

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

具彈性支承複合材料板受雙激震器激震

之揚聲行為研究

Sound Radiation of Flexibly Supported Composite

Plate Excited by Two Exciters

研究生：劉宏銘

指導教授：金大仁教授

中華民國九十七年七月

具彈性支承複合材料板受雙激震器激震
之揚聲行為研究

Sound Radiation of Flexibly Supported Composite Plate
Excited by Two Exciters

研究生：劉宏銘

Student：Hung-Ming Liu

指導教授：金大仁 教授

Advisor：Tai-Yan Kam



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

July 2008

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十七年七月

具彈性支承複合材料板受雙激震器激震 之揚聲行為研究

研究生：劉宏銘

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學機械工程學系

摘要

本文主要探討平面揚聲器在不同激震器數目下之揚聲行為表現，其中利用有限元素分析軟體 ANSYS 分析揚聲板的振動行為，將分析所得到之振幅與相角代入聲壓公式計算後即可得揚聲板之聲壓曲線，並實際做出平面揚聲器量測其聲壓曲線進行比對，驗證分析模擬之準確性。利用所建立之理論模式分析狹長形揚聲板受單激震器與雙激震器激震時之揚聲行為，探討聲壓曲線中產生急遽聲壓落差之共振模態對聲壓曲線之影響。然後利用最佳化方法之概念，針對不同長寬比之揚聲板，找出雙激震器揚聲系統之最佳激震位置，使聲壓曲線趨於平滑。另找出最佳激震位置與揚聲板長寬比之關係，作為實務上雙激震器平面揚聲器設計之參考。

Sound Radiation of Flexibly Supported Composite Plate Excited by Two Exciters

Student : Hung-Ming Liu

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

ABSTRACT

This thesis studies the sound radiation of flat-panel loudspeakers using different numbers of exciters. The finite element software ANSYS is used to analyze the vibration behavior of the flat panel. Substituting the amplitudes and phase angles obtained in the finite element analysis into the equation of sound pressure, we can determine the sound pressure level (SPL) curve of the panel. Several flat-panel loudspeakers are actually fabricated and tested to verify the suitability of the finite element model. Then based on the finite element model, the sound radiations of long and narrow flat panels excited by a single exciter or two exciters are studied. The effects of the mode shape that can cause large sound pressure drop on SPL curve are discussed. Using the concept of optimization, we have found out the optimal exciting positions for the flat panels with different aspect ratios. The flat-panel loudspeaker system with two exciters located at the optimal positions can produce smoother SPL curve. An empirical relation between the optimal exciting position and the aspect ratio of flat panel has been proposed for designing flat-panel loudspeakers with two exciters.

誌謝

在交大的這兩年碩士求學生涯，承蒙吾師金大仁教授的熱心指導，除了完成學業及論文之外，更學習到正確的處事及求學態度，在此致上無限的感謝與敬意。

感謝家人的支持與鼓勵，讓我順利無憂的完成碩士班學業。還要感謝偉芬學姊、于昇學長、昌毅學長、崧任學長、宗鴻學長、欣翰學長在課業及生活上的種種指導與協助，以及好戰友政霖、志傑、建儒、捷凱的互相勉勵，使我求學過程中不感孤單，另外也要感謝學弟奕樵、致翔、秉達、恩寶、琮鍾在各方面的幫忙，並要感謝所有幫助過我的人，最後僅將本文獻給我的家人、師長與朋友。

宏銘 2008.7 于交大

目錄

| | | |
|-------|---------------------|-----|
| 中文摘要 | | i |
| 英文摘要 | | ii |
| 誌謝 | | iii |
| 目錄 | | iv |
| 表目錄 | | vi |
| 圖目錄 | | vii |
| 第一章 | 緒論..... | 1 |
| 1-1 | 前言..... | 1 |
| 1-2 | 文獻回顧..... | 2 |
| 1-3 | 研究動機與方法..... | 3 |
| 第二章 | 揚聲板的振動分析..... | 6 |
| 2-1 | 一階剪變形平板理論..... | 6 |
| 2-2 | 具部份加勁之複合材料三明治板..... | 7 |
| 2-2.1 | 位移與應變..... | 8 |
| 2-2.2 | 應力與應變關係..... | 11 |
| 2-3 | 揚聲板的彈性支承..... | 13 |
| 2-4 | 應變能與動能..... | 14 |
| 2-5 | 特徵值與特徵向量..... | 15 |
| 2-6 | 受外力的振動系統..... | 15 |
| 2-7 | 聲壓值計算..... | 17 |
| 第三章 | 平面揚聲器之製作及各項實驗..... | 21 |
| 3-1 | 平面揚聲器製作..... | 21 |
| 3-1.1 | 複材揚聲板之製作..... | 21 |
| 3-1.2 | 音圈與激震器之製作..... | 21 |
| 3-1.3 | 懸邊之製作..... | 22 |
| 3-1.4 | 玻纖支承之製作..... | 22 |
| 3-2 | 平面揚聲器之製作..... | 22 |
| 3-3 | 揚聲器各項實驗程序..... | 23 |
| 3-3.1 | 阻尼量測實驗..... | 23 |
| 3-3.2 | 聲壓量測實驗..... | 24 |
| 3-3.3 | 阻抗量測實驗..... | 25 |
| 3-3.4 | 單體參數量測實驗..... | 25 |
| 第四章 | 有限元素分析模擬..... | 26 |
| 4-1 | 揚聲器系統模擬元素之選擇..... | 26 |
| 4-2 | ANSYS 模型建立步驟..... | 28 |

| | | |
|-------|------------------------|----|
| 4-3 | ANSYS 模擬分析中各參數的取得..... | 32 |
| 4-3.1 | 質點元素 mass 21 的參數..... | 32 |
| 4-3.2 | 彈簧元素的參數..... | 32 |
| 4-3.3 | 激震力的給定..... | 32 |
| 4-3.4 | 阻尼比的給定..... | 33 |
| 4-4 | 聲壓模擬之驗證..... | 33 |
| 第五章 | 揚聲系統模型之參數設計..... | 35 |
| 5-1 | 彈性支承與懸邊之簡化..... | 35 |
| 5-2 | 音圈之簡化..... | 36 |
| 第六章 | 具不同激震器數目之揚聲系統..... | 38 |
| 6-1 | 最佳化方法..... | 38 |
| 6-2 | 單激震器揚聲系統..... | 40 |
| 6-3 | 中音域聲壓曲線分析..... | 40 |
| 6-4 | 全音域聲壓曲線分析..... | 41 |
| 6-5 | 激震位置與揚聲板長寬比之關係..... | 43 |
| 第七章 | 結論與未來研究方向..... | 45 |
| 7-1 | 結論..... | 45 |
| 7-2 | 未來研究方向..... | 46 |
| 參考文獻 | | 47 |



表目錄

| | | |
|-------|------------------------------|----|
| 表 3-1 | 音圈規格表..... | 50 |
| 表 4-1 | 巴爾沙木之材料常數..... | 51 |
| 表 4-2 | 碳纖預浸材之材料常數..... | 51 |
| 表 4-3 | 玻纖預浸材之材料常數..... | 51 |
| 表 6-1 | 長寬比 6.44 之揚聲板受單激震器激震之結果..... | 52 |
| 表 6-2 | 全音域聲壓分析時所抓取之頻率..... | 52 |
| 表 6-3 | 長寬比 6.44 之揚聲板之最佳激震位置..... | 53 |
| 表 6-4 | 碳纖三明治板在不同長寬比下激震位置最佳化之結果..... | 53 |



圖目錄

| | | |
|--------|--|----|
| 圖 1-1 | 傳統錐盆式揚聲器..... | 54 |
| 圖 1-2 | 平面揚聲器..... | 54 |
| 圖 2-1 | 三明治結構位移場示意圖..... | 55 |
| 圖 2-2 | 複合材料板座標系統..... | 55 |
| 圖 2-3 | 複合材料板沿厚度方向之合力與合力矩..... | 56 |
| 圖 2-4 | 複合材料疊層板示意圖..... | 57 |
| 圖 2-5 | 複合材料板之邊界條件..... | 57 |
| 圖 2-6 | 頻率-位移圖..... | 58 |
| 圖 3-1 | 揚聲器示意圖..... | 58 |
| 圖 3-2 | 揚聲器零件圖..... | 59 |
| 圖 3-3 | 複合材料揚聲板製作及輔助材料疊層順序..... | 59 |
| 圖 3-4 | 熱壓機..... | 60 |
| 圖 3-5 | 複合材料揚聲板之加熱加壓硬化成型製程圖..... | 60 |
| 圖 3-6 | 熱壓完成之複合材料揚聲板..... | 61 |
| 圖 3-7 | 音圈..... | 61 |
| 圖 3-8 | 激震器結構..... | 62 |
| 圖 3-9 | 激震器尺寸圖..... | 62 |
| 圖 3-10 | 懸邊之製作..... | 63 |
| 圖 3-11 | 裁切後之懸邊..... | 63 |
| 圖 3-12 | 切割玻纖支承之刀具..... | 64 |
| 圖 3-13 | 玻纖彈性支承..... | 64 |
| 圖 3-14 | 組裝完成之平面揚聲器..... | 65 |
| 圖 3-15 | 阻尼量測實驗..... | 65 |
| 圖 3-16 | 聲壓量測實驗..... | 66 |
| 圖 3-17 | 由 LMS 量測系統所得之揚聲器各項參數..... | 66 |
| 圖 4-1 | shell91 元素..... | 67 |
| 圖 4-2 | 三明治選項(變形前)..... | 67 |
| 圖 4-3 | 三明治選項(變形後)..... | 68 |
| 圖 4-4 | 完整揚聲系統模型(包括揚聲板、音圈、彈性支承與懸邊) ... | 68 |
| 圖 4-5 | 簡化後之揚聲系統模型(將音圈、彈性支承與懸邊以彈簧元素與質量元素模擬)..... | 69 |
| 圖 4-6 | 圓形激振器的剖面圖..... | 69 |
| 圖 4-7 | ANSYS 模擬與實驗結果之比較..... | 70 |
| 圖 5-1 | 懸邊以彈簧元素模擬之聲壓曲線圖..... | 70 |

| | | |
|--------|---|----|
| 圖 5-2 | 懸邊以彈簧元素及質量元素模擬之聲壓曲線圖..... | 71 |
| 圖 5-3 | 將接腳以彈簧元素模擬之聲壓曲線圖..... | 71 |
| 圖 5-4 | 將接腳以彈簧元素及質量元素模擬之聲壓曲線圖..... | 72 |
| 圖 5-5 | 簡化後與簡化前之模型以及實驗之聲壓曲線比較..... | 72 |
| 圖 6-1 | 雙激震器揚聲板示意圖..... | 73 |
| 圖 6-2 | 純巴爾沙木揚聲板受單激震器激震之聲壓曲線..... | 73 |
| 圖 6-3 | 純巴爾沙木板受單激震器激震時 440Hz 之共振模態..... | 74 |
| 圖 6-4 | 碳纖三明治揚聲板受單激震器激震之聲壓曲線..... | 74 |
| 圖 6-5 | 碳纖三明治板受單激震器激震時 1080Hz 之共振模態..... | 75 |
| 圖 6-6 | 部分加勁揚聲板示意圖..... | 75 |
| 圖 6-7 | 部份加勁揚聲板受單激震器激震之聲壓曲線..... | 76 |
| 圖 6-8 | 部份加勁揚聲板受單激震器激震時 720Hz 之共振模態..... | 76 |
| 圖 6-9 | 碳纖三明治板受雙激震器於節線位置激震之中音域聲壓曲 線與受單激震器激震之聲壓曲線比較..... | 77 |
| 圖 6-10 | 碳纖三明治板受雙激震器激震於 1050Hz 之模態..... | 77 |
| 圖 6-11 | 碳纖三明治板受雙激震器於節線位置激震之聲壓曲線圖... | 78 |
| 圖 6-12 | 碳纖三明治板受雙激震器激震於 4160Hz 之模態..... | 78 |
| 圖 6-13 | 碳纖三明治對整體聲壓曲線平滑之目標函數曲線..... | 79 |
| 圖 6-14 | 碳纖三明治板在激震位置 $x=68\text{mm}$ 之聲壓曲線..... | 79 |
| 圖 6-15 | 激震位置 $x=62\text{mm}$ 與 $x=68\text{mm}$ 之曲線比較..... | 80 |
| 圖 6-16 | 碳纖三明治板激震位置 $x=62\text{mm}$ 分析與實驗結果之比較... | 80 |
| 圖 6-17 | 純巴爾沙木板對整體聲壓曲線平滑之目標函數曲線..... | 81 |
| 圖 6-18 | 純巴爾沙木揚聲板激震位置 $x=60\text{mm}$ 與 $x=70\text{mm}$ 之曲線比 較..... | 81 |
| 圖 6-19 | 純巴爾沙木揚聲板激震位置 $x=60\text{mm}$ 實驗與模擬之比較... | 82 |
| 圖 6-20 | 部分加勁板對整體聲壓曲線平滑之目標函數曲線..... | 82 |
| 圖 6-21 | 部份加勁揚聲板激震位置 $x=50\text{mm}$ 與 $x=56\text{mm}$ 之曲線比較 | 83 |
| 圖 6-22 | 部份加勁揚聲板激震位置 $x=56\text{mm}$ 分析與實驗結果之比較 | 83 |
| 圖 6-23 | 長寬比 8 之碳纖三明治板受單激震器激震之聲壓曲線..... | 84 |
| 圖 6-24 | 長寬比 8 之碳纖三明治板受單激震器激震時在 720Hz 之模 態..... | 84 |
| 圖 6-25 | 長寬比 8 之碳纖三明治板激震位置最佳化之目標函數曲線 | 85 |
| 圖 6-26 | 長寬比 8 之碳纖三明治板激震位置 74mm 與單激震器激震 之聲壓曲線比較..... | 85 |
| 圖 6-27 | 長寬比 4 之碳纖三明治板受單激震器激震之聲壓曲線..... | 86 |
| 圖 6-28 | 長寬比 4 之碳纖三明治板受單激震器激震在 3080Hz 之模態 | 86 |
| 圖 6-29 | 長寬比 4 之碳纖三明治板激震位置最佳化之目標函數曲線 | 87 |

| | | |
|--------|---|----|
| 圖 6-30 | 長寬比 4 之碳纖三明治板激震位置 39mm 與單激震器激震之聲壓曲線比較..... | 87 |
| 圖 6-31 | 長寬比 10 之碳纖三明治板受單激震器激震之聲壓曲線..... | 88 |
| 圖 6-32 | 長寬比 10 之碳纖三明治板受單激震器激震在 480Hz 之模態 | 88 |
| 圖 6-33 | 長寬比 10 之碳纖三明治板激震位置最佳化之目標函數曲線 | 89 |
| 圖 6-34 | 長寬比 10 之碳纖三明治板激震位置 99mm 與單激震器激震之聲壓曲線比較..... | 89 |



第一章 緒論

1-1 前言

複合材料是指以一種材料為基體(matrix)，另一種材料為增強體(reinforcement)組合而成的材料。各種材料在性能上互相取長補短，產生協同效應，使複合材料的綜合性能優於原組成材料而滿足各種不同的要求。由於複合材料具有重量輕、強度高、加工成型方便、彈性優良、耐化學腐蝕和耐候性好等優點，以逐步取代木材及金屬合金，廣泛應用於航太、汽車、電子、建築、運動器材等領域，在近幾年更是急速的發展。其中以纖維強化的複合材料應用較廣，由於在纖維方向有相對於同密度之材料有較高的強度及勁度，所以可透過不同的疊層角度或是疊層方式來設計出質量輕、強度高且變化性大之材料。

一般揚聲器可分為揚聲板與激震器兩主要部份，在揚聲板部份可利用非等向性的複合材料作為面層與低密度材料作為心層製成三明治板，其材料性質在層板與層板之間是不連續的，使得層板在受力狀況之下，應力的分布和變形在層與層之間會有很大的差異，而每一層間的情形也相當不同。而揚聲板在受激震時，會發生共振模態，使得揚聲板產生局部的變形，會產生不同的振幅與相位，因此揚聲板振動時不再是一個剛體運動，若當有反相位振形發生時，會減少推動空氣的體積，因而降低了聲壓，因此揚聲板之變形會對聲壓產生不良的影響。透過改變揚聲板受力的方式，使會

產生不良影響的共振模態往高頻移動，讓聲壓曲線不會在中頻區域產生急遽落差。因此本文將探討不同的激震位置對於揚聲板聲壓表現的影響，並且透過最佳化方法找出適合雙激震器揚聲系統之最佳激震位置，使整體聲壓線趨於平滑。

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 Plate Laminated 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，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，但其計算上複雜許多。因此本文中使用的複合材料揚聲板仍以一階剪變形理論為主，來分析揚聲板之變形行為。

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，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。Mau[8]提出多層一階平板理論，把板沿厚度方向分成許多層，每一層用一個一階剪變形理論來模

擬，並且要滿足層間位移連續的限制條件。O'Connor[9]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[10]與文獻[11]用 Ritz method 來分析矩型板的彎曲和振動。Ghosh [12]則是使用高階的剪變形理論與有限元素法來分析加勁平板。

對於聲學與聲壓計算方面，Morse[13]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式，在 Takeo[14]中引用出有限元素之聲壓方程式，而 Tan[15]中討論了藉由促動器 (actuator) 主動控制對平板之聲場的影響。Nakazono[16]中討論了傳統錐形揚聲器無法克服振膜強度不足之缺點，並且使用了以蜂巢狀結構的鋁箔為心層，面層為石墨的三明治結構揚聲板，改善了振膜強度不足之問題且具有相對於錐形振膜較平滑之聲壓曲線。Moyne[17]中則是討論加勁條對於平板的揚聲行為之影響。Leach[18]中針對揚聲器參數之量測進行了討論。Denli[19]中則是針對三明治平板之心層結構對平板的聲傳之影響。Feng[20]使用多激震力對平板激震，使平板因振動產生之噪音降低。Kim[21]中使用了壓電薄膜材料來作為平板的激震器，並探討多激震力對平板聲傳之影響。Qiao[22]則是討論邊界條件對平板揚聲行為之影響。

1-3 研究動機與方法

傳統的揚聲器(如圖 1-1)主要是藉由振膜的活塞運動推動空氣，以達到揚聲的目的。為了加強振膜的強度，傳統喇叭大多設計成錐形來使振膜在活塞運動下不產生彎曲變形。但是目前用來製作傳統錐形揚聲器所使用的材料還是無法避免振膜由活塞運動轉變成彎曲振動，彎曲振動會對揚聲器的聲壓造成影響，在產生彎曲振動時聲壓會急遽下降，對聲音的重現就造成破壞。因此，傳統的揚聲器大多針對不同音域的振動特性製作出適合的

振膜，一般分為低音、中音及高音喇叭，再利用分音器將不同音域的聲音分配至喇叭，使聲音能夠完美重現。但是目前的消費性電子產品均強調輕、薄、短、小，以不占空間為主，寬厚的錐形傳統揚聲器已漸漸失去競爭力，即將取而代之的便是平面型揚聲器(如圖 1-2)。

在空間受限的條件下，如何設計出更有效率的揚聲器，改善其聲壓(或稱頻率響應)，便成為主要的研究目標。複合材料具有質輕且高強度的特性，恰好符合平面揚聲器揚聲板的設計需求。

揚聲板在受到激震時，在第一個共振頻率 (f_0) 前的振動主要為剛體的活塞運動；大於或等於第一個共振頻頻率後便伴隨著彎曲振動。彎曲振動使揚聲板產生了局部的變形，在不同頻率下的彎曲振動使揚聲板有不一樣的振幅與相位。當反相位的振形發生時，使聲音輸出產生互相抵消的現象，聲壓便產生極大的落差，此現象通常發生於中音域，因此稱之為中音谷。

為了改善中音谷的現象，也就是使聲壓曲線趨於平緩，可以利用複合材料對揚聲板加勁增加其剛性，使產生中音谷的共振模態往高頻區域移動。亦可藉由改變揚聲板的激震位置，透過改變揚聲板的受力狀態，使揚聲板在活塞運動下的彎曲變形減小。由於本文所討論之揚聲板較狹長，透過對揚聲板的加勁並無法有效抑制揚聲板之彎曲變形，因此本文便透過改變揚聲板之激震位置來探討激震位置與聲壓表現之關係。

本文主要的研究方法為透過 ANSYS 有限元素分析軟體建立出揚聲板之模型，為了驗證模型的正確性，先實際做出複合材料揚聲板之平面揚聲器，並且以 LMS 聲壓頻譜儀量測聲壓曲線。接著於 ANSYS 中進行簡諧激震分析，計算出不同激震頻率下揚聲板所有節點之振幅及相位角，輸入由 Fortran 程式所寫成的聲壓公式計算聲壓並繪製出聲壓曲線，再與實驗所量得的曲線相對照，以驗證模型的正確性。

模型正確性得到驗證後，便開始揚聲板在受到雙激震器激震時的分析，在揚聲板尺寸、音圈尺寸固定不變下，透過最佳化方法找出最佳之激震位置，讓揚聲板因受激震產生變形對聲壓造成之不良影響降至最低，使整體雙激震器揚聲系統之聲壓曲線趨於平滑。



第二章 揚聲板的振動分析

本章主要敘述複合材料平板的振動分析，當平板並未作任何加勁時，則使用一階剪變形理論。若揚聲板有作部分加勁時，加勁部份為三明治結構，其截面變形時並不會維持平面，並不符合一階剪變形理論之假設。因此需針對將三明治板分層討論，將各層視為一個平板，且層與層之間之位移是連續的，便可將一階剪變形理論導入各層，進而求出整體之位移場與應力應變關係。

2-1 一階剪變形平板理論

一階剪變形理論 FSDT(The First Order Shear Deformation Theory)為複合材料平板分析的基礎，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：

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

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

$$w = w(x, y, t) \tag{2.1}$$

其應變場如下：

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

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

其中 u 、 v 、 w 分別代表複合材料平板在 x 、 y 、 z 方向之位移量， t 代表時間， u_0 、 v_0 分別代表複合材料平板中間面在 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

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

2-2 具部份加勁之複合材料三明治板

本文所使用之揚聲板除了單純的巴爾沙木外，還有碳纖三明治板與對巴爾沙木作部分加勁之揚聲板。而具加勁部份之面層與夾心層間材料性質差異性很大，而且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沿板厚度方向之位移為一斜率相同的直線。因此在分析時便將三明治結構的面層與心層個別以一個一階剪變形位移場模擬，並考慮每一層與層之間位移的連續性(如圖 2-1)。之後將以此位移場為基礎，分析複合材料三明治

板的自然頻率與模態。

2-2.1 位移與應變

在分析具加勁部份之三明治結構時是分別將複合材料三明治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

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^{(i)} &= \mathbf{u}_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)}\phi_x^{(i)}(x, y) \\ \mathbf{v}^{(i)} &= \mathbf{v}_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)}\phi_y^{(i)}(x, y) \\ \mathbf{w}^{(i)} &= \mathbf{w}_0^{(i)}(x, y) = \mathbf{w}^{(i)}(x, y) \end{aligned} \quad (2.3)$$

$(i = 1, 2, \dots, M)$

其中， $\mathbf{u}^{(i)}$ 、 $\mathbf{v}^{(i)}$ 、 $\mathbf{w}^{(i)}$ 分別為任一層在平板參考座標中 x 、 y 、 z 上之位移分量，而 $\mathbf{u}_0^{(i)}$ 、 $\mathbf{v}_0^{(i)}$ 、 $\mathbf{w}_0^{(i)}$ 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。

本文中揚聲板之三明治結構層數為三層，上下面層為非等向性材料，中心層為等向性材料，依據 2.3 式，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

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^{(1)} &= \mathbf{u}_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)}\phi_x^{(1)}(x, y) \\ \mathbf{v}^{(1)} &= \mathbf{v}_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)}\phi_y^{(1)}(x, y) \\ \mathbf{w}^{(1)} &= \mathbf{w}^{(1)}(x, y) = \mathbf{w}(x, y) \end{aligned} \quad (2.4a)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^{(2)} &= \mathbf{u}_0^{(2)} + z^{(2)}\phi_x^{(2)} = \mathbf{u}_0^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_x^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(2)}\phi_x^{(2)} + z^{(2)}\phi_x^{(2)} \\ \mathbf{v}^{(2)} &= \mathbf{v}_0^{(2)} + z^{(2)}\phi_y^{(2)} = \mathbf{v}_0^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_y^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(2)}\phi_y^{(2)} + z^{(2)}\phi_y^{(2)} \\ \mathbf{w}^{(2)} &= \mathbf{w}(x, y) \end{aligned} \quad (2.4b)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^{(3)} &= \mathbf{u}_0^{(3)} + z^{(3)}\phi_x^{(3)} = \mathbf{u}_0^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_x^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(3)}\phi_x^{(3)} + z^{(3)}\phi_x^{(3)} \\ \mathbf{v}^{(3)} &= \mathbf{v}_0^{(3)} + z^{(3)}\phi_y^{(3)} = \mathbf{v}_0^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_y^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(3)}\phi_y^{(3)} + z^{(3)}\phi_y^{(3)} \\ \mathbf{w}^{(3)} &= \mathbf{w}(x, y) \end{aligned} \quad (2.4c)$$

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：

$$[\varepsilon] = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial y} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial v^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad i=1,2,3 \quad (2.5)$$

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 $u_0^{(i)}(x, y) = 0$ 及 $v_0^{(i)}(x, y) = 0$ ，並將2.4式代入2.5式，可得到應變張量 $[\varepsilon]$ ：

$$[\varepsilon^{(i)}] = \begin{Bmatrix} z^{(i)} \frac{\partial \phi_x^{(i)}}{\partial x} \\ z^{(i)} \frac{\partial \phi_y^{(i)}}{\partial y} \\ z^{(i)} \frac{\partial \phi_x^{(i)}}{\partial y} + z^{(i)} \frac{\partial \phi_y^{(i)}}{\partial x} \\ \phi_x^{(i)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(i)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (2.6a)$$

$$[\varepsilon^{(2)}] = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2}t^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} + \frac{1}{2}t^{(2)} \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial x} + z^{(2)} \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial x} \\ \frac{1}{2}t^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} + \frac{1}{2}t^{(2)} \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial y} + z^{(2)} \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial y} \\ \frac{1}{2}t^{(1)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] + \frac{1}{2}t^{(2)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] + z^{(2)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.6b)$$

$$[\varepsilon^{(3)}] = \left\{ \begin{array}{l} -\frac{1}{2}t^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} - \frac{1}{2}t^{(3)} \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial x} + z^{(3)} \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial x} \\ -\frac{1}{2}t^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} - \frac{1}{2}t^{(3)} \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial y} + z^{(3)} \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial y} \\ -\frac{1}{2}t^{(1)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] - \frac{1}{2}t^{(3)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] + z^{(3)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.6c)$$

2-2.2 應力與應變關係

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：

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ 0 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.7)$$

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：

$$\begin{aligned}
 Q_{11} &= \frac{1 - \nu_{23}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta} \\
 Q_{12} &= \frac{\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{12} + \nu_{32}\nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta} \\
 Q_{13} &= \frac{\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{13} + \nu_{12}\nu_{23}}{E_1 E_2 \Delta} \\
 Q_{22} &= \frac{1 - \nu_{13}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} \\
 Q_{23} &= \frac{\nu_{23} + \nu_{12}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{23} + \nu_{21}\nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta} \\
 Q_{33} &= \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta} \\
 Q_{44} &= G_{23} \quad Q_{55} = G_{13} \quad Q_{66} = G_{12} \\
 \text{其中 } \Delta &= \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{13}\nu_{31} - \nu_{23}\nu_{32} - 2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13}}{E_1 E_2 E_3}
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

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：

$$\{\sigma\} = [\bar{Q}]\{\varepsilon\} \tag{2.9}$$

展開寫成

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{13} & 0 & 0 & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{21} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{23} & 0 & 0 & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{13} & \bar{Q}_{23} & \bar{Q}_{33} & 0 & 0 & \bar{Q}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44} & \bar{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{45} & \bar{Q}_{55} & 0 \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{36} & 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ 0 \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \tag{2.10}$$

其中

$$\begin{aligned}
\bar{Q}_{11} &= Q_{11}C^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}S^4 \\
\bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66})C^2S^2 + Q_{12}(C^4 + S^4) \\
\bar{Q}_{13} &= Q_{13}C^2 + Q_{23}S^2 \\
\bar{Q}_{22} &= Q_{11}S^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}C^4 \\
\bar{Q}_{23} &= Q_{23}C^2 + Q_{13}S^2 \\
\bar{Q}_{33} &= Q_{33} \\
\bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})C^3S + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})CS^3 \\
\bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})CS^3 + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})C^3S \\
\bar{Q}_{36} &= (Q_{13} - Q_{23})CS \\
\bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{66}(C^4 + S^4) \\
\bar{Q}_{44} &= Q_{44}C^2 + Q_{55}S^2 \\
\bar{Q}_{55} &= Q_{55}C^2 + Q_{44}S^2 \\
\bar{Q}_{45} &= (Q_{55} - Q_{44})CS \\
C &= \cos \theta_i, \quad S = \sin \theta_i
\end{aligned} \tag{2.11}$$

而主軸方向與 $x-y$ 方向夾角為 θ (如圖2-1)，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：

$$\begin{aligned}
N_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (\epsilon_j^0 + z\kappa_j^0) dz = A_{ij}\epsilon_j^0 + B_{ij}\kappa_j^0 \\
(Q_x, Q_y) &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} (\sigma_{xz}^n, \sigma_{yz}^n) dz \\
M_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n z dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (z\epsilon_j^0 + z^2\kappa_j^0) dz = B_{ij}\epsilon_j^0 + D_{ij}\kappa_j^0
\end{aligned} \tag{2.12}$$

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，如圖2-4所示， 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)：

$$(A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}) = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (1, z, z^2) dz \quad i, j = 1, 2, 6 \quad (2.13)$$

2-3 揚聲板的彈性支承

對於在平板邊界上有彈性支承的情況，可模擬成如圖2-5所示，邊界之彈性支承以縱向(longitudinal)及扭轉(torsional)彈簧加以表示，而其所引起的應變能為：

$$U_T = \frac{1}{2} \int_S V_n w dS \quad (2.14)$$

$$U_R = \sum_{k=1}^3 \frac{1}{2} \int_S M_n \phi^{(i)} dS \quad (2.15)$$

其中， U_T 為縱向彈簧所引起的應變能， U_R 為扭轉彈簧所引起的應變能， S 為彈性支承的邊界， V_n 為縱向力， M_n 為彎矩。

縱向力 V_n 及彎矩 M_n 可分別表示為：

$$V_n = K_{Ln} w \quad (2.16)$$

$$M_n = \sum_{i=1}^3 K_{Rn} \phi^{(i)} \quad (2.17)$$

將2.16式和2.17式代入2.14式及2.15式可將應變能表示為：

$$U_T = \frac{K_{L1}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{L2}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=a} dy + \frac{K_{L3}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{L4}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=b} dx \quad (2.18)$$

$$U_R = \sum_{i=1}^3 \left[\frac{K_{R1}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{R2}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=a} dy + \frac{K_{R3}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{R4}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=b} dx \right] \quad (2.19)$$

其中， K_{Ln} 為平板四邊的縱向剛性(Longitudinal stiffness)， K_{Rn} 為平板四邊

的扭轉剛性(Torsional stiffness)。

2-4 應變能與動能

考慮任一具三明治結構之複合材料板，各層應變能可表示為：

$$U_p^{(i)} = \frac{1}{2} \int_V [\sigma^{(i)}]^T [\varepsilon^{(i)}] dV \quad i=1,2,3 \quad (2.20)$$

應用上式與先前所討論之應力應變關係，可求得 $U_p^{(1)}$ 、 $U_p^{(2)}$ 及 $U_p^{(3)}$ ，複合材料板彎曲的應變能為：

$$U_p = \sum_{k=1}^3 U_p^{(k)} \quad (2.21)$$

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

$$U = U_p + U_T + U_R \quad (2.22)$$

每一層的動能 $T^{(i)}$ 為：

$$T^{(i)} = \frac{\rho^{(i)}}{2} \iint \left[\left(\frac{\partial u_0^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_0^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy$$

$$+ \frac{\rho^{(i)}}{2} \iint \left[\left(\frac{\partial \phi_x^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi_y^{(i)}}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy$$

$$i=1,2,3 \quad (2.23)$$

應用上式與2.4式，可求得 $T^{(1)}$ 、 $T^{(2)}$ 及 $T^{(3)}$ ，複合材料板的最大動能為：

$$T = \sum_{i=1}^3 T^{(i)} \quad (2.24)$$

複合材料板的總能量泛函 Π 可表示為：

$$\Pi = U - T \quad (2.25)$$

2-5 特徵值與特徵向量

一般探討結構系統的基本模態，係假設為無阻尼狀態下的自由振動模態，其運動方程式可寫為：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (2.26)$$

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

求解任何線性結構系統時，通常假設在結構系統中，各不同部位之振動為簡諧運動，且其頻率與相位均為相同，即

$$\{X\} = \{\Phi\}e^{i\omega t} \quad (2.27)$$

$$\{\ddot{X}\} = -\omega^2\{X\} = -\lambda\{X\} \quad (2.28)$$

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

代回 2.26 式可得：

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (2.29)$$

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

$$\det |[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (2.30)$$

上式即為此系統之特徵方程式， ω_r 為系統之第 r 各自然頻率，而相對應之 $\{\Phi\}_r$ 為特徵向量，寫成矩陣型式為：

$$\begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & \omega_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix}, [\Psi] = [\{\Phi\}_1 \cdots \{\Phi\}_r \cdots]$$

2-6 受外力的振動系統

假設此系統具有比例阻尼(Proportional Damping)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.31)$$

其中 α 、 β 將以下述之 Bandwidth Method 和 Rayleigh Damping 取得：

(一) Bandwidth Method

如圖 2-6 所示為一揚聲板中心之頻率-響應圖，其中 Peak response 為某一共振頻率相對應之振幅， f_1 及 f_2 為曲線和 $peak/\sqrt{2}$ 之交點。利用下式求得共振頻率之阻尼比：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (2.32)$$

ξ 為此共振頻率之阻尼比。

(二) Rayleigh Damping

由 Bandwidth Method 得到每一共振頻率相對應之阻尼比後，可從任二組共振頻率響應得到系統阻尼比。利用下式可以求得系統 α -damping 和 β -damping：

$$\xi_i = \frac{\alpha}{(2\Omega_i)} + \beta\left(\frac{\Omega_i}{2}\right) \quad (2.33)$$

ξ_i ：第 i 個模態之阻尼比

Ω_i ：第 i 個模態之角自然頻率

α ：與質量矩陣有關的阻尼比

β ：與勁度矩陣有關的阻尼比

振動系統之運動方程式可寫為：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\}\sin\omega t \quad (2.34)$$

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

$$[\Psi]^T [M] [\Psi] = \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & m_r & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix}$$
$$[\Psi]^T [K] [\Psi] = \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & k_r & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

$$[\Psi]^T [C] [\Psi] = \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & c_r & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix}$$

我們將 $\{X\} = [\Psi]\{x\}$ 代入(2.34)式並乘上 $[\Psi]^T$ 可改寫成為：

$$[m_r]\{\ddot{x}\} + [c_r]\{\dot{x}\} + [k_r]\{x\} = [\Psi]^T \{F\} \sin \omega t \quad r=1,2,\dots,n \quad (2.36)$$

即可求得

$$x_r = \frac{F_r}{k_r} \left(\frac{1-\eta^2}{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2} + j \frac{2c_r\eta}{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2} \right) \quad (2.37)$$

其中 $\eta = \bar{\omega} / \omega_r$

因此，系統響應 $\{X\}$ 可得：

$$\{X\} = [\Psi]\{x\} = \sum_{r=1}^n \{\Phi\}_r x_r \quad (2.38)$$

2-7 聲壓值計算

將 2.38 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。

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：

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{p} = 0 \quad (2.39)$$

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

$$\tilde{p}(x) = \tilde{A}e^{-jkx} + \tilde{B}e^{jkx} \quad (2.40)$$

還原成時間域的表示法：

$$p(x, t) = \tilde{A}e^{-j(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{j(\omega t - kx)} \quad (2.41)$$

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：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.42)$$

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，2.42 式可簡化成：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.43)$$

r 為點聲源距量測的距離

上式可改寫成

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial r^2} (rp) = \frac{1}{r} \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} (rp) \quad (2.44)$$

故

$$\frac{\partial^2 (rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rp)}{\partial t^2} \quad (2.45)$$

觀察 2.45 式的形式和前面的一維波動方程式是一樣的，所以其解為：

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

所以

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r-ct) + \frac{1}{r} f_2(r+ct) \quad (2.46)$$

由於一個點聲源只會發出外傳波(Outgoing wave)，所以

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) \quad (2.47)$$

對於簡諧球面波(Harmonic spherical wave)而言

$$p(r, t) = \frac{\tilde{A}}{r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (2.48)$$

對微小的揚聲板 δs 而言，距離揚聲板 r 的聲壓 $p(r, t)$ 可由 Rayleigh's first integral 計算出來，積分型式如下：

$$p(r, t) = \left(\frac{j\omega\rho_{air}u_d\delta s}{2\pi r} \right) e^{j(\omega t - kr)} \quad (2.49)$$

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

$$p(r, t) = \frac{j\omega\rho_{air}}{2\pi r} e^{j\omega t} \int_s \frac{u_d(x, y)e^{-jkr}}{r} ds \quad (2.50)$$

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

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

所以

$$p(r, t) = -\frac{\omega^2\rho_{air}}{2\pi r} e^{j\omega t} \int_s \frac{w(r, t)e^{-jkr}}{r} ds \quad (2.51)$$

因此揚聲板之聲壓可改寫為

$$p(r, t) = \left(\frac{-\rho_{air}\omega^2}{2\pi} \right) \sum_i w(r, t) e^{j(\theta_i - kr_i)} \frac{\Delta S}{r_i} \quad (2.52)$$

其中 θ_i 為相角(Phase angle)

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

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

$$\text{SPL} = 20 \log\left(\frac{P_{\text{rms}}}{P_{\text{ref}}}\right) \dots (\text{dB}) \quad (2.53)$$

其中 P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值為：

$$P_{\text{rms}} = \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r, t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (2.54)$$

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

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)，橫軸為激震頻率(Hz)。



第三章 平面揚聲器之製作及各項實驗

平面揚聲器(如圖 3-1)結構可分為揚聲板、音圈、激震器、彈性支承、懸邊及外框(如圖 3-2)，其中音圈通電受激震後推動揚聲板產生聲音。以下將介紹揚聲器的製作過程，以及各項聲壓相關實驗。

3-1 平面揚聲器製作

3-1.1 複材揚聲板之製作

使用材料為複合材料預浸材與巴沙木，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) 將巴沙木與預浸材裁切成實驗所需之尺寸。
- (3) 在鐵板上依序放置真空帶、棉布、離形布及複合材料板(圖 3-3)，抽真空，再將模具送上熱壓機(圖 3-4)，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係(圖 3-5)來控制複合材料平板成型條件。
- (4) 熱壓完成後，使複合材料平板在室溫下自然冷卻，待溫度到達室溫後，再將平板取出，並將板子裁剪成所需之大小。
- (5) 最後放置陰涼處 18 小時後即完成所需之揚聲板，如圖 4-6 所示。

3-1.2 音圈與激震器之製作

音圈部分為設計好各尺寸高度後委託廠商製作，如圖 3-7，本文所使用的音圈尺寸如表 3-1 所示。激震器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 3-8，本文所使用的激震器尺寸如圖 3-9 所示。

3-1.3 懸邊之製作

懸邊採用不織布熱壓而成，塗抹一層矽膠以增加穩定性及氣密性，製作步驟如下：

- (1) 首先剪裁一片適當大小的不織布，並將矽膠均勻塗抹在其面上(圖 3-10)。
- (2) 在模具上放置已塗抹矽膠之不織布，再將模具送上熱壓機，以攝氏 100 度及 350psi 熱壓 30 分鐘。

熱壓完成後，使其在室溫下自然冷卻，待溫度到達室溫後，再將懸邊取出後裁剪即完成(圖 3-11)。

3-1.4 玻纖支承之製作

以玻璃纖維製作的波浪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) 將單層玻纖預浸材上下各夾一層厚度 0.02mm 真空帶，並放入模具壓合。
- (3) 將模具送上熱壓機，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係來控制波浪型支承成型條件。
- (4) 熱壓完成後，使模具在室溫下自然冷卻，待冷卻到室溫時，再將波浪型彈性支承取出。
- (5) 將波浪型彈性支承以刀具(如圖 3-12)切割成 27mm 的寬度即完成(如圖 3-13)。

3-2 平面揚聲器之製作

所需之零件備妥後，即可依下列步驟組裝平面揚聲器。

- (1) 將揚聲板與外框固定於定位器中，將波浪型支承黏著於揚聲板與外

框。

(2) 懸邊黏著於揚聲板與外框。

(3) 以音圈定位器將音圈黏著於揚聲板上，等待黏著劑乾燥固定，即完成揚聲器製作。如圖 3-14。

3-3 揚聲器各項實驗程序

3-3.1 阻尼量測實驗

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

(一) 基本設備

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

將儀器如圖 3-15 所示完成架設。

(二) 實驗程序

- (1) 將待測之平面揚聲器放置在一固定台上。
- (2) 啟動 PULSE 程式，設定好量測頻寬、解析度、激發方式、訊號模擬方法等。
- (3) 先將 OFV2500 控制器接上 OFV350 雷射測速儀對平面揚聲器進行對焦，盡量使控制器接受訊號強度達到最大，再將 PULSE 訊號分析儀

之訊號(輸出電壓)經電纜線接到激振器上。

- (4) 驅動激振器，並將傳回的訊號分析處理，由於所傳回之訊號為振動板之速度，需要將訊號對時間做一次積分以便得到振動板的位移響應。
- (5) 利用 Bandwidth Method 處理振動板之位移響應，以得到某自然頻率之阻尼比。

3-3.2 聲壓量測實驗

聲壓量測以 LINEARX 公司出的 LMS 聲壓測試系統。

設備介紹如下：

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

將揚聲器如圖 3-16 所示架設於障板上。

量測步驟如下：

- (1) 將揚聲器架設妥當。
- (2) 軟體內部校正及外部校正，並將環境設定完成(如：測試頻寬、測試速度、解析度)。
- (3) 麥克風放置在離揚聲器中心一公尺外之同一高度腳架上。
- (4) 待一切準備就緒，啟動電腦發出訊號，由麥克風接收聲壓訊號，傳回電腦。
- (5) 將曲線平滑處理，平滑的參數是 $1/3$ (Octave Width to Smooth By 0.3333)，即可得出頻率響應之聲壓曲線圖。

3-3.3 阻抗量測實驗

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

3-3.4 單體參數量測實驗

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

量測出兩條阻抗曲線後，輸入振動板的面積和附加的質量即可由 LMS 計算出相關參數，如圖 3-17 所示。



第四章 有限元素分析模擬

對於振動分析而言，由於有限元素法已趨於成熟，可將原先複雜的幾何模型分成簡單、細小的計算單位，稱之為元素或單元(element)，而元素和元素間互相連結的點稱為節點(node)。根據個別元素所受的外力等影響，配合形狀函數，列出其位移及變形的方程式，再組合計算整體的位移及變形。本文使用有限元素法作簡諧激震分析，計算出揚聲板上各個節點在各頻率下的振幅與相角，再代入聲壓公式算出各頻率的聲壓，即可求得整個系統的聲壓曲線。

4-1 揚聲器系統模擬元素之選擇

對於整個揚聲器系統的模擬，本文主要建構出揚聲板、音圈、懸邊與彈性支承。以下便針對不同零件之特性，討論適合之模擬元素。

a. 揚聲板

由於本文所使用之揚聲板為複合材料平板，在模擬時需使用適用一階剪變形理論之元素，由文獻[23]可知適用一階剪變形理論元素為 shell91 元素與 shell99 元素，兩種元素主要差異在於 shell91 元素可適用非線性材料以及具有三明治選項。雖然本文所使用之材料皆為線性材料，使用運算上較快之元素 shell99 即可；不過揚聲板會有部份加勁之情形，加勁區域為三明治結構，因此本文還是使用 shell91 元素來進行模擬，以降低模擬的

誤差。

shell91 元素通常使用在模擬具疊層之殼狀結構與三明治結構，具有 6 個自由度，每個元素有 8 個節點，如圖 4-1 所示。當面層之強度遠大於心層且厚度遠小於心層時，即為三明治結構，如圖 4-2。此時假設心層承受了所有橫向的剪力，面層並不受橫向剪力影響；相反的，心層則是承受了所有的彎曲負載。由圖 4-3 可看出開啟三明治選項前後之變形狀態，開啟三明治選項後沿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。三明治選項在使用上需遵守以下限制：

- 心層厚度必須大於總厚度之 $5/7$ ，最好大於 $5/6$ 。
- 面層之楊氏模數與心層之楊氏模數之比值必須大於 4，但最好超過 100。

本文所使用之心層材料為巴爾沙木，面層材料為碳纖預浸材與玻纖預浸材，材料常數如表 4-1~4-3 所示。由於開啟三明治選項後之變形較接近實際上平板的變形，且本文所使用之心層與面層之材料符合開啟三明治選項之限制。因此當揚聲板有部分加勁時，加勁部份在模擬時便開啟三明治選項。

b. 音圈

音圈由於骨架之厚度約在 0.1mm 左右，當揚聲板受激震作往復運動

時音圈之變形量很小，因此在模擬時便採用薄殼元素 shell99 來模擬。

c. 彈性支承與懸邊

揚聲板在受到激震時會有高速之往復運動，透過彈性支承與懸邊便能穩定整個揚聲系統，使音圈不會與激震器之磁鐵相碰觸產生噪音。由於彈性支承與懸邊之厚度分別為 0.25mm 與 0.18mm，因此便採用殼元素中的 shell99 來模擬。

由於揚聲系統主要之聲壓輸出皆是透過揚聲板之往復運動輸出，為了使提昇模擬分析時之運算速率，可將懸邊與彈性支承改以彈簧元素 spring-damper 14 模擬其彈性，用質量元素 mass21 來模擬懸邊、彈性支承與音圈之重量。在後面章節亦會比較模型在簡化前後對於分析聲壓曲線之結果，以確認模型在簡化後不會影響準確性。

4-2 ANSYS 模型建立步驟

前處理部分：

a. 完整模型(包括揚聲板、音圈、彈性支承與懸邊)：

1. Preprocessor → Element type：選擇揚聲板 shell91，音圈 shell99，懸邊與彈性支承 shell93。
2. Preprocessor → Real constant：設定元素之參數。
3. Preprocessor → Material Props → Material Models：設定元素之各材料性質。

4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立揚聲板、音圈、彈性支承與懸邊之模型外觀。
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。
- b. 簡化後之模型(將音圈、彈性支承與懸邊以彈簧元素與質量元素模擬)：
 1. Preprocessor → Element type：選擇揚聲板 shell91，彈簧元素 spring-damper 14，質量元素 mass21。
 2. Preprocessor → Real constant：設定元素之參數。
 3. Preprocessor → Material Props → Material Models：設定元素之各材料性質。
 4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立揚聲板模型外觀。
 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。
 6. Preprocessor → Modeling → Copy → Nodes：將必須建立支承(彈簧)的地方偏移複製，偏移之距離即為彈簧之長度。
 7. Preprocessor → Modeling → Create → Elements → Auto Numbered → Thru Nodes：逐一點選以兩個節點為一組之節點來建立彈簧元素，亦可由迴圈程式輔助完成此重複性動作。
 8. Preprocessor → Modeling → Create → Keypoints → on Node：逐一點

選音圈、支承與懸邊部份的位置建立 Keypoints。

9. Preprocessor → MeshTool：選擇音圈、支承與懸邊的元素參數。

10. Preprocessor → Coupling/Ceqn → Coincident Nodes：將音圈元素、支承元素及懸邊元素與振動板模型上相同位置之節點設定成具有相同的自由度，來模擬振動板上附加音圈、支承與懸邊的真实狀況。

建立完成的模型(如圖 4-4、4-5 所示)。到此前處理即算完成，接下來可以做模態分析或是聲壓分析部分。

首先是模態分析部分：

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：限制彈簧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，列出 Z 方向的位移，即可得到自然頻率及模態。

若要分析聲壓，步驟如下：

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：輸出揚聲板模型全部節點的振幅及相角。

由上面簡諧激振分析可得到以下資料：

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

4-3 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 Mms、Cms 和 BL 值，其實驗過程已在第三章中做敘述，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。

4-3.1 質點元素 mass 21 的參數

質點元素方面，可在組裝揚聲器前直接以電子秤量測出音圈、揚聲板、懸邊與支承之揚聲器半成品的質量，然後將量得的質量和參數值中的 Mms 值作比較和驗證，實驗中量測加總的質量和 Mms 的值是吻合的，其中 Mms 值是揚聲器揚聲板系統之重量，再將揚聲板與音圈之質量扣除後即是支承之質量與懸邊附加於板上之質量，因此質點元素之參數即可求得。

4-3.2 彈簧元素的參數

彈簧元素方面，彈簧彈性係數的給定可由參數中的 Cms 值計算出來，其中，Cms 值指的是指系統每牛頓施力產生的位移。由參數中 $Cms=400.701\mu\text{ M/N}$ ，所以：

$$\text{彈簧彈性係數 (k)} = 10^6/Cms = 10^6/400.701 = 2495.63$$

單位：(牛頓/公尺)

4-3.3 激振力的給定

如圖 4-6 為一個圓形激振器的剖面模型。當音圈通電後會受到電磁力 (Lorentz force) 而開始作上下運動。設音圈卷幅在磁場範圍中的總長度為 L，電流為 I，音圈會受到一個垂直磁場方向與電流方向的力量 F。激振器的磁路設計，即是在音圈卷幅的放置範圍內，提供一個橫方向近似均勻的

磁場。其推力的關係式如下：

$$\vec{F} = \int (\vec{I} \times \vec{B}) d\ell \quad (4.1)$$

其中 B 為磁通密度，單位為 T (Tesla)；電流 I 的單位為 A(安培)；力量 F 的單位為 N(牛頓)。因所需的推力方向固定，所以 4.1 式可以簡化為純量關係式：

$$F = BLI \quad (4.2)$$

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

4-3.4 阻尼比的給定

由 2.32 式可以得知阻尼比並不是一個定值，而是會隨著頻率的不同與 α -damping、 β -damping 而改變。根據文獻[24]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。

4-4 聲壓模擬之驗證

由前面討論可得知整個揚聲器的振動系統在模擬分析上是由揚聲板 shell91 元素、音圈材料 shell99 元素及懸邊與彈性支承 shell99 元素所組成的。接著便開始驗證 ANSYS 所建立之模型之正確性。將揚聲器組裝完成後，量測其曲線。接著於 ANSYS 中建立相同之揚聲器系統模型與簡化後

之模型，在簡諧激震分析後計算出各 NODE 點位移與相角，經由聲壓公式計算後得到模擬的聲壓曲線，互相比較實驗與分析之曲線（如圖 4-7）可得知實驗和模擬出來的聲壓曲線具有相同的趨勢，由此可驗證出此 ANSYS 模型是具參考價值的。



第五章 揚聲系統模型之參數設計

在進行有限元素分析時，所建立的模型若是越接近實際情形，得到的分析結果便會與實際情形十分吻合。但這樣的模型通常相當複雜，要得到最後模擬的結果得花相當長的時間，分析的效率便大大降低。因此，若能適當的將模型作簡化，就能提高運算的速度，且簡化模型後所得到之分析結果仍能與實際情形相吻合的話，便可提昇分析的效率。

在前面章節所建立之揚聲系統模型，將揚聲板、音圈等各部位零件之幾何形狀皆考慮進去，雖然最後模擬所得到之聲壓曲線與實際量測之聲壓曲線有相同之趨勢，不過由於模型的幾何形狀複雜，在做簡諧激震分析時需要相當長的時間。因此本章便針對揚聲系統模型的簡化來作討論，試著將幾何形狀較複雜之音圈、彈性支承及懸邊以較簡單之元素來模擬，以提高分析之效率。

5-1 彈性支承與懸邊之簡化

由於彈性支承與懸邊能使揚聲板受激震時能穩定的作往復運動以及提供揚聲板進行往復運動回到基準面之回復力，可試著使用彈簧元素 spring-damper 14 模擬其彈性。將揚聲系統模型之懸邊由 shell99 元素改以彈簧元素 spring-damper 14 模擬後，最後模擬得到之聲壓曲線與模型簡化前之聲壓曲線相比較，如圖 5-1 所示，可以看出在高頻部分簡化前後並無

明顯的差別，不過在中音域之聲壓落差明顯變大。所以只將懸邊以彈簧元素模擬是不夠的，需將懸邊與揚聲板接觸部份之質量也考慮進去，以質量元素 mass21 模擬。附加質量後所得之結果如圖 5-2 所示，可看出聲壓之落差變小了，且發生聲壓落差之頻率也與簡化前之模型相吻合，所以懸邊模型使可以由原先用殼元素 shell99 改以彈簧元素與質量元素來模擬。

同樣的，彈性支承元素亦使用彈簧元素 spring-damper 14 來模擬，所得到之結果如圖 5-3 所示。可看出在中音域之聲壓落差也是明顯變大，所以彈性支承質量造成之影響也必須考慮。在考慮彈性支承之質量後，所得到之結果如圖 5-4，聲壓曲線與模型簡化前具有相同之趨勢，因此彈性支承也可由殼元素改以彈簧元素與質量元素模擬。

5-2 音圈之簡化

將揚聲系統中的彈性支承與懸邊由原先具有較複雜之幾何形狀之殼元素改以彈簧元素與質量元素模擬後，對於整體運算時間已有大幅減少，且所得到之聲壓曲線亦有相同之趨勢。音圈在揚聲板作簡諧激震時之變形對於聲壓輸出之影響與揚聲板變形所造成之影響相較之下並不那麼明顯，因此音圈模型也可嘗試著將之簡化，由彈性支承與懸邊之簡化可以得到附加於揚聲板上之質量對於整個系統之聲壓曲線影響較大，所以將音圈模型之殼元素改以質量元素模擬音圈附加於揚聲板之質量。簡化模型後之結果如圖 5-5 所示，可看出其聲壓曲線與簡化前之聲壓曲線的趨勢相同，

因此音圈亦可由殼元素簡化成質量元素來模擬。

由以上討論可以得知，揚聲系統之聲壓輸出主要以揚聲板為主，其他部位對於聲壓輸出之影響主要是受其附加於揚聲板之質量影響，因此可將原本具有複雜幾何形狀之模型簡化成單純的彈簧元素以及質量元素來模擬，大幅縮短運算時間，且模擬得到之聲壓線與簡化前之聲壓曲線有相同之趨勢。因此接下來針對尋找多激震器揚聲系統之最佳激震位置時，便以簡化後之揚聲系統模型來進行討論。



第六章 具不同激震器數目之揚聲系統

為了因應現今消費性電子產品均朝向薄型化的趨勢，為了能更有效率的運用空間，平面揚聲器大多作成細長型。不過當揚聲板的長寬比越來越大，若只受到單點激震且揚聲板本身的剛性不足時，彎曲變形勢必會越趨明顯，即中音谷越容易產生。雖然對揚聲板加勁會對抑制揚聲板的彎曲變形有幫助，當揚聲板長寬比越來越大時還是無法有效抑制中音谷之產生。因此採取改變揚聲板的受力方式，來抑制揚聲板受激震時產生的彎曲變形。本文所討論之揚聲系統則是具有雙激震器之揚聲系統，並且針對雙激震器之激震位置與聲壓表現之關係作探討。

6-1 最佳化方法

一個複雜的問題通常會有許多解決的方案，透過最佳化方法即可找出其最佳的解決方案。此法也已廣泛應用於各領域上，例如在工程上需考量到產品的材料、尺寸、強度與精度等因素；在商業上則會有售價與成本的考量等，都是最佳化的問題，利用最佳化方法來得到一個最適合的方案。這些複雜的問題通常會有許多考量的因素與條件，將複雜的問題轉變成數學模式的最佳化問題，透過電腦的模擬與計算，進而得到解答。

最佳化設計乃是尋找一組變數 x ，而 $x \in X \subset R^n$ ，使得在受某些限制條件下或在不受限制條件的系統模式(目標函數) $F(x)$ 能夠達到最佳性能

(目標函數之最大值或最小值)。最佳化設計其數學標準形式描述如下：

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} \quad F(x) = F(x_1, x_2, \dots, x_n) & (6.1) \\ & \text{s.t.} \quad h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad ; \quad j = 1, 2, \dots, p \\ & \quad \quad g_k(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0 \quad ; \quad k = 1, 2, \dots, m \quad x_{il} \leq x_i \leq x_{iu} \\ & \quad \quad ; \quad i = 1, 2, \dots, n \end{aligned}$$

其中 n 、 p 和 m 分別為設計變數、等式限制條件及不等式限制條件之數目， x_{il} 和 x_{iu} 則為設計變數之合理上、下限制容許值 (Lower Bound and Upper Bound)。

本文所研究之雙激震器揚聲系統的最佳激震位置，則是將音圈中心與揚聲板中心之距離 x 定為設計變數，固定音圈與揚聲板的尺寸，如圖 6-1 所示。為了使聲壓曲線趨於平滑，將目標函數定為各頻率聲壓與平均聲壓相減後平方和之最小值，其數學形式之描述如下：

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} \quad F(x) = \sum \frac{(P_i - P_{avg})^2}{P_{avg}} & (6.2) \\ & \text{Subject to} \quad x^L \leq x \leq x^U \end{aligned}$$

其中 P_i 為第 i 個頻率時之聲壓值

P_{avg} 為平均聲壓， $P_{avg} = \text{average}(P_i)$

$x^L = 36\text{mm}$ 為音圈位置之下界

$x^U = 72\text{mm}$ 為音圈位置之上界

6-2 單激震器揚聲系統

當長寬比 6.44 之純巴爾沙木揚聲板受到單一激震器於揚聲板中心激震時，其聲壓曲線如圖 6-2 所示，由圖中可明顯看出在 440Hz 時聲壓突然下降許多。觀察此頻率下之模態可看出揚聲板產生明顯的彎曲變形，為第一個 bending mode，如圖 6-3 所示。為了抑制此不良共振模態的產生，必須提昇揚聲板之剛性，便對揚聲板加勁。當揚聲板表面皆以碳纖加勁時，即為碳纖三明治板，其聲壓曲線如圖 6-4 所示。可發現產生急遽聲壓落差之頻率由 440Hz 移至 1080Hz，其共振模態與圖 6-4 相同，如圖 6-5 所示。因此提昇揚聲板之剛性可使此模態發生頻率有往高頻移動之趨勢。再將揚聲板以部分加勁形式(如圖 6-6)來激震，其中音谷產生之頻率亦有提高，由 440Hz 提高到 720Hz，如圖 6-7 所示，此頻率下部份加勁揚聲板之模態也是與純巴爾沙木揚聲板在 440Hz 時相同，如圖 6-8 所示。

將以上結果整理成表 6-1，可得知提昇揚聲板之剛性雖然可使中音谷產生頻率往高頻移動，但中音谷之聲壓落差依然很大，且其模態皆為第一個 bending mode。因此加勁並無法有效抑制第一個 bending mode 模態產生，為了達到平滑聲壓曲線之目的，接下來將討論改變揚聲板之受力方式對於揚聲系統聲壓表現之影響。

6-3 中音域聲壓曲線分析

由表 6-1 可得到當揚聲板長寬比為 6.44 時，無論揚聲板是否有加勁，

第一個 bending mode 模態之節線位置皆位於揚聲板中心兩側約 51mm。為了能有效消除此共振模態，便使用雙激震器來對揚聲板作激震，且激震位置為第一個 bending mode 模態節線之位置，透過對節線位置施力來使揚聲板各點之位移皆為相同相位。碳纖三明治板經由雙激震器於節線位置激震之聲壓曲線如圖 6-9 所示，由圖可看出原先受單激震器激震產生之中音谷經由雙激震器激震後便消失了。觀察其共振模態亦可看出揚聲板已無明顯的彎曲變形，如圖 6-10 所示。因此以雙激震器直接於節線位置上激震對於消除第一個 bending mode 模態有很好的效果。

將圖 6-9 之聲壓曲線範圍放大到全音域如圖 6-11 所示，可看出在 4160Hz 會產生明顯的聲壓落差，觀察其模態如圖 6-12 所示，為第二個 bending mode 對聲壓造成不良影響。由於揚聲板受激震時在不同頻率下會有不同的共振模態，會對聲壓產生不良影響之模態也不會只有一種，因此僅僅針對消除第一個共振模態去考慮激震位置是不夠的。接下來將進行最佳激震位置的討論。

6-4 全音域聲壓曲線分析

上一節所討論之雙激震器激震位置是針對消除第一個 bending mode 來作討論，當頻率範圍放大到全音域時，就必須考慮到其他 bending mode 對聲壓造成的影響。因此便利用最佳化方法之概念，找出最佳之激震位置，使各種不同共振模態對聲壓造成的不良影響降至最小，使整體聲壓

曲線趨於平滑。以碳纖三明治揚聲板為例，配合目標函數 6.2 式，抓取頻率數目為 20 個，如表 6-2 所示。

將受到不同音圈位置激震時各頻率之聲壓值代入目標函數 6.2 式，將 $F(x)$ 繪製成曲線如圖 6-13 所示。由圖 6-13 可看出 $F(x)$ 之最小值位於 $x=68\text{mm}$ 處，如圖 6-14 所示。透過目標函數 6-2 式所得到之激震位置在中音域雖然會有約 10dB 之聲壓落差，不過整體之聲壓落差有明顯的減小，與圖 6-11 之聲壓曲線相比較為平滑。接著便比較圖 6-13 中 $F(x)$ 值較小之激震位置其聲壓表現，當 $x=62\text{mm}$ 時，中音域之聲壓落差較 $x=68\text{mm}$ 小，整體聲壓曲線亦比 $x=42\text{mm}$ 時平滑，如圖 6-15 所示。將 $x=62\text{mm}$ 之分析結果與實驗值相比較，如圖 6-16 所示，可看出兩者聲壓曲線具有相同之趨勢。

同樣的，改變揚聲板的種類，將碳纖三明治板改為純巴爾沙木揚聲板，經由最佳化方法所得到之 $F(x)$ 之曲線如圖 6-17 所示。比較曲線中 $F(x)$ 值較小之激震位置，可看出雖然 $F(x)$ 之最小值發生在 $x=70\text{mm}$ ，不過在 300Hz 有較明顯之聲壓落差；若 $x=60\text{mm}$ 時，在低頻之聲壓曲線則較為平滑，如圖 6-18 所示。其分析與實驗結果之比較如圖 6-19 所示。接著將揚聲板改成局部加勁揚聲板(如圖 6-6)時，所得到之目標函數曲線如圖 6-20 所示。比較目標函數曲線中 $F(x)$ 值較小時之激震位置其聲壓表現，當 $x=56\text{mm}$ 時整體之聲壓曲線最為平滑，如圖 6-21 所示。與實驗值比對

也有相同之趨勢，如圖 6-22 所示。

6-5 激震位置與揚聲板長寬比之關係

將以上結果整理成表 6-3，可看出當揚聲板之尺寸固定，無論揚聲板是否有加勁，其第一個 bending mode 模態之節線位置都很相近，且最佳激震位置亦落在 60mm 左右。因此便固定揚聲板之材質，以碳纖三明治板為例，改變其長寬比，討論激震位置與節線位置之關係。

首先將揚聲板長寬比定為 8，尺寸為 216mm*27mm。當揚聲板受單一激震器激震時之聲壓曲線如圖 6-23 所示。由圖中可看出激震頻率 720Hz 時會產生中音谷，其模態如圖 6-24 所示，揚聲板之變形為第一個 bending mode，節線位置位於 61.3mm。使用兩個激震器來對揚聲板激震時，透過最佳化方法得到目標函數曲線如圖 6-25 所示，比較目標函數曲線中 $F(x)$ 值較低之激震位置下揚聲系統之聲壓曲線，可得到當激震位置 $x=74\text{mm}$ 時，其聲壓曲線最為平滑，如圖 6-26 所示。

接著將揚聲板之長寬比改為 4，尺寸為 108mm*27mm，當揚聲板受單一激震器激震時之聲壓曲線與產生中音谷之模態如圖 6-27、圖 6-28 所示，可看出節線位置位於 32.1mm。當揚聲板受到雙激震器激震時，其激震位置最佳化之目標函數曲線如圖 6-29 所示。透過目標函數曲線可找出激震位置為 39mm 時，其聲壓曲線較其他激震位置平滑，如圖 6-30 所示。

當揚聲板長寬比改為 10，尺寸為 270mm*27mm 時，受單一激震器

激震時之聲壓曲線如圖 6-31，產生中音谷之模態如圖 6-32 所示，其第一個共振模態之節線位置為 82.1mm。當激震器數目增為兩個，其激震位置最佳化之目標函數曲線如圖 6-33，可找出當激震位置為 99mm 時，其聲壓曲線較為平滑，如同 6-34 所示。

將以上結果整理成表 6-4，可看出揚聲板在不同長寬比下其第一個 bending mode 模態之節線位置 d 與最佳的激震位置 x 成固定比例， d/x 約為 0.83。且最佳激震位置 d 與揚聲板長寬比 a 之關係亦呈一固定比例， a/d 約為 0.1。因此透過本文所使用之最佳化方法得到揚聲板長寬比與最佳激震位置之關係，可以作為將來設計雙激震器揚聲系統激震位置之參考，使揚聲板受到激震時在不同頻率下產生之 bending mode 對聲壓造成之不良影響減到最低，讓整體聲壓曲線趨於平滑。

第七章 結論與未來研究方向

7-1 結論

揚聲板受到激震時，揚聲板的變形以上下左右皆對稱的振動模態混合為主，同時音圈的質量及產生的外力皆會附加揚聲板上，影響揚聲板的變形。在聲傳方面，中音谷產生的原因是在第一個板彎曲模態和第一個板剛體變形模態互相混合產生造成的。影響中音谷的原因是揚聲板的變形，所以揚聲板的材料常數、外力施加方式及揚聲板本身共振模態節線位置都會影響，揚聲板的材料常數以及受激震後的共振模態節線位置皆在揚聲板成型後就固定了，只有外力位置會對揚聲板之共振模態造成影響，若施力愈靠近模態的節線，這個模態對聲壓的不良影響就愈小，所以選擇適當的激震位置，就能有效降低中音谷。

當揚聲系統為單一激震器時，音圈位置多半位於揚聲板幾何中心位置，也就是施力位置位於揚聲板的中心。加上本文所使用之揚聲板幾何形狀為狹長型，當揚聲板中心受到激震後，彎曲變形勢必相當明顯。觀察揚聲板產生中音谷時之共振模態，可發現節線位置位於揚聲板中心之兩側。所以本文便採用雙激震器的方式於節線位置激震，來抑制中音谷的產生。但會對聲壓造成不良影響之模態有許多種，如何找出最佳的激震位置，使所有模態對聲壓之不良影響減至最小，便是本文主要探討的問題。

利用最佳化方法，可以有效率的針對需求去設定限制條件以及目標函

數。本文利用最佳化方法之概念針對全音域之聲壓曲線的平滑去找出雙激震器揚聲系統最佳之激震位置，使聲壓曲線趨於平滑，並且與實驗結果比較，均有相同之趨勢。也藉由最佳化方法得到揚聲板長寬比與最佳激震位置之關係，因此本文所使用之模型可作為將來設計雙激震器揚聲器時，設計激震位置之參考。

7-2 未來研究方向

本文使用 ANSYS 建立模型分析聲壓，再與實驗比較，對中音谷的模擬部分雖然十分相似，但仍有誤差產生，產生的誤差之原因可能為 ANSYS 模擬與實際量測環境不同，所以未來研究方向可以儘量使兩者更加一致。

在第六章所討論之多激震器揚聲系統的激震數目設定為兩個，將來可針對揚聲板長寬比與激震數目之關係作更進一步之探討，對於實務上設計會更有幫助。在揚聲板材料的選擇上，針對心層希望能找到與巴爾沙木一樣輕但材料性質穩定、內部無孔洞且強度更高之材料，除了能降低實驗與模擬之誤差，亦使整體揚聲系統之聲壓曲線更加平滑。

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, 33-38, 1951.
3. Whitney, J. M., “Shear correction factor laminates under static load ”, J. Applied Mechanics, 40, 302-304, 1973.
4. Whitney, J. M., “Stress analysis of thick laminated composite and sandwich plates ”, J. Applied Mechanics, 40, 302-304, 1973.
5. Reissner, E., “Finite deflection of sandwich plates”, J. Aeronaut. , 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. Mau, S. T., “A Refined Laminated Plate Theory”, Journal of Applied Mechanics, 40(2), 606-607, 1973.
9. O’Connor, D. J., “A finite element package for the analysis of sandwich construction”, Compos. Struct., 8, 143-161, 1987.
10. Kanematsu, H. H., Hirano, Y. and Iyama, H., “Bending and vibration of CFRP-faced rectangular sandwich plates”, Compos. Struct., 10 , 145-163, 1988.
11. 李清榮, “彈性支撐複合材料板結構系統參數之識別”, 國立交通大學, 機械工程研究所博士論文, 新竹市, 2006

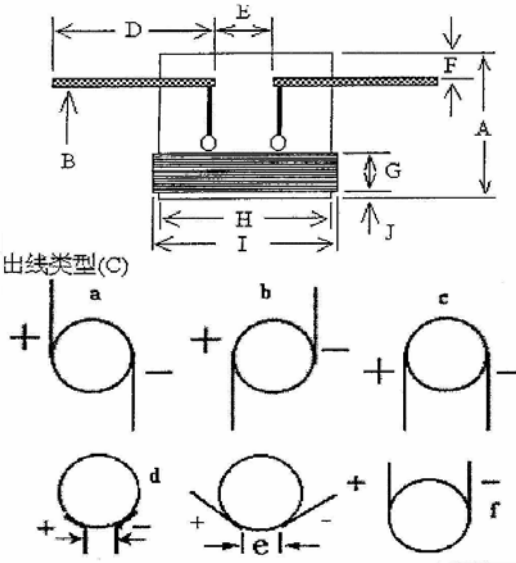
12. Ghosh, A. K. and Biswal, K. C., “Free-vibration analysis of stiffened laminated plates using higher-order shear deformation theory”, Finite Elements in Analysis and Design, 22, 2, 143-161, 1996.
13. Morse, P. M. and Ingard, K. U., Theoretical Acoustics, McGraw-Hill, NY, 1968; rpt. Princeton University Press, NJ, 375-379, 1986.
14. 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, 28, 31-51, 1997.
15. 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, 31-51, 1997.
16. Nakazono, J., Shimada, K., Tsuchiya, Y., Furukawa T. and Matsumoto Y., “Coaxial flat-plane loudspeaker with polymer-graphite honeycomb sandwich plate diaphragm”, Journal of the Audio Engineering Society, 29, 11, 800-807, 1981.
17. Le Moyne, S., Tebec, J. L. and Tawfiq, I., “Acoustical influence of stiffeners on acoustic radiation of plates”, Mechanical Systems and Signal Processing, 19, 1, 195-212, 2005.
18. Leach, W. JR., Schafer, R. and Barnwell, T., “Time-domain measurement of loudspeaker driver parameters”, IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing, 27, 6, 734-739, 1979.
19. Denli H. and Sun, J.Q., “Structural-acoustic optimization of sandwich structures with cellular cores for minimum sound radiation”, Journal of Sound and Vibration, 301, 93-105, 2007.
20. Feng, L., “Active control of structurally radiated sound using multiactuator method”, Journal of the Acoustical Society of America, 98, 397-402, 1995

21. Kim, S. J., and Yoon, K. W., “Active control of sound fields from a composite plate using the anisotropy and shape of distributed PVDF actuators”, Journal of Sound and Vibration, 202, 461-476, 1997.
22. Qiao Y., and Huang, Q., “The effect of boundary conditions on sound loudness radiated from rectangular plates”, Archive of Applied Mechanics, 77, 21-34, 2007.
23. ANSYS Release 8.0 Documentation, 2003.
24. 陳建勳, “複合材料三明治板揚聲器之最佳參數研究”, 國立交通大學, 機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2006.



表 3-1 音圈規格表

| 項目 | | 規格 | 公差 | 項目 | 規格 | 公差 |
|-------------|---|----------|-------|------|----------|-----------|
| BOBBIN 材質 | | KAPTON | | 補強紙一 | 宣花紙/0.06 | |
| 厚度 | | 0.075 | | | | |
| 內徑 | H | 25.4 | ±0.03 | | | |
| 全高 | A | 10.4 | ±0.2 | | | |
| DCR(at 20C) | | 7.6 | ±0.38 | | | |
| 線材 | | SV 銅線 | | | | |
| 線徑 | | 0.12 | | | | |
| 繞法/層數 | | 普通繞線/2 層 | | 錦線規格 | 3 股耐熱銅絞 | |
| 圈數 | | 58.2 | ±5 | 錦線長度 | D | 60 ±5 |
| 卷幅 | G | 4.5 | ±0.3 | 錦線高度 | F | 上沿距頂 1.5 |
| 最大外徑 | I | 26.24 | MAX | 出線類型 | C | d:同正向出線間隔 |
| 下餘白 | J | 0.1-0.5 | | 錦線寬度 | E | 13 ±1 |
| 上餘白 | K | 0-0.5 | | | | |



出線类型(C)

a b c

d e f

表 4-1 巴爾沙木之材料常數

| 巴爾沙木 | |
|-----------|----------------------|
| E_1 | 3.7GPa |
| E_2 | 0.055GPa |
| E_3 | 0.055GPa |
| PR_{XY} | 0.02 |
| PR_{YZ} | 0.5 |
| PR_{XZ} | 0.02 |
| G_{12} | 0.055GPa |
| G_{23} | 0.055GPa/6 |
| G_{13} | 0.055GPa |
| density | 170kg/m ³ |
| thickness | 2mm |

表 4-2 碳纖預浸材之材料常數

| 碳纖預浸材 | |
|-----------|-----------------------|
| E_1 | 146.503GPa |
| E_2 | 9.223GPa |
| E_3 | 9.223GPa |
| PR_{XY} | 0.306 |
| PR_{YZ} | 0.25 |
| PR_{XZ} | 0.306 |
| G_{12} | 6.8355GPa |
| G_{23} | 6.8355GPa/6 |
| G_{13} | 6.8355GPa |
| density | 1550kg/m ³ |
| thickness | 0.125mm |

表 4-3 玻纖預浸材之材料常數

| 玻纖預浸材 | |
|-----------|-----------------------|
| E_1 | 38GPa |
| E_2 | 8.27GPa |
| E_3 | 8.27GPa |
| PR_{XY} | 0.26 |
| PR_{YZ} | 0.3 |
| PR_{XZ} | 0.26 |
| G_{12} | 4.14GPa |
| G_{23} | 4.14GPa/6 |
| G_{13} | 4.14GPa |
| density | 1680kg/m ³ |
| thickness | 0.125mm |

表 6-1 長寬比 6.44 之揚聲板受單激震器激震之結果

| | 中音谷發生頻 率(Hz) | 中音谷聲壓落 差(dB) | 揚聲板變形量 (mm) | 節線位置 (mm) |
|------------|-----------------|-----------------|----------------|--------------|
| 純巴爾沙 木板 | 440 | 14.296 | 0.344 | 51 |
| 碳纖三明 治板 | 1080 | 25.671 | 0.0664 | 51.7 |
| 部份加勁 板 | 720 | 13.616 | 0.1695 | 51.4 |

表 6-2 全音域聲壓分析時所抓取之頻率

| | | | | | | | | | | |
|----------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <i>i</i> | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Hz | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 |
| <i>i</i> | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| Hz | 3800 | 5600 | 7400 | 9200 | 11000 | 12800 | 14600 | 16400 | 18200 | 20000 |

表 6-3 長寬比 6.44 之揚聲板之最佳激震位置

| 受單激震器激震 | | |
|---------|--------------------------------|------------|
| | first bending mode 節線位置(mm) | 最佳激震位置(mm) |
| 純巴爾沙木板 | 51 | 60 |
| 碳纖三明治板 | 51.7 | 62 |
| 部份加勁板 | 51.4 | 56 |

表 6-4 碳纖三明治板在不同長寬比下激震位置最佳化之結果

| 碳纖 三明治板 (mm ²) | 長寬比 a(mm) | first bending mode 節線位置 d(mm) | 最佳激震 位置 x(mm) | d/x | a/x |
|----------------------------------|--------------|---|------------------|----------|----------|
| 108*27 | 4 | 32.1 | 39 | 0.823077 | 0.102564 |
| 174*27 | 6.44 | 51.7 | 62 | 0.833871 | 0.103871 |
| 216*27 | 8 | 61.3 | 74 | 0.828378 | 0.108108 |
| 270*27 | 10 | 82.1 | 99 | 0.829293 | 0.10101 |



圖 1-1 傳統錐盆式揚聲器



圖 1-2 平面揚聲器

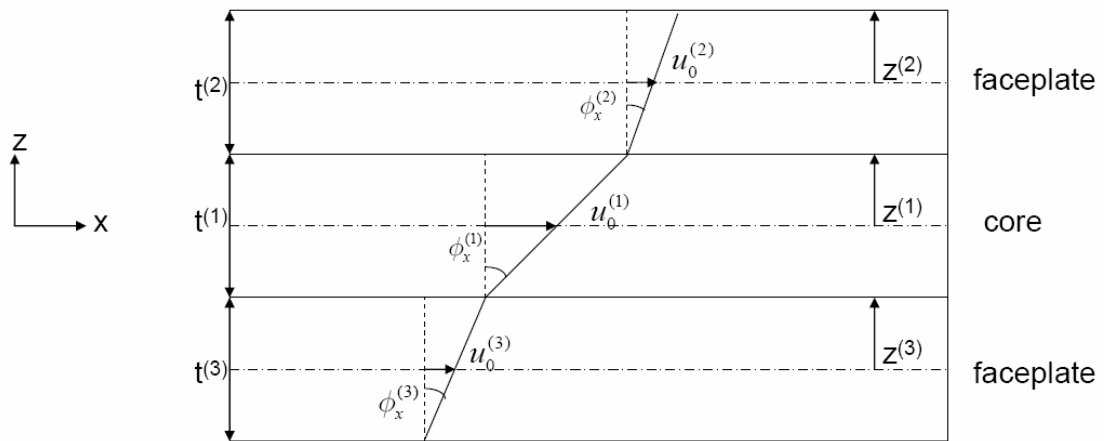


圖 2-1 三明治結構位移場示意圖

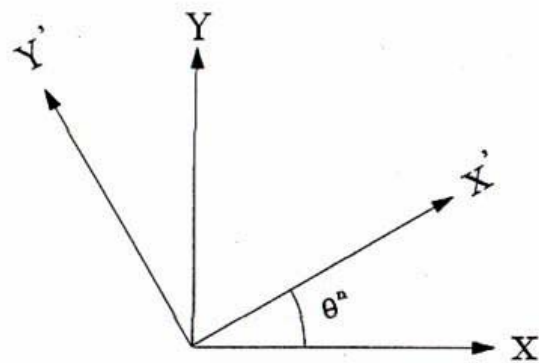
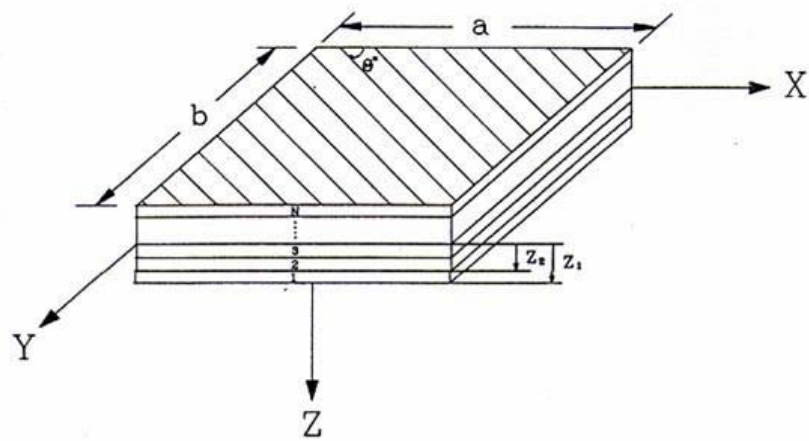
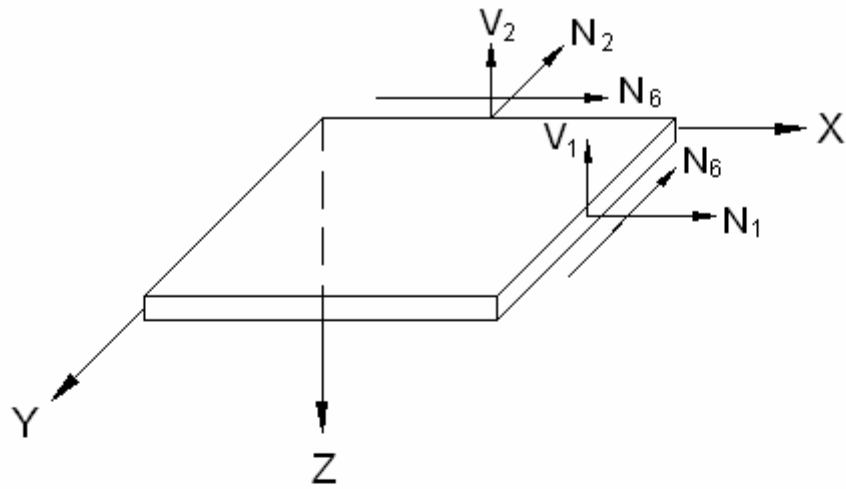


圖 2-2 複合材料板座標系統



平板所受應力的合力圖

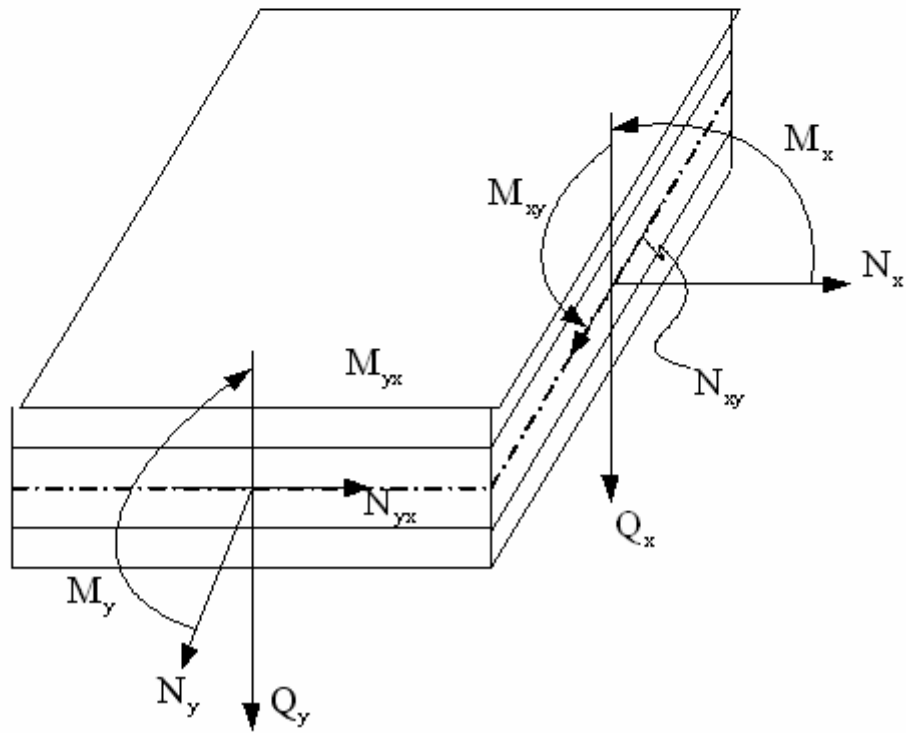


圖 2-3 複合材料板沿厚度方向之合力與合力矩

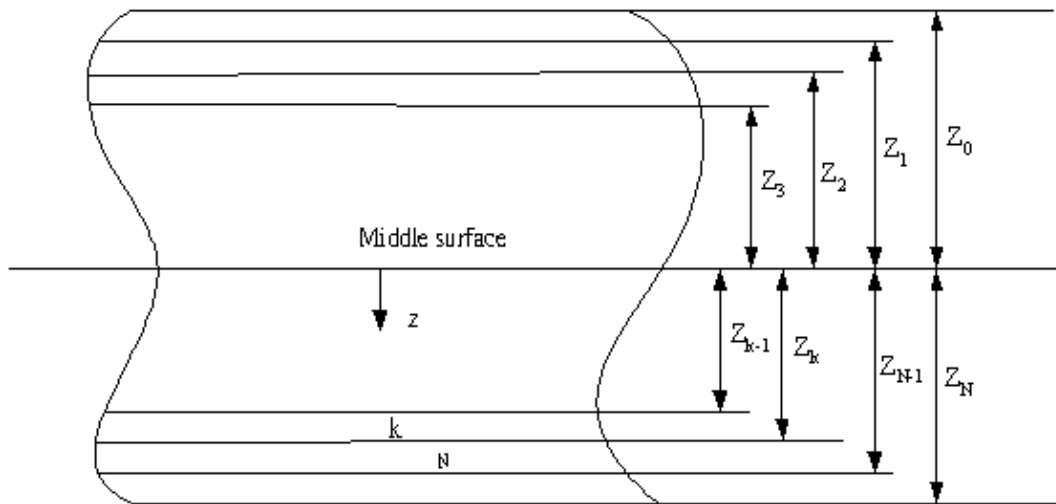


圖 2-4 複合材料疊層板示意圖

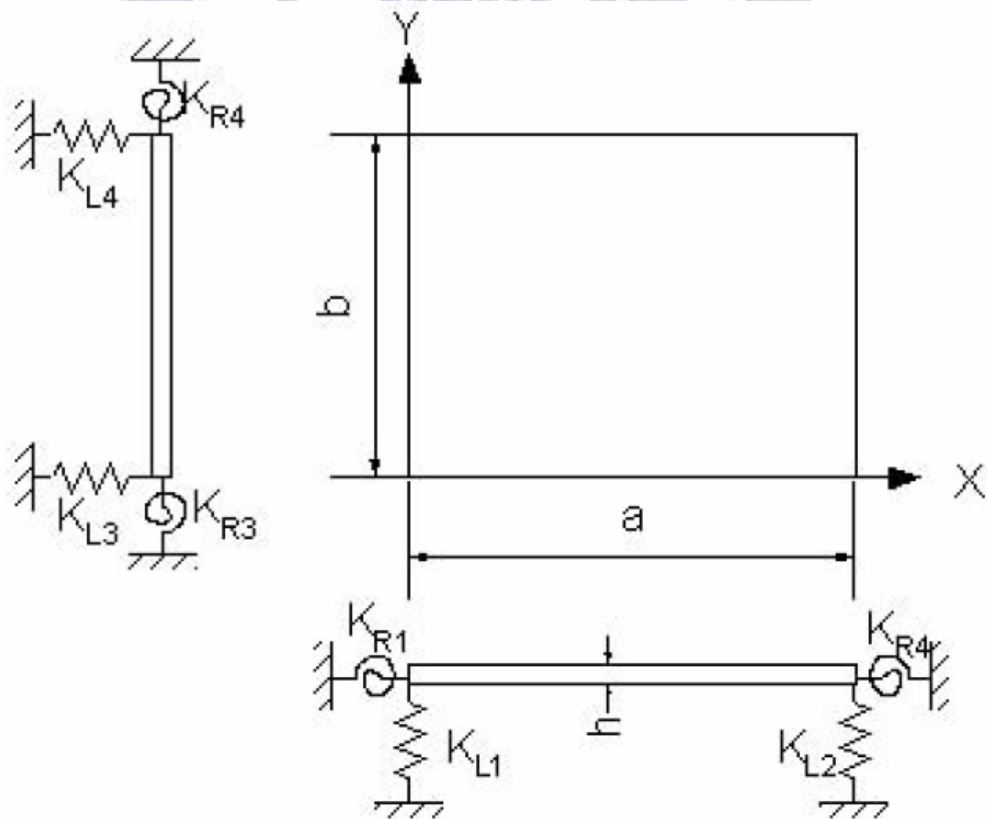


圖 2-5 複合材料板之邊界條件

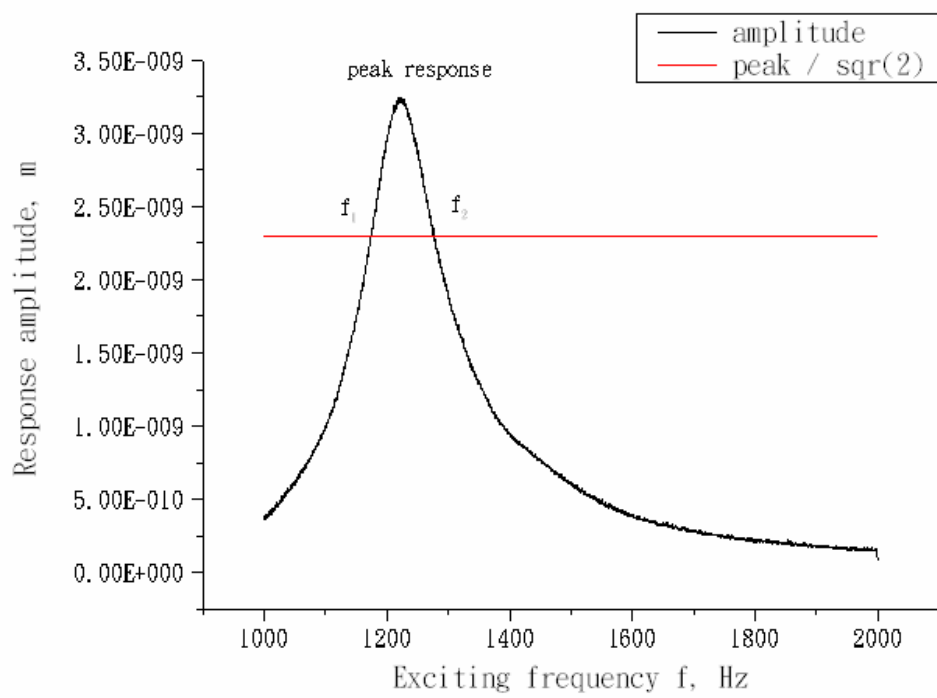


圖 2-6 頻率-位移圖

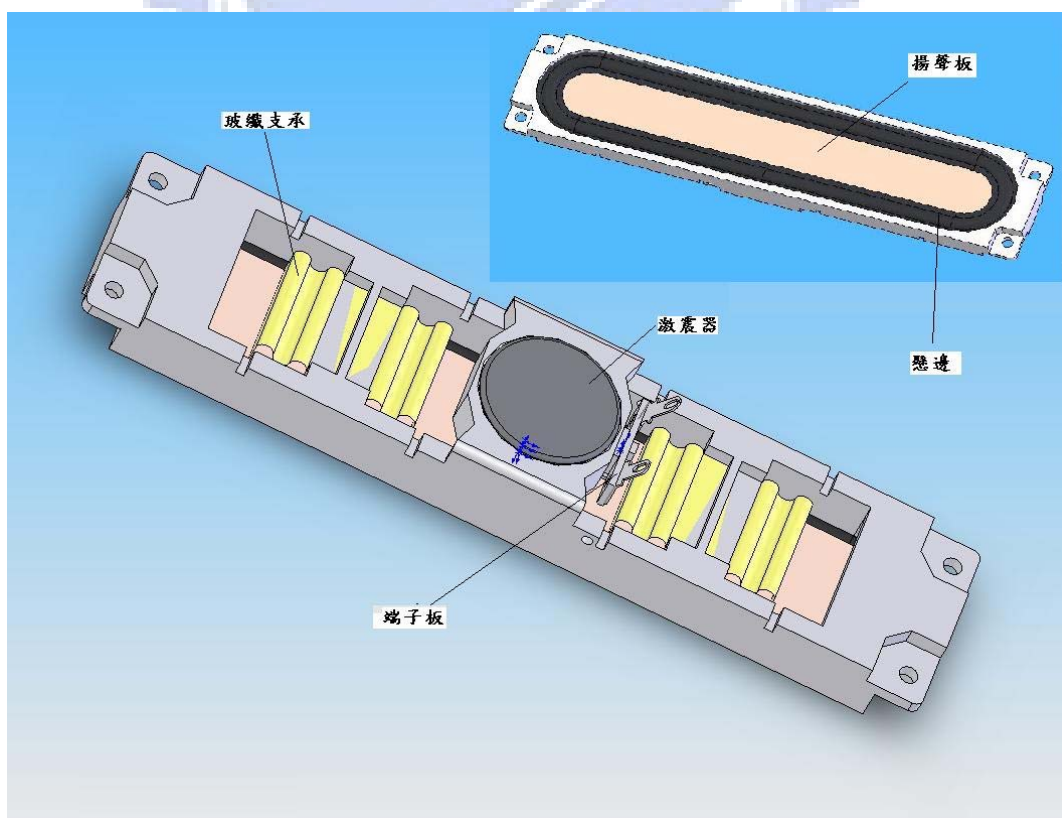


圖 3-1 揚聲器示意圖

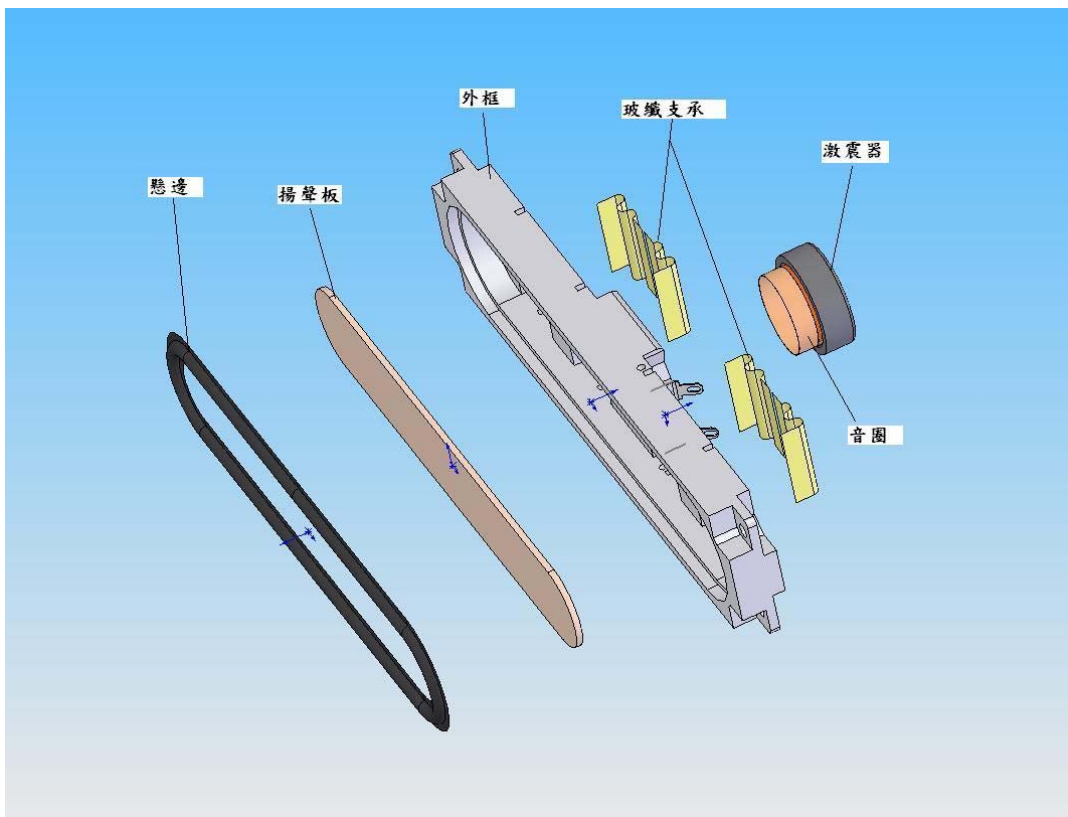


圖 3-2 揚聲器零件圖

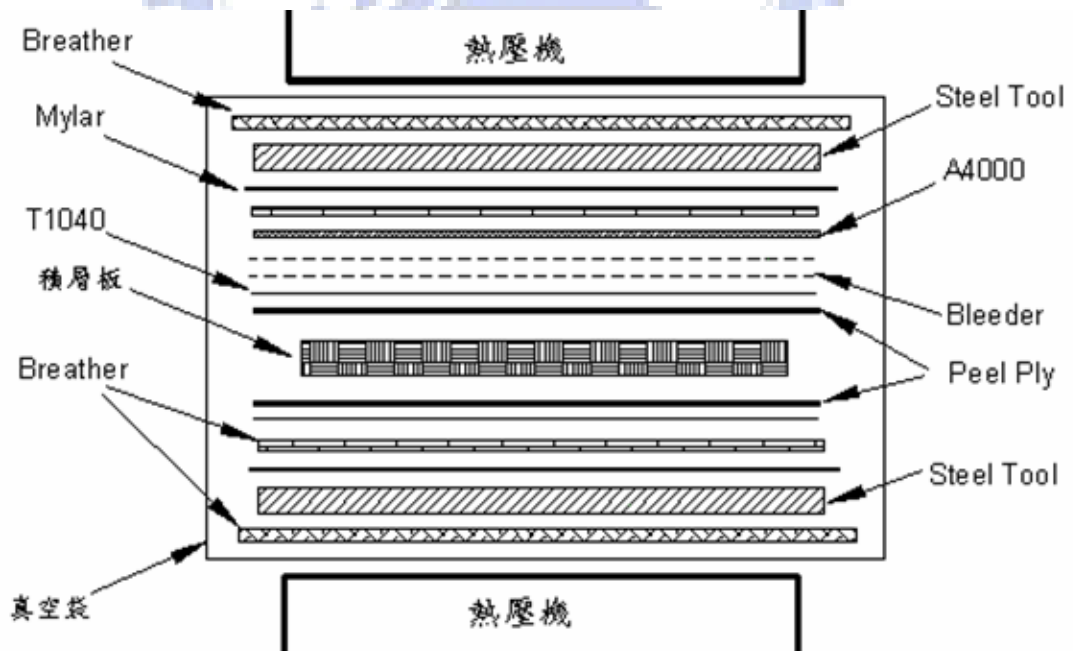


圖 3-3 複合材料揚聲板製作及輔助材料疊層順序



圖 3-4 熱壓機

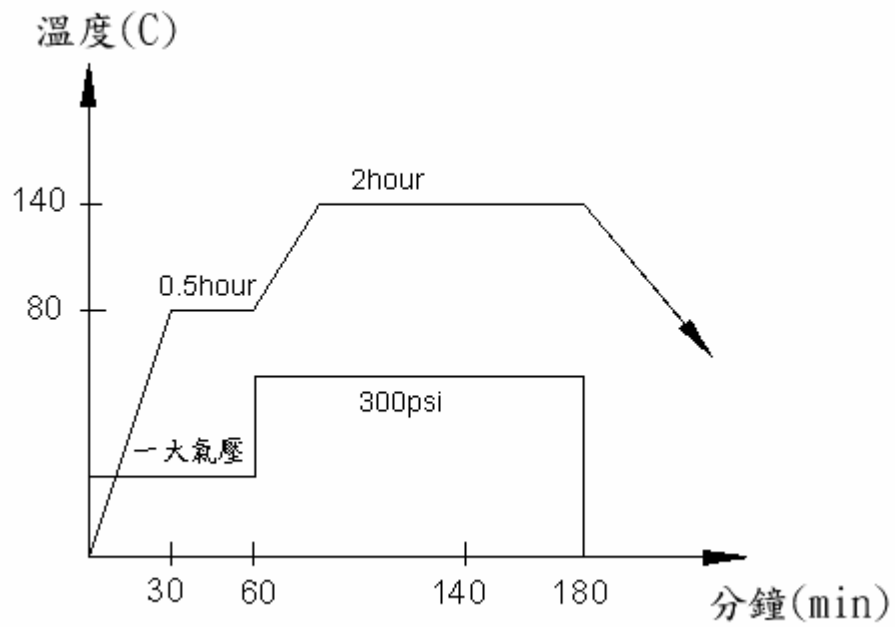


圖 3-5 複合材料揚聲板之加熱加壓硬化成型製程圖



圖 3-6 熱壓完成之複合材料揚聲板

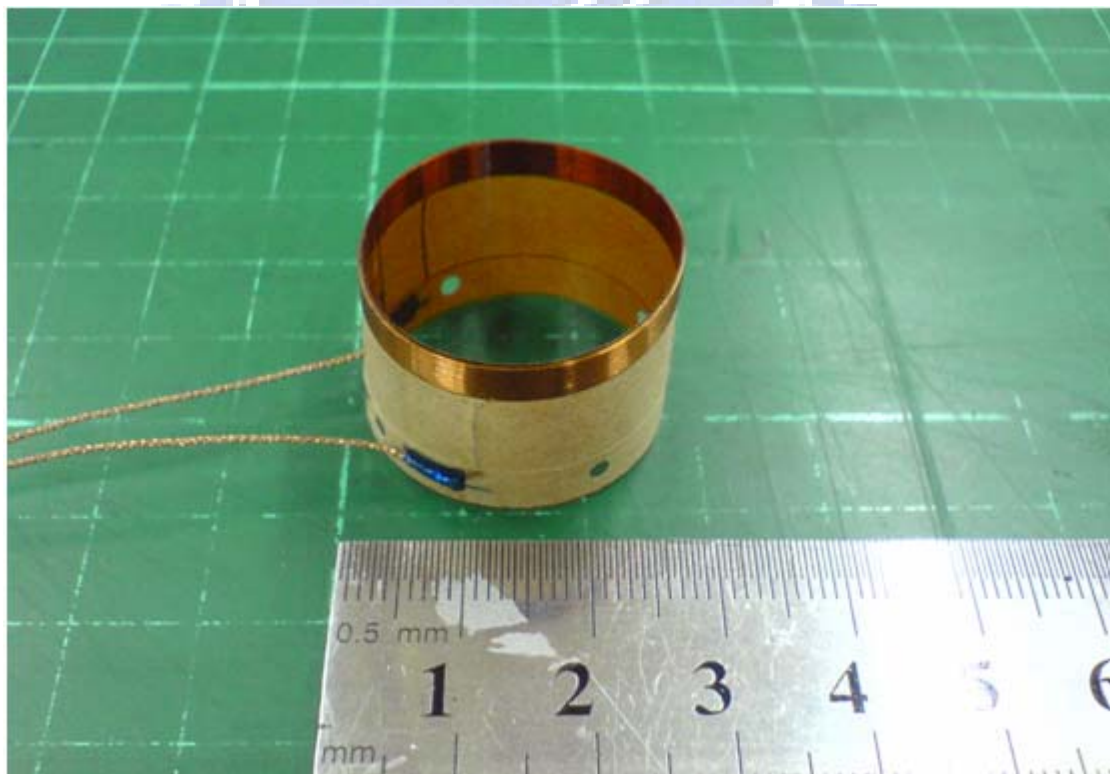


圖 3-7 音圈

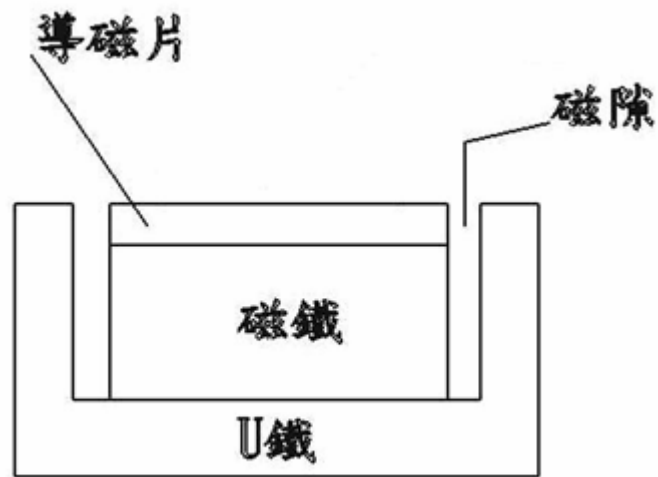


圖 3-8 激震器結構

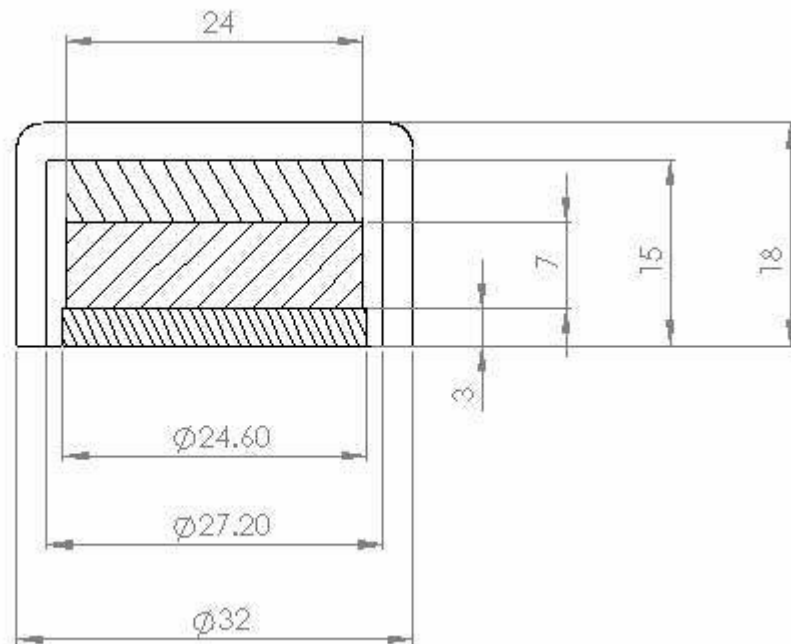


圖 3-9 激震器尺寸圖



圖 3-10 懸邊之製作



圖 3-11 裁切後之懸邊

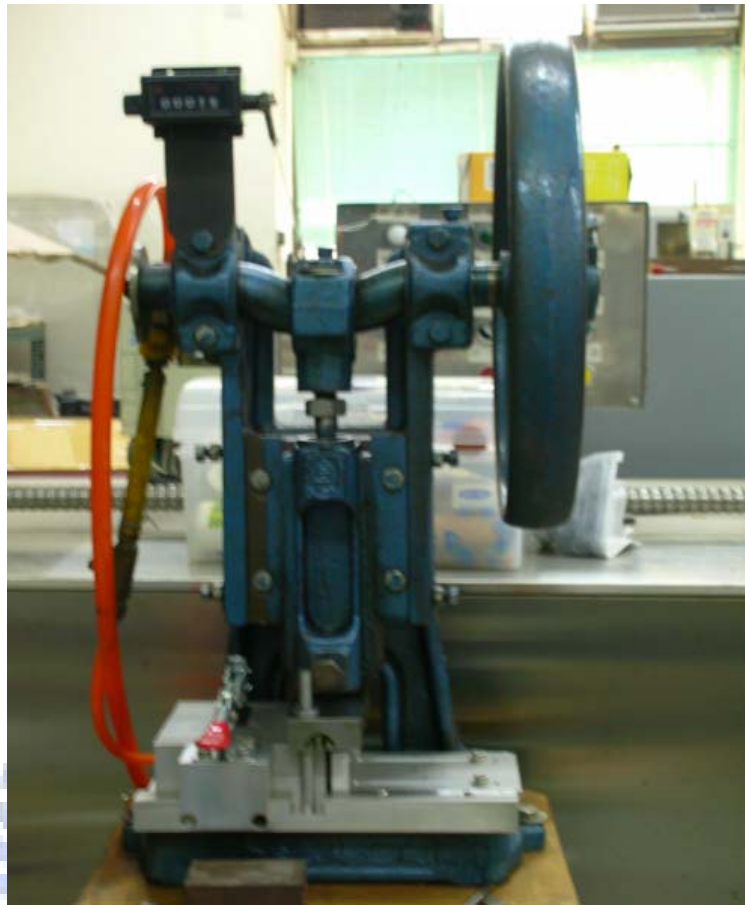


圖 3-12 切割玻纖支承之刀具

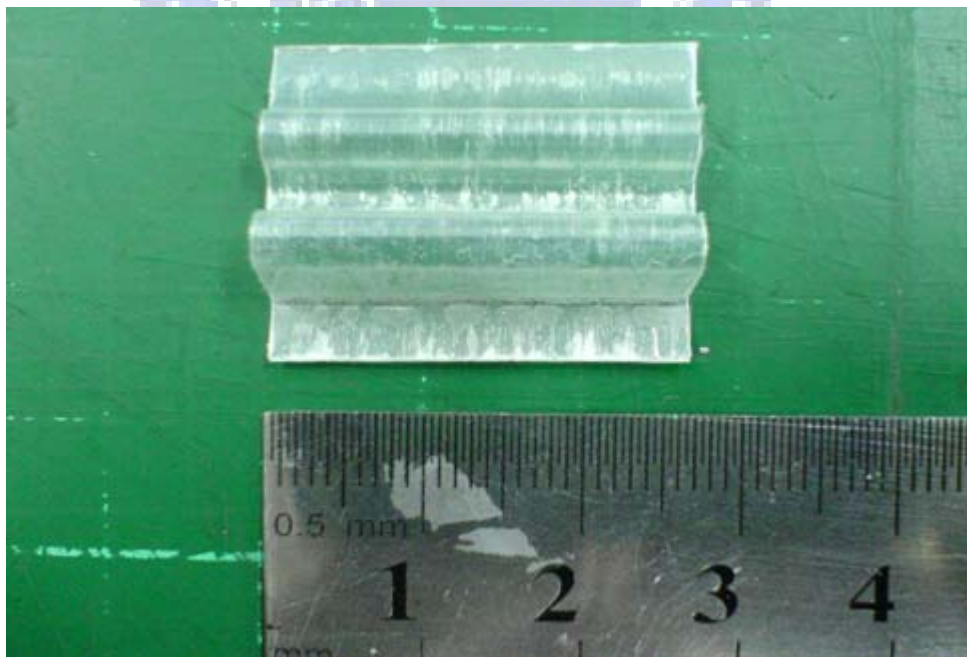


圖 3-13 玻纖彈性支承

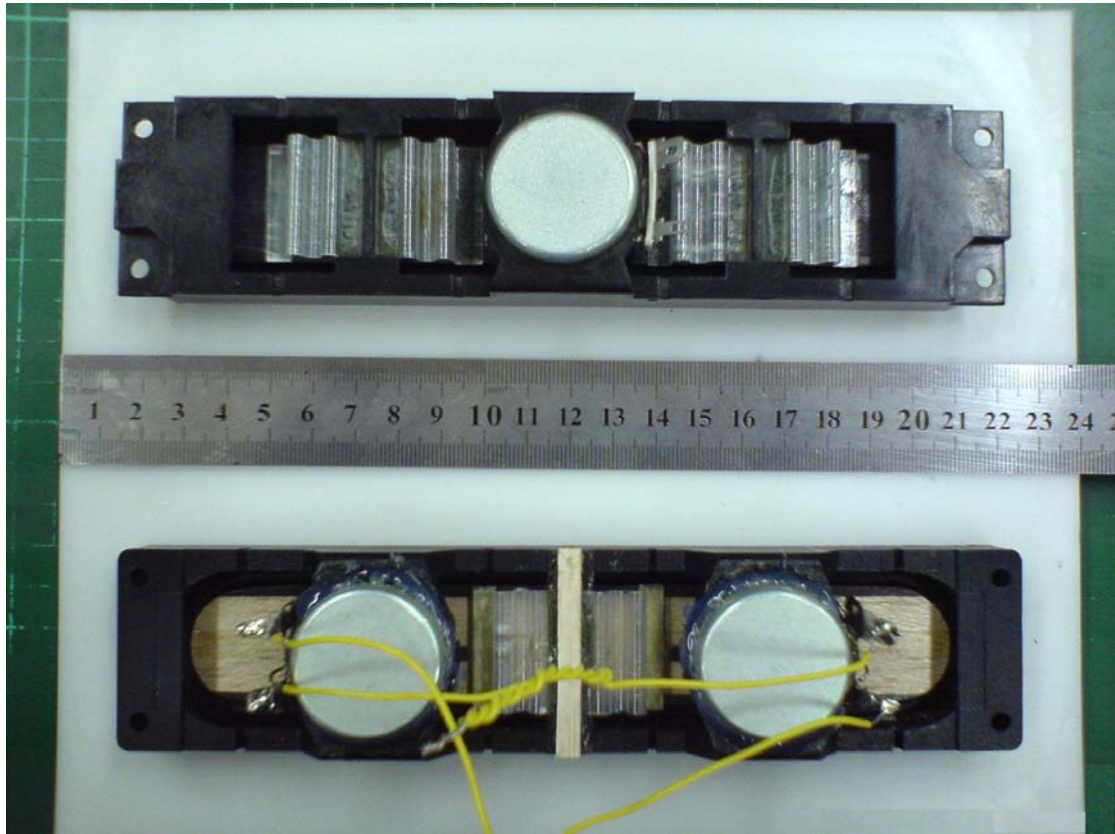


圖 3-14 組裝完成之平面揚聲器



圖 3-15 阻尼量測實驗

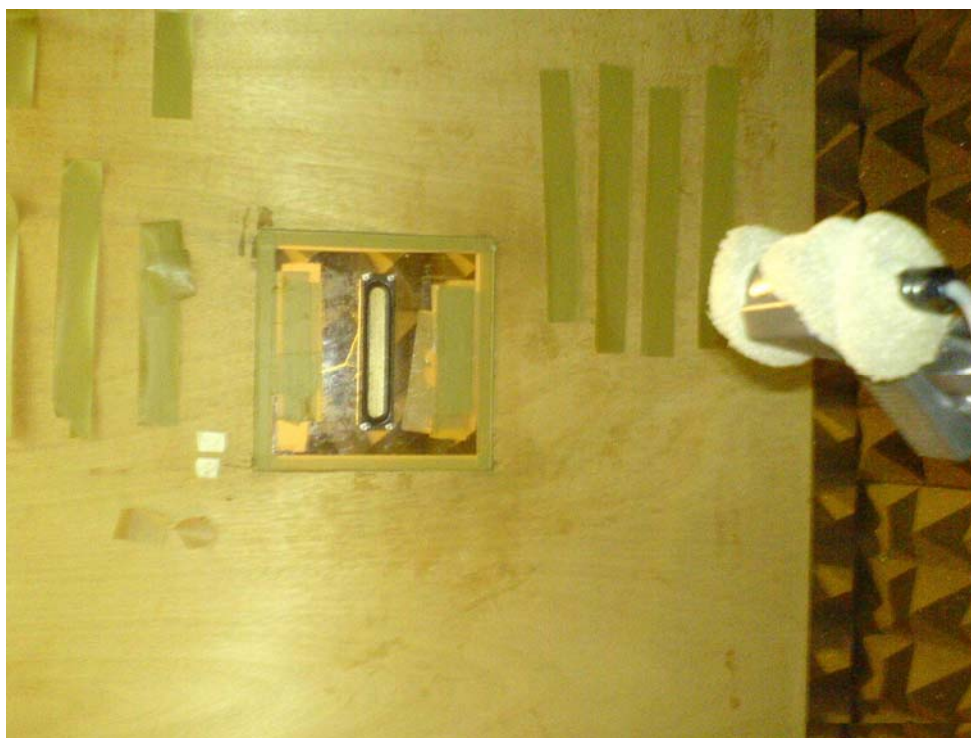


圖 3-16 聲壓量測實驗

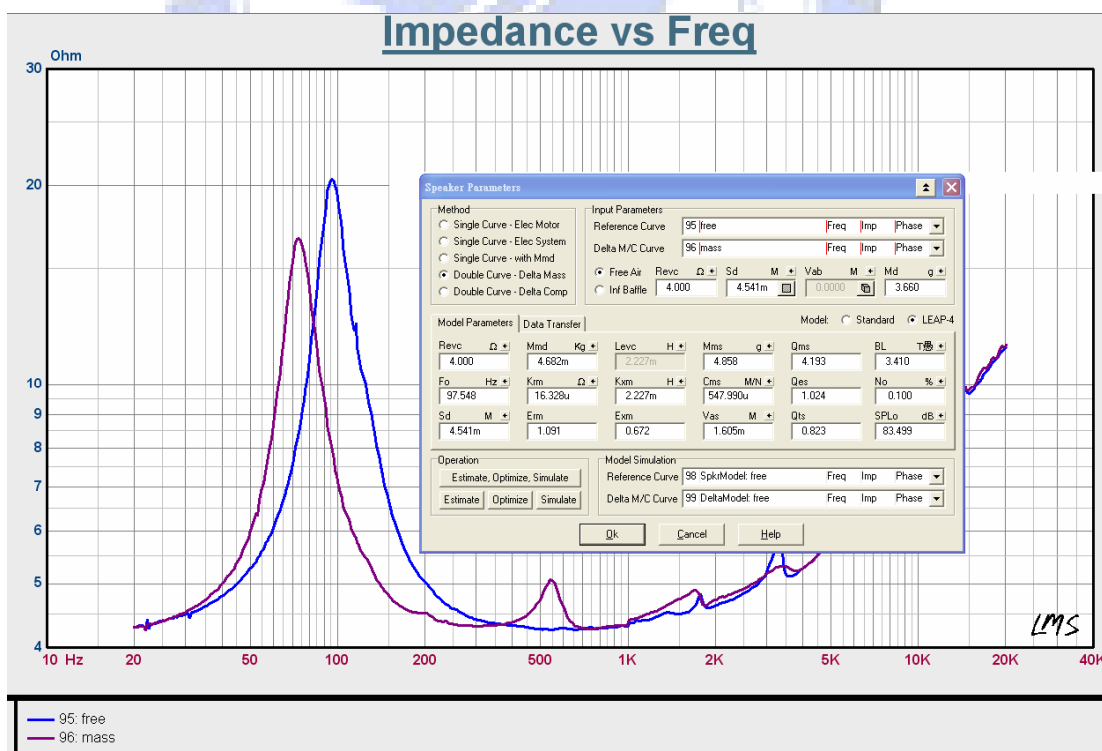
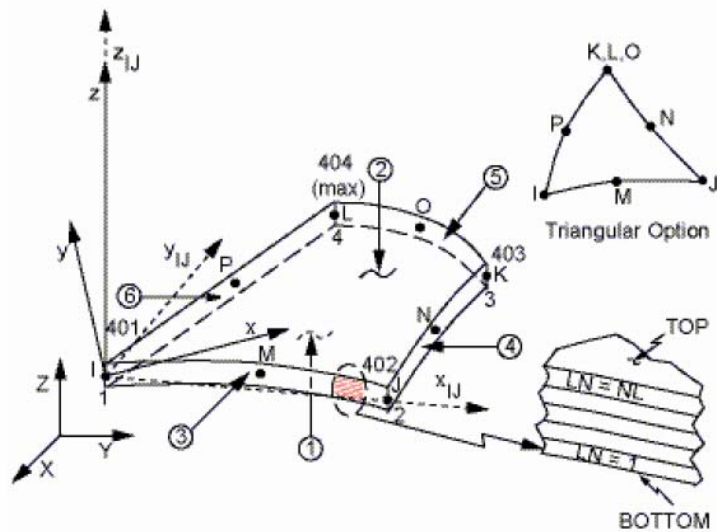


圖 3-17 由 LMS 量測系統所得之揚聲器各項參數

SHELL91 Geometry



x_{IJ} = Element x-axis if ESYS is not supplied.

x = Element x-axis if ESYS is supplied.

LN = Layer Number

NL = Total Number of Layers

圖 4-1 shell91 元素

SHELL91 Sandwich Option - Before Deformation

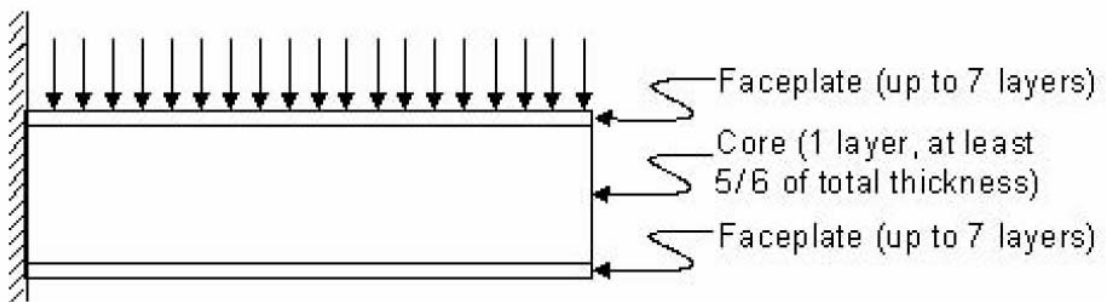
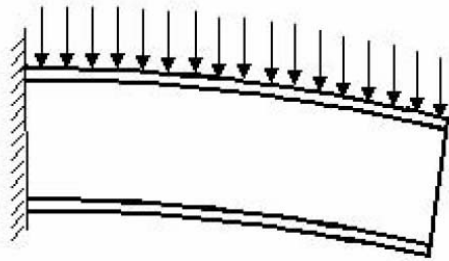
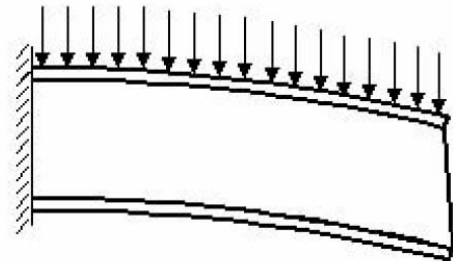


圖 4-2 三明治選項(變形前)

SHELL91 Sandwich Option - After Deformation



Deformed shape without sandwich option



Deformed shape with sandwich option

圖 4-3 三明治選項(變形後)

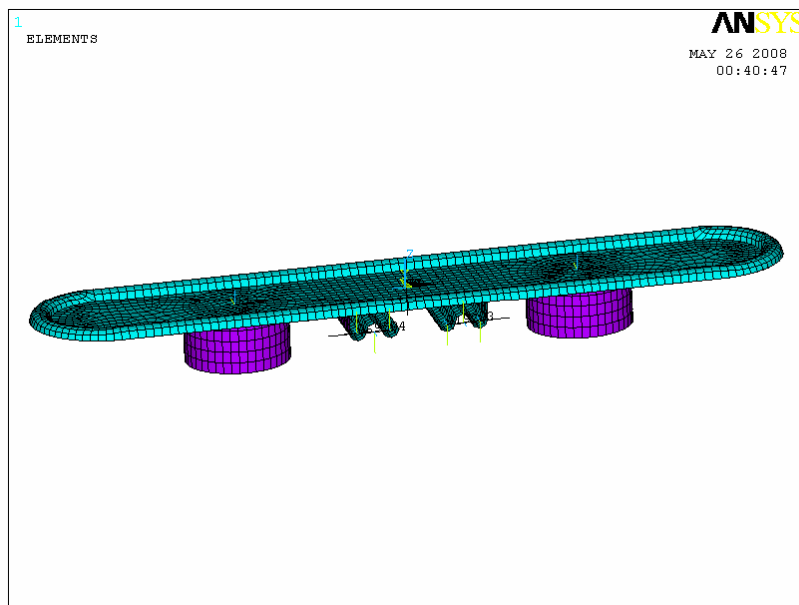


圖 4-4 完整揚聲系統模型(包括揚聲板、音圈、彈性支承與懸邊)

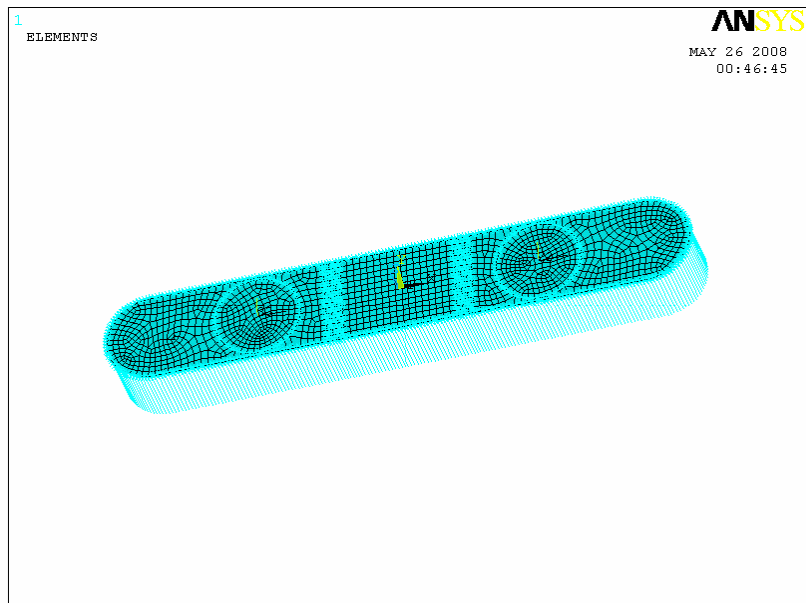


圖 4-5 簡化後之揚聲系統模型(將音圈、彈性支承與懸邊以彈簧元素與質量元素模擬)

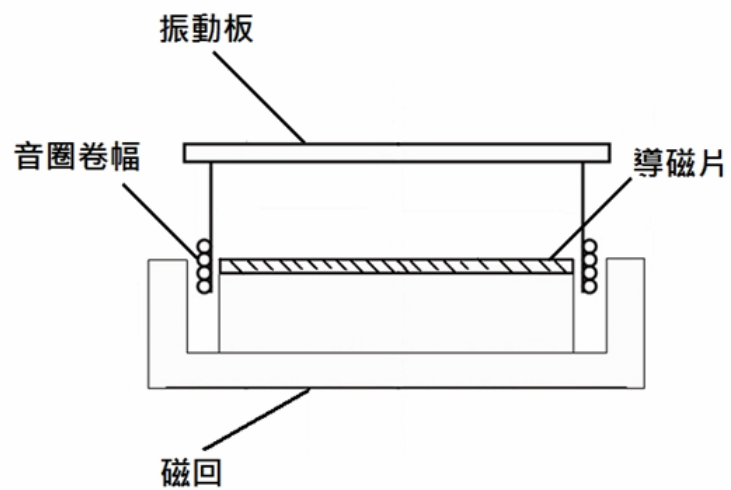


圖 4-6 圓形激振器的剖面圖

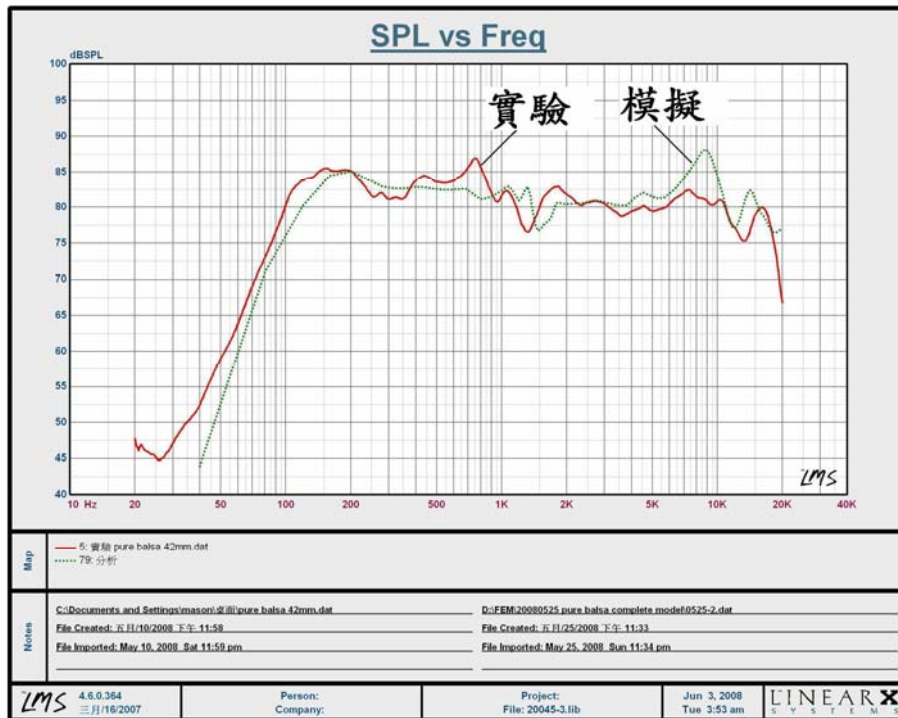


圖 4-7 ANSYS 模擬與實驗結果之比較

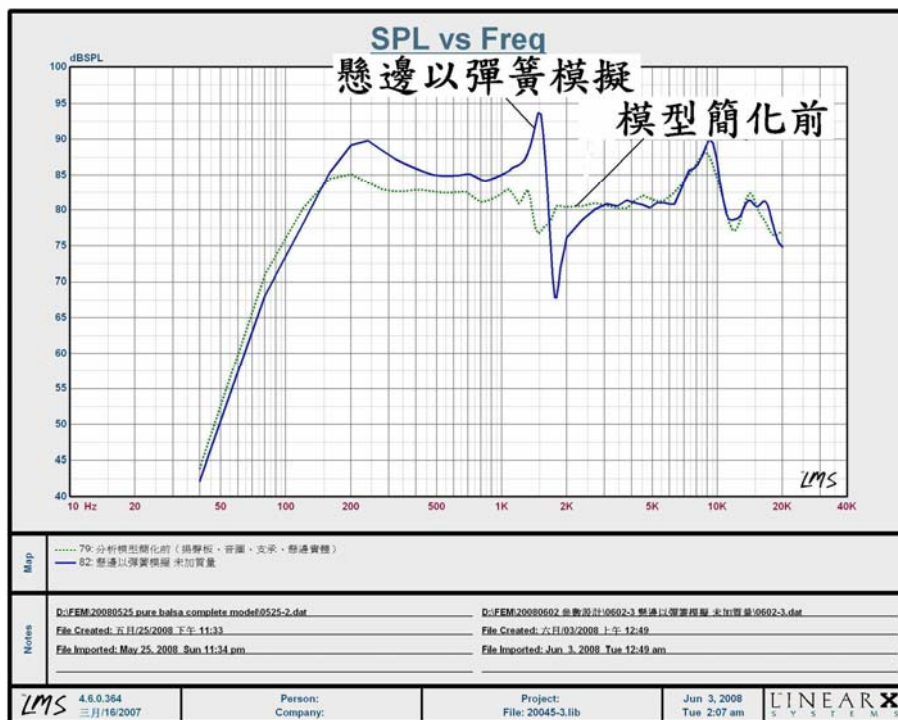


圖 5-1 懸邊以彈簧元素模擬之聲壓曲線圖

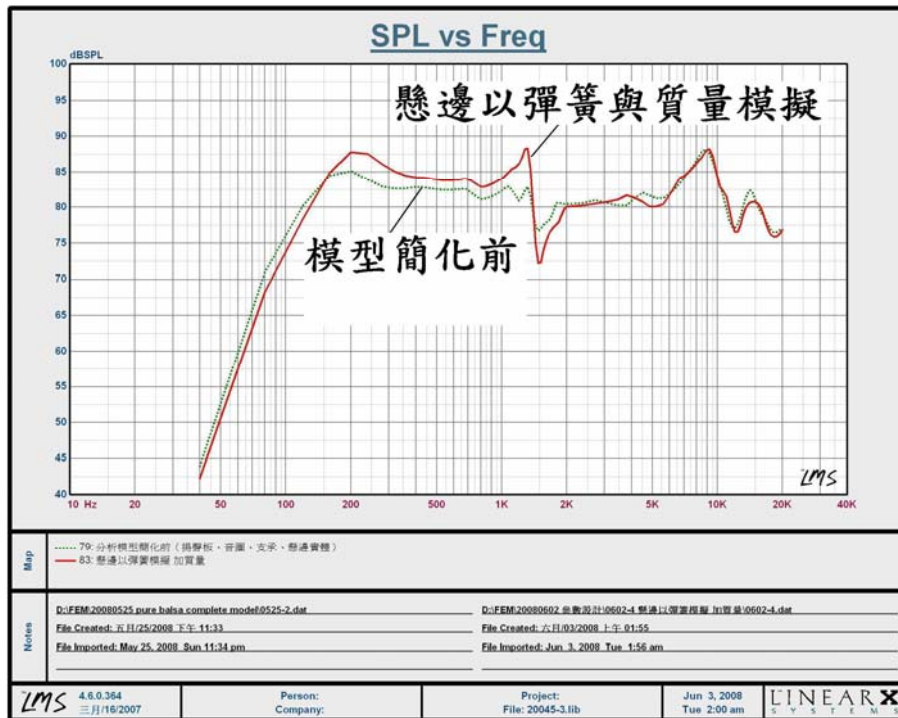


圖 5-2 懸邊以彈簧元素及質量元素模擬之聲壓曲線圖

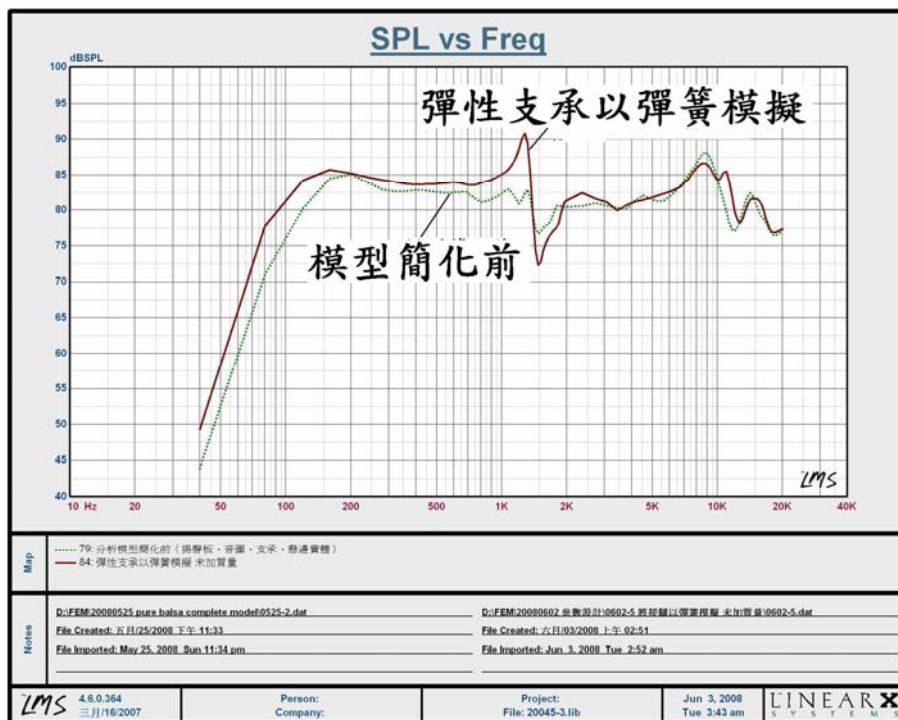


圖 5-3 將接腳以彈簧元素模擬之聲壓曲線圖

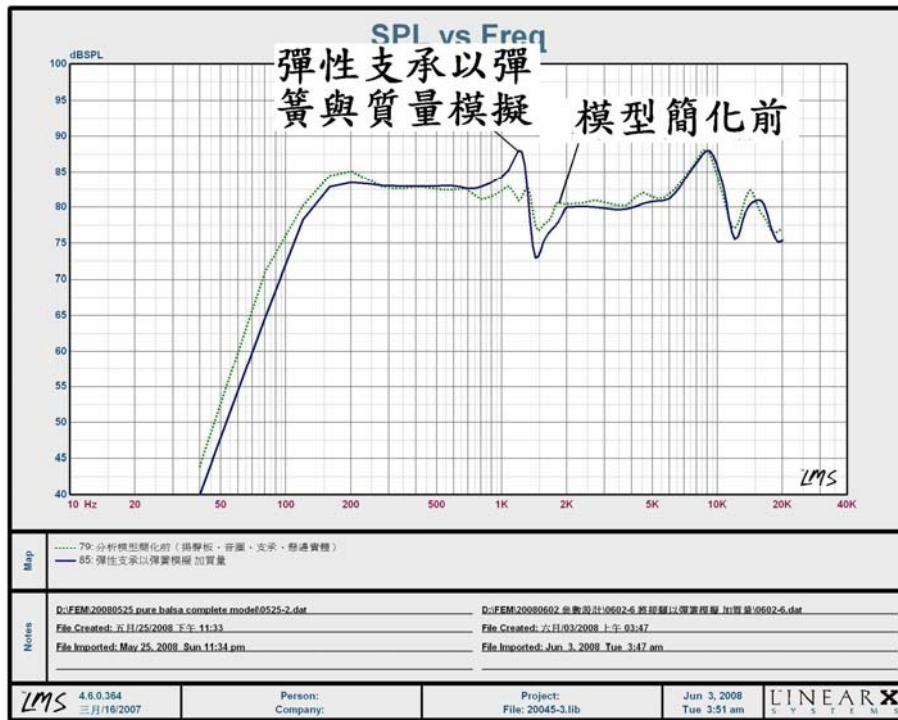


圖 5-4 將接腳以彈簧元素及質量元素模擬之聲壓曲線圖

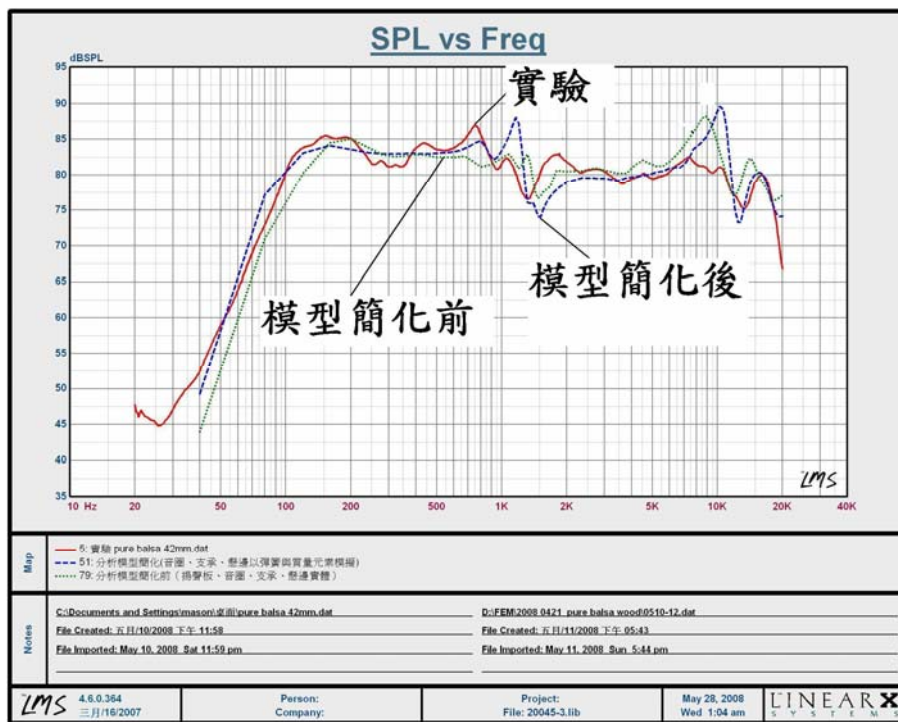


圖 5-5 簡化後與簡化前之模型以及實驗之聲壓曲線比較

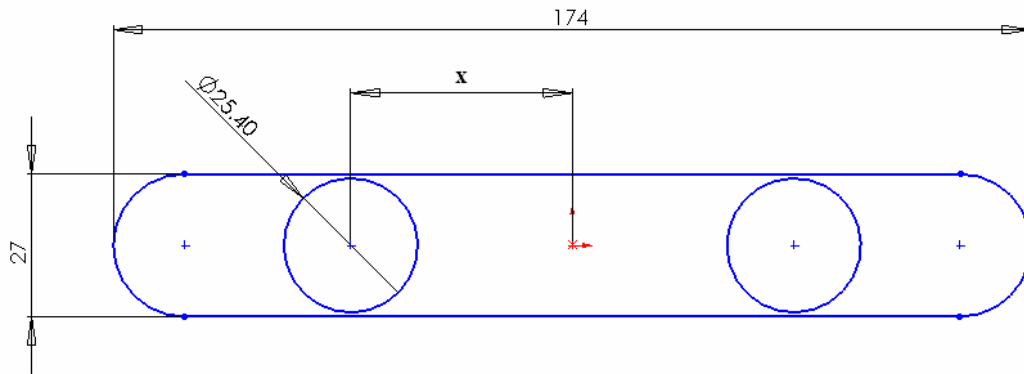


圖 6-1 雙激震器揚聲板示意圖

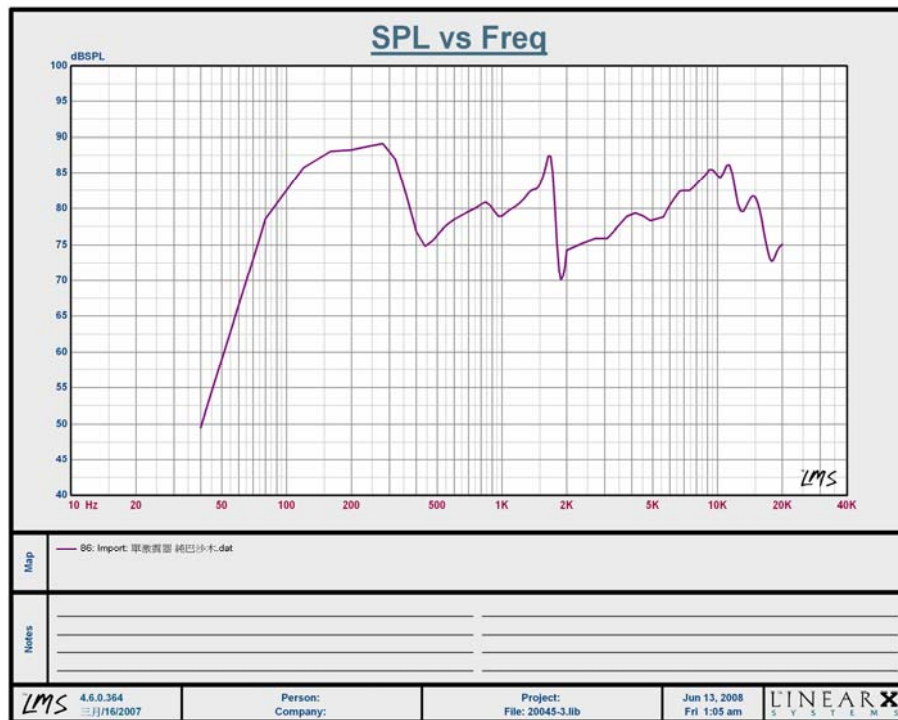


圖 6-2 純巴爾沙木揚聲板受單激震器激震之聲壓曲線

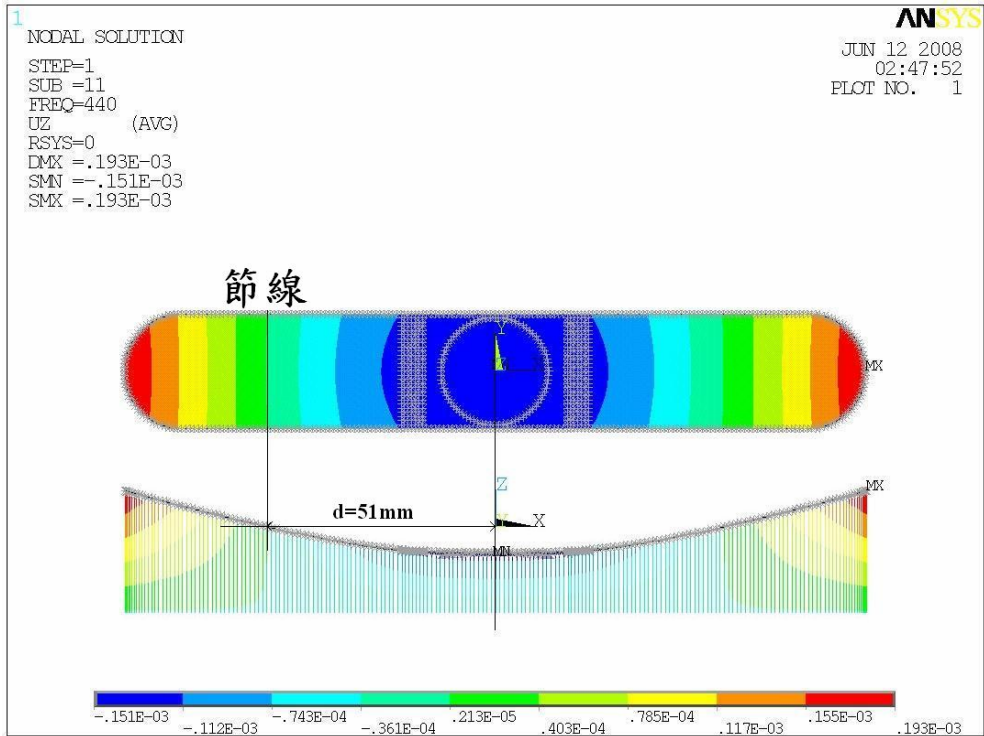


圖 6-3 純巴爾沙木板受單激震器激震時 440Hz 之共振模態

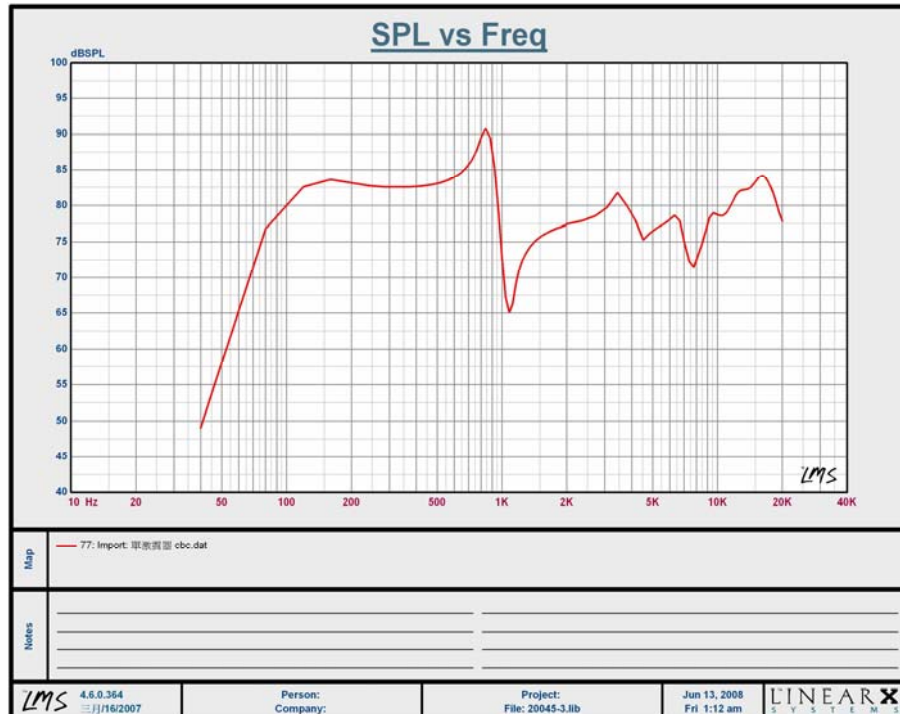


圖 6-4 碳纖三明治揚聲板受單激震器激震之聲壓曲線

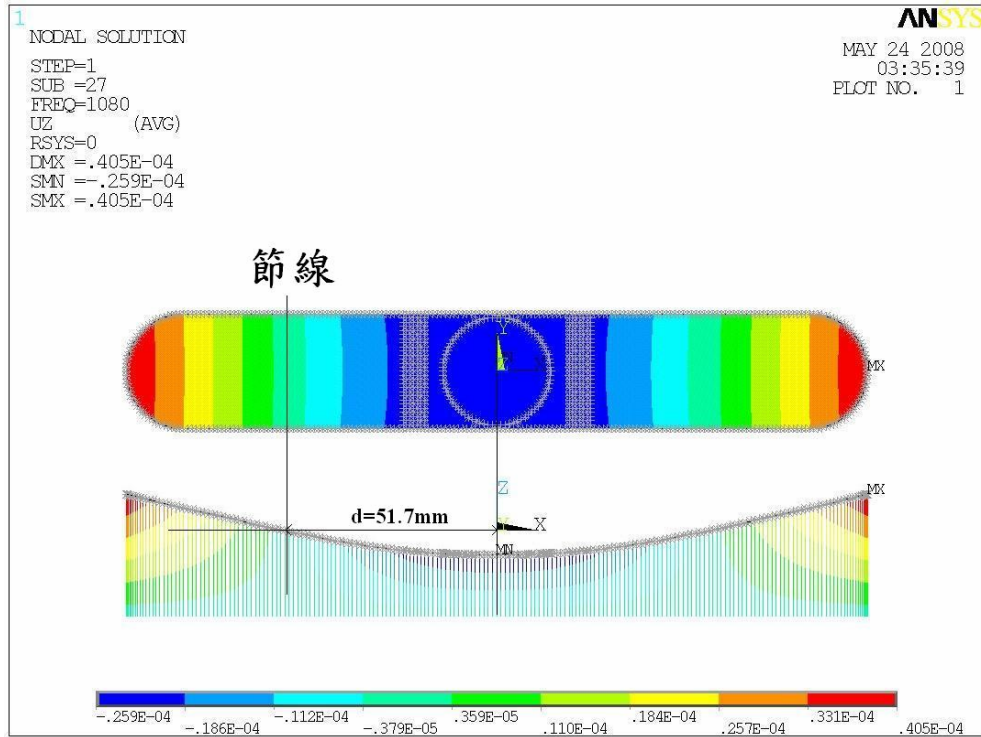


圖 6-5 碳纖三明治板受單激震器激震時 1080Hz 之共振模態

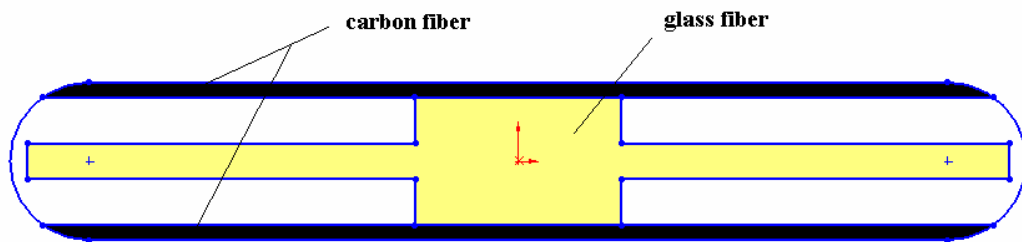


圖 6-6 部分加勁揚聲板示意圖

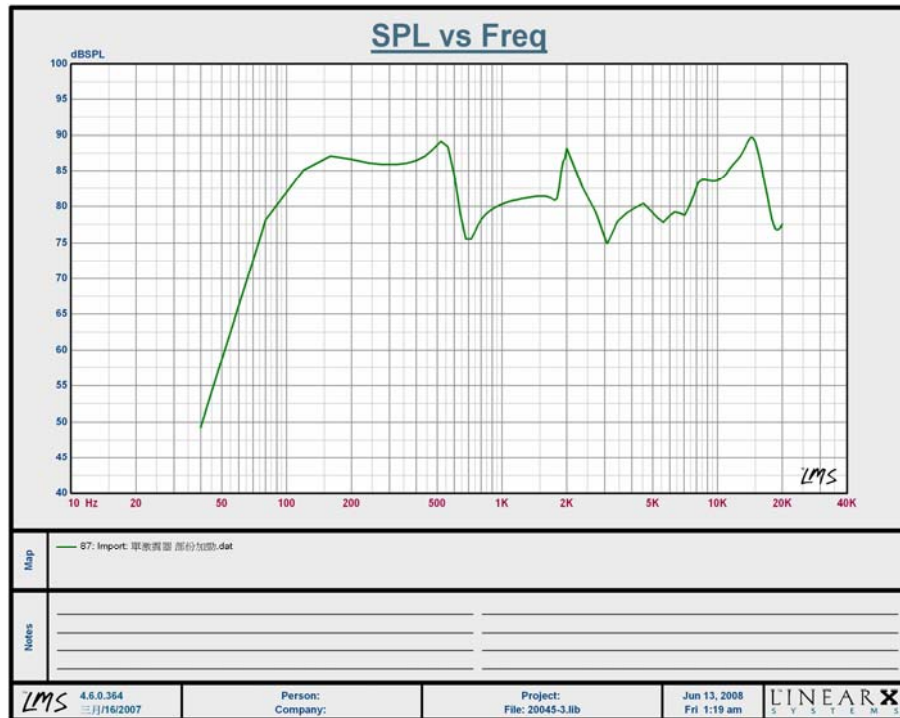


圖 6-7 部份加勁揚聲板受單激震器激震之聲壓曲線

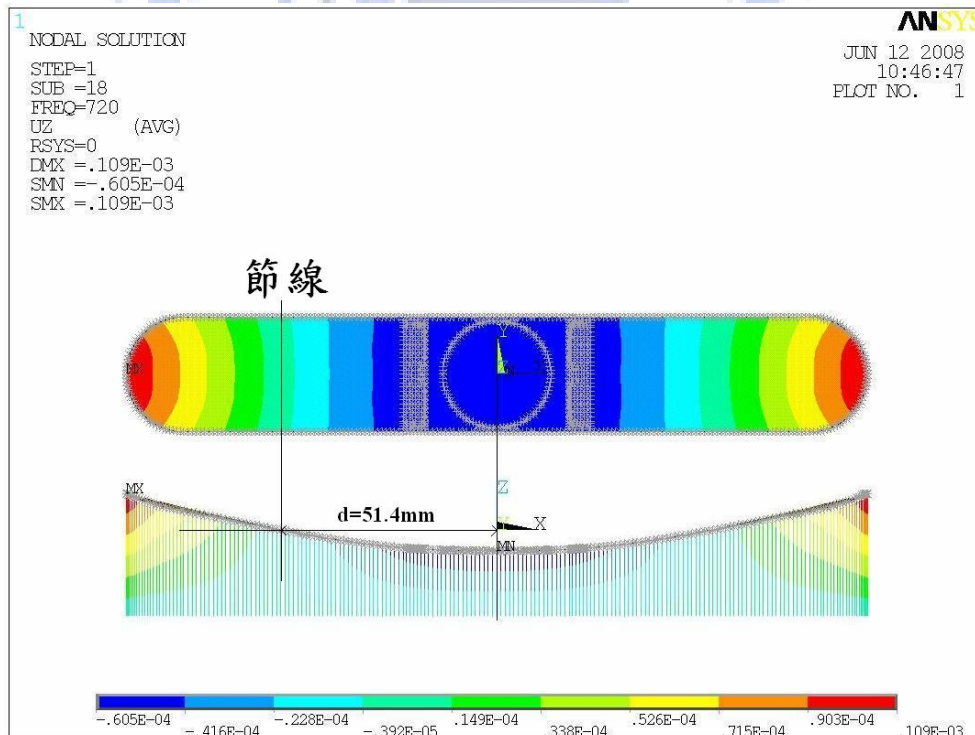


圖 6-8 部份加勁揚聲板受單激震器激震時 720Hz 之共振模態

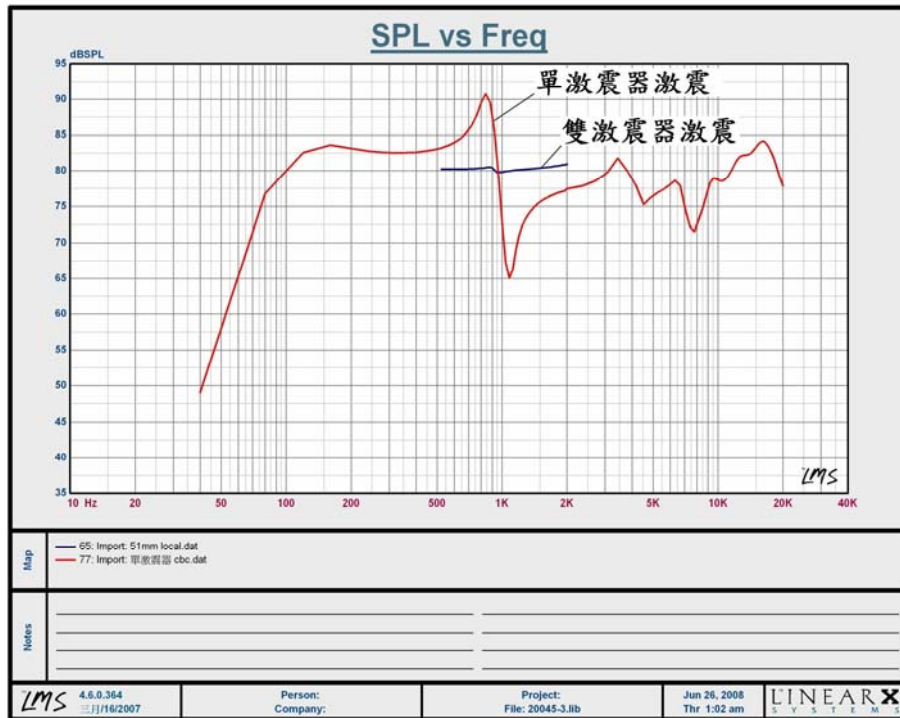


圖 6-9 碳纖三明治板受雙激震器於節線位置激震之中音域聲壓曲線與受單激震器激震之聲壓曲線比較

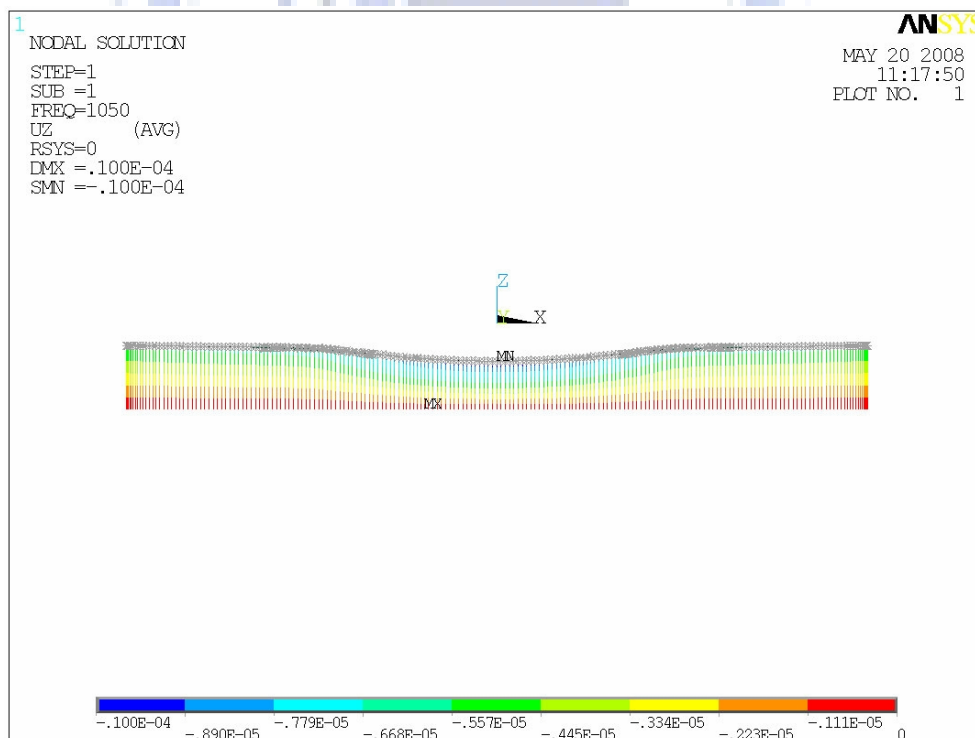


圖 6-10 碳纖三明治板受雙激震器激震於 1050Hz 之模態

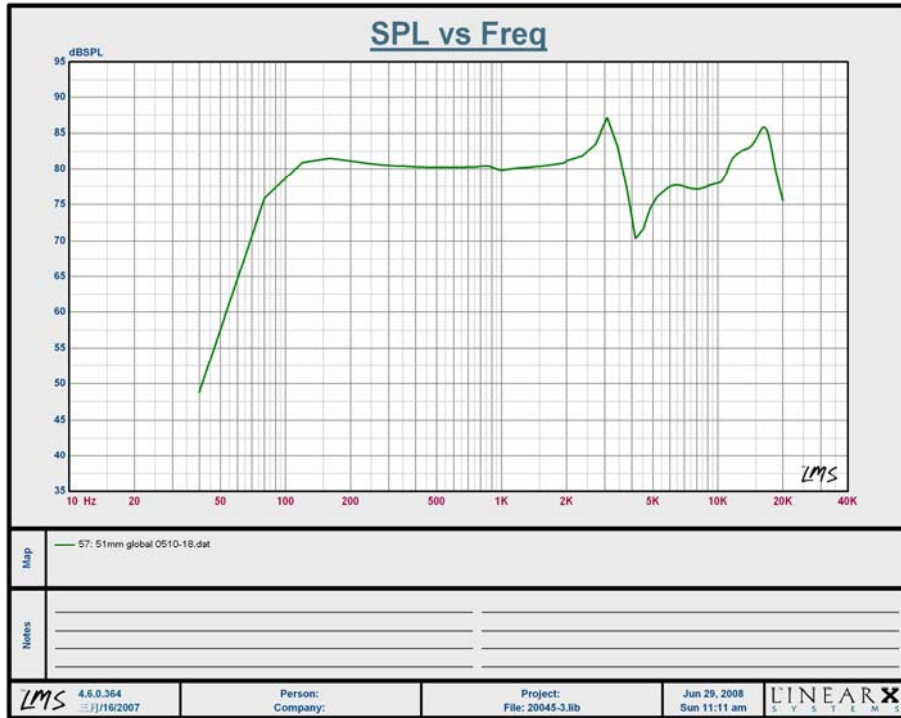


圖 6-11 碳纖三明治板受雙激震器於節線位置激震之聲壓曲線圖

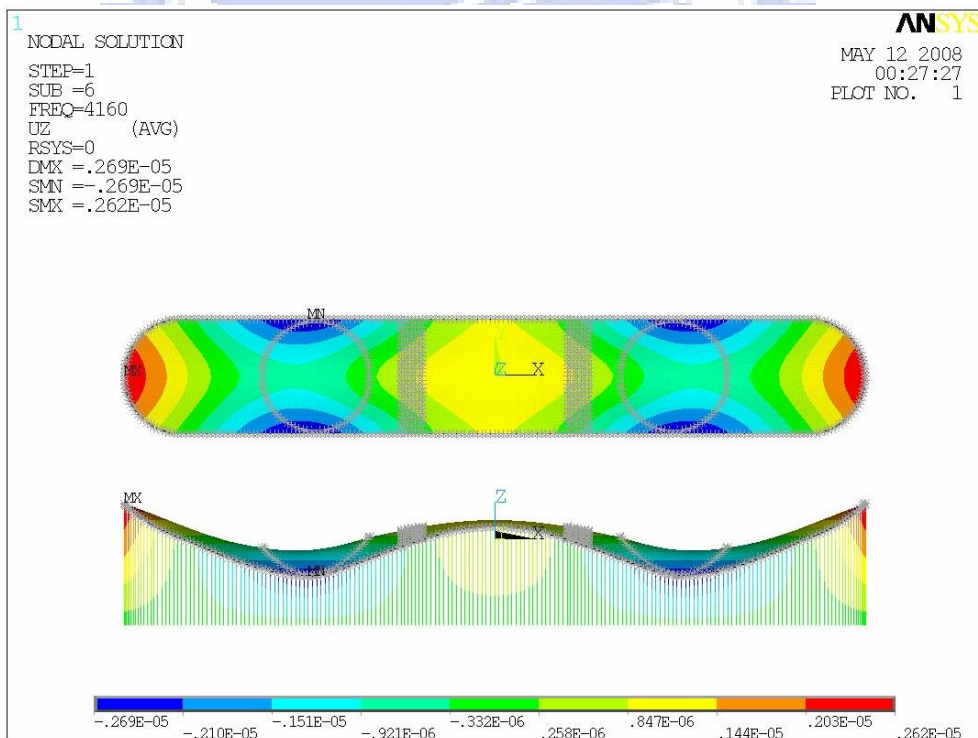


圖 6-12 碳纖三明治板受雙激震器激震於 4160Hz 之模態

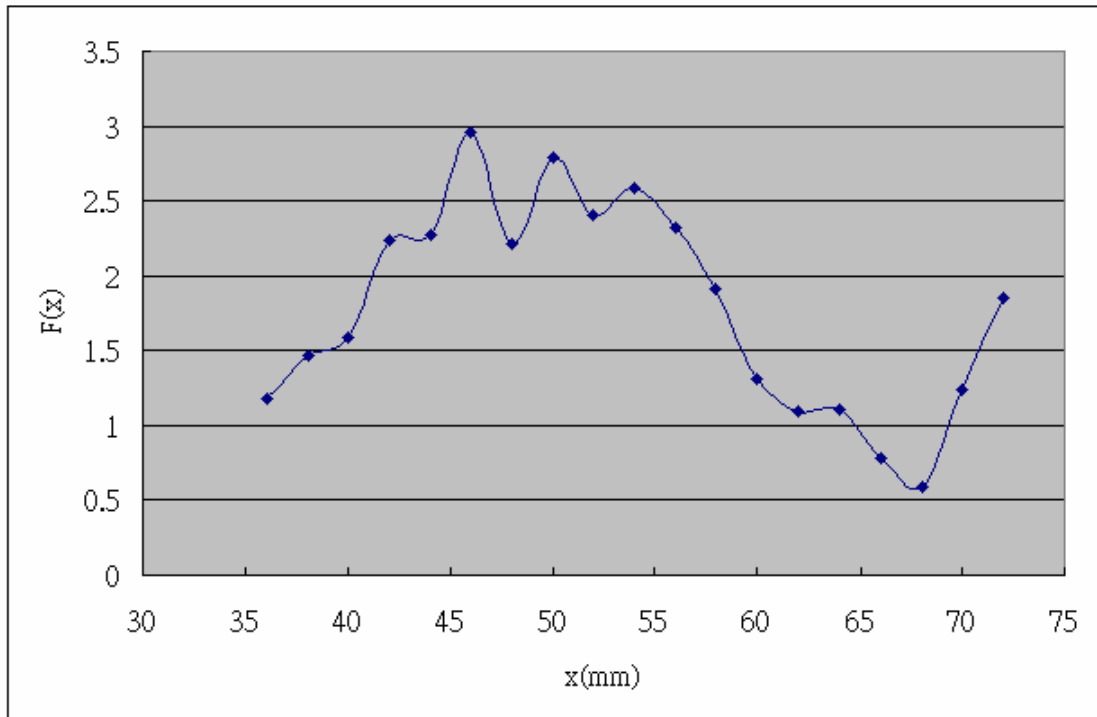


圖 6-13 碳纖三明治對整體聲壓曲線平滑之目標函數曲線

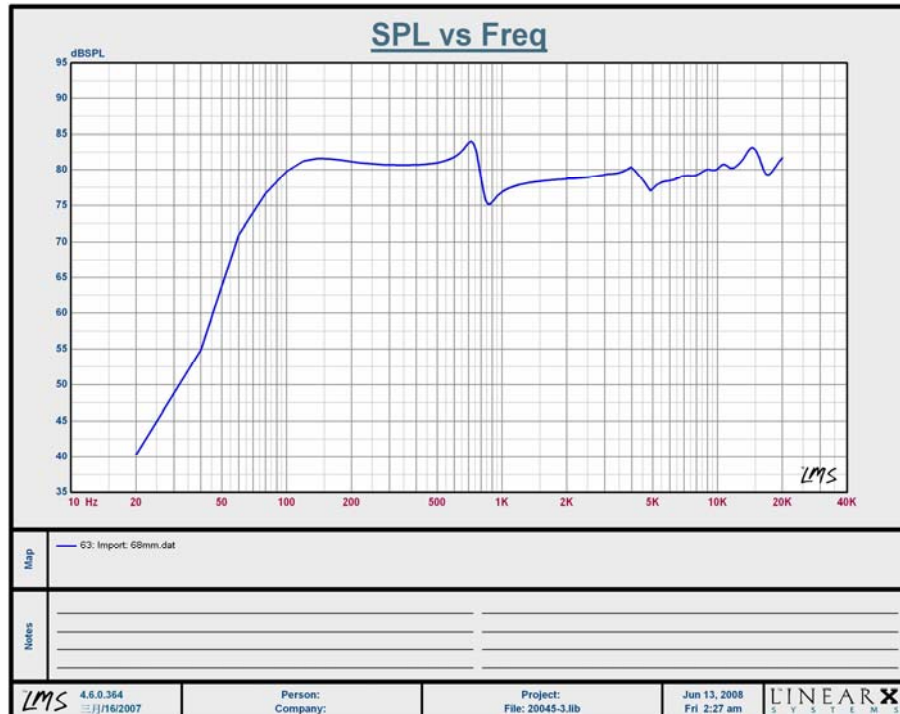


圖 6-14 碳纖三明治板在激震位置 x=68mm 之聲壓曲線

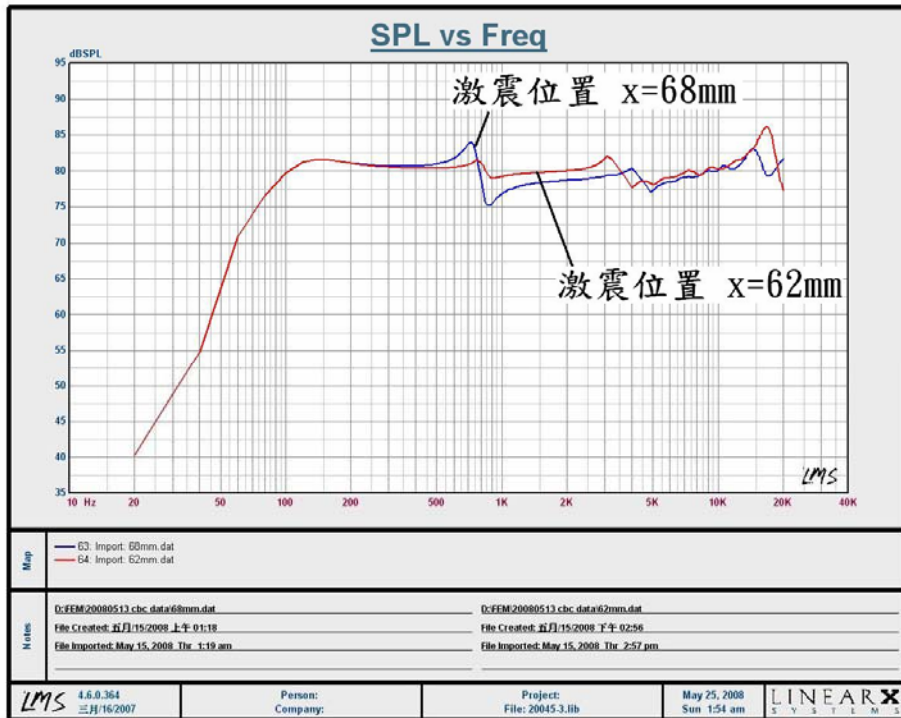


圖 6-15 激震位置 $x=62\text{mm}$ 與 $x=68\text{mm}$ 之曲線比較

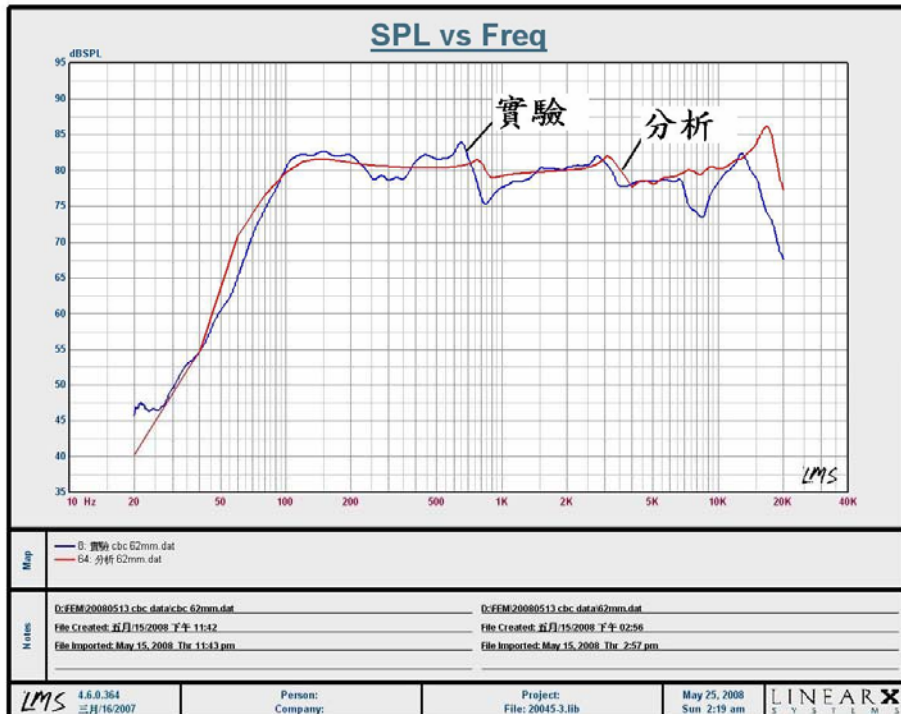


圖 6-16 碳纖三明治板激震位置 $x=62\text{mm}$ 分析與實驗結果之比較

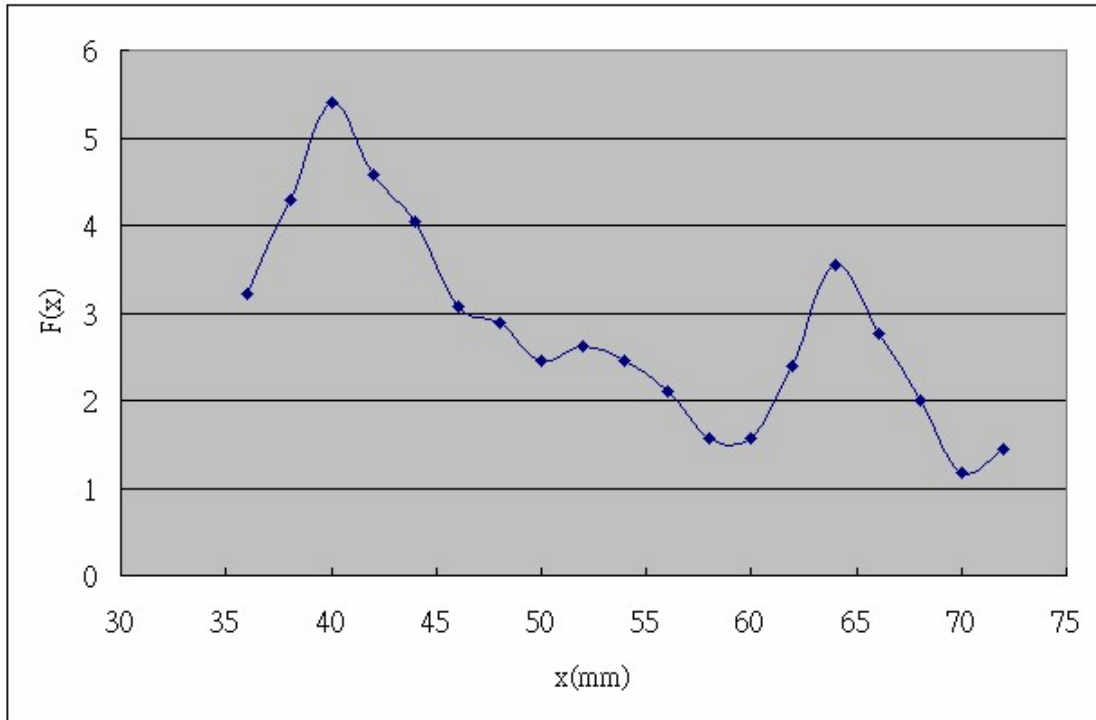


圖 6-17 純巴爾沙木板對整體聲壓曲線平滑之目標函數曲線

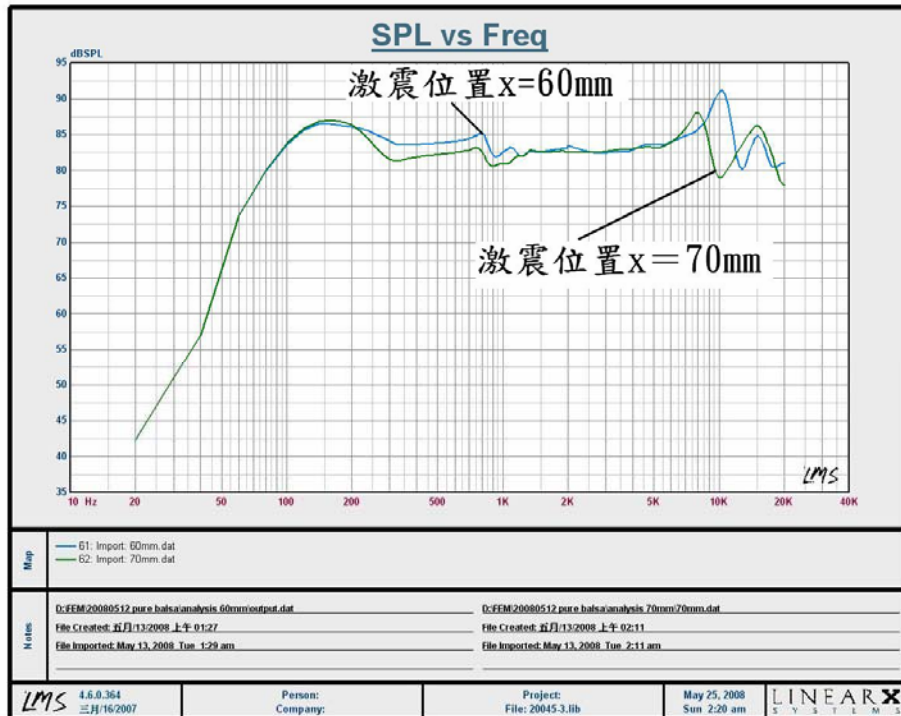


圖 6-18 純巴爾沙木揚聲板激震位置 $x=60\text{mm}$ 與 $x=70\text{mm}$ 之曲線比較

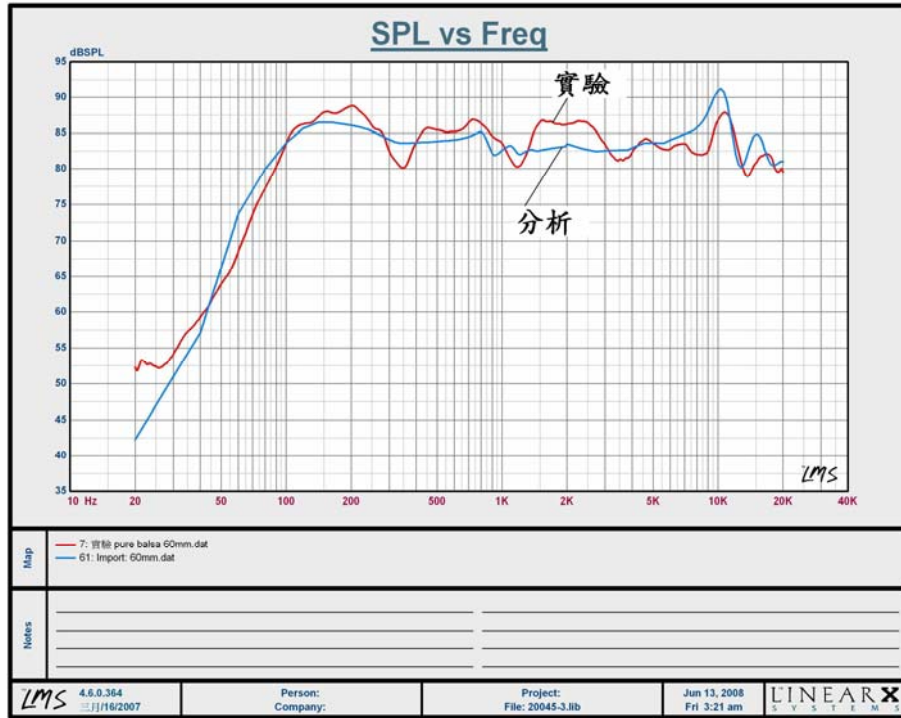


圖 6-19 純巴爾沙木揚聲板激震位置 $x=60\text{mm}$ 實驗與模擬之比較

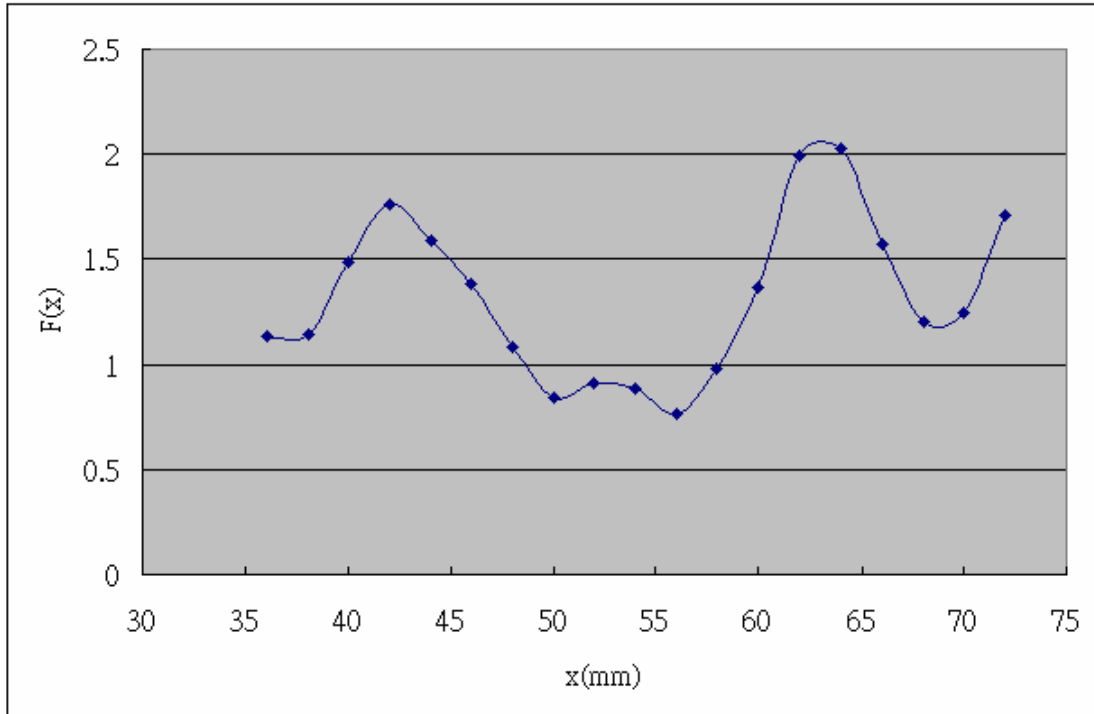


圖 6-20 部分加勁板對整體聲壓曲線平滑之目標函數曲線

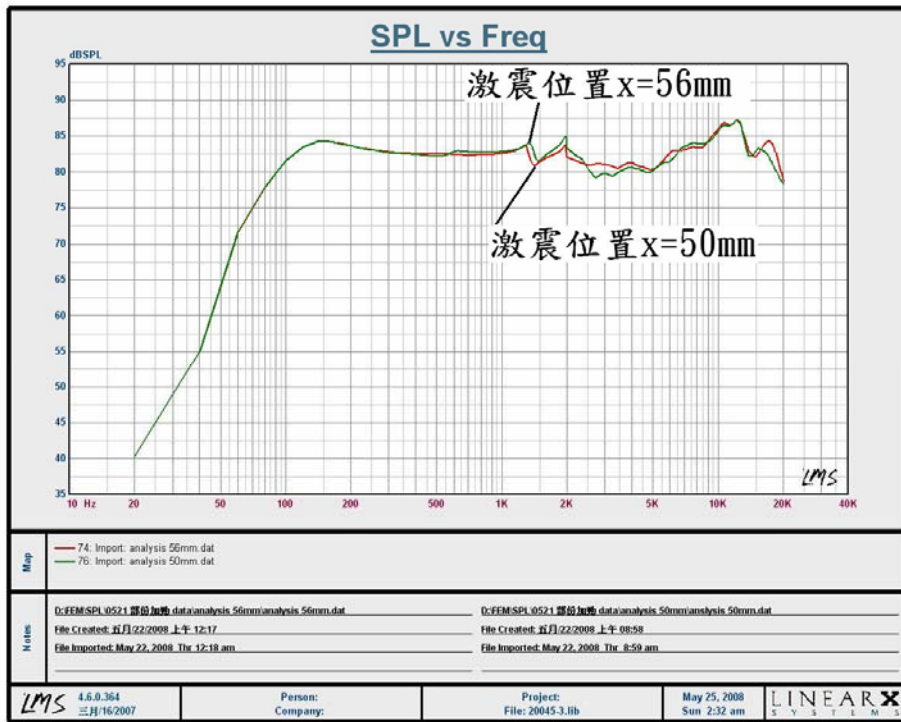


圖 6-21 部份加勁揚聲板激震位置 $x=50\text{mm}$ 與 $x=56\text{mm}$ 之曲線比較

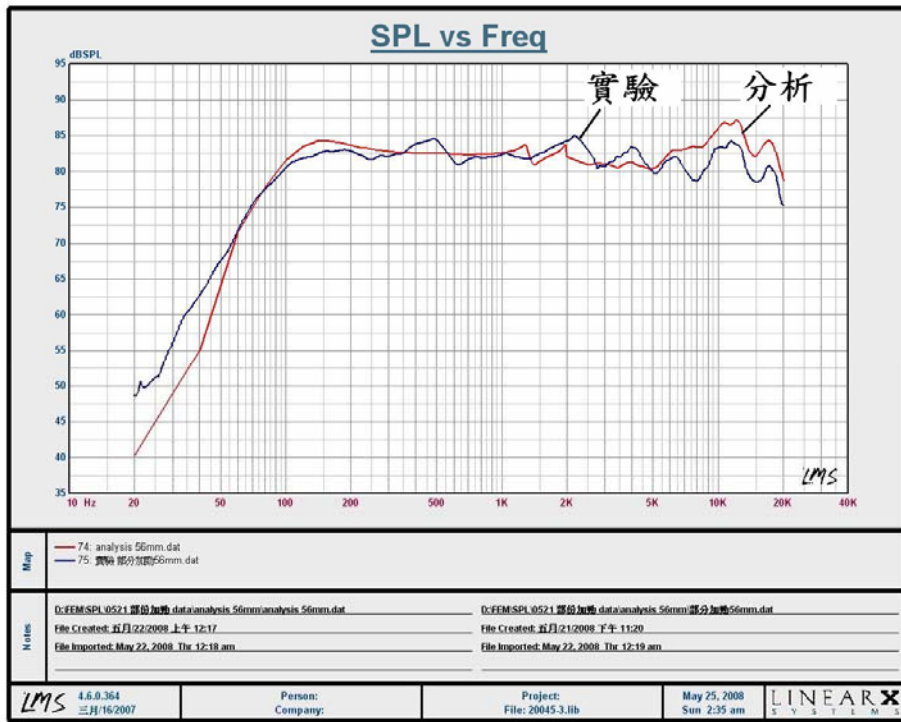


圖 6-22 部份加勁揚聲板激震位置 $x=56\text{mm}$ 分析與實驗結果之比較

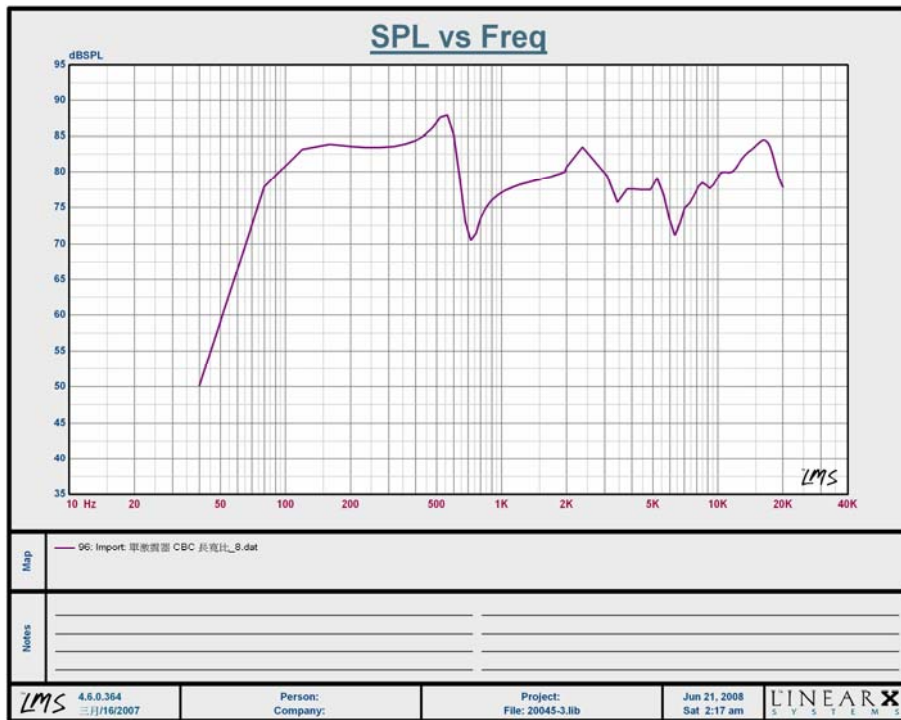


圖 6-23 長寬比 8 之碳纖三明治板受單激震器激震之聲壓曲線

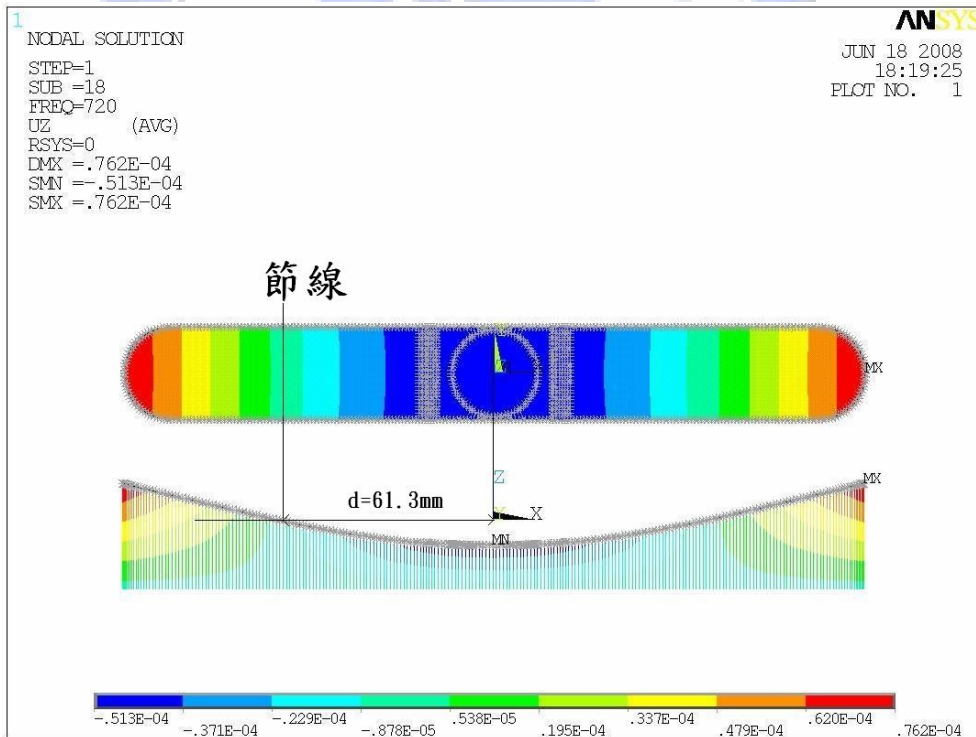


圖 6-24 長寬比 8 之碳纖三明治板受單激震器激震時在 720Hz 之模態

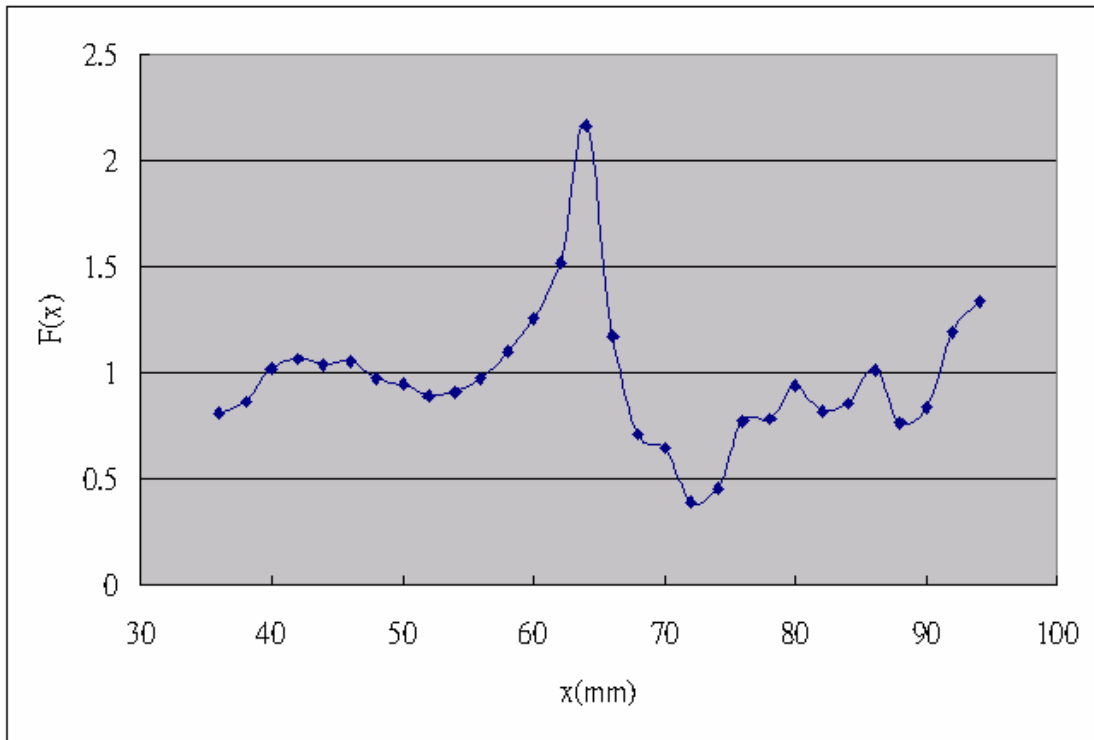


圖 6-25 長寬比 8 之碳纖三明治板激震位置最佳化之目標函數曲線

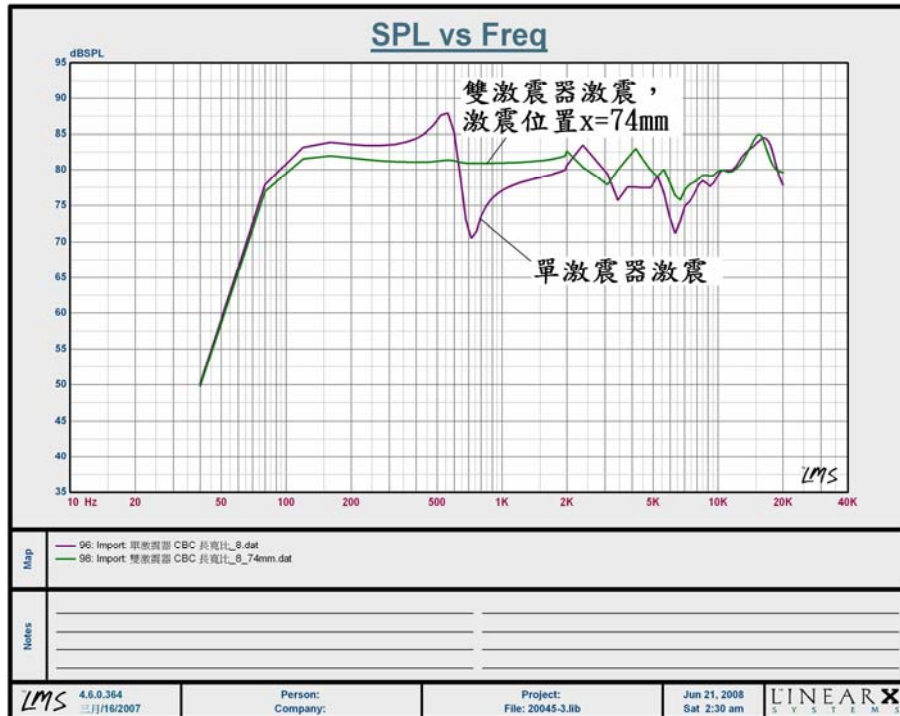


圖 6-26 長寬比 8 之碳纖三明治板激震位置 74mm 與單激震器激震之聲壓

曲線比較

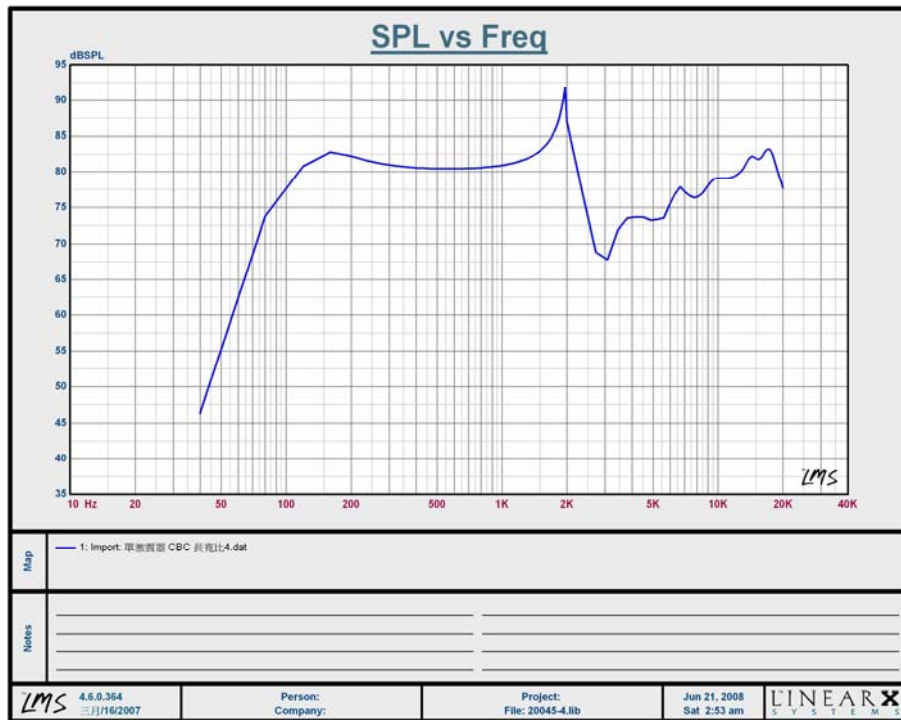


圖 6-27 長寬比 4 之碳纖三明治板受單激震器激震之聲壓曲線

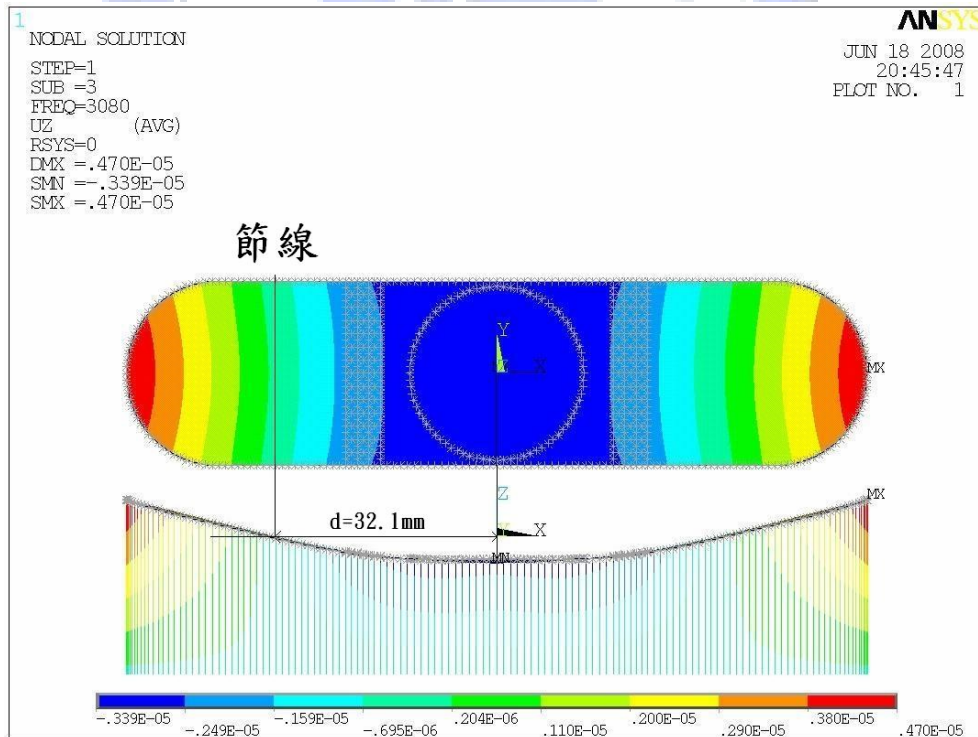


圖 6-28 長寬比 4 之碳纖三明治板受單激震器激震在 3080Hz 之模態

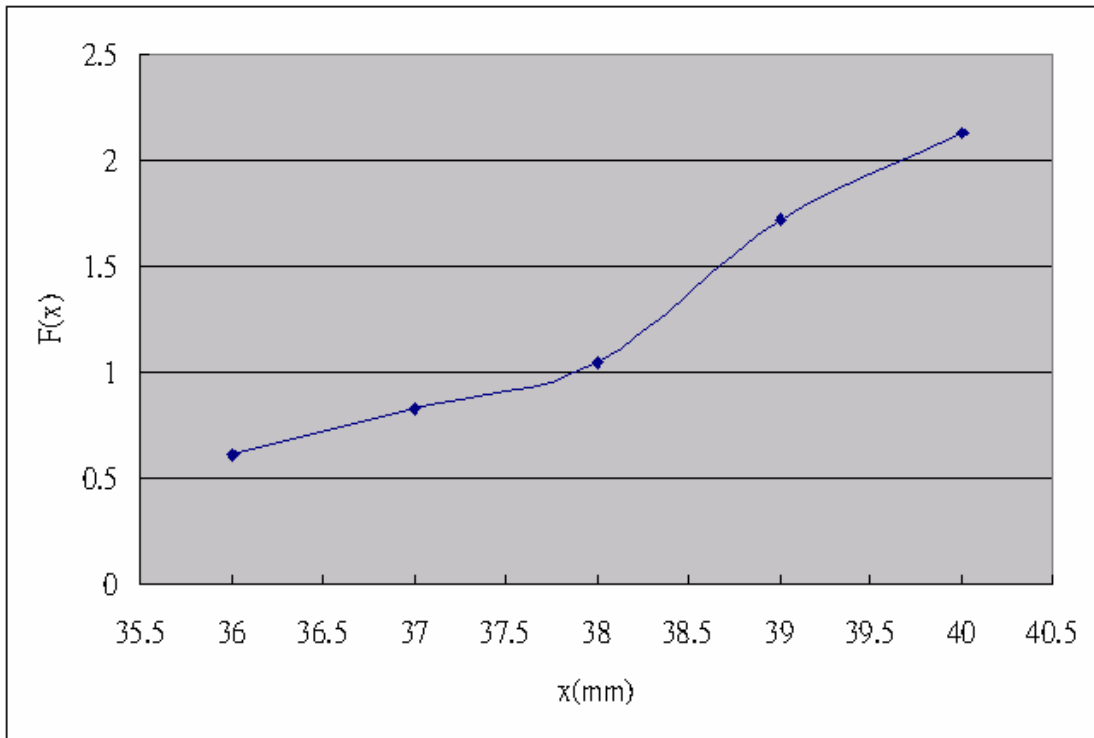


圖 6-29 長寬比 4 之碳纖三明治板激震位置最佳化之目標函數曲線

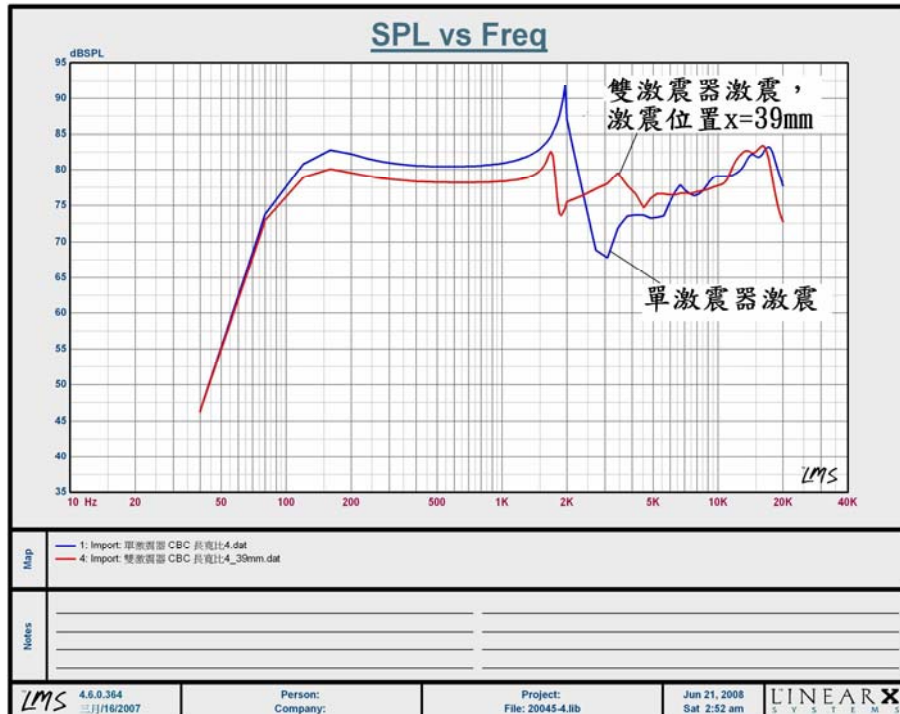


圖 6-30 長寬比 4 之碳纖三明治板激震位置 39mm 與單激震器激震之聲壓

曲線比較

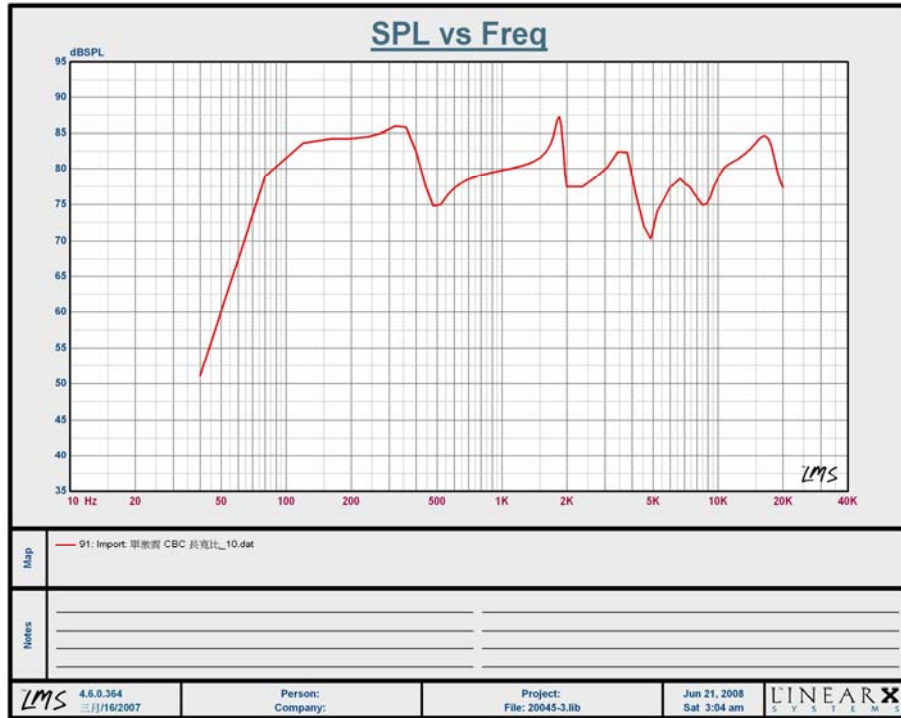


圖 6-31 長寬比 10 之碳纖三明治板受單激震器激震之聲壓曲線

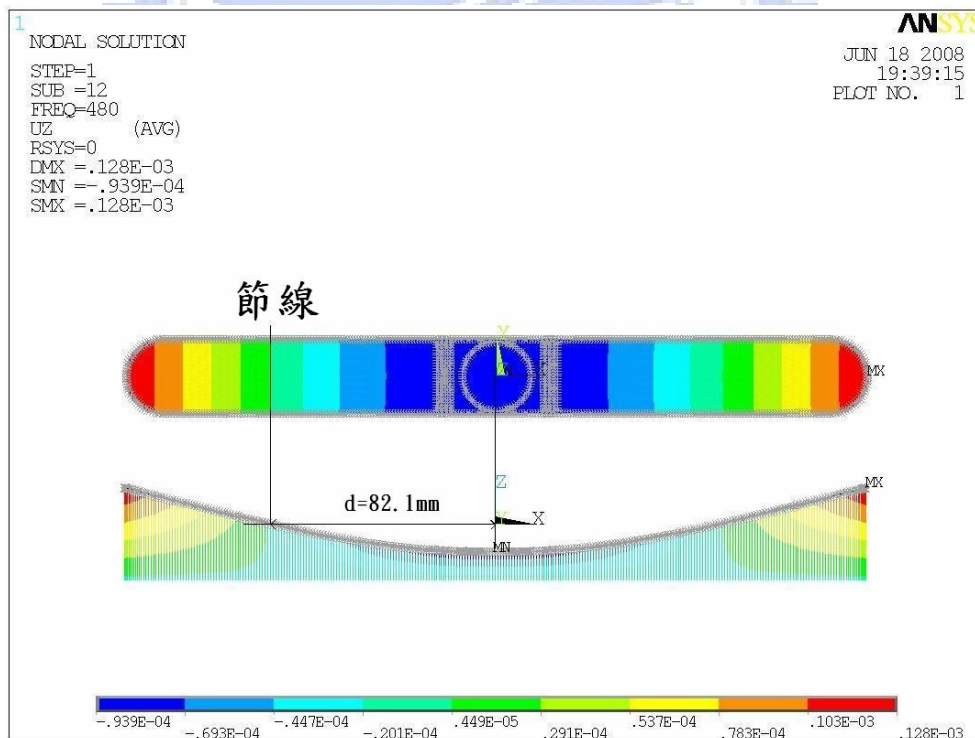


圖 6-32 長寬比 10 之碳纖三明治板受單激震器激震在 480Hz 之模態

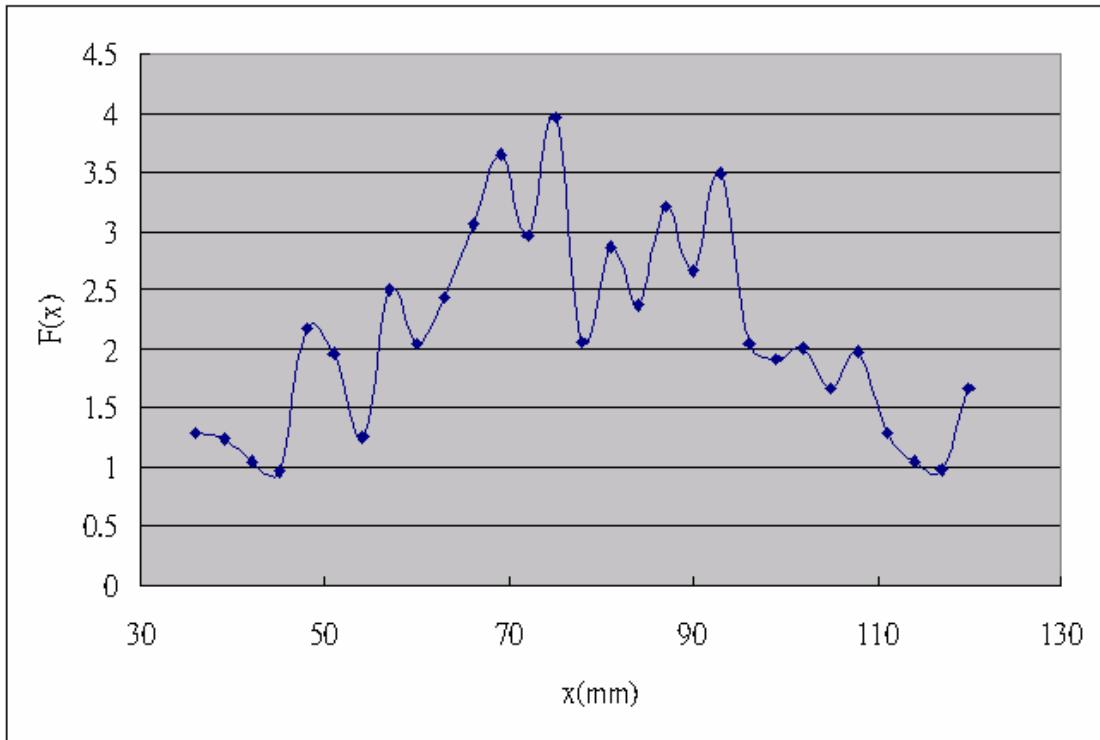


圖 6-33 長寬比 10 之碳纖三明治板激震位置最佳化之目標函數曲線

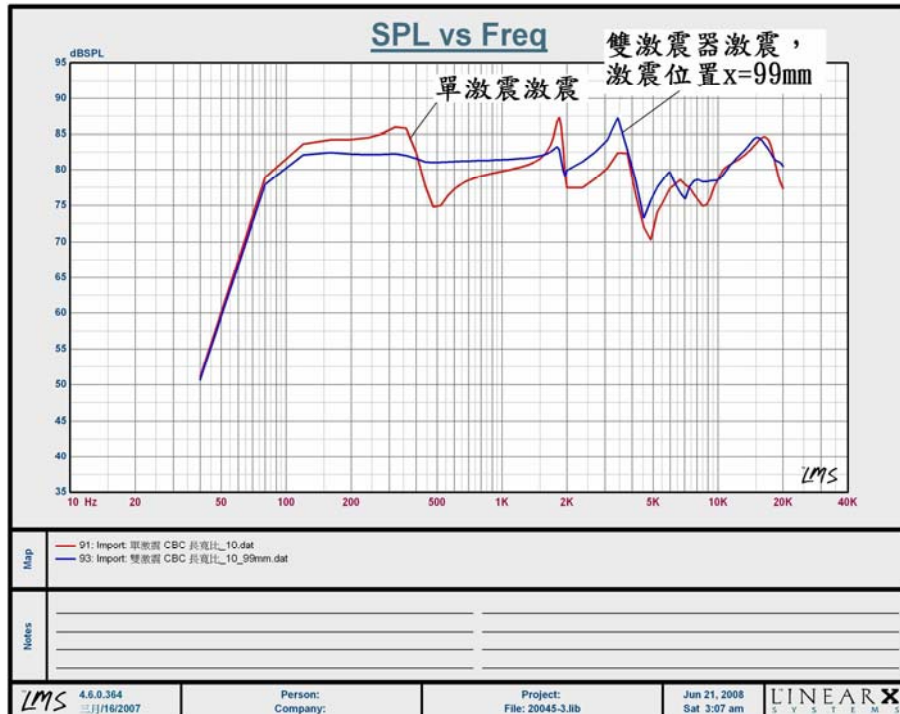


圖 6-34 長寬比 10 之碳纖三明治板激震位置 99mm 與單激震器激震之聲壓

曲線比較