The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	数値計算技術を利用した船舶省エネルギー装置の設計手法に関する研究
Author(s)	堀, 正寿
Citation	大阪大学, 2017, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.18910/67156
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

博士学位論文

数値計算技術を利用した
船舶省エネルギー装置の設計手法に関する研究

堀　正寿

2017 年 7 月

大阪大学大学院工学研究科

目次

第１章　緒論
1.1　研究の背景　・・・

4.4　CFD 計算・性能評価の検証・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・39
4.4.1　CFD 計算の概要・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・39
4.4.2　自航計算の収束性 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・43
4.4.3　CFD 流場の検証・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・44
4.4.3.1　ダクト装備時の流場検証(曳航状態) ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・44
4.4.3.2　SPIV 流場における乱動エネルギー解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・47
4.4.3.3　ダクト装備時の流場検証(自航状態) ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・50
4.4.3.4　各種舵装備時の流場検証(曳航状態) ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・53
4.4.3.5　各種舵装備時の流場検証(自航状態) ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・59
4.4.4　推進性能評価の検証 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・65
4.4.4.1　曳航状態の性能検証 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・65
4.4.4.2　自航状態の性能検証・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・66
4.5　諸性能値に関する詳細比較・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・71
4.5.1　曳航状態における累積抵抗値 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・71
4.5.2　自航状態における累積抵抗値 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・76
4.5.3　曳航・自航状態における各部位抵抗値 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・83
4.5.4　自航状態におけるプロペラ面内の諸量分布 ・・・・・・・・・・・・・・・・・86
4.6　ポテンシャル流理論による簡易性能評価の検証・・・・・・・・・・・・・・・・・93
4.7　結言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・94

第５章　省エネ付加物性能に対する船速影響と尺度影響
5.1　緒言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・96
5.2　船速影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・96
5.2.1　CFD 計算の概要・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・97
5.2.2　抵抗値の比較 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・97
5.2.3　自航性能の比較 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・98
5.3　尺度影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・102
5.3.1　12.8 m モデルにおける CFD 計算の概要 ・・・・・・・・・・・・・・・・・102
5.3.2　12.8 m モデルにおける自航計算の収束性・・・・・・・・・・・・・・・・・104
5.3.3　12.8 m モデルにおける自航性能の比較・・・・・・・・・・・・・・・・・・106
5.4　結言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・118

第６章　結論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・119
謝辞・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・121
付録 A・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・122
参考文献・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・124

記号一覧・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・128
表一覧・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・130
図一覧・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・131
本論文に関連した著者の発表論文・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・137

第１章　緒論

1.1　研究の背景

近年，先進諸国のみならず，様々な国々の経済発展に伴う温室効果ガス（主に二酸化炭素，メタン等）の排出量増加を主要因として，地球温暖化に益々拍車がかかっており，1992 年には，大気中の温室効果ガスの濃度を安定化させることを目標とした「国際気候変動枠組条約」が採択され，地球温暖化対策に世界全体で取り組んでいくことが合意された．

国際海運では，2011 年 7 月の IMO 海洋環境保護委員会(MEPC 62) において，先進国や新興国の区別をしない各国共通の温室効果ガス(GHG: Greenhouse Gas)削減スキームを採択し，MARPOL 条約 ANNEX Ⅵの改正として 2013 年 1 月より発効している．この削減スキームは，主としてエネルギー効率設計指標 EEDI(Energy Efficiency Design Index)と船舶エネルギー効率管理計画書 SEEMP(Ship Energy Efficiency Management Plan)に分かれ，特に EEDI は，新造船の省エネ性能の見える化と規制値への適合を課しており，またその規制値は順次強化される見通し(多くの船種で 2025 年に 30%減)であり，発効後の造船・海運業界に大きな影響を与えている．

EEDI は，簡単には，運航時の貨物輸送量(輸送重量×輸送距離)当たりの CO_2 排出量として定義され，その値が低い方が単位輸送量に対する燃料消費量が少ない(つまり燃費性能の良い省エネ)船とみなされる．この規制値は，1999 年～2008 年の 10 年間にかけて建造された船舶の燃費性能の船種毎の平均値として与えられ，2013 年以降建造(契約)される船舶は，この値を下回る必要がある．これを受けて，造船業界ではこれまで以上に，燃費性能の良い(EEDI 値が低い)船舶の設計開発・建造が要求され，各機関において，その推進性能の向上，また実船の推進性能を推定する技術の向上に力が注がれている．

近い将来課されることになるであろう EEDI30%規制は，その他の輸送機械(車・鉄道・飛行機)に比べて非常に高い輸送効率を持つ船舶において極めて大きな課題である．一般的に，同一速力での推進性能を向上させるためには，船体形状を痩せ型にすることが考えられるが，それは同時に積載貨物量の減少を意味し，「ゆっくりではあるが一度に大量の貨物を運ぶことが出来る」という，船舶輸送が高効率である最大の特徴を弱めることにつながる．また EEDI 値は貨物積載量の関数でもあり，貨物積載量の減少により EEDI 要求値も厳しくなるため，省エネの主たる方策として取られることは少ないと思われる．

そこで推進性能向上技術として期待されるのが，省エネを目的として船体に取り付ける様々なタイプの付加物であり，これらの研究は古くから行われ，その数も極めて多い．プロペラ前方ダクトによる前進方向力発生及び伴流利得，舵に設置されるフィンによるプロペラ旋回エネルギー回収，プロペラボスキャップ付き整流フィンによるハブボルテックス拡散による利得等，その代表的な省エネ原理，及び設置位置による分類については，例えば

CARLTON [1]によってまとめられている．

然しながら，これらの種々装置・付加物の省エネ率は，単独では数パーセント～高々10%程度であるものが多く，単独では EEDI が課す 30%省エネには程遠いため，複数の装置を組み合わせることが多々検討されている．複数の装置を近辺に装備した場合，互いの装置が影響を及ぼし合うためか，夫々の装置単独での省エネ効果の合計が必ずしもトータルの省エネ率になるとは限らない．従って，今後の省エネ装置の開発においては，複数組み合わせた場合における相互干渉・損失が如何にして引き起こされるのかを理解し，それらの干渉影響，或いは相乗効果を最大限利用することが重要である．

また，EEDI が規定する燃費性能は或る喫水・船速の組み合わせである 1 状態のみの指標であるが，実際の船舶運航では，貨物積載量，及び運航スケジュールの変化等によってその航走状態も様々である．このため，船舶のライフサイクルにおけるトータル排出量削減の観点からすると，或る喫水・船速の 1 状態のみならず，想定される運航プロファイルを勘案して船体・省エネ装置が設計されるべきである．当然のことながら，或る船型に対して設計・最適化された省エネ装置が，他の船型・船種にそのまま適用できるとは限らず，流体力学上の変化，及び運航プロファイルの変化等を把握しつつ，それに見合った省エネ船型を創り出さねばならない．

水槽試験による船舶推進性能の推定は，模型製作・試験実施等，多大な手間暇がかかることから，別の方法によって或る程度の性能推定が行えることが望ましい．近年のコンピュータ技術・環境の向上，及び数値流体力学の発達に伴い，コンピュータによって模擬シミュレーションできる分野・領域も増え，船舶性能もその 1 つとして挙げられる．船舶性能に関する数値流体力学は，古くからあるポテンシャル流理論をベースとする手法と，昨今発達の目覚ましい CFD(Computational Fluid Dynamics)がある．

ポテンシャル流理論をベースとする手法では理想流体を扱うため，摩擦応力を考慮することができないが，その計算負荷も小さいことから大まかな流れを把握するには便利であり，例えば船舶推進性能分野ではプロペラ性能の予測，またその周囲物体との相互干渉を考慮する分野において，古くから数多くの研究事例がある[2][3][4][5][6][7].

一方で，CFD は摩擦応力を取り扱うことが可能で，粘性流体による特徴を含む複雑な流場変化を模擬することが出来るため，より多くの分野でも活用されている．船舶推進性能分野においては，船体の曳航状態，及びプロペラ回転を伴う複雑な流場現象である自航状態の流場シミュレーション，フィン付き舵・円筒形ダクト等の非常に複雑な形状を有する物体周りの流場シミュレーション，さらには操縦性能・波浪中性能にもその適用領域は広がっており，その推定精度の向上と共に今後益々の発展が期待される．

CFD ソルバに関しては，現在，In-house コード，オープンソースコード，商用コードなど様々な形態での利用が可能となっている．In-house コード，オープンソースコードに関しては，コード自体の開発・メンテナンスを伴うため，運用にあたっての効率が必ずしも良いとは言えない．一方で，商用コードについては，ユーザーフレンドリー志向で開発される

ことが多く，設計現場において短期間で幅広い新規開発検討を要する場合により適していると言え，これを効率良く使いこなすことが大きなアドバンテージとなり得る．そこで本研究では商用コードを用いた検討を行うこととした．

CFD の欠点としては，今尚場合によっては計算負荷が高いことが挙げられ，各種検討を多数行う設計現場の全ての場面で CFD を活用することは大きなネックとなり得る．このように双方の数値計算手法に一長一短がある状況の下では，双方の長所のみを取り込んで船舶推進性能を検討するのが望ましいであろう．

現状では水槽試験の援用である場合が多いものの，水槽試験に係る負担面からしても，机上シミュレーションを活用した船型，或いは省エネ装置の検討は今後益々期待されるところであろう．そのためにも，より複雑な省エネ付加物形状・流場・現象を扱う場面においても信頼性のあるシミュレーション，及び性能推定技術を構築しておく必要があり，それを根底として，より一層の省エネ技術の向上がなされるものと考える．

1.2　省エネ付加物開発に関する従来の研究

省エネ付加物の設計開発については，近年でも精力的に研究が続けられている．プロペラ前方のダクト形状の省エネ装置としては，CFD WorkshopTokyo において，肥大船 Japan Bulk Carrier にダクトを装備した際の流場，及び諸性能値の変化について，多くの機関・研究者による模型船スケール CFD 計算と水槽試験結果との比較が示された[8][9][10]．ここでは，特に肥大船型に起因する影響として，CFD における格子分割や乱流モデル選択による誤差に関して種々の検討がなされた．これを受けて，例えば Visonneau[11]は，水槽試験と模型スケール CFD 計算流場において，ダクトの有無，抵抗・自航状態の違いによる差異を調べ，格子分割による影響等，各種誤差要因に言及している．さらに実船レイノルズ数を想定した CFD 計算においてダクトの省エネ効果を試算し，実船スケールでの最適化設計の必要性を述べている．

Pre-Swirl 型の省エネ装置に関しても[12],[13],[14],[15]等，数多く有る．その一例を紹介すると，例えば，Schuiling[12]が，省エネ付加物による推進効率への影響を述べると共に，フィン付き半円筒形ダクトを ESD プロトタイプ例として，CFD を用いて抵抗・自航性能を算出している．Fu ら[15]は 55,000 DWT 型プロダクトキャリアに対して，プロペラ直前のハブ部に搭載した Pre-Swirl 型ステータによる流場や流線の変化，及びプロペラ後方流れの運動エネルギー減少等の省エネメカニズムにも触れている．

Post-Swirl 型の省エネ装置に関しても[16],[17],[18],[19]等，数多く有る．その一例を紹介すると，例えば，Lee ら[17]はコンテナ船に装備したフィン付き舵について，平水中における推進性能の向上，また実海域において受ける波浪荷重はフィンの強度設計に対して重要であることについても触れている．Druckenbrod ら[20]は，ハブボルテックスによるエネルギーロス最小化を目的とした PBCF 形状最適化手法について進化アルゴリズムを用いて論

じている．

複数の組み合わせ装置に関しては[20],[21]等有り，Kim ら[20]はコンテナ船を想定した 3 種類のツイスト舵(バルブ・フィン付き等)に対して，CFD を用いて抵抗・自航性能を算出し，水槽試験結果との比較・検証を行い，ツイスト形状，及びバルブ・フィン夫々による推進効率向上への寄与・有効性を示している．また，Kim ら[21]が，ダクトと Pre-Swirl フィンの組合せを対象として，CFD を用いて VLCC 船型の模型及び実船スケールの両方における最適形状の模索に取り組んでいる．ここでは，ESD 設計手法について，模型スケールにおける最適化が必ずしも実船スケールにおける最適化とは限らないことを指摘し，尺度影響は ESD 形状によって異なること，最初から実船スケール CFD での最適化が好ましいこと等に言及している．

然しながら，プロペラ前方 ESD であるダクトとプロペラ後方 ESD 舵との組み合わせに関する研究は少ない．

1.3　本論文の主題と構成

本研究では，今後の造船業界における省エネルギー船型開発の一助とすべく，特に船尾プロペラ周辺に装備される省エネ付加物を対象として，その一連の開発段階における各種数値計算技術の利用手法について述べ，バルブ・フィン付きツイスト舵を一例として省エネ付加物の設計・性能評価を行うことで，その手法の有効性を示した．また，プロペラ前後の複数の省エネ付加物の組合せ状態についても，その性能推定，及び水槽試験結果との比較検証に言及した．

尚，本論では，ばら積み運搬船として研究目的で開発された Japan Bulk Carrier(以降 JBC)[8][9]を対象として研究を進めた．ばら積み運搬船は今日の海運業界における商船数比率が最も大きく，その研究開発が省エネ運航に与える影響も大きい．また本船は低速肥大船型であり，船尾縦渦が非常に強い等の特徴的な船尾周辺流場を伴うことから，2015 年の CFD ワークショップにおいて CFD シミュレーション技術のベンチマーク船型としても選定され，多くの研究者・機関の研究対象となっている[10]．JBC の主要目(船体，プロペラ)を表 1.1 に，船体正面線図を図 1.1 に示す[8][9]．

表 1.1 JBC 船体とプロペラの主要目(実船スケールと模型スケール)

Ship		Full scale	Model scale
Length between perpendiculars	Lpp [m]	280.0	3.2000
Length of waterline	Lwl [m]	285.0	3.2571
Maximum beam of waterline	Bwl [m]	45.0	0.5143
Depth	D [m]	25.0	0.2857
Draft	d [m]	16.5	0.1886
Displacement volume (Hull only)	V [m^3]	178369.9	0.2663
Wetted surface area (Hull only)	Sw_H [m^2]	19556.1	2.5542
Wetted surface area (Hull with Rudder)	Sw_HR [m^2]	19725.0	2.5763
Block Coefficient	C_B	0.8580	0.8580
Speed (Froude number)	Fn [-] Vs	0.142 14.5[knot]	0.142 0.795 [m/s]

Propeller		Full scale	3.2m model
Diameter	Dp [m]	8.1200	0.0928
Pitch Ratio (Constant Pitch)	P/Dp [-]	0.7500	0.7500
Expanded Are Ratio	Ae [-]	0.5000	0.5000
Boss Ratio		0.18	0.18
Blade Section		AU	AU
Direction of Rotation		Clockwise	Clockwise
Number of Blades	N [-]	5	5

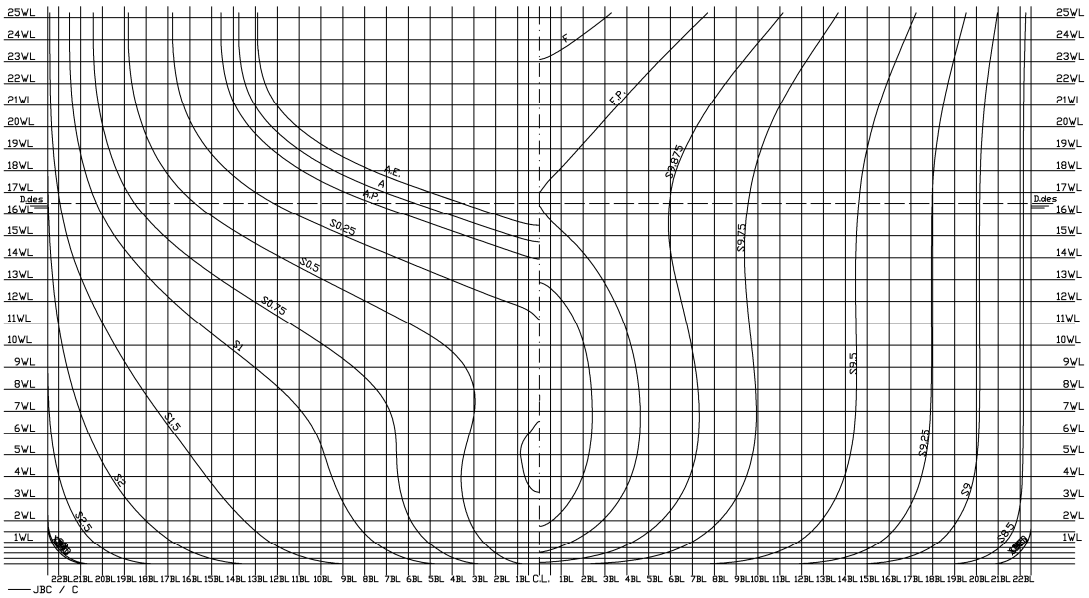


図 1.1 JBC の船体正面線図

本論文は, 6 章で構成されており, 本章緒論では研究の背景, 従来の研究について述べた.

第 2 章では，省エネ舵の初期形状を決めるための簡易性能評価手法の構築について詳述する．初めに，省エネ付加物開発検討の初段階として，大まかに評価するために簡易理論を用いることの優位性を述べ，続いて，その性能評価手法に用いる技術要素について述べる．具体的にはポテンシャル流理論を用いて，単純なプロペラ螺旋後流中におかれた付加物付きの舵が発生する前後方向力を指標として省エネ性能評価を行う．バルブ・フィン付きツイスト舵を評価事例として，舵の左右舷に伸びる水平方向のフィンの迎角をパラメータとする性能評価を行い，次章以降の詳細性能評価を行う省エネ舵の形状を簡易的に決定する．

第 3 章では，平水中における船舶自航性能を評価するための数値計算システムの一連の流れ，またコアとなる技術要素について詳述する．本段階で扱う数値計算技術は粘性流体を取り扱う CFD であり，プロペラで発生する力を表現するために，大阪大学で開発されたモデル([22][23]等)をベースに開発したプロペラモデルを外部コードとして組み込む．これにより，プロペラ単独性能試験や自航試験等のプロペラ回転を伴う状態の流場シミュレーションの実施，及びその性能を算出することが出来る．尚，流場シミュレーション，及び自航性能解析の精度を上げるために，プロペラ単独性能において，CFD 計算による性能曲線が水槽試験結果に一致するようにプロペラモデルの補正を行う．

第 4 章では，肥大船型である JBC(Japan Bulk Carrier)を対象として，第 3 章で述べる CFD を用いた性能評価システムによる自航性能評価事例について詳述する．ここでは，第 2 章で形状を決定したバルブ・フィン付きツイスト舵，及び，別途 JBC 用に省エネ付加物として設計された円筒形のダクト([8][9])の夫々，またその組み合わせを省エネ付加物の例として評価を行う．別途実施した水槽試験結果との比較検証を行い，付加物形状の違いによる流場や諸物理量の変化が推進性能の良否に与える影響，すなわち省エネメカニズムについての考察を加える．また，第 2 章における簡易的性能評価手法に対する考察も加える．

第 5 章では，省エネ付加物効果に対する船速影響と尺度影響について詳述する．船速影響については，第 4 章で扱う代表的な省エネ付加物を対象として，船速を変えた場合(フルード数で±0.01)の水槽試験を実施し，その省エネ性能を確認するとともに，CFD による推定値とも比較する．尺度影響については，第 4 章で扱う全省エネ付加物を対象として，モデルサイズを変えた場合(レイノルズ数で 8 倍)の CFD 性能評価を行い，尺度による省エネ効果の違いについて述べる．

第 6 章では，結論として，各章で得られた結論を総括する．

第２章 省エネ舵の初期形状の簡易的決定手法

2.1 緒言

近年のコンピュータ技術の目覚ましい発達に伴って，様々な物理分野においてもその実現象のシミュレーションが可能となりつつあり，船舶性能の分野においても例外ではない．その代表的な事例としては，船体周囲の流場シミュレーションが挙げられるが，例えばプロペラを有しない曳航状態，プロペラ回転を伴う自航状態など，取り扱う船舶の状態によって，主として着目すべき物理量は異なり，その計算にかかる負荷も様々である．船舶の推進性能を取り扱う数値計算手法としては，ポテンシャル流れをベースとした理論体系と，Navier-Stokes 方程式を離散化して数値的に解く CFD(Computational Fluid Dynamics)が代表として挙げられるが，一般的には CFD の方が計算負荷は高い．

推進性能の向上に関しては，例えば舵に付加物を取り付け，舵周囲の流場を変化させることによって省エネ効果を得る付加物が開発され始めて久しいが，このような開発検討においても CFD を活用する場面が増えつつある．CFD は計算時間・コストともに負荷が大きいため，開発検討の初期段階で多用するには好ましくなく，より簡便な手法で性能評価・選別が出来ることが望ましい．

本研究では，省エネ舵の例として，バルブ・フィン付きツイスト舵を扱う．具体的には，船体中心線に対して舵断面に迎角をもたせることにより舵をツイストさせ，舵前縁のプロペラ軸高さにおいて，プロペラボスキャップ後方に対称翼断面形状をもつバルブを配置し，その両側水平方向に非対称翼断面形状をもつフィンを配置する．省エネ作用として，舵ツイスト部，及び水平方向フィンがプロペラ螺旋後流中において前進方向力を発生すること，バルブ部によってプロペラハブボルテックスが拡散し弱められること，バルブ・水平方向フィンの両方によってプロペラへの流入速度を遅くして伴流利得を得ることを想定しており，同様のコンセプトの省エネ舵の実船搭載例も既に多く存在する．([20],[24]等)

省エネ舵の開発では，その流体力学的な性能評価をする上でも，先ず初期形状を決めなければならない．最終的には詳細な形状を決めた上での性能評価が必要となるが，初期段階においては，様々な設計パラメータをもつ舵形状の性能の見当をつけることによって，想定する省エネのコンセプトが反映された形状を模索することが肝要であり，それには，出来るだけ負荷の低い手法によって選別できることが望ましい．

そこで本章では，比較的計算負荷が小さいポテンシャル流理論をベースとした性能評価による，省エネ舵の簡易的な形状決定手法について詳述する．本節緒言にて，省エネ付加物の開発検討をする場合の初段階として簡易的に性能を評価することの優位性を示した．次節以降で，ポテンシャル流理論ベースの簡易性能評価による舵形状の決定手法，及びそれに用いる技術要素について述べる．具体的には，一様流中におかれたプロペラによる単

純な螺旋後流中において，上述省エネ舵(JBC 船型への搭載を想定)の水平方向フィンの迎角を変数としたパラメータスタディによる簡易的な性能評価を行う．この段階では，舵が発生する前進方向推進力(若しくは抵抗)を指標として評価を行い，次章以降における CFD 詳細性能評価を行う省エネ舵形状を簡易的に決定する．

2.2　理論体系

本章で扱う簡易性能評価には，ポテンシャル流理論をベースとした Hess&Smith 法に渦モデルを付加した手法を用いる．舵本体，舵前縁に付くバルブ(二次元対称翼と記載)部分，水平フィン(三次元非対称翼部と記載)部分の表現についてそれぞれ以下に述べる．

【舵本体】
- 舵表面に吹き出しを分布させ，舵の厚さによる排除効果を表現する．
- 舵のキャンバー面，及び後流には束縛渦と自由渦の組み合わせで表現する．
  （後流の形状は予め与え，流れによる変形は考慮しない．）

【バルブ部分(二次元対称翼部)】
- 表面上に吹き出しを分布させ，排除効果を表現する．

【水平フィン部分(三次元非対称翼部)】
- 薄翼として仮定し，フィンの厚さを考慮しない．
- フィンのキャンバー面，及び後流には束縛渦と自由渦の組み合わせで表現する．
  （後流の形状は予め与え，流れによる変形は考慮しない．）

渦モデルにおいては，束縛渦，及びキャンバー面上の標点(Control Point)を，Lan[25]による QCM(Quasi-Continuous Method)に従って配置した．

【プロペラ後流モデルの設定】

舵に流入させる流れとして，プロペラ後流は無限翼数理論に基づく渦モデルとして与える．即ち，プロペラ面上に配置した束縛渦と，その束縛渦両端からプロペラピッチ面に沿って流出する自由渦から成る馬蹄渦をプロペラ翼面上に分布させる．図 2.1 にそのイメージを示す．自由渦放出角度は，プロペラ後縁位置で幾何学的ピッチ角と流力的ピッチ角の平均値を用い，プロペラ後流が 1 回転する間に幾何学的ピッチ面に一致するように変形させている．ここで，一様流と，これら全ての馬蹄渦が誘起する誘導速度の総和で合成される流場がプロペラピッチ面を貫かないという条件の下で，各束縛渦の強さが決定される．

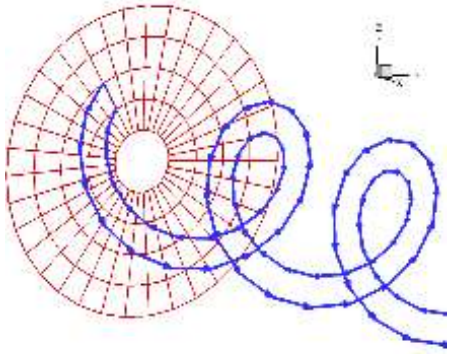


図 2.1 プロペラに係る渦系(束縛渦と自由渦)のイメージ

プロペラ面上の各束縛渦の強さが決まれば，プロペラ後流中に在る舵周りの任意位置における誘導速度が計算できる．但し，離散渦モデルを使っているために，流速を計算する標点が渦近傍に在る場合に，標点では極めて大きな流速値を持つ可能性を有する．これを回避するために，プロペラ後流の任意の円周上で計算された誘導速度に対して，その円周上の平均値として主流(x), 半径(r), 円周(θ)方向の各成分 $u_x(x,r)$, $u_r(x,r)$, $u_\theta(x,r)$テーブル(図 2.2)を作成し，これを(x,r)補間することで，舵周りの任意位置での誘導速度が計算される．

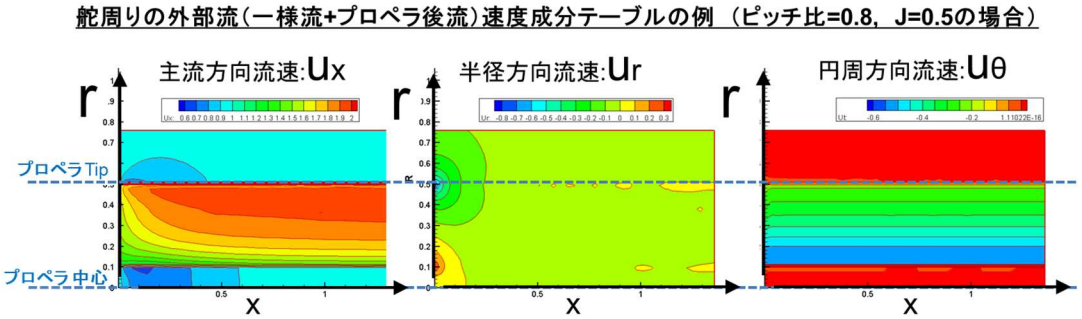


図 2.2 プロペラ後流の各速度成分テーブルの一例(P/D_P=0.80, J=0.5 の場合)

以上のモデルにおける未知数は，舵本体表面とバルブ部分表面に分布させる吹き出し強さ，及び舵本体のキャンバー面と水平フィンのキャンバー面に配置する束縛渦の強さである．ここで，特異点による誘導速度と，上述の無限翼数プロペラモデルで与えられた外部流(一様流を含む)の和が物体表面を貫かない，という境界条件の下で連立方程式が導かれ，それを解くことによって解が得られる．簡単のため，舵，及び水平フィンから流出する自由渦は一様流に沿って流出させている．

2.3　簡易性能評価による省エネ舵形状探索

以上の理論を元に性能評価を試みる.

2.3.1　省エネ舵の形状

パラメトリックな性能評価を行うにあたり，省エネ舵形状の設定を以下に述べる.

【舵本体】

断面形状(対称翼断面 NACA0016)が鉛直方向に変化しない舵を基本形状とする.

ツイストを考慮する場合は，プロペラ軸心高さを中心として鉛直方向にプロペラ半径の 1.1 倍までの範囲において以下の式(2.1)によりツイストさせ，ツイスト領域外の基本形状部分と滑らかに接続する.

$$\boldsymbol{S}\,(\mathbf{z}) = \boldsymbol{S_{TW}} \times (1-f) + \boldsymbol{S_0} \times f \quad ; (rb \le z \le re) \tag{2.1}$$

ここで,

$\boldsymbol{S(z)}$　;　ツイスト角度を含む舵断面形状

$\boldsymbol{S_{TW}}$　;　指定ツイスト角を考慮した NACA0016 翼断面形状

$\boldsymbol{S_0}$　;　NACA0016 翼断面形状

$$f = \{(z-rb)/(re-rb)\}^n\ ,\ \ n = 0.25 \tag{2.2}$$

z　;　プロペラ軸高さからの距離

rb ;　プロペラボス半径

re ;　プロペラ軸心高さとツイスト領域上限との距離

【バルブ部分(対称翼)】

対称翼断面 NACA0043 を用いて，翼コード長，幅を設定する.

【水平フィン部分(非対称翼)】

非対称翼断面 NACA2412 を用いて，翼根・翼端でのコード長，幅，水平方向に対する迎角を設定する.(翼根位置はバルブ部の外端位置)

上記いずれのパラメータも可変で，その性能評価も可能であるが，本研究では水平フィンの形状・大きさを変えずに迎角のみを変化させた．迎角の回転中心は水平フィンの翼根部前縁から 25%コード長の位置とした.

以上の形状設定に関する概念図を図 2.3 に示し，本論で扱う JBC 船型への搭載を想定した省エネ舵形状パラメータを表 2.1 に示す.

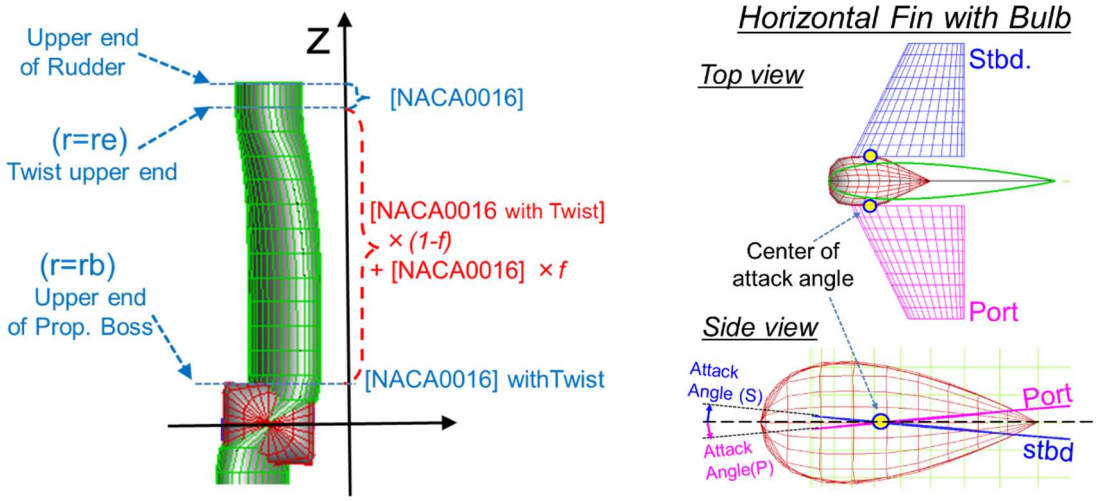


図 2.3 ツイスト舵形状表現，及びバルブ付き水平フィンの概念図

表 2.1 舵の初期形状検討における設計パラメータ(JBC 船型への搭載を想定)

Parameters	Values	Remarks
Rudder (Aerofoil section : NACA0016)		
Chord length	70.9 [mm]	
Thickness	11.34 [mm]	16 % of chord length
Height	142.9 [mm]	84.8 mm above S.C.H 58.1 mm below S.C.H
Twist angle	5 [deg.]	
Twist range (vertical)	110 [%]	Ratio to propeller radius
Horizontal Fin (Aerofoil section : NACA2412)		
Chord length on root	35.45 [mm]	50% of rudder chord length
Chord length on tip	17.73 [mm]	50% of root chord length
Span	35.45 [mm]	50% of rudder chord length
Attack angle	0 ~ 8 [deg.]	
Center of attack angle	8.86 [mm] from LE of rudder	25% of chord length on root

2.3.2 性能検討における形状パラメータ

本研究では水平フィンの迎角をパラメータとして検討することとした．バルブの大きさはプロペラボス直径と同じとして固定し，ツイスト角度については別船型の舵要目を用いた際に最適と算出された 5 度として固定した．プロペラ後流として単純な軸対称の螺旋流を用いていることから，水平フィンの大きさ・迎角は左右舷で同じ値を使用した．

2.3.3　簡易性能評価による形状決定

2.2.1 節に示した手法により，2.3.2 節で述べた形状パラメータを持つ舵に対して，プロペラ後流中における舵・フィン表面上の圧力分布，及び舵全体で発生する前進方向力を計算した．本章で述べる簡易性能評価の性能指標は，舵が発生する前進方向力とする．

図 2.4 に，両舷フィンの迎角を変更した際の，舵全体，舵本体のみ，両舷フィンのみにかかる力を示す．(グラフでは正値が抵抗，負値がスラストを表す．) 舵・フィン夫々の表面圧力分布によって，舵本体に働く力の船長方向成分の分布を図 2.5 に，水平フィンに働く力の船長方向成分の分布を図 2.6 に示す．

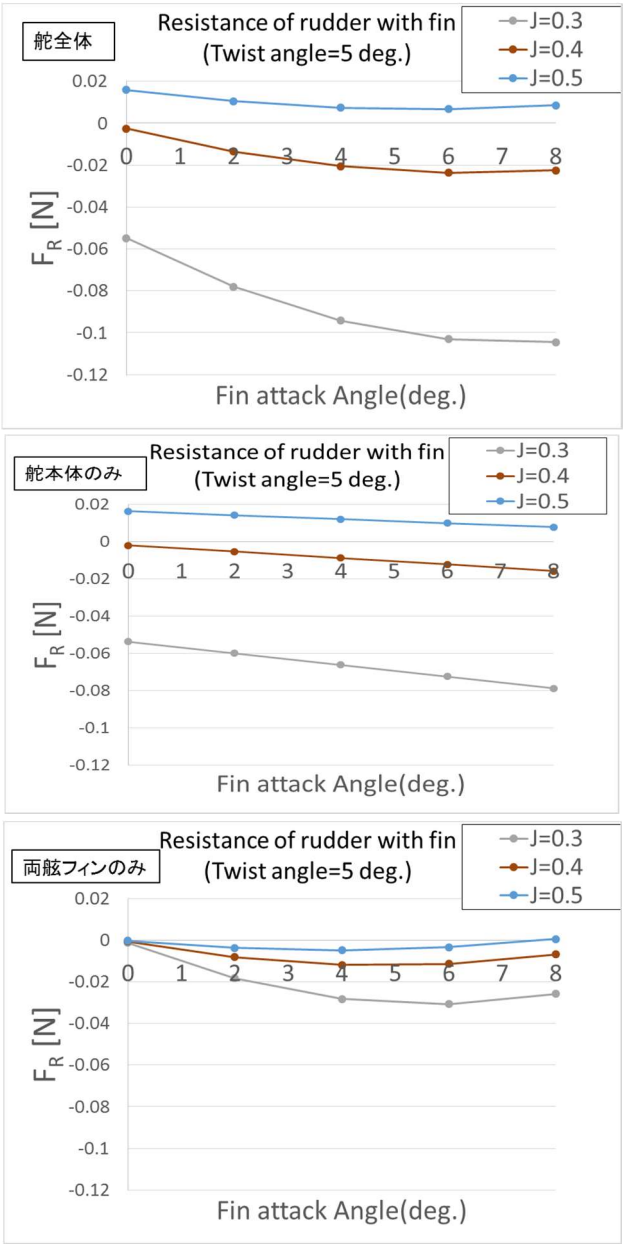
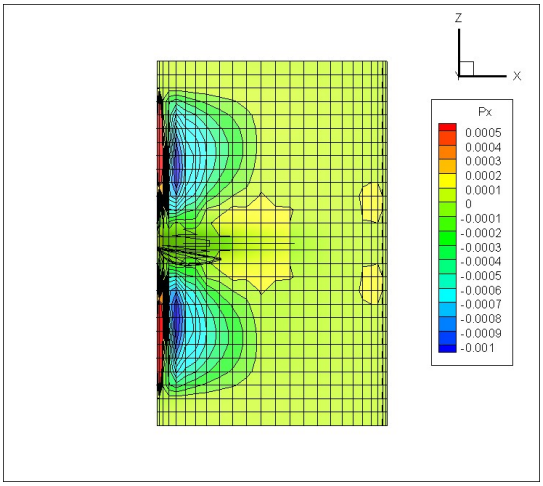
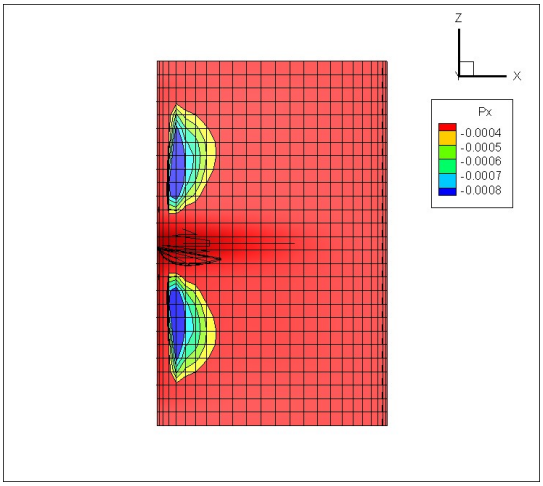


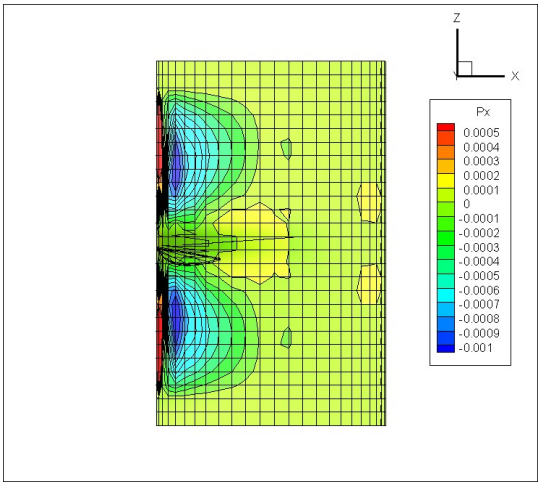
図 2.4 水平フィン迎角と前後方向力の関係(P/Dp=0.75)
(上：舵全体，　中：舵本体のみ，　下：両舷フィンのみ)



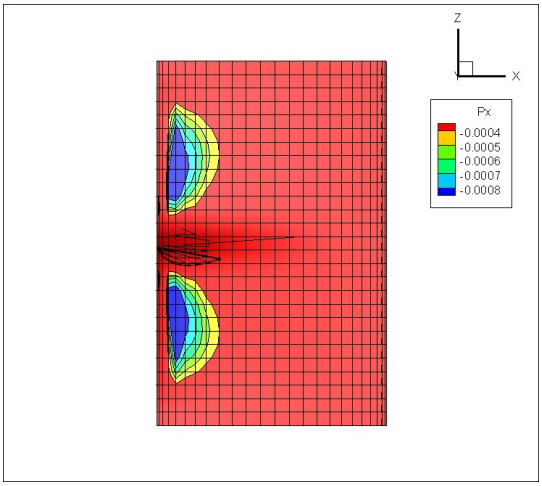
(a) 迎角 0 度



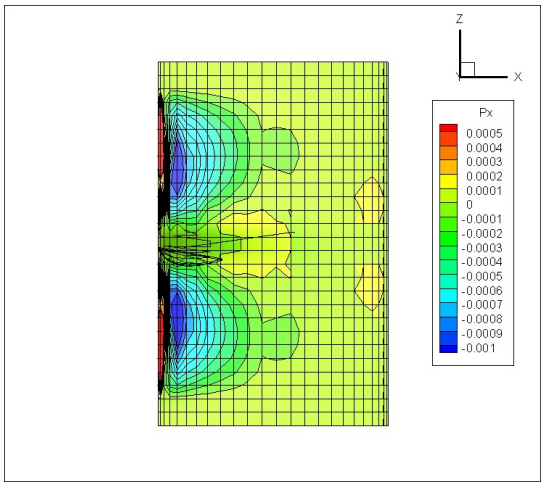
(a’) 迎角 0 度(負値拡大)



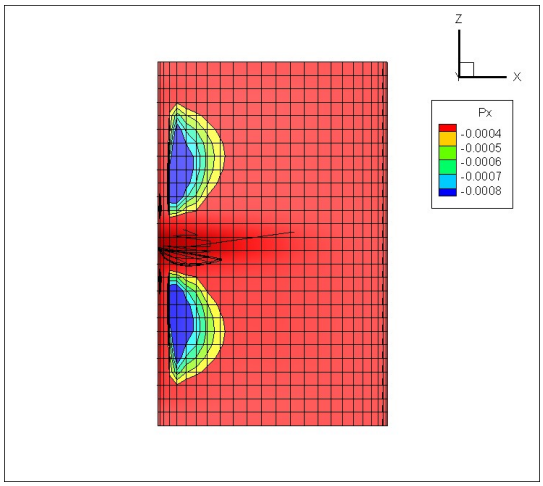
(b) 迎角 4 度



(b’) 迎角 4 度(負値拡大)

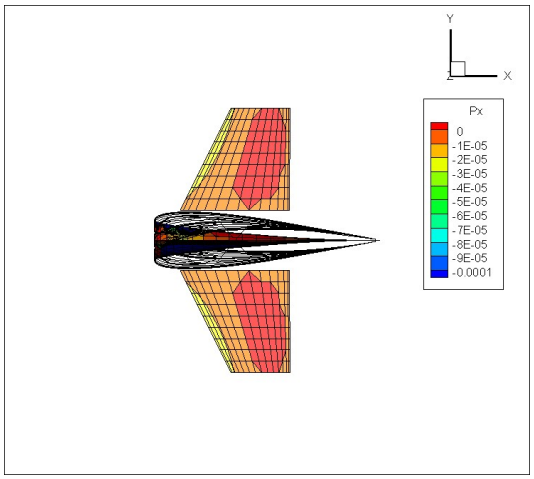


(c) 迎角 8 度

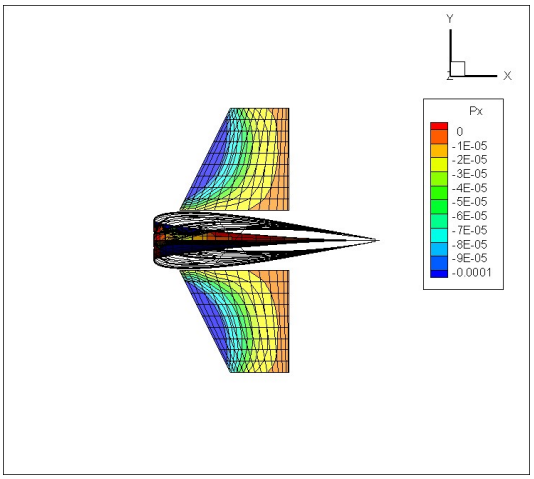


(c’) 迎角 8 度(負値拡大)

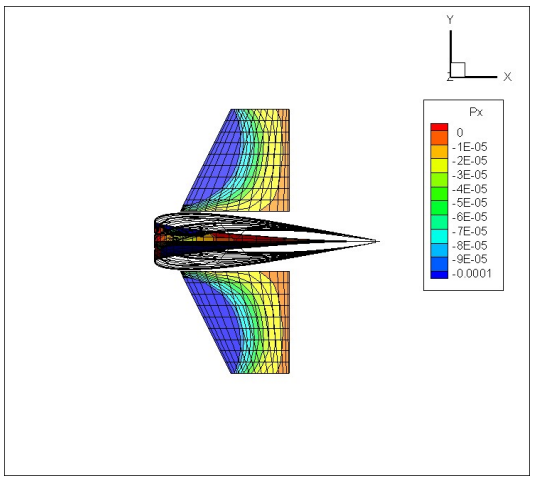
図 2.5 ツイスト舵本体に働く圧力起因の前後方向力分布(P/Dp=0.75, J=0.30),
(上：迎角 0 度，中：迎角 4 度，下：迎角 8 度)，正値が抵抗，負値がスラストを意味し，
右図では左図の負値スケールを拡大して表示.）



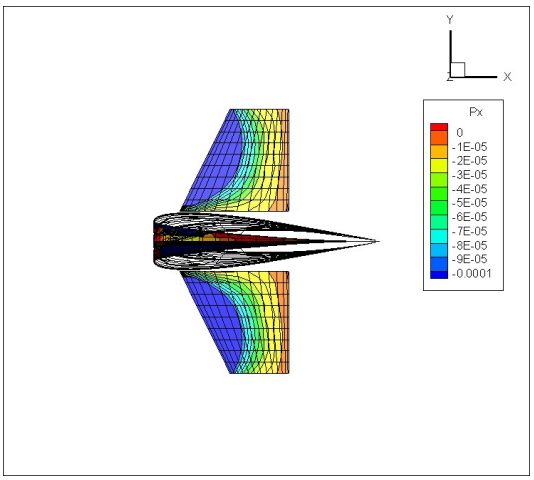
(a) フィン迎角 0 度



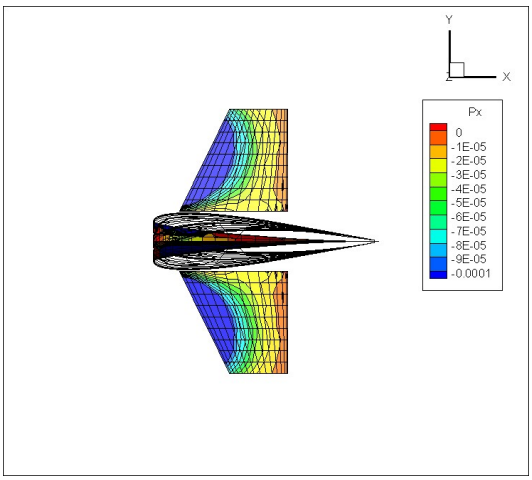
(b)フィン迎角 2 度



(c) フィン迎角 4 度



(d)フィン迎角 6 度



(d)フィン迎角 8 度

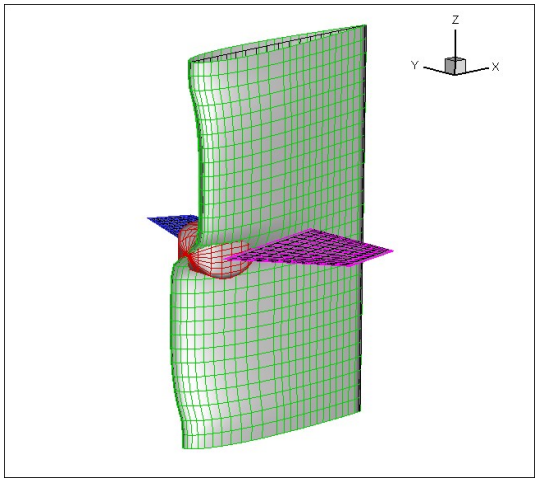
図 2.6 水平フィンに働く圧力起因の前後方向力分布(P/Dp=0.75, J=0.30)，(左上から：フィン迎角 0 度，2 度，4 度，6 度，8 度，正値が抵抗，負値がスラストを意味する．)

舵全体にかかる力(図 2.4)では，フィン迎角 6~8 度において抵抗値が低いことを示している. 通常の低速肥大船のプロペラ作動域は, 前進定数 Jが 0.4～0.5 程度であることが多く，その範囲ではフィン迎角 4~8 度の範囲で舵全体にかかる抵抗はほぼ変わらないことがわかる．舵本体と両舷フィンの夫々の寄与についてみると(図 2.4 中・下 参照)，例えばフィン迎角 6 度で前進定数 J が 0.3 の場合，舵本体が 7 割，両舷フィン 3 割を占めている．これらの内訳は，舵ツイスト量やフィン迎角によっても変わるため，実設計の際にはこれらの寄与を把握しておく事も重要である.

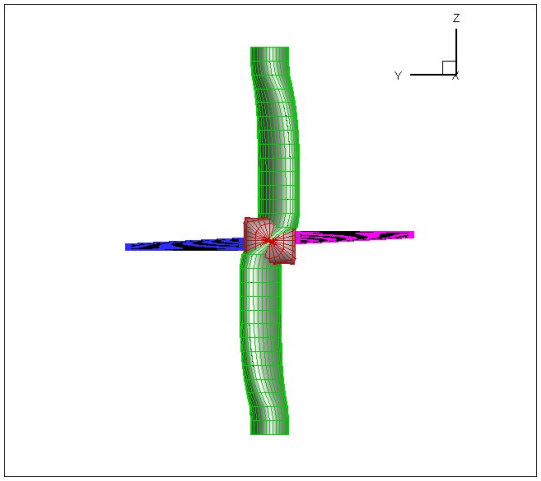
舵本体のみにかかる力についてみると, フィン迎角に対して 1 次関数的に変化しており，フィン迎角が大きいほど抵抗が小さく算出されている. 図 2.5 では，フィン迎角が大きくなるにつれ，圧力起因の前進方向力をもつ舵前縁付近の領域が若干大きくなっていることが認められ，これが抵抗値の減少に寄与していると考えられる.

両舷フィンにかかる力については，フィン迎角 6 度程度において極値を持っていることが分かる(図 2.4 下)．このことは，フィン迎角が大きくなるにつれて，圧力起因の前進方向力をもつ領域がフィン前縁付近で大きくなり(図 2.6)，それが迎角 6 度でほぼ極大となっていることからも説明できる.

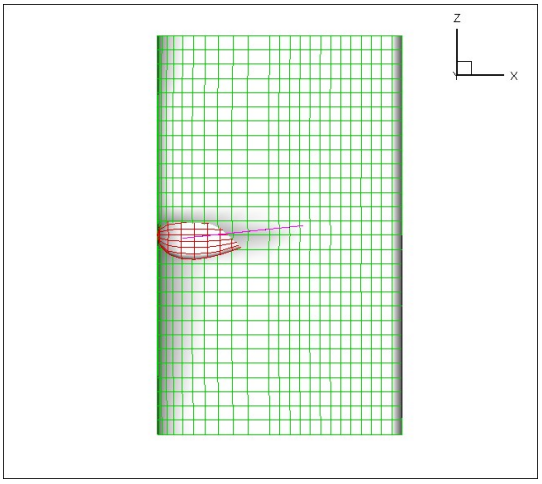
以上の検討より，舵本体ツイスト角度を 5 度と固定する場合では，フィン迎角 6 度を最適な形状と定め, 次章以降で詳細にその性能評価をすることとする. 図 2.7 にその舵形状(ツイスト 5 度，フィン迎角 6 度)を示す.



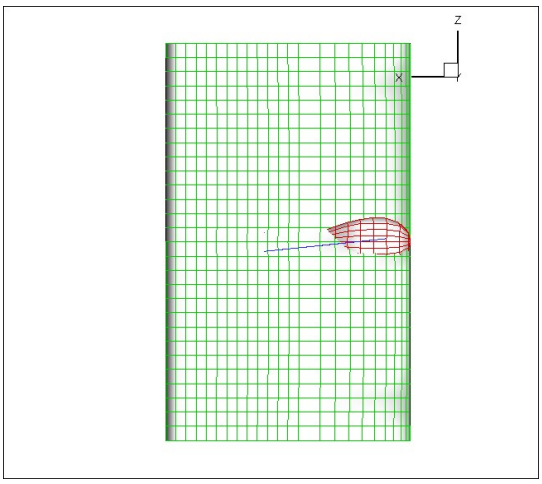
(a)　　全体像



(b) 正面図



(c)　　左舷側面図



(d)　　右舷側面図

図 2.7 ツイスト 5 度，フィン迎角 6 度の省エネ舵形状

(左上：全体像，右上：正面図，左下：左舷側面図，右下：右舷側面図)

本論では評価していないが，舵本体のツイスト角度，舵厚さ，プロペラピッチ分布等をパラメータとして更なる検討を行うことで，より性能の良い舵形状を模索できる可能性がある．加えて，船体形状に起因する伴流影響やプロペラボス付近のハブ渦を考慮する等，より深度化した性能推定手法として発展していくことが望ましい．また，本論では各部位の接続部に隙間がある簡易な形状モデルを扱っており，それが流場，及び性能に影響を及ぼしている可能性があるため，今後改良の余地が残されている．

2.4　結言

本章では，省エネ装置の開発初期段階において，比較的計算負荷が小さい理論を元に候補の絞り込みを行うことを提案した．その適用事例として，JBC 船型への搭載を想定したバルブ・フィン付きツイスト舵において、フィン迎角をパラメータとして簡易的な性能評価を行った上で最適形状を決定した．この過程において以下の結論を得た．

1．ポテンシャル流理論をベースとした数値計算手法を用いて，バルブ・フィン付きツイスト舵を対象として，単純なプロペラ螺旋後流中において舵が発生する力を計算し，その前進方向力を指標として，簡易的に舵の性能評価を行った．

2．バルブ・フィン付きツイスト舵において，舵本体のツイスト角度を 5 度と固定し両舷の水平フィンの迎角をパラメータとした場合，フィン迎角 6 度が最も良い性能をもつと算出され，その性能差が舵本体、及びフィンの表面圧力分布からもわかることを示した．

3．本手法はフィン迎角の他に，ツイスト角度，舵厚さ等のパラメータについても評価が可能である．

4．船体形状による伴流影響やプロペラボス付近のハブ渦を考慮する等，より深度化した性能推定手法として発展していくことが期待され，今後の課題である．

5．本論の検討では，フィンと舵本体の接続部に隙間がある簡易な形状モデルを扱っており，それが流場，及び性能に影響を及ぼしている可能性があるため，今後改良の余地がある．

6．第 3，4 章で述べる CFD 手法の整備の後に，本章で述べた手法と同様に，単純なプロペラ螺旋後流中における舵単独を対象とした CFD 計算・性能評価を行った．（付録 A 参照）

第３章　CFD を用いた自航性能解析システムの開発

3.1　緒言

船舶の平水中推進性能を考える上では，流体が持つ粘性によって船尾に近づくほど船体近傍の流速分布が遅くなる過程，及びプロペラ面・舵に流入する流体速度が重要であり，これを適切に模擬することが精度良い性能推定には不可欠である．一方で，第 2 章で論じた省エネ舵の簡易的形状決定段階では，ポテンシャル流理論をベースとしているために，流体粘性が考慮されておらず，性能推定精度が十分であるとは言えない．

ここで本章以降では，船舶周囲の流場の模擬，及び推進性能の推定に対して，粘性流体を扱うことが可能な CFD を活用する．昨今の数値計算技術の発達により，CFD ソルバにおいても，In-house コード，オープンソースコード，商用コードなど様々な形態での利用が可能となっているため，ユーザーの使用目的，解析対象，使い勝手の良さなどから選択する必要がある．その中でも，商用コードは「ユーザーフレンドリー」志向で開発されることが多く，特に省エネ付加物の最適化といった多数の計算事例を扱う場合に適していると考えられる．以上より，本研究では，商用コードである NUMECA 社の FINE™/Marine (vrs5.2) [26]をソルバとして選択することとした．

船舶は複雑な船尾流場の中で稼働するプロペラによって推進力を得ている．また省エネ付加物は，船尾流場を変化させることによるプロペラエネルギーロスの減少，或いは舵反動力の増加等において省エネ効果を得ることが多い．これらのことから，本研究の主目的である省エネ付加物効果の評価には，搭載するプロペラが発生する力(スラスト・トルク)，及びその分布状況を精度良く合理的に表現することが必要となる．

本章では，本研究において提案する船舶の自航性能解析システムについて詳述する．初めに，本解析システムで最も重要な要素技術であるプロペラモデル，及びその根幹でもある翼素理論について述べる．次に，プロペラ回転を伴う 2 つの推進性能解析手法(プロペラ単独性能，自航性能)の違い，及びシステム内での計算フローについて述べる．最後に，本解析システムで計算されるプロペラ単独性能と水槽試験結果との比較を行い，両者が凡そ一致するようにチューニングした事例を示す．

3.2　理論体系

3.2.1　体積力モデルの導入

CFD による船舶自航性能の推定については，既に数多くの研究がなされており，その根幹をなすプロペラ力の表現についても様々な方法がある．

FINE™/Marine(vrs5.2) [26]は，別途用意された特定のプロペラ単独性能曲線により，プロペラ領域において，軸方向・周方向には一定の，半径方向には或る仮定によるスラスト・トルク分布とした簡易的なプロペラ体積力モデルを標準搭載している．本モデルは計算負荷は低いが，船体形状によって異なる伴流影響が考慮されていないことから，複雑流場で稼働するプロペラ現象を扱う自航性能を精度良く評価するには向いていない．

プロペラ影響を体積力で表現する手法については古くから多くの研究者により研究されている．(例えば[27][28][29][30]) この手法は現在でも広く利用され，CFD Workshop Tokyo 2015 においても，複数の研究例が示されている．(例えば[31][32][33][34][35][36])

また，プロペラを実体として直接計算する手法がある．この手法は，プロペラ実体周囲の格子分割を行う必要性があること，スライディングメッシュ法等を用いること等，体積力による手法と比べて計算が複雑になることから計算負荷が非常に大きい手法である．最近ではこの機能を備える市販ソルバも出てきており，この手法による計算例も発表されつつある．これについても CFD Workshop Tokyo 2015 において，複数の研究例が示されている．(例えば[37][38][39][40][41][42][43][44][45])

本研究では，準定常状態である平水中プロペラ自航現象に対して、船尾伴流の相違によるプロペラ力分布への影響が考慮でき，且つ時間平均体積力として作用するプロペラモデルを適用することによって，十分な精度で自航状態の流場シミュレーション，及び推進性能推定が可能であると考え，それらを導入することとした．

3.2.2　翼素理論

Win[22]，Tokgöz[23]は，プロペラが発生する力を時間平均体積力として考慮する上で翼素理論を用いている．翼素理論は，簡単には，半径方向に分割された微小翼素に対し，翼素に流入する速度ベクトルによって各翼素にかかる力(揚力・抗力)を計算し，それらの面積分でスラスト・トルクを計算する手法である．その各翼素にかかる力(揚力・抗力)から軸方向，及び回転方向の力の分布を求め，時々刻々の Navier-Stokes 方程式に外力項として体積力分布を与えることで船体周りの流れを計算し，その結果を用いて改めて翼素によって体積力分布を求めるという繰り返し計算を行うことで，周囲流場とプロペラ力の相互影響を考慮することができる．

本研究では，モデル化したプロペラ力を，CFD ソルバとは別に外部のユーザーが定義したプログラムで計算する．その外部プログラムとのインターフェースを図 3.1 に示す．CFD ソルバ側の計算物理量であるプロペラ面内の流速分布(u,v,w)を，引数として外部プログラ

ムに渡し，その流速情報を元にプロペラモデルでプロペラ力の面内分布(Fp_{axis},$Fp_{tangential}$)を計算し,その結果をCFDソルバ側で体積力として付加する,ということを繰り返す．尚，CFDソルバ側でNavier-Stokes方程式を10ステップ計算する毎に外部プログラムを読み込み，プロペラ力分布を1回計算している．

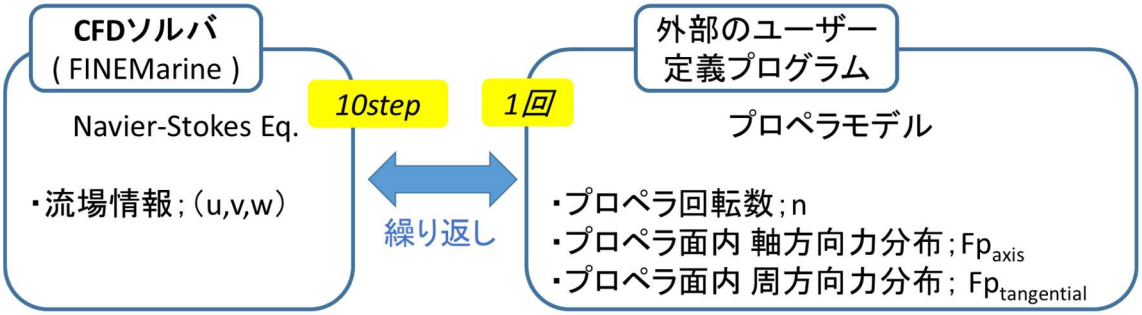


図 3.1 CFD ソルバと外部プログラム間におけるデータのインターフェース

以下に Win[22]が用いた翼素理論モデル，及びその模式図を図 3.2 示す．

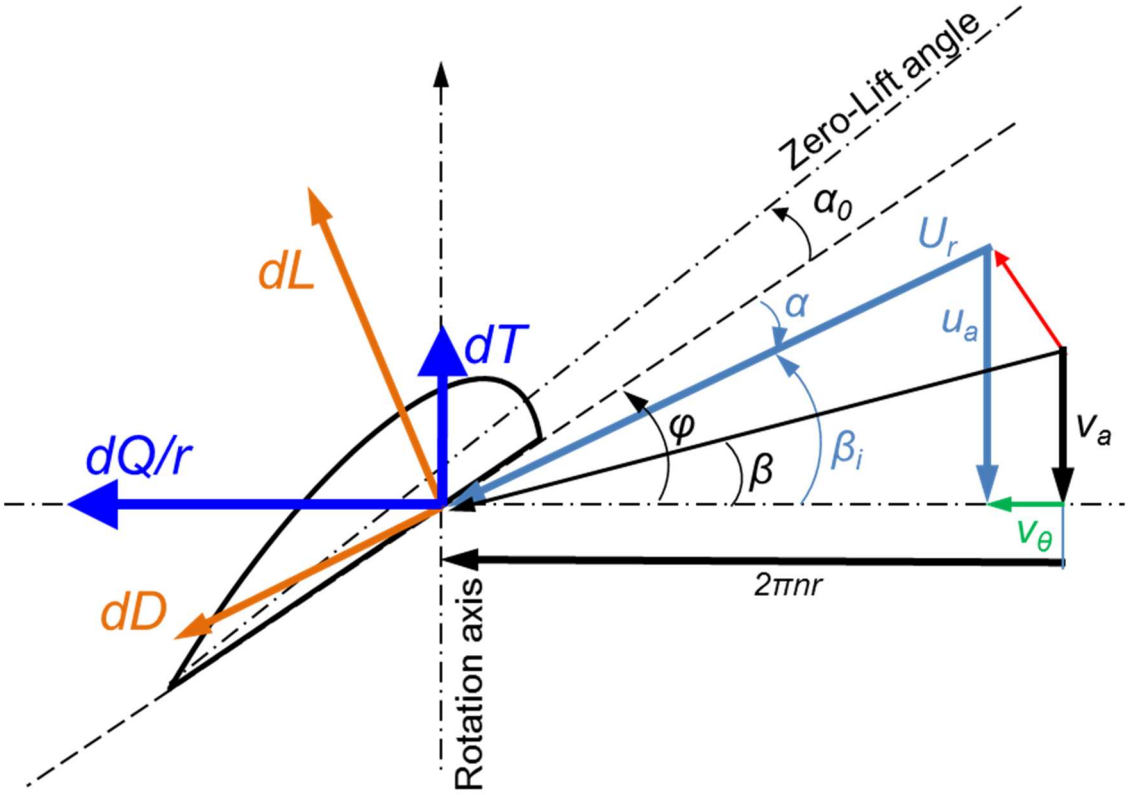


図 3.2 翼素に働く力

プロペラ流入流速：$Ur = \sqrt{(u_a)^2 + (2\pi nr - v_\theta)^2}$ ， (3.1)

回転方向流速：$v_\theta = v\,cos\theta - w\,sin\theta$ (3.2)

流力的ピッチ角： $\beta_i = \arctan(\frac{u_a}{2\pi nr - \ _\theta})$ ， (3.3)

揚力係数：

$$\begin{cases} C_L = 2\pi k_1 \sin(\alpha + \alpha_0) \\ k_1 = 1.07 - 1.05\left(\frac{c(r_e)}{R}\right) + 0.375\left(\frac{c(r_e)}{R}\right)^2 \end{cases} \quad (3.4)$$

k_1は翼同士の干渉影響として作用する補正係数であり, re は代表翼素における半径を表す.

抗力係数：C_D = drag coefficient（固定値）, (3.5)

翼素に働く微小揚力：$dL = 0.5\,C_L\,U_r^2\,c(r)\,dr$ ， (3.6)

翼素に働く微小抗力：$dD = 0.5\,C_D\,U_r^2\,c(r)\,dr$ ， (3.7)

$F = \frac{2}{\pi} \times cos^{-1}e^{-ftip}$, $ftip = \frac{N}{2} \times \frac{R-r}{r \times sin\beta_i}$ ， (3.8)

翼素に働く微小スラスト： $dT = (dL\,cos\beta_i - dD\,sin\beta_i) \cdot F$ ， (3.9)

翼素に働く微小トルク：$dQ = \{(dL\,sin\beta_i + dD\,cos\beta_i) \cdot r\} \cdot F$ ， (3.10)

体積力スラスト：$Fb_x = \frac{dT}{\Delta x}\frac{N}{2\pi r\,dr}$ ， (3.11)

体積力トルク：$Fb_\theta = \frac{dQ}{\Delta x}\frac{N}{2\pi r^2\,dr}$ ， (3.12)

Δxは体積力分布領域におけるプロペラ軸方向の格子間隔，Nはプロペラ翼数を表す.
(3.8)式は，Plandtl の翼端補正係数[46]であり，翼端位置でスラスト・トルクが 0 となる効果が考慮される.

上記手法の式(3.4)(3.5)では，揚力係数 C_L，及び抗力係数 C_Dが単純な数式・固定値として与えられる．しかしながら，プロペラの翼断面形状は半径方向に変化するため，翼断面形状の違いが C_L, C_Dに反映されることが望ましい.

3.2.3　二次元翼周りのポテンシャル流解析による揚力・抗力係数の決定

以上の観点から，本研究では，二次元翼周りのポテンシャル流解析によって揚力係数 C_L, 及び抗力係数 C_Dを推定することを試みる．具体的には，各半径位置における翼断面形状を有する二次元翼の揚力・抗力特性を，揚力を考慮した二次元ポテンシャル流解析によって計算し，これをチャート化する．

上記の揚力を考慮した二次元ポテンシャル流解析の概要，及び計算の流れを以下に示す．

1）翼断面の周囲を N 個の直線要素に分割する．

2）各直線要素に一定強さの二次元吹き出し分布を配置する．この時強さの異なるN個の吹き出しが N 個の要素に分布される．

3）揚力を考慮するために，全要素に一定の強さの渦分布を与える．

4）翼素断面への流入速度と，各要素に配置された吹き出し，及び，渦分布に起因する誘導速度の和が，N 個夫々の要素の中央において翼面を貫かない条件を求める．
（N 個の吹き出し強さ，及び 1 個の渦強さからなる N+1 個の未知数に対して N 個の式が求まる.）

5）翼後縁の上下要素における接線方向の速度成分が等しい条件(Kutta の条件)により，1 個の式が導かれる．

6）以上の(N+1)元連立方程式により，吹き出し強さと渦強さが求まり，これから翼表面上の流速分布が求まる．

7）流速分布から圧力分布を求め，翼表面上で積分することにより揚力と抗力が求まり，無次元化することで，揚力・抗力係数が得られる．

尚，上記手順のポテンシャル流解析では，翼前縁付近で流速が極めて大きくなるため，圧力が非常に大きな値をもつ．これを避けるために，翼素の Back 面における負圧に上限を設けている．(図 3.3) ここでは，翼素 Back 面における流速が 2 倍を超えないという仮定の下，無次元圧力値で-3.0 を負圧の上限値として設定した．そのため，二次元翼周りポテンシャル流解析であるにも関わらず，流入方向に平行な抗力成分をもつ(図 3.4)が，後述するプロペラ単独性能の推定において，それを含めてチューニングすることとする．

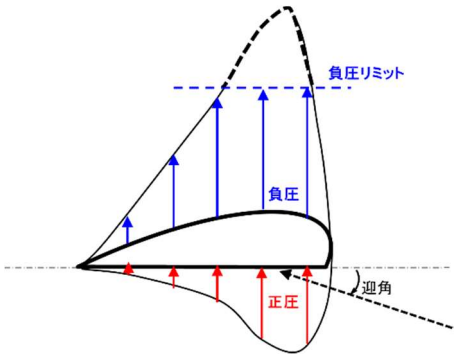


図 3.3 翼素 Back 面における負圧上限値の設定概念図

以上の手順で得られた揚力・抗力係数チャートを図 3.4，図 3.5 にそれぞれ示す．

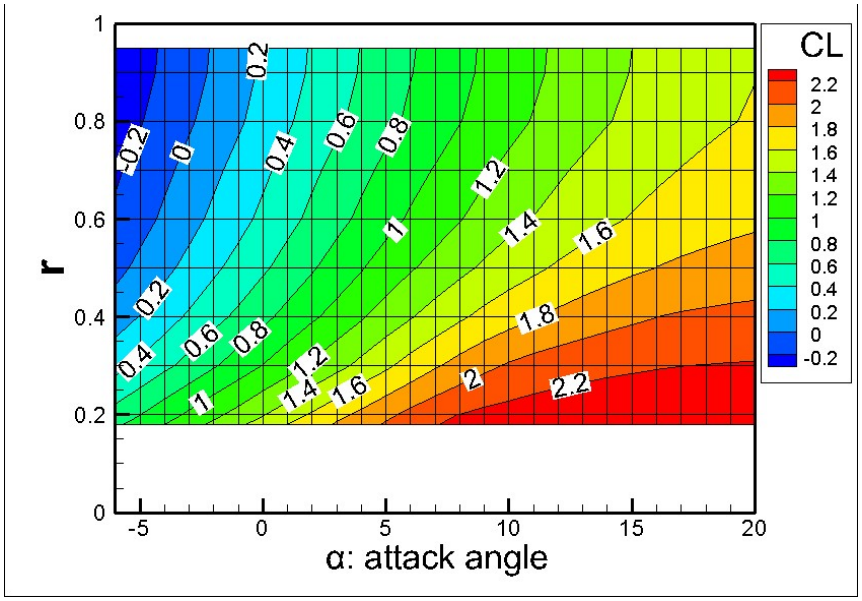


図 3.4　二次元翼周りのポテンシャル流解析により得られた揚力係数(C_L) チャート

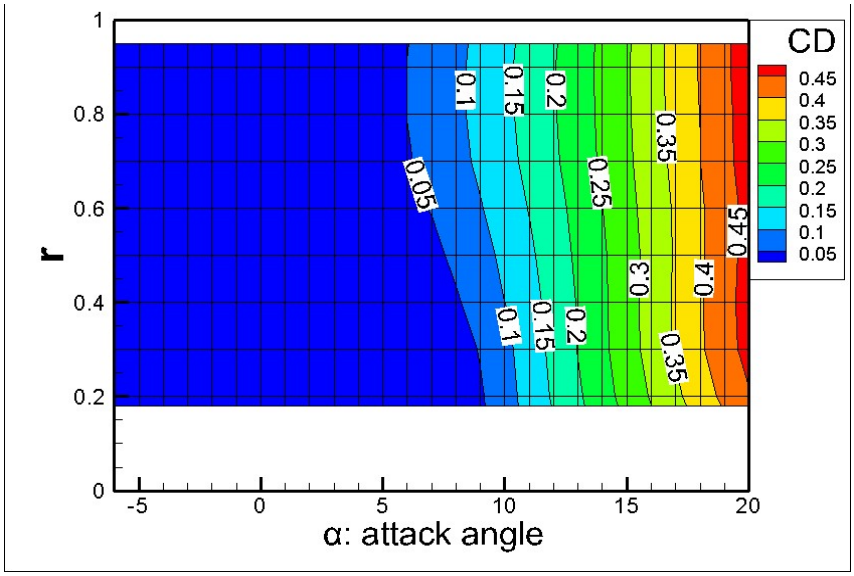


図 3.5　二次元翼周りのポテンシャル流解析により得られた抗力係数(C_D)チャート

3.2.4　摩擦応力成分の考慮

前節で述べた揚抗係数の導出過程では，粘性摩擦応力による成分が考慮されていない．摩擦抵成分による寄与に関しては，プロペラ回転数が支配的な要素であると考え，係数チャート化の時点では考慮せず，実際にプロペラ回転を伴うプロペラ単独性能計算，及び自航状態計算の際に，翼素位置における翼素流入速度と翼弦長を考慮したシェーンヘルの式で算出される摩擦抵抗係数を用いて，翼弦長の後縁方向に作用させることで考慮している．

3.3　自航性能解析システムの計算フロー

本研究で提案する船舶の自航性能解析システムでは，下記(1)~(3) の概略流れに沿った解析を行う．図 3.6 に計算フローを示す．

(1) 自航船舶に装備するプロペラの単独性能を試算し，水槽試験結果に合うようにプロペラモデルのチューニングを行う．

(2) チューニングしたプロペラモデルによって算出されるスラスト，及びトルク分布を，時間平均体積力として CFD ソルバの Navier-Stokes 方程式の外力項に取り込み，その計算結果である流場情報をプロペラモデルに引き渡し，改めてプロペラ力を算出する．その繰り返しの過程で，プロペラスラストが摩擦修正量を考慮した船体抵抗に釣り合うようにプロペラ回転数を探索する．探索には二分法を用い，ターゲットである自航状態(シップポイント)に収束させる．

(3) 自航状態におけるプロペラ回転数，スラスト，トルク等の物理量より，代表的な自航性能の指標であるスラスト減少係数($1-t$)，有効伴流係数($1-w_T$)，船後プロペラ効率比(η_R)などを得る．

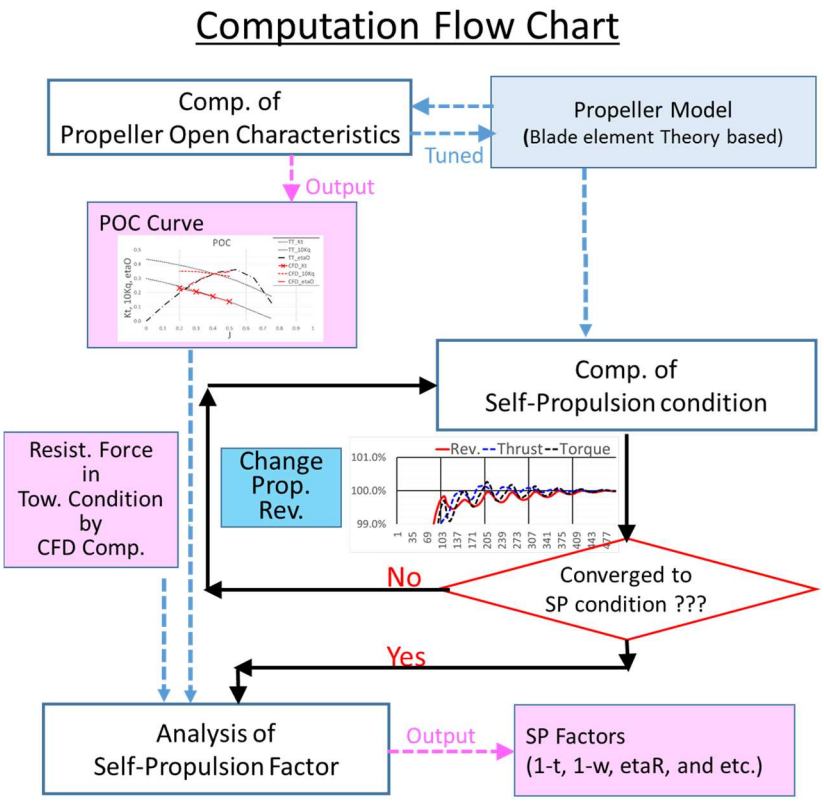


図 3.6 CFD を用いた自航性能解析システムの計算フローチャート

上記計算フロー(1)における，プロペラ単独性能のチューニングは，前節までに述べた二次元翼周りのポテンシャル流場解析結果と粘性摩擦成分を考慮することで得られる，一様流中で稼働するプロペラのスラスト・トルク量に，2 段階の補正を施すことを意味している．その補正方法は次の通りで，その概念図を図 3.7，図 3.8 に示す．

プロペラ単独性能値において，前進定数 J が小さい(つまり，プロペラ翼への流入迎角が大きい)場合に揚力・抗力が極めて大きくならないように，各翼素に対して或る迎角値(図では α_comp)を超えた迎角範囲において，その超過角度量に応じた所定の係数(下図中の cl_local, cd_local)を乗ずることで，局所的に増減補正をする．さらにその後で，全迎角範囲において一律割合の増減補正係数(下図中の cl_global, cd_global)を乗じている．これにより，プロペラ形状等，性能に関わるパラメータが変わったとしても，柔軟なチューニングが可能となっている．

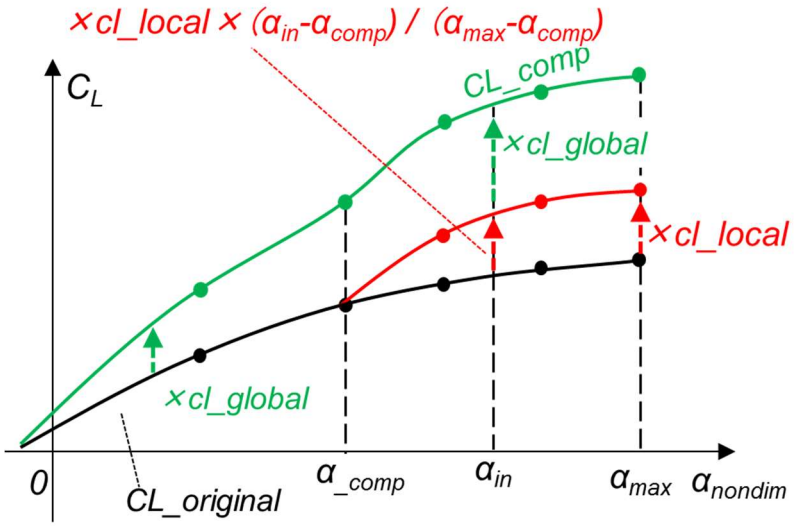


図 3.7 揚力係数(C_L)の補正方法の概念図

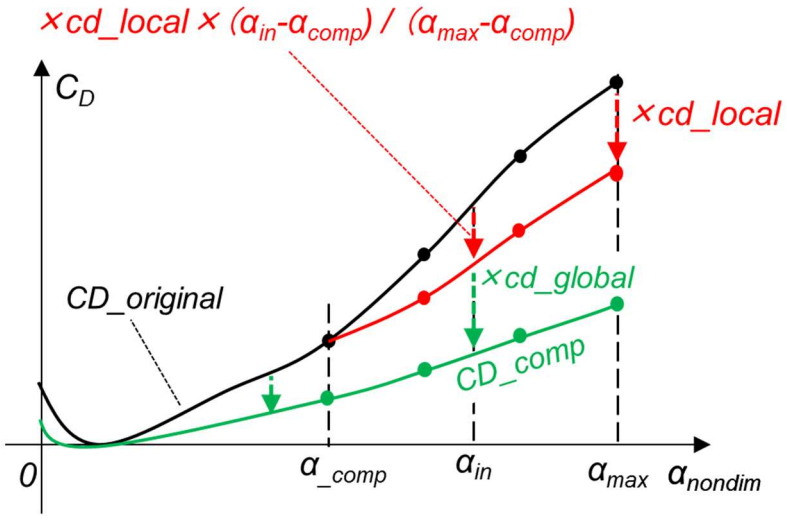


図 3.8 抗力係数(C_D)の補正方法の概念図

3.4　プロペラ単独性能計算 及び 補正

CFD によるプロペラ単独性能計算を行い，水槽試験で得られたプロペラ単独性能曲線に合うように，前節で述べた手法によってプロペラモデルの補正を行った．水槽試験で得られた単独性能曲線と補正で得られた単独性能値を図 3.9 に示し，最終的に使用した補正係数を表 3.1 に示す．以上のことから，係数補正が必要ではあるものの，本手法論により，水槽試験結果と同等のプロペラ単独性能が得られることが示された．

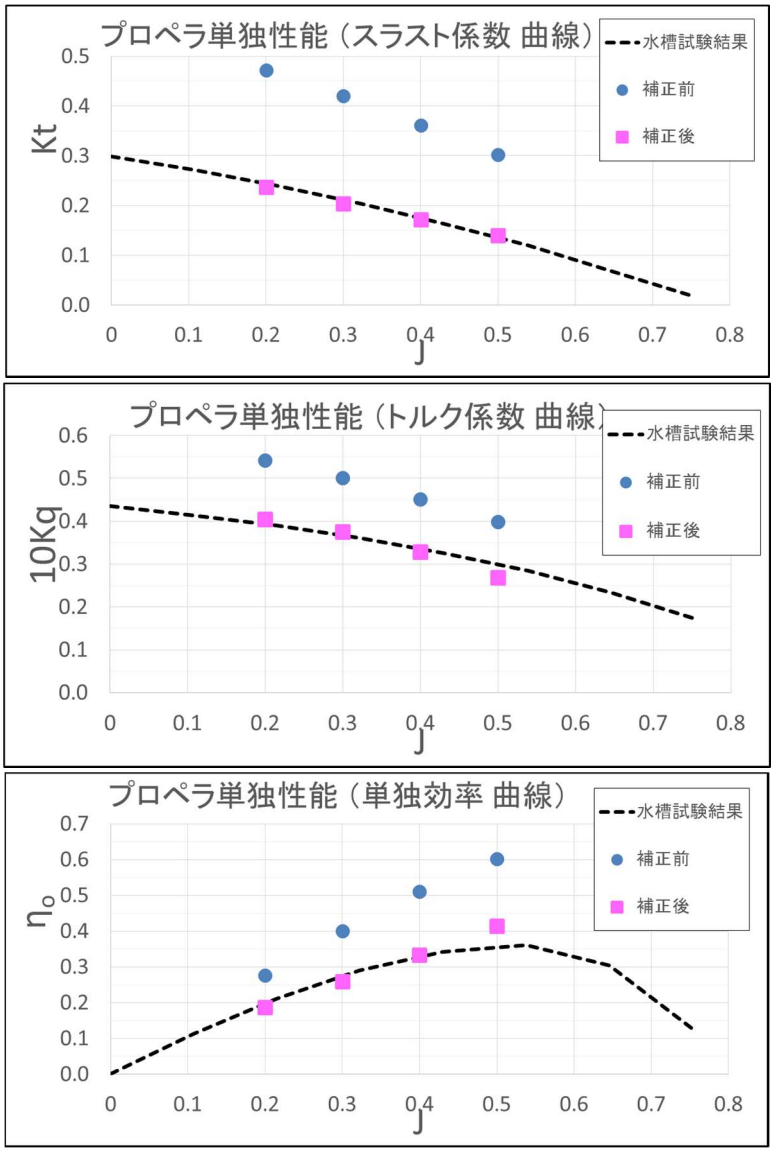


図 3.9 プロペラ単独性能曲線(上：Kt 曲線，中：Kq 曲線，下：η_o 曲線)，
点線：水槽試験結果，プロット(青/ピンク)：補正前 / 補正後の単独性能

表 3.1 プロペラ単独性能曲線に係る補正係数(全体 / 局所)

	全体補正係数(global)	局所補正係数(local)
揚力係数：C_L	0.30	1.18
抗力係数：C_D	1.93	0.55

ここで，本システム上におけるプロペラ単独性能計算の収束状況について述べる．プロペラ単独性能の繰り返し計算の過程においても，プロペラスラスト・トルク，及び流場が収束している必要がある．本論では，各前進定数 J に対して，CFD ソルバによる流場計算と外部プログラムによるプロペラ体積力計算の繰り返しを 40 回行い，スラスト係数・トルク係数が共に収束していることを確認してプロペラ単独性能とみなした．図 3.10 は，本プロペラ単独性能の繰り返し計算過程における収束状況を示すものであるが，スラスト係数，トルク係数共に体積力計算 20 回程度で収束していることが確認できる．

通常，プロペラ単独性能試験では，プロペラ回転数を一定とし，与える流速(曳航水槽では曳引台車の速度)を変えることで異なる前進定数 J に対する性能を計測することが多い．しかしながら本研究では，CFD ソフトウェア上の変数入力作業を省力化するために，与える流速を一定として，プロペラ回転数を変えることで異なる前進定数に対する性能を計算している．尚，同じ補正係数を用いる場合，前者(回転数固定)は，後者(回転数変化)に対して，スラスト係数 Kt 0.3%程度，トルク係数 Kq 0.5~3.9%の誤差が生じることを確認している．

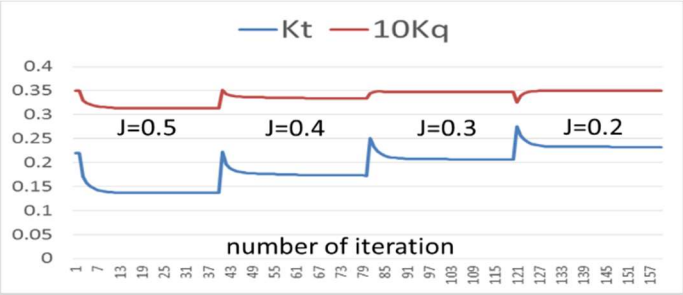


図 3.10 プロペラ単独性能計算におけるスラスト・トルク係数の収束状況

プロペラ単独性能計算において実際に用いられるプロペラ面内の揚力係数 C_L 分布，抗力係数 C_D 分布を夫々図 3.11，図 3. 12 に示す．揚力係数・抗力係数共に，前進定数 J が大きくなるにしたがって，全体的に小さくなっているのが分かる．これは，J が大きくなることで，二次元翼素に対する流入迎角が小さくなり，その周囲の圧力分布がやわらぐためで，揚力係数，抗力係数共にその効果と考えられる．抗力係数 C_D に関しては，理論上，二次元翼周りのポテンシャル流解析では，流れに垂直な抗力成分はゼロであるが，3.2.3 節で述べたように，翼の Back 面における負圧に上限を設けているための副産物的に抗力成分が出ており，抗力係数(C_D)の推定においては，この影響が小さくないと言える．プロペラ単独性能

曲線の補正処理において全体補正係数が 1.0 から大きく離れた値となったのは，これらの影響が大きいものと考えられる．

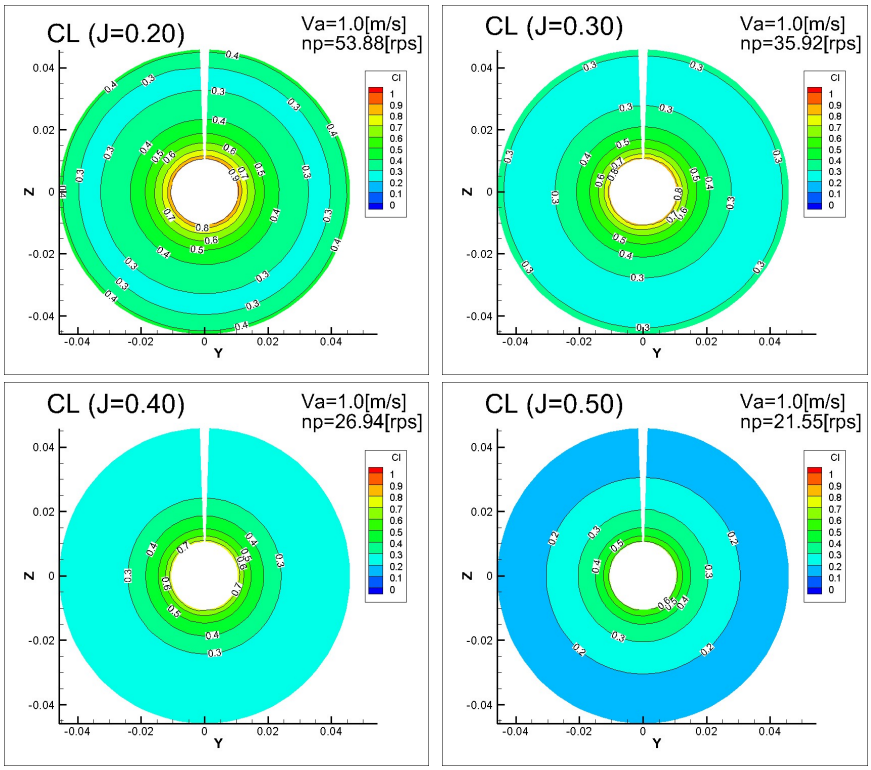


図 3.11 プロペラ単独性能計算で用いられる揚力係数(C_L)分布(左上から J=0.2,0.3,0.4,0.5)

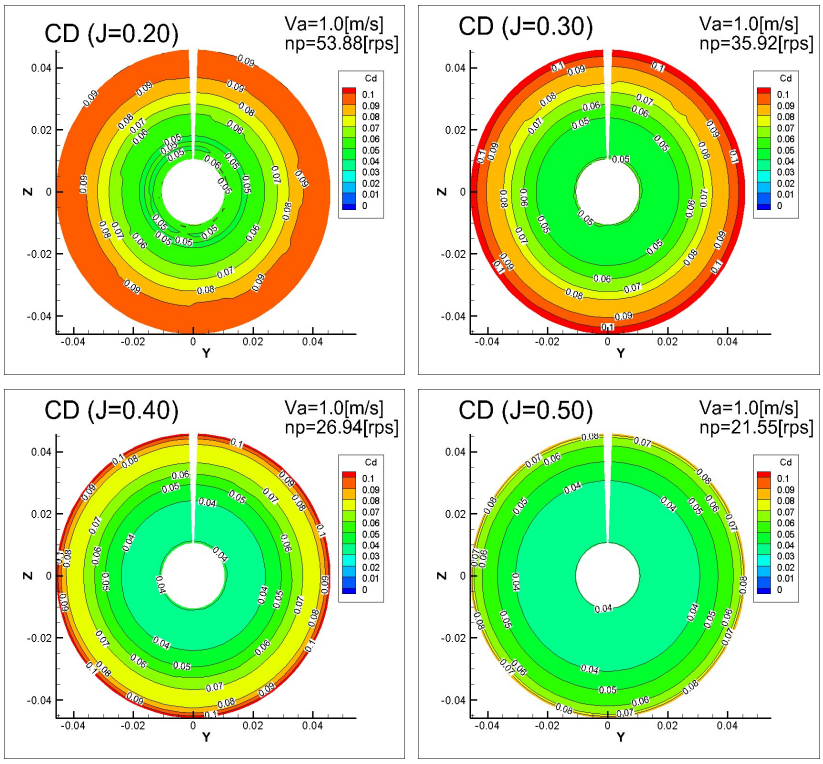


図 3.12 プロペラ単独性能計算で用いられる抗力係数(C_D)分布(左上から J=0.2,0.3,0.4,0.5)

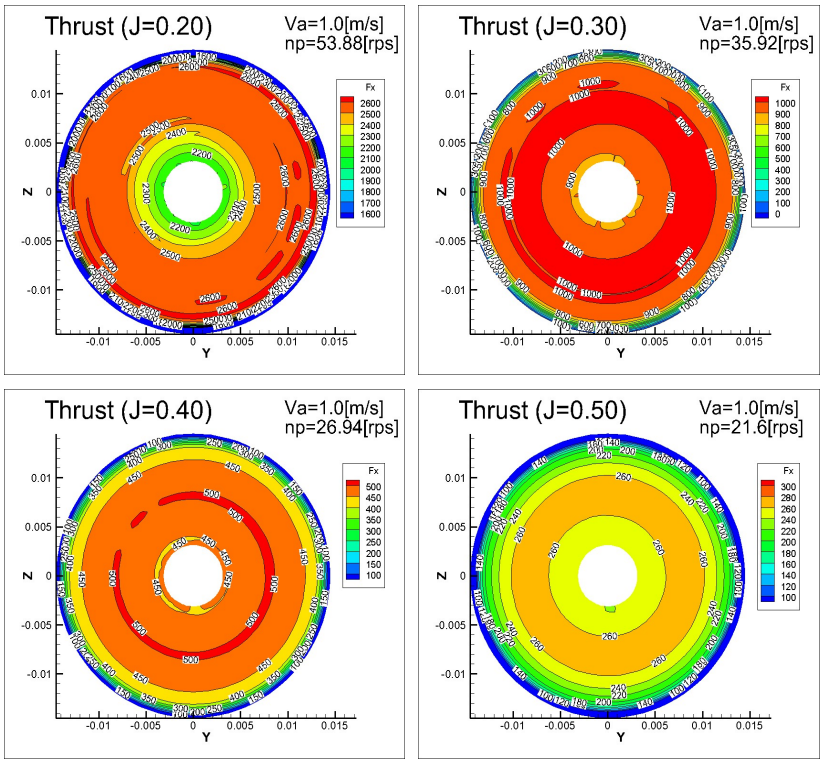


図 3.13 プロペラ単独性能計算で得られるスラスト分布(左上から J=0.2,0.3,0.4,0.5)

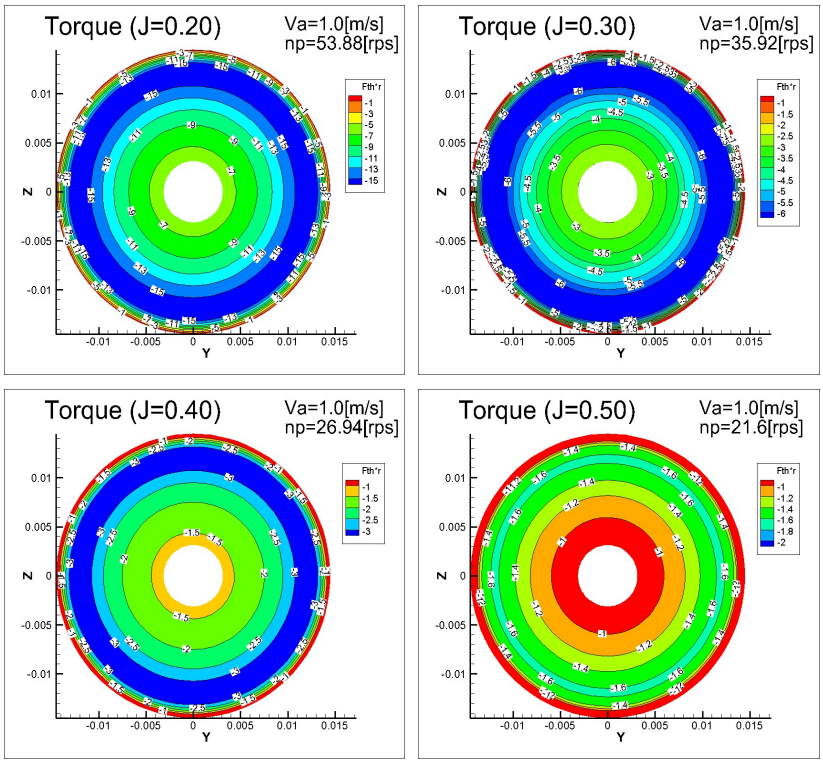


図 3.14 プロペラ単独性能計算で得られるトルク分布(左上から J=0.2,0.3,0.4,0.5)

図 3.13，図 3. 14 にプロペラ単独性能計算で得られるプロペラスラスト・トルク分布(力について ρSU_a^2 で無次元化した値)を示す．当然の事ながら，いずれの前進定数(J)においてもきれいな円状に分布している．また，スラストにおいては $0.7R_P$付近，トルクにおいては $0.8R_P$付近において最大値をとっていることがわかる．

3.5　結言

本章では，CFD を活用した船舶の自航性能を推定するための理論体系，及びその核となる要素技術について述べ，その適用事例として，プロペラ単独性能計算を行い，水槽試験結果に合うようにチューニングを行った．その過程で以下の結論を得た．

1. 二次元翼周りのポテンシャル流場解析，及び摩擦成分を考慮して得られる揚力・抗力係数を用いることで，半径方向のプロペラ翼断面形状の違いを考慮する手法を開発した．

2. 船尾流場中で作動するプロペラ力(スラスト・トルク)の面内分布を，翼素理論をベースとして算出し，時間平均体積力分布として商用 CFD ソルバ(FINE™/Marine)に組み込んだ．

3. CFD を用いてプロペラ単独性能試験シミュレーションを実施し，上述１．で得られた揚力・抗力係数に 2 段階の補正を行うことで，水槽試験結果と同等の性能が得られることを示した．

第４章　CFD を用いた自航性能解析システムによる性能評価・検証

4.1　緒言

船舶の推進性能を評価する場合，用いる解析手法・ツールが如何に適切に実現象を模擬しているかを把握しておくことが不可欠である．特にプロペラ回転を伴う自航状態を扱う場合には，船尾周囲の流体とプロペラに係る様々な物理量が複雑に作用し合うため，その挙動を理解しておくことは，船舶性能向上のためにも肝要であろう．

本章では，本研究で提案する自航解析システムによる性能評価，及び検証について詳述する．初めに，検証の対象とする水槽試験の概要について述べ，試験項目ごとに CFD 計算結果との比較・検証を行い，本 CFD 解析システムの有用性を示す．比較・検証には，大阪大学船舶試験水槽で実施した 3.2m の JBC 模型船に対する抵抗・自航性能，及び SPIV 装置によって計測された船尾周辺流場を用いる．その後，各種 ESD 付加物の省エネメカニズムに関する考察，また第 2 章で述べたポテンシャル理論ベースの簡易性能評価手法の有効性について述べる．

4.2 性能評価対象の舵・ダクト

本章では，普通舵(表 4.1[NR00])に対して，第 2 章で簡易設計したバルブ・フィン付きツイスト舵(同[TWHF]，ツイスト角 5 度，フィン迎角 6 度)と，その部分要素としてバルブ・フィン付き普通舵(同[NRHF]，フィン迎角 6 度)，ツイスト舵(同[TW00]，ツイスト角 5 度)，及び，それら 4 種類の舵と別途設計されたダクトとの組み合わせ状態(同[NR00&DUCT]，[NRHF&DUCT]，[TW00&DUCT]，[TWHF&DUCT])を対象として性能評価を行う．参考として，舵無し裸殻状態(同[BARE])，ダクトのみ付加状態(同[DUCT])についても性能評価を行う．以上の省エネ付加物の呼称・装備状態，及び CFD 格子数を表 4.1 に示す．(以降，各種省エネ付加物の状態を，便宜上”ESD 状態”と呼ぶ．)省エネ装置の外観を図 4.1 に示す．

表 4.1 各種省エネ付加物の装備状態と CFD 格子数

ESD										
Name	DUCT	BARE	NR00	NRHF	TW00	TWHF	NR00 &DUCT	NRHF &DUCT	TW00 &DUCT	TWHF &DUCT
Rudder	w/o	w/o	Normal Rudder	Fin Rudder	Twist Rudder	Fin&Twist Rudder	Normal Rudder	Fin Rudder	Twist Rudder	Fin&Twist Rudder
Duct	with	w/o	w/o	w/o	w/o	w/o	with	with	with	with
SPIV (Flow Field Measurement)	○	○	○	○	○	○	×	×	×	×
Resistance Test	○	○	○	×	×	○	○	×	×	○
Self-Propulsion Test	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Number of Grid (inc. hull)									(unit: million)	
3.2 m model (Re=2.26*10^6)	9.69	9.59	9.73	9.92	9.73	9.91	9.81	10.01	9.83	10.00

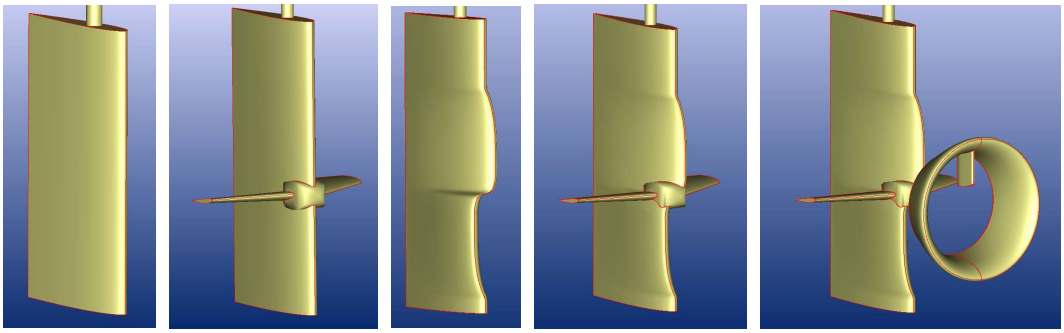


図 4.1 各種省エネ舵・ダクトの外観
(左から[NR00], [NRHF], [TW00], [TWHF], [TWHF&DUCT])

4.3 水槽試験の概要

本研究で提案する船舶推進性能推定システムの推定精度検証を目的として，3.2m の JBC 模型船を用いて，プロペラ単独性能試験，抵抗試験，自航試験，SPIV 流場計測を実施した．いずれの試験も大阪大学船舶海洋試験水槽にて実施した．JBC 模型船，及びプロペラ模型の要目は，第 1 章で述べた通りである．

模型船，及び模型プロペラの外観を図 4.2 に示す．船尾プロペラボス周辺部(赤枠)は，ダクト有り・無しの 2 状態に対して 2 種類の部分模型を製作し，簡単に取り換え可能としている．模型プロペラは，直径が 92mm と小さいため，乱流促進を目的としてトリップワイヤーを取り付けたものを使用した．トリップワイヤーの取り付け位置は，プロペラ全 5 翼の Face 面・Back 面の両面において，いずれも翼前縁から翼断面コード長の 5%の位置とした。

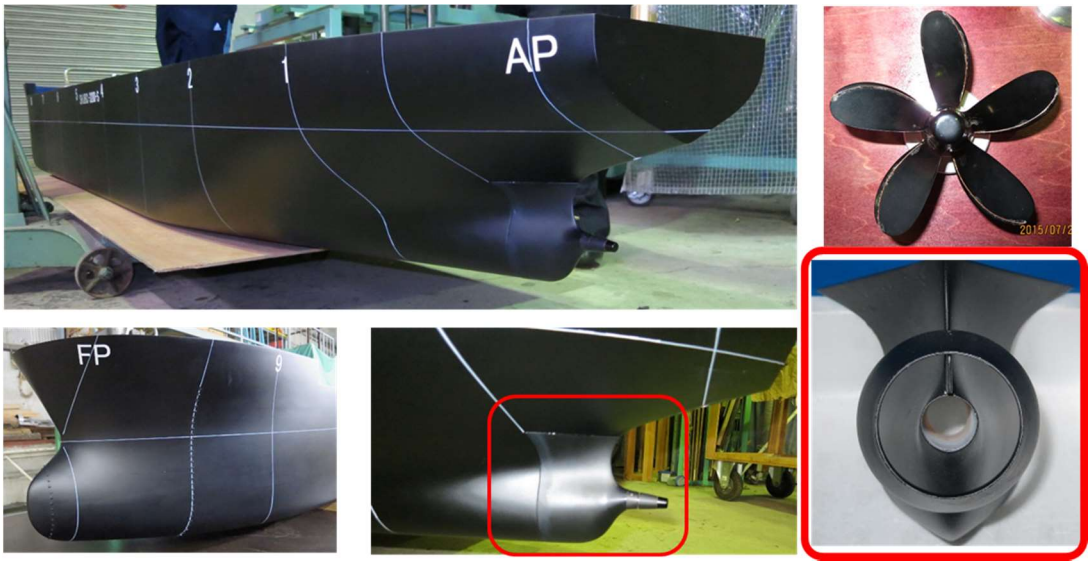


図 4.2 JBC 模型船の外観
(上：全体，左：船首部，中：船尾部，右上：プロペラ，右下：ダクト部)

4.3.1　プロペラ単独性能試験

プロペラ単独性能試験結果を図 4.3 に示す. 第 3 章で実施したプロペラ単独性能曲線に関するチューニングはこの性能曲線を基準としている．別途，海上技術安全研究所(以降，海技研)で実施された 7.0m 模型船に対する相似プロペラ模型(直径 203mm)の単独性能曲線[47]と比べて，*Kt* 曲線は低く，*Kq* 曲線は高く計測され，それによって単独効率 η_oは低めとなっている．(海技研の試験結果では，前進定数 J=0.65 付近で最高効率 0.65 程度であるのに対して，大阪大学(下記グラフ)試験結果では，前進定数 J=0.55 付近で最高効率 0.36 程度である．）これは主に，乱流促進のためのトリップワイヤーを付加したことによる所要トルク増加に起因しているものと考えられる．

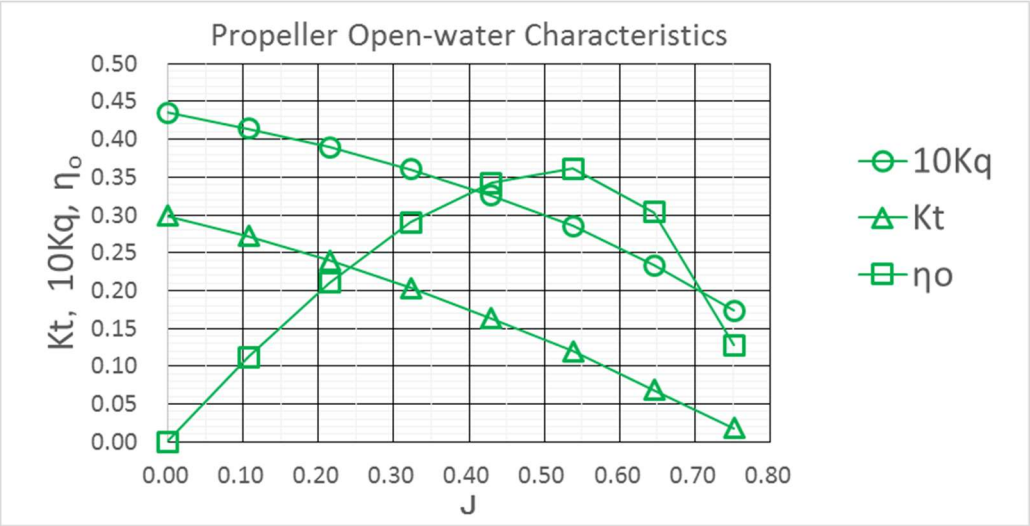


図 4.3 プロペラ単独性能試験結果

4.3.2　抵抗試験

抵抗試験は[NR00], [BARE], [DUCT], [TWHF], [NR00&DUCT], [TWHF&DUCT]の 6 状態(表 4.1)に対して実施した．抵抗試験の結果として，各種状態の全抵抗係数(C_{tm})と造波抵抗係数(C_w)を図 4.4 に示す．各 ESD 状態における抵抗値の無次元化には[NR00]の浸水表面積値を用いた． 3 次元外挿法における造波抵抗係数の算出においては，[NR00]における形状影響係数を用いた．形状影響係数の算出には ITTC1957 Friction line を用いた．図 4.4 より，フルード数が 0.13~0.15 程度の範囲においては，ESD 状態によらず，抵抗値が同程度であることがわかる．フルード数 0.10 付近の低速域では，全抵抗係数値のばらつきが比較的大きいが，これは模型船・船速が小さく，その計測抵抗値も小さいため，無次元化によるばらつきが顕著に出たものと考え，付近の計測値との連続性を考慮して形状影響係数を決定した(*1+K*=1.29)．以降の自航試験解析では，全ての ESD 状態で[NR00]の抵抗性能曲線を用いることとする．

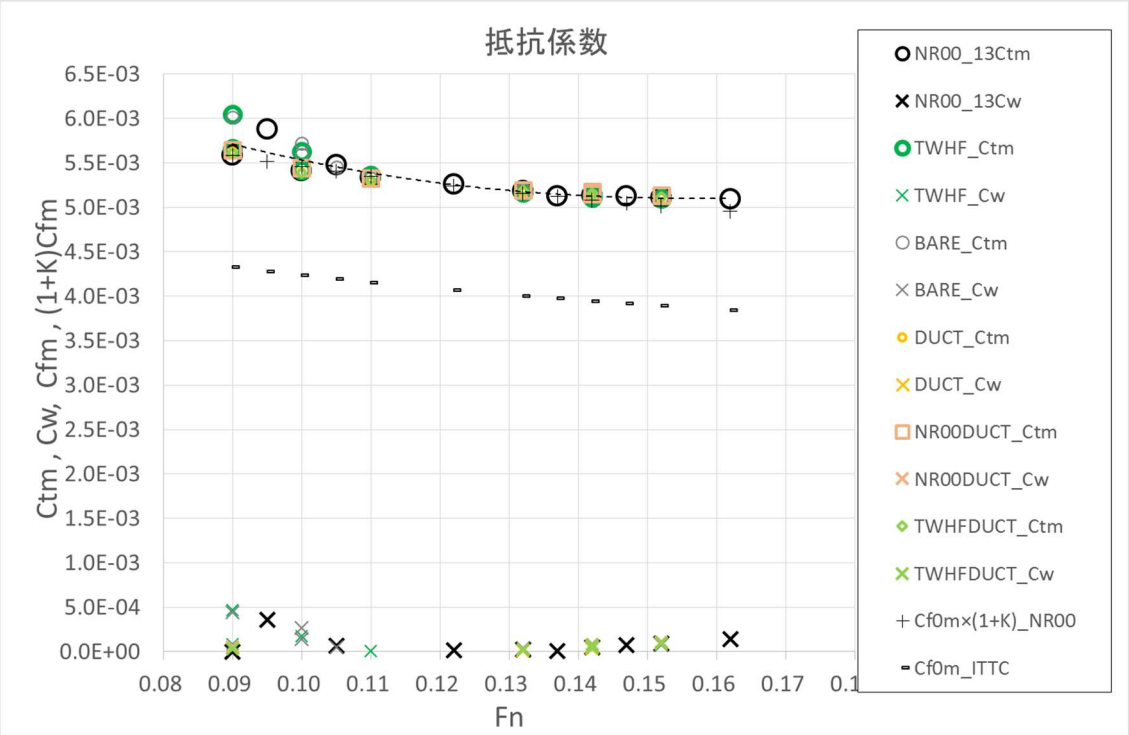


図 4.4 抵抗試験結果

4.3.3 自航試験

自航試験は表 4.1 の全 10 状態に対して実施した．全 10 状態に対して，JBC の計画フルード数である 0.142(実船換算 14.5 ノット)にて行い，また[NR00]と[TWHF&DUCT] については船速影響を確認するために，フルード数 0.132 と 0.152 についても行った．フルード数 0.142 自航試験の各 ESD 状態における計測値(プロペラ回転数，トルク，スラスト)，及びそれらから算出される $2\pi nQ_B$値を図 4.5 に示す．$2\pi nQ_B$値は伝達馬力(DHP：Delivered Horse Power)であり，本論では模型船における推進性能を代表する値として用いる．図 4.5 では，付加物の違いによって $2\pi nQ_B$値が異なっており，推進性能が変わることがわかる．例えば，裸殻状態である[BARE]において $2\pi nQ_B$値が一番大きく（つまり，性能が一番悪く)，ダクト，或いは各種舵，またその組み合わせを装備することで，自航状態の回転数・トルクが共に小さい値をとり，性能向上が図られていることが分かる．

また，図 4.6 で示される自航要素($1\text{-}t$, $1\text{-}w_T$, η_R, η_B)では，($1\text{-}t$)と η_Rの変化が比較的小さい一方で，η_Bと($1\text{-}w_T$)が比較的大きく変化していることが分かる．η_Bは船後プロペラ効率として(4.1)式によって定義されるため，$2\pi\, n\, Q_B$値は(4.2)式のようにも書ける．

$$\eta_B = \frac{T\,Va}{2\pi\, n\, Q_B} = \frac{T\,Vs}{2\pi\, n\, Q_B} \times (1 - w_T) \tag{4.1}$$

$$2\pi\, n\, Q_B = T\,Vs \quad \frac{1}{\eta_B/(1-w_T)} \tag{4.2}$$

つまり，$2\pi n Q_B$は$\eta_B/(1\text{-}w_T)$値に反比例することから，図 4.6 におけるη_Bと$(1\text{-}w_T)$は，弱め合いながら DHP 値に寄与していることが分かる．

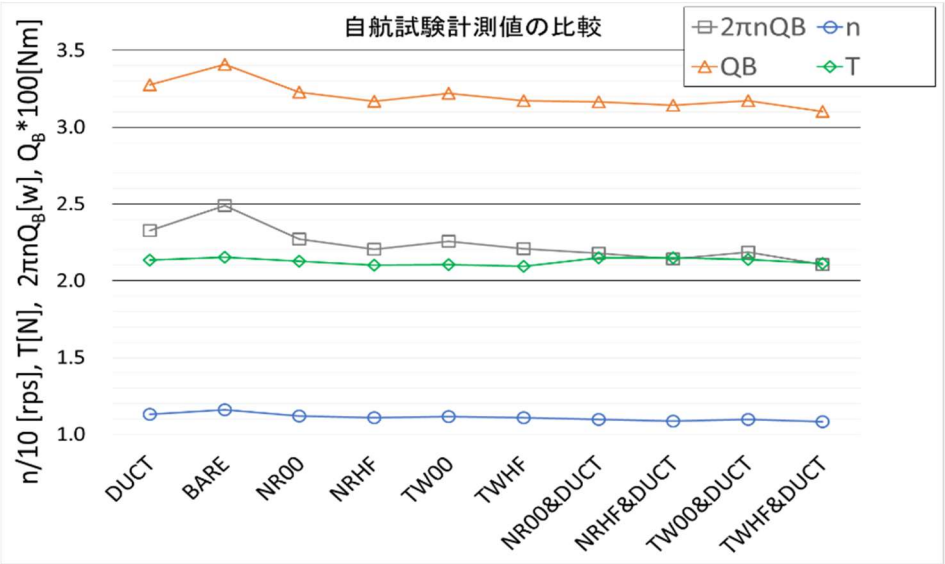


図 4.5 自航試験における計測値(プロペラ回転数, トルク, スラスト)と伝達馬力値(Fn:0.142)

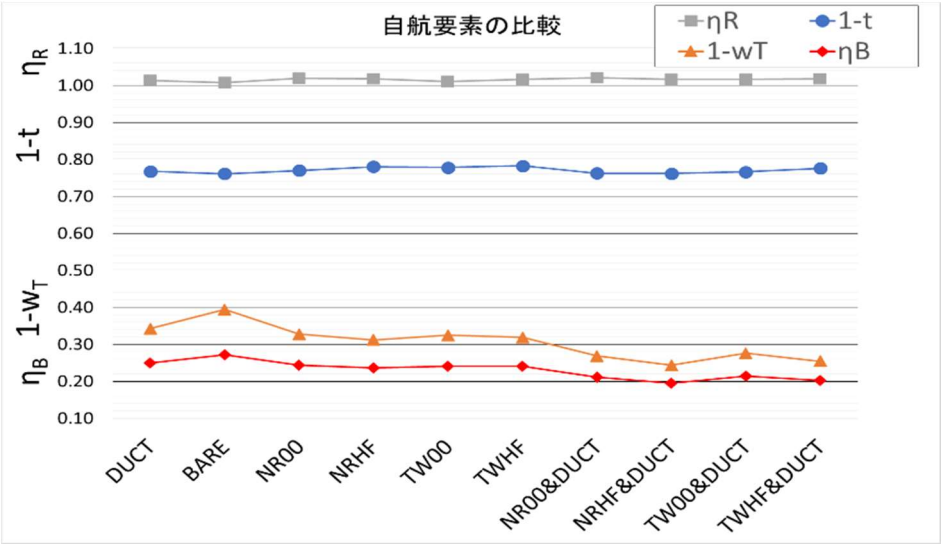


図 4.6 自航要素(1-t, 1-w_T, η_R, η_B)の比較(Fn:0.142)

4.3.4 SPIV 流場計測

本研究で提案する CFD による計算流場との比較検証を目的として，SPIV(Stereo Particle Image Velocimetry : 粒子画像流速測定法)による流場計測を行った．計測対象は普通舵[NR00]を含めた 4 種類の舵，及び裸殻の[BARE]，ダクトのみ装備している[DUCT]の計 6 状態に対する模型船船尾周辺である．(表 4.1 参照)

SPIV とは，レーザー照射装置と 2 台のカメラを用いて，微小時間間隔で 2 回照射されたレーザーシート面上のトレーサー粒子の位置情報からその変位を算出し，3 次元の流速分布を得る手法である([48][49]等).

本研究では，大阪大学所有の Underwater SPIV システム(LAVISION GMBH 社製)を使用した．その主要目仕様を表 4.2 に，装置外観を図 4.7 に示す．本 SPIV 装置は，そのカメラ，レーザーの配置から，基本的には船体左舷後方より画像を撮影するシステムであり，舵を装備した場合等，撮影断面位置によっては右舷側を計測することが出来ない．このため，一般的な一軸船が右回転プロペラを使用するところ，同要目の左回転用プロペラ作動時の左舷計測流場データを船体中心線対称に反転することで，右回転用プロペラ作動時の右舷計測流場として代用することとした. 図 4.8 に右回転･左回転用の模型プロペラを示す.

本論で扱う CFD 計算は, プロペラで発生する力を時間平均体積力として与えることから, プロペラ回転を伴う SPIV 流場計測においても, プロペラ回転角と同期しない時間平均流場を計測し，それを CFD 流場と比較する．尚，本 SPIV 計測システム構成では，画像取得のタイミングを任意のプロペラ翼回転角に同期させて計測することが可能である([50] [51]). このため, 回転するプロペラ実体を直接計算する CFD 計算におけるプロペラ翼位置と流場の関係に対する時間変化を検証する場合にも用いることが出来る.

表 4.2 大阪大学 SPIV システムの主要目仕様

Measuring Range	(About) 120×120 [mm]	
Pixel count of camera	2,560 × 1,920 [pixel]	
Laser power	YAG Laser(Double pulse) 135 [mJ]	
Tracer	Particle of glass coated by silver Specific weight: 1.7 [g/ml], Mean diameter: 14 [μm]	
Software of SPIV	LaVision Davis 8.02	
Camera 1 view angle	$\alpha 1$	22 [deg.]
Camera 2 view angle	$\alpha 2$	55 [deg.]
Camera distance to measurement center	C	890 [mm]
Laser distance to measurement center	L	714 [mm]
Side distance	S	614 [mm]
Free distance	F	288 [mm]

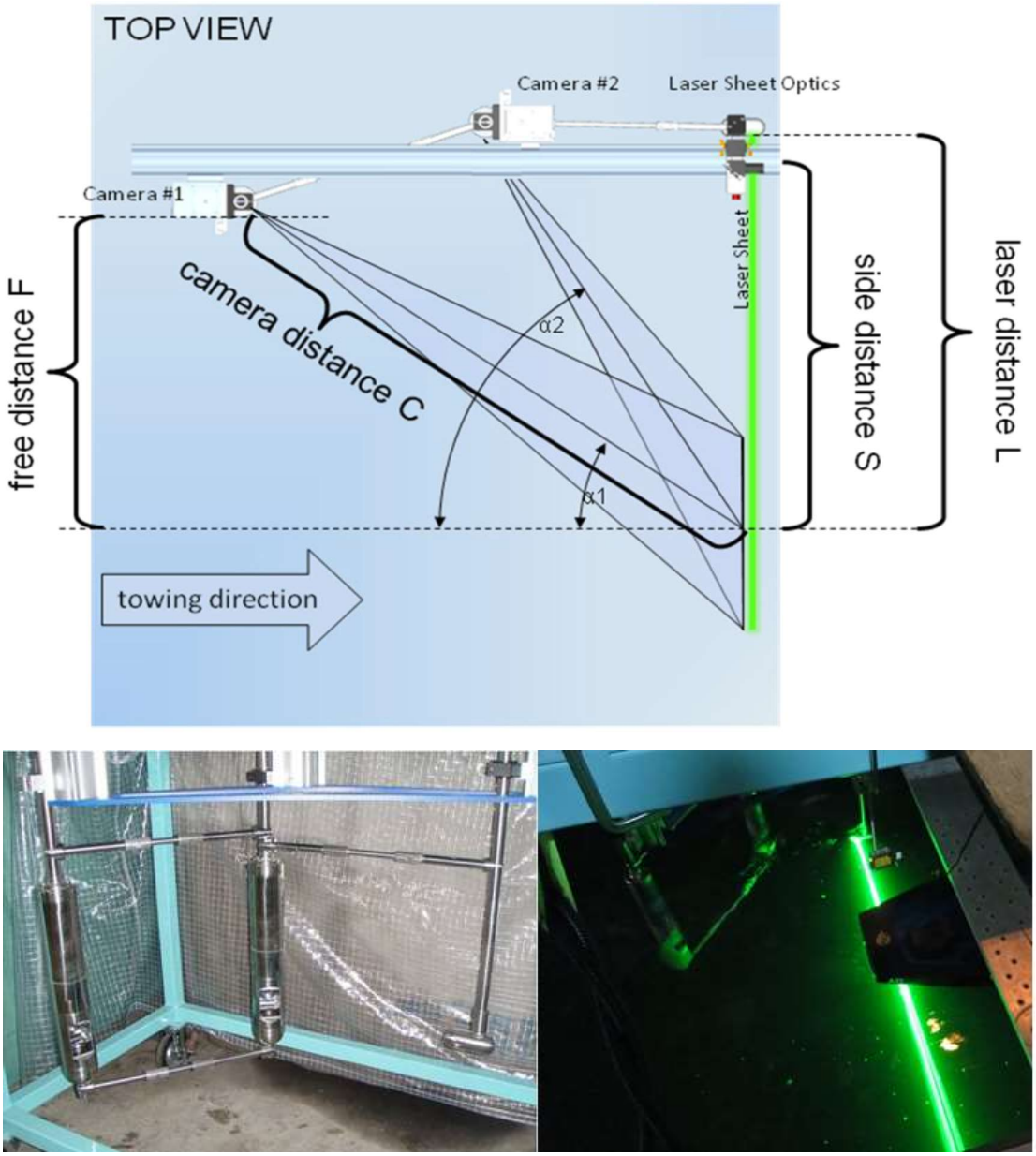


図 4.7 SPIV 計測システム外観(上：平面図，左下：装置写真，右下：計測時の様子)

図 4.8 模型プロペラ(左：右回転用，右：左回転用)

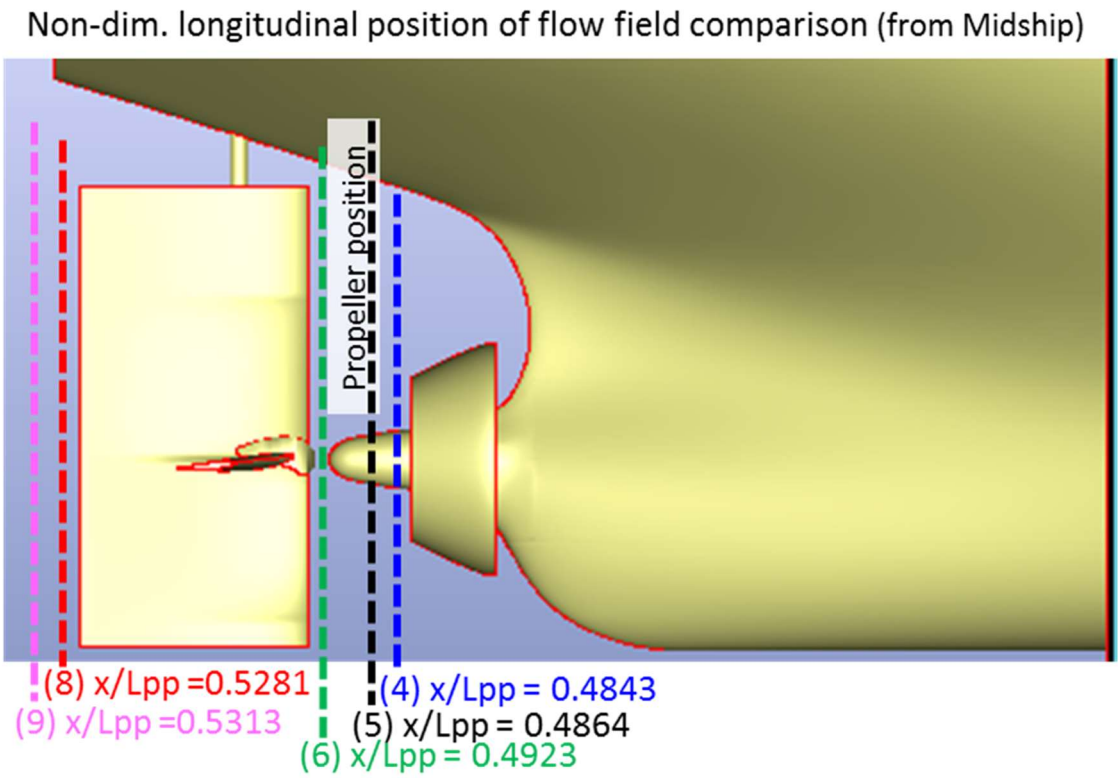


図 4.9 SPIV 流場計測断面位置

図 4.9 に，本論で取り扱う SPIV による計測断面を示す．断面(4)はダクト直後，且つプロペラ直前の位置(x/Lpp=0.4843)であり，ダクトの存在によるプロペラ流入流場の変化を捉えることができる．断面(6)はプロペラボスキャップ直後，且つ，舵直前の位置(x/Lpp=0.4923)であり，プロペラにおいて加速された流場，及び，舵に流入する直前の流場情報が得られる．断面(8)，及び断面(9)は，舵後端の後方 10mm 位置(x/Lpp=0.5281)，及び 20mm 位置(x/Lpp=0.5313)であり，各種舵の形状による流場変化が現れる位置として計測した．本来，水平フィンによる影響が最も顕著に出るのは，水平フィン後端の直後(舵後端より前方に 20mm 程度)であると思われるが，SPIV に使用するレーザー光の舵による反射が強く，計測を断念した．断面(4),(6)は，CFDWorkshop2015 におけるベンチマークポイントとして定められた計測断面であるが，断面(8),(9)を含めいずれの断面も，推進性能上，重要な情報を有する位置であり，後述の CFD 計算によって，これらの位置における流場を適切に模擬できるか否かが，本論の自航性能推定システムの検証として重要な意味合いを持つ．個々の流場計測事例については，後節 4.4.2 内の CFD 計算の流場検証にて詳述する．

4.4　CFD 計算・性能評価の検証

4.3 節で述べた水槽試験の結果を用いて, CFD による計算流場と推進性能の検証を行う. 検証の対象は，プロペラ前方 ESD であるダクトとプロペラ後方 ESD である各種舵，及びその組み合わせとする. ダクトと舵を組み合わせた状態については SPIV による流場計測を行っていないため，推進性能に関わる諸物理量の値による検証とする.

4.4.1　CFD 計算の概要

CFD 計算の概要について述べる．本論中で扱う CFD は RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes equations)であり，乱流モデルは 2 方程式モデルである Menter の k-ω SST(share-stress transport)モデル[26]を採用した．一方，計算時間短縮のため，及び自航性能解析には造波抵抗の影響は小さいと考えられるため，自由表面を鏡像として扱うダブルモデル近似を採用した.

ここで，本計算に用いる座標系及び計算領域について述べる．計算領域の原点を船体中心線，及び喫水線上のミドシップとし，船体長手方向後方に向かって x 軸，幅方向右舷側に向かって y 軸, 鉛直方向下方側に向かって z 軸をとる. 計算領域は, x 方向に 5 船長分(FP より前方に 1 船長分，及び AP より後方に 3 船長分)，y 方向に 3 船長分，z 方向に 1.5 船長分とした．各外部境界の境界条件を図 4.10 に示す．船体前方から計算領域に流入する一様流速を JBC の計画フルード数である 0.142 として設定した．船体表面の境界条件には壁関数を用いた．但し，自航状態の計算では水槽試験を模擬するために，プロペラボスキャップ部を回転させることを検討したが，CFD ソルバの制限により設定不可能であった．このため，流体の流れを止める作用が働きすぎないように，自航試験状態のプロペラボスキャップ部のみ，境界条件を Slip(zero shear stress)とした.

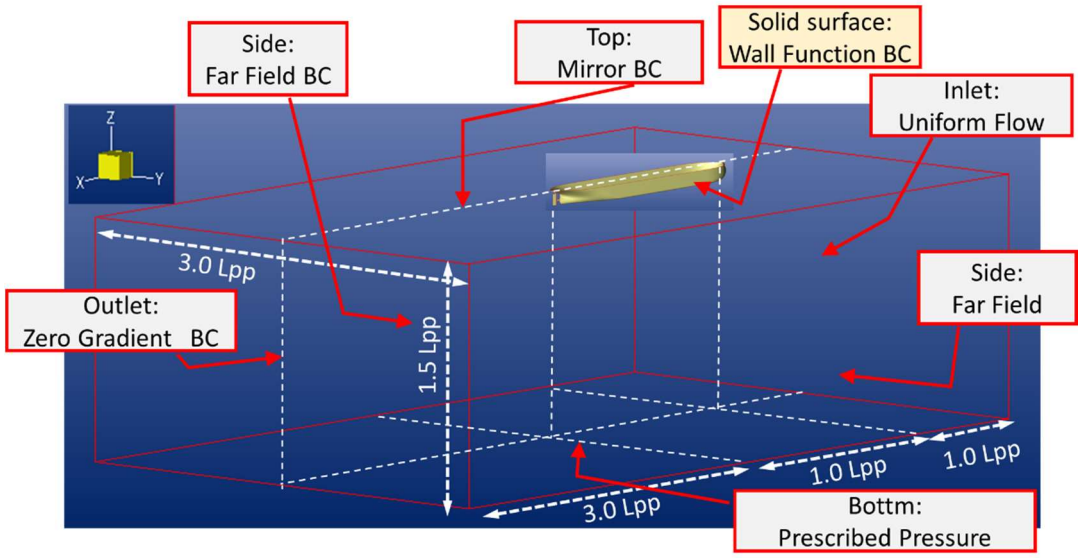


図 4.10 CFD 計算領域と各種境界条件

自航状態の計算におけるプロペラ力分布領域を図 4.11 に示す．プロペラ体積力を分布させる円柱領域の厚みはプロペラ面を中心に Dp/10 とし，体積力の計算では，プロペラ面よりも前方に Dp/20 の位置における速度分布を流入速度として用いた．また，流入速度分布を得る位置とプロペラ面位置の間(即ち Dp/20 の距離)に, 少なくとも 2 つのセルが入るように周辺の格子分割をした．尚，3 章で述べたプロペラ単独性能計算においても，ここで述べたのと同様の計算領域，格子生成手順，プロペラ体積力分布手法を採用している．

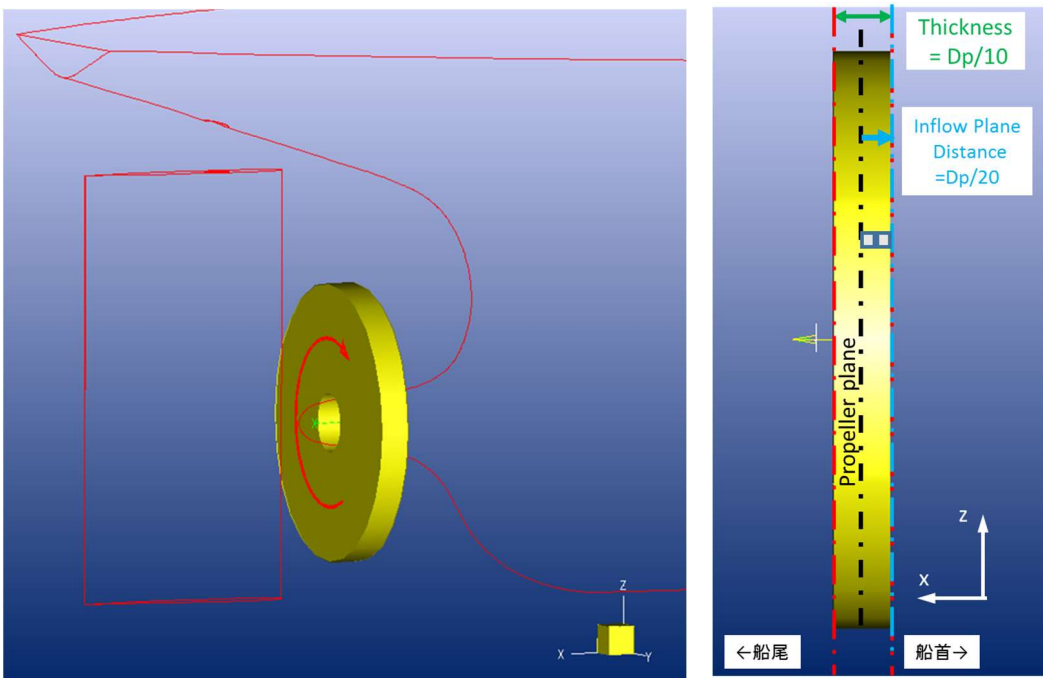


図 4.11 プロペラ体積力分布領域の設定

格子生成には，非構造格子メッシャーである HEXPRESS™(v3.1)[52]を用いた．船体表面の境界条件に壁関数を用いるにあたり、壁面からの無次元距離(y^+)=100 を船体近傍のメッシュ幅の目安とした．こうすることで、実際の CFD 計算上での流速・及び局所摩擦係数の変化に対しても、壁関数の対数則範囲(凡そ 30≦y^+≦2000 程度)から外れることはないと考えたためである. ここで船尾近傍において y^+=100 がどの程度の値になるか推定してみる。

$$y^+ = \frac{y\,u_*}{\nu} = \frac{u_0\,Lpp}{\nu} \cdot \frac{y}{Lpp} \cdot \frac{u_*}{u_0} = Re \cdot \left(\frac{y}{Lpp}\right) \cdot \sqrt{\frac{c_f}{2}} \tag{4.3}$$

$$\Rightarrow \left(\frac{y}{Lpp}\right) = \sqrt{\frac{2}{c_f}} \cdot \frac{1}{Re} \cdot y^+ \tag{4.4}$$

ここで　摩擦速度：$u_* \equiv \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$　より　$\frac{u_*}{u_0} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho\,u_0^2}} = \sqrt{\frac{c_f}{2}}$　(4.5)

また，　$c_f = (2.0\,logR_{ex} - 0.65)^{-2.3}$　(4.6)

(4.6)式の c_fは，Plandtl と Schlichting の局所摩擦係数の近似式である．

y^+=100 に対応する有次元距離を(4.3)~(4.6)式により算出し，表 4.3 に示す。c_fは船尾位置に対応するレイノルズ数における相当平板の値を想定した. HEXPRESS™ で生成された船体近傍格子の厚さは，位置にもよるが，3.2m 模型船に対して凡そ 2~4mm 程度(例えば FP 断面の船首バルブ下部で 2 mm 程度，ミドシップ船底で 3.5 mm 程度，AP 断面トランサムで 2 mm 程度)であり，目安とした y^+と大きな相違がないことを確認している.

図 4.12 に[NR00]曳航・自航状態(Fn=0.142)に対する CFD 計算結果の船体表面上の y^+分布を示す．凡そ上述の対数則範囲であるが，特に船尾付近で対数則範囲外となる領域が目立ち，ここでは境界条件が適切に与えられていないということになる。もっともこの辺りは局所摩擦応力も小さい領域であるため、計算結果に与える影響はそれほど大きくないと考えられる。本研究では特にプロペラ付近の流場を詳細に計算することを目的として，その周辺については通常よりも細かく格子分割しており(図 4.13(d)参照)，そのことも y^+値が小さくなっていることにも影響していると考えられる．より現実に即した流場を再現するための格子生成手法については今後の課題とする.

表 4.3　y^+=100 に対応する壁面からの距離(Fn=0.142)

	Re	局所 c_f	y/Lpp [-]	y [mm]
3.2m モデル	2.26×10^{6}	3.26×10^{-3}	1.10×10^{-3}	3.508

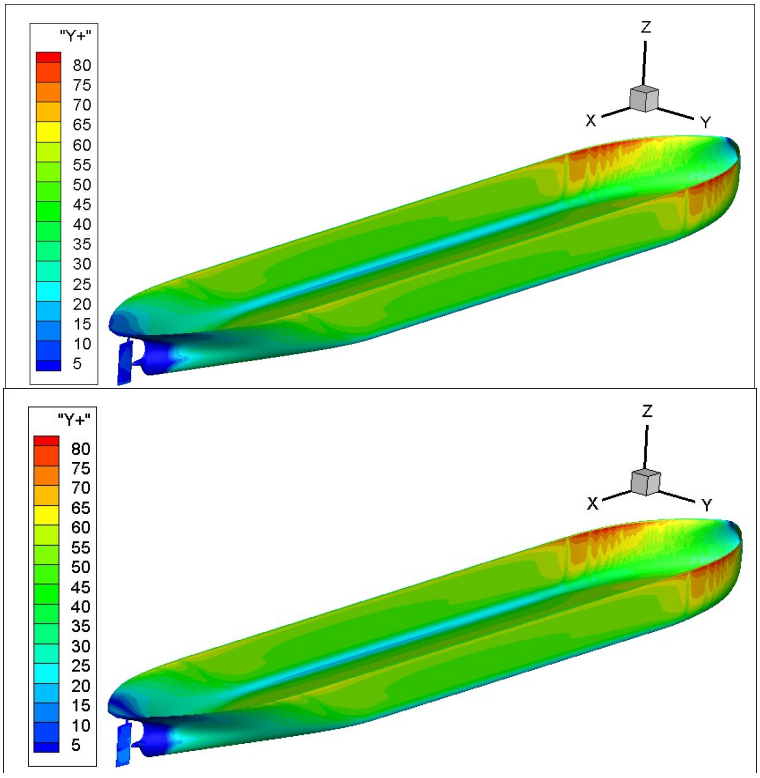
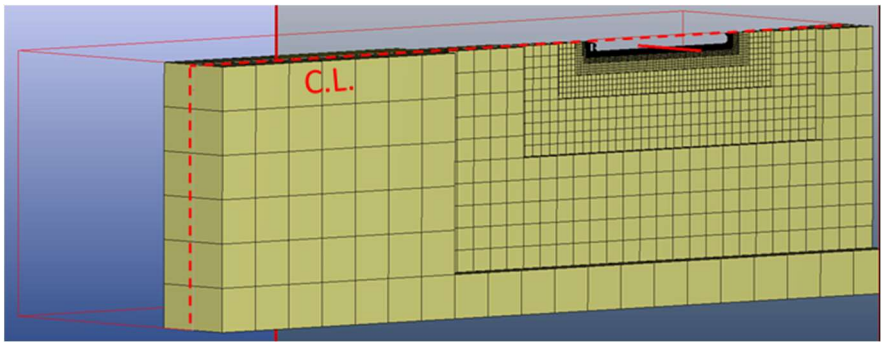
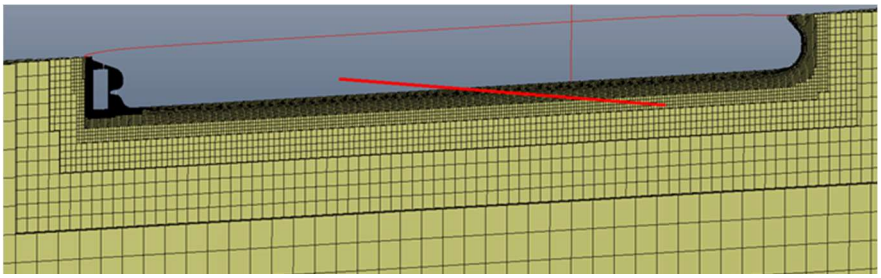


図 4.12 CFD 計算上の y^+分布(上: [NR00]曳航状態，下：[NR00]自航状態，Fn=0.142)

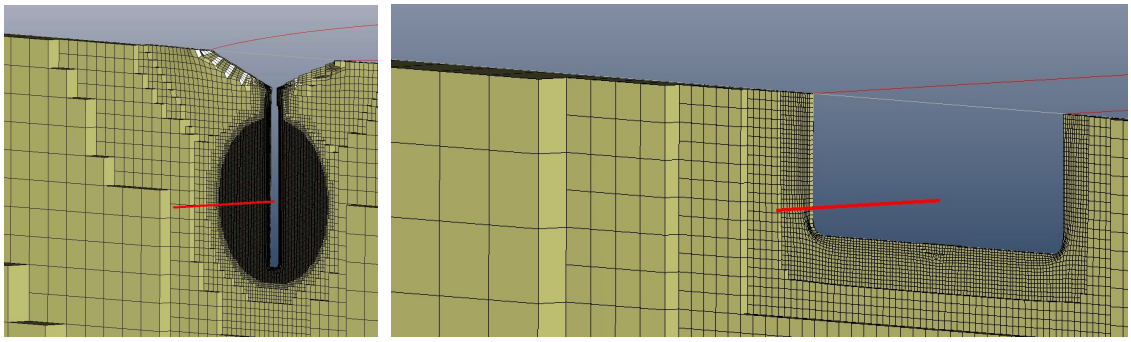
以上の設定によって計算領域を格子分割したときの外観図を図 4.12 に示す．船体近傍，特に船尾プロペラ周囲において密な格子が配置されていることがわかる。



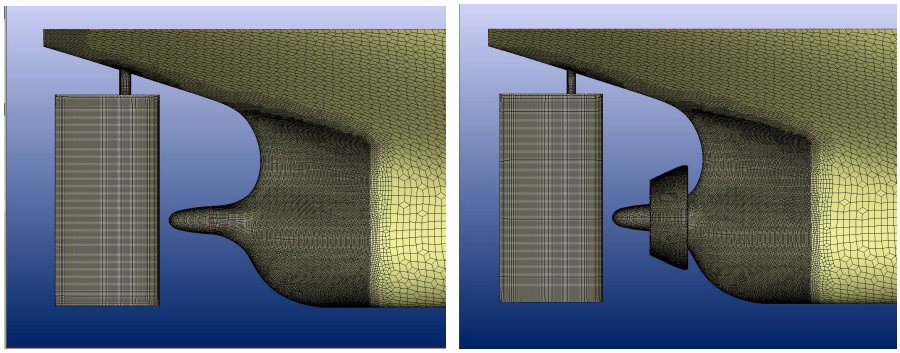
(a) 船体中心線上(全体)



(b) 船体中心線上(船体付近拡大)



(c) 横断面(左：AP 断面，右：ミドシップ断面)



(d) 船尾周辺の船体表面上格子(左：[NR00]，右：[NR00&DUCT])

図 4.13 CFD モデルの格子分割外観

4.4.2　自航計算の収束性

本論で提案するシステムの自航性能シミュレーションでは，3.3 節で述べたように，プロペラモデルによる体積力スラスト分布のプロペラ面内積分値が，船体全体の抵抗値から SFC を差し引いた値と釣り合う自航状態(Ship point)に対応する回転数を，二分法により探索しながら真の解に収束させるプロセスがある．この収束プロセスは，プロペラ力(スラスト・トルク)と領域周辺の流体挙動とが複雑に影響しあうもので，船体・付加物形状，それに対応する自航回転数，及び自航シミュレーションを始める初期値等によって収束状況は様々である(図 4.14)．ほぼ全ての ESD 状態において，プロペラモデル計算 500 回程度で自航状態に収束していることを確認しており，若干振動が残る[NRHF&DUCT]においても±0.2 [%DHP]程度の振動収束状態に達していることがわかる．これらの収束状況は，船尾周辺における流体の不安定度合いや，プロペラ力の作用（回数，軸方向分布等）にも影響を受けるものと考えられる．このため，複雑な付加物形状等によってより複雑な流場となる場合，或いはより早い収束プロセスのためには，プロペラモデルの改良と共に，数値安定化を図る等の数値計算上の工夫が望まれる．

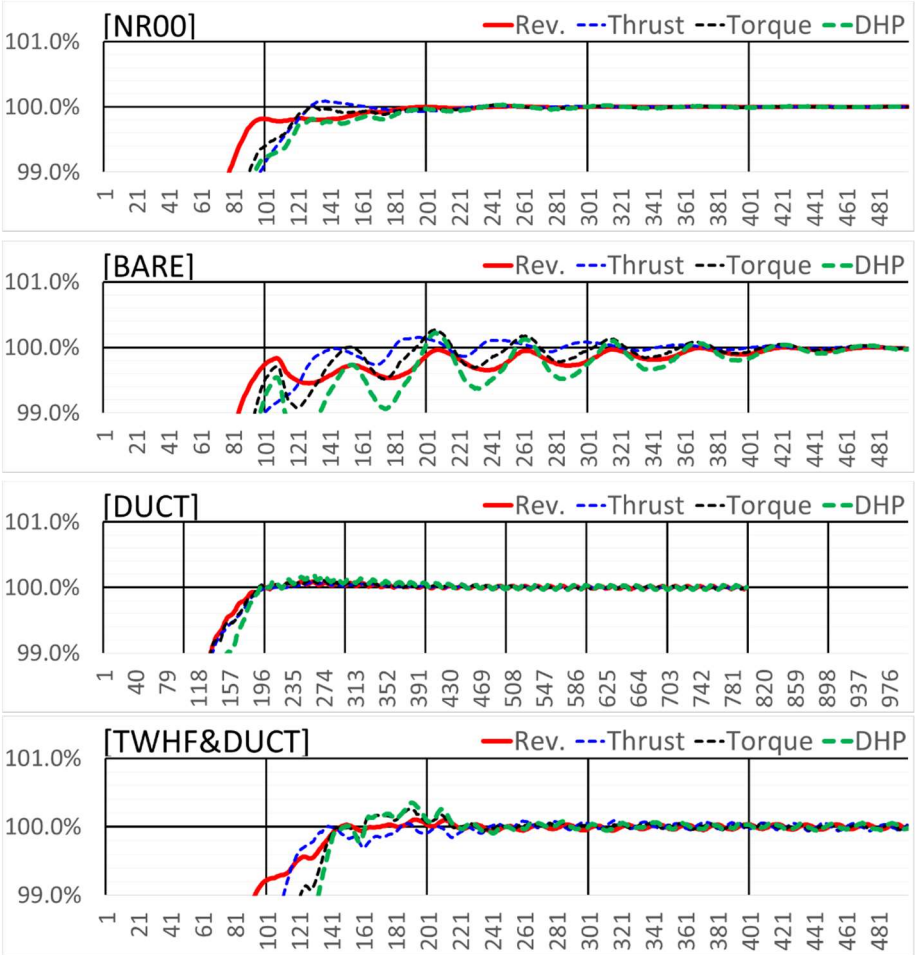


図 4.14 自航計算の収束状況

(上から[NR00], [BARE], [DUCT], [TWHF&DUCT], [NRHF&DUCT])

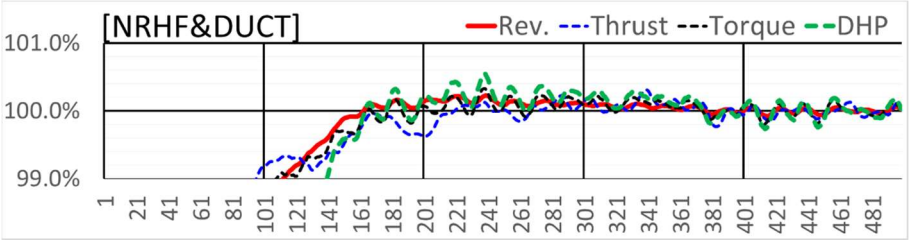


図 4.14 (続き) 自航計算の収束状況

(上から[NR00], [BARE], [DUCT], [TWHF&DUCT], [NRHF&DUCT])

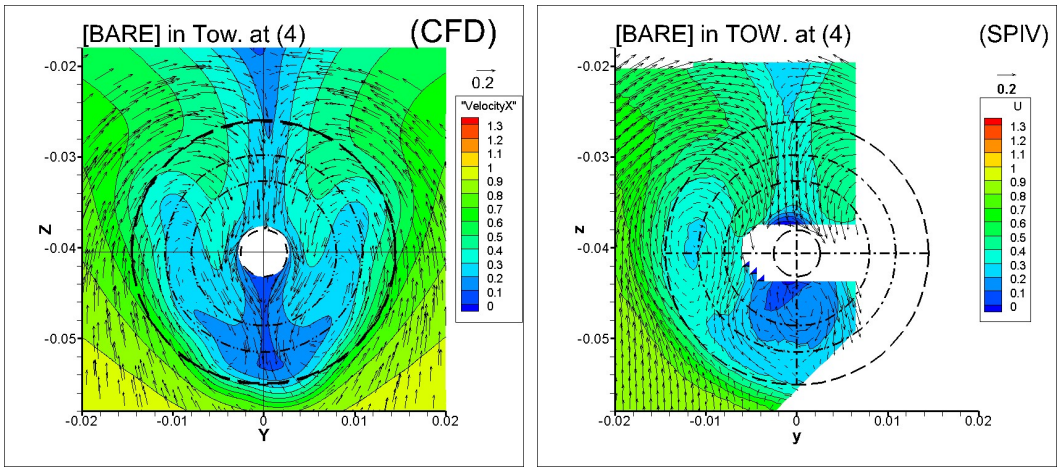
4.4.3　CFD 流場の検証

CFD による計算流場(以降，CFD 流場)の検証を，SPIV による計測流場(以降，SPIV 流場)との比較によって行う．先ず，ダクトの存在による流場の差異について，次に 4 種類の ESD 舵を対象とした流場の差異について，複数の長手方向位置断面における流場を比較する．本節で示す SPIV 流場は，[BARE], [DUCT]に関しては基本的に瞬時画像 1000 枚程度を平均化したものである．[NR00], [NRHF], [TW00], [TWHF]については，基本的に瞬時画像 300 枚を平均処理し，断面(6)における自航状態はプロペラ直後の極めて乱れた流れであることを考慮して 600 枚を平均処理したものである．尚，大阪大学曳航水槽の長さ，及び SPIV 装置仕様の制限から 1 航走中に可能な取得画像は 250-300 枚程度に留まるため, 取得枚数に応じて複数の航走を要した.

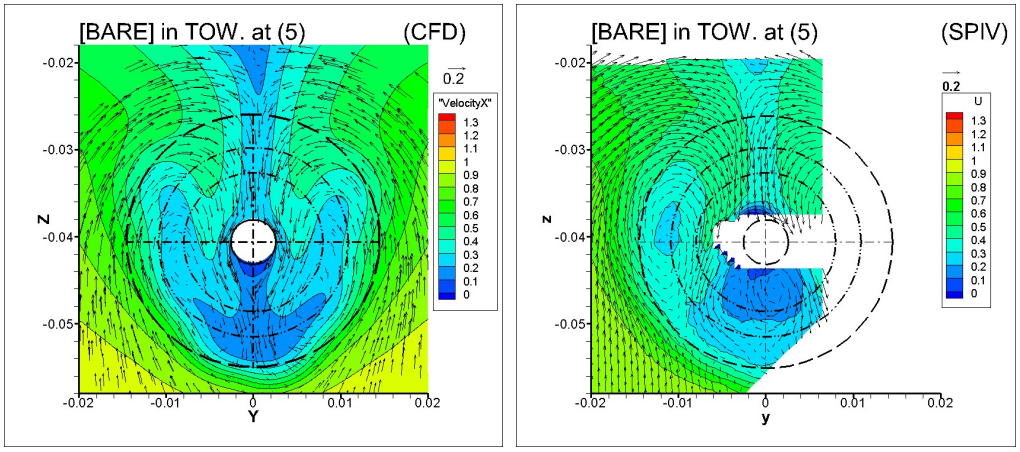
4.4.3.1　ダクト装備時の流場検証(曳航状態)

JBC の裸殻状態[BARE]とダクト付状態[DUCT]を対象として, SPIV 流場と CFD 流場を比較する．本章で図示する流場は，空間を模型船長さ値 *Lpp* 3.2[m]で，流速を船速値 0.795[m/s]で無次元化して表記している.

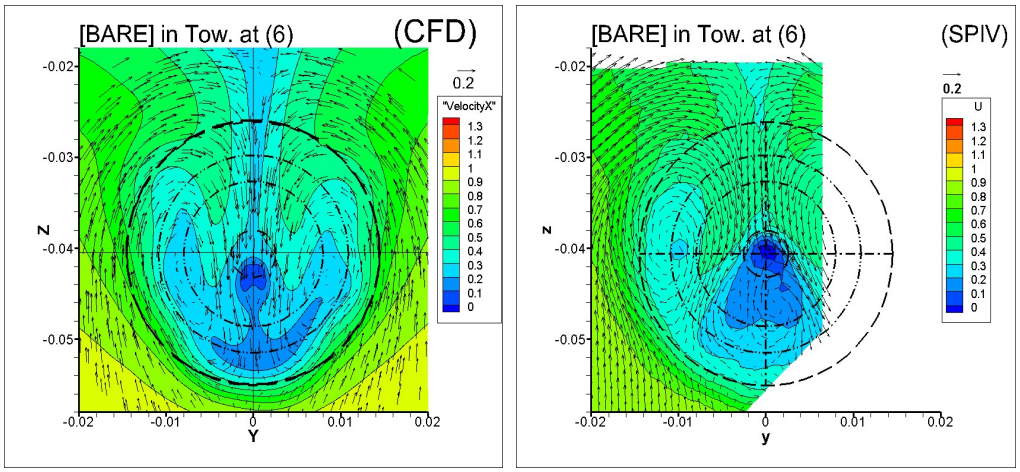
先ず，[BARE],[DUCT]の曳航状態におけるプロペラ直前，プロペラ面，プロペラ直後(断面(4),(5),(6)の流場の移り変わりを図 4.15~4.16 (左：CFD 流場，右：SPIV 流場)に示す. 記載している 4 つの円は大きい方から夫々，プロペラ円，ダクト前縁，ダクト後縁，プロペラボスキャップの大きさを表している．いずれの断面位置においても，CFD 流場が，プロペラ面内では若干遅めに計算され，プロペラ面外では若干早めに計算されており，CFD 流場が SPIV 流場を凡そ定性的には模擬出来ていると言える．特に[BARE]に関して，断面(4),(5),(6)においては，肥大船に特有の強いビルジ渦によるフック形状，及びそのフック形状が下流に近づくに従って若干弱まる傾向が CFD 流場でも表現できている．[DUCT]に関しては，SPIV 流場のダクト直後断面(4)において，ダクト下部形状に沿って流れが剥離し，後方(断面(5),(6))に流れるに従って徐々に流速が回復する傾向が見られ，この傾向は CFD 流場でも凡そ表現できている．ダクト直後の断面(4)では，ダクト付近(特にダクト内部)の鉛直方向の流れが弱められている様子が CFD 流場と SPIV 流場の両方で認められ，ダクトの存在による流場変化も凡そ捉えることができている.



(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後，プロペラ直前)

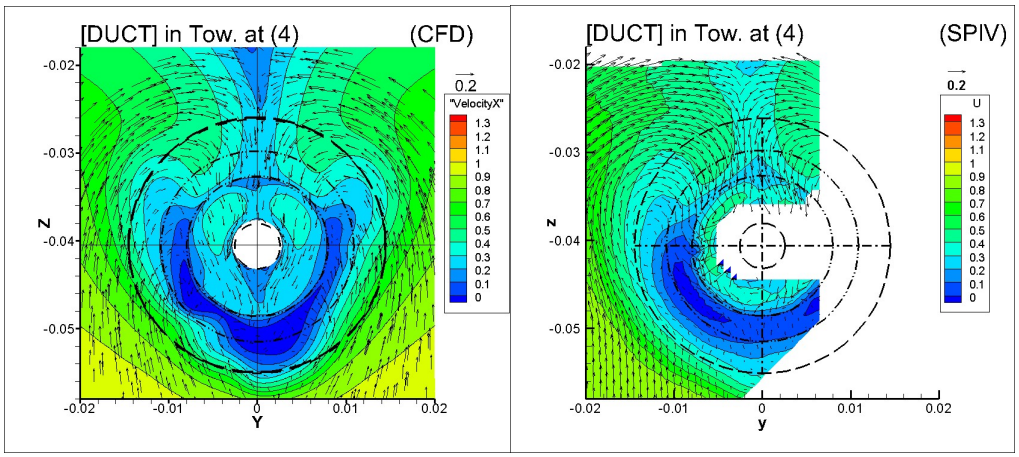


(b) 断面(5)における流速分布(x/Lpp=0.4864；プロペラ面)

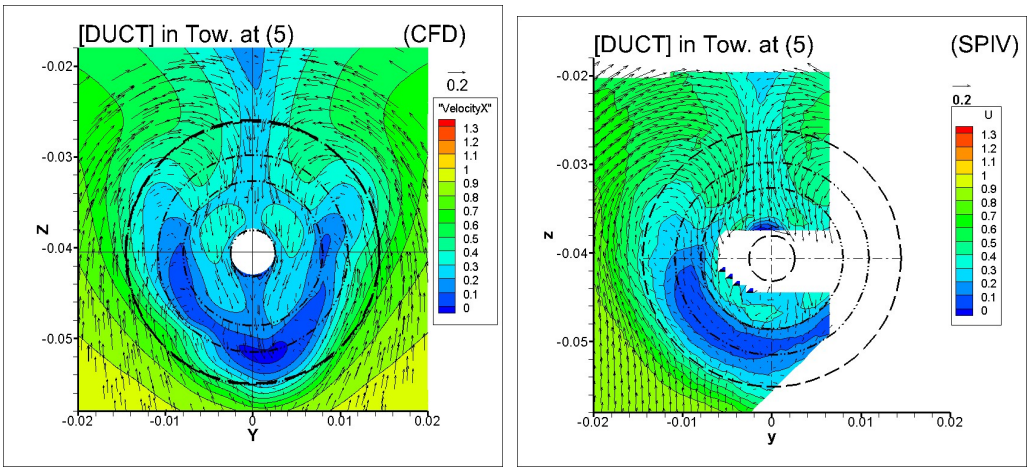


(c) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

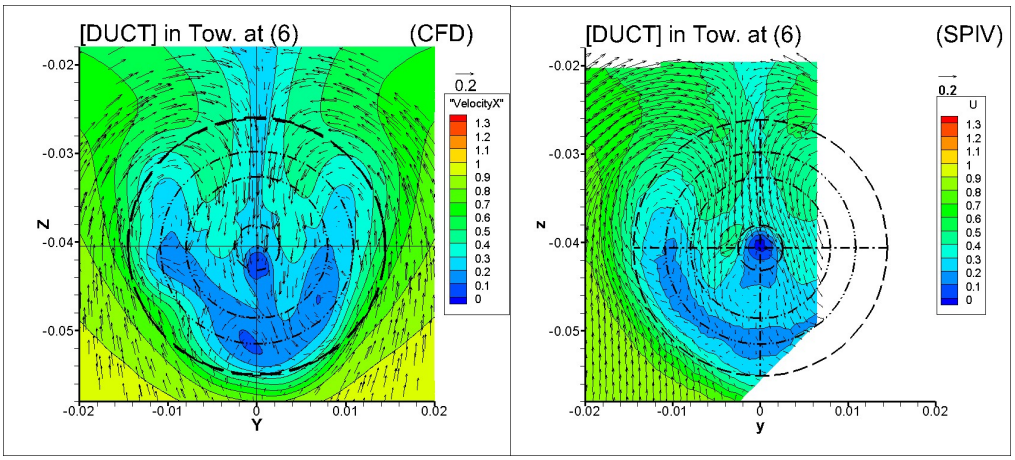
図 4.15 [BARE]曳航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)



(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後，プロペラ直前)



(b) 断面(5)における流速分布(x/Lpp=0.4864；プロペラ面)



(c) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

図 4.16 [DUCT]曳航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)

4.4.3.2　SPIV 流場における乱動エネルギー解析

SPIV による計測の信頼性確認のため，流場計測データによる乱動エネルギー解析を実施した．この目的のため，ダクト直後位置における曳航状態の SPIV 流場計測(図 4.16(a))を対象として，10 航走，3000 枚のデータ取得を行っている．この計測データに対して(4.7)式の定義による乱動エネルギー(k : Turbulent Kinetic Energy，TKE)を算出し，その分布を図 4.17 に示す．k の算出過程では，明らかなエラー計測値を除くため，条件(4.8)式に該当する計測データだけを採用している．

$$k = \frac{1}{N} \times \Sigma \left\{ \frac{(\mathrm{u-u_ave})^2 + (\mathrm{v-v_ave})^2 + (\mathrm{w-w_ave})^2}{2} \right\}, \text{(TKE)} \tag{4.7}$$

$$\sqrt{\mathrm{u}^2 + \mathrm{v}^2 + \mathrm{w}^2} \leq 1.0 \ , \tag{4.8}$$

u: longitudinal velocity　　u_ave: averaged longitudinal velocity
v: transverse velocity　　v_ave: averaged transverse velocity
w: vertical velocity　　w_ave: averaged vertical velocity
N: Number of the effective data on each location

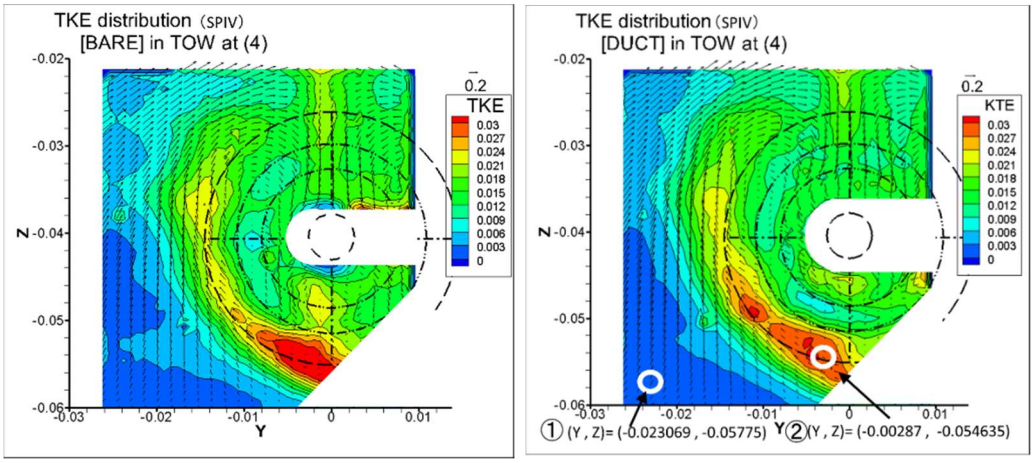
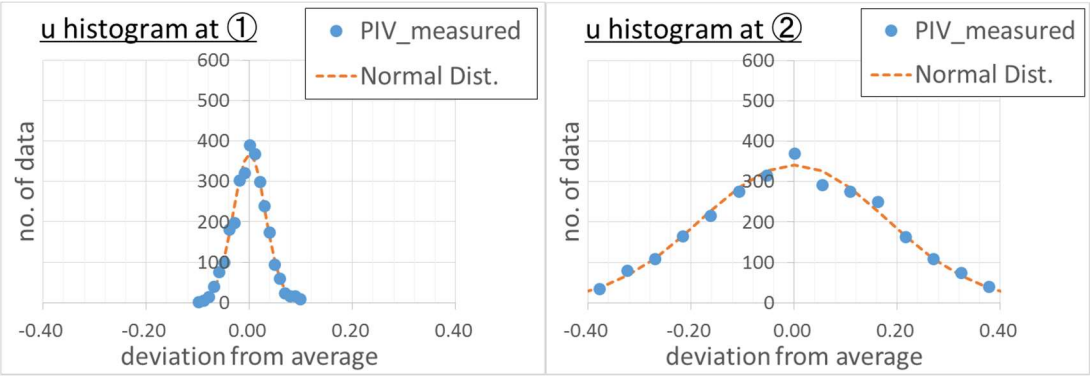
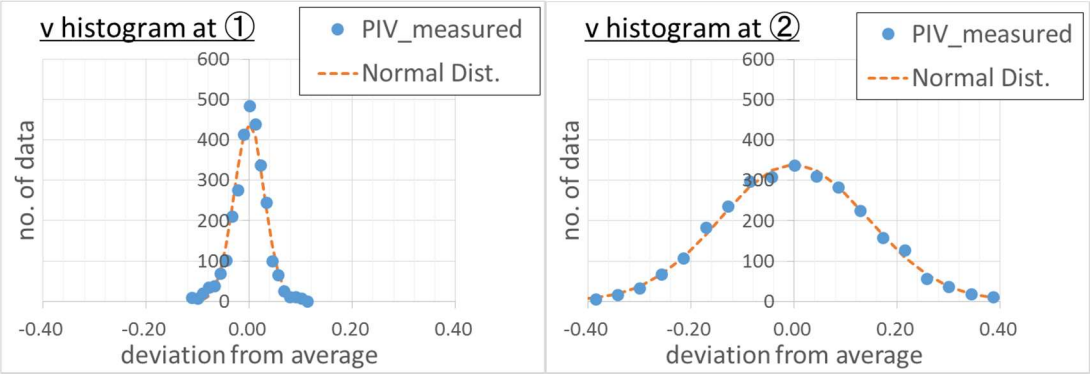


図 4.17 SPIV 流場における乱動エネルギー(k)分布
(断面(4)曳航状態(左：[BARE]，　右：[DUCT]))

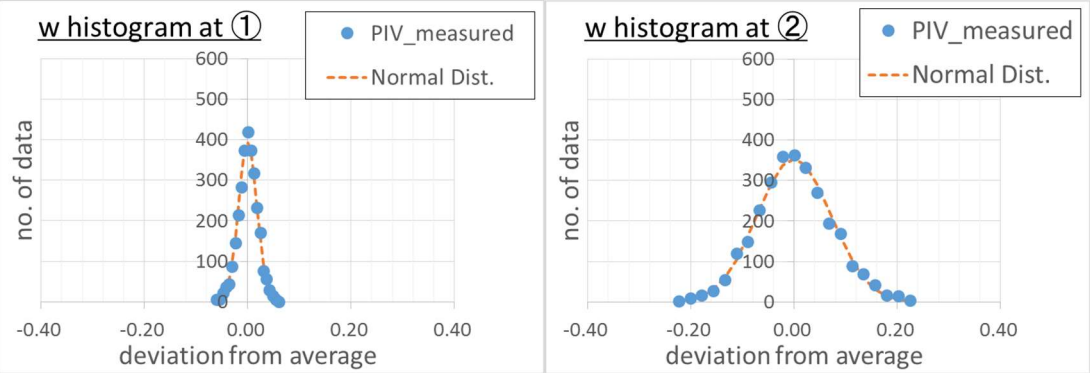
まず乱動エネルギー(k)の空間分布について検討する．全体的には，[BARE], [DUCT]両状態共に，プロペラ半径位置付近の，特に下部から軸心高さ程度の領域において k が大きく，船尾上昇流の乱れが強いこと示唆している．また，同領域においては，[DUCT]が[BARE]よりも若干小さな値を取っており，ダクトの存在によって上昇流の乱れが抑制されていることがうかがえる．さらに，[BARE]では軸心直下のダクト後端円付近において，比較的高い k をもつ領域があるのに対して，[DUCT]ではそれが弱まっており，ダクト付近の流場の乱動が抑制され，流場の均一化に寄与していると考えられる．



(a) x 方向の流速変動量 u の頻度分布（左：安定点①，右：不安定点②）



(b) y 方向の流速変動量 v の頻度分布（左：安定点①，右：不安定点②）



(c) z 方向の流速変動量 w の頻度分布（左：安定点①，右：不安定点②）

図 4.18 各流速成分平均値周りの流速変動量の頻度分布

ここで，計測値の信頼性について考察する．図 4.17 に示す[DUCT]の k 分布上の，①k が比較的小さい点(便宜上”安定点”と言う)と，②k が比較的大きい点(便宜上”不安定点”と言う)について，その各速度成分の平均値周りの流速変動量の頻度分布を図 4.18 に示す．この頻度分布によると，①安定点・②不安定点のいずれにおいても正規分布に従っていることが確認でき，SPIV 計測によって得られた流速情報が，変動する流場の特徴を適切に捉えていると言える．次に SPIV 画像枚数と各流速成分平均値の関係を図 4.19 に，SPIV 画像枚数と k の関係を図 4.20 に示す．これらは，平均値解析に用いる画像枚数と各平均値の収束

状況との関係を示すものである．図 4.19 より，安定点①では比較的早く収束している一方で，不安定点②では収束が遅いことが認められ，これらの流速データによって算出される k も同様のことが言える(図 4.20)．要するに，流速変動の幅が小さく，少ない画像データ枚数(300 枚程度)で k が落ち着く点が存在する一方で，流速変動の幅が大きく，k が落ち着くまでに多量の画像データが必要となる点もある．SPIV による流場計測を行う場合，以上のように，まず取得データの乱動状況を把握し，適切な枚数の画像を平均化することによって信頼できるデータが得られると考えられる．本研究では，不安定な点でも 500~1000 枚程度の画像データ平均化でほぼ収束状態に近いと見なし，また試験時間との兼ね合いを考慮して SPIV 取得枚数を決めた．

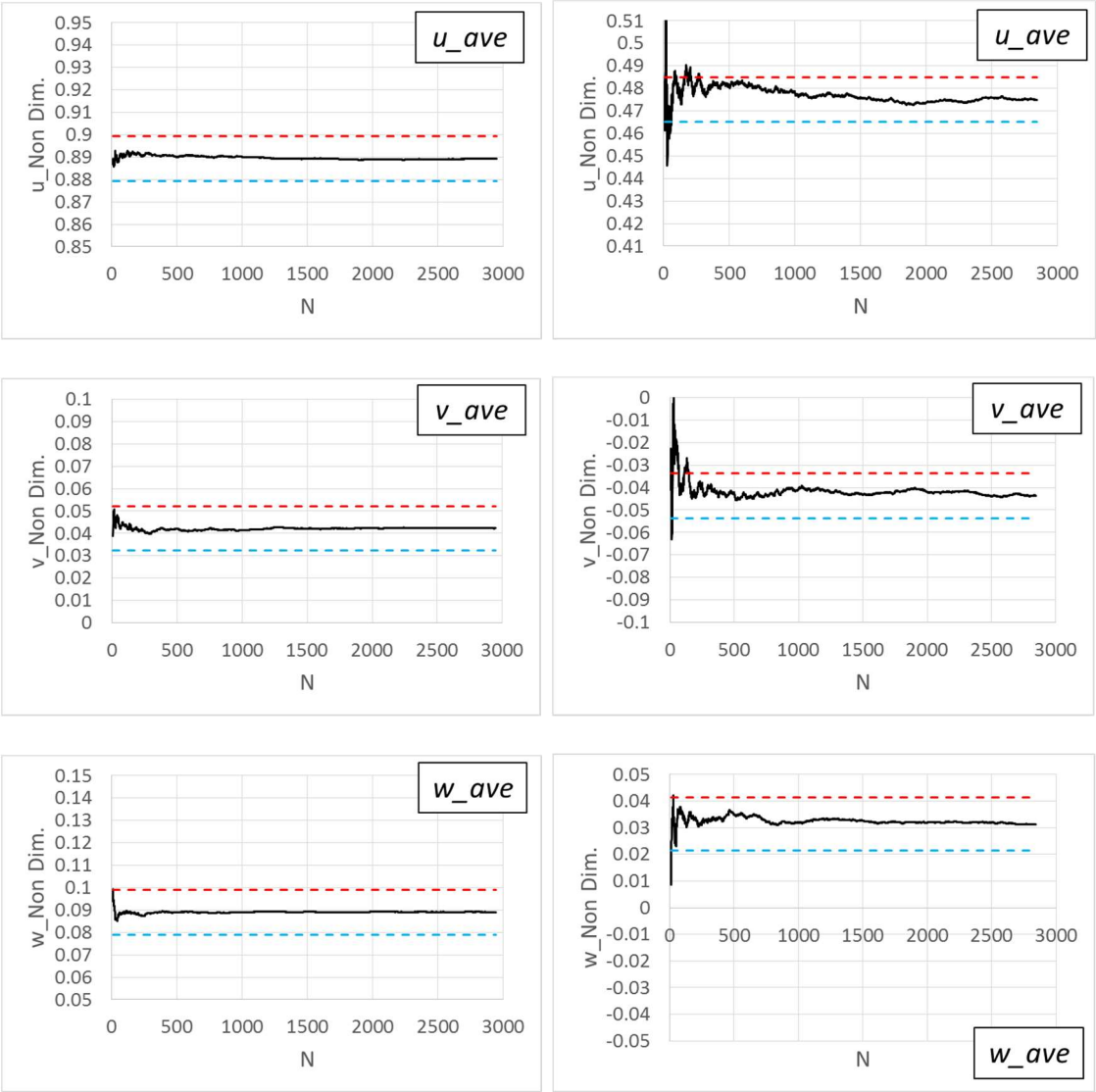


図 4.19 画像枚数と各流速成分の関係(左：安定点①，右：不安定点②)
(赤点線：最終平均値+1.0[%一様流速値]，青点線：最終平均値-1.0 [%一様流速値])

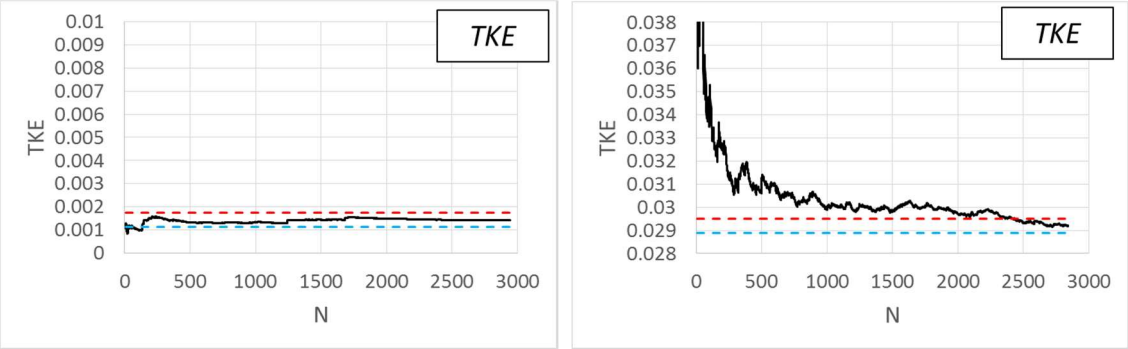


図 4.20 画像枚数と乱動エネルギー(k)の関係(左：安定点①，右：不安定点②)
(赤・青点線は夫々，最終 k±[u,v,w に一様流速値の 1.0%変動がある場合の k への寄与×3])

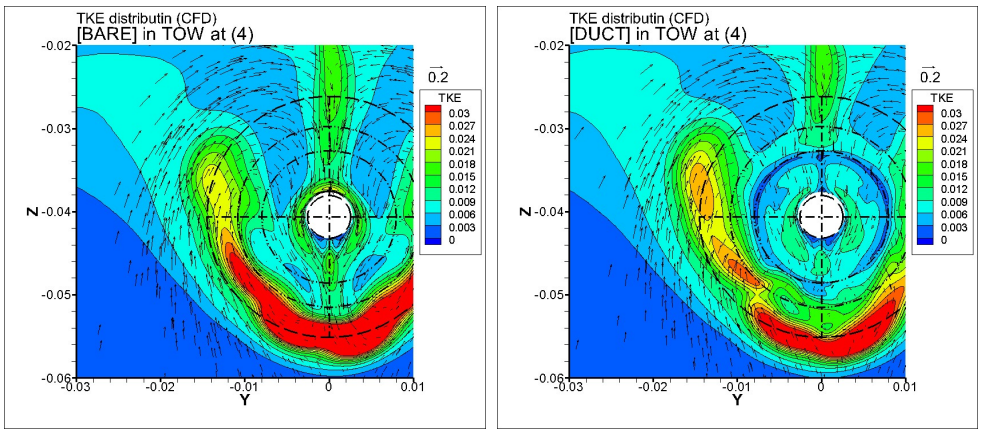
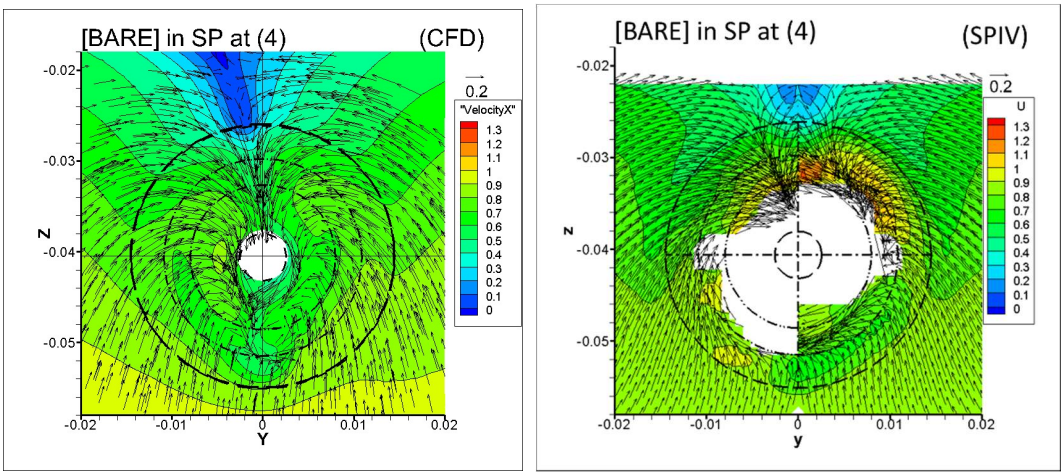


図 4.21 CFD 流場における乱動エネルギー(k)分布
(断面(4)曳航状態(左：[BARE],右：[DUCT]))

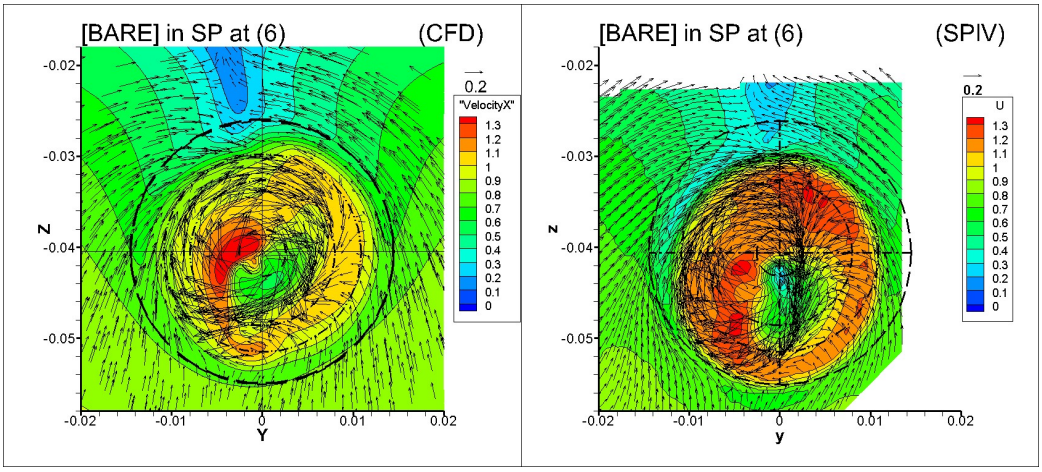
図 4.21 に CFD 流場における乱動エネルギー(k)分布を示す．全体的に，プロペラ円下部から軸心高さ程度(ビルジ渦のフック形状領域)までの領域において k が大きいこと，また，同領域の特にプロペラ円下部において[DUCT]の方が k が小さいこと，軸心直下のダクト後端円付近において[DUCT]の k が弱まっていることなどが，図 4.17 で示した SPIV 計測データによる k 分布と良く似た傾向であることがわかる．このことから，本研究における RANS を用いた CFD 計算が，その乱流に係る流場の特徴を上手く捉えていると考えられる．

4.4.3.3 ダクト装備時の流場検証(自航状態)

次に，[BARE],[DUCT]の自航状態のプロペラ直前，プロペラ直後(断面 4,6)の流場の移り変わりを図 4.22~図 4.23(左：CFD 流場，右：SPIV 流場)に示す．ここで，断面(4)の SPIV 流場において情報量が少ない理由としては，断面(4)はプロペラ面よりも前方に位置しており，プロペラ回転を伴う場合，翼同士の隙間領域でしか流場計測が出来ず，またプロペラ軸付近ではボス部分によるレーザー反射影響が大きく計測エラーとなるためである．

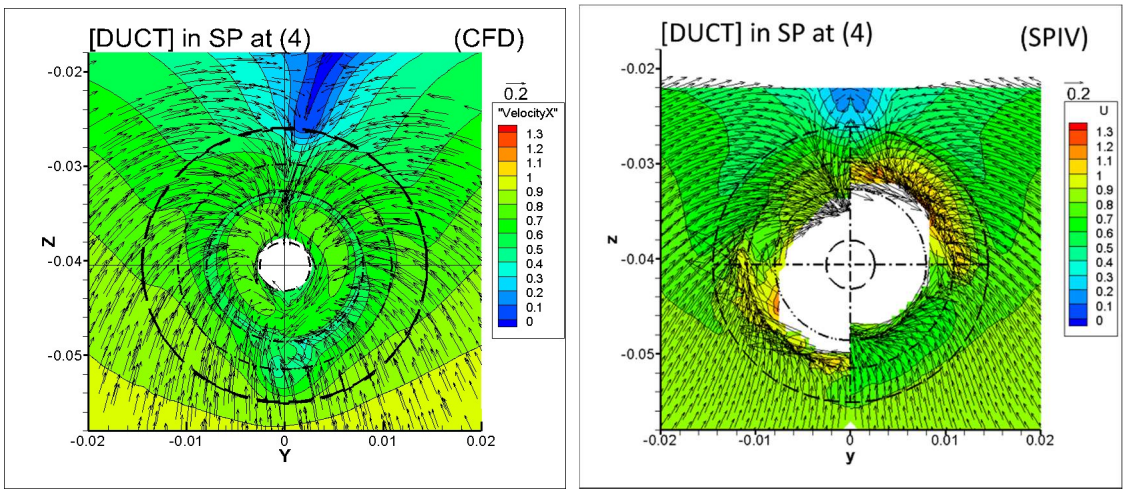


(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後，プロペラ直前)

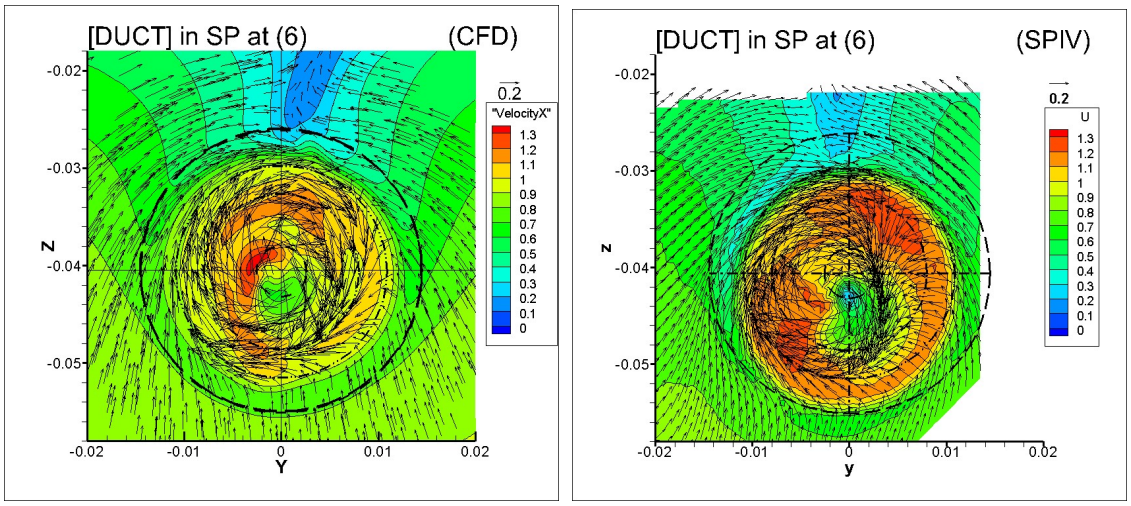


(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

図 4.22 [BARE] 自航状態における流場比較(左：CFD，右 SPIV)



(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後，プロペラ直前)



(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

図 4.23 [DUCT] 自航状態における流場比較(左：CFD，右 SPIV)

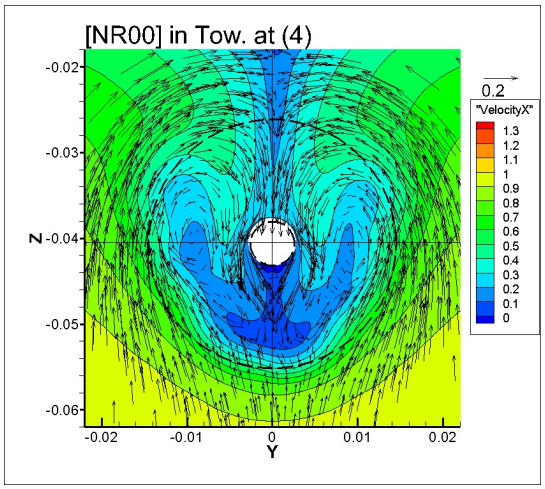
プロペラによって加速された直後の流場比較(図 4.22(b), 図 4.23(b))では, その加速領域, 及び減速領域の分布形状が CFD 流場と SPIV 流場で凡そ一致しており，本論で扱うモデルがプロペラに係る力の分布状況を良く表現していると言える．尚，CFD 流場と SPIV 流場を比較すると，CFD 流場の方がプロペラによる増速量が小さいことが分かる．この理由は 4.4.3.1 節で後述するが，CFD 計算上の抵抗値の推定誤差，及び，ダブルモデル近似で造波抵抗を考慮しないことの両方によって，船体に係る抵抗量は小さくなり，それに伴って自航状態に要するプロペラスラスト量も小さくなるためである．

また，[DUCT]の存在により，その直後のダクト内側の面内方向流速が弱まり，流場の円形状化, 及び一様化が図られているということが, 図 4.23(a)の CFD 流場から顕著に窺え, この作用が船体後方まで続いていることも分かる．振動，及びキャビテーション性能の観点から，一般的には，プロペラ面に円周方向の変動が少ない速度場を流入させることが好ましく，ダクトの存在によってこれが成されていることが窺える．

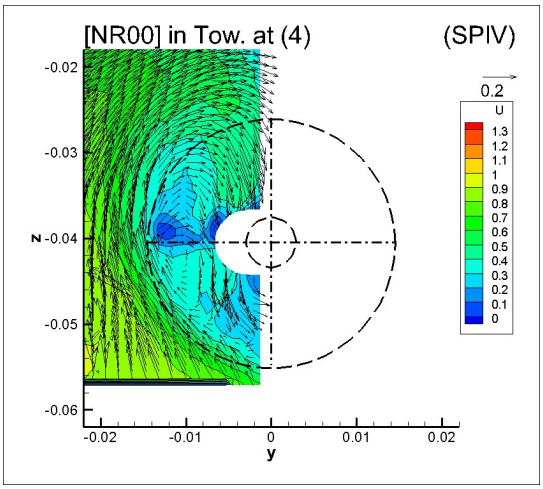
4.4.3.4　各種舵装備時の流場検証(曳航状態)

JBC の普通舵装備状態[NR00]，及びその他 3 種類の ESD 舵装備状態[NRHF],[TW00], [TWHF]を対象として，SPIV 計測結果と CFD 流場を比較する．先ず，断面(4)に対して，[NR00]における CFD 流場と SPIV 流場を比較する．(図 4.24(a)及び(a’)) 尚，[NR00]舵は左右対称であるため，曳航状態においては，左舷側のみ SPIV 流場計測を実施した．前節で述べた[BARE]，[DUCT]と同様に，CFD 流場の方が SPIV 流場よりも，プロペラ面内では遅めに計算され, プロペラ面外で若干速めに計算されている. [BARE](図 4.15)と比較して, 舵の存在による船体中心線付近の減速状況，及び，9 時方向の縦渦による減速状況がより顕著であることが，SPIV 流場において確認できる．同様のことが CFD 流場の比較でも分かることから，舵を伴う曳航状態でも，CFD は SPIV 流場を定性的に表現できている．尚，断面(4)における 4 種類の舵[NR00],[NRHF],[TW00], [TWHF]の CFD 流場を比べると，定性的には大きな差異は認められず，後方にある舵形状の違いは，舵前縁よりも 30mm 程度前方の断面(4)の流場にはほぼ影響しないと言える．

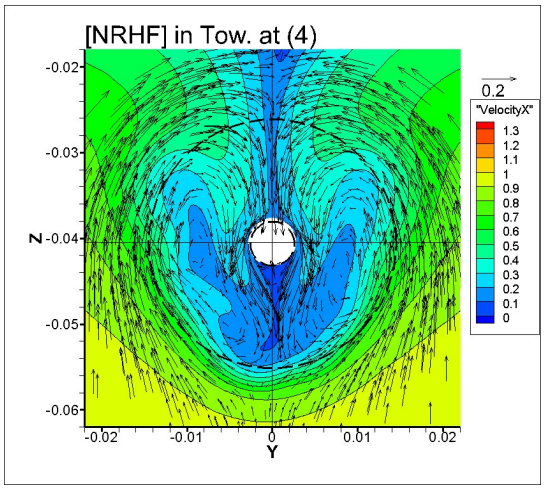
次に，図 4.25 ~図 4.28 に， 4 種類の舵を夫々装備した際の，曳航状態におけるプロペラ直後(断面(6))，舵後方(断面(8),(9))の流場の移り変わりを示す．(左：CFD 流場，右に SPIV 流場) 前節のダクトの有無による比較の場合と同様に，いずれの舵・断面においても，CFD 流場の方が SPIV 流場よりも，プロペラ面内では遅めに計算され，プロペラ面外で速めに計算されている．下流に流れるに従って流速が回復(上昇)していく様子が表現できており，CFD 流場が実現象を凡そ捉えていると言える．舵前縁の直前である断面(6)では，[TW00], [TWHF]の特にプロペラ軸心上側で，ツイスト形状に沿って遅い流速が現れている．舵後方の断面(8),(9)では，特にプロペラ軸心下側における領域に舵形状による差異が見られ，水平フィンを有する[NRHF],[TWHF]では, 遅い流速部分がより後方まで残っていることが認められる．



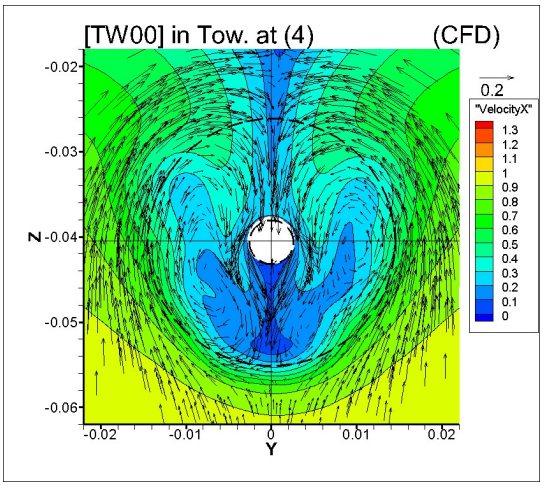
(a) [NR00]_CFD 流場



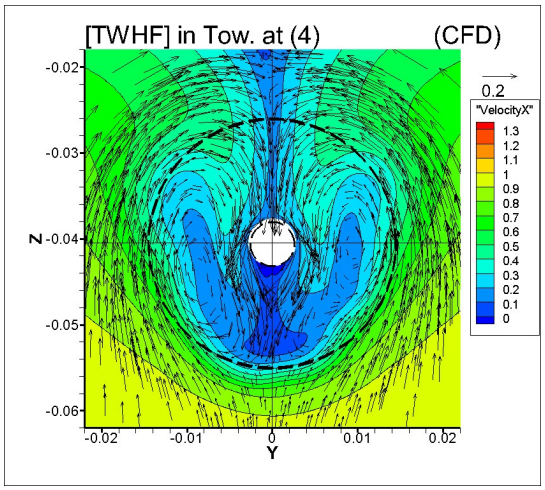
(a') [NR00]_SPIV 流場



(b) [NRHF]_CFD 流場

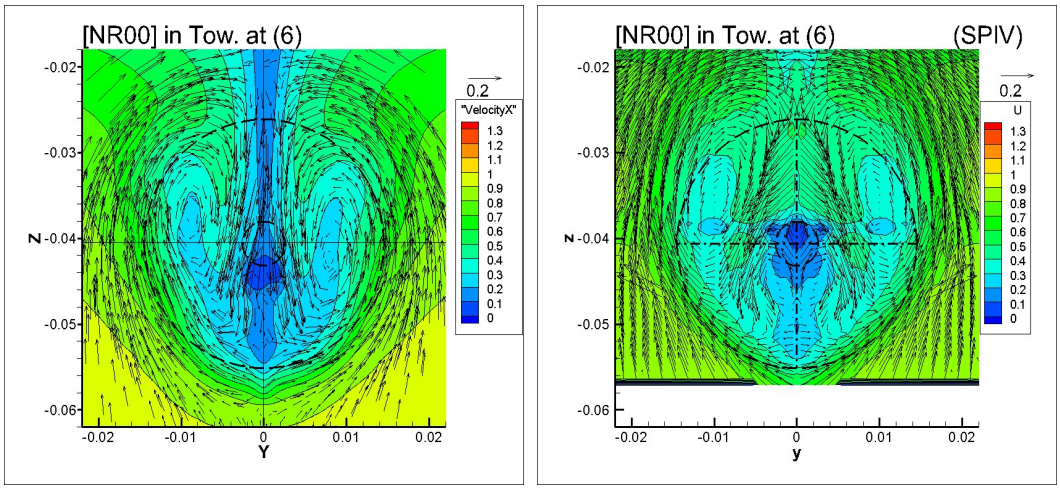


(c) [TW00]_CFD 流場

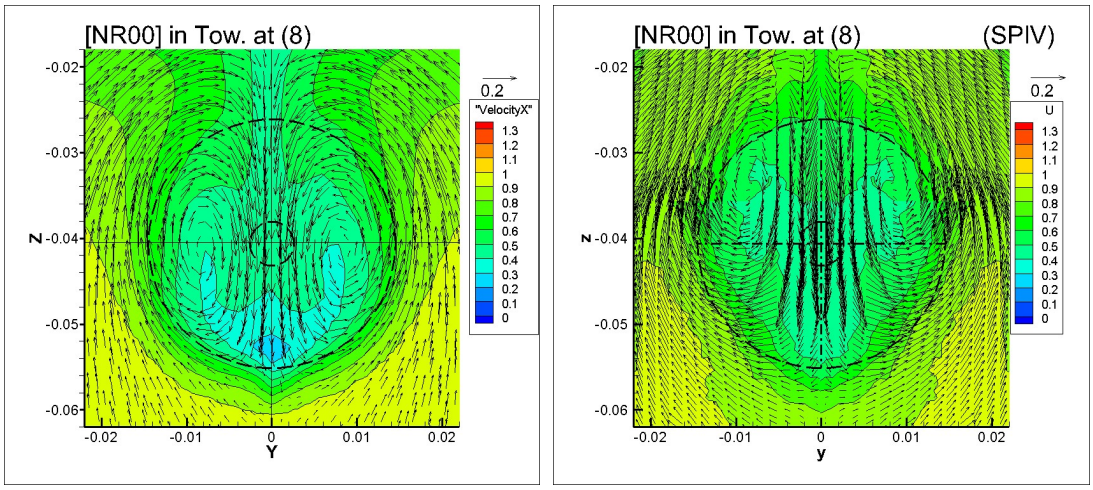


(d) [TWHF]_CFD 流場

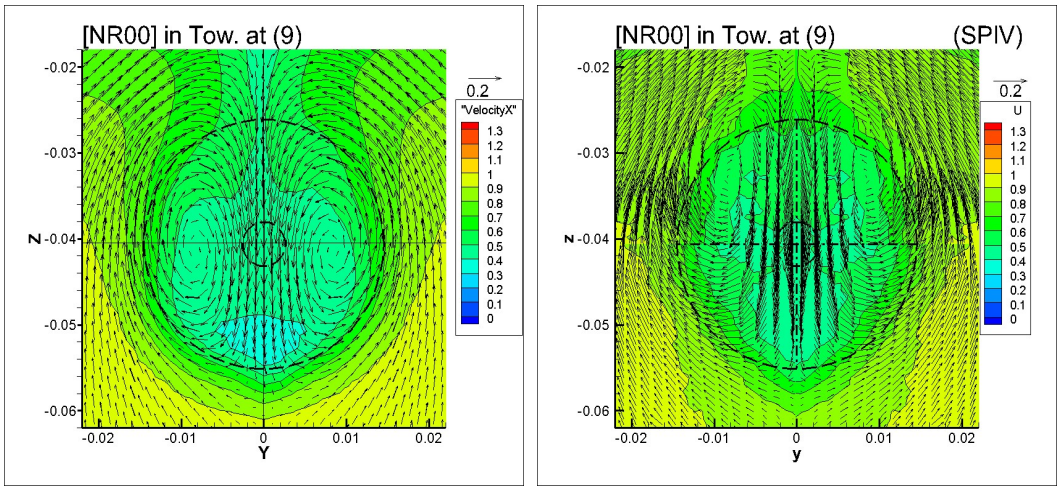
図 4.24 曳航状態の断面(4)における流速分布比較(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)



(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

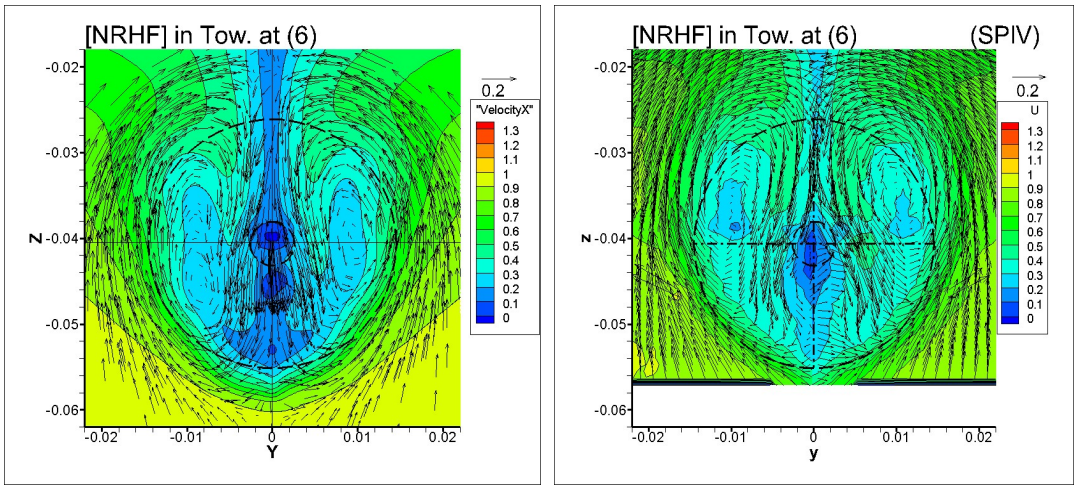


(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

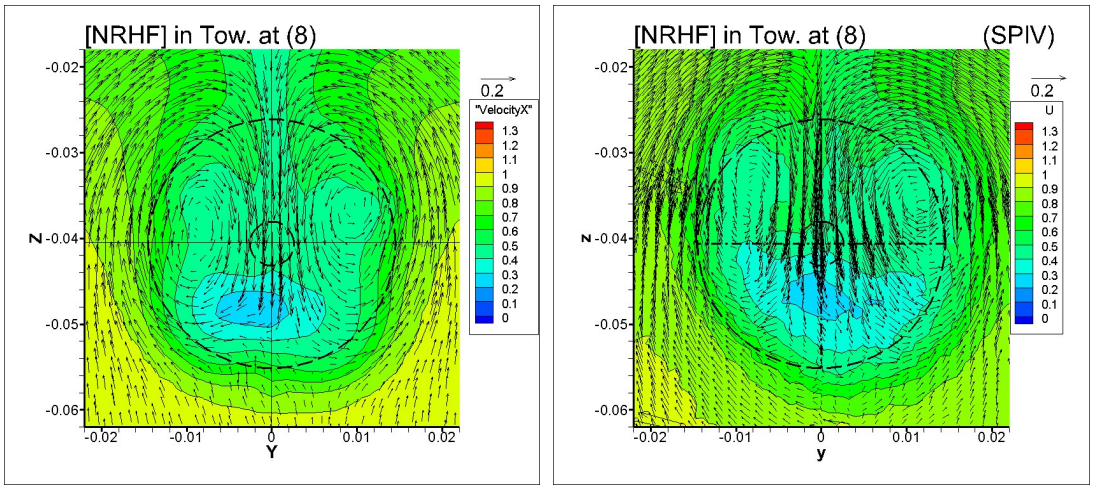


(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

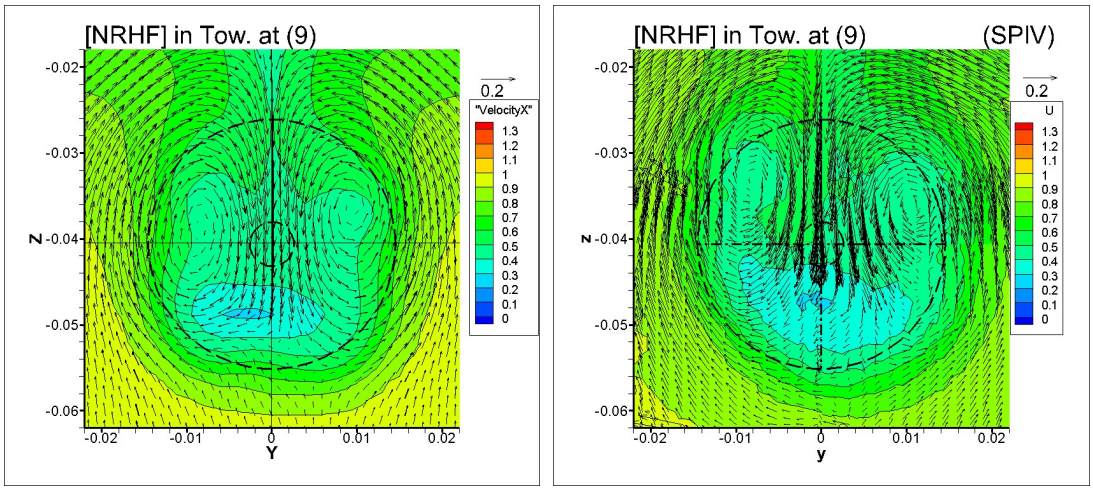
図 4.25 [NR00]曳航状態における流場比較(左：CFD, 右：SPIV)



(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

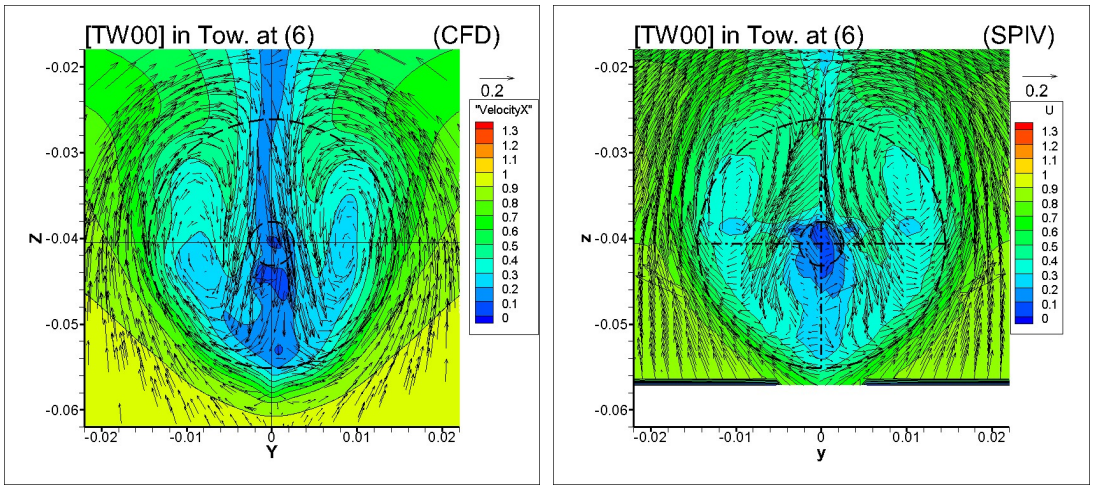


(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

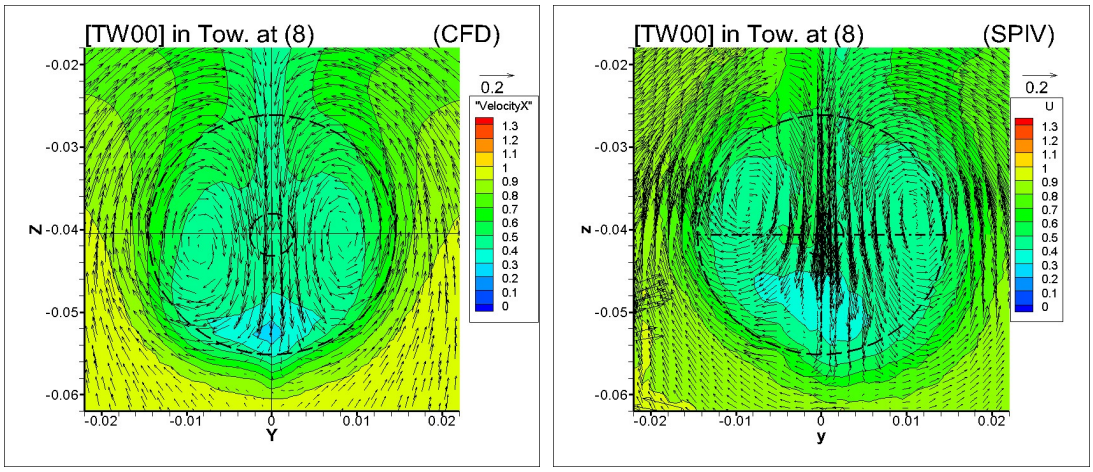


(c)断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

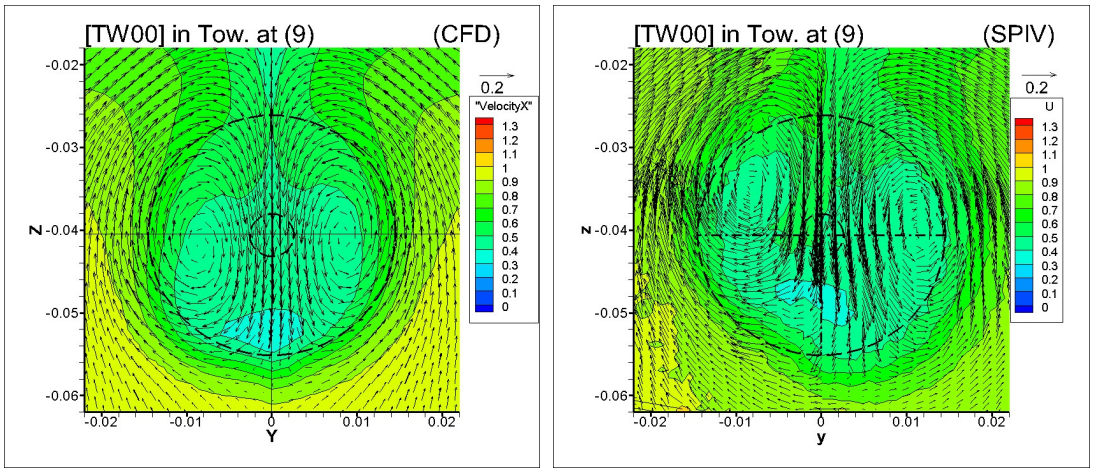
図 4.26 [NRHF]曳航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)



(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

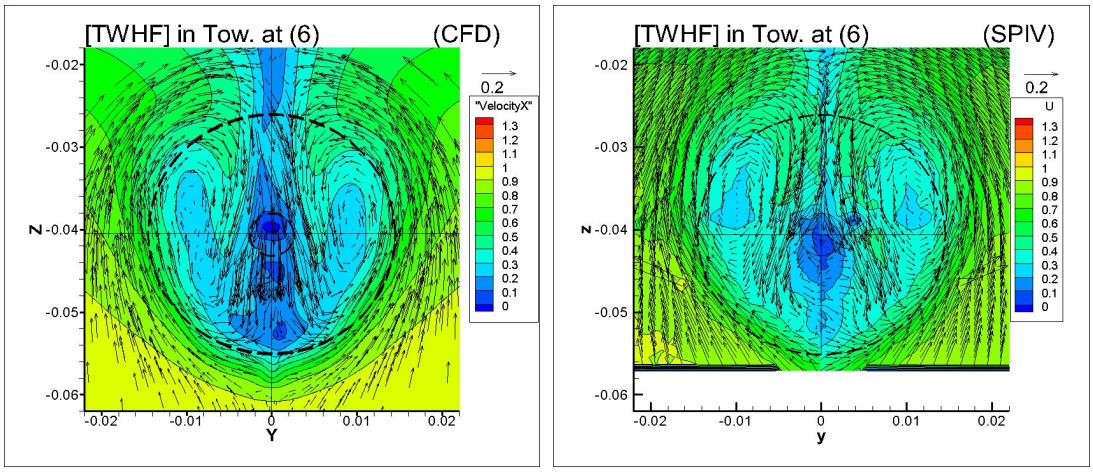


(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

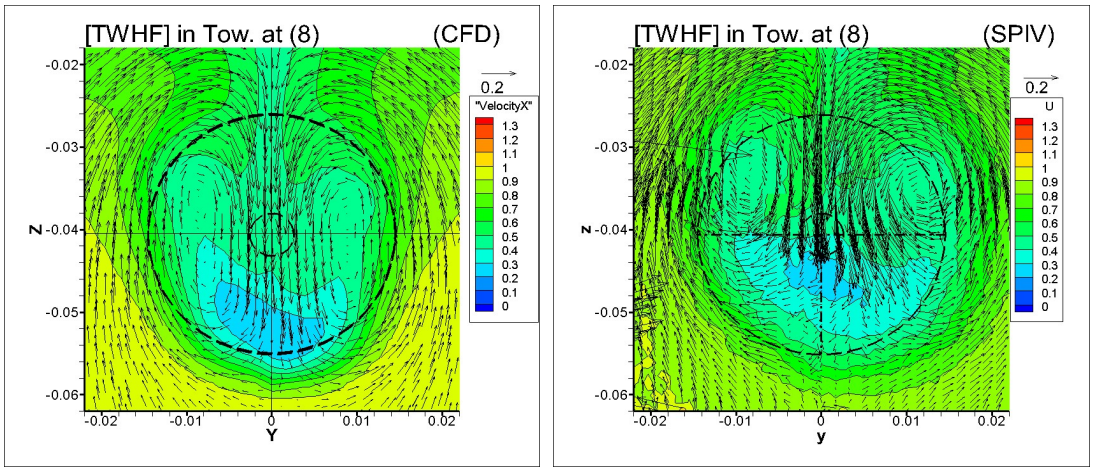


(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

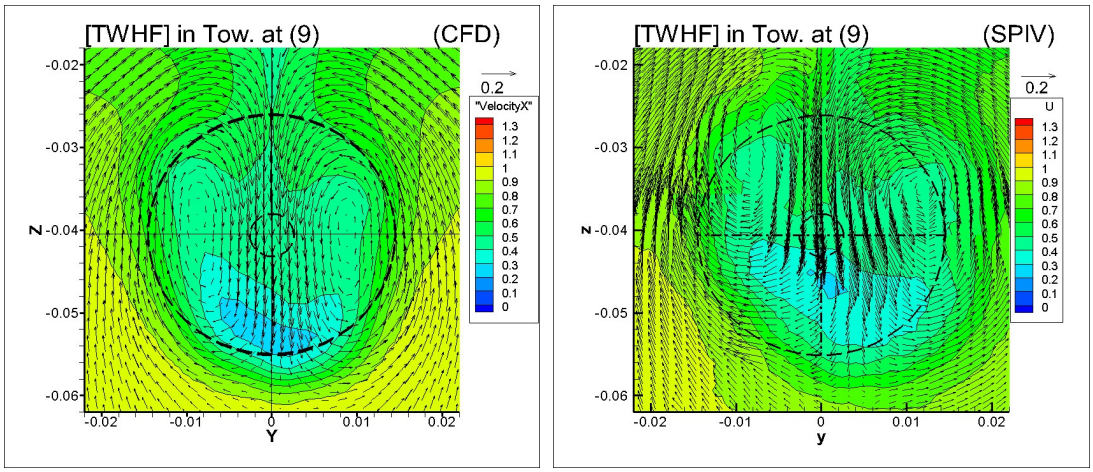
図 4.27 [TW00]曳航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)



(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)



(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)



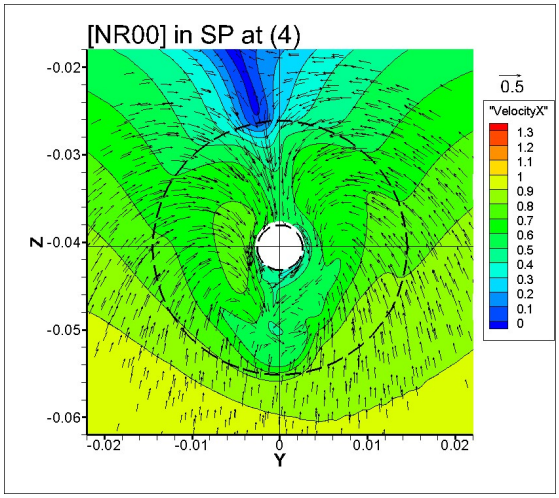
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

図 4.28 [TWHF]曳航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)

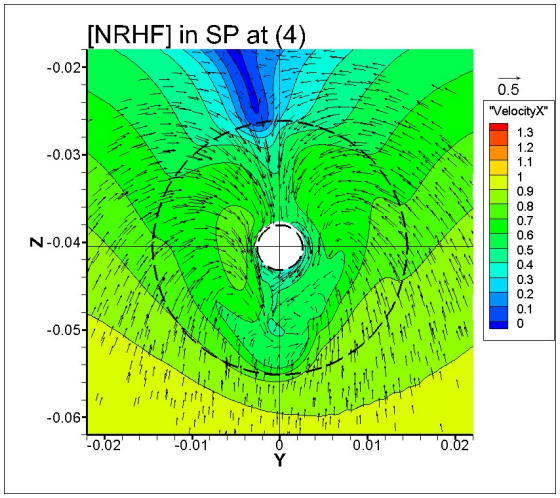
4.4.3.5　各種舵装備時の流場検証(自航状態)

図 4.29 に断面(4)における 4 種類の舵[NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF]自航状態の CFD 流場を示す．いずれの舵の流場も，[BARE](図 4.22(a))と比べて船体中心線付近にて若干減速領域が大きくなる程度で，ほぼ差異が認められない．このことから，自航状態においても，後方の舵形状の違いが，舵前縁よりも 30mm 程度前方位置の断面(4)の流場にはほとんど影響を与えないと言える．

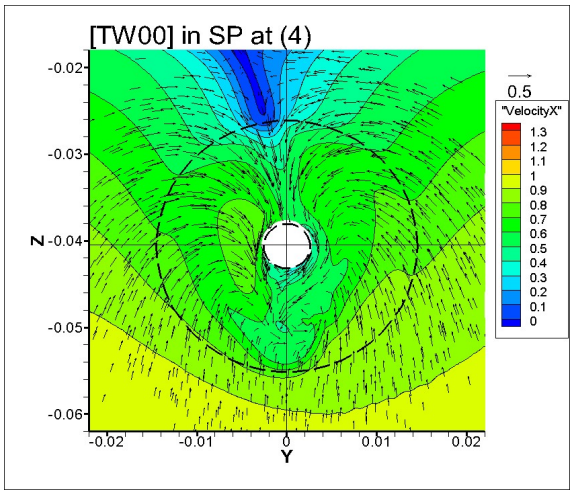
次に，図 4.30~図 4.33 に，夫々 4 種類の舵を装備した自航状態におけるプロペラ直後，舵後方(断面 6,8,9)の流場の移り変わりを示す. 4.4.2.3 節において述べたのと同様の理由で，いずれの断面においても CFD 流場が SPIV 流場よりも全体的に遅い流れとなっている．いずれの舵・断面においても，プロペラ力による加速領域分布，またその減衰状況等，CFD 流場が SPIV 流場の特徴を凡そ捉えることが出来ている．SPIV 流場においては，舵後方の断面(8),(9)では，舵の存在によりプロペラ後流の加速領域が左舷では回転しながら上方にシフトし，右舷では回転しながら下方にシフトする状況が窺える．これは典型的なプロペラ後流と舵の相互干渉流場[53]であるが，舵形状によりその影響は異なっている．ツイスト形状を伴う[TW00]，及び[TWHF]では，特に軸心下方の左舷側で流速が遅い部分が，プロペラ回転流方向にシフトしている様子が窺える．[NRHF], [TWHF]では，右舷フィンの上側で回転方向の流れが抑制されることにより軸方向流れを加速させるためか，右舷側での加速領域がフィン上側にシフト，且つ水平方向に延びている．またフィン下側では[NR00]よりも減速され, そのためか軸方向流速分布にくびれが発生し, また軸心下側で回転方向の(舵に向かう)流れが加速されていることが窺える．CFD 流場においても，主にスラスト絶対量の差に起因すると考えられる変化量の違いはあるものの，舵形状の違いによるこれらの流場変化の特徴を凡そ捉えることが出来ており，本論で用いる手法が，プロペラと舵の相互干渉の特徴も含めて表現できていると言える．



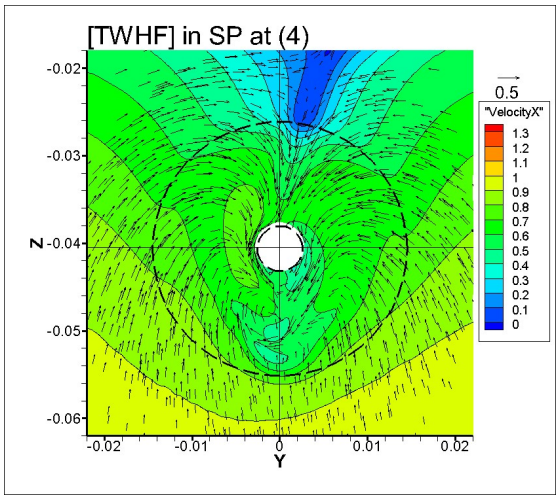
(a) [NR00]



(b)[NRHF]



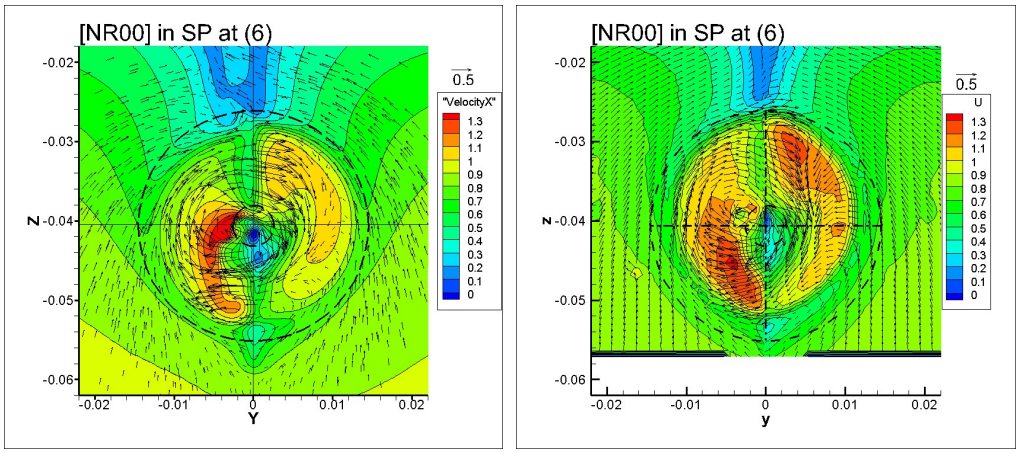
(c) [TW00]



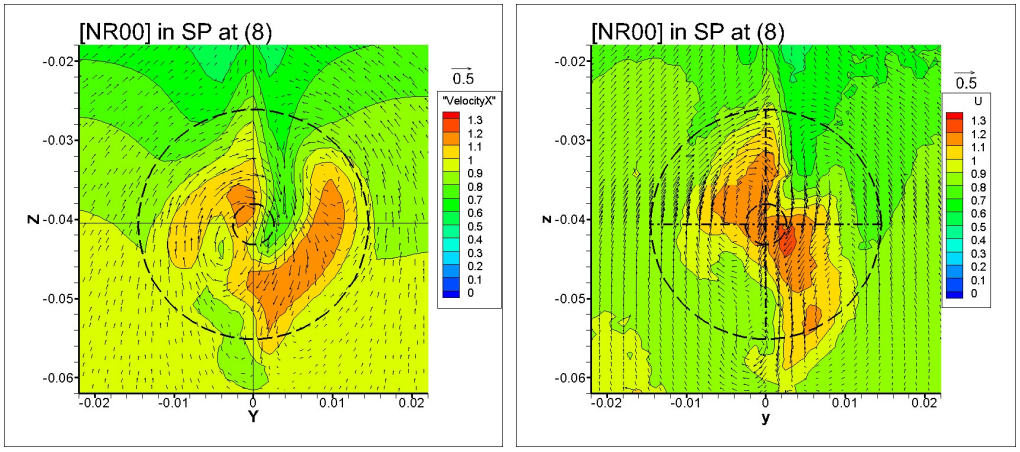
(d)[TWHF]

図 4.29 自航状態の断面(4)における CFD 流場比較

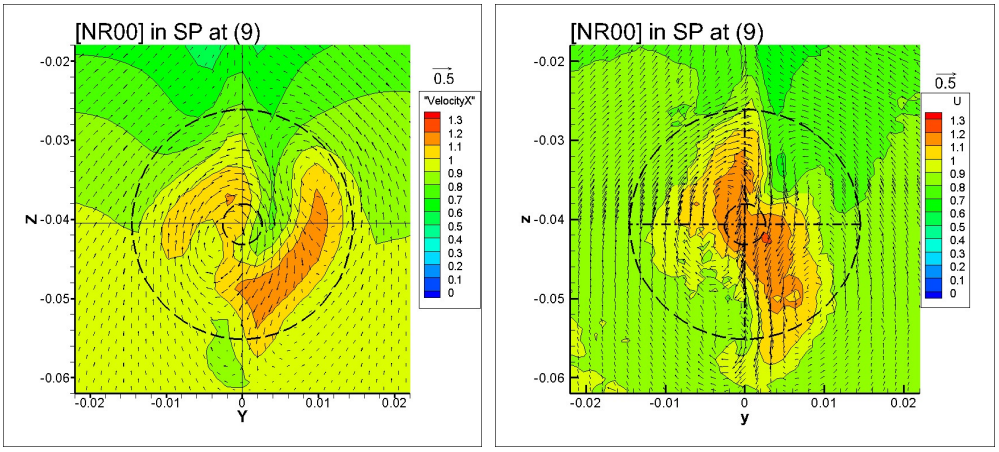
(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)



(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

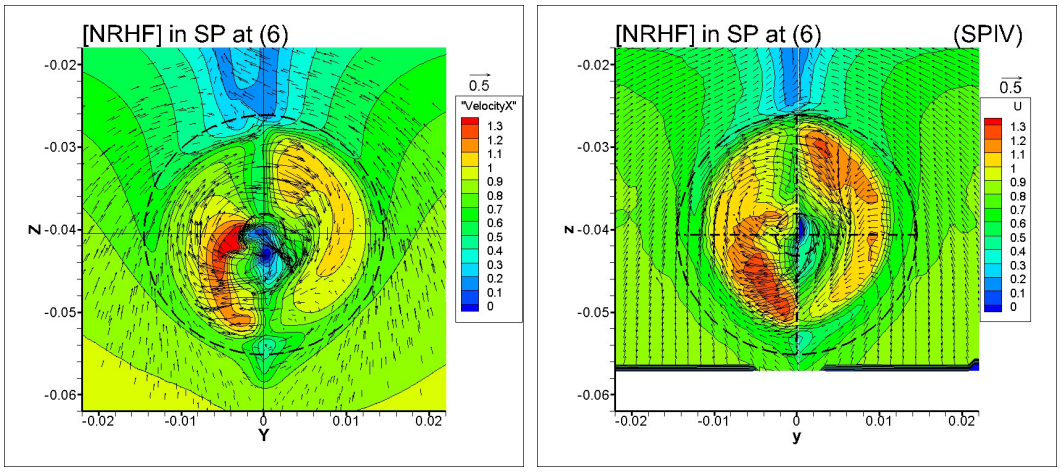


(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

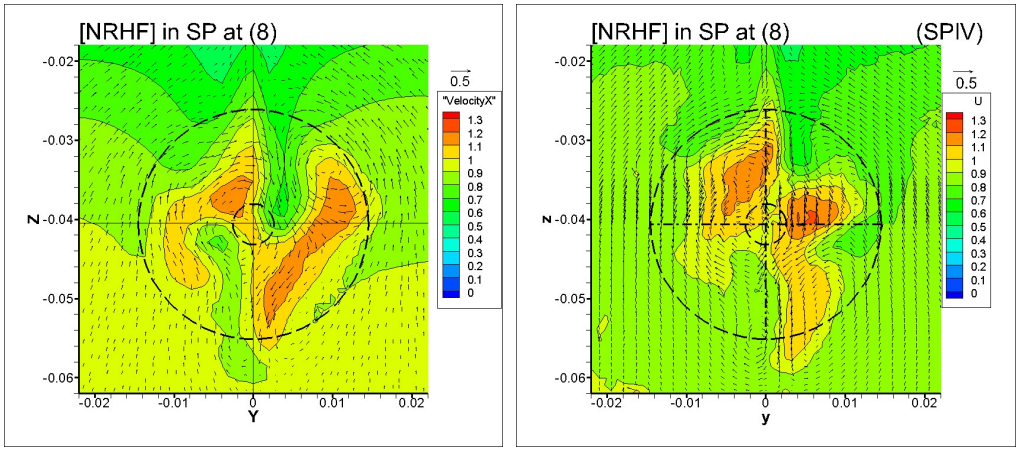


(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

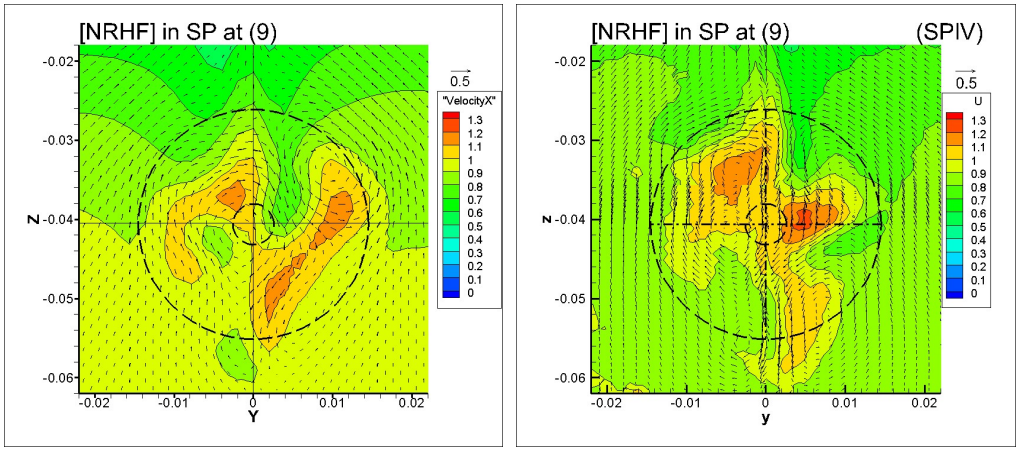
図 4.30 [NR00]自航状態における流場比較(左：CFD, 右：SPIV)



(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

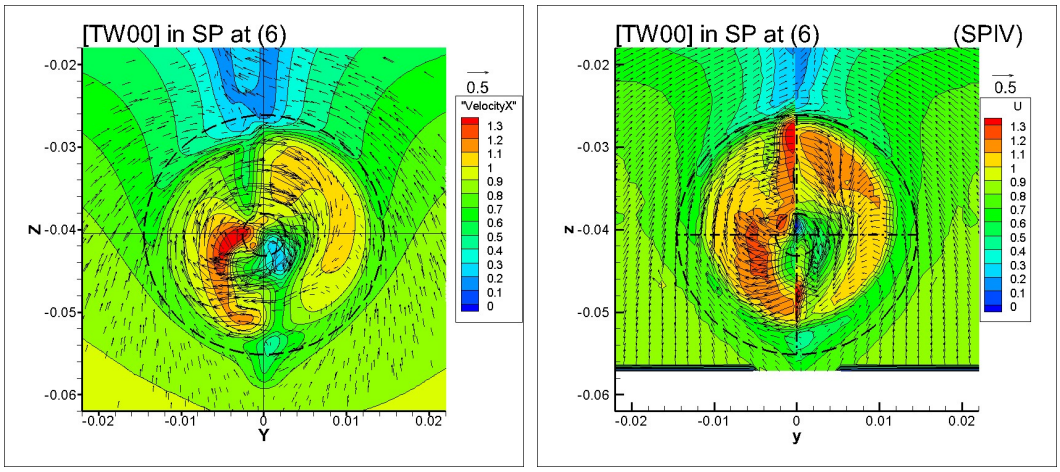


(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

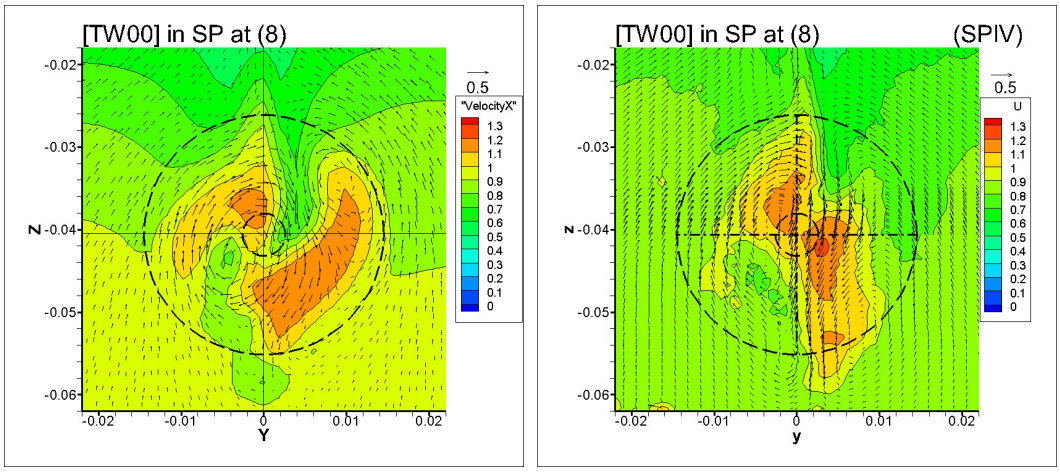


(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

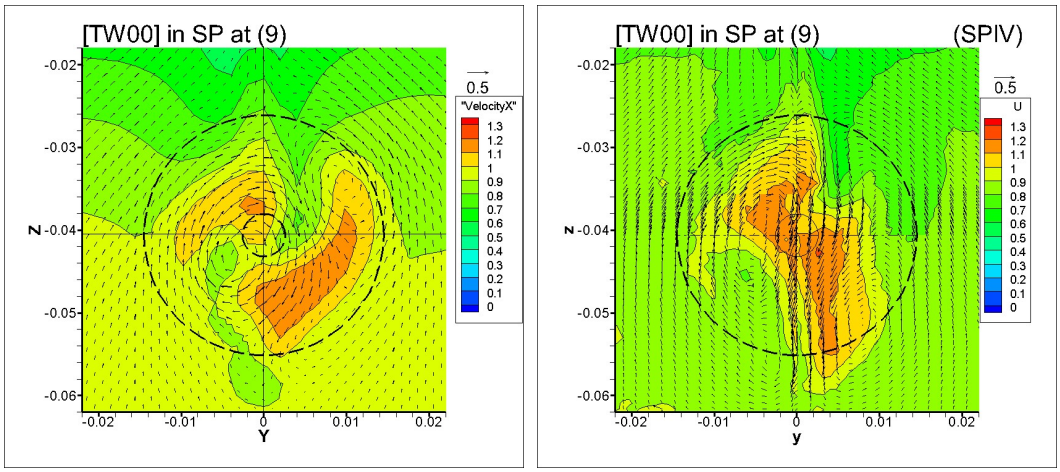
図 4.31 [NRHF]自航状態における流場比較(左：CFD, 右：SPIV)



(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

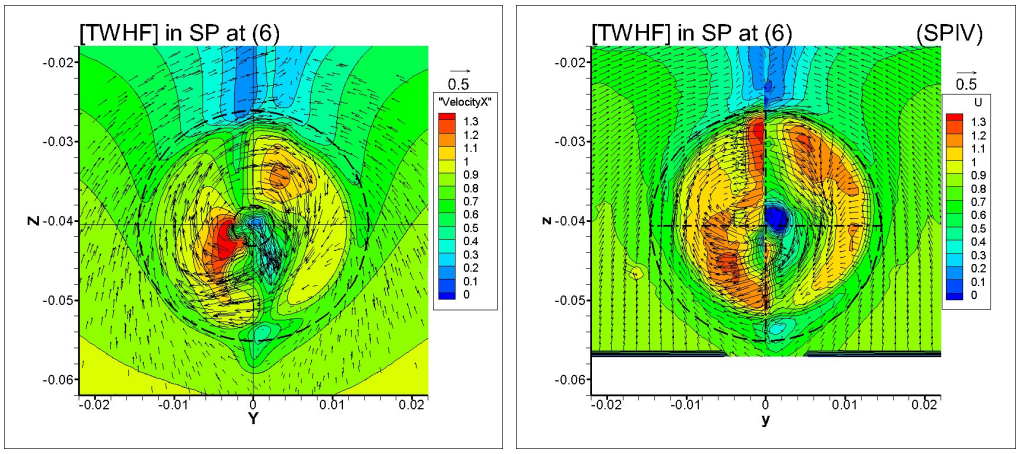


(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

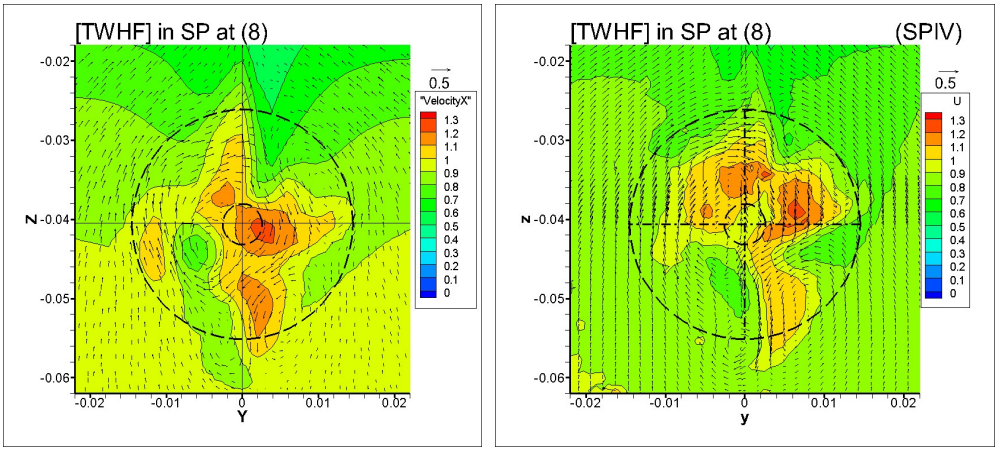


(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

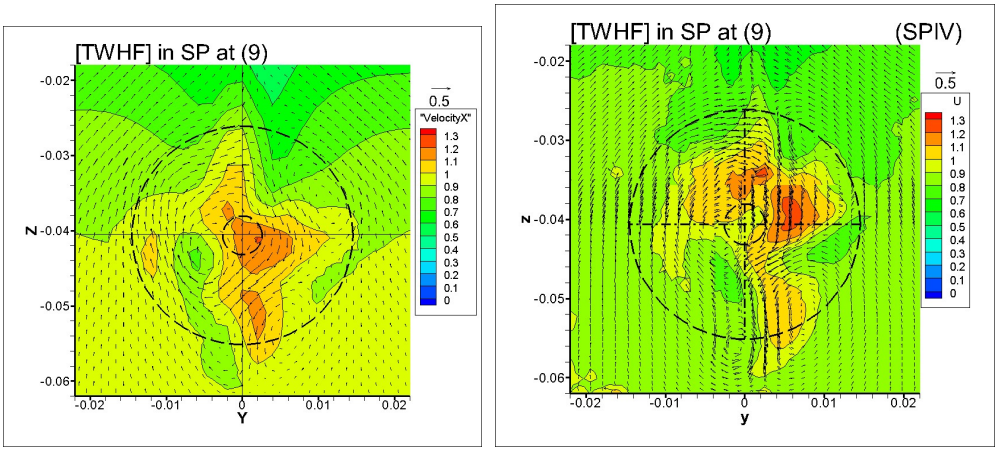
図 4.32 [TW00]自航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)



(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)



(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)



(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

図 4.33 [TWHF]自航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)

4.4.4　推進性能評価の検証

本節では，CFD 計算で算出される諸性能値に基づく推進性能評価の検証を行う．

4.4.4.1 曳航状態の性能検証

図 4.34 に，水槽試験と CFD 計算における曳航状態での抵抗値について，有次元抵抗値(左縦軸)，及び水槽試験・CFD 夫々の[NR00]を基準とした相対割合値(右縦軸)として表記する．[NR00]基準の相対割合では，水槽試験結果ではほぼ 0.2%程度に収まっていることから，付加物による抵抗値の増減影響は大きくないと言える．CFD 計算においては若干差異が大きくなるものの，舵を有する状態では 0.5%程度に収まっていることが確認できる．本研究では，多数の ESD 状態に対する諸性能値比較の簡単化のため，水槽試験，CFD 計算共に，[NR00]における抵抗値を代表として，自航状態の計算，及び自航解析に用いることとする．

尚，CFD 計算における有次元抵抗値は，水槽試験値よりも凡そ一定量低い値となっているが，これは主に CFD 計算における推定誤差と，ダブルモデル格子適用によって造波抵抗を無視している影響によるものである．CFD 計算における推定誤差としては，図 4.35 に示す水槽試験と CFD 計算における全抵抗係数，及びそれから得られる形状影響係数(水槽試験 1.29 に対して CFD1.23)によれば，CFD 計算値が水槽試験よりも抵抗値で 5%程度低く算出されており，この差異が本論で扱う CFD 計算における推定誤差とみなせる．尚，後述の CFD 自航状態の計算では，CFD 抵抗計算の形状影響係数(1.23)によって算出される摩擦修正量を加味する．

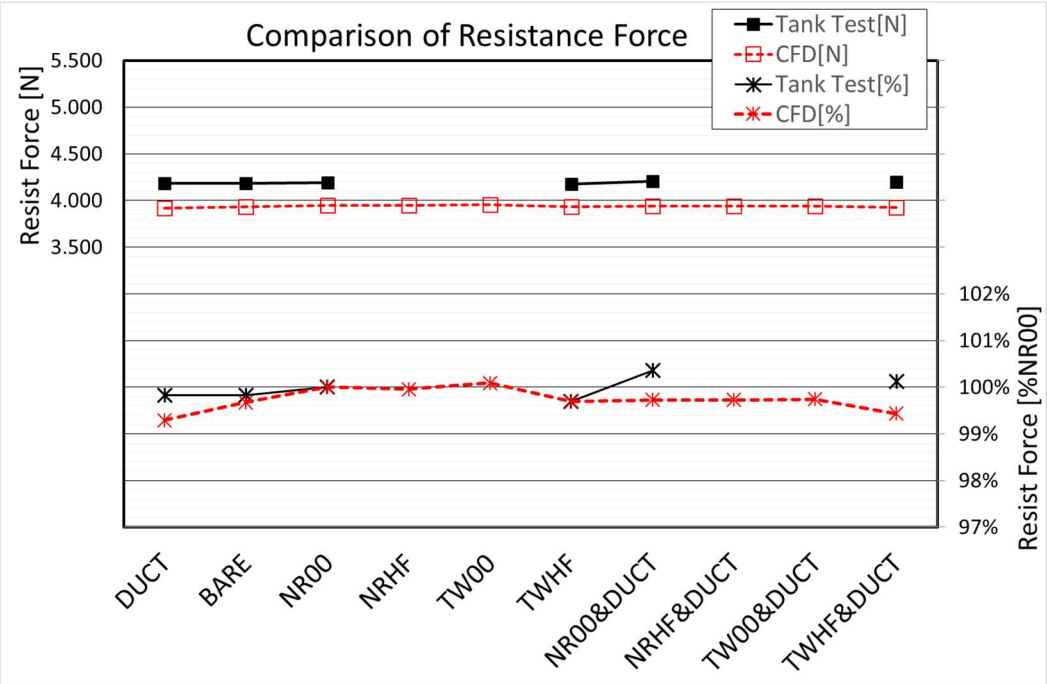


図 4.34 曳航状態における船体抵抗値の比較

(黒：水槽試験，赤：CFD，左軸：有次元値，右軸：相対割合[%NR00])

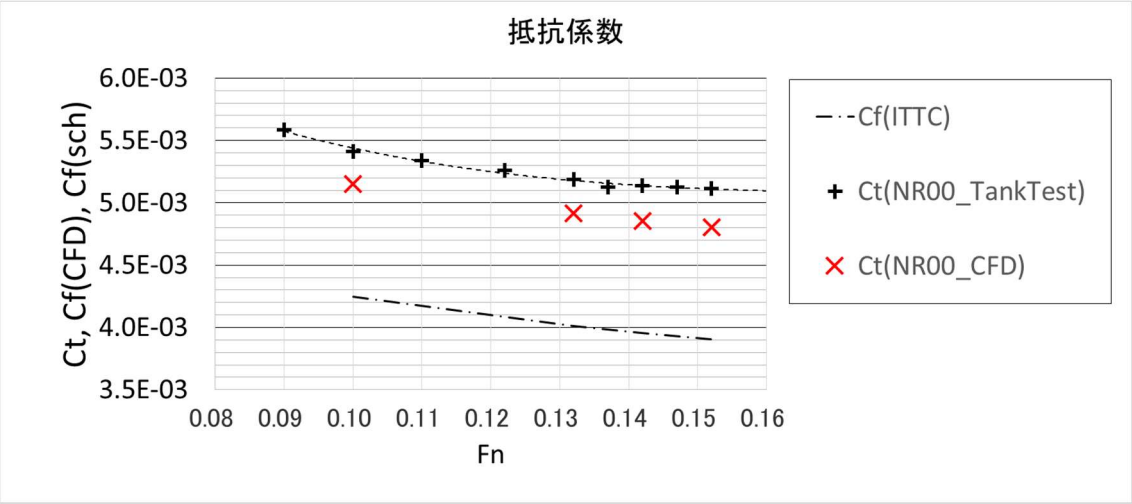


図 4.35　水槽試験と CFD 計算における抵抗係数の違い

4.4.4.2 自航状態の性能検証

次に 10 種類の ESD 自航状態に対する自航性能について検証を行う．

先ず，水槽試験結果，及び CFD 計算における伝達馬力 DHP の比較を，[NR00]に対する相対割合として図 4.36 に示す．DHP は抵抗要素も含む性能値であるが，付加物の種類によって抵抗性能に大きな違いが無い(図 4.34)ことから，本論中では自航要素の性能評価指標として扱う．図 4.36 より，[TWHF&DUCT]で 7%程度の馬力減少，［BARE]で 9%程度の馬力増加という水槽試験結果に対して，CFD 計算による評価も凡そ同程度の増減傾向であることが認められる．その他の ESD 状態についても，そのトレンドは凡そ合致していることが確認でき，CFD 計算による性能評価手法は水槽試験結果を捉えることが可能であることを示す．

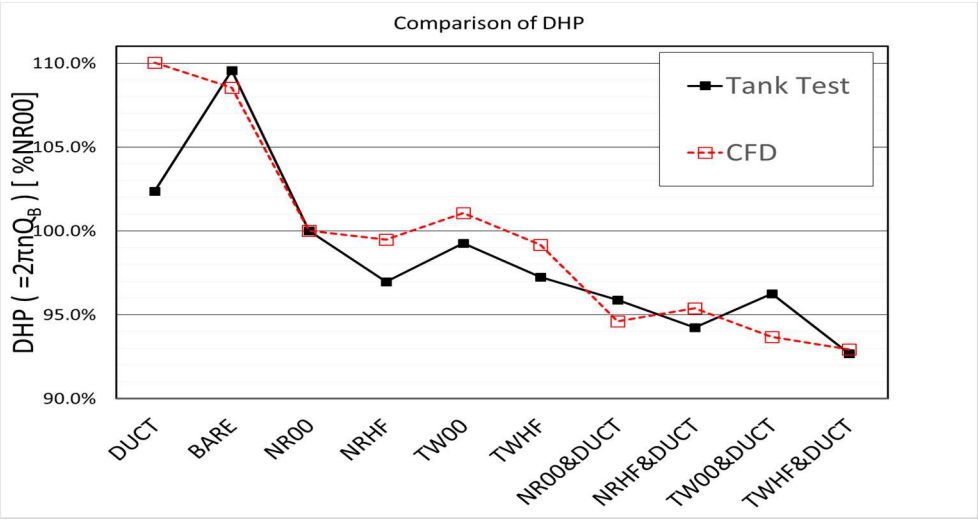


図 4.36 自航状態における伝達馬力(DHP)の相対比較

伝達馬力 DHP の構成要素であるプロペラの回転数とトルクの比較を，夫々図 4.37，図 4.38 に示す．トルクについては，CFD 計算結果が凡そ水槽試験結果と似たトレンドが得られている一方で，回転数については，ESD 種類によって或る程度の乖離が見られ，DHP 値の算出に対する影響が小さくないことが分かる．

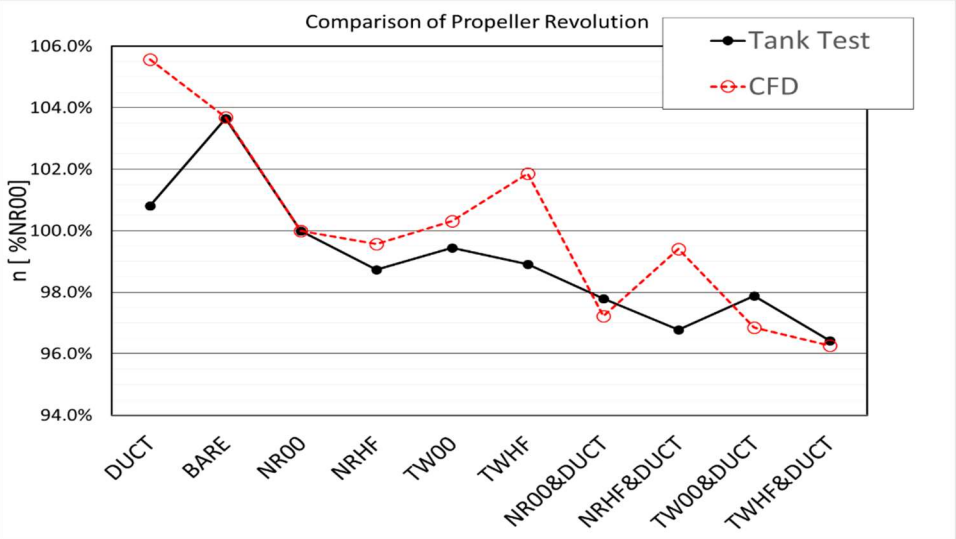


図 4.37 自航状態におけるプロペラ回転数(n)の相対比較

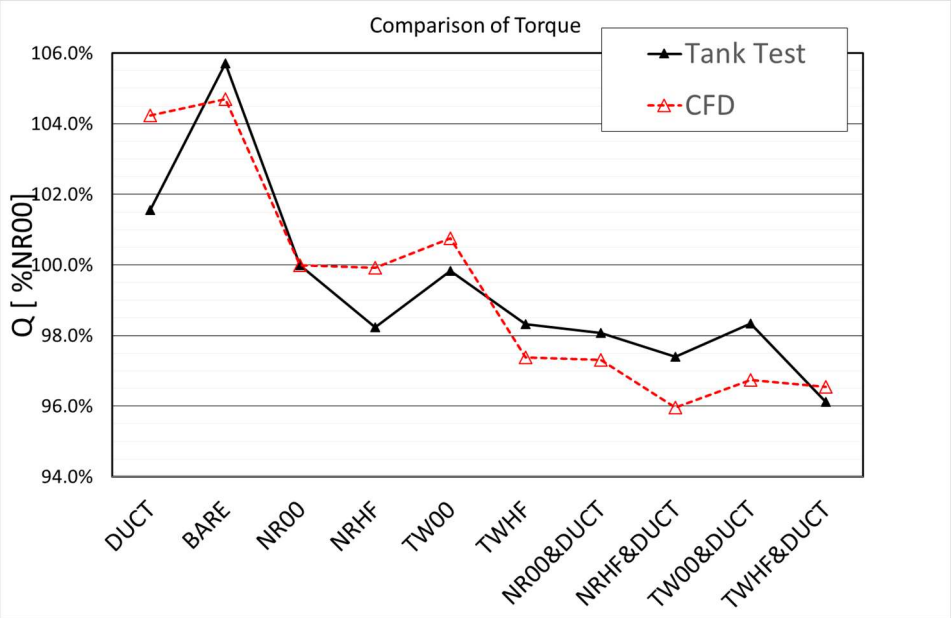


図 4.38 自航状態におけるプロペラトルク(Q)の相対比較

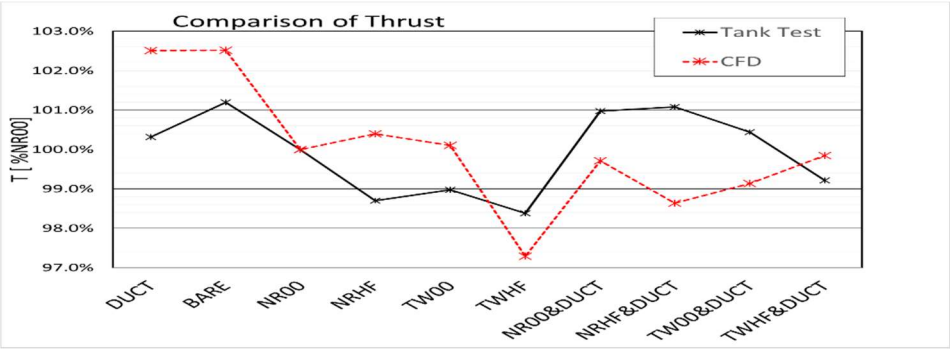


図 4.39 自航状態におけるプロペラスラスト(T)の相対比較

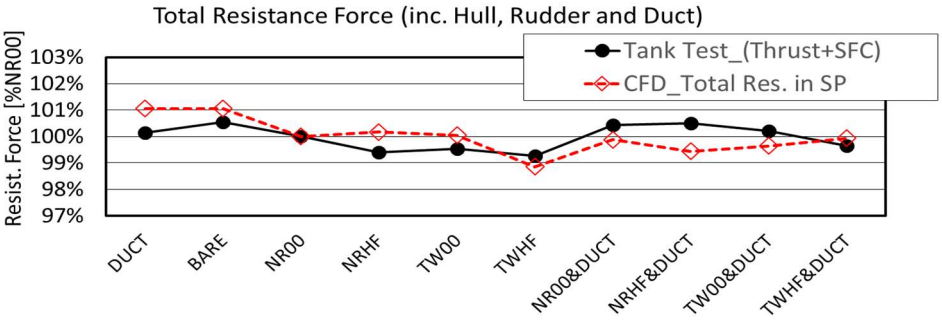


図 4.40 自航状態における全船体抵抗値の相対比較(水槽試験結果は[スラスト+SFC 値])

プロペラスラストの比較(図 4.39)では，[TWHF]において所要スラスト量が最も小さいなど，CFD 計算が或る程度水槽試験結果の傾向を捉えていると言える．[TWHF]におけるプロペラスラスト所要量の減少は, ESD 付加物による前進方向力の増加(若しくは抵抗値減少)を示唆しており，その詳細は 4.5.3 節にて後述する．プロペラスラストは自航状態の全船体抵抗値(図 4.40)から SFC 値を差し引いた値をターゲットとして算出されるものであるため, 傾向が一致していない部分については，4.4.3 節で述べた CFD 計算の抵抗値推定誤差も影響しているものと考えられる．

以上の CFD 計算物理量から得られる自航要素(η_R, $1\text{-}t$, $1\text{-}w_T$)の値，及び[NR00]における値を基準とした各 ESD 状態の相対割合を，それぞれ図 4.41， 図 4.42 に示す．いずれの要素も，CFD 推定値が水槽試験解析値とオーダー的には合っているが，ESD 形状によってはその増減傾向が一致せず，特にプロペラ回転数とスラストにおいて水槽試験結果との乖離が著しい ESD 状態([DUCT], [TWHF],[NRHF&DUCT])において不一致が目立つ．この理由としては，自航要素解析にはスラスト一致法を採用しており，スラスト値の推定誤差は他の要素($1\text{-}w_T$, η_R)の算出にも影響を及ぼすことが挙げられる．本研究では，基本的に模型船スケールでの推進性能比較を行うため，前述の通り，伝達馬力(DHP) ，プロペラ回転数(n)，トルク(Q)において評価を進めるが，一般的に実船馬力を推定する場合は，自航要素(η_R, $1\text{-}t$, $1\text{-}w_T$)を算出した後，($1\text{-}w_T$)のみに尺度影響を考慮することが多いため，より信頼性のある実船馬力推定のためには，より一層のプロペラモデルの精度向上が望まれる．

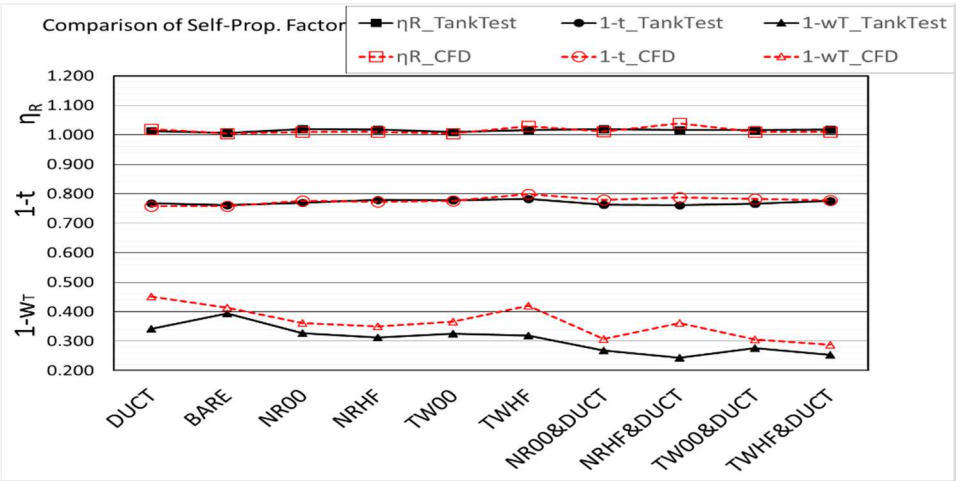
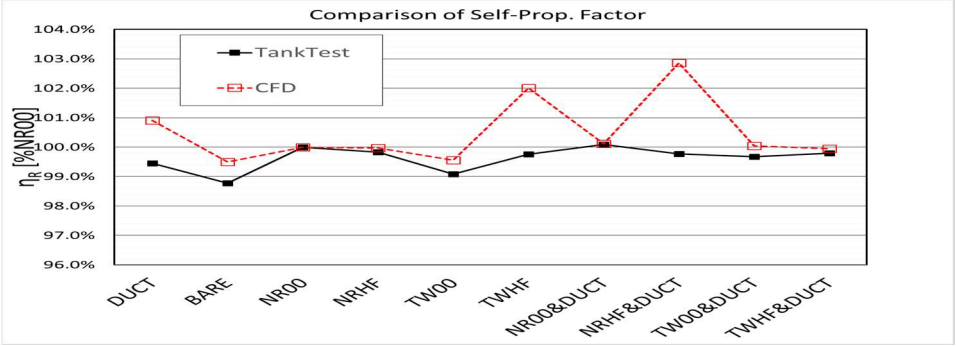
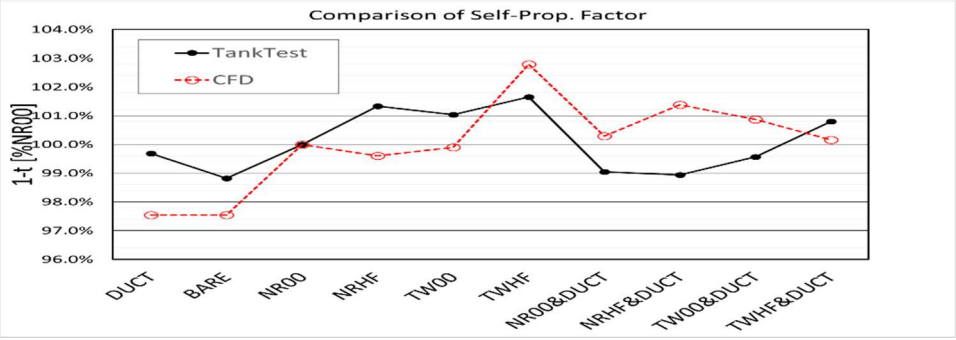


図 4.41 各 ESD 装備時の自航要素(η_R,1-t,1-w_T)の比較





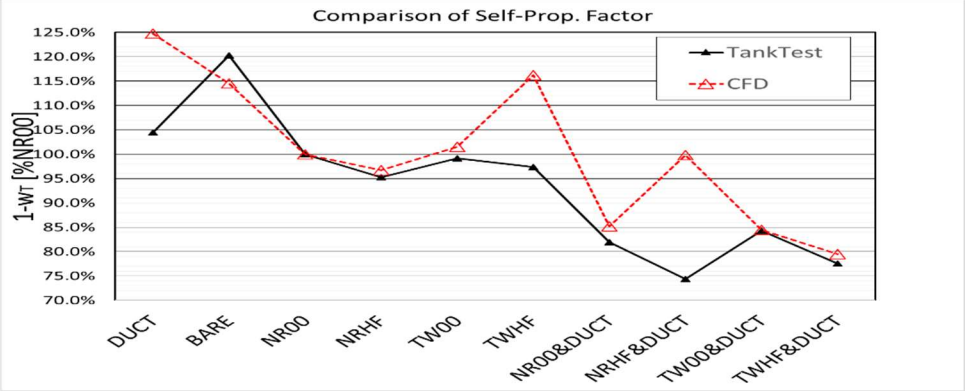


図 4.42 各 ESD 装備時の自航要素(η_R,1-t,1-w_T)の相対比較

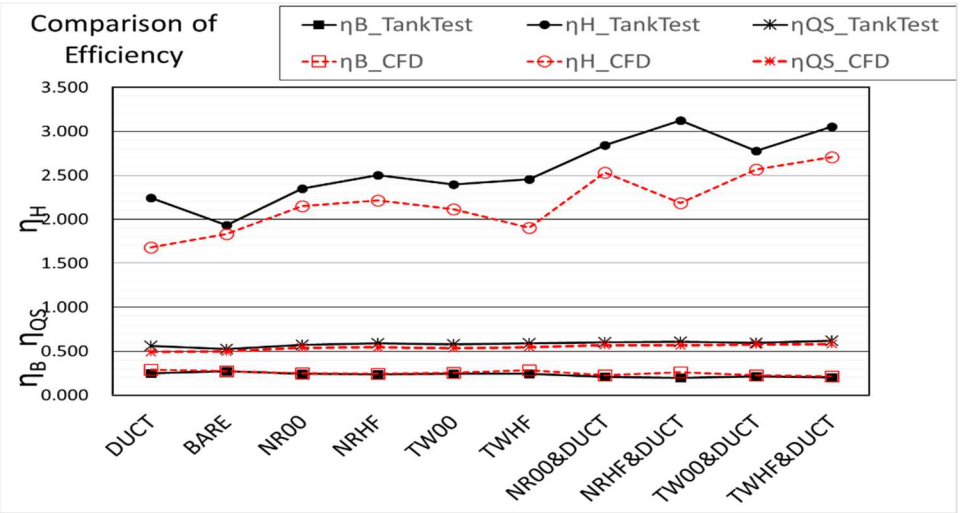


図 4.43 各 ESD 装備時の各種効率値の比較（黒：水槽試験，　赤：CFD）

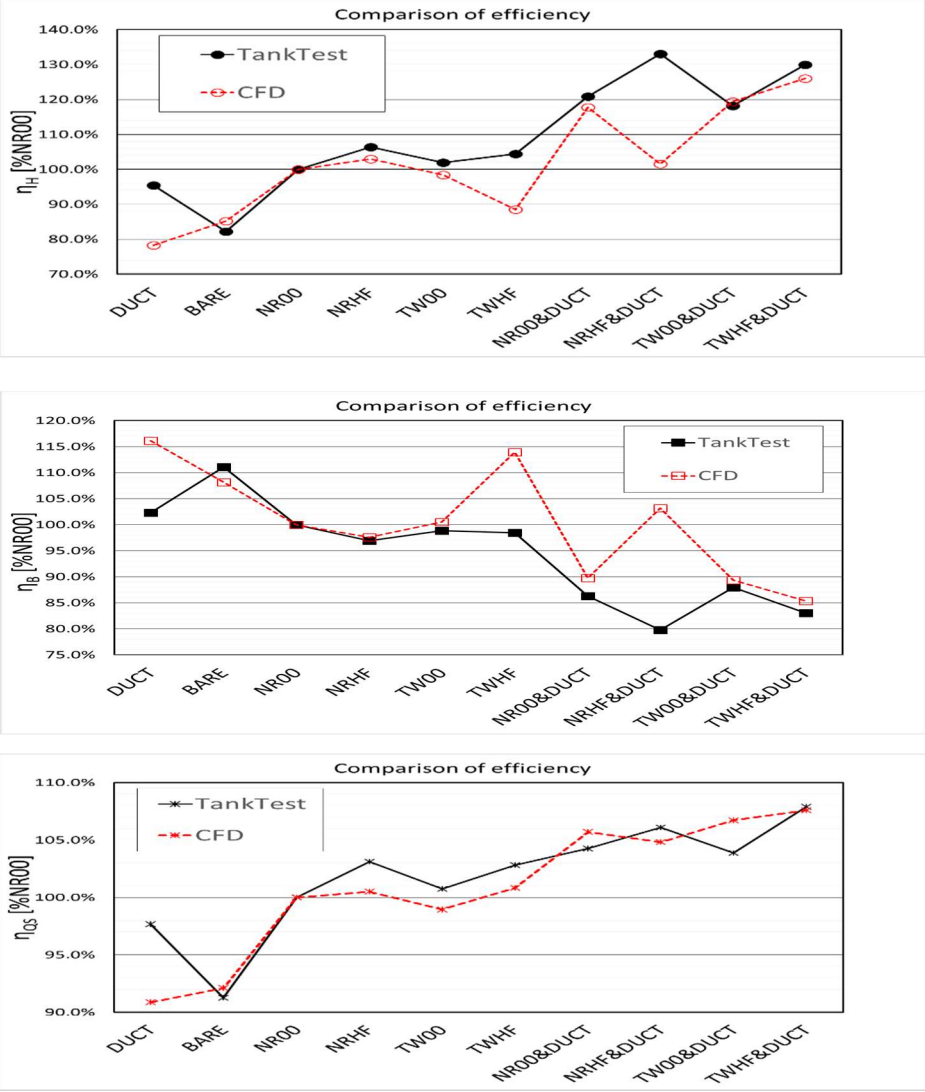


図 4.44 各 ESD 装備時の各種効率の相対比較（黒：水槽試験，　赤：CFD）

船殻効率(η_H)，船後プロペラ効率(η_B)，準推進効率($\eta_{QS}=\eta_H\cdot\eta_B$)の値を図 4.43 に示し，それぞれの[NR00]に対する割合を図 4.44 に示す．船殻効率(η_H)には($1-t$)と($1-w_T$)の傾向が反映されるため，やはり水槽試験結果との差異が著しい．船後プロペラ効率(η_B)はプロペラ単独性能曲線を介するため，前進定数(J)に比例する($1-w_T$)の傾向が直接反映される．準推進効率(η_{QS})は，(η_H)と(η_B)の掛け合わせであるため，各自航要素単独の水槽試験傾向との差異を相殺し，それぞれ(η_Hとη_B)単独の効率比較よりも水槽試験結果の傾向に近づいていることが認められる． つまり，EHP / η_{QS} としても表される伝達馬力(DHP)は，これら単独の効率の推定精度の影響を受けにくく，全体的な推進性能を把握する上では都合が良いといえる．

4.5 諸性能値に関する詳細比較

本節では，CFD シミュレーションにおいて算出される，曳航，及び自航状態における諸性能に関する物理量について，その詳細比較を行う．

4.5.1 曳航状態における累積抵抗値

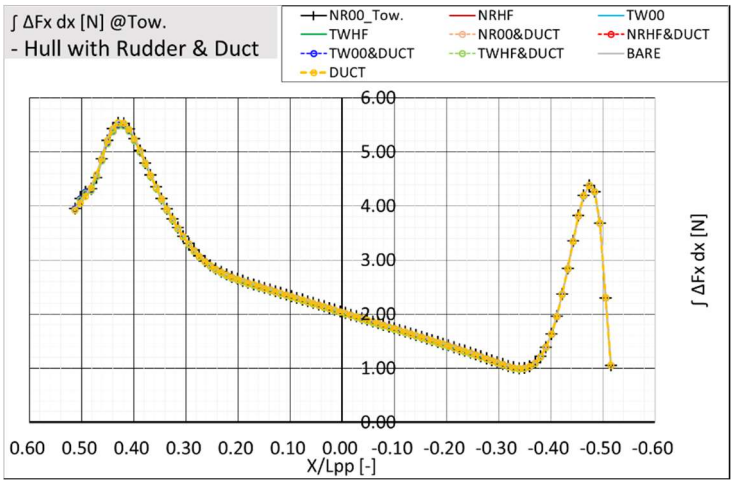
各 ESD 装備時の曳航状態(全 10 種)において，船長方向に垂直な船体微小横断面にはたらく抵抗値の船首部からの累積値(以降，累積抵抗値という）について，全船長範囲，及び船尾付近における比較を図 4.45 に示す．（FP：x/Lpp = - 0.5，AP：x/Lpp =+0.5．縦軸の正値は抵抗を表す．）累積抵抗値は，船首から船尾付近(x/Lpp = +0.40 付近)に渡って，ESD 形状に依らずほぼ同程度であり，船尾のごく周辺でのみ ESD 形状による差異が生じていることが認められる．但し，舵軸を舵形状に含めているため，AP 付近において値のジャンプが生じている．以下では，(1)[NR00],[BARE],[DUCT]間(裸殻に付加物が付いた場合)，(2)[NR00], [NRHF],[TW00],[TWHF]間(舵形状が異なる場合)，(3)[NR00&DUCT], [NRHF&DUCT], [TW00&DUCT], [TWHF&DUCT]間(舵にダクトを付加した場合)に分けて述べる．

(1) [NR00],[BARE],[DUCT]間の比較について，船体部単体，付加物単体，全体(船体と付加物の合計)の累積抵抗値を図 4.46 に示す．これらによると，船体部単体にかかる抵抗値については，裸殻のみの[BARE]が，付加物(舵・ダクト)を伴う[NR00]と[DUCT]よりも大きく，その差異が x/Lpp=0.40 付近から始まっていることが認められる．この理由として，[NR00], [DUCT]では船体に付加物が付くことによって，船体表面上の圧力分布が変化し，それによって抵抗値が減少しているものと考えられる．[NR00]と[DUCT]では，それぞれ付加物である舵，ダクトにかかる抵抗値分布が当該位置において加算され，全抵抗を意味する船尾端での累積抵抗値は[NR00],[BARE],[DUCT]の順に大きい値となっている．

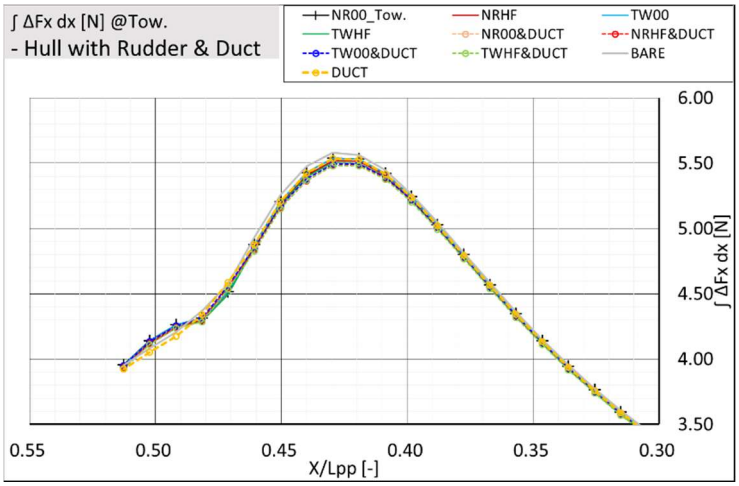
(2) [NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF]間の比較について，上記と同様に累積抵抗値を図 4.47 に示す．(比較のため[BARE]追記．）船体単体，舵単体共に，舵形状による差異は小さく，合計値にもほぼ差異は無い．

(3) [NR00&DUCT],[NRHF&DUCT],[TW00&DUCT],[TWHF&DUCT] 間の比較について，上記と同様に累積抵抗値を図 4.48 に示す．(比較のため[NR00], [DUCT]追記．）[NR00]も含めて，船体単体には目立った差異は認められないが，ダクト単体，及び舵単体の抵抗においては若干の差異が認められる．舵単体に係る抵抗値は，いずれの状態も[NR00]よりも僅かに減少しており，前方に位置するダクトの存在による舵表面圧力分布の変化による影響と考えられる．ダクト単体に生じる抵抗値，及びその差異は，舵単体に生じる差異よりも小さく，後方に位置する舵形状の違いによるダクト抵抗への影響は微小であることを示唆している．

以上で述べた部分的な抵抗値の差が，図 4.34 で示した各 ESD 間の全抵抗値の差異となって表れている．



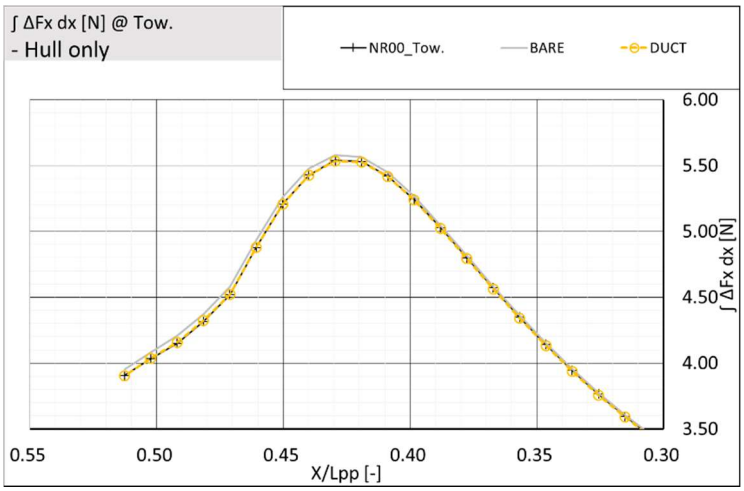
(a) 全船長範囲



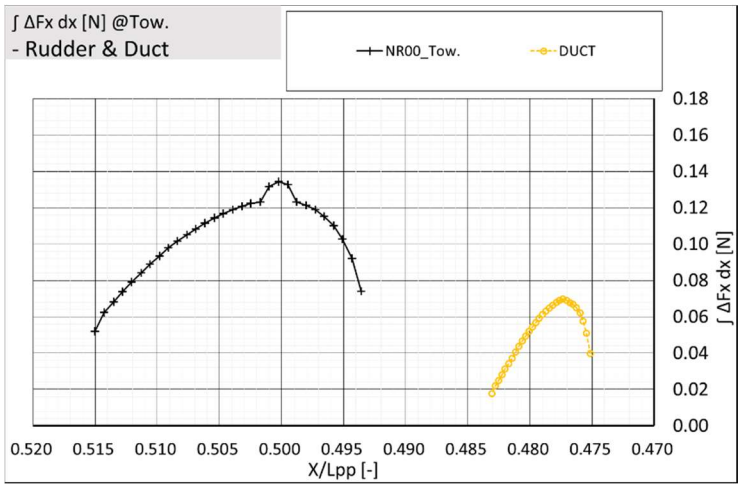
(b) 船尾付近拡大

図 4.45 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値[曳航状態]

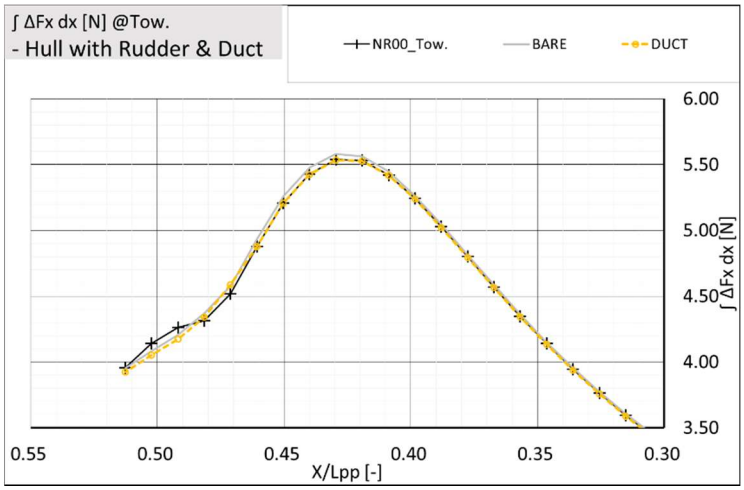
(1) [NR00],[BARE],[DUCT]の比較



(a) 船体のみ



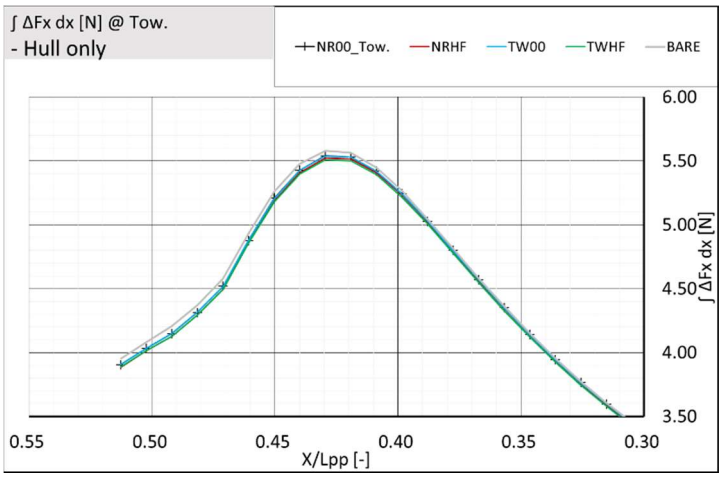
(b) 付加物



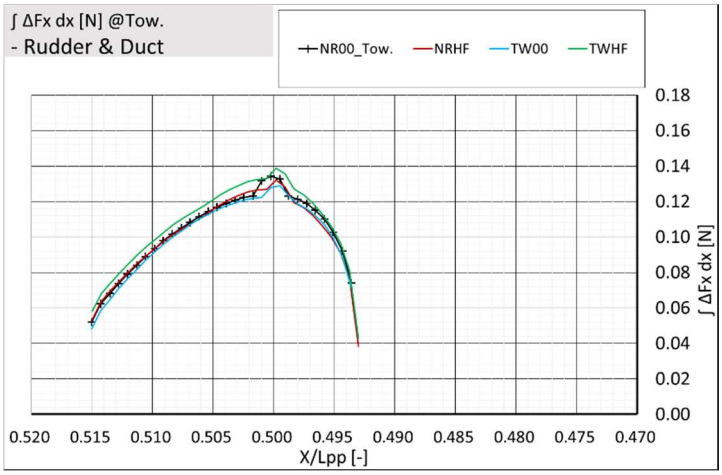
(c) 船体と付加物の合計

図 4.46 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00],[BARE],[DUCT] 曳航状態)

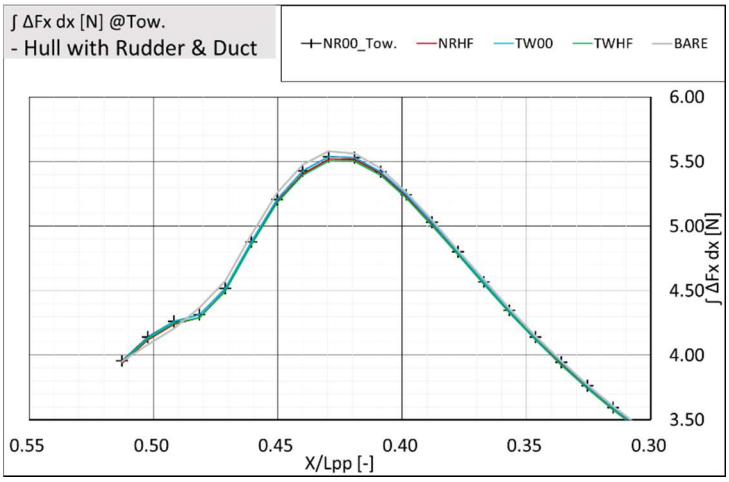
(2) [NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF]比較



(a) 船体のみ



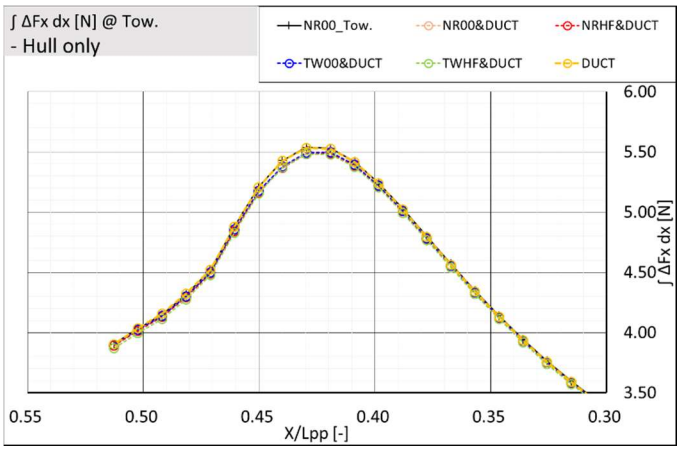
(b) 付加物



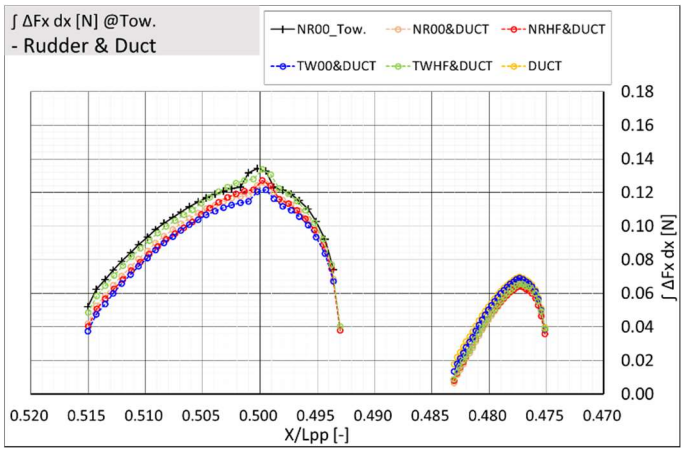
(c) 船体と付加物の合計

図 4.47 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF] 曳航状態)

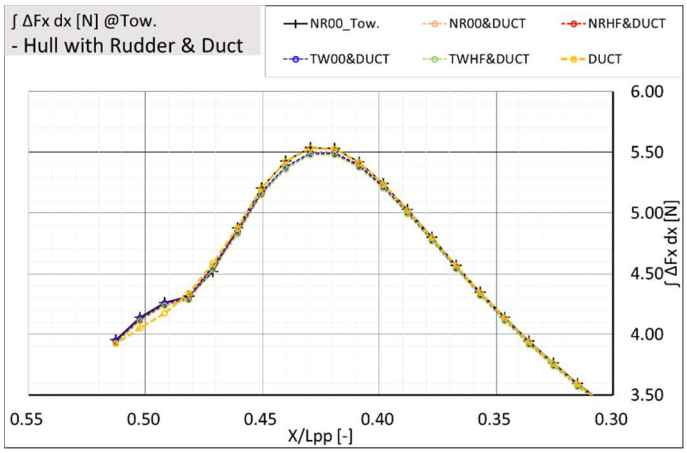
(3) 各種舵にダクト付加した場合の比較



(a) 船体のみ



(b) 付加物

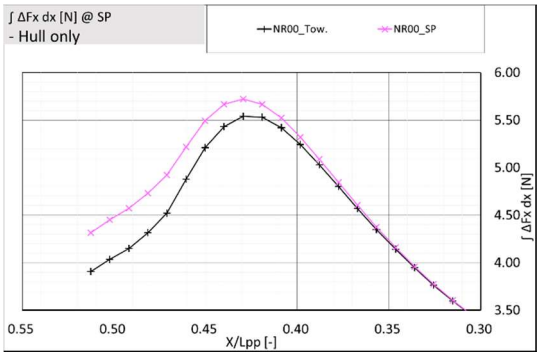


(c) 船体と付加物の合計

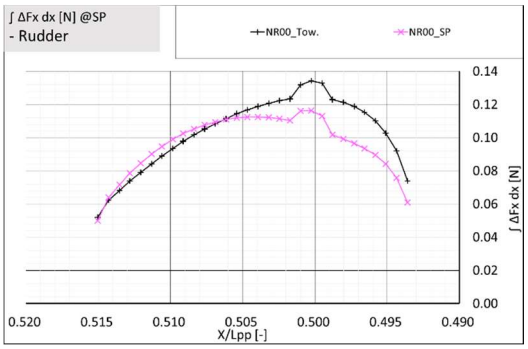
図 4.48 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00&DUCT],[NRHF&DUCT],[TW00&DUCT],[TWHF&DUCT] 曳航状態)

4.5.2 自航状態における累積抵抗値

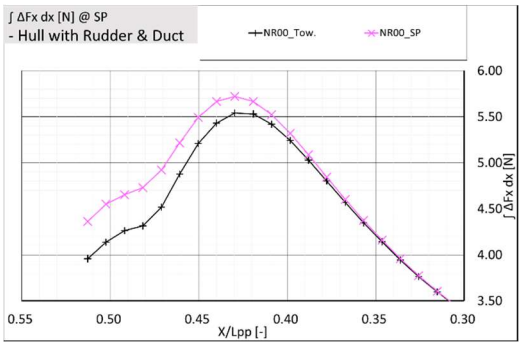
自航状態の諸性能値に関する物理量の差異について述べる．先ず，[NR00]の船体単体，舵単体，全体にかかる船首部からの累積抵抗値について，曳航状態と自航状態における差異を図 4.49 に示す．両状態間で差が生じ始めるのは X/Lpp=0.35(S.S. 1.5)付近であり，その後方で自航状態での抵抗値が大きく，その内訳は船体単体に働く抵抗値の差が大きな割合を占めることがわかる．これは，図 4.50 で示されるように，プロペラ自航による船尾付近の船体表面圧力低下が原因である．[NR00]舵単体においては，分布形状が若干異なるものの，舵全体が受ける抵抗値が，曳航状態と自航状態でほぼ同じことがわかる．



(a) 船体のみ



(b) 付加物



(c) 船体と付加物の合計

図 4.49 [NR00]における船首部からの累積抵抗値(曳航・自航状態の比較)

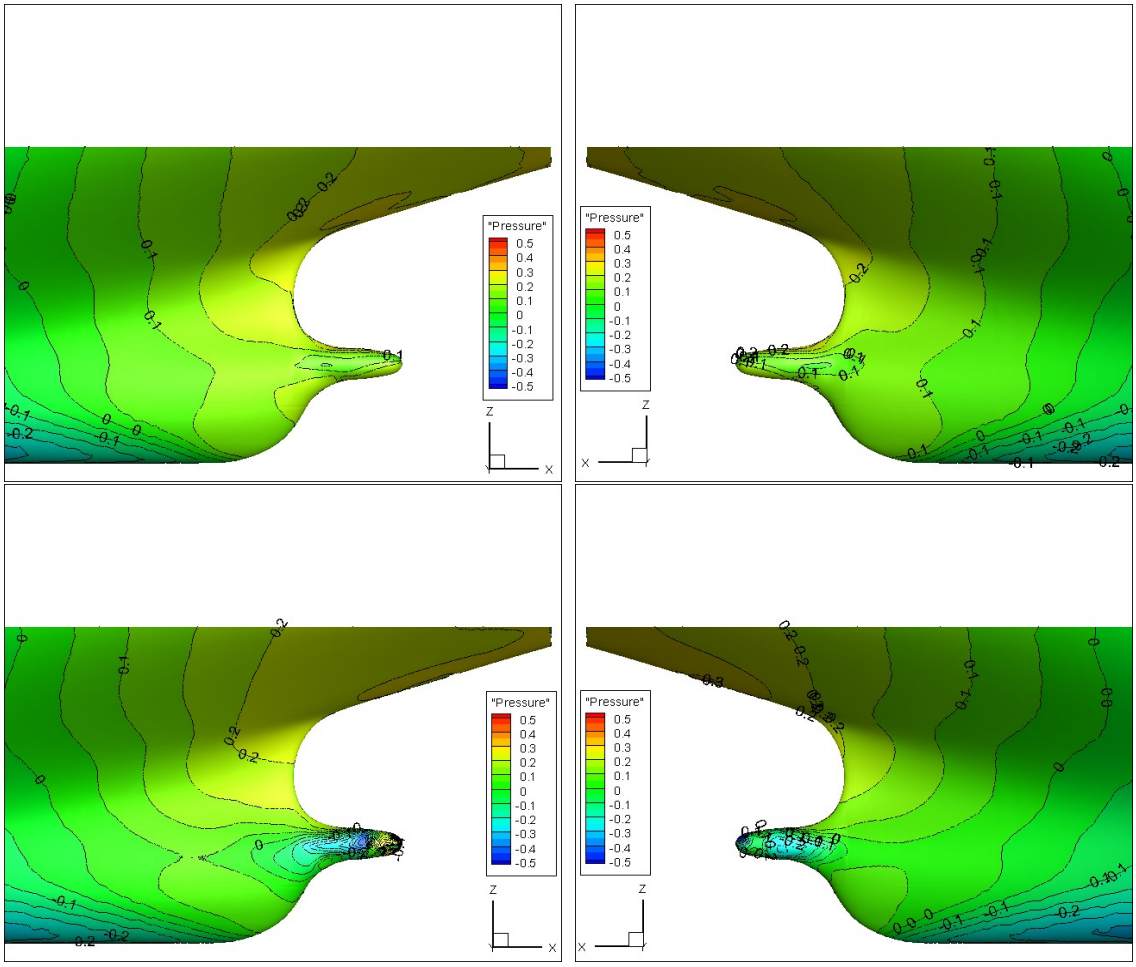
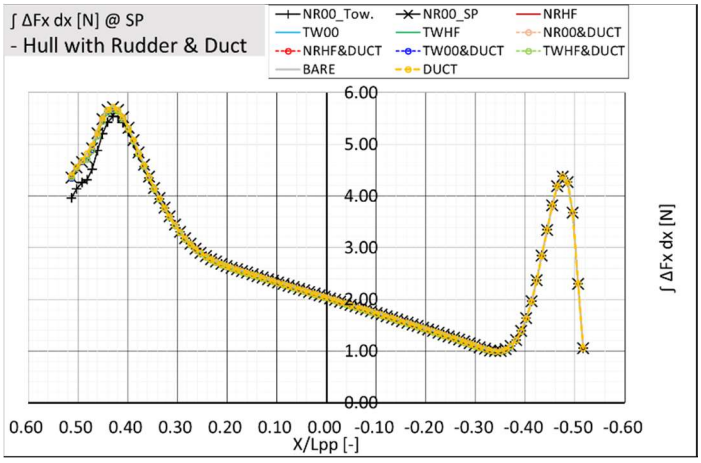
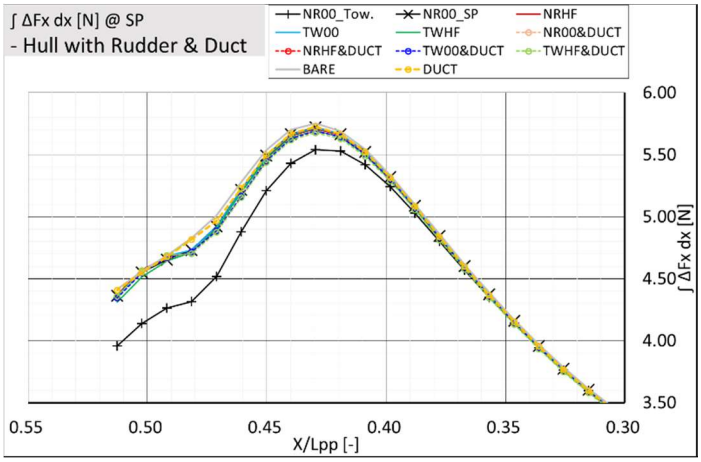


図 4.50 船体表面圧力分布の違い(上：曳航状態，下：自航状態，左：左舷側，右：右舷側)

各 ESD 装備時の自航状態(全 10 種)における船首部からの累積抵抗値, 及びその船尾付近の拡大値を図 4.51 に示す.(比較参考のため, [NR00]曳航状態を追記.）曳航状態と同様に, 累積抵抗値は，*X/Lpp*=0.40 よりも前方ではほぼ同等な値をとり，船尾のごく周辺でのみ, 各種 ESD による差異が認められる.



(a) 全船長範囲



(b) 船尾付近拡大

図 4.51 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値(自航状態)
(上：全船長範囲，下：船尾付近拡大図)

曳航状態と同様に，(1)[NR00],[BARE],[DUCT]間(裸殻に付加物が付いた場合)，(2)[NR00], [NRHF], [TW00], [TWHF]間(舵形状が異なる場合)，(3)[NR00&DUCT], [NRHF&DUCT], [TW00&DUCT], [TWHF&DUCT]間(舵にダクトを付加した場合)に分けて述べる．

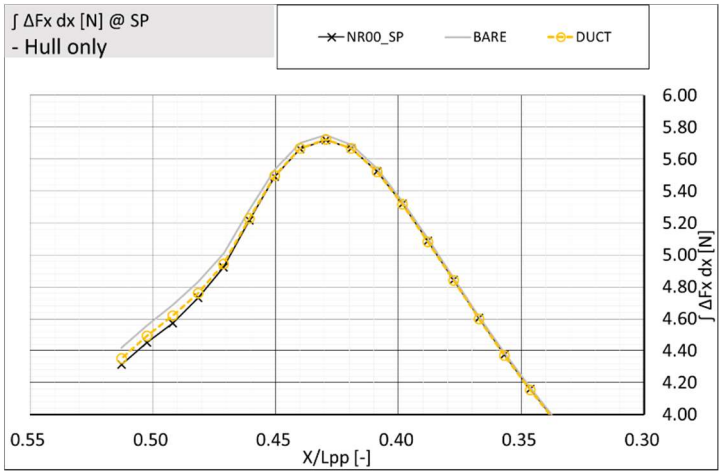
(1) [NR00],[BARE],[DUCT]間の比較について，船体部単体，付加物単体，船体と付加物の合計に対する船首部からの累積抵抗値を図 4.52 に示す．船体単体の抵抗については，曳航状態と同様に，付加物を伴う[DUCT],[NR00]が裸殻である[BARE]よりも小さく，舵・ダクトの存在による船体表面圧力分布の変化がもたらす影響と思われる．尚，[NR00]と[DUCT]が全範囲に渡ってほぼ同じ値であった曳航状態とは若干異なる傾向を示している．このことは，プロペラ位置(X/Lpp=0.4728 付近)で作用するスラスト・

トルクそれぞれの体積力分布，及び周辺の物体形状によって，船尾周辺の船体表面圧力分布に与える影響が変わることを示唆している．曳航状態と比べて，ダクト単体にかかる累積抵抗値の分布形状が大きく変わり，ダクト単体が受ける抵抗値は増加していることから，ダクト付加によって推進性能向上を狙うならば，ここでの抵抗増加以上のゲインが必要であると言える．

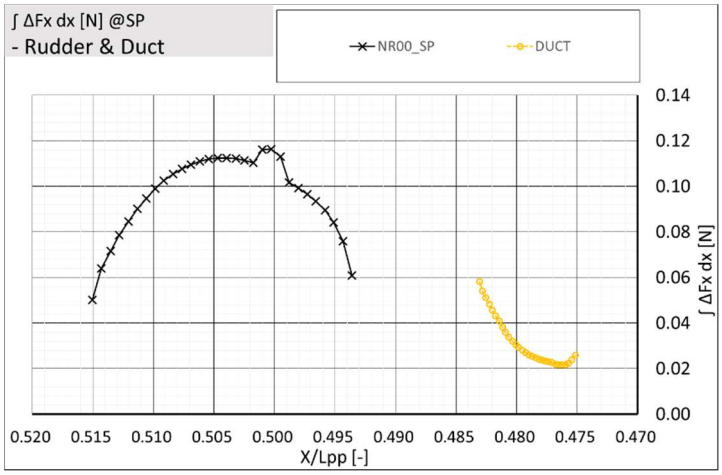
(2) [NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF]間の比較について，上記と同様に累積抵抗値を図 4.53 に示す．（比較のため[BARE]追記．）船体単体にかかる累積抵抗値に差異がほぼ無いことは曳航状態と同様である．一方，舵単体の累積抵抗値の差は顕著に現れており，これが全体抵抗値における差の支配的要素となっている．最大値の[NRHF]と最小値の[TWHF]の抵抗値の差は，[NR00]曳航状態の全抵抗値の 1.5[%]程度である．舵単体に関しては，水平フィンが付かない[NR00],[TW00]を比較すると，その累積抵抗値はほぼ同程度であり，ツイスト部分だけでは抵抗値の変化はほぼ無い．一方で，水平フィンが付随する[NRHF],[TWHF]を比較すると，その累積抵抗値に差異が見られる．つまり，舵本体がツイストしていることの作用，及び水平フィンの作用が，その片方のみでは変化無し，若しくは抵抗増加に繋がるが，両方付く場合には，抵抗減少につながっていることを示しており，流場の相互干渉によって流力性能の相乗効果が得られていると考えられる．

(3) [NR00&DUCT],[NRHF&DUCT],[TW00&DUCT], [TWHF&DUCT] (以降，ダクト付の舵４種という)について，累積抵抗値を図 4.54 に示す．(比較のため[NR00], [DUCT]追記．）先ず，船体単体にかかる抵抗については，X/Lpp=0.40 付近よりも後方領域において，[NR00]よりも累積抵抗値が小さいことが分かる．このことは，ダクトの存在によって船尾周辺の船体表面圧力分布の変化によってなされているものと思われ，曳航状態における同状態比較とは異なる傾向である．ダクト付の舵４種を比べると，船体単体，及び，ダクト単体にかかる抵抗値の差はほぼ無いが，舵単体にかかる累積抵抗値には差が認められる．[NRHF&DUCT]を除くと，舵単体の累積抵抗値は[NR00]に対して何れも大きく，ダクトが無い場合の比較(図 4.53)と比べると，[NRHF&DUCT]は[NRHF]よりも減少(0.08→0.05)し，[TWHF&DUCT]は[TWHF]よりも増加(0.02→0.08)している．(c)船体と付加物の合計に関しては，ダクト付の舵４種は，舵を伴わない[DUCT]よりも小さいことが認められる．これは，プロペラ後流中に位置する舵の存在が，そのプロペラ体積力分布と相まって，船尾周辺の船体表面圧力分布に対して，全体の抵抗値を減らすような影響を与えていると考えられる．

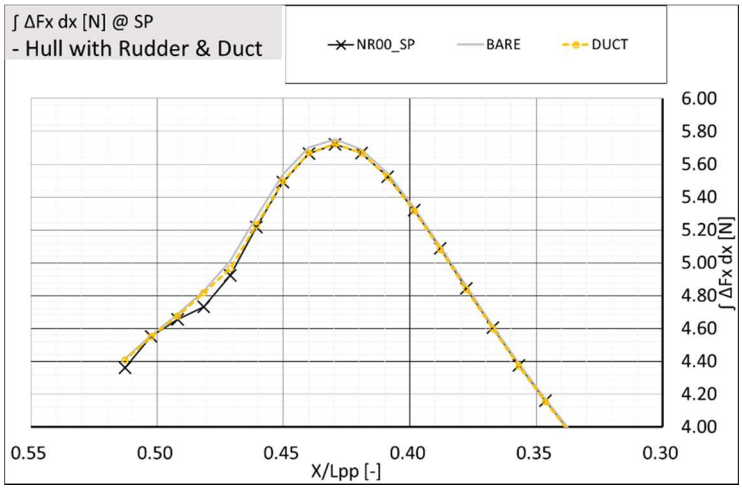
(1) [NR00],[BARE],[DUCT]の比較



(a) 船体のみ



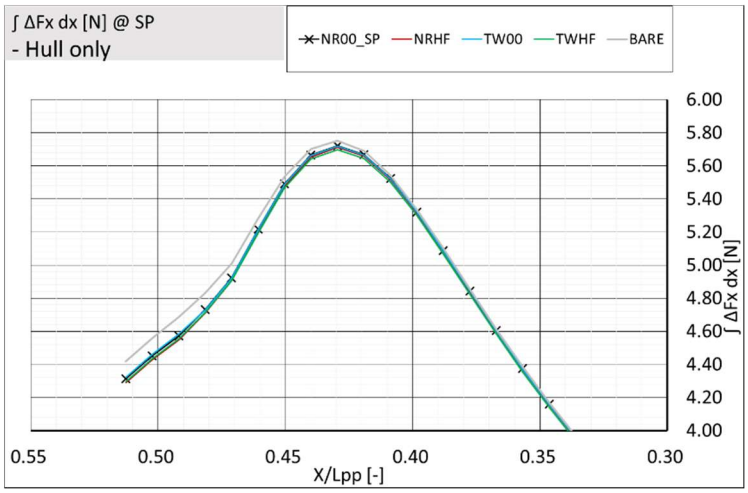
(b) 付加物



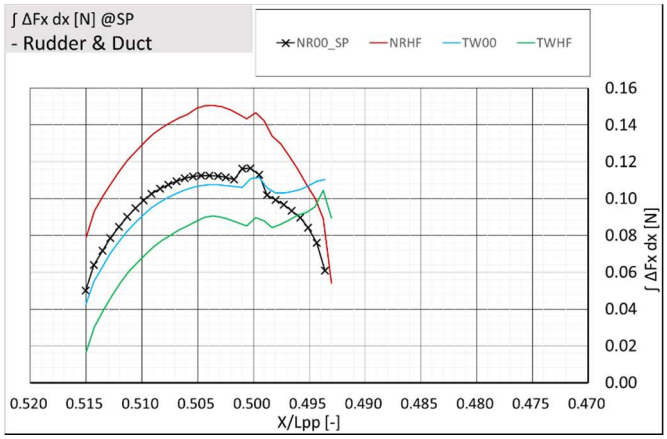
(c) 船体と付加物の合計

図 4.52 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00],[BARE],[DUCT] 自航状態)

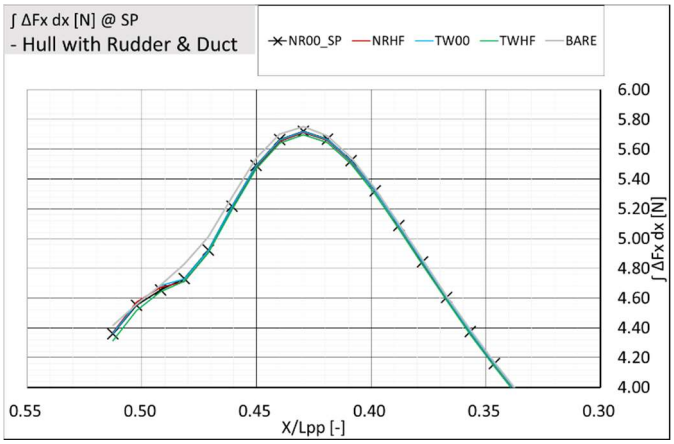
(2) [NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF]比較



(a) 船体のみ



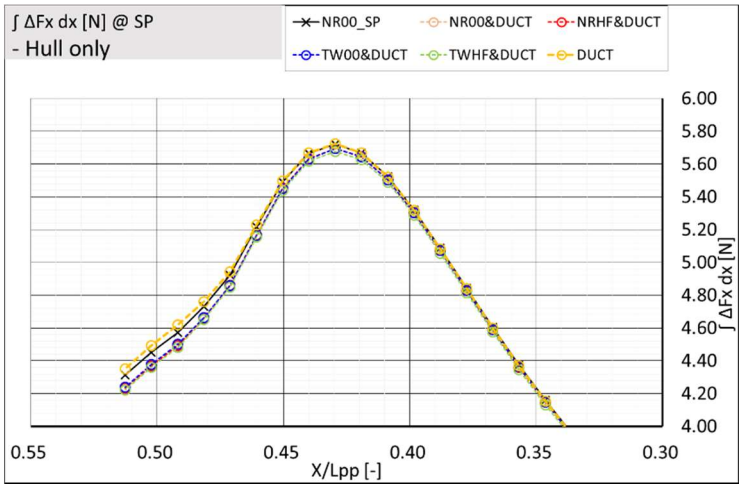
(b) 付加物



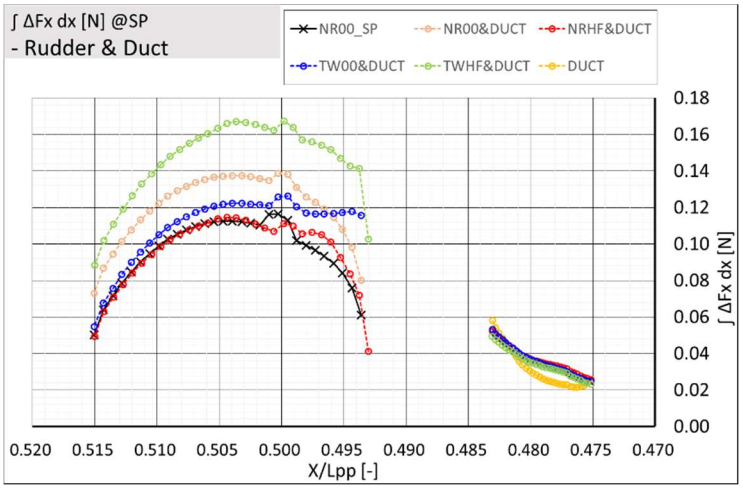
(c) 船体と付加物の合計

図 4.53 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF] 自航状態)

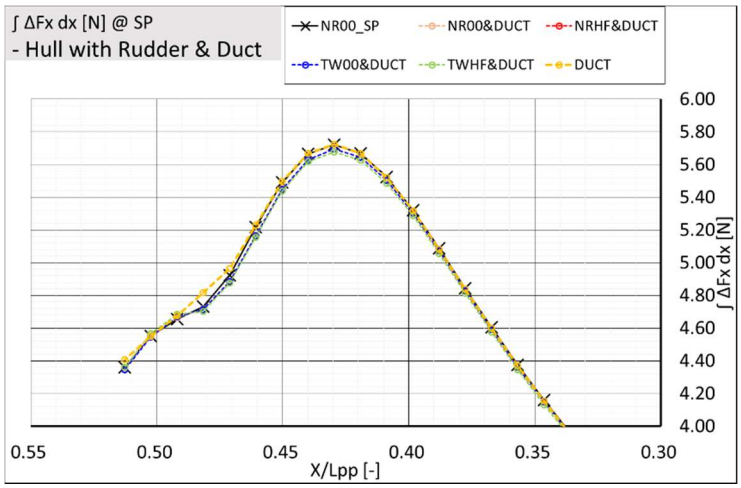
(3) 各種舵にダクト付加した場合の比較



(a) 船体のみ



(b) 付加物



(c) 船体と付加物の合計

図 4.54 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値

([NR00&DUCT],[NRHF&DUCT],[TW00&DUCT],[TWHF&DUCT] 自航状態)

4.5.3 曳航・自航状態における各部位抵抗値

CFD 計算の曳航・自航状態において各部位にかかる抵抗値を比較する．但し，本節では，[NR00]の曳航状態における抵抗値を 100%とした相対値として示す．曳航・自航の両状態における，付加物を含む船体全体抵抗値の比較を図 4.55 に示す．（赤線で示す[Tow. cond.]は前出の図 4.34 における曳航状態比較の抵抗値である．）これより，ESD 形状の違いによる自航状態の抵抗値差異は[NR00]に対して±1.5%であり，曳航状態における差異よりも大きい．このことは，各 ESD 自航状態に要するスラスト量にも差異が生じることを示唆するものである．図 4.55 には，水槽試験におけるプロペラスラスト計測値(+SFC 値)も表記しているが，確かにスラスト量(+SFC 値)にも差異が生じ，またそのトレンドも凡そ一致していることから，CFD 自航シミュレーションで算出される船体抵抗値が水槽試験における自航状態の船体抵抗トレンドを凡そ捉えていると言える．

図 4.56 に，船体単体に係る抵抗値の相対比較を示す．曳航状態・自航状態共に，[BARE]における抵抗値が一番大きく，付加物が増えるほど船体単体にかかる抵抗値が減少する傾向が窺え，その傾向は曳航状態よりも自航状態の方が大きい．このことは，付加物の存在による船尾付近の船体表面圧力の変化がもたらすものと考えられる．

図 4.57 に，付加物にかかる抵抗値の相対比較を示す．4.5.1 節でも示したように，曳航状態ではダクト単体に係る抵抗は比較的小さく，舵にダクトが付加された場合でもほぼ抵抗値に変化は無い．一方で，自航状態では，舵とダクト両方が付く場合は，合計の抵抗値が，舵のみの場合と比較すると大幅に大きくなっている．

図 4.58 に，舵とダクトの夫々にかかる抵抗値を分けて示す．これによると，ダクト単体に関しては，自航状態では曳航状態と比べて抵抗値が増えつつも，舵形状の違いによるダクト抵抗値の変化は，曳航・自航共にほぼ無い．一方で，舵単体に関しては，曳航状態ではそれほど大きな差は無いものの，自航状態では，その形状によって抵抗値の差が認められ，特に[TWHF]では曳航状態よりも抵抗値が小さくなっていることを示している．この理由として，プロペラ後流中にある舵の表面上の圧力分布によって，舵抵抗が小さくなるような作用が働いていると考えられる．[NR00],[TWHF],[TWHF&DUCT]の自航状態における舵周囲の圧力分布を図 4.59 に示す．[NR00]と比べて，[TWHF]では舵前縁付近の正圧部分が小さく，負圧部分が大きく算出されており，これらが舵抵抗を減少させる作用であることが覗える．一方，図 4.58 の[TWHF&DUCT]の自航状態では，[TWHF]よりも舵単体の抵抗値が大幅に増加していることを示しているが，ダクト後方にある舵前縁付近の負圧部分が小さくなり(図 4.59)，舵抵抗を増加させる作用として働いていると考えられる．異なる高さ位置における舵周囲の圧力分布(図 4.60)では，その差異が緩和されていることが覗える．水平フィン断面周囲の圧力分布(図 4.61)では，フィン及びダクトの有無によって周囲の圧力分布が変わることが認められ，舵本体と同様にその流力性能にも影響を及ぼしていると考えられる．以上のことから，ESD 形状の最適化においては，このような流場変化とその詳細な作用の把握が重要である．

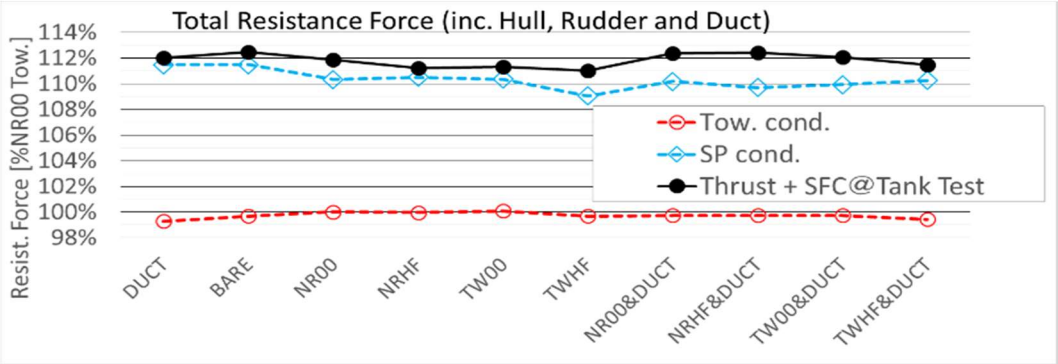


図 4.55 曳航・自航両状態における船体全抵抗値の比較(船体，舵，ダクトを含む)

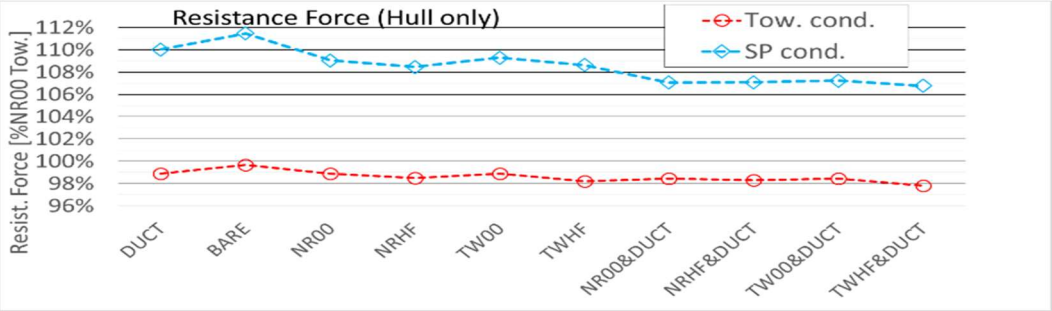


図 4.56 曳航・自航両状態における船体抵抗値の比較(船体単体のみ)

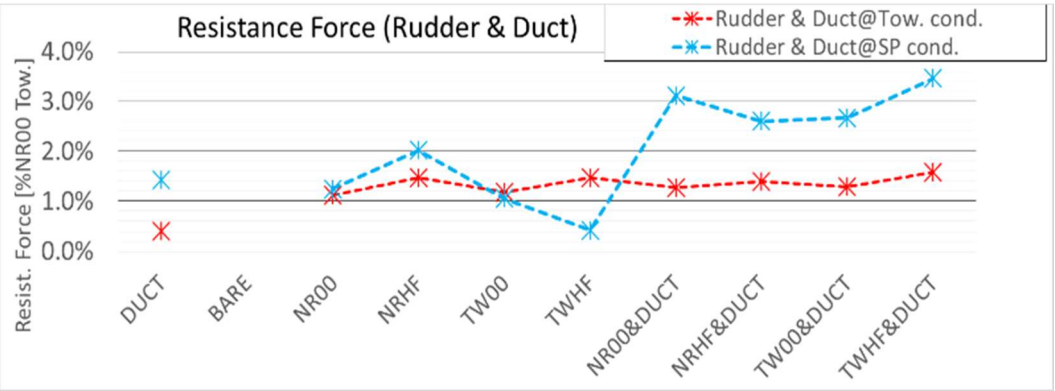


図 4.57 曳航・自航両状態における付加物抵抗値の比較(舵とダクトの合計値)

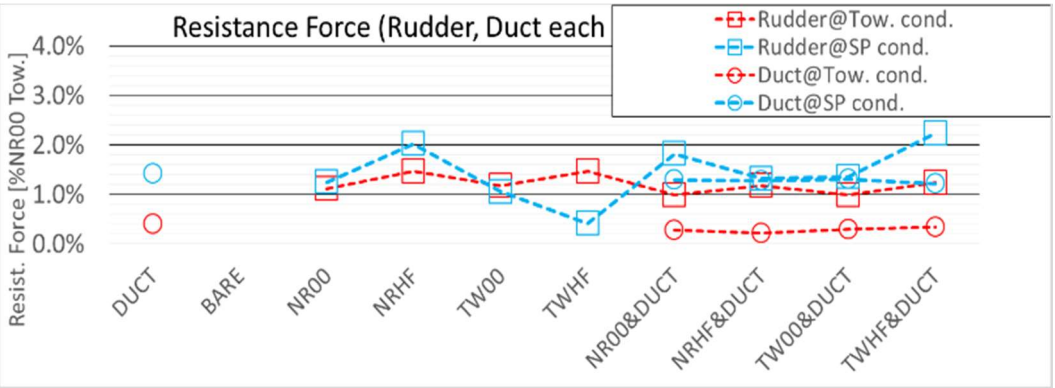


図 4.58 曳航・自航両状態における付加物抵抗値の比較(舵単体とダクト単体)

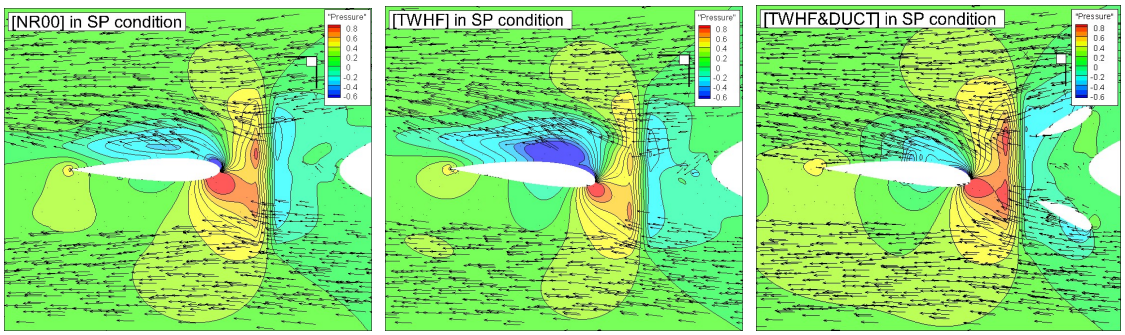


図 4.59 自航状態の舵 xy 断面周囲の圧力分布 (軸心より下方：0.00625[z/Lpp])
(左から[NR00], [TWHF], [TWHF&DUCT])

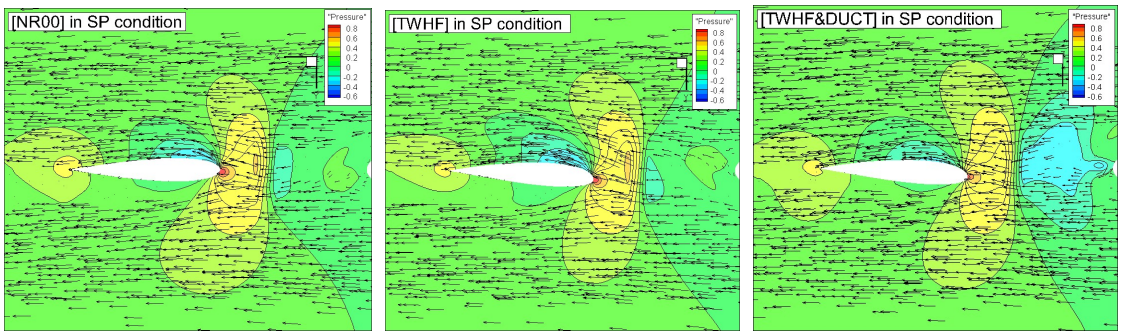


図 4.60 自航状態の舵 xy 断面周囲の圧力分布 (軸心より下方：0.0125[z/Lpp])
(左から[NR00], [TWHF], [TWHF&DUCT])

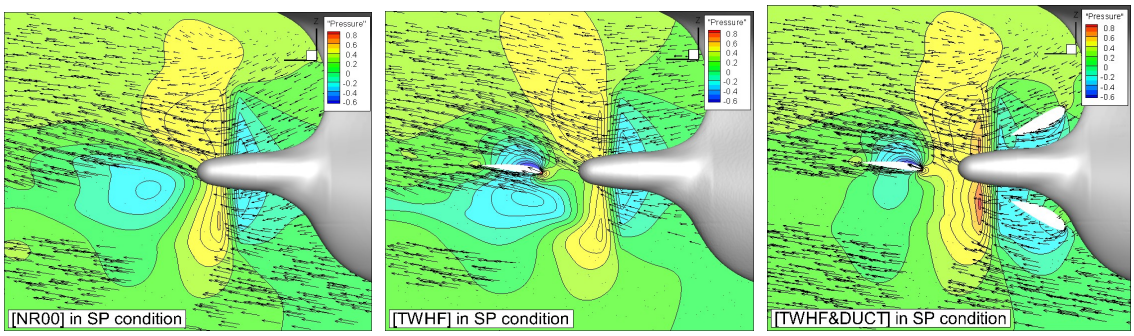


図 4.61 自航状態の水平フィン xz 断面周囲の圧力分布 (船体中心線より左 : -0.00625[y/Lpp])
(左から[NR00], [TWHF], [TWHF&DUCT])

4.5.4 自航状態におけるプロペラ面内の諸量分布

各種 ESD を装備した場合の自航状態におけるスラスト分布を図 4.62 に示す．本節で示すプロペラ面内分布図では、z 方向の原点(z=0)をプロペラ軸心高さとして表記している。

ダクトを伴わない場合，[NR00]と比べて，[NRHF]と[TW00]ではほぼ同様のスラスト分布となる．[BARE]ではプロペラ面内 12 時方向付近においてスラスト値が大きいことが認められ，図 4.39 で示された[BARE]のスラスト増大の原因であると考えられる．[TWHF]では，12 時方向のスラスト増加が認められるものの，6 時方向における減少が認められ，全体的なスラスト減少に繋がっていると考えられる. その他にも, 4 時方向のスラスト減少, 7 時～10 時方向のスラスト減少，軸芯付近のスラスト分布形状も他の[舵有りダクト無し]状態と異なり，プロペラ力に何らかの影響を及ぼしている可能性がある．図 4.64 に直交座標系における流速分布，及びそれを翼素に直接作用する流速成分に変換した値として，プロペラ回転方向流速(V_θ)，相対迎角(α)の分布を，それぞれ図 4.65, 図 4.66 に示す．特に[TWHF]において，上述範囲における V_θ, α の分布が他と異なっており，プロペラが発生する力に直接影響を与えていると考えられる．[BARE]においては，軸方向流速(u)分布において，[NR00]と比べて，2 時～10 時方向において全体的に速い流速分布が存在し，特に 6 時方向付近における減速領域が小さいことが認められる．これは，流速を遮る要因となる付加物がないためと考えられるが，これは船殻効率(η_H)の観点においては負の作用として働く.

ダクトを付加することの変化として，スラスト分布形状が大きく変わり，ダクト円状に近づくことが認められる．これは，ダクトの存在によって，プロペラ面に流れ込む流場が大きく変化することによる影響であり，その流速・迎角分布においては，ダクト後縁の円形状に船長方向流速が遅くなり､迎角が大きくなっていることが認められる(図 4.64, 図 4.65, 図 4.66)．これは，ダクト自体の摩擦影響によってダクト周囲の軸方向流速が減少し，プロペラ面内の翼素に作用する流入迎角が大きくなるためで，その位置で発生するスラストが大きくなることに寄与する．したがって，プロペラ推進にとってはプラスの要因である．プロペラ面内流速成分(v, w)に関しては，ダクトの存在によって，ダクト下部における渦状の回転流成分が小さくなり，またダクト付近(特にダクト内部)の流場が回転方向に一様化されていることが認められる．このことは，回転流によるエネルギーロスを減らすことに繋がり，キャビテーションの観点からも好ましいと言える.

次に，各種 ESD を装備した場合の自航状態のトルク分布を図 4.63 に示す．ここでは，船尾後方側から見て，右回転するプロペラに対して順時計回り方向にかかるモーメントを正，逆時計回り方向にかかるモーメントを負としているため，負の絶対値が大きいほど，大きなトルクモーメントを必要とすることを表している.

ダクトを伴わない状態では，[NR00]と比べて，[NRHF],[TW00]ではスラストと同様大きな差異は認められない．[BARE]では，特にプロペラ軸心上方 0 時～3 時方向にかけてトルク値が大きく，これによって図 4.38 の[BARE]におけるトルク量増大となっていると考え

られる．尚，[BARE]では，回転方向流速(V_θ)分布，迎角(α)分布共に，[NR00]との大きな差異は認められないが，所要スラストを得るための回転数上昇がトルク量増大に作用していると考えられる．

[TWHF]においては，スラストと同様に，トルク分布形状に他の舵との差異が認められる．特に 12 時方向のトルク増大，6 時方向のトルク減少が顕著で，全体的には減少となっており(図 4.38)，[TWHF]舵形状がもたらす流場変化の影響と考えられる．

ダクトを伴う場合は，ダクト無しの状態と比べて，分布形状が円形状に近づいており，スラストと同様，ダクトの存在による流場変化が差異をもたらしていると考えられる．それぞれの舵に対してダクトが付加される場合，V_θ分布，及びα分布の変化とプロペラ回転方向の関係からも推察できるように，12 時～7 時方向では小さくなり，7 時～11 時方向では若干大きくなることが認められ，全体としては 1～3%程度小さくなっている(図 4.38)．したがって，ダクトの存在はトルク負荷を軽くする作用として働いていると考えられる．但し，舵無しの[BARE]と[DUCT]を比べた場合，舵付きの場合と傾向が異なる．[DUCT]は[BARE]よりも，ダクト下部ではトルク量が減少するものの，軸心上方付近で大きくなり，全体としては若干のトルク減となっている(図 4.38)．このときの回転数は大きく増加しており，DHP 算出に対して大きな影響を与えているが，この原因は特定できていない．

特にプロペラ周囲に装備する省エネ付加物においては，付加物単体に働く力と周囲の流場を変化させる作用，及びそれらによってプロペラ効率を上げる効果を狙うものが多く，そのためには本節で示したようなスラスト・トルク分布等の詳細な諸性能値を把握することが重要である．

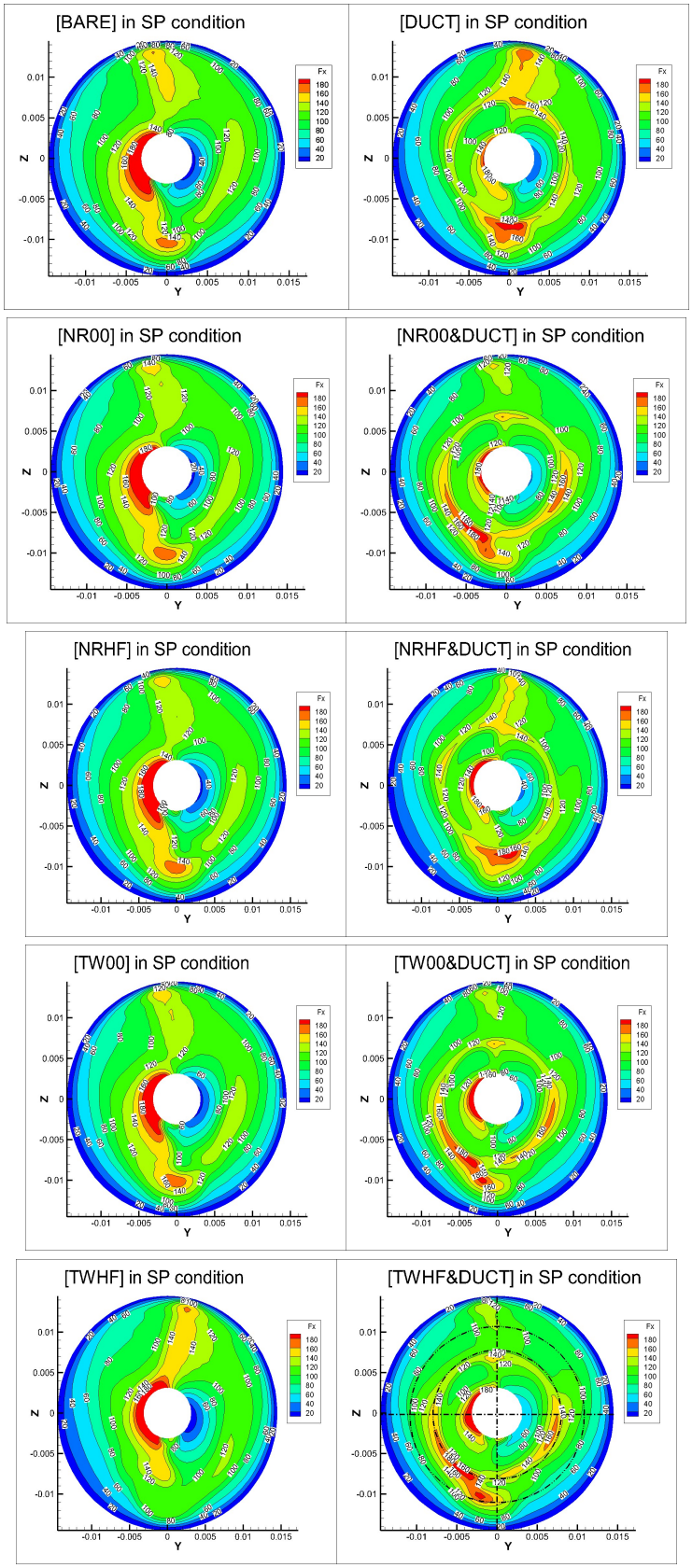


図 4.62 プロペラスラスト(T)分布

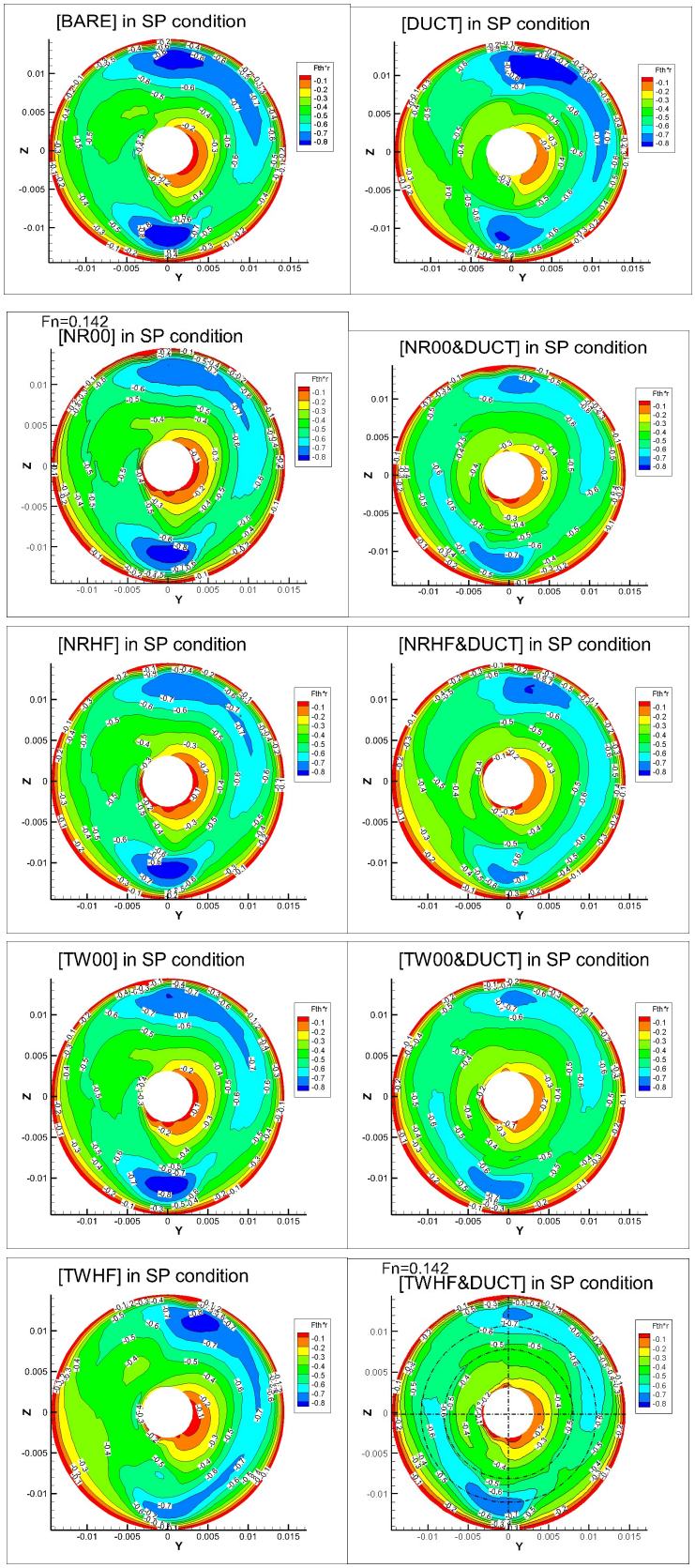


図 4.63 プロペラトルク(Q)分布

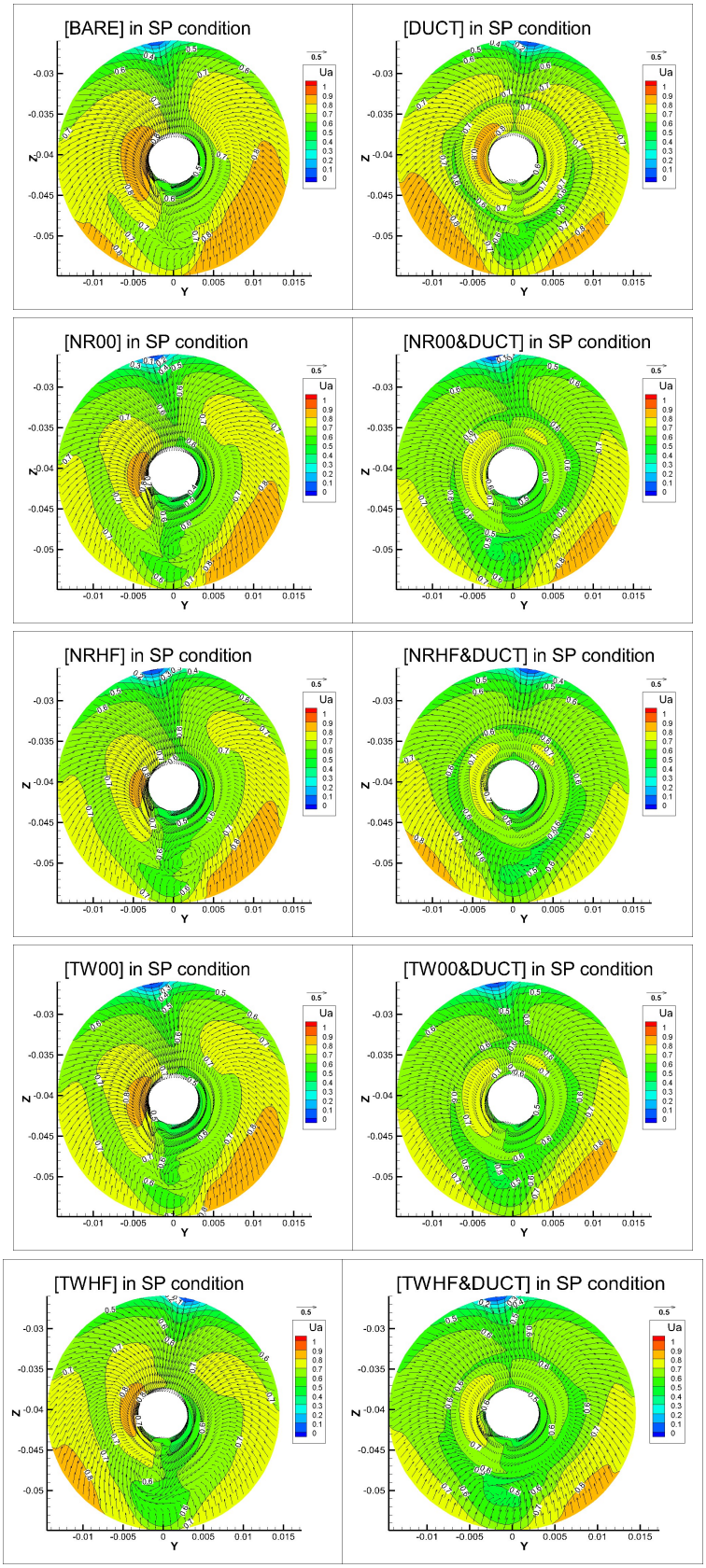


図 4.64 プロペラ面内の直交座標方向流入流速(u,v,w)分布

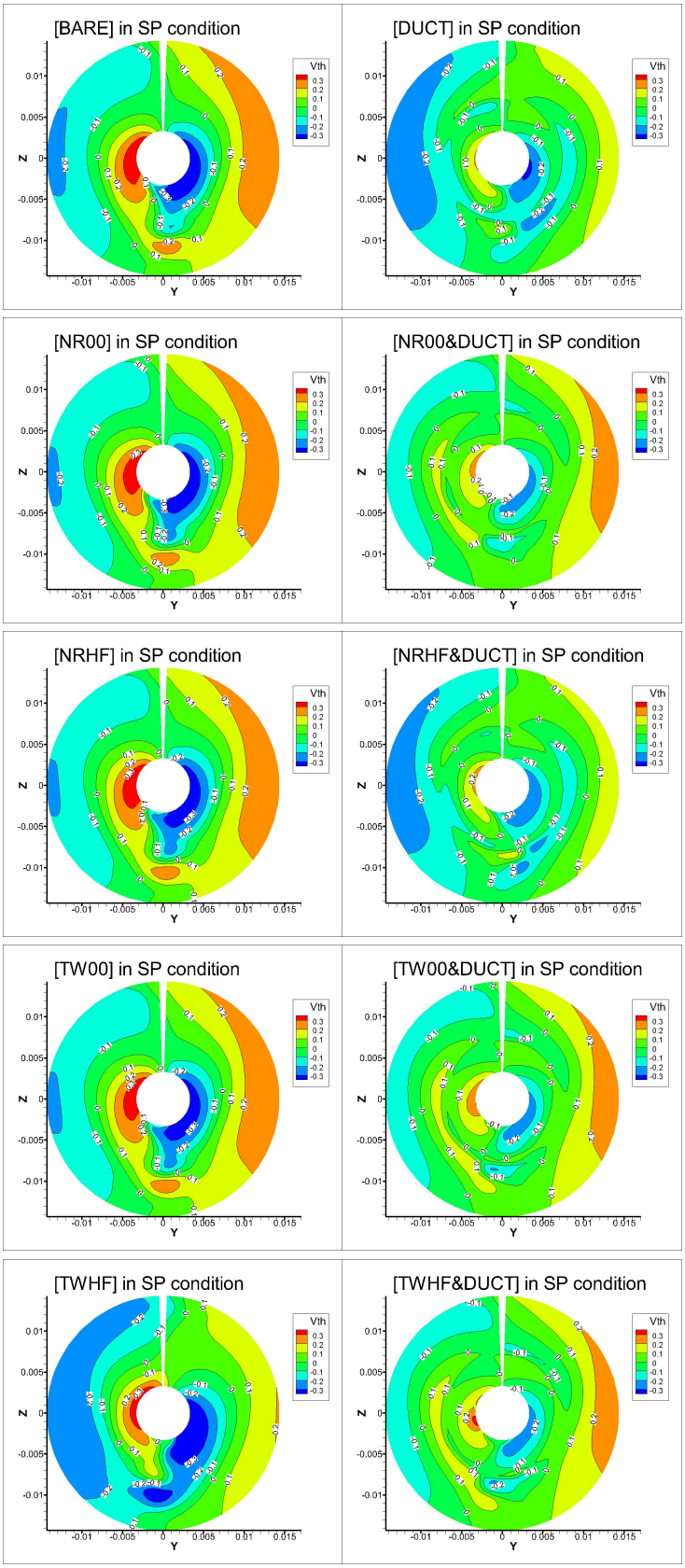


図 4.65 プロペラ面内の回転方向流速(V_θ)分布（順同）

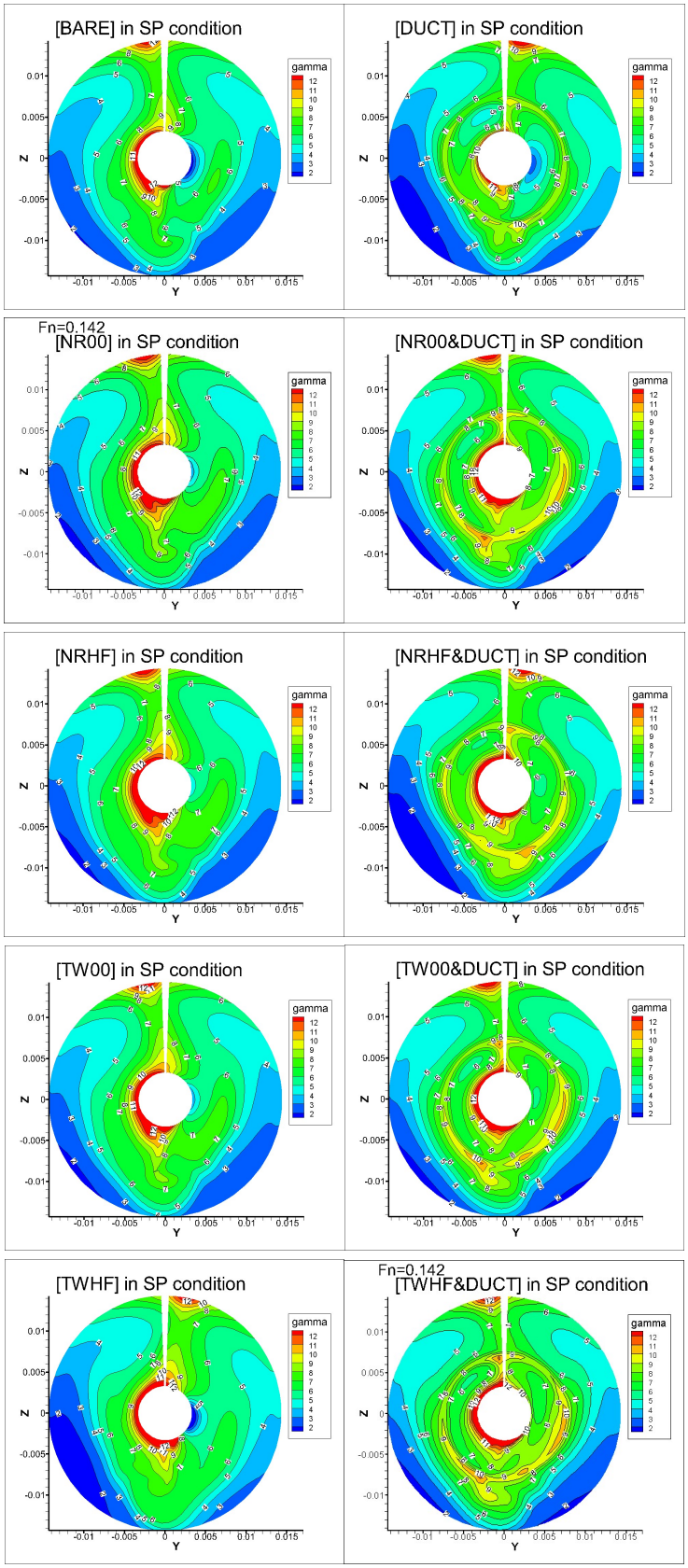


図 4.66 プロペラ翼素に対する流入迎角(α)分布

4.6　ポテンシャル流理論による簡易性能評価の検証

本節では，第 2 章で述べた簡易性能評価手法と本章の CFD 詳細性能評価手法を比較し，改めてポテンシャル流理論による簡易性能評価の有用性について述べる．

[NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF]の 4 種類の舵に対して，舵表面の圧力に起因する船体長手方向の抵抗力について，簡易手法と CFD 手法の夫々における値を図 4.67 に示す．グラフに示す値は，CFD 計算による[NR00]曳航状態の全抵抗値に対する割合として表記している．ポテンシャル流理論を用いた簡易性能推定における相対比較傾向が，CFD 手法のダクトが無い場合(w/o duct)の傾向と凡そ合致していることが認められ，簡易的な手法であっても，大まかな形状を決める初期設計・検討段階には有用である．一方で、[NRHF]における傾向が一致していない等，CFD 手法との乖離が見受けられる．その理由として，本簡易手法は船尾伴流を考慮せずに，一様流がプロペラに流入し，その後流は単純な螺旋流であるという簡易なモデルを用いていること，また舵後流・フィン後流においては，流れによる変形を考慮せずに固定していることも影響していると考えられる．CFD 手法のダクトを有する場合(with duct)とは傾向が大きく異なっているのは，本簡易手法ではダクトの存在も考慮していないため，舵に作用する流場が CFD 計算とは大きく異なるためであると考えられる．

以上のことから，本簡易推定手法をより有用なツールとするためには，プロペラの前方に位置する付加物形状の影響を含めた船尾伴流の考慮が有効であると考えられる．

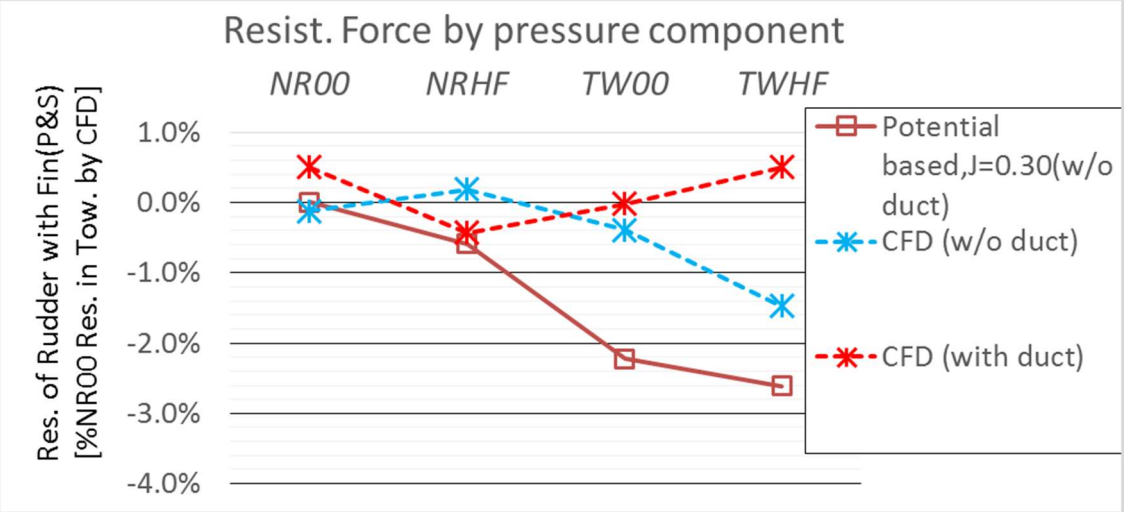


図 4.67 ポテンシャル流理論と CFD 計算による舵に働く圧力抵抗の推定

4.7　結言

本章では，第 3 章で示した CFD 自航性能解析システムを用いて，第 2 章で決定した形状を有する舵と，プロペラ前方に装備する円筒形ダクトを対象として，それぞれ単独，及び両者を組み合わせた複合状態に対して曳航・自航シミュレーションを実施し，水槽試験結果による検証と併せて，各種 ESD 状態の推進性能，及び関連する詳細物理量の比較を行った．これらの結果，以下の結論を得た．

1. 3.2m の JBC 模型船の船尾部に各種省エネ付加物を装備して，抵抗・自航試験，及び SPIV による流場計測を行い，付加物形状によって推進性能，及び，船尾周辺の流場が異なることを示した．
2. 曳航状態を模擬した CFD 計算による船尾周辺流場について，以下のことを示した．
   - 肥大船に特有の船尾伴流の傾向を凡そ捉えることができる．
   - 上流から下流に渡って流速が回復する状況を表現できる．
   - 舵前縁よりもある程度前方では舵形状の違いによる流場への影響はほぼ無いことが示された．
   - 舵前縁の直前では前縁形状に沿った船長方向の遅い流れ，また舵後方では水平フィンを伴う ESD 舵において特徴的な流場が認められた．
3. 自航状態を模擬した CFD 計算による船尾周辺流場について，以下のことを示した．
   - プロペラによって加速された直後の流場について，その加速・減速領域の分布傾向が SPIV 流場と凡そ一致しており，本論で扱うモデルはプロペラに係る力の分布を良く表現できる．SPIV 流場よりも全体の増速量が小さいのは，CFD 計算上の抵抗値の推定誤差，及びダブルモデル近似に起因するプロペラスラスト減によるものである．
   - 舵を装備した場合の舵後方位置では，加速領域が左舷では回転しながら上方にシフトし，右舷では回転しながら下方にシフトするという典型的なプロペラ後流と舵の相互干渉による状況が凡そ表現できる．
4. 上記より，CFD 計算による船尾伴流が SPIV 計測による船尾伴流と定性的に一致していることを示した．
5. CFD 計算による抵抗値について，水槽試験結果との絶対値の推定誤差はあるものの，各 ESD 間の差は，水槽試験における差(0.2%以下)とほぼ同等であることがわかった．
6. CFD 計算による自航性能の比較について，推進効率の代表値として伝達馬力 DHP で評価したところ，各 ESD 間のトレンドが，水槽試験結果と凡そ一致していることがわかった．一方で，伝達馬力の構成要素については，トルクのトレンドはほぼ一致するものの，プロペラ回転数は水槽試験結果との乖離が認められ，DHP 算出に対する影響が小さくないことが示された．自航要素($1-t, 1-w_T, \eta_R$)に関しては，オーダー的には凡

そ水槽試験結果と一致するものの，プロペラ回転数とスラスト値のトレンドにおいて乖離が見られた ESD 状態において，水槽試験結果との乖離が著しいことが示された.

7. 曳航状態の CFD 計算において,船首部からの累積抵抗値を比較し,以下の知見を得た.
   - 累積抵抗値に各 ESD 形状による差異が表れるのは，船尾周辺のみである.
   - 裸殻状態[BARE]に舵・ダクト等を付加した場合，船尾周辺の船体表面上の圧力分布変化等の影響より，船体単体にかかる抵抗値は小さくなるものの，付加物単体にかかる抵抗値を合計した場合，その合計値は凡そ同等となる.
   - ダクト無し・舵有りの場合，舵形状が変わっても，船体単体・舵単体・合計の抵抗値に差異はほぼ生じない.
   - 舵にダクトを付加した場合は，ダクト・舵の夫々単体に生じる抵抗値に若干の差異が生じること，ダクトが舵抵抗に及ぼす影響は，舵がダクト抵抗に及ぼす影響よりも大きい.
8. 自航状態の CFD 計算において,船首部からの累積抵抗値を比較し,以下の知見を得た.
   - [NR00]を対象として曳航状態と自航状態を比べると，両状態で差異が現れ始めるのは X/Lpp=0.35(S.S. 1.5)付近であり，それがプロペラ自航による船尾付近の船体表面圧力低下が寄与していることを確認した.
   - 曳航状態と同様，各 ESD 形状による差異が表れるのは，船尾周辺のみである.
   - [NR00],[BARE],[DUCT]の船体単体にかかる累積抵抗比較では，曳航状態と若干異なる傾向を示すことから，プロペラ体積力分布，及び周辺の物体形状によって，船尾圧力分布に与える影響が異なることを示唆している.
   - 自航状態では，ダクトに係る累積抵抗分布が曳航状態と大きく異なることが分かった.
   - 自航状態では，ツイスト作用，または水平フィン作用が複雑に絡み合い，それぞれ単独では性能向上に至らずとも，両方を伴う場合に流場の相互干渉による流力性能の相乗効果が得られる可能性があること示した.
   - 舵とダクトの両方を伴う場合，舵単体の抵抗値に差異が生じ，ダクトを伴わない場合と比べて，抵抗値が増加する場合と減少する場合があることを示した.
9. 船体・舵・ダクト等の各部位単体にかかる抵抗値を曳航・自航状態に分けて比較し，自航状態では ESD 状態毎に異なる変化があることを示した.
10. 自航状態におけるプロペラスラスト・トルク、及びそれに関連する物理量分布を示し、省エネ付加物開発におけるそれらの重要性を示した.
11. 簡易性能評価手法と CFD による性能評価の比較を行った．舵単体性能については両者が凡そ一致し，簡易性能評価手法が初期形状決定段階における検討手法として有用であることが認められた．一方で，ダクトを伴う場合の CFD 性能評価とは異なる傾向を示し，本簡易評価手法における問題点，及び改善点が挙げられた.

第 5 章　省エネ付加物性能に対する船速影響と尺度影響

5.1　緒言

省エネ付加物を実船に搭載する場合，実船スケールにおける省エネ効果を把握することが必要となる。ところが，それは前章までに述べた手法では十分に考慮されていない．また，実航海上では喫水や船速といった航行状態は 1 種類とは限らないため，想定されるあらゆる状態に対する省エネ効果を把握する必要がある．ところが，付加物の省エネ原理は様々であり，省エネ効果に対するこれらの影響は一概に言えないため，付加物の特性に応じた検討が必要となる．

本章では，省エネ付加物を含む推進性能推定における重要な要素として，船速影響と尺度影響の調査を行う．初めに，省エネ付加物効果の船速影響を把握するために，[TWHF&DUCT]を対象として，省エネ効果が船速によってどのように変わるかの調査事例を示す．次に，模型実船間の尺度影響の支配的要素であるレイノルズ数による影響の調査事例として，前章までで実施した CFD 計算事例の 10 倍程度のレイノルズ数を用いた自航計算の実施，及び解析事例を示す．

5.2　船速影響

本節では，ESD 効果の船速影響について調査する．第 4 章で，計画フルード数 Fn=0.142 (実船換算船速 14.5 ノット)においては，検討した 10 種類の ESD 状態の内，[TWHF&DUCT]が一番良い推進性能であることを示したが，他の速度域においても省エネ効果があるか，また CFD シミュレーションでその効果を推定出来るかについては都度検討が必要である．

本節では，前章における船速に対して減速(Fn=0.132：実船換算で約 13.44kt)，及び増速(Fn=0.152：実船換算で約 15.48kt)した場合について，[NR00]と[TWHF&DUCT]を対象として水槽試験，及び CFD 自航計算・性能解析を行い，省エネ効果が得られるか，また両者において同等の評価が可能かを確認する．

5.2.1　CFD 計算の概要

一般的に CFD 計算用の格子は，Reynolds 数に依存する境界層厚さと関連付けて生成されるべきものであるが，本節で扱う船速の違いに対する y^+(壁面からの無次元距離)の変化は小さく，即ち Reynolds 数の変化による境界層厚さの変化も無視できるほど小さいと考え，本節における CFD 計算では，前章で用いた各 ESD の格子を用いる．実際に各船速における 3.2m 模型船相当における y^+=100 に対応する距離を計算した結果を表 5.1 に示す．これより，船速の違いによる無次元距離の違いは高々船長に対して 1/10000 程度であることがわかる．

表 5.1 y^+=100 に対応する壁面からの距離(3.2m モデル．船速による差)

Fn	Re	局所 c_f	y/Lpp [-]	y [mm]
0.132	2.10×10^{6}	3.30×10^{-3}	1.17×10^{-3}	3.751
0.142	2.26×10^{6}	3.26×10^{-3}	1.10×10^{-3}	3.508
0.152	2.42×10^{6}	3.22×10^{-3}	1.03×10^{-3}	3.298

5.2.2　抵抗値の比較

図 5.1 に両 ESD 状態の水槽試験による全抵抗係数と，CFD 計算による全抵抗係数を示す．水槽試験では，両 ESD 状態の全抵抗係数がほぼ同じライン上に乗っており，同等の性能であることが分かる．また，CFD 計算においても，前章で述べた絶対量の差異はあるものの，両 ESD 状態の全抵抗係数がほぼ同等の値として算出され，水槽試験結果と同様の評価がされていることから，速度が変化する場合でも，CFD 計算が水槽試験における抵抗性能を模擬出来ていることが分かる．

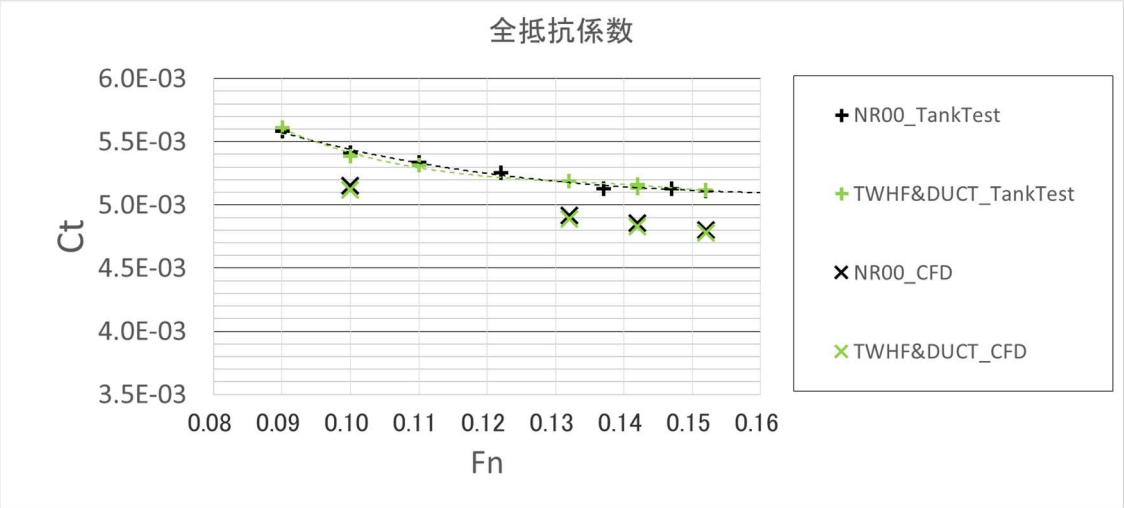


図 5.1 [NR00]と[TWHF&DUCT]の全抵抗係数の比較(水槽試験結果と CFD 計算結果)

5.2.3　自航性能の比較

自航性能の船速影響として，図 5.2 に水槽試験と CFD 計算における伝達馬力 DHP の比較を，表 5.2 にそれらの数値と割合を示す．水槽試験結果では，いずれの船速においても，[TWHF&DUCT]の値が[NR00]よりも小さく，その割合はほぼ一定であることが確認できる．したがって[TWHF&DUCT]の場合，フルード数で 0.01 (実船で 1 ノット程度)の速度差がある場合でも，省エネ効果はほぼ同等に保たれることを示している． CFD 計算による性能比較においてもほぼ同等の割合で[TWHF&DUCT]の省エネ効果が確認できることから，本研究で提案する CFD 自航シミュレーションは水槽試験結果を正しく模擬できていると考えられる．

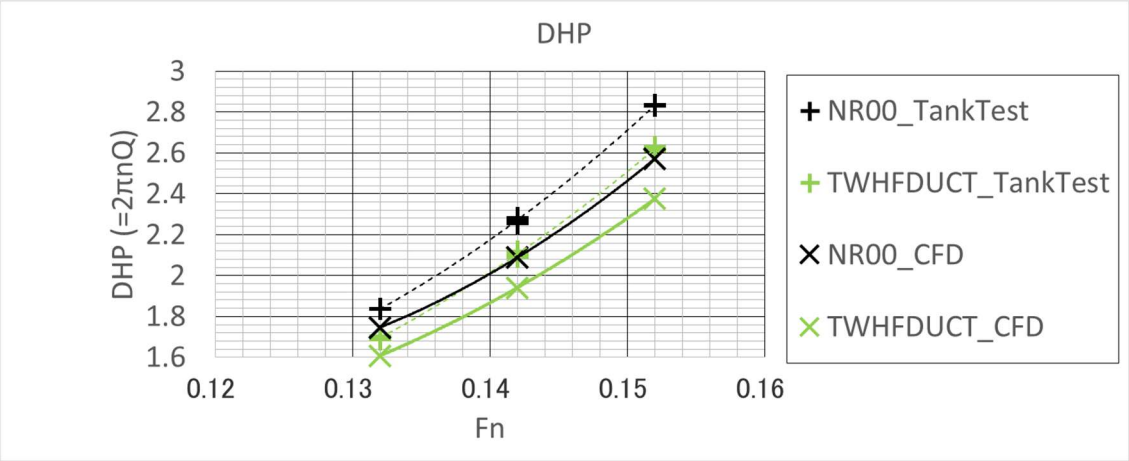


図 5.2 DHP の船速影響

表 5.2　伝達馬力 DHP 値と省エネ率（上：水槽試験　下：CFD）

水槽試験における伝達馬力(DHP=2πnQ$_B$)値と省エネ率

Fn	0.132	0.142	0.152
[NR00]	1.837	2.272	2.833
[TWHF&DUCT]	1.696	2.106	2.619
Energy Saving Ratio [%NR00]	7.7 %	7.3 %	7.6 %

CFD における伝達馬力(DHP=2πnQ$_B$)値と省エネ率

Fn	0.132	0.142	0.152
[NR00]	1.746	2.089	2.571
[TWHF&DUCT]	1.609	1.941	2.375
Energy Saving Ratio [%NR00]	7.9 %	7.1 %	7.6 %

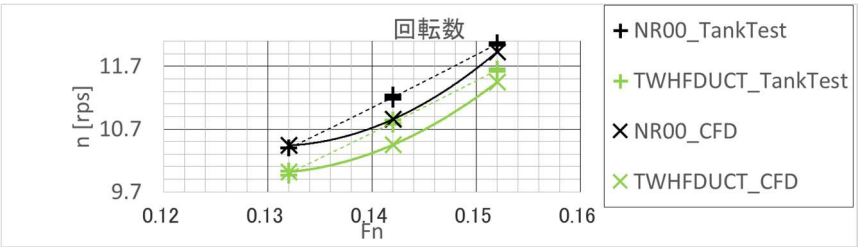


図 5.3 プロペラ回転数の船速影響

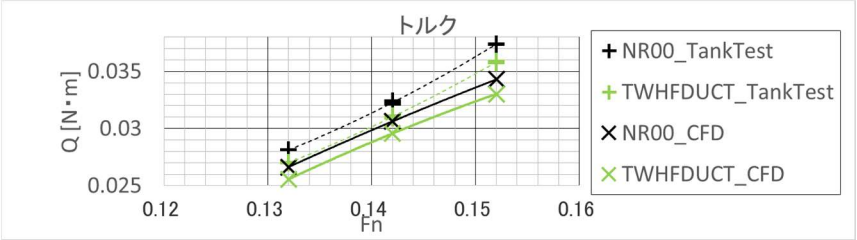


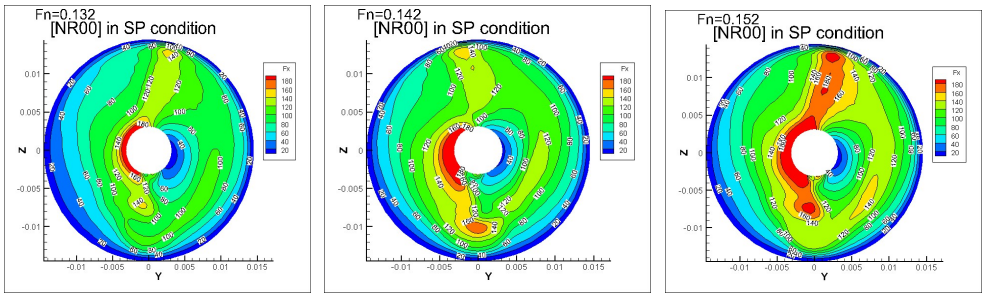
図 5.4 プロペラトルクの船速影響

自航状態のプロペラ回転数の比較を図 5.3 に示す．[NR00],[TWHF&DUCT]共に，水槽試験では，プロペラ回転数が船速に対してほぼ直線状に変化しているのに対して，CFD 計算では計画船速(Fn=0.142)において，両隣（左 0.132，右 0.152)よりも凹んでいることが確認できる．この原因詳細は特定できていないが，Fn=0.142 のプロペラモデル計算において，両隣の船速よりも回転数に対して過剰なスラストが算出されていること等が考えられる．

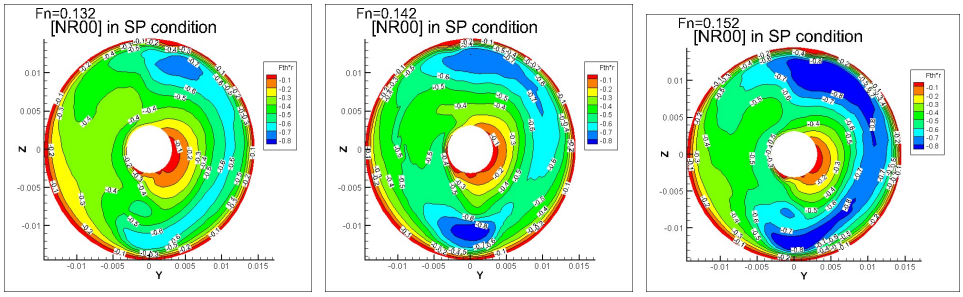
自航状態のトルク値の比較を図 5.4 に示す．これも[NR00],[TWHF&DUCT]共に，水槽試験ではトルクが船速に対してほぼ直線状に変化しているのに対して，CFD 計算では，わずかに山型になっている．

図 5.5，図 5.6 に，[NR00]と[TWHF&DUCT]の自航状態における各プロペラ面内の物理量をそれぞれ示す．両 ESD 共に，船速の変化に従って，各物理量の分布状況が変わることが認められる．特にトルク分布においては，[TWHF&DUCT]における軽減が顕著に覗える．[TWHF&DUCT]では，いずれの船速においてもダクト形状に沿った流場均一化が図られており，ダクトは，船速が変わってもその効果を発揮していると考えられる．

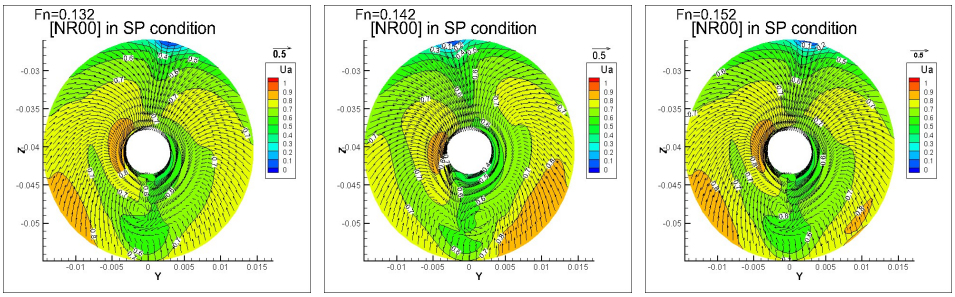
以上のことから，[TWHF&DUCT]の場合，1 ノット程度の増減速に対しても省エネ効果がほぼ一定に保たれること，及び，CFD 計算によってその効果推定が可能であることが分かった．一方，他の ESD について，また，大幅な増速・減速，或いは大きく異なる載貨状態(喫水)等，所定の設計ポイントから大きく外れるような状態に対しても同様のことが成り立つかどうかは定かではないため，実船に各種 ESD を搭載する場合には，幅広い観点からの検討が必要である．



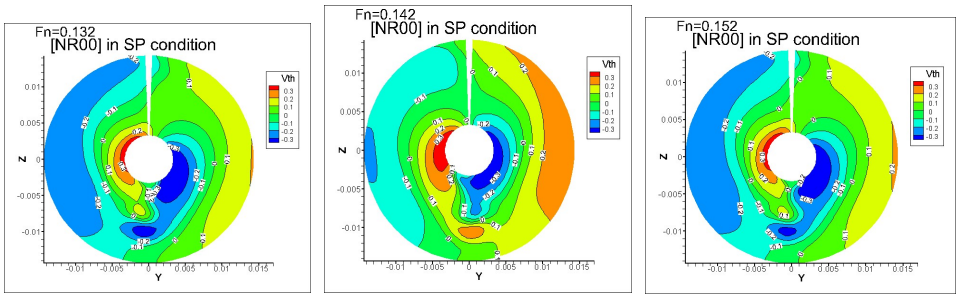
(a) プロペラスラスト分布(左から Fn：0.132, 0.142, 0.152)



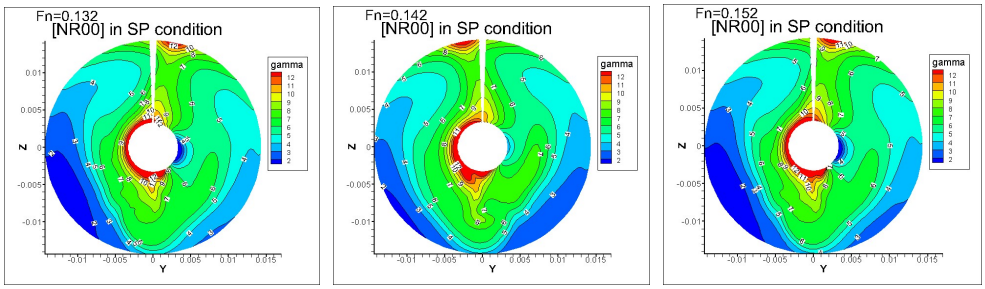
(b) プロペラトルク分布（順同）



(c) 直交座標方向流速(u,v,w)分布（順同）

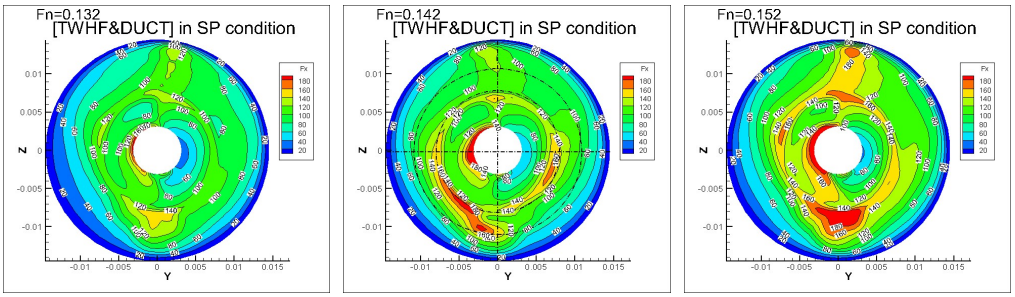


(d) 回転方向流速(V_θ)分布（順同）

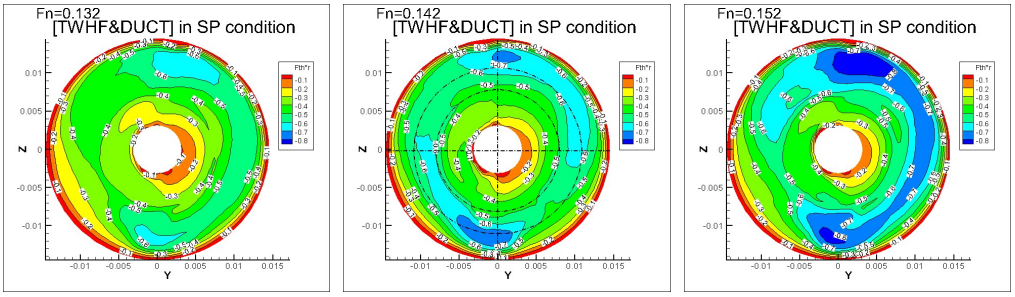


(e) 翼素に対する流入迎角(α)分布(順同)

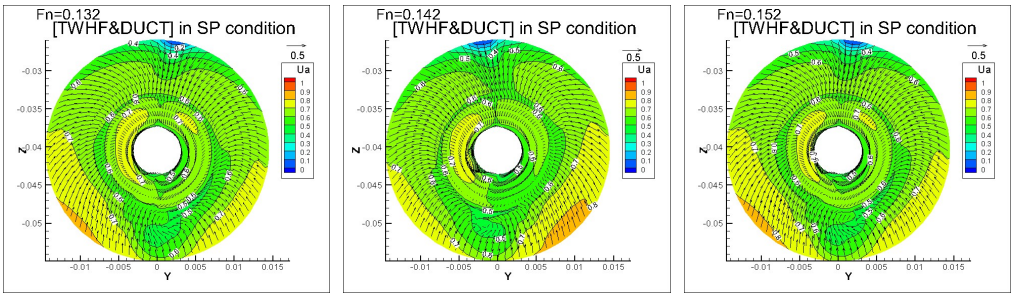
図 5.5 [NR00]自航状態の各物理量分布(左から Fn：0.132, 0.142, 0.152)



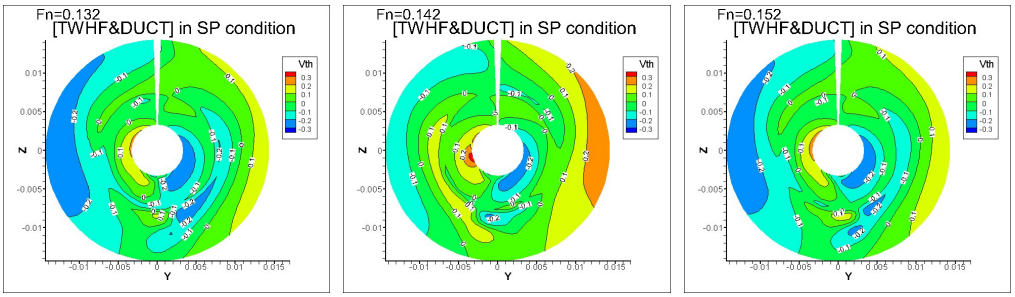
(a) プロペラスラスト分布(左から Fn：0.132, 0.142, 0.152)



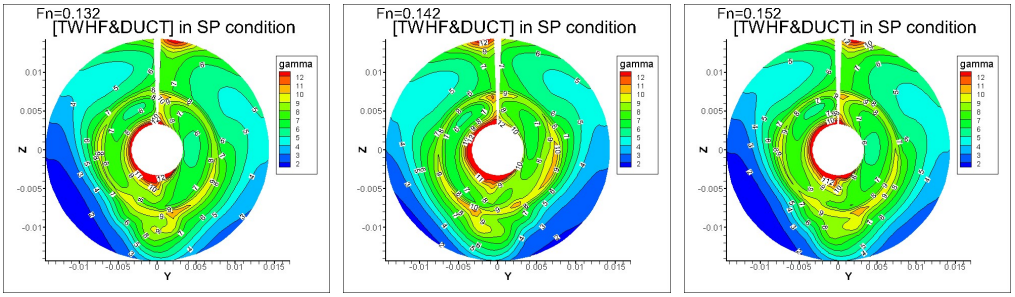
(b)プロペラトルク分布（順同）



(c)直交座標方向流速(u,v,w)分布　(順同)



(d)回転方向流速(V_θ)分布　(順同)



(e) 翼素に対する流入迎角(α)分布　(順同)

図 5.6 [TWHF&DUCT]自航状態の各物理量分布(左から Fn：0.132, 0.142, 0.152)

5.3　尺度影響

実船の性能推定において尺度影響の取り扱いは重要である．実船と模型の尺度の違いは，抵抗，及び自航の夫々の性能に影響を与えるため，実船性能の推定を難しいものにしている．例えば実船の抵抗値推定には，各種抵抗係数の曲線を用い，模型船スケール，及び実船スケールの Reynolds 数(Re)による外挿を行う二次元外挿法，及び三次元外挿法が広く用いられている．自航性能の尺度影響の考え方として，船尾伴流率については矢崎のチャートによる係数を用いて実船スケールに補正し，スラスト減少率，船後プロペラ効率比については尺度影響が無いと見なすことが多いようである．ITTC ではプロペラ単独性能のスラスト係数，及びトルク係数を補正する手法[54]も推奨されている．

様々な省エネ付加物が搭載されている昨今では，水槽試験などにより模型スケールで算出される省エネ効果が，実船スケールにおいてどのように変化するか，即ち省エネ付加物効果に対する尺度影響を把握することは，実船性能の推定には非常に重要である．

海上公試運転等の実船計測値を用いて，あらゆる船型・省エネ付加物の尺度影響を全般的に把握することは，理想的な試験環境が無いこと，また省エネ付加物に作用する力を直接計測できない等の点から難しく，数値計算環境が発達してきた昨今では，CFD によってその傾向を把握することが期待される．

そこで本節では, CFD 計算を用いて省エネ付加物効果の尺度影響に関する調査を試みた．

具体的には，CFD 上において，前章まで取り扱った 3.2m モデル(Re=2.26×10^6)に対して，相似倍率が 4 倍，Reynolds 数が 8 倍(Re=1.81×10^7)となるモデルを用いて自航シミュレーションを実施し，各種 ESD に省エネ効果がどのように変化するかを比較する．（便宜上， 3.2m スケールのモデル化を“3.2m モデル”，12.8m スケールのモデル化を“12.8m モデル”と呼ぶ.）尚，実船の推進性能を検討するためには，実船に対応する 10^9 のオーダーの Reynolds 数において CFD 計算を実施することが好ましいが，その計算コストは膨大となるため，計算リソースが限られている本研究においては，10^7 程度の計算においてその傾向を把握するに留めて，実船レイノルズ数に対応する尺度影響の把握は今後の課題とする．

5.3.1　12.8m モデルにおける CFD 計算の概要

12.8m モデルの CFD 計算用に改めて CFD 格子を生成する．一般的に，レイノルズ数が高くなるにつれて船体表面上の境界層は薄くなるため，12.8m モデルでは，その薄さに応じた格子生成が好ましい．そこで(4.3)~(4.6)式により，両モデル上において壁面からの無次元距離(y^+)が同じ場合の，それに対応する距離の試算を行った．ここでも y^+=100 として試算し，その結果を表 5.3 に示す．

有次元距離では，3.2 m モデルの 3.508 mm に対して，12.8 m モデルでは 2.057 mm であった．無次元化すると 1/7 程度であるため，12.8m モデルではその程度となるように格子分割レベルを一段階上げた．格子生成上のその他の設定(計算領域，プロペラ体積力分布領域，y^+値，等)については，基本的には 3.2m モデルと同じ適用とした．

表 5.3 y^+=100 に対応する壁面からの距離(Fn=0.142．モデルスケールによる差．)

	Re	局所 c_f	y/Lpp [-]	y [mm]
3.2m モデル	2.26×10^{6}	3.26×10^{-3}	1.10×10^{-3}	3.508
12.8m モデル	1.81×10^{7}	2.36×10^{-3}	1.61×10^{-4}	2.057

図 5.7 に，[NR00]を例として，3.2m モデルと 12.8m モデルにおける生成格子の船尾付近の物体表面上の格子分割の違いを示し，また，表 5.4 に両モデルにおける各種 ESD 装備状態の CFD 格子数を示す．3.2m モデルに対して，夫々の格子数が 1.5～1.8 倍程度となっており，その分計算コストを多く要することが予測される．

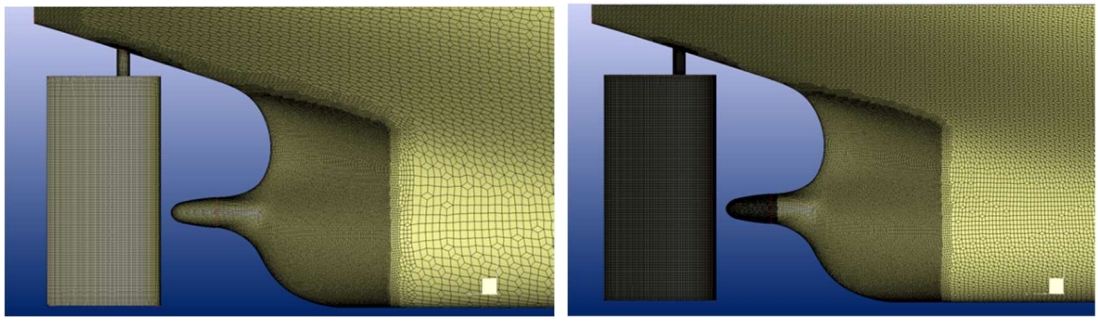


図 5.7 [NR00]物体表面上の格子分割の違い(左：3.2 m モデル，右：12.8 m モデル)

表 5.4 各種 ESD 状態における CFD 格子数(3.2m モデルと 12.8m モデル)

ESD										
Name	DUCT	BARE	NR00	NRHF	TW00	TWHF	NR00 &DUCT	NRHF &DUCT	TW00 &DUCT	TWHF +DUCT
Rudder	w/o	w/o	Normal Rudder	Fin Rudder	Twist Rudder	Fin&Twist Rudder	Normal Rudder	Fin Rudder	Twist Rudder	Fin&Twist Rudder
Duct	with	w/o	w/o	w/o	w/o	w/o	with	with	with	with
Number of Grid (inc. hull)										(unit: million)
3.2 m model ($Re=2.26\times10^{6}$)	9.69	9.59	9.73	9.92	9.73	9.91	9.81	10.01	9.83	10.00
12.8 m model ($Re=1.81\times10^{7}$)	15.08	14.05	16.24	17.10	16.30	17.15	17.25	18.13	17.33	18.56

5.3.2　12.8m モデルにおける自航計算の収束性

前節で示した格子を用いて，CFD 自航性能計算を実施した．尚，3.2m モデルにおける自航計算と同様に，12.8m モデルの自航計算においても，自航状態に収束するまでのイタレーション回数が ESD 形状によって大きく異なり，特にダクト付状態において収束しきらないことが確認された．[NR00]，[BARE]，[DUCT]，[NRHF&DUCT]，[TWHF&DUCT]の 12.8m モデルにおける自航計算の収束状況を図 5.8 に示す． [NR00]ではプロペラモデル計算が 400 回程度でほぼ収束している一方で，[BARE]では 1000 回でも±1%程度の規則的な振動が残る．[TWHF&DUCT]では 2500 回でも収束しきらず，±1%程度の不規則な振動が残っていることが確認出来る．[DUCT],[NRHF&DUCT]においては，2000 回以上のイタレーションを経ても，複雑な挙動が残っている．10 種類の 12.8m モデルの内，±1%程度に収束したのは[BARE],[NR00],[TW00],[TWHF],[TWHF&DUCT]の 5 種類のみであり，また，その不安定な挙動は 3.2m モデルにおける自航計算の場合よりも著しいことを確認された．このような CFD 計算の収束問題については，今後の課題である．本論では，完全に収束していない場合には，振動挙動の中心に真の解として自航状態があると考え，その平均値が自航状態における性能を表しているとみなして，以降の議論を行う．

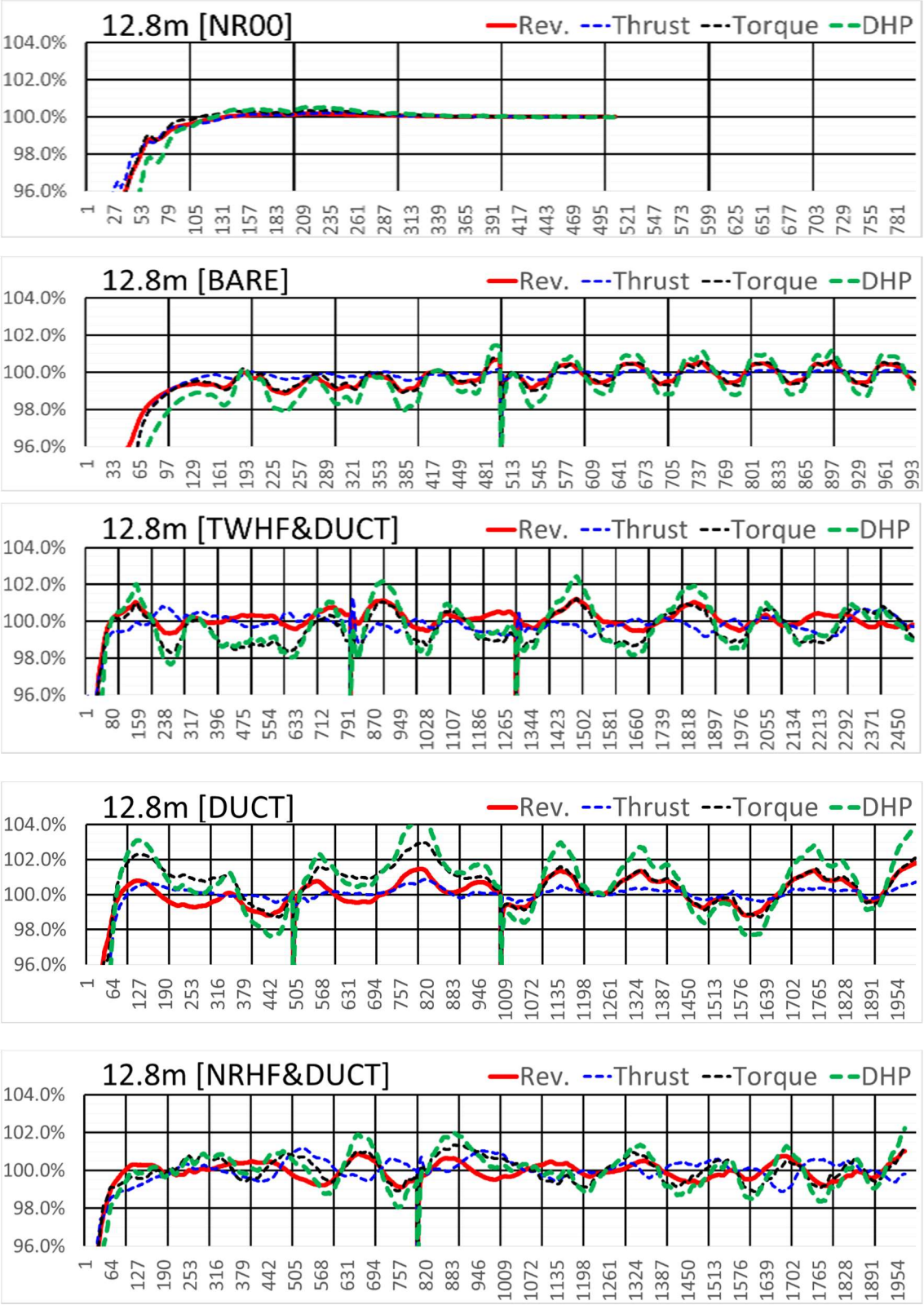


図 5.8 12.8m モデル自航計算の収束状況

(上から[NR00], [BARE], [TWHF&DUCT], [DUCT], [NRHF&DUCT])

5.3.3　12.8m モデルにおける自航性能の比較

図 5.9～図 5.12 に，12.8m モデル CFD 計算における伝達馬力，自航時プロペラ回転数，トルク，スラストの比較を示す.(参考のため 3.2m スケールにおける水槽試験結果及び CFD 計算と共に記載している．)

伝達馬力においては，[DUCT]を除けば，[NR00]に対する相対割合が，3.2m スケール CFD 計算におけるトレンドに凡そ似ていることが確認できる．ダクトを伴わない単独 ESD 舵([NRHF],[TW00],[TWHF])については，3.2m モデル CFD と同様に，[NR00]に対する省エネ効果がほぼ無しと算出されている．一方でダクトを伴う ESD 舵([NR00&DUCT],[NRHF&DUCT],[TW00&DUCT],[TWHF&DUCT])については，その効果が若干目減りしていることが確認できる．また，最も高い省エネ効果を得られる ESD が，3.2m モデルでは[TWHF&DUCT]であったのに対して，12.8m モデルでは[NRHF&DUCT]となっている．これは CFD 反復計算が収束に至っていないことも影響していると思われるが，尺度が影響するとされる船尾流場の変化による影響と考えられる．[BARE]と[DUCT]間の比較においては，3.2m モデルと 12.8m モデルで傾向が大きく異なっていることが確認できる．これも尺度影響を受ける船尾流場の変化による影響と考えられるが確証はない.

自航回転数については，3.2m モデルの比較で起きていた飛び値がなくなり，比較的フラットな差異となっている.

トルクについては，[BARE]と[DUCT]を除いて，ダクト付加によるトルク軽減のゲインはほぼ無く，比較的フラットな差異となり，3.2m モデルにおける評価とは傾向が異なっている．一方で，スラスト比較によると，[BARE]と[DUCT]間の比較を除けば，ダクト付加によって，回転数減少にも関わらずスラストが増加しており，推進性能向上に寄与している.

12.8m モデル計算における自航要素の比較を図 5.13，図 5.14 に，各種効率の比較を図 5.15，図 5.16 示す．図 5.9~図 5.12 で示した諸量と同様に，いずれの要素・効率値も 3.2m モデルに比べて飛び値が少ないことが覗える．尚，12.8m モデルの自航計算・解析には，3.2m モデル用にチューニングしたプロペラ単独性能の補正係数を用いているため，船後プロペラ効率比(η_R)の値が 3.2m モデルでの値と大きく異なっている.

12.8m モデル計算における各部位に係る抵抗値の比較を図 5.17~図 5.20 に示す. 3.2m モデルと同様に，[BARE]で自航時の全船体抵抗が最も大きく，付加物が付くと小さくなる傾向が覗える．全船体抵抗については，曳航状態に対する自航状態の割合が，3.2m モデルにおける割合よりも 2%程度大きいことが認められ，レイノルズ数の違いによって，プロペラスラストによる船体表面圧力低下の影響が異なることを示唆している．舵単体・ダクト単体の抵抗値が全船体抵抗に占める割合は 3.2m モデルよりも増加しており，これもレイノルズ数の違いによって，各部位抵抗の寄与が異なることを示唆するものである.

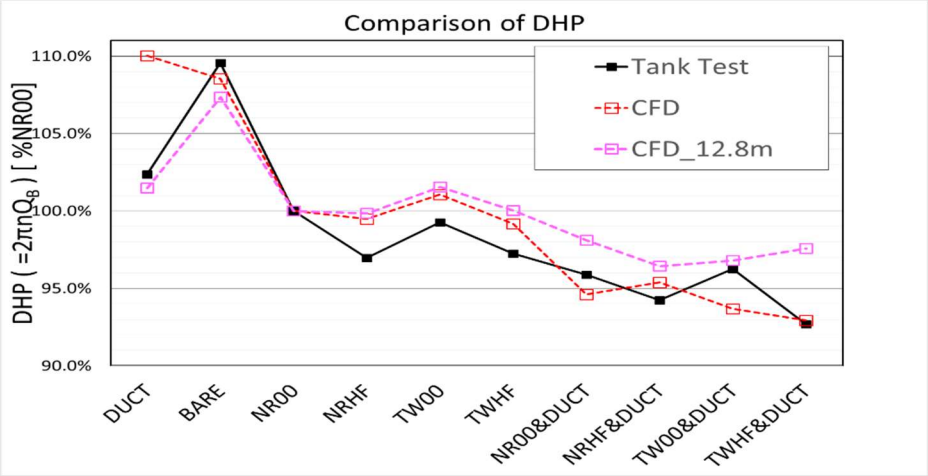


図 5.9 伝達馬力(DHP)の相対比較(黒：水槽試験，赤：CFD3.2m，ピンク：CFD12.8m)

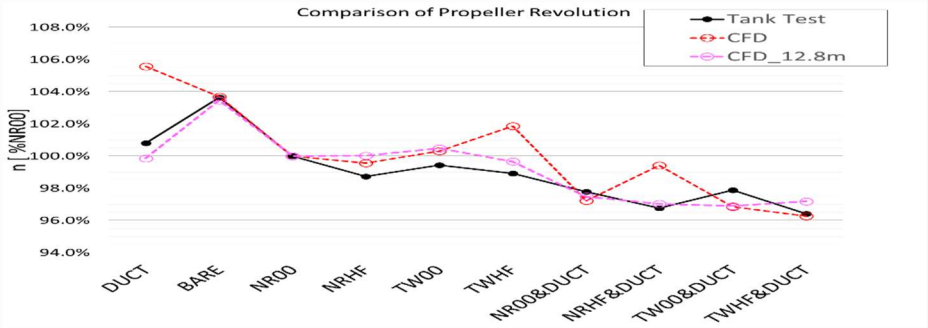


図 5.10 回転数(n)の相対比較(黒：水槽試験，赤：CFD3.2m，ピンク：CFD12.8m)

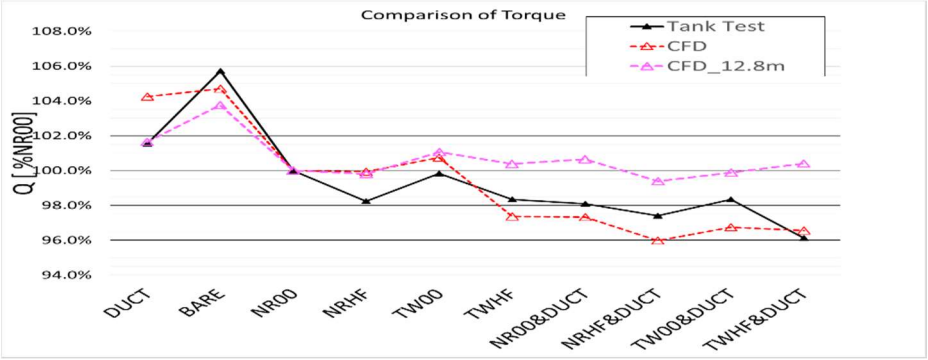


図 5.11 プロペラトルク(Q)の相対比較(黒：水槽試験，赤：CFD3.2m，ピンク：CFD12.8m)

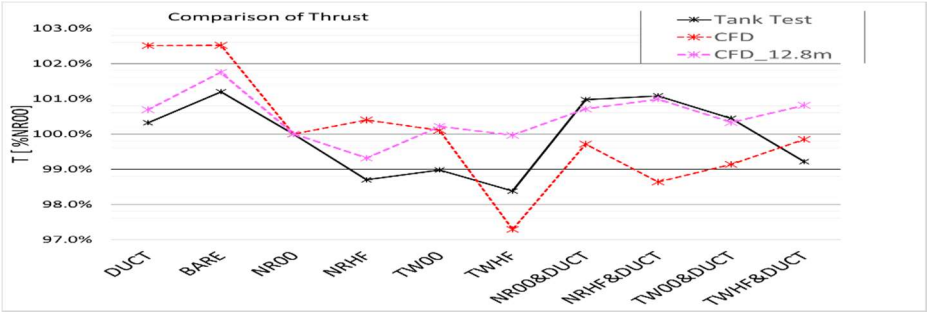


図 5.12 プロペラスラスト(T)の相対比較(黒：水槽試験，赤：CFD3.2m，ピンク：CFD12.8m)

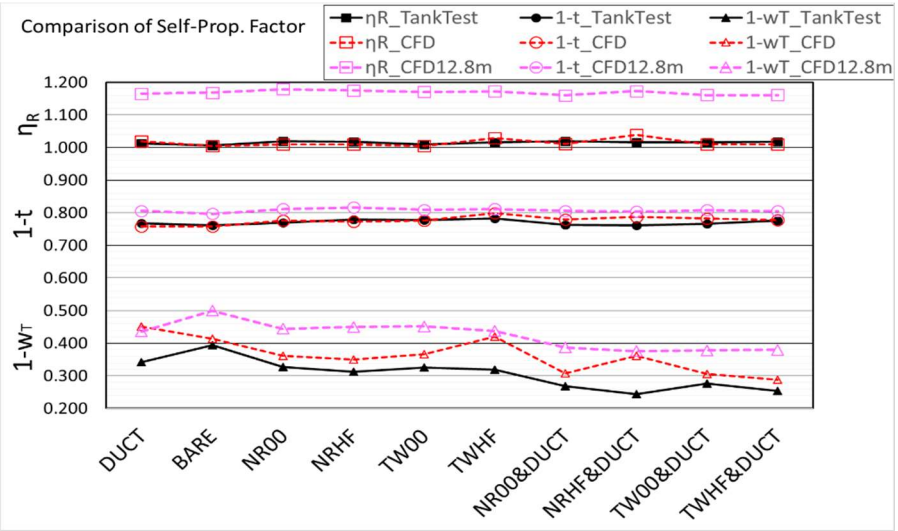


図 5.13 自航要素の比較（黒：水槽試験，赤：CFD3.2m，ピンク：CFD12.8m）

図 5.14 自航要素の相対比較（黒：水槽試験，赤：CFD3.2m，ピンク：CFD12.8m）

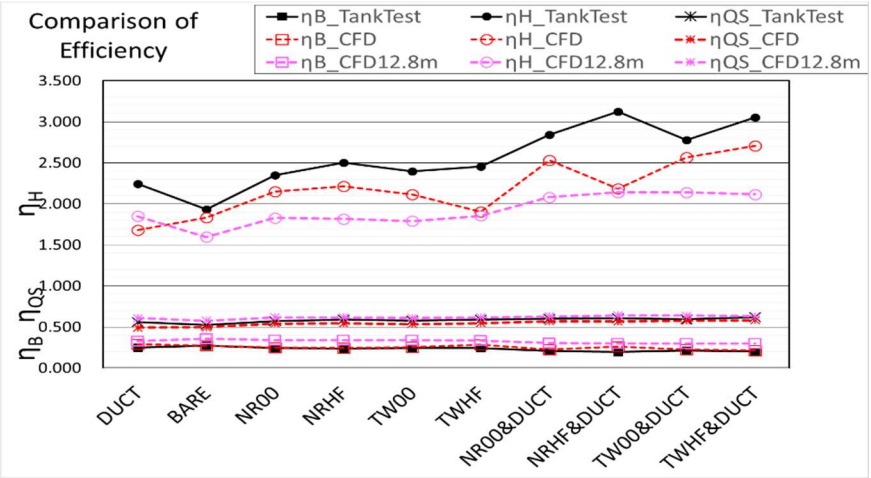
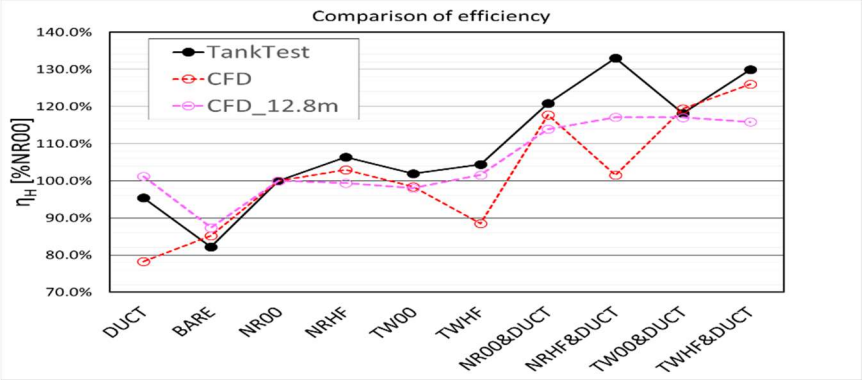
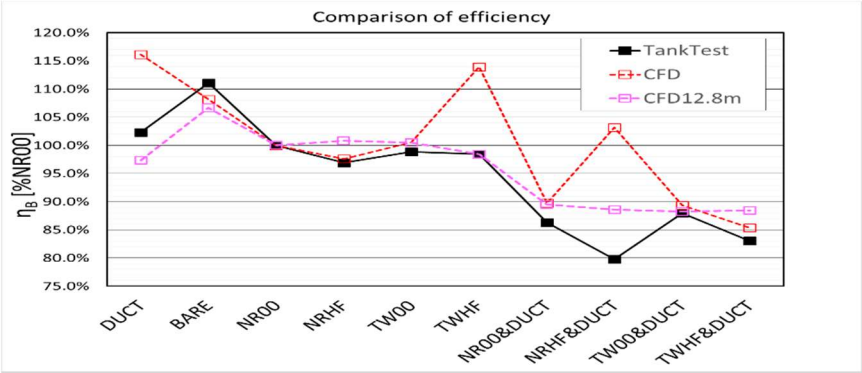


図 5.15 各種効率値の比較（黒：水槽試験，赤：CFD3.2m，ピンク：CFD12.8m）





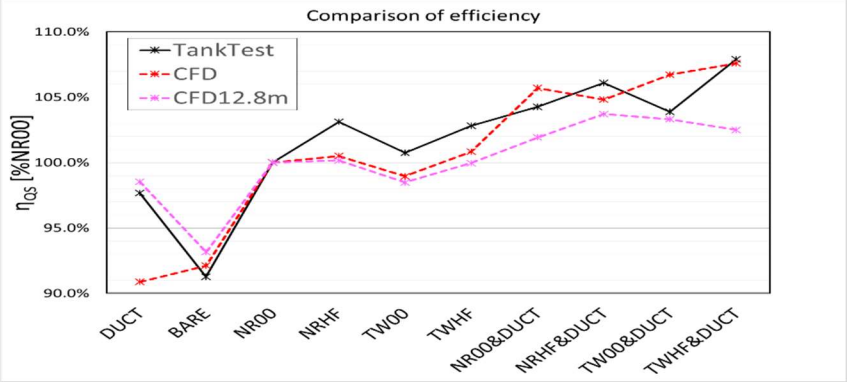


図 5.16 各種効率値の相対比較（黒：水槽試験，赤：CFD3.2m，ピンク：CFD12.8m）

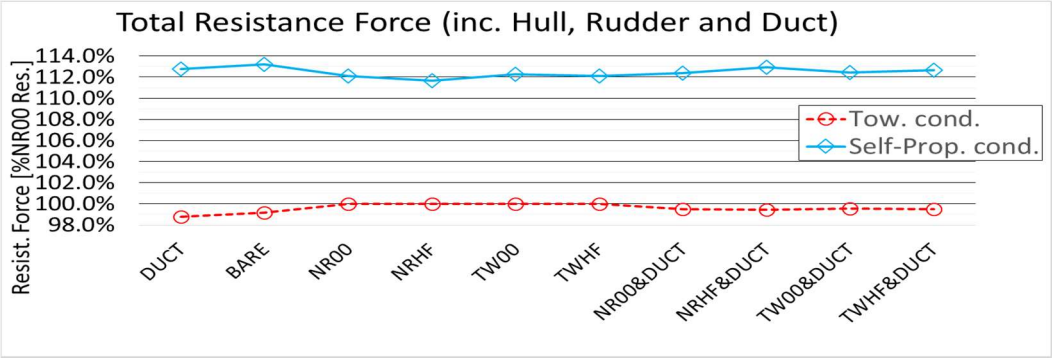


図 5.17 [CFD12.8m] 曳航・自航状態の船体全抵抗値の比較(船体，舵，ダクトを含む)

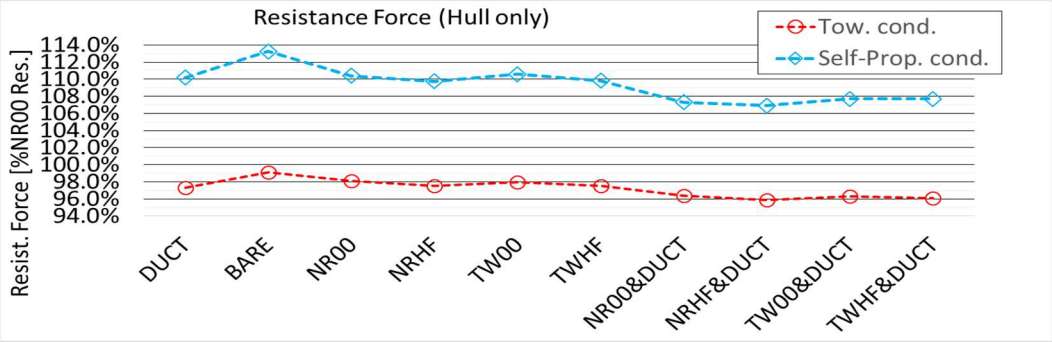


図 5.18　[CFD12.8m]曳航・自航状態の船体抵抗値の比較(船体単体のみ)

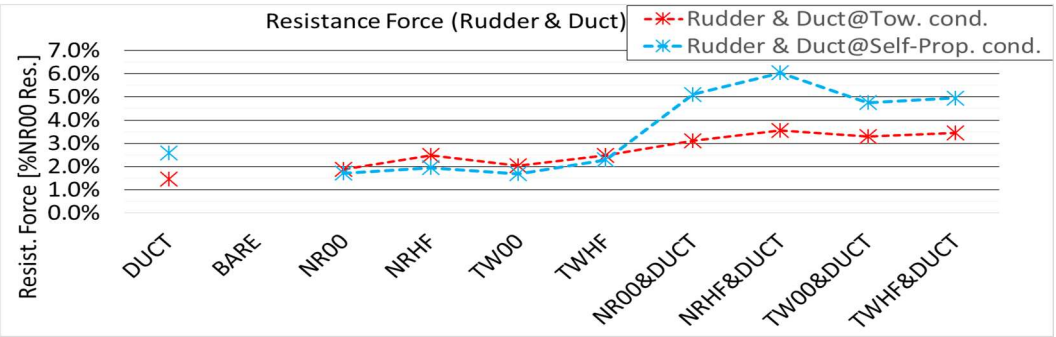


図 5.19 [CFD12.8m]曳航・自航状態の付加物抵抗値の比較(舵とダクトの合計値)

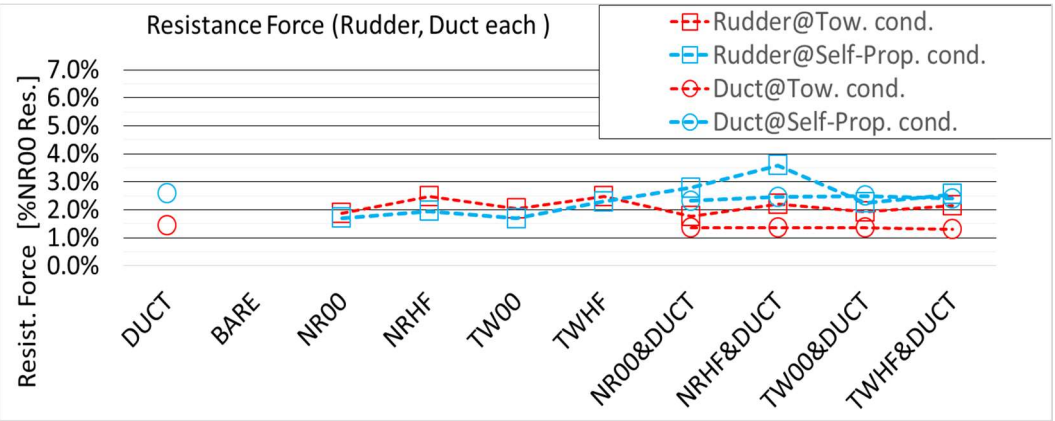


図 5.20 [CFD12.8m]曳航・自航状態の付加物抵抗値の比較(舵単体とダクト単体)

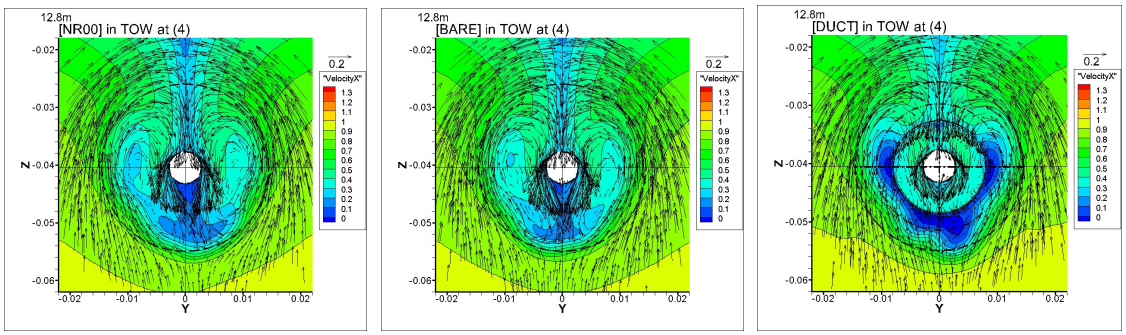
12.8m モデル[NR00], [BARE], [DUCT]における曳航状態・自航状態の CFD 計算流場を夫々図 5.21,5.22 に示す．先ず，曳航状態では，いずれの ESD 状態の断面(4),(6)([NR00]では断面(8)も含めて)においても，3.2m モデル(図 4.14, 4.15, 4.23)と比べて，プロペラ面内の無次元流速が大きめとなっていることが認められ，レイノルズ数増加によって伴流厚さ(等速度線の幅)が狭まるという一般的な傾向は表現できている．自航状態においても，断面(4)での無次元流速値が 3.2m モデル(図 4.21, 4.22, 4.28)よりも大きめであることが認められ，これらのことは実船に装備するプロペラを設計する際に重要な情報となり得る．自航状態の断面(6)では，3.2m モデル流場(図 4.21, 4.22, 4.29)と凡そ同じ加速領域分布が得られ，やはり無次元速度は若干ながら大きい．断面(8)の[NR00]でもやはり大きめの無次元流速が得られ，3.2m モデル(図 4.29)よりも加速の度合いが顕著である．

次に, [DUCT]も含めて, 3.2m モデルからの傾向の差異が顕著であった ESD 状態(図 5.9~図 5.20)の代表として，12.8m モデル[TWHF], [NRHF&DUCT], [TWHF&DUCT]における曳航状態・自航状態の CFD 計算流場を夫々図 5.23,5.24 に示す．[NR00], [BARE], [DUCT]に関して述べたことと同様に，[TWHF]曳航状態では，3.2m モデル(図 4.23, 4.27)と比べて無次元流速値が大きめである．断面(4)に関しては， [TWHF]と比べて[TWHF&DUCT]のダクト円状の減速領域，及びプロペラ軸心付近での鉛直方向流速の減少など，[BARE]と[DUCT]間の関係(図 5.21)と同様の傾向を示している．[TWHF]自航状態では，断面(6)の 1 時~5 時方向において[NR00]と同様の傾向であり, 3.2m モデルでは他の舵[NR00], [NRHF], [TW00]よりも加速量が小さ目であった(図 4.29, 4.30, 4.31, 4.32)こととは異なる傾向を示している．

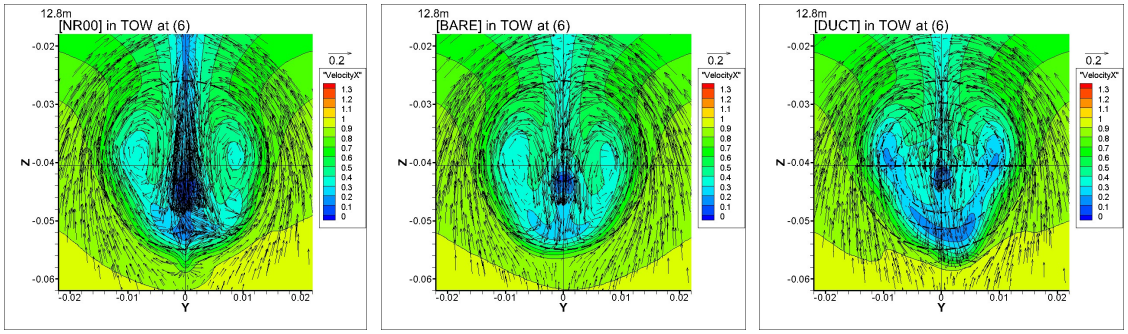
12.8m モデル自航状態におけるプロペラ面内の各種物理量について，[NR00], [BARE], [DUCT]を図 5.25 に，[TWHF], [NRHF&DUCT] [TWHF&DUCT]を図 5.26 に示す．4.5.4 節と同様に，プロペラ面内分布図では，z 方向の原点(z=0)をプロペラ軸心高さとして表記する．スラスト分布とトルク分布共に，3.2m モデル(図 4.61, 4.62)と比べてプロペラ面内分布傾向が異なるものが認められ，トルク分布に関しては全体量の減少が覗える．スラスト分布に関しては, 特にダクトを伴う場合([DUCT],[NRHF&DUCT],[TWHF&DUCT])において，3.2m モデル(図 4.61)と比べてプロペラ面内 12 時方向付近の寄与が小さくなる一方でダクト後縁円形上の 3 時~6 時付近の寄与が大きくなっていることがわかる．

プロペラ面への流入流場については，前述の通り，3.2m モデル(図 4.63)と比べて軸方向流速が全体的に大きくなっている．回転方向流速は，2～4 時，及び 8~10 時方向のプロペラ円付近において増速している．これらに伴って流入迎角が若干小さくなり，その領域におけるトルクの負担が軽減されていることが覗える．

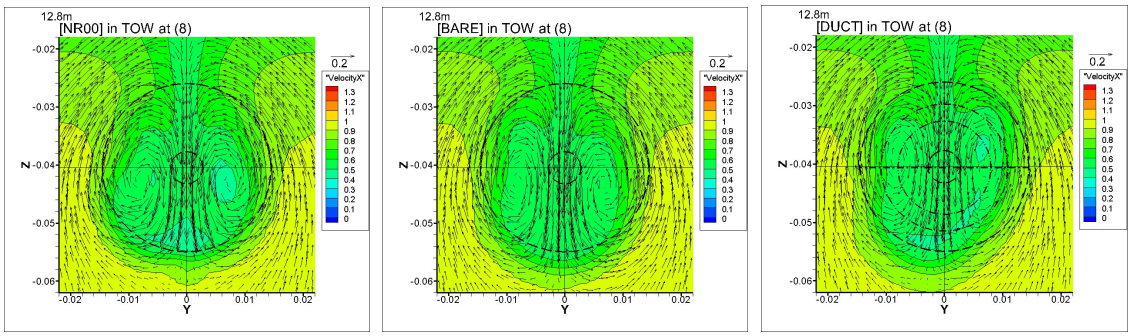
以上より，扱うレイノルズ数の違いによって，船体周囲の流場やプロペラ力の分布が変化し，それに伴って省エネ付加物の効果にも影響を与え得ることが示された．実船ではレイノルズ数が 10^9 のオーダーにも及び, 本研究で示唆された傾向よりも大きな影響を受けると予想されるため，その設計においては，それらを十分に考慮することが望まれる．



(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)

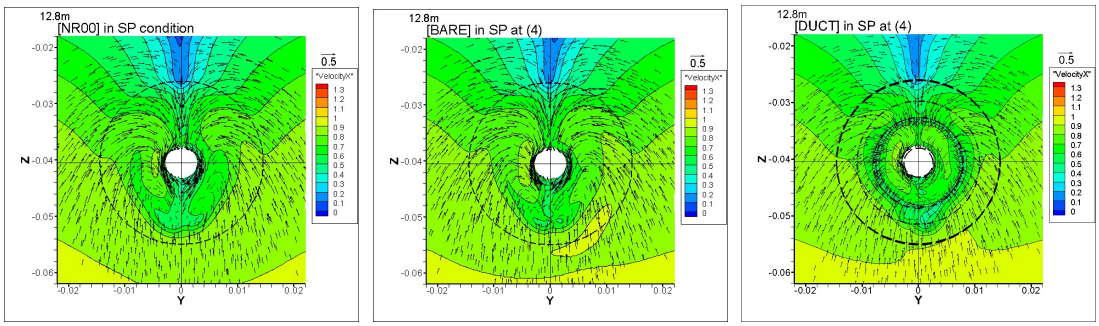


(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

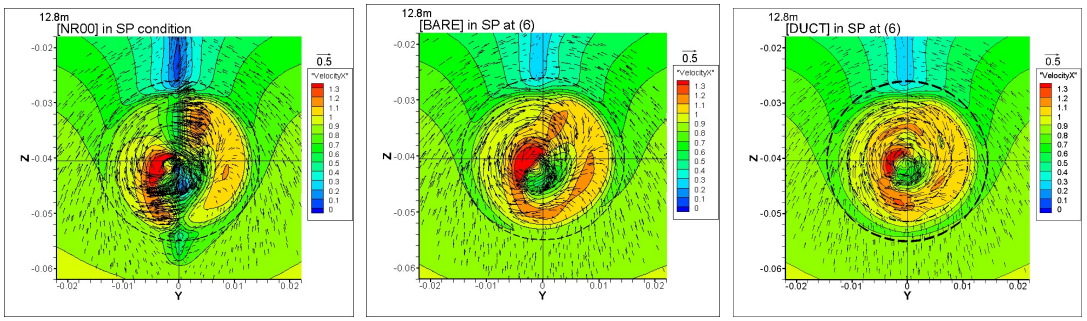


(c) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

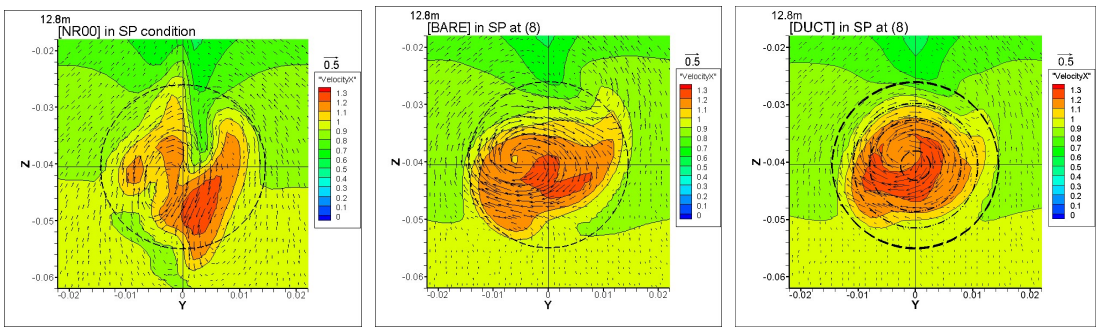
図 5.21 [CFD12.8m]曳航状態の流速分布（左から[NR00], [BARE], [DUCT]）



(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)

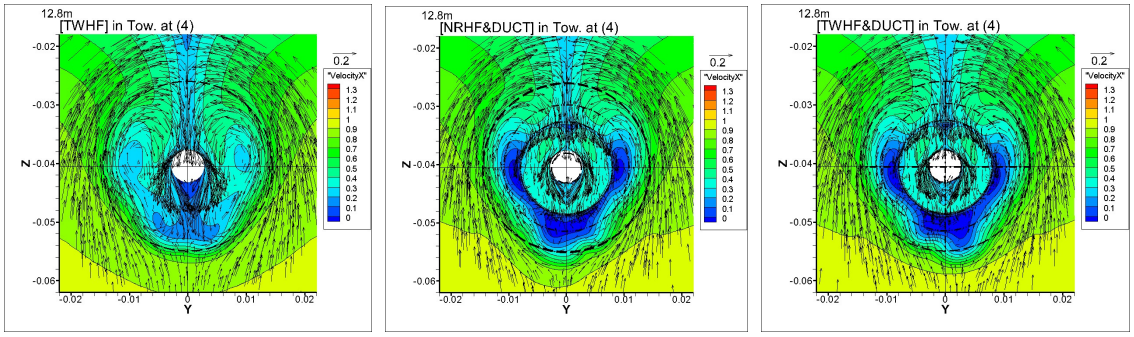


(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)

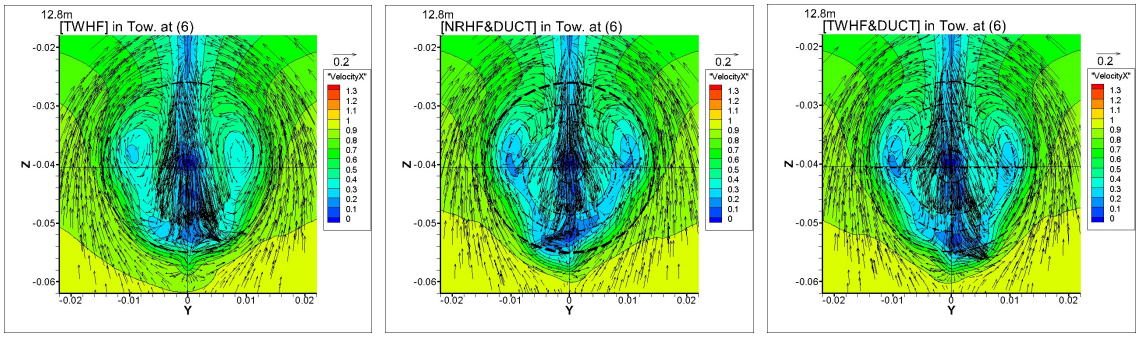


(c) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

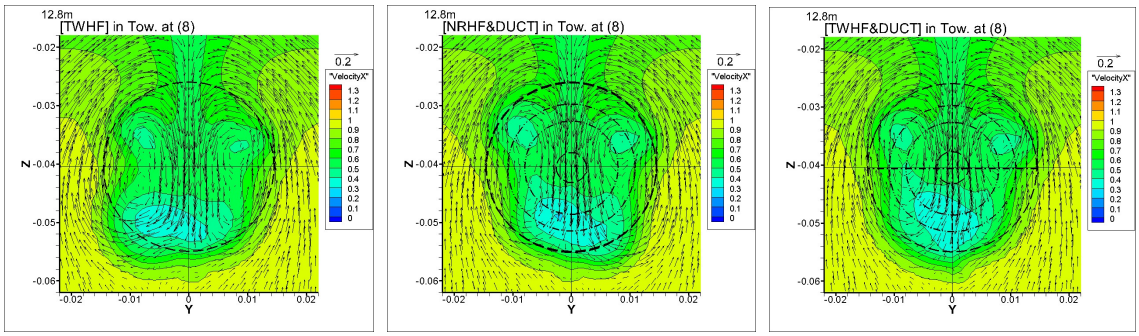
図 5.22 [CFD12.8m]自航状態の流速分布(左から[NR00], [BARE], [DUCT])



(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)



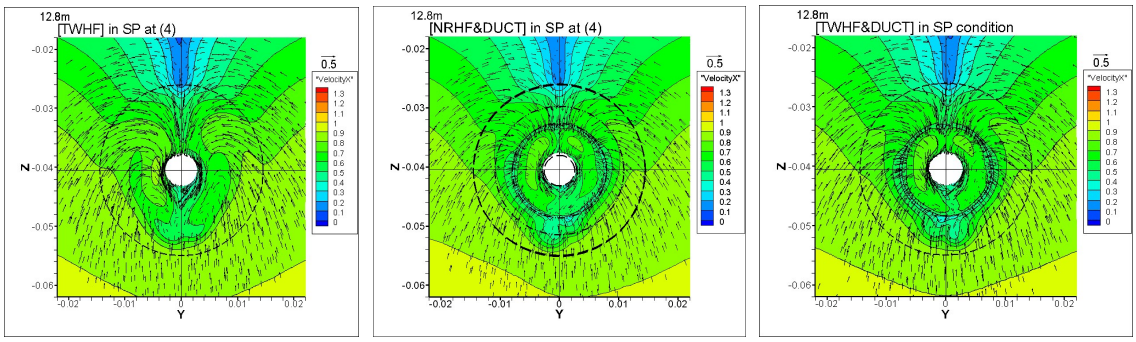
(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)



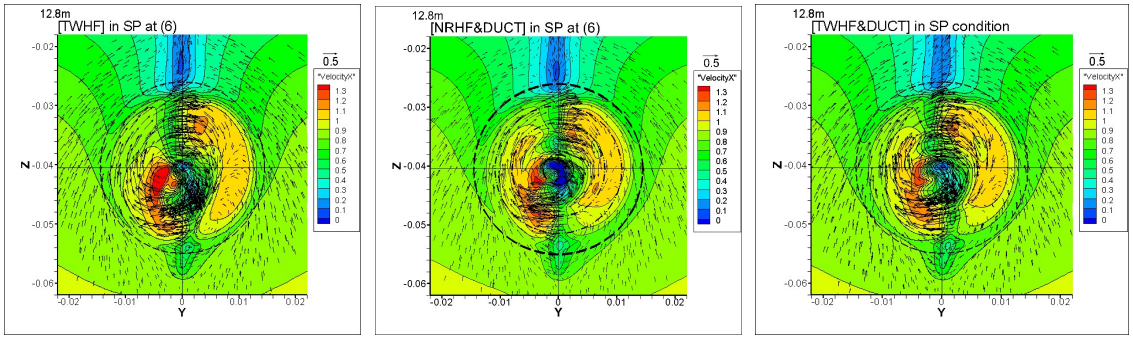
(c) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

図 5.23 [CFD12.8m]曳航状態の流速分布

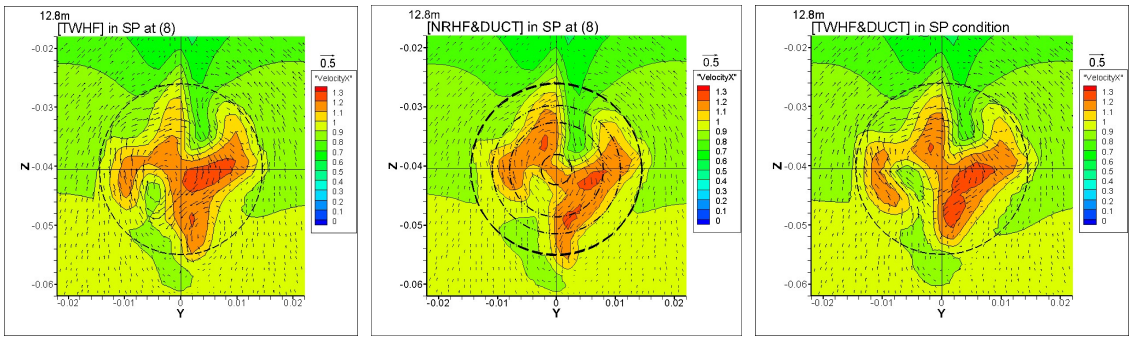
(左から[TWHF], [NRHF&DUCT], [TWHF&DUCT])



(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)



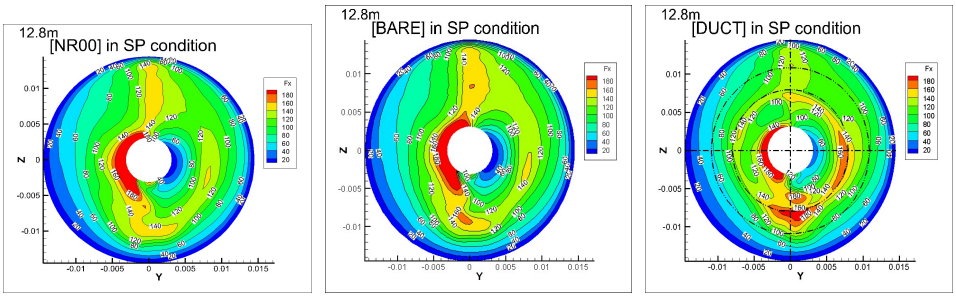
(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)



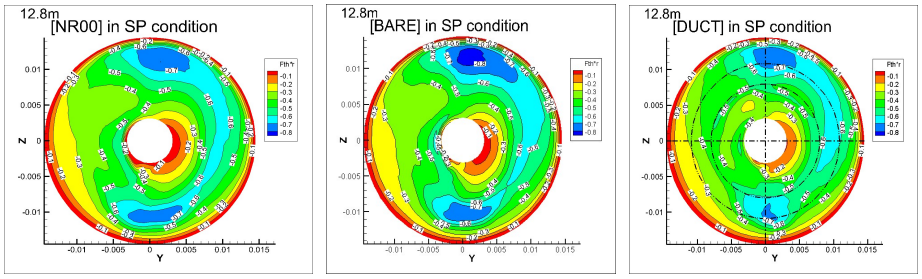
(c) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

図 5.24 [CFD12.8m]自航状態の流速分布

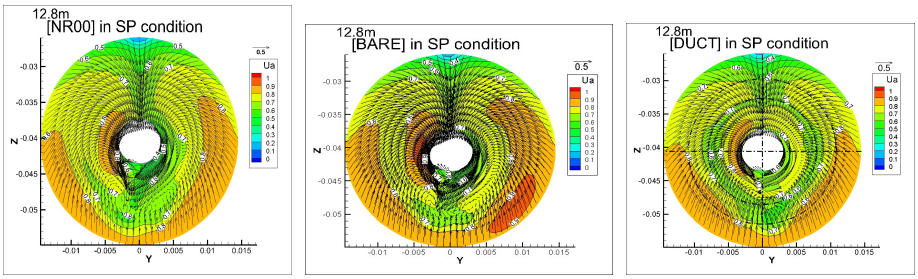
(左から[TWHF], [NRHF&DUCT], [TWHF&DUCT])



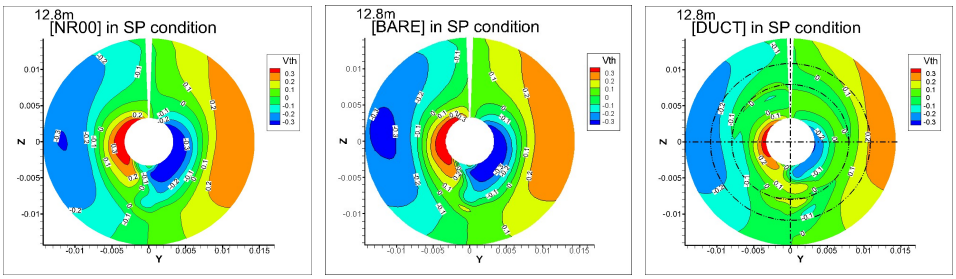
(a)プロペラスラスト分布(左から[NR00],[BARE],[DUCT])



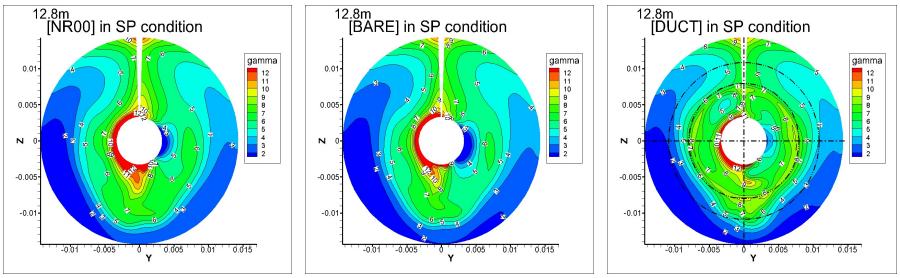
(b)プロペラトルク分布（順同）



(c)プロペラ面内の直交座標方向流速(u,v,w)分布（順同）

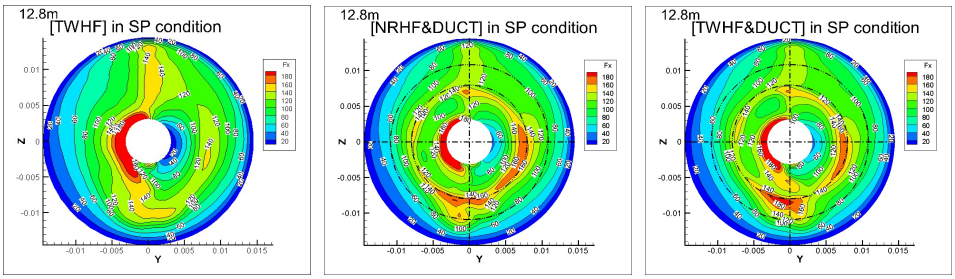


(d) プロペラ面内の回転方向流速(V_θ)分布（順同）

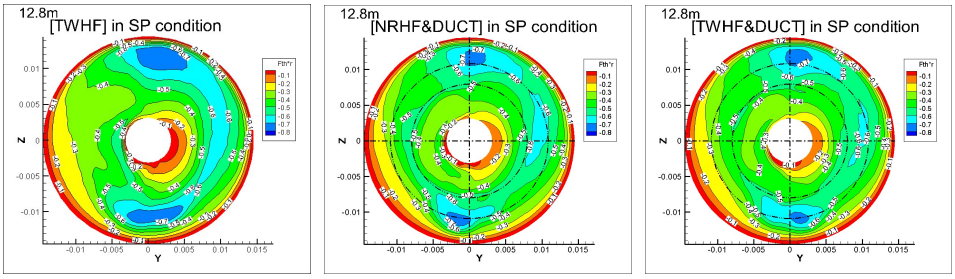


(e) プロペラ翼素に対する流入迎角(α)分布(順同)

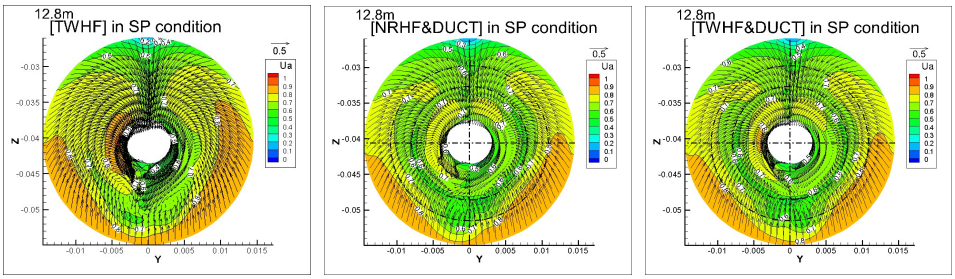
図 5.25 [CFD12.8m]自航状態におけるプロペラ面内の各種物理量



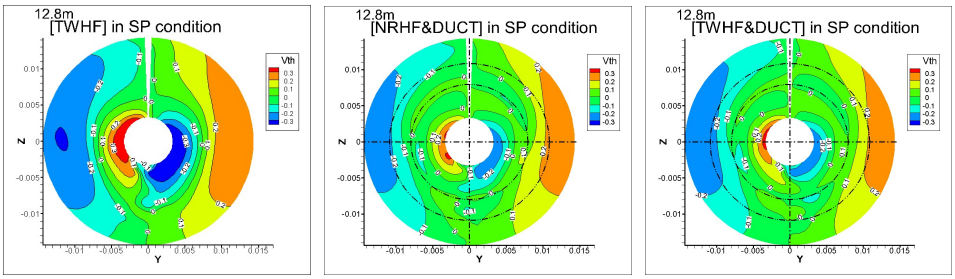
(a) プロペラスラスト分布(左から[TWHF],[NRHF&DUCT],[TWHF&DUCT])



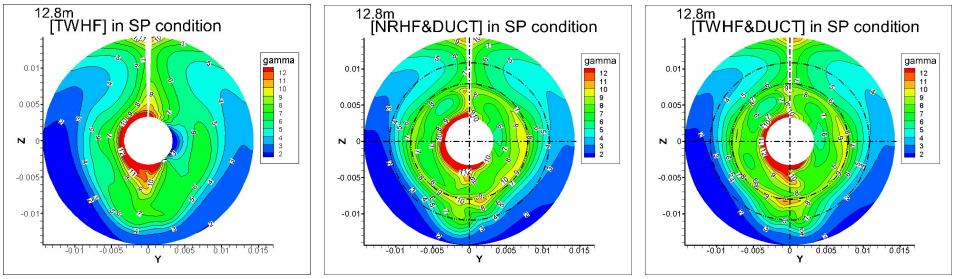
(b) プロペラトルク分布分布（順同）



(c) プロペラ面内の直交座標方向流速(u,v,w)分布（順同）



(d) プロペラ面内の回転方向流速(V_θ)分布（順同）



(e) プロペラ翼素に対する流入迎角(α)分布(順同)

図 5.26 [CFD12.8m]の自航状態におけるプロペラ面内の各種物理量

5.4 結言

本章では，省エネ付加物の実船搭載を想定する際に，その省エネ効果に影響を与えると考えられる物理パラメータとして，フルード数(船速影響)，及びレイノルズ数(尺度影響)を例に挙げ，各々の影響を調査した．その過程において以下の結論を得た．

1. 省エネ付加物効果の船速影響の調査について．
   - [TWHF&DUCT]を対象として，フルード数 0.01(実船換算で 1 ノット程度)の増減速がある場合を想定した水槽試験，及び CFD 計算を行った．
   - 水槽試験では，計画船速における効果と同等の省エネ効果が得られることが示された．
   - 同状態の CFD 計算結果は水槽試験結果と同様の傾向であったことから，本研究で述べた CFD 自航解析システムでは，省エネ効果に対する船速影響の推定が可能であることを示した．

2. 省エネ付加物効果の尺度影響の調査について．
   - 10^7 程度のレイノルズ数(通常の模型船レベルの 10 倍程度．本論中では”12.8m モデル”)を想定した CFD 計算により，各種省エネ付加物の効果を試算した．
   - その結果，付加物形状による差異はあるものの，凡そ模型船レベルの省エネ効果と似た傾向が示された．
   - 12.8m モデル自航計算中のプロペラ力計算過程においては，3.2m モデルでの計算と比べて，各種物理量の振動等，複雑な挙動が起こりやすく，自航状態に収束しにくい状況となっていることが示された．
   - レイノルズ数の違いによって，船体周囲の流場状況，プロペラ力分布状況，全船体抵抗値に対する各部位抵抗値の寄与等，推進性能に関わる様々な物理量の傾向が変わり，省エネ付加物の効果にも影響を与え得ることを示した．
   - 実船レイノルズ数に相当する 10^9 のオーダーでの調査を行い，実船レベルでの省エネ付加物効果の推定が望まれる．

3. 以上の結論は，いずれも本研究で取り扱った特定の省エネ付加物に対するもので，異なる形状，或いは異なる省エネメカニズムの付加物等については，都度調査が必要である．

第6章　結論

本研究では，省エネ付加物の検討・開発をより効率的に行うことを目的として，その検討段階に応じて簡易的，或いは詳細な数値計算手法を使い分けて性能推定・評価することを提案した．その適用事例では，推進性能上で重要な要素である船体周囲流場の定性的な模擬，及び馬力計算において重要な成分である回転数・トルク性能の定量的な推定など，水槽試験結果とも凡そ良好な一致が認められ，本研究で扱った類の省エネ付加物の開発において，提案手法が有用であることを示した．本章では，これらを総括すると共に，今後の課題について述べる．

第 2 章では，比較的計算負荷の低いポテンシャル流理論をベースとした手法によって簡易的に省エネ付加物の形状を決定するという，開発初期段階におけるアプローチについて述べた．数式表現したバルブ・フィン付きツイスト舵を対象として，舵のツイスト角を 5 度に固定し，フィンの迎角をパラメータとした場合の最適形状を模索した．ここでは，単純なプロペラ螺旋後流中におかれた舵が発生する前進方向力を指標として性能評価を行い，次章以降で詳細評価を行う舵の形状を決定した．今後の課題としては，船体形状による伴流影響やプロペラボス付近のハブ渦を考慮できるモデルとするなどのモデルの深度化，また，フィン迎角の他にもツイスト角度・舵厚さ等，推進性能に影響を与えるパラメータに関する検討が望まれる．

第 3 章では，CFD を活用して自航性能を推定するための理論体系，及びその核となる要素技術について述べた．はじめに，大阪大学で開発された翼素理論によるプロペラモデルをベースとして，二次元翼周りのポテンシャル流場解析，及び摩擦成分を考慮して得られる揚力係数・抗力係数を用いることで，半径方向のプロペラ翼断面形状の違いを考慮する手法を開発した．この手法を取り込んだプロペラモデルによって，船尾流場中で作動するプロペラが発生する力(スラスト・トルク)を時間平均体積力分布として算出するプログラムを開発し，商用の CFD ソルバ(FINE™/Marine)に組み込んだ．本 CFD システムを用いてプロペラ単独性能試験を模擬したシミュレーションを実施し，上述の揚力・抗力係数に 2 段階の補正を行うことで水槽試験結果と同等の結果が得られることを示した．

第 4 章では，第 2 章で形状決定した省エネ舵と，別途設計された省エネ円筒形ダクト，及びその両方を装備した低速肥大船型 Japan Bulk Carrier を対象として，第 3 章で述べた自航性能解析システムを用いて CFD シミュレーションを行い，その船体周囲の流場と諸性能値について水槽試験結果との比較・検証を行った．先ず，3.2m 模型船を用いた水槽試験において，各種省エネ付加物搭載により，船尾周辺の流場，及び推進性能が変わることを示した．次に CFD シミュレーションを実施し，船尾周辺流場に関して，曳航状態における肥大船特有の船尾伴流傾向，及び自航状態におけるプロペラ加速領域分布傾向や，舵後方に現れるプロペラと舵の干渉影響など，別途実施した SPIV 流場計測結果と定性的に一致し

ていることを示した．推進性能に関する諸性能値に関しては，その代表である伝達馬力のトレンドが水槽試験結果と凡そ一致していることを示した．一方で，その構成要素である回転数，トルク，またスラスト等の流力性能値については水槽試験結果と乖離している部分も有り，プロペラモデルの改良が期待される．船体・舵・ダクト等の各部単体にかかる抵抗値の比較では，付加物によっては曳航状態と自航状態で増減傾向が異なることが認められ，特に自航状態では舵のツイスト作用，及び水平フィン作用が複雑に絡み合い，流場の相互干渉による流力性能の相乗効果が得られる可能性を示した．自航状態におけるプロペラ流入速度分布とプロペラスラスト・トルク分布との関係性についても述べ，それらを把握することが省エネ付加物開発では重要となり得ることを示した．最後に，第 2 章で用いた簡易的な性能評価と，CFD による性能評価の比較を行い，前者が舵単体の形状検討については有用である一方で，ダクトを伴う場合は CFD 計算に沿う結果とはならないことを示し，前者における改善点を挙げた．

第 5 章では，省エネ付加物を搭載した実船の推進性能において重要な要素である船速影響と尺度影響について述べた．はじめに，[TWHF&DUCT]を対象として，水槽試験において船速(フルード数)を変えた場合でも同等の省エネ効果が得られたことを示し，また本論で提案する CFD 推定手法によってもその効果推定が可能であることを示した．次に，省エネ付加物効果の尺度影響の調査のために，全 10 種類の ESD 状態に対して，第 4 章で扱った 3.2m モデルの 4 倍である 12.8m モデル(レイノルズ数は 8 倍)を想定した CFD 計算を行った．その結果，12.8m モデルの結果も 3.2m モデルにおける省エネ効果と凡そ似た傾向が得られた．一方で，舵とダクトでは省エネ効果に対する尺度影響に差異があること，及び，モデル尺度の違いによって最適な省エネ付加物が異なる可能性があることが示された. 12.8 m モデルの自航計算では，3.2m モデルと比べてプロペラ力に関わる各種物理量の振動等，複雑な挙動のために自航状態へ収束しにくい状況が起こることが示された．以上の結論は特定の省エネ付加物に関する考察であり，今後の課題として，異なる形状・異なる省エネメカニズムの付加物等についての調査が望まれる．

本研究では，省エネ付加物開発における 1 つのアプローチ手法として，従来のポテンシャル流理論と CFD シミュレーションを段階に応じて使い分けることの有用性，及びその活用事例を，バルブ・フィン付きツイスト舵を対象として示した．然しながら，省エネを目的とする装置は他にも多々存在し，その省エネ原理も様々であるため，それらが本研究で用いた手法において適切に性能推定・評価できるかは都度確認を要する．また，初期形状検討段階においてさらに検討負荷をかけることが，一連の開発においてより大きなメリットを享受できる可能性も有るため，その開発・検証も必要となろう．今回提案した手法は，現時点では実船性能推定手法として検討・検証が不足している部分はあるが，今後，実用に耐えうる性能推定システムとして洗練され，これらを元に新たな省エネ技術を見つけ出すための糸口になることを望む．

謝辞

本研究を行うにあたり，幾度となく丁寧なご教示を賜りました大阪大学大学院工学研究科地球総合工学専攻船舶海洋工学科目教授の戸田保幸先生に心から感謝の意を表し，厚く御礼申し上げます.

本論文をまとめるにあたり，的確なご指摘を頂きました大阪大学大学院工学研究科地球総合工学専攻船舶海洋工学科目教授の柏木正先生，同准教授の鈴木博善先生，今治造船共同研究講座特任教授の日夏宗彦先生に深く感謝致します．特に日夏先生には，贅沢にも，同研究室内でのマンツーマンでのご指導，及びディスカッションに多大なる時間を割いて頂き，感謝の念に絶えません．これを礎として今後の業務に活かしていきたいと思います.

今治造船共同研究講座特任研究員の清水保弘氏におかれましては，大阪大学船舶海洋試験水槽における種々の水槽試験実施，また数値計算環境のメンテナンスに対してご助力賜り感謝する次第です.

船舶海洋工学科目の戸田研究室の学生諸氏においては，水槽試験実施，及び解析業務に対して，多大なるご助力を頂き感謝致します.

株式会社マリテック長崎事務所の方々におかれましては，本共同研究講座における数値計算環境の構築，省エネ舵の CAD モデリング，また計算に対する多くの助言を賜り，深く感謝致します.

最後に，実務を離れ，このような貴重な機会を与えて頂いた，今治造船株式会社代表取締役 檜垣幸人社長をはじめ，藤田均常務取締役設計本部長，田井祥史設計本部理事，基本設計グループの皆さまに深く感謝する次第です.

付録 A

CFD 手法による一様流中で作動するプロペラ後流中におかれた舵の性能評価

第 3，4 章で述べる CFD 手法の整備の後に，第 2 章で述べた手法と同様に単純なプロペラ螺旋後流中における舵単独を対象とした CFD 計算・性能評価を行った．第 2 章と同じくバルブ・フィン付きツイスト舵において，ツイスト角は 5 度で固定し，フィン迎角をパラメータとした．その結果として，プロペラ前進定数 J=0.30 の場合の舵全体にかかる前後方向力を図 A.1 に示す．(正値が抵抗，負値がスラストを表す．)

第 2 章におけるポテンシャル流理論による簡易性能評価と比べる(図 A.1 の圧力成分 *Fxp* が図 2.4(上：舵全体)の J=0.3 に相当する．)と，大まかにはフィン迎角の増減に対して同様の傾向を示している．このことは，第 2 章で述べたポテンシャル流理論による簡易的性能推定が，CFD 計算による圧力成分に関する性能推定の目安となり得ることを示唆するものである。また，CFD 計算における摩擦成分については，フィン迎角に依らずほぼ一定値であることから，本比較対象舵においては，摩擦成分がフィン迎角による相対比較の順序を変えないことがわかる．

尚，図 A.1 の CFD 評価では，図 2.4 と比べて，圧力成分による前進方向力のピークが左側(迎角が小さい方向)に移動している．これは舵のモデル化に関して，簡易性能評価では，水平フィンを厚み無しの曲面(キャンバー付き)としている一方で，CFD では厚み有りの翼形状(キャンバー付き)としていることによる差であると考えられる．厚み有りの翼形状であることによって、比較的小さなフィン迎角で大きな揚力が得られていると考えられる．

また同 CFD 評価では，図 2.4 と比べて，その前進方向力の絶対値が大きくなっている．これは，簡易性能評価における簡易的な舵モデル(図.A.2 参照)に起因していると考えられる．ここでは，舵・バルブ・フィンの接続部に隙間がある簡易的なモデル(図.A.2(a))を扱っており，想定する舵形状ではあり得ない流体の流れ(例えば，流体がその隙間を通る等)が起きていると考えられる．このため，翼上下面での圧力差が小さくなり，発生する揚力が小さくなることが考えられる．

以上の 2 点については，第 2 章の簡易性能評価をより有用なツールとするための課題である．

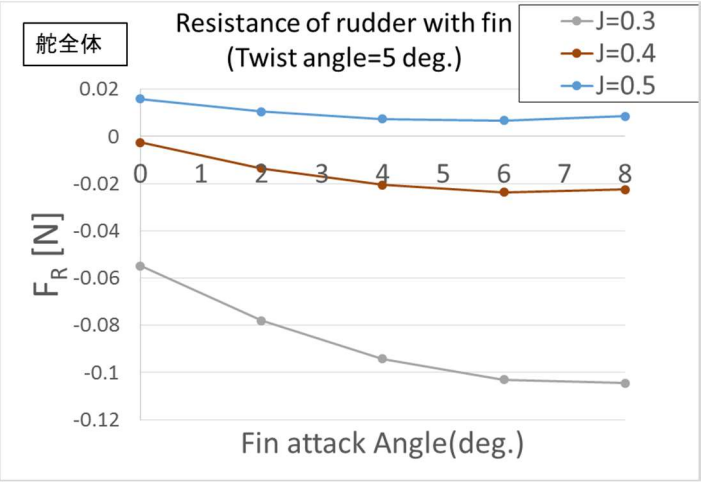


図 2.4(再掲) 水平フィン迎角と前後方向力の関係(*P/Dp*=0.75) (上：舵全体)

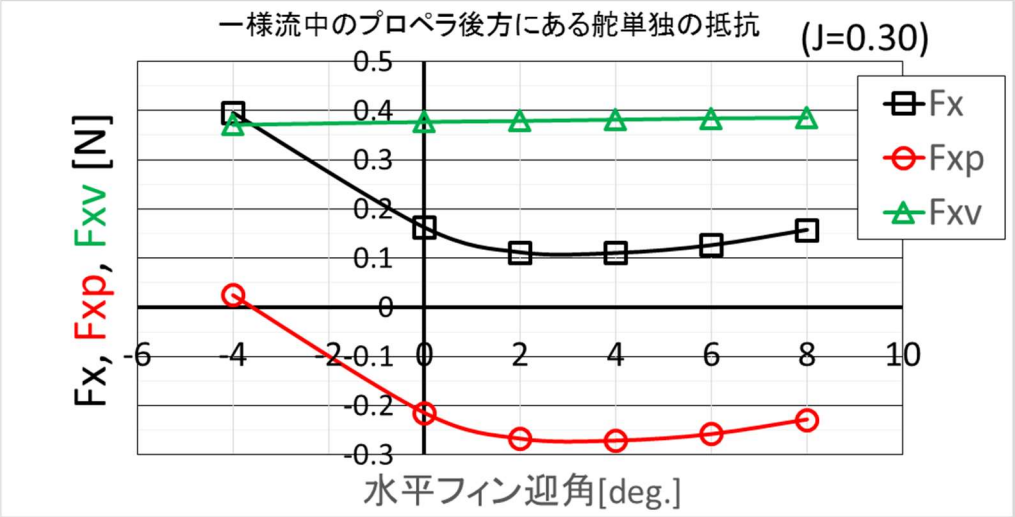
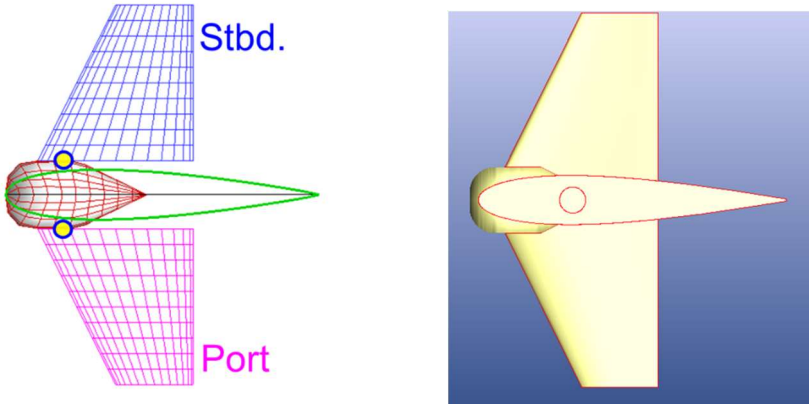


図 A.1 CFD 計算による舵に働く抵抗の推定(Fxv：摩擦成分，Fxp：圧力成分，Fx：合計)



(a)ポテンシャル流理論による簡易手法モデル　　(b)CFD 手法モデル

図 A.2 各手法に用いる舵モデルの違いの例(バルブ・フィン付き普通舵[NRHF])

参考文献

[1] JOHN CARLTON, “MARINE PROPELLERS AND PROPULUSUON Second Edition”, ELSEVIER 社, (2007) pp.319-330.

[2] Nakamura N., “Estimation of Propeller Open-Water Characteristics Based on Quasi-Continuous Method”, 日本造船学会論文集 第 157 号 (1985), pp.95-107

[3] Hoshino T., “Application of Quasi-Continuous Method to Unsteady Propeller Lifting-Surface Problem”, 日本造船学会論文集 第 158 号 (1985), pp.48-68

[4] 村上 光功，黒井 昌明，安東 潤，中武 一明， “QCM 法による定常プロペラ性能の実用的計算法” ， 西部造船会会報 第 82 号(1991), pp.1-15

[5] 安東潤，毎田進，中武一明，”簡便なパネル法による定常プロペラ性能解析”，日本造船学会論文集 第 178 号 (1995), pp.61-69

[6] 毎田進，安東潤，中武一明，”簡便なパネル法による非定常プロペラ性能解析”，日本造船学会論文集 第 182 号 (1997), pp.71-80

[7] Moriyama F., “On the Effect of a Rudder on Propulsive Performance ”,日本造船学会論文集 第 150 号 (1981), pp.63-73

[8] NMRI, Proceedings, Volume II of Tokyo 2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, (2015)

[9] Webpage (http://www.t2015.nmri.go.jp/jbc_gc.html

[10] Webpage (http://www.t2015.nmri.go.jp/index.html)

[11] Visonneau M, “Local and Global Assessment of the Flow around the Japan Bulk Carrier with and without Energy Saving Devices at Model and Full Scale”, 31st Symposium on Naval Hydrodynamics (2016)

[12] Schuiling B., “The Design and Numerical Demonstration of a New Energy Saving Device”, NuTTS 2013 (2013)

[13] Hsieh Y-H., Lee S-K., Zhou A., “Design Evaluation of Energy-Saving Devices for Full Form Ship Propulsion”, COMPIT 2013 (2013) pp.437-449

[14] Bensow R., “Large Eddy Simulation of a Cavitating Propeller Operating in Behind Conditions with and without Pre-Swirl Sta-tors”, smp'15 (2015) pp.458-477

[15] Fu H-P., Ma N., Yang C-J., Jiang J., “Numerical Simulation of Energy Saving Effects of Pre-Swirl Stators and Mechanism Analysis”, ISOPE 2016 (2016) Vol.4 pp.869-874

[16] Ryu T., Kanemaru T., Kataoka S., Arihama K., Yoshitake A., Arakawa D., “Optimization of Energy Saving Device Combined with a Propeller Using Real-coded Genetic algorithm”, Proceedings of PRADS 2013, (2013) pp.218-225

[17] Lee S-K., Yu K., Kuo-Cheng Tseng R., “Propeller Performance of a Containership Fitted with Energy-Saving Rudder Fin in a Seaway ”, Proceedings of PRADS 2013, (2013) pp.226-234

[18] Okada Y., Kawasaki M., Katayama K., Okazaki A., Fukuda K., Okazaki M., “The development of “Ultimate Rudder” for EEDI” MARINE 2015(2015), pp.605-612

[19] Druckenbrod M., Wang K., Greitsch L., Heinke H-J., Abdel-Maksoud M., “Development of hub caps fitted with PBCF”, smp'15 (2015) pp.376-383

[20] Kim J-H, Choi J-E, Choi B-J, Chung S-H, “Twisted rudder for reducing fuel-oilconsumption”, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, Volume 6, Issue 3, (2014), pp.715–722

[21] Kim K-J., Leer-Andersen, M., Orych M., “Hydrodynamic Optimization of Energy Saving Devices in Full Scale” 30th Symposium on Naval Hydrodynamics, (2014)

[22] Win Y. N., ”Computation of the Propeller-Hull and Propeller-Hull-Rudder Interaction Using Simple Body-Force Distribution Model”, (2014) Doctoral Dissertation, Osaka University

[23] Tokgöz E., ”A CFD study on the Propeller-Hull Interaction Flow in Waves Using Body-Force Distribution Model”, (2015) Doctoral Dissertation, Osaka University

[24] Yang H-J., Lee J-S., Kim K-B., “Numerical and Experimental Study on the Rudder Force of a Twisted Rudder” MARSIM2015 (2015)

[25] Lan C. E., “A Quasi-Vortex-Lattice Method in Thin Wing Theory”, Journal of Aircraft, Vol.11, No.9, (1973) pp.518-527

[26] Theoretical Manual ISIS-CFD v5.2, NUMECA (http://www.numeca-jp.com/)

[27] Stern F., Kim H.T., Patel V.C., Chen C.C., "A Viscous-Flow Approach to the Computation of Propeller-Hull Interaction. Journal of Ship research, Vol.32, No.4, (1988) pp.246-262

[28] Stern F., Kin H.T., Zhang D.H., Toda Y., Kerwin J., Jessup S., "Computation of Viscous Flow Around Propeller-Body Configurations : Series 60 C_B=0.6 Ship Model" Journal of Ship research, Vol.38, No.2, (1994) pp.137-157

[29] 日夏宗彦, 児玉良明, 藤沢純一, “プロペラ影響を考慮した船体周りの流れの数値シミュレーション”, 西部造船会会報 第 88 号 (1994) pp.1-12

[30] Ohashi K., Hirata N., Hino T., "A Comparative Study of Body Force Models Representing Effects of Contrarotating Propellers", Trans. West-Japan Soc. Naval Architects, Vol.105, 2003, pp.55-64

[31] Starke B., "Viscous Free-Surface Power Predictions for Self-Propulsion Using a Hybrid RANS-BEM Coupling Procedure (PARNASSOS-PROCAL), TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-337-342

[32] Winden B., Eguchi T., "Verification and Validation of a Coupled Solver for Predicting Self Propulsion of the JBC Bulk Carrier", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-347-352

[33] Kobayashi H., Ohashi K., Hirata N., "Flow Simulation Using Overset Grid Assembler UP_GRID and Navier-Stokes Solver NAGISA", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-353-358

[34] Lidtke A., Lakshmynarayanana A.P., Camilleri J., Badoe C.E., Banks J., Phillips A.B., Turnock S., "RANS Computations of Flow around a Bulk Carrier with Energy Saving Device", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-401-406

[35] Hino T., Hirota M., "Flow Simulation s of Japan Bulk Carrier Using Overset Grid Approach", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-443-447

[36] Korkmaz K.B., Orynch M., Larsson L., "CFD Predictions Including Verification and Validation of Resistance, Propulsion and Local Flow for the Japan Bulk Carrier (JBC) with and without an Energy Saving Device", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-221-226

[37] Shen Z., Korpus R., "Numerical Simulations of Ship Self-Propulsion and Maneuvering Using Dynamic Overset Grids in OPENFOAM", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-221-226

[38] Broglia R., Dubbioso G., Zaghi S., "Numerical Computation of the JBC with and without Energy Saving Device", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-233-238

[39] Liu D., Zhang Z., Zhao F., "The Numerical Simulation on the Interaction between Propeller and JBC Hull with and without ESD", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-239-243

[40] Bugalski T., Wawrzusiszyn M., Hoffmann P., "Numerical Simulation of the KCS-Resistance and Self-Propulsion", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-251-256

[41] Kim G-H., Jun J-H., "Numerical Simulations for Predicting Resistance and Self-Propulsion Performances of JBC Using OPENFOAM and STAR-CCM+" TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-285-289

[42] Mofidi A., Martin J.E., Carrica P.M., "RANS, DES and DDES Simulations of Self-Propulsion of the Japan Bulk Carrier", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-297-302

[43] Schuiling B., Windt J., Rijpkema D., van Terwisga T., "Computational Study o Power Reduction by a Pre-Duct for a Bulk Carrier", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-331-336

[44] Arai Y., Takai M., Kawamura T., "Ship Flow Computations using OPENFOAM with Rotating Propeller", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-365-369

[45] Wu J., Yin C., Sun T., Wan D., "CFD-Based Numerical Simulation of Self-Propulsion for Japan Bulk Carrier", TOKYO2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, III-389-394

[46] 花岡達郎, “プロペラ流体力学の史的展望”, 第 2 回舶用プロペラに関するシンポジウム, 日本造船学会(1971), pp.1-24

[47] Webpage (http://www.t2015.nmri.go.jp/Instructions_JBC/instruction_JBC_files/Open_Water_Tests_for_JBC_NMRI.txt)

[48] 可視化情報学会, “PIV ハンドブック”, 森北出版株式会社, (2002)

[49] 眞田有吾, 長屋茂樹, “画像計測技術”, 推進性能研究会シンポジウム -水槽試験の現状と展望-, 日本船舶海洋工学会, pp.95-123

[50] 寿福紀寛, 堀正寿, 伊藤翔悟, 日夏宗彦, 戸田保幸, ”Japan Bulk Carrier プロペラ作動時流場のステレオ PIV 計測 - ダクト有無両状態 - ”, 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 21 号, (2015) pp.309-312

[51] 寿福紀寛,”Japan Bulk Carrierプロペラ作動時のステレオPIV計測”, (2016)大阪大学修士論文

[52] USER GUIDE HEXPRESS™ v5.2, NUMECA (http://www.numeca-jp.com/)

[53] 田中一郎, 川島敏彦, 戸田保幸, ”自航時の船尾近傍の流場に関する研究”, 関西造船協会誌, 第 18 号(1981), pp.97-105

[54] 26th ITTC (2011), “1978 ITTC Performance Prediction Method”, ITTC -Recommended Procedures and Guidelines, 7.5-02 03-01.4 pp.1-9

記号一覧

Ae	プロペラ展開翼面積比
C_D	抗力係数
C_{D_comp}	補正後の抗力係数
cd_global	抗力係数に対する全体補正係数
cd_local	抗力係数に対する局所補正係数
C_L	補正後の揚力係数
C_{L_comp}	補正後の揚力係数
cl_global	揚力係数に対する全体補正係数
cl_local	揚力係数に対する局所補正係数
cf	Plantdtl と Schlichting の局所摩擦係数
Cfm	模型船スケールの摩擦抵抗係数
Ctm	模型船スケールの全抵抗係数
Cw	造波抵抗係数
D	船体深さ
d	喫水
dD	微小翼素にはたらく抗力
dL	微小翼素にはたらく揚力
Dp	プロペラ直径
dQ	微小翼素にはたらくトルク
dT	微小翼素にはたらくスラスト
J	プロペラ前進定数
Fb_x	体積力スラスト
Fb_θ	体積力トルク
Fn	フルード数
F_R	舵にはたらく抵抗
K	形状影響係数
k	乱動エネルギー(Turbulent Kinetic Energy，TKE)
$k1$	翼同士の干渉影響係数
Kt	スラスト係数
Kq	トルク係数
Lpp	垂線間長
Lwl	水線長
N	プロペラ翼数

n	プロペラ回転数
P	プロペラピッチ
P/Dp	プロペラピッチ比
Q	プロペラトルク
Q_B	船後プロペラトルク
r	プロペラ半径方向距離
Re	レイノルズ数
Sw_H	浸水表面積(船体のみ)
Sw_HR	浸水表面積(船体と舵の合計)
T	プロペラスラスト
$1\text{-}t$	推力減少係数
u	船体長手方向流速(無次元)
v	船体幅方向流速(無次元)
Va	プロペラ前進速度
Vs	船速
v_θ	プロペラ面内の回転方向流速
w	船体深さ方向流速(無次元)
$1\text{-}w_T$	有効伴流係数(スラスト一致法による)
$y+$	壁からの無次元距離
α	プロペラ翼素に対する流入迎角
α_0	ゼロ揚力角
β	プロペラ翼素の前進角
β_i	プロペラ翼素の流体力学的ピッチ角
ΔFx	船体微小横断面にかかる抵抗値
η_B	船後プロペラ効率
η_H	船殻効率
η_O	プロペラ単独効率
η_{QS}	準推進効率
η_R	船後プロペラ効率比
ϕ	プロペラ翼素の幾何学的ピッチ角
θ	プロペラ回転角

表一覧

表 1.1　JBC 船体とプロペラの主要目(実船スケールと模型スケール)
表 2.1　舵の初期形状検討における設計パラメータ(JBC 船型への搭載を想定)
表 3.1　プロペラ単独性能曲線に係る補正係数(全体 / 局所)
表 4.1　各種省エネ付加物の装備状態と CFD 格子数
表 4.2　大阪大学 SPIV システムの主要目仕様
表 4.3　y^+=100 に対応する壁面からの距離(Fn=0.142)
表 5.1　y^+=100 に対応する壁面からの距離(3.2m モデル．船速による差)
表 5.2　伝達馬力 DHP 値と省エネ率（上：水槽試験　下：CFD）
表 5.3　y^+=100 に対応する壁面からの距離(Fn=0.142．モデルスケールによる差．)
表 5.4　各種 ESD 状態における CFD 格子数(3.2m モデルと 12.8 モデル)

図一覧

図 1.1　JBC の船体正面線図
図 2.1　プロペラに係る渦系(束縛渦と自由渦)のイメージ
図 2.2　プロペラ後流の各速度成分テーブルの一例(P/D_P=0.80, J=0.5 の場合)
図 2.3　ツイスト舵形状表現，及びバルブ付き水平フィンの概念図
図 2.4　水平フィン迎角と前後方向力の関係(P/Dp＝0.75)
　　(上：舵全体，　中：舵本体のみ，　下：両舷フィンのみ)
図 2.5　ツイスト舵本体に働く圧力起因の前後方向力分布(P/Dp＝0.75, J=0.30),
　　(上：迎角 0 度，中：迎角 4 度，下：迎角 8 度)
図 2.6　水平フィンに働く圧力起因の前後方向力分布(P/Dp＝0.75, J=0.30),
　　(左上から：フィン迎角 0 度，2 度，4 度，6 度，8 度)
図 2.7　ツイスト 5 度，フィン迎角 6 度の省エネ舵形状
　　(左上：全体像，右上：正面図，左下：左舷側面図，右下：右舷側面図)
図 3.1　CFD ソルバと外部プログラム間におけるデータのインターフェース
図 3.2　翼素に働く力
図 3.3　翼素 Back 面における負圧上限値の設定概念図
図 3.4　二次元翼周りのポテンシャル流解析により得られた揚力係数(C_L) チャート
図 3.5　二次元翼周りのポテンシャル流解析により得られた抗力係数(C_D)チャート
図 3.6　CFD を用いた自航性能解析システムの計算フローチャート
図 3.7　揚力係数(C_L)の補正方法の概念図
図 3.8　抗力係数(C_D)の補正方法の概念図
図 3.9　プロペラ単独性能曲線(上：Kt 曲線，中：Kq 曲線，下：η_o曲線)
図 3.10 プロペラ単独性能計算におけるスラスト・トルク係数の収束状況
図 3.11 プロペラ単独性能計算で用いられる揚力係数(C_L)分布(左上から J=0.2,0.3,0.4,0.5)
図 3.12 プロペラ単独性能計算で用いられる抗力係数(C_D)分布(左上から J=0.2,0.3,0.4,0.5)
図 3.13 プロペラ単独性能計算で得られるスラスト分布(左上から J=0.2,0.3,0.4,0.5)
図 3.14 プロペラ単独性能計算で得られるトルク分布(左上から J=0.2,0.3,0.4,0.5)
図 4.1　各種省エネ舵・ダクトの外観
　　(左から[NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF],[TWHF&DUCT])
図 4.2　JBC 模型船の外観
　　(上：全体，左：船首部，中：船尾部，右上：プロペラ，右下：ダクト部)
図 4.3　プロペラ単独性能試験結果
図 4.4　抵抗試験結果
図 4.5　自航試験における計測値(プロペラ回転数，トルク，スラスト)と伝達馬力値

図 4.6　自航要素(1-t, 1-w_T, η_R, η_B)の比較
図 4.7　SPIV 計測システム外観(上：平面図，左下：装置写真，右下：計測時の様子)
図 4.8　模型プロペラ(左：右回転用，右：左回転用)
図 4.9　SPIV 流場計測断面位置
図.4.10 CFD 計算領域と各種境界条件
図.4.11 プロペラ体積力分布領域の設定
図 4.12 CFD 計算上の y^+分布(上: [NR00]曳航状態，下：[NR00]自航状態，Fn=0.142)
図 4.13 CFD モデルの格子分割外観
図 4.14 自航計算の収束状況
(上から[NR00], [BARE], [DUCT], [TWHF&DUCT], [NRHF&DUCT])
図 4.15 [BARE]曳航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)
図 4.16 [DUCT]曳航状態における流場比較(左：CFD，右：SPIV)
図 4.17 SPIV 流場における乱動エネルギー(k)分布
(断面(4)曳航状態(左：[BARE],右：[DUCT]))
図 4.18 各流速成分平均値周りの流速変動量の頻度分布
図 4.19 画像枚数と各流速成分の関係(左：安定点①，右：不安定点②)
図 4.20 画像枚数と乱動エネルギー(k)の関係（左：安定点①，右：不安定点②)
図 4.21 CFD 流場における乱動エネルギー(k)分布
(断面(4)曳航状態(左：[BARE],右：[DUCT]))
図 4.22 [BARE] 自航状態における流場比較(左：CFD，右 SPIV)
(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後，プロペラ直前)
(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
図 4.23 [DUCT] 自航状態における流場比較(左：CFD，右 SPIV)
(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後，プロペラ直前)
(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
図 4.24 曳航状態の断面(4)における流速分布比較(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)
図 4.25 [NR00] 曳航状態における流場比較(左：CFD，右 SPIV)
(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)
図 4.26 [NRHF] 曳航状態における流場比較(左：CFD，右 SPIV)
(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)

図 4.27 [TW00] 曳航状態における流場比較(左：CFD, 右 SPIV)
(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)
図 4.28 [TWHF] 曳航状態における流場比較(左：CFD, 右 SPIV)
(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)
図 4.29 自航状態の断面(4)における CFD 流場比較
(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)
図 4.30 [NR00] 自航状態における流場比較(左：CFD, 右：SPIV)
(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)
図 4.31 [NRHF] 自航状態における流場比較(左：CFD, 右：SPIV)
(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)
図 4.32 [TW00] 自航状態における流場比較(左：CFD, 右：SPIV)
(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)
図 4.33 [TWHF] 自航状態における流場比較(左：CFD, 右：SPIV)
(a) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(b) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
(c) 断面(9)における流速分布(x/Lpp=0.5313；舵後方)
図 4.34 曳航状態における船体抵抗値の比較
図 4.35 水槽試験と CFD 計算における抵抗係数の違い
図 4.36 自航状態における伝達馬力(DHP)の相対比較
図 4.37 自航状態におけるプロペラ回転数(n)の相対比較
図 4.38 自航状態におけるプロペラトルク(Q)の相対比較
図 4.39 自航状態におけるプロペラスラスト(T)の相対比較
図 4.40 自航状態における全船体抵抗値の相対比較(水槽試験結果は[スラスト+SFC 値])
図 4.41 各 ESD 装備時の自航要素(η_R,1-t,1-w_T)の比較
図 4.42 各 ESD 装備時の自航要素(η_R,1-t,1-w_T)の相対比較
図 4.43 各 ESD 装備時の各種効率値の比較

図 4.44 各 ESD 装備時の各種効率の相対比較
図 4.45 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値[曳航状態]
図 4.46 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00],[BARE],[DUCT] 曳航状態)
図 4.47 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF] 曳航状態)
図 4.48 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00&DUCT],[NRHF&DUCT],[TW00&DUCT],[TWHF&DUCT] 曳航状態)
図 4.49 [NR00]における船首部からの累積抵抗値(曳航・自航状態の比較)
図 4.50 船体表面圧力分布の違い(上：曳航状態，下：自航状態，左：左舷側，右：右舷)
図 4.51 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値(自航状態)
(上：全船長範囲，下：船尾付近拡大図)
図 4.52 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00],[BARE],[DUCT] 自航状態)
図 4.53 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00],[NRHF],[TW00],[TWHF] 自航状態)
図 4.54 各種 ESD 状態における船首部からの累積抵抗値
([NR00&DUCT],[NRHF&DUCT],[TW00&DUCT],[TWHF&DUCT] 自航状態)
図 4.55 曳航・自航両状態における船体全抵抗値の比較(船体，舵，ダクトを含む)
図 4.56 曳航・自航両状態における船体抵抗値の比較(船体単体のみ)
図 4.57 曳航・自航両状態における付加物抵抗値の比較(舵とダクトの合計値)
図 4.58 曳航・自航両状態における付加物抵抗値の比較(舵単体とダクト単体)
図 4.59 自航状態の舵 xy 断面周囲の圧力分布 (軸心より下方：0.00625[z/Lpp])
(左から[NR00], [TWHF], [TWHF&DUCT])
図 4.60 自航状態の舵 xy 断面周囲の圧力分布 (軸心より下方：0.0125[z/Lpp])
(左から[NR00], [TWHF], [TWHF&DUCT])
図 4.61 自航状態の水平フィン xz 断面周囲の圧力分布 (船体中心線より左:-0.00625[y/Lpp])
(左から[NR00], [TWHF], [TWHF&DUCT])
図 4.62 プロペラスラスト(T)分布
図 4.63 プロペラトルク(Q)分布
図 4.64 プロペラ面内の直交座標方向流入流速(u,v,w)分布
図 4.65 プロペラ面内の回転方向流速(V_θ)分布 (順同)
図 4.66 プロペラ翼素に対する流入迎角(α)分布
図 4.67 ポテンシャル流理論と CFD 計算による舵に働く圧力抵抗の推定
図 5.1 [NR00]と[TWHF&DUCT]の全抵抗係数の比較(水槽試験結果と CFD 計算結果)
図 5.2 DHP の船速影響
図 5.3 プロペラ回転数の船速影響

図 5.4　プロペラトルクの船速影響
図 5.5　[NR00]自航状態の各物理量分布(左から Fn：0.132, 0.142, 0.152)
(a) プロペラスラスト分布
(b) プロペラトルク分布
(c) 直交座標方向流速(u,v,w)分布
(d) 回転方向流速(V_θ)分布
(e) 翼素に対する流入迎角(α)分布
図 5.6　[TWHF&DUCT]自航状態の各物理量分布(左から Fn：0.132, 0.142, 0.152)
(a) プロペラスラスト分布
(b) プロペラトルク分布
(c) 直交座標方向流速(u,v,w)分布
(d) 回転方向流速(V_θ)分布
(e) 翼素に対する流入迎角(α)分布
図 5.7　[NR00]物体表面上の格子分割の違い(左：3.2 m モデル，右：12.8 m モデル)
図 5.8　12.8m モデル自航計算の収束状況
(上から[NR00], [BARE], [TWHF&DUCT], [DUCT], [NRHF&DUCT])
図 5.9　伝達馬力(DHP)の相対比較
図 5.10 回転数(n)の相対比較
図 5.11 プロペラトルク(Q)の相対比較
図 5.12 プロペラスラスト(T)の相対比較
図 5.13 自航要素の比較
図 5.14 自航要素の相対比較
図 5.15 各種効率値の比較
図 5.16 各種効率値の相対比較
図 5.17 [CFD12.8m] 曳航・自航状態の船体全抵抗値の比較(船体，舵，ダクトを含む)
図 5.18 [CFD12.8m] 曳航・自航状態の船体抵抗値の比較(船体単体のみ)
図 5.19 [CFD12.8m] 曳航・自航状態の付加物抵抗値の比較(舵とダクトの合計値)
図 5.20 [CFD12.8m] 曳航・自航状態ぼ付加物抵抗値の比較(舵単体とダクト単体)
図 5.21 [CFD12.8m] 曳航状態の流速分布（左から[NR00], [BARE], [DUCT])
(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)
(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(c) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
図 5.22 [CFD12.8m] 自航状態の流速分布（左から[NR00], [BARE], [DUCT])
(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)
(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(c) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)

図 5.23 [CFD12.8m]曳航状態の流速分布
(左から[TWHF], [NRHF&DUCT], [TWHF&DUCT])
(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)
(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(c) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
図 5.24 [CFD12.8m]自航状態の流速分布
(左から[TWHF], [NRHF&DUCT], [TWHF&DUCT])
(a) 断面(4)における流速分布(x/Lpp=0.4843；ダクト直後プロペラ直前)
(b) 断面(6)における流速分布(x/Lpp=0.4923；キャップ～舵間)
(c) 断面(8)における流速分布(x/Lpp=0.5281；舵後方)
図 5.25 [CFD12.8m]自航状態におけるプロペラ面内の各種物理量
(a) プロペラスラスト分布(左から[NR00],[BARE],[DUCT])
(b) プロペラトルク分布（順同)
(c) プロペラ面内の直交座標方向流入流速(u,v,w)分布(順同)
(d) プロペラ面内の回転方向流速(V_θ)分布（順同)
(e) プロペラ翼素に対する流入迎角(α)分布（順同)
図 5.26 [CFD12.8m]自航状態におけるプロペラ面内の各種物理量
(a) プロペラスラスト分布(左から[TWHF],[NRHF&DUCT],[TWHF&DUCT])
(b) プロペラトルク分布（順同)
(c) プロペラ面内の直交座標方向流入流速(u,v,w)分布（順同)
(d) プロペラ面内の回転方向流速(V_θ)分布（順同)
(e) プロペラ翼素に対する流入迎角(α)分布（順同)
図 A.1 CFD 計算による舵に働く抵抗の推定(Fxv：摩擦成分，Fxp：圧力成分，Fx：合計)
図 A.2 各手法に用いる舵モデルの違いの例(バルブ・フィン付き普通舵[NRHF])

本論文に関連した著者の発表論文

１．Hori, M., Jufuku, N., Itou, S., Hinatsu, M., and Toda, Y. (2016) “Stern Flow Field Measurement around Japan Bulk Carrier Model with Rotating Propeller and Upstream Energy Saving Duct” Proceedings of the 26th International Ocean and Polar Engineering Conference Rhodes, Greece, pp.883-889

２．Hori, M., Kadowaki,T., Hinatsu, M., and Toda, Y. (2017) “Development of Design procedure of Energy Saving Rudders Using Various Numerical Codes” Proceedings of the 27th International Ocean and Polar Engineering Conference San Francisco, America, pp.867-874

３．寿福紀寛, 堀正寿, 伊藤翔悟, 日夏宗彦, 戸田保幸, ”Japan Bulk Carrier プロペラ作動時流場のステレオ PIV 計測 - ダクト有無両状態 - ”, 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 21 号, (2015) pp.309-312