操縦性設計における CFD の適用法について

正員 山 崎 啓 市* 正員 増 田 聖 始*
正員 勝 井 辰 博*

Application of CFD to the Study of Ship Manoeuvrability on Initial Stage of Hull Design

by Keiichi Yamasaki, *Member* Satoshi Masuda, *Member*
Tokihiko Katsui, *Member*

Summary

This paper describes the application method of CFD(Computational Fluid Dynamics) to the ship manoeuvrability study on the initial stage of hull design. The present method is a method of estimating the linear derivatives of hydrodynamic forces acting on a hull, by using the correlation of CMT(Circular Motion Test) data and CFD computations on two conditions of oblique towing ($\beta=6\text{deg.}$) and circular motion ($r'=rL_{pp}/U=0.2$) without drifting angle. Hydrodynamic forces acting on a hull in manoeuvring motion can be calculated by the combination of the linear derivatives obtained by the method mentioned above and the nonlinear ones estimated by CMT database.

Authors applied the present method to the estimation of the hydrodynamic forces measured by CMT and the manoeuvring motion at Sea trial, and confirmed its validity.

1. は じ め に

1994 年に IMO 操縦性暫定基準が導入され、新造船に対する操縦性能検討が、商船設計において必要となった。従来、船舶の操縦性能の推定には、拘束模型試験や主要目をベースとする簡易的な推定式により船体流体力係数や干渉係数を求めて、MMG モデルによるシミュレーション計算で運動推定を実施する手法が主体であった。このような手法の推定精度は、流体力係数の推定精度に大きく依存している。しかしながら、拘束模型試験は高精度な流体力を得られる反面、費用と時間がかかり設計検討の初期段階では不向きであり、井上の式¹⁾²⁾に代表される簡便な推定式は、船体主要目のみをパラメータとし、船尾フレームライン形状などの副次的な要素を考慮

していなかったために、近年のいわゆる省エネ船型には適合しなくなった。1993 年から 3 年間行われた日本造船研究協会の SR221 研究部会「操縦運動時の船体周囲流場に関する研究」³⁾では、船尾フレームライン形状の影響を表すパラメータの提案や、CFD コードの操縦性への適用など多くの成果を上げ、操縦性研究に大きく貢献した。

簡便な推定方法については、その後、貴島らによって、船尾フレームライン形状の影響を考慮した推定式が提案⁴⁾され従来に比べると格段の向上が見られるが、まだ検証段階である。

一方、CFD (Computational Fluid Dynamics) コードの操縦性への適用は、大森・藤野ら^{5),6),7)}、および牧野・児玉ら⁸⁾により精力的に展開され、操縦運動時の流場推定の精度も実用化のレベルに近づきつつある。更に、CFD と MMG モデルを組み合わせた時系列計算^{9),10)}、プロベラつき船体の旋回計算¹¹⁾や船体、プロベラ、舵の 3 者間の干渉を考慮した計算例¹²⁾など、その進歩は著しい。しかしながら、この様な計算は膨大な時間を要し、

* 日本鋼管(株)エンジニアリング研究所

実用船型の流体力との一致度の検証が充分とはいえない現状では、現実の設計において直ちに実行可能というわけではない。

現在、CFD コードの操縦性分野での実利用という面から見ると、船体に働く流体力の計算結果と水槽試験結果の相関から新船型の流体力係数を推定する手法がもっとも実用的であると考えられる。また、除々に実施され始めている。¹³⁾ しかしながら、多数の実用船型についてまとまった比較や相関が報告された例は少なく、どの程度の相関を持つのか、実船推定の精度など不明な点が残されている。

本報告は、NKK エンジニアリング研究所船型試験水槽（以下、当水槽と記す）にて、近年に実施されてきた比較的最近の船型について CFD 計算を行い、拘束模型試験（以下 CMT(Circular Motion Test)試験と記す）結果との比較をし、その相関を用いた流体力の推定法および、実船試験推定への適用結果について述べ、船舶の初期設計段階における CFD コード利用の有効性について報告するものである。

2. 操縦運動推定と線形流体力係数

2.1 座標系および流体力の定義

操縦運動の座標系と流体力の定義を、Fig.1 に示す。座標系は MMG モデルの慣例に従い船体固定座標系を用い、操縦運動は船体重心位置で、流体力は船体中央位置で表現する。

このとき、操縦運動方程式は、

Fig.1 Coordinate systems of manoeuvring motion

$$\left. \begin{aligned} m(\dot{u} - vr) &= X \\ m(\dot{v} + ur) &= Y \\ I_{zz}\dot{r} &= N - Y \cdot x_G \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

m : 船体の質量

I_{zz} : 船体の慣性モーメント

x_G : 船体中心からの重心位置（前方が正）

$$\left. \begin{aligned} X &= X_{\dot{u}}\dot{u} + X_{H(v,r)} + X_{(u)} + X_P + X_R \\ Y &= Y_{\dot{v}}\dot{v} + Y_{\dot{r}}\dot{r} + Y_{H(v,r)} + Y_R \\ N &= N_{\dot{v}}\dot{v} + N_{\dot{r}}\dot{r} + N_{H(v,r)} + N_R \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

で表される。ここに、(2)式の各の第一項目は慣性項を、 $X_{(u)}$ は船体の抵抗力を、添字 P、R はプロペラ力と舵による流体力をそれぞれ表す。また、主船体横流体力 $Y_{H(v,r)}$ および、回頭モーメント $N_{H(v,r)}$ は、次式のような無次元化された式で表現できる。

$$\left. \begin{aligned} Y'_H &= Y_{H(v,r)} / \left(\frac{1}{2} \rho L_{pp} d U^2 \right) \\ &= Y'_v v' + (Y'_r - m'_x) r' + Y'_{vv} v'^3 \\ &\quad + Y'_{vvr} v'^2 r' + Y'_{vrr} v' r'^2 + Y'_{rrr} r'^3 \\ N'_H &= N_{H(v,r)} / \left(\frac{1}{2} \rho L_{pp}^2 d U^2 \right) \\ &= N'_v v' + N'_r r' + N'_{vv} v'^3 \\ &\quad + N'_{vvr} v'^2 r' + N'_{vrr} v' r'^2 + N'_{rrr} r'^3 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ただし、

ρ : 水の密度

L_{pp} : 船の垂線間長

d : 船の喫水

m'_x : 船の前後方向の付加質量

である。すなわち、船体に働く横流体力を左右対称の 3 次式で近似する。(3)式の各係数は操縦微係数と呼ばれ、CMT 試験、理論計算または、試験データに基づいた簡易推定式などを用いて決定（あるいは推定）すれば、MMG モデルの運動シミュレーションプログラムによって操縦運動の推定が可能になる。

2.2 操縦運動に及ぼす線形微係数の影響度

(3)式で定義された操縦微係数の中の Y'_v, Y'_r (または、 Y'_v, m'_x)、 N'_v, N'_r の 4 個の係数がいわゆる線形微係数で、船舶の操縦性能特性を特徴づける主要な流体力係数であり、これらを精度よく推定すれば船の操縦運動がほぼ正確に把握できると一般的に言われている。これに関し、SR221 の 3 船型の自由航走模型試験 (+10° / -10° Z 試験)¹⁴⁾ に対するシミュレーション計算を MMG モデル

Fig.2 Body plans of ship SR221A,B,C

Fig.3 Comparison of experiments and simulations
(+10/10 Zigzag manoeuvring tests)

プログラムにて実施した。この3船型は、タンカー船型をモデルとして、船体前半部は同一形状を持ち、後半部の船尾フレームライン形状をV型から、A,C,Bの順にU型へと変化させた船型である。Fig.2にBody Planを示す。シミュレーション計算は、線形微係数の値をCMT試験結果から、非線形項と連成項については当水槽における水槽試験データベースの推定式からの推定値を用いて実施した。Fig.3に比較図を示す。3船型のオーバーシュート角の試験結果は、U型のB船型が最も小さく、V型のA船型が最も大きくなり、C船型はその中間となっている。一方、計算値はC船型に対する一致度がやや悪いが、3船型の変化の様子を捉えることができおり、定量的にも良好である。したがって、線形微係数は船の操縦性能特性を決定付ける重要な係数であり、操縦性能推定が線形微係数の推定精度に大きく依存することが分かる。

3. CFDを用いた簡便な微係数推定法

3.1 微係数の推定法の概略

前章の試計算で、4個の線形微係数を正確に把握すれば、船の操縦性能の高精度な推定が可能になることを示した。したがって、如何にして線形微係数を精度良く推定するかが課題となる。現存する計算手法の中でも、船体形状の違いによる流体力の変化を捉え、計算結果の個人差が比較的少ないという点において、CFDコードは他の計算手法に勝り、船舶設計の評価・検討ツールとして有力な候補に挙げられる。しかしながら、実際に新造船設計への適用となると、計算時間の多さと、定量的な一致度が未だ実船設計に必要な精度に達していないという問題が残っている。

したがって、CFDコードのこれらの問題を解消し、比較的簡便に線形微係数を推定できれば、船の操縦運動の推定はCMT試験を行うことなく高精度に行えると考ええる。そこで、計算時間の短縮のためにCFD計算の格子点数を少なくした上で、斜航状態と旋回状態の各1点の計算から算出された流体力と、水槽試験データとの相関を予め求めておき、新設計船の線形微係数をCFD計算結果から推定するという手法を試みる。本論文ではこの手法をCFD法と呼ぶことにする。

上述の手法には、以下に挙げる項目について検証する必要がある。

- ① 計算時間短縮のために採用したCFD計算条件下での計算結果の妥当性
- ② 斜航、旋回状態のある一状態の計算結果と線形微係数との相関の良否
- ③ 設計時に要求される推定精度の確保
- ④ 実船操縦性試験結果との一致度

以降、CFD計算条件とCMT試験条件に引き続き、上記項目について順次検証を行ってゆく。

3.2 CFDコードと計算条件

本報告では、斜航状態、旋回状態の流場シミュレーションをCFDコードであるNICE法⁸⁾を用いて行った。計算に用いた格子分割数は $I \times J \times K = 81 \times 49 \times 31$ で、格子点の総数は約12.5万個である。Iは船体長さ方向、Jは船体に沿ったガウス方向、Kは船体から法線方向の分割数を示す。また計算領域は、船首(F.P.)から上流に0.5船長、船尾(A.P.)から下流に1.0船長、船体法線方向に1.0船長の領域とした。このときの計算格子をFig.4に示す。また本計算で用いた乱流モデルは、斜航状態のシミュレーションについては、BL(Baldwin-Lomax)モデルに強制減衰モデルによる修正を施した乱流モデルを採用している。また旋回状態のシミュレーションには、

Fig.4 Grid around ship used in CFD computation

MBL(Modified Baldwin-Lomax)モデルを用いた。強制減衰モデルと MBL モデルは日本造船研究協会の SR222 研究部会「大型肥大船船尾流場推定法の高度化」¹⁴⁾において開発された BL モデルに対する修正法である。また、両シミュレーションとも、自由表面の影響を考えず、舵なし、プロペラなしの状態とした。

3.3 CMT 試験条件

当水槽における CMT 試験は、プロペラ、舵付きの状態、Fig.1 に示すように船体重心回り運動を与えて船体中央回りの流体力を計測するシステムである。主船体の流体力は、計測された全流体力から舵の影響（舵直圧力と船体と舵の干渉係数）を差し引くことで求められる。以降に参照する CMT 試験結果は、横流れ角 β と旋回角速度 r' ($=r L_{pp}/U$)を次の範囲に統一して解析を実施した結果を用いる。

$$\begin{aligned}\beta &= 0^\circ \sim \pm 20^\circ \\ r' &= 0.0 \sim \pm 0.4\end{aligned}\quad (4)$$

CFD 計算との相違は、船体の回頭中心位置の違いと、プロペラの有無である。回頭中心の違いは、CFD 計算結果を船体重心回りの回頭運動の流体力に換算することで、CMT 試験にあわせた。このとき必要となる斜航状態の流体力は、斜航時の CFD 計算値を使用している。プロペラの有無については、具体的な処置をせず、両者の相関の中でその影響を見ることにする。

3.4 SR221 船型による試計算

通常、操縦運動時の計算で用いられる格子点数は、20 万点程度であるが、それに比べると採用した格子点数は少ない。その影響をみるために、SR221A, B 船型について、斜航状態（横流れ角； $\beta=6^\circ$ ）と旋回状態（旋回角速度； $r'=0.2$ ，横流れ角； $\beta=0^\circ$ ）の横力分布を計算し、大森ら^{5),6),7)}の試験結果と比較した。Fig.5 に比較結果を示す。縦軸は、船体長手方向の単位長さあたりに働く横力 ΔY の無次元値であり、次式にて定義される。

$$\Delta Y' = \Delta Y / (\frac{1}{2} \rho U^2) \quad (5)$$

Fig.5 から分かるように、A 船型と B 船型の横力分布

(a) Oblique towing ($\beta=6^\circ$) (b) Steady Turning ($r'=0.2, \beta=0^\circ$)

Fig.5 Comparisons of lateral force distributions

の違いがよく表現されており、約 12.5 万点という比較的少ない格子点数でも使用上問題が無いと思われる結果が得られた。

3.5 線形微係数と CFD 計算の相関

斜航、旋回状態で各 1 状態の CFD 計算結果と線形微係数の相関を取るためには、計算する横流れ角 β と旋回角速度 r' の選定が重要であるが、横流れのない円弧運動試験では横力と回頭モーメントは線形範囲が広いので、 r' の選定は大して問題にならない。しかし、斜航試験で計測される横力は極めて非線形性が強いので、線形性の強い範囲で、且つ計算結果に船型の差が明確に反映される横流れ角を選ぶことが必要となる。そこで、 $\beta=3^\circ, 6^\circ, 9^\circ$ の計算を行い、CMT 試験結果との対比を行い計算で使用する横流れ角 β を選定した。 β と r' は以下の値を用いて計算を実施した。

$$\begin{aligned}\beta &= 6^\circ \\ r' &= 0.2\end{aligned}\quad (6)$$

まず、SR221 の 3 船型の CMT 試験から得られた線形微係数と CFD 計算結果の相関を Fig.6 に示す。横軸は、計算結果の無次元化された流体力を $v'(=v/U=\sin \beta)$ 、 r' で除して微係数の値に直したものである。縦軸は各線形微係数であり、旋回横力は $Y_r \cdot m'$ を微係数として取り扱っている。Fig.6 をみると、試験結果と計算結果の相関ラインは対角線上ではないが、3 点がほぼ直線上に載っており、線形微係数の変化の様子を計算結果が的確に表

Fig.6 Correlations of linear derivatives between experiment and computation (SR221A,B,C)

Fig.7 Correlations of linear derivatives between experiment and CFD computation

現していることが確認できる。

SR221 の 3 船型に加え、8 隻のタンカー船型とバルク船を含むその他 6 隻の合計 17 船型について、同様の計算を行い試験結果と比較した。その結果を Fig.7 に示す。 Y_v と N_v は比較的良好に直線上に載っているが、 Y_r-m_x と N_r はバラツキが見られる。また相関ラインがゼロ点を通っていないのは、プロペラの有無による差⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾が現れていると考えられる。このような課題も認められ

るものの、計算結果と試験結果の相関が明確にできており、CFD 計算値をパラメータとした線形微係数の推定が可能であると考ええる。これらの相関関係をもとに推定式を作成し、以下の検証を行った。

4. 模型試験での検証

4.1 σ_a 変化の小さな 2 船型への適用

船の操縦性能に関する船型パラメータとして、元来、形状抵抗係数のパラメータとして提案⁽¹⁵⁾されていた係数 σ_a が良く用いられている。⁽⁴⁾⁽¹⁶⁾

$$\sigma_a = \frac{1 - C_{wa}}{1 - C_{pa}} \quad (7)$$

ここに、

C_{wa} : 船体後半部の水線面積係数

C_{pa} : 船体後半部の柱形係数

をあらわす。この値の小さいほど針路不安定な船型と言われている。SR221 の 3 船型は研究用として σ_a の差を大きくしたもので、それらの差 $\Delta\sigma_a$ は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta\sigma_a(C,A) &= \sigma_a(SR221C) - \sigma_a(SR221A) \\ &= 0.120, \\ \Delta\sigma_a(B,C) &= \sigma_a(SR221B) - \sigma_a(SR221C) \\ &= 0.121 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

σ_a のこのような差は、船速を重視する実際の設計ではあまり発生しない。そこで、相関図を作成する際に使用した船型の中から主要目と同じで σ_a の変化が非常に小さな 2 つの実用船型を選び出し、CMT 試験との比較を試みる。これらは全長約 330m の VLCC 船型で、 σ_a の小さい順から Model_D、Model_E 船型と呼ぶ。 σ_a の差は、

$$\Delta\sigma_a(E,D) = \sigma_a(Model_E) - \sigma_a(Model_D) = 0.023 \quad (9)$$

で、SR221 船型の差の 1/5 程度と小さく、船尾フレームライン形状の傾向も比較的似通った船型である。

4.2 推定結果の比較

D 船型と E 船型の CMT 試験結果と CFD 法による線形微係数の推定結果の比較を Fig.8 に、実船相当の運動シミュレーション結果の比較を Fig.9 に示す。図中には、簡易手法との比較のため、Appendix に示すような σ_a を用いた簡易推定法 ($\Delta\sigma_a$ 法) の結果も併記している。Fig.8 は、2 船型の線形微係数の変化を D 船型をベースとしてパーセントで示したものである。CMT 試験結果は、E 船型が D 船型より針路不安定側になっていること

Fig.8 Variation ratio of linear derivatives of Model_E to those of Model_D

Fig.9 Overshoot angle estimated by using the linear derivatives shown in Fig.8

を示し、 $N'r$ だけが僅かに増加し安定側に振れている。CFD 法はいずれの微係数も針路不安定側を示している。試験結果と推定結果の変化の様子は $N'r$ を除いて非常に良く一致しており、逆傾向を示す $N'r$ も 2% 以下の相違でしかない。一方、 $\Delta\sigma_a$ 法は試験結果と全て逆の傾向になっている。Fig.9 には、これらの微係数を用いて $+10^\circ$ Z 試験について実船相当の運動シミュレーション計算を実施し、オーバーシュート角の変化を示したものである。このとき、D 船型の 2 次のオーバーシュート角が 35° になるように舵面積を設定してシミュレーション計算を実施した。微係数推定の差違がそのまま、オーバーシュート角の推定結果にも現れていて、 $\Delta\sigma_a$ 法のみ逆傾向を示している。

このことは、CMT 試験結果から D 船型の操縦性能が芳しくないことが判明し、改善のため σ_a 値を大きくした E 船型を作成したが、結果的には、D 船型より更に操縦性能の悪い船型となってしまったことに相当するが、

(a) Sway force and yaw moment measured by oblique towing test

(b) Sway force and yaw moment measured by circular motion test without drift angle

Fig.10 Hull force and moment measured by CMT

CFD 法によれば、このような誤った判断を未然に防ぐことが可能であると容易に理解できる。

4.3 新設計船の流体力推定への適用例

線形微係数の相関図作成に未使用のタンカー船型について CMT 試験を行い、試験結果と CFD 法による推定結果を比較し、設計時の流体力推定精度の検証に代える。Fig.10 に船体流体力の比較結果を載せる。推定は、CFD 法により求めた線形微係数と当水槽で使用している推定式から求めた 3 次の微係数を使って行った。試験結果と推定結果の一致度はよく、非線形性が強く現れる斜航時 (Fig.10(a)) の横力もよく一致していることから、水槽 DB から推定した 3 次の微係数 Y'_{vv} の推定もほぼ妥当であろう。また、図から $N'v$, $Y'r-m'x$, $N'r$ の線形性がかなり広い範囲までであることが分かる。

5. 実船試験結果の推定例

CMT 試験データのない実船の海上試運転結果について船体流体力を CFD 法で推定してシミュレーション計算を行った。対象船は、15 万トンクラスのタンカーで、

その主要目は、

船長 (Lpp) = 264.0m

船幅 (B) = 45.4m

喫水(d) = 16.3m

である。この船をF船型 (Ship_F) と記す。

Fig.11、Fig.12 に F 船型の旋回試験の航跡と、Z 試験の時系列を示す。旋回試験では右旋回の軌跡は非常に良くあっているが、左回の試験結果の航跡がやや小さな円を描いている。また、Z 試験では、オーバーシュート角

Fig.11. Trajectories of turning test

(a) +10/10 Zigzag manoeuvring test

(b) +20/20 Zigzag manoeuvring test

Fig.12 Time histories of zigzag manoeuvring test

の一致度は良好だが、方位角の変化に時間的なズレが見られる。

Fig.13 にアドバンス、タクティカルダイアの、Fig.14 にはオーバーシュート角の比較を示す。図中の塗りつぶしたシンボルが F 船型の結果で、白抜きのシンボルは線形微係数の相関図を作成する際に使用した船型群に含まれる 2 船型の結果を示している。10° Z 試験の 2 次のオーバーシュート角の推定結果が試験結果を若干上回る傾向になっているが、概ね良い一致度を示している。これらの比較から、相関を求める際に使った船型だけでなく、流体力が未知の船型に対しても、オーバーシュート角および旋回特性の定量的な一致度が高く、設計での実利用の観点からみて、CFD コードを用いた本手法が、十分な精度を有していると判断できる。

Fig.13 Comparison of sea trial and estimation (Turning test)

Fig.14 Comparison of sea trial and estimation (Zigzag manoeuvring test)

6. お わ り に

CFD コード (NICE 法) による斜航および旋回計算から得られる結果が、拘束模型試験から得られた線形微係数の変化を評価できることを、SR221 船型を対象に確認した。その上で、多数の実用船型について CFD 計算結果と試験結果との相関を取り、CFD 計算をパラメータとした船体流体力係数の推定を試みた。その結果、簡易的な形状パラメータでは説明不可能なフレームライン形状変化の小さな 2 船型の相違を説明できることや、実船試験結果の推定精度が実用的な範囲にあることが検証され、設計段階における CFD コードの有効性を示すことができた。

今後の課題は、本手法の精度を高めるための継続的な研究も重要ではあるが、船体とプロペラ、舵の干渉問題への CFD の適用とその簡便な利用法に取り組む必要があると考える。

参 考 文 献

- 1) 井上正祐, 他: 等吃水船体の操縦微係数について, 西部造船会会報, 第 57 号 (1978)
- 2) 井上正祐, 他: 操縦時船体に働く横力・モーメントについて, 西部造船会会報, 第 58 号 (1979)
- 3) 日本造船研究協会: 操縦運動時の船体周囲流場に関する研究, SR221 成果報告書 (第 1~3 年度) (1994~1996)
- 4) 貴島勝郎, 他: 船尾形状を考慮した操縦流体力の近似的表現, 西部造船会会報, 第 98 号 (1999)
- 5) 大森拓也, 藤野正隆, 他: 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), 日本造船学会論文集, 第 176 号 (1994)
- 6) 藤野正隆, 大森拓也, 他: 肥大船の操縦運動中の流場に関する研究 (第二報 定常旋回中の船体流体力と圧力分布), 日本造船学会論文集, 第 177 号 (1995)
- 7) 大森拓也, 藤野正隆, 他: 肥大船の操縦運動中の流場に関する研究 (第三報 定常旋回中の流場), 日本造船学会論文集, 第 179 号 (1996)
- 8) 牧野雅彦, 児玉良明: NICE 法による斜航・定常旋回状態の肥大船まわり流れの計算, 日本造船学会論文集, 第 181 号 (1997)
- 9) 和泉一裕, 他: CFD による肥大船の操縦運動シミュレーション, 日本造船学会論文集, 第 184 号 (1999)
- 10) 高田憲尚: NICE 法による操縦運動シミュレーション, 第 2 回推進性能部会資料 JTTC(1999)
- 11) 高田憲尚: 操縦運動中の肥大船の船体・プロペラ干渉を考慮した流場計算, 西部造船会技術研究会, 第 152 回性能部会資料 (2000)
- 12) 川北千春, 石川暁, 他: 解強制置換法を用いた船体回りの流場計算法, 日本造船学会論文集, 第 186 号 (1999)
- 13) JTTC シンポジウム: 操縦性および復元性基準に関する研究の動向 第 5 章, 日本造船学会, (2000)
- 14) 日本造船研究協会: 大型肥大船船尾流場推定法の高度化, SR222 成果報告書 (第 1~3 年度) (1994~1996)
- 15) 森正彦: 船型設計ノート<24>, 船の科学 Vol.148 (1994)
- 16) 原口富博: 実船の操縦性能の簡易推定法, 西部造船会第 101 回例会前刷り集, (2000)

Appendix

σ_a を用いた簡易推定法

σ_a を用いた簡易推定法は、貴島⁴⁾の方法が良く知られているが、本報告では非常に単純な手法を用いている。Fig.A-1 にその手法を図説する。まず、縦軸に線形微係数を井上の式¹²⁾で割った値をとり、横軸に σ_a をとったグラフを SR221 の 3 船型の CMT 試験結果を用いて作成し、試験点の σ_a に対する傾きを求める。線形微係数の既知の船型 (Hull_0) から未知の船型 (Hull_1) の微係数を σ_a の増分に比例する分だけ Hull_0 の微係数に加え、Hull_1 の微係数を求めるという手法である。具体的には図中の式を計算すればよい。かなり粗い推定法と思われるが主要目が同一の船型に対して効果的だと考えられ、SR221¹⁰⁾においても同様の手法が提案されていた。本報告では、この方法を $\Delta\sigma_a$ 法と仮に呼び、CDF 計算による推定法と比較するために用いた。

Fig.A-1 Simple estimation method in this report, using the parameter σ_a