

船體結構振動量測與動態特性識別

洪振發* 江立全**、曲良寧**、陳怡全***

*台灣大學 工程科學及海洋工程學系

**海軍造船發展中心

***聯合船舶設計發展中心

e-mail: hungef@ccms.ntu.edu.tw

摘要

本研究旨在整理作者研究團隊過去發展的 VBAR 模式結構動態特性量測識別技術，建立一套方便使用的船舶結構振動量測與模態識別系統。本文主要工作內容分成下列三部分：

1. 量測與監測系統的建立

PC 與網路架構的振動量測與監控系統，用來進行船體結構振動的短時間動態反應量測，與長時間的振動監測，包含整體振動及局部振動、即時與非即時量測系統。

2. 結構動態系統識別理論在船舶結構的應用

整理過去發展的 VBAR (向量型後向自我回歸模型) 模式之系統識別方法，與 Labview 環境為基礎的量測系統整合，以達到結構振動量測，模態識別，隨量隨即分析的目的，以縮短量測後等待分析結果所需時間。

3. 實船量測的應用

本量測系統應用到一艘新建船舶的現場量測，量測內容包含全船與局部結構的模態識別與不同狀況下振動程度量測與評估。

關鍵詞：船舶振動、模態識別、VBAR 模式、振動量測系統、實船量測

1. 前言

船體低階振動主要為船體結構與主機、螺槳、流體衝激等不平衡力交互作用而產生，它不只影響人員舒適性與機器設備的使用壽命，嚴重可導致儀器的背景雜訊干擾，影響裝備與戰系的性能，降低結構與軸系以及傳動系統的疲勞強度，影響船舶的正常營運，嚴重可危害人員安全。此外低頻振動傳到局部結構也會引致局部板殼振動而產生噪音。

1950 年代以後，文獻顯出在船舶減振領域上的研究頗多[1-9]，船體為一個大工作環境，其振動問題分為整體振動、局部振動與機械振動三類。由於船體的複雜性，分析不易，在實用上，發展出許多可用的經驗公式[3-6]，但因船體結構的複雜性，以及隨著時間的變遷，結構設計需配合裝備與目標任務變更，而跟著改變，因此估算振動問題的經驗式，除了較典型

的局部結構外，需隨著時間而修正。船體結構的整體振動或大區塊的振動模式，在經驗上為低階振動，其最低頻率在大船為 1~5Hz，小船 6~15Hz，局部結構振動頻率較高，常激發噪音問題。

船舶建造完成後，發現振動問題，雖有專業的改善方法[3-9]，但常需付出昂貴的代價，尤其是低階整體振動問題，常非改變局部結構或加阻尼材所能解決。因此，船舶的低階振動為船舶結構設計階段需要掌握的問題。

有限元素法結構振動分析的應用技術雖已臻成熟，可靠度也頗高[1, 2]，但對複雜的船體結構仍無法完全考慮，而需作相當程度的簡化，因此在設計階段有限元素分析中常含有相當程度的模型未確定性，這些未確定性藉著工程師的經驗可在合理的範圍內調整，但需在船舶建造過程配合量測結果的比較才能正確地掌握。此種模型未確定性的掌握，應用於類似船體結構的設計與分析非常有幫助，但用於不同形態的船體結構則常有誤差。因此先進國家建造新型船舶，都會先進行有限元素分析，再以量測驗證，一則可確保新建船舶的振動特性符合要求，一則可從試驗結果調整模型未確定性的有效值，以提昇結構分析的正確性，使下一條船能在較正確的分析結果的依據下，進行結構設計的改善與最佳化。未確定性參數較少時，從量測結果做合理調整或許可行，但實作上的迭代調整仍屬不易。未確定性參數多時，則不易預估調整方向，需藉由系統識別搭配模型更新技術，才能做有效調整[10]。

本計畫配合一新建船舶，在設計階段先進行建造前的最後設計 (final design) 之有限元素詳細分析，以檢討全船的低階振動與船艙及桅桿的振動情況；配合建造過程進行桅桿、船艙，以及海上全船的振動量測，由量測結果確認建造前的未確定參數，與完成船的結構振動頻率與振動量。

在設計階段分析模型中選定可能含未確定性之參數進行有限元素分析，在建造過程藉由振動量測來確定桅桿、船艙以及整體結構的模態、阻尼、模態形狀與等效的結構系統參數，據以修正有限元素分析模型，便於對未確定因素之掌握，且可使分析模型更精緻化。

一般工業標準對於振動評估的對象分成機械、環

境與人體三類，機械振動評估以機械與儀器性能及工業安全考量為主，一般以鎖定特定頻寬為探討與監測對象。環境振動則以隨機統計方式，概略評估振動總量與頻譜分佈，對人體振動的探討則需考慮人體對不同振動頻率振動的感受，主觀的情緒反應與人體器官的共振範圍，而做不同加權。

振動與噪音常是共生的，但以人體對振動的感受約在 100Hz 以下，因此多數的人體振動以 4~80Hz 為主要探討對象，2Hz 以下則屬於運動造成人體不適的探討。80Hz 以上則為噪音探討的領域。對機器而言，120Hz 則等於 7200 RPM，4Hz 為 240 RPM，因此 4~120Hz 為船用機械設備振動常遭遇的範圍。就結構而言，大型結構的低頻振動常在 10Hz 以下，20Hz 以上則常為局部振動的問題。

本研究探討的對象，包含低頻的船樑振動、船上機械與儀器的振動背景，以及適合船上人體活動的振動範圍。因此本研究的振動量測以 2~100Hz 為主要檢討對象。未確保本案設計快艇的動態特性品質，與本計畫同時平行進行的有其他兩計畫：行船體運動(2Hz 以下)，與噪音研究(60Hz 以上)。因此本計畫不包含 2Hz 以下船體運動現象與 80Hz 以上的結構噪音，量測資料整理前先將資料過濾 2Hz 以下，與 150Hz 以上的頻率，分析範圍以 2~80Hz 為主。

2. 運動方程式

連續結構之動態行為模式應屬無限自由度系統，然而實際分析模型常以有限自由度模型來模擬結構的動態行為。其運動方程式可表為對時間的二階微分方程式。假設一 n 自由度結構系統受激振力 $u(t)$ 作用時，產生位移向量為 $x(t)$ ，則運動方程式可表示如下：

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

其中 B_0 為 $n \times r$ 之輸入影響矩陣； $u(t)$ 為 $r \times 1$ 之外激力輸入向量； r 為輸入外力自由度總數； M 、 ξ 、 K 分別為 $n \times n$ 之質量、阻尼及勁度矩陣； $\ddot{x}(t)$ 、 $\dot{x}(t)$ 、 $x(t)$ 分別為 $n \times 1$ 之加速度、速度及位移向量。

在一般的結構正算問題中，若能得知結構系統之質量、阻尼及勁度矩陣，則可依外激力分析結構的動態反應。相反的藉由位移計、速度計及加速規與力規等量測結構輸出動態反應與輸入激振力，反向推算結構之質量、阻尼及勁度矩陣等，屬於一種反算問題。

一具備 p 通道之量測系統，式(1)運動系統之量測輸出方程式為

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

其中 $y(t)$ 為 $p \times 1$ 之量測輸出響應； C_a 為 $p \times n$ 之加速度輸出影響矩陣； C_v 為 $p \times n$ 之速度輸出影響矩陣； C_d 為 $p \times n$ 之位移輸出影響矩陣。

量測輸出方程式中之 C_a 、 C_v 及 C_d 矩陣元素，依據各自自由度所採用的量測儀器種類而定。

將狀態變數向量設為位移向量與速度向量的組合

$$z(t) = \begin{Bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{Bmatrix} \quad (3)$$

則式(1)與(2)可合併改寫為下列一階狀態運動方程式組

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{\dot{x}}(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0_{n \times n} & I_{n \times n} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}\xi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0_{n \times r} \\ M^{-1}B_0 \end{bmatrix} u(t) \quad (4)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} C_d - C_a M^{-1}K & C_v - C_a M^{-1}\xi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{Bmatrix} + C_a M^{-1}B_0 u(t) \quad (5)$$

或以簡便的矩陣形式表現為

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) &= A_c z(t) + B_c u(t) \\ y(t) &= C_c z(t) + D_c u(t) \end{aligned} \quad (6)$$

其中： A_c 為 $2n \times 2n$ 之連續時間狀態系統矩陣； B_c 為 $2n \times r$ 之連續時間輸入影響矩陣； C_c 為 $p \times 2n$ 之連續時間輸出影響矩陣； D_c 為 $p \times r$ 之連續時間直接傳輸矩陣

狀態運動方程式中的狀態系統矩陣 A_c 矩陣蘊含著結構動態特性，由其矩陣組合之式(4)看來， A_c 矩陣包含了結構系統的質量、勁度以及阻尼矩陣，因此若能透過結構振動試驗來量測結構的輸入外力與輸出動態響應，配合系統識別運算技術推算出等效連續狀態空間系統，理論上結構無阻尼影響的正模態(normal mode)或含阻尼影響的複模態(complex mode)均可由此系統矩陣獲得。

3. 以向量後向自我回歸模型進行模態識別

「向量型後向自我回歸」模型 (Vector Backward Auto-Regressive) 簡稱 VBAR 模型，為時間序列模型中，以 q 個未來時步之動態反應來表現目前時步之動態反應的模式。

$$y_t = \sum_{i=1}^q a_i y_{t+i} + \varepsilon_t \quad (7)$$

其中： t 為整數時間指標， ε_t 為第 t 時步隨機白色雜訊； a_i 為第 i 項後向自我回歸參數矩陣 (BAR 矩陣)， y_t 為第 t 時步的測輸出向量。

令量測時步總數為 N ，將式 (7) 中之 y_1 至 y_{N-q} 項組成矩陣方程式如下

$$Y = [y_1 \ y_2 \ \dots \ y_{N-q}]$$

$$W = \begin{bmatrix} y_2 & y_3 & \cdots & \cdots & y_{N-q+1} \\ y_3 & y_4 & \cdots & \cdots & y_{N-q+2} \\ \vdots & \vdots & & & \vdots \\ y_{q+1} & y_{q+2} & \cdots & \cdots & y_N \end{bmatrix}$$

$$\varepsilon = [\varepsilon_1 \ \varepsilon_2 \ \cdots \ \varepsilon_{N-q}]$$

$$a = [a_1 \ a_2 \ \cdots \ a_q]$$

以簡式表示為：

$$y = aW + \varepsilon \quad (8)$$

上式 W 為 $pq \times (N-q)$ 矩陣，因此上式無法直接求解總 BAR 矩陣 a ，但可利用最小平方誤差法(least square method)求出。在最小平方誤差法處理過程，隨機雜訊 ε 因其統計平均值為 0，可被濾掉。

配合式(7)將 q 個連續時步的輸出向量重新組合成新狀態向量如下：

$$Z_t = \begin{bmatrix} y_t \\ y_{t+1} \\ \vdots \\ y_{t+q-1} \end{bmatrix}_{pq \times 1} \quad (9)$$

將式(7)代入式(9)，可得後向量測資料離散狀態方程式：

$$Z_t = A_d Z_{t+1} + B_d \varepsilon_t \quad (10)$$

$$y_t = C_d Z_t + D_d \varepsilon_t \quad (11)$$

其中 $A_d \in R^{qp \times qp}$ 及 $B_d \in R^{qp \times p}$ 分別為後向量測資料離散狀態方程式之系統矩陣及輸入影響矩陣，其形式可表為：

$$A_d = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & \cdots & a_{q-1} & a_q \\ I & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & I & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$B_d = \begin{bmatrix} I \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

$C_d \in R^{p \times qp}$ 及 $D_d \in R^{p \times p}$ 分別為 VBAR 離散時間狀態之輸出影響矩陣及離散時間直接傳輸矩陣。

$$C_d = [a_1 \ \cdots \ a_q] \quad (13)$$

$$D_d = I$$

量測資料離散狀態系統矩陣矩陣 A_d 蘊含著結構系統的動態特性。一般而言，在結構自由度為 n 量測點為 p 之下， q 的選擇常為： $pq > 2n > p$ 。

A_d 的自由度遠比系統自由度高出許多，且遠高出

量測自由度，故式(10)與(11)的模態包含了系統與非系統模態。需先分辨系統與非系統模態，將非系統模態剔除。

狀態系統矩陣 A_d 的特徵方程式為：

$$\text{Det}(\lambda I - A_d) = (\lambda - \lambda_1)(\lambda - \lambda_2) \cdots (\lambda - \lambda_{pq}) = 0 \quad (14)$$

其中 λ_i 為 A_d 之第 i 個特徵根。將所有的特徵根依絕對值大小排列，其絕對值大於或等於 1 者為系統模態，小於 1 者為非系統模態。

系統模態確定後，將式(10)與(11)狀態方程組凝縮為與量測系統自由度相當的等效系統狀態運動方程組詳細請參考[11]。

4. PC 架構整合之振動量測系統

本計畫之振動量測系統分為現場量測與長期監測兩種方式，現場量測主要考慮多通道同時量測，與資料之集錄與現場處理。結構振動長期監測需考慮量測自動化，例如自動啟動、自動量測、量測資料的存檔及其檔名規則或是異常量測的警告機制等等。

一般現場量測可採用同條件下進行多次量測來確保量測的成功率，其功能及需求也和長期監測有所不同。現場量測如有問題，可直接以人工來排除，在資料量不大的情況下，人工控制量測與資料處理為可行且可靠的方法。然而在長期監測時，長期量測工作的操控，與大量的資料處理仰賴人力控制顯然是不可行的方法，需應用量測自動化與透過網路遠端操控才能有效執行。

4.1 現場量測系統

本計畫現場量測採用德國 iMC 公司的 μ -Musyces 資料集錄器與美商慧基公司 (National Instruments, NI) 的資料集錄卡整合，提供 48 通道 16bits 與 6 通道 24bits 的類比數位轉換，並搭配筆記型電腦，透過網路記錄量測資料。

此系統由現地量測到分析結果產生，可分為兩大步驟：

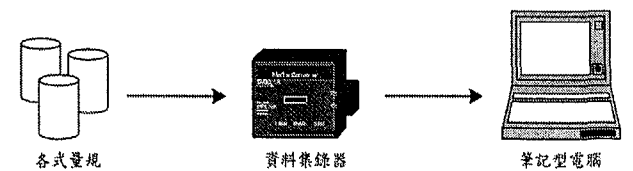


圖 1：量測資料集錄示意圖

- 量規輸出藉由資料集錄器進行類比數位轉換，再利用網路介面以壓縮的 RAW 格式傳送到電腦儲存，將收集到的 RAW 檔為壓縮格式，如圖 1。
- 處理資料前進行解壓縮的動作，再視需求搭配重新取樣、濾波等後處理工作，之後送到分析程式，進行分析，轉成輸出結果，如圖 2 所示。

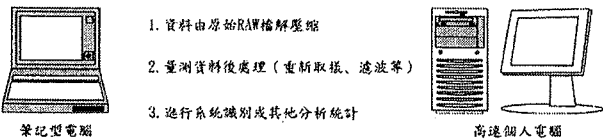


圖 2：量測資料後處理示意圖

圖 3 為現場量測 μ -Musyces 資料集錄器與插在 PC 上之 NI 資料集錄卡整合，做為現場量測用途，以連接 μ -Musyces 的筆記型電腦為主控，量測資料可分別存在不同 PC 上，做不同用途之處理，以增加量測系統擴充性。

模態識別用途的量測，以各通道同時量測為原則，為保持各通道量測時間序列資料的關係，各通道之間的量測時間落差不應高於最高頻率模態週期的 1/100。

μ -Mu-system 訊號集錄系統 NI-4472 訊號集錄卡在 PC 控制下的整合量測系統示意圖
(總共可量測 32+8 點訊號)

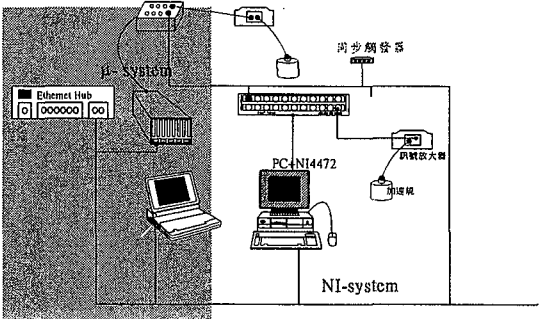


圖 3： μ -Musyces 為核心之 PC 量測系統

4.2 長期結構振動監測

本計畫採用 NI 的集錄卡，配合其開發的 LabVIEW 程式語言。使用者可自行選擇符合需求之產品，再搭配自行撰寫的控制程式，無論是功能性，擴充性或經濟性皆不亞於成套出售的集錄系統。以研究單位立場，從量規設備選擇、程式撰寫、現場安裝設置及分析程式撰寫，甚至是報告產生及系統的維護更新，可自行組合，構成一套完整且可擴充性系統。圖 4 為本計畫建構的一組以 NI 集錄卡與 LabVIEW 程式語言組合而成的 PC 架構量測系統示意圖。

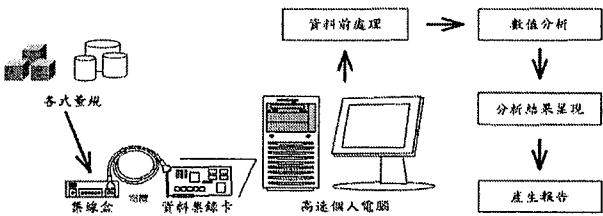
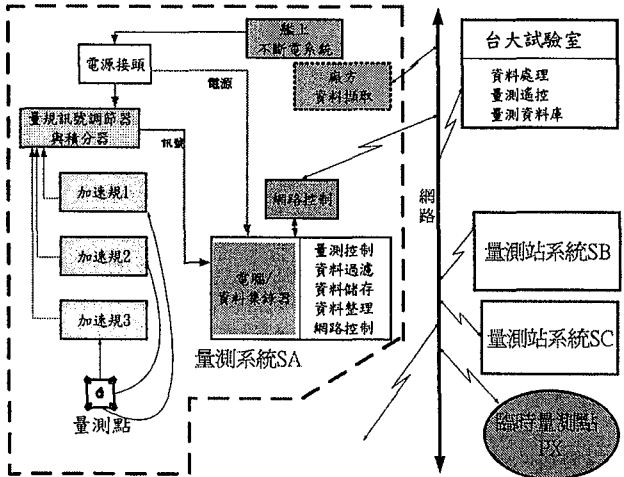


圖 4：PC 架構量測系統示意圖

4.3 船舶振動測試與系統識別系統

ISO 振動量的評估，並無系統識別相關性規範，且「模態識別」與「振動量評估」在量測點的選擇上也有所差異。量測前若經過詳細檢討，可規劃出兩者可共用的量測點。則結構振動評估量測的資料，也可提供系統識別用途，以鑑定結構的自然頻率、阻尼比與模態形狀等動態參數，亦可作為振動監測的重要參考資料。

本計畫將現場振動量測、模態識別與長期監測三功能整合於一量測系統內。程式主體以 VBAR 模態識別量測，ISO 2631[12,13]量測規範與 ISO 6954[14,15]振動評估為基礎，另外採模組化設計加入自訂的振動評估方式，系統識別輔助功能與網路路控資料傳輸模組。使用者可自行選擇擬執行模組。系統識別模組可依考慮量測現況，濾波條件，選擇頻寬等，這部分尚需累積經驗，建立知識庫，才能有效自動選擇參數，因此尚仰賴人力介入操作，以利於有效完成識別工作。圖 5 為本計畫採用之 PC 架構振動監測系統示意圖。



振動監測系統示意圖

圖 5：PC 架構振動監測系統示意圖

量測裝備

本計畫量測裝備分成：量規、資料集錄器、激振器與線材等四項

- (一)量規：
本系統量規（均個別接有訊號放大器）分三類：
量測範圍±0.5g，頻率範圍 0~150Hz 加速規
量測範圍±5g，頻率範圍 1~300Hz 加速規
量測範圍±10g，頻率範圍 1~1500Hz 加速規
量測範圍±15g，頻率範圍 5~3000Hz 三軸加速規
- (二)資料集錄器

PC 架構控制量測系統
 μ -Musyces，32 通道 16bit 動態資料集錄器

NI-4472E, 8 通道 24bit 動態訊號集錄卡
NI-3060E, 16 通道 16bit 動態訊號集錄卡
電源穩壓器

(三) 激振器

大小衝擊錘 (含力規與訊號放大器)
模態激振器 (局部結構用途)

(四) 線材

以 BNC 為兩端接頭之同軸電纜 (5 公尺, 20 公尺
與 50 公尺不同規格) 與相關線架。

安裝量規與固定訊號線之工具與材料。

除上述四項外, 船上連續時間監測過程需考慮電腦與
硬碟的防震措施, 以避免振動量過大時, 影響系統穩
定性或磁碟機因碰撞而損壞。

5. 實船振動量測與模態識別

本研究針對新建 30 米長之 200 噸級快艇進行模態
識別與各種振動量測研究。在設計階段針對全船結構
以及船體結構進行三維有限元素結構動態特性分析與
模態識別模擬。該艇建造前的設計已依分析結果為改
善振動狀況做了局部的修正, 在建造期間也隨著功能
需求的增加而略作修改, 因此建造前的分析結構與建
造後的結構已略有不同, 由於修改為局部, 整體動態
特性差異應不大, 但裝載狀況不同, 最低振自然動頻
率差可能較大。

5.1 設計階段模態分析與識別模擬

在設計階段針對船體結構先進行全船三維有限元
素模態分析作為比較基礎。分析所得之前 7 個模態自
然頻率 (船體在水中之運動模態不計) 與前五個模態
的模態形狀分別列於表 1 與表 2。

其次在 NASTRAN 程式系統中進行瞬間衝擊的暫
態反應分析, 在量測點上取出船體受衝擊後之自然振
動位移, 模擬量測的動態反應訊號, 據以進行結構的
動態特性識別。

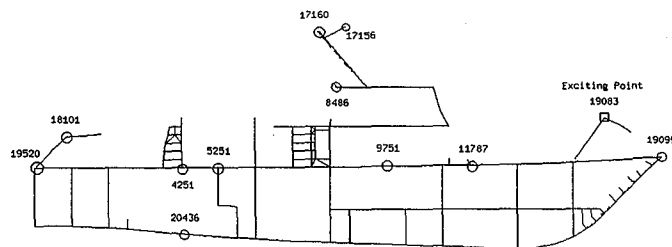


圖 6：FEM 模型動態分析與量測振動之輸出點

全船模型的船中心縱剖面示意圖如圖 6, 圖上圈出
的節點 19083 施予一衝擊力, 以模擬拋錨產生震擊外
力, 其他圈點為可能的量測點, 在 NASTRAN 進行暫
態分析時採用整體結構阻尼 (overall structural
damping) 方式, 即阻尼矩陣為:

$$[C] = \frac{G}{\omega_3} [K] \quad (15)$$

其中: G 為整體阻尼係數 (本研究例令 $G=0.06$); ω_3 為
主要頻率 (本研究例令設 $\omega_3=50.265$ rad/s, 即 8 Hz);
[K] 為勁度矩陣。

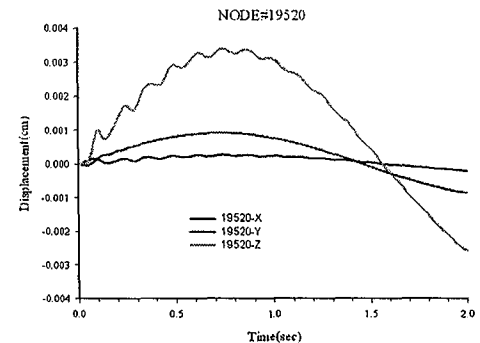
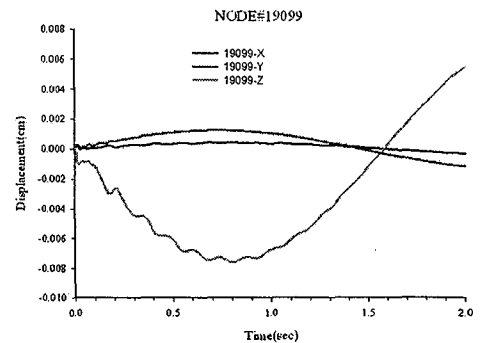
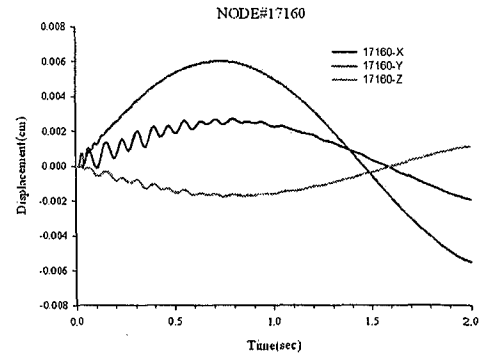


圖 7：FEM 模型暫態分析在不同位置的位移歷時圖

全船的低頻振動量測與動態特性 (自然頻率、阻
尼比與相對模態形狀) 的識別模擬實施如下: 取全船
之有限元素模型產生動態反應資料, 於圖 6 中之 19083
點施予一瞬間衝擊外力, 使船體產生自由振動, 擷取
17160, 17156, 8486、19099、11787、9751、5251、
4251、19520、18101 和 20436 等節點之 X、Y 和 Z 方
向位移資料作為全船結構模態量測鑑定模擬之動態輸
出資料。資料的取樣頻率設為 250Hz, 取樣點數為 2048
點, 總量取 33 個自由度之位移資料。其中桅桿頂 (節
點 17160)、船艏主甲板 (19099) 與船艙主甲板 (19520)

之位移歷時圖。

如圖 7 所示。取得位移資料後，將位移資料先各分為 X、Y 及 Z 方向來探討在各方向的振動模態。為模擬量測雜訊，在 FEM 分析的輸出各點位移反應加上，標準差為個別自由度最大位移 10% 的隨機雜訊。

模態識別結果，含與不含雜訊之前六個模態之自然振頻、及阻尼比列於表 2 與模態分析結果比較。表 2 中顯示有雜訊存在時，部分訊號與雜訊比不夠高的模態可能識別失敗。

圖 7 中船艏甲板的時間歷時資料轉換功率頻譜密度 (power spectrum density 簡稱 PSD) 分佈，顯示於圖 8。在 PSD 圖形上，可以很明顯的分別出 Y 方向有一個約 14Hz 的模態與 X、Z 方向不同，其餘的模態大抵三個自由度都有表現出來，可發現 PSD 圖上知峰值與分析所得之結果十分吻合。由表二的相對模態形狀可看出，第 2、3、4 模態分別為垂向三節點彎曲、全船扭轉、與水平彎曲模態。在 PSD 圖中不易直接看出 12 到 14.5Hz 之間由有三個不同模態存在。由模態識別則能直接提供數值，較容易辨識。

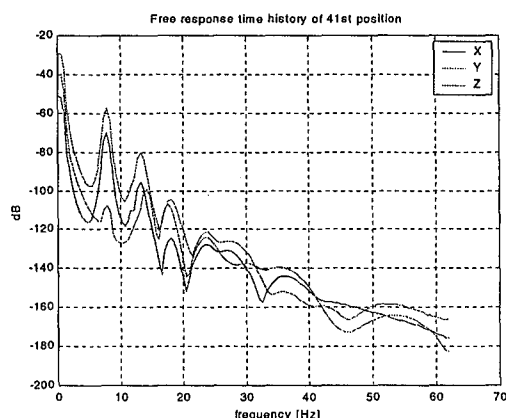


圖 8：船艏甲板位置 XYZ 方向之自由振動響應之功率頻譜密度(PSD)分佈

5.2 實船振動試驗

本計畫實船量測以評估新建快艇之船體振動品質為主，希望量測結果同時也可作為模態識別用途。在系統識別方面，原擬採用拋錨所引致的衝擊作為力源，在數值模擬中確定，只要錨鏈系統能有 400kgf 的瞬間力，即可激發清楚的振動訊號，可惜在本量測執行時錨鏈系統因故無法使用。

船在運動中引起流場的運動，將使運動中流體對船體振動的阻尼與附加質量有所影響，與靜止時比較，對於船體自然頻率略有影響，但差異應不大。

評估新建快艇之船體振動品質過程，考慮各種可能的狀況，採用船體運動中不同主機轉速狀況下量測各量測點的振動值。將量測資料轉成頻域資料後，頻域的振動值（如 FFT 振幅）隨轉速而變者應是由主機

引起的主機不平衡力的頻率，不隨主機轉速而變者，應是船體本身的自然頻率。

實船振動試驗分成壓載與滿載兩種狀況進行，每個狀況由主機轉速 1100RPM 起以 100RPM 為間隔，逐次提升到 2100RPM，每種轉速各執行兩次，共計 22 個量測動次。壓載狀況振動試驗的海況為 2~3 級波浪，符合 ISO 振動評估條件，滿載狀況振動試驗時遭遇 4~5 級海況，量測資料只作為參考比較用。

壓載狀況量測之 22 動次量測資料，繪成以水平橫軸為頻率、水平斜軸為量測動次、垂直軸為振幅的三維 FFT 頻譜圖如圖 9~圖 12。動次 1 與 2 為轉數 1100RPM，動次 3 與 4 為轉數 1200RPM，於此類推。

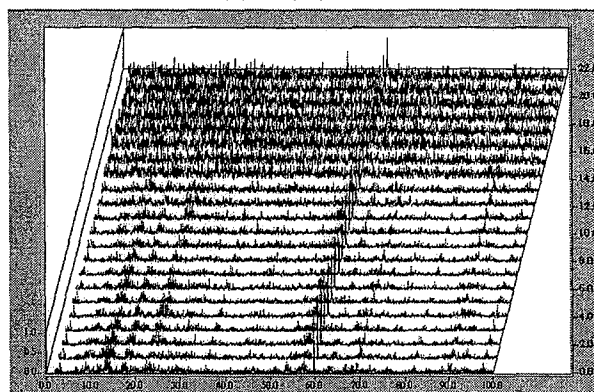


圖 9：船艏上甲板（節點 19099）不同主機轉數下垂向振動之 FFT 幅度

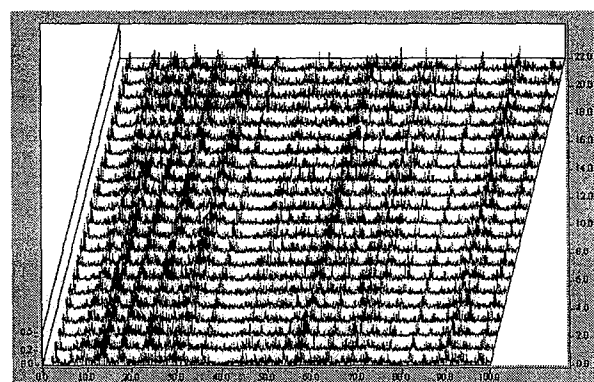


圖 10：船艏上甲板（節點 9751）不同主機轉數下垂向振動之 FFT 幅度

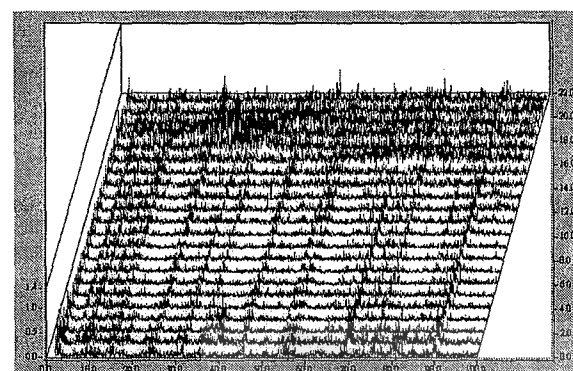


圖 11：駕駛艙甲板不同主機轉數下垂向振動之 FFT 幅度

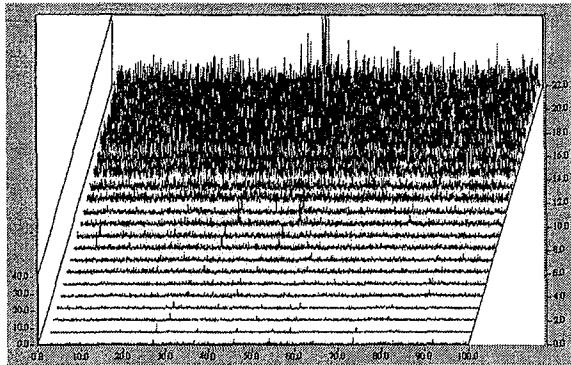


圖 12：船艙上甲板（節點 19520）不同主機轉數下垂直振動之 FFT 幅度

圖 9 到圖 11 顯示主機轉數 1700 RPM 以下，量測結果之 FFT 頻域資料，可顯示船體整體結構主要振動頻率。其量測資料也可作為模態識別用途。圖 12 則顯示船艙振承受螺旋槳激流衝擊，振動量非常大，結構振動頻寬很廣。

實船振動試驗時，錨鏈系統因故無法使用，本計畫嘗試以 15 人同時在主甲板跳躍引致振動量測取代拋錨衝擊試驗，人員跳躍激發能量較小，需採用高靈敏度量規。拋錨試驗則局部振動量較大，高靈敏度量規則會有有超荷狀況，宜採用中高靈敏度量規。由於人員跳躍非屬事前安排的量測動次，因此以配置拋錨試驗的量測架構，量取人員跳躍引起振動，所得訊號頗為微弱，可用的量測訊號也較短，如圖 13 方框部分所示。因船體結構振動量遠比波浪引起船體運動量小，進行模態識別前，先過濾 1Hz 以下頻率，在以 VBAR 方法仍可識別模態頻率與模態形狀，識別結果列於表 1 最右欄。因人員跳躍激起振動之訊號太弱，且雜訊比例偏高，因此識別所得阻尼的分佈在 0.2% 到 6% 之間且為隨機分佈，無法判定合理數值。圖 14 與 15 為識別所得量測點的模態形狀與 FEM 分析模態形狀的比較，結果頗為一致。

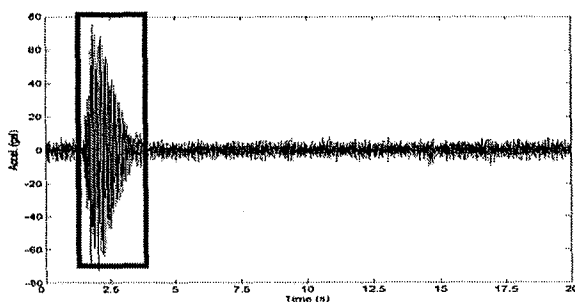


圖 13：人員跳躍引致駕駛艙底板振動之加速度歷時圖

5.3 船體振動量評估

新建船舶振動的評估有兩個重點：

1. 結構振動程度的量化
2. 住艙與工作空間的適居度

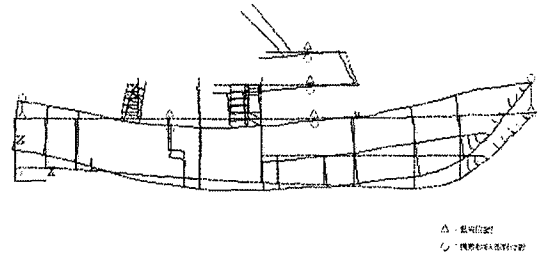


圖 14：全船垂直振動二節點模態形狀 FEM 分析結果與量測識別比較

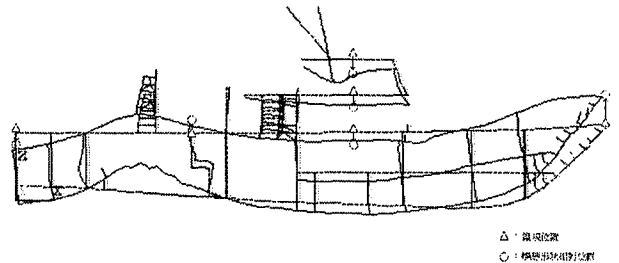


圖 15：全船垂直振動三節點模態形狀 FEM 分析結果與量測識別比較

本計畫先採用每 0.5 秒為單位，針對所有不同轉速下 22 筆量測資料在時間域上進行振動量的統計。定義 0.5 秒振動量均方值為短時間均方根值。

$$L_k = \left(\frac{\int_{t_k-0.25}^{t_k+0.25} a^2(\tau) d\tau}{0.5} \right)^{1/2} \quad \text{或} \quad = \left(\frac{1}{\Delta N} \sum_{i=(k-1)\Delta N+1}^{k\Delta N} a^2(t_i) \right)^{1/2} \quad (16)$$

其中 $\Delta N = 0.5 / \Delta t$ 為 0.5 秒內量到之資料點數， Δt 為採樣間隔。

圖 16 到圖 18 分別為船艙主甲板、駕駛艙甲板與船艙主甲板振動量統計分佈圖。

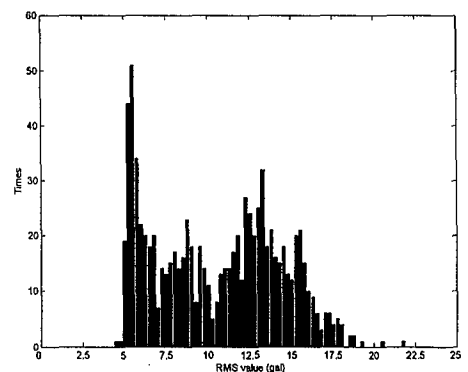


圖 16：船艙主甲板振動均方根值之統計分佈

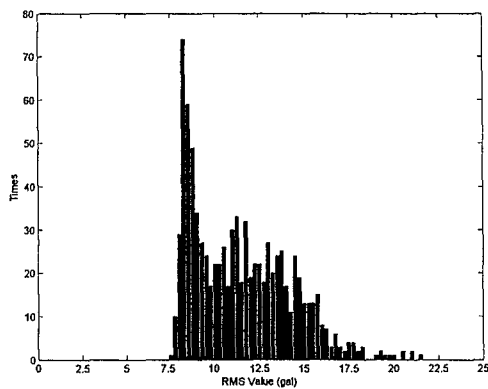


圖 17：駕駛艙甲板振動均方根值之統計分佈

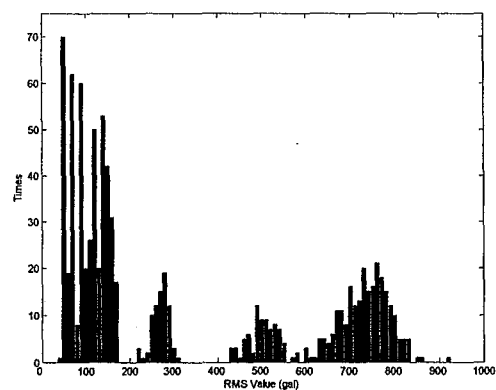


圖 18：船艙主甲板振動均方根值之統計分佈

圖 16 與圖 17 為船艙、駕駛艙甲板振動量分佈成指數分佈圖形，為較典型的船體結構振動量統計圖譜。圖 18 為船艙振動量統計，其振動量有過大的現象，最大加速度值約為 0.9g，而其分佈曲線，呈現四個區塊，充分反應出其受螺旋槳激流拍擊影響，在不同的轉速帶下激流拍擊造成不同的振動量值。

表 3 為各通道振動量的統計值，振動量如式(16)定義， L_{mean} 為振動量的統計平均值， L_{max} 為最大值， L_{min} 為最小值，而 L_5 及 L_{10} 分別為大於全部統計資料涵蓋出現或然率分為 95% 及 90% 的最大振動量。

5.4 以 ISO 6954 評估船舶適居性

本文採用 ISO 6954 對住艙及駕駛室甲板進行不同轉速下之適居性驗證，表 4 為 ISO 6954 的適居性評估標準。實船量測時分為壓載與滿載兩種裝載狀況來進行，壓載試驗時遭遇海況為 2~3 級，滿載試驗時則遭遇 4~5 級海況。

主機轉速 1100 轉至 2100 轉下，不同轉速之測試，ISO 6954:2000 評估結果以三維圖形表列於圖 19 與 20。

依 ISO 6954:2000 規範，符合 A 級艙區者可用為客艙，符合 B 級艙區者可為船員住艙，若僅符合 C 級艙區僅能以工作空間來使用。於圖 19 可以看出，於 2~3

級海況下，所有的量測資料均低於 A 級艙區的規範值，絕大多數的量測資料皆優於 A 級艙區無抱怨振動量 71.5 mm/s^2 ，可見本船的制振性能頗為優越。若處於嚴苛的 4~5 級海況下，如圖 18 所示，量測艙間亦仍符合 B 級艙區的要求。

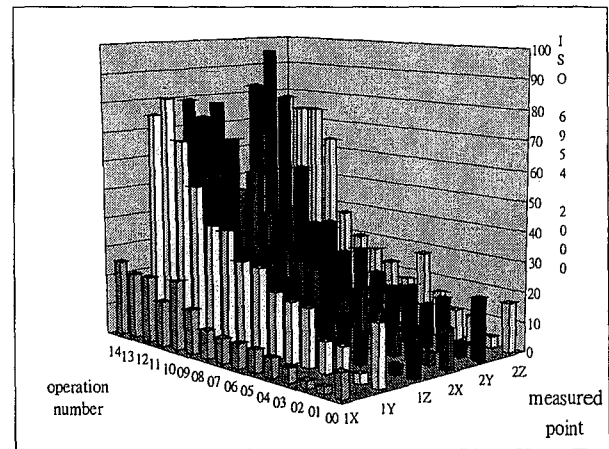


圖 19：不同主機轉數下 ISO6954-2000 頻率加權加速度分佈（壓載狀況，海況 2~3 級）

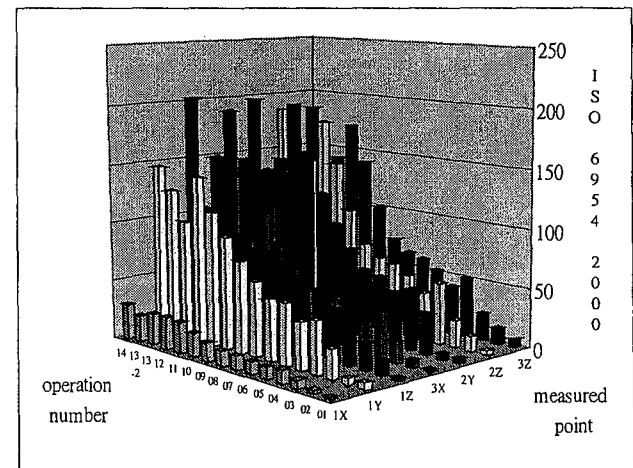


圖 20：不同主機轉數下 ISO6954-2000 頻率加權加速度分佈（滿載狀況，海況 4~5 級）

5.5 整體振動特性討論

就全船動態特性識別的狀況，由於量測通道數與雜訊量皆高，直接利用多通道的 VBAR 識別，計算時間很長，尤其是以人員跳躍引發船體振動訊號很小，雜訊成分更高，困難度很高。如改採利用單通道多動次的 FFT 頻譜以統計的方式出發，搭配單通道的 VBAR 識別運算，與全船有限元素模擬分析結果亦相當一致，唯在設計階段有限元素模擬分析著重於低頻區段，只分析到 40Hz，40Hz 以上之系統頻率無分析結果供比較。

若就全船振動量的評估結果，ISO 6954:2000 評估表現出相當優秀的振動水平。不同位置量測加速度均

方根值統計值也可充分顯示船體結構振動的振動品質。

表 1. 船體結構 FEM 模態分析結果與模態識別結果比較

FEM 分析						量測	
項目	模態分析	識別模擬 (VBAR)				不同轉數振動量測 (FFT)	VBAR 模態識別
		無雜訊		含 10%雜訊			
參數 模態	自然頻率 (Hz)	自然頻率 (Hz)	阻尼比 (%)	自然頻率 (Hz)	自然頻率 (%)	自然頻率(Hz)	自然頻率(Hz)
1	7.7613	7.7590	2.9091	7.7582	2.9115	6.5 8.5~9.0	6.8~7.3 8.5~9.0
2	12.2507	12.2416	4.5884	12.2410	4.6787	12.0	12.3
3	13.1489	13.1377	4.9239	13.1392	4.9732	12.5	---
4	14.0953	14.0817	5.2766	----	----	14.5	14.9
5	17.5700	17.5434	6.5727	17.8234	8.2087	15.5~16	---
6	18.0363	18.0076	6.7457	----	----	17.5	17.1
7	23.7293	23.6948	8.9158	22.4654	6.0375	----	---
						22.5~23.5	23.5

表 2. 量測點間 Y-方向與 Z-方向的相對模態

模態 節點	1		2		3		4		5	
	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z
19099	0.1909	0.1211	0.0572	-0.1924	0.3534	-0.3352	0.0585	0.0195	-0.0964	0.4255
11787	0.1118	-0.0685	-0.0130	0.0480	0.0384	-0.0812	-0.1268	-0.0267	-0.0959	0.0956
9751	0.0501	-0.1233	-0.0235	0.0270	-0.0150	-0.0215	-0.1261	-0.0344	-0.0958	0.1553
5251	-0.1402	0.0113	-0.0085	-0.0620	0.1653	0.2462	0.0668	0.0317	-0.0978	0.0466
4251	-0.1114	-0.1514	-0.0050	-0.3770	0.0685	0.3801	0.1762	0.0695	-0.1011	-0.0892
19520	0.5536	0.9148	0.0276	0.7438	-0.6792	0.6860	0.5398	-0.0806	-0.1300	-0.7089

表 3. 不同量測點的量測加速度均方根值統計比較(單位: gal)

	船艙上甲板	船艙上甲板	駕駛艙甲板	船艙上甲板
L_{mean}	10.65	6.61	11.59	324.59
L_{max}	22.07	13.66	21.86	929.30
L_{min}	4.72	4.08	7.59	38.59
L_5	16.67	11.96	16.34	779.29
L_{10}	15.62	10.73	15.45	752.32

表 4. ISO 6954:2000 艙區等級區分表

	A		B		C	
	mm/s ²	mm/s	mm/s ²	mm/s	mm/s ²	mm/s
上界值	143	4	214	6	286	8
下界值	71.5	2	107	3	143	4
符合 A 等級的可用作於客艙，符合 B 等級的則可做為船員住艙，符合 C 等級的就視為工作空間來使用						

6. 結論

本研究對新建 200 噸快艇進行設計階段 FEM 分析研究，與建造後的量測與識別研究，可作下列綜合討論與結論：

- 1. 全船模態識別，雖無法如預期以拋錨產生激振力，採用人員跳躍衝擊，能量不足與人員著地時間不

- 一，所量到訊號較弱，且有效資料點的長度頗短，不易以 VBAR 模式同時識別整體模態，但透過個別通道之模態識別，整理共通模態也可得整體模態，唯各量測點的激振靈敏度不同，識別結果略有差異。
- 2. 在不同主機轉速下，船體運動時各量測點的量測振動頻譜中出現較強振動的激頻，包含主機的強迫振動頻率與結構自然頻率，不隨主機轉速改變者應為

結構自然頻率，取出共通者，與 VBAR 模態識別結果並列，可確認結構的振動模態。

3. 建造前 FEM 分析所得之最低整體模態為 7.76Hz，建造後模態識別最低頻率為 6.5~7.3Hz，取平均值為 6.9 Hz，建造前估算略高。原因可歸納為：
 - a. FEM 結構振動分析係在設計階段進行，但建造過程因船上功能需求的增加，而對局部結構略做改變。
 - b. FEM 分析時採用 NASTRAN 上的水彈力處理水的附加質量問題與實際略有差異。
 - c. 在實船量測時的裝載狀況與分析時不一致。未來在船體建造前分析結果的評估，應加上頻差 1Hz 的未確定因素模糊範圍，如能後續經若干次的設計分析與量測比較，應可歸納合理的修正值。
4. 新船振動量測最大的困難，在於對於全船的振動環境，電磁干擾環境以及局部振動特性無法完全事先預知，因此事先規畫的量測點所量測資料可能受干擾而造成雜訊比例太高，而無法取得預期的量測成果，在本量測中量測點受較大干擾有下列：
 - a. 海上量測時駕駛艙頂的振動量測出現規律雷達波的干擾。
 - b. 部分人員活動艙間量測點出現電磁干擾與人員忙碌進出局部衝擊的干擾。
 - c. 船艙甲板量測點受螺旋槳激流的拍擊，形成寬頻的振動衝擊，形成隨機振動。

第 a 項因雷達波掃到量規而造成規則性高能方塊波訊號可透過濾波再使用。第 b 項的干擾是隨機而量大的訊號，可致使量測資料完全無法使用。船艙量測訊號無法作為結構系統識別用途，但可作為船艙螺旋槳激流引致振動的評估標準。
5. 目前歐、日先進國家在振動問題的研究中主機引致船體結構振動已有相當多的解決之道，但仍無法保證新設計船舶建造後的振動量的掌握，在高價位的船舶常加裝在定性上可改善振動的附加裝置，如浮動甲板、制振鋼板、防振阻尼器，甚至加裝主動控制裝置。本研究之快艇船體在設計階段除很小心地避開可能的主副機共振頻率外，設計配合本研究船舶三主機的架構，將三個主機座之間強力支撐樑，採用柔性結構以舒緩不同主機之振動藕合。主機艙到住艙之間雖只一壁之隔，但底部結構利用鋼材的韌性而作柔性銜接，很成功的隔斷由機艙傳至住艙的振動量。在結構上很成功地阻隔振動傳遞，而在人員活動空間，如工作空間與居住艙間，能保持高水準的振動品質。
6. 本計畫量測住艙與駕駛室之振動量，利用 ISO 6954 2000 評估結果均低於振動評估標準之下界值，屬無抱怨 A 級艙區。
7. 本計畫研究之新建快艇之結構振動唯一可檢討是

船艙受螺旋槳激流的拍擊振動，但這個地方離開工作與居住空間較遠，雖振動量較強，但不影響人員工作與起居，且船艙結構為剛實結構，其實際受衝擊的應力變動範圍應不高，不會有船體結構疲勞強度的問題。

7. 參考文獻

- [1] L.A. Carlsen, "A Parametric Study of Global Hull Vibration and Superstructure Vibrations – Analysis by Means of the Finite Element Methods," *Trans. RINA*, 1977.
- [2] W. Gepner, and J. Ahrens, "FEM-Calculation of Aft-Superstructure Vibration and Check with Experiment," *Schiffbau Forschung*, 24, Vol. 24, pp. 166-168, 1985.
- [3] Dnv, *Vibration Control of Ships*, VERITEC, A.S., 1985.
- [4] BV, *Building and Operation of Vibration-free Propulsion Plants and Ships*, Bureau Veritas, 1987.
- [5] NK, *Guide to Ship Vibration*, Nippon Keiji Kyokei, 1984.
- [6] D Noonan, *Ship Vibration Design Guide*, SSC-350, Ship Structure Committee, UAS, 1990.
- [7] G.T. Willshare and, P.K. Das, "An approach to Solution of Ship Vibration Problems," *PRADS*, 1992.
- [8] C.E.J. Leenaars, and P.E. Fobes, "An Approach to Vibration Problem at the Design Stage," *Prec. Symposium on Propeller Induced Ship Vibration*, RINA, London, Dec. 1979
- [9] C.F. Hung, H.C. Kuo., J.T. Chiu, "The Improvement of Vibration Behaviors of structures by the Computer Graphic Simulation and by a Multiple Criteria Method", *PRADS'92*, May 17-22. Newcastle upon Tyne, England, 1992.
- [10] 柯文俊，由狀態空間系統萃取結構系統矩陣與模態參數，博士論文中華民國九十一年元月
- [11] C.F. Hung and W.J. Ko, "Identification of Modal Parameters from Measured Output Data Using Vector Backward Autoregressive Model," *J. Sound and Vibration*, 256(2). pp.249-270, 2002.
- [12] ISO 2631-1 2nd:1974, *Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements.*
- [13] ISO 2631-2:1989 *Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 2: Continuous and shock-induced vibration in buildings(1 to 80 Hz)*
- [14] ISO 6954:1984 *Mechanical vibration and shock – Guidelines for the overall evaluation of vibration merchant ships.*
- [15] ISO 6954:2000, *Mechanical vibration – Guidelines for the measurement, reporting and evaluation of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships.*