

導罩螺槳架構於浮游車體之推進性能研究

潘冠呈¹ 張中耀^{2*} 劉宗龍² 朱子文¹ 郭俊豪³

¹國防大學理工學院動力及系統工程學系

²國防大學理工學院國防科學研究所

³國防大學理工學院動力及系統工程學系車輛及運輸工程碩士班

摘 要

本文旨在發展適合浮游甲車使用之導罩螺槳，因此首先以電腦輔助繪圖軟體繪製螺槳構型，並參考 NACA 2408 翼型建構導罩螺槳外型。在完成不同型式的導罩螺槳構型之後，本研究採用標準 $k-\epsilon$ 紊流模式進行導罩螺槳數值流場分析，並依據數值計算結果選擇適合的導罩螺槳配置於浮游甲車。接著，本研究再結合 VOF 方法執行浮游甲車加裝導罩螺槳之運動流場模擬，最後由數值計算結果可知，當導罩螺槳分別以 1,100 RPM 及 1,500 RPM 運轉時，浮游甲車分別能達到以 2.22 m/s 及 2.78 m/s 自推前進之研究目標。本研究所建立之數值模擬分析方法，能有效率地執行浮游甲車配置導罩螺槳之運動流場分析，未來可運用本方法之特性與優勢，進一步發展實際可行的工程設計方法，以作為新型輪型甲車研究發展之工具。

關鍵詞：兩棲甲車，導罩螺槳，流體體積法，計算流體力學

A Study on the Propulsion Performance of Ducted Propellers on Amphibious Vehicles

Kuan-Cheng Pan¹, Jung-Yau Jang^{2*}, Tsung-Lung Liu², Tzyy-Wen Chu¹, and Chun-Hauo Kuo³

¹Department of Power Vehicle and Systems Engineering, Chung Cheng Institute of Technology, National Defense University

²School of Defense Science, Chung Cheng Institute of Technology, National Defense University

³Master Program of Vehicle and Transportation Engineering, Department of Power Vehicle and Systems Engineering, Chung Cheng Institute of Technology, National Defense University

ABSTRACT

This study aims to develop ducted propellers as the propulsion system of amphibious vehicles. At first, we used CAD software to draw the geometry of propellers and applied the profile of the NACA 2408 airfoil to construct the outline of ducted propellers. After completing different types of the geometry of the ducted propellers, this study employed the standard $k-\epsilon$ turbulent model to perform numerical simulation of the ducted propellers. Furthermore, we also combined the method of VOF to employ amphibious vehicle motion flow field numerical simulation. The simulation results show that when the ducted propeller operated at 1,100 RPM and 1,500 RPM, the amphibious vehicle can move forward and achieve the expected speed of 2.22 m/s and 2.78 m/s, respectively. The numerical simulation methods established by this study can effectively perform the motion flow field analysis of the amphibious vehicle. In the future, the characteristics and advantages of these numerical simulation

文稿收件日期 106.12.04; 文稿修正後接受日期 107.08.02; *通訊作者

Manuscript received December 4, 2017; revised August 2, 2018; *Corresponding author

methods can also be used to develop a feasible engineering design means, and as a reference for the research and development of new amphibious vehicles.

Keywords: amphibious vehicle, ducted propeller, volume of fluid, computational fluid dynamics

一、前言

一般八輪裝甲車之原始設計概念，主要是以能夠適應各種崎嶇地形為目的，因此配備具有 8×8 驅動能力與各輪獨立之懸吊系統(Suspension System)，可提供良好的地面機動性和優異的越野性能，使得八輪甲車在崎嶇多山的地形以及城市密集的環境都能有充份發揮的空間。然而，一般八輪甲車之原始設計並未考慮橫越深水區域的浮游能力，因此可能在執行災害救援或是兩棲登陸作戰等任務時受到限制，故本研究將進一步開發具備兩棲浮游功能之八輪甲車衍生車型，以作為後續車型變更設計之參考。

本研究之主要目的在開發適合八輪甲車使用之導罩螺槳(Ducted Propeller)，並且將導罩螺槳配置於八輪甲車執行浮游推進運動之數值流場模擬計算，因此首先針對與導罩螺槳相關之研究文獻進行探討，首先導罩螺槳最早於 1924 年由 Kort 提出概念，其作法為將螺槳裝設在貫穿船體的長通道中，但此裝置會出現流體經過長通道導致摩擦阻力增加之缺點，故 Kort 後續將長通道改良為噴嘴環狀，而形成目前的導罩螺槳型式，並且由 Stipa [1]和 Kort [2]的實驗證明，將加速型噴嘴導罩環繞於螺槳外圍，可使重負載螺槳獲得更高的效率。

2009 年 Liu 等人曾建立英式螺槳(Podded Propeller)的數值計算模型，並且預測當螺槳的方位角(Azimuth Angle)由 0 度旋轉至 45 度時，作用於螺槳上的非穩態作用力(Unsteady Forces)、扭力(Torques)以及彎曲力矩(Bending Moment)等各項作用力之變化情形[3]。另外在導罩螺槳運作過程中，螺槳轉速是非常重要的參數，其相關數據資料獲得不易，其中美國陸軍軍備司令部(U.S. Army Materiel Command)在出版的圖書中曾刊載美軍兩棲貨車 LARC V 及 LARC XV 之螺槳規格與操作規範可供參考[4]。此外，Kamm 等人為美國海軍研究部辦公室(The Office of U.S. Naval Research Department)執行的研究成果報告中，亦提到 Drake (XM-157) 8×8 兩棲車輛之螺槳規格，以

上文獻內容均可作為本研究之參考依據[5]。

一般而言，導罩螺槳主要可分為加速型導罩螺槳及減速型導罩螺槳等兩種型式[6]，其中加速型導罩對於軸向水流有加速作用，可使進入螺槳的流速增加，並降低導罩內部壓力與螺槳負荷，但也間接降低螺槳推力及扭矩，而此同時導罩內外壓差會產生正向推力，可增加推進效率；另外減速型導罩則對於軸向水流有減速作用，可使進入螺槳的流速降低，並增加導罩內部與螺槳附近壓力，而間接降低螺槳空蝕(Cavitation)及噪音，但此同時導罩內外壓差則會產生負向推力，導致推進效率降低，因此對於經常暴露於空蝕條件又希望降低噪音的高速船艦，多採用減速型導罩之設計[7-8]。

有關浮游甲車推進系統方面之研究，2005 年雷建宇等人針對兩棲車輛的水上推進裝置包括：輪胎推進、履帶推進、螺槳推進以及噴水推進等作分析比較，經檢視其中最重要之參數如單位推進力和燃油消耗量等，皆以螺槳推進較佳，並且機動性良好，至於作者在文中所述螺槳抗損能力不佳，則是因為此螺槳裝置未加裝導罩之緣故[9]。另外在美國陸軍軍備司令部出版的 Engineering Design Handbook - Wheeled Amphibians 一書中，亦建議未來之兩棲甲車皆應使用導罩螺槳之設計[4]。由前述參考文獻可知，導罩螺槳之外部結構具有保護螺槳不受到損壞之功能，並且可以引導水流順利通過導罩內部，而不會受到導罩外部側向水流之影響，因此本研究將以導罩螺槳為研究方向，並執行其推進性能分析。

本研究團隊在過去執行與浮游甲車相關的研究計畫中，已建構具備浮游能力的八輪甲車車體外型，及運用計算流體力學方法開發兩棲甲車浮游運動流場數值模擬技術。此外，在八輪甲車之浮游推進功能開發上，本研究將採用導罩螺槳作為兩棲甲車推進系統之規劃與建議，其中包含導罩外型、螺槳型式與尺寸、旋轉速度及導罩螺槳在浮游甲車之配置等，並執行甲車在水中之浮游運動流場數值模擬，以尋求最適合浮游甲車使用之導罩螺槳，並滿足需求者所需之浮游甲車性能規格與要求。

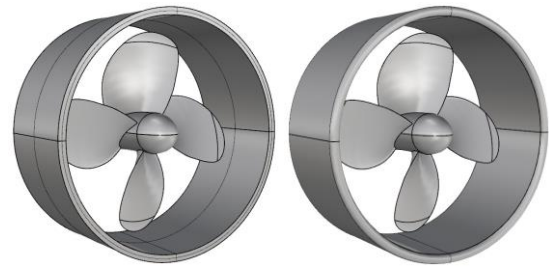
二、導罩螺槳與浮游甲車構型繪製

2.1 導罩螺槳幾何構型繪製

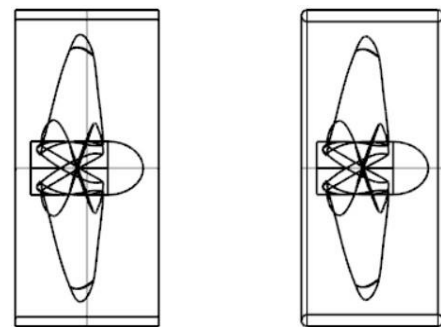
導罩螺槳是本研究探討的重點之一，因此在導罩螺槳的幾何構型繪製上，除了螺槳本身的幾何構型之外，導罩的外型同樣是研究的重點所在。有關螺槳的幾何構型建構，本研究團隊在 2015 年的研究計畫中，已針對某型四葉螺槳之性能進行初步探討與分析，並發現當螺槳轉速到達 1,100 RPM 時，其兩具螺槳所產生之推力，已能夠使甲車達到 5 節(2.57 m/s)的浮游速度[10]；因此本文將參考上述研究成果，並以目前發展成熟之 B 系列螺槳為基礎[8]，再運用電腦輔助繪圖軟體繪製直徑為 0.5 m、螺距為 1.0 的 B4.70 型式四葉螺槳（如圖 1）。在前述螺槳型式編號中，其小數點前之位數代表螺槳葉片數目，而小數點後之位數則代表葉片展開後面積與螺槳直徑之圓面積比，此參數對螺槳所產生之推力有重要影響。

接著，本研究在 B4.70 型式的四葉螺槳外部加裝導罩，以建構完整的導罩螺槳構型。而在導罩外型繪製中，除了初步規劃的圓形平面導罩與圓弧導角導罩構型之外（如圖 1~圖 2），本研究亦參考美國國家航空諮詢委員會(National Advisory Committee for Aeronautics, NACA)所開發的翼型[11]，並採用編號 NACA 2408 的翼型建構導罩螺槳外形。此外，由於翼型面在不同的攻角(Attack Angle)之下，通過其上、下表面的流體會產生不同的流場速度，並造成不同的流場運動現象，因此為探討具有不同攻角外型之導罩內部流場變化，及其對導罩螺槳推進性能之影響，本研究分別將 NACA 2408 的翼型以 0 度、+5 度及 -5 度之攻角建構不同的導罩外型。

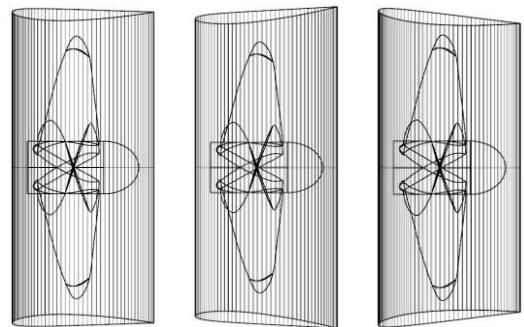
在建構不同攻角外型之導罩過程中，本研究同時依據導罩外型與流場進入導罩螺槳內部所造成的流場運動特性，將導罩螺槳區分為加速型導罩螺槳（如圖 3）及減速型導罩螺槳（如圖 4），其中導罩長度 0.277 m、導罩直徑 0.295m，另外螺槳距導罩入口與出口距離均為 0.03 m。而有關流體進入導罩內部之速度對其推進性能之影響，將可運用數值模擬方法計算出不同型式的導罩螺槳所產生之推進效果，如此便可尋求最適合的導罩螺槳組合，並將其配置於浮游甲車進行運動流場數值模擬。



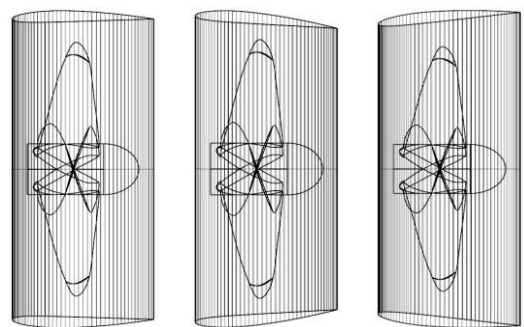
(a)圓形平面導罩 (b)圓弧導角導罩
圖 1. 初步規劃之導罩螺槳構型



(a)圓形平面導罩 (b)圓弧導角導罩
圖 2. 初步規劃之導罩螺槳側視圖



(a)攻角0度 (b)攻角+5度 (c)攻角-5度
圖 3. 具不同剖面攻角之加速型導罩螺槳側視圖



(a)攻角0度 (b)攻角+5度 (c)攻角-5度
圖 4. 具不同剖面攻角之減速型導罩螺槳側視圖

2.2 浮游甲車幾何構型繪製

在完成導罩螺槳數值流場計算後，本研究進一步將導罩螺槳配置於浮游甲車，並進行浮游甲車運動流場數值模擬，以探討甲車在水中浮游時所產生之運動阻力與性能分析。然而在建構數值模擬所需之浮游車體過程中，由於原始構型之浮游甲車外型變化較為複雜，其車體表面包含許多角度變化較大之彎曲面與組合構件，此時若以實際車體外型進行流場計算域網格佈建，為兼顧車體表面變化較大區域之網格品質，勢將在此區域產生大量細緻網格(Fine Grids)，而使得流場計算域整體網格數量大幅增加。

故考量本研究目前所使用之計算機設備尚無法處理如此龐大網格數量之數值計算，亦或是勉強運用現有計算機設備進行數值計算，將可能使計算時間大幅增加，並且降低計算品質，因此本研究特別將浮游甲車原始構型予以簡化。浮游甲車經過簡化之後，其車體尺寸為長 7.54 m × 寬 2.94 m × 高 2.30 m (如圖 5)，由圖 5 可以明顯看出，經過簡化後之浮游甲車外型顯得較為簡單平滑，許多複雜的組合構件表面均以合理的平滑表面取代，故由此進行流場網格佈建所產生的網格數量將會減少許多，並同時兼顧流場網格品質，如此一來，不僅能夠以大幅縮減數值計算時間，並可提高數值計算之準確程度。

然而，本研究將浮游車體外型進行平滑處理，雖然此舉可能會造成車體阻力有低估情形產生，進而影響導罩螺槳推力之估算，但本研究已盡量保持車體的主要幾何特徵，以降低幾何構型差異對車體阻力計算之影響。另一方面，本研究所估算之導罩螺槳推力均大於車體阻力，因此在導罩螺槳之測試與分析上雖有影響，但整體而言，不致於大幅影響研究所得結果與趨勢。

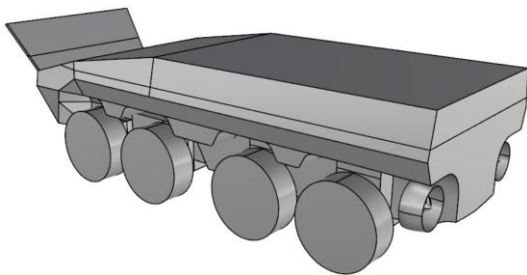


圖5. 簡化外型後之浮游甲車三維視圖

三、數值模擬方法

3.1 流場統御方程式

本研究主要在探討浮游甲車在水中運動之流場特性，由於甲車在浮游運動過程中，包含了空氣與水混合之二相流場變化，因此本研究在執行數值模擬計算過程中，將採用能計算流體黏滯效應的雷諾平均納維爾-史托克方程(Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations, RANS)為解算此複雜運動流場的統御方程(Governing Equations)，上述 RANS 方程包含了連續方程(Continuity Equation)與動量方程(Momentum Equation)，若以張量形式可分別表示如下[12]：

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\partial U_i}{\partial x^i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 (U_j \frac{\partial U_i}{\partial x^j} + \overline{u_i u_j}) + \frac{\partial p}{\partial x^i} - \frac{1}{Re} \nabla^2 U_i = 0 \quad (2)$$

在式(1)、(2)中， U_i 為平均速度、 p 為壓力、 Re 為雷諾數(Reynolds Number)， $\overline{u_i u_j}$ 則代表雷諾應力(Reynolds Stress)。

上述之雷諾應力為 Navier-Stokes 方程經過時間平均化後計算所得之衍生項，雷諾應力項的出現，將使得含於(1)、(2)式的未知數的數量多於求解方程式的數量，而形成不封閉的聯立方程式求解問題。為解決此一問題，本研究將採用標準 $k-\epsilon$ 紊流模式(Turbulent Model)置換含於(2)式中之雷諾應力 $\overline{u_i u_j}$ ，而 RANS 方程在採用標準 $k-\epsilon$ 紊流模式後，方程式中未知數的數量將與方程式的數量一致，如此將可順利進行流體統御方程式解算，並獲得物體在流場中運動所產生之阻力等資訊。

3.2 滑移網格模式

有關旋轉運動流場之模擬方法，通常包含相對運動參考座標模式(Moving Reference Frame Model, MRFM)與滑移網格模式(Sliding Mesh Model, SMM)二種。在傳統的數值計算模式中，因為執行數值模擬之物體邊界受到計算域網格限制，網格不會做任何的移動，因此

MRFM 是利用相對運動的概念來模擬物體旋轉運動，在此模式之下模擬物體並不產生轉動，而是在計算流場中賦予流體與旋轉物體相同的旋轉速度，以達到計算旋轉流場之目的。MRFM 的優點是使用者無須處理計算域網格座標位置變更迭代問題，但缺點則是無法有效模擬旋轉物體內所包含之非穩態流場變化，因此應用 MRFM 進行旋轉運動流場模擬計算有其限制存在。

相對於 MRFM 之應用而言，本研究將使用 SMM 執行導罩螺槳數值流場計算，因此在進行滑移網格計算時，必須製作一個包縛已知移動軌跡的獨立網格區塊，此網格區塊能夠同步配合物體之旋轉而轉動，並且在旋轉運動過程中無需進行網格重建。由於此獨立網格區塊在轉動過程中，必須在進行旋轉運動的網格區塊與外部靜止的網格區塊間滑動，因此必須建立兩個重疊的網格交界面，以期藉由在此交界面進行的迭代計算，以及所接觸之移動網格與固定網格區塊間之流場物理量能夠連續。因為 SMM 對於已知移動軌跡物體的流場運動具有準確且可靠的計算處理優勢，因此非常適合本研究之導罩螺槳推進性能分析問題。

3.3 流體體積法

由於浮游甲車在水中之運動為空氣與水兩種介質的流場運動，並且導罩螺槳轉動亦會產生與空氣接觸的水波變化，因此在數值計算上必須考慮到自由液面(Free Surface)效應及其衍生的二相流場解算問題，故本研究將以流體體積法(Volume of Fluid, VOF)解算自由液面運動問題，其方程式可表示為[13]：

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \overline{U_i} \cdot \nabla \alpha_q = 0 \quad (3)$$

在式(3)中， α_q 為流體體積變數，當 $\alpha_q = 0$ 時，流體介質為空氣；當 $\alpha_q = 1$ 時，流體介質為水；當 $0 < \alpha_q < 1$ 時，流體介質為氣液共存狀態。而本研究在應用 VOF 方法處理自由液面問題時，首先將定義流場的自由液面條件為 $\alpha_q = 0.5$ ；如此一來，便可藉由連結每個二相流場函數的小區塊來捕捉流場自由液面變化的狀態[14]，並有效計算出浮游甲車周遭的自由液面高度變化，以及水面下螺槳轉動所產生的水波變化情形。

四、流場計算域網格配置與邊界條件設定

本研究首先將進行導罩螺槳流場數值模擬計算，其主要目的在探討導罩螺槳之流場特性，以及計算螺槳所產生之推力，故在此將單獨以導罩螺槳建構流場計算域。本研究在進行導罩螺槳流場數值模擬計算時，將使用滑移網格模式(Sliding Mesh Model, SMM)使螺槳進行旋轉運動，因此必須以一個獨立網格區塊包縛螺槳，而此包縛螺槳的獨立網格區塊，在流場計算域內將僅作旋轉運動而不做平移運動，藉以計算出螺槳轉動時所產生之推力。接著，本研究以一個較小的圓柱形網格區塊包縛導罩螺槳，最後再以一個較大的圓柱形網格區塊作為整體流場計算域網格，整體計算域網格配置如圖 6。

在上述流場計算域網格配置中，本研究將流場計算域區分為數個網格區塊，其主要目的在藉由不同網格區塊來控制網格密度與數量，其中包縛螺槳的獨立網格區塊將直接解算螺槳產生之推力，因此必須配置較密的細緻網格，以達到較佳的網格品質及更準確的數值計算結果。另外在其餘的流場計算域網格區塊中，愈遠離螺槳的網格區塊對於解算螺槳推力的影響愈小，並且在此網格區塊內所含括的導罩幾何外型亦相對較為平順，因此愈接近流場計算域外部邊界的網格區塊，可逐漸縮減其網格密度與數量。如此一來，將可有效地控制整體計算域網格數量，並達到縮減數值計算時間與增加數值計算結果準確度之目的。

此外，在流場計算域邊界條件(Boundary Condition, B.C.)設定方面，由於在流場計算域內部包含螺槳的網格區塊會在計算過程中旋轉，使得此網格區塊內部與外部間的交界面產生滑動現象，因此必須將此網格區塊與其外部連結區塊之交界面設定為網格交界面邊界條件(Grid Interface B.C.)。另外在其餘流場計算域邊界條件設定之說明如下：上游邊界設定為流場入口邊界條件(Velocity Inlet B.C.)；下游邊界設定為壓力出口邊界條件(Pressure Outlet B.C.)；計算域周圍邊界設定為對稱邊界條件(Symmetry B.C.)；而螺槳、軸殼(Hub)及導罩等物體之表面均屬於固體邊界，因此設定為無滑移邊界條件(Non-slip B.C.)，整體計算域邊界條件設定如圖 6。

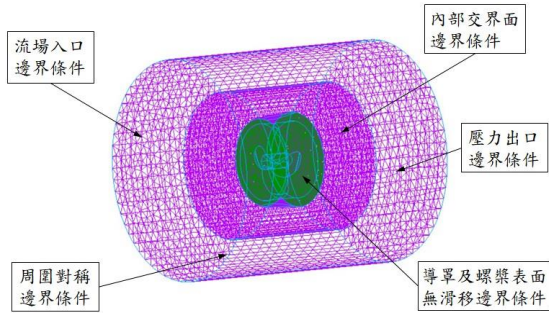


圖6. 導罩螺槳計算域網格配置與邊界條件設定

另一方面，本研究在接續進行的浮游甲車運動流場數值計算中，將會在浮游甲車車體後方左、右各配置一個導罩螺槳，因此在建構浮游甲車運動流場計算域時，除了以二個獨立網格區塊分別包縛導罩螺槳之外，另外必須以一個較大的網格區塊將浮游甲車以及導罩螺槳包縛住，接著再以一個長方體網格區塊作為整體流場計算域網格，而此方式網格配置之目的與前述導罩螺槳相同，主要在控制整體計算域網格數量，並達到縮減數值計算時間與增加數值計算結果準確度之目的，如此便可在計算時間及計算準確度之間取得平衡。

綜上所述，本研究所規劃之浮游甲車運動流場數值模擬，其整體流場計算域尺寸為長 61 m × 寬 20 m × 高 6 m，其中浮游甲車後方保留有較大的計算域空間，其目的是為避免螺槳轉動之激流受到槽壁效應影響，進而影響數值計算結果。而此流場計算域邊界條件設定如下：上游邊界設定為流場入口邊界條件 (Velocity Inlet B.C.)；下游邊界設定為壓力出口邊界條件 (Pressure Outlet B.C.)；計算域兩側邊界設定為對稱邊界條件 (Symmetry B.C.)；計算域底部之地形邊界設定為無滑移邊界條件 (Non-slip B.C.)；計算域上方邊界設定為壓力出口邊界條件 (Pressure Outlet B.C.)；而甲車表面均屬於固體邊界，因此設定為無滑移邊界條件 (Non-slip B.C.)，其整體計算域邊界條件設定如圖 7。

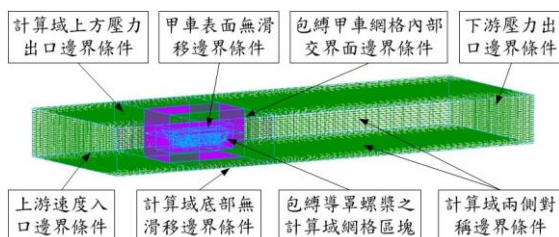


圖7. 浮游甲車計算域網格配置與邊界條件設定

五、結果與討論

本文首先探討螺槳性能驗證，其中本研究是參考林建和[15]以 B4.70 螺槳模型在拖曳水槽進行實驗所得數據資料，而其實驗方式是以固定螺槳轉速與配合不同入流速度，來量測不同前進係數 $J = V_A/nD$ 之螺槳推力及轉矩值（其中 V_A 為入流速度、 n 為螺槳轉速、 D 為螺槳直徑）。因此本研究配合實驗以自行繪製之同型式螺槳進行數值模擬，並計算螺槳在 $J = 0.1 \sim 1.0$ 所得之螺槳推力 T 及螺槳轉矩 Q ，再計算求取螺槳推進係數 $K_T = T/\rho n^2 D^4$ （其中 ρ 為流體密度）、轉矩係數 $K_Q = Q/\rho n^2 D^5$ 及效率 $\eta = TV_A/2\pi nQ$ 等無因次參數 (Dimensionless parameter)，並配合螺槳實驗數據繪製螺槳性能曲線 $K-J$ 圖（如圖 8）。

由圖 8 可以明顯看出，數值模擬與螺槳實驗所得之推力係數曲線較為接近，兩者約有 2%~10% 的差異；而數值模擬所得轉矩係數則普遍有大於螺槳實驗結果之現象，兩者並約有 10%~15% 的差異存在；另外數值模擬與螺槳實驗所得之螺槳效率曲線則是非常近似，以上各項數值計算結果所得之性能曲線，均與實驗結果均有相同的變化趨勢。此外，由圖 8 亦可得知，數值計算所得推進係數 K_T 以及轉矩係數 K_Q 在 $J < 0.6$ 時與實驗值誤差較小，但是在 $J > 0.6$ 之後則誤差有逐漸擴大之趨勢，此說明導罩螺槳在較高入流速度之下與實驗值之差異將明顯增大，推究其可能原因，應是螺槳之實驗數據乃以絕對運動方式[15]獲得，其與以相對運動方式進行數值模擬計算所得結果應會產生差異。綜上所述，本研究數值計算結果與實驗值雖存有差異，但兩種方法對相同物理問題之探討與分析均可獲得近似之研究結果，因此相關之研究成果對設計者而言，仍可提供具參考價值之工程設計所需資訊。

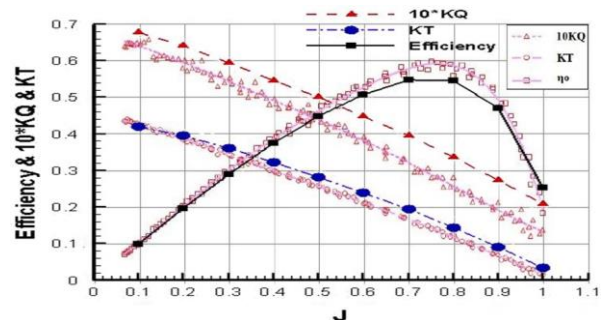


圖8. B4.70 螺槳實驗與數值計算所得性能曲線

接著，本文再針對導罩螺槳數值模擬結果進行探討，其中圖 9～圖 10 分別為圓形平面與圓弧導角導罩內部不含螺槳、含螺槳（螺槳轉速為 1,100 RPM），且上游邊界入流速度為 5.144 m/s 時，數值計算所得之導罩入口端與出口端速度分布剖面；而表 1 為數值計算所得圓形平面導罩與圓弧導角導罩進出口端之速度及質量流率統計。由圖 9～圖 10 可以明顯看出，導罩在配置螺槳並且轉動之後，其入口端與出口端速度均明顯變大，說明螺槳作動有利於進入導罩之流體速度增加而產生推進效果。另外由表 1 之數據統計資料可以得知，由於圓形平面與圓弧導角導罩分別具有相同的進出口端面面積，因此兩者不論是否在含螺槳的狀態下，其入口端與出口端之速度差異均不大，而此情形對於推進性能之影響將於後續內容探討。

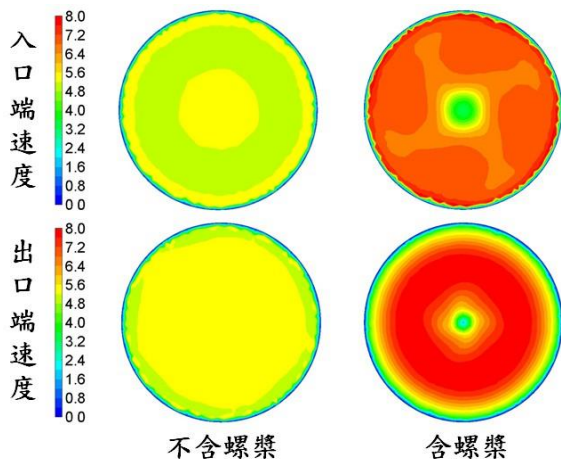


圖 9. 圓形平面導罩入口端與出口端速度分布剖面

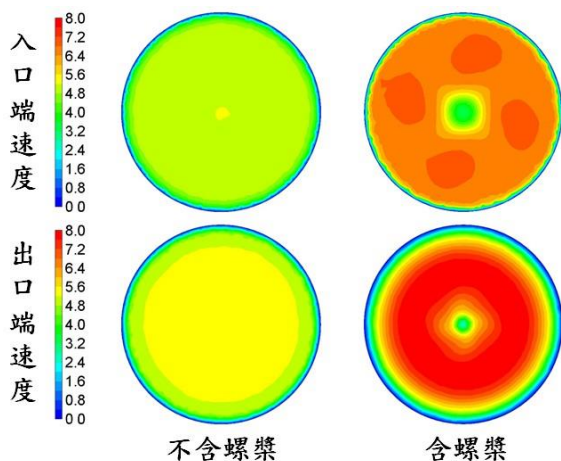


圖 10. 圓弧導角導罩入口端與出口端速度分布剖面

表 1. 數值計算所得之圓形平面與圓弧導角導罩進出口端速度及質量流率統計

圓形平面導罩	導罩內部	入口面積 (m ²)	出口面積 (m ²)	入口端速度 (m/s)	出口端速度 (m/s)	入口質量流率 (kg/s)	出口質量流率 (kg/s)
圓形平面導罩	無螺槳	0.241	0.241	5.279	5.243	1,259.3	1,259.3
	含螺槳	0.241	0.241	6.913	7.065	1,633.9	1,633.9
圓弧導角導罩	導罩內部	入口面積 (m ²)	出口面積 (m ²)	入口端速度 (m/s)	出口端速度 (m/s)	入口質量流率 (kg/s)	出口質量流率 (kg/s)
圓弧導角導罩	無螺槳	0.261	0.261	4.912	4.949	1,266.4	1,266.4
	含螺槳	0.261	0.261	6.500	6.623	1,642.5	1,642.5

圖 11～圖 13 分別為加速型導罩在導罩剖面攻角為+5 度、0 度及-5 度，並在導罩內部不含螺槳、含螺槳（螺槳轉速為 1,100 RPM），且上游邊界入流速度為 5.144 m/s 時，數值計算所得之導罩入口端與出口端速度分布剖面；而表 2 為數值計算所得加速型導罩螺槳進出口端之速度及質量流率統計。由圖 11～圖 13 之進出口端的速度分布可以清楚看出，出口端的速度分布均大於入口端的速度分布，說明流體在通過加速型導罩螺槳後同樣會產生加速效果。另外由圖 11～圖 13 亦可以發現，在螺槳軸轂位置有較小的速度分布，此現象說明在螺槳軸轂部位會產生流體停滯之高壓區域，因此有較小的流場速度。接著再觀察剖面速度分布可知，流場速度由螺槳軸轂位置往外逐漸增加，但是在接近導罩邊緣時速度會大幅下降，此現象亦是流體在固體邊界產生停滯現象而使流速變小，以上數值計算結果均與流場運動之物理現象相符合。

此外，由表 2 之數據統計資料可以得知，加速型導罩螺槳內部不論是否包含螺槳，在導罩剖面攻角為+5 度時其入口端速度最大，但是出口端速度卻是最小；相對的，在導罩剖面攻角為-5 度時其入口端速度最小，但是出口端速度卻是最小。推究上述現象產生之原因，應是流體在進入加速型導罩螺槳時，其入口端面面積均相同，但是在導罩攻角為+5 度時，由於其出口端面面積變大，此時在導罩螺槳之流場運動必須符合連續方程式之條件下，進出導罩螺槳之質量流率必須相同，因此在導罩出口端之速度勢必變小；而在導罩攻角為-5 度時剛好相反，此時導罩出口端面面積變小，因此要維持進出口端有相同的質量流率，則導罩出口端之速度勢必增加。

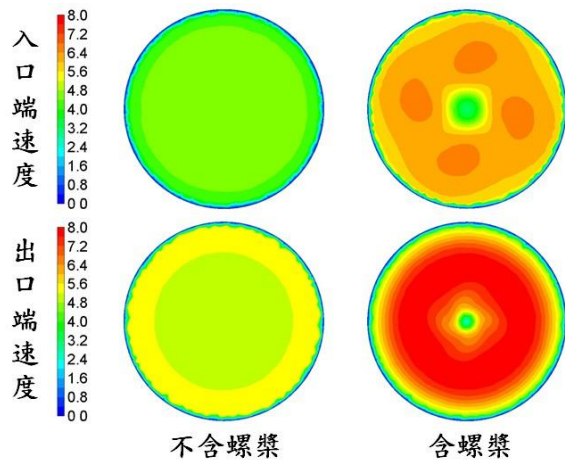


圖11. 加速型導罩在攻角+5度時入口端及出口端速度分布剖面

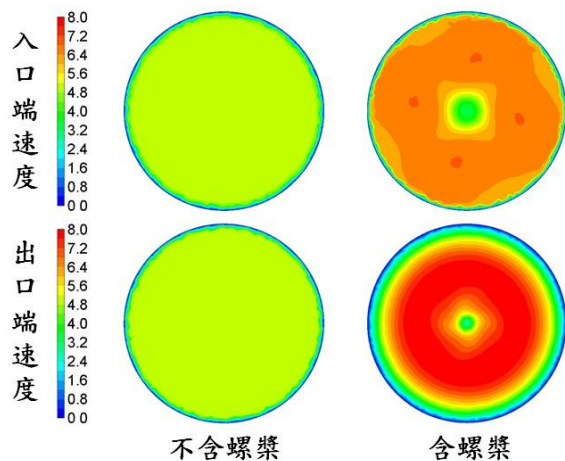


圖12. 加速型導罩在攻角0度時入口端及出口端速度分布剖面

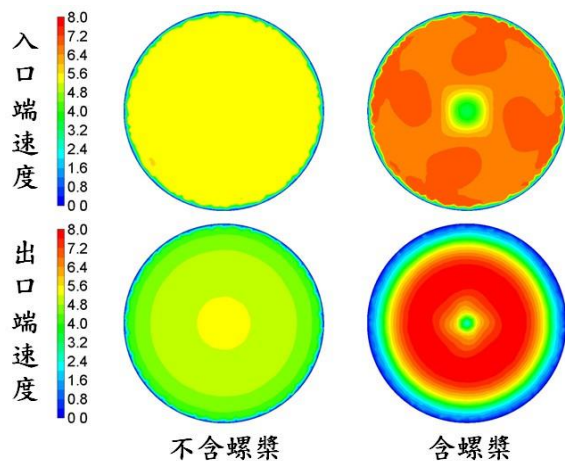


圖13. 加速型導罩在攻角-5度時入口端及出口端速度分布剖面

表2. 數值計算所得之加速型導罩螺槳進出口端速度及質量流率統計

加速型導罩不含螺槳	剖面攻角 (deg)	入口面積 (m ²)	出口面積 (m ²)	入口端速度 (m/s)	出口端速度 (m/s)	入口質量流率 (kg/s)	出口質量流率 (kg/s)
	+5	0.273	0.320	5.714	4.860	1,547.4	1,547.4
	0	0.273	0.273	5.152	5.128	1,395.5	1,395.5
	-5	0.273	0.230	4.504	5.320	1,221.7	1,221.7
加速型導罩含螺槳	剖面攻角 (deg)	入口面積 (m ²)	出口面積 (m ²)	入口端速度 (m/s)	出口端速度 (m/s)	入口質量流率 (kg/s)	出口質量流率 (kg/s)
	+5	0.273	0.320	6.849	5.953	1,836.8	1,836.8
	0	0.273	0.273	6.543	6.690	1,754.4	1,754.4
	-5	0.273	0.230	6.121	7.436	1,640.6	1,640.6

圖 14~圖 16 分別為減速型導罩在導罩剖面攻角為+5 度、0 度及-5 度，並在導罩內部不含螺槳、含螺槳（螺槳轉速為 1,100 RPM），且上游邊界入流速度為 5.144 m/s 時，數值計算所得之導罩入口端與出口端速度分布剖面；而表 3 為數值計算所得減速型導罩螺槳進出口端之速度及質量流率統計。由圖 14~圖 16 可以明顯看出，減速型導罩螺槳在入口端與出口端產生之流場速度分布現象與前述之導罩螺槳有相同趨勢。

另外由表 3 之數據統計資料可以得知，減速型導罩螺槳內部不論是否包含螺槳，在導罩剖面角度為-5 度時其入口端速度最大，但是出口端速度卻是最小；相對的，在導罩角度為+5 度時其入口端速度最小，但是出口端速度卻是最大。推究上述現象產生之原因，與前述加速型導罩螺槳之情形相同，應是流體在進入減速型導罩螺槳時，導罩入口端面面積均相同，但是在導罩角度為-5 度時，由於導罩出口端面面積變大，因此在進出導罩螺槳之質量流率必須相同的條件之下，導罩出口端速度勢必減少；而在導罩角度為+5 度時剛好相反，此時導罩出口端面面積變小，因此要維持相同的進出口質量流率，則導罩出口端速度勢必增加。

觀察以上所述導罩螺槳各項流體運動現象之後，由表 1 及表 2 之數據統計資料可以發現，若導罩螺槳在入口端的速度較大，則此導罩螺槳會產生較大的質量流率，並且各種型式的導罩螺槳入口端與出口端均有相等的質量流率產生，此亦驗證本研究數值計算結果具有相當的可靠性。

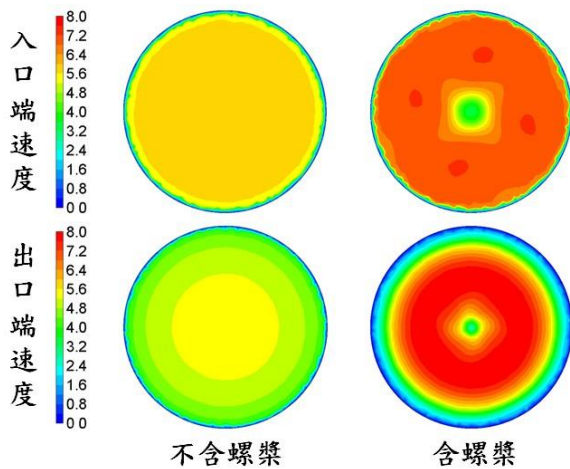


圖14. 減速型導罩在攻角+5度時入口端及出口端速度分布剖面

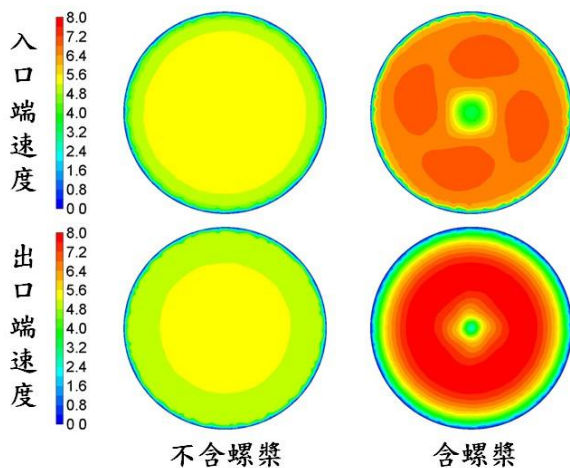


圖15. 減速型導罩在攻角0度時入口端及出口端速度分布剖面

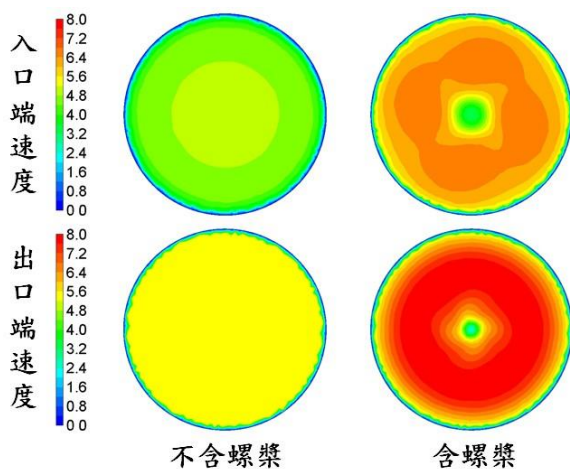


圖16. 減速型導罩在攻角-5度時入口端及出口端速度分布剖面

表3. 數值計算所得之減速型導罩螺槳進出口端速度及質量流率統計

減速型導罩不含螺槳	剖面攻角(deg)	入口面積(m ²)	出口面積(m ²)	入口端速度(m/s)	出口端速度(m/s)	入口質量流率(kg/s)	出口質量流率(kg/s)
	+5	0.273	0.230	4.392	5.197	1,192.9	1,192.9
	0	0.273	0.273	5.008	4.993	1,360.2	1,360.2
	-5	0.273	0.320	5.571	4.739	1,512.5	1,512.5
減速型導罩含螺槳	剖面攻角(deg)	入口面積(m ²)	出口面積(m ²)	入口端速度(m/s)	出口端速度(m/s)	入口質量流率(kg/s)	出口質量流率(kg/s)
	+5	0.273	0.230	6.044	7.427	1,628.1	1,628.1
	0	0.273	0.273	6.438	6.593	1,731.8	1,731.8
	-5	0.273	0.320	6.686	5.844	1,799.2	1,799.2

在完成導罩螺槳流場數值模擬計算之後，本研究將依據數值計算結果擷取各種型式導罩螺槳之推力，以作為後續搭配浮游甲車進行數值流場計算之參考。表 4 為不同型式導罩螺槳數值計算所得導罩螺槳推力統計，由表 4 統計資料可以得知，圓形平面或圓弧導角導罩螺槳之推力明顯低於具翼剖面外型之導罩螺槳，此乃其導罩外型具有較大的形狀阻力，因此將不考慮選用此類型導罩螺槳。另外加速型導罩螺槳在導罩剖面攻角為-5 度時可產生最大推力，減速型導罩螺槳則在導罩攻角為+5 度時可產生最大推力，由表 1 及表 2 觀察此兩型導罩螺槳進出口端速度可以發現，其最大推力均是出現在進出口端速度差最大之模擬算例，此說明導罩螺槳若具備減阻效果、質量流率大及進出口端速度差異大之條件，則將有較大的推力表現。

表4 不同型式導罩螺槳數值計算所得推力統計

導罩型式	導罩剖面攻角(deg)	導罩螺槳推力(N)
圓形平面導罩	無	3,036.8
圓弧導角導罩	無	3,454.7
加速型導罩	+5	3,336.5
	0	4,112.4
	-5	4,530.4
減速型導罩	+5	4,859.7
	0	4,311.6
	-5	3,439.7

在完成導罩螺槳流場數值模擬與性能分析後，本研究將依據數值計算結果選擇推力最大之導罩螺槳配置於浮游甲車，並以相對入流速度方式執行浮游甲車運動流場模擬與阻力分析。其中有關浮游甲車流場相對入流速度之設定，依據本研究團隊在 2016 年研究計畫[16]之文獻資料所述，目前各國所擁有的浮游甲車浮游速度均在 8 km/h (2.22 m/s)~10 km/h (2.78 m/s)之間，故本研究以此為浮游速度目標，並以相對入流速度之方式，分別執行浮游甲車在浮游速度 2 km/h~10 km/h 之數值流場計算，最後可獲得浮游甲車在不同浮游速度下所產生之車體阻力（如表 5），而此阻力數據將可作為本研究進行導罩螺槳轉速設定之參考依據。

此外，本研究亦參考前述文獻[16]所得之浮游甲車流場數值模擬成果，進行相關計算參數與邊界條件設定。接著，本研究參考減速型導罩螺槳在導罩攻角為+5 度時所得之推力數據，將螺槳轉速設定為 1,100 RPM 及 1,500 RPM，以探討此時導罩螺槳所產生之推力，能否克服在相對應的相對入流速度下之車體阻力，並且達到浮游甲車以 8 km/h~10 km/h 之速度浮游推進之研究目標。綜上所述，本研究以發展成熟之 B 系列螺槳為基礎，並以不同的導罩外型建構完整導罩螺槳，再依據車體阻力進行螺槳轉速設定，雖然此方式並非達到最佳導罩螺槳設計之方法，但是透過此研究方式，能夠初步探討導罩螺槳結合浮游甲車之推進效果，並提供相關研究者作為運用之參考。

表5 不同浮游速度所對應之車體阻力

浮游速度 (km/h)	2	4	6	8	10
車體阻力 (N)	581	2,245	4,875	8,814	14,834

本研究在進行浮游甲車運動流場數值模擬時，首先將浮游甲車置放於固定位置，接著在計算域上游邊界開啟流場入流速度，並待計算域流場穩定之後再啟動螺槳，最後再製作可視化流場觀察浮游甲車運動流場變化情形。圖 17 為在相對入流速度 2.22 m/s 與螺槳轉速 1,100 RPM 下之浮游甲車周遭流場波高變化，而圖 18 為在相對入流速度 2.78 m/s 與螺槳轉速 1,500 RPM 下之浮游甲車周遭流場波高變化。比較圖 17~圖 18 之流場波高變化可

以清楚看出，浮游甲車周遭流場明顯地會產生較大的波浪起伏變化，尤其是車首產生的最大波高與車側產生的最低波高差異非常顯著，並且此現象會隨著流場相對入流速度變大而趨於明顯，此亦說明浮游甲車在較大的浮游速度時，起伏較大的波浪將會對其車身穩定產生較大的影響。

另外由圖 17~圖 18 導罩螺槳後方所產生之波高變化亦可以清楚看出，流場相對入流速度與螺槳轉速較大之模擬算例（如圖 18），其車體後方之波浪起伏變化亦較大，此乃在流場相對入流速度較大時，螺槳將配合以較高的轉速來產生更大的推力，以克服此時浮游甲車產生的運動阻力，因此在圖 18 之模擬算例中，導罩螺槳後方會產生較大的波浪起伏變化。此外，由圖 17~圖 18 亦可以清楚得知，在兩種不同流場相對入流速度的模擬算例中，浮游甲車前方所設置的擋浪板均能有效地防止波浪流進車首上方，如此將可以避免波浪漫淹車頂而造成車體運動阻力增加，並進一步影響浮游甲車之操作與控制。

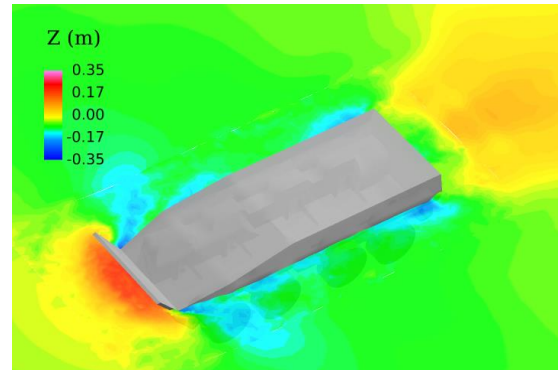


圖17. 在相對入流速度2.22 m/s與螺槳轉速1,100 RPM下之浮游甲車周遭流場波高變化

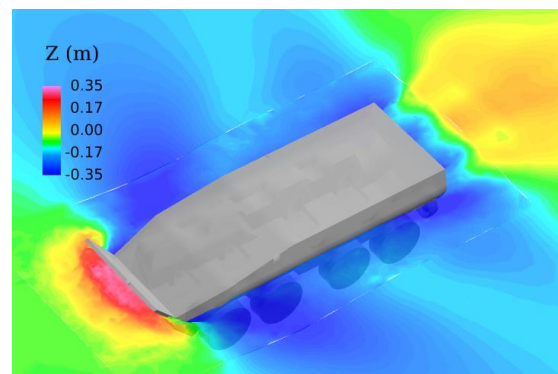


圖18. 在相對入流速度2.78 m/s與螺槳轉速1,500 RPM下之浮游甲車周遭流場波高變化

接者，本研究在進行浮游甲車運動阻力及導罩螺槳推力性能分析時，將擷取各個模擬算例之數值計算結果，並以推力與阻力曲線進行探討與分析。圖 19 為在相對入流速度 2.22 m/s 與螺槳轉速 1,100 RPM 下之車體阻力與導罩螺槳推力曲線，而圖 20 為在相對入流速度 2.78 m/s 與螺槳轉速 1,500 RPM 下之車體阻力與導罩螺槳推力曲線。由圖 19~圖 20 之曲線分布可以得知，導罩螺槳推力在螺槳轉動之初有較大值出現，並且隨後快速下降，而在螺槳轉動 100 圈之後會趨於穩定，另外車體阻力同樣在開始會有較大值產生，並且隨著模擬時間增加而趨於穩定；由此數值計算結果顯示，導罩螺槳分別在以 1,100 RPM 及 1,500 RPM 運轉時，其推力分別能夠克服在流場相對入流速度為 2.22 m/s 及 2.78 m/s 時所產生之車體阻力。由上述研究成果推測，本研究所運用之浮游甲車加裝導罩螺槳之設計，在螺槳分別以 1,100 RPM 及 1,500 RPM 運轉時，其產生之推力將可使浮游甲車分別達到 2.22 m/s 及 2.78 m/s 之浮游速度。

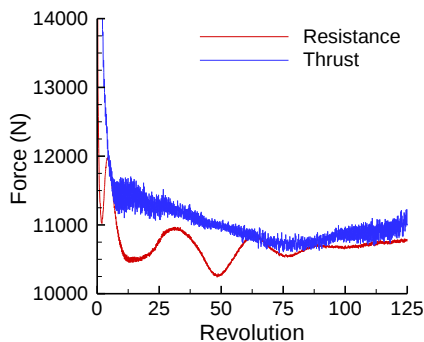


圖 19. 在相對入流速度 2.22 m/s 與螺槳轉速 1,100 RPM 下之車體阻力與導罩螺槳推力曲線

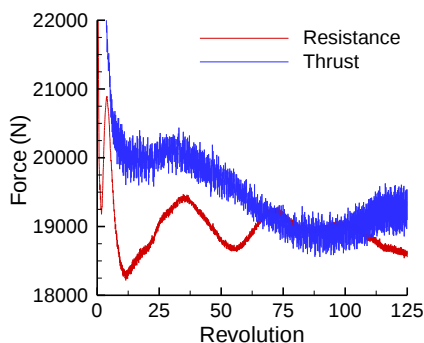


圖 20. 在相對入流速度 2.78 m/s 與螺槳轉速 1,500 RPM 下之車體阻力與導罩螺槳推力曲線

六、結論

本研究在執行浮游甲車配置導罩螺槳之運動性能分析研究議題上，已成功運用計算流體數值方法完成導罩螺槳推進性能測試，並結合 VOF 方法執行浮游甲車配置導罩螺槳之運動流場分析，其研究成果如下：

- (1) 建構完整導罩螺槳幾何構型，並運用 CFD 方法探討不同構型導罩螺槳之流場特性，及其對推進性能之影響。
- (2) 浮游甲車所搭配之導罩螺槳分別以 1,100 RPM 及 1,500 RPM 運轉時，浮游甲車分別能達到以 2.22 m/s 及 2.78 m/s 自推前進之研究目標。
- (3) 本文所建立之數值模擬分析方法，能夠協助新型甲車在開發初期，有效率地完成浮游甲車配置導罩螺槳之流場特性分析。

在未來，期望運用本研究數值模擬方法之特性與優勢，進一步發展實際可行之工程設計方法，以縮短產品開發時程與減少成本，並作為新型輪型甲車開發之參考依據。

誌謝

承蒙科技部計畫編號：MOST 106-2623-E-606-001-D 研究經費補助，使本研究得以順利完成，特致謝忱。

參考文獻

- [1] Stipa, L., "Ala a turbina," L'Aerotecnica, pp. 923-953, 1931.
- [2] Kort, L., "Der neue düsen-schrauben-antrieb. Werft" Reederei und Hafen, pp. 15, 1934.
- [3] Liu, P., Islam, M., and Veitch, B., "Unsteady Hydromechanics of a Steering Padded Propeller Unit," Ocean Engineering, Vol. 36, No. 12-13, pp. 1003-1014, 2009.
- [4] U.S. Army Materiel Command, Engineering Design Handbook-Wheeled Amphibians. Headquarters, Reproduced by National Technical Information Service, Washington, D.C., 1971.
- [5] Kamm, I.O., Finelli, J.P., Gondert, T.R., and Uygur, D.M., "Reports on Hydrodynamic Model Tests of High Speed Wheeled Amphibian Concepts," Davidson Lab.,

- Stevens Institute of Technology, 1966.
- [6] Oosterveld, M.W.C., “Wake Adapted Ducted Propellers” Publication No. 345, Netherlands Ship Model Basin: Wageningen, Netherlands, 1970.
- [7] 丁錫鏞，船用螺槳設計，徐氏基金會，第 451-459 頁，1980。
- [8] 丁錫鏞，船舶螺槳理論與實務，聯合出版事業公司，第 22-25 頁、第 121-143 頁、第 567-589 頁，1983。
- [9] 雷建宇、潘玉田、馬新謀，“兩棲車輛水上推進裝置的研究”，機械管理開發，第 83 卷，第 2 期，第 3-6 頁，2005。
- [10] 朱子文、劉宗龍、張中耀，八輪甲車兩棲越野性能概念設計與分析(II)，科技部補助專題研究計畫成果報告，2015。
- [11] <http://www.wikiwand.com/zh-tw/NACA%E7%BF%BC%E5%9E%8B>
- [12] “Fluent 6.3 User’s Guide (3)”, Fluent Inc., 2006.
- [13] 劉宗龍、張人傑、林俊成、張中耀，“深水區消波法在數值波浪水槽之應用”，第二十五屆中國造船暨輪機工程研討會暨國科會成果發表會，2013。
- [14] Hirt, C.W., and Nichols, B.D., “Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries,” Journal of Hazardous Materials, Vol.39, pp. 201-225, 1998.
- [15] 林建和，導緣突節對 B 系列螺槳之性能影響之初步研究，國立成功大學系統及船舶機電工程學系碩士論文，台南，2009。
- [16] 朱子文、劉宗龍、張中耀、吳文銓，八輪甲車兩棲越野性能概念設計與分析(III)，科技部補助專題研究計畫成果報告，2016。