

非対称双胴船の設計法の研究

(双胴船体の圧力分布を対称化する試みについて)

田中 拓*・不破 健**・石坂 純*
吉野 信治***・山下 進***・繁田 裕美***

Study on Design of Catamaran Hull Form with Asymmetric Demi-Hulls

By

Hiraku TANAKA, Takeshi FUWA, Jun ISHIZAKA,
Shinji YOSHINO, Susumu YAMASHITA and Hiromi HANDA

Abstract

It has been thought that a factor having an important influence on the performance of a catamaran hull form is an asymmetrical flow around its demi-hulls. Some attempts have been made by Pien and Lin to improve the propulsive performances by means of symmetrization of flow around demi-hulls. Nevertheless, the effect of symmetrized flow around demi-hulls on resistance has not been clearly proved yet.

Since 1977, the Shipbuilding Research Association of Japan (176th Research Panel) have had a plan of the catamaran studies in which a particular attention has been paid on the design procedure of a catamaran hull form with asymmetrical demi-hulls in order to have better propulsive performances.

A new design procedure is proposed in this paper, in which an asymmetry hull form is expressed by a thickness and a camber functions, and the camber can be determined by the boundary conditions of in-side and out-side hull surfaces. In performing the calculation, the authors apply the Hess-Smith calculation so that the design procedure is of wide application.

The calculation results of pressure distributions over the symmetry and asymmetry demi-hulls with various hull spacing are compared with the results of model experiments. As a result of these studies, it has been shown that advanced studies including free surface effect are recommended for better design of a catamaran with asymmetrical demi-hulls.

1. 緒 言

海上輸送の形態が様々に変化しつつある中で、甲板面積の広い双胴船の特徴を利用した効率の高い新しい海上輸送システムが注目されている。その一つの例

* 推進性能部, ** 運動性能部, *** 三井造船(株)本社性能設計部

に、着実に需要が増大しつつある我が国の長距離内航輸送の効率化と輸送力の増強を目指して研究をすすめている海上幹線輸送システムの研究⁽¹⁾がある。日本造船研究協会でも同システムに適した船型として双胴船の研究(S R 176 研究部会)を昭和52年度より3箇年の計画で実施している。

原稿受付：昭和54年4月6日

本研究は、船研および三井造船㈱が担当したSR176研究部会の研究の一部を再検討した結果であって、本研究と関連した事項、例えば対応実船の設計要目、船型試験データなどについては同研究部会の昭和52年度および53年度報告^{(2),(3)}にも記載されている。

双胴船は、在来型船型の細長い空間から解放されて幅が広く自由度の大きな甲板を持っている。さらに性能の上でも、双胴船型の波浪中性能⁽⁴⁾や操縦性能には単胴の在来船型には不可能な性能改善の可能性があり、このため我々はこの船型の将来に様々な可能性と夢を画いて見ることができる。

しかし一方、双胴船は浸水表面積が単胴の在来船の約2倍あるため抵抗が大きく、よい推進性能が期待できない。また横揺れ復原力が過大なために動揺周期が短かく、縦揺れ連成運動をおこして乗心地が悪い等も重大な欠点である。この乗心地改善のためには、双胴間隔を狭く選ぶことも一つの方法であるが、粘性抵抗の増加が心配されて、従来から双胴間隔の減少には限界があると考えられて来た。しかし双胴船の抵抗成分については未だ考え方が完全でない面があり、特に双胴船では造波抵抗にくらべて粘性抵抗の研究がおくられていて双胴間隔と粘性抵抗の増加の関係も必ずしも明確でない。従って、流体力学的に粘性に基づく双胴干渉を排除できる船型の設計が可能ならば、双胴船の設計に新たな自由度をひらくことができ、性能改善に役立つに違いないと考えられる。

本研究は、双胴船の双胴干渉を除く目的で単胴(demi-hull)の内側と外側の流れを均一化する様な船型の設計法の提案に関するものである。双胴船の流力的性質の特異性の一部がdemi-hullの内側と外側の流れの非対称に根ざしていることは明らかで、もし流れの対称化に成功するならば、双胴船型の抵抗成分を整理して考えることが可能となり、性能改善の見通しをよくすることができると思われる。

双胴船の流れの対称化についての理論的な研究を最初に発表したのはPien (1972)⁽⁵⁾、(1976)⁽⁶⁾ およびLin (1974)⁽⁷⁾ である。Pien等は、流れの非対称性によってdemi-hull周りに誘起される循環による双胴干渉を研究して、例えば抵抗については誘導抵抗(または渦抵抗)を粘性による抵抗増加の主成分と考えた。この考えに従ってPienはpotential流場における船体表面の流線を追跡することによってまたLinは渦を発生しないような反り(non-cross-flow camber)をdemi-hullの中心線(center line)上に与えるこ

とによって、抵抗の少ない船体形状を得る事を考えた。この様にして双胴船の各demi-hull周りの流れを対称にすると、逆にdemi-hullの船型は左舷と右舷で非対称な形状となるので、これを非対称なdemi-hullを持つ双胴船、略して非対称双胴船と呼んでいる。

流線追跡法によって非対称双胴船を設計するには、原型となる双胴船demi-hullの船体形状を示す特異点分布がわからなければ計算をすすめることができない。このことは後に述べるように、反対舷のdemi-hullの影響をiterationによって近似度をあげて計算する場合に重大な障害になるのであって、事実上第1近似以上の計算はできない。また流線追跡法に内在している欠点として、source分布による船型は船底が垂底化すること、Linesの作成に手数を要すること等のため余り実用的な方法とは言えない。Linの研究は任意の非対称なdemi-hullを持つ双胴船に作用する諸力を計算する方法を与えたもので、この面で優れた内容を持っているが、非対称双胴船の設計を目的とした研究ではないため、直接に設計に応用するには幾分不便な点がある。

本研究は、双胴船の設計法を改良する一つの段階として、非対称双胴船を実用レベルで設計することを意図したもので、以下に設計用の計算プログラムの作成に必要な考え方、設計例および模型試験結果による評価について述べる。

なおこれらの計算では、造波の影響は考慮していないので、厳密にはその結果はFroude数が0の場合にしか適用できない。先に述べたように双胴干渉の諸成分は、造波によるものを除くと、demi-hullの各水線周りの流れの非対称性による循環の発生が干渉の主成分と考えられているので、この限りにおいては $F_n=0$ の条件による計算も意味をもっていると言える。しかしこのような問題については、余り実験的な検証が行われていないので現在は試行錯誤の時代と言わざるを得ない。

これらは、今後の双胴船研究の不可避な課題であるが、直接研究に着手する以前に解決しておかなければならない幾つかの問題がある。本研究もその一つとして、双胴干渉がない任意の非対称双胴船の設計法を提案したわけであるが、この設計法によって多くの模型船が製作され、試験結果が蓄積されれば、今後より優れた設計法の発見につながると考えている。

2. 非対称双胴船の設計法

非対称双胴船の設計の問題は、次のように一般化して説明することができる。通常の船型について設計の問題を考える場合には、船型を表示する特異点によって生ずる流れと船体主軸に沿って直進する一般定常流の組合せで研究がすすめられる。これに対して双胴船の demi-hull の設計では、Fig. 1 の説明図に見られるように、demi-hull (点線) は反対舷の船体の作る流れの影響下にあるため、ここでは弯曲した一般流中に置かれた特異点分布の問題を考えることが必要になる。

類似の取扱いが必要な問題を双胴船の設計以外に探すと、運河などの制限水路中の船体周りの流れを求める研究や水面近くを航走する没水体——いわゆる浅深度没水体の問題が該当していると言える。没水体の研究例⁹⁾から予想して双胴船の場合も一般流の弯曲の度は小さいと仮定してもよく、また弯曲流中には渦度を含まないものとしておく。

双胴船の問題に戻ると、いま単胴の通常の船型として優れた実績のある船型を demi-hull (以下これを原型と呼ぶ) とする双胴船について考えると、この対称な demi-hull の船側の流れは対称にならず形状抵抗の増加が予想される。そこで、この原型の demi-hull にどのような変形 (distortion) を与えれば、流れが

対称化されて原型のもつ優秀な性能が保存されるかについて考えるのが当面の問題となる。この方法では、双胴干渉を積極的に利用して原型以上の性能を求めることは出来ないが、その反面、通常の単胴船型についてすでに完成している設計理論、豊富な資料が利用できるので実用的な方法と考えられる。

実際の流れは船体表面付近で、粘性が支配的な役割を演じ、剝離を伴う流場となっている。船型設計も直接的に流れの剝離を支配する局所的な流れの条件に基づく事が好ましいが、それは今後の研究成果に期待せざるを得ない。ここで計算される potential 流場は、粘性流場を求める基礎流場であり、以下に扱う流れの対称化の条件式は、間接的な十分条件式に相当する。このように現在のところ、非対称双胴船型を求める設計条件は確立されておらず、合理的な設計法を完成させるために現在必要なのは多くの経験であると言える。

著者等は、さし当り、薄い船を仮定した簡易条件式による設計法を提案する。この条件式を満たす船型を求めるために、Hess-Smith 法の流場計算プログラムを応用したシステムを作り、計算を実行した。このシステムによれば、流場の計算のために、等価特異点の分布形状に遡る必要もなく、任意の実用船型が扱える。また今後の研究成果に応じて、どのような設計条件でも比較的容易に取り入れることが出来る。

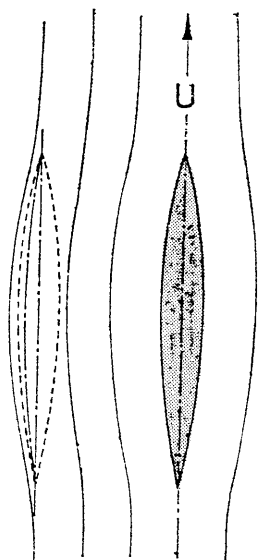


Fig. 1 Diagram on Interaction due to Demi-Hull Flow

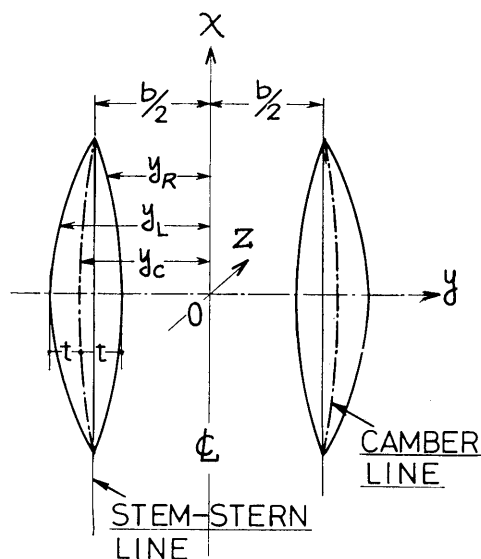


Fig. 2 Geometry of Catamaran with Asymmetric Demi-Hulls

さて, Lin⁽⁷⁾ と同様に船体の原型からの変形を camber $y_C=c(x,z)$ に集約すれば, 非対称化された demi-hull の水線形状は, 中心線から内側および外側までの距離 y_R, y_L により次のように表わされる。

$$\begin{aligned} y_R(x,z) &= c(x,z) - t(x,z) \\ y_L(x,z) &= c(x,z) + t(x,z) \end{aligned} \quad \dots\dots(1)$$

ただし $t(x,z)$ は原型の水線の半幅を示し, また座標系などは Fig. 2 に示す通りである。

船体表面の方程式は, 内側および外側で, それぞれ

$$\begin{aligned} F_R(x,y,z) &= y - y_R(x,z) = 0 \\ F_L(x,y,z) &= y - y_L(x,z) = 0 \end{aligned}$$

となる。

流れの対称化についての表現は, $\phi(x,y,z)$ を攪乱速度ポテンシャルとすると,

$$\phi(x,y_R,z) = \phi(x,y_L,z) \quad \dots\dots(2)$$

で示される。また, 双胴船の demi-hull 相互干渉を各 demi-hull 周りに生ずる循環で評価すれば, (2)式は相互干渉のない船型の条件式になっている。

原型が与えられ $t(x,z)$ が既知のときに, (2)式を満たす camber 形状を定め, 非対称船型を設計するのであるが, $c(x,z)$ を陽表的な数式として求める事は容易ではない。以下に, 簡単のため, 薄い船を仮定した船体表面条件から camber 形状 $c(x,z)$ の条件式を導く。

船体表面条件は, 内側, 外側でそれぞれ, 時間の実質微分を用いて

$$\frac{DF_R}{D\tau} = 0, \quad \frac{DF_L}{D\tau} = 0$$

で与えられる。ここで, 微小攪乱を仮定し, 高次の項を省略し, (1)式を代入すると,

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial y} \phi(x,y_L,z) &= -U \frac{\partial y_L}{\partial x} = -U \left(\frac{\partial c}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial x} \right) \\ \frac{\partial}{\partial y} \phi(x,y_R,z) &= -U \frac{\partial y_R}{\partial x} = -U \left(\frac{\partial c}{\partial x} - \frac{\partial t}{\partial x} \right) \end{aligned}$$

これから $t(x,z)$ の項を消去すると,

$$\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y} [\phi(x,y_L,z) + \phi(x,y_R,z)] = -U \frac{\partial c}{\partial x} \quad \dots\dots(3)$$

となる。Fig. 2 にも示されているように, $x = \pm L/2$ で $y = b/2$ (以下 b を双胴間隔と呼ぶ) であることを考慮すると, (3)式を船長方向に積分することにより, 次式が得られる。

$$c(x,z) = -\frac{1}{2U} \int_{-L/2}^x \left(\frac{\partial \phi_L}{\partial y} + \frac{\partial \phi_R}{\partial y} \right) dx + \frac{b}{2} \quad \dots\dots(4)$$

次に, 攪乱速度 potential ϕ を展開し, camber 上の値で表わすと,

$$\phi(x,y_L,z) = \phi(x,y_C,z) + (y_L - y_C) \phi_{Cy} + \frac{1}{2} (y_L - y_C)^2 \phi_{Cyy} + \dots\dots(5-1)$$

$$\phi(x,y_R,z) = \phi(x,y_C,z) + (y_R - y_C) \phi_{Cy} + \frac{1}{2} (y_R - y_C)^2 \phi_{Cyy} + \dots\dots(5-2)$$

ただし, $(\partial/\partial y)\phi(x,y_C,z)$ を ϕ_{Cy} で表わす等の略記を用いている。また, (1)式から, $y_L - y_C = y_C - y_R = t(x,z)$ であるので, (5-1), (5-2) 式の和の関係から

$$\frac{1}{2} \left\{ \phi(x,y_L,z) + \phi(x,y_R,z) \right\} = \phi(x,y_C,z) + t^2(x,z) \phi_{Cyy} + \dots\dots$$

$(B/L)^2$ 以上の微小項を省略すると, 左, 右舷上の potential の平均値は camber 上の値となって,

$$\frac{1}{2} (\phi_L + \phi_R) = \phi_C$$

これを用いると, (4)式は, 次のように簡略化される。

$$c(x,z) = -\frac{1}{U} \int_{-L/2}^x \frac{\partial}{\partial y} \phi(x,y_C,z) dx + \frac{b}{2} \quad \dots\dots(6)$$

この式は, non-cross-flow camber の概念のもとに Lin が用いた表式と等価なものである。

また, (5-1), (5-2) 式の差の関係からは,

$$\phi(x,y_L,z) - \phi(x,y_R,z) = 2t \phi_{Cy}$$

が得られ, $\phi_{Cy} = 0$ の場合には, (2)式の関係が成り立つ。すなわち, 薄い船の仮定の下では, (6)式の条件は, (2)式の十分条件になっている。この事から, 著者等は, 非対称双胴船の設計条件として, (2)式の代わりに, (6)式を用い, この条件を満足する船型を, Hess-Smith 法による流場計算プログラムを利用した iteration により求める, 非対称双胴船型設計法を提案する。

具体的な計算過程は, Fig. 3 に示す通りである。まず最初に, demi-hull の原型 (対称船型) の船型を設計目的に対して最適に選ぶ。これを第 0 近似の demi-hull として, 反対舷の $y = \left| \frac{b}{2} \right|$ 線上の y 方向流速分布を Hess-Smith 法プログラムを利用して求め, (1)式によって第 1 近似の船型を求める。以下同様に, 第 I 近似の $\phi_{Cy}(I)$ によって, $y_C(I+1)$ を求める iteration の操作を実行すればよい。すなわち, まず(6)式を基に, 次式を得る。

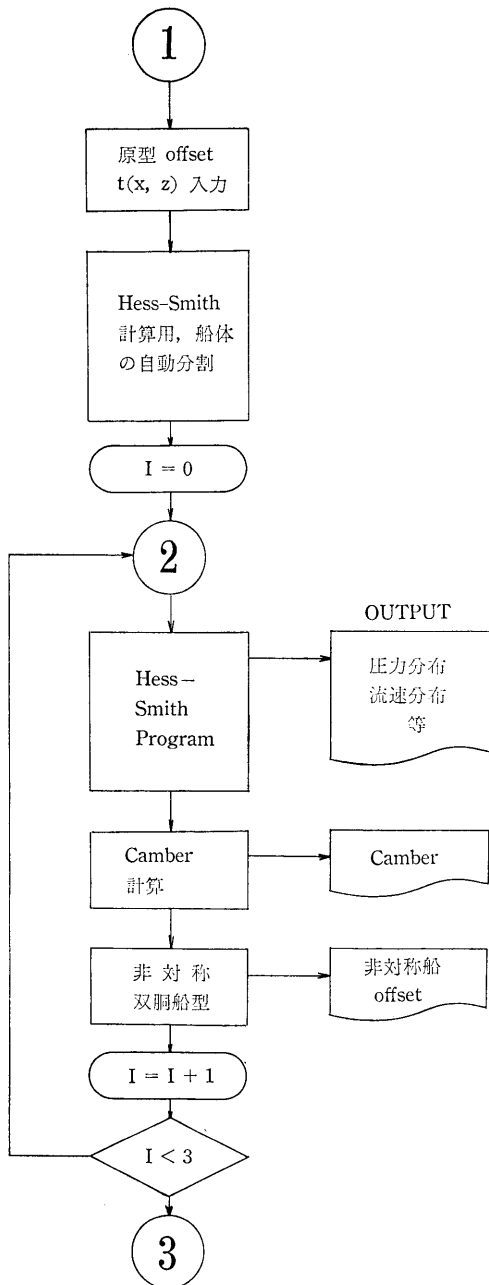


Fig. 3 Computing Flow Chart for Design of Asymmetric Demi-Hull

$$y_c(I+1) = -\frac{1}{U} \int_{-L/2}^x \frac{\partial}{\partial y} \phi[x, y_c(I), z] dx + \frac{b}{2} \quad \dots(7)$$

そして、この(7)式を繰り返し計算して、(6)式を満たす

y_c を求めている。

なお参考として述べると、Lin⁽⁷⁾ は non-cross-flow の仮定を満たす camber を求める計算式として、反対舷の demi-hull の source 分布 $\sigma(x_0, -\frac{b}{2}, z_0)$ の影響を船首尾線面 (Fig. 2 参照) で打消す (進行方向に垂直な軸をもつ doublet 分布を 0 にする) 条件で、

$$\frac{\partial}{\partial x} c(x, z) = -\iint \sigma(x_0, z_0) \frac{\partial}{\partial y} G(x, \frac{b}{2}, z; x_0, -\frac{b}{2}, z_0) dx_0 dz_0 \quad \dots(8)$$

を用いている。実際の計算では、Green 関数、 G として $1/R$ potential の部分しか用いていないので(8)式は(7)式の $I=0$ すなわち第 1 近似の camber 形状を求めることと同等になっている。

著者等の方法では、先に述べた主旨から Hess-Smith 法の計算プログラムを用いたので iteration の操作が容易で、設計作業の上でも実用的なものにすることができた。今後は、薄い船に止らず一般的な方法への拡張も考えられるが、本質的には、船舶性能と船体周りの流場との関係の研究の発展を待つ必要がある。この計算システム使用の問題点については、以下の例によって説明する。

3. 非対称双胴船の設計例

非対称双胴船の原型として、Fig. 4 に示すような排水量分布曲線をもつ前後対称の理論船型を用いた。この排水量分布曲線 (C_p カーブ) は、SR 176 研究部会で中型双胴コンテナ船の前半部の C_p カーブから船首バルブを除いたものに相当しており、極小造波抵抗理論による $F_n=0.33$ の C_p カーブとほぼ一致している。Frame line 計算を簡易化する目的と、flat bottom や bilge 部分の流れで bilge 渦、剝離など双

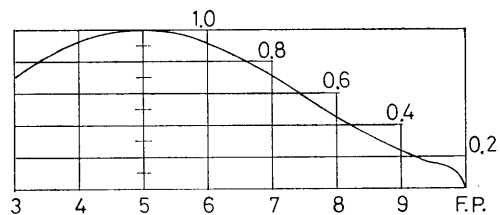


Fig. 4 Sectional Area Curve (Symmetry about Midship), M.No.0305 and 0306

BODY PLAN

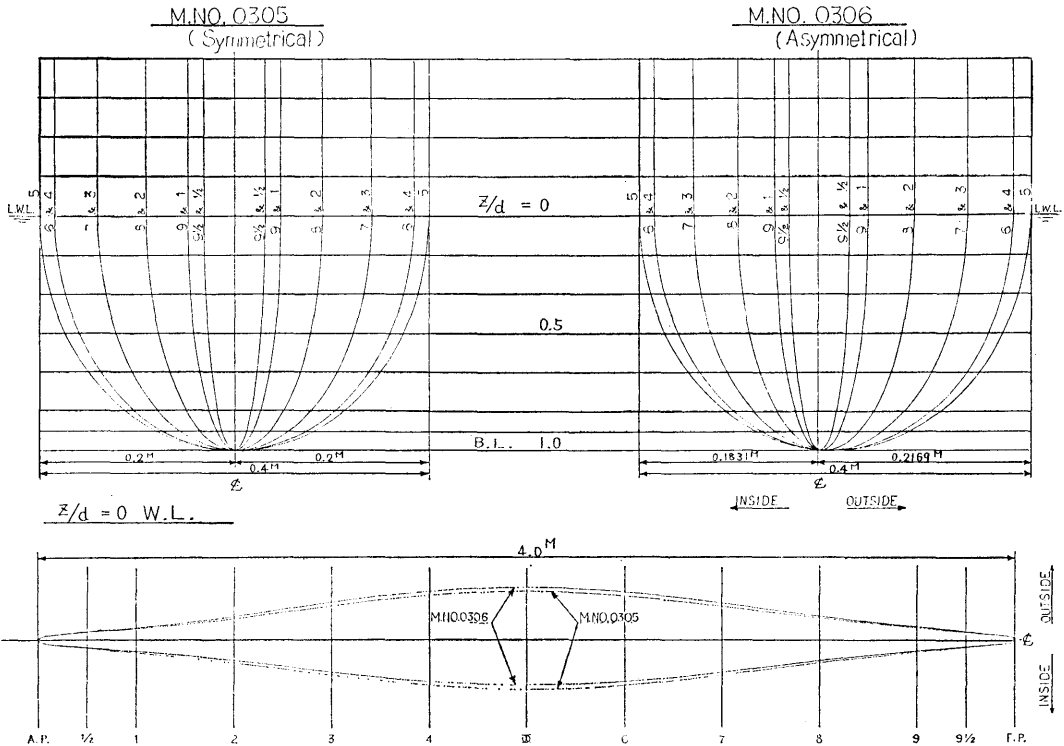


Fig. 5 Lines of Demi-Hulls

Table 1 Principal Particulars of Model Ships (M. No. 0305, 0306)

1	Length Between Perpendiculars	4.00m
2	Breadth of Demi-Hull	0.40m
3	Depth	0.40m
4	Draft	0.24m
5	Block Coefficient	0.449
6	Prismatic Coefficient	0.572
7	Midship Coefficient	0.785
8	Longitudinal Center of Buoyancy	at Midship

胴化の影響が不明確なものを除く目的で、各 section を楕円とした。この様な考え方で設計した長さ 4m の木製模型船 (M. No. 0305) の線図を Fig. 5 に、主要目を Table 1 に示す。

demi-hull の非対称化の計算は、原型 (M. No. 305) の offset $y=t(x, z)$ を入力することから始める。camber の計算では厳密には船首尾端部の形状の変化も考慮する必要もあるが、その量は実用上微小と考えられるため問題を単純化する意味で船首尾端の形状に双胴化の影響を考えることは無視して原型と同じにした。

双胴間隔 (船首尾線間隔) は $b/L=0.2$ として計算した。この値は、SR 176 研究部会で中型コンテナ船 ($L=100m$) の設計目標としている値であるが、双胴船の非対称化の効果を確かめる上でも適当な値と思われる。

camber の計算では、Fig. 3 に示すように対称の demi-hull 船型 (原型) から出発して反対舷の船型の camber を求め、この船型を基にしてさらに逆舷の camber を求める計算を繰返すわけであるが、後に収

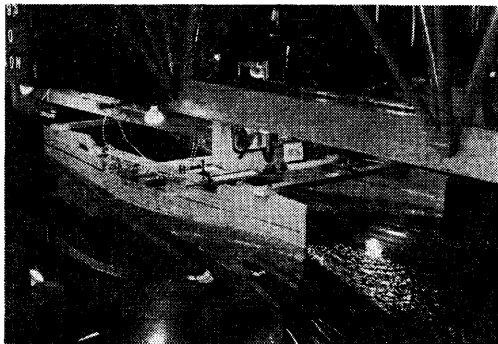


Photo 1 Model Ship (M. No. 0305, $b/L=0.4$, $F_n=0.36$)

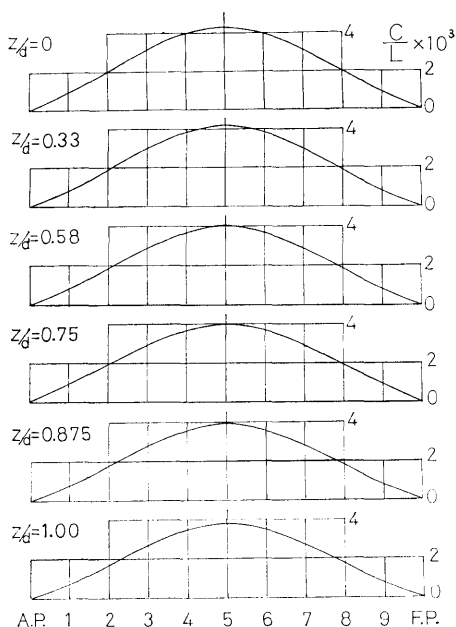


Fig. 6 Cambers of Demi-hull (M.No.0306)

Table 2 Nondimensional Camber Width at L. W. L. ($b/L=0.2$)

S. S.	$c/L \times 10^3$	($z=0$)
A P, P F	0	
9 $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{2}$	0.408	
9, 1	0.880	
8 $\frac{1}{2}$, 1 $\frac{1}{2}$	1.399	
8, 2	1.927	
7 $\frac{1}{2}$, 7 $\frac{1}{2}$	2.506	
7, 3	3.041	
6 $\frac{1}{2}$, 3 $\frac{1}{2}$	3.517	
6, 4	3.895	
5	4.222	

Table 3 Nondimensional Camber Width at Midship on Various Depth ($b/L=0.2$)

z/d	$c/L \times 10^3$	($x=0$)
0	4.222	
0.333	4.171	
0.583	4.068	
0.750	3.972	
0.875	3.887	
0.958	3.825	
1.000	3.793	

東例を示すように本報告では3回の iteration を行った結果を示している。camber の形状を船長の無次元値で水線別に Fig. 6 に示した。この図では、 $z/d=0$ が喫水線 (L. W. L.), $z/d=1$ が船底に相当している。また camber の喫水線上の値 $c(x,0)$ を Table 2 に示した。さらに camber の形状は, Fig. 6 に見られるように midship で最大となり, 喫水方向の変化は L. W. L. 上で最大 (船長の0.42%) で船底に行くに従って幾分小さくなっているがその差は小さく約 10.2% 程度である。midship における camber の値 $c(0,z)$ を水線別に Table 3 に示した。

camber line の形状が定まると, 非対称 demi-hull の船型は, 原型の船型の各 section を camber line 上にずらしたものに相当しているが, このようにして求めた線図 (M.No.0306) を原型と比較して Fig. 5 に示した。模型船はパラフィンで製作され, 主要目は原型と同一である。

4 m 模型船について camber の最大値を見ると, L. W. L. 上で 16.9 mm, 船底で 15.2 mm に成っている。線図上では目立つ値ではないが, 船首尾線から船側までの距離 (半幅に相当するもの) の左右舷の違いは, 幅 (B) の約 9% である。

4. 船側圧力分布の計算

このようにして求めた非対称双胴船の demi-hull の内側と外側の流れが対称化された様子を調べる目的で, 船体表面の圧力分布を Hess-Smith 法によって計算した。計算の結果は, 原型 (M.No.0305) が種々の双胴間隔にある場合について Fig. 7~9 に, また双胴間隔 $b/L=0.2$ で設計した非対称 demi-hull (M. No. 0306) が種々の双胴間隔に配置された場合について Fig. 10~13 に示した。これらの図表は, 代表断面について z/d と圧力係数 $C_p = P/\frac{1}{2}\rho U^2$ の関係を demi-hull の内側と外側に分けて示したものである。ここで Fig. 7 および 13 の demi-hull 単独航走のものは双胴間隔を $b/L=20$ として計算した結果である。

対称双胴船 (M.No.0305) の場合では, 圧力分布は単独航走の時が対称で双胴間隔が狭まるにつれて非対称性が増加している。これに対して非対称双胴船 (M.No.0306) では $b/L=0.2$ で圧力分布が対称化されるように設計してあるが, Fig. 12 に見られるように, S.S. 9,8 および 7 の比較的端部ではほぼ完全に対称化されているが, 船体中央部 (S.S. 6 および

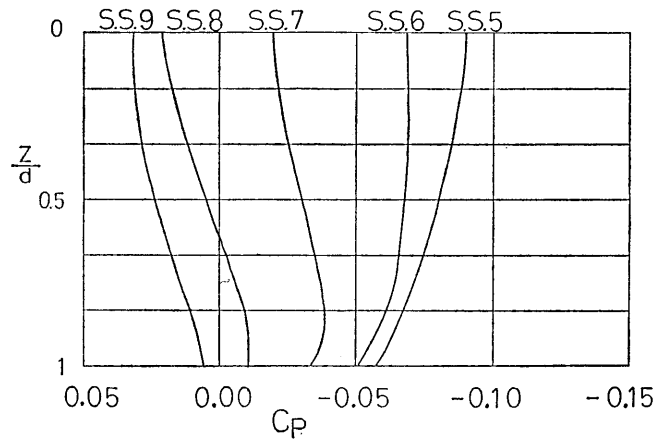


Fig. 7 Pressure Distribution (M.No.0305, Mono-Hull)

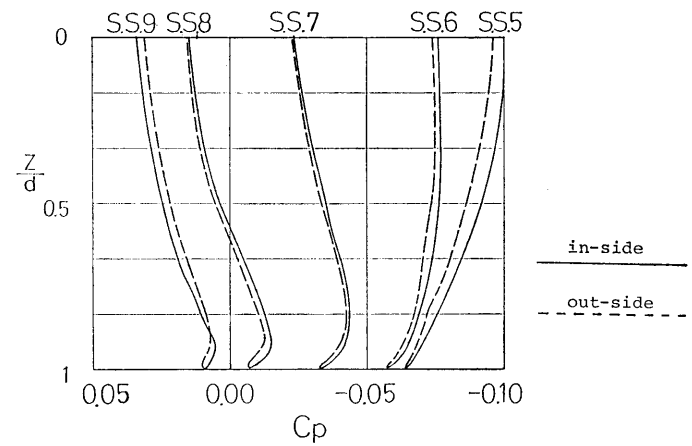


Fig. 8 Pressure Distribution (M.No.0305, $b/L=0.4$)

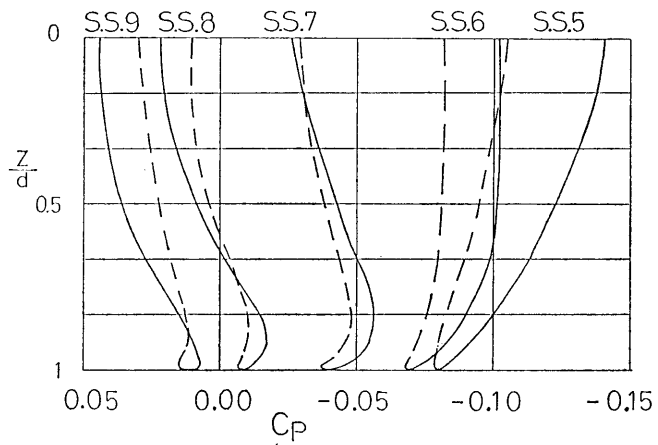


Fig. 9 Pressure Distribution (M.No.0305 $b/L=0.2$)

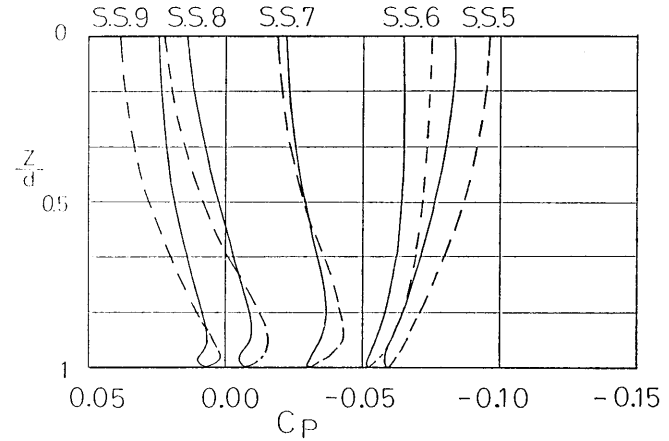


Fig. 10 Pressure Distribution (M.No.0306 Mono-Hull)

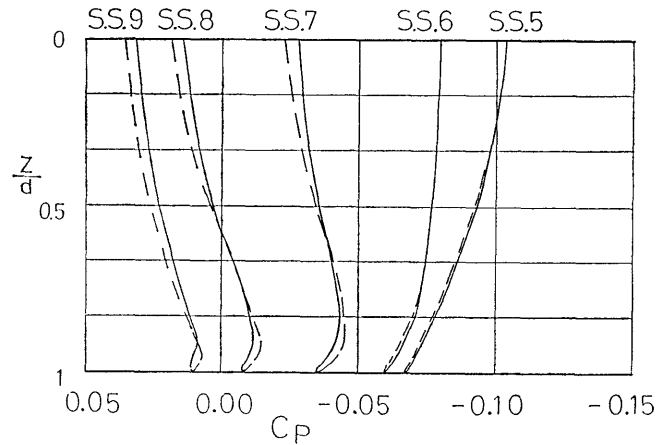


Fig. 11 Pressure Distribution (M.No.0306, $b/L=0.3$)

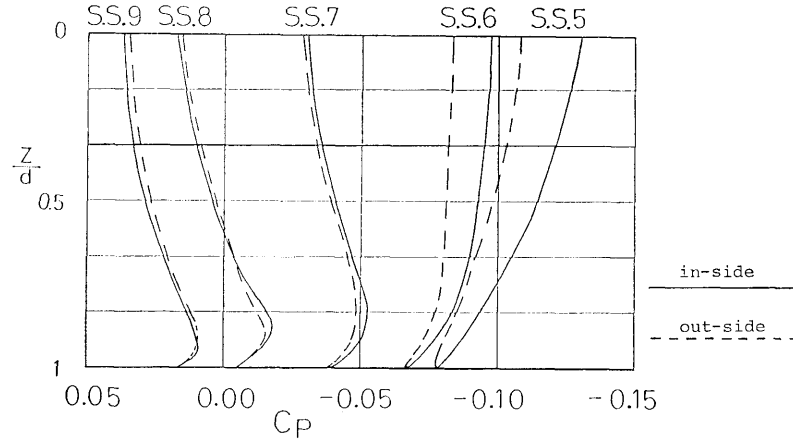


Fig. 12 Pressure Distribution (M.No.0306, $b/L=0.2$)

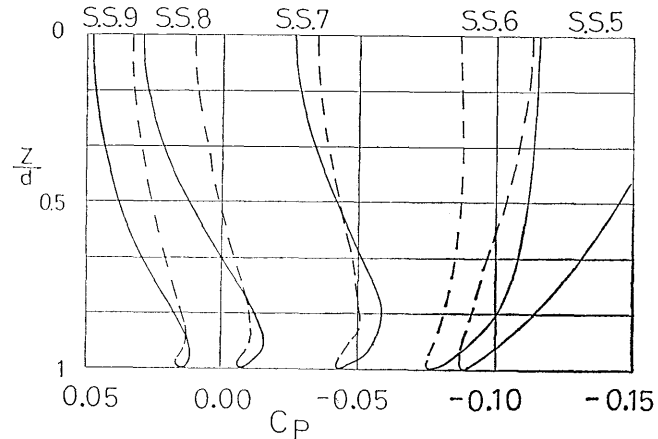


Fig. 13 Pressure Distribution (M.No.0306, $b/L=0.15$)

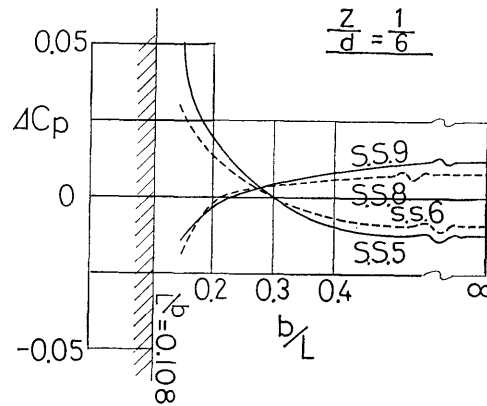


Fig. 14 Pressure Differences between in-side and out-side Hull Surface at various Demi-Hull Spacing (M.No.0306)

5) ではかなり不満足な結果となった。一方、これより双胴間隔の広い $b/L=0.3$ では Fig. 11 からわかる様に満足な結果となった。この理由についての完全な説明はできないが、計算上は demi-hull の B/L が小さい条件で線型化した境界条件を用いているが、demi-hull 相互の内壁の距離が近いと camber line 上で境界条件を合せることに無理があるのではないかと考えている。

計算結果を総合する図として、双胴船の内側と外側の圧力差 ΔC_p と b/L の関係を、水面に近い水線 $z/d=1/6$ を例にして Fig. 14 に示した。この図の中で $b/L=0.108$ の斜線は両舷の demi-hull 内壁が接する値を示している。この図からも $b/L=0.3$ で各 S.S. と $\Delta C_p=0$ の線に集まっていることがわかる。

非対称双胴船の設計点である $b/L=0.2$ の圧力分布

についてまとめると、対称 demi-hull の場合 (Fig. 9) は、非対称化することによって Fig. 12 のように改善することができたが、双胴間隔を計算点よりさらに広げて $b/L=0.3$ にするとより完全なものにすることができる。この経験から、あらかじめ設計値より約50%ほど狭い双胴間隔で camber を計算しておき、予定の双胴間隔で圧力分布を求めることによって目的を達する方法も考えられる。この考え方を試すために、仮想の双胴間隔 ($b/L)_e=1/7$ で camber を計算し $b/L=0.2$ の圧力分布を求めたものを Fig. 15 に示した。Fig. 9, 12および16を通して眺めて見ると、圧力分布の対称性が改善されて行く様子がわかる。

参考のために、 $b/L=1/7$ で計算した demi-hull の camber を Table 4 に、また単独航走の場合の圧力分布を Fig. 16 に示した。Table 2 との比較でわか

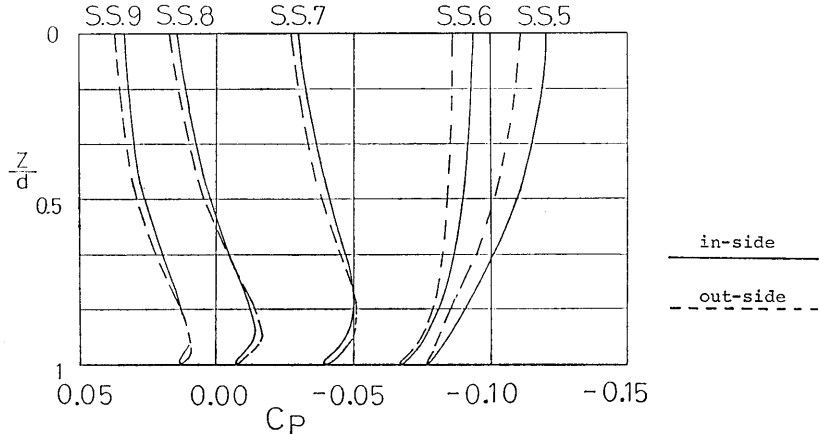


Fig. 15 Pressure Distribution ($b/L=1/7$ for Camber Calculation, $b/L=0.2$ for Hull Spacing)

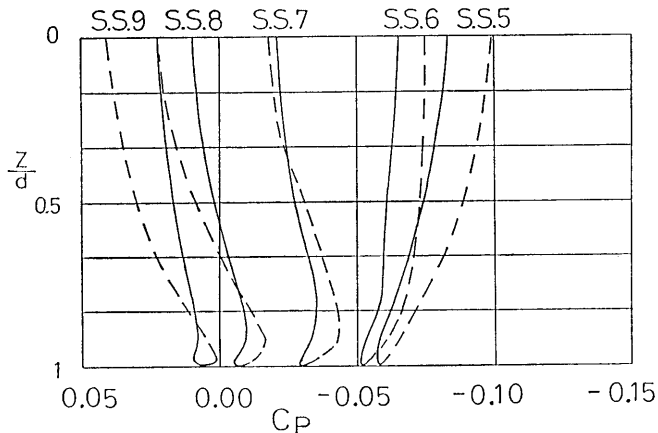


Fig. 16 Pressure Distribution ($b/L=1/7$ for Camber Calculation, Mono-Hull)

Table 4 Nondimensional Camber Width at L. W. L. ($b/L=1/7$)

S. S.	$c/L \times 10^3$
AP, FP	0
$9\frac{1}{2}, \frac{1}{2}$	0.612
9, 1	1.321
$8\frac{1}{2}, 1\frac{1}{2}$	2.100
8, 2	2.934
$7\frac{1}{2}, 2\frac{1}{2}$	3.797
7, 3	4.642
$6\frac{1}{2}, 3\frac{1}{2}$	5.409
6, 4	6.027
5	6.568

Table 5 Effect of Iteration on Camber Calculation

Iteration	$c/L \times 10^3$		
	1st	2nd	3rd
Midship, L. W. L. ($x=0, z/d=0$)	4.628	4.189	4.222
Midship, Bottom ($x=0, z/d=1$)	4.114	3.767	3.793

るように、L. W. L. 上の midship の camber は $b/L=0.2$ の場合に対して56%ほど大きくなった。

また iteration による camber 計算値の収束の様子を、midship の L. W. L. 上と船底を例にとって Table 5 に示した。この表からも判るように、実用上 2回で収束しているが、本研究では3回の計算結果を

示した。

5. 圧力分布の計測

圧力分布の計算結果のチェックと双胴船の demi-hull の非対称化の効果を知る目的で、400m水槽を用いて4m模型船について圧力分布の計測を行った。すなわち、対称双胴船 (M.No.0305) および非対称双胴船 (M.No.0306) について $b/L=0.2, 0.3$ および 0.4 の状態で船側圧力、船側波形および船首尾トリムを計測した。圧力計測孔の位置は、

$$S.S. = 2, 3, 5, 7, 8$$

$$z/d = 0.25, 0.5, 0.75, 1 \text{ (船底)}$$

で、船底以外は左舷 demi-hull の内側および外側の対称位置に設けられ、合計35箇所となっている。計測速度は、 $F_n=0.20, 0.27$ および 0.30 の3点であるが、計測速度の影響を統一的に示すような結果が得られなかったので、主に $F_n=0.20$ および 0.30 について説明する。

計測システムの概要を Fig.17 に示すが、船側圧力の pickup には、5台の差圧変換器を用いた。35点の計測圧力は、スキヤバルブを介して差圧変換器と連結され、変換器の背圧には曳引車に搭載された基準圧につなげた。変換器は曳引車上に設置されているので、曳引車レールの高低と模型船のトリムおよび沈下量の修正が必要となる。航走中の模型船の写真を photo.1 に示す。

船側圧力分布計測に際して最も重要な補助計測は、船側波形の計測である。Fig. 7~13にも見られるよう

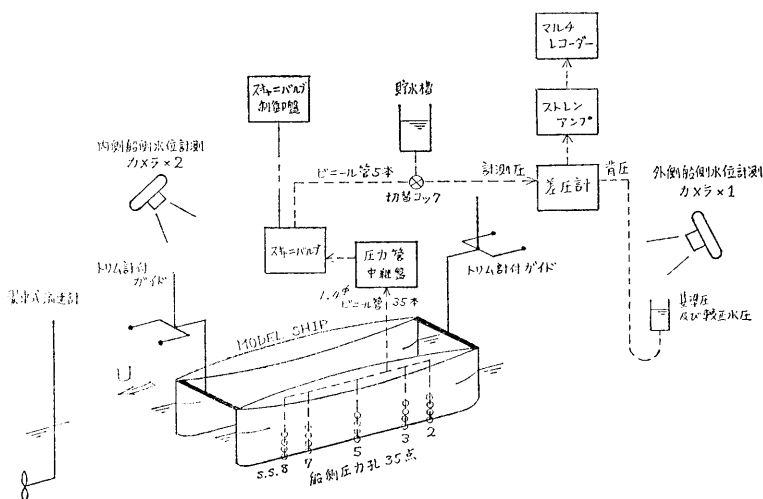


Fig. 17 Testing System

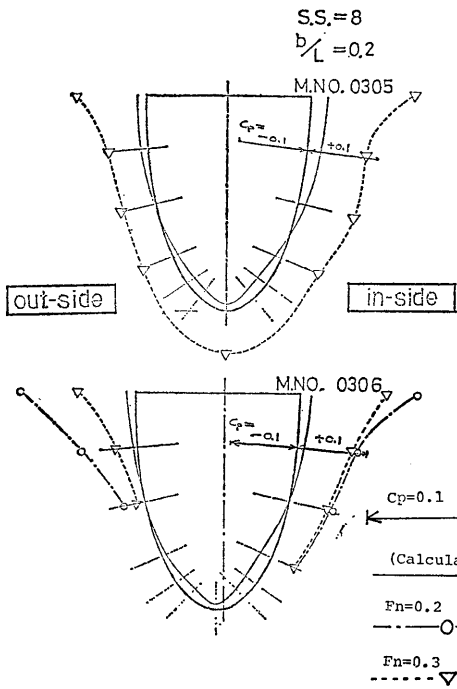


Fig. 18-1; Pressure Distribution on S.S.8 ($b/L=0.2$)

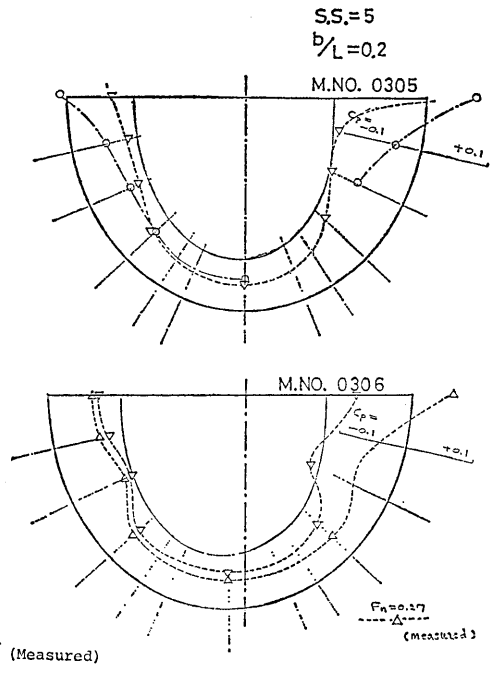


Fig. 18-3; Pressure Distribution on S.S.5 ($b/L=0.2$)

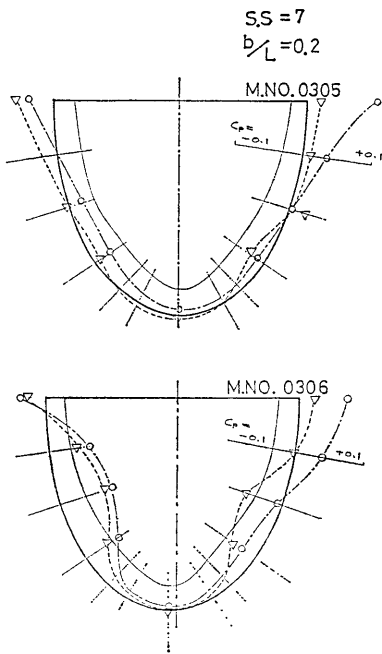


Fig. 18-2; Pressure Distribution on S.S.7 ($b/L=0.2$)

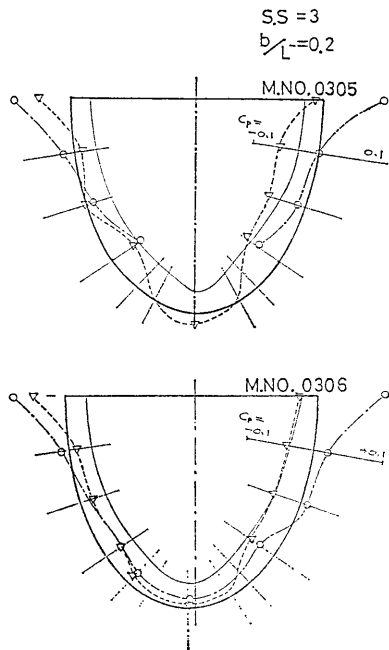


Fig. 18-4; Pressure Distribution on S.S.3 ($b/L=0.2$)

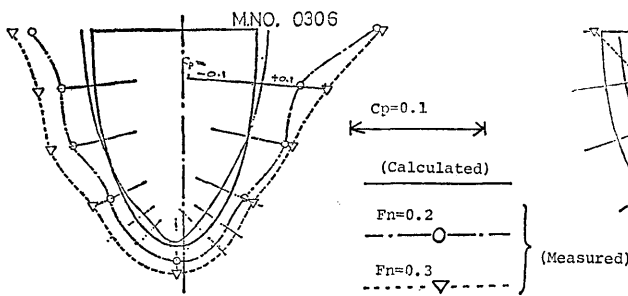
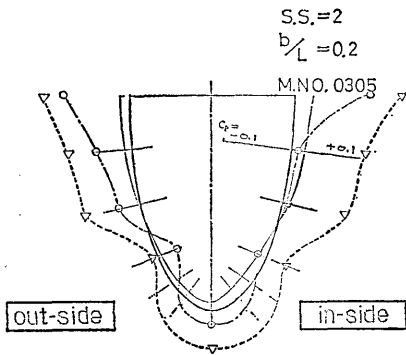


Fig. 18-5: Pressure Distribution on S.S.2 ($b/L=0.2$)

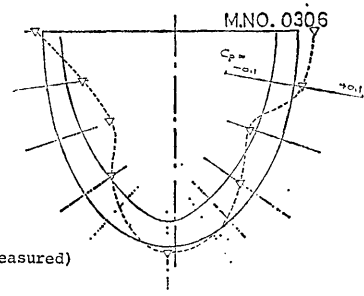
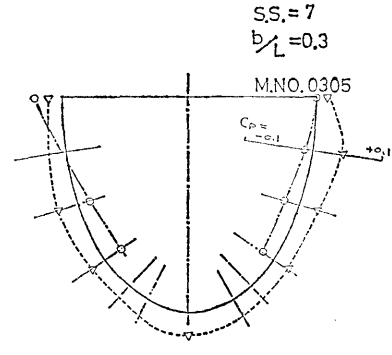


Fig. 19-2: Pressure Distribution on S.S.7 ($b/L=0.3$)

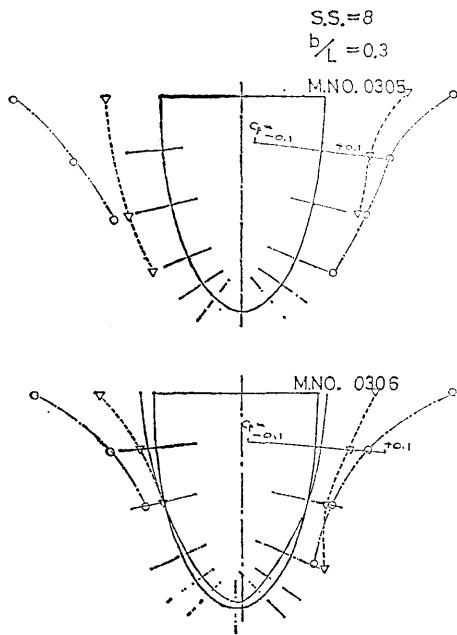


Fig. 19-1: Pressure Distribution on S.S.8 ($b/L=0.3$)

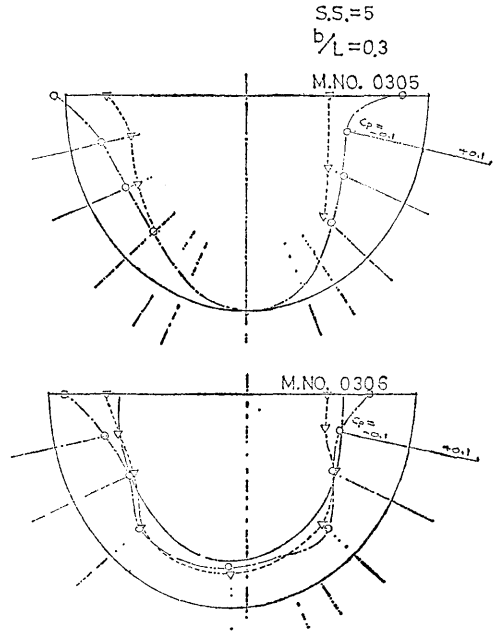


Fig. 19-3: Pressure Distribution on S.S.5 ($b/L=0.3$)

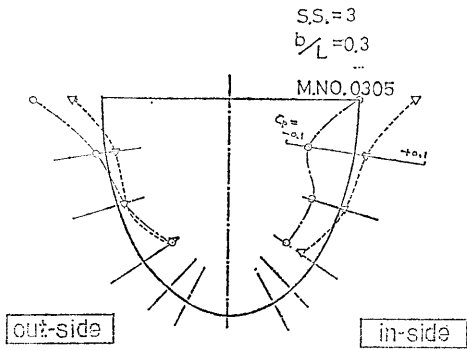


Fig. 19-4: Pressure Distribution on S.S.3 ($b/L=0.3$)

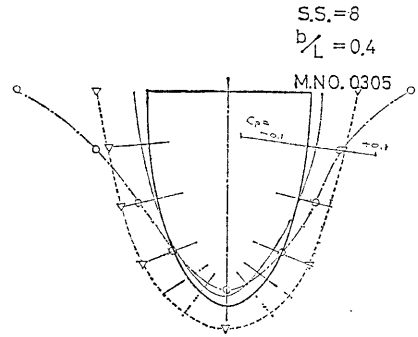


Fig. 20-1: Pressure Distribution on S.S.8 ($b/L=0.4$)

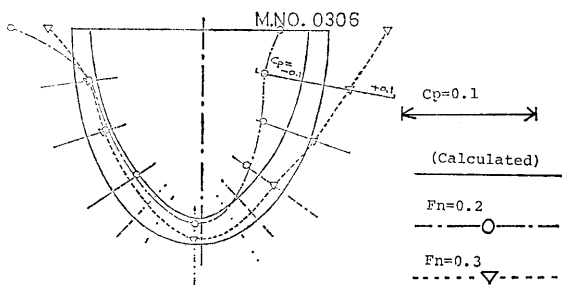


Fig. 19-5: Pressure Distribution on S.S.2 ($b/L=0.3$)

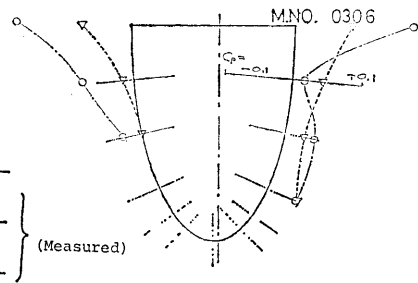


Fig. 20-2: Pressure Distribution on S.S.7 ($b/L=0.4$)

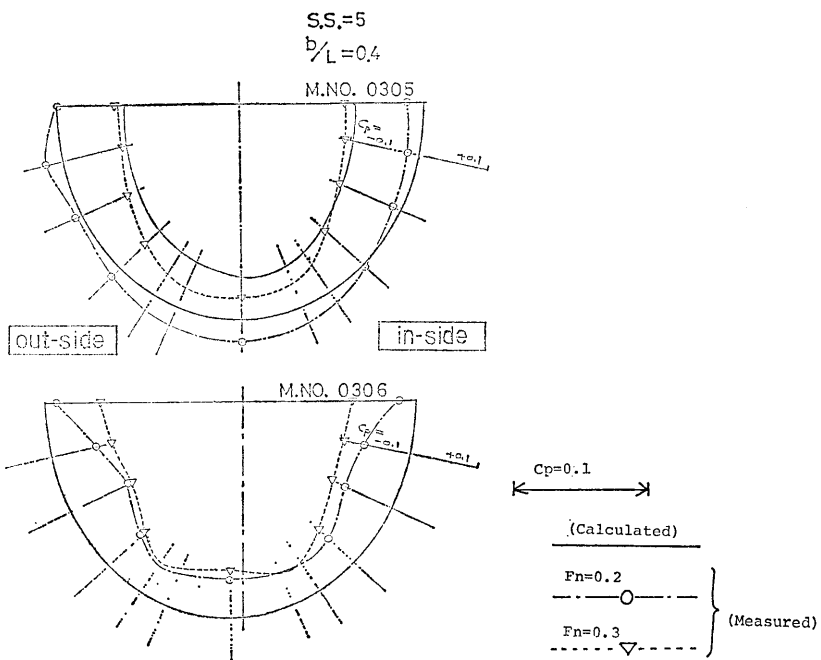


Fig. 20-3 : Pressure Distribution on S.S.5 ($b/L=0.4$)

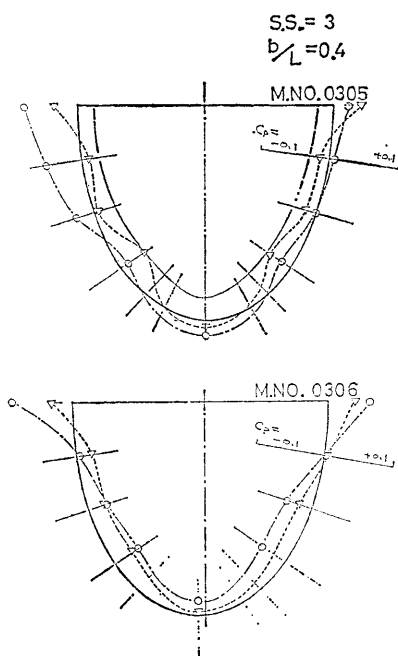


Fig. 20-4 : Pressure Distribution on S.S.3 ($b/L=0.4$)

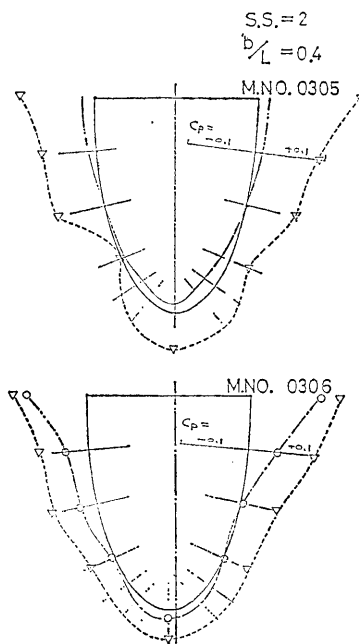


Fig. 20-5 : Pressure Distribution on S.S.2 ($b/L=0.4$)

に、船側圧力係数 $C_p = P / \frac{1}{2} \rho U^2$ は大きな値でも 0.1 の order であるが、これを水頭に換算すると $F_n = 0.2$ の場合約 8 mm, $F_n = 0.3$ では約 18 mm に相当している。しかも双胴船では船側波形が demi-hull の内側と外側ではかなり異なる場合もあるので、流れの対称性を確かめるための実験としては船側波形の計測に慎重でなければならない。このため 3 台のカメラと目視読み取りによって計測孔上部の水位の観測を行ったが、計測結果にも見られるように圧力計測における水位の取扱いについてはなお問題を残している。

M.No.0305 と M.No.0306 についての計測結果を対比させながら Fig. 18-1 ~ Fig. 20-5 に示した。図の見方について述べると、Fig. 18 は $b/L = 0.2$, Fig. 19 は $b/L = 0.3$ また Fig. 20 は $b/L = 0.4$ の場合を示している。圧力分布は $F_n = 0.2$ と 0.3 の計測値、および対応した計算値がある場合は実線で記入してある。計測値は一応信頼できる値のみプロットしてあるので、かなりの欠落がある (Fig. 18-3, M. No. 306 のみ $F_n = 0.2$ の代りに信頼性の高い 0.27 の結果を用いた)。

グラフは、模型船の計測断面形状をそのまま用いたが、各断面の船側線を 0 とし、船体の内側を $C_p < 0$, 外側を $C_p > 0$ とし、断面に対して直角に計って置点している。各断面の上端は L.W.L. の位置を示し、計測は左舷の demi-hull について行われたので、各図の右側が双胴船の内側を示している。

なお L.W.L. 上には圧力計測孔がないので、仮に船側波高 (h) を次に示す圧力係数の形で無次元化したものを表し、符号は平水面より上の場合を正としている。

$$C_p(z=0) = \frac{\rho g h}{\frac{1}{2} \rho U^2} = \frac{h}{L} \frac{1}{\frac{1}{2} F_n^2} \quad \dots\dots(8)$$

$$\text{または} = 2 k_0 h$$

$$(\text{ただし, } k_0 = g/U^2)$$

圧力分布図を見て容易にわかることを述べると、計測値と計測値の比較から、船側圧力分布に著しい影響を与えているのが船側波高であることがわかる。すなわち計算値と計測値の間には、かなりの差異が見られて、その間に一定した法則を見つけることは難しいように思われるが、大局的に見ると計測値と計算値の差は、ほぼ L.W.L. 上の C_p の値すなわち船側波高の大小で定まっているものが多い。言い換えると計算値と計測値のグラフは、大略平行しているものが多いので

これらについては計算値に波高の静圧差を加えると両者を接近させることができる。

またこの実験の中心課題である、非対称船型による流れの対称化の証明も計測結果の中から明確に読取することは難しい。これには次のような 2, 3 の理由が考えられる。第 1 には、船側圧力分布には、船側波高の静圧の影響が大きいにも係わらず、この適切な修正が行われていない。第 2 には、計測点数の不足、グラフの表現法といった技術上の問題も無視できない。すなわち、実験上の制約から計測点数を 35 としたが、結果的には船側全面にわたる非対称流場の大勢を判断する数としては十分でなく、特に圧力分布の長さ方向の変化の把握が難しく計測断面相互の計測値の関連付けが明確でない所がある。少ない計測点とかなり変化の大きな計測値から有効な情報を得るために、模型断面による表現法を用いたわけであるが、この表し方は圧力分布の概要を把握するに都合よくても、定量的な判断を求める表現法でないことは否めない。一方 Fig. 7 ~ 16 で用いた圧力分布の表現法では、計算値による圧力分布の対称、非対称の関係を鮮明に見ることができたわけであるが、計測値に対して同じ表現法を試みると内側と外側の船側波高に差があり、この静圧の非対称性が大きいので、目的としている流れの非対称を浮彫にすることができない結果となる。

上記のことから次のような結論を得ることができ。現在のところ、計算値と計測値の間にある最も重要な問題として、船側波高を静圧修正の形で行う是非を検討しているが、より基本的には表面波を含めた流場計算による圧力分布の計算結果が必要なことは明らかで、この理論計算が次の課題と考えられる。また、camber 形状を決定する条件についても、同様に表面波の影響を含めて検討することが、船舶流体力学として興味深いけれども、非対称双胴船の設計の問題に戻って考えると、性能向上に役立つ流場の対称化の条件を明確にすることが更に優先する課題と言える。

この項の最後に実験に関連して得た知見を付加えると、計測断面の S.S. 8 と 2, S.S. 7 と 3 はそれぞれ midship に対して対称の位置にあり船型が前後対称であるから、両者の比較で粘性の影響を見ることが出来ると考えた。結果は精度上十分とは言えないが、圧力分布の基本的なパターンには変化がないことがわかった。

また本研究について、SR176 研究部会委員である I H I の田崎亮博士より御意見を頂いた。関係の深い

所を紹介すると、Fig. 9 (対称, $b/L=0.2$) と Fig. 10 (非対称, 単独) の圧力分布の形状が同形で、外側と内側が入れ換った関係にあることを指摘された。両状態の圧力の和をとると内側と外側がほぼ等しくなるが、近似的にこの状態が Fig. 12 の状態 (非対称, $b/L=0.2$) に相当することから、非対称双胴船 $b/L=0.2$ における対称化達成には必然性があることが説明できる。また、実際の船型の性能改善には、船底部の局所的な圧力分布形状が重要な資料として検討されており、この観点から対称型双胴船の船底部にみられる圧力分布の異形が、圧力分布の対称化で均一化の傾向にある事は、船型設計上重要であることを指摘された。したがって camber 形状の決定条件に関連して、圧力分布の対称化は現実には船体全面に対して行われなくても有益であると説明された。

本研究で使用した双胴船については、SR 176 研究部会の事業として抵抗計測等の実験も行われているが、研究として未完成な状態であるのと非対称双胴船の設計法の研究と目的が異なるため資料から除いた。これらについて次回報告を予定しているが、当面は文献(3)によって非対称双胴船の抵抗などの試験データを参照することができる。

6. ま と め

双胴船はこれまで内航用客船、特殊船など小型船舶用の船型として用いられて来た。しかし甲板面積の広い双胴船の特徴が近代的な海上輸送の要望に適合していることがみとめられ、大型、高速船への応用が検討されている。双胴船を大型化する時の問題の一つは、ドック、港湾等の施設上の制限と船体強度上の制約から船幅の増加に限度があり相対的に双胴間隔が狭くなることである。このような傾向から、双胴干渉の少ない双胴船として非対称双胴船の研究が求められている。

著者等は、今後の非対称双胴船研究の基本を確立するために、次の考え方のもとにこの船型の設計法について研究した。すなわち

- 1) demi-hull の非対称性は、Lin と同様 camber によって表わす。camber の形状を決定する条件は未だ定着したものがないので今後の研究にまつ必要から計算プログラムとしては融通性のあるものとする。

- 2) 任意の船型が取り扱えるように、計算は Hess-Smith 法を応用したものとする。

計算例としては、camber 決定の条件式を船体表面の境界条件より求め、理論非対称双胴船を設計し模型船を作成した。また原型となる対称双胴船の模型も製作した。

対称および非対称双胴船の種々の双胴間隔における demi-hull 周りの圧力分布を計算し、流れの対称化が達成される条件について検討した。さらに同じ条件で模型船の圧力分布を計測し計算値と比較したが、実験によって流れの対称化を立証することには成功しなかったが、今後の研究の方向について多くの示唆を得た。

本研究は、日本造船研究協会 S R 176 研究部会の 53 年度事業として実施された研究の一部を再検討して報告したものである。部会長である横尾幸一博士のほかすべての委員によって有益な御討論を頂いており、また非対称双胴船の製作と実験の準備には推進性能部模型船製作担当者の努力があったことを報告し、謝辞に代える。

参 考 文 献

- (1) 運輸経済研究センター; 新海上貨物輸送システムの調査研究(中間報告), 運輸経済研究資料510342, 昭和52年3月
- (2) 日本造船研究協会第176研究部会; 海上幹線輸送システムに適する双胴船船型に関する調査研究報告書, 研究資料 No. 304, 昭和53年3月
- (3) (同上), 研究資料 No. 322, 昭和54年3月
- (4) 不破 健, 角川 明, 石坂 純; 双胴船の波浪中の推進性能について——フォイルつき普通型双胴船の向い波中抵抗試験, 昭和53年秋季(第32回)船研研究発表会講演集, 昭和53年11月
- (5) Pien, P.C. and Lee, C.M.; Motion and Resistance of a Low-Waterplane-Area Catamaran, 9th ONR Symposium, Aug. 1972
- (6) Pien, P.C.; Catamaran Hull-Form Design, Inter. Symposium on Wave Resistance (Tokyo), Feb. 1976
- (7) Lin, W.C.; The Force and Moment on a Twin-Hull Ship in a Steady Potential Flow, 10th ONR Symposium, June 1974
- (8) 田中 拓; 扁平な没水体の浅深度抵抗について, 造船学会論文集第136号, 昭和49年11月