

第一章 緒 論

1-1 前言

隨著數位時代的來臨，數位家電薄形化發展，高畫質數位電視 (High Definition Television) 所搭配之揚聲器也朝輕、薄、短、小化發展，一般揚聲器可依其激震器驅動的方式可分概為，電磁型揚聲器、帶型揚聲器、靜電型揚聲器、電磁動圈式揚聲器及壓電型揚聲器，目前市場上最普遍的是電磁動圈式揚聲器，因為成本低廉且製程成熟，這就是俗稱為單體的部份，其結構可概略分為外部的振動平板、懸邊、內部之彈波、音圈、及磁氣迴路等。

市場應用電磁動圈式揚聲器應用面廣泛，不管是在家庭、公共場所、各式交通工具、隨身電子工具中，舉凡需要聲音的地方，均可見其蹤影。一般又分為內磁式與外磁式，但外磁式普遍漏磁較為嚴重，效率不佳，所以本文採內磁式。

揚聲器的揚聲為激震器推動振動板，振動板推動空氣揚聲(如圖 1-1)，造成振動板表面元素之空氣產生速度，進而產生聲壓，由於細長振動板之剛性較低，細長振動板變形有相位不同問題，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(如圖 1-2)所示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，故如何藉由橢圓形激震器與條狀平板彈波設計，得到較低的共振

頻率(f_0)與較高聲壓值(SPL)與平滑的聲壓曲線為本文的主要研究目的。本文探討由不同的彈波的設計，減少聲壓曲線大幅振盪現象，使曲線儘量達到平滑，避免中音谷問題(如圖 1-3 所示)，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。

隨著尺寸的縮小，傳統揚聲器所搭配之波浪狀環形彈波，當限制其空間大小、且使用細長平板振動板時，因寬度縮小的情況下(圖 1-4)，相對縮小圓形激震器與波浪狀環形彈波尺寸，將造成波浪狀環形彈波之勁度增加、低頻感度降低與中音谷問題，使得聲壓曲線不平滑與最低共振頻率增加，本文主要在改良細長平板揚聲器所使用之激震器與彈波，發展新型之橢圓激震器搭配條狀平板條狀彈波(圖 1-5)，並使用有限元素法分析，以設計條狀平板彈波並改善其最低共振頻率與低頻感度，使條狀平板揚聲器之振動及揚聲問題得以改善，發展出更具效率之揚聲器，平面橢圓形揚聲器搭配條狀平面彈波因此產生。



1-2 文獻回顧

揚聲器可視為一種能量轉換的儀器，經輸入能量通常輸入為電能或機械能，產生運動，對空氣產生疏密波，然後始可產生出聲音。這類能量轉換的裝置有更通用的名稱，叫做傳感器。在 1910 年時，Baldwin 提供了一種 Balanced Armature 的設計，改良鋁振膜受力不平衡的現象，並可提高敏感度及剛性。這種優良的特性使它在未來的 10-15 年的無線廣播時代中，扮演著主要角色。在 1981 年時，Gander 發表一篇關於動圈式激震器喇叭的完整架構說明文章，從激震器磁場分布、激震器出力、喇叭懸吊力等等，並以實驗測出不同狀況的頻率響應圖。由專利敘述，揚聲器的表現與系統之整體勁度有顯著的關

聯，且與設計之好壞有關，不同的設計可得到不同的勁度，但相同之勁度不同之彈波設計，可得到不同之音圈變形，如何在不改變激震器大小，然後始可產生出優美聲音，通常輸入為電能與磁場分布的情況固定下，作喇叭懸吊力之改善，平面喇叭之振動板為長方形，其懸吊力雖為對稱，但非如同圓形板懸吊上之任一點勁度與位移皆為相同，如何消除這其中之差異，平面條狀彈波之設計與應用因此產生，以降低喇叭發聲振動時摩擦之問題，進而達到最大與最佳平衡出力目的，使得喇叭之音質與音色優美。

1-3 研究方向

爲了改善條狀平面揚聲器之低頻感度不足、最低共振頻率(f_0)太高與中音谷問題，本文研究與探討：內磁式動圈式橢圓形激震器(如圖 1-6)的製造與應用研究，使用橢圓形磁回可增加磁體體積與磁通密度(B)大小，加大揚聲器之出力(BLI)，且長條狀平板受圓形激振時，因受力不平均(長、短邊)而產生平板變形，造成聲壓之下降，橢圓形激震器可改善推力不平均與平板變形之問題，橢圓形磁回與橢圓形音圈之大小，依據王崧任與戴建郎之論文分析所述之較佳尺寸進行加工，本論文針對製作、加工詳細方法與細節進行的探討，如何完成橢圓形揚聲器製作有其相當之難度，其中包含了橢圓形之音圈、磁體、導磁體與彈波之加工成型與組裝方法探討，首先進行橢圓形磁回之製作與組裝，其次再進行橢圓形音圈之製作加工，分為橢圓形音圈本體之成形與銅線之纏繞，完成後進行與磁回、音圈與振動板組裝，平面橢圓形揚聲器因此產生，最後進行相關參數研究與分析(橢圓形之長、短軸比、音圈製程、捲幅高度、音圈線徑、彈波種類、音圈高度、振動

板、懸邊……)。

加工與組裝完成後進行聲壓測試，揚聲時易有不穩定現象，探討其發生之可能原因為：(1). 加工時之輕微尺寸誤差 (2). 組裝時之誤差，上述之誤差在使用精準之尺寸空控制與模具加工後仍無法克服，判斷其產生原因可能為橢圓形揚聲器對尺寸與誤差之容忍度較圓形揚聲器小，所以本文採用彈波加以改善後發現明顯幫助，針對彈波設計，使用有限單元分析軟體 ANSYS 進行彈波設計與分析。使用驗證正確的模型，分析在激震器尺寸、材料常數固定不變的情形下，藉由改變彈波形狀、角度，找出平板受彈波影響之共振模態與勁度大小，勁度越低其相對之最低共振頻率越低，揚聲器有效揚聲頻寬越大，但不穩與低頻共振為其問題，如何找出合適之彈波設計，與提高低頻之共振模態所產生之聲壓下降問題，為本次研究與實驗之重點。



第二章 平面揚聲器發聲原理

2-1 揚聲器之基本磁場理論

橢圓形激震器可謂動圈式喇叭的心臟，唯有強有力的心臟，才能將喇叭的特性發揮出來，內磁式揚聲器工作原理如(圖 2-1)所示，振動力的產生是根據勞倫茲力而來，某一長度的線圈電流(L、I)經過磁場B，即可輸出一個垂直磁場方向與電流方向的力量F。在喇叭中常見的磁鐵，即是提供磁場B值的來源。其三者關係如下：

$$\vec{F} = \int (\vec{I} \times \vec{B}) dl \quad (2.1)$$

磁場B指的是磁通密度，為單位面積通過的磁力線數目。它在國際單位制(SI制)中是以T(Tesla 特斯拉)表示。另外民間常用的單位G(Gauss 高斯)是CGS制的。式(1)可以純量簡單表示如下：

$$F = B L I \quad (2.2)$$

此時使用SI制的單位時，力量F為N(牛頓)，磁通密度B為T(特斯拉)，長度L為m(公尺)，電流I為A(安培)。方向可用佛萊明左手定則表示(如圖 2-2)，中指為電流方向，食指為磁場方向，磁力線分佈(如圖 2-3)所示，大姆指則為出力方向，此力即為推動激震器上下振動的力量來源。

激震器的封閉磁路是由磁體與導磁體相互配合設計獲得，使用的材料有：(a)低碳鋼，(b)永久磁鐵(釹鐵硼)，(c)空氣三種，其對應的材料常數[如表 2-1]所示，選用矯頑磁力較大之材料使用，以增加磁力大小與喇叭出力，提高聲壓。定義的材料參數有相對導磁係數(Relative Permeability μ_r)與矯頑磁力(Coercive Force H_c)。永久磁鐵本身具有固定的磁場方向，所以有非等向均勻的矯頑磁力外，其餘材料特性均為等向且均勻。

傳統條狀平板揚聲器再使用圓形激震器時，因寬度大小受限制，

無法使用更大的磁鐵，增加磁通大小(B)，使推力上升，使用橢圓形激震器主要原理增加磁體體積與磁通量大小，使單體推力上升，以增加聲壓感度與最低共振頻率降低，此外矩形平板之變形因激振區域之增加，使得中音谷現象改善。

2-2 單一自由度振動響應公式

揚聲器系統在 F_s 的運動可以簡化為受一週期性外力激振的單一自由度剛體振動，(如圖 2-4)所示。其中 M (Mass)為整個揚聲器系統移動的質量，包含音圈、振動板、懸邊及彈波。 K (Stiffness)是整個系統的勁度，由懸邊與彈波所造成的。 C (Damping)是整個系統的阻尼。整個系統的運動方程式如下：

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = F \sin \omega t = BLI \sin \omega t \quad (2.3)$$

可以得到公式解如下式：

$$X(\omega) = \frac{BLI}{\sqrt{(K - M\omega^2)^2 + (C\omega)^2}} \quad (2.4)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}}, \quad C_c = 2M\omega_n, \quad \xi = \frac{C}{C_c} \quad (2.5)$$

$$\frac{C\omega}{K} = \frac{C}{C_c} \frac{C_c\omega}{K} = 2\xi \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.6)$$

將關係式(2.5)與(2.6)代入(2.4)可得到另一形式的公式解：

$$X(\omega) = \frac{\frac{BLI}{K}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \quad (2.7)$$

其中 ω_n 為自然頻率， C_c 為臨界阻尼， ξ 為阻尼比， $X(\omega)$ 為喇叭之振幅，將表 2-2 之參數帶入式 2.7，計算出其最大振幅，可得到喇叭之

最大忍受瓦數。

將不同設計之喇叭參數，帶入式上式作振幅之計算，最大振幅通常發生於最低共振頻率(f_0)之位置，將不同瓦數之出力帶入上式中，作喇叭之最大工作允許瓦數之計算，訂出喇叭之可承受瓦數如表 2-3。

由式是可知橢圓形揚聲器之感度因磁通增加而增加，且揚聲器系統勁度影響振幅大小，尤其於低頻時更明顯，本文將使用較軟之懸邊，搭配設計平面條狀彈波，使得平面橢圓揚聲器之低頻感度，最低共振頻率與定位問題得到改善。

2-3 單一自由度聲壓公式

對於點聲源而言，3D 波動方程式在球面座標如式(2.13)：

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 P}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t^2} \quad (2.8)$$

SPL(Sound Pressure Level)定義為，

$$SPL = 20 \log \left(\frac{P_{rms}}{P_{ref}} \right) \quad (2.9)$$

其中 P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值， $P_{ref} = 2 \times 10^{-5}$ pascal，SPL 單位為 dB。

假設振動板為剛體且很小，則相角 Θ 與量測處距離 r 不會改變，並位移量 $X(w)$ 假設為振動板的振幅，可得到單一自由度聲壓的均方根值如下：

$$\begin{aligned}
P_{rms} &= \sqrt{\frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} P^2(r,t) dt} \\
&= \frac{w^2 \rho_{air} A \Delta s}{2\pi r} \sqrt{\frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} e^{j(4\theta_1 - 4kr_1)} dt} \\
&= \frac{w^2 \rho_{air} A \Delta s}{2\sqrt{2}\pi r} \\
&= \frac{w^2 \rho_{air} \Delta s}{2\sqrt{2}\pi r} \times \frac{\frac{BLI}{K}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{w}{Wn}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi \left(\frac{w}{Wn}\right)\right]^2}}
\end{aligned} \tag{2.10}$$

其中 A 為振動板振幅， Δs 為小振動板的面積，r 為量測點的距離。當固定磁回與線圈參數時，所能影響聲壓表現參數為系統之勁度與阻尼，不同設計之喇叭懸吊，有不同之系統勁度與阻尼，影響喇叭之振幅與聲壓表現。

2-4 平面條狀彈波之有限元素分析模型建立

本文以 ANSYS 8.0 之有限元素分析軟體作為求解勁度 k(N/m) 與模態的工具，工程設計流程中，分析過程為重要的工作項目之一，傳統的分析過程耗時且繁雜，必須經過不斷改進，評估，以獲得最佳設計，由於電腦科技的發展，使得傳統的設計工作已能由電腦的幫助來完成。有限元素法之特色為：整個系統離散為有限個元素，利用最低能量原理與泛函數值定理轉換成一組線性聯立方程式，處理過程簡明，適用於線性與非線性之問題。使用有限元素法有效加速 R&D 之時間，減少傳統之試誤法(Try and Error)時間浪費，建立正確與快速分析之有限單元模型後，進行設計與分析流程(圖 2-5)。設計重點為：音圈定位準確度、製造與組裝方便性、最低的系統勁度，最小的音圈變形與低頻之模態提高。為了快速與準確的了解所設計特殊平面彈波基本特性如勁度、應變與模態，採用有限元素方法分析：所使用之元素型態為元素 SOLID45，此種元素具有三個自由度，符合模擬 3D 之

勁度、模態與應變需求，首先需考慮 ANSYS 模型之正確性與收斂性，以簡單之形狀分析後，與材料力學計算做比較，試著將網格數目變多，此時會發現結果趨近於收斂，此時之正確性與收斂性得到驗證(圖 2-6)。其次再將所設計之模型尺寸輸入 ANSYS 中(如表 2-4)，需做邊界條件之建立，彈簧固定端之位移與旋轉力矩需為零，音圈受均佈力之作用影響，作靜態分析，此時將發現音圈變形於與彈簧之接點處最大，考慮如何將力平均分布於音圈上的每一點，音圈環之使用設計，有效將音圈與彈簧接點處之變形降低，使得彈簧因振動所產生之反作用力平均分布於音圈上，使得音圈變形摩擦問題得到改善，音圈環需為質輕，避免增加振動系統之質量。

彈簧分析之靜態與動態評估:將 ANSYS 設計與分析出之彈簧，執行靜態與動態之評估，靜態評估為使用法碼，根據 $f=kx$ ，找出系統之靜態勁度 $k(N/m)$ ，分為壓縮與拉伸勁度兩種。動態勁度評估於使用聲壓分析軟體梅莉莎，評估系統振動時之勁度大小，比較動態與靜態之勁度大小。分析完勁度與變形後，進行彈簧之模態分析，純矩形板之模態可由書本進行正確性與收斂性之比較，無誤後，將 3D 模型之建立於 ANSYS 中(圖 2-7)，作模型正確性與收斂性探討。首先由模態正確性探討之，有、無彈簧對於板之模態改變僅於模態之頻率高低，對於板的振形並不容易產生改變。其次將有限元素之網格數目增加，檢查其結果是否正確與收斂，無誤後，進行不同設計之平面條狀彈簧分析與比較(表 2-5)，並考慮使用平面內彈簧或外彈簧與傳統彈簧比較(圖 2-8)，其平面條狀外彈簧符合較大振幅與避免音圈共振之優點。

2-5 中音谷的形成及討論

振動板的振動可以使空氣產生縱波(疏密波)，如果這個振動板

是一個剛體，產生的波動也是很整齊的縱波，振動板在平衡位置之間往復振動，由空氣密度的不同，傳遞到接收器如人耳或麥克風，即可聽到聲音。如果產生的縱波強度很強，也就是說空氣的疏密程度相差的愈大，聲音就會愈大聲，即聲壓值比較大，反之，如果空氣的疏密程度相差很小，聲壓值就愈小，如果空氣密度沒有任何變化，麥克風就接收不到沒有任何訊號。

無論是什麼振動板，皆不是真實的剛體，所以振動板一定會變形，振動板仍在平衡位置附近作往復振動，但對聲壓量測點而言，中心產生的空氣疏密程度剛好和兩邊產生的疏密程度相反，使量測點的疏密程度變小了，聲壓值就會降低，這種聲壓值特別低的情況通常在中音的位置，所以就稱為中音谷。

影響中音谷的原因是振動板的變形，所以振動板的外形、材料常數、外力施加方式及振動板本身的節線位置都會影響中音谷的落差。音圈施力愈靠近模態的節線，這個模態對聲壓變形圖的影響就愈小，選擇音圈尺寸方面，音圈尺寸愈大，愈能有效降低中音谷。

避免中音谷產生，大部分的方法都是加強振動板的剛度，使振動板儘量成為理想的剛體，本文提供另一個想法，即使用橢圓形音圈施力於其節線上。

第三章 具橢圓激震器平板揚聲器之製作過程與方法

一般電磁動圈式揚聲器為一組件，內可拆解成六個零件(如圖3-1)所示，由上而下分別為振膜平板、音圈、懸邊、彈波、框架及磁體等六個。振膜平板使用巴沙木板或三明治板，三明治板為上下兩層為碳纖預浸材，中間為巴沙木，音圈材料為碳纖或玻纖，懸邊使用聚氨酯，彈波使用塑膠材料、泡棉、碳纖或玻纖，框架為射出成型之塑膠或手工粘製，磁鐵部分使用鈷鐵鋁，導磁體為低碳鋼材料，橢圓形揚聲器僅就其激震器內部之音圈、彈波、及磁氣迴路作改變，其相關之製造精準度與設計之好壞關係到揚聲器之表現，以下就這三個零件製作方法作以下介紹。



3-1 橢圓形音圈之製作方法探討

音圈為揚聲器之心臟，也是揚聲器重要之零組件之一，因音圈導電後，在磁場內，係佛來明的左手定則產生運動，帶動振動板上下來回振動，對空氣分子激震產生空氣疏密波，氣壓的變化量即為音的音壓波形，空氣疏密波通過外耳道，振動鼓膜，引起聽覺，如此使人耳可聽到空氣疏密波即是“音”，音圈的必要條件如下：

- (1). 磁場中的導體佔有率大。
- (2). 音圈整體重量輕。
- (3). 捲線軸縱方向的強度大。
- (4). 相對於必要振幅及導磁板厚，要有適當的捲幅高度。
- (5). 音圈與捲線軸的接著強度要強，熱化所致的劣化少。

首先考慮將傳統圓形音圈直接加工成橢圓形音圈，發現其使用之材質(Capton)加工成橢圓形其結構強度遠低於圓形音圈，容易造成因音圈挫區變形之摩擦問題，使用加勁法又會造成音圈厚度增加，易與磁迴產生摩擦，故捨棄原材料。考慮使用將碳纖成形成橢圓形音圈，若使用直接纏繞方式，因厚度控制不易，產生摩擦問題，且脫模不易。在經歷幾次討論後，使用熱壓機圖 3-2、3，本文使用模具成型方法，分為(1). 內撐式;(2). 外縮式，使用碳纖預浸材為其加工材料，並比較其加工優缺點。完成音圈薄管研製後，再就橢圓音圈繞線方法探討。

3-1-1 內撐式橢圓音圈薄管研製

內撐式為使用充氣之氣袋，由橢圓內部往外部撐，使得碳纖沿著橢圓形模具成形，加工完成後將音圈取出，使用分離式之上下模法，取出音圈，詳細加工步驟與細節如下所示(圖 3-4):

- (1). 使用碳纖預浸材，首先計算橢圓形音圈薄管之周長與音圈高度(音圈高度可大於實際尺寸，待加工完成後進行修剪)。
- (2). 裁切碳纖，纖維方向為周長方向，增加周長 3mm 為塔接之大小，塔接之強度與位置為短軸處最強，。
- (3). 將音圈模具上蠟以利音圈成形後之脫模。
- (4). 將碳纖放入音圈模具中，碳纖之纖維方向，塔接時需保持纖維平行。
 - (4-1). 先撕開碳纖上之紙片，將碳纖折成橢圓形放入模具中。
 - (4-2). 再將另一面之塑膠布撕開，使用手將碳纖壓緊於模具上(因橢圓有長軸與短軸，氣袋吹氣時短軸之氣較快到達，

且壓力較大，此時氣袋將無法將長軸完整撐開，形成橢圓)。

- (5). 開啟空壓機，並排水避免水氣造成機器壓力之不穩。
- (6). 準備真空袋，與壓力錶，將真空袋一端綁死密封，另一端與壓力錶連接。
- (7). 將真空袋放入音圈模具中真空袋由音圈內向外撐開貼緊內模，形成完整之橢圓。
- (8). 開啟熱壓機，將溫度設定為 80 度，將膠融化。
- (9). 將音圈模具與真空袋放入熱壓機中後，將熱壓機壓合之壓力設為 400psi。
- (10). 將氣袋充氣，設定壓力為 20psi。
- (11). 待 30 分鐘後，將溫度調整為 120 度後繼續熱壓 90 分鐘。
- (12). 完成後將加熱系統關閉，待溫度降至室溫後。
- (13). 關閉空壓機，將音圈模具至熱壓機取下，將音圈模具打開，後取出音圈。

3-1-2 外縮式音圈薄管研製

使用加工之橢圓形柱體，將碳纖貼附於柱體上，套上真空袋將多餘之空氣吸出，使碳纖與橢圓形柱體緊密結合，形成橢圓形音圈，加工之方法與細節如下。

- (1). 計算橢圓音圈之周長。
- (2). 裁切碳纖，預留塔接之碳纖 3mm 即[周長加 3mm](根據步驟 1 計算結果)。
- (3). 將音圈模具上蠟以利音圈脫模。

- (4). 將玻璃纖維貼上音圈模具碳纖之纖維方向保持 0 度。
 - (4-1). 先撕開玻璃纖之紙片，將碳纖順著橢圓形外模具貼上。
 - (4-2). 將另一面之塑膠布撕開，使用手將碳纖壓緊於模具上。
- (5). 開啟真空機，並排水避免水氣造成機器不穩。
- (6). 準備真空袋，與壓力錶，並將真空袋一端密封。
- (7). 將外模具與玻纖放入真空袋後，將另一端與壓力錶連接。
- (8). 開啟真空機，將模具與音圈緊緊吸合。
- (9). 開啟烤箱，將溫度設定為 80 度。
- (10). 將音圈模具與真空袋放入啟烤中。
- (11). 待 30 分鐘後，將溫度調整為 120 度後繼續熱烤 90 分鐘。
- (12). 完成後將烤箱關閉，待溫度至室溫後。
- (13). 關閉真空機，將音圈從真空袋中取出。
- (14). 裁切音圈至所須之尺寸，與修剪毛邊。

3-1-3 內撐式、外縮式橢圓音圈薄管製程優缺點比較

優點

內撐式橢圓音圈薄管製程之優點：

- (1). 音圈尺寸控制較準確，長短軸誤差小於 0.1mm。
- (2). 真空袋可重複使用降低成本。
- (3). 脫模較容易(上下模具打開即可取出)。

外縮式音圈薄管製程之優點：

- (1). 模具製作成本較為低廉。
- (2). 成形步驟較為簡單，碳纖直接貼上模具，真空袋套上模具。

缺點

內撐式橢圓音圈薄管製程之缺點：

- (1). 模具製作成本較高(上下模具之組套件)。
- (2). 成形步驟較複雜，碳纖置入模具之方法較困難與複雜。

外縮式音圈薄管製程之缺點：

- (1). 音圈尺寸誤差較大。
- (2). 真空袋無法重複使用，增加成本。
- (3). 不易脫模，音圈緊貼於模具上為緊配合。

3-1-4 橢圓形音圈薄管成形製程改善方法討論

考慮音圈需置於磁氣迴路之氣隙中來回振動，推動振動板產生聲音，一般為防止漏磁與增加推力(提高聲壓)，氣隙之尺寸為 1~2 mm，氣隙越小，磁通密度越大，相對推力也越大。一般音圈之厚度為 0.2mm(與使用材料有關)，若加上銅線與膠水之厚度，總厚度約為 0.4mm，扣除後，音圈兩側單邊為 0.3~0.8mm，如加上音圈成形後之誤差 0.1~0.3mm，音圈易與磁回產生摩擦，音圈成形的準確性故本文採用精度準確之內撐式法。如果設計與使用較易脫模之外模生產方法，因加工過程較為容易直接將碳纖貼上模具，外模具較具量產之效益，良率較高，僅須注意脫模與精度之問題。

3-2 橢圓音圈繞線方法探討

完成橢圓形音圈薄管之研製後，接下來就是繞線部份，一個單體的好壞與其使用之線圈之線徑、材質與繞法有決定性的影響，以下就音圈纏繞方法與步驟如下所示(如圖 3-5)。

- (1). 將橢圓形音圈壓成圓形套至繞線機之軸上。

- (2). 將銅線一端固定於機台端。
- (3). 設定纏繞相關參數。
包含:線徑寬度、起繞點、圈數、起繞轉數、轉數……………
- (4). 開始纏繞, 完成後。
- (5). 使用快乾將線圈頭、尾粘住，注意僅粘住一小區域，待音圈取下後恢復成橢圓形後，再進行全部線圈與音圈之粘合。
- (6). 取下音圈，放入橢圓形模具將其定型後，進行全部線圈與音圈之粘合。此時橢圓為標準橢圓，非變形之橢圓。優點:當長、短軸比加大時，此方法可有效改善因擠壓成圓形套至繞線機時變形問題。
- (7). 完成後進行最後之修整。

捲福大小相對應所導磁板厚度(2mm)，使用不同隻捲福高度其聲壓曲線如圖 3-6 所示，整體之效率下降 5-10dB，原因為有效磁區之導線長度小所致。



3-3 音圈之尺寸量測

當使用游標卡尺直接夾住音圈，進行音圈尺寸之量測，因音圈強度無法承受游標卡尺之力量，由其於短軸邊上之變形更大，因其半徑 r 角較大，結構相對較軟，故無法使用直接量測法，本採用拓印法，將音圈沾上色素，直接拓印於白紙上，量測紙上之尺寸(表 3-1)，發展其製作準確度足以為喇叭之音圈使用。

3-4 平面條狀彈波之使用與製造探討

首先以橢圓形激震器音圈條狀平板彈波，固定音圈與邊界之接點

位置，作有限元素分析，將彈波之勁度與模態作最佳化，並將最佳設計之彈波，予以加工、製作、裝配於激震器中，並探討對聲壓的影響。決定所使用之材料：音圈為直徑=25mm、厚度=0.2mm、高度=15mm、銅線捲幅=3mm之 8Ω 圓形音圈。彈波材料首先選用熱塑形塑膠，將材料性質帶入有限元素分析軟體(ANSYS)中分析，限制在有限的空間尺寸 $65*35*0.2\text{mm}$ (長*寬*厚度)需扣除音圈之大小，彈波大小限制2mm(寬度)、厚度0.2mm中作勁度、變形與模態之最佳化設計。首先音圈於磁隙中(2mm)，上下來回振動，推動振動板，振動板推動空氣產生疏密波，產生不同頻率之聲音，增加彈波，對上下需要有彈簧作用，對橫方向要能強固支持，狹小磁隙中的音圈橫搖，接觸到磁鐵或導磁體將產生異常音，討論不同形狀設計彈波對聲壓之影響。

一個好的喇叭需要有寬的頻率響應，平面喇叭使用碳纖加強振動板強度，高頻之效果優於傳統喇叭，為避免低頻之左右偏擺，設計考慮使用平板條狀彈波，以增加喇叭之出力效果。

彈波主要功能為，(1)制動作用，避免音圈彈出磁氣迴路(2)音圈之中心保持作用，音圈於磁隙內運動時，保持中心，又稱中心保持器。擁有上述之兩種功能使彈波於喇叭中扮演相當重要之角色，以下就製作過程做簡單介紹。

- (1). 利用 Auto CAD 將彈波之外形劃出，以 1:1 之比例印出。
- (2). 選擇適合之音圈材料(最好為透明)，將彈波圖形貼上。
- (3). 利用美工刀將所需之彈波圖形剪下。
- (4). 進行最後尺寸之修剪。
- (5). 如果於加工過程中產生變形，可利用熱壓方式使之保持水平。

注意：加熱溫度必須小於材料之融化點，壓力不能太大。

(6). 完成後裝到音圈上。

量產時，可使用模具衝壓成形與射出成形，以增加其產量與經濟價值。

3-5 橢圓形之磁氣迴路製作與組裝

製作

磁氣迴路包括之零件有橢圓形導磁片、U形導磁體及磁體，將個別之零件加工完成後予以組裝，此時加工之精度與組裝之精度影響磁束密度與音圈上下來回振動之磨擦甚巨，不可不小心緊慎，以下就加工與組裝作注意事項介紹，以下就3個磁隙大小，與2個音圈尺寸，共6組磁氣迴路做比較。重要相關尺寸如表3-2所示，重要尺寸-磁隙大小如圖3-7所示。

一. U形導磁體

橢圓形之U形導磁體加工製作，因無法使用CNC車床直接車銑，需使用到CNC銑床先將圖形轉為指令加工其內、外橢圓形，但厚度為2mm之U形導磁板，無法直接加工，易產生變形，就此問題提供解決方法與步驟。尺寸大小U形導磁體尺寸為外形分別為(長軸×短軸×高度)與內孔之(長軸×短軸×高度)。

- (1). 將圖形繪出，轉入CNC銑床。
- (2). 因為Yoke厚度2mm，高度10mm，下緣導磁板厚度2mm，無法先銑外形，在以機械夾具夾持(易變形)，需使用磁力夾床夾持。
- (3). 將外形與內孔銑出，注意底部之導磁板可先預留厚度4mm，形狀為大於橢圓形之大小(可避免2mm厚度*10mm高度)之U

形導磁體變形。

(4). 完成後將 U 形導磁體翻面夾持，在以磨床將多餘之底部 2mm 磨除。

(5). 最後之防蝕處理(鍍鋅)，即告完成。

改善方法提案：因應大量生產之成本與產量之考量，因其深寬比不大，設計使用模具擠壓成形之做法，可大幅降低成本與增加產量，唯尺寸精度與脫模需加以考慮。

二. 磁體

考慮組裝完成後之充磁不易飽和，考慮預先充磁後予以加工，但當磁體具磁性時(材料具方向性)，非常之堅硬且難以加工。若先加工完成後，予以充磁，首先使用未充磁之材料以線切割方式，完成磁體之加工，再與導磁體組合後，在進行充磁動作。如果磁體加工完成後，先充磁後在組裝，易發生磁體與導磁體之定位不準(磁體受 U 形鐵之吸引)，因橢圓形磁鐵之長短之磁力大小不同，裝配誤差更大，所以採用先加工，在組裝，後充磁。磁體加工方法如下所示：

- (1). 準備材料，將橢圓形磁體外形輸入線割機中。
- (2). 將材料厚度切割與研磨至所須之厚度。
- (3). 先鑽一個孔，將線鋸條穿過，並進行切割。
- (4). 完成後進行毛邊之修剪與鍍鋅處理。

本次因少量使用，加工方法使用較昂貴，尺寸控制較精準之線切割方式，如使用於量產時，可使用衝壓成形法，但須考慮整體之精度。

三. 橢圓形導磁片

使用線切割方式，切出橢圓形之柱，在將所需要之厚度以線切割方式切下，完成後進行防蝕加工(鍍鋅)。尺寸為

- (1). 準備材料，將橢圓形導磁片外形輸入線割機中。
- (2). 先鑽一個孔，將線鋸條穿過，並進行切割。
- (3). 完成後進行毛邊之修剪。
- (4). 防蝕處理(鍍鋅處理)。

以上磁氣迴路之重要相關零組件製作需考慮其外形尺寸之公差問題，雖非緊配合件，但因氣隙寬度對磁通量大小影響甚巨，須注意，另一更重要因素為磁氣迴路與音圈之磨擦問題，如果有好的磁通量，但喇叭有磨擦之問題，此喇叭系統易效率降低與產生噪音，故此次加工要求磁隙為可加大但不能縮小，組裝完成後量測磁通密度是否達到預期。重要零組件之尺寸[如表 3-3]。

組裝

磁體與導磁體經由加工後，可以獲得(如圖 3-8)所示圓形導磁片、U 形導磁體及磁體。在組裝時，為了定位的精準及方便，同時製作了一橢圓形置具(如圖 3-9)，組裝之過程如下描述：

- (1). 先在磁體上下表面塗上一層極薄而均勻之強力樹脂，並藉由置具定位將磁體與上導磁片及 U 形導磁鐵黏合。

A. 由於上導磁片與磁體黏著時，會將樹脂擠壓排出至側表面，影響預期之氣隙磁區空間並黏住置具。因此在磁體上表面上膠時，需將塗膠區域略微縮小預留排膠空間。另外置具也需於表面塗上一層脫模臘，避免組裝完成後置具無法移除之情形。

B. 在組裝磁體下表面與外 U 形導磁體時所產生之相似排膠情形則反而有利於激震器之組裝。由於磁體充磁後具有極強之磁力，因此一旦黏著處鬆動，便極難將激震器復原。然而因為受擠壓排出之樹脂

在硬化之後，成為了阻擋磁體滑動之絆腳石。因此在黏著下表面有微量的樹脂排出反而有利於激震器之組裝固定。

(2). 將組裝好的激震器連同置具放入烤箱中加熱，並在激震器上方放一重物使夾層中多餘的樹脂排出，如此可以減小樹脂層的不良導磁性對氣隙磁通密度的影響。

(3). 加熱的過程為 80°C 維持 30 分鐘，此階段之目的為軟化樹脂使多餘的樹脂更容易排出。接著以 140°C 加熱 90 分鐘使樹脂完全硬化。

(4). 待冷卻，將置具拔下後充磁便完成激震器之組裝製作。

完成充磁後使用高司計(如圖 3-10 所示)量測磁通密度，結果如[表 3-4]，大小橢圓於 1mm 之磁隙時音圈有摩擦之問題，磁隙為 3mm 時漏磁嚴重，磁通密度較小，故僅選用磁隙為 2mm 之磁氣迴路，作為此次實驗之用。



第四章 平面橢圓揚聲器實驗

4-1 揚聲器之組裝

使用第三章所製造出來之零件，進行平面橢圓揚聲器之組裝與聲壓量測，由於激震器與音圈的形狀皆為橢圓形，組裝時需加以注意定位與公差之問題，其步驟如下：

1. 將激震器置中與定位於揚聲器框架上，使用繪圖軟體繪製出置中與定位之激震器位置，貼於框架上，揚聲器再根據位置黏貼上，膠水需均勻塗佈以避免傾斜與增加高度。
2. 框架之高度與音圈之高度需事先計算，磁回中心全高加上線圈中心至音圈頂端高度即為框架之高度，使用音圈置具，將音圈固定於磁回中，置具需要能夠方便與易取出。
3. 將振動板定位與黏上懸邊，振動板需至於框架之中間，此時需使用置具置中，待懸邊乾後將置具取出，再將音圈與振動板黏貼，待膠水乾後將音圈置具取出。
4. 將音圈之錦織線與音圈夾焊接與固定，完成後量測揚聲器之靜態阻值，確定是否有焊接不良造成阻值上升問題。

4-2 實驗設備

為了解製作出平面橢圓揚聲器的特性，本文將以聲壓之頻率響應曲線來測試，並使用不同激震器大小其中包含圓形及兩種橢圓大小，及不同形狀及勁度的彈波，來進行喇叭之頻率響應特性的實際測試，實際測試設備如下。

- (1) MLSSA 聲壓測試系統
- (2) 麥克風與個人電腦
- (3) OFV350 雷射測速儀

(4) 揚聲器成品

(5) MTS 材料試驗機(圖 4-1)

4-3 實驗程序

以量測儀器 MLSSA 實際量測橢圓形揚聲器之聲壓，依照標準規定，聲壓之量測點位置為揚聲器正前方一公尺此處，而量測電壓則為以揚聲器標準阻抗，計算 1watt 時之電壓(約 2.828V)，並計算振動板之面積大小，量測此揚聲器之頻率阻抗曲線圖及相關參數，使用麥克風，於無響室內量測聲壓，將圓與橢圓形型激震器之聲壓做比較與系統阻尼比較。

聲壓實驗程序

1. MLSSA：

自然頻率部分：

- (1)將試片依照其所需的邊界條件放置妥當，並接上激震器。
- (2)將 MLSSA 分析軟體的參數(表 4-1)環境設定完成。
- (3)將儀器接上激震器，根據電腦指示操作，由電腦輸出訊號測量各項參數。
- (4)重複步驟(3)數次，平均結果。

聲壓部分：

- (1)將試片依照其所需的邊界條件放置妥當，並接上激震器，架設在無聲室中。
- (2)將麥克風濾波盒接配妥當，將麥克風放於距離試片 1 公尺處。
- (3)將 MLSSA 分析軟體的參數環境設定完成。

(4)將儀器接上激震器，關上無嚮室的門，根據電腦指示操作，由電腦輸出訊號測量各項參數。

(5)重複步驟(4)數次，平均結果，並將結果平滑化(Smooth)。

因單一自由度之聲壓公式並不考慮板之變形，因此某些區域間之聲壓曲線與圓形稍有差異，橢圓激震器於某些頻率有些許之聲壓提升，但整體而言與圓形激震器相似，但於中音谷區有明顯之改善，因平板之變形因長軸推力增加，變形減少而改善，如能將其他之頻率聲壓改善，即能製造出完美之揚聲器。

阻尼比之實驗程序

(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雷射測速儀圖4-2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)經電纜線接到激震器上。

(4)驅動激震器，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。

Bandwidth Method

如圖4-3所示為一振動板中心之頻率-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：

$\xi = (f_2 - f_1) / (f_2 + f_1)$ ξ 為此共振頻率之阻尼比。

4-4 橢圓音圈大小對聲壓影響

為了討論各種不同尺寸的激震器對聲壓的影響，選擇圓形激震器與長軸為 40 mm、55 mm 短軸為 25 mm 的橢圓形激震器(以下以 25*25、40*25 與 55*25 代表之)，一般圓形的揚聲器都會產生中音谷，中音谷通常是受到第一個板彎曲變形後產生的，以同樣大小的訊號強度輸入，在中音谷附近會產生忽大忽小的聲音，所以一般揚聲器都儘量避免或減緩中音谷的形成。為了避免中音谷，最常見的方法是在振動板上加強強度，使其自然頻率儘量往後移，若施力點太接近節線位置，則變形圖上就不會明顯出現此模態的形狀，如果施力點出現在節線上，即可假設不會出現此模態，所以若找出振動板的自然頻率上的節線，並把音圈放大到節線位置，振動板模態的節線是一條沒有位移的線，一旦有力量施在這條節線上，就必須要有大小相等方向相反的外力來抵消，如果沒有，這條節線就會有動，也就是這個模態會從振動板的變形中消失。即可避開中音谷(圖 4-4)，並製作出成品測試。

三種揚聲器在中音谷最低點的彎曲變形程度，發現音圈長軸愈長，彎曲變形程度愈小，主要原因是長軸長比長軸短的施力於振動板上更加平均，同時以能量觀點來看，能量固定，板彎曲變形量小者，彎曲變形的能量就會比較小，剛體變形的能量就會比較大，也就是愈偏向剛體變形，所以中音谷就會減緩如表 4-2。

使用平面矩形板為振動板，再配合使用圓形激震器，在激震器出力方面會比較弱，同時會產生較大的聲壓中音谷落差值。如果使用橢圓形激震器，一方面激震器磁鐵尺寸增加，產生較大的推力，平均聲

壓值增加。另一方面因為橢圓形激震器的施力比圓形激震器還平均，所以聲壓頻譜的中音谷落差會得到比較平緩的結果，而且橢圓形音圈本身的剛性附加在振動板上，會使產生中音谷的頻率往高頻移動如圖 4-5 與表 4-3。振動板振動時，不同的外力會造成不同的變形，這些不同的變形對聲傳方面是有影響的。

由圖可見，因單一自由度之聲壓公式並不考慮板之變形，因此某些區域間之聲壓曲線與圓形稍有差異，橢圓激震器於某些頻率有些許之聲壓提升，但整體而言與圓形激震器相似，但於中音谷區有明顯之改善，因平板之變形因長軸推力增加，變形減少而改善，如能將其他之頻率聲壓改善，即能製造出完美之揚聲器。

4-5 橢圓音圈捲線對聲壓的影響

音圈為揚聲器之心臟，也是揚聲器重要之零組件之一，因音圈導電後，在磁場內，係佛來明的左手定則(Fleming' s rule)產生運動，帶動振動板上下來回振動，對空氣分子激震產生空氣疏密波，氣壓的變化量即為音的音壓波形，空氣疏密波通過外耳道，振動鼓膜，引起聽覺，如此使人耳可聽到空氣疏密波即是“音”，以下就音圈捲線與阻抗作探討。

4-5-1 音圈捲線高對聲壓的影響

在音圈的尺寸中，對音圈性能有決定性影響，通常對音圈所承受的力量為 Bli 來表示，為使此一比例係數所在之因數(force factor) BL ，在音圈的振動中，保持一定，所以音圈的捲線高與導磁

片的厚度有非常重要關係:音圈捲線高為 T_v ，導磁片為 T_p 關係可分為以下三者(圖 4-6)。

一. $T_v = T_p$

捲幅高度與導磁板高度相等:此優點為在揚聲器振動中，磁通與線圈長幾乎完全利用。其缺點為在振動過程中，磁通密度與有效線圈長度之間交互作用是一直有明顯變化。如此無法將輸入訊號忠實的表現出來，容易造成因推力變動的失真。

二. $T_v > T_p$

捲幅高度大於導磁板高度:此種組合則因線徑較粗，單位捲幅高度所含之漆包線較短，因此其有效線圈長度 L 也不大。為了使推力允許振幅提升，適當縮減氣隙磁區高度皆有正面助益，但如此也將使有效線圈長度 L 更為減少。此種組合之優點為其允許之振幅較其他兩者大。

三. $T_v < T_p$

捲幅高度小於導磁板高度:此種情形下由於線徑較細，單位捲幅高度所含之漆包線較長。但音圈全在氣隙磁區裡，因此為了增加此類組合之允許振幅，就必須增加氣隙磁區的高度，但此同時造成磁通密度之下降。此種組合為高漆包線密度與低磁通密度之搭配，適合高頻振動振幅較小之情形。

4-5-2 音圈阻抗對聲壓的影響

音圈阻抗的測試有二種方法如下所示：

一. 是以靜態的揚聲器來測試其阻抗，所求得的结果是直流阻抗，就

是音圈上所繞的銅線總長的阻抗值。

二. 是在動態的揚聲器，即通電以後所求得之交流阻抗值。

產品規格書上所列的"音圈阻抗(Voice coil IMP.)是指交流阻抗而言，所以在該項目的"測試條件"欄內列有測試頻率的附帶條件。a 是直流阻抗;不受頻率(周波數)的影響。b 是音圈本身的特性、頻率越高阻抗越大，越低越小幾近於零。c 是逆起電成份，音圈通電之後音圈在磁場中發生振動，在相同的電壓下，電流減少時等於阻抗值升高，以致在低音諧振(f_0)附近，振動的振幅最大時，其阻抗值也最大。揚聲器動的狀態下的 a+b+c 的合成曲線如(圖 4-7)。當最低共振頻率(f_0)之阻值較大時，相對之電流將非常小，此時喇叭之出力將瞬間消失，聲壓將變小，如何製作合適之彈性支承產生足夠之回覆力將是重要之課題，彈性包含支承懸邊與彈波，以下章節將討論之。

4-5-3 音圈強度比較與對聲壓的影響

本節主要探討傳統之圓形音圈與橢圓形音圈之結構強度，首先音圈具有相同之寬度大小(25mm)，橢圓形音圈僅改變長軸之大小，分別為(40mm 與 55mm)，比較三種不同尺寸大小之音圈，傳統上圓形結構之各點受力較為平均，其承受負荷之力量也較大(使用相同材料情況下)，所以本文在橢圓音圈上使用強度較強之碳纖複合材料，成形上根據第三章所提及之方法製造橢圓形音圈。

使用實驗室之小型材料試驗機，進行強度試驗，圓形音圈為 5kgf 與橢圓形之 19kgf、27kgf 圖 4-8(如表 4-4)，橢圓音圈之強度已大於傳統形之音圈，於強度上毋需擔心，重量也比傳統音圈輕 0.1g 與 0.3g，重量造成之振動效率下降問題也不會發生，綜合上述之結果，碳纖製橢圓形音圈可適用於橢圓形揚聲器之應用領域。

4-6 平面條狀彈波對聲壓影響

彈波主要功能為(1)制動作用，避免音圈彈出磁氣迴路(2)音圈之中心保持作用，音圈於磁隙內運動時，保持中心，又稱中心保持器並可吸收消除音圈本身共振。擁有上述之兩種功能使彈波於喇叭中扮演相當重要之角色。彈波的性能，和振動板的懸邊相似，對低音諧振(f_0)產生影響，對振動板的連接有適度的彈性輔助作用，並可控制振動板的橫方相的運動，避免音圈摩擦。彈波的形狀和結構，通常分為傳統型與改良型形兩種，傳統型為一般常用者，長用之材料為布和人造纖維，經浸潤樹脂後以小型衝床成形，為波紋形，改良型通常以薄的電木板、塑膠板或金屬板衝壓而成。

4-6-1 有、無彈波之比較

平面揚聲器為了降低整體之厚度，本文使用條狀平面彈波，首先固定彈波寬度、厚度與所使用之材料，進行彈波形狀之研究。音圈採用圓形 8Ω 、捲福高度為 3mm 與音圈總高度為 12mm ，並使用相同之懸邊(平板矽膠 $k=557\text{N/m}$)，於聲壓表現，有彈波之揚聲器，其最低共振頻率最低共振頻率從 75Hz 改變為 101Hz ，彈波勁度增加揚聲器整體勁度(1284N/m)，但增加彈波時，聲壓曲線變的更平滑，以下就彈波之設計作討論。

4-6-2 彈波之角度與模態之關係

將不同角度輸入有限元素分析軟體中分析不同設計之模態，角度定義如圖 4-9、10 所示，首先考慮使用之元素之模態正確性，使用平板作模態分析，確定無誤後，將其正確之 3D 模型建立-音圈加平板與彈波，分析並探討其模態之正確性與收斂性，確定無誤後，進行相關設計之分析並比較其模態、頻率與音圈變形(圖 4-11、12)，其中之 45

度角之設計符合足夠之勁度，30 與 17 度之勁度太小，喇叭之感度不足，90 度之設計，因其前三個模態太低，低頻之失真較大，如圖 4-13 與圖 4-14 所示，45 度於音圈變形為最小如圖 4-15，故 45 度為最佳之設計。故使用複合材料，如泡棉加塑膠，提供足夠之勁度，使得喇叭之音質與音色改善，但泡棉之彈性疲乏問題將視日後需加以克服之問題。

4-6-3 彈波幾何效應

彈波於受音圈之作用力，上下來回振動，音圈受彈波的限制上下來回振動，彈波對音圈產生旋轉力距問題，首先將音圈上之力平均除以音圈上的每一點為均佈力，此時唯有四隻支架互相對稱，考慮使用設計不同形狀如圖 4-16 所示之形彈波以降低勁度，比較不同設計，分析結果如圖 4-17 所示。分析設計二(稱 V 形彈波)K 值從 853N/m 降至 475N/m，有效減小勁度，將其組裝做聲壓實驗，發現其彈波共振較 L 形彈波嚴重，原因為延 y 軸之旋轉力矩太大(因圖 4-17 之 e、f、g、h<d)。最後將力量偏移，將左右力量偏移，探討支架與音圈左右之偏移角度大小，如圖 4-18 所示，偏移角度相差近一倍，其優點為振幅較大，但本身之共振問題將影響喇叭之音質如圖 4-19，所以 45 度 L 型之接腳為最佳之設計。

4-6-4 彈波使用之材料

先使用塑膠為彈波之材料，但塑膠本身知吸振能力不佳，容易產生塑膠彈波結構本身共振，使喇叭產生異常雜音，為了使振動得到最佳之效果，首先考慮使用碳纖複合材料，其本身知吸振效果優於熱塑型塑膠，將纖維方向與彈波平行，纖維之 E1 方向之強度遠大於 Matrix 方向，材料之纖維方向具高強度、高勁度與之特性，且具有質量輕、強度高、設計之多變性等優點。但因加工製作不易(轉角處)，最後本文考慮使用兩種材料之結合:泡棉與塑膠，將塑膠墊於泡棉下面，補強泡棉，低頻振動時振幅較大，音圈受泡棉之吸振，避免彈波共振對聲壓產生影響，高頻振動時因彈波之置中效果較無彈波之效果為好，聲壓較無彈波平滑，目標為使用防振彈體之材料於最佳設計之彈波形狀，於高低頻皆能有好的表現。

材料之勁度設計可於有限單元分析中找出設何之設計，受限於空間之考量，本文採用 45 度設計，四支接腳相差 90 度之對稱性設計，使得得到音圈最小變形，如受限於材料之使用需降低勁度，支腳之轉角變多，限制區域內為長條狀，音圈上下振動時，沿 Y 軸方向之力矩將增加，於喇叭發聲時產生共振，影響聲壓效果與音圈之水平方向移動，與磁回產生摩擦。建議使用具吸振效果之高阻尼材料，並搭配支撐材之結合性材料，將不同之設計，量測其阻尼比，找出最佳設計。

4-6-5 彈波位置與 Y 軸夾角對應之不同橢圓比

將圓形彈波分析之平面條狀彈波結果使用於橢圓形音圈之設計與應用上，首先使用相同之 45 度平板條狀彈波設計，找出最佳之接點位置，其為音圈變形最小之位置，將不同之橢圓長短軸比之最小音圈變形位置找出如圖 4-20，將其不同之橢圓比之與 Y 軸之夾角作圖找出其關係式如圖 4-21，在使用橢圓比為 2.2 之大小，找出其角度，並計算其誤差，此圖可幫助於不同之長短軸比之快速找出其最佳接腳位置。

4-6-6 平面橢圓揚聲器搭配平面彈波之聲壓探討

本文主要探討於固定區域範圍內，如何設計出具備彈性支承之彈波，彈波形狀為條狀平面式，可增加平面喇叭之振幅與感度，條狀平面喇叭其寬度與厚度受限制，使用有限元素分析軟體找出最佳化之條狀平面彈波設計，考慮音圈之最小變形與彈波之最低勁度與模態。但魚與熊掌不能兼得，使用多重轉角之設計可以有效降低彈波之勁度與增加聲壓感度，但於振動實驗中發現，彈波對於抵抗振動變形之力量，於 x 軸與 y 軸之大小不一，於彈波本身轉角處，彈波本身易產生共振，造成音圈摩擦問題，使用 45 度夾角對視之彈性彈波可得到最小之音圈變形與最低之彈波共振現象，隨後考慮使用不同之材料以降低相同設計之系統勁度，使用之材料為防振彈體，但因空間大小受限，使用之橡膠加工不易，故使用複合材料，如泡棉加塑膠，提供足夠之

勁度，使得喇叭之音質與音色改善，但泡棉之彈性疲乏問題將視日後需加以克服之問題。

4-7 橢圓形激震器之工作功率

傳統圓形激震器因受限於空間大小無法使用更大之磁回、增加出力，使用橢圓形磁回、增加磁束密度，使喇叭整體之推力上升、低頻感度增加與聲壓值提高之效果，但低頻振動之振幅較大，所搭配彈性支承之勁度與回覆力需加以小心設計，其中彈性支丞包含懸邊與彈波，因振動平板採用與圓形激振器相同之平板，故使用相同之懸邊設計即可達到穩定效果，但彈波無法採用圓形波浪狀彈波，因將波浪狀彈波加工成橢圓形，其沿橢圓周圍之長、短軸勁度大小將會不相同，於低頻振動時，音圈易偏擺不穩產生音圈與磁回之磨擦問題，使用條狀平板彈波，有效改善此現象，於低瓦數時改善尤其明顯，但於高瓦數時就無法達到穩定效果，以下就搭配條狀平板彈波無法使用高瓦數之問題分析。

4-7-1 平面橢圓揚聲器之功率

在揚聲器之工作瓦數實驗中，分析方法有兩種，其一為使用實驗室之掃頻儀，使用不同輸入電壓，根據不同揚聲器之阻抗與輸入電壓關係，得知揚聲器承受之瓦數，在不同的頻率中，觀察其振幅與是否有摩擦產生，藉此可得知揚聲器之實際工作瓦數，與不同頻率間之摩擦問題，其次，使用聲壓分析工具-梅麗莎(MLSSA)，量測揚聲器單體之相關參數，得知系統之勁度與質量，且由阻抗圖與位移圖(雷射測位移)中得知，揚聲器於最低共振頻率(f_0)時，其位移為最大，使用 2.5 式中之公式，計算出其最大位移，將磁回之設計最大高度與分析

之最大工作位移作相減，此為理想化之最大工作瓦數，其設計考量僅為單一自由度的情況，揚聲器容許之最大承受瓦數，但並不考慮揚聲器因製造誤差與設計誤差時所產生之變形與位移，通常設計最大位移通常大於實際工作位移，將無法達到設計位移的原因作以下分析。

- 一. 加工產生之誤差，尺寸加工誤差，條狀平面揚聲器之四支接腳最大與最小相差 0.1mm，上膠時產生之重量最大與最小相差 0.03g。
- 二. 根據有限元素分析，音圈加平面條狀彈波之最大允許瓦數為 8 瓦，但整體系統之勁度為 853 N/m，根據 MLSSA 分析儀器量測出系統參數，將其帶入單一自由度之公式(2.7)中，計算其於 3 瓦時，其最大振幅(f_0)處時為 9.5mm，此為揚聲器系統承受之最大工作瓦數，在不改變系統原來之勁度情況下，希望降低最大振幅，其方法為使用高阻尼比之材料。



4-7-2 阻尼比對聲壓之影響

使用不同之材料，製造出相同之勁度之平面條狀彈波(圖 4-22)，搭配相同之橢圓形激振器，作聲壓測試，發現於不同阻尼比搭配相同勁度的條狀平面彈波所產生之聲壓曲線於剛體振動模態時，其聲壓大小隨著阻尼比越大，其聲壓越平滑，低阻尼之彈波於低頻時，其感度較大，但所承受之瓦數較小(圖 4-23)，高阻尼之彈波所承受之瓦數較大，但低頻感度較差，於板之變形振動模態時(圖 4-24)，高於 2000Hz 時其聲壓感度則相同，此等設計可用於使用不同之振動板，調整高頻感度，低頻則藉助懸邊與彈波之設計，增加低頻感度。

4-7-3 如何提高平面橢圓揚聲器之功率

根據第二章之單一自由度振動響應公式中所提及，增加系統勁度將提高最低共振頻率(f_0)，且喇叭出力提高時(BLI)，揚聲器之振幅也隨之提高，相同設計之平面條狀彈簧若使用不同之材質，使其勁度相同，僅改變其阻尼比，使其於振動時之回覆力增加，降低最大振幅，避免與磁回產生摩擦，相同也會降低聲壓之表現，如何經由設計增加最大工作瓦數，與提高聲壓感度，將是未來研究之方向。



第五章 結論與未來研究方向

5-1 結論

橢圓形激震器能增加條狀平面揚聲器的出力大小，因磁通密度的分佈上確實有比圓形激震器還要大的優勢，但橢圓形激震器需要注意其長短軸比值不宜超過 3，否則將使磁通密度分布均勻性下降而使推力不均勻造成振動板及音圈容易扭曲變形，因此以長短軸比為 2~3 之間為最佳之橢圓形激震器尺寸。

比較中音谷之聲壓落差與頻率，隨著長短軸比值的增加，中音谷的聲壓落差從 15dB 降低為 8dB，此時長短軸比值為 2.2，根據標準揚聲器測定規範，揚聲器之音谷落差小於 10dB 即為可接受之大小，一般而言中音谷發生之頻率越高越好，較不易為人耳所感受到，橢圓形揚聲器隨著長短軸比值的增加，中音谷的頻率從 1864 Hz 上升為 2644 Hz，本文驗證了不同長短軸比值之激震器之聲壓落差趨勢與頻率大小，未來藉由預估趨勢圖，就不同之振動板與橢圓大小，可以直接知道中音谷發生之頻率與大小，可以簡化橢圓形激震器設計與修正之流程。

橢圓形音圈定位與摩擦問題，使用並設計出具備彈性支承之平面條狀彈波，可增加平面喇叭之振幅與感度(圖 5-1)。因條狀平面喇叭其寬度與厚度受限制，使用有限元素分析軟體找出最佳化之條狀平面彈波設計，考慮音圈為最小音圈變形與最低系統勁度。但魚與熊掌不能同時兼得，使用多重轉角之設計可以有效降低彈波之勁度與增加聲壓感度，但於振動實驗中發現，彈波對於抵抗振動變形之力量，於 x 軸與 y 軸之大小不一，且於彈波本身轉角處，彈波本身勁度太弱，因

而產生局部振動且與音圈之振動頻率不同，造成音圈聲壓下降與摩擦問題，使用 45 度夾角對稱之平面條狀彈波可得到最小之音圈變形與最低之彈波共振現象，並考慮使用不同之材料以降低相同設計之系統勁度，使用之材料為防振彈體，但因空間大小受限，需使用易於加工材質，最後使用複合材料，如泡棉加塑膠，提供足夠之勁度與適當之防振效果，使得喇叭之音質與音色改善，但泡棉之壽命問題將視日後需加以克服之問題。

橢圓形激震器之應用與製造研究，就本次研究與實驗結果做以下優、缺點之比較(表 5-1)，並找出未來研究之方向。

優點：

1. 節線愈靠近施力點附近，聲壓值的中音谷愈平緩。
2. 聲壓之感度增加(磁鐵總體積，出力因此增加，於相同磁隙下)。
3. 橢圓形激震器適用於細長形之振膜，有效增加平板之發聲效率。
4. 橢圓形音圈的額外剛性，會對板子本身的缺陷有修正的功能。
5. 內、外彈波之使用於橢圓形激震器之使用，增加定位與出力方向一致性，改善音圈與磁氣迴路之摩擦問題。

缺點：

1. 音圈之製作與組裝程序較為複雜，成本較高。
2. 高瓦數之音圈變形與摩擦問題之改善。

5-2 未來改善與研究方向

平面橢圓激震器能有效提升低頻感度與聲壓，但於高瓦數時無法達到平衡之效果，搭配條狀平板彈波，能有效增加揚聲器之工作瓦數，但仍無法達到 8 瓦之工作瓦數，未來希望朝發展與設計更加穩定與音圈最小變形之平面條狀彈波設計與發展邁進，如多重轉角或 3D

之條狀彈波設計邁進，藉由有限元素分析軟體的預先設計與分析，再經由實驗驗證方面著手，藉此縮短試誤法所浪費之時間，增加設計的可用性。

未來希望朝改善橢圓型激震器之缺點方向邁進，如何設計、生產與製造符合經濟效率之橢圓形激震器，將之應用於實務界，有效改善現有之電磁動圈式揚聲器應用於平面喇叭範圍與效率問題，把再生的美好聲音傳達出來，使得失真度降低，與感度提昇，中音谷問題得到改善。



參考文獻

1. B. John , “Loudspeaker and Headphone” , Second edition, Reed Education and Professional Publishing Ltd. , Great Britain, pp28-105, 1994.
2. E. W. SIEMMENS, US Patent No 149797, 1874.
3. A. G. BELL, US Patent No. 174465, 1876.
4. D. G. Meyer. “Hornless Loud Speaker” , JAIEE, V.12, pp461-480, 1925.
5. E. Hojan, “Computer Simulation of Spatial Characteristics of a Loudspeaker System” , Applied Acoustics, Vol.32, pp179-191. 1991.
6. T. Satoshi, JP Patent No. 57-002193, 1982.
7. U. Takaaki, JP Patent No. 59-223099, 1984.
8. M. Hideki, JP Patent No. 2001-346292, 2001.
9. 葉怡成, “實驗設計法-製程產品最佳化” , 五南 , 2001.
10. 戴建郎, 平板受橢圓激震器激震之振動研究, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 2005.
11. 王崧任, 橢圓激震器之設計與應用研究, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 2005.

表 2-1 材料常數

材料種類 材料性質	空氣	磁體	導磁體
Isotropic			
Relative Permeability	1	1.05	6000
Anisotropic			
Coercive Force (Hc)A/m	0	5.2×10^5	0

表 2-2 喇叭振動系統參數

喇叭振動系統分析參數			
質量 M(g)	彈簧常數(N/m)	阻尼係數 ζ	BL(Hz)
4.37	1598.3	0.092	2.57

表 2-3 振幅計算

振幅(瓦數)	$X_w(5)=0.00915m$
	$X_w(3)=0.00709m$
	$X_w(2)=0.0057899m$
參數	$k=356N/m, f_0=76.36Hz, 8\Omega, BL=3.91, Damping$ $ratio=0.115473=1/2Qms$

表 2-4 收斂模型尺寸表

	2D 尺寸	3D 尺寸
長	10/20mm	10/20mm
寬	2/2mm	2/2mm
厚度	0.2/0.15mm	0.2/0.15mm
E	5/0.664 GPa	5/0.664 GPa
ν	0.3/0.3	0.3/0.3
Ansys analysis		
Element Type	Beam 2D Elastic 3	
Element Type		Shell163 Elastic 4Node63
Meshing	Mapped	Mapped
Analysis Type	Static	Static

表 2-5 彈波勁度實驗與分析

有限元素分析	實驗值(N/m)	有限元素分析(N/m)	誤差	材料力學 計算
位移	48.3mm	49mm	1.43%	50mm
L形彈波1	865	833	-3.84%	
L形彈波2	726	758	3.84%	
L形彈波3	531	562	3.72%	
L形彈波4	1024	1003	-2.52%	
外彈波	1396	1364	-3.84%	
懸邊加勁+	2083	2019	-7.68%	
內彈波				
內彈波	1283	1315	3.84%	

表 3-1 音圈之尺寸

小橢圓 (mm)	長軸長	長軸厚度	短軸長	短軸厚度
第一次	40.02	0.21	25.06	0.21
第二次	40.07	0.24	25.03	0.23
第三次	40.09	0.22	25.05	0.24
平均	40.06	0.22	25.05	0.23
大橢圓 (mm)	長軸長	長軸厚度	短軸長	短軸厚度
第一次	55.12	0.22	25.07	0.21
第二次	55.11	0.23	25.09	0.23
第三次	55.08	0.22	25.08	0.24
平均	55.10	0.22	25.08	0.23

小橢圓尺寸=40*25*0.2

大橢圓尺寸=55*25*0.2

表 3-2 磁氣迴路相關尺寸

磁體尺寸 (mm)				導磁體尺寸(mm)		(mm)
大小	短軸長	厚度	長軸長	上方導磁片厚度	U 形鐵厚度	氣隙尺寸
小 橢 圓	24	10	39	2	2	1
	23	10	38	2	2	2
	22	10	37	2	2	3
大 橢 圓	24	10	54	2	2	1
	23	10	53	2	2	2
	22	10	52	2	2	3

表 3-3a 大橢圓形激震器尺寸表-磁隙 1mm

	厚度	長軸長	短軸長	高度	備註 (單位 mm)
導磁 板	2	54	24	NA	磁隙 1mm
磁體	10	54	24	10	
音圈	0.2	55	25	12	

表 3-3b 大橢圓形激震器尺寸表-磁隙 2mm

	厚度	長軸長	短軸長	高度	備註(單位 mm)
導磁板	2	53	23	NA	磁隙 2mm
磁體	10	53	23	10	
音圈	0.2	55	25	12	

表 3-3c 大橢圓形激震器尺寸表-磁隙 3mm

	厚度	長軸長	短軸長	高度	備註(單位 mm)
導磁板	2	52	22	NA	磁隙 3mm
磁體	10	52	22	10	
音圈	0.2	55	25	12	

表 3-3d 小橢圓形激震器尺寸表-磁隙 1mm

	厚度	長軸長	短軸長	高度	備註(單位 mm)
導磁板	2	39	24	NA	磁隙 1mm
磁體	10	39	24	10	
音圈	0.2	40	25	12	

表 3-3e 小橢圓形激震器尺寸表-磁隙 2m

	厚度	長軸長	短軸長	高度	備註(單位 mm)
導磁板	2	38	23	NA	磁隙 2m
磁體	10	38	23	10	
音圈	0.2	40	25	12	

表 3-4a 大橢圓形激震器磁通強度(Tesla)-磁隙 1mm

	第一次量測	第二次量測	第三次量測	平均值
長軸處氣隙	0.976	0.997	0.984	0.986
短軸處氣隙	1.023	1.034	1.029	1.029
最大磁通氣隙	1.076	1.087	1.083	1.082

表 3-4b 大橢圓形激震器磁通強度(Tesla)-磁隙 2mm

	第一次量測	第二次量測	第三次量測	平均值
長軸處氣隙	0.903	0.911	0.906	0.907
短軸處氣隙	0.926	0.924	0.915	0.922
最大磁通氣隙	0.954	0.945	0.961	0.953

表 3-4c 大橢圓形激震器磁通強度(Tesla)-磁隙 3mm

	第一次量測	第二次量測	第三次量測	平均值
長軸處氣隙	0.712	0.721	0.715	0.716
短軸處氣隙	0.738	0.731	0.729	0.733
最大磁通氣隙	0.776	0.765	0.772	0.771

表 3-4d 小橢圓形激震器磁通強度(Tesla)-磁隙 1mm

	第一次量測	第二次量測	第三次量測	平均值
長軸處氣隙	0.915	0.908	0.912	0.912
短軸處氣隙	0.926	0.932	0.921	0.926
最大磁通氣隙	0.954	0.961	0.959	0.958

表 3-4e 小橢圓形激震器磁通強度(Tesla)-磁隙 2mm

	第一次量測	第二次量測	第三次量測	平均值
長軸處氣隙	0.871	0.862	0.85	0.861
短軸處氣隙	0.901	0.902	0.897	0.9
最大磁通氣隙	0.912	0.918	0.921	0.917

表 4-1 MLSSA 的 T-S 參數對照表

T-S 參數	物理意義
Fo	最低共振頻率
Re	線圈之直流電阻
Mms	振動系統之質量
Cms	系統之柔度，即彈性係數 K 之倒數
BL	系統動態激振力量因子。單位 Tesla*m
Qms	Mechanical Q
Qes	Electrical Q
Qts	Total Q
Sd	振動板面積
Le	音圈之電感
Rub-index	音圈與磁鐵間隙之摩擦係數

4-2 中音谷落差之實驗與分析比較

音圈長軸(mm)	音圈短軸(mm)	板子的長(mm)	板子的寬(mm)	中音谷落差(dB)實驗	中音谷落差(dB)分析	誤差%
25	25	100.5	36	15.195	14.63	3.72
40	25	100.5	36	10.755	10.17	5.44
55	25	100.5	36	8.095	7.73	4.51

表 4-3 中音谷頻率之實驗與分析比較

音圈長軸 (l_{bobbin})	分析的自然頻率(Hz)	實驗的自然頻率(Hz)	誤差(%)
25 mm	1864.9	1884.59	1.056
40 mm	2152.8	2155.98	0.148
55 mm	2644.6	2619.75	0.940

表 4-4 圓形與橢圓形音圈強度比較表

	圓形音圈	小橢圓形音圈	大橢圓形音圈	小橢圓形音圈加勁
最大抗壓強度	5(kgf)	27(kgf)	19(kgf)	42(kgf)
音圈尺寸(mm)	25	24x39	24x54	24x39
使用材料	Capton、牛皮紙	碳纖預浸材	碳纖預浸材	碳纖預浸材、真空袋(0.1mm)

表 5-1 喇叭參數對聲壓的影響

參數名稱	參數對聲壓的影響	Remark
板剛性	越大越高	板變形小, 聲壓越平滑
板密度	越高, 聲壓下降	重, 造成聲壓下降
懸邊勁度	越大 f_0 越高	W_n
激震器推力	越大聲壓越高	$F=BLI$
彈波勁度	越大 f_0 越高	W_n
系統阻尼比	越大則峰值略低且平, 低頻聲壓下降明顯	
振動板板面積	越大感度越好	
板蒲松比	幾乎無影響	
橢圓形激震器參數對聲壓的影響		
長短軸比	越大, 聲壓越平	板變形越小
磁隙大小	越小聲壓越高	摩擦問題越嚴重
音圈定位	同樣偏移量橢圓形長軸易摩擦	較圓形不易
彈波之使用	改善音圈定位與聲壓平滑性	
雙層音圈纏繞	感度提升	較圓形容易
相同歐姆數下, 捲線長於磁區大小(L)較圓形多	聲壓提高	磁鐵體積增加

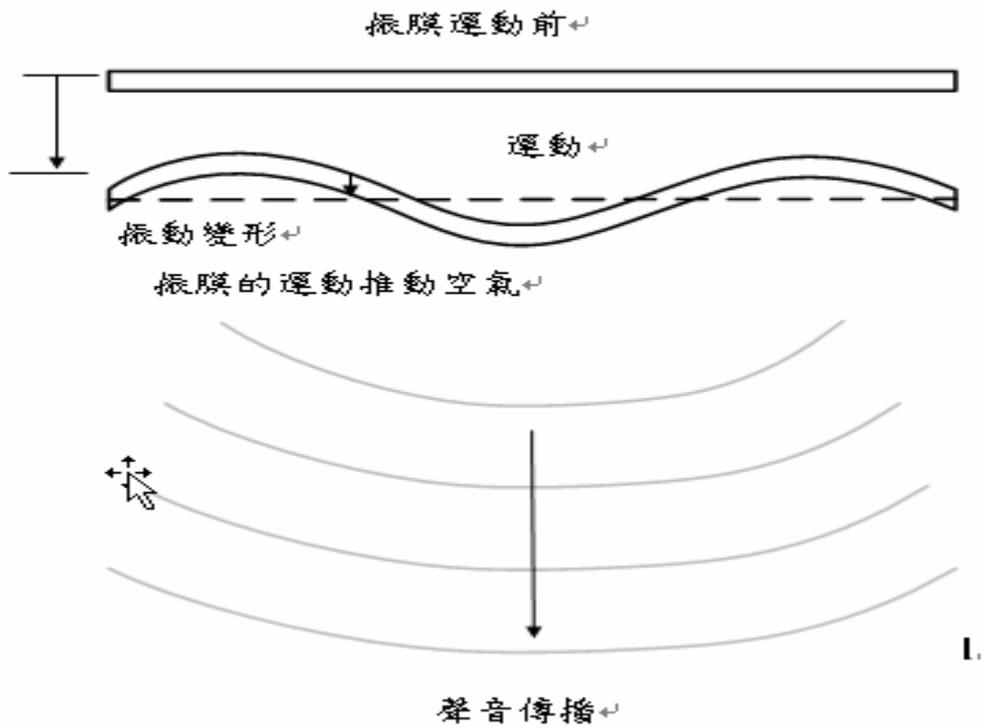


圖1-1 振動板推動空氣揚聲

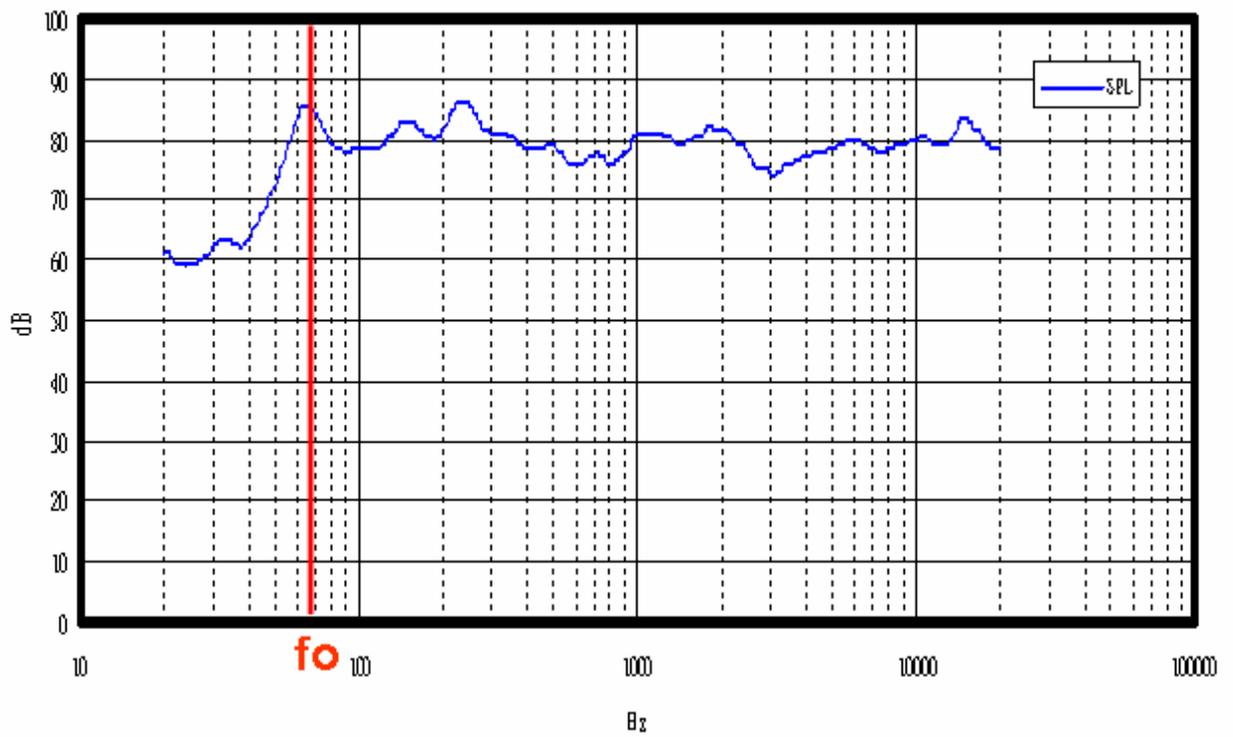


圖 1-2 第一個共振頻率

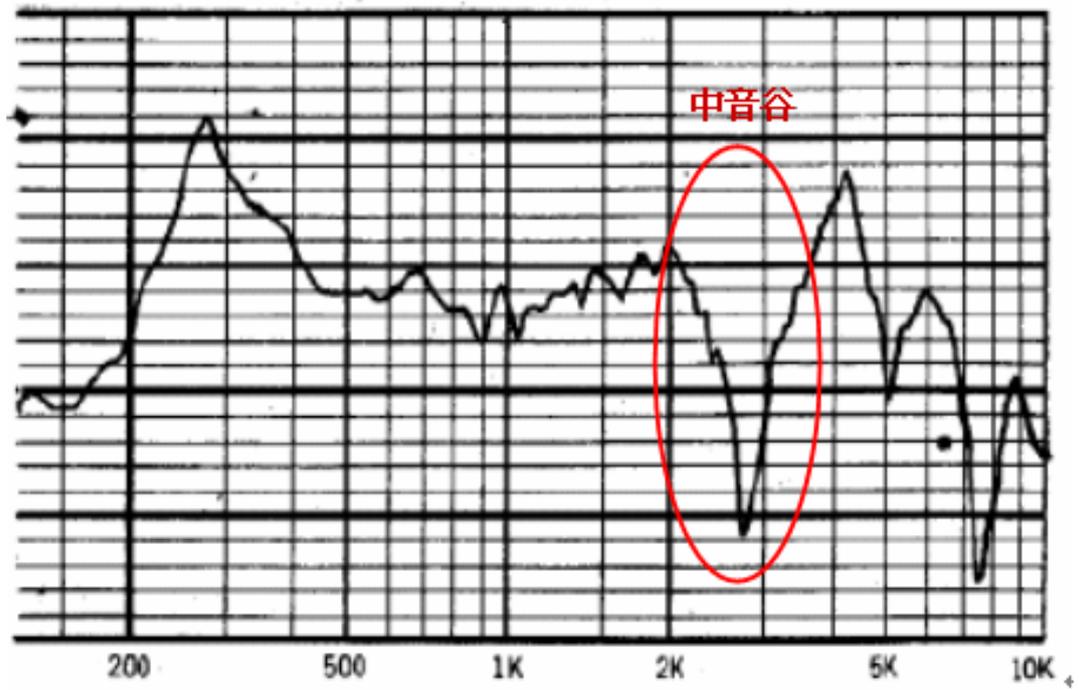


圖 1-3 中音谷現象

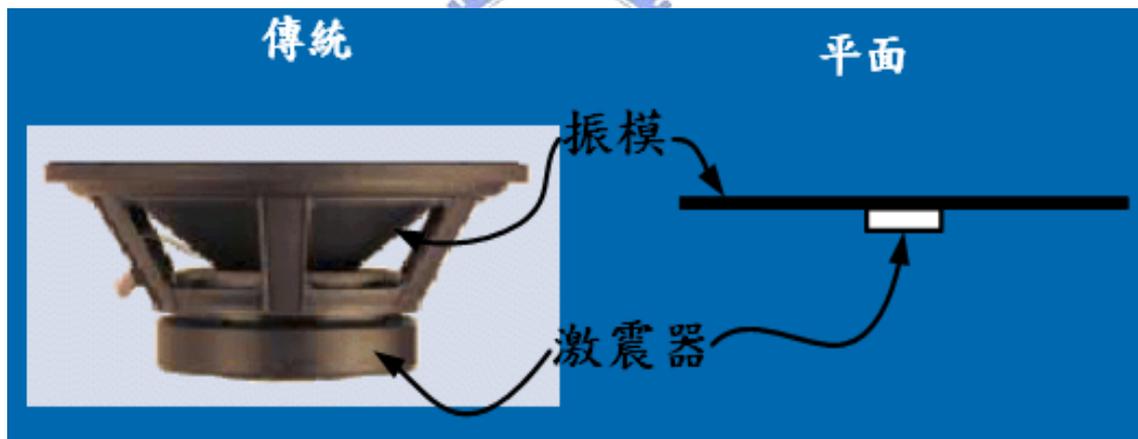


圖 1-4 傳統與平面揚聲器

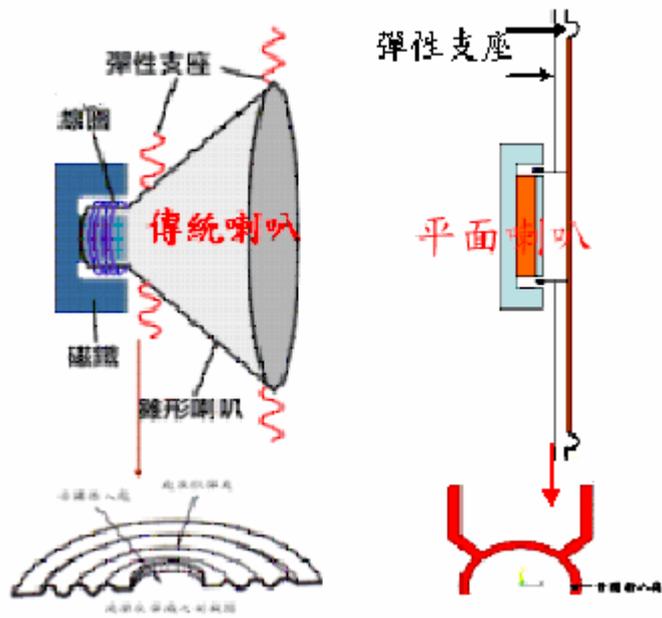


圖 1-5 傳統彈波與平面條狀彈波

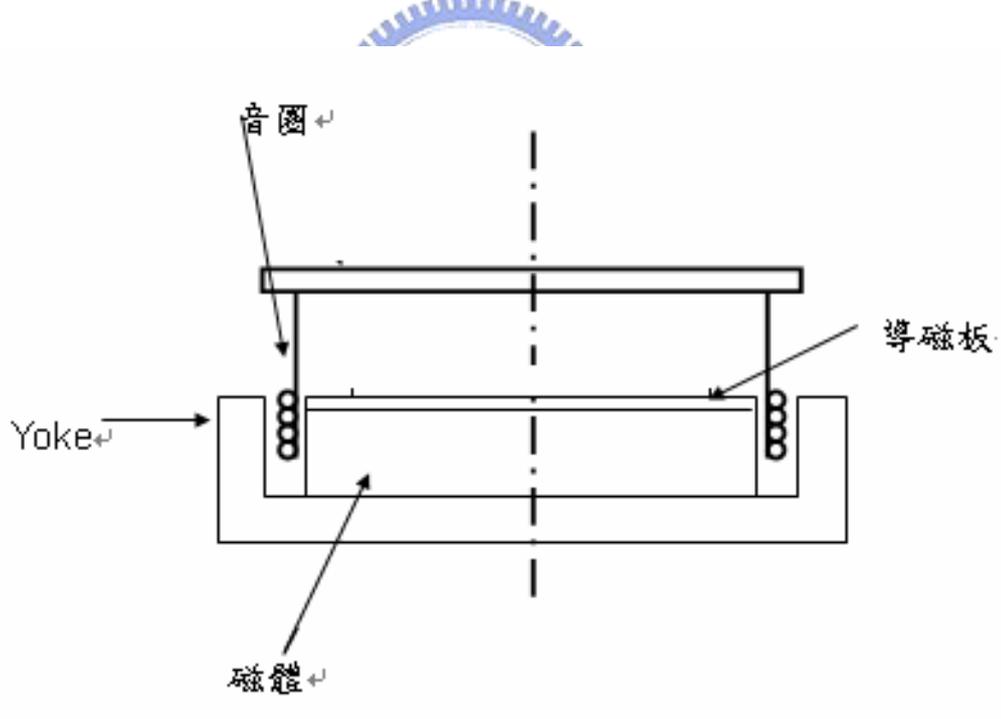


圖 1-6 內磁式動圈式激震器之前剖視圖

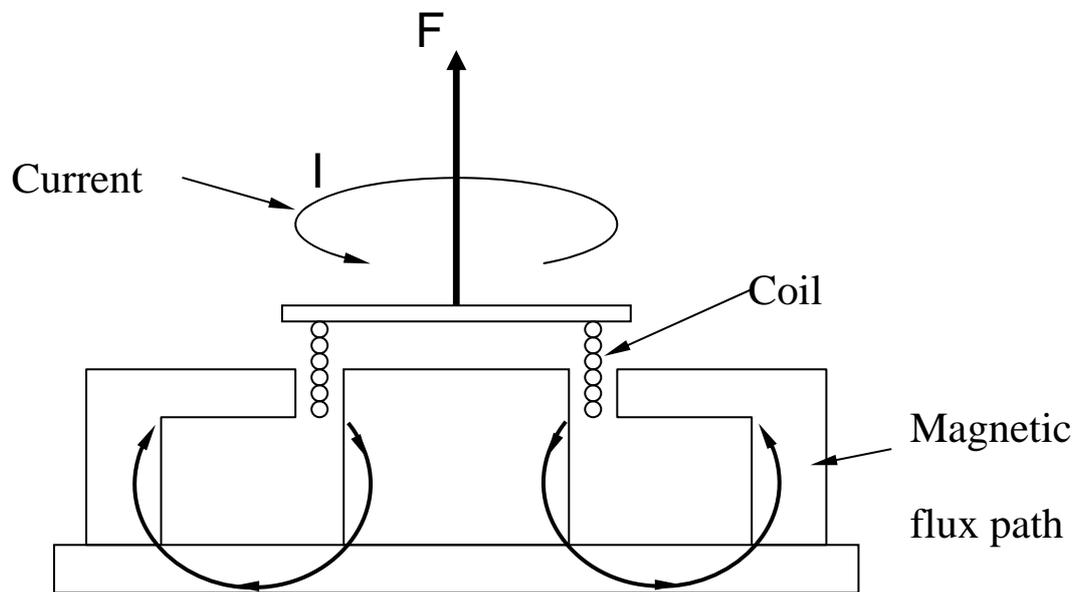


圖 2-1 內磁式激震器工作原理

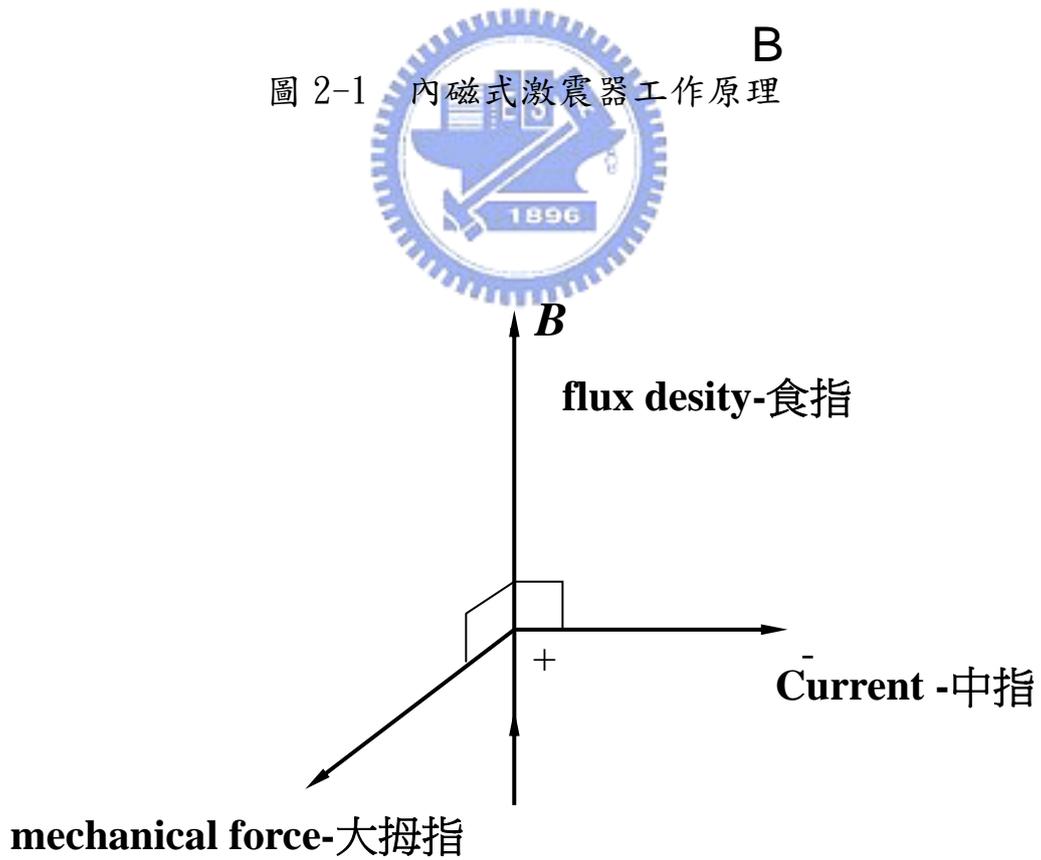
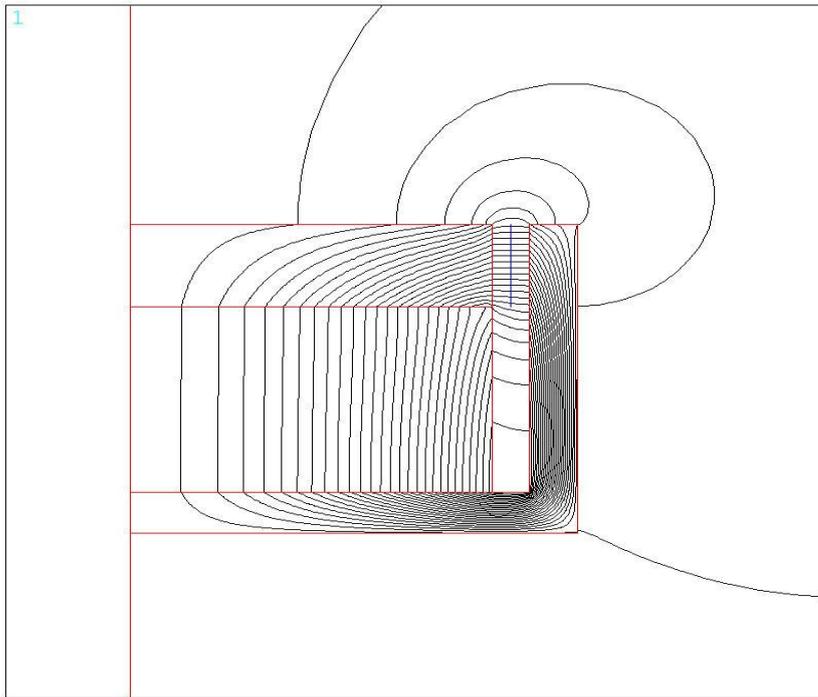


圖 2-2 佛萊明左手定則



```

ANSYS 8.0
MAY 23 2005
20:27:18
PLOT NO. 1
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
AZ
RSYS=0
SMX =.114E-03
.212E-05
.635E-05
.106E-04
.148E-04
.191E-04
.233E-04
.275E-04
.318E-04
.360E-04
.402E-04
.445E-04
.487E-04
.529E-04
.572E-04
.614E-04
.656E-04
.699E-04
.741E-04
.783E-04
.826E-04
.868E-04
.910E-04
.953E-04
.995E-04
.104E-03
.108E-03
.112E-03

```

圖 2-3 內磁式磁力線分佈

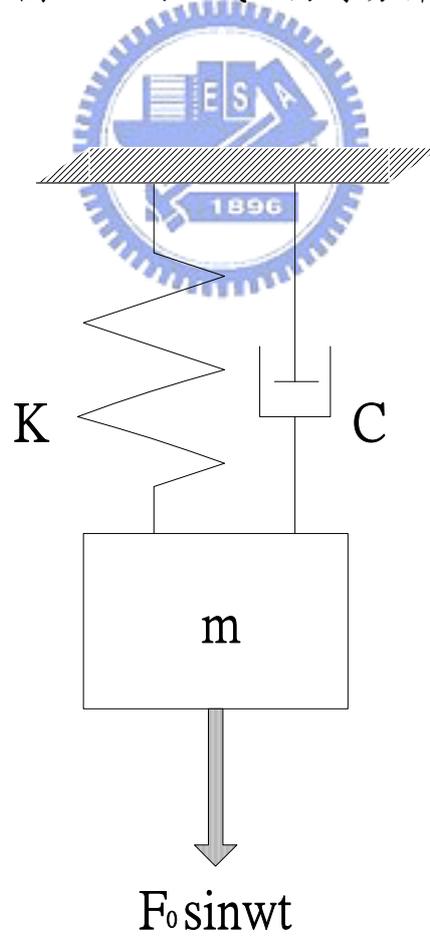


圖 2-4 單一自由度振動響應

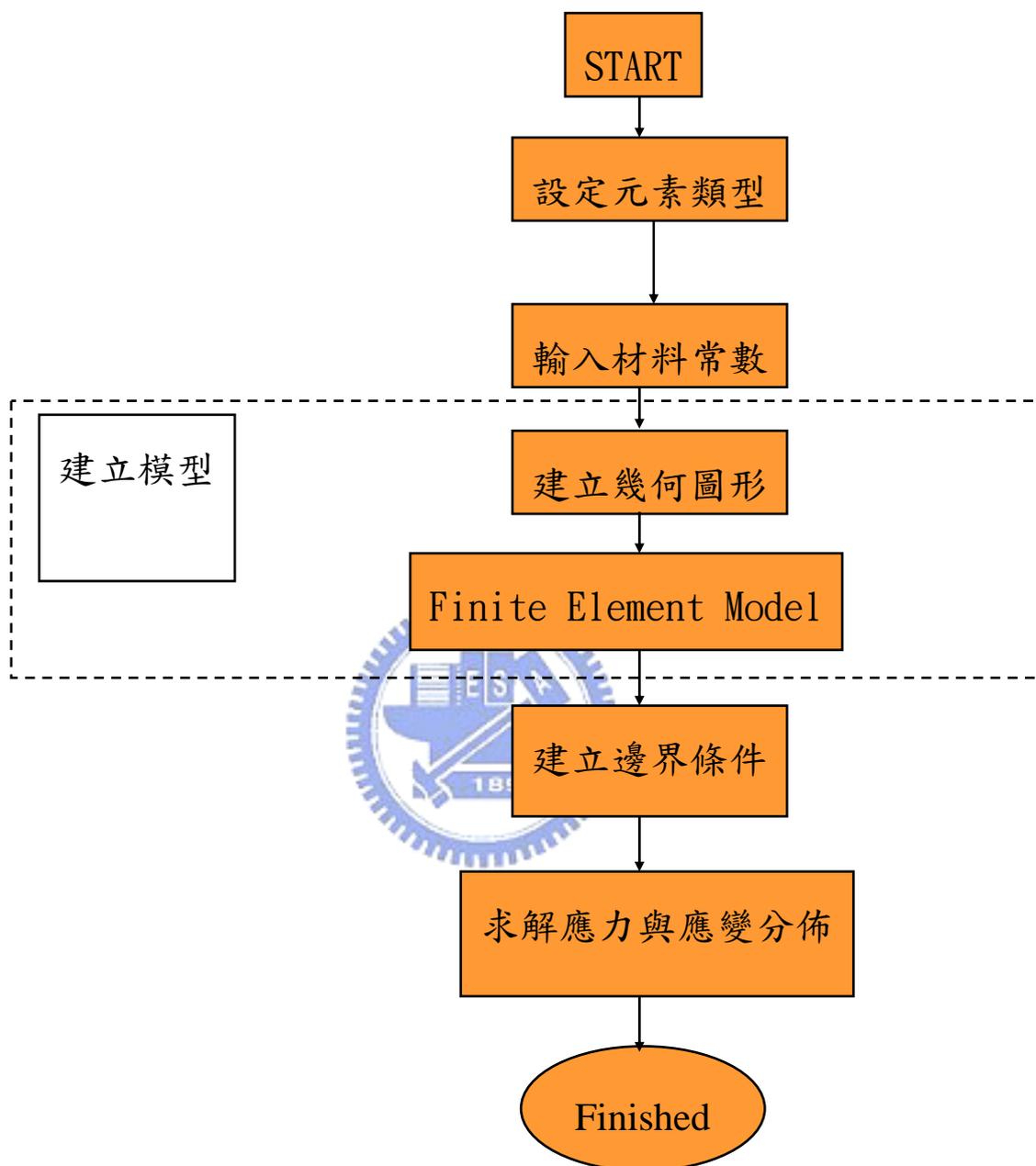


圖 2-5 有限元素法之模型建立

正確性與收斂性驗證

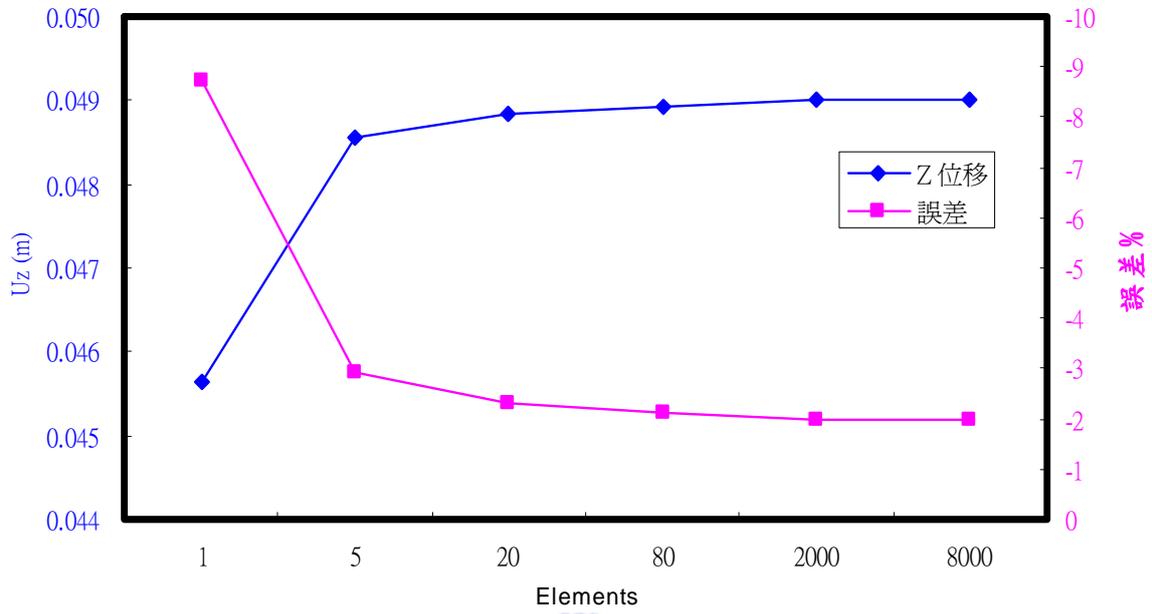


圖 2-6 ANSYS 模型之正確性與收斂性



圖 2-7 平面條狀彈簧與振動板之 ANSYS 模型

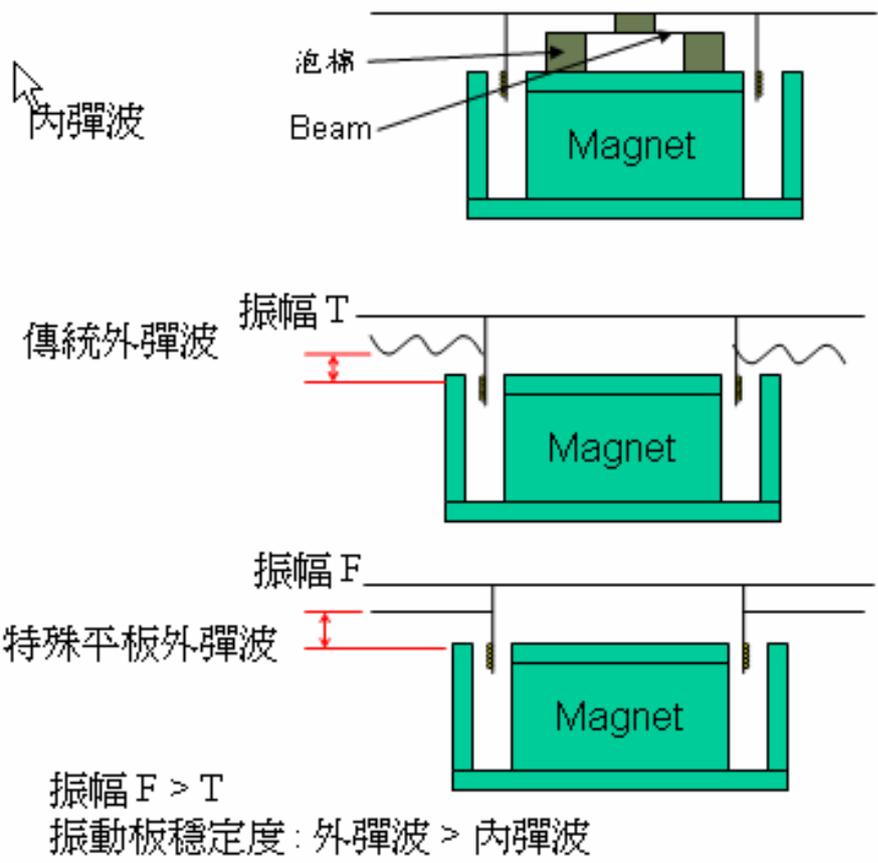


圖 2-8 不同種類之彈波

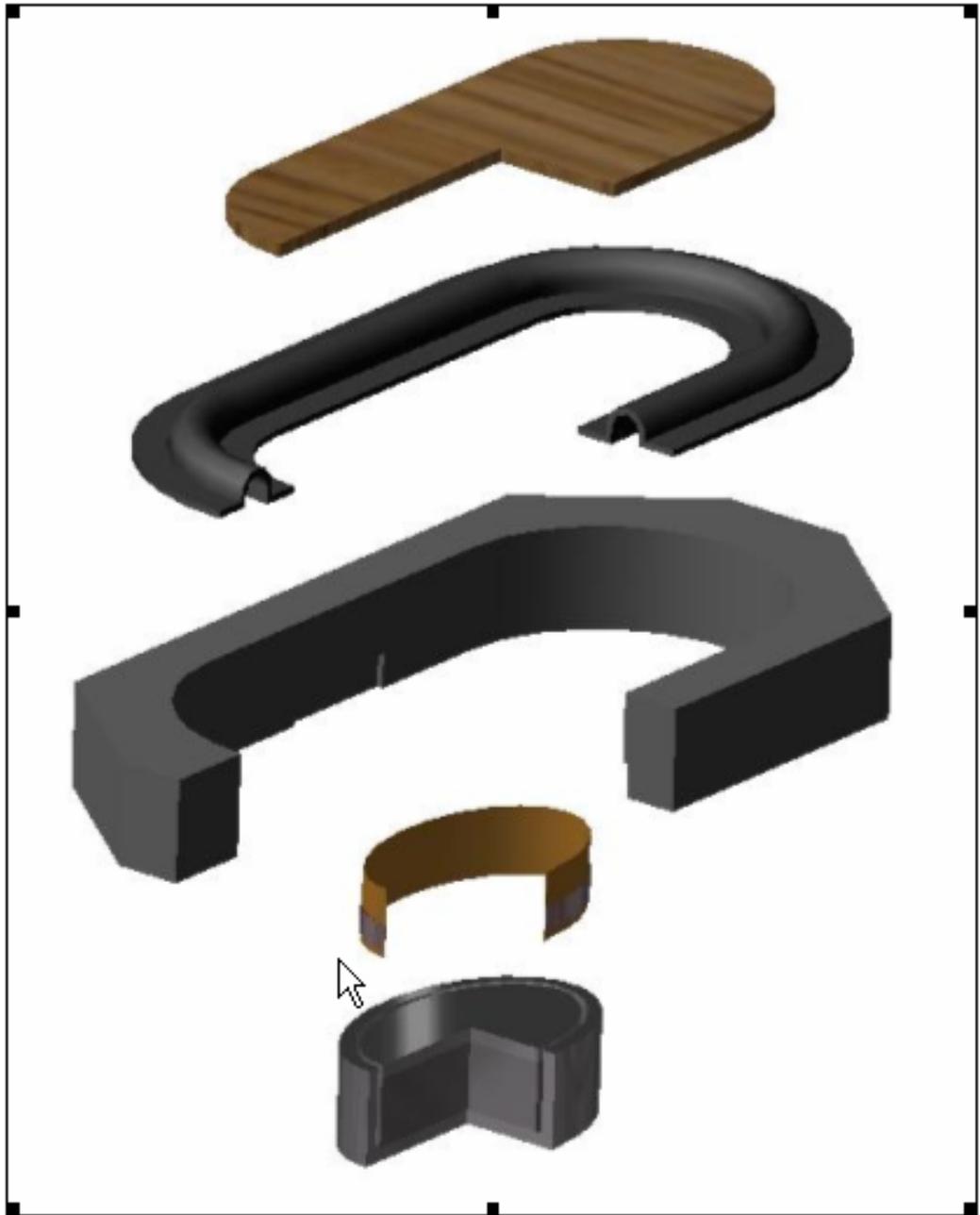


圖 3-1 揚聲器



圖 3-2 熱壓機

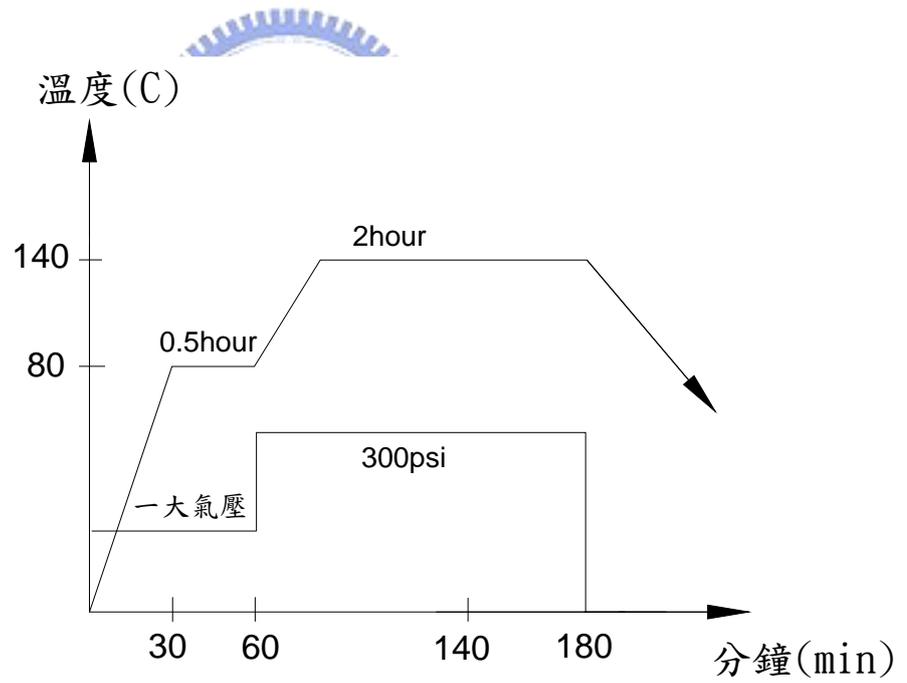


圖 3-3 複合材料之加熱加壓硬化成型製程圖



圖 3-4 內模具音圈成形法



圖 3-5 音圈線圈之纏繞

小音圈不同捲幅高度比較

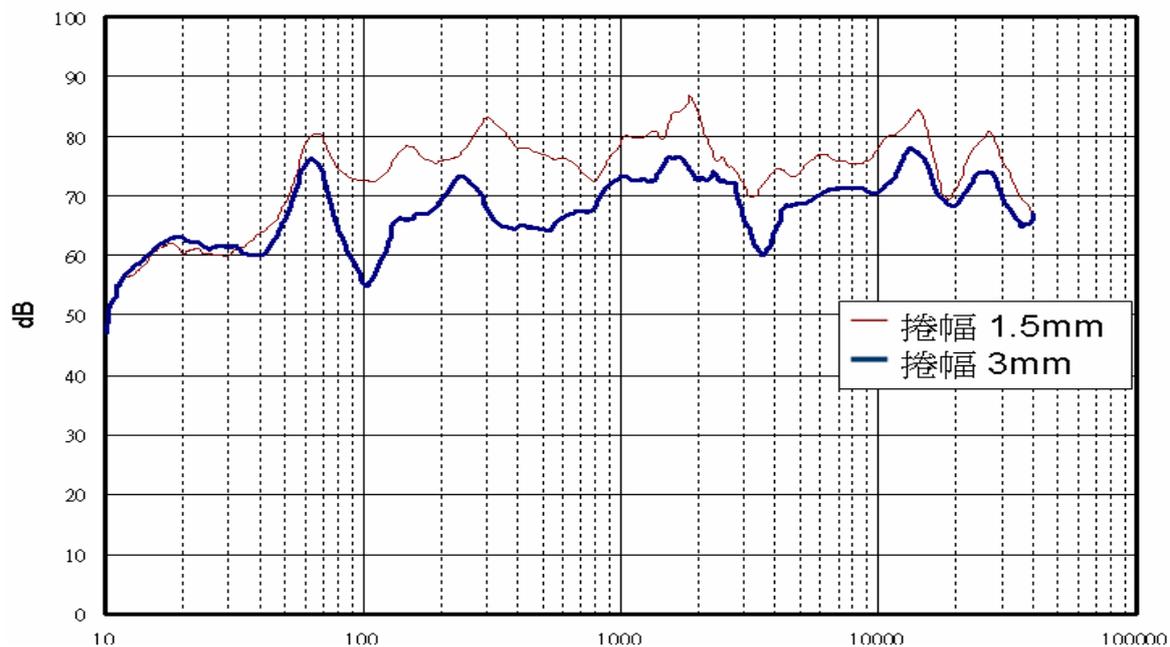


圖 3-6 不同捲幅之聲壓曲線

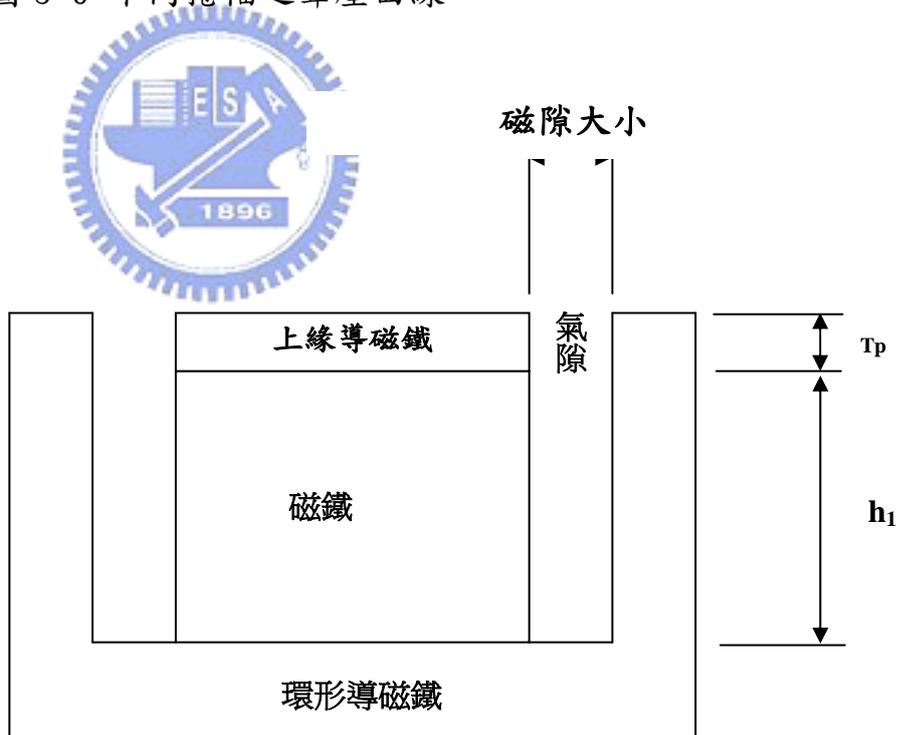


圖 3-7 磁隙大小



圖 3-8 磁氣迴路之重要零組件



圖 3-9 橢圓形置具



圖 3-10 高司計量測



圖 4-1 弘達 HT-9102 電腦伺服控制材料試驗機



圖 4-2 雷射測速儀

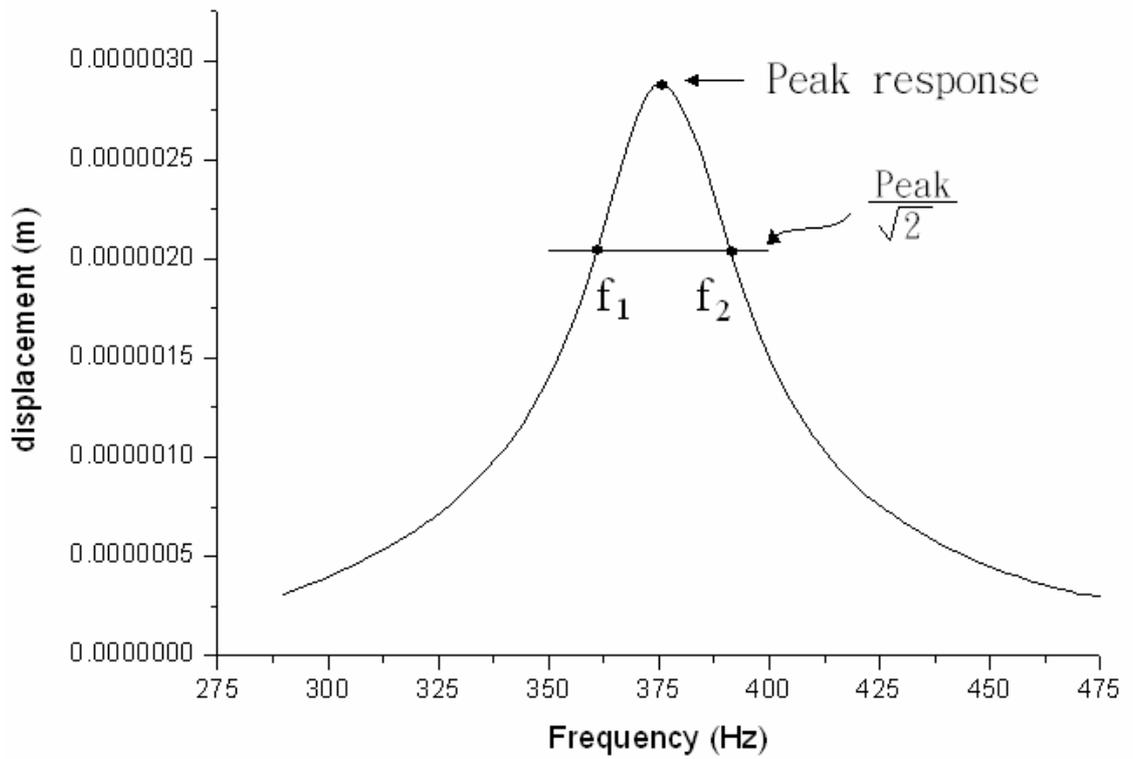


圖 4-3 頻率-響應圖

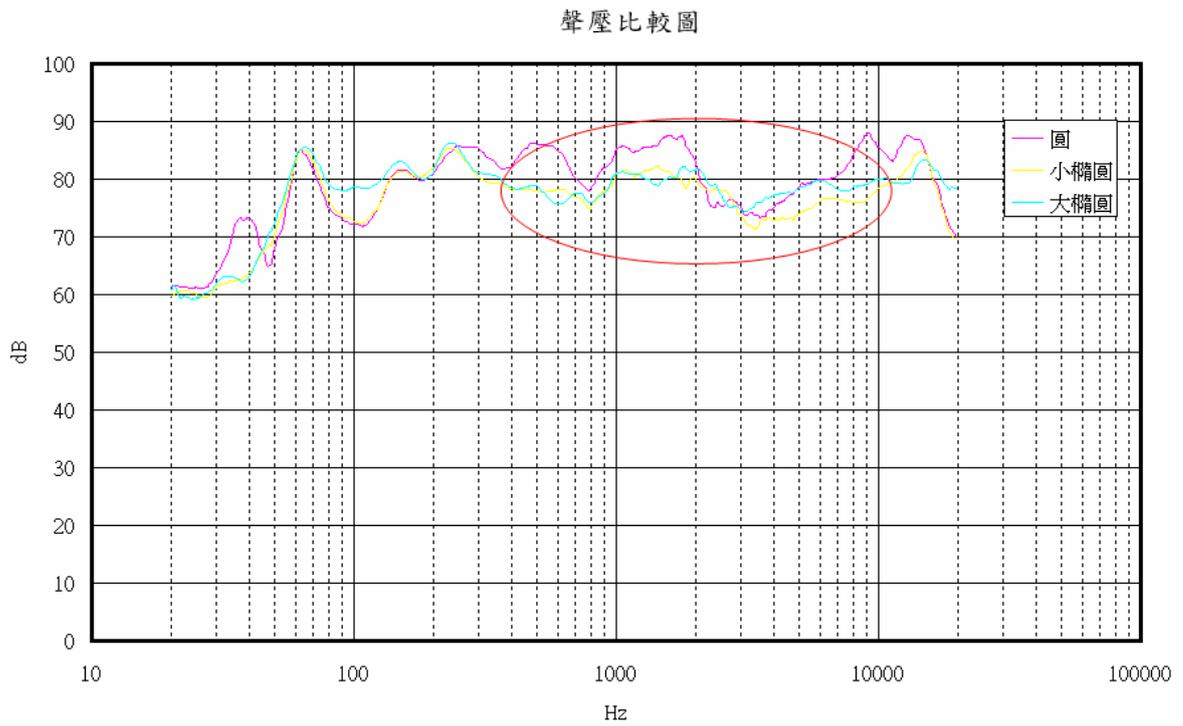


圖 4-4 改善中音谷

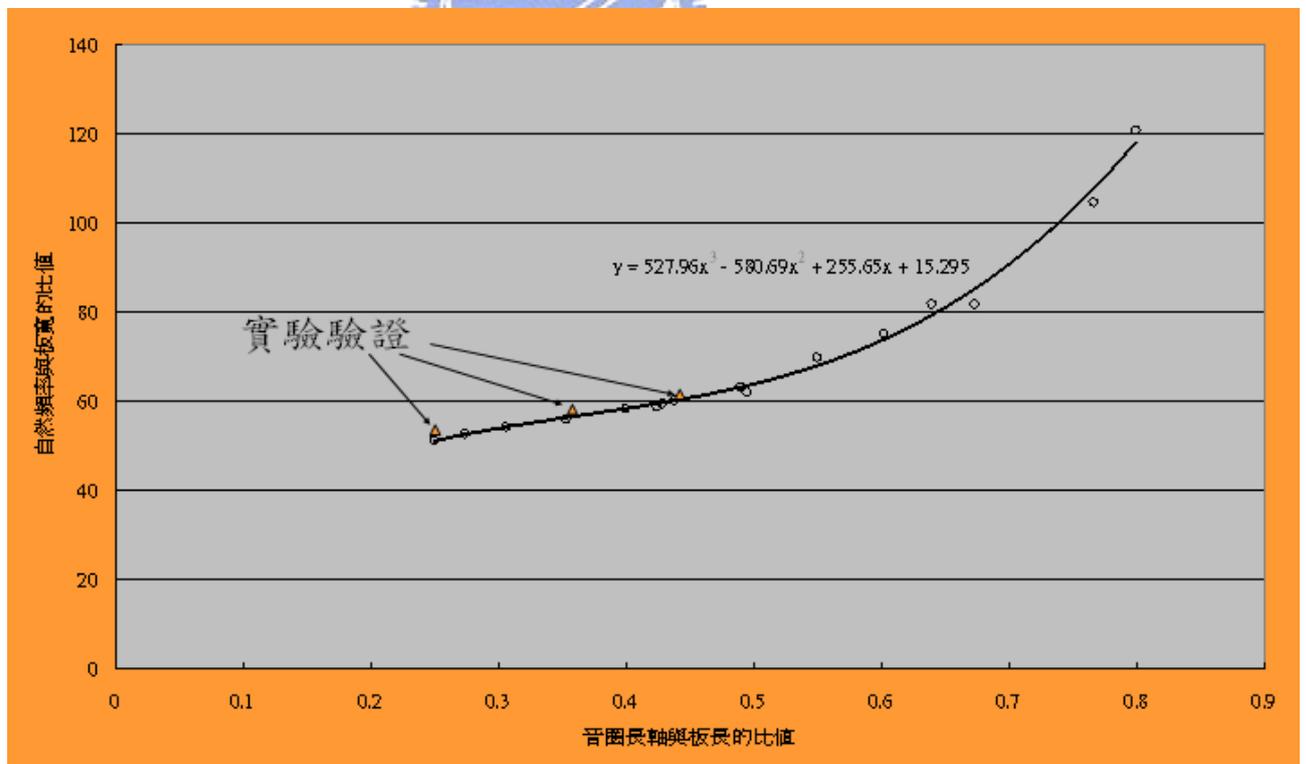


圖 4-5 音圈長軸與自然頻率之驗證

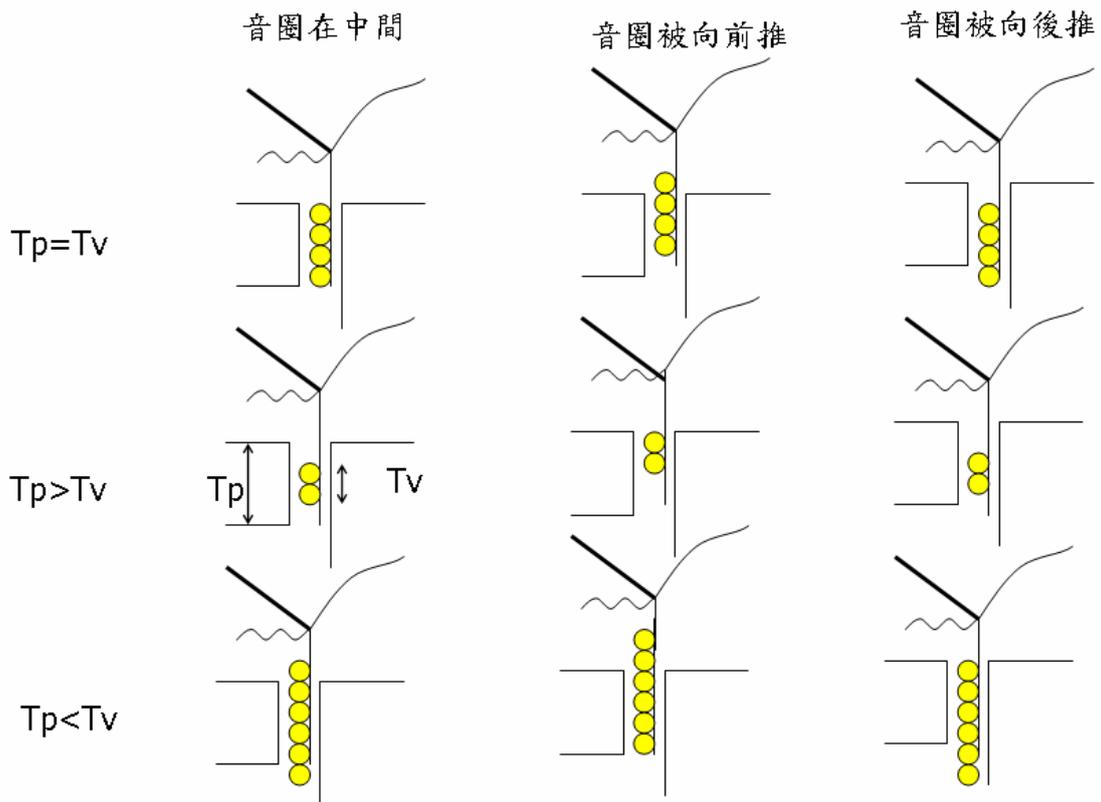


圖 4-6 捲線高與導磁板厚度關係

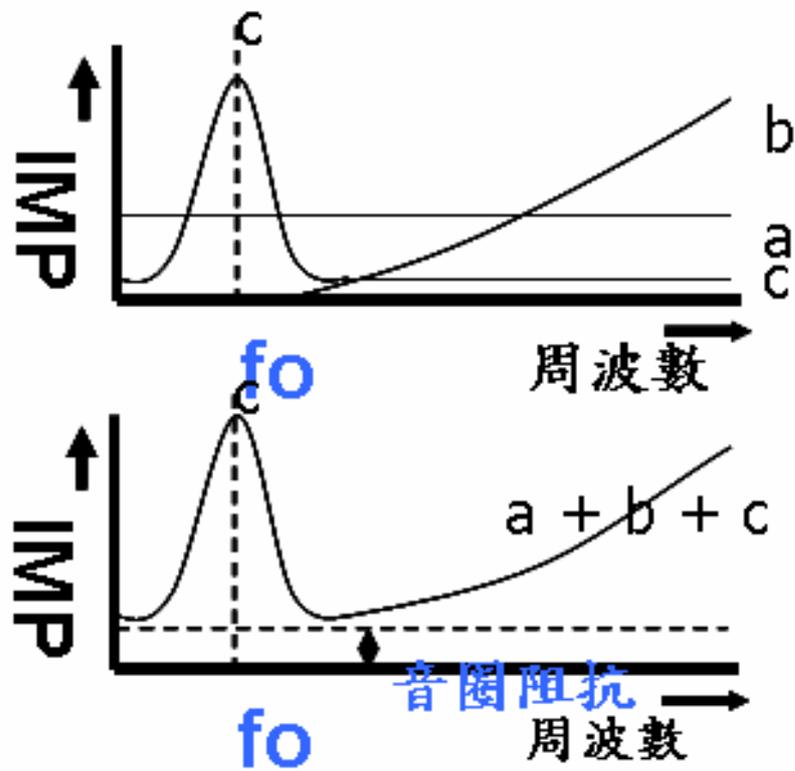


圖 4-7 a、b、c 曲線

音圈強度實驗

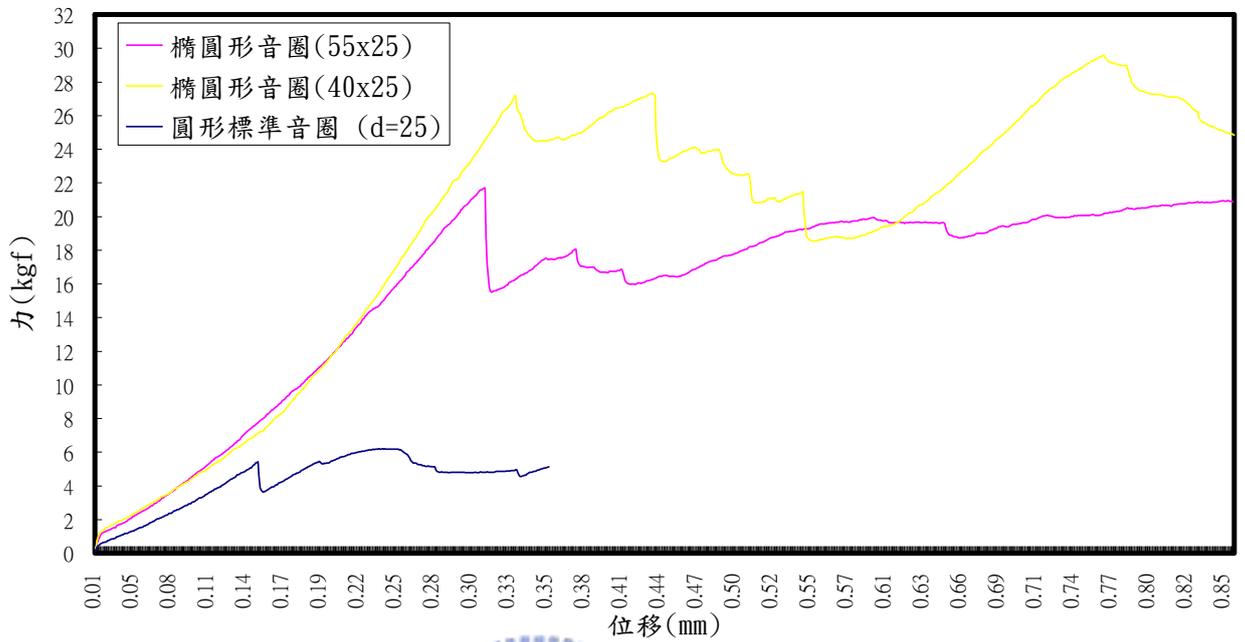


圖 4-8 音圈強度實驗比較圖

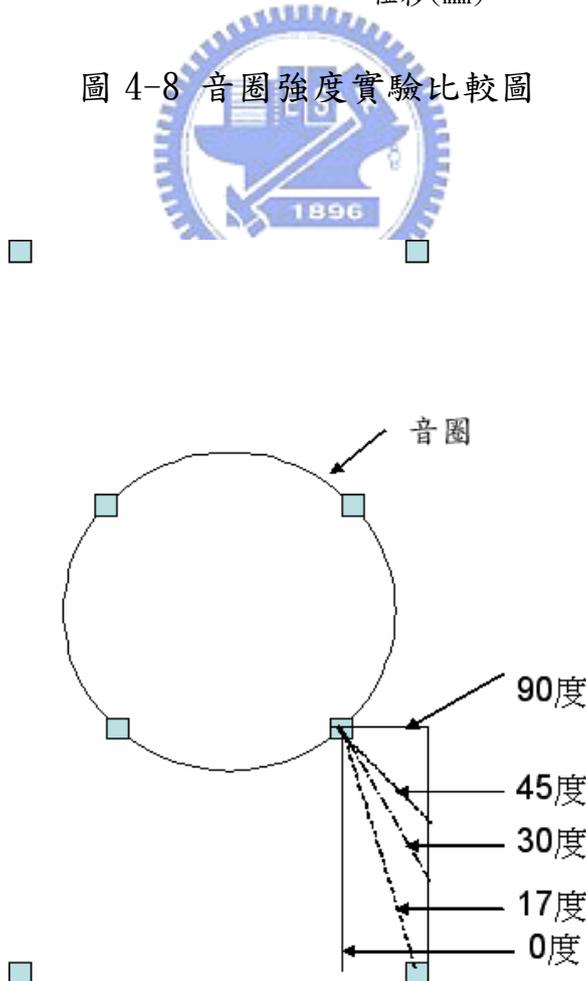


圖 4-9 角度之定義

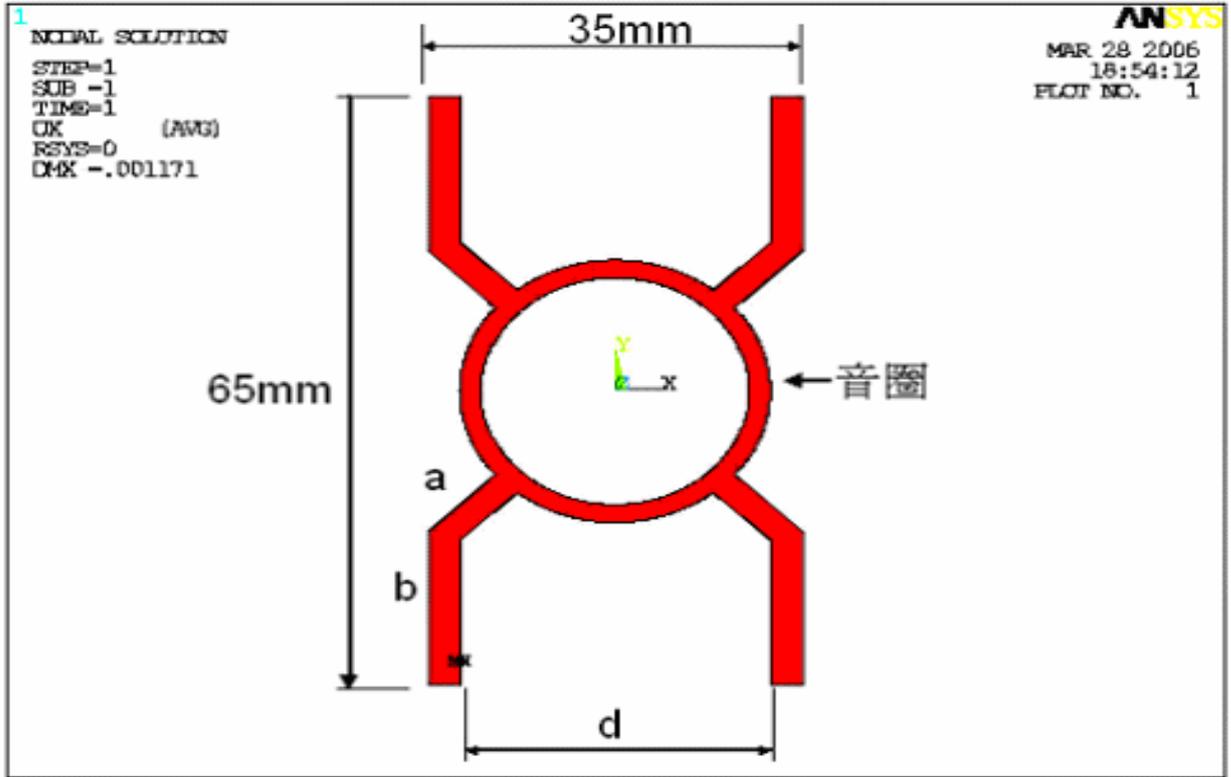


圖 4-10 45 度平面條狀彈波

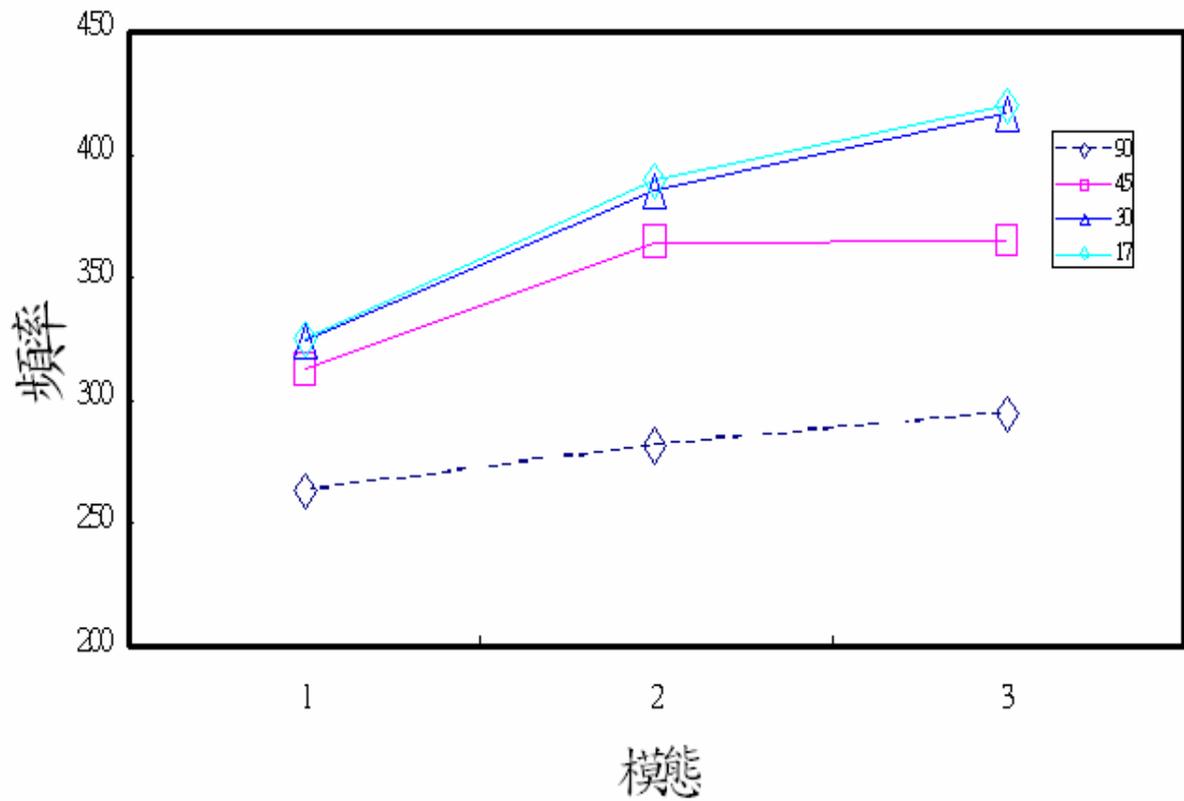


圖 4-11 不同角度之前三個模態頻率

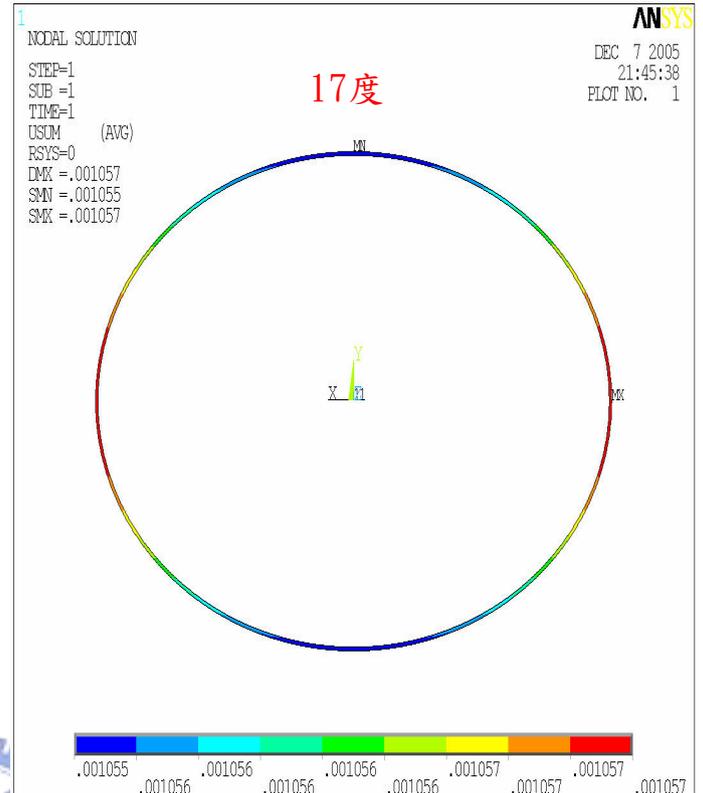
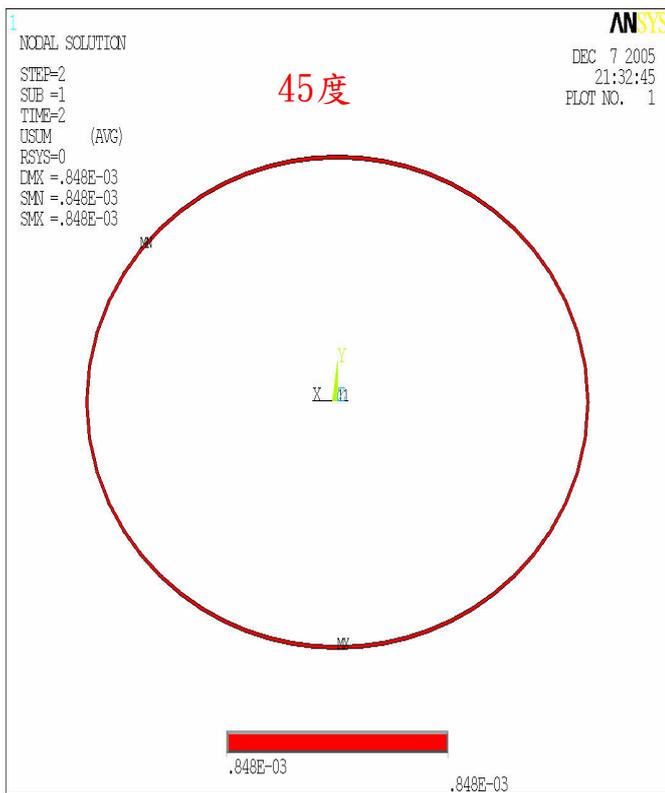


圖 4-12 45 度與 17 之音圈變形

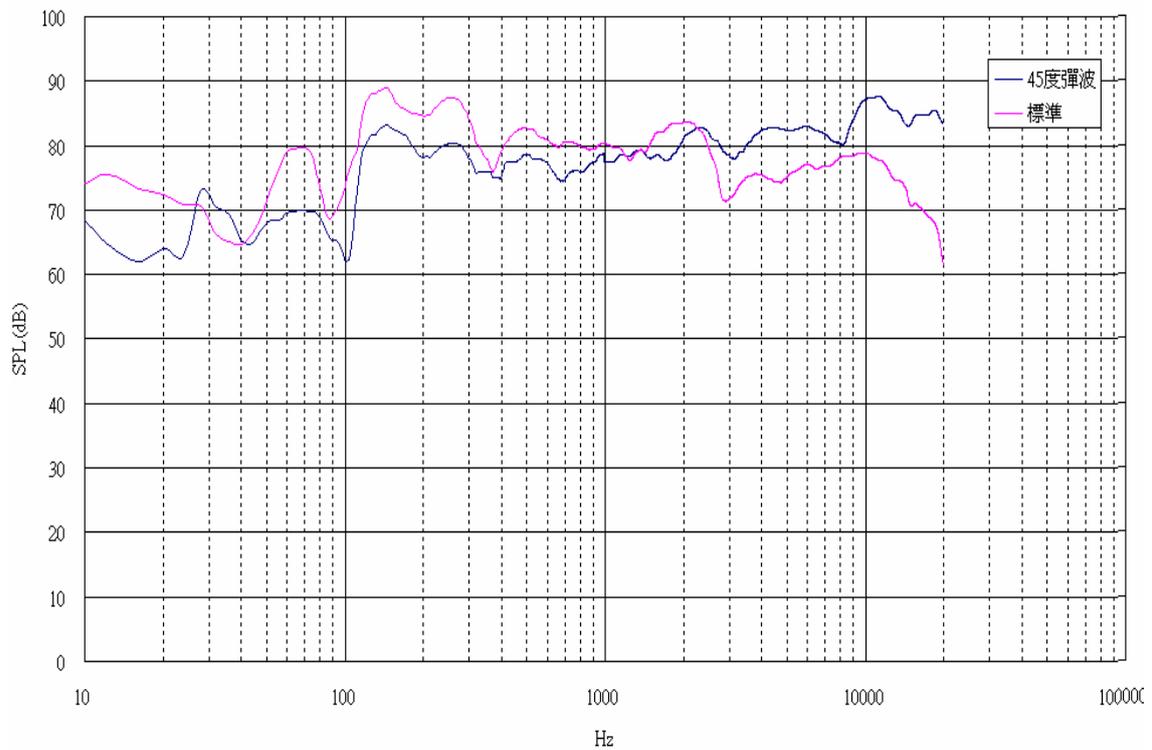


圖 4-13 有無 45 度夾角彈波之聲壓比較

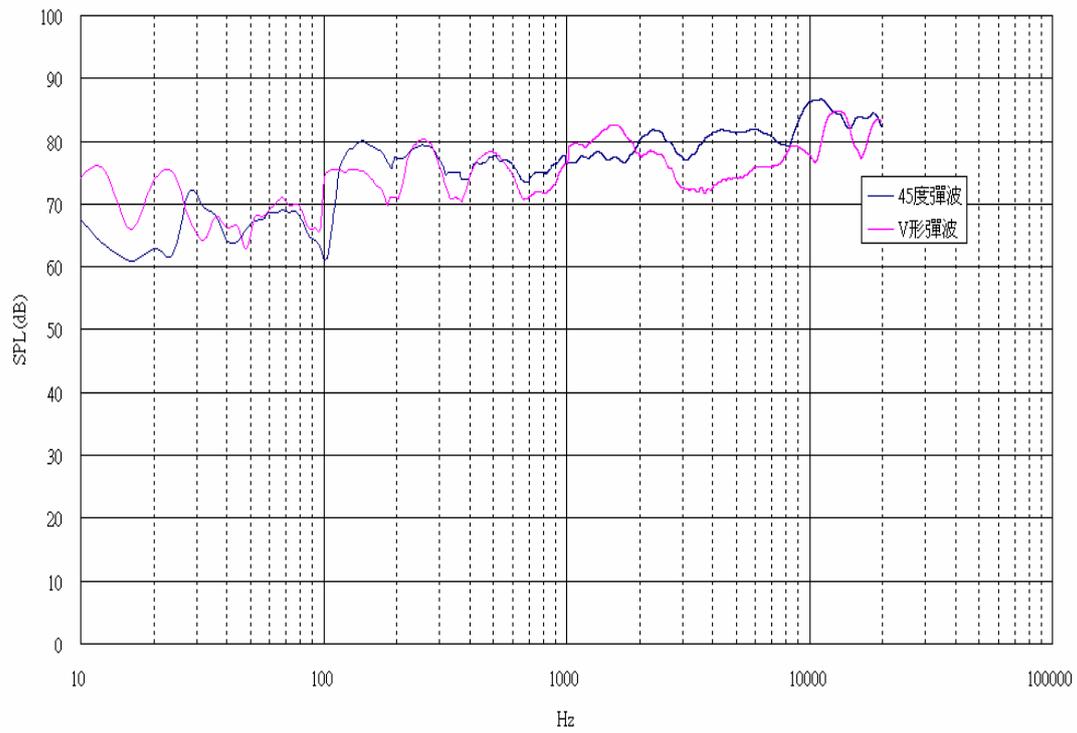


圖 4-14 45 度夾角與設計二之聲壓

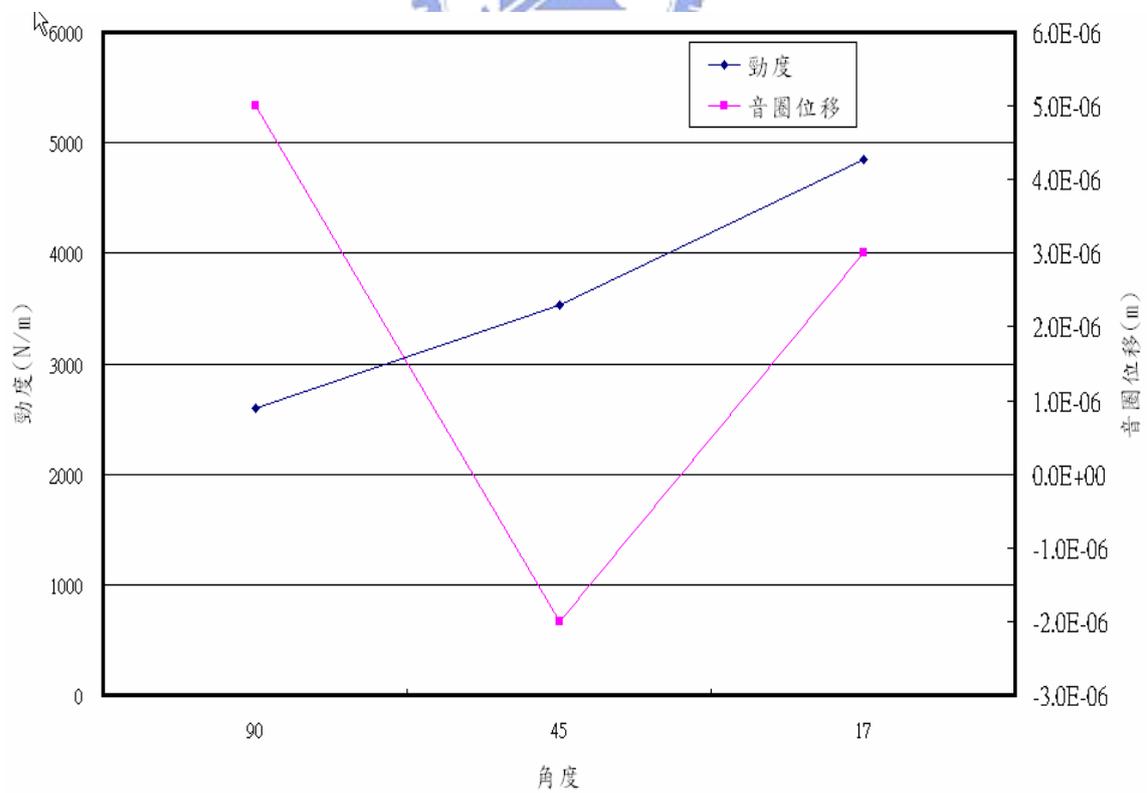


圖 4-15 角度之變形比較

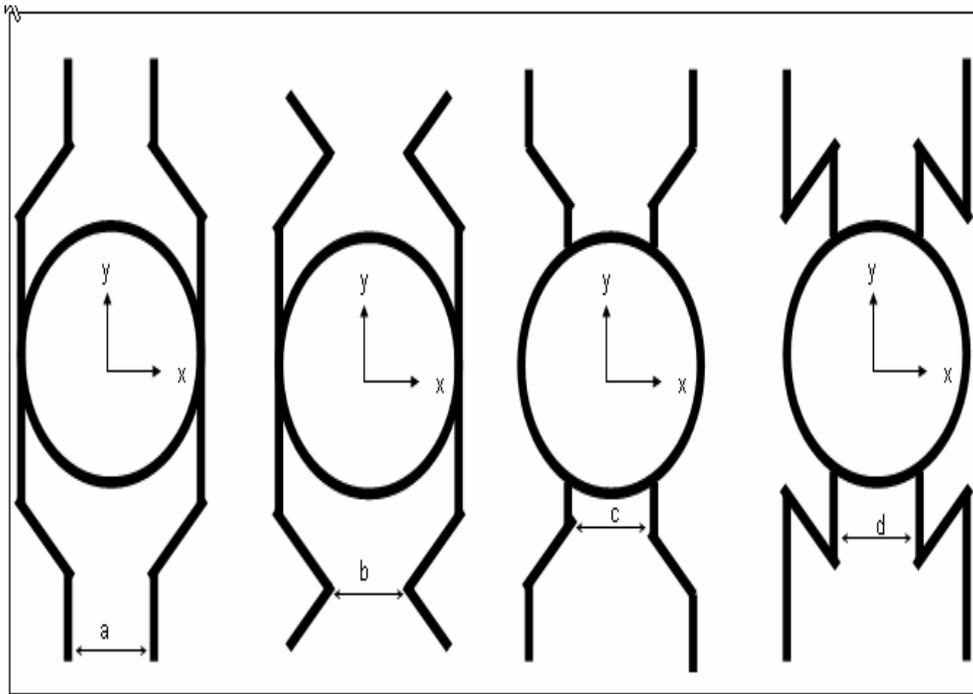


圖 4-16 不同彈波之設計

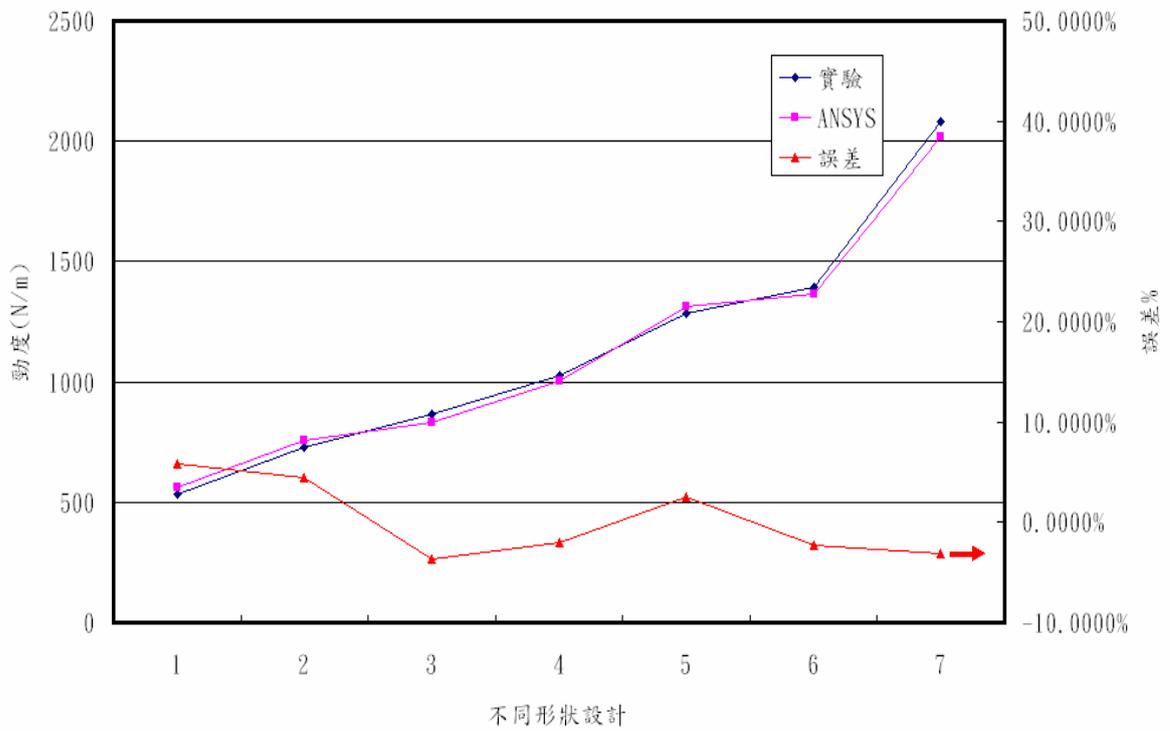


圖 4-17 分析結果與誤差

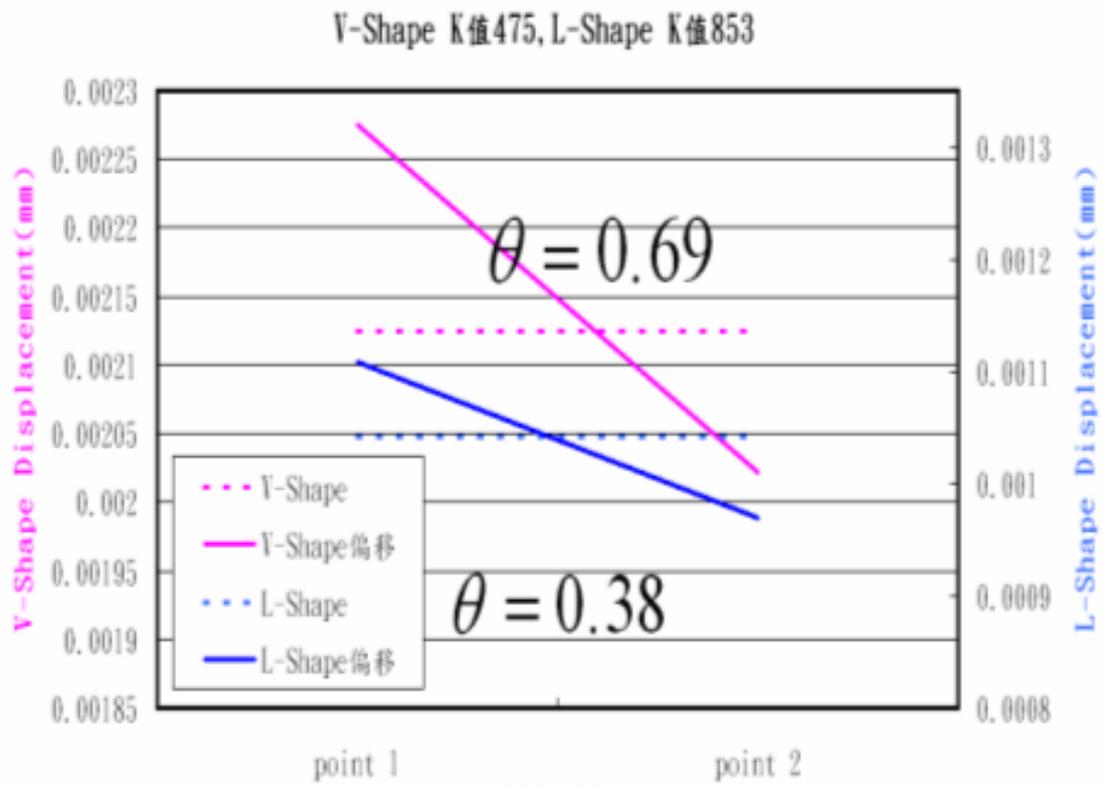


圖 4-18 偏移角度



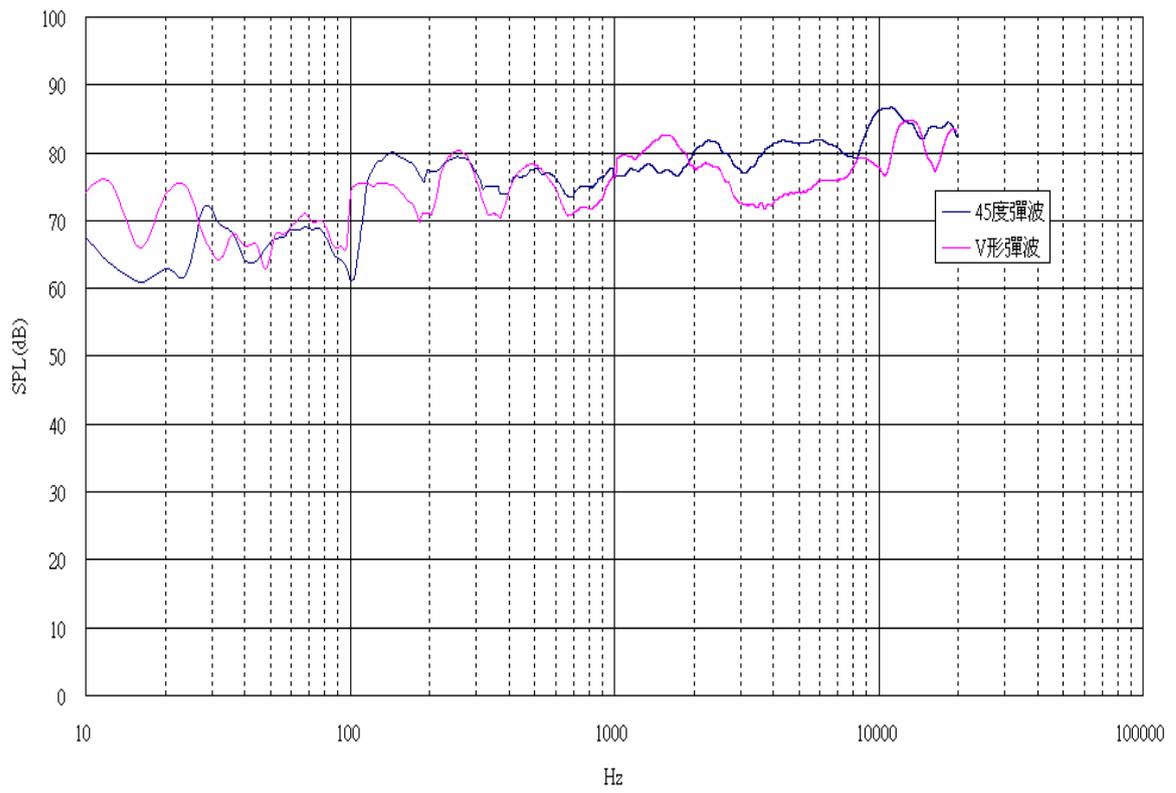


圖 4-19 45 度與 V 型彈波之聲壓比較



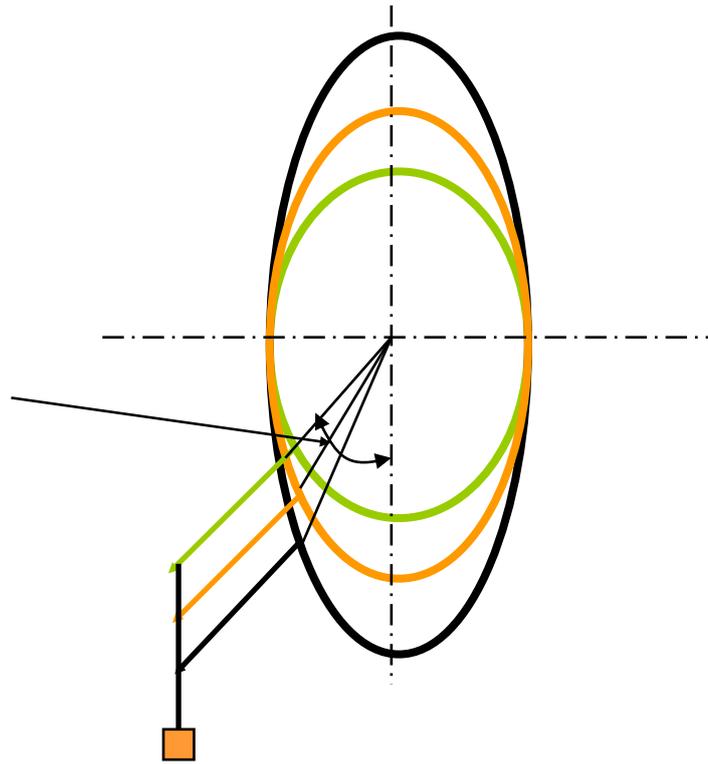


圖 4-20 橢圓長短軸比對應之角度

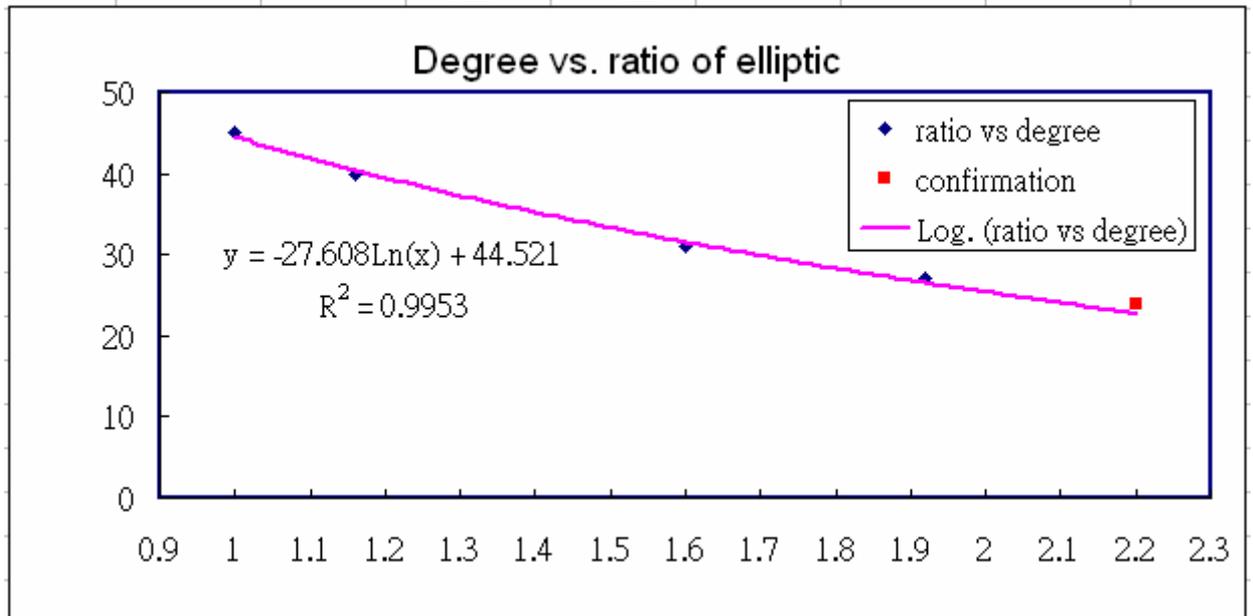


圖 4-21 橢圓長短軸比對應之最佳角度

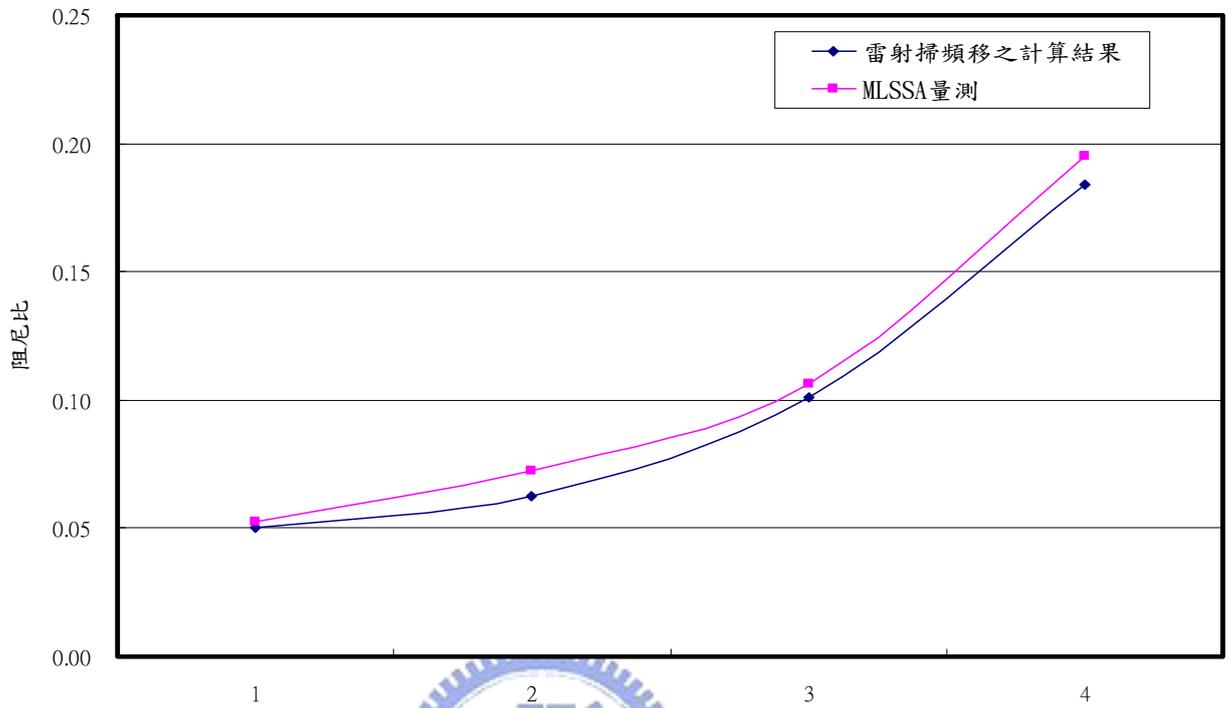


圖 4-22 阻尼比量測與計算

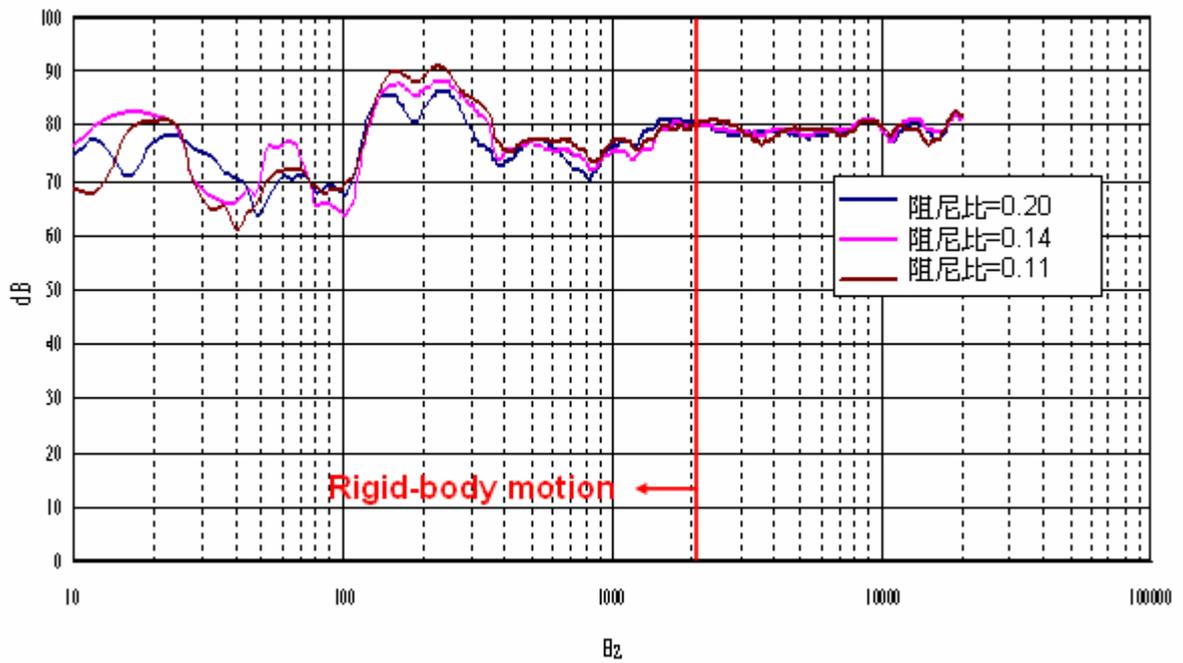


圖 4-23 不同阻尼比使用相同隻彈波設計之聲壓表現

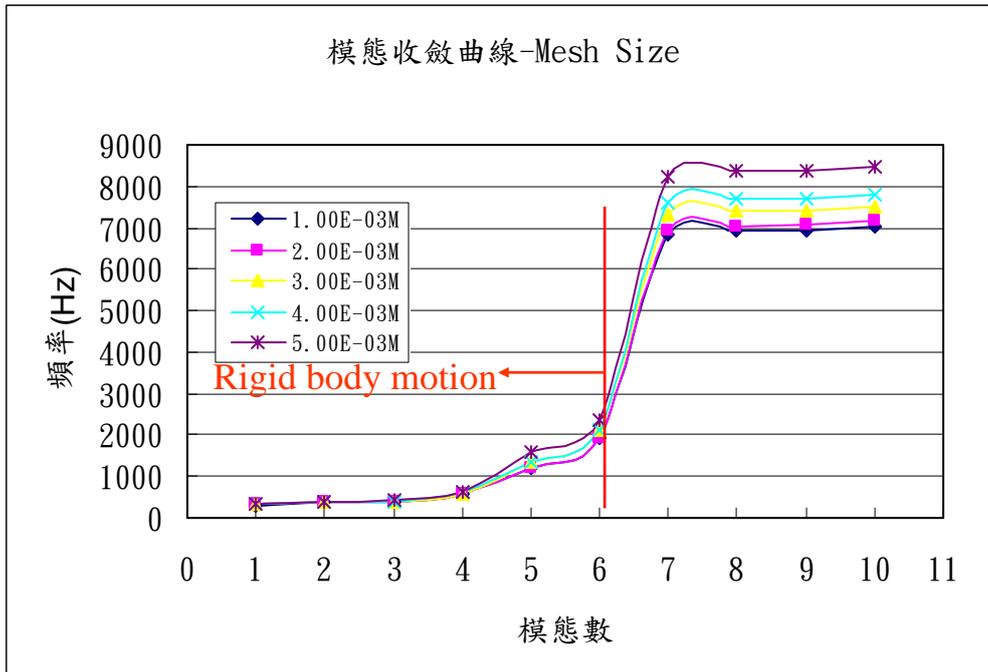


圖 4-24 板之變形振動模態頻率

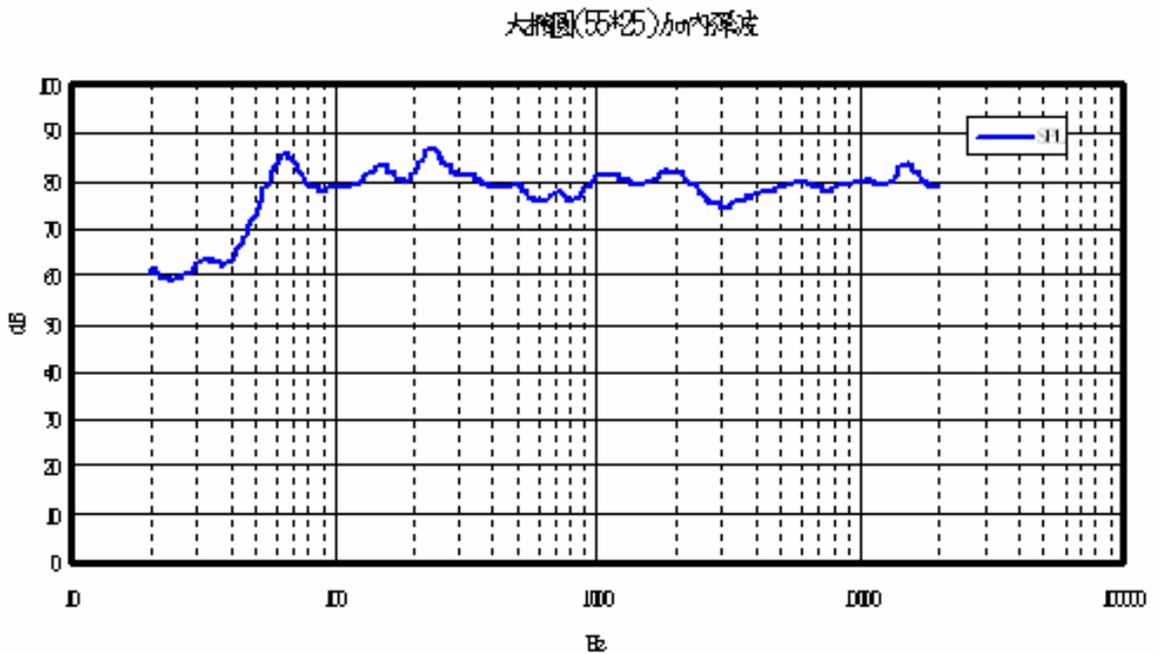


圖 5-1 橢圓形揚聲器加彈波之聲壓