

浅水域の操縦運動数学モデルの検討
—MMGモデルの浅水域への適用について—

正会員 芳村 康男

**Mathematical Model for the Manoeuvring
Ship Motion in Shallow Water**

By Yasuo YOSHIMURA (Member)

関西造船協会誌 第200号 昭和61年3月 別刷

浅水域の操縦運動数学モデルの検討*
—MMGモデルの浅水域への適用について—

正会員 芳村 康男**

Mathematical Model for the Manoeuvring
Ship Motion in Shallow Water

By Yasuo YOSHIMURA (Member)

Manoeuvring behaviour significantly changes according to the water depth. It is indispensable for the examination of the safety in harbour navigation to clarify the characteristics of ship motion in shallow water.

After the full-scale trial of Esso Osaka, many kinds of model tests have been performed in deep or shallow water, where the characteristics of hydrodynamic forces acting on hull or rudder have been observed. However, these hydrodynamic data are not sufficient for the prediction of the manoeuvring motion in shallow water, and more theoretical approaches as well as experimental data have been desired.

In this report, the predicting techniques are investigated based on the well known MMG's mathematical model. Through the present study, the following conclusions are obtained.

- 1) MMG's mathematical model is also available for the prediction of the manoeuvring motion in shallow water.
- 2) Predicted ship motions fairly agree with the observed motions in each water depth.
- 3) Sinkage and trim in shallow water can be easily predicted by the following simple forms proposed by Tuck⁸⁾ and presented here respectively.

$$\frac{S}{L} = 1.5 \left(\frac{d}{L} \right) \left(\frac{Cb}{L/B} \right) F_h^2$$

$$\frac{T}{L} = 30 \left(\frac{d}{L} \right) \left(\frac{Cb}{L/B} \right)^3 F_h^2$$

where $F_h = U/\sqrt{hg}$, h : water depth

1. まえがき

浅水域における船の操縦性は通常の深水の場合と

なり様子が異なり、従来から数多くの研究が行われてきた。最近には特に港湾域の航行安全に対する評価が厳しくなるに至り、こうした状況下の操縦性推定法の確立が望まれている。これに対し、Esso Osakaの実船実験¹⁾を契機に浅水域の操縦性推定の関心が高まり、我国でもJAMPに関連して浅水域の模型試験が各

* 昭和60年11月15日 造船3学会秋季連合大会
において講演

** 住友重機械工業(株) 平塚研究所

所^{3)~6)}で実施され、船体に働く力の他、複雑な舵の力に関してもその大略の傾向が明らかになってきた。しかし、運動や流体力の浅水影響を調べるには特殊な設備と膨大な実験工数が必要なことから、まだデータ不足で、今日この研究はようやく緒についた段階と言って過言でない。

本報ではこうした現状を踏まえ、浅水域の操縦運動の表現に深水域で実績のあるMMGモデル²⁾の適用を試み、その際の問題点の検討を行った。その結果、MMGモデルで各水深における流体力係数を用いることにより、実用的に十分な精度で推定できることが確認できた他、浅水域の操船で重要な船体沈下量(squat)についても、精度よく推定できる見通しが得られた。なお、本報に用いた供試船は主としてPCCで、その主要目を Table 1 に掲げる。

Table 1 Principal particulars of the ship model

L_{PP} (m)	3.0000	A_R/Ld	1/39.83
B (m)	0.5367	A	1.177
d (m)	0.1367	D_P	0.095
x_G (m)	-0.0422	η	0.794
Cb	0.547	P/D_P	0.775

2. 拘束模型試験と数学モデル

模型試験は Fig. 1 の如く、角水槽内に 28m × 15m の仮底を敷き行った。仮底は 4m × 1m のコンクリートパネル 105 枚から成る。それぞれのパネルはボルトで上下に調整することができ、全体のレベルを ±2mm に抑えている。

以下、模型試験結果を紹介しながら数学モデルを要約する。

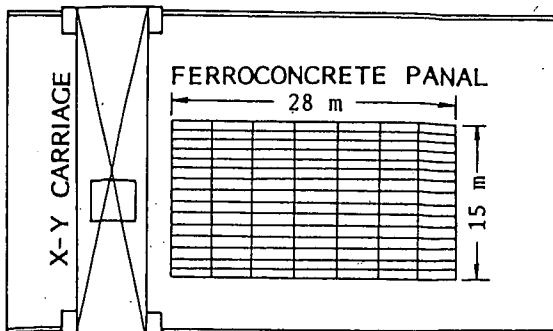


Fig. 1 Arrangement of the false bottom

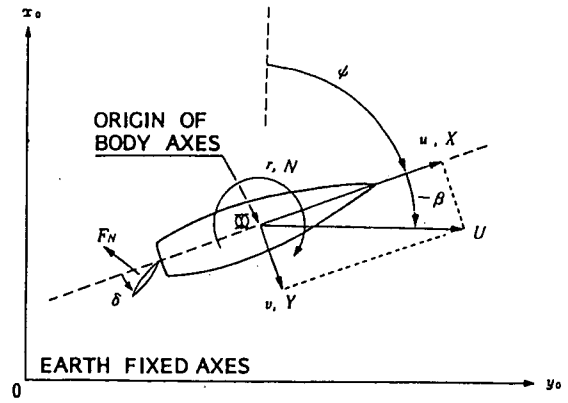


Fig. 2 Coordinate system

船の操縦運動の運動方程式は Fig. 2 の座標系を用いて次式で表わす。

$$\left. \begin{aligned} m\dot{u}_G - mv_G r_G &= X \\ m\dot{v}_G + mu_G r_G &= Y \\ I_{zz} \dot{r}_G &= N - x_G Y \end{aligned} \right\} \dots\dots(1)$$

ただし、 u_G, v_G, r_G は船の重心の運動を、また X, Y, N は流体力（船体中央を原点）を表わす。

流体力は、MMG の考え方²⁾に従い、船体・プロペラ・舵にそれぞれ分離するが、 Y と N は船体とプロペラの力に分離することが困難なので、これらを合わせて Y_{HP}, N_{HP} として表現する。すなわち

$$\left. \begin{aligned} X &= X_H + X_P + X_R \\ Y &= Y_{HP} + Y_R \\ N &= N_{HP} + N_R \end{aligned} \right\} \dots\dots(2)$$

以下、それぞれの力について述べる。

2.1 船体の力

船体に作用する力は次式のように船体中央における相対流速成分 u, v, r の関数で表わす。

$$\left. \begin{aligned} X'_H &= -m'_x \dot{u}'_G + X'_0 + X'_{\beta\beta} \beta^2 + (X'_{\beta r} - m'_y) \beta r' \\ &\quad + X'_{rr} r'^2 + X'_{\beta\beta\beta} \beta^3 + X'_{\beta\beta r} \beta^2 r' \\ Y'_{HP} &= -m'_y \dot{v}'_G + Y'_{\beta\beta} \beta + (Y'_r - m'_x) r' \\ &\quad + Y'_{\beta\beta\beta} \beta^3 + Y'_{\beta\beta r} \beta^2 r' + Y'_{\beta rr} \beta r'^2 + Y'_{rrr} r'^3 \\ N'_{HP} &= -J'_{zz} \dot{r}'_G + N'_{\beta\beta} \beta + N'_r r' + N'_{\beta\beta\beta} \beta^3 \\ &\quad + N'_{\beta\beta r} \beta^2 r' + N'_{\beta rr} \beta r'^2 + N'_{rrr} r'^3 \end{aligned} \right\} \dots\dots(3)$$

ただし、 $\beta = \sin^{-1}(v/U)$ 、 $r' = r(L/U)$

Fig. 3 は 3 種類の水深 ($h/d = 18.3, 1.5, 1.2$, h : 水深; d : 吃水) における CMT の結果で、図中の曲

線は上式の近似である。各流力微係数は Table 2 に要約する。この内、付加質量 m_x, m_y は CAT⁹⁾ により、また付加慣性モーメント J_{zz} は PMM 試験から求めた。 m_y は pure swaying 試験からも得られるが、低周波における m_y は上記 CAT の結果とほぼ一致している。

船体前後方向の力の運動に対する変化は $(X'_{\beta r} - m'_y)$ が中心的役割を果たすが、浅水時運動の大きい領域で

Table 2 Hydrodynamic coefficients of mathematical model

h/d	18.3	1.5	1.2
$m'_x + m'_x$	0.205	0.232	0.301
$m'_y + m'_y$	0.331	0.413	0.544
$I_{zz} + J_{zz}$	0.0211	0.0262	0.0293
X'_0	-0.0194	-0.0271	-0.0279
$X'_{\beta\beta}$	-0.0368	0.0460	0.3178
$X'_{\beta r} - m'_y$	-0.140	-0.493	-0.663
X'_{rr}	0.0125	-0.0069	0.0038
$X'_{\beta\beta\beta\beta}$	0.469	0.7.8	0.574
$X'_{\beta\beta\beta r}$	0.11	2.49	8.41
Y'_β	0.263	0.993	2.314
Y'_r	0.0381	0.0934	0.2089
$Y'_{\beta\beta\beta}$	1.55	5.03	1.70
$Y'_{\beta\beta r}$	-0.655	1.71	7.88
$Y'_{\beta rr}$	0.738	1.992	3.042
Y'_{rrr}	-0.0566	-0.1246	-0.1542
N'_β	0.0977	0.2043	0.4620
N'_r	-0.0505	-0.0689	-0.1286
$N'_{\beta\beta\beta}$	0.173	0.308	0.914
$N'_{\beta\beta r}$	-0.627	-1.874	0.003
$N'_{\beta rr}$	0.0954	0.0686	-0.0880
N'_{rrr}	-0.0353	-0.1495	-0.1469
l'_P	-0.49	-0.49	-0.49
l'_R	-0.811	-0.740	-0.917
$1-w_{PO}$ (b_1)	0.640	0.720	0.865
(b_2)	0.	-0.525	-1.940
(b_3)	0.	0.	0.
$1-t_P$	0.838	0.755	0.671
$1-t_R$	0.792	0.738	0.776
$C_{T\delta}$	0.	0.	0.
a_H (c_1)	0.283	0.398	0.900
(c_2)	0.263	0.824	0.
(c_3)	0.	0.	0.
x'_H	-0.467	-0.341	-0.322
ϵ	1.170	1.390	1.557
κ	0.513	0.366	0.386

$$K_T = 0.3304 - 0.2299J - 0.1617J^2$$

この変化が減少する傾向を $X'_{\beta\beta\beta r} \beta^3 r'$ で表現できる。船体横方向の力 Y_{HP} とモーメント N_{HP} は水深が残るに従って増加し、おおむね β と r' の線形項+3乗非線形項で表現できるが、浅水時の N_{HP} は(3)式でやや表現しにくいという傾向が認められる。

2.2 プロペラの力

プロペラの力は主に前後方向の力 X_P であり、推進抵抗における取扱に準ずる。すなわち、プロペラから船体への干渉として $(1-t_P)$ なる推力減少係数を用い、 X_P を次式で表わす。

$$X'_P = 2(1-t_P)K_T(D_P^2/Ld)/J_P^2 \quad \dots\dots(4)$$

ただし、 $K_T = a_1 + a_2J + a_3J^2$

$$J = (1-w_P)u/nD_P$$

$(1-w_P)$ のプロペラ荷重度に対する変化 (Fig. 5 上図参照) あるいは船の運動に対する変化は次式で表現する。

$$1-w_P = 1-w_{PO}\{1-(1-\cos^2\beta_P)(1-|\beta_P|)\}$$

$$1-w_{PO} = b_1 + b_2J_P + b_3J_P^2 \quad \dots\dots(5)$$

ただし、 $\beta_P = \beta - l'_P \cdot r'$, $J_P = u_P/nP$

2.3 舵の力

舵による力とモーメントは舵直圧力を F_N として次式で表わせる。

$$\left. \begin{aligned} X'_R &= -(1-t_R)F'_N \sin\delta \\ &\quad + (1-t_P)C_{T\delta}F'_N \sin\delta \\ Y'_R &= -(1+a_H)F'_N \cos\delta \\ N'_R &= -(X'_R + a_H x'_H)F'_N \cos\delta \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(6)$$

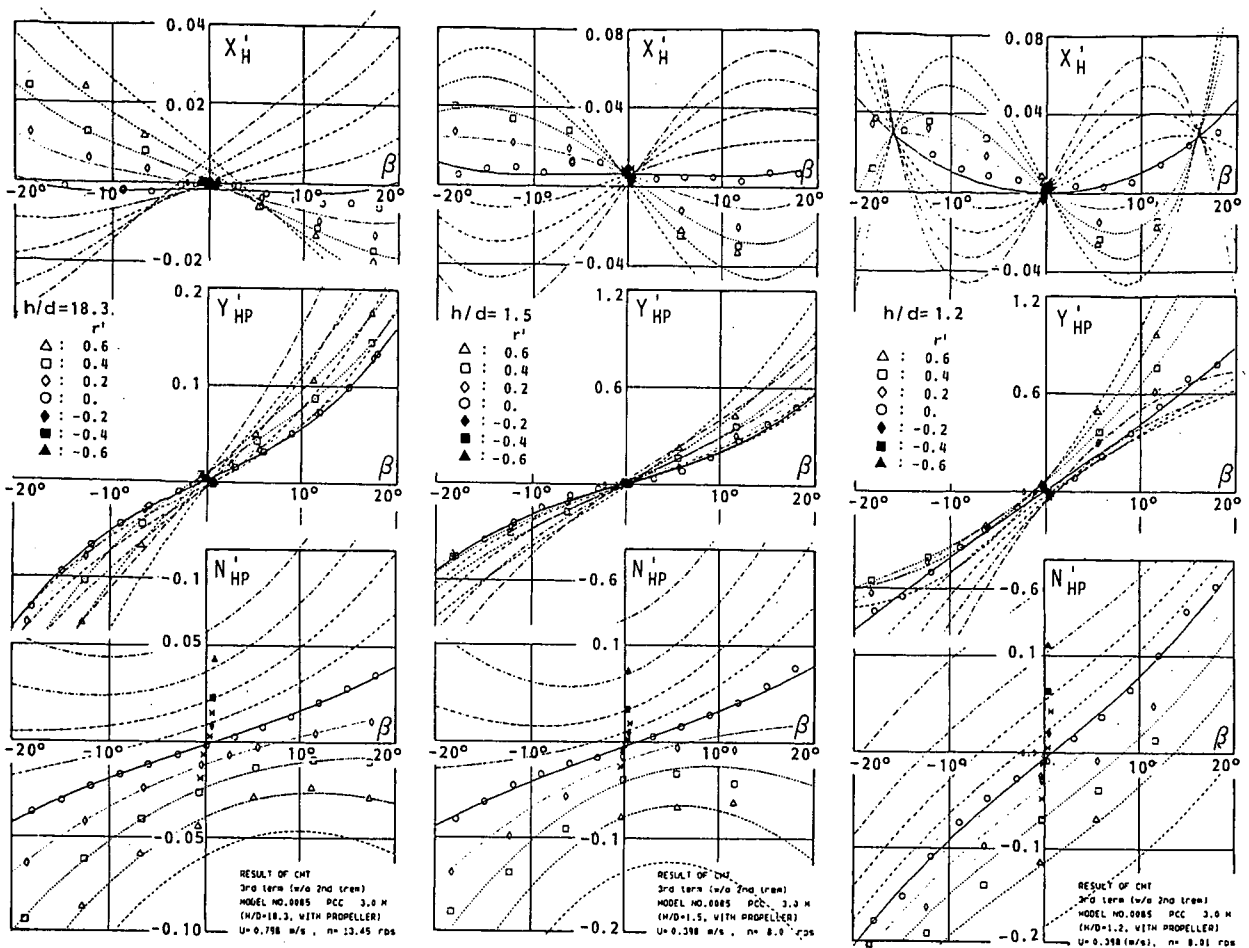
ここに、 $t_R, C_{T\delta}, a_H, x'_H$ それぞれ舵から船体とプロペラに及ぼす干渉係数で、Fig. 4 のごとく、直進中の舵角試験で計測された X_R, Y_R, N_R の $F'_N \sin\delta$ あるいは $F'_N \cos\delta$ に対する傾斜から求めることができる。これら干渉係数の内 a_H は Fig. 5 に示すようにプロペラ荷重度に対し少なからず変化するため、

$$a_H = c_1 + c_2J_P + c_3J_P^2 \quad \dots\dots(7)$$

と置く。なお藤野等³⁾の研究によれば、浅水時の a_H は β の影響が少なくないが、後に示すように浅水時の β はかなり小さく、従って、この影響は一応無視することとする。

さて、舵直圧力 F_N は舵面積を A_R 、舵への有効流速と流向を U_R, α_R として一般に次式で表わせる。

$$F'_N = (A_R/Ld)f_\alpha U_R'^2 \sin\alpha_R \quad \dots\dots(8)$$

(a) $h/d=18.3$ (b) $h/d=1.5$ (c) $h/d=1.2$ Fig. 3 Hydrodynamic force coefficients X'_H , Y'_{HP} and N'_{HP}

U_R と α_R は舵の有効流速成分 u_R, v_R を用い、

$$\left. \begin{aligned} U_R &= \sqrt{u_R^2 + v_R^2} \\ \alpha_R &= \delta + (v_R/u_R) \end{aligned} \right\} \dots\dots(9)$$

と表わすことができる。この内、 u_R はプロペラ後流の強さに大きく依存し、これを次式²⁾で表現できる。

$$\frac{u_R}{U} = \frac{\eta(1-w_{p0}) \sqrt{\left\{ 1 + \kappa \left(\sqrt{1 + \frac{8K_T}{\pi f^2}} - 1 \right) \right\}^2}}{1 + (1-\eta)} \dots\dots(10)$$

ただし、 $\eta = D_p/H$ (H : 舵高さ)、 $\kappa = k_x/\epsilon$ である。Fig. 6 は上記舵角試験で計測された F_N から直圧力一致法で求めた u_R で、図中の各曲線は (10) 式による近似である。なお、 u_R の運動に対する変化は、Fig. 7 の各上図に示すように比較的少なく、従って、 u_R の表現におけるプロペラ有効伴流には直進時の値を採用する。

一方、 v_R は CMT・斜航試験で舵直圧力が零となる

舵角 δ_R とその付近の U_R の計測から、

$$v_R = -U_R \sin \delta_R \dots\dots(11)$$

で求めることができる。これを Fig. 7 の下図に示す。プロペラが動作しない場合の $v'_R (= v_R/U)$ は、

$$-v'_R (\text{without prop.}) = \tau_R (\beta - l'_R \cdot r') \dots\dots(12)$$

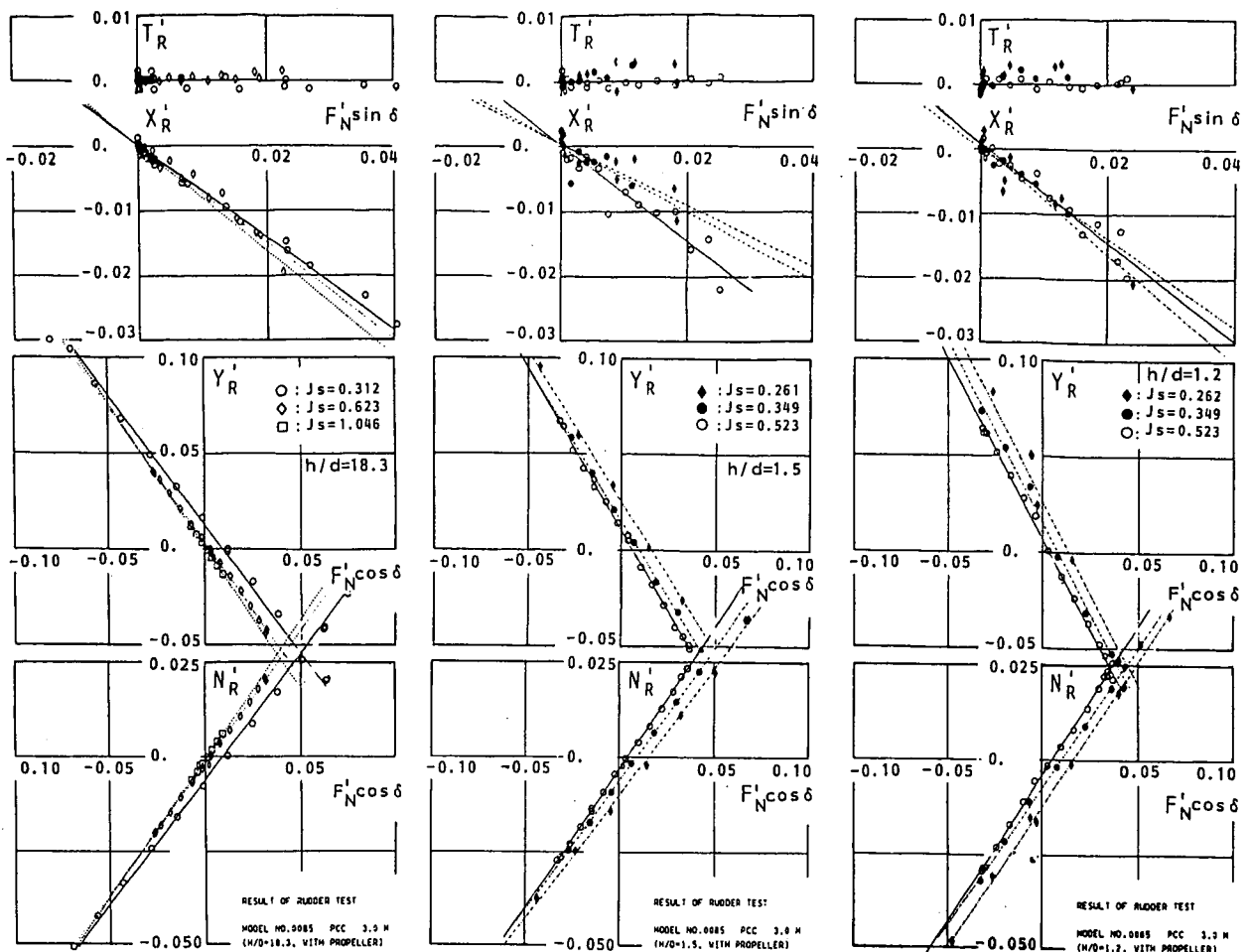
のごとく、 $\beta, l'_R \cdot r'$ に比例し、舵への流入角が、

$$\alpha_R = \delta - \tau_R (U/u_R) (\beta - l'_R \cdot r') \dots\dots(13)$$

となる。しかし、プロペラ作動時は Fig. 7 のように非線形な特性が v_R の原点付近に現れ、必ずしも (12) 式で近似できるとは限らない。この場合のシミュレーションは Fig. 7 の特性をそのまま入力することになる。

3. 流体力係数の浅水影響

前節の拘束模型試験で得られた流体力係数の水深に対する変化を今日までに報告されているデータ^{3), 5)}、



(a) $h/d=18.3$

(b) $h/d=1.5$

(c) $h/d=1.2$

Fig. 4 Hydrodynamic force coefficients X'_R , Y'_R and N'_R

6)と比較しながら検討する。

3.1 船体の流体力係数

船体の流力微係数の線形項は従来の報告と同様、水深が浅くなるに従い β に関する係数の増加が著しい。また非線形項の多くは浅水になると種々の非線形要素が混在し、一定の傾向を見出すことが困難である。

Fig.8(a)には船体の付加質量 m_x , m_y と付加慣性モーメント J_{zz} の水深影響を示す。いずれも水深が浅くなるに従い増加する。各図の太い破線は3次元特異点分布法による $\omega=0$ の数値計算の結果であり、計算と実測は略合っている。また各図にはJAMP共同研究に関連して実施された実験結果を参考までに示すが、水深に対する変化は大体よく似た傾向を示す。船体の線形微係数の浅水影響はFig. 8(b), (c)に示すごとく、水深が浅くなるに従い増加し、この傾向は特に β に関する微係数で著しい。下図にはまた、これらの微係数をsway damping lever: $l'_\beta = N'_\beta / Y'_\beta$ とyaw damping lever: $l'_r = N'_r / (m'_x + m'_y - Y'_r)$

にして表示する。本供試船の l'_β は水深が浅くなるに従い単調に減少するが、 l'_r は逆に大きくなり、従って浅水時の針路安定性は極端に良くなることを示す。

同図に示すLNGC³⁾やEsso Osaka⁵⁾では、 l'_β が $h/d=1.5 \sim 2.0$ 付近で一度増加し、針路安定性が低下する傾向にあるが、更に浅くなると l'_β は小さく、また l'_r が大きくなって、やはり安定側となる。

3.2 舵・プロペラに関する係数

舵・プロペラから船体への干渉を表わす係数 $1-t_p$, $1-t_r$, a_H , x_H の浅水影響をFig. 9(a), (b)に示す。 $1-t_p$ および $1-t_r$ は浅くなるに従いやや減少する傾向にあるが、全般的には水深の影響は少ないと考えてよい。これに対し、 a_H は浅くなるに従い増加し x_H は逆に減少する。なおFig. 9(b)でLMGC³⁾以外の a_H が全般に大きいのは、模型船のラダーホーンを実船同様、船体に固定して実験を行っているため、このホーンに働く力が船体の力に含まれて計測されるため a_H が大きくなる。この点は a_H を評価する際注意

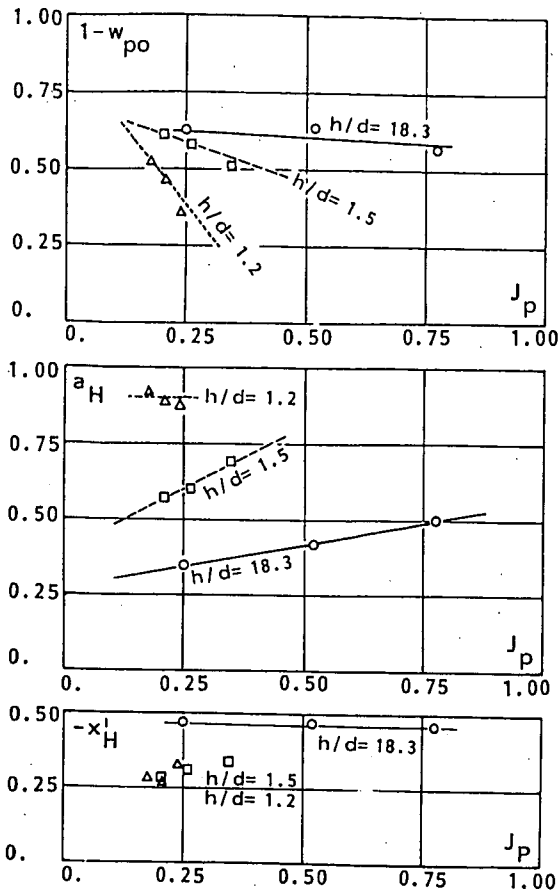


Fig. 5 $1-w_p$, a_H and X'_H for various propeller loads

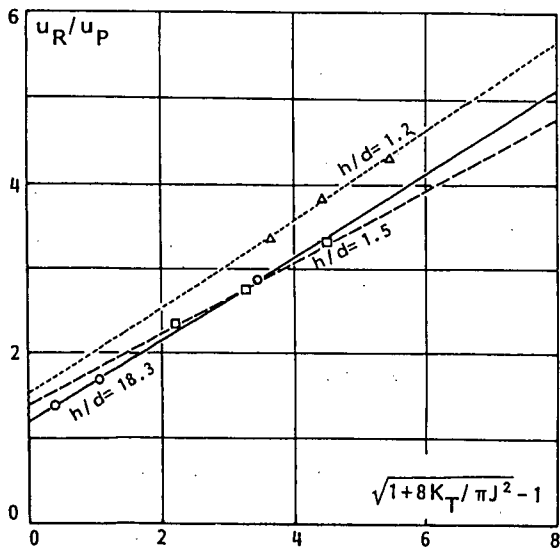


Fig. 6 u_R/u_P for various propeller loads

しなければならない問題である。

舵有効流速 u_R のパラメータの内、プロペラ後流の増速率 k_x は Fig. 9 (c) に示す如く、浅水の影響を受

けにくい、 ϵ は舵の鏡像効果等の影響で浅水になると増加する。

また、舵への流向のパラメータ r_R は Fig. 10 に示すごとく、プロペラが無い状態ではほとんど変化しないが、プロペラが作動すると、 $h/d=1.5$ 付近で一度大きくなる傾向が見られる。

4. 自走模型試験結果とシミュレーションの比較

前述の拘束試験で得られた流体力係数を用いて数値シミュレーションを行い実測と比較する。

Fig. 11 は定常旋回特性の比較である。水深が深い場合、両者は問題無く良く一致している。水深が浅くなるにつれ針路安定性が良くなり、また β は極端に抑えられて船速低下も減少するが、この場合もシミュレーションと実測は大体合っている。しかし、詳細に比較すると、浅水時の $r-\delta$ 特性において原点傾斜がやや小さく推定される傾向にある。この原因の一つは既に述べた N_{HP} の表現にあるいは問題があるのかも知れない。

Fig. 12 は右 35° 旋回の航跡と運動のタイムヒストリーの比較である。ただし、船速は各水深で異なる。水深が深い場合の航跡や運動のタイムヒストリーはほとんど問題無く良く合っている。水深が浅くなると、旋回初期の回頭運動が実測よりやや小さく、従ってアドヴァンスが大きく推定される傾向にあるが、全般的には良く合っていると言えよう。

舵直圧力のタイムヒストリーは水深が浅くなるに従い操舵直後のピークが減少する。この点に関し、藤野等³⁾の計測でも同様な傾向があり、これをシミュレーションでは表現しにくいことから舵直圧力の推定に問題があるとの指摘であった。しかし、今回のシミュレーションと実測は大体合っている。しかし、詳細に比較かなり正確に推定できており、MMG の考え方で十分説明できるものと思われる。すなわち、操舵直後の舵直圧力のピークが減少する主な理由は、舵の有効迎角が式(9)に示したように船の運動と共に減少し、浅水時は特に β が著しく制限されるため有効迎角の減少が小さくなることによる。

5. 船体沈下量

浅水域の操縦性でもう一つ重要な問題は船体沈下量である。操船者の言葉では squat と呼ばれ、港湾などの浅い水域を航行する際、この点に細心の注意が払われる。

本供試船の直進時における船体中央部の沈下量 S 、およびトリム T の計測結果をそれぞれ船の長さで無次元化して Fig. 13 に示す。ただし、水深が深い場合も

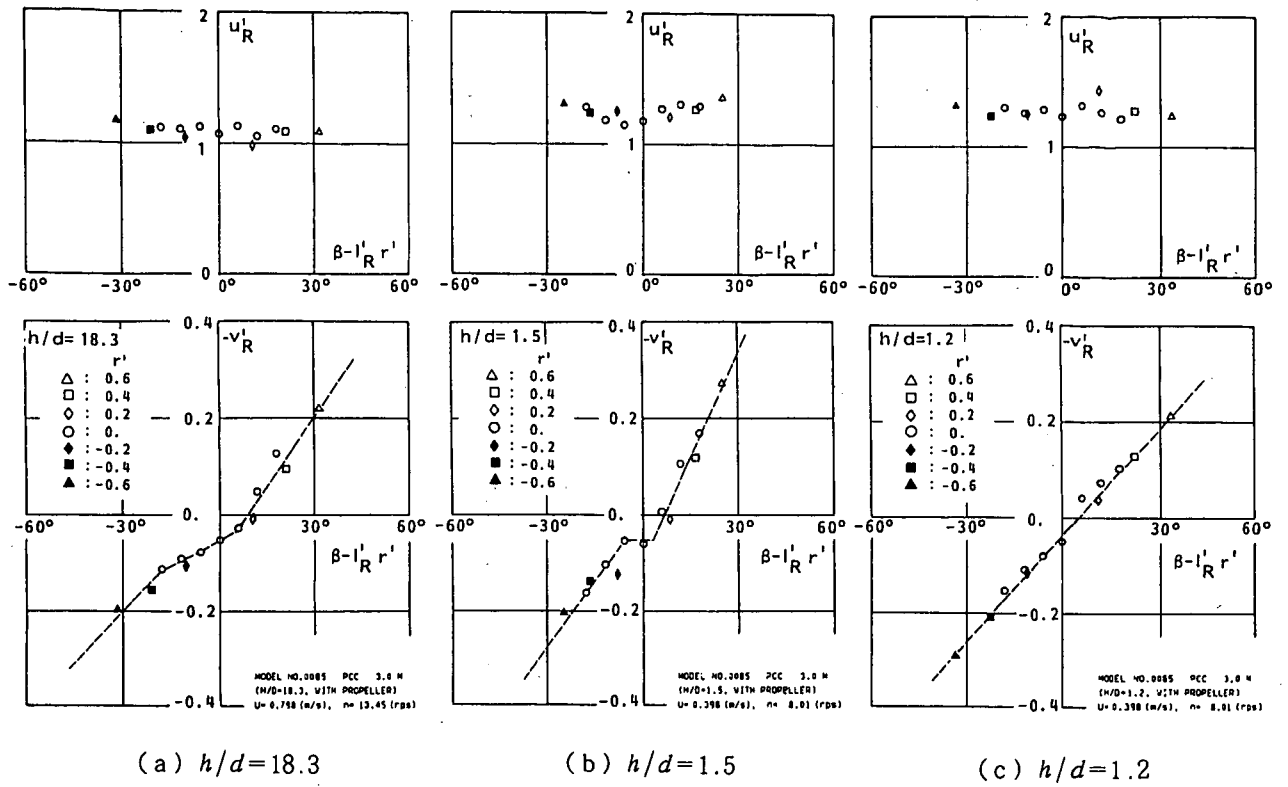


Fig. 7 u'_R and v'_R for various ship motions

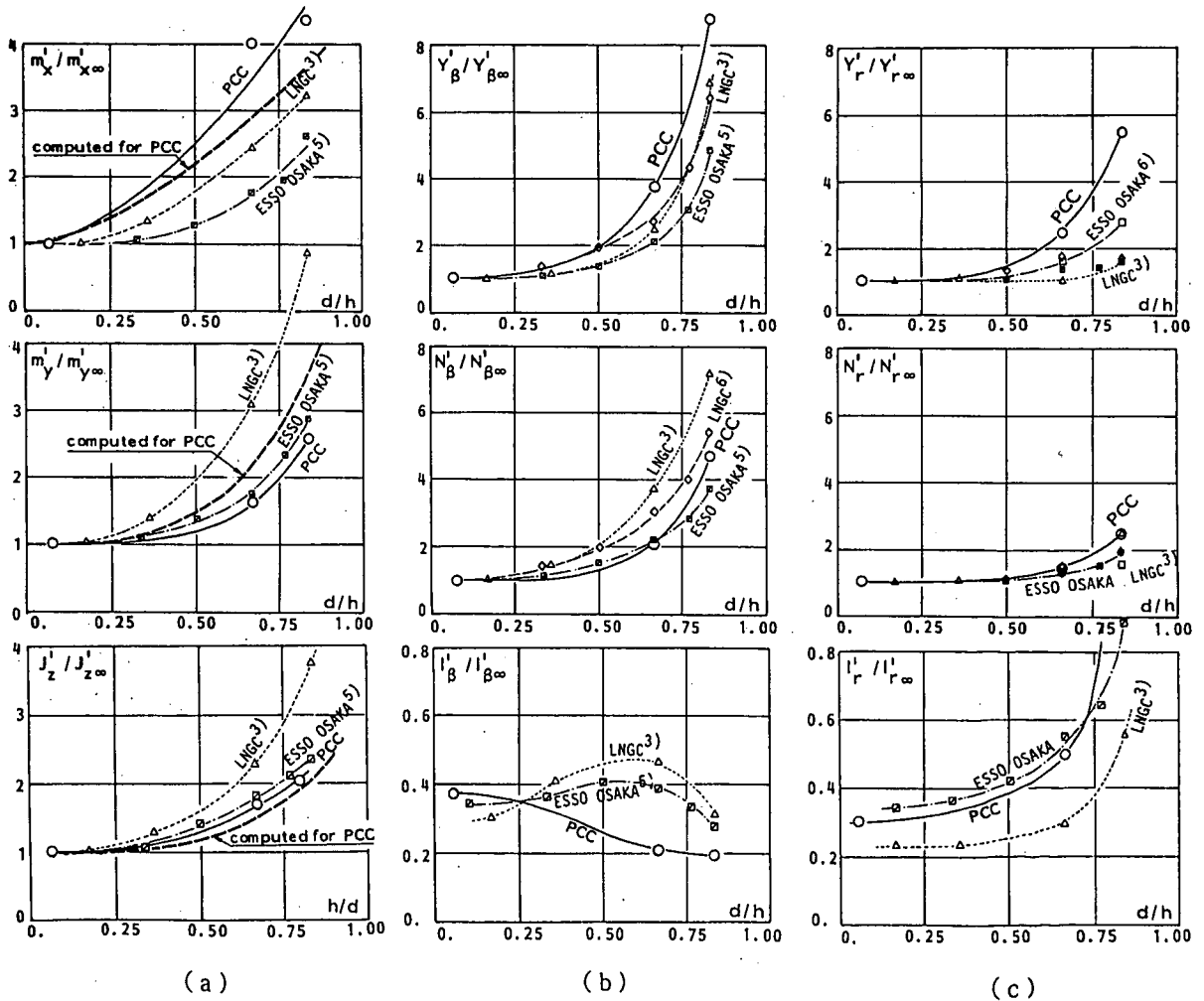


Fig. 8 Shallow water effects on linear hydrodynamic derivatives

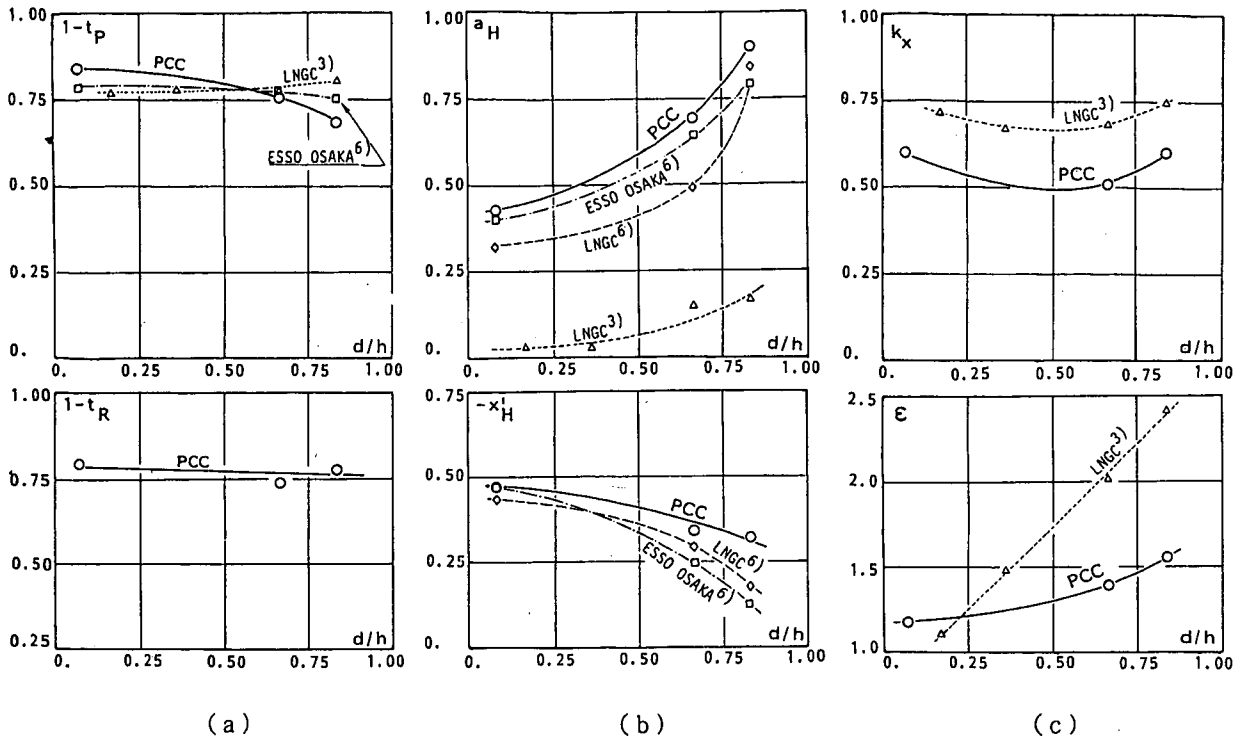


Fig. 9 Shallow water effects on interactive force coefficients

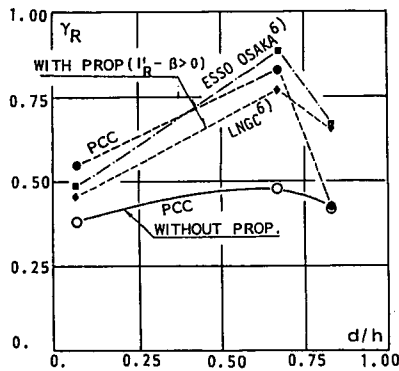


Fig. 10 Shallow water effect on r_R

船体沈下とトリムはわずかに発生する。しかしこれらは浅水時の場合とその性質が異なるという立場から同図には深水時からの増加量を表示する。横軸は水深に対するフルード数 $F_h (= U/\sqrt{hg})$ であり、トリムは船首側を正とする。

低速時は一般に船速の増加に伴い船体沈下が増加して船首側にトリムする。本供試船 (PCC, $C_b/(L/B) = 0.098$) ではトリムは小さいが、同図に示す幅広 RO/RO 船 ($C_b/(L/B) = 0.217$) ではトリム、沈下量共に船速の増加に従って大きくなる。

広い浅水域における船体沈下とトリムの推定につい

ては Tuck⁷⁾ の細長体理論による方法がある。これによれば、船体沈下とトリムはいずれも $F_h^2 / \sqrt{|1-F_h^2|}$ に比例し、その比例係数は船体形状で決まる。Tuck は更に船型に適当な仮定を置き、 $F_h \ll 1$ 範囲で船体沈下を算出する簡単な推定式を提案した⁸⁾。すなわち、

$$S = 0.13(U^2 \nabla / hL^2) \quad \dots\dots(14)$$

ただし、 ∇ は排水容積で上式の単位は feet, knots である。上式を変形すると、

$$\left. \begin{aligned} \frac{S}{L} &= 1.5 \left(\frac{d}{L} \right) \left(\frac{C_b}{L/B} \right) F_h^2 \\ &= 1.5 \left(\frac{d}{h} \right) \left(\frac{C_b}{L/B} \right) F_n^2 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(14')$$

となり、船体沈下は船速の自乗、 d/h および、船体形状を表わす $C_b/(L/B)$ に比例するという極めて簡単な式となる。この(14')式による船体沈下量の推定を Fig. 13 の上図に実測と比較する。推定値は両船とも船型が大幅に異なるにもかかわらず良く一致し、本推定式は船体沈下を推定する簡便かつ有力な方法と言える。

一方、トリムについては上式のような簡単な推定式は見当らず、本報では(14')式を多少変形し、前述の異なる2種類の船型のトリム計測結果に合うように係数を決めた。すなわち、

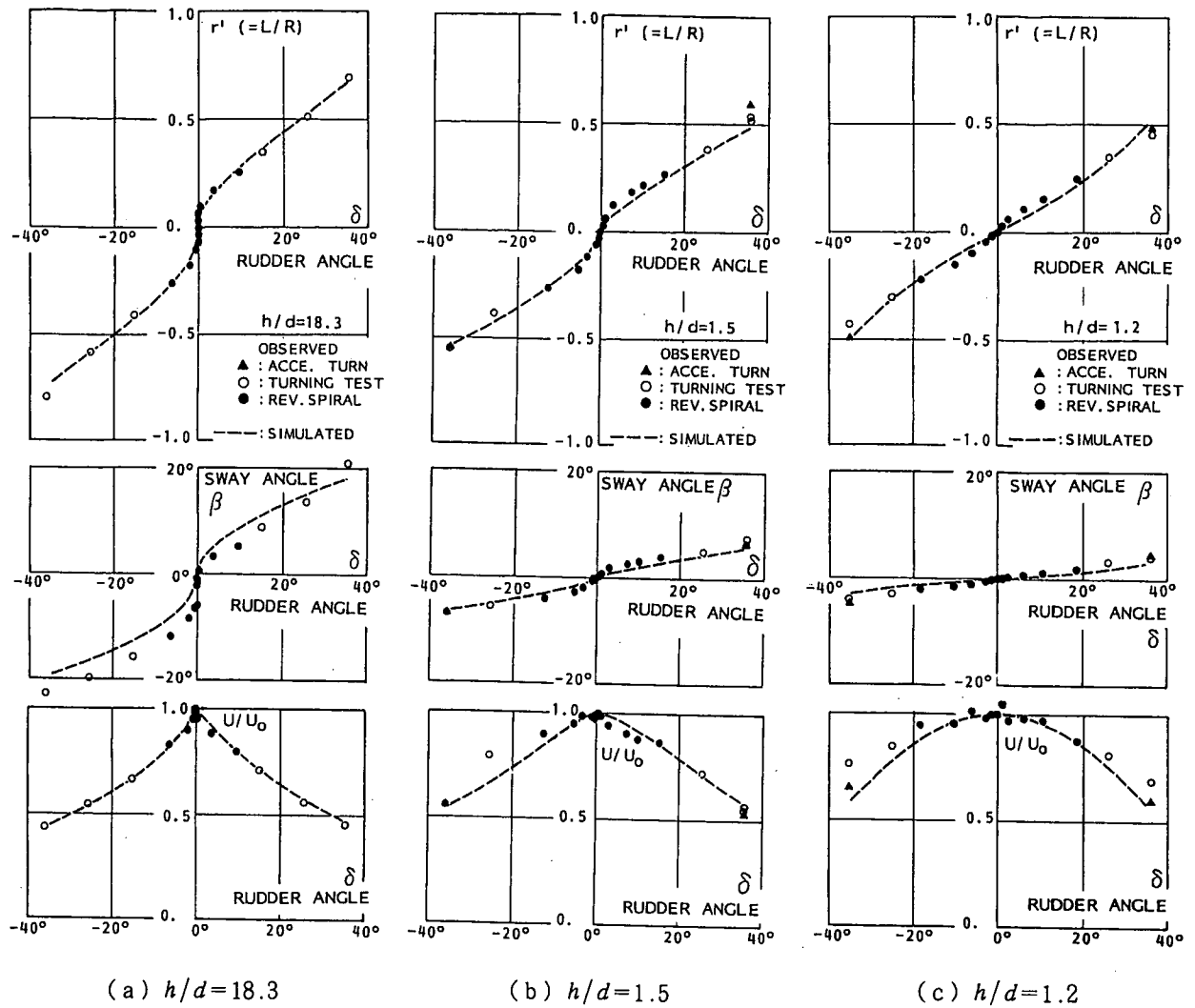


Fig. 11 Comparison of steady turning characteristics, observed and simulated

$$\frac{T}{L} = 30 \cdot \left(\frac{d}{L}\right) \left(\frac{Cb}{L/B}\right)^3 F_h^2 \quad \dots\dots(15)$$

この推定曲線を Fig. 13 の下図に示している。上式はやや物理的裏付けに乏しいが、船型が大幅に異なる場合のトリムの推定に十分適用できるものと思われる。

6. あとがき

本報では船の前進速度が十分大きい場合の浅水時の操縦運動に重点を置き、この時の操縦運動を推定する方法を検討した。具体的には、深水で実績あるMMGモデルの適用を試み、その際の流体力係数の浅水影響並びに推定上の問題点等の検討を行った。その結果、

- (1) 浅水域の操縦運動は、MMG モデルの考え方で実用的に問題ない精度で推定することができる。
- (2) 本報では上記推定に必要な流体力係数は拘束模型試験で求めたが、これらの多くは浅水影響を受ける。一部付加質量などは計算で推定できることが確かめられたが、これらを定量的に推定するには今日まだデー

タ不足といえる。しかし、本モデルのような考え方で流体力係数を整理するのが合理的方法と思われる。

(3) 浅水域の操船でまた重要な船体沈下とトリムは Tuck の簡易推定式 (14) 式、および本報に提案する (15) 式でかなり精度よく推定することが可能である。

最後に、本研究の一部は昭和59年度日本造船研究協会・第7基準部会・第4分科会・第2小委員会 (RR 742) の事業に関連して行われたことを付記し、御討論・御指導を頂いた主査の東京大学工学部 小山健夫教授を始めとする各委員の方々に感謝の意を表す。

また、仮底の設計・製作に関しては広島大学工学部 小瀬邦治教授より御指導を頂いた。ここに謝意を表するしだいである。

参 考 文 献

1) Crane, jr., C.L. : Maneuvering Trials of 278000 DWT Tanker in Shallow and Deep Water, TSNAME, Vol. 87, 1979

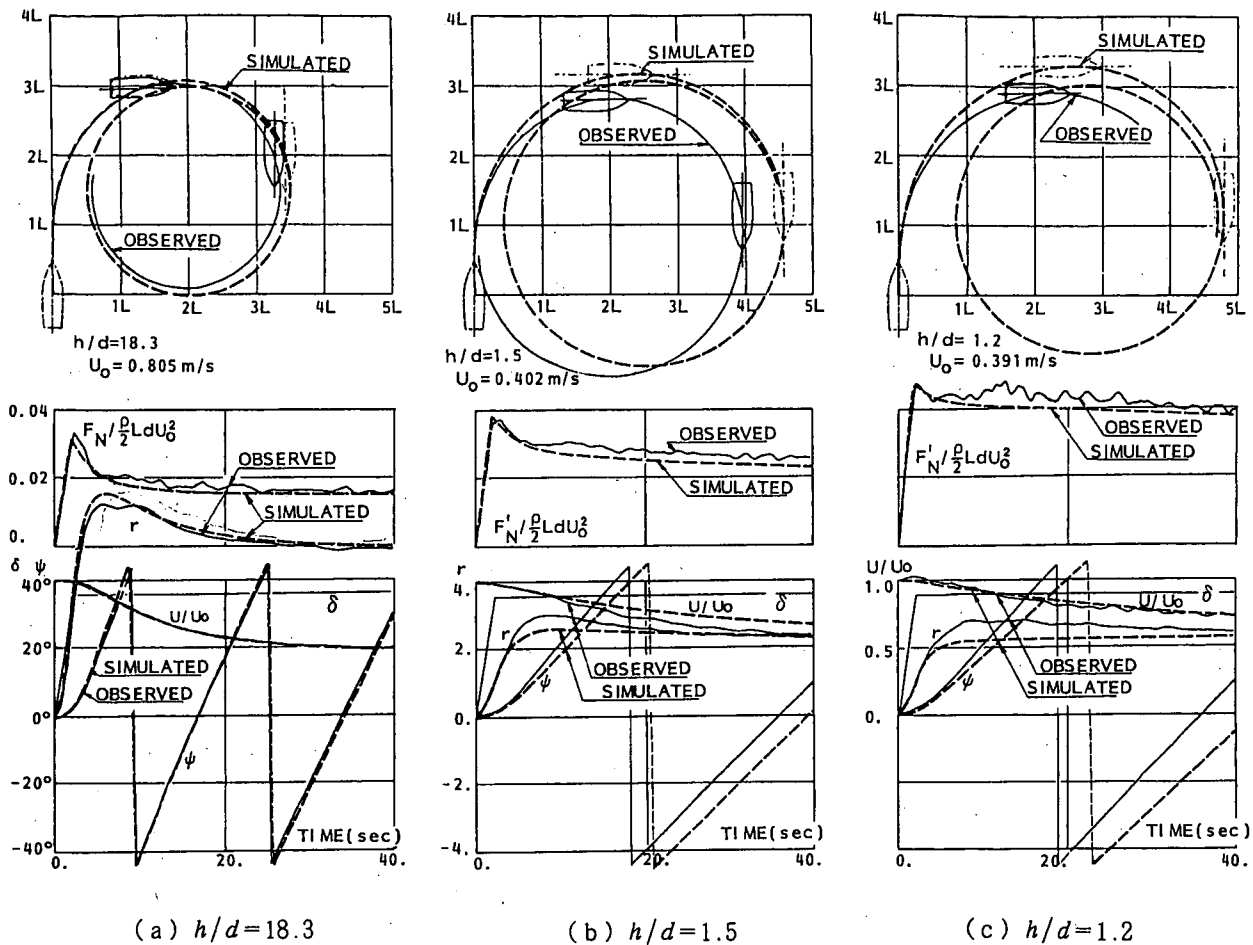


Fig. 12 Comparison of 35° turning trajectory and ship motion, observed and simulated

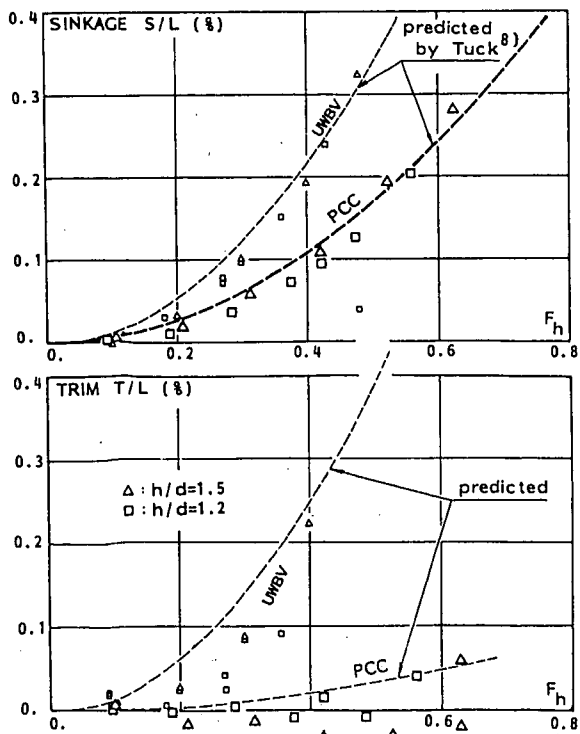


Fig. 13 Comparison of sinkage and trim, observed and predicted

- 2) 小瀬邦治, 湯室彰規, 芳村康男: 操縦運動の数学モデルの具体化, 第3回操縦性シンポジウム, 1981
- 3) 藤野正隆, 石黒 剛: 浅水域における操縦数学モデルの検討, 日本造船学会論文集, 第156号, 1984
- 4) 湯室彰規: 浅水域における船体操縦微係数の推定に関する一検討, 石川島播磨技報, 第24巻, 第4号, 1984
- 5) 貴島勝郎, 村上正義, 勝野敏之, 名切恭昭: 浅水域における船の操縦運動特性に関する一考察, 西部造船会々報, 第69号, 1984
- 6) Hirano, M., Takanashi, J., Moriya, S. and Nakamura, Y.: An Experimental Study on Manuevering Hydrodynamic Forces in Shallow Water, 西部造船会々報, 第69号, 1984
- 7) Tuck, E.O.: Shallow water flows past slenderbodies, J. Fluid Mechanics, Vol. 26, part 1, 1966
- 8) Tuck, E.O. and Taylor, P.J.: Shallow wave problems in ship hydrodynamics, 8th Sympo.

Naval Hydrodynamics, 1970

- 9) 小保方 準, 芳村康男, 杉田松次, 永島実郎: 主要目が大幅に異なる船型の付加質量について

— 一定加速度試験(CAT)による付加質量の計測—

関西造船協会昭和 60 年度秋季講演会において講演.

