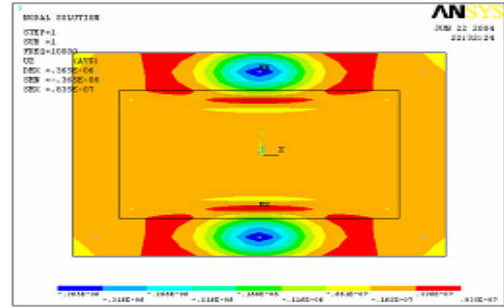


纖維 3、PC 板 3 540 Hz

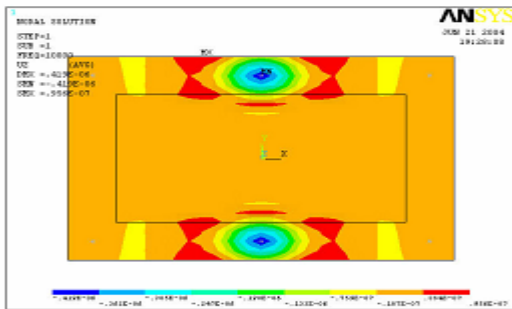
圖 5-45 不同剛性振形比較



纖維 1、PC 板 1



纖維 2、PC 板 2



纖維 3、PC 板 3

圖 5-46 不同剛性平板 10000 Hz 振形

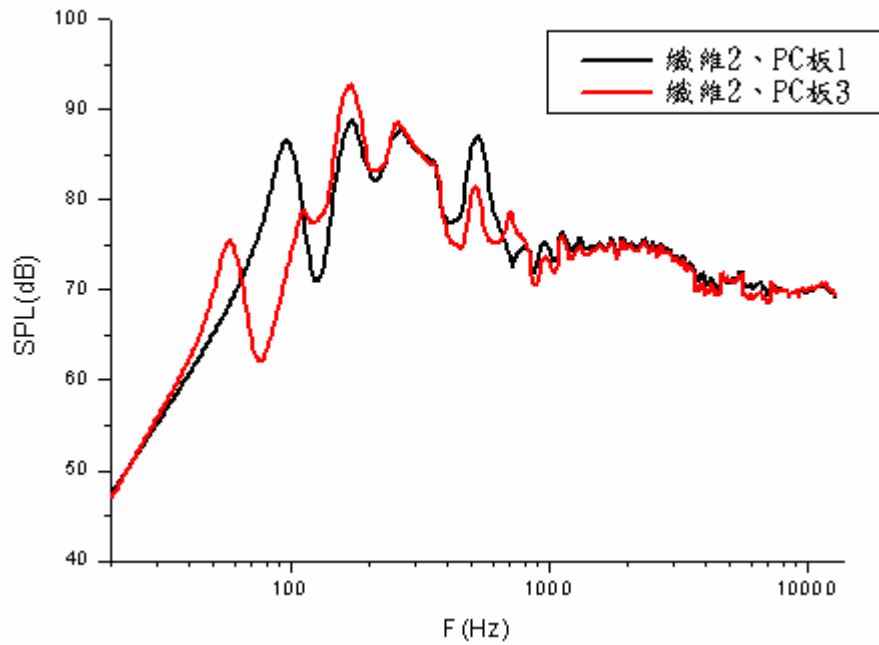


圖 5-47 PC 板不同剛性聲壓比較

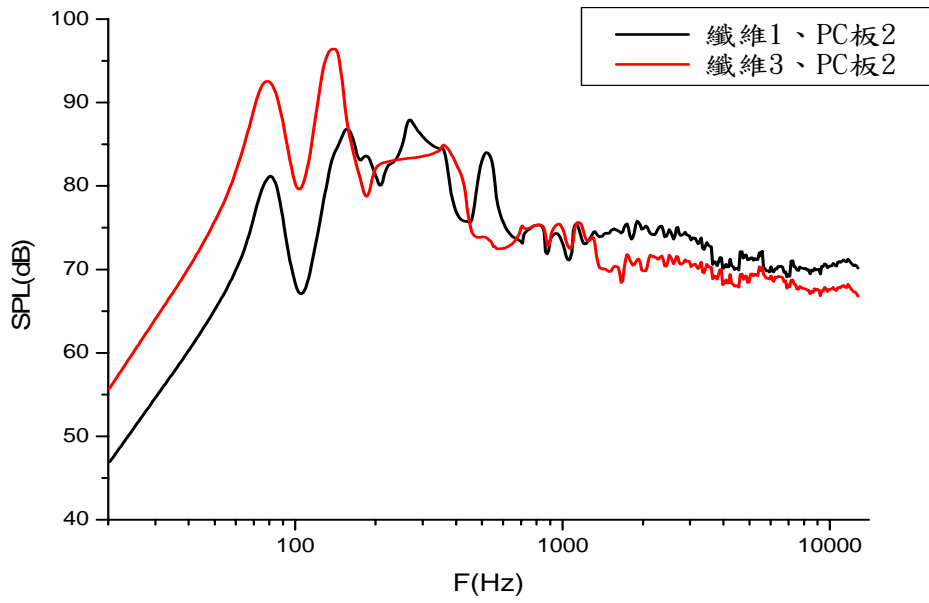


圖 5-48 複材板不同剛性聲壓比較

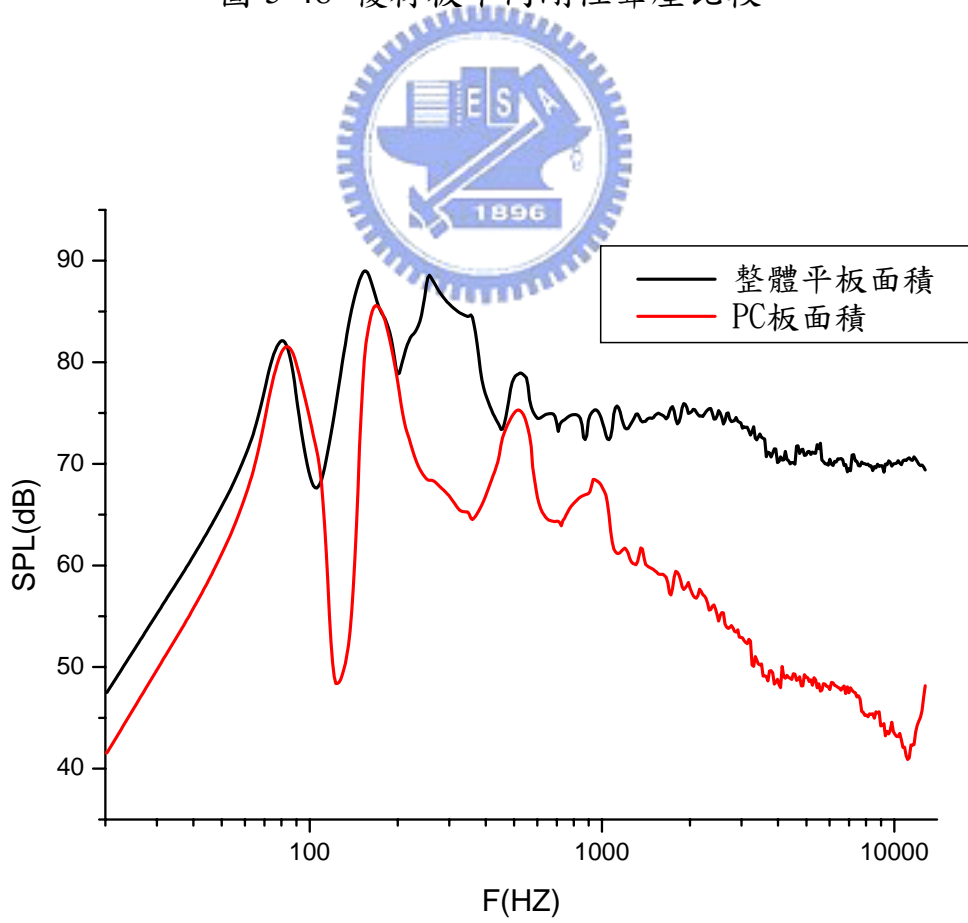


圖 5-49 揚聲器 3，整體平板與 PC 板聲壓比較

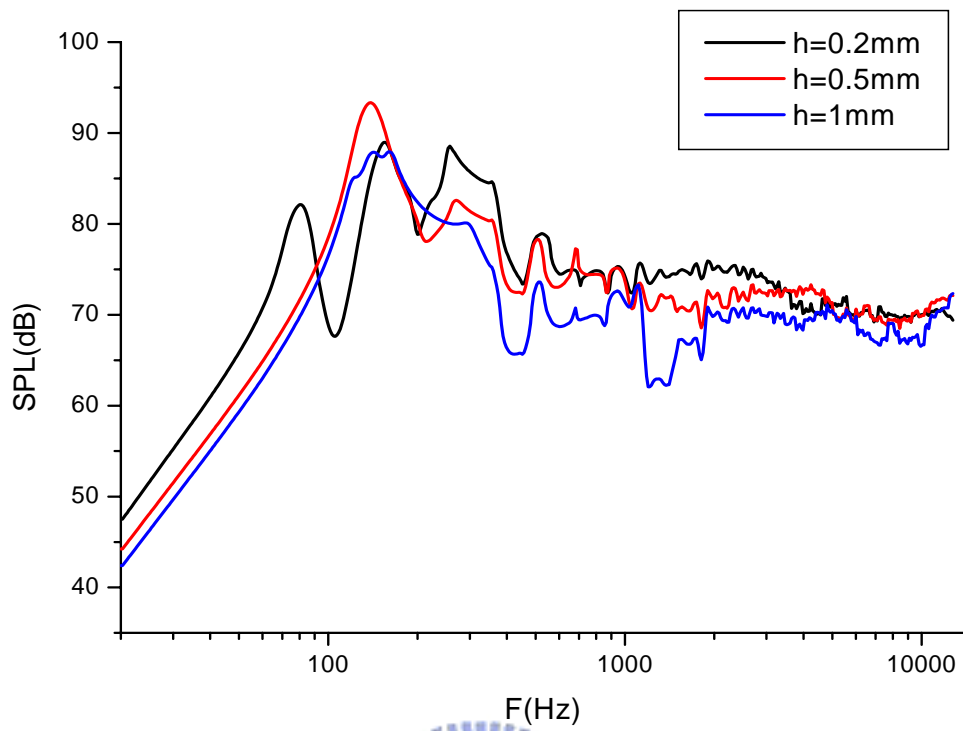


圖 5-50 揚聲器 3，PC 板不同厚度聲壓比較

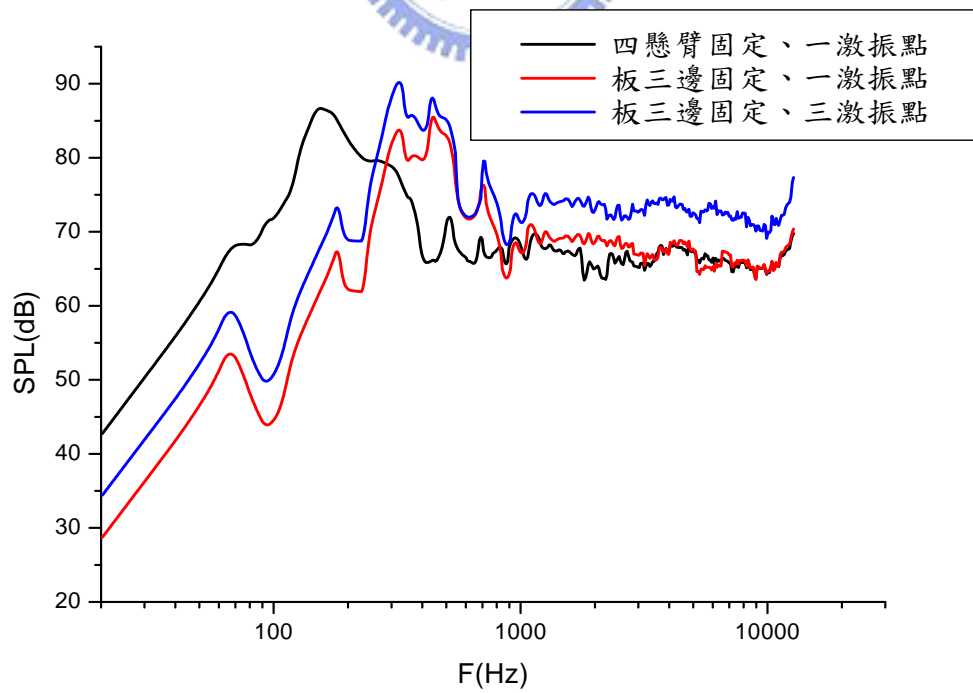


圖 5-51 揚聲器 2，邊界與多點激振聲壓比較