

2021（令和3）年度 修士学位論文

船尾フィンによるビルジ渦抑制と  
推進性能に与える影響の研究

Study of Bilge Vortices Suppression and  
Propulsive Performance by Stern Fin

2022年3月2日

高知工科大学大学院 工学研究科基盤工学専攻  
航空宇宙工学コース

1245044 廣田 知大

指導教員 荻野 要介, 野崎 理

# 目次

第 1 章.....	1
序論.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 推進性能の評価.....	1
1.3 ビルジ渦の発生.....	2
1.4 研究目的.....	3
1.5 研究方法.....	3
第 2 章.....	4
数値流体計算.....	4
2.1 支配方程式.....	4
2.2 レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式.....	4
2.3 乱流モデル.....	5
2.4 速度圧力解法.....	8
2.5 船殻効率.....	10
2.6 数値計算手法.....	10
第 3 章.....	11
プロペラの回転を考慮した計算.....	11
3.1 計算対象.....	11
3.2 計算領域及び境界条件.....	12
3.3 プロペラ回転の再現手法.....	16
3.4 プロペラ回転を考慮した自航計算の結果.....	17
3.5 回転領域の直径による計算結果への依存性.....	18
3.6 プロペラの初期角度の変更による影響の調査.....	20
3.7 フィン設置位置及び形状、寸法の選定.....	22
第 4 章.....	25
フィン付加によるビルジ渦と推進性能への影響.....	25
4.1 計算対象.....	25
4.2 計算領域及び境界条件.....	27
4.3 フィン付加時の計算結果及び考察.....	30
4.3.1 ビルジ渦の規模の変化.....	30
4.3.2 フィン付加による推力の変化.....	34
4.3.3 フィン付加による船体抵抗及び船殻効率への影響.....	37
4.3.4 計算結果のまとめ.....	39
4.3.4 推力向上のための改善案.....	39
第 5 章.....	43
結論.....	43
謝辞.....	44
参考文献.....	45

# 第 1 章

## 序論

### 1.1 研究背景

近年の海運・造船業界では、2020年1月より船舶燃料に対する国際的な環境規制<sup>[1]</sup>が導入されるなど環境問題の観点から船舶の運用における省エネルギー化が強く求められており、燃費性能向上に向けた開発が進められている。燃費性能向上の手段としては、燃料の燃焼効率向上や推進性能の向上等が挙げられる。船型開発の現場においても省エネルギー化を目指すため、数値流体力学(Computational Fluid Dynamics 略称：CFD)を用いた船体まわりの流れ場の推定による推進性能向上を目指した数値解析が行われており、船尾付近に取り付ける省エネ付加物の開発<sup>[2]</sup>など、燃費削減に向け日々研究が行われている<sup>[3]</sup>。

### 1.2 推進性能の評価

船体形状の設計において推進性能の向上は重要な項目である。一般的に推進性能は船体抵抗と推進効率の2つによって評価する<sup>[4]</sup>。船体抵抗は、空気と水による流体抵抗に分けられるが、2つの流体抵抗の内、水から受ける抵抗の割合が極めて大きい。航行中に水から受ける抵抗成分は図 1.1 で示すように、主に摩擦抵抗、圧力抵抗、造波抵抗の3つの成分からなる<sup>[5]</sup>。摩擦抵抗は船体表面と水が擦れることで生じる水の粘性による抵抗で、水中での船体の表面積に比例して増加する。圧力抵抗は船体の表面付近から流体が剥離することで表面の圧力が低下し船体前面との間で生じる圧力差を圧力抵抗として扱う。また次節に示すように、ビルジ渦の発生にしたがって船体表面上に剥離が生じることによる本抵抗の増加が懸念されている。

大規模なビルジ渦がプロペラ面に流入することで推進効率に大きな影響をもたらす一方、推進効率は船体後方に設置されているプロペラの作用による流体の全圧増加と抵抗で決まる。

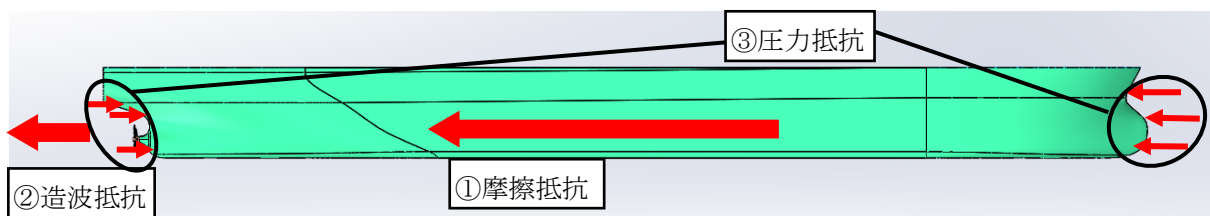


図 1.1 水中の船体に働く抵抗成分

### 1.3 ビルジ渦の発生

一般的な肥大船の船体後半部ではプロペラや舵が混在している。船尾まわりの流れ場は非常に複雑となり、船体固有の形状が原因で発生するビルジ渦と呼ばれる縦渦が存在することが分かっている。ビルジ渦とは、一般的な肥大船が有する図 1.2 に示すような船尾湾曲部（以下、ビルジ部）を流体が通過した後に対発生する主流方向に軸を持つ縦渦のことである。船体表面の流線を考えると、船体形状から船尾側では収縮流れが生じている。よって船体まわりの圧力勾配は主流方向だけではなく主流と直角方向にも存在し、圧力変化が急激である為に三次元的な剥離が発生する<sup>[6]</sup>。その結果、船底から上方に回り込む流れと、船体側面から船体内向きに回り込む流れが生じ交差することによりビルジ渦が発生する(図 1.3)。ビルジ渦はプロペラ面へも流入し、船体後流を乱す造波抵抗ともなるため、推進性能への影響を正しく評価する必要がある。

船舶の燃費性能向上を考える上でこれらの課題を解決するため、ビルジ渦の回収、抑制の研究開発が進められている。回収には、ビルジ渦に起因する回転流のエネルギーを推力に変換するダクト等<sup>[4]</sup>が考案されている。ビルジ渦の抑制には、渦の発達過程におけるフィン(図 1.4)の設置によりビルジ渦の弱화를狙う方法が有効であるが現在開発されている船尾フィンはビルジ渦抑制に対しての明確な位置や形状が定まっていない。

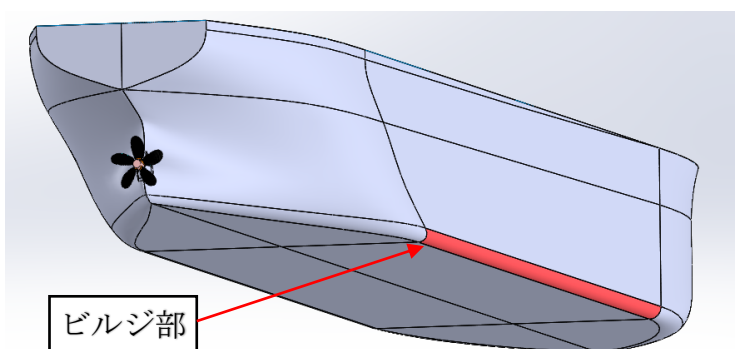


図 1.2 ビルジ部

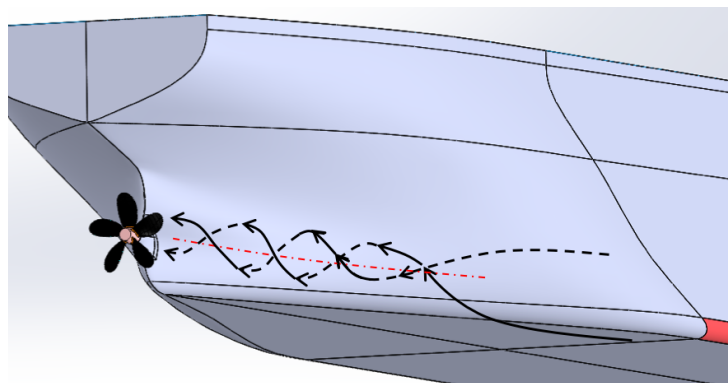


図 1.3 ビルジ渦発生の様式図



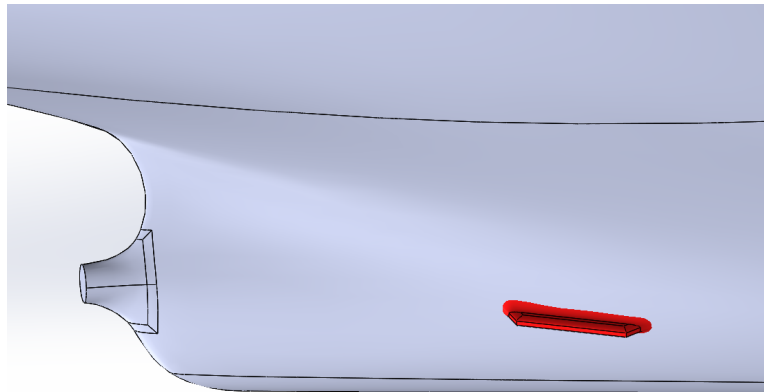


図 1.4 船尾フィン

#### 1.4 研究目的

本研究では、推進性能に強く影響を与える船体まわりの複雑な流体の流れを CFD により予測することで、船尾まわりにおいて発生するビルジ渦の抑制及び船尾流れの整流を狙いとした船尾フィンの付加を提案する。具体的には、船体形状の変更は行わず船尾に対してフィンを取り付けたモデルの数値流体計算を行うことで、取り付けたフィンがビルジ渦の抑制に効果的かどうかの評価、及びビルジ渦の規模や位置を変化させた結果推進性能に与える影響の評価を行う。

#### 1.5 研究方法

船舶の設計や研究は模型船を巨大なプール等で実験する水槽実験が考えられるが、近年利用されている、費用、時間等のコスト面から水槽実験をコンピュータによる数値流体計算に置き換えた数値水槽と呼ばれる手段を用いて本研究を行う。

本研究の流れとしては、まずプロペラ無し状態である曳航計算とプロペラ有り状態である自航計算を行う。次に、フィンを取り付けた場合の自航計算を行う。上記の研究構成から、船体に取り付けたフィンがビルジ渦の規模に及ぼす影響の評価と推進性能に及ぼす影響についての評価を行い、船尾付近での流れ場と推進性能との関係について考察する。

## 第 2 章

### 数値流体計算

#### 2.1 支配方程式

本計算はナビエ・ストークス方程式と連続の式の二つの支配方程式を用いた。非圧縮性流体を考えると、ナビエ・ストークス方程式は次式で表される。

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (2\nu \mathbf{D}) \quad (2.1)$$

ここで  $\mathbf{u}$  は速度， $p$  は密度で割られた圧力である。  $\mathbf{D}$  は速度勾配の対称部分で，次式で表される。

$$\mathbf{D} = \frac{1}{2} \{ \nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T \} \quad (2.2)$$

また，連続の式は

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2.3)$$

として表される。

#### 2.2 レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式

本計算は乱流計算であるが，乱流は非常に複雑であるため乱流のナビエ・ストークス方程式に対して平均化を行い情報を得る。平均化の方法として，時間平均やアンサンブル平均を考える。速度  $\mathbf{u}$  の平均を次式で定義する。

$$\bar{\mathbf{u}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \mathbf{u}_i \quad (2.4)$$

$n$  回実験を行いその平均をとる。ある時の速度  $\mathbf{u}$  は平均値  $\bar{\mathbf{u}}$  と変動成分  $\mathbf{u}'$  に分けられる。

$$\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}' \quad (2.5)$$

これをレイノルズ分解という。アンサンブル平均には次のような性質がある。

$$\begin{aligned} \overline{\bar{\mathbf{u}}} &= \bar{\mathbf{u}} \\ \overline{\bar{\mathbf{u}}\bar{\mathbf{u}}} &= \bar{\mathbf{u}}\bar{\mathbf{u}} \\ \overline{\mathbf{u}'\bar{\mathbf{u}}} &= \overline{\bar{\mathbf{u}}\mathbf{u}'} = \overline{\mathbf{u}'\bar{\mathbf{u}}\mathbf{u}'} = 0 \\ \overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'} &\neq 0 \end{aligned} \quad (2.6)$$

このような性質をもつ平均をレイノルズ平均 (Reynolds averaging) という。

次に連続の式の平均化を考える。レイノルズ分解により

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} + \nabla \cdot \mathbf{u}' = 0 \quad (2.7)$$

これにレイノルズ平均を適用して

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0 \quad (2.8)$$

これより次式が得られる.

$$\nabla \cdot \mathbf{u}' = 0 \quad (2.9)$$

次にナビエ・ストークス方程式の平均化を考える. まず, ナビエ・ストークス方程式にレイノルズ分解を適用する.

$$\frac{\partial \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{u}'}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\mathbf{u}}\bar{\mathbf{u}} + \bar{\mathbf{u}}\mathbf{u}' + \mathbf{u}'\bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}'\mathbf{u}') = -\nabla p - \nabla p' + \nabla \cdot (2\nu\mathbf{D} + 2\nu\bar{\mathbf{D}}) \quad (2.10)$$

両辺にレイノルズ平均を適用すると, 次式が得られる.

$$\frac{\partial \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{u}'}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\mathbf{u}}\bar{\mathbf{u}}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot (2\nu\bar{\mathbf{D}} - \overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'}) \quad (2.11)$$

元の式と比較すると, 速度が平均速度に置き換わったのに加え,  $\overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'}$ の項が加わった形になっている. この項は密度をかけると応力の単位になることから, レイノルズ応力(Reynolds stress)と呼ばれる. また, 2つの速度の変動成分の積の形をしているので, 二次相関, 二重相関, 二次モーメントなどと呼ばれる. レイノルズ平均化されたナビエ・ストークス方程式のことを, レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式(Reynolds-Averaged Navier-Stokes 略称: RANS)<sup>[7]</sup>という.

## 2.3 乱流モデル

現実の流れ場条件では大小様々な渦が発生する. この状態を乱流と呼び, 乱流の数値解析を行う場合, 乱流モデル化(平均化)した乱流モデルが用いられる. 乱流モデルには, レイノルズ平均を用いるものと, 空間平均を用いるものがある. レイノルズ平均を用いるモデルはレイノルズ平均モデルあるいはRANSモデルと呼ばれ, モデル化の種類としてRANS方程式のレイノルズ応力をモデル化するものと, レイノルズ応力輸送方程式をモデル化するものがある. RANSモデルは, 小さな乱れは捉えきれず, 大きなスケールの乱れをモデル化するため, モデル化のために参照した解析対象の条件を含めてモデル化されているとされ, 汎用的なものにはなりにくい. そのため解析対象・条件に合わせた様々なモデルが提案されている. またRANSにおいては空間的, 時間的に平均化を行うため計算面でのコストの削減にも有効であることが強みでもある.

次に本研究で用いた乱流モデルである $k-\omega$  SSTと $k-\omega$ モデルの概要について述べる.  $k-\omega$  SSTは多くの流体力学アプリケーションで利用される, 二方程式渦粘性モデルである. Wilcoxの $k-\omega$ モデルと $k-\varepsilon$ を組み合わせたハイブリッドモデルである.  $k-\omega$ モデル壁近傍の流れに適し,  $k-\varepsilon$ モデルは壁から離れた領域の流れを予測するのに適しており, 壁からの距離に応じて切り替えている.

$k-\omega$ モデルは変数として $k$ と非散逸率 $\omega$ を採用したモデルである. 次式で表す.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} = \frac{0.09k}{\beta\nu} \quad (2.12)$$

乱流粘性係数は次式で表される.

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (2.13)$$

$k$ の輸送方程式は次式で表される.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial k\bar{u}_j}{\partial x_j} = P_k - \beta^*k\omega + D_k \quad (2.14)$$

$$D_k = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} \quad (2.15)$$

$\omega$ の輸送方程式は次式で表される.

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial \omega\bar{u}_j}{\partial x_j} = \gamma \frac{\omega}{k} P_k - \beta\omega^2 + D_\omega \quad (2.16)$$

$$D_\omega = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right\} \quad (2.17)$$

各定数は以下に示す.

$$\beta^* = 0.09, \sigma_k = 2, \sigma_\omega = 2, \gamma = 5/9, \beta = 0.075 \quad (2.18)$$

$\omega$ の境界条件は壁近傍の接点に対して次式で与えられる.

$$\omega = \frac{6\nu}{\beta_1 y^2} \quad (2.19)$$

この $k$ - $\omega$ モデルには、幾つかの種類がある。まず上で挙げた $k$ - $\omega$ モデルは、壁近傍の流れについては $k$ - $\varepsilon$ モデルよりも得意であるが自由流れに弱い。この欠点の回避の目的として、 $k$ - $\omega$  SSTモデルがある。 $k$ - $\omega$  SSTモデルは2つのモデルからなる。1つ目はBSL(baseline)モデルであり、壁近傍では $k$ - $\omega$ モデル、その外側では $k$ - $\varepsilon$ モデルから変換した $k$ - $\omega$ モデルを用いる。

2つ目はSST(share stress transport)モデルであり、乱流のせん断応力の輸送効果を考慮する。 $k$ - $\varepsilon$ モデルは $k$ と $\varepsilon$ を変数とする二方程式モデルであり、乱流粘性係数 $\nu_t$ は次元解析から $k$ と $\varepsilon$ により次式で表される。

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.20)$$

ここで $C_\mu$ は定数である。

$\varepsilon$ の輸送方程式を次式で表される。

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \varepsilon\bar{u}_j}{\partial x_j} = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) + D_\varepsilon \quad (2.21)$$

ここで $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ は定数であり、 $D_\varepsilon$ は

$$D_\varepsilon = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} \quad (2.22)$$

である。  $\sigma_\varepsilon$  は定数である。

各定数の値は、一般に以下のものが用いられる。

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad (2.23)$$

に  $\varepsilon = k\omega$  を代入すると、次式を得る。

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial \omega u_j}{\partial x_j} = (C_{\varepsilon 1} - 1) \frac{\varepsilon}{k} P_k - (C_{\varepsilon 2} - 1) \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right\} + \frac{2}{k} \left( v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.24)$$

上式と  $k$ - $\omega$  モデル  $\omega$  の輸送方程式、式(2.14)と比較すると、式(2.14)には上式の右辺最終項にあたるものがない。この項は交差拡散項と呼ばれ、 $k$ - $\omega$  モデルと  $k$ - $\varepsilon$  モデルの差を表している。 $k$ - $\omega$  SSTモデルの輸送方程式を示す。

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial k \bar{u}_j}{\partial x_j} = \tilde{P}_k - \beta^* k \omega + D_k \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial \omega \bar{u}_j}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{v_t} \tilde{P}_k - \beta \omega^2 + D_\omega + (1 - F_1) \frac{2\alpha_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.26)$$

ここで、 $F_1$  は混合関数(blending function)であり、次式で定義される。

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k} 500v}{\beta^* \omega y}, \frac{4k\alpha_{\omega 2}}{CD_{k\omega} y^2} \right) \right]^4 \right] \right\} \quad (2.27)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left( \frac{2\alpha_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right) \quad (2.28)$$

壁から離れたところでは  $F_1$  の値が 0 となって  $k$ - $\varepsilon$  モデルになり、壁近傍では  $F_1$  の値が 1 となって  $k$ - $\omega$  モデルになるようになっている。

各係数についても、混合関数になり次のように表す。

$$\alpha_k = F_1 \alpha_{k2} + (1 - F_1) \alpha_{k1} \quad (\sigma_k = 1/\alpha_k) \quad (2.29)$$

$$\alpha_\omega = F_1 \alpha_{\omega 2} + (1 - F_1) \alpha_{\omega 1} \quad (\sigma_\omega = 1/\alpha_\omega) \quad (2.30)$$

$$\gamma = F_1 \gamma_1 + (1 - F_1) \gamma_2 \quad (2.31)$$

$$\beta = F_1 \beta_1 + (1 - F_1) \beta_2 \quad (2.32)$$

乱流粘性係数と乱流エネルギーの生成項には制限(limiter)をかける。

$$v_k = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, F_2 \sqrt{2D_{ij} D_{ij}})} \quad (2.33)$$

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, \beta^* k \omega) \quad (2.34)$$

ここで、 $F_2$  は混合関数であり

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k} 500v}{\beta^* \omega y'}, \frac{4k\alpha_{\omega 2}}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (2.35)$$

各定数は

$$\beta^* = 0.09, \alpha_{k1} = 0.85, \alpha_{k2} = 1, \alpha_{\omega 1} = 0.5, \alpha_{\omega 2} = 0.856$$

$$\gamma_1 = 5/9, \gamma_2 = 0.44, \beta_1 = 0.075, \beta_2 = 0.828 \quad (2.36)$$

## 2.4 速度圧力解法

速度圧力解法には定常計算用の手法の一つである SIMPLE 法<sup>[8]</sup>を用いた。本アルゴリズムを図 2.1 に示す。SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)法では、速度 $\mathbf{u}$ と圧力 $p$ を反復計算で求める。反復計算におけるある時点での速度 $\mathbf{u}$ と圧力 $p$ を、それぞれ予測値 $\mathbf{u}^*, p^*$ とその修正値 $\mathbf{u}', p'$ の和で表す。

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \mathbf{u}^* + \mathbf{u}' \\ p &= p^* + p' \end{aligned} \quad (2.37)$$

反復計算の最終段階で予測値が真の解と一致した場合、修正値は 0 になる。

ここで非圧縮性流体における運動方程式を示すと、

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nabla \cdot [\nu \{\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T\}] + \frac{1}{\rho} \mathbf{b} \quad (2.38)$$

ここで $\mathbf{u}$ は速度ベクトル、 $p$ は圧力、 $\mathbf{b}$ は体積力ベクトル、 $\rho$ は密度、 $\nu$ は動粘性係数である。

運動方程式(2.38)を部分的に有限体積法で離散化すると、次式で表せる。

$$A_P \mathbf{u}_P + \sum A_N \mathbf{u}_N = -\nabla p + s \quad (2.39)$$

ここで添え字の  $P$  は注目しているセルを表し、 $N$  は注目しているセルの隣接セルを表している。

式(2.41)を式(2.42)に代入すると

$$A_P \mathbf{u}_P^* + \sum A_N \mathbf{u}_N^* = -\nabla p^* + s - \left( A_P \mathbf{u}'_P + \sum A_N \mathbf{u}'_N + \nabla p' \right) \quad (2.39)$$

右辺第三項は最終的に 0 にならなければならないことから次式を得る。

$$A_P \mathbf{u}_P^* + \sum A_N \mathbf{u}_N^* = -\nabla p^* + s \quad (2.40)$$

$$\mathbf{u}'_P = -\frac{\sum A_N \mathbf{u}'_N}{A_P} - \frac{1}{A_P} \nabla p' \quad (2.41)$$

また連続の式(2.3)より

$$\nabla \cdot \mathbf{u}_P = \nabla \cdot \mathbf{u}_P^* + \nabla \cdot \mathbf{u}'_P = 0 \quad (2.42)$$

式(2.45)を式(2.46)に代入して次式を得る。

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{A_P} \nabla p' \right) = \nabla \cdot \mathbf{u}_P^* - \nabla \cdot \left( \frac{\sum A_N \mathbf{u}_N^*}{A_P} \right) \quad (2.43)$$

この式を解けば圧力の修正値が得られるが、右辺第二項が未知数である。右辺第二項における速度修正値は 0 になるため無視することができる。したがって次の 2 式を得る。

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{A_p} \nabla p' \right) = \nabla \cdot \mathbf{u}_p^* \quad (2.44)$$

$$\mathbf{u}_p' = -\frac{1}{A_p} \nabla p' \quad (2.45)$$

上式から圧力と速度の修正値が得られる。

SIMPLE 法のアルゴリズムは以下のようになる。

1. 式(2.44)を解いて速度の予測値 $\mathbf{u}^*$ を得る。圧力の予測値 $p^*$ には前回の反復計算で得られた値を用いる。
2. 式(2.48)を解いて圧力の修正値 $p'$ を得る。
3. 式(2.49)より速度の修正値 $\mathbf{u}'$ を計算する。
4. 式(2.41)より速度 $\mathbf{u}$ と圧力 $p$ を計算する。
5. 収束解が得られるまで上記の手順を繰り返す。

SIMPLE では式(2.47)の右辺第二項を無視したことにより圧力の修正値を過大に予測するため、圧力の計算が発散し易く、収束も遅い。この問題点の回避のため不足緩和が用いられる。速度と圧力に対する緩和係数をそれぞれ $\alpha_u, \alpha_p$ とする。速度の場合、前ステップの速度を $\mathbf{u}^{**}$ とすると、緩和係数により次のように計算される。

$$\mathbf{u}_p^* = \mathbf{u}_p^{**} + \alpha_u \left( \frac{s - \sum A_N \mathbf{u}_N^*}{A_p} - \frac{1}{A_p} \nabla p^* - \mathbf{u}_p^{**} \right) \quad (2.46)$$

すなわち、運動方程式が次式で表される。

$$\frac{A_p}{\alpha_u} \mathbf{u}_p^* + \sum A_N \mathbf{u}_N^* = -\nabla p^* + s(1 - \alpha_u) \frac{A_p}{\alpha_u} \mathbf{u}_p^{**} \quad (2.47)$$

圧力の場合は、緩和係数により次式で計算される。

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (2.48)$$

一般的には $\alpha_u = 0.7$ ,  $\alpha_p = 0.3$ といった値が用いられるが、最適な値は問題により変化する。

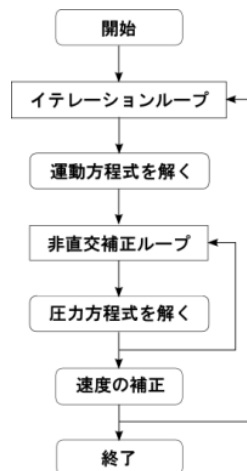


図 2.1 SIMPLE アルゴリズム [9]

## 2.5 船殻効率

船の推進性能を決定する要素である推進効率に関して、船体とプロペラの干渉を考慮した船殻効率と呼ばれる要素がある。船殻効率とは、プロペラ無しの場合で抵抗 $R_{tow}$ が働いている状態で船体を速度 $V$ で進ませるための仕事率と、プロペラ有りの船体を速度 $V$ で進ませるためプロペラの推力 $T$ がする仕事率の比を表したものである<sup>[10]</sup>。

この船殻効率 $\eta_H$ は推力減少率 $t$ と伴流係数 $w$ との比で表され、以下の式となる。

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w} \quad (2.49)$$

ここで、 $1-t$ ：推力減少係数[-]、 $1-w$ ：有効伴流係数[-]である。

推力減少係数は、プロペラの作用による船体抵抗の増加分とプロペラから発生する推力との比で表される。

$$1-t = \frac{T - \Delta R}{T} \quad (2.50)$$

$$\Delta R = R_t - R_{tow} \quad (2.51)$$

ここで、 $T$ ：プロペラから生じる推力[N]、 $R_t$ ：プロペラ回転時の船体抵抗[N]、 $R_{tow}$ ：プロペラ無し時の船体抵抗[N]である。船体抵抗の増加の要因としては、プロペラが作動するとプロペラが前方の流体を引き寄せることによって低圧領域が発生し、船体表面との圧力差から船体をプロペラ側に引き寄せようとする力が発生する。これにより船体の前進を妨げる抵抗 $\Delta R$ が生じる。また、船舶がプロペラ無しの状態で抵抗試験等で曳航される状態を曳航状態といい、自身のプロペラの回転で進む状態のことを自航状態と呼ぶことを示しておく。

有効伴流係数は、前方に船がある影響でプロペラ前方の流速が主流に対してどれだけの割合低下したかを示す係数であり以下の式で表される。

$$1-w = \frac{v_a}{V} \quad (2.52)$$

ここで、 $v_a$ ：プロペラ流入速度[m/s]、 $V$ ：主流速度[m/s]である。

## 2.6 数値計算手法

本研究では三次元非圧縮性定常流れとして扱い、数値計算ソフトにはオープンソースの流体解析ツールである OpenFOAM(Open source Field Operation And Manipulation の略称)<sup>[11]</sup>を用いた。空間の離散化手法には有限体積法を用い、方程式の対流項には二次精度 TVD、拡散項には二次精度中心差分法を用いた。計算格子の生成には流体解析用メッシュジェネレーターである Pointwise を使用した。



## 第 3 章

### プロペラの回転を考慮した計算

#### 3.1 計算対象

本研究で用いた計算モデルを図 3.1 に示す。モデルは船舶分野での数値流体解析におけるベンチマークとして用いられている JBC(Japan Bulk Carrier)<sup>[12]</sup>というばら積み船のモデルを使用した。JBC は船舶分野での CFD ワークショップである CFD Workshop Tokyo 2015 にて、テストケースモデルとして扱われた船型であり現在も公表されている。公表されているデータには、船尾ダクトや舵等の付加物が存在するが、本研究ではフィンによる船尾付近の流れ場に与える影響に注目するため上記の付加物は取り付けずに解析を行った。本研究で扱うモデルは実船スケールではなく、公表されているデータのサイズでもある模型船スケールを採用した。JBC の水線長、全幅、喫水線高さ等の概要を表 3.1 に示す。

また使用するプロペラを図 3.2 に示し、プロペラの諸元を表 3.2 に示す。CFD Workshop Tokyo 2015 にて公表されている本プロペラ単独試験による性能曲線を図 3.3 に示す。横軸は前進係数 $J$ を取り、縦軸はスラスト係数 $K_T$ 及びトルク係数 $K_Q$ 、プロペラ単独効率 $\eta_0$ である。本計算ではプロペラ単独の性能曲線を用いてスラスト係数から前進係数を逆算することで、プロペラ流入速度を算出した。

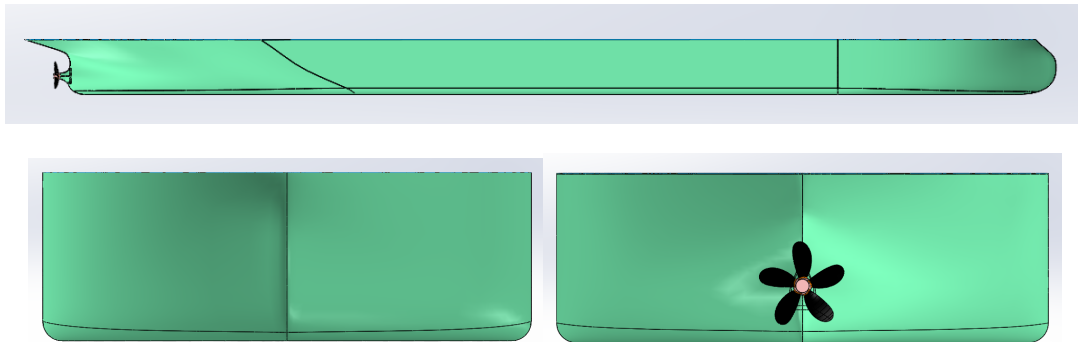


図 3.1 船体モデルの全体像

表 3.1 JBC の諸元

Lpp[m]	7
Beam[m]	1.125
Draft[m]	0.387

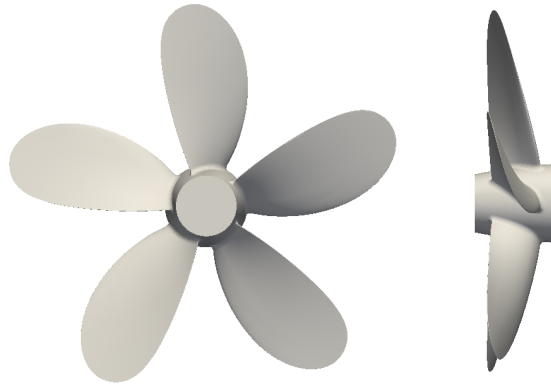


図 3.2 プロペラモデル

表 3.2 プロペラの諸元

Propeller diameter[m]	0.203
Rotation speed n[rps]	7.8
Number of blade	5
Rotation direction	Right

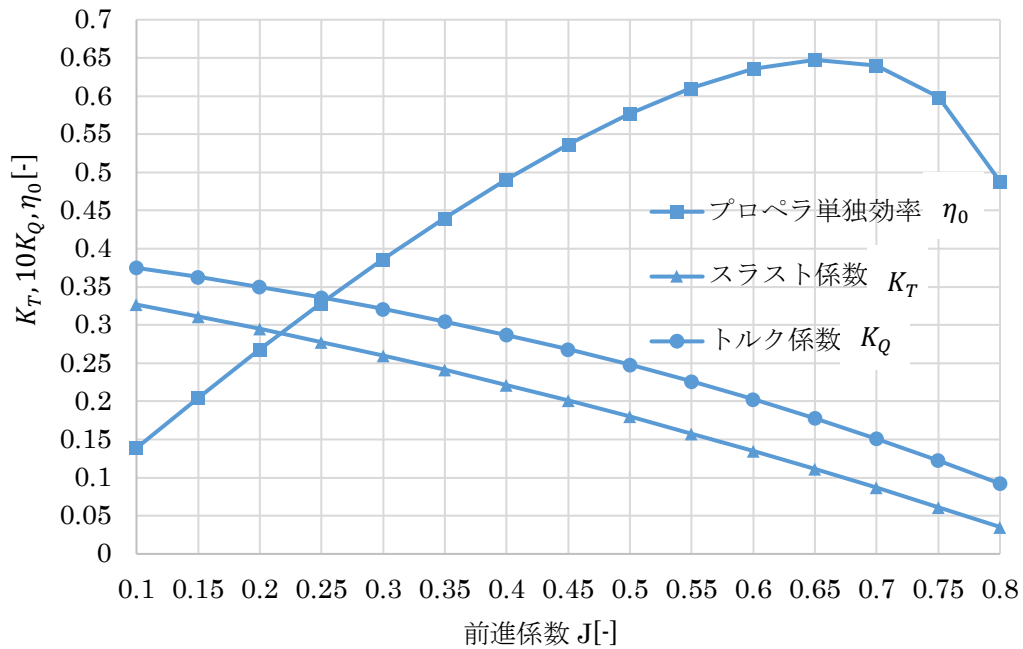


図 3.3 プロペラ単独の性能曲線

### 3.2 計算領域及び境界条件

本研究で計算に用いた計算領域を図 3.4 に示す. 計算領域は, 主流方向 25[m]×船幅方向

20[m]×深さ方向 10.42[m]とし矩形領域とした。また本研究では喫水線以下を解析領域とするため、単相流として計算し、喫水線位置が矩形領域の鉛直上側の境界に来るよう船体モデルを配置した。そのため水面の自由表面影響は考慮しないものとした。プロペラの回転を考慮した場合の、プロペラ周辺の計算領域を図 3.5 に示す。

領域の境界条件は図 3.4 の通り、流入面が **Inflow**、流出面を **Outflow** とし、**Inflow** を前側とした時の左の境界面を **Left wall**、右側境界面を **Right wall**、鉛直上側境界面を **Top**、下側境界面を **Bottom** とした。プロペラ回転領域の境界面である円筒の内側境界を **AMI1**、外側境界を **AMI2** とした。

本研究における境界条件を表 3.3 に示す。船体モデルは「**Hull**」の境界名で表しており、プロペラは「**Propeller**」で表している。流入、流出境界を一様流とし、船体とプロペラを滑り無し壁、それ以外を滑り壁とした。

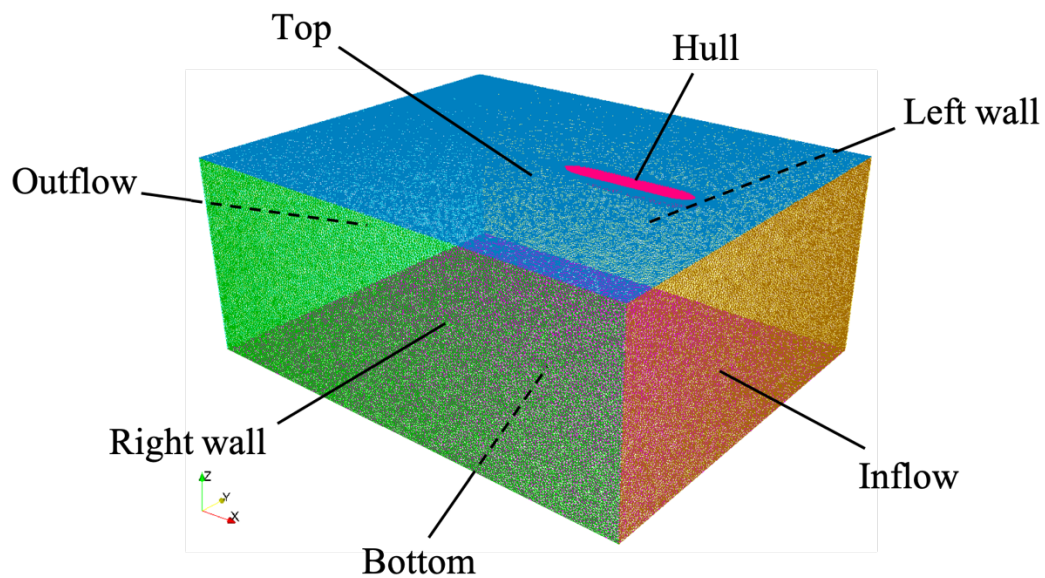


図 3.4 計算領域

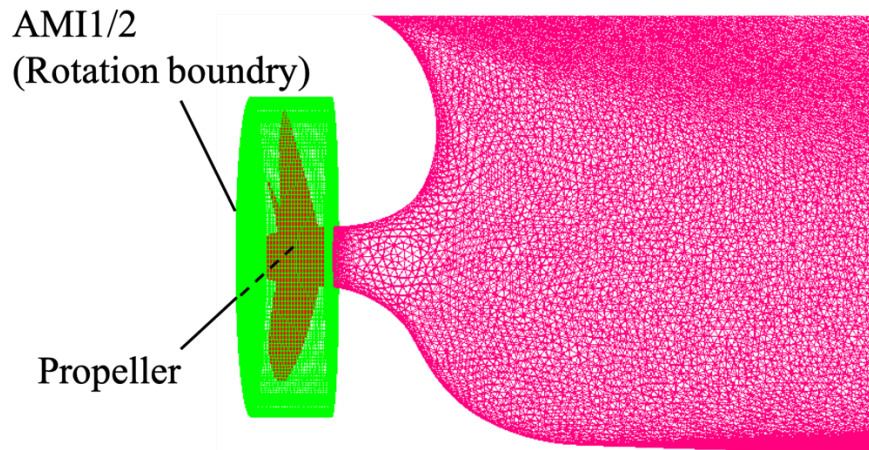


図 3.5 プロペラ周辺の計算領域

表 3.3 境界条件

Boundary surface	Boundary condition
Inflow	Uniform flow
Outflow	Uniform flow
Left wall	Slip wall
Right wall	Slip wall
Bottom	Slip wall
Top	Slip wall
Hull	No slip wall
Propeller	No slip wall

次に各境界における従属変数についての初期条件を表 3.4 に示す。また本計算における計算条件を表 3.5 に示す。流入条件に関しては、模型船を用いた水槽試験と同じ状況を想定し、曳航速度に相当するよう x 軸方向に  $U=-1.179[\text{m/s}]$  を与えた。乱流モデルは  $k-\omega$  SST を使い、乱流強度を  $2.6 \times 10^{-6}[\%]$  とし、乱流エネルギーは  $4.698 \times 10^{-8}$ 、比散逸率を 4.698 とした。

表 3.4 初期条件及び境界条件

従属変数	P	U	k	$\omega$
流入境界条件 Inflow	zeroGradient	fixedValues	zeroGradient	fixedValues
流出境界条件 Outflow	fixedValues	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
船体境界条件 Hull	zeroGradient	fixedValues (0 0 0)	wallFunction	wallFunction
プロペラ境界条件 Propeller	zeroGradient	fixedValues (0 0 0)	wallFunction	wallFunction
AMI1	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI
AMI2	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI

表 3.5 計算条件

Inflow velocity[m/s]	-1.179
Turbulent model	$k-\omega$ SST
Turbulent intensity[%]	$2.6 \times 10^{-6}$
Turbulent energy $k$	$4.698 \times 10^{-8}$
Specific dissipation rate $\omega$	4.698

本計算における座標系は図 3.6 のように船首方向を  $X$ 、主流に対して直角で船幅方向の左舷向きを  $Y$ 、鉛直上向きを  $Z$  とした。原点を、 $X$  軸は船体後半における船体の形状変化が始まる箇所、 $Y$  軸は船幅方向の中心位置、 $Z$  軸は船底表面とした。また、それぞれの軸方向の速度を  $u, v, w$  とした。

また主流方向における可視化を行った各断面を、V.P.1 ( $X=-1300\text{mm}$ )、V.P.2 ( $X=-1500\text{mm}$ )、V.P.3 ( $X=-1700\text{mm}$ )、V.P.4 ( $X=-1900\text{mm}$ ) とした。プロペラ面を  $X=-2100\text{mm}$  の面として、プロペラ面から 40mm 上流を V.P.5 ( $X=-2060\text{mm}$ )、40mm 下流を V.P.6 ( $X=-2140\text{mm}$ ) と定義した。

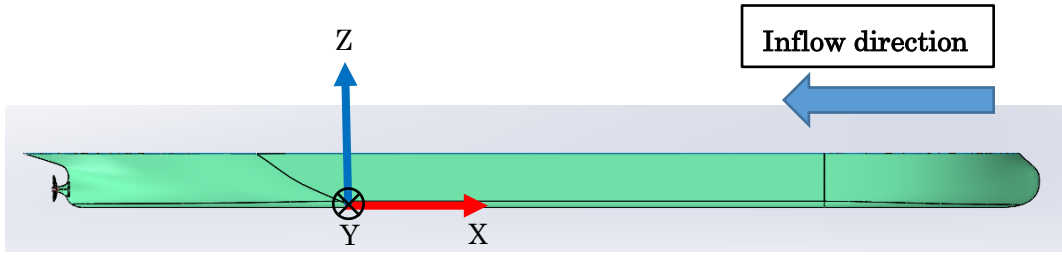


図 3.6 座標系及び原点

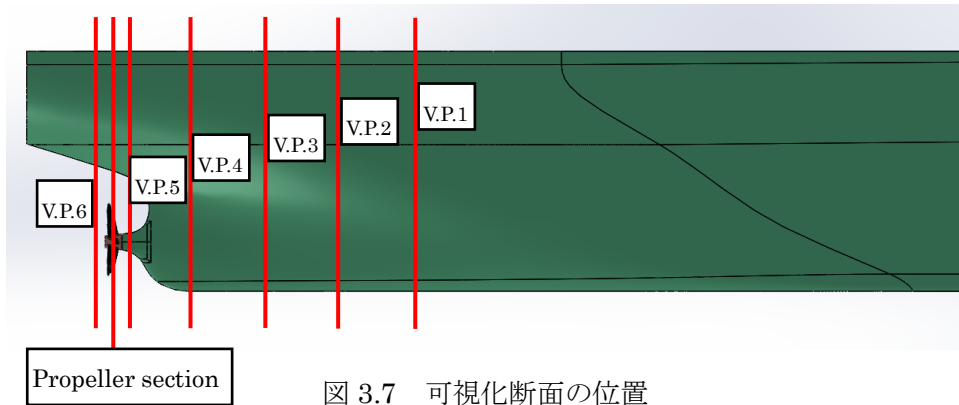


図 3.7 可視化断面の位置

### 3.3 プロペラ回転の再現手法

プロペラは回転運動により推力を発生させるため、推進性能を評価する上で推力の推定にはプロペラの回転運動のモデル化が必要である。回転運動の再現には現在様々な手法が考案されているが、本研究では OpenFOAM の Multi Reference Frame model(MRF 法)を用いて回転運動のモデル化を行った。MRF 法について以下で概略を説明する。

通常の流体計算で使用する座標系を絶対座標系として考えるのに対し、MRF 法では指定する回転領域内の座標系を図 3.8 のような移動座標系として考える。移動座標系の特徴として、角速度 $\vec{\omega}$ での回転運動を考慮する。また、定常計算として計算することが可能なため、時間項を無視できることから計算コストが軽いという利点を有する。移動座標系の原点から $\vec{r}$ 離れた位置に存在する点 P では、絶対座標系と移動座標系間で以下のような速度の式が成り立つ<sup>[13]</sup>。

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r \quad (3.1)$$

ここで、 $\vec{v}_r$ ：移動座標系を基準にした流速， $\vec{v}$ ：絶対座標系を基準にした流速， $\vec{u}_r$ ：絶対座標系を基準とした移動座標系の回転速度であり、以下の式で表される。

$$\vec{u}_r = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.2)$$

以上の関係より、移動座標系内での定常計算における連続の式とナビエ・ストークス方程式は以下の式で表される。

$$\nabla \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \quad (3.3)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho(2\vec{\omega} \times \vec{v}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau}_r + \vec{F} \quad (3.4)$$

ここで、 $\bar{\tau}_r$  : 応力テンソル、 $\vec{F}$  : 外部体積力を表す。

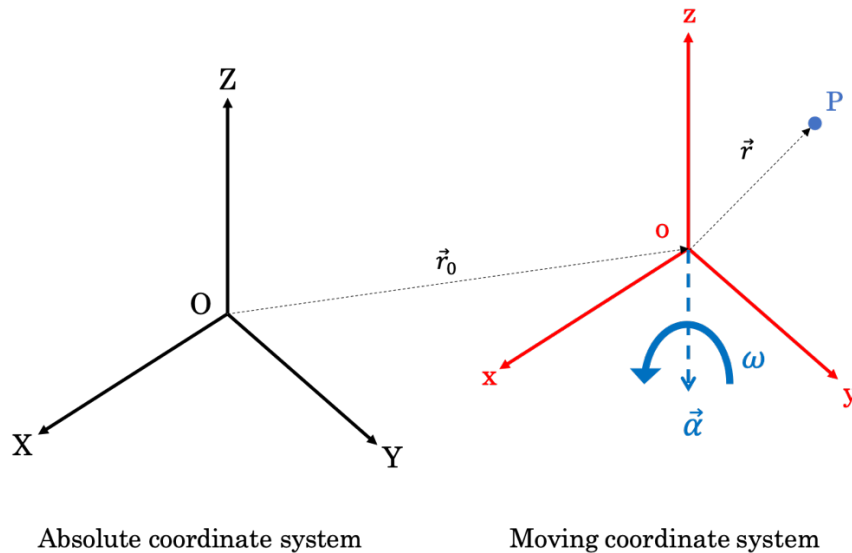


図 3.8 座標系間の関係

### 3.4 プロペラ回転を考慮した自航計算の結果

プロペラ無しの場合の自航状態の計算結果とプロペラ有りの場合の自航状態との計算結果を比較する。始めに、各状態における船体抵抗を表 3.6 に示す。摩擦抵抗は船体表面積に依存するためほぼ一定だが、プロペラが前方の流体を引き寄せ作用から発生する圧力抵抗の増加が確認できる。またプロペラから生じた推力は 20.60[N]であった。推力  $T$  は、プロペラ前後での全圧差を元に算出を行った。以下に算出式を示す。

$$T = A \times \Delta p \quad (3.5)$$

ここで、 $T$  : 推力[N]、 $A$  : 断面積[m<sup>2</sup>]、 $\Delta p$  : プロペラ前後での全圧差[N/m<sup>2</sup>]である。ここでの断面積は、プロペラを覆うようにして設けた円筒形状を有する回転領域の直径を元にした断面積である。全圧差の取得は、プロペラ流入前  $X = -2020\text{mm}$  の位置から流出後  $X = -2200\text{mm}$  の範囲の各位置で、断面積内における平均流速と平均圧力を元に算出した。

また推力減少係数及び有効伴流係数、船殻効率を表 3.7 に示す。また、有効伴流係数の算出に必要な要素であるプロペラ流入速度の導出には推力一致法<sup>[14]</sup>を用いた。本手法は、通常プロペラ直前の流れは一様流ではなく不均一な流れとなっているため、計測した推力を元にしてプロペラ単独性能曲線から前進係数を求めることで、プロペラ流入速度を逆算するというものである。推力一致法で用いた、推力からスラスト係数  $K_T$  を導出する式を以下に示す。

$$K_T = \frac{T}{(\rho n^2 D^4)} \quad (3.6)$$

ここで、 $K_T$ ：スラスト係数[-]， $T$ ：推力[N]， $\rho$ ：密度[kg/m<sup>3</sup>]， $n$ ：回転数[rps]， $D$ ：プロペラ直径[m]である。

上記より求めたスラスト係数を元に、プロペラ単独性能曲線のスラスト係数のグラフを2次関数で近似した式から前進係数を逆算した。得られた前進係数 $J$ からプロペラ流入速度を導出した式を以下に示す。

$$v_a = J \times n \times D \quad (3.7)$$

ここで $v_a$ ：プロペラ流入速度[m/s]， $J$ ：前進係数[-]である。

表 3.6 プロペラ回転有無での抵抗

	Without propeller	With propeller
Pressure resistance [N]	15.13	20.38
Frictional resistance [N]	24.42	24.53
Total resistance [N]	39.55	44.91

表 3.7 推力減少係数，有効伴流係数，船殻効率の計算結果

	With Propeller
$T$ [N]	20.60
$1 - t$	0.740
$1 - w$	0.609
$\eta_H$	1.215

### 3.5 回転領域の直径による計算結果への依存性

本計算ではプロペラ回転領域内の計算格子に回転効果を与える MRF 法を用いているため、推力等の計算結果が回転領域と定義する円筒の直径に依存するか否かの調査を行った。円筒の主流方向長さや計算条件は共通とし、円筒の直径が 0.22m，0.30m の 2 ケースでの比較検証を行った。図 3.9 に各直径での円筒領域とプロペラのサイズ関係を示す。両ケースで計算を行い、各主流方向距離における断面で取得した全圧の結果を図 3.10 に示す。プロペラ面に流入するまでの-2100mm 付近までは、常に  $D=0.30\text{mm}$  が約 100Pa ほど  $D=0.22\text{mm}$  より上回っている。プロペラ面から流出後の-2130mm 以降では、先ほどと反して  $D=0.30\text{mm}$  が  $D=0.22\text{mm}$  より下回っていることが確認できる。通常プロペラ面前方には、流体が船体に引きずられ生じた低速領域が存在する。 $D=0.30\text{mm}$  のケースでは取得に



用いた断面積が大きいいため、上記の低速領域より外側にある主流成分を多く含むことで動圧が大きくなったと考えられる。その反面、プロペラ流出後はプロペラによって加速された領域より外側にある主流成分を多く含むため、動圧の増加が小さくなったと考えられる。

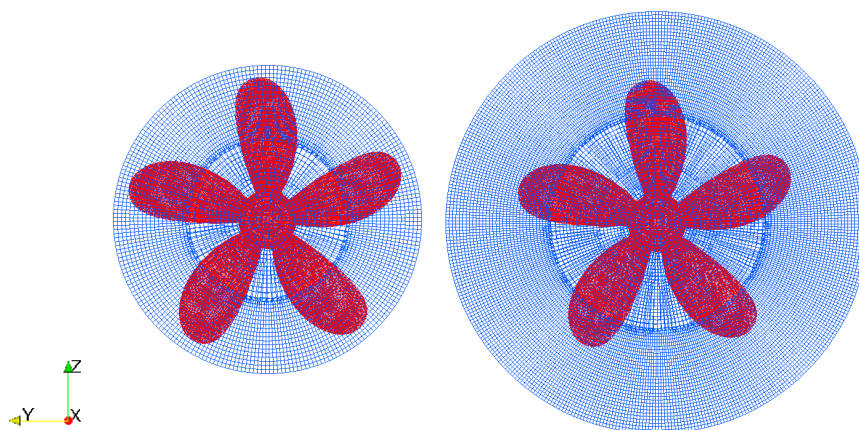


図 3.9 円筒領域とプロペラのサイズ関係 (左 :  $D=0.22\text{m}$ , 右 :  $D=0.30\text{m}$ )

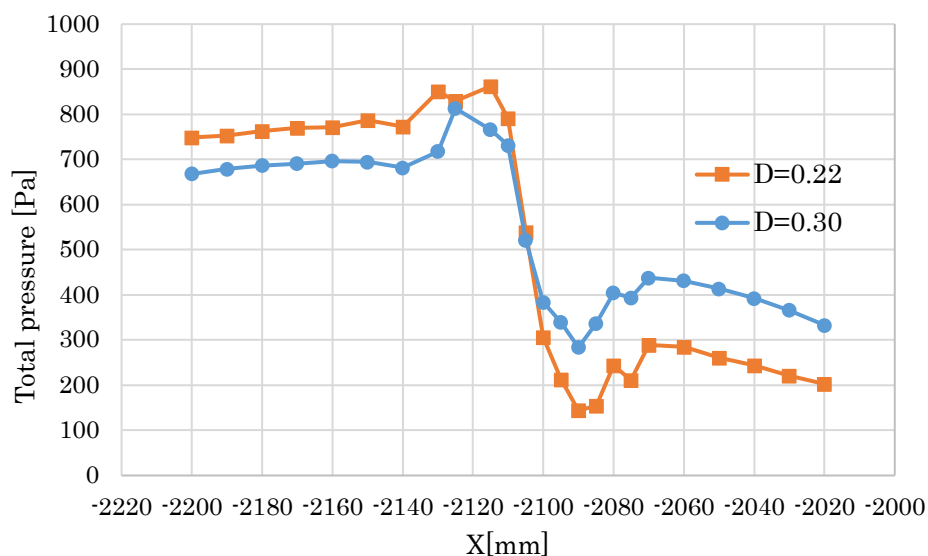


図 3.10 各直径における全圧の比較

上記で求めた各直径におけるプロペラ前後での全圧差を元に、それぞれの断面積を乗じて得られた推力の結果を図 3.11 に示す。プロペラ流出後、 $-2130\text{mm}$  から  $-2200\text{mm}$  まで各直径における推力の比較を行ったが、誤差は平均して 3.1%ほどであったため回転領域の直径による計算結果への依存性は低いと判断した。

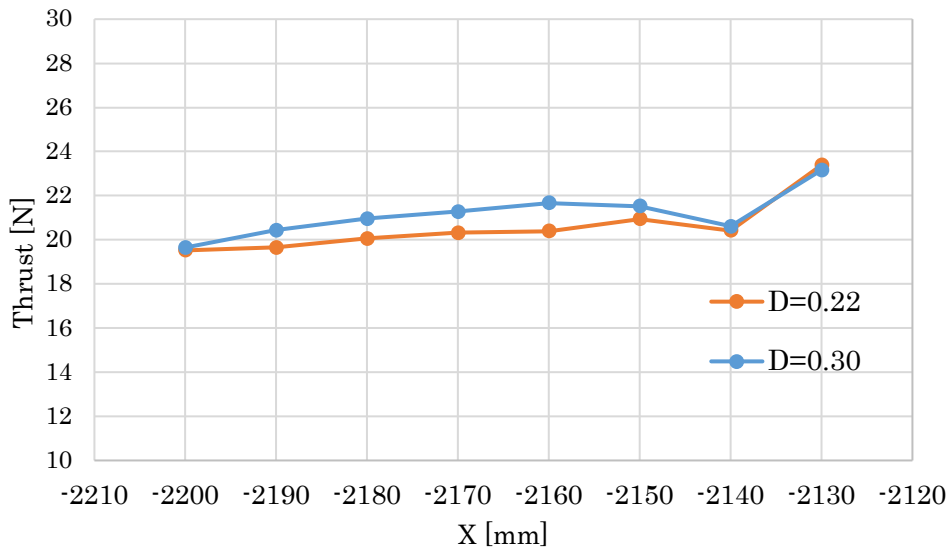


図 3.11 各直径における推力の比較

### 3.6 プロペラの初期角度の変更による影響の調査

実際にモデル・計算格子を回転させるスライディングメッシュ法<sup>[15]</sup>とは異なり，MRF 法ではプロペラ回転領域内の計算格子に回転効果を与えているため，プロペラの初期角度による計算結果への依存性の有無を調査した．図 3.12 に比較の計算に用いた角度変更無しモデルと，プロペラを 180° 回転させたモデルを示す．両ケースで計算を行い，各主流方向距離における断面で取得した全圧の結果を図 3.13 に示す．グラフの形状はほぼ等しく，定量的にも両ケース間での全圧の差は小さいことが確認できる．

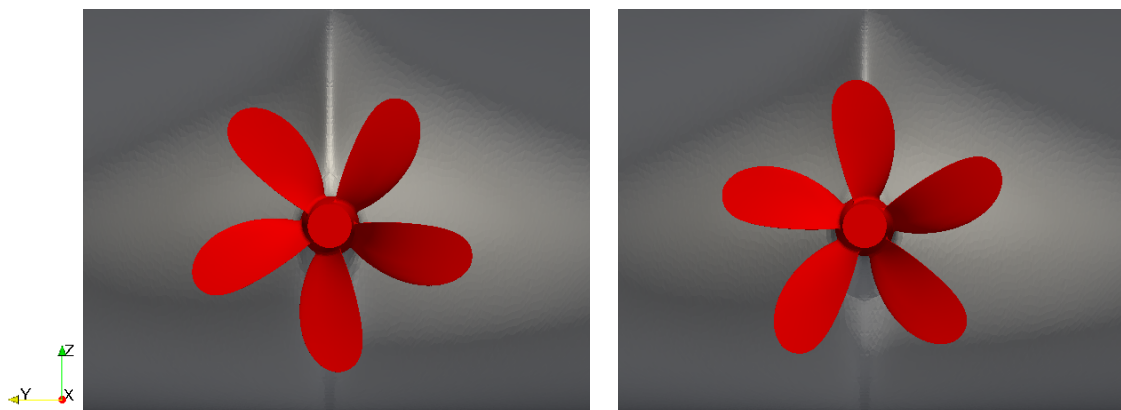


図 3.12 プロペラの初期設定角度（左：回転無し，右：180° 回転）

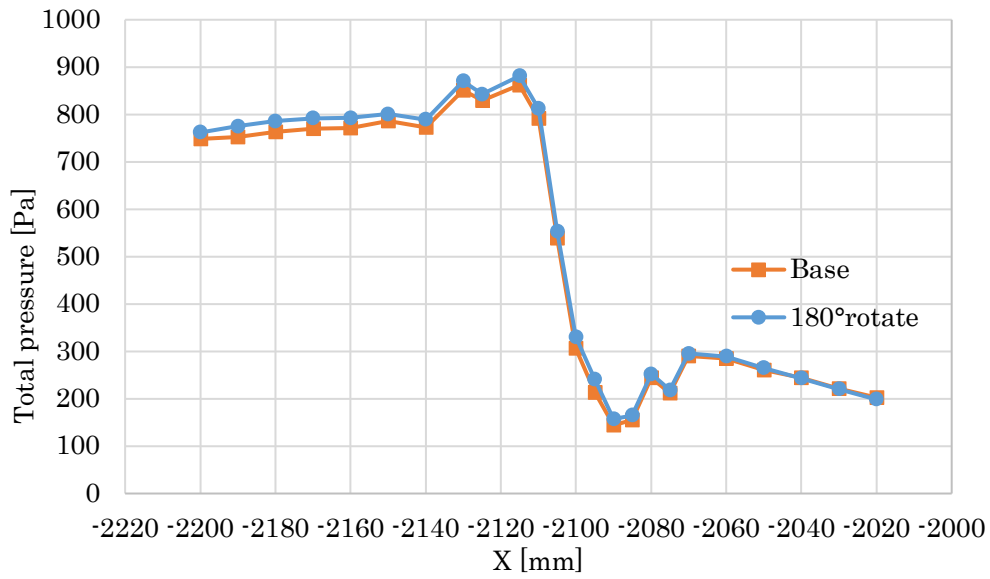


図 3.13 両モデルにおける全圧の比較

上記で求めた両ケースにおけるプロペラ前後での全圧差を元に、それぞれの断面積を乗じて得られた推力の結果を図 3.14 に示す。プロペラ流出後、-2130mm から-2200mm まで両ケースにおける推力の比較を行ったが、誤差は平均して 2.9%ほどであったためプロペラの初期角度による計算結果への依存性は低いと判断した。

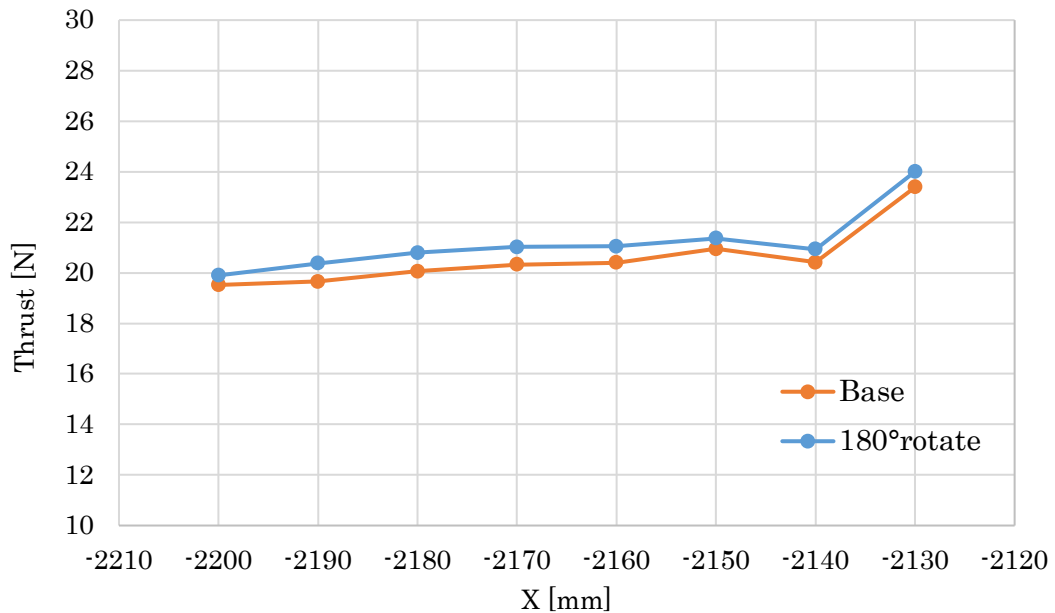


図 3.14 両モデルにおける推力の比較

### 3.7 フィン設置位置及び形状、寸法の選定

前節で示したプロペラの回転を考慮した計算結果から、船尾まわりにて生じるビルジ渦に干渉しプロペラ前方の流れ場を変化させることができるようなフィンの設置位置と寸法を検討した。

まずビルジ渦の渦構造を可視化するため、渦管の検出に用いられる速度勾配テンソルの第2不変量であり以下の式で定義される $Q$ 値を算出し、その等値面からビルジ渦の同定を試みた[16]。

$$Q_2 = \frac{1}{2}(\Omega_{ij}\Omega_{ij} - S_{ij}S_{ij}) = -\frac{1}{2}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \frac{1}{2\rho}\nabla^2 p \quad (3.8)$$

$\Omega_{ij}$ ,  $S_{ij}$ はそれぞれ渦度テンソルとひずみテンソルである。非圧縮性流体の場合、 $Q$ 値は圧力のラプラシアンと等価である。本計算では $Q$ 値の閾値を $Q = 30$ と設けて渦構造を可視化した。 $Q$ 値が正の値の領域は、渦が存在する領域であると定義される。プロペラ回転時の船尾周辺における $Q$ 値による渦の分布を図 3.15 に示す。図中における船体中央の主流方向距離が V.P.2, V.P.3 の間にあたる $x = -1600\text{mm}$  付近から大規模な渦が発生し、プロペラ面に流入していることが確認できる。この渦をビルジ渦と同定し、渦が分布している経路をビルジ渦の発達経路とした。また、主流方向断面の V.P.1~ V.P.6 における $Q$ 値の分布を図 3.16~図 3.18 に示す。図 3.16 から、V.P.1 で船体表面に広く分布が存在していたものが V.P.2 では縦長に拡大していることが確認でき、次の図 3.17 では、 $Q = 30$ で表される大規模な渦に成長していることがわかる。さらに後流に流れた渦は、図 3.18 で示すようにプロペラ直前断面である V.P.5 でプロペラ面前方の両側で存在していることが確認できた。

また各断面における $Q$ 値の分布からフィンの取り付け位置の選定を行った。発達経路中の発達段階を三段階に分け、渦が成長する以前に干渉できる位置を第一段階として $X = -1300\text{mm}$  とし、第二段階を渦が形成されつつある発達途中に干渉できる位置として $X = -1500\text{mm}$ 、第三段階に渦が成長した頃に干渉する位置として $X = -1700\text{mm}$  を選定した。深さ方向での位置の選定は、直線的に仮定した発達経路を考慮しつつ渦の中心に干渉できる位置として、 $Z = 82.5\text{mm}$ 、 $Z = 100\text{mm}$ 、 $Z = 117.5\text{mm}$  を検討した。

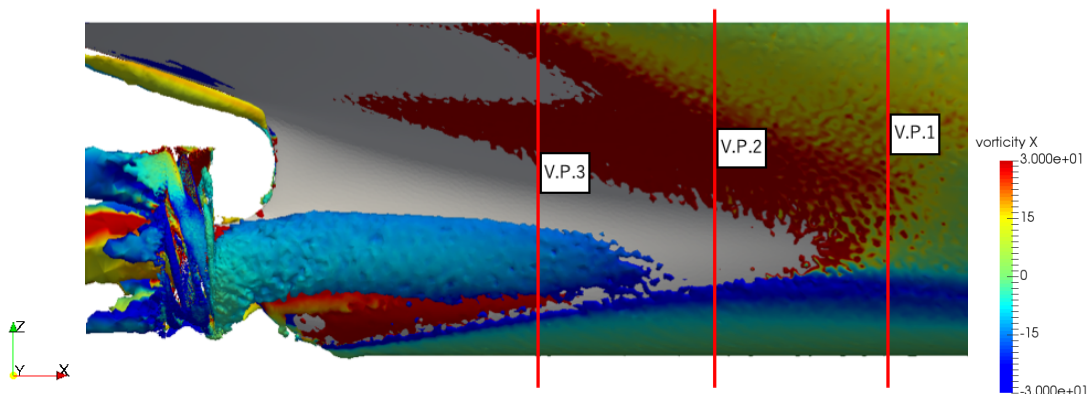


図 3.15 船尾まわりの渦構造

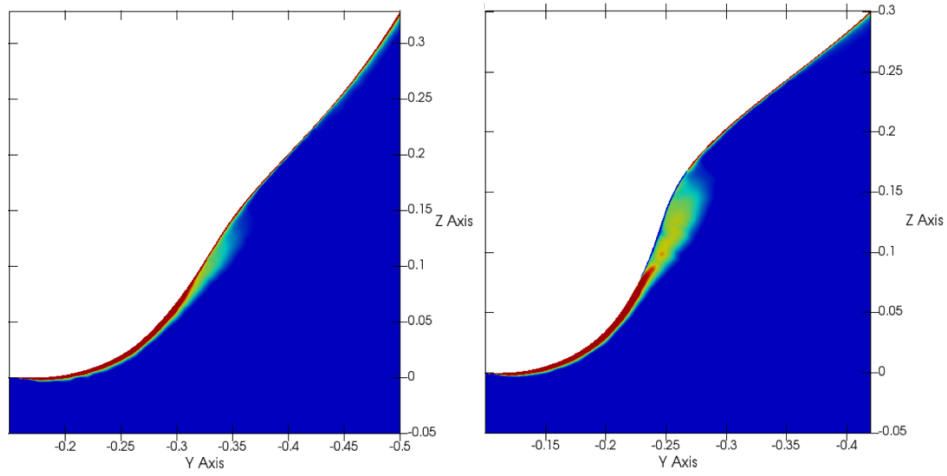


図 3.16 プロペラ回転ありのQ値分布[左 : V.P.1, 右 : V.P.2]

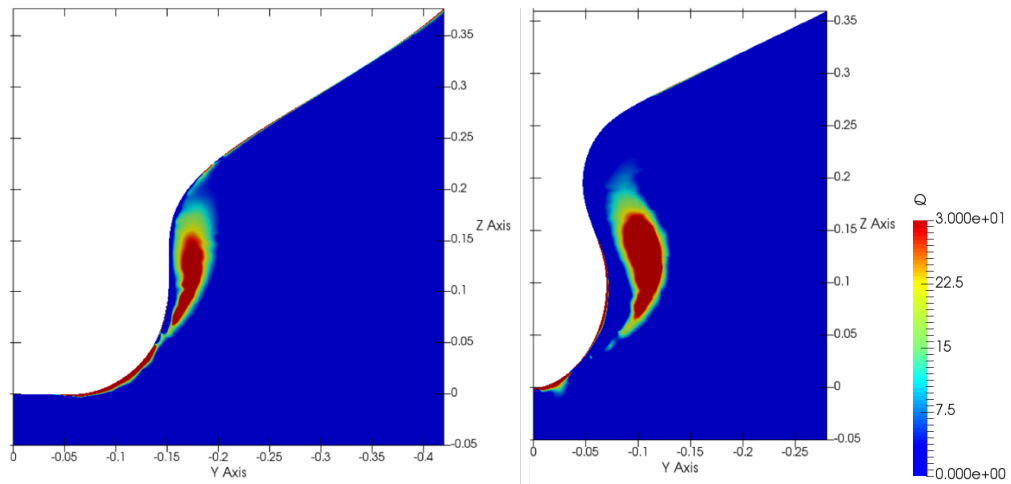


図 3.17 プロペラ回転ありのQ値分布[左 : V.P.3, 右 : V.P.4]

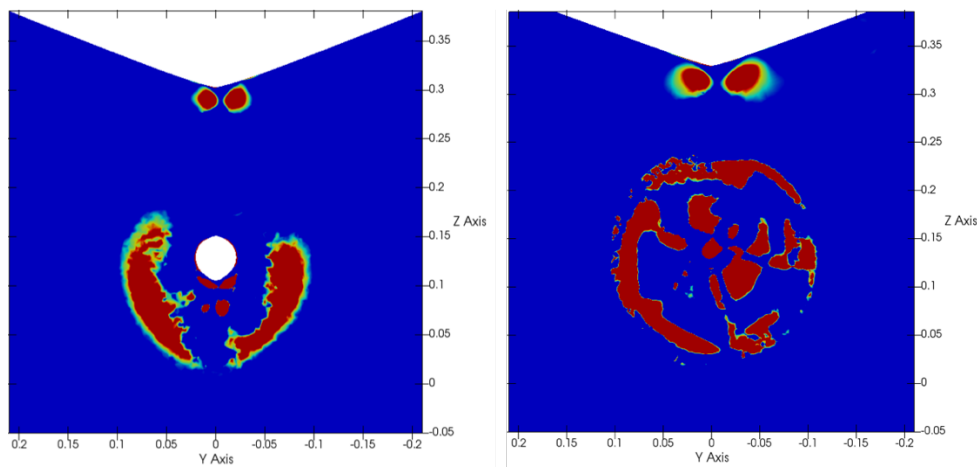


図 3.18 プロペラ回転ありのQ値分布[左 : V.P.5, 右 : V.P.6]

次にフィンの寸法を検討した。上記の結果から、V.P.4 ではビルジ渦が船体表面からやや離れてしまっているため、フィンの高さ及びそれに伴う抵抗を考慮し V.P.1~ V.P.3 の中で、船体表面からビルジ渦までの距離が最も長い V.P.3 において、ビルジ渦の渦管の中心と考えられる箇所に干渉できるようにフィンの高さを 25mm と選定した。フィンの形状は、船尾船底周りの流れ場の淀みを整流するフィン<sup>[17]</sup>を参考にして、フィン自体の抵抗が比較的少なく流れ場に対して干渉できることを期待しつつ、フィンが渦に与える影響を捉えるため台形形状を選定した。長さは上底を 120mm、船体に接する下底を約 160mm、厚さを 10mm とすることとした。フィンの取り付け角度は、ビルジ渦の発達経路の分布がプロペラ面へ向かう過程で傾斜があることを考慮し、流れ場に対してフィンの迎角が生じないよう主流に対して 5 度傾け設置した。

## 第 4 章

### フィン付加によるビルジ渦と推進性能への影響

#### 4.1 計算対象

第 3 章と同様に肥大船型である図 4.1 に示す JBC 及び図 4.2 に示すプロペラを計算対象とする。表 4.1 に船体モデルの諸元，表 4.2 にプロペラの諸元を示す。また，前章で決定したフィンモデルを図 4.3 に示しフィンの諸元を表 4.3 に示す。前章で決定したフィンを設置する場合のフィン先端位置座標に関して，それぞれ P.1~3 として表 4.4 に示す。主流に対するフィンの取り付け角は  $5^\circ$  と固定した。図 4.4 に，先述にある表 4.4 と対応したフィンを取り付ける位置の図を示し，実際にフィンを船体に取り付けた場合の設置図を図 4.5 に示す。

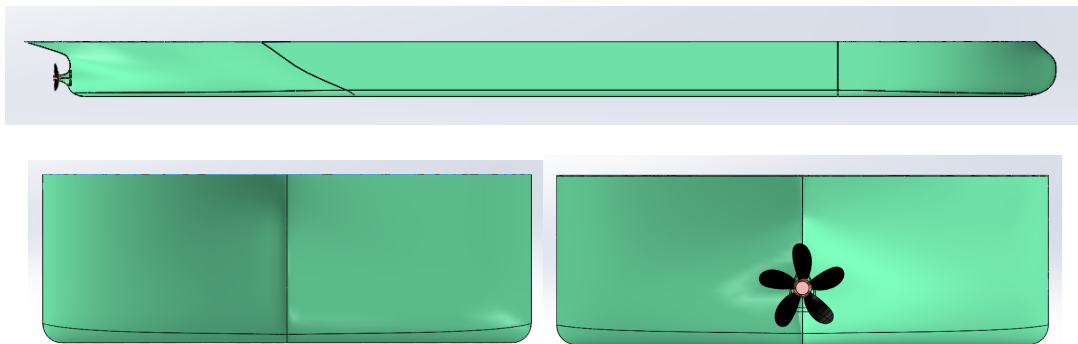


図 4.1 船体モデルの全体像

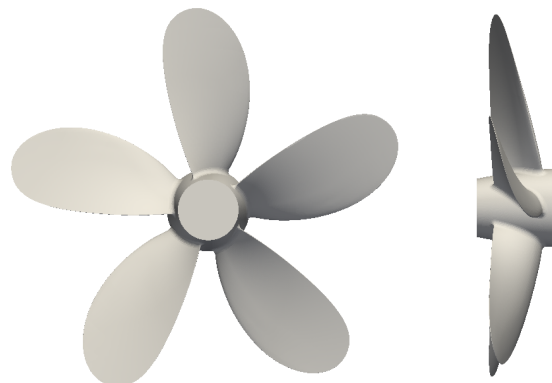


図 4.2 プロペラモデル

表 4.1 JBC の諸元

Lpp[m]	7
Beam[m]	1.125
Draft[m]	0.387

表 4.2 プロペラの諸元

Propeller diameter[m]	0.203
Rotation speed n[rps]	7.8
Number of blade	5
Rotation direction	Right

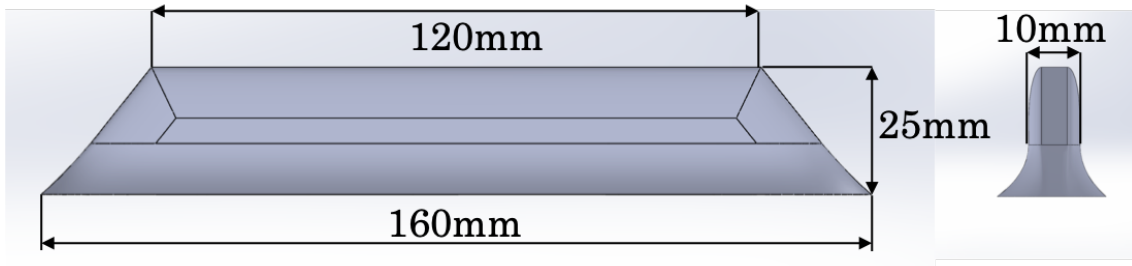


図 4.3 フィンモデル

表 4.3 フィンの諸元

Length	Upper base	120[mm]
	Lower base	160[mm]
Height		25[mm]
Thickness		10[mm]

表 4.4 フィン取り付け位置の概要

	X[mm]	Z[mm]
P.1	-1300	82.5
P.2	-1500	100
P.3	-1700	117.5



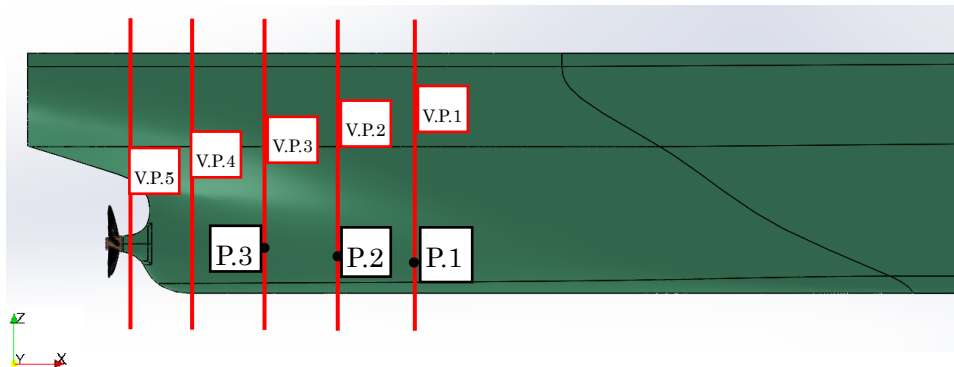


図 4.4 フィン取り付け位置

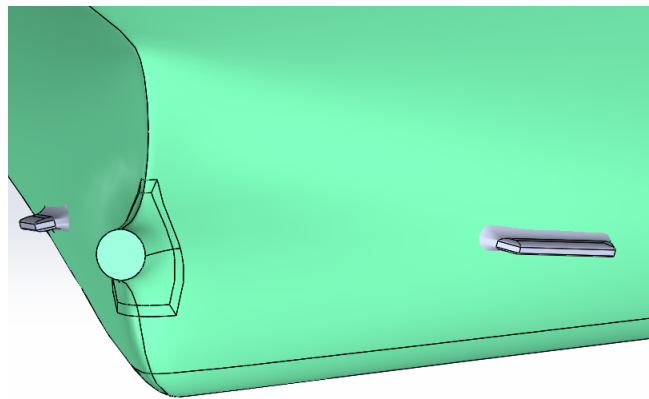


図 4.5 船体へのフィン取り付け図

## 4.2 計算領域及び境界条件

本研究で計算に用いた計算領域を図 4.6 に示す．計算領域は，主流方向 25[m]×船幅方向 20[m]×深さ方向 10.42[m]とし矩形領域とした．また本研究では喫水線以下を解析領域とするため，単相流として計算し，喫水線位置が矩形領域の鉛直上側の境界に来るよう船体モデルを配置した．そのため水面の自由表面影響は考慮しないものとした．船体周りの境界層格子に関して， $y^+=30$ とした時の最小格子幅 $5 \times 10^{-4}$ [m]かつ成長率を 1.1 とし 25 層作成した．図 4.7 は作成した計算格子の船体及びフィンの付加されている断面での拡大図である．またフィン周りの計算格子を図 4.8 に示す．

境界条件は図 4.6 の通り，流入面が **Inflow**，流出面を **Outflow** とし，**Inflow** を前側とした時の左の境界面を **Left wall**，右側境界面を **Right wall**，鉛直上側境界面を **Top**，下側境界面を **Bottom** とした．回転領域となる円筒の内側境界を **AMI1**，外側境界を **AMI2** とした．フィン付加時の境界条件を表 4.5 に示す．流入，流出境界を一様流とし，船体及びプロペラ，フィンを滑り無し壁，それ以外を滑り壁とした．

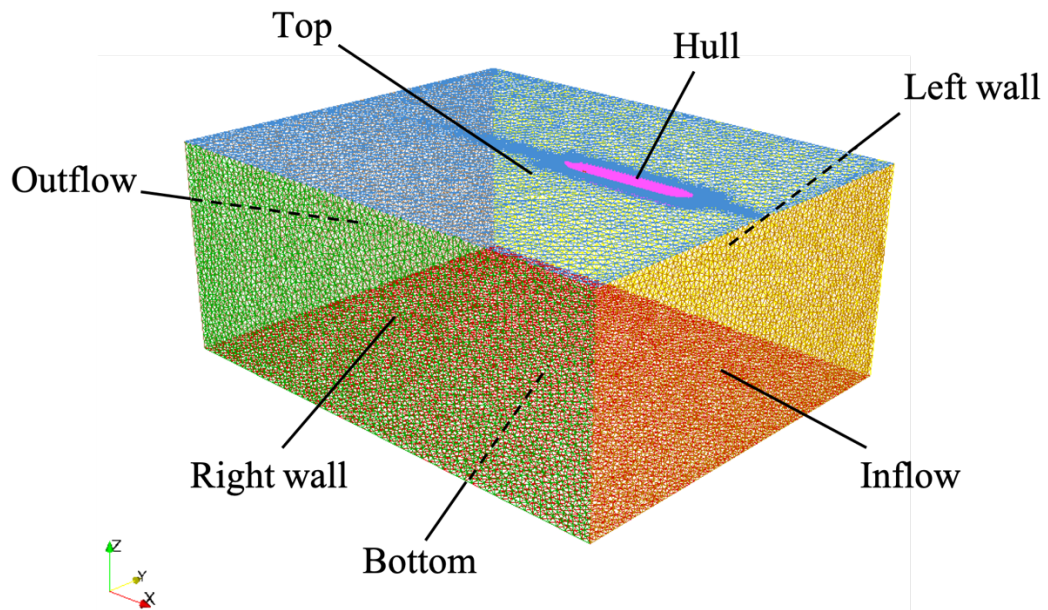


図 4.6 計算領域

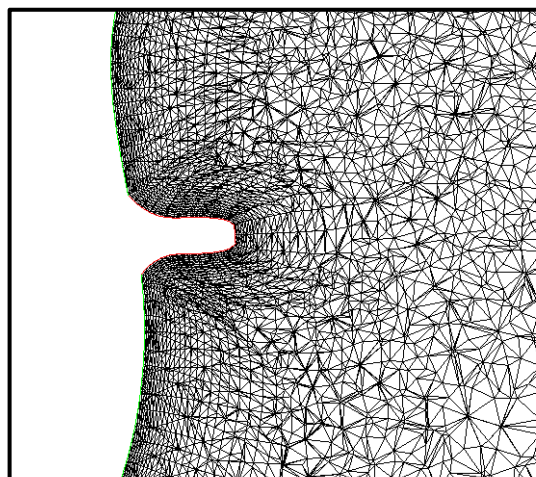


図 4.7 船体周りの計算格子

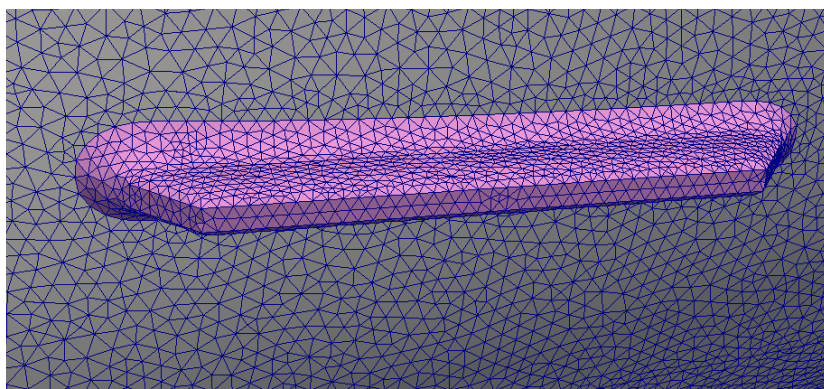


図 4.8 フィン周りの計算格子

表 4.5 境界条件

Boundary surface	Boundary condition
Inflow	Uniform flow
Outflow	Uniform flow
Back wall	Slip wall
Front wall	Slip wall
Bottom	Slip wall
Top	Slip wall
Hull	No slip wall
Propeller	No slip wall
Fin	No slip wall

次に各境界における従属変数についての初期条件を表 4.6 に示す。また本計算における計算条件を表 4.7 に示す。流入条件に関しては、模型船を用いた水槽試験と同じ状況を想定し、曳航速度に相当するよう x 軸方向に  $U=-1.179[\text{m/s}]$  を与えた。乱流モデルは  $k-\omega$  SST を用い、乱流強度を  $2.6 \times 10^{-6}[\%]$  とし、乱流エネルギーは  $4.698 \times 10^{-8}$ 、比散逸率を 4.698 とした。

表 4.6 初期条件及び境界条件

従属変数	P	U	k	$\omega$
流入境界条件 Inflow	zeroGradient	fixedValues	zeroGradient	fixedValues
流出境界条件 Outflow	fixedValues	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
船体境界条件 Hull	zeroGradient	fixedValues (0 0 0)	wallFunction	wallFunction
プロペラ境界条件 Propeller	zeroGradient	fixedValues (0 0 0)	wallFunction	wallFunction
フィン境界条件 Fin	zeroGradient	fixedValues (0 0 0)	wallFunction	wallFunction
AMI1	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI
AMI2	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI

表 4.7 計算条件

Inflow velocity[m/s]	-1.179
Turbulent model	$k-\omega$ SST
Turbulent intensity[%]	$2.6 \times 10^{-6}$
Turbulent energy $k$	$4.698 \times 10^{-8}$
Specific dissipation rate $\omega$	4.698

### 4.3 フィン付加時の計算結果及び考察

フィンを取り付け流れ場を検証することで、フィン付加がビルジ渦の規模に及ぼす影響及び、流れ場の変化による推力、船殻効率等に与える影響を考察する。

#### 4.3.1 ビルジ渦の規模の変化

まず始めに、各ケースでの $Q$ 値による渦構造の分布を図 4.9 に示す。フィン無し時はまとまった渦が発生しているのに対し P.1 フィンでは、フィンにより乱れた流れが上下で 2 本の渦となり、後方に流れる段階で再び合流し 1 本の渦となっていることが確認できる。P.2 フィンでは、P.1 フィンと同様にフィンによる上下の渦の発生が確認できるが、後方に流れる段階で上の渦が弱まりながら下の渦に合流していることが確認できる。P.3 フィンでは、ビルジ渦が大規模な渦に発達しかけている段階に設置しているため、フィンが既に発生している渦を上下の渦に分裂する形で作用していることがわかる。後方に流れる段階で上の渦は小規模化し、渦構造は確認できなくなった。下の渦は弱まることなくプロペラ面へ流入していることが確認できる。

次に各ケース毎の V.P.2~V.P.5 における各断面での $Q$ 値の分布を図 4.10~図 4.17 に示す。前述にあるような、P.2 フィン付加後に図 4.9 のように上下の渦が発生し図 4.14 での渦の合流や、P.3 フィン付加後に渦が図 4.15 のように上下に分裂し、下の渦のみ発達する様子が図 4.17 で確認できる。また図 4.16, 図 4.17 から、P.1 フィンでは他ケースと比較して渦が図中央の軸付近からやや遠ざかるように分布していることが確認できる。一方で、P.3 フィンは他ケースと比較して図中央に集まるように分布していることが確認できる。また、P.3 フィン付加時では上の渦の弱化による全体的なビルジ渦の小規模がなされていると推測される。

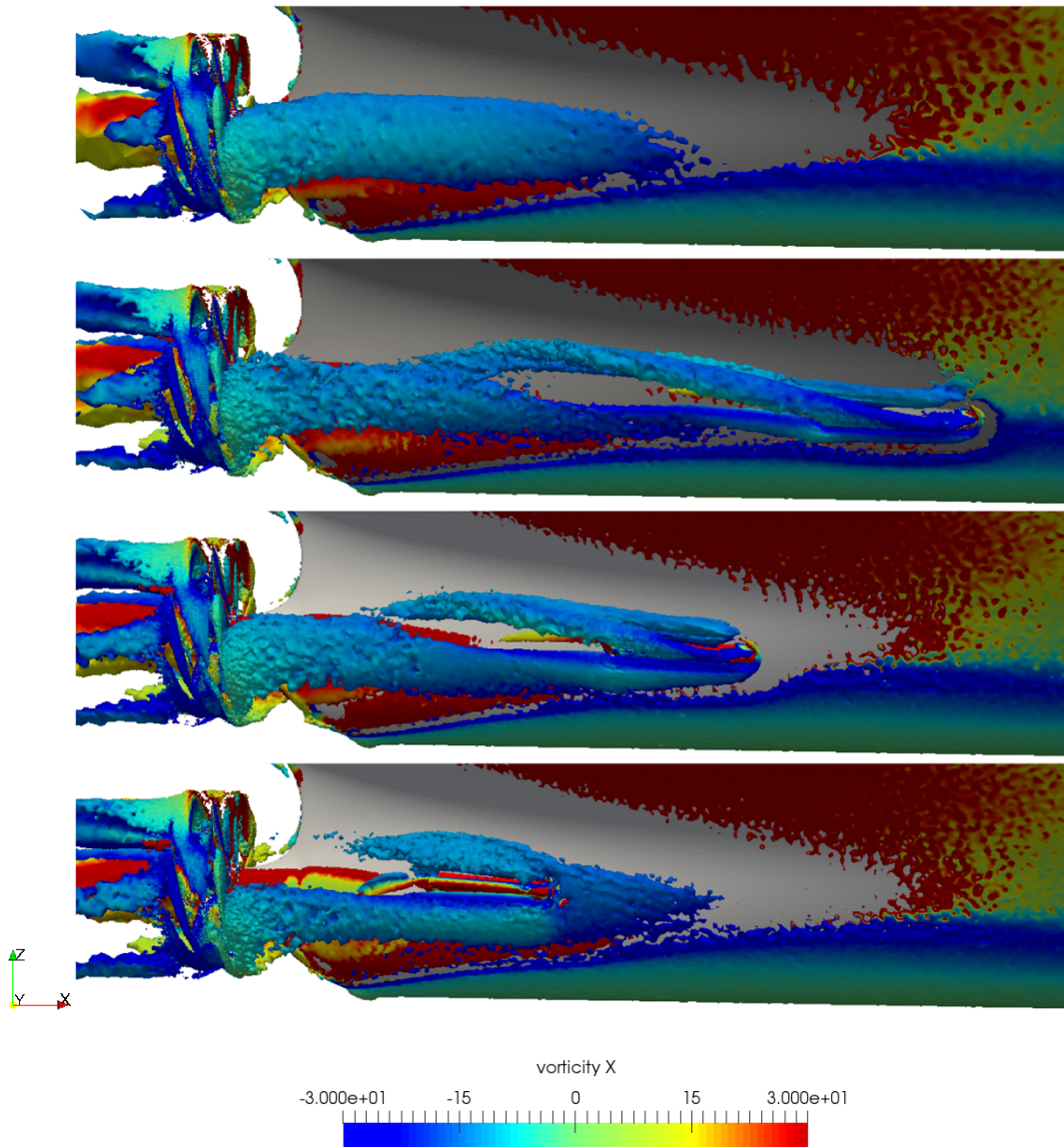


図 4.9 船体横から見た $Q$ 値分布（上：フィン無し，中央上：P.1 フィン，中央下：P.2 フィン，下：P.3 フィン）

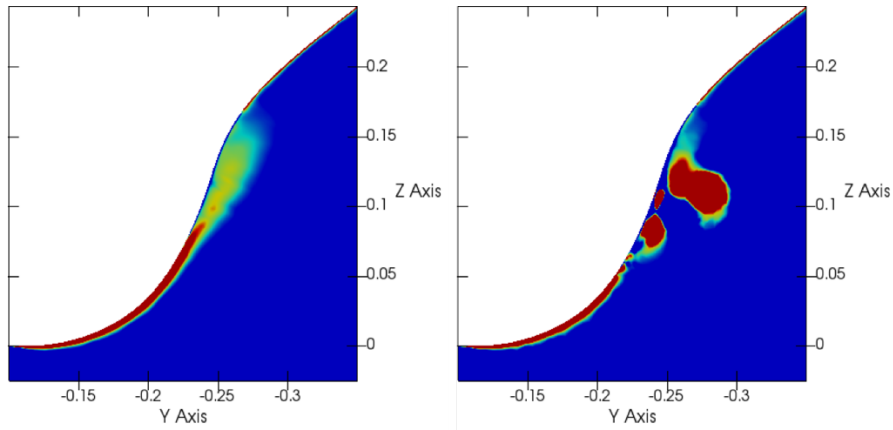


図 4.10 V.P.2 断面での $Q$ 値分布 (左 : フィン無し, 右 : P.1 フィン)

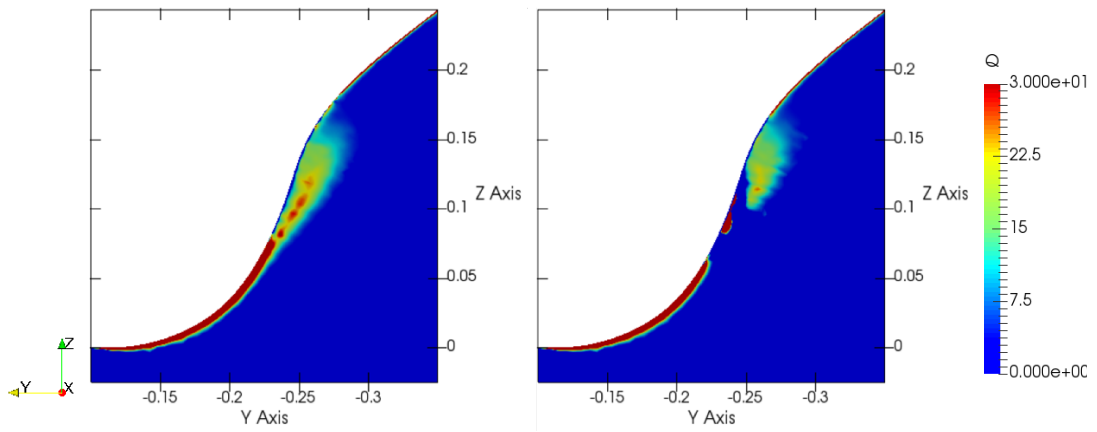


図 4.11 V.P.2 断面での $Q$ 値分布 (左 : P.2 フィン, 右 : P.3 フィン)

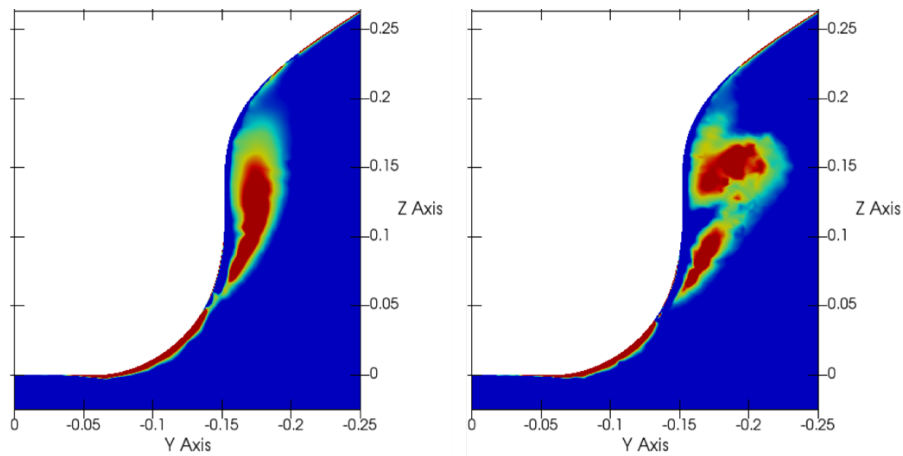


図 4.12 V.P.3 断面での $Q$ 値分布 (左 : フィン無し, 右 : P.1 フィン)

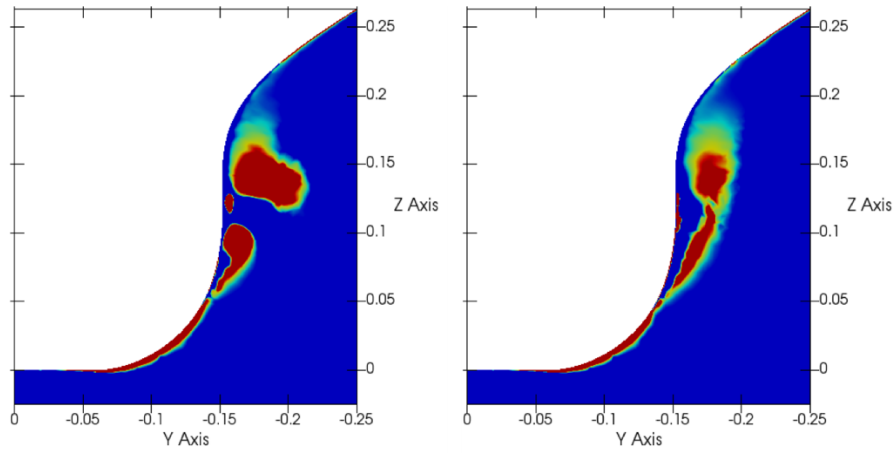


図 4.13 V.P.3 断面での $Q$ 値分布 (左 : P.2 フィン, 右 : P.3 フィン)

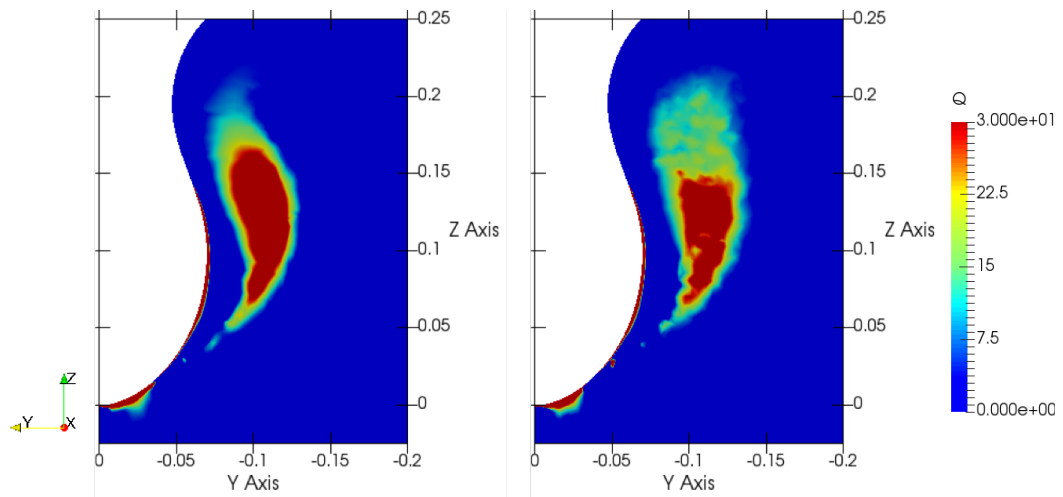


図 4.14 V.P.4 断面での $Q$ 値分布 (左 : フィン無し, 右 : P.1 フィン)

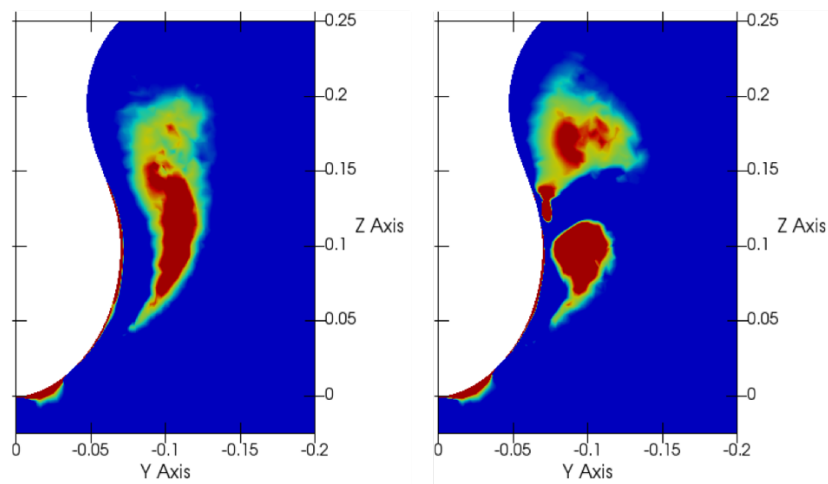


図 4.15 V.P.4 断面での $Q$ 値分布 (左 : P.2 フィン, 右 : P.3 フィン)



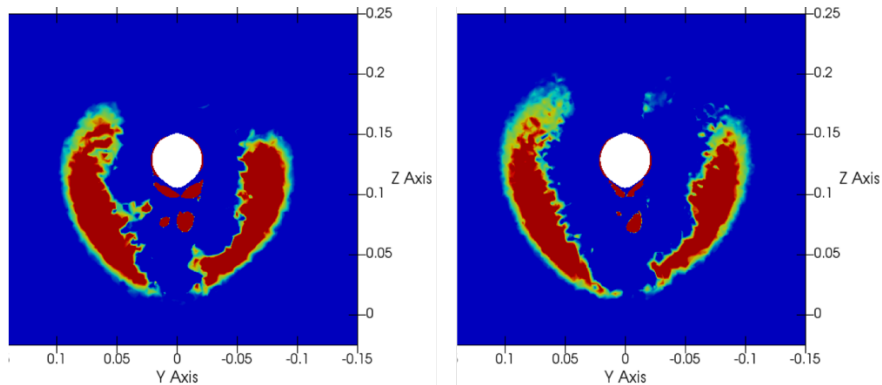


図 4.16 V.P.5 断面での $Q$ 値分布 (左 : フィン無し, 右 : P.1 フィン)

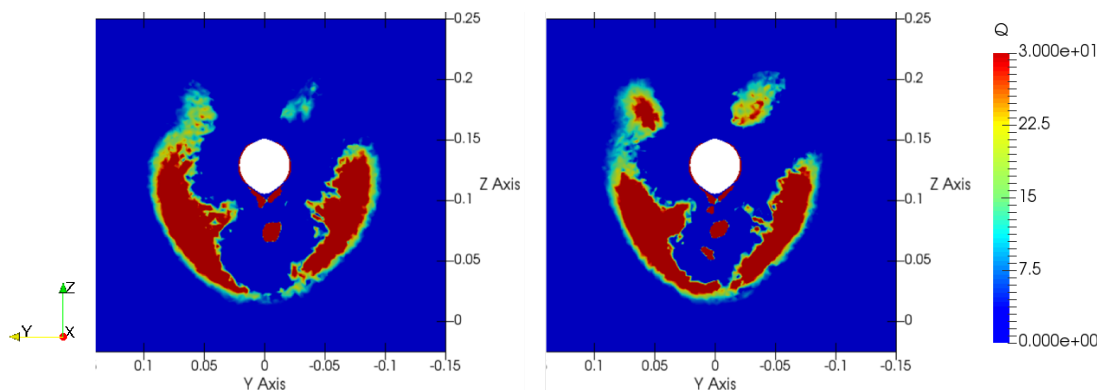


図 4.17 V.P.5 断面での $Q$ 値分布 (左 : P.2 フィン, 右 : P.3 フィン)

#### 4.3.2 フィン付加による推力の変化

フィンを取り付けた場合のプロペラから生じる推力をフィン無しの場合と比較する．各位置にフィンを設置した場合の推力の変化を図 4.18 に示す．Base と比較して，P.1 フィンは約 1.56% 増加，P.2 フィンでは約 0.2% 増加，P.3 フィンは約 0.64% 減少した．取り付け位置が船体の後方になるにつれ，Base に対する推力の変化分は増加から減少に推移していることが確認できる．

推力の算出に用いた，プロペラ前後における主流方向位置の各断面から取得した全圧を図 4.19 に示す．推力はプロペラ前後での全圧差に強く依存しており，各ケースでの推力に差が生じた要因を調査するため，図中におけるケース間での全圧の差が比較的大きい  $X = -2060\text{mm}$  に着目する．図 4.20，図 4.21 に回転領域の断面積を用いて可視化した  $X = -2060\text{mm}$  における流速分布を示す． $X = -2060\text{mm}$  での全圧の差が大きかった P.1 フィンと P.3 フィンに注目する．P.1 フィンでは低速領域の範囲がやや広がっており，円の縁下側に存在している高速領域の分布が押し出されるようにして減少していることが確認できる．P.3 フィンでは図中央付近に低速領域が集中して分布しており，この分布は流速の主流方向成分が主流方向と直角な速度成分に変化した渦の存在によるものと考えられる．し



たがって、フィン無し、P.3 フィン取り付け時のようなプロペラ流入直前において渦が軸付近に存在する一方で、前節で述べたようにP.1 フィン取り付け時のように軸からやや離れた箇所に渦が分布することで、低速領域の拡大をもたらし $X=-2060\text{mm}$ における全圧の低下及び推力の増加に繋がったのではないかと推測される。

図 4.22 は Y 軸負の方向から見たプロペラ及び後流付近における流速の主流方向成分を示した図である。P.1 フィン取り付け時はプロペラ後流の高速領域が中心付近も加速されつつ左端まで分布しているのに対し、P.3 フィン取り付け時はプロペラ後流の高速領域が上下2つの領域に分かれることが確認でき、全圧を取得した $-2060\text{mm}$ 以降後流への影響をもたらしていることが分かった。

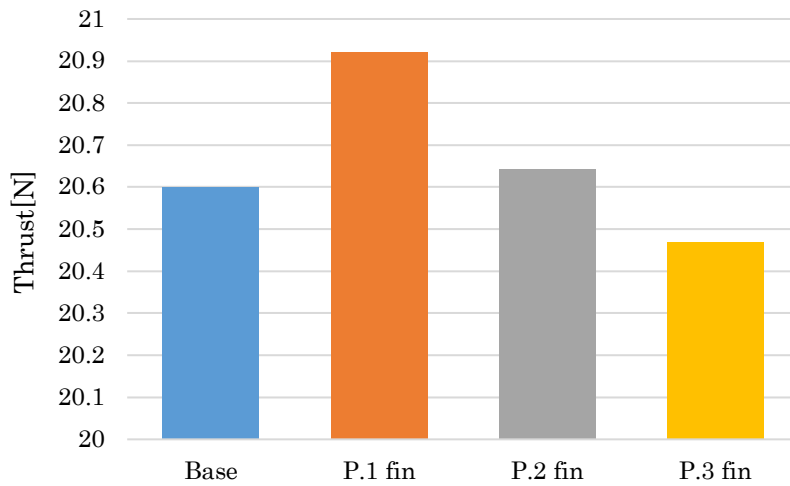


図 4.18 各ケースにおける推力

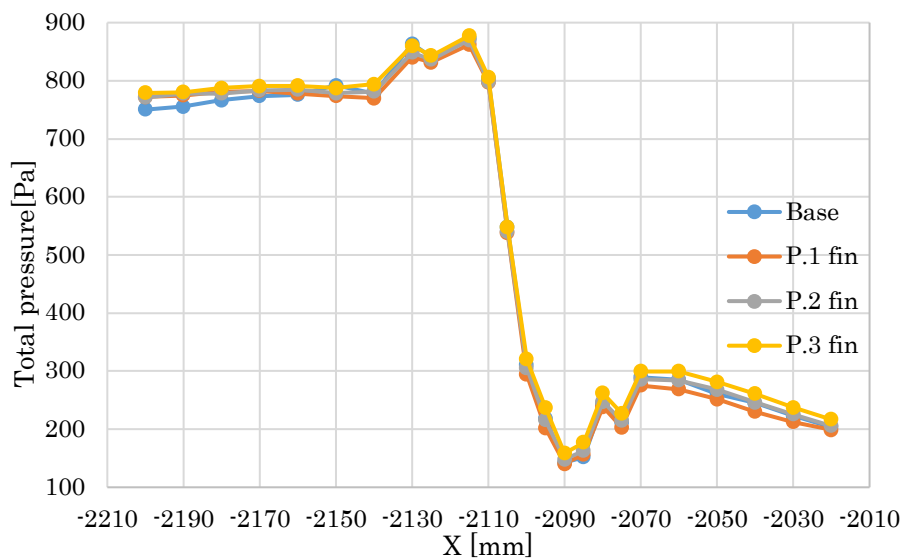


図 4.19 プロペラ前後での全圧

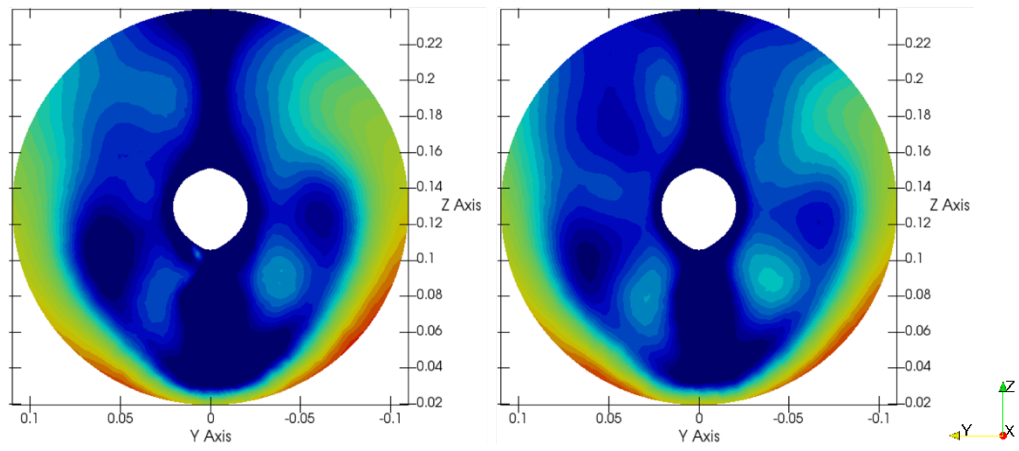


図 4.20 X=-2060mm での主流方向流速分布 (左 : フィン無し, 右 : P.1 フィン)

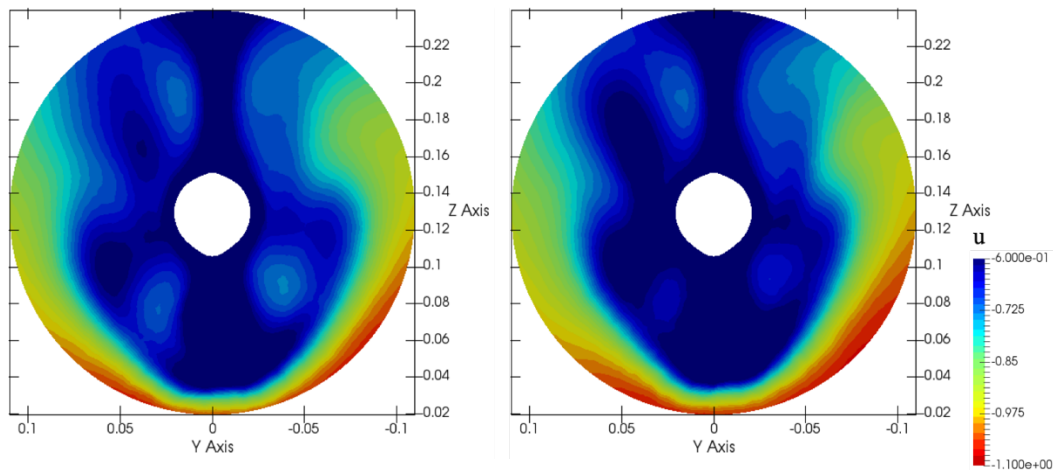


図 4.21 X=-2060mm での主流方向流速分布左 : P.2 フィン, 右 : P.3 フィン)

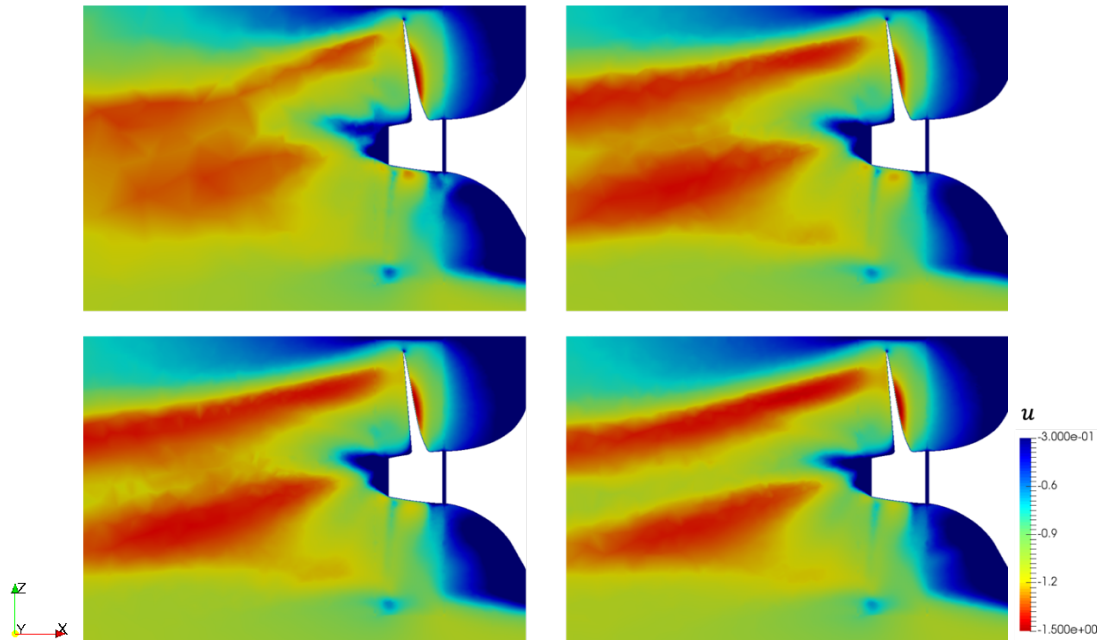


図 4.22 船尾真横から見た流速分布（左上：フィン無し，右上：P.1 フィン，左下：P.2 フィン，右下：P.3 フィン）

#### 4.3.3 フィン付加による船体抵抗及び船殻効率への影響

フィンを P.1~P.3 に取り付けた場合の船体とフィンにかかる全抵抗及び前節で求めた推力を元に算出した推力減少係数，有効伴流係数，船殻効率の結果を表 4.8 に示す。P.1 にフィンを取り付けることで推力の増加は見られたが，抵抗の増加により推力減少係数が減少し，有効伴流係数も減少したが Base と比較すると船殻効率は 3.0%減少した。P.2 へのフィン取り付けは推力，抵抗ともに Base に対して変化は小さく船殻効率も同様に変化は小さい。P.3 へのフィン取り付けでは，推力はやや減少し抵抗も増加したことにより，船殻効率も Base に対して減少した。

全抵抗における船体，フィン間での抵抗の内訳を表 4.9 に示す。フィン抵抗に関して，船体のより後方に設置するにつれフィンの抵抗は減少した。各ケースでのフィンの圧力分布を図 4.23 に示す。また図 4.24 に，P.1~P.3 から 30mm 後流の断面における主流方向の流速分布を示す。速度分布はその点における流速を主流速度-1.179m/s で除したもので表している。P.1 では，フィンの先端が主流成分を多く含む流れに入り込んでいるため，必然的に抵抗も増加したと考えられる。P.3 では，流体が船体に引きずられて生じた主流速度の 50%ほどの低速領域にフィンの大部分が存在するため，フィンの抵抗は顕著に増加しなかったと考えられる。

表 4.8 推力減少係数, 有効伴流係数, 船殻効率の計算結果

	Base	P.1	P.2	P.3
$R$ [N]	44.91	45.67	45.03	45.33
$T$ [N]	20.60	20.92	20.64	20.47
$1 - t$	0.740	0.707	0.734	0.717
$1 - w$	0.609	0.599	0.607	0.613
$\eta_H$	1.215	1.180	1.209	1.170

表 4.9 各ケースにおける船体とフィンの抵抗内訳

	Base	P.1	P.2	P.3
Hull resistance [N]	44.91	45.15	44.66	45.23
Fin resistance [N]	-	0.52	0.37	0.10
Total resistance [N]	44.91	45.67	45.03	45.33

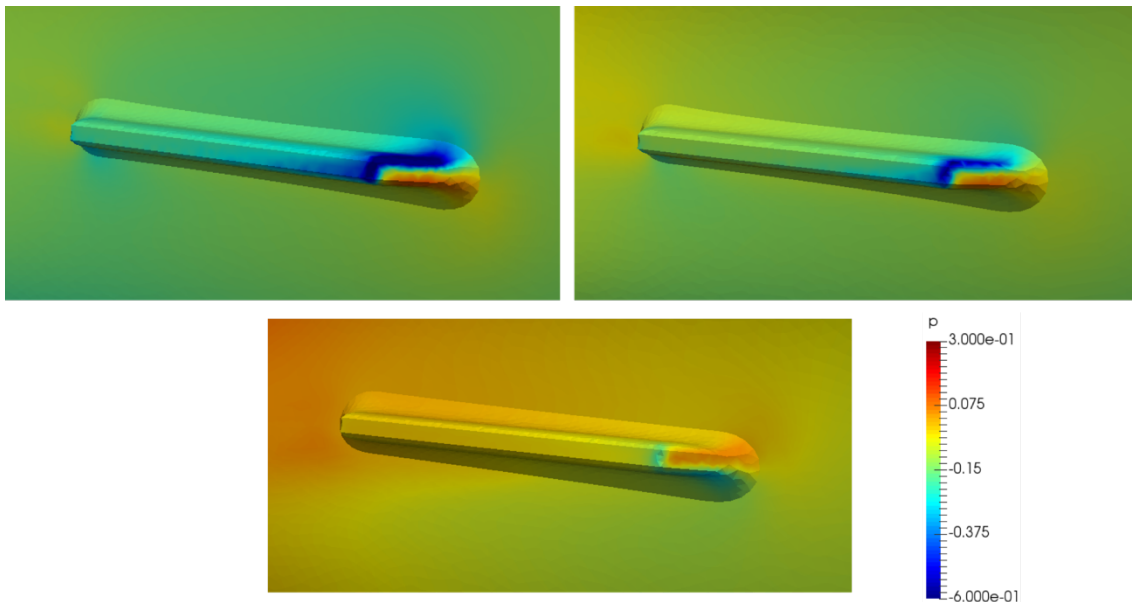


図 4.23 フィンの圧力分布 (左上 : P.1 フィン, 右上 : P.2 フィン, 下 : P.3 フィン)

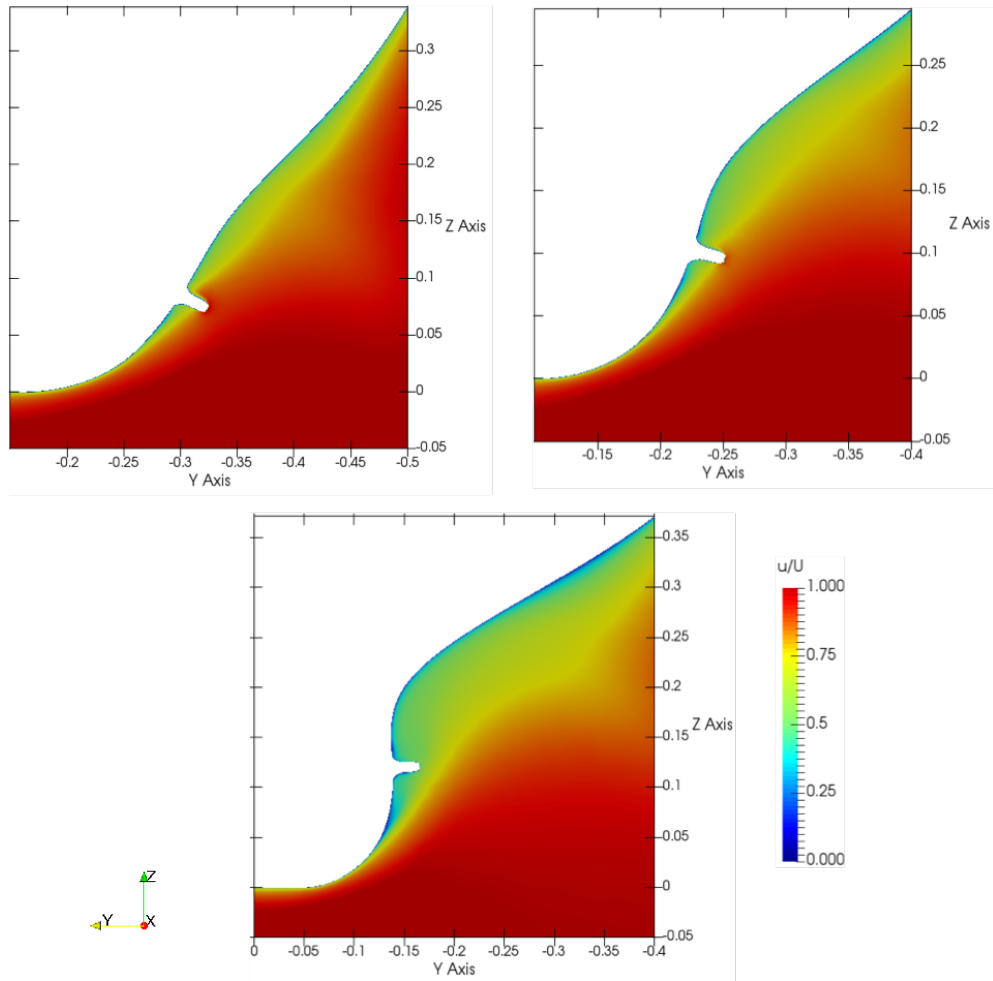


図 4.24 付加位置から 30mm 後流の流速分布（左上：P.1 フィン，右上：P.2 フィン，  
下：P.3 フィン）

#### 4.3.4 計算結果のまとめ

フィン付加時の計算結果から，推力は P.1 へのフィン付加により推力が約 1.56%増加した．一方で全抵抗の増加の割合が大きく船殻効率がフィン無しの場合より減少した．P.2 へのフィン付加では推力，抵抗共に変化が小さい結果となった．P.3 へのフィン付加では，渦の分断によるビルジ渦自体の小規模化は見込まれたが，推力は約 0.64%減少し，船殻効率も減少した．

#### 4.3.5 推力向上のための改善案

プロペラ流入直前における流れ場を改善することにより推力を向上させる方法を検討した．まず，プロペラにとって高い推力が発生する流れ場は，回転するプロペラの翼に対して相対速度が大きくなるような流れがぶつかることである．図 4.25 のような右回転のプロペラだと，翼断面では図 4.26 のように流入成分とプロペラの回転による相対速度成分の 2つ

から迎角が決定し推力が生じている。図 4.27 に本計算における、フィン取り付け無し時の  $X = -2060\text{mm}$  位置断面における Z 方向速度成分を示す。ビルジ渦の影響により図に示すような向きの流れが生じており、赤矢印で示すプロペラの回転方向と同じ成分の存在により相対速度が小さくなっている部分があると推測される。図での速度分布から内向きの下降流成分の方が上昇流成分より速く、周速を考慮しても内側の方が相対速度の減少割合が大きいと推測した。そのため内側の下降流成分の減少を最優先に考え、相対速度の低下を引き起こす流れを抑制する対策として新たな船尾フィンを取り付ける方法を考えた。考案した船尾フィンの図を 4.28 に示す。本フィンは単独での使用ではなく、図 4.29 のように本計算で使用した台形フィンを P.2 に同時に付加した場合を想定した。図 4.30 は P.2 フィン  $X = -2060\text{mm}$  における Z 方向速度分布を示しており、P.2 フィンでは P.1, P.3 よりわずかに下降流を抑制する作用があったため、下降流を事前に弱化させた上で追加フィンにより下降流の大幅な抑制が可能だと考えた。考案したフィンを  $X = -1930\text{mm}$  の位置に付加することで、前方から来る下降流の流れをフィン上面で妨げることにより下降流は減少し、妨げられた流れは左舷側へ流れ込み左側の下降流を増加させるのではないかと考えた。またプロペラ流入面に近づくにつれ下降流の領域が広がっていくことを考慮し、本フィンは後方に行くほど面積を大きくすることで下降流の発達に対応している。

仮に本考案フィンを追加した場合の評価項目を概算する。まず推力に関して、右舷側の下降流を抑制したことによりプロペラに対する相対速度が向上したと仮定する。下降流が存在する領域に相当するプロペラ断面の翼型は Gottingen 508 翼型に類似していたため、Gottingen 508 の揚力曲線<sup>[18]</sup>を用いることとする。下降流の抑制により相対速度が向上し迎角が  $2^\circ$  から  $5^\circ$  に増加したと仮定する。その結果、揚力係数が 0.7 から 1.2 に約 0.5 増加することで揚力は 1.7 倍になると考える。プロペラ流入前断面全体における下降流の領域の割合を 10%とすると、現在の推力  $20.64[\text{N}]$  の 10%分において 1.7 倍増加することで、結果として  $22[\text{N}]$  の推力が生じると考えた。抵抗に関しては、P.2 フィンが中速領域における設置で  $0.37[\text{N}]$  であったこと、低速領域中において発達したビルジ渦に干渉した P.3 フィンが  $0.10[\text{N}]$  と抵抗が小さかったことを考慮し、追加フィン自体の抵抗は  $0.05[\text{N}]$  と概算した。上記の結果を仮定すると、推力減少係数は 0.75、有効伴流係数は 0.6、船殻効率は 1.3 となる。上記はあくまで概算ではあるが、追加フィンを用いることで下降流の抑制などプロペラ流入前の流れ場の変化による推力等の向上の可能性はあると考えた。

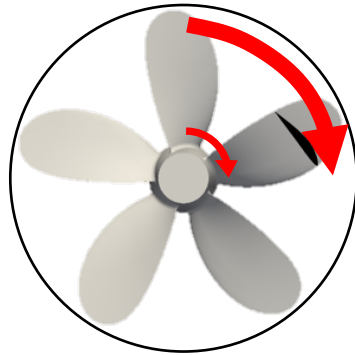


図 4.25 右回転のプロペラ図

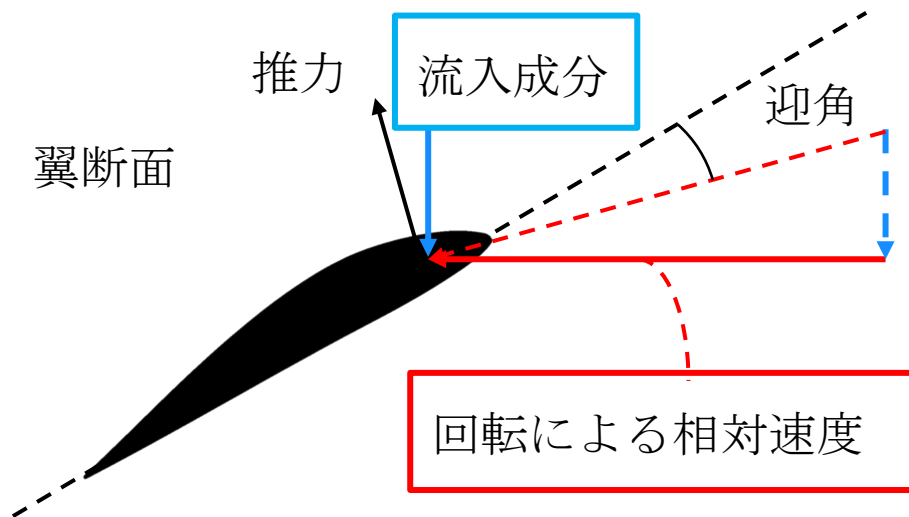


図 4.26 プロペラ断面における推力発生の様子

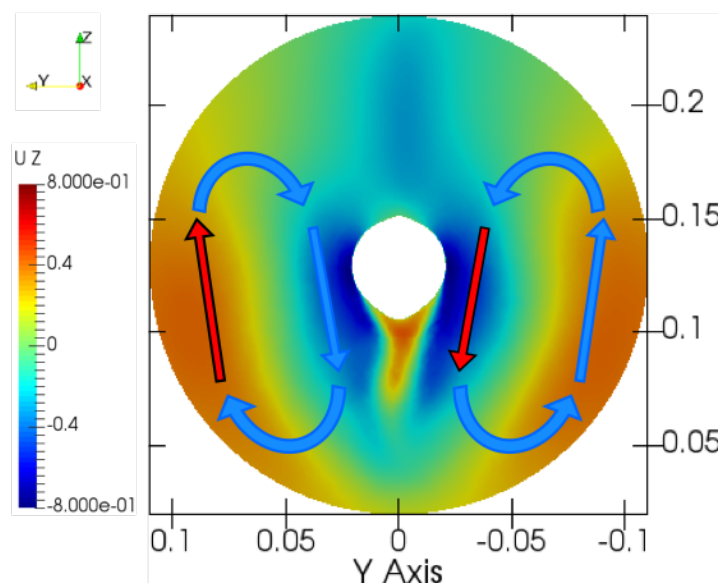


図 4.27 フィン付加無し  $X = -2060\text{mm}$  におけるZ方向速度分布

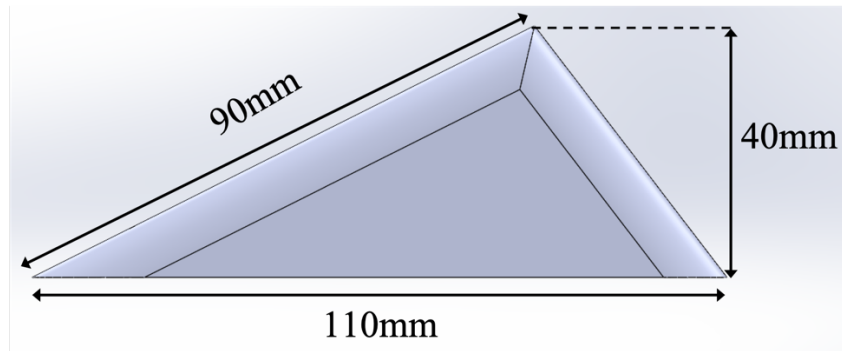


図 4.28 考案した船尾フィン

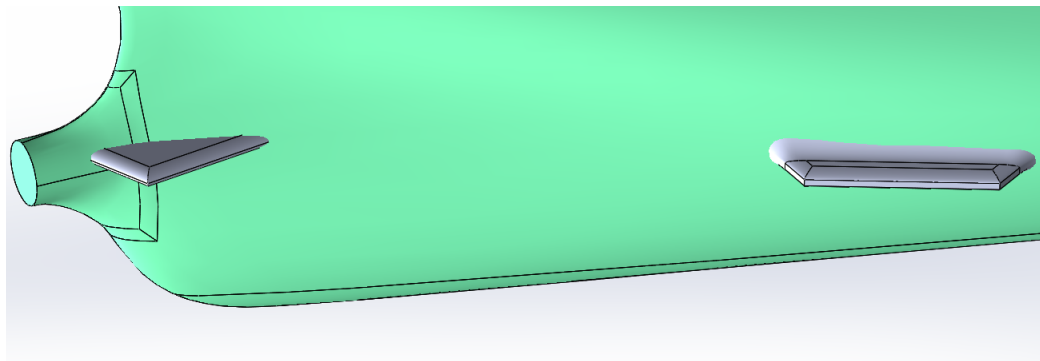


図 4.29 考案した船尾フィン及び P.2 フィン取り付け図

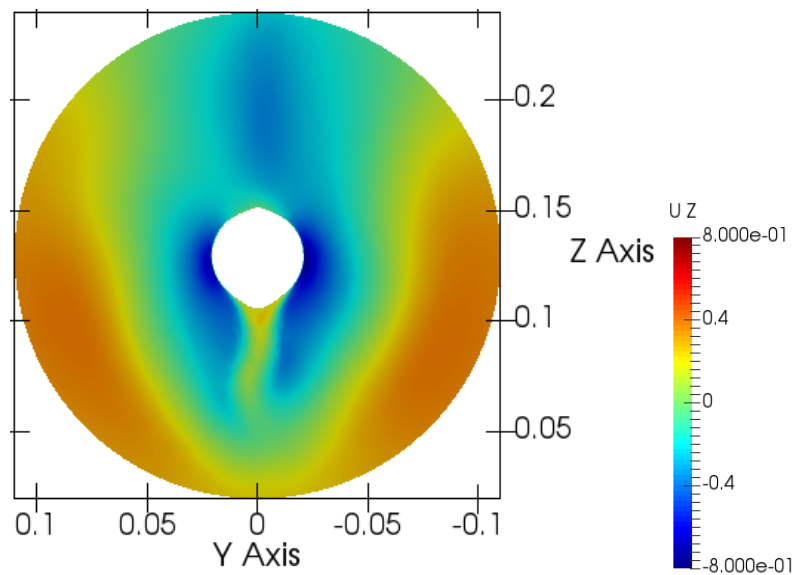


図 4.30 P.2 フィン  $X = -2060\text{mm}$  におけるZ方向速度分布



## 第5章

### 結論

本研究では、プロペラ回転無し状態である曳航時とプロペラ有り状態である自航時の流体計算から基準となる船体抵抗や推力の取得及びビルジ渦の渦構造を確認した後に、ビルジ渦の抑制に有効なフィンを考案しビルジ渦と推進性能の関係について調査することを目的として数値計算を行った。

その結果、船体に取り付けたフィンにより推力を増加させることができた。一方で、全抵抗も増えることとなり抵抗増加の割合から結果的に船殻効率は減少する結果となった。推力増加の要因としては、プロペラ流入直前におけるプロペラ回転直径の範囲内で低速領域が広範囲に広がるようにしてより均一な分布になったことによるものと考えられる。各ケースでの比較から、ビルジ渦がプロペラ面内のより内側に存在する場合、低速領域がプロペラ面の中心付近に集中することでプロペラに流入する主流成分の割合も高くなり推力が減少することがわかった。抵抗の増加によって船全体での効率は減少したため、フィンの形状は流線型かつ、より拡散的で弱化したビルジ渦をプロペラ面に導くことができる位置へのフィンの設置が望ましいと考えられる。またプロペラが推力を生み出す上で、プロペラ流入前における相対速度を減少させるように流れを抑制することが重要な要素であると言える。

以上のことを踏まえ、推力等の向上を狙いとしてビルジ渦による下降流の抑制を図る新たな船尾フィンを考案した。このフィンにより船尾の流れ場を変化させることで推進性能の向上を実現できると考える。

## 謝辞

本研究を行うにあたって、荻野要介講師には日頃から多くのご指導をいただき沢山のアドバイスやご指摘を賜りました。時には厳しくご指導してくださり、研究で行き詰まった際に的確なご助言をいただき、先生のおかげでなんとか研究を前に進めることができました。心より感謝申し上げます。

また野崎理教授には研究報告会の場において多くのアドバイスをいただいたのに加え、就職活動における全般で大変お世話になりました。心より感謝申し上げます。

同期である青景壮真君、濱中峻匡君には日頃から助けられ、研究以外の相談や雑談が息抜きになっていました。心より感謝しています。

航空エンジン超音速流研究室の外部流班員の武田明樹君、東谷涼平君、尾崎綾音さんには研究で行き詰まった際に打開できるような私の気付かない点を指摘してくれて本当にありがとうございました。

最後に本研究を行うにあたって協力、助言をして下さった航空エンジン超音速流研究室の各位に深く感謝致します。

## 参考文献

- [1] 国土交通省, “SO<sub>x</sub> 規制への対応について”,  
[https://www.mlit.go.jp/maritime/maritime\\_fr7\\_000019.html](https://www.mlit.go.jp/maritime/maritime_fr7_000019.html)(2022.1.27)
- [2] ジャパン マリンユナイテッド株式会社, 省エネ装置  
<https://www.jmuc.co.jp/rd/development/hydrodynamics/energy-saving/>(2022.1.21)
- [3] 日夏宗彦, “船舶における省エネ技術について”, 季刊誌「生産と技術」, 第 67 巻, 第 2 号, 2015
- [4] 西垣亮 他, “CFD を用いた船型改良技術について—造波抵抗低減と推進効率の向上—”, 三菱重工技報, Vol.44 No.3, 48-51, 2007.
- [5] 船の進行を妨げる力, 海運豆知識, 明和海運株式会社  
<http://www.meiwakaiun.com/meiwaplus/tips/tips-vol48/>
- [6] 田中一郎, “主として船舶関係における三次元境界層の計算例”, 日本航空宇宙学会誌 第 28 巻, 第 313 号, 1980 年 2 月
- [7] 春日悠, “乱流モデル”, [http://penguinitis.g1.xrea.com/study/note/turbulence\\_model.pdf](http://penguinitis.g1.xrea.com/study/note/turbulence_model.pdf)
- [8] 春日悠, “非圧縮流体の圧力-速度連成手法”,  
<http://penguinitis.g1.xrea.com/study/note/pressure-velocity.pdf>
- [9] 春日悠, 「PENGUINITIS」, <http://penguinitis.g1.xrea.com/>
- [10] 齋藤瑛, “波浪中航行時の馬力推定に関する基礎的研究”, 東京海洋大学大学院, 修士学位論文, 2014
- [11] OpenFOAM, <https://openfoam.org/>.
- [12] T2015 Workshop, <https://t2015.nmri.go.jp/index.html>(2022.2.1)
- [13] 齋藤裕樹, “推進効率向上を目的とした CFD による伴流中プロペラ形状最適化”, 横浜国立大学大学院, 博士学位論文, 2018
- [14] M. Visonneau, G.B. Deng, E. Guilmineau, P. Queutey & J. Wackers, “Local and Global Assessment of the Flow around the Japan Bulk Carrier with and without Energy Saving Devices at Model and Full Scale”, 31st ONR Symposium on Naval Hydrodynamics, Sep 2016,
- [15] 佐藤陽平, 日野孝則, “スライディングメッシュにおける物理量の保存性”, 海上技術安全研究所
- [16] 山崎諒 他, “OpenFOAM を用いたポンプ水槽内に発生する空気吸込渦と水中渦の解析”, 日本機学会論文集, Vol.83, No.853, 2017
- [17] 株式会社新来島どつく, 船尾フィンを備えた船舶,  
[http://www.publish.ne.jp/JPU/0003130000/0003136500/JPU\\_0003136506.htm](http://www.publish.ne.jp/JPU/0003130000/0003136500/JPU_0003136506.htm)
- [18] Airfoil Tools, <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=goe508-il>(2022.2.15)