

CFDによる高速船推進性能の推定 (第1報) *1

正会員 折原 秀夫 *2

Prediction of Propulsive Performance of High-Speed Boats using a CFD Simulation Method (1st Report)

By Hideo ORIHARA (Member),

The applicability of CFD simulations for the prediction of the propulsive performance characteristics of high-speed boats is examined. In this report, a CFD code, WIDSAN-VIII, is used for simulations and computed results are discussed. Simulations are conducted for several monohull type high-speed boat models over a range of Froude numbers from 0.5 to 1.0. The ability of the CFD code is validated by comparing its computed results with the measured data in terms of the running attitudes, resistance coefficients and pressure distributions. These comparisons show that the computed results from the CFD code agree quite well with the model-measured data. It is confirmed from these comparisons that the CFD code can be applicable to the prediction of the propulsive performance of monohull type high-speed boats.

Keywords : *CFD Simulation, High-Speed Boat, Running Attitude, Resistance Coefficient*

1. 緒言

高速船は、速度の上昇に伴いトランサム型船尾からの波切れやスプレーの発生等船体まわりの流場での非線型性が顕著になる。また船体に作用する動的流体力の影響により、船体航走姿勢が静止時の状態から大きく変化する。このため、推進性能推定においては、浸水表面積の変化や航走姿勢の変化等、通常の排水量型船舶の場合には見られない問題を取り扱う必要が生じる。その結果、高速船推進性能推定法は排水量型船舶の場合に比べ取扱が複雑になり、未だ合理的な推定法が確立されるにいたっていない¹⁾。

従来、高速船の推進性能については、実験的手法による研究が数多く行われており、高速船の抵抗成分分離に関する研究(例えば、Tanaka et al.²⁾)などが報告されている。

これに対し理論的、数値的手法については、船体姿勢変化などの取扱いが困難であるため、これまであまり研究がなされてこなかった。しかし近年高速船に対する関心の高まりとともに、実用船型を対象とし、航走姿

勢の変化も考慮しうる推進性能推定法が開発されるようになってきている。こうした推定法の多くはポテンシャル流計算によるものであり、ランキンソース法を用いた高速船の抵抗・航走姿勢計算法として、江口³⁾、川島⁴⁾、Brizzolara et al.⁵⁾などが報告されている。また、ポテンシャル流を仮定せず、数値計算的(CFD)手法により、高速船まわりの粘性造波流場と航走姿勢とを計算するCFDシミュレーション法に関する研究も報告されている^{6) 7)}。

高速船の推進性能推定手法として、ランキンソース法とCFDシミュレーション法を比較すると、両者の得失は以下のように考えられる。まず計算速度については、CFDシミュレーションに比べランキンソース法は短い時間で計算が可能であり、計算効率の面で有利であると考えられる。設計の初期段階など、多数の船型の相対的性能評価を短時間で行う必要がある場合には、ランキンソース法は有効な手法であろうと考えられる。しかし、ポテンシャル流の仮定に基づくランキンソース法などの計算法では、上で述べた高速船に特有のトランサムまわりの流れや船首近傍のスプレー流場などを直接的に取り扱うことが難しいと考えられる。特にこうした流場の非線型性の影響が顕著となる高速域(概ね船長基準のフルード数で1.0付近)で、船体まわり

*1 平成13年11月15日造船三学会秋季連合大会において講演、原稿受付平成13年11月30日

*2 日立造船株式会社

の流場や航走姿勢, 抵抗などを高精度で推定するためには, CFD シミュレーション法を用いる必要があると考えられる。また計算効率についても, 近年の計算機能力の向上を考慮すれば, 将来的には現状に比べ大幅に短縮されることが予想され, CFD シミュレーション法を用いた場合でも, 比較的短い計算時間で高速船推進性能の推定を行うことが可能になると考えられる。

本研究では, このような観点より, 高速船推進性能の高精度推定法の確立を目的として, CFD シミュレーション法による高速船推進性能推定法を構築する。ここで, 本推定法の中核をなす CFD コードには, WISDAM-VIII コード⁶⁾⁷⁾を用いる。本コードは, 高速船まわりの流場と姿勢変化計算への適用を目的として, 開発された CFD コードである。本コードについては, これまでに主に半滑走状態の高速船を対象とした計算に適用されており, 漁船船型まわり波高分布の水槽試験結果との比較や, 重心前後位置変更姿勢変化シミュレーション結果などが報告されている。しかし, 公表されている計算例は姿勢固定状態での船体まわり波形や流場構造の検討が中心であり, 高速船の推進性能評価を行う際に重要となる姿勢変化や抵抗係数の推定精度の評価はあまり行われていない。

そこで本報では, CFD による高速船推進性能推定法構築の第一段階として, WISDAM-VIII コード⁶⁾⁷⁾について, 高速船の推進性能推定精度を検証した。計算対象として, 水槽試験結果が公表されている単胴高速船型⁸⁾⁹⁾を用いてシリーズ計算を実施し, 半滑走状態に対応する速度域, および複数の船型について, 航走姿勢・船体抵抗係数の計算結果と水槽試験結果を比較し, 推定精度を検証した。また, CFD 計算で得られる船体まわり流場の妥当性を検証するため, 船底圧力分布について計算結果と水槽試験結果の比較を行った。

尚, 本研究では, 高速船の定義として, 「船長基準のフルード数 0.50 以上の船舶」とした。これは, 概ね半滑走状態以上の速度で航走する船舶に該当し, 静止時と大きく異なる姿勢で航走する状態に対応する。

2. CFD 計算法

本研究では, CFD 計算法として WISDAM-VIII⁶⁾⁷⁾を用いた。本コードは, 非圧縮 Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS) 方程式と連続の式を支配方程式とし, 非線型自由表面条件のもとで有限体積法により離散化を行う。流場計算は速度・圧力分離型陽解法により, 速度・圧力場と船体造波を求めるものである。自由表面条件の取扱いには密度関数法を用い, 自由表面を密度関数の等値面として取り扱っている。このた

Table 1 Principal particulars of NPL-100A.

Length	L_{WL}	2.54 m
Breadth	B	0.4064 m
Draft	d	0.140 m
Block Coeff.	C_b	0.397
Max. Sec. Area Coef.	C_m	0.573
Longi. Cent. Buoyancy	LCB	6.4 % L_{WL} aft of midship

め, 計算格子を自由表面に適合させる必要がなく, スプーレなど急峻な波形に対しても比較的容易に計算を行うことができる。また姿勢変化については, 船体運動方程式を流場の支配方程式と結合して解き進めることにより, 平水中計算における運動の収束値として船体航走姿勢も求めている。

この他, 本コードの詳細については参考文献⁶⁾⁷⁾を参照されたい。

3. 航走姿勢・抵抗比較計算

代表的高速船型である NPL 丸型シリーズ船型⁸⁾⁹⁾を対象として, 航走姿勢・抵抗比較計算を実施した。船体航走姿勢と抵抗係数について船速ベースでの計算とともに, 船型要素を変更した計算を行った。また, 水槽試験結果との比較を行い, CFD 計算による推定精度を検証した。計算で用いた NPL シリーズの母船型模型 (NPL-100A) の主要目を Table 1, 正面線図を Fig.1 に示す。計算結果との比較に用いた水槽試験結果⁸⁾⁹⁾は, 上記 NPL 丸型シリーズ船型の相似模型船 ($L_{WL} = 2.54m$, 裸殻状態)を用い, NPL ship division No.3 tank (長さ×幅×水深 = 396m × 15m × 8m) で計測されたものである。

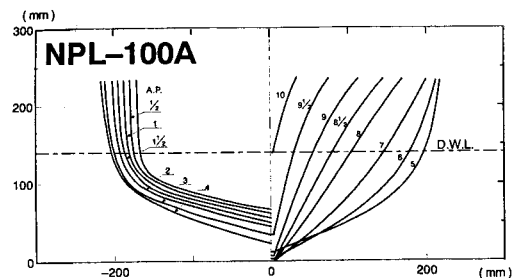


Fig. 1 Body plan of NPL-100A (model scale).

NPL-100A 船型用の計算格子を Fig.2 に, 計算条件を Table2 に示す。ここで, Table 2 中に示すフルード

Table 2 Conditions of computations for NPL-100A.

Grid size ($n_i \times n_j \times n_k$)	80 × 30 × 70
Minimum grid spacing (normal to the hull surface)	0.001 L_{WL}
Size of computational domain (in all direction)	8.0 L_{WL}
Froude number (F_n)	0.6 ~ 1.0
Reynolds number (R_n)	1.0×10^6

数 (F_n), レイノルズ数 (R_n) はともに L_{WL} を代表長さとしたものである。

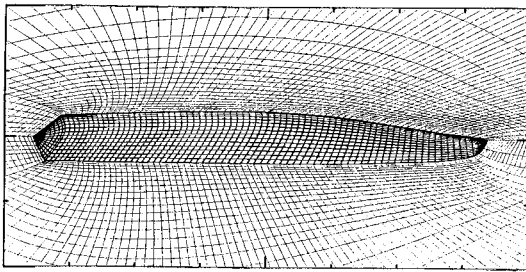


Fig. 2 Computational grid for NPL-100A.

Fig. 3 に示す船体航走姿勢の比較より, 船体トリム角および重心浮上量とも, 計算結果 (Fig. 中 ● で表示) は水槽試験結果の傾向を良く捉えていること, 特にトリム角は, 定量的にも水槽試験結果と良く一致することが分る. 一方, 重心浮上量については, 全般的に計算結果は全般的に水槽試験結果に比べ過小評価となっているが, その差は小さく, 水槽試験との一致は良いと考えられる。

船体抵抗の推定については, 粘性を考慮した CFD 計算を行う場合には, 本来 R_n を水槽試験状態と合わせ, 摩擦抵抗も直接計算で用いるべきと考えられる. しかし, 大型模型船を用いた水槽試験状態 (概ね $Re \sim 10^7$) で計算を行う場合, 船体近傍で速度境界層を正しく捉えるためには, 船体法線方向に極めて密な格子を用いる必要が生じる. 高速船の計算でこうした格子を用いた場合, 船体表面に生じるスプレー状の船首波の計算が困難となり, 計算が不安定となることが多い. また高速船を対象とする場合, 境界層の発達小さく, 船体まわり流場に及ぼす粘性の影響は小さいと考えられること, さらに船体抵抗は圧力抵抗成分が支配的であるとされる. そこで本研究では, 計算を安定に行うため, 水槽試験状態より小さな R_n (今回の計算では $R_n = 1.0 \times 10^6$) で計算を行い, 圧力抵抗成分と摩擦

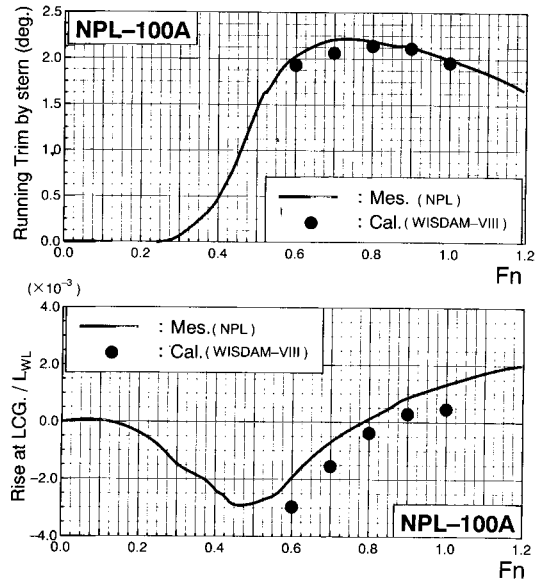


Fig. 3 Comparison of running attitude for NPL-100A.

抵抗成分とを分離して推定する以下の方法により船体抵抗を推定した。

即ち, 船体抵抗係数について, 二次元外挿法により抵抗成分を分離し, 次式により水槽試験 R_n 対応の抵抗係数値を推定した。

$$C_{TML} = \frac{R_{TM}}{\rho U^2 L_{WL}^2} = C_{RL} + \left(\frac{S_W}{2L_{WL}^2} \right) \cdot C_{F0} \quad (1)$$

ここで, C_{TML} : 全抵抗係数, R_{TM} : 全抵抗, C_{RL} : 剰余抵抗係数, S_W : 浸水表面積, C_{F0} : 相当平板摩擦抵抗係数 (Schoenherr の式を使用, L_{WL} を代表長さとする R_n での値で評価), ρ : 流体密度, 添字 (L): 代表面積を L_{WL}^2 とした無次元化を示す。

剰余抵抗係数 (C_{RL}) および船体浸水表面積 (S_W) は, R_n 影響を受けないと仮定し, 船体表面での密度関数 (ρ_m) 値分布および圧力 (p) 分布計算結果より次式で推定する。

$$C_{RL} = \frac{1}{\rho U^2 L_{WL}^2} \int_{S_H} \rho_m p \cdot n_x dS \quad (2)$$

$$S_W = \int_{S_H} \rho_m \sqrt{n_y^2 + n_z^2} dS \quad (3)$$

ここで, $\rho_m \begin{cases} < 0.5 & (\text{自由表面上}) \\ \geq 0.5 & (\text{自由表面下}) \end{cases}$ であり, S_H : 船体表面, $\mathbf{n} = (n_x, n_y, n_z)$: 船体表面法線ベクトル (船体内向きを正), dS : 船体表面面積要素を示す。

Fig.4に上記(3)式より推定した S_W とNPL水槽試験結果⁸⁾の比較を示す。ここで F_n の増加に伴い S_W が増加する傾向を示すのは、計算対象船型が丸型の断面形状を有し、スプレーレールのない状態を対象とするため、 F_n の増加に伴い船側波高が著しく増大するためである。

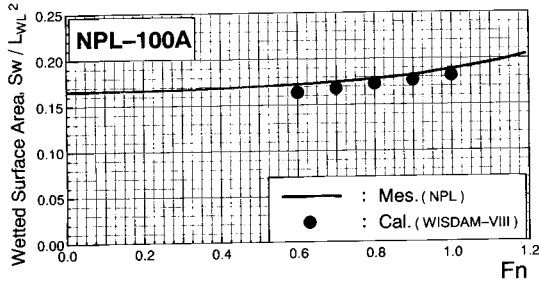


Fig. 4 Comparison of wetted surface area for NPL-100A.

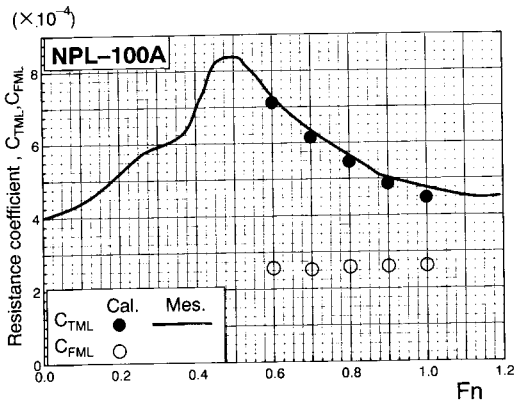


Fig. 5 Comparison of resistance coefficients for NPL-100A.

Fig.5に、(1)式より推定した模型全抵抗係数 C_{TML} と水槽試験結果⁸⁾との比較を示す。ここで、 $C_{FML} (= \frac{S_W}{2L_{WL}^2} \cdot C_{F0})$ は $\rho U^2 L_{WL}^2$ で無次元化された摩擦抵抗係数である。

Fig.5より、 C_{TML} の計算結果は水槽試験結果に比べ定量的には若干の差を生じるものの、定性的にはよく一致していることが分る。また、このことから(3)式による船体抵抗推定式が妥当性を有することが分かる。

次に、船型要素が推進性能に及ぼす影響の推定精度を検証するため、高速船の推進性能との関連の強い船長排水量比($L_{WL}/\nabla^{1/3}$, ∇ :排水容積を示す)変更した比較計算結果をFig.6, 7に示す。ここで計算対象船型の概要はTable 3に示す通りであり、母船型(NPL-100A)

Table 3 Outline of NPL series hull forms.

Hull No.	$L_{WL}/\nabla^{1/3}$	B/d	L_{WL}/B
80A	7.09	3.63	6.25
100A	6.59	2.90	do.
150A	5.76	1.93	do.

と $L_{WL}/\nabla^{1/3}$ を変更した2船型と用いた。また計算結果は $F_n = 1.0$ のものを示す。

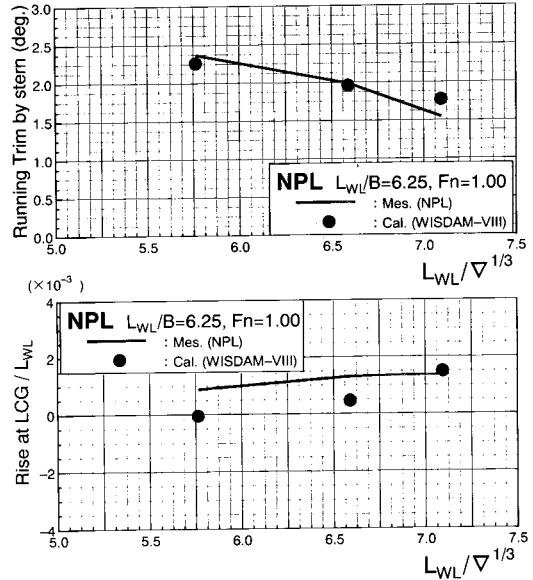


Fig. 6 Variation of running attitude with $L_{WL}/\nabla^{1/3}$.

Fig.6に示す航走姿勢の比較より、 $L_{WL}/\nabla^{1/3}$ に対する航走姿勢の変化は、定量的には若干の差が見られるものの、計算で概ね良く捉えられていることが分る。またFig.7に示されるように、(3)式を用いて推定した C_{TML} について、水槽試験結果に見られるような $L_{WL}/\nabla^{1/3}$

の増加に伴い C_{TML} が大きく変化する高速船の抵抗特性が、本コードの計算でよく捉えていることが分る。

以上の結果から、本コードを用いた計算により、今回計算を実施した F_n の範囲(概ね半滑走状態に相当)で、船体航走姿勢と抵抗係数が、船型要素変更の影響も含め概ね良好な精度で推定可能であることが分る。

4. 圧力分布比較計算

前節で示した航走姿勢の比較において、計算結果が水槽試験結果とよく一致したことから、主に船体表面圧力の積分値で与えられる船体浮上力とトリムモーメ

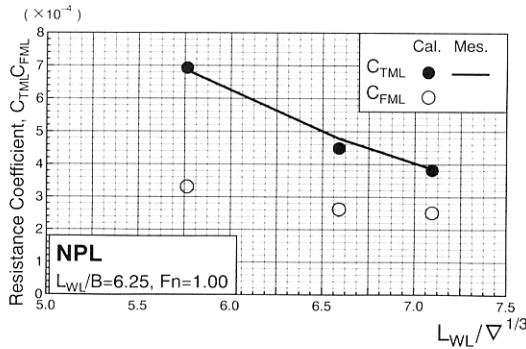


Fig. 7 Variation of resistance coefficients with $L_{WL}/\nabla^{1/3}$.

ントは計算で精度精度良く推定されていると推測される。そこで本節では、さらに詳細な流場分布について、本コードの計算精度を検証するため、船体表面圧力分布の計算結果を水槽試験結果と比較検証した。

比較に用いた水槽試験は、(株)明石船型研究所 (ASMB) 曳航水槽 (長さ×幅×水深 = 200m × 13m × 6.5m) で実施された。水槽試験状態と対象船型 (以下、Hull-B とする) を Fig.8, 圧力計測位置 (全て船底中心線上に設置) を Fig.9 に示す。

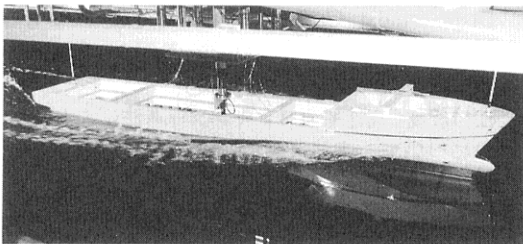


Fig. 8 Model Hull B towing at $Fn = 0.685$.

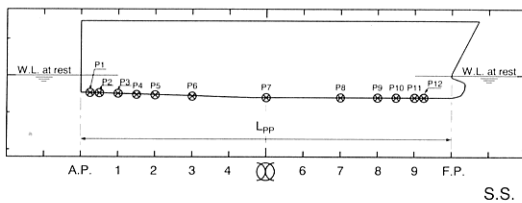


Fig. 9 Locations of pressure measurement position.

圧力分布比較計算に用いた計算格子を Fig.10 に示す。計算は $0.434 \leq Fn \leq 0.787$ で実施した。 Fn 以外の計算条件は Table2 に示す条件と同様である。

船体表面圧力分布の比較を Fig.11 ~ 13 に示す。ここで図中に示す圧力係数 $C_{\phi d}$ は、静圧 p より静水圧成

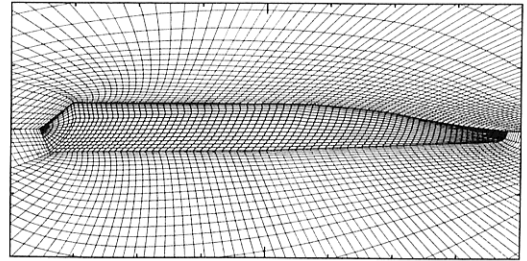


Fig. 10 Computational grid for Hull B.

分を除いた動的圧力 ($\phi (= p + \rho g z)$) を midship における基準静水圧 $\rho g d_m$ で無次元化したものであり、定義は次式に示す通りである。

$$C_{\phi d} = \frac{p + \rho g z}{\rho g d_m} \quad (4)$$

ここで d_m : midship での静止時喫水, g : 重力加速度, z : 鉛直方向座標 (静水面上を原点とし、鉛直上向きを正) を示す。

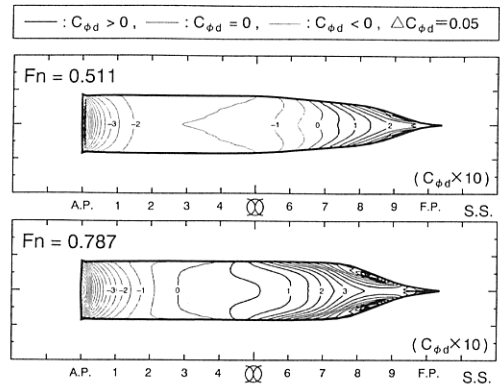


Fig. 11 Computed pressure distributions on the hull for Hull B.

Fig.12, 13 より、前節で示した航走姿勢などと同様、船底圧力分布についても、Fig.12 に示す船長方向の分布および Fig.13 に示す Fn 影響とともに、計算結果は水槽試験結果と良く一致することが分る。トランサム型船尾を有する高速船型での圧力分布の特性、即ち、船首から船尾に至る順圧力勾配の存在と船尾端近傍での圧力の急激な低下や、船速の増加とともに全体的に動的圧力 (ϕ) が増加する様子が、本コードの計算で定性的・定量的に良く捉えられていることが分かる。一方、船首近傍では、 $Fn = 0.787$ で水槽試験と計算結果との一致が若干悪化する傾向が見られる。これは、船首部から発生するスプレーが精度良く計算されていないことが一因と考えられる。しかし、両者の定量的な差は僅か

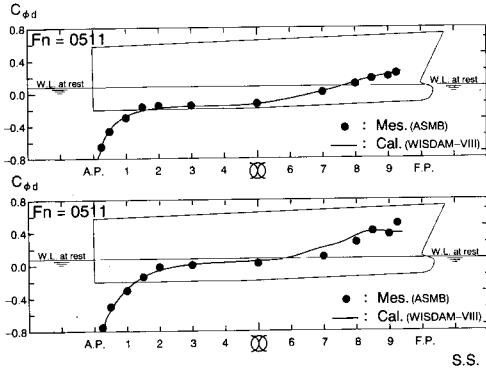


Fig. 12 Comparison of pressure distributions along the centerline for Hull B.

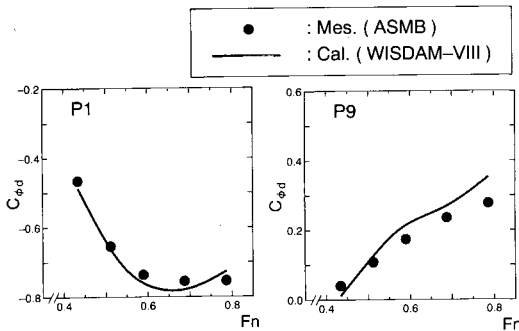


Fig. 13 Variations of pressure coefficient with Fn for Hull B.

であり、計算格子の規模が必ずしも十分大きくないことを考慮すれば、圧力分布に関する推定精度は満足し得るものと考えられる。

以上の結果より、本コードは、前節に示した航走姿勢など積分値とともに、高速船まわりの圧力分布についても、水槽試験結果に対し精度良く推定しうることが分る。

5. 結言

本研究では、高速船の理論的推進性能推定法の確立を目的とし、CFDシミュレーション法を用いた推進性能推定法の構築に着手した。本報ではその第一段階として、WISDAM-VIIIコード⁶⁾⁷⁾を用い、単胴高速船型を対象とした計算および水槽試験結果との比較を行い、CFDによる推定精度を検証した。その結果、CFDによる計算結果は、水槽試験結果に対し若干の定量的誤差はあるものの、船体航走姿勢・船体抵抗係数・船底圧力分布について、水槽試験結果と概ね良く一致することが示された。このことから、CFDは船体抵抗など高速船の推進性能を、既存の水槽試験とほぼ同等の精度で

推定可能であり、本研究で精度検証の対象とした単胴高速船型については、推進性能推定法として適用可能であることが確認された。

今後は、計算精度の改善や計算効率の向上、さらにスプレーレールなど推進性能に大きな影響を及ぼす船体付加物の取扱い機能付加など、CFDコードの一層の改良を行うとともに、双胴船型など、広範な高速船型を対象に計算精度の検証を行い、CFDによる高速船推進性能法の適用範囲の拡大を図る予定である。

最後に、本研究の遂行にあたり、種々のご助言をいただいた日立造船(株)船舶・防衛事業本部長浜光泰氏、八田和也氏に謝意を表します。また、圧力分布計測などHull Bの水槽試験を担当されました(株)明石船型研究所の皆様にご感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) Report of the specialist committee on model test of high speed marine vehicles, Proc. 22nd ITTC, 1999.
- 2) Tanaka, H., Nakato, M., Nakatake, K., Ueda, T. and Araki, S.: Cooperative Resistance Tests with Geosim Models of a High-Speed Semi-Displacement Craft, Journal of the Society of Naval Architects of Japan, No.169, pp.55-64, 1991.
- 3) 江口辰哉: 高速船のランキンソース法による性能推定について, 西部造船会々報, 第95号, pp.9-16, 1998.
- 4) 川島敏彦, 鈴木四郎: トランサム船型用のランキンソース法のプログラムコードの開発, 水産工学研究所研究報告, 第19号, pp.61-70, 1998.
- 5) Brizzolara, S., Bruzzone, D., Cassella, P., Scamardella, A., Zotti, I.: Wave Resistance and Wave Patterns for High-Speed Crafts; Validation of Numerical Results by Model Tests, Proc. 21th Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington D.C., pp.55-69, 1999.
- 6) 折原秀夫, 宮田秀明: 姿勢変化を伴う半滑走艇のCFDシミュレーション法, 日本造船学会論文集, 第182号, pp.17-29, 1997.
- 7) Orihara, H. and Miyata, M.: Numerical Simulation Method for Flows about a Semi-Planing Boat with a Transom Stern, Journal of Ship Research, Vol.44, No.3, pp.170-185, 2000.

- 8) Marwood, W.J. and Bailey, D.: Design data for high-speed displacement hulls of round-bilge form, NPL Ship Report, No.99, 1969.
- 9) Bailey, D.: The NPL High Speed Round Bilge Displacement Hull Series, Maritime Technology Monograph, No.4, RINA, 1974.

討 論

[討論] (大阪府立大学) 池田 良徳

1. (2),(3)式に用いられている ρ_m を規定する「水面上」,「水面下」の定義は,静止水面を基準にしたものか,船側波形も考慮したものか,またスプレー部についてはどのようにとっているのかお教えください。

2. Fig.3の浮上量が若干過小評価になっており,計算では船体を実際より沈んでいるのに, Fig.5の抵抗が実験より小さいのは逆のように思えます。この原因としてはどのように考えられますか。

3. Fig.7の結果を見ると,喫水の深い船型では浮上量が合うがトリムは若干の過小評価,喫水の深い船型では浮上量は合うがトリムは若干の過大評価になっているように思います。その原因は何か考えられるでしょうか。

4. Fig.9では計測点が11個ありますが, Fig.12では12個あるようです。どちらかが間違っているのではないですか。

5. Fig.9の圧力分布の一致は大変よく,この結果から得られる姿勢はNPL船型の結果の場合に比べるとよく合うのではないかと思います。Hull Bの航走姿勢および抵抗値の比較があればお示しください。また, Hull Bは, NPL船型のどの船型と似ているのか,もしくは船型上の大きな違いがあればご教示ください。

[回答]

ご討論ありがとうございます。

1. (2),(3)式に用いられている ρ_m は,流場計算で得られる速度を用いた移流方程式を解いて時間発展的に求めております。従って,本文中での「水面上」,「水面下」の定義は,船側波形,即ち定常造波の影響を考慮したものです。また本コードでは,スプレー部についても直接計算し,船体表面に沿った膜状の波形として計算しております。尚, ρ_m の取扱いの詳細は,参考文献6)7)をご参照ください。

2. 抵抗係数について,計算での推定結果が実験結果

に比べ過小評価となった原因は,主に Fig.4に示す浸水表面積の計算・実験間の相違によると考えられます。

本計算では,抵抗係数は(1)式により求めており,摩擦抵抗成分は,近似的に航走時浸水表面積と相当平板の摩擦抵抗係数の積で与えられます。Fig.5にお示しした計算結果では,浸水表面積が実験に比べ過小評価されたことにより,抵抗係数推定値が実験地に比べ小さな値となったと考えられます。即ち,計算では船側波形から求められており,船側波形が実験に比べ小さく推定され,その結果,船側波形下の船体表面積である浸水表面積が実験に比べ過小評価されたことが,抵抗係数の過小評価された主たる要因と考えられます。

3. 本船型の計算では,全般的にトリム角は実験結果と概ね一致するが,浮上量が過小評価される傾向にあります。一方,ご指摘の通り Fig.6の計算結果では,喫水の浅い船型(Table 2中の80Aに相当)で,これと逆の傾向を示しております。

この要因としては,船首近傍での圧力場,特に高速域でのスプレー発生時の圧力場の推定誤差が考えられます。本文中でも圧力分布比較計算の項で述べましたように,本コードの計算では,高速域で船首近傍での推定精度が悪化する傾向があります。これは主にスプレー,即ち自由表面の数値的取扱いの不備によると考えられ,その影響は自由表面近傍で顕著になると考えられます。

喫水の浅い船型では,船体表面の圧力に占める動的成分の寄与が,喫水の深い船型に比べ大きくなるため,上記の船首近傍での圧力場の推定精度の悪化が増大すると考えられます。この結果,船首圧力ピーク値が過小評価され,船首上げのトリムモーメントが減少し,トリム角が小さくなるとともに,これによって生じる船体前半部での静的浮力の増加分を相殺するため,浮上量が増加したと考えられます。

4. ご指摘の通り, Fig.9中の表示に誤りがあります。Fig.12に示す通り圧力計測は12点で行っております。本論文では, Fig.9を訂正したいと存じます。

5. Hull Bの航走姿勢の比較を以下 Fig. A-1に示します。ご指摘の通り, Hull Bについては航走姿勢の計算結果は実験とよく一致しております。

また, Hull Bは角型の船型であり,船首形状・船尾トランサム形状等もNPL船型とは異なります。

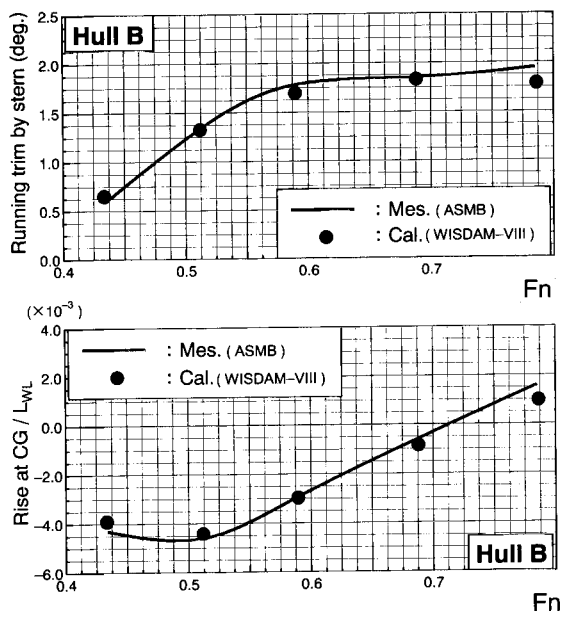


Fig. A-1 Comparison of running attitude for Hull B.