

發展新方法應用於複合材料非破壞檢測

黎文龍* 洪榮裕

台北科技大學 機電整合研究所

*E-mail: wlli@ntut.edu.tw

摘要

本研究應用乘積調變法(Modulate)，針對複合材料表面裂痕進行非破壞檢驗，複合材料採用玻璃纖維疊層板，而表面裂痕由雷射切割產生。

首先將複合材料系統等效為懸臂樑，並可等效成單自由度質量、阻尼及彈簧系統，接著採用新發展積調變之傅立葉係數法，觀察傅立葉係數之直流位準與二倍頻位準，並且計算出能量消耗，之後可將結構能量消耗作為複合板損傷的評估指標。再利用功率消耗原理求阻尼 c ，接著藉由品質因子計算出系統之等效彈簧常數及等效質量。利用等效彈簧常數與等效質量，即可對複合材料結構的損壞做分析與探討，進而找出複合材料損壞的指標與趨勢。

關鍵詞：複合材料、乘積調變、玻璃纖維疊層板、能量消耗、功率消耗。

1. 前言

複合材料(Composite Materials)是由兩種以上的材料結合而成的新結構，材料性質本身為非均質性、非等向性，通常具有高強度、高剛性。由複合材料之質地輕，加工容易所以這年來已被廣泛的使用。其中又以碳纖維、玻璃纖維及FRP(Fiberglass Reinforced Plastics)最常見，而玻璃纖維因成本低及製造容易，是目前使用最廣的複合材料。

若是製程不當，很容易使複合材料產生缺陷，影響到使用壽命，許多的缺陷因為長期的使用以致缺陷越來越大，影響到結構的安全。通常這一類的缺陷並不容易由外觀變化判斷，所以有必要發展出一套新的檢驗方法，探討缺陷可能發生的位置，進而判定缺陷的尺寸與形狀。

複合材料常見的破壞模式有：表面裂痕，內部脫層，基材裂縫三大部分，前者為外部破壞，一般因為外力衝擊造成的。後者屬於內部破壞，不輕易由內眼觀察出，一般是因材料老化或製程不當所產生。因此如何在缺陷產生的初期，檢測出破壞程度與位置，更顯得相當重要。

一般材料內部破壞可由非破壞方法檢查出，非破壞性檢驗是指不影響材料內部和外觀結構的前提下，對待測物的相關特性進行測試與檢驗，尤其是對於內部的缺陷量測，近年來已經廣泛運用在工業上。其檢驗方法大致可分為：超音波檢測法、X-Ray照相檢測法，振動檢測法，其中，以振動檢測法成

本較低且量測方式簡單，近年來被廣泛的應用在複合材料的缺陷檢驗上。

振動檢驗法因檢測資料的不同，可分為模態、暫態、簡諧、頻譜分析四大類。結構經作動器(激振器，衝擊錘，聲音等)產生振動響應，再經由(加速度規、雷射測距儀、應變規等)量側，再將兩者訊號經由頻譜分析儀的快速傅立葉轉換獲得頻率響應函數，從中擷取所需之參數(如：自然頻率、模態振型、阻尼比等等)，將獲得之資料，進行參數比對，並確認模型之等效，再進行複合材料非破壞性檢驗。

對於鑑別單自由度懸臂樑於不同阻尼系統之自然頻率來說，蔡[1]利用結構阻尼評估法來求出懸臂樑結構體在不同阻尼系統下受到基座激振施加一簡諧作用時所求的自然頻率；沈[2]又利用能量消耗原理，計算出直升機葉片損傷時提出，此方法用於檢驗結構損傷時，所能檢驗之靈敏度較佳。另外Li和Tseng[3]在單自由度結構系統中將系統之阻尼頻率作為外激頻率，且將量測輸入激振時域訊號與輸出穩態時域訊號互相乘積後，方可進一步觀察頻域響應，此時相位角 ϕ 會趨近於 90° ，也就是說直流位準 a_0 會非常接近0，並觀察其直流位準 a_0 及二倍頻位準 a_2 之相互關係，能準確鑑別系統之能量消耗，甚至為小之阻尼耗能。

本研究將針對複合材料玻璃纖維疊層板在基座激振下以不同諧波激振力(輸入訊號)，再量測該系統之兩個穩態響應(輸出訊號)，同時將量測所得之系統響應訊號，再與輸入激振訊號做乘積調變，接著求取該調變後訊號之傅立葉係數，並藉由該傅立葉係數及以本研究所提供之公式計算出結構體本身之系統阻尼耗能及阻尼比，再藉由阻尼推算出等效質量及等效彈簧常數，當成複合板非破壞性檢驗指標。

2. 內容及理論

2.1 定義單輸入調變法

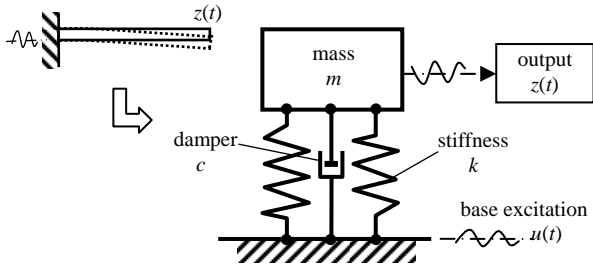


圖 1 單自由度之基座激振示意圖

參考圖 1 之系統，可將複合材料系統等效為單自由度系統，令一單自由度(SDOF)之系統以基座激振 $u(t)$ 作用，則其運動程式可表示成：

$$m\ddot{z} + c(\dot{z} - \dot{u}) + k(z - u) = 0 \quad (1)$$

上式中之 m 代表系統等效質量、 c 代表系統等效阻尼及 k 為系統等效勁度。故基座基振響應 $u(t)$ 可表示成

$$u(t) = Ue^{i\Omega t} \quad (2)$$

則可以解出輸出之穩態響應 $z(t)$ ，或以複數式表示：

$$z(t) = Ue^{i(\Omega t - \phi)} \quad (3)$$

上式中， $i = \sqrt{-1}$ 。另外，由於阻尼的存在，故造成輸入激振與系統響應間之相位差 ϕ ，恰可表示成

$$\tan \phi = \frac{(2\zeta r^3)}{(1 - r^2) + i(2r\zeta)} \quad (4)$$

前述這些式子裡，已經使用了下列之參數符號：

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (5)$$

$$r = \frac{\Omega}{\omega_n} \quad (6)$$

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (7)$$

其中(5)式之 ζ 即為量測目標之阻尼比。

系統輸出穩態響應 $z(t)$ 則可以表示成基座基振 $u(t)$ 之函數關係：

$$z(t) = \left[\frac{1 + i(2r\zeta)}{(1 - r^2) + i(2r\zeta)} \right] Ue^{i\Omega t} \quad (8)$$

而 $z(t)$ 之振幅大小則可以寫成傳遞比 T_z 及基座基振振幅大小 U 之關係式：

$$Z = T_z \cdot U \quad (9)$$

此處傳遞比可由(8)導出，並定義成：

$$T(r, \zeta) = \left[\frac{1 + (2r\zeta)^2}{(1 - r^2)^2 + i(2r\zeta)^2} \right]^{1/2} \quad (10)$$

觀察(4)及(10)式，除非已知系統阻尼或阻尼比，否則傳遞比與相位角都無法適當獲得。因此，必須先想辦法推估系統之阻尼比，或是總耗能問題。

另系統第一阻尼自然頻率(damping natural frequency of first mode)為 ω_d ，則 ω_d 可以利用實驗，以掃頻方式來鎖定阻尼自然頻率，因此，當基振頻率 ω_d 滿足 $\Omega = \omega_d$ 之關係，而且依阻尼自然頻率之定義，實驗鎖定之阻尼自然頻率 ω_d 也滿足下式：

$$r = \omega_d / \omega_n = \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (11)$$

若上式之阻尼比 ζ 足夠小，則(11)可用 Quality factor Q 來表示：

$$\frac{\omega_d}{\omega_n} = \frac{\sqrt{4Q^2 - 1}}{2Q} \quad (12)$$

然而，為了計算出系統之品質因子(Quality factor)，可利用半能量法(Half power point)進行鑑別。將量測輸入時域訊號經傅立葉轉換後可獲得其頻譜 $y(\omega)$ ；同理，量測到之輸出時域訊號經傅立葉轉換後可獲得其頻譜 $x(\omega)$ ，則頻域響應函數(Frequency response function, FRF) 為 $H(\omega) = x(\omega) / y(\omega)$ 如圖 2 所示。觀察圖 2 顯示，當共振反應值之 $1/\sqrt{2}$ 時，與頻率曲線交會之兩點 f_1 及 f_2 ，且 $f_2 - f_1$ 為半功率帶寬，進而可計算出系統之品質因子 $Q = f / (f_2 - f_1)$

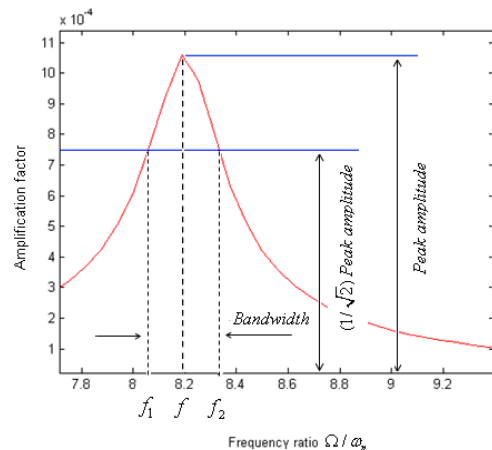


圖 2 單自由度系統之頻率響應函數

另外，由相位角(4)式之分母，或 $\cos \phi$ 中，若將改

變基振頻率 Ω ，使得 $\cos \phi$ 之值為零，則代表該基振頻率，其相位角 ϕ 剛好為 $\pi/2$ 或 90° 時。因此，另相位角 $\phi = 90^\circ$ 時之基振頻率為 ω_0 ，及 $r_0 = \omega_0/\omega_n$ ，則(4)式之分母應滿足下列關係式：

$$(1-r^2) + (2r_0\zeta)^2 = 0 \quad (13)$$

或

$$\frac{\omega_0}{\omega_n} = \frac{Q}{\sqrt{Q^2-1}} \quad (14)$$

又歸納(11)與(14)兩式後，可得以下結論：

$$\omega_d \leq \omega_n \leq \omega_0 \quad (15)$$

因此，上式之等於關係只有 $\zeta = 0$ 時才會成立。也就是當基振頻率 Ω 剛好為 ω_0 時，則相位角 $\phi = \pi/2$ ，使(4)式之 $\tan \rightarrow \infty$ ，或(4)式之分母為零，且分子為任意之非零實數，故：

$$\begin{cases} \frac{mc\omega_0^3}{(k-m\omega_0^2)^2 + (\omega_0c)^2} = \sqrt{\alpha} \\ k(k-m\omega_0^2) + (\omega_0c)^2 = 0 \end{cases} \quad (16)$$

上式之 α 唯一任意非零實數，(16)式中至少有一組解可以寫成：

$$k = \frac{c \cdot \omega_0}{\sqrt{\alpha}} \quad \text{及} \quad m = \frac{c(1+\alpha)}{\omega_0\sqrt{\alpha}} \quad (17)$$

再利用(5)、(6)、(7)式之自然頻率定義和(17)式所得之 k 與 m 之比值相等，故(16)式之任意非零實數 α 值應滿足：

$$\alpha = \frac{1}{Q^2-1} \quad (18)$$

之等式，從而使得(17)式之 k 與 m 可以寫成 ω_0 之函數：

$$\begin{cases} k(\omega_0) = c \cdot \omega_0 \sqrt{Q^2-1} \\ m(\omega_0) = \frac{c}{\omega_0} \cdot \left(\frac{Q^2}{\sqrt{Q^2-1}} \right) \end{cases} \quad (19)$$

同時利用(12)式之等式，(19)式也可以改寫成 ω_d 之函數：

$$\begin{cases} k(\omega_d) = c \cdot \omega_d \left(\frac{2Q^2}{\sqrt{4Q^2-1}} \right) \\ m(\omega_d) = \frac{c}{\omega_d} \cdot \left(\frac{\sqrt{4Q^2-1}}{2} \right) \end{cases} \quad (20)$$

若系統之阻尼比為已知，或可以適當等效，則(20)式也可以表示成：

$$\begin{cases} k(\omega_d) = \frac{c \cdot \omega_d}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \\ m(\omega_d) = \frac{c\sqrt{1-\zeta^2}}{2\zeta\omega_d} \end{cases} \quad (21)$$

觀察(19)、(20)、(21)式，視所測量參數不同，材料系統響應之等效 m 、等效彈簧常數 k 都可以由上三式計算出來，但是，前提最重要者，必須將系統之阻尼 c 或是阻尼比 ζ 有效的測量出來，否則任何一式，均無法有效鑑別系統 k 值，因此有效測量阻尼變成鑑別系統 k 值之核心問題。

2.2 系統之能量消耗與彈簧常數

理論上，系統之輸出穩態響應 $z(t)$ ，系統所牽涉之總能量可由(1)式積分求出：

$$\Delta E = \oint [m\ddot{z} + c(\dot{z} - \dot{u}) + k(z - u)] \cdot dz \quad (22)$$

上式之環積分符號代表該積分對完整的一個 $z(t)$ 進行循環積分，再將上式之 dz 替換成 $\dot{z}dt$ ，並改變積分之上、下限至 $[0, 2\pi/\Omega]$ ，則 ΔE 可以計算出來，因此，由(2)式穩態響應輸出訊號：

$$u(t) = U \sin(\Omega t) \quad (23)$$

則相對的 $z(t)$ ，由(3)式，可成為：

$$z(t) = T_z U \cdot \sin(\Omega t - \phi) \quad (24)$$

再者將(14) 及(15)式帶入(13)式中，可得：

$$\begin{aligned} \Delta E = c\pi(T_z U)^2 \cdot \Omega + c\pi(T_z U^2) \cdot \Omega \cos \phi \\ - k\pi(T_z U^2) \cdot \sin \phi \end{aligned} \quad (25)$$

又，上式第三項微系統基座激振由於 $u(t)$ 與響應 $z(t)$

相對運動，且儲存於彈簧常數中之應變位能，該能量不因系統震盪而消失，故穩態震盪時，這個部份之能量並不需要由外界加以補充；第二項為系統由於阻尼存在，在振盪過程中，因為基座激振位移 $u(t)$ 與響應 $z(t)$ 相對運動，消耗之能量，而第一項為系統本身振盪，由於阻尼消耗之能量。其中，第一及第二之能量，在系統振盪過程中，不斷地消失、減少，因此，必須由激振器補充。

因此，複合材料在振盪過程中，由(25)式，系統每一 $z(t)$ 振盪循環之總能量消耗應為：

$$(26)$$

當複合材料系統在振盪頻率滿足 $\Omega = \omega_0$ 之關係時，(26)式成：

$$\Delta E(\omega_0) = c\pi\omega_0 \cdot (T_z U)^2 \quad (27)$$

因此，若可以將(27)式進一步改寫成每一振盪循環之平均消耗功率 Δp_0 之關係式，而複合材料系統阻尼 c ，可以從而解出：

$$c = \frac{2\Delta p_0}{(T_z U)^2 \cdot \omega_0^2} \quad (28)$$

代入(19)，於是複合材料系統之等效彈簧常數k可表示成：

$$k = \frac{2\Delta p_0}{Z_0^2 \cdot \omega_0} \cdot \sqrt{Q^2 - 1} \quad (29)$$

及等效質量：

$$m = \frac{2\Delta p_0}{Z_0 \cdot \omega_0^3} \cdot \left(\frac{Q^2}{\sqrt{Q^2 - 1}} \right) \quad (30)$$

以上方法適用於鑑別阻尼c或阻尼比 ζ 未知，利用功率消耗原理求阻尼c，並求出 Quality factor Q，進而求出(29)、(30)式，等效彈簧常數及等效質量，以上兩項為鑑別複合材料破壞時，相當重要的指標。

2.3 乘積調變法

乘積調變法(Modulate)利用能量損耗的觀念針對結構系統量測阻尼耗能，並經由傅立葉係數及相關公式計算阻尼比。乘積調變法的基礎理論介紹與運算流程圖(如圖五所示)：

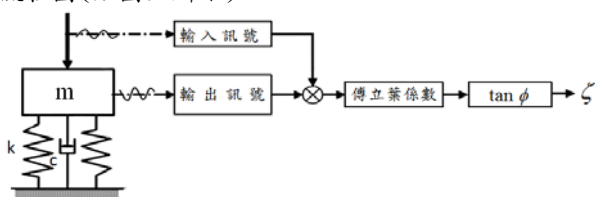


圖 3 乘積調變之運算流程圖

將系統穩態響應(輸出訊號)與激振訊號(輸入訊號)做乘積調變，可寫成

$$g(t) = Q(t) * q_p(t) \quad (31)$$

$$= \frac{Q * q_a}{2} \cos \phi + q_{p0} Q \sin(\Omega t) - \frac{Q * q_a}{2} \cos(2\Omega t - \phi) \quad (32)$$

藉由觀察調變後訊號(19)式之傅立葉係數，參考圖2。可計算出其相位角 $\cos \phi$ ：

$$\cos \phi = \frac{2a_0}{Q * q_a} \quad (33)$$

進一步以 $\tan \phi$ 計算出系統之阻尼係數，也即若令 $G_0 = \tan \phi$ ，則阻尼係數 ζ 可表示成

$$\zeta^2 = \frac{1}{8} \left[2 + \frac{(G_0^2 - 8)}{G_0^{2/3} \Lambda} + \frac{\Lambda}{G_0^{4/3}} \right] \quad \text{若 } G_0 \leq \sqrt{8} \quad (34)$$

及

$$\zeta^2 = \frac{1}{16} \left[4 - (1 + i\sqrt{3}) \frac{(G_0^2 - 8)}{G_0^{2/3} \Lambda} - (1 - i\sqrt{3}) \frac{\Lambda}{G_0^{4/3}} \right] \quad \text{若 } G_0 > \sqrt{8} \quad (35)$$

之實數部份值。其(33)式及(34)式中之參數

$$\Lambda = \sqrt[3]{8 - 20G_0^2 - G_0^4 + 8\sqrt{(1 + G_0^2)^3}} \quad (36)$$

更進一步觀察圖3之傅立葉係數，也可計算出系統阻尼耗能：

$$W_d = \sqrt{\alpha_2^2 - a_0^2} \quad (37)$$

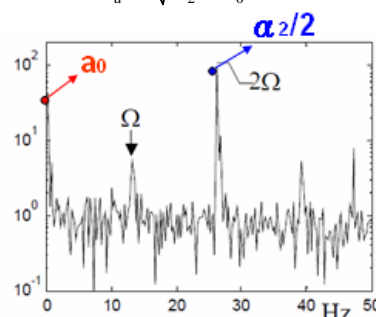


圖 4 系統穩態響應(輸出訊號)與激振訊號(輸入訊號)調變後之頻率響應函數圖

3. 動態模擬

由於電腦分析軟體發展進步，已經有許多軟體適用於作動態模擬之電腦分析，常見的有 Working Model、ADAMS、ANSYS 等，而本研究是以 Solidworks 中的 Cosmos 之線性動態分析來對結構之動態系統來進行建模、分析及模擬。

本研究真實系統為一單自由度運動方程，而為了確認真實系統的動態響應，本研究所採用的 Simulation 線性動態分析用到了 Time 及 Harmonic 兩個模組，主要用於模擬系統受到外力激振時，所對應的頻域響應及時域響應，再將破壞前與破壞後之時域圖，利用本研究方法將穩態輸入與穩態輸出訊號做乘積調變法(Modulate)，之後利用快速傅利葉轉換(FFT)可劃出頻率響應函數圖，如圖4所示，由傅利葉係數，即可知道直流位準 a_0 及二倍頻位準 α_2 ，再根據能量消耗公式計算出消耗能量，比照破壞前與破壞後之消耗能量，作為判斷材料損壞的指標，再由能量消耗推算出消耗功率，並由消耗功率推算出等效彈簧常數及等效質量，利用等效彈簧常數與等效質量，比對破壞前與破壞後之值，作為更進一步的損壞鑑別的指標。

3.1 參數設定

本研究材料使用玻璃纖維疊層板進行實驗，首先依據 CNS 國家檢驗標準編號第 12779，玻璃纖維之抗拉性能測定法，找出材料特性，其中包含彈性模數與浦松比，將實驗後測得之材料特性，進行 CAE 模擬。

圖5為模擬破壞之模型，在複合板表面切割一道

長 50mm、寬 2mm、深度 1.5mm 之表面裂痕，模擬參數如表 1 所示：

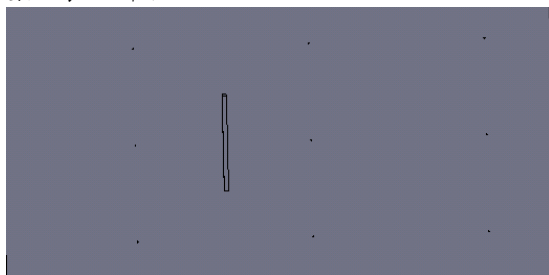


圖 5 複合板表面裂痕模擬

模型大小	250×150×3mm ³
彈性模數	36 GPa
浦松比	0.25
密度	1616 Kg/m ³
裂痕大小	50×2×1.5mm ³

表 1 模擬參數

3.2 模擬結果

模擬結果圖(6)為複合板未破壞前之自然頻率與模態振型，比較圖(7)為複合板模擬表面裂痕之自然頻率與模態振型，並對照表 2，由此可發現破壞前與破壞後之自然頻率差異大約為 4.5%。

Mode	破壞前	破壞後	差異%
1	37.6 Hz	35.9 Hz	4.57 %
2	138.5 Hz	131.7 Hz	4.9 %
3	233.6 Hz	223.3 Hz	4.47 %

表 2 破壞前與破壞後之對照表

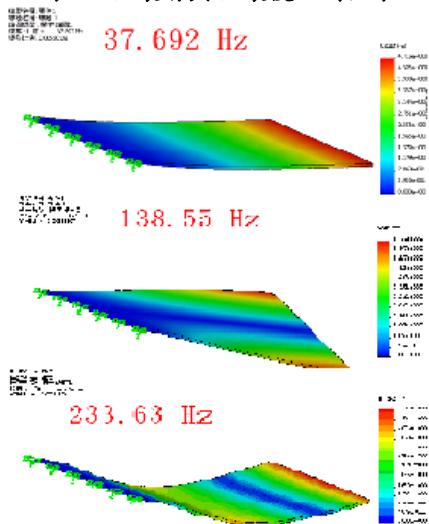


圖 6 複合板未破壞之模態與自然頻率

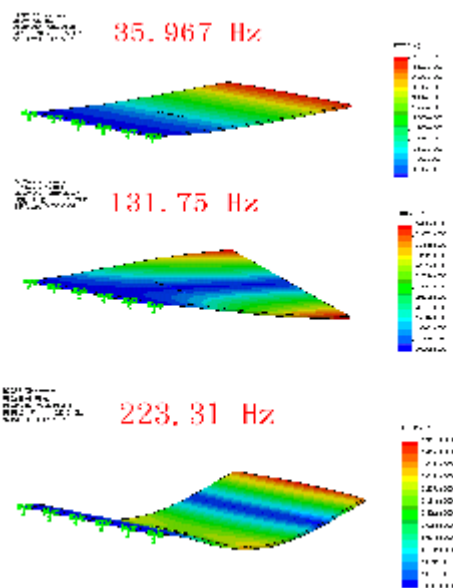


圖 7 複合板表面裂痕之模態與自然頻率

4. 實驗研究

研究多自由度結構體是十分耗時且費力的一件事，因此我們在實驗上，是以單自由度結構體來作為這次研究的主軸。因此，在製作模型之前，首先針對單自由度結構系統的幾個重要特徵來作探討，例如，懸臂樑的勁度值、阻尼比等，實驗設備之製作與架設詳細說明如下。

4.1 實驗設備及配置

參考圖(8)實驗流程，輸入端透過激振器輸入一連續 sin 波訊號複合材料板上，而輸出方面經由黏貼於懸臂樑上的質量塊上之單軸加速規將量測得之加速度訊號傳遞至 B&K 頻譜分析儀，記錄並分析。

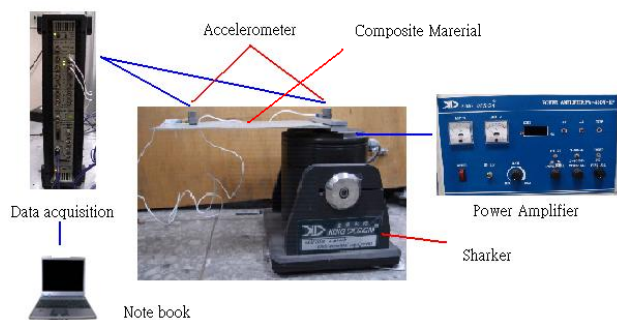


圖 8 實驗設備架構系統流程圖

4.2 實驗模型

首先，實驗材料大小為(250×150×3mm³)之玻璃纖維疊層板，以螺絲加兩塊鋁塊鎖緊固定於激振器上，使模型成 Fix-Free 狀態進行實驗，輸入訊號上以激振器輸入一連續訊號，及搭配單軸加速度規於輸入端與距離固定端 200mm 之複合板處分別擷

取加速度訊號，再使用 B&K 3560C 內建的 FFT 功能來觀察複合板結構之訊號。如圖(9)所示：



圖 9 複合材料系統模型

4.3 實驗過程與結果

根據掃頻的結果可找到複合板前兩個模態自然頻率，實驗結果如圖(10)所示，由於實驗誤差，未破壞前之複合板結構之第一模態及第二模態，自然頻率分別為 18.21Hz 及 165.5Hz，與 Solidworks Cosmos 構模擬所顯示的自然頻率有一定的落差。但本研究之目的是將所量測到的結構自然頻率作為輸入激振頻率，且將所量測到的輸入訊號及穩態輸出訊號做乘積調變，所以將 $\Omega_1 = 18.2\text{Hz}$ 及 $\Omega_2 = 165.5\text{Hz}$ 當作外在激振頻率，當 $\Omega_1 = 18.2\text{Hz}$ 穩態輸入訊號與穩態輸出訊號之時域圖，如圖(11)所示，再將穩態輸入與穩態輸出訊號做乘積調變後，經 FFT 快速傅利葉轉換之後，可得到一頻率響應函數圖，如圖(12)所示。同理，當 $\Omega_2 = 165.5\text{Hz}$ 穩態輸入訊號與穩態輸出訊號之時域圖，如圖(13)所示，再將穩態輸入與穩態輸出訊號做乘積調變後，經 FFT 快速傅利葉轉換之後，可得到一頻率響應函數圖，如圖(14)所示

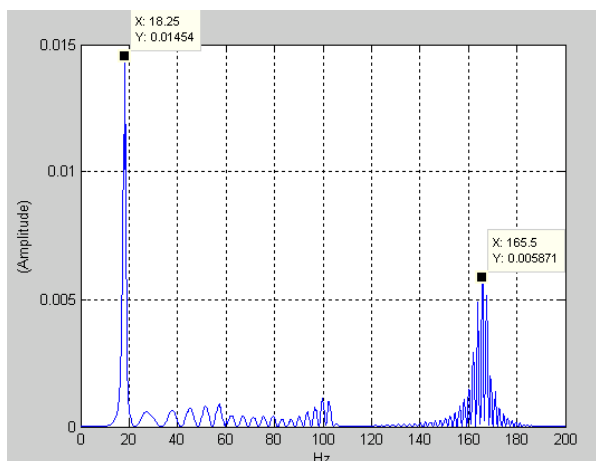
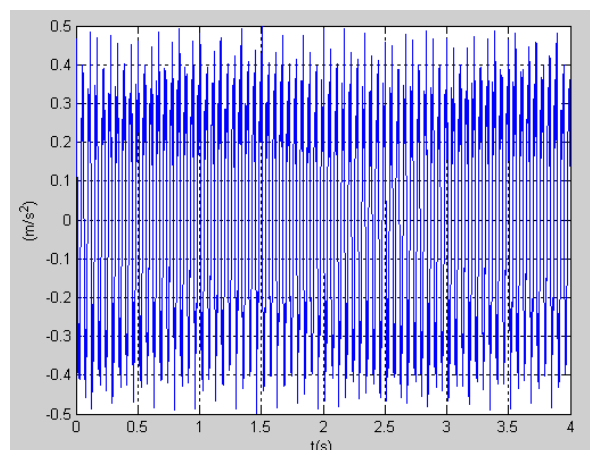
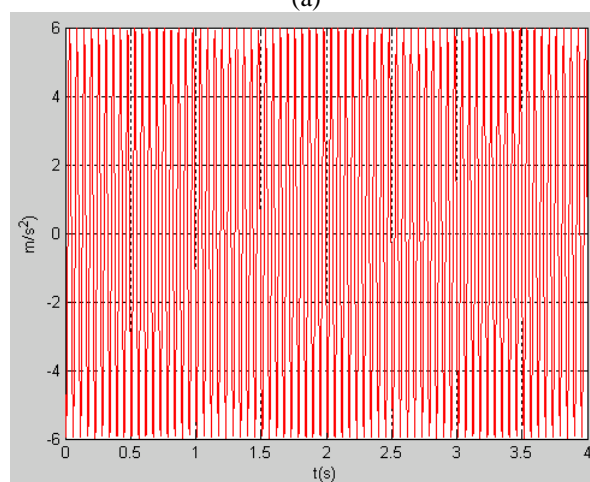


圖 10 複合板結構之自然頻率



(a)



(b)

圖 11 (a)當 $\Omega_1 = 18.2\text{Hz}$ 穩態輸入訊號時域圖

(b)當 $\Omega_1 = 18.2\text{Hz}$ 穩態輸出訊號時域圖

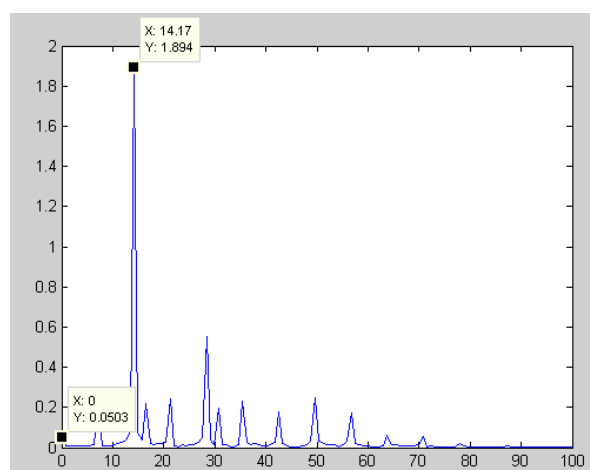
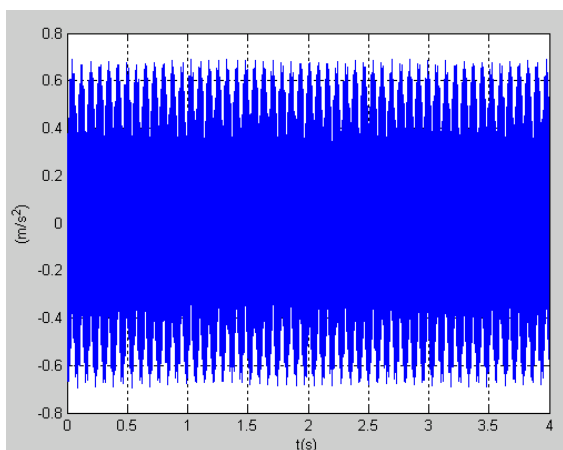
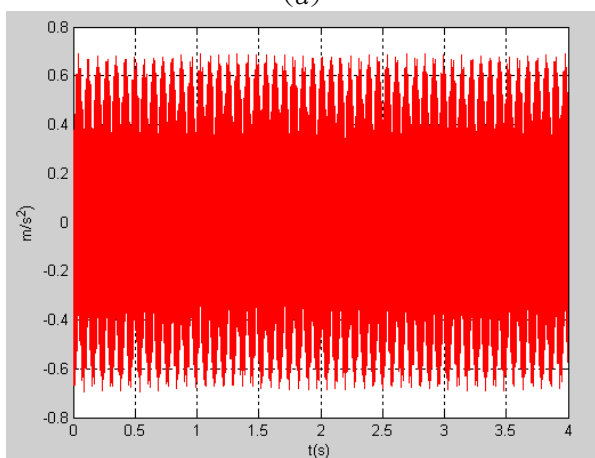


圖 12 在輸入激振訊號 $\Omega_1 = 18.2\text{Hz}$ 調變後頻域圖



(a)



(b)

圖 13 (a)當 $\Omega_2 = 165.5\text{Hz}$ 穩態輸入訊號時域圖
 (b)當 $\Omega_2 = 165.5\text{Hz}$ 穩態輸出訊號時域圖

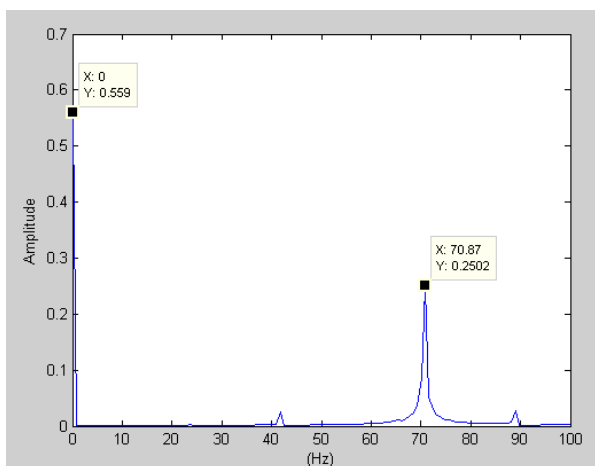


圖 14 在輸入激振訊號 $\Omega_2 = 165.5\text{Hz}$ 調變後頻域圖

5. 結論

本研究分別以 CAE 模擬及實驗兩部分針對複合板做深入探討。在 CAE 模擬上利用單自由度結構體推導之運動方程式予以適當的假設及再線性化，並

將所量測輸入訊號及輸出穩態訊號，利用積調變法來計算出單自由度結構體之相關參數。

實驗部分，會發現複合板結構體模擬時之自然頻率，與實驗上之自然頻率略有差距，主要原因可能因為結構體本身具有阻尼，量測到屬於阻尼頻率，但模擬部分卻是自然頻率，或者是固定端架設部份，架設的不夠穩固，才造成誤差，之後的工作，藉由實驗所量測到自然頻率，分別作為輸入激振訊號，並且量測輸入訊號及輸出穩態訊號進行積調

6. 參考文獻

- [1] 蔡永鵬，結構系統於基座激振時之阻尼量測研究，碩士論文，國立台北科技大學製造所，台北，2003
- [2] 沈志陽 周維亮，直升機旋翼葉片結構阻尼量測與損壞指標之研究。國立台北科技大學機電所，台北，2010
- [3] W. Li and S. Tseng, "The linearization method based on the equivalence of dissipated energies for nonlinearly damped structural systems," *Journal of Sound and Vibration*, 2006。
- [4] Wenlung Li and S. P. Tseng, "Parameter identification of a cantilever beam immersed in viscous fluids with potential application to the probe calibration of atomic force microscopes," *22nd Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*, USA, 2009.
- [5] 蘇敬鈞，一種應用於基座激振之二自由度結構系統參數的鑑別方法。國立台北科技大學機電所，台北，2010
- [6] 李政信，The Detection of Surface Crack and Matrix Cracking in Composite Laminates。
- [7] Seth S. Kessler, S Mark Spearing "Damage detection in composite materials using frequency response method" UK, 2001.
- [8] 黎文龍，工程設計與分析：創思設計分析與模擬，東華書局，民國 89 年。
- [9] Rao, S. S., 'Mechanical vibrations
- [10] 許明發, 郭文雄, 複合材料

Development of a new NDT examination method for composite materials

Wenlung Li, RongYu Hong

National Taipei University of Technology
Graduate Institute of Manufacturing
Technology

ABSTRACT

In this study, the application for modulate, to detection composite surface cracks for non-destructive testing of the glass fiber composite laminate. The surface cracks produced by laser cutting.

First, the composite materials system will be equivalent to a cantilever beam and may be equivalent to a one degree of freedom for mass. Then to adopt of new product development modulation Fourier coefficients method. Observed Fourier coefficients of the a_0 and a_2 , And calculated the dissipated energy of the structure, After the structure of dissipated energy can be as a composite plate injury evaluation. The Principle reuse damping power dissipated, Then the quality factor calculated by the equivalent spring constant of the system and the equivalent quality. Equivalent spring constant and effective use of quality, you can damage the composite structure for analysis and discussion, and then find out the damaged composite indicators and trends.

Keywords: Composite Materials · Modulate · Glass Fiber Laminate · Dissipative energy · power dissipated