

## 隔吸音板振動對穿透損失影響之實驗分析研究

The Experiment Analysis of Transmission Loss of Insulation Plate with Vibration

劉德源<sup>1</sup> 陳智隆<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 國立臺灣海洋大學系統工程暨造船學系 副教授

<sup>2</sup> 國立臺灣海洋大學系統工程暨造船學系 研究生

基隆市北寧路 2 號 202

電話: 02-28274529-6029

[dylou@sena.ntou.edu.tw](mailto:dylou@sena.ntou.edu.tw)

### 摘要

本文主要內容是在迴響室與無響室之間架設各式樣之隔吸音板材料，且在表面振動輻射與邊界條件不確定性或材料本身有空隙造成有音洩的情況下之進行穿透損失實驗分析探討，實驗過程首先以衝擊錘為激振源進行針對材料之振動模態分析，以探討材料本身之振動模態與自然頻率，且進一步在隔吸音板上加上制振材，改變材料之物理特性，重複其量測計算分析，以探討對穿透損失的影響。同時也採用 random noise、band noise 不同聲音信號作為輸入信號源並實驗分析其頻率響應函數與頻譜，並與模態分析中之振動模態與振頻，進一步確認隔吸音板輻射聲音與表面振動的關係。

**關鍵字：**自然模態，穿透損失

### ABSTRACT

In this paper, we prepare the insulation plate with porous materials which is laid on the foundation between the reverberation room and the anechoic chamber. The plate boundary holes are fixed with different viscous materials. The random noise or 1/3 octave band noise are generated in the reverberation room. The plate vibration natural mode and radiated sound pressure are obtained by measurement and analysis. The components of plate radiated power can be identified from the transmitted power which is obtained by sound intensity method in the anechoic chamber. In order to reducing the plate vibration and increasing the sound transmission loss through the plate structure, the vibration reduction materials are chosen and put on the insulation plate at proper location of the plate. The results show that the vibration reduction materials can increase the transmission loss. We also obtained the important information between the sound radiation and the plate vibration.

**Keywords :** Natural mode ,Transmission loss

## 壹、前言

目前評估隔吸音設施如隔音門、隔音窗、防音牆，皆以插入損失或穿透損失為評估之參數，而由實驗室多次的實驗經驗中我們發現，不同的固定邊界條件，針對不同的材料所激發出的自然振頻有相當程度的關聯，而這樣的關係如何影響著穿透損失級(STC)與插入損失(TL)值，因此本文擬進行一系列振動模態分析與穿透損失實驗並比較，選用三種不同的激發聲源，第一組實驗以衝擊槌為激發求出板之自然頻率、振型、阻尼比，模態參數，第二組實驗把激發聲源為隨機訊號，加速規佈置在無響室隔吸音材上，使用音強法作穿透損失實驗。第三組實驗將聲源改變成三分之一倍頻頻帶其餘均與上一組實驗相同，進行有加制振材與沒加制振材時之差異性。最後改變邊界條件的設定使之有些微程度的漏音現象，實驗條件如前所述再進行穿透損失測試。將不同條件下算出之頻率響應函數與頻譜作一比較，並由模態分析中之振動模態與振頻，進一步確認背板輻射聲音與表面振動的關係，並進一步得知振動對穿透損失值的影響有多大，最後判斷哪些頻率的聲音會造成隔吸音板的振動而影響了穿透損失值。有關文獻平板輻射功率方面，早在 1962 Maidanik[1] 就已提出計算不同波數範圍之平板振動輻射阻抗近似公式，Wallace[2]介紹平板振動吻合(coincidence)現象，Williams[3]提出低頻方形板振動，簡支端、自由端、與固定端邊界之波數級數展開之解，近年來也有探討彈性多孔材聲音輻射問題[4]結合吸音材聲場[5]之隔板輻射問題也陸續有研究。另外，在平板振動的研究方面。Leissa[6]利用特徵方程式針對各種邊界條件及不同尺寸之方板作探討；Gorman[7]利用重疊法分析周邊自由方板的模態；Yamada [8]基於 Windlin 平板理論，探討圓板之振頻；Kyosti[9]分別使用全像干涉術、電子斑點術、衝擊模態分析法及有限元素法，以分析單邊部分固定之方板的振頻及振型。Dickinson[10]使用 Rayleigh 方法探討正交性層板的振動行為；Spilker[11]則應用有限元素法對複材層板的振動進行分析。

## 貳、實驗模態分析理論

### 一 模態分析理論

模態實驗分析之中系對一個線性結構系統其動態反應，以離散化進行每一個振動模態是由模態頻率、模態阻尼及模態振形等三個模態參數分析。其線性系統運動方程式如下

$$[M]\{\ddot{x}(t)\}+[c]\{\dot{x}(t)\}+[K]\{x(t)\}=\{F(t)\} \quad (1)$$

兩邊取拉氏變換，且假設系統初始速度、初始位移為零可得

$$\{X(s)\}=[H(s)]\{F(s)\} \quad (2)$$

其中 $[H(s)]$ 稱為轉換矩陣。 $[H(s)]=[B(s)]^{-1}$ ， $[B(s)]=\{s^2[M]+s[C]+[K]\}$ 為系統阻抗矩陣，轉換矩陣內的每一個元素稱為轉換函數，每一個轉換函數也都是拉氏變換函數，用來表示在s變數域

中的兩個多項式比值。每一個轉換函數描述了結構某一特定的輸入自由度和某一特定的輸出自由度之間的完整動態特性。

若一個結構的數學模型是一個  $n$  次的微分方程式，則系統矩陣  $[B(s)]$  的行列式值是一  $2n$  次的多項式，其將具有  $2n$  個根或  $n$  個共軛複數根。這些根稱為模型的極點(Pole)，又稱為複數特徵值。每個複數根都包含了模型振動的自然頻率及阻尼。假設  $[B(s)]$  行列式的根是各自獨立的，則  $[H(s)]$  可以以部份分式的形式表示。展開後分母為極點的複數根，分子為常數稱為殘數(Residue)，每一個極點有其對應的殘數。而在轉換矩陣中第  $k$  個極點的所有殘數可組合為一矩陣稱為殘數矩陣

$$[H(s)] = \sum_{k=1}^n \left( \frac{[r_k]}{s - p_k} + \frac{[r_k^*]}{s - p_k^*} \right) \quad (3)$$

$p_k = \sigma_k + j\omega_k$  (第  $k$  個極點)， $p_k^*$  是  $p_k$  的共軛特徵值

$[r_k]$  = 第  $k$  個極點的殘數矩陣(Residues Matrices)， $[r_k^*]$  是  $[r_k]$  的共軛矩陣，轉換矩陣中的一項，因其為複數值，故在  $s$  變域平面可畫出實部、虛部的大小及相位。在  $s = p_k$  或  $s = p_k^*$  極點處(自然振頻及阻尼點)的函數值為無窮大。

我們可以更進一步的把 (3) 式的殘數矩陣模態向量 (或模態振形) 來表示，則轉換矩陣  $[H(s)]$  可改寫成

$$[H(s)] = \sum_{k=1}^n \left( \frac{\{u_k\}\{u_k\}^T}{s - p_k} + \frac{\{u_k^*\}\{u_k^*\}^T}{s - p_k^*} \right) \quad (4)$$

式中  $u_k$  為第  $k$  個模態向量

經由實驗得到頻率反應函數後，再利用分析軟體內建之奈奎式(Nyquist plot)法作圓形嵌合(Circle fit)運算，而得到極點值  $p_k$  (模態自然頻率及阻尼) 與殘數  $r_{kab}$  亦即為振形向量  $\{u_k\}$ ，進而得到殘數矩陣  $[r_k]$ ，有了殘數矩陣  $[r_k]$  及極點值  $p_k$ ，即可決定系統的轉換矩陣  $[H(s)]$ ，如此則結構的動態數學模型即可得知。

## 二 模態分析之實驗流程

本文實驗是以傳統實驗模態分析的方法，即以衝擊槌為驅動器用導線經過電放大器接於 pulse 之輸入端通道上，將加速計用導線經過電荷放大計接於訊號分析儀，再透過介面將頻譜分析儀與個人電腦相連接

並利用訊號分析儀(pulse)量測求得結構之頻率響應函數、coherence 等實驗參數，由曲線嵌合方法，得到自然頻率、振型、阻尼比；訊號分析儀作快速傅立葉轉換將頻率響應函數(FRF)值傳遞至後處理軟體 Cada-X，在後處理軟體中建立物件之幾何外觀並以單自由度

法(SDOF)辨識模態參數。並觀察各模態之振形，以利進行後續分析。圖 1 至圖 3 為隔吸音板實驗儀器與架設情形。

### 三 模態分析實驗結果與討論

結果分成碳纖板與木板兩類

(一) 碳纖板模態實驗：實驗時先判斷衝擊槌與加速規時域圖中訊號的正確性，頻率響應函數如圖 4 所示模態參數參考表 1

(二) 木板模態實驗：與碳纖板一樣，先判斷衝擊槌與加速規時域圖中訊號的正確性，頻率響應函數如圖 5 所示模態參數參考表 2

由模態振型圖可以知道兩塊板子皆以最中間那一點即節點五為最會振動之位置，其次為節點一，再來是節點四，故可以將阻尼加在這些位置上進行振動防治。

## 參、穿透損失實驗量測

穿透損失實驗方法與過程如下：

穿透損失實驗所依據的方法規範是音強法測定之。測試環境選定在海洋大學系工系音響實驗室，將材料試體架設在無響室及迴響室之間的開口處，以無響室為音源室，迴響室為受音室，隔吸音板四周以鐵條固定之，並以黏土補齊四邊固定邊界條件所產生的漏音條件，試驗音源由聲源發出 1/3 頻帶音，中心頻率範圍 100Hz 至 4000Hz 輸入之激勵信號選定由衝擊槌、隨機訊號、1/3 倍頻帶三種不同之信號源來激發，實驗佈置如圖 6 所示。在迴響室及無響室之間有一測試開孔，首先將測試材料利用合適的方式安裝固定於測試孔，以迴響室為音源室，音源由無指向性喇叭發出 1/3 頻帶音，中心頻率範圍 100Hz 至 4000Hz(ASTM)，此音源由多頻道頻譜分析儀(B&k 3550)激發出穩定之 1/3 頻帶音，在受音室(無響室)架設兩支麥克風及三顆加速規，儀器架設如圖 6 由另一部頻譜分析儀(OR25)錄下當時所呈現的加速規振動速度及麥克風所量到的聲壓，聲音強度計依序量測九點之即時(real time)聲音強度，待所有頻率之聲音強度、聲音壓力、振動速度均量測完畢，即代表第一個實驗完成，加上制振材(阻尼)，黏貼於材料表面，重複上述步驟，即可得知振動對 1/3 頻帶音所激發之 TL 值影響的程度。另外我們也想了解隨機訊號是否能激發出隔吸音板之振動，重複一樣的實驗過程步驟，最後，改變邊界條件，使用人為的方式使黏土不均勻的漏音，在不加制振材的情形之下，使用隨機訊號為主要聲源，然後重複上述穿透損失實驗步驟。

## 肆、實驗結果

### 一 衝擊與隨機外力作用下隔吸音板特性比較

不同激勵作用下之差異比較主要在於了解由衝擊槌所激發出板之自然頻率，與隨機訊

號所激發出之振動頻率是否對穿透損失值造成一定程度上的影響，這是我們要探討的主題之一。首先探討由衝擊槌所激發，造成的兩種板子振動之自然頻率如表 1 至 2 所示，其結果可由相關聲壓與速度頻譜得到。

1. 碳纖板實驗結果分析如下，

(1) 未加阻尼：首先我們以碳纖板作為分析：發現頻譜圖顯示在無響室中加速規與麥克風之頻譜圖皆只有激發出一個尖峰值，未加阻尼時，速度頻譜約分佈在 193Hz 至 268、280Hz 左右，比較特別的是在加速規位置 1、2、3 時所激發出的聲壓頻率偏低。

(2) 加阻尼：加阻尼之後，無響室速度頻譜與聲壓頻譜均較為加阻尼時較穩定分佈 peak 值在 187Hz、250Hz 附近，加阻尼之後對聲壓頻譜振幅也有減小的情形發生，對位置 1、2、3 比較有明顯的變化因為振幅能量的衰減而改變激發頻率。

(3) 漏音：至於碳纖板漏音的速度頻譜尖峰值分布則較為穩定，表示振動的激烈程度較為平均，但在無響室聲壓頻譜則非常不穩定，由圖中可以發現 4、5、6、7、8、9 的位置都變化劇烈。

2. 木板結果分析

(1) 未加阻尼：接著我們以木板來作分析。首先，木板與碳纖板最大的不同是木板頻譜圖在無響室速度頻譜分佈圖通常會有兩個非常明顯的尖峰值，由頻譜圖中可以發現木板是以高頻率為激發頻率。

(2) 加阻尼：阻尼加上之後，在無響室聲壓頻譜在位置 7、8、9 所量到的聲壓頻率轉為高頻，但仔細觀察圖形，可以發現阻尼的效果並沒有對木板發生多大作用。

(3) 漏音：有時是由第一個尖峰值激發，有時是高頻激發，可以發現木板漏音又比碳纖板漏音時聲壓較為穩定許多。

綜合以上所述，現在將碳纖板與木板經由隨機訊號激發出之尖峰值與板子的固有頻率比對之後發現碳纖板與固有頻率模態三 250Hz 附近處易被激發出來，木板模態二為 171.59Hz，模態三為 286.62Hz。

## 二 有阻尼材與無阻尼材之隔吸音板 TL 分析

(1) 碳纖板以 1/3 倍頻信號激發，結果如圖 7；

使用 1/3 倍頻激發 TL 值所呈現的是低頻區都偏高且較標準值高出許多，在阻尼加上之後對中高頻區隔音性能比較有改善，尤其針對 2500Hz、3500Hz、4000 Hz 附近。

(2) 碳纖板隨機訊號激發，結果如圖 8

發現在以隨機訊號作激發時，400Hz 之前 TL 值都相當高，尤其是 160Hz 在阻尼加與未加之隔音最好，碳纖板在加阻尼之後 TL 值在低頻區有 100Hz、160Hz、200Hz、315Hz、

400Hz，高頻區 1000Hz、1600Hz、2500Hz 有對振動量因加阻尼而有改善。

(3)板以 1/3 倍頻信號激發，結果如圖 9；

針對木板使用 1/3 倍頻信號，加阻尼之後 100Hz、125Hz、200Hz、250 Hz、315Hz、400Hz、630Hz、800Hz、1600Hz、2000Hz、4000Hz 對以上這些頻率 TL 值有改善，TL 值最大發生在 3150Hz、4000Hz。

(4)木板隨機訊號激發，結果如圖 10；

由圖比較中可知在木板使用隨機訊號作激發，對低頻振動較有改善，頻率由 100Hz 一直到 500Hz 為止，但是對高頻而言幾乎沒有改善的空間；而碳纖板加與不加防振阻尼材時，有的頻率有改善有的又沒有，影響並沒有很大，因此本實驗擬以另一振動量相當大之隔音窗做測試，此隔音窗為一 0.5+1.8(空氣層)+0.5 公分之橫拉窗，實驗共分成三次，第一次實驗以未加防音條做測試，發現實驗結果因為振動導致 TL 值結果並不好，第二次加防音條，發現也並沒有明顯改善，第三次再加以人為的方式做防振，有相當多頻率 TL 值增加許多。結果分別為如圖 11、圖 12 與圖 13；

### 三 邊界條件改變造成的差異

接著我們使用人為的方式使黏土不均勻的漏音，在不加防振墊的情形之下，使用隨機訊號(random noise)為主要聲源，邊界條件造成的漏音碳纖板 TL 值以頻率 160 與 200 時為最大，100 與 3150 為最小，只有 160Hz、200Hz 超出 8 dB，木板 TL 值以頻率 160 與 250 時為最大，2000 與 100Hz 時最小，160Hz、250Hz、2000Hz 標準。

## 伍、結論

經過一系列隔吸音板振動模態與穿透損失實驗比較之後，我們可以了解板之振動模態對穿透損失值的影響外，在隔吸音板上加上制振材後，再重複其實驗可以改善隔吸音板的聲響特性，綜合以上結果，大致可以得到幾點結論：

### 1. 板振動模態對 TL 值的結果比較發現

(1).碳纖板：在未加阻尼時，經由模態分析求得板自然頻率之後，且與由不同激勵信號源作用後之速度與聲壓頻譜比較之後，可以找出碳纖板易發生共振頻率之範圍約在 128Hz 至 255Hz 附近左右。

(2).木板：如同碳纖板之實驗步驟，木板易產生共振頻率處約在 171.59Hz 至 286Hz 附近與 1741Hz 至 2133Hz 附近。

### 2. 阻尼對穿透損失的影響

(1).碳纖板：1/3 八音幅頻帶信號激勵下，可以發現阻尼在碳纖板只有在中高頻率有改善，對低頻區加阻尼並沒有對 TL 值有幫助，這些低頻主要分佈約在 100Hz 至 250Hz 之間，

剛好也和共振頻率 128Hz 至 255Hz 有所重疊。

隨機信號激勵下，對低頻較有因加阻尼而使 TL 值提高，只有對 125Hz 沒有作用，因此隨機信號的激發也在阻尼加與不加時都會有激發出共振頻率。

(2).木板:1/3 八音幅頻帶信號激勵下，對低頻區 TL 較有改善，尤其是 200Hz，提升了 12dB，對整體而言隔音效果有改善。

隨機信號激勵下，由頻譜圖看出可被激出兩個尖峰值，且高頻被激出的振幅能量比低頻較高，與 band 一樣對低頻區 TL 值改善。

雖然對碳纖板與木板而言 TL 值有因阻尼而提升，不過整體而言並不顯著，所以實驗另將隔音窗以人為的方式加以防振，由實驗 TL 可以看出防振對穿透損失實驗的重要性程度。

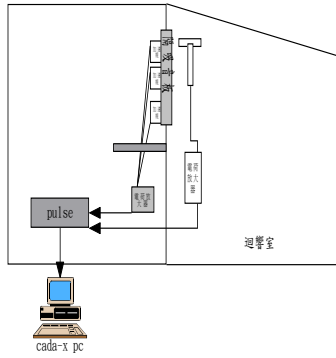
### 3. 邊界條件對穿透損失的影響

不論是碳纖板或是木板在漏音時 TL 值在某些頻率有相當程度的降低，

綜合以上實驗所有控制變因來探討，碳纖板及木板易發生共振頻率區有些接近，故本實驗碳纖板防振要在 125Hz 至 250Hz 附近著手，木板則是 160Hz 至 250Hz。

## 陸、參考文獻

1. G. Maidanik, Response Panels to Reverberant Acoustic Fields, Journal of the Acoustical Society of America, 34, pp.806-826(1962).
2. C.E. Wallance, Response Resistance of a Rectangular panel, Journal of the Acoustical Society of America, 51, pp.946-952(1972).
3. E.G. Williams, Series expansion of the Acoustic Power Radiated from Planar Sources, 73, pp.1520-1524(1983).
4. J.S. Bolton, N.M. Shiau and Y.K.Kang, Sound Transmission Through Multi-panel Structures Lined with Elastic Porous Materials, Journal of Sound and Vibration, 191, pp.317-347(1996).
5. Cummings, A., Sound radiation from a Plate into A Porous Medium, Journal of Sound and Vibration, 247(3), pp.389-406(2001).
6. Leissa, A. W., The Free Vibration of Rectangular Plates, Journal of Sound and Vibration, vol.31, no.3, pp.257-293(1973).
7. Gorman, D. J., Free Vibration Analysis of the Completely Free Rectangular Plate by the Method of superposition, Journal of Sound and Vibration, Vol.57, no.3, pp.437-447(1978).
8. Irie, T., Yamada, G. and Aomura, S., Natural Frequencies of Mindlin Circular Plates, Journal of Applied Mechanics, vol.47 pp.652-655(1980).
9. Kyosti, A., Ek, L. and Molin, Ne., Four Ways to Determine Modes of Vibration in a Plate, Proceeding of the 3rd Internatinal Modal Analysis conference, pp.627-633(1985).
10. Dickinson, S. M., The Buckling and Frequency of Flexural Vibration of Rectangular Isotropic and Orthotropic Plates Using Rayleighs method, Journal of Sound and Vibration, vol.61, no1, pp.1-8(1978).
11. Spilker, R. L., Verbieste, S., Orringer, O., French, S. E., Witmer, E. A, and Harris, A., Use of the Hybrid-stress Finite-element Model for the Static and Dynamic Analysis of Multilayer Composite Plates and Shells, Report for the Army Materials and Mechanics Research Center, Watertown, MA(1976).



錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

平板分成九格

圖 1 模態分析實驗佈置示意圖



圖 2 迴響室試樣佈置圖(材料：木板)



圖 3 無響室試樣佈置圖(材料：碳纖維板)

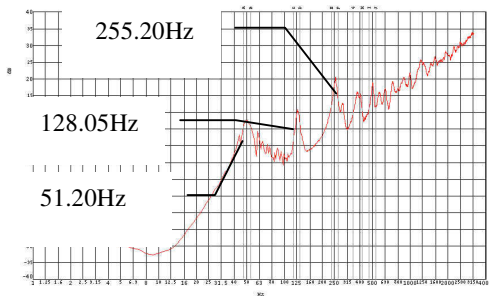


圖 4 碳纖維板頻率響應函數圖

表 1 碳纖維板自然頻率與阻尼比

Mode	1	2	3	4	5
自然頻率	51.2	128.1	255.2	384.1	504.1
阻尼比(%)	8.90	2.92	2.64	5.64	2.21

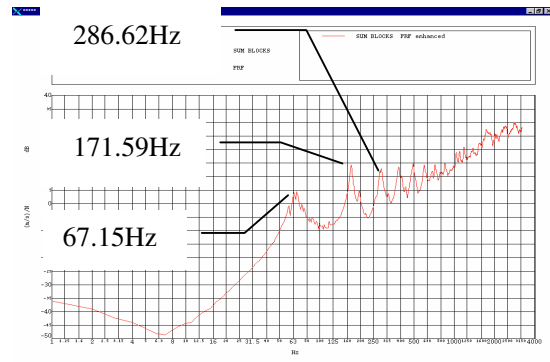


圖 5 木板頻率響應函數圖

表 2 木板自然頻率與阻尼比

Mode	1	2	3	4	5
自然頻率	67.12	171.59	286.62	386.89	495.16
阻尼比(%)	2.32	1.82	2.77	2.20	2.20

錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

圖 6 穿透損失實驗佈置示意圖

錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

圖 7 碳纖維板 1/3 octave band TL 曲線圖

錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

圖 8 碳纖維板隨機訊號 TL 曲線圖

錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

圖 9 木板 1/3 octave band TL 曲線圖

錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

圖 10 木板隨機訊號 TL 曲線圖

錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

第一次未加防音條(窗)

圖 11 隔音窗(0.5+1.8(空氣層)+0.5)1/3 octave band TL 曲線圖

錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

第二次加防音條

圖 12 隔音窗(0.5+1.8(空氣層)+0.5)1/3 octave band  
TL 曲線圖

錯誤! 物件無法用編輯功能變數代碼來建立。

第三次 (人為防振)

圖 13 隔音窗 1/3 octave band TL 曲線圖