

大型貨櫃船健康監測方法之建立

蔡承恩* 陳楚云* 李綺芳** 吳昌政** 黃心豪*¹

*國立台灣大學 工程科學及海洋工程學系暨研究所
**財團法人驗船中心 研究處研發組

關鍵詞：結構健康監測、水動力分析、有限元素分析、感測器佈設最佳化、短期分析響應、等效規則波分析

摘要

隨著全球貿易拓展，貨櫃船承載能力持續增加，到目前為止已增加到 23000 TEU。貨櫃船長期航行於海洋中，經常受到各種不同海況下的負荷與環境腐蝕等因素，進而影響船舶的結構健康狀態，所以針對不同海況下進行全船感測器佈設，對船體結構進行健康監測有其必要性。本研究目標是進行船體結構感測器最佳化佈設的分析，為了取得不同海況條件下（ T_p 、 H_s ）目標船的結構響應，在頻率域上利用小板法計算不同船速、角頻率及航向角下的波浪負荷，再透過積分模型，將波浪負荷轉換為有限元素模型節點受力，以計算船體殼元素的應力響應振幅運算子，再經由短期分析響應及等效規則波設計之結果，最後本研究整理出目標船 9 處建議佈設感測器的位置。

前言

近年來隨著全球經濟的發展、海運市場的需求上升，海洋運輸產業越來越趨向增加單一航程的載貨數量，以降低單位貨物在運輸上的成本，使得船舶尺寸不斷朝大型化的趨勢發展，特別是大型貨櫃船已經突破容積噸位 20000TEU 的運載量，船舶的尺寸今非昔比。近年來，一艘超巴拿馬型貨櫃船康福特號正航行在印度洋上，當行駛至距葉門外海 200 英里處時，船體突然攔腰折斷成兩截，船體結構呈現中拱現象，船齡僅僅只有五年，裝載 7000 個貨櫃，損失超過 2.5 億美元，因此結構健康監測在船舶產業領域上扮演了很重要的角色。大型貨櫃船在航行時的運動、負荷反應及波浪負荷所造成的結構響應更顯得格外重要。大型貨櫃船長年航行於海洋上，在服役年限中會遭遇到許多種負荷，如：貨物重量(Cargo Weight)、船舶因自身浮力所產生的靜態負荷(Still Water Load)和波浪負荷(Wave Load)、沖激(Sloshing)、波擊(Slamming)、衝擊(Impact)、甲板上浪(Green Water)、主機及螺旋所產生的激振力(Exciting Force)、彈振(Spring)、顫振(Whipping)等動態負荷及熱負荷、風負荷、碰撞負荷等特殊負荷。大型貨櫃船尺寸龐大且載運量顯著，因此靜態負荷對船體結構有一定的影響力；動態負荷為船舶生命週期中最主要且最頻繁發生的外力負荷，其中又以波浪負荷對船舶結構影響最為重要，因此本研究的負荷來源主要會以靜態負荷及波浪負荷為主。在結構健康監測中，首先

我們需要在船舶結構上加裝感測器，對結構進行實時的監測。然而，若安裝的感測器數量越多，所獲得的資訊就越多，對於船體運動、負荷反應的描述就越準確，越能夠辨識出船舶在海上航行時的工作狀態。但由於成本等綜合多方面的考量下，若在結構的每個自由度上都佈設感測器，實際工程中難以實現，且隨著感測器數量的增加，整個監測系統的成本、數據計算量都會跟著提高，故因此需要在感測器最佳化佈設上做深入的研究。本研究利用法國驗船協會(BV)之水動力分析工具，計算不同船速、航向角、角頻率下船體殼元素的應力反應振幅運算子(Stress Response Amplitude Operator, Stress RAO)，經由短期分析響應(Short-term Analysis)及等效規則波設計(Equivalent Design Wave, EDW)之計算結果，統整出全船感測器最佳化佈設的位置。

研究方法

2.1 目標船基本資料

本研究之目標船選用一艘容積噸位為 8,000TEU 大型貨櫃船，數值模型包含船殼、主甲板、二層甲板、雙重殼、橫向隔艙、肋骨、縱樑、側縱板、貨艙及船艙縱向、橫向、水平結構等主要的板材結構，共有 18 個橫向隔艙，甲板上 9 層貨櫃貨艙結構，甲板上貨櫃為 8 層，設計船速為 24.5 節，目標船主要參數如表 1 所示

表 1、目標船主要參數

Length (Over All)	334.8 m
Length (B.P.)	317.0 m
Breadth (Mld.)	45.8 m
Depth (Mld.)	25.0 m
Design Draft (Mld.)	13.5 m
Service speed	24.5 knt

2.2 水動力模型

水動力模型為計算流體力學所使用之數值模型，與結構模型有相當大之不同，該水動力模型之網格劃分相對於結構模型較為粗略。水動力模型使用的數值軟體為 HydroStar，HydroStar 利用三維小板法計算波浪運動及負荷，小板法須將船舶水線下船殼劃分為多個小板，並將每個小板分佈源點得到源流強度進而求解速度勢，再由伯努利定律由速度勢計算出波浪壓力，再對船殼積分得到波浪負荷，最後求解船舶運動方程式解出船舶在波浪中的運動及負荷。本研究之水動力模型由 2342 個小板元素所組成，水動力模型排水量為 139839.8 公噸，吃水深度為 14.9 米，如圖 1 為本研究目標船之水動力模型。

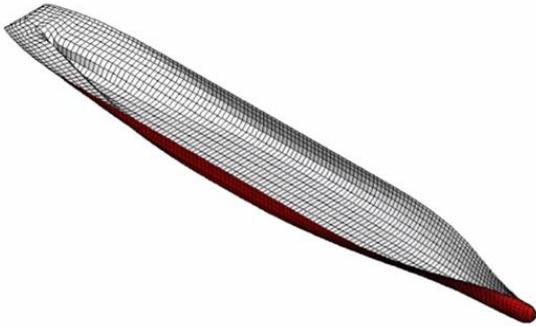


圖 1、水動力模型

2.3 積分模型

積分模型為船體結構外板表面積的幾何模型，在水動力計算時，積分模型可計算船殼所承受的流體動力壓力，在水彈性分析時，則是被用來做結構模型的變化量與水動力模型間的相互驗證，本研究利用 FEMAP2HOMER 工具於 FEMAP 軟體中將結構模型之結構外板匯出，各小板的法線向量需調整為指向流體，並製作成 Homer 可使用的檔案格式，如下圖 2 為本研究目標船之積分模型。

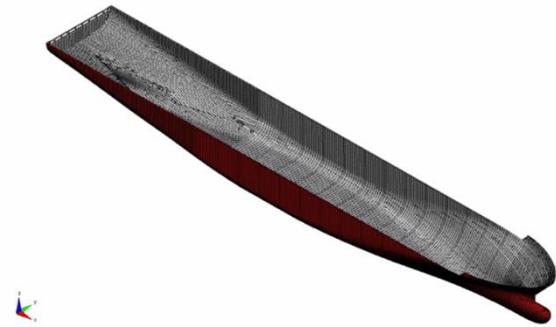


圖 2、積分模型

2.4 有限元素模型

為了計算目標船在不同海況條件下受波浪負荷的應力響應結果，則需建立目標船的有限元素模型，對有限元素分析來說，元素網格劃分越細密，則結構模型會越接近實船的結構特性，計算結果會越為細密，但若將目標船模型皆做元素之細網格劃分，則結構矩陣將非常巨大，使電腦計算量遽增。由於本研究之目的在於建立目標船之感測器擺設最佳化及結構健康監測之方法建立，故須適當的降低目標船有限元素模型之複雜度。表 2 整理出元素種類及元素模擬的船體部位

表 2、目標船有限元素模型結構部位

元素種類	模擬船體結構部位
薄殼元素	甲板、船底板、外板、縱向桁材及橫向肋骨之腹板、縱/橫向隔壁艙、牆壁
樑元素	板材上之縱向肋骨、垂向/水平加強材、縱向桁材及橫向肋骨上之面板
質量元素 + 剛性元素	噴水推進器、設備裝載、推進系統、各類液艙

如圖 3 所示為目標船殼元素之有限元素模型，本目標船薄殼元素採用三邊形及四邊形的殼元素，此元素每個節點均有六個自由度，包含三個平移及三個轉動自由度，可承受面內、面外的負荷及彎曲負荷，網格大小約為 $500 \times 500 \text{ mm}^2$ ；樑元素採用等截面樑元素模擬；剛性元素使各從節點與主節點具相同位移。目標船之有限元素模型共有 165,295 個節點，336,537 個元素；薄殼元素有 198,031 個、樑元素有 137,357 個、點質量有 575 個、剛性元素有 575 個。

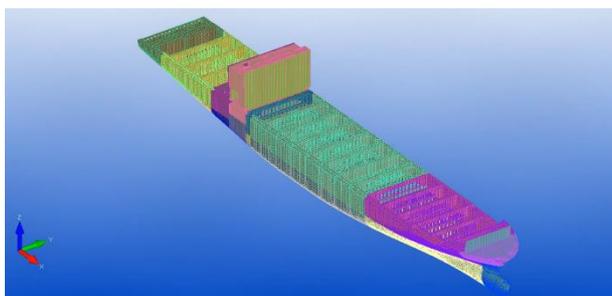


圖 3、目標船有限元素模型（殼元素）

2.5 短期分析響應分析

本研究短期響應分析，主要由三個部分所組成，分別為：應力響應振幅運算子（Stress RAO）、P-M 波譜（P-M Spectrum）與非規則波 von-Mises 應力訊號，各部分說明如下：

- 應力響應振幅運算子（Stress RAO）

透過水動力軟體（HOMER）計算目標船在不同船速、航向角及角頻率下的波浪負荷，透過積分網格將負荷加置於有限元素模型上，計算出目標船在不同海況條件下的結構響應，並取出目標船所有殼元素 X、Y 方向正向應力響應振幅運算子及 XY 方向剪切應力響應振幅運算子的實部及虛部。

- P-M 波譜（P-M Spectrum）

將不同海況條件（Tp、Hs）的頻譜圖進行積分計算，並將每個角頻率所對應到的波幅取出，本研究共考慮了 26 種常出現在北大西洋的海況條件。（哪 26 種？）

- 非規則波 von-Mises 應力訊號

船體結構非規則波 von-Mises 應力計算方法，首先，先將船體結構的應力訊號拆解成在靜水情況下所承受之應力及波浪負荷作用下所承受之應力。

1. 靜水負荷：在 HOMER 水動力軟體中計算目標船的靜水壓力（Hydrostatic Pressure），再將負荷加置於有限元素模型節點上，計算船體結構在靜水情況下的結構響應，並取出目標船所有殼元素 X 方向、Y 方向正向應力響應振幅運算子及 XY 方向之剪切應力響應振幅運算子計算結果，各方向之應力計算結果為實數。
2. 波浪負荷：在線性理論之假設下，船體受到波浪負荷作用下的非規則波應力訊號可拆解成無數個規則波應力訊號線性疊加（Linear Superposition）而成。利用式（1）可將頻率的計算結果轉換至時域。

$$R(t) = R_{\sigma} * A * \cos(\omega t + \varepsilon - \varphi) \quad (1)$$

式（1）中 $R(t)$ 為船體殼元素的應力訊號（時域）， R_{σ} 為殼元素應力響應振幅運算子，計算公式如式（2）所示。

$$R_{\sigma} = \sqrt{\sigma_{IMAG}^2 + \sigma_{REAL}^2} \quad (2)$$

式（2）中 σ_{IMAG} 為應力響應振幅運算子之虛部， σ_{REAL} 為應力響應振幅運算子之實部。式（1）中 R_{σ} 可表示為 $R_{\sigma_{11}}$ 、 $R_{\sigma_{22}}$ 及 $R_{\sigma_{12}}$ ， $R_{\sigma_{11}}$ 、 $R_{\sigma_{22}}$ 及分別表示為 X、Y 方向之正向應力響應振幅運算子， $R_{\sigma_{12}}$ 為殼元素 XY 方向之剪切應力響應振幅運算子。最後， A 為角頻率所對應到之波幅。 ε 為隨機產生的波浪相位，數值範圍介於 $0 \sim 2\pi$ 之間，角頻率之間的相位都不相同。式（1）中 φ 的計算公式為：

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{-\sigma_{IMAG}}{\sigma_{REAL}} \quad (3)$$

經過上述之計算步驟後，我們就有每個殼元素在靜水條件下所產生之應力和受到波浪作用條件下所產生之非規則波應力訊號，將同方向（X 方向、Y 方及方向）之靜水應力加上非規則波應力訊號，再將各方向之非規則波應力訊號代入式中，即可得到每個殼元素在不同海況條件下之非規則波 von-Mises 應力訊號。

2.6 等效規則波設計分析

船舶於海中航行時，會遇到不同的角頻率、波幅及方向的波浪，各海況之波浪負荷會造成船體結構有不同的結構響應，若計算所有海況以得到船體結構響應是一個計算量龐大且較無效率的工作。因此將船舶在某個時間內所遭遇到的海況簡化成一個與遭遇海況能量相等之規則波，並將此規則波的波浪負荷導入有限元素模型計算結構強度分析。一個規則波的波形如式（4）所示。

$$\zeta(t) = \zeta_0 \cos(\omega_0 t) \quad (4)$$

在微小波幅假設下其能量與波幅平方成正比，能量密度可簡化為如式（5）所示。

$$E = \frac{1}{2} \rho g \zeta_0^2 \quad (5)$$

等效規則波實際海況是根據 IACS Rec. 34（5）建議北大西洋海況適用的波譜為 Pierson-Moskowitz(P-M) 波譜來進行模擬。在等效規則波設計選擇上需考慮波幅、角頻率及航向角，而在長峰波假設下，同一航向角下皆可計算出在某個角頻率下具有最大反應

振幅運算子（Response Amplitude Operator, RAO），而相對之角頻率即是用來求得等效規則波之相對應之角頻率，再利用長期波浪負荷極值除以最大角頻率負荷 RAO 即為等效波高，等效波高如式（6）所示。

$$a_w = \frac{y_n(\alpha)}{RAO} \quad (6)$$

式（6）各項意義表示為： $y_n(\alpha)$ 為長期波浪負荷極值、 RAO 為規則波負荷反應振幅運算。

結果與討論

3.1 數值模型驗證

為確保數值模型在使用上的正確性與可靠性，需確認目標船的排水量、重心、浮心、靜水條件下沿船長方向的垂向彎矩（Vertical Bending Moment）及垂向剪力（Vertical Shear Force）之分佈。首先水動力模型的排水重量要約等同目標船的排水量，並檢查水動力模型的浮心與有限元素模型的縱向重心是否與實船一致，差異皆需小於 1%，如下表 3、表 4 整理出裝載手冊、水動力模型、有限元素模型的重量、縱心位置及誤差值。

表 3、重量比較

	重量 (MT)	誤差 (%)
裝載手冊	138690	
水動力模型	138396	0.2
有限元素模型	138396	0.2

表 4、縱向重心/浮心比較

	重心/浮心 (m)	誤差 (%)
裝載手冊	152.71	
水動力模型	152.72	0
有限元素模型	152.72	0

數值模型橫截面分佈如圖 4 所示，使用 internal loads 模組計算靜水內力負荷如垂直彎矩及垂直剪力分佈，並與裝載手冊中的值比較圖 6、圖 7 分別為垂向彎矩及垂向剪力分佈之比較圖，從圖 6、圖 7 中可知數值模型的計算結果與裝載手冊相當符合。

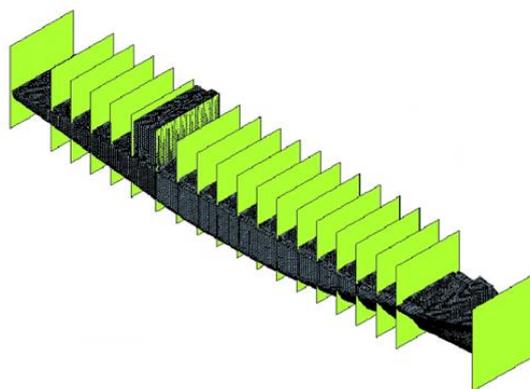


圖 4、橫截面分佈

最後使用 still water 模組計算全船靜水壓力分佈如圖 5 所示，並檢查計算壓力值與手算壓力值是否一致，兩者間的誤差為 1%。經過上述步驟後，數值模型已完成靜水平衡及實船資料校準。接著可執行耐海性分析以評估船舶實際波浪負荷。

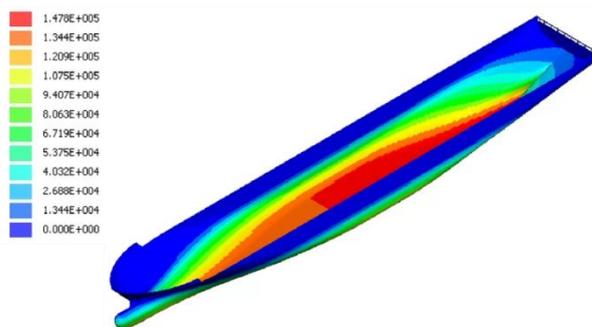


圖 5、靜水壓力分佈

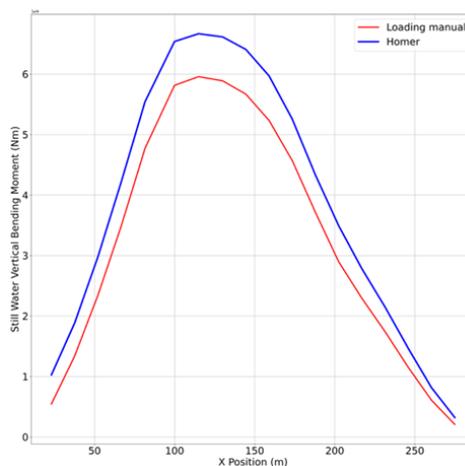


圖 6、垂向彎矩分佈之比較圖

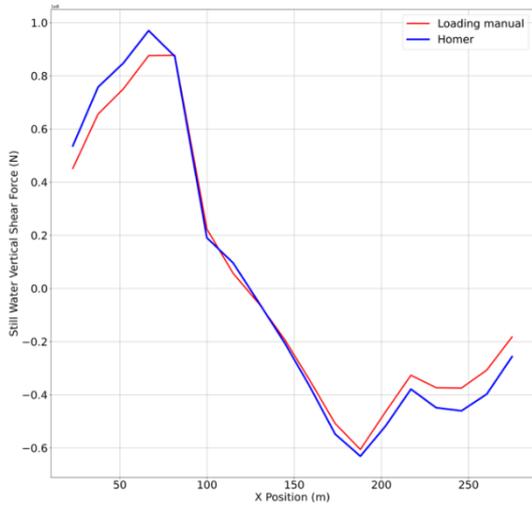


圖 7、垂向剪力分佈之比較圖

3.2 目標船於規則波中之運動反應分析

船舶在海上航行受風浪作用，一般稱之為六自由度運動，分別為：縱移（Surging）、橫移（Swaying）、起伏（Heaving）、橫搖（Rolling）、縱搖（Pitching）和平擺（Yawing），如圖 8 所示，由於運動間之耦合，是非常複雜的問題。為簡化起見，一般船舶在規則波中的運動，作了下述三種基本假設：

1. 假定船舶為剛體，忽略其彈性變形。
2. 作用在船舶上的規則波為深水小波幅，不考慮淺水和非線性的影響。
3. 船舶在規則波中微小振幅運動，亦即其動力反應可應用疊加原理的線性問題處理。

本研究使用 HydroStar 計算目標船於不同船速、航向角及角頻率之各種規則波海況條件下六個自由度的運動反應振幅運算子（Motion RAO），本小節將呈現出目標船的起伏、橫搖及縱搖運動的數值計算結果。

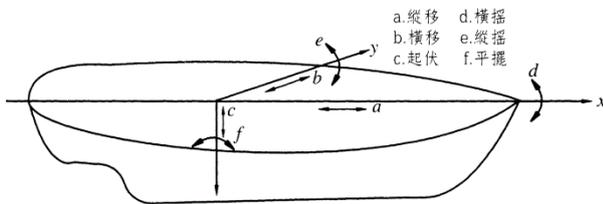


圖 8、船舶六自由度示意圖

圖 9 為目標船於規則波中，在 14.7 節下不同航向角、角頻率的起伏運動反應 RAO，從圖中可以發現各航向角反應於 $\omega \leq 0.75$ (rad/s) 之長波區反應普遍較大，範圍隨著航向角越趨側浪越往高頻擴展，呈現隨波逐流的状态。

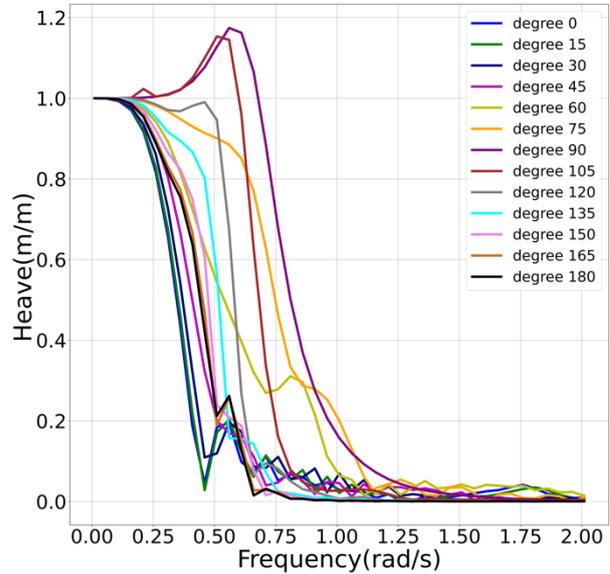


圖 9、起伏運動（船速 14.7 節）

圖 10 為目標船於規則波中，船速在 14.7 節下不同航向角、角頻率的橫搖運動反應 RAO，目標船在隨浪與頂浪時船體側向力矩為零，因此不會產生橫搖運動，在船速 14.7 節情況下其餘斜浪中個航向角都在 0.2 (rad/s) 有反應峰值。

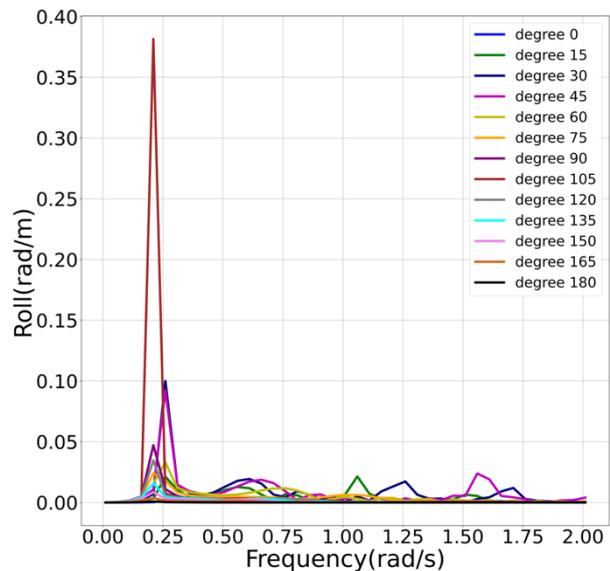


圖 10、橫搖運動（船速 14.7 節）

圖 11 為目標船於規則波中，船速 14.7 節下不同航向角、角頻率的縱搖運動反應 RAO。

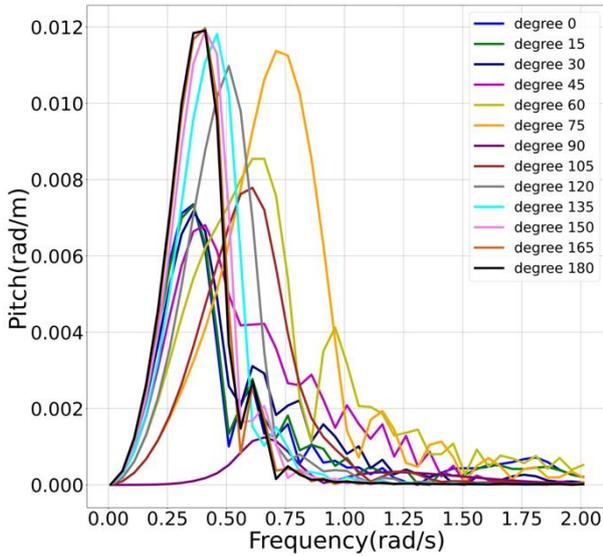


圖 11、縱搖運動（船速 14.7 節）

3.3 目標船之於等效規則波設計分析

本研究使用等效規則波設計，來分析船體結構之極限強度，依照各階段流程可得到特定航況下能量相同之等效規則波，將等效規則波負荷轉換為有限元素模型節點受力，進行全船整體結構強度計算，並將此計算結果整合至感測器最佳化擺設結果，各流程說明如下：

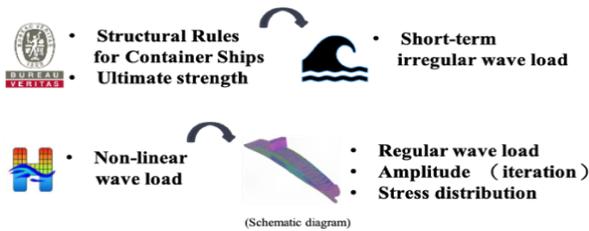


圖 12、等效規則波設計流程圖

本研究在等效規則波設計上考慮了目標船在 8 種不同極限狀況，分別為：垂直波浪彎矩分析中考慮目標船舢垂及舢拱現象、水平波浪彎矩及波浪扭矩分析案例中考慮規則波之波峰位於船舢處與規則波之波谷位於船舢處。在等效規則波設計中，需從短期非規則波計算結果中挑選出造成最大負荷之影響因子（如：航向角、角頻率），短期非規則波數值模擬參數為：船速為 5 節（3）、角頻率計算範圍為

0.01~2.0 (rad/s)，計算間隔為 0.05、航向角計算範圍為 $0^{\circ}\sim 180^{\circ}$ ，計算間隔為 15° ，共計算 13 個航向角。船舢處垂直波浪彎矩於不同航向角下的負荷結果，如圖 13 所示。從圖中可以發現，船舢處的垂直波浪彎矩最大負荷值發生在航向角為 180° 、角頻率為 0.46(波長約等於一倍船長)的情況下。橫向截面位於 0.75 倍船長處的波浪扭矩於不同航向角下的負荷結果，如圖 14 所示。從圖中可以發現，波浪扭矩最大負荷值發生在航向角為 120° 、角頻率為 0.76 (rad/s) 的情況下。最後我們整理出特定截面下最大內力負荷的計算結果（線性波浪負荷）及等效規則波設計之影響因子，如表 5 所示。

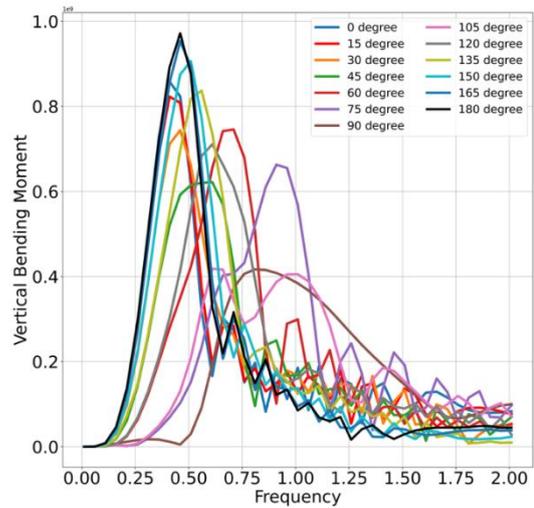


圖 13、垂直波浪彎矩於不同航向角下之負荷結果（船舢處）

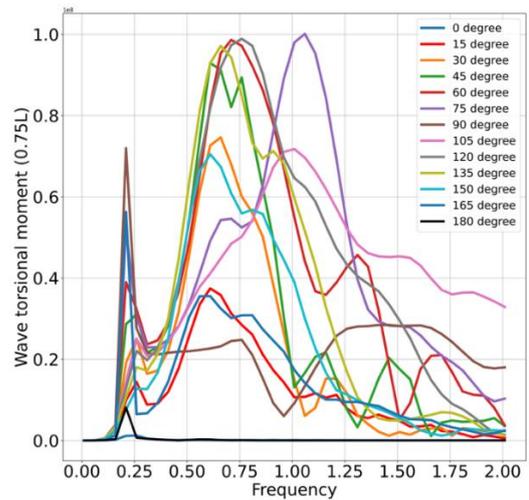


圖 14、波浪扭矩於不同航向角下之負荷結果（0.75 倍船長處）

表 5、特定橫向截面內力負荷及影響因子

	數值 (N-m)	影響因子	橫向截面
垂直波浪彎矩	9.72E+08	航向角為 180° 角頻率為 0.46	船艙
	9.72E+08	航向角為 180° 角頻率為 0.46	船艙
水平波浪彎矩	5.25E+09	航向角為 120° 角頻率為 0.71	船艙
波浪扭矩	8.17E+07	航向角為 120° 角頻率為 0.76	0.75 倍船長
波浪扭矩	2.05E+08	航向角為 60° 角頻率為 0.66	0.25 倍船長

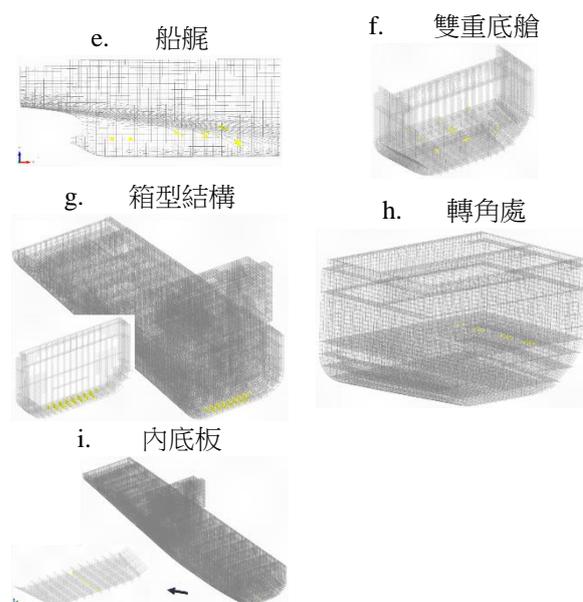


圖 15、建議感測器佈設位置

結論

本文以 8,000TEU 大型貨櫃船為例，以法國驗船協會 (BV) 之水動力分析工具，計算不同船速、航向角、角頻率下船體殼元素的應力反應振幅運算子 (RAO)，經由短期分析響應 (Short-term Analysis) 及等效規則波設計 (Equivalent Design Wave, EDW) 之計算結果，統整出全船 9 處建議佈設感測器的位置，分別為貨櫃船開口處、甲板、船底板、球形艙、船艙、雙重底艙、箱型結構、轉角處與內底板。

謝誌

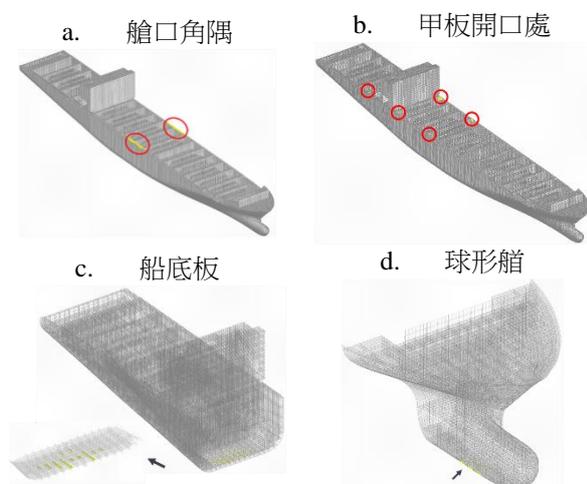
本研究承蒙財團法人驗船中心專案計畫經費支援，得以順利完成，特此感謝。

參考文獻

1. Bureau Veritas, Structural Rules for Container Ships p169.
2. DNVGL-CG-0130, Section 7-5 p49.
3. Bureau Veritas, Structural Rules for Container Ships p244.
4. Homer GUI Manual, Phase Convention p97.
5. IACS REC 34 Standard Wave Data (2001).
6. Standard mesh permissible yield utilisation factor table.

3.4 感測器部設最佳化結果

本研究的目標是進行船體結構感測器佈設的分析，本文根據 26 個非規則海況與 8 種等效規則波上不同的極限情況計算船體殼元素的應力響應振幅運算子，再經由短期分析響應及等效規則波設計之模擬結果，整理出 9 處建議佈設感測器的位置，如圖 15 所示。



Structural Health Monitoring Method base on Numerical Analysis

Cheng En, Tsai Chu Yun, Chen* Chi Fang, Lee** Chang Cheng, Wu** Hsin Haou, Hung**

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

**CR Classification Society

Keywords: Structural health monitoring, Dynamic analysis, Finite element analysis, Sensor placement optimization, Response analysis, Equivalent regular wave

ABSTRACT

Nowadays, the capacity of container ships have increased because of the the rapid economic growth of the world. Today's largest container ship can carry about 23,000 TEUs. The ultra large container ships sail at ocean for many years. During her lifetime, the hull structure may encounter a variety of wave loads and corrosion, which can result in injuries, severe damage. Therefore, it is important that doing the sensor placement for the structural health monitoring to the container ships. In this research, we do different sea conditions T_p, H_s to our container ships for calculating the structural response. In frequency domain, panel method was used for calculating the wave loads in different knot, angular frequency and heading angle. These loads input to the finite element model of container ships for calculating the stress RAO. After the response analysis and equivalent regular wave analysis, we conclude 9 sensor placements for advice.