國立臺灣大學工學院工程科學及海洋工程學系

碩士論文

Department of Engineering Science and Ocean Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master's Thesis

排水型船於變負荷條件下推進試驗與模擬比較

Comparisons of Propulsion Tests and Simulations for Displacement Ship under Load Variation Conditions

葉子玄

Tzu-Hsuan Yeh

指導教授：林宗岳 博士

Advisor: Tsung-Yueh Lin Ph.D.

中華民國 113 年 6 月

June 2024

doi:10.6342/NTU202402941

誌謝

首先我要感謝我的父母給我無條件的支持，在我經歷學業上的每一個高峰和低谷時，您們總是默默地在背後支持，也因此我才能無後顧之憂地學習並進行研究。感謝我的指導教授林宗岳老師一路以來的指導和建議，讓我受益匪淺，在面對問困難時總能給予我啟發和鼓勵。從計算流體力學到船模試驗，您都帶我循序漸進地學習，在研究過程中提供了許多寶貴的建議和幫助，也讓我參加許多研討會進行磨練，學習如何撰寫論文和進行報告，有了這些經驗的累積，我才能將自己的所學呈現在論文中。感謝我的口試委員郭真祥老師、蕭高明博士以及辛敬業老師，感謝您們在論文口試過程中提出的寶貴建議和指導，您們的專業見解使我的論文內容更加完善和充實。感謝富丞、柏松、毓傑學長在一年級時的照顧，使我們熟悉實驗室一切的同時，將各項試驗的操作流程以及儀器、軟體的使用方法傳承下去。感謝實驗室同屆的信宏、遠志、家修，感謝你們一路上的扶持和幫忙，並在研究過程中給予了許多寶貴的建議和幫助，有你們的支持和協助，船模試驗以及研究工作才得以順利進行。感謝品元、鈞淳、泳璉、承洧、珍邑、彤琳等學弟妹們在船模試驗缺少人手時提供的協助，感謝並珍惜和實驗室的各位相處的時光，也希望在未來的路上，我們都能有好的發展和成就。除了以上各位，也要感謝許多這一路上給予我幫助的家人們、師長和朋友，這篇論文的完成離不開以上各位的幫助和鼓勵，感謝大家一直以來的支持，以本文代表我最誠心的祝福和感謝，謝謝你們。

doi:10.6342/NTU202402941

摘要

本研究以船模試驗及計算流體力學方法 CFD 探討排水型船在變動負荷中推進因子及推進效率變化。國際船模拖曳水槽會議 ITTC 建議船舶推進性能除了在自推點推估實船效率，還能透過變負荷試驗獲得環境負荷變動對於推進效率的影響。

船模試驗以一油輪船模作為研究目標，分別進行阻力試驗、螺槳單獨性能試驗及推進試驗，其中推進試驗採用英式法之試驗流程，並透過給定螺槳轉速，由零推力點至零拖力點為試驗範圍進行變負荷試驗，以計算各組船速下推進係數與轉速的關係，用以進一步求得變負荷相依係數。

CFD 則以相同船模之 CAD 檔進行模擬，透過計算流體力學軟體 Star-CCM+ 求解暫態自由液面 Reynolds-averaged Navier-Stokes 方程。螺槳採用致動盤模型進行模擬，以節省計算時間。選用船模試驗中之一組船速模擬變負荷試驗，以自推點為參考，在更高和更低的螺槳轉速下，探討推進因子及推進效率與螺槳轉速間之關係，從而計算阻力-推進效率相依係數 ζ_P 與馬力-轉速相依係數 ζ_N ，並與試驗進行比較和探討。

我們可以發現，船模試驗與 CFD 模擬之各推進係數變化趨勢一致。當船體阻力上升時，螺槳之轉速、推力及推力係數隨之提升，前進係數、推減係數和跡流係數則有下降的趨勢。在推進效率方面，船殼效率、螺槳單獨效率及準推進效率隨阻力增加而下降，試驗中的螺槳對轉效率亦有下降的趨勢。

關鍵詞：排水型船、變動負荷、推進效率、推進試驗、計算流體力學、致動盤

doi:10.6342/NTU202402941

ABSTRACT

This study investigates the variation of propulsion factors of a displacement ship under various ship loading conditions by using model tests and Computational Fluid Dynamics (CFD) methods. The International Towing Tank Conference (ITTC) suggests that ship propulsion performance can be evaluated not only by estimating ship efficiency in full-scale at the self-propulsion point, but also by carrying out load variation tests to understand the effect of load variation on propulsion efficiency.

The model test selected a tanker model as the research subject, and resistance tests, open-water tests, and propulsion tests are conducted. The propulsion tests followed the British method, with the load variation test conducted by adjusting the propeller rotation rate to determine the relationship between propulsion factors and the rotation rate under different ship speeds. This allowed the calculation of load variation coefficients.

CFD simulations were performed with the same model as the model tests, using the software Star-CCM+ to solve the transient free-surface Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The propeller was simulated using the actuator disk model to save computation time. One of the ship speeds from the model tests was chosen for simulation, with load variation tests conducted at higher and lower rotation rates than the self-propulsion condition. The load variation coefficient then be calculated and compared with the results of the model tests for further analysis and discussion.

Both the model tests and simulation results show that when hull resistance increases, propeller speed must increase accordingly to maintain ship speed. As the resistance rises, hull efficiency and open water efficiency decrease, the relative rotative efficiency also decreases in the model tests, leading to a reduction in quasi-propulsion efficiency.

Keywords: Displacement Ship, Load Variation, Propulsion Efficiency, Propulsion Test, Computational Fluid Dynamics, Actuator Disk.

doi:10.6342/NTU202402941

目　次

致謝 i

摘要 ii

ABSTRACT iii

第一章　緒論 1

1.1 前言 1

1.2 研究動機 1

1.3 文獻回顧 2

1.3.1 船模阻力與推進試驗 2

1.3.2 CFD 計算阻力推進 3

1.4 研究方法及目的 4

1.5 論文結構 5

第二章 船模試驗 6

2.1 試驗設置 6

2.1.1 船模及螺槳資料 6

2.1.2 水槽資料 6

2.2 船模試驗理論 6

2.2.1 阻力試驗 7

2.2.2 螺槳單獨性能試驗 9

2.2.3 推進試驗 9

2.3 船模試驗系統 12

2.3.1 阻力試驗 13

2.3.2 螺槳單獨性能試驗 13

2.3.3 推進試驗 14

2.4 設備校正 14

doi:10.6342/NTU202402941

2.4.1 阻力計校正 14
2.4.2 馬達轉速校正 15
2.4.3 動力儀校正 15
2.5 試驗程序 16
2.5.1 阻力試驗程序 16
2.5.2 螺槳單獨性能試驗程序 16
2.5.3 推進試驗程序 18
第三章 CFD 模擬 20
3.1 方法 20
3.1.1 統御方程式 20
3.1.2 螺槳致動盤 21
3.2 CFD 計算設定 23
3.2.1 船舶及螺槳主要尺寸 23
3.2.1 流域和邊界條件 23
3.2.2 網格設定 23
3.2.3 螺槳單獨性能試驗校正 24
3.2.4 計算驗證 24
第四章 結果與討論 26
4.1 船模試驗 26
4.1.1 阻力試驗 26
4.1.2 螺槳單獨性能試驗 26
4.1.3 推進試驗 26
4.2 CFD 模擬 28
4.3 試驗與模擬結果討論 29
第五章 結論及建議 31

doi:10.6342/NTU202402941

5.1 結論 31
5.2 建議 31
備註 32
參考文獻 33

doi:10.6342/NTU202402941

圖　次

圖 1　推進試驗之示意圖.....35
圖 2　英式法之試驗架構.....35
圖 3　歐式法之試驗架構.....36
圖 4　船模外觀.....36
圖 5　螺槳外觀 正面(左) 背面(右).....37
圖 6　推進試驗架構示意圖.....38
圖 7　單獨螺槳性能試驗之加長機構.....38
圖 8　單獨螺槳性能試驗架構示意圖.....39
圖 9　推進試驗架構示意圖.....39
圖 10　5 公斤重阻力計之校正斜率 1.....40
圖 11　5 公斤重阻力計之校正斜率 2.....40
圖 12　馬達轉速校正斜率(順時針).....41
圖 13　馬達轉速校正斜率(逆時針).....41
圖 14　R42 動力儀推力測量架設圖.....42
圖 15　R42 動力儀推力校正斜率.....42
圖 16　R42 動力儀扭矩測量架設圖.....43
圖 17　R42 動力儀扭矩校正斜率(順時針).....43
圖 18　R42 動力儀扭矩校正斜率(逆時針).....44
圖 19　ITTC 之變負荷操作流程.....45
圖 20　流域與邊界條件.....46
圖 21　流域出口面之壓力圖.....46
圖 22　自由液面波高圖.....47
圖 23　CFD 單獨螺槳性能試驗之流場.....47
圖 24　網格設置.....48

doi:10.6342/NTU202402941

圖 25　裸船阻力R_{Tm}隨模船船速V_m變化圖 48
圖 26　C_{Tm}、C_{fpm}、C_R對模船船速V_m變化圖 49
圖 27　有效馬力EHP對實船船速V_s變化圖 49
圖 28　螺槳單獨性能試驗各入流速度下之軸阻力 50
圖 29　螺槳單獨性能試驗各轉速下之軸摩擦扭矩 50
圖 30　螺槳單獨性能曲線表 51
圖 31　推進試驗各轉速下之軸摩擦扭矩 51
圖 32　0.82 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖 52
圖 33　0.82 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖 52
圖 34　0.82 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖 53
圖 35　0.82 m/s 船速下η_H、η_O、η_R、η_D對轉速n變化圖 53
圖 36　0.99 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖 54
圖 37　0.99 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖 54
圖 38　0.99 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖 55
圖 39　0.99 m/s 船速下η_H、η_O、η_R、η_D對轉速n變化圖 55
圖 40　1.15 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖 56
圖 41　1.15 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖 56
圖 42　1.15 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖 57
圖 43　1.15 m/s 船速下η_H、η_O、η_R、η_D對轉速n變化圖 57
圖 44　1.3 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖 58
圖 45　1.3 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖 58
圖 46　1.3 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖 59
圖 47　1.3 m/s 船速下η_H、η_O、η_R、η_D對轉速n變化圖 59
圖 48　0.82 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線 60
圖 49　0.99 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線 60

doi:10.6342/NTU202402941

圖 50　1.15 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線 61
圖 51　1.3 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線 61
圖 52　0.82 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線 62
圖 53　0.99 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線 62
圖 54　1.15 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線 63
圖 55　1.3 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線 63
圖 56　阻力-推進效率相依曲線 64
圖 57　馬力-轉速相依曲線 64
圖 58　實船阻力與螺槳轉速之關係.....65
圖 59　船速-轉速相依曲線 65
圖 60　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖.....66
圖 61　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖.....66
圖 62　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖 67
圖 63　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下η_H、η_O、η_D對轉速n變化圖 67
圖 64　CFD 模擬之各轉速下螺槳跡流圖 68
圖 65　CFD 模擬之動壓及無因次速度.....69
圖 66　CFD 模擬 1.3 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線.....70
圖 67　CFD 模擬 1.3 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線.....70
圖 68　試驗與 CFD 模擬之R、T、F對轉速n變化圖.....71
圖 69　試驗與 CFD 模擬之w、t對轉速n變化圖.....71
圖 70　試驗與 CFD 模擬之J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖 72
圖 71　試驗與 CFD 模擬之η_H、η_O、η_D對轉速n變化圖 72
圖 72　試驗與 CFD 模擬之阻力-推進效率相依曲線 73

doi:10.6342/NTU202402941

圖 73　試驗與 CFD 模擬之馬力-轉速相依曲線 73

doi:10.6342/NTU202402941

表　次

表 1　排水型油輪船模之基本尺寸.....74
表 2　螺槳之基本尺寸.....74
表 3　CFD 入流面校正.....75
表 4　13rps 下推進試驗之網格獨立性.....75
表 5　自推條件下的推進係數.....76
表 6　阻力試驗之結果.....77
表 7　阻力試驗推估至實船之結果.....77
表 8　螺槳單獨試驗入流速度與軸阻力之關係.....78
表 9　螺槳單獨試驗轉速與軸摩擦扭矩之關係.....78
表 10　螺槳單獨性能曲線表.....79
表 11　推進試驗轉速與軸摩擦扭矩之關係.....80
表 12　0.82 m/s 船速下各轉速之量測數據.....81
表 13　0.82 m/s 船速下各轉速之推進因子.....81
表 14　0.82 m/s 船速下各轉速之推進效率.....81
表 15　0.99 m/s 船速下各轉速之量測數據.....82
表 16　0.99 m/s 船速下各轉速之推進因子.....82
表 17　0.99 m/s 船速下各轉速之推進效率.....82
表 18　1.15 m/s 船速下各轉速之量測數據.....83
表 19　1.15 m/s 船速下各轉速之推進因子.....83
表 20　1.15 m/s 船速下各轉速之推進效率.....83
表 21　1.3 m/s 船速下各轉速之量測數據.....84
表 22　1.3 m/s 船速下各轉速之推進因子.....84
表 23　1.3 m/s 船速下各轉速之推進效率.....84
表 24　0.82 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果.....85

doi:10.6342/NTU202402941

表 25　0.99 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果.....86
表 26　1.15 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果.....87
表 27　1.3 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果.....88
表 28　0.82 m/s 船速對應之變負荷參數.....89
表 29　0.99 m/s 船速對應之變負荷參數.....89
表 30　1.15 m/s 船速對應之變負荷參數.....90
表 31　1.3 m/s 船速對應之變負荷參數.....90
表 32　各船速對應之變負荷係數.....91
表 33　推進試驗船速於R_{Ts_ref}時之對應轉速.....91
表 34　推進試驗船之ζ_V係數.....91
表 35　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下各轉速之量測數據.....92
表 36　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下各轉速之推進因子.....92
表 37　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下各轉速之推進效率.....92
表 38　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果
.....93
表 39　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速對應之變負荷係數.....94

doi:10.6342/NTU202402941

第一章　緒論

1.1 前言

推進試驗之目的在於預估實船航行的馬力及推進效率，並解析船體-螺槳複雜的水動力互制效應，以判斷船、主機及螺槳三者配合的綜合性能。透過此試驗，我們可以量測螺槳轉速、推力、扭矩等參數，再藉由裸船阻力與螺槳單獨性能曲線表，計算跡流係數、推減係數、船殼效率等船體與螺槳相互作用的因子，以確立總推進效率。

推進試驗之建議操作程序和實船估算方法被記錄於國際船模拖曳水槽會議(International Towing Tank Conference, ITTC)之操作手冊中，透過將總推進效率拆解為螺槳單獨效率、螺槳對轉效率、推減係數等物理量，並透過模船-實船的尺度效應修正，可以預估實船之螺槳轉速、推進馬力與效率。

然而推進試驗通常只針對自推條件進行，其僅能獲得實船於靜水中的性能，而實際上船舶則運行在不穩定的條件下，海況、操作條件和船體的表面粗糙度等皆會明顯改變船舶阻力。在這些狀況下，為了保持相同的船舶速度，勢必要調整螺槳的轉速，以考慮阻力的變化。變負荷試驗之目的在於了解船舶航行於實際海域而遭受負載變化時，螺槳轉速、推進效率和馬力等性能指標的變化，並釐清推進因子及推進效率在相同速度，不同負載條件下的相關性。

變負荷試驗程序亦有在 ITTC 2021 指導手冊中被詳細描述[1]，然而其試驗程序為一般推進試驗的數倍工作量，無論以船模試驗方式或計算流體力學(CFD)方式進行模擬，皆會耗費相當長的時間，因此至目前為止，我國尚未有船模變負荷試驗之實例。

1.2 研究動機

近年來隨著全球的環境意識的提高，如何減少燃料消耗和碳排放成為航運界的一個重大議題。當設計一艘船時，須遵守國際海事組織(International Maritime Organization, IMO)所規定的碳排放量，以達到減少環境負擔和永續發展的目的[2]。因此，藉由船模試驗進行實船尺度的推估和推進因子的計算，成為提升推進效率和減少運營成本的重要參考依據。

透過變負荷試驗，我們可以探討實際航行於風浪的條件下，船舶於不同船速

doi:10.6342/NTU202402941

及負荷條件，以及相同船速、不同負荷條件下的運行性能對於效率、轉速、螺槳推力和扭矩等性能的影響。船舶航行於海域時，引擎運轉參數、燃料消耗和系統穩定性亦會受到影響，透過該試驗，可以評估在不同風浪條件下引擎的能源利用效率和燃料消耗，在確保船舶安全運行的前提下，針對遭遇的海況和環境條件，提供最佳的運轉區間和運作模式，在提高效率的同時兼顧環境友好性。因此，變負荷條試驗具有重要的實踐價值和意義。

由於變負荷試驗在試驗的程序上會耗費相當大之工作量大及時間，因此我國在船模試驗上皆尚未有任何的實例，本試驗針對一球艏油輪船模進行試驗，期望能透過此試驗對其推進係數進行分析及探討，並作為他人未來進行試驗及模擬時之參考，並應用於船舶效能設計指數(Energy Efficiency Design Index, EEDI)之計算。

1.3 文獻回顧

1.3.1 船模阻力與推進試驗

如先前所提到，推進試驗之目的在於預估實船馬力，船舶航行於實際海域中會受到波浪、風、洋流等負載條件的影響，我們有許多方法能對此條件下之馬力進行估算，其中最廣泛被使用的方法是直接功率法(Direct Power Method, DPM)[3]，其透過觀察船速-功率曲線來對不同海況下的消耗之功率進行推測，由於具有直觀且易於應用的優點，且在缺乏理論基礎支撐下仍具有一定之可靠性，使其被大量的使用。直接功率法雖具有上述之優勢，然而也忽視了推進效率的變化。

本研究採用另一種方法: 變負荷試驗，來對推進因子和推進效率的變化進行探討。變負荷試驗中的負載為該海況下之平均值，其在靜水的狀態下透過調整螺槳轉速的方式施加於船模，在維持相同船速的條件下考慮阻力的變化。透過此試驗，可以得到船舶在不同螺槳轉速下之阻力、馬力及推減係數 t 、跡流係數 w 和螺槳單獨效率 η_O 的變化，以得知實船面對不同環境下的負載時，在安全運行的條件下，最佳的運轉區間和運作模式，以達到船舶的最佳性能和經濟性。ITTC 建議之變負荷試驗執行於選定的吃水及至少一個船速，此速度須為自推試驗(Self-Propulsion)中的其中一組，且至少須包含四組的推進試驗[1]。

推進試驗透過拖車驅動船模。當船在行進時會產生阻力 R，藉由調整螺槳轉

doi:10.6342/NTU202402941

速，我們可以改變螺槳施予船的推力 T，此時船舶阻力與推力之間的差值即為拖車牽引力 F，試驗過程中須保持船速 V_m 為等速狀態。若實船在航行時，螺槳提供的推力恰好克服船舶所受到的總阻力使船舶等速前進，此情況便稱為自推點，對應到推進試驗的拖車牽引力為 F_D，獲得自推點的過程稱為自推試驗，為推進試驗中一特殊情況，推進試驗之示意圖如圖 1 所示。

有兩種方法可以用來找到船舶的自推點，分別為變負荷法，也稱為英式法(British Method)，以及恆定負荷法，亦稱為歐式法(Continental method)[4]。英式法需要在該組船速下進行至少兩次的推進試驗以獲得自推點，一次為螺槳高轉速下的過負載試驗，另一次為低螺槳轉速下的低負載推進試驗，而後便可以透過對推進點進行內插獲得自推點的拖車牽引力，其試驗架構如圖 2 所示，船模與拖車透過導桿等機構相連接，並透過一阻力計於試驗中測量拖車牽引力。試驗時拖車由靜止加速，同時轉速逐漸提升，並在拖車速度穩定後達到估計的推力，而後釋放船模，透過力計量測拖車牽引力，直至滿足試驗條件[5]。英式法中給定的輸入條件為螺槳轉速 n 和船速 V_m，我們可以在試驗中量測螺槳之推力和扭矩，亦可以記錄船模的俯仰(Trim)和下沉(Sinkage)；歐式法則只需要一次推進試驗便可獲得自推點，其透過一重量為 F_D 之重物代替拖車施加牽引力，在拖車速度達到設定的目標值後釋放船模後，不斷調整螺槳轉速，直至船模與拖車間無相對運動，此時即是自推條件，歐式法之試驗架構如圖 3 所示。歐式法由於在求解自推點上所需次數較少，因此無論是船模試驗或是計算流體力學皆相較於英式法具有時間的優勢。

相較於自推試驗，變負荷試驗更著重在不同負載條件下的推進因子變化，因此會選擇自推點附近更高及更低之螺槳轉速作為試驗範圍，這也是本研究採用英式法之機構及流程進行試驗的原因。由於變負荷試驗亦可以對自推點之條件進行計算，因此可算是自推試驗的一種。

1.3.2 CFD 計算阻力推進

計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)在船舶流體動力性能分析已是成熟的應用，藉此可以得到船舶阻力和推進性能。透過電腦輔助設計(Computer-Aided Design, CAD)軟體對船體建模並匯入 CFD 軟體後，確立使用之統御方程式，生成網格並設定流場，定義邊界條件、流體特性、紊流模型等，設

doi:10.6342/NTU202402941

定計算的步數和收斂條件後進行計算模擬，CFD 軟體便會根據提供的各項條件對各參數求解，從而得到所需的各項物理量，船舶阻力、螺槳性能、耐海性、操縱等都可以使用 CFD 計算[6][7]。

由於使用 CFD 模擬螺槳在流體中的作動需要精細的空間離散化和非常小的時間間隔，因此需耗費大量的計算流程和時間[8]。致動盤模型透過將複雜的旋轉設備問題簡化為二維，由於不需解析螺槳幾何，因此能減少網格之數量，在降低計算複雜度的同時，保證較為準確的計算結果。致動盤模型透過將螺槳、渦輪、轉子等旋轉設備簡化為一個圓盤，以虛擬的邊界條件模擬螺槳水動力現象，求得其與流體間的相互作用[9]。

本研究使用致動盤模擬中的體積力螺槳法(Body Force Propeller Method)，此方法用於模擬流體與船殼、螺槳之交互作用。體積力螺槳法更多仰賴螺槳推進參數而非螺槳周圍流場的詳細資訊，透過定義致動盤模型的位置和方向、提供螺槳單獨性能曲線、選定操作點(如轉速)及入流方法，在致動盤上產生推力，藉此計算螺槳在軸向和切向的受力分布情形以進行積分，最終得到螺槳在艉部作動時的推力和扭矩，由於不需要解析螺槳幾何形狀，因此可以減少網格數量，同時降低計算複雜度，並確保更穩定的結果。[10][11]。

本研究在 CFD 方面優化 ITTC 程序，並以使用體積力螺槳法簡化計算過程進行推進試驗模擬，以計算阻力-推進效率相依係數及馬力-轉速相依係數。本研究透過將負載因子修改為螺槳轉速的應變數，以應對 ITTC 負載變化程序中所需的巨大工作量，這種方法也避免了力平衡的迭代，從而減少了模擬時間。

1.4 研究方法及目的

本研究分為船模試驗和 CFD 模擬兩個部份:船模試驗以一排水型船作為研究目標，分別進行阻力試驗、螺槳單獨性能試驗及推進試驗，其中推進試驗採用英式法之試驗流程，並透過給定螺槳轉速以進行變負荷試驗。透過此試驗我們可以計算各組船速下推進因子與轉速的關係，並進一步求得變負荷相依係數: 阻力-推進效率相依係數 ζ_P、馬力-轉速相依係數 ζ_N 及船速-轉速效率相依係數 ζ_V，以做進一步之探討和比較。

CFD 部分使用軟體 Star-CCM+，並選用試驗中之一組船速模擬變負荷試驗，試驗範圍同樣直接給定螺槳轉速，選用自推點及與其相比更快和更慢之各兩組，

doi:10.6342/NTU202402941

共五組轉速進行試驗，探討推進因子及推進效率隨轉速之變化，並計算其變負荷相依係數，以將模擬之結果與試驗進行比較和探討。

1.5 論文結構

本論文共分為五個章節，第一章為緒論，包含前言、文獻回顧、研究動機與研究方法及目的；第二章為船模試驗，包含船模及螺槳之資料、船模試驗理論、船模試驗系統、設備校正、試驗程序；第三章為 CFD 模擬，內容包含計算方法與計算設定；第四章為結果與討論，包含船模試驗之結果、CFD 模擬結果及兩者間的比較；第五章為結論。

doi:10.6342/NTU202402941

第二章 船模試驗

2.1 試驗設置

2.1.1 船模及螺槳資料

本研究採用一排水型之球艏油輪船模做為目標船形，基本尺寸標示於表 1，實船資料如下: 水線長為 177.2 m，船寬 32.2 m，吃水為 11.56 m，浸水表面積 8367.36 m^2，排水量為 52224 m^3。船模縮尺比為 40，基本尺寸如下: 水線長為 4.43 m，船寬 0.805 m，吃水為 0.289 m，浸水表面積 5.2296 m^2，排水量為 0.816 m^3。

船模為玻璃纖維增強複合材料（Glass Fiber-Reinforced Composite, GFRC）製造，並在球艏後方 37 公分處伏貼直徑 1.5 毫米的釣魚線作為激紊條。以角鋼固定於船模內部以用於支撐，並於船模之前後安裝木製甲板，船模外觀如圖 4 所示。

螺槳使用 B 系列螺槳進行設計，並以 UV 固化樹脂為材料，採用光固化立體層積成型技術(SLA, Stereolithography)進行 3D 列印製造。螺槳之基本尺寸如表 2 所示，外觀如圖 5 所示。

2.1.2 水槽資料

本研究在國立臺灣大學之拖曳水槽下進行試驗，其長、寬、深度分別為 125 公尺、8 公尺、4 公尺。拖車系統以四組 11 kW 之交流電馬達進行驅動，其架設於水槽長邊之軌道上以朝造波機方向進行運動。拖車系統之運動速度範圍為 0.5 m/s 至 5 m/s，加速度則為 0.02 G 至 0.08 G，拖車運行之兩條軌道經校準以確保線性、水平且互相平行。

2.2 船模試驗理論

變負荷試驗執行於選定之吃水及至少一個船速，本研究中選用 0.82 m/s、0.99 m/s、1.15 m/s、1.3 m/s 四組船速，其分別對應了 0.125、0.15、0.175 及 0.2 之福勞德數。變負荷試驗包含至少四次的推進試驗，每次在不同的拖車牽引力下進行，並保持船速的相等。本研究將負載因子 A 定義為 $\frac{\Delta R}{R_{TS}}$，如式(1)所示，其為推估至實船尺度下之阻力負載變化 ΔR 與實船之裸船阻力 R_{TS} 之比值，ΔR 可以藉由該組試驗條件下之推車牽引力 F 與相同船速下自推條件之拖車牽引力 F_D 計算

doi:10.6342/NTU202402941

獲得。ITTC 建議之變負荷範圍為 A 在-10%至+20%之間[1]，當 A 值為 0 時即表示自推條件。

$$A = \frac{\Delta R}{R_{Ts}} \tag{1}$$

$$\Delta R = (F_D - F)\lambda^3 \frac{\rho_s}{\rho_m} \tag{2}$$

ρ_s 表示實船尺度下的水密度，即海水之密度；ρ_m 表示模船尺度下的水密度，即淡水之密度。其中底標之 s 表示實船尺度，m 表示模船尺度，本研究中後續之符號亦遵循此規則。

透過參考阻力試驗並為了滿足式(1)及式(2)，拖車牽引力 F 可表示為下式:

$$F = F_D - A(R_{Tm} - F_D) \tag{3}$$

其中變負荷試驗中的"附加阻力"須在後處理中考量。測量數據根據 ITTC 2021 指導手冊[1]。 本研究未採用 ITTC 建議的 -10%, 0%, +10%, +20% 等四個負載進行變負荷試驗，而是透過給定螺槳轉速，由零推力點試驗至零拖力點，並對四組船速進行推進試驗，選擇此試驗設置之原因在於其必定會涵蓋自推點，且與 ITTC 建議試驗條件相比，具有更大之變負荷範圍，因此更能顯現不同負載造成的各推進係數影響。

為進行推進試驗，須先進行阻力試驗及螺槳單獨性能試驗，前者之目的在於推估於自推點之推車牽引力 F_D 及實船之裸船阻力、馬力；後者之目的則是求得前進係數 J 與螺槳推力、扭矩之關係，以繪製出螺槳單獨性能曲線表，使用於推進試驗中。以下將對各試驗之理論進行說明。

2.2.1 阻力試驗

船模阻力試驗主要目的在探討船模在無螺槳作動下以等速前進時會承受到的阻力，以藉此預估實船之有效馬力。阻力試驗應符合相似定律中的幾何相似及運動相似。幾何相似表示模船與實船之間的形狀會保持一定之縮尺比；運動相似代表物體上的速度分量之比例要保持一致，在此條件下模船與實船之福勞德數 Fr 相等，而流場形狀、流速與壓力分佈也會相似。

船模阻力試驗可以量測到模船速度 V_m 及其所受阻力 R_{Tm}，將該速度下的阻力 R_{Tm} 代入下式可求得模船的總阻力係數 C_{Tm} ，其中 S_m 為模船之浸水表面積:

doi:10.6342/NTU202402941

$$C_{Tm} = \frac{R_{Tm}}{\frac{1}{2}\rho_m {V_m}^2 S_m} \tag{4}$$

本實驗使用福勞德方法(2D 法)進行計算，將船的總阻力係數 C_T 分為平板摩擦阻力係數 C_{fp} 與剩餘阻力係數 C_R，並表示為式(5):

$$C_T = C_{fp} + C_R \tag{5}$$

因福勞德數相等，可利用運動相似將模船速度推估至實船船速 V_s，如式(6)所示，其中 L_s、L_m 分別代表模船及實船之船長:

$$Fr = \frac{V_s}{\sqrt{gL_s}} = \frac{V_m}{\sqrt{gL_m}} \tag{6}$$

平板摩擦阻力係數為雷諾數 Re 之函數，可透過 ITTC2021 指導手冊中建議之公式計算獲得[12]:

$$C_{fp} = \frac{0.075}{(\log Re - 2)^2} \tag{7}$$

雷諾數可透過下式獲得，其中 ρ 表示水之密度，V 表示船速，L 表示船長，μ 表示水之動力黏滯係數:

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \tag{8}$$

透過下式計算可得到模船之剩餘阻力係數 C_{Rm} ：

$$C_{Rm} = C_{Tm} - C_{fpm} \tag{9}$$

剩餘阻力係數僅為福勞德數之函數，當模船與實船福勞德數相等時，則模船與實船之剩餘阻力係數相等

$$C_{Rm} = C_{Rs} \tag{10}$$

將剩餘阻力係數加上由實船雷諾數計算得到之平板摩擦阻力係數 C_{fps} :

以及因船體表面粗糙而造成的修正項 ΔC_f 獲得實船總阻力係數 C_{Ts} :

$$C_{Ts} = C_{fps} + C_{Rs} + \Delta C_f \tag{11}$$

其中船體表面粗糙而造成的修正項ΔC_f可透過參考 ITTC 建議之公式計算獲得[1]:

$$\Delta C_f = 0.044\left[(\frac{k_s}{L_s})^{\frac{1}{3}} - 10 \times Re^{-\frac{1}{3}}\right] + 0.000125 \tag{12}$$

其中k_s為船殼表面之粗糙度，其值為150×10^{-6}m。最後藉由下式算出實船的總

doi:10.6342/NTU202402941

阻力R_{TS} 和實船的 EHP (單位為瓦特W)。

$$R_{Ts} = 0.5 \times \rho_s \times C_{Ts} \times {V_s}^2 \times S_s \quad (13)$$

$$EHP = R_{Ts} \times V_s \quad (14)$$

2.2.2 螺槳單獨性能試驗

在推進試驗前須進行螺槳單獨性能試驗 (Open Water Test) 以獲得螺槳單獨性能曲線表(K-J Chart)，透過此表可以得到螺槳在不同運作條件下的推力、扭矩及螺槳單獨效率。

透過此試驗可以量測螺槳之入流速度 V_a、推力 T、扭矩 Q，以藉此計算前進係數 J、螺槳推力係數 K_T、螺槳扭矩係數 K_Q 及螺槳單獨效率 η_O。

前進係數 J 定義如下式：

$$J = \frac{V_a}{n \times D} \quad (15)$$

其中V_a為螺槳入流速度，n 為螺槳轉速，D 為螺槳直徑。

螺槳推力係數 K_T 及扭矩係數 K_Q 可分別透過以下式子求得:

$$K_T = \frac{T}{\rho \times n^2 \times D^4} \quad (16)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \times n^2 \times D^5} \quad (17)$$

螺槳單獨效率 η_O 則可透過下式計算求得:

$$\eta_O = \frac{J}{2\pi}\frac{K_T}{K_Q} \quad (18)$$

以 J 作為橫軸，K_T、K_Q與η_O作為縱軸做圖，便可獲得螺槳單獨性能曲線表。

2.2.3 推進試驗

推進試驗之目的在於推估實船的性能，由於實船和模船的總阻力係數並不相等，因此在進行推進試驗時，拖車需額外提供一額外之牽引力，其在自推點時之大小為 F_D，可透過以下計算式計算得出:

$$F_D = (C_{Tm} - C_{Ts}) \times \frac{1}{2}\rho_m {V_m}^2 S_m = (C_{fpm} - C_{fps} - \Delta C_f) \times \frac{1}{2}\rho_m {V_m}^2 S_m \quad (19)$$

透過推進試驗，我們可以測量在不同螺槳轉速作動下的螺槳推力(T_b)和螺槳

doi:10.6342/NTU202402941

扭矩(Q_b)及拖車牽引力(F)，透過式(16)、(17)得到該轉速的螺槳推力係數(K_{Tb})及螺槳扭矩係數(K_{Qb})。利用等推力法(Thrust identity method)，即假設螺槳於轉速 n 下，產生的推力 T_b，與在均勻入流中，轉速 n 時、產生的推力 T_o相等，如式(20)所示，此時可透過均勻入流下之推力 T_o從螺槳單獨性能曲線表中得出前進係數 J 、螺槳單獨效率 η_O 和螺槳扭矩係數 K_{Qo}。

$$T_b = T_o \tag{20}$$

模船跡流係數 w_m 可透過入流速度 V_a 及模船船速 V_m 計算得出:

$$w_m = 1 - \frac{V_a}{V_m} = 1 - \frac{J_m \times n_m \times D_m}{V_m} \tag{21}$$

模船推減係數 t_m 可透過模船阻力 R_m、 T_b及該船速下之裸船阻力 R_{Tm} 計算得出:

$$t_m = \frac{R_m - R_{Tm}}{T_b} \tag{22}$$

模船阻力 R_m 可透過下式得出:

$$R_m = F + T_b \tag{23}$$

模船船殼效率 η_{Hm} 可透過式(24)得出:

$$\eta_{Hm} = \frac{1 - t_m}{1 - w_m} \tag{24}$$

模船之螺槳對轉效率 η_{Rm} 可透過下式計算得出:

$$\eta_{Rm} = \frac{KQ_o}{KQ_b} \tag{25}$$

模船準推進效率 η_{Dm} 可透過下式計算得出:

$$\eta_{Dm} = \eta_{Hm} \times \eta_{Rm} \times \eta_{Om} \tag{26}$$

透過船模試驗結果計算出不同船速及螺槳轉速下的推進因子及效率後，便可進行實船的推估，以透過自推點以外的螺槳轉速、功率以及準推進效率，得出阻力-推進效率相依係數 ζ_P 與馬力-轉速相依係數 ζ_N。以下將對各物理量於實船尺度之推估進行說明。

實船之推估有兩個假設: 推減係數 t 與螺槳對轉效率 η_R 無尺度效應。即:

doi:10.6342/NTU202402941

$$t_m = t_S \tag{27}$$

$$\eta_{Rm} = \eta_{RS} \tag{28}$$

實船阻力 R_S可藉由式(13)計算之實船裸船阻力 R_{TS}和式(2)之推估至實船尺度下阻力負載變化 ΔR 相加獲得:

$$R_s = R_{Ts} + (F_D - F_X)\lambda^3 \frac{\rho_s}{\rho_m} \tag{29}$$

黏性跡流係數的尺度效應修正項 ev，可由下式獲得:

$$ev = \frac{C_{fps} + \Delta C_f}{C_{fpm}} \tag{30}$$

實船之跡流係數 w_s可藉由模船的跡流係數 w_m 和推減係數 t_m 以及實船的推減係數 t_s 求得:

$$w_s = t_s + (w_m - t_m) \times ev \tag{31}$$

實船的螺槳推力 T_s 可由以下式子求得:

$$T_s = \frac{R_s}{1 - t_s} \tag{32}$$

實船之前進係數 J_s 及螺槳單獨效率 η_{Os} ，需透過下式先計算$\frac{{K_T}^{0.5}}{J}$之值，而後由螺槳單獨性能曲線表中內插獲得:

$$\frac{{K_T}^{0.5}}{J} = \frac{\sqrt{\frac{T_s}{\rho_s}}}{V_s \times (1 - w_s) \times D_s} \tag{33}$$

實船的船殼效率 η_{Hs} 可透過下式獲得:

$$\eta_{Hs} = \frac{1 - t_s}{1 - w_s} \tag{34}$$

實船準推進效率 η_{Ds} 可透過下式計算得出:

$$\eta_{Ds} = \eta_{Hs} \times \eta_{Rs} \times \eta_{Os} \tag{35}$$

實船的有效馬力EHP (單位為 PS) 可由式(36)獲得:

$$EHP = \frac{R_s \times V_s}{75} \tag{36}$$

傳遞馬力 DHP由下式獲得:

$$DHP = \frac{EHP}{\eta_{Ds}} \tag{37}$$

推估之實船轉速 N_s可由下式計算獲得，其單位為 rpm :

doi:10.6342/NTU202402941

$$N_s = \frac{V_s \times (1 - w_s)}{J_s \times D_s} \times 60 \tag{38}$$

將各推進因子及推進效率推估至實船尺度後，便可以對各相依係數進行計算。其中阻力-推進效率相依係數 ζ_P 可透過下式計算獲得:

$$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}} = \zeta_P \frac{\Delta R}{R_{Ts}} + 1 \tag{39}$$

其中η_{D_SP}為自推條件下的準推進效率， η_{D_LV}為該轉速下的準推進效率；R_{Ts}為裸船阻力，ΔR為推估至實船尺度下阻力負載變化，可透過該轉速下推車牽引力F與自推條件下拖車牽引力經由式(2)獲得。

馬力-轉速相依係數 ζ_N可透過下式計算獲得:

$$\frac{\Delta N}{N} = \zeta_N \frac{\Delta P_D}{P_D} \tag{40}$$

其中 N 為自推條件下的轉速，ΔN 為該轉速與自推條件下轉速的差值；P_D為自推條件下的 DHP，ΔP_D為該轉速下的 DHP 與P_D的差值。

船速-轉速相依係數ζ_V可透過下式計算獲得:

$$\frac{\Delta N}{N} = \zeta_V \frac{\Delta V}{V_s} \tag{41}$$

為定義以上之各參數，須先將船模試驗中，最接近設計船速之船速V_{ref}訂為基準值，該船速推估至實船尺度之裸船阻力為R_{Tsref}。將各船速下，不同螺槳轉數條件下推估之實船螺槳轉速對實船阻力作圖，並繪製各船速之二次趨勢線。而後將R_{Tsref}作為基準值以一垂直線繪製於該圖表，其與各趨勢線相交處之螺槳轉數即為 N，ΔN為該船速與V_{ref} 速度下 N 的差值；V_s為推估之實船船速，ΔV為該船速與V_{ref}間的差值。

須注意各相依係數計算中使用之變數皆為實船尺度。

2.3 船模試驗系統

本次試驗之主要機構及儀器包含 R63 阻力試驗系統、船模固定導桿、AEP Transducer F1 阻力計、R42 動力儀、Wonbang Forcetech 馬達控制器、Yaskawa SGM7A-10AFA61 馬達、KYOWA CDV-900 放大器、National Instruments USB-6341 資料截取系統(DAQ)等。

R63 阻力試驗系統主要由夾具端與力計端組成，力計端於拖車等速段測量拖

doi:10.6342/NTU202402941

車牽引力(F)；夾具端則藉由空壓機提供動力，於拖車加減速段固定船模以吸收慣性力，避免力計損壞。

安裝於船艏與船艉之固定導桿用於限制船模的橫搖(Rolling)、橫移(Swaying)與橫擺(Yawing)運動。試驗過程中，量測系統會將訊號傳送至電子系統，並利用電腦軟體 LabVIEW 記錄電壓隨時間的變化，而後利用先前校正時獲得之斜率進行換算，得到模船船速(V_m)、螺槳推力(T_b)及扭矩(Q_b)等目標之物理量。

2.3.1 阻力試驗

阻力試驗量測之物理量為模船之船速 V_m、及其所受阻力 R_{Tm}。模船速度可經由 IHI 的拖車系統進行量測；阻力則使用德國 KEMPF&REMMERS 公司之 R63 阻力試驗系統連接 AEP Transducer F1 阻力計，最大容量為 5kg 之阻力計得到，其產生之電壓訊號會經由 National Instruments USB-6341 之資料擷取系統(DAQ) 將類比訊號轉為數位訊號輸入，再透過電腦中的 LabVIEW 量測軟體讀取獲得。量測系統架構如圖 6 所示。一彈簧秤與 R63 之力計端相連接，以避免拖車移動時產生之加速度變化對力計的讀值產生影響。此外，於每次試驗前須先將橡皮筋施加於彈簧秤上使阻力計獲得本次試驗預期測量之阻力大小，以防止夾具端釋放船模時因彈力而前後振盪。

2.3.2 螺槳單獨性能試驗

本研究之螺槳單獨性能試驗藉由將船反轉，以船艉朝前的方式由拖車帶動，取代單獨性能試驗之動力計(P.O.W dynamometer)進行試驗，並使用 R42 動力儀對螺槳之推力(T_b)、扭矩(Q_b)進行量測。透過一長軸將螺槳與動力儀進行連接，並在與螺槳連接之處透過 3D 列印印出一加長之機構，如圖 7 所示，此機構搭配加長之軸可相較於阻力試驗額外延長 45 公分，以避免船殼產生之水動力作用於螺槳上而產生影響。

ITTC 建議之螺槳單獨性能試驗須滿足以下之要求: 驅動軸座(drive shaft housing)應與螺槳葉片保持至少 1.5 至 2.0 倍螺槳直徑之距離，為 24 至 32 cm；而螺槳軸之沒水深度應至少為 1.5 倍螺槳直徑，即 24 cm，以避免在試驗過程中由水面吸入空氣。由於本試驗無驅動軸座，因此以螺槳軸中心至船艉的直線距離做為參考，此距離為 45 cm；由於在設計吃水下螺槳距離水面僅 21 cm，未達 ITTC 建議之沒水深度 24 cm，因此在進行螺槳單獨性能試驗時，須對船模額外增加壓

doi:10.6342/NTU202402941

載，增加其吃水深度，螺槳單獨性能試驗之量測系統架構如圖 8 所示。

進行試驗前，須對軸阻力及軸摩擦扭矩進行測量，以在後處理時將其扣除得到實際之螺槳推力 T_b 和扭矩 Q_b 。在測量軸阻力及軸摩擦扭矩時須將螺槳更換為僅有中央轂部之元件，如圖 7 所示，不同入流速度下之軸阻力可藉由調整拖車速度後，由 R42 動力儀測量推力獲得；軸摩擦扭矩則是在入流速度為 0 的條件下，逐漸增加螺槳轉速，經由動力儀測量力矩獲得。

螺槳單獨性能試驗量測之物理量為入流速度(即拖車速度)、螺槳轉速、推力、扭矩。其中入流速度、轉速分別透過 IHI 的拖車系統及 Wonbang Forcetech 之馬達控制器輸出訊號；推力和扭矩由 KEMPF&REMMERS 公司之 R42 動力儀進行量測，再經由 KYOWA CDV-900 放大器放大，將以上各物理量之訊號透過 National Instruments USB-6341 之資料擷取系統(DAQ)擷取資料並藉由 LabVIEW 量測軟體獲得。

本試驗則透過先設定入流速度及前進係數值，以式(11)計算所需之螺槳轉速，並在試驗中藉由馬達控制器調整，並以 R42 動力儀量測當下之螺槳推力及扭矩。

2.3.3 推進試驗

推進試驗對模船船速 V_m、螺槳轉速 n、推力 T_b、扭矩 Q_b及拖車牽引力 F 進行量測。其中模船速度、轉速分別經由 IHI 的拖車系統及馬達控制器輸出訊號；推力和扭矩由 R42 動力儀量測；拖車牽引力使用 R63 阻力試驗系統連接 AEP Transducer F1 力計量測，推力、扭矩及拖車牽引力皆經由 KYOWA CDV-900 放大器放大之後，由 DAQ 擷取資料並透過 LabVIEW 量測軟體獲得。量測系統如圖 9 所示。

2.4 設備校正

儀器校正的目的在於了解設備的精準度，獲得輸入的物理量與輸出的物理量之間的關係，以確保試驗的準確性。因此在進行船模試驗前，設備的校正為不可忽視的環節。

2.4.1 阻力計校正

本研究阻力及推進試驗使用 AEP Transducer F1 阻力計，其容量大小為 5 公斤

doi:10.6342/NTU202402941

重。校正過程中將砝碼放置於載重盤上，並依次紀錄當時的總重與放大器的電壓。本次試驗一共進行兩次校正，其原因在於阻力計安裝於 R63 阻力試驗系統時之鬆緊程度會對於阻力計的斜率產生些微差異，因此在每次試驗重新安裝力計後皆需要透過校正重新獲得斜率。校正斜率及標準差可藉由紀錄重量與電壓之間的關係得到，兩次的校正斜率分別為 m= 0.1705 Volts/N、0.1719 Volts/N，標準差為 0.069 N、0.053 N，兩倍標準差之 95 %信心區間為±0.139 N 及±0.105 N，阻力計之校正結果如圖 10 及圖 11 所示。

2.4.2 馬達轉速校正

為得出馬達轉速與電壓之間的關係，因此需要對馬達轉速進行校正。本研究透過 Wonbang Forcetech 之 POD 馬達控制器對 Yaskawa SGM7A-10AFA61 馬達進行控制，原先 POD 機構中的減速齒輪會將馬達轉速減半，因此操作介面輸入之轉速與試驗中之螺槳實際轉速比為 1:2，即在程式中輸入 1 rps 時，實際螺槳之轉速為 2 rps。馬達之轉速須分別對順時針及逆時針進行校正，透過電腦程式之操作介面，每次以 0.25 rps 為單位，逐漸增加馬達之轉速至 10 rps，對應實際馬達每次以 0.5rps 為單位，由 0rps 增加至 20rps，紀錄轉速(rps)與電壓之間的關係，可以得到校正斜率及標準差: 順時針及逆時針的校正斜率分別為 m= 0.1005 Volts/rps、0.1004 Volts/rps，標準差為 0.005 rps、0.012 rps，兩倍標準差之 95 %信心區間為±0.011 rps 及±0.023 rps，校正結果如圖 12 及圖 13 所示。

2.4.3 動力儀校正

動力儀之目的在量測螺槳之推力及扭矩，本研究使用 Kempf & Remmers 之 R42 動力儀，其在推力、扭矩及轉速所能承受之大小分別為 30 N、0.5 N.m、3500 rpm。

進行推力的校正時，須將 R42 動力儀裝設於校正架上，如圖 14 所示。將砝碼放置於載重盤上，並依次紀錄當時的推力大小與放大器的電壓。透過紀錄推力與電壓之間的關係，可以得到校正斜率及標準差: 校正斜率為 m= -0.1437 Volts/N，標準差為 0.010 N，兩倍標準差之 95%信心區間為±0.019 kg，動力儀推力之校正結果如圖 15 所示。

進行扭矩的校正時，須將 R42 動力儀裝設於校正架上，並在動力儀上加裝一力臂長為 15 公分的校正板，架設結果如圖 16 所示。將砝碼放置於載重盤上，並

doi:10.6342/NTU202402941

依次紀錄當時的扭矩大小與放大器的電壓，扭矩分為順時針及逆時針兩個方向，需要分別進行校正。透過紀錄扭矩與電壓之間的關係，可以得到校正斜率及標準差: 順時針方向扭矩之校正斜率為 m=-13.642 Volts/ (N·m)，標準差為 0.002 N·m，兩倍標準差之 95%信心區間為 0.003 N·m，逆時針方向扭矩之校正斜率為 m=13.647 Volts/ (N·m)，標準差為 0.003 N·m，兩倍標準差之 95%信心區間為 ±0.006 N·m。動力儀扭矩之校正結果如圖 17 及圖 18 所示。

2.5 試驗程序

2.5.1 阻力試驗程序

1. 測量空船模及進行試驗之附屬物重量。
2. 測量試驗時之水溫以得到該溫度下之水密度及黏滯係數。
3. 由水之密度及試驗條件計算水線下之排水量，藉此推算壓載所需的重量。
4. 利用砝碼進行壓載，使船模達到目標水線且與水面平行。
5. 將船模由準備區移動至拖車並與固定導桿及 R63 阻力試驗系統固定。
6. 將 AEP Transducer F1 阻力計安裝至 R63 阻力試驗系統並經由放大器與資料擷取系統(DAQ)相連接。
7. 校正阻力計以獲得斜率。
8. 將拖車速度與 DAQ 相連接以獲得模船船速。
9. 以彈簧裝置使阻力計承受預期之受力。
10. 執行 LabVIEW 軟體以進行資料擷取。
11. 設定拖車速度，即該次阻力試驗之模船船速後啟動拖車。
12. 拖車達到目標速度後鬆開夾具端並使阻力計開始受力，直至擷取資料量足夠後將切換開關使夾具端固定船模。
13. 匯出擷取之資料並利用斜率換算以獲得阻力計的受力情形。
14. 確認試驗數據在合理範圍內，即完成一趟阻力試驗。
15. 重複 9~14 步直到各組預期試驗之各船速條件皆完成。

2.5.2 螺槳單獨性能試驗程序

螺槳單獨性能試驗程序主要可分為四個部分:試驗前之準備工作、軸摩擦扭矩之量測、軸阻力之量測、螺槳單獨性能試驗。

doi:10.6342/NTU202402941

1. 試驗前之準備工作

(1) 測量空船模及進行試驗之附屬物重量。

(2) 於船模上安裝 R42 動力儀、馬達及螺槳。

(3) 測量試驗時之水溫以得到該溫度下之水密度及黏滯係數。

(4) 利用砝碼進行壓載，使船模達到 ITTC 建議之吃水深度(1.5 倍之螺槳直徑)且目標水線與水面平行。

(5) 將拖車速度及動力儀、馬達與 DAQ 相連接以獲得模船船速。

2.軸摩擦扭矩之量測

(1) 將螺槳更換為僅有轂部之元件。

(2) 執行 LabVIEW 軟體以進行資料擷取。

(3) 於拖車靜止時，即入流速度為 0 之條件下以 R42 動力儀測量各轉速下之軸摩擦扭矩大小。

(4) 匯出擷取之資料並利用斜率換算以獲得動力儀的受力情形。

(5) 確認試驗數據在合理範圍內，即完成軸摩擦扭矩之量測。

3. 軸阻力之量測

(1) 將螺槳更換為僅有轂部之元件。

(2) 執行 LabVIEW 軟體以進行資料擷取。

(3) 設定拖車速度，即該次試驗之入流速度後啟動拖車。

(4) 以 R42 動力儀量測不同入流速度下的軸阻力大小。

(5) 重複 2~4 步直至得到各入流速度下之軸阻力。

(6) 匯出擷取之資料並利用斜率換算以獲得動力儀所受之推力大小。

(7) 確認試驗數據在合理範圍內，即完成一組入流速度下之軸阻力量測。

(8) 重複(2)~(7)步直到各組入流速度下之軸阻力皆完成。

4. 螺槳單獨性能試驗

(1) 執行 LabVIEW 軟體以進行資料擷取。

(2) 設定拖車速度，即該次試驗之入流速度後啟動拖車。

doi:10.6342/NTU202402941

(3) 確認拖車達到目標速度及螺槳達到目標轉速，且擷取之資料量足夠後，逐漸降低螺槳轉速至安全範圍後停止拖車。

(4) 匯出擷取之資料並利用斜率換算以獲得動力儀所受之推力和扭矩及馬達之轉速，其中動力儀的推力及扭矩須分別扣除軸阻力及軸摩擦扭矩。

(5) 確認試驗數據在合理範圍內，即完成一趟螺槳單獨性能試驗。

(6) 重複(1)~(6)步直到各組試驗之預期入流速度及螺槳轉速條件皆完成。

2.5.3 推進試驗程序

本研究之推進試驗範圍為零推力點至零拖力點，其中零拖力點由於拖車於移動時會產生震動，進而導致阻力計之值難以判讀，因此本研究將零拖力點時視為一特殊情況，並採用歐式法的程序進行試驗。以下將針對零拖力點以外及零拖力點下之推進試驗分別進行說明:

1. 零拖力點以外之推進試驗

(1) 測量空船模及進行試驗之附屬物重量。

(2) 安裝動力儀、馬達及螺槳。

(3) 測量試驗時之水溫以得到該溫度下之水密度及黏滯係數。

(4) 由水之密度及試驗條件計算水線下之排水量，藉此推算壓載所需的重量。

(5) 利用砝碼進行壓載，使船模達到目標水線且與水面平行。

(6) 將船模由預備水槽移動至拖車並與固定導桿及 R63 阻力試驗系統固定。

(7) 將 AEP Transducer F1 阻力計安裝至 R63 阻力試驗系統並經由放大器與資料擷取系統(DAQ)相連接。

(8) 校正阻力計以獲得斜率。

(9) 將拖車速度與 DAQ 相連接以獲得模船船速。

(10) 執行 LabVIEW 軟體以進行資料擷取。

(11) 於拖車靜止時，以 R42 動力儀測量各轉速下之軸摩擦扭矩大小。

(12) 匯出擷取之資料並利用斜率換算軸摩擦扭矩之大小。

(13) 以彈簧裝置使阻力計承受預期之受力。

(14) 執行 LabVIEW 軟體以進行資料擷取。

(15) 設定拖車速度，即該次推進試驗之船速後啟動拖車。

doi:10.6342/NTU202402941

(16) 確認拖車達到目標速度及螺槳達到目標轉速後放開夾具並使阻力計開始受力，直至擷取之資料量足夠後以夾具固定船模，直至螺槳轉速逐漸降低至安全範圍後停止拖車。

(17) 匯出擷取之資料並利用斜率換算以獲得阻力計及動力儀的受力情形和馬達的轉速狀況。

(18) 確認試驗數據在合理範圍內，即完成一趟推進試驗。

(19) 重複(13)~(18)步直到各組預期試驗之各船速及螺槳轉速條件皆完成。

2. 零拖力點之推進試驗

(1) 測量空船模及進行試驗之附屬物重量。

(2) 安裝動力儀、馬達及螺槳。

(3) 測量試驗時之水溫以得到該溫度下之水密度及黏滯係數。

(4) 由水之密度及試驗條件計算水線下之排水量，藉此推算壓載所需的重量。

(5) 利用砝碼進行壓載，使船模達到目標水線且與水面平行。

(6) 將船模由預備水槽移動至拖車並與固定導桿及 R63 阻力試驗系統固定。

(7) 將拖車速度與 DAQ 相連接以獲得模船船速。

(8) 執行 LabVIEW 軟體以進行資料擷取。

(9) 於拖車靜止時，以 R42 動力儀測量各轉速下之軸摩擦扭矩大小。

(10) 匯出擷取之資料並利用斜率換算軸摩擦扭矩之大小。

(11) 執行 LabVIEW 軟體以進行資料擷取。

(12) 設定拖車速度，即該次推進試驗之船速後啟動拖車。

(13) 確認拖車達到目標速度及螺槳達到目標轉速後放開夾具並使阻力計開始受力，在拖車移動過程中調整螺槳轉速，直至船模與拖車間無相對運動且擷取之資料量足夠後以夾具固定船模，降低螺槳轉速至安全範圍後停止拖車。

(14) 匯出擷取之資料並利用斜率換算以獲得動力儀的受力情形和馬達的轉速狀況。

(15) 確認試驗數據在合理範圍內，即完成一趟試驗。

(16) 重複(11)~(15)步直到預期之船速及螺槳轉速下之零拖力點條件皆完成。

doi:10.6342/NTU202402941

第三章 CFD 模擬

3.1 方法

3.1.1 統御方程式

雷諾平均納維-斯托克斯方程式(Reynolds-averaged Navier–Stokes, RANS)是用於解決流體力學問題的數學模型。RANS 是一種時間平均的模擬方法，它基於對流體流動進行時間平均，藉此得到平均流場的方程式。RANS 是將納維-斯托克斯方程中壓力(p)及流場速度(u_i)分解成為描述平均流場的平均項(P, U_i)和紊流效應的擾動項$(\acute{p}, \acute{u_\iota})$，並將方程式進行時間平均計算後獲得[13]。

$$u_i = U_i + \acute{u_\iota} \tag{42}$$

$$p = P + \acute{p} \tag{43}$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{44}$$

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho U_i U_j\right)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right)\right] + \frac{\partial\left(-\rho\overline{\acute{u_\iota}\acute{u_j}}\right)}{\partial x_i} + \rho\overline{f_\iota} \tag{45}$$

其中ρ是流體密度、μ是動力黏滯係數(dynamic viscosity)，$\overline{f_\iota}$為單位質量的體積力。

上式中之雷諾應力張量$-\rho\overline{\acute{u_\iota}\acute{u_j}}$ 為未知項，在包辛尼斯克假設下，可以表示為以下形式，μ_t 為紊流黏度

$$-\rho\overline{\acute{u_\iota}\acute{u_j}} = \mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_j}\right) - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{46}$$

本研究採用$k-\varepsilon$紊流模型求解，流場中引入紊流動能 k 和紊流消散率 ε，滿足下二式紊流方程式：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j k\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \varepsilon \tag{47}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j \varepsilon\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{48}$$

其中$C_1, C_2, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 為經驗係數，G_k為生產項，其定義為：

doi:10.6342/NTU202402941

$$G_k = -\rho\overline{u'_i u'_j}\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \tag{49}$$

在包辛尼斯克假設下，生產項可以被簡化成式(50):

$$\begin{aligned} G_k &= \left[\mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_j}\right)-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}\right]\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \\ &= \mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_j}\right)\frac{\partial U_i}{\partial x_j}-\frac{2}{3}\rho k\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 4\mu_t S_{ij}S_{ij} \end{aligned} \tag{50}$$

平均應變率張量 S_{ij} 則可透過平均速度場之向量旋度求得，如式(51):

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) \tag{51}$$

為求解船舶興波阻力以及波面對螺槳的影響，使用體積分率(Volume of Fluid)方法表示水和空氣兩種流體。α表示網格中水和空氣混合的比例，當α= 0 為水，α= 1 為空氣，自由液面則定義為α = 0.5 的等值面。藉此我們可以透過水及空氣的密度、黏度和混合比例來計算網格中流體的密度和黏度，ρ_{water}為水密度= 998.2072 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$，$\mu_{water}$為水的動力黏滯係數= 1.002×10^{-3} Pa · s；ρ_{air}為空氣密度= 1.18 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$，$\mu_{air}$為空氣的動力黏滯係數= 1.86×10^{-5} Pa · s [14]。

$$\rho = \rho_{water}\alpha + (1-\alpha)\rho_{air} \tag{52}$$

$$\mu = \mu_{water}\alpha + (1-\alpha)\mu_{air} \tag{53}$$

其中α滿足雷諾傳輸方程式：

$$\frac{\partial \alpha_q \rho_q}{\partial t}+\frac{\partial \alpha_q \rho_q U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{54}$$

其中U_i為質量平均混合速度，α_q為體積分數，定義為該流體之體積(V_q)與總體積(V_{total})的比值，如式(55)所示。ρ_q為該流體之密度。

$$\alpha_q = \frac{V_q}{V_{total}} \tag{55}$$

3.1.2 螺槳致動盤

致動盤模擬中的體積力螺槳法(Body Force Propeller Method)透過螺槳的推力和扭矩，進而在不解析螺槳幾何的情況下產生螺槳水動力。此方法在圓柱形的虛擬盤面上套用非均勻的體積力分布f_b，其僅在徑向變化，徑向的體積力組成分布遵守 Goldstein 最佳徑向負荷分布[15][16]，其表示如下式:

doi:10.6342/NTU202402941

$$f_{bx} = A_x r^* \sqrt{1 - r^*} \tag{56}$$

$$f_{b\theta} = A_\theta \cdot \frac{r^* \sqrt{1 - r^*}}{r^*(1 - r'_h) + r'_h} \tag{57}$$

$$r^* = \frac{r' - r'_h}{1 - r'_h} \tag{58}$$

$$r'_h = \frac{R_H}{R_P} \tag{59}$$

$$r' = \frac{r}{R_P} \tag{60}$$

其中f_{bx}為軸向方向的體積力分力，$f_{b\theta}$為切向方向的體積力分力，r 為徑向座標，R_H為螺槳轂部半徑，R_P為螺槳葉尖半徑。

常數A_x, A_θ可透過下式獲得:

$$A_x = \frac{105}{8} \cdot \frac{T}{\pi \Delta (3R_H + 4R_P)(R_P - R_H)} \tag{61}$$

$$A_\theta = \frac{105}{8} \cdot \frac{Q}{\pi \Delta R_P (3R_H + 4R_P)(R_P - R_H)} \tag{62}$$

其中 T 為推力，Q 為扭矩，Δ為致動盤之厚度。

要進行體積力的計算還需要螺槳單獨性能曲線，並提供螺槳於計算流域的位置、旋轉軸的方向及螺槳的旋轉方向。利用螺槳轉速給定操作點，可透過以下迭代步驟獲得致動盤上的體積力分布:

(i) 螺槳入流速度V_a為流場在螺槳平面的總軸向速度$V_{Inflow\ Plane}$扣除誘導速度 $V_{Induced}$而得，故 J 可按下式計算:

$$J = \frac{V_{Inflow\ Plane} - V_{Induced}}{n \times D} \tag{63}$$

(ii) 螺槳推力係數K_T和螺槳扭矩係數K_Q可透過匯入的螺槳性能曲線圖進行內插而獲得。

(iii) 取得K_T及K_Q之後，便可以透過式(16)及式(17)得出螺槳推力T和力矩Q:

(iv) 透過計算出 T 和 Q ，軸向方向的體積力分力f_{bx}及徑向方向的體積力分力$f_{b\theta}$便可透過式(56)~式(62)獲得。

(v) 求解 RANS 流場，更新$V_{Inflow\ Plane}$。回步驟(i)，直到流場不再變動為止。

ITTC 之變負荷操作流程如圖 19 所示，上述的迭代過程即為圖中之內迴圈。不同於 ITTC 建議之流程，本研究之流程如紅色箭頭所標示，透過直接給定螺槳

doi:10.6342/NTU202402941

轉速，省略外迴圈之拖車牽引力 F 迭代，F 則透過下式將阻力與推力相減獲得，此方法可以進一步減少計算過程和時間[17][18]。

推進係數之計算過程船模試驗大致相同，唯在致動盤模擬中，螺槳對轉效率 η_R 假設為 1，獲得各轉速下的推進因子及推進效率後，便可以對其變化進行分析，並計算變負荷相依係數。

$$F = R - T \tag{64}$$

3.2 CFD 計算設定

3.2.1 船舶及螺槳主要尺寸

在 CFD 模擬方面，使用 Creaform 公司之 3D 掃描機 HandySCAN307^{TM} 搭配軟體 Vx Element 對船模進行掃描，其中 3D 掃描機之測量解析度為 0.100 mm。將掃描後之船模檔案透過 Rhinoceros 7 對破碎的網格進行修復及重建，以建立其 STL 模型作為研究對象；螺槳則透過 STAR-CCM+之致動盤方法進行模擬，將其簡化為一外徑 0.16 m、內徑 0.318 m、厚度 0.043 m 之圓盤。

3.2.1 流域和邊界條件

在流域設定上，本研究採用卡氏座標系統，其中原點定於船體之艉垂柱（AP）與設計吃水線（Design draft）交點，X 座標往船艏方向為正，Y 座標往左舷方向為正、Z 座標往甲板方向為正。

流域採用長方體，X 方向邊界為往正方向 3.14 L，負方向 2.20 L；Y 方向邊界為往正方向 2.20 L，負方向 2.20 L；Z 方向邊界為往正方向 0.94 L，負方向 1.57 L，其中 L 為船模之水線長。六面體中的前、上、下、左、右五個面，其邊界條件設定為速度入口(Velocity Inlet)，後方設定為壓力出口(Pressure Outlet)，船殼設定為壁面(Wall)，如圖 20 所示。圖 21 為出口面之壓力分布，可以觀察到壓力隨水深變化，在水平方向則無明顯改變，說明流場在到達出口面前已達到穩定；圖 22 為自由液面的波高圖，可以觀察到在到達左右兩側邊界前波高已達到穩定，說明流域大小是足夠且恰當的。

3.2.2 網格設定

為求解 RANS 方程，流場離散為多面體網格。採用卡氏座標網格和層狀網格演算法。在艏、艉部曲面變化較大區域、自由液面、以及跡流區做網格細化及加

doi:10.6342/NTU202402941

密，以解析螺槳周圍的流場變化情況和受力情形。在船艉散波和橫波範圍進行等方向加密。邊界層設定透過調整邊界層總層數與總厚度將平均壁面 y+控制在 65 左右。

3.2.3 螺槳單獨性能試驗校正

在體積力螺槳法中，應提供入流平面的直徑和偏移量來計算入流平面之速度$V_{Inflow\ Plane}$。理想情況下，入流平面之位置與尺寸應與螺槳一致，然而由於 RANS 場中的$V_{Inflow\ Plane}$包含誘導速度，而該速度根據動量理論進行了分析計算，建議入流平面的直徑略大於螺旋槳的直徑，在 Star-CCM+之操作手冊中建議為螺槳直徑之 1.1 倍，其軸向之偏移量在致動盤前方 1 %至 10 %螺槳直徑 [15]。為了確定入流面的位置，需要對偏移位置及直徑進行調整。

本研究透過固定入流速度並改變螺槳轉速n來模擬螺槳單獨性能試驗。為了減少變數，入流面的半徑設定為與致動盤相同，並在軟體中啟用誘導速度校正 (Induced Velocity Correction)。透過改變入流平面的偏移量 (offset)，計算模擬之前進係數與設定之間的誤差。入流平面之偏移量設置為 0.0128 公尺，即螺槳直徑的 8 %時，CFD 模擬之 J 與透過式(15)計算之設定J如表 3 所示，可以發現隨轉速增加，誤差也有逐漸增大的趨勢，但在 15 rps 時仍在 2 %以內，於自推點轉速 (12.867 rps) 附近的誤差也僅有 0.3 %。因此入流面選擇 8 %，即 0.0128 公尺之偏移量。圖 23 顯示了螺槳單獨性能試驗的流場，其中致動盤由黑框標記，入流面由紅線標記。

3.2.4 計算驗證

本研究藉由計算網格收斂指數（Grid Convergence Index，GCI）進行網格獨立性評估，藉由調整初始網格(Base Size)的大小進行測試，網格分為粗、中、細三組，彼此間之網格細化比(refinement ratio)為 1.1 倍。初始網格之大小、網格數量及目標量(阻力、推力)如表 4 所示，其中阻力 R 之 GCI 值為 0.64 %，推力 T 之 GCI 值 5.59 %，皆在可以接受之範圍內。最終本研究在考量精確度及計算時間後，選用初始網格大小為 0.087 m 之中網格進行後續之計算，總網格數量為 3.8065×10^{6}，設置結果如圖 24 所示。

船模於相同船速($V_m = 1.3$ m/s)和吃水條件下，透過船模阻力試驗得到之裸船阻力係數為C_{Tm}= 4.532×10^{-3}，CFD 計算結果則為C_{Tm_CFD}=4.204×10^{-3}，差異為

doi:10.6342/NTU202402941

7.24%。

將船模試驗與 CFD 模擬於自推條件下之各推進係數進行比較並計算誤差，結果如表 5 所示。大部分之推進係數誤差在 10 %以內，其中推減係數和螺槳單獨效率相當準確；差異最大者為跡流係數，由於螺槳入流速被高估，使得螺槳轉速低估和推力係數高估。

doi:10.6342/NTU202402941

第四章 結果與討論

4.1 船模試驗

4.1.1 阻力試驗

本研究之進行試驗時水溫皆為 20 度，對應之水密度為 998.2072 $\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}$，海水密度為 1024.8103 $\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}$。阻力試驗之結果如表 6 及表 7 所示。將模船船速V_m分別對裸船阻力R_{Tm}可得到圖 25，透過觀察可以發現，隨著船速增加，阻力亦會隨之增大。

藉由式(9) 將阻力進一步之拆分為平板摩擦阻力係數 C_{fpm} 及剩餘阻力係數 C_{Rm}，如圖 26 所示，可發現到 C_{fpm} 隨船速增加而減少；而 C_{Rm} 隨船速增加逐漸提升。兩者相加之結果，即總阻力係數C_{Tm}，因兩者一增一減而無明顯之趨勢。對照廖(2016)對相同船模進行之阻力試驗可以發現有相似之結果[19]。

圖 27 為將船速推估至實船船速後作為橫軸，有效馬力EHP為縱軸繪製之折線圖，可以得到有效馬力隨著船速增加而有上升的趨勢。

4.1.2 螺槳單獨性能試驗

螺槳單獨性能試驗中各入流速度下的軸阻力如表 8 所示，以入流速度為橫軸，推力為縱軸作圖之結果為圖 28，可以發現入流速度與軸阻力之變化趨勢為正相關；各轉速下之軸摩擦扭矩如表 9，以螺槳轉速為橫軸，軸摩擦扭矩為縱軸作圖之結果如圖 29 所示，可發現摩擦阻力呈現先增加，於 2rps 至 10rps 間逐漸減少，而後再度增加的變化趨勢。

螺槳單獨性能試驗得出之各前進係數下之螺槳推力係數 K_T、10 倍之螺槳扭矩係數K_Q及螺槳單獨效率 η_O 如表 10 所示。透過表 10 繪製之螺槳單獨性能曲線表如圖 30 所示，在前進係數 J 為 0.45 時η_O有最大值 0. 4458。

4.1.3 推進試驗

本研究各船速之推進試驗透過直接給定螺槳轉速進行試驗。由於在低轉速下(零推力點)之推減係數變化較為敏感，且呈現離散之趨勢，為計算更為準確之便負荷相依係數，本研究選用與自推點相近，更高及更低之轉速各兩組，共四組螺槳轉速作為數據進行圖表繪製，以計算變負荷相依係數。推進試驗各轉速下之軸

doi:10.6342/NTU202402941

摩擦扭矩如表 11 及圖 31 所示。四組船速之變負荷試驗所得結果如表 12 至表 23 所示。以轉速為橫軸，量測數據、推進因子及推進效率為縱軸繪製之圖表如圖 32 至圖 47，其中綠色垂直線為自推條件。

透過四組船速下，各物理量與轉速間的關係，可以發現隨著轉速提升，船體在螺槳作動下的阻力、螺槳推力也隨之提升。其中推力上升的速度較阻力更快，因此拖車牽引力隨著轉速提升呈現下降的趨勢。此現象說明，當船體阻力增加時，為維持船速在一定值，螺槳之轉速需相對提高。

對於螺槳而言，轉速提升使螺槳的負荷提高，前進係數下降而推力及扭矩係數則上升。推力係數的提升代表著推力的增加，以藉此對抗阻力。在推進係數方面，可以發現當轉速上升時，跡流係數隨之減少，亦即螺槳入流速增加；推減係數則呈現略微下降的趨勢，與跡流係數相比變化較不明顯，因此兩係數之合併效果，使得船殼效率隨轉速增加而下降。前進係數下降對應著螺槳單獨效率的下降，轉速上升的同時螺槳對轉效率也隨之下降，準推進效率為以上三者的乘積，也因此隨轉速提升下降。

綜合以上各推進因子及效率與轉速間之關係我們可以得出，當船之阻力上升時，螺槳必須提高轉速以提升更多推力與阻力抗衡，此舉會耗費更多傳遞馬力，同時也會犧牲推進效率。

計算各變負荷相依係數須將各船速下推進試驗之數據推估至實船尺度，結果如表 24 至表 27 所示。推估至實船尺度後，便可以計算變負荷相依係數，各轉速下之$\frac{\Delta R}{R_{Ts}}$、$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$、$\frac{\Delta P_D}{P_D}$、$\frac{\Delta N}{N}$如表 28 至表 31 所示。

變負荷試驗之阻力-推進效率相依係數ζ_P使用式(39) ，計算各轉速下之$\frac{\Delta R}{R_{Ts}}$、$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$後，再以$\frac{\Delta R}{R_O}$為橫軸，$\frac{\eta_{DM}}{\eta_D}$為縱軸繪製折線圖可得圖 48 至圖 51 之結果。由於變負荷以自推條件為零點為參考，該折線通過(0, 1)。透過二次趨勢線擬合，取原點的切線斜率可得到該船速下之ζ_P，其意義為:當阻力上升一倍時，推進效率下降之百分比。

馬力-轉速相依係數 ζ_N使用式(40)，計算各轉速下 $\frac{\Delta P_D}{P_D}$、$\frac{\Delta N}{N}$ 後，以 $\frac{\Delta P_D}{P_D}$ 為橫軸，$\frac{\Delta N}{N}$為縱軸繪製折線圖可得圖 52 至圖 55，該折線通過自推點(0, 0)。透過二次趨勢線擬合，取原點的切線斜率可得ζ_N，其意義為：當主機馬力提升一倍時，螺

doi:10.6342/NTU202402941

槳轉速上升之百分比。

各船速下ζ_P及ζ_N如表 32 所示，將不同速度下的ζ_P及ζ_N繪製於同一張圖中可以觀察兩係數與船速之間的關係，結果如圖 56 及圖 57 所示，觀察後可以發現當船速增加時，ζ_P與 ζ_N之值有增加的趨勢，對 ζ_P 而言是斜率漸趨平緩，ζ_N 則是更為陡峭，與 Lee (2019)對另一油輪船模 KVLCC2 之模擬結果對照有相似的結果[20]。其代表在低船速的情況下，阻力的變化對於推進效率的影響是相對更明顯的。相反地，馬力的變化則在高船速下有較明顯的變化趨勢。

可透過式(40)計算船速-轉速相依係數 ζ_V，由於設計船速為 1.187 m/s，定義試驗中最接近之船速$V_m = 1.15$ m/s 為基準值V_{ref}，其推估至實船尺度下之裸船阻力$R_{Tsref} = 5.876\times10^5$ N。將各船速下，不同螺槳轉數條件下推估之實船阻力與為橫軸，實船之螺槳轉速為縱軸做圖可得圖 58 之折線圖。以各曲線繪製二次趨勢線，該趨勢線與R_{Tsref}相交處之螺槳轉數為 N，各模船速度對應之實船速度及N如表 33 所示，透過此表格我們可以計算 $\frac{\Delta V}{V_s}$ 及 $\frac{\Delta N}{N}$ 之值，結果呈現於表 34，以 $\frac{\Delta V}{V_s}$ 為橫軸，$\frac{\Delta N}{N}$ 為縱軸做圖可得到圖 59 之結果，對圖 59 之折線圖進行二次趨勢線擬合，取原點的切線斜率可得$\zeta_V = 0.4112$，其意義為：當船速上升一倍時，螺槳轉速提升 41.12 %。

4.2 CFD 模擬

以 CFD 模擬船速為 1.3 m/s 時之變負荷試驗，直接給定轉速為 11rps 至 15rps，所得之結果如表 35 至表 37 所示。以轉速為橫軸，量測數據、推進因子及推進效率為縱軸進行作圖可得到圖 60 至圖 63，可以發現隨著轉速提升時，阻力、螺槳推力、推力係數及扭矩係數會隨之增加；而前進係數、船殼效率、螺槳單獨效率及準推進效率則隨之減少，其變化趨勢與船模試驗一致。

CFD 模擬中推進效率的變化來自船殼效率與螺槳單獨效率，其中船殼效率使用推減係數和跡流係數計算，我們可以透過流場分析，探討這兩係數的物理機制。將螺槳截面之軸向流速分佈，繪製為等高線圖，結果如圖 64 所示，由上而下分別為名義跡流、11、12、13、14、15 rps。截面之顏色表示正規化之軸向流速。

從流場直接取出來的流速為有效跡流與螺槳誘導速度的總合。隨著轉速提

doi:10.6342/NTU202402941

高，有效跡流速度亦提高，這也代表跡流係數w下降；同時螺槳負荷提高，誘導速度也上升。兩種效果疊加使總跡流速顯著提高。12 點鐘方向因為靠近艉底板，因此流速較低，螺槳的效率損失更大。

由於推減係數來自於螺槳誘導船體之阻力增量，圖 65 為無因次化艉部動壓及無因次化流速圖，由上而下分別為 11、12、 13、 14、 15 rps 之條件，各轉速下船身之動壓已與裸船之動壓相減，並以顏色表示壓力係數。理想流預估艉部為高壓停滯點，往艏部壓力逐漸降低。在螺槳影響下，致動盤前方的吸力面低壓使得船艉壓力下降，因此隨著轉速增加，圖中的藍色區域也逐漸變大。

當螺槳轉速上升時，高壓會被吸力面之低壓中和，使船艉壓力變低，壓差阻力變高，意即阻力隨之增加。推減係數定義為船體阻力增量對螺槳推力的比值，由圖 60 可知，推力和阻力增量同時上升，而推力上升速度較快，造成推減係數下降。

透過式(39)、(40)計算出阻力-推進效率相依係數ζ_P及馬力-轉速相依係數ζ_N，將模擬之數據推估至實船尺度，對應實船船速 V_S =15.98 kn 之結果如表 38 所示。各轉速下之$\frac{\Delta R}{R_{TS}}$、$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$、$\frac{\Delta P_D}{P_D}$、$\frac{\Delta N}{N}$如表 39 所示。以$\frac{\Delta R}{R_{TS}}$為橫軸，$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$為縱軸繪製折線圖可得圖 66 之結果，該折線通過自推點(0, 1)。透過二次趨勢線擬合，取(0, 1)的切線斜率可得到該船速下之ζ_P為-0.1153，其意義為：當阻力上升一倍時，推進效率下降 12 %；以$\frac{\Delta P_D}{P_D}$為橫軸，$\frac{\Delta N}{N}$為縱軸繪製折線圖可得圖 67，該折線通過自推點(0, 0)。透過二次趨勢線擬合，取原點的切線斜率可得 ζ_N 為 0.2874，其意義為：當主機馬力上升一倍時，螺槳轉速上升 29 %。

4.3 試驗與模擬結果討論

將試驗及 CFD 模擬之各推進係數合併於同一折線圖可得圖 68 至圖 71 之結果，可以發現兩者之變化趨勢一致。在相同之轉速下，CFD 模擬之結果與船模試驗相比，具有較小之阻力 R及較大之螺槳推力 T 。較大之推力即意味著較大的推力係數K_T，由於試驗和模擬所使用之 K-J Chart 相同，因此同轉速的條件下，CFD 模擬相較於船模試驗有較小的前進係數 J。

由圖 69 可以發現在相同轉速下，CFD 模擬具有較試驗相比更大之跡流係數 w ，代表入流速度較試驗之值更慢，所得之自推點轉速也較小；推減係數 t 則是試驗之值較大。由圖 71 比較兩者間的推進效率，可以發現船殼效率η_H差距較

doi:10.6342/NTU202402941

大，螺槳單獨效率及準推進效率則十分相近。船模試驗及 CFD 模擬之阻力-推進效率相依係數 ζ_P 分別為-10.18 %及-11.53 %，兩者誤差為-13.26%，將兩者繪於同一圖中可得圖 72 之結果；馬力-轉速相依係數 ζ_N 則分別為 28.01 %及 28.74 %，兩者誤差為 2.61%，折線圖如圖 73 所示。可以發現試驗與模擬所獲得之兩變負荷相依係數十分相近，說明模擬結果具一定之準確性及參考價值。

透過將試驗與模擬進行比較可以發現兩者之推進因子、推進效率的變化趨勢及變負荷相依係數十分相近，說明使用致動盤模型一定程度還原真實螺槳造成的水動力現象，且模擬變負荷試驗的結果也具有一定之可信度。

doi:10.6342/NTU202402941

第五章 結論及建議

5.1 結論

本研究之目的在分析排水型船於變動負荷中的推進效率。船型採用一油輪船模，分別進行船模試驗及 CFD 模擬。船模試驗以零推力點至零拖力點為試驗範圍，CFD 則使用致動盤進行模擬，使用體積力螺槳法，以自推條件為參考，分別計算更高與更低的兩組負荷，透過給定螺槳的轉速，ITTC 建議之迭代過程也得以省略，在減少計算時間的同時也能更好地顯現不同負載所造成的推進係數影響。

由船模試驗可以發現四組船速由慢至快的阻力-推進效率相依係數 ζ_P 為-33.08 %、-18.58 %、-19.95 %、-10.18 %，馬力-轉速相依係數 ζ_N 則分別為 24.01 %、24.8 %、24.72 %、28.01 %，兩係數皆有增加的趨勢，船速-轉速效率相依係數為 41.12%。

由變負荷試驗可以發現，當船體阻力增加時，為維持相等船速，螺槳轉速也會隨之提高，導致螺槳推力、螺槳推力係數提升，前進係數、推減係數和跡流係數則有下降的趨勢。船體阻力上升時，船殼效率與螺槳單獨效率皆下降，於船模試驗中螺槳對轉效率亦有下降的趨勢，進而導致三者之乘積——準推進效率亦下降。

將試驗與模擬進行比較可以發現兩者之推進因子、推進效率的變化趨勢及兩變負荷相依係數十分相近，由 $V_m = 1.30$ m/s 推估至實船尺度之阻力-推進效率相依係數 ζ_P 誤差為-13.26%，馬力-轉速相依係數 ζ_N 之誤差為 2.61%，皆在可接受範圍，驗證了模擬的可信度，也說明致動盤模型在模擬變負荷試驗上是可行且有一定之準確度。

5.2 建議

本研究主要針對一球艏油輪船模及與其搭配之 B 系列螺槳進行船模試驗，未來除了可藉由增加各試驗的組數來減少誤差外，也可對不同種類的船型和螺槳進行船模試驗和 CFD 模擬，以計算變負荷相依係數，了解不同船型、馬達和螺槳之間的搭配性能，並應用於 EEDI 的計算中。

doi:10.6342/NTU202402941

備註

本研究中之研究數據為我與陳信宏共同進行船模試驗的操作和資料的初步整理獲得。儘管基於相同之研究數據，但我們分別對其進行不同的分析和後續處理，以用於探討各自在論文研究上的問題，因此兩篇論文在內容及研究方法上皆具有獨立性，並無抄襲的嫌疑，希望讀者能夠理解並消除抄襲之疑慮。

doi:10.6342/NTU202402941

參考文獻

[1] International Towing Tank Conference (2021). ITTC-Recommended Procedures and Guidelines 1978 ITTC Performance Prediction Method 7.5-02-03-01.4.

[2] International Maritime Organization (2023). Strategic plan for the organization for the six-year period 2024 to 2029 Assembly 33rd session Agenda item 8(a).

[3] Berthelsen, F. H., & Nielsen, U. D. (2021). Prediction of ships' speed-power relationship at speed intervals below the design speed. Transportation Research. Part D: Transport & Environment, 99, Article 102996. https://doi.org/10.1016/j.trd.2021.102996

[4] Machado, T.A. (2018). Internship and master thesis : Self-propulsion CFD calculations using the Continental Method.

[5] International Towing Tank Conference (2021). ITTC-Recommended Procedures and Guidelines Propulsion/Bollard Pull Test 7.5-02-03-01.1.

[6] Ahmed, Y. M., Yaakob, O., Rashid, M. F. A., & Elbatran, A. H. (2015). Determining Ship Resistance Using Computational Fluid Dynamics (CFD). Journal of Transport System Engineering. 2. 20-25.

[7] Jasak, H., Vukčević, V., Gatin, I., & Lalovič, I. (2019). CFD validation and grid sensitivity studies of full scale ship self propulsion. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 11. 10.1016/j.ijnaoe.2017.12.004.

[8] Dadhich, V., & Kumar, R. (2019). Numerical analysis of wing-tip mounted propeller interaction using actuator disk model. 21st Annual CFD Symp, Bangalore.

[9] CONWAY, J. T. (1998). Exact actuator disk solutions for non-uniform heavy loading and slipstream contraction. Journal of Fluid Mechanics, 365, 235–267. doi:10.1017/S0022112098001372.

[10] Wu, P.-C. (2022). CFD body force propeller model with blade rotational effect. Appl. Sci. 12, 11273. https://doi.org/10.3390/app122111273

[11] Hsin, C.-Y., Lin, C.-T., Lee, C.-P., Lin, C.-C., & Chen, J.-H. (2016). Study of the wave effects on propeller performance by computations. J. Taiwan Soc. Nav. Archit. and Mar. Eng. 35, 185–197.

[12] International Towing Tank Conference (2021). ITTC-Recommended Procedures and Guidelines Resistance Test 7.5-02-02-01.

doi:10.6342/NTU202402941

[13] Alfonsi, G. (2009). Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations for Turbulence Modeling. Applied Mechanics Reviews - APPL MECH REV. 62. 10.1115/1.3124648.

[14] Hirt, C. W., & Nichols, B. D. (1981). Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundarie.s J. Comput. Phys. 39, 201–225.

[15] Siemens Star-CCM+ user manual, ver. 2020.1.

[16] Goldstein, S. (1929). On the vortex theory of screw propellers. Proc. R. Soc. Lond. A123440–465. https://doi.org/10.1098/rspa.1929.0078.

[17] Yeh, T.-H., Chen, S.-H., Lin, T.-Y., & Chau, S.-W. (2023a). Numerical Investigation of the Propulsive Efficiency of a Containership under Load Variation. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., 1288, 012058.

[18] Yeh, T.-H., Chen, S.-H., Lin, & T.-Y. (2023b). Numerical Investigation of the Propulsive Efficiency of a Containership under Load Variation. Proceedings of 10th PAAMES and AMEC 2023, Kyoto, Japan.

[19] Liao, J.-K. (2016). Experimental Study on Energy Efficiency Design Index by Using Free Running Model Test. National Taiwan University Department of Engineering Science and Ocean Engineering Master Thesis.

[20] Lee, C.-M., Seo, J.-H., Yu, J.-W., Choi, J.-E., Lee, I. (2019). Comparative study of prediction methods of power increase and propulsive performances in regular head short waves of KVLCC2 using CFD. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 11. 10.1016/j.ijnaoe.2019.02.001.

doi:10.6342/NTU202402941

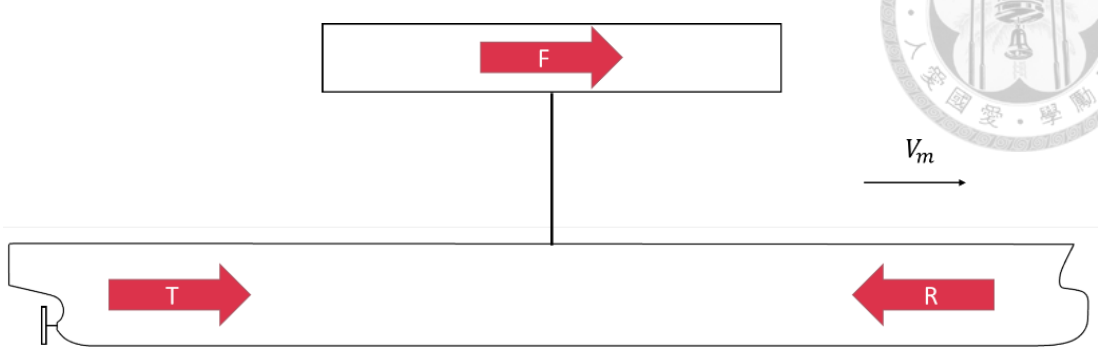

圖 1　推進試驗之示意圖

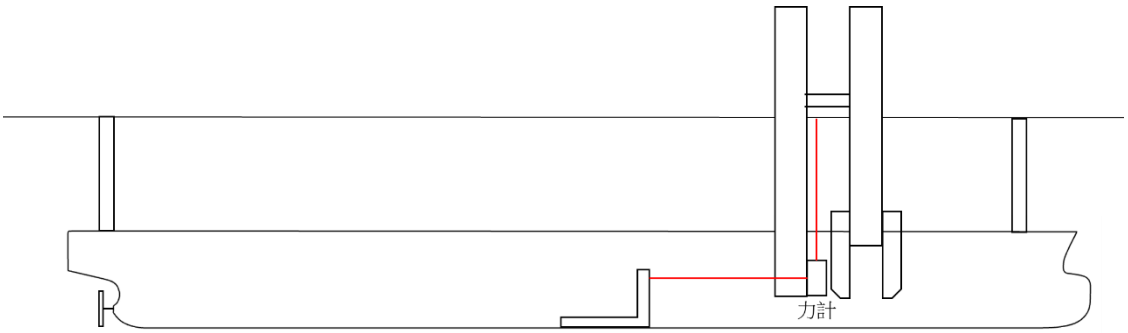

圖 2　英式法之試驗架構

doi:10.6342/NTU202402941

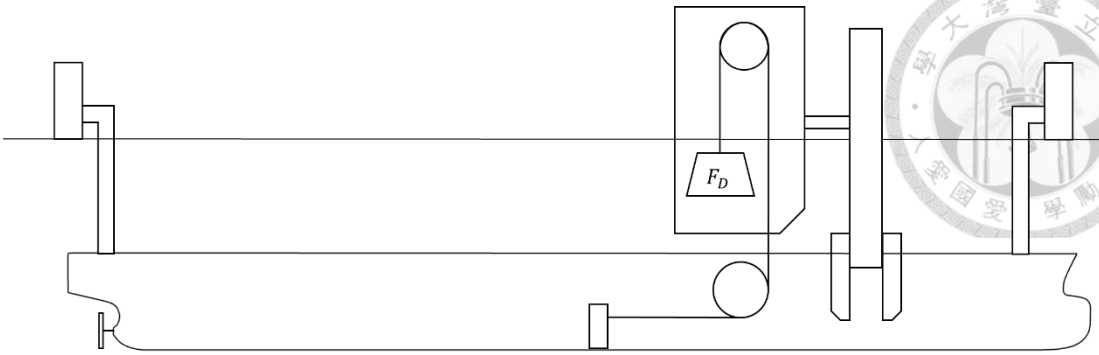

圖 3　歐式法之試驗架構

圖 4　船模外觀

doi:10.6342/NTU202402941

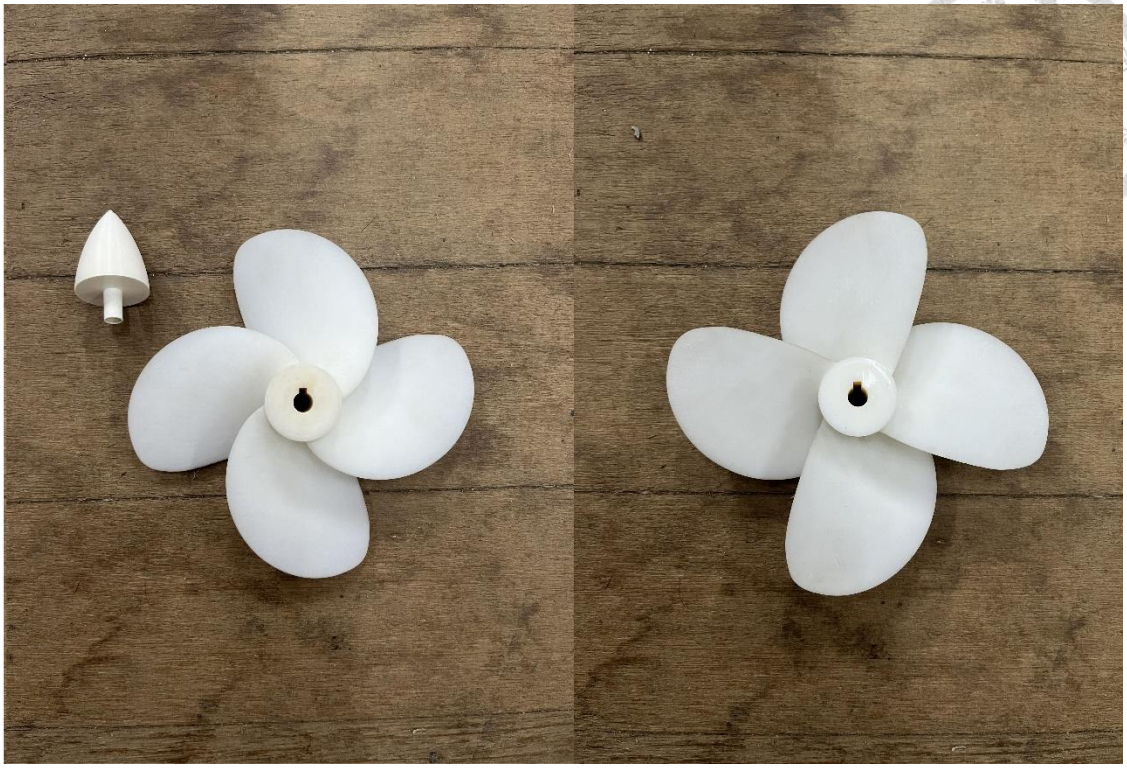

圖 5　螺槳外觀 正面(左) 背面(右)

doi:10.6342/NTU202402941

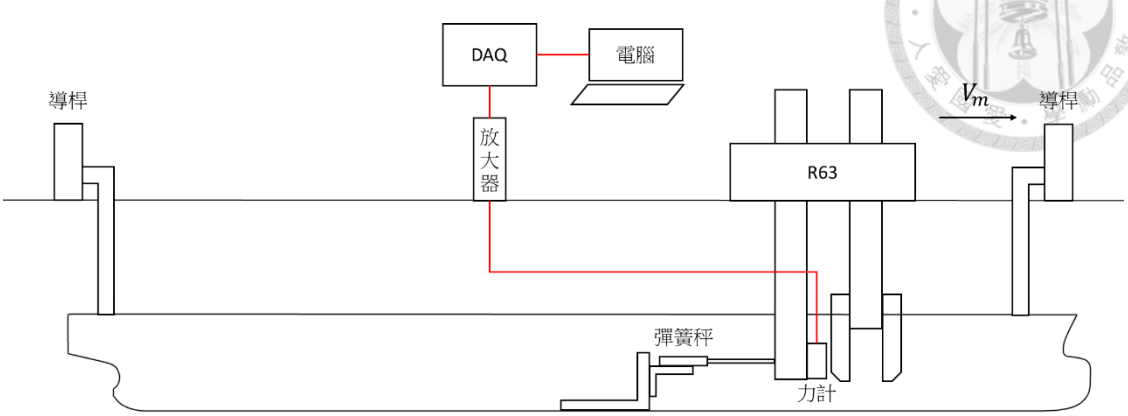

圖 6　推進試驗架構示意圖

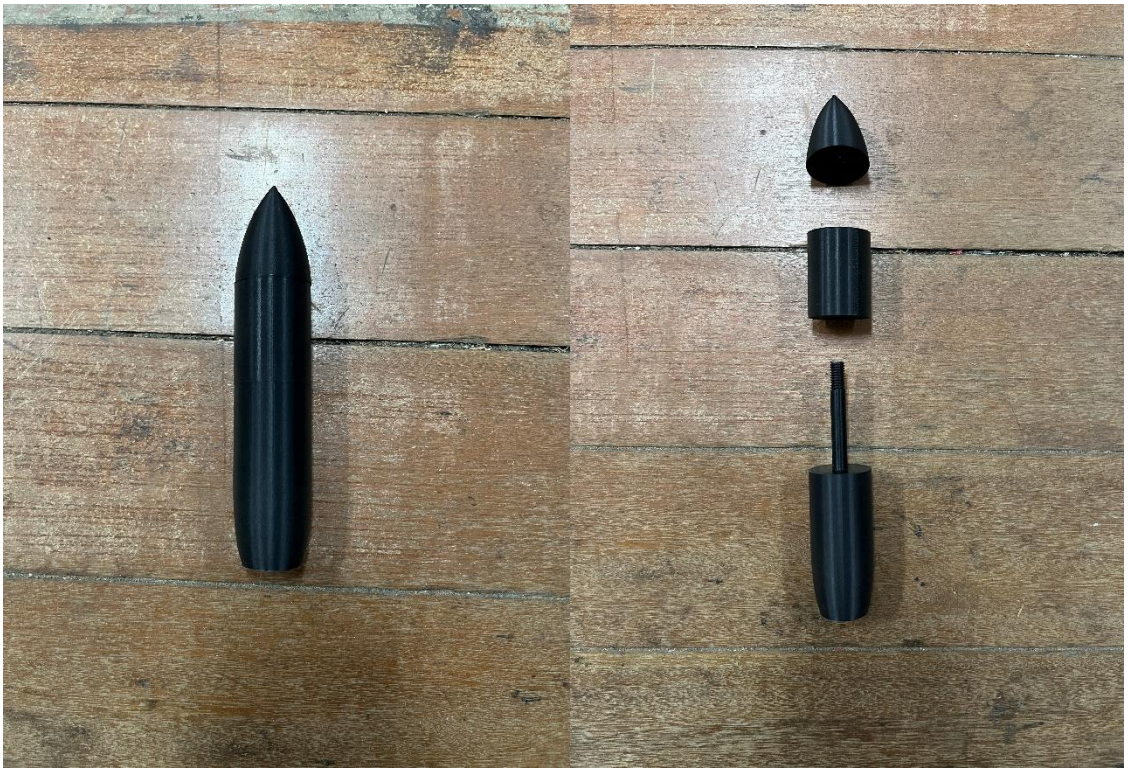

圖 7　單獨螺槳性能試驗之加長機構

doi:10.6342/NTU202402941

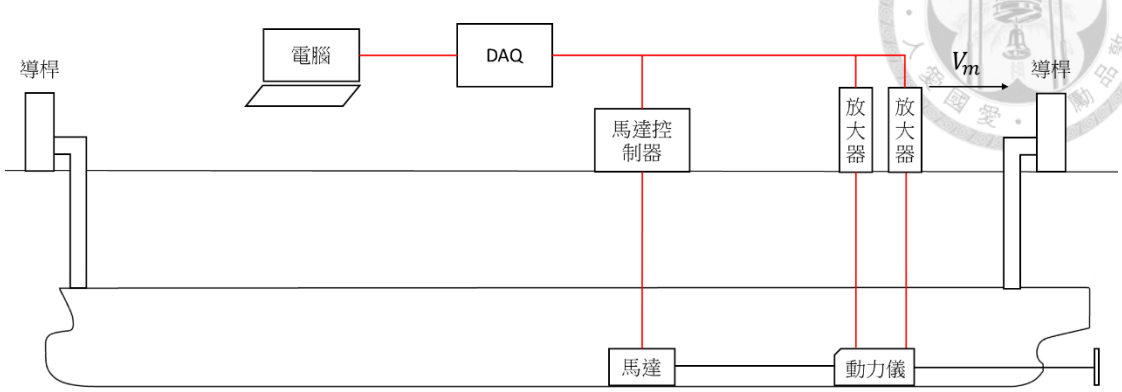

圖 8　單獨螺槳性能試驗架構示意圖

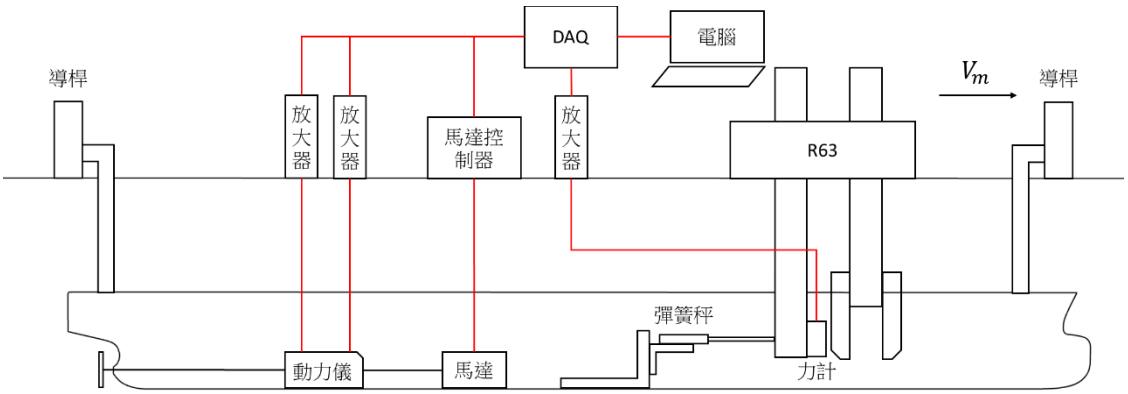

圖 9　推進試驗架構示意圖

doi:10.6342/NTU202402941

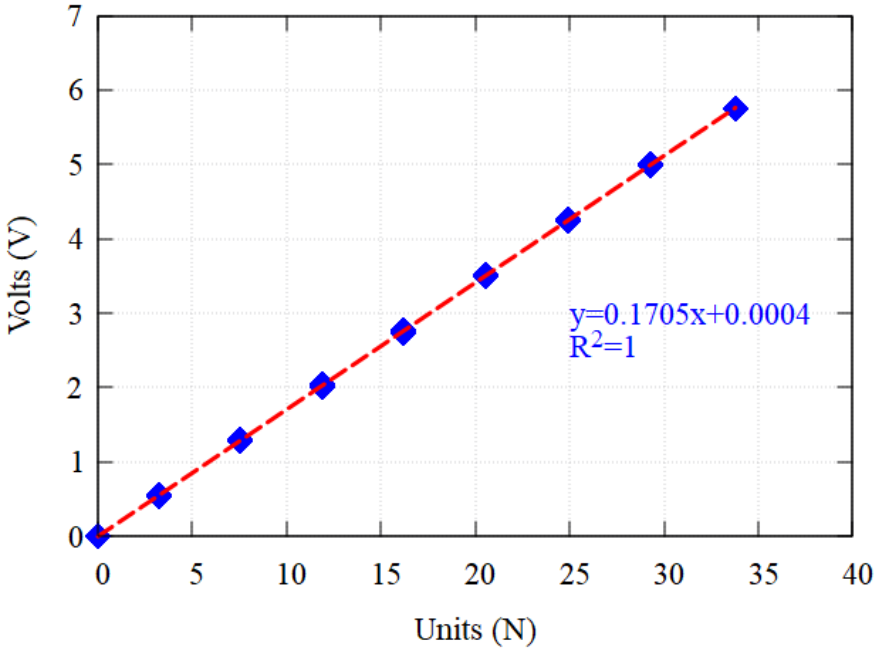

圖 10　5 公斤重阻力計之校正斜率 1

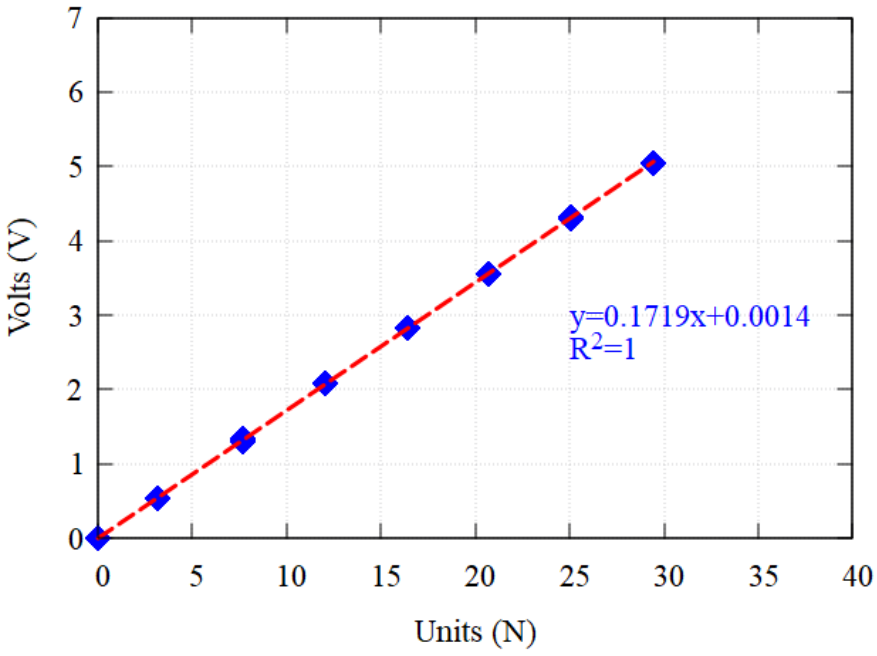

圖 11　5 公斤重阻力計之校正斜率 2

doi:10.6342/NTU202402941

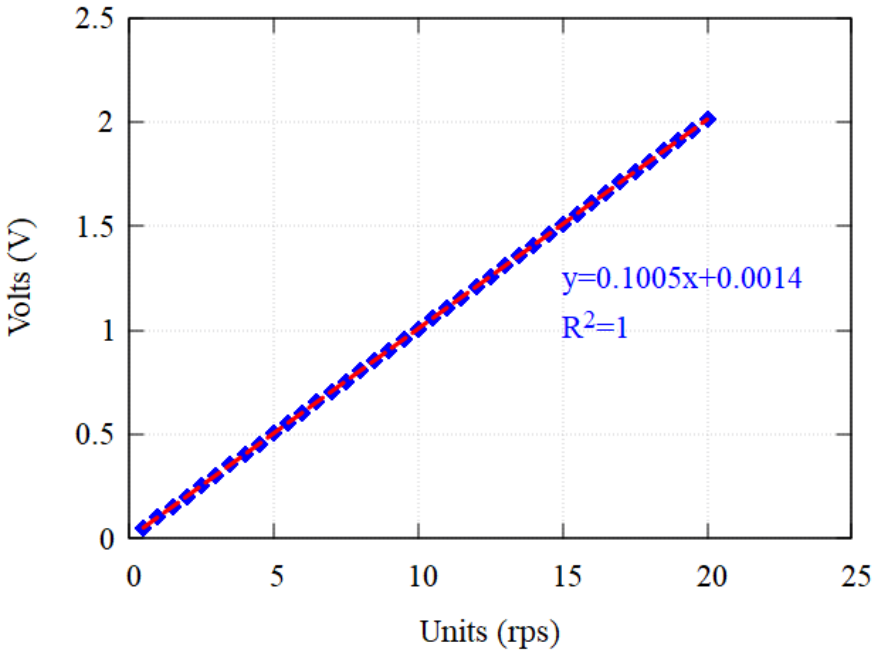

圖 12　馬達轉速校正斜率(順時針)

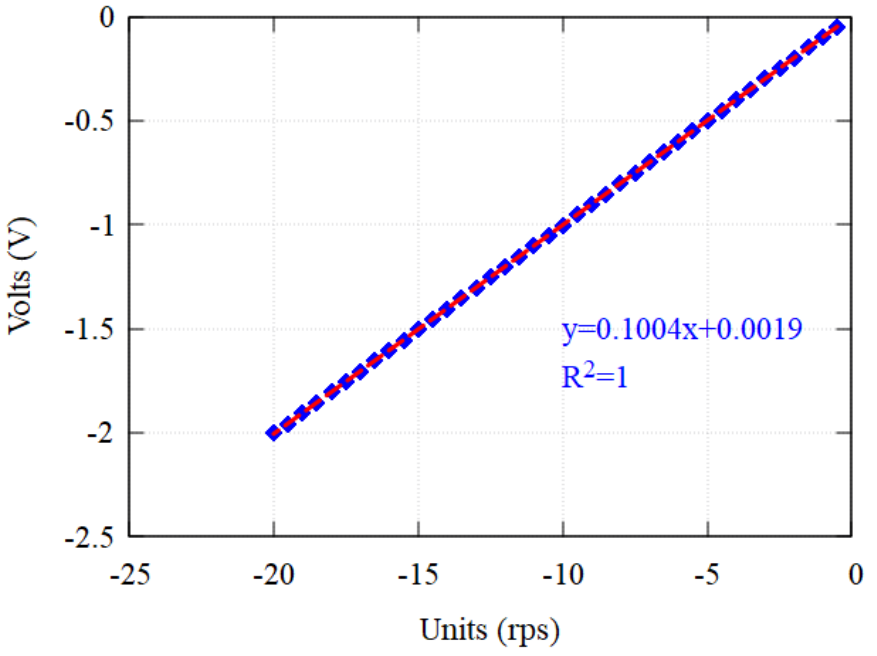

圖 13　馬達轉速校正斜率(逆時針)

doi:10.6342/NTU202402941

圖 14　R42 動力儀推力測量架設圖

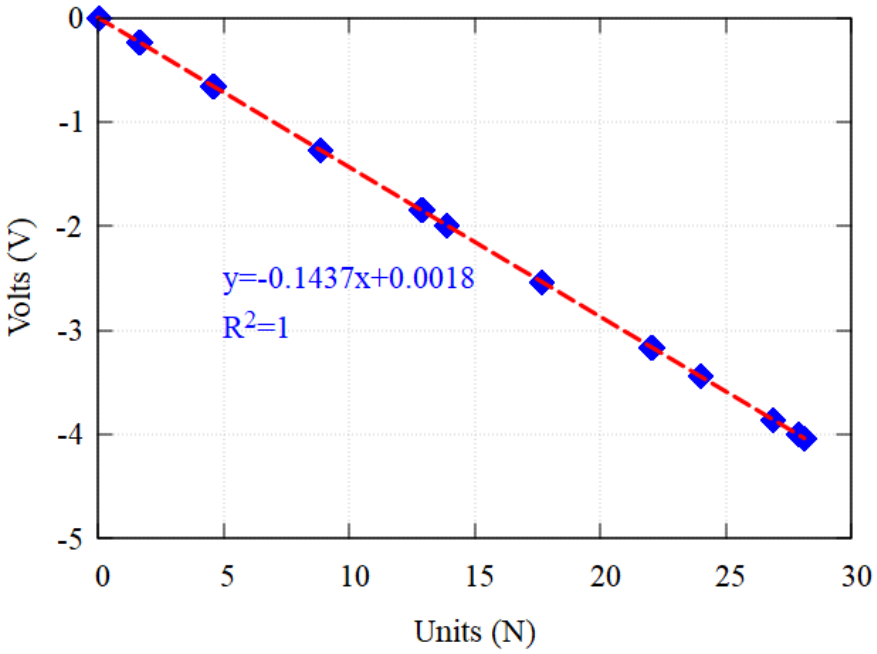

圖 15　R42 動力儀推力校正斜率

doi:10.6342/NTU202402941

圖 16　R42 動力儀扭矩測量架設圖

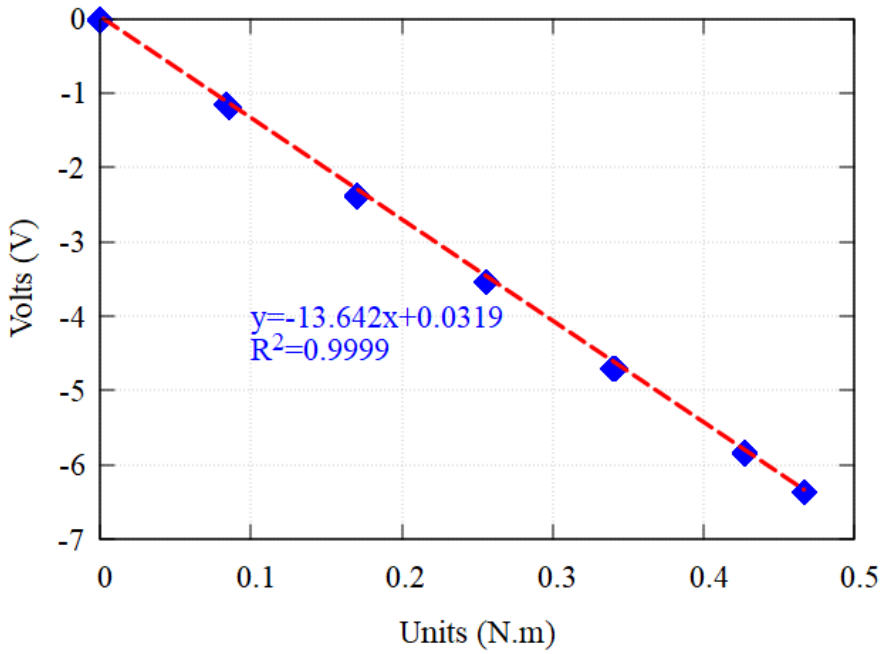

圖 17　R42 動力儀扭矩校正斜率(順時針)

doi:10.6342/NTU202402941

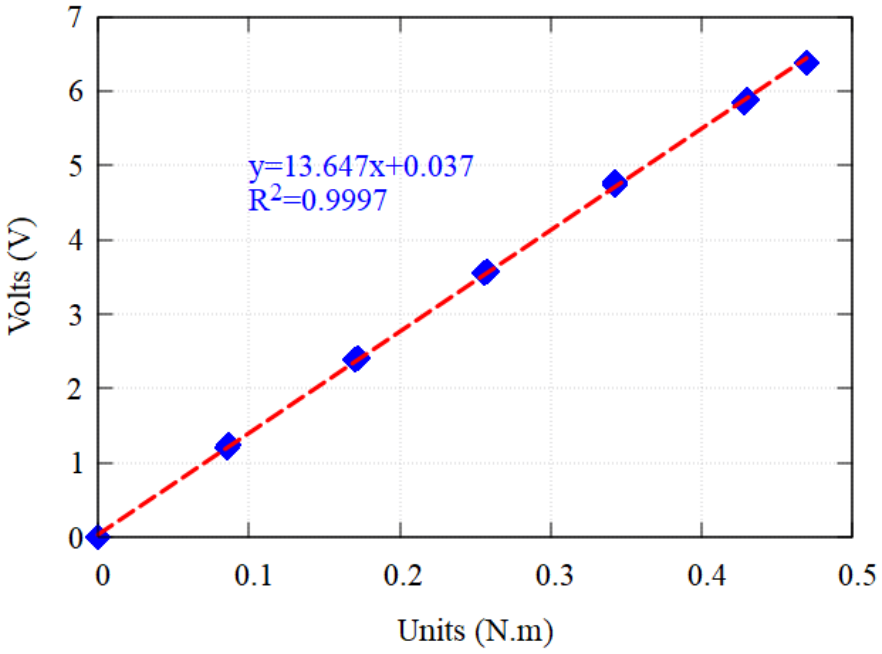

圖 18　R42 動力儀扭矩校正斜率(逆時針)

doi:10.6342/NTU202402941

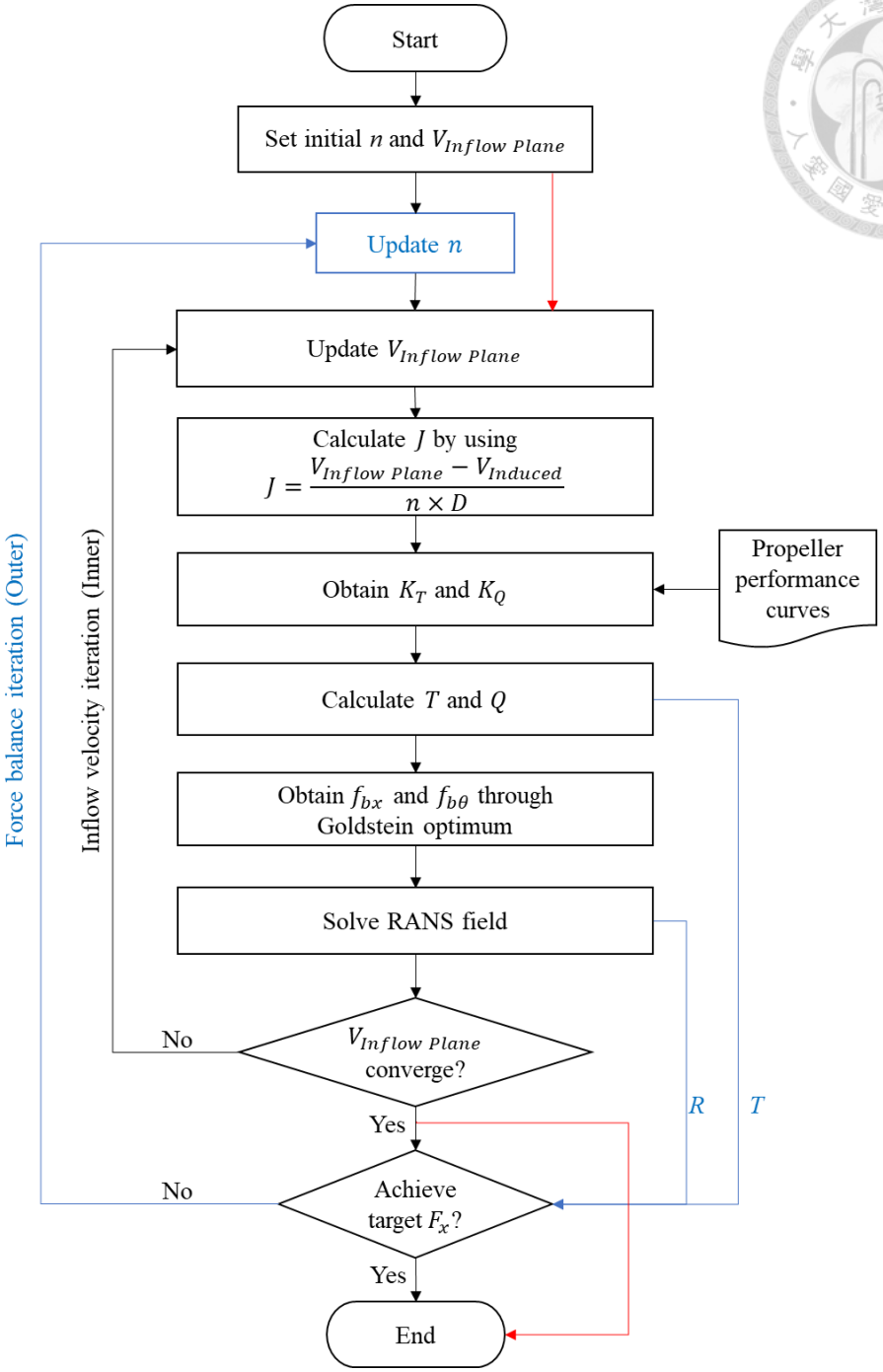

圖 19　ITTC 之變負荷操作流程

doi:10.6342/NTU202402941

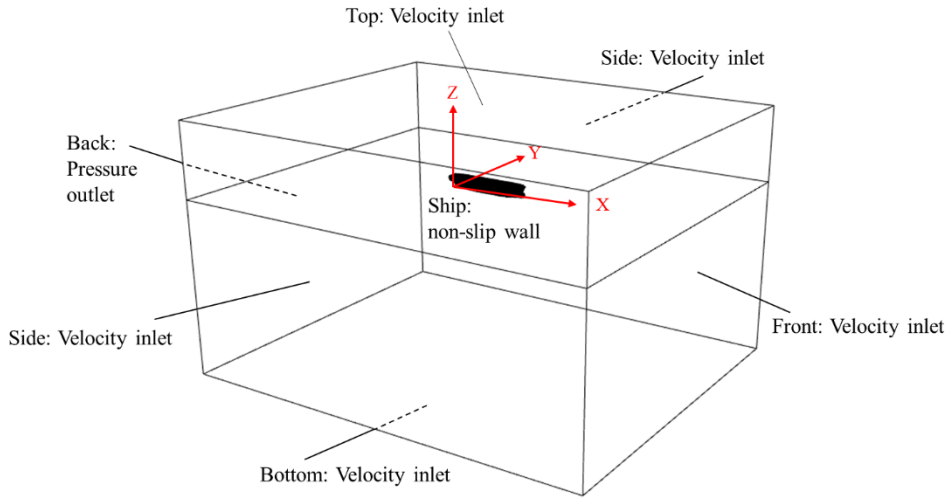

圖 20　流域與邊界條件

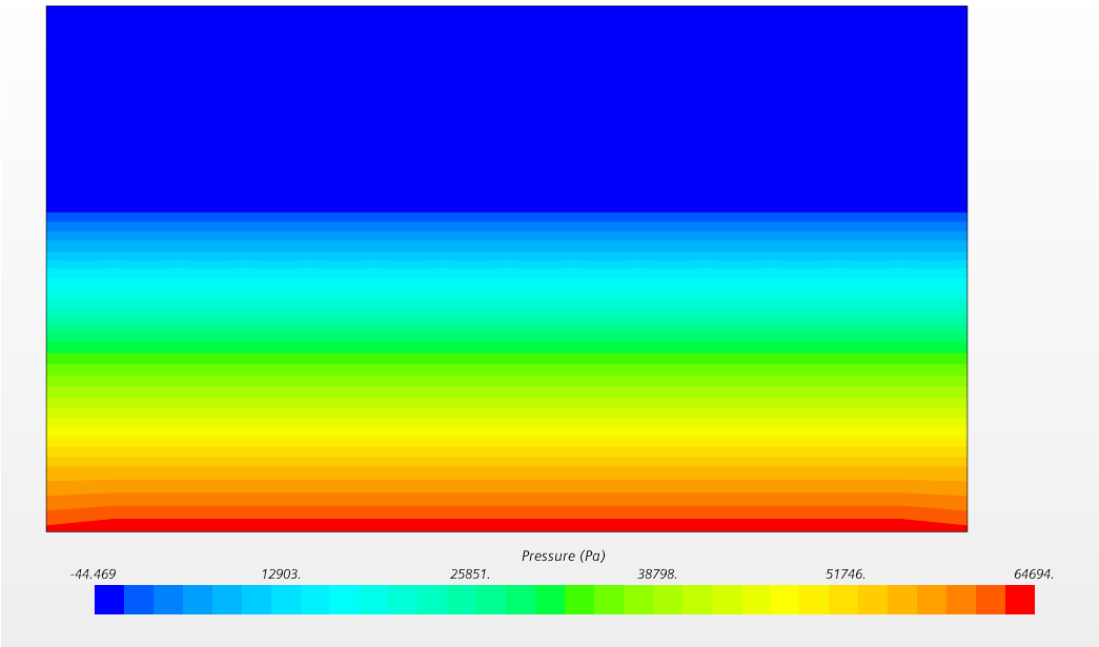

圖 21　流域出口面之壓力圖

doi:10.6342/NTU202402941

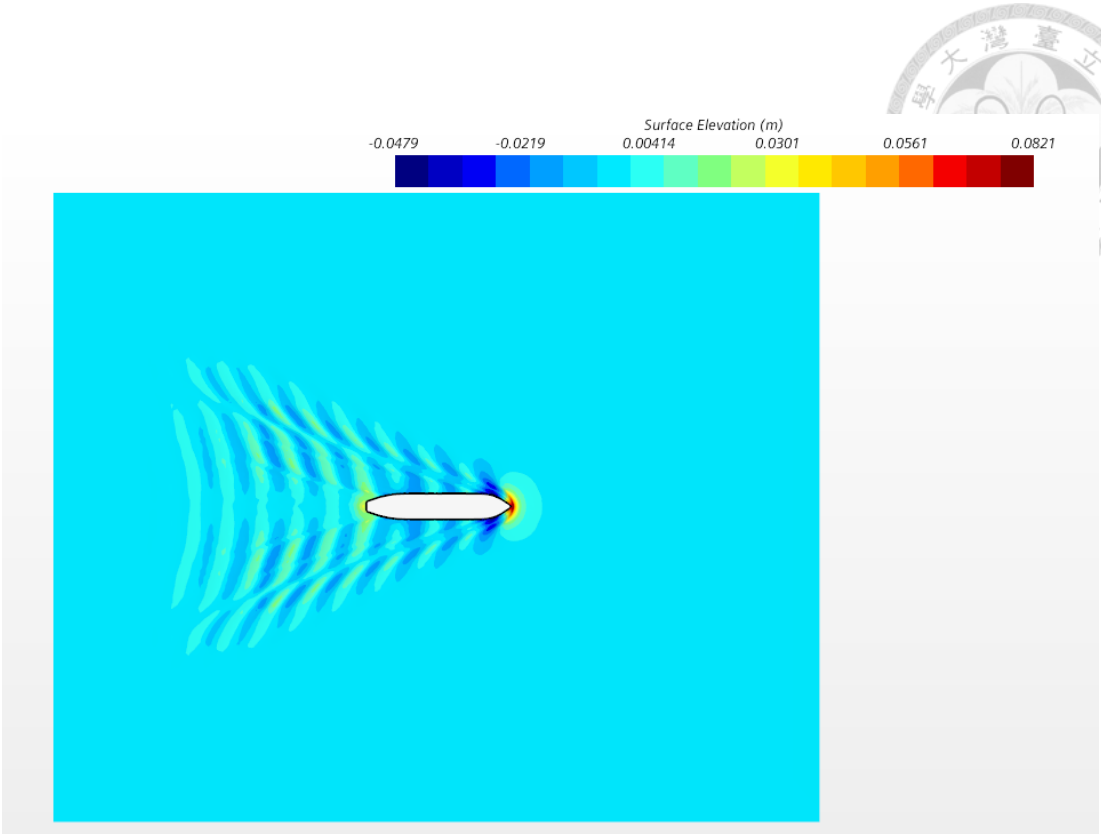

圖 22　自由液面波高圖

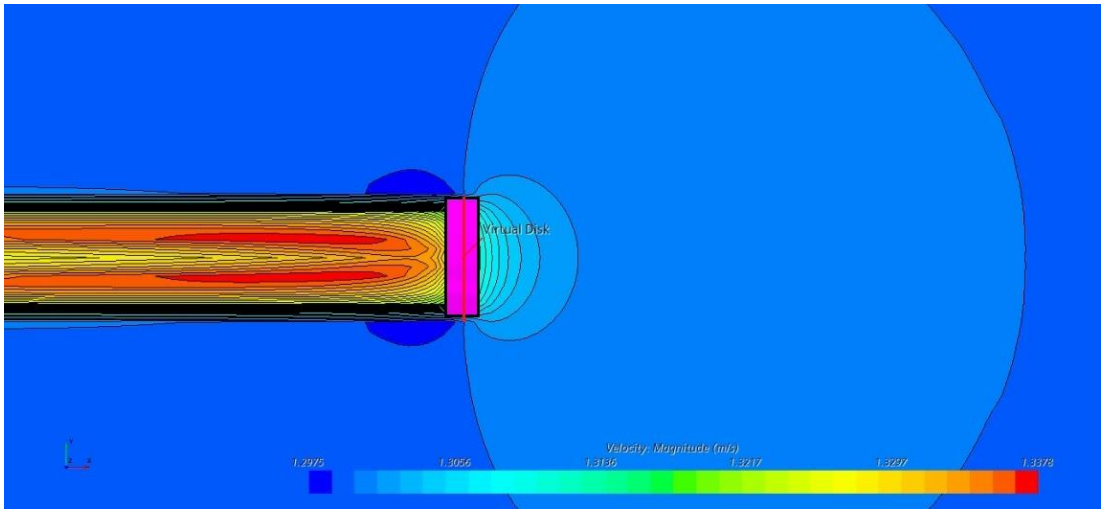

圖 23　CFD 單獨螺槳性能試驗之流場

doi:10.6342/NTU202402941

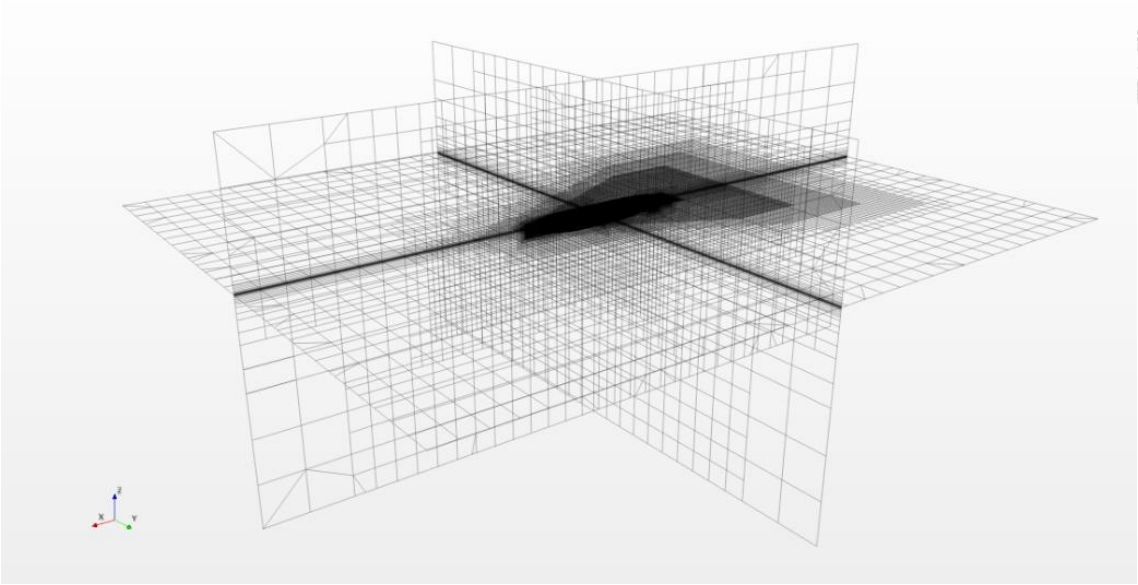

圖 24　網格設置

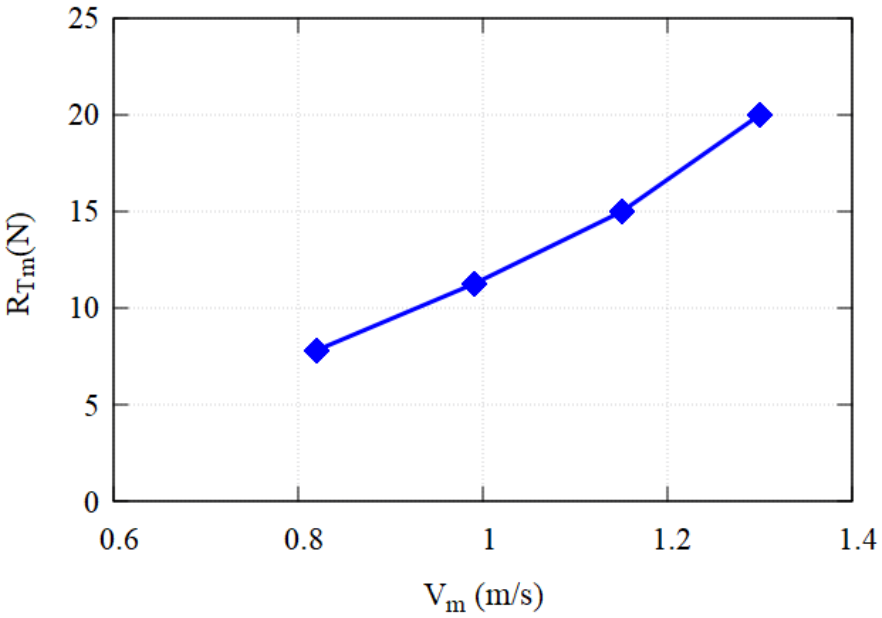

圖 25　裸船阻力R_{Tm}隨模船船速V_m變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

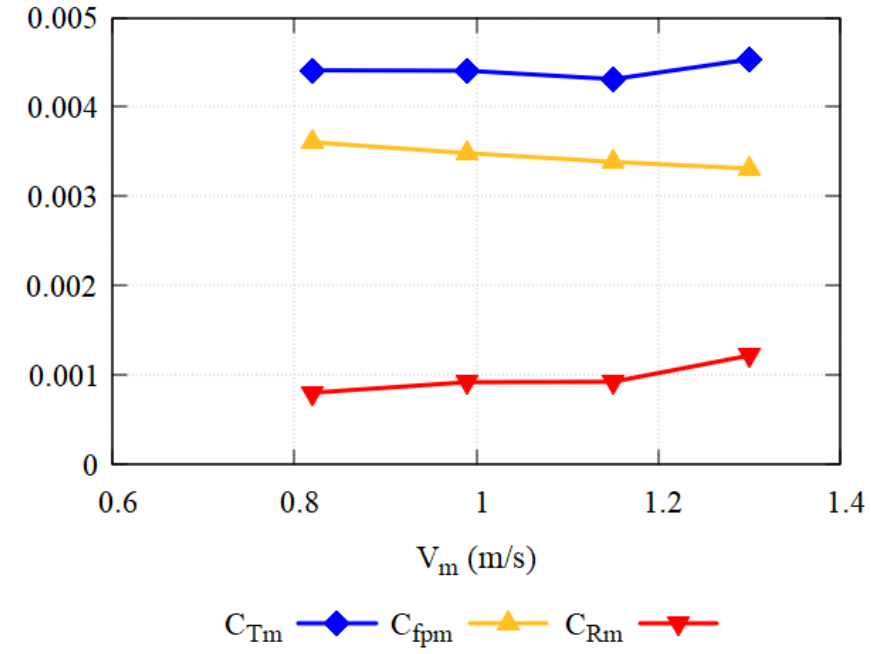

圖 26　C_{Tm}、C_{fpm}、C_R對模船船速V_m變化圖

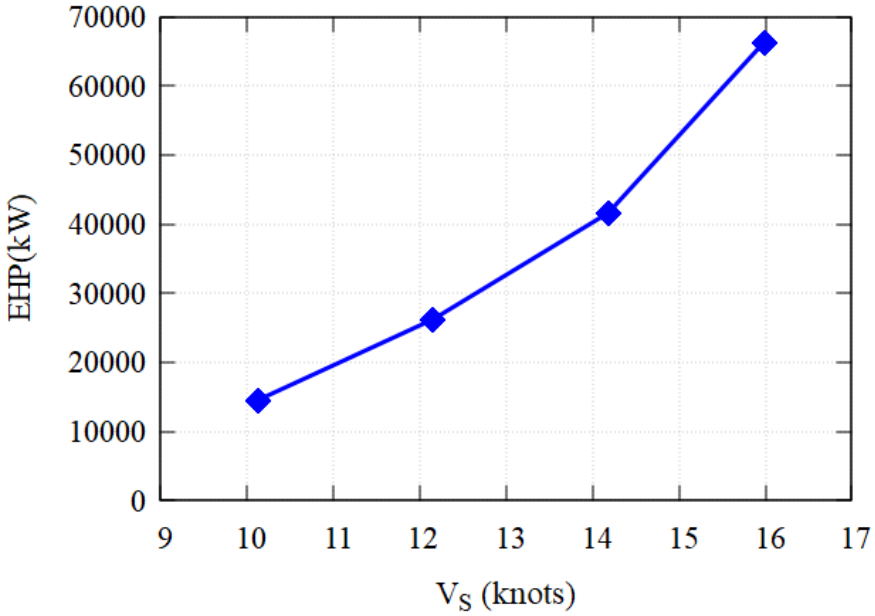

圖 27　有效馬力EHP對實船船速V_S變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

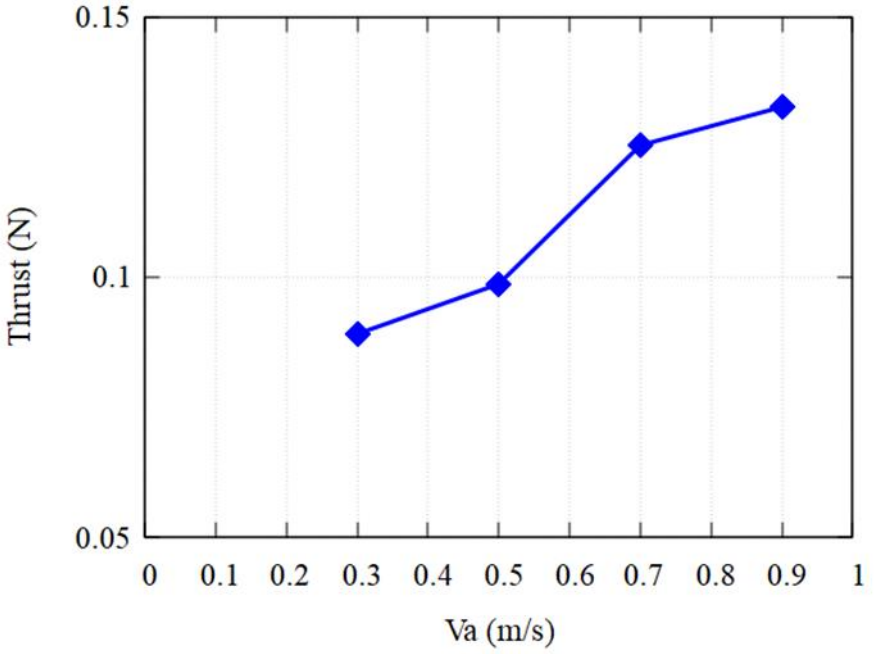

圖 28　螺槳單獨性能試驗各入流速度下之軸阻力

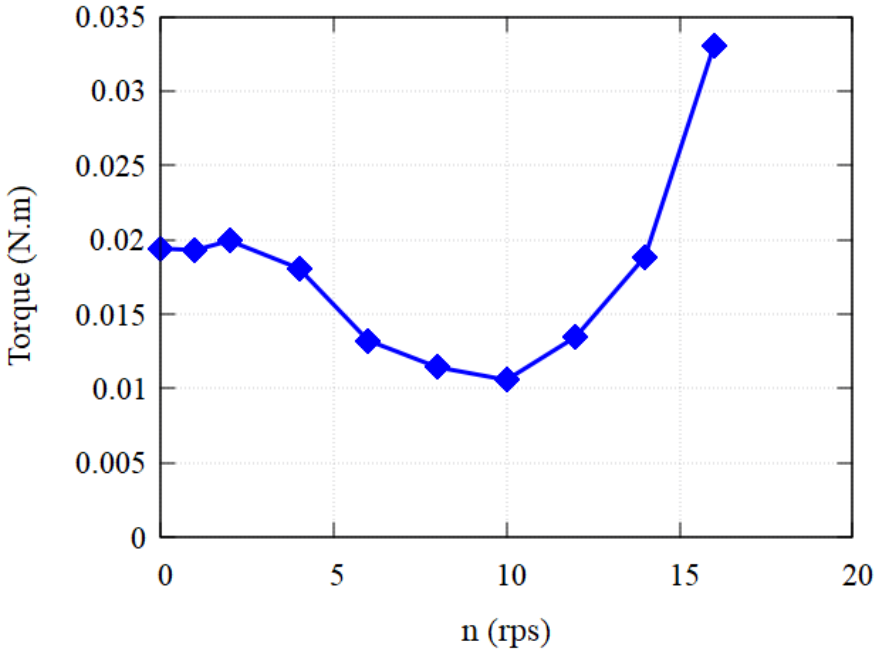

圖 29　螺槳單獨性能試驗各轉速下之軸摩擦扭矩

doi:10.6342/NTU202402941

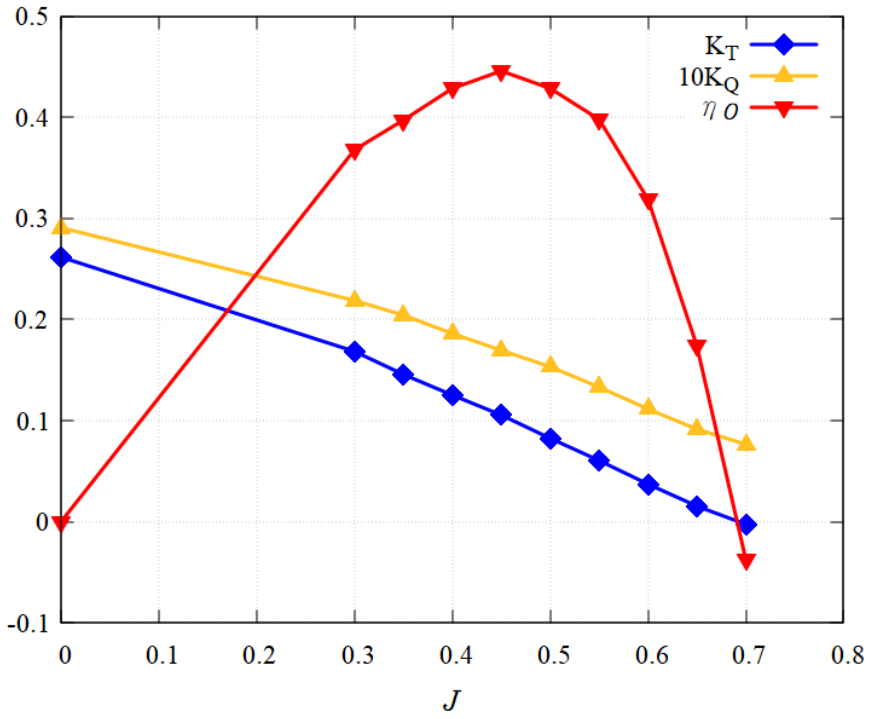

圖 30　螺槳單獨性能曲線表

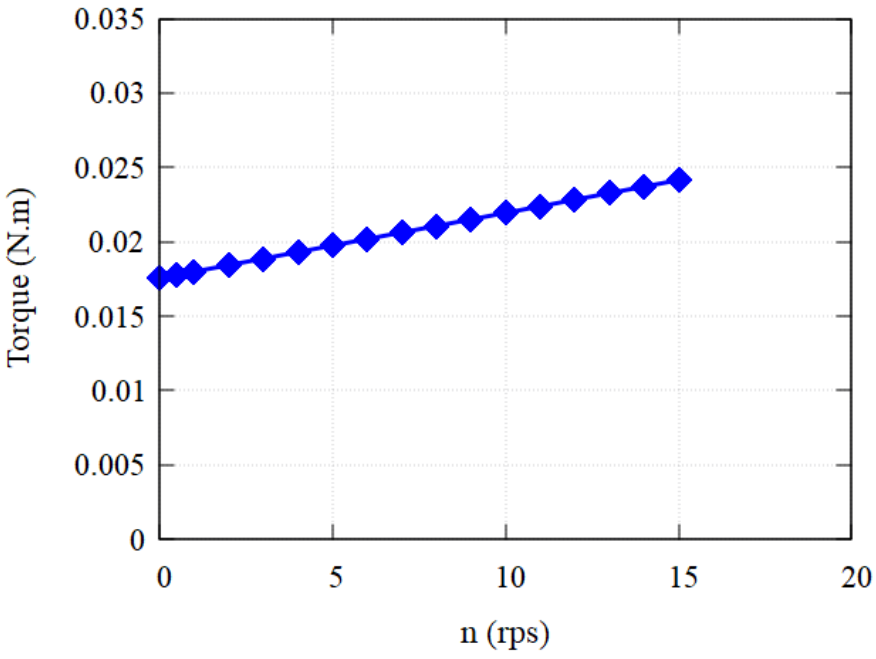

圖 31　推進試驗各轉速下之軸摩擦扭矩

doi:10.6342/NTU202402941

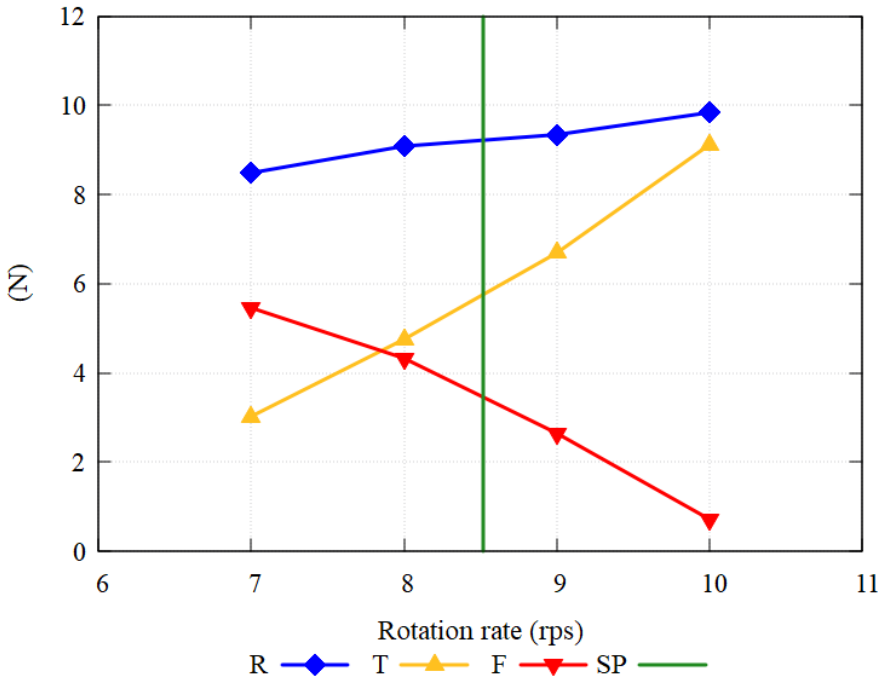

圖 32　0.82 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖

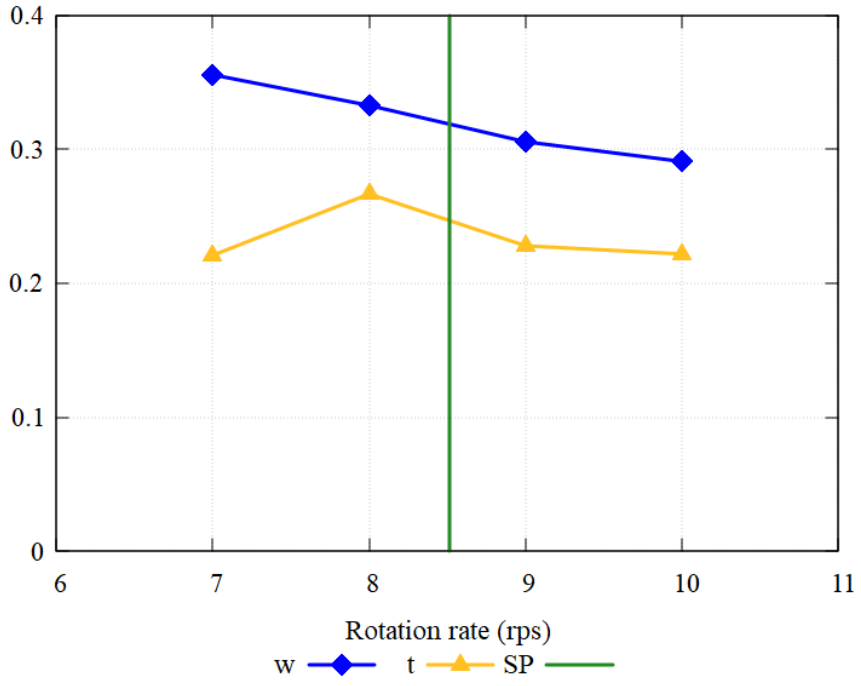

圖 33　0.82 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

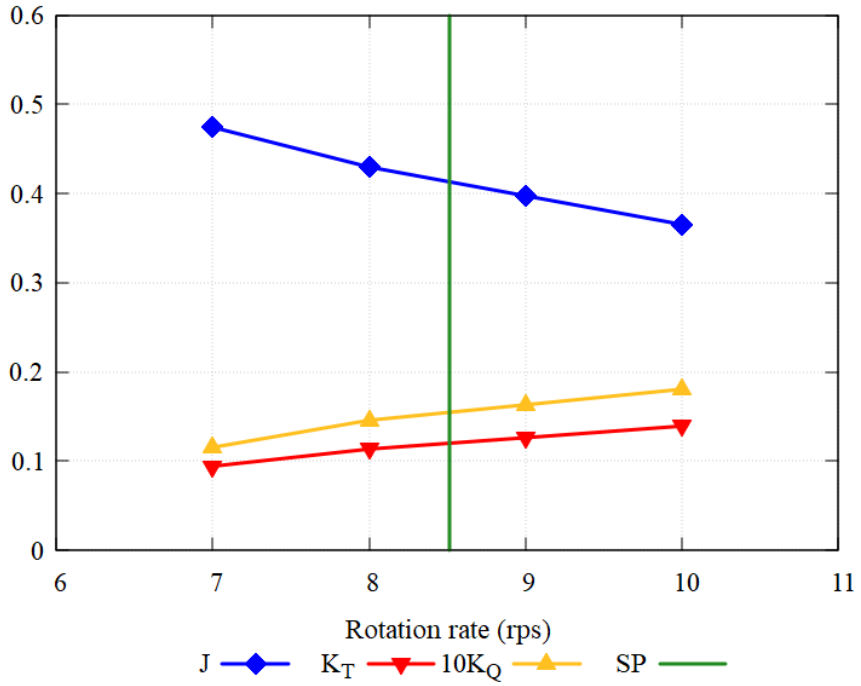

圖 34　0.82 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖

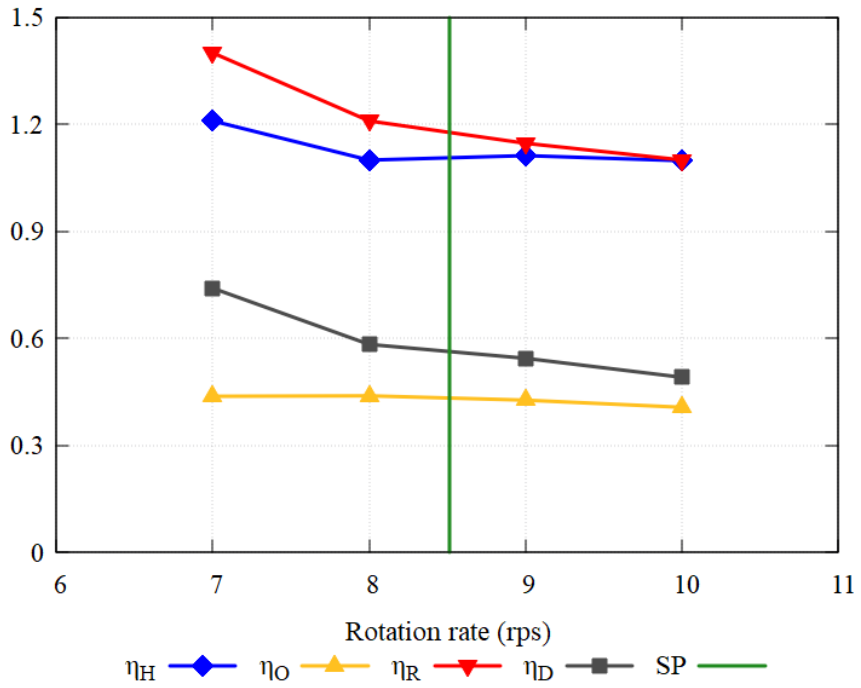

圖 35　0.82 m/s 船速下η_H、η_O、η_R、η_D對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

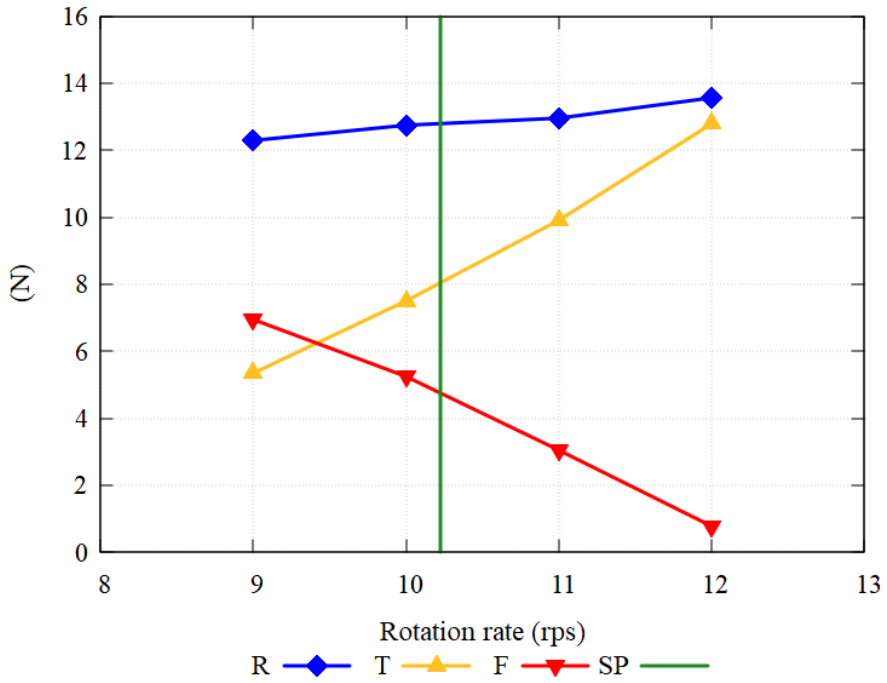

圖 36　0.99 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖

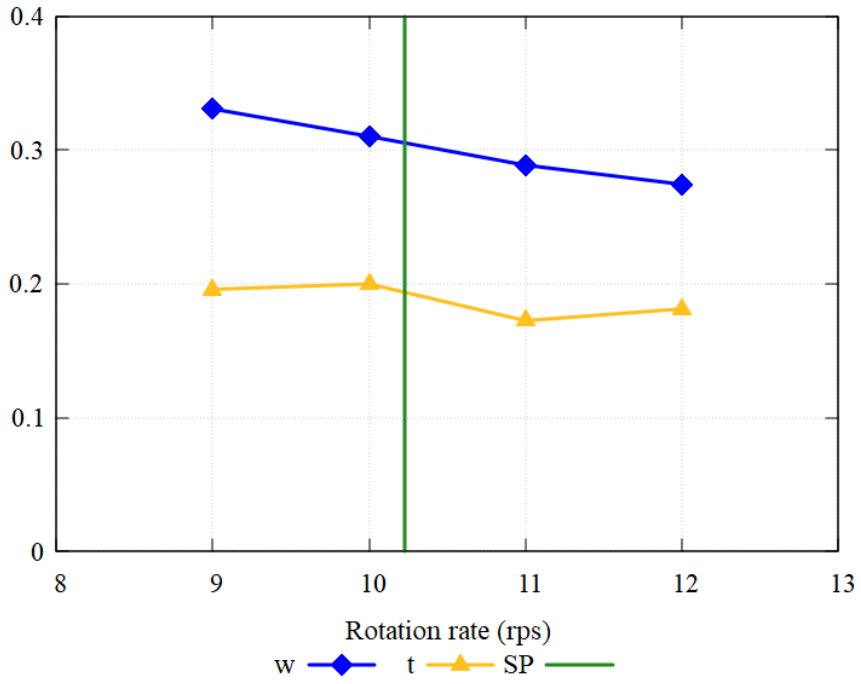

圖 37　0.99 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

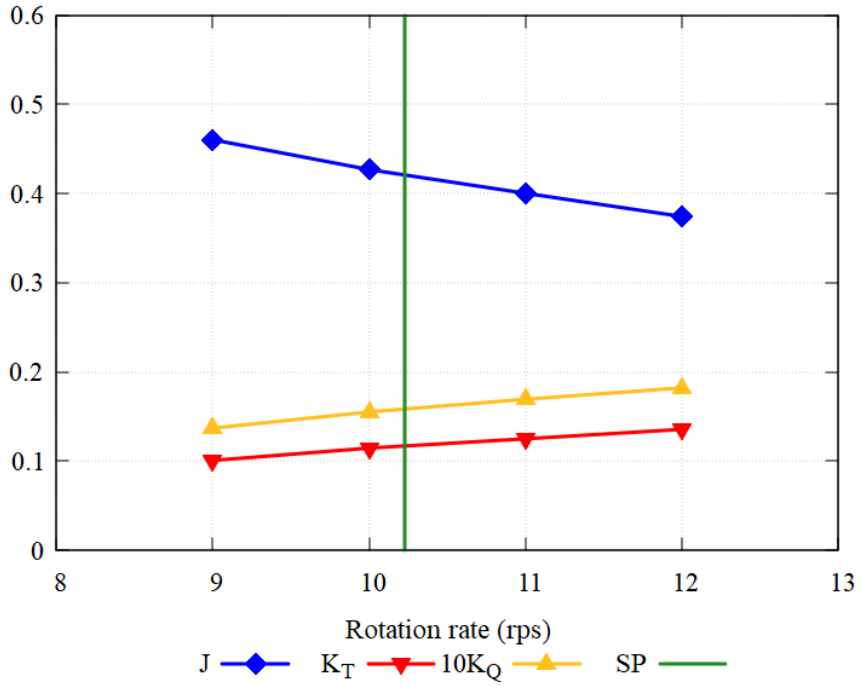

圖 38　0.99 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖

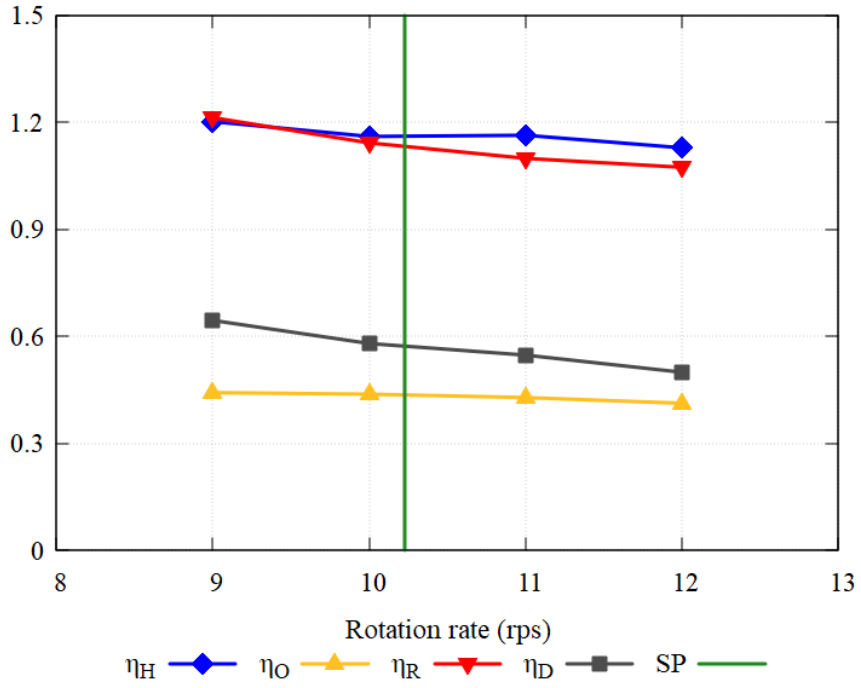

圖 39　0.99 m/s 船速下η_H、η_O、η_R、η_D對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

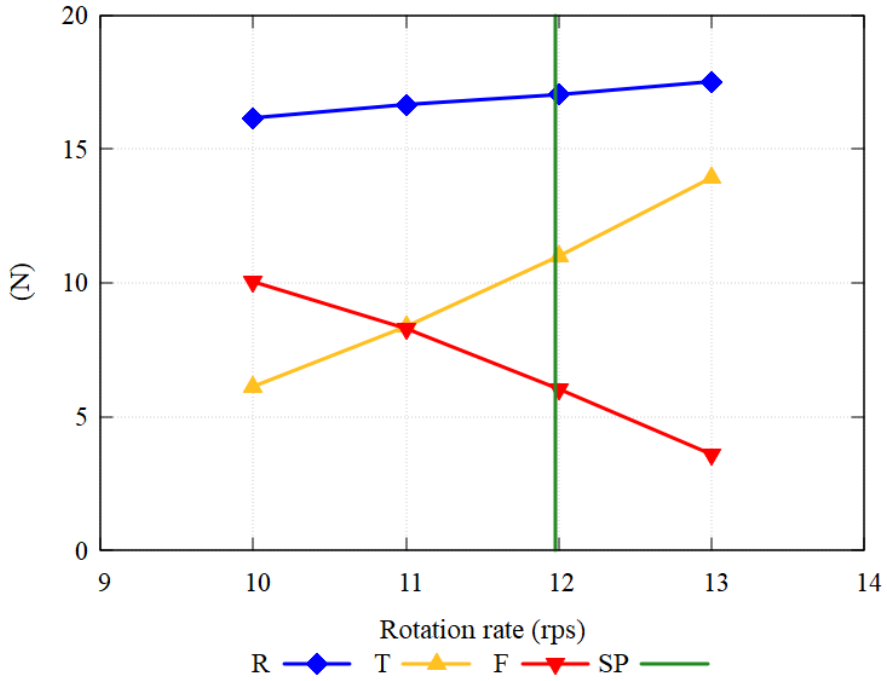

圖 40　1.15 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖

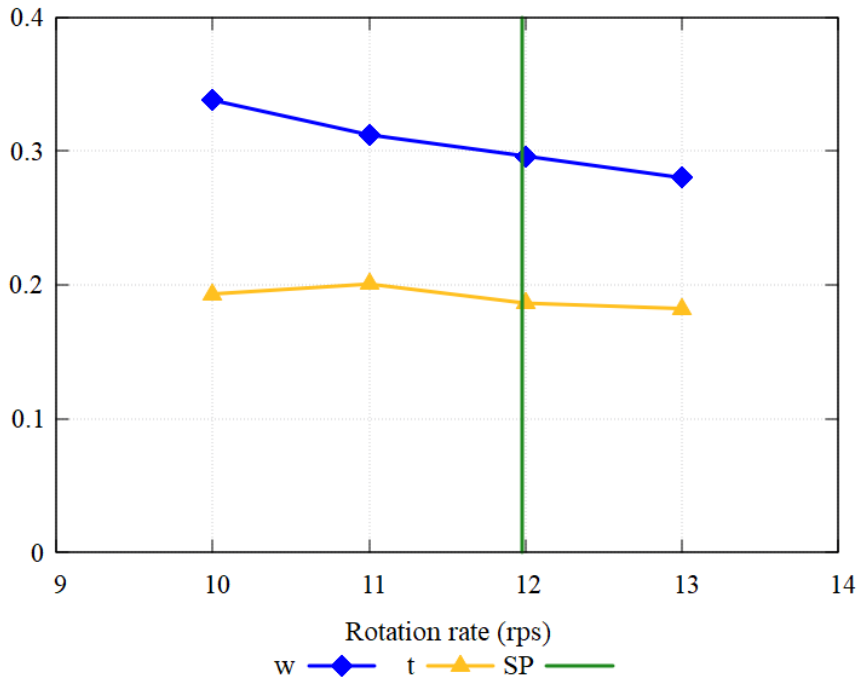

圖 41　1.15 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

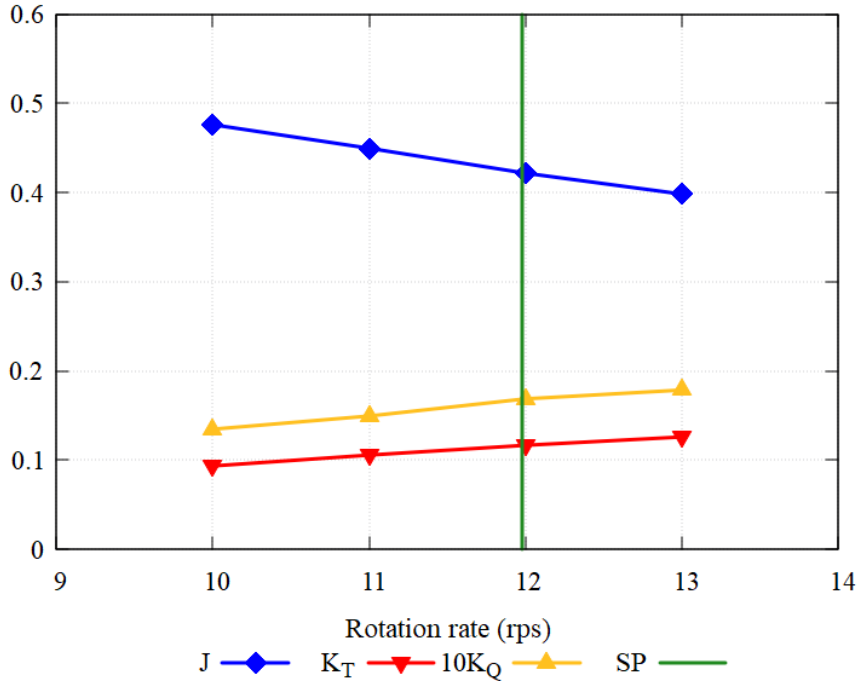

圖 42　1.15 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖

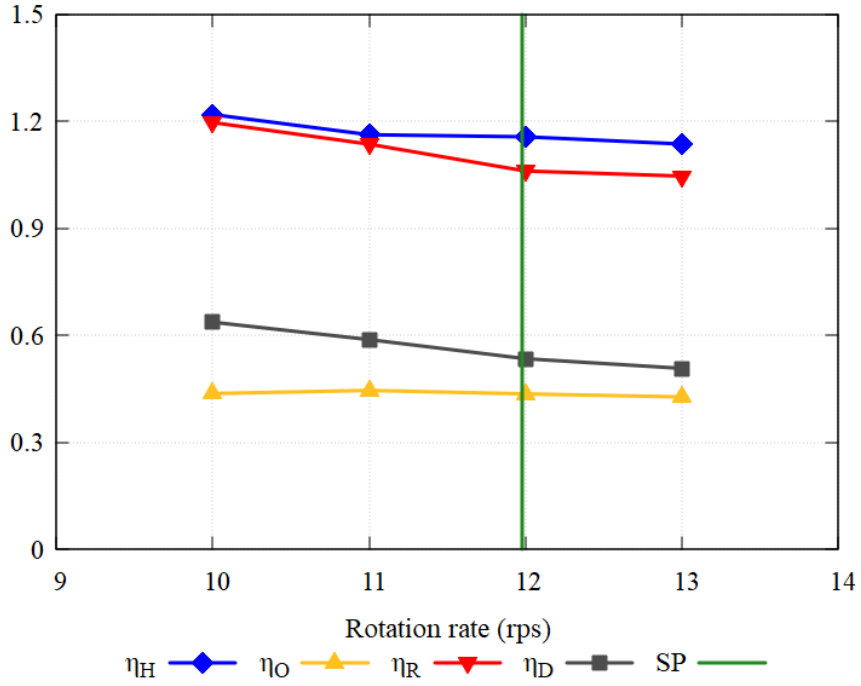

圖 43　1.15 m/s 船速下η_H、η_O、η_R、η_D對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

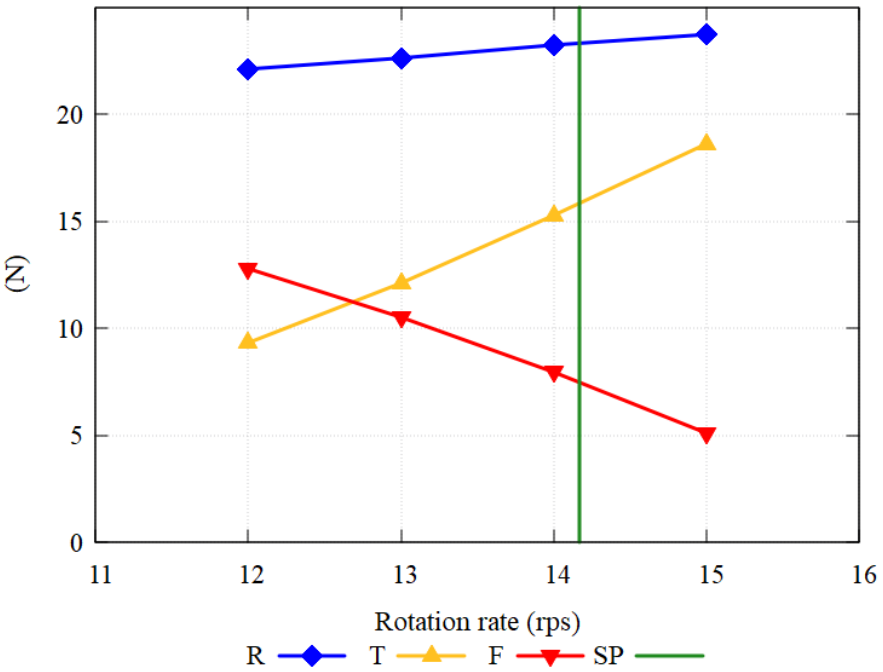

圖 44　1.3 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖

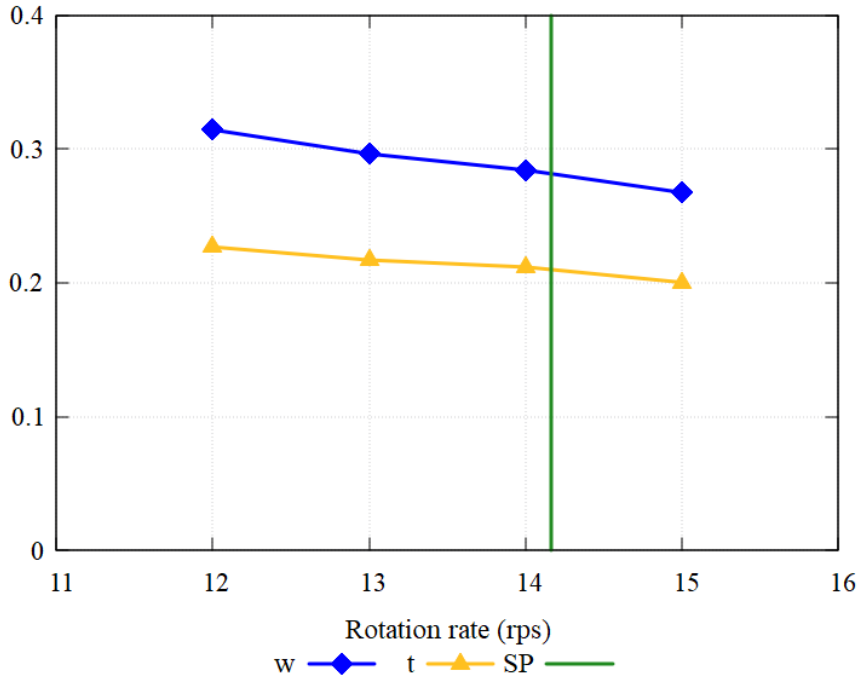

圖 45　1.3 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

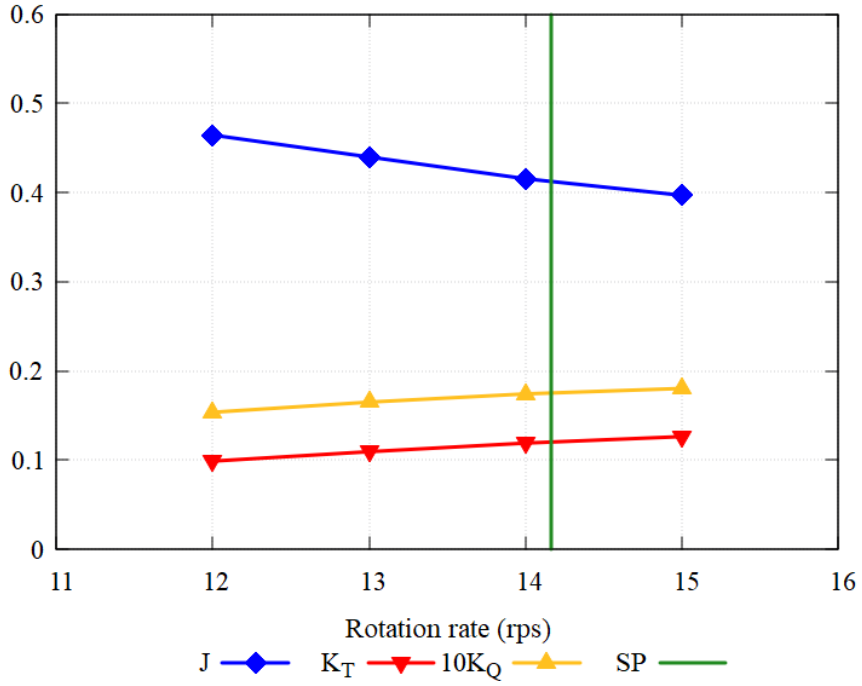

圖 46　1.3 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖

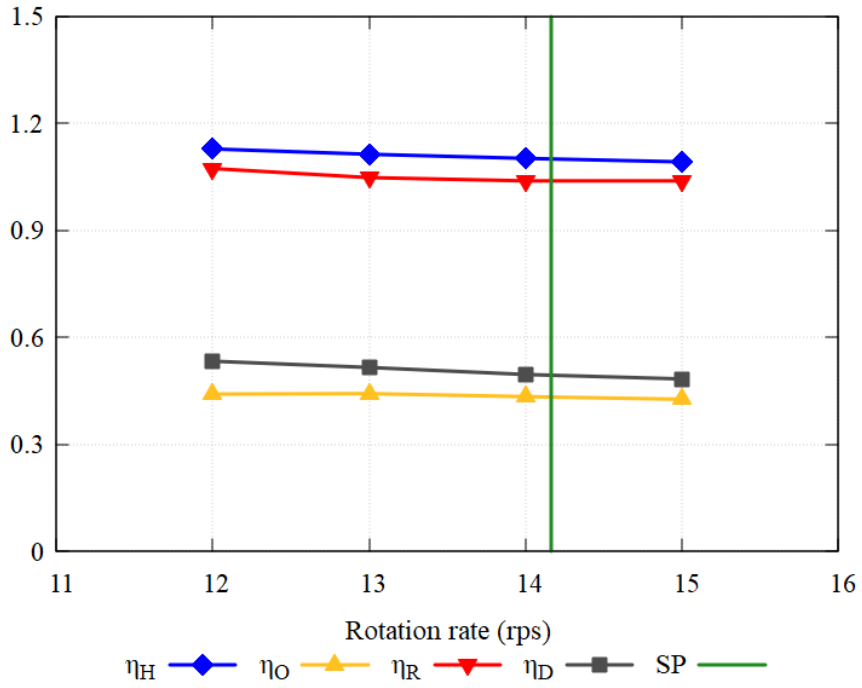

圖 47　1.3 m/s 船速下η_H、η_O、η_R、η_D對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

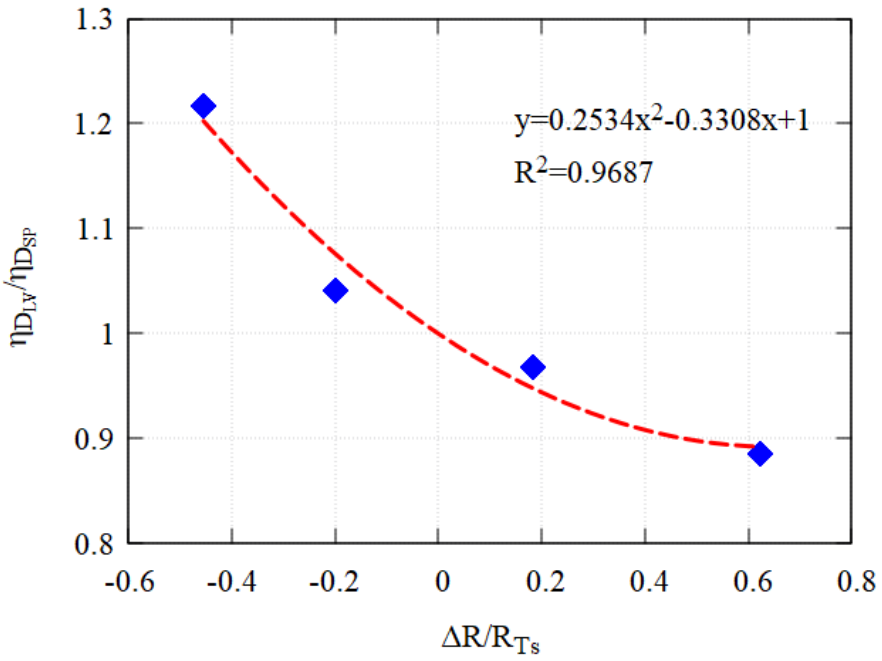

圖 48　0.82 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線

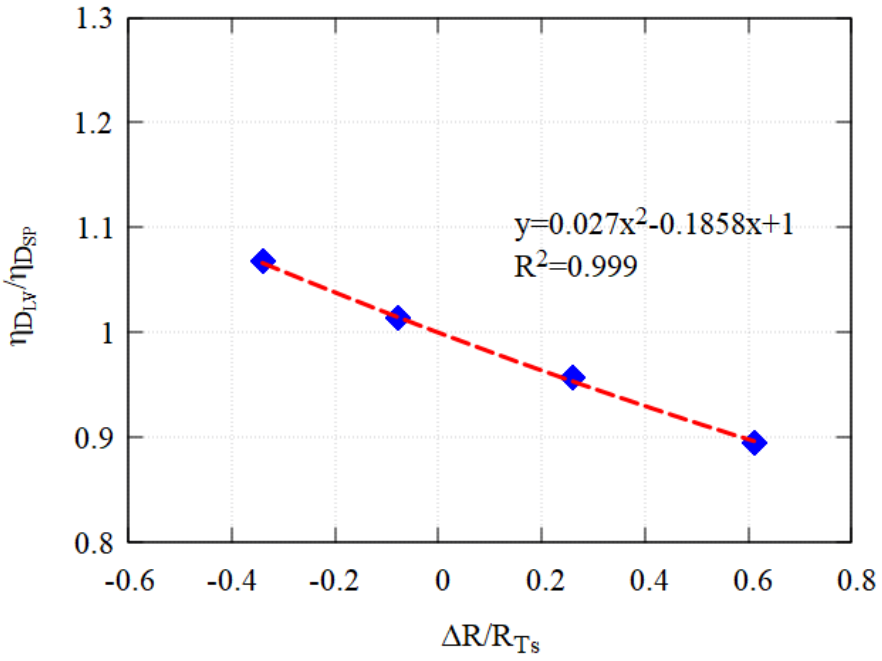

圖 49　0.99 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線

doi:10.6342/NTU202402941

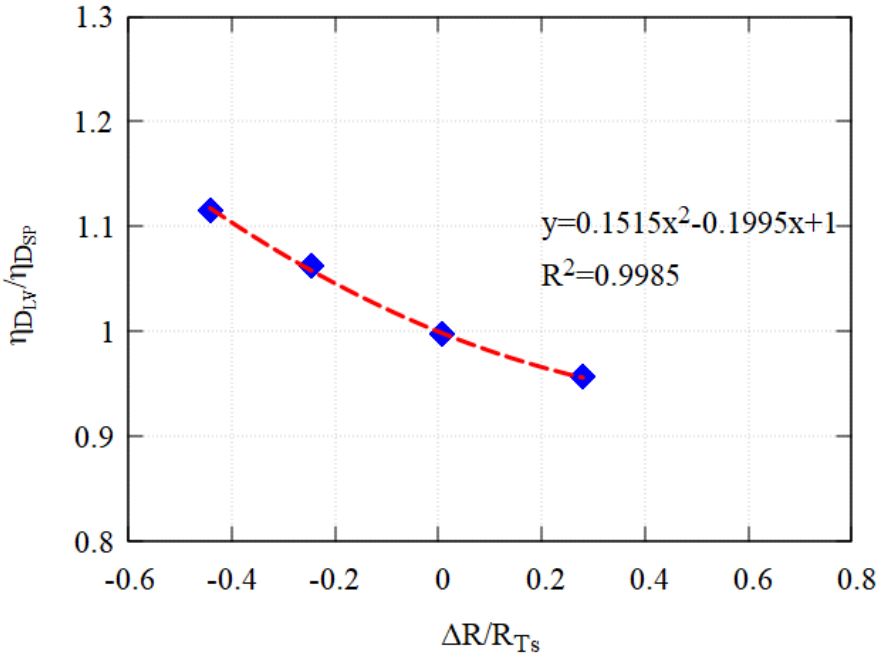

圖 50　1.15 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線

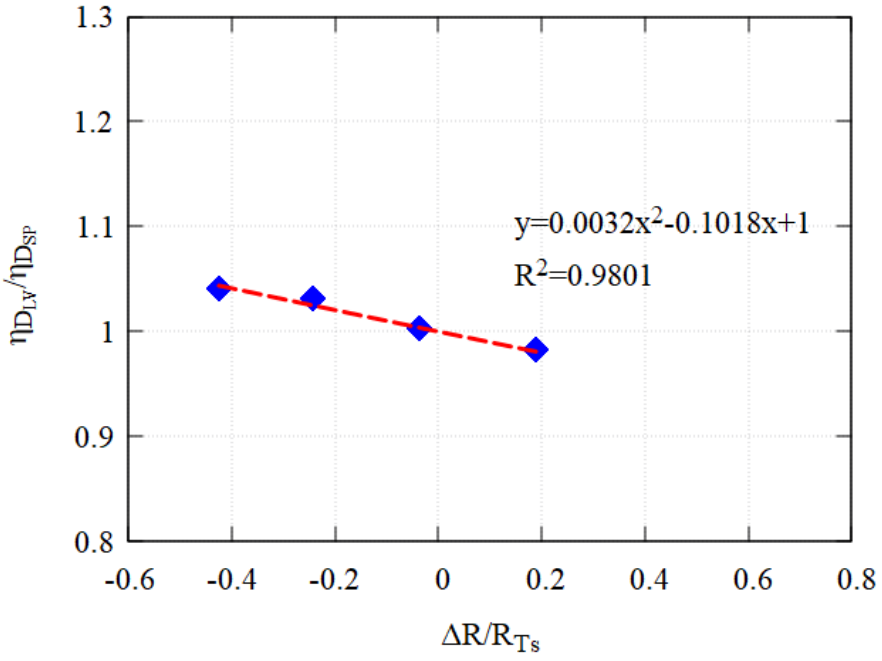

圖 51　1.3 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線

doi:10.6342/NTU202402941

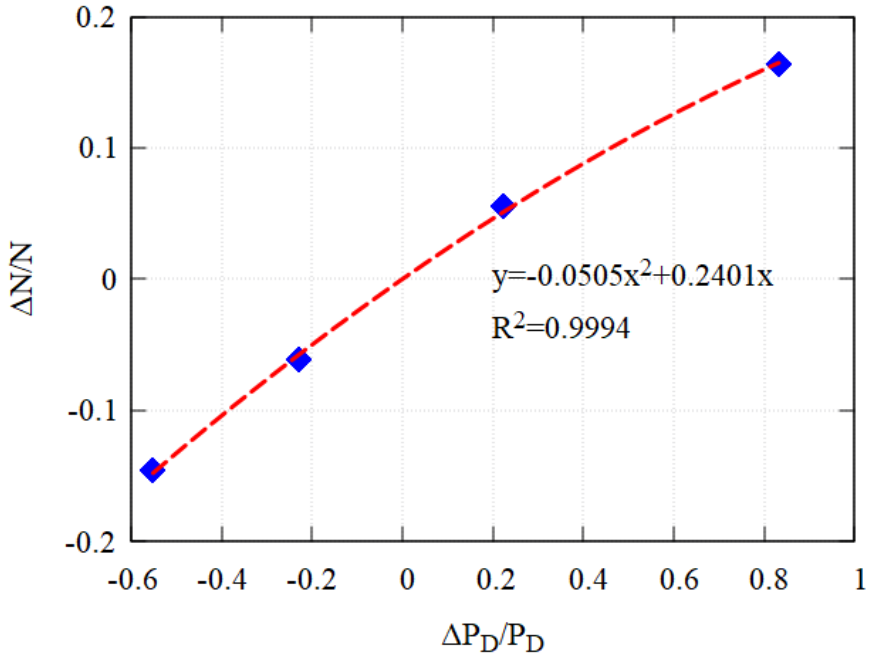

圖 52　0.82 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線

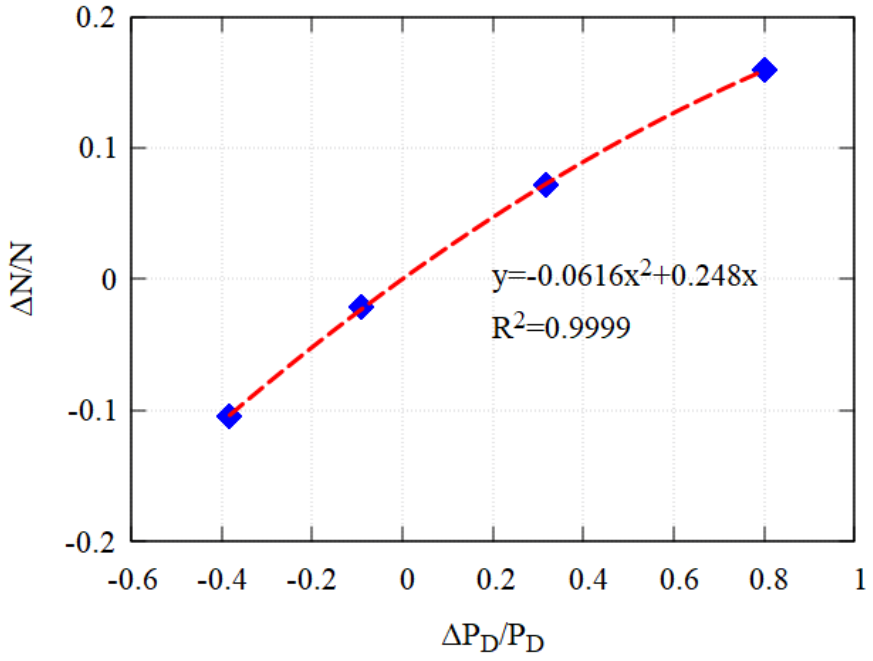

圖 53　0.99 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線

doi:10.6342/NTU202402941

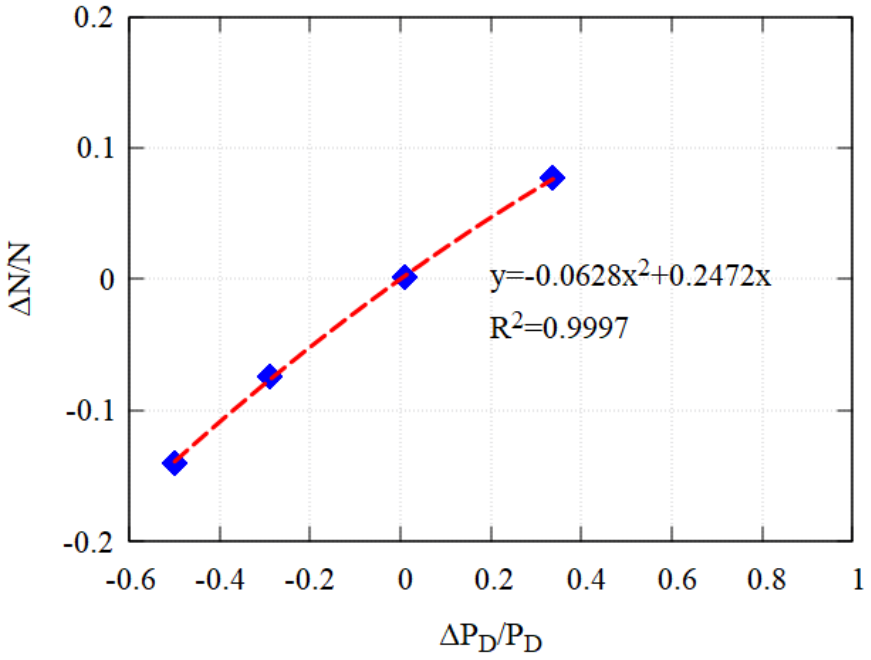

圖 54　1.15 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線

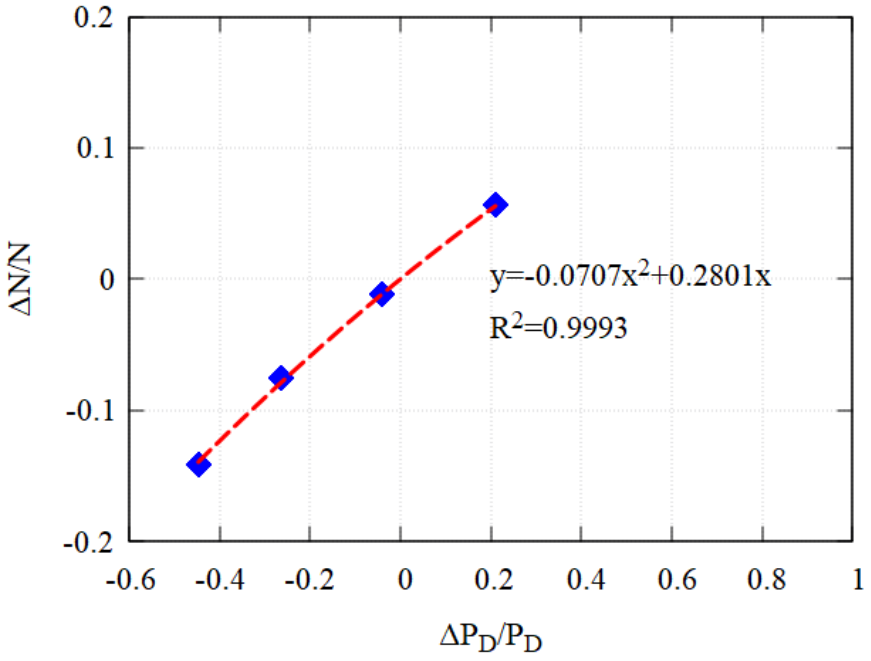

圖 55　1.3 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線

doi:10.6342/NTU202402941

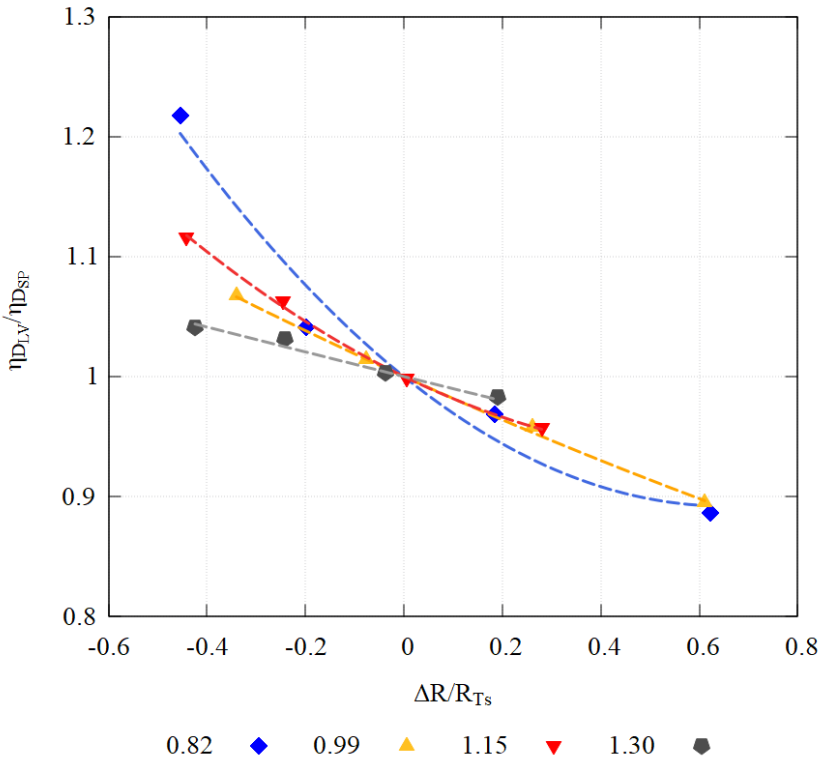

圖 56　阻力-推進效率相依曲線

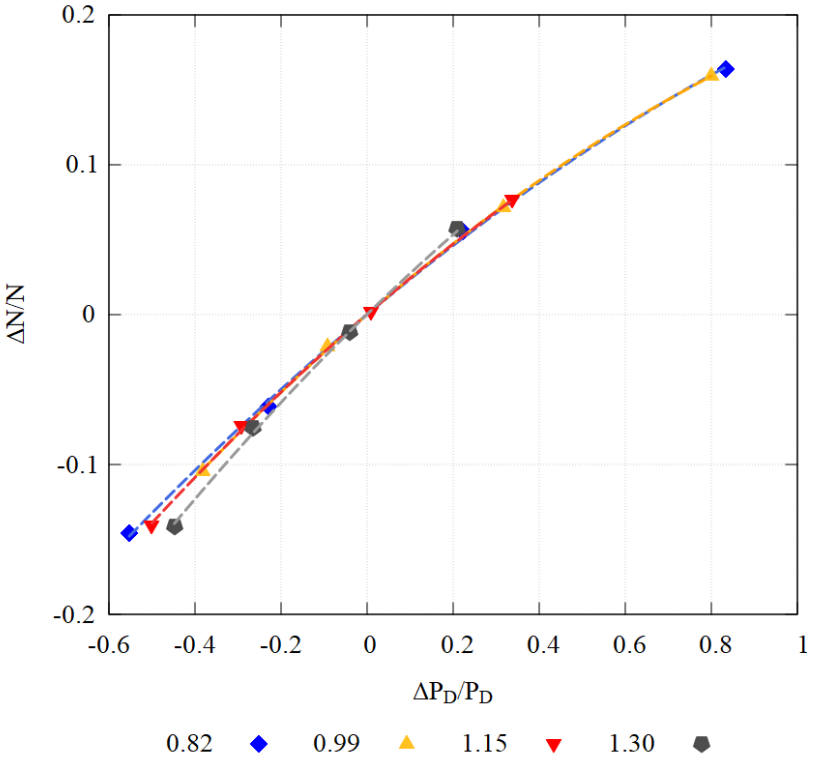

圖 57　馬力-轉速相依曲線

doi:10.6342/NTU202402941

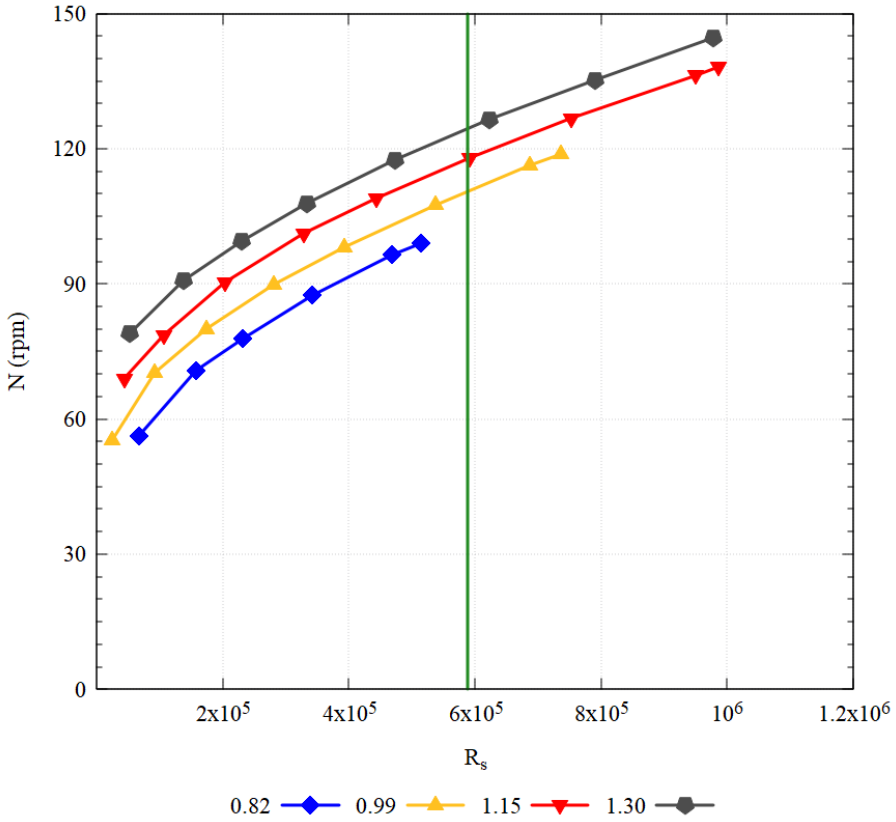

圖 58　實船阻力與螺槳轉速之關係

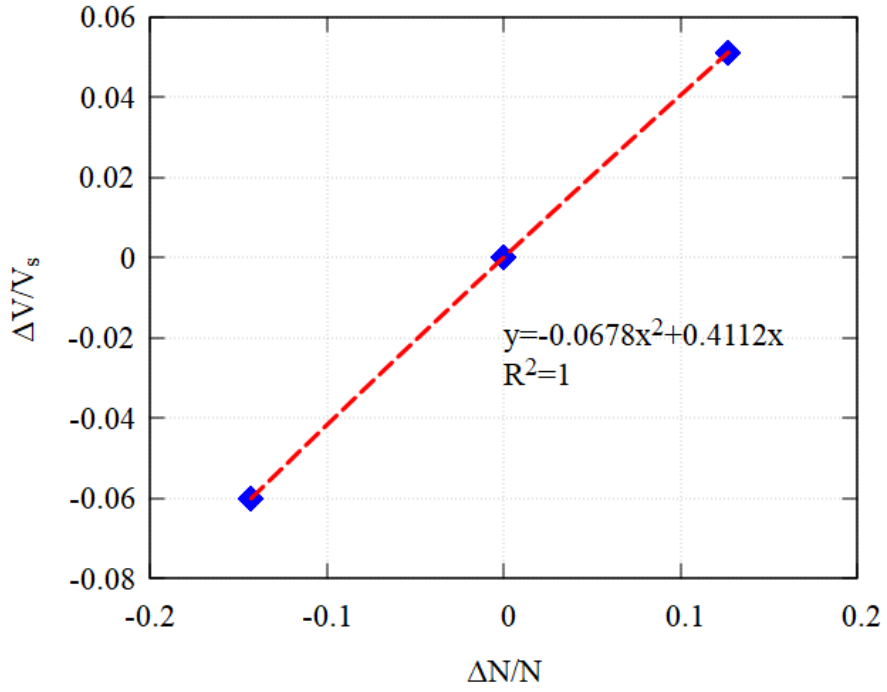

圖 59　船速-轉速相依曲線

doi:10.6342/NTU202402941

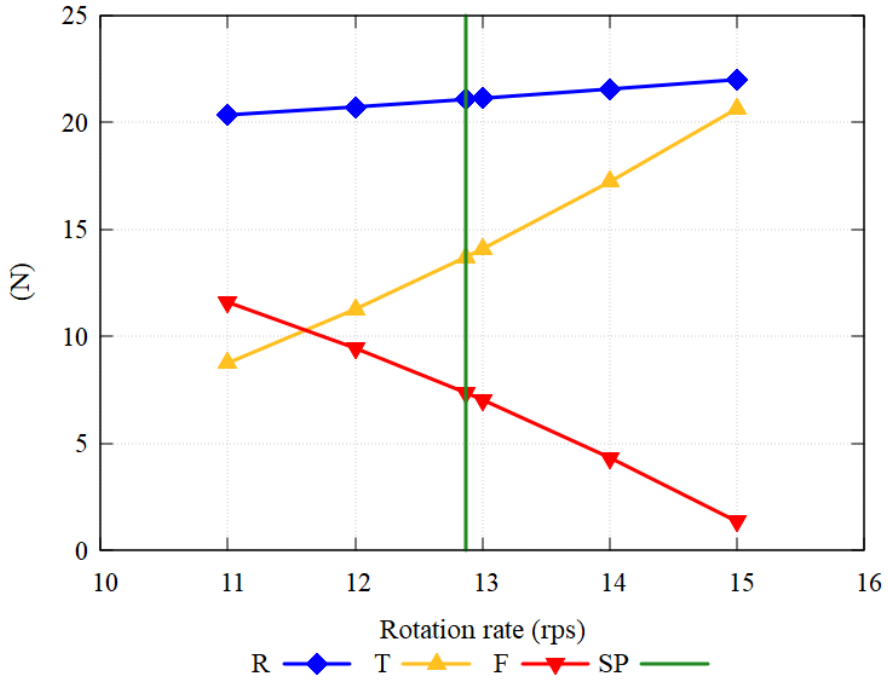

圖 60　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下R、T、F對轉速n變化圖

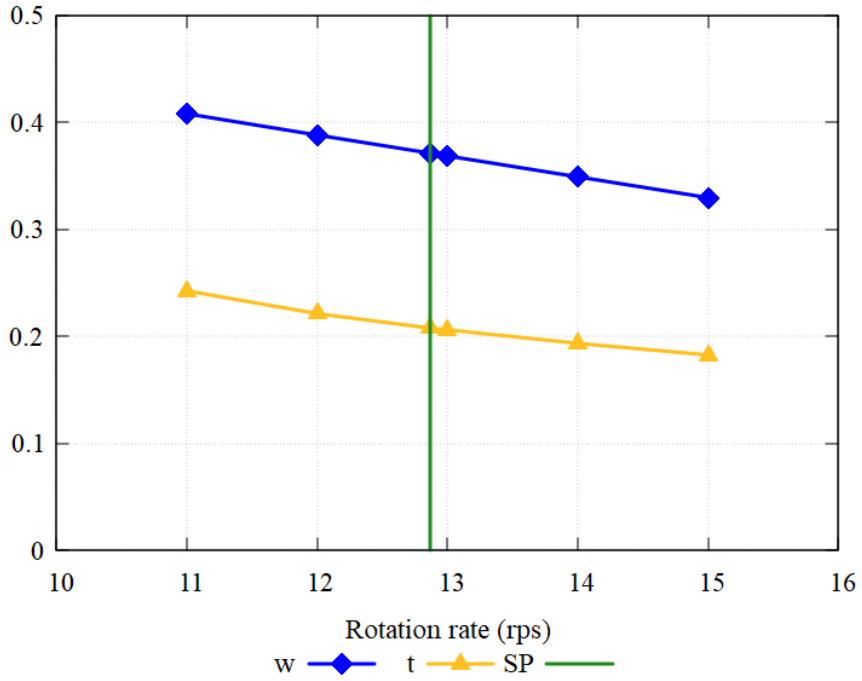

圖 61　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下w、t對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

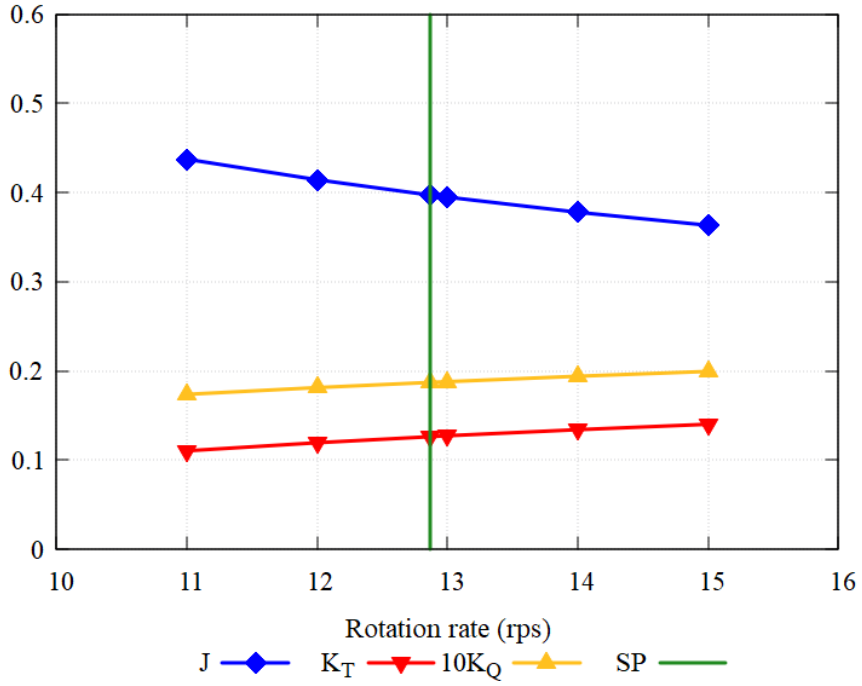

圖 62　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖

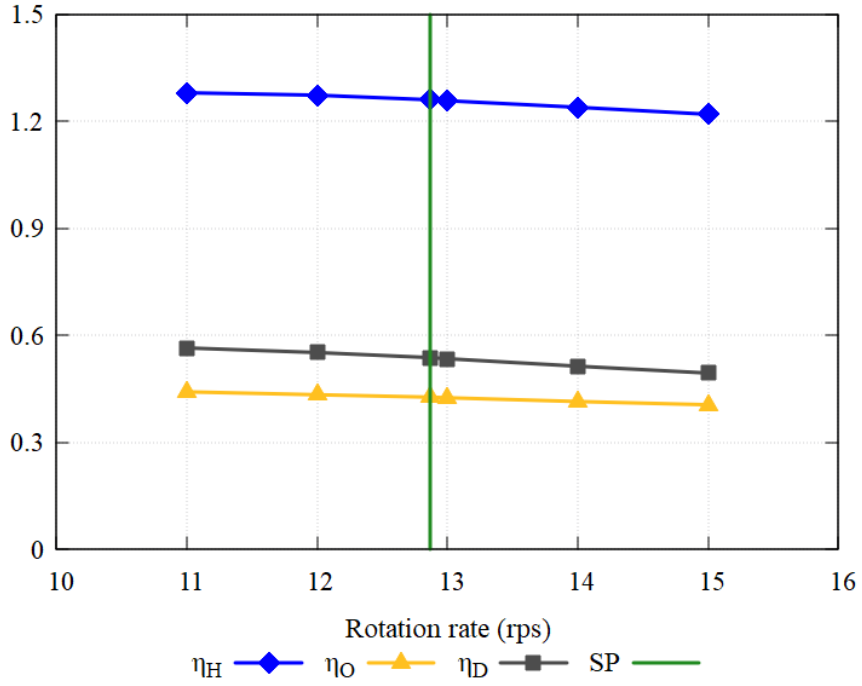

圖 63　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下η_H、η_O、η_D對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

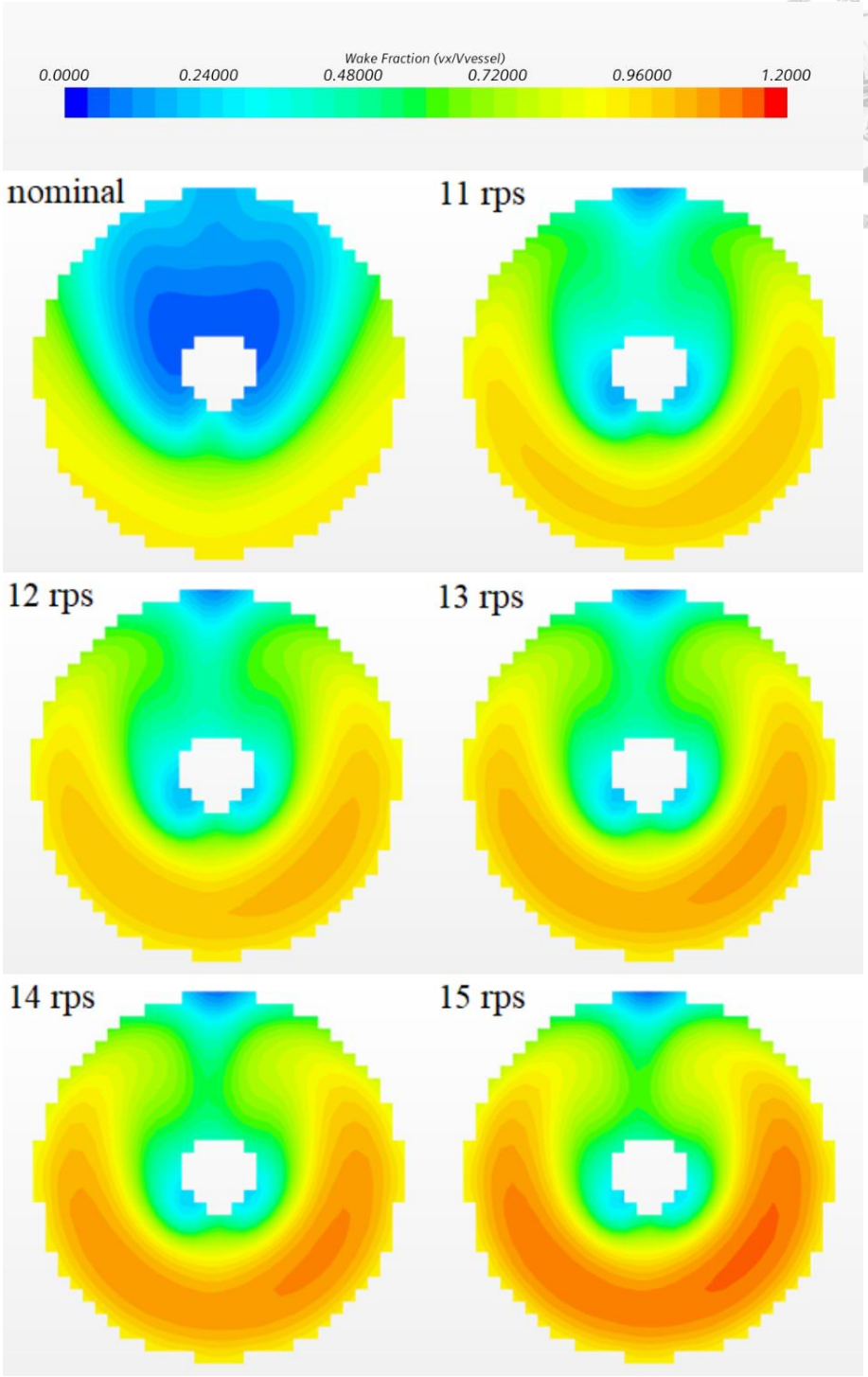

圖 64　CFD 模擬之各轉速下螺槳跡流圖

doi:10.6342/NTU202402941

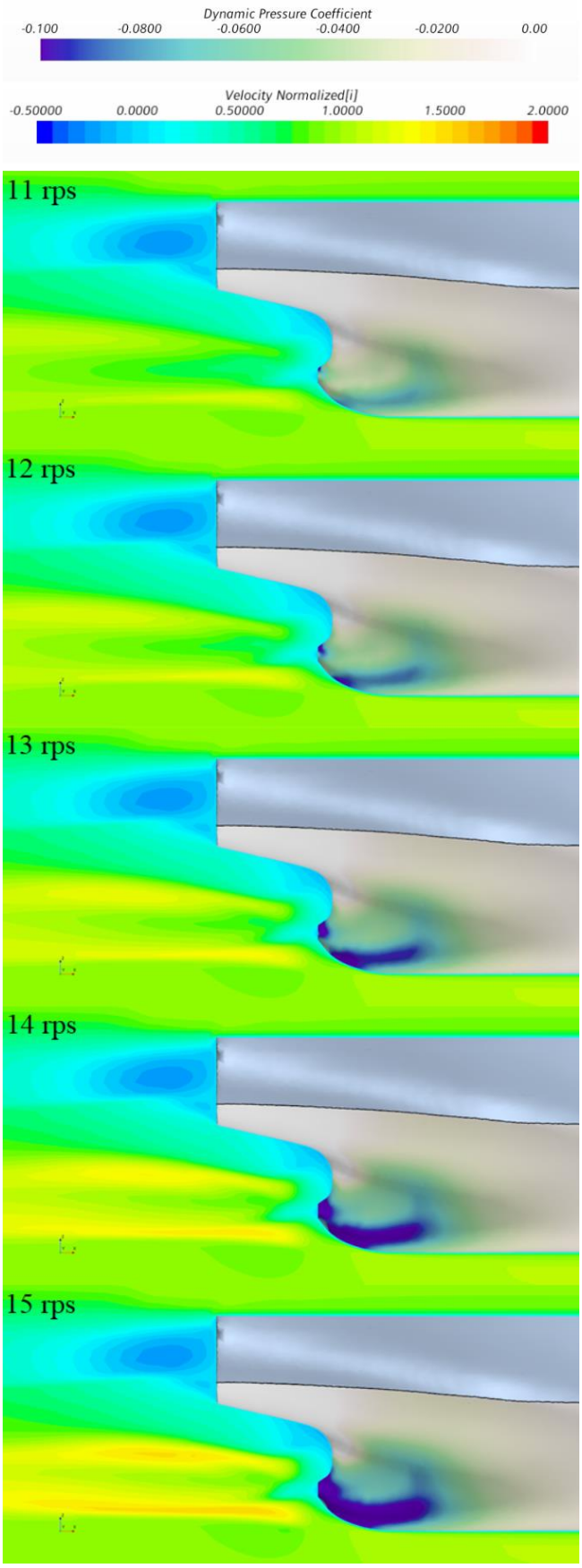

圖 65　CFD 模擬之動壓及無因次速度

doi:10.6342/NTU202402941

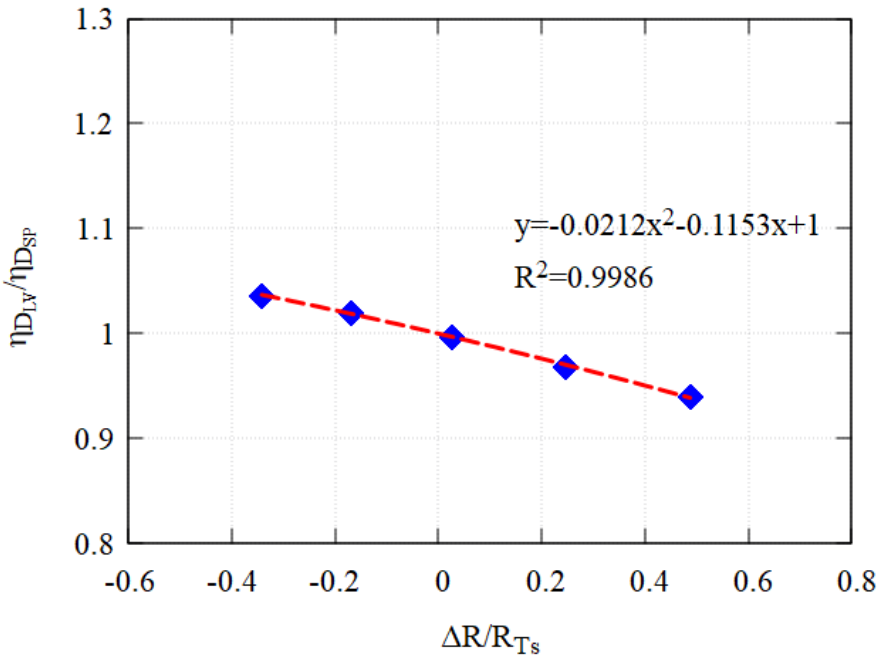

圖 66　CFD 模擬 1.3 m/s 船速推估至實船尺度之阻力-推進效率相依曲線

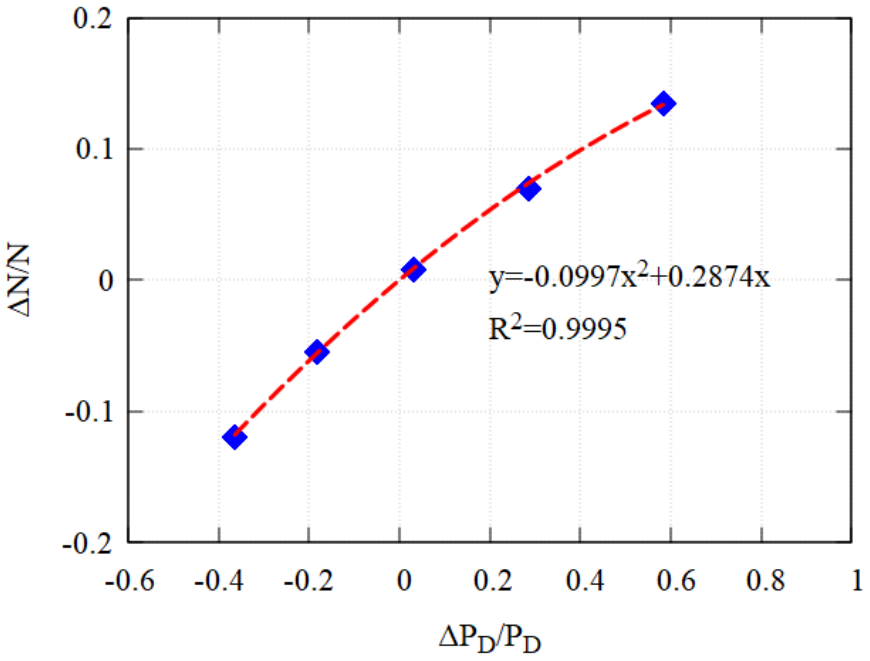

圖 67　CFD 模擬 1.3 m/s 船速推估至實船尺度之馬力-轉速相依曲線

doi:10.6342/NTU202402941

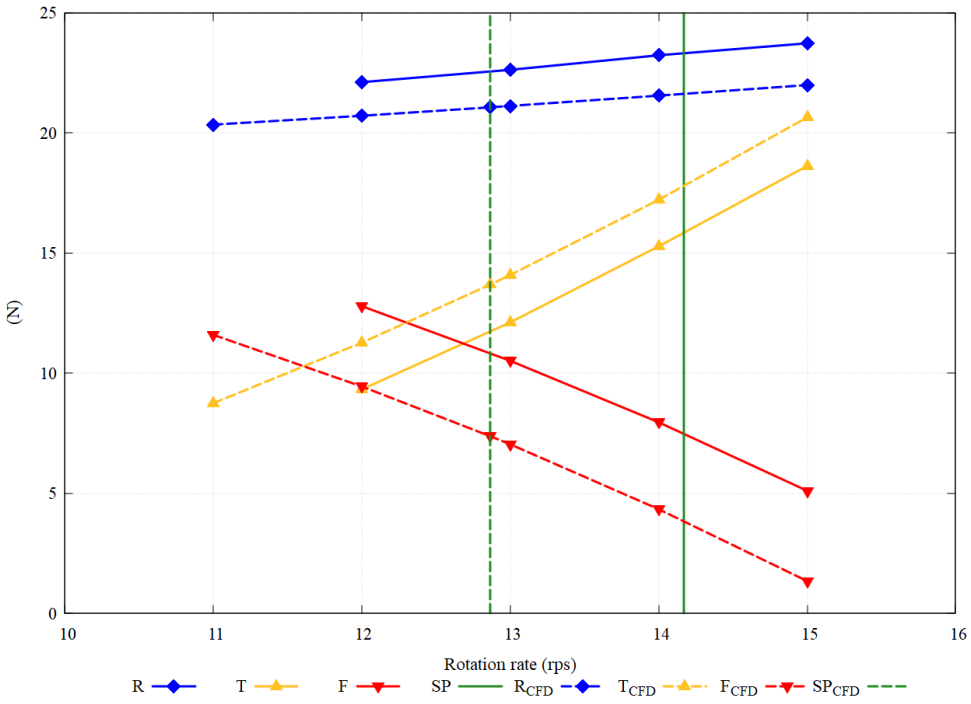

圖 68　試驗與 CFD 模擬之R、T、F對轉速n變化圖

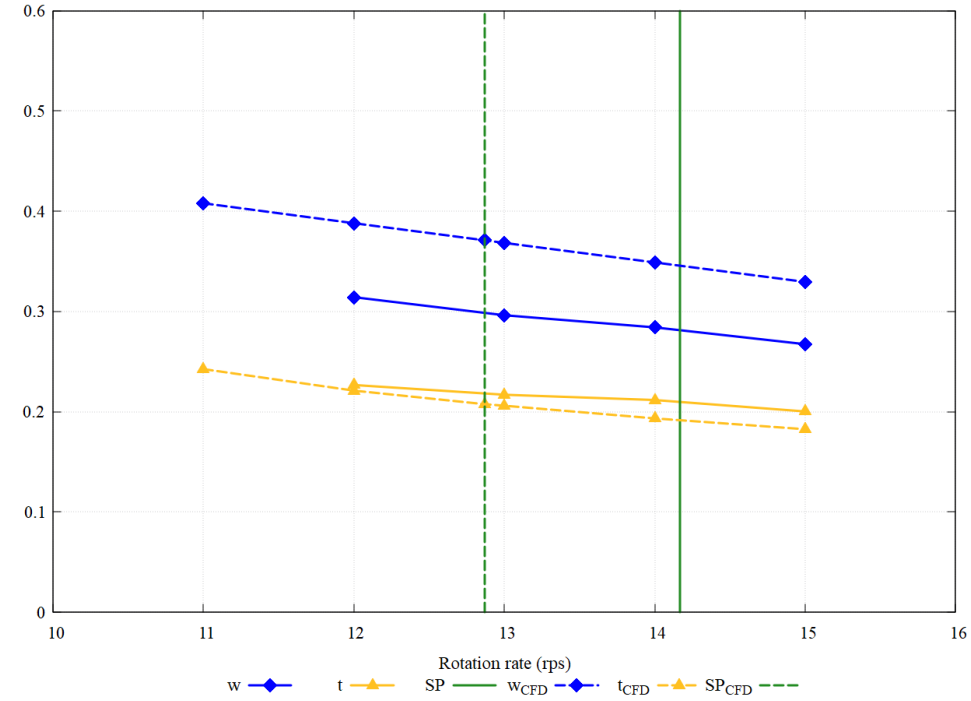

圖 69　試驗與 CFD 模擬之w、t對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

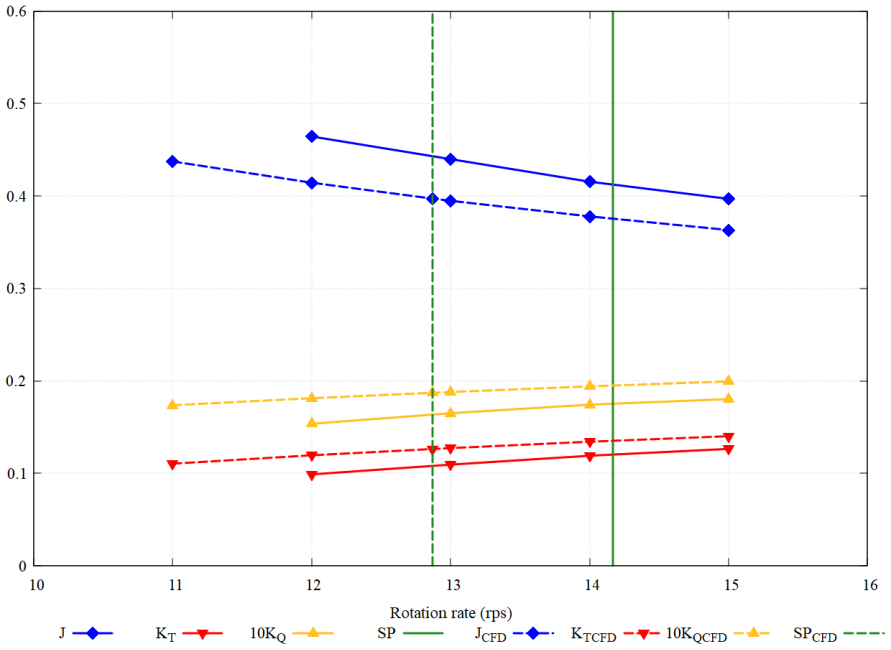

圖 70　試驗與 CFD 模擬之J、K_T、$10K_Q$對轉速n變化圖

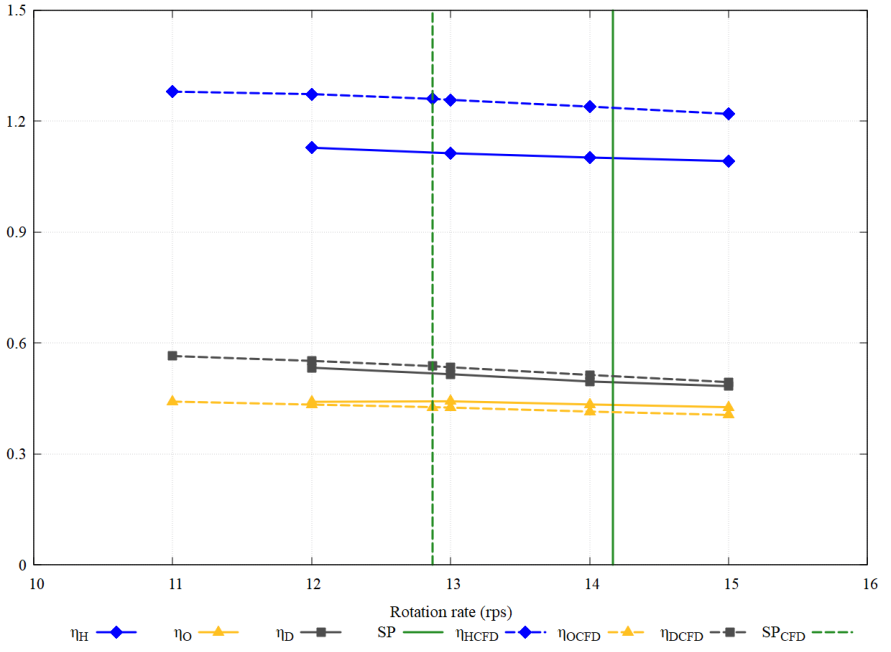

圖 71　試驗與 CFD 模擬之η_H、η_O、η_D對轉速n變化圖

doi:10.6342/NTU202402941

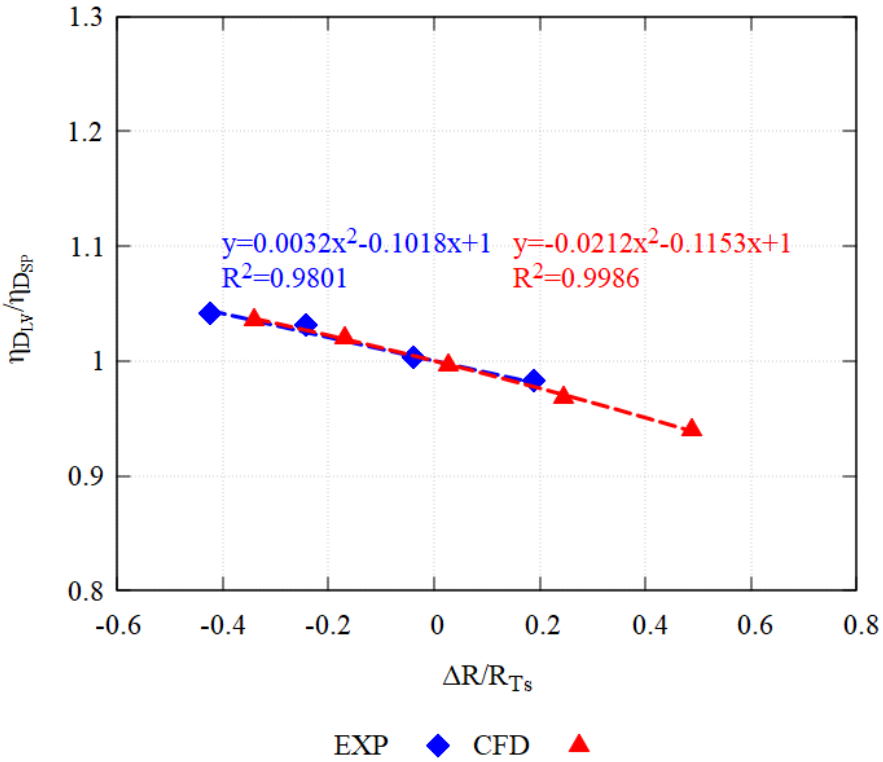

圖 72　試驗與 CFD 模擬之阻力-推進效率相依曲線

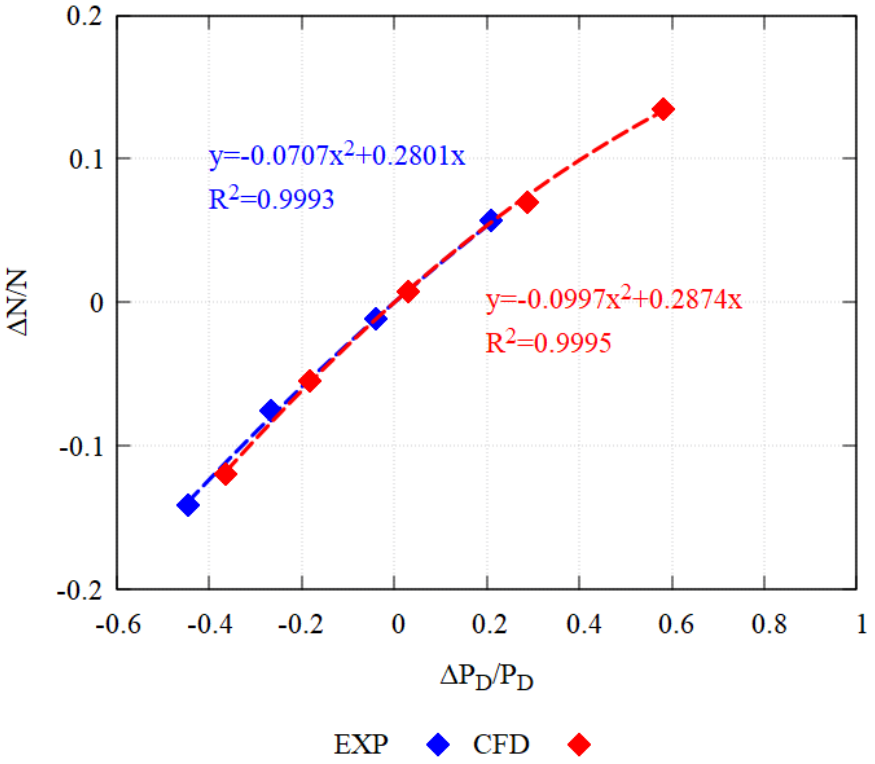

圖 73　試驗與 CFD 模擬之馬力-轉速相依曲線

doi:10.6342/NTU202402941

表 1　排水型油輪船模之基本尺寸

	Ship Scale (λ=1)	Model Scale (λ=40)
Length (m)	177.2	4.43
Beam (m)	32.2	0.805
Depth (m)	17.2	0.430
Draft (m)	11.56	0.289
Displacement (m^3)	52224	0.816
Wet Surface (m^2)	8367.36	5.2296
Design Speed	14.594 kn	1.187 m/s

表 2　螺槳之基本尺寸

Hub ratio	Diameter (m)	P/D	Z	Expanded area ratio	Rotation direction
0.18	0.16	0.6	4	0.8	Left-handed

doi:10.6342/NTU202402941

表 3　CFD 入流面校正

n (rps)	J (set)	J (CFD)	Error (%)
3	2.708	2.709	0.007
4	2.031	2.032	0.013
5	1.625	1.625	0.021
6	1.354	1.355	0.033
7	1.161	1.161	0.048
8	1.016	1.016	0.067
9	0.903	0.904	0.092
10	0.813	0.814	0.123
11	0.739	0.740	0.162
12	0.677	0.678	0.091
13	0.625	0.627	0.255
14	0.580	0.584	0.626
15	0.542	0.548	1.213
16	0.508	0.517	1.822
17	0.478	0.490	2.590
18	0.451	0.467	3.539
19	0.428	0.447	4.550
20	0.406	0.429	5.490

表 4　13rps 下推進試驗之網格獨立性

	船模試驗	CFD 模擬		
V_m (m/s)	1.30			
n (rps)	13			
Base size (m)	╳	0.0957	0.087	0.0791
Mesh ($\times 10^6$)	╳	3.0909	3.8065	4.9410
R (N)	22.62	20.99	21.12	21.04
T (N)	12.11	13.80	14.08	13.47

doi:10.6342/NTU202402941

表 5　自推條件下的推進係數

	船模試驗	CFD 模擬	誤差(%)
$n(\mathrm{rps})$	14.167	12.867	-9.18
K_T	0.1206	0.1264	+4.81
J	0.4117	0.3972	-3.52
$1-w$	0.7179	0.6290	-12.38
$1-t$	0.7906	0.7924	+0.23
η_H	1.1012	1.2599	+14.41
η_O	0.4324	0.4265	-1.36
η_D	0.4941	0.5374	+8.76

doi:10.6342/NTU202402941

表 6　阻力試驗之結果

V_m (m/s)	0.82	0.99	1.15	1.3
Fr	0.125	0.15	0.175	0.197
V_S (kn)	10.1315	12.1578	14.1842	15.9835
R_{Tm} (N)	7.8157	11.2437	14.9777	19.9921
$Re_m(\times 10^6)$	3.6203	4.3708	5.0772	5.7395
$C_{fpm} \times 10^3$	3.6089	3.4827	3.3871	3.3117
$C_{Rm} \times 10^3$	0.8444	0.9125	0.9519	1.2205
$C_{Tm} \times 10^3$	4.4533	4.3952	4.3390	4.5322

表 7　阻力試驗推估至實船之結果

V_m (m/s)	0.82	0.99	1.15	1.3
V_S (kn)	10.1315	12.1578	14.1842	15.9835
$C_{fps} \times 10^3$	1.5554	1.5206	1.4920	1.4704
$C_{Rs} \times 10^3$	0.8444	0.9125	0.9519	1.2205
$\Delta C_F \times 10^3$	0.0819	0.1090	0.1306	0.1466
$C_{Ts} \times 10^3$	2.4817	2.5420	2.5745	2.8375
R_{Ts}(MN)	0.2890	0.4263	0.5876	0.8224
F_D (N)	3.4602	4.7408	6.0908	7.4754
EHP (kW)	14760.885	26126.273	42017.977	66265.996

doi:10.6342/NTU202402941

表 8　螺槳單獨試驗入流速度與軸阻力之關係

V_a ($^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$)	T(N)
0.3	0.0890
0.5	0.0987
0.7	0.1253
0.9	0.1327

表 9　螺槳單獨試驗轉速與軸摩擦扭矩之關係

n(rps)	Q(N · m)
0	0.0194
1	0.0193
2	0.0199
4	0.0181
6	0.0132
8	0.0114
10	0.0106
12	0.0135
14	0.0189
16	0.0331

doi:10.6342/NTU202402941

表 10　螺槳單獨性能曲線表

J	K_T	$10K_Q$	η_O	${K_T}^{0.5}/J$
0	0.2616	0.2907	0.0000	╳
0.3	0.1684	0.2187	0.3677	1.3679
0.35	0.1456	0.2043	0.3970	1.0902
0.4	0.1252	0.1861	0.4283	0.8847
0.45	0.1055	0.1695	0.4458	0.7218
0.5	0.0825	0.1533	0.4284	0.5746
0.55	0.0605	0.1331	0.3978	0.4472
0.6	0.0372	0.1115	0.3188	0.3215
0.65	0.0154	0.0914	0.1740	0.1908
0.7	-0.0026	0.0765	-0.0375	╳

doi:10.6342/NTU202402941

表 11　推進試驗轉速與軸摩擦扭矩之關係

n(rps)	$Q(\mathrm{N}\cdot\mathrm{m})$
0	-0.0175
0.5	-0.0178
1	-0.0180
2	-0.0184
3	-0.0189
4	-0.0193
5	-0.0197
6	-0.0202
7	-0.0206
8	-0.0211
9	-0.0215
10	-0.0219
11	-0.0224
12	-0.0228
13	-0.0233
14	-0.0237
15	-0.0241

doi:10.6342/NTU202402941

表 12　0.82 m/s 船速下各轉速之量測數據

n(rps)	F(N)	T(N)	Q(N · m)	R(N)
6	6.844	1.695	0.032	8.539
7	5.458	3.025	0.059	8.483
8	4.329	4.753	0.098	9.083
9	2.65	6.691	0.138	9.341
10	0.72	9.118	0.189	9.837
10.167	0.025	9.455	0.195	9.479

表 13　0.82 m/s 船速下各轉速之推進因子

n(rps)	K_T	K_{Qb}	K_{Qo}	w	t
6	0.0720	0.0085	0.0144	0.3896	0.4268
7	0.0944	0.0115	0.0162	0.3554	0.2207
8	0.1135	0.0146	0.0176	0.3326	0.2665
9	0.1263	0.0163	0.0187	0.3055	0.2279
10	0.1394	0.0181	0.0199	0.2908	0.2217
10.167	0.1398	0.0180	0.0199	0.2811	0.1760

表 14　0.82 m/s 船速下各轉速之推進效率

n(rps)	J	η_H	η_O	η_R	η_D	DHP(W)
6	0.524	0.939	0.414	1.696	0.659	1.203
7	0.474	1.209	0.437	1.4	0.74	2.605
8	0.43	1.099	0.439	1.209	0.583	4.91
9	0.397	1.112	0.427	1.146	0.544	7.823
10	0.365	1.097	0.407	1.100	0.491	11.886
10.167	0.364	1.146	0.406	1.104	0.514	12.464

doi:10.6342/NTU202402941

表 15　0.99 m/s 船速下各轉速之量測數據

n(rps)	F(N)	T(N)	Q(N · m)	R(N)
6	10.8423	0.7106	0.0165	11.5529
7	9.8225	1.9614	0.0441	11.7839
8	8.5715	3.4955	0.0774	12.0670
9	6.9483	5.3413	0.1162	12.2896
10	5.2434	7.4988	0.1624	12.7422
11	3.0452	9.9064	0.2145	12.9517
12	0.7758	12.7858	0.2745	13.5616
12.233	0.0282	13.3971	0.2877	13.4253

表 16　0.99 m/s 船速下各轉速之推進因子

n(rps)	K_T	K_{Qb}	K_{Qo}	w	t
6	0.0302	0.0044	0.0105	0.4026	0.4351
7	0.0612	0.0086	0.0134	0.3795	0.2754
8	0.0835	0.0115	0.0154	0.3562	0.2355
9	0.1008	0.0137	0.0166	0.3306	0.1958
10	0.1146	0.0155	0.0177	0.3101	0.1998
11	0.1252	0.0169	0.0186	0.2886	0.1724
12	0.1357	0.0182	0.0195	0.2742	0.1813
12.233	0.1368	0.0184	0.0196	0.2655	0.1628

表 17　0.99 m/s 船速下各轉速之推進效率

n(rps)	J	η_H	η_O	η_R	η_D	DHP(W)
6	0.6161	0.9456	0.2721	2.3980	0.6171	0.6220
7	0.5484	1.1678	0.3988	1.5557	0.7245	1.9393
8	0.4979	1.1875	0.4291	1.3334	0.6795	3.8881
9	0.4602	1.2013	0.4422	1.2128	0.6443	6.5694
10	0.4268	1.1599	0.4377	1.1419	0.5797	10.2051
11	0.4002	1.1633	0.4284	1.0984	0.5474	14.8275
12	0.3742	1.1281	0.4122	1.0734	0.4991	20.6946
12.233	0.3715	1.1398	0.4105	1.0696	0.5005	22.1159

doi:10.6342/NTU202402941

表 18　1.15 m/s 船速下各轉速之量測數據

n(rps)	F(N)	T(N)	Q(N · m)	R(N)
7	14.3723	0.9497	0.0276	15.3221
8	13.4126	2.3279	0.0589	15.7405
9	11.9413	4.0337	0.0960	15.9750
10	10.0382	6.1218	0.1410	16.1600
11	8.2908	8.3641	0.1893	16.6549
12	6.0317	10.9934	0.2544	17.0251
13	3.5868	13.9283	0.3160	17.5151
14	0.5671	17.4358	0.3772	18.0029
14.267	0.0151	18.1617	0.3936	18.1768

表 19　1.15 m/s 船速下各轉速之推進因子

n(rps)	K_T	K_{Qb}	K_{Qo}	w	t
7	0.0296	0.0054	0.0104	0.3987	0.3626
8	0.0556	0.0088	0.0129	0.3761	0.3277
9	0.0761	0.0113	0.0147	0.3557	0.2472
10	0.0936	0.0135	0.0161	0.3378	0.1931
11	0.1057	0.0149	0.0170	0.3120	0.2005
12	0.1167	0.0169	0.0179	0.2961	0.1862
13	0.1260	0.0179	0.0187	0.2799	0.1822
14	0.1360	0.0184	0.0196	0.2723	0.1735
14.267	0.1364	0.0185	0.0196	0.2605	0.1761

表 20　1.15 m/s 船速下各轉速之推進效率

n(rps)	J	η_H	η_O	η_R	η_D	DHP(W)
7	0.6174	1.0601	0.2685	1.9396	0.5521	1.2153
8	0.5605	1.0777	0.3812	1.4623	0.6007	2.9603
9	0.5145	1.1683	0.4195	1.3017	0.6380	5.4298
10	0.4759	1.2185	0.4368	1.1961	0.6365	8.8574
11	0.4496	1.1620	0.4456	1.1353	0.5878	13.0803
12	0.4216	1.1561	0.4359	1.0603	0.5343	19.1786
13	0.3981	1.1357	0.4271	1.0458	0.5073	25.8072
14	0.3736	1.1358	0.4118	1.0644	0.4979	33.1785
14.267	0.3726	1.1140	0.4112	1.0611	0.4861	35.2866

doi:10.6342/NTU202402941

表 21　1.3 m/s 船速下各轉速之量測數據

n(rps)	F(N)	T(N)	Q(N · m)	R(N)
8	19.1854	1.2122	0.0563	20.3976
9	17.8961	2.8645	0.0924	20.7606
10	16.4819	4.7086	0.1324	21.1905
11	14.9172	6.8236	0.1787	21.7408
12	12.7862	9.3179	0.2317	22.1041
13	10.5123	12.1063	0.2920	22.6187
14	7.9512	15.2738	0.3576	23.2250
15	5.1018	18.6188	0.4247	23.7206

表 22　1.3 m/s 船速下各轉速之推進因子

n(rps)	K_T	K_{Qb}	K_{Qo}	w	t
8	0.0290	0.0084	0.0104	0.3906	0.3345
9	0.0541	0.0109	0.0127	0.3755	0.2683
10	0.0720	0.0126	0.0144	0.3551	0.2545
11	0.0862	0.0141	0.0156	0.3339	0.2563
12	0.0989	0.0154	0.0165	0.3142	0.2267
13	0.1095	0.0165	0.0173	0.2962	0.2170
14	0.1191	0.0174	0.0181	0.2841	0.2117
15	0.1265	0.0180	0.0187	0.2673	0.2003

表 23　1.3 m/s 船速下各轉速之推進效率

n(rps)	J	η_H	η_O	η_R	η_D	DHP(W)
8	0.6189	1.0921	0.2640	1.2351	0.3561	2.8320
9	0.5638	1.1716	0.3760	1.1661	0.5137	5.2267
10	0.5240	1.1560	0.4138	1.1355	0.5431	8.3187
11	0.4920	1.1165	0.4312	1.1048	0.5319	12.3508
12	0.4643	1.1277	0.4408	1.0726	0.5331	17.4671
13	0.4398	1.1127	0.4422	1.0474	0.5154	23.8474
14	0.4155	1.1012	0.4337	1.0381	0.4958	31.4603
15	0.3969	1.0915	0.4264	1.0382	0.4832	40.0313

doi:10.6342/NTU202402941

表 24　0.82 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果

n(rps)	R_s(× MN)	T_s(MN)	w_s	t_s	N_s(rpm)
6	0.0667	0.1163	0.4099	0.4268	56.193
7	0.1577	0.2024	0.2818	0.2207	70.761
8	0.2319	0.3162	0.2965	0.2665	77.804
9	0.3423	0.4433	0.2631	0.2279	87.429
10	0.4691	0.6027	0.2530	0.2217	96.444
10.167	0.5147	0.6247	0.2237	0.1760	98.968

表 24　0.82 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果(續)

n(rps)	J_s	η_{Hs}	η_{Os}	η_{Rs}	η_{Ds}	EHP(× 10^3PS)
6	0.513	0.971	0.420	1.696	0.693	4.632
7	0.496	1.085	0.430	1.400	0.653	10.961
8	0.442	1.043	0.443	1.209	0.558	16.115
9	0.412	1.048	0.432	1.146	0.519	23.784
10	0.378	1.042	0.415	1.100	0.475	32.596
10.167	0.383	1.061	0.418	1.104	0.490	35.769

doi:10.6342/NTU202402941

表 25　0.99 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果

n(rps)	R_s(× MN)	T_s(MN)	w_s	t_s	N_s(rpm)
6	0.0254	0.0449	0.4199	0.4351	55.406
7	0.0924	0.1275	0.3241	0.2754	70.275
8	0.1746	0.2284	0.2920	0.2355	80.019
9	0.2812	0.3497	0.2589	0.1958	89.847
10	0.3933	0.4915	0.2514	0.1998	98.142
11	0.5377	0.6497	0.2268	0.1724	107.475
12	0.6868	0.8389	0.2248	0.1813	116.276
12.233	0.7359	0.8791	0.2109	0.1628	118.745

表 25　0.99 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果(續)

n(rps)	J_s	η_{Hs}	η_{Os}	η_{Rs}	η_{Ds}	EHP(× 10^3PS)
6	0.614	0.974	0.279	2.398	0.650	2.116
7	0.564	1.072	0.376	1.556	0.627	7.704
8	0.519	1.080	0.417	1.333	0.600	14.558
9	0.484	1.085	0.434	1.213	0.571	23.451
10	0.447	1.069	0.445	1.142	0.543	32.793
11	0.422	1.070	0.436	1.098	0.512	44.836
12	0.391	1.056	0.423	1.073	0.479	57.270
12.233	0.390	1.061	0.422	1.070	0.479	61.366

doi:10.6342/NTU202402941

表 26　1.15 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果

n(rps)	R_s(× MN)	T_s(MN)	w_s	t_s	N_s(rpm)
7	0.0435	0.0682	0.3799	0.3626	68.947
8	0.1066	0.1585	0.3509	0.3277	78.629
9	0.2032	0.2700	0.2992	0.2472	90.301
10	0.3283	0.4068	0.2624	0.1931	101.173
11	0.4431	0.5542	0.2539	0.2005	108.946
12	0.5915	0.7269	0.2389	0.1862	117.912
13	0.7522	0.9197	0.2290	0.1822	126.733
14	0.9506	1.1501	0.2208	0.1735	136.232
14.267	0.9868	1.1978	0.2165	0.1761	138.165

表 26　1.15 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果(續)

n(rps)	J_s	η_{Hs}	η_{Os}	η_{Rs}	η_{Ds}	EHP(× 10^3PS)
7	0.615	1.028	0.275	1.940	0.548	4.231
8	0.565	1.036	0.375	1.462	0.567	10.366
9	0.531	1.074	0.410	1.302	0.573	19.770
10	0.499	1.094	0.429	1.196	0.561	31.935
11	0.468	1.072	0.439	1.135	0.534	43.105
12	0.442	1.069	0.443	1.060	0.502	57.545
13	0.416	1.061	0.434	1.046	0.481	73.173
14	0.391	1.061	0.423	1.064	0.477	92.476
14.267	0.388	1.052	0.421	1.061	0.469	96.004

doi:10.6342/NTU202402941

表 27　1.3 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果

n(rps)	R_s(× MN)	T_s(MN)	w_s	t_s	N_s(rpm)
8	0.0530	0.0796	0.3619	0.3345	79.007
9	0.1377	0.1882	0.3206	0.2683	90.743
10	0.2306	0.3094	0.3036	0.2545	99.507
11	0.3334	0.4483	0.2942	0.2563	107.845
12	0.4735	0.6122	0.2694	0.2267	117.515
13	0.6229	0.7955	0.2557	0.2170	126.497
14	0.7912	1.0036	0.2471	0.2117	135.251
15	0.9784	1.2234	0.2330	0.2003	144.629

表 27　1.3 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果(續)

n(rps)	J_s	η_{Hs}	η_{Os}	η_{Rs}	η_{Ds}	EHP(× 10^3PS)
8	0.623	1.043	0.254	1.235	0.327	5.811
9	0.577	1.077	0.355	1.166	0.446	15.098
10	0.539	1.071	0.404	1.135	0.491	25.284
11	0.504	1.054	0.426	1.105	0.496	36.554
12	0.479	1.059	0.436	1.073	0.495	51.904
13	0.454	1.052	0.445	1.047	0.490	68.283
14	0.429	1.047	0.438	1.038	0.477	86.731
15	0.409	1.043	0.431	1.038	0.467	107.255

doi:10.6342/NTU202402941

表 28　0.82 m/s 船速對應之變負荷參數

N_s (rpm)	70.761	77.804	87.429	96.444
$\frac{\Delta R}{R_{Ts}}$	-0.4542	-0.1976	0.1843	0.6231
$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$	1.2173	1.0408	0.9684	0.8860
$\frac{\Delta P_D}{P_D}$	-0.5517	-0.2290	0.2229	0.8318
$\frac{\Delta N}{N}$	-0.1460	-0.0610	0.0551	0.1639

表 29　0.99 m/s 船速對應之變負荷參數

N_s (rpm)	89.847	98.142	107.478	116.276
$\frac{\Delta R}{R_{Ts}}$	-0.3403	-0.0775	0.2614	0.6112
$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$	1.0676	1.0146	0.9577	0.8953
$\frac{\Delta P_D}{P_D}$	-0.3820	-0.0907	0.3171	0.7995
$\frac{\Delta N}{N}$	-0.1043	-0.0216	0.0714	0.1592

doi:10.6342/NTU202402941

表 30　1.15 m/s 船速對應之變負荷參數

N_s (rpm)	101.174	108.946	117.912	126.733
$\frac{\Delta R}{R_{Ts}}$	-0.4414	-0.2460	0.0066	0.2800
$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$	1.1158	1.0627	0.9980	0.9571
$\frac{\Delta P_D}{P_D}$	-0.4993	-0.2904	0.0086	0.3374
$\frac{\Delta N}{N}$	-0.1403	-0.0743	0.0019	0.0769

表 31　1.3 m/s 船速對應之變負荷參數

N_s(rpm)	117.515	126.497	135.251	144.629
$\frac{\Delta R}{R_{Ts}}$	-0.4243	-0.24263	-0.03801	0.189639
$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$	1.041238	1.03121	1.003316	0.983141
$\frac{\Delta P_D}{P_D}$	-0.4471	-0.26555	-0.04119	0.21004
$\frac{\Delta N}{N}$	-0.14106	-0.07541	-0.01143	0.057111

doi:10.6342/NTU202402941

表 32　各船速對應之變負荷係數

V_m (m/s)	V_s (kn)	ζ_P	ζ_N
0.82	10.132	-0.3308	0.2401
0.99	12.158	-0.1858	0.2480
1.15	14.184	-0.1995	0.2472
1.3	15.984	-0.1018	0.2801

表 33　推進試驗船速於R_{Ts_ref}時之對應轉速

V_n (m/s)	V_s (kn)	N_s (rpm)
0.99	12.158	112.114
1.15	14.184	119.287
1.3	15.984	125.380

表 34　推進試驗船之ζ_V係數

$\frac{\Delta V}{V_s}$	$\frac{\Delta N}{N}$
-0.143	-0.060
0	0
0.127	0.051

doi:10.6342/NTU202402941

表 35　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下各轉速之量測數據

n(rps)	F(N)	T(N)	Q(N · m)	R(N)
11	11.5923	8.7456	0.2200	20.3379
12	9.4452	11.2617	0.2733	20.7069
12.867	7.3707	13.6870	0.3243	21.0577
13	7.0373	14.0802	0.3326	21.1175
14	4.3341	17.2104	0.3983	21.5445
15	1.3452	20.6393	0.4698	21.9845

表 36　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下各轉速之推進因子

n(rps)	K_T	K_Q	w	t
11	0.1105	0.0174	0.4079	0.2425
12	0.1195	0.0181	0.3880	0.2211
12.867	0.1264	0.0187	0.3710	0.2076
13	0.1274	0.0188	0.3684	0.2060
14	0.1342	0.0194	0.3488	0.1933
15	0.1402	0.0199	0.3295	0.1825

表 37　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速下各轉速之推進效率

n (rps)	J	η_H	η_O	η_D	DHP (W)
11	0.4374	1.2793	0.4413	0.5646	15.2051
12	0.4144	1.2727	0.4333	0.5515	20.6078
12.867	0.3972	1.2599	0.4265	0.5374	26.2183
13	0.3948	1.2571	0.4250	0.5343	27.1663
14	0.3779	1.2388	0.4145	0.5135	35.0342
15	0.3632	1.2192	0.4053	0.4941	44.2758

doi:10.6342/NTU202402941

表 38　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果

n (rps)	R_s (× MN)	T_s (MN)	w_s	t_s	N_s (rpm)
11	0.5353	0.7066	0.3233	0.2425	122.576
12	0.6763	0.8683	0.3026	0.2211	131.543
12.867	0.8126	1.0255	0.2874	0.2076	139.202
13	0.8346	1.0511	0.2853	0.2060	140.311
14	1.0122	1.2548	0.2693	0.1933	148.952
15	1.2086	1.4784	0.2543	0.1825	158.003

表 38　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速推估至實船尺度下各轉速之試驗結果(續)

n (rps)	J_s	η_{Hs}	η_{Os}	η_{Ds}	EHP(× 10^3 PS)
11	0.426	1.119	0.513	0.574	58.679
12	0.409	1.117	0.506	0.565	74.144
12.867	0.395	1.112	0.499	0.554	89.087
13	0.393	1.111	0.497	0.552	91.488
14	0.378	1.104	0.486	0.537	110.959
15	0.364	1.096	0.475	0.521	132.489

doi:10.6342/NTU202402941

表 39　CFD 模擬之 1.3 m/s 船速對應之變負荷係數

N_S (rpm)	122.576	131.543	140.311	148.952	158.003
$\frac{\Delta R}{R_{Ts}}$	-0.3413	-0.1677	0.0270	0.2455	0.4872
$\frac{\eta_{D_LV}}{\eta_{D_SP}}$	1.0359	1.0197	0.9960	0.9680	0.9398
$\frac{\Delta P_D}{P_D}$	-0.3642	-0.1838	0.0310	0.2867	0.5825
$\frac{\Delta N}{N}$	-0.1194	-0.0550	0.0080	0.0700	0.1351

doi:10.6342/NTU202402941