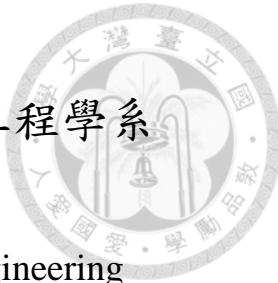


國立臺灣大學工學院工程科學及海洋工程學系  
碩士論文



Department of Engineering Science and Ocean Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master's Thesis

以大範圍變負荷試驗探討推進因子間之交互作用  
Exploring the Interactions among Propulsion Factors  
through Broad-Range Load Variation Tests

陳信宏

CHEN, SHIN-HUNG

指導教授：林宗岳 博士

Advisor: LIN, TSUNG YUEH Ph.D.

中華民國 113 年 6 月

June 2024

國立臺灣大學碩士學位論文  
口試委員會審定書



MASTER'S THESIS ACCEPTANCE CERTIFICATE  
NATIONAL TAIWAN UNIVERSITY

以大範圍變負荷試驗探討推進因子間之交互作用

Exploring the Interactions among Propulsion Factors through Broad-Range Load Variation Tests

本論文係陳信宏（學號：R11525011）在國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系完成之碩士學位論文，於民國 113 年 06 月 21 日承下列考試委員審查通過及口試及格，特此證明。

The undersigned, appointed by the Department of Engineering Science and Ocean Engineering on 21th June 2024 have examined a Master's Thesis entitled above presented by CHEN, SHIN-HUNG (student ID: R11525011) candidate and hereby certify that it is worthy of acceptance.

口試委員 Oral examination committee:

林宗良

(指導教授 Advisor)

黃高明

李致遠

鄧志祥

系（所、學位學程）主管 Director:

趙仁武

## 誌 謝



首先，我要感謝我的父母，沒有你們的養育與栽培不會有今天的我。此外，特別感謝指導教授林宗岳，您對所有學生都是如此認真用心，不論是研討會或是論文，若是沒有您的悉心指導皆難以成形。

感謝郭真祥教授、辛敬業教授、蕭高明博士願意撥冗擔任我的口試委員，對我的碩士論文提供諸多寶貴的建議。

特別感謝同屆的實驗室同學巫遠志、張家修、葉子玄(因為有人會在乎，此處按姓氏筆劃排序)，能與你們一同面對並解決各式難題是我一生不會忘懷的經歷。此外，感謝帶領我們認識實驗室的學長姐以及下一屆學弟妹們，沒有你們的幫助我的實驗不可能如期完成。還有一隻忘記名字的蓋斑鬥魚，感謝你解決了大量的水槽子了。

還有在碩士期間給予我許多支持和幫助的陳庭賢、林子喻、方昕予以及簡微，吃飯、聊天、做一些無關緊要的研究是我碩士期間難能可貴的休閒。

感謝排球野場的各位，陪我打了那麼久的球，還有系排的隊友們在最後一年圓了我升一級的夢想。其中特別感謝謝禮安，提名讓我去打明星賽，為我學生排球生涯劃下完美句點。

最後感謝邱沂、曾泊元、史淳瑜、朱芷儀百忙之中協助我，一個沒修過統計的人，釐清統計相關問題，讓本篇論文更趨完整。

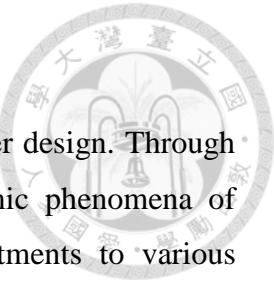


## 中文摘要

效率始終是船舶與螺槳設計中不可忽視的一環。透過模型尺度的試驗將螺槳與船體的流體動力現象拆解成數個環節，並透過對各式參數的修正，求得實尺寸船隻與螺槳搭配的綜合性能。依照國際船模拖曳水槽會議(International Towing Tank Conference, ITTC)的建議程序，實驗時的螺槳前進係數不同於實船，且推估過程中假設推減係數沒有尺度效應。然而前進係數不同導致的交互作用速度差異，可能使跡流係數被低估，且模船與實船之間前進係數與跡流係數皆存在差異，此差異可能對推減係數產生影響。本研究對一艘球艏油輪進行大範圍的變負荷試驗，涵蓋四組不同船速，探討三個推進因子之間的交互作用。實驗數據顯示螺槳推力與螺槳對船殼吸力之間的線性關係，且隨著前進係數的增加，跡流係數和推減係數均增加。扣除前進係數的貢獻後，跡流係數對推減係數的影響尚不明確，需要進一步研究。針對 ITTC 程序可能導致的推減係數和跡流係數低估，本研究提出將跡流係數與推減係數視為前進係數函數的推估方法，然而兩方法計算出的實船轉速與效率差異並不顯著。

關鍵字：模型試驗、船舶推進、推進因子、變負荷、船殼-螺槳交互作用

# ABSTRACT



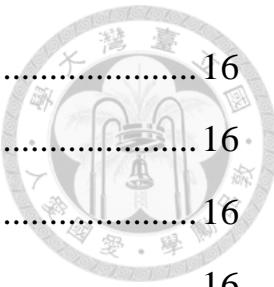
Efficiency has always been an integral part of ship and propeller design. Through model-scale experiments, researchers break down the fluid dynamic phenomena of propellers and hulls into various components, and through adjustments to various parameters, they determine the comprehensive performance of full-scale ships and propellers. Following the recommended procedures of the International Towing Tank Conference (ITTC), the advance coefficient of the propeller during experiments differs from that of the full-scale ship, and it is assumed during estimation that the thrust deduction coefficient has no scale effect. However, the difference in interaction velocity resulting from advance coefficients different may lead to an underestimation of the wake coefficient, and there are differences in advance coefficients and wake coefficients between model ships and full-scale ships, which may affect the thrust deduction coefficient. This study conducted large-scale load variation tests on a bulbous bow oil tanker, covering four different ship speeds, and explored the influence of three propulsive factors. The experimental data showed a linear relationship between propeller thrust and propeller-induced hull suction. As the propeller advance coefficient increases, both wake fraction and thrust deduction factor increase. After subtracting the contribution of the advance coefficient, the impact of wake fraction on the thrust deduction factor remains unclear and requires further study. This study proposes an estimation method that considers the wake fraction and thrust deduction factor as functions of the advance coefficient to address the potential underestimation of these factors in the ITTC procedures. However, the differences in the rotation rate and efficiency between the two methods are not significant.

**Keywords:** Model Test, Ship Propulsion, Propulsive Factors, Load Variation, Hull-Propeller Interaction



## 目 次

口試委員會審定書 .....	i.
誌 謝 .....	ii
中文摘要 .....	iii
ABSTRACT .....	iv
第一章 緒論 .....	1
1.1 研究背景 .....	1
1.2 文獻回顧 .....	1
1.2.1 推減係數 .....	2
1.2.2 跡流係數 .....	2
1.2.3 前進係數 .....	3
1.2.4 推減係數的尺度效應 .....	3
1.2.5 螺槳的尺度效應 .....	4
1.2.6 船殼邊界層的尺度效應 .....	4
1.2.7 船殼粗糙度 .....	5
1.2.8 推進試驗預測船舶水動力性能 .....	5
1.3 研究目的 .....	6
1.4 本文架構 .....	6
第二章 研究方法 .....	8
2.1 螺槳設計與製作 .....	8
2.2 螺槳單獨試驗 .....	9
2.3 阻力試驗 .....	10
2.4 推進試驗 .....	11
2.5 前進係數自變數法 .....	14



第三章 實驗設定 .....	16
3.1 螺槳設計結果 .....	16
3.2 目標船型 .....	16
3.3 試驗水槽與拖車系統 .....	16
3.4 螺槳單獨試驗系統 .....	16
3.5 阻力試驗與推進試驗系統 .....	17
第四章 實驗設備校正 .....	18
4.1 阻力量測設備 .....	18
4.2 螺槳動力儀 .....	18
4.3 伺服馬達、馬達控制器以及控制軟體 .....	18
第五章 結果與討論 .....	19
5.1 試驗結果 .....	19
5.2 前進係數與跡流係數之關係 .....	19
5.3 前進係數與推減係數、吸力係數之關係 .....	20
5.4 跡流係數與推減係數、吸力係數之關係 .....	20
5.5 線性回歸分析 .....	21
5.6 ITTC 程序與前進係數自變數法之結果 .....	22
第六章 結論與建議 .....	23
6.1 結論 .....	23
6.2 建議 .....	23
附註 .....	25
參考文獻 .....	26

## 圖 次



圖 1 流縮現象示意圖 .....	29
圖 2 艉流場的組成.....	29
圖 3 推進因子計算流程圖 .....	30
圖 4 前進係數自變數法流程圖 .....	30
圖 5 ITTC 法與前進係數自變數法之程序比較.....	31
圖 6 ITTC 法與前進係數自變數法之結果示意圖 .....	31
圖 7 目標螺槳 .....	32
圖 8 目標船 .....	32
圖 9 無葉片的螺槳轂部(左)連結機構(右) .....	33
圖 10 螺槳單獨試驗裝設示意圖 .....	33
圖 11 雷射對齊 .....	34
圖 12 推進試驗示意圖 .....	34
圖 13 阻力計校正示意圖 .....	35
圖 14 阻力計校正結果-1 .....	35
圖 15 阻力計校正結果-2 .....	36
圖 16 動力儀推力校正架設 .....	36
圖 17 推力校正結果 .....	37
圖 18 動力儀扭矩校正架設 .....	37
圖 19 扭矩校正結果(順時針).....	38
圖 20 扭矩校正結果(逆時針).....	38
圖 21 螺槳單獨性能曲線圖 .....	39
圖 22 裸船阻力、平板阻力與剩餘阻力係數 .....	39
圖 23 前進係數與跡流係數之關係 .....	40



圖 24 1.15m/s ITTC 法與前進係數自變數法結果比較.....	40
圖 25 推力與吸力之關係.....	41
圖 26 前進係數與推減係數之關係.....	41
圖 27 吸力係數、推力係數與前進係數之關係.....	42
圖 28 推減係數與跡流係數之關係.....	42
圖 29 吸力係數與跡流係數之關係.....	43



## 表 次

表 1 螺槳設計參數對轉速、雷諾數與扭矩之影響 .....	44
表 2 螺槳材料固化後之機械性能.....	44
表 3 模型螺槳設計成果 .....	44
表 4 目標船型主要尺寸 .....	45
表 5 螺槳單獨試驗成果 .....	45
表 6 阻力試驗結果 .....	45
表 7 0.82 m/s 變負荷試驗結果 .....	46
表 8 0.99 m/s 變負荷試驗結果 .....	46
表 9 1.15 m/s 變負荷試驗結果 .....	46
表 10 1.30 m/s 變負荷試驗結果 .....	47
表 11 三組船速(不含 0.82 m/s)線性回歸分析結果 .....	47
表 12 四組船速線性回歸分析結果 .....	47
表 13 ITTC 法與前進係數自變數法結果比較 .....	47



## 第一章 緒論

### 1.1 研究背景

航運為全球化加速發展的重要基石，船舶航行的效率不僅左右了時間與燃料成本，更與碳排放有密切而直接的關聯，因此效率始終是船舶與螺槳設計中不可忽視的一環。實際進行全尺寸實船測試並不經濟，且由於物理層面的限制，模船實驗的流體現象並不能直接反映實船的情況。因此，人們將螺槳與船體的各式流體動力現象拆解成數個環節，並透過模型尺度的試驗，如螺槳單獨試驗、阻力試驗以及自推試驗，來獲得螺槳與船體獨自運作時的效率與阻力，以及與兩者共同運行時所涉及與交互作用有關的參數，如前進係數、跡流係數、推減係數、對轉效率等推進因子。透過對各式參數的修正，最終求得實尺寸船隻與螺槳搭配的綜合性能。然而實驗時的螺槳運作條件可能沒有足夠的代表性，且推估到實船的過程中，有一些常用的假設並未與真實世界契合。

依照 International Towing Tank Conference (ITTC)的建議程序，模船跡流係數由前進係數推算而得，但模船前進係數不同於實船，交互作用速度的差異並未被考慮。除此之外，推算實船的過程假設不同尺度的推減係數相同，然而模船螺槳的前進係數、螺槳入流的流速及其分佈等因素與實船存在顯著的差異，這些差異對推減係數的影響仍不明確。因此探討推進因子間的交互作用有助於解析船舶流體動力性能，並對船舶產業的發展產生重要的影響。

### 1.2 文獻回顧

船模試驗將各式流體動力現象分解成諸多參數，其中與螺槳船殼之間的交互作用有關的係數包含與兩者間作用力有關的推減係數、描述螺槳入流條件的跡流係數、表示螺槳運作狀態的前進係數，以及描述螺槳於非均勻入流(推進試驗)與均勻入流(螺槳單獨測試)時效率差異的相對旋轉效率。本研究著重於探討推減係數、跡流係數以及前進係數之間的交互作用。



### 1.2.1 推減係數

螺槳透過旋轉葉片帶動流體向後，藉此產生往前的推力，與此同時旋轉的葉片亦會加速螺槳前方船艦處的流速。船艦流速的提升不僅會減低船艦處船殼表面的壓力，也會增加船艦的摩擦阻力，兩者皆會導致較高的船殼阻力。再加上螺槳興波造成的能力損失，使得螺槳作動時的船體有著比裸船時更大的阻力，將增加的阻力視為推力的減損，推力減損的比例即為推減係數 $t$ 。由於推力位於分母，導致接近零推力時推減係數容易發散。

推減係數 $t$ 又能因其成因分解為三部分， $t_p$ (potential)、 $t_f$  (frictional)、 $t_w$  (wave)，由實驗與計算結果表明， $t_f$ 占比較小甚至可以被忽略[1][2][3]， $t_w$ 相關研究較少，有研究認為其占比較小但不可忽略[4]，但一般在螺槳充分浸沒且船速低於顯著興波的區域時，忽略 $t_w$ 是可接受的假設[1][5]。不論如何 $t_p$ 皆是推減係數裡最重要且關鍵的一部分，於對疊模型的模擬中顯示了 $t_p$ 占比超過 98% 也證實了這點[5]。

### 1.2.2 跡流係數

螺槳運作於船艦邊界層中，入流速會小於船速，可以將跡流係數 $w$ 視為流速減少的比例。雷諾數較大時，黏性效應相對不明顯，因此較高的船速一般會有較小的跡流係數，實船的跡流係數亦比模船的小。跡流依不同的定義能分成三種[6]，未安裝螺槳的裸船，於螺槳面上的平均軸向流速即為名義跡流速度。然而螺槳於船艦運作時不僅會加速水流，流縮現象亦會將離船殼表面較遠、流速較快的入流帶往螺槳面(參考圖 1)，總跡流速度指的便是此時的流速，而不包含螺槳誘導速度的則是有效跡流。通常在相同船速下，較高的螺槳轉速對應著較大的有效與總跡流速度，亦即較小的有效與總跡流係數。圖 2 為各分量的示意圖。於自推試驗中使用等推力法求得的是有效跡流速度與有效跡流係數，本研究中後續提到的跡流係數若未特別指設，皆是指有效跡流係數。



### 1.2.3 前進係數

前進係數 $J$ 為描述螺槳運作狀態的係數，由螺槳面的軸向入流速度、轉速以及螺槳直徑組成。對同一顆螺槳來說，前進係數表達了螺槳的負荷情形，越小的 $J$ 意味著入流速度慢且轉速高的高負荷條件，大的 $J$ 則反之。而不同的 $J$ 對應到不同的推力係數、扭力係數以及效率，可以由螺槳單獨性能曲線得知。

ITTC 建議的推進試驗自推條件[7]，預期螺槳提供實船縮尺後的推力，該縮尺考量了模船與實船間的船速、水密度、船殼濕表面積的差異。然而螺槳運作於跡流中，螺槳入流並不等同船速，跡流係數的差異讓模船螺槳運作於相對慢的入流中，有較大的負荷。螺槳負荷與前進係數是一對一的關係，模船自推時較重的負荷會對應到較小的前進係數。

### 1.2.4 推減係數的尺度效應

前人使用同一系列不同尺寸的船模進行實驗，對推減係數的尺度效應進行研究，然而不同機構得出的結果並不一致[1]。實尺寸的測試於近代依舊是個難題，但計算流體力學的興起使得實尺寸的船與潛艦模擬成為可能。Choi 等人(2011)對一艘超大型油輪的模擬並沒有顯現推減係數的尺度效應[8]，Castro 等人(2011)[9]、Lin 與 Kouh (2015)[5]、Song 等人(2020)[10]對同一艘中速貨櫃船(KCS)進行數值模擬，分別得到正的尺度效應(實船推減係數較大)、微弱的負尺度效應、正尺度效應，Ponkratov 與 Zegos (2015)對一艘中尺寸油輪的模擬有正的尺度效應[11]，Sezen 等人(2021)對潛艦的模擬，於兩個速度下皆有負的尺度效應[12]。

可以看出單純進行兩個尺度不同的模擬難以釐清推減係數的現象，不僅於不同的船體螺槳搭配有不一致的結果，同一艘船的計算結果也出現分歧，凸顯進一步分析探討各個潛在因素對推減係數影響的價值。

Lin 與 Kouh (2015)提出 SA-BL-AD 模型，認為螺槳的附加壓差阻力由三個因素決定：螺槳吸入壓力(受前進係數影響)、截面積曲線的斜率(取決於船體幾何)、以及邊界層厚度(隨雷諾數變化)，推減係數的正 $J$ 效應( $t$ 隨 $J$ 變大)與負尺度效應(雷諾數效應， $Re$ 變大 $t$ 變小)在傳統方法上抵消[5]。為了保持全文用詞的一致性，同時

避免讀者在後續部分對用詞感到混淆，本文中的「尺度效應」泛指模船自推實驗與實船真實現象間的差異，「雷諾數效應」則專指與雷諾數相關的部分。



### 1.2.5 螺槳的尺度效應

實船與模船的螺槳運作有兩個明顯的差異，第一是入流的差別，近代使用計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)對實船艉流場的模擬顯示了實船與模船螺槳的入流差異，實船有較高的名義跡流速度與較薄的邊界層，且更大更均勻的入流令螺槳於較高效率區間運作[9][13]。實船螺槳較高的前進係數伴隨較小的負荷與相異於模船螺槳的壓力場，可能會對推減係數產生影響，前進係數變化對推減係數的影響便是本研究的重點之一。

第二則是尺度造成的雷諾數差異，除了摩擦力的影響外，研究發現雷諾數對葉片表面的流場形態也有很大的影響，且展向環流的徑向分佈、艉部的渦流也都有差異[14]，環流的分佈不同意味著對船殼的誘導阻力也可能產生差異。且計算流體力學的研究顯示了螺槳在螺槳單獨試驗中，推力與扭矩係數的尺度效應在不同前進係數下呈現不同的趨勢[5]。

### 1.2.6 船殼邊界層的尺度效應

邊界層導致的螺槳入流差異不僅會對螺槳的運作產生影響，跡流係數本身也可能與推減係數有關。由於牽涉到螺槳設計時勢必要考量到入流速，而模船與實船不可避免的存在入流速度差異，因而衍伸出許多估算跡流係數的公式。其中有不少公式與推減係數有關[15][16][17][18]，且與實驗比較皆有不錯的結果[19]。ITTC 建議的實船推估流程中，推估實船跡流係數時亦使用到推減係數[7]，這些公式間接體現跡流係數與推減係數之間的緊密關係。

目前有關跡流係數與推減係數關聯的研究較少。但 Dinavahi 與 Landweber 的計算結果顯示考量到邊界層的推減效應較為明顯[20]，而小寺山針對旋轉對稱的細長沉體進行理論推導與實驗，認為當螺槳完全運作於邊界層內時，跡流係數的差異會讓實船的推減係數大 10%[2]。Lin 與 Kouh 提出的 SA - BL - AD 模型則認為推

減係數隨邊界層變薄，有緩和的負尺度效應[5]，且該理論有排除前進係數造成的螺槳吸力改變。跡流係數與推減係數的關聯亦是本研究的重點之一。



### 1.2.7 船殼粗糙度

一般認為實船相較於模船有較為粗糙的船殼表面。粗糙的船殼表面不僅會增加船殼所受之阻力，對船艦的流場與螺槳的入流也會產生影響，導致更大的跡流係數與更小的前進係數。然而，粗糙度對推減係數的影響較為複雜。有研究透過實驗得出粗糙的船殼會有較小的推減係數，且在不同速度下存在不同程度的差異，其中最大的差異可達 24% [21]，也有研究用 CFD 顯示出推減係數變小的傾向，差異約為 10-20%[22]。然而亦有研究認為推減係數幾乎不被影響[23][24][25]。但大多數相關研究主要關注船殼粗糙度對馬力的影響，因此並沒有針對推減係數排除其他變因。粗糙度增加的同時，跡流係數、前進係數等皆有改變，需要更進一步的實驗排除相關變量的影響。

### 1.2.8 推進試驗預測船舶水動力性能

船舶水動力性能可以透過實驗或計算流體力學來預估。實驗一般於拖曳水槽進行，然而實驗時船舶的雷諾數與佛勞得數難以在模型尺寸下同時達成相似性，故需搭配適當的外推方法，如 ITTC 的建議和指南[7]。但船體和螺槳周圍的流動特性差異使得相關的尺度效應仍是造船界的難題[26]。

自推試驗是預估實船於靜水中的主機馬力、螺槳轉速、推進效率等參數的方法之一。自推試驗的螺槳提供實船縮尺後的推力，但由於雷諾數導致的船體摩擦阻力差異，模船船殼的阻力係數較大，該推力不足以克服模船的阻力，拖車會另外提供拖力給船體，使整個系統以目標速度前進。透過與螺槳連結的動力儀，取得螺槳的推力與扭矩，與阻力試驗以及螺槳單獨試驗的數據進行比較，計算出跡流係數與推減係數等參數，再利用 ITTC 建議的方法推估實船的推進性能。

ITTC 建議的方法[7]並不考慮推減係數的尺度效應，但考量了跡流係數中黏性跡流係數的尺度效應，得到實船較小的跡流係數。意味著由模船的有效跡流考量黏性差異後，得到實船的有效跡流。然而實船螺槳有著較小的負荷，負荷的差異會影



響交互作用速度(參考圖 2)，ITTC 的程序只對黏性差異進行修正，可能會導致跡流係數的低估。實船前進係數並非修正後的模船前進係數，而是透過推減係數求得實船螺旋槳推力，結合實船跡流係數計算出的螺旋槳入流速，計算求得螺旋槳負荷，再由螺旋槳負荷對應到前進係數。

不同於自推試驗單一船速對應到單一的螺旋槳負荷及轉速，變負荷試驗透過在同一速度下施加不同螺旋槳負荷，用以評估實船面臨到如風浪等阻力增減的情況時，推進效率、馬力與轉速的改變。變負荷試驗於 ITTC 的規範中[7]，建議一個船速至少進行四組試驗，涵蓋自推點前後-10%至+20%的負荷變化，各負荷皆有其各自的前進係數、跡流係數、推減係數等，外推各項係數至實船的方法與自推試驗相同。

本研究希望取得大量且廣範圍的推進資料，因此不同於傳統建議的變負荷試驗，實驗設計上從各船速的零推力點開始，逐步增加轉速直至零拖力點或是動力儀上限。預期觀察到前進係數與跡流係數皆隨轉速上升減少，推減係數若符合 SA-BL-AD 模型的預測也應減少。

### 1.3 研究目的

由上節可知關於推減係數的相關理論相對匱乏，前進係數與流速等變數對於推減係數的影響仍不明瞭，ITTC 建議的推進試驗流程亦有諸多可以討論的設定。本研究使用球艏油輪，於拖曳水槽對四個船速進行大範圍的變負荷試驗，由零推力點至零拖力點，試圖解析三個推進因子間的作用關係，釐清螺旋槳與船殼間的交互作用。並修正現有的推估方法，改善傳統方法中的不足之處，提升實船推估的準確性，進一步促進船舶設計與性能評估領域的發展。

### 1.4 本文架構

本研究題目為「以大範圍變負荷試驗探討推進因子間之交互作用」，分成六大大章節闡述研究內容。

第一章為緒論，包含研究背景、針對本研究相關之學術研究進行回顧，並說明本研究之目的以及架構；第二章為研究方法，描述針對本研究需求之螺旋槳設計方法以及各試驗流程與數據之計算方法；第三章為實驗設定，說明實驗條件、目標船型

與螺槳、使用設備等；第四章為實驗設備校正，描述各式儀器之校正方式與校正結果；第五章為結果與討論，呈現試驗結果並針對推進因子間的關聯進行討論；第六章為結論與建議，進行最後統整、總結本研究之發現，並對後續研究提出建議。





## 第二章 研究方法

### 2.1 螺槳設計與製作

螺槳穩定作動是良好實驗數值的重要條件之一，雷諾數是否夠高會是影響螺槳扭力與推力穩定性的重要參數。對於螺槳雷諾數的規範主要都是針對螺槳單獨試驗，但有研究顯示，低葉片面積螺槳於自推條件下可能產生流動分離[27][28]，而本研究中螺槳負荷涵蓋零推力點以及動力儀的測量上限，當螺槳運作於極低的推力時，往往伴隨著較小的雷諾數，可以預期螺槳的選用會對數值結果的穩定性產生影響。而螺槳雷諾數( $Re_{0.7}$ )的計算方式如下：

$$Re_{0.7} = \frac{\rho C_{0.7} \sqrt{V_a^2 + (0.7\pi n D)^2}}{\mu} \quad (1)$$

$\rho$ 為密度， $C_{0.7}$ 為 $0.7r/R$ 處的螺槳弦長，也就是距離螺槳軸心 $0.7$ 倍半徑處的葉片弦長， $V_a$ 為軸向入流速， $n$ 為轉速， $D$ 為螺槳直徑， $\mu$ 為水的動力黏度(dynamic viscosity)。整體由水的性質( $\rho$ 與 $\mu$ )、螺槳的特徵長度( $C_{0.7}$ )以及 $0.7r/R$ 的特徵速度( $\sqrt{V_a^2 + (0.7\pi n D)^2}$ )組成。

另一影響螺槳選擇的要件是動力儀的容量，本研究使用 Kempf & Remmers R42 動力儀，扭力比推力以及轉速更容易突破其容量上限。因此應選擇一高雷諾數且低扭矩的螺槳以適配本研究。除了高雷諾數與低扭矩外，與目標船型在設計船速的推進性能也應當有合理的搭配。

本實驗採用 B 系列(Wageningen B series)進行系列螺槳設計，系列螺槳是設計螺槳的便捷方法，B 系列最先由荷蘭船模水槽(Netherlands Ship Model Basin, NSMB)開發[29]。傳統系列螺槳設計是由主機馬力、航海餘裕、軸傳遞效率計算出傳遞馬力(Delivery horse power)，由傳遞馬力與主機轉速為起點進行設計，得出螺距比以及螺槳直徑，並考量空化情形決定展開面積比(expanded area ratio, EAR)。簡而言之，是以主機為中心進行設計，設計出適配主機負荷，並且能達到最高船速的螺槳。但本研究使用額定輸出功率 1kW 之 Yaskawa SGM7A-10AFA61 馬達，遠超過這艘



船所需的馬力，因此主機並非是設計螺槳時的限制條件。與此同時最高船速亦非是本研究的目標，故採用不同於傳統的流程進行系列螺槳設計。

系列螺槳可以調整的參數有葉片數、螺距比、直徑以及展開面積比，其中葉片數一般是事先依據噪音與振動的需求決定，故系列螺槳需決定的主要參數為後三者，以下針對螺距比、直徑、展開面積比三者對雷諾數與扭矩的影響進行討論。

由式(1)得知螺槳雷諾數與直徑、 $0.7r/R$  處弦長、轉速與入流速有關，而扭矩與轉速相乘為功率。在螺槳效率差異不大時，所需的功率類似，因此扭矩幾乎與轉速成反比。於相同負荷以及相同入流條件下，提高螺距比會使轉速下降，降低雷諾數並提升扭矩；提高直徑亦會使轉速下降，增加直徑和降低轉速的綜合效果使雷諾數提升扭矩亦提升；提高面積比對轉速影響不大，提升雷諾數但對扭矩幾乎不產生影響。三個主要參數對轉速、雷諾數、扭矩的影響如表 1。由以上分析可知，本研究應選擇盡可能低螺矩比的高面積比螺槳，並透過調整直徑使其在實船的自推條件下能於適當區間運作。設計成果委託 3D 列印廠商使用立體光刻法 (Stereolithography, SLA) 成型製造，該方法使用紫外光源選擇性地固化樹脂，最大優勢是非常高的解析度[30]。樹脂固化後的機械性能列於表 2 中。

## 2.2 螺槳單獨試驗

螺槳單獨試驗之目的是獲得螺槳於穩定均勻入流時，不同前進係數下的運作性能。由於難以驗證 3D 列印螺槳的準確性與表面粗糙度等性質，因此即便能藉由回歸式取得 B 系列螺槳的螺槳單獨性能曲線[31]，本研究仍進行螺槳單獨試驗，後續計算皆以試驗結果為準。試驗步驟如下：

### 1.事前準備

於陸上安裝較長的軸系、轉接裝置與動力儀，並做好軸系與船殼間的防水。下水後進行壓載，確保螺槳沒水深度達建議值。量測水溫並求得密度與黏滯係數[32]。將兩導桿與船身連接，利用阻力量測機構 Kempf & Remmers R63 夾具固定船體，使船體速度與拖車速度一致。動力儀的推力與扭矩兩訊號線、拖車速度訊號線、馬達轉速訊號線與資料擷取器(DAQ)接妥，DAQ 再與電腦連接。

### 2.軸空載試驗(Shaft tare test)



將無葉片的螺槳轂部裝上連接裝置，執行 LabVIEW 程式進行資料擷取，調整馬達轉速得到各轉速對應的扭矩值。

執行 LabVIEW 程式進行資料擷取，啟動拖車，動力儀測得的推力數值即是該速度下的軸阻力。

### 3.量測螺槳單獨性能

將無葉片的螺槳轂部替換成螺槳，執行 LabVIEW 程式進行資料擷取，調整馬達轉速後啟動拖車，於拖車停止前可多次調整馬達轉速，於單趟內量測數組轉速的數值。拖車停止前需先將轉速降至安全範圍，避免螺槳推力與扭矩負荷超過動力儀的量測上限，造成機構損壞。固定船速調整轉速，重複數趟直到預計測量之數據皆取得後，重複步驟 2，確保軸摩擦沒有於試驗中變化。

### 4.數據處理

動力儀測得的推力扣除軸阻力，扭矩扣除軸摩擦後分別除對應的校正斜率，便可計算推力系數 $K_T$ 與扭矩系數 $K_Q$ ，拖車速度與轉速可計算前進係數 $J$ ，透過 $K_T$ 、 $K_Q$ 與 $J$ 能進一步得到螺槳單獨效率 $\eta_o$ ，分別定義如下：

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

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \times n^2 \times D^5} \quad (3)$$

$$J = \frac{V_a}{n \times D} \quad (4)$$

$$\eta_o = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \quad (5)$$

$T$ 為推力， $Q$ 為扭矩， $\rho$ 為水密度， $D$ 為螺槳直徑， $V_a$ 為螺槳入流速，此時即為拖車速度， $n$ 為螺槳轉速(rps)。

## 2.3 阻力試驗

阻力試驗一般包含裸船阻力試驗與附屬物阻力試驗，本研究為了避免舵對各項結果的影響，除螺槳外並無附屬物，因此僅進行不裝設螺槳的裸船阻力試驗。裸船阻力試驗目的是求得不同船速下不含附屬物的船殼阻力，與裝設螺槳的自推試驗的數據結合計算出推減係數。



分析船殼阻力時一般會將其無因次化為總阻力係數 $C_T$ ，而船速亦可無因次化後以佛勞得數(Froude number,  $Fr$ )表示，定義如式(6)與式(7)。

$$C_T = \frac{R_T}{\frac{1}{2}\rho V^2 S} \quad (6)$$

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}} \quad (7)$$

$R_T$ 為阻力， $\rho$ 為密度，視水溫調整， $V$ 為船速， $S$ 為船殼濕表面積， $g$ 為重力加速度， $L$ 為船長。 $Fr$ 與船體興波有蠻大的關聯，本次試驗之四組船速分別是 0.82 m/s、0.99 m/s、1.15 m/s、1.30 m/s， $Fr$ 涵蓋 0.12 至 0.2。

總阻力係數 $C_T$ 可以拆解成由船體雷諾數 $Re$ 計算得到的平板摩擦阻力係數 $C_{FP}$ 與剩餘阻力係數 $C_R$ ，定義如下式。

$$C_{FP} = \frac{0.075}{(\log Re - 2)^2} \quad (8)$$

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (9)$$

$$C_R = C_{Tm} - C_{FPm} \quad (10)$$

$Re$ 由密度 $\rho$ 、船速 $V$ 、船長 $L$ 與為動力黏滯係數 $\mu$ 組成， $\mu$ 參考水溫與黏度關係表求得[32]。下標的 m 代表是模船的係數，若下標 s 則為實船的係數。將模船平板阻力改成用實船雷諾數計算的實船平板阻力，如式(8)，再加上船殼粗糙修正項式(12)，即可預估實船阻力係數，如式(11)。

$$C_{Ts} = C_{FPs} + C_R + \Delta C_f \quad (11)$$

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

式(12)裡的 $k_s$ 為實船船殼表面之粗糙度，其值為 $150 \times 10^{-6}$ m。

本研究的阻力試驗和推進試驗是連續進行的，阻力試驗的試驗步驟與推進試驗的步驟合併於推進試驗的段落中。

## 2.4 推進試驗

一般進行推進試驗的目的為求得推進因子與其他相關參數，並藉此推估實船推進所需的馬力與效率。本研究目的為探討螺旋槳與船體的交互作用，著重在三個推



進因子，前進係數、推減係數以及跡流係數。變負荷的範圍從零推力點至零拖力點或是動力儀容量上限。由於船體振盪會影響到零拖力時的拖力量測，因此零拖力點會以不同的設置進行。阻力試驗與推進試驗步驟如下：

#### 1. 事前準備

於陸上安裝軸系與動力儀，並做好軸系與船殼間的防水。量測水溫並由 ITTC 提供之關係表[32]求得密度與黏滯係數。量測空船重後以密度推算壓載重量，下水後進行壓載，確保水面平行於吃水線。將兩導桿與船身連接，利用 R63 夾具固定船體。動力儀的推力與扭矩兩訊號線、拖車速度訊號線、馬達轉速訊號線與資料擷取器(DAQ)接妥，DAQ 再與電腦連接。

#### 2. 裝設與校正阻力計

將 AEP Transducer F1 阻力計裝設於 R63 的力計端，裝設滑輪機構後校正力計斜率。校正完畢後拆除滑輪機構並將 R63 力計端與船體連結。

#### 3. 進行阻力試驗

裝上無葉片的螺槳轂部，執行 LabVIEW 程式進行資料擷取，啟動拖車至目標速度後鬆開 R63 之夾具，使力計端受力。資料量足夠後夾緊夾具，使力計不會受減速時的慣性力後再停止拖車。力計量測值除以校正斜率即為該船速的阻力值。

#### 4. 量測各轉速的軸摩擦

執行 LabVIEW 程式進行資料擷取，調整馬達轉速得到各轉速對應的扭矩值。

#### 5. 進行推進試驗(零拖力點以外)

將無葉片的螺槳轂部替換成螺槳，執行 LabVIEW 程式進行資料擷取，調整馬達轉速後啟動拖車，至目標速度後鬆開 R63 之夾具，使力計端受力。於拖車停止前可多次調整馬達轉速，於單趟內量測數組轉速的數值。拖車減速前啟動夾具，使力計不受減速時的慣性力再停止拖車。力計量測值除以校正斜率即為該船速的拖力值，動力儀測得的推力除以斜率即為螺槳推力，動力儀測得的扭矩扣除軸摩擦後除以斜率即為螺槳扭矩。須注意螺槳推力與扭矩負荷不得超過動力儀的量測上限，以免機構損壞。

#### 6. 進行推進試驗(零拖力點)

解開 R63 力計端與船體之連結，執行 LabVIEW 程式進行資料擷取，調整馬達轉速後啟動拖車，至目標速度後鬆開 R63 之夾具，調整馬達轉速直至船體與拖車等速前進，資料量足夠後停止拖車。待測數據點皆測量完畢後，替換回無葉片的螺旋槳轂部，重複步驟 3，確保軸摩擦沒有於試驗中變化。



## 7. 數據處理

### 7-1 計算推減係數 $t$

推減係數的定義如下：

$$t = \frac{S}{T} = \frac{F + T - R_T}{T} = \frac{K_S}{K_T} \quad (13)$$

$F$ 為阻力計量測之拖力， $T$ 為動力儀量測到的螺旋槳推力， $R_T$ 為該船速於阻力試驗的裸船阻力值。推進試驗中船殼受到阻力的量，等同於向前的推力與拖力總和( $F + T$ )，該阻力比裸船時( $R_T$ )增加的量便是螺旋槳對船殼的吸力( $S$ )，吸力對推力( $T$ )的比值即為推減係數。由於推力位在分母，當推力較小時推減係數容易發散，因此參考推力係數 $K_T$ ，式(2)，新增吸力係數 $K_S$ ，幫助討論靠近零推力點時吸力的變化，定義如下：

$$K_S = \frac{S}{\rho \times n^2 \times D^4} \quad (14)$$

### 7-2 計算前進係數 $J$

使用等推力法(Thrust identity method)，利用前進係數 $J$ 與 $K_T$ 之間一對一的關係，先求得 $K_T$ 即可得知當下的 $J$ 值。 $K_T$ 定義見式(2)，由動力儀測得的推力、水溫推算的水密度、設定的螺旋槳轉速、螺旋槳直徑可求得 $K_T$ 。再內插螺旋槳單獨性能曲線便能得知前進係數。

### 7-3 計算跡流係數 $w$

跡流係數 $w$ 的定義如下：

$$w = 1 - \frac{V_a}{V} \quad (15)$$

$V_a$ 代表螺旋槳的入流速，而 $V$ 則代表船速(即拖車速度)。已知 $J$ 、轉速 $n$ 和螺旋槳直徑 $D$ ，可透過 $J$ 的定義，式(4)，推導出 $V_a$ 的值。且 $V$ 為已知，便能進一步推導出跡流係數 $w$ 。由三個試驗取得前進係數 $J$ 、跡流係數 $w$ 、推減係數 $t$ 的流程如圖 3

### 7-4 推估實船的推進因子



ITTC 建議的實船推估方法[7]假設推減係數無尺度效應，如式(16)，但考量了跡流係數中黏性跡流係數的尺度效應，推估方法如式(17)。

$$t_s = t_m \quad (16)$$

$$w_s = t_s + (w_m - t_m) \times ev \quad (17)$$

$$ev = \frac{C_{FPS} + \Delta C_f}{C_{FPm}} \quad (18)$$

其中  $ev$  便是由黏性差異構成的修正係數，由實船與模船的平板摩擦阻力， $C_{FPS}$  與  $C_{FPm}$ ，式(8)，以及船體表面粗糙修正項  $\Delta C_f$ ，式(12)，組成。

實船前進係數  $J_s$  並非修正後的模船前進係數，而是透過推減係數求得實船螺槳推力，如式(19)，結合實船跡流係數計算出的螺槳入流速，計算求得螺槳負荷，式(20)，再由螺槳負荷對應到實船前進係數。

$$T_s = \frac{R_{Ts}}{1 - t_s} \quad (19)$$

$$\frac{K_T}{J_s^2} = \frac{T_s}{\rho_s \times (V_s \times (1 - w_s) \times D_s)^2} \quad (20)$$

式(19)是由式(13)而來，因實船並沒有拖力  $F$ ，而式中  $R_{Ts}$  則是透過  $C_{Ts}$ ，式(11)，與式(6)計算而得。 $K_T/J_s^2$  可藉由單獨螺槳性能曲線計算出與  $J$  的對應關係。在已知實船跡流係數與前進係數後，便可利用前進係數的定義，式(4)，推得實船螺槳轉速。

## 2.5 前進係數自變數法

在上述 ITTC 推估實船方法中，實船的前進係數是在已知實船自推時的跡流係數與推減係數後，計算出能恰巧提供足以克服船體阻力之推力的前進係數。此方法忽略了推進因子之間會相互影響的特性，並假設模船實驗的自推點具有代表性，能體現實船自推時的情況。

然而即便在不假設任一試驗條件具有代表性的前提下，將跡流係數與推減係數皆視為前進係數的函數，依舊可對變負荷試驗的數據進行迭代，若跡流係數與推減係數無不合理的大幅變化，則會恰有一實船前進係數能在其對應的跡流係數與推減係數下提供剛好克服船體阻力的推力，如圖 4。稱此方法為「前進係數自變數法」，此法與 ITTC 程序的比較如圖 5。前進係數自變數法不僅避開了原先模船自



推點具有代表性的假設，還能考量在傳統跡流係數推算過程中忽略的交互作用速度差異，若是前進係數對推減係數有影響，在相同的前進係數下進行試驗也能排除相關變因。

實務上採用英式法進行自推試驗時亦需要進行一組以上的實驗量測，前進係數自變數法的試驗量未必會大於傳統流程。兩方法得出的結果示意如圖 6，可以看出前進係數對跡流係數以及推減係數的影響是如何反映在兩方法的結果之上。

前進係數自變數法的數據處理方式如下：

- 1.求得各試驗條件之前進係數、推減係數、跡流係數，方法同 2.4 節 7-1 至 7-3。
- 2.猜測一前進係數值。
- 3.以線性內插得到該前進係數對應之推減係數與跡流係數。
- 4.由式(19)、式(20)求得該組推減係數與跡流係數下的前進係數。
- 5.若計算出之前進係數不同於原先帶入之值，將計算之結果帶回第三步進行迭代，若兩前進係數相等，則使用該組前進係數、推減係數與跡流係數計算後續之轉速、效率等。

### 第三章 實驗設定



#### 3.1 螺槳設計結果

參考使用同一目標船型的阻力推進試驗[33]所得的阻力、推減係數與跡流係數進行螺槳設計。最終設計螺槳參數如表 3，葉片數 4，直徑 0.16 m，螺距比 0.6，展開面積比 0.8。估算於船速 1.15 m/s 的自推點時雷諾數約為  $2.4 \times 10^5$ ，螺槳單獨效率約為 0.46，零推力點時雷諾數亦有  $1.6 \times 10^5$ ，並且零拖力時的扭矩仍在動力儀承受範圍內。螺槳製作成果如圖 7。

#### 3.2 目標船型

邊界層為影響推減係數的要素之一，明顯的邊界層效應也能使有效跡流在螺槳作動下有顯著的改變，較肥胖、艉部船殼貼近螺槳的船型亦能有較明顯的推減效應。除此之外，低速船航行於較小的佛勞得數( $Fr$ )，有較小的興波且螺槳負荷較小，能減少  $t_w$  的效應，著重在  $t_p$  的變化。因此本研究的目標船型使用縮尺比 40，模船長 4.430 m，寬 0.805 m，吃水 0.289 m，排水量 0.816 m<sup>3</sup>，方塊係數(Block Coefficient,  $C_B$ ) 0.79 的球艏油輪，如圖 8，預期能產生較明顯的邊界層以及推減效應。船型主要尺寸列於表 4。激紊裝置使用釣魚線，基於建議[34]選用直徑 1.5 mm 之釣魚線置於球艏後方 37 cm 處。

#### 3.3 試驗水槽與拖車系統

螺槳單獨試驗、阻力試驗、推進試驗皆在臺大船模試驗水槽進行，水槽長 125 m，槽寬 8 m，水深 4 m，水槽拖車由日本 IHI 公司製造，拖曳速度範圍為 0.5~5.0 m/s。

#### 3.4 螺槳單獨試驗系統

試驗採用類似自推試驗的配置，但倒裝的船體與螺槳使螺槳位於入流端，並額外壓載使軸沒水深達建議值。為避免船殼對螺槳的運動與力的量測產生影響，使用較自推設備長的軸系。然而現有設備中，與船殼契合的最長軸系與螺槳孔徑並不匹



配，因此設計一轉接機構連結軸與螺槳，連接機構與無葉片的螺槳轂部皆使用熔融沈積成型 (FDM) 的 3D 列印製成，如圖 9，試驗時裝設如圖 10。螺槳距船體 45 cm，約為 2.8 倍直徑，大於 ITTC 建議的 1.5-2.0 倍直徑[35]，軸沒水深 24 cm，恰等於建議的 1.5 倍螺槳直徑。

### 3.5 阻力試驗與推進試驗系統

裸船試驗之阻力與推進試驗之拖力使用 AEP Transducer F1 阻力計搭配 Kempf & Remmers R63 量測，阻力計本身可承受的容量大小為 5 kg。螺槳之推力與扭矩透過 Kempf & Remmers R42 動力儀量測，最大可承受的推力為 30 N，扭矩 0.5 N·m，轉速每分鐘 3500 轉。馬達使用 Yaskawa SGM7A-10AFA61 並透過 Wonbang Forcetech 之 POD (全方位機槳一體推進裝置) 馬達控制器與控制軟體進行控制，裝設時以水平儀與雷射輔助確保螺槳軸系與動力儀同軸、動力儀與馬達平行，如圖 11。

動力儀之推力訊號、扭矩訊號與阻力計之訊號分別經由三台 KYOWA CDV-900 放大器後，與拖車之速度訊號、馬達之轉速訊號接至 National Instruments USB-6341 資料截取系統(DAQ)，DAQ 再連結至電腦，使用 LabVIEW 軟體進行資料擷取。

船體與拖車的連結包含前後導桿，R63 的力計端、夾具端，前後導桿限制船體橫向的運動，力計端量測阻力或拖力，夾具則是在拖車加減速段固定船體前後方向運動，避免慣性力突破力計負荷。整體機構的設置如圖 12 所示。



## 第四章 實驗設備校正

### 4.1 阻力量測設備

先將阻力計與兩組滑輪機構安裝於 R63，用釣魚線穿過滑輪機構，將砝碼的重力透過釣魚線轉為水平方向的力，施加在阻力計上，示意圖如圖 13。逐步增加砝碼重量後再依序取下，紀錄受力與對應的電壓值。由於阻力計安裝的鬆緊程度會略為影響校正斜率，每次重新安裝阻力計都要重新進行校正。本次試驗共有兩次校正數值，首次斜率為  $1.673 \text{ V/kg}$ ，標準差  $0.007 \text{ kg}$ ，第二次斜率為  $1.686 \text{ V/kg}$ ，標準差  $0.005 \text{ kg}$ ，阻力計的校正結果如圖 14、圖 15 所示。

### 4.2 螺槳動力儀

R42 動力儀實際使用時一端連接馬達，另一端透過軸系連接螺槳，螺槳的受力會透過軸系傳遞到動力儀上。動力儀的推力與扭矩需分開校正。校正推力時，將 R42 垂直裝於校正架上，螺槳端朝上透過一金屬框連接載重盤，如圖 16。逐步增加砝碼重量後再依序取下，紀錄受力與對應的電壓值。校正斜率為  $1.410 \text{ V/kg}$ ，標準差為  $0.001 \text{ kg}$ ，如圖 17 所示。

校正扭矩時將 R42 水平裝於校正架上，螺槳端接上長條形之校正板，另一端用銅環固定。在校正板的一端逐步增加砝碼重量後再依序取下，於另一端增加砝碼重量後再依序取下，扭矩值為砝碼重量乘校正板力臂長  $0.15\text{m}$ ，紀錄所受力矩與對應的電壓值，如圖 18。由於 R42 的扭矩容量很小，應先計算好砝碼重量上限再進行校正。順時針之校正斜率為  $-13.642 \text{ V/N}\cdot\text{m}$ ，標準差為  $0.002 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，如圖 19 所示。逆時針之校正斜率為  $13.647 \text{ V/N}\cdot\text{m}$ ，標準差為  $0.003 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，如圖 20 所示。

### 4.3 伺服馬達、馬達控制器以及控制軟體

此套系統原先是 POD 系統的一部分，原先 POD 系統有減速齒輪會將馬達轉速減半，本實驗的設置並不包含該部分，因此電腦軟體設定之轉速與實際轉速有兩倍差值，設定  $30 \text{ rpm}$  時馬達與螺槳實際轉速為  $1 \text{ rps}$ 。



## 第五章 結果與討論

### 5.1 試驗結果

螺槳單獨試驗時水溫為 20 度，密度  $\rho$  為  $998.2 \text{ kg/m}^3$ ，動力黏滯係數  $\mu$  為  $1.002 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ，試驗結果如表 5，以前進係數為橫軸，製成螺槳單獨性能曲線圖（圖 21），後續自推實驗會以此圖回推螺槳前進係數。

進行阻力試驗時水溫為 20 度，密度  $\rho$  為  $998.2 \text{ kg/m}^3$ ，動力黏滯係數  $\mu$  為  $1.002 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ，裸船阻力試驗結果如表 6 與圖 22，圖中橘線為平板阻力，可以觀察到，即使本實驗進行於興波效應較不顯著的低佛勞得數，總阻力  $C_T$  扣除平板阻力  $C_{FP}$  之剩餘阻力  $C_R$  仍有上升的趨勢，試驗結果可能參雜興波的效應。

推進試驗接續阻力試驗進行，水溫、密度、動力黏滯係數皆相同。變負荷之螺槳轉速間隔為 1 rps，除 1.30 m/s 外的三個船速皆完成零推力至零拖力點的量測，1.30 m/s 進行至 15 rps 時已臨近動力儀扭矩負荷上限，故未完成零拖力點之量測。各船速之數據呈現於表中(表 7、表 8、表 9、表 10)，接著會對這些數據進行比較分析。

### 5.2 前進係數與跡流係數之關係

如原先所預期，參考圖 23，跡流係數  $w$  隨船速提升下降，同時隨螺槳負荷提升 ( $J$  變小) 而下降，顯示螺槳負荷對交互作用速度之影響顯著，該變化於接近零推力點處趨緩。

以 ITTC 方法估算， $1.15 \text{ m/s}$  自推點之實船前進係數比模船的前進係數大 0.020，將此差異套用表 9 之數據，製成圖 24，交互作用速度的不同使有效跡流係數有 0.011 的落差，約為 4%，並不明顯。但由於實船前進係數  $J$  是由實船跡流係數  $w$  推得，式(20)，實船  $w$  則是透過模船  $w$  與推減係數獲得，式(17)，本實驗較大的推減係數使得實船  $w$  與模船差異不大，進而導致實船與模船的  $J$  差異較小。若是其他有較小推減係數的船型與螺槳搭配，很可能會有更大的前進係數差異，進而有更明顯的交互作用速度被高估，使實船跡流係數低估的幅度更大。



### 5.3 前進係數與推減係數、吸力係數之關係

將計算出的推減係數對前進係數作圖，縱軸僅擷取 0 到 1 之間的數值，屏除掉靠近零推力，發散的數據點，製成圖 26。可看到圖中最低速的 0.82 m/s 有相對較大的推減係數，尤其在高前進係數，也就是低轉速時特別明顯，且整體而言推減係數有隨前進係數增加而加大的趨勢。0.82 m/s 的數值較不穩定且相對發散，可能與低速時伴隨的低雷諾數產生的不穩定、量測誤差在推力較小時會被放大或是與目標船型於低速時發生的流體現象(如邊界層分離)有關。

將螺槳對船殼的吸力對螺槳推力作圖，只呈現正推力的數據如圖 25，圖中顯示 0.82 m/s 於低推力時，相對其他船速有偏高且較為離散的吸力，借此推斷推減係數偏高且不穩定的主因並非量測誤差，而是由實際的物理現象引起。另外三個船速的吸力與推力皆有明顯的線性關係，然而推減係數仍隨螺槳負荷改變，意味著推減係數隨前進係數上升的原因是吸力的截距不為零，亦即螺槳於零推力時仍然會對船殼產生吸引力。

螺槳零推力時並不表示翼形不產生升力，而是翼形升力向前的分力總和與螺槳向後的阻力分量恰好抵消，微量升力對船殼的誘導阻力即是圖 25 中趨勢線的 Y 軸截距。依照推斷應於較高的速度展現較大的截距，然而該數值太小，已接近量測的誤差值，無法從本實驗中確立其趨勢。

相較於使用推力進行無因次化的推減係數，使用轉速無因次化的吸力係數可以更好地表示零推力點附近的吸力變化情形。將吸力係數、推力係數對前進係數製成圖 27。

由圖中觀察到 0.82 m/s 的數據表現明顯不同於其餘三組船速，另外三組船速的吸力係數與前進係數有一定程度的線性關係，且即使螺槳零推力甚至負推力 ( $K_T \leq 0$ )，吸力係數與前進係數仍維持類似的趨勢。如式(13)所示， $K_S$  與  $K_T$  的比值即為推減係數，由此圖能更明瞭地看出推減係數隨前進係數的變化趨勢。

### 5.4 跡流係數與推減係數、吸力係數之關係

將推減係數以及吸力係數分別對跡流係數作成圖 28 與圖 29。圖 28 看出隨著跡流係數增加，推減係數有增加的趨勢，且於此圖中 0.82 m/s 的數據貼合其餘三



組船速，整體數據相當一致。然而若是以吸力係數作圖， $0.82\text{ m/s}$  的數據依舊離群，其他組速度的吸力係數隨跡流係數上升而下降。或許吸力的現象在某些情況下(如船殼邊界層分離)並非螺旋槳轉速主導，不適合用轉速無因次化。

若將  $0.82\text{ m/s}$  視為離群值不考慮，前進係數與跡流係數皆能良好的( $R^2 > 0.85$ )預測吸力係數與推減係數(推減係數需排除大於 1 或小於 0 的數據)。四組船速皆考慮時只有跡流係數對推減係數的預測較好。

## 5.5 線性回歸分析

即便前進係數與跡流係數皆與推減係數和吸力係數有明顯關聯，圖 23 顯示了跡流係數與前進係數之間的正相關，因此難以藉由圖 27 以及圖 29 就說明前進係數以及跡流係數各別對吸力係數的貢獻。若要考量實船較大的前進係數與較小的跡流係數分別對推減係數作用為何，勢必要分開兩者的貢獻。

將前進係數以及跡流係數設為解釋變量，並考量到使用的是線性模型，使用與兩係數關係較為線性的吸力係數作為目標變量，進行多變量線性迴歸分析。採用除了  $0.82\text{ m/s}$  以外的三個船速，共 28 個數據點，前進係數涵蓋 0.37 至 0.71，跡流係數涵蓋 0.26 至 0.41，結果如表 11。跡流係數作為解釋變量並沒有通過邊際檢定(t test)， $p$  值大於 0.05，說明於線性迴歸分析中，扣除前進係數的影響後，跡流係數對吸力係數的貢獻沒有達到統計上的顯著水準。但由於本次實驗相同的前進係數有著差異不大的跡流係數(參考圖 23)，跡流係數的影響自然不容易體現，也可能是跡流係數對吸力係數的影響並非線性，只能說在這三組實驗的數據中，前進係數就足以解釋大部分吸力係數的變化。

單純考慮  $1.15\text{ m/s}$  自推點實船與模船前進係數差異造成的推減係數變化，實船推減係數大 0.010，約是 5% 的差異，並不明顯。但如同 5.3.1 節所述，本次模型試驗與實船的前進係數差異只有 0.020，其他船型與螺旋槳搭配可能會有較明顯之差異。

若不將最低船速視為離群值，納入  $0.82\text{ m/s}$  的資料進行分析，四組船速共 36 個數據點，前進係數涵蓋 0.36 至 0.71，跡流係數涵蓋 0.26 至 0.41，結果如表 12。



這組模型的解釋力下降，但跡流係數通過邊際檢定，係數為正值，與 SA - BL - AD 模型預期的變化方向相同。

## 5.6 ITTC 程序與前進係數自變數法之結果

使用 ITTC 程序與前進係數自變數法推估  $1.15 \text{ m/s}$  時的實船自推點參數，結果如表 13，並繪製於圖 24 上。前者的前進係數、跡流係數、推減係數、轉速(rps)依序為  $0.4417$ 、 $0.2393$ 、 $0.1865$ 、 $1.633$ ，後者則為  $0.4376$ 、 $0.2475$ 、 $0.1944$ 、 $1.9605$ 。兩方法的推估結果差異不大，前進係數與轉速的差異皆小於  $1\%$ ，跡流係數與推減係數分別有  $3.4\%$  與  $4.2\%$  的差異。圖 24 顯示了此次實驗之結果與原先圖 6 所預期的結果有相同的趨勢，且如同 2.5 節的描述，進行兩方法的推估所需的數據量是相同的。

跡流係數與推減係數對效率的影響方向相反，且在本研究的案例中，前進係數幾乎保持不變，導致螺槳單獨效率差異很小。綜合來說，兩方法預估的實船轉速、效率與馬力差異皆小於  $1\%$ ，幾乎沒有差異。然而如同 5.2 節描述，本次實驗船型與螺槳搭配的結果，於 ITTC 法中有較小的模船與實船前進係數差異，進而導致兩方法推估差異不明顯，於其他的船型螺槳搭配或許會有較顯著的結果。



## 第六章 結論與建議

### 6.1 結論

本研究針對一艘 4.43 m 的球艏油輪，對 0.82 m/s、0.99 m/s、1.15 m/s、1.30 m/s 四組船速進行大範圍的變負荷試驗，探討推進因子間的影響。並參考推力係數，提出使用螺槳轉速無因次化螺槳對船殼吸力的吸力係數。有助於探討零推力甚至是負推力時的現象。

實驗數據顯示前進係數增加的同時，跡流係數與推減係數增加，吸力係數降低。若是忽略實船與模船間前進係數差異對跡流係數的影響，可能導致 4%甚至更高的跡流係數低估。

數據亦顯示螺槳推力與螺槳對船殼之吸力呈線性關係，且由於螺槳零推力時仍須產生微量升力克服葉片摩擦力，導致零推力時的吸力截距為正值。該截距便是推減係數隨前進係數的增長的原因。

跡流係數的增加也會伴隨推減係數增加，吸力係數降低，然而在多變量線性回歸分析中，扣除前進係數對吸力係數的影響後，跡流係數對吸力係數的影響並不明確，需要進一步的實驗釐清。

推進試驗忽略模船與實船的前進係數差異可能會導致低估跡流係數與推減係數。本研究使用前進係數自變數法進行推估，結果顯示跡流係數與推減係數分別與 ITTC 方法有 3.4% 與 4.2% 的差異。然而兩者對效率的影響方向相反再加上前進係數幾乎不變使得實船螺槳作動時的效率差異很小，對於預估實船效率與馬力的影響並不顯著。

### 6.2 建議

除了提升設置精準度以及增加實驗組數，盡可能減少誤差外，後續可以針對不同面向進行更進一步的實驗。例如重點量測零推力點附近的數據，驗證零推力時吸力與摩擦力的對應關係；增加不同船速的數據亦或是使用不同船型進行實驗，確立推減係數與興波間的關聯：探討前進係數自變數法應用於不同船型與螺槳時與傳統方法的差異；調整螺槳與船殼間距或是替換使用多顆螺槳進行實驗，避開同船速

下前進係數與跡流係數一對一的對應關係，進一步解析跡流係數對推減係數的影響。



## 附註

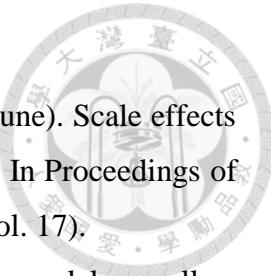
在本研究過程中，我與葉子玄共同進行船模實驗的數據收集和初步處理。儘管我們的研究基於相同的實驗數據，但我們分別進行了不同的分析和探討，以解決各自的研究問題。因此，兩篇畢業論文在內容和分析方法上均具有獨立性，絕不存在抄襲的嫌疑。希望讀者能理解這一點，並消除任何關於抄襲的疑慮。



## 參考文獻

- 
- [1] Gomes, F. V. (1974). Scale Effects on Thrust Deduction Factor.
  - [2] 小寺山亘, & コテラヤマワタル. (1975). 船の推力減少率に関する基礎的研究.
  - [3] Huang, T. T., Wang, H., Santelli, N., & Groves, N. C. (1976). Propeller/stern/boundary-layer interaction on axisymmetric bodies: theory and experiment (No. DTNSRDC-76-0113 R&D Rpt.). Naval Sea Systems Command.
  - [4] Nowacki, H., & Sharma, S. D. (1971). Free-surface effects in hull propeller interaction. University of Michigan.
  - [5] Lin, T. Y., & Kouh, J. S. (2015). On the scale effect of thrust deduction in a judicious self-propulsion procedure for a moderate-speed containership. Journal of Marine Science and Technology, 20, 373-391.
  - [6] Carlton, J. (2018). Marine propellers and propulsion. Butterworth-Heinemann.
  - [7] International Towing Tank Conference (2021). ITTC-Recommended Procedures and Guidelines 1978 ITTC Performance Prediction Method 7.5-02-03-01.4
  - [8] Choi, J. E., Kim, J. H., & Lee, H. G. (2011). Computational study of the scale effect on resistance and propulsion performance of VLCC. Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 48(3), 222-232.
  - [9] Castro, A. M., Carrica, P. M., & Stern, F. (2011). Full scale self-propulsion computations using discretized propeller for the KRISO container ship KCS. Computers & fluids, 51(1), 35-47.
  - [10] Song, S., Demirel, Y. K., & Atlar, M. (2020). Penalty of hull and propeller fouling on ship self-propulsion performance. Applied Ocean Research, 94, 102006.
  - [11] Ponkratov, D., & Zegos, C. (2015, June). Validation of ship scale CFD self-propulsion simulation by the direct comparison with sea trials results. In Proceedings of the Fourth International Symposium on Marine Propulsors.
  - [12] Sezen, S., Delen, C., Dogrul, A., & Atlar, M. (2021). An investigation of scale effects on the self-propulsion characteristics of a submarine. Applied Ocean Research, 113, 102728.

- [13] Sun, W., Hu, Q., Hu, S., Su, J., Xu, J., Wei, J., & Huang, G. (2020). Numerical analysis of full-scale ship self-propulsion performance with direct comparison to statistical sea trail results. *Journal of marine science and engineering*, 8(1), 24.
- [14] Sun, S., Wang, C., Guo, C., Zhang, Y., Sun, C., & Liu, P. (2020). Numerical study of scale effect on the wake dynamics of a propeller. *Ocean Engineering*, 196, 106810.
- [15] Sasajima, H., Tanaka, I., & Suzuki, T. (1966). Wake distribution of full ships. *Journal of Zosen Kiokai*, 1966(120), 1-9.
- [16] Brard, R. and Aucher, M. (1969). Ship Resistance, Wake, Thrust Deduction and the Effect of Scale, ATMA Bulletin, 1969.
- [17] Aucher, M.(1973). Method of Predicting Ship Performance from Model Test Results, Paper presented to ITTC Performance Committee, 1973.
- [18] Dyne, G. (1977). On the Scale Effect on Wake and Thrust Deduction. 13th ITTC, Hamburg.
- [19] Bowden, B. S. and Davison (1975). Examination of the Wake Scale Effect for Single Screw Ships Using the NPL/BSRA Correlation Data. 14th ITTC, Ottawa.
- [20] Dinavahi, S. P. G., & Landweber, L. (1981). EFFECT OF BOUNDARY LAYER ON THRUST DEDUCTION.
- [21] Papakonstantinou, V. K., Passas, G. P., Trachanas, J. P., & Tzabiras, G. D. EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ROUGHNESS EFFECT ON THE RESISTANCE AND SELF-PROPULSION OF A SHIP MODEL DE Liarokapis, NTUA, Greece.
- [22] Song, S., Demirel, Y. K., & Atlar, M. (2020). Penalty of hull and propeller fouling on ship self-propulsion performance. *Applied Ocean Research*, 94, 102006.
- [23] Kan, S., Shiba, H., Tsuchida, K., & Yokoo, K. (1958). Effect of fouling of a ship's hull and propeller upon propulsive performance. *International Shipbuilding Progress*, 5(41), 15-34.
- [24] Tokunaga, K., & Baba, E. (1982). Approximate calculation of ship frictional resistance increase due to surface roughness. *Journal of the society of naval architects of Japan*, 1982(152), 55-61.
- [25] Tadros, M., Ventura, M., & Guedes Soares, C. (2023). Effect of hull and propeller roughness during the assessment of ship fuel consumption. *Journal of Marine Science and Engineering*, 11(4), 784.



- [26] Bertram, V. (2012). Practical ship hydrodynamics. Elsevier.
- [27] Hasuike, N., Okazaki, M., Okazaki, A., & Fujiyama, K. (2017, June). Scale effects of marine propellers in POT and self propulsion test conditions. In Proceedings of the 5th International Symposium on Marine Propulsors, SMP (Vol. 17).
- [28] Li, D. Q., Lindell, P., & Werner, S. (2019). Transitional flow on model propellers and their influence on relative rotative efficiency. Journal of Marine Science and Engineering, 7(12), 427.
- [29] Van Lammeren, W. P. A., van Manen, J. V., & Oosterveld, M. W. C. (1969). The Wageningen B-screw series.
- [30] Finnes, T. (2015). High definition 3d printing—comparing sla and fdm printing technologies. The Journal of Undergraduate Research, 13(1), 3.
- [31] Barnitsas, M. M., Ray, D., & Kinley, P. (1981). KT, KQ and efficiency curves for the Wageningen B-series propellers. University of Michigan.
- [32] International Towing Tank Conference (2011). ITTC-Recommended Procedures and Guidelines Fresh Water and Seawater properties 7.5-02-01-03.
- [33] 廖健凱. (2016). 應用自航試驗系統推估能源效率設計指標之研究. 國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系學位論文, 2016, 1-74.
- [34] Gibbings, J. C. (1959). On boundary-layer transition wires.
- [35] International Towing Tank Conference (2021). ITTC-Recommended Procedures and Guidelines Open Water Test 7.5-02-03-02.1

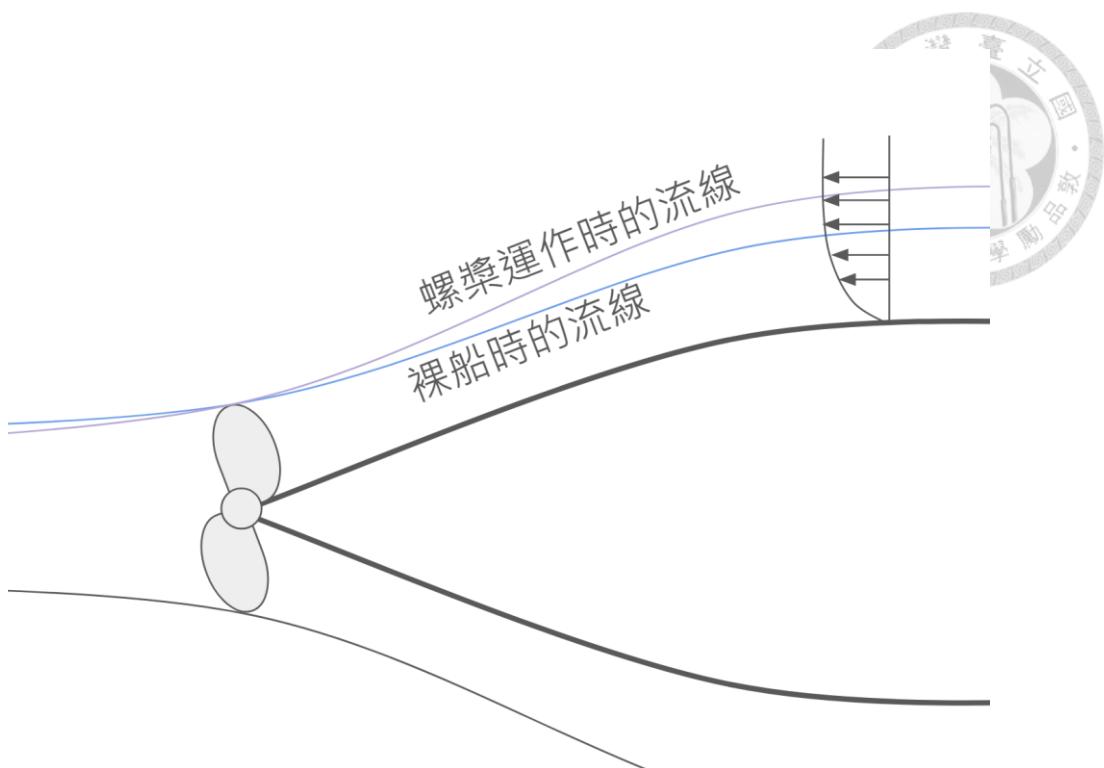


圖 1 流縮現象示意圖

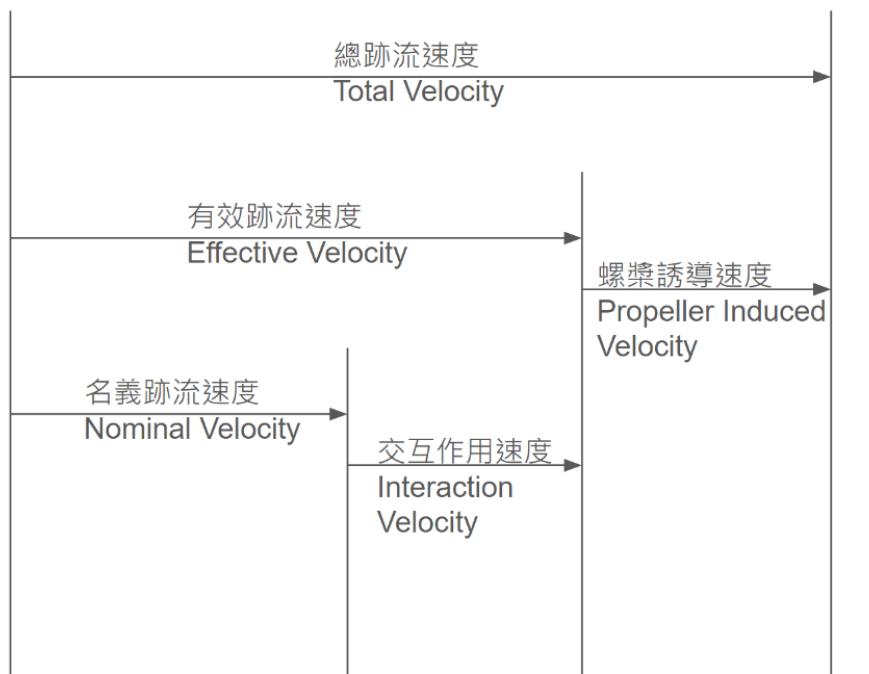


圖 2 艪流場的組成

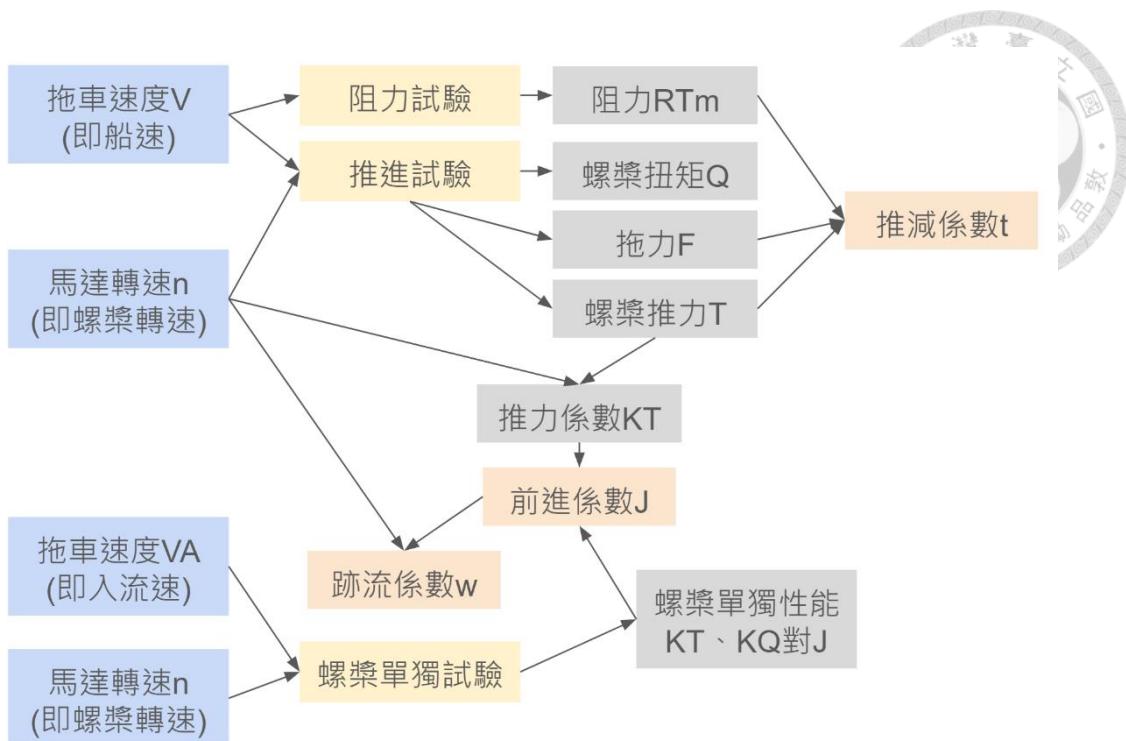


圖 3 推進因子計算流程圖

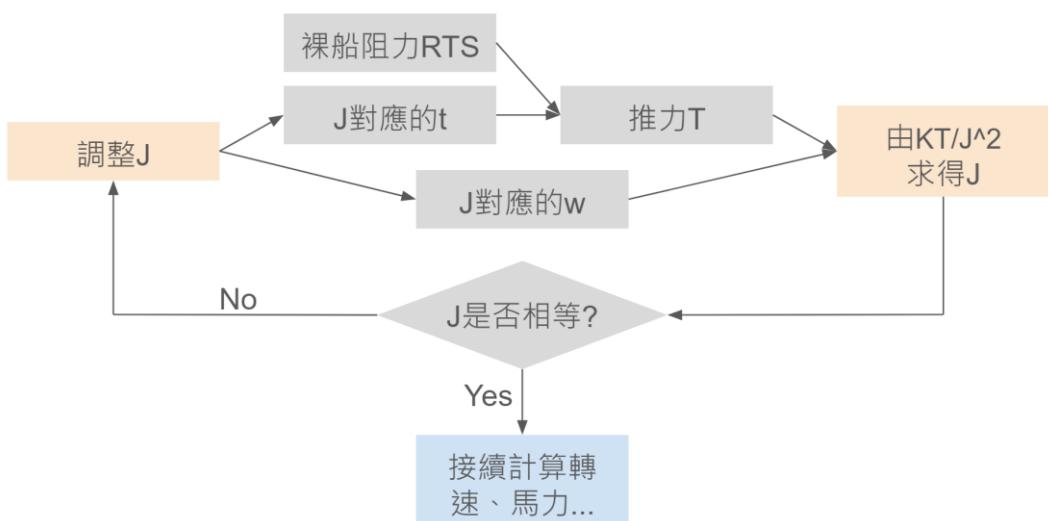


圖 4 前進係數自變數法流程圖

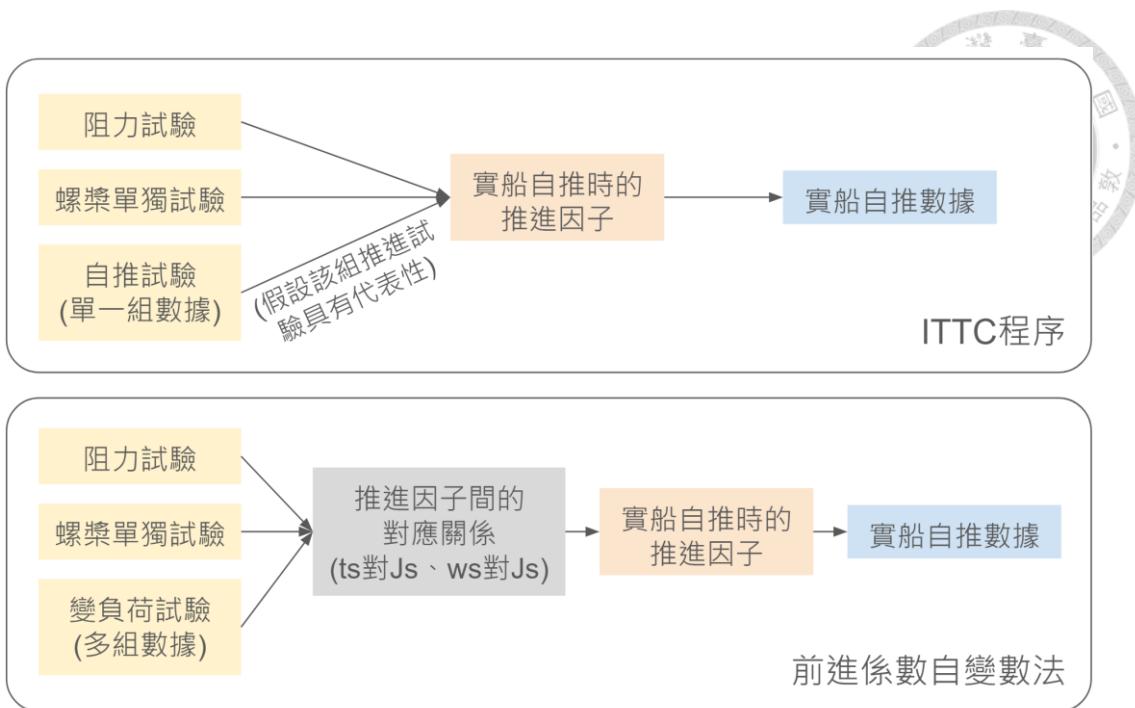


圖 5 ITTC 法與前進係數自變數法之程序比較

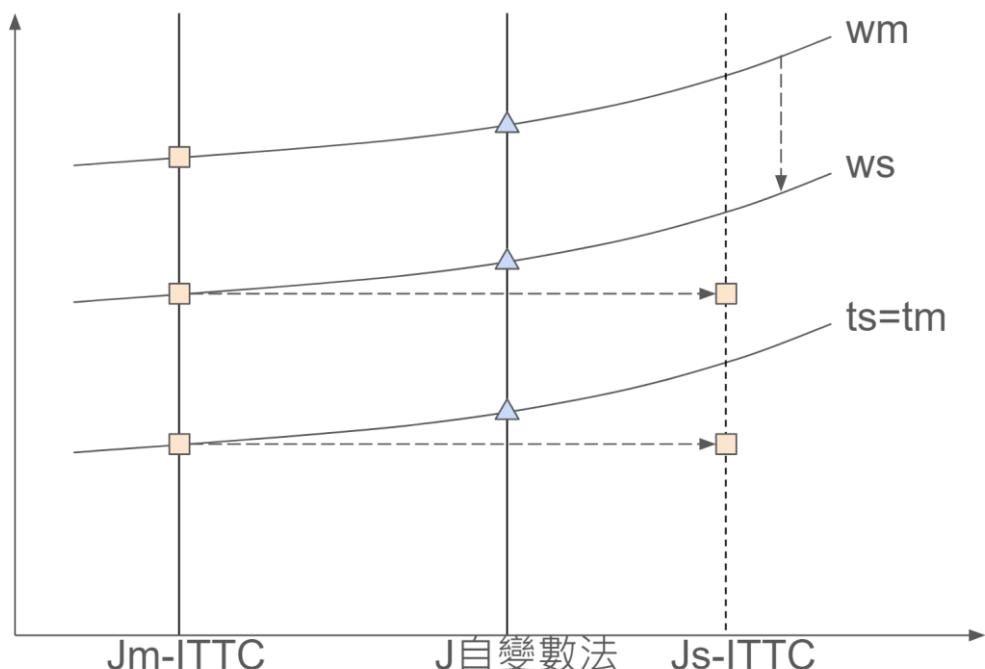


圖 6 ITTC 法與前進係數自變數法之結果示意圖

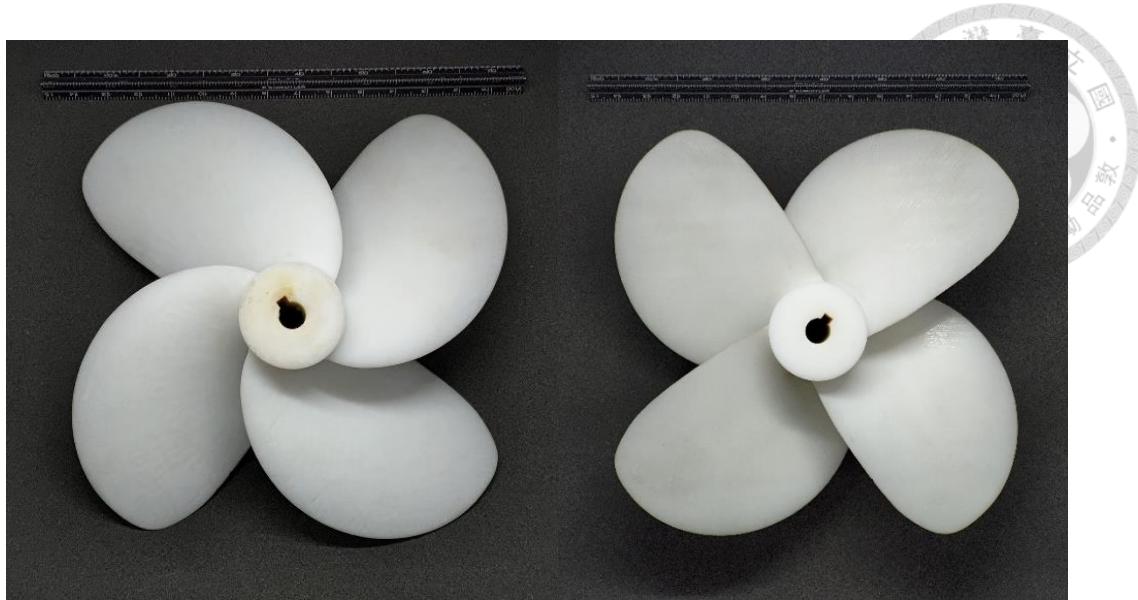


圖 7 目標螺槳  
(左圖為吸力面，右圖為壓力面)



圖 8 目標船



圖 9 無葉片的螺槳軸部(左)連結機構(右)

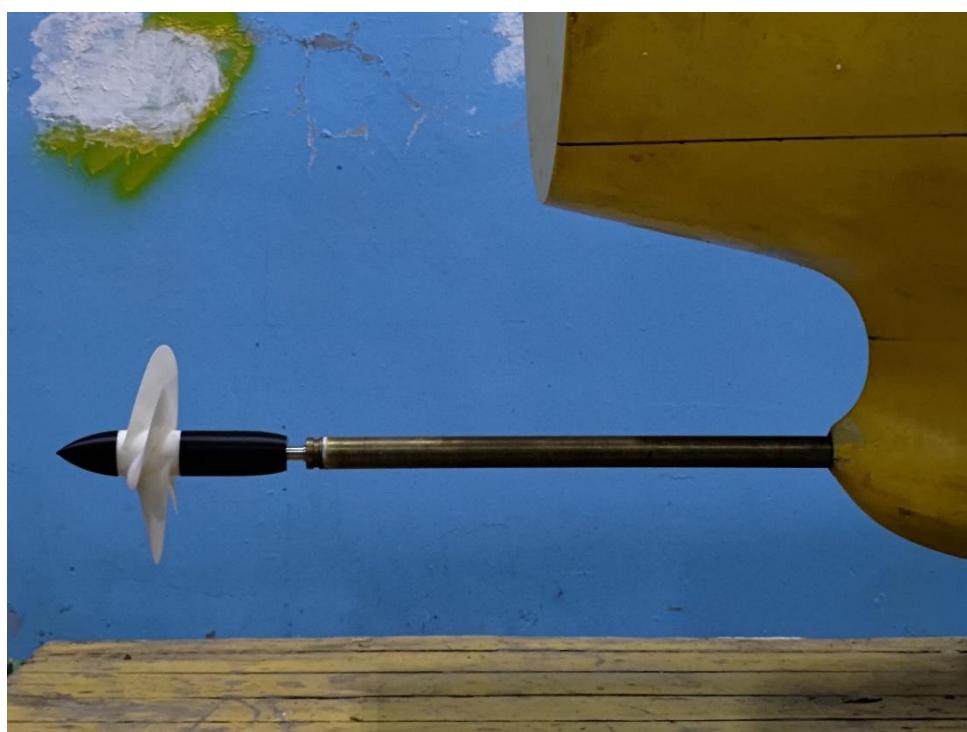


圖 10 螺槳單獨試驗裝設示意圖



圖 11 雷射對齊

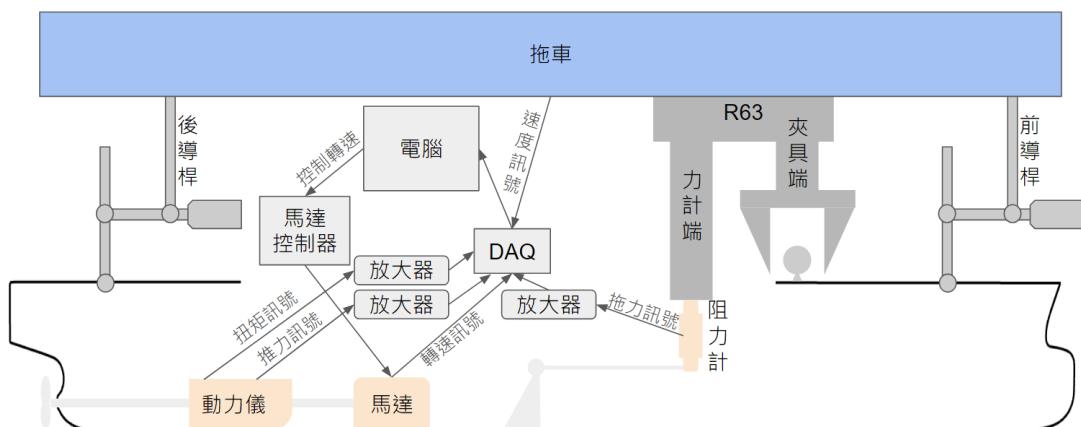


圖 12 推進試驗示意圖

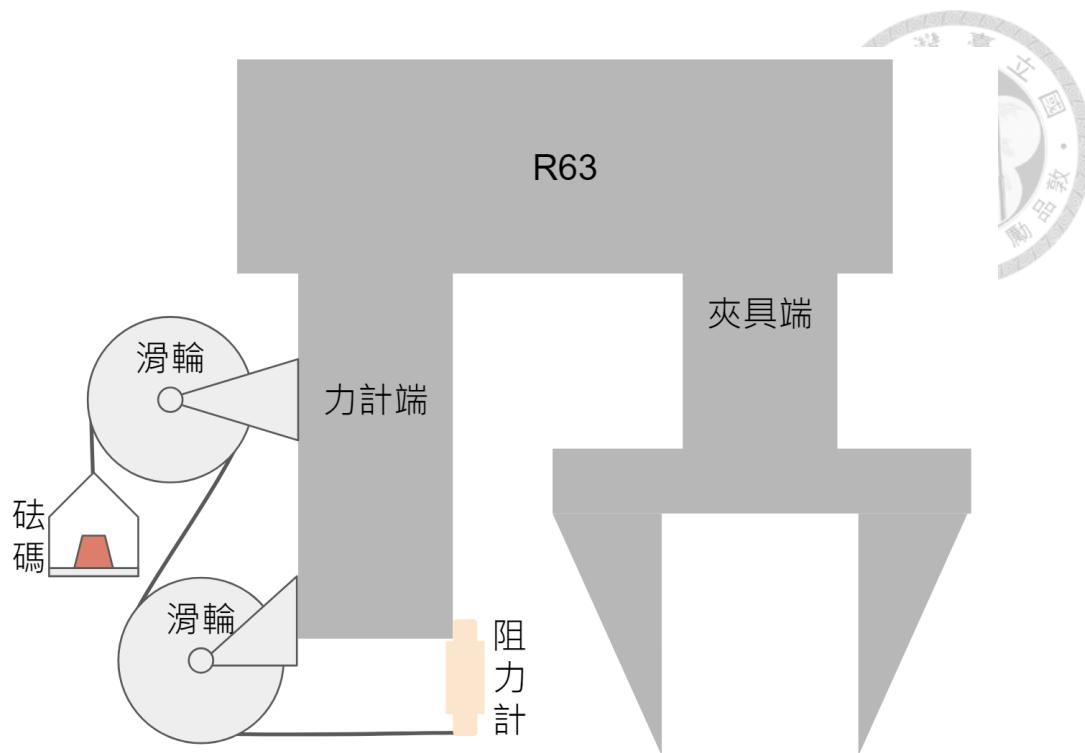


圖 13 阻力計校正示意圖

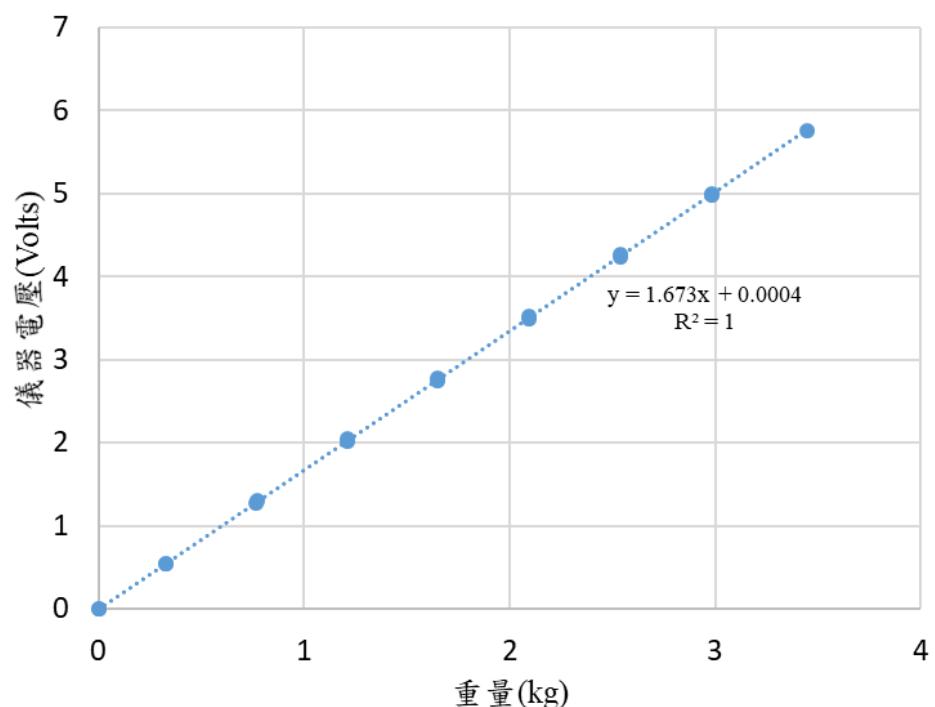


圖 14 阻力計校正結果-1

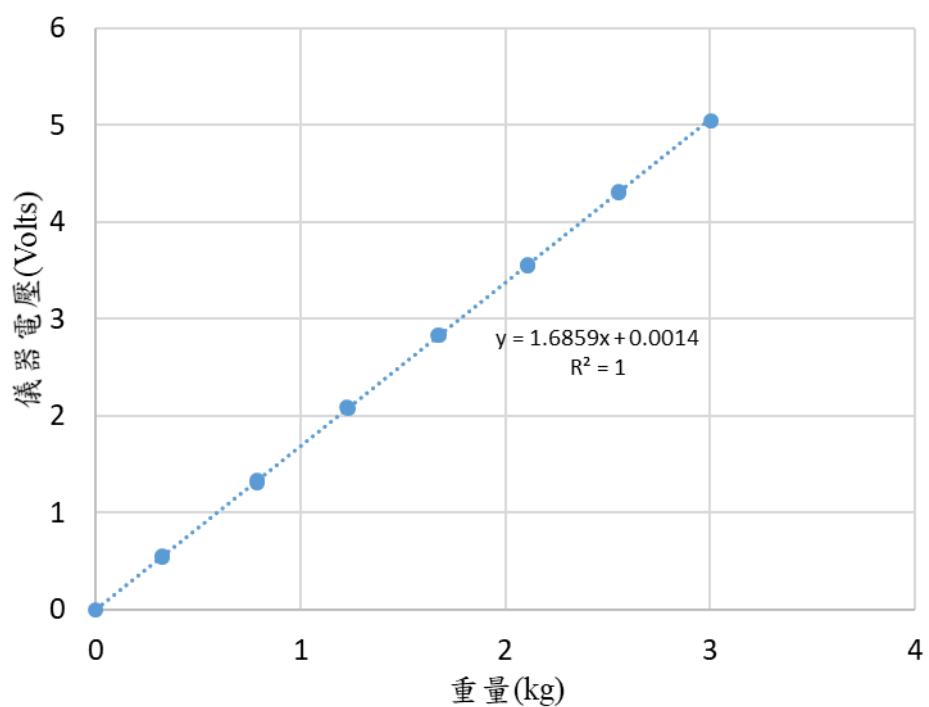


圖 15 阻力計校正結果-2



圖 16 動力儀推力校正架設

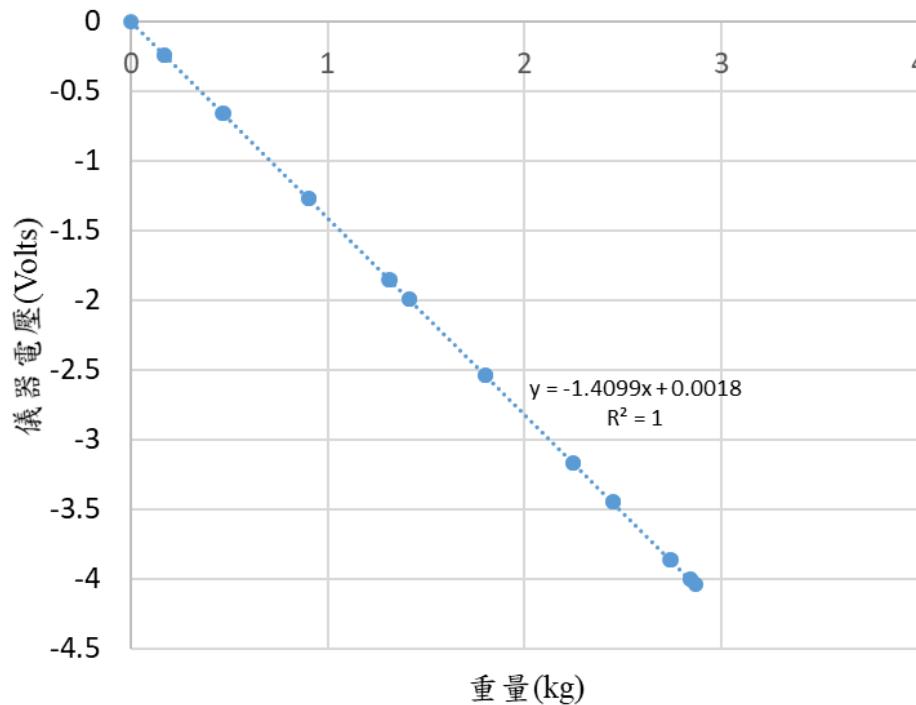


圖 17 推力校正結果



圖 18 動力儀扭矩校正架設

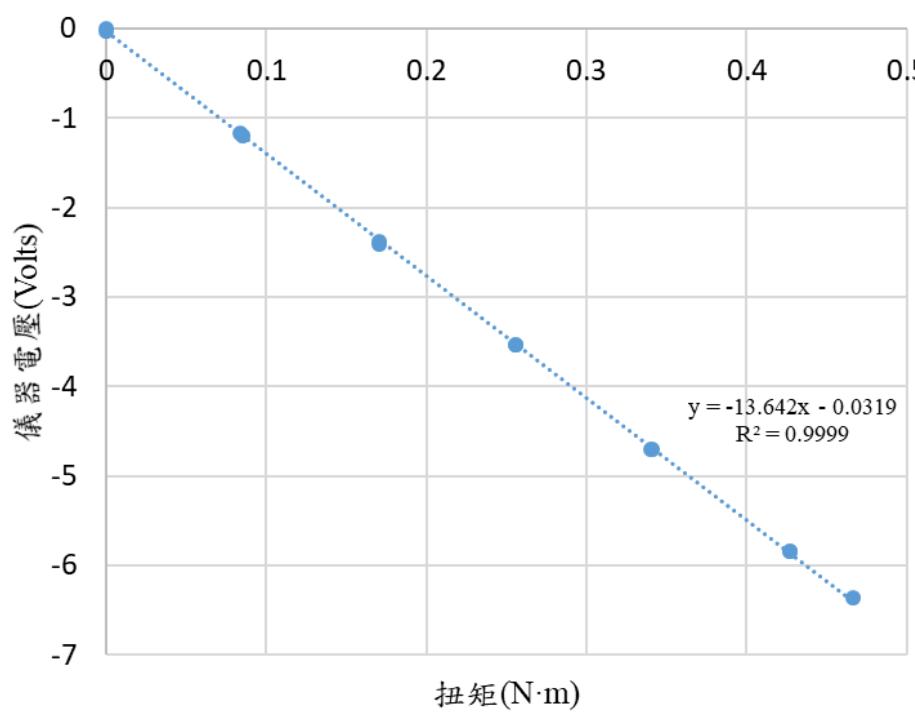
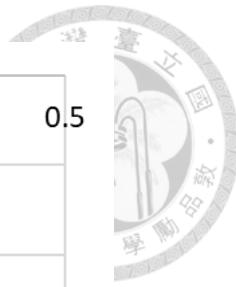


圖 19 扭矩校正結果(順時針)

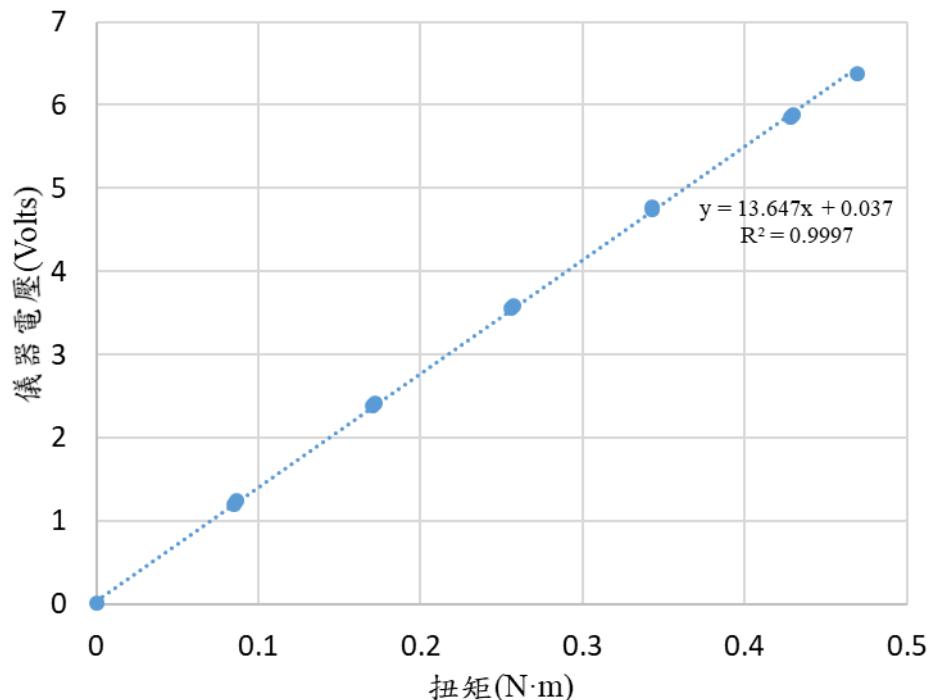


圖 20 扭矩校正結果(逆時針)

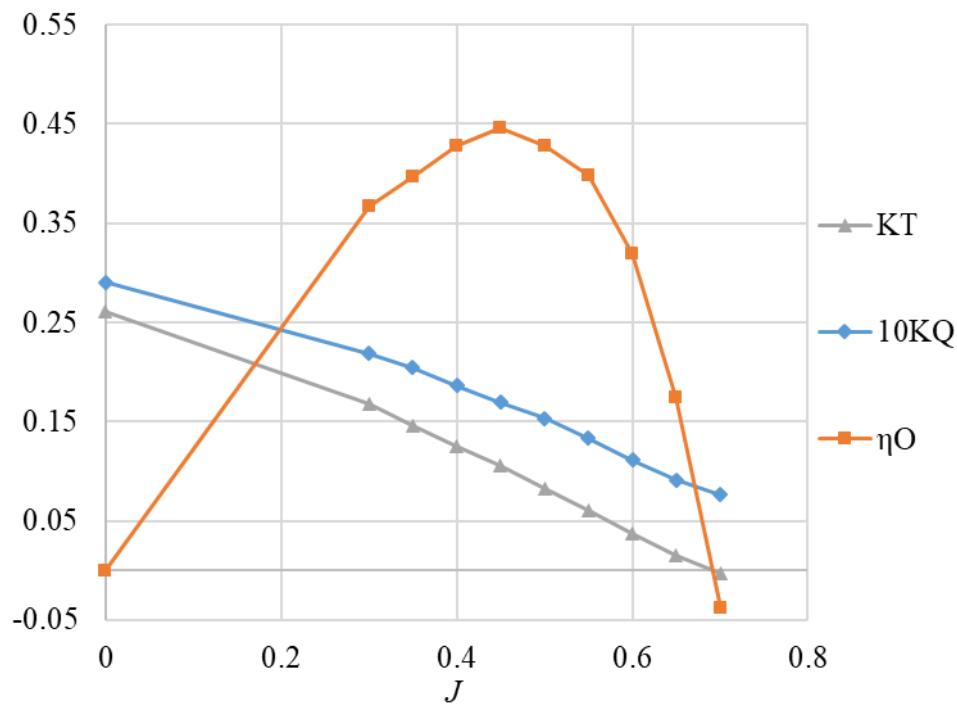


圖 21 螺槳單獨性能曲線圖

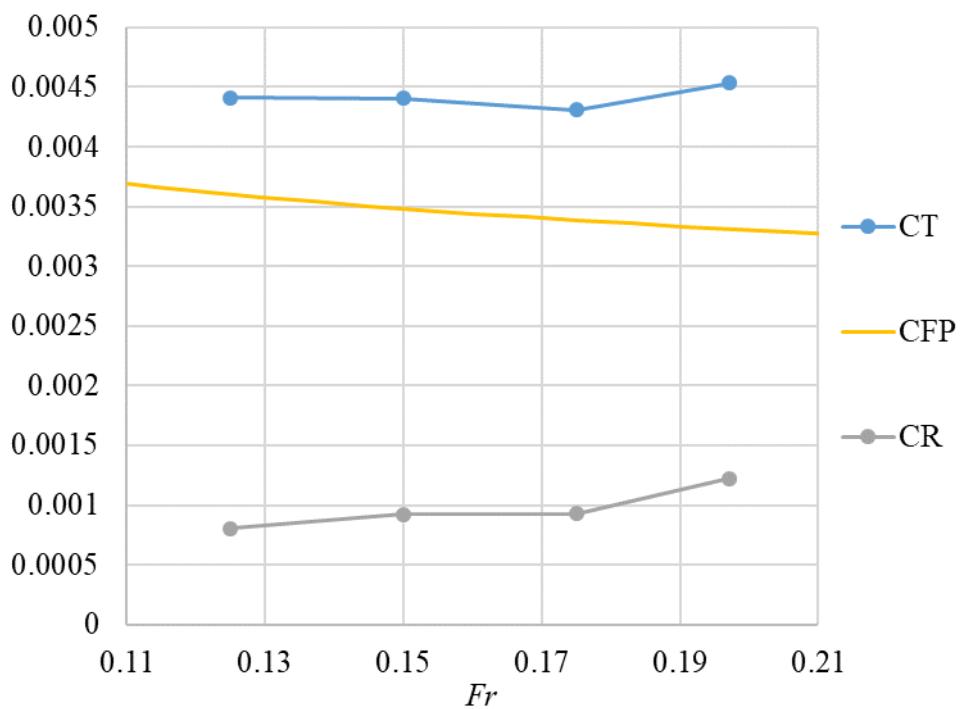


圖 22 裸船阻力、平板阻力與剩餘阻力係數

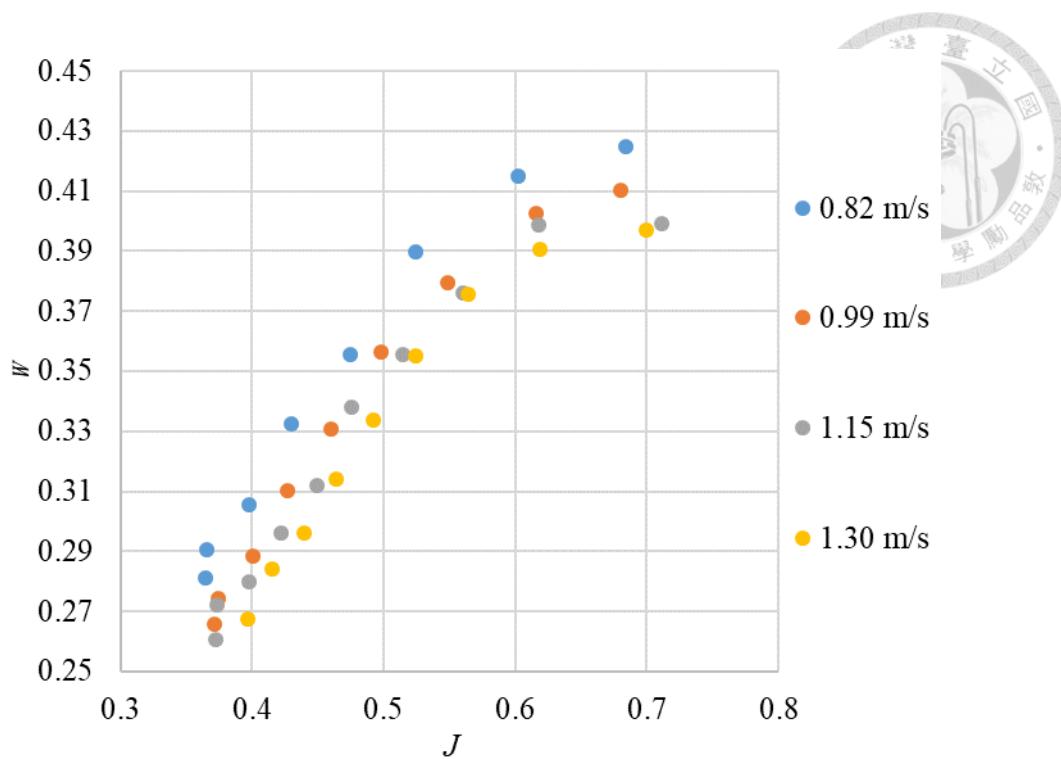


圖 23 前進係數與跡流係數之關係

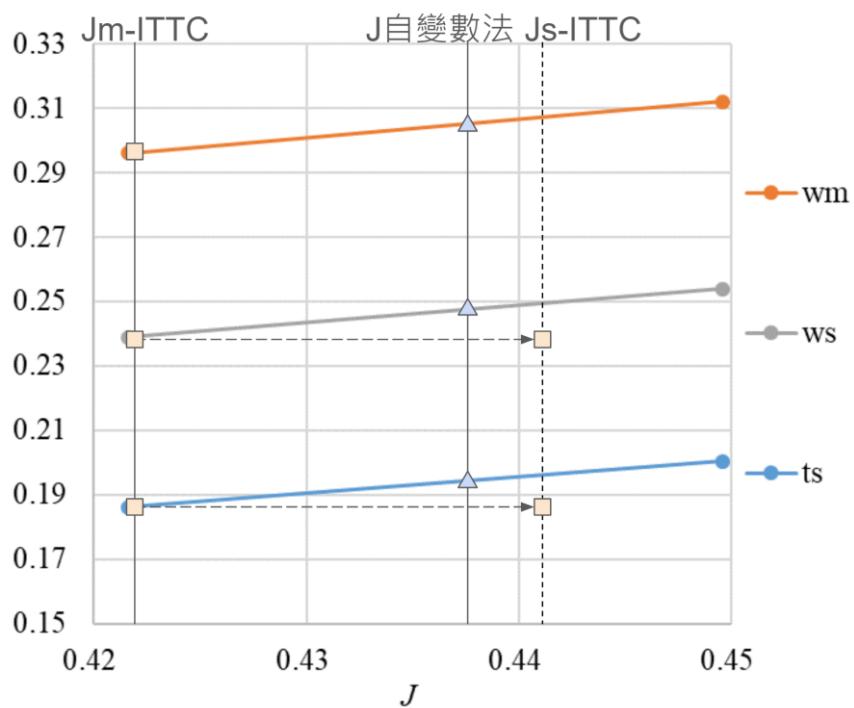


圖 24 1.15m/s ITTC 法與前進係數自變數法結果比較

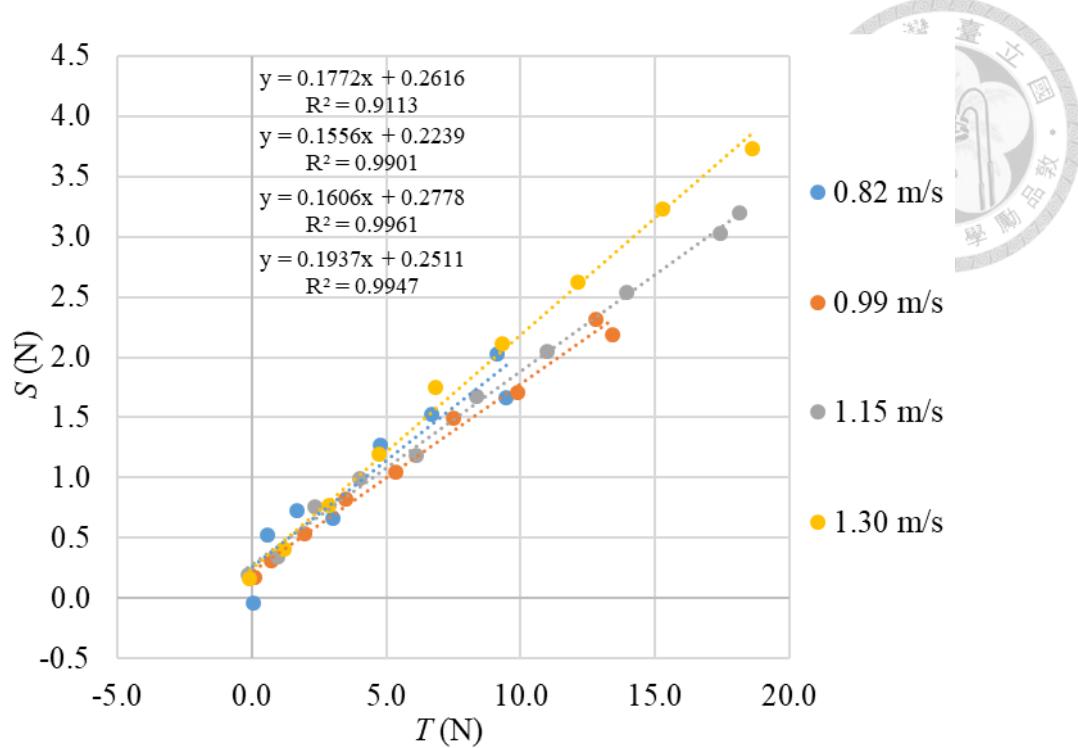


圖 25 推力與吸力之關係

(回歸式由上至下對應船速由快至慢)

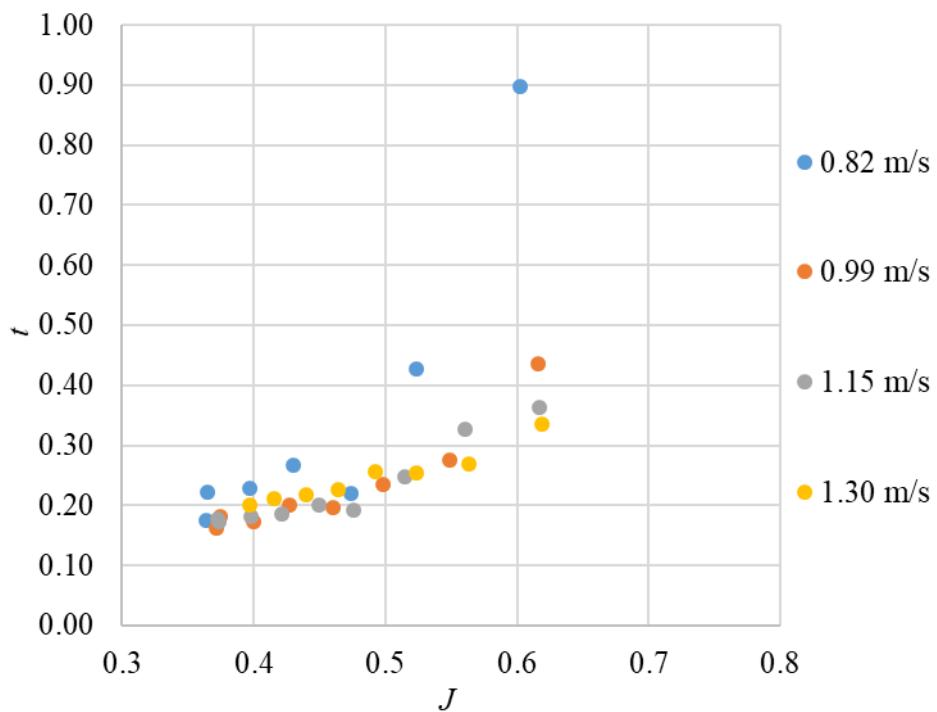


圖 26 前進係數與推減係數之關係

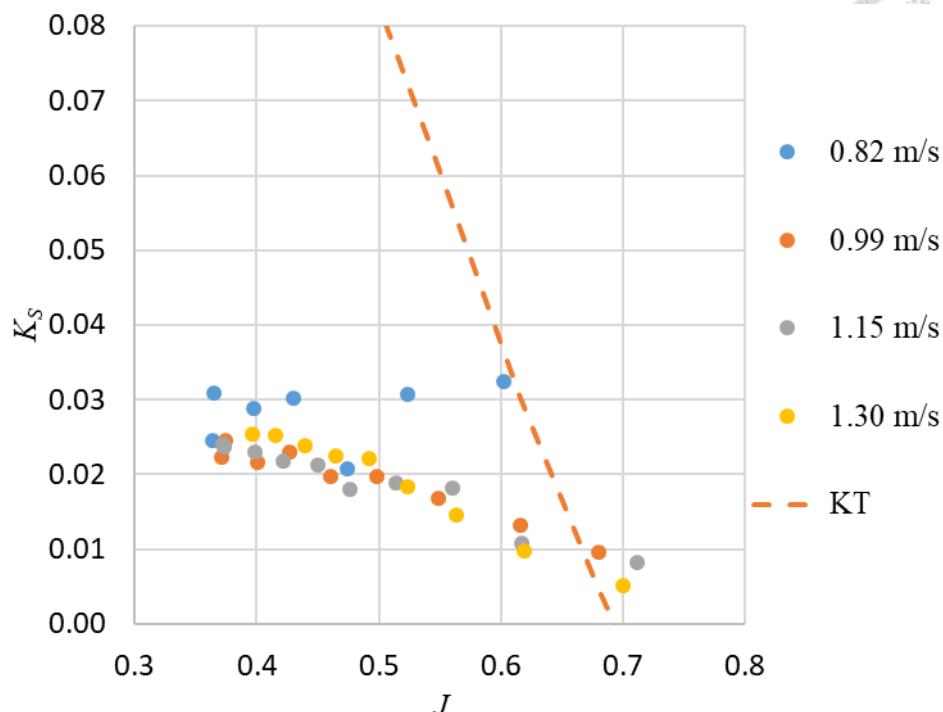


圖 27 吸力係數、推力係數與前進係數之關係

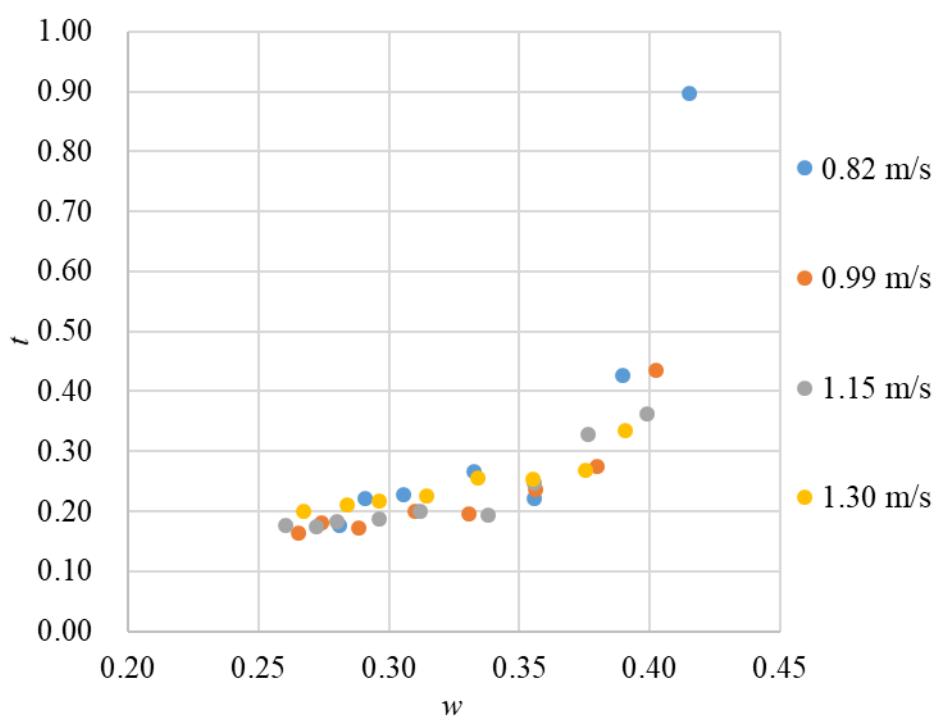


圖 28 推減係數與跡流係數之關係

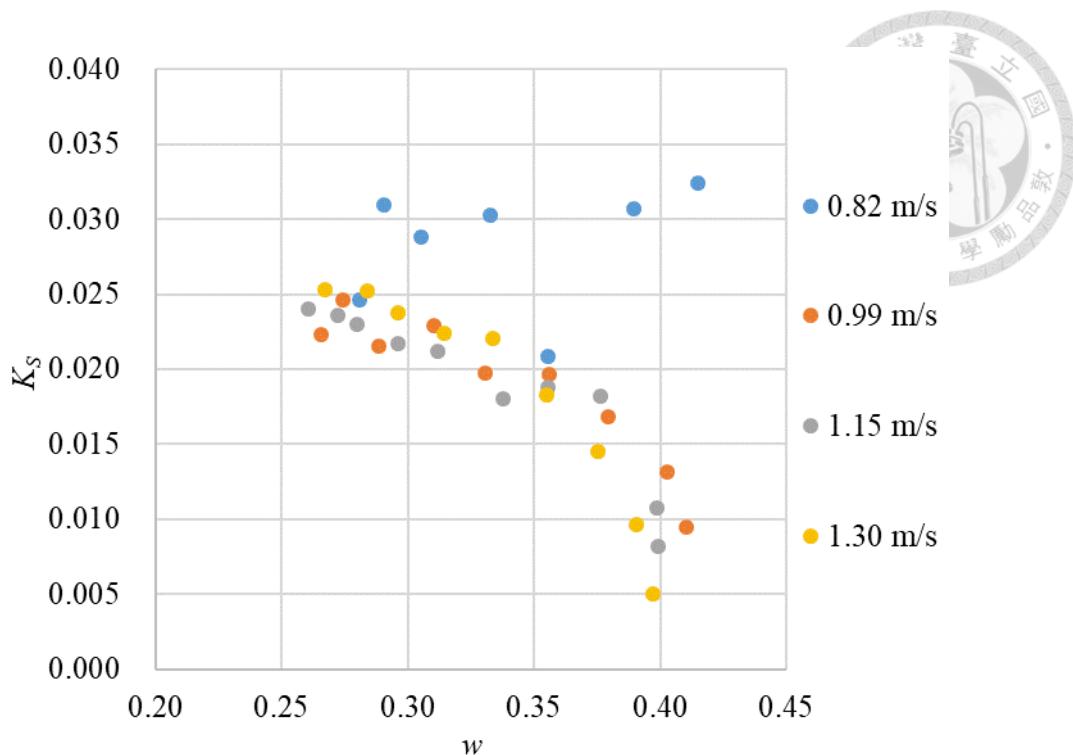


圖 29 吸力係數與跡流係數之關係



表 1 螺槳設計參數對轉速、雷諾數與扭矩之影響

	轉速	雷諾數	扭矩
加大螺距比	下降	下降	上升
加大直徑	下降	上升	上升
加大展開面積比	影響較小	上升	影響較小

表 2 螺槳材料固化後之機械性能

測試項目	測試方法	數值
Hardness 硬度, Shore D	ASTM D 2240	76-86
Flexural modulus 彎曲模量, Mpa	ASTM D 790	2,670-2,758
Flexural strength 彎曲強度, Mpa	ASTM D 790	69-73
Tensile modulus 拉伸模量, MPa	ASTM D 638	2,559-2,678
Tensile strength 拉伸強度, MPa	ASTM D 638	38-56
Elongation at break 斷裂延長率	ASTM D 638	8-14%
Poisson's Ratio 蒲松比	ASTM D 638	0.4-0.44
Impact strength notched Izod, J/m 缺口衝擊強度	ASTM D 256	36-60
Density 密度, g/cm3		1.12-1.18

表 3 模型螺槳設計成果

系列	葉片數 Z	直徑 D	螺距比 P/D	展開面積比 EAR
wageningen B	4	0.16 m	0.6	0.8



表 4 目標船型主要尺寸

水線長 $L_{WL}$ (m)	船寬 $B$ (m)	吃水 $T$ (m)	排水量 $\nabla$ (m <sup>3</sup> )	方塊係數 $C_B$	濕表面積 $S$ (m <sup>2</sup> )
4.430	0.805	0.289	0.816	0.792	5.230

表 5 螺槳單獨試驗成果

$J$	$K_T$	$10K_Q$	$\eta_o$	$K_T/J^2$
0.00	0.2616	0.2907	0.0000	N/A
0.30	0.1684	0.2187	0.3677	1.8711
0.35	0.1456	0.2043	0.3970	1.1885
0.40	0.1252	0.1861	0.4283	0.7826
0.45	0.1055	0.1695	0.4458	0.5210
0.50	0.0825	0.1533	0.4284	0.3301
0.55	0.0605	0.1331	0.3978	0.2000
0.60	0.0372	0.1115	0.3188	0.1034
0.65	0.0154	0.0914	0.1740	0.0364
0.70	-0.0026	0.0765	-0.0375	-0.0052

表 6 阻力試驗結果

$V_m$ (m/s)	0.82	0.99	1.15	1.30
$Fr$	0.125	0.150	0.175	0.197
$R_{Tm}$ (N)	7.816	11.244	14.978	19.992
$C_{Tm}$ ( $\times 10^{-3}$ )	4.453	4.395	4.339	4.532
$C_{Fpm}$ ( $\times 10^{-3}$ )	3.609	3.483	3.387	3.312
$C_{Rm}$ ( $\times 10^{-3}$ )	0.844	0.912	0.952	1.221

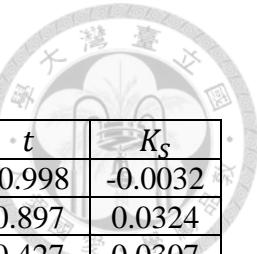


表 7 0.82 m/s 變負荷試驗結果

$n$ (rps)	$F$ (N)	$T$ (N)	$Q$ (N·m)	$S$ (N)	$J$	$w$	$t$	$K_S$
4.333	7.736	0.040	0.012	-0.040	0.684	0.425	-0.998	-0.0032
5.000	7.755	0.591	0.010	0.531	0.602	0.415	0.897	0.0324
6.000	6.844	1.695	0.032	0.723	0.524	0.390	0.427	0.0307
7.000	5.458	3.025	0.059	0.668	0.474	0.355	0.221	0.0208
8.000	4.329	4.753	0.098	1.267	0.430	0.333	0.267	0.0303
9.000	2.650	6.691	0.138	1.525	0.397	0.305	0.228	0.0288
10.000	0.720	9.118	0.189	2.022	0.365	0.291	0.222	0.0309
10.167	0.025	9.455	0.195	1.664	0.364	0.281	0.176	0.0246

表 8 0.99 m/s 變負荷試驗結果

$n$ (rps)	$F$ (N)	$T$ (N)	$Q$ (N·m)	$S$ (N)	$J$	$w$	$t$	$K_S$
5.367	11.335	0.088	0.001	0.179	0.680	0.410	2.035	0.0095
6.000	10.842	0.711	0.016	0.309	0.616	0.403	0.435	0.0131
7.000	9.823	1.961	0.044	0.540	0.548	0.380	0.275	0.0169
8.000	8.572	3.495	0.077	0.823	0.498	0.356	0.236	0.0197
9.000	6.948	5.341	0.116	1.046	0.460	0.331	0.196	0.0197
10.000	5.243	7.499	0.162	1.498	0.427	0.310	0.200	0.0229
11.000	3.045	9.906	0.215	1.708	0.400	0.289	0.172	0.0216
12.000	0.776	12.786	0.274	2.318	0.374	0.274	0.181	0.0246
12.233	0.028	13.397	0.288	2.182	0.371	0.266	0.163	0.0223

表 9 1.15 m/s 變負荷試驗結果

$n$ (rps)	$F$ (N)	$T$ (N)	$Q$ (N·m)	$S$ (N)	$J$	$w$	$t$	$K_S$
6.067	15.338	-0.162	0.002	0.198	0.712	0.399	-1.217	0.0082
7.000	14.372	0.950	0.028	0.344	0.617	0.399	0.363	0.0107
8.000	13.413	2.328	0.059	0.763	0.561	0.376	0.328	0.0182
9.000	11.941	4.034	0.096	0.997	0.515	0.356	0.247	0.0188
10.000	10.038	6.122	0.141	1.182	0.476	0.338	0.193	0.0181
11.000	8.291	8.364	0.189	1.677	0.450	0.312	0.201	0.0212
12.000	6.032	10.993	0.254	2.047	0.422	0.296	0.186	0.0217
13.000	3.587	13.928	0.316	2.537	0.398	0.280	0.182	0.0230
14.000	0.567	17.436	0.377	3.025	0.374	0.272	0.174	0.0236
14.267	0.015	18.162	0.394	3.199	0.373	0.260	0.176	0.0240

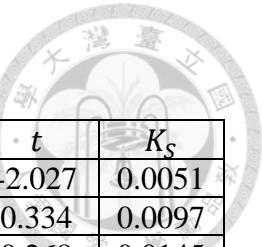


表 10 1.30 m/s 變負荷試驗結果

$n$ (rps)	$F$ (N)	$T$ (N)	$Q$ (N·m)	$S$ (N)	$J$	$w$	$t$	$K_s$
7.000	20.235	-0.080	0.026	0.163	0.700	0.397	-2.027	0.0051
8.000	19.185	1.212	0.056	0.405	0.619	0.391	0.334	0.0097
9.000	17.896	2.865	0.092	0.769	0.564	0.375	0.268	0.0145
10.000	16.482	4.709	0.132	1.198	0.524	0.355	0.255	0.0183
11.000	14.917	6.824	0.179	1.749	0.492	0.334	0.256	0.0221
12.000	12.786	9.318	0.232	2.112	0.464	0.314	0.227	0.0224
13.000	10.512	12.106	0.292	2.627	0.440	0.296	0.217	0.0238
14.000	7.951	15.274	0.358	3.233	0.415	0.284	0.212	0.0252
15.000	5.102	18.619	0.425	3.728	0.397	0.267	0.200	0.0253

表 11 三組船速(不含 0.82 m/s)線性回歸分析結果

$R^2$	調整的 $R^2$	標準誤	觀察值個數
0.9100	0.9028	0.0018	28
	係數	標準誤	t 統計
截距	0.0425	0.0030	14.0350
前進係數	-0.0610	0.0114	-5.3453
跡流係數	0.0195	0.0239	0.8173

表 12 四組船速線性回歸分析結果

$R^2$	調整的 $R^2$	標準誤	觀察值個數
0.6926	0.6739	0.0044	36
	係數	標準誤	t 統計
截距	0.0307	0.0060	5.1004
前進係數	-0.1226	0.0208	-5.8804
跡流係數	0.1475	0.0431	3.4141

表 13 1.15m/s ITTC 法與前進係數自變數法結果比較

	$J_s$	$w_s$	$t_s$	$n_s$ (rps)
ITTC 法	0.4417	0.2393	0.1865	1.9633
前進係數自變數法	0.4376	0.2475	0.1944	1.9605
差距(%)	-0.9316	3.4122	4.2273	-0.1432