

VI 制限水域における船の操縦性

貴島 勝郎* 野中 晃二**

目 次

1. 緒言	137	3.1 旋回性および針路安定性	154
2. 船体に働く流体力	138	3.2 浅水域での停止性能	158
2.1 運動方程式	138	3.3 船体相互間の干渉	160
2.2 付加質量	140	4. 狭水路中における操縦運動	164
2.3 横力と回頭モーメント	142	4.1 水路壁影響と針路安定性	164
2.4 舵力	145	4.2 狭水路中での停止性能	168
2.5 前後力	148	4.3 船体相互間の干渉	170
2.6 船体沈下	150	4.4 狭水路航行時の諸問題	170
3. 浅水域における操縦運動	154	5. 結言	172

1. 緒言

1960年頃から船舶の大型化が進み、ここ20年の間に載荷重量50万トンを越す油槽船も建造され、戦前1万トン級の船を大型と呼んだのと比較すると隔世の感がする。この大型化に伴って性能上、構造上種々の問題が提起されてきたが、操縦性能もその中の重要な部分となっている。このような超肥大船の操縦性能の特徴は、一般に旋回性は良いが針路安定性が悪いと言われているように、操縦性に関しては小型船ではみられなかった種々の特徴が現われている。特に大洋航行中はまだよいとしても船型が大型化してくると船長300m近い巨体とはおよそ不釣合の航路幅や水深が問題になり、従って港湾内、運河等における操縦性の重要性が認識されるようになって来た。最近の船の大型化のみならず、油槽船をはじめとしてLNG船、LPG船等の危険物を積載する船が増えて来ており、港湾内・運河・海峡のような船舶の輻輳する海域における海上交通の安全性の面からも多くの問題を有している。このような船が万一座礁や衝突事故を起こすと、積載物の爆発あるいは流出が生じることもあり大きな社会問題にもなる。1978年のフランス沖での“AMOCO CADIZ”の海難事故はそのよい例である。

ところで、船が浅水域や狭水路のような、いわゆる制限水域を航行する場合、非制限水域に比べて相違する点は、

- (1) 船体の質量と慣性能率が見掛上増加する。
- (2) 船体の沈下量が増加し、船速によってトリムが変化する。
- (3) 船体に作用する横力およびモーメントが変化する。

があげられる。これらの点に関しては数多くの研究が行われ、特に水深一定、水路幅一定時における船体に作用する流体力に関する定常問題としては大略その特性が明らかにされているように思われる。一方現実問題としてはこの他に、船の航行水域の水深変化や水路幅変化を考慮した流体力の非定常問題をはじめとする諸問題の解明もまた当然必要な事柄であり、これらについては現在多くの研究者が取組んでいる問題で今後その成果が期待されているところである。

さて本章では以上の諸問題に関して現在までに得られた成果をもとに、船の操縦性能に及ぼす水深や水路幅の影響についての概要を述べることにする。まず第2節では制限水域下における船体に作用する流体力の推算方法およびその特性について、第3節は浅水域における船の針路安定性、停止性能、船体相互間の干渉について、第

* 九州大学工学部

** 船舶技術研究所運動性能部

4節では狭水路中における諸問題について述べる。

2. 船体に働く流体力

2.1 運動方程式¹⁾⁴⁾⁸⁾

普通扱っている操縦運動方程式は、深水の無限水域を単独で航行している場合のものであるが、制限水域となると、水底や岸、運河壁などの影響を考慮することが必要になるし、また、こういう水域での他船との行合い、追越しなどごく近い距離で行われるようになるので、他船との干渉も重要になる。

制限水域であるために生じてくる操縦運動への上述のような種々の影響は、普通用いられている運動方程式において、各項の係数の変化として取り扱えるものもあれば、側壁近くを航行するために生じる非対称力のように、新たに項をつけ加えねばならないものもある。

各々の港湾、海峡、内海、運河等における制限水域としての環境、状態は各々異なっているが、制限水域の操縦性に与える影響は、浅水影響と、船体間干渉などを含む広い意味での bank suction の2つに代表される。従って、この2つの影響が端的に現われる浅水域と狭水路が、制限水路として代表的なものと考えられる。

広い水域において水深が一樣な浅水域の場合は、他船との干渉がなければ、運動方程式の形は深水無限水域の場合と同じで、各項の係数が浅水影響のため水深により変化することになる。狭水路の場合は、bank suction による項が加わる。狭水路は同時に浅水である場合が多いので、浅水影響も考慮することが必要になる。

制限水域においては、衝突や座礁の危険性が大きくなるので、低速で航行することが多い。そこで以下では、特にことわらない限り $F_N=0$ での問題とし、また、roll, heave, pitch との連成も無視することにする。

Fig. 2.1 に示す、側壁が平行で直線状の狭水路を航行する船の運動方程式を考えると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} m\left(\frac{du}{dt} - rv\right) &= X \\ m\left(\frac{dv}{dt} + ru\right) &= Y \\ I_{zz}\frac{dr}{dt} &= N \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.1)$$

外力 X, Y, N は、船の加速度 ($\dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$)、速度 (u, v, r)、舵角 δ 、及び狭水路内での船の位置 η と姿勢角 ψ の関数となる。これを水路中央を直進する定常状態 ($u=U, \dot{v}=\dot{r}=v=r=\delta=\eta=\psi=0$) について Taylor 展開し、船体の左右対称性等を考慮すると次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} (m - X_{\dot{u}})\frac{du}{dt} &= X_u \cdot u + X_{NL} \\ (m - Y_{\dot{v}})\frac{dv}{dt} &= Y_v \cdot v + (Y_r - mU)r + Y_{\delta} \cdot \delta + Y_{\eta} \cdot \eta + Y_{\psi} \cdot \psi + Y_{NL} \\ (I_{zz} - N_{\dot{r}})\frac{dr}{dt} &= N_v \cdot v + N_r \cdot r + N_{\delta} \cdot \delta + N_{\eta} \cdot \eta + N_{\psi} \cdot \psi + N_{NL} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.2)$$

X_{NL}, Y_{NL}, N_{NL} は高次の項を表わす。

(2.2)式は、5つの従属変数 u, v, r, η, ψ に対して式は3つなので、運動を求めるには更に次の2つの式が必要となる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\eta}{dt} &= v \cos \psi + u \sin \psi = U \sin(\psi - \beta) \\ \frac{d\psi}{dt} &= r \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.3)$$

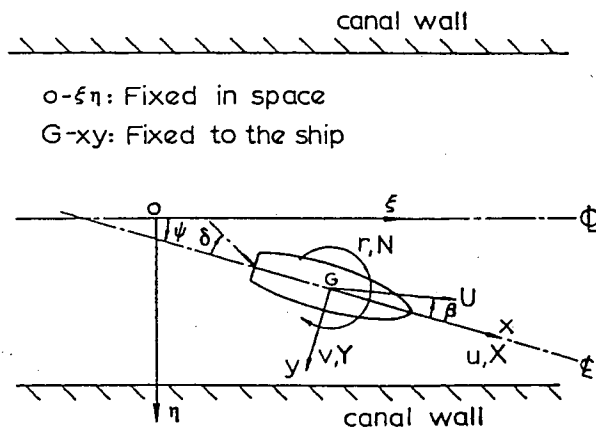


Fig. 2.1 Coordinate system for describing the motion of a ship traveling in a canal. 4)

制限水域において、運動方程式を構成する流体力がどのように変化するか、その結果運動はどのように変化するか、については以下の各節で述べることにして、ここでは簡単に、(2.3)式を必要としない広い水域での運動と、(2.3)式を必要とする狭水路での運動の性質の差を、(2.2)及び(2.3)式より高次の項を省略した線型の運動方程式から考えてみることにする。

(2.2), (2.3)式を無次元化し、かつ、高次の項を省略すると次式が得られる。なお、線型化により(2.2)式の x 方向の式は他の式と独立になるので省略し、また、 Y_ϕ , N_ϕ の項も小さいとして省略している。

$$\left. \begin{aligned} -(m'+m'y) \frac{d\beta}{ds} &= Y'_{\beta} \cdot \beta + (Y'_{r} - m')r' + Y'_{\delta} \cdot \delta + Y'_{\eta} \cdot \eta' \\ (I'_{zz} + J'_{zz}) \frac{dr'}{ds} &= N'_{\beta} \cdot \beta + N'_{r} \cdot r + N'_{\delta} \cdot \delta + N'_{\eta} \cdot \eta' \\ \frac{d\eta'}{ds} &= \psi - \beta \\ \frac{d\phi}{ds} &= r' \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.4)$$

$$\text{ただし, } s = \frac{Ut}{L}, \quad \eta' = \frac{\eta}{L}, \quad r' = \frac{Lr}{U}$$

舵角 δ を一定にとった場合、系が安定であるとする、最終的な定常状態は広い水域では次のような旋回状態となる。

$$r' = \frac{Y'_{\delta} N'_{\beta} - N'_{\delta} Y'_{\beta}}{Y'_{\beta} N'_{r} - N'_{\beta} (Y'_{r} - m')} \delta, \quad \beta = -\frac{Y'_{\delta} N'_{r} - N'_{\delta} (Y'_{r} - m')}{Y'_{\beta} N'_{r} - N'_{\beta} (Y'_{r} - m')} \delta \dots\dots\dots(2.5)$$

他方、狭水域では $r' = 0$ で、

$$\eta' = \frac{Y'_{\delta} N'_{\beta} - N'_{\delta} Y'_{\beta}}{Y'_{\beta} N'_{\eta} - N'_{\beta} Y'_{\eta}} \delta, \quad \psi = \beta = -\frac{Y'_{\delta} N'_{\eta} - N'_{\delta} Y'_{\eta}}{Y'_{\beta} N'_{\eta} - N'_{\beta} Y'_{\eta}} \delta \dots\dots\dots(2.6)$$

という斜航状態となる。

(2.4)式を ψ についてまとめると、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} (m'+m'y)(I'_{zz} + J'_{zz}) \frac{d^4\psi}{ds^4} &+ \{Y'_{\beta}(I'_{zz} + J'_{zz}) - N'_{r}(m'+m'y)\} \frac{d^3\psi}{ds^3} \\ &+ \{-Y'_{\beta} N'_{r} + N'_{\beta}(Y'_{r} - m') - (I'_{zz} + J'_{zz})Y'_{\eta}\} \frac{d^2\psi}{ds^2} \\ &+ \{-(m'+m'y)N'_{\eta} - (Y'_{r} - m')N'_{\eta} + N'_{r}Y'_{\eta}\} \frac{d\psi}{ds} \\ &+ (-Y'_{\beta} N'_{\eta} + N'_{\beta} Y'_{\eta})\psi = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.7)$$

(5)式の旋回状態が安定であるためには、よく知られた次の条件が満足されればよい。

$$-Y'_{\beta} N'_{r} + N'_{\beta}(Y'_{r} - m') > 0 \dots\dots\dots(2.8)$$

一方、(2.6)式の斜航状態が安定であるためには、(2.7)式に Routh-Hurwitz の判定規準を用い、更に、 $m'+m'y > 0$, $I'_{zz} + J'_{zz} > 0$, $Y'_{\beta} > 0$, $N'_{\beta} > 0$, $N'_{r} < 0$, 及び、 $Y'_{\eta} > 0$, $N'_{\eta} < 0$ という性質を考慮して、次のような条件が得られる。

$$\left. \begin{aligned} \{Y'_{\beta}(I'_{zz} + J'_{zz}) - N'_{r}(m'+m'y)\} \{-Y'_{\beta} N'_{r} + N'_{\beta}(Y'_{r} - m') - (I'_{zz} + J'_{zz})Y'_{\eta}\} \\ \times \{-(m'+m'y)N'_{\eta} - (Y'_{r} - m')N'_{\eta} + N'_{r}Y'_{\eta}\} \\ - (m'+m'y)(I'_{zz} + J'_{zz}) \{-(m'+m'y)N'_{\eta} - (Y'_{r} - m')N'_{\eta} + N'_{r}Y'_{\eta}\}^2 \\ - \{Y'_{\beta}(I'_{zz} + J'_{zz}) - N'_{r}(m'+m'y)\}^2 (-Y'_{\beta} N'_{\eta} + N'_{\beta} Y'_{\eta}) > 0 \\ - (m'+m'y)N'_{\eta} - (Y'_{r} - m')N'_{\eta} + N'_{r}Y'_{\eta} > 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.9)$$

狭水路での安定条件(2.9)式は、広い水域での安定条件(2.8)式に比べてはるかに複雑で、一般に狭水路での安定性は広い水域に比べて低下する。

以上は、slow motion derivativesの立場をとる運動方程式についての話であって、操舵直後などの過渡応答を正しく予測するには、memory effect を考慮した微積分方程式で考えることが必要であるが、実際問題としては、深水においては、円周波数0での値を用いる slow motion derivatives で実用上充分であることが知られている。浅水になると memory effect がより重要になるという考え³⁾⁷⁾もあるが、制限水域における操縦運動の計算で、

memory effect を考慮しなかったために不合理な結果が出たという報告は今のところないようである。

2.2 付加質量

付加質量や付加慣性モーメントは、水深が浅くなるほど、側壁に近づくほど大きくなって行くが、これを計算で求める方法としては次の3つの方法が考えられる。

1. strip 法
2. 細長体理論
3. 3次元計算

strip 法は、最も簡単で実用的な方法であるが、横運動では浅くなるにつれて船首尾をまわる流れがふえ、流れの3次元性が強くなるため、何らかの方法で3次元修正を行うことが必要になる。

2次元物体の付加質量については、耐航性の分野において種々の方法が実用化されているが、操縦性では主として円周波数が0の場合を扱うので、自由表面は剛体壁となり、自由表面による鏡像モデルについての問題となり、計算はより簡単となる。特に、水平底の浅水や矩形断面の水路等のように、単純な鏡像を利用できる場合は、計算は比較的簡単になる。

Flagg・Newman¹⁰⁾は、矩形物体の浅水での付加質量 m' について、Gurevich により写像を用いて求められた解析解を、 $d/h \rightarrow 1$ で展開して次のような近似式を得た。

$$m' = \frac{\rho B d^2}{h-d} + \frac{4}{\pi} \rho h^2 \left\{ 1 - \log \left[4 \left(1 - \frac{d}{h} \right) \right] + \frac{1}{3} \left(1 - \frac{d}{h} \right)^2 + O \left(1 - \frac{d}{h} \right)^3 \right\} \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

但し、 B は物体の幅、 d は吃水、 h は水深を表わす。

(2.10)式より、 $h/d \rightarrow 1$ につれて、付加質量は2次元では無限大に発散することがわかる。これは、3次元では水は船首尾をまわって逃げるが、2次元では船底下を通してしか逃げ道がないためである。Fig. 2.2に、(2.10)式による計算結果を示す。図中 T は吃水 d を表わす。

矩形断面水路の中央にある矩形物体の付加質量については、Bai¹⁸⁾ は領域分割法を用い、接続部での条件を近似的に満足させることにより次のような式を導いた。

$$m' = \frac{2m}{3B} \left\{ \frac{2hd}{W-B} + \frac{d(B+W/2)}{h-d} + \frac{1}{2} (W-B) \right\} \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

但し、 m は物体の質量、 W は水路幅を表わす。この式は、 $0 < (h-d)/B \leq 0.15$ 、 $0 < (W-B)/d < 0.6$ でよい近似値を与える。

Newman⁹⁾ は、側壁がある場合については、側壁に対する正確な鏡像のかわりに、簡単な特異点をおくことにより、次のような式を得ている。

$$\left. \begin{aligned} &\text{single wall, infinite depth} \\ &\frac{m+m'}{(m+m')_\infty} = 1 + \frac{(m+m')_\infty}{8\pi\rho y_s^2} \\ &\text{canal, infinite depth} \\ &\frac{m+m'}{(m+m')_\infty} = 1 + \frac{(m+m')_\infty}{24\rho W^2} \left[2 + 3 \tan^2 \left(\frac{\pi y_0}{W} \right) \right] \\ &\text{single wall, finite depth} \\ &\frac{m+m'}{(m+m')_h} = 1 + 3 \operatorname{cosech}^2 \left(\frac{\pi y_s}{h} \right) \cdot \left[1 - \frac{(m+m')_\infty}{(m+m')_h} \right] \\ &\text{canal, finite depth} \\ &\frac{m+m'}{(m+m')_h} = 1 + \left\{ 3 \sum_{n=-\infty}^{\infty} \operatorname{cosech}^2 \frac{\pi}{h} \left(y_0 + \frac{W}{2} + nW \right) - 6 \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{cosech}^2 \frac{n\pi W}{h} \right\} \\ &\quad \times \left[1 - \frac{(m+m')_\infty}{(m+m')_h} \right] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.12)$$

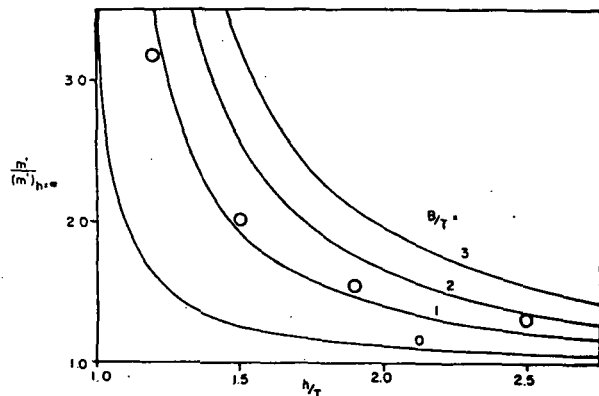


Fig. 2.2 Dependence of added mass coefficients on depth/draft ratio. 7)
 —: theoretical value for two-dimensional rectangles
 o: experimental data by Fujino (1976)

但し、 y_0 は側壁から物体中心までの距離、 y_0 は水路中心から物体中心までの距離、 $(m+m')_\infty$ は深水無限水域での見かけの質量、 $(m+m')_h$ は水深 h の無限水域での見かけの質量を表わす。

矩形断面水路に関しては、藤野¹²⁾¹³⁾の hypercircle method による計算もある。船体表面に特異点を分布させる積分方程式法としては、鏡像を利用した菅¹¹⁾の計算がある。通常出会うような、より一般的な形状の、船体断面と水路断面に対しては、有限要素法が有力な手段となるだろう。

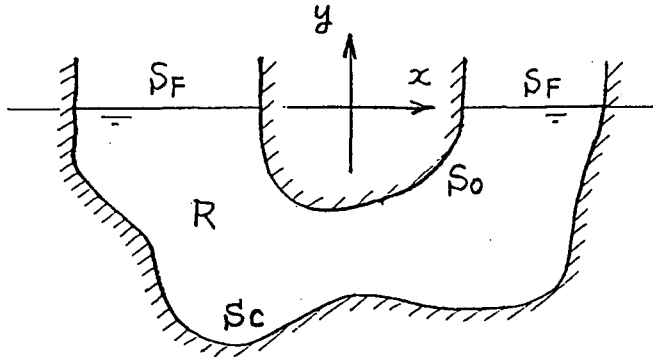


Fig. 2.3 Boundary configurations

Bai¹⁷⁾は、Fig. 2.3 に示す領域 R において、次のような速度ポテンシャル ϕ と、流れ関数 ψ を考えた時、

$$\left. \begin{aligned} \nabla^2 \phi(x, y) &= 0 \text{ in } R \\ \phi_n &= n_1 \text{ on } S_0 \\ \phi_n &= 0 \text{ on } S_F \\ \phi_n &= 0 \text{ on } S_c \\ \phi(x_0, y_0) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$\left. \begin{aligned} \nabla^2 \psi(x, y) &= 0 \text{ in } R \\ \psi &= y \text{ on } S_0 \\ \psi &= 0 \text{ on } S_F \\ \psi &= 0 \text{ on } S_c \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.14)$$

次のような汎関数 $J\{\phi\}$, $K\{\psi\}$ に対して、

$$\left. \begin{aligned} J\{\phi\} &= - \iint_R (\nabla \phi)^2 dx dy + 2 \int_{S_0} n_1 \phi dS \\ K\{\psi\} &= \iint_R (\nabla \psi)^2 dx dy \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.15)$$

その第1変分 $\delta J\{\phi\} = \delta K\{\psi\} = 0$ のとき、

$$J\{\phi\} \leq m'/\rho \leq K\{\psi\} \dots\dots\dots(2.16)$$

が成り立つという dual extremum principles を利用して、有限要素法により付加質量を求めている。この方法は、数値解の上界と下界が求まるので、解の精度も check できるという利点を持っている。

1つの汎関数の第1変分を0とする通常の変分原理による有限要素法を用いたものとしては、Mikelis-Price¹⁸⁾による計算がある。Fig. 2.4は計算の1例で、側壁の影響は水深の影響よりもかなり小さい様子を示している。図中の点線は、(2.12)式による結果で、壁に近づくとき(2.12)式の近似が悪くなり、有限要素法による結果とは大きくちがってきている。

strip 法を用いる場合は、特に浅水では流れの3次元性が強くなるので、3次元修正が必要となる。浅水域での付加質量と付加慣性モーメントに対する3次元修正については、藤野他²⁰⁾によるタンカー船型及びマリナー船型についての研究がある。Fig. 2.5は3次元修正係数で、付加質量及び付加慣性モーメントに対する修正係数 C_m , C_I は、水深が浅くなるにつれて一様に減少しており、3次元影響が水深の減少とともに一様に大きくなることを示している。また、付加慣性モーメントに対する修正係数 C_I の方が、付加質量に対する修正係数 C_m より小さく、横移動運動に対するよりも、回頭運動に対する方が3次元流れの影響の大きいことがわかる。

菅・花岡²¹⁾の方法も strip 法の1種であり、各断面で流れは2次元的のみで、平板の無限鏡像列の2次元速度ポテンシャルから、流体力の水深による変化の割合を求めたもので、付加質量、付加慣性モーメント、及び、斜

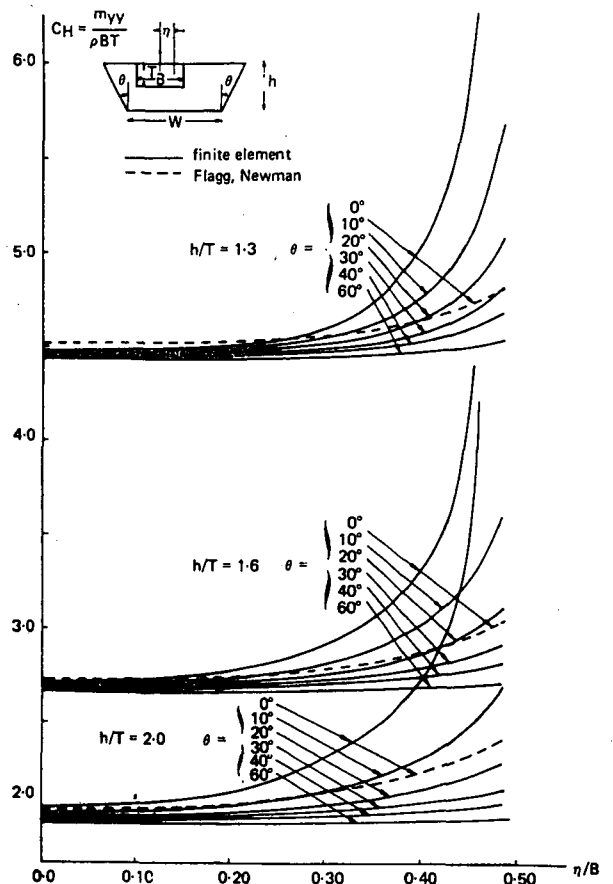


Fig. 2.4 Non-dimensional sway added mass coefficient of the rectangular cylinder ($B/T=2$, $W/B=2$) in a canal with sloping sides. 19)

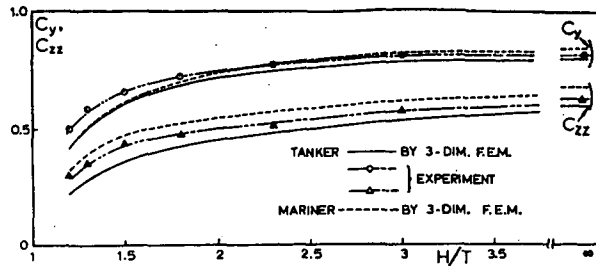


Fig. 2.5 Three-dimensional correction factors, C_y and C_{zz} of the sway added mass and the yaw added mass moment of inertia. 4)

航, 旋回による横力と回頭モーメントの, 水深による変化の割合を次式のように与えている。

$$k_F = \frac{4}{\pi^2} \frac{h}{d} \int_{-1}^1 \cos h^{-1} \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{d}{h} t\right)}{\cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{d}{h}\right)} dt \dots\dots\dots(2.17)$$

細長体理論によるNewman²²⁾の方法は, 浅水においては, 遠場の流れが, 水平面内において船体を透過性のある薄翼とした場合の2次元な流れになること, 及び, 近場では各船体断面での流れが2次元であるとして, 両流場のマッチングから解を求めたもので, 菅・花岡の方法に3次元修正を加えたものという見方もできる。付加質量 M , 付加慣性モーメント J , 横力 Y , 回頭モーメント N の水深による変化の割合を, 長さ 2 , 吃水 d の平板に対して次式で与えている。

$$k_F = \frac{(Fi)_h}{(Fi)_\infty} = \left[A \frac{\delta}{\beta i} \frac{\pi^2 \delta^2}{8 \log\left(\cos \frac{\pi \delta}{2}\right)} \right]^{-1}$$

$$\delta = 4d/h, \quad A: \text{アスペクト比}$$

$$Fi = \{M, J, Y, N\}, \quad \beta i = \left\{1, \frac{3}{8}, 4, 2\right\}$$

.....(2.18)

より近似度の高い細長体理論による方法としては, 菅²³⁾の方法がある。Series 60に関する計算では, 付加質量はstrip法で出したものと大差なく, 実用上はstrip法で差し支えないとしている。

3次元船体の付加質量を求める最も直接的な方法は, 費用と時間はかかるが, 実験を行うか, または3次元計算を行うかである。

藤野他¹⁴⁾は, 浅水での付加質量の3次元修正係数を求めるため有限要素法で3次元計算を行っているし, Inglis他²⁴⁾もまた, 浅水でのバージの付加質量を有限要素法とHess・Smithの方法で計算している。Fig. 2.6は, このバージと同じ L/B , B/T のタンカー船型についてのFujino⁹⁾の実験と, Inglis他²⁴⁾の計算との比較であり, よく合っている。

制限水域での実験としては, 浅水及び狭水路における, タンカー船型とマリナー船型についての, Fujinoの系統的な実験⁹⁾が良く知られている。最近のものとしては, Gill・Price²⁵⁾による, タンカー船型 ($C_B=0.82$) と貨物船型 ($C_B=0.54$) についての, 浅水中での実験などがある。

2.3 横力と回頭モーメント

3次元剝離渦に代表される渦系による流体力が支配的流体力となる船体に働く横力と回頭モーメントの理論的取り扱い方としては, 細長体理論や小縦横比翼理論による近似解法が主であり, 実用船型に関して純3次元的に解く方法は理論的に可能だが, 実際に計算された例はないようである。

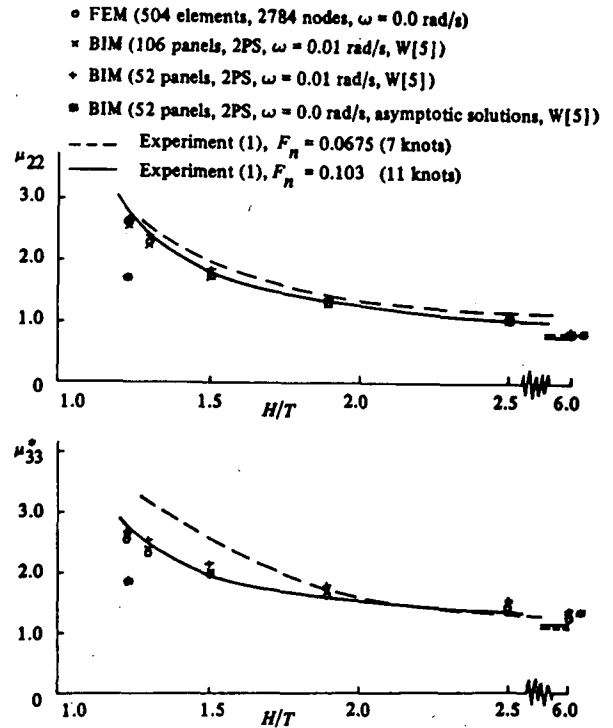


Fig. 2.6 Comparisons between finite element (FEM) and boundary integral (BIM) solutions for a rectangular barge of the same principal dimensions as tanker Tokyo-Maru. 24)

Newman²²⁾は、細長体理論による、浅水域での付加質量の推定に用いた式に、船体後端において、縦方向の流速が連続であるという一種の Kutta の条件を課すことにより、浅水での横力 Y と回頭モーメント N を求めた。

$$\left. \begin{aligned} Y &= \rho h \left\{ \pi V - \int_{-1}^1 U(x) \left(\frac{1+x}{1-x} \right)^{\frac{1}{2}} dx \right\} \\ N &= V \left(\Delta - \pi \frac{h}{2} \right) + \rho h \int_{-1}^1 U(x) \sqrt{1-x^2} dx \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.19)$$

Δ は排水量、 V は横流れ速度、 $U(x)$ は各断面での cross flow、 h は水深で、 $U(x)$ は次式から求まる。

$$U(x) = \frac{1}{\pi} \oint_{-1}^1 \frac{(UC)'}{\xi-x} d\xi + V \dots\dots\dots(2.20)$$

blockage parameter $C(x)$ の具体的な求め方については Taylor²⁷⁾ が示しているが、船体が矩形断面に近い場合には、次のような近似式を与えている。

$$C(x) = \frac{B(x)}{2\varepsilon} + \frac{2h}{\pi} - \frac{B(x)}{2} - \frac{2h}{\pi} \log 4\varepsilon + \frac{2h}{3\pi} \varepsilon^2 + O(\varepsilon^4), \quad \varepsilon = \frac{h-d}{h} \dots\dots\dots(2.21)$$

矩形平板についての、流体力の水深による変化の割合は(2.18)式で与えられているが、その時の圧力中心は、

$$x_{CP} = -\frac{\pi+C}{\pi+2C} \dots\dots\dots(2.22)$$

と表わされ、blockage parameter C は、深水では $C=0$ で、浅くなるにつれて大きくなり、keel clearance $\rightarrow 0$ で $C \rightarrow \infty$ となる。従って、(2.22)式は、水深が浅くなるにつれて、圧力中心は船首 ($x_{CP} = -1$) より後方へ移動して行き、2次元翼と見なせる clearance 0 の場合は、船首から $L/4$ の位置になることを示している。

(2.17)式で表わされる菅・花岡の方法では、斜航及び旋回による圧力中心の水深による変化は出てこない。

Breslin²⁶⁾は Newman²²⁾の方法を $F_N \neq 0$ の場合へ拡張した。浅水の outer flow では、速度ポテンシャルを ϕ とすると、

$$(1-F_h^2)\phi_{xx} + \phi_{yy} = 0, \quad F_h = V/\sqrt{gh} \dots\dots\dots(2.23)$$

で流場が近似されることを用い、Newman の式において、 $C(x)$ を単に $C(x)/\sqrt{1-F_h^2}$ でおきかえればよいことを示した。(18)式を $F_N \neq 0$ の場合になおすと、次のようになる。

$$h_F = \left[A\delta \left\{ \frac{1}{\beta i} - \frac{\pi^2}{2h} \frac{\sqrt{1-F_h^2}}{\log\left(\cos\frac{\pi\delta}{2}\right)} \right\} \right]^{-1} \dots\dots\dots(2.24)$$

線形揚力面理論を用いたものとしては、浅水中を斜航する矩形平板に対して、細長翼近似により更に式を簡単化した、Sundström⁹⁰⁾による計算がある。

Bollay の、翼幅方向に束縛渦の強さは一定であり、翼端から自由渦となって直線的に流れ去る、という非線型小縦横比翼理論を用いた計算もいくつか行われている。

井上・村山²⁸⁾は、鏡像列を考へて、浅水中で斜航及び旋回する矩形平板に働く揚力とモーメントを求めており、井上・貴島²⁹⁾は、鏡像行列により、狭水路中央を斜航する矩形平板に働く揚力とモーメントを求めている。自由渦の流出角としては、井上・村山は Bollay の第1近似による $\beta/2$ を用いており、井上・貴島は流れの観察から迎角 β に等しいとしている。

貴島³⁰⁾は、さらに、Bollay の考え方を非定常運動に準静的に拡張し、浅水中を yawing しつつ前進する矩形平板に働く力を計算した。

Fig. 2.7 に、井上・村山の計算と実験との比較を示す。 N_β を除けば、計算は実験結果と比較的良くあっている。

浅水域での実験としては、文献4)の list にまとめられているが、その他に最近では、Gill・Price²⁵⁾によるタンカー船型と貨物船型についての船速と水深をかえた時の実験や、SR 154³¹⁾及び SR 175³²⁾でのタンカー船型についての浅水での実験、Sundström⁹⁰⁾による $C_B = 0.805$ の船型についての船速と水深をかえた時の実験などがある。

運河内や、海岸や突堤・岸壁の近く、あるいは他の船の近くを航行する場合、それらとの間に干渉を起し、新たな流体力が発生する。例えば、水路中央からそれて側壁に沿って航行する場合、船体のまわりに左右非対称な流れを生じ、船体は bank suction として知られている側壁への吸引力と船首を壁から離すモーメントを受け、その力は浅くなるほど、また側壁に近づくほど強くなっていく。

Newman³⁾は、船体から側壁までの距離が船体断面の長さに比べて大きい場合は、流れは、船体及び鏡像の中

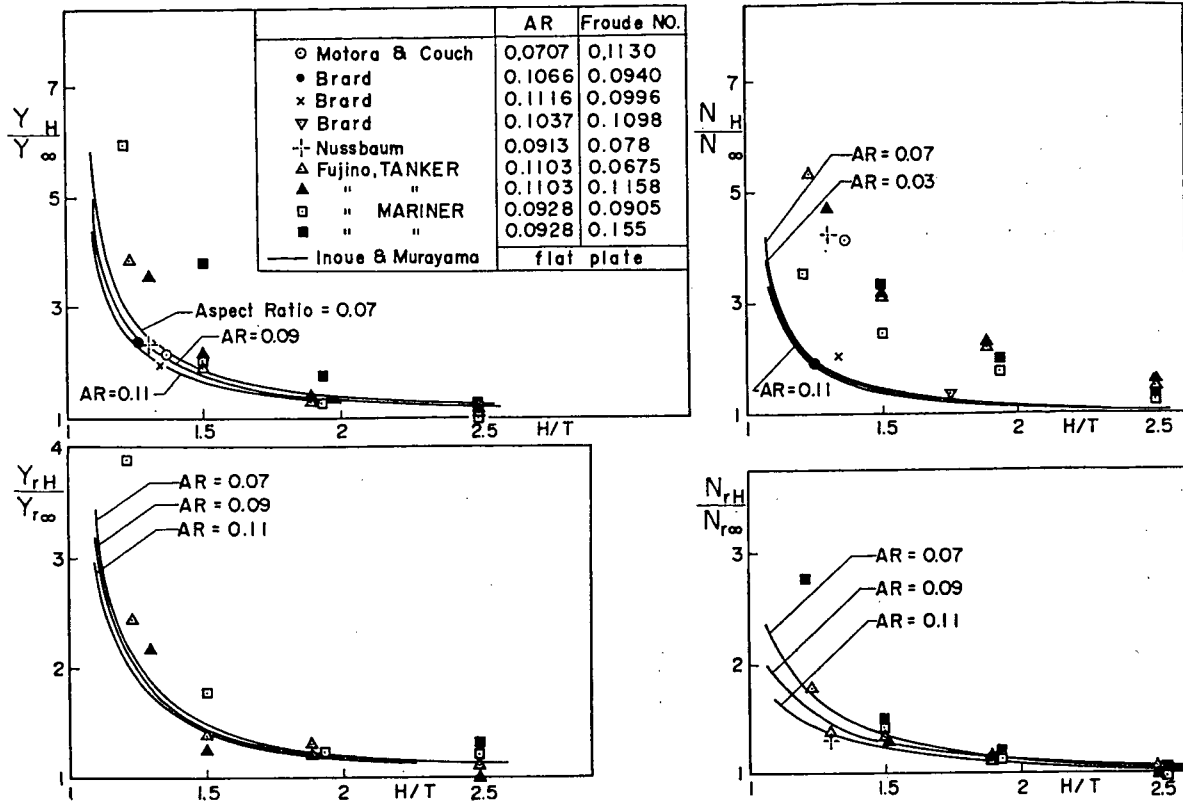


Fig. 2.7 Shallow water effect on the linear damping derivatives (Aspect Ratio=2T/L). 4)

心線上に source を分布させることで近似できるとし、速度ポテンシャルを、

$$\phi(x, y, z) = \frac{U}{4\pi} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \int_{-l}^l \frac{S'(\xi) d\xi}{[(x-\xi)^2 + \{y+nW - (-1)^n y_0\}^2 + (z-2mh)^2]^{3/2}} \quad (2.25)$$

と表わして、船体に働く横力 Y を Lagally の定理を用いて、次式のように導いた。

$$Y = -\rho \frac{U^2}{4\pi} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} (2y_0 + nW) \times \int_{-l}^l S'(x) \int_{-l}^l S'(\xi) [(x-\xi)^2 + (2y_0 + nW)^2 + (2mh)^2]^{-3/2} d\xi dx \quad (2.26)$$

但し、S(x) は船体の断面積、y₀ は水路中央からの距離を表わす。

Beck³³⁾ は、船体まわりの循環も考慮に入れ、source と

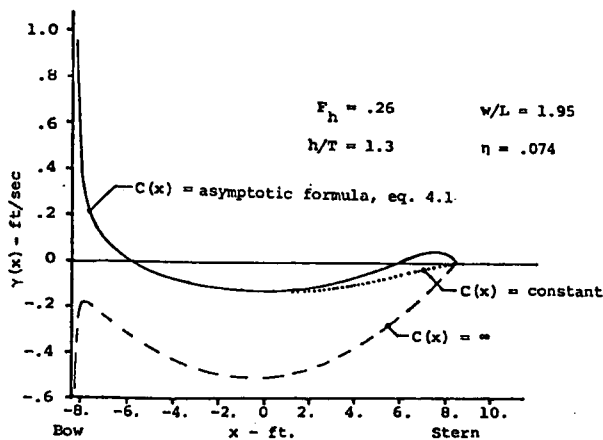


Fig. 2.8 Circulation distribution for ore carrier. 33)

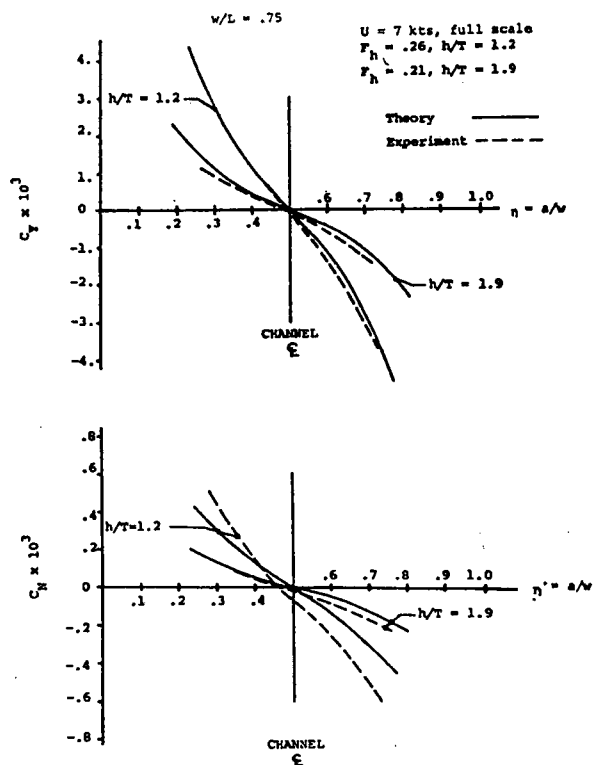


Fig. 2.9 Variation of side force and yaw moment with wall position ratio for the Tokyo-Marun, W/L=0.75. 33)

vortexで流場を表わし、かつ、遠場では $(1-Fh^2)\phi_{xx}+\phi_{yy}=0$ という浅水近似を用いて船速の影響も考慮し、水路内を航行する船に働く力を求めた。Fig. 2.8 は船体の循環分布の計算であるが、2次元翼の問題となる keel clearance 0 の $C(\eta)=\infty$ の場合は、bow in のモーメントを生じており、ある程度 clearance ができると、通常経験する bow out のモーメントになっている。Fig. 2.9 は、東京丸に関する計算と実験の比較で、壁に近づくほど、浅水になるほど、大きな力やモーメントを受ける様子がわかる。

水底が水平でない、非一様深さの一般の浅水の場合については、理論的な取扱い方について Tuck³⁵⁾ の解説がある。

非一様深さの最も簡単な場合として、水底傾斜が一定の海岸を、海岸線に沿って航行する場合については、実験としては、Gawn³⁴⁾の傾斜した仮底を用いた模型実験があり、計算としては King・Tuck³⁶⁾の計算がある。

King・Tuckの方法は、 $F_N=0$ における Tuckの方法⁴⁹⁾の応用であり、浅水近似による遠場と近場の流場のマッチングから、船体を表わす source と vortex の分布を求めている。Fig. 2.10, 11は、深水中で垂直側壁に沿って、および水底傾斜一定の海岸線に沿って航行する場合の横力とモーメントの比較で、傾斜底でも垂直側壁と同様に、suction と bow out のモーメントを受けている。

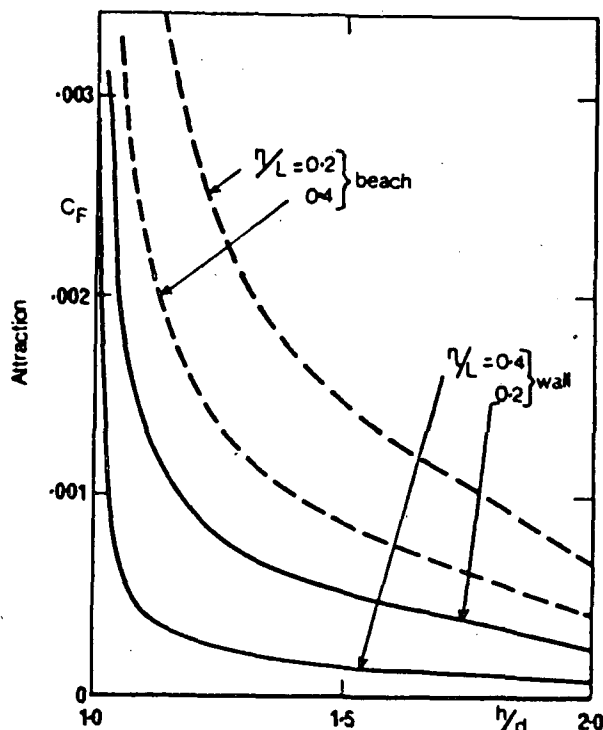


Fig. 2.10 Comparison of coefficient of sway force for walls and beaches for fixed distance to length ratio η/L as a function of h/d for a ship moving parallel to the beach or wall. 36)

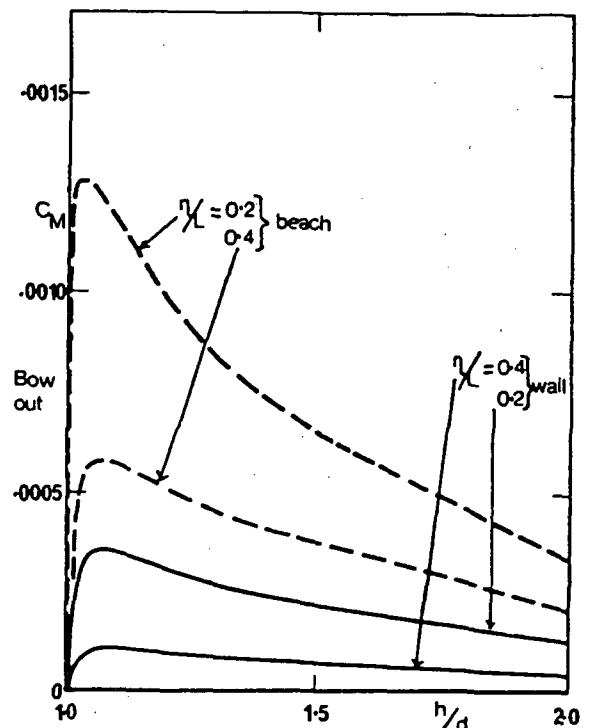


Fig. 2.11 Comparison of coefficient of yaw moment for walls and beaches for fixed distance to length ratio η/L as a function of h/d for a ship moving parallel to the beach or wall. 36)

狭水路での実験としては、浅水と同じように文献4)の list が利用に便利であろう。

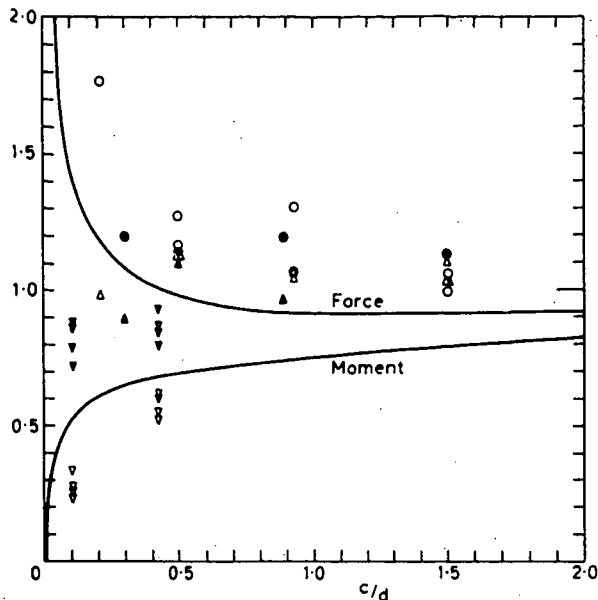
船体間干渉、及び非定常側壁影響については、浅水域及び狭水路における操縦運動の節で述べる事にする。

2.4 舵力

舵単独の性能については、船体に比べて単純な形をしており、厚さも薄いため、通常の翼理論により比較的精度よく推定できる。

舵単独の場合の浅水影響については、船体の場合と同様に、 $F_N=0$ では、水面及び水底に関する鏡像を考えればよい。

菅・花岡²¹⁾の方法は、舵上部はほぼ水面に接しているとして、2倍のアスペクト比の薄翼の浅水影響を、線型揚力線理論の式から求めており、船体に比べて浅水影響の現われ方がかなり小さいという結果が出ている。



Rudder force and moment: $C_{L\delta}(c/d)/C_{L\delta}(\infty)$ and $C_{M\delta}(c/d)/C_{M\delta}(\infty)$. Curves: our model with $b_{max} = 0.15$, $d = 0.05$, $r = 0.02$, $p = 0$ (no propeller race and wake effects). Experimental points: circles $C_{L\delta}$, triangles $C_{M\delta}$.
 ▽: [Dand, 1976], cargo model, $F_n = 0.106$, $\delta = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$, ▽ propeller still, ▽ propeller running at self propulsion.
 ○△: [Fujino, 1968,1970], ○ cargo model, $F_n = 0.0905, 0.155$, △ tanker model, $F_n = 0.103$, both with propeller running at self propulsion.

Fig. 2.12 Rudder force and moment. 38)

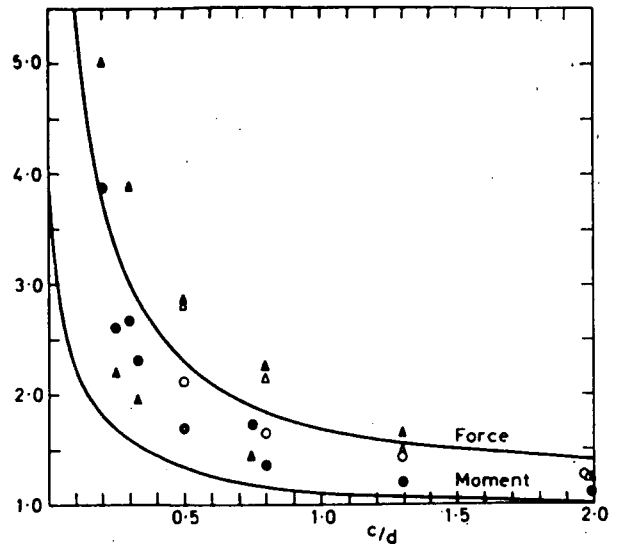
仲渡他³⁷⁾の計算は、船体による舵の鏡像効果を求めたものであるが、水面下深くもぐった舵への水底の影響と同じものになる。迎角と同じ角度で自由渦が流出する非線型モデルを考えており、小舵角では舵高さの約3%、大舵角では約10%程度のすき間から wall effect がはじり、wallに近づくとつれて、流体力はアスペクト比が2倍の値に近づいている。

船体と舵との干渉については、線型翼理論によるHess³⁸⁾39)40)の一連の研究と、非線型渦モデルを用いた藤野他⁴¹⁾の研究が代表的なものであろう。

Hess³⁸⁾は、船体と舵をフラップ付翼と見なし、船体と舵とのすき間はないものとし、浅水の場合について、細長体の仮定のもとに Tuckの方法を適用し、遠場では水平面内での2次元翼の問題、近場では断面内での2次元流の問題とし、両場のポテンシャルのマッチングから解を求めている。船体断面形状の影響も blockage parameter C を通して考慮されていることになる。Fig. 2.12, 13,

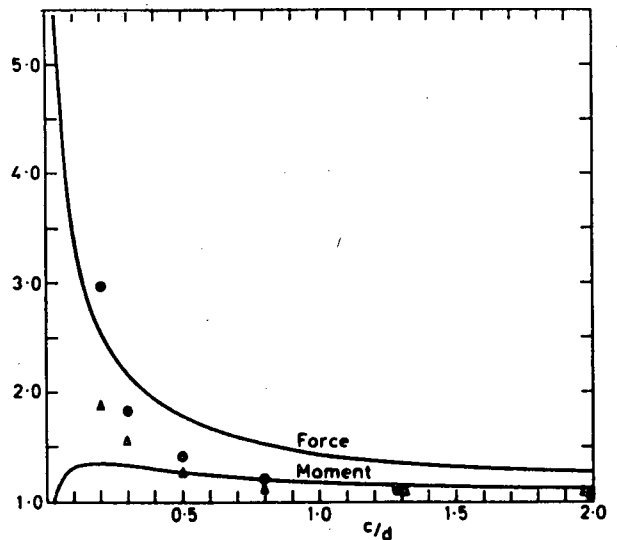
14は $C_B = 0.8$ の船についての計算と実験との比較で、一致はあまり良くないが、操舵による圧力中心が、浅くなるにつれて、船尾から船体中心の方へ移って行く様子がわかる。針路安定性と旋回の計算も行っており、浅くなるにつれて、単調に針路安定性は良くなり、旋回性は低下している。

藤野他⁴¹⁾の方法は、深水での方法を、鏡像モデルを考えて浅水の場合に拡張したもので、束縛渦は船体上で span 方向に一定で、自由渦が翼端より $\beta/2$ で流出し、舵面上からも、船体からの自由渦に平行に、渦が流出するというモデルを用いて計算を行っている。Fig. 2.15, 16, 17は、偏角 $\beta = 0^\circ$ 、舵角 $\delta = -15^\circ$ の計算例で、船



Sway derivatives: $C_{L\beta}(c/d)/C_{L\beta}(\infty)$ and $C_{M\beta}(c/d)/C_{M\beta}(\infty)$. Curves: our model with $b = 0.15$, $C_B = 0.80$, $d = 0.05$, $p = 0$. Experimental points: circles $C_{L\beta}$, triangles $C_{M\beta}$.
 ○△: [Brard, 1951], three different model ships, oblique tow.
 ●△: [Fujino, 1972], PMM measurements on tanker model (average over $F_n = 0.0482, 0.0675, 0.0868$).
 ○△: [Fujino, 1972], oblique tow measurements on same model ($F_n = 0.0868$).

Fig. 2.13 Sway derivatives. 38)



Turn derivatives: $C_{L\omega}(c/d)/C_{L\omega}(\infty)$ and $C_{M\omega}(c/d)/C_{M\omega}(\infty)$. Curves: our model with $b = 0.15$, $C_B = 0.80$, $d = 0.05$, $p = 0$. The curve for $C_{M\omega}$ tends to 0 as $c/d \rightarrow 0$. Experimental points: circles $C_{L\omega}$, triangles $C_{M\omega}$. ●△: [Fujino, 1972], PMM measurements on tanker model (average over $F_n = 0.0482, 0.0675, 0.0868$).

Fig. 2.14 Turn derivatives. 38)

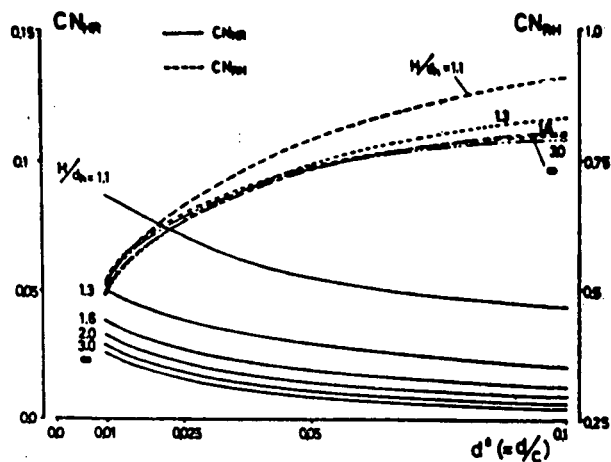


Fig. 2.15 Normal forces acting on the main hull and the rudder in shallow water ($\beta=0^\circ, \delta=-15^\circ$). 41)

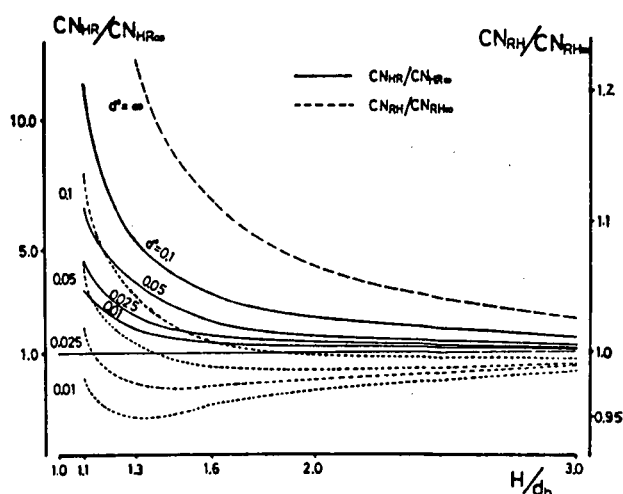


Fig. 2.16 Normal forces acting on the main hull and the rudder in shallow water ($\beta=0^\circ, \delta=-15^\circ$). 41)

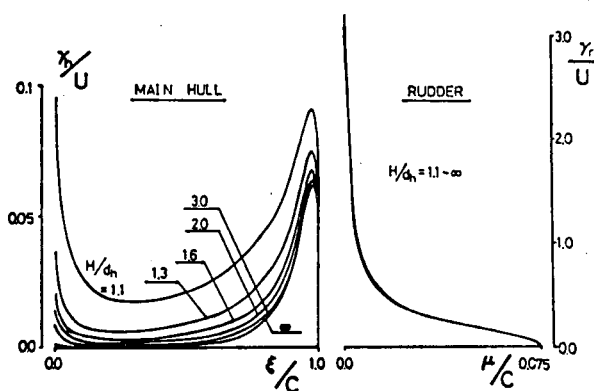


Fig. 2.17 Chordwise distribution of vorticity at mid-span of the main hull and the rudder ($\beta=0^\circ, \delta=-15^\circ, d^*=0.025$). 41)

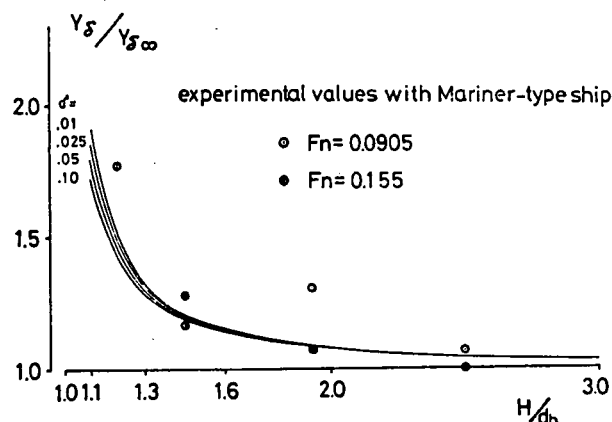


Fig. 2.18 Increase of rudder effectiveness in shallow water ($\beta=0^\circ$). 41)

体に働く力 CN_{HR} は、水深 H 及び舵と船体とのすき間 d^* の減少とともに一様に増加している。船体が偏角をもつと偏角により船体に発生する流体力が支配的となり、 d^* の影響は小さくなる。船長方向の循環密度分布で見ると、浅くなるにつれて増加し、その増加率は船尾よりも船首付近がはるかに大きい。そのため、操舵による付

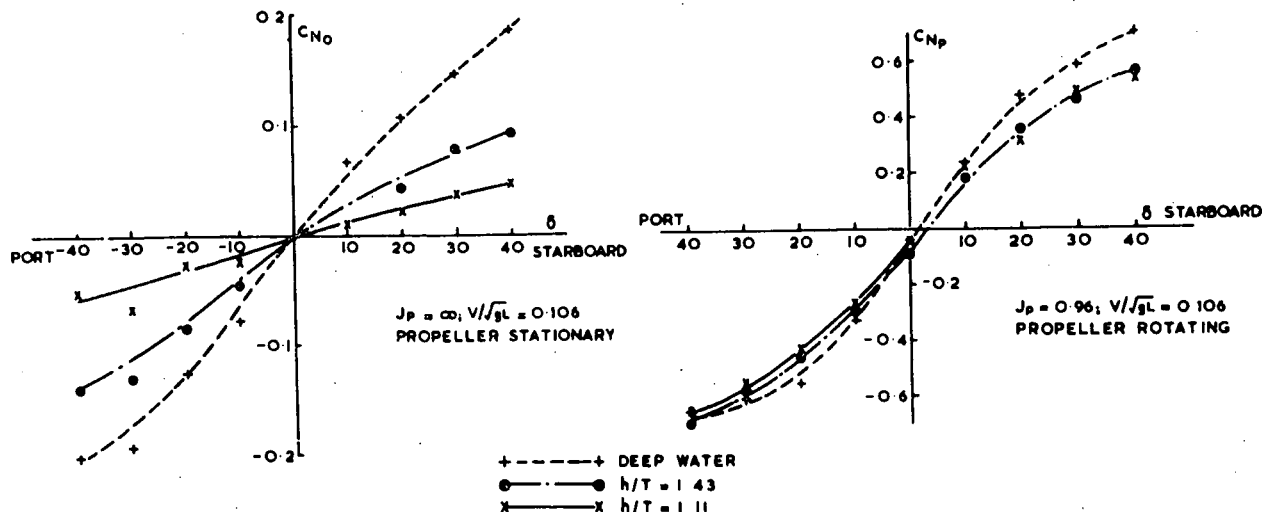


Fig. 2.19 Turning moment induced by rudder in various water depth. Model at zero yaw and constant ahead speed. 81)

加流体力の圧力中心は、浅くなるにつれて前方に移動することがわかる。

船尾舵に対する浅水影響は、「浅水影響により舵自身の効果がまず前に、船体に対する浅水影響が早く現われ、主船体に誘起された循環の舵の効果を減ずる効果が卓越し、無限水深時より舵の発生する流体力は減じる。しかし、水深が著しく浅くなると、水底による舵自身の鏡像効果が優り、舵の発生する流体力は無限水深時のそれより大きくなる。」⁴¹⁾

Fig. 2.18 は操舵による全横力への浅水影響で、Hess の Fig. 2.12 の Y_a に相当するものであるが、藤野他の方は浅くなるにつれて単調に増加しているのに対し、Hess の方では、 $h/d=2.5$ 付近で僅かに低下してから増加している。船尾に付けられた舵は船体伴流とプロペラ後流の影響を受ける。Fig. 2.19 は、Dand⁸¹⁾による実験結果であるが、プロペラが回っていない場合は、浅くなるほど、wake の増加により舵がきかなくなっている。

船体伴流やプロペラ後流を考慮して舵力を求める場合は、抵抗・自航試験の資料が必要になる。直進付近の微小運動に対しては、次の項で述べるような直進時の資料を用いればよいであろうが、船体がある程度以上の角速度や偏角を持つ場合は、特に制限水域においては、今のところ、有効流入角や有効流入速度についての有力な理論はなく、実験的に求めざるを得ない。Fig. 2.20, 21は肥大船の浅水における実験結果³²⁾で、偏角 $\beta=0^\circ$ で舵角をかえた場合、及び、舵角 $\delta=0^\circ$ で偏角をかえた場合の舵力で、浅水では斜航船体の wake が大きくかつ複雑に舵力に影響しているのがわかる。

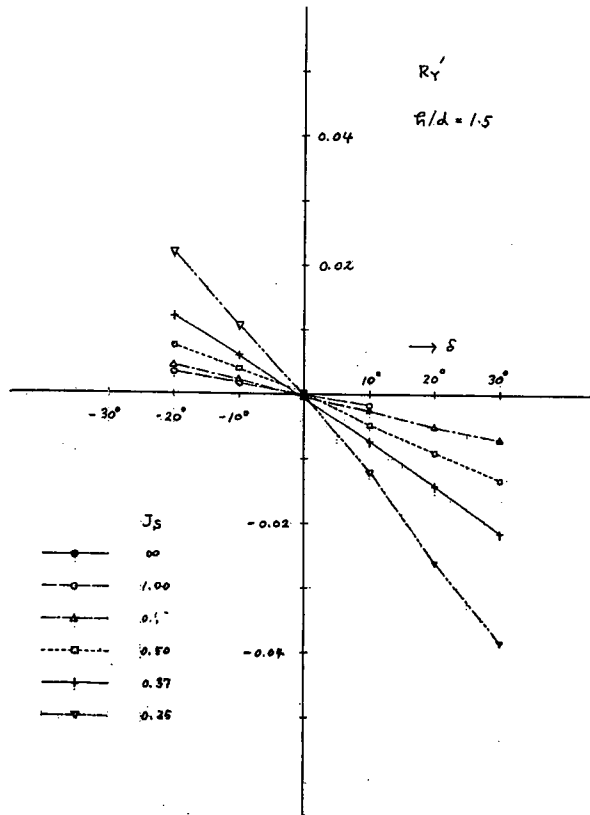


Fig. 2.20 Behind rudder test ($\beta=0^\circ$). 32)

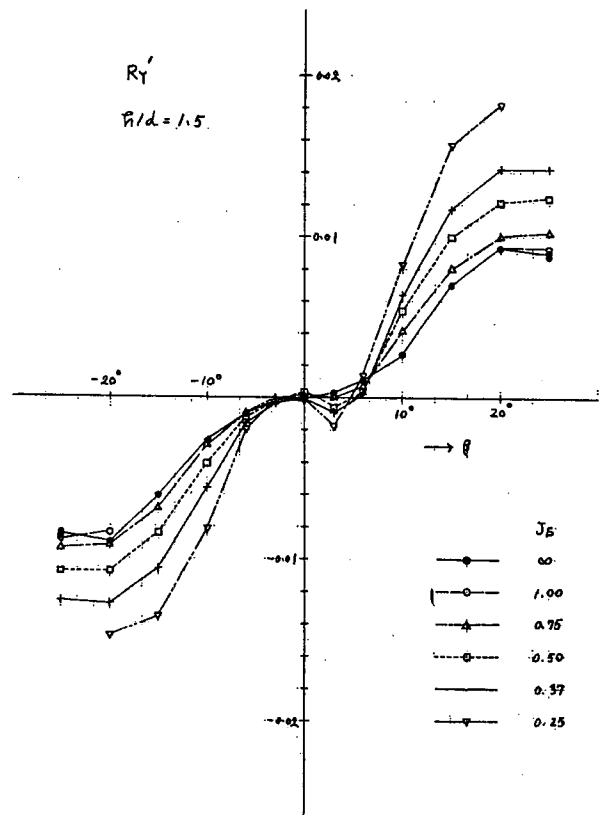


Fig. 2.21 Oblique towing test ($\delta=0^\circ$). 32)

2.5 前後力

制限水域における抵抗や推進性能の変化は、最も簡単な線型運動方程式で表わされる場合でも、縦方向の運動の変化だけでなく、wakeの変化、スラスト減少率やスラスト係数の変化などによるプロペラ後流の変化として、舵力に直接影響を与えるために生じる横運動の変化という形で、制限水域における操縦性能に影響を与えている。

水深が浅くなるにつれて、水路幅が狭くなるにつれて、一般に抵抗は増加して行く。特に狭水路においては、曳航水槽での抵抗試験などにおける blockage effect と直接関係するため、古くから多くの研究が行われており、

抵抗に関しては、Lap⁴²⁾により詳しい review がなされている。

水深による抵抗変化として、Kinoshita・Sudo⁴³⁾は、多くのタンカーについての公試及び模型試験結果から、摩擦抵抗の増加率として、次のような実験式を導いている。

$$\alpha(\%) = \Delta C_F / C_F = 191(\sqrt{A_{\text{中}}}/H - 0.32)^2 + 16.6(\sqrt{A_{\text{中}}}/H - 0.32) \quad \dots\dots\dots(2.27)$$

$A_{\text{中}}$ は中央横断面積、 H は水深で、 $\sqrt{A_{\text{中}}}/H < 0.32$ では浅水影響は現われず、造波抵抗への浅水影響は $H/d < 30V/\sqrt{gL}$ で現われるという結果を得ている。

制限水域での船速とプロペラ回転数の関係については、Sjostrom⁴⁴⁾はタンカー船型について、浅水及びスエズ運河を模した狭水路において自航試験を行い、Fig. 2.22のような結果を得ている。図中、深水中で max. continuous で航行している時の船速と回転数を100%としている。

制限水域での抵抗については、横力とモーメントの測定で、同時に三分力として縦方向の力も測定していることが多いので、それらも利用できる。例えば、Gawn³⁴⁾

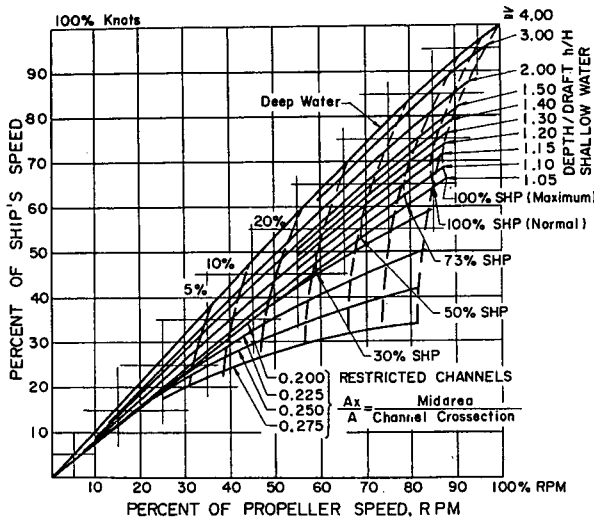


Fig. 2.22 Shallow water effect on speed and RPM. 44)

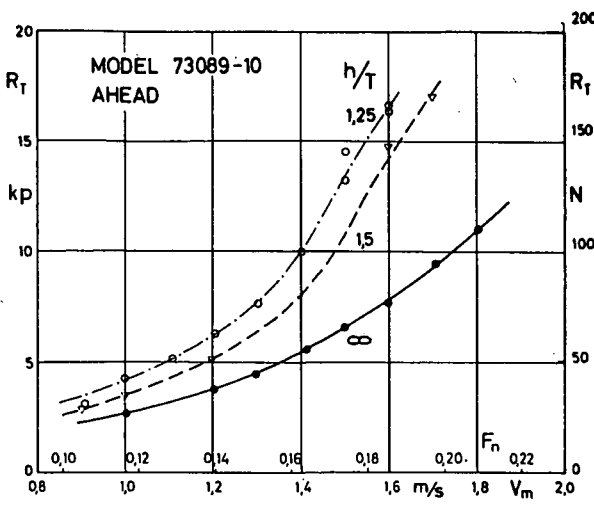


Fig. 2.23 Total resistance as a function of model velocity. Ship going ahead. 46)

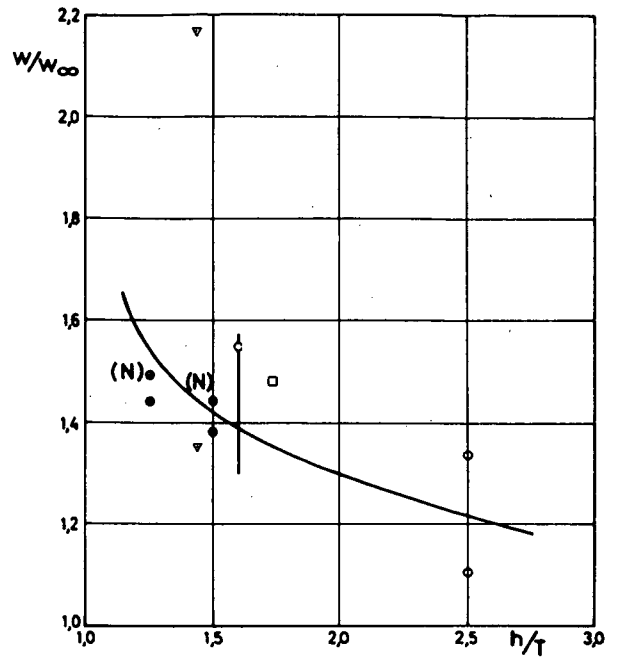


Fig. 2.24 Dependence of wake coefficient on depth of water. 46)

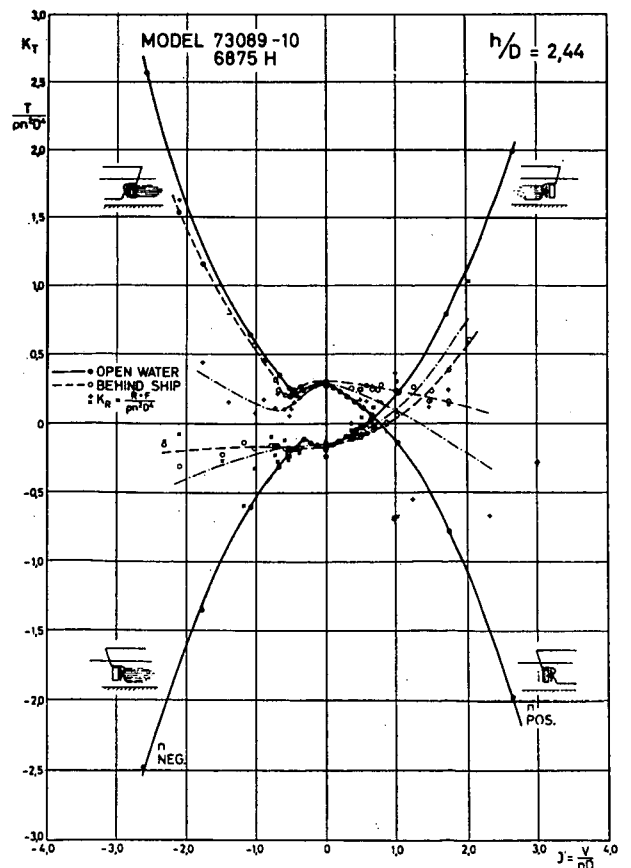


Fig. 2.25 K_T - J' diagram ($h=1.25T$). 46)

の実験では、斜め底での抵抗という珍しい資料もある。文献45)にも多くの資料のlistがのっており、制限水域での抵抗については、資料は比較的豊富である。

制限水域における抵抗変化の主な原因としては、非粘性抵抗では、水深による波運動の変化という wave retardation effect と、水底や側壁のために生じた船体まわりの流速の変化という back flow effect の2つがあり、低速における粘性抵抗の変化では、back flow effect が主な原因となる。

Graff は、制限水域での抵抗に対し、水路幅も水深もかなりあり、船速 U に比べて平均 back flow $4U$ が充分小さい場合の近似式として、次式を与えている²⁾。

$$X = \frac{1}{2} X_{uu} \cdot U^2 \left(1 + \frac{2 \cdot 4U_b}{U}\right) \left(1 + \frac{2 \cdot 4U_h}{U}\right) = \frac{1}{2} X_{uu} \cdot U^2 (1 + K_b)(1 + K_h)$$

K_b は狭水路、 K_h は浅水の影響係数で、楕円体に対する値を、無限鏡像列の計算より出している。

浅水での伴流率 w 、推力減少率 t に関する資料としては、 $C_B=0.824$ のばら積船についての Harvald⁴⁶⁾による広範な実験がある。まず、船体単独で前進及び後進する時の抵抗とwakeの測定、プロペラの単独試験、次いで、船体にプロペラをつけ、前進及び後進でプロペラを正転及び逆転させた場合のスラスト、トルク、抵抗を測定している。Fig. 2.23, 24, 25 に結果の1例を示す。ここには図は示していないが、 w と t は浅くなるにつれて増加し、また、前進定数 J により大きく変化するようになる。

巨大船の浅水域における抵抗・推進性能については、SR154⁴⁷⁾で広範な実験が行われている。それによると、造波抵抗に影響の現われるのは $F_h > 0.65$ で、通常の運航速度では粘性抵抗の増加と考えられる。Fig. 2.26, 27に示されているように、 $1-t$ 、 τ_0 、 $1-w$ は、水深及び F_h とともに減少していく。

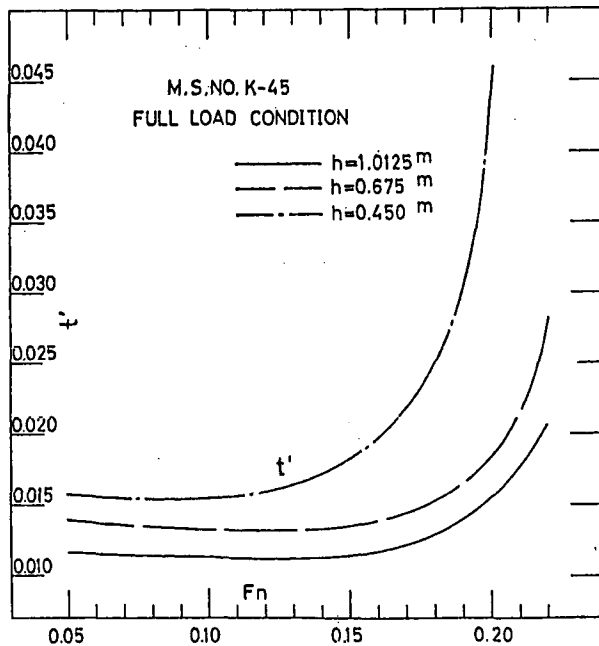


Fig. 2.26 Thrust coefficient 31)

F_h が1を越えるような高速域については、例えば、Graff 他⁴⁸⁾による Taylor の series model についての浅水での実験がある。

2.6 船体沈下

船が走ると、船速により船体まわりの流れが変化し、増速された流れによる圧力低下のため、船は沈下やトリムを起すが、制限水域では、この現象が特に大きく出てくるようになる。

浅水域での squat に関する Tuck⁴⁹⁾の理論は、細長体の仮定のもとに、速度ポテンシャルを船体の近傍と遠方で漸近展開し、両ポテンシャルのマッチングより解を求めたもので、1st order の項をとると、船体表面での圧

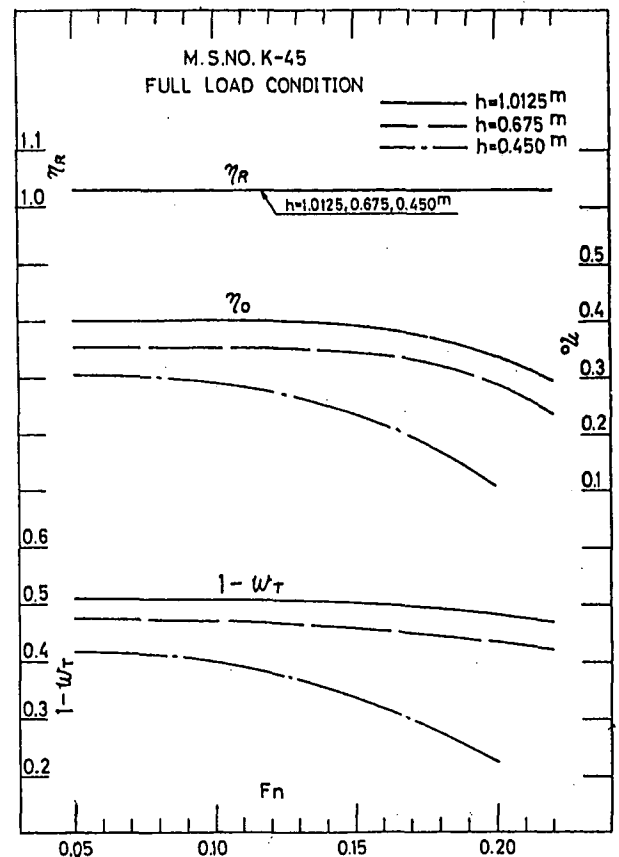


Fig. 2.27 Propulsion factor 31)

力分布として次式が得られる。

$$p(x)/\frac{1}{2}\rho U^2 = \begin{cases} -\frac{1}{\pi h\sqrt{1-F_h^2}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{S'(\xi)}{x-\xi} d\xi & (F_h < 1) \\ \frac{1}{h\sqrt{F_h^2-1}} S'(x) & (F_h > 1) \end{cases} \dots\dots\dots(2.29)$$

この式は、第1次近似では、浅水での速度による圧力変化は、主として主流方向の速度の変化によるものであり、また、各断面では断面形状に関係なく圧力変化はほぼ一定であることを示している。これに対し深水では、3方向の速度変化による圧力低下は同じオーダーになる。

(2.29)式より、沈下 S とトリム t を求めると、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} S/L &= C_s \cdot F_h^2 / \sqrt{|1-F_h^2|}, & C_s &= (C_F - \alpha \cdot C_M) / (1 - \alpha \cdot \beta) \\ t &= C_t \cdot F_h^2 / \sqrt{|1-F_h^2|}, & C_t &= (C_M - \beta \cdot C_F) / (1 - \alpha \cdot \beta) \\ \alpha &= \int xB(x) dx / L \int B(x) dx \\ \beta &= L \int xB(x) dx / \int x^2 B(x) dx \\ C_F &= -\frac{1}{2\pi L} \int \int B'(x) S'(\xi) \log|x-\xi| dx d\xi / \int B(x) dx \\ C_M &= -\frac{1}{2\pi} \int \int \{xB(x)\}' S'(\xi) \log|x-\xi| dx d\xi / \int x^2 B(x) dx \\ C_F &= -\frac{1}{2L} \int B(x) S'(x) dx / \int B(x) dx \\ C_M &= -\frac{1}{2} \int xB(x) S'(x) dx / \int x^2 B(x) dx \end{aligned} \right\} \begin{matrix} F_h > 1 \\ F_h > 1 \end{matrix} \dots\dots\dots(2.30)$$

C_s, C_t は船体の形状だけよりきまり、水深及び船速の影響は船の形に関係なく $F_h^2 / \sqrt{|1-F_h^2|}$ の形できいてくる。Fig. 2.28 は、実験との比較を示すよく知られた図で、 $F_h=1$ 付近を除いてはよく合っている。 $F_h < 1$ では沈下が、 $F_h > 1$ ではトリムが顕著となっている。

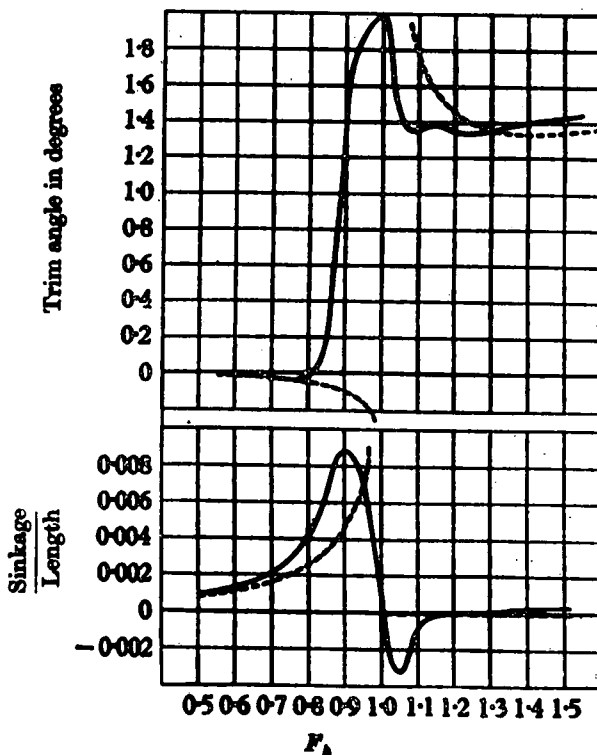


Fig. 2.28 Comparison between theoretical and experimental sinkage and trim at $h/L=0.125$,.....theory,——experiment. 49)

Tuck⁵²⁾はまた、 $F_h < 1$ のとき、簡単に沈下を推定する式として、船型に適当な仮定を用いて(2.30)式を単純化し、次のような近似式を出している。

$$S = 0.13(U^2 \nabla / hL^2) \dots\dots\dots(2.31)$$

単位は feet と knot で、 ∇ は排水容積を表わす。

矩形断面水路の中央を航行する場合についても、Tuck⁵⁰⁾は浅水の場合と同様にして、 $F_h < 1$ に対して次のような式を導いた。

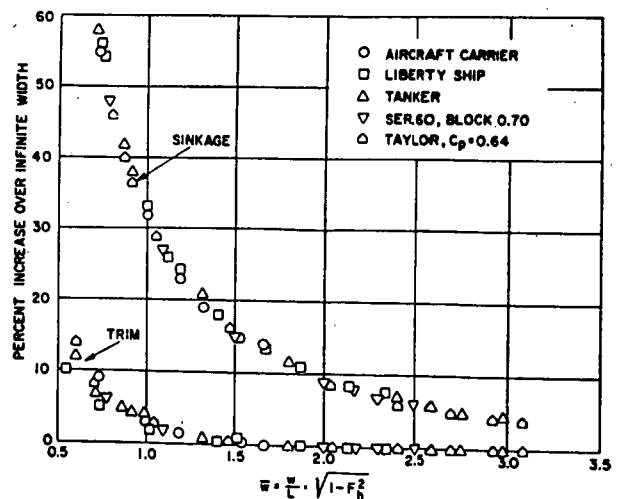


Fig. 2.29 Sinkage and trim at finite widths relative to infinite widths, 50)

$$\left. \begin{aligned}
C_F &= \frac{1}{4\pi L} \int_{-\infty}^{\infty} |k| S^* \bar{B}^* \coth\left(\frac{W}{2} \sqrt{1-F_h^2} |k|\right) dk \int B(x) dx \\
C_M &= \frac{1}{4\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |k| B^* \overline{x B^*} \coth\left(\frac{W}{2} \sqrt{1-F_h^2} |k|\right) dk \int x^2 B(x) dx \\
S^*(k) &= \int S(x) e^{ikx} dx \\
\bar{B}^*(k) &= \int B(x) e^{-ikx} dx \\
\overline{x B^*}(k) &= \int x B(x) e^{-ikx} dx
\end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.32)$$

この C_F , C_M を, (2.30)式の C_F , C_M のかわりに用いればよい。 W は水路幅, $B(x)$ は船の水線幅を表わす。この場合, C_S と C_t は船型だけの関数ではなく, 水路幅 W と F_h を組み合わせた有効水路幅 $\bar{W} = W \sqrt{1-F_h^2}/L$ の関数となる。

種々の船に対して, 計算した沈下とトリムの, 水路幅 ∞ での値に対する増分をとったものが Fig. 2.29 で, 船型に関係なく, 有効幅 \bar{W} でよく 1 本の線上にまとまっている。沈下は水路幅の影響を大きく受けるが, トリムに対する水路幅の影響は小さく, 有効幅が船長より大きくなると, トリムはほとんど影響を受けない。

浅水と深水の中間領域となる, 水深の影響を受けるがそれが支配的ではない有限水深における沈下とトリムについては, Tuck・Taylor⁵²⁾が, 外部ポテンシャルとして $S'(x)$ の source 分布による 3次元ポテンシャルを考え, 内部ポテンシャルとのマッチングによる解法を示した。

$F_h=1$ 付近の transcritical 領域においては, 上記の浅水線型理論は成り立たなくなるが, この付近を扱ったものとしては, Lea・Feldman⁵³⁾及び Mei⁵⁴⁾の理論がある。

Mei⁵⁴⁾は, 浅水域における支配方程式として, $(1-F_h^2)\phi_{xx} + \phi_{yy} = 0$ のかわりに, 自由表面条件のより高次の項まで考慮した。

$$(1-F_h^2)\phi_{xx} + \phi_{yy} - 3U/gh \cdot \phi_x \phi_{xx} + h^3/3 \cdot F_h^2 \phi_{xxxx} = 0 \dots\dots\dots(2.33)$$

を用いており, $F_h=1$ での沈下力 Z とトリム・モーメント M としては, 長さ 1 の薄い船に対して次の式を得ている。

$$\left. \begin{aligned}
Z \\
M
\end{aligned} \right\} = -\frac{\sqrt{3}}{2\pi} \left\{ \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{1}{2} \{b(x)\} - \frac{1}{2} \{xb(x)\} \right\} f'(\xi) \ln|x-\xi| dx d\xi \right. \dots\dots\dots(2.34)$$

但し, $b(x) = B(x)/B_{max.}$, $f(x) = S(x)/S_{max.}$

squat の求め方としては, Tuck の理論に代表される純理論的な方法の他に, 1次元理論又は1次元理論に修正係数をかけた semi empirical theory と呼ばれている水力学的な方法, 及び, これまでの実船や模型試験の資料から組み立てた実験式又は経験則による方法がある。

Dand⁵⁵⁾はこの3つの方法を比較し, Tuck の理論は若干 under estimate であり, 修正1次元理論の方がより正しく推定できるとしている。

1次元理論⁵⁶⁾は, 船体の存在のため水路内の流れが一様に加速されて, 圧力低下のため水面が下がり, そのため船体も沈下するというもので, 流量が等しいという条件, 及び, ベルヌーイの定理により,

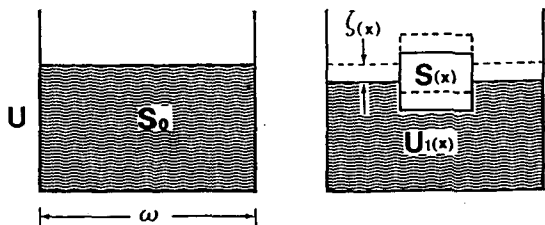


Fig. 2.30 One dimensional theory

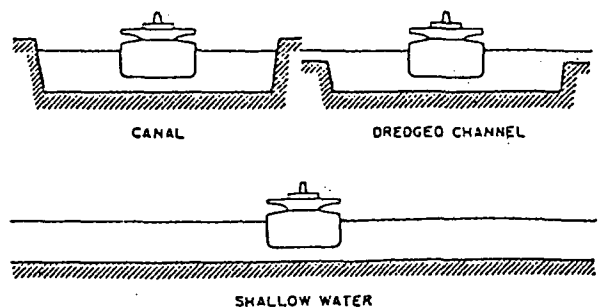


Fig. 2.31 Hydrodynamic boundaries in canal, dredged channel and shallow water. 88)

$$\left. \begin{aligned} U \cdot S_0 &= U_1(x) \{ S_0 + W \cdot \zeta(x) - S(x) \} \\ \frac{U^2}{2} &= \frac{1}{2} U_1(x)^2 + g \cdot \zeta(x) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.35)$$

上式より $\zeta(x)$ を求めると、沈下及びトリムは次式で与えられる。

$$\frac{S}{L} = \frac{\int \zeta(x) B(x) dx}{L \int B(x) dx}, \quad t = \frac{\int \zeta(x) B(x) x dx}{L \int B(x) x^2 dx} \dots\dots\dots(2.36)$$

1次元理論は、もともと狭水路における理論であり、断面内での流速は同じとしているので、幅無限大の浅水では back flow が0となり squat 0 となるが、実際は squat は起きている。そこで Dand⁵⁷⁾は、Tuck の有効水路幅という考え方をいれ、さらにプロペラ回転も考慮し、これらの修正係数を模型実験より求めている。実験式としては、300隻にもわたる実船、模型船の資料から求めた Barrass⁵⁸⁾ の式などがある。

制限水路としては、浅水と狭水路の他に、しゅんせつ水路もよく出会う水路である。しゅんせつ水路の中央線を航行する場合については、Beck 他⁶⁰⁾の計算がある。channel 内では、狭水路についての Tuck の方法でポテンシャルの展開と構成を行い、channel の端となる段差のある中間領域で、波高の連続性と流量の連続性という条件を課して、channel 外部とのマッチングを行い解を求めている。Fig. 2.32, 33はその計算結果の1例で、channel 幅が狭いほど、船速が高いほど外部領域の影響は大きく、また、外部水深が内部水深に近いほど変化は大きい。特に $F_\infty \rightarrow 1$ では急激な変化が起っている。 $F_\infty < 1$ ではトリムの変化は非常に小さいが、 $F_\infty > 1$ では急激にふえている。なお、 $F_\infty = U/\sqrt{gh_\infty}$ で、 h_∞ は外部水深を表わす。

しゅんせつ水路を横切ったり、水底に突起があったりする場合のように、進行方向に水深が一様でないと、船体は非定常沈下力を受けることになる。 $F_N=0$ とすると、側壁が進行方向に変化する無限水深での狭水路の場合と同じような問題となる。

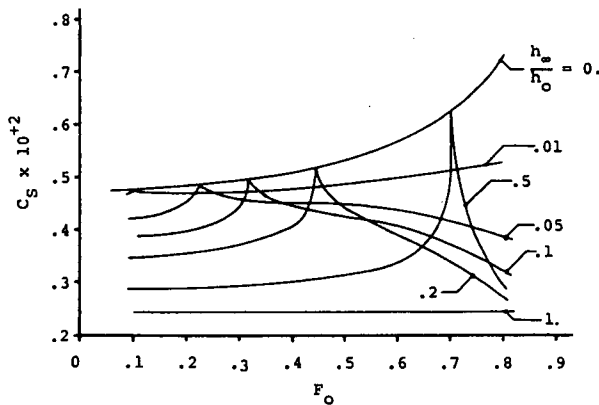


Fig. 2.32 Sinkage. $W/L=0.5$. 60)

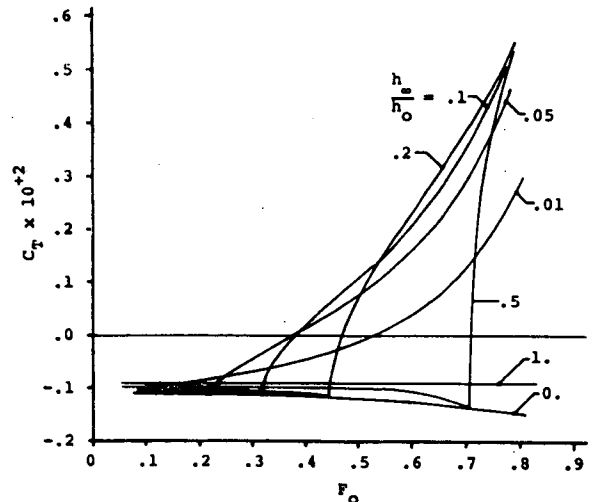


Fig. 2.33 Trim. $W/L=0.5$. 60)

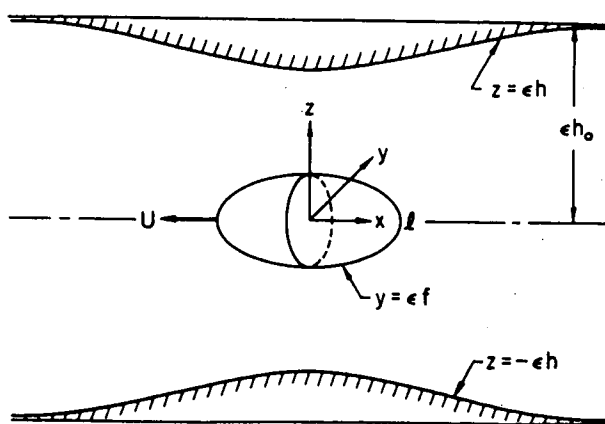


Fig. 2.34 Coordinate system. 61)

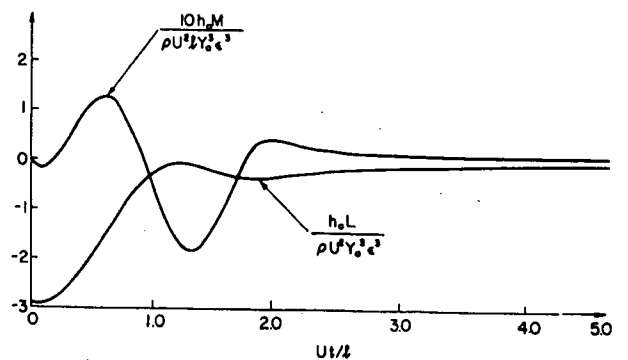


Fig. 2.35 Unsteady lift and moment acting on a ship with parabolic waterline passing over a parabolic bump in shallow water. 61)

Plotkin⁶¹⁾は、水深が変化する時の沈下力とトリム・モーメントの非定常成分を、Tuck と同様な方法で求めている。Fig. 2.35 は、回転放物体が物体と同じ長さの放物線状の突起物の上を通過する場合の沈下力とトリム・モーメントの非定常成分で、突起物に近づくと、始めに頭上げモーメントが働き、次いで沈下が始まり頭下げモーメントが働く。突起物の真上では、沈下力が最大でモーメントは0になっている。

以上はすべて直進中の squat であるが、直進以外の squat を計測した例は非常に少ない。浅水中の旋回においては、日章丸の模型実験において、直進中とは反対に船尾トリムになることが観測されている。また、同船の実船計測においても、浅水域の旋回で、回頭角がまずに従い船尾トリムが増加したと報告されている。これについては、旋回中の転心位置は、船体中央部より船首に近い位置にあるため、後部流速が前部流速より増大するためであろうと説明されている⁶³⁾。

直進中の squat の資料としては、以上の他に、山口他⁶⁴⁾⁶⁵⁾⁶⁶⁾による12万トンタンカー等の実船と模型船による実験、SR 98⁶⁷⁾での $C_B=0.8$ のタンカーについての実験、SR 154³¹⁾での鉱石運搬船と2軸タンカーについての実験などがある。

3. 浅水域における操縦運動

3.1 旋回性及び針路安定性

船に働く流体力は、水深により変化するため、船の運動も水深により変化する。充分浅い水域においては、旋回性は低下し、針路安定性は良くなることが知られている。

運動が線型方程式で表わされる最も簡単な場合について、流体力の水深による変化に菅・花岡²¹⁾の方法を用いれば、定常旋回において、水深による無次元角速度 r' の変化について次式が得られる。

$$k_r = \frac{r'_h}{r'_\infty} = k_\delta \cdot \frac{N'_r Y'_\beta - N'_\beta Y'_r + (m' + m'_x) N'_\beta}{k_F (N'_r Y'_\beta - N'_\beta Y'_r) + (m' + m'_x) N'_\beta} \quad \dots\dots\dots(3.1)$$

k_F は(2.17)式で表わされる船体の浅水影響係数、 k_δ は舵の浅水影響係数を表わす。

(3.1)式は、プロペラ後流も、wake も、舵と船体の干渉も考慮しない、単に船体と舵各々単独の浅水影響を考をただけの簡単なものであるが、この式と模型実験の結果⁶⁸⁾を比較したものが Fig. 3.1 で、計算、実験ともに浅くなるにつれて単調に r' は減少しており、定性的によく合っている。

しかし、一般には h/d による r' の変化は必ずしも Fig. 3.1 に示されているようには単調ではなく、Fig. 3.2, 3.3 の SR 98⁶³⁾の模型実験結果からもわかるように、 h/d が2.0以下になると急速に r' は減少して行くが、その前の $2.0 < h/d < 3.0$ 程度の中間の水深では、深水よりも大きくなったり、波うったりしているものもあるし、また、舵角によって、その現われ方が少しづつ異なっているものもある。

より詳しく運動を simulate するには、高次の項を含む非線型の運動方程式を解くことが必要になる。非線型項の表わし方としては、Taylor 展開による3次までの項を用いる方法と、cross flow drag の考えから2次型式を用いる、の2つがよく使われている。

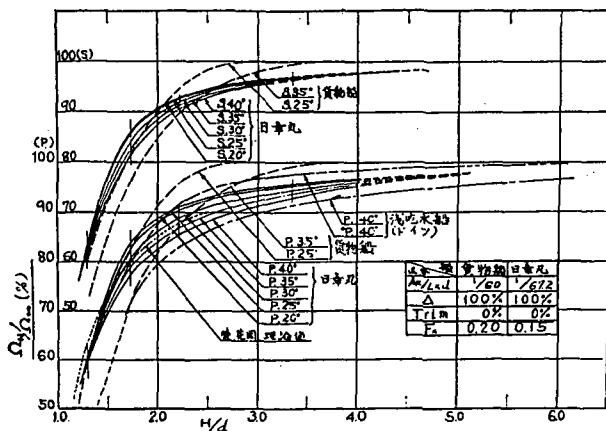


Fig. 3.1 Shallow water effect in angular velocity (68)

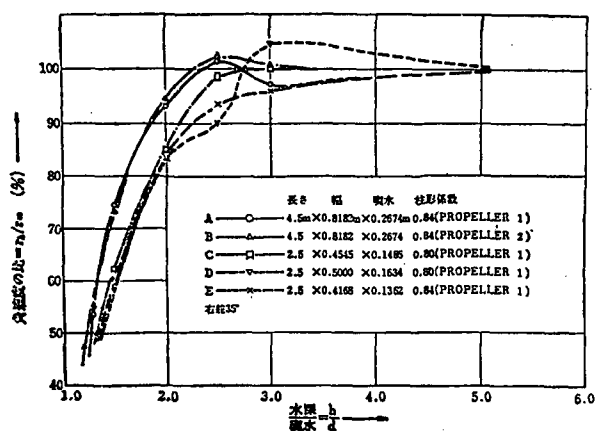


Fig. 3.2 Shallow water effect in angular velocity, tanker. (63)

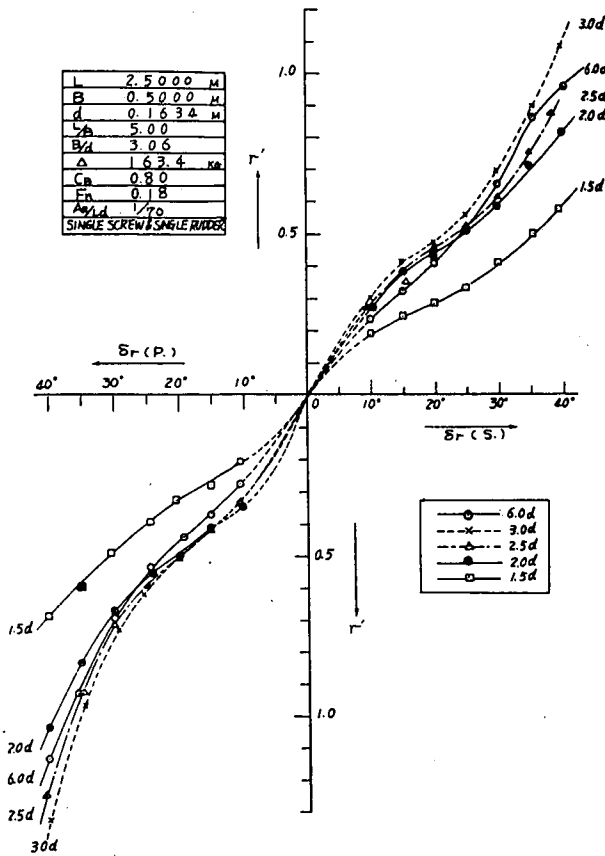


Fig. 3.3 Result of turning test in shallow water. (67)

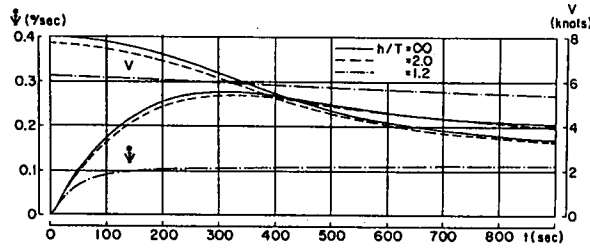


Fig. 3.4 190,000 dwt tanker-simulator results of step response tests, $\delta = 35$ deg. (69)

Berlekom・Goddard⁶⁹⁾は、PMM テストにより 2 次型式での微係数を求め、また、プロペラのトルク、スラスト及び舵への流入速度を、プロペラ回転数と前進速度の関数として求め、大型船の浅水域での運動を simulate している。Fig. 3.4 は 35° step 操舵に対する応答の計算例で、 h/T (T : 吃水) が 2.0 ではまだ浅水影響は小さく、深水時とあまりかわらないが、更に浅くなると、 r ($=\dot{\psi}$) は小さくなり、かつ、早く一定値に達するようになる。また、浅水では r や β が小さくなるため、速度低下率も小さくなっている。

Eda 他⁷⁰⁾は、3 次の項まで含む運動方程式を用いており、旋回腕テストなどより微係数を求め、浅水域での運動を計算している。Fig. 3.5 は、8 万トンタンカーの 35° 右旋回の航跡の計算で、 $h/d = 1.5$ では、tactical dia. は僅かに大きくなり advance は減少しているが、 $h/d = 1.2$ では、tactical dia. は非常に大きくなり、advance もまた大きくなっている。

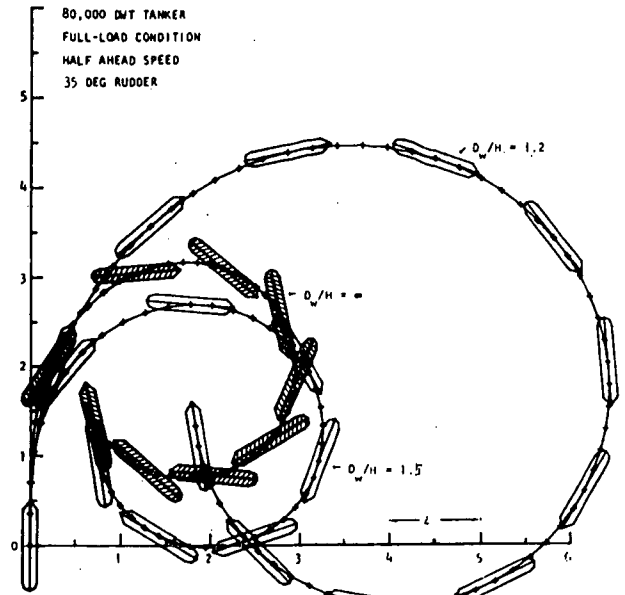


Fig. 3.5 Effect of water depth on turning performance. (70)

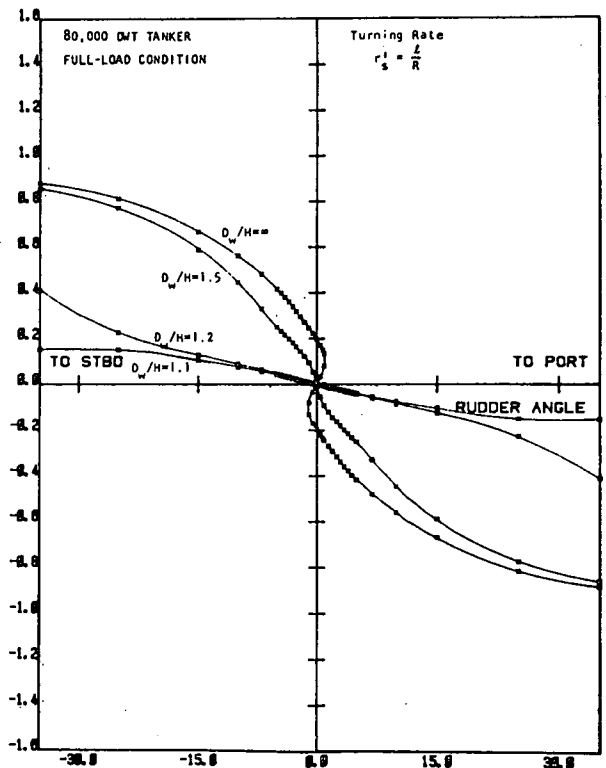


Fig. 3.6 Effect of water depth on steady turning performance. (70)

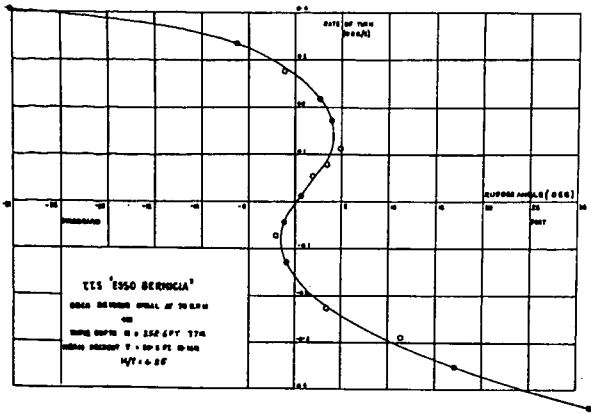


Fig. 3.7 $r-\delta$ curve for deep water, ballast condition at 60 r.p.m. 71)

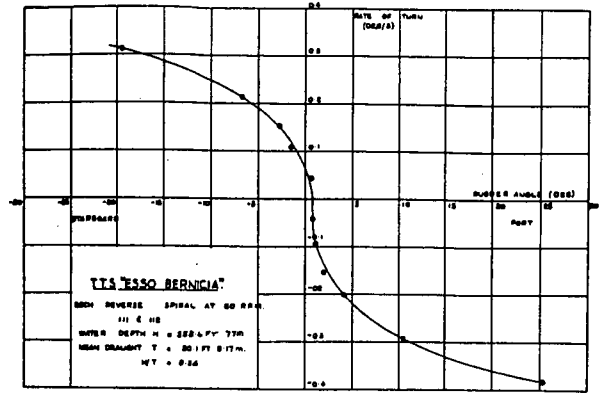


Fig. 3.8 $r-\delta$ curve for shallow water, ballast condition at 60 r.p.m. 71)

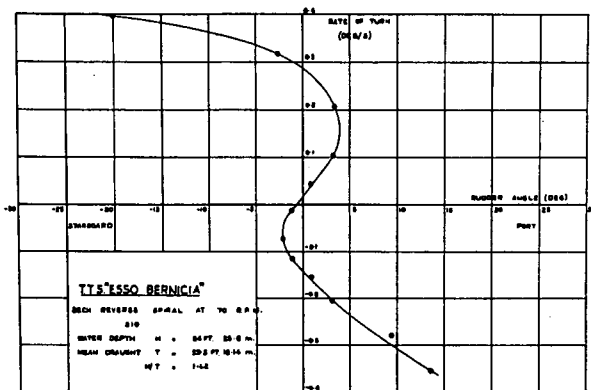


Fig. 3.9 $r-\delta$ curve for deep water, loaded condition at 70 r.p.m. 71)

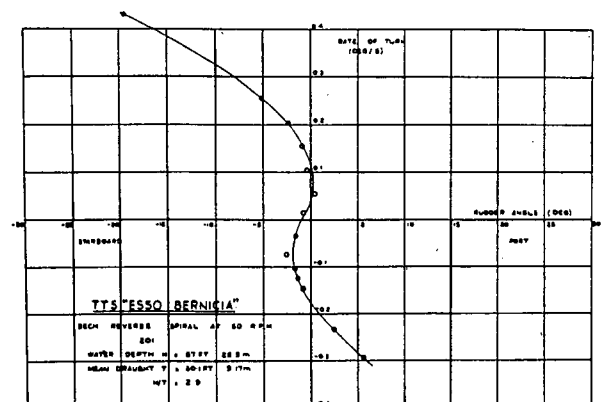


Fig. 3.10 $r-\delta$ curve for shallow water, loaded condition at 70 r.p.m. 71)

実船の浅水域における操縦性実験は、危険性や費用の面の制約から数少ないが、Esso Bernicia⁷¹⁾ や Esso Osaka⁷³⁾ などの実験がある。

193,000 DWT タンカー Esso Bernicia は、full load 及び ballast の 2 状態につき、浅水と深水で、旋回、逆スパイラル、Z 操舵、停止試験が行われた。Fig. 3.7, 8, 9, 10 は、逆スパイラル試験の結果で、full load の場合は、 $h/d=1.42$ では深水時とほとんどかわりはないが、ballast cond. の場合は、 $h/d=2.9$ では旋回性は強まり針路安定性は低下している。 $h/d=2.9$ という水深は、Fig. 3.2 の、旋回性に複雑な変化が現われている中間水深の領域にある。

278,000 DWT タンカー Esso Osaka の実船試験は、ほぼ満載に近い状態で、 $h/d=4.2, 1.5, 1.2$ の 3 水深において、旋回試験、Z 操舵試験など種々の試験が行われた。Fig. 3.11 はスパイラル試験結果で、旋回性、針路安定性ともに、水深により複雑に変化している。Fig. 3.12 は、 35° 左旋回の軌跡で、Fig. 3.5 に示した Eda 他 の計算と非常に良く似た結果が出ている。 $h/d=1.5$ の中間水深で advance は減少し tactical dia. は僅かに増加、さらに浅くなると、advance, tactical dia. とも大きく増加している。針路安定性も、中間水深で低下、浅水で非常に良くなっている。

針路安定性の安定判別の式(2.8)式、

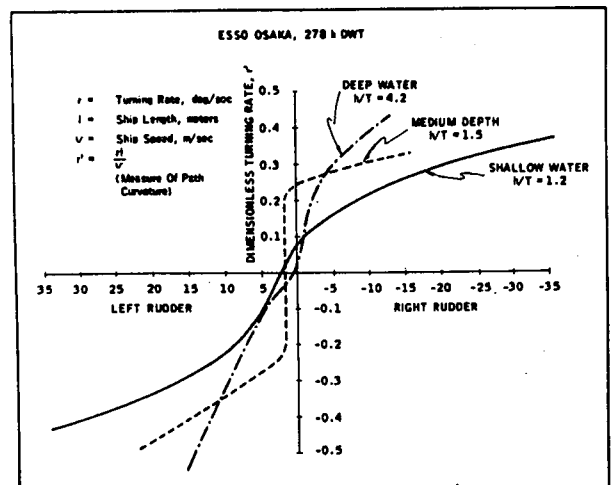


Fig. 3.11 Smoothed spiral tests results, showing dimensionless turning rate versus rudder angle, from 7 knots. 72)

ESSO OSAKA, 278 k DWT

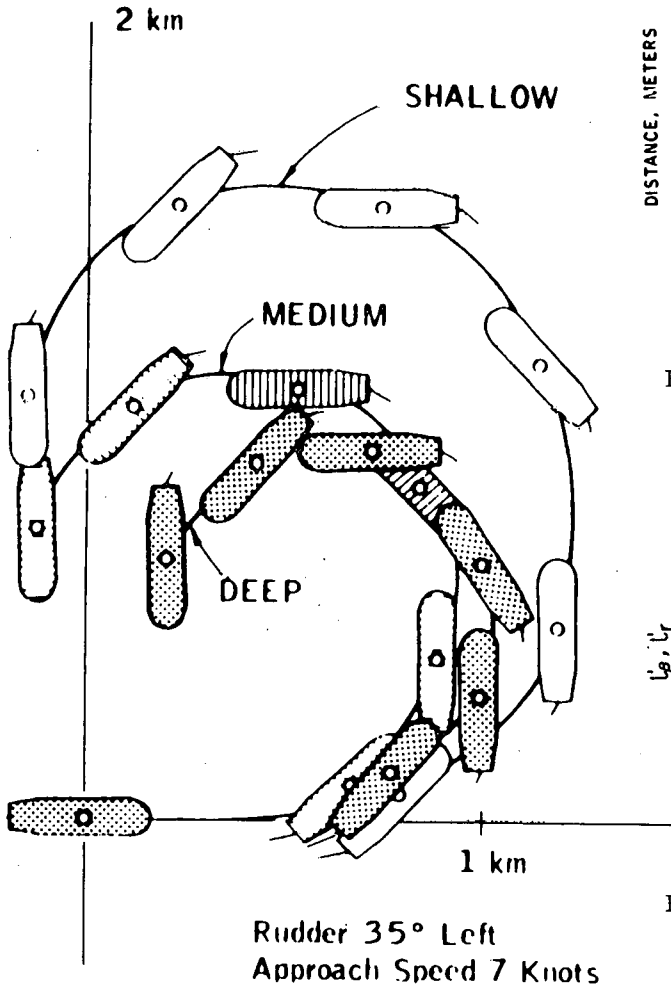


Fig. 3.12 Water depth effect on turning circle path. Depth/draft ratios of 1.2, 1.5 and 4.2. 72)

$\Delta_{\infty} = N'_{\beta}(Y'_{\tau} - m') - Y'_{\beta}N'_{\tau} > 0$ (2.8)'

において、微係数の水深による変化を、菅・花岡の方法を用いて表わすと、浅水域での針路安定判別の式は次のようになる。

$$\Delta_h = k_F^2 \{ \Delta_{\infty} + (m' + m'_{\alpha}) N'_{\beta} \} - k_F (m' + m'_{\alpha}) N'_{\beta} > 0 \quad \text{.....(3.2)}$$

k_F は菅・花岡の方法によると、水深の減少と共に単調に1より増加していくので、 $\Delta_{\infty} > -(m' + m'_{\alpha}) N'_{\beta} / 2$ なら、 Δ_h は浅くなるにつれて単調に増加していくことを(3.2)式は示しているが、これも旋回性と同様に、前述の実験結果からもわかるように、必ずしも単調な変化はしない。

Fig. 3.14, 3.15¹⁵⁾は、sway 及び yaw の damping 力の着点の差から安定性の変化を見たもので、タンカー船型、マリナー船型ともに、 l_{β} の水深による変化は全体的に小さく、かつ、 $h/d=2$ 付近で極大になっている。 l_r の方は、 $h/d=1.5$ 付近より急速に増加している。

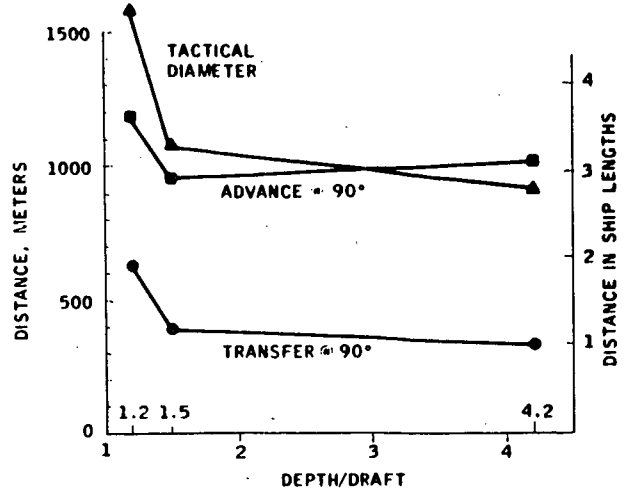


Fig. 3.13 Changes in turning circle indices with water depth. 72)

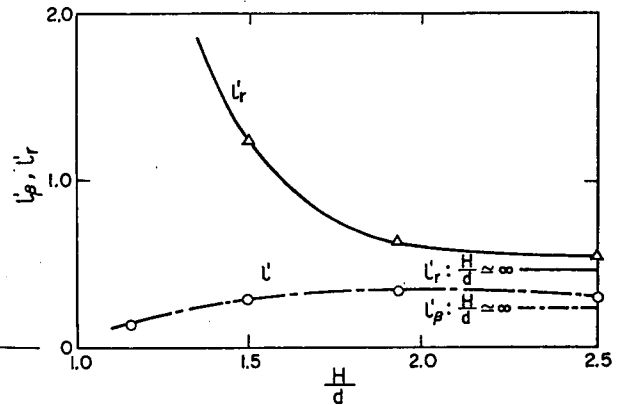


Fig. 3.14 Effect of the finite water depth on directional stability of a 'Mariner' ship, $F_N=0.0905$. 15)

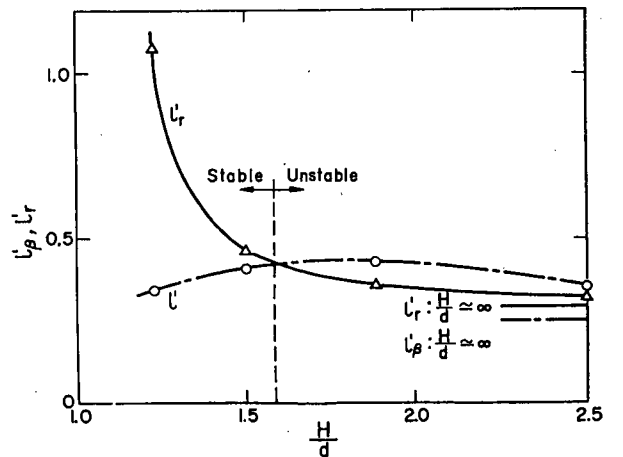


Fig. 3.15 Effect of the finite water depth on directional stability of a supertanker ($C_B=0.805$), $F_N=0.0675$. 15)

マリナー船型では、 h/d の減少と共に、安定性はおよそ単調に増加しているが、タンカー船型の場合は、中間水深で針路不安定となり、さらに浅くなると、安定性は回復し、かつ、急速に安定性はよくなっていく。

このように、水深が浅くなっていくと、ある中間水深のところで、針路安定性が深水時よりも低下するという現象は、タンカー船型に比較的現われやすいようで、SSPA での simulation⁶⁹⁾や、Esso Bernicia, Esso Osaka の実船試験結果にも現われており、Fujino⁸⁾はこの中間水深を dangerous depth と名づけている。

3.2 浅水域での停止性能

船の操縦性能を評価する時の1つの要素に緊急回避性能がある。船の緊急回避の手段としては操舵による方法とプロペラを逆転して停止する方法、又はその両者の併用が考えられるが、出入港時や多くの船が輻輳する海域における緊急回避に際してはプロペラを逆転して停止する方が有効な場合が多い。ところが一般にプロペラを逆転して停止する場合には船が右に回頭したり左に回頭したりと言われてるように非常に複雑な挙動を示す。そこで深水域における停止運動については第V章で述べているので、ここではプロペラを逆転して緊急停止する場合の停止運動に及ぼす水深の影響について述べる。

この問題に関して、SR 175²²⁾および井上他²³⁾は大型タンカーの場合を例にとり、停止運動を計算でシミュレートすることによって船の航跡、偏角、回頭角および船速の時間変化と水深の関係を調べている。計算においては、船体に働く流体力と、 $J=V/nD$ (D :プロペラ直径, n :プロペラ回転数)をパラメーターとしてプロペラ逆転によって船体に誘起される流体力を実験的に求め、更に前進航走中の船がプロペラ逆転を発令してからプロペラの回転数が整定するまでの、いわゆる逆転操作時間 t_r は実船におけるこの間の航走距離に対応させて定め、且つ t_r の間はプロペラ推力が線的に変化するものとして計算した結果と自航模型船による実験結果の例を Fig. 3.16 と Fig. 3.17 に示している。図の上半分は船の重心の航跡を示し、下半分は船の絶対速度 V 、偏角 β および回頭角 ϕ の時間的変化を示している。これによると航跡は計算に用いた J の値の範囲では原針路より右に偏位し、回頭角は右回りとなっている。更に $t_r=0$ の時の X_s/L (X_s :停止縦距) および Y_s/L (Y_s :停止横距) と J_0 ($J_0=V_0/nD$, V_0 :初期船速) の関係が Fig. 3.18 に示すもので、水深がかなり浅くなると $|J_0|$ の大きいところで X_s は短く、 Y_s は長くなる傾向がみられる。しかし $|J_0|$ の小さい範囲では水深の影響はほとんどみられない。

以上の結果では、プロペラを逆転した時の停船運動に対する停止縦距、停止横距は水深 (H) と吃水 (d) の比 H/d の値により変わるが、水深影響がみられるのは大略 $H/d < 1.5$ の範囲であり、浅くなると停止距離は短く

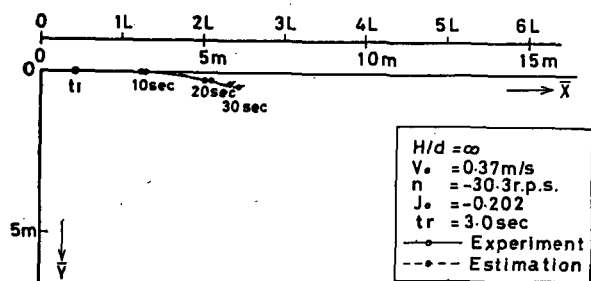


Fig. 3.16 Simulation results on stopping of large tanker in deep water. (91)

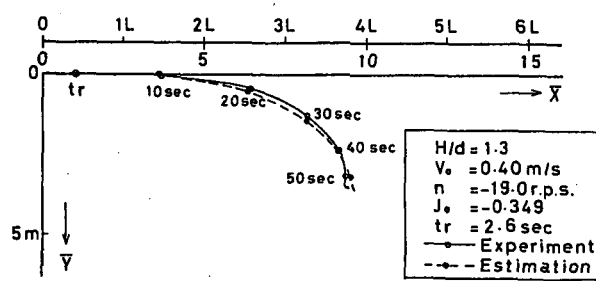


Fig. 3.17 Simulation results on stopping of large tanker in shallow water. (91)

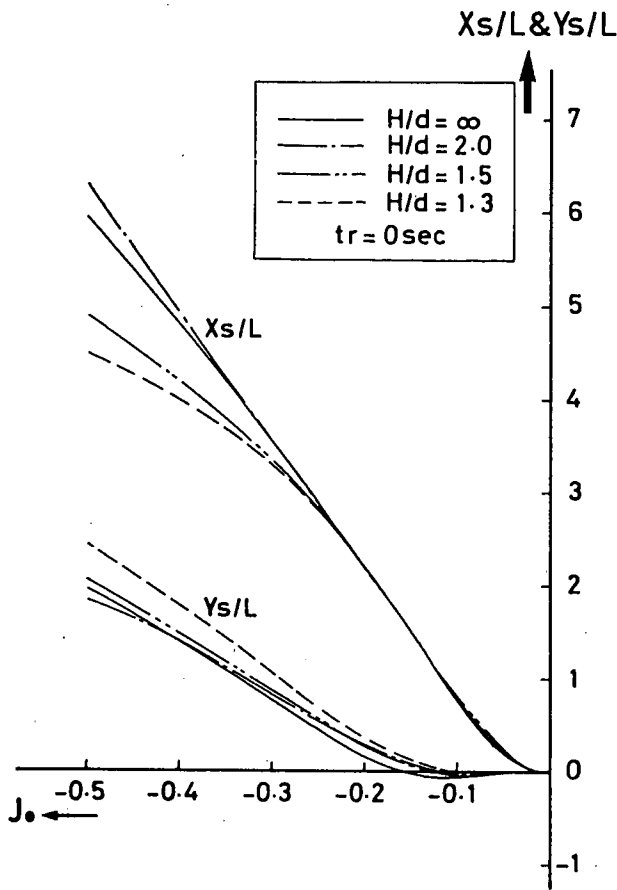
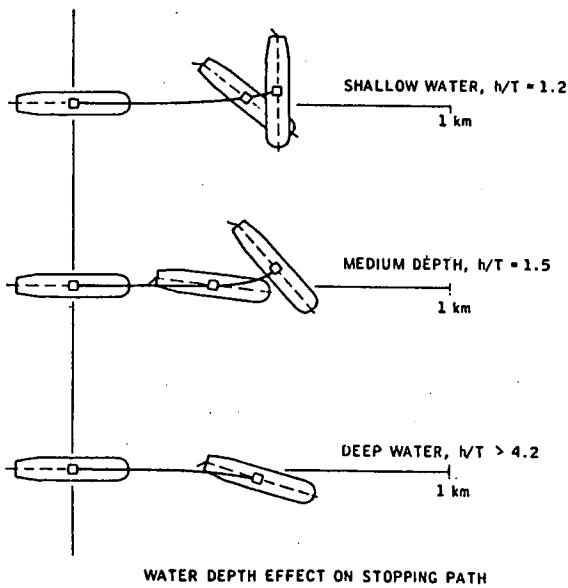
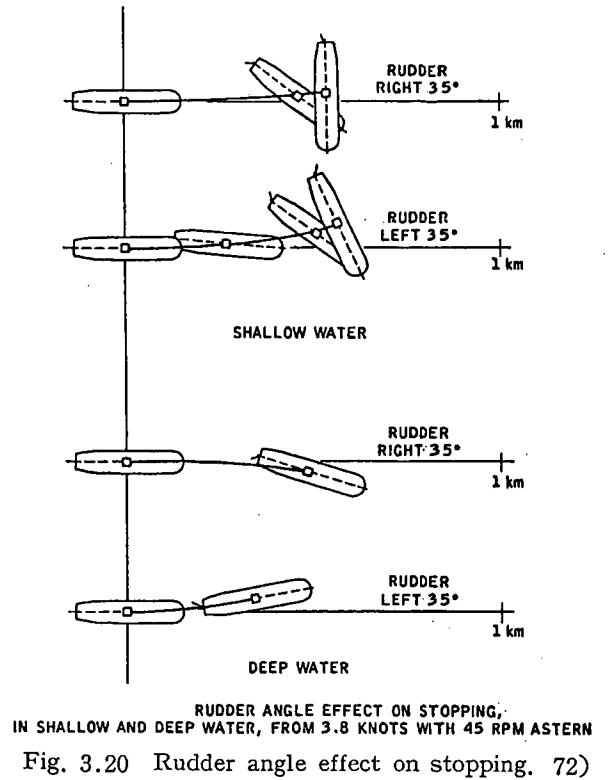


Fig. 3.18 Calculation results on stopping distance and course deviation. 91)



From 3.8 Knots, With 35° R Rudder & 45 Rpm Astern (About 50% Of Available Astern Power, Ref. 9)

Fig. 3.19 Water depth effect on stopping. 72)



RUDDER ANGLE EFFECT ON STOPPING, IN SHALLOW AND DEEP WATER, FROM 3.8 KNOTS WITH 45 RPM ASTERN
Fig. 3.20 Rudder angle effect on stopping. 72)

$$\beta = 0, r = 0, n \neq 0$$

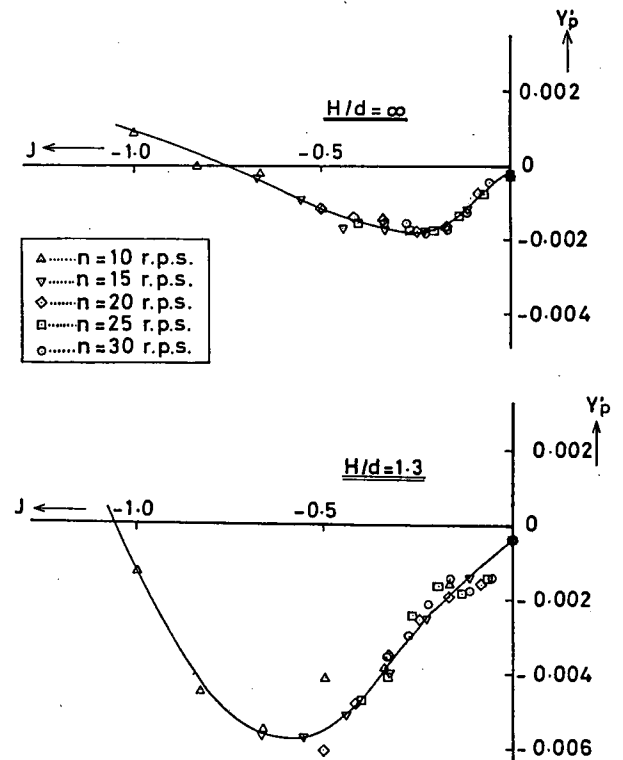


Fig. 3.21 Measured results on lateral force induced by propeller. 91)

なり、停止横距は長くなる傾向がみられる。またプロペラ逆転開始時点で初期偏角あるいは初期回頭角速度を有している場合、その停止縦距および停止横距に及ぼす影響は大きい。初期偏角の停止縦距に及ぼす影響は水深が浅くなる程大きく、初期回頭角速度の停止横距に及ぼす影響は水深が浅くなる程小さくなることが考えられる。一方実船試験により停止性能に及ぼす水深の影響を調べた興味ある報告⁷²⁾がある。この試験では大型油槽船

“ESSO OSAKA”について、右舵35°固定でプロペラ逆転の場合と、左右に舵角35°をとって舵角の影響を調べる場合の2種類の試験を行っており、前者の結果を Fig. 3.19, 後者のそれを Fig. 3.20 に示している。何れの場合も初期船速が低速の為、停止縦距に関しては左程水深の影響はみられないが、停止時の回頭角は深水時に比べ浅水域の方が非常に大きくなっている。これは前述の模型試験およびシミュレーション計算結果からも同じことが言える。これらの停止運動において注目すべき点はプロペラ逆転を発令した時点での船速とプロペラ逆転回転数によってプロペラが船体に誘起する横方向の力 (Y_P) およびモーメント (N_P) が変化することである。またこの Y_P , N_P は共に浅水影響を受け、Fig. 3.21 と Fig. 3.22 に示すように水深が浅くなると $|J| < 0.6$ の範囲ではこの値は大きくなる。従って模型試験結果およびシミュレーション結果を示した Fig. 3.17 にみられるように、深水時に比べて浅水になると回頭角は増加し停止時点の回頭角は非常に大きくなる。Fig. 3.19 と Fig. 3.20 の“ESSO OSAKA”の試験では舵角を有しているので前述のシミュレーション計算と直接の比較はできないが、以上述べた Y_P , N_P の水深による変化および J の値を考慮すれば水深による回頭角の変化と原針路に対する横方向偏位についても説明することができる。

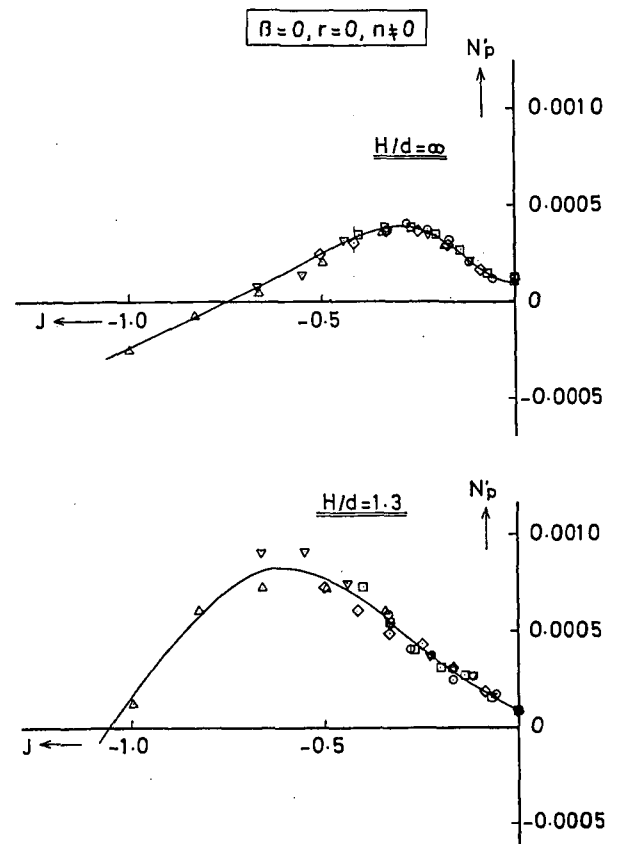


Fig. 3.22 Measured results on yaw moment induced by propeller. (91)

3.3 船体相互間の干渉

同じ形、同じ大きさの船が、平行に同じ速度で航行する時の干渉は、長い側壁に沿って航行する場合と同じで、例えば、船体を簡単な source 分布で表わした時の干渉力は、Newman⁹⁾により(2.26)式として示されている。

異なる形と大きさの船が、平行航路を進む時の干渉については、Tuck・Newman⁷³⁾は、深水の場合、浅水の場合、浅水の極限としての clearance 0 の場合、という3つの場合に対して次のような解法を示した。

深水の場合、速度ポテンシャルを、

$$\phi = -Ux + \phi_1 + \phi_2 + \phi_{12}$$

と表わし、 ϕ_1 は自船によるもの、 ϕ_2 は他の船によるもの、 ϕ_{12} は干渉項とし、これらのポテンシャルを細長体理論により各船体について求め、各断面に働く力は、

$$Y'(x, t) = \rho S(x) \left(\frac{\partial}{\partial t} - U \frac{\partial}{\partial x} \right) V(x, t) + \rho \left(\frac{\partial}{\partial t} - U \frac{\partial}{\partial x} \right) (V \cdot A) \quad \dots\dots\dots(3.4)$$

で表わせるとして、横力とモーメントを求めている。 V は他の船のために生じた断面での cross flow で、 ρA はその断面の付加質量を表わす。

(3.4)式右辺第1項は、cross flow V の圧力勾配のため生じた力であり、第2項は船体の運動量の変化による成分を表わす。

Fig. 3.23, 3.24 は、異なる大きさの船が、平行に同じ速度で進む時の計算と実験との比較で、定性的には良く合っているが、定量的には計算の方がかなり低い値を示している。

clearance 0 の場合は、流れは2次元的となり、2つの2次元翼の問題として source と vortex で流れを表わして解いている。Fig. 3.25, 3.26 は、同じ大きさの船に対する計算で、先行する船の船尾近くに後行する船の船首がある場合 ($l/\frac{1}{2}L = \pm 2.0$)、先行する船の方が、より大きな反発力と bow in moment を受ける様子などがわかる。

また clearance 0 の場合を貴島⁹²⁾他は2次元翼の取扱いをもとに2船の船長の違いを考慮した時の干渉力を計算しており、その例を Fig. 3.27~3.30に示す。自船の船長を L_1 他船のそれを L_2 として2船の前後距離を l ,

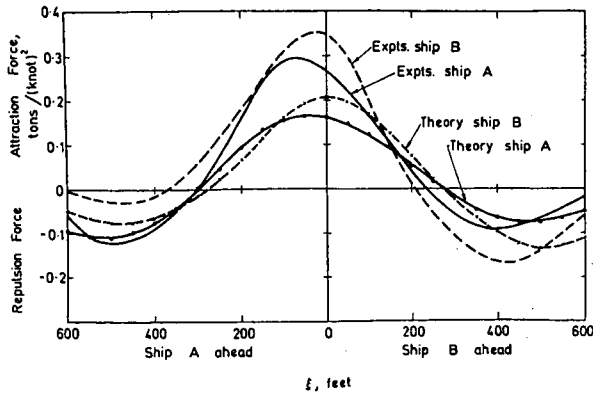


Fig. 3.23 Sway forces on two ships, and corresponding experimental results of Newton (73)

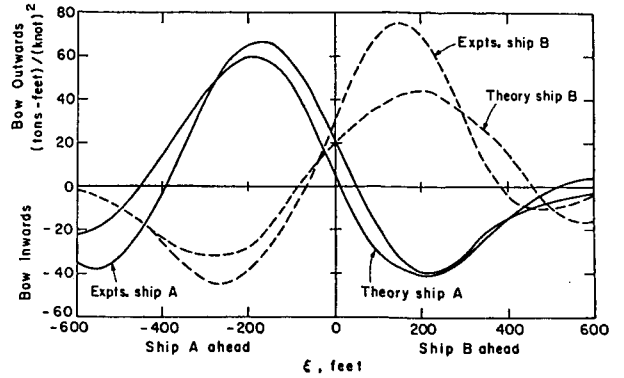


Fig. 3.24 Yaw moments on two ships, and corresponding experimental results of Newton, (73)

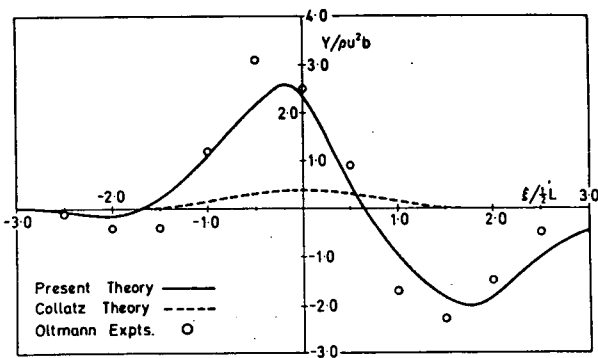


Fig. 3.25 Theoretical and experimental sway force on each of two identical two-dimensional bodies in steady motion, at a separation distance $\eta=0.625 (L/2)$. (73)

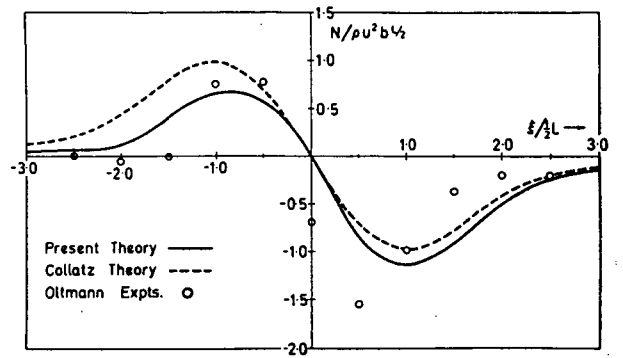


Fig. 3.26 Theoretical and experimental yaw moment on each of two identical two-dimensional bodies in steady motion, at a separation distance $\eta=0.625 (L/2)$. (73)

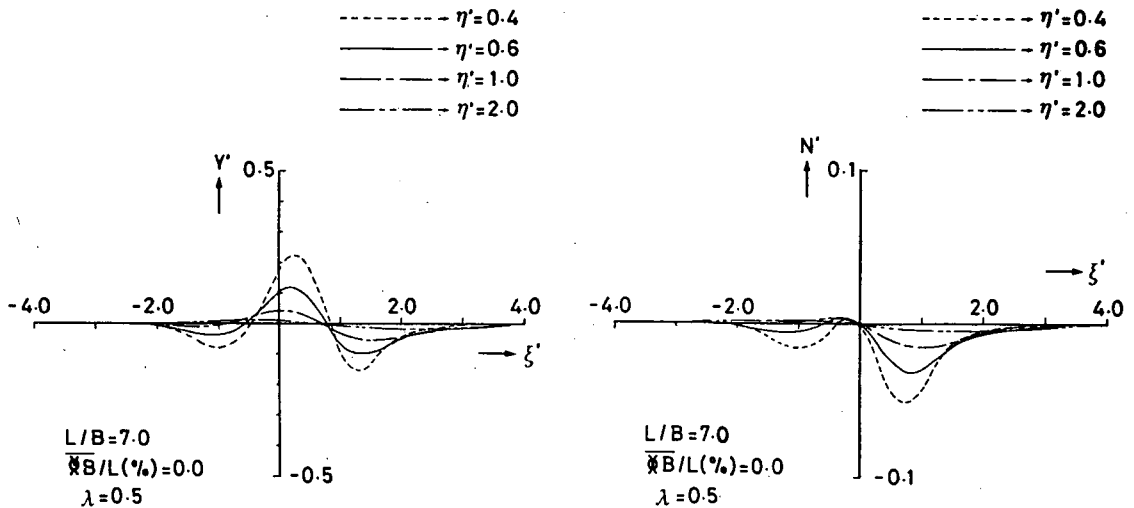


Fig. 3.27 Sway force and yaw moment on two-dimensional wing in steady motion. (92)

横方向間隔を η としてそれぞれの距離において等速度で並進する時に自船に働く横力(Y')、モーメント(N')の計算例が Fig. 3.27~3.30 に示すものである。ここで $\lambda=L_2/L_1$ で定義されるものでこの計算結果から他船が大きい場合には自船は大きな干渉力を受けることになる。即ち反発力も吸引力も λ が大きい程その値も大きくなっている。また反発力および吸引力が最大になると λ の関係を Fig. 3.29~3.30 に示す。ここで X_y, X_n はこの最大時の λ の値を表わす。例えば吸引力が最大となる点については Fig. 3.29 に示すように λ が2.0以上の場

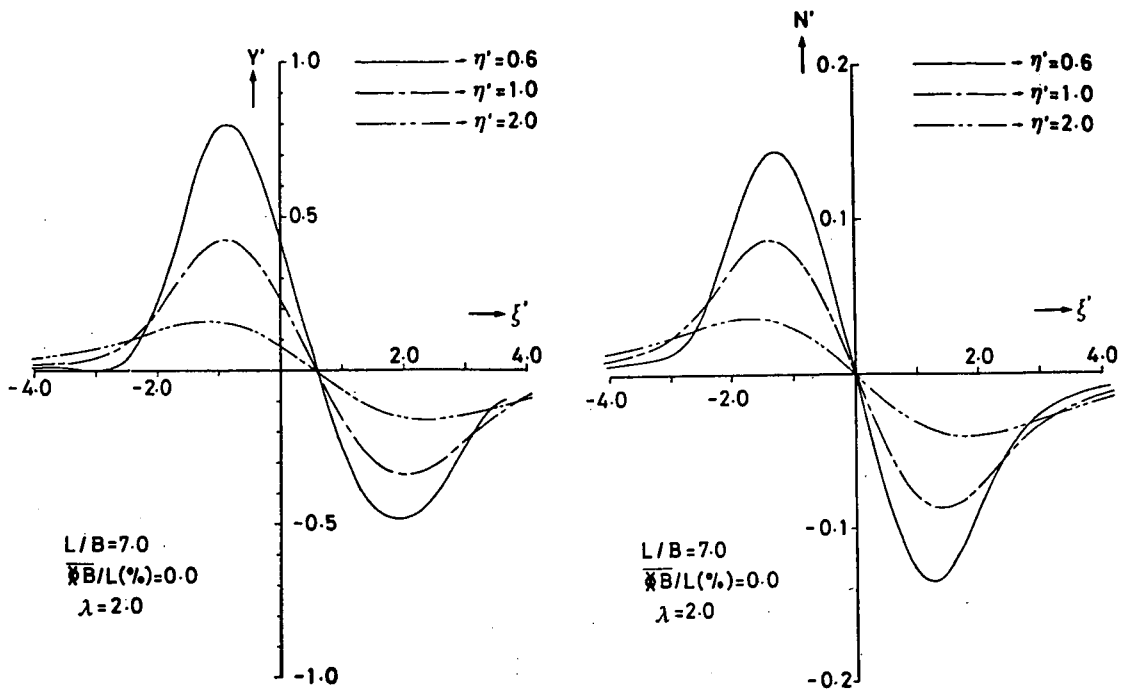


Fig. 3.28 Sway force and yaw moment on two-dimensional wing in steady motion. 92)

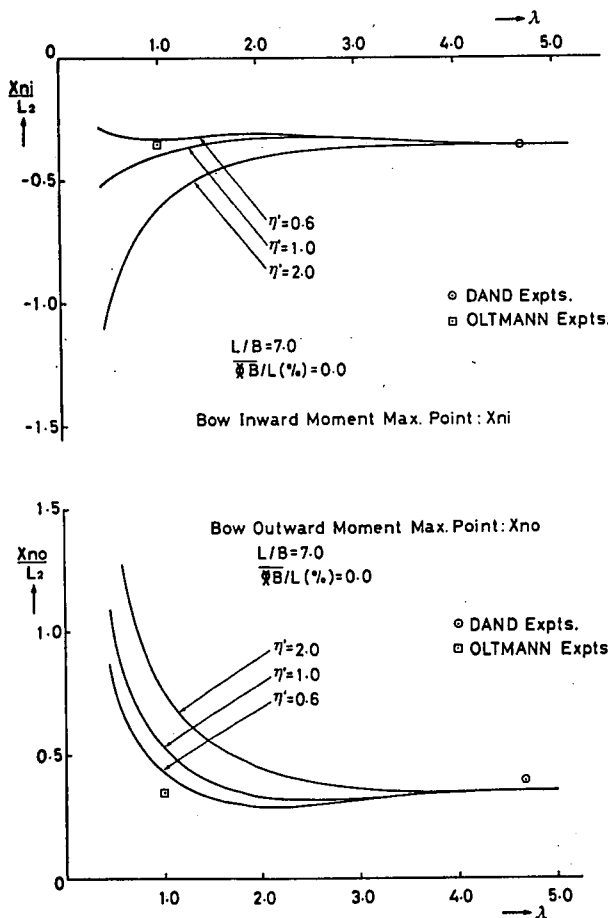


Fig. 3.29 Relative location at the maximum value of bow inward and outward moment. 92)

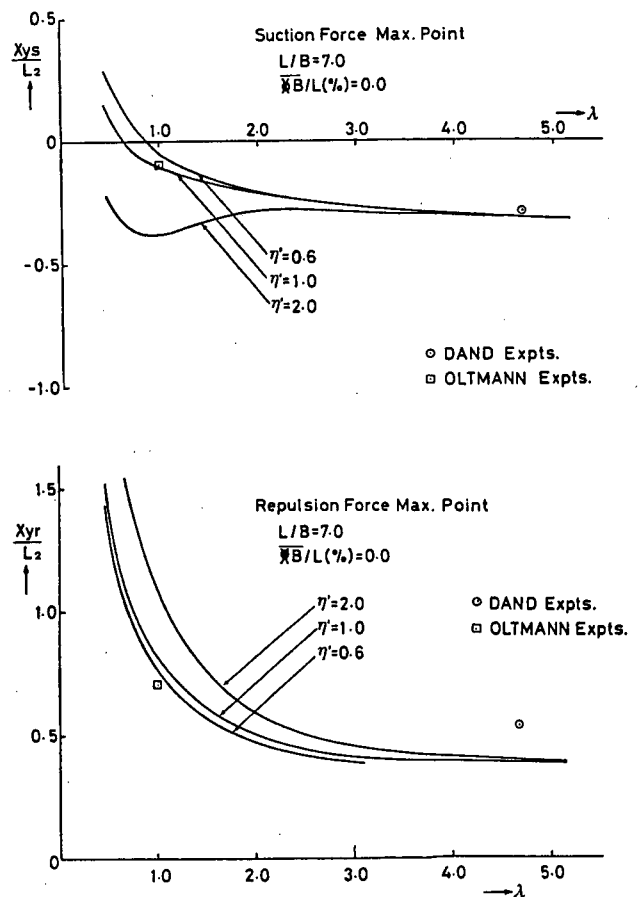


Fig. 3.30 Relative location of the maximum value of suction and repulsion force. 92)

合は X_y は η の値には余り依存しなくなり $-0.3L_2$ 前後の値に落ち着くことが分かる。つまり自船より他船が数倍

大きい場合、自船が他船の midship 前方に $0.3L_2$ 程度の位置にある時に最大の吸引力が作用することになる。これは Dand の実験結果ともよく一致している。更に興味深いことは吸引力の最大値が生じるのは他船の midship から前方に $0.3L_2$ 程度自船が先行する場合で、この時はほぼ同時に bow-inward moment が作用することになり吸引力と bow-inward moment によって衝突の危険性もあり、操船には注意を要することになる。

Tuck・Newman の浅水及び clearance 0 に対する計算は、2 船の船速が同じ場合の計算であるが、Dand⁷⁵⁾ は、浅水で 2 船が異なる船速で進む時の干渉を clearance 0 として、船体表面を source panel で表わして干渉力を求めたが、循環は考慮しなかった。

次いで、Dand⁷⁶⁾ は、上記の方法⁷⁵⁾ に近似的に循環の影響をいれるため、船体中央に point vortex をおき、船尾に Kutta の条件を課して計算を行った。同時に、数隻の模型船について、平行に同じ船速で進む時の干渉力を計測している。Fig. 3.31 は、大きさの少し異なる船に対する実験結果の一例で、hard over でも打ち消せないほど大きい回頭モーメントを発生している。

Abkowitz 他⁷⁷⁾ は、深水において、船体を中心線上の source と doublet で表わし、Lagalley の定理より干渉力を求めている。循環は考えていないが、実験とは比較的よく合っており、鏡像を考えることにより、浅水の場合の計算も行っている。

深水においては、船体間の干渉力は、船体の厚さを表わす source 分布による成分が支配的であるが、浅水においては、Newman・Tuck⁷³⁾、Beck³³⁾、Dand⁷⁶⁾ の計算や Tuck³⁵⁾ の解説に示されているように、source に比べて循環の影響が大きくなっていくので、浅水では source と vortex をともに考慮することが必要であろう。

Yeung・Hwang⁷⁸⁾ は、浅水で、ごく近くを平行に同じ船速で進む場合の干渉力を、2 つの船体を含む内部領域と、2 つの船体の影響を 1 本の線上の source と vortex で表わした外部領域とのマッチングにより求めている。

より一般的な浅水での干渉問題として、King⁷⁹⁾ は、 $F_N=0$ で clearance 0 の場合を考え、任意の運動をする複数個の 2 次元揚力体についての非定常問題の一般的解法を示した。静止している船の横を通る船との間の干渉力を計算し、Oltmann⁸⁰⁾ の実験との比較を行っているが、通過する船に働く回頭モーメントを除いて、大体合っているようである。

狭水路においては、行き合いや追い越し等においては、両船は必然的に接近せざるを得ないが、広い水域においても、輻輳航路、出入航作業のため引船が本船の近くを走る場合、洋上補給などの場合は、接近して航行することになる。浅水においては、船体相互間の干渉はより強くなると共に、同じ水深でも、各々の船の大きさによって浅水影響の現われ方が異なってくるため、注意が必要である。

接近して航行する場合の衝突の危険性については、行き合いの場合は、相互干渉の時間が短いため、たとえ干渉のため制御困難となっても、大きく航路からそれる時には、すでに他船とは離れていることが多く、第 3 船との衝突や浅瀬への乗上げなどの危険性は大きくなるものの、相手船との衝突という観点からは、平行して走る干渉時間の長い、つまり危険時間の長い、追い越しの方がより危険性は高いという判断のもとに、Dand⁸¹⁾ は、浅水域での追い越しに関する計算と実験を行い、追い越しにおける衝突の危険性について、次のような点を指摘している。

第 1 は、引船と本船のように、大きさの全く異なる船の間の干渉で、本船の方は引船の影響をほとんど受けないが、引船の方は本船の影響を大きく受けることになる。Fig. 3.32 は、引船と本船が並進する時の引船に働く 3 分力の測定結果を示す。平行航路を後から引船が走って来て追い抜く場合、本船の船尾付近では、引船は吸引力と bow in moment を受けるため外側へ舵をとる。本船の中央部に近づくと bow out moment となるため内側へ舵をとる。さらに船首部に近づくと、抵抗増加のた

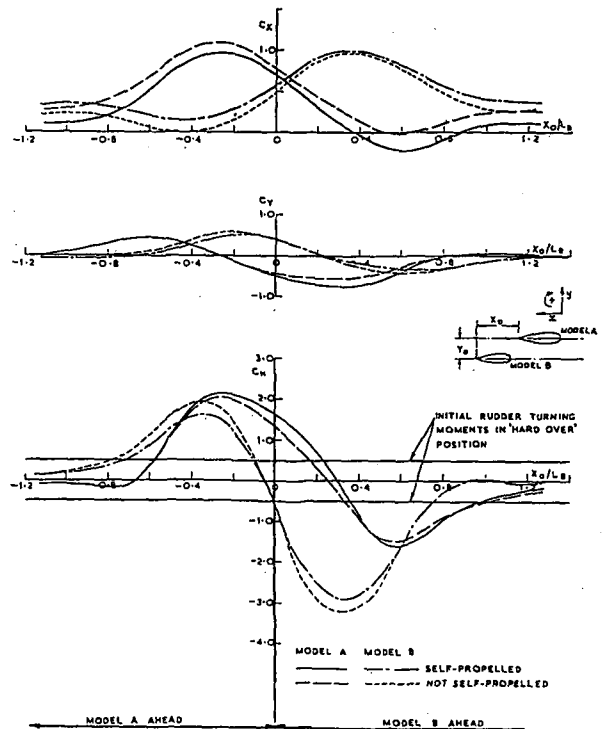


Fig. 3.31 Measured interaction forces and moments, $Y_0/L_B=0.252$. 76)

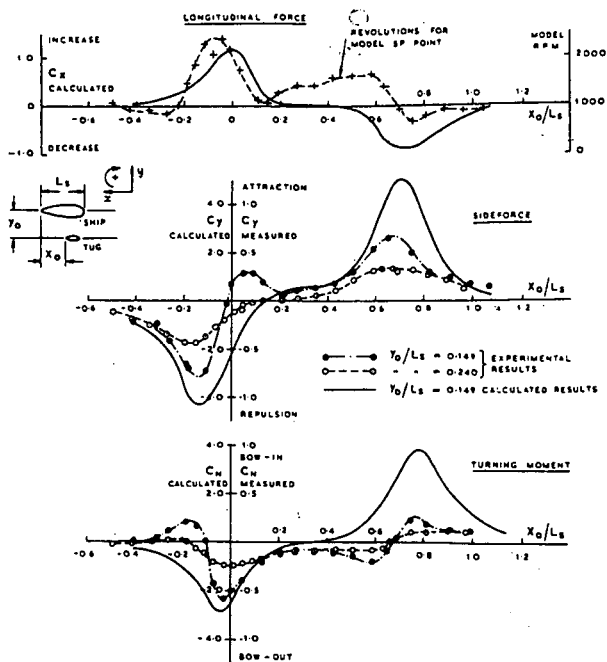


Fig. 3.32 Interaction forces and moment on tug model C induced by model D—Effect of lateral separation. 81)

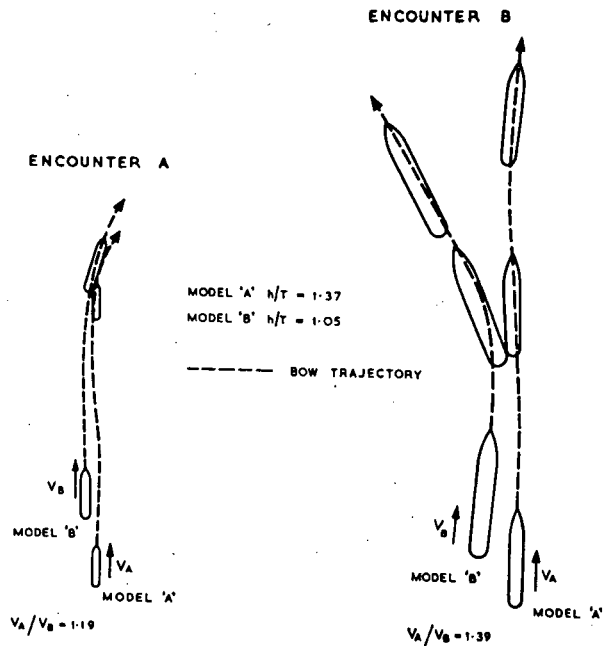


Fig. 3.33 Collision situations in shallow water. 81)

め power を上げると共に、吸引力と bow out moment も強くなるため、更に内側に舵をとることになる。船首より少し前へ出ると、抵抗はもとにもどり、吸引力は反発力へ、bow out moment は bow in moment へと急激に変化する。この段階で舵を外側へきるのがおけると、引船はより本船に近づき、より強い干渉力をうけ、引船の舵力では制御不能となり、衝突するという危険性がある。

第2は、同じ程度の大きさの船の追い越しの場合で、Fig. 3.31 に示すような力を受けるが、この場合は2つの危険域がある。B船が後方よりA船に近づくとつれて、A船、B船ともに bow in moment を受けるが、この影響は浅水ではかなり遠方よりゆっくりと出てくるため、なかなか気がつきにくく、気づいた時には手おくれという場合がある。さらに近づくと、B船は強い吸引力と bow in moment を受け、A船は bow out moment を受ける。更に進んで少し追い抜き始めると、B船は急速に反発力と bow out moment へと変化をし、船尾衝突の危険性が大きくなる。

Fig. 3.33 は、舵 0° で自航させた場合の船首の軌跡で、上記の2つの危険域での衝突の様子を示している。

4. 狭水路中における操縦運動

4.1 水路壁影響と針路安定性

船が狭水路を航行する時の操縦性に関して水路壁が大きな影響を及ぼすことはよく知られている。この場合、その基本となる船体に作用する流体力が無限水深時のそれに比べて大きく変化している。そこで本節ではまず初めにこの流体力について述べてみる。

水路の断面が一定で、しかも水深・水路幅共に一定の直線状水路の中心線上を船が航行する時に船体に作用する横力およびモーメントについて考えると、船が狭水路の中心線上を航行する場合とその中心線から一方の水路壁に近寄り航行する場合とは大きく異なる。前者は船体まわりの流れ場が左右対称であるのに対し、後者は左右非対称となる。従ってこの流体力について言えば前者に関しては水路幅の影響が現われ、後者においては水路壁からの吸引力、いわゆる“bank suction”が働くことになる。一方実際の狭水路航行においては一方の水路壁に近付いて航行する場合が多く、従ってこの bank suction は重要な要素となる。

船体に作用する bank suction の働きは、長くて直線状の水路の中心から離れて航行する時には定常に働き、Fig. 4.1 に示すように、一般に suction force と船首を水路壁から離そうとする bow-outward のモーメントに

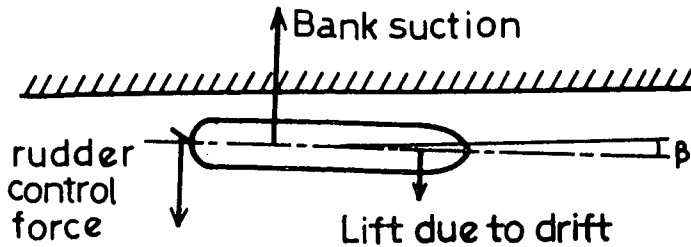


Fig. 4.1 Equilibrium conditions in motion along a long canal bank.

釣合いように舵をとることにより水路壁に沿って平行に航行することができる。Eda⁸⁸⁾はこの平衡問題に関して模型実験と計算により船が直線状の水路を平行に航行する為に必要な舵角を求めておりその結果をFig. 4.2に示す。この時の計算に用いた横力(Y')とモーメント(N')は、

$$\left. \begin{aligned} N' &= a_1 v' + a_2 y'_0 + a_3 \delta + a_4 v'^3 + a_5 y'_0{}^3 \\ &\quad + a_6 \delta^3 + a_7 v' y'_0{}^2 + a_8 \delta y'_0{}^2 \\ &\quad + a_9 \delta^2 y'_0 + a_{10} v'^2 y'_0 \\ Y' &= b_1 v' + b_2 y'_0 + b_3 \delta + b_4 v'^3 + b_5 y'_0{}^3 \\ &\quad + b_6 \delta^3 + b_7 v' y'_0{}^2 + b_8 \delta y'_0{}^2 \\ &\quad + b_9 \delta^2 y'_0 + b_{10} v'^2 y'_0 \end{aligned} \right\} \dots (4.1)$$

の多項式で表わし、 $a_1 \sim a_{10}$, $b_1 \sim b_{10}$ のそれぞれの係数は

Table. 4.1 に示す通りである。但し $y'_0 = y_0/L$ で y_0 は水路中心線からの横方向偏位を表わしている。

Table. 4.1 Hydrodynamic coefficients of yaw moments and sway forces. 88)

W/B	3.70	3.70	3.70	6.17	9.88	9.88
D_w/H	1.21	1.34	2.01	2.01	1.21	2.01
a_1	-8.45E-01	-5.37E-01	-2.61E-01	-2.18E-01	-4.67E-01	-2.44E-01
a_2	-1.28E-01	-1.19E-01	-4.34E-02	-1.39E-02	7.92E-04	3.30E-03
a_3	-7.03E-02	-5.26E-02	-5.34E-02	-3.92E-02	-3.83E-02	-4.85E-02
a_4	-6.72E+00	3.27E+00	-2.02E-01	3.53E+00	1.79E+00	6.62E+00
a_5	-5.09E+00	8.33E-01	-3.01E-01	-6.47E-02	-1.03E-01	-3.95E-02
a_6	7.12E-02	2.13E-02	1.36E-02	1.45E-02	-1.24E-03	1.76E-02
a_7	-2.22E+01	-1.15E+01	-3.45E+00	-9.38E-01	-4.98E-01	-2.12E-01
a_8	-5.83E-01	-6.71E-02	3.45E-01	-1.79E-02	-8.67E-03	1.52E-02
a_9	7.38E-02	-2.78E-02	7.23E-02	3.80E-02	1.14E-02	3.94E-02
a_{10}	-3.37E+00	-2.16E+00	5.00E-01	-4.25E-01	-2.97E-01	-2.81E-01
e_1	2.00E-02	2.69E-02	1.16E-02	1.70E-02	1.09E-02	1.06E-02
b_1	-2.54E+00	-1.03E+00	-5.04E-01	-4.47E-01	-1.51E+00	-3.66E-01
b_2	6.44E-01	4.41E-01	1.42E-01	5.32E-02	4.98E-02	6.09E-02
b_3	2.02E-01	1.41E-01	1.28E-01	8.92E-02	1.58E-01	1.03E-01
b_4	-1.82E+02	-7.48E+01	-1.15E+01	-1.17E+01	-8.01E+01	-1.72E+01
b_5	7.44E+00	7.99E+00	5.69E+00	1.46E+00	3.89E-01	1.46E-01
b_6	-2.17E-01	-5.55E-02	-4.90E-02	1.36E-02	-1.05E-01	3.31E-02
b_7	-4.75E+01	-3.06E+01	-4.43E+00	-5.56E-01	-2.15E+00	-2.54E-01
b_8	1.87E+00	7.46E-02	-7.14E-01	-7.71E-03	-1.97E-02	-3.08E-02
b_9	-1.79E-02	1.21E-01	-1.83E-01	-7.77E-02	-6.30E-02	-6.31E-02
b_{10}	8.36E+01	6.05E+01	1.03E+01	9.67E-01	8.91E+00	1.14E+00
e_1	9.41E-02	7.63E-02	3.80E-02	4.69E-02	4.40E-02	5.98E-02

ところがこのように水路の幅や水深が一定であれば以上のように平衡状態を保ったまま航行できるが、水路壁が途中でとぎれたり、水路幅が変わったり、更に水深が変化したりする場合は上記の平衡状態は急激に崩れ、流体力は大きく変動し従って操船上非常に危険な状態になることも考えられる。

そこで水路幅や水深が変化するときの bank suction に関する非定常問題について考えてみる。この問題については Norrbin^{89), 93), 94)}の実験的な研究がある程度で、その他の研究例はほとんど見当たらない。従ってここでは彼の研究成果を引用しながら考察してみる。

長さ5mの模型船を用いて船が浅水域で且つ有限長さの水路壁 (short bank) に近接して航行するときの bank

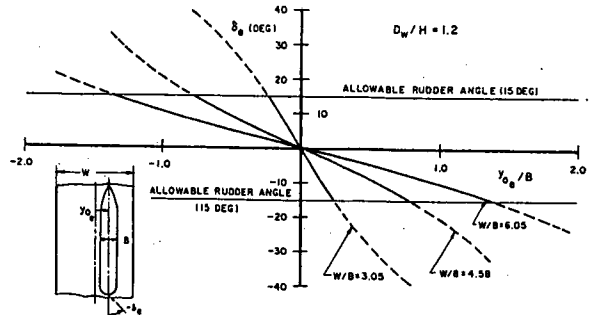
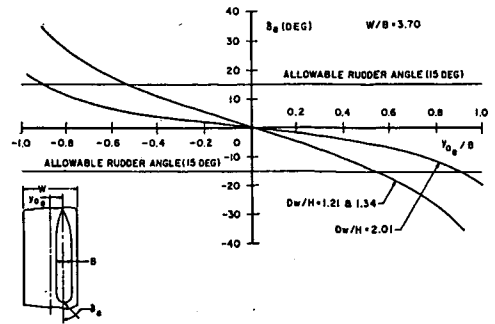


Fig. 4.2 Required rudder angle to maintain off-centerline course. 88)

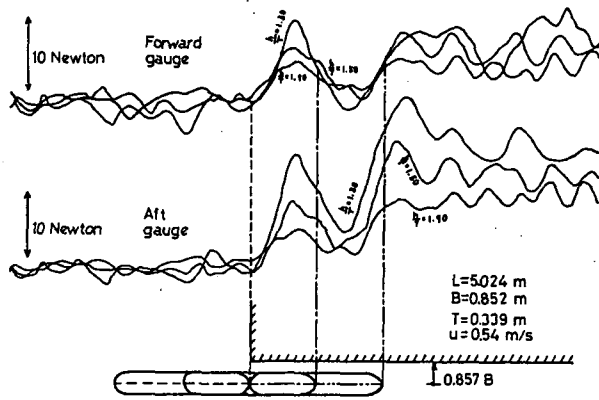


Fig. 4.3 Lateral force transients for model meeting surface-piercing finite bank, 89)

suction の過渡状態を計測した例を Fig. 4.3 に示す。船首が bank の前端を通過した時より suction force が作用し始め、船尾が bank の前端を過ぎる時にはほとんど最大状態になっている。また short bank を船が通過する時の横力とモーメントを模型船を使って計測した例を Fig. 4.4 に示す。この図の上側は bank の長さが船長の 3 倍で、下側は 6 倍の場合で bank の長さが無限長の時の流体力に対する比として表わしている。但し計測点は midship の位置である。何れの結果も bank の前後端 1 船長程度から船は bank の影響を受けており、特にモーメントに関しては bank の前後端付近を通過する時に大きなモーメントが作用している。これらの様子を船長方向の圧力分布の計測を行って

みると、Fig. 4.5 に示すように、bank と船の位置関係でその大きさが変化する状態が容易に分る。また bank の長さ と suction force の最大値の計測例を、無限長さの bank における suction force と有限長さの bank の場合のそれとの比 ($Y_{LB}/Y_{LB=\infty}$) として Fig. 4.6 に示している。bank の長さが船長の 6 倍程度以上においては無限長さの bank の場合と同じ効果になると考えられる。以上、水深が一定の場合の他に Fig. 4.7 に示すように、いわゆる platform bank

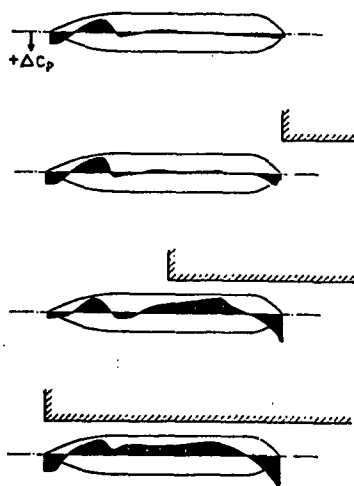


Fig. 4.5 Variation of pressure load distribution on a wateline cylinder of the Svealand model in motion past a short (3L) bank, 39)

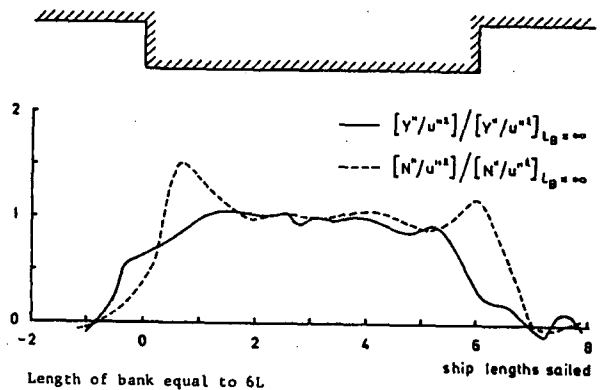
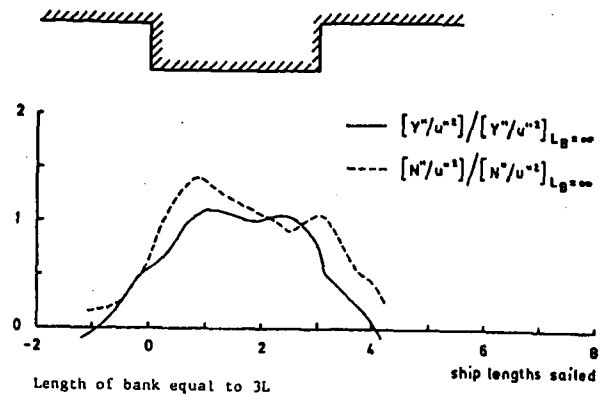
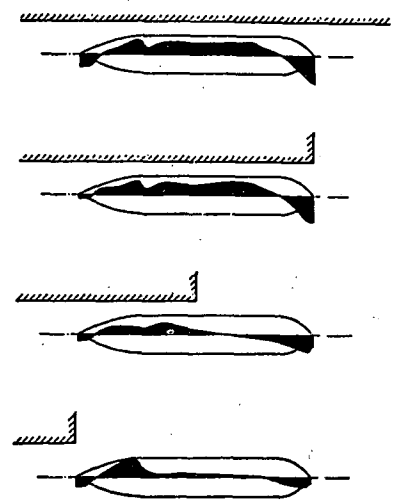


Fig. 4.4 Variation of interference force and moment on the Svealand model in transient motions past short bank, 93)



の場合はその bank の水深によってその影響は異ってくる。この図において $h_1=0$ 即ち wall bank の時の suction force に比べて platform におけるそれは大略 $e^{-2\frac{h_1}{h-h_1}}$ の係数で整理できるように思われる。

以上のように定常力としての suction force が働く long bank の場合に比べて、非定常力の作用する short bank においては bank の前後端で横力およびモーメント共に急激に変化する為、操船上も非常に注意を要することになる。特に bank に接近したり、船速がある程度大きい場合は bank に衝突したりすることもあり、非

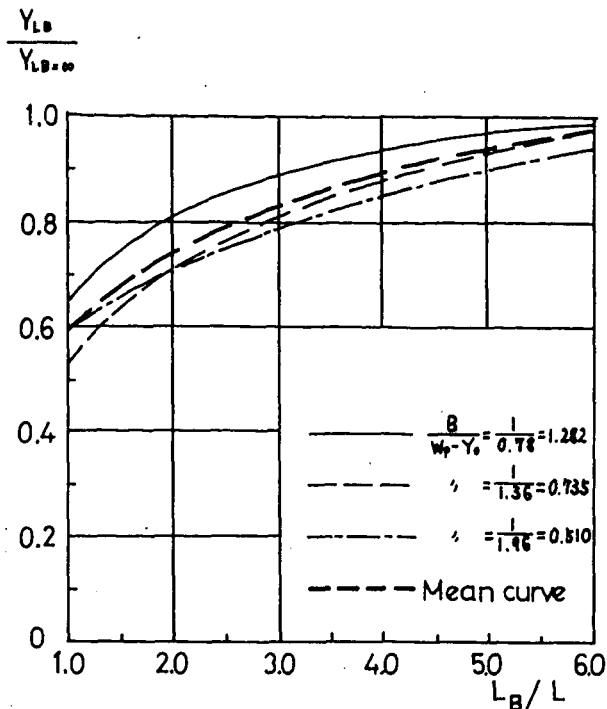


Fig. 4.6 Relative magnitude of maximum bank suction force during passages of banks of finite length. 89)

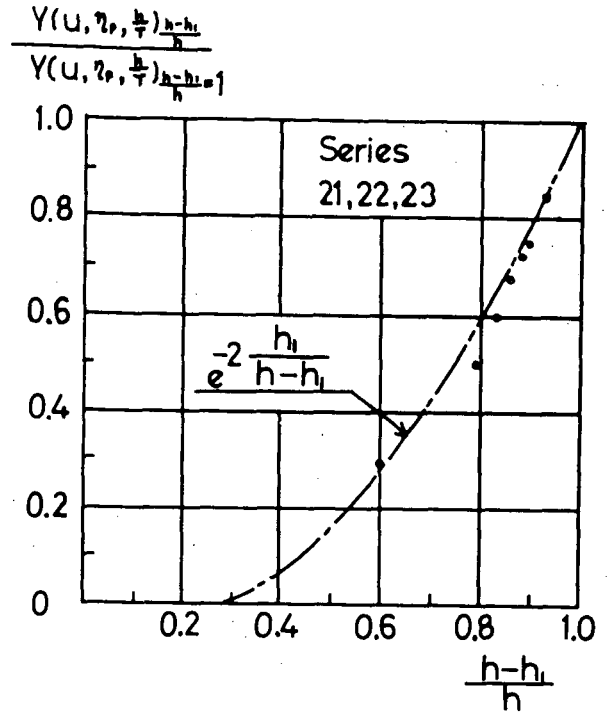
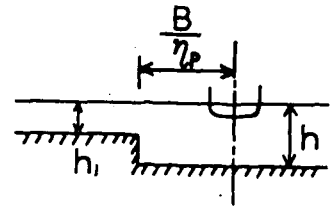


Fig. 4.7 Effect of platform submergence on maximum suction force. 89)

常に危険な状態となる。

次に以上の流体力の問題と同時に狭水路航行における重要な事柄は針路安定性の問題である。船の針路安定性の判定に関しては本章第2節および第2回操縦性シンポジウムにおいて詳細に述べられているので、ここでは狭水路中での針路安定性に関する特性について考えてみる。

狭水路中での針路安定性の判別は深水域や浅水域の場合のように static derivative と呼ばれる微係数 Y_β , N_β , $Y_r - (m + m_x)$, N_r のみからは針路安定性は決まらず、前述の bank suction 等の水路壁あるいは水路幅の影響を考慮する必要がある。船が狭水路の中心線上を航行する場合においても藤野⁸⁾ のマリナー船型とタンカー船型による模型実験結果にみられるように、何れの場合も水路幅影響を考慮した stability criterion は正となり船は針路不安定化の傾向になることが分かる。しかし実際は操舵することによって安定に航行している場合が多い。これについては Khattab⁹⁾ 他等が狭水路中での自動操舵に関連して系統的に調べている。Eda⁸⁾ はこの問題を次のように取扱っている。まず rudder control として

$$\begin{aligned} \delta_a &= a(\psi - \psi_e) + b'\dot{\psi}' + c'(y_0 - y_{0e}) + d'y_0' + \delta_e \\ &= \delta + t'_r \delta' \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(4.2)$$

ここで a =yaw gain constant, b' =yaw rate gain constant, c' =path deviation gain constant, d' =path deviation rate gain constant を表す。この式と yaw, sway の操縦運動方程式により次式を導いている。

$$\left. \begin{aligned} \bar{\psi} &= \sum_{n=1}^n \phi_n e^{\sigma'_n t'} \quad (\text{heading angle}) \\ \bar{y}'_0 &= \sum_{n=1}^n Y'_{0n} \sigma'_n t' \quad (\text{path deviation}) \\ \bar{\delta} &= \sum_{n=1}^n \Delta_n e^{\sigma'_n t'} \quad (\text{rudder angle}) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(4.3)$$

ここで ϕ_n , Y'_{0n} , Δ_n は初期条件にもとづく定数であり、また σ'_n は次の特性方程式から得られる固有値を表す。

$$p_0\sigma'^5 + p_1\sigma'^4 + p_2\sigma'^3 + p_3\sigma'^2 + p_4\sigma' + p_5 = 0 \quad \dots\dots\dots(4.4)$$

即ちこの特性方程式のすべての根の実数部が負であれば安定となる。いわゆる Eigenvalue analysis と呼ばれる方法である。以上の式を用いて $C_b=0.83$ のタンカー船型についての計算例を Fig. 4.8 に示す。但しこの計算は種々の水路幅について yaw gain constant の値のみを変化させた時、即ち方位角比例制御の時の安定性を調べたもので、操舵しない時は狭水路中は無論のこと非制限水域においても針路不安定な船である。しかしながら Fig. 4.8 に示すように、この計算結果では狭水路中においては方位角比例制御だけでも非常に安定化し $a=4\sim 5$ (但し $W/B=4.58, H/d=1.2$) の時に最も針路安定となることが分かる。これは船が水路の中心線上を航行する時も、そしてどちらか一方の水路壁に近寄って航行する時も同様のことが言える。従って船体に作用する流体力と舵力とが釣り合いだけの舵角の余裕があれば方位角比例制御でも狭水路中での保針性能を有することができる。(4.2)式の a と b' を変えて狭水路で且つ浅水中を250,000 DWT のタンカーが航行する時の航跡をシミュレートしたものが Fig. 4.9 と Fig. 4.10 である。

Fig. 4.9 では path deviation を、Fig. 4.10 では heading angle の変化を示したものでいずれも初期状態として2度の外乱が与えられた場合である。これらの結果では yaw gain, yaw rate gain constant の値が2では未だ不安定であるが4になると安定化している。これは前述の針路安定性の項で述べたことと一致している。

以上狭水路を船が航行する時の水路壁影響および針路安定性について述べてきたが、その特性を列記すれば、

- (1) 当然のことながら水深より水路幅が増大する方が操縦性の見地からは非常に有利になる。
- (2) 狭水路では水深の影響より水路幅あるいは水路壁の影響が非常に重要である。
- (3) 一方の水路壁に近接して航行するに要する舵角は水路幅および水深が減少する程、また船が水路壁に近寄る程大きくなる。
- (4) 狭水路中で不安定である船も方位角比例制御だけでもかなり針路安定化することが分かる。

要するに狭水路中では水路に沿って航行する為の舵角、即ち静的な力の釣り合いと、もう1つは針路安定性が主要な要素となり、従ってこの2つの要素をどれ程満足させるかによって水路の大きさとその水路を航行可能な船との関係をつかむことができる。

4.2 狭水路中での停止性能

狭水路中では前節で述べた水路に沿って航行する際の船体に作用する力の釣り合いの問題や針路安定性の問題の他に緊急回避の問題があげられる。特に狭水路では水路壁によって操船上非常に制約を受ける為に、衝突あるいは座礁に対する回避に際してはプロペラを逆転して緊急停止を行う方法が有効な場合が多い。ところが第3節でも

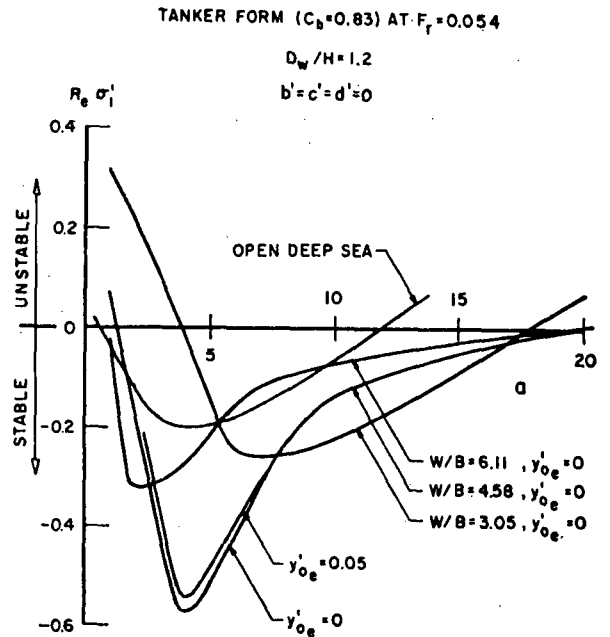


Fig. 4.8 Directional stability vs yaw gain constant. (88)

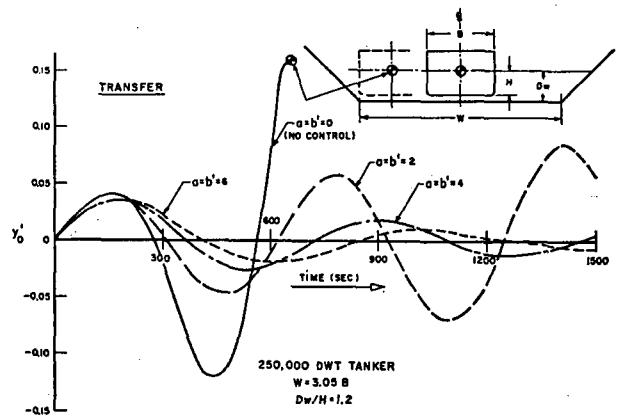


Fig. 4.9 Ship path after yaw disturbance of 2 degree. (88)

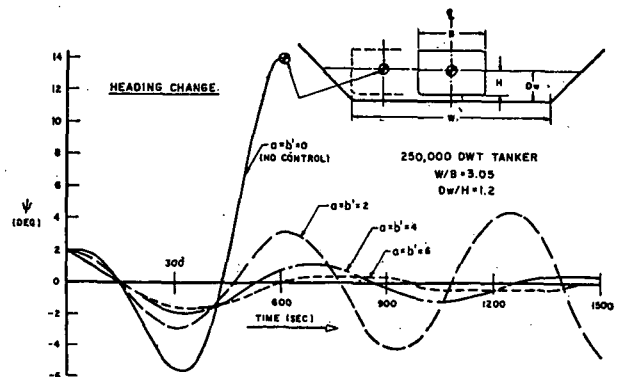


Fig. 4.10 Heading angle after yaw disturbance of 2 degree. (88)

述べたように緊急停止運動時は針路が非常に不安定となり、右に回頭したり左に回頭したり複雑な挙動を示す。本節では船が狭水路中でプロペラを逆転して停止する時の運動が水路幅によってどのように変化するかについて述べる。この問題については SR 175⁹²⁾において研究が行われ興味ある成果を得ており、ここではこれに関連した井上他⁹¹⁾の研究を基に検討してみる。

(a) 船の初期状態が水路幅中心線上にある場合

プロペラ逆転発令以前の原針路が水路幅中心線上に一致している場合について大型タンカーを例にとり、理論計算と模型実験から得られた流体力係数を用いて停止運動のシミュレーション計算を行ってみる。一般に狭水路においては水深が浅い場合がほとんどであるが、停止運動に及ぼす水路幅影響に重点を置いて検討する為に水深の影響が余り大きくない $H/d=2.0$ についての航跡のシミュレーション計算結果と自航模型試験結果の例を Fig. 4.11 に示す。但しここで用いたプロペラ逆転によって船体に誘起する流体力 Y_P, N_P については第3節第2項で述べた浅水時の値をそのまま用いている。縦距 (X_s) と横距 (Y_s) に及ぼす水路幅影響を調べた例が Fig. 4.12 に示すものである。これらの計算結果によると船体が水路壁に接触しない範囲においては当然のことながら X_s/L は $|J_0|$ (但し $J_0=V_0/nD$, V_0 =初期船速) が大きくなるに従って増加しており、また J_0 を固定して考えれば $X_s/L, Y_s/L$ は水路幅が小さくなると減少する傾向にある。このようにそれぞれの水路幅において $|J_0|$ を大きくしていくと、ある $|J_0|$ 以上では船の回頭と横偏位により船首あるいは船尾が水路壁に接触するようになる。即ちこの限界の $|J_0|$ はそれぞれの水路幅について存在し、この値を越えると水路壁に接触するものと考えられる。

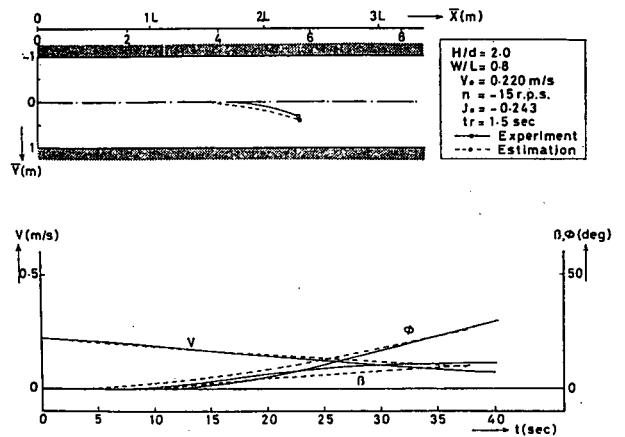


Fig. 4.11 Simulation results on stopping of large tanker in canal. 91)

(b) 船の初期状態が水路幅中心線から横方向に偏位している場合

プロペラ逆転発令以前の船が水路幅中心線から横方向に偏位して、 $\beta=0, r'=0$ で水路壁に平行に航行している時の停止運動における航跡を種々の初期状態についてシミュレーション計算を行った結果が Fig. 4.13~Fig. 4.15 に示すものである。以上の計算結果によると $\eta_0/B=0$ 即ち船の初期状態が水路幅の中心線上にある場合に船が右舷方向に偏位する J_0 の範囲においても Fig. 4.13 のように初期状態が右舷側水路壁に近寄った場合には左舷方向に偏位する。即ち、船が水路幅中心線から初期横方向偏位を有す場合に、左舷右舷いずれの方向に偏位していくかはプロペラが逆転することによって誘起される船体横方向の力と suction force と suction moment との力の釣合によって決まることになる。従ってこの場合もある1つの水路幅において船の初期横方向偏位量が与えられれば、この船が水路壁に接触せずに停船する為の限界の J_0 即ち船速とプロペラ逆転回転数の関係を推定することができる。

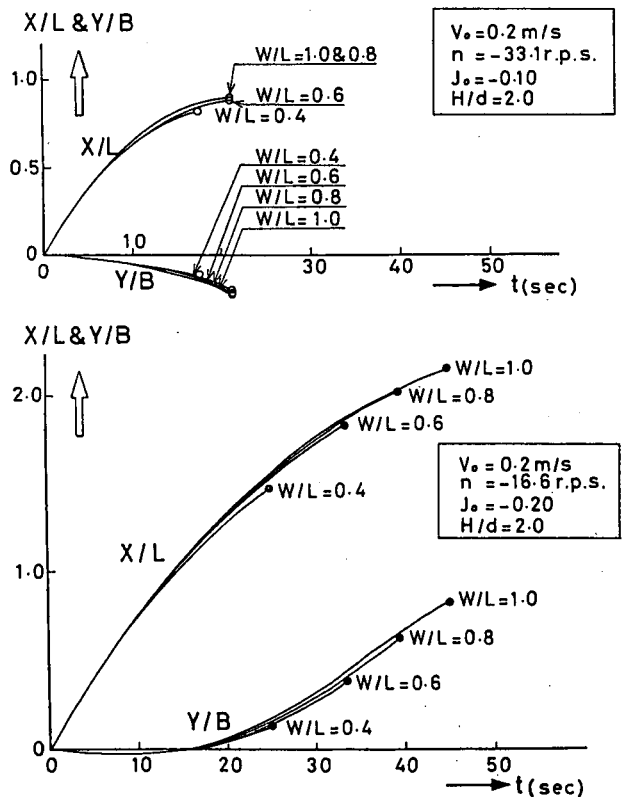


Fig. 4.12 Course deviation and stopping distance. 91)

このように狭水路中での停止運動に際しては水深、水路幅および水路壁と船体との間隔の他に船速とプロペラ逆転回転数の因子もまた無視できないものであることがわかる。狭水路航行の安全性の観点から考えれば、プロペラ逆転時の船の初期状態によっては水路壁に衝突したり、あるいは水路の中心線を越えて他の通航帯に進入す

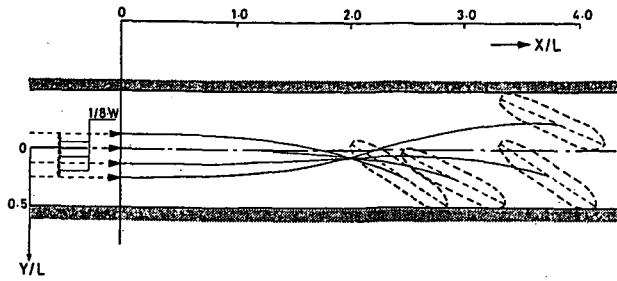


Fig. 4.13 Effects of initial lateral deviation for trajectory of large tanker in $J_0 = -0.3$. 91)

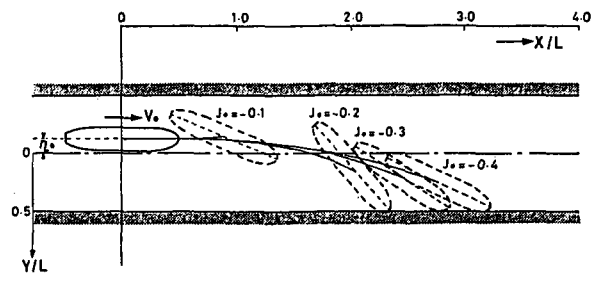


Fig. 4.14 Trajectory of large tanker as function of J_0 for initial lateral deviation. 91)

ることもあり非常に危険なことになる。但し以上はプロペラ逆転発令後の操舵は行っていない為に実際上は操舵によって水路壁との接触を避けられる場合は多いものと考えられる。

4.3 船体相互間の干渉

狭水路中での船体相互間の干渉は船舶の輻輳する運河や海峡において操船上重要なもので古くから注目されている。特に狭水路においては水路幅又は航路幅更に水路壁に制約を受ける為に必然的に追い越しや行き合の場合、2船は非常に接近することになり、従って船体相互間の干渉はより強いものとなる。これらの問題については Moody⁸⁷⁾ や Müller⁸⁶⁾ の実験的研究があるが、最近 Tan⁹⁷⁾ は Yeung⁹⁸⁾ の方法を応用して狭水路中を2船が行き合う場合と追い越し場合の船体に作用する流体力を matched asymptotic expansion の方法によって求めている。2船が行き合う場合では、2船が接近しつつある時反発力、通過中は吸引力そして通過後は再び反発力という、いわゆる see-sawing 現象であり第3節第3項で述べた浅水域の場合と定性的に全く同じでモーメントについても同様の現象がみられる。また当然のことながら水路幅が小さくなるとそれらの干渉力も大きくなっている。追い越し場合については追越船と被追越船では干渉の強さが異なり、被追越船では追越船に働く干渉力よりもより大きな干渉力を受ける。またその両船の速度差が大きくなれば被追越船の干渉力は増大することになる。

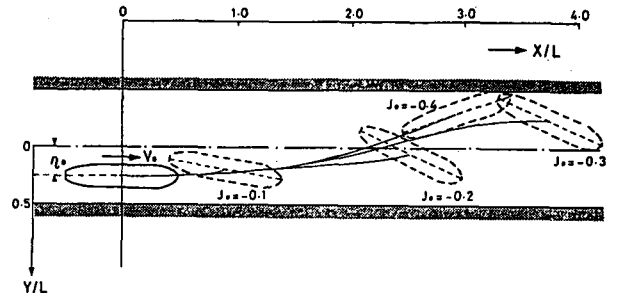


Fig. 4.15 Trajectory of large tanker as function of J_0 for initial lateral deviation. 91)

第3節第3項で述べた事柄からも分かるように、浅水域にしる狭水路中にしる2船が行き合う場合あるいは追い越し場合の干渉力は大きく分けて

- (1) 2船が接近しつつある状態
- (2) 2船が互いに通過中の状態(行き合の場合は bow to bow から stern to stern まで)
- (3) 2船が通過した後の状態

の3段階に分けて考えることができる。特に(1)、(2)の状態は衝突の危険性という観点からは注意を要する状態である。先述の如く行き合の場合よりも追い越しの場合の方が上記(1)、(2)の状態は時間的に長く続く為に追い越し時の衝突接触の危険性は高くなるということになる。しかしながら無限水域中に比べて狭水路中では他船から受ける干渉力の他に水路壁影響更に航行帯のことも考慮しなければならない為にそれが行き合の場合でも操船上は慎重な判断が要求される。Eda⁹⁹⁾も述べているように2船が行き合う場合の control に関して、bow to bow の状態に近い時に生じる最初の干渉モーメントの peak は非常に重要となり、それが完全に2船が通過するまでの control に影響を及ぼすことになる。

4.4 狭水路航行時の諸問題

狭水路中を航行する時の船の操縦性に関する重要な要素については前節までに述べた。しかし現実問題としてはこれらの他にも考慮すべき種々の問題がある。例えば狭水路中での船速の問題、風や潮流の問題あるいは与えられた水路に対しての操船可能な船の大きさ等の問題が考えられる。そこでここではこれらの2、3の問題に触

れてみる。

(a) 船速について

船速の増加が造波，トリムあるいは船体沈下に影響を及ぼしていることは周知のことであるが，狭水路中では bank suction に関しての船速変化も考慮しなければならない。Eda⁸⁸⁾の模型実験結果によると Fig. 4.16に示すように船速の増加に伴って suction moment coefficient (N'_{η}) は増加し suction force coefficient (Y'_{η}) は減少している。また低速域ではこれらの変化はほとんどなく，ある船速以上になると急激に変化しており，これは操船上非常に注意を要することになる。従って操船上 critical な船速の存在というものが考えられるが，水路の幾何学的条件のみならず船体沈下他の多くの条件を加味しなければならないことを考えれば容易に決められるものではないように思われる。

この船速の限界については山口他⁶⁴⁾が船体沈下量の観点から次の推定式を求めている。

$$F_{ri} = \left\{ \frac{2pq(m-1)}{\left[\frac{m}{q(1+me)-n} \right]^2 - 1} \right\}^{1/2}$$

但し $p=d/L$, $q=1/(1+e)$, $e=0.24$
 $m=H/d$, $n=B/W$ (H :水深, W :水路幅)

(b) 水路と船体の幾何学的条件について

4.1 で述べた針路安定性および舵力と船体に作用する流体力の問題に加えて，水底と船底との clearance の大小もまた航行可能かどうかの判断材料となる。

更に，Eda⁸⁸⁾はFig. 4.17に示すように rudder control として(4.2)式を用い， $C_b=0.83$ のタンカー船型の場合における操船可能な水路の大きさを求めている。またこれにより針路安定性に関しては水深の影響より水路幅の影響がより重要であることも指摘している。

(c) 潮流と風について

狭水路中の航行においては船速も左程大きくとれない為に風や潮流等外力の影響も無視できない場合が多い。運河や河川の航行に際しては時に水の流れの影響が大きく，特に低速時には水路の流れに加えて船自身が乱した流れによっても操船上影響を受けやすくなる。従って河川における港への出入港あるいは着岸時の船の操縦性に関しては与えられた水路，操船可能な searoom (海面余裕) 等の地形的環境条件と先述の bank suction や針路安定性の問題を総合的に考慮しなければならない。一方水の流れに関しては運河や河川を建設する場合も重要な問題であり，むしろこれらの建設に際しては造船側，操船側から提供すべき船の操縦性の問題点を十分に考慮して行わねばならないことになる。

水流のある狭水路航行時の船の操縦運動をシミュレーション計算によって評価する場合その狭水路中の flow patternを明確に把握する必要がある。この flow pattern については種々の流れが考えられる。例えば水流が一定の水路を船が cross する場合，局所的に横方向流れがあ

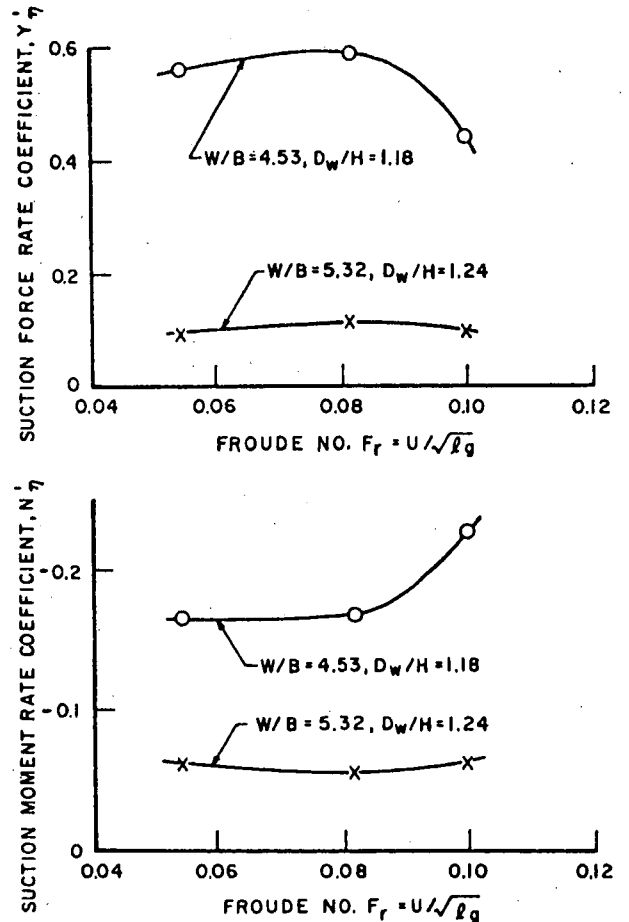


Fig. 4.16 Force and moment coefficients versus ship speeds. 88)

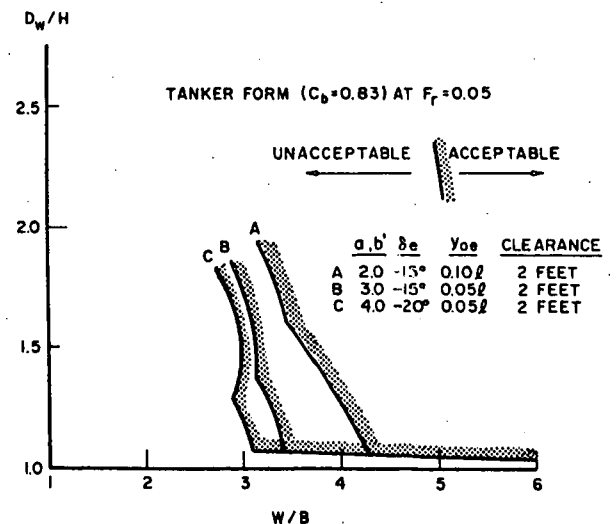


Fig. 4.17 Composite limiting contours, guideline to relationship between canal dimensions and acceptable ship size. 88)

る場合あるいは更に複雑になって水路幅が異なる時やlockがある時の flow pattern等非常に多くの例が考えられる。これらについて Kolkman¹⁰⁰⁾ は模型とシミュレーション計算により flow pattern と船に与える影響を調べている。

風の影響についても狭水路航行時あるいは出入港時は船の操縦性に関して重要となる。Dand・White¹⁰¹⁾ は模型実験とシミュレーション計算により cross wind の強さと通行帯の幅についての関係を求めている。狭水路中心線上を走る 8 m 長さの VLCC 模型での試験結果 Fig. 4.18 では cross wind の風速(V_T)と船速(V_S)の比が増加するにつれて通行帯の幅(W/B)および cross 保持の為の舵角は大きくなっていく。

5. 結 言

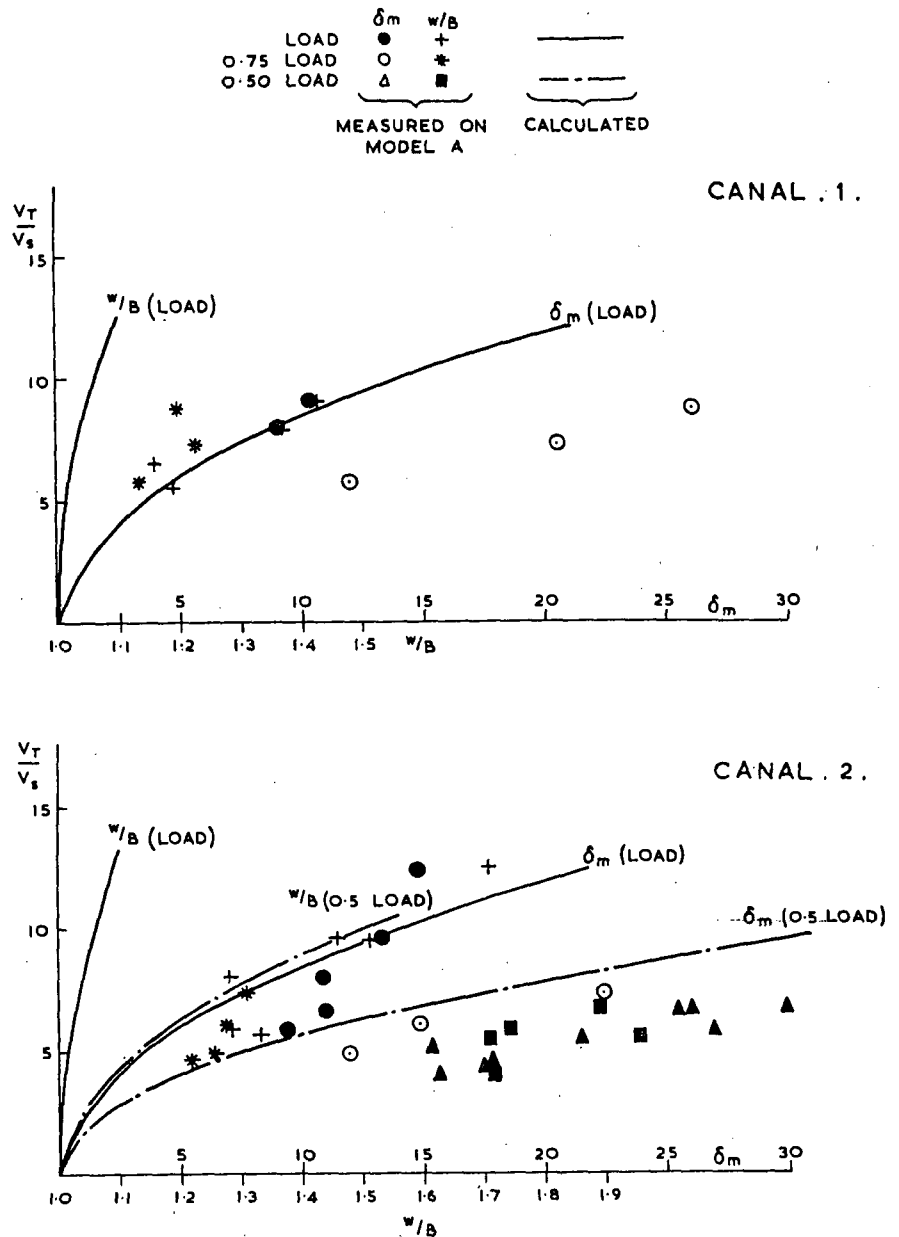
以上制限水域における船の操縦性に関する特性および問題点について述べた。現在、以上のようにこれらについてはある程度説明されているが今後詳細に検討すべき問題は数多く残されている。例えばそのいくつかの例をあげてみると、まず船体に作用する流体力の推算に関しては深水

域から浅水域まで幅広く利用できる簡便な計算方法や海底傾斜を含んだ条件下での流体力の有効な理論的推定法をはじめとして、模型実験結果を実船の操縦性能の評価に應用する時の浅水影響・狭水路影響を含めた相関の問題、水路湾曲部と操縦性、船体・プロペラ・舵の相互干渉力と水深・水路幅との関連あるいは collision の問題を含めた海上交通流等まだまだ多くの問題が残されている。

本章で述べた事柄が今後の研究等への一助になれば幸いである。

参 考 文 献

- 1) 第2回操縦性シンポジウム, 日本造船学会, 1970.
- 2) N. H. Norrbin: Theory and observations on the use of a mathematical model or ship manoeuvring in deep and confined waters, 8th. Symp. Naval Hydrodynamics, 1970. and SSPA Publ. No.68, 1971.
- 3) J. N. Newman: Some theories for ship manoeuvring, Int. Symp. Directional Stability and Control of Bodies Moving in Water, 1972, and J. Mech. Eng. Sci., Vol.14, No.7, 1972.



EFFECT OF CROSS WIND & SPEED ON LANE WIDTH & MEAN RUDDER ANGLE

Fig. 4.18 Effect of cross wind and speed on lane width & mean rudder angle. 101)

- 4) M. Fujino: Maneuverability in restricted waters—state of the art, Dept. Nav. Arch. Mar. Eng. Ref. No.184, Univ. Michigan, 1976.
- 5) H. Edstrand, N. H. Norrbin: Shallow water phenomena and scale model research some experience from the SSPA maritime dynamics laboratory, ISP, Vol.25, No.287, 1978.
- 6) E. O. Tuck: Hydrodynamic problems of ships in restricted waters, Ann. Rev. Fluid Mech., Vol.10, 1978.
- 7) J. N. Newman: Theoretical methods in ship maneuvering, Int. Symp. Advance in Marine Technology, 1979.
- 8) M. Fujino: Experimental studies on ship manoeuvrability in restricted waters—Part 1, ISP, Vol.15, No.168, 1968.
- 9) M. Fujino: Experimental studies on ship manoeuvrability in restricted waters—Part 2, ISP, Vol.17, No.186, 1970.
- 10) C. N. Flagg, J. N. Newman: Sway added mass coefficients for rectangular profiles in shallow water, J. Ship Research, Vol.15, No.4, 1971.
- 11) 菅 信: $K \rightarrow 0$ および $K \rightarrow \infty$ での 2 次元浅水動揺の付加質量の計算, 第28回船舶研究発表会講演集, 1976.
- 12) 藤野正隆: Hypercircle Method による制限水路中における 2 次元柱体の横方向付加質量の推定, 日本造船学会論文集, 134号, 1973.
- 13) M. Fujino: The effects of the restricted waters on the added mass of a rectangular cylinder, 11th. Symp. Naval Hydrodynamics, 1976.
- 14) 藤野正隆, 杉田松次: 制限水路中で水平および垂直振動する矩形断面 2 次元柱体の付加質量について, 日本造船学会論文集, 136号, 1974.
- 15) M. Fujino: Directional stability and control of a vessel in restricted waters, Int. Symp. Directional Stability and Control of Bodies Moving in Water, 1972, and, J. Mech. Eng. Sci., Vol.14, No.7, 1972.
- 16) K. J. Bai: The added mass of two dimensional cylinders heaving in water of finite depth, J. Fluid Mech., Vol.81, Part 1, 1977.
- 17) K. J. Bai: Sway added mass of cylinders in a canal using dual extremum principles, J. Ship Research, Vol.21, No.4, 1977.
- 18) K. J. Bai: Added mass of a rectangular cylinder in a rectangular canal, J. Hydronautics, Vol.11, No.1, 1977.
- 19) N. E. Mikelis, W. G. Price: Two dimensional sway added mass coefficients for vessels manoeuvring in restricted waters, TRINA, Vol.121, 1979.
- 20) 藤野正隆, 高品純志, 山本茂: 操縦運動の付加質量および付加慣性モーメントの 3 次元修正について, 日本造船学会論文集, 135号, 1974.
- 21) 菅信, 花岡達郎: 旋回性に及ぼす浅水影響の計算, 日本造船学会論文集, 115号, 1964.
- 22) J. N. Newman: Lateral motion of a slender body between two parallel walls, J. Fluid Mech., Vol.39, Part 1, 1969.
- 23) 菅信: 浅水域における船体まわりのポテンシャル流の計算, 日本造船学会論文集, 129号, 1971.
- 24) R. B. Inglis, N. E. Mikelis, W. G. Price, J. B. Waite: Comparison of restricted open water ship manoeuvring acceleration derivatives evaluated by finite element and boundary integral methods, ISP, Vol.28, No.320, 1981.
- 25) A. D. Gill, W. G. Price: Experimental evaluation of the effects of water depth and speed on the manoeuvring derivatives of ship models, TRINA, Vol.120, 1978.
- 26) J. P. Breslin: Theory for the first order gravitational effects on ship forces and moments in shallow water, J. Hydronautics, Vol.6, No.2, 1972.
- 27) P. J. Taylor: The blockage coefficient for flow about an arbitrary body immersed in a channel, J. Ship Research, Vol.17, No.2, 1973.
- 28) 井上正祐, 村山紘二: 浅水中を旋回する船の微係数の計算について, 西部造船会会報, 37号, 1969.
- 29) 井上正祐, 貴島勝郎: 狭水路において斜行する矩形板に働く力の計算, 西部造船会会報, 39号, 1970.
- 30) 貴島勝郎: 浅水域において Yawing しつつ前進する矩形板に働く力の計算, 西部造船会会報, 43号, 1972.
- 31) 造研第154研究部会: 幅広肥大船の運航性能に関する研究, 研究資料 No.250, 1976, 及び, No.268, 1977, 及び, No.235, 1975.
- 32) 造研第175研究部会: 加減速時における操船性能に関する研究, 研究資料 No.321, 1979, 及び, No.330, 1980.
- 33) R. F. Beck: Forces and moments on a ship moving in a shallow channel, J. Ship Research, Vol.21, No.2, 1977.
- 34) R. W. L. Gawn: Steering and propulsion on H.M.S. Nelson in a restricted channel, TRINA, 1950.
- 35) E. O. Tuck: Some classical water wave problems in varying depth, IUTAM Symp. 1976

- 36) G. W. King, E. O. Tuck: Lateral forces on ships in steady motion parallel to banks or beaches, Applied Ocean Research, Vol.1, No.2, 1979.
- 37) 仲渡道夫, 工藤君明, 加藤隆一: 舵と船尾底との隙間効果に関する基礎的研究, 関西造船協会誌, 177号, 1980.
- 38) F. Hess: Rudder effectiveness and course keeping stability in shallow water—a theoretical model, ISP, Vol.24, No.276, 1977.
- 39) F. Hess: Bank suction cancelled by rudder deflection—a theoretical model, ISP, Vol.25, No.281, 1978.
- 40) F. Hess: Ships in shallow canals—a theoretical model for lateral forces, rudder effectiveness and course keeping stability, ISP, Vol.26, No.302, 1979.
- 41) 藤野正隆, 加納敏幸, 元良誠三: 舵と船体の相互干渉に関する基礎的研究(第2報), 日本造船学会論文集, 147号, 1980.
- 42) A. J. W. Lap: Ship resistance in shallow and restricted waters, 13 th ITTC, 1972.
- 43) M. Kinoshita, S. Sudo: Effect of shallow water upon the resistance of large tankers, 11 th, ITTC, 1966.
- 44) C. H. Sjostrom: Effects of shallow water on speed and trim, Naval Engineers Journal, April, 1967.
- 45) H. E. Saunders: Hydrodynamics in ship design, SNAME, 1957.
- 46) Sv. Aa. Harvald: Wake and thrust deduction at extreme propeller loading for ship running in shallow water, TRINA, Vol.119, 1977.
- 47) H. Schwanecke: On the propulsion quality of ships operating at restricted water depth, Ocean Engng. Vol.6, 1979.
- 48) W. Graff, A. Kracht, G. Weinblum: Some extensions of D. W. Taylor's standard series, TSNAME, Vol.72, 1964.
- 49) E. O. Tuck: Shallow water flows past slender bodies, J. Fluid Mech. Vol.26, Part 1, 1966.
- 50) E. O. Tuck: Sinkage and trim in shallow water of finite width, Schiffstechnik, Bd 14, Heft 73, 1967.
- 51) E. O. Tuck: The estimation of squat, Navigation, Vol.3, 1970.
- 52) E. O. Tuck, P. J. Taylor: Shallow wave problems in ship hydrodynamics, 8 th, Symp. Naval Hydrodynamics, 1970.
- 53) G. K. Lea, J. P. Feldman: Transcritical flow past slender ships, 9 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1972.
- 54) C. C. Mei: Flow around a thin body moving in shallow water, J. Fluid Mech. Vol.77, Part 4, 1976.
- 55) I. W. Dand: Full form ships in shallow water—some method for the prediction of squat in subcritical flows, NPL Ship Report 160, 1972.
- 56) J. T. Tothill: Ships in restricted channels—a correlation of model tests, field measurements and theory, Marine Technology, April, 1967.
- 57) I. W. Dand, A. M. Ferguson: The squat of full ships in shallow water, TRINA, Vol.115, 1973.
- 58) C. B. Barrass: The phenomena of ship squat, ISP, Vol.26, No.294, 1979.
- 59) H. Vermeer: The behaviour of a ship in restricted waters, ISP, Vol.24, No.280,
- 60) R. F. Beck, J. N. Newman, E. O. Tuck: Hydrodynamic forces on ships in dredged channels, J. Ship Research, Vol.19, No.3, 1975.
- 61) A. Plotkin: Slender body potential flow between closely spaced walls, J. Hydronautics, Vol.11 No.2, 1977.
- 62) A. F. Dickson: Underkeel clearance, J. Institute of Navigation, Vol.20, No.4, 1967.
- 63) 日本海難防止協会: 超大型船操船の手引き, 1970.
- 64) 山口篤利, 本田啓之輔, 松木哲, 広田実, 原潔, 真田紘一郎: 浅水域航走中の超大型船の船体沈下量, 日本航海学会誌, 37号, 1967.
- 65) 運輸省第三港湾建設局: 瀬戸内海航路における船体沈下に関する模型実験報告書, 1965.
- 66) 神戸商船大学港湾運航技術研究会: 瀬戸内海航路における船体沈下に関する研究(模型実験完了報告書), 1966.
- 67) 造研第98研究部会: 巨大船の運航性能に関する実験研究報告書, 研究資料, No.61, 1967, 及び, No.75, 1968.
- 68) 小関信篤, 山内保文, 松岡史香, 山崎芳嗣: 旋回性に及ぼす浅水影響に関する模型試験, 造船協会論文集, 117号, 1965.
- 69) W. B. van Berlekom, T. A. Goddard: Maneuvering of large tankers, TSNAME, Vol.80, 1972.
- 70) H. Eda, R. Falls, D. A. Walden: Ship maneuvering safety studies, TSNAME, Vol.87, 1979.
- 71) D. Clarke, D. R. Patterson, R. K. Wooderson: Manoeuvring trials with the 193,000 tonne dead-

- weight tanker 'Esso Bernicia', TRINA, Vol.115, 1973.
- 72) C. L. Crane: Maneuvering trials of a 278,000-DWT tanker in shallow and deep waters, TSNAME, Vol.87, 1979.
 - 73) E. O. Tuck, J. N. Newman: Hydrodynamic interactions between ships, 10 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1974.
 - 74) J. N. Newman: Some hydrodynamic aspects of ship maneuverability, 6 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1966.
 - 75) I. W. Dand: Some aspects of maneuvering in collision situation in shallow water, 10 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1974.
 - 76) I. W. Dand: Ship-ship interaction in shallow water, 11 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1976.
 - 77) M. A. Abkowitz, G. M. Ashe, R. M. Fortson: Interaction effects of ships operating in proximity in deep and shallow water, 11 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1976.
 - 78) R. W. Yeung, W. H. Hwang: Nearfield hydrodynamic interactions of ships in shallow water, J. Hydronautics, Vol.11, No.4, 1977.
 - 79) G. W. King: Unsteady hydrodynamic interaction between ships, J. Ship Research, Vol.21, No.3, 1977.
 - 80) P. Oltman: Experimentelle Untersuchung der Hydrodynamischen Wechselwirkung Schiffsähnlicher Körper, Schiff und Hafen, Vol.22, Heft 8, 1970.
 - 81) I. W. Dand: Hydrodynamic aspects of shallow water collision, TRINA, Vol.118, 1976.
 - 82) A. J. Hermans: Ship manoeuvring and hydrodynamic forces acting on ships in confined waters, Symp. aspects of navigability of constraint waterways including harbour entrance, 1978.
 - 83) R. Brard: Maneuvering of ships in deep water, in shallow water and in canals, TSNAME, Vol.59, 1951.
 - 84) S. Matora, R. B. Couch: Manoeuvrability of full bodied ships in restricted waters, Univ. Michigan, 1961.
 - 85) M. Nussbaum: Längskräften am Modell eines Grosstankers, VBD Berichten Nr. 396 I—II and 406, 1966, or see 2).
 - 86) K. E. Schoenherr: Data for estimating bank suction effects in restricted water on merchant ship hulls, 1 st Tymp. Ship Maneuverability, DTMB Rep. No.1461, 1960.
 - 87) C. G. Moody: The handling of ships through a widened and asymmetrically deepened of Gaillard Cut in Panama Canal, DTMB Rep. No.1705, 1964.
 - 88) H. Eda: Directional stability and control of ships in restricted channels, TSNAME, Vol.79, 1971.
 - 89) N. H. Norrbin: Bank effects on a ship moving through a short dredged channel, 10 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1974.
 - 90) O. Sundström: Measurements of side forces and moments on a ship model and a comparison with some simplified theories, The Royal Institute of Technology, August, 1978.
 - 91) 井上正祐, 貴島勝郎, 田中慎一郎, 江藤豊彦: 制限水域における船の減速時運動のシミュレーション, 西部造船会会報, No.60, 1980.
 - 92) 貴島勝郎, 河野誠, 千原一朗: 操縦性問題における2船間の相互干渉, (未発表)
 - 93) N. H. Norrbin: A method for the prediction of the manoeuvring lane of a ship in a channel of varying width, Symposium aspect of navigability of constraint waterways, including harbour entrances. Delft, 1978.
 - 94) N. H. Norrbin: Manoeuvring in confined waters interaction phenomena due to side bank or other ships, Report of manoeuvrability committee, 14th ITTC, 1975.
 - 95) O. M. M. Khattab, K. Nomoto: Steering control of a ship in a canal, J. of the Kansai Society of Naval Architects, No.169, 1978.
 - 96) E. Müller: Untersuchungen über die gegenseitige kursbeeinflussung von schiffen auf binnenwasserstraten, Schiff und Hafen, Heft 6, 1967.
 - 97) W. T. Tan: Unsteady hydrodynamic interaction of ships in the proximity of fixed obstacles, MIT Report 79—4, 1979
 - 98) R. W. Yeung: Interactions of slender ships in shallow water, J. of Fluid Mech. Vol.85, 1978.
 - 99) H. Eda: Dynamic behavior of tankers during two-way traffic in channels, Marine Tech. Vol.10, 1973.
 - 100) P. A. Kalkman: Ships meeting and generating currents, Symposium aspect of navigability of constraint waterways including harbour entrances, Delft, 1978.
 - 101) I. W. Dand and W. R. White: Design of navigations canals, Symposium aspect of navigability of constraint waterways including harbour entrances, Delft, 1978.

