肥大船の操縦運動中の流場に関する研究

(第二報 定常旋回中の船体流体力と圧力分布)

正員	藤	野	IE	隆*	正員	大	森	拓	也†
	宇を	生見	修	吾†	正員	江	П	純	弘*
正員	宮	田	秀	明*					

A Study of Flow Field around Full Ship Forms in Maneuvering Motion (2nd Report : Hydrodynamic Forces and Pressure Distribution on Ship's Hull in Steady Turning Condition)

> by Masataka Fujino, *Member* Shugo Usami Hideaki Miyata, *Member*

Summary

In the previous report dealing with oblique towing condition, the flow field around tow full ships with different aft hull-forms were investigated by numerical computation and experiments. Thereafter, additional studies of comparison between numerical computation and experiments were carried out for the same ships in steady turning condition. As in the previous investigation, detailed measurement of hydrodynamic pressure on the whole hull surface was executed, and then the longitudinal distribution of sectional lateral force was obtained by integrating the measured pressure along a contour of transverse section of ship's hull at various square stations. The measured pressure on the hull and longitudinal distribution of sectional lateral force were compared with numerical solutions of Navier-Stokes equation. The results are fully described in the present paper. The comparison denotes that agreement between numerical computation and experiments is fairly good. In particular, it should be noted that the difference in hydrodynamic lateral force and turning moment between two ships with different hull-forms can be successfully predicted by numerical computation, and the difference in maneuverability of two ships can be definitely correlated to the difference in lateral force distribution caused by the difference in hull-form by means of numerical computation and experiments as well.

1. 緒 言

航行中の船舶の安全性確保の観点から船舶の操縦性に関 する国際的な基準が制定された。これを受けて,設計段階 で個々の船舶の操縦性能を十分な精度で推定する必要性が 益々高まり,我が国でも操縦性推定精度の向上に資する研 究が各方面で進行中である^{13,20}。本論文もそのような研究の 一環として現在実施中の研究の成果の一部を取り纏めた物 である。第一報³¹では船体後半部の形状のみが異なる2隻 の肥大船を取り上げ,Navier-Stokes 方程式の有限体積法

† 東京大学工学系研究科船舶海洋工学専攻

原稿受理 平成7年1月10日 春季講演会において講演 平成7年5月17,18日 による数値解析によって、斜航中の船体周囲の流場および 船体流体力の相違を明らかにした。また、模型船による船 尾付近の流場,船体表面圧力分布,断面横力の船長方向分 布および船体流体力の実験計測結果とも比較し,数値解析 が有効である事を検証した。

本報では,第一報で取り上げた2隻の肥大船を用いて定 常旋回中の船体表面圧力を詳細に計測した結果に基づき, 船尾形状の相違による操縦性能の相違と密接に対応する断 面横力分布の相違とその特徴を明らかにする。さらに数値 解析法による解析結果とも比較し,本解析法が旋回中の船 体周囲の流場解析に有効に適用できる事を示す。

なお,前報では船舶技術研究所で実施された船尾付近の 流場計測結果と数値解析結果を比較したが,定常旋回中の 船尾流場計測は後日実施する予定であるので,船尾流場に 関する数値解析の検証は次の機会にあらためて詳細に行う

^{*} 東京大学工学部

日本造船学会論文集 第177号

14

予定である。

2. 模型試験

2.1 供試模型船

本研究に使用された2隻の模型船は前報でも用いた垂線 間長3.5mの木製模型船である。両船の船体形状,圧力計 測位置,使用した圧力変換器,圧力計測方法等は前報に報 告したので,これを参照されたい。ただし,定常旋回中の 圧力計測においては,船体表面に設けた圧力計測孔および 基準圧となるピトー管から差圧計に到るビニールパイプ中 の水に加わる遠心加速度の影響を補正する必要がある。補 正方法については本論文の末尾に詳しく記した。

2.2 実験状態

定常旋回中の模型船の合速度は斜航時と同様、想定実船 (垂線間長 320 m)で 15 ノットに相当する一定値とした。ま た, 圧力計測を実施した旋回半径 R と横流れ角 β の組み 合わせは Table 1 に示したとおりである。ただし,表中の 直進試験((r', β)=(0,0))は前報でも実施したが、定常旋 回試験は前報の斜航試験と別の水槽(東京大学船舶航海性 能試験水槽) で実施したので, 前報での試験結果を確認す る意味で行った。表中の無次元角速度 r' は船長 L, 旋回半 径 R によって r'=L/R で定義されたものである。実験量 が膨大となるので圧力計測は Table 1 に記載された限ら れた $r' と \beta$ の組み合わせのみについて実施した。なお, 定 常旋回状態は, xy 型の2台の曳航台車をもつ角水槽で常用 される, いわゆる CMT (Circular Motion Test) 試験法 で実現された。本論文で使用した模型船が、標準的な寸法 2.5 m~3.0 m より若干大きかったためか, CMT 試験中の 横流れ角 β が意図した角度より若干小さめとなった。船体 表面の圧力孔は総計 440 点を越え,一回の航走で最大 40 点 の計測が可能であった。このため同一の r' とβの組み合 わせに対してすべての圧力孔の計測を終了するには最低 10 数回の航走が必要であった。実際には圧力計測値のデー タの整合性や精度の検証のため、この2ないし3倍の航走 を行っている。これら多数回にわたる CMT 試験の航走中 で実現された $R \ge \beta$ のばらつきは少なく、 β が意図した 値より若干小さめであったこと自体が計測結果の精度に影

Table 1	Conditions	of	steady	turning	tests
---------	------------	----	--------	---------	-------

r'(R in m.)	β (deg.)
0 (∞)	0
0.1 (35.00)	0
0.2 (17.50)	0,3,6,9
0.3 (11.67)	0
0.4 (8.75)	0

響を与えることはなかった。

なお,定常旋回中の模型船は斜航時と同様,船体のトリ ムおよび船体沈下がともに完全に拘束されている。

3. 数值計算法

前報に述べた斜航流場の計算コードを拡張することによって、定常旋回中の船体周囲の流場を解析する計算コード を作成した。本論文の流場計算に用いた数値計算コード WISDAM-Vの特徴は次のとおりである⁴⁾。

WISDAM-V は保存形の Navier-Stokes 方程式を有限 体積法で離散化し,MAC 法のアルゴリズムにより時間発 展的に解く解法を採用している。移流項のスキームには非 等間隔格子対応の3次上流差分を使用し,圧力解法は SOR 法によっている。また,乱流モデルには SGS 乱流モデルを 用いている。

直進問題や前報において扱った斜航問題と比較した場合 の定常旋回問題の特徴は、定常問題ではあるものの等速度 運動でなく等加速度運動になるという点である。これまで の計算は、船体と共に等速度運動を行う慣性系上での計算 を行ってきたため、そのままでは定常旋回問題を取り扱う ことはできない。この問題へのアプローチとしては、二つ の方法が考えられる。一つは移動境界・移動格子を用いる 方法であり、一つは body force を用いる方法である。

移動境界・移動格子を用いる方法は、計算は慣性系上で 行い、旋回運動を計算領域上での物体境界の移動によって 表現するものである。物体境界の移動は格子の移動によっ て行われるが、毎時間ステップ計算格子の再生成が必要で あり、計算時間が増大するため、定常問題に移動格子を用 いるのは計算コスト上得策ではない。また、移動格子の手 法自体は非常に自由度が高い手法であるが、構造格子を用 いる場合、船体運動の許容範囲が格子生成によって制限さ れるため、定常旋回のように単調に旋回してゆくような問 題にはあまり適していない。

一方, body force を用いる方法は,計算は物体固定の座 標系で行い,旋回運動は Navier-Stokes 方程式の外力項と して遠心力を与えることにより表現する。この方法では, 格子生成を伴わないために計算時間が短縮できる。また, 格子生成の限界による問題は存在せず,定常旋回の問題に はこの方法が適していると考えられる。ただし流入境界や 開境界などの境界条件の与え方が難しくなるという問題が 一方にはある。以上のような点を考慮して,本研究では定 常旋回問題の計算手法として船体固定座標系上の body force による表現を選択した。

3.1 旋回流の表現

定常旋回の計算コードは基本的に斜航流場の計算コード をベースにしている。計算格子にはプロファイル適合型の O-H 型格子を使用する。 ξ^1 軸は長手方向, ξ^2 軸はラジアル 方向,そして ξ^3 軸はガース方向にあたる。船体表面は ξ^2 = 1 であり, 船体前後の $\xi^2 = 1$ 面がセンタープレーンである。 船体が横流れ角 β , 船体中央の旋回半径 R で旋回する場 合の計算の概念と計算格子を Fig. 1 に示す。図のように, 計算では CMT 実験とは異なり左旋回について解析してい ることに注意を要する。

以下に定常旋回中の数値解析手法について述べる。空間 固定の座標系 $O-X^1X^2X^3$ 上で,定常旋回を行う船体に固 定された座標系 $o-x^1x^2x^3$ の上で計算を行うとする。oは船 体の中央の喫水線上で, x^1, x^2, x^3 は前報での計算と同様, それぞれ船体後方・右舷方向・鉛直上方にとる。

 $o-x^1x^2x^3$ が $O-X^1X^2X^3$ 上で半径 R, 横流れ角 β (Fig. 1 に示した方向を正とする)の定常な旋回運動を行う場合,

$$\begin{bmatrix} o_1 \\ o_2 \\ 0 \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \\ 0 \end{bmatrix}$$
 (1)

ただし ω は旋回角速度である。このとき $o-x^1x^2x^3$ 上の点 $p(x_1^1, x_1^2, x_1^3)$ の運動を考える。まず

$$p = (x_1^1, x_1^2, x_1^3)$$

= $(R_p \cos \phi, R_p \sin \phi, z)$ (2)

と極座標形式に書き直す。このとき
$$R_{p}$$
, ϕ は

$$R_{p} = \sqrt{(x_{1}^{1})^{2} + (x_{1}^{2})^{2}}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{x_{1}^{2}}{x_{1}^{1}}\right)$$
(3)

である。このとき、空間固定座標系 $O-X^1X^2X^3$ 上でのpの 座標は

$$\begin{bmatrix} X_1^1\\ X_1^2\\ X_1^3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R\cos\omega t + R_P\cos\left(\phi + \beta + \omega t - \frac{\pi}{2}\right)\\ R\sin\omega t + R_P\sin\left(\phi + \beta + \omega t - \frac{\pi}{2}\right)\\ X_1^3 \end{bmatrix}$$
(4)



Fig.1 Schematic sketch of grids used in numerical computation

従って、旋回により p で働く遠心力が流体に発生する加速 度 (a₁, a₂, a₃) は

この項が Navier-Stokes 方程式に外力項として加わる。

なお、本計算法は静止状態から計算を開始して一様流速 まで加速してゆく方式をとっているが、旋回の場合では旋 回状態で加速してゆくため、加速中の遠心力の項は時間の 関数として、徐々に増加してゆくようになる。

3.2 境界条件

旋回中流場計算と斜航流場計算で取り扱いが異なる点として,遠心力による外力項の他に境界条件の変更がある。

まず、旋回中流場の計算では、圧力の物体表面条件を変 更している。直進または斜航中の物体とともに等速度運動 を行う座標系上での計算では、物体表面での法線方向の圧 力勾配は無視できるとして、物体表面での圧力の境界条件 として垂直零勾配の Neumann 条件を与えているが、旋回 中流場の場合は必ずしもその仮定が成り立つとは限らな い。そこで、空間固定座標系上での流体に働く遠心力によ る加速度から、圧力項のみに簡略化した Navier-Stokes 方 程式によって、物体表面に垂直な方向の圧力勾配を求めて 圧力を外挿している。すなわち、対流項と拡散項を無視し て圧力項を残した Navier-Stokes 方程式より、加速度 *a* に対して

$$grad \quad p = a \tag{6}$$

によって物体表面での圧力勾配を求めている。

また,従来の計算では一様流を流入境界において Dirichlet 的に与えていたが,旋回中の一様流速にあたるものは船 体中心の旋回速度であり,旋回中心からの距離によって変 化する。このため旋回半径を考慮した流入速度を与えてい る。すなわち,旋回中心から距離 r の点での流入速度 vo は,

$$v_0 = V_0 \frac{\gamma}{R} \tag{7}$$

ここで、R は船体中央と旋回中心の距離、 V_0 は $V_0 = R\omega$ と表される。

旋回中流場計算において、その他に注意すべき点として は、外部境界付近の数値的な問題がある。船体表面に格子 を引き付けているため、外部境界付近では格子間隔が非常 に荒くなり、数値的な問題が発生してくることが多い。特 にこの場合のように body force による外力項が方程式に 加わってくるような場合、領域外端付近の大きな格子の部 分で数値的な誤差によって数値解析上問題が発生する場合 がある。本研究では領域外側での格子間隔を細かくするよ うな制御を行っている。

3.3 計算条件

以上に述べた方法によって、SR 221 A 及び B 船型につ

16

日本造船学会論文集 第177号

Table 2 Conditions of numerical computation

Reynolds Number	$Re = 2.835 \times 10^6$			
Number of grid points	115661 $(\xi^1 \times \xi^2 \times \xi^3 = 91 \times 31 \times 41)$			
Computational region $(x^1$ -dir. before ship)	0.5 imes Lpp			
Computational region $(x^1$ -dir. after ship)	0.75 imes Lpp			
Computational region (ξ^2 -dir.)	0.5 imes Lpp			
Mimnimum grid spacing $(x^1$ -dir.)	$5 \times 10^{-3} \times Lpp$			
Mimnimum grid spacing (ξ^2 -dir. at midship)	$7 \times 10^{-5} \times Lpp$			
Mimnimum grid spacing (ξ^2 -dir. at F.P.)	$6 \times 10^{-4} \times Lpp$			
Mimnimum grid spacing (ξ^2 -dir. at A.P.)	$8 \times 10^{-4} \times Lpp$			
Time steps for acceleration	$3 imes 10^3$			

Table 3 Parameters, r', β and Δt , used in numerical computation

	eta=0 deg	eta=9deg
r'=0.2	$\Delta t = 1.5 \times 10^{-4}$	$\Delta t = 8 \times 10^{-5}$
r'=0.4	$\Delta t = 9 \times 10^{-5}$	

いて定常旋回中の数値計算を行った。計算条件は Table 2 に示すとおりである。本研究の範囲内では、フルード数が 比較的低いこともあって、自由表面は考慮せず、水面には 鏡像条件を課した。なお、物理量は船長・一様流速で無次 元化している。

A, B両船型について, Table 2 に示す通り r'=0.2, $\beta=$ 0 deg, r'=0.4, $\beta=0$ deg, r'=0.2, $\beta=9$ deg の 3 状態 づ つ計 6 ケースの計算を行った。前の 2 ケースが旋回半径, 最後のケースが横流れ角について検証を意図したものであ る。計算格子はいずれのケースも共通であるが, r', β によ って数値的安定条件より時間刻みの設定が異なるため,時 間刻みは Table 3 に示すとおりとした。

2. 定常旋回中の船体表面圧力と船体流体力に関する検討

本章では、水槽における圧力計測結果とNavier-Stokes 方程式の有限体積法による数値解析結果をもとに、定常旋 回中の船体周囲流場の特徴を明らかにするとともに、A、B 両船型間の操縦性能の相違と船体周囲流場における相違と を関連づける。また、計測結果と数値解析結果との比較に より、後者の有効性の検討も行う。

4.1 船体表面圧力

4.1.1 横断面内圧力分布

次節では水面下の船体表面全体の圧力分布における A, B両船型間の相違および数値解析結果と計測結果の一 致度を比較するが,その前に代表的なケースにつき,横断 面内の圧力分布について同様な検討をしておく。

Fig. 2 および Fig. 3 に (r', β)=(0.2, 0°) と (r', β)=(0.2, 9°) の 2 ケースにつき, S. S.9, 3, 2, 1, 1/2 の 5 断面の圧 力分布を示した。図中で〇印が計算値, △印が計測結果で ある。また各断面は船尾後方から船首前方を見たときの断 面で,図の右側が右舷,左側が左舷に対応し,それぞれ, 旋回の内側および外側と対応している。横流れ角がない Fig. 2 を通覧すると両船型とも計算による圧力は計測値よ りも高め (正圧であれば絶対値が大きく,負圧であれば絶 対値が小さい)であり,船体表面圧力そのものについては, 実験結果と数値解析結果の対応は十分とはいいがたい。当 然のことながら,S. S. 9 では A, B 両船型の圧力分布は等 しくなる。このことは,計測結果についてもほぼ検証され ている。

一方,船体後半部について船型間の比較をすると,若干 B船型の,とくに旋回の内側において計測結果と計算値の 一致が悪いようである。

旋回半径は Fig. 2 と同一で, さらに 9°の横流れ角がつい た場合の比較が Fig. 3 である。この場合も先の場合と同 様,計算値による圧力が計測値よりも高めという傾向は変 わらない。また,計算値とは異なるとはいうものの,S.S. 9 での計測結果は,A,B 両船型ともほぼ同一の結果となっ ている。また,船体後半部では,B船型の,とくに旋回の 内側における計測結果と計算値の一致が悪いという傾向も Fig. 2 の場合と同様である。

4.1.2 船体表面分布

一方, A, B 両船型について船体表面圧力分布が旋回半径 および横流れ角とともにどのように変化するかの特徴を知 るには,船体表面全般にわたる圧力分布を比較検討する必 要がある。そこで船体表面の圧力分布を見やすくするため 圧力コンターを作成した。







Fig. 3 Comparison of measured and computed pressure coefficients on S. S. 9, 3, 2, 1 and 1/2 in case of $(r', \beta)=(0.2, 9^{\circ})$

(1) 旋回半径の影響

横流れ角は 0° で無次元旋回角速度 r' を 0.2 から 0.4 に 変えたときの圧力分布の相違を調べるために, Fig. 4 およ び Fig. 7 に $(r', \beta) = (0.2, 0^\circ)$ の場合の圧力分布を示す。前 者は数値解析の結果であり,後者は計測結果である。同様 に Fig. 5 および Fig. 8 に $(r', \beta) = (0.4, 0^\circ)$ の比較を示す。 圧力計測では 440 を越える場所での圧力計測を実施したと はいえ,正確な圧力分布を描くには計測点数が不足気味で あるところもあり,主として,数値解析結果に基づいて, 以下の検討を行う。

図中の数字はいずれも圧力係数で,船体表面と水面での 圧力係数のコンターが示されている。コンター間隔は0.1 で,Fig.4 および Fig.5 では太線が正圧,細線が負圧であ る。両図とも上がA船型,下がB船型で,それぞれ2枚の 側面図と1枚の平面図から成る。側面図のうち,上が旋回 の外側,下が内側である。





A.P.





20

日本造船学会論文集 第177号

Fig.4およびFig.5によれば、旋回に起因する cross flow の影響で、左右非対称な圧力分布が生じていることが 分かる。細かく見ると、船首付近では旋回内側が face 面に なっており、内側が高圧、外側が低圧になっている。また、 内側の船底部に発生する剝離渦のために強い負圧部が生じ ている。これは旋回流と船体の形状との関係で、船体内側 よりも船体外側の方が旋回流を含めた一様流の方向と船体 の接線方向とのなす角が小さく、そのため船体内側の方が 激しい現象を起こしていると考えることが出来る。一方、 船体後半部では、旋回による cross flow は逆方向になるた め、旋回の外側が face 面、内側が back 面となる。船底部 での剝離渦による負圧部に関しては、船首付近と同様に、 船体内側の方が激しい現象になっている。A 船型と B 船型 を比較すると、船体後半部の底面付近での負圧が、B 船型 の方が強い。また、船尾端付近で圧力回復した部分の分布 にも若干の相違が見られる。

このような船首部および船尾部での圧力分布の特徴や, A, B 両船型間の相違は旋回運動の強さが変わっても異な



SR221A

F.P.

A.P.



Fig. 5 Computed distribution of pressure coefficients on hull surface and water surface of SR221A (upper) and SR221B (lower) in case of $(r', \beta) =$ (0.4, 0). Contour interval of C_p is 0.1, and positive and negative values are denoted by bold and thin lines respectively. るところがなく, Fig.4 と Fig.5 を比較すると直ちに明ら かなように, 旋回運動の強い Fig.5 (r'=0.4) に一層顕著に 現れている。

Fig.7 および Fig.8 は圧力計測に基づく圧力係数のコン ターである。ただし、図中の濃淡図は-0.4~+0.4 の間は 0.1 おきであり、この範囲外では 0.2 おきである。ただし、 等圧線はすべて 0.1 おきにひかれている。また、図中の濃 淡は、色の濃いほど、高い圧力を表わしている。両図とも 上半分がA船型、下半分がB船型である。これらの図から も船首部では旋回の外側よりも内側の正圧値が高く、かつ 正圧領域も広いことや、旋回運動が強いr'=0.4の場合船 首部における旋回外側の正圧領域がr'=0.2より極端に狭 くなることなどが判る。また、船底部の負圧も旋回の内側 で強くなっていて、数値解析と符合している。さらに、船



F.P.

A.P.





Fig. 6 Computed distribution of pressure coefficients on hull surface and water surface of SR221A (upper) and SR221B (lower) in case of $(r', \beta) =$ $(0.2, 9^{\circ})$. Contour interval of C_{P} is 0.1, and positive and negative values are denoted by bold and thin lines respectively. 21

22

日本造船学会論文集 第177号



Fig. 7 Measured distribution of pressure coefficients on hull surface of SR221A (upper) and SR221B (lower) in case of $(r', \beta) = (0.2, 0)$.



Fig. 8 Measured distribution of pressure coefficients on hull surface of SR221A (upper) and SR221B (lower) in case of $(r', \beta)=(0.4, 0)$.

(2) 横流れ角の影響

Fig. 6 および Fig. 9 に (r', β)=(0.2, 9°) の場合の圧力係 数コンターを示す。図の見方は先の図と同様である。船体 の横流れ角が圧力分布に及ぼす影響を知るには、これらの 図を Fig. 4 および Fig. 7 と比較すればよい。数値解析結果 を示した Fig. 6 によれば次のようなことが判る。正の横流 れ角を持つことは船首を旋回の内側に向けることであるの で,船首部の正圧領域は β の増加とともに内側から外側に 移ってゆく。 $\beta=9^\circ$ の場合は外側が face 側となり、内側が back 側となるため、 $\beta=0^\circ$ の場合とでは外側と内側の圧力 分布の傾向が丁度逆になっている。すなわち船首の正圧部 は旋回外側に偏り,船首船底部の負圧部は外側の方が強い。 このことは、圧力計測結果を示した Fig. 9 からも明らかで ある。

一方,船体後半部では、横流れと旋回による cross flow が重畳して、 $\beta=0^{\circ}$ の場合よりもさらに強くなり、旋回内側 船底部の剝離渦による負圧域が、横流れ角のない場合に比 べて強くなっている。このように船体後半部では横流れ角 の存在によっても全般的な流れの状況のパターンはあまり 変わらないので、船体後半部の底面付近での負圧領域が A 船型より B 船型で,より顕著であるという傾向は変わらない。

前項の横断面内圧力分布では,計測結果と数値解析結果 の定量的な一致度は今後の改善を要すところが多く見受け られたが,水面下の船体表面全般にわたる圧力分布の定性 的な傾向は,総じて計測結果と数値解析結果とが良好に対 応しているといってよい。

4.2 横力の船長方向分布

圧力計測結果から船体各断面に働く横力を求め, Fig. 10 に示す。図の縦軸は断面横力 $\Delta Y \approx 0.5 \rho dU^2$ で無次元化し た値である。船体前半部は A, B 両船型とも同一であるの で,断面横力も極めて類似した分布となるべきである。し かし, Fig. 10(a), (b)いずれにおいても A 船型の分布に は若干凹凸が大きい個所が見られ B 船型の分布と異なっ ている様に見える。しかし,大局的な前半部での横力分布 は,両船型間でほぼ同一である。

これに対し後半部では、両船型は明らかに異なった横力 分布を有する。例えば旋回角速度がr'=0.2で一定で横流 れ角を変えたとき((a)図)のA船型の横力分布は、船体 中央付近で $\Delta Y'$ は正であったが、S.S.3からS.S.1にか けて断面横力は一旦負となった後、さらに船尾端に近くな るとふたたび正となる。しかし、B船型ではS.S.3からS. S.1にかけても $\Delta Y'$ は明確に負になることはなく、またS. S.5/8 付近では鋭い正のピークを持つ。

また,横流れ角は0°で旋回角速度を変えた場合((b)図) の後半部の横力分布においても,A,B両船型間に顕著な相



Fig. 9 Measured distribution of pressure coefficients on hull surface of SR221A (upper) and SR221B (lower) in case of $(r', \beta)=(0.2, 9^{\circ})$.



Fig. 10 Measured longitudinal distribution of sectional lateral force of SR221A and SR221B.

違が認められる。すなわち、A 船型はS.S.2付近から後方 では、ほぼ0に近い平坦な分布であるのに対し、B 船型で は(a)図の場合と同様、S.S.5/8近傍に鋭い正値のピーク を有する分布である。

こうした横力分布の相違は 4.1.2 に述べた A, B 船型の 船尾部の圧力分布の相違に対応している。船体後半部の形 状の相違による船体周囲の流場の相違については, 今後, 計測が予定されているピトー管による船尾端での流場計測 の結果を待って,数値解析による流場の構造の検討と合わ せて詳しく論ずる予定である。

Fig. 11 には数値解析による横力分布と圧力計測による 横力分布を比較して示す。(r', β)=(0.2, 0°)の(b)図では A, B 両船型とも両者の一致度は良好であり,数値解析によ って船尾端近傍の横力分布における A, B 船型間の顕著な 相違を示すことが可能であることが判る。これに対し,旋 回角速度がさらに大きい(r', β)=(0.4, 0°)での横力分布に ついては,数値解析と圧力計測の結果に基づくものの定性 的対応は良好であるが, A 船型の船尾端近傍の定量的な一 致度には改善が必要である。

また,旋回角速度のみならず横流れ角が存在する (r', β)

=(0.2,9°)では,(c)図に見られるようにA船型の船尾近傍の横力分布に,数値解析と圧力計測結果に基づくものとの相違が更に大きくなる。しかし,総じて,数値解析と圧力計測結果に基づく横力分布の船型間の相違の対応は良く,本報で用いた数値解析法が船型間の操縦流体力の特徴を良好に捉えているといってよい。

一方, Fig. 11 に図示した定常旋回中の横力分布は斜航時 のそれと比べ,船体後半部で複雑に変化している。このよ うな挙動をさらに細かく解析するため,計算で得られた両 舷の同一水線上の圧力係数の差のコンターを Fig. 12 に示 す。コンターの間隔は 0.05 で,太線が一圧,細線が+圧で ある。この図によれば,船首付近での横力発生のメカニズ ムはいずれも共通していると考えられる。一方,船体後半 部での横力発生メカニズムはかなり複雑である。コンター を細かく見ると,横力を発生している部分は大きく3つの 部分に分けられるようである。

その第1は船底に沿った部分であり、ここでは+方向の 横力を発生している。第2の部分は船側平行部の後端に沿 った部分であり位置的にはS.S.21/2からS.S.1付近ま での比較的水面近くの範囲で、ここでは-方向の横力を発 肥大船の操縦運動中の流場に関する研究(第二報)



Fig. 11 Comparison of measured and computed longitudinal distribution of sectional lateral force

生している。第3の部分は船尾端近くのプロペラ軸の高さ 付近で,+方向の横力を発生している。船体後半部の断面横 力の複雑な挙動は,これら3つの部分の発生する横力の間 の微妙なバランスによって生じていると考えられる。すな わち,Fig.11に示した断面横力の分布において,S.S.31/ 2からS.S.2付近までのどちらかといえば一方向の横力 の発生は,船側平行部後端の一方向の力を発生する部分の 比率が大きいことによると考えられる。また,S.S.2から S.S.1付近にかけ,断面横力が一方向から+方向に転ずる 傾向があるのは,船底部での+方向の力の発生する領域の 効果が卓越するためと考えられる。さらにS.S.1から AP にかけては,プロペラ軸高さの船尾端付近における+方向 の横力の発生が主となり,断面横力も正となると考えられ る。

4.3 船体流体力

船体全体に加わる横力と旋回モーメントの無次元値 Y'(= $Y/0.5\rho U^2Ld$) と N' (= $N/0.5\rho U^2L^2d$) を Fig. 13 に 示 す。図には, 圧力計測実験とは別個に実施された CM T 試



Fig. 12 Contours of computed lateral force distribution in three cases of $(r', \beta)=(0.2, 0)$, (0.4, 0) and $(0.2, 9^{\circ})$

験で3分力計により計測された横力と旋回モーメントも示 した。

圧力計測結果からの推定値とは, Fig. 10 に示した断面横 力を船長方向に積分して求めたものである。また, この図 には前報で報告した斜航の結果も参考のために載せた。

圧力計測結果から推定した横力及び旋回モーメントのう ち横流れ角の影響を調べた結果は、A 船型の (r', β) =(0.2, 3°)の横力を除き、3 分力計による計測値と良好に対応して いる。しかし、横流れ角を 0° として、旋回半径の影響を調 べた結果では、半径が小さくなる r'=0.3, 0.4 での対応は良 くない。しかし、圧力計測結果から船体全体に加わる横力 および旋回モーメントを精度良く推定することは元来無理 である。むしろ、この程度一致していることは圧力計測が 良好に実施されたことを裏付けていると考えられる。

一方,数値解析による流体力のうち,横力は CMT 試験 結果とくらべ過小評価となっており,さらに推定精度を改 善する必要がある。しかし,船型の相違による横力および 旋回モーメントの大小関係などの定性的な傾向は数値解析 によって捉えられている。

5. 考 察

数値解析による断面横力の船長方向分布を実験値と比較 すると,全体の分布の傾向は比較的良く合っているものの, 部分的にはさらに検討ないしは改善が必要と思われるとこ ろが散見される。例えば,船首付近の実験結果に見られる 凹凸が計算結果には見られない。



Fig. 13 Comparison of hydrodynamic lateral force and turning moment acting on the whole hull surface below the water line.

勿論, 圧力計測結果から推定された横力分布にも, 圧力 計測点数が少ないことや計測誤差によるばらつきが無視出 来ないことによる信頼性の不足している点も否めないが, 自由表面影響の可能性も無視出来ない。特に, r'=0.4 の場 合の S. S. 8 付近より前方に見られる実験値の凹凸などは 自由表面の影響である可能性が高い。

また,船体後半部の横力分布の不一致の問題もさらに検 討する必要がある。船側平行部後端付近で発生する横力に ついては比較的高い精度で予測できることが斜航の場合に おいてすでに示されていることでもあり,横力の不一致の 主要な原因は内側ビルジ渦に起因する圧力低下の推定に問 題があるのではないかと思われる。計算結果をみる限り, 内側のビルジ渦をやや強く計算し,その結果内側の圧力低 下を過大に評価している可能性が考えられる。その原因と しては SGS 乱流モデルの剝離しやすく渦を強く見積もり がちな傾向が出てしまっているのではないかということが 考えられ,乱流モデルのチューニングの再検討の必要性も 考えられる。

しかしながら,細かく見れば違いがあるとはいえ,計算 された横力分布は実験値と比較的合っている。にもかかわ らず、それを積分した流体力の値に関しては、実験値と計 算値でかなり開きが見られるが、考えられる一つの問題点 は、斜航の場合と横力の分布の仕方がかなり異なっている 点である。斜航の場合の横力の分布は船体後半部の一部を 除いて同符号であり、各部分の流体力の和で全体の流体力 がほぼ決定された。ところが、旋回の場合は、条件にもよ るが、全体の流体力と逆符号の流体力を発生する部分が無 視し得ない大きさで存在し、全体の流体力は差として出て くるために、各部分の発生する流体力について、斜航の場 合よりも一層高い推定精度が要求されることになると考え られる。

また,斜航の場合は face 面の剝離渦の推定精度が非常に 重要であり, back 面はあまり大きな役割を果たしていな かったために, face 面での渦がある程度の精度をもってき ちんと計算できれば, 圧力分布ひいては流体力をもかなり 高い精度で推定できたが, 旋回中の流場の場合は, 船体後 半部の両側に発生する渦がどちらも重要な役割を果たして おり, 左右両舷の渦の強さと位置の微妙な関係によって流 体力が決まってくる。これも, 旋回時の主船体流体力の推 定が難しい一つの要因であると考えられる。 このような問題点を詳しく考察するには船体周囲の流場 について、さらに突込んだ検討が必要である。先にも触れ たように、今後に実施される船尾流場の計測結果を踏まえ て、次報第3報で検討する予定である。

6. 結 言

今回,実施した定常旋回中の船体表面圧力の詳細な計測 は,筆者らの知る限り今迄に前例のないものであり,旋回 中の横力分布の特徴が相当程度明らかになったと考えてい る。また,旋回中の流場解析が行えるように拡張された Navier-Stokes 方程式の数値解析結果と実験結果を比較 することにより,下のような知見を得た。

- 船尾フレームラインの異なる肥大船型の横力分布の 特徴を明らかにすることができた。とくに、横力分布 に関する数値解析結果と実験結果の良好な一致は、本 論文で使用された数値計算コードが船型の相違による 操縦性の差異を推定するのに十分有効であることを検 証したものと考えられる。
- 2) 差圧計を使用した旋回中の船体表面圧力の計測結果 から推定した船体流体力が、船体流体力の直接計測結 果と概ね一致したことは、本論文で採用した遠心加速 度影響の修正法を用いれば差圧計を用いた船体表面圧 力計測法が十分実用に耐えうるものであることを明ら かにしたと考えられる。

なお、この研究は前報と同様、(社)日本造船研究協会第 221 研究部会の研究の一部として行われたものであり、同 研究部会委員をはじめ、関係各位に厚く感謝するものであ ります。また、圧力計測実験に協力された石井裕司、加藤 孝義両技官ならび大学院生諸氏に深く感謝致します。

参考文献

- 日本造船研究協会:第221研究部会「操縦運動時の 船体周囲流場に関する研究」第1年度報告書(1994)
- 日本造船研究協会:第223研究部会「乾貨物船の載 荷状態が運行性能に及ぼす影響」第1年度報告書 (1994)
- 大森拓也,藤野正隆,宮田秀明,金井誠:肥大船の操縦運動中の流場に関する研究,日本造船学会論文集, 第 176 号(1994)
- Zhu, M., Yoshida, O., Miyata, H. and Aoki, K., Verification of theViscous Flow-Field Simulation for Practical Hull Forms by a Finite-Volume Method, Proc. Sixth Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics (1993)

付録 圧力計測値に対する遠心加速度の修正

船体表面圧力計測においては,基準圧用ピトー管を模型 船の真横の位置に,ピトー管の作るじょう乱が模型船に当 たらないよう十分距離をおいて取り付けた。ピトー管は模 型船を回転させる回転軸に模型船とともに固定されている ので、模型船の旋回運動中もピトー管の軸は常に模型船の 進行方向と一致するようになっている。一方、差圧計は模 型船を固定している追跡台車上に 20 個まとめて設置した。 これを概念的に描いたのが Fig. A.1 である。

ピトー管から差圧計の一方側に導かれる基準圧は、ビニ ール・パイプ(内径2mm)によって模型船回転軸(以下, 回転軸と称する)に沿って追跡台車上に持ち上げられ差圧 計に接続する。また,船体表面の圧力孔からのビニール・ パイプも同様に回転軸に沿って追跡台車上に導かれ差圧計 の他方側に接続される。従って回転軸から差圧計の2箇所 の入口に接続される2本のビニール・パイプ中の水に働く 遠心加速度の影響は同一であるので計測される差圧に対す る影響はないと考えられる。よって遠心加速度の影響はピ トー管から回転軸までのビニール・パイプ中の水と,圧力 孔から回転軸に到るビニール・パイプ中の水に対するもの を考慮すればよい。

さて、これら2本のビニール・パイプは3次元的に任意 の形状を取って、それぞれピトー管および圧力孔から回転 軸に到る。そのようなパイプ内の水に作用する遠心加速度 の影響を評価するために、パイプの微小長さ dlを考える。 また、旋回中心を通って模型船の進行方向と平行に x 軸, 水平面内で x 軸と直角方向に y 軸、鉛直上方に z 軸をと る。この xyz空間内での微小長さ dl のパイプの方向を次 のように定義する。長さ dl のパイプの軸心は xy 平面と γ の角をなす。また、dlを xy 平面上に投影したものと旋回 中心を結んだ直線は x 軸と角 α をなし、この直線と dl の 軸心の投影線とは θ の角をなす。さらに軸心の投影線と x軸は β の角をなすとする。(Fig. A. 2 を参照)。

差圧計とピトー管および圧力孔を結ぶビニール・パイプ は模型船と同様, z軸のまわりを角速度ωで回転するの



Fig. A.1 Schematic sketch of measurement of hydrodynamic pressure on hull surface



Fig. A. 2 A segment of vinyl tube used in pressure measurement and definitions of various angles used in the appendix.

で、水の密度を*p*、*dl* 部分の旋回半径を r とすれば、パイ プの中の水に加わる遠心加速度によるパイプの軸方向の水 圧 *dP*_a は

 $dP_{a} = \rho dlr\omega^{2} \cos\theta \cos\gamma \qquad (A.1)$ $\varepsilon table \delta_{o}$

一方, 微小長さ dl のパイプを Fig. A. 3 のように x 軸, y 軸, z 軸にそれぞれ平行な長さ dx, dy, dz のパイプより 成るとし, これらのパイプの中の水に働く遠心加速度によ る軸方向の水圧 dP_x , dP_y , dP_z は, 簡単な計算により次の ようになる

$dP_x = \rho x \omega^2 dx$	
$dP_y = \rho y \omega^2 dy$	(A.2)
$dP_{z}=0$	

そして、これらの和が、(A.1)式の dP_a に一致することより、3 次元空間内で任意の方向を向いた微小長さ dl のパイプ内の水に加わる遠心加速度による圧力は、回転方向と直交する平面(すなわち xy 平面)内にある微小要素 dx, dy内の水に対する遠心加速度による圧力を求めればよいことが判る。

よって、ピトー管から回転軸までのパイプ内の水および 圧力孔から回転軸までのパイプ内の水に加わる遠心加速度 に基づく圧力 *P*₀ および *P*₄ は次式で与えられる。

$$P_{p} = \frac{\rho U^{2}}{2R^{2}} \{ (R+l)^{2} - R^{2} \}$$
(A.3)



第177号

Fig. A. 3 Decomposition of a segment of vinyl tube used in pressure measurement into three orthogonal elements, dx, dy and dz.

$$P_{h} = \frac{\rho U^{2}}{2R^{2}} (R^{\prime 2} - R^{2}) \tag{A.4}$$

差圧計には、これら両者の差 $P_p - P_h$ が船体表面圧力に重 畳するので、真の船体表面圧力を知るには、この分、計測 結果より差引く必要がある。 $1/2\rho U^2$ で $P_p - P_h$ を無次元化 すれば

$$dCp = \frac{P_{P} - P_{h}}{1/2\rho U^{2}} = \frac{(R+l)^{2} - R^{\prime 2}}{R^{2}}$$
(A.5)

が真の圧力係数を求めるための修正分である。

したがって, R+l=R'であれば,遠心加速度の修正をす る必要がない。船長にくらべて旋回半径 Rが大きく,かつ 斜航角も小さい場合は,ピトー管を船体の前後に配置すれ ば $R+l\cong R'$ となり,遠心加速度の影響は十分小さくでき る。しかし,船体の前方または後方にピトー管を置くこと はできない。一方,前述の追跡台車は模型船と同一の旋回 半径で回転するので,追跡台車のどこか適当な場所にピト 一管を固定すれば $l\cong 0$ で, $R+l\cong R'$ としたことと等価で ある。ただし,この場合は,模型船の旋回とともにピトー 管の向く方向も回転させてやる必要がある。