



Title	バルジによる改造漁船船型の操縦性能
Author(s)	芳村, 康男; Yoshimura, Yasuo; 馬, 寧 他
Citation	日本造船学会論文集, 192, 37-46
Issue Date	2002
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/759
Type	journal article
File Information	BulgeManv.pdf



摘できる。2000年9月、襟裳岬沖で発生したトロール船「第五龍寶丸」の転覆事故¹⁾を契機に、漁船の復原性に対する管理を強化する通達が国土交通省から出された²⁾。これによれば、簡易重心査定試験を実施して重量・重心を再確認すること、また復原性が十分でない場合、法令に基づいて固定バラストの取り付け、上部乗荷物の降ろし、あるいはバルジ(舷側に取り付けられた浮力体)を装着し、復原性を確保することが要請されている。

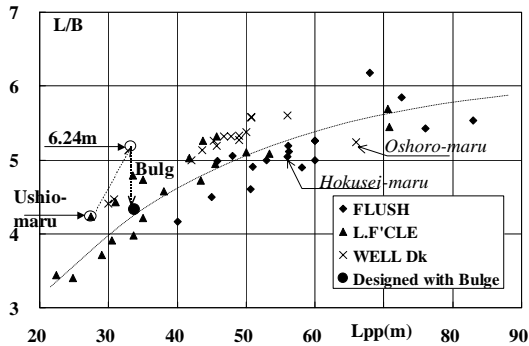


Fig.1 Database of L/B for fisheries research ship

Table 1 Principal dimensions of original and enlarged “Ushio-maru” (designed FULL)

	Original	Enlarged
GT	128	179 (+39.8%)
L_{pp} (m)	27.50	33.74 (+22.7%)
B (m)	6.50	7.80 (+20.0%)
d (m, molded)	2.60	2.60
Initial trim (m)	0.80	0.80
Keel depth (m)	0.30	0.30
Keel trim (m)	0.20	0.20
$x_C (= -lcb)$ (m)	313.3	435.3 (+38.9%)
A_R (m ²)	-0.591	-0.540
A_R/Ld	2.1×1.33	2.1×1.23 (-8.2%)
Dp (m)	$1/25.60$	$1/33.96$ (-24.6%)
		1.9 (CPP)

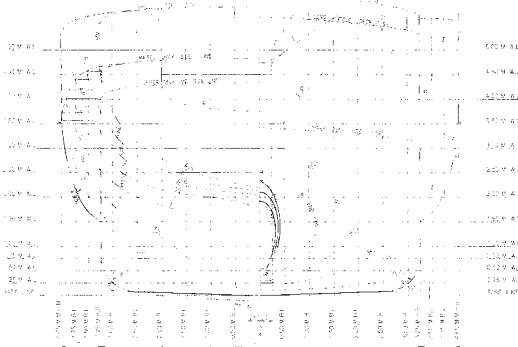


Fig.2 Body plan of the enlarged “Ushio-maru” with bulge.

バルジは、我が国において、1930年代の旧日本海軍の艦船の復原性不足や転覆事故に対して採用され³⁾、戦後は復原力の増強に加えて砕氷・耐氷構造を目的として巡視船「宗谷」の南極観測船への改造で採用された例などが知られている。しかしバルジの装着例は数少なく、これらが復原性のみならず船舶の性能にどのような影響を与えるかを明確にしておくことがバルジの設計に対して重要な課題である。

一方、北海道大学水産学部では練習船「北星丸」の廃船に伴い、小型練習船「うしお丸」(128総トン)を約50トン延長増トンすることとなった。その改造の概略は文献⁴⁾に述べられているが、本船の船の長さを20%以上延長すると、Fig.1の漁業調査船の実績に示すように L/B が過大となり、重心の高い中央部を挿入すると復原性の確保が困難となるから B も増やす必要がある。しかし、既存船を縦割りして船幅を増やすことは現実に不可能であり、このため冒頭に述べたバルジを装備することとなった。このバルジの形状については、文献⁵⁾に示すように、所定の復原性能を確保しつつ従来の設計法⁶⁾とはやや異なった方法で、推進性能が低下しない最適な形状を設計した。

本報ではTable 1およびFig.2に示す「うしお丸」延長改造船型を供試船として、系統的な模型実験と実船試験を行い、バルジを取り付けた漁船船型における操縦性推定について述べる。また、本船の改造では舵面積を大きくできず、相対的に舵面積比が小さくなることから、これを補う目的で、ほぼ同一舵面積のフィッシュテール型高揚力舵の採用を行った。この舵を装備した場合の操縦性推定方法についても併せて示す。また、模型船の操縦流体力を求めるには角水槽のXY電車を利用したCMT(拘束旋回試験)を実施するが、この試験実施・解析において注意すべき幾つかの点を本報のAppendixに要約する。

2. 改造前船型の操縦性推定と実測の比較

改造前船型の操縦性能は、 $1/14.62$ ($L_{pp}=1.882\text{m}$)の模型船を用いたCMTにより操縦流体力を求め、数値シミュレーションで操縦運動を推定した。また、この状態における実船試験を実施し、両者の比較検討を行った。

2.1 操縦流体力

主船体および舵の流体力は、(独)水産総合研究センター水産工学研究所の角水槽にてCMTを行い、舵角試験は北海道大学水産学部の曳航水槽にて実施・計測した。曳航速度はいずれも 1.0m/s (約 7.4kt 相当)、船体は上下・ピッチ・ロールを自由とした。流体力解析に用いた数学モデルは文献⁷⁾を踏襲し、これを以下に要約する。

2.1.1 数学モデル

Fig.3 に示す座標系を用い、流体力は全て船体中央にて表現する。

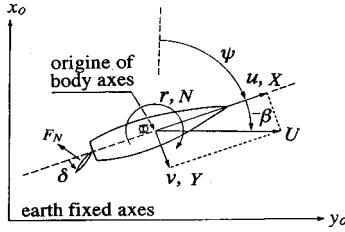


Fig.3 Co-ordinate system

(1) 運動方程式：

$$\left. \begin{aligned} m\dot{u}_G - m v_G r &= X \\ m\dot{v}_G + m u_G r &= Y \\ I_{zz}\dot{r} &= N - x_G Y \end{aligned} \right\} (2.1)$$

(2) 流体力：

$$\left. \begin{aligned} X &= X_R + X_P + X_R \\ Y &= Y_H + Y_R \\ N &= N_H + N_R \end{aligned} \right\} (2.2)$$

i) 主船体流体力

$$\left. \begin{aligned} X_H &= -m'_x \dot{u} + (\rho/2)LdU^2 \\ &\quad \times \{X'_0 + X'_{\beta\beta}\beta^2 + (X'_{\beta r} - m'_y)\beta r' + X'_{rr}r'^2 + X'_{\beta\beta\beta\beta}\beta^4\} \\ Y_H &= -m'_y \dot{v} + (\rho/2)LdU^2 \\ &\quad \times \{Y'_\beta\beta + (Y'_r - m'_x)r' + Y'_{\beta\beta\beta}\beta^3 + Y'_{\beta\beta r}\beta^2 r' + Y'_{\beta r r}\beta r'^2 + Y'_{rrr}r'^3\} \\ N_H &= -J'_{zz}\dot{r} + (\rho/2)L^2 dU^2 \\ &\quad \times \{N'_\beta\beta + N'_r r' + N'_{\beta\beta\beta}\beta^3 + N'_{\beta\beta r}\beta^2 r' + N'_{\beta r r}\beta r'^2 + N'_{rrr}r'^3\} \end{aligned} \right\} (2.3)$$

ここに $\beta = -\sin^{-1}(v/U)$, $r' = r(L/U)$ で、船体中央における値を示す。

ii) プロペラの力

$$X_P = (1-t)\rho K_T D_p^4 n^2 \quad (2.4)$$

iii) 舵の力

$$\left. \begin{aligned} X_R &= -(1-t_R)F_N \sin \delta \\ Y_R &= -(1+a_H)F_N \cos \delta \\ N_R &= -(x_R + a_H x_H)F_N \cos \delta \end{aligned} \right\} (2.5)$$

$$F_N = (\rho/2)f_\alpha A_R u_r^2 \sin \alpha_R \quad (2.6)$$

$$\alpha_R = \delta - \gamma_R(\beta - l'_R r')/u_R \quad (2.7)$$

$$u_r = \varepsilon(1-w)u\sqrt{\eta\left\{1 + \kappa\sqrt{\left(1 + 8K_T/\pi l^2} - 1\right)^2}\right\} + (1-\eta)} \quad (2.8)$$

2.1.2 流体力係数

計測された主船体流体力を $(\rho/2)LdU^2$ あるいは $(\rho/2)L^2 dU^2$ で無次元化し、これらを斜航角 β と無次元旋

回角速度 r' に対して Fig.4 に示す。本船は漁船船型であることから、Table 1 に示したように、0.8m のイニシャルトリムが付いている他、船底には 0.3m 深さのフォールスキル（ボックス型）があり、またこれが船体前後方向に 0.2m テーパーしているため、上記の流体力の無次元化における噴水 d の取り方は種々議論がある。しかし、ここでは便宜的に船体中央における型噴水を採用した。

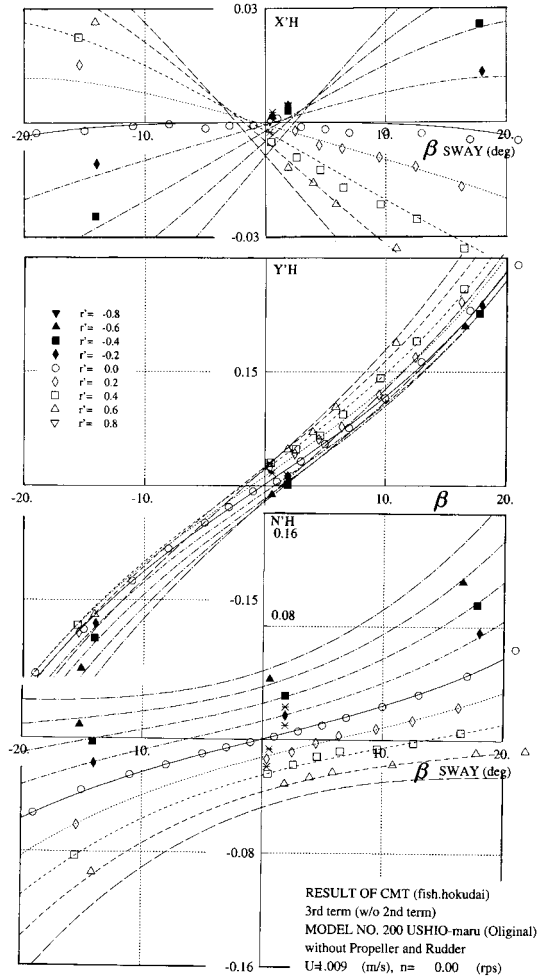


Fig.4 Measured hydro-dynamic hull force coefficients of original "Ushio-maru"

舵力については、(2.5)式の考え方に従い、舵直圧力を船体前後方向成分 $F_N \sin \delta$ と横方向成分 $F_N \cos \delta$ に分離し、これらに対して X'_R, Y'_R, N'_R を Fig.5 に示す。イニシャルトリムが付いて舵面積の大きな漁船船型では一般商船と異なり、舵力の船体との干渉は比較的少なく a_H が比較的小さい。Fig.6 は舵位置における斜航・旋回中の横方向の流速成分を $(\beta - l'_R r')$ に対して示すが、この特性の

傾斜が船体の整流係数 γ_R となる。これら計測された流体力から(2.3)式～(2.8)式で同定して求めた船体流体力微係数、諸係数を Table 2 に示す。なお、船体流体力を計測する CMT の実施・解析に際して検力計に含まれる慣性力の影響や拘束運動誤差が流体力解析に与える影響について本論の Appendix に要約する。

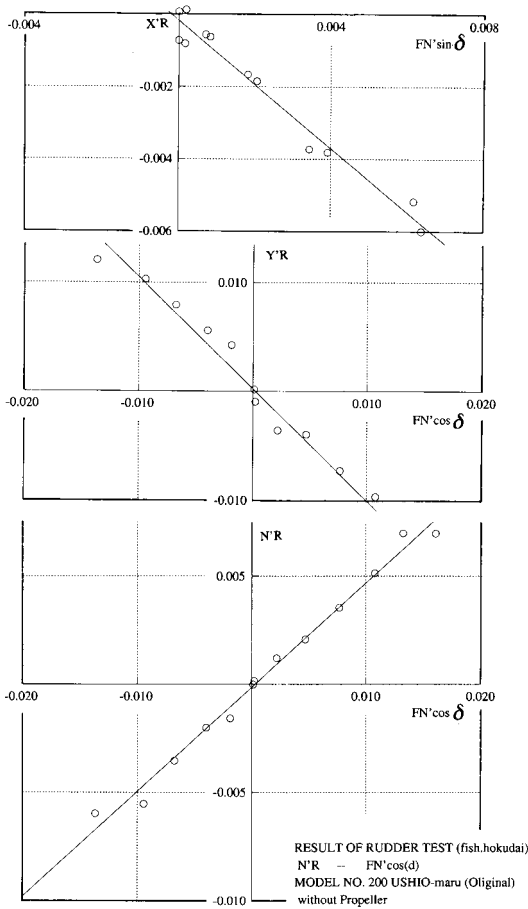


Fig.5 Measured hydrodynamic rudder force coefficients of original "Ushio-maru"

Table 2 Measured hydro-dynamic force derivatives of original "Ushio-maru"

$X'_{\beta\beta}$	-0.0087	Y'_β	0.6109	N'_β	0.1271
$X'_{\beta r} - m'_y$	-0.2635	$Y'_r - m'_x$	0.0536	N'_r	-0.0641
X'_{rr}	-0.0137	$Y'_{\beta\beta\beta}$	1.5383	$N'_{\beta\beta\beta}$	0.3156
$X'_{\beta\beta\beta}$	-0.1676	$Y'_{\beta\beta r}$	0.2162	$N'_{\beta\beta r}$	-0.5115
		$Y'_{\beta rr}$	0.3219	$N'_{\beta rr}$	0.0632
		Y'_{rrr}	-0.0428	N'_{rrr}	0.0006
ε	0.885	κ	0.565	l'_R	-0.976
$1-t_R$	0.883	a_H	0.027	γ_R	0.490

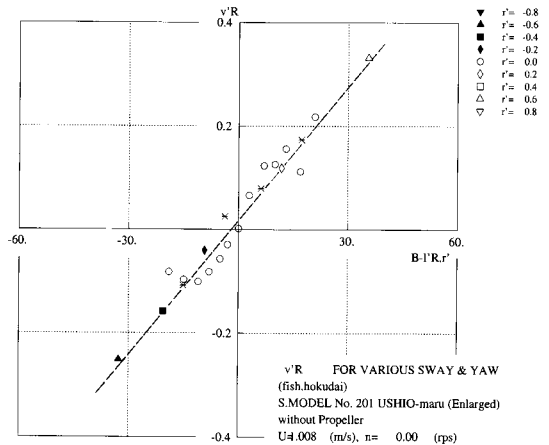


Fig.6 Measured lateral velocity component at the rudder

2.1.3 実船試験の結果とシミュレーションの比較

上記の結果を用いて実船の代表的な操縦運動をシミュレーションし、実船の操縦性試験結果と比較することによって推定精度を検討した。ただし、シミュレーションにおける付加質量、付加慣性モーメントは元良チャートを使用した。また、実船試験の状態は Table 1 に示した状態より平均喫水が 0.18m(+7%)深く、トリム(base line trim)が 0.38m 船尾の過載状態で実施されたが、シミュレーションにおける流体力係数は変わらないとして、この平均喫水および対応する排水量を用いて計算を行った。なお、実船試験は本船改造に先立ち内浦湾にて穏やかな海象の時に実施し、実船の航跡と横流れ角の計測には DGPS を用いた。シミュレーションと実船試験の比較を Fig.7, 8 に示す。流体力を計測した喫水は若干異なるが、旋回運動、横流れ運動、前進運動のいずれの運動も実測とほぼ一致しており、定常航走中のシミュレーション計算精度は特に問題ないといえる。

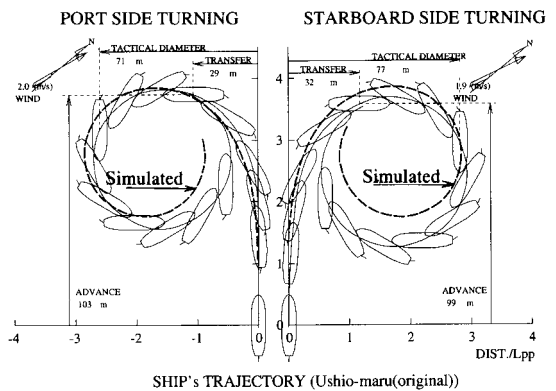


Fig.7 Comparison of turning circle tests with 35 deg.

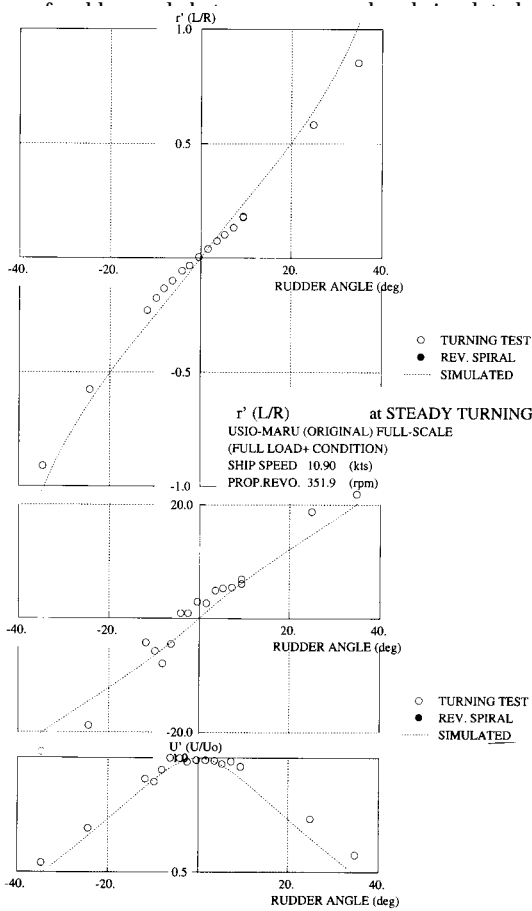


Fig.8 Comparison of steady turning performance between measured and simulated.

3. バルジを装着した延長改造船型の操縦流体力

バルジ付延長船型は 1/17.7 ($L_{pp}=1.906\text{m}$) 模型船で CMT を実施した。曳航速度は前述の改造船型と同様 1.0m/s(約 8.2kt 相当)、船体は上下・ピッチ・ロールを自由とした。計測された主船体流体力を $(\rho/2)LdU^2$ あるいは $(\rho/2)L^2dU^2$ で無次元化し、これらを斜航角 β と無次元旋回角速度 r' に対して Fig.9 に示す。また、これら計測された流体力から (2.3) 式で同定した船体流体力微係数を Table 3 に示す。

Table 3 Measured hydro-dynamic force derivatives of enlarged "Ushio-maru"

$X'_{\beta\beta}$	-0.1221	Y'_β	0.5363	N'_β	0.1193
$X'_{\beta r-m'_y}$	-0.1814	$Y'_{r-m'_x}$	0.0308	N'_r	-0.0670
X'_{rr}	-0.0060	$Y'_{\beta\beta\beta}$	1.2658	$N'_{\beta\beta\beta}$	0.3770
$X'_{\beta\beta\beta\beta}$	0.6558	$Y'_{\beta\beta r}$	0.0901	$N'_{\beta\beta r}$	-0.5810
		$Y'_{\beta rr}$	0.5786	$N'_{\beta rr}$	0.0008
		Y'_{rrr}	-0.0026	N'_{rrr}	-0.0018

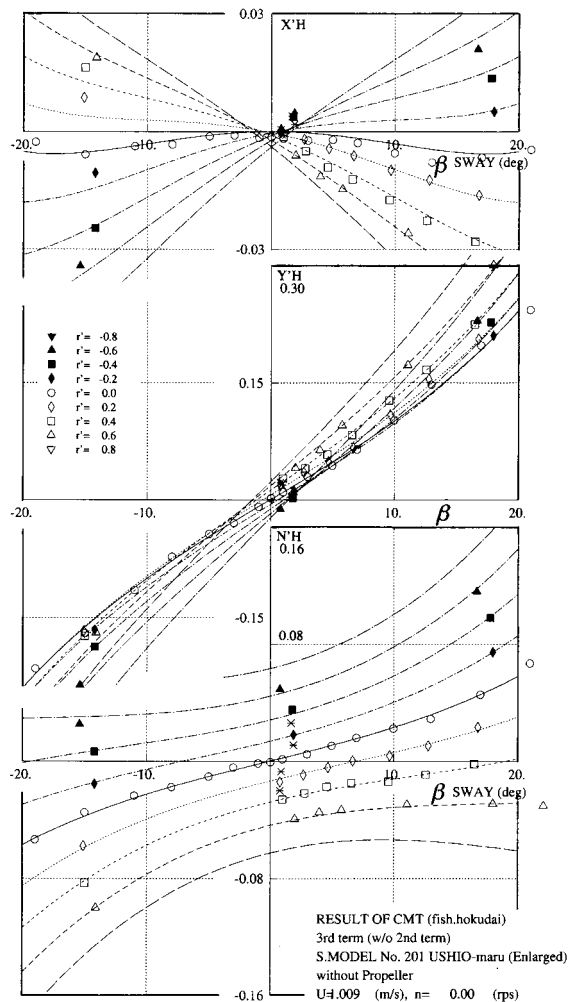


Fig.9 Measured hydro-dynamic hull force coefficients of enlarged "Ushio-maru"

4. 船体延長、バルジによる主船体流体力

前述の模型試験において、バルジを撤去し同一喫水状態における主船体に働く流体力の一部を斜航試験によって求めた。改造前船型、延長船型、バルジ付延長船型の主船体流体力の線形微係数を Table 4 にまとめる。

バルジの有無による線形微係数の変化としては、水面下の側面プロファイルは基本的に変わらないので Y'_β にはほとんど影響を受けない。しかし N'_β はバルジによって 10% 程度減少し、斜航流体力の着力点 l'_β がその分後方となっている。一方、旋回による流体力は、 $Y'_{r-m'_x}$ 、 N'_r に変化がないと仮定すると、バルジを付けた場合の船の排水量は若干増加するから、慣性力を含む旋回流体

力の着点はやや後方となり、これら両者の着点の差で決まる針路安定性はバルジによって大きく変化しないと考えられる。

Table 4 Comparison of measured linear hydrodynamic force derivatives

	Original	Enlarged w/o bulge	Enlarged with bulge
Y'_β	0.6109	0.5313	0.5363
$Y'_r - m'_x$	0.0536		0.0308
N'_β	0.1271	0.1368	0.1193
N'_r	-0.0641		-0.0670
I'_β	0.2081	0.2574	0.2225

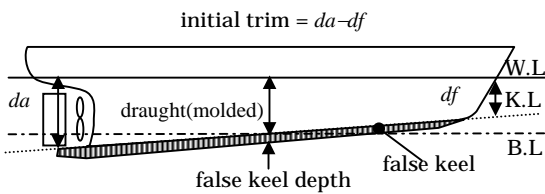


Fig.10 Initial trim and false keel of a fishing boat

次に、これらの線形微係数の推定の可能性について検討する。主船体流体力の微係数推定法として周知のごとく、貴島ら⁸⁾の推定式がある。この方法は船の主要目である L , d , Cb およびトリムに対して次式で計算できる。

$$\left. \begin{aligned} Y'_\beta &= (0.5\pi k + 1.4a)\{1 + (25a - 2.25)\tau'\} \\ Y'_r - m'_x &= 0.5a - 1.5a(571b^2 - 81b + 2.1)\tau' \\ N'_\beta &= k(1 - \tau') \\ N'_r &= (-0.54k + k^2)\{1 + (34a - 3.4)\tau'\} \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

ただし、 $k = 2d/L$
 $a = Cb(B/L)$
 $b = d(1 - Cb)/B$
 $\tau' = (\text{trim})/d$

上記で推定した結果を前述の模型試験結果と比較する。ただしこの際、既に述べたように、本船のような小型の漁船船型では喫水線がベースラインに平行でもフォールスキルやイニシャルトリムがあって、型喫水を用いたのでは一般商船を中心にした流体力のデータベースと合わない。そこで、(4.1)式における喫水 d は Fig.10 に示すように、船体中央におけるフォールスキルを含めた値とし、トリムはイニシャルトリムとフォールスキルの前後深さの違いを含めた値とした。(4.1)式による推定と実測の関係を Fig.11 に示す。線形微係数の推定

結果は、 N'_β が実測とよく合っているものの Y'_β と N'_r の絶対値が大きく、 $Y'_r - m'_x$ は負で絶対値も異常に大きく推定されている。このように N'_β を除いて推定結果が合わない原因は、イニシャルトリムによる τ' が 0.3 以上あることから、貴島式のデータベースの範囲を超えていると推測される。

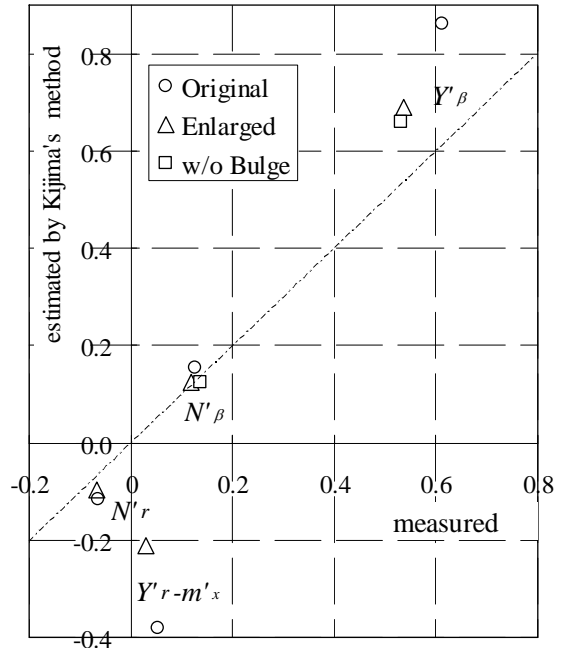


Fig.11 Comparison of the hydrodynamic derivatives between measured and estimated by Kijima's formula

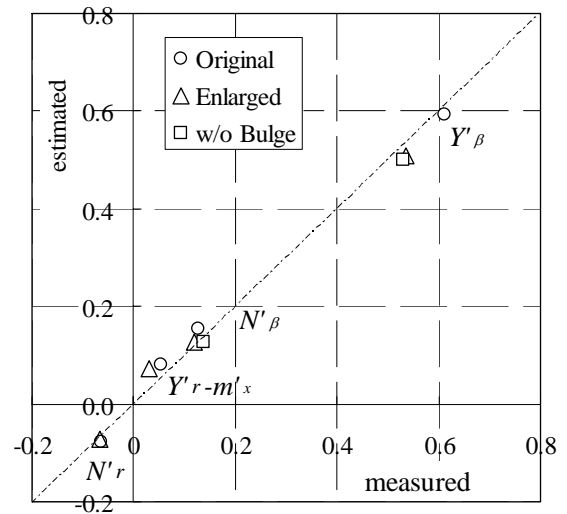


Fig.12 Comparison of the hydrodynamic derivatives

between measured and modified estimation.

そこで、こうした漁船船型の流体微係数の推定にあたっては、船型要素の回帰式となっている $Y'_\beta, N'_r, Y'_r - m'_x$ のトリム修正をとりあえず省略し、 N'_β のみ貴島のトリム修正を行うという方法で推定することとし、その結果を Fig.12 に示す。これらの推定結果は実測値とよく合っており、イニシャルトリムを有する漁船船型の操縦流体微係数の推定に活用できると考えられる。しかし、トリムによる微係数変化の取扱いについては本論の比較だけではなお断片的であり、この点は今後多くの漁船船型について検討する必要があると考えられる。

5. フィッシュテール高揚力舵を装備した操縦性能

延長改造後のうしお丸の操縦性をシミュレーションで検討を行った結果、舵面積がそのままでは旋回性能がかなり低下することがわかった。そこで、フィッシュテール型高揚力舵に換装し、かつ操舵速度も約2倍の能力を持たせることとした。この舵を模型船に取り付けて舵角試験を行った結果を Fig.13 に示す。計測した舵直圧力を $(\rho/2)LdU^2$ で無次元して比較するが、通常舵に比べて約1.4倍の大きさとなり、メーカーの技術資料⁹⁾や小瀬らの実験結果¹⁰⁾ともほぼ対応する結果が得られた。

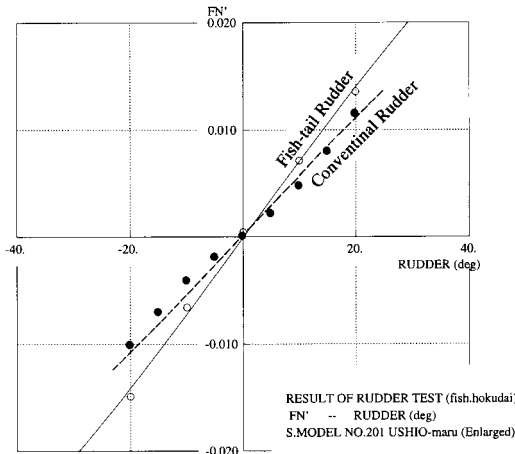


Fig.13 Comparison of the rudder normal force between fishtail rudder and conventional rudder.

このフィッシュテール型高揚力舵を使用する場合の操縦運動のシミュレーションは、(2.6)式の舵単独性能のみを通常舵と入れ替えることで基本的に可能になる。舵・プロペラ・船体の干渉係数は厳密には異なる可能性はあるが、大きな差異はないと仮定して取り扱う。問題は通常舵の最大舵角が 35° であるのに対し、この高揚力

舵は 70° 近くあって大舵角まで失速しにくいというのが特徴になっているが、こうした大舵角まで(2.6)式が適用できるかがある。しかし、舵有効迎角は(2.7)式に示したように、船の旋回運動の発達と共に減少し舵角の半分程度となるから、操舵直後の適用性にはやや問題を残しながらも、それ以降の操縦運動については十分適用できるものと考えられ、以下のシミュレーションでは大舵角でも(2.6)式をそのまま使用することとした。

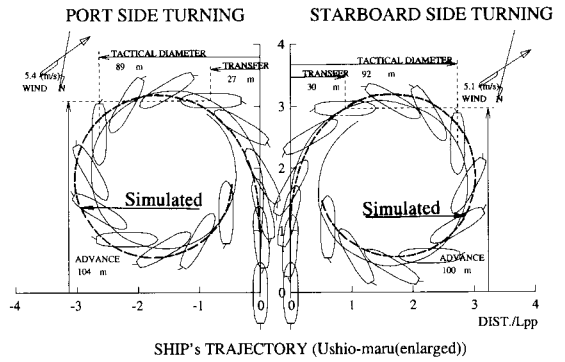


Fig.14 Comparison of turning circle tests with 35 deg. of rudder angle between measured and simulated.

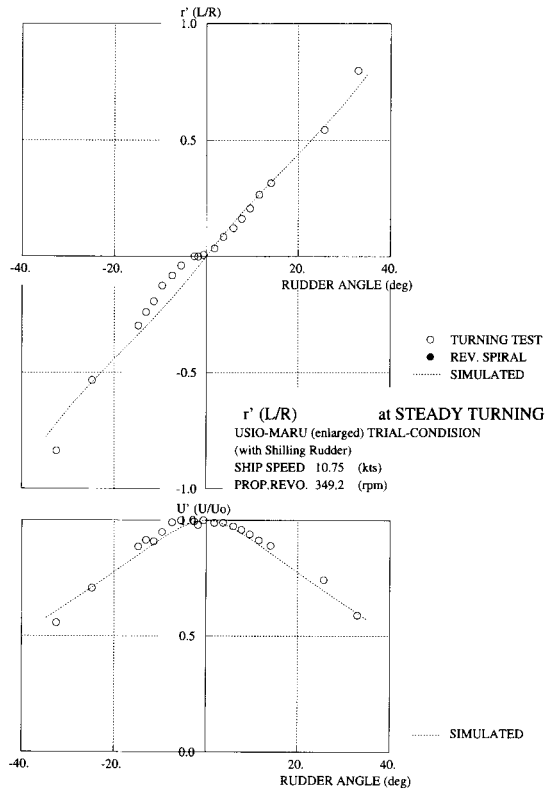


Fig.15 Comparison of steady turning performance

between measured and simulated

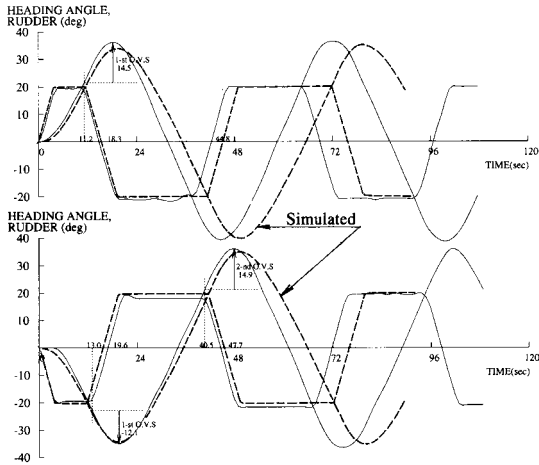


Fig.16 Comparison of 20 deg. Z-test between measured and simulated.

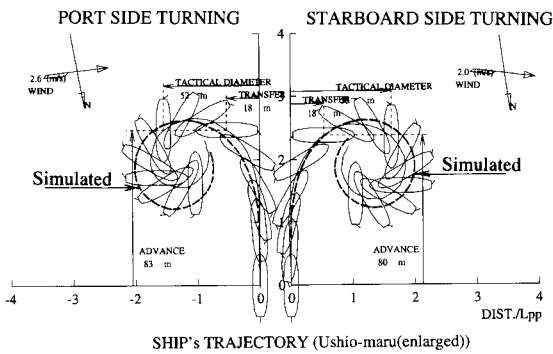


Fig.17 Comparison of turning circle tests with 55 deg. of rudder angle between measured and simulated.

フィッシュテール型高揚力舵を装備した延長改造後の実船操縦運動をシミュレーションした結果を Fig.14 ~ 17 の破線で示す。各図にはそれぞれ実船試験の結果を併記し、シミュレーションと実船試験結果とを比較する。Fig.14 は速力約 11 ノットにおける舵角 35° の通常旋回試験航跡の比較を示すが、両者は良く合っていると云える。この旋回試験の定常状態を含むスパイラル特性を Fig.15 に比較する。シミュレーションは左右対称の特性であるが、実船試験の結果は左小舵角の旋回角速度が小さく、やや一致しない傾向を指摘できる。この原因は不明であるが、Fig.2 のフレームラインに示すようにバルジの後端が船尾側端まで延びており、この工作において、あるいは左右非対称になった可能性も考えられる。しかし全体的には、シミュレーションと実測はおよそ合っ

ていると云えよう。Fig.16 は舵角 20° Z 試験の比較であり、シミュレーションの結果はやや運動の周期が長くなっているものの、回頭角のオーバーシュートは両者でよく一致している。

初速を 6.5 ノットに落とし舵角を 55° 発令した旋回試験の結果を Fig.17 に示す。シミュレーションの結果は旋回半径が実測よりやや大きい、大舵角の高揚力舵における強い旋回性能の傾向をよく表していると言える。

6. 結言

「うしお丸」延長改造船型を供試船として、系統的な模型実験と実船試験を行い、バルジを取り付けた漁船船型における操縦性推定について検討をおこなった。主な結論を以下に要約する。

- (1) バルジの有無による線形微係数の変化としては斜航流体力の着力点がやや後方となるが、バルジによる排水量増加により旋回流体力の着力点もやや後方となるのが推測され、その結果、針路安定性はバルジによってほとんど変化しない。
- (2) イニシャルトリムを有する漁船船型の線形流体微係数の推定に際しては、貴島の推定式が適用できるが、トリムの修正については N'_β のみとし、 Y'_β , N'_r , $Y'_r - m'_x$ のトリム修正は過剰となり、これを省略することが望ましい。
- (3) フィッシュテール型高揚力舵を使用する場合の操縦運動のシミュレーションは、舵単独性能のみを通常舵と入れ替えることで基本的に可能になる。また、大舵角の操縦運動の計算においても、舵有効迎角が船の旋回運動の発達と共に減少するので、従来の舵力モデルを適用しても大略、運動の傾向をつかむことが可能である。

謝 辞

本研究での実船実験を実施するにあたり、協力を頂いた北海道大学水産学部 木村修船長（研究当時）をはじめ「うしお丸」乗組員の方々に謝意を表します。また、実船実験・模型試験の実施に協力頂いた同学部海洋生産システム学科(生産システム制御研究室)の大本耕司君、五十嵐佳子君にお礼申し上げます。なお、本研究の実施に際しては文部科学省研究費補助金(13650965)の援助を受けたことを付記し、関係各位に感謝致します。

参考文献

- 1) 田口晴邦、石田茂資、渡辺 巖、沢田博史、辻本 勝、

山越康行、馬 寧：漁船「第五龍寶丸」転覆事故要因に関する検討、日本造船学会論文集 第 190 号、p.217-225 (2001)

- 2) 国土交通省海事局:底びき網漁船転覆事故の再発防止対策の運用について、別添資料：「現存沖合底びき網漁船復原性調査要領」、(2001)
- 3) 森田友治：船舶復原論 - 基礎と応用 -、海文堂 p.142 (1985)
- 4) 芳村康男、梶原善之：北海道大学水産学部練習船「うしお丸」延長改造の概要、海洋水産エンジニアリング 2002 年 9 月号(印刷中)
- 5) Kawashima, T., Yoshimura, Y. and Suzuki, S.: An application of Rankine source method for improving hull form of fishing vessels, Proc. of 70th Anniversary of JSFS International Commemorative Symposium (in printing)
- 6) 日本造船学会：改訂船舶工学便覧(第 7 版) 第 12 編 復原および動揺、コロナ社 p.560-561 (1973)
- 7) 芳村康男：風力下の操縦運動の推定について、日本造船学会論文集 第 158 号、p.117-128 (1985)
- 8) Kijima, K., Katsuno, T., Nakiri, Y. and Furukawa, Y.: On the manoeuvring Performance of a ship with the parameter of loading condition, 日本造船学会論文集 第 168 号、p.141-148 (1990)
- 9) 向原誠也：ベクトルインテグレーションシステムについて、日本船用機関学会誌 第 29 巻 第 9 号、p.669-670 (1994)
- 10) 小瀬邦治、細川護久、山田秀光、秋藤研二：特殊舵の性能推定に関する研究、西部造船会々報 第 84 号、p.49-57 (1992)

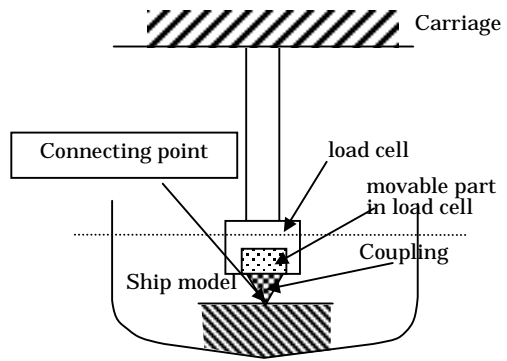


Fig.A1 Experimental model arrangement (1)

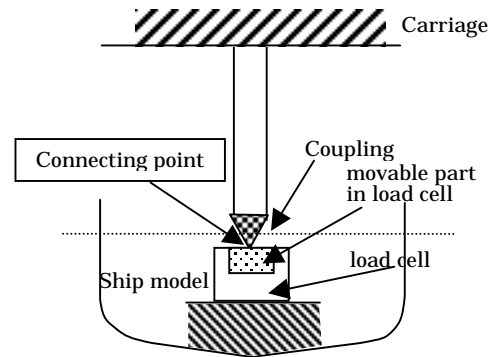


Fig.A2 Experimental model arrangement (2)

Appendix : XY 電車による CMT 解析上の注意点

A1. 検力計量の取扱い

CMT のように拘束運動に加速度が伴う場合、検力計で検出される力には模型船、支持治具の慣性力に加え、検力計受感部の慣性力が混入する。特に一点ゲージ式では大きな旋回モーメントを集中して受けるため、検力計やこれを支える治具の質量が大きく、模型船が小さくなるほどこの影響が無視できない。操縦流体力においては $(X'_{\dot{y}} - m'_y)$ 、 $(Y'_{\dot{x}} - m'_x)$ の項が影響を受けるので、検力機構の慣性力について細心の注意が必要である。

(1) 検力計が電車側に固定される場合

(模型船質量：模型船のみ)

$$\text{流体力} = \text{計測量} - \begin{pmatrix} \text{模型船慣性力} \\ + \text{取付治具慣性力} \\ + \text{検出部慣性力} \end{pmatrix} \quad (\text{A1})$$

(2) 模型に検力計が固定される場合

(模型船質量：模型船 + 検力計)

$$\begin{aligned} \text{流体力} &= \text{計測量} - \begin{pmatrix} \text{模型船慣性力} \\ - \text{検力計慣性力} \end{pmatrix} - \text{検出部慣性力} \\ &= \text{計測量} - \begin{pmatrix} \text{模型船慣性力} \\ + \text{検出部を除く検力計慣性力} \end{pmatrix} \end{aligned}$$

A2. XY 電車による CMT 解析の取扱い

CMT を実施する X-Y 旋回電車はかなり精度が高く制御されているが、電車の走行運動は微妙に設定値と異なる。これが機械的な仕組の旋回脱水槽と大きく異なる点である。特に CMT における斜航角は Fig.A3 に示すように X-Y 電車で作られる速度ベクトルと旋回テーブルの旋回角との差であるから、3 軸の制御のどれかにわずかの遅れが存在しても、斜航角は設定値と異なる結果になる。

$$\beta = \psi - \tan^{-1}(V_x/V_y) \quad (\text{A3})$$

Fig.A4, Fig.A5 は「うしお丸」の CMT 試験中の平均の曳航速度と斜航角を、それぞれ設定値から差し引いた誤差特性を示す。

「うしお丸」改造前の模型船で、上記の特性を考慮しない(設定値を用いた)場合と電車の走行運動を計測し解析した場合で流体力微係数がどのように異なるかを Table A1 に示す。CMT 中の斜航角の誤差は最大でも 2° 程度であったが、解析した微係数は特に $Y'_{\dot{y}} - m'_x$ な

どの r' に関する微係数で大きく異なることがわかる。以上より、角水槽で CMT を実施する場合、X-Y 電車のそれぞれの平均走行特性を設定値にできる限り一致させるよう制御調整をすることが必要であるが、構造的に完全に一致させることは不可能に近い。これに費やす費用や労力も膨大である。したがって、これらの対策として、電車の走行状態を流体力計測と同時に時々刻々計測し、電車の走行結果を流体力解析に反映するという方法が最も実用的で、水槽試験精度を保証する上でも不可欠である。

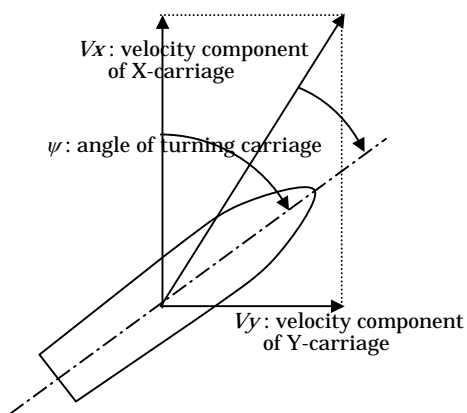


Fig.A3 Forced motion by X-Y carriage

Table A1 Comparison of identified hydro- dynamic derivatives between utilizing the measured motion of X-Y carriage and ordered motion (Original "Ushio-maru")

	Identified by measured motion	Identified by ordered motion
$X'_{\beta\beta}$	-0.0087	0.0494
$X'_{\beta r} - m'_y$	-0.2635	-0.3129
X'_{rr}	-0.0137	-0.0358
$X'_{\beta\beta\beta\beta}$	-0.1676	-0.7053
Y'_{β}	0.6109	0.6069
$Y'_{r} - m'_x$	0.0536	-0.0099
$Y'_{\beta\beta\beta\beta}$	1.5383	1.5771
$Y'_{\beta\beta r}$	0.2162	0.2717
$Y'_{\beta r r}$	0.3219	0.4814
$Y'_{r r r}$	-0.0428	0.1720
N'_{β}	0.1271	0.1299
N'_r	-0.0641	-0.0765
$N'_{\beta\beta\beta\beta}$	0.3156	0.3132
$N'_{\beta\beta r}$	-0.5115	-0.5152
$N'_{\beta r r}$	0.0632	0.0628
$N'_{r r r}$	0.0006	0.0041

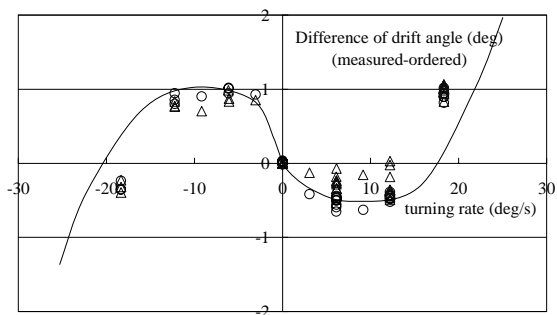


Fig.A4 Differences between ordered and measured drift angle of X-Y carriage

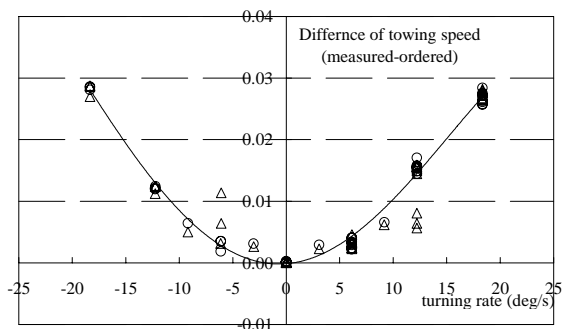


Fig.A5 Differences between ordered and measured towing speed of X-Y carriage