

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 Thesis

不對稱船艉參數化設計與流場模擬分析

Parametric Design and Computational Flow Simulation

for Asymmetric Sterns

陳怡凱

Yi-Kai Chen


指導教授：郭真祥 博士

Advisor: Jen-Shiang Kouh, Ph.D.

中華民國 103 年 6 月

June, 2014

致謝



本文能順利完成，感謝恩師郭真祥教授這兩年給予的指導，從郭老師身上學習到做研究窮本探源的精神，也感受到老師對學生的生活和未來工作的關心，從不吝於給予我在研究上、工作上建議與幫助，真的很感謝郭老師。感謝口試委員黃正利教授、蔡進發教授，從大三開始教導我許多船舶流體力學的基礎並在錯誤時給予指正，一路的指導讓我得以不斷充實自我；感謝口試委員辛敬業教授，能在碩二下接觸到您計算流體力學的專業感到相當幸運，也能對這個領域有更多的了解。感謝台船的曾國正副總，謝謝您撥出那半小時的時間來跟一位大三學生聊聊未來，我很珍惜也很感謝曾國正副總給的建議。

特別感謝小辣這兩年的照顧，不管是與研究相關或者是與生活相關的問題總是不厭其煩的說明與教導，和小辣的討論過程總是充滿驚喜，尤其是聽到如何把參數化方法應用到咖啡上，真正體會到甚麼是將研究精神應用到生活上。感謝這兩年來的同學：育吟、Rex，不只在研究上的互相討論，研究之餘打打羽球、出遊等等都是我非常珍惜的回憶。

已經畢業的學長姐：柏延、育璋、引棋、企鵝、小黑兔，感謝你們在我碩一對實驗室還不了解時，給予許多的照顧，尤其是柏延學長一路照顧到我要畢業了還在照顧，相當感謝。此外，謝謝實驗室的學弟妹：仲凱、旻玫、子靖、嚴敏，在我煩悶的碩二生活注入許多的歡笑，也謝謝大家體諒我在寫論文期間不定時暴走的情緒。

感謝我的家人一路來的支持，爸媽、大姐、二姐跟可愛的小外甥、外甥女，從來不給予我壓力，讓我知道你們一直都在且永遠支持我，並包容我忙碌時的煩躁，真的很謝謝。最後，感謝鈺恆，妳的陪伴是我一路走下去的動力，謝謝妳在我寫論文的期間給予的體諒，這些辛苦最終化為了甜美的果實，謝謝妳讓我的生活更為完整。

摘要

大型船舶的推進效率提升常著眼於螺槳跡流場中的旋向動能回收，實作上可分類為在螺槳前方預先將流體反向旋轉和在螺槳後方安裝附屬物轉換旋向動能為推力，不對稱船艏即屬於前者；本研究利用繪圖軟體 Rhinoceros 之外掛程式 Grasshopper 進行參數化船型設計，並以商用計算流體力學軟體 Star-CCM+ 進行流場模擬，進行船艏跡流區與推進效率之分析。

本研究選用由韓國船舶及海洋工程研究所(Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, 簡稱 KRISO)公開發表之 230 米貨櫃輪和附屬的五葉螺槳為研究對象。其中主要原因係因該船與螺槳已有完整的實驗數據，對於本研究擬採用的數值模擬方法，可提供極為有用的驗證資料，以便可以檢視模擬計算結果的準確性，因此首先進行原船型阻力試驗、螺槳單獨試驗與自推試驗，並和實驗結果進行比對，以驗證計算結果的可信度。接著在維持線形平順的設計要求下，建構參數化船艏扭轉變形方法，其中使用 4 個參數：旋轉強度、縱向分佈函數權重控制因子、剖面曲線旋轉角度分佈帶寬及剖面曲線旋轉極值位置，將任意左右對稱之船型曲面變形成不對稱船艏。此外，為評估不對稱船艏之流場效果，提出名義跡流之旋流係數。最後改變幾何變形參數建立各式不對稱船艏船型，於設計船速 24 節下進行阻力試驗模擬，由模擬結果發現，縱向分佈函數權重控制因子對旋流係數之影響相當有限，而剖面曲線旋轉角度分佈與旋流係數成負相關。選擇效果最佳之船型進行自推試驗模擬，分析推進效率及船艏流場，由結果發現於各船型之自推點推進效率可提升 2.96%，若於相同螺槳負荷狀況下則可提升 4.02%。進一步分析自推試驗螺槳後方流場及推進效率因子，發現不對稱船艏於推進效率之提升主要來自於有效跡流係數之增加，且能有效回收螺槳後方損失的旋向能量。

關鍵字：不對稱船艏、參數化設計、計算流體力學、旋流係數、船艏流場

Abstract

The propulsion efficiency of a commercial vessel is usually related to the tangential energy loss in the wake zone of the propeller. In order to elevate the efficiency practically, we can either pre-swirl the fluid in front of the propeller or transform the energy loss into thrust through the appendages behind propellers. Asymmetric stern ship is an example for the first concept. The asymmetric stern is modeled parametrically by the program named Grasshopper in this research and simulated by Star-CCM+ to analyze the wake zone behind stern and the efficiency of propeller.

The prototype of this research is the container ship developed by KRISO with also its related propeller. We first simulate the resistance and self-propulsion test of this prototype, and then compare the result with the experimental data for verification. And then we construct a parametric model that can be applied to any stern. We use four parameters including rotation strength, longitudinal distribution weighting, sectional rotation distribution bandwidth and sectional rotation position, to transform arbitrary hull form to asymmetric stern while keeping the smoothness of lines. Also for analyzing the effect of asymmetric stern, we establish rotational wake coefficient. To discuss the relation between the four parameters and the axial/tangential velocity distribution in the wake zone, we calculate various types of asymmetric stern with design speed of 24 knots, and analyze the wake in propeller plane. The simulation results show that longitudinal distribution has insignificant effect on rotational wake coefficient while radial distribution has positive correlation. We choose three types which have significant effects to simulate the self-propulsion test. The results show that the propulsion efficiency can increase 2.96% at self-propulsion point and can increase 4.02% at the same propeller loading. Besides, with the analysis of wake zone in self-propulsion test and the propulsion efficiency factor, we consider that the effect of asymmetric stern on propulsion efficiency mainly comes from the difference of effective wake coefficient.

Keywords : Asymmetric stern, Parametric design, CFD, Rotational wake coefficient, Wake zone

目錄



致謝.....	i
摘要.....	ii
Abstract.....	iii
目錄.....	iv
圖目錄.....	vii
表目錄.....	xi
符號表.....	xiii
Chapter 1 緒論.....	1
1.1 研究背景與動機	1
1.2 文獻回顧.....	2
1.3 研究目的與方法	5
1.4 本文架構.....	8
Chapter 2 理論方法.....	9
2.1 計算流體力學	9
2.1.1 統御方程式.....	9
2.1.2 紊流模型.....	11
2.1.3 壁面函數.....	14
2.1.4 數值方法.....	16
2.1.5 Double-Body 模型.....	17
2.1.6 自由液面.....	19
2.1.7 旋轉參考座標系統.....	20

2.1.8	網格建構方法.....	21
2.1.9	網格獨立性理論.....	21
2.2	不對稱船艙參數化設計	22
2.2.1	旋轉軸與旋轉範圍.....	22
2.2.2	旋轉角度參數設計.....	23
2.3	旋流係數.....	30
Chapter 3	計算模型與驗證	31
3.1	計算模型幾何	31
3.2	裸船阻力試驗模擬驗證	34
3.2.1	流場範圍與邊界條件.....	34
3.2.2	邊界條件驗證.....	41
3.2.3	網格獨立性測試.....	44
3.2.4	有自由液面裸船阻力試驗模擬與實驗比較.....	52
3.2.5	有無自由液面之裸船阻力試驗模擬結果比較.....	54
3.3	自推試驗驗證	56
3.3.1	單獨螺槳試驗模擬驗證.....	56
3.3.2	自推試驗計算方法.....	66
3.3.3	自推試驗流場範圍與邊界條件.....	68
3.3.4	自推試驗模擬計算結果.....	71
3.3.5	自推試驗模擬結果與實驗比較.....	73
3.4	不對稱船艙參數化設計幾何驗證	75
3.4.1	船型幾何分析工具.....	75
3.4.2	不對稱船艙幾何參數選擇.....	77
Chapter 4	不對稱船艙模擬計算結果	80

4.1	不對稱船艙裸船阻力試驗模擬計算結果	80
4.1.1	剖面曲線旋轉角度分佈帶寬與縱向分佈函數權重控制因子幾何參數 對應模擬結果.....	81
4.1.2	剖面曲線旋轉極值位置與剖面曲線旋轉角度分佈帶寬幾何參數對應 模擬結果.....	85
4.2	不對稱船艙自推試驗模擬結果	89
4.3	不對稱船艙效果分析	92
4.3.1	船艙跡流區流場分析.....	92
4.3.2	推進效率因子分析.....	97
4.3.3	推進效率分析.....	101
Chapter 5	結論.....	103
	參考文獻.....	106

圖目錄

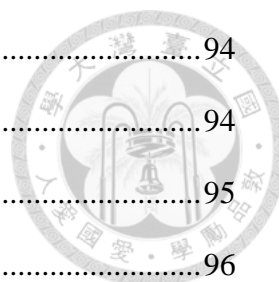


圖 1-1、Nönnecke 提出之船體線形[19]	3
圖 1-2、整體流程圖	7
圖 2-1、紊流區流速對壁面距離分佈圖	14
圖 2-2、計算網格之 $y+$ 值	16
圖 2-3、船舶阻力之成分	17
圖 2-4、自由液面說明	20
圖 2-5、船型座標方向表示圖	23
圖 2-6、旋轉範圍示意圖	23
圖 2-7、 x_0 平面之船體線形	24
圖 2-8、 x_0 平面之船體線形—極座標	25
圖 2-9、 $e^{-\frac{(s-s_{max})^2}{2\sigma^2}}$ 圖形示意圖	27
圖 2-10、圓柱座標系	28
圖 2-11、 $M(x)$ 沿 x 方向分佈示意圖	29
圖 3-1、KCS 船型剖面曲線圖	33
圖 3-2、KP505 螺槳幾何示意圖	34
圖 3-3、有自由液面裸船阻力試驗模擬流場範圍	35
圖 3-4、無自由液面裸船阻力試驗模擬流場範圍	35
圖 3-5、有自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Pressure Outlet、Symmetry Plane	37
圖 3-6、有自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Slip Wall	38
圖 3-7、有自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Slip Wall、No-Slip Wall	38

圖 3-8、無自由液面阻力裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Pressure Outlet、Symmetry Plane	39
圖 3-9、無自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Slip Wall.....	39
圖 3-10、無自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—No-Slip Wall	40
圖 3-11、有自由液面裸船阻力試驗模擬流場範圍驗證	40
圖 3-12、無自由液面裸船阻力試驗模擬流場範圍驗證	41
圖 3-13、速度入流邊界驗證	42
圖 3-14、對稱面邊界驗證(法線方向速度).....	43
圖 3-15、壓力出口邊界驗證	43
圖 3-16、滑移邊界驗證	44
圖 3-17、船艙獨立加密區域示意圖	45
圖 3-18、船側船艙流場網格佈置	46
圖 3-19、柱狀體積網格厚度成長率說明圖	46
圖 3-20、有自由液面裸船阻力試驗邊界層網格獨立性收斂圖	47
圖 3-21、無自由液面裸船阻力試驗邊界層網格獨立性收斂圖	48
圖 3-22、有自由液面裸船阻力試驗模擬船艙加密側視圖	49
圖 3-23、有自由液面裸船阻力試驗模擬船艙加密前視圖	49
圖 3-24、無自由液面裸船阻力試驗模擬船艙加密側視圖	50
圖 3-25、無自由液面裸船阻力試驗模擬船艙加密前視圖	50
圖 3-26、有自由液面裸船阻力試驗船艙網格獨立性收斂圖	51
圖 3-27、無自由液面裸船阻力試驗船艙網格獨立性收斂圖	52
圖 3-28、有自由液面裸船阻力試驗模擬整體網格佈置	53
圖 3-29、有自由液面裸船阻力試驗模擬自由液面網格佈置	53
圖 3-30、有自由液面裸船阻力試驗模擬船側船艙網格佈置	54

圖 3-31、無自由液面裸船阻力試驗模擬整體網格佈置	55
圖 3-32、單獨螺槳試驗模擬整體流場範圍	57
圖 3-33、單獨螺槳試驗模擬交界面流場範圍	58
圖 3-34、單獨螺槳試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Pressure Outlet....	59
圖 3-35、單獨螺槳試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet.....	60
圖 3-36、單獨螺槳試驗模擬邊界條件示意圖—No-Slip Wall	60
圖 3-37、單獨螺槳試驗模擬流場範圍驗證	61
圖 3-38、螺槳周圍局部加密區域示意圖	62
圖 3-39、單獨螺槳試驗邊界層網格獨立性收斂圖	63
圖 3-40、單獨螺槳試驗模擬結果 $K-J$ 圖.....	65
圖 3-41、單獨螺槳試驗模擬整體網格佈置	65
圖 3-42、單獨螺槳試驗模擬螺槳周圍網格佈置	66
圖 3-43、自推試驗模擬整體流場範圍	68
圖 3-44、自推試驗模擬交界面流場範圍	69
圖 3-45、自推試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Pressure Outlet.....	70
圖 3-46、自推試驗模擬邊界條件示意圖—Slip Wall	70
圖 3-47、自推試驗模擬邊界條件示意圖--Velocity Inlet、No-Slip Wall.....	71
圖 3-48、Grasshopper 船舶線形分析(改變檢視點前， $x/L_{pp} = -0.3975$).....	76
圖 3-49、Grasshopper 船舶線形分析(改變檢視點後， $x/L_{pp} = -0.4165$).....	76
圖 3-50、不對稱船艏與對稱船型線形比較	78
圖 3-51、不對稱船艏線形分析比較(檢視點 x 平面位置： $x/L_{pp} = -0.3975$).....	79
圖 4-1、不同 w 之旋流係數對 σ 圖	85
圖 4-2、旋流係數與裸船總阻力關係圖	90
圖 4-3、跡流流場組成	93

圖 4-4、名義跡流速度分佈	94
圖 4-5、 $0.7r/R$ 軸向速度分佈	94
圖 4-6、不同船型旋流係數分佈	95
圖 4-7、螺槳前方平面之旋向入流速度分佈圖	96
圖 4-8、不對稱船艏效率分析流程圖	100
圖 4-9、推進效率對旋流係數圖	102

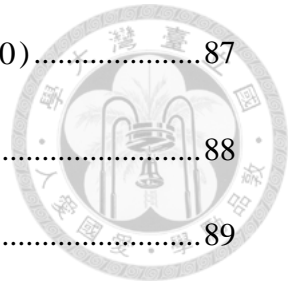


表目錄



表 3-1、船模主要尺寸	32
表 3-2、螺槳主要尺寸	32
表 3-3、裸船阻力試驗結果	33
表 3-4、有自由液面裸船阻力試驗模擬邊界層層數網格獨立性測試	47
表 3-5、無自由液面裸船阻力試驗模擬邊界層層數網格獨立性測試	48
表 3-6、有自由液面裸船阻力試驗模擬艏艉流場網格獨立性測試	51
表 3-7、無自由液面裸船阻力試驗模擬艏艉流場網格獨立性測試	52
表 3-8、有自由液面裸船阻力試驗模擬與實驗之比較	53
表 3-9、有無自由液面裸船阻力試驗模擬結果比較	55
表 3-10、單獨螺槳試驗模擬邊界層網格獨立性測試	63
表 3-11、單獨裸槳試驗模擬結果與實驗比較	64
表 3-12、計算使用之流體性質、船模資訊數值	72
表 3-13、 <i>SFC</i> 各項數值	72
表 3-14、自推試驗模擬收斂過程	72
表 3-15、自推試驗模擬結果	72
表 3-16、對稱船型效率因子與實驗值比較	74
表 4-1、不同 w 、 σ 對應之旋流係數值($c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$)	82
表 4-2、不同 w 、 σ 對應之全船總阻力差值比($c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$)	83
表 4-3、不同 w 、 σ 對應之浸水表面積差值比($c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$)	83
表 4-4、不同 w 、 σ 對應之跡流係數($c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$)	84
表 4-5、不同 s_{max} 、 σ 對應之旋流係數值($c=0.9$ 、 $w=3.0$)	86
表 4-6、不同 s_{max} 、 σ 對應之全船總阻力差值比($c=0.9$ 、 $w=3.0$)	87

表 4-7、不同 s_{max} 、 σ 對應之浸水表面積差值比($c=0.9$ 、 $w=3.0$).....	87
表 4-8、不同 s_{max} 、 σ 對應之跡流係數($c=0.9$ 、 $w=3.0$).....	88
表 4-9、幾何參數對旋流係數之效果.....	89
表 4-10、自推試驗模擬船型對應之幾何參數.....	90
表 4-11、各船型摩擦修正項及對應數值.....	91
表 4-12、各船型自推試驗模擬結果.....	92
表 4-13、總旋流係數與名義旋流係數.....	97
表 4-14、推進效率因子.....	98
表 4-15、不同船型於 T_0 之螺槳負荷下的推進效率.....	101



符號表

為便於分辨船模與實船之符號，以下標 M 表示船模，下標 S 表示實船情況：

符號	單位	描述	符號	單位	描述
A_0	m^2	螺槳面積	k	-	船形因子
B	m	船寬	K_Q	-	轉矩係數
c	-	旋轉強度	K_T	-	推力係數(以螺槳轉速 n 無因次化)
C_{FO}	-	等效平板阻力係數	L_{pp}	m	垂標間距
C_T	-	推力係數(以 V_A 無因次化)	L_{WL}	m	水線長
C_{TM}	-	船舶總阻力係數	$M(x)$	-	旋轉角度在 X 方向分佈之控制因子
D	m	螺槳直徑	n	rps	螺槳轉速
D_h	m	螺槳轂部直徑	\bar{n}	-	邊界法線方向
DHP	hp	輸出馬力	P	N/m^2	壓力
EAR	-	螺槳全展面積比	P_{atm}	N/m^2	大氣壓力
EHP	hp	有效馬力	P_{out}	N/m^2	邊界出口壓力
F_n	-	福勞德數(Froude number)	r	m	船殼點至旋轉軸之最短距離
g	m/s^2	重力加速度	$P_{specify}$	N/m^2	邊界設定之壓力值
h	m	水面下的深度	P/D	-	螺槳螺距比
J	-	前進係數	Q	$N \cdot m$	螺槳轉矩

符號	單位	描述	符號	單位	描述
R_B	N	螺槳於船後方作動實增加之阻力	S_{max}	-	剖面曲線旋轉極值位置
R_F	N	摩擦阻力	S_{sym}	m^2	對稱船型之浸水表面積
R_{FO}	N	等效平板阻力	t	-	推減係數
R_n	-	雷諾數(Reynolds number)	T	m	設計吃水
R_{PV}	N	壓差阻力	T	N	螺槳推力
R_R	N	剩餘阻力	V	m^3	微小控制體積
R_{sym}	N	對稱船於無自由液面下之裸船總阻力	V_A	m/s	螺槳前進速度(軸向速度)
R_T	N	船體總阻力	\bar{V}_{fluid}	m/s	流體速度
R_V	N	黏性阻力	V_M	m/s	船速(船模)
R_W	N	興波阻力	\bar{V}_n	m/s	邊界上法線方向速度
SFC	N	摩擦阻力修正量	V_r	m/s	徑向速度
s	-	曲線參數值	V_s	$knots$	船速(實船)
S_0	m^2	浸水表面積	V_t	m/s	切向速度

符號	單位	描述	符號	單位	描述
V_w	m^3	水在控制體積中所占的體積	η_H	-	船殼效率
w	-	縱向分佈函數權重控制因子	η_o	-	螺槳單獨效率
w_F	-	Froude 方法之軸向速度	η_p	-	推進效率
w_M	-	有效跡流係數	η_R	-	對轉效率
w_{NM}	-	名義跡流係數	μ	$kg / m \cdot s$	動力黏滯係數
$\overline{w_R}$	-	旋流係數	ν	m^2 / s	運動黏滯係數
w_T	-	Taylor 方法之軸向速度	θ	degrees	船殼點以旋轉軸為中心與 $-Z$ 方向之角度
x_{max}	m	旋轉範圍在 X 方向之最大值	$\Delta\theta$	degrees	旋轉角度
x_{min}	m	旋轉範圍在 X 方向之最小值	ΔC_F	-	粗糙度修正量
Z	-	螺槳葉片數	ρ	kg / m^3	流體密度
κ	-	曲線曲率	σ	-	剖面曲線旋轉角度分佈帶寬
λ	-	縮尺比			

Chapter 1 緒論



1.1 研究背景與動機

世界各國貨品與原物料進出口大多仰賴航空運輸及船舶運輸，其中航空運輸的優點在運送時間較短，適合體積小、重量輕且價值高的商品，船舶運輸則適用體積大或重量大的貨物。臺灣地理環境屬於四面環海，天然資源不足，需要仰賴進口原物料，如石油、礦產品、林產品等，而這些原物料屬於運載量大之貨物，需要仰賴海運來輸送，且臺灣地理位置特殊，從古至今為海上交通重要樞紐，世界航運重要的轉運站，每年貨物吞吐量也有相當大數量，在在都顯示研究船舶水動力性能之重要性。

近年來由於石油逐漸減少，導致其價格不斷高漲，2013 年國際原油價格年平均價格為每桶 105 美元[1]，2014 年 4 月國際海運燃油價(船用燃油 MF-380)則達到每公噸 620 美元[2]。燃油費用是航運公司最主要的支出，對散裝貨運公司而言，油價的影響甚至會持續高達兩季以上[3]，因此如何降低燃油費用支出成為航運界重視之議題。此外，國際海事組織針對減少二氧化碳排放亦訂定了船舶節能之各項指標，因此各大造船廠與航運界皆極力發展各式船舶節能裝置，以達到節能之效果。

船舶節能可在船型設計上著手[4]，分別由阻力性能、推進性能、耐海性能與操縱性能進行考量。阻力性能部份如使用球形艏，球形艏能有效削減艏波，降低船舶之興波阻力[5]；推進性能部分如使用不對稱船艏或球形艏，其中球形艏根據文獻[6]可在阻力值維持不變狀況下增加推進效能，同時根據文獻[7]之研究，推進效能之提升主要在船殼效率之提升；耐海性能部分如使用穿浪式船艏，可有效減少船舶於波浪中航行時所增加之阻力[8, 9]，操縱性能部分則以增加航向穩定性來減少動舵阻力。

當船舶線形改善至極致或沒有進一步改善空間時，則可以加裝適當之節省能

源裝置以提高船舶推進性能，可分為提升螺槳效率、回收螺槳轂部渦流能量損失及回收螺槳旋向動能損失等三類裝置[4]。提升螺槳效率部分如使用非平面螺槳，將螺槳末端彎向螺槳之低壓面以減少翼尖渦流，藉此提升推進效率[10]；回收螺槳轂部渦流能量損失部分如使用舵球，可減少螺槳轂部後方之低壓區，藉此減少螺槳前後壓差，產生更多推力[11]；回收螺槳旋向動能損失部分如使用預旋流裝置，在螺槳前方加裝固定之葉片，產生與螺槳旋轉方向相反之預旋流，抵銷螺槳旋向動能之損失[12]。

船型設計中與推進性能相關的不對稱船艏即為本研究之研究主題，其概念與加裝省能源裝置中的回收螺槳旋向動能損失裝置相似，將螺槳前方的船艏進行扭轉，產生與螺槳旋轉方向相反之預旋流，抵銷螺槳旋向動能損失或再由螺槳回收旋向的能量損失。以扭轉船艏之方式來產生預旋流，可以預想其船艏浸水表面積之增加，亦即摩擦阻力之上升，在軸向能量之消耗將會上升，然而由參考文獻[13-19]可知不對稱船艏之推進效率皆有顯著之上升，整體總效果的上升代表著不對稱船艏在軸向能量之負面影響小於在旋向帶來之好處；此外，由於是以改變線形做為節能之方式，因此可在設計前端將阻力之影響納入考量，並進一步分析不對稱船艏實際影響效率之原因。

本研究將目標放在不對稱船艏參數化設計與各項效率因子變化之研究上，一方面希望以更有系統性之方法來設計不對稱船艏，另一方面亦希望能找出不對稱船艏對於效率因子之影響，藉此做為未來設計不對稱船艏之依據與方向。

1.2 文獻回顧

不對稱船艏之概念與回收螺槳旋向動能損失相似，透過改變船艏形狀使流體進到螺槳平面之前，產生與螺槳旋轉方向相反之流速，以此來減少或抵銷螺槳旋向動能損失。

將船艏改變為不對稱形狀之構想最早由 Carlotti[19, 20]提出，其方法為在船

殼底平板靠近船艉部分加裝額外的不對稱鰭翼，船殼本身仍為對稱形狀。對於此改變船艉形狀之方法，Carlotti 並沒有提供其他資料來顯示此方法之效果，一般假設此方法可以改善進入螺槳平面之流速分佈，然而其效果可能並不顯著，原因在於船殼底部之平板形狀設計對於螺槳平面入流已經優於其他形狀，較難再從此部分得到明顯好處。而實際直接扭轉船殼，產生不對稱船艉的人為 Nönnecke[17, 19]，他於 1962 年提出該構想，其船艉線形如圖 1-1 所示，他將船體線形相對於螺槳旋轉方向反向加以扭轉，由船艉方向觀察為一 S 形(如圖 1-1)，文獻[17]指出此不對稱船艉可使方塊係數增加，船模試驗之結果則顯示不對稱船艉可以維持船速與減少船殼振動，同時根據文獻[18]，此不對稱船艉適用於低福勞德數，亦即適用於一般大型商船。

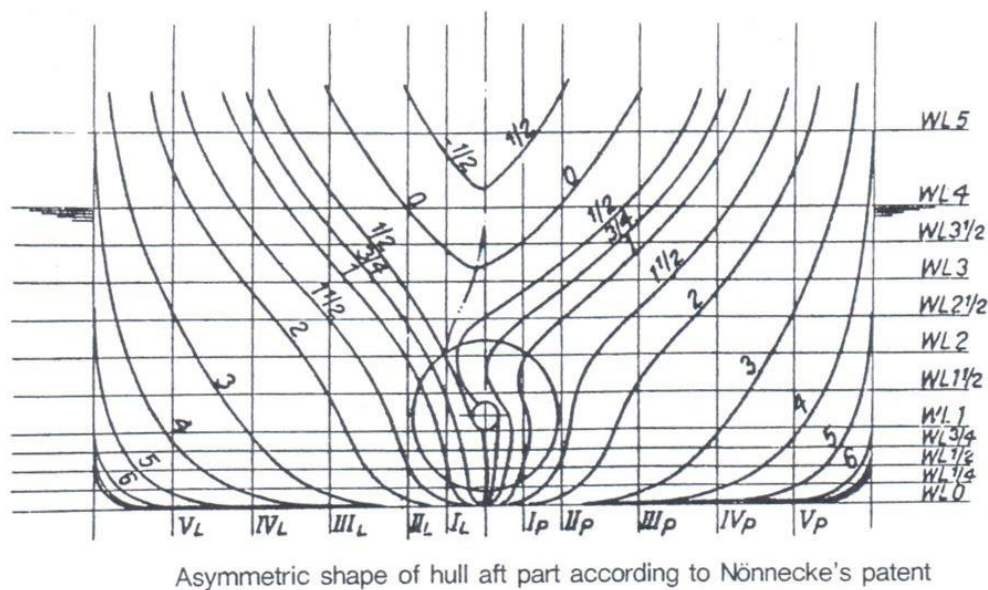


圖 1-1、Nönnecke 提出之船體線形[19]

從 1960 年代開始對於不對稱船艉開始各種研究，由德國漢堡水槽 HSVA 所進行之船模試驗[13, 14]，比較一對稱船型與相同尺寸下之不對稱船艉兩者的輸出馬力，發現在滿載狀況下可以節省 8% 的輸出馬力，輕載狀況下則可節省 6% 的輸出馬力，此試驗結果對於研究不對稱船艉而言相當令人振奮，證實不對稱船艉可產生相當明顯之效益；以此實驗為支持下，第一艘不對稱船艉之船舶 *Thea-S* 於

1982 年亮相，為 502TEU 之貨櫃船，由實船海試之結果顯示，此船型節省輸出馬力的效果較實驗預估來得出色，同時其操縱性能亦有改善[13]。

除了貨櫃船應用之外，Nawrocki[16]將不對稱船艏應用於散裝貨船上，在設計船速 14.5 節下可達到輸出馬力節省 4.67%之效果，顯示不對稱船艏於大型商船確實相當有效果。此外，根據文獻[16, 19]，不對稱船艏對於跡流區之影響，可以有效提升跡流區之流速均勻度，改善螺槳葉片之壓力分佈，這些現象都顯示不對稱船艏能有效降低船殼振動的問題，此為不對稱船艏另一項優點。

隨著計算流體力學之逐漸發展，不對稱船艏之研究並不僅止於船模試驗，亦有以數值模擬之方式進行研究分析[15]，得到與船模試驗相符合之結果，除了效率提升外，跡流區流速之均勻化亦能準確模擬，顯示以數值模擬方法分析不對稱船艏之可行性，然而於數值模擬部份，為了研究推進效率之變化，需同時模擬船殼與螺槳間之相互影響，所需要之計算成本與時間亦須加以考量。

在文獻[16]中將船殼效率與對轉效率列出，並量測不同船速下之船殼效率與對轉效率，其中不對稱船艏之船殼效率皆大於對稱船型，對轉效率則在不同速度域下，對稱船型與不對稱船艏之大小並無一定規律，然而在文獻中並未對效率因子之變化進行討論，同時由於其比較樣本數較少，難以找出變化之規率與原因。

不對稱船艏於 1980 年代第一艘實船建造後，至今已有 30 年之久，而近年對於不對稱船艏之研究並不如 20、30 年前普遍，其原因可能在於不對稱船艏之建造所需成本較高，因此節省能源之獲益與建造成本之間必須進行比較[16]，在過去油價相對較為便宜的情形下，不對稱船艏之實質效益並不顯著，然而在現今油價高漲、綠能船舶之時代，能於設計前端進行節能考量顯得更為重要，因此本研究選擇不對稱船艏進行深入之研究。

1.3 研究目的與方法

由上節之文獻中發現，過去對於不對稱船艏之研究皆偏向建造新船型之方向，對於扭轉後之單一船型來進行船模阻力試驗，並與原對稱船型進行螺槳推進效率或輸出馬力 *DHP* (Deliver Horse Power) 之比較，以證實不對稱船艏的效果，對於不對稱船艏之扭轉並未有一系統性之方法，同時不對稱船艏對於各項效率因子之影響亦未有深入探討，此原因在於船模試驗之過程需製作實體模型執行試驗量測，以及可能需要重複修改的處理過程，需要耗費龐大的人力與時間成本。相對於今日已逐漸趨於成熟發展之計算流體力學技術，藉由數值計算方法與電腦硬體的配合，先利用計算方法執行最佳船型的決定後，再以船模試驗進行驗證，大幅降低上述相關的成本和提高設計流程的效率，以較少的時間及成本產生優良船型。

本研究即是應用計算流體力學工具，以韓國船舶與海洋工程研究所(Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering)公開發表之 3,600TEU 貨櫃船(KCS)及其搭配之五葉螺槳(KP505)為研究對象[21]。以 KCS 船型為原型，使用幾何設計軟體 Rhinoceros[22]及其外掛軟體 Grasshopper 進行參數化設計，將與船艏變形相關之幾何參數做為變數，給予模型調整之自由度，在給定參數數值後，即可依製作流程快速且系統性的產生相對應之不對稱船艏幾何模型。以參數化方法設計其優點在於可找出目標函數與幾何參數間相對應之關係，藉此在設計前端調整幾何參數時即可對目標函數有一定程度之預估。

由上節之討論可知不對稱船艏具有推進效率提升與降低船體振動之優點，其中船體振動之降低主因為船艏跡流區變得更為均勻，螺槳旋轉一周遭遇之入流起伏變化減少，因此由螺槳造成的激振力也會隨著降低，然而螺槳激振力之分析屬於非穩態之範疇，利用計算流體力學軟體進行模擬所需之時間成本相對較高，因此本研究暫不考慮分析螺槳激振力之部分。將目標函數定為推進效率或 *DHP*，為得到此兩種數值，必須進行自推試驗之計算模擬，亦即將船殼與螺槳合併進行計算，考量到時間成本，因此本研究提出一新的分析係數，旋流係數在裸船阻力

試驗模擬階段即能分析不對稱船艙之跡流效果，以旋流係數做為目標函數，與幾何參數間建立關聯。此外，本研究亦選擇預期效果較佳之船型進行自推試驗模擬，並與原船型之推進效率、*DHP* 及效率因子進行比較，驗證不對稱船艙之效果及旋流係數做為目標函數之適用性，並將不對稱船艙在軸向負面影響(阻力上升)與旋向正面影響(產生預旋流)進行討論，最後討論不對稱船艙對於各項效率因子之影響及原因。

本研究進行之整體流程如圖 1-2，其中船體周圍流場之計算，所使用之計算流體力學軟體為商用軟體 Star-CCM+，參數化設計則使用幾何設計軟體 Rhinoceros 及其外掛程式 Grasshopper。首先進行對稱船型裸船阻力試驗與螺槳單獨試驗模擬之網格數目與模擬數值結果的驗證，其中裸船阻力試驗模擬參考 [23] 分為有自由液面與無自由液面進行，驗證其網格設定與幾何模型正確後，將兩者與螺槳結合進行對稱船型自推試驗模擬，做為不對稱船艙結果之比較基礎；接著建立不對稱船艙之參數化方法，並參考 [35] 之方法，分析扭轉後船體線形的曲率變化，以確保船殼曲面之平順度，再套用對稱船型之網格佈置策略，進行不同幾何參數之不對稱船艙裸船阻力試驗，並以旋流係數進行分析，挑選出效果較佳之船型進行自推試驗模擬，以不對稱船艙自推試驗模擬之結果與對稱船型自推試驗模擬之結果來分析比較效率因子、*DHP* 之變化。

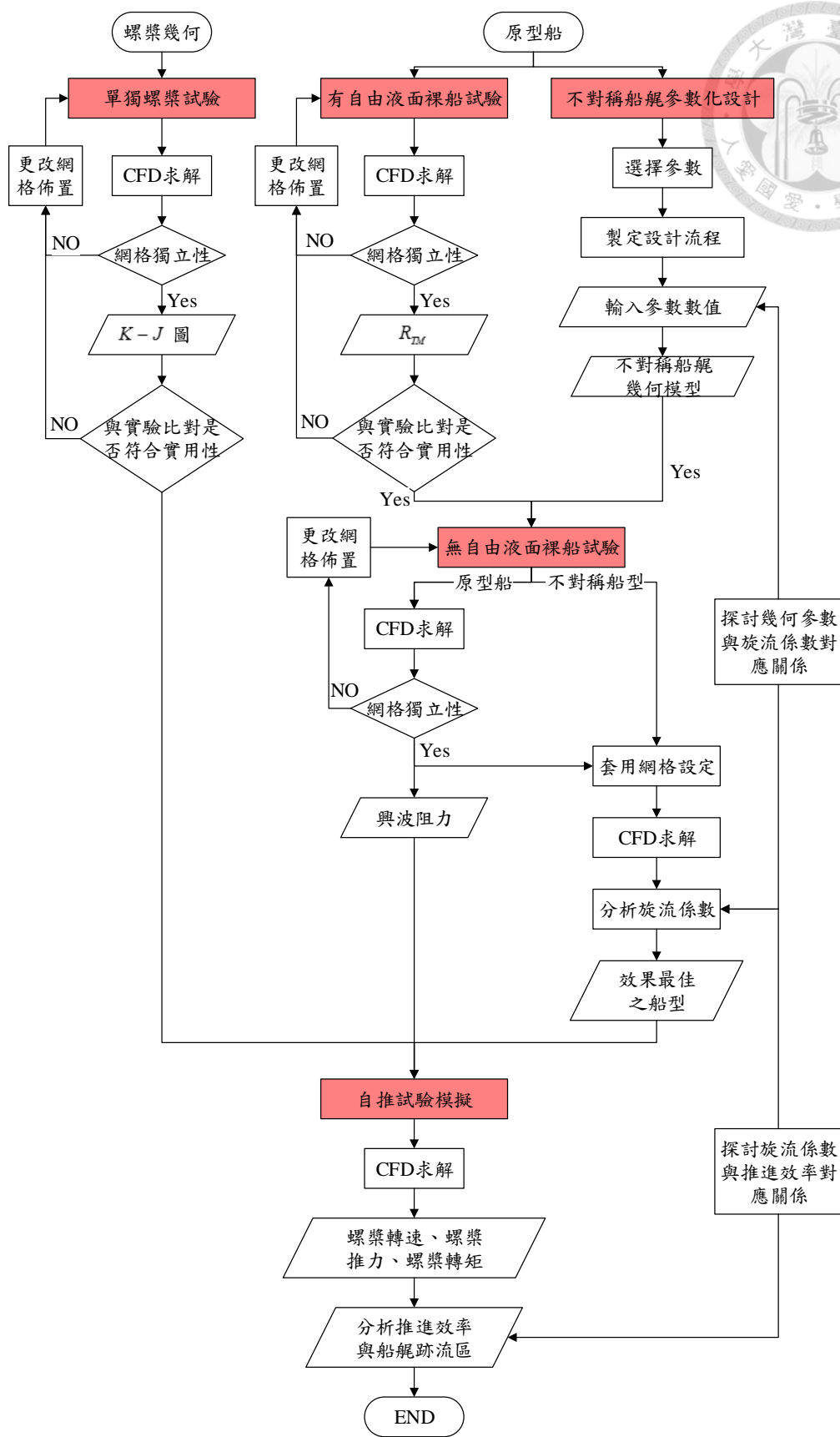


圖 1-2、整體流程圖

1.4 本文架構

本研究題目為不對稱船艙參數化設計及流場分析，主要分為五大章節來闡述本研究的主要內容。

第一章「緒論」中共分為四小節，描述了本研究之背景與動機，分別對於相關領域之學術研究做了一些回顧及介紹，並說明本研究之目的與方法，也在此說明本篇文章之主要架構。

第二章「理論方法」中共分為兩小節，說明計算流體力學中之基本理論與使用之假設，同時亦對本研究之參數化方法進行介紹。

第三章「計算模型與驗證」中共分為四小節，目的是確保本研究成果之正確性，先對計算模型的原型做簡單描述，然後針對各種試驗模擬過程中之流場設定、邊界設定、網格佈置進行驗證，確保在現有的計算流體力學基礎下研究結果之可信度，同時亦對本研究的參數化方法所產生之幾何進行檢查，以確保幾何平順度。

第四章「不對稱船艙參數設計及模擬計算」中共分為三小節，第一小節呈現本研究在不對稱船艙參數化設計之結果，第二小節分析幾何參數對於跡流區之影響，第三小節則針對推進效率之變化與效率因子變化之原因進行討論。

第五章「結論」，針對第四章各項計算結果進行最後的統整，並總結不對稱船艙之設計方法及其效果。



Chapter 2 理論方法

本研究利用黏性流理論模擬船舶周圍流場，探討不對稱船艙參數改變時對應的節能效果，於理論基礎部份分為計算流體力學之理論、不對稱船艙之參數化設計及旋流係數(分析參數)之定義，以下分別對這三個部分進行介紹。



2.1 計算流體力學

由於船舶流場為紊流流場，本研究採用工程上常用之雷諾平均納維爾史托克方程式求解器，並選用適當的紊流模型進行計算，以下針對本研究所使用之計算流體力學理論分別說明。

2.1.1 統御方程式

一般求解流體力學問題時，會由求解根據流體流動時所遵守的物理定律而建立的統御方程式著手，其中兩個基本的定律為質量守恆定律與動量守恆定律。

質量守恆定律其物理意義為控制面(control surface)的質量流率等於控制體積(control volume)內之質量變化率，應用於流場中即可得到質量守恆方程式，又稱為連續方程式。其數學表示如下：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{V}) = 0 \quad (2.1)$$

其中 ρ 為流體密度， $\bar{V} = (u, v, w)$ 為速度向量， u, v, w 分別為 x, y, z 方向之速度分量。

動量守恆定律其物理意義為一封閉系統不受外力或所受外力合力為 0，系統中所有物體的總動量保持不變，應用於流場中即可得到動量守恆方程式。其數學表示如下：

$$\rho \frac{D\bar{V}}{Dt} = \bar{f}_b + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2.2)$$



其中 $\overline{f_b}$ 為單位體積之物體力(body force)， τ_{ij} 為應力張量。

為減少求解方程式時之變數，在符合實際流場物理條件下再給予以下的假設：

- 流體為牛頓流體。
- 流體具等向性(isotropic)
- 流體為不可壓縮流體。
- 固體邊界為不可穿透。

依據以上假設，可將質量守恆方程式(2.1)與動量守恆方程式(2.2)以張量表示如下：

質量守恆方程式：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.3)$$

動量守恆方程式：

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_j^2} + g_i \quad (2.4)$$

其中下標 i ($i=1、2、3$) 分別表示對應於卡式座標三個不同方向 ($x、y、z$) 之變數，當式子出現相同下標時代表須進行連加。 t 為時間， P 為壓力， ν 為運動黏滯係數。若只考慮重力，方向向上，則 $g_1 = g_2 = 0$ ， $g_3 = -g$ ， g 為重力加速度。

由於紊流流場變化快且複雜，流場中之速度與壓力皆隨時間變動，為了將上述之統御方程式簡單化以便求解，將速度與壓力分為平均量及變動量：

$$\begin{aligned} u_i &= \overline{u_i} + u_i' \\ P &= \overline{P} + P' \end{aligned} \quad (2.5)$$

接著將其速度及壓力採取時間平均量之概念，可知變動量對時間平均後其值為 0，因此質量守恆方程式與動量守恆方程式可以下式表示：

質量守恆方程式：

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6)$$



動量守恆方程式：

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial (\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} + g_i \quad (2.7)$$

其中式(2.7)中等號右邊第一項為壓力梯度變化項，第二項為流體黏性效應項，第三項雷諾應力項。式(2.6)、(2.7)即為雷諾平均化那維爾-史托克方程式(簡稱 RANS)，Star-CCM+軟體藉由有限體積法將 RANS 以離散方式表示，以求解三維且不可壓縮之黏性流場，將此方法應用於船舶領域，即可對船舶實際航行所產生之紊流流場加以模擬計算。

2.1.2 紊流模型

紊流流動之主要特徵為其不規則性與高雷諾數，造成控制方程式的求解需要同時面對隨機性與非線性，以目前的計算流體力學方法直接進行模擬仍是相當困難的問題。因此，目前主要應用雷諾平均方法，以平均化的概念來處理隨機性的問題，所對應之方程式如式(2.7)所示，其中等號右邊第三項的非線性雷諾應力項則利用紊流模型(Turbulence Model)來做近似的處理，而目前在計算流體力學中最被廣泛使用的紊流模型為 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 。

在此兩種紊流模型中， $k-\varepsilon$ 又可分為下列幾種：Standard $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型等，在船舶的計算上最常使用的是 Standard $k-\varepsilon$ 及 Realizable $k-\varepsilon$ 模型。Standard $k-\varepsilon$ 模型有較高的穩定性、經濟性、計算精度且適合較高雷諾數，應用相當廣泛；Realizable $k-\varepsilon$ 模型相較之下的優點是可以保持雷諾應力與真實的紊流一致，使得計算結果能更符合真實情況，但對於如多重參考座標系、旋轉滑移網格等同時存在旋轉和靜止的流場中，會產生非物理的紊流黏性效應，因此一般不建議使用[24, 25]。

而在 $k-\omega$ 紊流模型中最常使用的有兩種：Standard $k-\omega$ 模型以及 SST

$k-\omega$ 模型。Standard $k-\omega$ 模型包含了低雷諾數影響、可壓縮性流影響和剪切流擴散，適用於混合層、射流等；SST $k-\omega$ 模型則綜合了 $k-\omega$ 模型在近壁面區域的計算優點和 $k-\varepsilon$ 模型在遠場計算的優點，並在紊流黏性計算中考慮到了紊流剪應力的傳導過程，可適用於產生流離(separation)的流動計算、翼型升力計算等 [24, 25]。

本研究計算目標為船體與船艉後方跡流區，而船艉後方跡流區由於船艉幾何影響，容易產生流離現象，為了能準確獲得計算結果，本研究選擇適用計算流離現象之 SST(Shear Stress Transport) $k-\omega$ 模型，其相關公式如下 [26]：

$$\frac{D\rho k}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{D\rho \omega}{Dt} = & \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ & + 2(1-F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2.9)$$

其中 σ_k 、 σ_ω 、 β 、 γ 為 SST $k-\omega$ 模型中之常數，定義 ϕ 為 SST $k-\omega$ 模型中任一常數(σ_k, \dots)，可由 Standard $k-\omega$ 模型中任一常數 ϕ_1 與 Standard $k-\varepsilon$ 模型中任一常數 ϕ_2 轉換求得，其關係式如下：

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1-F_1) \phi_2 \quad (2.10)$$

ϕ_1 包含之模型常數：

$$\sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{\omega 1} = 0.5, \beta_1 = 0.075, a_1 = 0.31$$

$$\beta^* = 0.09, k = 0.41, \gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \sigma_{\omega 1} \frac{k^2}{\sqrt{\beta^*}}$$



ϕ_2 包含之模型常數：

$$\sigma_{k2} = 1.0 \text{、} \sigma_{\omega 2} = 0.856 \text{、} \beta_2 = 0.0828$$

$$\beta^* = 0.09 \text{、} k = 0.41 \text{、} \gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \sigma_{\omega 2} \frac{k^2}{\sqrt{\beta^*}}$$

F_1 為一混合函式(Blending function)，近壁面時為 1、遠離壁面時為 0，其定義如

下：

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4)$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega} \right); \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right]$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right)$$

ν_t 為渦流黏滯係數(eddy viscosity)

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1\omega; \Omega F_2)}$$

其中 Ω 為渦度的絕對值： $\Omega = \frac{\partial u}{\partial y}$

F_2 為壁面距離 y 之函數： $F_2 = \tanh(\arg_2^2)$

$$\arg_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega} \right)$$



2.1.3 壁面函數

SST $k-\omega$ 紊流模型其適用範圍皆在完全發展之紊流區，然而流體流經一無滑移邊界時(No-Slip Wall Condition)，在靠近邊界的流速會受黏性效應影響而急速衰減為零，造成此區域的流場具有相當大的速度梯度，因此在越接近邊界壁面區的流體之流速越慢，使得雷諾數較低而未完全發展為紊流，求解紊流問題時，在邊界壁面上之應力場與外圍完全紊流區之間的過渡區域並不存在一定的關係，因此須利用實驗的結果，以半經驗的方法估算壁面所造成的影響，此即為壁面函數方法。

圖 2-1 即為完全發展之紊流區中流速對壁面距離的分佈圖之實驗資料，其橫軸為無因次化後之壁面距離 y^+ (以對數表示)，縱軸為無因次化後之速度參數 u^+ ，定義如下：

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u_*} \quad (2.11)$$

$$y^+ = \frac{yu_*}{\nu} \quad (2.12)$$

其中 \bar{u} 為平均速度， u_* 為摩擦速度， y 為與壁面之距離， ν 為運動黏滯係數。

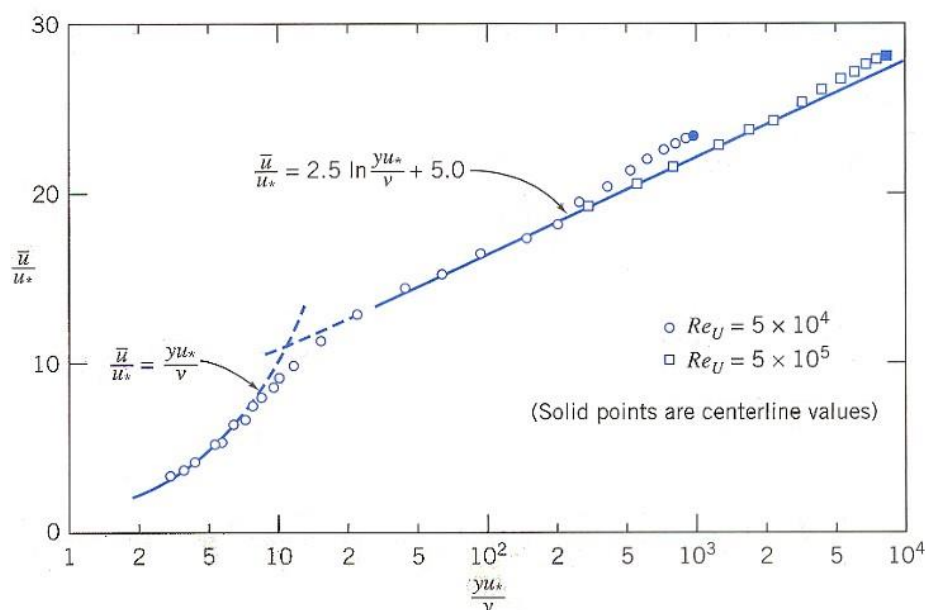


圖 2-1、紊流區流速對壁面距離分佈圖



由圖 2-1 之實驗結果可知，在 $0 \leq y^+ \leq 5 \sim 7$ 時 u^+ 與 y^+ 的關係成線性變化，此區域稱為黏性次層流(viscous sublayer)，其關係如下：

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u^+} = \frac{yu_*}{\nu} = y^+ \quad (2.13)$$

在 $y^+ > 30$ 的區域則成對數關係，其關係如下：

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln(y^+) + 5 \quad (2.14)$$

其中 K 為 von Karman 常數，其值為 0.41，在 $5 \sim 7 < y^+ \leq 30$ 的區域則為轉換區 (transition region 或 buffer region)，此區域 u^+ 與 y^+ 並無特定之關係，為一轉換性質之區域。

不同 y^+ 值適用不同的壁面函數方法，可以分類為下列三種：

- (1) High y^+ Wall Treatment：壁面層狀網格大小需佈置在對數關係成立的區域內，即 $y^+ > 30$ 。
- (2) Low y^+ Wall Treatment：壁面層狀網格大小需足夠精細， y^+ 值需在 1 以下才適用。
- (3) All y^+ Wall Treatment：為混合型的處理方式，在計算中會根據 y^+ 值的大小自動選擇合適的壁面函數求解，然而其精準度與前兩種相比相對較差。

本研究計算採用 All y^+ Wall Treatment 設定進行初步模擬，由初步計算結果發現於船艙部分較亦出現較低之 y^+ 值，並不適用(1)或(2)之設定，因此沿用 All y^+ Wall Treatment 進行計算。圖 2-2 為本研究經由網格獨立性測試後所採用之計算網格所對應之全船 y^+ 值分佈，其中可看出在水線以下主要在 30 以上，在靠近船艙部分則小於 30，與初步模擬結果相同，因此為避免少數區域如船艙部分可

能出現較低之 y^+ 值，本研究選用之壁面函數方法為 All y^+ Wall Treatment。

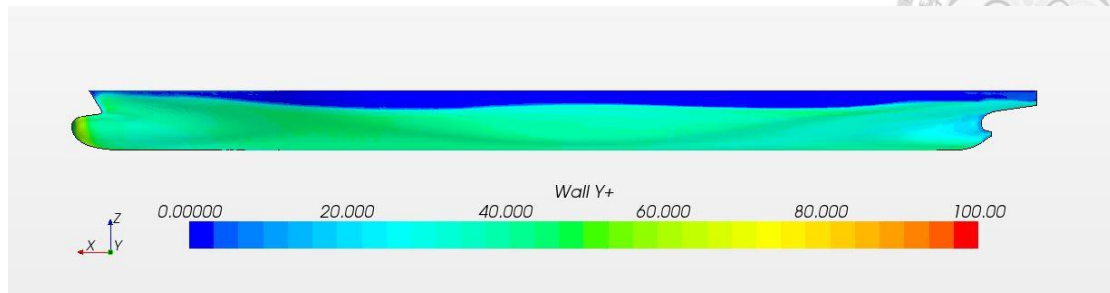


圖 2-2、計算網格之 y^+ 值

2.1.4 數值方法

數值方法求解流體力學問題利用劃分網格的方式將計算空間離散化，將控制方程式轉為計算機可求解之線性代數方程式。現行數值方法主要有三種：有限體積法、有限差分法與有限元素法。其中最被廣泛使用的為有限體積法，其原理為將計算空間劃分為許多互不重疊的微小控制體積，每個微小控制體積中之物理量皆會遵守守恆定律，其中控制體積的中心為節點，也是物理量的儲存點並代表整個微小控制體積的物理特性。對每個微小控制體積作積分來建立線性代數方程，配合流場邊界條件來求解流場中的變量。

本研究使用 Star-CCM+其內部自動生成網格功能將空間離散化。軟體使用的數值方法為有限體積法，選擇具有二階迎風離散格式(second order upwind scheme)。對於離散後的各變量代數方程組，本研究使用分離解法(segreated method)順序求解，過程中動量和連續方程式間需要一種處理壓力與速度間耦合關係的方法。Star-CCM+使用現今被廣泛應用的 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)方法[27]，意思為壓力耦合方程半隱式解法，其原理為先假定一壓力場求解動量方程式，求得速度與壓力關係式，再代入連續方程式中，導出一壓力修正方程式以求解壓力修正值，最後根據修正過的壓力得到新的速度場，如此反覆疊代到計算收斂。



2.1.5 Double-Body 模型

船舶航行於水中因為受到水及空氣的黏性效應、波浪的壓力、波能的消耗、渦流的產生以及壓力的變化等而產生阻力，而船舶阻力可由許多不同觀點來進行分類，如圖 2-3 所示，其中船模阻力試驗一般是以 Froude 氏觀點或物理性質觀點為主。

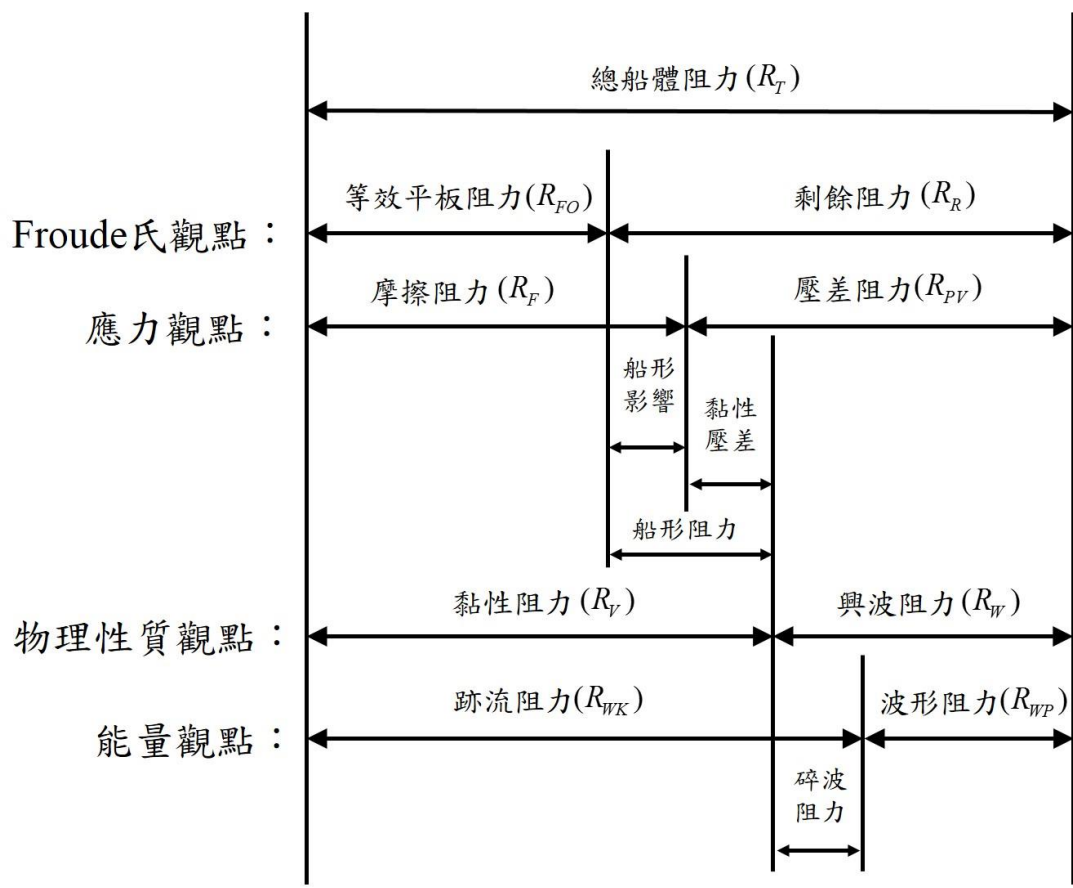


圖 2-3、船舶阻力之成分

Froude 氏觀點將阻力分為等效平板阻力與剩餘阻力，其中等效平板阻力 R_{FO} 以 ITTC 定義[5]之等效平板阻力係數經驗公式求得，剩餘阻力 R_R 則以船模試驗量測之總阻力減去平板阻力計算而來；應力觀點則將裸船阻力分為與船殼曲面相切之表面磨擦阻力與垂直船殼曲面之壓差阻力，前者又可分為等效平板阻力及三維船型的影響，後者為船體表面彎曲使水流產生渦流，導致船殼表面壓力變化以

及船航行時產生波浪的興波阻力[30]；物理性質觀點則為 1954 年 Hughes 提出將阻力分為黏性阻力 R_V 與興波阻力 R_W [28]，其中黏性阻力包含應力觀點之摩擦阻力及黏性壓差阻力，並引進船形因子(form factor, k)的觀念，其公式如下式：

$$1+k = \frac{R_T (R_W \rightarrow 0)}{R_{FO}} \approx \frac{R_V}{R_{FO}} \quad (2.15)$$

其中 R_T 為船舶總阻力，Hughes 假設在低福勞德數時，興波阻力應可忽略不計，因此 R_T 可視為黏性阻力 R_V ， R_{FO} 則為等效平板阻力；船形因子由公式可知，代表船型三維曲面幾何形狀與平板幾何形狀在阻力上之差異，當船型曲面越偏離平面時，船形因子數值會隨之上升。

Double-Body 模型為將一個浮體其靜水線以下部分對於靜水之自由液面進行鏡射，將流場轉換為對於自由液面為上下對稱之流場，使自由液面之流線皆能落於此對稱平面上，亦即不會有波浪及興波阻力之產生；於此同時，流體因黏性效應產生之邊界層使得船舶前後產生壓力差，形成黏性壓差阻力；將此模型與上述之阻力之成分圖示中的物理性質觀點相對應，套用模型所計算出之船舶總阻力即為式(2.15)中之 R_V ，再利用等效平板阻力係數經驗公式即可算出船形因子 k 。

一般進行自推試驗模擬時須同時包含船體、螺槳且考慮自由液面的效應，須使用暫態進行計算，因此需要大量的網格與計算時間，為克服此困難，本研究利用阻力成分中之物理性質觀點與 Double-Body 模型的概念，將計算船舶裸船阻力與船舶自推試驗的流程分解為以下步驟：

- (1) 計算有自由液面狀況下之裸船阻力。
- (2) 使用 Double-Body 模型，計算無自由液面狀況下之裸船阻力。
- (3) 將(1)、(2)結果相減得到興波阻力。
- (4) 計算等效平板阻力 R_{FO} ，搭配(2)結果求得船形因子 k 。
- (5) 由(4)結果計算摩擦阻力修正量 SFC ，即 $(1+k)(C_{FM} - C_{FS})$ 。

(6) 使用 Double-Body 模型，模擬船舶自推試驗。

其中，(2)中所計算之裸船阻力可視為物理性質觀點中之黏性阻力 R_v ，因此可由(1)、(2)得到興波阻力 R_w ；利用模擬得到之螺槳推力、摩擦阻力修正量及全船總阻力來尋找自推點，所需全船總阻力則為模擬自推試驗所得之船舶受力與(3)所計算的興波阻力之和。藉由上述之流程，模擬自推試驗時不需考慮自由液面之網格加密，可減少大量的網格數；而此流程之假設為自由液面對螺槳之影響甚小，且其對於船殼造成之阻力變化多為壓差阻力，故可使用 Double-Body 模型進行模擬，並假設不對稱船型之興波阻力與對稱船型相同以進行自推試驗模擬。

2.1.6 自由液面

自由液面的計算方法則採用流體體積法(Volume of Fluid)。該方法是一種計算多相流的數值方法，利用等效流體來取代多種流體之交集界面，同時計算多種流體的流場，本研究中流體為水與空氣，因此等效流體的物理特性(如密度與黏性)可由水與空氣的體積分率(Volume Fraction, a)內插而來，其關係表示如下：

$$a = \frac{V_w}{V} \quad (2.16)$$

$$\rho = a\rho_w + (1-a)\rho_a \quad (2.17)$$

$$\mu = a\mu_w + (1-a)\mu_a \quad (2.18)$$

守恆方程式：

$$\frac{\partial a}{\partial t} + \bar{V} \cdot (\nabla a) = 0 \quad (2.19)$$

其中 a 為體積分率， V 為微小控制體積， V_w 為水在控制體積中所占的體積， ρ 為密度， μ 為流體動力黏滯係數。

自由液面的所在處定義為 a 等於 0.5，如圖 2-4 所示[9]。VOF 法提供經由固定網格追蹤明顯流體介面方法，其基礎在於流體體積分率，它包含於每一個控制

體積中，控制體積中可以是完全空氣($a=0$)、空氣與水混合體($0 < a < 1$)或完全是水($a=1$)，以圖 2-4 來說，上面為空氣，下面則為水。

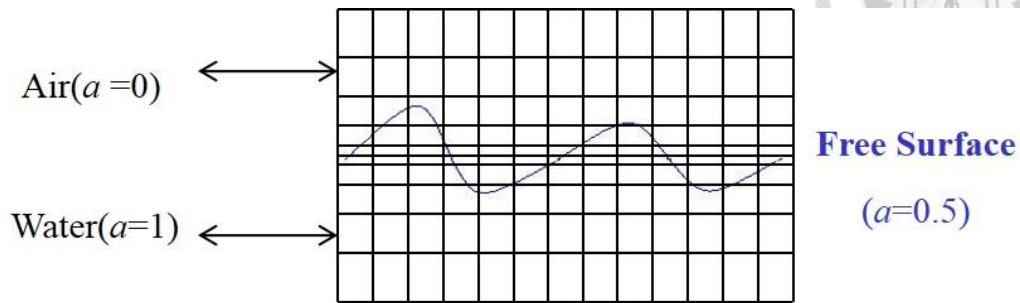


圖 2-4、自由液面說明

2.1.7 旋轉參考座標系統

在流體計算力學中，旋轉式的物理模型在計算上非常複雜。旋轉參考座標系統(Moving Reference Frame，簡稱 MRF)，應用在模型轉動的方式為在計算區間內固定旋轉區域，改為旋轉座標系統，這種方法適用於有旋轉物件跟固定物件相互作用的系統中。其特色在於旋轉軸並沒有真正旋轉任何物件，是一種相對運動模型；運用於螺槳數值計算中，通常將座標設於轂部中心處，也就是座標跟著轂部一起做旋轉運動，但此時轉動並不是真正物理轉動，只是在某一個瞬時狀況下的周期性轉動，如此一來就可將非穩態的物理現象轉化成穩態物理情形求解。在模擬螺槳單獨試驗為軸對稱流場，因此可採用某一個瞬時狀況下轉動結果，自推試驗模擬由於不討論螺槳激振力部份，亦以穩態進行計算，因此亦採用旋轉參考座標系統。

旋轉參考座標系統實際操作方式為於流場中將需要旋轉之物件以交界面包覆，在交界面外之流場為固定座標，當流體通過交界面時即套用旋轉參考座標系統給予旋轉速度；套用於不對稱船艙，當流體通過不對稱船艙即具有一旋向之速度，此流體維持此速度通過交界面後額外增加一旋轉速度，透過此方法可將不對稱船艙產生之旋向流速一同進行考量，以利分析不對稱船艙之影響。



2.1.8 網格建構方法

本研究計算網格生成方式為使用 Star-CCM+內部提供之非結構網格中的卡式座標體積網格(Trimmer 網格)。非結構化網格相較於結構化網格而言，其優點為能針對具有高複雜度且變化劇烈的幾何外型進行較精確的計算空間離散，表現出物體複雜的邊界形狀並確保數值於邊界處的初始準確度。卡式座標體積網格為非結構化網格中的一種應用，在大部分主要的流場核心區域以六面體網格做離散，其餘較細或較扭曲的區域則以不規則網格做填充。

卡式座標網格另一特色與優點在於其容許在 X 、 Y 、 Z 三個方向各別獨立加密，例如計算包含自由液面的情形，可以在水面波形處沿重力方向(Z 方向)做極細的網格加密，以準確抓住波形上下起伏的變化；也可以在計算遠場的區域將網格適度放大，以節省計算資源。

2.1.9 網格獨立性理論

在模擬計算中，網格獨立性為相當重要的一環。以一流場範圍及邊界條件皆正確的計算流場，利用系統化的網格加密策略進行加密時，網格數越多，計算之目標數值應趨於定值，然而由於網格數量多寡與計算時間之長短息息相關，故如何找出在容許誤差範圍內之最少網格佈置即顯得十分重要。

本研究參考[29, 30]，其網格獨立性理論顯示，每做一次加密動作，加密前網格與加密後網格之間所計算出的目標數值差值將變小，假設對同一流場做 a、b、c 三種加密方式並量測同一目標數值，其中 a 有 100 萬網格、b 有 200 萬網格、c 有 300 萬網格，而 a 狀況下之目標數值為 x 、b 狀況下之目標數值為 y 、c 狀況下之目標數值為 z ，則 x 與 y 之差值必大於 y 與 z 之差值。令目標數值之前後項網格佈置差值小於後項所量測之目標數值的 1%，即為達到網格獨立性。

2.2 不對稱船艏參數化設計

本研究利用繪圖軟體 Rhinoceros 及其外掛程式 Grasshopper 進行不對稱船艏參數化設計，參數化設計過程為將船艏幾何往螺槳反方向旋轉為目標，同時保持線形之平順度；由於採用旋轉橫剖面線形(Body Plan)的想法，本研究需要決定旋轉軸、旋轉範圍及旋轉角度，其中旋轉軸與螺槳相關，旋轉範圍則參考[13]，旋轉角度則以參數化方法來決定，本節分別對如何決定旋轉軸、旋轉範圍及旋轉角度進行介紹。

2.2.1 旋轉軸與旋轉範圍

本研究改變船艏幾何之目的在於提高船舶整體的推進效率，故在選定旋轉船艏之旋轉軸、旋轉範圍時皆以配合螺槳為考量。將船型幾何如圖 2-5 所示擺放，正 X 方向指向船艏，正 Y 指向左舷， Z 軸則向上為正，座標原點位於船舳、水線面上，且在船體左右對稱線上，螺槳中心座標以垂標間距 L_{pp} 無因次化表示為 $(x/L_{pp}, y/L_{pp}, z/L_{pp}) = (-0.4825, 0, -0.02913)$ 。旋轉軸為通過螺槳中心點、指向正 X 之直線；選定在 X 方向一段長度之範圍做為船體扭轉之區域，在此範圍內以旋轉軸為中心，設定一管狀區域做為旋轉範圍，如圖 2-6 所示，靠近螺槳平面之半徑需大於螺槳半徑。

根據參考文獻[13]，不對稱船艏延伸範圍至螺槳前方 15% 船長位置，而本研究為使船舶變形更為平順，選擇螺槳前方 18% 船長位置，因此本研究旋轉範圍為 $\left[\frac{x_{min}}{L_{pp}}, \frac{x_{max}}{L_{pp}} \right] = [-0.4884, -0.2940]$ (座標系原點位於船舳、水線面上，且在船體左右對稱線上)。選定旋轉軸與旋轉範圍後，將船體在旋轉範圍內對旋轉軸旋轉一個角度，旋轉角度 $\Delta\theta$ 以參數化方法決定。

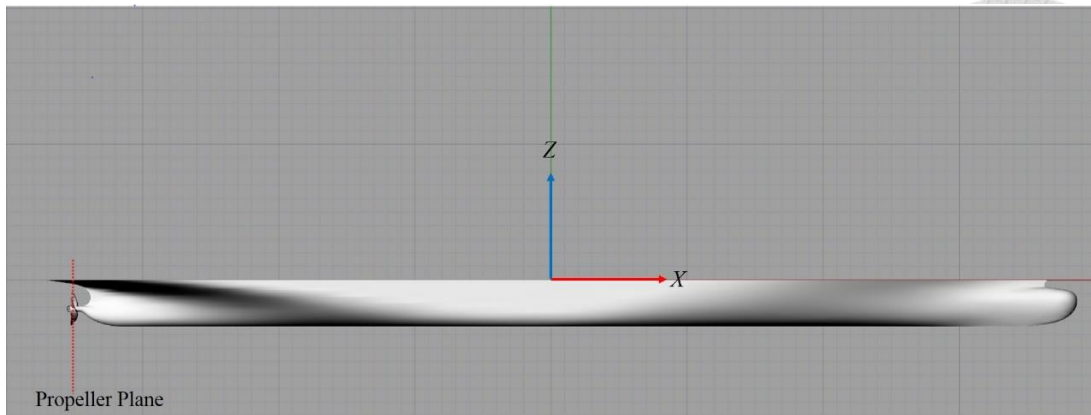


圖 2-5、船型座標方向表示圖

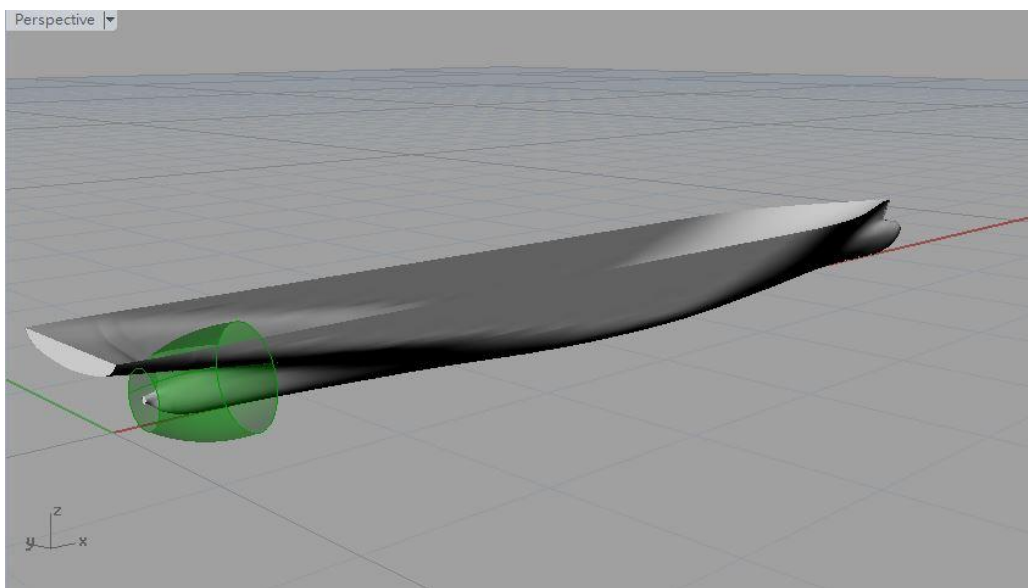


圖 2-6、旋轉範圍示意圖

2.2.2 旋轉角度參數設計

任一 $x = x_0$ 之平面與船體相交皆可得到一船體剖面曲線如圖 2-7 紅色線，同時在此平面上利用一圓形曲線如圖 2-7 黃色線設定旋轉之範圍，其中圓形曲線與船體剖面曲線相交於 A、B 兩點。將 A、B 兩點之間的船體剖面曲線由卡式座標系統以旋轉軸為原點轉換為極座標系統，如圖 2-8，並以參數式表示成 $(r(s), \theta(s))$ ， s 為參數值，圖 2-7 中剖面曲線上 A、B 兩點分別對應之參數值

為 $s=0$ 與 $s=1$ ，因此可將線形上任一點之切線斜率表示為 $\frac{d\theta}{dr}(s)$ ；由式(2.20)

可知，若已知 $\frac{d\theta}{dr}(s)$ ，可求得任一 s 對應之 θ ，即可得知船殼任意點之座標。



$$\frac{d\theta}{dr}(s) = g(s) = \frac{d\theta/ds}{dr/ds}$$

$$\frac{d\theta}{ds} = g(s) \frac{dr}{ds} \tag{2.20}$$

$$\theta(s) = \int_0^s g(t) \frac{dr}{dt} dt$$

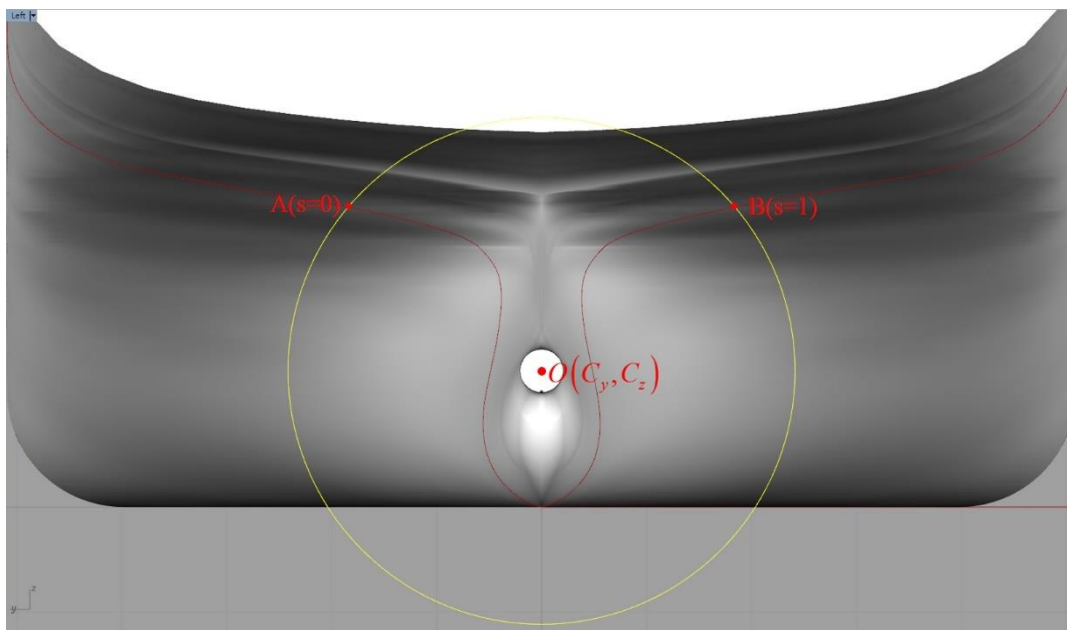


圖 2-7、 x_0 平面之船體線形

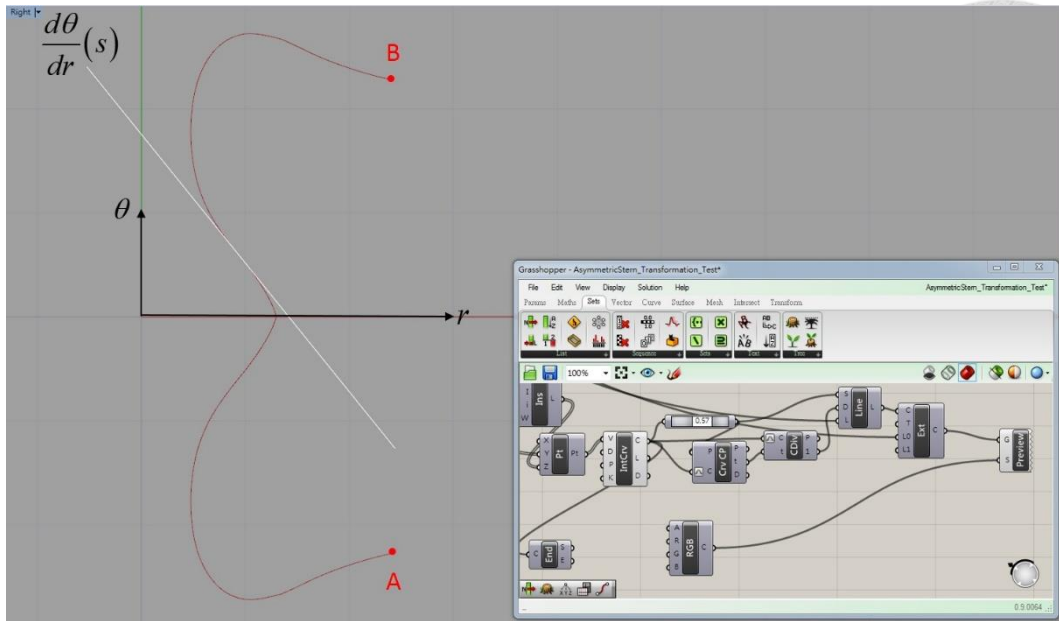


圖 2-8、 x_0 平面之船體線形—極座標

為了避免旋轉過後之線形產生不平順之現象，任一 $x = x_0$ 平面之 $\frac{d\Delta\theta}{dr}(s)$ 由同一平面原船型之 $\frac{d\theta}{dr}(s)$ 決定，如式(2.21)：

$$\frac{d\Delta\theta}{dr}(s) = C(s) \tan^{-1} \left[\frac{d\theta}{dr}(s) \right] \quad (2.21)$$

其中 $C(s)$ 為縮放因子，由旋轉強度 c 、 $\frac{dr}{ds}$ 之倒數、曲線曲率 κ 、剖面曲線旋轉角度分佈帶寬 σ 與剖面曲線旋轉極值位置 s_{max} 組成，如式(2.22)：

$$C(s) = c \cdot \frac{1}{\frac{dr}{ds}} \cdot \kappa(s) \cdot e^{-\frac{(s-s_{max})^2}{2\sigma^2}} \quad (2.22)$$

式中各項之作用說明如下：

- (1) 旋轉強度 c ：數值為 0~1，其大小代表船艏旋轉的程度。
- (2) $\frac{dr}{ds}$ 之倒數：數值由原線形決定，作用在消去式(2.20)中的 $\frac{dr}{ds}$ ，以確保在積分式中的函數對 $s = 0.5$ 為奇函數，如此才能使旋轉後之線形在 A、B 兩端點處達到位置連續。
- (3) 曲線曲率 κ ：數值由原線形決定，作用在使直線線段在旋轉後仍能維持

直線的特性，由於直線曲線曲率為 0，直線線段之 $\frac{d\Delta\theta}{dr} = 0$ ，代表直線線段上每個點之旋轉角度皆相同，使得旋轉後仍能維持直線。

(4) 剖面曲線旋轉角度分佈帶寬 σ 與剖面曲線旋轉極值位置 s_{max} ：此兩項代

表 $e^{-\frac{(s-s_{max})^2}{2\sigma^2}}$ 之數值變化，其構想來自統計學之常態分佈， s_{max} 對應至平均值， σ 則對應至標準差。由於船舶為左右對稱，因此 $e^{-\frac{(s-s_{max})^2}{2\sigma^2}}$ 項僅計算 $s = [0, 0.5]$ 區間，並對 $s = 0.5$ 左右對稱，其圖形如圖 2-9 所示， σ 可以控制圖形之寬度，數值越大代表圖形越寬，旋轉角度之分佈能越均勻分佈至剖面曲線，數值越小則旋轉角度之分佈集中於極值點位置之左右， s_{max} 則能控制極值點之位置，數值為 0~0.5； $e^{-\frac{(s-s_{max})^2}{2\sigma^2}}$ 項作用在使靠近 A、B 端點處之線形能平順的變化，亦即旋轉角度能漸漸趨近於 0。

由於 $\frac{dr}{ds}$ 之倒數與曲線曲率 κ 由原線形決定，因此 $C(s)$ 可簡化為三個參數，

接著將 $\frac{d\Delta\theta}{dr}(s)$ 以式(2.23)方式積分，即可得到 $\Delta\theta(s)$ 。

$$\Delta\theta(s) = \int_0^s \frac{d\Delta\theta}{dr}(t) dt = c \int_0^s \kappa(t) \cdot e^{-\frac{(t-s_{max})^2}{2\sigma^2}} \tan^{-1} \left[\frac{d\theta}{dr}(t) \right] dt \quad (2.23)$$

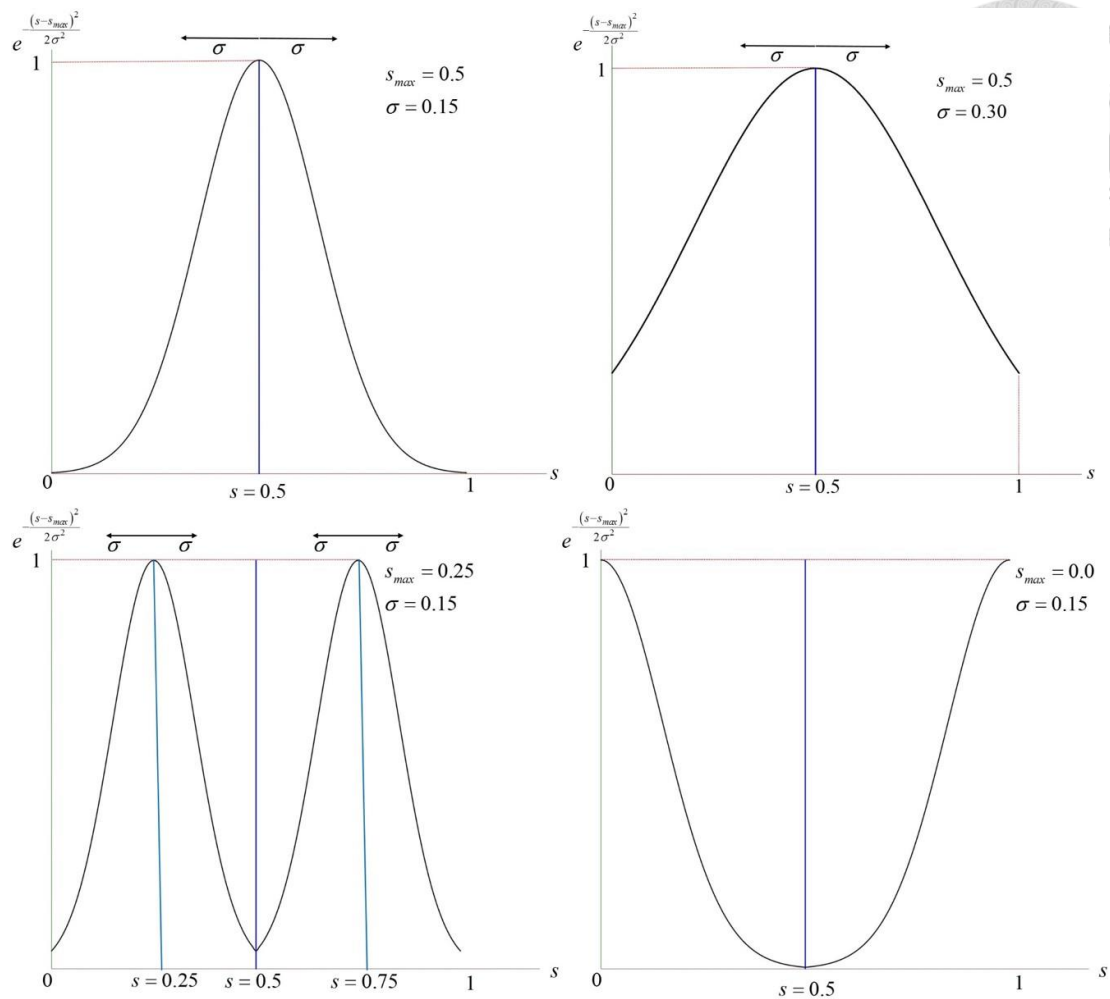


圖 2-9、 $e^{-\frac{(s-s_{max})^2}{2\sigma^2}}$ 圖形示意圖

上述方法，皆為在任一 x_0 平面之討論，將旋轉方法擴展為三維方向，定義一圓柱座標系統如圖 2-10，正 x 方向指向船艙， s 代表曲線參數式之參數值， $\Delta\theta$ 代表任意 (x,s) 對應之旋轉角度，在此座標系統定義下， $\Delta\theta$ 可由式(2.23)擴展至三維方向，同時為了使船型可在 x 方向平順的變化，乘上 $M(x)$ ，並將旋轉強度 c 與 $M(x)$ 結合，如式(2.24)：

$$\Delta\theta(x,s) = M(x) \int_0^s \kappa(x,t) \cdot e^{-\frac{(t-s_{max})^2}{2\sigma^2}} \tan^{-1} \left[\frac{d\theta}{dr}(x,t) \right] dt \quad (2.24)$$

$M(x)$ 為 $\Delta\theta(x,s)$ 在 x 方向分佈之控制因子，數值在 $0 \sim c$ 之間，在靠近 x_{max} 之旋轉

角度為 0，靠近 x_{min} 之旋轉角度維持積分式所計算之數值，藉此控制旋轉角度在

x 方向之變化。 $M(x)$ 在 x 方向之分佈如圖 2-11 所示，為 $x-\Delta\theta$ 平面上之

NURBS(Non-Uniform Rational B-Spline)曲線，由 \bar{P}_1 、 \bar{P}_2 、 \bar{P}_3 三個控制點組成，由

於旋轉區域(x_{min} 、 x_{max})配合螺槳已經決定，因此 $M(x)$ 可簡化為 1 個控制參數：

\bar{P}_2 點權重 w ，由圖 2-11 可知，當 w 越大，則旋轉效果越集中於船艙處。由 NURBS

曲線公式，如式(2.25)，階數 2 階($n=2$)、3 個控制點($k=3$)狀況下可得到 w 參數

之數學表示式，如式(2.26)。

$$\bar{B}(u) = \frac{\sum_{i=1}^k N_{i,n} w_i \bar{P}_i}{\sum_{i=1}^k N_{i,n} w_i} \quad (2.25)$$

$$N_{i,n}(t) = \left(\frac{t-t_i}{t_{i+n-1}-t_i} \right) N_{i,n-1}(t) + \left(\frac{t_{i+n}-t}{t_{i+n}-t_{i+1}} \right) N_{i+1,n-1}(t)$$

$$\bar{P}(u) = \frac{1}{(1-u)^2 + 2u(1-u)w + u^2} \left[(1-u)^2 \bar{P}_1 + 2(1-u)w \bar{P}_2 + u^2 \bar{P}_3 \right] \quad (2.26)$$

$$u = [0 \quad 1]$$

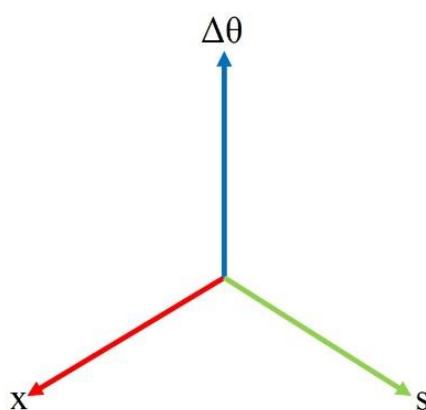


圖 2-10、圓柱座標系

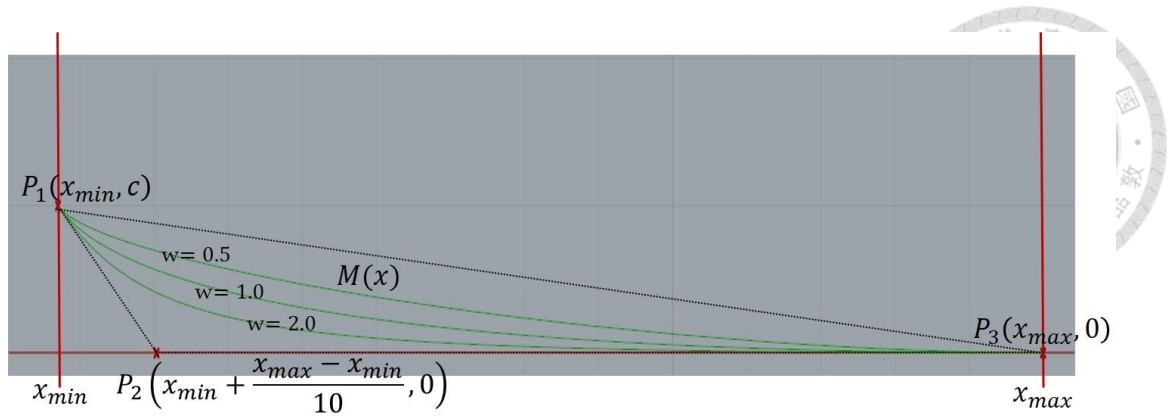


圖 2-11、 $M(x)$ 沿 x 方向分佈示意圖

因此，船艏旋轉方式即以 4 個參數值：旋轉強度 c 、剖面曲線旋轉角度分佈帶寬 σ 、剖面曲線旋轉極值位置 s_{max} 、縱向分佈函數權重控制因子 (\bar{P}_2 點權重) w 組成。針對 4 個參數所影響之範圍可分類為以下 3 種：

- 旋轉強度： c 。
- 縱向影響： w 。
- 剖面曲線影響： σ 、 s_{max} 。

其中 c 屬於對於全域變化之影響，其餘 3 個參數則與旋轉角度之分佈相關。

假設船殼上任一點 $P(P_x, P_y, P_z)$ ，可切出 $x = x_0$ 之船體線形，並求得該線形之 $\frac{d\theta}{dr}(s)$ ，接著決定 4 個參數值即可得到 P 點之旋轉角度 $\Delta\theta$ 。假設螺槳中心

(C_x, C_y, C_z) ，利用式(2.27)平移旋轉矩陣即可得到 P 點旋轉後之座標

$Q(Q_x, Q_y, Q_z)$ 。

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & C_x \\ 0 & 1 & 0 & C_y \\ 0 & 0 & 1 & C_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \Delta\theta & -\sin \Delta\theta & 0 \\ 0 & \sin \Delta\theta & \cos \Delta\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -C_x \\ 0 & 1 & 0 & -C_y \\ 0 & 0 & 1 & -C_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_x \\ Q_y \\ Q_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

2.3 旋流係數

本研究為評估不對稱船艏產生旋向影響之程度，需要建立一旋向參數以進行分析。一般分析船艏跡流區有以下三種方法：速度比、Taylor 方法、Froude 方法 [31]。在螺槳平面上任一點，以圓柱座標系統定義其速度分量為軸向速度 V_a 、切向速度 V_t 、徑向速度 V_r ，速度比方法以船速 V_s 為參考速度，將速度分量表示如式 (2.28)；Taylor 方法與 Froude 方法軸向速度之表示如式 (2.29)、式 (2.30)，與速度比方法差異在表示軸向損失之概念，目前船舶分析軸向速度時大多使用 Taylor 方法為主，切向與徑向速度則以速度比方法表示。

$$\frac{V_a}{V_s} \frac{V_t}{V_s} \frac{V_r}{V_s} \quad (2.28)$$

$$w_T = \frac{V_s - V_a}{V_s} = 1 - \frac{V_a}{V_s} \quad (2.29)$$

$$w_F = \frac{V_s - V_a}{V_a} = \frac{V_s}{V_a} - 1 \quad (2.30)$$

由於不對稱船艏之目的在使流體產生與螺槳旋轉方向相反之旋向速度，故本研究建立旋向參數時採用速度比方法中之切向速度，以對稱船型達到自推點時之螺槳轉速做為參考速度進行分析，由於螺槳轉速 n_p 以角速度之方式表示，故本研究將螺槳平面上任一點之速度切向分量 V_t 除以該點與螺槳平面中心之距離 r ，得到該點之角速度 Ω ，並以螺槳轉速為參考速度，如式 (2.31)，即可得到該點旋向參數 w_R ，再以式 (2.32) 求得螺槳平面之旋向參數 w_R 之平均 $\overline{w_R}$ ，稱為旋流係數，本研究即以旋流係數 $\overline{w_R}$ 評估不對稱船艏產生之旋向影響。

$$\Omega = \frac{V_t}{r}, \quad w_R = \frac{\Omega}{2\pi n_p} \quad (2.31)$$

$$\overline{w_R} = \frac{\int_{r_h}^R \int_0^{2\pi} [w_R(r, \theta) \cdot r d\theta dr]}{\int_{r_h}^R \int_0^{2\pi} r d\theta dr} = \frac{\int_{r_h}^R \int_0^{2\pi} [w_R(r, \theta) \cdot r d\theta dr]}{\pi(R^2 - r_h^2)} \quad (2.32)$$

Chapter 3 計算模型與驗證

本章節主旨在驗證船型幾何正確性及流場計算結果之可信度。首先介紹本研究使用之原型船及螺槳，以原型船有自由液面之裸船阻力試驗模擬與實驗值進行比較，驗證船殼幾何與網格佈置，以單獨螺槳試驗與實驗值進行比較驗證螺槳幾何與網格佈置，並以無自由液面之裸船阻力試驗模擬結果計算興波阻力，最後以無自由液面狀況下，搭配螺槳進行原型船自推試驗模擬；不對稱船艙幾何部分則以船型幾何分析工具進行幾何檢查，以確保設計之船型幾何平順。

3.1 計算模型幾何

本研究以 KRISO 公開發表之 3,600TEU 貨櫃船(KCS)及其搭配之五葉螺槳(KP505)為模擬對象，計算結果驗證則參考 SRI(Ship Research Institute of Japan)之船模試驗量測結果[32-34]，設定船模縮尺比(λ)為 31.6，船模設計船速(V_M)為 2.196 m/s，對應實船船速(V_S)為 24 節，船模主要尺寸如表 3-1，線圖如圖 3-1；螺槳模型幾何資料如表 3-2，示意圖如圖 3-2，採用與船模相同之縮尺比 31.6，以配合在自推試驗模擬中之船模大小，於設計船速下之裸船阻力試驗結果如表 3-3。

將螺槳放置於船艙後方時，依圖 2-5 所設定之座標系統，則螺槳中心座標無因次化之值表示為 $(x/L_{pp}, y/L_{pp}, z/L_{pp}) = (-0.4825, 0, -0.02913)$ 。

表 3-1、船模主要尺寸

	實船	船模 ($\lambda = 31.6$)	單位
垂標間距(L_{pp})	230.0	7.2786	m
水線長(L_{WL})	232.5	7.3568	m
船寬(B)	32.2	1.0190	m
設計吃水(T)	10.8	0.3418	m
浸水表面積(S_0)	9424.3	9.4379	m^2
排水量(∇)	52055	1.6497	m^3
方塊係數(C_B)	0.6508	0.6508	-
舢剖面係數(C_M)	0.9849	0.9849	-
菱形係數(C_p)	0.6608	0.6608	-

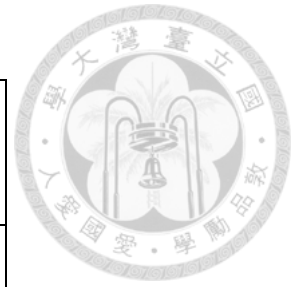


表 3-2、螺槳主要尺寸

	實船($\lambda = 1$)	螺槳模型 ($\lambda = 31.6$)	單位
葉片數(Z)	5	5	-
螺槳直徑(D)	7.9	0.25	m
轆部直徑(D_h)	1.422	0.045	m
0.7R 之螺距比(P/D)	0.997	0.997	-
全展面積比(EAR)	0.800	0.800	-
旋轉方向	右旋	右旋	-

表 3-3、裸船阻力試驗結果

V_s (knots)	24
F_n	0.260
$C_{FOM} (*10^{-3})$	2.832
$C_{TM} (*10^{-3})$	3.560
$1+k$	1.1

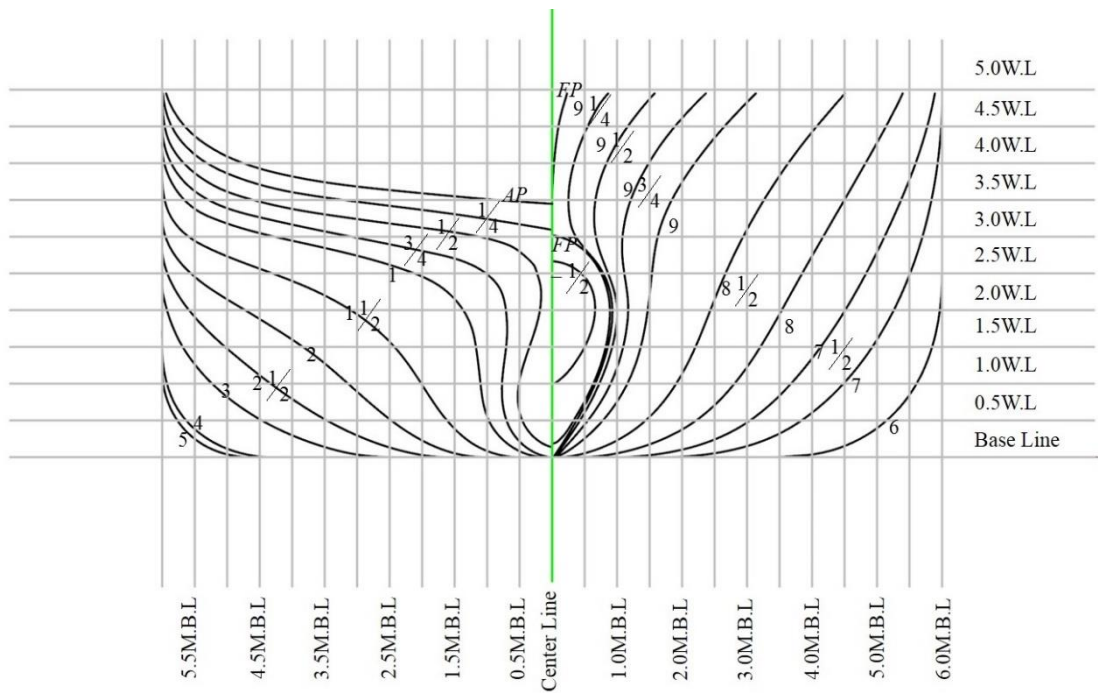


圖 3-1、KCS 船型剖面曲線圖

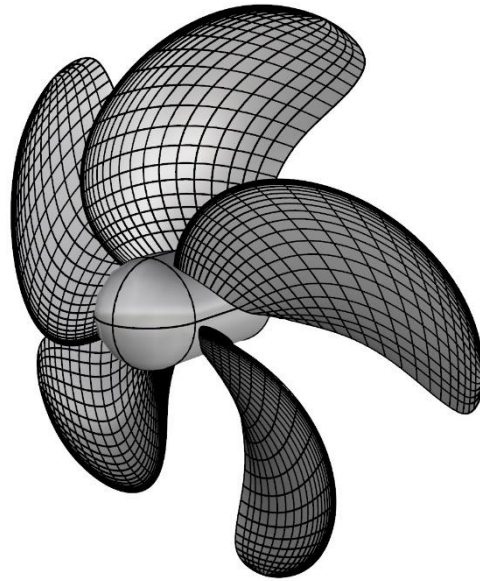


圖 3-2、KP505 螺槳幾何示意圖

3.2 裸船阻力試驗模擬驗證

裸船阻力試驗主旨為量測船舶阻力值，船殼阻力以應力觀點可分為兩個部分，分別為摩擦阻力與壓差阻力，在 2.1.5 節中介紹本研究在模擬自推試驗與裸船阻力試驗之步驟，本節將介紹在有自由液面與無自由液面狀況下裸船阻力試驗模擬之流場範圍、邊界條件設定及驗證，再分別對摩擦阻力與壓差阻力進行網格獨立性分析，最後將模擬之有自由液面裸船阻力試驗結果與實驗值比較，並搭配無自由液面之結果計算出興波阻力 R_w ，以此驗證船型幾何與網格佈置之適用性。

3.2.1 流場範圍與邊界條件

有自由液面之裸船阻力試驗模擬之流場範圍如圖 3-3，船艏前方流場取 1 倍船長，船艉後方流場取 2 倍船長。為避免船身產生之散波碰到流場側邊產生反射，影響數值結果，故計算流場之寬度取 2 倍船長。自由液面上方空氣部分取 0.5 倍船長，自由液面以下則取 1 倍船長。

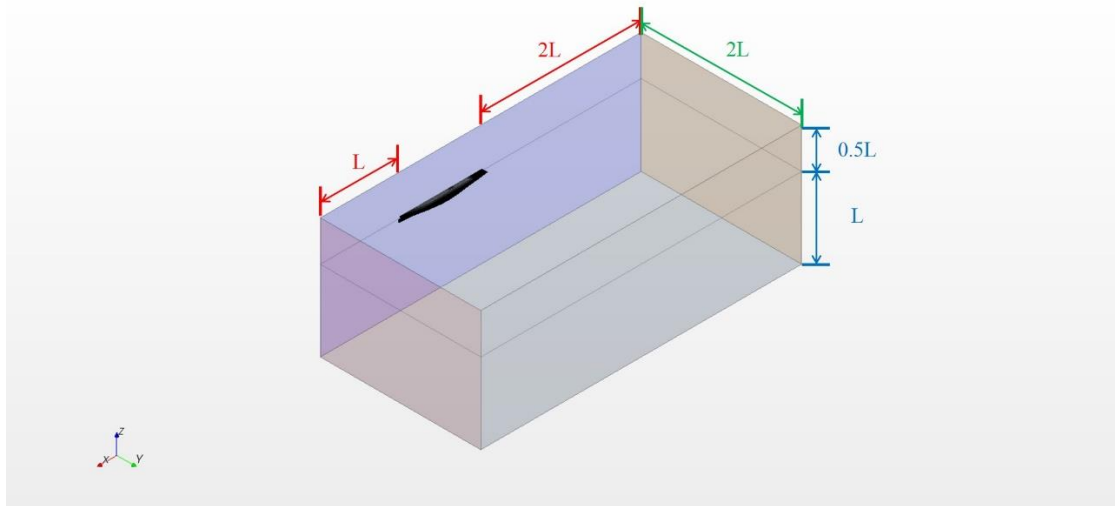


圖 3-3、有自由液面裸船阻力試驗模擬流場範圍

無自由液面之裸船阻力試驗模擬之流場範圍如圖 3-4，船艏前方流場取 1 倍船長，船艉後方流場取 2 倍船長。採用 1/4 圓柱體為外圍流場形狀，與有自由液面之裸船阻力試驗流場範圍形狀不同，原因為模擬中已不考慮自由液面，且此形狀可減少網格數目。由於不考慮自由液面，不會有散波之影響，因此圓柱體底面半徑取 1 倍船長。長方體及 1/4 圓柱型流場經驗證後結果一致，故採用 1/4 圓柱型流場接續計算。

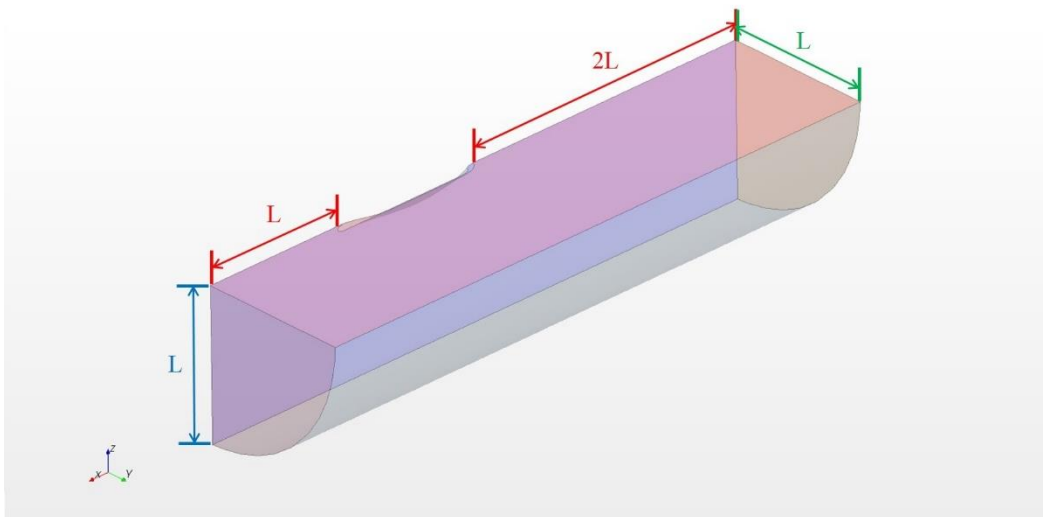


圖 3-4、無自由液面裸船阻力試驗模擬流場範圍

有自由液面之裸船阻力試驗模擬邊界條件設定如圖 3-5、圖 3-6、圖 3-7，無

自由液面之裸船阻力試驗模擬邊界條件設定如圖 3-8、圖 3-9、圖 3-10，共分為 5 種邊界條件：

(1) 速度入流邊界(圖 3-5、圖 3-8、圖 3-9 紅色面—A、A'、E')：即在這些平面或曲面上設定空氣和水之均勻入流速度， $\bar{V}_{inlet} = (-V_M, 0, 0)$ ， V_M 為船速。

(2) 壓力出口邊界(圖 3-5、圖 3-8 藍色面—B、B')：壓力出口可分為自由液面上方空氣部分與下方水的部分，為了減少在出口邊界有回流現象發生，軟體於此邊界定義 $P_{out} = P_{specified} - \frac{1}{2}\rho|\bar{V}_n|^2$ ，其中 $P_{specified}$ 在自由液面上方設定為大氣壓力(P_{atm})，自由液面下方設定為 $P_{atm} + \rho gh$ ， ρ 為流體密度， g 為重力加速度， h 為水面下的深度， \bar{V}_n 為邊界上法線方向速度，由內場計算之速度外插得到。故壓力出口邊界上之實際壓力 P_{out} 會隨數值不斷疊代，在此限制下消除回流現象以確保數值計算之正確性。

(3) 對稱面邊界(圖 3-5、圖 3-8 綠色面—C、C')：船舶流場為具有對稱特性之流場，故將此邊界設定為對稱面邊界，如此只須針對一半的計算範圍求解，可大幅降低計算量。此邊界之物理意義為邊界上之剪應力為 $0(\frac{\partial \bar{V}_{sym}}{\partial \bar{n}} = 0)$ 且邊界上法線方向之速度為 $0(\bar{V}_{sym} \cdot \bar{n} = 0)$ ，其中 \bar{V}_{sym} 為此邊界上之流體速度，然而此兩種邊界條件於計算流體力學中僅能設定其中之一，本研究使用之計算軟體其對稱面邊界條件設定為邊界上剪應力為 0 ，亦即 $\frac{\partial \bar{V}_{sym}}{\partial \bar{n}} = 0$ 。

(4) 滑移壁面邊界(圖 3-6、圖 3-7、圖 3-9 黃色面—D、E、F、D')：此邊界之物理意義為此邊界法線方向之速度為 $0(\bar{V}_{slip} \cdot \bar{n} = 0)$ ，即為流線之定義。期望設定滑移壁面邊界條件使該處流場只存在切向速度，且因距離船體

足夠遠，流場不受船體影響，因此速度皆應回復至與入流之速度相同，只有 X 方向之分量。

- (5) 無滑移壁面邊界(圖 3-7、圖 3-10 黑色圈內船殼部分)：應用在固體邊界，考慮流體的黏性流動與固體不可穿透性，設定在此邊界上之流體速度為

$$\bar{V}_{fluid} = \bar{V}_{wall}, \bar{V}_{wall} \text{ 為固體邊界速度, 在本研究中 } \bar{V}_{wall} = 0, \text{ 因此 } \bar{V}_{fluid} = 0。$$

其中圓柱型流場由於流場側邊為曲面而非平面，為確保計算正確性與符合實際物理現象，選擇使用速度入流邊界而非滑移壁面邊界。

以上述之流場範圍與邊界條件設定於設計船速每秒 2.196 公尺(相當於實船 24 節)與設計吃水 0.3418 公尺下進行模擬，計算達收斂後，取出計算流場流線變化圖如圖 3-11、圖 3-12，由圖可知有自由液面狀況流場底面取 1 倍船長與船側寬取 2 倍船長，無自由液面狀況流場圓柱底面取 1 倍船長所呈現之速度分佈與前方給定之均勻速度入流皆非常接近，可說明此二面與船體之距離是足夠的。

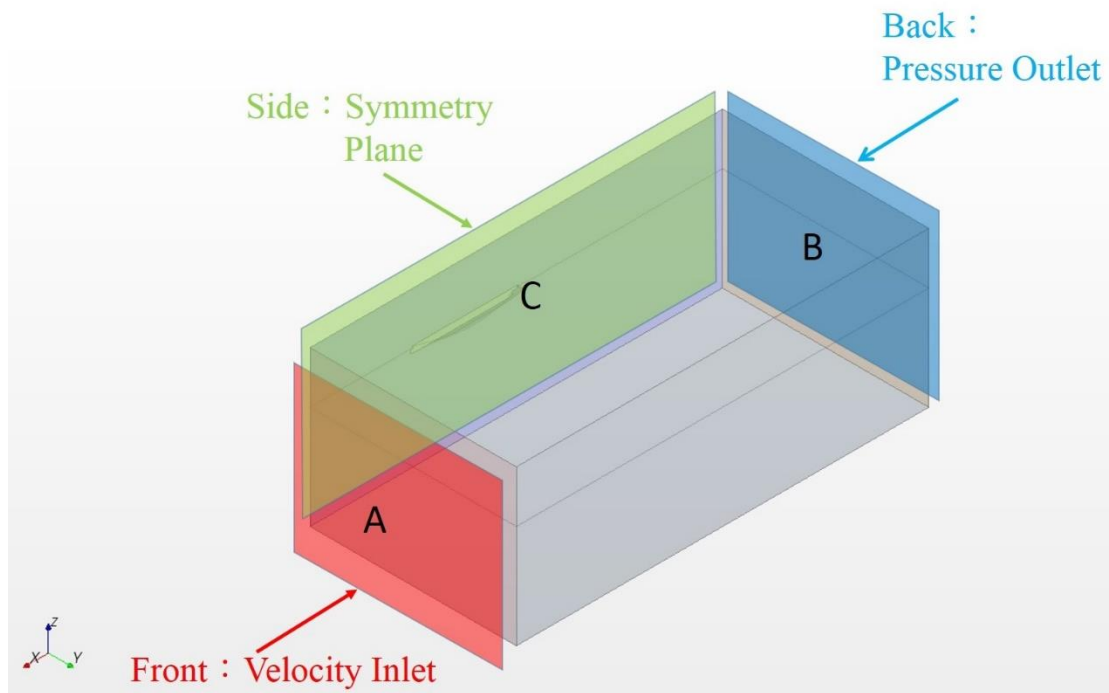


圖 3-5、有自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Pressure Outlet、Symmetry Plane

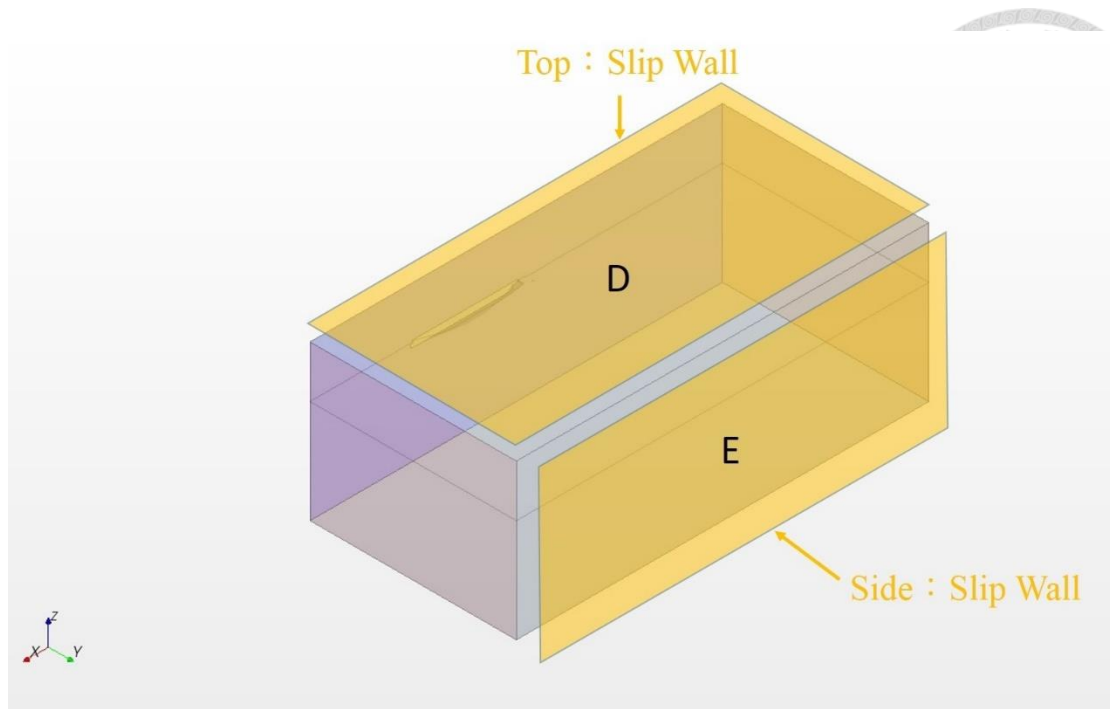


圖 3-6、有自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Slip Wall

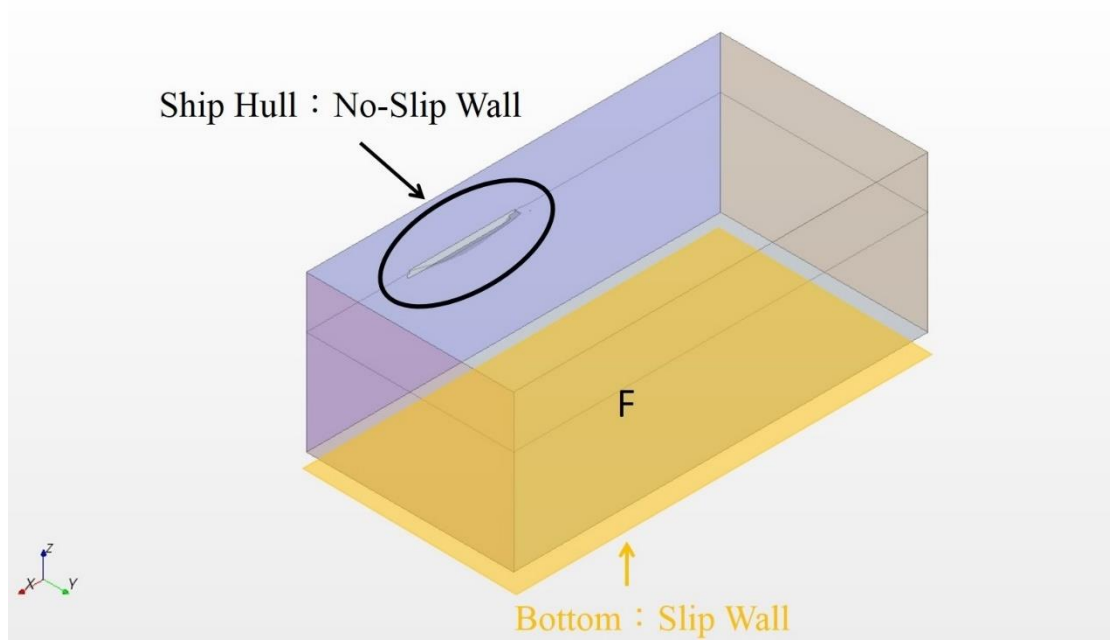


圖 3-7、有自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Slip Wall、No-Slip Wall

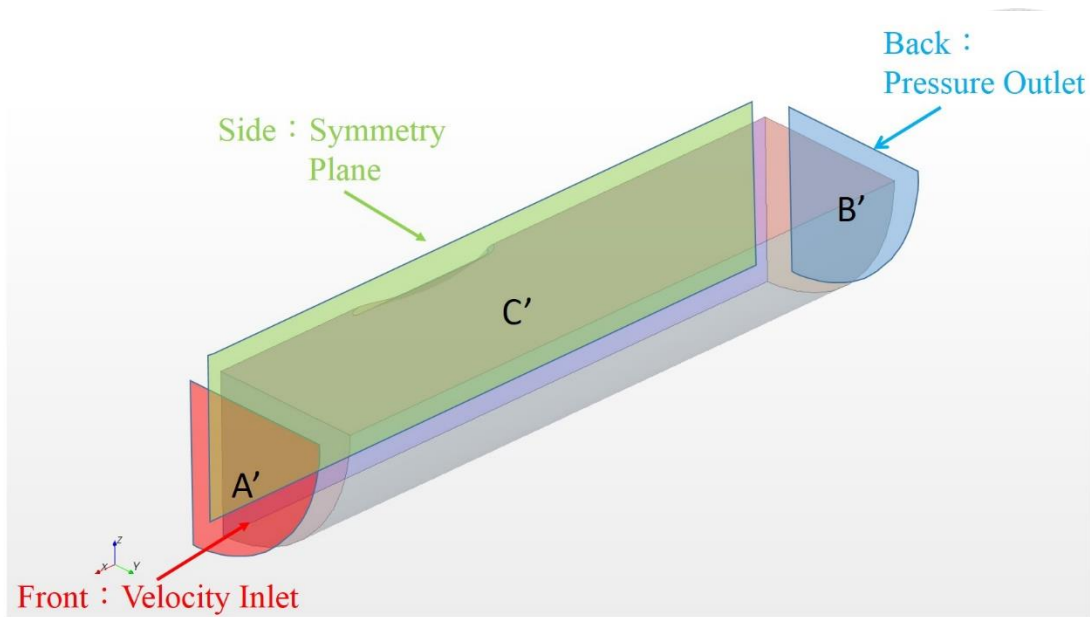


圖 3-8、無自由液面阻力裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Pressure Outlet、Symmetry Plane

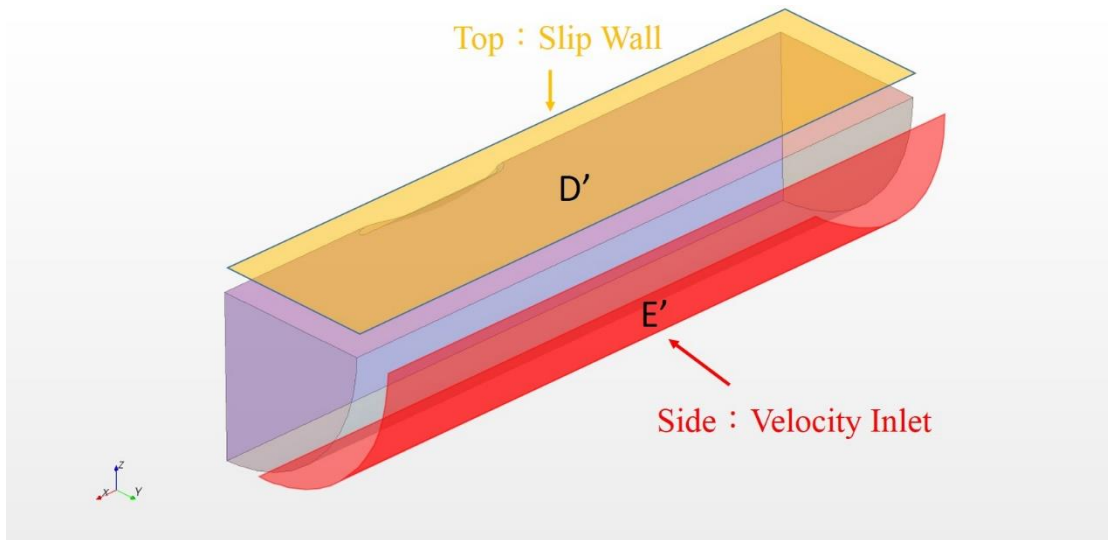


圖 3-9、無自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Slip Wall

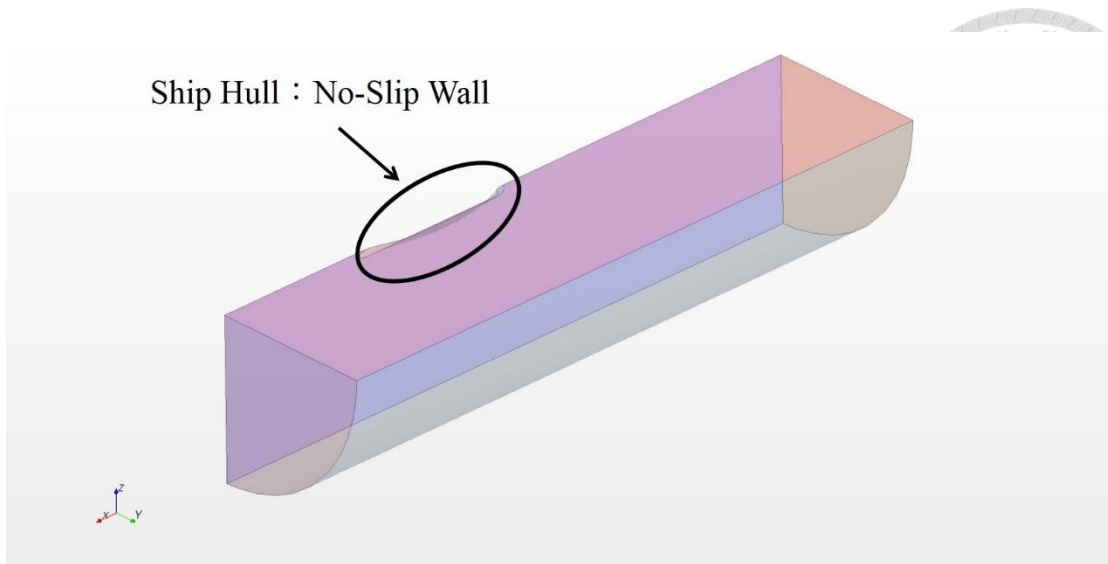


圖 3-10、無自由液面裸船阻力試驗模擬邊界條件示意圖—No-Slip Wall

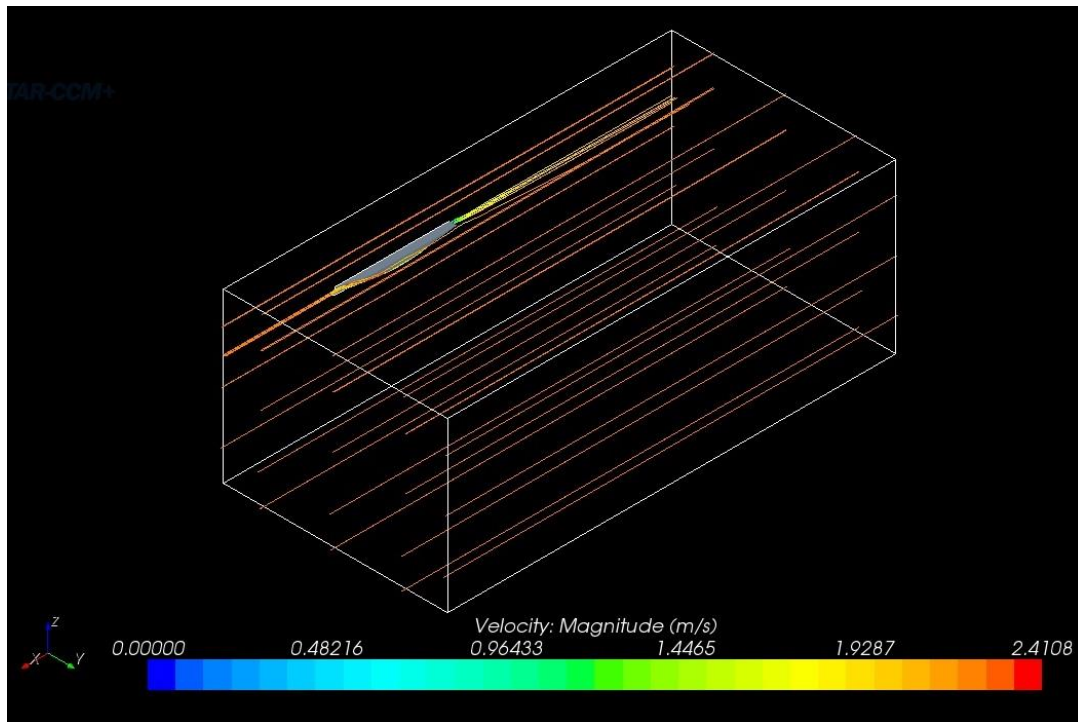


圖 3-11、有自由液面裸船阻力試驗模擬流場範圍驗證

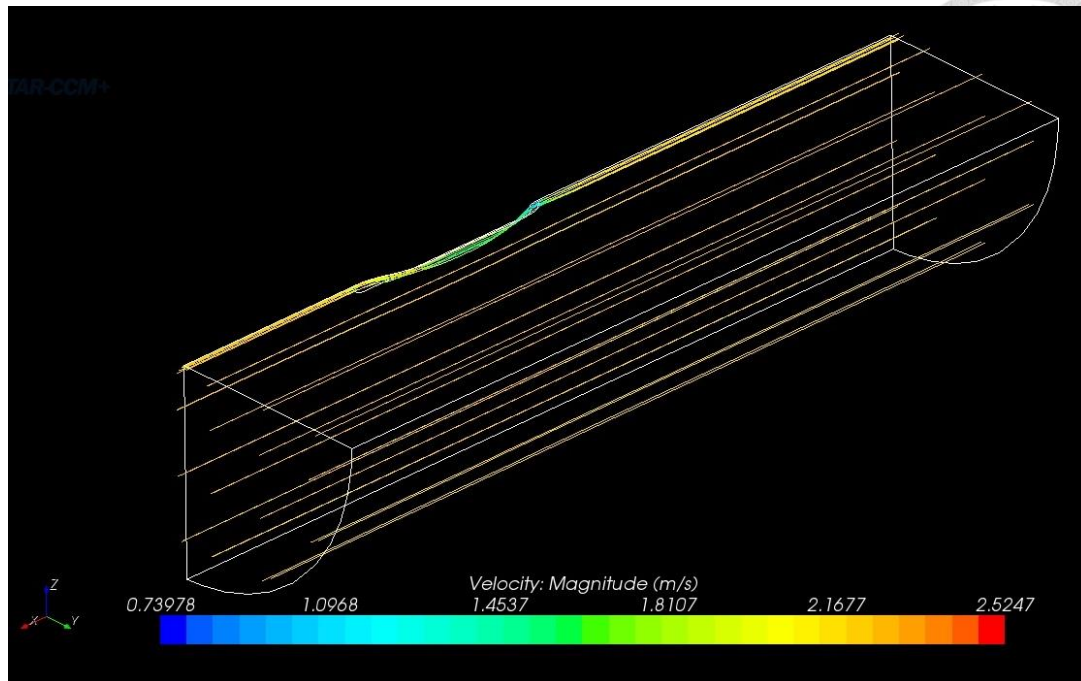


圖 3-12、無自由液面裸船阻力試驗模擬流場範圍驗證

3.2.2 邊界條件驗證

本研究於整體計算前進行邊界條件設定之驗證，說明選定之邊界條件是否符合模擬船舶於真實環境之狀況。由於本研究中在不同試驗模擬(有無自由液面裸船阻力試驗、自推試驗)所使用之邊界條件類別皆相同，因此本節以 3.2.1 節中有自由液面裸船阻力試驗模擬之流場範圍與邊界條件設定，進行船舶於設計船速每秒 2.196 公尺(相當於實船 24 節)、設計吃水 0.3418 公尺、固定船身條件下之計算，計算達收斂後，取得對應邊界之物理量進行驗證。

圖 3-13 為設定入流邊界條件之速度分量圖(X 方向)，可確認與設計船速相符合且為均勻入流。圖 3-14 為對稱面邊界驗證，由上節可知本研究設定對稱面邊界為邊界上剪應力為 0，而對稱面邊界尚須滿足法線方向速度為 0，因此取出對稱面邊界上之法線方向速度分量，可知其值皆為 0，因此認定此邊界條件設定符合對稱面之物理意義。圖 3-15 為壓力出口邊界驗證，對流場出口邊界面與邊界出口前一個網格處切面進行觀察，可從壓力圖看出壓力隨 X 方向之變化已非

常小，且在自由液面上方為大氣壓力、自由液面下方隨水深變化，符合邊界設定之物理條件，並確認船後方取兩倍船長可使流場完全的發展。圖 3-16 為滑移邊界驗證，觀察側邊邊界之體積分率(即觀察自由液面之變化，自由液面之模擬方法如 2.1.6 節之說明)，發現船體產生之波浪並未影響至邊界，符合距離船體足夠遠處之條件，而頂部與底部之 Y 方向速度亦相當接近 0，代表與船體距離足夠遠，邊界流場不會受到船體所影響，符合滑移邊界之條件。

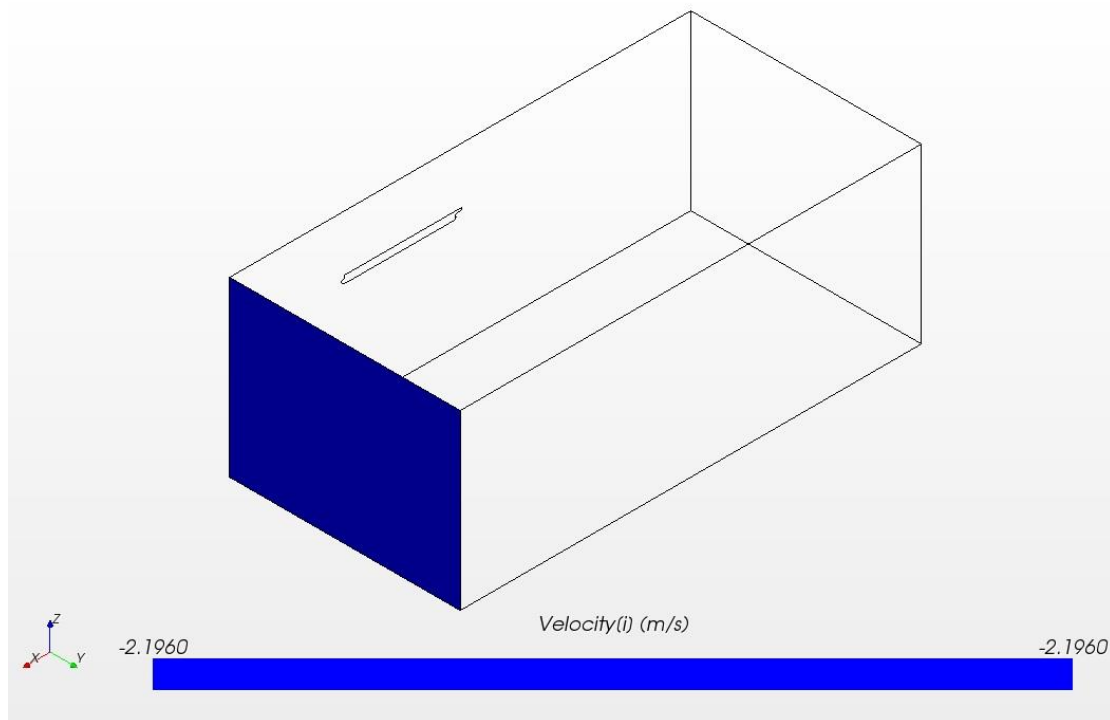


圖 3-13、速度入流邊界驗證

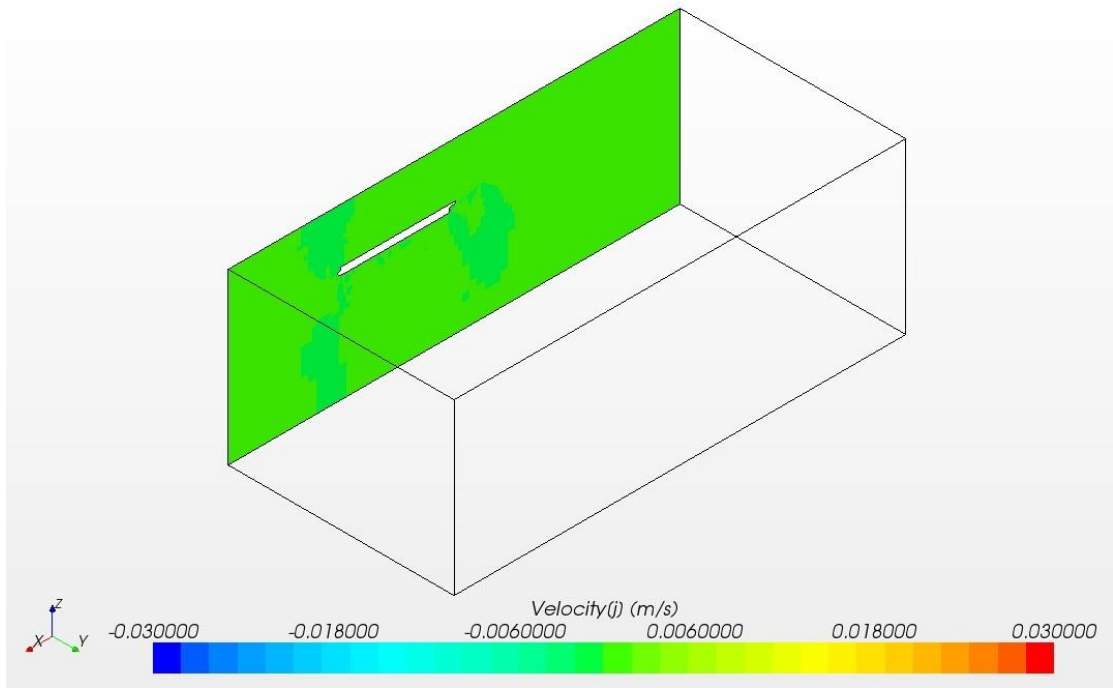


圖 3-14、對稱面邊界驗證(法線方向速度)

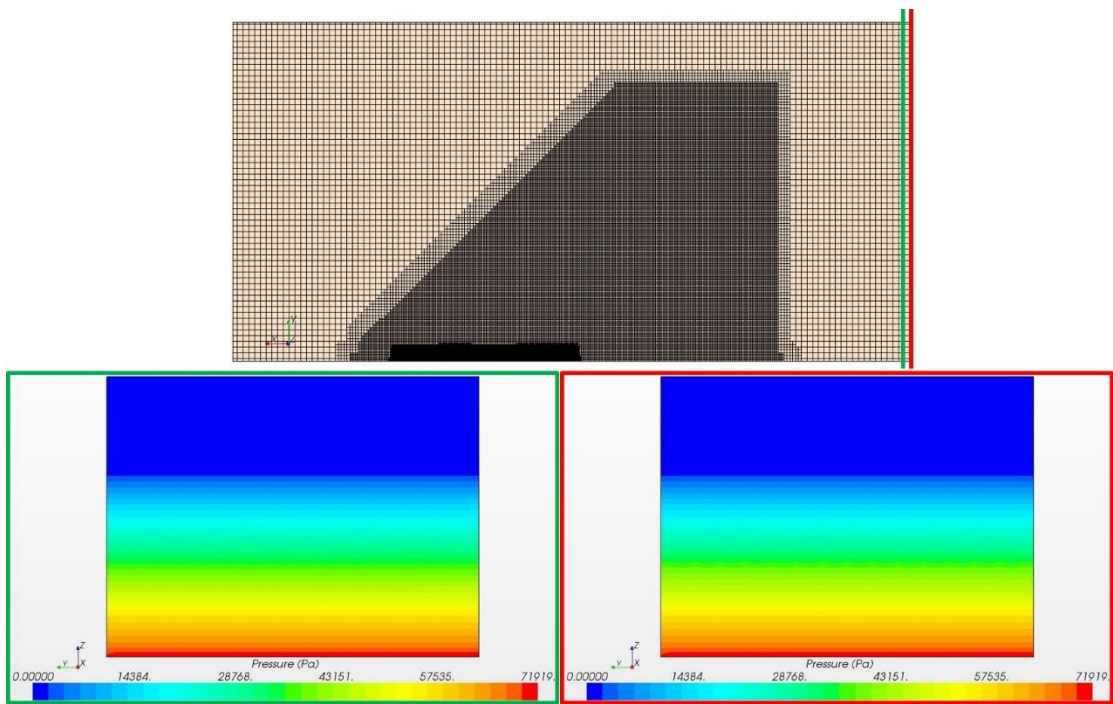


圖 3-15、壓力出口邊界驗證

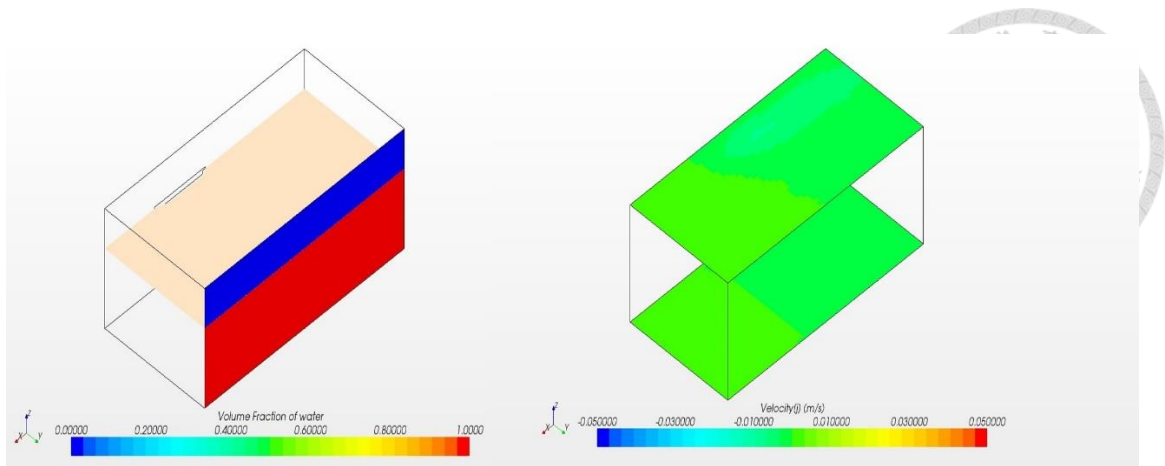


圖 3-16、滑移邊界驗證

3.2.3 網格獨立性測試

Star-CCM+軟體計算船舶阻力時，將船舶阻力分為垂直船殼表面之壓差阻力與相切於船殼表面的摩擦阻力，屬於船舶阻力成分分析中的應力觀點，其中壓差阻力包含黏性壓差阻力與興波阻力，如 2.1.5 節中討論結果，開啟 Double-Body 模型時所計算出之壓差阻力即為黏性壓差阻力。本研究進行網格加密與網格獨立性測試時即以應力觀點來進行分析，分別針對船舶影響壓差阻力與摩擦阻力之部分進行網格佈置。

3.2.3.1 網格佈置策略

船舶之摩擦阻力與佈置於船身周圍之網格息息相關，所佈置之網格大小需要準確計算船身周圍之邊界層現象，計算軟體在摩擦阻力部分使用柱狀體積網格 (Prism Layer Mesh)，並以內建之壁面函數模擬計算其周圍之紊流流場，其主要利用設定邊界層網格總厚度、層數、厚度成長率三個變數做調整。船舶之壓差阻力則與艏艉網格佈置相關，在艏艉部份需要足夠密之網格佈置方能準確計算壓差阻力，計算軟體可以長方體、圓柱體包覆特定區域，進行加密網格之動作。

針對船體幾何變化較大的部份，以長方體或圓柱體包覆，進行加密動作以確

保船體幾何之正確性，包覆方式可由船體幾何決定，如跡流區可選用圓柱體包覆以符合螺槳平面，且產生之網格數可以少於以長方體包覆，若要加密自由液面周圍則適用長方體包覆；此外，由於本研究主要目標為模擬不對稱船艉及分析後方艉流流場，因此對船艉幾何部份及跡流區利用 X 、 Y 、 Z 方向獨立加密來控制網格數量同時達到準確之結果。由於有無自由液面之船身周圍加密區域皆相同，以有自由液面裸船阻力試驗模擬之加密區域為例，如圖 3-17 所示。

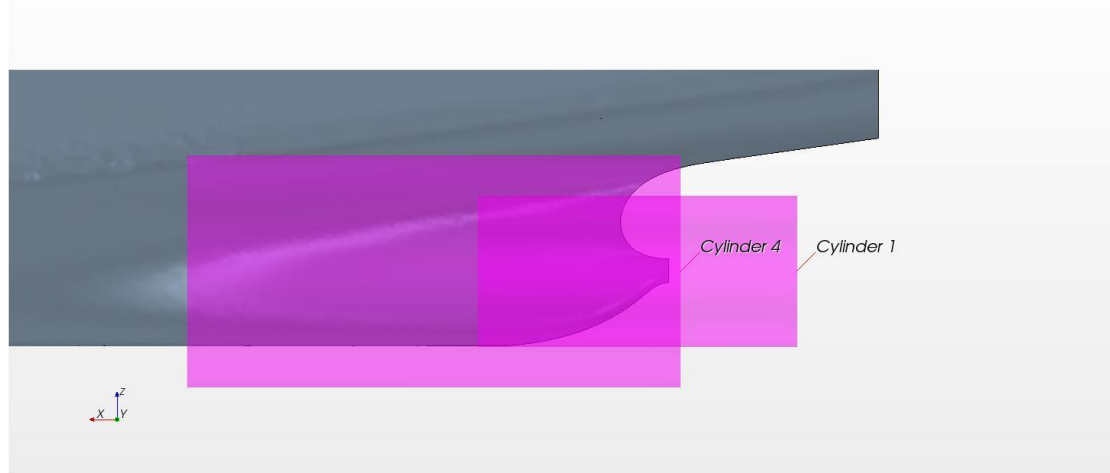


圖 3-17、船艉獨立加密區域示意圖

對於有自由液面裸船阻力試驗模擬，除了上述壓差阻力與摩擦阻力部份需進行網格加密，在自由液面上下亦須在重力方向進行加密，以準確模擬自由液面產生之影響；此外，針對船舶前進時所產生之波形特色，包括散射波(divergent wave)與橫向波(transverse wave)形成的需要，在船側及船艉後方流場網格做加密，如圖 3-18。

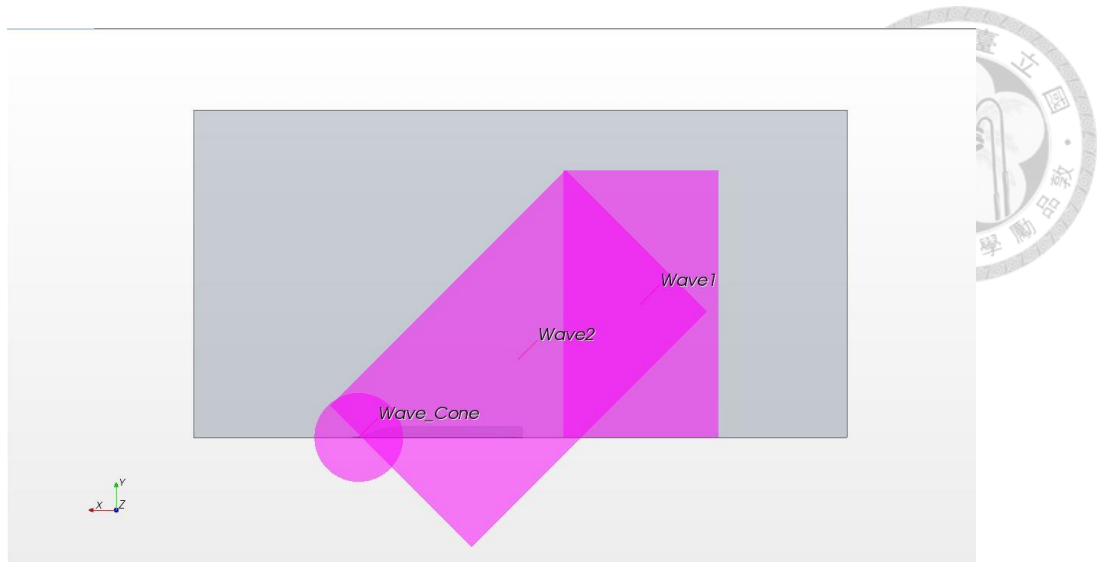


圖 3-18、船側船艉流場網格佈置

3.2.3.2 邊界層網格獨立性

船舶摩擦阻力部份以系統性改變邊界層網格做為測試網格獨立性之方法，本研究固定邊界層網格總厚度(0.02m)及厚度成長率(Factor=1.1，說明如圖 3-19)，且固定其他部份網格設定，以改變層數做計算。

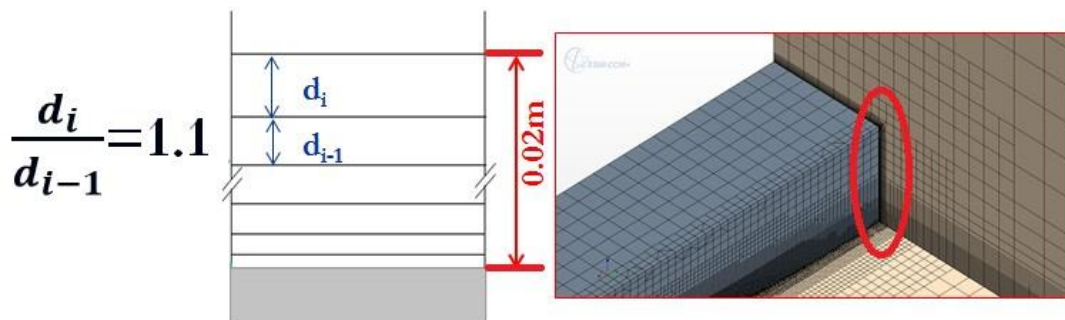


圖 3-19、柱狀體積網格厚度成長率說明圖

有自由液面裸船阻力試驗模擬計算結果如表 3-4，收斂圖如圖 3-20。由表 3-4 可知，網格數隨層數增加而變多，當層數於 10 層下所計算之摩擦阻力與 13 層之結果差異小於 1%，認定達到邊界層網格獨立性，然而兩者網格數量差異並不大，在研究時間許可下，本研究選用 13 層為有自由液面裸船阻力試驗模擬之邊界層層數以追求更高之準確度。

表 3-4、有自由液面裸船阻力試驗模擬邊界層層數網格獨立性測試

編號	邊界層層數	網格數(百萬)	裸船摩擦阻力(N)	差值%
1	7 層	3.55	31.519	1.51%
2	10 層	3.86	31.050	0.21%
3	13 層	4.16	30.985	-

附註：差值% = $\frac{|\text{裸船摩擦阻力}(\text{編號}n+1) - \text{裸船摩擦阻力}(\text{編號}n)|}{\text{裸船摩擦阻力}(\text{編號}n+1)}$

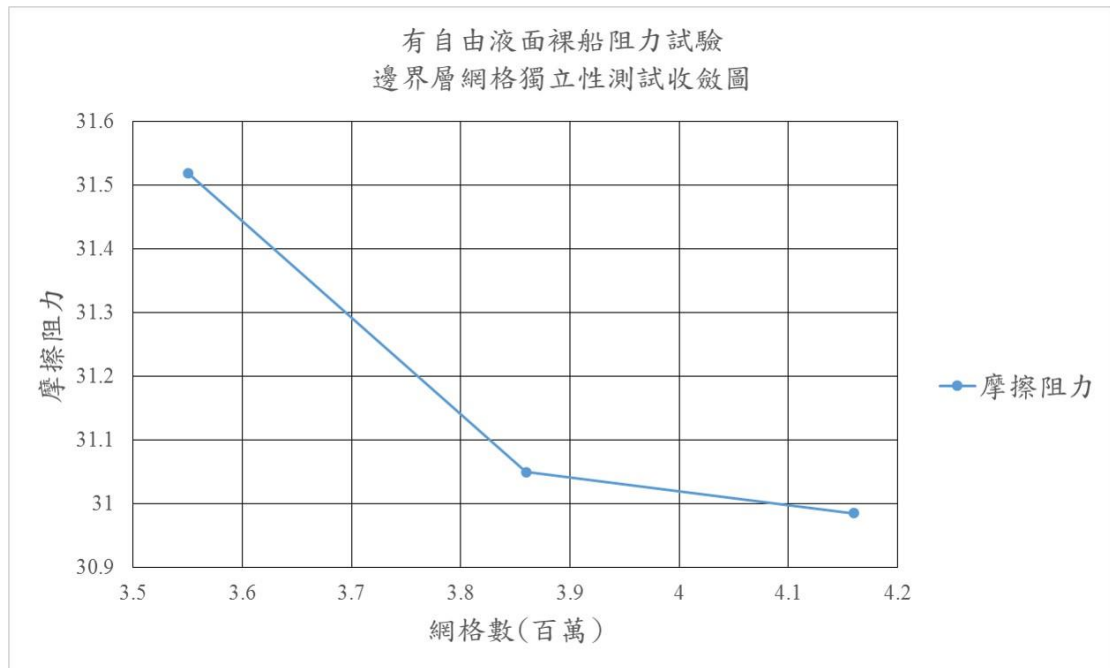


圖 3-20、有自由液面裸船阻力試驗邊界層網格獨立性收斂圖

無自由液面裸船阻力試驗模擬計算結果如表 3-5，收斂圖如圖 3-21。由表 3-5 可知，網格數隨層數增加而變多，當層數於 10 層下所計算之摩擦阻力與 13 層之結果差異小於 1%，認定達到邊界層網格獨立性，然而兩者網格數量差異並不大，在研究時間許可下，本研究選用 13 層為無自由液面阻力裸船阻力試驗模擬之邊界層層數以追求更高之準確度。

表 3-5、無自由液面裸船阻力試驗模擬邊界層層數網格獨立性測試

編號	邊界層層數	網格數(百萬)	裸船摩擦阻力(N)	差值%
1	7 層	1.40	31.392	1.95%
2	10 層	1.52	30.792	0.03%
3	13 層	1.63	30.783	-

附註：差值% = $\frac{|\text{裸船摩擦阻力}(\text{編號}n+1) - \text{裸船摩擦阻力}(\text{編號}n)|}{\text{裸船摩擦阻力}(\text{編號}n+1)}$

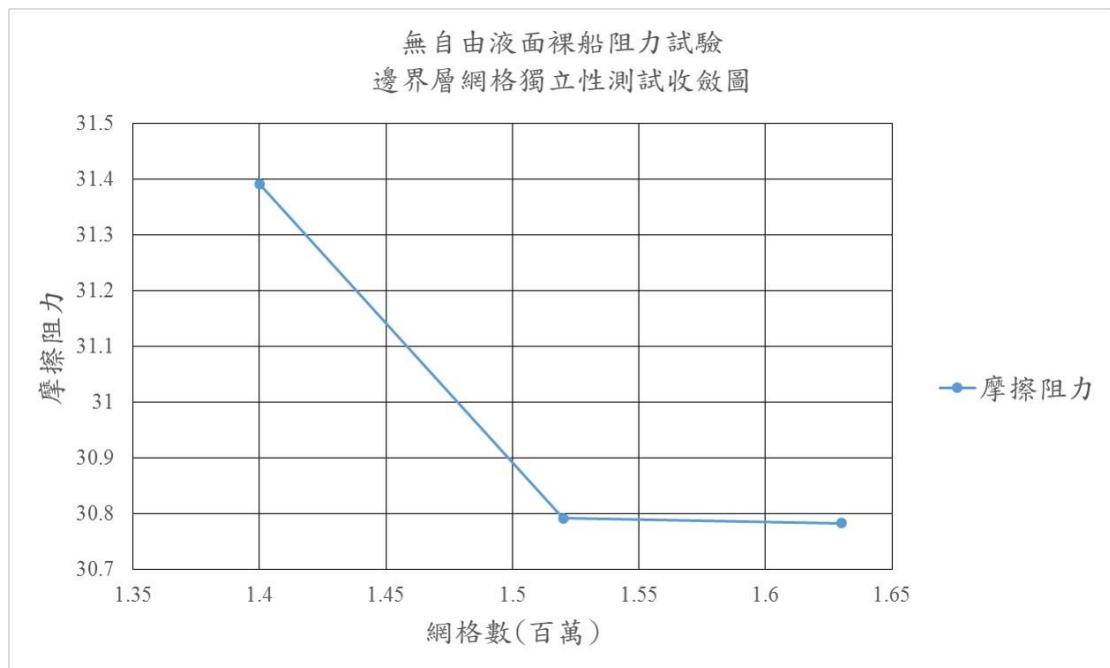


圖 3-21、無自由液面裸船阻力試驗邊界層網格獨立性收斂圖

3.2.3.3 船艙流場網格獨立性

船舶船艙部份主要影響壓差阻力計算結果，針對有自由液面船艙網格局部加密區域如圖 3-22、圖 3-23，無自由液面船艙網格加密如圖 3-24、圖 3-25，並分別對其加密網格大小程度做獨立性測試。加密方法為給定局部加密處 X、Y、Z 三方向之網格邊長，本研究給定三方向相同的網格邊長大小，調整此數值來做加密動作，由於網格生成時會由網格成長率逐漸縮放，因此網格邊長與網格數並非等比例關係。



圖 3-22、有自由液面裸船阻力試驗模擬艏艉加密側視圖

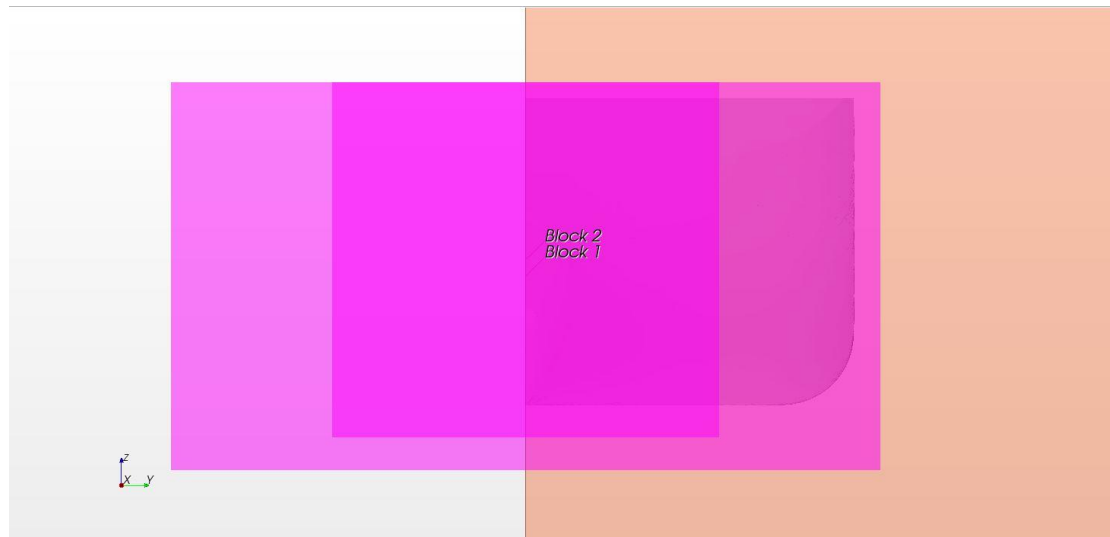


圖 3-23、有自由液面裸船阻力試驗模擬艏艉加密前視圖

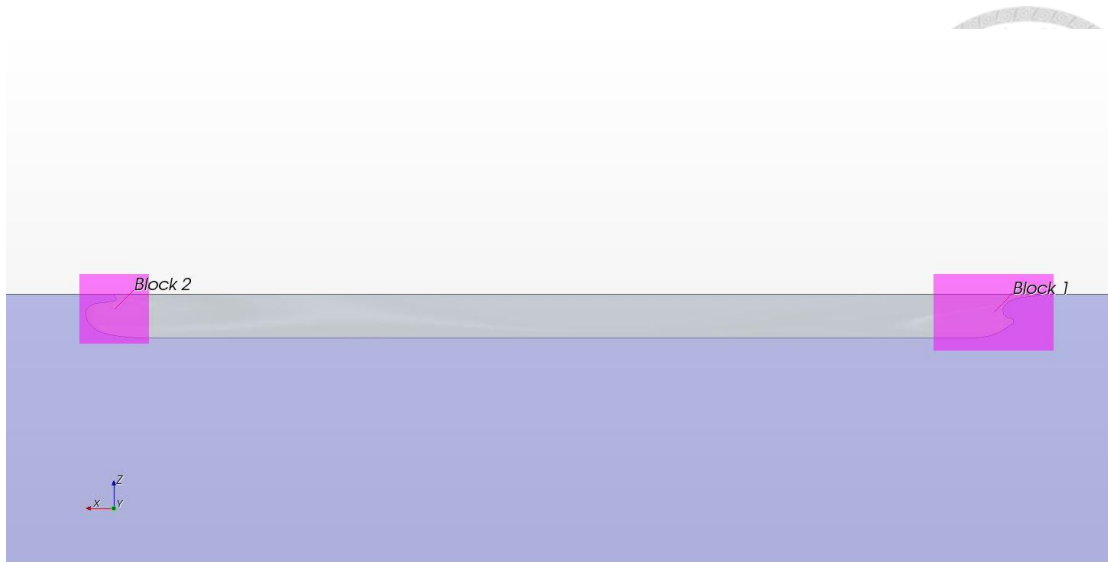


圖 3-24、無自由液面裸船阻力試驗模擬船艙加密側視圖

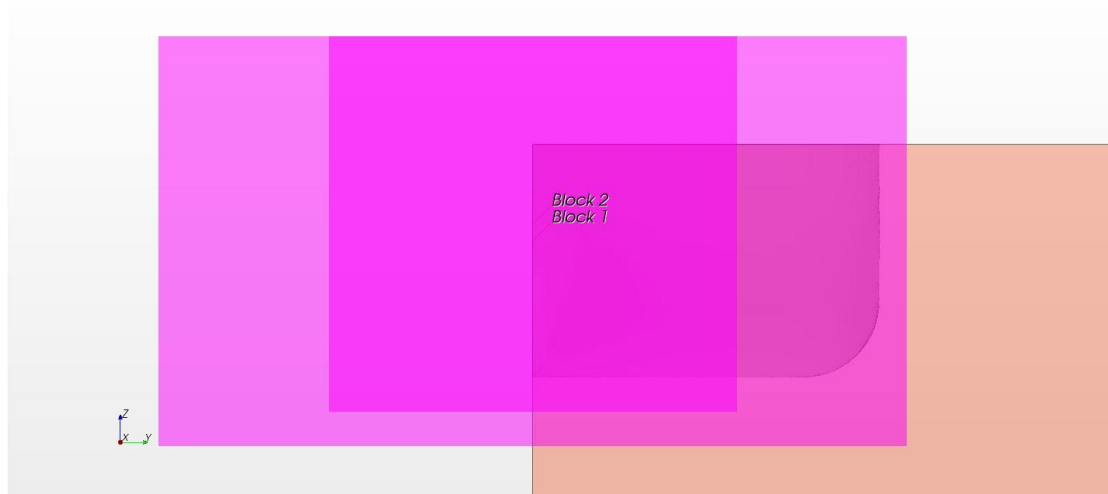


圖 3-25、無自由液面裸船阻力試驗模擬船艙加密前視圖

有自由液面裸船阻力試驗模擬之計算結果如表 3-6，收斂圖如圖 3-26，由表可知，Mesh-F1(3.72 百萬網格)與 Mesh-F2(4.16 百萬網格)之壓差阻力差值小於 1%，認定達到船艙流場網格獨立性，然而兩者網格數差異不大，在研究時間許可下，本研究選用 Mesh-F2 為有自由液面裸船阻力試驗模擬之網格設定以追求更高之準確度。

表 3-6、有自由液面裸船阻力試驗模擬艏艉流場網格獨立性測試

編號	網格測試名稱	網格數(百萬)	裸船壓差阻力(N)	差值%
1	Mesh-F1	3.72	8.950	0.72%
2	Mesh-F2	4.16	8.887	0.35%
3	Mesh-F3	9.41	8.856	-

附註：差值% = $\frac{|\text{裸船壓差阻力}(\text{編號}n+1) - \text{裸船壓差阻力}(\text{編號}n)|}{\text{裸船壓差阻力}(\text{編號}n+1)}$

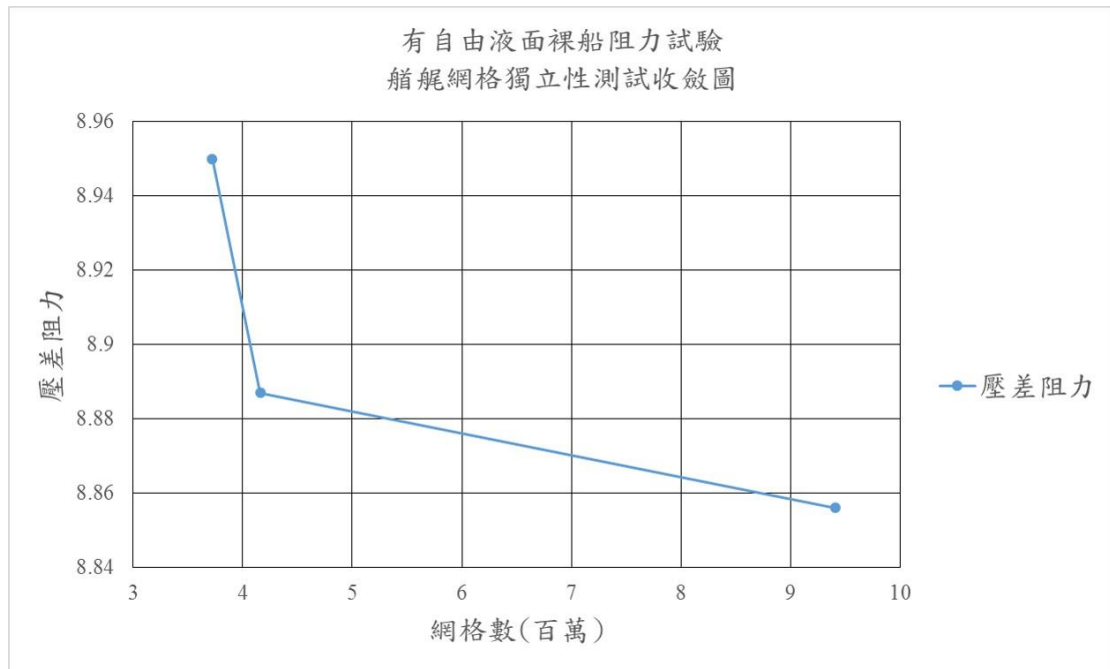


圖 3-26、有自由液面裸船阻力試驗艏艉網格獨立性收斂圖

無自由液面裸船阻力試驗模擬之計算結果如表 3-7，收斂圖如圖 3-27，由表可知，Mesh-WF2(1.63 百萬網格)與 Mesh-WF3(5.87 百萬網格)之壓差阻力差值小於 1%，認定達到艏艉流場網格獨立性，因此選用 Mesh-WF2 為無自由液面裸船阻力試驗模擬之網格設定。

表 3-7、無自由液面裸船阻力試驗模擬艏艉流場網格獨立性測試

編號	網格測試名稱	網格數(百萬)	裸船壓差阻力(N)	差值%
1	Mesh-WF1	1.27	3.109	1.27%
2	Mesh-WF2	1.63	3.070	0.99%
3	Mesh-WF3	5.87	3.040	-

附註：差值% = $\frac{|\text{裸船壓差阻力}(\text{編號}n+1) - \text{裸船壓差阻力}(\text{編號}n)|}{\text{裸船壓差阻力}(\text{編號}n+1)}$

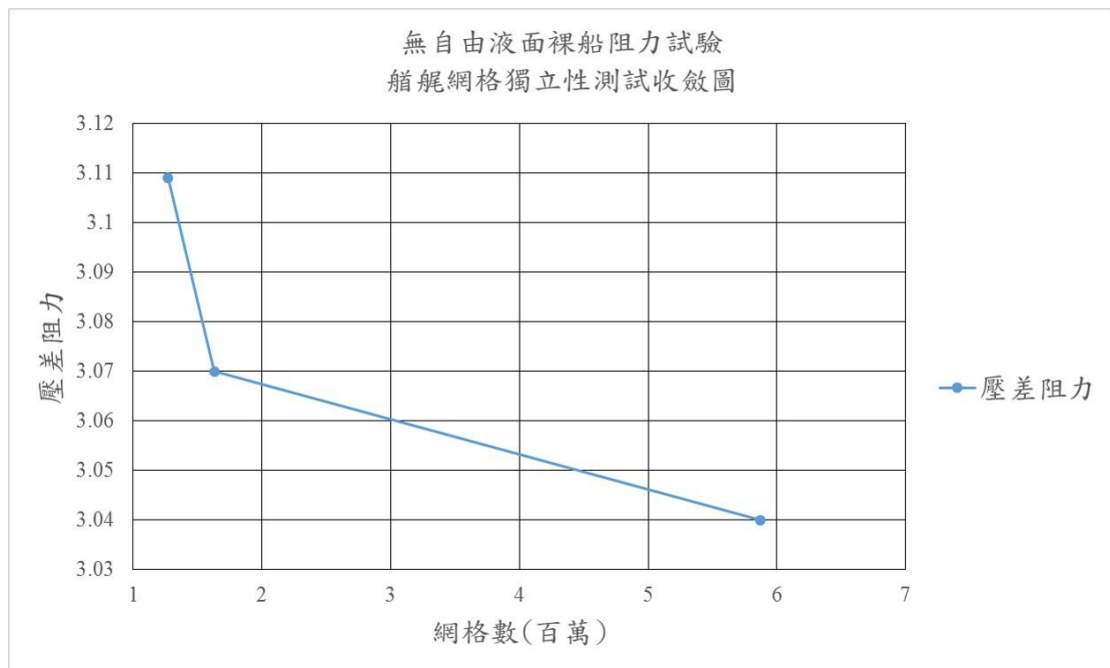


圖 3-27、無自由液面裸船阻力試驗艏艉網格獨立性收斂圖

3.2.4 有自由液面裸船阻力試驗模擬與實驗比較

由邊界層網格獨立性及艏艉流場網格獨立性結果，可得到有自由液面裸船阻力試驗模擬之摩擦阻力、壓差阻力及總阻力值，由於模擬時採半船計算，故須將計算值乘以 2 倍做為模擬結果，實驗之資料顯示總阻力係數為 $C_{TM} = 3.56 \times 10^{-3}$ ，對應之總阻力值為 $R_{TM} = 80.81N$ ，模擬與實驗之比較如表 3-8，由表可知誤差為 1.32%，認定已滿足實用上之需求，故採用此模型幾何及網格佈置做接續之計算，

最終網格佈置如圖 3-28、圖 3-29、圖 3-30。

表 3-8、有自由液面裸船阻力試驗模擬與實驗之比較

模擬			實驗	誤差%
摩擦阻力(N)	壓差阻力(N)	總阻力(N)	總阻力(N)	
61.970	17.774	79.744	80.81	1.32%

附註：誤差% = $\frac{|\text{實驗總阻力} - \text{模擬總阻力}|}{\text{實驗總阻力}}$

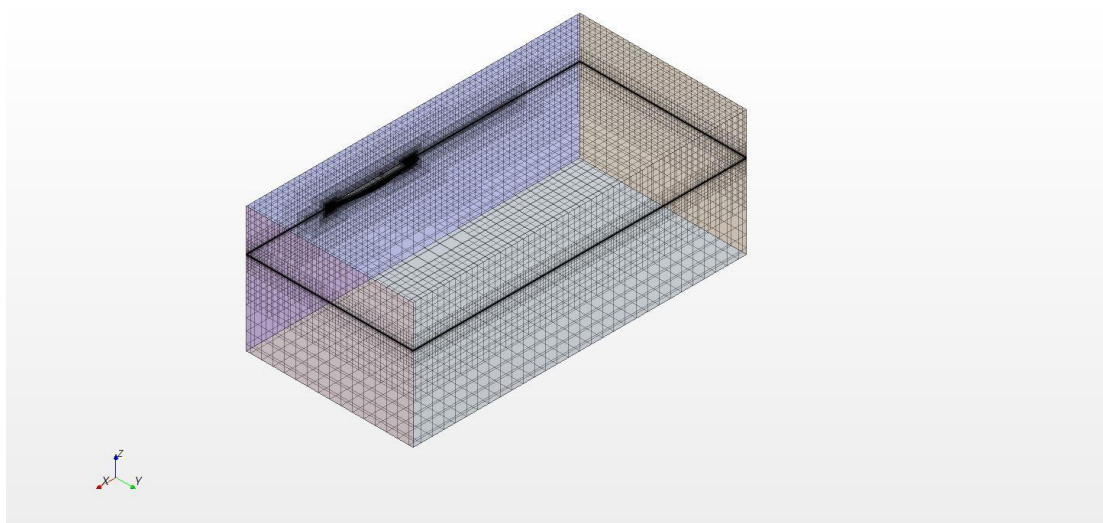


圖 3-28、有自由液面裸船阻力試驗模擬整體網格佈置

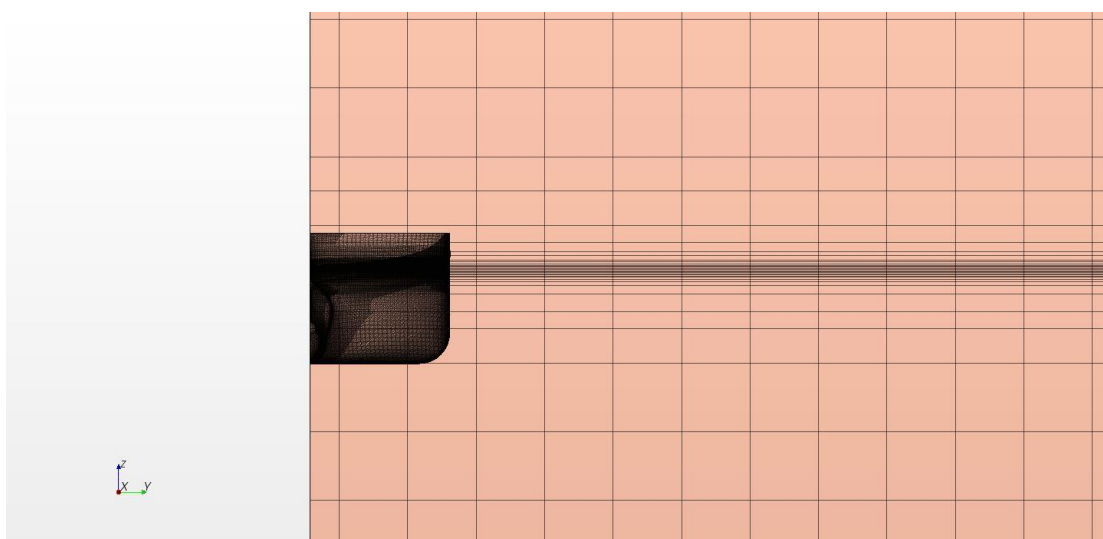


圖 3-29、有自由液面裸船阻力試驗模擬自由液面網格佈置

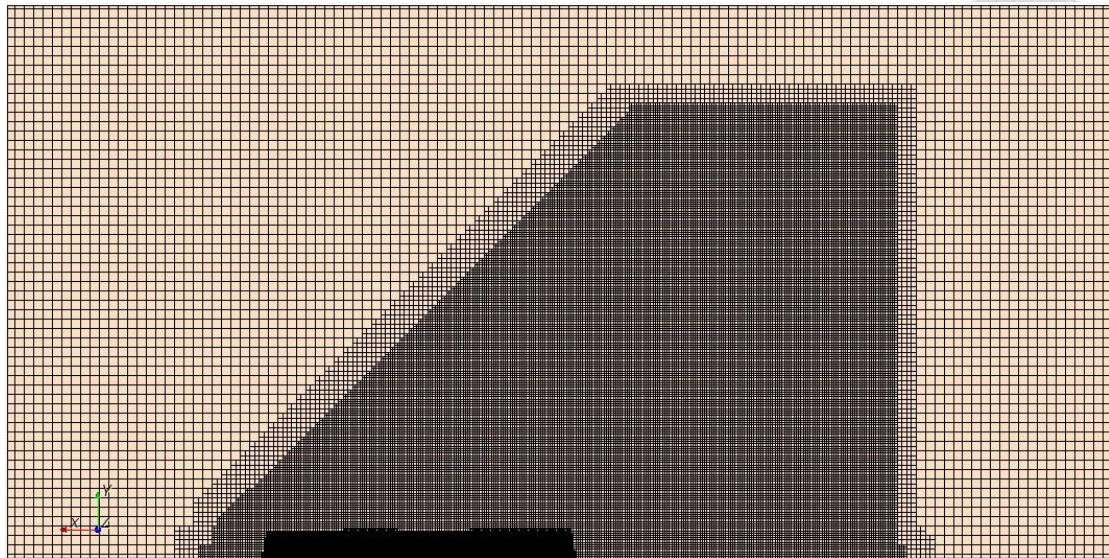


圖 3-30、有自由液面裸船阻力試驗模擬船側船艙網格佈置

3.2.5 有無自由液面之裸船阻力試驗模擬結果比較

本節之目的在於驗證 Double-Body 模型之適用性，此模型假設自由液面對於船殼造成之阻力變化多為壓差阻力，而摩擦阻力改變量應非常小。由邊界層網格獨立性及艙艙流場網格獨立性結果，可得到無自由液面裸船阻力試驗模擬之摩擦阻力、壓差阻力及總阻力值，其最終網格佈置如圖 3-31。計算結果與有自由液面裸船阻力試驗模擬之結果比較如表 3-9，由表可知計算結果與 Double-Body 模型假設符合，摩擦阻力之差值為 0.652%，壓差阻力差值為 65.46%，可知總阻力差異幾乎都由壓差阻力造成。

此外，可以發現在無自由液面狀況下，壓差阻力並非完全消失，由阻力二分法(圖 2-3)可知，壓差阻力可分為興波阻力 R_w 與黏性壓差阻力 R_{vp} ，在無自由液面情形下所計算出之壓差阻力僅為黏性壓差阻力，與有自由液面計算結果相比之差異即為興波阻力。

表 3-9、有無自由液面裸船阻力試驗模擬結果比較

	有自由液面裸船試驗	無自由液面裸船試驗	差值%
摩擦阻力(N)	61.970	61.566	0.652%
壓差阻力(N)	17.774	6.139	65.46%
總阻力(N)	79.744	67.704	15.31%
興波阻力(N)	-	12.040	-

附註：差值 = $\frac{\text{有自由液面裸船試驗阻力值} - \text{無自由液面裸船試驗阻力值}}{\text{有自由液面裸船試驗阻力值}}$

興波阻力 = 有自由液面裸船試驗總阻力值 - 無自由液面裸船試驗總阻力值

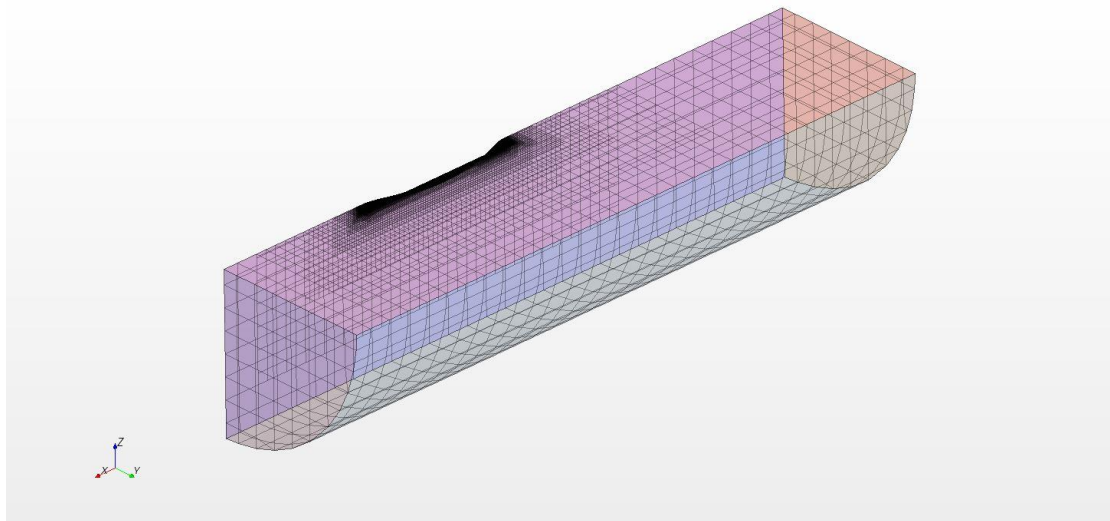


圖 3-31、無自由液面裸船阻力試驗模擬整體網格佈置

利用無自由液面裸船阻力試驗模擬之結果，以式(2.15)計算對稱船型之船形因子，其中 R_t 在 Hughes[28] 假設下，可視為黏性阻力 R_v ，即為無自由液面下之裸船總阻力值；由實驗資料顯示對稱船型之等效平板阻力係數為 $C_{FOM} = 2.832 \times 10^{-3}$ ，對應之等效平板阻力為 $R_{FOM} = 61.681N$ ，將 $R_{VM} = 67.704N$ 及 $R_{FOM} = 61.681N$ 代入可得到船形因子 $1+k=1.098$ ，與實驗值 1.1 相比誤差為 0.18%，認定所計算之黏性阻力亦滿足實用之需求。

3.3 自推試驗驗證

依一般船模試驗之執行方式，自推試驗模擬是將螺槳放置於船艏處，並將船體固定、考慮動態俯仰角但忽略動態浮沉量(即船艏吃水設定相同)，船體前方給定均勻入流，來回調整螺槳轉速，使得此狀況下船體總阻力加入摩擦阻力修正量(*SFC*)等於螺槳推力，可得到自推點下之螺槳轉速、推力及轉矩。本研究參考[23]，開啟 Double-Body 模型進行計算，以減少計算時間，本節將對自推試驗模擬之流程進行說明；由前述章節已確認船殼幾何及網格佈置，因此本節亦將進行螺槳單獨試驗之驗證，並將螺槳及船殼合併進行自推試驗模擬計算。

3.3.1 單獨螺槳試驗模擬驗證

本研究之單獨螺槳試驗模擬使用均勻軸向入流，以求得不同前進係數下螺槳之推力、轉矩與效率無因次係數關係圖，亦稱為 $K-J$ 圖。為了更方便且有效的探討流場變化，在此將各部份主要參數進行無因次化。其中 J 為前進係數， K_T 為推力係數， K_Q 為轉矩係數， η_o 為單獨螺槳的推進效率，其公式如式(3.1)至式(3.4)所示。

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad (3.1)$$

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (3.2)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (3.3)$$

$$\eta_o = \frac{K_T}{K_Q} \times \frac{J}{2\pi} \quad (3.4)$$

其中 V_A 為螺槳前進速度， n 為螺槳轉速， D 為螺槳直徑， T 為螺槳推力， Q 為螺槳轉矩。

在進行自推試驗模擬之前，本節將先介紹單獨螺槳試驗之邊界條件及流場範

圍，再利用上述之無因次係數進行網格獨立性探討，最後與實驗對照，以確認所使用之螺槳幾何正確性及網格適用性。



3.3.1.1 流場範圍與邊界條件

單獨螺槳試驗模擬之流場設定範圍如圖 3-32，假設螺槳直徑為 D ，將流場劃分為兩個區域加以設定，區域一(region I)為外圍流場，以圓柱體包覆，其圓柱直徑為 $8D$ ，圓柱長為 $16D$ ，將螺槳中心設定為原點，螺槳前方取 $5D$ ；區域二(region II)為旋轉流場，採用旋轉參考座標系統，其旋轉軸通過轂部中心，在本研究中即為通過原點，方向為 $(1,0,0)$ ，亦以圓柱體包覆，其圓柱直徑為 $2D$ ，圓柱長為 $6D$ ，螺槳前方為 $0.5D$ ，如圖 3-33 所示。

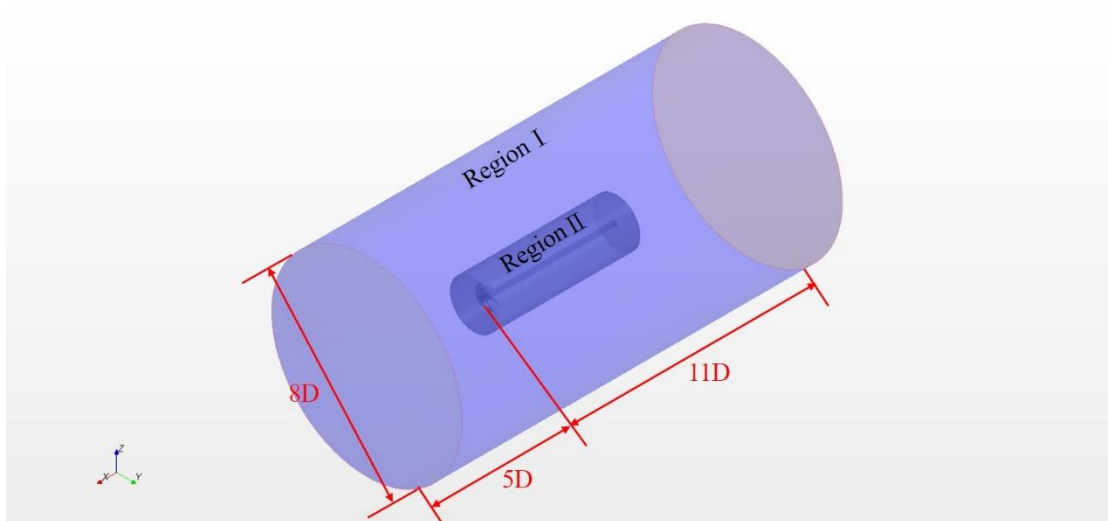


圖 3-32、單獨螺槳試驗模擬整體流場範圍

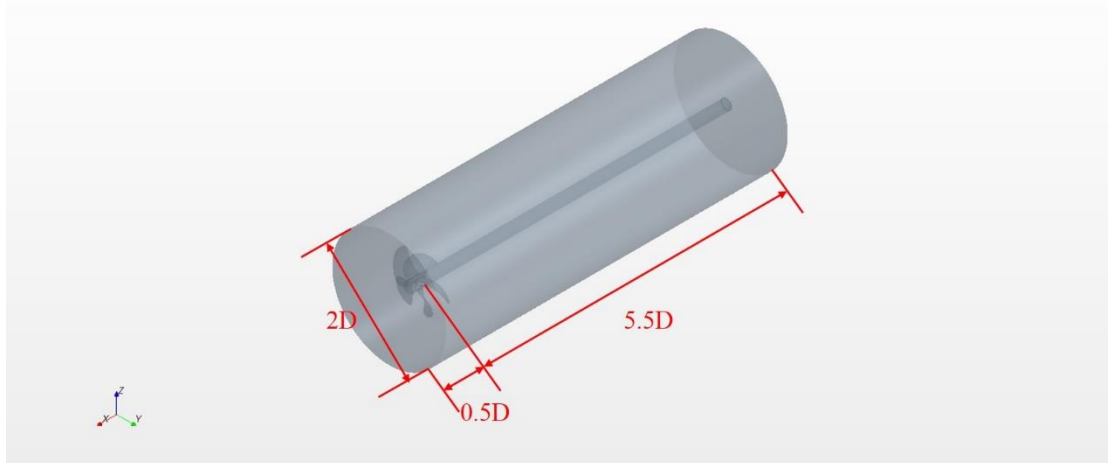


圖 3-33、單獨螺槳試驗模擬交界面流場範圍

單獨螺槳試驗模擬邊界條件設定如圖 3-34、圖 3-35、圖 3-36，共分為 4 種邊界條件：

- (1) 速度入流邊界(圖 3-34、圖 3-35 紅色面—A、C)：設定水之均勻入流速度，

$$\bar{V}_{inlet} = (-V_A, 0, 0), V_A \text{ 為螺槳前進速度。}$$

- (2) 壓力出口邊界(圖 3-34 藍色面—B)：壓力出口為設定邊界之壓力值，為了減少在出口邊界有回流現象發生，軟體於此邊界定義

$$P_{out} = P_{specified} - \frac{1}{2} \rho |\bar{V}_n|^2, \text{ 其中 } P_{specified} \text{ 設定為大氣壓力 } (P_{atm}), \bar{V}_n \text{ 為邊界上}$$

法線方向速度，由內場計算之速度外插得到。故壓力出口邊界上之實際

壓力 P_{out} 會隨數值不斷疊代，在此限制下消除回流現象以確保數值計算之

正確性。

- (3) 無滑移壁面邊界(圖 3-36 黑色橢圓圈內，螺槳與轂部部份)：應用在固體邊界，考慮流體的黏性流動與固體不可穿透性，設定在此邊界上之流體

速度為 $\bar{V}_{fluid} = \bar{V}_{wall}$ ， \bar{V}_{wall} 為固體邊界速度，在本研究中 $\bar{V}_{wall} = 0$ ，因此

$$\bar{V}_{fluid} = 0。$$

(4) 交界面邊界(圖 3-36 圓柱之表面，即為 region II 之圓柱表面)：此邊界可使能量在不同區域間傳遞，可避免在邊界面上節點之物理量產生不連續現象。

以上述之流場範圍與邊界條件設定於螺槳前進係數為 0.7 與螺槳轉速 12 rps 下進行模擬，對應之螺槳前進速度為每秒 2.1 公尺，計算達收斂後，取出計算流場流線變化圖如圖 3-37，由圖可知螺槳後方取 $11D$ 與外圍流場直徑取 $8D$ 所呈現之速度分佈與前方給定之均勻速度入流皆非常接近，可說明此二面與船體之距離是足夠的。

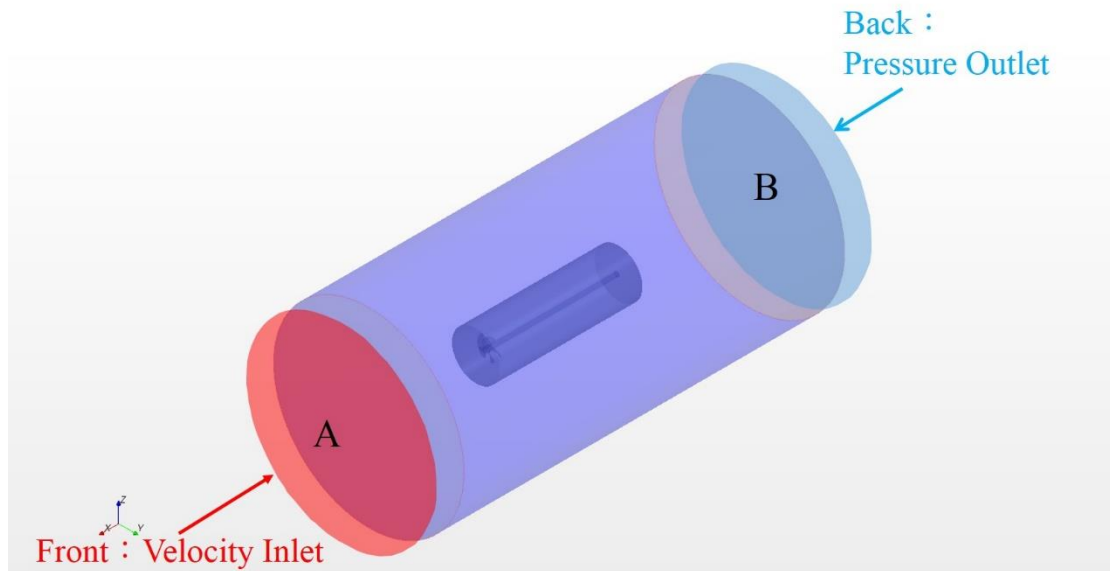


圖 3-34、單獨螺槳試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Pressure Outlet

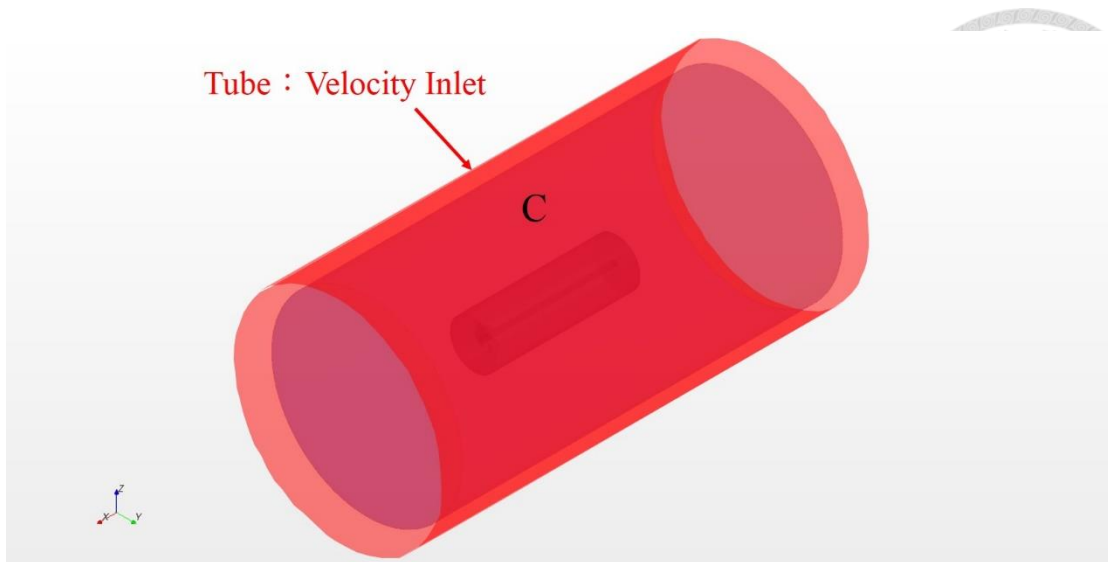


圖 3-35、單獨螺槳試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet

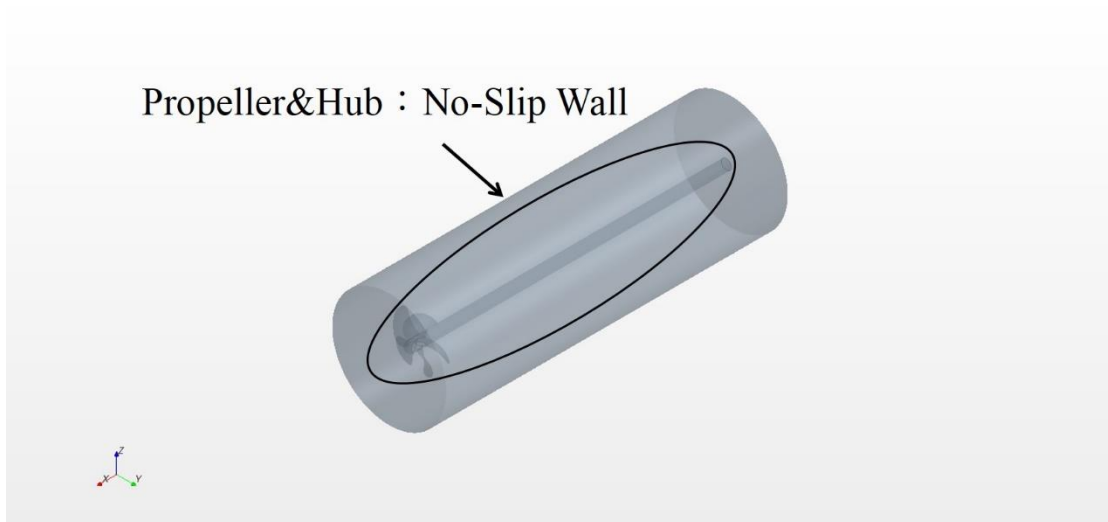


圖 3-36、單獨螺槳試驗模擬邊界條件示意圖—No-Slip Wall

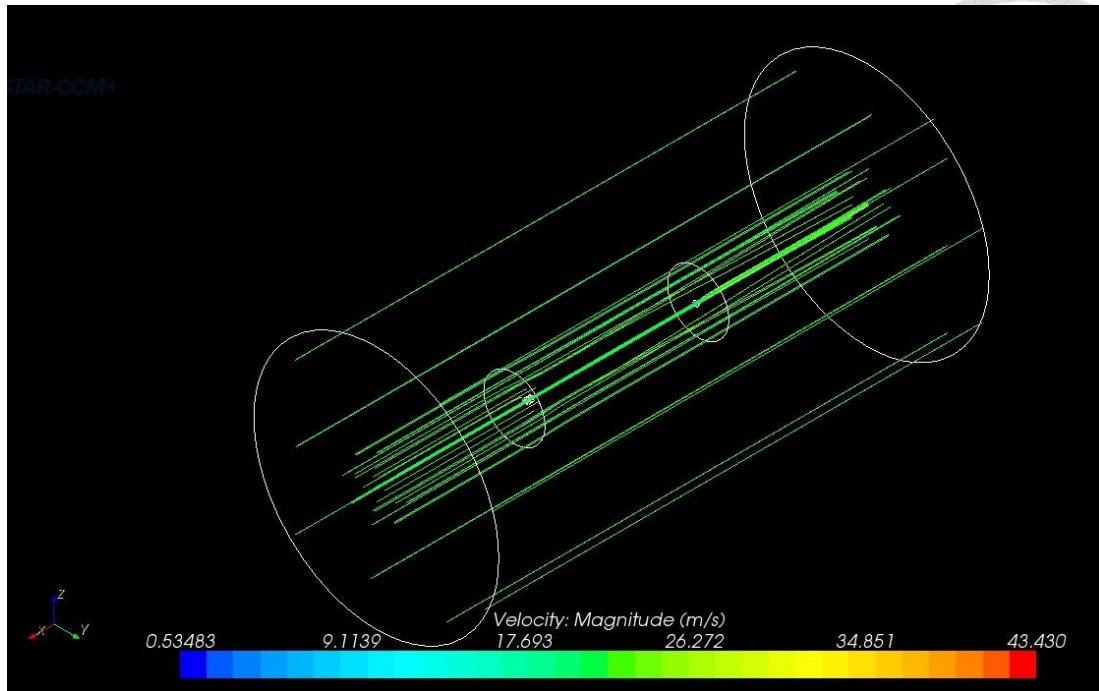


圖 3-37、單獨螺槳試驗模擬流場範圍驗證

3.3.1.2 網格佈置策略

本研究進行單獨螺槳試驗之目的在確定螺槳幾何與網格佈置之適用性，由於螺槳最終需要放置到船體後方，針對跡流區之結果進行討論，且螺槳推力來源為螺槳前後之壓力差，因此螺槳周圍及螺槳後方跡流區需進行網格加密動作，加密區域如圖 3-38 所示。由於螺槳周圍網格已劃分至非常小，且計算軟體中網格之生成為整體性之變化，邊界層網格與螺槳周圍之網格數密切相關，因此本研究在單獨螺槳試驗模擬網格獨立性部份僅進行邊界層層狀網格層數之驗證，設定螺槳前進係數 J 為 0.7 條件下進行 K_T 、 K_Q 之數值探討。

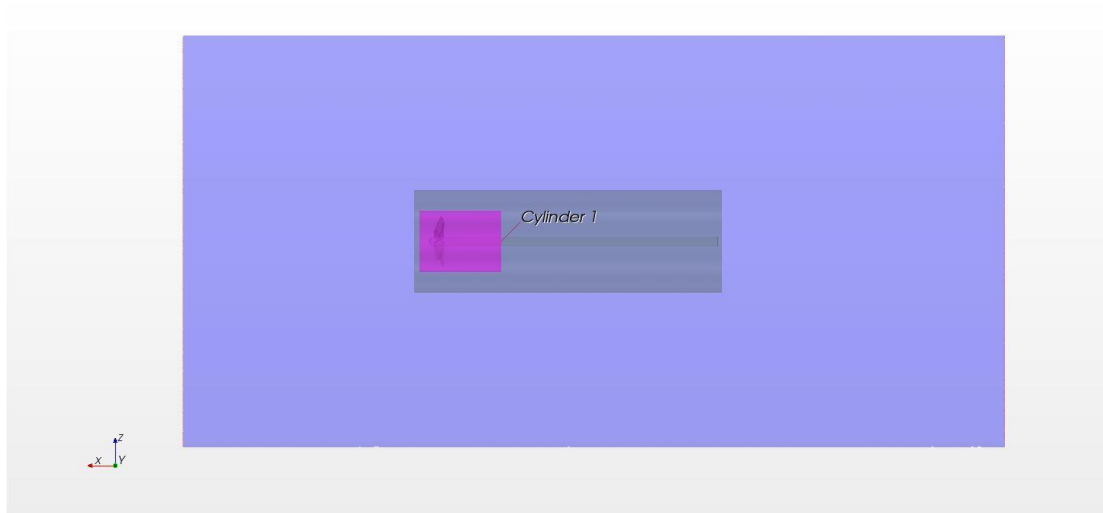


圖 3-38、螺槳周圍局部加密區域示意圖

3.3.1.3 邊界層網格獨立性

單獨裸槳試驗模擬以系統性改變邊界層網格做為測試網格獨立性之方法，本研究固定螺槳邊界層網格總厚度(2×10^{-4} m)及厚度成長率(Factor=1.1)，且固定其他部份網格設定，以改變層數做計算。

單獨螺槳試驗模擬計算結果如表 3-10，收斂圖如圖 3-39。由表 3-10 可知，網格數隨層數增加而變多，當層數於 7 層下所計算之推力係數 K_T 、轉矩係數 K_Q 與 10 層之結果差異小於 1%，認定達到邊界層網格獨立性，然而兩者網格數量差異並不大，在研究時間許可下，本研究選用 10 層為單獨螺槳試驗模擬之邊界層層數以追求更高之準確度。

表 3-10、單獨螺槳試驗模擬邊界層網格獨立性測試

編號		網格數(百萬)	K_T	$10K_Q$	K_T 差值%	$10K_Q$ 差值%
1	4 層	2.88	0.1783	0.294	0.41%	0.34%
2	7 層	3.37	0.1791	0.295	0.11%	0.36%
3	10 層	3.87	0.1793	0.296	-	-

$$\text{附註： } K_T \text{ 差值\%} = \frac{|K_T(\text{編號}n+1) - K_T(\text{編號}n)|}{K_T(\text{編號}n+1)}$$

$$10K_Q \text{ 差值\%} = \frac{|10K_Q(\text{編號}n+1) - 10K_Q(\text{編號}n)|}{10K_Q(\text{編號}n+1)}$$

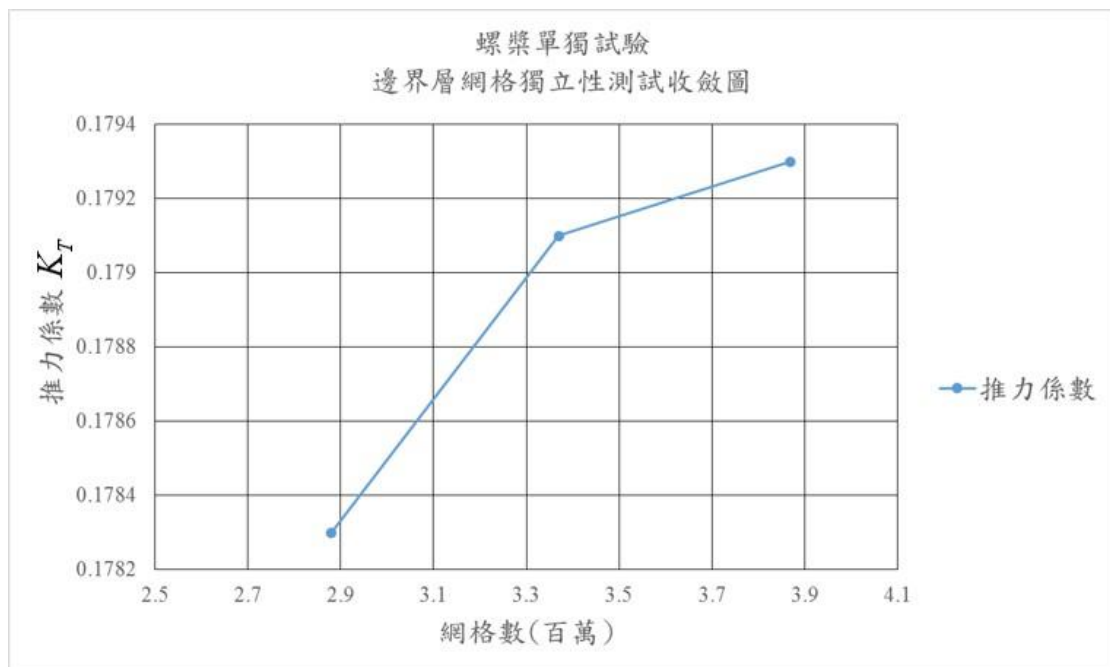


圖 3-39、單獨螺槳試驗邊界層網格獨立性收斂圖

3.3.1.4 單獨螺槳試驗模擬與實驗比較

單獨螺槳試驗模擬之螺槳轉速設定與實驗相同為 12 rps，模擬與實驗之誤差如表 3-11，畫成 $K-J$ 圖如圖 3-40，由表 3-11 可知在前進係數為 0.6 時 K_T 誤差為 1.66%，認定以滿足實用上之需求，故採用此模型幾何及網格佈置做後續之計算，最終之單獨螺槳試驗模擬網格佈置如圖 3-41、圖 3-42。

表 3-11、單獨裸漿試驗模擬結果與實驗比較

J	模擬			實驗			K _T 誤差	10K _Q 誤差
	K _T	10K _Q	η _o	K _T	10K _Q	η _o		
0.1	0.483	0.679	0.113	0.482	0.677	0.113	0.11%	0.25%
0.2	0.437	0.621	0.224	0.435	0.622	0.223	0.47%	-0.10%
0.3	0.386	0.559	0.330	0.387	0.557	0.332	-0.16%	0.28%
0.4	0.335	0.495	0.430	0.336	0.497	0.431	-0.36%	-0.31%
0.5	0.283	0.433	0.521	0.285	0.437	0.519	-0.65%	-0.99%
0.6	0.231	0.369	0.598	0.235	0.376	0.597	-1.66%	-1.92%
0.7	0.178	0.303	0.656	0.185	0.311	0.665	-3.66%	-2.62%
0.8	0.125	0.234	0.684	0.137	0.247	0.705	-8.43%	-5.39%
0.9	0.071	0.157	0.645	0.083	0.181	0.654	-14.71%	-13.1%
1.00	0.009	0.070	0.212	0.022	0.096	0.373	-57.58%	-26.9%

附註：K_T 誤差 = $\frac{\text{模擬}K_T - \text{實驗}K_T}{\text{實驗}K_T}$

10K_Q 誤差 = $\frac{\text{模擬}10K_Q - \text{實驗}10K_Q}{\text{實驗}10K_Q}$

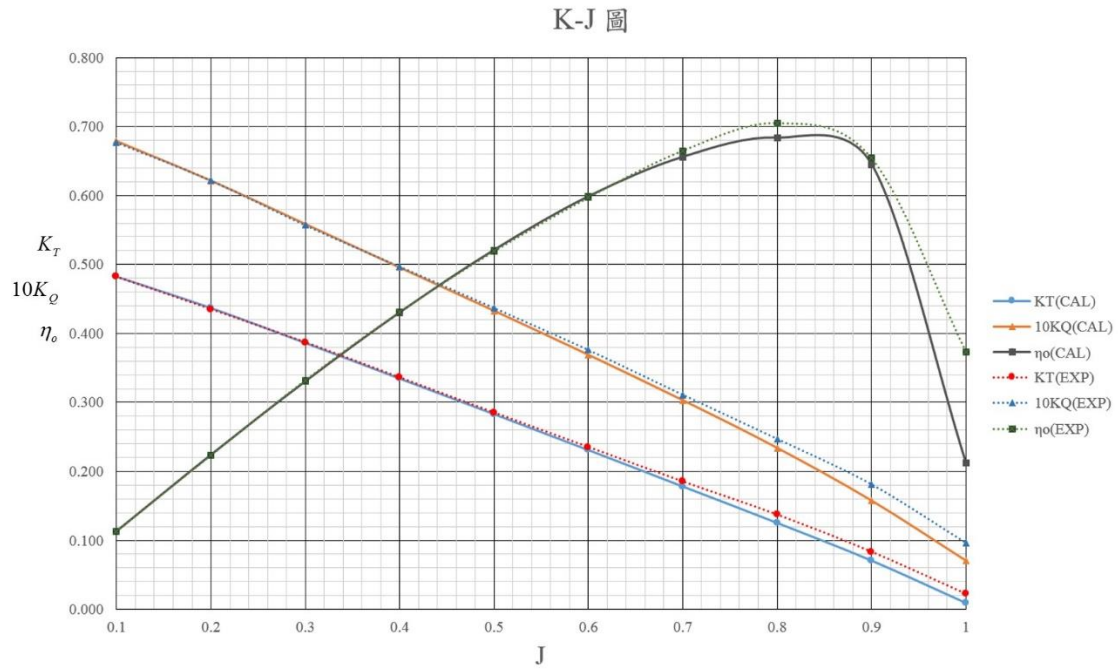


圖 3-40、單獨螺槳試驗模擬結果 $K-J$ 圖

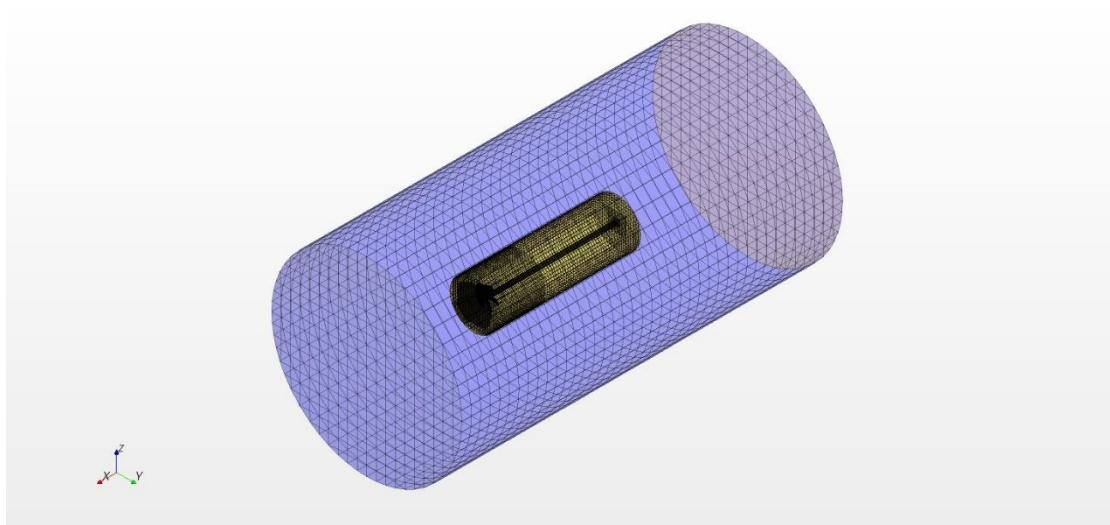


圖 3-41、單獨螺槳試驗模擬整體網格佈置

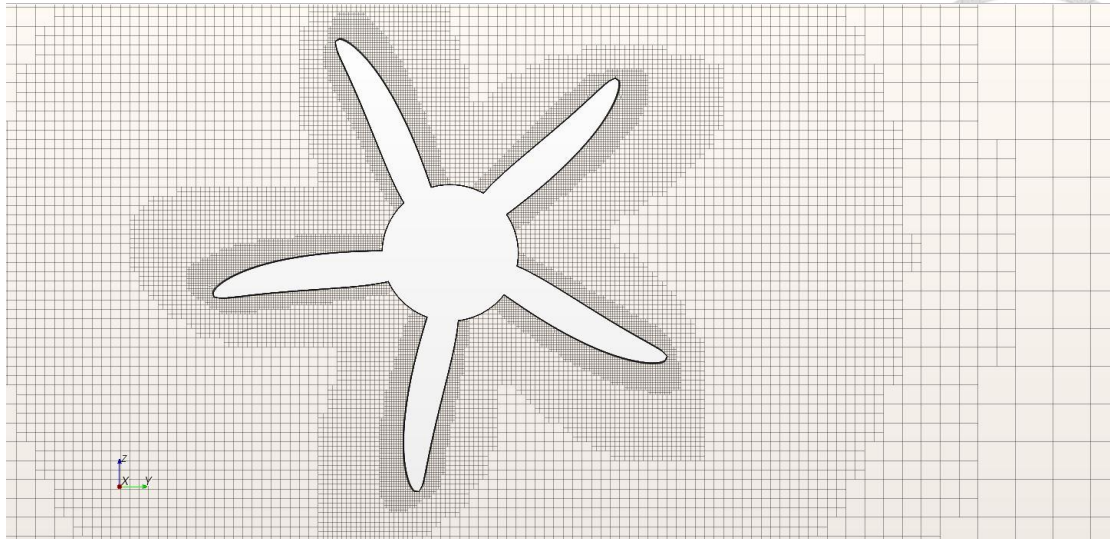


圖 3-42、單獨螺槳試驗模擬螺槳周圍網格佈置

3.3.2 自推試驗計算方法

螺槳以一定轉速 n 於船艙作動時，可得到螺槳推力 T 、船體總受力 R_{TP} ，自推試驗即為調整螺槳不同轉速，取得螺槳推力與船體總受力相等之試驗。自推試驗之船體總受力可分為裸船體在有自由液面下之總阻力 R_T 與螺槳裝置於船艙處所增加之阻力 R_B 。

由於船模摩擦阻力係數高於實船摩擦阻力係數，為了準確推估實船輸出馬力，實驗時會在船模上施予一拖力，讓船模自推試驗之螺槳負荷等同於實船螺槳負荷，此狀況下得到之螺槳轉速、推力與轉矩便可應用於推估實船。此拖力稱為摩擦阻力修正量 SFC (Skin Friction Correction)，公式如下：

$$SFC = \left\{ (1+k)(C_{FOM} - C_{FOS}) - \Delta C_F \right\} \times \frac{1}{2} \rho U^2 S_0 \quad (3.5)$$

$$1+k = \frac{R_T (R_W \rightarrow 0)}{R_{FO}} \approx \frac{R_V}{R_{FO}} \quad (3.6)$$

$$R_{FO} = \frac{1}{2} \rho U^2 S_0 \times C_{FO} \quad (3.7)$$

$$C_{FO} = \frac{0.075}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad (3.8)$$

$$R_n = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (3.9)$$



其中 k 為船形因子，公式如式(3.6)， R_T 在 Hughes[28] 假設下，可視為黏性阻力 R_V ，在本研究中即為無自由液面下之裸船總阻力值； C_{FOM} 為船模等效平板阻力係數（對應船模雷諾數 R_{nM} ）， C_{FOS} 為實船等效平板阻力係數（對應實船雷諾數 R_{nS} ），等效平板阻力係數公式使用 ITTC（國際船模試驗水槽會議）於 1957 年發展之摩擦阻力係數曲線公式[5]，如式(3.8)； ΔC_F 為粗糙度修正量，由實驗資料獲得； ρ 為流體密度， U 為特徵速度，此處為船速， S_0 為浸水表面積， L 為特徵長度，此處代表船長， μ 為動力黏度係數。

考慮摩擦阻力修正量進行自推試驗模擬，達到自推點之條件即如下式：

$$T_M = R_{TPM} - SFC = R_{TM} + R_{BM} - SFC \quad (3.10)$$

其中下標 M 代表船模， R_{TM} 為船模有自由液面下之裸船總阻力， R_{BM} 為螺槳於船模後方作動時增加之阻力，如 2.1.5 節說明，本研究將裸船總阻力分為黏性阻力 R_V 與興波阻力 R_W ，因此式(3.10)可改寫為

$$T = R_{WM} + R_{VM} + R_{BM} - SFC \quad (3.11)$$

其中興波阻力項(R_{WM})由 3.2.5 節之結果而來，摩擦阻力修正量(SFC)則利用有自由液面裸船阻力試驗模擬所得之總阻力值計算， R_{VM} 與 R_{BM} 則利用無自由液面狀況下之自推試驗結果計算求得，於無自由液面下自推試驗之船殼總受力即為 R_{VM} 與 R_{BM} 之和；本研究之自推試驗即藉由不斷改變螺槳轉速，得到不同螺槳轉速下



之船殼總受力($R_{VM} + R_{BM}$)與螺槳推力 T_M ，配合興波阻力及摩擦阻力修正量尋找自推點，並記錄自推點下之螺槳轉速、推力及轉矩。

3.3.3 自推試驗流場範圍與邊界條件

自推試驗流場範圍如圖 3-43，將流場劃分為兩個區域，區域一(Region I)為外圍流場，以半圓柱包覆，船艏前方流場取 1 倍船長，船艉後方流場取 2 倍船長，由於搭配螺槳進行計算，且螺槳為軸對稱而非左右對稱，因此將全船幾何考慮在內，並將流場寬度，亦即圓柱直徑取為 4 倍船長，以確保計算流場範圍之適用性，此區域之網格設定與網格加密區域與無自由液面裸船阻力試驗模擬設定相同。區域二(Region II)為旋轉流場，以圓柱包覆螺槳與轂部(如圖 3-44)，採用旋轉參考座標系統，其旋轉軸通過螺槳中心，方向為(1,0,0)，圓柱直徑為 1.024 倍螺槳直徑，圓柱長為 0.45 倍螺槳直徑。此設定與單獨螺槳試驗不同，是由於此圓柱大小需配合船殼，但邊界層之設定仍然相同。計算時由於不考慮自由液面及運動之時變性，故使用穩態計算。

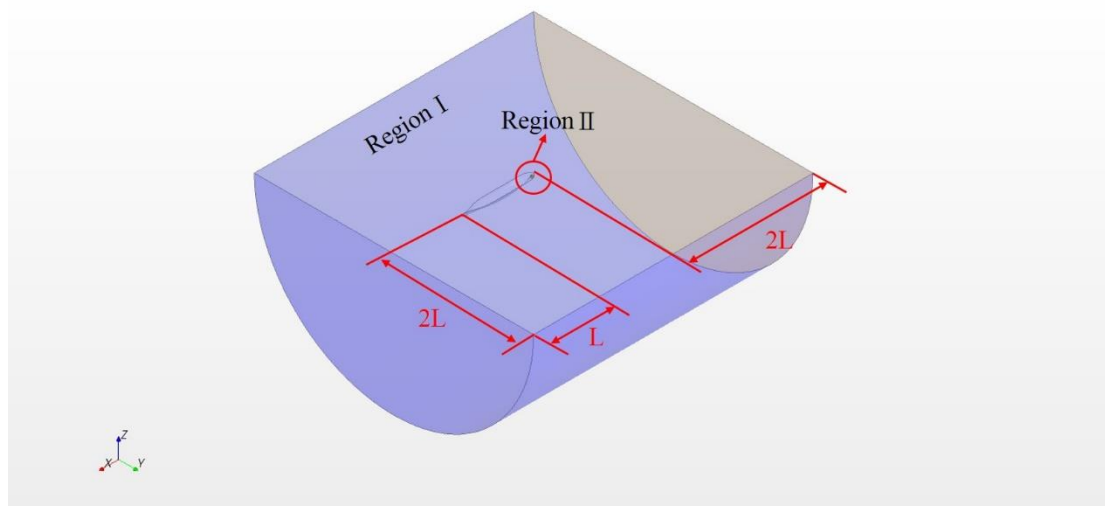


圖 3-43、自推試驗模擬整體流場範圍

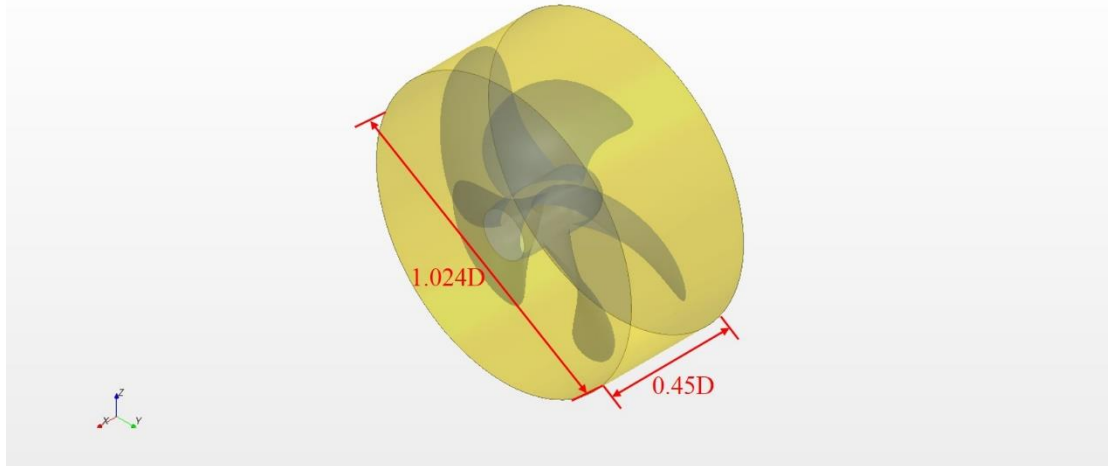


圖 3-44、自推試驗模擬交界面流場範圍

自推試驗模擬之邊界條件設定如圖 3-45、圖 3-46、圖 3-47，共分為 5 種邊界條件：

- (1) 速度入流邊界(圖 3-45、圖 3-47 紅色面—A、C)：設定水之均勻入流速度，

$$\bar{V}_{inlet} = (-V_M, 0, 0), V_M \text{ 為船速。}$$

- (2) 壓力出口邊界(圖 3-45 藍色面—B)：壓力出口為設定邊界之壓力值，為了減少在出口邊界有回流現象發生，軟體於此邊界定義

$$P_{out} = P_{specified} - \frac{1}{2} \rho |\bar{V}_n|^2, \text{ 其中 } P_{specified} \text{ 設定為大氣壓力 } (P_{atm}), \bar{V}_n \text{ 為邊界上}$$

法線方向速度，由內場計算之速度外插得到。故壓力出口邊界上之實際壓力 P_{out} 會隨數值不斷疊代，在此限制下消除回流現象以確保數值計算之

正確性。

- (3) 滑移壁面邊界(圖 3-46 黃色面—D)：此邊界之物理意義為此邊界法線方向之速度為 0 ($\bar{V}_{slip} \cdot \bar{n} = 0$)，即為流線之定義。期望設定滑移壁面邊界條件使該處流場只存在切向速度，以符合自由液面為靜平面之條件。

- (4) 無滑移壁面邊界(圖 3-47 黑色圈內，船體、螺槳與轂部部份)：應用在固體邊界，考慮流體的黏性流動與固體不可穿透性，設定在此邊界上之流

體速度為 $\bar{V}_{fluid} = \bar{V}_{wall}$ ， \bar{V}_{wall} 為固體邊界速度，在本研究中 $\bar{V}_{wall} = 0$ ，因此

$$\bar{V}_{fluid} = 0。$$

- (5) 交界面邊界(圖 3-44 圓柱表面，即為 Region II 之圓柱表面)：此邊界可使能量在不同區域間傳遞，可避免在邊界面上節點之物理量產生不連續現象。

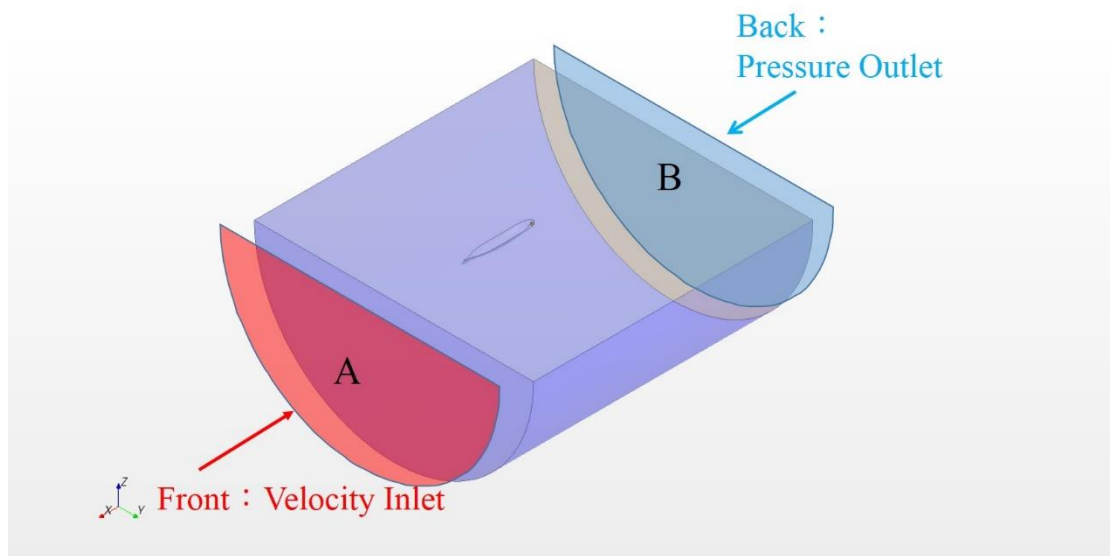


圖 3-45、自推試驗模擬邊界條件示意圖—Velocity Inlet、Pressure Outlet

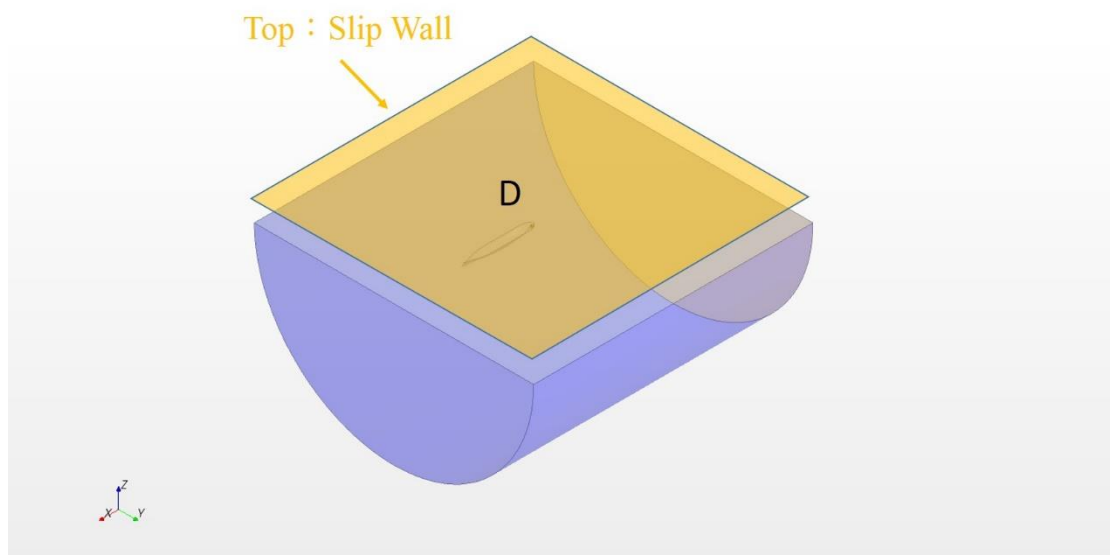


圖 3-46、自推試驗模擬邊界條件示意圖—Slip Wall

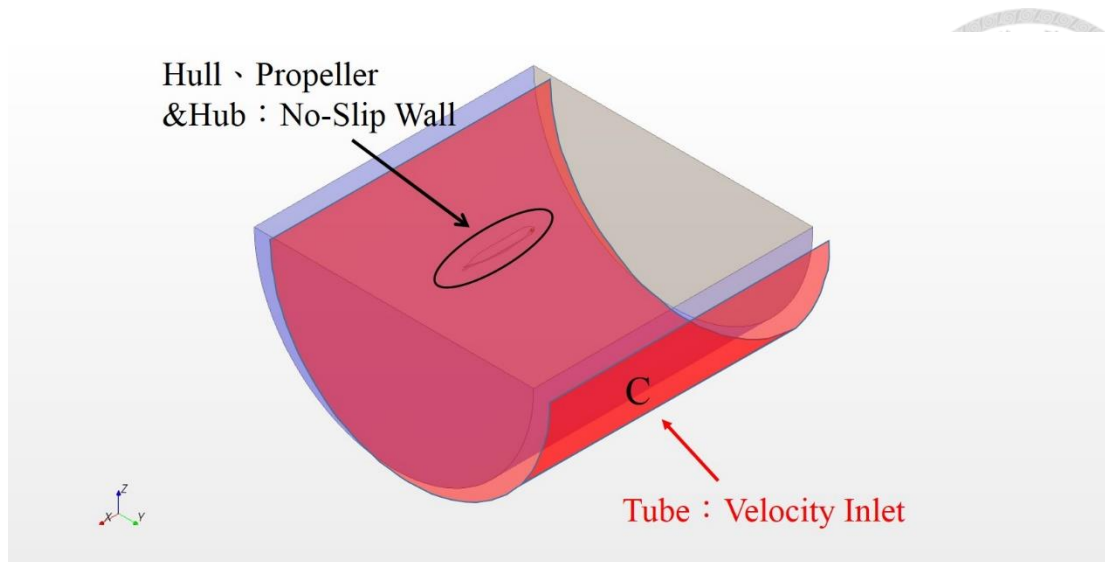


圖 3-47、自推試驗模擬邊界條件示意圖--Velocity Inlet、No-Slip Wall

3.3.4 自推試驗模擬計算結果

完成無自由液面裸船阻力試驗模擬與單獨裸槳試驗模擬之網格獨立性測試及求得興波阻力值 R_{WM} 後，自推試驗模擬之船體將以無自由液面裸船阻力試驗之網格設定、螺槳以單獨螺槳試驗模擬之網格設定模擬，並以 3.3.2 節中之流程進行計算，本研究假設自由液面對於螺槳之影響甚小，因此興波阻力於不同螺槳轉物之變化視為可忽略，亦即 R_{WM} 數值固定。在計算中有關流體性質、船模之基本資訊如表 3-12；摩擦阻力修正量 SFC 各項數值如表 3-13，其中船模對應之雷諾數 R_{nM} 為 1.4×10^7 ，實船對應之雷諾數 R_{nS} 為 2.39×10^9 ；自推試驗收斂過程如表 3-14 所示；自推試驗模擬結果則如表 3-15 所示，其中輸出馬力 DHP 及推進效率 η_p 如式(3.12)及式(3.13)。

$$DHP = 2\pi Q_M n_M \quad (3.12)$$

$$\eta_p = \frac{EHP}{DHP} = \frac{(R_{WM} + R_{VM} - SFC) \cdot V_M}{2\pi Q_M n_M} \quad (3.13)$$

Q_M 為自推試驗中量測而得之螺槳轉矩， n_M 為螺槳轉速， R_{WM} 為興波阻力， R_{VM}

為無自由液面下之總阻力， SFC 為摩擦阻力修正量， V_M 為船速。

表 3-12、計算使用之流體性質、船模資訊數值

流體密度 $\rho(kg/m^3)$	流體動力黏性係 數 $\mu(kg/ms)$	船速 $V_M(m/s)$	船長 $L_{pp}(m)$	浸水表面積 $S_0(m^2)$
997.861	8.8871×10^{-4}	2.196	7.2786	9.4379

表 3-13、 SFC 各項數值

$SFC(N)$	$1+k$	C_{FOM}	C_{FOS}	ΔC_F	$R_{VM}(N)$	$R_{FOM}(N)$
30.101	1.098	2.832×10^{-3}	1.378×10^{-3}	0.27×10^{-3}	67.704	61.681

表 3-14、自推試驗模擬收斂過程

螺槳轉速(rps)	船殼阻力(N)	螺槳推力(N)	$SFC(N)$	$R_{WC}(N)$	差值
9.7	79.494	60.965	30.101	12.04	0.468
9.75	79.614	62.232	30.101	12.04	-0.679
9.72	79.542	61.467	30.101	12.04	0.014
9.721	79.543	61.482	30.101	12.04	0.000

附註：差值 = 船殼阻力 + R_{WC} - SFC - 螺槳推力

表 3-15、自推試驗模擬結果

螺槳轉速 (rps)	船殼阻力 (N)	螺槳推力 (N)	螺槳轉矩 ($N \cdot m$)	$DHP(hp)$	推進效率
9.721	79.543	61.482	2.854	2.324	0.625

3.3.5 自推試驗模擬結果與實驗比較



將自推試驗模擬於自推點之推進效率分解為單獨螺槳效率 η_o 、對轉效率 η_R

與船殼效率 η_H ，其公式如式(3.14)至式(3.17)：

$$\eta_p = \frac{(R_{WM} + R_{VM} - SFC) \cdot V_M}{2\pi Q_M n_M} = \eta_H \times \eta_o \times \eta_R \quad (3.14)$$

$$\eta_H = \frac{1 - t_M}{1 - w_M} \quad (3.15)$$

$$\eta_o = \frac{T_{oM} \cdot V_{AM}}{2\pi Q_{oM} N_M} \quad (3.16)$$

$$\eta_R = \frac{K_{QoM}}{K_{QBM}} \frac{K_{TBM}}{K_{ToM}} \quad (3.17)$$

其中 K_{QBM} 、 K_{TBM} 可由螺槳直徑 D_M 、自推試驗量得之螺槳轉矩 Q_M 、螺槳推力 T_M

及螺槳轉速 n_M 求得，公式如式(3.18)及式(3.19)：

$$K_{QBM} = \frac{Q_M}{\rho n_M^2 D_M^5} \quad (3.18)$$

$$K_{TBM} = \frac{T_M}{\rho n_M^2 D_M^4} \quad (3.19)$$

對轉效率為螺槳於均勻入流及船艙跡流中效率差異，由於實驗過程並無法量測螺槳前方之有效入流速度，因此使用等推力(Thrust Identity)方法來求得有效跡流 w_M ，此方法假設螺槳於船艙跡流中之推力係數與均勻入流中相同，即式(3.17)

中之 $K_{TBM} = K_{ToM}$ ，配合螺槳單獨試驗之 $K-J$ 圖表，求得螺槳於均勻入流中之螺

槳轉矩 K_{QoM} 、螺槳單獨效率 η_o 及對應之前進係數 J_M ，再以式(3.20)求得 w_M 。

$$w_M = 1 - \frac{J_{oM} n_M D_M}{V_M} \quad (3.20)$$

推減係數 t_M 則由無自由液面下之裸船總阻力 R_{VM} 、興波阻力 R_{WM} 、摩擦阻力

修正量 SFC 及自推試驗量測之螺槳推力 T_M 求得，其公式如式(3.21)：

$$t_M = 1 - \frac{R_{WM} + R_{VM} - SFC}{T_M} \quad (3.21)$$

將對稱船型自推試驗結果編號為 Hull 0，以上述步驟分解為三個效率因子，與實驗值比較之結果如表 3-16。



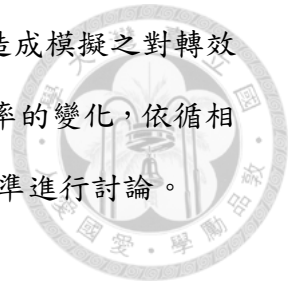
表 3-16、對稱船型效率因子與實驗值比較

	實驗值	Hull 0 計算值	誤差(%)
n	9.5	9.721	2.33%
K_{TBM}	0.170	0.167	-1.77%
$10K_{QBM}$	0.288	0.310	7.66%
t_M	0.147	0.193	30.99%
J_M	0.728	0.721	-0.92%
K_{TOM}	0.170	0.167	-1.77%
$10K_{QOM}$	0.291	0.288	-0.99%
w_M	0.213	0.202	-5.11%
η_o	0.678	0.662	-2.35%
η_R	1.0104	0.9292	-8.04%
η_H	1.083	1.012	-6.63%
η_p	0.742	0.622	-16.15%

$$\text{誤差}\% = \frac{\text{Hull 0計算值} - \text{實驗值}}{\text{實驗值}}$$

由表 3-16 中可知 Hull 0 的 3 個效率因子以對轉效率 η_R 誤差最大，推測誤差

來源為模擬所對應之 $K-J$ 圖在螺槳轉矩上有較大差異，因此造成模擬之對轉效率的低估，然而本研究目的在比較對稱船型與不對稱船艙間效率的變化，依循相同研究流程狀況下，在不對稱船艙效率分析以 Hull 0 為比較基準進行討論。



3.4 不對稱船艙參數化設計幾何驗證

以 2.2 節之方式進行不對稱船艙參數化設計，旋轉後之船體線形以維持平順為原則，以此選擇 4 個幾何參數之範圍。本研究在此分析旋轉後船型的工具為 3D 繪圖軟體 Rhinoceros 之外掛程式 Grasshopper，本節將分別介紹此分析工具與本研究使用之計算模型在此參數化方法中適用之參數範圍。

3.4.1 船型幾何分析工具

Grasshopper 為一 Rhinoceros 之外掛程式，其可以擷取 Rhinoceros 中的物件並設計一連串之自動程序，輸出讓設計者易於檢視的各種線圖或參數化指標，可以將之視為連結自由設計與參數化設計間的一項工具。本研究參考[35]，以 Grasshopper 分析工具擷取 Rhinoceros 中之船殼曲面後，藉由一簡便之二維調整視窗讓設計者選擇船殼曲面上任何一檢視點，可立即產生三條船殼曲面於此點之曲線，分別對應此檢視點之水線(water line)、橫剖面線(section line)以及縱剖面線(buttock line)，並可顯示此處曲線之曲率變化分佈，讓設計者藉由簡單的方式檢視船舶線形，其操作圖形如圖 3-48、圖 3-49 所示，圖中紅色線條即為曲率，紅色線之分佈及代表曲率之分佈。此兩圖內之起始船型完全相同，為 KCS 貨櫃船原始船型，當 Grasshopper 中之二維調整視窗改變時，即對應改變船殼曲面上的檢視點位置，可看出不同檢視點位置之船舶曲線以及這些曲線之曲率變化率。

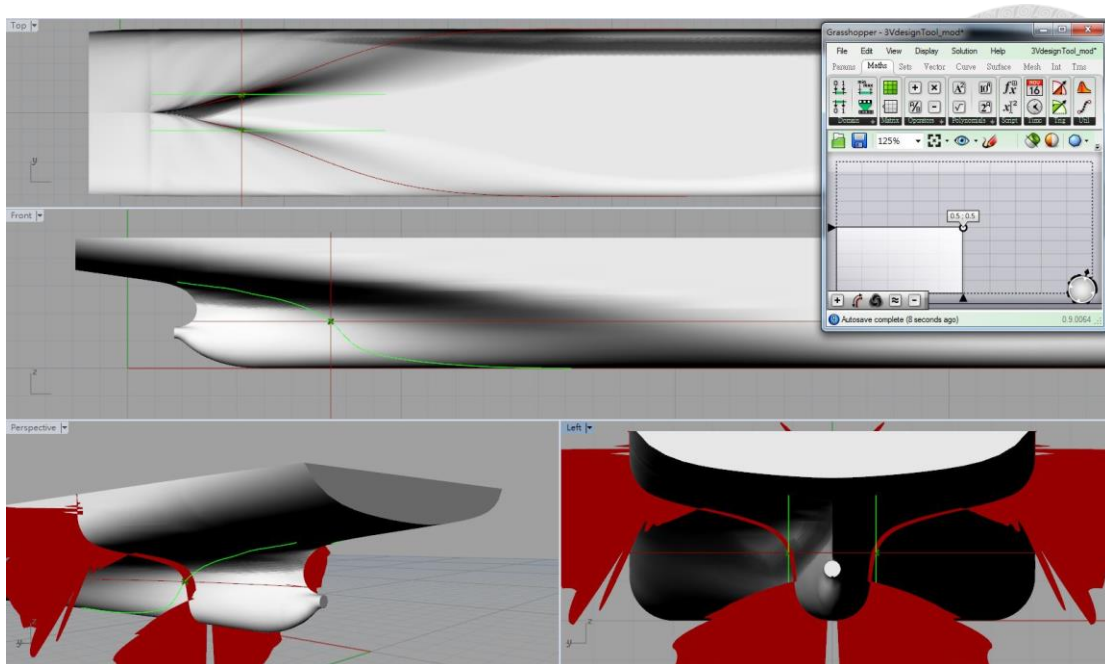


圖 3-48、Grasshopper 船舶線形分析(改變檢視點前， $x/L_{pp} = -0.3975$)

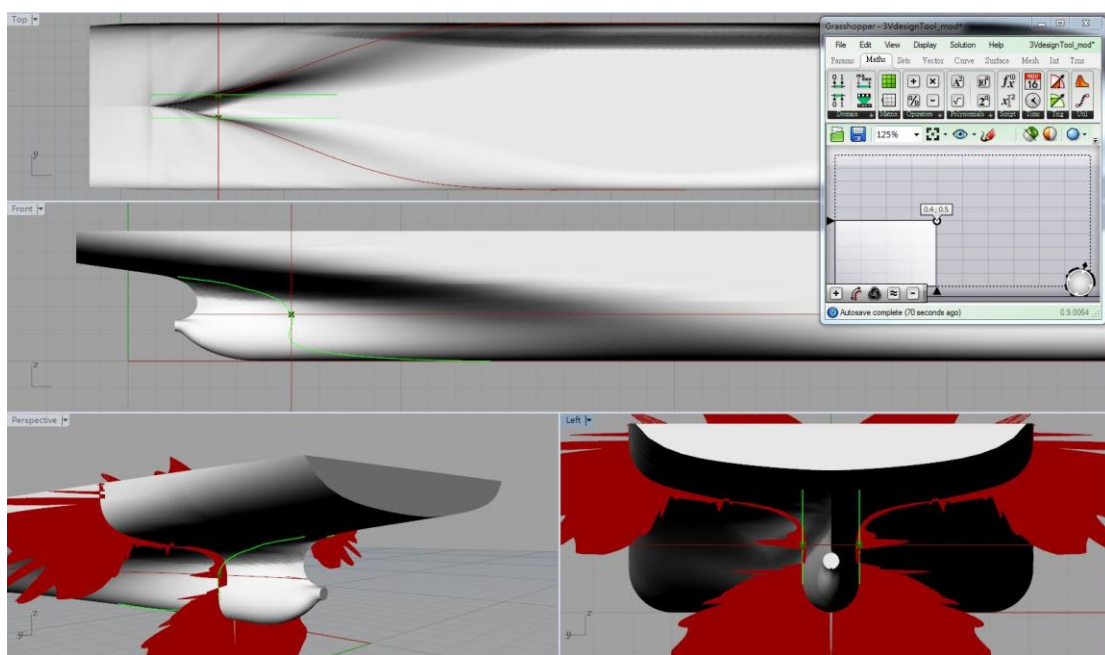


圖 3-49、Grasshopper 船舶線形分析(改變檢視點後， $x/L_{pp} = -0.4165$)

3.4.2 不對稱船艏幾何參數選擇

本研究於不對稱船艏之變形以 4 個參數表示，包括旋轉強度 c 、剖面曲線旋轉角度分佈帶寬 σ 、剖面曲線旋轉極值位置 s_{max} 及縱向分佈函數權重控制因子 w ，以下將以 3.4.1 節之分析工具分別探討本研究計算模型所適用之參數範圍。

- (1) c ：設計過程將 c 設定介於 0~1 之間，越接近 1.0 代表旋轉程度越大，由 2.2 節之設計概念，決定線形平順度可由其他 3 個參數控制，因此 c 數值適用範圍與設定相同。

- (2) σ 、 s_{max} ：此二參數代表 $e^{-\frac{(s-s_{max})^2}{2\sigma^2}}$ 函數之變化，其中 s_{max} 由設計概念可知介於 0.0~0.5， σ 則無一定之使用區間。此二參數之目的為使在某一 $x=x_0$ 平面之船體線形在旋轉範圍交界處能平順變化，由圖 2-9 可知，當 σ 增加、 s_{max} 減少時，靠近端點處之旋轉角度也會隨之增加，與此函數設定之目標相違背，代表對於計算模型此二參數必須給予一適用範圍。本研究之船型研究對象 KCS 經測試後發現，當 $s_{max} < 0.1$ 時，改變其他 3 個參數值皆無法使計算模型於端點處平順變化，因此選定 s_{max} 之適用範圍為 0.1~0.5；而當 $\sigma > 0.3$ 時，改變其他 3 個參數皆無法使計算模型於端點處平順變化，同時 $\sigma < 0.1$ 時，變化效果並不明顯，因此選定 σ 之適用範圍為 0.1~0.3。

- (3) w ：此項參數控制縱向分佈之曲線，當數值越大則旋轉效果越集中於船艏處，數值越小則旋轉效果平均分佈於旋轉範圍內，如圖 2-11 所示。經測試發現，當 $w < 1.0$ 時計算模型船艏線形變化過大，平順度不佳，當 $w > 5.0$ 時計算模型變化效果不明顯，因此選定 w 之適用範圍為 1.0~5.0。

由上述選擇之各項參數範圍，選擇旋轉效果相當明顯之參數組合： $c=1.0$ 、 $\sigma=0.3$ 、 $s_{max}=0.1$ 、 $w=1.0$ 時，其線形如圖 3-50 所示，圖上黑色線為原對稱船

型線形，可看出不對稱船艏之旋轉效果相當明顯；由於本研究改變線形主要著重於橫剖面線，因此以分析工具顯示如圖 3-51 所示，與對稱船型比較發現曲率於左右舷分佈有所不同，顯示旋轉後船艏於左右舷之差異，同時曲率變化由圖上顯示相當平順，且曲線之反曲點個數與對稱船型個數相同，代表以原曲線之特性所設計之參數化方法確實能維持曲線之平順度。由此旋轉效果相當明顯之船型線形分析可知，在選擇之參數範圍內船體線形都能有相當好的平順度。

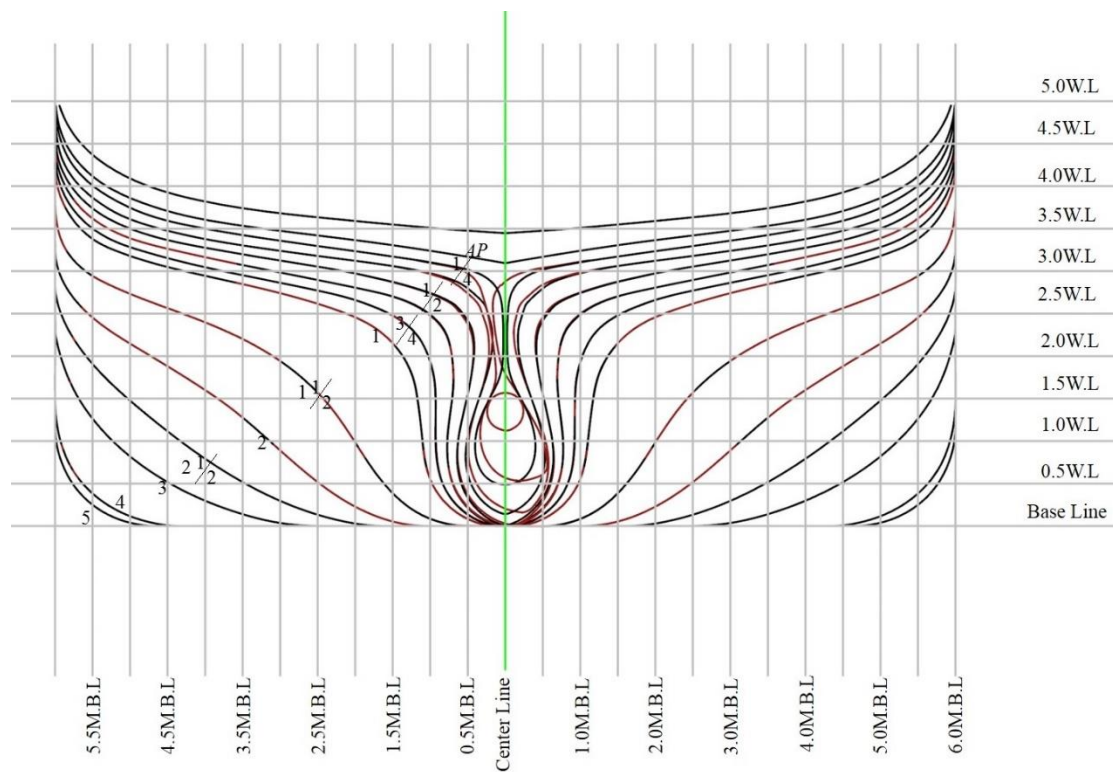


圖 3-50、不對稱船艏與對稱船型線形比較

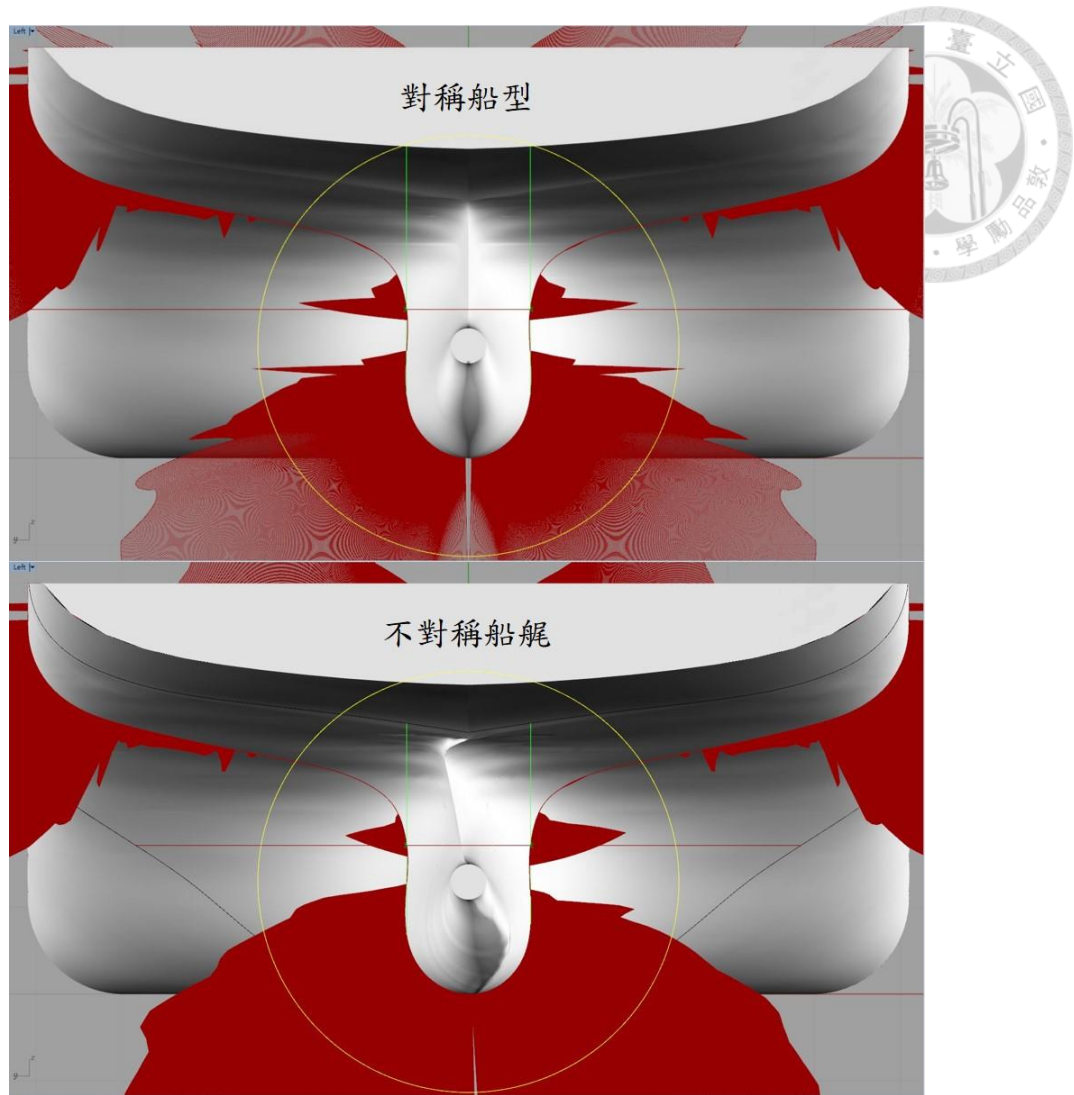


圖 3-51、不對稱船艏線形分析比較(檢視點 x 平面位置： $x/L_{pp} = -0.3975$)

Chapter 4 不對稱船艙模擬計算結果

第三章對 KCS 貨櫃船原對稱船型進行驗證，確認其幾何之正確性與網格適用性，同時亦確認本研究之參數化變形方法產生之幾何平順度，即所使用參數在此船型上之適用範圍，本章將以上述之網格設定、不對稱船艙之適用參數範圍進行模擬裸船阻力試驗模擬及自推試驗模擬，同時與對稱船型之結果進行比較。

4.1 不對稱船艙裸船阻力試驗模擬計算結果

對於左右對稱之船型，螺槳平面之流速分佈亦為左右對稱，切向速度 V_t 值在對稱平面兩側大小相同方向相反，故旋流係數為 0，因此若將船艙進行扭轉變形後，所得到之旋流係數數值代表船型變化對旋向流場之影響量，正負值代表旋向流場受影響之方向。此船型所搭配之螺槳由船艙方向觀察為順時針旋轉，而不對稱船艙之目的為使流體產生與螺槳旋轉方向相反之預旋流，因此定義逆時針旋轉為正值，在此定義下，計算所得之旋流係數應為正號，其數值越大則代表船艙對跡流區旋向流速之影響越顯著。

由設計過程可知，旋轉強度 c 為全域變化，而其餘 3 個幾何參數則與旋轉角度分佈有關，本研究討論與分佈相關之幾何參數與目標函數間之關係，分別固定剖面曲線旋轉極值位置 s_{max} 及縱向分佈函數權重控制因子 w 進行另外兩個幾何參數對目標函數之討論，同時為減少模擬時間並討論旋轉強度 c 帶來之影響，兩次討論中使用之 c 數值並不相同，藉此討論旋轉強度 c 對目標函數之影響。

4.1.1 剖面曲線旋轉角度分佈帶寬與縱向分佈函數權重控制因子幾

何參數對應模擬結果

由上述之討論，固定旋轉強度 c 之數值，將幾何變數減少為 3 個，其中由圖 2-9 可知，當改變剖面曲線旋轉極值位置 s_{max} 時，對於端點之旋轉平順度會有所影響，而其適用範圍如 3.4.2 節討論之結果，而在本節為了減少變數以便討論幾何參數間之關係，將 s_{max} 數值固定，改變縱向分佈函數權重控制因子 w 與剖面曲線旋轉角度分佈帶寬 σ 以進行討論。

首先固定 c 數值為 0.5 以確保網格能準確貼合於幾何曲面，固定 s_{max} 數值為 0.5 以減少對端點平順度之影響，而 σ 其適用範圍為 0.1~0.3，等間距取樣 0.10、0.15、0.20、0.25、0.30， w 其適用範圍為 1~5，等間距取樣 1.0、2.0、3.0、4.0、5.0，相互對應後即可得到 25 個不同船型，再對 25 個船型進行模擬，量測之目標函數，即為螺槳平面之旋流係數。同時由於改變船型幾何造成浸水表面積之不同，代表裸船總阻力會有差異，且船型改變處為船艏，跡流係數可能亦有變化，因此觀測函數為裸船總阻力、浸水表面積及名義跡流係數，其中名義跡流係數計算方法與實驗相同，採用 Taylor 方法，如式(2.29)。

25 個船型所進行之裸船阻力試驗模擬以無自由液面對稱船型之邊界設定及流場大小進行模擬，其目標函數(旋流係數)之模擬結果如表 4-1 所示，將計算之數值以百分比表示，可發現旋流係數皆為正號，亦即與螺槳旋轉方向相反，符合設計之預期，且其數值分佈為 0.036%~0.506%，從旋流係數公式可知，此數值代表不對稱船艏產生了與螺槳旋轉方向相反，且流體切向速度為 0.5%螺槳轉速。

觀測函數(裸船總阻力、浸水表面積、名義跡流係數)之模擬結果如表 4-2、表 4-3、表 4-4，其中裸船總阻力為與對稱船型在無自由液面下之總阻力 ($R_{sym} = 67.704N$) 相比，以差值百分比表示，浸水表面積與對稱船型之浸水表面積

($S_{sym} = 9.4379 m^2$) 相比，以差值百分比表示。由表 4-2 可知，不同船型增加之阻力值皆小於 0.05%，可視為變化不大，對照表 4-3 之浸水表面積變化亦都遠小於 0.01%，此外，和推進相關之名義跡流係數與原船型相比($w_{NM} = 0.277$)亦無太大變化，顯示此參數範圍內對於船體之負面影響相當有限。

表 4-1、不同 w 、 σ 對應之旋流係數值($c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$)

旋流係數 $\overline{\omega_R}$					
$\sigma \backslash w$	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0
0.10	0.057%	0.055%	0.048%	0.041%	0.036%
0.15	0.070%	0.072%	0.065%	0.066%	0.066%
0.20	0.160%	0.171%	0.171%	0.175%	0.173%
0.25	0.333%	0.335%	0.342%	0.338%	0.344%
0.30	0.497%	0.491%	0.503%	0.497%	0.499%

表 4-2、不同 w 、 σ 對應之全船總阻力差值比($c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$)

無自由液面裸船總阻力 R_{VM} 差值比					
$\sigma \backslash w$	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0
0.10	0.013%	-0.007%	-0.007%	0.003%	-0.012%
0.15	-0.005%	0.008%	0.029%	-0.016%	0.012%
0.20	0.032%	-0.007%	-0.014%	0.031%	0.030%
0.25	0.020%	-0.017%	0.009%	0.046%	0.033%
0.30	0.093%	0.053%	0.044%	0.035%	0.041%

附註：阻力差值比% = $\frac{\text{不對稱船艙阻力值} - \text{對稱船型阻力值}}{\text{對稱船型阻力值}}$

表 4-3、不同 w 、 σ 對應之浸水表面積差值比($c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$)

浸水表面積 S_0 差值比					
$\sigma \backslash w$	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0
0.10	0.0010%	0.0007%	0.0005%	0.0005%	0.0004%
0.15	0.0013%	0.0010%	0.0007%	0.0006%	0.0005%
0.20	0.0018%	0.0013%	0.0009%	0.0007%	0.0006%
0.25	0.0026%	0.0018%	0.0013%	0.0011%	0.0009%
0.30	0.0038%	0.0024%	0.0018%	0.0015%	0.0013%

附註：表面積差值比% = $\frac{\text{不對稱船艙表面積} - \text{對稱船型表面積}}{\text{對稱船型表面積}}$

表 4-4、不同 w 、 σ 對應之跡流係數($c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$)

名義跡流係數 w_{NM}					
$w \backslash \sigma$	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0
0.10	0.2767	0.2766	0.2765	0.2766	0.2765
0.15	0.2766	0.2768	0.2766	0.2766	0.2767
0.20	0.2767	0.2766	0.2767	0.2769	0.2766
0.25	0.2767	0.2769	0.2769	0.2767	0.2768
0.30	0.2769	0.2768	0.2769	0.2768	0.2769

將表 4-1 之數值以橫軸為 σ ，縱軸為旋流係數，畫出如圖 4-1，得到不同 w 所對應之旋流係數變化，發現 w 對於旋流係數之影響遠小於 σ ，不同 w 對旋流係數並無太大差異，而旋流係數則與 σ 呈現正相關，顯示在此船艙參數化變形方法下，縱向分佈函數權重控制因子對於結果並無太大的影響，而剖面曲線旋轉角度分佈帶寬直接影響旋轉角度在剖面曲線上之分佈，當 σ 數值越大則旋轉角度越平均分配至剖面曲線上，直接導致旋轉程度較為明顯之不對稱船型，因此得到效果較佳旋流係數。

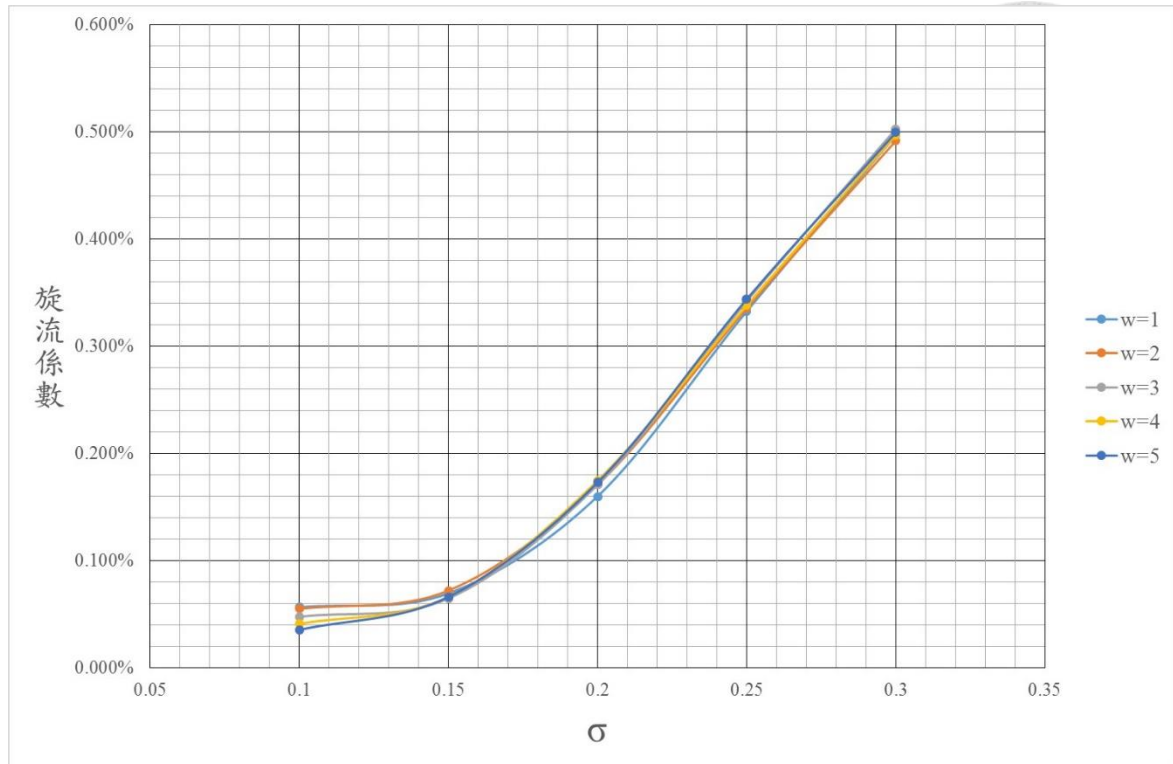


圖 4-1、不同 w 之旋流係數對 σ 圖

4.1.2 剖面曲線旋轉極值位置與剖面曲線旋轉角度分佈帶寬幾何參數對應模擬結果

4.1.1 節得到一重要結果，亦即 4 個幾何參數中之縱向分佈函數權重控制因子 w 對於目標函數之效應並不明顯，因此在本節中將固定 $w=3.0$ 來進行討論，此外對於旋轉強度 c 在本節中以 0.9 進行討論，以顯示旋轉強度確實會使旋流係數絕對值產生顯著提升。

本節討論之幾何參數為剖面曲線旋轉角度分佈帶寬 σ ，其範圍為 0.1~0.3，等間距取樣 0.10、0.15、0.20、0.25、0.30，剖面曲線旋轉極值位置 s_{max} ，其適用範圍為 0.1~0.5，等間距取樣 0.10、0.20、0.30、0.40、0.50，相互對應出 25 個不同船型並進行模擬，量測目標函數(旋流係數)與觀測函數(裸船總阻力、浸水表面積、名義跡流係數)以進行討論。

25 個船型之模擬結果，目標函數(旋流係數)如表 4-5 所示，觀測函數(裸船總阻力、浸水表面積、名義跡流係數)如表 4-6、表 4-7、表 4-8 所示，表 4-5 當中， $s_{max} = 0.5$ 所對應之數值可與表 4-1 中 $w = 3.0$ 所對應之數值進行比較，兩者之幾何參數設定差異在旋轉強度 c ，可發現在 c 由 0.5 改為 0.9 時，對應之旋流係數增加幅度在 2 倍以上，顯示旋轉強度直接影響旋流係數大小，亦即不對稱船艏之效果。

表 4-5、不同 s_{max} 、 σ 對應之旋流係數值($c = 0.9$ 、 $w = 3.0$)

旋流係數 $\overline{\omega}_R$					
s_{max} \ σ	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
0.10	1.671%	0.757%	0.237%	0.299%	0.327%
0.15	1.783%	1.398%	0.844%	0.431%	0.320%
0.20	1.883%	1.694%	1.300%	0.823%	0.505%
0.25	1.960%	1.821%	1.553%	1.181%	0.809%
0.30	1.987%	1.887%	1.698%	1.413%	1.097%

表 4-6、不同 s_{max} 、 σ 對應之全船總阻力差值比($c=0.9$ 、 $w=3.0$)

無自由液面裸船總阻力 R_{VM} 差值比					
$\sigma \backslash s_{max}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
0.10	0.534%	0.125%	0.044%	0.054%	0.047%
0.15	0.600%	0.372%	0.100%	0.063%	0.051%
0.20	0.614%	0.439%	0.248%	0.062%	0.086%
0.25	0.650%	0.512%	0.381%	0.267%	0.141%
0.30	0.659%	0.516%	0.468%	0.294%	0.204%

附註：阻力差值比% = $\frac{\text{不對稱船艙阻力值} - \text{對稱船型阻力值}}{\text{對稱船型阻力值}}$

表 4-7、不同 s_{max} 、 σ 對應之浸水表面積差值比($c=0.9$ 、 $w=3.0$)

浸水表面積 S_0 差值比					
$\sigma \backslash s_{max}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
0.10	0.0080%	0.0049%	0.0029%	0.0033%	0.0030%
0.15	0.0084%	0.0077%	0.0058%	0.0040%	0.0034%
0.20	0.0094%	0.0097%	0.0079%	0.0054%	0.0040%
0.25	0.0108%	0.0112%	0.0094%	0.0074%	0.0051%
0.30	0.0115%	0.0117%	0.0104%	0.0088%	0.0063%

附註：表面積差值比% = $\frac{\text{不對稱船艙表面積} - \text{對稱船型表面積}}{\text{對稱船型表面積}}$

表 4-8、不同 s_{max} 、 σ 對應之跡流係數($c=0.9$ 、 $w=3.0$)

名義跡流係數 w_{NM}					
$s_{max} \backslash \sigma$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
0.10	0.276	0.277	0.277	0.276	0.277
0.15	0.277	0.277	0.277	0.277	0.277
0.20	0.277	0.277	0.277	0.277	0.277
0.25	0.277	0.277	0.277	0.277	0.277
0.30	0.278	0.278	0.278	0.277	0.277

由 4.1.1 節討論可知， σ 數值與旋流係數絕對值呈現正相關，於表 4-5 中亦可得到相同結果，此外，當 s_{max} 由 0.5 移向 0.1 時，對應之旋流係數亦會上升，其原因應在當 $s_{max}=0.5$ 時，旋轉之效果皆集中在船底部分，於螺槳平面上半部旋轉程度並不明顯，因此降低 s_{max} 可增強螺槳平面上半部之旋轉角度，使旋轉之程度更平均分配至剖面曲線上，因此得到較佳之效果。

在表 4-7 中，浸水表面積與對稱船型相比增加比例最大為 0.0117%，幅度相當有限，可視為相同，對應至表 4-6 與對稱船型無自由液面總阻力值比例，增加幅度皆小於 0.7%，在阻力上之增加亦不大，而旋流係數卻接近 2%，顯示不對稱船艏於軸向之損失並不大，卻能在旋向能量上有一定程度之效果；此外，表 4-8 之跡流係數亦與對稱船型之跡流係數 0.277 相近，代表在軸向之平均並沒有太大變動。

由上述結果，將幾何參數對旋流係數之效果總結如表 4-9，其中旋轉強度直接影響旋流係數之大小，縱向分佈函數權重控制因子對旋流係數絕對值並沒有顯著影響，影響剖面曲線的兩個參數，剖面曲線旋轉角度分佈帶寬與旋流係數絕對

值呈現正相關，剖面曲線旋轉極值位置則與旋流係數絕對值呈現負相關。



表 4-9、幾何參數對旋流係數之效果

影響範圍	幾何參數	對 $\overline{w_R}$ 相關性
旋轉強度	c	++
縱向影響	w	0
剖面曲線影響	σ	+
	s_{max}	--

4.2 不對稱船艙自推試驗模擬結果

由 4.1 節之結果，可以得到適用參數範圍內對應之旋流係數較大，亦即效果較為顯著之船型，將這些船型以 3.3.3 節中之邊界條件設定與流場範圍進行自推試驗模擬，並與 3.3.4 節之對稱船型自推試驗模擬結果進行比較，以驗證不對稱船艙之總效果。

不對稱船艙由過去研究可知能產生預旋流，亦即能回收旋向損失的能量，然而為使流體產生旋向之速度所扭轉之船型亦會使得船舶阻力上升，亦即在軸向能量之消耗將會大於對稱船型，本研究為討論此現象，將 4.1 節之旋流係數及裸船阻力結果繪製為分佈圖如圖 4-2，並挑選 4.1.1 節與 4.1.2 節中旋流係數最大之兩個船型，分別稱為 Hull 1 與 Hull 3，另外選擇一船型其旋流係數與 Hull 3 相比減少 0.1%，而其總阻力減少 0.14%，由於阻力減少幅度大於旋流係數，進行此船型之自推試驗與 Hull3 進行比較，以討論不對稱船艙在軸向消耗之增加與旋向能量之減少的影響，稱此船型為 Hull 2，三者船型對應之幾何參數如表 4-10，對稱船型則稱為 Hull 0。

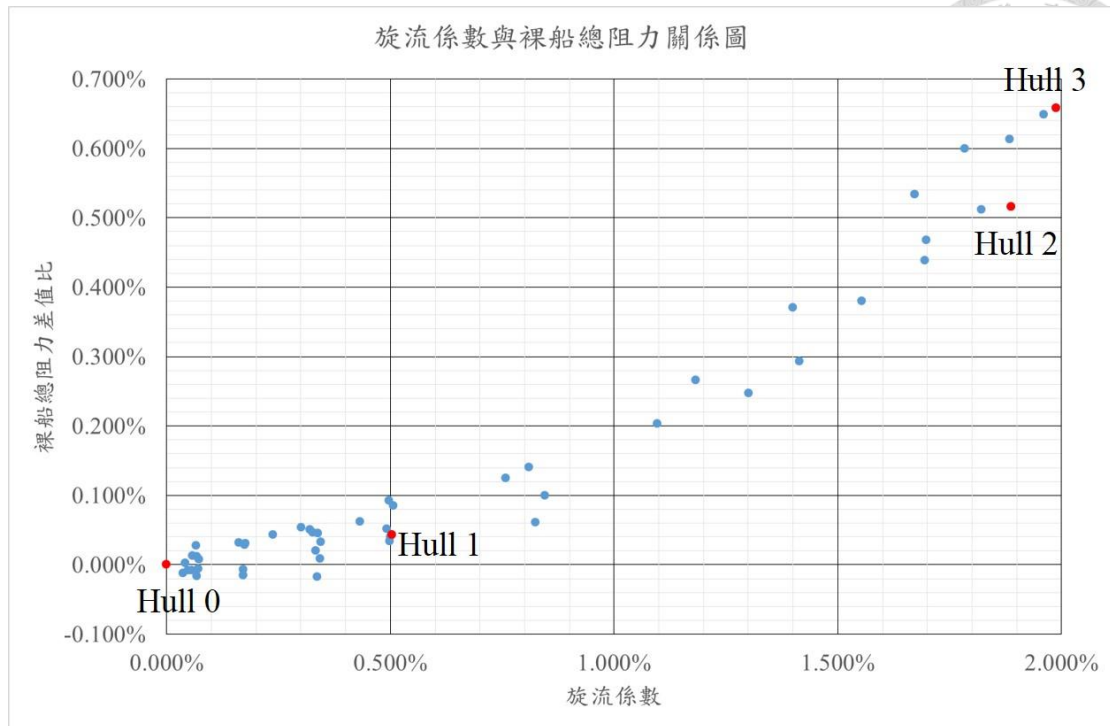


圖 4-2、旋流係數與裸船總阻力關係圖

表 4-10、自推試驗模擬船型對應之幾何參數

船型編號	c	σ	S_{max}	w
Hull 1	0.5	0.3	0.5	3.0
Hull 2	0.9	0.3	0.2	3.0
Hull 3	0.9	0.3	0.1	3.0

由於改變船型後之浸水表面積 S_0 、無自由液面裸船總阻力 R_{VM} 與對稱船型有所差異，對於不同船型之摩擦阻力修正量須重新計算，再以各船型相對應之摩擦阻力修正量進行自推試驗模擬，表 4-11 列出各船型之浸水表面積、無自由液面之裸船總阻力、船形因子及摩擦修正項。

表 4-11、各船型摩擦修正項及對應數值

船型編號	$R_{VM}(N)$	$1+k$	$S_0(m^2)$	$SFC(N)$
Hull 0	67.704	1.098	9.4379	30.101
Hull 1	67.734	1.098	9.4381	30.117
Hull 2	68.054	1.103	9.4390	30.288
Hull 3	68.126	1.104	9.4390	30.326

本研究提出旋流係數評估不對稱船艙之效果，其數值越大代表船艙造成之影響越大，亦即船艙幾何變化程度越大，與平板幾何差異大於對稱船型，船形因子數值增加，因此裸船阻力值增加；由浸水表面積之變化及船形因子之改變，可以說明不對稱船艙對於阻力的負面效果主要來自浸水表面積及船形因子之增加。同時由摩擦修正項 SFC 公式可知，當船形因子數值增加， SFC 也隨之上升，而此結果由表 4-11 得到驗證。

利用上述之摩擦阻力修正量，假設不對稱船型之興波阻力與對稱船型相同，以 3.3.1 節說明之自推試驗模擬流程進行各船型之模擬，尋找自推點以式(4.1)方式進行：

$$T = R_{WM} + R_{VM} + R_{BM} - SFC \quad (4.1)$$

其中 $R_{VM} + R_{BM}$ 為自推試驗中之船殼阻力，得到之結果比較如表 4-12。

表 4-12、各船型自推試驗模擬結果

船型編號	螺槳轉速 (<i>rps</i>)	船殼阻力 (<i>N</i>)	螺槳推力 (<i>N</i>)	螺槳轉矩 (<i>N·m</i>)	<i>DHP</i> (<i>hp</i>)	推進效率
Hull 0	9.721	79.543	61.482	2.854	2.324	0.625
Hull 1	9.677	79.917	61.839	2.862	2.320	0.627
Hull 2	9.528	80.301	62.053	2.857	2.281	0.642
Hull 3	9.513	80.355	62.069	2.856	2.277	0.644

由表 4-12 觀察，發現不對稱船型於自推點之螺槳轉速小於對稱船型，推測其原因為不對稱船型產生與螺槳旋轉方向相反之流速，站在螺槳翼面上觀察，當達到相同之入流相對速度，螺槳本身之轉速即小於對稱船型之轉速；此外，由表 4-12 亦可知，不對稱船型之螺槳推力及螺槳轉矩與對稱船型相比增加量甚小，然而由於螺槳轉速之下降，最終造成輸出馬力 *DHP* 之下降，而由表 4-11 可知不對稱船型之裸船阻力與對稱船型相比變化不大，代表有效馬力 *EHP* 相同，因此最終推進效率得到提升。

4.3 不對稱船艏效果分析

由 4.1 與 4.2 節之結果，可以看出本研所得之不對稱船艏產生之效果，在本小節中將對其效果更進一步進行討論，以 4.2 節中 3 個不對稱船型與對稱船型結果為討論對象，進行跡流區分析及效率因子之間變化討論。

4.3.1 船艏跡流區流場分析

船艏跡流場之分析根據文獻[31]可得到圖 4-3，將其跡流場速度分為名義跡流速度、有效跡流速度、螺槳誘導跡流速度、總跡流速度及螺槳裝置於船艏後互相影響之跡流速度。名義跡流速度為根據船舶阻力試驗，於其船艏處之軸向流速；

有效跡流速度為根據自推試驗，於船艏處之軸向流速但不考慮誘導速度影響之數值；總跡流速度為根據自推試驗於船艏處之軸向流速數值。其中名義跡流速度與總跡流速度可由模擬量測而得，並可取出其分佈狀況。

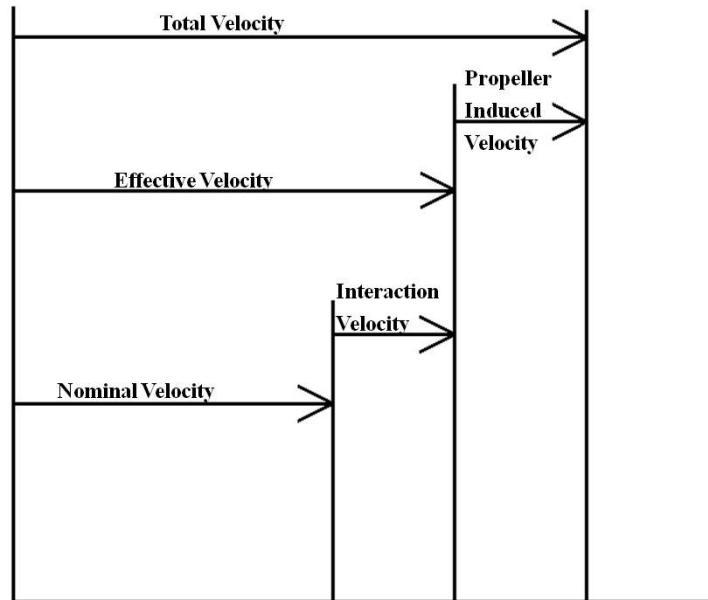


圖 4-3、跡流流場組成

取出 Hull 0~Hull 3 之名義跡流速度分佈，如圖 4-4。由表 4-4 與表 4-8 可知 4 個船型之名義跡流係數面平均值差異不大，亦即其名義跡流速度面平均值差異不大，而從分佈圖來看，螺槳平面之低速區由於船艏扭轉之關係，其跡流速度之極值由 180° 與 360° 向船艏扭轉方向偏移，將螺槳 0.7 倍半徑位置之軸向流速沿周向繪出如圖 4-5，0 度角為 12 點鐘方向，順時針為正、逆時針為負值，由圖 4-5 可以更明確觀察出於 12 點鐘方向之速度極值在不對稱船艏下產生了偏移，由參考文獻[19]之討論，傳遞至螺槳軸之垂向力將因此小於對稱船型，可降低船殼與主機之振動問題。

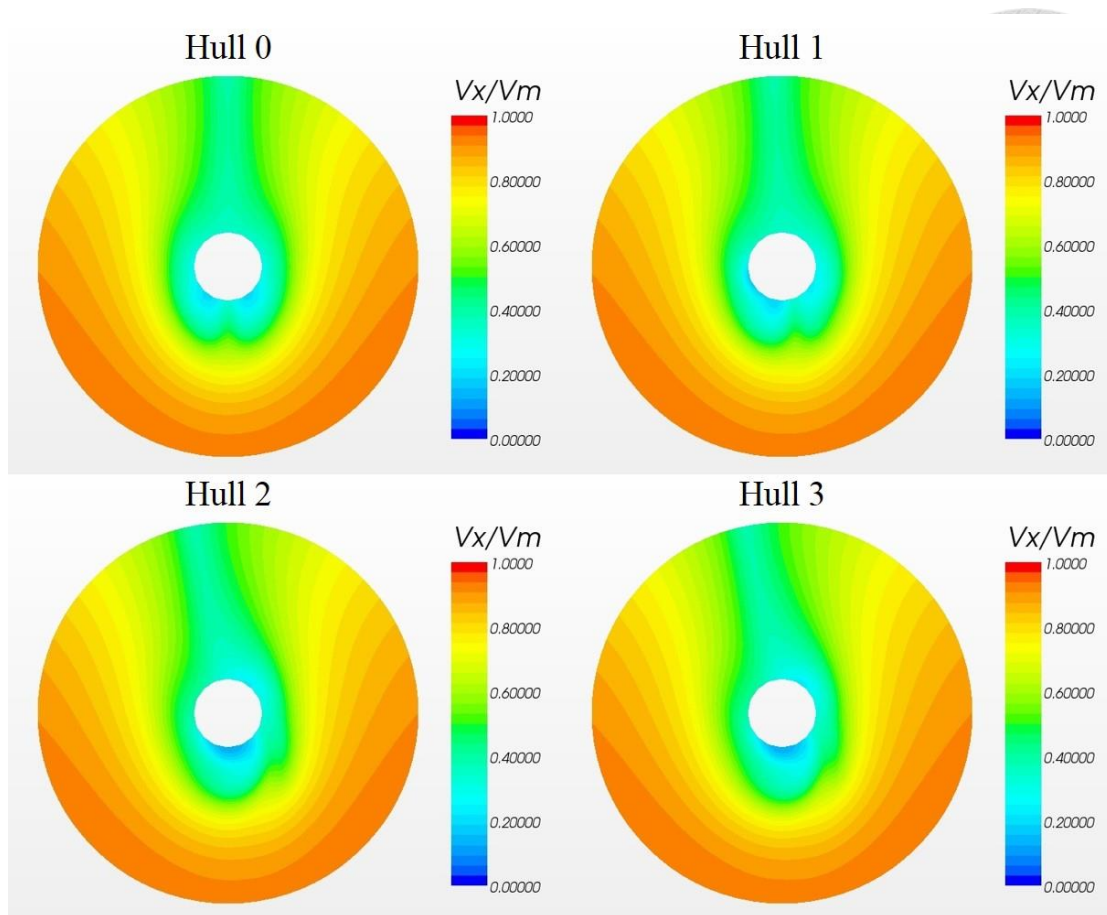


圖 4-4、名義跡流速度分佈

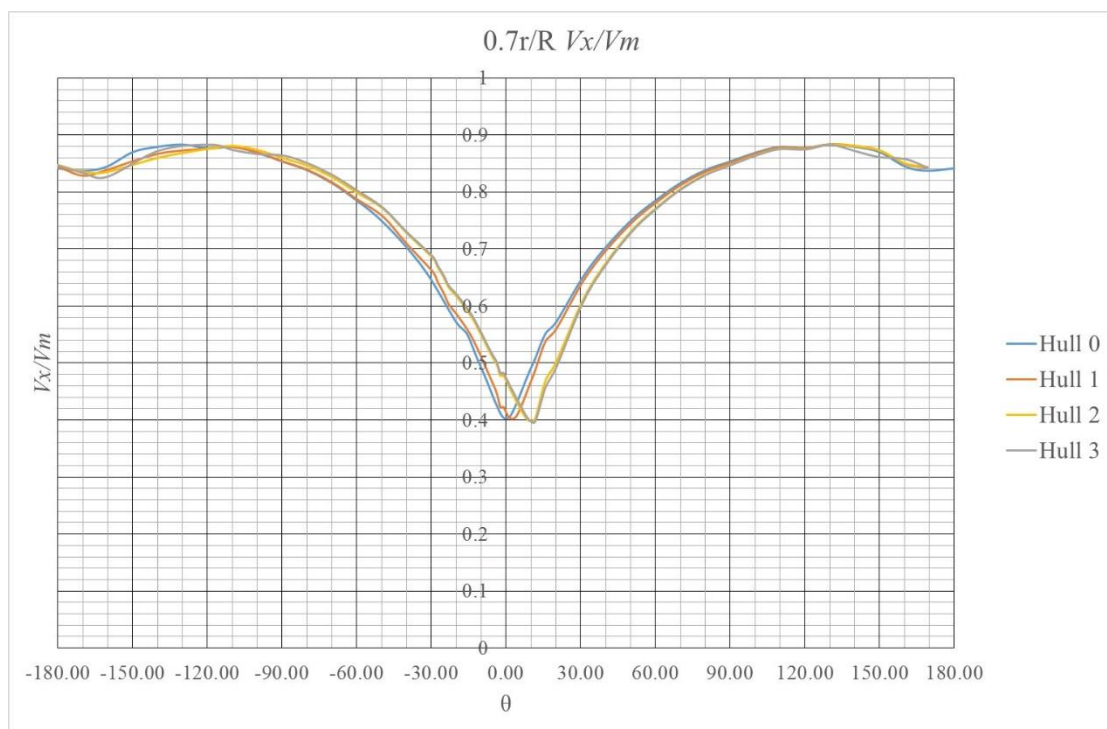


圖 4-5、 $0.7r/R$ 軸向速度分佈

另外取出 4 個船型在無自由液面裸船阻力試驗狀況下螺槳平面之角速度分佈，如圖 4-6，圖上 Ω 代表以螺槳轉速無因次化之角速度，公式如式 (2.31)，對稱船型為左右對稱、正負相反之分佈，而不對稱船型(Hull 1~Hull 3)分佈圖上正值部份明顯增多，且集中在艤部及 0.5 倍螺槳半徑處，產生與螺槳旋轉方向相反之旋向速度，顯示不對稱船型之效果，預期這些具有預旋速度之流體通過螺槳後能降低螺槳之旋向動能損失。

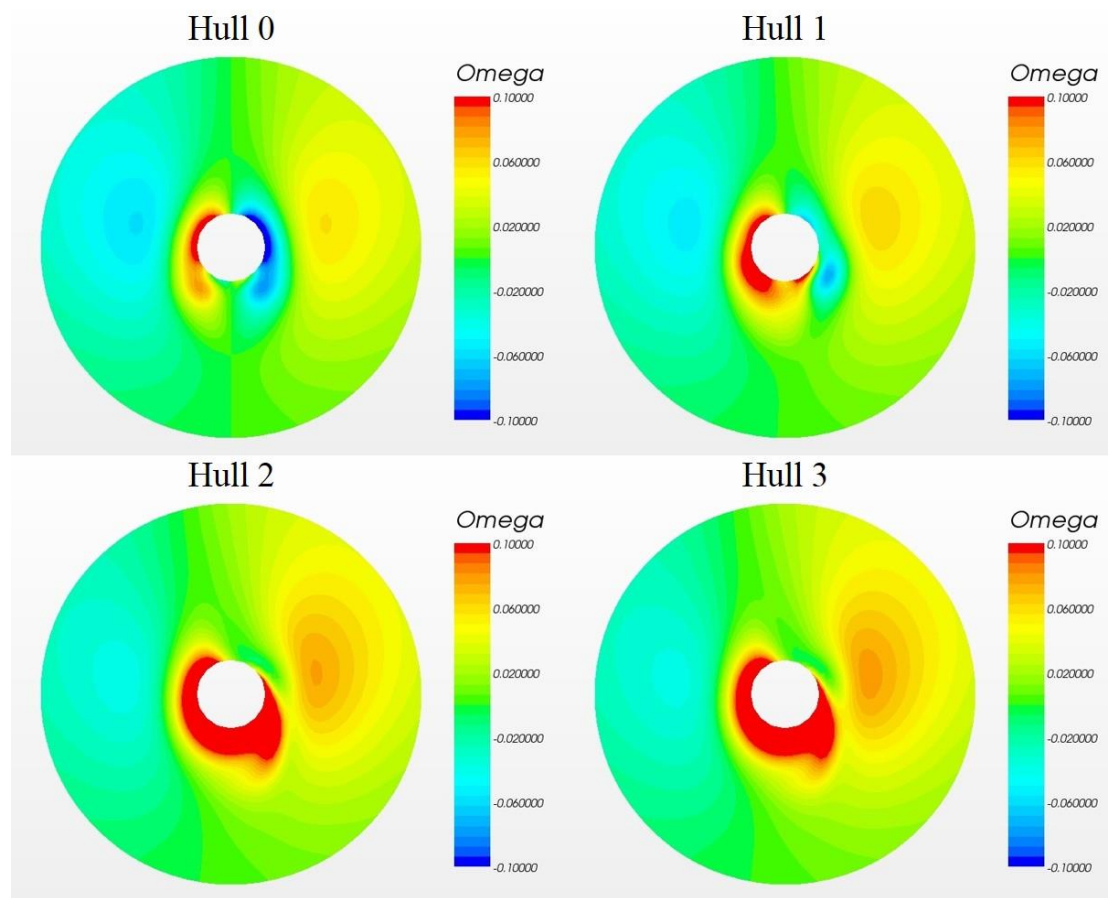


圖 4-6、不同船型旋流係數分佈

為驗證設計之不對稱船型產生之旋向速度能有效減少螺槳旋向動能損失，取出 4 個船型自推試驗之結果，擷取螺槳後方平面之旋向入流速度分佈(螺槳平面位於 $x/L_{pp} = -0.4825$ ，此處擷取之平面位於 $x/L_{pp} = -0.4862$)，如圖 4-7，圖中 Ω 為切向速度 V_t 以式(2.31)方式計算而得，由圖上可看到在第二象限之艤部位置旋向入流速度明顯減少，與圖 4-6 之結果比較，說明不對稱船艏產生之預旋

流確實使螺槳後方消耗掉之旋向能量減少，且效果集中於艤部位置。進一步取出此平面各船型之總旋流係數(螺槳後方平面之旋流係數，簡稱總旋流係數)，如表4-13，由表可知，對稱船型之總旋流係數為-10.18%，負號表示與螺槳旋轉方向相同，數值大小可視為螺槳因旋轉而浪費之能量，而不對稱船艤由於預旋流之影響，使總旋流係數絕對值有所降低，顯示不對稱船艤能有效減少螺槳之旋向動能損失，同時與對稱船型比較發現，其差值與名義跡流下之旋流係數(簡稱名義旋流係數)接近1:1的關係，顯示名義旋流係數足以分析不對稱船艤搭配螺槳之效果，亦即可以透過名義旋流係數在裸船試驗的階段進行不對稱船艤在推進效率上之評估。

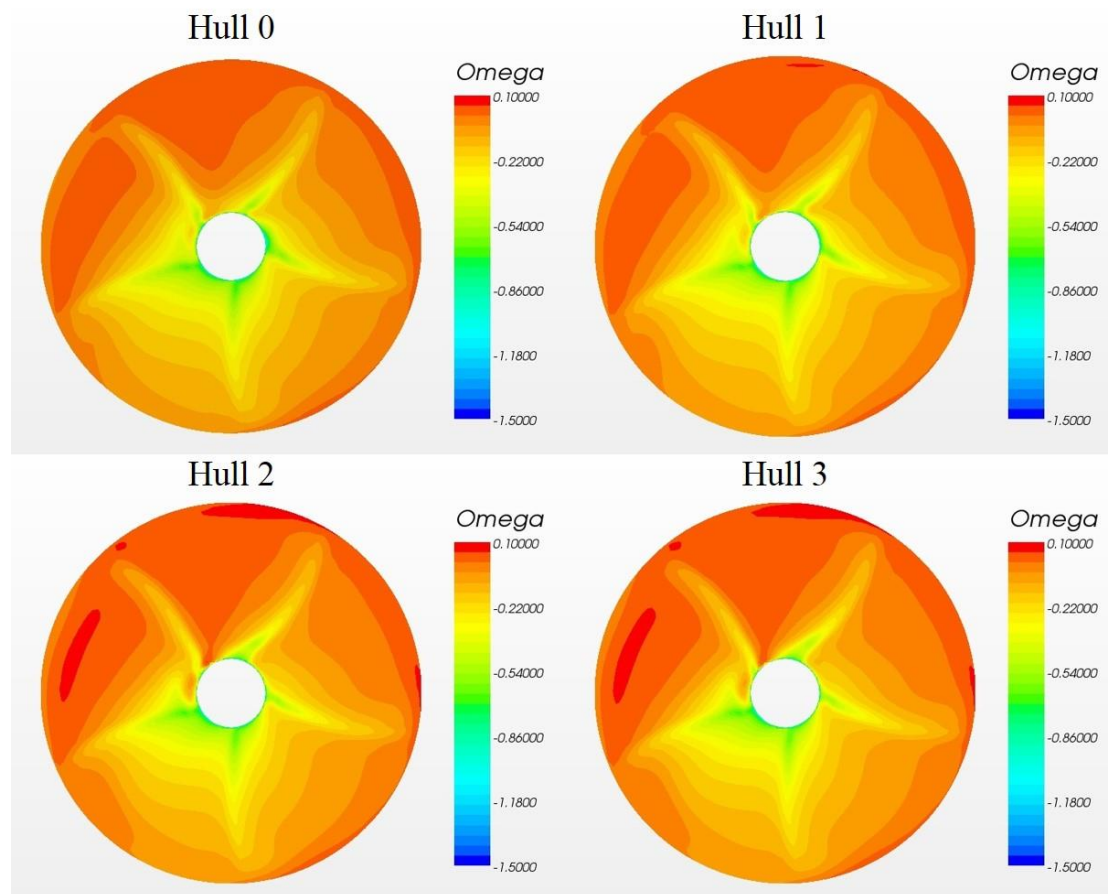


圖 4-7、螺槳前方平面之旋向入流速度分佈圖

表 4-13、總旋流係數與名義旋流係數

	Hull 0	Hull 1	Hull 2	Hull 3
總旋流係數	-10.18%	-9.71%	-8.28%	-8.16%
差值	-	0.47%	1.90%	2.02%
名義旋流係數	0.00%	0.503%	1.887%	1.987%

$$\text{差值} = \text{Hull}(n) \text{總旋流係數} - \text{Hull}(0) \text{總旋流係數}$$

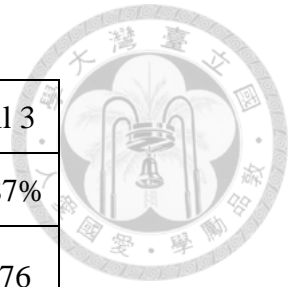
$$n = 1, 2, 3$$

4.3.2 推進效率因子分析

進一步討論不對稱船艙在推進效率之提升主要來源為何，將 4 個船型於自推點時之推進效率依照 3.3.5 節中之步驟分解為三個效率因子，結果如表 4-14，發現當名義旋流係數增加， η_o 及 η_R 呈現下降趨勢， η_H 則呈現上升，而最終整體推進效率則呈現上升。

表 4-14、推進效率因子


	Hull 0	Hull 1	Hull 2	Hull 3
旋流係數絕對值	0	0.503%	1.887%	1.987%
K_{TBM}	0.167	0.169	0.175	0.176
$10K_{QBM}$	0.310	0.314	0.323	0.324
t_M	0.193	0.197	0.198	0.196
J_M	0.721	0.717	0.705	0.704
K_{ToM}	0.167	0.169	0.175	0.176
$10K_{QoM}$	0.288	0.291	0.299	0.300
w_M	0.202	0.211	0.235	0.237
η_o	0.662	0.660	0.657	0.657
η_R	0.9292	0.9287	0.9260	0.9257
η_H	1.012	1.017	1.048	1.054
η_p	0.622	0.624	0.638	0.641
η_p 差值	-	0.30%	2.57%	3.09%



$$\eta_p \text{ 差值} = \frac{\text{Hull}(n)\text{之}\eta_p - \text{Hull}(0)\text{之}\eta_p}{\text{Hull}(0)\text{之}\eta_p}$$

$n = 1, 2, 3$

由 4.2 節之討論可知螺槳轉速隨旋流係數增加而下降，而從表 4-11 及表 4-12 觀察，不對稱船型裸船總阻力值 $R_{VM} + R_{BM}$ 與 SFC 皆大於對稱船型， SFC 上升之幅度由結果發現小於總阻力上升幅度，因此最終得到不對稱船型之螺槳推力大於



對稱船型，由上述討論即可得知：當旋流係數增加時，對應船型在自推點之螺槳推力亦會增加。不對稱船艙之螺槳轉速下降及螺槳推力上升，使得推力係數 K_{TBM} 上升，以等推力方法得到 J_M 下降、 η_o 下降之結果；此外， J_M 為無因次化參數，可以代表螺槳負荷， J_M 越小則螺槳負荷越大，因此此處旋流係數增加造成之 J_M 下降，亦即螺槳負荷於不對稱船艙狀況下將有所上升，對應至螺槳於均勻入流狀況下，負荷上升必定對效率有所影響，由 $K-J$ 圖觀察，在 $J_M < 0.8$ 且螺槳負荷上升時 (J_M 下降)，螺槳效率 η_o 會有所降低，而此現象由研究結果得到驗證。

船殼效率 η_H 部分由推減係數 t_M 及有效跡流係數 w_M 組成， t_M 在式(3.21)中所有參數，除了研究假設興波阻力 R_{WM} 不變外， R_{VM} 、 SFC 、 T_M 皆隨旋流係數絕對值上升而上升，因此推減係數變化並無一定規律；有效跡流係數 w_M 則因 J_M 下降及螺槳轉速下降，依據式(3.20)可知 w_M 會上升；由於 t_M 變動幅度遠小於 w_M ，因此船殼效率 η_H 主要與有效跡流係數相關，而變化集中於有效跡流係數說明不對稱船艙確實對於跡流區之流場產生相當明顯之影響。

對轉效率 η_R 變化隨旋流係數增加而減少，對轉效率為螺槳裝置於船艙處提供與螺槳單獨螺槳試驗下相同推力時，兩者之轉矩比值，由於螺槳負荷上升，導致在均勻入流及船艙跡流區中之螺槳轉矩皆有所上升，由結果觀察，於船艙後方之螺槳轉矩上升幅度大於均勻入流狀況下之螺槳轉矩，造成對轉效率下降。

雖然於 η_o 、 η_R 有些許的效率犧牲，然而 η_H 有大幅的提升，因此最終得到推進效率之提升，此結果亦說明不對稱船艙之設計雖對於傳統螺槳產生較重之負荷，然而其船艙幾何對於整體的效率為正面效果；此外，由上述流程可發現，不對稱船艙在旋向造成之效果反應在與軸向相關的有效跡流係數，原因為不對稱船艙之

螺槳轉速低於對稱船型，在使用等推力法時推力係數 K_T 因螺槳轉速下降而上升，最終對應出的不對稱船艏效果即反應在有效跡流係數之上升。

將不對稱船艏之效果及效率之分析統整，繪成流程圖如圖 4-8，圖上紅色虛線左側為裸船阻力試驗之結果與分析，右側為自推試驗結果及效率分析。改變幾何參數產生不對稱船艏，使得船形因子及浸水表面積增加，進而影響裸船阻力 R_{VM} 及摩擦阻力修正量 SFC 增加，搭配螺槳後使螺槳推力 T 上升、轉速 n 下降，因此計算得到推力係數 K_{TBM} 上升，對應到 $K-J$ 圖則前進係數 J_M 下降、單獨螺槳效率 η_o 下降、 K_{QoM} 上升，再由前進係數之公式求得有效跡流係數 w_M 呈現上升，並由模擬得知推減係數 t 變化不大、轉矩係數 K_{QBM} 增加，由推減係數及有效跡流係數之變化得知船殼效率 η_H 上升、由轉矩係數 K_{QoM} 、 K_{QBM} 計算得到對轉效率 η_R 下降，而效率因子之組合最終推進效率 η_p 上升，顯示不對稱船艏之效果皆反應在跡流區之變化。

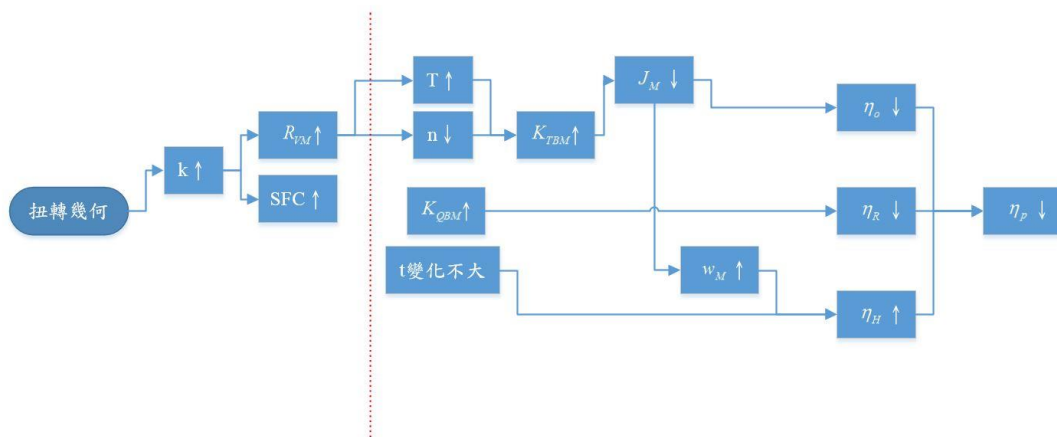


圖 4-8、不對稱船艏效率分析流程圖



4.3.3 推進效率分析

在 4.3.2 節的結果中，前進係數 J_M 與旋流係數呈現負相關，為螺槳轉速下降及自推點時之推力上升所造成，其中螺槳轉速下降來源為不對稱船艙所產生之旋向速度，可視為不對稱船艙之旋向影響；而螺槳推力上升可由式(4.2)進行討論，當推減係數 t 不變時，螺槳推力上升即代表裸船阻力上升，亦即在軸向的能量損耗可由螺槳推力來表示，螺槳推力之增加即表示不對稱船艙之軸向影響。

$$t_M = 1 - \frac{R_{WM} + R_{VM} - SFC}{T_M} \quad (4.2)$$

本研究由 4.2 節之討論中得知不對稱船艙於推進效率之總效果，為了進一步討論不對稱船艙在軸向與旋向能量之影響，假設不對稱船艙對於軸向能量並沒有負面影響，亦即不對稱船艙之阻力假設為與對稱船型相同，由上述說明即代表假設在螺槳推力相同之狀況下進行模擬，所得到之推進效率變化即為不對稱船艙在旋向之影響，藉此方法將軸向及旋向之效應分別開來進行討論。

以對稱船型之螺槳推力為目標，調整不對稱船型 Hull1~Hull3 自推試驗之螺槳轉速以達到相同螺槳推力，其結果如表 4-15 所示。

表 4-15、不同船型於 T_0 之螺槳負荷下的推進效率

船型編號	旋流係數	螺槳轉速 (<i>rps</i>)	螺槳推 力 (<i>N</i>)	螺槳轉矩 (<i>N·m</i>)	推進效率	推進效 率差值%
Hull 0	0	9.721	61.482	2.854	0.625	-
Hull 1	0.503%	9.663	61.482	2.848	0.631	0.87%
Hull 2	1.887%	9.506	61.482	2.835	0.648	3.67%
Hull 3	1.987%	9.491	61.482	2.835	0.650	4.00%

$$\text{推進效率差值}\% = \frac{Hull(n) - Hull(0)}{Hull(0)}$$

$n = 1, 2, 3$

將上述結果以旋流係數為橫軸，推進效率為縱軸畫成如圖 4-9， $T = T(Hull0)$

代表以 Hull0 之自推點螺槳推力為基準， $T = T(SP)$ 則代表各船型自推點下之推進效率。由圖上可看到，當螺槳推力與對稱船型相同時，代表不對稱船艦在軸向能量損耗與對稱船型相同情況下，其推進效率之提升即為圖上藍色線與紅色實線之差距，當進一步考慮不對稱船艦實際於軸向能量損耗上由於阻力之上升所帶來的負面效果時，推進效率之提升量即下降至圖上紅色虛線，亦即在自推點下之推進效率，而藍色線與紅色虛線之差距即為不對稱船艦在軸向能量之負面影響，由圖 4-9 可以明確觀察到不對稱船艦於軸向能量的負面影響及旋向能量之正面影響，亦能明確看到其在旋向之好處大於軸向之壞處，因此最終於推進效率之提升為正面之效果。

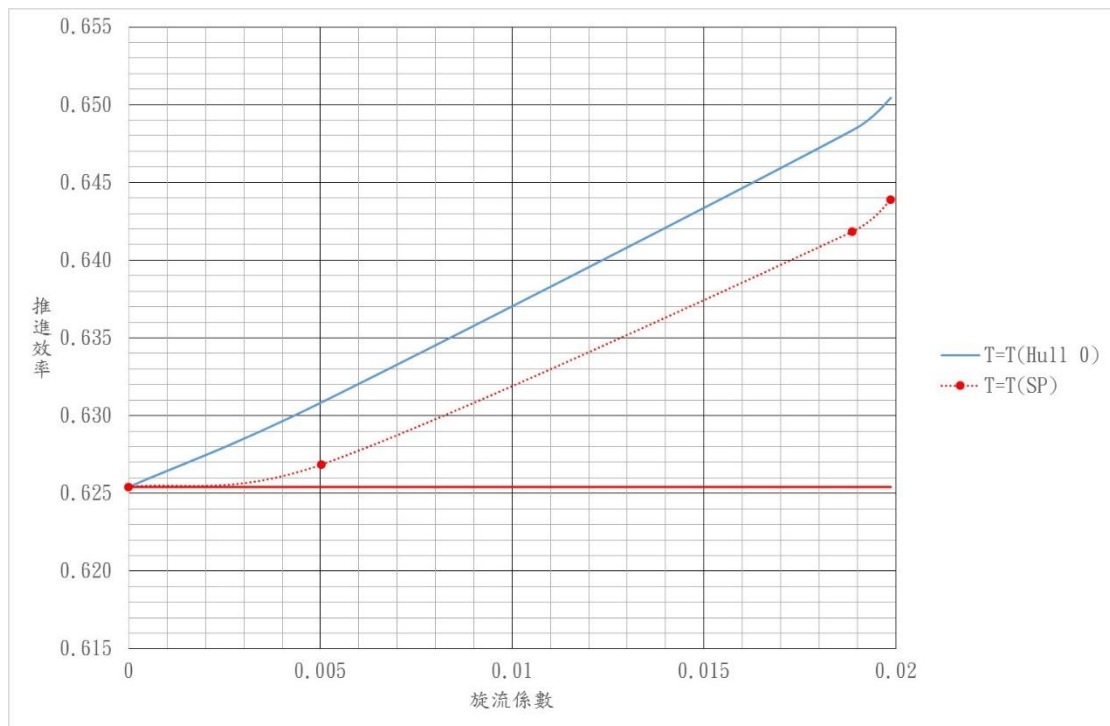


圖 4-9、推進效率對旋流係數圖

Chapter 5 結論



本研究主題為「不對稱船艙參數化設計與流場模擬分析」，以 KRISO 公開發表之貨櫃船 KCS 及其搭配之螺槳 KP505 為研究對象，以參數化方法及 CFD 之模擬計算做不對稱船艙之研究。

以 CFD 商用軟體 Star-CCM+ 對原型船進行網格的獨立性測試、紊流模型的選擇及計算邊界條件之設定，計算裸船阻力試驗、單獨螺槳試驗驗證船殼及螺槳幾何正確性及網格佈置適用性，同時開啟 Double-Body 模型進行自推試驗模擬，以減少計算時間。接著利用繪圖軟體 Rhinoceros 及其外掛程式 Grasshopper 進行不對稱船艙之參數化設計，選定不同參數之幾何進行裸船阻力試驗模擬，並提出旋流係數加以評估船艙幾何造成跡流區流場之影響，選出效果最佳之結果進行自推試驗模擬。

利用以上之驗證及計算結果來探討本研究之主題，其相關研究成果及結論如下：

1. 不對稱船艙幾何設計部分，以原船型之曲線做為變形基礎以確保線形平順度，透過 4 個參數來決定線形之形狀，利用系統性參數化方法來設計船艙幾何，於設計上能符合不對稱船艙之原理構想，同時及時回饋顯示不對稱船艙變化之幾何供使用者參考。
2. 利用船型幾何分析工具，對本研究之船型 KCS 給予參數化方法中之幾何參數限制，其中旋轉強度 c 範圍為 0.0~1.0，縱向分佈函數權重控制因子 w 範圍為 1.0~5.0，剖面曲線旋轉角度分佈帶寬 σ 範圍為 0.1~0.3，剖面曲線旋轉極值位置 s_{max} 範圍為 0.1~0.5。
3. 有別於實驗需大量人力及時間成本，而無法建造系列船模進行研究，利用參數化設計及計算流體力學模擬建立模擬數據，以此探討幾何參數與旋流係數間之關係，由研究結果發現，旋轉強度直接影響旋流係數之大小，縱向分佈

函數權重控制因子與旋流係數關聯性低，剖面曲線影響分為剖面曲線旋轉角度分佈帶寬及剖面曲線旋轉極值位置，其中剖面曲線旋轉角度分佈帶寬與旋流係數呈現正相關，而剖面曲線旋轉極值位置與旋流係數呈現負相關。

4. 原船型驗證部分，有自由液面裸船阻力試驗模擬結果，總阻力部分與實驗值誤差為 1.32%；單獨螺槳試驗模擬於前進係數 $J=0.6$ 時，推力係數 K_T 與實驗值誤差為 0.98%；於自推試驗中開啟 Double-Body 模型進行模擬，所得之自推點轉速為 9.721rps，整體推進效率為 0.622，與實驗結果比較，顯示較大之誤差百分比，分析其原因應為對轉效率之低估，然而以相同研究流程下，可作為與不對稱船艏效率之比較基準。
5. 不對稱船型裸船模擬計算部分，固定幾何參數 $c=0.5$ 、 $s_{max}=0.5$ ，改變其餘兩個參數，得到最佳之旋流係數為-0.503%，阻力上升 0.044%，同時發現縱向分佈函數權重控制因子 w 對旋流係數並無太大影響；固定參數 $c=0.9$ 、 $w=3.0$ ，改變其餘兩個參數，得到最佳之旋流係數值為-1.987%，阻力上升 0.659%。
6. 選擇 3 個不同旋流係數對應之船型與對稱船型進行比較，於自推點狀況下推進效率分別提升 0.23%、2.62%、2.92%，顯示設計之船型因不對稱程度不同之效果，達到節能之效果亦不同。
7. 分析自推試驗模擬螺槳後方入流，由旋流係數分析可知，不對稱船艏產生與螺槳旋轉方向相反之預旋流，與裸船阻力試驗結果相呼應，同時其總旋流係數與對稱船型之差值與裸船阻力試驗之名義旋流係數相接近，顯示旋流係數足以分析不對稱船艏之效果，且能於裸船試驗階段對不對稱船艏於推進之效果進行評估。
8. 不同幾何參數對應不同船型，不同船型對應不同旋流係數，當旋流係數上升時，螺槳推力亦會上升，螺槳負荷相對應上升；螺槳負荷上升代表螺槳效率

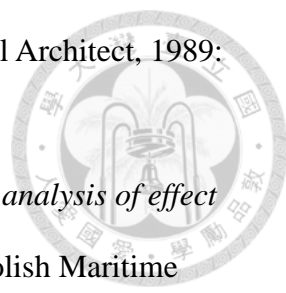
下降，然而不對稱船艙之跡流區有效減少螺槳旋向動能損失，因此螺槳負荷上升狀況下仍能有接近 3% 之效率提升。

9. 由於不對稱船艙使螺槳負荷上升，造成前進係數下降與單獨螺槳效率上升之結果；而對轉效率 η_R 則隨著旋流係數增加而減少。
10. 船殼效率隨著旋流係數增加而增加，其中推減係數變化幅度遠小於有效跡流係數，顯示不對稱船艙效率提升之主因集中在跡流區之變化，而此跡流區之變化最終使效率提升了 3.03%。
11. 為討論不對稱船艙於軸向能量之損耗與旋向能量之減少，以假設螺槳推力相同之作法進行考量，最終發現不對稱船艙可以減少的旋向能量損失大於在軸向能量之增加，亦即產生預旋流所帶來的好處大於阻力上升所帶來的壞處。
12. 發展空間部分，本研究之參數化方法以貨櫃船為對象進行設計，對於其他船型如漁船等 V 形船艙幾何並未進行討論。同時漁船之福勞德數較高，並不適用本研究開啟 Double-Body 模型之假設，所需之計算時間成本增加亦須同時納入考量，且旋流是否能於高福勞德數下產生，仍有待後續的研究進一步評估。
13. 由研究結果可知不對稱船艙產生之預旋流造成螺槳入流與對稱船型有所不同，因此應存在適用於此入流條件的螺槳，亦即螺槳可重新進行設計以達到更理想之推進效率，而本研究目的僅討論不對稱船艙本身對於推進效率之影響，並不涉及螺槳設計之部分。


參考文獻



1. 交通部網站。取自 <http://web3.moeaboe.gov.tw/oil102/>。
2. 台灣中油股份有限公司。取自 http://www.cpc.com.tw/big5_bd/tmtd/ListPrice/price-05.asp?pno=41。
3. 賈凱傑，蕭喆謙(2012)。油價與國內航運公司經營績效相關性之研究。第15屆科技整合管理研討會，p. 1-15。
4. 陳柏汎，辛敬業(2012)。打造綠色船舶。科學發展，p. 48-53。
5. *Principles of Naval Architecture*. Vol. II Resistance, Propulsion and Vibration. The Society of Naval Architects and Marine Engineers.
6. 游步平(1981)。艙部流場分析與球形船艙設計之研究。國立臺灣大學造船工程學研究所碩士論文。
7. 林建安(1976)。球形艙對推進性能的影響其在一、〇〇〇噸拖網漁船之應用。國立臺灣大學造船工程學研究所碩士論文。
8. 王世婷(2009)。以二維理論分析穿浪型雙體船在波浪中運動之時程模擬。國立成功大學系統及船舶機電工程研究所碩士論文。
9. 周文祥(2009)。穿浪式雙體船之阻力計算與分析。國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系碩士論文。
10. Andersen, S.V. and P. Andersen, *Hydrodynamic Design of Propellers with Unconventional Geometry*. Royal Institution of Naval Architects Transactions, 1987. Vol.129.
11. 何苗等人(2012)。舵球幾何參數對螺旋槳水動力性能的影響。武漢理工大學學報第三十三卷第七期。
12. Kim, K., et al., *Hydrodynamic optimization of pre-swirl stator by CFD and model testing*. International Shipbuilding Progress, 2013. Vol.60: p. 233-276.
13. *Asymmetric stern behind economy hulls*. The Motor Ship, 1984. Vol.May: p. 35.

- 
14. *Development of the asymmetric stern and service results*. Naval Architect, 1989: p. E181.
 15. Abramowski, T., K. Żelazny, and T. Szelangiewicz, *Numerical analysis of effect of asymmetric stern of ship on its screw propeller efficiency*. Polish Maritime Research, 2011. Vol.17: p. 13-16.
 16. Nawrocki, S., *The Effect of Asymmetric Stern on Propulsion Efficiency from Model Test of a Bulk Carrier*. Schiff und Hafen 1987. Vol.10: p. 41-46.
 17. Nönnecke, *Schiffskörper*. German Federal Republic Patent No.1207820, 1962.
 18. Nönnecke, *Reduzierung des Treibstoffverbrauchs und Senkung der Betriebskosten der Seeschiffe durch propulsionsverbessernde Maßnahmen*. Hansa, 1978.Vol. 115: p. 176-178.
 19. Piskorz-Nałęcki, J.W., *Effect of Ship Stern Asymmetry on Propulsion Efficiency*. Journal of Ship Research, 1980. Vol.24: p. 67-73.
 20. Carlotti, P., *Schraubenwasser-Leitvorrichtung*. German Federal Republic Patent No.927190, 1948.
 21. KRISO 網站。取自：http://www.simman2008.dk/KCS/kcs_geometry.htm。
 22. *Rhinoceros 5.0 版使用者手冊*. Robert McNeel & Associates.
 23. 陳柏延(2013)。S 型節能舵幾何之參數化設計及計算模擬。國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系碩士論文。
 24. 張育瑋(2013)。高速三體船在規則撥鐘的運動及阻力性能之研究。國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系碩士論文。
 25. CD-adapco, *Star-ccm+ Version 7.06 UserGuide*. 2012.
 26. Menter, F.R., *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*. AIAA Journal, 1994. Vol.32 No.8: p. 1598-1605.
 27. Pantankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1980: Hemisphere Pub.

Corp.

- 
28. Hughes, *Friction and form resistance in turbulent flow and a proposed formulation for use in model and ship correlation*. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, 1954. Vol.96: p. 314-376.
 29. 王柏文(2012)。利用 CFD 方法計算貨櫃船於規則波中附加阻力之研究。國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系碩士論文。
 30. 王云珊(2012)。貨櫃船自推試驗之計算模擬。國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系碩士論文。
 31. Carlton, J.S., *Marine Propellers and Propulsion*. 1994.
 32. J, F., et al., *Local Velocity Field Measurements around the KCS Model in the SRI 400m towing tank*, *Ship Performance Division Report, No. 00-003-2*. 2000.
 33. K, K., et al., *Uncertainty analysis for the KCS model tests in the SRI 400m towing tank*, *Ship Performance Division Report, No. 00-008-1*. 2000.
 34. Y, T., et al., *Surface pressure measurements on the KCS model in the SRI 400m towing tank*, *Ship Performance Division Report, No. 00-004-1*. 2000.
 35. 顏維佐(2012)。有感設計流程於劍艏船型阻力性能改善之整合應用。國立臺灣大學工程科學及海洋工程學系碩士論文。