肥大船の操縦運動中の流場に関する研究

(第一報 斜航状態)

正員 大 森 拓 也* 正員 藤 野 正 隆†
正員 宮 田 秀 明† 正員 金 井 誠†

A Study on Flow Field Around Full Ship Forms in Maneuvering Motion
(1st Report: In Oblique Tow)

by Takuya Ohmori, *Member* Masataka Fujino, *Member*
Hideaki Miyata, *Member* Makoto Kanai, *Member*

Summary

Accurate estimation of ship maneuvering ability is required since the IMO adopted the standard for ship maneuvering ability. And the accuracy of estimated hydrodynamic forces acting on a ship is most important to the estimation of ship maneuvering ability. A numerical solution method for the Navier-Stokes equation based on the finite-volume approach is employed in this study and viscous flow field around two types of full ship, with aft part differing from each other, under oblique towing condition is computed. Model experiments are also conducted to validate numerical results. In consequence of comparison between computation and experiments, it is found that hydrodynamic forces, pressure distribution on hull surface, and flow field in the neighborhood of the ship stern agree satisfactorily well with each other.

1. 序

少なからぬ海上での重大災害が船舶の操縦性能の欠如によってもたらされている現状に鑑み、国際海事機関は第18回総会において船舶の操縦性に関する基準を決議した。建造される船舶がこうした基準を満足するには、設計の段階で十分な精度で操縦性能を推定することが重要である。従来も種々の方法で、操縦性能の推定が設計段階で行われてきたが、その推定精度を一層向上させる必要がある。それらのうち操縦数学モデルを利用する方法が、設計段階での推定に最も適していると考えられる。現在、広く使われている操縦数学モデルは、船体、プロペラ、舵のそれぞれに加わる流体力とそれらの間の流体力学的干渉成分をも合わせて、操縦運動を代表する諸変数の関数として表現するこ

とから成り立っている。このような操縦数学モデルを用いて操縦性能を精度よく推定するには、何よりも、流体力の推定精度が十分でなければならない。

操縦運動中の船体に働く流体力は、従来、非線形揚力面理論¹⁾もしくは細長体理論^{2)~6)}に基づいて推定されてきた。また最近ではパネル法などの新しい計算法も試みられつつある⁷⁾。

一方、船舶の操縦性能の大局的な良否は主として船体主要目の如何に依存するが、フレームライン等の細かい船体形状によっても操縦性能が顕著に相違する場合のあることが知られている。冒頭に述べた国際海事機関による操縦性基準に合致するか否かを設計段階で的確に判断するには、こうした細かい船体形状の相違に基づく操縦性能の違いを正確に予測できるようにすることが必要である。前述の種々の計算法によっても、そうした試みがなされているが、本論文では Navier-Stokes 方程式を有限体積法を用いて数値的に解く手法⁸⁾を利用して、操縦運動時の船体流体力を推定する方法の有効性について細かく検討することとした。

本論文では船体後半部形状のみが異なる2隻の肥大船を

* 東京大学院工学系研究科船舶海洋工学専攻

† 東京大学工学部

取り上げ、本数値解法によって船体流体力の両船間の相違を明確にするとともに、数値解析結果を実験によって明らかにされた船尾付近の流場、船体表面の圧力分布、断面横力の船長方向分布などと比較し、本数値解法の有効性を検証することとした。本第一報では専ら斜航状態につき、このような比較を行うが、次報では定常旋回時についても同様の検討を行う予定である。

2. 模型実験

本研究では、船体主要目はほぼ同一であるが船体後半部の異なる2隻の模型船を用いて、斜航時の船体表面圧力および船体流体力を計測した。特に、船体表面圧力計測は数値解析結果の妥当性を細かく検証する目的から、左右両舷対称に440点を越える多数の圧力計測孔を設けて行うこととした。

針路安定性および旋回性で代表される船舶の操縦性能は、斜航時ないし旋回時の流体減衰力の着力点の前後方向の位置関係によって大きく支配される。したがって、船体後半部、特に船尾の形状の相違による操縦性能の違いを合理的に予測するには、これら流体減衰力の船長方向分布がどのように相違するかを的確に推定することが重要である。流体減衰力の船長方向分布を実験的に調査するには従来、分割模型が専ら使われてきた⁴⁾⁹⁾。船体を多数の横断面で分割し、個々のブロックに加わる流体横力を計測し、こ

れにより流体減衰力の船長方向分布を求めようとするものである。しかし、この方法では多数に船体を分割するといっても、計測方法上の制約から10分割程度が限度である。したがって、船尾形状のみが相違する場合の操縦性能の相違を分割模型で調べるためには、比較の精度におのずと限界がある。

本研究では分割模型を使用する代りに、同一横断面内に極力多くの圧力計測点を配し、圧力計測結果から横断面に加わる横力をも推定できるように計画した結果、前記のように多数の圧力孔を設けることとなった。

2.1 供試模型船

実験に供された2隻の模型船の主要目をTable 1に示す。また、各横断面内の圧力計測位置と2隻の模型船のフレームラインの相違を示すため、各断面形状と圧力計測位置をFig. 1に示す。既述のように、船体前半部の形状はA

Table 1 Principal particulars of models used in experiments

Particulars	SR221 A ship	SR221 B ship
Length (L) (m)	3.5000	3.5000
Breadth (B) (m)	0.6344	0.6344
Depth (D) (m)	0.3281	0.3281
Draft (d) (m)	0.2111	0.2111
Displacement volume (m^3)	0.37719	0.37585
Block coeff. (C_B)	0.8045	0.8018
Prismatic coeff. (C_P)	0.8084	0.8057
do. (C_{PA})	0.7504	0.7557
do. (C_{PF})	0.8611	0.8611
Midship coeff. (C_M)	0.9952	0.9952
L.C.B. (% L)	-2.4500	-2.6100

Fig. 1 Body plan and locations of pressure measurement

船型、B 船型とも同一であり、後半部のみが相違する。A 船型および B 船型の船尾部断面はそれぞれ、いわゆる V 型および U 型と称されるものである。これらの両船型の詳細は、最近の肥大船型の特徴である幅広浅喫水、スターンバルブ付きマリナー船尾形状を考慮して決められたものである。両船とも想定実船の垂線間長は 320 m であり、模型船はその 1/91.429 で垂線間長は 3.5 m である。なお、実験は、舵・プロペラともに装備しない状態で、実船換算 15 ノットに相当する船速で実施された。また、実験時の斜航角は 0 (直進)、3、6、9 deg の 4 通りである。

2.2 圧力計測

前述のとおり多数の圧力孔を配したが、同一断面内ないしは同一水線面内の圧力分布が的確に捉えられるような圧力孔の配置とした。また、船体後半部では、前半部よりも多くの横断面圧力分布が得られるように配慮した。圧力孔を配置した断面は以下のとおりである。すなわち、F1 (SS10¹²⁹⁷/₁₀₀₀₀), FP, 9³/₄, 9¹/₂, 9¹/₄, 9, 8¹/₂, 8, 7¹/₂, 7, 6, 5, 4, 3¹/₂, 3, 2¹/₂, 2, 1³/₄, 1¹/₂, 1¹/₄, 1, 7¹/₈, 3¹/₄, 5¹/₈, 1¹/₂, 3¹/₈, 1¹/₄, 1¹/₈, AP, SS-⁷²/₁₀₀₀, SS-¹⁴⁴/₁₀₀₀ の計 31 断面である。

圧力計測には差圧型圧力変換器 (共和電業 (株) 製 PD-100 GA, 測定範囲 0.1 kgf/cm²) を用いた。また、斜航中の船体に加わる船体流体力 (前後力, 横力, 旋回モーメント) を計測するために、3 分力計 (日章電機 (株) 製 LMC-3504-50, 容量 50 kgf) を船体中央に配置し、これを介して模型船を曳航台車に固定した。したがって、曳航中の船体はトリムおよび船体沈下ともに完全に拘束されている。

3. 数 値 計 算 法

3.1 WISDAM-V 法の概要

流場計算には非圧縮性非定常乱流を扱う計算コード WISDAM-V¹⁰⁾ を使用する。保存形の Navier-Stokes 方程式を有限体積法に基づいて離散化し、MAC 法のアルゴリズムにより時間発展的な計算を行う。一般曲線座標、境界適合格子を使用し、流れの変数は staggered に配置される。なお、乱流モデルには単純化した subgrid-scale 乱流モデルを使用し、壁面では damping function を使用している。

まず、離散化手法について説明する。有限体積法を離散化手法とする WISDAM-V では、セルの局所体積を表わすヤコビアン J と、面積ベクトル S を計量として使用する。時間依存の保存形 Navier-Stokes 方程式は次のように書ける。MAC タイプの解法を使用するので圧力項を他項から分離してある。

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} - \text{div } \mathbf{T} + \text{grad } P = \mathbf{0} \quad (1)$$

$$\mathbf{T} = -\mathbf{u}\mathbf{u} + \frac{1}{Re} \{ \text{grad } \mathbf{u} + (\text{grad } \mathbf{u})^T \} - \overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'} \quad (2)$$

ここで、応力テンソル $\mathbf{T}$ は移流項、粘性項、SGS レイノルズ応力項の各項をもつ。また、 p は圧力を密度で除したものである。(1), (2) 式に差分演算子を適用すると

$$\frac{\partial u^i}{\partial t} = -\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial \xi^j} (S_k^j p \delta^{ik}) + \frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial \xi^j} (S_k^j \tau^{ik}) \quad (3)$$

$$\tau^{ij} = -u^i u^j + \frac{1}{Re} (2e^{ij} - \overline{u^i u^j}) \quad (4)$$

ただし、歪テンソルは

$$e^{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u^i}{\partial x^m} \delta^{mj} + \frac{\partial u^j}{\partial x^m} \delta^{im} \right) \quad (5)$$

である。同様に、非圧縮性流体の連続の式を離散化すると、

$$\text{div } \mathbf{u} = 0 \quad (6)$$

より

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial \xi^j} (S_k^j u^k) = 0 \quad (7)$$

となる。本研究では速度定義点が格子点から半セルずれた staggered 配置を採用している。圧力は速度より高次のテンソルなので staggered 配置が適しているためである。こうして、運動量の保存は速度点で定義される momentum flux ($S^j \cdot \boldsymbol{\tau}$) によって表し、質量の保存は圧力点で定義される mass flux ($S^j \cdot \mathbf{u}$) によって表すことになる。

次に、圧力解法について説明する。WISDAM-V では MAC 法のアルゴリズムを用いて圧力を解いている。 n -th time step の流場が求まっているとき、 $(n+1)$ -th step の速度を求めるため、速度更新の式を導く。圧力項を除いた速度の増分を $\delta \tilde{\mathbf{u}}$ とすると、 n -th time step の速度予測子 $\tilde{\mathbf{u}}$ は次のように表わせる。

$$\tilde{\mathbf{u}} = \mathbf{u}^{(n)} - \Delta t \text{ grad } p^{(n)} + \delta \tilde{\mathbf{u}} \quad (8)$$

次に、連続の式 (6) より、 $(n+1)$ -th time step での速度の発散を 0 とおき、(8) 式を代入すると圧力の Poisson 方程式が得られる。この Poisson 方程式を圧力増分 δp に対するものに書き直した式を、MAC 法によって圧力と速度の残差を同時緩和して divergence free 条件を満たすように解くが、Poisson 方程式は対角成分が支配的であることから、Laplacian のノルム $\|\mathcal{L}^2\|$ を用いて書き直すと、iteration level (m) において

$$p^{(m+1)} = p^{(m)} - \frac{\omega}{\|\mathcal{L}^2\|} \frac{\text{div } (\tilde{\mathbf{u}})}{\Delta t} \quad (9)$$

ここに、 ω は緩和係数であり、本研究では 0.8 を使用する。また、収束の判定は、収束半径 $|\delta \tilde{p}|$ が

$$|\delta \tilde{p}| = |p^{(m+1)} - p^{(m)}| \leq 10^{-4} \quad (10)$$

となった時点で行う。

本研究では、乱流モデルとして、全計算領域において Sub-Grid Scale 乱流モデルを使用する。(2) 式の未解決の応力項が SGS Reynolds 応力であり、以下のように定義する。

$$\overline{u^i u^j} = \frac{1}{3} \delta^{ij} \overline{u^l u^l} - 2\nu_s e^{ij} \quad (11)$$

ここで、 $\overline{e^v}$ は(5)式の応力テンソルである。 ν_s はSGS 渦粘性係数で、Smagorinsky のモデル

$$\nu_s = \{D_f L_s\}^2 \sqrt{2e^v} \quad (12)$$

を用いる。本研究では、length scale L_s は最小格子間隔の $\frac{1}{2}$ としている。また、 D_f は van Driest の damping function であり、以下のように表される。

$$D_f = 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{26}\right) \quad (13)$$

さらに、壁面では Spalding の universal law を wall function として使用し、 y^+ 及び摩擦速度 u^+ を与えている。

また、移流項に中心差分を用いていることに起因する数値的不安定を防ぐために、本研究では速度の4階微分の形の人工散逸項を導入している。

3.2 両舷計算における境界条件

本研究では斜航を取り扱えるように改良された計算コード⁸⁾を使用している。これは船体の全長・両舷にわたって格子を生成し、境界で斜流を与えることによって斜航状態を再現し、船体固定での拘束斜航状態をシミュレートするものである。静止状態から計算を開始して、体積力を与えることによって一様流速まで加速しているが、斜航の際には斜め方向に加速度を与えている。また、船体の前後にできるセンタープレーン部は数値的には計算領域の端部になり、通常の点と同様の計算はできないので、境界条件として両隣の設定点における変数値から内挿して、両舷の流場の間で流れが連続になるように計算している。

3.3 計算条件

供試船型は SR 221 A, SR 221 B の2船型であり、それぞれ斜航角 0, 3, 6, 9 deg の4ケースを計算している。レイノルズ数は模型実験に合わせて 2.835×10^6 である。但し、実験が比較的低フルード数であることもあり、水面は鏡像条件を与えている。使用した格子系は O-H 型格子であり、 ξ^1 は長手方向、 ξ^2 は radial 方向、 ξ^3 は girth 方向となる。格子は直進状態で生成し、いずれの斜航角でも共通の格子で計算する。格子点は船首、船尾、船体表面に引きつけて配置する。計算格子の主要なパラメータを Table 2 に示す。なお、物理量は船長及び一様流速で無次元化している。

Table 2 Grid parameters for computation

Number of grid points	95600 ($\xi^1 \times \xi^2 \times \xi^3 = 85 \times 25 \times 45$)
Computational region (longitudinal direction, before hull)	0.5 × L
Computational region (longitudinal direction, after hull)	1.5 × L
Computational region (radial direction)	0.75 × L
Minimum grid spacing (longitudinal)	$8 \times 10^{-3} \times L$
Minimum grid spacing (radial, at midship)	$7 \times 10^{-3} \times L$
Minimum grid spacing (radial, at FP or AP)	$6 \times 10^{-4} \times L$

Table 3 Condition of computation

Drift angle	β (deg)	0	3	6	9
Time increment	Δt (nondimensional)	5×10^{-4}	4×10^{-4}	2×10^{-4}	1.5×10^{-4}
Time steps for acceleration	(nondimensional)	2×10^3	3×10^3	4×10^3	5×10^3
Computed time	(nondimensional)	2.0	2.4	2.4	2.4

また、計算条件を Table 3 に示す。数値的安定条件の制限から、斜航角が大きいケースほど時間刻みは小さく設定している。

4. 結果の比較及び考察

4.1 斜航時流場の構造

ここでは、斜航時流場の構造について $\beta=9$ deg における計算結果を中心に論ずる。 $\beta=9$ deg での流場のデータはいずれも最終時 ($T=2.4$, ただし T は船長と一様流速で無次元化した時間) でのものを使用している。

まず、 $\beta=9$ deg での船体後半部における伴流分布の計算値と実験値¹¹⁾を Fig. 2 (A 船型), Fig. 3 (B 船型) に示す。コンター間隔は 0.1 である。なお、実験との比較のため、値は一様流方向速度の大きさであり、断面は船体に垂直ではなく一様流に垂直で、記された S. S. をセンターラインで通るような断面である。また、船体後半部における ω^1 の計算値の分布を Fig. 4 (A 船型), Fig. 5 (B 船型) に示す。こちらも伴流分布と同様に一様流と垂直な断面で、 ω^1 は一様流方向の軸まわりの渦度である。太線(+)は反時計まわり、細線(−)は時計まわりの回転を表し、コンター間隔は 10 である。

A. P. 断面での計算値と実験値を比較すると、定性的には一致を示していると言える。伴流分布の形状は比較的良好一致しているが、値を見ると実験値に比べやや広がり気味である。これは格子解像度の不足により実質的にレイノルズ数が低くなっている、或いはSGS乱流モデルが壁面せん断応力を少な目に評価しているなどの可能性が原因として考えられる。水面付近で一致が悪くなっている原因は自由表面を導入していないためであると考えられる。また、船体に格子を引きつけているため、船体から離れると急激に格子解像度が落ち、渦の減衰が早くなっている。なお、A. P. から後ろのセンタープレーンのキール部は数値的特異点であり、A. P. での流場に多少の影響を及ぼしているようにも見受けられるが、センタープレーン部は渦度の計算プログラムにとっても数値的特異点なので、後処理段階での数値的問題の混入も考えられる。

流場を詳しく見ていくと、中央横断面においては、face 側ビルジの角の両側に薄く渦が見られ、船底には船首 face 側船底からの剥離渦が大きく広がっている。back 側では船底からの剥離渦が放出された下側でビルジ渦が発達を始めている。S. S. 3 以降で絞り込みが始まると、back 側ではビルジ渦が順調に発達していくが face 側では絞り込みの角の部分からの剥離渦 (ビルジ渦とは逆まわり) が発達していく。底部から始まる絞り込みが上部に及ぶにつれて face 側の渦も上方へ移動してゆき、ようやく face 側のビルジ渦が発達を始める。A. P. 断面では、face 側のビルジ渦が押しつぶされた形で back 側のビルジ渦のまわりにはりついたような構造となっている。伴流分布をみると、これ

Fig. 2 Wake distribution of SR221 A-ship aft part

 Fig. 4 Distribution of vorticity ω_1 , SR221 A-ship aft part

Fig. 3 Wake distribution of SR221 B-ship aft part

 Fig. 5 Distribution of vorticity ω_1 , SR221 B-ship aft part

らの渦に対応して伴流の変形が認められる。また、back 側の伴流が非常に厚くなっているのに対して face 側の伴流

は薄く、特に平行部では殆ど厚さがない。

次に、helicity の等値面を Fig. 6(face 面), Fig. 7(back

Fig. 6 Helicity isosurface from face side at $\beta=9$ deg (upper: A-ship, lower: B-ship)

Fig. 7 Helicity isosurface from back side at $\beta=9$ deg (upper: A-ship, lower: B-ship)

面)に示す。helicity は以下のように定義される量で, Lamb scalar(L_s)とも呼ばれる。

$$L_s = \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{u} \quad (14)$$

ここで, $\boldsymbol{\omega}$ は渦度ベクトル, $\mathbf{u}$ は流速ベクトルである。この定義より, $\boldsymbol{\omega}$ と $\mathbf{u}$ のなす角が小さい場合に L_s は大きくなり, L_s の大きさは縦渦流れの強さに対応することになる。helicity 等値面の値は ± 10 で明るい色が右ネジ方向, 暗

い色がその逆方向の渦を示す。前述したような流れ場の渦構造が視覚的に確認できる。

ここで, 斜航時の流れの構造を簡単にまとめてみる。斜航による剥離渦の発生している場所は主として船底及び船体側面の平行部の縁の部分, および船首・船尾のセンターライン上などである。これらの渦と流れとによって helicity が生じるが, Fig. 6, Fig. 7 に示されている等値面のうち, 明るい色の等値面が主としてこれらの渦に対応している。また, これらの渦に対応して, 対になる二次的な渦が発生している。図では暗い色の等値面が主としてこれらの渦に対応している。一方, 斜航に起因しないビルジ渦などの渦も発生している。斜航による渦とビルジ渦は, back 面では同じ回転方向であるが, face 面では逆向きとなる。従って back 面のビルジ渦に比べて face 面のビルジ渦は発達が遅くなり, 船体後部を包み込むような剥離泡の内側から現れるような形になっている。二つの船型を比べて特徴的なのは, face 側の側面平行部後端の線に沿って強い helicity が分布していることである。これは, face 面では平行部後端に至るまで境界層が殆ど発達しないため, 船側平行部の端部における剥離が非常に激しくなることに加えて, buttock flow の影響で渦度ベクトルと流速ベクトルの方向が近いためではないかと考えられる。

4.2 船体表面圧力及び斜航時流体力

ここでは, 船体表面圧力と斜航時流体力について計算結果と実験結果を示し, 比較と考察を行う。

流体力 Y', N' の計算値と実験値の比較を Fig. 8 に示す。計算値は船体表面の圧力を積分して得たものであり, 船体固定座標系で定義してある。 Y', N' の無次元化は以下のように船速 U と船長 $L (=L_{pp})$, 喫水 d によって行っている。

$$Y' = \frac{Y}{\frac{1}{2} \rho U^2 L d} \quad (15)$$

$$N' = \frac{N}{\frac{1}{2} \rho U^2 L^2 d} \quad (16)$$

V 型フレームを持つ A 船型の方が U 型フレームの B 船型に比べて Y' が小さく N' が大きいという, 実験結果に見られる A/B 両船型間の差異が, 計算値でも定性的に再現されているが, 定量的には特に大 β で改善の余地があることがわかる。

船体表面圧力の計測値と計算値の SS 3, SS 1, SS $\frac{1}{2}$ の各断面での値を Fig. 9 に示す。圧力計測孔の位置での値であり, 計算値は格子点での値から補間したものである。ビルジやキールの部分でやや一致が悪くなっているが, これらの場所は剥離が起きていると考えられる場所であり, 圧力が局所的に低くなっているが, 計算格子の解像度不足や乱流モデルのチューニング不足により計算では現象が鈍って

Fig. 8 Comparison of hydrodynamic forces, measured and computed

 Fig. 9 Comparison of pressure coefficients on SS3, SS1, and SS $\frac{1}{2}$ at $\beta = 9$ deg, measured and computed

いる可能性が考えられる。

$\beta=9\text{ deg}$ における船体表面の圧力係数の分布を Fig. 10 に示す。太線は正圧、細線は負圧を示し、コンター間隔は 0.1 である。まず計算値を見ると face 面は船首付近で強い正圧が見られる一方、船底近くでは剥離による負圧が発生している。これに対して back 面の船首付近は比較的穏やかな圧力分布である。船体後半部で両船型共通の傾向としては、平行部が終わって船体の絞り込みが始まる所で face, back 両面ともに一旦負圧が強まり、その後で圧力回復している。一方、後半部では両船型の違いも出てくる。V 型フレームの A 船型は U 型の B 船型に比べて絞り込みの始まる位置が深さ方向に大きく変化するので、負圧の位置の分布も同様になっている。

実験値と計算値を比較すると、船首近く（特に back 面）で一致が悪い。大きな原因として船首付近の格子が実際の船体形状をうまく表わしていないことが考えられる。また、自由表面の影響の可能性も挙げられる。低フルード数 ($Fn=0.15$) とはいえ、斜航状態でもあり、自由表面が圧力場に与える影響は無視できないと考えられる。

次に、 $\beta=3, 6, 9\text{ deg}$ での横力の長手方向分布を Fig. 11 に示す。ただし横軸 x^1 は船長により無次元化された長手方向座標で、F.P. で -0.5、A.P. で 0.5 となる。単位長さあたりの横力は次式のように無次元化している。

$$\Delta Y' = \frac{\Delta Y}{\frac{1}{2}\rho U^2 d} \quad (17)$$

ここで ΔY は船体固定座標系で定義された船体に垂直な方向の力であり、船体表面の圧力を girth 方向に積分して得られる。実験値も計測した圧力から同様に処理している。船首付近で大きな横力が生じ、平行部では緩やかに変化し、後部で一旦負のピーク値になった後で再び正方向に転じるという特性は、実験値と計算値でよく合致している。船体前半部での実験値と計算値の不一致が見られるが、これは前述した圧力分布の不一致に起因している。また、特に小さい角度で実験値にばらつきが見られるが、これは計測精度上の問題であると考えられる。A 船型と B 船型の横力分布を比べてみると、船体後部で負のピーク値をとる点の位置が異なる（A 船型で $x^1=0.293$ 、B 船型で $x^1=0.257$ ）ものの、そこから後方では、ほぼ同様な変化を示していることが分かる。実験値においても、計算値ほど明瞭ではないものの、やはり同様の差が見られる。すなわち、両船型の差は、この負方向の力のピーク点の位置の違いに起因していると考えられる。

そこで、両船型の差を更に詳しく見るために、 $\beta=9\text{ deg}$ での、両舷の圧力係数の差から得られる単位面積あたり横力分布の計算値のコンターを Fig. 12 に示す。コンター間隔は 0.05 である。この図から、負方向の力を出している部分の等高線の尾根は船体の絞り込みの始まる線と同様に船

Fig. 10 Distribution of pressure coefficients at $\beta=9\text{ deg}$, measured and computed

Fig. 11 Longitudinal distribution of lateral force (measured and computed, $\beta=9, 6, 3\text{ deg}$)

Fig. 12 Computed lateral force distribution ΔC_p

Fig. 13 Computed helicity isosurfaces (upper), pressure distribution (mid), lateral force distribution (lower), comparison (upper: A-ship, lower: B-ship)

底部から上昇してゆき、ピークは喫水の30%から40%の深さにあることが分かる。これをFig. 10の圧力分布と比較すると、face面の強い負圧部が、負方向の力の分布を決定づける主要な成分となっていると考えられる。

最後に、両船型の流場の違いと流体力の違いの関連を明らかにするため、船体後半部におけるface側のhelicityの絶対値100の等値面と船体表面の圧力係数を、横力分布のコンターと共にFig. 13に示す。等値面はhelicityの絶対値100という非常に強い縦渦流れを示している。この強いhelicityは、Fig. 6, Fig. 7に示されている、平行部から絞り込みが始まる部分での剝離渦と対になる渦と、buttock flowの影響を強く受けた流れが大きな要因となっているhelicity等値面の一部である。両船型とも等値面の始まる位置はS.S.3付近であり大差ない。しかし減衰して消える

位置はA船型の方がS.S.2付近であるのに対しB船型はS.S.2 $\frac{1}{2}$ 付近であり、明らかに差異が見られる。そして、等値面の後端の線は横力の等高線の尾根と対応し、負方向の力のピークの場所と等値面の切れる位置も対応している。両船型における流体力の差は、face面の平行部が終わって絞り込みが始まる部分に発生する強い縦渦流れの分布の違い、船型要素として平行部から絞り込みの始まる位置の分布に起因する可能性が高いと考えられる。

5. 結 言

Navier-Stokes方程式の数値解法により斜航する船体周り流場の数値計算を行うと共に、模型実験により船体表面圧力と流体力の計測を行い、その結果として次のような知見を得た。

1. これまであまり明らかにされていなかった斜航時流場の構造を明らかにした。
2. 船体表面圧力、流体力の計算値と実験値は良好な一致を示し、依然として改良すべき点は残されているものの、本手法の流体力予測精度の高さを確認できた。
3. 従来の計算法では明確に表わすことが困難だった、フレームラインの違いによる流体力・流場の違いを数値計算により再現することができ、微妙な船型要素まで取り込める計算法であることを示した。
4. 以上のように、Navier-Stokes方程式数値解法の船舶操縦性研究への応用の有効性を示し、より高精度な操縦性能推定法への足掛りを築くことができた。

なお、この研究は、(社)日本造船研究協会第221部会の研究の一部として行われたものであり、関係各位に厚く感謝するものです。とりわけ、流場観測結果を引用させていただいた船舶技術研究所の野中晃二氏、供試模型船の線図を引用させていただいた住友重機械工業(株)の佐々木紀幸氏、圧力計測実験及びその解析にあたられた東京大学江口純弘助手、及び大学院生宇佐見修吾の四氏には深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) Inoue, S., Hirano, M. and Kijima, K.: Hydrodynamic Derivatives on Ship Manoeuvring, Inter. Shipbuilding Progress, Vol. 28, No. 321 (1981)
- 2) 不破健: “斜航中の船体に働く流体力について”, 日本造船学会論文集, 第134号 (1973)
- 3) 溝口純敏: “三次元剝離を考慮した斜航船体まわりの流れの計算”, 関西造船協会誌, 第188号 (1983)
- 4) 松本憲洋, 末光啓二: “操縦運動時に船体に働く流体力”, 関西造船協会誌, 第190号 (1983)
- 5) 浜本剛実: “細長体に働く揚力とその流れ模型”, 関西造船協会誌, 第196号 (1985)
- 6) 野中晃二: “剝離渦層を流出しながら任意運動をし

- ている物体に働く流体力”, 西部造船会会報, 第87号 (1992)
- 7) 楊建民, 松井志郎, 玉島正裕, 山崎隆介: “斜航する船の船体とプロペラ, 舵システムの干渉について”, 西部造船会会報, 第87号 (1993)
- 8) Ohmori, T., Miyata, H.: Oblique Tow Simulation by a Finite-Volume Method, 日本造船学会論文集, 第173号 (1993)
- 9) Clarke, D.: A Two-Dimensional Strip Method for Surface Ship Hull Derivatives: Comparison of Theory with Experiments on a Segmented Tanker Model, Jour. of Mechanical Engineering Science, Vol.14, No.7, Supplementary Issue (1972)
- 10) 渡辺修, 朱明, 宮田秀明: “有限体積法による自由表面を含む船体まわりの粘性流のシミュレーション”, 日本造船学会論文集, 第171号 (1992)
- 11) 二村正, 原口富博, 上野道雄, 野中晃二, 吉野良枝: “斜航船体についての伴流と流体力の測定”, 第62回船舶技術研究所研究発表会講演集 (1993)
-