

船體振動之動態特性量測識別

洪振發* 彭彥惇* 呂崇湧** 吳華桐**

* 國立台灣大學 工程科學及海洋工程研究所

** 財團法人 聯合船舶設計發展中心

關鍵詞：船體振動、模態識別、VBARX、FEM、量測

摘 要

本研究發展一套船體結構振動量測的等效系統運動方程式與模態參數的識別方法，藉由同時量測的多點輸入(激振力)輸出(結構動態反應)訊號的MIMO(多輸入輸出)系統來識別結構的動態特性。採用向量型後向自我回歸含外力參數模型(Vector Backward Auto-Regressive with eXogenous, 簡稱VBARX)來描述動態系統在不同時步的輸出輸入資訊關係，據以建立離散時間狀態方程式，推導與量測自由度相對應的等效狀態運動方程式來估算結構的模態參數。

本文以一貨櫃輪之有限元素動態分析與系統識別數值模擬為例，說明理論在應用上的可行性。另以與分析船相同的實船的部分量測資料為例，進行船體整體之動態特性識別，以檢討理論與實際應用之差異。

前 言

近年來，不論是船舶或陸上各式建築及結構體之振動及噪音問題逐漸受到重視。不論是學界或業界對於振動及噪音之現象，發生的原因及改善回應之道莫不投注以相當的心力。過度之振動及噪音易對於人員之舒適性及生活造成妨礙，同時對於機械設備及航行儀器等之正常運作性能亦有影響，而局部構件的振動則會造成細部結構元件的疲勞問題[1,2]。因此對於結構振動動態特性之掌握便顯得相當重要。

一般而言，結構系統中支配結構在動態外力下的動態反應，皆可稱為結構振動的動態特性[3,4]，它可以以不同型態表現，如結構振動的運動方程式中的質量、阻尼與勁度矩陣即是，但此三者不易直接看到振動的物理現象，故一般常見者為：結構模態參數(自然頻率、阻尼比與相對模態形狀為主)、時域脈衝反應函數(time domain impulse response function, 簡稱IRF)與單位外力頻率反應函數(frequency response function, 簡稱FRF)，有些問題則以時域動態影響線(或時域動態反應)來表示。船體振動的動態特性最常被引用者為，船體結構自然頻率與阻尼比。振源如為一具備有意義頻率(significant frequency)的外激力，如主機轉速等，

則振源為外力動態特性，亦可藉由結構動態特性識別技術來辨識。

自1950年以後已有相當多與體振動與自然頻率的分析、預估與量測等研究。船體振動的發生可能原因很多，如能掌握動態特性，比較容易掌握振動發生原因，與診治振動問題的方向。近年來有限元素法結構振動分析，已發展為成熟有效的分析工具，但由於船體結構的複雜性，有限元素船體結構分析模型與外力仍存有相當的未確定因子，透過實船振動量測系統識別，可確定船體模態頻率、阻尼比及相對模態，與振動頻率發生原因。鑑定的模態參數可用來修正分析模型若干重要的未確定參數，使分析模型更可靠。

傳統的由量測資料進行模態分析主要以快速傅氏轉換(fast Fourier transform, 簡稱FFT)為基礎[3,4,5,6]，從FFT幅度的頻率分佈曲線之峰值，對照相位頻率曲線之相位變號位置，來研判模態位置。相對模態則以各量測通道的FFT轉換幅度在對應自然頻率位置的相對數值來定義，理論似乎很簡單，但實際執行時常受取樣頻率與頻率解析度的影響，對頻率分佈密集的模態常不易辨認，或雜訊較大的狀況下，常出現干擾峰值使得真假模態難分，正確模態參數之數值不明造成

誤判。阻尼則藉由間接方式推算，常不易正確地判定。尤其對於多通途相互耦合之系統，其阻尼係數以間接方式求得過程未確定性很高。因此有不同的模態識別方法陸續被提出。

時域分析法則從實測所得訊號系統建立量測資料的狀態系統矩陣，利用系統矩陣內蘊的特徵性質，先判定模態的存在，再推算系統模態的自然頻率、阻尼與相對模態形狀等，直接處理時域資料，不作頻域轉換[7-14]。

一般時間序列的表示，多以前向的型態表示，即以先前時步所發生的動態響應來預估後來時步反應，Cooper[15]確認Kumaresan與Tufts[16]提出的後向型AR模型具備明確區分系統根與非系統根的特性。基於這個想法本研究發展一系列後向模式的識別方法[17-19]。

結構模態量測識別最有效的方式，為量測結構自由振動，但實務上量測常無法在乾淨無雜訊的環境進行自由振動量測，如公路橋樑有環境振動雜訊，船在海上波浪與局部振動的干擾，另外對於大型結構物進行自由振動量測，激振方式也常有困難。因此在結構振動特性識別時，需考慮外力與量測雜訊的不平衡力，螺旋激水的衝擊力以及波浪拍擊等，外激力的量測並不容易。

本文延續作者研究室之系列發展，採用時間序列中的向量型後向自我迴歸模型，對船體結構多點同時量測所得的時間序列訊號資料，建立各量測點之間與各量測時間點之間相互關係，進一步識別結構動態特性。建立一個船體振動之量測識別系統，可從船體振動反應輸出資料，鑑定量測點所代表的振動模態之頻率、阻尼比與相對模態，以確認船體可能的振動問題，與解決之道。本研究發展之系統考慮相當程度的量測雜訊與可能存在的未知外力影響之過濾功能，如無外力資訊則採用VBARX模型，如有外力或等效外激力資訊則採用VBARX模型。

結構運動方程式

1. 運動方程式

一連續結構之動態行為模式為無限自由度系統，但在結構分析時，一般常以有限自由度系統來建立分析模型。結構動態系統一般以二階線性矩陣微分方程式來描述其動態行為，令位移向量 $x(t) \in R^{n \times 1}$ ，外激力向量 $u(t) \in R^{r \times 1}$ ，其中 n 與 r 分別為分析模型自由度與外激力自由度總數。則此結構系統之運動方程式可以表示成：

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = B_0 u(t) \quad (1)$$

其中， M 、 C 、 K 分別為質量(mass)、阻尼(damping)和勁度(stiffness)矩陣， B_0 為輸入影響矩陣(input influence matrix)。

運動方程式的量測輸出方程式可表為：

$$y(t) = C_a \ddot{x}(t) + C_v \dot{x}(t) + C_d x(t) \quad (2)$$

其中， $y(t) \in R^{p \times 1}$ 為量測所得之輸出響應， C_a 、 C_v 及 C_d 為加速度、速度、位移之輸出影響矩陣。

2. 狀態運動方程式

若將位移及速度向量組合定義為狀態向量： $z(t) = \{x(t), \dot{x}(t)\} \in R^{2n \times 1}$ ，則式(1)與(2)所代表的二階結構運動方程式可改寫為下列的一階微分方程式的狀態運動方程式組：

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = \begin{bmatrix} 0 & I_n \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} z(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}B_0 \end{bmatrix} u(t) \end{cases} \quad (3)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} C_d & C_v & C_a \end{bmatrix} z(t) + C_a M^{-1} B_0 u(t) \quad (4)$$

或以矩陣形式表為

$$\dot{z}(t) = A_c z(t) + B_c u(t) \quad (5)$$

$$y(t) = C_c z(t) + D_c u(t) \quad (6)$$

上式中 A_c 、 B_c 、 C_c 及 D_c 為連續時間狀態之系統矩陣，輸入影響矩陣，輸出影響矩陣及直接傳輸矩陣。

3. 連續/離散時間狀態空間轉換

結構狀態運動方程式以連續時間來描述較為完整，但在數值分析或量測系統識別運算常以離散時間來處理，因此必需探討由連續狀態方程組轉換至離散狀態方程組或識別所得的等效離散狀態方程組反轉換回等效連續狀態方程組之關係。

如果時距 Δt 夠小，輸入激振力在同一時距內可視為常數，則連續時間狀態空間運動方程式組可轉換為離散時間狀態空間運動方程式組：

$$z_{k+1} = A z_k + B u_k \quad (7)$$

$$y_k = C z_k + D u_k \quad (8)$$

其中連續和離散時間系統矩陣的關係為：

$$A = e^{A_c \Delta t}; \quad B = (e^{A_c \Delta t} - I) A_c^{-1} B_c$$

$$C = C_c; \quad D = D_c$$

後向狀態方程組與系統識別

本研究發展的識別方法，利用量測結構之動態響應(位移、速度或加速度)資料及激振力資料以鑑定結構之動態特性參數(包括自然頻率、阻尼比、模態形狀及狀態運動方程式之系統矩陣)，且若能完整量測到結構中每一自由度的響應及外力，亦可反向求得整體結構之質量、阻尼和勁度矩陣。

本文以向量型後向自我迴歸含外力參數模型(Vector Backward Auto-Regressive with eXogenous, 簡稱VBARX)來描述動態系統在不同時步的輸出輸入關係。VBARX是以 na 個未來時步的動態反應資訊加上目前及 nb 個未來的外力資訊的線性疊加來表現目前時步的動態反應。先以VBARX模型建立量測資料時間序列關係之後向狀態方程式，求出系統階數與模態後，分離出系統與非系統模態，由萃取出來的系統模態建立與系統動態特性相同的等效後向離散時間狀態運動方程式。

為保持一般慣用前向狀態運動方程式與推導二階微分型態的運動方程式，將等效離散後向狀態系統轉換成離散前向狀態運動系統，再轉成與量測自由度相關的等效狀態運動方程式，據以求取及模態參數。

1. 後向自我迴歸含外力參數模型

一組具有 p 個輸出與 r 個輸入通道動態系統，各通道量測資訊在不同時步之間的關係如存有內蘊的動態特性，則可以離散時間差分方式來表示，令後向的自我迴歸含外力變數VBARX的模型為：

$$y_k = \sum_{i=1}^{na} a_i y_{k-i} + \sum_{j=0}^{nb} b_j u_{k-j} + e_k \quad (9)$$

其中， $a_i \in R^{p \times p}$ 為後向自我迴歸(BAR)參數矩陣， $b_j \in R^{p \times r}$ 為後向外變數(BX)參數矩陣， $e_k \in R^{p \times 1}$ 為誤差項， na 、 nb 分別為BAR、BX模型之階數。

VBARX模型應用於結構模態參數識別過程中，以狀態空間模型表示，在應用上可取BAR與BX之階數相同以方便程式的編輯，因此我們令 $na=nb=q$ 。假設每通道量測總資料點數為 N ，將式(9)指標 k 依序由1至 $N-q$ 組合，以矩陣式表示為：

$$\tilde{y}_q = P_q \tilde{y}_q + \tilde{e}_q \quad (10)$$

其中， $\tilde{y}_q = [y_1, y_2, \dots, y_{1N-q}] \in R^{p(N-q) \times 1}$ 為輸出響應所構成的矩陣， $P_q = [a_1, a_2, \dots, a_q, b_1, \dots, b_q] \in R^{p(N-q) \times (p(N-q)+1)}$ 為VBARX參數矩陣， $\tilde{y}_q \in R^{p(N-q) \times 1}$ 為輸出輸入資料矩陣， $\tilde{e}_q \in R^{p(N-q) \times 1}$ 為誤差項所構成的誤差矩陣。

式(10)中之VBARX參數矩陣 P_q 可以最小平方法求得。

2. 量測資料後向狀態系統

當 q 階的VBARX參數矩陣求出後，令一狀態向量由 q 個時步輸出向量 $q+1$ 個時步的輸入向量組成：

$$\tilde{z}_k = [y_k \quad y_{k+1} \quad \dots \quad y_{k+q-1} \quad u_k \quad u_{k+1} \quad \dots \quad u_{k+q-1}]^T \in \mathcal{R}^{(p+r)q \times 1} \quad (11)$$

則量測資料可由VBARX模型式(9)組成狀態運動方程式組：

$$\tilde{z}_k = \tilde{A} \tilde{z}_{k+1} + \tilde{B} u_k \quad (12)$$

$$y_k = \tilde{C} \tilde{z}_{k+1} + \tilde{D} u_k \quad (13)$$

其中， $\tilde{A}$ 、 $\tilde{B}$ 、 $\tilde{C}$ 、 $\tilde{D}$ 分別稱為後向資料狀態方程組的狀態矩陣、輸入影響矩陣、輸出影響矩陣及直接傳輸矩陣。

系統矩陣 $\tilde{A} \in \mathcal{R}^{((p+r)q) \times ((p+r)q)}$ 可分成BAR與BX參數矩陣部分的子系統矩陣為：

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} \tilde{A}_{11} & \tilde{A}_{12} \\ 0 & \tilde{A}_{22} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\tilde{A}_{11} = \begin{bmatrix} \hat{a}_1 & \hat{a}_2 & \dots & \hat{a}_{q-1} & \hat{a}_q \\ I & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & I & 0 \end{bmatrix}$$

$$\tilde{A}_{12} = \begin{bmatrix} \hat{b}_1 & \hat{b}_2 & \dots & \hat{b}_q \\ 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad \tilde{A}_{22} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ I & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & I & 0 \end{bmatrix}$$

$\tilde{B}$ 、 $\tilde{C}$ 、 $\tilde{D}$ 矩陣分別為：

$$\tilde{B} = \begin{bmatrix} \tilde{b}_1 \\ \tilde{b}_2 \end{bmatrix} \quad \tilde{b}_1 = \begin{bmatrix} \hat{b}_0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad \tilde{b}_2 = \begin{bmatrix} I \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\tilde{C} = [\hat{a}_1 \quad \dots \quad \hat{a}_q \quad \hat{b}_1 \quad \dots \quad \hat{b}_q] \quad (16)$$

$$\tilde{D} = \hat{b}_0 \quad (17)$$

3. 離散時間等效狀態方程組

式(12)資料狀態方程式的系統矩陣階數遠大於系統有效的階數。一般採用高階求解的方法可提高系統識別能力，同時也提高狀態空間系統矩陣中的非系統模態，除去這些假模態(spurious modes)，將量測資料所建立的高階系統矩陣降階到系統有效的階數才能得到等效系統狀態空間模型。式(12)或(14)之系統矩陣 $\tilde{A}$ 之特徵多項式為：

$$\lambda^{2q} I - a_1 \lambda^{2q-1} - \dots - a_q \lambda^q - b_1 \lambda^{q-1} - \dots - b_{q-1} \lambda - b_q = 0 \quad (18)$$

將特徵根依大小排列可得

$$|\lambda_i| \geq 1.0, \quad i = 1 \text{ to } 2n' \quad (19)$$

$$|\lambda_i| < 1.0, \quad i = 2n' + 1 \text{ to } pq$$

一般結構系統含有阻尼，阻尼使結構振動量隨時間增加逐漸降低，以反應(如加速度)應時圖來看，為不發散函數。但如果將振動訊號由後向前看，則成為振動量逐漸放大的狀況，屬於不收敛函數。不管是式(7)的前向狀態方程式，或式(12)的前向狀態方程式，其雜訊皆為不發散函數。因此式(12)的系統矩陣之特徵值，因系統振動行為為不收敛型態其特徵值將不小於1，非系統特徵值則小於1，如式(18)所示，如採用

前向狀態方程式，則系統特徵值也將不大於1，而不易與非系統特徵值分離，此點為本文採用後向模型的原因。

式(19)前2n'個特徵根為系統根，其他則為非系統根。將系統與非系統模態分別以下標s與p標示，對系統矩陣進行分解如下：

$$\tilde{A} = \Psi \Lambda \Psi^{-1} = \begin{bmatrix} \Psi_{ss} & \Psi_{sp} \\ \Psi_{ps} & \Psi_{pp} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Lambda_s & 0 \\ 0 & \Lambda_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi_{ss}^{-1} & \Psi_{sp}^{-1} \\ \Psi_{ps}^{-1} & \Psi_{pp}^{-1} \end{bmatrix} \quad (20)$$

將非系統模態排除後，式(12)與(13)可降階成離散時間後向狀態方程式組如下：

$$\tilde{x}_k = \tilde{A}_b \tilde{x}_{k+1} + \tilde{B}_b u_k \quad (21)$$

$$y_k = \tilde{C}_b \tilde{x}_{k+1} + \tilde{D}_b u_k \quad (22)$$

其中，特徵向量矩陣、特徵根矩陣與降階後的離散時間後向系統矩陣的關係為：

$$\tilde{A}_b = \Psi_{ss} \Lambda_s \Psi_{ss}^{-1} \quad (23a)$$

$$\tilde{B}_b = \Psi_{ss} \tilde{B}_s \quad (23b)$$

$$\tilde{C}_b = \tilde{C}_s \Psi_{ss}^{-1} \quad (23c)$$

$$\tilde{D}_b = \tilde{D} \quad (23d)$$

式中的 $\tilde{B}_s$ 與 $\tilde{C}_s$ 矩陣可由下列式子獲得：

$$\begin{bmatrix} \tilde{B}_s \\ \tilde{C}_s \end{bmatrix} = \Psi^{-1} \tilde{B} : \begin{bmatrix} \tilde{C}_s & \tilde{C}_p \end{bmatrix} = \tilde{C} \Psi$$

式(21)與(22)為式(7)與(8)的後向離散時間等效狀態方程組，可轉換成前向狀態空間運動方程式組表示，如下：

$$\tilde{x}_{k+1} = \tilde{A}_f \tilde{x}_k + \tilde{B}_f u_k \quad (24)$$

$$y_k = \tilde{C}_f \tilde{x}_k + \tilde{D}_f u_k \quad (25)$$

其中後向模型與前向模型間的關係為：

$$\tilde{A}_f = \tilde{A}_b^{-1} \quad (26a)$$

$$\tilde{B}_f = -\tilde{A}_b^{-1} \tilde{B}_b \quad (26b)$$

$$\tilde{C}_f = \tilde{C}_b \tilde{A}_b^{-1} \quad (26c)$$

$$\tilde{D}_f = \tilde{D}_b - \tilde{C}_b \tilde{A}_b^{-1} \tilde{B}_b \quad (26d)$$

4. 等效連續時間狀態運動方程式

如同式(7)與(8)的逆向轉換，可將離散時間狀態方程組式(24)與(25)轉換為連續時間系統：

$$\dot{\tilde{x}}_{k+1} = \tilde{A}_c \tilde{x}_k + \tilde{B}_c u_k \quad (27)$$

$$y_k = \tilde{C}_c \tilde{x}_k + \tilde{D}_c u_k \quad (28)$$

其中

$$\tilde{A}_c = \ln(\tilde{A}_f) / \Delta t$$

$$\tilde{B}_c = \tilde{A}_c (\tilde{A}_f - I)^{-1} \tilde{B}_f$$

$$\tilde{C}_c = \tilde{C}_f$$

$$\tilde{D}_c = \tilde{D}_f$$

5. 結構系統矩陣及模態參數

一個具n自由度的結構系統，若用來作為系統識別的量測外力與動態反應資料的有效頻率範圍包含n'個模態，n'可能小於n，一般在實務上量測自由度p又小於n'，尤其是複雜結構p常遠小於n與n'。式(21)與(22)，式(24)與(25)，式(27)與(28)三種型態均為式(7)與(8)的等效狀態運動方程式，可用來求模態參數。如n=n'，則具備相同的動態特性，如n>n'，則等效狀態方程式只包含式(7)與(8)的部分動態特性。理論上式(21)與(21)，式(24)與(25)，式(27)與(28)可建立n'自由度系統，但當p<n'時，p個量測自由度的相對位移量無法表示n'自由度，因此為求出全部n'個模態之模態形狀則須在式(21)到(24)凝縮過程，每次最多選p個模態，求出p個模態參數，逐次完成。

式(27)的連續時間模型與式(3)中的狀態運動方程式存在著等效系統的關係，其動態特性相同，但 $\tilde{A}_c$ 與 A_c 矩陣型態不同，無法從識別得到為得到 $\tilde{A}_c$ 矩陣的左下角部分的次矩陣求取正模態(normal mode)。作者(2002)月用一個轉換矩陣T，將式(27)與(28)作進一步轉換，其相關矩陣為：

$$A_{ci} = T \tilde{A}_c T^{-1} \quad (29a)$$

$$B_{ci} = T \tilde{B}_c \quad (29b)$$

$$C_{ci} = \tilde{C}_c T^{-1} \quad (29c)$$

$$D_{ci} = \tilde{D} \quad (29d)$$

其中

$$T = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$T_1 = C_d \tilde{C}_c + C_v \tilde{C}_c \tilde{A}_c^{-1} + C_d \tilde{C}_c \tilde{A}_c^{-2} \quad (31a)$$

$$T_2 = T_1 \tilde{A}_c \quad (31b)$$

轉換後的系統矩陣與物理模型相同形式後，即：

$$\tilde{A}_{ci} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\tilde{M}^{-1} \tilde{K} & -\tilde{M}^{-1} \tilde{C} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ \tilde{A}_{21} & \tilde{A}_{22} \end{bmatrix} \quad (32)$$

式中 $\tilde{M}$ 、 $\tilde{C}$ 和 $\tilde{K}$ 分別為量測資訊等效的質量、阻尼和勁度矩陣。由此形式可獲得 $\tilde{A}_{ci}$ 矩陣的左下角之等效的 $-\tilde{M}^{-1} \tilde{K}$ 次矩陣，並利用 $\tilde{M}^{-1} \tilde{K}$ 矩陣求出結構系統之無阻尼狀態的自然振頻和正模態振幅。

6. 向量型後向自我回歸模型(VBAR)

一量測系統如無數入外力資料，只有p個輸出通道，則式(9)中之外力項不存在，可簡化成

$$y_k = \sum_{i=1}^p a_i y_{k+i} + e_k \quad (33)$$

為後向的自我回歸的模型，簡稱為VBAR模型，為VBARX模型之特例，適用於無外力量測資料可用的狀況。

船體結構動態特性識別

本研究以一艘聯設中心設計、中船基隆廠建造之貨櫃船為研究個案。該船的主要尺寸如下：

全長 (LOA)	: 145.00公尺
船寬 (Bmdl)	: 25.00公尺
船深 (Dmdl)	: 13.90公尺
設計吃水(d)	: 8.40公尺
設計排水量	: 20114.2公噸

以該貨櫃船設計階段建立的有限元素分析模型，作為數值識別模擬的研究例。該設計的姊妹船在建造後試車過程記錄到的一筆拋錨引致船體振動的加速度訊號，進行模態識別，作為實際比較研究例。建造完成的船體結構與設計時的FEM分析模型，有部分結構已略作改變，且試車時之裝載狀況與分析時也有不同，但整體而言，除總重量分佈略有差異外，兩者應大致一致，故其模態參數應仍相近。

本研究先進行全船有限元素模態分析，與識別模擬。其次模擬量測狀況進行模態識別模擬。由於原振動量測之目的在確認船體甲板與機艙振動程度，並未考慮動態特性識別的需求，因此利用此量測資料來進行模態識別，重點則放在自然頻率與阻尼比的識別，模態形狀因現有資料的量測位置與方向不易描述而無法確認，不易比較。在比較識別模態與參考模態的一致性，本文採用Allemang & Brown[20]的模態確認基準(Modal Assurance Criteria, 簡稱MAC)作為比較模態形狀的一致性之參考，其定義如下：

$$(MAC)_i = \frac{|\phi_{ci}^T \phi_{ci}|^2}{(\phi_{ci}^T \phi_{ci})(\phi_{ci}^T \phi_{ci})} : i=1, \dots, n' \quad (34)$$

其中， ϕ_{ci} 及 ϕ_{ci} 分別為兩個互相比較的模態振型。MAC值介於0到1之間，當兩模態振型完全一致時為1，反之完全無關時為0。

1. 有限元素分析與船體動態反應量測模擬

先以全船FEM模型進行船體整體模態分析，將計算所得之自然頻率與模態形狀作為比較基準。其次模擬拋錨試驗產生自由振動，在船艙鉗機處施以衝擊力，進行暫態分析，產生船體自由振動，由指定的模擬量測自由度輸出動態反應資料。

一般船體的模態阻尼比分佈在0.01到0.05之間，為掌握本文模態識別方法對模態阻尼比識別的能力，令模態阻尼比為自然頻率的線性函數，即：

$$\xi(f_n) = 0.01 + 0.0009 \times f_n, 0 \leq f_n \leq 30 \text{ Hz} \quad (35)$$

模態分析所得前15個模態之自然頻率，與上式算出各模態阻尼比，列於表1。數值模擬量測測點如圖1所

表1 貨櫃船VBAR模型模擬識別結果與FEM模態分析結果比較

模態	FEM		VBAR(13.15)		MAC
	自然頻率 (Hz)	模態阻尼比 (%)	自然頻率 (Hz)	模態阻尼比 (%)	
1	3.14E-08	1.0000	---	---	---
2	0.139631	1.0126	0.1400	0.8110	0.9999
3	0.253681	1.0228	0.2537	1.0191	0.9999
4	1.545107	1.1391	1.5451	1.1391	1.0000
5	2.796371	1.2517	2.7964	1.2517	1.0000
6	3.946777	1.3552	3.9468	1.3552	0.9998
7	5.049889	1.4545	5.0499	1.4544	0.9997
8	5.295934	1.4766	5.2959	1.4766	0.9988
9	5.689060	1.5120	5.6890	1.5117	1.0000
10	5.796711	1.5217	5.7967	1.5218	0.9977
11	6.936779	1.6243	6.9368	1.6243	0.9996
12	7.988416	1.7190	7.9884	1.7189	0.9923
13	8.194471	1.7375	8.1945	1.7375	0.9822
14	8.653107	1.7788	8.6531	1.7788	0.9870
15	9.485497	1.8537	9.4855	1.8537	0.9812

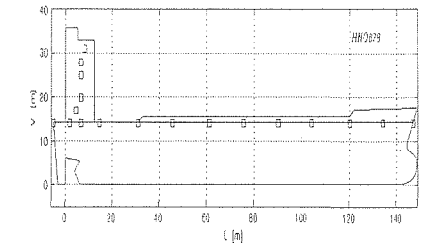


圖1 模擬船樑量測點

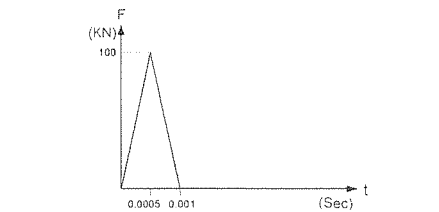


圖2 模擬拋錨試驗衝力

示之小方塊標示位置。船艙鉗機附近的衝擊力假設如圖2所示。有限元素暫態分析後，選取位於主甲板上的13個點的垂直加速度歷時資料，進行模態識別。識別結果前15個模態之自然頻率與模態阻尼比列於表1，與FEM模態分析結果並列比較。

表中可見前15個模態自然頻率在10Hz以下，因此暫態分析取樣頻率不必太高，設為每秒100點，取2048

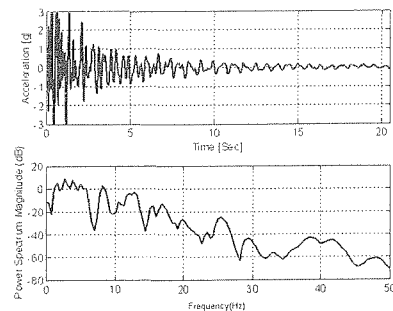


圖3 船艙上甲板量測點的加速度歷時圖與PSD

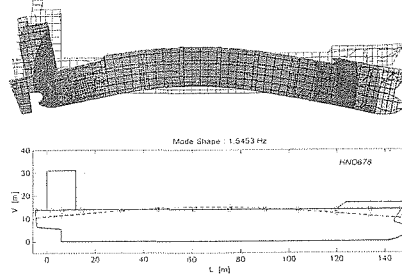


圖4 第四模態(兩節點彎曲模態)

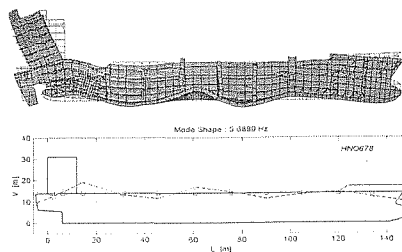


圖5 第九模態(六節點彎曲模態)

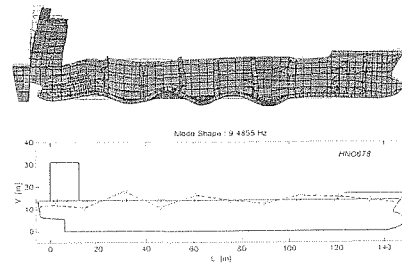


圖6 第十五模態

個資料點，即資料的時間為 $2048-100=20.48$ 秒。因此量測資料的內含有效頻寬為 $0.049\text{Hz}\sim 50\text{Hz}$ ，可信頻寬為 $0.1\text{Hz}\sim 39.0625\text{Hz}$ 。由於本例由數值分析所產生，屬於無雜訊的訊號。第一個剛體模態頻率 3.14×10^{-8} 在有效範圍之外無法識別出來。由VBAR模式所識別出的模態參數與有限元素模態分析結果比較，除前兩個模態的模態阻尼比略有差異外，其餘則非常吻合，即自然頻率與阻尼比完全一致，MAC值接近1。

圖3為船艙上甲板模擬量測點的加速度歷時圖，與加速度功率頻譜密度分佈圖，圖中可見在 $1\sim 10\text{Hz}$ 中有多个模態存在，5到6Hz之間PSD分佈的變化很少，如有雜訊干擾，加上阻尼影響，若以傳統頻域模態識別法，這部分頻率密集的模態很不容易分辨，利用本文的方法可清楚辨識出四個模態。圖4、圖5與圖6為FEM分析之第四、九及十五模態及識別所得量測點間的相對模態。整體而言，識別的模態與模態分析結果一致性很高。

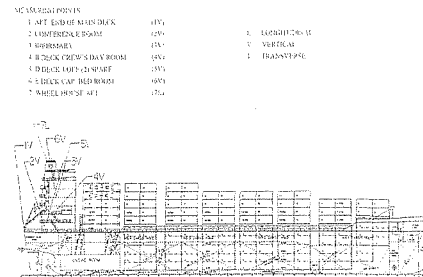


圖7 貨櫃船拋錨試驗量測自然振動之加速規布置

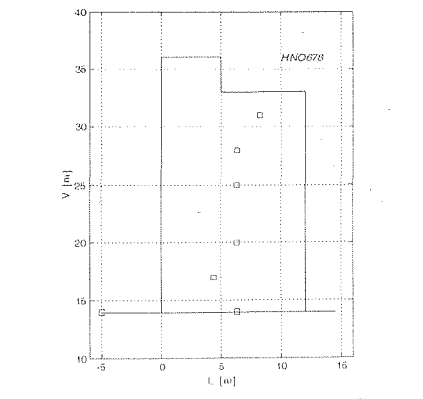


圖8 FEM模型模擬船艙振動之量測點

2. 船艙甲板量測識別模擬

配合前述的貨櫃船試車過程，記錄到的一段拋錨引致船體振動的加速度訊號。該次量測共有7個加速規，其安排位置如圖7。利用量測結果進行模態識別前，先以FEM暫態分析模擬量測，取得無雜訊的理想訊號，進行模態識別模擬。FEM模型在船體的模擬量測位置示意圖如圖8所示。除了船艙最上方點量測縱向加速度外，其他點只量測垂向加速度，原量測自由度的選法，以確認船艙甲板振動程度為主，只有在船艙最上點與最下點與以及船艙甲板點三處可表現部分的船樑模態，故可預期量測識別結果為船樑模態與船艙甲板局部模態交叉分佈的狀況。

由FEM暫態分析取振動反應資料之取樣頻率原為每秒100點，為排除自然頻率在 20Hz 以上的模態，將振動資料重建成取樣 40Hz 的資訊，以便與量測資料(取樣頻率為 38.4Hz)比較。將模擬量測資料以15階VBAR模型分析，所得之結果列於表3。表中顯示由VBAR識別所得者有部份為局部模態，加上底線以區分，其中又有部分為數值偏差所形成的假模態，如其識別的阻尼比特別大，需予以刪除，這些非系統模態在表中以雙刪除線表示。此外有部份船樑模態以此七個量測自由度無法表現的FEM分析結果以矩形框為區別。

表3 貨櫃船船艙甲板VBAR模型模擬識別結果與FEM模態分析結果比較

模態	FEM		VBAR(7,15)	
	Natural freq. (Hz)	Damping ratio (%)	Natural freq. (Hz)	Damping ratio (%)
1	<u>$3.1\text{E}-08$</u>	<u>1.0000</u>	---	---
2	<u>0.1396</u>	<u>1.0126</u>	---	---
3	<u>0.2537</u>	<u>1.0228</u>	---	---
4	1.5451	1.1391	9.6183	13.476
5	2.7964	1.2517	1.5448	1.0486
6	3.9468	1.3552	4.5944	64.924
7	5.0499	1.4545	2.7971	1.2788
8	5.2959	1.4766	3.9460	1.3552
9	5.6891	1.5120	4.0446	48.532
10	5.7967	1.5217	4.2680	42.388
11	6.9368	1.6243	5.0483	1.4038
12	7.9884	1.7190	5.2985	1.4967
13	8.1945	1.7375	5.6879	2.0160
14	8.6531	1.7788	5.7967	1.5400
15	9.4855	1.8537	6.9366	1.6213
16	10.10139	1.9091	7.9884	1.6893
17	10.68664	1.9618	8.1956	1.7318
18	11.06502	1.9959	8.6532	1.7715
19	11.75877	2.0538	9.2149	5.0603
20	<u>12.26726</u>	<u>2.1041</u>	9.4872	1.8757
			10.101	1.9049
			10.685	1.9102
			11.065	2.1038
			11.755	2.0410
			12.065	1.4681
			12.455	6.5070e-004

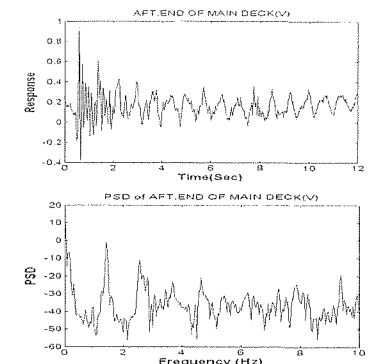


圖9 貨櫃船船艙上甲板位置(1V)之量測加速度歷時(上圖)與PSD圖(下圖)

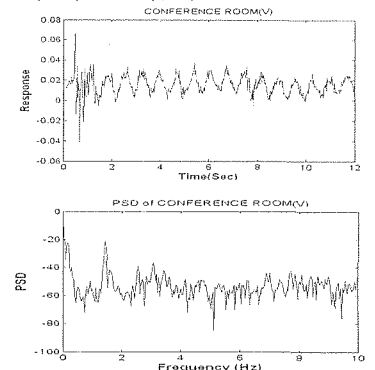


圖10 貨櫃船上甲板會議室位置(2V)之量測加速度歷時(上圖)與PSD圖(下圖)

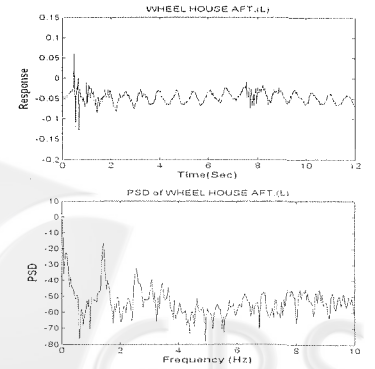


圖11 貨櫃船駕駛艙位置(7L)之量測加速度歷時(上圖)與PSD圖(下圖)

由表3可以發現，即使在無雜訊的干擾下，此七點仍無法有效識別出全部的模態，甚至在模態中間參雜了許多局部模態與假模態。造成此一現象的原因在於除了船尾及船艙最上點外的船艙中五點，對於局部模態而言，為相互獨立的自由度，對整體模態而言為，為相依的自由度，很容易因數值誤差而產生的假模態。

表4 貨櫃船自由振動量測識別結果與FEM模態分析結果比較

模態	FEM		VBAR(7,100)		VBAR(7,120)	
	Natural freq.(Hz)	Damping ratio (%)	Natural freq.(Hz)	Damping ratio (%)	Natural freq.(Hz)	Damping ratio (%)
1	3.14E-08	--	--	--	--	--
2	1.40E-01	--	--	--	--	--
3	0.2537	0.2491	3.3496	--	--	--
4	--	1.2650	4.8638	1.2297	2.3286	--
	1.5451	1.4263	0.2265	1.4289	0.3354	--
	--	1.6284	0.6152	1.6698	1.6822	--
	--	1.9217	0.2494	1.8622	1.9003	--
5	--	2.1420	1.1822	2.1478	0.1795	--
	2.7964	2.5319	0.8794	2.5303	0.9236	--
6	3.9468	3.2034	0.0336	3.4532	0.0913	--
	--	4.6223	0.6005	4.6000	0.3612	--
7	5.0498	--	--	--	--	--
8	5.2959	5.3687	0.1907	5.4551	0.1870	--
9	5.6891	--	--	--	--	--
10	5.7967	5.8183	0.9798	5.8023	0.0642	--
	--	6.3916	1.7054	6.4138	0.3447	--
11	6.9368	6.9533	0.7081	6.8704	2.5521	--
	--	7.2455	0.5942	7.2315	0.5449	--
12	7.9884	7.7153	0.6704	7.7756	0.9595	--
13	8.1945	8.2908	0.6375	8.2515	0.3872	--
14	8.6531	8.6378	0.2916	8.7048	1.6505	--
15	9.4855	--	--	9.3401	0.3967	--

表5 貨櫃船數值模擬與量測訊號識別結果比較

模態	FEM		VBAR(7,15) Numerical		VBAR(7,120) Measured	
	Natural freq.(Hz)	Damping ratio (%)	Natural freq.(Hz)	Damping ratio (%)	Natural freq.(Hz)	Damping ratio (%)
1	3.14E-08	--	--	--	--	--
2	1.40E-01	--	--	--	--	--
3	2.54E-01	--	--	--	--	--
4	--	0.6183	13.476	--	--	--
	1.5451	1.5448	1.0486	1.2297	2.3286	--
	--	4.5914	6.4974	1.4289	0.3354	--
	--	--	--	1.6698	1.6822	--
5	--	--	--	1.8622	1.9003	--
	--	--	--	2.1478	0.1795	--
6	2.7964	2.7971	1.2788	2.5303	0.9236	--
	3.9468	3.9460	1.3552	3.4532	0.0913	--
7	--	4.0416	48.532	--	--	--
	--	4.7630	12.388	4.6000	0.3612	--
8	5.0499	5.0483	1.4038	--	--	--
9	5.2959	5.2985	1.4967	5.4551	0.1870	--
10	5.6891	5.6879	2.0160	--	--	--
11	5.7967	5.8036	1.5400	5.8023	0.0642	--
	--	--	--	6.4138	0.3447	--
12	6.9368	6.9366	1.6213	6.8704	2.5521	--
	--	--	--	7.2315	0.5449	--
13	7.9884	7.9888	1.6893	7.7756	0.9595	--
14	8.1945	8.1956	1.7318	8.2515	0.3872	--
15	--	8.3421	2.0862	--	--	--
	8.6531	8.6532	1.7715	8.7048	1.6505	--
16	--	9.2119	5.0603	--	--	--
	9.4855	9.4872	1.8757	9.3401	0.3967	--

本例可說明量測自由度與量測目的不一致時，即使無雜訊，也因量測運動方向無法表示模態振型方向，而造成數值偏差所形成的假模態。

3. 實船拋錨自由振動試驗模態識別

實船量測時預定掌握15Hz以下的自然振頻，量測資料的取樣頻率為38.4點/s，每個通道量取1024資料點。圖9-11分為船艙上甲板、上甲板會議室與駕駛艙等位置量得之加速度歷時圖與功率頻譜(PSD)。

採用VBAR模型取100及120階模型，識別結果列於表4，與FEM分析結果並列比較。識別結果比對PSD圖，為其峰值較明顯的位置。由於量測自由度無法表現整體船樑模態且局部模態各自獨立，識別結果無法以模態振型作進一步比較。

由於實船量測動態反應包含了雜訊，且外激力如發電機不平衡力與波浪拍擊等都是未知，只取輸出動態反應進行系統識別，需採用較高階的VBAR模式，以提高辨識能力。

表5則是將表3與表4重新整理，以比較無雜訊之數值模擬訊號與實測之振動訊號之識別結果，整體就自然頻率的識別而言，和無雜訊之數值模擬訊號所識別出之模態相去不遠，同樣會出現部分假模態及無法辨識之模態。量測資料識別結果出現較多局部模態。

結論與建議

從本研究所得結果可歸納下列結論：

1. 利用後向時間序列模型，不論是VBARX或VBAR都可利用量測狀態方程式之特徵根絕對值等於1為邊界，來區分系統根與非系統根。
2. 實際量測分析時，由於有雜訊干擾，需提高階數以求得較精確的解，但當雜訊太高以致訊號雜訊比過小時，有些非系統模態其特徵值的絕對值亦會大於1，而導致誤判為系統模態，此時便要輔以其他的方法加以研判，如阻尼比過高，可能為假模態。
3. 本文檢討的量測資料並非以模態識別為目的而量測，量測位置無法表達模態形狀，但識別之模態振頻準確度頗高，阻尼比也在合理範圍。
4. 雜訊太大的量測資料，使主訊號變得相對微弱，將造成識別結果的誤差，尤以阻尼比影響最大。
5. 在有輸入資訊可用時，利用VBARX模型識別不但較為準確，更可以求的更多有用的資訊。
6. 模態識別量測點的選擇影響模態形狀的識別，模態識別只從頻率不看模態形狀，不容易分辨局部模態或整體模態。未來船上振動量測時，選點略作調整考慮模態形狀之相對位置，可得較可靠的模態參數。

7. 要在實船上量測完整的輸入激振力並不容易，未來可以嘗試間接的量測推估，如收集振源附近的動態反應，推算等效激振力訊號。
8. 當激振特性的與結構自然反應特性無明顯差距時，只採用輸出反應資訊識別所得結果可能誤差較大，也可能無法分辨系統模態與激振力的頻率，此種狀況之辨識方法值得進一步探討。

誌謝

本研究計畫承蒙經濟部技術處推動之經濟部九十一年度科技研究發展專案「船舶技術發展第二期四年計畫」項下預算經費支援，得以順利完成，特此致謝。

符號說明

- $x(t)$ 位移向量
 $u(t)$ 外激力向量
 $y(t)$ 為量測所得之輸出響應
 $z(t)$ 狀態向量： $z(t) = \{x(t), \dot{x}(t)\}$
 a_i 後向自我迴歸(BAR)參數矩陣
 b_i 後向外變數(BX)參數矩陣
 e_i 誤差項
 M 質量矩陣
 ζ 阻尼矩陣
 K 勁度矩陣
 $\bar{M}$ 量測資訊等效的質量矩陣
 $\bar{\zeta}$ 量測資訊等效的阻尼矩陣
 $\bar{K}$ 量測資訊等效的勁度矩陣
 B_0 為輸入影響矩陣
 C_a 加速度輸出影響矩陣
 C_v 速度輸出影響矩陣
 C_d 位移輸出影響矩陣
 A_c 連續時間狀態之系統矩陣
 B_c 連續時間狀態輸入影響矩陣
 C_c 連續時間狀態輸出影響矩陣
 D_c 連續時間狀態及直接傳輸矩陣
 A 離散時間狀態之系統矩陣
 B 離散時間狀態輸入影響矩陣
 C 離散時間狀態輸出影響矩陣
 D 離散時間狀態及直接傳輸矩陣
 $\bar{A}$ 後向資料狀態方程組狀態矩陣
 $\bar{B}$ 後向資料狀態方程組輸入影響矩陣
 $\bar{C}$ 後向資料狀態方程組輸出影響矩陣
 $\bar{D}$ 後向資料狀態方程組直接傳輸矩陣
 $\bar{A}_b$ 後向狀態方程組狀態矩陣
 $\bar{B}_b$ 後向狀態方程組輸入影響矩陣
 $\bar{C}_b$ 後向狀態方程組輸出影響矩陣

- $\bar{D}_b$ 後向狀態方程組直接傳輸矩陣
 $\bar{A}_f$ 前向狀態方程組的狀態矩陣
 $\bar{B}_f$ 前向狀態方程組輸入影響矩陣
 $\bar{C}_f$ 前向狀態方程組輸出影響矩陣
 $\bar{D}_f$ 前向狀態方程組直接傳輸矩陣

參考文獻

1. Asmussen, I., W. Menzel and H. Mumm, *Ship Vibration*, GL-Technology 5. Gemanisher Lloyd (2001).
2. 吳兆誠，吳華桐，「主機引起之船體振動分析」，第十屆中國造船輪機工程研討會暨國科會成果發表會論文集，台北金山，pp.378-386 (1997)。
3. Ewins, D.J., *Modal Testing: Theory and Practice*, Research Studies Press LTD, London (1984).
4. Pandit, S.M., *Modal and Spectrum Analysis: Data Dependent Systems in State Space*, John Wiley & Sons, New York (1991).
5. Liou, C.Y. and T.S. Jeng, "The Determination of Modal Shapes from Modern Cross-Spectral Estimates," *Mech. Syst. Signal Pr.*, Vol.3, pp.291-303 (1989).
6. Maia, N.M.M. and D.J. Ewins, "A New Approach for the Modal Identification of Slightly Damped Structures," *Mech. Syst. Signal Pr.*, Vol.3, pp.173-193 (1989).
7. Ljung, L., *System Identification: Theory for the User*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey (1987).
8. Ibrahim, S.R. and E.C. Mikulic, "A Time Domain Vibration Test Technique," *Shock Vib.*, Vol.167, pp.1-15 (1993).
9. Lardies, J., "Analysis of Multivariate Autoregressive Process," *Mech. Syst. Signal Pr.*, Vol.10, pp.747-761 (1996).
10. Soderstrom, T., H. Fan, B. Carlsson and S. Bigi, "Least Squares Parameter Estimation of Continuous-Time ARX Models from Discrete-Time data," *IEEE Trans. Automat. Contr.*, Vol.42, pp.659-673 (1997).
11. Juang, J.N., J.E. Cooper and J.R. Wright, "An Eigen-system Realization Algorithm Using Data Correlations (ERA/DC) for Modal Parameter Identification," *Contr. Theor. Adv. Tech.*, Vol.4, pp.5-14 (1988).
12. Van Overschee, P. and B. De Moor, "N4SID: Subspace Algorithm for the Identification of Combined Deterministic Stochastic System," *Automatica, Special Issue on Statistical Signal Processing and Control*, Vol.30, pp.75-93 (1994).
13. Verhaegen, M. and P. Dewilde, "Subspace Model Identification part I: The Output-Error State-Space Model Identi-

- tification Class of Algorithms," *Int. J. Contr.*, Vol.56, pp. 1187-1210 (1992).
14. Bosse, A., F. Tasker and S. Fisher, "Real-time Modal Parameter Estimation Using Subspace Method: Theory," *Mech. Syst. Signal Pr.*, Vol.12, pp797-808 (1998).
 15. Coper, J.E., "The Use of Backward Models for Structural Parameter Identification," *Mech. Syst. Signal Pr.*, Vol.6, pp.217-228 (1992).
 16. Kumaresan, R. and D.W. Tufts, "Estimating the Parameters of Exponentially Damped Sinusoids and Pole-Zero Modeling in Noise," *IEEE Trans. Acoust. Speech, Vol. ASSP-30*, pp.833-840 (1982).
 17. 洪振發、柯文俊、戴志豪, "利用向量型自我迴歸模型的狀態方程式進行模態參數鑑定", *中國造船暨輪機工程學刊*, 第七卷第三期, 第35-44頁 (1998)。
 18. Hung, C.F. and W.J. Ko, "Identification of Modal Parameters from Measured Output Data Using Vector Backward Autoregressive Model," *J. Sound Vib.*, Vol.256, pp. 249-270 (2002).
 19. Hung, C.F., W.J. Ko and Y.T. Peng, "Identification of Modal Parameters from Measured Input and Output Data using VBARX model," *J. Sound Vib.* in printing (2003).
 20. Allemang, R.J. and D.L. Brown "A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis," *1st International Modal Analysis Conference, Orlando, Florida* (1982).

IDENTIFICATION OF DYNAMICAL CHARACTERISTICS OF SHIP STRUCTURES

C.F. Hung* Y.T. Peng* C.Y. Lu** and H.T. Wu**

* Department of Engineering Science and Ocean Engineering
National Taiwan University, Taiwan, ROC

** United Ship Design and Development Center, Taipei, Taiwan, ROC

Keywords: Ship Vibration, Modal Identification, VBARX, FEM, Measurement

ABSTRACT

In this work, an efficient method has been developed to identify the equivalent system matrices and the modal parameters of ship structures from the measured input force (or acceleration) and output response data in a multiple input/output measurement system. A vector type of backward auto-regressive with exogenous variable model, termed as VBARX model for short, is adopted to set up an assembled state equation, which describes the relationship of the measured data among different time steps. From the eigen problem of this state equation the equivalent system matrices of structure can be extracted.

The FEM modal analysis and numerical simulation of modal identification for a container ship have been carried out to show the applicability and effectiveness of the proposed method. Finally, the modal parameters were identified from on board measurement data of the same ship as experimental comparison study.

(Manuscript received Oct. 7, 2003,

Accepted for publication Jan. 13, 2004)

電腦輔助機艙通風管路設計

楊劍東[†] 宋祚忠 張聰泰

國立台灣海洋大學 系統工程暨造船學系

關鍵詞：電腦輔助設計、機艙通風管路、管路佈置、AutoCAD、AutoLISP

摘要

機艙通風管路設計是造船設計中重要的一環，其電腦輔助作業的發展起步亦甚早，然而通風管路不單是幾何位置的決定，其風量之配置亦有直接之關聯，本研究成功的整合了電腦輔助設計製圖軟體以及風量計算程式使設計工作得以一體完成。

此外，本研究並具體的提出一利用船體結構暨設備工作參考圖層以及利用主要管路與次要管路建置、修改及自動重新編碼等兩大特色之機艙通風管路設計流程，有效的大幅度提升設計效率，對未來電腦輔助造船設計之整合將有極大之助益。

前言

管路設計的工作是工程領域中極為適合利用電腦處理的一環，早期主要是在管路中之流量計算，爾後在CAD系統發展以後其佈管展現亦多由CAD系統處理。其中管路流量的計算一般均依循相關計算公式及採用適當之程式語言進行，而佈管展現的部份則由於涉及路徑之選取與CAD系統的互動而有許多研究工作探討之。

早在1974年Wangdahl等人在其文章中[1]即探討到電腦輔助船舶管路佈置設計主要在於設計管路路徑由一個端點至另一個端點要能避開障礙物以及滿足一些最佳化的要求，他們利用了動態規劃(dynamic programming)技巧進行路徑計算以及可視的圖形(visibility Graph)輔助使用者觀察，但其文章僅限於二維平面之管路問題。爾後亦有多位研究學者對於管路佈置設計有所著墨，Zhu及Latombe[2]在其文章中對於各家不論是應用在造船或是其他應用管路的工廠相關的管路佈置文章均有所回顧與評論，除此之外，他們亦提出了基於格室分解(cell decomposition)技巧配合了機器路徑規劃技術的管路佈置法。

1990年後有關管路佈置設計的文章大多在探討利用各種最佳技巧以期在設計自動化之外並達成某種限

制條件下的最佳化狀態。Satyanarayana等人[3]利用非線性規劃模型配合了Rosenbrock的旋轉方向法探討了最短路徑的三維管路佈置。Yamada及Teraoka[4]則是利用了最小空間配合了次方乘積法(power multiplication method)進行最短路徑之規劃。Schmidt-Traub等人[5]則是針對整體管路工場利用啟發式法則及統計資料做整體規劃。Sandurkar及Chen[6]則是利用了遺傳演算法配合CAD系統的實體模型計算最短路徑佈置路徑，針對船用管路佈置設計亦有Kang等人[7]，Park與Storch[8]及Shaw與Wang[9]的研究報告，不過此等研究工作大多集中在避免障礙物暨最小淨空間需求而達到最短路徑佈置路徑的最佳化狀態。

然而，針對船隻機艙通風管路佈置設計，國內一般船廠在進行此項設計時，仍以經驗輔佐的傳統設計方法為主，直至90年代時，亦引進了CAD搭配管路風量計算程式以提高設計效率[10]。筆者等人在之前的研究報告中[11]提出了在AutoCAD環境中輔以船體結構參考圖層的三維管路建置方法，則是更進一步的簡化了設計作業方法，不過並未能夠善加利用機艙通風管路具有主要進出風口、主要熱源暨次要熱源等的特性，因而在本文中，我們特別提出了主要管路及次要管路建置、編修並搭配了自動化的管路編碼命名產生

[†] 責任作者(cfyang@se.ntou.edu.tw)