

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文



研究生：施恩寶
指導教授：金大仁 教授

中華民國一〇一年七月

三明治板之聲傳行為研究及設計

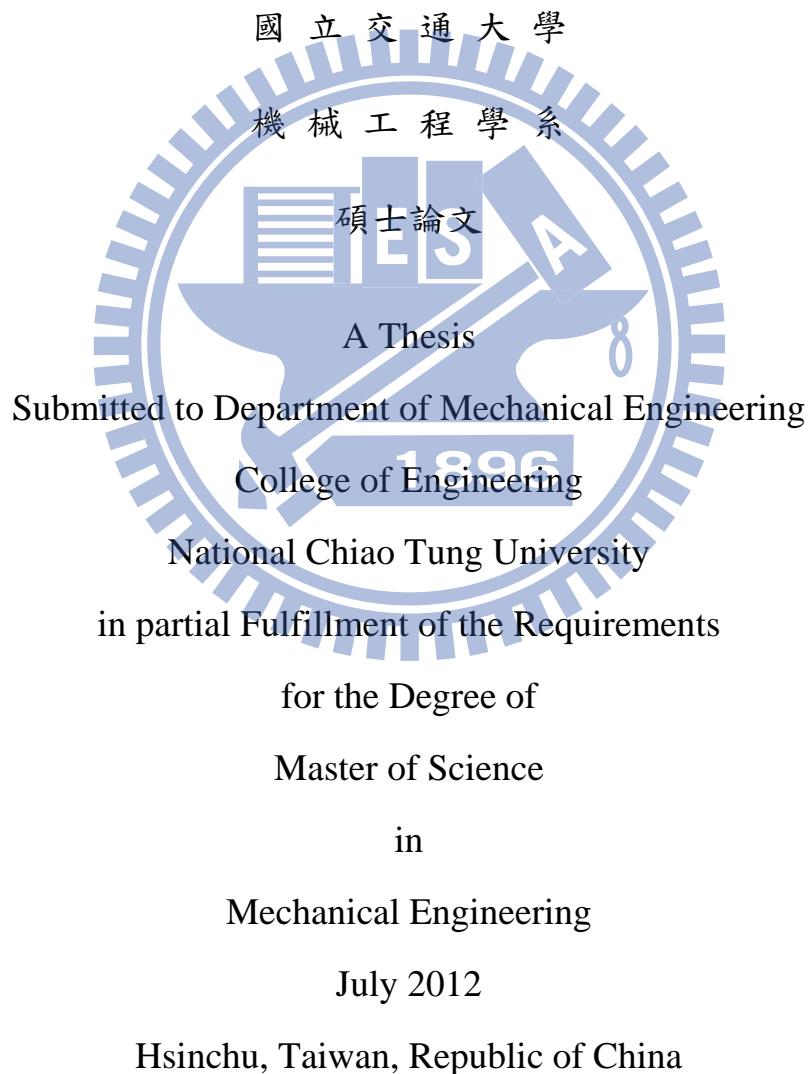
Sound radiation behavior and design of sandwich plates

研究 生：施恩寶

Student : Senrithu Shih

指導教授：金大仁 教授

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam



中華民國一〇一年七月

三明治板之聲傳行為研究及設計

研究生：施恩寶

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學機械工程學系

中文摘要

平滑的聲壓曲線和較大的聲壓值為好揚聲器的必要條件，好的板抗彎強度使聲壓平滑，輕的板使聲壓值提高。本文將蜂窩結構應用於三明治平面揚聲板，使用不同磅數的紙張製作板的心層，製程上追求板的質量必須接近巴沙木板，使製成的板材可應用於揚聲器。製成板材後，以樑三點彎矩實驗反求面層材料楊氏模數 E 值，和芯層材料剪力模數 G 值，以板平壓實驗反求芯層材料楊氏模數 E 值，代入實體 3D 模型計算聲壓曲線，和實驗比較確定模型無誤後，以此實體模型為基準，討論兩個簡化模型的適用範圍，在適用的範圍下大幅縮短數值計算的時間，加速揚聲器的設計。本文並討論如何調整三明治結構參數使聲壓曲線平滑，並使聲壓值提高。發現蜂窩揚聲板的各個幾何設計參數常是只對一個板等效常數有很大的影響，芯層材料厚度主要影響到板等效剪力常數 G_{yz} ，面板厚度主要影響到板等效密度，蜂窩芯層厚度則主要影響到板單位密度抗彎強度，板等效密度。芯層材料

加厚導致的密度增加，或面板變薄所導致的抗彎強度減小都可藉由蜂窩芯層厚度做加強。而板的等效參數往往直接影響到揚聲器的聲壓表現，本文利用此發現探討如何調整蜂窩三明治板幾何參數，最後以實體 3D 模型的聲壓曲線證實參數調整確實達到目的。最後以一層等效模型討論高頻各局部音谷成因，如何以非正六邊形蜂窩的設計改善之。



Sound radiation behavior and design of sandwich plates

Student : Senrithu Shih

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Institute of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

Flat-panel loudspeaker has become an attractive device for generating sound in the audio industry. The capability of producing smooth frequency response and high sound pressure level is vital to such loudspeaker. Higher bending strength can make frequency response smoother and light-weight panel improve sound pressure level. The thesis applies honeycomb core to fabricate sandwich panel for the loudspeaker. Plain papers of different weights are used to make sandwich plates which can be comparable with the light-weight balsa wood. Execute three point bending test of sandwich beams made of paper to identify the Young's modulus of face plate and shear modulus of core material. Also execute compression test to identify the Young's modulus of core material. Substitute the identified material constants into the 2D and 3D finite element models of the sandwich plate to construct the sound pressure level (SPL) curves in the audible frequency domain. Compare the theoretical results with the experiment results to check the correctness of the 2D and 3D models. Then discuss the suitability of two simplified 2D finite element models in predicting accurate SPL curves. The 2D models

can greatly shorten the computing time when compared with the 3D model.

The thesis discusses how to adjust the parameters of the sandwich plate to produce smoother frequency response and higher sound pressure level. It has been found that the thickness of core material can greatly affect the effective shear modulus G_{yz} of the sandwich plate. The thickness of core layer can greatly affect the bending strength per unit density and the equivalent density of the plate. An increase of the equivalent density and reduction of strength could be recovered by an increase of thickness of core layer. The thesis studies how to choose the proper design of the honeycomb sandwich panel that can improve the SPL curve of the plate via a numerical simulation approach. Finally, the cause of the local sound valley in the 3000 to 20000Hz range is investigated via the use of one equivalent layer plate model and the elimination of the sound valley is performed via the use of non-hexagonal honeycomb cells.

致 謝

感謝指導教授金大仁博士這幾年來的指導

感謝父母親賜給我一顆堅強的心智

感謝崧任，宏銘學長於理論和實驗的解惑

感謝同學秉達，致翔，琮鍾，建順、志明、立武、正平、浩翔，耀民，

郁倫，祖建，柏毅，峻嘉，竣惟，達裕，柏聞，邦瑋，文祥，揚邦，

芸瑄，警文，宏明，敦強在研究上陪伴我

感謝王秀雲女士給予生活上的幫助

感謝施月雀女士幫助我的家庭，使我無後顧之憂

還有其他在背後提供協助的人，恩寶記得你們每個人曾經的幫助

1896

2012.7 恩寶於交大

目錄

中文摘要.....	iii
西文摘要.....	v
目錄.....	viii
第一章 緒論.....	1
1.1 研究動機.....	1
1.2 研究背景.....	3
1.3 文獻回顧.....	3
第二章 蜂窩三明治樑製程.....	5
2-1 蜂窩三明治樑製作程序.....	5
2-2 製程缺陷及改進方法.....	6
2-3 實驗結果.....	7
第三章 蜂窩板材料性質反求.....	9
3-1 實驗規範.....	9
3-1.1 三明治板平壓性能試驗.....	9
3-1.2 三明治樑彎曲性能試驗.....	10
3-2 規範公式推導.....	12
第四章 蜂窩板數值模型.....	16
4-1 蜂窩板相當密度.....	16
4-2 蜂窩芯等效彈性模量計算.....	17
4-3 蜂窩板等效彈性模量.....	17
4-4 ANSYS 有限元素模型.....	19
4-5 模型建立步驟.....	21
4-6 ANSYS 模擬中參數取得.....	25
4-6.1 質點元素 mass 21 的參數.....	25

4-6.2 彈簧元素的參數	25
4-6.3 激振力的給定	25
4-6.4 阻尼比的給定	26
4-7 聲壓模擬	27
第五章 聲壓計算	28
5.1 聲傳波動方程式	28
5.2 聲壓值計算	29
5.3 聲壓位準 SPL	30
5.4 聲壓曲線圖繪製	31
第六章 等效模型適用範圍	33
6-1 三點彎矩驗證實體模型	33
6-2 模態分析驗證	35
6-3 聲壓實驗驗證	38
6-4 如何設計蜂窩板	43
6-5 非正六邊形蜂窩對聲壓之影響	46
第七章 結論與未來研究方向	50
參考文獻	52

表目錄

表 2-1 不同密度芯層材料上膠時間	55
表 6-1 ANSYS 與規範在 G_c 計算上的差異	55
表 6-2 模型計算三點彎矩與文獻[9]比對	56
表 6-3 一層拉伸等效與一層三點彎矩等效楊氏模數比例	58
表 6-4 由材料性質換算板等效剛度	58

表 6-5 三種模型模態分析結果.....	58
表 6-6 Gxz 和 Gyz 隨 honey_thick 的改變趨緩.....	60
表 6-7 蜂窩板設計參數對性能的影響	60
表 6-8 板等效 Gyz 值隨蜂窩邊夾角的變化.....	60
表 6-9 改變面積 1 剪力模數使音谷差值減緩.....	61
表 6-10 改變面積 1 和面積 2(4)剪力模數使音谷差值減緩	61

圖目錄

圖 1-1 三明治板.....	62
圖 1-2 平板式揚聲器.....	62
圖 2-1 各種材質的四角蜂窩缺陷:(a)70g/cm 紙 (b)(c)厚紙板 (d)編 織玻纖布 (e)碳纖.....	63
圖 2-2 紙板上膠處	64
圖 2-3 六角蜂窩芯層製作程序	64
圖 2-4 手動蜂窩網格成形	64
圖 2-5 三明治樑缺陷一	65
圖 2-6 缺陷一改善方法	65
圖 2-7 三明治樑缺陷二成因	65
圖 2-8 三明治樑缺陷二改善後成品.....	65
圖 2-9 三明治樑缺陷三.....	66
圖 2-10 三明治樑缺陷四.....	66
圖 2-11 三明治樑缺陷四改善方法.....	66
圖 2-12 三明治樑缺陷五改善方法.....	66
圖 2-13 改變蜂窩網格大小三點彎矩實驗.....	67

圖 2-14 改變蜂窩層厚度三點彎矩實驗.....	67
圖 2-15 改變芯層材料三點彎矩實驗.....	68
圖 2-16 改變面板材料三點彎矩實驗.....	68
圖 2-17 市售發泡材和自製蜂窩結構做芯層三點彎矩實驗.....	69
圖 2-18 製程使試片質量減輕量.....	70
圖 2-19 剛度與單位質量剛度.....	70
圖 3-1 三明治結構平壓實驗.....	73
圖 3-2 長樑試片三點彎曲實驗.....	73
圖 3-3 外伸點位移.....	73
圖 3-4 三明治樑斷面實面積.....	73
圖 4-1 蜂窩三明治板建模難點.....	74
圖 4-2 實體模型與簡化.....	74
圖 4-3 由實驗推求等效材料常數流程.....	75
圖 4-4 揚聲器系統模型.....	76
圖 4-5 頻率響應圖.....	76
圖 5-1 振動板聲場.....	76
圖 6-1 驗證實體模型.....	77
圖 6-2 驗證規範 GB/T1453-2005 和 GB/T1456-2005	77
圖 6-3 實體和規範比較.....	78
圖 6-4 0.2 毫米揚聲板模態圖.....	79
圖 6-5 0.5 毫米揚聲板模態圖.....	80
圖 6-6 0.8 毫米揚聲板模態圖.....	81
圖 6-7 2 毫米揚聲板模態圖.....	82
圖 6-8 3 毫米揚聲板模態圖.....	83
圖 6-9 7 毫米揚聲板模態圖.....	84

圖 6-10 實驗和模擬聲壓曲線.....	85
圖 6-11 三明治板參數圖.....	85
圖 6-12 由模擬討論設計參數對聲壓的影響.....	86
圖 6-13 參數對等效性質的影響.....	86
圖 6-14 討論方法.....	87
圖 6-15 設計參數對低頻聲壓曲線的影響.....	88
圖 6-16 影響第一共振頻率參數.....	90
圖 6-17 等效性質對低頻聲壓曲線的影響.....	91
圖 6-18 不使低頻音谷延後的參數.....	92
圖 6-19 板等效剪力模數對低頻聲壓的影響.....	93
圖 6-20 使低頻音谷提前的參數.....	93
圖 6-21 設計參數對中高頻聲壓影響.....	94
圖 6-22 使中央頻段音谷延後的參數.....	98
圖 6-23 不使高頻段音谷延後的參數.....	98
圖 6-24 不使高頻段音谷延後的參數.....	99
圖 6-25 等效性質影響中頻段聲壓曲線.....	99
圖 6-26 等效密度影響高頻聲壓曲線.....	101
圖 6-27 等效 G_{xz} G_{yz} 影響高頻聲壓曲線.....	101
圖 6-28 等效性質中影響聲壓的次要因素.....	102
圖 6-29 板材單位密度抗彎強度隨設計參數變化.....	103
圖 6-30 板材等效 G_{yz} 隨蜂窩網格邊長變化.....	103
圖 6-31 板材等效密度隨設計參數變化.....	104
圖 6-32 改變蜂窩網格邊長對聲壓的影響.....	104
圖 6-33 板材等效 G_{yz} 隨設計參數變化.....	105
圖 6-34 改變蜂窩板芯層材料厚度對聲壓的影響.....	105

圖 6-35 改變蜂窩板面層厚度對聲壓的影響	106
圖 6-36 板材單位密度抗彎強度隨蜂窩芯層厚度變化	106
圖 6-37 改變蜂窩板芯層厚度對聲壓的影響	107
圖 6-38 聲壓值隨蜂窩芯層厚度改變大小	107
圖 6-39 非正六邊形網格蜂窩	108
圖 6-40 板等效 G_{yz} 隨蜂窩邊夾角的變化	108
圖 6-41 揚聲板分割尺寸	109
圖 6-42 挾長揚聲板兩邊加大均布質量對聲壓的影響	109
圖 6-43 巴沙木板高頻聲壓曲線	109
圖 6-44(a)巴沙木材質揚聲板 3125Hz 模態節線圖	110
圖 6-44(b)巴沙木材質揚聲板 7175Hz 模態節線圖	110
圖 6-44(c)巴沙木材質揚聲板 9875Hz 模態節線圖	110
圖 6-45 面積 1 $G_{yz1} \sqcup 7.5$ 節線圖	110
圖 6-46 面積 1 $G_{yz1} \sqcup 10$ 節線圖	111
圖 6-47 加大面積 1 G_{yz} 值使局部音谷落差減緩	111
圖 6-48 面積 1 在 $G_{yz1} \sqcup 10$ 下 3125Hz 的節線圖	111
圖 6-49 面積 1 $G_{yz1} \sqcup 10 +$ 面積 2 $G_{yz2} \sqcup 1.5 +$ 面積 4 $G_{yz4} \sqcup 1.5$..	112
圖 6-50 面積 1 $G_{yz1} \sqcup 10 +$ 面積 2 $G_{yz2} \sqcup 3 +$ 面積 4 $G_{yz4} \sqcup 3$	112
圖 6-51 面積 1 $G_{yz1} \sqcup 10$ 下加大面積 2 和 4 G_{yz} 值之聲壓曲線 ..	112
圖 6-52 60 毫米 \sqcup 8 毫米玻纖加勁	113
圖 6-53 加勁後音谷聲壓曲線改善	113

第一章 緒論

1-1 研究動機

在工業中，傾向使用質量輕且剛性高的材料，因為較低質量往往反映能源使用降低，成本降低，然而，在傳統材料中，質量輕與剛性高常是互不相容，解決此問題的一個方法為另外尋找新材料，複合材料即在此背景下得到發展，第二個方法為合理的使用材料，透過結構的設計達到同樣目的，三明治板即是如此。三明治板，見圖 1-1，為一種特殊之複合材料層合板，由外表兩層相對剛性較好之面層包覆中間較軟但密度較低的芯層，因面層相對芯層遠離斷面形心，使板材有較好之抗彎剛度，常用三明治板芯層結構有，發泡芯結構、蜂窩芯結構、波紋芯結構，面層材料則視使用環境常見有鋁合金板，鋼板，鈦金屬板，複合材料板。

本文將蜂窩結構應用於三明治平面揚聲板，見圖 1-2，平滑的聲壓曲線和較大的聲壓值為好揚聲器的必要條件，好的板抗彎強度使聲壓平滑，輕的板使聲壓值提高，本文使用不同磅數的紙張製作板的心層，製程上追求板的質量必須接近巴沙木板，使製成的板材可應用於揚聲器。紙張材料改善了傳統巴沙木不易取得，碳纖或玻纖加勁的音質尖銳不柔和缺點，本文使用紙張製成的蜂窩結構作為芯層，並以紙

張、鋁箔等材料為面板並假設材料為 isotropic，三明治板整片面板黏貼，面層不需預浸，蜂窩網格則更是利用結構的方式，可達到高的單位質量強度，同時蜂窩三明治板有高的內阻尼，對揚聲器音質有幫助，同時，紙張、鋁箔取得容易，抗拉性質優良，適合做為面板材料，音質亦佳。

在達成製程目的後，將成型板材以樑三點彎矩實驗反求面層材料楊氏模數 E 值，和芯層材料剪力模數 G 值，以板平壓實驗反求芯層材料楊氏模數 E 值，代入 ANSYS[1] 實體 3D 模型計算聲壓曲線，和實驗比較確定模型無誤後，以此實體模型為基準，討論兩個簡化模型的適用範圍，在適用的範圍下大幅縮短數值計算的時間，加速揚聲器的設計。本文並討論如何調整三明治結構參數使聲壓曲線平滑，並使聲壓值提高。本文並發現蜂窩揚聲板芯層材料厚度主要影響到板等效剪力常數 G_{yz} ，面板厚度主要影響到板等效密度，蜂窩芯層厚度則主要影響到板單位密度抗彎強度，板等效密度。芯層材料加厚導致的密度增加，或面板變薄所導致的抗彎強度減小都可藉由蜂窩芯層厚度做加強。而板的等效參數往往直接影響到揚聲器的聲壓表現，本文利用此發現探討如何調整蜂窩三明治板幾何參數，最後以實體 3D 模型的聲壓曲線證實參數調整確實達到目的。最後以一層等效模型討論高頻各局部音谷成因，如何以非正六邊形蜂窩的設計改善之。

1-2 研究背景

三明治結構發展簡史如下

1856 年	英國人愛德華希利，愛德華艾倫將紙加壓成波紋瓦楞
1858 年	英國有了瓦楞紙專利
1940 年	英國人希爾以桃花心木為面板，巴沙木為芯層設計機翼 同年德國人哈弗蘭設計了雙引擎的高速無武裝日間蚊式轟炸機採用上述結構作為飛機結構部分材質
1945 年	美國杜法公司及馬丁公司將金屬蜂窩夾芯結構運用於飛機結構上

1-3 文獻回顧

Gibson 等人於文獻[2]執行了改變不同參數的矽樹脂橡膠和鋁金屬蜂窩板材的壓縮實驗，發現蜂窩板線彈性的變形起因於蜂壁的彎曲變形，推導出蜂窩板的 in-plane 機械性質，同時發現了影響結果的無因次變數群，將之使用於文獻[3]，同時於文獻[3]中運用了因次分析求得了發泡材料板的 in-plane 機械性質的解析解並與實驗做了比對。Masters 等人於文獻[4]說明除了上述的彎曲變形之外，亦考慮了蜂壁的拉伸和鉸鏈變形，推出了蜂窩板 in-plane 機械性質解析解。Thayamballi 等人於文獻[5]則進行鋁蜂窩三明治板的三點彎矩實驗，in_plane load 挫屈實驗，平壓實驗，觀察一些參數改變對實

驗結果的影響，並使用了其他文獻的等效剛度法，和等效重量法將蜂窩三明治板材等效為一層板，各依剛度等效和重量等效定義出 t_{eq} ， E_{eq} ， G_{eq} ，最後推得三點彎矩的臨界負載公式，ultimate strength 的公式，maximum compressive load 公式，mean crushing load 公式，並對平壓實驗曲線的物理現象作說明，王興業等人則於文獻[6]推導了蜂窩板參數和等效板性質的關係，除 E 和 G 值外，亦推導了等效密度，質量在揚聲板為一重要物理量，本文採用文獻[6]的結果簡化數值模型。



第二章 蜂窩三明治樑製程

本文從三明治樑的製造著手，改善製作過程，提高樑彎曲剛性，減低樑質量，將於本章說明製作時遇到的困難及改進方法，並說明製作方法是否達成目標，之後將相同製程用於製作揚聲板。

2-1 蜂窩三明治樑製作程序

本文欲製作六角蜂窩孔芯和四角孔芯層[7]，並應用作為三明治樑芯層，然而，本文揚聲器的應用上，因為厚度範圍約略固定，四角孔芯層在目前使用材料下，接合處上膠不易，橫向和縱向的肋條交接處材料易斷裂，使用玻璃纖維和碳纖維雖然可以克服，但是又因材料本性而衍生新的問題，見圖 2-1，無法克服製程上的困難，故以六角蜂窩孔芯樑為探討對象，於本節說明製造方法[8]。

1. 先將各紙板於間隔位置處塗膠，見圖 2-2。
2. 將各紙板依上下層交錯貼合，裁切成條狀，拉伸成蜂窩狀組織，見圖 2-3，手動將蜂窩角端成型，紙張區編號與成形後位置見圖 2-4。
3. 環氧樹脂及硬化劑攪拌均勻，以滴管控制液面高度，並將已拉伸蜂窩組織壓入液面，靜置數秒，水平夾起，黏貼在預先裁好的面板上，放入烤箱以 80 度烘烤 2 小時，蜂窩組織的材料密度越低者，靜

置時間越短，見表 2-1。

4. 重複步驟三，此時另一面板尺寸必須大於步驟三黏貼之面板尺寸，

且烘烤時間須延長至 3 小時。

5. 以砂帶機加工至尺寸。

如果面層屬天然材料帶有毛邊者，將表面以#200 以下水砂紙加工。

2-2 製程缺陷及改進方法

- 試片邊裁切時面板部分產生撕裂，見圖 2-5

改善方法：切削時先使用粗砂帶，之後使用細砂帶並減小切削角度，

見圖 2-6。

- 膠量不足產生撥離，見圖 2-7

改善方法：使其中一層面板和蜂窩組織先固化連結後再黏貼另一層面板，以避免因重力導致膠液流失，見圖 2-8。

- 芯層和面層接著部分膠中產生氣泡，見圖 2-9

改善方法：試片於乾燥時進行抽真空。

- 樹脂往芯層擴散嚴重，見圖 2-10

改善方法：調整芯層膠浴厚度，見圖 2-11，縮短浸膠時間，見表 2-1，芯層膠浴後即水平夾出，隨即進行烤乾。

- 蜂窩網格大小不均勻

改善方法：塗膠時沿塗膠線預留空間，90 及 100g/cm 紙張芯層預留約 0.5 毫米，50，60，70 毫米紙張芯層預留約 0.3 毫米，見圖 2-12，以避免加壓黏合時膠液滲出格線。

2-3 實驗結果

本文將製程用於揚聲板上，板材抗彎剛性為揚聲板優劣之重要因素，故本文在剛性的探討上以樑三點彎矩的負載-撓度曲線結果作討論，於圖上標示單位質量的初始點斜率，試片尺寸為 $10 \times 15 \times 120 \text{ mm}^3$ 。

由改變網格大小的三點彎矩實驗曲線，可看出隨著蜂窩網格大小變小，樑的強度，剛度皆增大，見圖 2-13，單位質量的初始點斜率於 5 毫米蜂窩網格附近得到較大的值。

由改變試片厚度三點彎矩實驗結果，可看出隨著試片厚度增大，試片的抗彎剛度增大，單位質量的初始點斜率也增大為原來的約兩倍，見圖 2-14。

由改變芯層材料種類的三點彎矩實驗曲線，可看出隨著芯層材質密度增大，樑的剛度有增大的趨勢，見圖 2-15。

由改變面板材料種類的三點彎矩實驗曲線，可看出隨著面板剛度增大，樑的剛度亦增大，見圖 2-16，同時因當面板不透水時，單位質量的初始點斜率增加不明顯。

由圖 2-17 可見，採用蜂窩結構作為三明治樑芯層比發泡材作為芯層的剛度要佳，單位質量的初始點斜率亦較高，本論文製程使蜂窩三明治板真正可行。

各試片質量如圖 2-18，下面比較樑剛度和單位質量剛度，見圖 2-19 一至四號試片皆採鋁面板，圖示為剛度值，一號試片蜂窩芯為 50g/cm 紙張，蜂窩網格大小 5 毫米，試片質量 2.27g，二號試片蜂窩芯為 50g/cm 紙張，蜂窩網格大小 7 毫米，試片質量 1.93g，三號試片蜂窩芯為 60g/cm 紙張，蜂窩網格大小 5 毫米，試片質量 2.85g，四號試片蜂窩芯為 60g/cm 紙張，蜂窩網格大小 7 毫米，試片質量 1.88g，五至八號為單位質量剛度，上列數值並未反應出隨著芯層材料密度越低，試片質量應越輕的現象，可能是因為 50g/cm 的紙張較薄，潤濕性大，試片製作時，沾上膠量較多，故質量反較大，其中 50g/cm 紙張 $E=2.48e8\text{Pa}$ ，平均單層厚度 0.081 毫米，120g/cm 紙張 $E=1.12e9\text{Pa}$ ，平均單層厚度 0.088 毫米，鋁箔 $E=6.54e9\text{Pa}$ ，平均單層厚度 0.026 毫米。

由圖 2-18 可見，蜂窩網格大小越小，試片質量越大，由圖 2-19 可見芯層材料剛度越大，或蜂窩網格大小越小，試片剛度越大，換算成單位質量後發現除 G_{xy} 之外各剛度圖皆顯示芯層材料密度比蜂窩網格大小的影響大。

第三章 蜂窩板材料性質反求

本章由成型蜂窩三明治樑的三點彎矩實驗反求面層 E 和芯層材料 G ，由蜂窩三明治板平壓實驗反求芯層材料 E ，之後，因面層為等向性材料，故以 $G = E/(2+2\nu)$ 求出面層 G 值，因為是一般天然材料，Poisson ratio 取 0.3，面層 G 值影響聲壓曲線不大，三點彎矩反求適用於試片厚度 25 毫米，試片總長度 310 毫米，跨距 270 毫米，寬度取 45 毫米，當試片厚度小於 25 毫米，厚度越小，反求之芯層 G 值誤差越大，求出之材料常數用以作為實體數值模擬輸入並推算等效板材機械性質以進行模型簡化，以上材料反求方法適用於面層及芯層均為均質材料，希望在板材製作完畢後未經揚聲器組裝即可評估聲壓曲線優劣，或取得任何已成型板材時，可評估適不適合作為揚聲板。

3-1 實驗規範

3-1.1 三明治板平壓性能試驗

本節主要由成型蜂窩三明治板的平壓實驗，測量蜂窩芯材料楊氏模數 E 值。

通過壓縮夾具依垂直面板方向施加壓縮負載，見圖 3-1，測出蜂

壁壓縮彈性模量。

由 GB/T1453-2005 規範可以得到完整實驗流程，本實驗所測試之試片為不同材質面板及紙質蜂窩芯層之三明治板材，試片尺寸取正方形邊長 60 毫米，滿足包含至少 4 個完整格子，厚度 15 毫米。

蜂壁壓縮彈性模量依 GB/T1453-2005 規範以 $E_c = \frac{\Delta P h_c}{t_s (2n_1 d + n_2 c) \Delta h_c}$ 計算，其中 ΔP 為荷載增值量，單位為牛頓， h_c 為試片蜂窩芯厚度， Δh_c 為對應於 ΔP 的壓縮變形量， t_s 為蜂窩壁厚， d 為單層蜂窩壁長， c 為雙層蜂窩壁長，單位皆為毫米， n_1 為雙層蜂窩壁數， n_2 為單層蜂窩壁數。



本實驗使用實驗儀器為弘達公司所生產 HT-2102 電腦伺服控制材料試驗機，使用的 Load cell 為 200 公斤，先將夾具對中，放上試片，施加破壞荷載之 5%，檢查變形計讀數是否對稱，調整至對稱後卸載，將負載及位移儀表歸零，以 0.5 毫米/分鐘加載至破壞，出現加載值下降或停頓現象，以此負載為破壞負載。

3-1.2 三明治樑彎曲性能試驗

通過蜂窩三明治樑外伸樑三點彎曲實驗，見圖 3-2，測定樑彎曲剛度，進而求出面層材料楊氏模數 E 和芯層材料剪力模數 G 值。

由 GB/T1456-2005 規範可以得到完整實驗流程，本實驗所測試之

試片為不同材質蜂窩芯層和面層之三明治樑，試片尺寸厚度取芯子 25 毫米，面板厚度 0.3 毫米，試片總長度 310 毫米，寬度取 45 毫米，滿足小於跨距二分之一並滿足包含四個完整格子，跨距取 270 毫米。

面層彈性模量依 GB/T1456-2005 規範以 $E_f = \frac{D}{J}$ 計算，其中 E_f 為面層彈性模量，單位為 MPa， $D = \frac{\Delta Pl^2 a}{16 f_1}$ 為三明治樑彎曲剛度，單位為 $N\cdot mm^2$ ， a 為外伸臂長度， l 為兩支承間距， f_1 為對應 ΔP 的外伸點撓度值，單位皆為毫米， ΔP 為線性段荷載-撓度初始線段某一荷載增量，單位為牛頓， J 為慣性矩，單位為毫米四次方，略去芯子的彎曲剛度， $J = \frac{(h^3 - h_c^3)b}{12(1 - \mu_f^2)}$ ， h_c 為試片中芯子厚度， h 為試片總厚度， b 為試片寬度， μ_f 為面層的 Poisson ratio，本實驗中設為 0.3。

蜂壁剪切彈性模量單位為 MPa，依 $G_c = \frac{U}{n t_s (h - t_f)}$ 計算，其中 $U = \frac{\Delta Pl}{4 \left(f - \frac{lf_1}{3a} \right)}$ 為三明治樑剪切剛度， f 為對應 ΔP 試片中心點撓度， t_s 為單層蜂壁厚度， h 為試片厚度， t_f 為面層厚度，單位為毫米， n 為試片橫截面上單層蜂壁數。

本實驗使用實驗儀器為弘達公司所生產 HT-2102 電腦伺服控制材料試驗機，使用的 Load cell 為 200 公斤，按外伸樑三點彎矩方法安裝三只位移感測器，並於實驗中在各試片上施加一預負載，值為破壞負載的 15%，以消除試片和支座的空隙，洩載後將負載和位移儀表

歸零，後以 0.5 毫米/分鐘速率加載至破壞，出現加載值下降或停頓現象，以此負載為破壞負載。

3-2 規範公式推導

3-2.1 規範 GB/T1456-2005

假設面層沿斷面的正向應力均勻分佈且不承受剪力負載，而蜂窩芯層只承受剪力負載不承受彎曲負載，樑跨距中央芯子的剪切應力為

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{K \frac{P}{2}}{b(h - 2t_f)} \approx \frac{KP}{2b(h - t_f)}$$
，式中， τ_c 為芯子剪切應力，單位為 MPa，
 P 為跨中載荷，單位為牛頓， K 為無量綱數， b 為試樣寬度， h 試樣厚度， t_f 為試樣面層厚度，單位皆為毫米，此即為 GB/T1456-2005 規範上之(3)式。

因面層正向應力均勻分布，由面層應力提供斷面彎矩，得面層正向應力為 $\sigma_f b t_f (h - t_f) = M = \frac{p l}{4}$ ， $\sigma_f = \frac{p l}{4 b t_f (h - t_f)}$ 此即為 GB/T1456-2005 規範上之(6)式，式中， σ_f 為面層中的拉、壓應力，單位為 MPa。

先計算樑的撓度曲線函數，再計算圖 3-3 外伸點位移 f_1 ，由彎矩造成部分的 $y'' = \frac{M}{EI}$ 其中 $M = \frac{P}{2}x$ ， x 為樑上某點距左支承的距離， I 為斷面慣性矩， E 為樑材質的揚氏模數，積分得 $y = \frac{P x^3}{12EI} + cx + d$ ，邊界條件如下 $x=0$ 處 $y=0$ 及 $x=\frac{L}{2}$ 處 $y'=0$ ，求得積分常數 $d=0$ 及 $c = \frac{-pL^2}{16EI}$ 。

由剪力造成的撓度部份 $y' = \frac{\beta V}{GA} = \frac{\beta \frac{P}{2}}{GA}$ ，G 為樑材質剪力模數， β 為斷面剪力放大因數，A 為斷面面積，V 為斷面剪力，積分得 $y = \frac{\beta Px}{2GA} + n$ ，

邊界條件 $x=0$ 處 $y=0$ 及 $x=\frac{L}{2}$ 處 $y'=0$ ，求得 $n=0$ 。

將剪力和彎矩的效應相加得樑曲線 $y = \frac{Px^3}{12EI} - \frac{PL^2x}{16EI} - \frac{\beta Px}{2GA}$ ，微分得斜率 $y' = \frac{Px^2}{36EI} - \frac{PL^2}{16EI} - \frac{\beta P}{2GA} = m$ ，外伸點位移 $f_1 = 0 + n \square y'(0) = a(\frac{PL^2}{16EI}) = \frac{\Delta PaL^2}{16D}$

$D = l^2 a \square p / 16 f_1$ 為規範之(7)式，式中，D 為三明治樑的彎曲剛度，單位為 $N \square mm^2$ ，a 為外伸臂長度，單位為毫米， Δp 為載荷-撓度曲線初始段的載荷增量值，單位為牛頓， f_1 為對應 Δp 的外伸點撓度增量值，單位為毫米。

由 bending stiffness 的定義得規範(8)式， $D = EI = E \square J = E_f \square J_f$ 又 $J_f = \frac{(h^3 - h_c^3) \square b}{12(1 - \mu_f^2)}$ ，得 E_f ，由 shear rigidity $U = G \square A$ 故 $G_c = \frac{U}{A} = \frac{U}{b(h - 2t_f)} \approx \frac{U}{b(h - t_f)}$

其中三明治樑的剪切剛度 $U = l \square p / 4(f - l \square f_1 / 3a)$ ，式中 U 為三明治樑的剪切剛度，單位為牛頓，f 為對應 Δp 試樣中點的撓度增量值，單位為毫米。

沿軸向切開樑，實斷面積 $n \square t_s (h - 2t_f) \approx n \square t_s (h - t_f)$ ，由定義得蜂壁剪切應力 $\tau_s = \frac{P}{2n \square t_s (h - t_f)}$ ，此即為 GB/T1456-2005 規範上 D.1 式，式中， τ_s 為蜂壁剪切應力，單位為 MPa，p 為跨中的載荷，單位為牛頓，n 為試樣橫截面上的單層蜂壁數， t_s 為單層蜂壁厚度，單位為毫米，h

為試樣厚度， t_f 為面層厚度，單位為毫米，見圖 3-4。

shear rigidity $G \perp A = U$ ， $A = n \perp t_s (h - t_f)$ 得 $G_s = \frac{U}{n \perp t_s (h - t_f)}$ 此即為

GB/T1456-2005 規範上 D.2 式，式中， G_s 為蜂窩剪切彈性模量，單位為 MPa，U 為剪切剛度，單位為牛頓。

所以得到結論 GB/T1456-2005 規範和 ASTM 規範的假設條件一樣，並且得到相同面層應力結果，但是因為多量測了一個位移，所以可多解一個未知數，用以求解芯層材料剪力模數。

3-2.2 規範 GB/T1453-2005

由正向應力定義，顯然 Z 方向正向應力同 GB/T1453-2005 規範為 $\sigma = p/A$ ， $A = a^2$ ，式中， σ 為芯子平壓強度，單位為 MPa，p 為破壞載荷，單位為牛頓，A 為試樣橫截面面積，單位為平方毫米，a 為試樣邊長，單位為毫米。

用三明治板試樣測量時，Z 方向楊氏模數 $E_c = \frac{\sigma_z}{Z \text{ 方向 strain}}$ ， σ_z 為 Z 方向正向應力，不考慮面板壓縮變形下，得 $E_c = \frac{p(h - 2t_f)}{(hA)}$ ，式中， E_c 為芯子平壓彈性模量，單位為 MPa， Δp 為載荷-變形曲線上直線段的載荷增量值，單位為牛頓，h 為試樣厚度， t_f 為面板厚度， Δh 為對應於 Δp 的壓縮變形增量值，單位為毫米。

亦可只用芯子試樣測量，同理得到 $E_c = \frac{p h_c}{(h_c A)}$ ，式中 h_c 為芯

子厚度， Δh_c 為對應於 Δp 的壓縮變形增量值，單位為毫米。

如果芯層是蜂窩，則 xy 平面截面積須計算切開斷面後的實截面積，也就是蜂窩壁的實面積，再將應力除以截面積即得 z 方向正向應力 $\sigma_s = P / (2n_1 d + n_2 c) t_s$ ，式中 σ_s 為蜂壁壓縮強度，單位為 MPa，P 為破壞載荷，單位為牛頓， n_1 為試樣中雙層蜂壁數， n_2 為試樣中單層蜂壁數，d 為蜂窩格中雙層蜂壁邊長，c 為蜂窩格中單層蜂壁邊長， t_s 為單層蜂壁厚度，單位為毫米，此即為 GB/T1453-2005 規範上 B.1 式，將正向應力除以正向應變即得 z 方向楊氏模數 $E_s = P h_c / (2n_1 d + n_2 c) t_s$ ，即 GB/T1453-2005 規範上的 B.2 式，式中， E_s 為蜂壁壓縮彈性模量，單位為 MPa， Δp 為載荷-變形曲線上直線段的載荷增量值，單位為牛頓， h_c 為試樣芯子厚度， Δh_c 為對應於 Δp 的壓縮變形增量值，單位為毫米。

以上材料反求方法適用於面層及芯層均為均質材料，求得的材料性質於揚聲板實體模型中亦有效預測聲壓，將於後面章節討論。

第四章 蜂窩板數值模型

本文將三明治板用於揚聲，在輸入適當材料常數後，希望程式能預測出合理的聲壓曲線，作為揚聲器初步設計使用，蜂窩三明治板在模擬上有下列困難，第一，蜂窩邊緣處難與面板切齊，見圖 4-1，此處位於邊界部份，嚴重影響模擬的正確性，蜂窩網格越大，影響越大，第二，模型中蜂窩與板相對座標平面是對稱的，在製造上難以實現，故模型只能近似，第三，蜂窩網格大小改變，模型需重新建立，第四，蜂窩網格越小時，切割網格數增多，自由度遽增，計算時間過長，必需要簡化。

本文將採用兩種簡化方法，第一種將蜂窩芯板等效為正交板材，求取其等效機械性質，在芯板上加上兩面層建立三層模型，見圖 4-2，第二種為將上述正交蜂窩芯板連同兩層面板再等效為一層正交板，求取等效機械性質，上述簡化模型方法在靜態三點彎矩分析，模態分析，聲壓分析都有其適用範圍，大體上是板材厚度越薄越適用，具體適用範圍將於第六章討論，以下列出蜂窩板參數和等效機械性質的關係，乃引用文獻[6]的結果。

4-1 蜂窩板相當密度

蜂窩芯層等效密度為

$$\rho_c = \frac{W_c}{V_c} = \frac{8}{3\sqrt{3}} \left(\frac{\delta_c}{a} \right) \rho_0 \quad (4-1)$$

蜂窩三明治板等效密度為

$$\rho = \rho_c + 2 \rho_f \frac{t_f}{h} \quad (4-2)$$

其中面板的厚度為 t_f ，芯層厚 h ，面板材料密度為 ρ_f ，蜂窩壁厚為 δ_c ，
 a 為蜂窩邊長，蜂窩芯材料的密度為 ρ_0 ，討論曲線變化速度快慢決定
蜂窩板參數如何調整。

4-2 蜂窩芯等效彈性模量

芯層 Z 方向等效楊氏模數為

$$E_{cz} = \frac{8}{3\sqrt{3}} \left(\frac{\delta_c}{a} \right) E_c = 1.54 \left(\frac{\delta_c}{a} \right) E_c \quad (4-3)$$

其中 E_c 為蜂窩芯材料彈性模量， δ_c 為蜂窩壁厚， a 為蜂窩壁邊長

芯層 xz 和 yz 平面等效剪力模數為

$$G_{cz} = \frac{\sqrt{3}\delta_c}{2a} G_c \quad (4-4)$$

$$G_{cyz} = \frac{\sqrt{3}\delta_c}{3a} G_c \quad (4-5)$$

其中 G_c 為蜂窩芯材料剪力模數

4-3 蜂窩板等效彈性模量

三明治板 x 和 y 方向等效楊氏模量為

$$E_x = \frac{2t}{h+2t} E_{fx} \quad (4-6)$$

$$E_y = \frac{2t}{h+2t} E_{fy} \quad (4-7)$$

其中 E_{fx} 為面板材料 x 方向楊氏模數， E_{fy} 為面板材料 y 方向楊氏模數，

其中 t 為面板厚度，下標 f 表面板，三明治板 z 方向等效楊氏模量為

$$\frac{1}{E_z} = \frac{1}{E_{fx}} \frac{2t}{H} + \frac{1}{E_{cz}} \frac{h}{H} \quad (4-8)$$

其中 H 為三明治板總厚度，三明治板 xz 平面等效剪力模量為

$$\frac{1}{G_{xz}} = \frac{2t}{H} \frac{1}{G_{fxz}} + \frac{h}{H} \frac{1}{G_{czx}} \quad (4-9)$$

三明治板 yz 平面等效剪力模量

$$\frac{1}{G_{yz}} = \frac{2t}{H} \frac{1}{G_{fyz}} + \frac{h}{H} \frac{1}{G_{cyz}} \quad (4-10)$$

三明治板 xy 平面等效剪力模量

$$G_{xy} = G_{fxy} \frac{2t}{H} \quad (4-11)$$

有了上述板材等效機械性質和組成材料機械性質的關係後，因為推導過程適用一般三明治結構，故本文採圖 4-3 的流程由第三章三明治板平壓實驗和三明治樑三點彎矩實驗反求三明治結構組成材料性質，並換算等效一層板的之彈性常數，以輸入數值模型預測揚聲板聲

壓。

4-4 ANSYS 有限元素模型

將上節等效機械性質，以有限元素分析軟體 ANSYS 建立實體模型，等效三層模型，等效一層模型，見圖 4-2，以進行模態及共振頻率計算並預測計算聲壓，以為揚聲器初步設計之參考。

有限元素法，將原先複雜的幾何模型分成簡單[10]、有解析解的計算單位，稱之為元素或單元，而元素和元素間互相連結的點稱為節點。根據個別元素受外力變形或最小位能原理，推出元素剛度矩陣，再組合為系統剛度矩陣，或利用假設基底函數，直接求解系統 governing equation，計算每一個 node 點的位移及應力，或進行 modal analysis 或 harmonic response analysis。本文使用有限元素法進行 harmonic response analysis，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整個平板在各頻率下在空間的聲場，其中系統各元件所使用的元素如下。

本文之揚聲器有揚聲板、音圈、懸邊、激振器和揚聲器外框，外框固定不動激振器固連其上，倚靠音圈推動揚聲板，和懸邊及音圈本身剛性提供恢復力，以進行往復運動推動空氣發聲，對於整個揚聲器系統的模擬，本文主要建構出揚聲板，將音圈、懸邊以彈簧和質量塊

模擬。以下討論揚聲板適合之模擬元素。

4-4.1 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，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[11]。

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。當面層之強度遠大於芯層且厚度遠小於芯層時，即為三明治結構。此時假設芯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，面層則是承受了所有的彎曲負載。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，芯層厚度必須大於總厚度之 $5/7$ ，最好大於 $5/6$ ，面層之楊氏模數與芯層之楊氏模數之比值必須大於 4，但最好超過 100。

本文所使用之芯層材料為發泡芯材，面層材料為巴沙木，桐木，松木，碳纖維。由於開啟三明治選項後之變形較接近實際上平板的變形，因此便開啟三明治選項。

4-4.2 音圈

本文激振器是固連於揚聲器外框上，音圈固連於板上，線圈通電後和磁鐵作用產生電磁力(Lorentz force)施力於音圈上，推動音圈，同時使板振動，本文用彈簧元素 Combin14 模擬其彈性，用質量元素 mass21 來模擬其質量，假設音圈和激振器間之作用力等於定常數(事實上磁場是變動的，但計算方法公式固定，上述假設即假設磁場強度隨激振器和音圈的相對位置變化不大)，於音圈所在節點施加一分佈力，大小為 $F=(BL) \perp I$ ，其中 BL 為磁場強度 2.5 Tesla，I 為音圈電流，給定 0.35 安培。

4-4.3 懸邊

揚聲板在受到激振時會有高速之往復運動，透過懸邊穩定整個揚聲系統，使音圈不會與激振器之磁鐵相碰觸產生噪音。本文將懸邊以彈簧元素 Combin14 模擬其彈性，用質量元素 mass21 來模擬其質量。

4-5 模型建立步驟

前處理部分，模型建立步驟如下

1. Preprocessor → Element type：選擇揚聲板 Shell191，彈簧元素 Combin14，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[12]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、支承與懸邊的真實狀況。

建立完成的模型如圖 4-4 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”。8
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 Opt → Time/Frequency → Damping：

輸入系統阻尼 α 、 β 的值。

5. Solution → Load Step Opt → Time/Frequency → Freq and

Substps：輸入欲分析頻率響應之頻寬。

6. Solution → Solve → Current Ls：求解。

7. TimeHist Postproc → 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)

4-6 ANSYS 模擬中參數取得

ANSYS 分析模擬的各項參數和模擬音圈激振的施力皆由 LINEARX 科技股份有限公司的軟體 LMS[13] 系統取得。以下的討論將使用到參數值中的 M_{ms} 、 C_{ms} 和 BL 值，而系統阻尼採 α -damping 和 β -damping，見圖 4-5。

4-6.1 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、懸邊之揚聲器半成品的質量，然後將量得的質量和參數值中的 M_{ms} 值作比較和驗證，實驗中量測加總的質量和 M_{ms} 的值是吻合的，其中 M_{ms} 值是揚聲器揚聲板系統之質量，再將揚聲板與音圈之質量扣除後即是懸邊附加於板上之質量，因此質點元素之參數即可求得。

4-6.2 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 C_{ms} 值計算出來，其中， C_{ms} 值指的是系統每牛頓施力產生的位移，所以彈簧彈性

係數=10e6/Cms，單位為牛頓/公尺。

4-6.3 激振力的給定

音圈通電後會受到電磁力而開始作上下運動。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：

$$\vec{F} = \int (\vec{I} \times \vec{B}) d\ell \quad (4-12)$$

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 的單位為牛頓。因所需的推力方向固定，所以 6.1 式可以簡化為純量關係式：

$$F = BLI \quad (4-13)$$

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 $W=R \cdot I^2$ ，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 。

4-6.4 阻尼比的給定

阻尼比並不是一個定值，而是會隨著頻率的不同而改變，本文使用 $\alpha - \beta$ damping 模型[14]。改變 α -damping 對聲壓曲線造成最大的

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。

4-7 聲壓模擬

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、音圈材料及懸邊之 Combin14，mass21 元素所組成的。在 ANSYS 建立模型，在簡諧激振分析後計算出各 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。

第五章 聲壓計算

本章將以積分方式計算振動平板在空間中某點所造成的聲壓，依此聲壓值設計揚聲板。

5-1 聲傳波動方程式

將三維之波動方程式以球座標(Spherical coordinate)表示如下[15]

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (5-1)$$

將聲源視為一點聲源，由於點聲源是一完全對稱的聲源，產生之聲場應該不具有方向性，而以球面波的形式向外傳遞，所以式(5-1)中與角度相關項可忽略，簡化如下

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (5-2)$$

式 (5-2) 可改寫成

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial r^2} (rp) = \frac{1}{r} \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} (rp) \quad (5-3)$$

或

$$\frac{\partial^2 (rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rp)}{\partial t^2} \quad (5-4)$$

r 為點聲源至量測點之距離見圖 5-1， c 為聲波之速度，在攝氏 240

度時，聲波速度為 343 m/s。令 $rp = F$ ，利用 D' Alembert method 可求得

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

f_1 , f_2 為任意函數，對於諧波聲場，可直接求解

$$\frac{d^2 \tilde{F}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{F} = 0 \quad (5-5)$$

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

$$\tilde{F}(r) = \tilde{A}e^{-jkr} + \tilde{B}e^{jkr} \quad (5-6)$$

還原成時間域的表示法

$$F(r, t) = \tilde{A}e^{j(\omega t - kr)} + \tilde{B}e^{j(\omega t + kr)} \quad (5-7)$$

所以

$$p(r, t) = \frac{\tilde{A}}{r}e^{j(\omega t - kr)} + \frac{\tilde{B}}{r}e^{j(\omega t + kr)} \quad (5-8)$$

由於點聲源只會發出外傳波(Outgoing wave)，所以簡諧球面波(Harmonic spherical wave)聲場之波動方程式為

$$p(r, t) = \frac{\tilde{A}}{r}e^{j(\omega t - kr)} \quad (5-9)$$

5-2 聲壓值計算

考慮一周邊有寬大隔板之微小振動單元，面積為 δs ，設表面之振動速度為

$$u_d = U_0 e^{j\omega t} \quad (5-10)$$

U_0 為振動速度之大小，則微小振動單元之聲場 $\delta p(r, t)$

$$\delta p(r,t) = \left(\frac{j\omega \rho_{air} U_0 \delta s}{2\pi r} \right) e^{j(\omega t - kr)} \quad (5-11)$$

$\rho_{air} = 1.1614 \text{ kg/m}^3$ 為空氣密度， $j = \sqrt{-1}$ 。將數個微小振動單元結合成一振動板，而整個振動板之聲場可由 Rayleigh's first integral 計算出，表示如下

$$\tilde{p}(r,t) = \frac{j\omega \rho_{air}}{2\pi} e^{j\omega t} \int_S \frac{U_0 e^{-jkr}}{r} ds \quad (5-12)$$

令振動板表面之振動位移為 $A_d(r,t) = A e^{j(\omega t + \theta)}$ ， θ 為振動板因系統阻尼之影響而產生之相位角，因此振動速度 u_d 可改寫為

$$u_d = \frac{\partial A_d}{\partial t} = j\omega A(r) e^{j\theta} e^{j\omega t} \quad (5-13)$$

由上式可知 $U_0 = j\omega A(r) e^{j\theta}$ ，所以積分得振動板之聲場為

$$\tilde{p}(r,t) = -\frac{\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} e^{j\omega t} \int_S \frac{A(r)}{r} e^{j(\theta - kr)} ds \quad (5-14)$$

將振動板切割成數個微小的元素，則整個振動板之聲場可寫成

$$\begin{aligned} \tilde{p}(r,t) &= -\frac{\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i A(r_i) e^{j(\omega t + \theta_i - kr_i)} \\ &= -\frac{\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i A(r_i) \cos(\omega t + \theta_i - kr_i) \end{aligned} \quad (5-15)$$

$A(r_i)$ 為振動板上各點之振幅， θ_i 為振動板上各點之相位， r_i 為振動板上之元素與量測點之距離， δs 為振動板元素之面積。

5-3 聲壓位準 SPL

定義聲壓位準 (Sound Pressure Level) 為

$$SPL = 20 \log\left(\frac{P_{rms}}{P_{ref}}\right) \text{dB} \quad (5-16)$$

P_{ref} 為聲壓參考值 $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ ， P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值

$$P_{rms} = \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |\tilde{p}(r, t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (5-17)$$

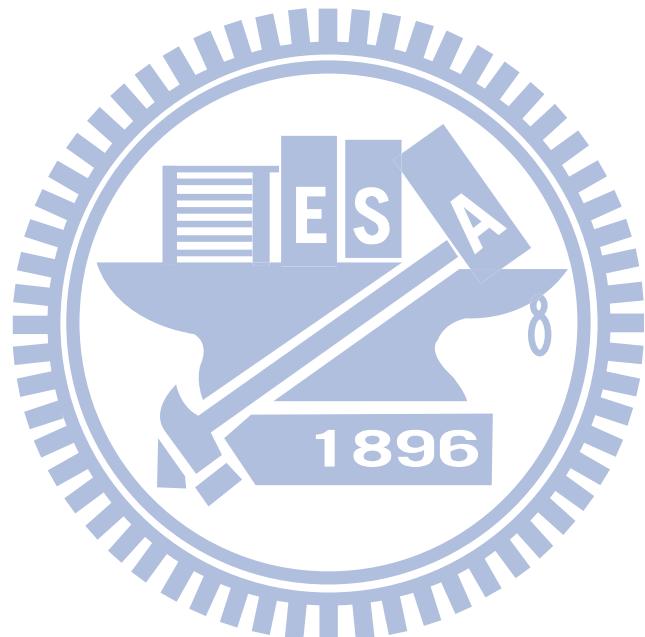
5-4 聲壓曲線圖繪製

聲壓曲線圖係以激振頻率為橫軸、聲壓位準(SPL)值為縱軸，將各激振頻率下之聲壓值繪於座標圖中便得到數個座標點，由各點連結成之曲線即為聲壓曲線。在先前所推導之聲壓關係式(5-15)中，若能得到振動板上各點在某一激振頻率下之振幅及相位，便可計算出振動板在此激振頻率之聲壓值。

振動板受音圈推力激振時，其振幅與相位的獲得係利用有限單元分析軟體 ANSYS 進行頻率響應之分析，將每一個節點視為代表具有微小面積之元素，每一個節點所代表的元素面積則由振動板面積除以節點個數，邊緣節點再乘以權重數[16]，而所得到的每個節點之振幅及相位角，再經由以 FORTRAN 語言[17]撰寫之聲壓計算程式，計算整個振動板之聲壓位準(SPL)值，最後將運算得到之各激振頻率下的聲壓位準(SPL)值，經由 LMS 軟體繪製成聲壓曲線圖。

實際上，不論從實驗量測或經由理論模擬所得到的 SPL 值，在不同激振頻率下，彼此間的起伏落差很大，而造成聲壓曲線的過度震

盪，不易於觀察分析，但由於人耳在感覺聲音時，對音頻的分辨力及解析度並不是十分敏銳，所以音頻間彼此之頻率差距在某一範圍內，則都會被人耳視為相同之頻率，而聲音強度則是此頻率範圍內各音頻強度之平均值。因此，基於人耳的特性，可將過度震盪之聲壓曲線作圓滑（Smooth）處理，得到便於觀察其趨勢走向之聲壓曲線圖。



第六章 等效模型適用範圍

不失一般性，本文將以 1 毫米蜂窩網格大小的三明治板實體模型驗證本文之等效三層模型，等效一層模型，觀察模型適用的板厚度範圍，之後應用同樣方法建立數值模型，以觀察其他參數尺寸對聲壓的影響。

6-1 三點彎矩驗證實體模型

首先由靜態三點彎矩實驗證實實體模型是正確的，採用圖 6-1 方法，說明如下，給定材料常數為拉伸實驗求得的楊氏模數和假設 Poisson ratio 為 0.3，代入 ANSYS 的實體模型進行三點彎矩靜態分析，求得樑中心點和外伸點撓度，同時將上述材料常數代入文獻[9]中，求得板中心點和外伸點撓度，比較兩者差異，具體計算數值如下。

在 ANSYS 中設定板兩支承處為簡支承，span 50 毫米，板外伸點距離中心點 35 毫米，中心點施力 0.3 kgw 力，面層厚度為 0.15 毫米，材料性質楊氏係數 E 為 $9.28e8Pa$ ， $\mu=0.3$ ，芯層厚度 3 毫米，芯層材料厚度為 0.081 毫米， E 為 $2.48e8Pa$ ， $\mu=0.3$ ，板寬 11.4 毫米，蜂窩網格大小 1 毫米，面板和芯層材料設為 isotropic model，ANSYS 求得中心點撓度 0.94 毫米，外伸點撓度 0.53 毫米，將上述材料常數及幾何常數代入文獻中求得中心點撓度 0.95 毫米，外伸點撓

度 0.54 毫米，以上兩者誤差為 1.1%，所以可以希望實體模型的共振頻率，模態，在空間造成的聲場可作為實體揚聲器的衡量參考，並考核三層簡化模型，一層簡化模型方法的正確性，此為本文訴求。

接著驗證規範正確性，見圖 6-2，說明如下。

將上述 ANSYS 算出中心點和外伸點位移代入規範 GB/T1453-2005 和 GB/T1456-2005 中求得板材組成材料的機械性質 E_c ， E_f ， G_c 其中 E_c ， E_f ， G_c 各為芯層楊氏模數，面層楊氏模數，芯層剪力模數，再將組成材料機械性質代入文獻[9]中求得中心點和外伸點的撓度各為 0.86 毫米和 0.48 毫米，而原本代入規範的中心點和外伸點的撓度各為 0.94 毫米和 0.53 毫米，和前者誤差為 8.4%，見圖 6-2，圖 6-3 綜合前兩個步驟的數據，發現原因可能是因為即使是 3 毫米厚的板，剪力效應仍不明顯，所以，要精確推算芯層材料的剪力模數，須加大板厚度使剪力效應在三點彎矩中被放大[18][19]，以下以 ANSYS 驗證推測。

表6-1列出原本輸入ANSYS的機械性質，和規範算出的機械性質，可看出隨著板材厚度增厚，計算所得的Gc值收斂於原本輸入ANSYS的值，程度上驗證了推測。

接著比較幾個模型在靜態三點彎矩的模擬結果，找出模型合理適用範圍，見表 6-2。

由表可知在蜂窩層厚度不超過 0.5 毫米時，一層拉伸等效適用，在蜂窩層厚度不超過 10 毫米時，一層三點彎矩等效適用，在蜂窩層厚度不超過 13 毫米時，等效三層適用，在蜂窩層厚度不超過 15 毫米時，文獻[9]上的結果適用。

雖然一層拉伸等效在蜂窩板很薄時的三點彎矩結果仍然不準確，但是卻可經由因數的修正計算得到一層三點彎矩等效 E 值，因素值適用範圍約為蜂窩厚度 0.8 毫米至 13 毫米，其值約 0.45，由表 6-3 可見其值變化。

6-2 模態分析驗證

本文在模態分析部份分析之板材參數如下，面層厚度為 0.15 毫米，材料性質 E 為 $9.28e8$ Pa， $\mu=0.3$ ，芯層材料厚度為 0.081 毫米， E 為 $2.48e8$ Pa， $\mu=0.3$ ，板寬 11.4 毫米，蜂窩網格大小 1 毫米，面板和芯層材料設為 isotropic model。

蜂窩網格大小 1 毫米，芯層厚度各為 0.2 毫米、0.5 毫米、0.8 毫米、2 毫米、3 毫米、7 毫米、10 毫米蜂窩層厚度之三明治板，其換算板材等效機械性質見表 6-4，邊界條件在音圈部份以 ANSYS 的 mass21 元素模擬質量，並以 ANSYS 的 Combin14 元素模擬剛性，懸邊部分以 ANSYS 的 mass21 元素模擬質量，並以 ANSYS 的 Combin14 元素

模擬剛性。

以下為不同厚度蜂窩板下三個模型模態分析結果，其中一層模型採三點彎矩等效。

對 0.2 毫米蜂窩三明治板，實體和三層的頻率和模態振形到第十模態皆符合，三層和一層的模態振形皆符合，頻率從第八模態開始有偏差，頻率提前。

對 0.5 毫米蜂窩三明治板，實體、三層、一層於第十模態振形有些許差異，頻率符合至第七模態，實體的第十一模態發生於 1269Hz，振形和三層的第十一模態 1371Hz 符合，亦和一層的第十模態 991Hz 符合。

對 0.8 毫米蜂窩三明治板，實體和三層到第七模態皆符合，六、七模態頻率有些偏移，但皆延後，三層和一層到第四模態皆符合，頻率符合。

三層六模態 691.07Hz 振形同一層五模態 525.73Hz，頻率提前。

三層九模態 1296.5Hz 振形同一層八模態 873.72Hz，頻率提前。

三層十模態 1474.9Hz 振形同一層九模態 1257.6Hz，頻率提前。

三層十一模態 1913.4Hz 振形同一層十模態 1276.4Hz，頻率提前。

對 2 毫米蜂窩三明治板，實體和三層到第五模態皆符合，七、八、九、十一、十二模態振形一樣頻率皆延後，三層和一層到第四模態振

形相符合，頻率皆提前。

三層五模態 1032.1Hz 振形同一層六模態 915.37Hz。

三層七模態 1304.2Hz 振形同一層五模態 762.52Hz。

三層八模態 1876.9Hz 振形同一層八模態 1511.0Hz。

三層十二模態 3773.5Hz 振形同一層十模態 2144.0Hz。

3 毫米蜂窩三明治板，實體、三層、一層的一至四模態振形皆符合，頻率近似，實體六模態 1326.0Hz 振形同三層六模態 1410.5Hz，實體七模態 1451.5Hz 振形同三層七模態 1722.8Hz，實體十模態 2849.0Hz 振形同三層十模態 3374.1Hz，實體十二模態 3688.4Hz 振形同三層十二模態 4042.5Hz，三層六模態 1410.5Hz 振型同一層六模態 1204.2Hz，三層七模態 1722.8Hz 振型同一層五模態 986.68Hz，三層九模態 2561.6Hz 振型同一層九模態 1950.7Hz，三層十模態 3374.1Hz 振型同一層八模態 1909.6Hz。

7 毫米蜂窩三明治板，實體和三層前三模態振形一樣，頻率延後，實體十一模態 4078.1Hz 振型同三層十一模態 4404.6Hz，實體十二模態 4143.2Hz 振形同三層十二模態 5249.1Hz，一層和三層前三模態頻率一樣，三層五模態 1060.7Hz 振形同一層四模態 951.40Hz，三層八模態 2714.0Hz 振形同一層六模態 1547.2Hz。

綜合以上討論，當板厚度小於 1 毫米時，振形相同，共振頻率非

常接近，隨著板厚度增加，低頻振形依舊相同，頻率接近，直到板厚度增加到 7 毫米，低頻振形依舊相同，頻率漸漸出現偏差，同時發現到高頻的偏差不一定比低頻大，高頻的振形多有重複，重複振形發生的頻率，由實體到三層模型頻率是延後的[20]，由三層到一層頻率是提前的，各厚度下模態見圖 6-4 至 6-9。

6-3 聲壓實驗驗證

以下為聲壓實驗結果，本文將圖示出三個模型在聲壓部份的預測曲線，聲壓曲線影響參數，首先為預測聲壓曲線，實體模型最為準確，簡化模型於第一共振頻率和聲壓位準提供了良好近似，見圖 6-10，雖然高頻處有些音谷沒有預測出來，但趨勢是正確的，原因乃是振動板上以蜂窩壁為邊界的板的局部振動，導致聲壓值下降，這是簡化模型所無法模擬出來的，在高頻處，三層模型優於一層模型，見圖 6-10。

下面將討論各變數對聲壓曲線的影響，藉由使用模擬的聲壓計算結果和板材等效公式的分析結果一致，採定性方式做分析，改變材料常數倍數大小觀察兩者是否趨勢一致，說明簡化模型合理，同時觀察各參數對聲壓曲線的影響，具體步驟如下。

首先定義符號， $core_t$ 為蜂窩芯層材料厚度， E_c 為蜂窩芯層材料揚氏係數， E_f 為面板材料揚氏係數， $Faceden$ 為面板材料密度

coreden 為蜂窩芯層材料密度， G_c 為蜂窩芯層材料剪力係數， G_{fxy} 為面板材料剪力係數， $honey_thick$ 為蜂窩芯層厚度， $honey_side$ 為蜂窩網格邊長， t 為面板厚度，為變數群一，見圖 6-11，圖 6-12，為製造蜂窩板材時可以改變的參數。

E_x, E_y, E_z 為板材等效楊氏係數， G_{xy}, G_{xz}, G_{yz} 為板材等效剪力係數， ρ 為密度，為變數群二，見圖 6-13，也就是加勁方式可以直接更改的變數。

先探討變數群一對聲壓曲線的行為將造成什麼影響，以為未來製作蜂窩板揚聲器的選材依據，由變形協調得知變數群一和變數群二的關係後，由變數群一中對聲壓曲線行為造成同樣效應的變數挑出，找出其各自對應的變數群二，其交集極可能為造成同樣聲壓曲線行為的因素，其聯集則為可能造成的原因，見圖 6-14，由變數群一中對聲壓曲線行為造成相反效應的變數挑出，找出其各自對應的變數群二，其交集必與該聲壓曲線行為的趨勢無關，因為其值變大造成聲壓曲線完全相反的行為，見圖 6-14，以此方法簡化分析變數，找出等效 orthotropic 板各方向機械性質對聲壓曲線將造成什麼影響，使研發人員更加了解板材機械性質對揚聲器系統行為的影響，以作為板材加勁的依據。

首先探討低頻部份，也就是 0 至 3000Hz 的部分。

由模擬聲壓曲線得知，變數群一對聲壓曲線的影響，圖 6-15，如下，Core_t 越大，coreden 越大，faceden 越大， f_0 (揚聲板第一共振頻率)越低，然而面板材料揚氏係數越大， f_0 越高。

由式(4-2)(4-8)(4-9)(4-10)得知若 core_t 越大，則板材等效 E_z ， G_{xz} ， G_{yz} ， ρ 越大，由式(4-2)得知，若 coreden 越大，則板材等效 ρ 越大，若 faceden 越大，則板材等效 ρ 越大，然而由式(4-6)(4-7)(4-8)得知，面板材料揚氏係數越大，則 E_x ， E_y ， E_z 越大，所以 E_z 必不對 f_0 造成一致的變化規律，見圖 6-16，由圖 6-17 模擬結果告訴我們，其值變大或變小無法得到聲壓曲線有一致的變化規律，上述板材等效常數的聯集為 E_x ， E_y ， G_{xz} ， G_{yz} 和密度，變數太多，沒有達到簡化分析的目的，取其交集，得到最有可能影響 f_0 的因素為板材等效密度，見圖 6-16，由圖 6-17 模擬結果果然如此，密度越大， f_0 越小。

由圖 6-15 聲壓模擬曲線得知，蜂窩芯層材料厚度，芯層材料密度，面板材料密度，芯層材料剪力模數和蜂窩芯層厚度會影響低頻， $core_t$ 越大，coreden 越大，faceden 越大， $honey_thick$ 越大，低頻音谷提前，然而 G_c 越大，低頻音谷延後。

由式(4-2)(4-8)(4-9)(4-10)得知若 core_t 越大，則板材等效 E_z ， G_{xz} ， G_{yz} ， ρ 越大，由式(4-2)得知若 coreden 越大，

則板材等效 ρ 越大，若 $faceden$ 越大，則板材等效 ρ 越大，由式(4-6)(4-7)(4-8)(4-11)得知若 $honey_thick$ 越大，則 Ez, Ex, Ey ， Gxy 越小，然而由式(4-9)(4-10)知道， Gc 越大，則 Gxz, Gyz 却隨之變大，由圖 6-18 知道， Gxz, Gyz 必不對低頻音谷延後的效應造成一致的變化規律的影響，由圖 6-19 模擬結果亦如此，由圖 6-18，同理 Ez 亦不對低頻音谷延後造成影響，由圖 6-17 模擬結果告訴我們，其值變大或變小無法得到聲壓曲線有一致的變化規律，而板材等效密度越大，見圖 6-20，可能造成低頻音谷提前，由圖 6-17 模擬結果果然如此。

接下來探討高頻部份，也就是 3000 至 20000Hz 的部分。

由圖 6-21 模擬聲壓曲線得知 Ef, Gc 影響中頻部份， Ef, Gc 越大，中頻音谷往後延，由式(4-6)(4-7)(4-8)得知，若 Ef 越大，則板材等效 Ex, Ey, Ez 越大，由式(4-9)(4-10)得知若 Gc 越大，則 Gxz, Gyz 越大，見圖 6-22，沒有交集，取聯集，分析變數降為五個，由圖 6-25 模擬聲壓曲線得到同樣結論。

由圖 6-21 模擬聲壓曲線得知，蜂窩芯層材料厚度和面板材料密度和芯層材料密度，蜂窩網格邊長，蜂窩層部份厚度，芯層材料剪力模數會影響高頻，若 $Core_t$ 越大則聲壓感度越低，但大於某一值後使 5000Hz 聲壓曲線變平緩，且會使 5000Hz 以後音谷往後移，若

faceden 越小，則聲壓感度越高，偏高頻的聲壓越不平穩，高頻音谷往後移，若 coreden 越小，則偏高頻音谷後移，聲壓感度上升，若 honeyside 越小，則聲壓感度越低，高頻音谷延後，若 honey_thick 越大，則高頻聲壓曲線有音谷後移的現象，一直到 20000Hz 皆如此，若 G_C 越大，則中高頻音谷延後且聲壓曲線越平緩。

由式(4-2)(4-8)(4-9)(4-10)得知若 core_t 越大，則板材等效 E_z ， G_{xz} ， G_{yz} ， ρ 越大，由式(4-2)得知若 faceden 越小，則板材等效 ρ 越小，若 coreden 越小，則板材等效 ρ 越小，由式(4-2)(4-8)(4-8)(4-10)得知若 honeyside 越小，則板材等效 E_z ， G_{xz} ， G_{yz} ， ρ 越大，其中對 E_z 影響較小，由式(4-6)(4-7)(4-8)(4-11)得知若 honey_thick 越大， E_x ， E_y ， E_z ， G_{xy} 變小，所以 ρ 極可能不會造成高頻音谷後移的結果，見圖 6-23，由圖 6-26 模擬分析結果，其值變大造成不一致的結果，同理，蜂窩芯層材料厚度越大，高頻音谷延後，蜂窩芯層厚度越小，高頻音谷提前，由式(4-8)(4-9)(4-10)得知蜂窩芯層材料厚度越大， G_{xz} ， G_{yz} ， E_z 越大，但是，由式(4-8)知道蜂窩芯層厚度越小， E_z 越大，取其交集，見圖 6-24， E_z 對高頻音谷延後不造成影響，據模擬結果幾乎對聲壓曲線不起作用，因為 2 毫米厚度相較下為小。

所以 G_{xz} ， G_{yz} 對高頻音谷延後也可能造成影響，其值越大，則

高頻音谷往後移，由圖 6-27 模擬聲壓曲線得到同樣結論，由此，分析變數由七個降為兩個，但是 $honey_thick$ 增大，同樣造成 G_{xz} , G_{yz} 變小，見圖 6-24，為何 G_{xz} , G_{yz} 仍對高頻聲壓曲線造成影響，由式(4-9)(4-10)得知， G_{xz} , G_{yz} 隨 $honey_thick$ 的改變而變化不大，見表 6-6，並有減緩趨勢，所以雖然 $honey_thick$ 變大造成高頻音谷後移， G_{xz} , G_{yz} 變大仍使得高頻音谷後移，並無嚴重矛盾之處。

6-4 如何設計蜂窩板

如何設計蜂窩三明治板是指如何決定蜂窩板參數，目前已知等效板性質如何影響聲壓，蜂窩板參數如何影響板等效性質，就如何影響聲壓曲線，所以藉由目前板等效性質對聲壓曲線的影響決定如何調整蜂窩板參數，將蜂窩板參數設定為變數群一，見圖 6-12，板等效性質設定為變數群二，以下將變數群一和二的關係以圖形表示，由曲線起伏討論如何控制板材參數。

哪些板等效性質是重要的，平板式揚聲器主要是利用到板的抗彎曲剛性，抑制彎曲模態，使揚聲板上負相位部分減少，使聲壓曲線不要產生劇烈波動，又不能一味加勁以提高強度，因為加勁會導致板質量變重，使聲壓值大大降低，失去揚聲板的功用，所以兩者是板設計的主要考量，本文由單位密度抗彎剛度，等效密度， G_{yz} , G_{xy} , G_{xz}

定性或定量決定蜂窩三明治板材的設計變數，其中，由圖 6-26 得知等效密度為影響聲壓曲線主要因素，由圖 6-27 得知 G_{yz} 為次要因素，由圖 6-27 和圖 6-28 知道 G_{xz} ， G_{xy} 為再次要因素，本文採材質和幾何參數值如下，板寬 11.4 毫米，面板厚 0.15 毫米，蜂窩芯層厚度 2 毫米， $core_t$ 為 0.081 毫米， E_f 為 $2.183e9Pa$ ， G_{fxy} 為 $8.397e8Pa$ ， E_c 為 $2.48e8Pa$ ， G_c 為 $8.687e8Pa$ ，蜂窩網格邊長為 5 毫米，芯層材料密度為 $654.8 kg/m^3$ ，面層材料密度為 $778.2 kg/m^3$ 。

本文僅探討幾何參數，也就是蜂窩網格邊長，蜂窩芯層材料厚度，蜂窩芯層厚度，面板厚度，見圖 6-11，因材料性質高低依賴於材料的選擇。

蜂窩板參數如何影響板等效性質，以圖 6-29 為例，垂直座標為板 EI/ρ ，橫座標為蜂窩板各幾何參數變化倍率，此圖形是由(4-2)和(4-6)式做出，由板等效性質變化的快慢決定蜂窩板參數如何調整，下面的圖形同樣垂直座標為板等效性質，橫座標為蜂窩板參數變化倍率。

因為圖 6-29 中籃圈的地方，已過最初 EI/ρ 斜率較大的地方，蜂窩網格邊長適合設定在此，才能有效率利用材料，將 5 毫米蜂窩網格尺寸減半，由圖 6-29，6-30，6-31，表 6-7，將使 EI/ρ 減少 9%， G_{yz} 增加 1.75 倍，密度增加 8%，聲壓如圖 6-32，蜂窩邊長減小，板材質

量變重，聲壓值降低，同時板材剪力 G 值增大，高頻曲線相位延後，如果網格邊長加大，因為 EI/ρ 斜率已趨於零，此舉對板材彎曲剛性沒有貢獻，雖然等效密度下降非常有限，然而卻同時使 G_{yz} 值下降，對於揚聲器的設計不利反害，在此選定了蜂窩大小後，如果此時板材的 G_{yz} 太小，可以使用加大蜂窩芯層材料厚度來調整 G_{yz} ，由圖 6-29，6-31，6-33，表 6-7，蜂窩芯層材料厚度增為兩倍， G_{yz} 值增加 1.96 倍，密度只增加 12%， EI/ρ 只下降 10%，聲壓如圖 6-34，芯層材料厚度加倍，板材質量變重，聲壓值降低，同時板材剪力 G 值增大，高頻曲線相位延後，如果此時等效密度太大，則可以使用降低面板厚度來調整，由圖 6-29，6-31，6-33，表 6-7，其值減半，等效密度降低 39%， G_{yz} 下降 3%，聲壓如圖 6-35，面板厚度降為一半，板材等效密度下降，質量下降，聲壓值提升，雖然導致 EI/ρ 下降顯著，但可由蜂窩芯層厚度彌補之，由圖 6-31，6-33，6-36，表 6-7，其值增倍，則 EI/ρ 增加 482%，密度下降 39%， G_{yz} 值下降 3%，將能更有效的使用材料，聲壓如圖 6-37，芯層厚度升為兩倍，板材等效密度下降，有利質量減輕，抗彎剛性提高，使聲壓曲線更平滑，以這樣的方式依序改變參數值，聲壓曲線感度提高並且更加平滑。

然而在給定的芯層和面層的材料密度下，其密度降低的速率，不及板材體積增加的速率，故板材的質量仍是增加的，所以，必須配合

減少面層厚度使密度值下降更快，才能達到降低板材質量的目的，也使板材更接近蜂窩板的結構。同時由圖 6-36 知道，建議將芯層厚度值調整為原來三倍或更大，也就是約 6 毫米，此時 $E/I/\rho$ 對芯層厚度變數值的曲率值漸加大，將使板單位質量抗彎剛性增加顯著。

同時，在給定的材料密度下，減少蜂窩芯層厚度使等效密度增大，板質量減少，如果只有使用面層而沒有蜂窩層，板的等效密度將為最大值，不利材料的有效利用，由圖 6-38 聲壓曲線計算得知，芯層厚度漸漸減小，聲壓感度變化量漸漸變小。

6-5 非正六邊形蜂窩對聲壓之影響

所以，上文的設計流程可以使聲壓曲線平滑，聲壓值提高，然而由圖 6-37 可觀察到，不管參數如何調整，聲壓曲線在高頻處仍存在局部音峰和音谷，是否存在不正當的設計，由式(4-4)，(4-5)得知，改變蜂窩網格大小，將使蜂窩板芯層的 yz ， xz 方向等效 G 值成等倍率改變，然而板等效 G_{xz} 對聲壓曲線影響很小，本文意圖採非正六邊型蜂窩將使等效 G_{xz} 和等效 G_{yz} 獨立改變，以單獨加大板等效 G_{yz} 。

圖 6-39 為以原來正六邊形蜂窩網格邊長為邊長，改變蜂窩邊夾角的蜂窩網格，製程上將兩種蜂窩中間以一隔板相接，藉由這樣的設計，可以增加斷面上蜂窩壁的數量，使等效 G_{yz} 加大而等效 G_{xz} 不

改變，這樣做增加板剛性，使聲壓曲線上 2000 至 20000Hz 範圍的音谷的模態節線平行 y 軸，也就是產生沿長軸彎曲振動模態，因為低頻的音谷也是由彎曲模態造成，沿長軸的加勁可以有效抑制此種模態，故此時再以 x 軸方向的加勁將使低頻和高頻曲線同時獲得總體改善，使聲壓平滑。

G_{yz} 加大值隨角度的變化見圖 6-40 和表 6-8，在製作上當使用不同的材料時，板上需要調整的區域 G_{yz} 值不同，可以依模擬所得符合規格聲壓曲線所需的 G_{yz} 值調整蜂窩邊角角度。

由文獻[21]點質量的方式加大長形振動板邊緣質量可達到抑制低頻中音谷的效果，本文採均布質量的方式，發現亦有同樣功效，在此分析結果上以非正六邊形蜂窩改善高頻音谷。

首先給定振動板尺寸，將振動板模型切割成五塊尺寸如圖 6-41 所示，其中編號 1 面積 $0.00053m^2$ ，編號 2 和 4 面積 $0.00058m^2$ ，編號 3 和 5 面積 $0.00028m^2$ ，原始材料採巴沙木，材料性質為 E_x 為 $3.7e10Pa$ ， E_y 為 $0.5e8Pa$ ， E_z 為 $3.5e7Pa$ ， $\mu_{xy}0.02$ ， $\mu_{yz}0.5$ ， $\mu_{xy}0.02$ ， $G_{xy}0.5e7Pa$ ， $G_{yz}0.8e5Pa$ ， $G_{xz}7.7e6Pa$ ，密度 $297 kg/m^3$ 。

加大長形振動板邊緣質量可達到抑制低頻中音谷的效果，在本文給定尺寸下，將面積 3 和 5 密度加大為 $900 kg/m^3$ ，也就是板兩邊各加重約 $1.25g$ ，分析低頻 0 至 3000Hz 聲壓，結果在第一音谷有效減

小了音谷落差，見圖 6-42。

本文在此分析結果上改善高頻音谷，首先觀察音谷發生頻率的振動模態節線，意圖使其平行或接近平行 y 軸，也就是使板為沿長軸彎曲振動模態，再以 x 軸方向加勁改善總體高頻聲壓曲線。

首先觀察原始材料振動板聲壓高頻曲線圖 6-43，在 3125Hz 和 7175Hz 和 9875Hz 處有明顯音谷，其中 7175Hz 振動模態節線圖如圖 6-44，發現在此頻率下面積 1 模態節線平行 x 軸，正相位面積和負相位面積聲壓互相抵消，導致聲壓下降，採用非正六邊形蜂窩格使板材等效 yz 平面剛性加大，使板材面積 1 等效 $Gyz1$ 加大，達到抑制面積 1 之 yz 平面變形效果，使音谷落差減緩，加大值由 7.5 變化至 10 倍時，節線圖為圖 6-45 至 6-46，節線轉為平行 y 軸，觀察 7175Hz 的聲壓音谷有減緩結果，如圖 6-47，其值見表 6-9。

再觀察 $Gyz1 \sqcup 10$ 下 3125Hz 振動模態節線圖如圖 6-48，發現在面積 2 和面積 4 模態節線有平行 x 軸趨勢，加大振動板面積 2 和 4 的等效 Gyz 值，抑制 yz 平面變形效果，使該音谷落差減緩， $Gyz1$ 採用原始值十倍，依序加大 $Gyz2$ 和 $Gyz4$ 為原始值的 1.5，3 倍，節線圖為圖 6-49 至 6-50，至原始值 3 倍時面積 2 和 4 節線轉為平行 y 軸，觀察 3125Hz 的聲壓音谷有減緩結果，如圖 6-51，其值見表 6-10。

在聲壓板節線平行 y 軸後，再以 x 軸方向 $60 \sqcup 8 mm^2$ 玻纖加勁方式，

如圖 6-52，抑制板變形，改善高頻整體聲壓，結果如圖 6-53，高頻聲壓曲線獲得改善。



第七章 結論與未來研究方向

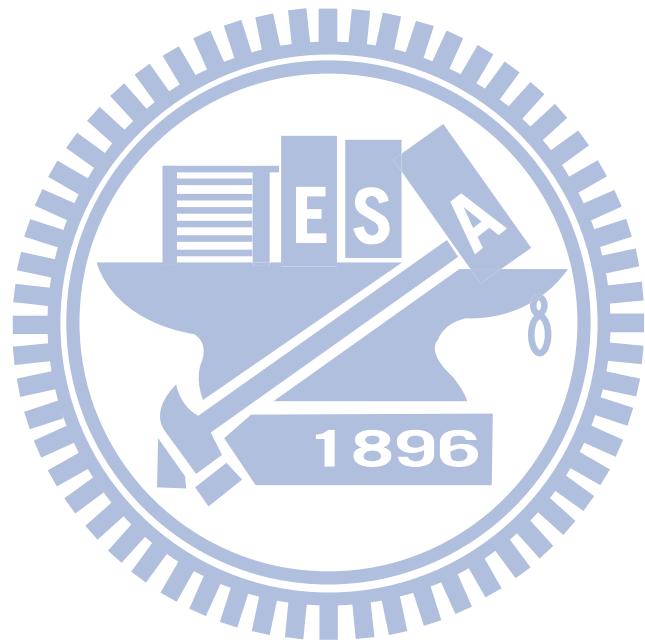
7-1 結論

本文將蜂窩結構應用於三明治平面揚聲板，探討如何使揚聲板聲壓值提高，聲壓曲線平滑。在製程上達到減輕質量的目的，在 $1.575 \times 10^{-6} m^3$ 的板體積下，巴沙木板和蜂窩板只相差 0.04g。計算聲壓時，原 3D 模型和簡化三層模型計算時間為 21:1，在低頻處聲壓值接近，高頻處聲壓趨勢吻合，在最短的時間內提供聲壓近似值，大大減低設計過程的時間耗費。

本文並發現蜂窩揚聲板的各個設計參數常是只對一個板等效參數有很大的影響，利用此發現探討如何調整蜂窩三明治板參數使聲壓平滑，聲壓值提高，計算結果顯示芯層材料加厚導致的密度增加，或面板變薄的板抗彎強度減小導致的聲壓曲線不平滑都可藉由蜂窩芯層厚度做加強，在同樣板質量下蜂窩板確實較巴沙木實心板聲壓曲線更平滑。同時蜂窩板因採用非正六邊形蜂窩芯使板振動節線移動，改善聲壓曲線的局部音谷，在同樣的板質量下，這是巴沙木加勁板作不到的，同時因為結線移動造成高頻振動模態轉為彎曲模態，如此則 X 軸方向加勁同時改善低頻和高頻聲壓，改進了文獻[22]之 X 軸加勁只能改善低頻音谷的設計。

7-2 未來研究方向

在未來，可以往將材料反求推廣至非等向性面層材料。並深入討論當面層和芯層材料強度相差過大時，衍生的蜂窩層穩定性問題。研究 truss core 的製程以適合非金屬材料，進而應用作為三明治板芯層，建立解析模型，推算等效機械性質並討論適用範圍，並且如何設計可使聲壓曲線平滑，聲壓值提高。



參考文獻

1. P. Kohnke, "ANSYS User's Manual for Revision 5.0", ANSYS, Incorporated, 1995.
2. L. J. Gibson, M. F. Ashby, G. S. Schajer, C. I. Robertson, "The Mechanics of Two-Dimensional Cellular Materials", Mathematical and Physical Sciences, 1982.
3. L. J. Gibson, M. F. Ashby, "The Mechanics of Three-Dimensional Cellular Materials", Mathematical and Physical Sciences, 1982.
4. I. G. Masters, K. E. Evans, "Models for the elastic deformation of honeycombs", Composite Structures, 1997.
5. J. K. Paik, A. K. Thayamballi, G. S. Kim, "The strength characteristics of aluminum honeycomb sandwich panels", Thin-Walled Structures, 1999.
6. 王興業, "夾層結構複合材料設計原理及其應用", 化學工業出版社, 2007.
7. D. D. Radford, G. J. McShane, V. S. Deshpande, N. A. Fleck, "Dynamic Compressive Response of Stainless-Steel Square Honeycombs", Applied Mechanics, 2007.

8. T. Bitzer, “Honeycomb Technology manufacturing applications and testing” , Chapman & Hall, 1997.
9. J. M. Davies, “Light Weights Sandwich Construction” , Wiley-Blackwell, 2001.
10. D. L. Logan, “A first course in the finite element method” , Brooks Cole, 2002.
11. 劉宏銘, “具加勁複合材料結構板之聲傳研究” , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2004.
12. 鍾魁原, “長形高功率平面揚聲器之研製” , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2007.
13. LinearX Systems Inc.” Lms Loudspeaker Measurement System Version 4.5 for Windows” , 易祿達科技有限公司, 2000.
14. 盛宏玉, “結構動力學” , 合肥工業大學出版社, 2007.
15. P. M. Morse, K. U. Ingrad, “Theoretical Acoustics” , McGraw Hill, 1986.
16. 彭國晉, “具加勁複合材料結構板之聲傳研究” , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2004.
17. 戴建郎, “平板受橢圓激振器激振之振動研究” , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 2005.

18. S. Timoshenko, S. W. Krieger, “Theory of Plates and Shells” , McGraw Hill, 1959.
19. H. G. Allen, “Analysis and design of structural sandwich panels” , Pergamon Press, 1969.
20. S. R. Singiresu, “mechanical vibrations” , Addison Wesley, 1995.
21. 徐國真, “具附加點質量長形平面揚聲器之研製”, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2007.
22. 黃琮鍾, “加勁揚聲板之最佳化設計”, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2009.



表 2-1 不同密度芯層材料上膠時間

紙張密度 g/cm ²	120					150	
	0	0	0	0	00		
上膠時間 sec	.2	0.3	0.6	8.1	7.9	不用作	不用作
						芯層	芯層

表 6-1 ANSYS 與規範在 Gc 計算上的差異

蜂窩層厚度 mm	0.2 3 5 7 8 10 12							
	0.0	0.3	0.1	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3
負載 kg/w	005	0.2	3	5	7	8	10	12
2.48e8Pa	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.48	2.48
c	88e8	88e8	88e8	88e8	88e8	8e8	8e8	8e8
9.56e7Pa	2.5	1.9	2.3	2.2	2.1	2.00	1.86	
c	16e8	88e8	84e8	38e8	59e8	2e8	3e8	
9.2e8Pa	9.6	1.0	1.0	1.0	1.0	1.13	1.17	
f	95e8	27e9	55e9	84e9	99e9	5e9	7e9	
3.56e8Pa	3.7	3.9	4.0	4.1	4.2	4.36	4.52	
f	29e8	51e8	59e8	7e8	30e8	6e8	7e8	
	15	17	18	24	28	32		
此欄為原本	0.4	0.4	0.5	0.5	0.6	0.6		
	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.48		
輸入 ANSYS 的	88e8	88e8	88e8	88e8	88e8	8e8		
	1.6	1.5	1.4	1.2	1.0	9.68		
機械性質	65e8	52e8	99e8	29e8	87e8	8e7		
	1.2	1.3	1.3	1.8	2.4	4.59		
	59e9	31e9	74e9	08e9	94e9	2e9		
	4.8	5.1	5.2	6.9	9.5	1.76		
	42e8	19e8	85e8	56e8	94e8	6e9		

表 6-2 模型計算三點彎矩與文獻[9]比對

蜂 窩層 度 mm	0.2		0.5		0.8		2	
負 載 kgw	0.00005		0.0005		0.00058		0.04	
	板 材中心 點位移 mm	板 材外伸 點位移 mm	板 材中心 點位移 mm	板 材外伸 點位移 mm	板 材中心 點位移 mm	板材 中心點 位移 mm	板材 外伸點 位移 mm	板 材中心 點位移 mm
文 獻	0.025	0.071	0.068	0.09	0.029	0.01782	0.00925	0.244
實	0.018	0.070	0.058	0.013	0.089	0.01698	0.00959	0.239

體									
層	三	0.017	0.0070	0.0359	0.0215	0.0106	0.0121	0.2728	0.1613
層	一	0.0175	0.0105	0.0689	0.0409	0.0351	0.0255	0.6750	0.3880
伸等效									
層三	一	0.0118	0.0071	0.0365	0.0214	0.0149	0.0112	0.2944	0.1594
點彎矩等效									

表 6-2 模型計算三點彎矩與文獻[9]比對(續)

蜂窩層厚度 mm	3		7		10		13	
負載 kgw	0.03		0.4		0.5		0.6	
	板材	板	板	板	板材	中	板	板
	中心點位移 mm	材外伸點	材中	材外伸點	心點位移 mm	材外伸點	材中	材外伸點
	位移 mm	位移 mm	位移 mm	位移 mm	位移 mm	位移 mm	位移 mm	位移 mm
文獻	0.0956	0.541	0.514	0.417	0.1576	0.886	0.138	0.638
ANSYS	0.0933	0.531	0.489	0.305	0.1598	0.772	0.193	0.521
三層	0.0969	0.564	0.754	0.456	0.1862	0.900	0.459	0.641
一層 拉伸等效	0.2483	0.396	0.027	0.617	0.4510	0.167	0.295	0.473
一層三點彎矩等效	0.1090	0.560	0.490	0.493	0.2495	0.959	0.033	0.716
蜂窩層厚度	15		17					

度 mm					板材外伸 點位移 mm
負載 kgw	4		4		
	板材 中心點位 移 mm	板材 外伸點位 移 mm	板材 中心 點位 移 mm		
文獻	0.5759 2	0.322 5	0.452 5	0.2526	
ANSYS	0.6170 7	0.250 2	0.497 2	0.1851	
三層	0.7789 1	0.321 6	0.645 6	0.2499	
一層 拉伸等 效	1.6727 5	0.710 0	1.251 0	0.4916 0	
一層三 點彎矩等 效	1.1055 2	0.370 9	0.858 8	0.2561	

表 6-3 一層拉伸等效與一層三點彎矩等效楊氏模數比例

蜂窩層厚度 mm	0 2	0 5	0 6	0 8	0 0	2 0	3 0	7 0
$(E = \frac{FL^3}{48yI}) /$	673	523	500	469	410	400	412	

$(E_x = \frac{2t}{h+2t} E_{fx})$							
蜂窩層厚度 mm	0	1	1	1	1		
	0	5	7				
E/E_x	442	485	520	567			

表 6-4 由材料性質換算板等效剛度

蜂窩層厚度 mm	0.	0.1	0.2	2	3	7	10
$E_x \text{ Pa}$	8.7e8	7.5e8	5.8e8	3.1e8	2.1e8	1.1e8	7.0e7
$E_y \text{ Pa}$	8.7e8	7.5e8	5.8e8	3.1e8	2.1e8	1.1e8	7.0e7
$E_z \text{ Pa}$	7.4e7	4.4e7	4.4e7	3.1e7	3.1e7	3.1e7	3.1e7
$G_{xy} \text{ Pa}$	2.1e7	1.4e7	1.0e7	5.0e6	3.0e6	1.1e6	1.1e6
$G_{yz} \text{ Pa}$	5.0e8	3.0e8	5.0e8	9.0e7	7.0e7	7.5e7	0.0e7
$G_{xz} \text{ Pa}$	3.0e7	4.0e6	1.0e6	7.0e6	4.0e6	6.8e6	2.0e6
密度 kg/m^3	50	34	27	17	14	11	10
	3.84	7.10	5.27	4.72	6.67	1.23	2.70

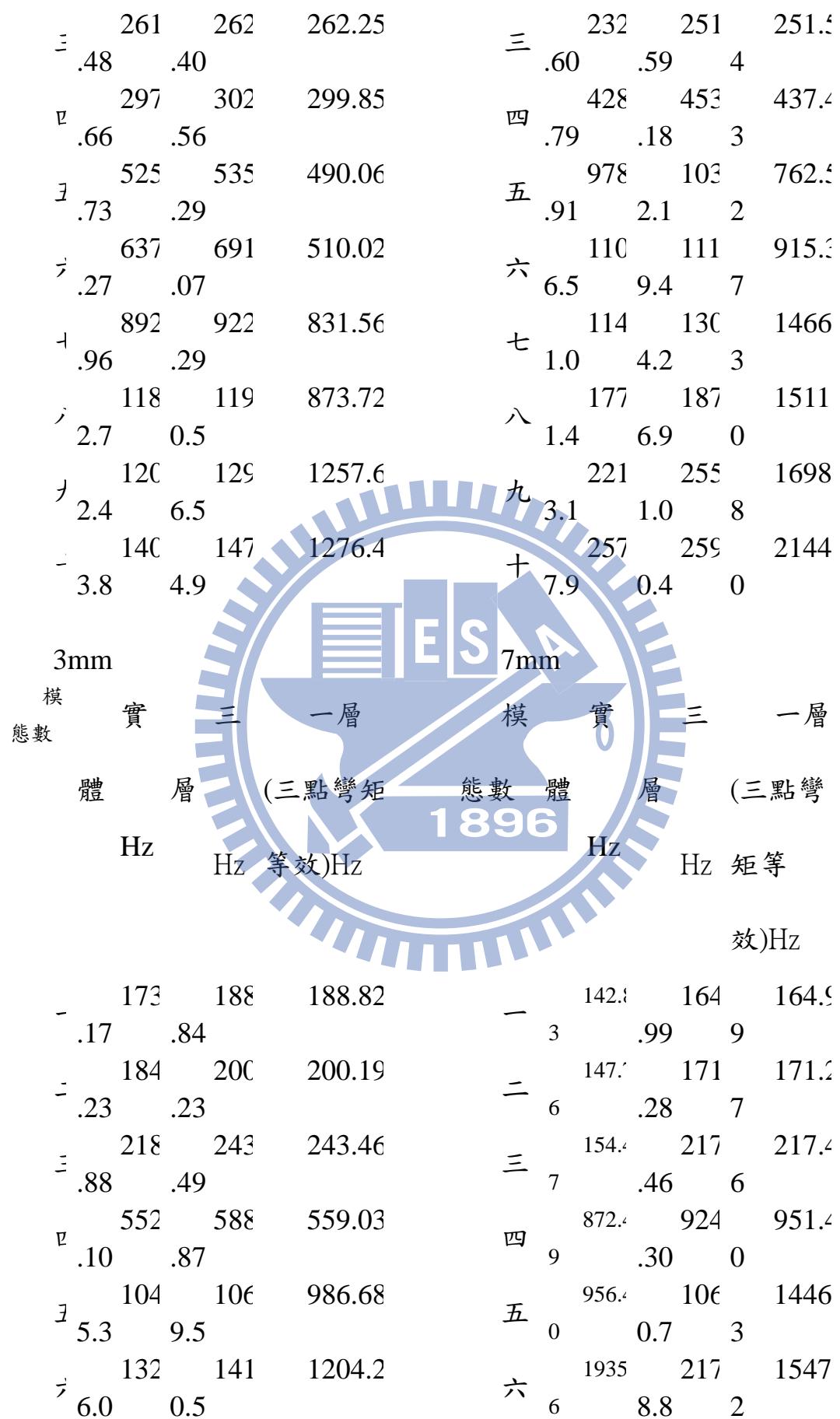
表 6-5 三種模型模態分析結果

0.2mm				0.5mm			
模	實	三	一層	模	實	三	一層
態數	體	Hz	層	態數	體	層	(三點彎
							矩等

效)Hz				效)Hz			
一	203	207	207.5	一	201	206	206.
-	95	57	2	-	73	.96	88
二	221	223	222.9	二	222	225	224.
-	13	20	3	-	24	.12	85
三	258	255	255.5	三	267	265	265.
-	02	98	5	-	21	.23	00
四	272	267	267.3	四	274	275	274.
-	35	76	9	-	46	.47	28
五	318	314	312.5	五	411	414	403.
-	64	73	4	-	93	.84	1
六	373	378	345.0	六	499	527	414.
-	85	92	4	-	45	.84	67
七	426	428	418.3	七	654	669	626.
-	49	18	9	-	.00	03	
八	563	583	498.1	八	875	939	688.
-	57	11	9	-	.99	51	
九	611	622	597.5	九	101	104	944.
-	04	61	5	-	1.1	9.2	90
十	780	813	682.3	十	122	121	991.
-	41	82	1	-	6.5	0.8	77

表 6-5 三種模型模態分析結果 (續)

模態數				模態數			
模	實	三	一層	模	實	三	一層
體	層	(三點彎矩		態數	體	層	(三點彎
Hz	Hz	等效)Hz		Hz	Hz	矩等	
一	198	205	205.42	一	184	196	196.1
-	.74	.51		-	.31	.43	8
二	218	222	222.65	二	194	209	209.9
-	.03	.85		-	.92	.99	2



1.5	145	172	1661.9	7	2208	255	1978
9.3	237	248	1909.6	8	2333	271	3001
5.7	246	256	1950.7	9	3107	319	3031
9.0	284	337	2760.6	+	3466	369	3203
				8	2.9	7	

表 6-6 Gxz 和 Gyz 隨 honey_thick 的改變趨緩

Honey_thick mm	Gyz Pa	減小值	Gxz Pa	減小值
1.2	5.05181e +6		7.57772e +6	
1.7	4.75465e +6	5.8%	7.13197e +6	5.8%
2.2	4.59256e +6	9.0%	6.88884e +6	9.0%
2.7	4.4905e+ 6	11.1%	6.73575e +6	11.1%
3.2	4.42034e +6	12.5%	6.63051e +6	12.5%
3.7	4.36914e +6	13.5%	6.55371e +6	13.5%
4.2	4.33013e +6	14.2%	6.49519e +6	14.2%

表 6-7 蜂窩板設計參數對性能的影響

MKS 制	EI/ρ	Gyz	ρ	取值原因

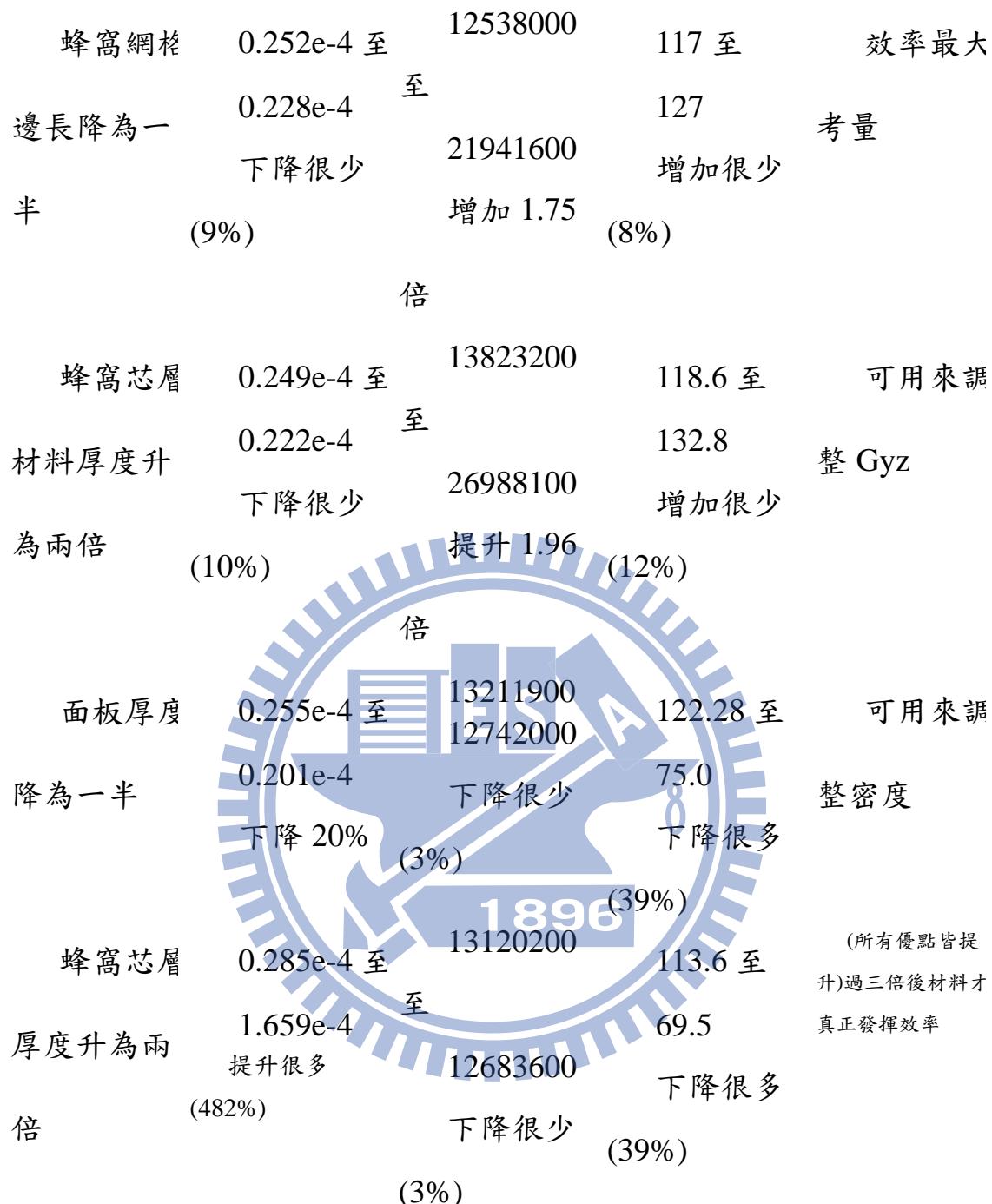


表 6-8 板等效 Gyz 值隨蜂窩邊夾角的變化

蜂窩邊夾角	2	3	4	5	6	7	8	9	1
0	0	0	0	0	0	0	0	00	00
Gyz/(120 度)	4.34	3.53	2.04	2.73	1.51	1.34	1.22	1.13	1
Gyz)	98								

表 6-9 改變面積 1 剪力模數使音谷差值減緩

面積一材料 常數	音谷發生頻 率 Hz	最大聲壓差 值 Db
Gyz1□1	7175	8.68
Gyz1□2.5	7400	8.03
Gyz1□7.5	8750	3.89
Gyz1□10	9875	2.59

表 6-10 改變面積 1 和面積 2(4)剪力模數使音谷差值減緩

面積一 面積二(四) 材料常數	音谷發生頻 率 Hz	最大聲壓差 值 Db	
Gyz1□10	Gyz2□1	2675	7.84
Gyz1□10	Gyz2□1.5	2675	7.16
Gyz1□10	Gyz2□3	2675	6.12
Gyz1□10	Gyz2□5	2450	4.25

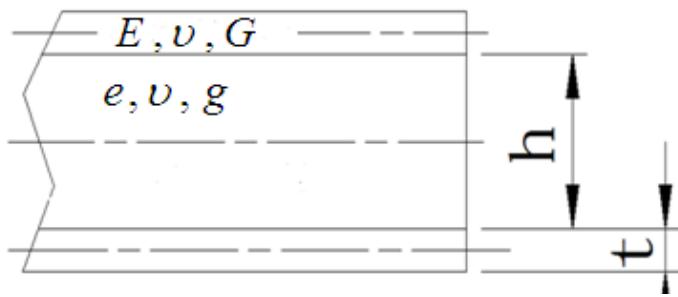
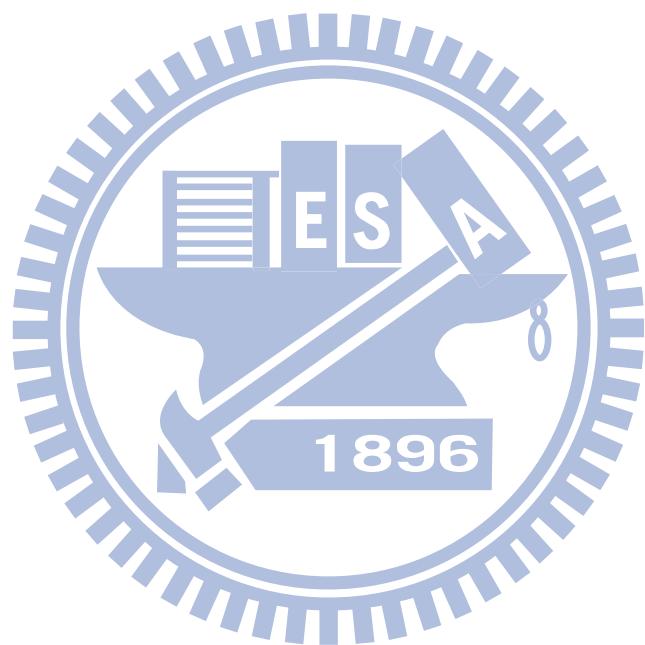


圖 1-1 三明治板

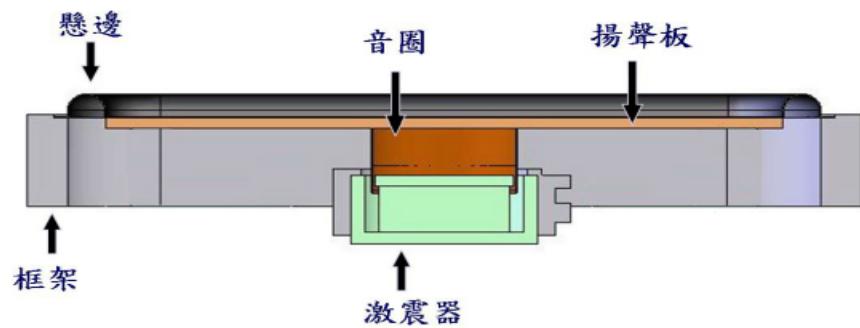


圖 1-2 平板式揚聲器



(a)

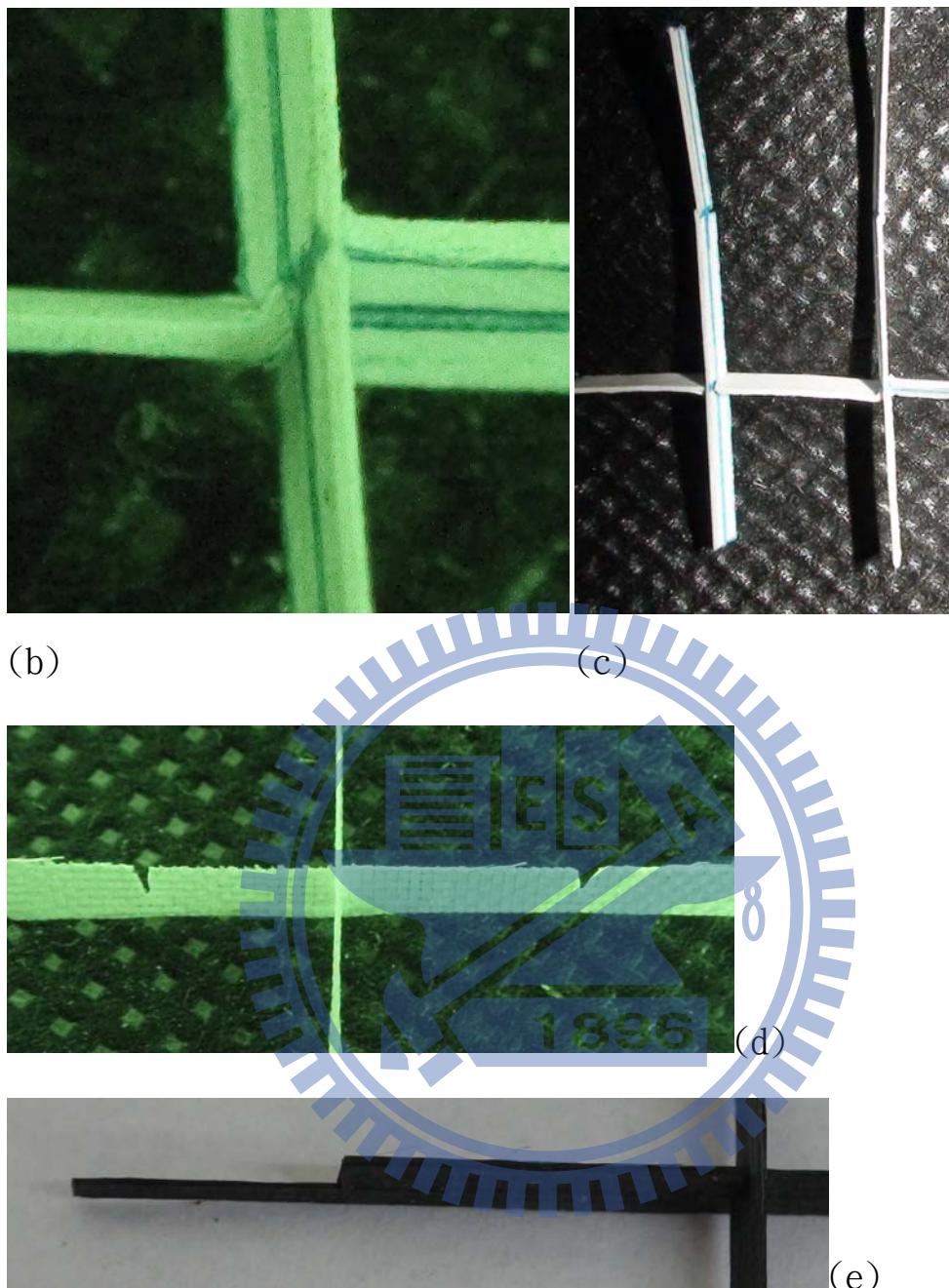


圖 2-1 各種材質的四角蜂窩缺陷:(a)70gcm 紙 (b)(c)厚紙板 (d)編
織玻纖布 (e)碳纖

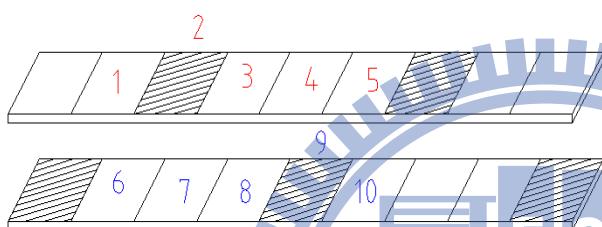
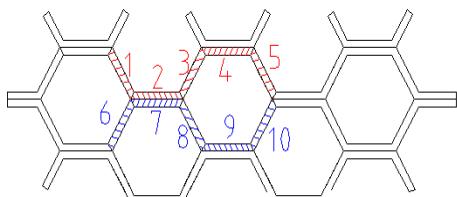
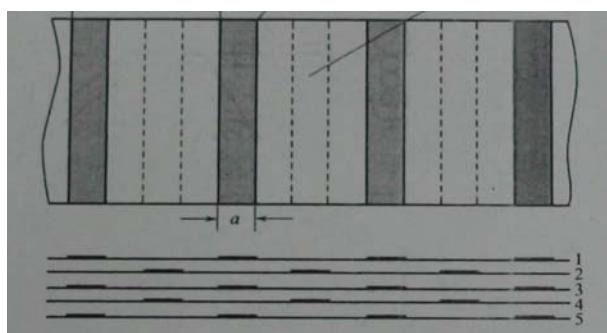


圖 2-2 紙板上膠處

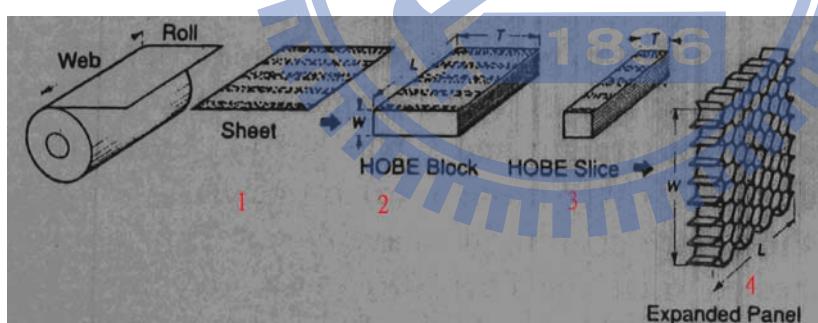


圖 2-3 六角蜂窩芯層製作程序

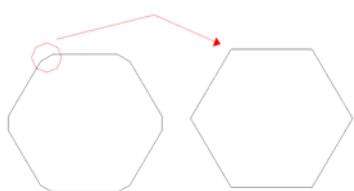


圖 2-4 手動蜂窩網格成形



圖 2-5 三明治樑缺陷一



圖 2-6 缺陷一改善方法

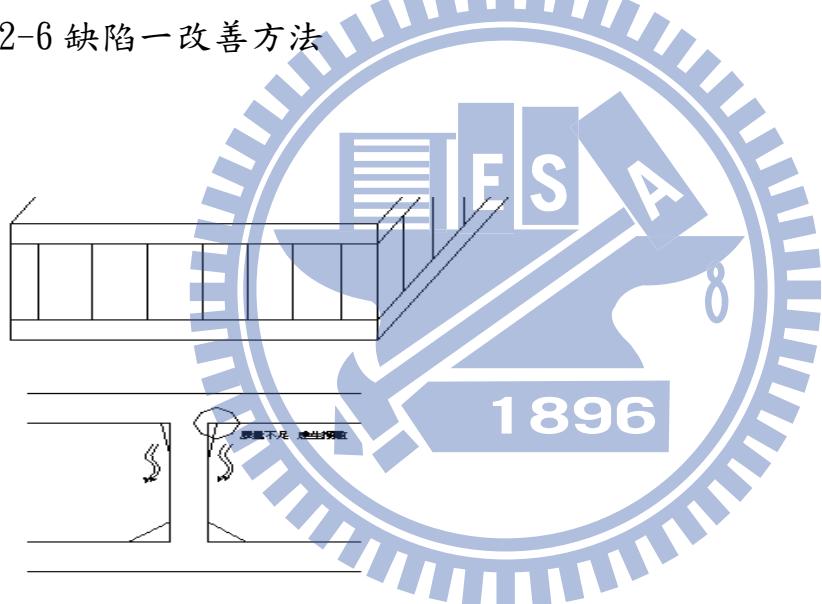
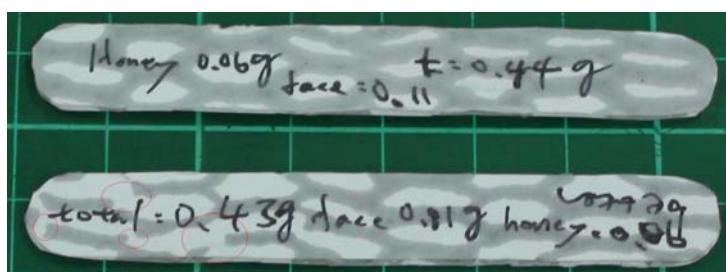


圖 2-7 三明治樑缺陷二成因



2-8 三明治樑缺陷二改善後成品



圖 2-9 三明治樑缺陷三

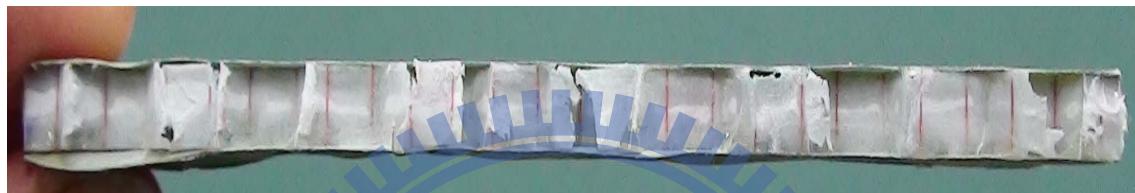


圖 2-10 三明治樑缺陷四



圖 2-11 三明治樑缺陷四改善方法

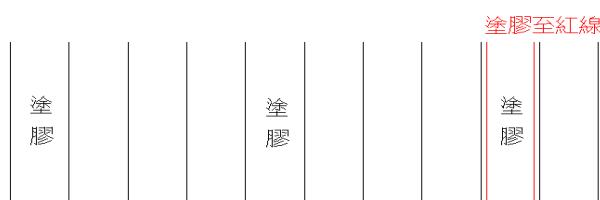


圖 2-12 三明治樑缺陷五改善方法

樑15mm*10mm,span80mm,三點彎矩實驗,面板為等厚度鋁箔,芯層為50g/cm紙張蜂窩板

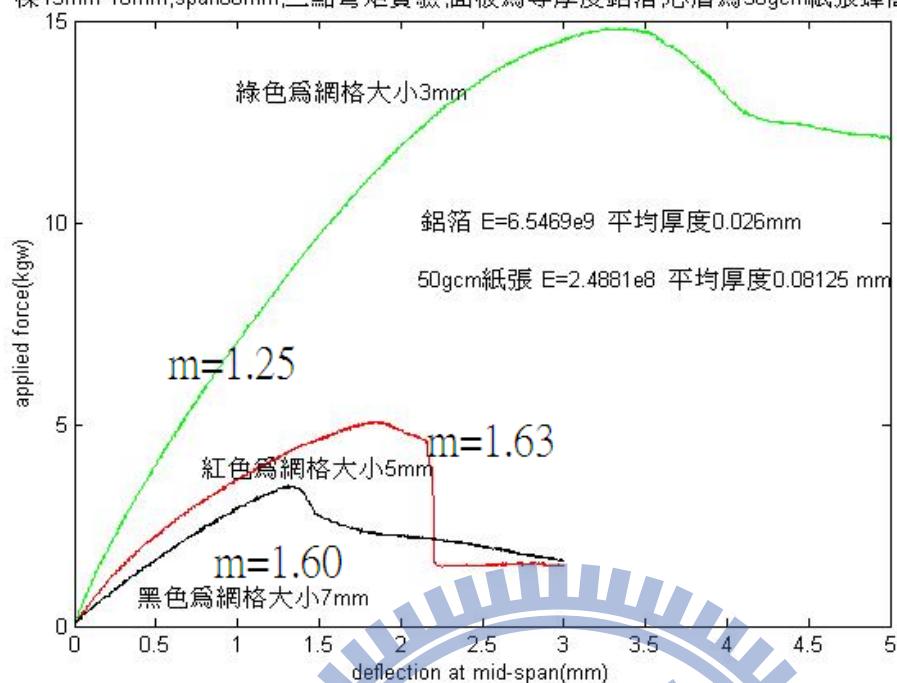


圖 2-13 改變蜂窩網格大小三點彎矩實驗

樑寬15mm,span80mm,三點彎矩實驗,面板為等厚度鋁箔,芯層為50g/cm紙張 蜂窩網格5mm蜂窩板,

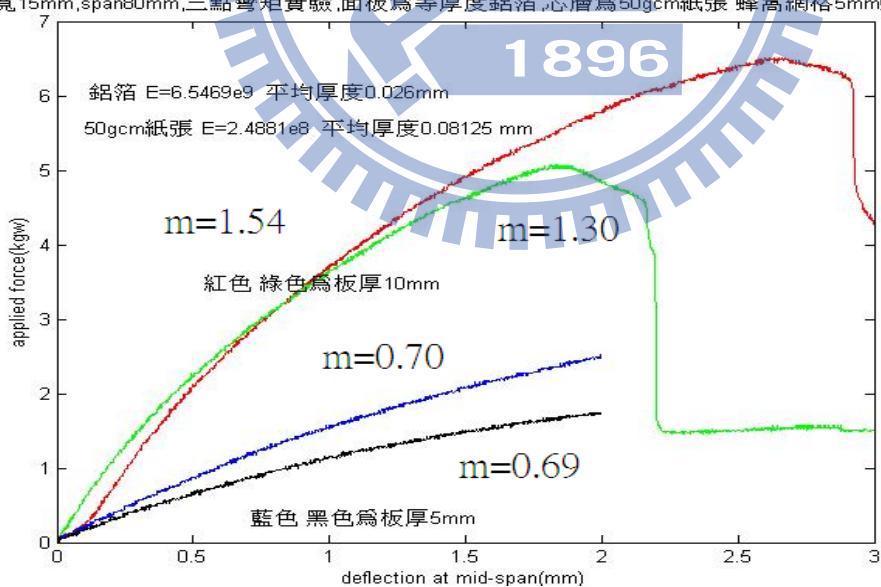


圖 2-14 改變蜂窩層厚度三點彎矩實驗

樑 15mm*10mm, span 80mm, 三點彎矩實驗, 面板為等厚度鋁箔, 芯層為蜂窩網格 5mm 紙蜂窩板。

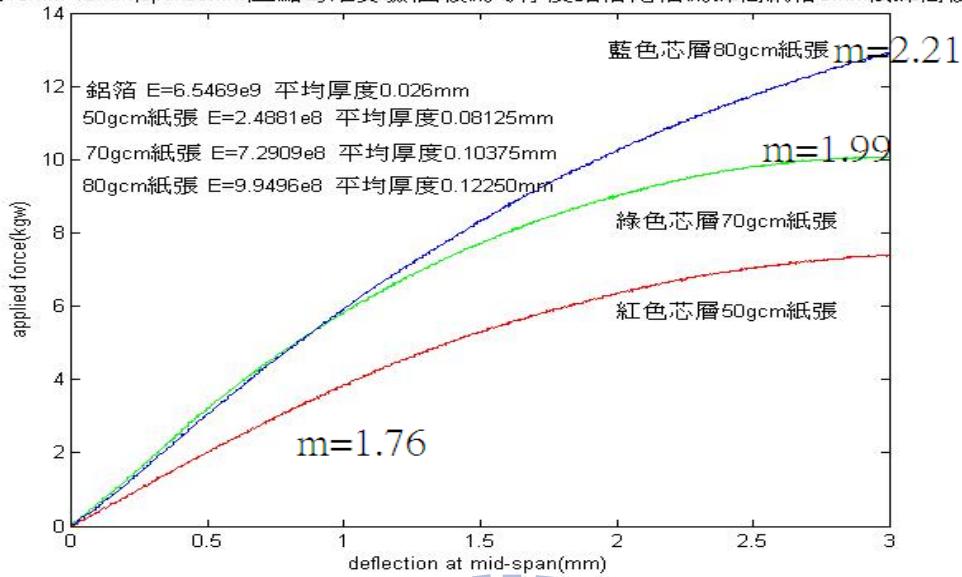


圖 2-15 改變芯層材料三點彎矩實驗

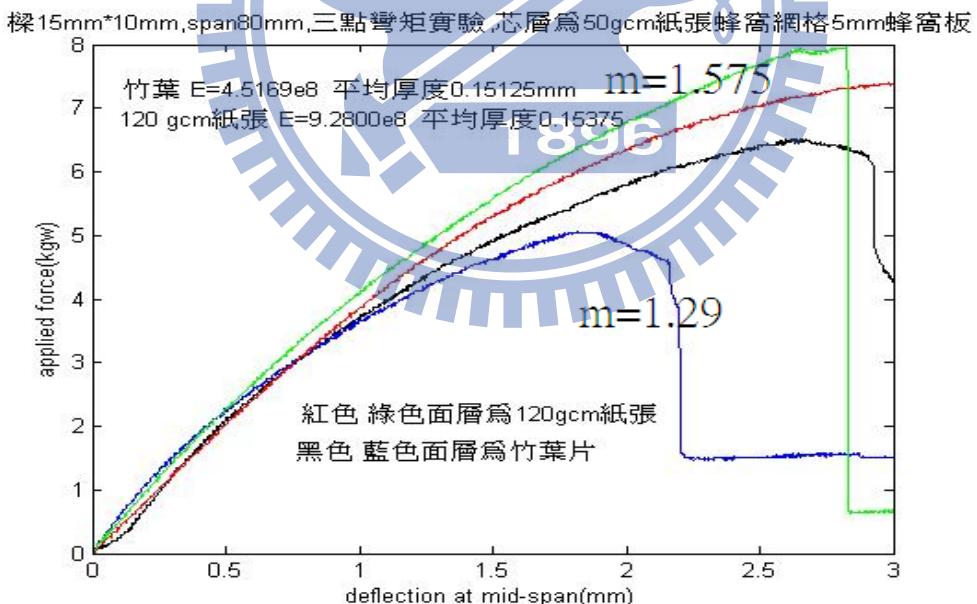


圖 2-16 改變面板材料三點彎矩實驗

梁15mm*10mm,span80mm,三點彎矩實驗,芯層為50gcm紙張蜂窩網格5mm蜂窩板

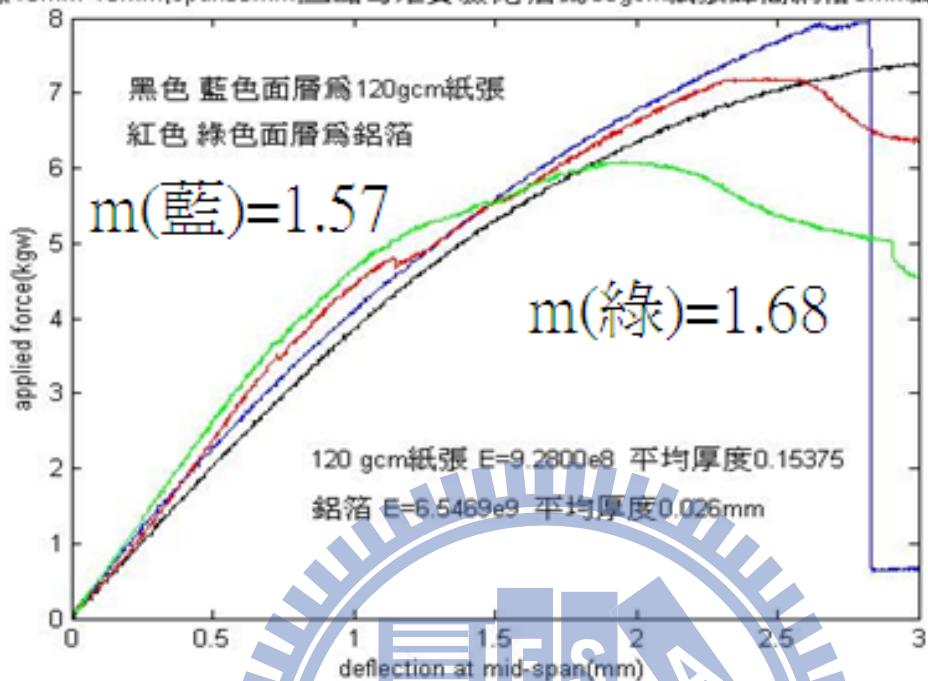


圖 2-16 改變面板材料三點彎矩實驗(續)

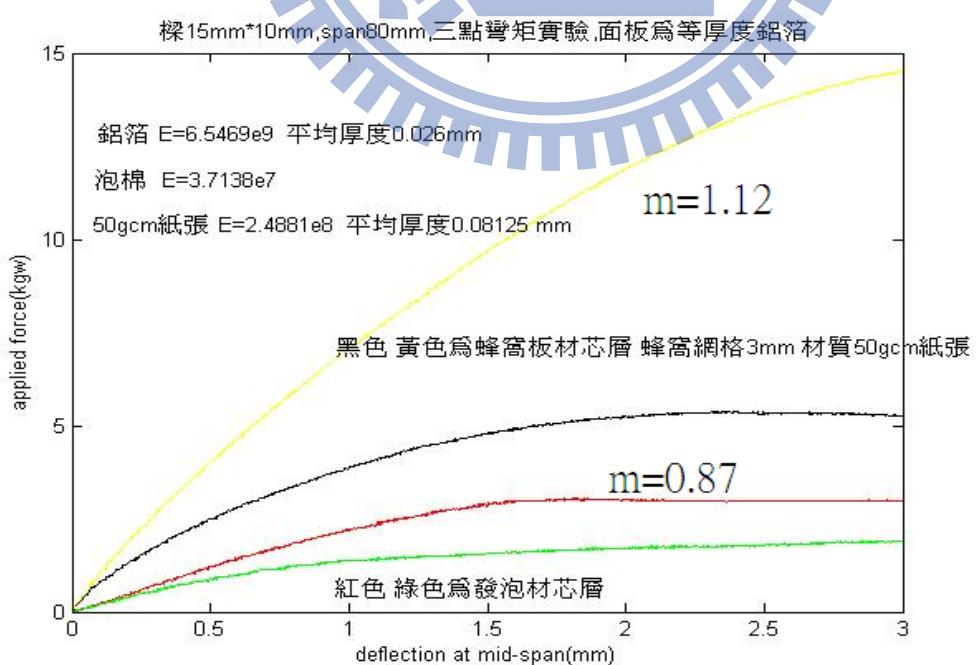


圖 2-17 市售發泡材和自製蜂窩結構做芯層三點彎矩實驗

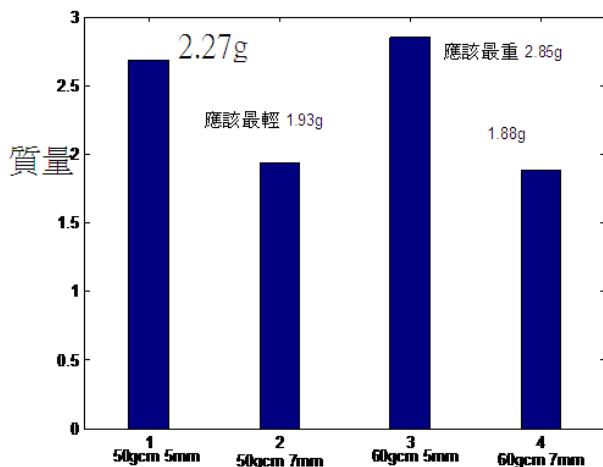


圖 2-18 製程使試片質量減輕量

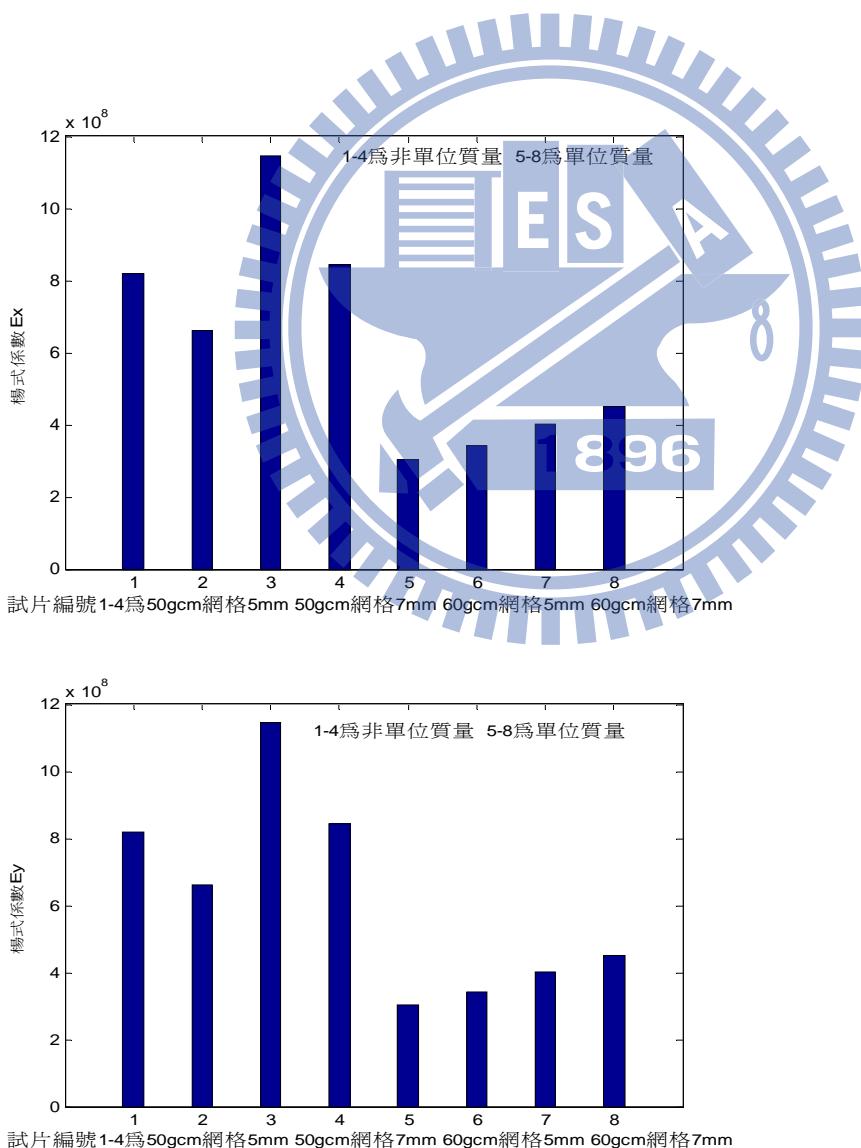


圖 2-19 剛度與單位質量剛度

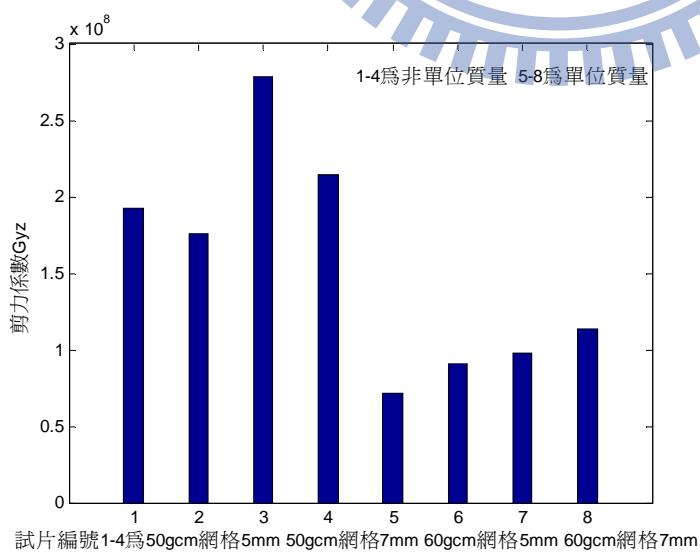
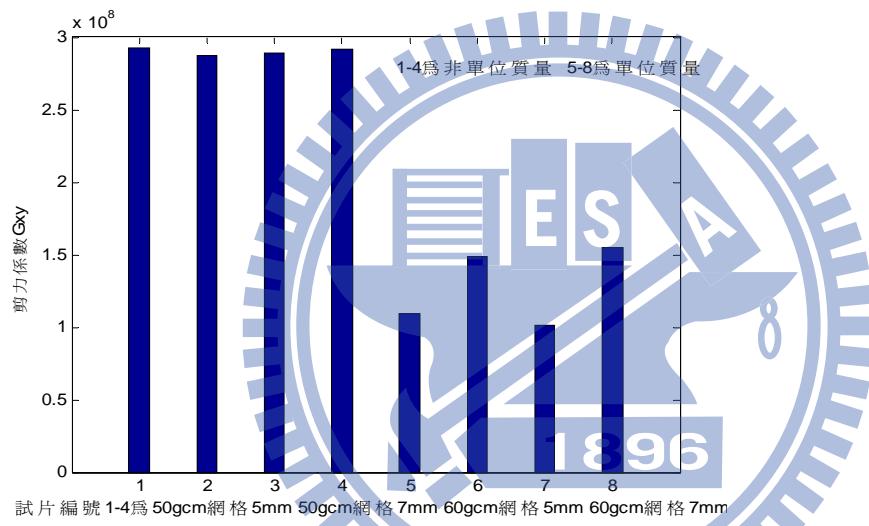
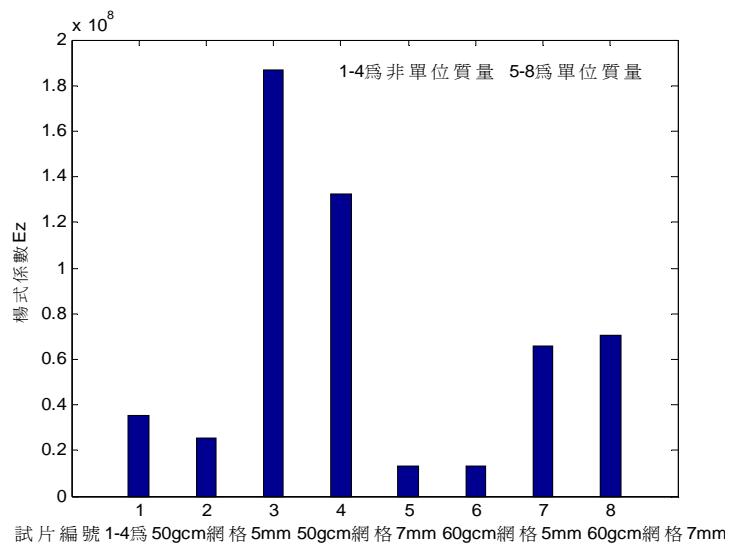


圖 2-19 剛度與單位質量剛度(續)

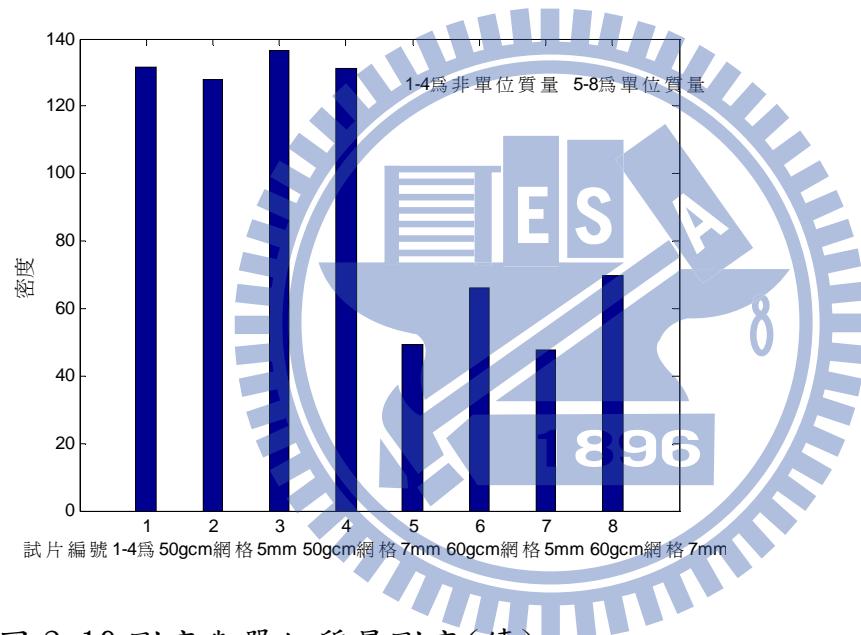
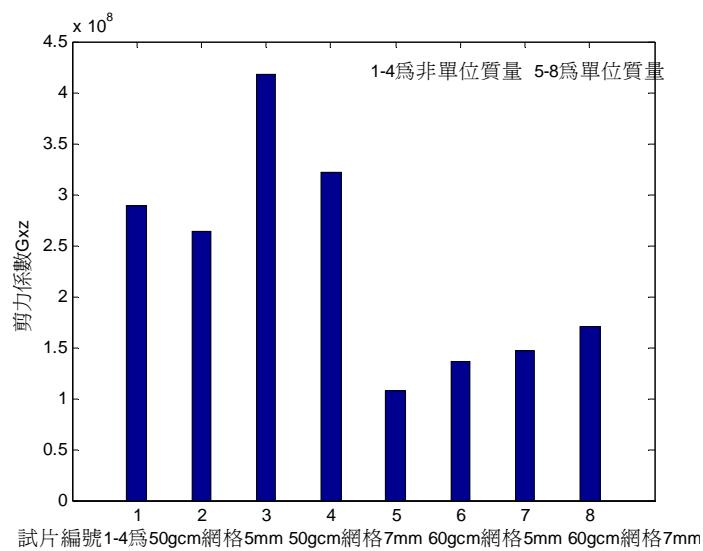


圖 2-19 剛度與單位質量剛度(續)

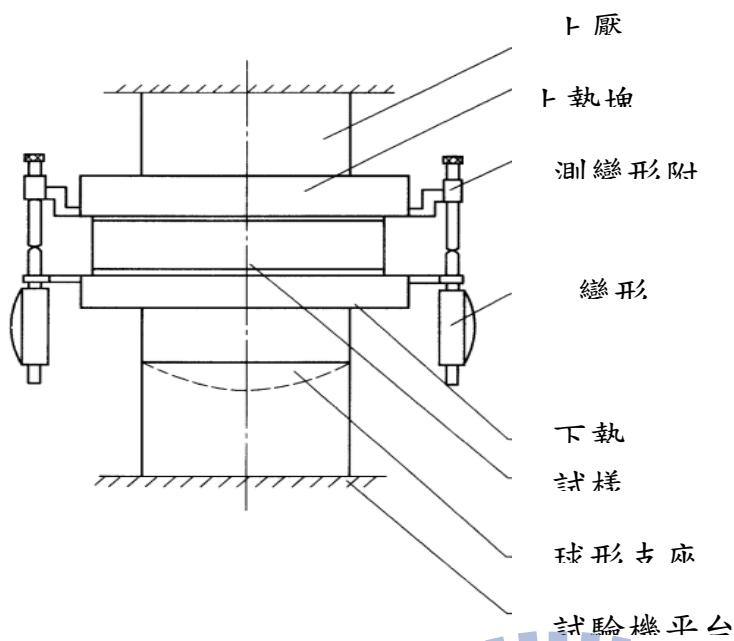


圖 3-1 三明治結構平壓實驗

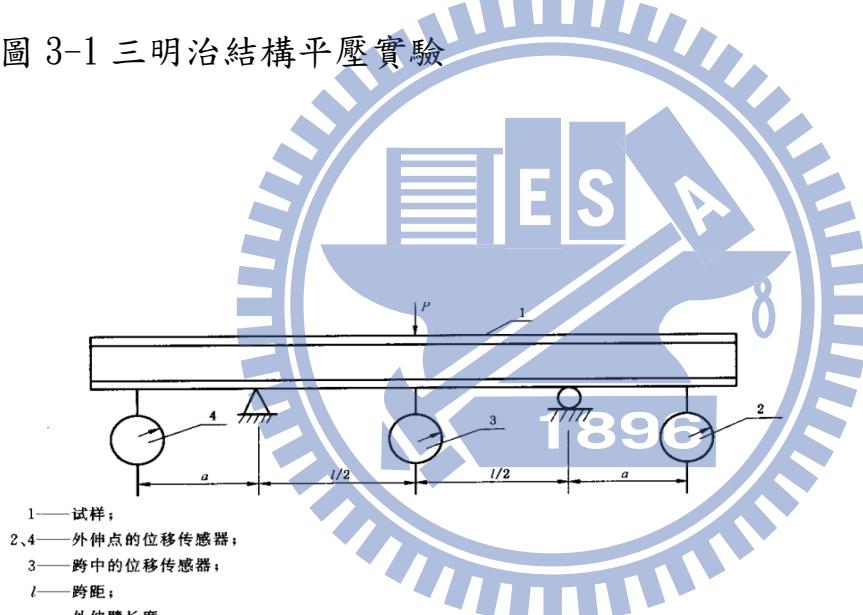


圖 3-2 長樑試片三點彎曲實驗

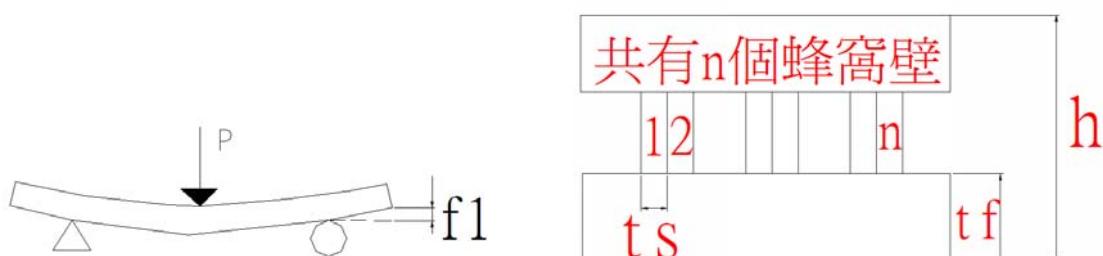


圖 3-3 外伸點位移

圖 3-4 三明治樑斷面實面積

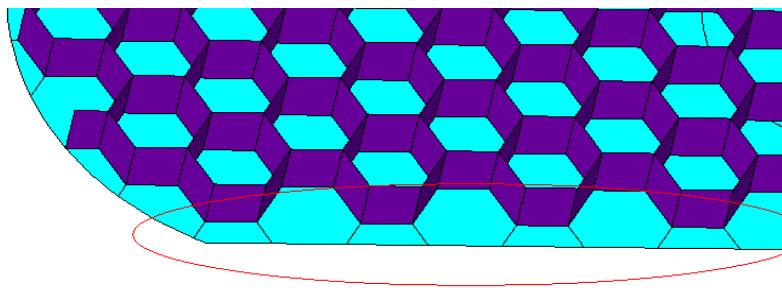


圖 4-1 蜂窩三明治板建模難點

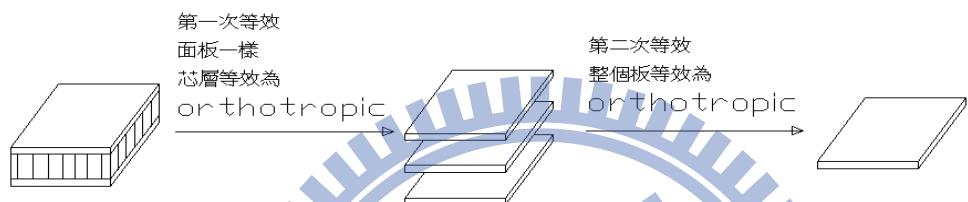
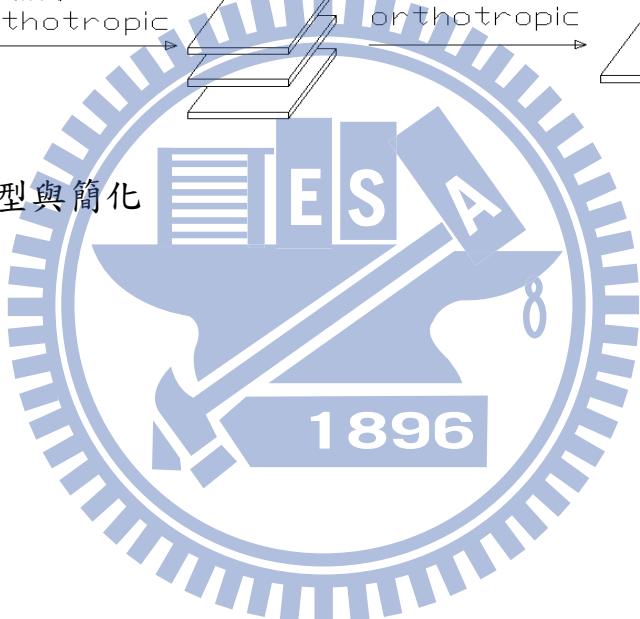


圖 4-2 實體模型與簡化



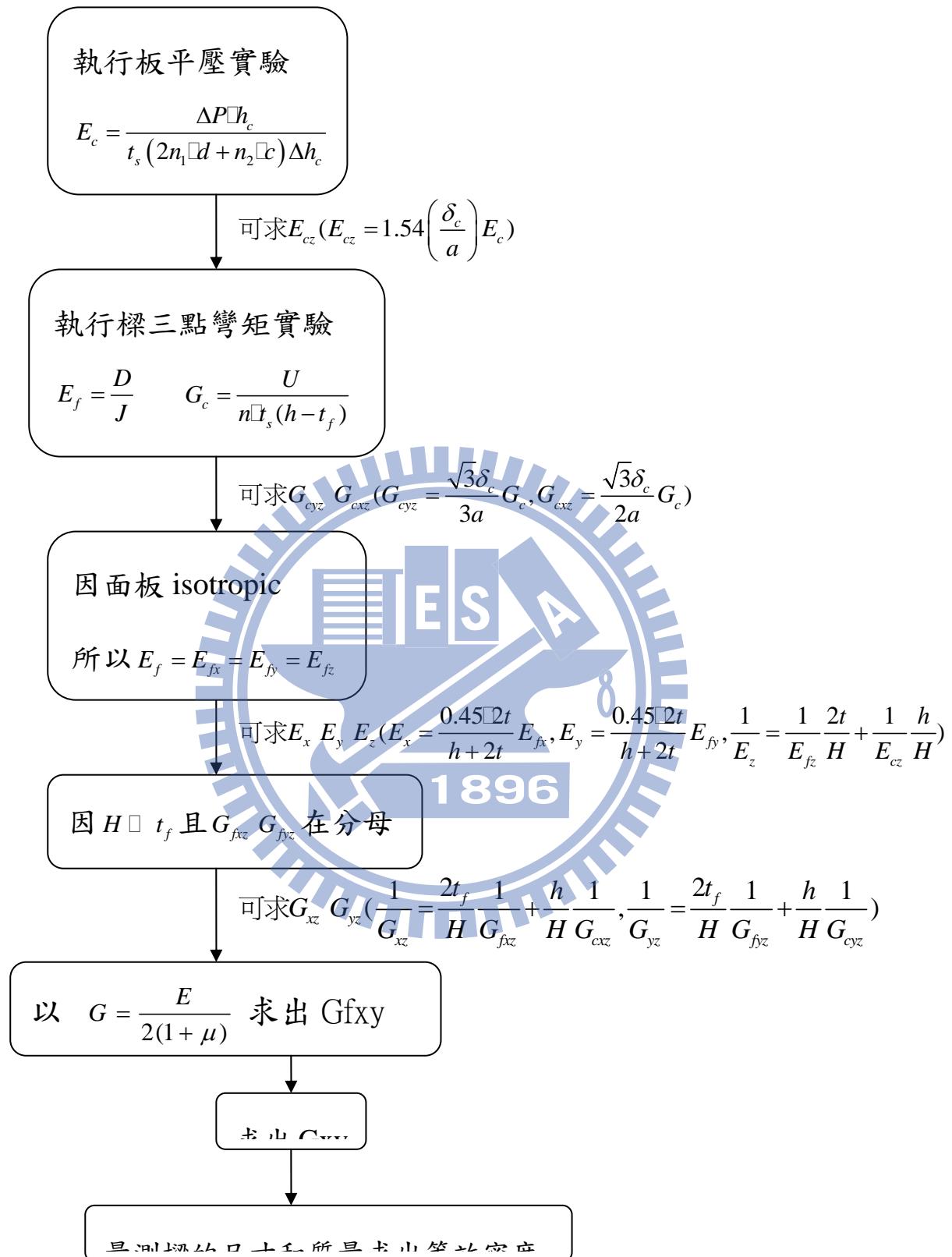


圖 4-3 由實驗推求等效材料常數流程

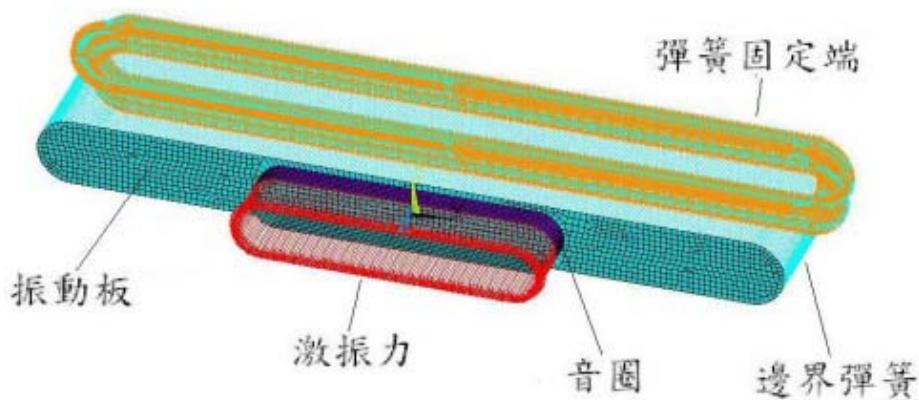


圖 4-4 揚聲器系統模型

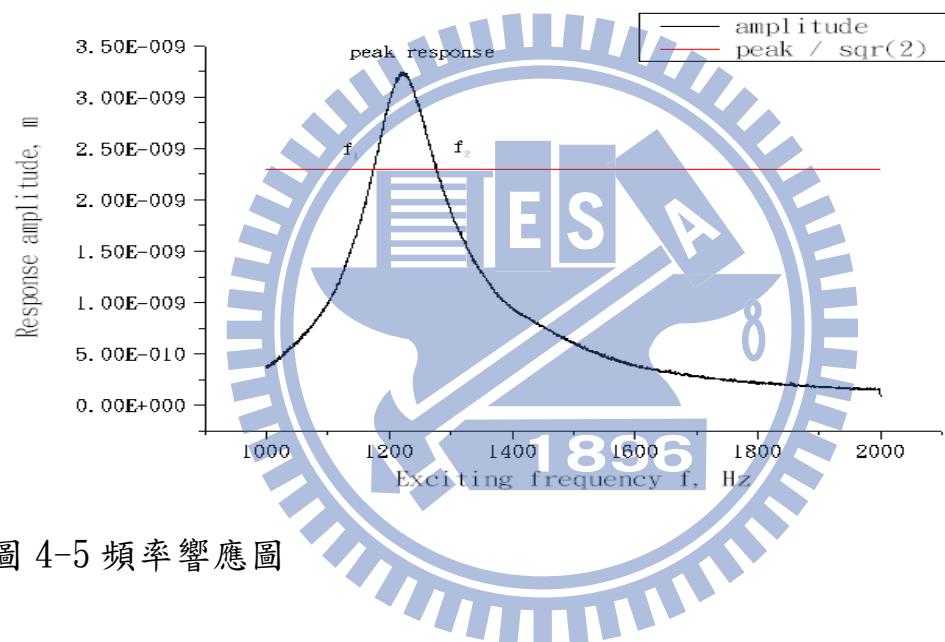


圖 4-5 頻率響應圖

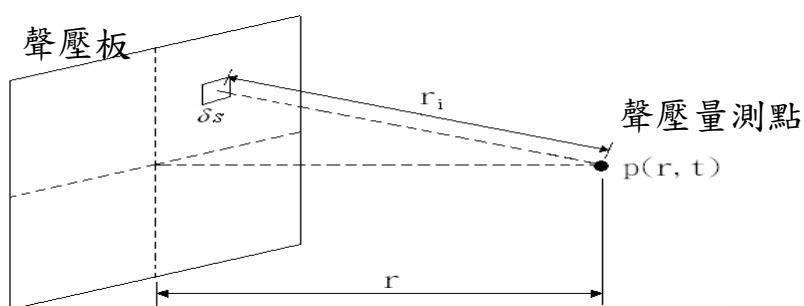


圖 5-1 振動板聲場

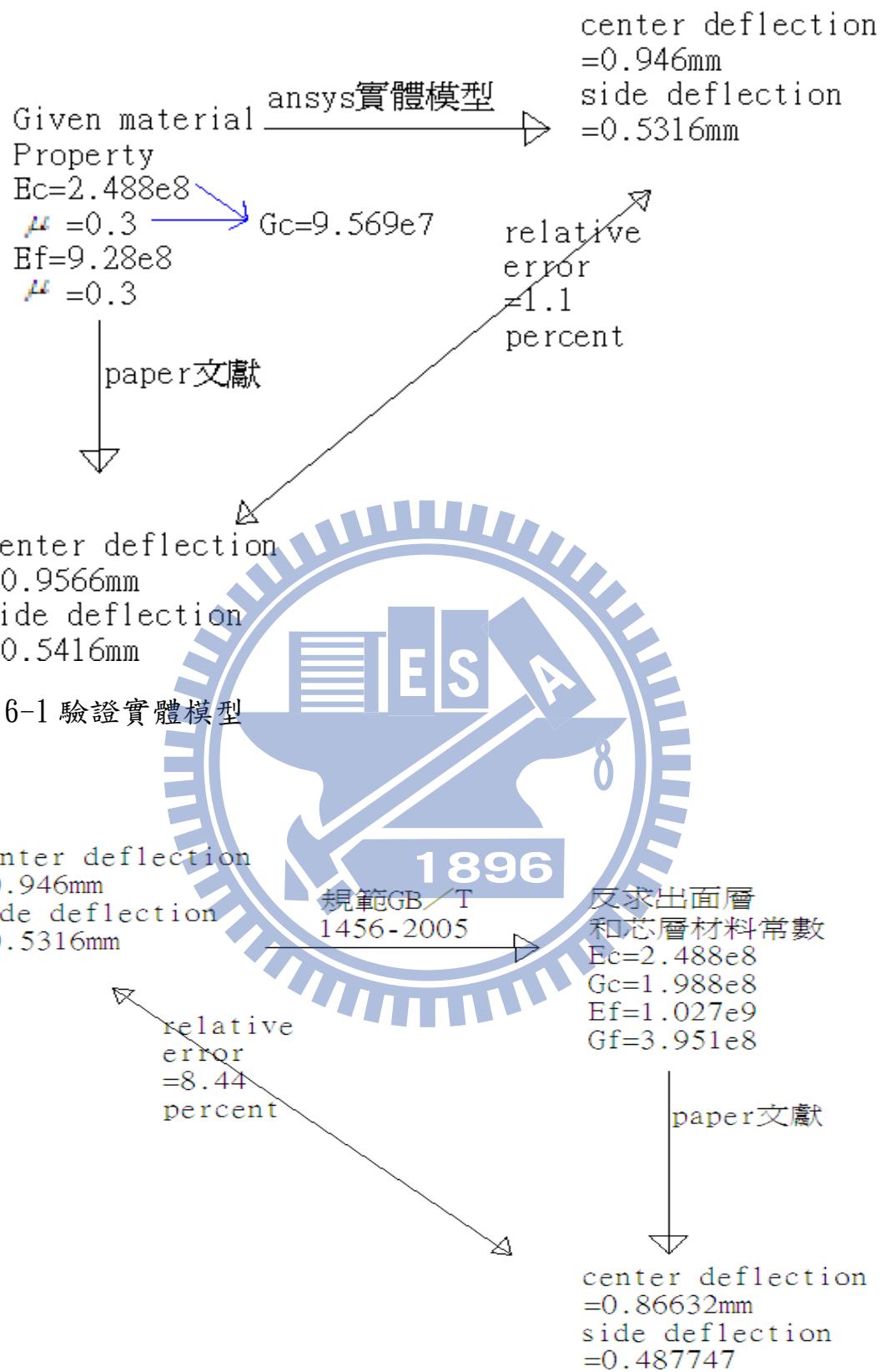


圖 6-1 驗證實體模型

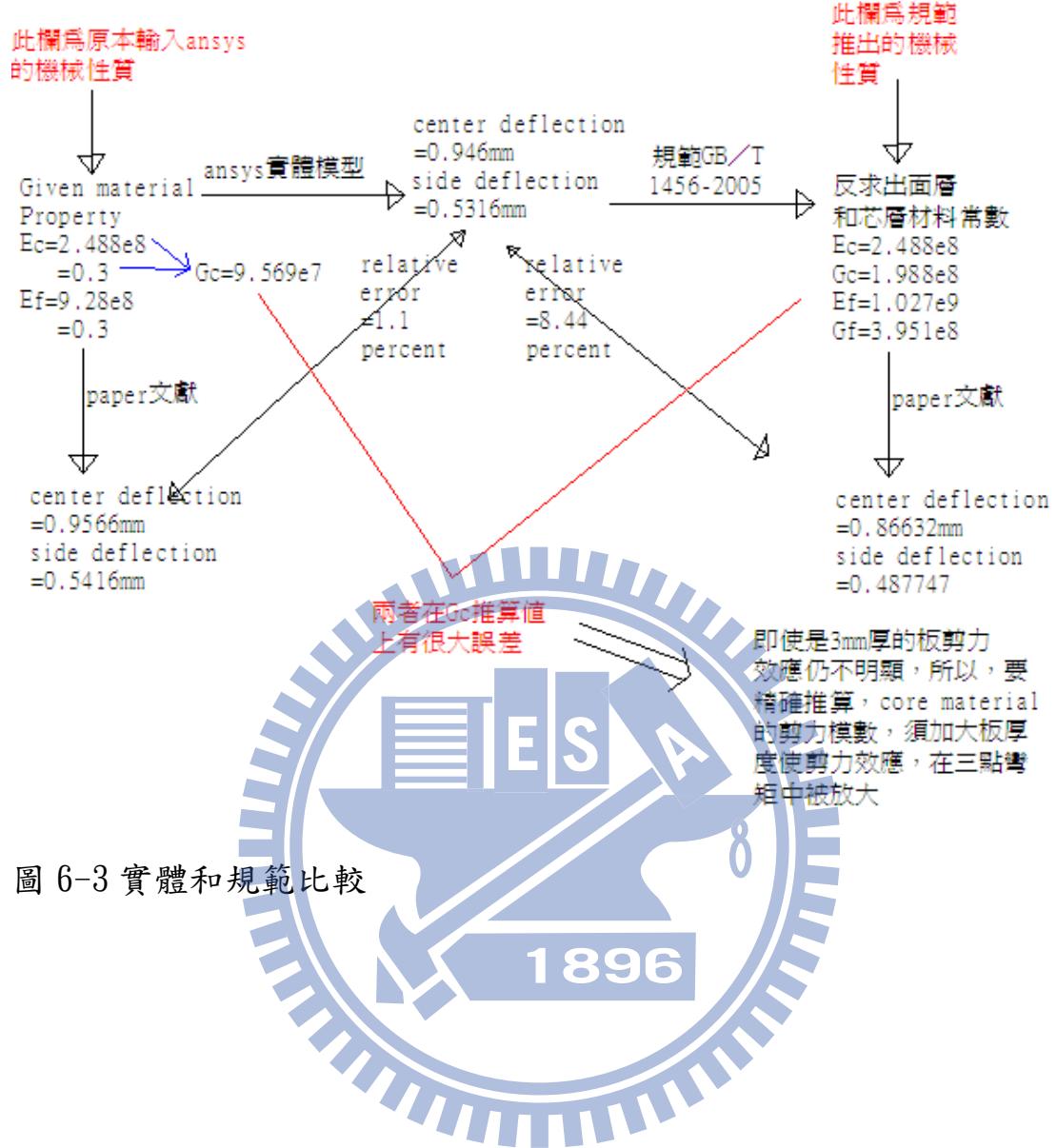
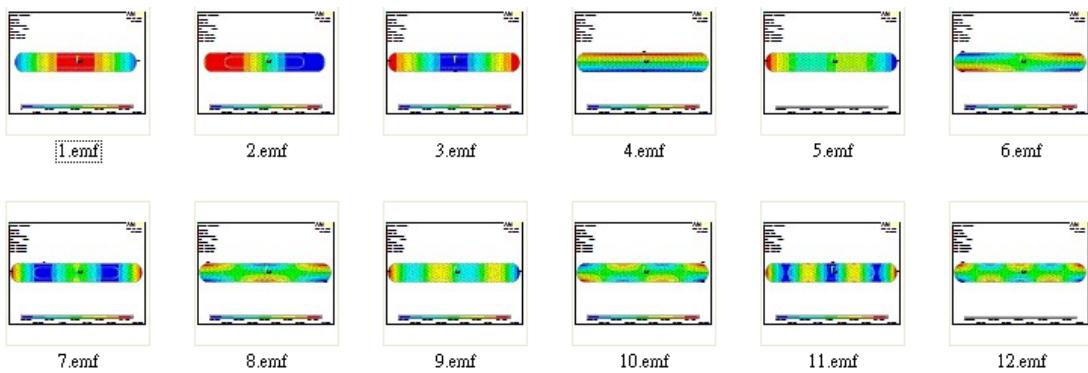
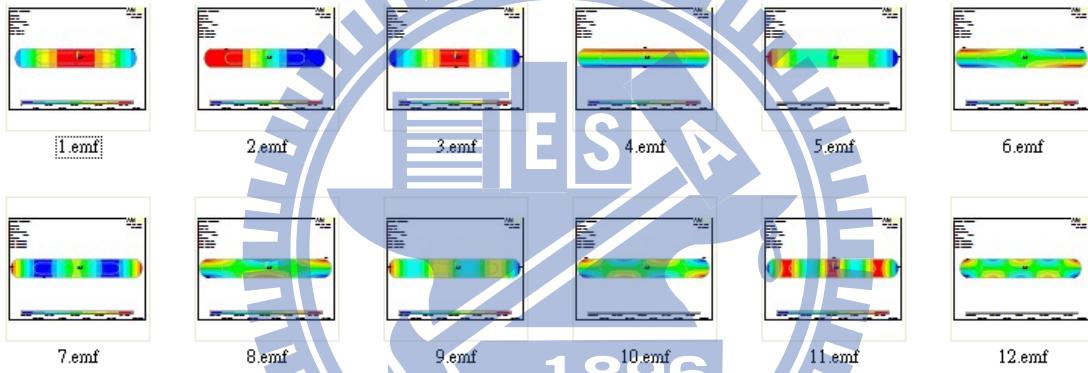


圖 6-3 實體和規範比較

實體模型



三層模型



一層三點彎矩等效

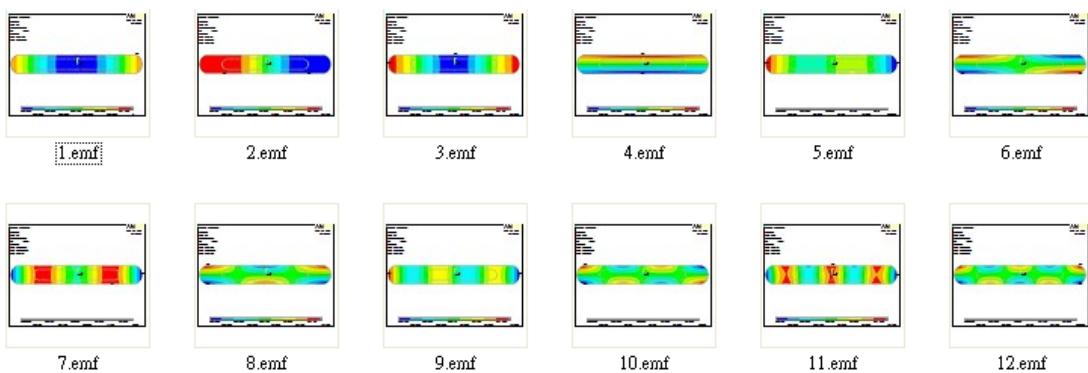
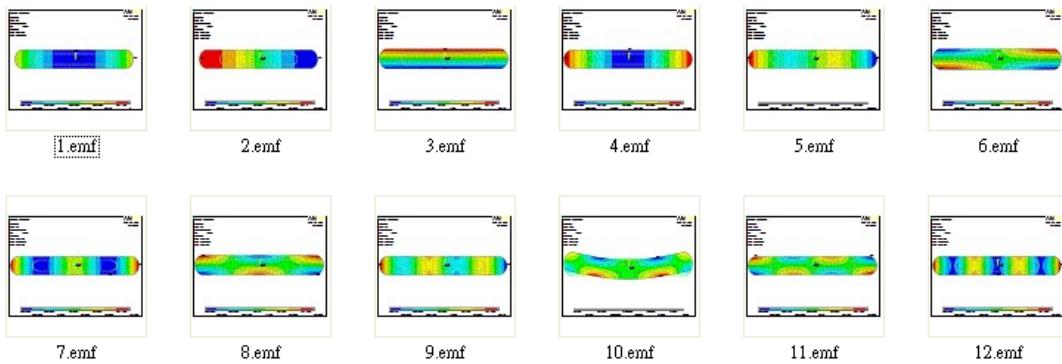
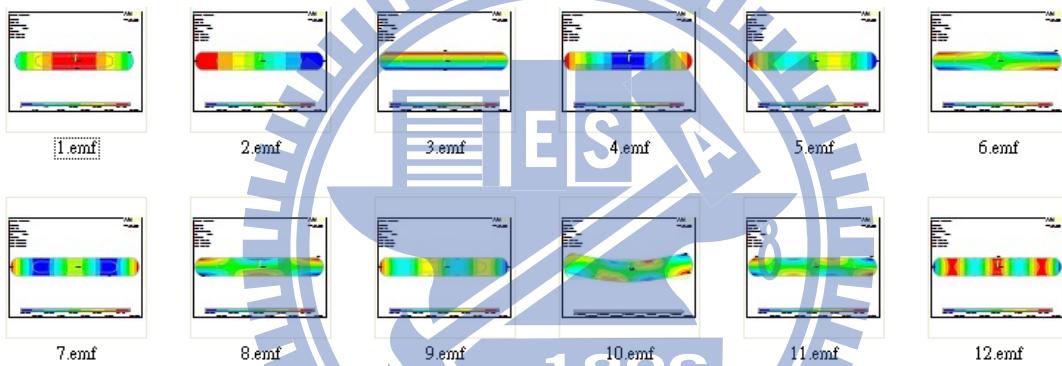


圖 6-4 0.2 毫米揚聲板模態圖

實體模型



三層模型



一層三點彎矩等效

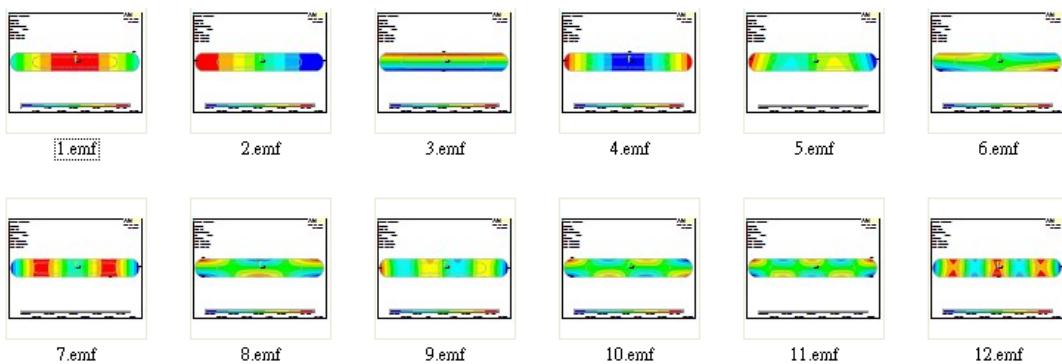
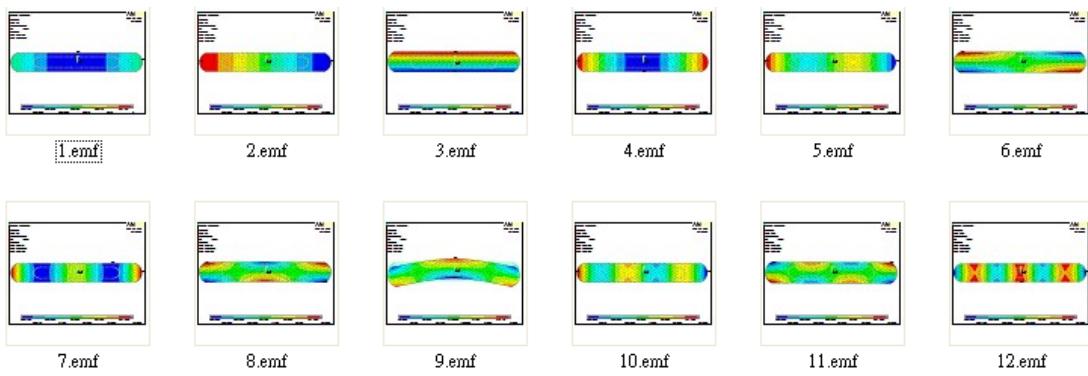
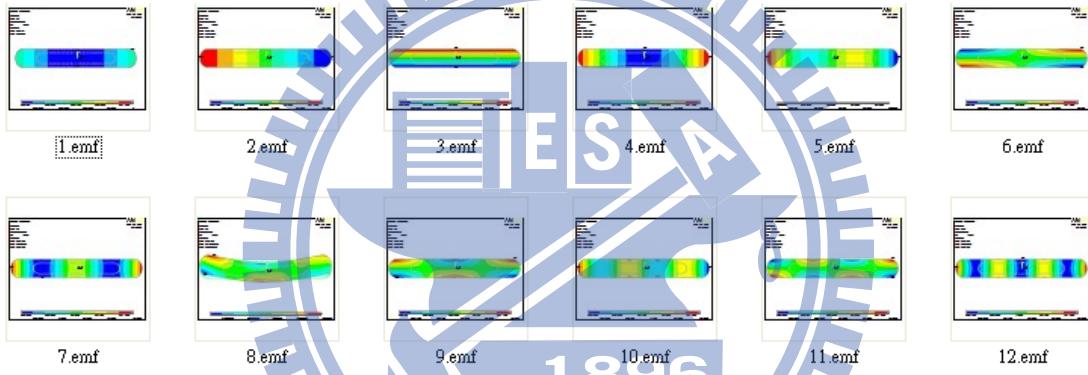


圖 6-5 0.5 毫米揚聲板模態圖

實體模型



三層模型



一層三點彎矩等效

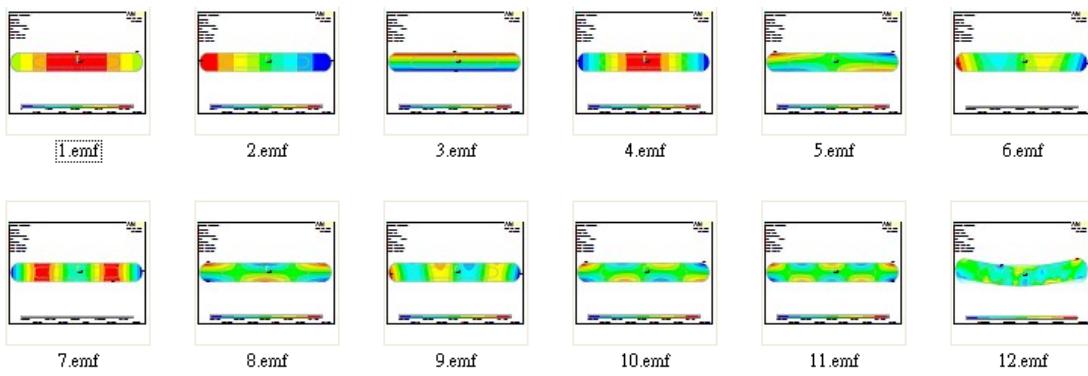
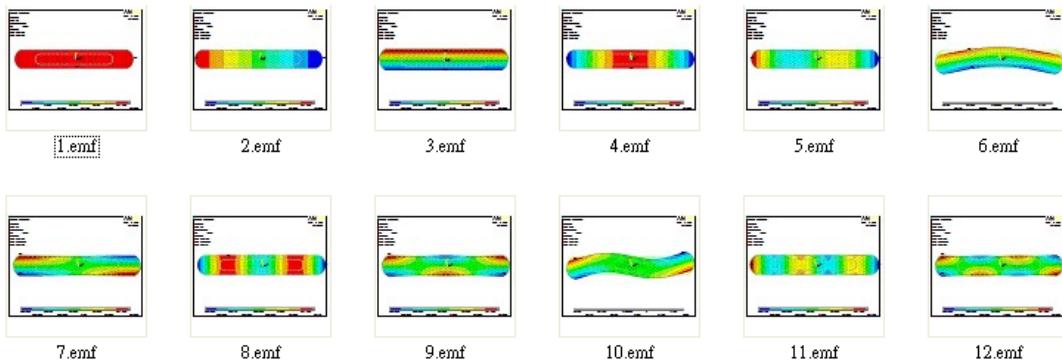
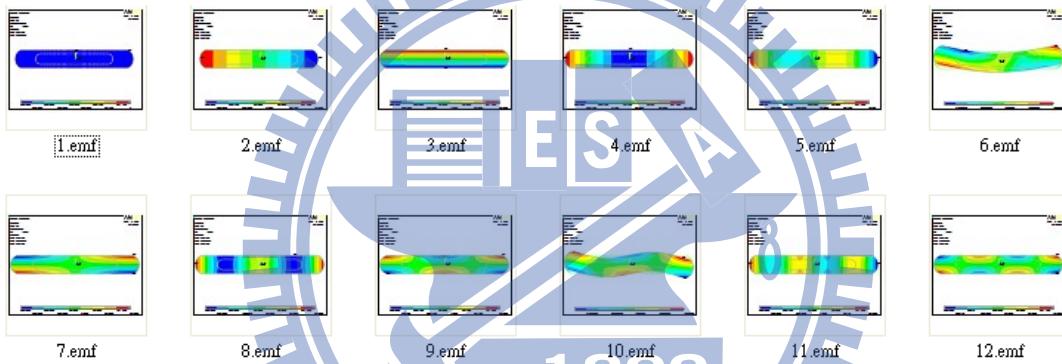


圖 6-6 0.8 毫米揚聲板模態圖

實體模型



三層模型



一層三點彎矩等效

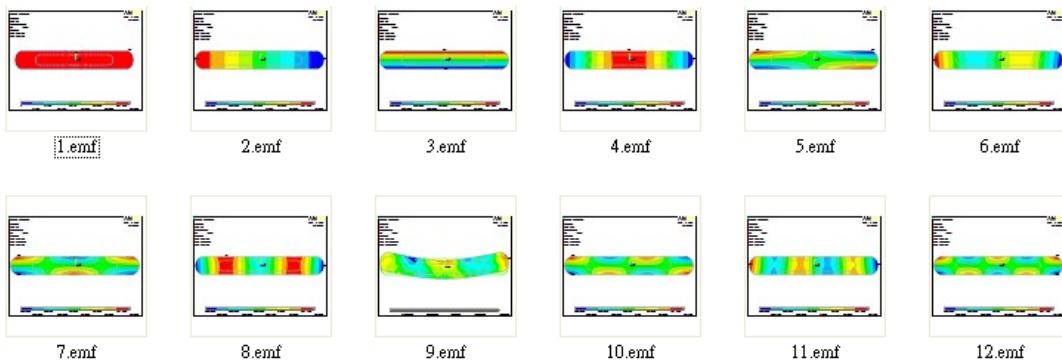
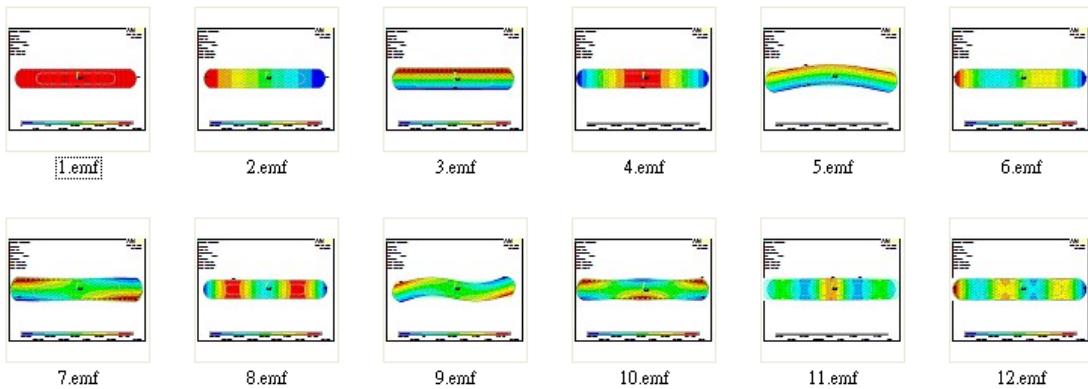
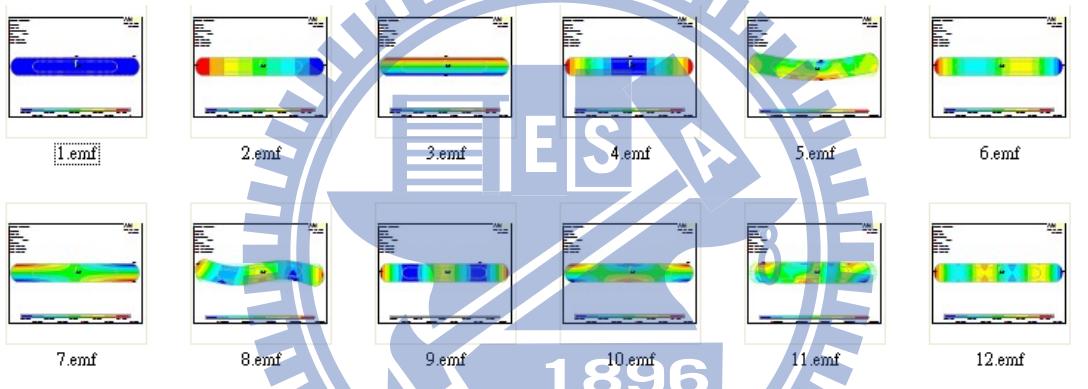


圖 6-7 2 毫米揚聲板模態圖

實體模型



三層模型



一層三點彎矩等效

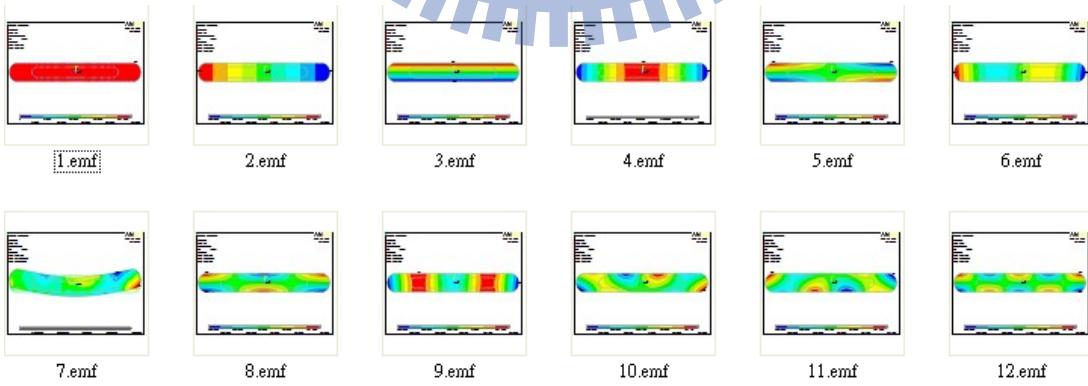
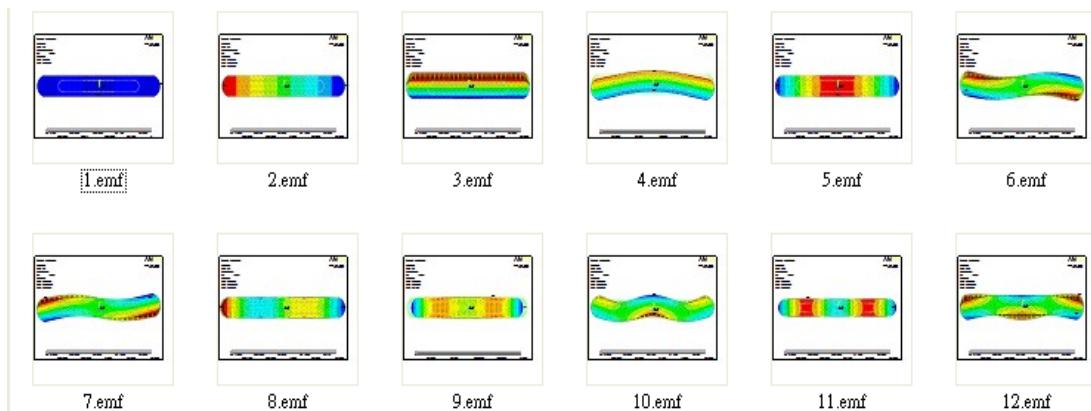
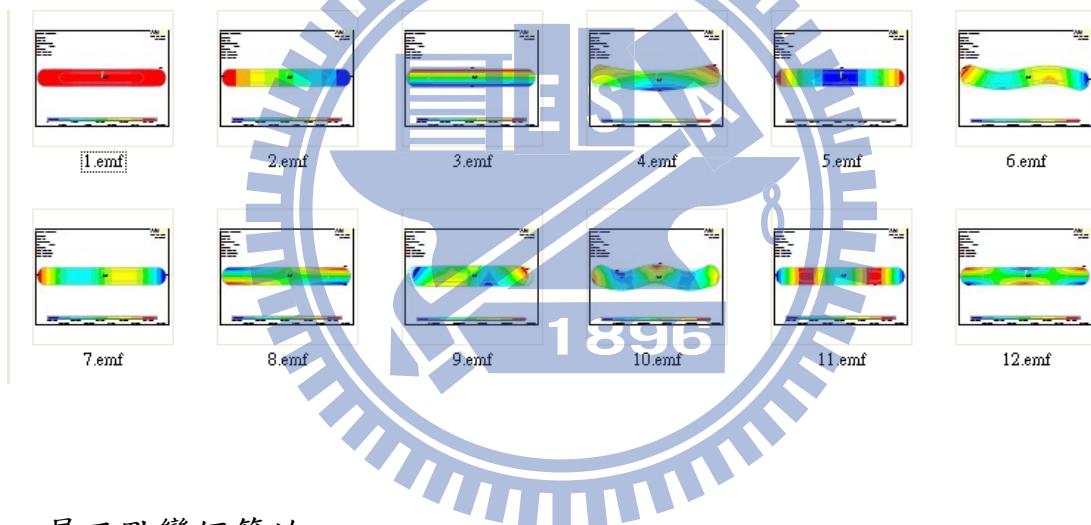


圖 6-8 3 毫米揚聲板模態圖

實體模型



三層模型



一層三點彎矩等效

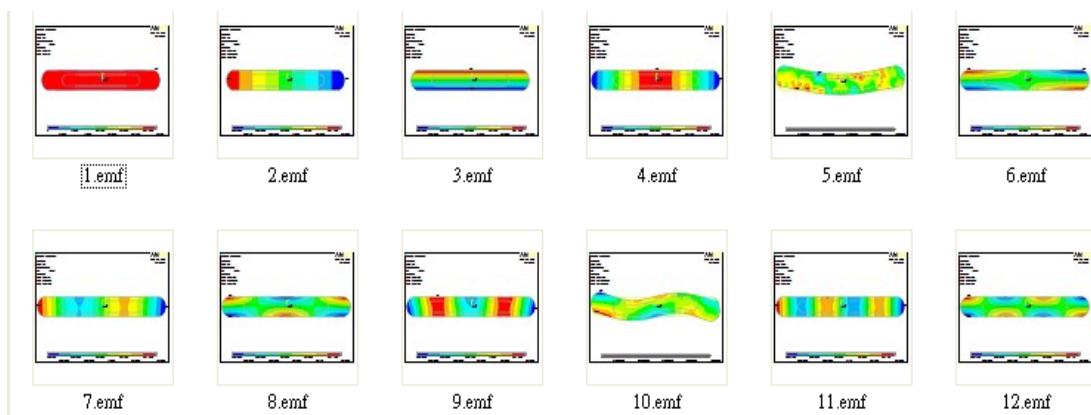


圖 6-9 7 毫米揚聲板模態圖

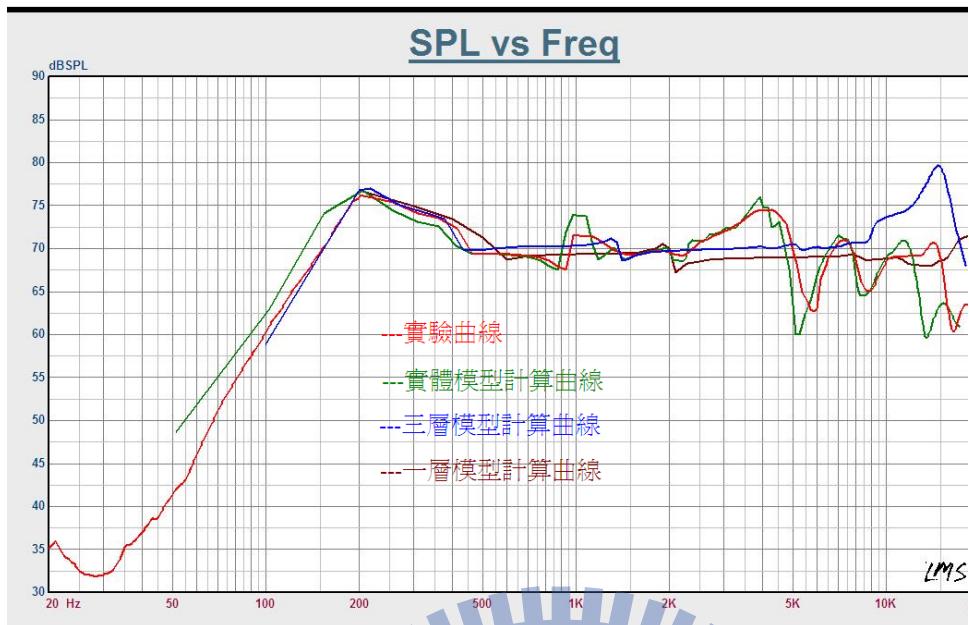


圖 6-10 實驗和模擬聲壓曲線

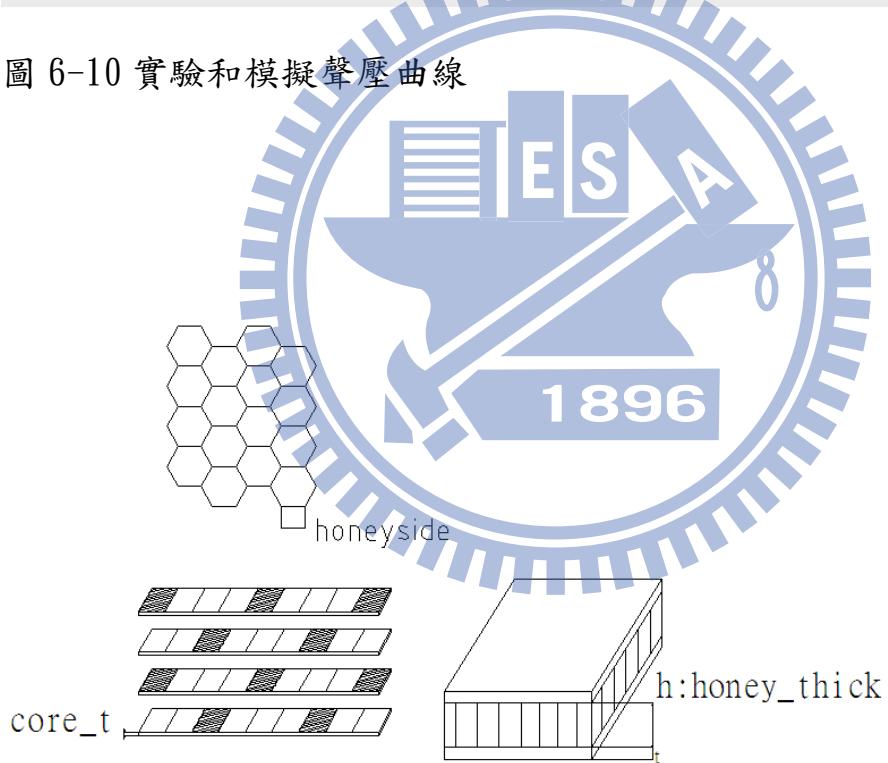


圖 6-11 三明治板參數圖



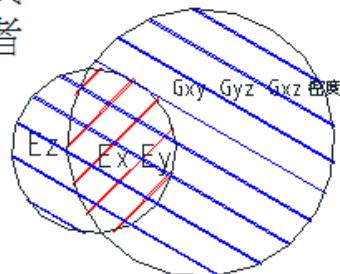
圖 6-12 由模擬討論設計參數對聲壓的影響



圖 6-13 參數對等效性質的影響

同樣造成高頻音谷後移因素

變數群一中造成高頻音谷後移者
例如Ef
對應變數群二為Ex Ey Ez



變數群一中造成高頻音谷後移者
例如面板厚
對應變數群二為
Gxy Gyz Gxz 密度

變數群一中造成fo變低者
例如 core_t
對應變數群二為
Gyz Gxz Ez 密度



變數群一中造成fo變高者
例如Ef
對應變數群二為Ex Ey Ez



交集為極不可能
造成fo規律
變化的因素
(變數群二)

圖 6-14 討論方法

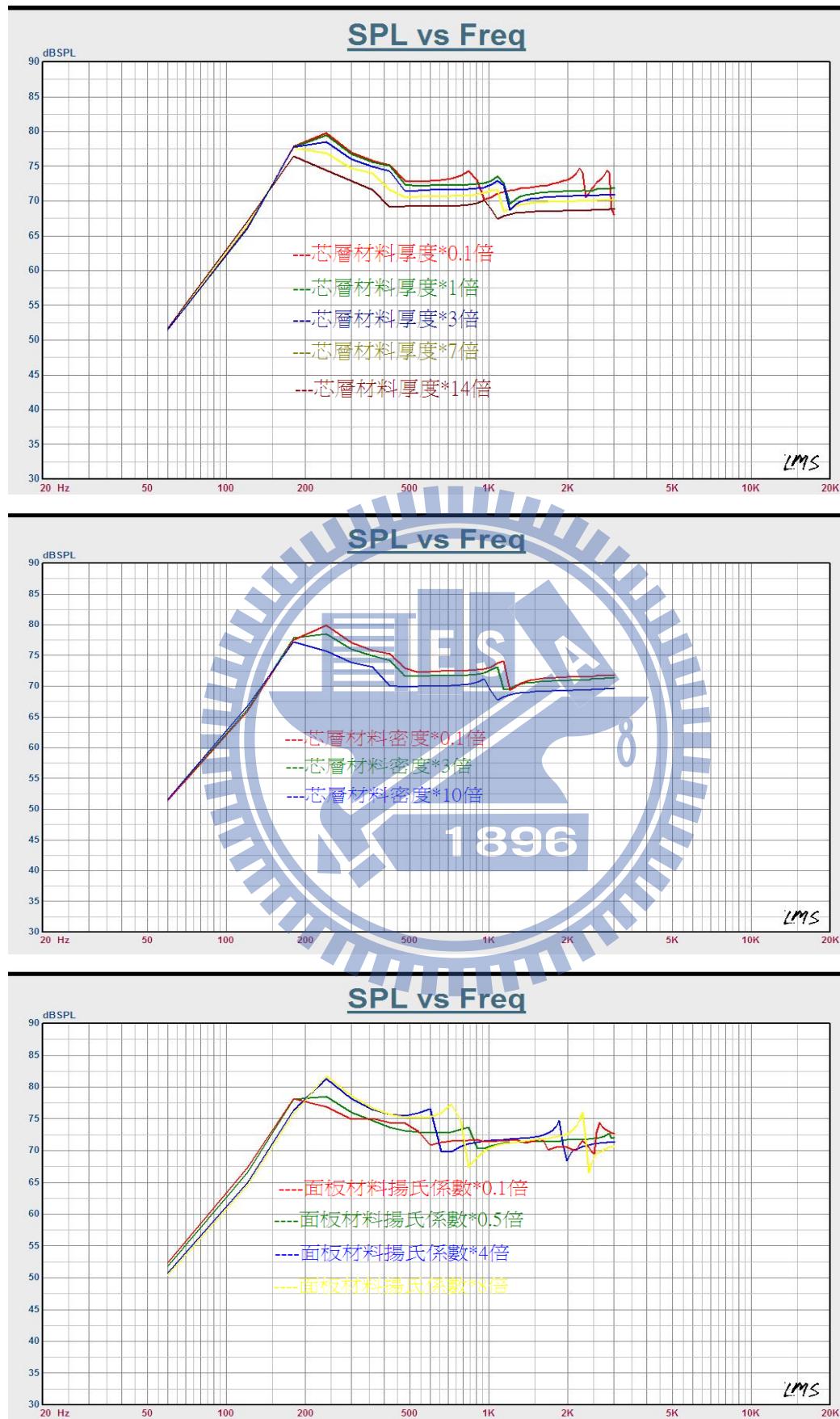


圖 6-15 設計參數對低頻聲壓曲線的影響

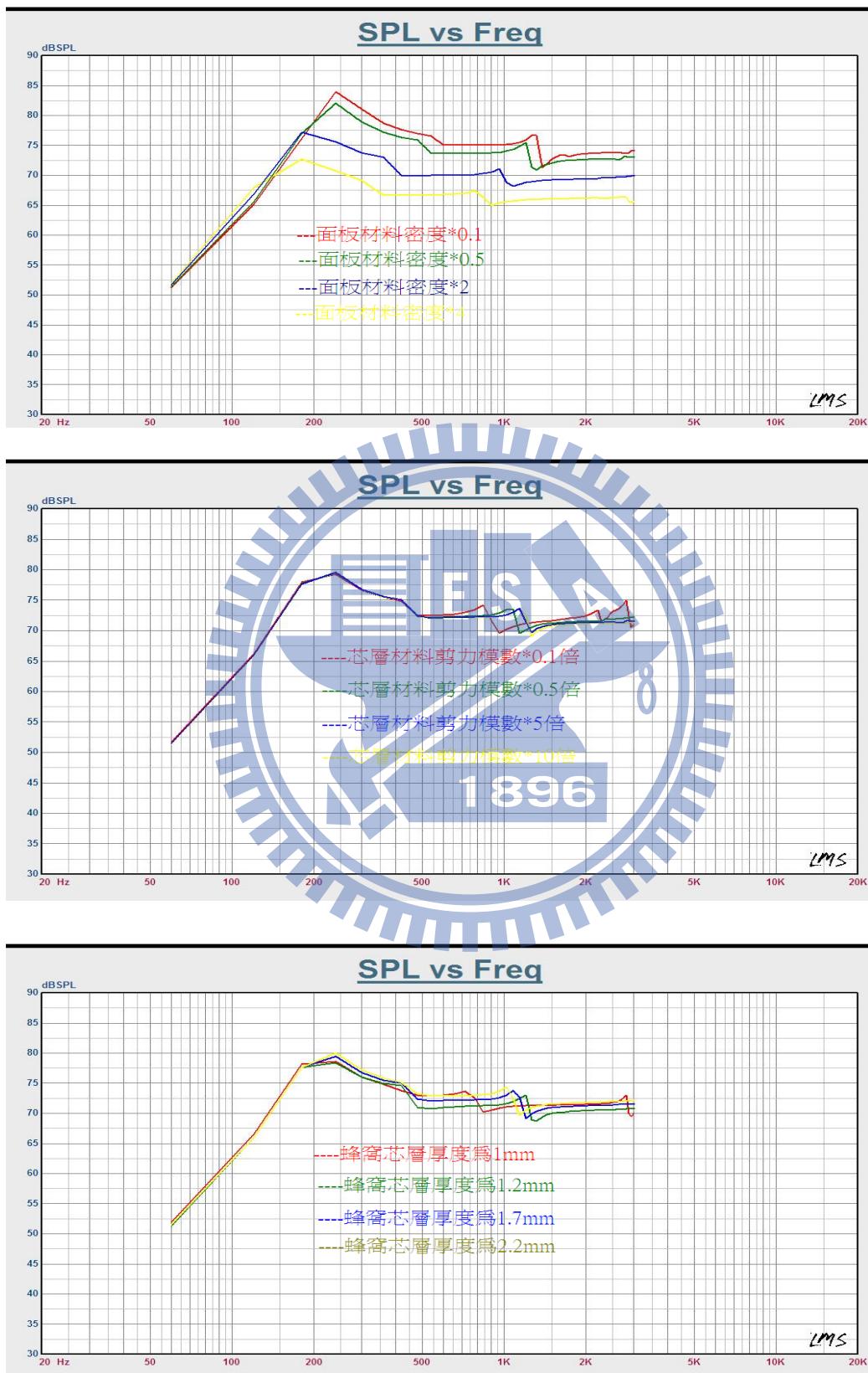


圖 6-15 設計參數對低頻聲壓曲線的影響(續)

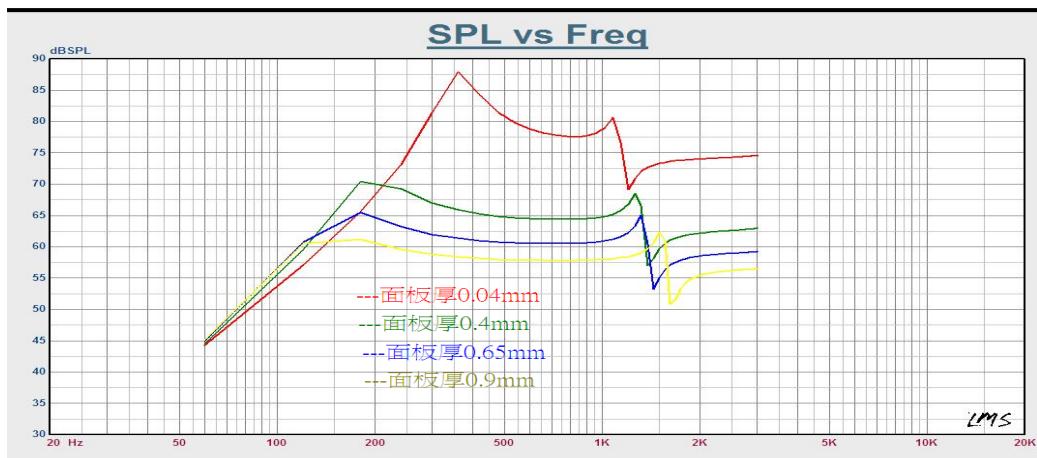


圖 6-15 設計參數對低頻聲壓曲線的影響(續)

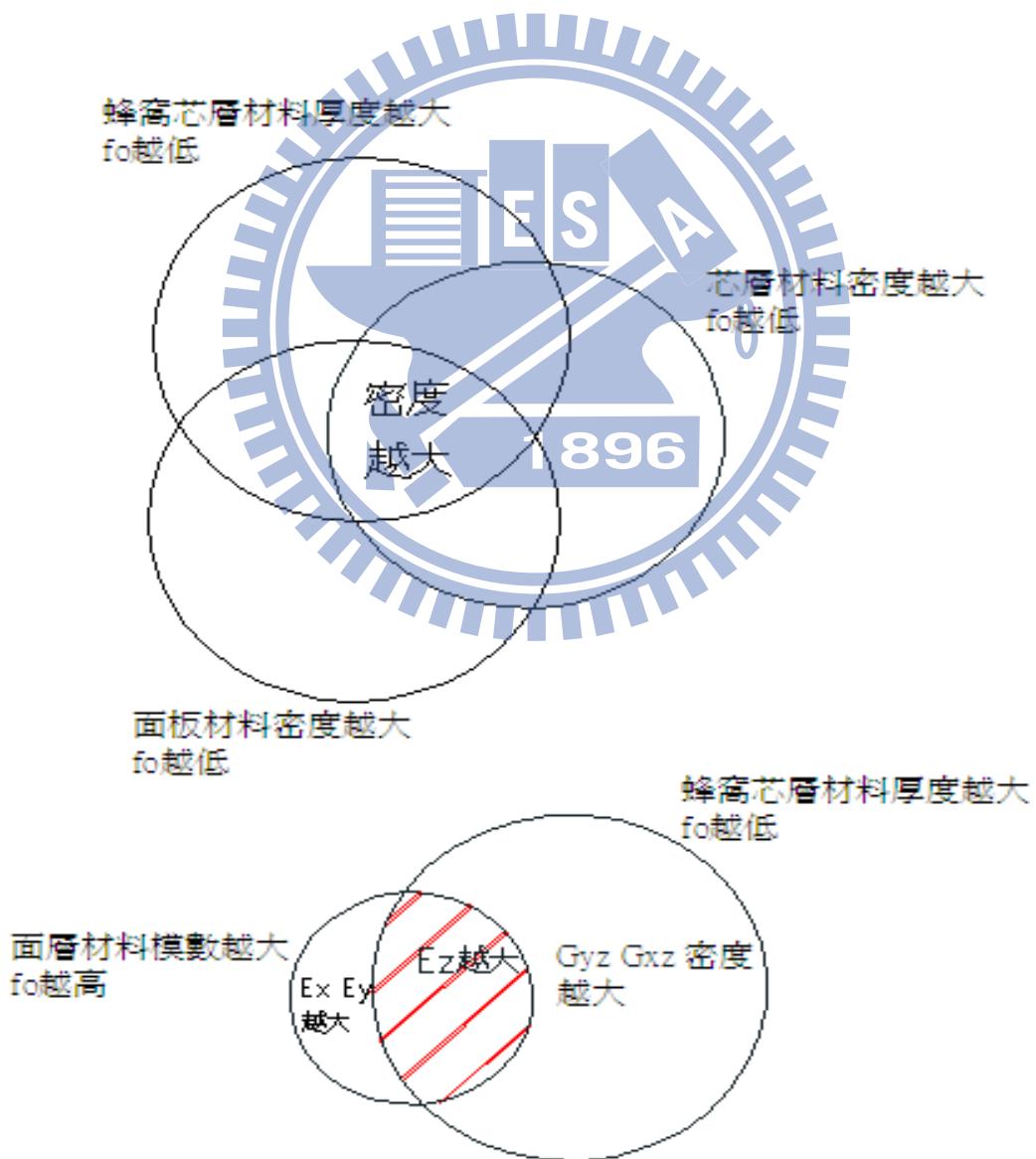


圖 6-16 影響第一共振頻率參數

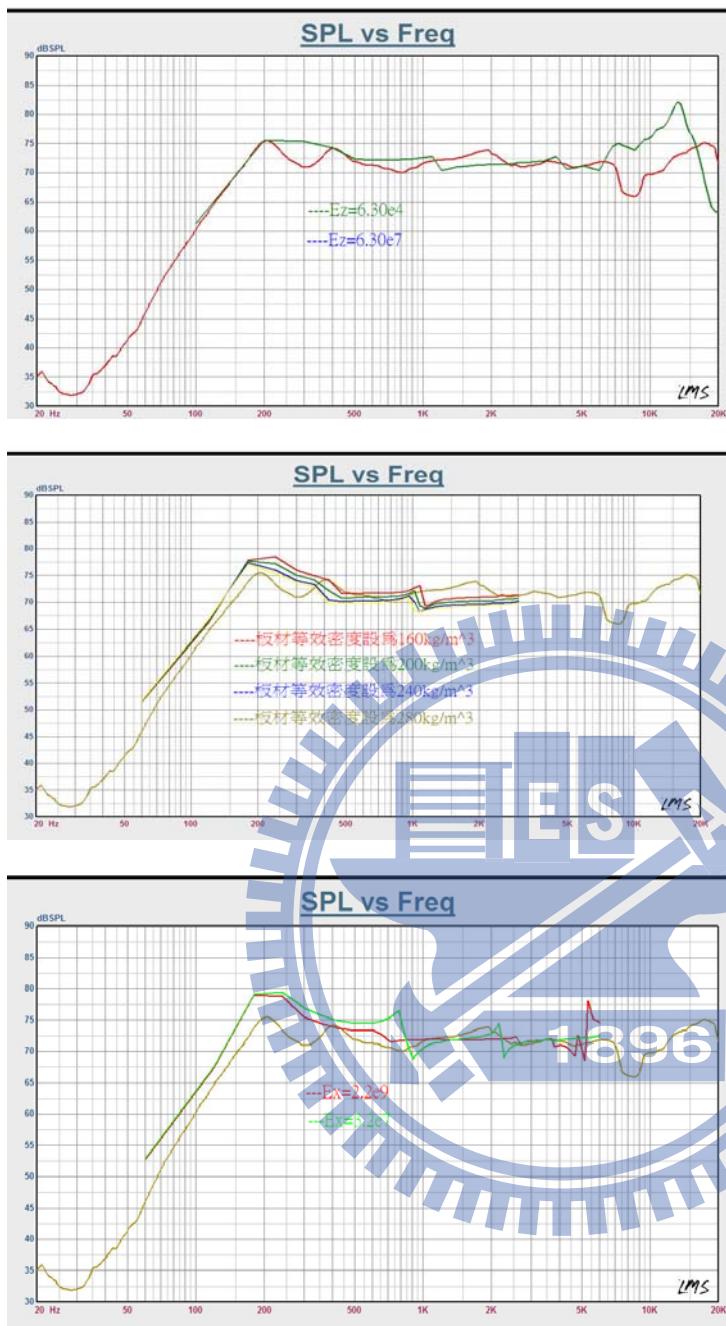


圖 6-17 等效性質對低頻聲壓曲線的影響

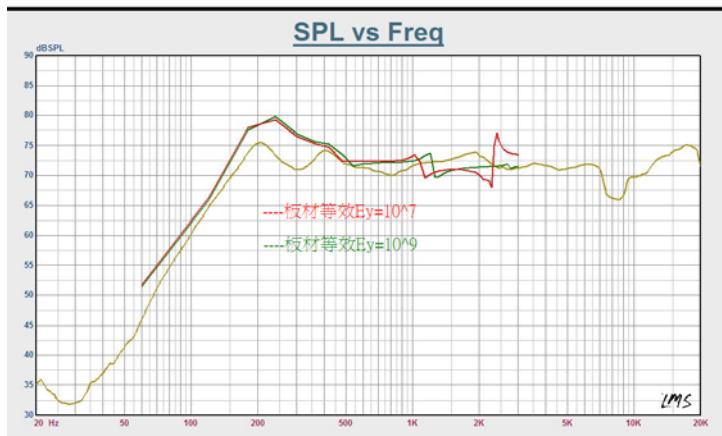


圖 6-17 等效性質對低頻聲壓曲線的影響(續)

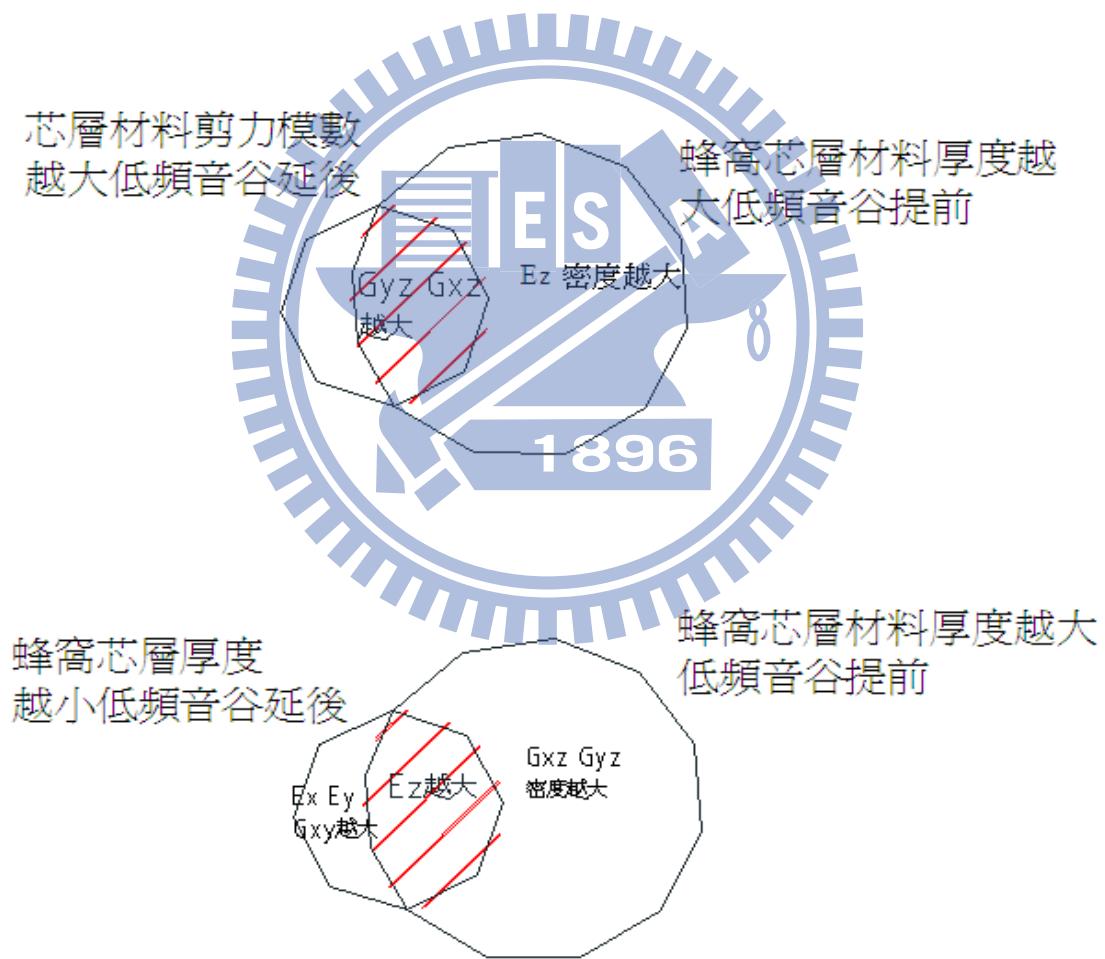


圖 6-18 不使低頻音谷延後的參數



圖 6-19 板等效剪力模數對低頻聲壓的影響

造成低頻音谷提前因素

蜂窩芯層材料厚度越大
低頻音谷提前

芯層材料密度越大
低頻音谷提前

密度越大

面板材料密度越大
低頻音谷提前

圖 6-20 使低頻音谷提前的參數

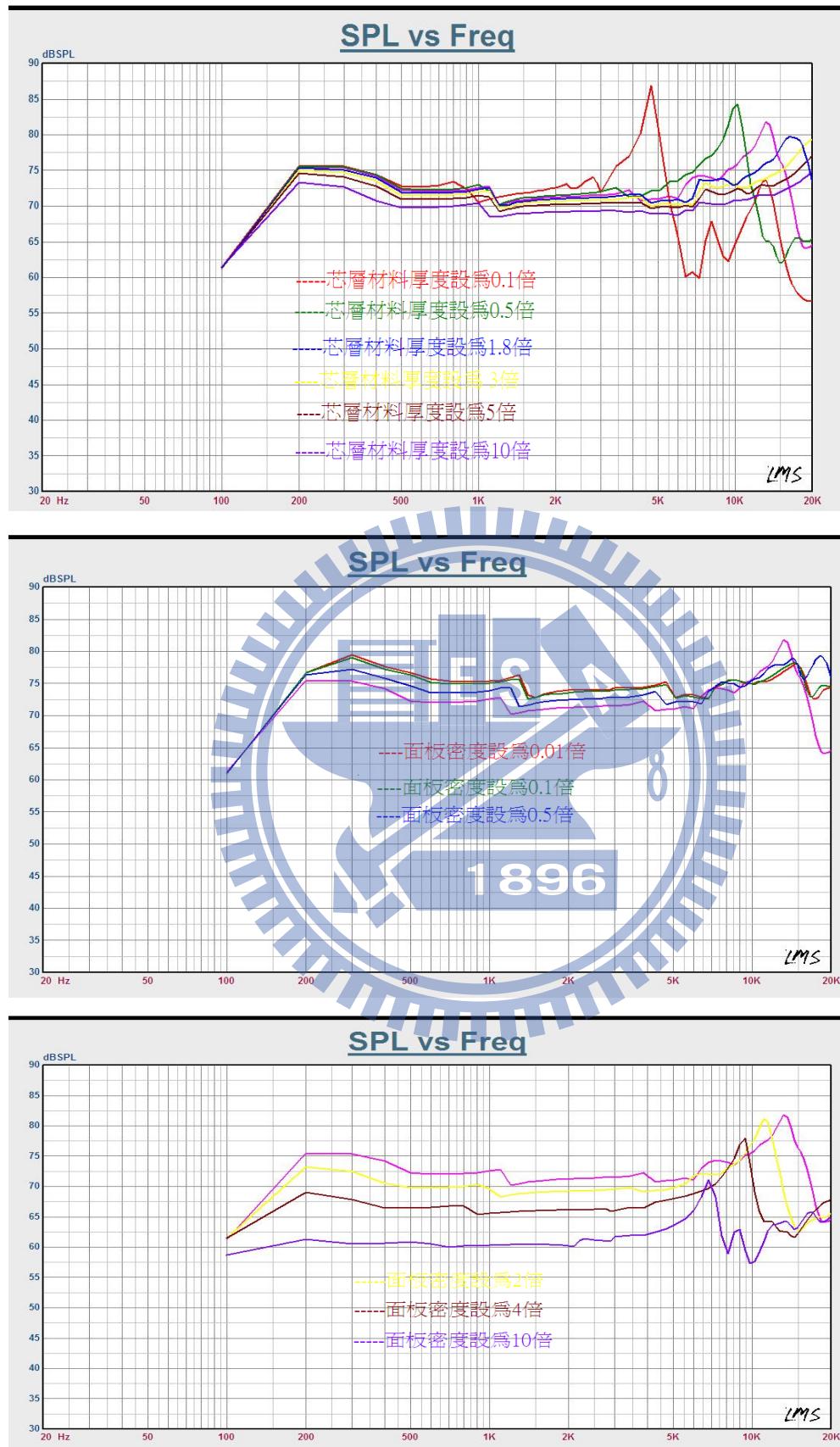


圖 6-21 設計參數對中高頻聲壓影響

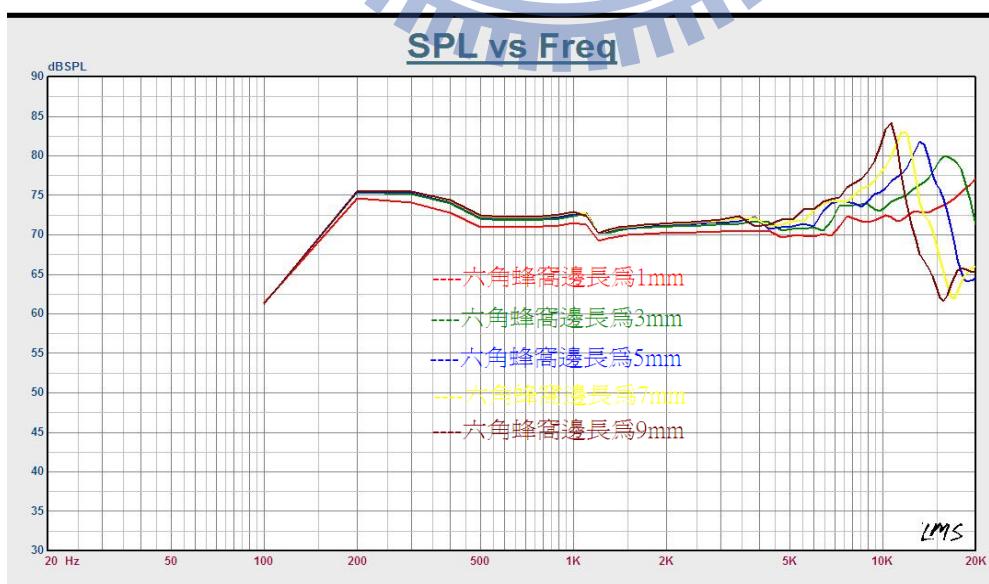
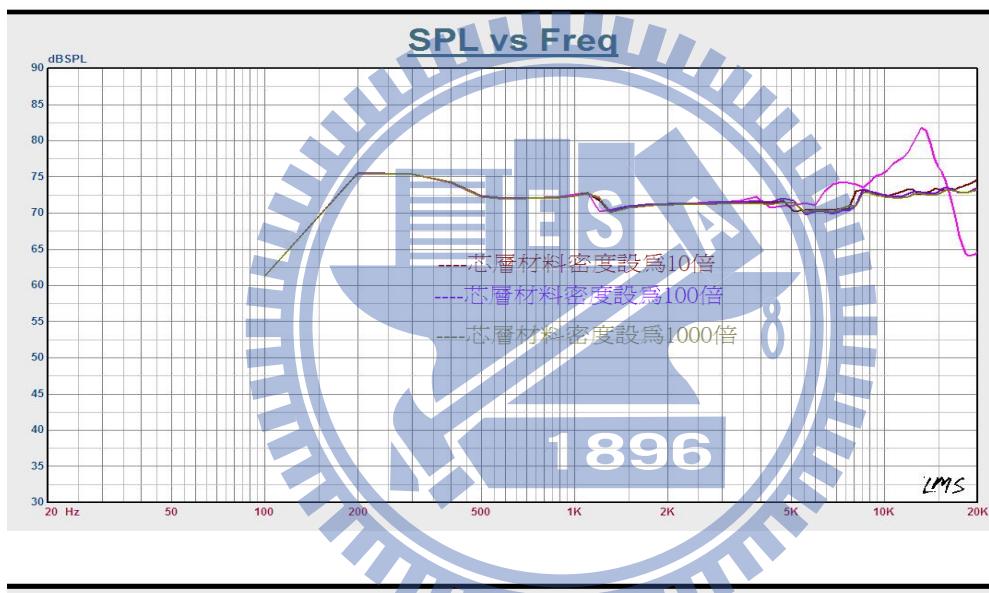
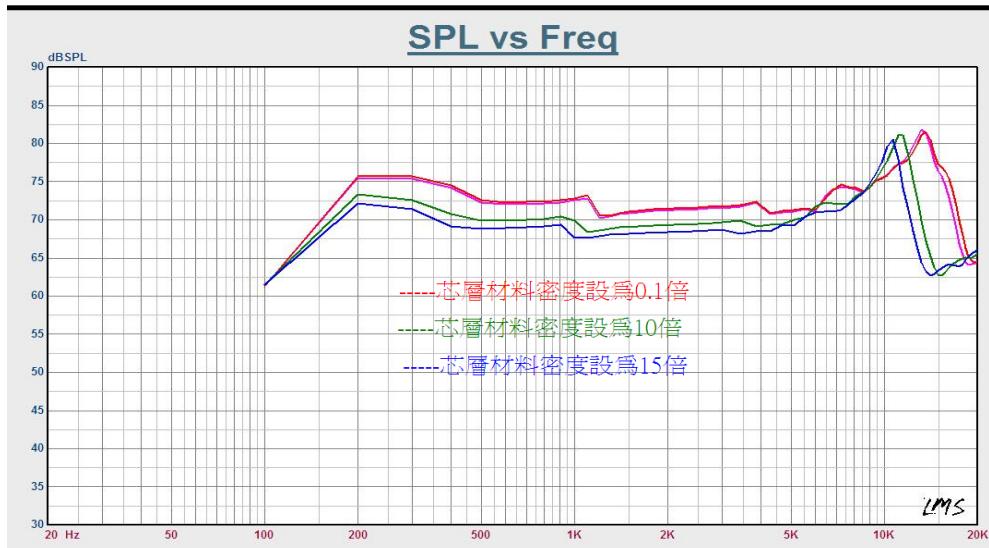


圖 6-21 設計參數對中高頻聲壓影響(續)

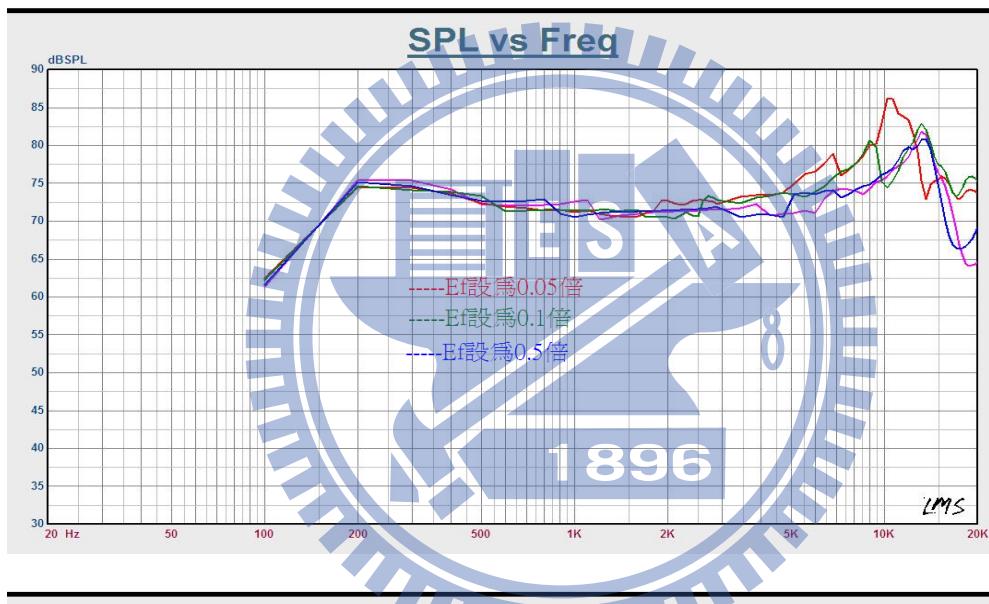
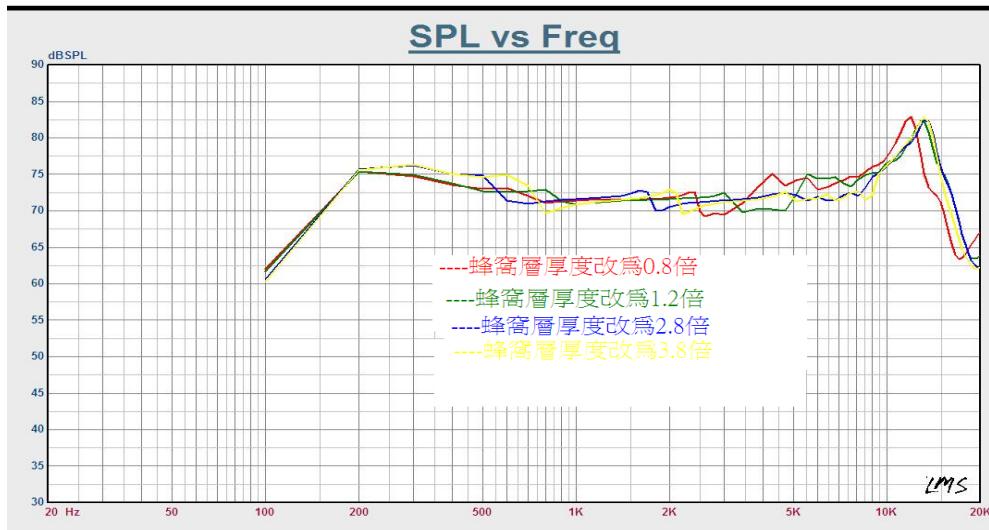


圖 6-21 設計參數對中高頻聲壓影響(續)

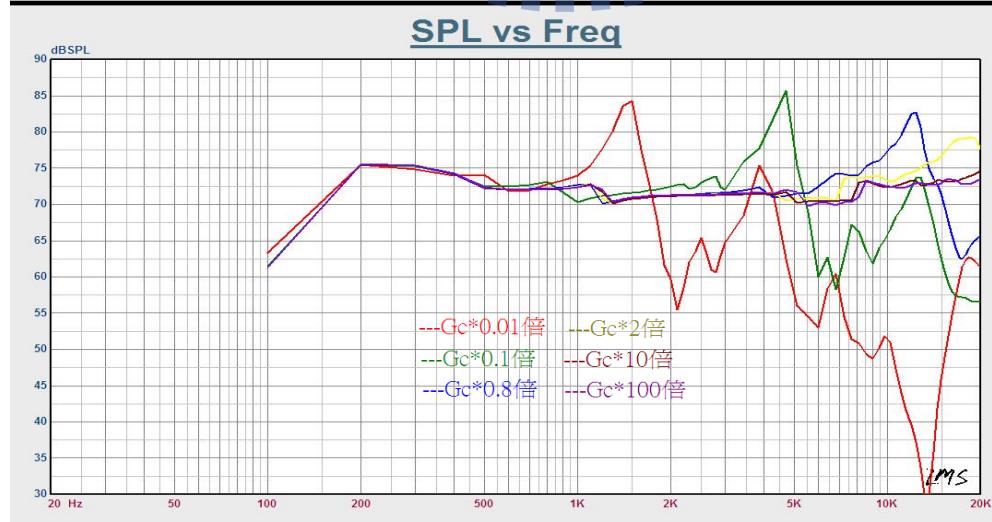
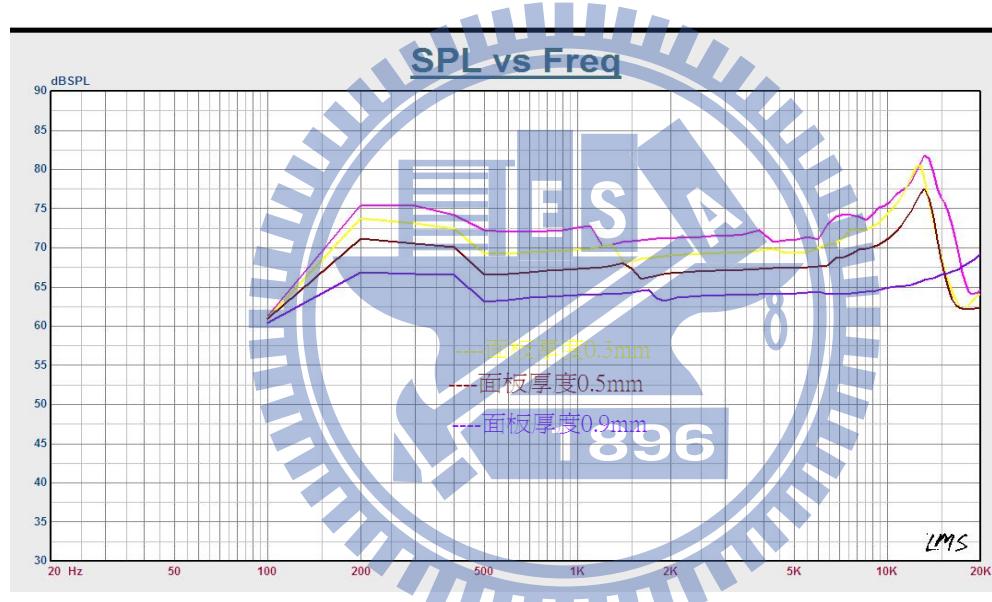
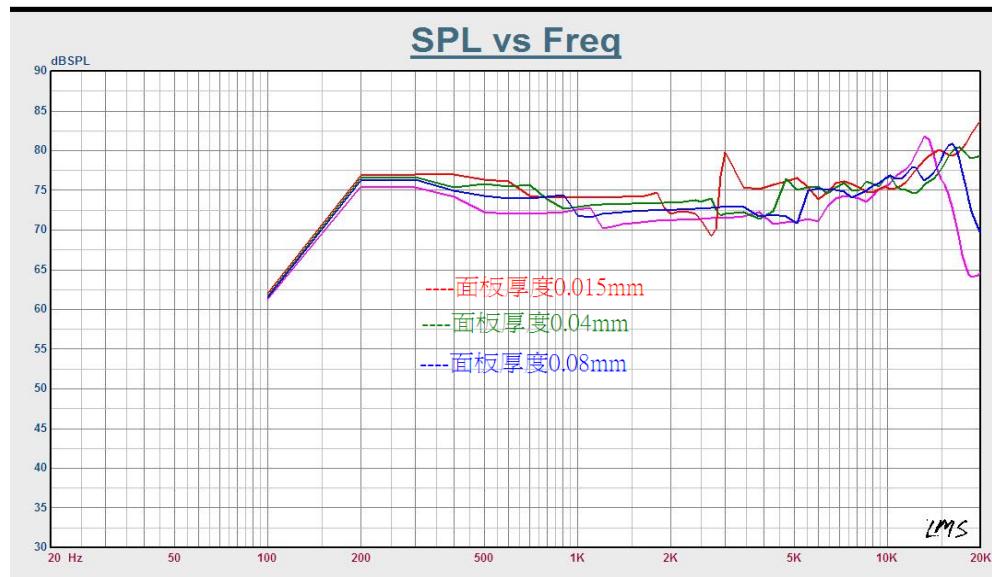


圖 6-21 設計參數對中高頻聲壓影響(續)

造成中頻音谷延後因素

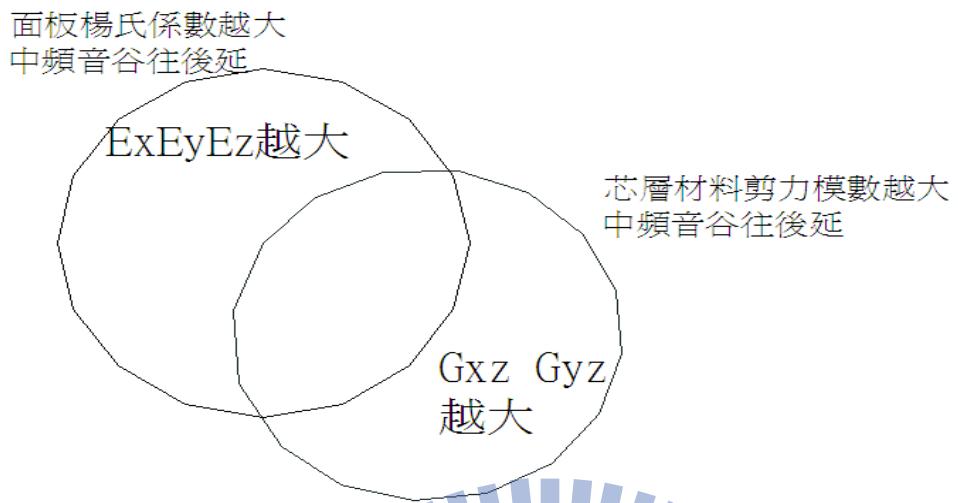


圖 6-22 使中央頻段音谷延後的參數

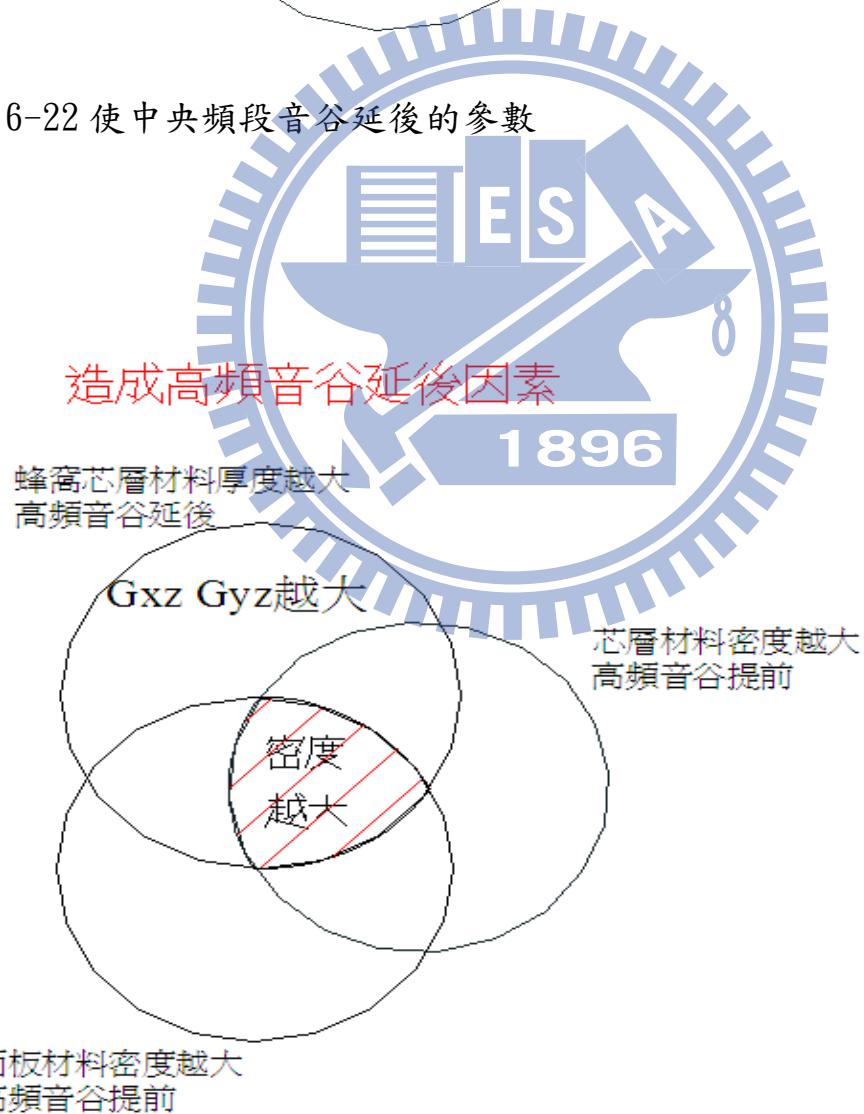
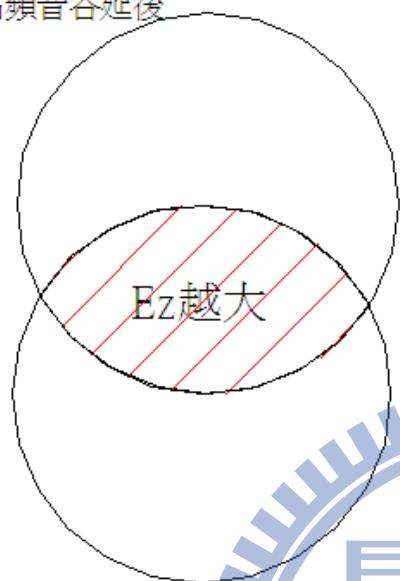


圖 6-23 不使高頻段音谷延後的參數

造成高頻音谷延後因素

蜂窩芯層材料厚度越大

高頻音谷延後



蜂窩芯層厚度變小
高頻音谷提前

圖 6-24 不使高頻段音谷延後的參數二

1896

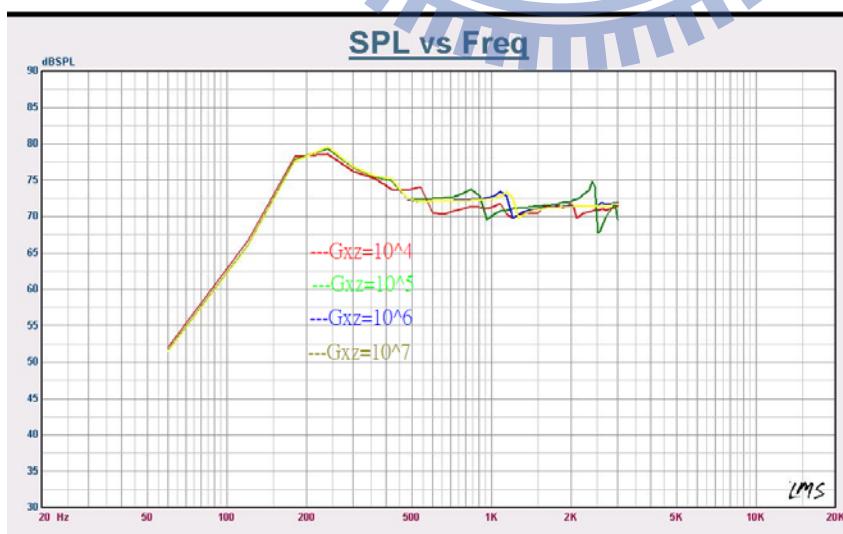


圖 6-25 等效性質影響中頻段聲壓曲線

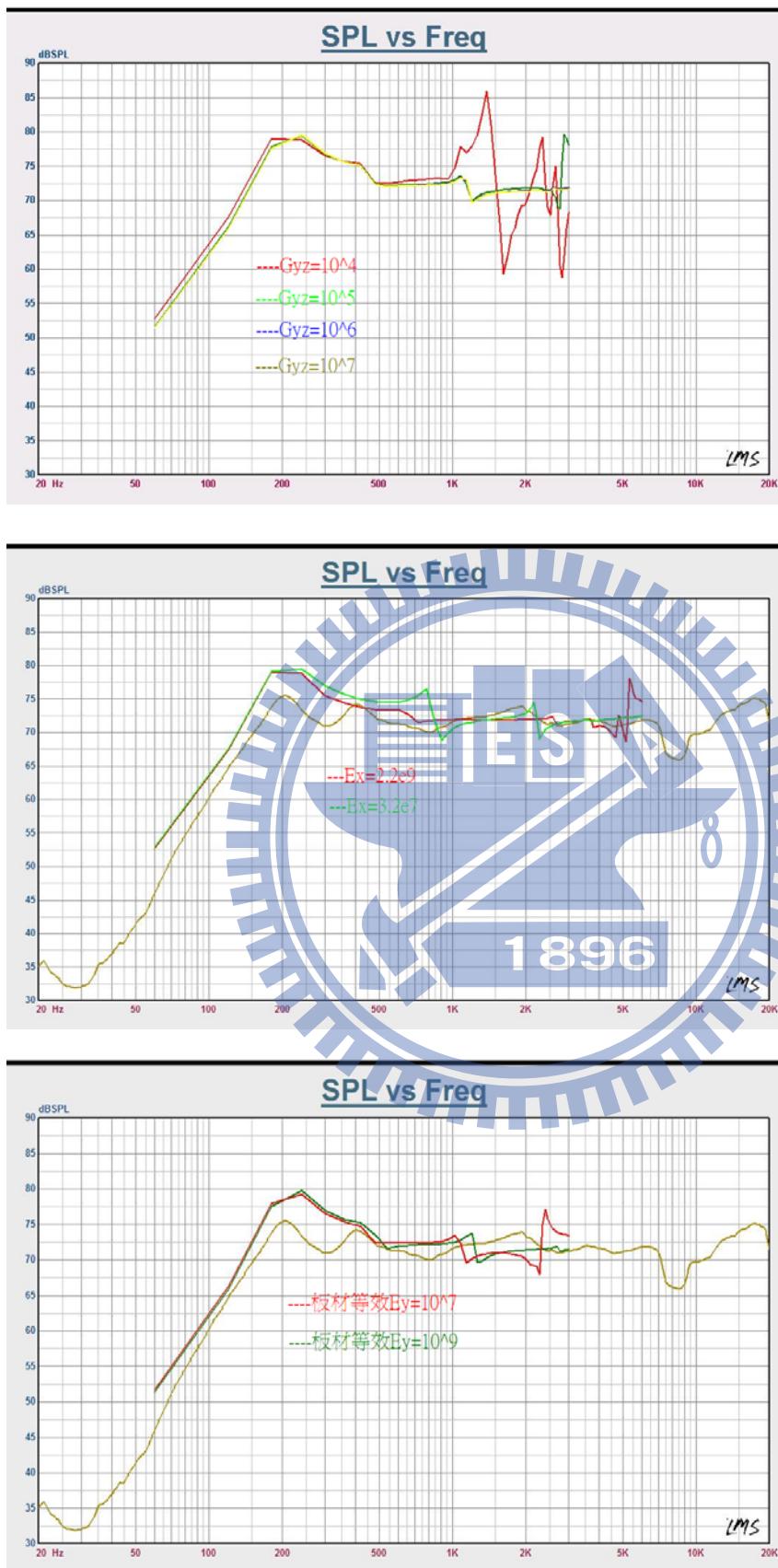


圖 6-25 等效性質影響中頻段聲壓曲線(續)

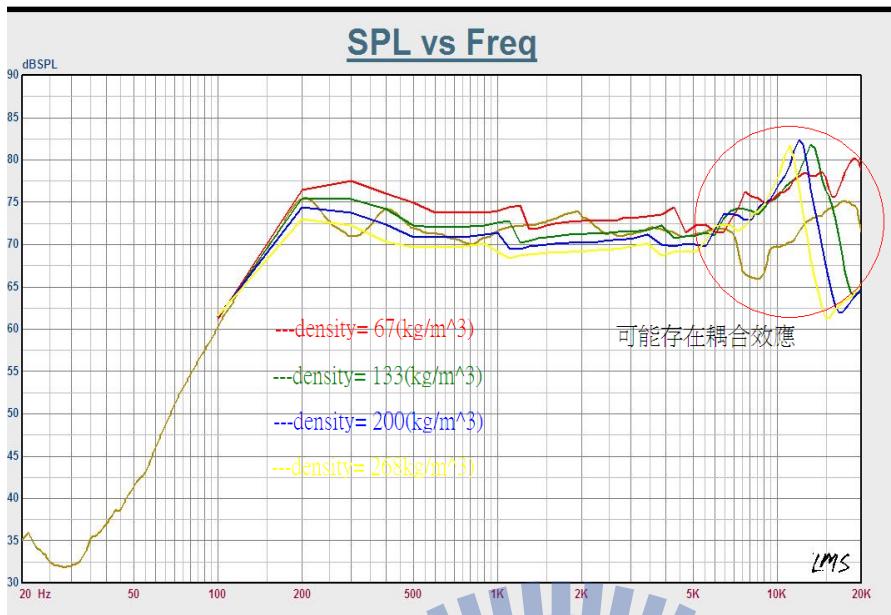


圖 6-26 等效密度影響高頻聲壓曲線

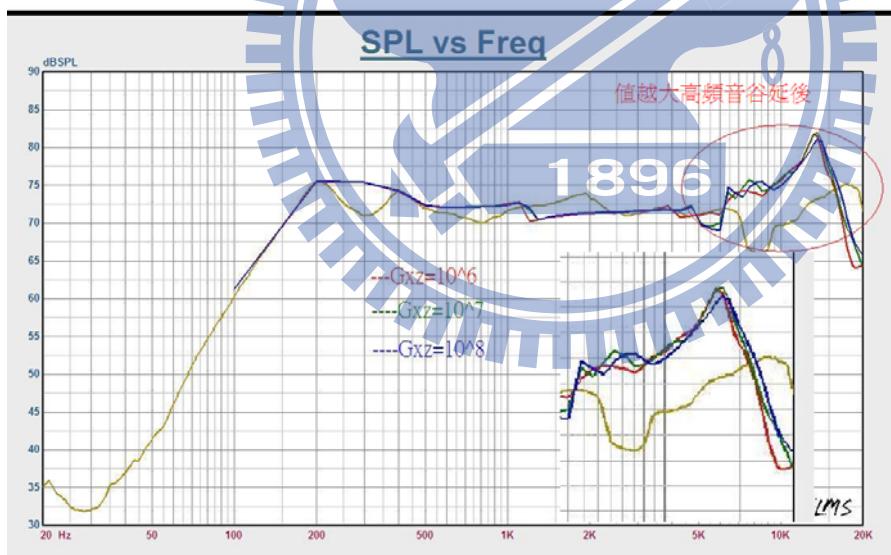


圖 6-27 等效 Gxz Gyz 影響高頻聲壓曲線

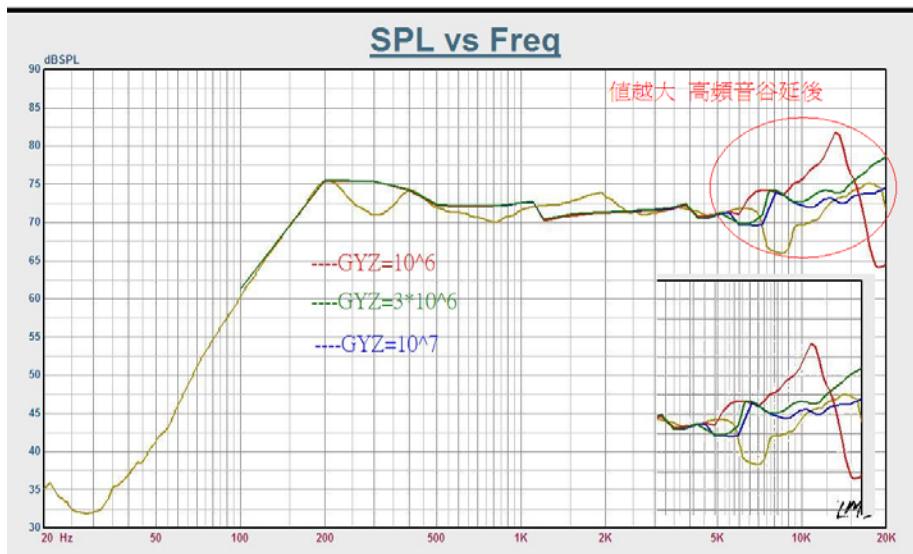


圖 6-27 等效 G_{xz} G_{yz} 影響高頻聲壓曲線(續)

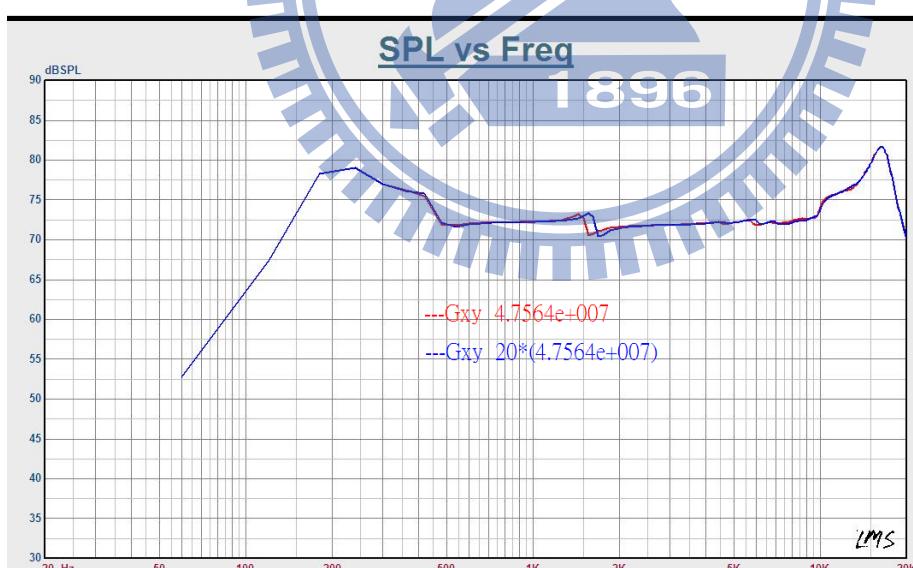


圖 6-28 等效性質中影響聲壓的次要因素

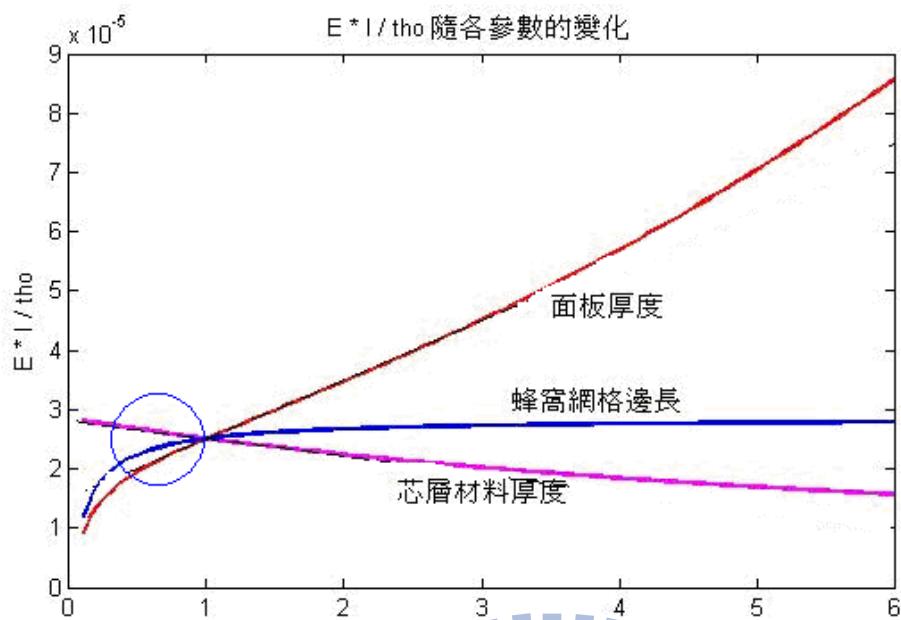


圖 6-29 板材單位密度抗彎強度隨設計參數變化

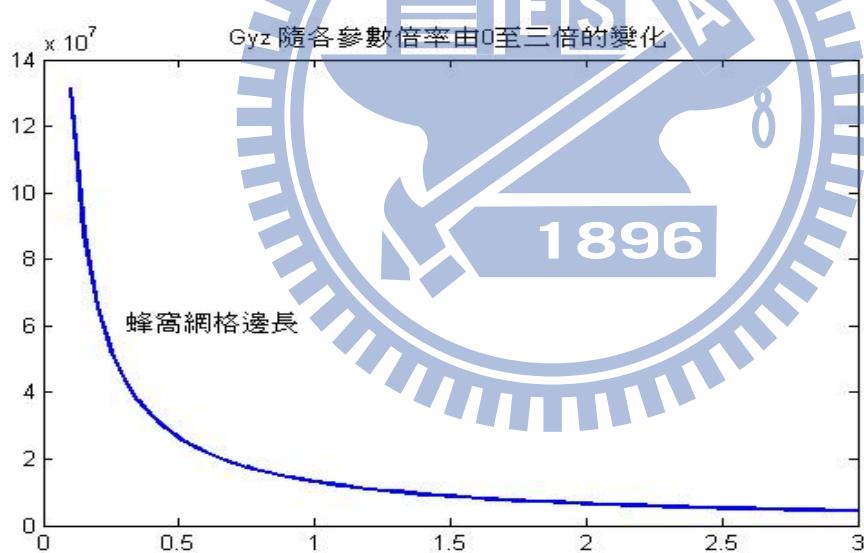


圖 6-30 板材等效 G_{yz} 隨蜂窩網格邊長變化

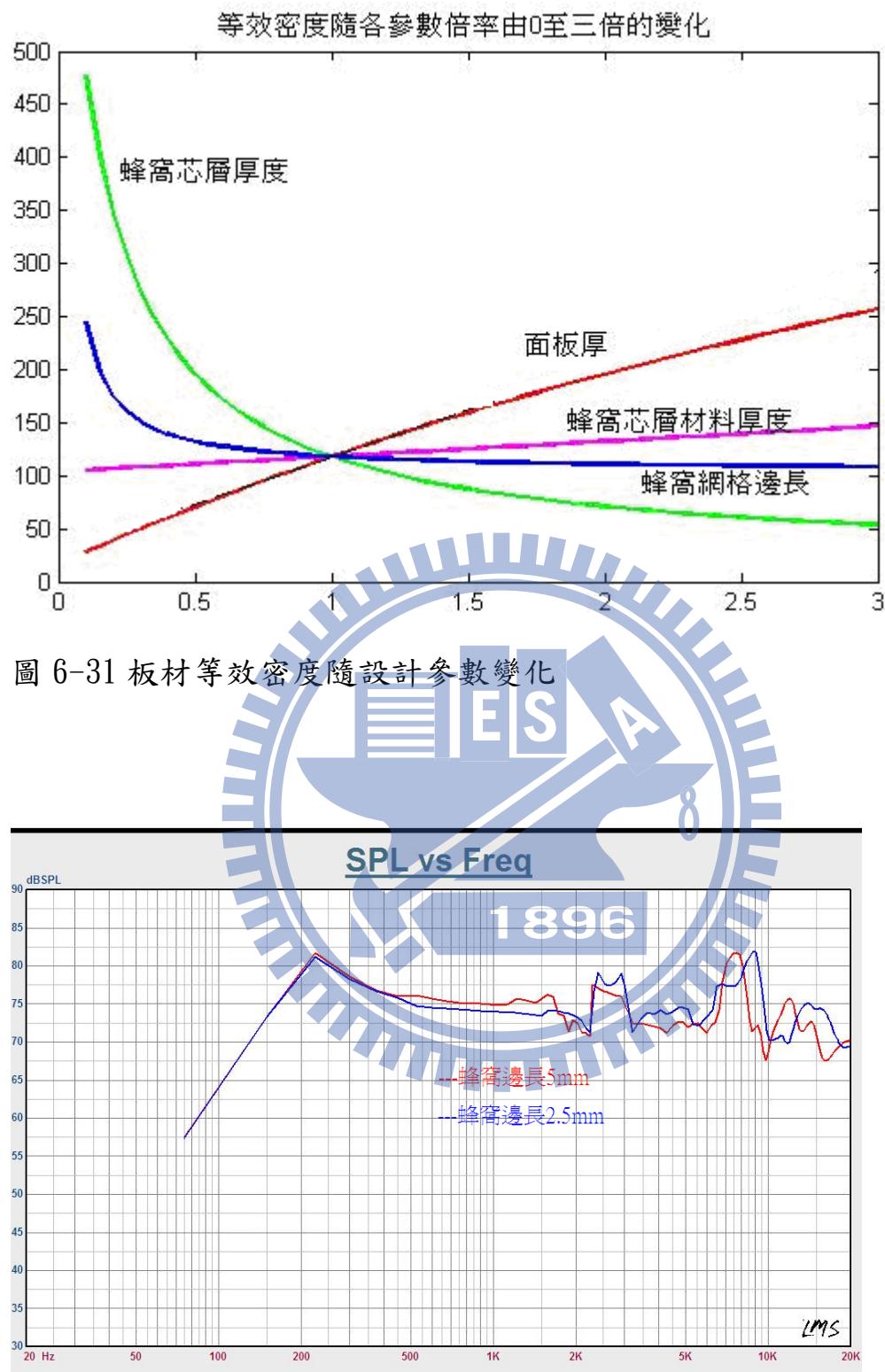


圖 6-32 改變蜂窩網格邊長對聲壓的影響

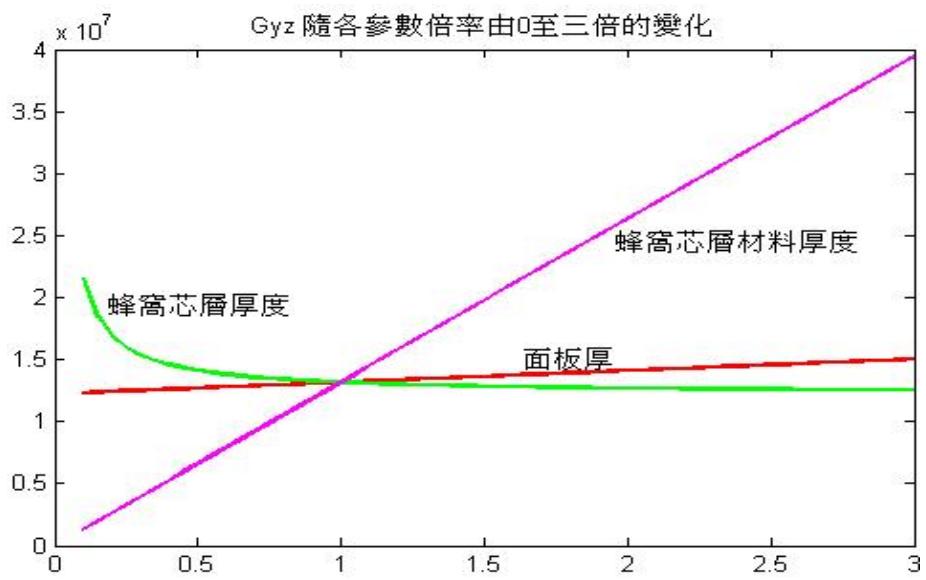


圖 6-33 板材等效 Gyz 隨設計參數變化

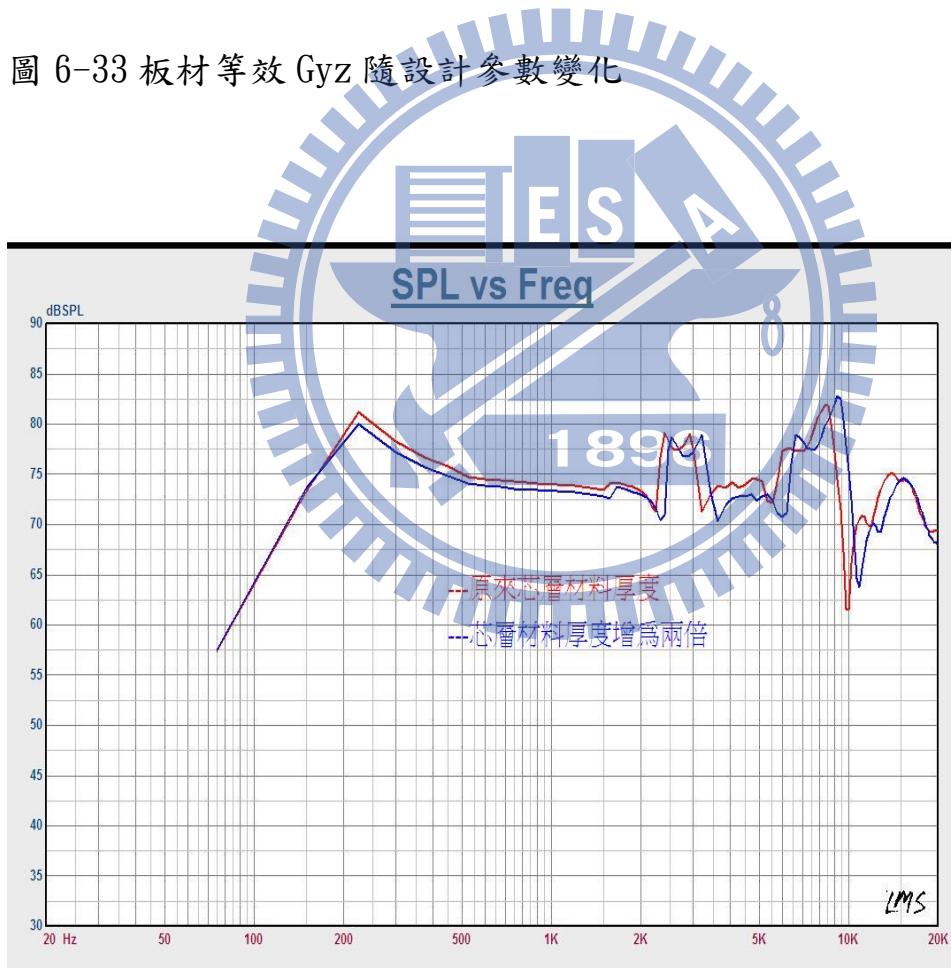


圖 6-34 改變蜂窩板芯層材料厚度對聲壓的影響

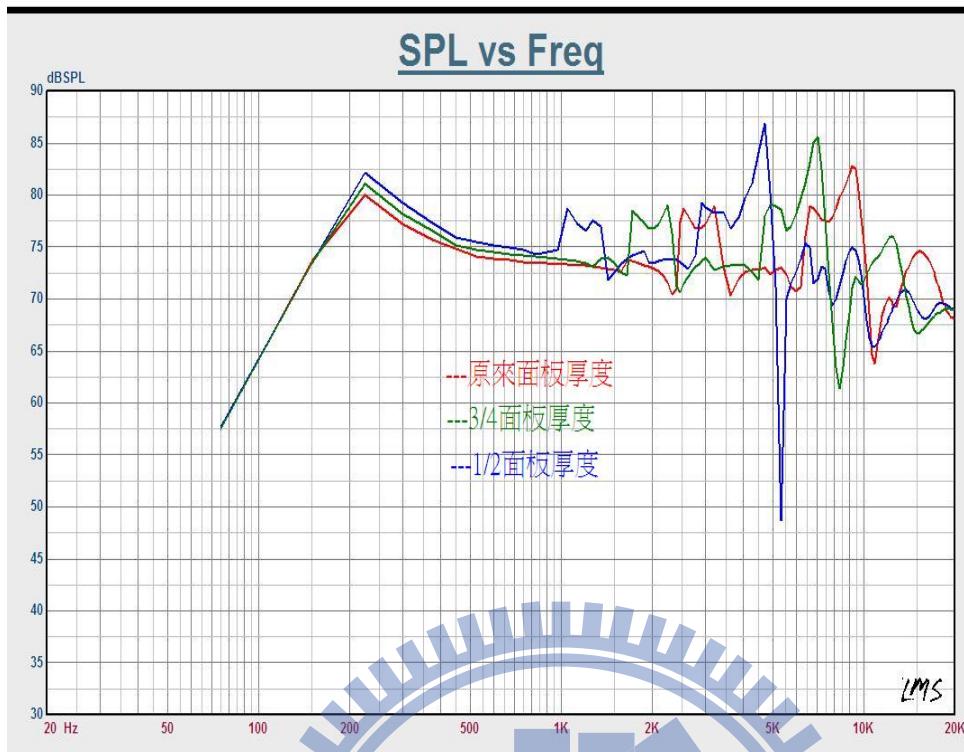


圖 6-35 改變蜂窩板面層厚度對聲壓的影響

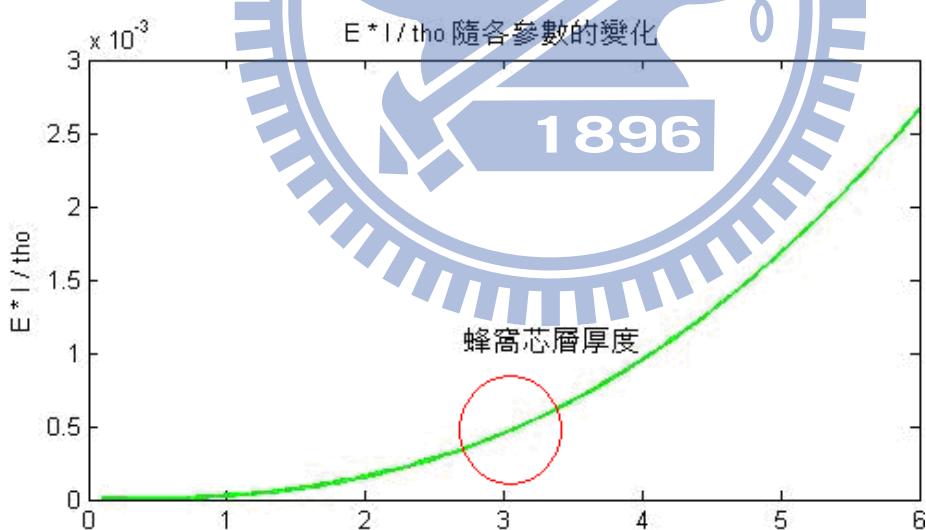


圖 6-36 板材單位密度抗彎強度隨蜂窩芯層厚度變化

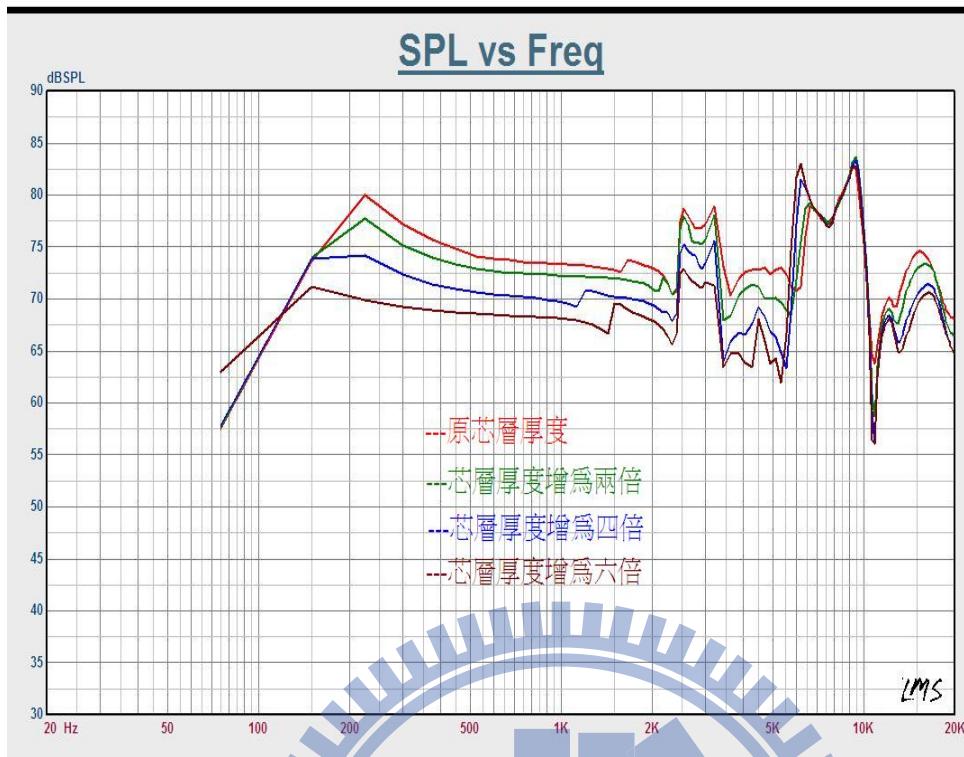


圖 6-37 改變蜂窩板芯層厚度對聲壓的影響



圖 6-38 聲壓值隨蜂窩芯層厚度改變大小

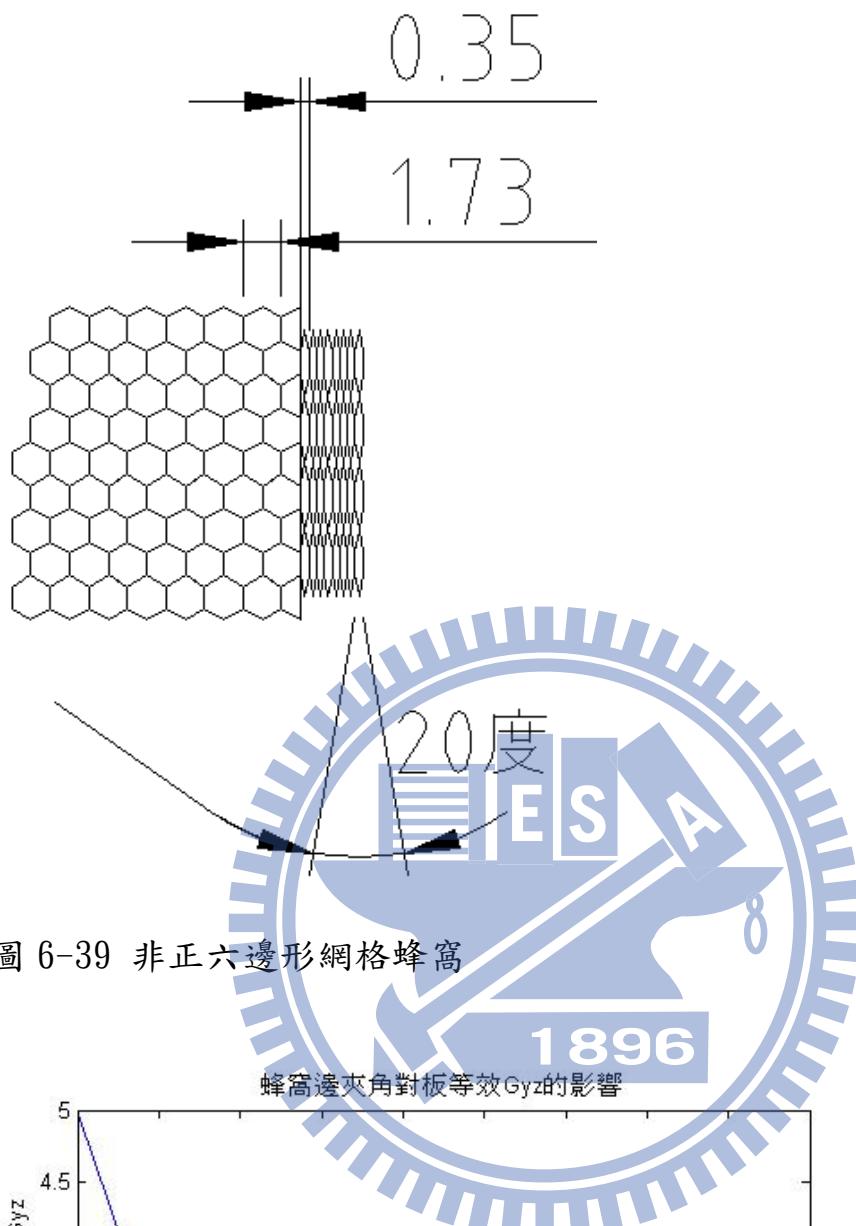


圖 6-39 非正六邊形網格蜂窩

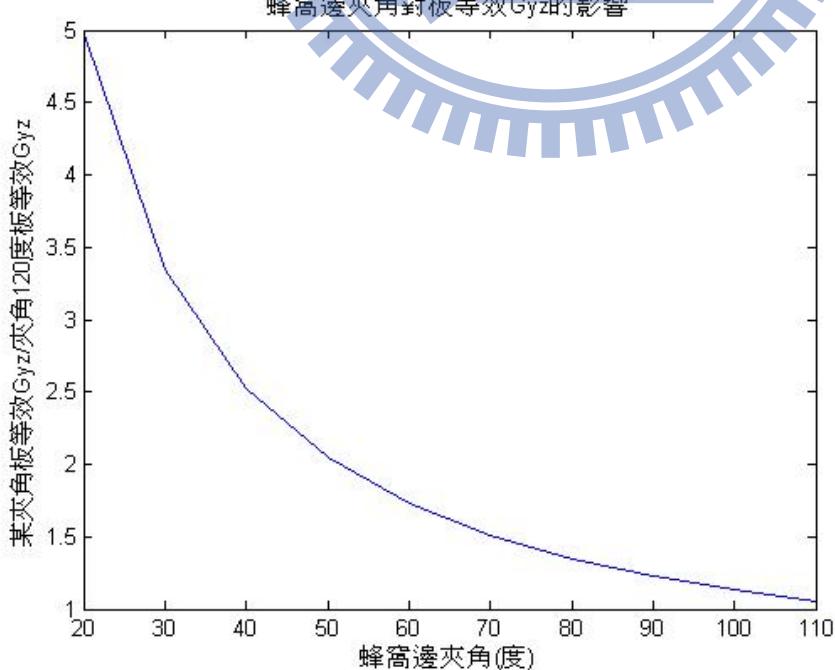


圖 6-40 板等效 Gyz 隨蜂窩邊夾角的變化

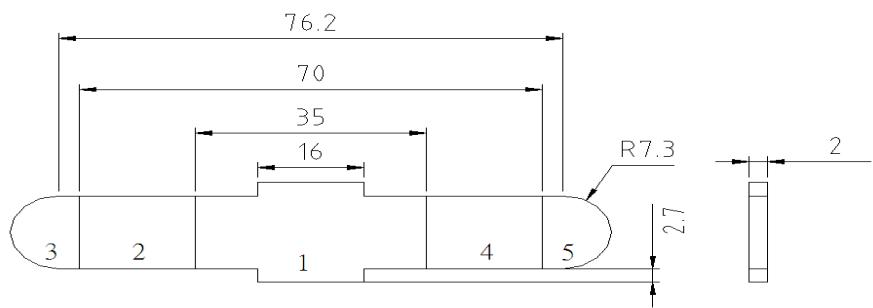


圖 6-41 揚聲板分割尺寸

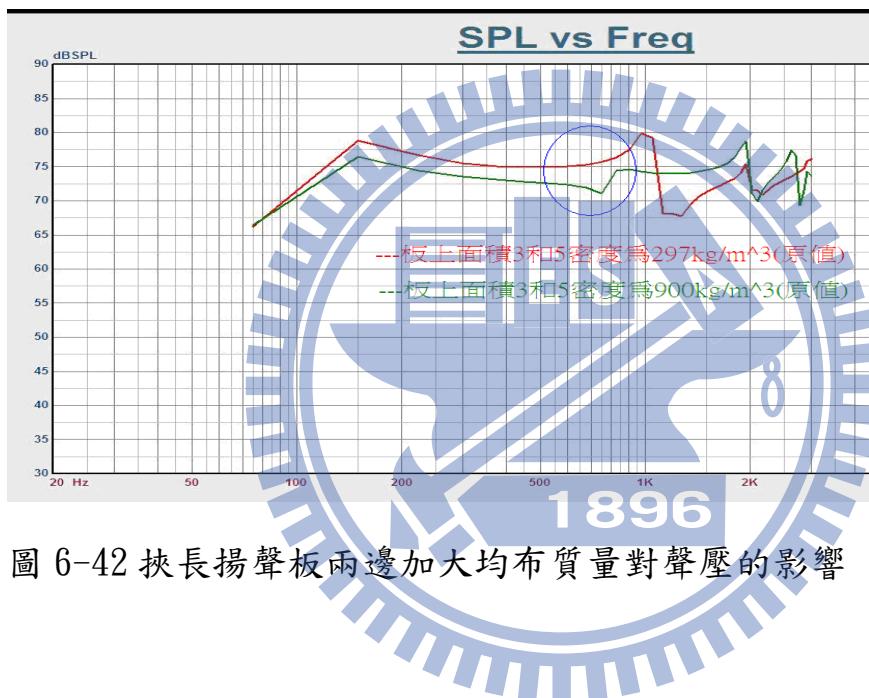
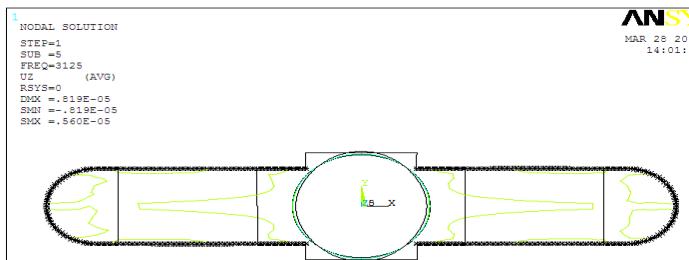


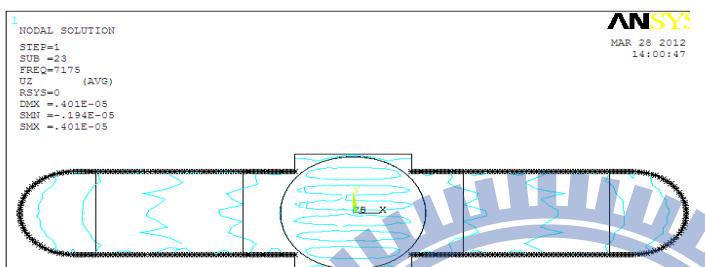
圖 6-42 挾長揚聲板兩邊加大均布質量對聲壓的影響



圖 6-43 巴沙木板高頻聲壓曲線



(a) 巴沙木材質揚聲板 3125Hz 模態節線圖



(b) 巴沙木材質揚聲板 7175Hz 模態節線圖

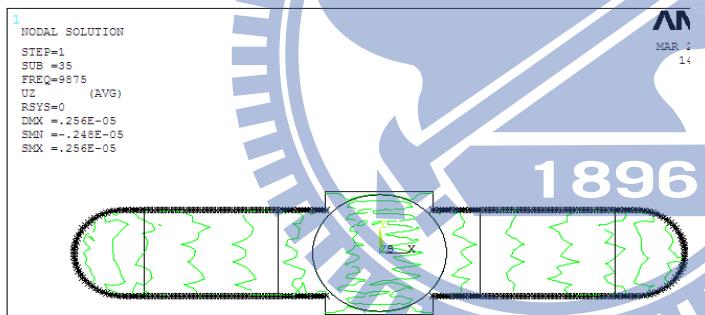


圖 6-44(c) 巴沙木材質揚聲板 9875Hz 模態節線圖

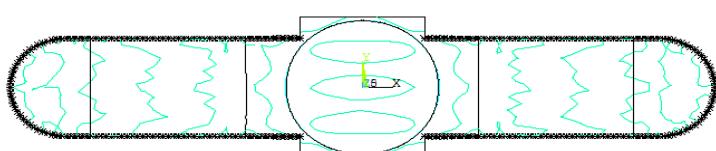


圖 6-45 面積 1 Gyz1/7.5 節線圖

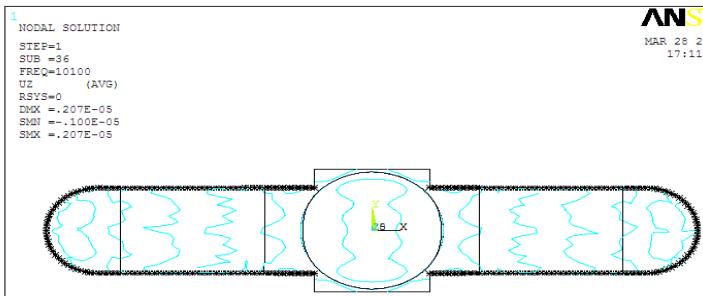


圖 6-46 面積 1 Gyz110 節線圖

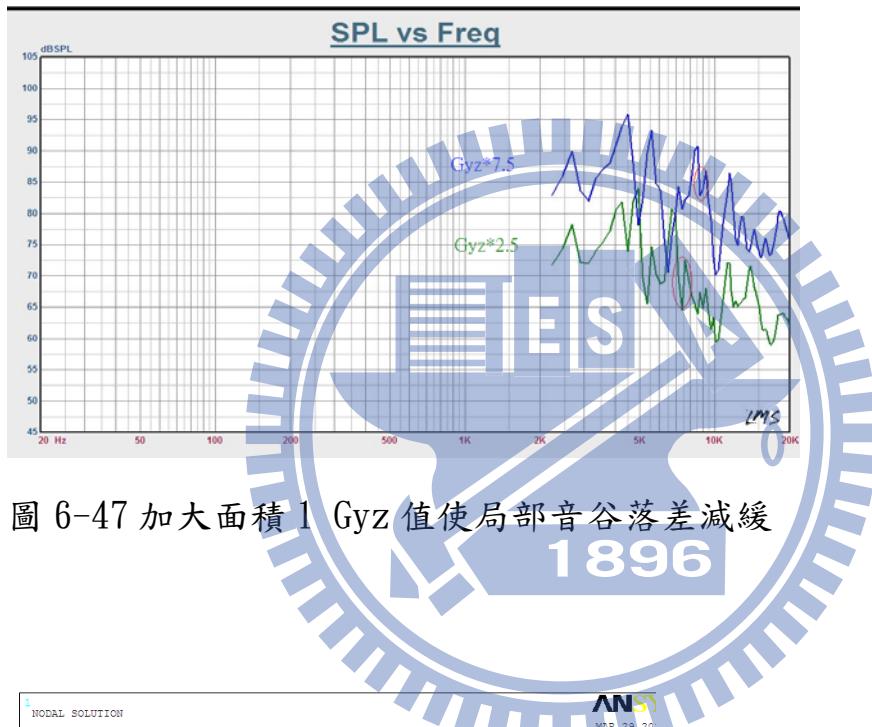


圖 6-47 加大面積 1 Gyz 值使局部音谷落差減緩
1896

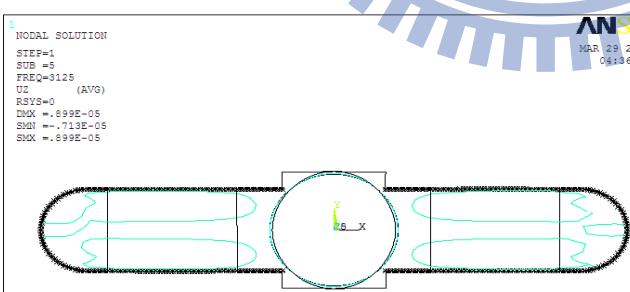


圖 6-48 面積 1 在 Gyz110 下 3125Hz 的節線圖

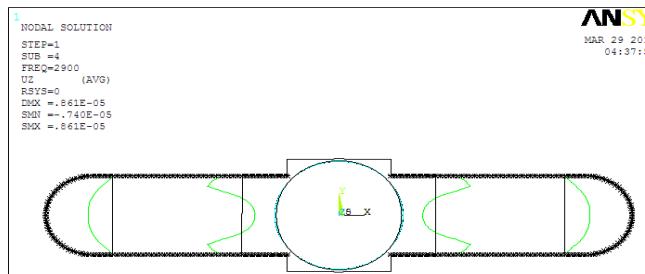


圖 6-49 面積 1 Gyz1*10+面積 2 Gyz2*1.5+面積 4 Gyz4*1.5

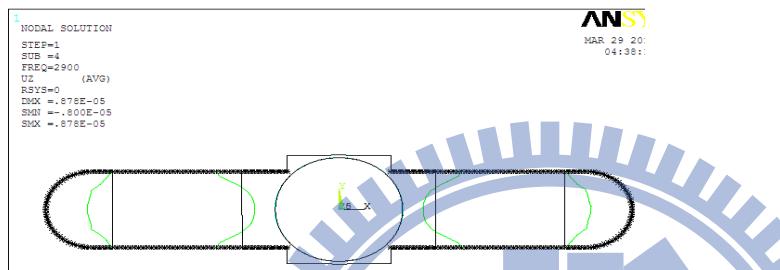


圖 6-50 面積 1 Gyz1*10+面積 2 Gyz2*3+面積 4 Gyz4*3



圖 6-51 面積 1 Gyz1*10 下加大面積 2 和 4 Gyz 值之聲壓曲線

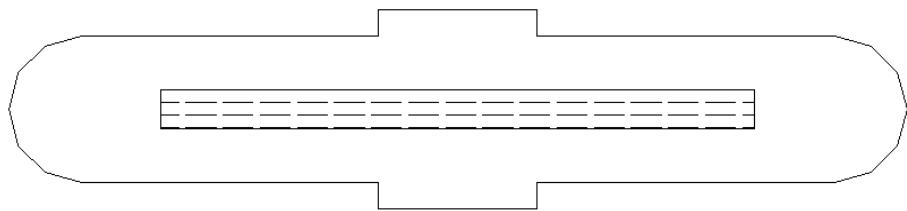


圖 6-52 60 毫米 \times 8 毫米玻纖加勁

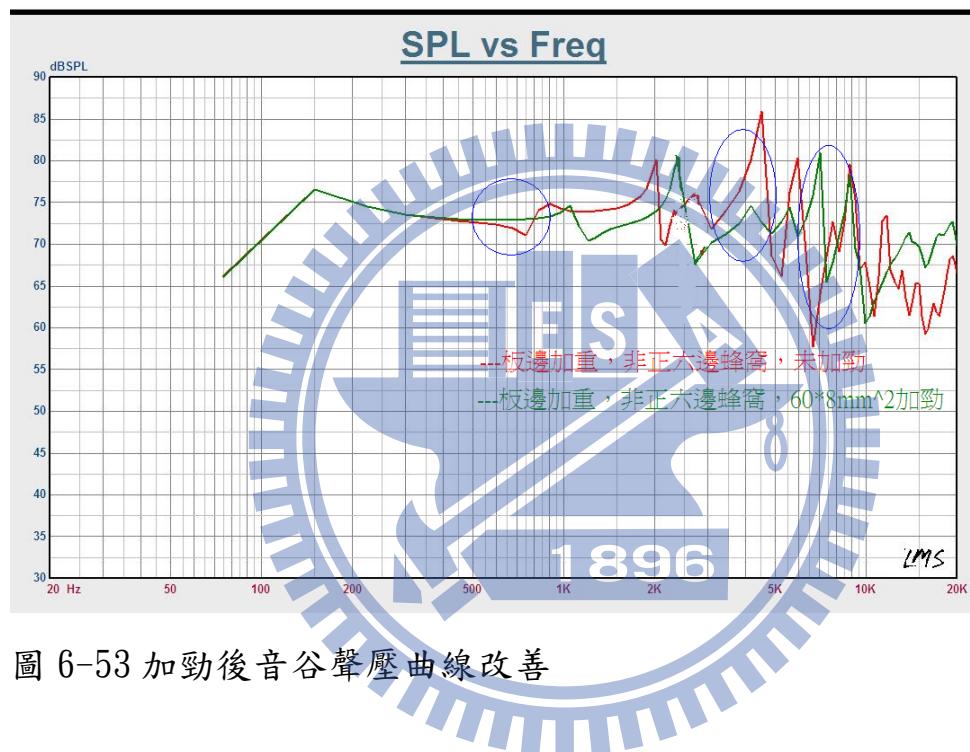


圖 6-53 加勁後音谷聲壓曲線改善