

999-01-4487~4509



西部造船会

第 95 回 例 会

論 文 梗 概

(平成9年度秋季造船三学会連合講演会)



RECEIVED
FEB 10 1998
OSTI

DISTRIBUTION OF THIS DOCUMENT IS UNLIMITED
FOREIGN SALES PROHIBITED NT

平成9年11月14日・15日

於 大阪大学コンベンションセンター

DISCLAIMER

**Portions of this document may be illegible
electronic image products. Images are
produced from the best available original
document.**

目 次

第1会場

○ 講演者

番号	講演題目	著者	頁
1-3	模型船流場データを用いた表面渦格子法による実船推進性能の推定	○甲斐 寿 池畑 光尚 酒井 新太	①
1-7	高速艇のランキンソース法による性能推定について	江口 辰哉	⑦
1-9	ランキンソース法におけるコチン関数を用いた造波抵抗計算	安川 宏紀	⑬
1-10	Air Cushion Vehicle の定常造波計算法について(第2報)	江口 辰哉	⑲
1-11	簡便なパネル法によるカタマランの造波抵抗計算法	片岡 克己	②5
1-13	簡便なパネル法による翼型逆問題の一解法	安東 潤 ○松本 大輔 毎田 進 中武 一明	③1
1-24	模型船まわりの波高計測の自動化	○池畑 光尚 加藤 雅康 柳田 史昭	③7

第2会場

2-4	操縦運動時の船体に作用する流体力の推定に関する研究	○湯川 和浩 貴島 勝郎	④3
2-13	西北太平洋波浪統計表の利用と船体応答長期予測	○万 順涛 新開 明二	④9

第3会場

3-1	発電機ディーゼルエンジンのコンバインドプラントの研究	○古林 義弘 渡瀬 基継 中島 徹 花田 新一	⑤5
3-3	多区画化空間構造における乱流熱拡散現象の解析	○胡 長洪 福地 信義	⑥7
3-12	海洋コンテナ輸送システムの数理的構造について(続)	○新開 明二 万 順涛 筑紫 由佳	⑦9
3-13	Developmental OTEC Plants in Indonesia : Niche Markets and Alternate Design	Gérard Claude NIHOUS ○Donny ACHIRUDDIN Kimio SAITO	85

第4会場

4-3	横断面の反りを考慮した船体縦強度理論の実用化に関する研究(第二報)	○野瀬 幹夫 鈴木 健介 古野 弘志	⑩1
4-8	防撓パネルの座屈・塑性崩壊解析における FEM モデル化に関する考察	矢尾 哲也 藤久保昌彦 ○柳原 大輔 入沢 真生	⑪7
4-14	水中に固定された半球シェルの接水振動実験	○豊田 和隆 安澤 幸隆 香川 洸二 杉本 晋一	⑪3
4-22	FPSO の定点保持のための制御系の設計について	貴島 勝郎 ○村田 航 古川 芳孝	⑪9
4-23	逆問題 LMI 制御系設計法の開発と位置保持システムへの応用	○山本 郁夫 林 利和	⑫5
4-25	造波装置のリニアドライブ化研究	山本 郁夫 ○谷口 真一 野原 勉	⑫7

第5会場

5-1	破壊靱性を考慮した船体用鋼板使用区分に関する一考察	矢島 浩 山本 元道 ○斉 葵 大垣 優穂	⑬3
5-11	回し溶接止端部から発生・伝播する微視・微小表面き裂のアスペクト比変化に関する研究	豊貞 雅宏 山口喜久次 武田兼二郎 ○渡辺 泰成	⑬7

第6会場

6-7	超大型浮体式海洋構造物の波浪中応答に関する実験的研究	○太田 真 池上 国広 山口 洋一	⑭7
6-19	浅海域の波無し浮体形状について	○経塚 雄策 成合 功光	⑭3

1-3 模型船流場データを用いた表面渦格子法による 実船推進性能の推定

○正員 甲斐 寿* 正員 池畑 光尚*
酒井 新太**

1. まえがき

実船の推進性能を推定するために、100年以上も前に R.E. Froude によって創始されて以来相似模型の水槽試験（プロペラ単独試験、抵抗試験、自航試験）結果を用いて、推進係数を自航要素に分けるという分析的方法が実施されている。しかし近年、電子計算機の高速化に伴って、各種水槽試験に代わる数値シミュレーション計算が盛んになってきている。プロペラ性能計算の分野では、翼素理論から始まり、揚力面理論に至り、現在では、複雑なプロペラの幾何形状を忠実に再現が可能となる揚力面理論にまで発展し、単独状態ではそれらの方法により充分実際の単独試験に置き換えることができる精度で計算が可能となっている。また、抵抗試験に代わる数値シミュレーションの方法としては、Rankine source 法が広く活用され計算例も非常に多く報告されている。自航試験に代わるシミュレーションの方法は基本的には上記2種の方法を組み合わせることによって船体とプロペラとの相互干渉問題も含めた問題を解決できると考えられるが、問題はそれほど単純ではなく、最も難解な粘性の影響が大きい船体の伴流を精度良く計算することが重要な要素となってくる。船体伴流を精度良く求める方法としてここ数年急激に発展してきた差分法の応用が考えられるが、計算時間がかかることや計算結果の一意性に難があり、現状では設計ツールとして採用するには難しい面がある。そこで、本論文では、プロペラに流入する不均一流場に模型船試験データを用い、プロペラ単独試験に代わる方法に横浜国立大学で開発された揚力面理論を基本とした表面渦格子法を用いて実際の自航状態のシミュレーションを行うこととした。また実船の推進性能をシミュレートするのに必要である抵抗値等についても模型試験で得られるデータを尺度影響等を加味して用いることにした。尚、今後の研究の進展によって抵抗値についても数値シミュレーションが可能である。模型船流場データを用いて実船の推進性能を推定した例としては、著者の一人が翼素理論を用いた計算方法[1]により精度の良い結果を導き出しており、また様々な有益な知見を得ることが出来ている。本論文では、基本的には以前行われた翼素理論による方法を表面渦格子法に置き換えて実船の推進性能計算を行っているが、翼素理論では反映できなかったプロペラ周りの複雑な流体力学の問題についても精度良くシミュレートが可能であり、拡張性も高いという利点がある。

2. 計算手法

著者らによって開発された表面渦格子法[2]、[3]は、翼表面上に未知の強さを持つ馬蹄渦及び既知の吹き出し面分布を配置し、下記に示す流体が境界を横切らないという境界条件を用いて馬蹄渦の循環強さを求め、物体周りの流場を解く方法である。

$$\mathbf{n} \cdot \mathbf{V}_T = 0 \quad (1)$$

但し、 $\mathbf{n}$ は翼表面に分割されたパネルの法線方向ベクトル、 $\mathbf{V}_T$ は同じ点に於ける流速を示す。 $\mathbf{V}_T$ は、渦分布及び吹き出し分布からの誘導速度（各々 $\mathbf{V}_G$ 、 $\mathbf{V}_Q$ ）と初期流れ（ $\mathbf{V}_I$ ）との総和であるので、これらで分離した形に(1)式を変形すると、

$$\mathbf{n} \cdot (\mathbf{V}_I + \mathbf{V}_Q + \mathbf{V}_G) = 0 \quad (2)$$

となる。上式中、未知数である渦強さは $\mathbf{V}_G$ に含まれ、他は既知な値となる。

(2)の条件式を各標点において作成し連立方程式を解くことによって未知数である渦分布強さが求ま

・ 横浜国立大学工学部

.. 横浜国立大学大学院工学研究科

る。渦分布強さが求まれば翼表面上の流速分布及び圧力分布を計算できる。翼面上の圧力 p から、プロペラのスラスト、トルクが次の式より得られる。

$$T = K \sum_{i=1}^{N_S} p \cdot n_{xi} \cdot \Delta S_i + F_T \quad (3)$$

$$Q = K \sum_{i=1}^{N_S} p \cdot (n_{yi} \cdot z_i - n_{zi} \cdot y_i) \Delta S_i + F_Q \quad (4)$$

ここで、 ΔS_i は各微小パネルの面積、 (n_{xi}, n_{yi}, n_{zi}) は単位法線方向ベクトル成分、 (x_i, y_i, z_i) は考えているパネル上の標点の座標、また F_T, F_Q は摩擦抵抗成分によるもので Thwaites の方法で形状影響を考慮した Prandtl-Schlichting の摩擦抵抗係数 C_F から求められる。

以上の方法で求めることができるのは、均一流中の定常状態のみならず、不均一流中の準定常状態の性能計算も行うことができる。つまり、(2) 式の初期流れの項に不均一流場の流入速度を入れれば、簡単に求めることができる。しかし、非定常問題を解こうとする場合には、更に工夫が必要で計算時間も準定常状態に比べてはるかに必要となる。本論文では、計算時間の短縮と問題とする自航要素が積分値であることを踏まえ、準定常計算で行うこととした。非定常計算との比較は今後詳細に行いたい。

実船に於けるプロペラに流入する速度は、模型試験による船体伴流データを用いて笹島-田中法によって求める。

また、実船に於ける自航状態をシミュレートするには以下のような式を満足するようにプロペラの回転数を加減してスラストを決めなければならない。

$$\frac{R_S}{1 - t_S} = T_S \quad (5)$$

上式中、 R_S は模型抵抗試験から外挿推定した実船の抵抗値、 $1 - t_S$ は実船の推力減少係数、 T_S はスラストを示す。推力減少係数は、模型自航試験から得られた推力減少係数 $1 - t_m$ を文献 [1] と同じ方法により尺度修正を加えることにより求めることとする。

以上のような方法で実船の伴流分布、均一及び不均一流場中のプロペラ単独性能、実船抵抗値及び推力減少係数が求まれば (5) 式を満足するような自航状態をシミュレートすることができ、自航要素を求めることが可能である。

3. 供試船型、プロペラ及び計算状態

本論文にて実船の推進性能推定の試算例として用いた船型及びプロペラは、日本造船研究協会の第 231 研究部会 [4] にて設計された SR231A 船型及び Propeller No.2608R である。各々の主要目を Table 1 に示す。

プロペラの性能を計算する際は、準定常状態で行い、各翼角位置（6 度づつ回転）で 1 翼に働く流体力を計算し、一周期分の平均を取って、スラスト、トルク値とした。この方法で行うと、60 回の計算を実行することで一周期分の計算結果を得ることが可能となる。更に、計算時間の短縮化を図るため、今回の計算ではプロペラ翼は 4 翼であるので、Key Blade となる 1 翼のみを揚力体として考え（翼表面上に特異要素を分布）、他の 3 翼は揚力面近似（翼の平均矢向面に特異要素を分布）した。尚、翼面分割は、convergence test の結果、翼弦方向に 16、半径方向に 20 とした。

4 計算結果

4.1 均一流中プロペラ単独性能

Fig.1 に表面渦格子法による均一流中に於ける供試プロペラの性能計算結果を示す。図中には比較として日本造船技術センターにて行われた模型実験結果 [4] 並びに著者の一人によって開発された翼素理論による性能計算結果 [1] も併せて示す。翼素理論の結果は単独試験の結果を取り入れて計算しているにも関わらず、トルク値をかなり過大評価していることがわかる。プログラムの精度確認のため、skew の少な

い Table 1 に併記されている Propeller No.2114R についての計算結果を Fig.2 に示すが、図からも容易に理解できるように、実験値との一致は極めて良い。従って本計算で用いられたプロペラのように skew のあるプロペラについては、翼素理論による計算ではトルク値の精度に限界があるのではないかと考えられる。(但し、後でも述べるが、自航要素の一つである推進器効率比 η_p にしてしまうと、この過大評価による影響が大きく出てこない。) また、表面渦格子法による計算結果については $J=0.3\sim 0.5$ の範囲ではスラスト、トルク値共に実験値とほとんど一致することがわかった。パネルを多く取ることで、表面渦格子法が自航要素を計算するツールとして精度面で充分使用できることがここで確認された。

4.2 実船の自航要素

実船の自航要素を求める前に、模型船伴流データから実船伴流を推定する必要があるが、ここでは、笹島一田中法を用いて推定を行った。まず推定の基となる模型船流場データ [4] の前進方向成分を Fig.3 の右側に、周方向成分を左側に各々示す。

推定計算の結果 (前進方向成分のみ) を Fig.4 に示す。尚、周方向成分については、Fig.3 で示した模型船の値をそのまま用いた。

実船の自航要素を計算するためには、(5) 式が満足されるようにプロペラの回転数を変化させてスラストを決定することが必要となる。一旦自航状態が計算機によってシミュレートできれば、スラスト一致法によってその時のトルク及び前進率が求まるので、自航要素も簡単に計算できることになる。尚、自航試験から求められたプロペラ回転数を用いれば、模型船に於ける自航要素も本方法によって容易に計算が可能である。

Fig.5 にフルード数をベースにして、プロペラ回転数、スラスト、トルク、抵抗及び各自航要素を示す。図中には日本造船技術センターによって実施された自航試験結果 (self propulsion test)、統計解析による実船性能推定計算結果 (statistical analysis)、翼素理論による推定計算結果 (wing element) 及び本方法 (SVLM) による計算結果を示す。本方法による計算では一つのフルード数の性能計算を行うのに約 4 時間を要するが、翼素理論を用いた推定法によれば、数秒で今回行った全てのフルード数での計算が可能である。 $1-w$ を除けば、2 種の自航要素を含めて本計算方法と翼素理論による計算結果との差はほとんどないと言って良い。計算時間をほとんど要しない翼素理論を用いた方法は、船を設計する上で非常に有利な方法であることが再認識された。但し、今回問題となっていたトルク係数の過大評価は推進器効率比には全く現れていないが、これは Fig.2 で示した単独曲線を基に不均一流場に於ける性能計算を行ったためで、最終的な結果としては大きな問題として現れなかったようだ。しかし、単独性能を精度良く求めることが実船に於ける自航要素を正しく求めることにつながるので、プロペラの種類によっては使用制限が必要となってくるであろう。

各要素の中で最も差が目につくのは $1-w$ である。統計解析による方法に比べて翼素理論による結果と表面渦格子法による結果は全てのフルード数で、過大な値が計算されている。3 種の個々の計算では定性的には合致しているが、定量的にはかなりの開きがあることがわかる。本方法による計算結果はちょうど翼素理論と統計解析手法の中間の値を取っており、フルード数によってもあまり変化のない値を取っている。この値がどの程度信頼できるかはわからないが、今後実績のある船についての解析をできるだけ行って再度検討を行いたい。 $1-w$ に最も大きな影響をあたえる要因は、Fig.4 で示した実船伴流推定値の精度が考えられる。Fig.4 からわかるように、一部の領域で主流方向速度成分が大きな値で評価されており、これにより、プロペラ流入速度が大きめに設定されてしまったのかもしれない。

5. おわりに

本論文では模型船伴流データを入力値として、表面渦格子法を使用することによって、実船の自航要素の推定を試みた。実船の推進性能を表現する要素の内、プロペラ回転数、スラスト、トルク及び自航要素の一つである η_p については他の計算方法による結果とほとんど一致した値を得ることができた。しかし、自航要素の一つである $1-w$ については、尚、問題が残っていることが今回認識された。また $1-t$ については、本方法では、模型船の自航試験結果を用いており、問題のない結果から得られているが、

今後造波抵抗のシミュレーション計算法を取り入れることでこれについても数値シミュレートできるようになっていきたいと考えている。

最後に、本研究のために快く比較データを御提供いただいた社団法人 日本造船研究協会第 231 研究部会の方々に心から御礼申し上げる。また、本研究は社団法人日本造船工業会内船舶学術研究推進機構の交付金によって行われたことをここに付記する。

参考文献

- [1] 池畑 光尚:”流場データを用いた船の推進性能推定法”、関西造船協会誌、第 163 号、昭和 51 年 12 月、pp.47-58
- [2] 甲斐 寿、池畑 光尚:”表面渦格子法を用いたプロペラ定常性能解析”、日本造船学会論文集、第 172 号、1991、pp.203-212
- [3] Kai, H. Ikehata, M.:”A Surface Vortex Lattice Method for Calculating Performances of Non- or Super- Cavitating Propellers”, 20th Symposium on Naval Hydrodynamics, Aug. 1994, pp.117-135
- [4] 日本造船研究協会第 231 研究部会:”中型肥形船の総合的運航性能の研究 平成 8 年度報告書”、平成 9 年 3 月

Table 1 Principal Particulars of Ship and Propellers

Ship Type	SR231A	Propeller Type	2608R	2114R
Length (m)	225.0	Diameter (m)	7.100	0.1667
Bredth (m)	45.0	Boss ratio	0.170	0.180
Depth (m)	22.0	Pitch ratio	0.6906(0.7R)	0.710(0.7R)
Draft (m)	12.85	Exp. Area ratio	0.4728	0.550
L/B	5.00	Skew angle	25.0	6.1
B/d	3.50	B-T ratio	0.05401	0.050
C_b	0.8002	Number of blades	4	4
DW (ton)	92443	Blade section	PD	AU

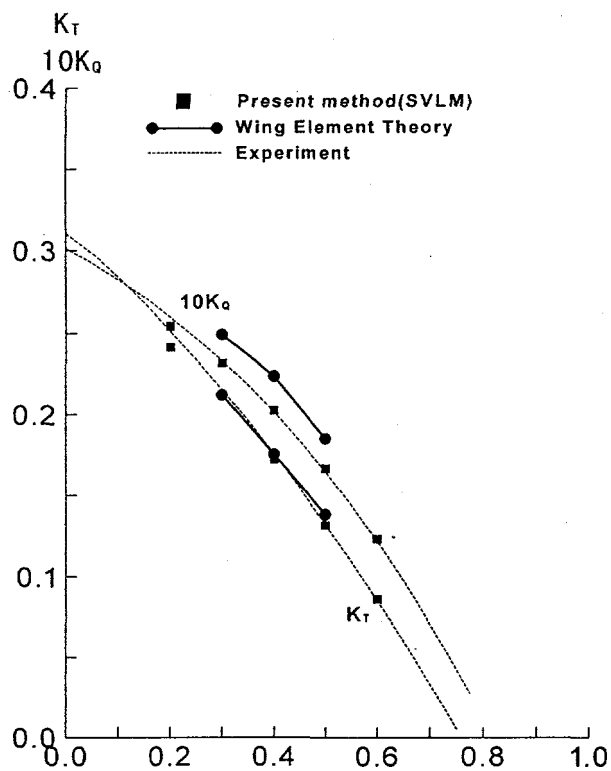


Fig.1 Comparison of Open Water Characteristics
(Propeller No.2608R)

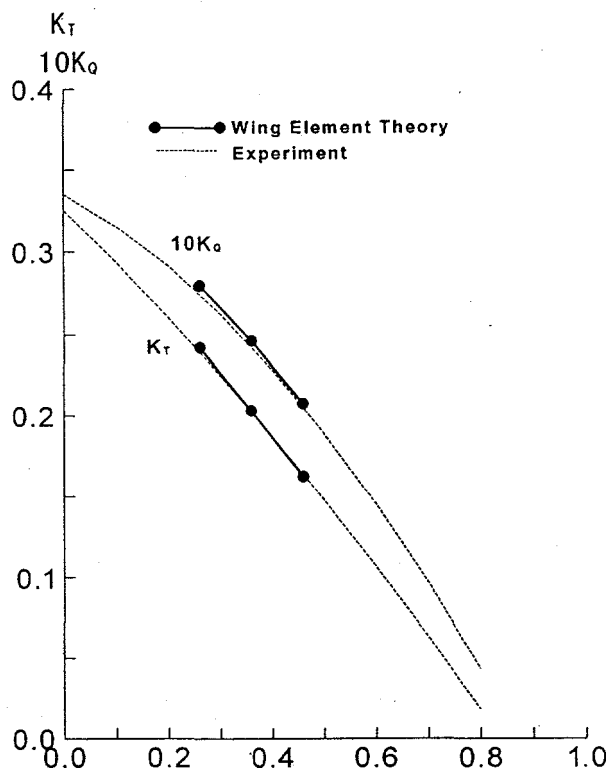


Fig.2 Comparison of Open Water Characteristics
(Propeller No.2114R)

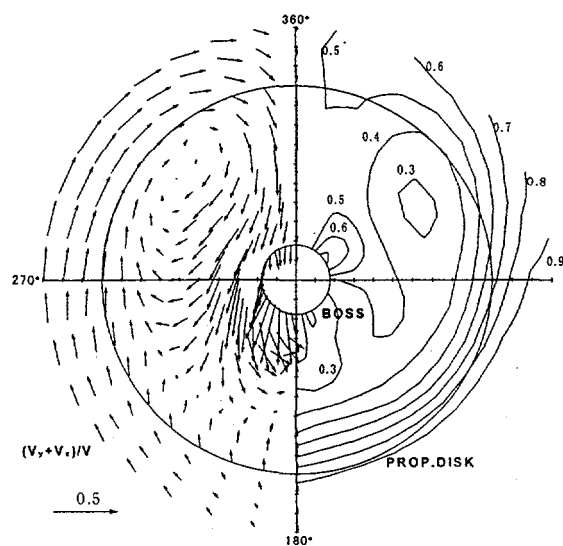


Fig.3 Measured Velocity Distribution in Propeller Disk
behind Model Ship(SR231A)

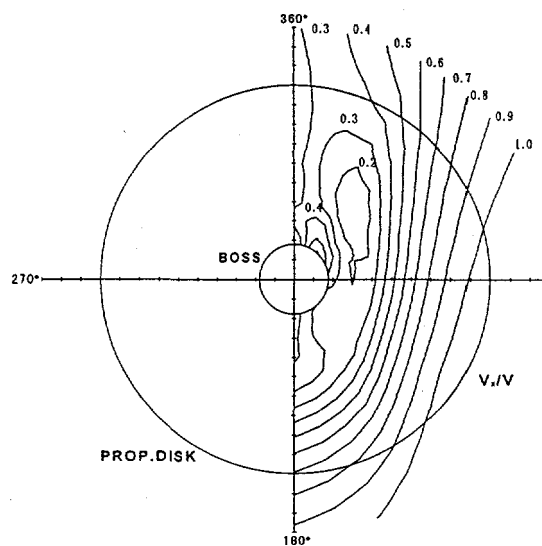


Fig.4 Estimated Wake Distribution in Propeller Disk
behind Actual Ship(SR231A)

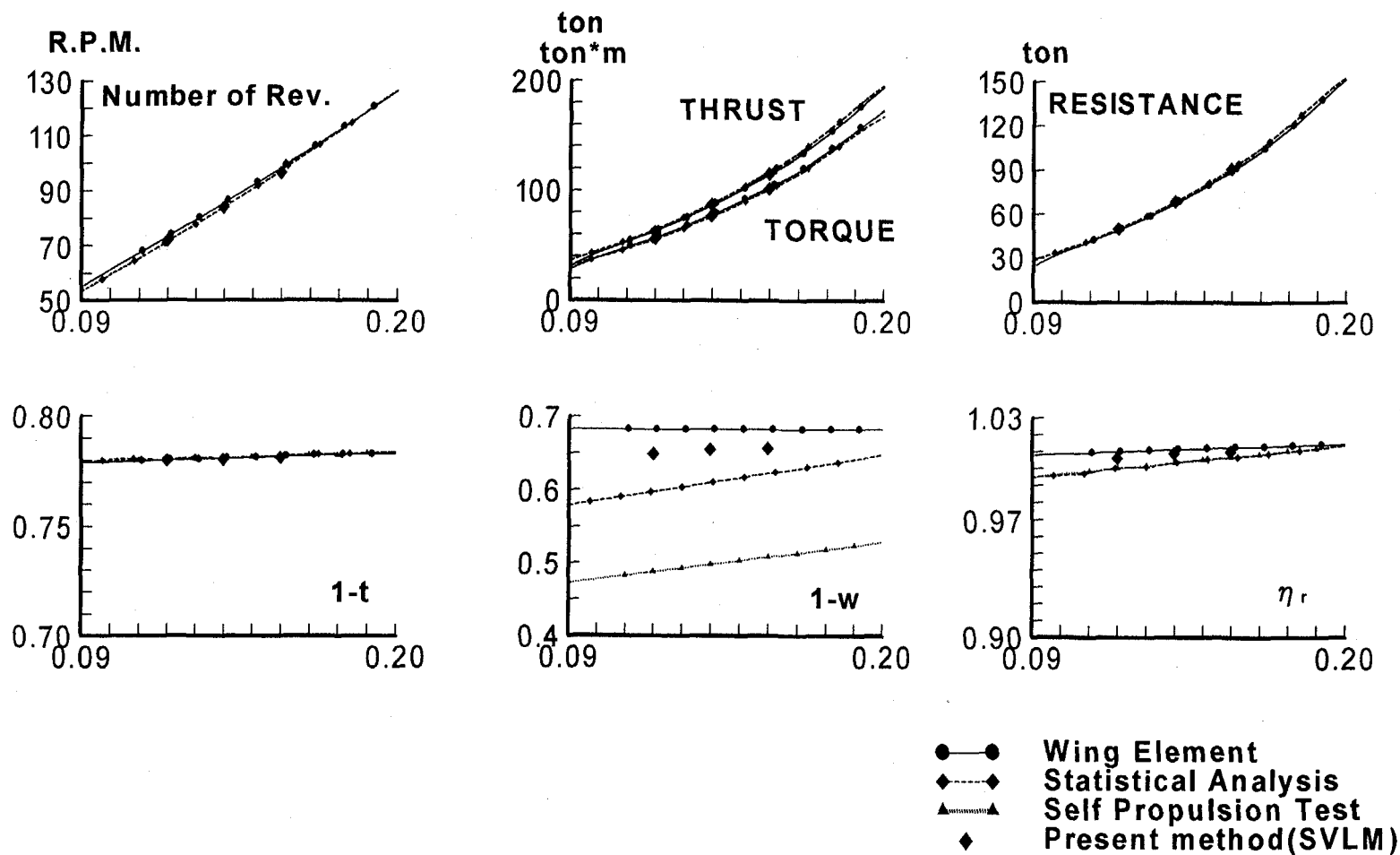


Fig.5 Predicted Ship Performances (Froude number base)

1-7 高速艇のランキンソース法による性能推定について

正員 江口 辰哉*

1. 緒言

高速艇の需要は一般商船に比べ市場規模は小さいが、社会的なニーズはいつの時代も確固として存在する。また近年はたとえば高速カーフェリーのような、ラストハンプ付近の高速船開発も頻繁に行われるようになってきており、今後の需要増も期待できるようになってきている。一方で計算機の高速化に伴い、チューンされた乱流モデルを使って、造波と粘性抵抗を同時に考慮できる Navier-Stokes 解法も数多く行われるようになってきており、今後の性能推定の主流になっていくであろうと考えられる。

しかしながら相対評価に重点を置く船型改良の世界において、また数多くの建造船のデータベースを持つ造船メーカーにとっては、短時間で船型差を評価し、船型改良の方向性を確認できる道具立ても同時に必要とされている。この意味でポテンシャル解法といえども、相対性能評価を迅速に行うことができれば、その存在意義は十分にあるといえる。

ここで示す計算法は、現状のパーソナルコンピュータでも、抵抗曲線が3時間程度で計算できるもので、気軽に船型改良を行うことができる。本論文では特に、中速から高速の領域で航行するトランサム船尾の高速艇について、「逆鏡像」ベースのランキンソース法 [1],[2] を用いて解析する手法について述べる。

2. 高速艇特有の船型と船型開発環境

一般商船との比較において、高速艇の性能推定上の違いを考えてみると、まず船体が沈下 (Sinkage) し傾斜 (Trim) することがあげられる。姿勢変化は一般商船の場合に比較してかなり大きく、姿勢が変化しない場合に比べて、その抵抗成分に与える影響は大きい。つぎにトランサム船尾の問題があげられる。一般に高速艇の場合は、船尾がトランサムの構造になっているものが多く、この姿勢と抵抗に与える影響は大きなものがある。また安定性やデッキエリアを大きく取るといった観点から、双胴船構造になっている高速艇も数多く見受けられ、単胴船の場合と違った双胴間の流れや、相互干渉影響を知る配慮が必要となる。

一方設計環境に目を転じると、高速艇は一般商船に比較して、自由な発想で船体の形状を考えていくことが多く、非常に長いバルブや滑走を想定した船底、双胴間のウェットデッキ、またチェーンなどの不連続な曲面で構成される船体を考える必要性から、多くの市販の「船舶 CAD」に見られるように、ベジェ曲面や NURBS 曲面といった、「パネルによる船体形状表現」が多用される結果となる。この状況を逆手に取り、元来パネル分割的に表現されている曲面情報を、そのまま入力情報として計算に取り込むことができれば、入力作業を軽減できることが考えられる。本報告では以上のような点を考慮しながら、性能推定法を考えていくことにする。

3. 定式化と数値計算法

Fig. 1 のように、静止水面上でかつ船体中央部を原点を取り、O-xyz 系を船長 L pp で無次元化した直交座標系と定義する。対象とする双胴船あるいは単胴船はトランサムの船尾を持ち、船は-x 方向に一定速度 U で航行しているものとする。攪乱速度ポテンシャルを ϕ 、攪乱速度を $\text{grad } \phi = (u, v, w)$ 、 u_x を u の x 方向微分、n を船体表面上の法線方向、g を重力加速度とすると、支配方程式と船体表面上の境界条件は以下になる。

$$\Delta \phi = 0 \quad \text{in Fluid Domain} \quad (1)$$

$$(\phi + Ux)_n = 0 \quad \text{on Hull Surface} \quad (2)$$

$$u_x - Kw = 0 \quad \text{on Free Surface} \quad (3)$$

ただし K は通常の波数ではなく、水面上で変化する 2 重模型流れの x 方向攪乱速度 $u_d(x, y)$ によって補正した以下に示す式を使用する。

$$K(x, y) = g / (U + u_d)^2 \quad (4)$$

つまり補正のなされた流速場の中を、定常造波の波動が伝播していくという仮定である。また放射条件を満足させるためにパネルシフト法を使っている。このとき任意の位置の水位は以下の式になる。

$$\zeta = - (U + u_d) u / g \quad (5)$$

以上の計算では、一応主流 U に補正 u_d を加えた形で、主船体によって曲げられる流れを考慮し、線形理論 (Free Stream Linear) に近似的に手を加えたものになっている。

今回のランキンソース法による計算では、高速艇の解析を考慮して、鏡像系に「逆鏡像」を採用した。また Fig. 2 に見るように船体表面の分割は、「船舶 CAD」からの入力を意識して、CAD のパネルデータのうち、静止水面から出た部分は切り落とすことにした。トランサム部については、船尾トランサム後端部にパネルを配置せず「開口部」を設けて計算している。

* (株) 三井造船昭島研究所

トランサム部の計算は、Fig.3 に示すように以下の要領で行う。まずトランサム部で「水面が完全に切れた高速の状態」を考える。この状態ではトランサム部の水位は船体後端と同じ高さとなる。従って波高は船体の後端のパネルを探索し、この z 方向高さ $z_{transom}$ に一致するように水面の吹出し強さを求める。注意点としてはパネルシフトランキンソース法を使っているために、トランサム直後のパネル上にはコントロールポイントはあっても、吹出しパネルは存在しない。そこでここに吹出しパネルと、その中心に水位を一致させるためのコントロールポイントを新たに付加し、コントロールポイントの数（境界条件を与える数）と吹出しが分布したパネル数（未知数）を一致させることにした。

次に Froude 数 0.3 から 0.4 くらいまでの、トランサム部での水切れが中間的な状態の計算を考える。この場合には、時間平均的な考えを持ち込んで、「トランサム部の時間平均流れが抵抗に及ぼす影響」という形でおおまかに評価する。Fig.4 に概念図を示す。具体的には船尾端での波高 $\zeta_{transom}$ を速度に応じて変更する形で、以下のように境界条件を決めている。

$$\text{if } 1/2 g (\alpha U)^2 > -z_{transom} \text{ then} \\ \zeta_{transom} = z_{transom} \quad (6)$$

$$\text{else} \\ \zeta_{transom} = -1/2 g (\alpha U)^2 \quad (7)$$

α は修正係数で 0.7 程度である。この処理を行うことで、横軸に Froude 数を取り、縦軸に抵抗係数を取った時、トランサム船尾を持つ高速艇の造波抵抗値が解析理論上のホロー部 (Froude 数 0.3 から 0.4 くらいまで) を埋めるように働き、結果としてハンプホローの起伏を小さくするように働く傾向がある。

以上の条件で吹出し強さを求めれば、船体表面上の流速を知ることができ、圧力方程式使って水面下のパネルにかかる圧力（重力項を含める必要がある [3]）と摩擦力を求めることができる。これらの応力を船体表面上で積分すれば、船体全体にかかる力とモーメントを求めることができる。また姿勢変化量は船体にかかる力と復原力から計算することができる。本研究では実際に姿勢変化を与えて収束するまで数回の繰り返し計算を行っている。なお摩擦力は船体表面上の速度方向に Schoenherr の摩擦抵抗係数とパネル表面積を掛けて求めている。計算の波高分布の一例を Fig.5 に示すが、図中の船体は姿勢変化を受けている。

4. 計算値と実験値の比較および考察

本計算法の動作チェックと計算精度の検証のため、まずトランサム船尾を持たない単胴の Wigley 船型を調べることにした。Fig.6 に片岡ら [4] によって得られた水槽試験結果との比較を示す。抵抗成分、船体沈下量、トリムについて計算値と併せて示す。ただし抵抗成分については実験の剰余抵抗係数 Cr と、計算の造波抵抗係数 Cw の比較である。結果を見ると、フルード数 1.0 以下の範囲では一致度は良好で、妥当な結果を示しているといえる。

次にトランサム船尾を持つ双胴の A 船型と B 船型について実験と計算の比較を行った。A 船型は比較的小さいトランサム船尾を持つ、船長 1.84m、全幅 0.70m、喫水 0.10m、排水量 55kgw の Fig.1、Fig.2 に示す様な形の船型であり、B 船型は L_{pp} に対して 4 パーセントのやや深いトランサム船尾を持つ、船長 2.05m、全幅 0.80m、喫水 0.08m、排水量 20kgw の船型である。

Fig.7 に A 船型の場合の抵抗と姿勢について、実験値と計算値の比較を示す。全抵抗は ρL_{pp}^3 を用いて無次元化した。この値が実験と同じ値を示していれば、剰余抵抗を求める場合に、実験と同じ手順を踏んで計算すれば、造波抵抗係数は同一になる。この結果を見ると大略において、全抵抗値・姿勢とも計算値は実験値と良好な一致を示している。

次に B 船型について、双胴間距離を変えて計算を行い、実験値と比較した。双胴間距離は L_{pp} 比率で 0.20、0.15、0.12 の 3 種である。また双胴間距離が無大の極限として、「デミハル」のみの比較も行った。Fig.8 にこれら 4 状態（図中では wide, mid, narrow, mono-hull として分類）の計算値と実験値の比較を示す。姿勢・抵抗値ともよく一致していることが分かる。双胴間の干渉、つまり双胴間距離の変化による抵抗値や姿勢変化も、ほぼ捉えることに成功しているようである。

5. 結言

本研究の要点をまとめると以下ようになる。

- (1) 高速船を対象に姿勢変化を考慮した、「逆鏡像ベースのランキンソース法」による計算を示した。この時「船舶 CAD のデータ形式を使って水面下の船体パネルを切り出す」計算手法を提案した。
- (2) 高速船に多く採用されている「トランサム船尾」に対して、ランキンソース法を用いて計算する場合の簡便な計算法を提案した。
- (3) Wigley 船型を用いて単胴船の計算値と実験値を比較し、抵抗と姿勢について良好な一致を見た。またトランサム船尾を持つ双胴船についての計算を行い、水槽試験と比較して定量的に良好な一致を見た。
- (4) 高速域の双胴船について、本計算法によって双胴間干渉が評価できることを確認した。

謝辞

本研究を進めるに当たって多くの示唆に富む数値計算上のアドバイスやヒントを頂いた九州大学工学部 中武一明教授、安東潤助教授に紙面を借りて厚くお礼を申し上げます。また Wigley 船型に関する実験結果を貸して頂いた、九州大学工学部 片岡克己氏に深く感謝いたします。最後に実際の高速船型について貴重なデータを貸して頂いた、三井造船(株) 千葉基本設計 山下進 氏に深く感謝いたします。

参考文献

- [1] 安東潤、片岡克己、中武一明：超高速艇における Rankine Source 法について、西部造船学会会報第 84 号 (1992)、pp.1-10.
- [2] 江口辰哉：Rankine source 法による定常造波問題の数値解法、日本造船学会論文集、第 177 号 (1995)、pp.101-112.
- [3] Lars Larsson : CFD as a Tool in Ship Design, Proceedings of CFD WORKSHOP TOKYO 1994 Volume 1 -An International Workshop for Improvement of Hull Form Designs-, (1994) , pp. 1-21 .
- [4] 片岡克己、安東潤、中武一明：船体と水中翼の流体力学的干渉について、西部造船学会会報第 92 号 (1996)、pp.81-93.

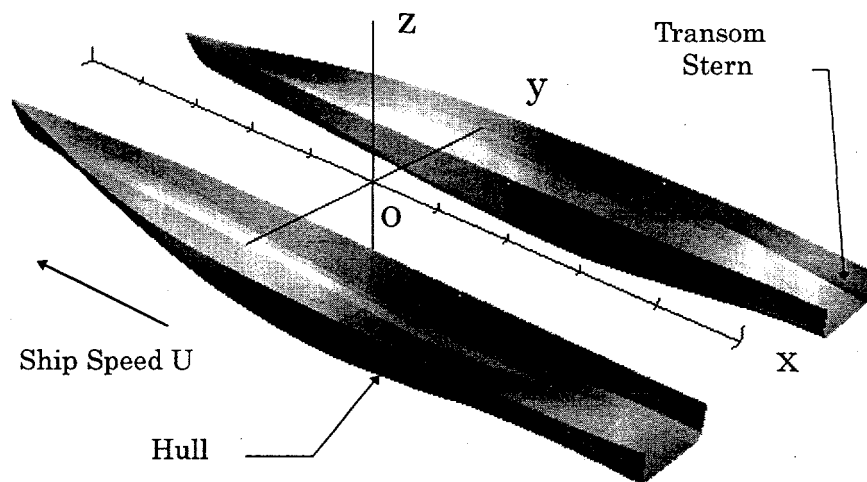


Fig.1 Coordinate system

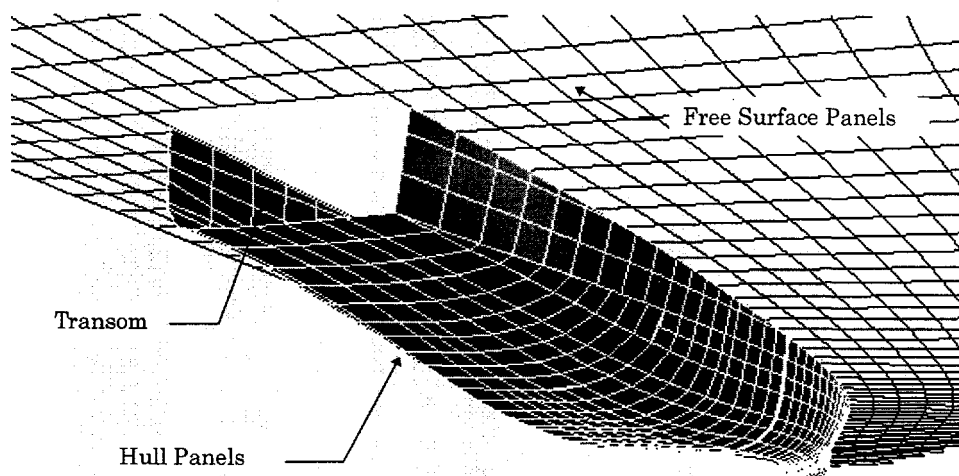


Fig.2 Panel arrangements for hull, transom and free surface

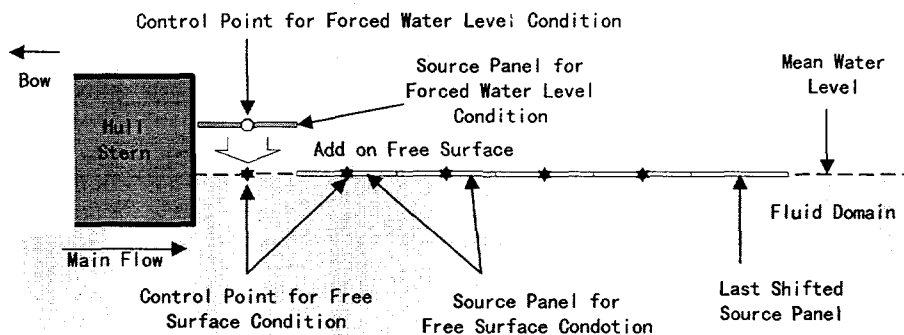


Fig.3 Source panel arrangements for panel-shift Rankine source method

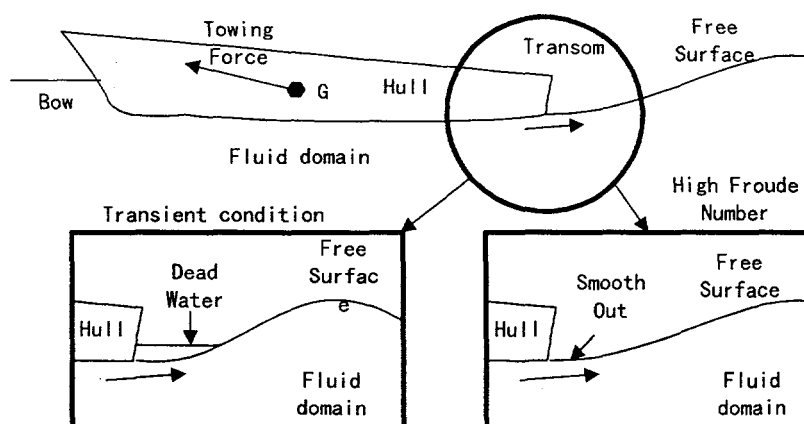


Fig.4 Simplified transom-flow model for Rankine source method

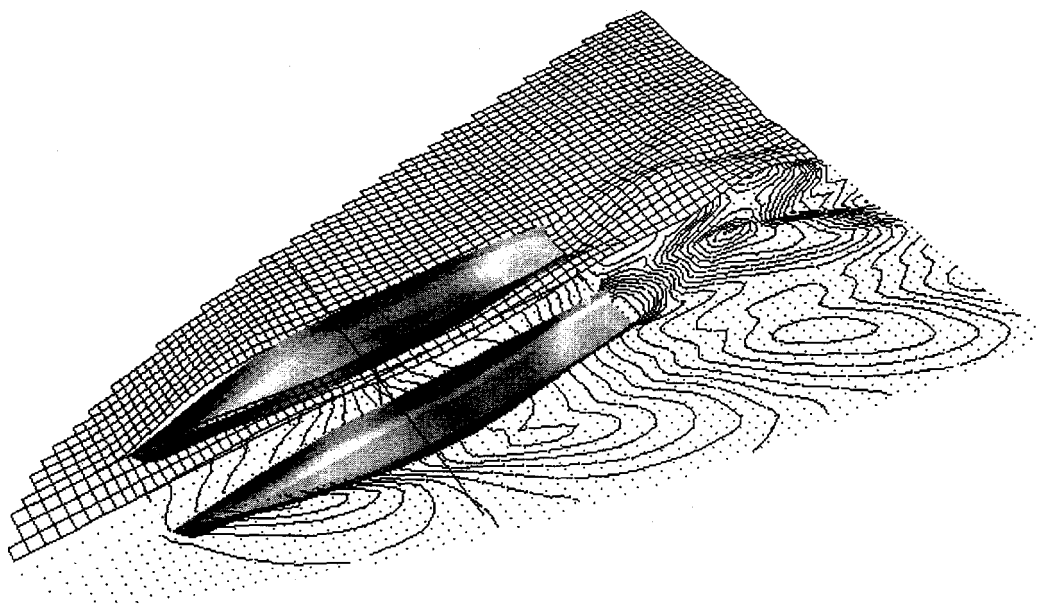


Fig.5 Perspective view of wave height around ship with transom sterns

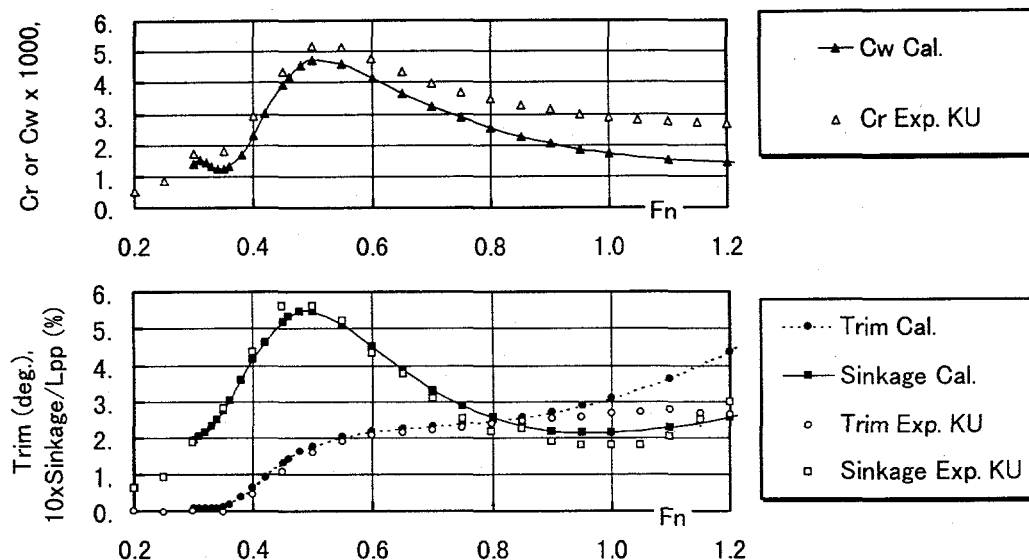


Fig.6 Comparison of measured and computed resistance, trim and sinkage
(Wigley hull, Measured by Kyushu Univ.)

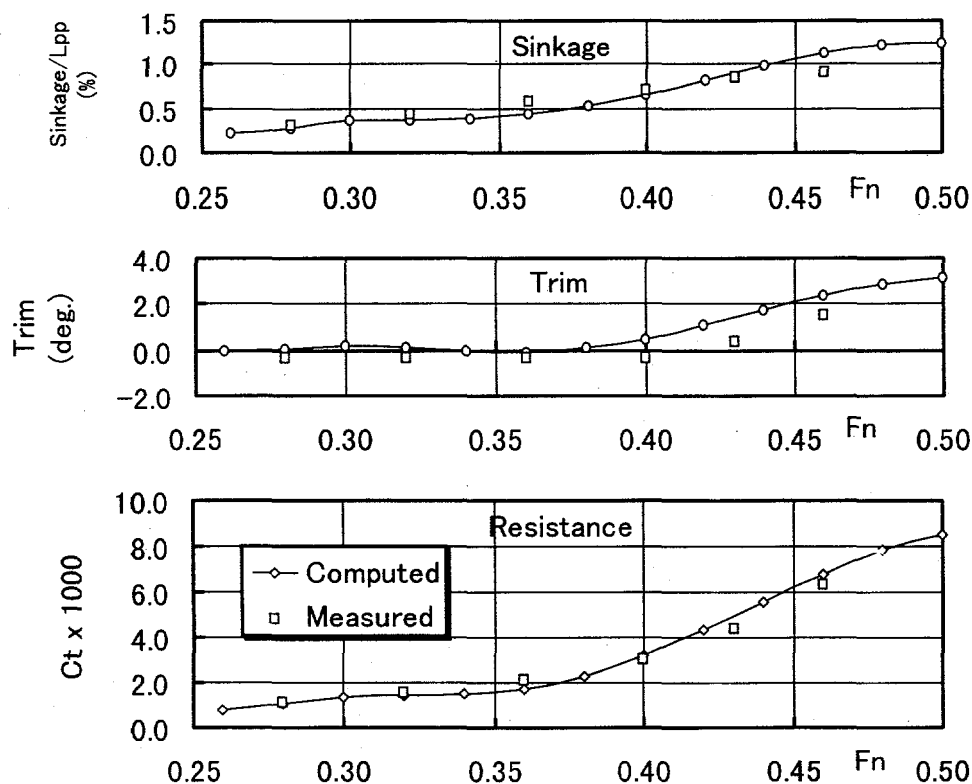


Fig.7 Comparison of measured and computed resistance (Hull : Type-A)

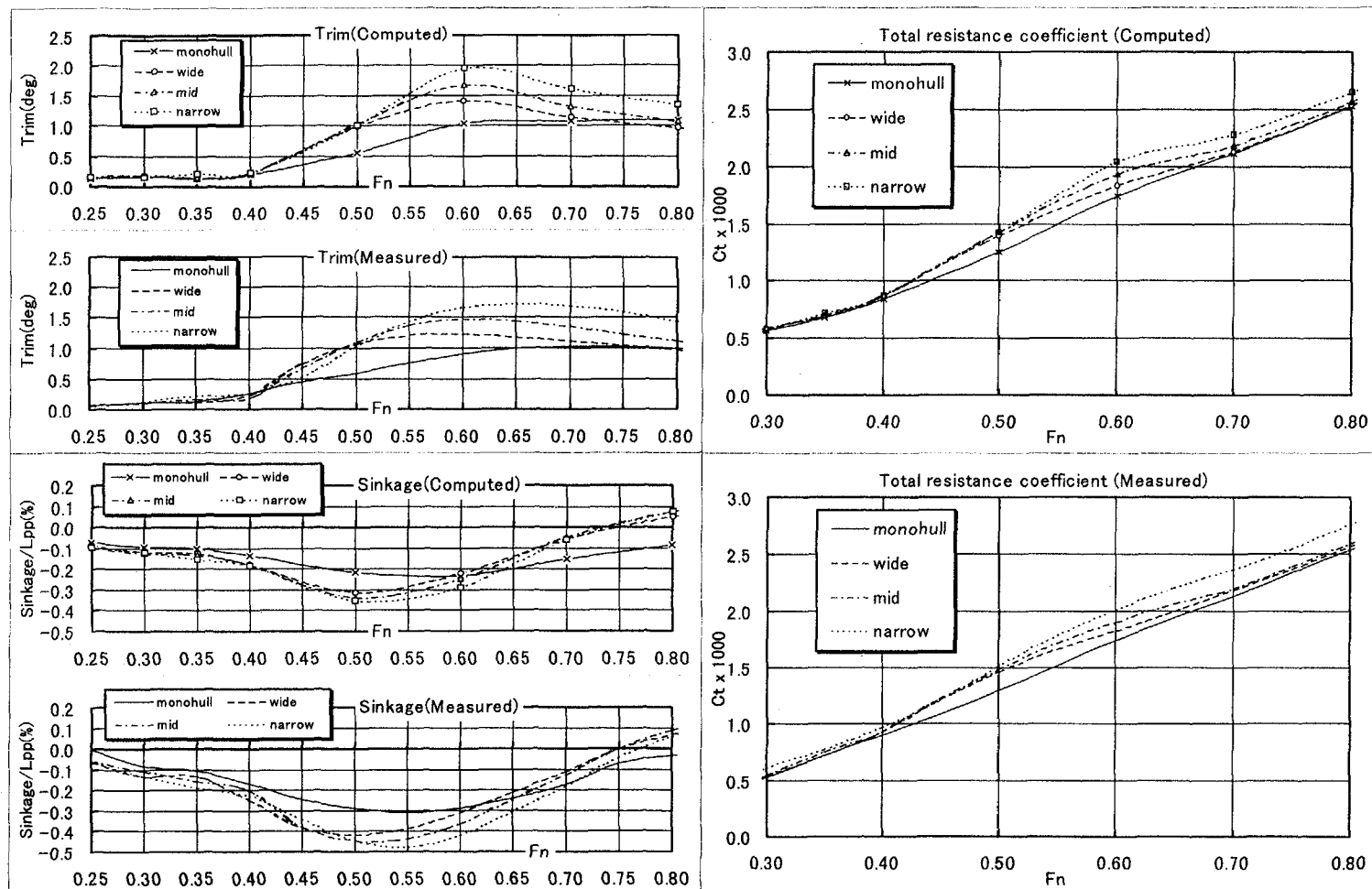


Fig.8 Comparison of computed and measured data of twin-hull interactions
(Hull : Type-B , Left side : Trim and Sinkage, Right side : Resistance)

1-9 ランキンソース法におけるコチン関数を用いた造波抵抗計算

正員 安川 宏紀*

1 緒言

1991年、Raven は Dawson 法をベースとしたランキンソース法 [1] において負の造波抵抗が計算される場合のあることを発表した [2]。負の造波抵抗は物理的に不可解であり、ランキンソース法自体に疑義が生じたといっても過言ではない。負の造波抵抗が起こる理由として、一般には次の2つが考えられている。

- 造波抵抗を計算する際の船体表面圧力の数値積分の精度不足
- 理論の不整合性：Dawson の示した自由表面条件は、運動量/エネルギー保存則と言った基本的な関係を満足していない。

しかし今のところ、その根本的な解決法に関する定説はない。

本論文では、ランキンソース法において発生する負の造波抵抗を避けるために、遠方における速度ポテンシャルのふるまいを記述するコチン関数を用いた造波抵抗計算法を考える。コチン関数を用いた造波抵抗の計算法自体は目新しいものではないが、Baba の自由表面条件 [3] のもと、船体表面と船体近傍の自由表面上の速度ポテンシャルを未知数とする新しいコチン関数を定義し、それにランキンソース法を組み合わせた新しい造波抵抗計算法を提案する。ここでは、この計算法をランキンソース・コチン関数法 (Rankine Source Kochin-Function Method; RSKFM) と呼ぶことにする。まず、この RSKFM における理論計算法について述べ、次に SR107 船型を対象とした RSKFM による造波抵抗の計算と実験結果の比較を行い、本計算法の有効性について検討を加える。

2 理論計算法

2.1 境界条件式

まず、取り扱う境界条件式を整理しておく。座標系として、静水面に $x-y$ 平面をとり、船首から船尾方向を x 軸、横方向を y 軸、鉛直上向きに z 軸をとる。船体周りの流れはポテンシャル流れとして取り扱う。総速度ポテンシャルを船体周りの2重模型流れ ϕ_0 と、波動を表す速度ポテンシャル ϕ の和と仮定し、さらに ϕ を次のように表す [4]。

$$\phi = \phi_1 + \zeta \phi_2 + \theta \phi_3 \quad (1)$$

ここで、 ϕ_1 は航走による船体の姿勢変化を考慮しない場合のポテンシャル、 ϕ_2 は航走時の船体沈下 ζ によって生じる攪乱ポテンシャル、 ϕ_3 は船体航走時のトリム θ によって生じる攪乱ポテンシャルを意味する。 ζ と θ はともに微小と仮定する。

ϕ に関する自由表面条件として Baba の自由表面条件 [3] を用いると、 $\phi_i (i = 1, 2, 3)$ に関する次のような自由表面条件が得られる。

$$\left(u_0 \frac{\partial}{\partial x} + v_0 \frac{\partial}{\partial y} \right)^2 \phi_i + g \frac{\partial \phi_i}{\partial z} = f_i \quad \text{on } z = 0 \quad (2)$$

*三菱重工業(株)長崎研究所 船型試験場

ただし、

$$f_1 = gD(x, y), \quad f_2 = 0, \quad f_3 = 0 \quad (3)$$

$$D(x, y) = \frac{\partial}{\partial x}(\zeta_0(x, y)u_0) + \frac{\partial}{\partial y}(\zeta_0(x, y)v_0) \quad (4)$$

$$\zeta_0(x, y) = \frac{1}{2g}(U^2 - u_0^2 - v_0^2) \quad (5)$$

U は船速、 (u_0, v_0) は静水面での 2 重模型流れの速度成分である。

船体表面条件は、姿勢変化のない静止時の船体表面にて成り立つように線形化すると次式が得られる [4]。

$$\frac{\partial \phi_i}{\partial n} = h_i \quad \text{on } S_H \quad (6)$$

ただし、

$$h_1 = 0, \quad h_2 = m_3, \quad h_3 = z'm_1 - x'm_3 + \phi_{0z}n_1 - \phi_{0x}n_3 \quad (7)$$

式中、 S_H は静止時の船体表面を意味する。 x', z' は船体表面の座標、 n_1, n_3 は船体表面の外向き放線方向ベクトル $\mathbf{n}$ の x -, z -方向成分、 m_1, m_3 は船体運動理論における m -ベクトルと呼ばれる 2 重模型流れと船体の姿勢変化との干渉を表す項の成分であり、次のように表される [5]。

$$(m_1, m_2, m_3) = -(\mathbf{n} \cdot \nabla) \nabla \phi_0 \quad (8)$$

ランキンソース法によって $\phi_i (i = 1, 2, 3)$ に関する基礎式を解くと、船体に働く上下方向流体力ならびにトリムモーメントが計算でき、静的な釣り合いの条件から θ が計算できる [4]。 $\phi_i (i = 1, 2, 3)$ と ζ, θ が求まると、(1) 式から速度ポテンシャル ϕ が計算できる。

2.2 速度ポテンシャルの表示

速度ポテンシャル ϕ は、グリーンの定理より次のように表される。

$$\alpha \phi(P) = - \iint_{S_H + S_F} \left[\frac{\partial \phi(Q)}{\partial n_Q} - \phi(Q) \frac{\partial}{\partial n_Q} \right] G(P; Q) dS \quad (9)$$

ここで、 $P = (x, y, z)$, $Q = (x_1, y_1, z_1)$ であり、 S_F は静水面を表す。 α は P が S_F もしくは S_H 上にあるとき 2π をとり、 S_F もしくは S_H 以外の流体領域内にあるとき 4π をとる。

自由表面条件式を用いて S_F 上の積分項を書き換えると次式が得られる。

$$\begin{aligned} \alpha \phi(P) = & - \iint_{S_H} \left[\frac{\partial \phi(Q)}{\partial n_Q} - \phi(Q) \frac{\partial}{\partial n_Q} \right] G(P; Q) dS \\ & + \frac{1}{g} \iint_{S_F} \left[\left(u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} + v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right)^2 \phi(Q_1) + g \phi(Q_1) \frac{\partial}{\partial z_1} \right] G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \\ & - \iint_{S_F} D(Q_1) G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \end{aligned} \quad (10)$$

Sclavounos らは、(10) 式をベースとして速度ポテンシャルを直接解く方法を提案している [6]。その際、(10) 式に含まれる速度ポテンシャルの微分項については、高次境界要素法の適用によって

取り扱っている。(10)式は速度ポテンシャルの2階の微分項を含むため、速度ポテンシャルを未知数とする場合には、Sclavounosらのように高次境界要素を用いるか、差分表示による取り扱いが必要となる。本論文では、このような取り扱いを避けるため、次のような式変形を行っていく。

(10)式の S_F に関する積分項 I_F は次のように書き換えることができる。

$$\begin{aligned} I_F &\equiv \iint_{S_F} \left(u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} + v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right)^2 \phi(Q_1) G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \\ &= \iint_{S_F} \phi(Q_1) \left(u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} + v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right)^2 G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \\ &\quad + \int_c u_0 \left[\phi(Q_1) \left(-u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} - v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right) + \left(u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} + v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right) \phi(Q_1) \right] G(P; Q_1) dy_1 \\ &\quad + \int_c v_0 \left[\phi(Q_1) \left(-u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} - v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right) + \left(u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} + v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right) \phi(Q_1) \right] G(P; Q_1) dx_1 \end{aligned} \quad (11)$$

c は船体水線と静水面との境界線を意味し、 c 上では2重模型流れの船体表面条件より、

$$u_0(Q_1)n_{x1} + v_0(Q_1)n_{y1} = 0 \quad (12)$$

が成り立つ。従って、(11)式の c 上の線積分項は0となるため、結局(11)式は次のようになる。

$$\begin{aligned} I_F &\equiv \iint_{S_F} \left(u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} + v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right)^2 \phi(Q_1) G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \\ &= \iint_{S_F} \phi(Q_1) \left(u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} + v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right)^2 G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \end{aligned} \quad (13)$$

ここでの式展開は、Kashiwagiが行ったもの[7]と本質的に同じである。

最終的な速度ポテンシャルの表示は次のようになる。

$$\begin{aligned} \alpha\phi(P) &= - \iint_{S_H} \left[\frac{\partial\phi(Q)}{\partial n_Q} - \phi(Q) \frac{\partial}{\partial n_Q} \right] G(P; Q) dS \\ &\quad + \frac{1}{g} \iint_{S_F} \phi(Q_1) \left[\left(u_0 \frac{\partial}{\partial x_1} + v_0 \frac{\partial}{\partial y_1} \right)^2 + g \frac{\partial}{\partial z_1} \right] G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \\ &\quad - \iint_{S_F} D(Q_1) G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \end{aligned} \quad (14)$$

この表示式は、自由表面条件式としてBabaの条件式を用いたために可能となったもので、Dawsonの条件式を用いる限りこのような式変形はできない。(14)式がランキンソースを用いた場合の速度ポテンシャルの基礎式となる。(14)式には速度ポテンシャルの微分の項が含まれておらず、一定パネルを用いた離散化も可能であり、数値的な取り扱いが容易であるという特徴を有す。

ここで、 G として線型自由表面条件を満たすグリーン関数を考える。そのとき ϕ は次のように表される。

$$\begin{aligned} \alpha\phi(P) &= - \iint_{S_H} \left[\frac{\partial\phi(Q)}{\partial n_Q} - \phi(Q) \frac{\partial}{\partial n_Q} \right] G(P; Q) dS \\ &\quad + \frac{U^2}{g} \iint_{S_F} \phi(Q_1) [\varphi_{x1}(\varphi_{x1} + 2)G_{x1x1}(P; Q_1) + 2(\varphi_{x1} + 1)\varphi_{y1}G_{x1y1}(P; Q_1) \\ &\quad + \varphi_{y1}^2 G_{y1y1}(P; Q_1)] dx_1 dy_1 - \iint_{S_F} D(Q_1) G(P; Q_1) dx_1 dy_1 \end{aligned} \quad (15)$$

ϕ は U で無次元化された2重模型流れの攪乱ポテンシャルである。この式がグリーン関数を用いた場合の速度ポテンシャルの表示式であり、形式上線積分項が現れないのが特徴である。

2.3 コチン関数による造波抵抗の計算式

船体より遠く離れた領域では、2重模型流れ成分は一様流れとなり、攪乱ポテンシャルとして ϕ の free wave の成分だけが残る。(15)式からコチン関数を次のように定義すると

$$H(\theta) = - \iint_{S_H} \left[\frac{\partial \phi(Q)}{\partial n_Q} - \phi(Q) (n_{x_1} i \cos \theta + n_{y_1} i \sin \theta + n_{z_1}) k \right] E(\theta; Q) dS \\ - \frac{U^2}{g} \iint_{S_F} \phi(Q_1) \left[\varphi_{x_1} (\varphi_{x_1} + 2) \cos^2 \theta + 2(\varphi_{x_1} + 1) \varphi_{y_1} \cos \theta \sin \theta \right. \\ \left. + \varphi_{y_1}^2 \sin^2 \theta \right] k^2 E(\theta; Q_1) dx_1 dy_1 - \iint_{S_F} D(Q_1) E(\theta; Q_1) dx_1 dy_1 \quad (16)$$

ただし

$$E(\theta; x, y, z) = \exp\{ik(x \cos \theta + y \sin \theta) + zk\} \quad (17) \\ k = \frac{K_0}{\cos^2 \theta}, \quad K_0 = \frac{g}{U^2}$$

造波抵抗 R_w は次のように表される。

$$R_w = \frac{\rho K_0^2}{2\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} |H(\theta)|^2 \frac{d\theta}{\cos^3 \theta} \quad (18)$$

(16)式中、 $\frac{\partial \phi}{\partial n}$ は船体表面条件から既知であるため、自由表面上(静水面上)ならびに船体表面上の速度ポテンシャル ϕ が求まるとコチン関数が計算でき、(18)式より造波抵抗が計算できる。(18)式を用いる限り、負の造波抵抗は発生しないことが分かる。

式中、自由表面における積分項は、物体内部を除く静水面全部を取り扱わなくてはならない。しかし、2重模型流れの攪乱成分と D 関数は物体より離れたところでは0に漸近するため、船体近くの静水面だけを取り扱えばよい。

3 計算例

Fig.1 に鉾石運搬船(SR107 船型)を対象とした満載状態での計算値と三菱重工業長崎研究所で実施された水槽試験結果との比較を示す。図中、上から造波抵抗、船体沈下、トリム変化の結果である。造波抵抗は排水量の2/3乗ベースで無次元化されており、“Kochin”がコチン関数を用いた造波抵抗値、“Pressure”が圧力積分による造波抵抗値である。圧力積分による造波抵抗計算値は船の垂線間長ベースで定義されたフルード数 F_{npp} が0.1から0.2の間において全て負の値になったのに対し、コチン関数による計算結果では負の抵抗は現れず、水槽試験結果と大略一致する結果が得られた。コチン関数を用いた取り組みにより、低速時における造波抵抗の計算精度が改善されることが分かる。計算によるトリム変化 θ は水槽試験結果と比べてやや小さめであったが、船体沈下 ζ/L_{pp} は水槽試験結果と良い一致を示した。

4 まとめ

Babaの自由表面条件のもと、船体表面と船体近傍の自由表面上の速度ポテンシャルを未知数とする新しいコチン関数を定義し、それにランキンソース法を組み合わせた新しい造波抵抗計算法

(ランキンソース・コチン関数法: RSKFM)を提案した。コチン関数を用いた取り組みにより、根本的に負の造波抵抗が生じなくなり、SR107船型を対象とした計算では、低速時における造波抵抗の計算精度が向上することが分かった。この計算精度向上は、負の抵抗が決して現れないような表示式を解析的に求め、数値的な計算誤差が結果に大きく作用しないような形で造波抵抗の計算を行ったためと考えられる。今後は、このRSKFMを異なる船型の造波抵抗予測に用い、その適用範囲を明らかにしていきたい。

コチン関数による造波抵抗の計算値は、圧力積分による計算値と本来一致すべきものと考えられるが、今回の計算例では全く一致していない。両者が一致しない理由、さらには圧力積分による造波抵抗値が負となる理由は未だ不明のままである。これらの解明が今後の課題であろう。

参考文献

- [1] Dawson, C. W.: *A Practical Computer Method for Solving Ship-Wave Problems*, 2nd International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, Berkeley (1977).
- [2] Raven, H.: *Adequacy of Free Surface Conditions for the Wave Resistance Problem*, 18th Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, D.C.(1991), pp.375-394.
- [3] Baba, E.: *Wave Resistance of Ships in Low Speed*, Mitsubishi Technical Bulletin No.109, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.(1976).
- [4] Yasukawa, H.: *A Rankine Panel Method to Calculate Steady Wave Resistance of a Ship Taking the Effect of Trim and Sinkage into Account*, Trans. of West-Japan Soc. of Naval Architects, No.170 (1994), pp.27-35.
- [5] Ogilvie, T. F. and Tuck, E. O.: *A Rational Strip Theory for Ship Motions. Part 1*, Rep.No.013, Dep. Nav. Archit. Mar. Eng., Univ. of Michigan, Ann Arbor (1969), pp.67.
- [6] Sclavounos, P. D. and Nakos, D. E.: *Stability Analysis of Panel Methods for Free-Surface Flows with Forward Speed*, 17th Symp. on Naval Hydrodynamics, Netherlands (1988), pp.173-192.
- [7] Kashiwagi, M.: *A New Green-Function Method for the 3-D Unsteady Problem of a Ship with Forward Speed*, 9th International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, Kuju (1994).

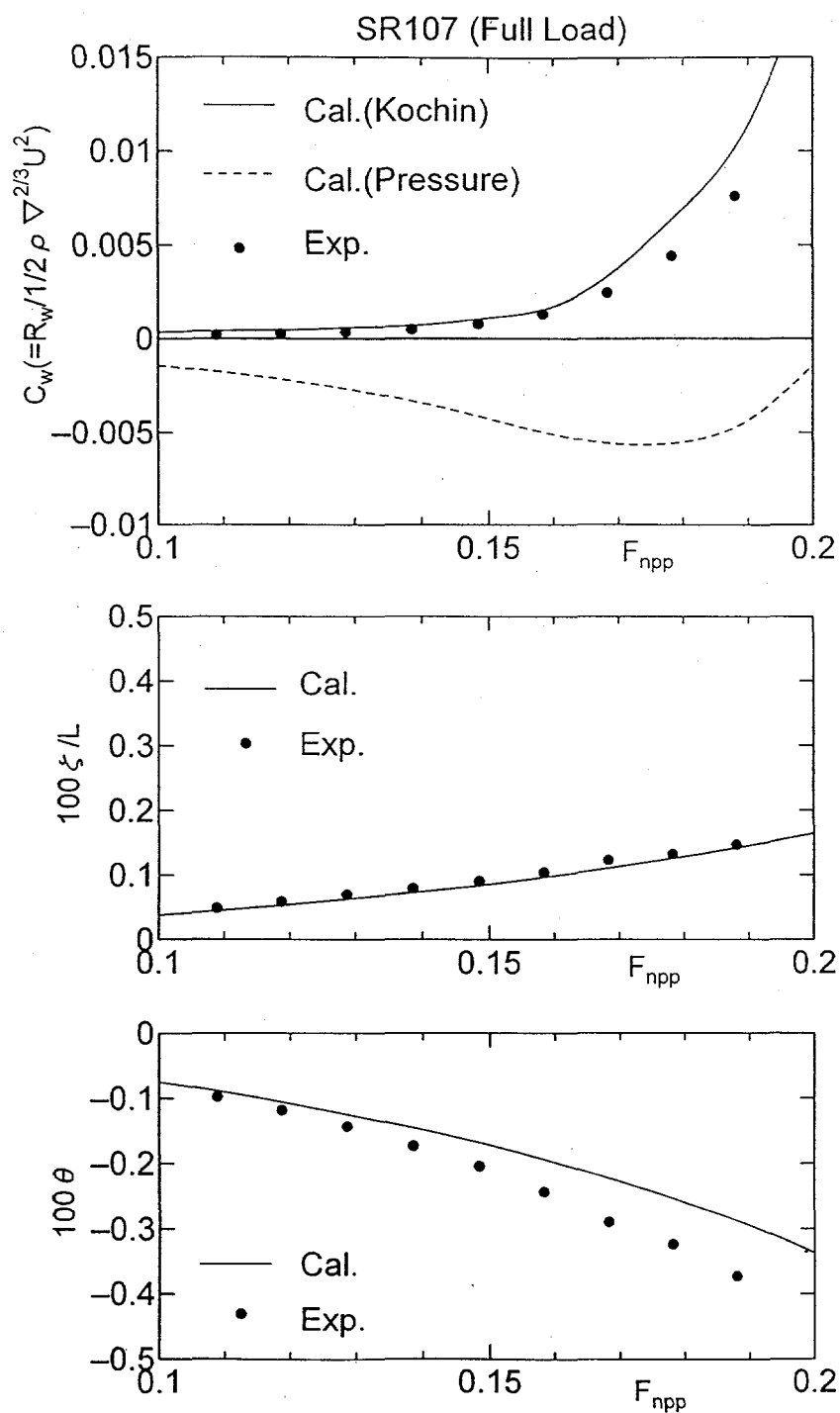


Fig.1: Comparison of calculations by RSKFM and model experiments for a SR107 hull form
(above: wave resistance coefficient, middle: sinkage, bottom: trim change)

1-10 Air Cushion Vehicle の定常造波計算法について(第2報)

正員 江口 辰哉*

1. 緒言

高速艇の形態として Hover Craft や Surface Effect Ship など Air Cushion Vehicle 型の高速艇(以下ACVと呼ぶ)があるが、このような高速艇の空気室の作る造波抵抗成分を知ることは性能推定のための第一歩である。著者は第一報で空気圧の定常造波問題について Rankine Source 法による解析法を示し、解析解と比較して遜色の無い結果を得ることができること示した[1]。しかしながら検証のための実験についてはいまだ積み残したままであった。今回の報告ではこの「実験」を行い、以前に示した「計算」との比較を行うとともに、今後のACV艇の定常造波問題の課題点を示す。

2. 定式化と数値計算法

実験との検証に入る前に座標系と計算法について簡単に記す。Fig.1 に示すように船体中央部を原点にとり、ACVのクッション長 L_c で無次元化した $0-xyz$ の直交座標系を定義する。航走体としてACVまたはSES (Surface Effect Ship: 側壁型ACV) を想定し一定の圧力場 P_c が速度 U で航行しているものとする。さらにACVの特性量としてクッション幅 B_c 、クッション面積 S_c を定義する。

さらにACV周りの流れを理想流れとすると、流れの場に速度ポテンシャル ϕ が定義できる。そして $z=0$ 上に線形自由表面条件を仮定する。 K を波数、 ρ を水の密度とすると ϕ が満たすべき条件は以下のようになる。

$$\Delta \phi = 0 \quad \text{in Fluid Domain} \quad (1)$$

$$u_x + Kw + p_x / (\rho U) = 0 \quad \text{on } z=0 \quad (2)$$

ここで (u, v, w) は各方向の攪乱速度成分であり、下添え字は偏微分を表す。 $p(x, y)$ は自由表面全体に広がる圧力場の分布で、矩形分布のクッション圧力 P_c も含んだ「一般的な圧力分布」を表すものとする。数値計算手法は水面上に吹出しパネルを配置し、水面 $z=0$ で(2)式の自由表面条件を満足させる「パネルシフト型」ランキンソース法[2], [3]であり、これを用いることにより「放射条件」を満足させることができる。

問題となるのはクッション圧力 P_c の処理である。この圧力分布は、クッション圧が有る所と無い所で、「階段状の不連続関数」となる。このとき微分値 p_x は「数学的には無限大」の処理を行わなければならないが、第一報で述べたように、圧力ジャンプの有るところでパネル1つ分で圧力が上昇するとして、その有限量の傾きを1パネルに与えれば、近似的に表現できることが分かっている。この場合、水面の格子があまり粗くなければ、解析解に近い精度で計

* (株)三井造船昭島研究所

算が可能である。なお後述するが、実験は極めて浅い喫水（船長の約2パーセント）ではあるが「側壁」を設けて空気の保持を行っているため、計算もこれに対応させ、側壁代りに非常に薄い Wigley 船型を置いて、同一喫水条件で計算を行っている。

ただ今回の実験のようにかなり高速で航走する場合は、空気圧による造波は喫水に対して波長が長いので、造られた波の大半は船側板の下部を透過して外部に伝播していくと予想され、側壁の無い矩形の空気圧場の造波計算と比較して、検証上の違いは大きくはないものと考えられる。

3. 実験

検証のための実験を以下の要領で行った。まず側壁型の ACV を考え、フルード数と水槽での計測時間及びこの種の船舶の常識的なプロポーションを考えて以下の要目とした。

クッション長: L_c 2. 260 m

クッション幅: B_c 0. 378 m

静止時喫水: d 0. 050 m

航走時空気圧: P_c 約 22 mmAq. (航走時に調整。ばらつきあり)

Fig. 2 に示すように、模型船の主構造は透明硬質塩化ビニール製であり、矩形の空気圧船である。クッション圧力を保つために浮上ファンとして複数のクーリングファンをウェットデッキに備えている。また前後シール部の接水影響を極力避けるために、船体の前後に水位センサーを備えたアクチュエータで開閉できるシャッター型のシールを設けた。走行中に水位を検知し、クッション圧力を保ちながら、水面に触れないように上下する機構になっている。航走速度はフルード数で 0. 5 から 1. 0 まで 0. 1 間隔で実施した。

航走時に透明な側壁を通して壁の「外側」と「内側」の船側波形を写真撮影し船側波高を読み取った。高速の実験であるので、造波抵抗のほかにも風圧抵抗やスプレー抵抗、ファンやシール部からの運動量抵抗など考慮すべき抵抗成分があるが、予備実験を行いながらなるべく注意深く補正を行うことにした。

Fig. 3 に示すように、今回の場合は「矩形」の空気層船であるから、空気圧の作る造波抵抗は、前後シャッター下端の上下位置の差 Δh に、クッション圧 P_c を乗じ、更にクッション幅 B_c を掛けて大略知ることができる。

4. 計算と実験の比較

計算法は第一報に用いた方法を使った。自由表面条件は線形 (Free Stream Linear) 理論である。但しこのエアクッション造波の問題の場合は、船体によって曲げられる流れが無いので、2重模型線形 (Double Model Linear) 理論近似を使っても答えは殆ど同じになる。また Wigley 形状の船側壁には「逆鏡像」[2], [3]を用いているが、厚さ・喫水とも極めて小さいので、「正鏡像」でも「鏡像なし」でも計算結果に影響が無いことを確認している。

計算の結果得られた波紋の分布を Fig. 4 に示す。この波紋は喫水は浅いが、いわゆる双

胴船間に圧力場がある時のものである。喫水が浅いので、特に高速の領域では造波部が双胴間の内部にあるにも拘わらず、側壁外部に水位の変化を誘起している。

計算値との比較の前に、このようなスケールモデルでどの程度の水位が観測されるかを考える。2次元モデルの船首波と船尾波の干渉が最も強い場合でさえも「船体内部の最小水位は、Pcの水頭の約3倍程度」である。今回の実験のような3次元の模型を考えた場合は、船首船尾の波の干渉は更に小さくなるため、計測される波の最大値と最小値の差も小さくなる。本模型船の場合にはクッション圧が20 mmAq.程度であるから、最大波高で20 mm～40 mm程度のオーダーとなることが予想される。つまり実験も計算も最大波高で「全長の1～2パーセント程度の評価」を行っていることになり、実験のスプレーの入った写真読み取りによる計測では、「誤差」が入りこむ可能性も考慮しておく必要がある。

計算と実験の水位の比較をFig. 5に示す。フルード数は上から順に0.5、0.7、0.9である。計算値と実験値各々の2本の線は、船側板上の内側と外側の水位である。特に内側の水位は造波抵抗と直接に関係がある。この図から、ランキンソース法（線形理論）による予測は、波高の起伏の傾向は大略は捉えているようである。ただその一致度は、船尾に近づくほど悪くなる傾向にある。

しかしながら船体側壁の「外側」と「内側」の「波高差」に注目すると、いまいち一致度が上がるように見える。また波高の平均線（外側と内側の波高の平均）について見ると、実験値の方が船体後方に行くに従って下がっていく（右に傾斜している）傾向にあるようである。計算の水面格子の分割を細かくしても結果はほとんど変わらなかったのも、この不一致の原因は、自由表面についての線形理論の計算と、非線形な実現象の差である可能性もある。

近年は空気圧の造波現象を、Navier-Stokes 方程式と、時間追跡型の非線形自由表面条件で解析する方法[4]もあり、このような計算法を用いれば、以上のような不一致が解消される可能性もある。しかし今回のフルード数範囲では、「クッション造波抵抗」自体は「解析解」[5]でもかなり正確に出ることも知られており、加えて実験固有の問題も多少はあるので、これらの項目を総合的に見ながら、不一致の原因を把むことが今後の課題でもある。

5. 結言

ACV型の特にクッション室の波高分布を得るために実験を行い、パネルシフト型のランキンソース法による計算値と照合した。その結果、パネルシフト型のランキンソース法を用いて予測した水位は、実験結果と定性的に一致する傾向にはあるが、実験によって得られた波高は船体後方部に行くに従って、その平均レベルが沈下する傾向にあることが分かった。

上述の不一致の原因を探り、ACVの性能推定精度を高めることが今後の課題である。

謝辞

最後に、本研究を進めるに当たってACV型高速艇の造波現象に関して理論的・実験的な知見を頂いた(株)三井造船昭島研究所 日下祐三博士、ならびに(株)三井造船昭島研究所 石

井規夫博士に感謝いたします。

参考文献

- [1] 江口辰哉：Air Cushion Vehicle の定常造波計算法について、西部造船会会報第，第84号（1996），pp.1-17.
- [2] 例えば，安東 潤，片岡克己，中武一明：超高速域における Rankine Source 法について，西部造船会会報第，第84号（1992），pp.1-10.
- [3] 江口辰哉：Rankine source 法による定常造波問題の数値解法，日本造船学会論文集 第177号（1995），pp.101-112.
- [4] 小原茂明，仲渡道夫：自由表面上を航走する圧力分布が造る波の数値計算，日本造船学会論文集，第171号（1992），pp.413-424.
- [5] 鈴木勝雄，大迫義谷：3次元圧力分布の作る波形の計算法について，NTG資料，第7回資料—資料番号9（1985），抜粋.

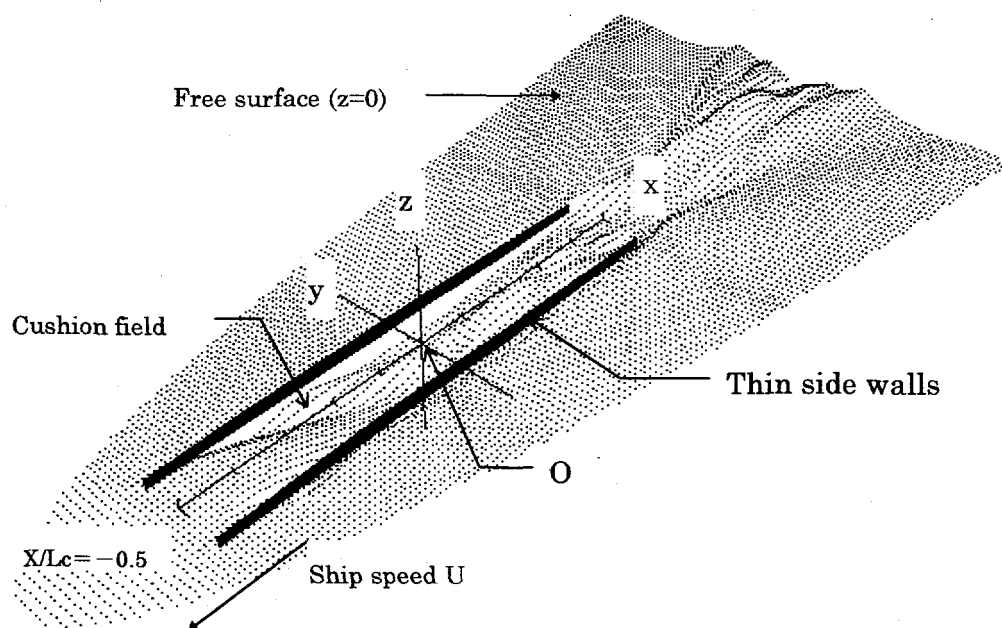


Fig.1 Coordinate system

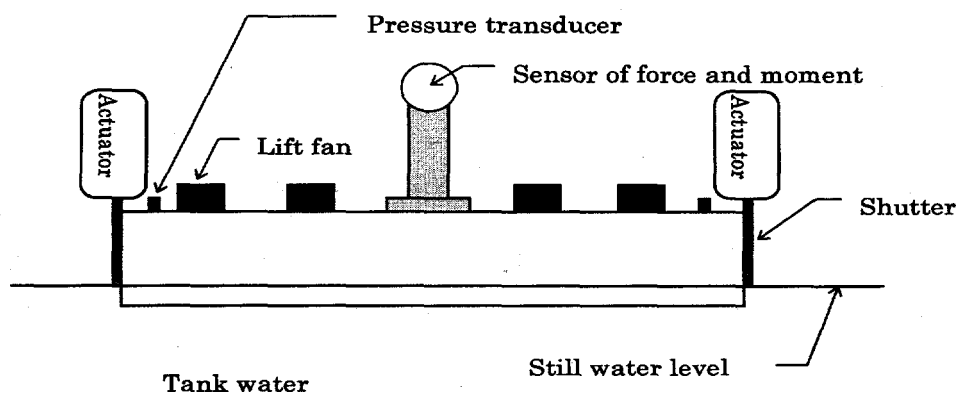


Fig. 2 Measuring system of force and wave height on side plates

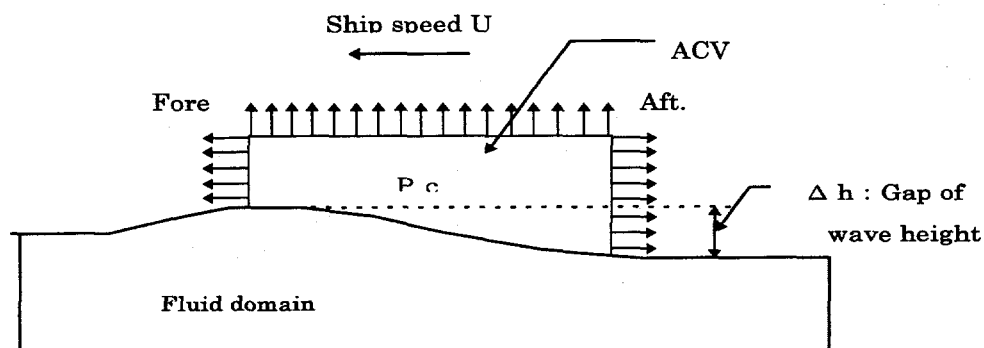


Fig. 3 Cushion pressure distribution

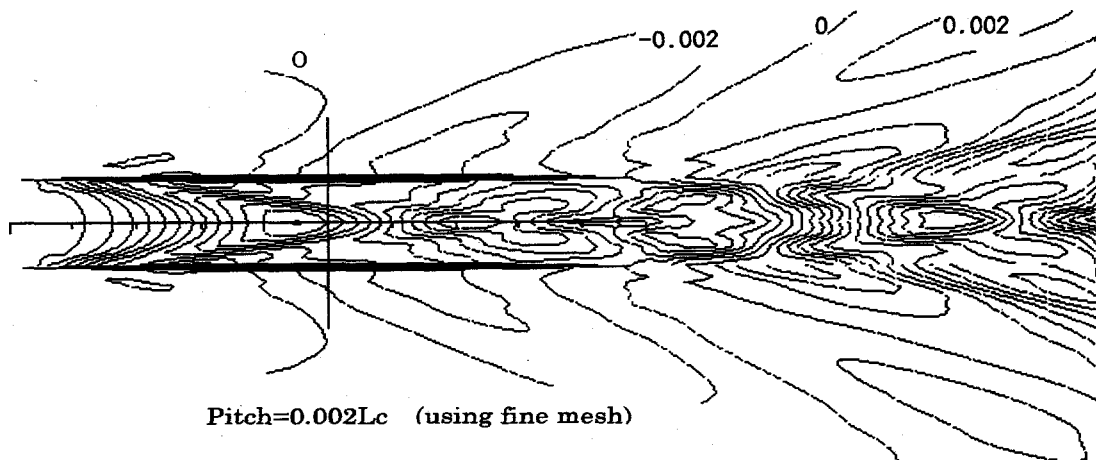


Fig. 4 Computed wave height contours around ACV of twin side hulls ($Fn=0.50$)

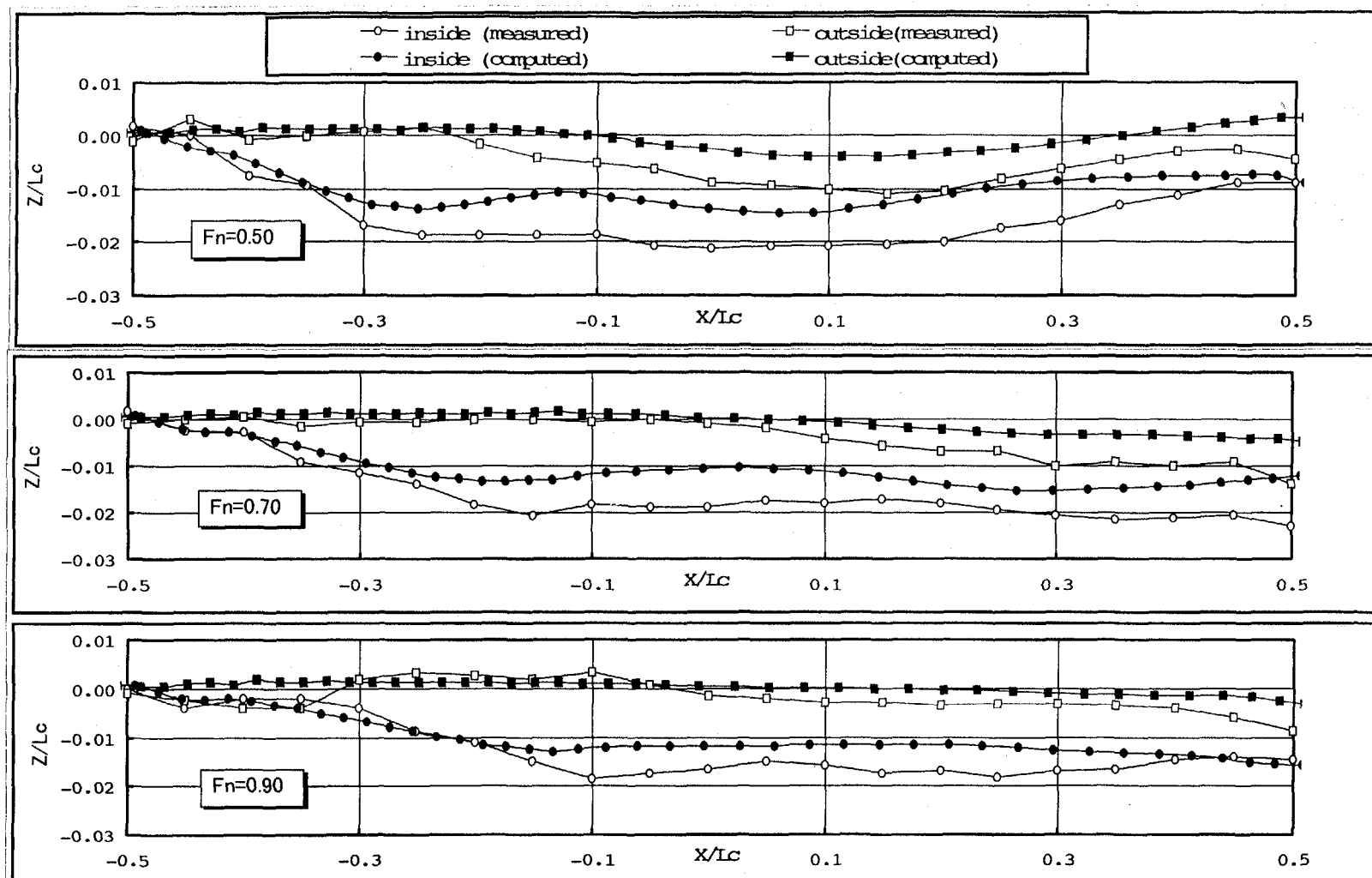


Fig.5 Comparisons of computed and measured wave height on side-wall of ACV ($Fn=0.50, 0.70, 0.90$)

1-11 簡便なパネル法によるカタマランの造波抵抗計算法

正員 片岡 克己*

1. はじめに

カタマランの研究については耐航性の分野において数多く [1]、その対象は波浪外力と demi-hull の相互干渉との関係である。また船尾の流れに対して Kutta の条件を付加した計算 [2, 3] も行われている。

一方静水中の性能に関しては、干渉造波抵抗が速長比、および demi-hull 同士の距離に依存する事が示され [4]、実験的 [5, 6]、あるいは水中翼が付加された場合 [7, 8] について報告がなされている。

本論文では、ランキンソース法に SQCM [9] を合わせて用いる事で容易に Kutta の条件を組み入れる事が可能なため、SQCM を併用した場合、しない場合の各々についてカタマランに働く造波抵抗を数値的に求め、実験値との比較によって Kutta の条件の必要性の検討を行う。

合わせて「足ひらき」の力 [1]、および demi-hull の水線面形状による造波の違いについても検討を行う。

2. 数値計算法と実験の説明

今回の計算では Wigley Model ($L_{PP} = 1.0m$) 二つを並べてカタマランとし、左右の対称面で鏡像をとり片側だけを計算対象領域としている。この demi-hull と静水面との配置の状態を、パネル分割の様子と合わせて Fig.1 に示す。この例では demi-hull 相互の中心線間距離 S の Wigley Model の船長 L に対する比 S/L を、0.2 としている。なお demi-hull の分割は前後方向に 40 分割、上下方向に 10 分割であり、静水面は前後方向に F.P. の手前 $0.25L$ から A.P. の後方 $0.25L$ の範囲を 60 分割、横方向はカタマラン中心線からほぼ $1.0L$ の範囲を 40 分割である。

数値計算法を簡単に述べると、demi-hull 表面、および静水面に吹出しを、demi-hull を翼と考えた場合のキャンバー面に離散渦を分布させ、船尾より無限遠方へ渦を流出させるモデルを構成し、Dawson の Double Model Linearization [10] による自由表面条件を数値的に解く。

このとき波の放射条件としては九大法 [11] を用い、demi-hull の Kutta の条件は SQCM (Source and QCM) [9] を用いて自動的に満足させている。さらに船体表面の圧力の一様流方向成分を積

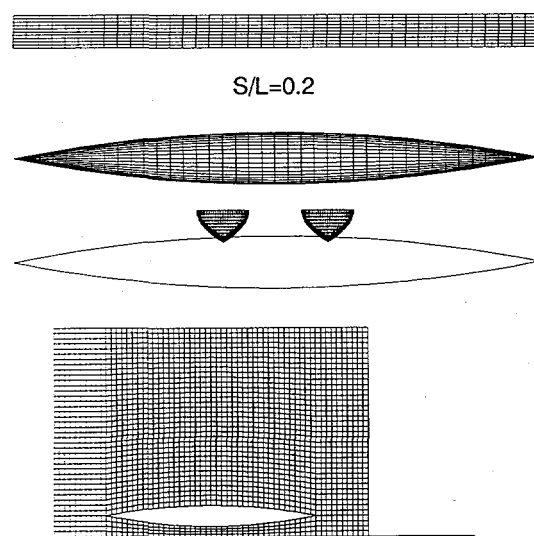


Fig.1 Positioning of the Wigley Demi-Hulls and those Panel Arrangements

*九州大学工学部

分することにより造波抵抗を求める。

計算の条件は、相互干渉の力が大きくなるような速度と距離を把握するため、速度は $F_n (= V/\sqrt{gL})$ が 0.22 ~ 1.25 の範囲で、demi-hull 間の距離 S/L を 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 と変えて行う。なお、今回の計算は姿勢変化を考慮しない場合、すなわちトリムとシンケージ変化を拘束した抵抗試験に対応するもので、実験は姿勢変化を拘束しないでやっている事を付記する。

3. 結果

計算例として Fig.2 および Fig.3 には $F_n = 0.50$ で $S/L = 0.2$ とかなり相互干渉影響が大きいと考えられる場合について Kutta の条件の有無による波紋および船側波形の比較を示している。また A.P. の後方 $0.25L$ という今回の静水面の計算領域 (a) では領域不足の懸念が有るため、後方 $1.0L$ と広げた場合の検討を行った結果 (b) を示している。Kutta の条件の有無に関わらず、波紋、船側波形に相異は見られず、各々の場合の造抵抗係数の値 C_w も有効数字 2 桁まで一致している。よって今後の計算は全て (a) と同じ領域について行ったものについて議論する。

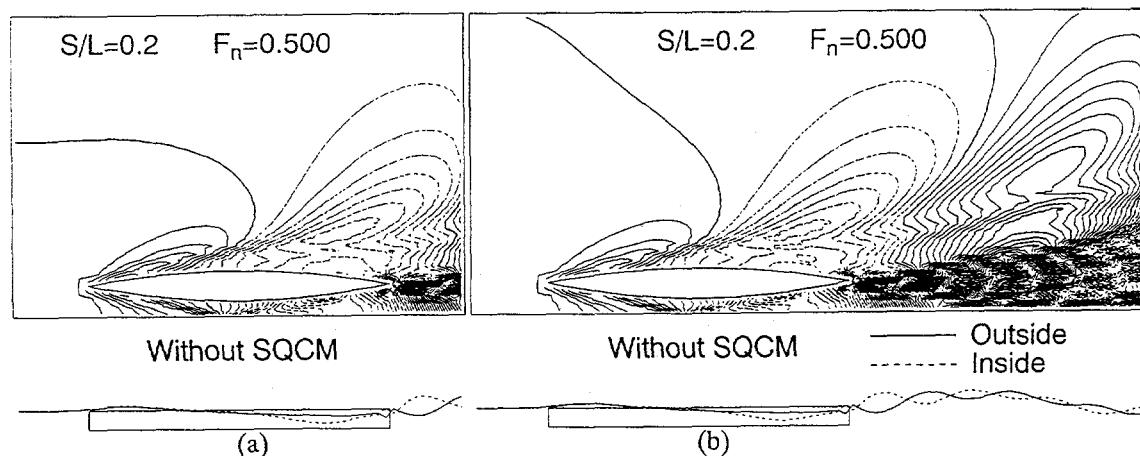


Fig.2 Wave Contours and Hullside Waveprofiles (Without SQCM)

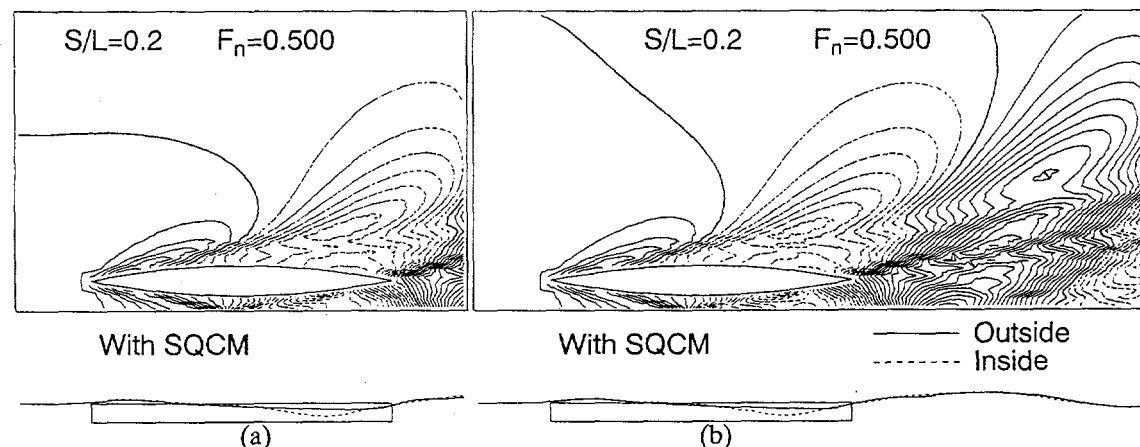


Fig.3 Wave Contours and Hullside Waveprofiles (With SQCM)

船側波形については、船側位置と最も近い波高の値を持つ水面上の点の値を外側（実線）と内側（破線）で比較して示している。Kutta の条件を付加した場合としない場合によって波形が大きく異なり、Kutta 条件を満足しない場合では、A.P. 後方の波紋が大きく乱れており、波を表現できてない事が分かる。このとき船側波形を見ると、A.P. 後方に流れる波が両舷で逆位相で食い違っているのに対して、Kutta 条件を満たすと滑らかに揃った形となることが分かる。この状況は文献 [2] にも示されている。

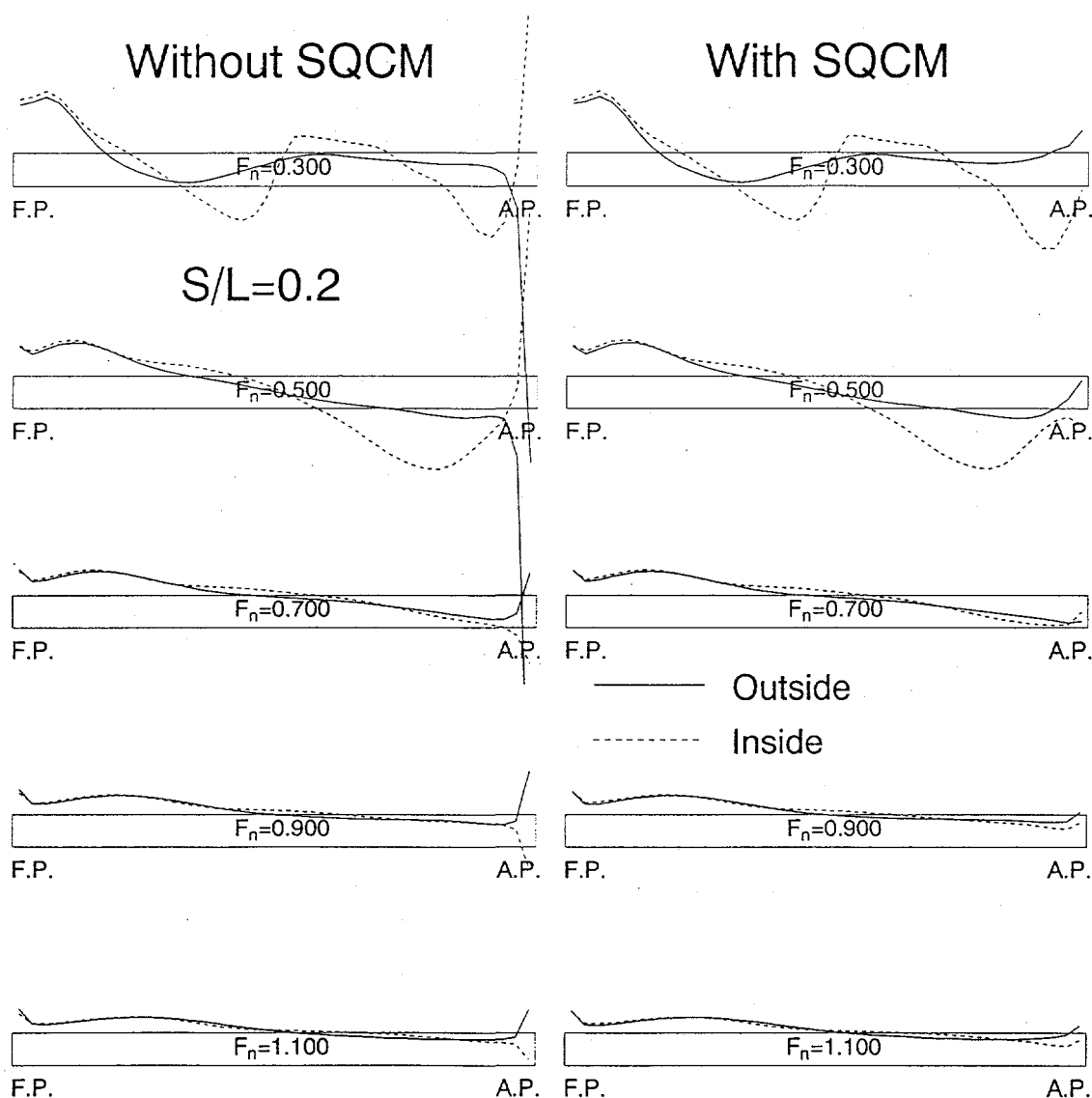


Fig.4 Comparison of Pressure Coeff. on the Outside and Inside Surface Panels

Fig.4 は最も静水面に近い demi-hull 表面パネルの内側と外側の C_p の比較であり、外側（実線）および内側（破線）の圧力係数を Kutta の条件の有無で示している。Kutta の条件を考慮しない場合に外側と内側の圧力の差が大きい船尾で、Kutta の条件を付加すると圧力が互いに一致しようとする様子が分かる。また、 F_n が大きくなると Kutta の条件を考慮しない場合で

も船尾での両舷の圧力差が目立たなくなる様子が見える。ここで両舷の圧力が完全に一致はしていない様に見えるが、Kutta 条件を合わせる船尾位置に対して圧力を求めた位置がパネルの半幅だけ異なるためである。

次に、Fig.5 に実験値を剰余抵抗係数 C_r で示す。また図中に Wigley Model 単独の結果を無限遠の場合として合わせて示している。これから demi-hull の距離が小さい場合には抵抗が大きく、離れるに従って小さくなり、単独の結果に近づく様子が分かる。 F_n が 1.0 付近からカタマランと単独とで離れる傾向を示すのは、抵抗試験時の曳引点高さの相異が表れていると考えられる。なお、 $S/L = 0.2$ については波の打ち込みにより計測不能となったため、試験を途中で打ち切っている。

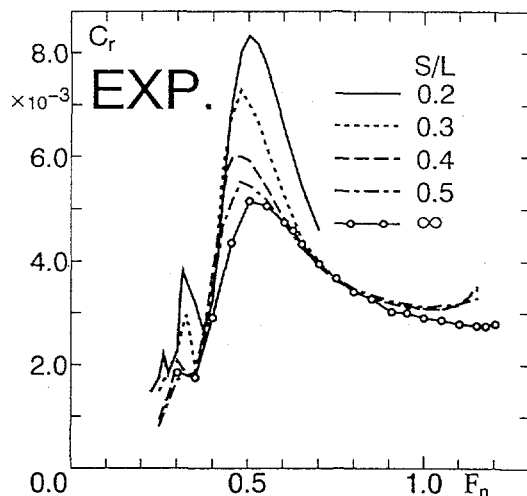


Fig.5 Comparison of Residual Resistance Coeff. due to Distance of Demi-hulls

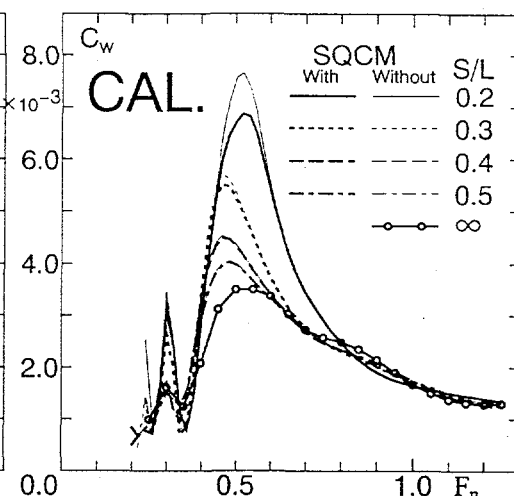


Fig.6 Comparison of Wavemaking Resistance Coeff. due to Distance of Demi-hulls

F_n 変化に対する造波抵抗係数 C_w 変化を Kutta の条件の有無を比較しながら Fig.6 に示す。どちらの計算も S/L 変化に対する傾向は実験に一致しており、demi-hull の距離が大きくなるに従って、単独の結果に近づいている。Kutta の条件の有無による相異は S/L が小さい場合に $F_n = 0.5$ 付近で見られるが、実験値が C_r であることや姿勢変化の影響を含んでいるため、ここではどちらが良いか判断できない。

Fig.7 には F_n ベースの横力を「足開き」の力を正として示している。これは一方の demi-hull 表面の圧力係数の y 方向分力の積分として求めているため、無次元化の係数は C_w と同じである。 S/L 変化に伴って位相が変化しており、Kutta 条件を考慮した方が干渉力が大きな値となる事が分かる。特に $F_n = 0.5$ 付近で demi-hull が互いに引き寄せ合う様な、大きな力が作用する事が分かる。

最後に、水線面形状が異なる場合の波紋図を Fig.8 に示す。同じ幅を有するカタマランで、demi-hull の形状を外側に膨らんだ場合と内側に膨らんだ場合とで比較して示している。すなわち Wigley Model ($L_{PP} = 1.0\text{m}$) を半分縦割した形状の demi-hull を二つ並べてカタマランとした計算を行っている。これは $F_n = 0.5$ の場合の結果で、内側に膨らんだ場合の方が波の広がり方が小さい様に見えるが、造波抵抗値はかなり大きい。しかしながら、造波の大小を論ず

るには波形解析結果を比較する必要があり、造波抵抗の増減と考え合わせなければならない。

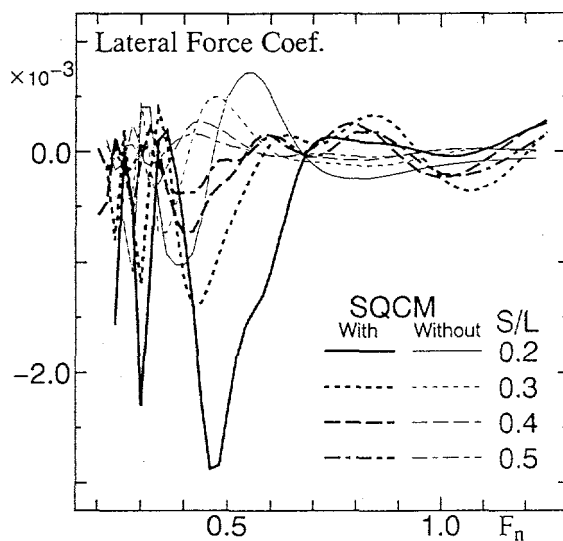


Fig.7 Comparison of Lateral Force Coeff.

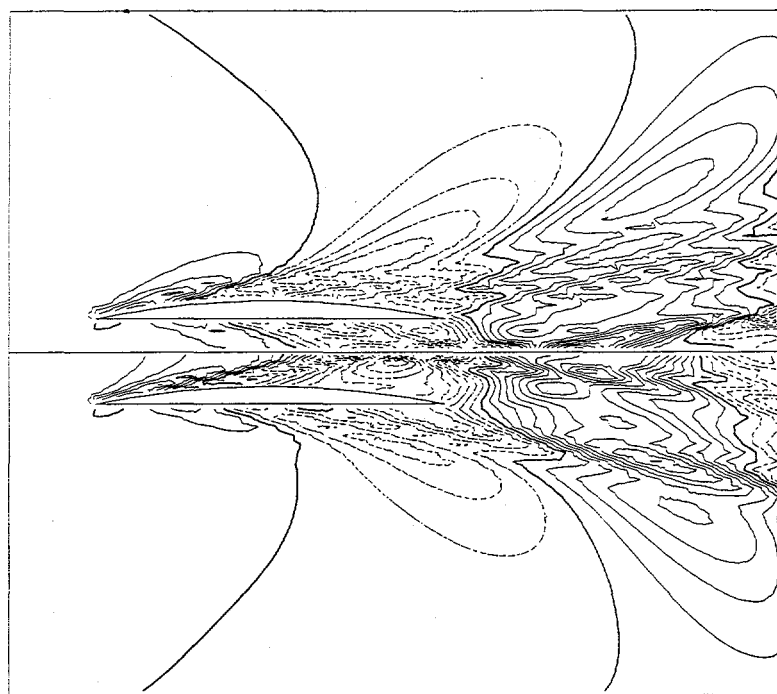


Fig.8 Comparison of Wave Contours due to Profiles of Still Water Surface Area at $F_n = 0.5$

4. おわりに

カタマランの demi-hull 同士の距離 S が小さく、造波の影響が大きいときには Kutta の条件を考慮した方が、考慮しない場合に比べて船尾付近の流れが demi-hull に沿った流れとして求められ、滑らかな波紋が得られた。しかし距離 S が大きい場合、あるいは小さくとも F_n が大きく互いの demi-hull の干渉が少ない場合には、Kutta 条件による差はほとんど見られない。

造波抵抗係数 C_w の比較では、実験結果が姿勢変化の影響を含んでいるため、両者の是非は分らない。今後追加実験を行い、確認する予定である。

水線面形状の違いで、造られる波の様子がかなり異なる。抵抗値としては内側に膨らんだ場合が大きい、波の広がりはいさようである。昨今の環境問題から外部への攪乱が小さい船型への要求が高まり、今後の内航船設計の要点となるものと思われる。その様な場合に有効な手法となるものと期待される。

参考文献

- [1] 例えば
大楠 丹, 高木幹男: 双胴船の運動について, 日本造船学会論文集, 第 129 号 (1971), pp. 29-40
- [2] Kring, D., Sclavounos, P.D.: A New Method for analyzing the Seakeeping of Multi-Hull Ships, Proc. of FAST'91 (1991), pp. 429-444
- [3] 湯室彰規: 超細長双胴船型の流体力に関する基礎特性について, 関西造船協会誌, 第 219 号 (1993), pp. 89-96
- [4] R.Tasaki, T.Tahei, and J.L. Moss, Wave-Making Resistance Interference Effects on a Catamaran Model, University of Michigan, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Technical Report 04886-4-T, March 1963.
- [5] Turner H., Taplin A.: The Resistance of Large Powered Catamaran, SNAME (1968), pp. 180-213
- [6] M. Insel, A.F.Molland: An Investigation into the Resistance Components of High Speed Displacement Catamarans, The Royal Institution of Naval Architects (1991), pp. 1-20
- [7] 宮田秀明, 川口 洋, 松野清孝, 有井俊彦, 土屋好寛, 白枝哲次, 菊地 裕: 双胴水中翼実験船の定常直進航走試験, 日本造船学会論文集, 第 170 号 (1991), pp. 15-22
- [8] 梶 正和, 前田直樹, 山野惟夫: 水中翼付双胴船の静水中抵抗特性について, 関西造船協会誌, 第 215 号 (1991), pp. 53-60
- [9] 中武一明, 安東 潤, 片岡克己, 吉武 朗: 簡便な一厚翼計算法, 西部造船会々報, 第 88 号 (1987), pp. 13-22
- [10] Dawson, C.W.: A Partial Computer Method for Solving Ship Wave Problems, 2nd Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, Berkley, 1977
- [11] 安東 潤, 中武一明: Rankine Source 法による波流れの一計算法, 西部造船会々報, 第 75 号 (1987), pp. 1-12

1-13 簡便なパネル法による翼型逆問題の一解法

正員 安東 潤* ○学生員 松本 大輔**

正員 毎田 進** 正員 中武 一明*

1. はじめに

翼表面の圧力分布が翼上の境界層の遷移や剥離、さらに衝撃波発生等の諸問題に対し大きな影響を及ぼすことから、翼特性上望ましい圧力分布を有する翼型を求めることが航空分野では古くから問題となっている。そして、この翼型の逆問題の解法は、等角写像を用いた解析的手法[1]に始まり、今日ではパネル法等を用いた数値的手法（例えば文献[2][3]）に至るまで、数多くの手法が提案されている。

船舶流体力学の分野においても、与えられた圧力分布を有する船用プロペラや水中翼の設計法が発表されている[4][5]。また、キャビテーションがなるべく発生しないような圧力分布を持つ翼型の設計は重要であり、山口らは翼型の設計法として Eppler の理論[6]を用い、キャビティの発生量が少ない翼型を開発した[7]。

さて、著者らは最近、3次元翼でも Kutta の条件が繰り返し計算なしに満足されて短い計算時間で翼性能が計算できる SQCM (Source and QCM) と名付けた簡便なパネル法を開発した。そして、翼およびプロペラ性能計算を行って他のパネル法や実験結果と比較したところ、SQCM は妥当な結果を与えることが分った[8][9]。SQCM の計算の簡便さを生かし、これをベースとした翼型の逆問題の解法を開発すれば、特に3次元問題において他の解法と比べ計算効率の点で有利となることが期待できる。本研究においては、SQCM をベースとした翼型の逆問題の一解法を示し、今回は2次元問題に的を絞って計算の収束性や安定性について調べ、解法の有効性を検討する。

2. SQCM を用いた逆問題の解法

2.1 SQCM の概要

SQCM は、Fig.1 に示すように翼のキャンバー面 C 上に Lan[10] の QCM (Quasi Continuous vortex lattice Method) に従って N_v 個の渦 γ とコントロールポイントを分布させ、翼表面 S は Hess and Smith 法[11]に従って N_p 個のパネルに分割し、パネル内で一定強さの吹出し σ を分布させて、キャンバー面と翼表面での垂直速度がゼロという条件から同時に渦強さと吹出し強さを決める方法である。

QCM の理論に従うと翼断面の最後端(T.E.)にキャンバー面上のコントロールポイントが配置され、この点上での垂直速度をゼロとおくことにより翼後端を回り込む流れがなくなり、Kutta の条件が自動的に満足される。SQCM の基礎式は文献[8][9]等に示されているので、ここでは省略する。

SQCM の妥当性を示す数値計算例として、等角写像の一種である Kármán-Trefftz 変換により得られた翼厚比が 0.12 の対称翼の圧力分布の解析解と SQCM による数値解を比較して Fig.2 に示す。SQCM による数値解は解析解とほぼ完全に一致していることが分る。

* 九州大学工学部

** 九州大学大学院工学研究科

2.2 解法の手順

翼表面圧力分布 C_p^* と一様流速 V_i を与えたとき、

$$C_p^* = 1 - (V_T^*/V_i)^2 \quad (1)$$

より求められる翼表面上の目標速度 V_T^* を満たすように特異点分布を決定し、次にこれらの特異点を用いて計算される翼表面上の流れの向きに沿うようにパネルを再配置して目標の翼型を求めようというのが本研究における逆問題の解法の考え方である。以下にこの解法の手順をもう少し詳しく示す。

【手順1】

始めに、翼表面上の目標速度 V_T^* を満足するための条件式は以下のように表される。

$$(\Phi_{i+1} - \Phi_i) / l_i = V_{Ti}^* \quad (2)$$

ここで、 Φ_i および Φ_{i+1} はそれぞれ i および $i+1$ 番目の翼表面パネルの中心位置における翼まわりの流れを表す速度ポテンシャル、 l_i は i および $i+1$ 番目の翼表面パネルの中心位置間の距離を表す。(Fig.1 参照)

この条件式は翼表面パネルの中心位置間で満足させるため、条件式の数はいずれも翼表面のパネル数より1つ少なくなることを付記しておく。なお、翼表面の接線速度を直接用いるのではなく、速度ポテンシャルの翼表面に沿う差分を含むような条件式を採用した理由は、本計算法では一定強さの吹出しパネルを用いているため吹出しパネル自身が各パネル中央位置へ誘導する攪乱速度の接線成分がゼロとなるので係数マトリックスの対角項もゼロとなり、解が求め難くなるからである。

次に、翼のキャンバー面において SQCM と同様にキャンバー面を貫く流れがないという条件

$$\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}_c = 0 \quad (3)$$

を満足させる。ここで、 $\mathbf{V}$ は流速ベクトル、 $\mathbf{n}_c$ はキャンバー面における法線ベクトルである。

最後に、(2)式の説明の際に述べたように特異点の数に対し条件式が1つ不足しているので、吹出しの総和がゼロという条件

$$\int_S \sigma ds = 0 \quad (4)$$

を導入する。

式(2)、(3)、(4)より $(N_\gamma + N_\sigma)$ 元のマトリックスが構成されるので、このマトリックスを解いて特異点分布 γ および σ を求める。なお、(3)式を満足させることによって翼後端を回り込む流れがなくなり、Kutta の条件が自動的に満足される。

【手順2】

【手順1】で求めた特異点分布を用いて翼表面の各パネル上での流速を求めた場合、翼表面の物体表面条件が満足されていないので、翼表面の各位置でパネルが流れの向きに沿うように再配置する。ただし、翼前後端部は固定しておく。

Fig. 3 に示されるように、 i 番目の翼表面吹出しパネル端点における y 軸方向の修正量 Δh_i は、パネル中心位置での x 、 y 方向速度成分 V_{xi} 、 V_{yi} およびパネル幅の x 方向成分 Δx_i を用いて以下のように表される。

$$\Delta h_i = \frac{V_{yi}}{|V_{xi}|} \Delta x_i \quad (5)$$

この修正量を翼前縁から後縁へ向かって順次加算し、修正前の翼形状 y_{si}^{old} に加え合わせることで、流れが翼表面に沿うような翼形状 y_{si} が次式より求められる。

$$y_{si} = y_{si}^{old} + \sum_{j=1}^i \Delta h_j - y_{S(x=T.E.)} \times \left(\Delta s_i / \sum_{j=1}^{N_{\alpha}/2} \Delta s_j \right) \quad (6)$$

上式の右辺第3項は、翼型が一般に翼後縁で閉じておらず開口量 $y_{S(x=T.E.)}$ を有するため、各パネルの幅 Δs に応じて比例配分し、翼型が後縁で閉じるようにするためのものである。なお、実際の計算過程での $y_{S(x=T.E.)}$ はわずかな量であるが、Fig.3 ではこれを誇張して描いている。

上記【手順1】【手順2】を翼形状が変化しなくなるまで繰り返す。そして最後に、得られた新しい翼型の圧力分布 C_p を SQCM を用いて計算し、目標とする翼表面圧力分布 C_p^* と比較する。

3. 数値計算例

本研究で計算対象とした全ての翼に対し、翼のコード長を1、翼表面上のパネル分割を60、キャンバー上の渦の個数を29、迎角を5°、繰り返し計算の回数を10回とした。

Fig.4 に、初期翼型として NACA0012、目標圧力分布として NACA4412 の圧力分布を与えた場合の翼型および圧力分布の収束の様子を示す。繰り返し計算の3回目以降はほぼ収束しており、本解法の収束性は良好であると言える。また、Fig.5 に、このときの目標値と収束値を示す。両者は良く一致していることが分る。

Fig.6 に、初期翼型として NACA0012 のフェイス面をカットしたもの、目標圧力分布として NACA0012 の圧力分布を与えた場合の最終の翼型と圧力分布を示す。初期翼型として不自然なものを与えた場合でも収束値は目標翼型、目標圧力分布と良く一致しており、本計算法の安定性がうかがえる。

これまで示した計算結果は初期翼型の全面を変形させた計算であるが、初期翼型の一部の形状変形を固定し、それ以外の面に圧力分布を与えて翼形状を変形させることもできる。初期翼型として NACA0012 を与えてフェイス面は固定し、バック面の目標圧力分布として NACA4412 のものを与え、バック面の形状のみを変形させた場合の最終の翼型と圧力分布を Fig.7 に示す。最終的に得られた翼型のバック面の圧力分布は目標値と良く一致している。この時の翼形状は初期翼型に比べて膨らんでいる。

最後に応用例として、タンデム翼の計算例を示す。まず、前後翼ともに NACA4412、前翼前縁と後翼前縁の鉛直距離を0.0、それぞれの翼の前後間の水平距離を1.2として SQCM により前後翼の圧力分布を求めておく。そして、求めておいた前後翼の圧力分布をそれぞれの翼の目標圧力分布とし、初期翼型を前後翼ともに NACA0012 として逆問題を解いた場合の最終の翼型と圧力分布を Fig.8 に示す。最終の翼型、圧力分布とも目標値と良く一致していることが分る。このように、本解法は多翼素翼型の逆

問題のような複雑な問題へも容易に応用が可能である。

4. おわりに

簡便なパネル法である SQCM を用いた翼型の逆問題の一解法を示し、本解法の収束性、安定性の良さを確認した。今後は自由表面影響の考慮や 3 次元問題への拡張を行う予定である。

参考文献

- [1] 守屋富次郎、石田田人: 与えられた圧力分布を持つ翼型を求める一方法、日本航空学会誌、第 9 巻 第 81 号, (1942), pp.56-62
- [2] 重見 仁: 多翼素翼型の逆問題の解法、航空宇宙技術研究所報告 571 号、(1979)
- [3] 猪坂 弘、坂東 潔、三宅 裕: パネル法を利用した翼列の逆問題、日本機械学会論文集(B 編)、55 巻 515 号, (1989), pp.1937-1942
- [4] 佐藤和範: 所定の翼面上圧力分布を有するプロペラの設計法、日本造船学会論文集、第 161 号、(1987), pp.68-81
- [5] Lee, C.S., Kim, Y.G. and Suh, J.C.: A Surface Panel Method for Design of Hydrofoils, Journal of Ship Research, Vol.38, No.3, (1994), pp.175-181
- [6] Eppler, R. and Somers, D.M.: A Computer Program for the Design and Analysis of Low-Speed Airfoils, NASA Technical Memorandum 80210, (1980)
- [7] 山口 一、加藤洋治: 耐キャビテーション性能の優れた翼型の開発、日本造船学会論文集、第 154 号、(1983), pp.102-108
- [8] 中武一明、安東 潤、片岡克己、吉武 朗: 簡便な一厚翼計算法、西部造船会会報、第 88 号, (1994), pp.13-21
- [9] 安東 潤、毎田 進、中武一明: 簡便なパネル法による定常プロペラ性能解析、日本造船学会論文集、第 178 号, (1995), pp.61-69
- [10] Lan, C.E.: A Quasi-Vortex-Lattice Method in Thin Wing Theory, Journal of Aircraft, Vol.11, No.9, (1974), pp.518-527
- [11] Hess, J.L. and Smith, A.M.O.: Calculation of Nonlifting Potential Flow about Arbitrary Three Dimensional Bodies, Journal of Ship Research, Vol.8, No.2, (1964), pp.22-44

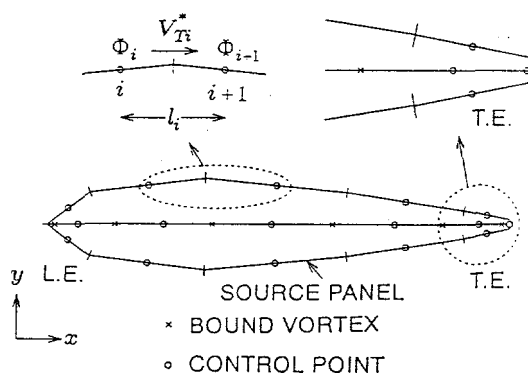


Fig.1 Arrangement of source panels, bound vortices and control points

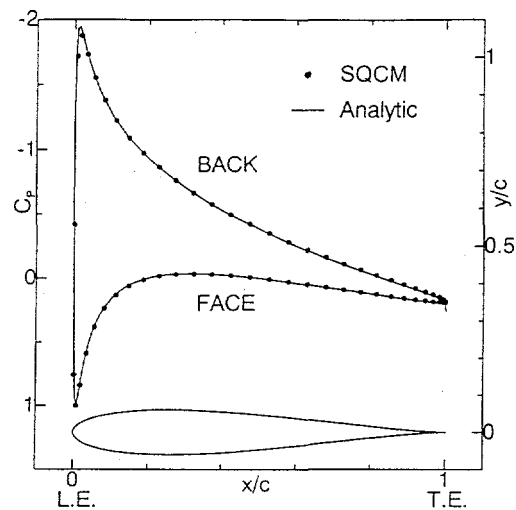


Fig.2 Comparison of pressure distributions

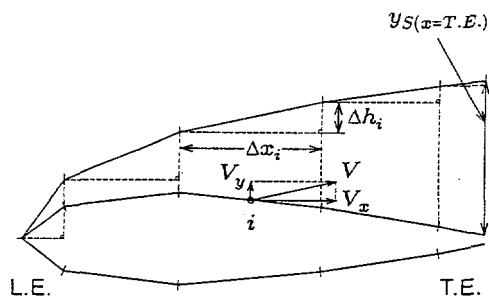


Fig3. Deformation of wing geometry

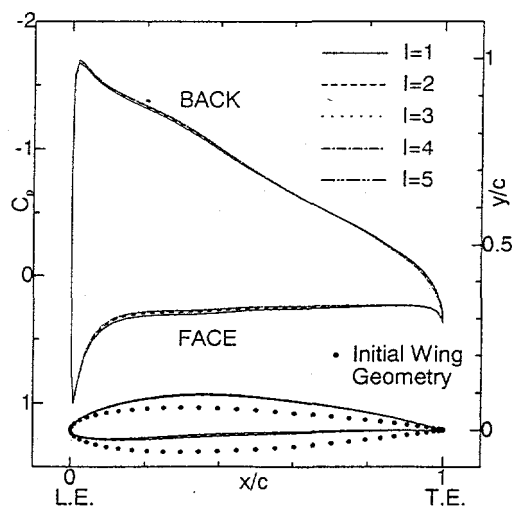


Fig.4 Converging histories of pressure distributions and wing geometries

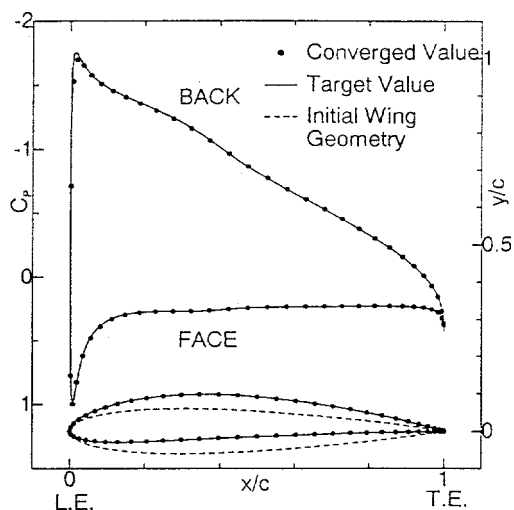


Fig.5 Pressure distributions and wing geometries

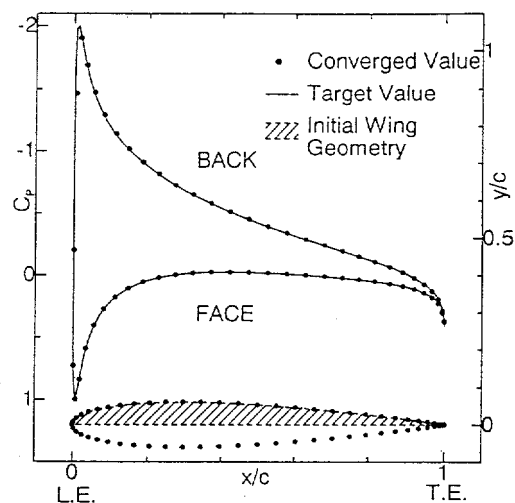


Fig.6 Pressure distributions and wing geometries

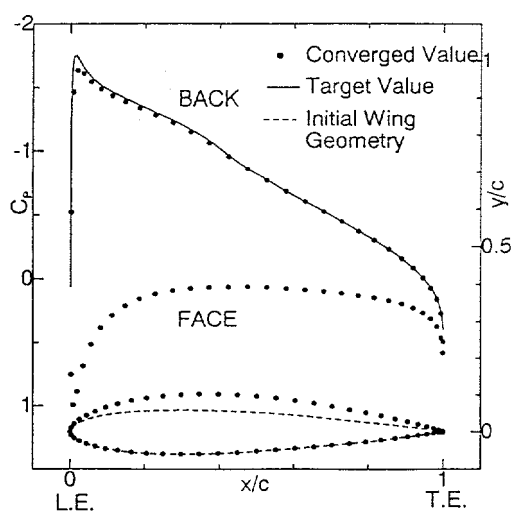


Fig.7 Pressure distributions and wing geometries

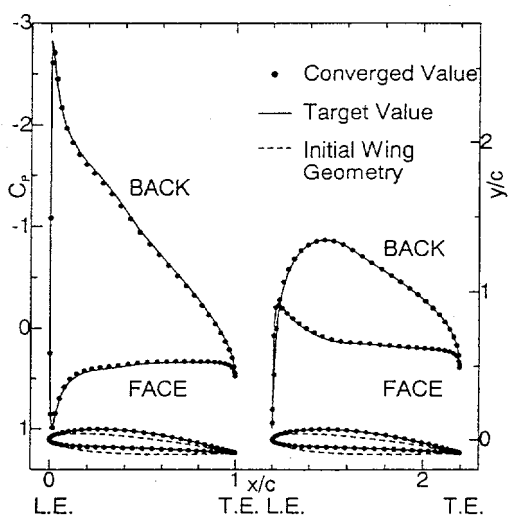


Fig.8 Pressure distributions and wing geometries

1-24 模型船まわりの波高計測の自動化

○正員 池畑 光尚* 加藤 雅康**
柳田 史昭**

1 緒言

模型船まわりの波高計測には、電気式波高計を利用する方法が多く用いられているが、一点一点の点計測が最も普通であって、波紋図を描くためには莫大な時間を要する。この難点を克服するために数本の波高計を並べて、その本数分の点の波高を同時に計測する方法が採られているが、精々4~5本どまりでそれ以上並べることはトラバース装置のスペースと移動架台に掛かる重量の問題から無理である。他に光学的映像の画像処理による方法もいくつか工夫されている[1,2]が、精度的に今一つ物足りない嫌いがある。

そこで今回、トラバース装置のX軸、Y軸駆動にACサーボモーターを用いてパソコン制御のシステムを作り、移動架台には、4台のサーボ式波高計を横(Y軸)方向に並べ、一度に4台分の波高を自動計測できる装置を製作し、波高計測の自動化を図った。移動架台を定速度で移動させることにより連続波高計測も可能になり、縦断面波形が一度の曳航で得られることも実証することができた。

数値力学的手法が広まるなか、その計算結果を検証するための精度の高い実験データが必要となってくることは必定である。船尾伴流分布と共に、模型船まわりの波形は、今後要望の強い実験データになると思われる。その時、この波高自動計測システムが威力を発揮することを期待する。

2 システム構成と計測システム

駆動台車と計測台車との間に6本の桁材を渡すことにより計測領域及び模型船取り付け場所を確保する。その内真ん中の2本の間に模型船をガイド装置とクランプ装置で固定し、その隣のスペースにはトラバース装置を載せる計測レール付きの新しい桁材を2本平行に渡し、トラバース装置をセットした。トラバース装置の移動架台には、逆T字形の枠を取り付けてそれにサーボ式波高計を4台等間隔に並べて固定した。Fig.1にトラバース装置全体図を示す。トラバース装置のX軸(前後)、Y軸(左右)方向の移動はACサーボモーターで行い、Z軸(上下)方向は手動ハンドル送りである。

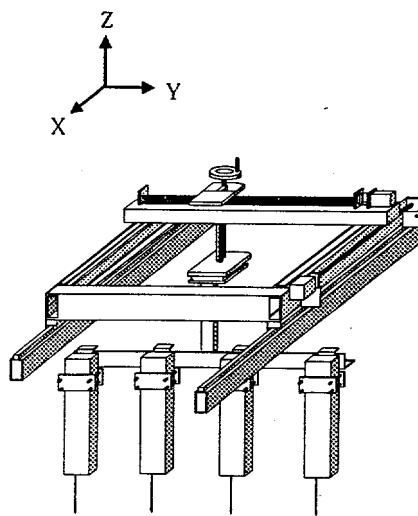


Fig.1 Traverse system of wave height probes

*横浜国立大学工学部

**横浜国立大学大学院工学研究科

モーター制御方式は、速度制御方式を採用し、一定回転速度を保つように制御されている。Fig.2にモータの制御図を示す。

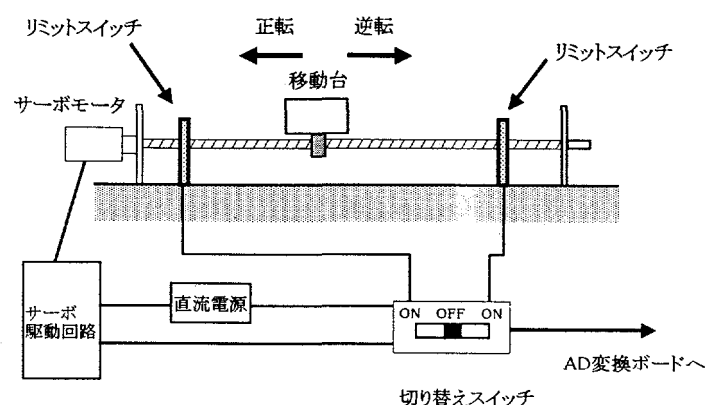


Fig.2 Motor control system

計測システムの全体図をFig.3に示し、計測・制御のシーケンスをFig.4に示す。まず、モーターのスイッチを正転側に入れることにより、モーターに通電され、定速度(30mm/secに設定)で波高計はX軸方向に進行を開始する。それと同時にAD変換ボードにトリガ割り込みが発生し、データの集録が始まる。その時、パソコンのモニターでは波高に計算された値がグラフ化して表示されるようになっている。計測終了後は、先ず逆転側にスイッチを入れてトラバサを初期の位置に戻しておく。その間に、データのチェックのための詳細グラフの表示を行い、ミスがなければ、データをファイルにセーブする。

このシステムの使用機器についてはTable 1に示す。

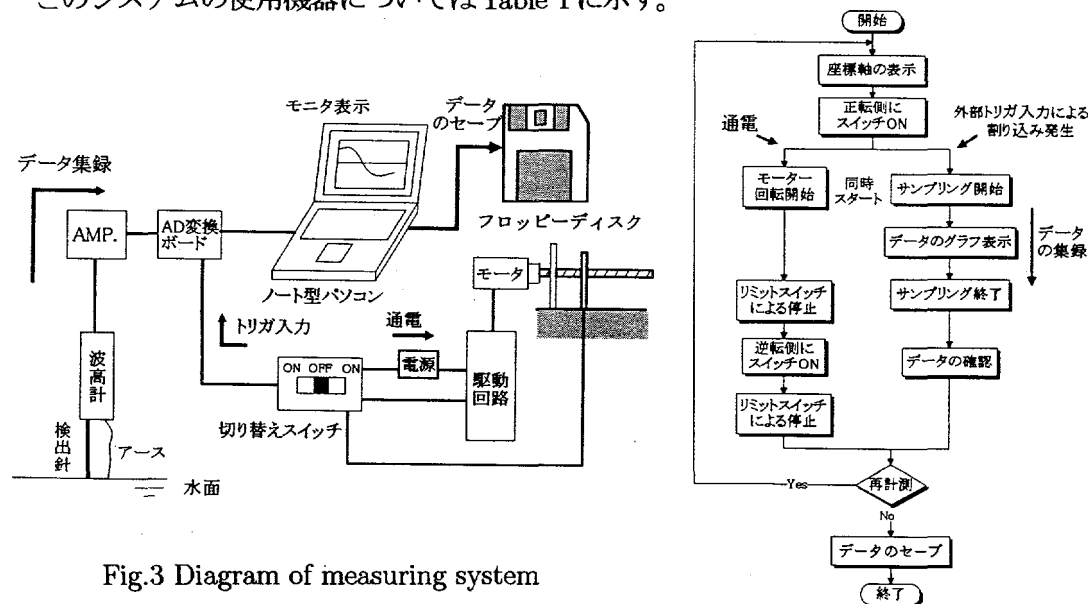


Fig.3 Diagram of measuring system

Fig.4 Flow of measurement and control

Table 1 Experimental equipments

使用機器	社名	型式
波高計	ケネック社	サーボ式水位計 SW-101型, 検出部 SWT-30型
サーボモータ	安川電気	ACサーボモーター SGDA-02B314
制御装置	安川電気	ACサーボドライブ SGDA-02BP
パソコン	SOTEC	WinBook Bird 100
トラバース装置	設計/加藤・柳田 制作/文化器機研究所	

ソフトウェアはグラフィック用のアプリケーション以外の、キャリブレーションプログラム、零点補正プログラム、波高データ集録プログラムは、今回の計測のために全て加藤・柳田が自作し、使用言語はMicrosoft C Ver.7.0Aである。

3 自動波高計測とデータ処理

波高計測にあたってまず実施しなければならないのが波高計のキャリブレーションであるが、これはトラバースのZ軸ボールネジを手動のハンドルで回転させて、0mm, 10mm, 20mm, 30mm, 20mm, 10mm, 0mm, -10mm, -20mm, -30mm, -20mm, -10mm, 0mmの13水位に合わせ、それと入力した想定波高とから、キャリブレーション係数をもとめる。それには10ミリ秒のサンプリング間隔で各水位500点のデータをAD変換してキャリブレーションカーブをディスプレイ上に表示させ、全点が一直線上に乗るまでやり直しを繰り返した。

計測時は毎回、零点計測を実施した後、読みとり波高データから零点波高データを差し引き、トラバースの撓み等を取り除く。それに先程もとめたキャリブレーション係数を乗じて波高値(単位mm)としてデータ集録をしてデータ表示を行った。

計測範囲は以下のFig.5に示すように、25mm間隔でX座標が-1500mmから2500mmまでの(161点)、Y座標が0mm(センターライン)から1500mmまでの(61点)、即ち、 $161 \times 61 = 9821$ の格子点上の定点計測とX軸方向に30mm/secで定速トラバースしたときの連続波形計測の両方を行った。

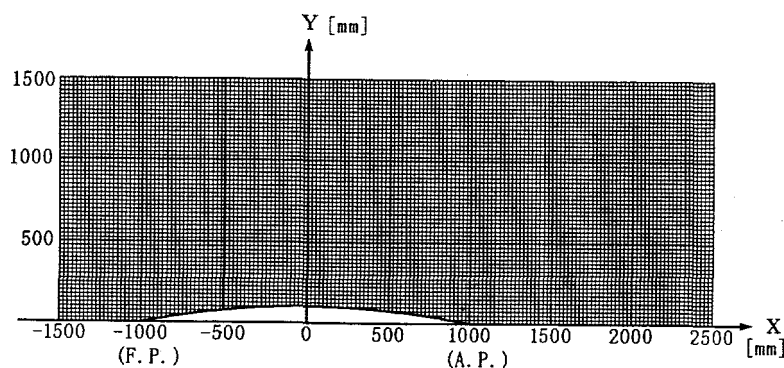


Fig.5 Measurement locations

4 Wigley 模型の波高計測結果

供試模型は長さ2mの木製 Wigley 模型である。曳航速度は1.182m/secで、フルード数に換算すると $Fn=0.267$ である。船体表面近くの計測に於いては、波高計が船体近傍まで接近できないため、直角に曲がった鉤型針を自作し、波高計プローブ先端に取り付けて用いた。

以下のFig.6に船側波形比較図を示す。これは、今回製作した実験装置により25mm間隔で定点計測した離散波高データ (YNU) と船舶技術研究研 (SRI) 及び東京大学 (UT) で行われた写真撮影による実験データとを比較したものである。船首付近で大きな差が見受けられるが、これは比較に使ったデータが写真撮影による船側波形であるために起こったものと考えられる。そのことを差し引けば、形状は良く一致しており、本実験装置及び自作針でも十分計測可能であると言える。

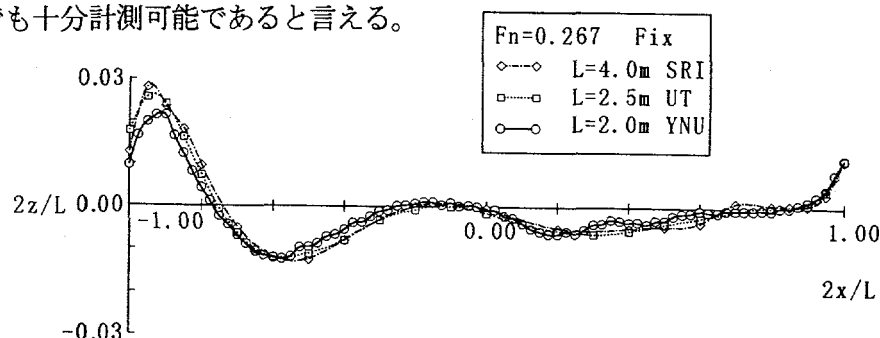


Fig.6 Comparison of wave profile along the hull

次に、Fig.7に $Y=250\text{mm}$, 300mm , 350mm の地点における縦断面波形を示す。○印の離散値は定点計測の波高で、実線は連続計測の波形である。連続計測と定点計測の間にいくつか差が生じているが、個々に見ていくと、 $Y=250\text{mm}$ では、最大波高位置と $2X/L=+0.5$ 付近で定点計測波高が3mm程低く、また $Y=300\text{mm}$ では、連続波形の位相が約20mm ($2X/L$ で0.02) 左へ進んでいる。一方、 $Y=350\text{mm}$ では、両者はピッタリと一致している。このことから、少々の違いはあるが、全体としてこのトラバースーを用いた連続計測でも十分に使用に耐えうる精度のデータが得られることが分かった。

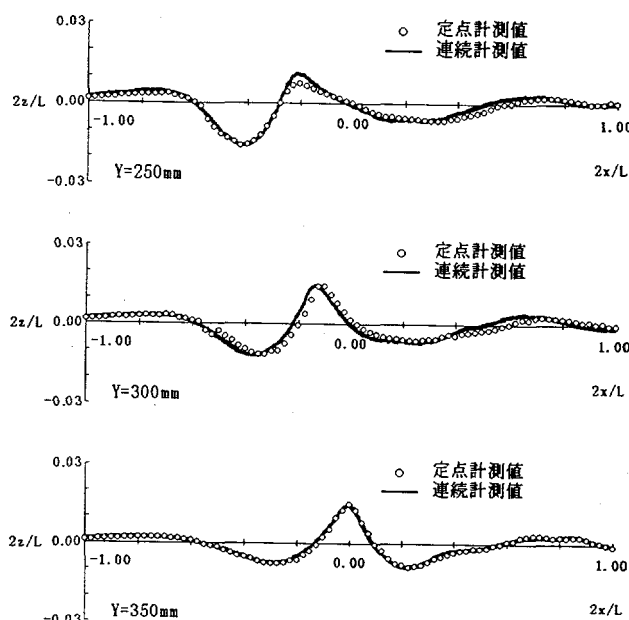


Fig.7 Comparison of wave profiles at longitudinal cut

最後に、Fig.8に波紋鳥瞰図を示す。かなり細部まで正確な波紋が得られたと思う。

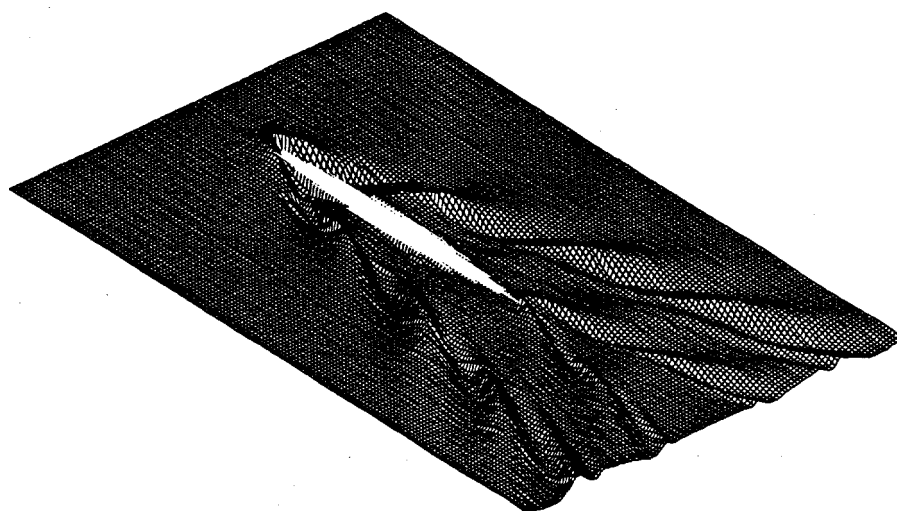


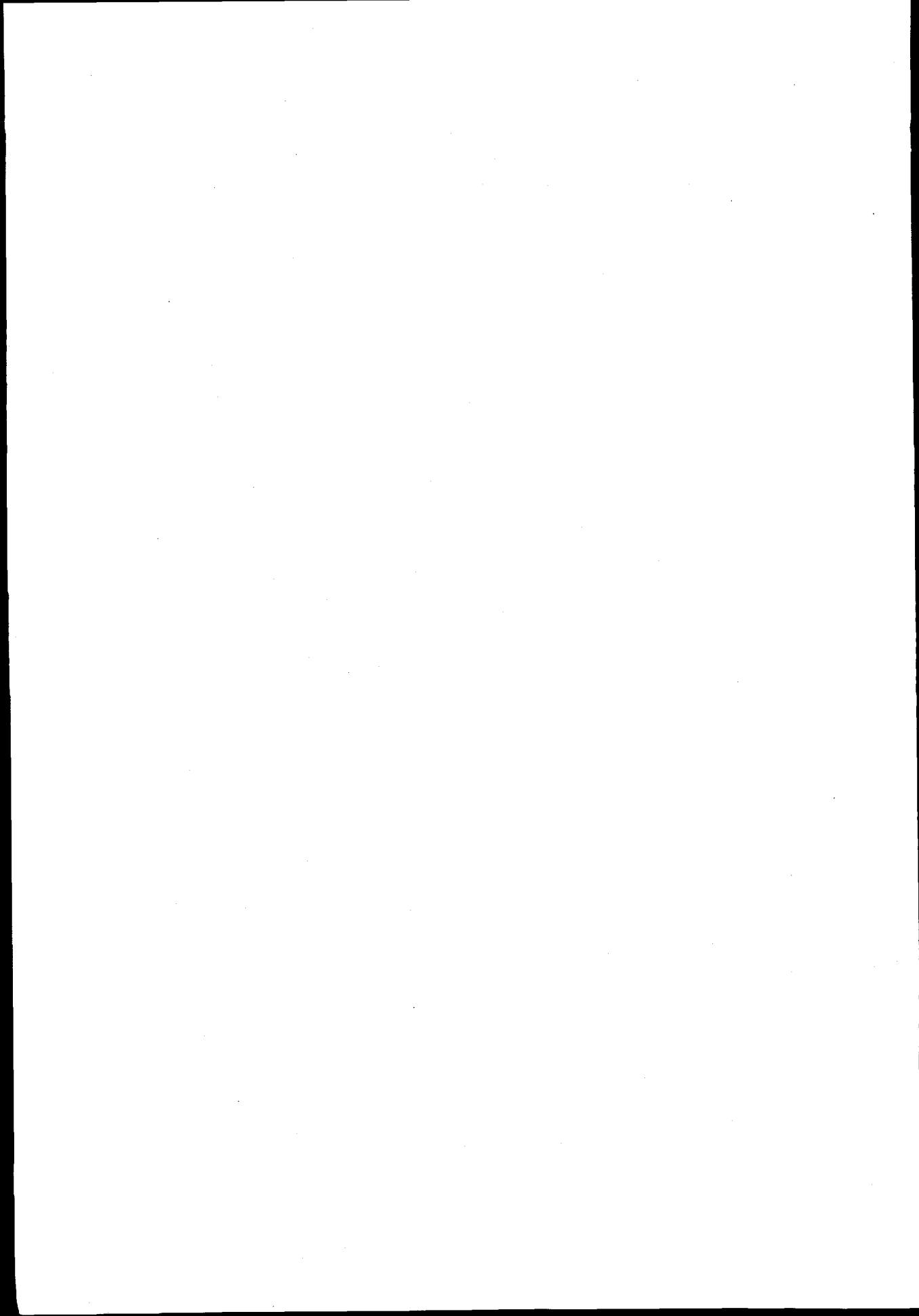
Fig.8 Perspective view of wave pattern

5 結言

終わりにあたり計測所要時間について触れておく。今回の計測時間は、定点計測で実時間にして40時間、連続計測で12時間であった。合計するとその時間は52時間になる。一方で従来の全点手動トラバース装置による定点計測の場合、計測時間は240時間にも達する。計測点の間隔を2倍の50mmにして点数を1/4に減らしてやっと60時間になるものである。このように、今回の自動化による効果は絶大である。今後、シリーズ60船型やHSVAタンカー等の波高データも集録して、検証用の実測波高データベースを整備したいと考えている。最後に、システム構築にハード・ソフト両面にわたって惜しみなく協力して下さった本学の甲斐寿助手及び、貴重な資料提供と適切なアドバイスを下さった防衛大学校の鈴木勝雄教授に対して深く感謝申し上げる。

参考文献

- [1] 鈴木敏夫, 住野和哉: 水面透過光の明暗分布を利用した波高計測, 関西造船協会誌, 第220号, (1993), pp.105-120
- [2] 西尾茂, 中尾茂樹, 奥野武俊: 可視化画像を用いた船体まわりの波高分布計測, 関西造船協会誌, 第226号, (1996), pp.55-61



2-4 操縦運動時の船体に作用する流体力の推定に関する研究

○正員 湯川 和浩* 正員 貴島 勝郎**

1. 緒 言

船の操縦性能の予測は、船の航行に対する安全性の観点から非常に重要な問題である。特に船尾の肥大化した船型は、一般に針路不安定現象を引き起こす傾向があり、操船上大きな問題となる。針路不安定現象は船体固有の特性であるため、船の設計段階において、船体形状を考慮して操縦性能を精度良く推定することが重要である。そのためには、船体に作用する流体力(以下船体流体力と呼ぶ)を正確に推定することが不可欠となる。

船の操縦性能を推定する方法として従来よく用いられているものに、船の主要目から推定される流体力微係数を用いてシミュレーション計算を行なう方法があるが、この方法は、局所的な船型要素の差まで考慮できないという欠点がある。局所的な船体形状の違いに起因すると考えられる針路不安定現象等を検討するためにも、船体形状を可能な限り考慮に入れた船体流体力の推定法の確立が不可欠である。

船体流体力を推定する手法として、最近では、松井ら[1]によるパネル法を用いた方法や、藤野ら[2]によるCFDによる方法などが提案され、研究が行なわれている。一方、細長体理論に基づいた不破の方法[3]は、写像関数を用いて船体形状を近似し、船体まわりの3次元剥離渦を離散的な渦糸で表現することで、船体流体力を推定する手法である。この方法は、パネル法やCFDによる方法に比べて、短時間で船体流体力の推定計算を行なうことができ、さらに、その推定精度も比較的良好いため、現在も活発に研究が行なわれ発展しつつある。しかし、写像関数を用いた船尾部分のフレームライン形状の表現や、離散的な渦糸の流出法などに関して、まだまだ解決すべき問題が数多く残されているのも現状である。

著者らは以前、細長体理論に基づいた不破の方法[3]をベースに、船体表面に仮定した剥離線から、離散的な渦糸を自由に流出させる渦モデルを組み合わせることで、旋回運動時の船体流体力を推定する手法を提案し、検討を行なった[4]。その結果、フレームライン形状を考慮して旋回運動時の船体流体力を推定することが可能であることがわかったが、大きな運動の範囲においては、船体流体力の模型試験結果と推定結果に定量的な差が生じており、推定精度の向上が研究課題として残った。

そこで本研究においては、一般貨物船型とVLCC船型の2隻を計算対象船型として選び、Rankine渦に基づいた離散的な渦糸の強さに、時間的な減衰を考慮することで渦モデルに改良を加え、フレームライン形状を考慮して理論的に操縦運動時の船体流体力を推定する手法について検討を行なった。さらに、両船型に対する船体流体力の推定結果から得られる線形微係数を用いて、針路不安定現象についても検討を行なった。

2. 流体力の定式化

船体まわりの流場のモデル化に際して、次の3つの仮定を設ける。

- (1) 船は長さ L に比べ、幅 B 、吃水 d の小さい細長体である。
- (2) 旋回角速度 r および偏角 β の小さい運動を取り扱う。

* 九州大学大学院工学研究科

** 九州大学工学部

(3) 船速 U_s の小さい範囲を取り扱い、造波の影響は無視できる。

以上の仮定の下で、自由表面に関して船体の鏡像をとり double body model として取り扱う。また、付加する自由渦以外の領域において、流体は完全流体であると仮定すると、船体まわりの流場を表わす速度ポテンシャル Φ は、Laplace の条件、物体表面の条件、自由渦層の条件、無限遠の条件、剥離の条件の5つの境界条件を満足する必要がある。速度ポテンシャル Φ は、細長体の仮定と等角写像を用いることで、船体近傍の場における2次元問題として取り扱うことができる。ここで、 ζ 平面の単位円を W 平面の船体横断面に写像する関数には、文献[4]と同様に Bieberbach 変換の $N = 5$ としたものを用いる。

$$W(\zeta; x) = \sum_{n=1}^N a_n(x) \zeta^{(3-2n)} = a_1(x) \zeta + \frac{a_2(x)}{\zeta} + \frac{a_3(x)}{\zeta^3} + \frac{a_4(x)}{\zeta^5} + \frac{a_5(x)}{\zeta^7} \quad (1)$$

係数 $a_1(x) \sim a_5(x)$ の決め方についても、文献[4]と同一とする。すなわち、 $a_1(x) \sim a_3(x)$ は各船体横断面ごとに幅 $B(x)$ 、吃水 $d(x)$ 、横断面積 $S(x)$ から決め、 $a_4(x)$ 、 $a_5(x)$ には、できるだけ実船型に近い数学船型が得られるように、試行錯誤により適切な値を代入した。直進運動による攪乱を表わす単位複素速度ポテンシャル f_1 と横運動による攪乱を表わす単位複素速度ポテンシャル f_2 、付加する自由渦層による複素速度ポテンシャル f_3 をそれぞれ足し合わせると、船体まわりの流場を表わす全複素速度ポテンシャル f が得られる。

$$f = U f_1 + V f_2 + f_3 \quad (2)$$

ただし、 U 、 V は、Fig.1 に示す船体固定の座標系 $o-xyz$ の下で、船体が一定の偏角 β 、旋回角速度 r 、船速 U_s で操縦運動をする場合の x 軸および y 軸方向の速度であり、各船体横断面への流入速度は、旋回角速度 r の小さい運動という仮定のもとで、次のように表わすことができる。

$$U(x) = U_s \cos \beta - yr, \quad V(y) = U_s \sin \beta + xr \quad (3)$$

直進運動による攪乱を表わす単位複素速度ポテンシャル f_1 と横運動による攪乱を表わす単位複素速度ポテンシャル f_2 は、それぞれ次式で表わせる。

$$f_1 = C_0 \log \zeta - \frac{C_1}{2\zeta^2} - \frac{C_2}{4\zeta^4} - \frac{C_3}{6\zeta^6} - \frac{C_4}{8\zeta^8} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} C_0 &= a_1 a'_1 - a_2 a'_2 - 3a_3 a'_3 - 5a_4 a'_4 - 7a_5 a'_5 \\ C_1 &= a_1 a'_2 - a_2(a'_1 + a'_3) - 3a_3(a'_2 + a'_4) - 5a_4(a'_3 + a'_5) - 7a'_4 a_5 \\ C_2 &= a_1 a'_3 - a_2 a'_4 - 3a_3(a'_1 + a'_5) - 5a'_2 a_4 - 7a'_3 a_5 \\ C_3 &= a_1 a'_4 - a_2 a'_5 - 5a'_1 a_4 - 7a'_2 a_5 \\ C_4 &= a_1 a'_5 - 7a'_1 a_5 \\ (a'_1, a'_2, a'_3, a'_4, a'_5) &= \frac{d}{dx} (a_1, a_2, a_3, a_4, a_5) \end{aligned} \right\}$$

$$f_2 = a_1 \left(\zeta + \frac{1}{\zeta} \right) \quad (5)$$

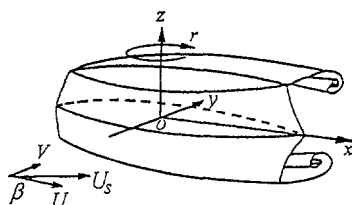


Fig.1 Coordinate system

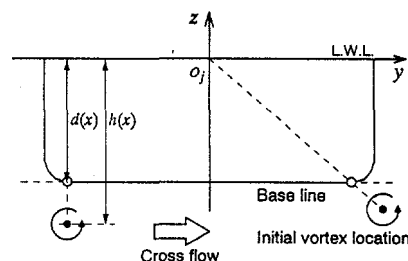


Fig.2 Assumption of separation points

自由渦層による複素速度ポテンシャル f_3 については、各船体横断面内の2次元問題として取り扱い、船体内部の鏡像の位置に渦を置くことで、物体表面の条件を満足させる。従って、Milne-Thomson の円定理を用いて次式で表わせる。

$$f_3 = \sum_{k=1}^{n_s} \sum_{j=1}^n \frac{K_{k,j}}{2\pi i} \log \frac{(\zeta - \zeta_{k,j})(\zeta - \zeta_{k,j}^{-1})}{(\zeta - \zeta_{k,j}^{-1})(\zeta - \zeta_{k,j}^{-1})} \quad (6)$$

ただし、 $K_{k,j}$ と $\zeta_{k,j}$ は ζ 平面における渦系の強さと位置を表わし、 n_s と n はそれぞれ剥離点と渦系の数を表わす。また、剥離点における接線速度を打ち消すように、新たに発生する渦系の強さ $K_{k,j}$ を決めることで、剥離の条件を満足させる。その際、流れの上流部分で流出した渦系の強さ $K_{k,j}$ は、渦系同士の干渉や船体表面の摩擦などにより、次式に従って時間の経過と共に減衰していくものと仮定する[5]。

$$\frac{K_{k,j}(t)}{K_{k,j}(0)} = 1 - \exp\left(-\frac{\sigma^2}{4\nu t}\right), \quad \sigma = d \cdot \gamma \quad (7)$$

ここで、 $K_{k,j}(0)$ は渦系流出時の初期強さ、 ν は流体の動粘性係数、 t は渦系流出後の経過時間を表わす。また、 σ は減衰の度合いを表わす係数であり、本研究においては船体横断面の代表長さ d と γ の積で表現し、無次元旋回角速度 r' の大きさによって γ の値を変化させることにする。

船体に作用する横力 Y およびモーメント N は、横運動と自由渦層による運動量 I_2 , I_3 を用いて次式で表わせる。

$$Y = -UI_3 \Big|_{x=\frac{L}{2}}, \quad N = UI_3 \Big|_{x=\frac{L}{2}} \cdot \frac{L}{2} - U \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} (I_2 + I_3) dx \quad (8)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} I_2 &= -\rho\pi V \left\{ (a_1 - a_2)^2 + 3a_3^2 + 5a_4^2 + 7a_5^2 \right\} \\ I_3 &= 2\rho \sum_{k=1}^{n_s} \sum_{j=1}^n K_{k,j} \left\{ (a_1 - a_2) \operatorname{Im} [\zeta_{k,j}^{-1}] - a_3 \operatorname{Im} [\zeta_{k,j}^{-3}] - a_4 \operatorname{Im} [\zeta_{k,j}^{-5}] - a_5 \operatorname{Im} [\zeta_{k,j}^{-7}] \right\} \\ &\quad + \rho \sum_{k=1}^{n_s} \sum_{j=1}^n K_{k,j} \delta_{k,j} \end{aligned} \right\}$$

ここで、 ρ は流体の密度、 $\delta_{k,j}$ は渦系の渦対間距離を表わす。横力 Y とモーメント N の推定結果は、それぞれ次式で無次元化して示す。

$$Y' = \frac{Y}{\frac{1}{2}\rho L d U_s^2}, \quad N' = \frac{N}{\frac{1}{2}\rho L^2 d U_s^2} \quad (9)$$

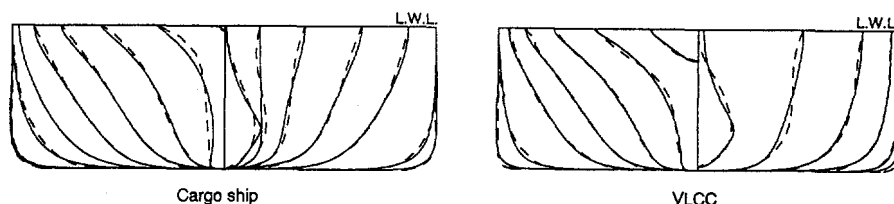


Fig.3 Body plans of model ships

本研究においては、各船体横断面の両舷の bilge 部に剥離点を仮定した。すなわち、Fig.2 に示すように、フレームラインとベースラインの接点を剥離点と仮定し、cross flow に対して face 側の bilge 部においては、鉛直下方の点、そして back 側の bilge 部においては、各船体横断面の原点 o_j と剥離点を結ぶ直線上に渦糸の初期発生位置を仮定した。また、剥離点と渦糸の初期発生位置との距離 $l(x)$ については、次式のような係数 s を定義して表わした。

$$l(x) = h(x) - d(x) = s \cdot d \quad (10)$$

ここで、 d は船の吃水、 $h(x)$ 、 $d(x)$ はそれぞれ Fig.2 に示すように、 x 軸横断面の face 側における渦糸の初期発生位置および吃水を表わす。船体から剥離した渦糸の流出方向については、各渦位置における誘導速度 $v(v_x, v_y, v_z)$ を求めることにより、その流出方向を決定した。

$$v_x \simeq U_s \cos \beta, \quad v_y = \operatorname{Re} \left[\frac{\partial f}{\partial \zeta} \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial W} \right]_x, \quad v_z = -\operatorname{Im} \left[\frac{\partial f}{\partial \zeta} \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial W} \right]_x \quad (11)$$

3. 数値計算例および考察

計算対象とした2船型の主要目を Table 1 に示す。また、両船型の body plan を Fig.3 に示す。破線は実船型を表わし、実線は(1)式の写像関数によって得られた数学船型を表わす。船尾部分で近似の精度が若干落ちるものの、その他は比較的精度良く近似できていると考えられる。

数値計算においては、船体を長さ方向に 40 分割し、各船体横断面において新たな渦糸を流出させた。また、渦糸と船体および渦糸同士が近付き過ぎて非現実的な誘導速度が作用しないように、それぞれの渦糸に Rankine 渦に基づいた core を設けて発散を防いだ。自由渦の発生位置を表わす係数 s は、文献[4]に従って船長方向に値を線形的に変化させて計算を行なった。また、(7)式で用いる係数 σ については、代表長さ d の 5% を基準に、Table 2 に示すように無次元旋回角速度 r' の大きさによって、 γ の値を変化させた。

Table 1 Principal particulars of model ships

Model	Cargo	VLCC
L (m)	2.5000	2.5000
B (m)	0.4194	0.4355
d (m)	0.1403	0.1573
C_B	0.6978	0.8030

Table 2 Variation of parameter γ

Motion	r'	γ
Oblique	0.00	0.05
Turning	~ 0.05	0.04
	~ 0.09	0.03

以上の計算手法を用いて、船体流体力を推定した結果を次に示す。

Fig.4, Fig.5 は一般貨物船型および VLCC 船型について、船体流体力の推定を行なった結果である。図中の ◎, ○, △, □, ▽ 印は、過去に九州大学の運動性能試験水槽において実施された両船型に対する模型試験結果であり、また実線は、それぞれ本研究の計算手法を用いて、推定計算を行なった結果を表わしている。一般貨物船型は船首で $s=0.01$ 、船尾で $s=0.07$ 、また、VLCC 船型は船首で $s=0.01$ 、船尾で $s=0.04$ として推定を行なっている。偏角 β や無次元旋回角速度 r' の大きい範囲においては、模型試験結果に対して多少定量的な差が生じている。しかし、針路安定判別を行なう際に必要となる線形微係数に影響を与える偏角 β や無次元旋回角速度 r' が小さい範囲においては、定量的にも定性的にも比較的精度良く推定できていることがわかる。

Fig.6 は一般貨物船型および VLCC 船型について、次式を用いて船体流体力を fitting した場合の、線形微係数 Y'_β , N'_β および Y'_r , N'_r を用いて、針路安定性指数 Δ を示したものである。

$$\left. \begin{aligned} Y' &= Y'_\beta \beta + Y'_r r' + Y'_{\beta\beta} |\beta| + Y'_{rr} |r'| + (Y'_{\beta r} \beta + Y'_{r\beta} r') \beta r' \\ N' &= N'_\beta \beta + N'_r r' + N'_{\beta\beta} |\beta| + N'_{rr} |r'| + (N'_{\beta r} \beta + N'_{r\beta} r') \beta r' \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\Delta = N'_\beta (Y'_r - m' - m'_x) - Y'_\beta N'_r \quad (13)$$

図中の ▽, ○ 印と ▼, ● 印は、それぞれ一般貨物船型と VLCC 船型に対する模型試験結果と推定結果

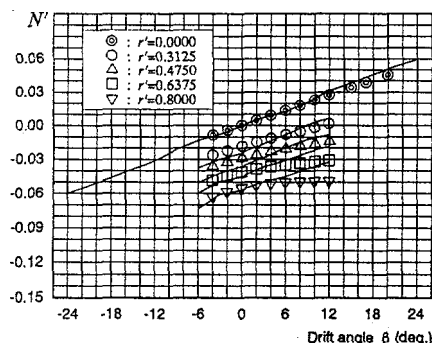
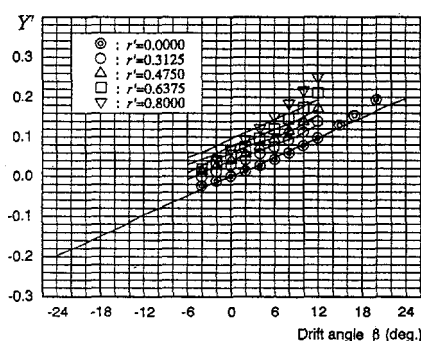
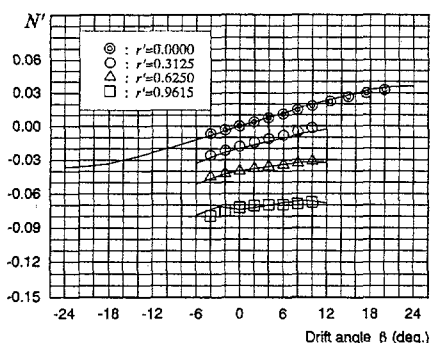
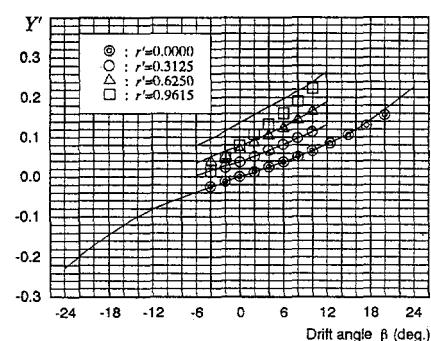


Fig.4 Hydrodynamic forces acting on Cargo ship

Fig.5 Hydrodynamic forces acting on VLCC

を示している。VLCC 船型の Y_r' が多少大きめに推定されたため、模型試験結果に対して若干差が生じているが、定量的に実用的な精度で、針路安定判別を行なうことが可能であると考えられる。

4. 結 言

本研究では、一般貨物船型と VLCC 船型を計算対象船型として選び、フレームライン形状を考慮して理論的に操縦運動時の船体流体力を推定する手法について検討を行なった。その結果、偏角 β や無次元旋回角速度 r' が大きい範囲においては、模型試験結果に対して定量的に多少の差が生じるものの、小さい範囲においては、比較的精度良く船体流体力を推定することができた。また、船体流体力の推定結果から得られる線形微係数を用いて、針路不安定現象について検討を行なった結果、比較的良好な精度で針路安定判別を行なうことが可能であることがわかった。従って、本計算法は、局所的な船体形状の違いに起因すると考えられる針路不安定現象を実用的に検討するうえで、有効な手法であると考えられる。今後は、多くの船型に対して同様なアプローチで船体流体力の推定計算を試みることで、渦糸の発生位置を表す係数 s に対するデータを収集し、船の主要目ベースの推定チャートを作成することが課題であると思われる。

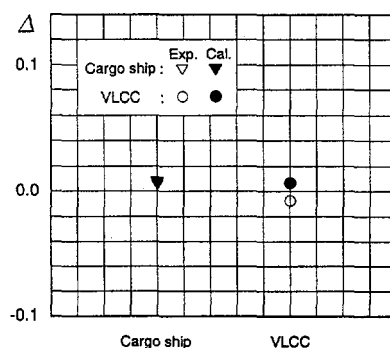


Fig.6 Stability discriminant

参 考 文 献

- [1] 松井 志郎, 楊 建民, 玉島 政裕, 山崎 隆介: 旋回する船体まわりの流場と流体力の計算, 西部造船会々報, 第88号(1994), pp.57-72.
- [2] 大森 拓也, 藤野 正隆, 巽 圭司, 川村 隆文, 宮田 秀明: 肥大船の操縦運動中の流場に関する研究 (第三報 定常旋回中の流場), 日本造船学会, 第179号(1996), pp.125-138.
- [3] 不破 健: 斜航中の船体にはたらく流体力について, 日本造船学会論文集, 第134号(1973), pp.135-147.
- [4] 貴島 勝郎, 湯川 和浩, 前川 和義: 旋回運動時の操縦流体力推定法に関する研究, 西部造船会々報, 第92号(1996), pp.105-116.
- [5] M.Kiya and M.Arie: Discrete Vortex Simulation of Unsteady Separated Flow Behind a Nearly Normal Plane, Bull. JSME, Vol.23, No.183(1980), pp.1451-1458.

2-13 西北太平洋波浪統計表の利用と船体応答長期予測

○正員 万 順涛* 正員 新開 明二**

1. 緒言

大洋を長期間にわたって航行する船舶の設計の際には、波浪中の種々の船体応答の統計的予測 [1] を行うことが必要であり、その前提条件として、船が遭遇すると考えられる海象(特に、波浪等)を的確に把握しておくことが設計への信頼度を高める意味で重要であると思われる。統計的予測の中でも、船体応答長期予測では、波浪の統計データの質が長期予測値の精度を大きく左右するため、統計データの質の検証を踏まえて、長期予測値の適用を考える必要がある。このような観点から、著者ら[2]~[5]は、長期の波浪統計データの質、特に、データのフォーマットが船体応答長期予測へ及ぼす影響について調査を行ってきた。波浪資料としては、略々地球全海域をカバーしているといわれている Hogben ら[6]の GWS (Global Wave Statistics) (1854年~1984年)を対象に選び、北太平洋の海域の検討[3][4]、北大西洋の海域の検討[2][4]を実施した。北太平洋については、山内ら[7]の波浪統計表(1954年~1963年)、高石ら[8]の波浪統計表(1964年~1973年)および渡辺ら[9]の波浪統計表(1974年~1988年)との比較調査に関連して、これらの三つの波浪統計データの簡易合成法の提示[5]、さらに、その合成法の基礎に対する確率・統計学的解釈の一試案の提示[10]を行った。

最近になって、方ら [11]により、西北太平洋波浪統計集が公表された。この統計集は、中国が収集したデータ(1968年~1982年)、香港が収集したデータ(1961年~1990年)、日本が収集したデータ(1961年~1990年)から構成されており、海域としては、緯度 $0^{\circ}N \sim 60^{\circ}N$ 、経度 $100^{\circ}E \sim 180^{\circ}E$ をカバーしており、日本海、黄海、北海、東シナ海、南シナ海等を含むとともに、中国沿岸に近い小海域も細密に設定されている。本報告では、方ら [11]の統計集の中の波浪統計表の利用を計画し船体応答長期予測を実施して、その長期予測値の評価を行うことを目的としている。

方ら[11]の統計集では、西北太平洋海域を 80 個の小海域に分けて、各小海域ごとに統計値が提示されている。統計値は、GWS[6]と大略同様の手法で解析し求められている。即ち、各海域を航行する船舶からの目視観測通報データ(波と風の相関表)の解析の結果として各小海域ごとの波高-波周期の結合確率分布が求められており、統計値のフォーマットとしては、波高-波周期の各組み合わせの海象に対する発現確率が 1000 分率の 1 の単位で丸められ離散的な確率分布数値表の形で示されている。従って、方らの波浪統計表を利用して船体応答長期予測を実施し、他の波浪統計データに基づく長期予測値と比較する場合には、発現確率の丸め誤差[2]~[4]が長期予測値にどのような影響を及ぼすかを検討しておくことが必要であると思われる。

本報では、方ら[11]の波浪統計表(以下、統計データ)の特性値を計算し統計的性質を明らかにするとともに、他の波浪統計データ[6]~[9]の特性値と比較して、統計データのフォーマットが船体応答長期予測へ及ぼす影響を調査する。また、コンテナ船に誘起される船体垂直方向加速度、垂直方向相対変位等

* 九州大学大学院工学研究科

** 九州大学工学部

を例にとり、方らの波浪統計データに基づく長期予測を実施し、予測数値計算の標準化について、二、三の考察を行った結果を報告する。

2. 西北太平洋波浪統計データ

2.1 データの構造

西北太平洋の80個の小海域 (Fig.1 参照) について、提示された波浪統計データの情報源は、主として一般船舶から通報された約30年間の波と風の観測データであり、データの作成原理、利用法等は文献 [11] で詳述されており、GWS[6]のそれと類似である。ここでは説明の都合上データの構造の概略について述べる。西北太平洋波浪統計データでは、波高 (有義波高) と波周期 (0-crossing 周期) の結合確率分布を次のように与えている。

$$P(H, T) = P(H)P(T | H) \quad (1)$$

ただし、

$$P(H) : \text{marginal probability distribution of wave height} \\ (= \sum_r P(W_r) P(H | W_r))$$

$$P(W_r) : \text{marginal probability of wind speed } W \text{ for the class } r$$

$$P(H | W_r) : \text{conditional probability of wave height given the wind speed } W_r \\ (= f_H : \text{an analytical model})$$

$$P(T | H) : \text{conditional probability of wave period given the height } H \\ (= f_T : \text{an analytical model})$$

ここに、風速 W_r に対する波高の条件確率 f_H は幾つかのパラメータを持つ Gamma 分布で、また、波高 H に対する波周期の条件確率 f_T は幾つかのパラメータを持つ次式のような対数正規分布で解析モデルが与えられる。

$$P(T | H) = f_T = \frac{1}{T\sqrt{2\pi}\sigma(H)} \exp \left[-\frac{(\ln T - \mu(H))^2}{2\sigma^2(H)} \right] \quad (2)$$

ただし、

$$\begin{cases} \mu(H) = E[\ln T](H) \\ \sigma^2(H) = \text{Var}[\ln T](H) \end{cases} \quad (3)$$

各パラメータは、波高、風速等の統計データを解析して決定される。これらの解析モデルを用いて最終的に波高と波周期の結合確率分布が計算される。西北太平洋の波浪統計データでは、(80:小海域数) × (5:通年と四季) × (9:波向と全波向) の計 3600 データセット (数例の棄却分がある) について波高-波周期の各組合わせに対応する発現確率 (結合確率分布) が求められている。

2.2 データのフォーマット

西北太平洋を含む北太平洋海域については、各種の長期波浪統計資料が提供されており、山内ら[7]、

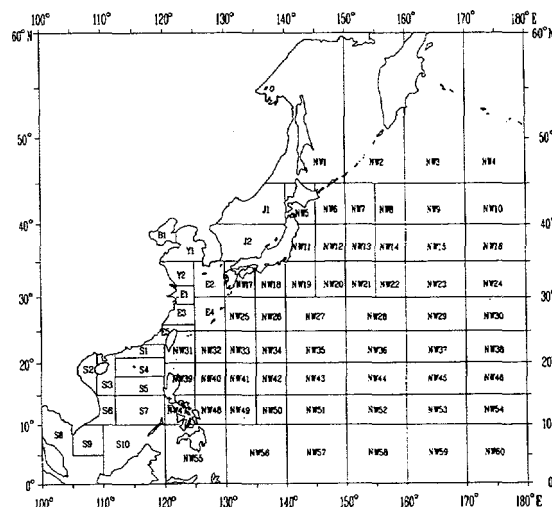


Fig.1 Map of area subdivision
(cited from Fang[11])

Table 1 Long-term wave statistics

Wave Statistics					Statistical Format					
Wave Data	Observation Period	Observation Area	Objects No.	Data type	Dist.*	ΔH (m)	ΔT	Digit Format	Wave Direction	Seasons
GWS [6]	1854-1984 (130 Years)	Global 104 areas	55,000,000	Ship data	$p_{ij}(H,T)$	1.00 (0.00<H<14.00)	1.0 (4.0<T<13.0)	1(‰)	8	4
H.Walden [12]	1950.1-1959.12 (10 Years)	8 station in N.Atlantic	227,497	Weather ship data	$f_{ij}(H,T)$	1.00 (0.75<H<15.75)	2.0 (5.0<T<17.0)	0.1(‰)	-	4
Fukuda [14]	1950.1-1959.12 (10 Years)	8 station in N.Atlantic	227,497	Modified Walden's	$f_{ij}(H,T)$	1.00 (0.75<H<15.75)	2.0 (5.0<T<17.0)	0.01(‰)	-	4
H.U.Roll [13]	1950.11-1952.10 (2 Years)	10 station in N.Atlantic	50,396	Weather ship data	$f_{ij}(H,T)$	0.50 (0.25<H<15.75)	2.0 (5.0<T<17.0)	0.1(‰)	4	4
YAMANOUCHI et al.[7]	1954-1963 (10 Years)	54 Sea zones in N.Pacific	479,477	Ship data	$f_{ij}(H,T)$	1.00 (0.75<H<3.75) 2.00 (3.75<H<7.75)	2.0 (5.0<T<15.0)	0.01% Min. Max. OBS 185 58186	-	4
TAKAISHI et al.[8]	1964-1973 (10 Years)	76 Sub-zones in N.Pacific	3,564,687	Ship data	$f_{ij}(H,T)$	1.00 (0.75<H<14.75)	2.0 (5.0<T<13.0)	Min. Max. OBS 805 151413	-	4
WATANABE et al.[9]	1974-1988 (15 Years)	76 Sub-zones in N.Pacific	4,901,943 (Ship data only)	Ship data Hindcast Buoy data	$f_{ij}(H,T)$	1.00 (0.75<H<14.75)	1.0 (5.0<T<14.0)	Min. Max. OBS 1200 203875 (Ship data)	-	4
FANG et al.[11]	1961-1990 (30 Years)	80 Sub-zones in NW Pacific	7,600,000	Ship data	$p_{ij}(H,T)$	0→0.1→0.5→ 0.85→1.25→1.85 →2.5→3.25→4.5 →6.0→7.5→9.0→ 11.0→	1.0 (3.5<T<12.5)	1‰ Min. Max. OBS 3260 268000	8	4

* $p_{ij}(H,T)$: Probability distribution of wave height and wave period $f_{ij}(H,T)$: Frequency distribution of wave height and wave period

** Related to wave class of World Meteorological Organization Code 3700

高石ら[8]、渡辺ら[9]、Hogbenら[6](GWS)の波浪統計データが良く知られている。西北太平洋海域について、方ら[11]の波浪統計表とこれらの各種長期波浪統計資料について、データ収集法、データのフォーマット等をまとめて Table 1 に示す。参考のために、北大西洋海域についての Walden[12](1950年～1959年)、Roll[13](1950年～1952年)の波浪統計表についても同様の書式等を示している。なお、GWS のデータは地球全海域についての記述となっている。Hogben らの GWS[6]の資料と方らの波浪統計表[11]のみが波高-波周期の結合確率分布で提示されており、他の資料では、波高-波周期の発現頻度表(いわゆる相関表)として提示されている。相関表で表示されている資料の中で、全データの数を経準として確率に直し、100 分率あるいは 1000 分率の形の数値表で示されているものと頻度の数値で示されているものに分けられる。高石ら[8]、渡辺ら[9]の資料は後者である。

西北太平洋における方ら[11]の波浪統計データで示されている発現確率は、GWS[6]の資料と同じく、1000 分率の 1 の単位で丸められて、離散数値表の形で示されている。方らの数値表では、波高の分布の階級は、0^m～0.1^m、0.1^m～0.5^m、0.5^m～0.85^m、0.85^m～1.25^m、1.25^m～1.85^m、1.85^m～2.5^m、2.5^m～3.25^m、3.25^m～4^m、4^m～5^m、5^m～6^m、6^m～7.5^m、7.5^m～9^m、9^m～11^m、11^m 以上となって不等間隔であり、波高が低い範囲では密に、波高が高い範囲で粗となっている。また、波周期の分布の階級は、3.5 秒以下、3.5 秒～12.5 秒の間が 1.0 秒級間隔および 12.5 秒以上となっている。波周期の分布については、GWS とほぼ同様(1.0 秒級間隔; 4.0 秒～14.0 秒、14.0 秒以上)であるが、波高の分布は、GWS を含む他の統計資料と異なっている。即ち、GWS のデータ(1.0^m 級間隔; 0.00^m～14.00^m、14.00^m 以上)、高石ら[8]のデータ(1.0^m 級間隔; 0.75^m～14.75^m、14.75^m 以上)、渡辺ら[9]のデータ(1.0^m 級間隔; 0.75^m～14.75^m、14.75^m 以上)、Walden[12]のデータ(1.0^m 級間隔; 0.75^m～15.75^m、15.75^m 以上)であり、特に、最も高い波高階級の値が、方らのデータでは低目(11.0^m)となっていることが目立つ。なお、方ら[11]の数値表では、Fig.2 に例示するように波高分布ならびに波周期分布の周辺部において 1000 分率の 1 に満たない数値を示す波高と周期のセルの中で 0.1 以上 0.5 未満の個所に記号 “+” が付与されている。

従来より、船体応答長期予測への利用を目的として、Walden [12]による約 10 年間の統計資料を整理した福田 [14]の長期波浪発現頻度表(発現確率として与えられている)が良く知られているが、この発現確率では、1000 分率で 0.01 の単位まで数値が示されている。データのフォーマットの統一の観点から、新開ら[2] [3]、万ら[4]は、GWS データについて、文献 [14]の長期波浪発現確率の表と同じ 1000 分率で 0.01 の単位まで発現確率の値を復元修正する方法を提案している、本報でもそのアルゴリズムと同様の考え方をを用いて、西北太平洋波浪統計データ[11]の値を復元修正する。

2. 3 データの統計的な特性値

西北太平洋のある特定海域(緯度 $20^{\circ}N \sim 30^{\circ}N$ 、経度 $130^{\circ}E \sim 150^{\circ}E$)、西北太平洋の全海域(緯度 $0^{\circ}N \sim 60^{\circ}N$ 、経度 $100^{\circ}E \sim 180^{\circ}E$)について、方ら[11]の波浪統計データ、即ち、特定海域(小海域: NW25, NW26, ..., NW35)と全海域(80 個の小海域)に対応する波浪発現確率の特性値[15]を求めて、Table 2 に例示している。図には、特性値として、波高と波周期の相関係数 $\gamma(H, T)$ ならびに波高と波周期のそれぞれについて、平均値(E)、モード(M_0)、メディアン(M_0)、四分位偏差($\hat{Q}$)、第1四分位数($\hat{Q}_1$)、第3四分位数($\hat{Q}_3$)等の計算結果を示すとともに、1000 分率の 1 の単位で丸められた誤差に対する復元修正(Corrected)の値と非復元修正の値を比較している。なお、参考のために、山内ら、高石ら、渡辺らの各

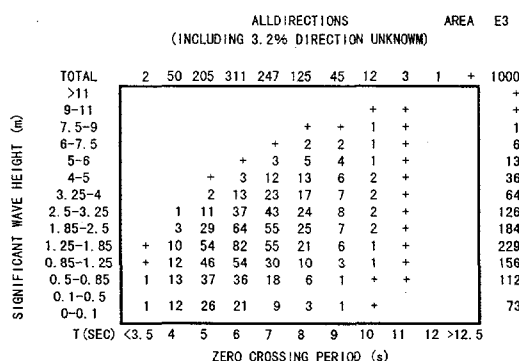


Fig.2 An example of wave statistical diagram of North-West Pacific

Table 2 Statistical characteristics of wave period and significant wave height
(Whole year and all directions)

Wave Statistics					Wave period T (sec)						Significant wave height H (m)						$\gamma(H, T)$
Wave Data	Ocean Area Code	Location	Observation Period	Objects No.	E(T)	M ₀ (T)	M ₀ ² (T)	$\bar{Q}$ (T)	$\hat{Q}_1$ (T)	$\hat{Q}_3$ (T)	E(H)	M ₀ (H)	M ₀ ² (H)	$\bar{Q}$ (H)	$\hat{Q}_1$ (H)	$\hat{Q}_3$ (H)	
Buoy	No. 21003	N. Pacific (25. 7N, 135. 9E)	1978-1986	15, 431	7.29	7.45	7.19	7.19	5.92	8.46	1.76	1.48	1.50	1.68	1.09	2.26	0.13
GWS (Corrected)	Area 42	NW. Pacific (20N , 130E) - (30N , 150E)	1854-1984	518, 319	6.92	6.55	6.81	6.88	5.93	7.82	2.21	1.62	1.94	2.07	1.25	2.89	0.46
GWS (Uncorrected)					6.92	6.55	6.81	6.88	5.97	7.79	2.20	1.62	1.94	2.07	1.25	2.89	0.47
FANG (Corrected)	Zone: NW25, NW26, NW27, NW33, NW34, NW35		1961-1990	684, 187	7.14	6.97	7.05	7.09	6.10	8.08	2.06	1.58	2.05	1.75	1.16	2.34	0.42
FANG (Uncorrected)					7.14	6.97	7.05	7.10	6.12	8.07	2.06	1.58	2.05	1.75	1.16	2.34	0.42
Following [7], [8] & [9] combined			1954-1988	543, 935	6.54	5.00	6.02	6.30	4.70	7.89	1.92	1.46	1.64	1.80	1.12	2.48	0.42
YAMANOUCHI et al. [7]	Zone 31, 32, 35, 36		1954-1963	53, 473	7.32	5.50	6.31	6.65	4.78	8.51	1.41	1.16	1.23	1.29	0.70	1.87	0.15
TAKAISHI et al. [8]	Zone E13W, E13E, E14, E17, E18		1964-1973	221, 495	5.76	5.00	5.07	5.53	4.02	7.04	1.79	1.43	1.52	1.71	1.07	2.34	0.45
WATANABE et al. [9]	Zone E13W, E13E, E14, E17, E18		1974-1988	268, 967	6.88	5.00	6.68	6.67	5.06	8.27	2.12	1.56	2.01	1.96	1.27	2.64	0.54
GWS (Corrected)	Area 12, 18, 19, 20, 28, 29, 30, 40, 41, 42, 43, 52, 53, 62, 63	NW. Pacific	1854-1984	7, 588, 921	6.99	6.51	6.83	6.89	5.73	8.05	2.31	1.60	2.00	2.13	1.25	3.01	0.49
GWS (Uncorrected)					6.98	6.54	6.89	6.92	5.78	8.06	2.27	1.60	2.00	2.12	1.25	2.99	0.53
FANG (Corrected)	80 Sub-zones.		1961-1990	7, 511, 752	6.88	6.93	6.78	6.84	5.71	7.97	1.94	1.57	1.63	1.70	1.09	2.30	0.46
FANG (Uncorrected)					6.88	6.95	6.84	6.87	5.74	7.99	1.97	1.56	1.63	1.70	1.06	2.33	0.51

データの特徴値ならびに、3つのデータの合成[11]の結果の特徴値、ブイデータ[9]の特徴値を併示している。方らの統計データとGWSの統計データの比較によれば、波周期に関する特徴値の両者は比較的良好一致を示すが、波高に関する特徴値では、方らのデータが一般的に小さな値を示し、四分位偏差($\tilde{Q}$)も約30%小さい。

3. 数値計算例及び考察

コンテナ船を計算対象として、船首部位置における垂直方向相対変位および垂直方向加速度の長期予測計算を実施した。コンテナ船は文献[2]~[5]で採用した同じ船型であり、船長 $L = 175\text{m}$ 、方形係数 $C_b = 0.572$ の一軸船である。主要な長期予測結果を Fig.3~5 に示す。

Fig. 3 には、西北太平洋の全海域における垂直方向相対変位 Z_r の長期分布を示している。図は、正面迎波状態で、船速 $F_n=0.30$ に対する船首部位置における長期予測値の無次元値 Z_r/L の結果であり、方らの統計データに復元修正を施した場合の結果(Corrected)、非復元修正の場合の結果(Uncorrected)、GWS のデータに復元修正を施した場合の結果(Corrected)を比較している。

Fig. 4 には、西北太平洋の特定海域における垂直方向加速度 $\ddot{Z}$ の長期分布を示している。図は、正面迎波状態で、船速 $F_n=0.30$ に対する船首部位置における長期予測値の無次元値 $\ddot{Z}/g$ (g : 重力加速度)の結果であり、方らの統計データの復元修正、非復元修正および GWS の復元修正のそれぞれの場合の結果を比較している。また、波高分布の周辺部における1000分率の1に満たない数値の0.1以上0.5未満のセル目(記号 +)に対して、外挿推定の処理を施した場合の結果(Corrected2)もあわせ示している。

Fig.5 には、西北太平洋の特定海域を構成する小海域ごとに、垂直方向加速度の長期予測値($Q=10^{-8}$)をGWSの統計データを用いたに対する長期予測値に対する相対値の形式で、柱状グラ

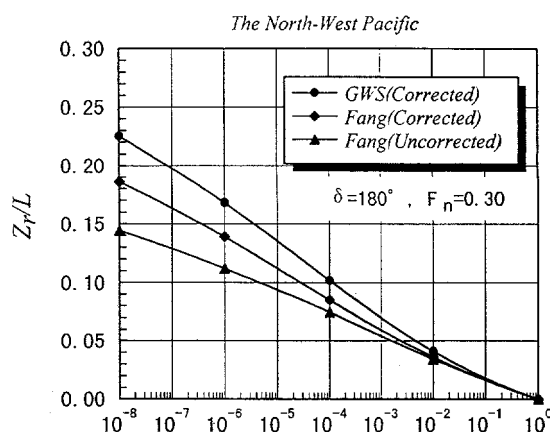


Fig. 3 Long-term distribution of vertical relative motion at bow

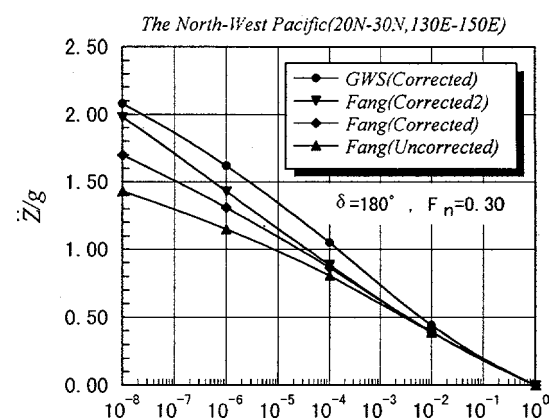


Fig. 4 Long-term distribution of vertical acceleration at bow

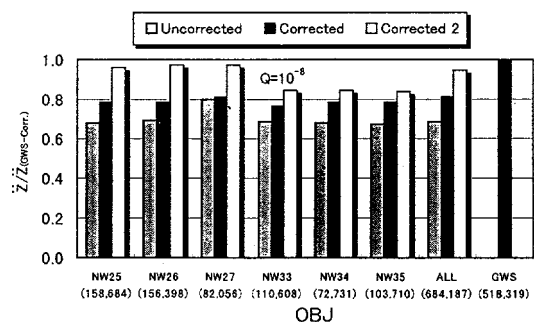


Fig. 5 Long-term predictions of vertical acceleration at bow(20°N-30°N, 130°E-150°E)

フにて示している。図には、丸め誤差の復元修正を施した場合の結果(Corrected)、非復元修正の場合の結果(Uncorrected)、波高分布の周辺部の処理を施した場合の結果(Corrected2)のそれぞれが比較されている。

以上の計算結果によれば、方ら[11]の波浪統計データに基づく長期予測値が GWS の波浪統計データに基づく予測値よりやや低めの結果を与えることがわかる。また、この傾向を示す主因が、方らの統計データのフォーマット、特に、波高の階級の設定にあることが明示された。しかしながら、この傾向を十分に認識して、方らの波浪統計データを利用すれば、中国沿岸に近い細密な小海域の情報が含まれていることから判断して、西北太平洋内の海域の空間的広がりに対する船体応答長期特性の調査において、本統計データは有力な情報源となるものと思われる。

4. 結 言

西北太平洋波浪統計表の統計的な特性値を明らかにするとともに、船体応答長期予測への適用範囲とその実用性を明確にした。他の長期波浪統計資料との併用による有効利用法を検討することが今後の課題である。最後に、方鐘聖、金承儀、繆泉明著「西北太平洋波浪統計集」の入手にあたり、ご配慮を頂きました中国船舶科学研究中心、方鐘聖先生に対し、心よりお礼申し上げます。また、仲介の労を取って頂きました上海船舶研究設計院、鄭宗淇先生、吳愛軍女士に感謝の意を表します。

参考文献

- [1] 福田淳一: 船体応答の統計的予測、耐航性に関するシンポジウム、日本造船学会(1969), pp99-119
- [2] 新開明二、万順涛: 波浪統計データの特性値と船体応答長期予測、西部造船会々報、第 89 号 (1995), pp.223-231.
- [3] 新開明二、万順涛: 北太平洋の波浪統計データの利用と長期予測、西部造船会々報、第 90 号 (1995), pp.127-136.
- [4] 万順涛、新開明二: 海洋の波浪統計データの特性値と船体応答長期予測値の評価、日本造船学会論文集、第 178 号 (1995), pp.289-296.
- [5] 新開明二、万順涛: 各種の長期波浪統計資料の特性値の傾向について、西部造船会々報、第 91 号 (1996), pp.107-117.
- [6] British Maritime Technology (Primary contributors ; Hogben , N. , Dacunha , L. F. and Olliver, G. F.): Global wave statistics, Unwin Brothers Limited, London (1986).
- [7] Yamanouchi, Y. and Ogawa, A. : Statistical diagram on the winds and waves on the North Pacific Ocean, 船舶技術研究所報告、別冊2号 (1970).
- [8] 高石敬史、大松重雄: 北太平洋の風と波の統計図表(1964 年～1973 年)、船舶技術研究所報告、別冊3号 (1980).
- [9] 渡辺 徹、富田 宏、谷沢克治: 北太平洋の波と風(1974 年～1988 年)、船舶技術研究所報告、別冊14号 (1992).
- [10] 新開明二、万順涛: 長期予測法のための新しい統計学的数理モデルの構築、日本造船学会論文集、第 179号 (1996), pp.59-65.
- [11] 方鐘聖、金承儀、繆泉明: 西北太平洋波浪統計集、国防工業出版社(中国)(1995).
- [12] Walden, H. : Die Eigenschaften der Meerswellen im Nordatlantischen Ozean, Deutscher Wetterdienst Seewetteramt, Einzerveröffentlichungen , Nr. 41, Hamburg (1964).
- [13] Roll, H. U. : Height, length and steepness of seawaves in the North Atlantic and dimensions of sea waves as functions of wind force (English Translation), Technical and Research Bulltin, No. 1~19, SNAME (1958).
- [14] 福田淳一: 波浪中の船の Deck Wetness に関する長期予測、日本造船学会論文集、第 124 号 (1968), pp.141-158.
- [15] 高松俊朗: 数理統計学入門、(株)学術図書出版社 (1984).

3-1 発電機ディーゼルエンジンのコンバインドプラントの研究

○正員 古林 義弘* 渡瀬 基継**
中島 徹** 花田 新一***

Study of the combined plant for the generator diesel engine

by Yoshihiro Kobayashi, Member Mototsugu Watase
Tooru Nakajima Shinichi Hanada

Summary

In order to improve a thermal efficiency of power plant two ways of thinking i. e. combined plant system and co-generation system might be applied. The former utilizes an exhaust gas energy of primary engine as the reheat source of secondary power plant, the latter as the latent heat source for hot water or hot air.

A race for the high level total thermal efficiency is being seriously unfolded especially for land use plant. Thus an effective utilization of medium or low level energy of exhaust gas will become inevitable from the both view points of preservation of the earth environment and an energy saving. Authors focused the attentions on the exhaust gas of diesel engine for ship's generators, which was exhausted without any uses to an atmosphere and made conceptual designs and calculations of combined plant of Rankine cycle of steam or fron as a working fluid. A sulfuric corrosion which might occur at temperature lowered up to a dew point was avoided by applying a special coating on the surface of heat recovery equipment.

1. 緒言

化石燃料の有効利用さらには地球環境の保全は今後のエネルギー機器に課せられた重要な命題であり、このことは熱効率をいかに上げるかに係っている。熱効率上昇方法の一つは要素機器そのものの改善にあるが、これはそれぞれの研究者で日夜努力されており1%の上昇でも並大抵のことではない技術レベルまで到達している。も一つの方法は、機器単体で見るのではなく、プラントとしてシステム全体での効率アップを計る考え方である。その一つとして、現在廃棄されている排気ガスのエネルギーまでをシステムのなかに含めて効率を捉える考え方がある。例えば陸上プラントではガスタービンプラントとのコンバインドサイクル、あるいは蒸気プラントでのコゼネレーションシステムを採用することによ

*熊本工業大学構造工学科

** (株)大島造船所

***福岡酸素 (株)

って全体システムとしての大幅な効率アップが計られている。高温熱源と低温源があればその間で動力を取り出し得ることは熱力学の教えるところであるが、船舶の場合最大の熱機関である主機以外にもいくつかの補機としての熱機関があり、そのうち本研究では発電機のディーゼルエンジンを対象に取り上げ、現在利用されずに捨てられているエンジンの排気ガスを高温源とし、海水を低温源とした熱サイクルを組み立て有効仕事を取り出そうとするものである。熱サイクルと動作流体としては、フロン系の単段ランキンサイクルと水蒸気の2段再熱サイクルを考えた。C重油を燃料とした排ガスの熱回収を比較的低温まで行なう場合、熱回収器の伝熱面で排ガス中の水蒸気が結露し、その中へ硫酸化合物が溶解することにより高腐食環境が設計上の重要な問題点となる。対応策としてはいくつかの材料および構造が考えられるが、本研究では高温環境での耐硫酸耐熱面の塗膜の高温耐蝕性については別途に高濃度硫酸蒸気雰囲気中での腐食テストを実施し、良好な結果を得た。

2. ディーゼル排熱利用のコンバインドプラント

2.1 熱サイクルと動作流体の選定

発電機ディーゼルエンジンの排気温度は310℃程度であり、これを熱回収し動力として取り出すために海水を低温源とするランキンサイクルを採用した。動作流体としては、海水冷却のため実用的な圧力範囲で40℃前後での凝縮が可能なことから、フロン系としてHFC-134a, HCFC-123および水蒸気の3種類を検討対象とした。

2.2 フロン系ランキンサイクル

比熱比がフロンのように1に近い場合、今回の300℃の蒸気温度レベルではタービン1次側の圧力が非常に大きくなる。このためフロン系ではこの圧力を実用的な範囲で押さえることも考慮しなければならない。同時にフロンは低沸点であるため凝縮圧力も高くシステム全体として高圧力領域での作動となる。またFig. 1に示すようにp-hダイアグラム上での等エントロピー線の傾き dp/dh がフロン系の場合、水蒸気に比べてはるかに大きいため過熱蒸気の領域を1段膨張のみで利用できる利点がある。200℃以上の高温領域の状態線図による検討を行いたい、この温度範囲での線図は作られていないため定圧比熱の計算式を基に比熱比 γ を求めタービン入口の圧力を求めた。理想気体状態の定圧比熱関数 c_p はMcLinden[1]のよって次式が提案されている。

$$\text{HFC-134a} \quad C_p^0 = R \left[2.018320 + 12.888065 \left(\frac{T}{T_c} \right) - 3.828818 \left(\frac{T}{T_c} \right)^2 + 0.714145 \left(\frac{T}{T_c} \right)^3 \right] \quad (1)$$

$$R = 8.3145 \text{ J/(mol} \cdot \text{K)}, T_c = 374.21 \text{ K}$$

$$\text{HCFC-123} \quad C_p^0 = R \left[0.724188 + 27.762732 \left(\frac{T}{T_c} \right) - 19.165589 \left(\frac{T}{T_c} \right)^2 + 5.947808 \left(\frac{T}{T_c} \right)^3 \right] \quad (2)$$

$$R = 8.3145 \text{ J/(mol} \cdot \text{K)}, T_c = 456.94 \text{ K}$$

比熱比 γ は次式から求まる。

$$\gamma = c_p / (c_p - R) \quad (3)$$

これから300℃でのHFC-134aおよびHCFC-123の比熱比は $\gamma_{\text{HFC-134a}}=1.076$, $\gamma_{\text{HCFC-123}}=1.067$ となり1に近い小さい値である。これから断熱変化としてタービン入口圧力を逆算してみると 10^3 kg/cm^2 以上の非常な高圧となり（陸上の火力プラントの亜臨界圧での最大圧力は 200 kg/cm^2 程度である）、フロンをこのような高温度領域で使用することはフロンの熱安定性の問題と共に適切でないことがわかる。よってp-h線図を用いて実用的な温度、圧力での作動を検討し、それぞれの作動線図をFig. 1およびFig. 2に示し、断熱指数（＝実際のタービン膨張仕事／理論断熱変化での仕事）を0.8とした上で、それぞれの動作流体での各作動ポイントでの温度、圧力および出力要目をTable 1に示した。熱回収器出口でのフロンの温度を125℃および208℃としているのが、排気ガスとの温度差が100℃以上と大きいのでフロン側での適当な温度コントロールが必要となる。

2.3 水蒸気ランキンサイクル

一方水蒸気の場合はp-h線図での等エントロピー線の傾きも小さいため、少ないエンタルピー変化で飽和蒸気領域に入り1段膨張では有効熱落差が大きくとれない。したがって熱利用の有効度を大きくするためには多段の再熱および膨張が必要になるが、今回のように熱源温度が高くない場合タービン入口圧力を上げることは、過熱蒸気領域で利用できるエンタルピー差が小さくなりその分、再熱段数を多く取らねばならないため適当な圧力選定が必要となる。ここでは入口の蒸気条件として $T=300^\circ\text{C}$ および $P=2.2 \text{ MPa}$ を選定し、全体系統は2段再熱サイクルとした。熱回収器としては通過する排ガス温度が従来の硫酸露点から十分に高い 175°C レベルの温度までは通常の構造および材料を用いた熱交換器とし、それよりも低温度の硫酸露点以下の排ガスを取り扱う場合には硫酸腐食と耐熱性を考慮した構造とする2段階方式とすれば、蒸気温度によっては熱回収器に対する耐蝕構造要求を緩和することが出来て、構造およびコストの合理化となる。Fig. 3に示す第1案では初段の熱回収器、1および2段目の再熱器共に復水も含めて蒸気側温度が 130°C 前後になり、全段階で耐蝕構造としなければならない。そこでFig. 4に示す第2案のように2段目のタービン出口温度降下を 160°C 迄に押さえて、排気ガス温度を硫酸露点以上に維持したうえで3段目のタービンで復水器の凝縮圧力まで断熱膨張させれば、排ガス温度の最低点は上記の温度以下にはならないため再熱段階での耐蝕対策が不要になる。このあたりは熱回収器での両流体の温度設定をどのようにするのか、流路構造をどのように設計するのかの具体的な計画と大いに関連しており設計上の一つの注意点でもある。ここでは熱交換器計画で第1および2案の両方式を比較し、排出ガス量を $6 \text{ kg/(ps}\cdot\text{h)}$ と見積もり、それぞれの動作流体での各作動ポイントでの温度、圧力および出力要目をTable 1に示した。なお、各動作流体の流れに沿った温度変化ダイアグラムをFig. 5, 6および7に示した。

3. 熱回収プラントのモデル実験

2で述べた低圧、中温の蒸気圧力及び温度での作動を確認するために水蒸気流量3kg/hの小型のモデルプラントを作製した。タービンの段数については小型模型の製作の困難さのため出力を無視して単段とし、蒸気排出は大気圧力よりも若干低め程度とした。従って圧力比は実機よりかなり小さくなっている。ノズルおよびブレード設計は簡易設計法をとった。蒸気発生の熱源は電気ヒーター加熱の高温空気とし、温度は実機よりさらに低めの170℃とした。タービン1次側の蒸気温度および圧力は150℃、0.2MPaの過熱蒸気、一方2次側は上記のように実船状態よりも圧力、温度共に高目の90℃、0.07MPaの飽和蒸気である。Fig. 8に系統図を示した。出力が小さいので負荷は小型の発電機を用い、回転数制御は行わず成り行きとした。全景写真をPhoto 1および2、タービンをPhoto 3、復水ポンプおよび真空ポンプをPhoto 4にそれぞれ示した。作動条件はほぼ上記の設計条件の通りで、この試験によって今回の計画条件でのプラントの作動が可能であることを確認できた。

4. 熱回収器の耐硫酸腐食性に関する研究

C重油を燃料とするディーゼルエンジンの排ガスを、今回の研究のように低い温度レベルまで利用する場合の問題の一つとして、排ガス中に含まれている硫黄酸化物 SO_2 が酸化されて SO_3 となり、これが熱交換器伝熱面での水蒸気結露と反応して硫酸となり、その結果生成される高腐食性環境がある。高温高濃度の H_2SO_4 は通常の大気中腐食と異なりステンレス鋼をも激しく腐食するため、熱交換器の排気ガス側の防蝕塗膜の観点から耐蝕性の検討を行なった。

4.1 耐蝕性塗膜の研究

熱回収器のFlue gas側材料に耐硫酸特性および耐熱性を有する塗料である複合固溶体セラミックスを主成分とするコーティング剤を採用することで、高温から低温まで変化する排ガスに対応させることとして、本構造の高温硫酸環境での腐食試験を実施した。

4.1.1 供試塗料の特徴

以下に述べる3種類の塗料について耐蝕性の試験を行なったが、いずれの塗料もセラミックスをベースとして金属酸化物を配合しポリマー系の硬化剤を混合させる2液性（A社#450）、およびシリカをベースに金属酸化物を配合した1液性（A社#36およびB社）のセラミックコーティング剤であって耐熱性、熱衝撃性、耐酸、耐アルカリ、耐磨耗性等を特徴とする。

4.1.2 試験の手順及び条件

実験は長崎県工業技術センター・工業材料実験室にて実施した。試験片は30mm×25mm×1mmの船用軟鋼材を用い、下地処理はグラインダー、やすり、サンドペーパー処理およびアルコール洗浄によって、錆の完全除去と脱脂を全表面に対して行ない、エッジ部は丸みを付けてシャープエッジ加工を行なった。塗装は刷毛塗りで均一厚になるようにし1回目の塗装が完全に乾燥した状態で次の塗装を施し、3回塗りで膜厚は200~300μとした。塗膜の養生はそれぞれのA#450は自然乾燥のみとし、A#36およびBはPhoto 5に示す電気炉で50

0℃までおよそ4時間をかけて焼成した。

実験はPhoto 6およびFig. 9に示すを硫酸蒸気加熱容器を用いて行なったが、実験時の温度と硫酸雰囲気については1日当たりの熱サイクルを $100^{\circ}\text{C}\times 10\text{hr/day}+20^{\circ}\text{C}\times 14\text{hr/day}$ とし、これを10日間繰り返した。硫酸の雰囲気としては強い腐食性を持った希硫酸10%を用い、フラスコ底部に設置したマントルヒーターで加熱して、常時希硫酸蒸気が充満した状態とし、上部から吊した試験片には常時希硫酸液が凝縮した状態を維持した。蒸発蒸気は冷却水で冷却、凝縮した後再びフラスコ内に還流される。

4.1.3 試験結果と評価

全体で100時間の加熱、凝縮終了後に試験片を取り出し表面の顕微鏡および目視観察を行なった。実験の経過および観察結果をTable 2に示すが今回の3種類の塗料ではA#36がよい結果を示し高温硫酸雰囲気での使用に耐える可能性を示した。

5. 結論

船舶で現在大気放出されている熱エネルギーの有効回収を目的に、船舶発電機のディーゼルエンジンの中位排熱エネルギーを回収利用しランキンサイクルを作動させて動力として回収するディーゼルエンジン・コンバインドシステムについて述べた。動作流体としてはフロン系2種と水蒸気について検討し、全体システムとしてはフロンでは超高压力となること、および高温での熱安定性の点から温度は $100\sim 200^{\circ}\text{C}$ レベルに留めた上で、1段膨張サイクルとし、水蒸気では 300°C まで一杯上げた2段再熱サイクルとして有効熱落差を大きく取った。露点温度まで利用する場合に問題になる排ガス中に含有される硫黄酸化物による硫酸生成と高温高腐食環境対策としてセラミック塗料による耐硫酸塗膜形成による耐蝕法を検討した。低温低圧力での水蒸気ランキンサイクルについては小型模型実験による作動確認を実施し、一方セラミック塗膜の耐硫酸および耐熱性については人工雰囲気による試験を実施し有効性を確認した。以上に基づいて水蒸気2段再熱サイクルとセラミック塗装熱回収器の組合せでの実機プラントの動力回収計算を行い、450PSの主機で約45kWの電力出力が可能であることを述べた。熱効率はおよそ26%を得た。熱効率の上昇、セラミック塗膜のより高温での特性、施工性ならびに長期暴露での有効性についてはさらなる研究を行ないたい。

謝辞

今回のセラミックコーティング剤の耐蝕性実験では長崎県工業技術センター馬場恒明博士に終始にわたる技術的助言ならびに御協力を頂いた。ここに深謝申し上げる。

参考文献

- [1] M. O. McLinden, Thermodynamic properties of CFC alternatives: A survey of the available data, Rev. Int. Froid, 13(5), pp. 149-162(1990)
- [2] 日本冷凍協会

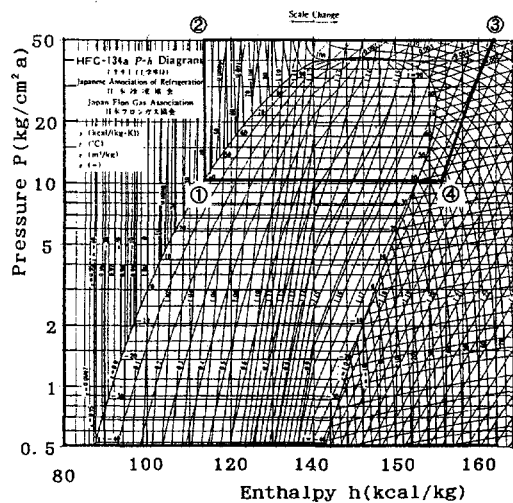


FIG. 1 P-h DIAGRAM OF HFC-134a[2]

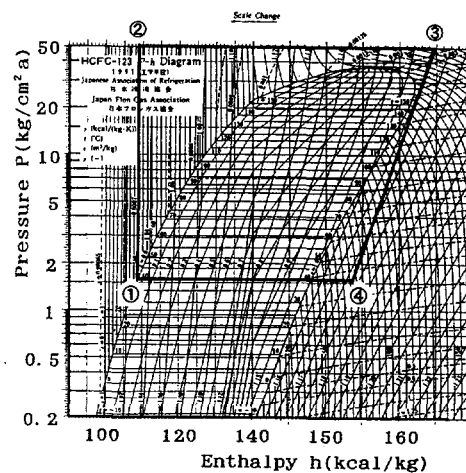


Fig. 2 P-h DIAGRAM OF HCFC-123[2]

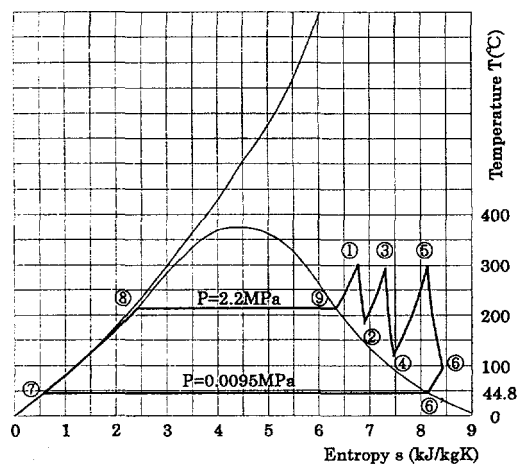


FIG. 3 T-s DIAGRAM OF H_2O STEAM
-CASE 1

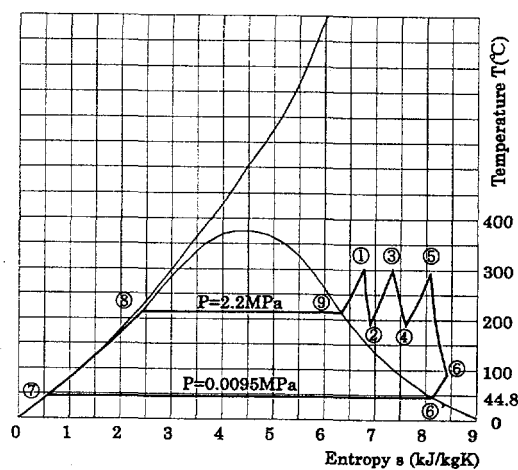


Fig. 4 T-s DIAGRAM OF H_2O STEAM
-CASE 2

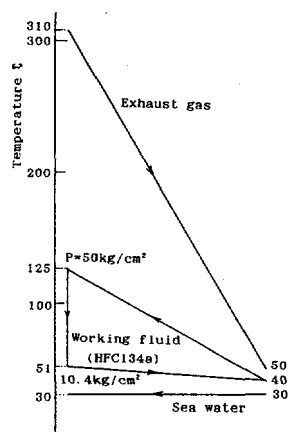


FIG. 5 TEMPERATURE DROP DIAGRAM OF HFC-134a

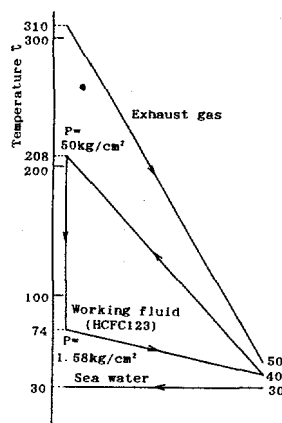


FIG. 6 TEMPERATURE DROP DIAGRAM OF HCFC-123

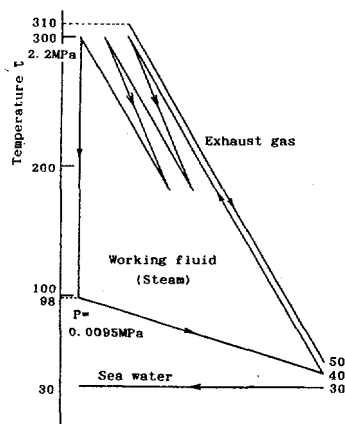
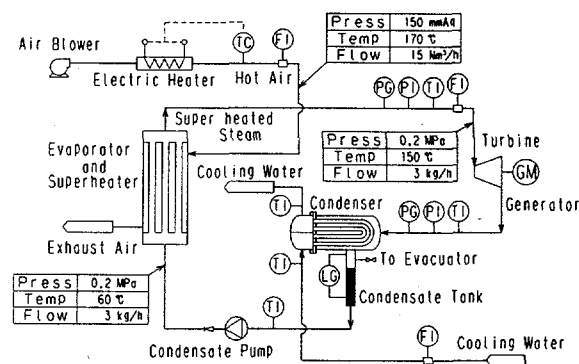


FIG. 7 TEMPERATURE DROP DIAGRAM OF STEAM



Air Blower		Electric Heater		Evaporator	
風量	0.2 m³/m	風量	0.2 m³/m	設計圧力	0.2 MPa
静圧	150 mmAq	電源	200 VAC	設計温度	150 °C
使用温度	50 °C	容量	4.0 kWh	伝熱面積	0.15 m²
電動機	0.2 kWh	最大温度	500 °C	伝熱量	6.0 kWh
Turbine		Condenser		Condensate Pump	
設計圧力	0.2 MPa	設計圧力	0.2 MPa	設計圧力	0.2 MPa
設計温度	200 °C	設計温度	150 °C	設計温度	50 °C
発電容量	0.5 kWh	伝熱面積	0.1 m²	吐出量	0.05 /m
		伝熱量	7.0 kWh	揚程	25.0 mAq

FIG. 8 FLOW DIAGRAM OF MODEL PLANT

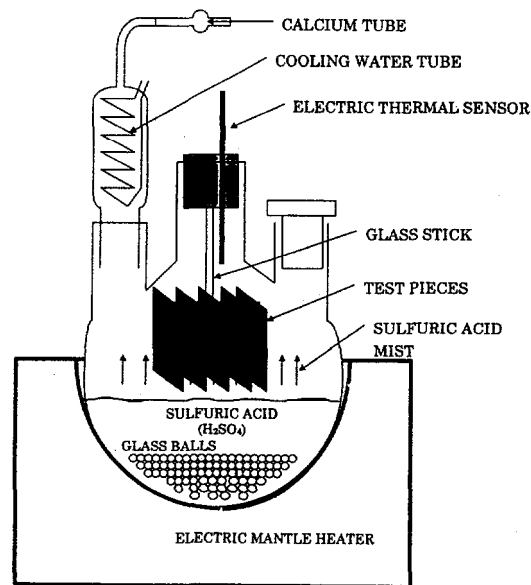


FIG. 9 TEST VESSEL FOR SULFURIC ACID STEAM ATMOSPHERE

TABLE 1 PROPERTIES OF WORKING FLUID
AT EACH POINT

WORKING FLUID	HFC-134a	HCFC-123	H ₂ O case 1 (case 2)
P3	50kg/m ²	50kg/cm ²	P1=2.2MPa
T3	125℃	208℃	T1=T3=T5=300℃
P4	10.37kg/cm ²	1.58kg/cm ²	h1=2834kJ/kg
T4	51℃	74℃	P2=P3=0.671MPa
h3	161.5kcal/kg	164.5cal/kg	T2=182℃
h4	155.5kcal/kg	153.9kcal/kg	h2=2812kJ/kg
Δh34=h3-h4	6.0kcal/kg	10.6kcal/kg	P4=P5=0.112MPa
P2	50kg/cm ²	50kg/cm ²	(0.15)
T2=T1	40℃	40℃	T4=135℃
h2	113kcal/kg	109kcal/kg	(182)
Δh32=h3-h2	48.5kcal/kg	55.5kcal/kg	h4=2765kJ/kg
			(2837)
			h5=3074kJ/kg
			(3074)
			h6=2681kJ/kg
			(2641)
			T6=98℃
			(76)
			T6'-T7=44.8℃
			P6=P6'=P7
			=0.0095MPa
			T8=T9=217℃
			h8=931kJ/kg
			h9=2799kJ/kg
Q(EXHAUST GASENERGY)	450PSX6kg/h/ PSX(310-50)℃ X1kJ/kg/K= 7.02X10 ⁵ kJ/h	SAME AS LEFT	SAME AS LEFT
G=Q/Δh32 (FLOW OF W. FLUID)	3.45X10 ³ kg/h	3.02X10 ³ kg/h	G=Q/(Δh91+Δh23 +Δh45+Δh79) =206(212)kg/h
W=Δh34XG X0.9 (OUT PUT)	21.6kW	33.5kW	W=(Δh12+Δh34+ Δh56)XGX0.9 /3600=46.8kW (45.8)
THERMAL EFFICIENCY	12.3%	19.1%	26.6% (26.1)

TABLE 2 TEST RESULTS AND ITS
EVALUATIONS

COATING	A #450	A #36	B
ITEM	GRAY COLOR AND LUSTROUS SURFACE	GRAY COLOR AND ROUGH SURFACE	BROWN COLOR AND ROUGH SURFACE
AT START OF TEST	(PHOTO No. 7)	(PHOTO No. 8)	(PHOTO No. 9)
AT COMPLETION OF TEST	AT STOP OF EXPERIMENT; NO DISCOLORATION BUT HEAVY CORROSION AND REMOVAL AT THE EDGE	100HR LATER; DISCOLORED TO BLACK. SMALL RUSTING OCCURRED. NO SWELLING NOR REMOVAL	100HR LATER; DISCOLORED TO RED-BROWN HEAVY RUST ON ALL SURFACE SOME REMOVAL BUT NO SWELLING
OBSERVATION BY MICROSCOPE	(PHOTO No. 10)	(PHOTO No. 11)	(PHOTO No. 12)
		SOME RUST OCCURRED BUT NO CORROSION AREA OBSERVED	HEAVY RUST ON ALL SURFACE
		(X60 PHOTO No. 13)	(X60 PHOTO No. 14)
		A #36 (PICTURE IN LEFT) AND B (PICTURE IN RIGHT)	
		(X7.5 PHOTO No. 15)	
OTHER FEATURES OF PAINT	INCONVENIENCE IN PAINTING WORK CAUSED BY 2-LIQUID TYPE AND QUICK-DRYING	1) DIFFICULTY OF SPRAY PAINTING DUE TO SMALL PARTICLES OF METAL COMPOUNDS CONTAINED	SAME AS LEFT
		2) INGOVENIENCE CAUSED BY THE NECESSITY OF HEAT-UP WORK	
JUDGEMENT	NOT APPLICABLE	APPLICABLE	NOT APPLICABLE

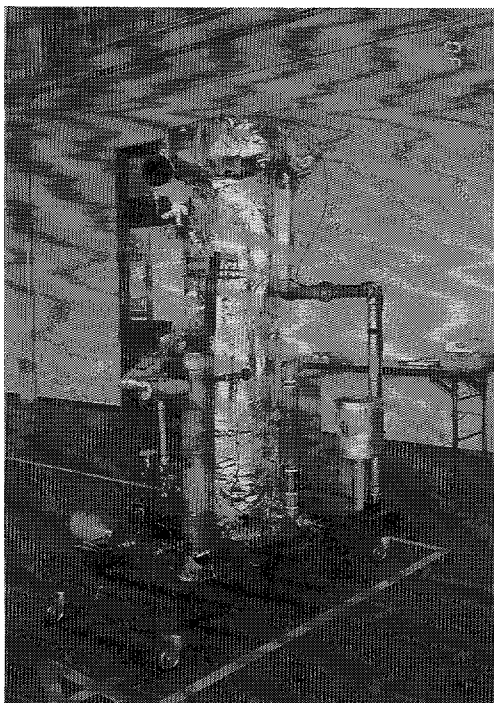


PHOTO 1 MODEL PLANT FULL VIEW 1

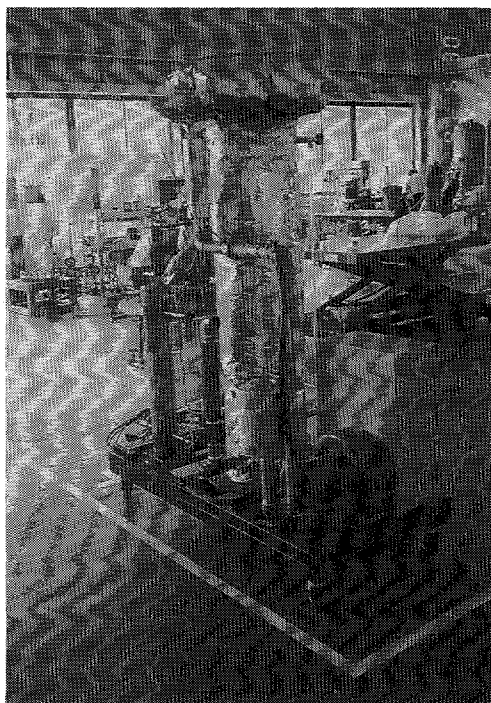


PHOTO 2 MODEL PLANT FULL VIEW 2



PHOTO 3 TURBINE MODEL

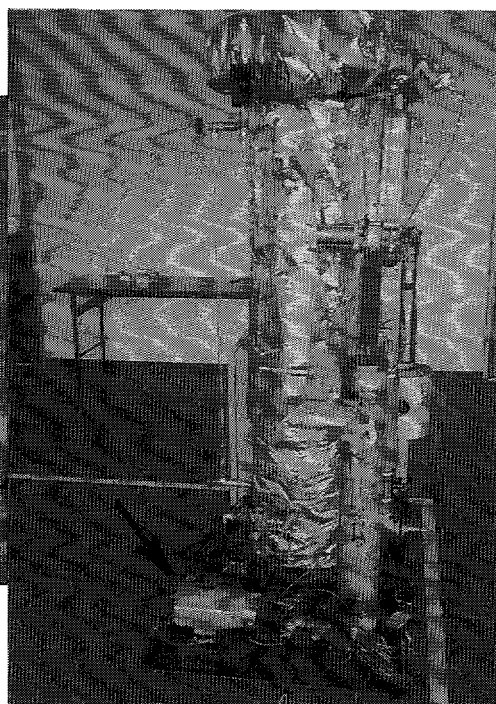


PHOTO 4 CONDENSATE PUMP AND VACUUM PUMP

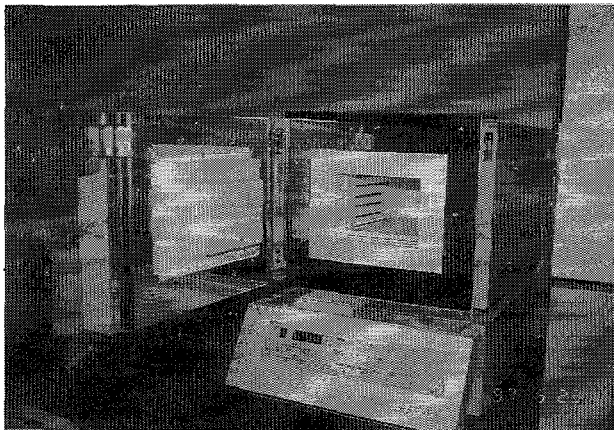


PHOTO 5 FURNACE FOR DRYING



PHOTO 6 TEST VESSEL FOR SULFURIC ACID

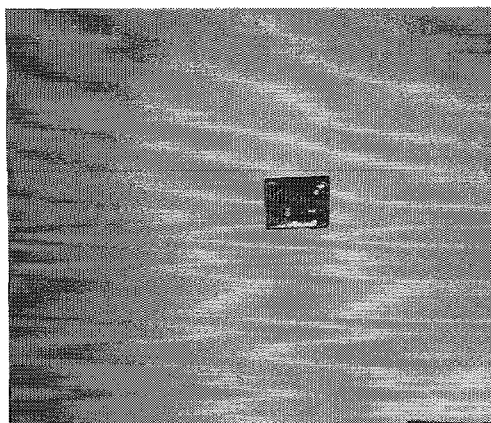


PHOTO 7 TEST PIECE OF A#450

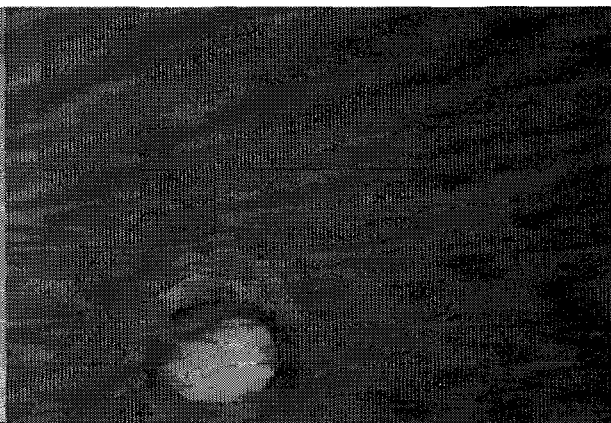


PHOTO 8 TEST PIECE OF A#36

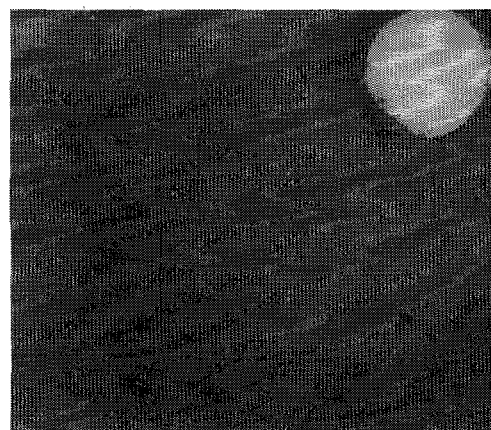


PHOTO 9 TEST PIECE OF B

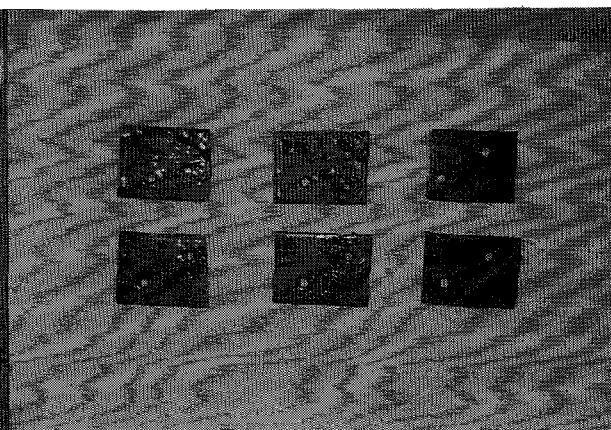


PHOTO 10 PIECE OF A#450 AFTER TEST

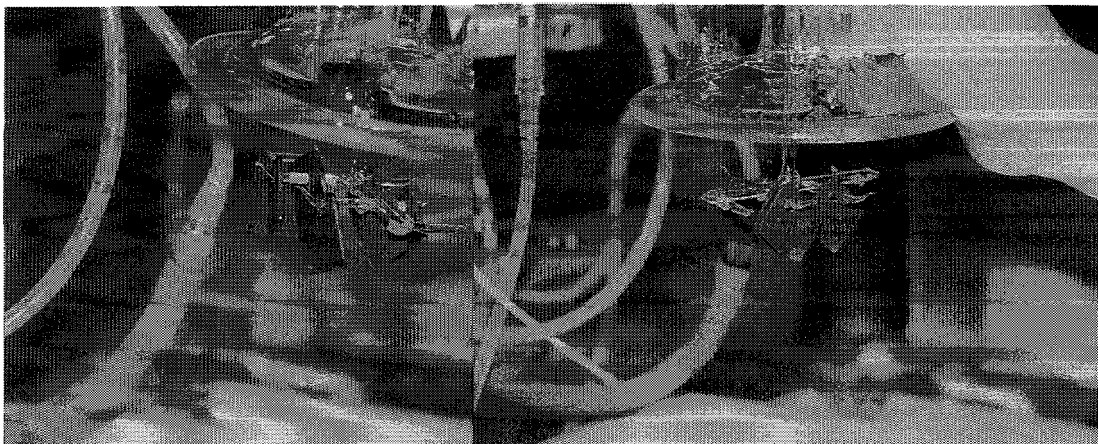


PHOTO 11 PIECE OF A#36 AFTER TEST

PHOTO 12 PIECE OF B AFTER TEST

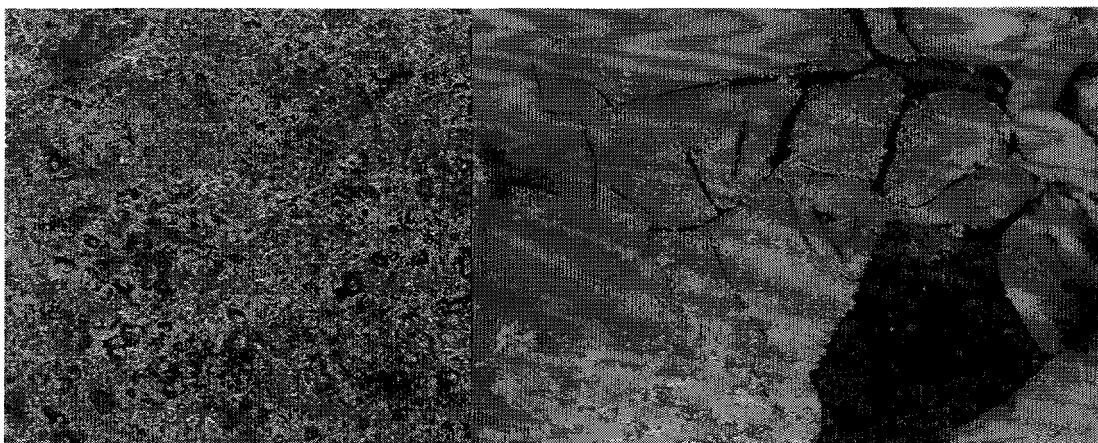


PHOTO 13 MICROSCOPIC VIEW OF A#36

PHOTO 14 MICROSCOPIC VIEW OF B

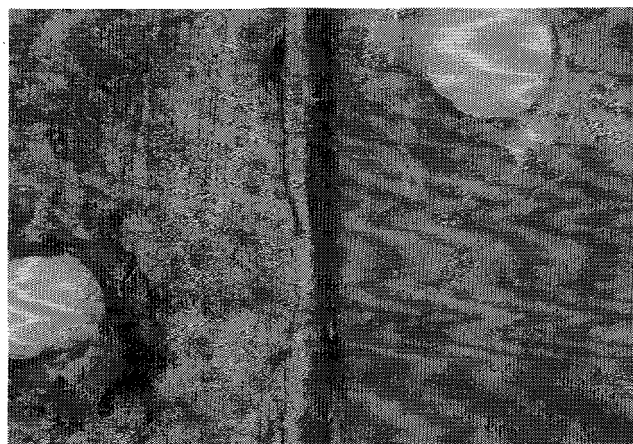


PHOTO 15 MICROSCOPIC VIEW OF
A#36(LEFT), B(RIGHT)

3-3 多区画化空間構造における乱流熱拡散現象の解析

○正員 胡 長洪* 正員 福地 信義*

The Characteristic Analysis of Turbulent Heat Diffusion In a Multi-Compartment Structure

by Changhong HU, *Member* Nobuyoshi FUKUCHI, *Member*

Summary

Safety, comfort and high-efficiency in marine systems are becoming strongly needed in recent years. A suitable method is required to accurately analyze the phenomena on the functional design related to the turbulent heat diffusion in enclosed spaces. One of the very complicated problems is the prediction of turbulent heat transfer in a multi-compartment structure, since the heat transfer is in high Rayleigh numbers and the flow field is almost governed by turbulent natural convection. An example of the flow field is the smoke flow in case of spontaneous outbreak of fire in a marine structure.

This paper reports a numerical investigation on the characteristic phenomena of turbulent heat diffusion in the multi-compartment structure. The flow pattern, the temperature field and the turbulent eddy diffusivity in the structure are studied numerically. An expression to describe the relation between some governing factors and the thermal transfer intensity is presented and clarified by the numerical results.

1. はじめに

近年の安全性・快適性に対する高度な要求や機器の高性能化を追求する機運の高まりから、船舶や海洋構造物における機能システムの設計にも高度な解析が必要となっている。機能システムの熱量設計や環境設計において、多区画化構造における熱の拡散現象の解析[1]を要することがあるが、乱流状態の気流の動きと非等温による浮力のために拡散現象が複雑であり、その高精度の解析には問題に適合した計算法が必要である。多区画化空間の熱伝達問題では空間形状と壁体の影響が大きく、さらに区画間を連結する開口の形状によっても熱拡散場の状態が支配され、解くべき問題の特性を踏まえた現象把握が不可欠である。

本研究では、非等温場におけるガス置換や火災現象の解析の際に問題となる自然対流が支配的な高 Rayleigh 数の多区画化空間における乱流熱拡散現象について、SIMPLE 法を用いた解析を行う。これにより現象把握を行い、区画連結開口の大きさや長さなどの要因が気流や熱伝達に及ぼす影響について調べ、さらに開口形状と多区画化空間における熱伝達の強さの関係について考察する。

* 九州大学工学部

2. 乱流熱拡散の解析法

多区画化空間における自然対流が支配的な高 Rayleigh 数 ($Ra=Gr \cdot Pr$; Gr は Grashof 数, Pr は Prandtl 数) の場の熱拡散現象を解析するために, 非圧縮性の Newton 流体を対象とし, レイノルズ平均モデルのなかで解の安定性を考え, 渦粘性モデルを選択して用いる。

状態量としての流速, 圧力, 温度はそれぞれ時間平均値 $U_i (i=1, 2, 3)$, P , Θ と変動成分 $u_i (i=1, 2, 3)$, p , θ の和で表す。ここでは直交デカルト座標 $x_i (i=1, 2, 3, x_3$ は鉛直方向) をとり, 時間を t とする。また, 以下に示す諸式はテンソル表示とし, 添字については総和規約に従うものとする。

2.1 状態方程式

平均流速 U_i と平均温度 Θ に関する状態方程式は以下になる。

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{DU_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) + g\beta(\Theta - \Theta_0)\delta_{i3} \quad (2)$$

$$\frac{D\Theta}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\kappa \frac{\partial \Theta}{\partial x_i} - \overline{u_i \theta} \right) \quad (3)$$

ただし, $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + U_j \frac{\partial}{\partial x_j}$,

ν は動粘性係数, $\kappa = \nu/Pr$ 熱拡散係数, Pr はプラントル数, g は重力加速度, ρ は密度, β は体膨張係数, Θ_0 は場の基準温度, $\delta_{i,j}$ はクロネッカーのデルタである。標準的な渦拡散モデルでは, レイノルズ応力 $\overline{u_i u_j}$ と乱流熱流束 $\overline{u_i \theta}$ は次の式で表される。

$$\overline{u_i u_j} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

$$\overline{u_i \theta} = -\kappa_t \frac{\partial \Theta}{\partial x_i} \quad (5)$$

ここに, k は乱流エネルギー ($k = \overline{u_i u_i} / 2$), ν_t は運動量の乱流拡散係数 (渦動粘性係数), κ_t は熱の乱流拡散係数である。

2.2 乱流拡散係数

(1) 標準型 $k-\varepsilon$ モデル

速度場における渦動粘性係数 ν_t は乱流エネルギー k とその散逸率 ε により次式で求められる。

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

ここに, $C_\mu = 0.09$ であり, k と ε に関する輸送方程式は次のように表される。

$$\frac{Dk}{Dt} = D_k + P_k - \varepsilon + G_k \quad (7)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = D_\varepsilon + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon + C_{\varepsilon 3} G_k) \quad (8)$$

ただし,

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \frac{1}{2} \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (9)$$

$$D_k = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (10)$$

$$D_\varepsilon = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (11)$$

$$G_k = g\beta u_i \theta \delta_{i3} \quad (12)$$

ここに、式中の普遍常数は Launder 等[2]の実験により求められた次の値をとることが多い。

$$\sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92, \quad C_{\varepsilon 3} = C_{\varepsilon 1} \quad (13)$$

ただし、 $C_{\varepsilon 3}$ については、鉛直壁の近くでは $C_{\varepsilon 3} = C_{\varepsilon 1}$ になるが、水平壁の近くでは $C_{\varepsilon 3} = 0$ となることから、Afred-Zebib[3], Davidson[4], Ozeo[5] 等に従って、本研究で扱う閉領域に対してはその平均値 $C_{\varepsilon 3} = 0.7$ を使用する。

温度場に対しては、0方程式モデルを使用して、乱流熱拡散係数 κ_t は以下のように計算する。

$$\kappa_t = \frac{\nu_t}{Pr_t} \quad (14)$$

ここに、 Pr_t は乱流プラントル数であり、一般に壁乱流にたいしては0.9~1.0の値をとる。

(2) 壁面の境界条件

壁面の付着境界層では粘性底層と対数領域に分けて次の壁法則を用いる。

$$\begin{aligned} U_t &= u_\tau y^+ & : y^+ < 10 \\ U_t &= \frac{u_\tau}{K} \ln(Ey^+) & : y^+ \geq 10 \end{aligned} \quad (15)$$

ここに、 U_t は壁に接線方向の流速、 K はカルマン定数(=0.42)、 $E=9.7$ である。また、 y^+ は壁座標、 u_τ は摩擦速度であり、壁からの距離を y とすると次式で与えられる。

$$y^+ = y \frac{u_\tau}{\nu}, \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (16)$$

さらに、 τ_w は壁面からのせん断応力であり次のように表される。

$$\tau_w = \frac{\rho U_t C_\mu^{1/4} k^{1/2} K}{\ln(Ey^+)} \quad (y^+ \neq 0) \quad (17)$$

この場合の乱流エネルギーとその散逸率は次のようになる。

$$k = \frac{\tau_w}{\rho C_\mu^{1/2}}, \quad \varepsilon = \frac{k^{3/2} C_\mu^{3/4}}{Ky} \quad (18)$$

ただし実際の計算においては、壁に一番近い格子点が粘性底層($y^+ < 10$)の中にある場合には $k=0$ を用いるか、低レイノルズ数型 $k-\varepsilon$ モデルで計算する必要がある。

壁面における熱的境界条件は温度 θ_w または熱流束 q_w を与えるものとする。

$$\theta = \theta_w \quad \text{or} \quad -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial n} = q_w \quad (19)$$

ここに、 λ は壁体の熱伝導率、 n は壁に垂直方向であり、断熱壁では $q_w = 0$ となる。

2.3 SIMPLE法による数値計算

運動量、温度、 k 、 ε に関する輸送方程式を有限体積法で離散化し、SIMPLE法(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)を用いて数値計算を行う。SIMPLE法は、Patanker等[6]によ

って開発された有限体積法を応用した輸送方程式の数値解法である。例えば、運動量の輸送方程式(2)は次のように置き換えて、Eulerの陰解法により近似して計算する。

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial H_{ij}}{\partial x_j} = g\beta(\Theta - \Theta_0)\delta_{i3} \quad (20)$$

ここに、 $\Pi = P + \frac{2}{3}k$ として、

$$H_{ij} = U_i U_j + \Pi \delta_{ij} - (\nu + \nu_t) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (21)$$

なお、移流項には拡散項との比に応じて中央差分と風上差分を選択するハイブリッド法を用いる。さらに、SIMPLE法では圧力項 Π を仮定し、これに対応する流速 U_i とそれらの補正項 $\Delta\Pi$ 、 ΔU_i の和により圧力、流速を表し、連続方程式(1)を満たすように繰り返し圧力補正を行う。

この方法は他の解法と比べて所要計算時間が少なくて済み、有限体積法を用いるために物理量の保存則を満たし易い利点がある。

なお、この解析法の妥当性は文献[7]において、長方形断面区画の2次元浮力流実験について数値計算を行い、結果の比較を行うことにより検証している。

3. 多区画化空間における対流熱伝達

船舶や海洋構造物の機能システムに関する熱量設計において、多区画化された構造内の乱流熱拡散が問題となることがある。ここでは、多区画化空間において局所的な熱源が存在する場合の自然対流と熱伝達の様相について調べる。

3.1 乱流熱拡散現象

船舶火災時の煙流動や発熱機器のある空間の温度制御の問題のように多区画化空間において局所発熱のある熱拡散の問題を扱う。解析は、Fig.1に示すような、断熱壁で囲まれ開口により連結された2次元閉鎖空間を対象とし、発熱源による自然対流に基づく熱伝達について計算を行う。なお、計算例のRayleigh数は $Ra = 3.75 \times 10^{11}$ とすると、この場合は乱流状態であり、また空間の大きさから壁面効果は場全体に及ばないので、乱流拡散係数の計算には標準型 $k-\epsilon$ モデルを適用できる。

結果の表示には次の時間 t^* 、流速 U^* 、温度 Θ^* の無次元量を用いる。

$$t^* = t/t_0, \quad U^* = U/U_0, \quad \Theta^* = (\Theta - \Theta_B)/(\Theta_F - \Theta_B)$$

$$\text{ただし、} t_0 = H^2 / \nu \sqrt{Gr} = \sqrt{H / g\beta(\Theta_F - \Theta_B)}, \quad U_0 = H / t_0 \quad (22)$$

ここに、 Θ_B は基準温度、 Θ_F は熱源の温度である。

(1) 対流の発達

端の区画に熱源があり、 $a/H=0.4$ の開口により5区画が連結した構造内における、自然対流の発達状態をFig.2に示す。

初めは、熱源より上昇した気流は天井で分かれる循環流を形成し、その一部は開口上部を通して噴流となり、これが隣の区画を循環して開口下部より熱源のある区画へ戻る。時間の経過とともに次の区画にも循環が起り、 $t/t_0=300$ では流れのパターンが定常化する。

(2) 開口の大きさの影響

熱拡散に対する開口の大きさの影響を調べるために、開口比 $a/H=0.2 \sim 0.8$ のModel-Aについて計算を行った。比較的開口が大きい場合($a/H=0.6$)、中程度の場合($a/H=0.4$)および小さい場合

($a/H=0.2$) について、流れが定常化した時点 $t/t_0=300$ における気流速、温度および渦動粘性係数の分布を Fig.3, Fig.4 および Fig.5 に示す。

流速分布は、発熱源からの上昇流は循環流により傾いており、 $a/H=0.2$ の場合には開口上部を通して隣室の鉛直壁に沿うコアンダ効果を現す上昇流となり、一方開口が比較的大きい $a/H=0.4$ および 0.6 の場合には開口からの流出が強いために噴出流と隅部の循環流を生じている。また温度分布より、循環流の移流効果より主に熱伝達が起こることが分かる。当然のことながら、開口が大きい方が他区画への移流が活発であり、拡散係数も大きく、熱伝達量が多い。さらに、開口が小さくてコアンダ効果がある場合には、各区画の天井付近に高温層が形成されて全体の流れが不活発であり、熱拡散が遅くなることが分かる。

(3) 開口長さの影響

厚い壁の開孔やダクトのような区画間を連結する開口に長さがある有路開口の場合には、有路部における縮流と渦の発生により熱伝達への様相が異なるため、長さ $b/B=0.5$ の開口の Model-B について、その大きさを $a/H=0.6, 0.4, 0.2$ と変えて計算を行った。求めた $t/t_0=300$ 時点での気流速、温度および渦動粘性係数の分布を Fig.6, Fig.7 および Fig.8 に示す。

これらの結果と長さの無い開口の場合の状態図 Fig.3~5 と比較を行うと、有路開口では有路部である程度整流化されるために、流れが幾らか滑らかになっており、特に $a/H=0.4$ ではこの現象が顕著である。このため有路開口の場合には、熱移流拡散もスムーズに行われ等温線が滑らかである。ただし、開口が小さい $a/H=0.2$ の場合には、有路部における循環往復流の発生せん断力が大きく、流れが衰弱して熱拡散も不活発となっている。

開口が $a/H=0.4$ 、長さ $b/B=0.2$ の場合の計算結果を Fig.9 に示す。これに Fig.6($b/B=0.5$ の場合)を加えて考察すると、開口の長さは熱拡散にあまり大きな影響を与えないことがわかる。

このことは、有路部による整流化と縮流等の作用が複合して現れるためであり、熱伝達の支配要因単独の影響はあまり顕著に現出せず、流路形状と循環流の発達の関係等が問題となる。

3. 2 対流熱伝達の強さ

多区画化空間における対流熱伝達は主に移流によって起き、連結した区画間では開口位置での流出する量によって隣接区画への熱伝達量が決まることになる。開口の大きさ $a/H=0.2 \sim 0.8$ の model-A の場合について、開口位置での流速分布を図示すると Fig.10 のようになる。この分布の流出(正)側を積分すると区画間の熱伝達強さ I_H が求まる。計算例から求めた値を Fig.11 に示す。

熱源のある区画の対流の強さは Grashof 数 Gr により決まり、その代表速度は $U_0 = \nu \sqrt{Gr}/H$ で表される。さらに円管(直径 d) 内にある邪魔板(開口径 d_0) の機器抵抗は $(d/d_0)^4$ に比例し、機器抵抗は熱伝達強さを減衰させること、および開口を通過する毎に減衰は累乗されることを考慮すると、多区画化空間の熱伝達強さ I_H は次式で表される。

$$I_H = \alpha \nu \sqrt{Gr} \left(\frac{a}{H} \right)^{\beta + i/4} \quad (23)$$

ここに、 i は開口の数を表し、 α は比例定数、 β は熱源のある区画から次ぎの区画への減衰率の修正指数である。なお、(23)式は区画形状が異なると対流の状態が変わるため α 、 β が異なり、計算例では $\alpha = 0.024$ 、 $\beta = 1.0$ となる。(23)式による値を Fig.11 に示すが、 I_H により熱伝達強さがある程度表現できることがわかる。

4. 結言

船舶や海洋構造物の機能システムに関する熱量設計に出現する、多区画化空間における乱流熱拡散現象について解析を行い、これにより開口の大きさや長さ等の要因が対流熱伝達に及ぼす影響について考察し、つぎのことが明らかになった。

- 1) 開口が小さい場合には、開口を通過する気流が壁に沿って上昇流するコアンダ効果が現れ、天井付近に高温層が形成されて熱拡散が不活発である。
- 2) 開口が大きい場合には、開口から噴出流と大きな循環流を生じ、これによる移流混合が活発に起こるため、上層部の温度勾配が小さくなる。
- 3) 仕切壁の開口における熱伝達強さは、熱源のある区画を除き、開口比の $1/4$ 乗で減衰する。

参考文献

- [1] 福地、藤野、篠田：大規模空間の火災時における煙の界面形成と拡散に関する研究，日本造船学会論文集，第173号(1993)，pp.441-449.
- [2] Jones, W. P. and Launder, B. E.: The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.15, (1972), pp. 301-314.
- [3] Afrid M. and Zebib Z.: Three-Dimensional Laminar and Turbulent Natural Convection Cooling of Heated Blocks, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 19, (1991), pp. 405-424.
- [4] Davidson L.: Calculation of the Turbulent Buoyancy-Driven Flow in a Rectangular Cavity Using an Efficient Solver and Two Different Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Turbulence Models, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 18, (1990), pp. 129-147.
- [5] Ozoe H., Mouri A., Ohmuro M., Churchill S. W. and Lior N., Numerical Calculation of Laminar and Turbulent Natural Convection in Water in Rectangular Channels Heated and Cooled Isothermally on the Opposing Vertical Walls, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.28, No.1, (1985), pp. 125-138.
- [6] Patankar S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York, (1980).
- [7] 胡長洪、福地信義：機能システムに係わる非等温乱流場の現象解析，日本造船学会論文集，第181号(1997)，pp.143-150.

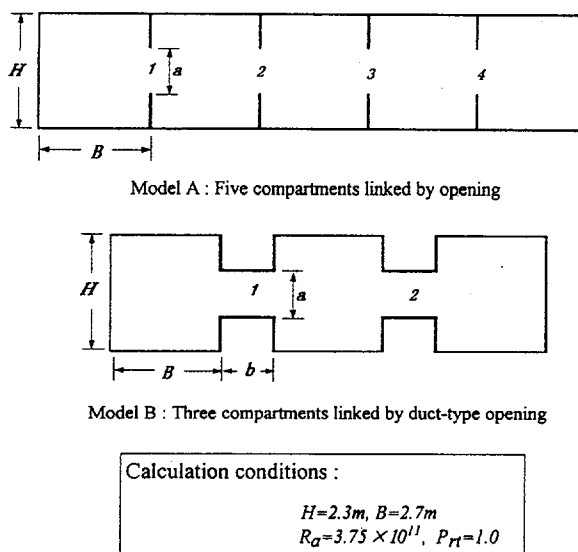


Fig.1 Two calculation models of multi-compartment structure

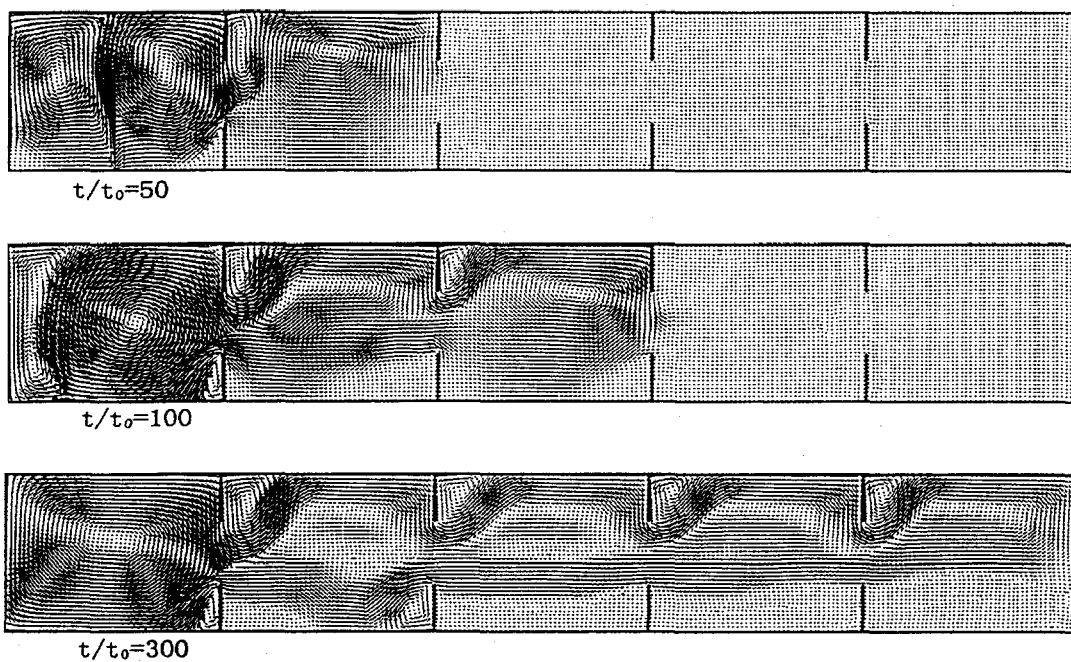


Fig.2 Variation of flow patterns of multi-compartment model with openings of $a/H=0.4$

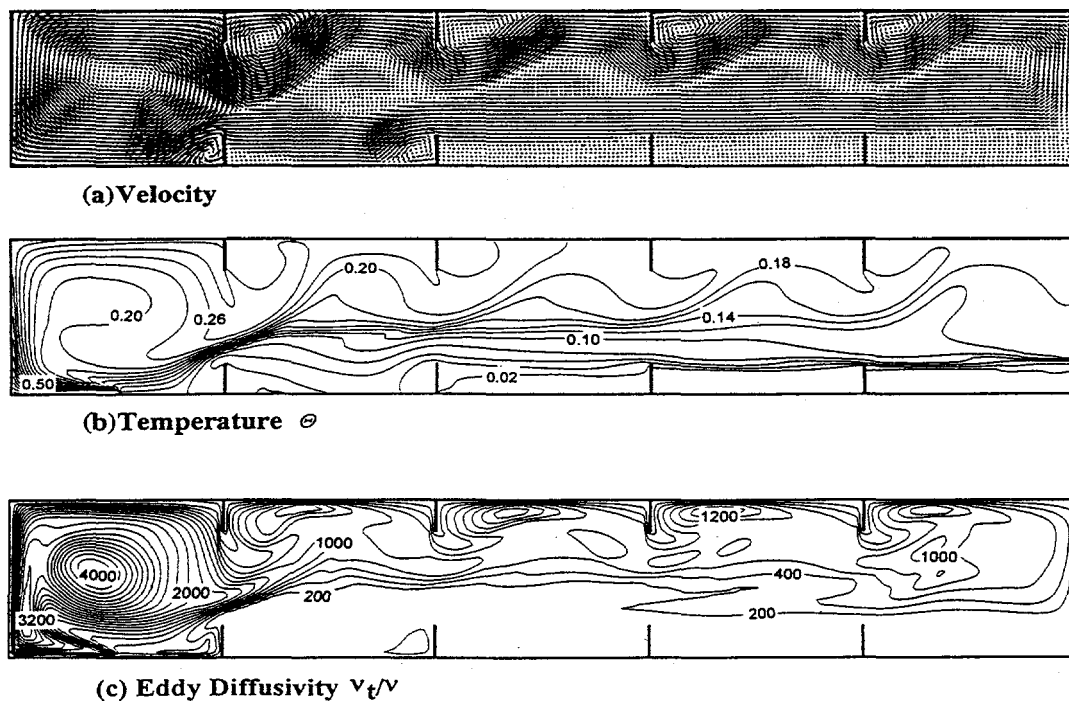


Fig.3 State variables of multi-compartment model with openings of $a/H=0.6$

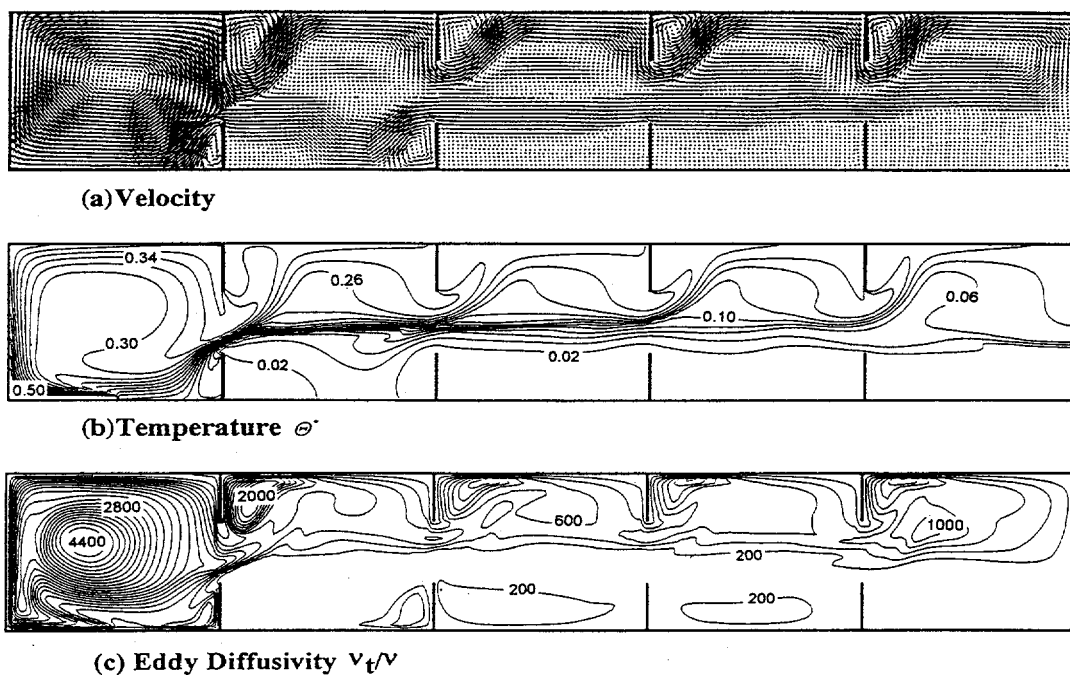


Fig.4 State variables of multi-compartment model with openings of $a/H=0.4$

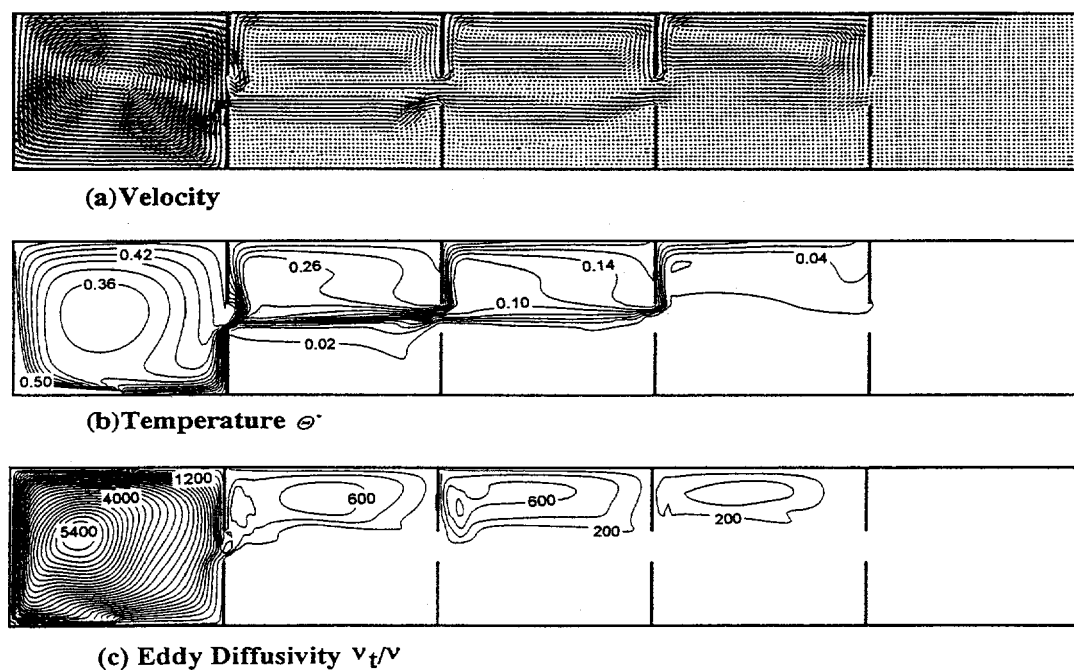
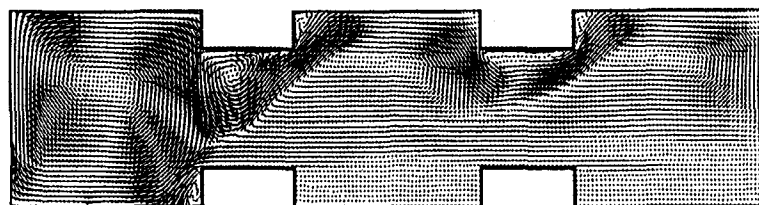
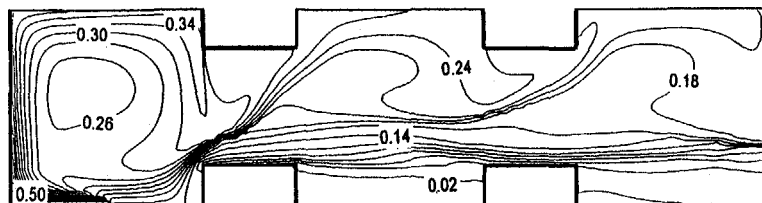


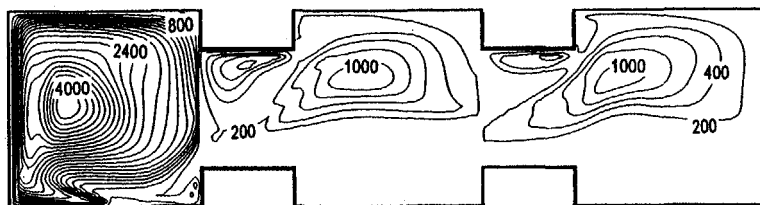
Fig.5 State variables of multi-compartment model with openings of $a/H=0.2$



(a) Velocity

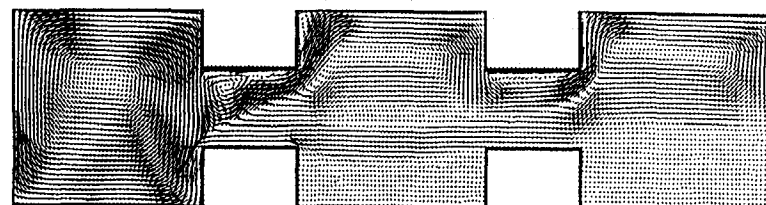


(b) Temperature Θ

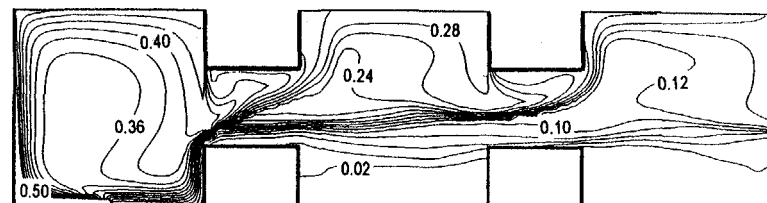


(c) Eddy Diffusivity v_t/v

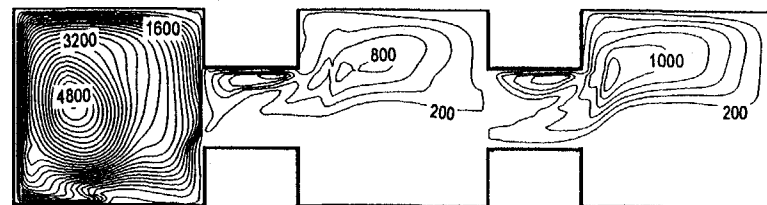
Fig.6 State variables of multi-compartment model with duct-type openings ($a/H=0.6$, $b/B=0.5$)



(a) Velocity

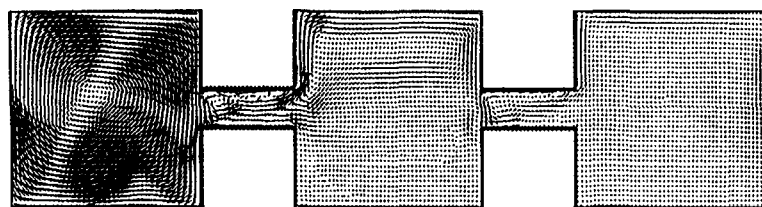


(b) Temperature Θ

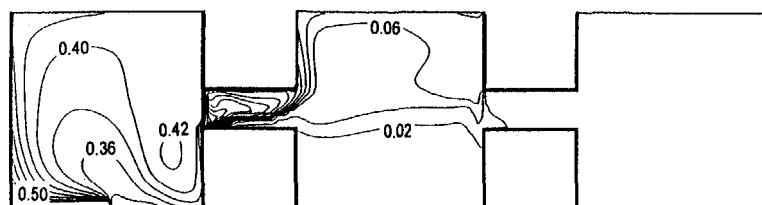


(c) Eddy Diffusivity v_t/v

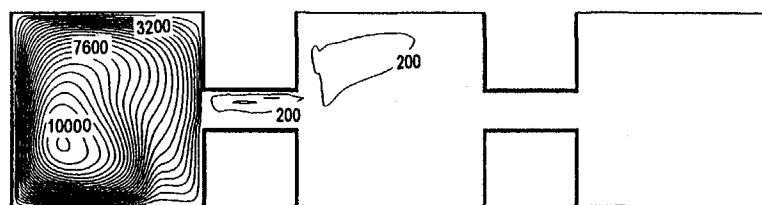
Fig.7 State variables of multi-compartment model with duct-type openings ($a/H=0.4$, $b/B=0.5$)



(a) Velocity

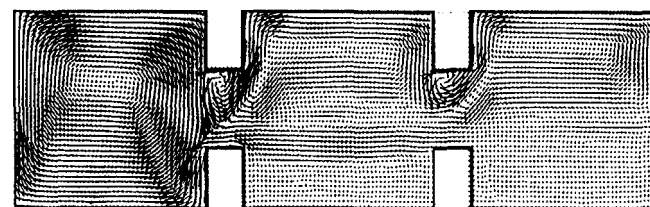


(b) Temperature Θ'

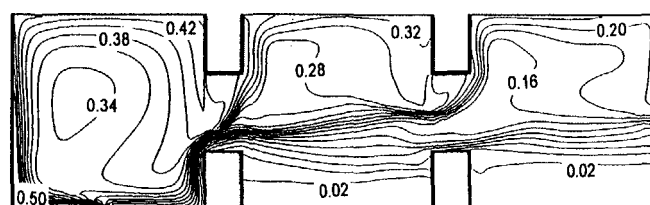


(c) Eddy Diffusivity v_t/v

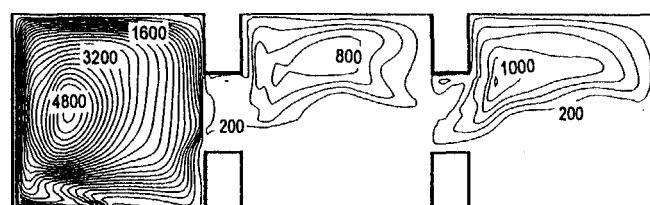
Fig.8 State variables of multi-compartment model with duct-type openings ($a/H=0.2$, $b/B=0.5$)



(a) Velocity



(b) Temperature Θ'



(c) Eddy Diffusivity v_t/v

Fig.9 State variables of multi-compartment model with duct-type openings ($a/H=0.6$, $b/B=0.2$)

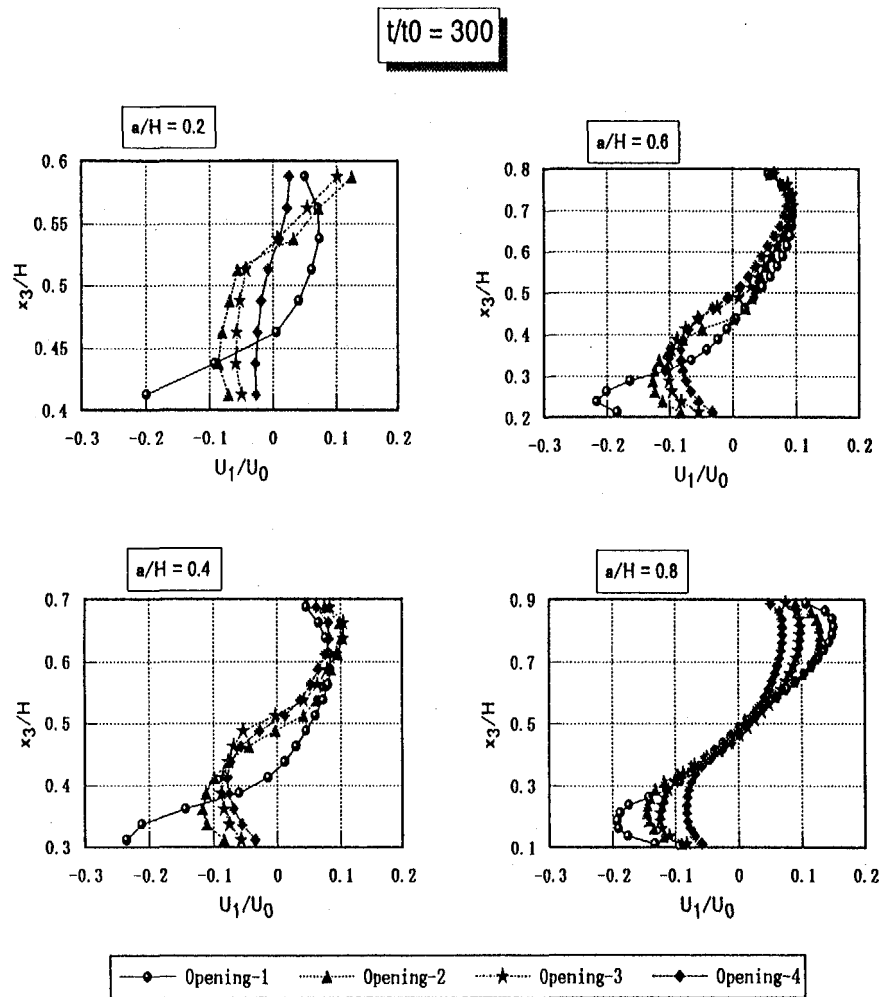


Fig.10 Calculated flow distributions through four openings for Model-A

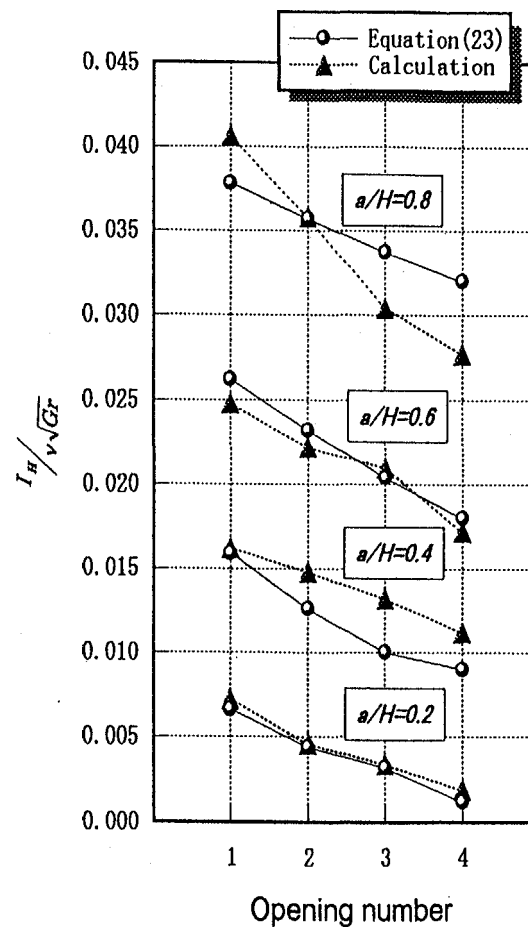
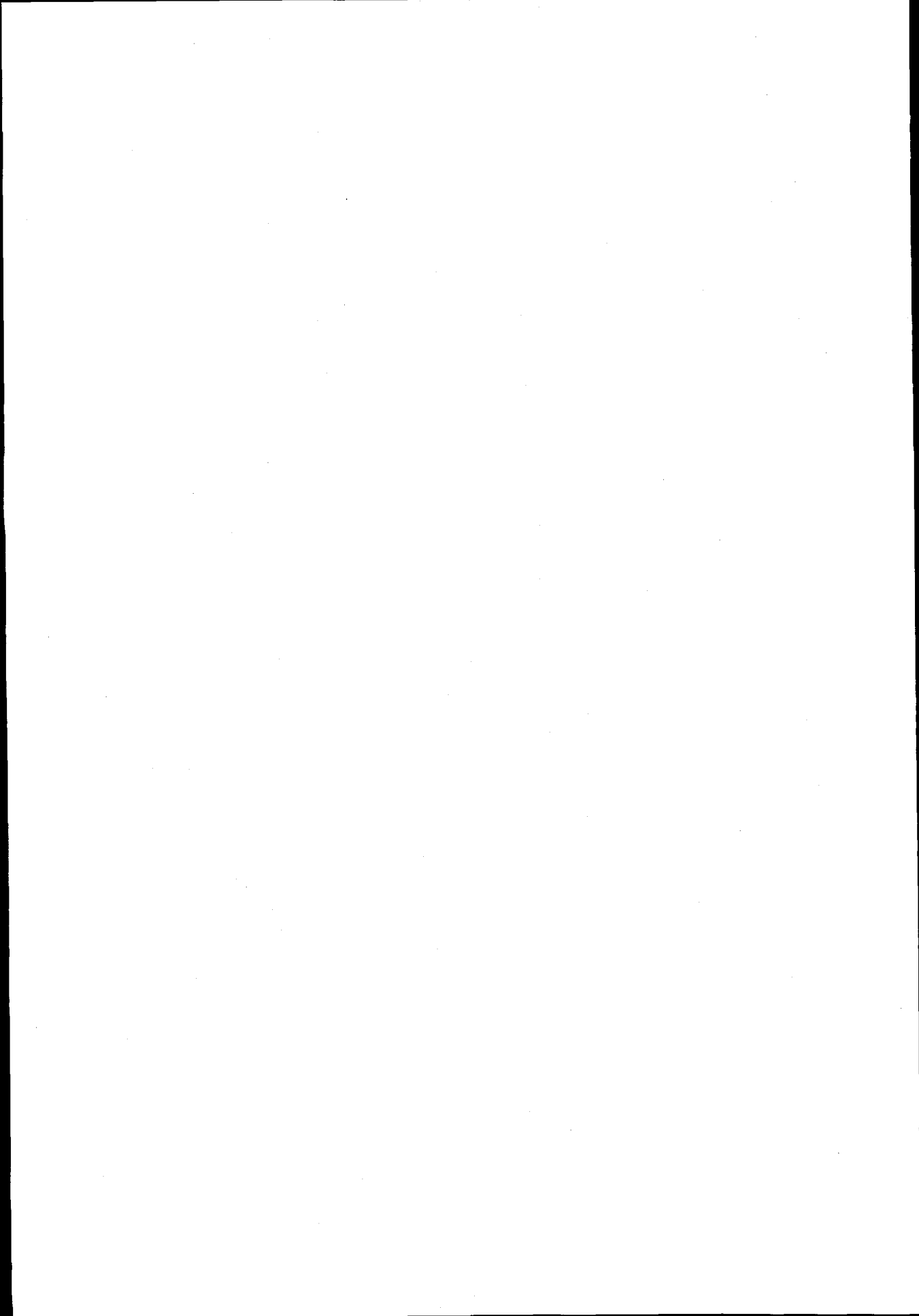


Fig.11 Intensity indexes of heat transfer through four openings for Model-A



3-12 海洋コンテナ輸送システムの数理的構造について(続)

○正員 新開 明二* 正員 万 順涛**
筑紫 由佳***

1. 緒言

前報 [1]において、世界の経済成長の中心的役割を担っている、中国、NIES/ASEAN 諸国と日本との間のコンテナ海上輸送物流システムにおけるコンテナ船のはたす役割を基本から問い直す目的で、コンテナ船の配船計画 [2]の数理的取り扱いについて、造船学における船舶設計の条件設定に利用できる形で定式化を計ることを目標に考究した。そこでは、コンテナ船の配船計画の評価・検討を行うためのアルゴリズムの基礎を構成する数学的道具として、グラフ理論 [3][4]の考え方を導入することにより、コンテナ物流をネットワークとして捉えるときに定義を明確にすることができ、また、そのアルゴリズムを用いて、日本、中国、NIES/ASEAN 諸国の港間についてネットワーク関連の諸量のデータベースを作成した。データベース利用の検討例として、最小費用流問題 [5][6]の観点からコンテナ輸送システム開発の現実的な方策の一つであるコンソーシアム(協調配船)結成の意義を明らかにした。

本報告は、その続報であって、協調配船の意義をさらに多方面より検討する目的で、アルゴリズム特にデータベース作成法の基礎の考え方について前報[1]で説明を省略した個所を重点的に解説するとともに、日本、中国、NIES/ASEAN 諸国の港間について作成されたデータベースの内容とその構成を詳述しデータベースの適用範囲について説明を加え、日本と中国間のコンテナ輸送を例にとり数値シミュレーション計算を実施して、提示したアルゴリズムにおける二、三の問題点について考察した結果を報告する。

2. 解析の方法

コンテナ海上輸送システムをネットワークとして捉える際の数理について、グラフ理論 [3][4]に基づく前報 [1]提示のアルゴリズムの基本的な考え方を要約して簡単に述べるが、今回は特にデータベース作成におけるネットワークの輸送量の積算等について詳述する。

2.1 グラフ理論の概要

コンテナ海上輸送システムをネットワークとして捉える際の数理は、一般の物流ネットワークにおける場合と同様に、グラフ理論 [3][4]を援用して定式化することができ、その基礎の考え方は次のようである。例として日本と中国間のコンテナ海上輸送の航路を模式的に表わすと Fig. 1 のようになる。図は、日本の港と中国

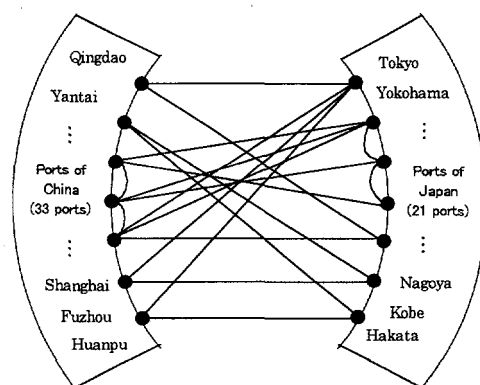


Fig. 1 Model of container transport networks between Japan and China

* 九州大学工学部

** 九州大学大学院工学研究科

*** 日本電信電話(株)(研究当時 九州大学工学部学生)

の港の間が結線されてそれがかなり複雑なグラフ状をなしている様子を示している。このような複雑に結線された図を数学的に記述するために、グラフ理論の有向グラフ、無向グラフ等の概念が導入される。有向グラフ D とは、点集合 $V(D)$ と $V(D)$ の要素(例えば、点 P_1 と点 P_2 と表示し、港に対応する)の順序対(弧あるいは枝とよばれ、 $a = (P_1, P_2)$ で表わす)の集まりから構成される。なお、無向グラフ G とは、 P_1, P_2 等の非順序対(辺 $e = (P_1, P_2)$ とよぶ)の集まりから構成される。特定の2点(港) s, t をもつ有向グラフ D と、 D の各々の弧 a に付随する数 $C(a)$ の集合が与えられるとき、その全体のシステムをネットワークとよび、 $N=(D, s, t, C)$ で表わす。 C は容量関数(次節で容量 u_k と定義しているもの等が相当する)とよばれ、有向グラフ D の弧の集合 $A(D)$ から数の集合 S への関数 f を定めれば、 f は流量関数(次節で流れ x_k と定義しているものを規定する)とよばれる。以上の考え方にに基づき、港間の航路の結線図、コンテナの実際の移動を示す輸送網、コンテナ船の実際の航走路を示す運航網、それらを総合したネットワークの数理的取り扱いの方法を定式化できる。日中間のコンテナ海上輸送の中の一部の航路について、グラフ理論に基づき結線図等を記述した例を Fig. 2 に示す。図は、結線図はグラフ $G = \begin{pmatrix} 1 & 5 & 3 & 5 \\ 2 & 3 & 1 & 4 \end{pmatrix}$ で表わし、輸送網は

有向グラフ $D = \begin{pmatrix} 2 & 1 & 3 & 4 \\ 1 & 3 & 5 & 5 \end{pmatrix}$ で、運航網は有向グラフ $D = \begin{pmatrix} 2 & 1 & 3 & 5 & 4 & 5 \\ 1 & 3 & 5 & 2 & 5 & 4 \end{pmatrix}$ で表わすことができることを示している。図中の輸送網は、1~4 の港が所属する経済圏より 5 の港が所属する経済圏へのコンテナの輸送を示すネットワークを示すもので、逆のコンテナの輸送は考慮しておらず、そのことを点線で表わしている。

運航網を例にとり、アルゴリズムの特性とその利用法の補足説明を行う。Fig.1 は、日本と中国間のコンテナ海上輸送の航路についての結線図を模式的に示したものであるが、実際の航路の結線図は、Fig.2 に示すような結線図がさらに集成されたものであり、より複雑となるものの同様な形式のグラフ G で表現されることは容易に推察される。そのグラフ G 上で輸送網と運航網が有向グラフ D で表されることになるが、この内の運航網についても Fig.2 に示すような運航網がさらに集成されたものとして表現されることになる。このような運航網を形成する個々のコンテナ船運航ネットワークとは、具体的に日本と中国間のコンテナ海上輸送でみると次のようなものである。

運航の形態は、大別して、(I) 幹線航路と支線航路の組み合わせによる運航と(II) 二国間の航路による運航である。ここに、(I) の形態は、ハブ港へ寄港する幹線航路へ投入される大型化・高速化されたコンテナ船とハブ港からの二次輸送専門のフィーダーサービスコンテナ船との組み合わせで輸送を担うものであり、文献 [7][8]によれば、(a)欧州航路、(b)北米西岸航路、(c)南米東岸航路、(d)地中海・黒海航路、(e)中東・西アジア航路、(f)東南アジア・極東航路 等がある。(II) の形態は、日本と中国間に設定された航路に単船もしくは複数のコンテナ船から構成される船隊によって輸送を担うものである。前報[1]ならびに本報の日本と中国間の運航網とは、(II) の形態の運航を主とし、(I) の形態の日本と中国間

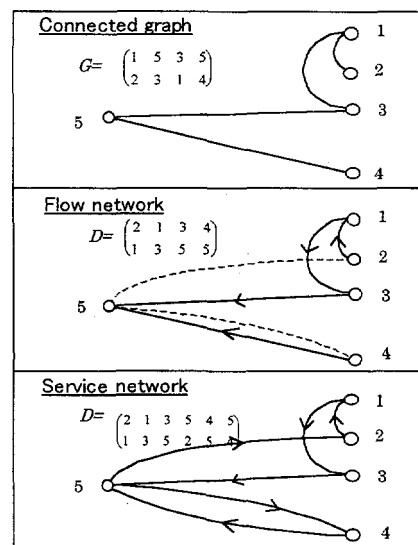


Fig. 2 Container transport network graph

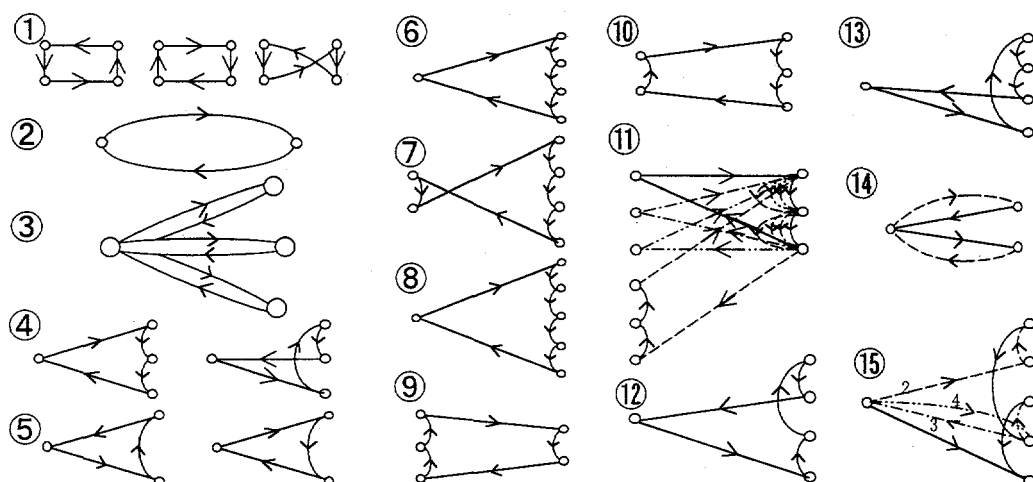


Fig. 3 Route pattern of service network

の運航部分を追加集成的なものを目指す。なお、中国の港を基点とする内航のフィーダーサービスが存在するが、十分な情報を入手できなかったため、検討の対象外としている。日中航路コンテナ配船社は、日本船 9 社、中国船 27 社、三国船 5 社であり、87 航路(休止を含む)に配船がおこなわれている。データベースには、これらの運航網が登録されているが、アルゴリズムでは運航網を単にグラフとしてそのパターンを分析し、その結果に基づいて検討の対象の運航網が作成されることになる。ここでは参考のためにパターンの分析例を Fig.3 に示しておく。NIES/ASEAN 諸国と日本の間の運航網についても同様の分析と登録が行われている。

2.2 ネットワークの算式

前節で説明したグラフ理論に基づくネットワークに関する諸定義に従って、ネットワークの輸送量積算等の算式について説明する。算式の記述にあたり、集合論 [9] で慣用されている演算記号等を説明なしで使用する。なお、コンテナ船の必要隻数の計算、コンテナ船隊の平均船速、港間距離、港間所要時間等の算出の詳細は、前報 [1] を参照されたい。

二つの経済圏(A 経済圏と B 経済圏)間をコンテナ船が運航している場合を例に取り説明する。ただし、ここでの経済圏は一国、複数の国の連合体、あるいは一国内の地方経済圏を指す。その運航網(航路)の単純なモデルを、Fig.4 のように定める。ここで、コンテナ船が、A 経済圏で輸出に寄与し、B 経済圏では輸入に寄与する場合を考え、それぞれ経済圏で寄港する

港は、輸入港の集合 $B = \{P_1^B, P_2^B, \dots, P_{n_B}^B\}$ と輸出港の集

合 $A = \{P_1^A, P_2^A, \dots, P_{n_A}^A\}$ から成っていると仮定する。こ

の時、二つの経済圏における一年間の総輸出力 Q_A と総輸入量 Q_B 、および 2 つの経済圏間のトータル流通量 Q は、年間の輸送力を $CAPTY_T$ (前報 [1] の付録参照)、積付率を R とすれば次のように与えられる。

$$Q_B = Q_A = Q = CAPTY_T \times R \quad (1)$$

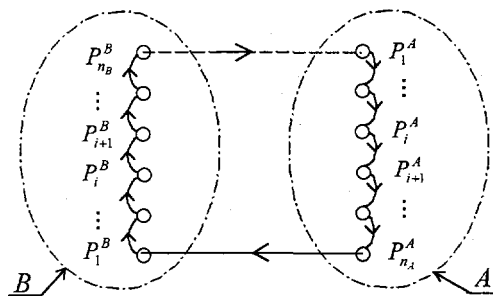


Fig.4 Model of service network

それぞれA経済圏とB経済圏の圏内のある1つの港 P_i^A あるいは港 P_i^B における輸出品、輸入品は次のような考え方で算定する。即ち、一つの航路に対し総輸出品 Q_A と総輸入品 Q_B を、それぞれの経済圏に属する港が、均等に分担するものと仮定して、次式により求める。

$$\text{港 } P_i^A \text{ の輸出品: } Q_i^A = \frac{Q_A}{n_A} = \frac{Q}{n_A} \quad (2); \quad \text{港 } P_i^B \text{ の輸入品: } Q_i^B = \frac{Q_B}{n_B} = \frac{Q}{n_B} \quad (3)$$

従って、二つの経済圏間の流通量は、次式により算定される。

$$\text{港 } P_i^B \text{ と } P_j^A \text{ 間の流通量: } q_{ij}|_{P_i^B, P_j^A} = \frac{Q_j^A}{n_B} = \frac{Q_A}{n_A n_B} = \frac{Q}{n_A n_B} \quad (4)$$

以上のような考え方では、多港積み、おろしの影響を平均的にはともかく直接的には考慮できていない。この影響を考慮するには、各港の輸入品と輸出品を動的な変数として考慮する必要がある。しかし、アルゴリズムが複雑となるので、ここでは取り扱わない。

次に、上で定義した二つの経済圏に属する港の一部の港(部分集合)、即ち、

$$A' = \{P_1^{A'}, P_2^{A'}, \dots, P_{n_{A'}}^{A'}\} \subseteq A(n_{A'} \leq n_A) \quad \text{と} \quad B' = \{P_1^{B'}, P_2^{B'}, \dots, P_{n_{B'}}^{B'}\} \subseteq B(n_{B'} \leq n_B)$$

とすれば、2つの地域間の流通量は、港 P_i^B と P_j^A 間の流通量を積和することにより、求めることができ、

次式を得る。

$$A' \text{ と } B' \text{ の間の流通量: } q|_{A', B'} = \sum_{i=1}^{n_{B'}} \sum_{j=1}^{n_{A'}} q_{ij}|_{P_i^B, P_j^A} = \frac{n_{A'} n_{B'}}{n_A n_B} Q \quad (5)$$

また、部分集合 A' に関わるコスト $Cost(A')$ 、部分集合 B' に関わる $Cost(B')$ および A' から B' への輸送に関わるコスト $Cost(P_{n_{A'}}^{A'} \rightarrow P_1^{B'})$ は、Gilman の研究[10]即ち、コンテナ船の運航費を *Running cost*

($\text{£}/1000\text{TEU} \cdot \text{mile}$)と *Handling cost* ($\text{£}/\text{TEU}$)に大別しコスト係数に関する式とそのパラメータ係数 C_R , C_H 等のチャートが提示されている論文、を参考として補間・外挿等の援用により推定算出することによれば、次のように与えられる。

$$\begin{aligned} Cost(A') &= \sum_{A'} C_R * TE_R = \sum_{i=1}^{n_{A'}} \left(\frac{C_{R_i} L_i}{1000} * \frac{TE_S}{TE_{R_i}} + C_{H_i} \frac{TE_S}{TE_{R_i}} \right) TE_{R_i} \\ &= \sum_{i=1}^{n_{A'}} \left(\frac{C_{R_i} L_i}{1000} TE_S + C_{H_i} TE_S \right) + C_{H_{n_{A'}}} TE_S \end{aligned} \quad (6)$$

$$Cost(B') = \sum_{i=2}^{n_{B'}} \left(\frac{C_{R_i} L_i}{1000} TE_S + C_{H_i} TE_S \right) + C_{H_1} TE_S \quad (7)$$

$$Cost(P_{n_{A'}}^{A'} \rightarrow P_1^{B'}) = \left(\frac{C_{R_i} L_{P_{n_{A'}}^{A'}, P_1^{B'}}}{1000} TE_S + C_{H_i} TE_S \right) * \frac{n_{A'} n_{B'}}{n_A n_B} \quad (8)$$

ここに、 A' から B' への輸送に関わるコスト(8)において、運航の荷物割合 $\frac{n_{A'} n_{B'}}{n_A n_B}$ を乗じている。これより、

Fig.4 に示す運航網に対するトータルコストは、 $TOTAL \text{ COST} = Cost(A') + Cost(B') + Cost(P_{n_{A'}}^{A'} \rightarrow P_1^{B'})$ で

算定される。

単純化されたコンテナ海上輸送システムは前節で述べたように、ネットワークモデルとしてグラフ理論により定義できる。このネットワークモデルについて、以上説明したコスト算定式を基礎として、線形計画問題の中の最小費用流問題の典型例として捉え、解析することとし、前報[1]と同様に、具体的な解析アルゴリズムとしてシンプレックス法[6]を採用する。

3. 計算例と考察

前報 [1]では例題として、日本と東アジア諸国間のコンテナ海上輸送システムを検討対象としたが、今

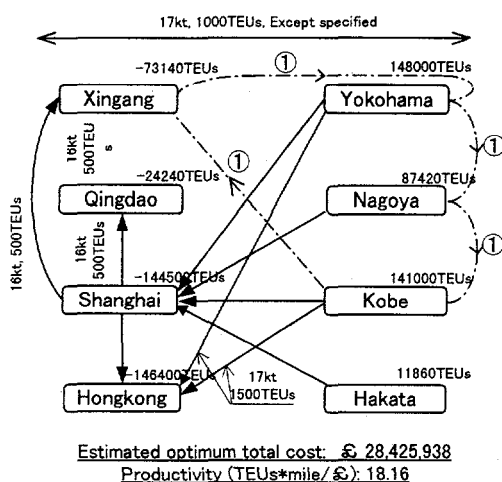


Fig. 5 Transshipments liner network via Shanghai

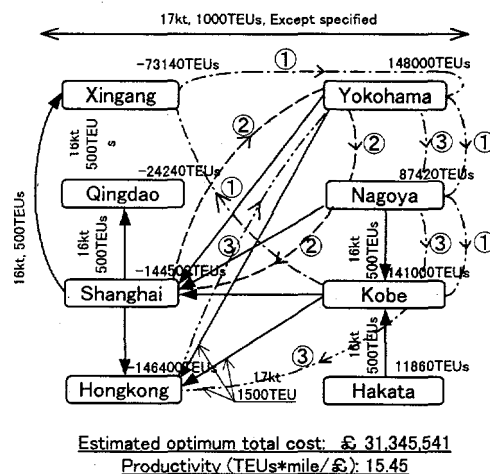


Fig. 6 Cruising liner network via Yokohama, Nagoya and Kobe

Table 1 Transshipments liner network via Shanghai

No.	Service Route	Services (Per year)	Route Distance (n.mile)	Speed (Kt)	Shipsize (TEUs)	Transporting Quantities (TEUs)	Ships (Required)	Ships (Adopted)	Load Coef.	CR	CH	Cost (£)
1	Yokohama-Nagoya-Kobe-Xingang-Yokohama	52 (Weekly)	1,621	16	500	42,549	5.8	12	48%	42.00	7.21	7,680,629
2	Yokohama-Shanghai-Yokohama	52 (Weekly)	1,058	17	1000	79,178	9.9	10	99%	30.47	9.25	3,818,422
3	Yokohama-Hongkong-Yokohama	52 (Weekly)	1,602	17	1500	50,355	6.7	7	96%	22.37	11.20	2,839,281
4	Nagoya-Shanghai-Nagoya	52 (Weekly)	935	17	1000	76,553	9.8	10	98%	30.47	9.25	3,463,270
5	Kobe-Shanghai-Kobe	52 (Weekly)	837	17	1000	79,941	9.9	10	99%	30.47	9.25	3,229,471
6	Kobe-Hongkong-Kobe	52 (Weekly)	1,387	17	1500	47,844	6.3	7	90%	22.37	11.20	2,583,313
7	Hakata-Shanghai-Hakata	52 (Weekly)	480	17	1000	11,860	1.6	2	80%	30.47	9.25	407,332
8	Shanghai-Xingang-Shanghai	52 (Weekly)	750	16	500	30,581	4.0	4	100%	42.00	7.21	1,362,752
9	Shanghai-Qingdao-Shanghai	52 (Weekly)	400	16	500	24,240	3.1	4	78%	42.00	7.21	858,677
10	Shanghai-Hongkong-Shanghai	52 (Weekly)	820	17	1000	48,201	6.1	7	87%	30.47	9.25	2,182,791
Total		520 (Weekly)						73				28,425,938

Table 2 Cruising liner network via Yokohama, Nagoya and Kobe

No.	Service Route	Services (Per year)	Route Distance (n.mile)	Speed (Kt)	Shipsize (TEUs)	Transporting Quantities (TEUs)	Ships (Required)	Ships (Adopted)	Load Coef.	CR	CH	Cost (£)
1	Yokohama-Nagoya-Kobe-Xingang-Yokohama	52 (Weekly)	1,621	16	500	42,549	5.8	12	48%	42.00	7.21	7,680,629
2	Yokohama-Nagoya-Shanghai-Yokohama	52 (Weekly)	1,145	17	1000	43,800	5.7	9	63%	30.47	9.25	3,531,405
3	Yokohama-Nagoya-Kobe-Hongkong-Yokohama	52 (Weekly)	1,836	17	1500	48,520	6.5	14	46%	22.37	11.20	6,344,922
4	Yokohama-Shanghai-Yokohama	52 (Weekly)	1,058	17	1000	46,033	5.9	6	98%	30.47	9.25	2,242,631
5	Yokohama-Hongkong-Yokohama	52 (Weekly)	1,602	17	1500	37,300	5.1	6	85%	22.37	11.20	2,375,347
6	Nagoya-Shanghai-Nagoya	52 (Weekly)	935	17	1000	31,288	4.1	5	82%	30.47	9.25	1,657,141
7	Nagoya-Kobe-Nagoya	52 (Weekly)	239	16	500	12,435	1.6	2	80%	42.00	7.21	308,528
8	Kobe-Shanghai-Kobe	52 (Weekly)	837	17	1000	31,288	4.1	5	82%	30.47	9.25	1,526,023
9	Kobe-Hongkong-Kobe	52 (Weekly)	1,387	17	1500	39,220	5.2	6	87%	22.37	11.20	2,190,687
10	Hakata-Kobe-Hakata	52 (Weekly)	386	16	500	11,860	1.6	2	80%	42.00	7.21	399,594
11	Shanghai-Xingang-Shanghai	52 (Weekly)	750	16	500	30,581	4.0	4	100%	42.00	7.21	1,362,752
12	Shanghai-Qingdao-Shanghai	52 (Weekly)	400	16	500	24,240	3.1	4	78%	42.00	7.21	858,677
13	Shanghai-Hongkong-Shanghai	52 (Weekly)	820	17	1000	21,351	2.9	3	97%	30.47	9.25	867,205
Total		680 (Weekly)						78				31,345,541

回は、新たに日本と中国間のコンテナ海上輸送システムを例題として採用し、前節までに説明した方法を用いて解析を行った。計算に必要な基礎のデータとしては、1996年前期の輸送実績に基づく統計データ [8]と一部1994年度の統計データ [7]を参考として作成されたデータベース [1]を利用した。日本では、博多港、神戸港、名古屋港、横浜港の4港を前報と同様に選出し、中国では、香港、上海港、青島港、新港(天津)の4港を選定して、データベースの中から関連の諸量を読み取り解析した。計算結果の例を Fig.5 および 6 ならびに Table 1 および 2 に示す。

選定した8つの港間のコンテナ海上輸送システムのモデルを輸送実績 [7][8]を参考に2種設定した。即ち、(a)上海港積み替えライナーネットワークシステム、(b)横浜港・名古屋港・神戸港經由巡航航路システムと便宜上呼称し、両モデルの概念図を Fig.5 および Fig. 6 に示している。それぞれ、*Weekly service* を条件にコンソーシアムが理想的に完全実施されたと仮定し、実績 [7]を参考に実際に運航しているコンテナ船に近いタイプ、(16kt, 500TEU)型、(17kt, 1000TEU)型、(17kt, 1500TEU)型を投入した。図には、 $TOTAL\ COST$ 、生産性 $(TEUs \times mile / \text{£}) = \text{輸送総量} (TEUs \times mile) / (TOTAL\ COST)$ が付記されている。

Table 1および Table 2には、(a)と (b)のモデルの輸送網の中の各航路ごとに、輸送量、必要隻数、各航路に投入される実際の採用隻数、積付率、船型、船速、航路距離、パラメータ係数、 $TOTAL\ COST$ 等の明細が併示されている。

以上の計算例から、(a)の輸送網が (b)の輸送網に比べて、 $TOTAL\ COST$ で約 10%低く、生産性で約 1.6 倍を示すことがわかる。明細によれば、(b)の輸送網では、多くの航路で、積付率が低く特に巡航航路①、②、③がいずれも効果的でないことが明示されている。実際の運航網は、もう少し複雑であるが、主要な航路を残せば(b)の輸送網に近い。コンソーシアムの完全実施はありえないが、各船社が経営効率を追求する極限を想定すれば、(b)の輸送網に対する分析結果も、配船計画の指針検討に利用可能であると思われる。

本報で提示したアルゴリズムに基づいて、日本と中国間のコンテナ海上輸送システムを分析し、任意の輸送システムに対し、コンソーシアム結成の条件下ではあるが、各航路への配船計画の指針を示すことができることを確認した。海上輸送システムの中のコンテナ船の性能についてより詳細な設計項目の検討が行なえるように方法の改良を計ることが今後の課題である。

参考文献

- [1] 新開明二、万順涛、村松牧人、安川大輔、田尻 裕、筑紫由佳：海上コンテナ輸送システムの数理的構造について、西部造船会会報、第 94 号 (1997)。
- [2] 下条哲司 編著：配船の経営科学、(株)成山堂書店 (1986)。
- [3] 野崎昭弘：組合せ論・グラフ理論、現代応用数学の基礎、(株)日本評論社 (1994)。
- [4] 恵羅 博、土屋守正：グラフ理論、シリーズ／情報科学の数学、産業図書株式会社 (1996)。
- [5] 小野勝章：計算を中心として線形計画法、OR ライブラリー5、(株)日科技連出版社(1990)。
- [6] 茨木俊秀、福島雅夫：FORTRAN77 最適化プログラミング、岩波書店(1991)。
- [7] (株)オーシャンコマース：1995 年版 国際輸送ハンドブック、株式会社オーシャンコマース (1994)。
- [8] (株)オーシャンコマース：1997 年版 国際輸送ハンドブック、株式会社オーシャンコマース (1996)。
- [9] 高木貞治：数の概念、[改版第 2 刷]、(株)岩波書店 (1970)。
- [10] Gilman, S. : Containerships in their transport net-works, North East Coastinstitution of Engineers & Shipbuilders Transactions, Vol.99, No.3(1983)。

3 —13 Developmental OTEC Plants in Indonesia: Niche Markets and Alternate Design

Gérard Claude NIHOUS*, Donny ACHIRUDDIN*, Member
Kimio SAITO*, Member

Summary

This study examines ways in which small OTEC plants, of perhaps less than 10 MW, could be deployed in Indonesia, while being competitive in the absence of economy of scale. Two types of niche markets are investigated: on one hand, remote islands of about 100 km² with populations of the order of 10,000; on the other hand, touristic resorts that also benefit from electricity savings incurred with deep seawater air-conditioning (A/C). It is established that the existence of niche markets critically depends upon favorable financing terms (discount rates of about 10%), and in the case of resorts, upon moderate inflation; this latter condition allows savings from deep seawater A/C to have a beneficial impact at realistic resort development levels (< 1,000 to 2,000 hotel rooms). Finally, special plant designs taking advantage of the exceptional Indonesian OTEC resource are formulated, which could decrease investment risks associated with the OTEC seawater systems, without overly compromising global cost effectiveness. This idea is quantitatively assessed for a 5 MW floating plant, while some of its potential shortcomings are also discussed.

1. Introduction

The idea of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) was formulated more than a century ago, and tested at-sea as early as in 1929, by perhaps its most brilliant proponent, Georges Claude [1]. In essence, OTEC consists in extracting power in a heat engine (Rankine cycle) with warm tropical surface seawater as the heat source, and deep cold seawater as the heat sink: there is consequently a wide body of scientific and technical literature accessible to understand the tenets of this very simple technology [2], [3]. The easiest way to grasp how OTEC works in lay terms is to think of it as "refrigeration in reverse": in a home refrigerator, electricity drives a motor connected to a compressor; this compressor acts on a fluid which runs in a closed loop, alternatively extracting heat from the cold contents of the refrigerator, and rejecting heat to the relatively warm room. Electricity is consumed to sustain a heat flow which could not spontaneously occur, from the colder to the warmer. In OTEC, heat schematically flows in a "natural direction", from the warm surface seawater to the cold deep seawater, through an intermediate fluid, called the working fluid. As a result, this working fluid can expand in a turbine, and produce electricity in a generator. This "mirror analogy" between OTEC and refrigeration is so strong that both systems would probably use the same intermediate (working) fluids, such as ammonia. The specific challenges related to OTEC belong to the field of ocean engineering, although the need for very large and performant heat exchangers cannot be understated.

* Graduate School for International Development and Cooperation (IDEC), Hiroshima University

The existence of large OTEC resources throughout the Indonesian archipelago has recently been discussed [4]. This vast and populous country lies in latitudes close to the Equator, in a typhoon-free zone where oceanic surface water temperatures are exceptionally high. On the other hand, great water depths and deep cold seawater are easily accessible from shore, as evidenced by such prominent bathymetric features as the Java Trench, south of the main islands of the Indonesian archipelago.

The renewable and environmentally-friendly OTEC resource has not yet been commercially tapped anywhere in the World. While technological difficulties cannot be ignored, with the need for a cold seawater pipeline (CWP) about one kilometer long, up to 10 m in diameter, hanging from a platform in very deep waters, ambitious programs sponsored by developed nations satisfactorily addressed some key engineering questions in the two decades following the 1974 "oil crisis" [5], [6], [7]. The causes for the current neglect of OTEC are economic: in an environment of inexpensive fossil fuels, the capital-intensive OTEC technology has failed to attract investors for the smaller commercial plants (up to 10 MW of net electrical output) that are nevertheless necessary as stepping stones toward a mature stage. Thus, significant expected economies of scale, when deploying larger OTEC systems in the 50 to 100 MW range, remain out of reach [8]. This situation was summed up by the formulation of the "OTEC Paradox" [4]: if a command-and-control approach is not available, without determined leadership, for example by governments or large industrial partners, the commercial development of OTEC requires the identification of niche markets where small OTEC plants could compete.

In the case of Indonesia, it was surmised that small remote island communities, or touristic resorts also enjoying large energy savings from deep cold seawater A/C, could provide such niche markets. In the following section, this concept is examined further. Later, and on the basis of the exceptional quality of Indonesian OTEC resources, design options aimed at potentially reducing the risk of OTEC development are also presented and discussed.

2. Niche Markets

It is useful to consider here the cost payback time N for a 100 MW OTEC plant, which may represent a targeted technological limit for OTEC. It should be emphasized, for the sake of completeness, that the overall energy payback time of large OTEC plants was estimated to be of the order of one year [9]. Adopting a formula based on zero net present value, we can write [10]:

$$N = \text{Log}\{1 - CC(d - i)/A\} / \text{Log}\{(1 + i)/(1 + d)\} \quad [\text{year}],$$

where CC is the capital investment, A the revenue from electricity sales at the end of the first year of the project, i and d characteristic inflation and discount rates. The capital investment necessary for OTEC plants in the 50 to 100 MW range, with the present state-of-knowledge, would be of the order of 7,000 \$/kW [8], yielding $CC = \$7.0 \times 10^8$. With the plant running 80% of the time (capacity factor CF) and an assumed electricity price s of 10 ¢/kWh, A is approximately $\$7.0 \times 10^7$. If $d = 20\%$ and $i = 10\%$, corresponding to a typical developing country like Indonesia, $CC(d - i)/A = 1$ and N is mathematically infinite, which is certainly not attractive! While $d = 20\%$ might correctly represent the risk taken by lenders

(debt financing) or by stockholders (equity financing), utilities commonly issue bonds to implement large infrastructure projects. Adopting $d = i = 10\%$, $N = CC(1 + d)/A = 11$ years, which now compares favorably with the projected life of the plant, typically 20 to 30 years. In other words, the fact that large OTEC plants could be competitive, as earlier stated, rests on the availability of favorable financing terms (d not too high). It could also be argued that the inflation rate above is "optimistically high", even if prices at large increase accordingly: the electricity sales price depends largely on the cost of available primary energy sources, i.e. fossil fuels, and i is likely to be lower when narrowed down to the energy market; in the case of Indonesia, the relative strength of the local currency (rupiah) also plays a role in electricity pricing, but the impact of currency fluctuations is left out of the present study, though they may be quite large [11]; in general, i and d should be consistent from a currency perspective, since the revenue from sales is used to cover investment financing charges. It seems reasonable to take d as 10% or 20%, and $i < 10\%$, in what follows.

It can be verified that small developmental OTEC plants, with rated capacities RP of 1 to 10 MW, cannot be competitive, as the ratio CC/A , proportional to CC/RP for a fixed value of CF , would jump more than threefold. An estimator equivalent to N is the levelized production cost of electricity p over a project life of n years, and defined in a simplified form, for renewable technologies, by [8]:

$$p = (CC f)/(87,600 CF RP) \quad [¢/kWh], \quad (1)$$

where $f = d/\{1 - 1/(1 + d)^n\}$, and RP is expressed in MW. With $CC/RP = 20,000$ \$/kW, $CF = 80\%$ and $n = 30$ years, p approximately falls in the 30 to 60 ¢/kWh range, with d from 10% to 20%.

p is clearly too high in a broad-market context, although one has to exercise caution when comparing it to "today's" sales price of electricity s : s must firstly be corrected for government subsidies (such as may be given in Indonesia), then reduced to reflect solely production costs, and finally multiplied by the net-present-value factor $G = \{f/(d - i)\}\{1 - [(1 + i)/(1 + d)]^n\}$. With s about 10 ¢/kWh, actual production costs could be as low as 6 ¢/kWh [12], but G could in turn reach 2.9 (if $d = i = 10\%$): thus, p may have to be compared to a value larger than s , e.g. 17.4 ¢/kWh. With very high estimates of p for small OTEC plants, however, these subtleties appear somewhat irrelevant.

The idea of niche markets for small OTEC plants is illustrated in Fig. 1: in order to have a competitive range, either the levelized production cost of electricity with typical technologies (oil, coal, etc...) must sharply increase (e.g. on small remote islands), or the levelized production cost of electricity with small OTEC plants must sharply decrease (e.g. with the help of A/C net electricity savings).

2.1 Small Isolated Islands

The first type of assumed niche market, where specific conditions could make small OTEC plants competitive, consists of small remote island communities. A study performed for a 1 MW wave-power system on the Japanese island of Okinoerabu reported that the levelized production cost of electricity by small diesel generators in remote locations may be as high as 50 to 300 yen/kWh [13]. The source of this high price range was not given. Taking an exchange rate of 160 yen/\$, such an estimate would translate into 31 to 187 ¢/kWh. Alternatively, the electricity rate s , corresponding to diesel power generation on isolated islands in the Philippines, was quoted to be much lower, with $s = 17$ ¢/kWh [14]. Even though the

cause of these apparent discrepancies, as well as appropriate values of the net-present-value factor G , should be investigated, the above figures could nevertheless be construed as establishing islands similar to Okinoerabu as OTEC niche markets. Okinoerabu, Kagoshima Prefecture, is located south of Kyushu; it is slightly less than 100 km² in area and has a population of about 15,000; the installed power production capacity RP somewhat exceeds 10 MW. These simple statistical figures give orders of magnitude that can help in defining candidate island niche markets in Indonesia. Table 1 shows a selected list of possible sites favorably located in terms of deep seawater accessibility, and spread across the Indonesian territory.

2.2 Resorts

The idea of combining OTEC with other Deep Ocean Water Applications (DOWAs), to boost the cost effectiveness of OTEC with "valuable" by-products, has been extensively investigated. The most popular DOWAs are desalinated water (e.g. [15], [16], [17]), deep-seawater air-conditioning (A/C) (e.g. [18], [19], [20] or a combination thereof [10]. Recently, the cultivation of giant kelp for biomass production, in conjunction with both OTEC and deep-seawater A/C, also was considered [21], while other researchers focused their design effort on the industry-specific requirements of flower cultivation [22]. Deep-seawater mariculture is discussed in numerous papers as well, but when the cost-effectiveness of DOWAs is evaluated, the most obvious - if not the only - outstanding performer is deep-seawater A/C [8]: typically, using deep cold seawater for an A/C load of 1,000 tons, roughly equivalent to the cooling needs of 1,000 hotel rooms, would result in energy savings larger than 800 kW [18]. This corresponds to potentially attractive payback times for deep-seawater A/C systems alone, although there seems to be a minimum A/C load threshold below which this technology becomes uneconomical: such a threshold depends on many local design variables, but seems to be in the 1,500 to 2,000 tons-A/C range ([20], [10]).

The following question will now be addressed: for a developmental land-based OTEC plant sharing its deep cold seawater resource with an A/C system, what A/C load Z would make the combined value of p competitive? The question naturally limits developmental OTEC plants to land-based systems, but even though this is a compromise from a scalability standpoint, it represents the only way ocean hardware (e.g. the CWP) and the capital necessary to purchase it can be effectively shared between OTEC and A/C. The calculation will be approximately based on an existing OTEC design, and will be conservative if possible. As a baseline, we therefore consider a 1.2 MW OTEC plant drawing 3,000 kg/s of deep cold seawater, and costing about $\$2.6 \times 10^7$ [15]. With this basic input, p would vary from 34 to 62 ¢/kWh, for d between 10% and 20%. The capital and seawater flow rate requirements associated with the A/C system (excluding the CWP) are taken as \$1,850 and 0.11 kg/s of 4°C seawater per ton-A/C, respectively [10]; the cost is conservative when compared to estimates from other sources [19], but values of Z much less than 10,000 tons-A/C are anticipated, and no economy-of-scale should therefore be expected; the flow rate reflects the low temperature of the seawater, when compared to designs where A/C alone is contemplated. Assuming that CC can be separated into a fixed cost, for the CWP system, and that the balance for the OTEC plant is proportional to the net OTEC power output, we get:

$$RP(Z) = 1.2 \{1 - (0.11/3,000) Z\} = 1.2 - 4.4 \times 10^{-5} Z \quad [\text{MW}], \quad (2)$$

$$CC(Z) = 6 \times 10^6 + 2.0 \times 10^7 (RP/1.2) + 1,850 Z = 2.6 \times 10^7 + 1,117 Z \quad [\$]. \quad (3)$$

On the basis of net electricity savings of 0.8 kW/ton-A/C, incurred with deep seawater A/C, the equivalent revenue S , levelized over n years, and with s given in ¢/kWh , is equal to:

$$S(Z) = 70.08 CF Z s G \quad [\$/\text{year}]. \quad (4)$$

It follows that, by generalizing Eq.(1) and taking $CF = 80\%$ for the combined OTEC-A/C system, we have:

$$p = [CC(Z) f - S(Z)] / \{70,080 RP(Z)\} \quad [\text{¢/kWh}],$$

i.e., by substituting Eqs.(2), (3) and (4):

$$p = \{[371 + 0.016 Z] f\} - 8 \times 10^{-4} Z s G / \{1.2 - 4.4 \times 10^{-5} Z\} \quad [\text{¢/kWh}] \quad (5)$$

It can be verified that $\partial p / \partial Z < 0$. We now select a competitive levelized electricity production target $p_{\text{comp}} = 0.6sG$. The equality $p(Z) = p_{\text{comp}}$ yields Z_{comp} ; with $s = 10 \text{ ¢/kWh}$, we get:

$$Z_{\text{comp}} = (371 f - 7.2 G) / (-0.016 f + 7.74 \times 10^{-3} G) \quad [\text{ton-A/C}] \quad (6)$$

It is essential to note that Z is very sensitive to d and i , as illustrated in Table 2.

The last point to investigate is whether the A/C loads in Table 2 are realistic when compared to the expected level of touristic development in targeted areas. To find a simple answer, one may equate one ton-A/C to one hotel room. An upper limit for Z could then be provided by hotel capacity data in Bali, the most developed touristic island in Indonesia.

Major hotels in Bali roughly form three clusters around Denpasar: Kuta, Nusa Dua and Sanur. These locations correspond to approximate overall hotel room numbers of 2,000, 1,000 and 1,000, respectively [23]. Accordingly, and on the basis of Table 2, it can be said that OTEC resort niche markets would only exist if favorable financing is available (e.g. $d = 10\%$), while moderate inflationary pressure (i from 5 to 10%) boosts the net present value of the electricity savings incurred with deep seawater A/C.

With this result in mind, the region targeted as an OTEC resort niche market is Lombok, one of the two main islands of the province of West Nusa Tenggara, and Bali's eastern neighbor. Lombok has a population of about 2.5 millions on a territory of 4,800 km^2 . While 50% of the Gross Regional Product of West Nusa Tenggara is still contributed by agriculture, tourism has been rapidly expanding, with visitor counts increasing from 123,000 to 279,000 between 1989 and 1994; 500,000 tourists are expected by 1998. Currently, fewer than 1,000 hotel rooms are available near Senggigi. 15 potential sites for touristic resorts have been listed under Provincial Regulation No. 9, 1989. Some are located on the small island of Gili, offshore of Lombok's northwest coast, and have excellent access to deep cold seawater [24].

3. Alternate Design (Risk Minimization)

It has been recognized in the previous section that the design of power generation systems is driven by the minimization of some levelized cost of electricity. For renewable energy technologies, especially when they are as capital-intensive as OTEC, the term corresponding to current expenses over the life of the project (fuel, maintenance and repair...) is somewhat negligible when compared to the term representing

initial investments [8]. Therefore, it is customary to evaluate OTEC plant designs by simply performing a minimization of the ratio of capital cost divided by net electrical power output, CC/RP: such a simplified approach is the more justified as one attempts to optimize a specific OTEC plant design rather than comparing OTEC with other power technologies. Minimizing the objective function CC/RP is by no means an easy task, however, as a great number of physical design parameters must be accounted for, while in the case of OTEC, the uncertainties associated with many cost relationships may be quite large, for lack of prior knowledge. In the face of such a challenge, one can identify a reduced objective function, if it is critically important to the overall cost effectiveness while its terms are better known: this approach was applied, for example, by minimizing the ratio of overall heat transfer area over RP [25].

A full-fledged OTEC plant design optimization is beyond the scope of the present study. It also would require a detailed knowledge of a particular OTEC site, which would only become available when an actual project is under consideration. Since the necessary developmental steps to bring OTEC to a mature stage are the object of this paper, however, one should identify whether any component of a developmental OTEC system is especially risky to deploy as well as to operate, while striving to keep the ratio CC/RP as low as possible. If the high-risk component also happens to be very costly, stand-by redundancy is not a practical option; if, moreover, the high-risk component plays an important role in any future scale-up of the OTEC technology, modularization, i.e. operational redundancy, is not a desirable strategy either.

The seawater systems of OTEC plants precisely meet the "high-risk" criterion outlined above, especially in the case of the CWP. From the infancy of full-scale OTEC demonstration projects to recent times, and in spite of considerable progress in ocean engineering and materials science, the 60-year-long history of OTEC chronicles a number of spectacular failures of CWPs, whether during their installation, or while in place: in 1929, two conduits were lost under tow and during controlled submergence, respectively, in Cuba [1], while a third one was destroyed by a tropical cyclone after three weeks of operation; a storm severely damaged the CWP of a plant built in 1981 by a Japanese consortium [6]; in 1987, a 1.2 m diameter CWP sank while being towed in Hawaiian waters, in spite of previous success with similar operations [26].

OTEC seawater systems also are very costly. For a proposed land-based OTEC plant, to be deployed on the west coast of the island of Hawaii and rated at 1.2 MW, seawater systems, consisting of the installed CWP, warm-water and discharge conduits, and seawater pumps, would cost $\$10.8 \times 10^6$, i.e. 40% of CC [15]. In another benchmark study, for a floating OTEC plant rated at 5 MW, the estimated costs of installed seawater pumps, pipes, power cable, and mooring system, amounted to $\$38.5 \times 10^6$, i.e. 30% of CC ([16], [27]). Moreover, the seawater systems of small experimental OTEC plants should be designed with scale-up needs in mind, to ensure the ultimate success of large OTEC plants of the order of 100 MW: from a long-term perspective, this rules out modularization, i.e. scaling down (the use of a bundle of smaller, softer CWPs, for example, in lieu of a single, stiffer conduit), even if it offers immediate scheduling or cost expediency. Instead, full scale-up capability should be sought, as in the 1983 at-sea test of a 2.5 m diameter Fiberglass Reinforced Plastic (FRP) pipe hanging from a platform, off Honolulu [5].

One mathematical approach to give risk its due importance could consist in performing a standard minimization of CC/RP, but with each component multiplied by a weight function (risk factor). While attractive in principle, this method depends on our ability to define the weight functions (e.g. for a CWP as

a function of its length, diameter, material, etc...). We will not undertake such a task here, since its difficulty would exceed that of a classical design optimization. Instead, a radically different and far simpler concept will be developed, which could be justified by the exceptional OTEC resources of Indonesia.

With seawater temperature differences δT , between the ocean surface and depths of the order of 1,000 m, often reaching 24 °C, an acceptable methodology would be to either design an optimum OTEC plant for $\delta T = 24$ °C, or to operationally optimize a plant designed for a different input, say, $\delta T = 20$ °C, so that it would yield maximum net power when δT fluctuates. Operational optimization is far simpler than design optimization, since it only involves a very small set of parameters - the operational degrees-of-freedom of the OTEC process: with a given OTEC temperature resource, Closed-Cycle (CC) OTEC, for example, has essentially three free parameters, which consist of the two seawater flow rates and of the working-fluid flow rate; in the case of Open-Cycle (OC) OTEC, no pump is needed to circulate the working fluid in a loop, but a vacuum compressor has to evacuate non-condensable gases released from seawater at the very low prevailing OC-OTEC pressures: the setting of this vacuum compressor is a third operational parameter. Many examples of OTEC operational optimization can be found in the technical literature [28], [29].

The concept presented below borrows from operational optimization its relative mathematical simplicity, but expresses a different overall plant design philosophy: the central idea is to connect specific OTEC seawater systems, perhaps suitable for one OTEC power block, to two OTEC power blocks instead, in the global counterflow arrangement illustrated in Fig.2. In the more general context of CC-OTEC considered below, a power block consists of an evaporator, a turbogenerator, a condenser, a working-fluid liquid pump and all related working-fluid piping and fittings. Only larger values of δT can justify the potential practicality of such a concept, because the OTEC temperature ladder must now be shared by two power cycles, each requiring a sufficient enthalpy drop across its turbine, as shown in Fig.3. From a risk perspective, and as long as CC/RP does not increase too much, it can be said that the high-risk seawater systems will be more productive with this novel plant layout, as the ratio of the (fixed) cost of the seawater systems over RP drops: in other words, more electricity would be produced per unit of seawater flow rate. It is in those terms that the proposed concept can be labeled a risk minimization scenario.

We now attempt a simplified quantitative evaluation of the global counterflow arrangement. Thermodynamic functions which weakly depend, for example, upon temperature, are treated as constants owing to the very narrow OTEC operational range. Similarly, the dependence of some hardware performance characteristics, such as efficiencies of turbomachinery or heat exchanger effectivenesses, upon flow rates or other variables, is ignored at this crude level. Also neglected are hydraulic pressure drops of the working fluid through the OTEC closed loop, though one could extend the analysis to include them.

3.1 OTEC Plant with Single Power Block

We first formalize a standard CC-OTEC plant, with only one power block. The power extracted at the turbogenerator terminals, P_{gross} , can be very well approximated by:

$$P_{\text{gross}} = \eta_g \eta_t \eta_{\text{hfg}} (T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}}) / T_{\text{evap}}, \quad [\text{kW}] \quad (7)$$

η_t : turbine isentropic efficiency, η_g : generator efficiency, m : mass flow rate of working fluid (kg/s), h_{fg} : specific evaporation enthalpy of working fluid (kJ/kg), T_{evap} : evaporation temperature of working fluid (K), T_{cond} : condensation temperature of working fluid (K).

Using Clapeyron's equation, it can be shown that the power consumed by the small working-fluid liquid pump, P_{pump} , is approximately given by:

$$P_{\text{pump}} = P_{\text{gross}} v_f / (v_g \eta_p \eta_m \eta_t \eta_g), \quad [\text{kW}] \quad (8)$$

η_p : working-fluid pump isentropic efficiency, η_m : motor efficiency, v_f : specific volume of working fluid as a liquid (m^3/kg), v_g : specific volume of working fluid as a vapor (m^3/kg).

Since v_f is smaller than v_g by about two orders of magnitude for typical working fluids like ammonia, $P_{\text{pump}} \ll P_{\text{gross}}$. Although P_{pump} is practically negligible, its proportionality to P_{gross} , expressed in Eq.(8), will allow it to be easily retained.

To keep our formalism simple enough, it is assumed that seawater discharges, from the evaporator and from the condenser, respectively, are separate, even though most design studies opt for mixing OTEC seawater effluents. The power expended by the surface seawater pump, P_{ww} , and by the deep seawater pump, P_{cw} , can be expressed as:

$$P_{\text{ww}} = \alpha_{\text{ww}} m_{\text{ww}}^3, \quad P_{\text{cw}} = \alpha_{\text{cw}} m_{\text{cw}}^3 + \beta m_{\text{cw}}, \quad [\text{kW}] \quad (9)$$

Seawater-pump and motor efficiencies are included in the loss coefficients α_{ww} , α_{cw} , and β above. α_{ww} and α_{cw} , in kW per $(\text{kg/s})^3$, represent the contributions of hydraulic losses such as friction, bends, contractions etc..., i.e. when pressure drops are proportional to the square of the fluid velocity. β , in kW per (kg/s) , corresponds to the density head which must be overcome to pump a fluid (deep seawater) denser than another (seawater averaged between the surface and the cold seawater intake) to the equilibrium level of the latter; this density head is typically of the order of 1 m for 1,000 m-deep cold seawater intakes. Collecting Eqs.(7) through (9), we obtain an approximate expression for the OTEC net power:

$$P_{\text{net}} = \eta m h_{fg} (T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}}) / T_{\text{evap}} - \alpha_{\text{ww}} m_{\text{ww}}^3 - \alpha_{\text{cw}} m_{\text{cw}}^3 - \beta m_{\text{cw}}, \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

where by definition, $\eta = \eta_t \eta_g - v_f / (v_g \eta_p \eta_m)$.

The above equation contains the three operational parameters m , m_{ww} and m_{cw} , but also the unknowns T_{evap} and T_{cond} . These two "additional" quantities must be eliminated, since the problem has only three degrees-of-freedom. The first equation used in the elimination process is a condition of zero global enthalpy change for the working fluid as it flows in a closed loop, i.e:

$$m_{\text{ww}} c_p \Delta T_{\text{ww}} + \eta_m P_{\text{pump}} = m_{\text{cw}} c_p \Delta T_{\text{cw}} + P_{\text{gross}} / \eta_g, \quad (11)$$

c_p : heat capacity of seawater (kJ/kg-K), ΔT_{ww} : cooling of the surface seawater through the OTEC plant (K).

ΔT_{cw} : warming of the deep seawater through the OTEC plant (K).

The next equation represents an enthalpy balance in the evaporator, where the cooling of the surface seawater allows the working fluid to warm up from T_{evap} to T_{cond} before boiling:

$$m_{\text{ww}} C_p \Delta T_{\text{ww}} = m \{ h_{\text{fg}} + C_p (T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}}) \}, \quad (12)$$

where C_p is the heat capacity of the working fluid.

Finally, the OTEC temperature ladder allows the problem to be closed:

$$\delta T = \Delta T_{\text{ww}} / \epsilon_{\text{evap}} + T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}} + \Delta T_{\text{cw}} / \epsilon_{\text{cond}}, \quad (13-a)$$

$$T_{\text{evap}} = T_{\text{ww}} - \Delta T_{\text{ww}} / \epsilon_{\text{evap}}, \quad [\text{K}] \quad (13-b)$$

ϵ_{evap} and ϵ_{cond} , the evaporator and condenser thermal effectivenesses, respectively, are non-dimensional performance parameters between 0 and 1, which quantify how closely the seawater streams approach thermal equilibrium inside the respective heat exchangers.

In the solution scheme adopted here, three mathematically independent variables are arbitrarily selected: $x(1) = m_{\text{cw}}$, $x(2) = m_{\text{ww}}/m_{\text{cw}}$, and $x(3) = T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}}$. In Eqs.(7) and (10), m is eliminated by means of Eq.(12) and T_{evap} by means of Eq.(13-b). Eqs.(8) and (11) can then be rewritten; the latter becomes:

$$x(2) \Delta T_{\text{ww}} - \Delta T_{\text{cw}} = x(2)x(3) \Delta T_{\text{ww}} \{ \eta_t - v_f / (v_g \eta_p) \} / [\{ T_{\text{ww}} - \Delta T_{\text{ww}} / \epsilon_{\text{evap}} \} \{ 1 + x(3) C_p / h_{\text{fg}} \}]. \quad (14)$$

Substituting ΔT_{cw} from Eq.(13-a), Eq.(14) becomes a trinomial in ΔT_{ww} , for given values of $x(2)$ and $x(3)$, and can be easily solved; ΔT_{ww} is the root between 0 and $\delta T - x(3)$. We can now maximize P_{net} , expressed in Eq.(10) as a function of $x(1)$, $x(2)$, $x(3)$ only, with all other quantities input parameters. $x(1)$ and $x(2)$ must be positive, and $0 < x(3) < \delta T$. The maximization algorithm selected is the simplex method [30].

3.2 OTEC Plant with Two Counterflow Power Blocks

With the proposed counterflow schematic layout of two OTEC power blocks, shown in Fig.2, the algebra involved in extending the previous calculations is slightly more cumbersome, but proceeds along a similar path. Some details will therefore be omitted. There are now four operational parameters, the additional degree-of-freedom corresponding to the working-fluid flow rate through the second CC-OTEC cycle. By convention, quantities with index 1 are related to the power block utilizing colder deep seawater, at T_{cw} , while the same quantities with index 2 are related to the power block fed by warmer surface seawater, at T_{ww} . We define $x(3) = (T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}})_1$ and $x(4) = (T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}})_2$. Each power block has a "temperature ladder", yielding relationships similar to Eqs.(13):

$$\delta T = \Delta T_{\text{ww1}} / \epsilon_{\text{evap}} + x(3) + \Delta T_{\text{cw1}} / \epsilon_{\text{cond}} + \Delta T_{\text{ww2}}, \quad (15-a)$$

$$T_{\text{evap1}} = T_{\text{ww}} - \Delta T_{\text{ww1}} / \epsilon_{\text{evap}} - \Delta T_{\text{ww2}}, \quad [\text{K}] \quad (15-b)$$

$$\delta T = \Delta T_{\text{ww2}} / \epsilon_{\text{evap}} + x(4) + \Delta T_{\text{cw2}} / \epsilon_{\text{cond}} + \Delta T_{\text{cw1}}, \quad (15-c)$$

$$T_{\text{evap2}} = T_{\text{ww}} - \Delta T_{\text{ww2}} / \epsilon_{\text{evap}}, \quad [\text{K}] \quad (15-d)$$

The two counterparts of Eq.(14) are:

$$x(2)\Delta T_{ww1} - \Delta T_{cw1} = x(2)x(3)\Delta T_{ww1}\{\eta_t - v_f/(v_g\eta_p)/[\{T_{ww} - \Delta T_{ww1}/\epsilon_{evap} - \Delta T_{ww2}\}\{1 + x(3)C_p/h_{fg}\}]\}, \quad (16-a)$$

$$x(2)\Delta T_{ww2} - \Delta T_{cw2} = x(2)x(4)\Delta T_{ww2}\{\eta_t - v_f/(v_g\eta_p)/[\{T_{ww} - \Delta T_{ww2}/\epsilon_{evap}\}\{1 + x(4)C_p/h_{fg}\}]\}. \quad (16-b)$$

Eqs.(15-a) and (15-c) can be used to eliminate ΔT_{cw1} and ΔT_{cw2} from Eqs.(16), which become a system of coupled non-linear algebraic equations in ΔT_{ww1} and ΔT_{ww2} , for given values of $x(2)$, $x(3)$ and $x(4)$. By substitution of one of the two remaining variables ΔT_{ww1} or ΔT_{ww2} , Eqs.(16) yield one equation of one variable, which is solved with Brent's method [30]; if the variable is ΔT_{ww2} , it can be bracketed between 0 and $\delta T - x(4)$. What is left to do is to maximize $P_{net}\{x(1), x(2), x(3), x(4)\}$, given below:

$$P_{net} = \eta c_p x(1)x(2) \{x(3)\Delta T_{ww1}/[\{T_{ww} - \Delta T_{ww1}/\epsilon_{evap} - \Delta T_{ww2}\}\{1 + x(3)C_p/h_{fg}\}] + x(4)\Delta T_{ww2}/[\{T_{ww} - \Delta T_{ww2}/\epsilon_{evap}\}\{1 + x(4)C_p/h_{fg}\}]\} - x(1)^3\{\alpha_{ww}x(2)^3 + \alpha_{cw}\} - \beta x(1). \quad [Kw]$$

The hydraulic loss coefficients α_{ww} and α_{cw} above are larger than their counterparts with one power block only, even though "seawater systems" are unchanged: there is a large contribution to seawater flow resistance resulting from adding another set of heat exchangers.

3.3 Numerical Application to a 5 MW CC-OTEC Floating Platform

The above concept is numerically applied to a "typical" 5 MW OTEC floating platform design, where the power block uses ammonia. For this design, an OTEC resource $\delta T = 21.5^\circ\text{C}$ was projected to yield $P_{net} = 5,260$ kW [16], [27]. The simplified equations presented here in the case of a single OTEC power block predict P_{net} well, with a value of 5,280 kW for the same OTEC temperature difference, $T_{ww} = 278.15 + \delta T$ (i.e. for a deep cold seawater temperature of 5°C), and the following input: $c_p = 4.0$ kJ/(kg-K), $C_p = 4.8$ kJ/(kg-K), $h_{fg} = 1,200$ kJ/kg, $\beta = 0.01$ kW/(kg/s), $\eta = 0.70$, $\eta_t - v_f/(v_g\eta_p) = 0.79$, $\epsilon_{evap} = 0.75$, $\epsilon_{cond} = 0.79$, $\alpha_{ww} = 6 \times 10^{-11}$ kW/(kg/s)³, $\alpha_{cw} = 4 \times 10^{-10}$ kW/(kg/s)³. When the single-power-block calculations are repeated for $\delta T = 24.0^\circ\text{C}$, P_{net} increases to 7,280 kW. This gain, at about 14% per degree of OTEC resource, is in keeping with previous off-design OTEC studies [28], [29].

To determine the value of P_{net} that could be produced with two OTEC power blocks arranged in a general counterflow layout, and $\delta T = 24.0^\circ\text{C}$, the only input parameters to be revised are the seawater loss coefficients α_{ww} and α_{cw} ; from vendor-provided estimates of the seawater pressure drops through the evaporator and condenser, and with an allowance for some additional piping, the two-power-block values of α_{ww} and α_{cw} were assessed to be larger than their one-power-block counterparts by 85% and 45%, respectively. Implementing the algorithm above, the general counterflow arrangement yields $P_{net} = 10,080$ kW. We should now see how the ratio CC/RP is modified. With an original cost estimate $CC = \$129.1 \times 10^6$ [16], the operationally optimized single-power-block design corresponds to $CC/RP = 18,000$ \$/kW when δT reaches 24°C . If one only considered the cost of an additional power block, $\$50.6 \times 10^6$, the ratio CC/RP

would coincidentally be unchanged for the proposed two-power-block design. This fortunate result is naturally a lower bound, as a floating platform housing two OTEC power systems instead of one would clearly be larger, albeit by a factor less than two. An unrealistic doubling of all costs not related to the common seawater components yields an upper bound $CC/RP = 22,000$ \$/kW.

3.4 Discussion

In the case of a 5 MW floating CC-OTEC plant, the proposed two-power-block arrangement was not predicted to unduly tax CC/RP , while potentially reducing the risks associated with seawater components.

The above concept should work even better in the case of an experimental land-based plant, since the CWP is then much longer and contributes more to parasitic power losses (relatively high single-power-block value of α_{cw}) as well as to initial capital costs. The concept is also applicable to OC-OTEC, with the interesting fact that the vacuum compression of the low-pressure noncondensable gases evolved from seawater would have to be performed only once, through one power block. Clearly, many adaptations of the present idea could be envisioned; for example, warm seawater at T_{ww} could feed both power blocks, since it is relatively easy and less costly to deliver surface seawater to an OTEC plant than deep cold seawater: this would boost P_{net} , but also burden CC ; it remains to be seen which effect would dominate in the ratio CC/RP .

Several problems must be noted with the tentative risk minimization strategy outlined above. On one hand, it may be unrealistic to expect a very capital-intensive technology such as OTEC to be developed with even higher requirements on CC : notwithstanding the relative merits of the global counterflow arrangement and its modest impact on CC/RP , more money would be necessary to implement it. In the likely event that absolute financing limits ("caps") exist for projects of this nature, the proposed idea would not be applicable. Under financing caps, one may even have to compromise by perhaps shortening the CWP from a typical 1,000 m length to 500 m- which also slightly reduce risks - even though calculations of CC/RP would strongly point against doing so (at water depths exceeding 500 m, every CWP length increase of 150 m approximately provides an additional 1°C in OTEC thermal resource).

On the other hand, and setting aside the simplifications included in the algorithms, the most severe shortcoming of the present analysis is that the basic power block may be "underdesigned", i.e. specifically selected for lower OTEC resources than $\delta T = 24^\circ\text{C}$ (e.g. 21.5°C in our numerical example). This could artificially favor the proposed idea of two counterflow power blocks, and a full-blown design optimization of only one set of power components, with higher OTEC resources in mind, is desirable. There may nevertheless be other benefits in the "doubling" of power components, though perhaps not in terms of direct investment (economy of scale): firstly, operational modularization of the power system would be done, and with proper seawater bypass piping, the temporary failure of any power component would not shut down power production; secondly, the testing and improvement of components with a "reduced" OTEC resource (none of the two power blocks is exposed to the full δT) may present some technology transfer advantage, when areas less OTEC-fortunate than Indonesia later undertake the development of their resources.

4. Conclusions

The present study explored ways to break the "OTEC Paradox", that is to allow the deployment of small developmental OTEC plants without a command-and-control strategy. Under the sole influence of market forces, however, the production of electricity by small capital-intensive OTEC units cannot be competitive in a broad sense. Consequently, the identification of niche markets becomes critical [4]. Two types of niche markets were examined here: small remote islands, somewhat similar in size and population to Okinoerabu (Japan), for which a number of studies have been performed, and touristic resorts like those in Bali. In the latter case, significant electricity savings from deep seawater A/C would contribute to the cost effectiveness of the project. In general, it was found that moderate discount rates not exceeding about 10% are necessary to alleviate the initial investment burden, while for resorts also using deep seawater A/C, moderate inflation, between 5 and 10%, would sufficiently boost the net present value of A/C-related electricity savings for resort sizes to remain realistic, with 1,000 to 2,000 hotel rooms: this concept could be attractive for such Indonesian sites as Lombok, in the province of West Nusa Tenggara.

Next, the issue of risk minimization was addressed, since it might be important with developmental OTEC plants. A counterflow arrangement of two "standard" OTEC power blocks utilizing common seawater systems was thus proposed, and a simplified quantitative evaluation was performed in the case of a floating OTEC plant with a standard rating of 5 MW. While the concept may be reasonably attractive inasmuch as exceptional OTEC resources are available, since it does not appear to overly compromise global cost effectiveness, some cautionary arguments were also offered: in particular, important design decisions should only be made after a full design optimization of a single-power-block OTEC system has been performed for OTEC seawater temperature differences as high as 24°C.

Finally, even without command-and-control strategies or appropriate niche markets, the OTEC technology might eventually mature under increasing environmental pressures: with growing concerns about global warming, for example, the need to find alternative carbon-free power sources could certainly become a major incentive to develop OTEC [31].

References

- [1] Claude, G., "Power from the tropical seas", *Mechanical Engineering*, **52**, No. 12, pp. 1039-1044, 1930.
- [2] Johnson, F. A., "Closed-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)", Chapter 5 in *Ocean Energy Recovery*, R. J. Seymour ed., American Society of Civil Engineers, pp.70-108,1992.
- [3] Setoguchi, S., "Ocean Thermal Energy Conversion" [in Japanese], Chapter 9 in *Renewable Energy*, Y. Shimizu ed., Power, Tokyo, pp. 167-180,1993.
- [4] Achiruddin, D., K. Saito, and G. C. Nihous, "Feasibility Study of OTEC Plants in Indonesia", *Trans. of the West-Japan Soc. of Naval Architects*, No. 94, August 1997.
- [5] Vega, L. A., and G. C. Nihous, "At-Sea Test of the Structural Response of a Large Diameter Pipe Attached to a Surface Vessel," *Offshore Technology Conf.*, No. 5798, pp. 473-480, 1988.
- [6] Mitsui, T., F. Ito, Y. Seya, and Y. Nakamoto, "Outline of the 100 kW OTEC Pilot Plant in the Republic of Nauru", *Proc. of the IEEE/PES Winter Meeting*, 1983.
- [7] Vega, L., and D. E. Evans, "Operation of a Small Open-Cycle OTEC Experimental Facility". *Proc. Oceanology Int'l '94*, **5**, 1994.
- [8] Vega, L. A., "Economics of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)", Chapter 7 in *Ocean Energy Recovery*, R. J. Seymour ed., American Society of Civil Engineers, pp.152-181,1992.

- [9] Tahara, K., K. Horiuchi, T. Kojima, and A. Inaba, "Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) System as a Countermeasure for CO₂ Problem - Energy Balance and CO₂ Reduction Potential", *Energy Conversion and Management*, **56**, pp. 857-860, 1995.
- [10] Nihous, G. C., and M. A. Syed, "A Financing Strategy for Small OTEC Plants", *Energy Conversion and Management*, **38**, No. 3, 201-211, 1997.
- [11] Japan Times, "Indonesian rupiah skids as contagion spreads", July 23, p.13, 1997.
- [12] Kyushu Denryoku, private communication, July 18, 1997.
- [13] Hotta, H., S. Ishimoto, E. Takahashi, T. Komiya, A. Shiki, S. Noma, "A Case Study on the Technology for Utilization of Wave Energy - Power Generation System of an Isolated Island -" [in Japanese], *Proc. 2nd Symposium on Wave Energy Utilization in Japan*, JAMSTEC, pp. 259-269, 1987.
- [14] Uehara, H., C. O. Dilao, and T. Nakaoka, "Conceptual Design of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) Power Plants in the Philippines", *Solar Energy*, **41**, No. 5, pp. 431-441, 1988.
- [15] Nihous, G. C., M. A. Syed, and L. A. Vega, "Design of a Small OTEC Plant for the Production of Electricity and Fresh Water in a Pacific Island", *Proc. Int'l Conf. on Ocean Energy Recovery*, pp. 207-216, 1989.
- [16] Pacific International Center for High Technology Research (PICHTR), "Preliminary Design of a 5 MW Floating OTEC Plant for the Production of Electricity and Desalinated Water", report for the Ministry of Foreign Affairs of Japan, August 1994.
- [17] Uehara, H., A. Miyara, T. Nakaoka, and T. Nishida, "A Study of an Ocean Thermal Energy Conversion Plant Using Integrated Hybrid Cycle in the Oki-no-erabu Island", *Proc. Int'l Offshore and Polar Engineering Conf.*, **1**, pp.599-606, 1992.
- [18] Syed, M. A., G. C. Nihous and L. A. Vega, "Use of Cold Seawater for Air-Conditioning," *Proc. Oceans '91*, **1**, 60-64, 1991.
- [19] Van Ryzin, J. C., and T. K. Leraand, "Air Conditioning with Deep Seawater: a Reliable, Cost-Effective Technology", *Proc. Oceans '91*, **1**, 1991.
- [20] Leraand, T. K., and J. C. Van Ryzin, "Air Conditioning with Deep Seawater: a Cost-effective Alternative for West Beach, Oahu, Hawaii", *Int'l OTEC/DOWA Ass. Newsletter*, **7**, No. 1, pp. 2-9, 1996.
- [21] Otsuka, K., "Economic Analysis for an Integrated OTEC/Biomass System", *J. of the Kansai Soc. of Naval Architects of Japan*, No. 227, pp. 155-167, 1997.
- [22] Kajikawa, T., K. Ogata, F. Kakizaki, K. Gonda, and Hamada, "Deep Ocean Water Cold Utilization Systems Combined with Local Industry", *Int'l OTEC/DOWA Ass. Newsletter*, **8**, No. 1, pp. 1-4, 1997.
- [23] Internet site (1997): <http://www.indo.com/>
- [24] Jones, M. T., A. R. Tabor, and P. Weatherall, "General Bathymetric Chart of the Oceans", British Oceanographic Data Center, 1994.
- [25] Uehara, H., T. Nakaoka, and Y. Ikegami, "Optimization of OTEC", *Proc. 1st KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conf.*, **1**, pp. 1-433 to 1-438, 1988.
- [26] Vuillemot, F. L., J. C. Van Ryzin, and A. M. Resnick, "The HOST-STF (OTEC) Project in Hawaii: Planning, Design, Construction", *Proc. PACON '88*, OST-5, Honolulu, 1988.
- [27] Vega, L., and G. C. Nihous, "Design of a 5 MW Pre-commercial OTEC Plant", *Proc. Oceanology Int'l '94*, **5**, 18 pp., 1994.
- [28] Masutani, S. M., G. C. Nihous and M. A. Syed, "A Discussion of the Effects of Seawater Temperature Variations on the Performance of an Open-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System", *Proc. Int'l Solar Energy Conf.*, pp. 117-124, 1991.
- [29] Ikegami, Y., and H. Uehara, "Performance Analysis of OTEC Plants at Off-design Conditions: Ammonia as Working Fluid", *Solar Engineering*, **1**, pp. 633-638, 1992.
- [30] Press, W. H., S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, and B. P. Flannery, Numerical Recipes in FORTRAN - The Art of Scientific Computing, 2nd edition, 963 pp., Cambridge University Press, 1992.
- [31] Nihous, G. C., Achiruddin, D. and K. Saito, "A Proposal to Reduce Japan's Carbon Emissions by Developing Ocean Thermal Energy Conversion Resources in Indonesia" *J. of Int'l Development and Cooperation*, in press, 1998.

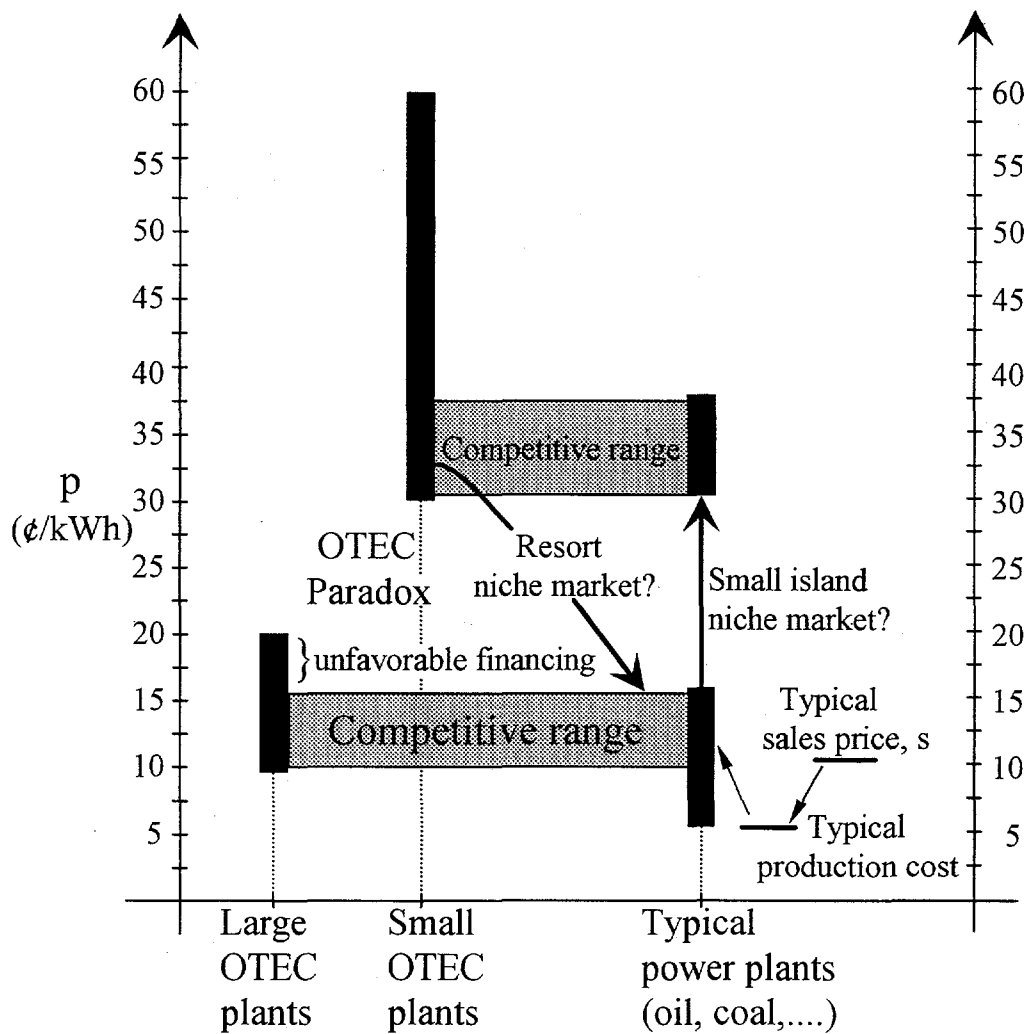


Fig. 1 Competitive Range for OTEC on the Basis of Levelized Production Cost of Electricity, p .

Table 1. A List of Candidate Indonesian Islands for Developmental OTEC Plants.

Name	Province
1. Sabang	Aceh
2. Nias	North Sumatra
3. Siberut	West Sumatra
4. Enggano	Bengkulu
5. Roti	East Nusa Tenggara
6. Wetar	East Timor
7. Sangihe	North Sulawesi
8. Selayar	South Sulawesi
9. Biak	Irian Jaya
10. Yamdena	Maluku

Table 2. Z_{comp} as a Function of d and i , in ton-A/C

$d \backslash i$	0%	5%	10%
10%	6,660	2,760	970
20%	14,760	9,450	5,475

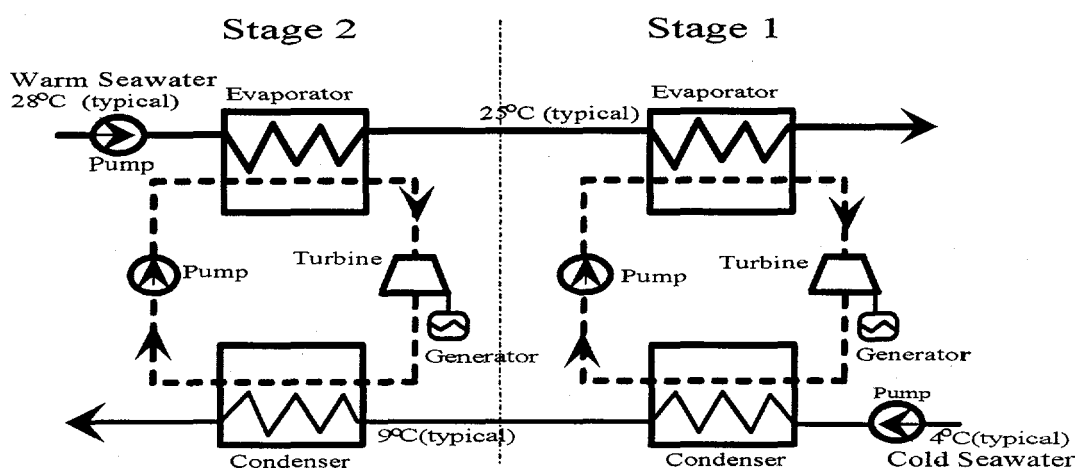


Fig. 2 Global (Seawater) Counterflow Arrangement

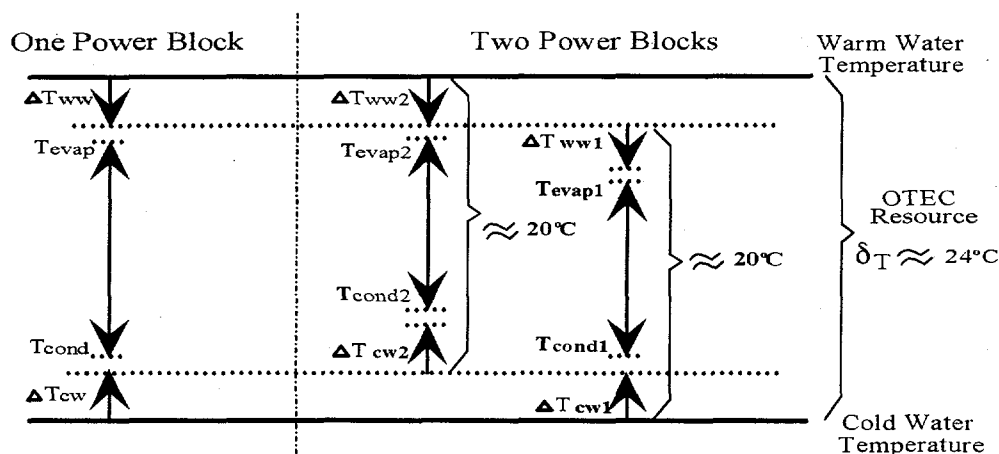
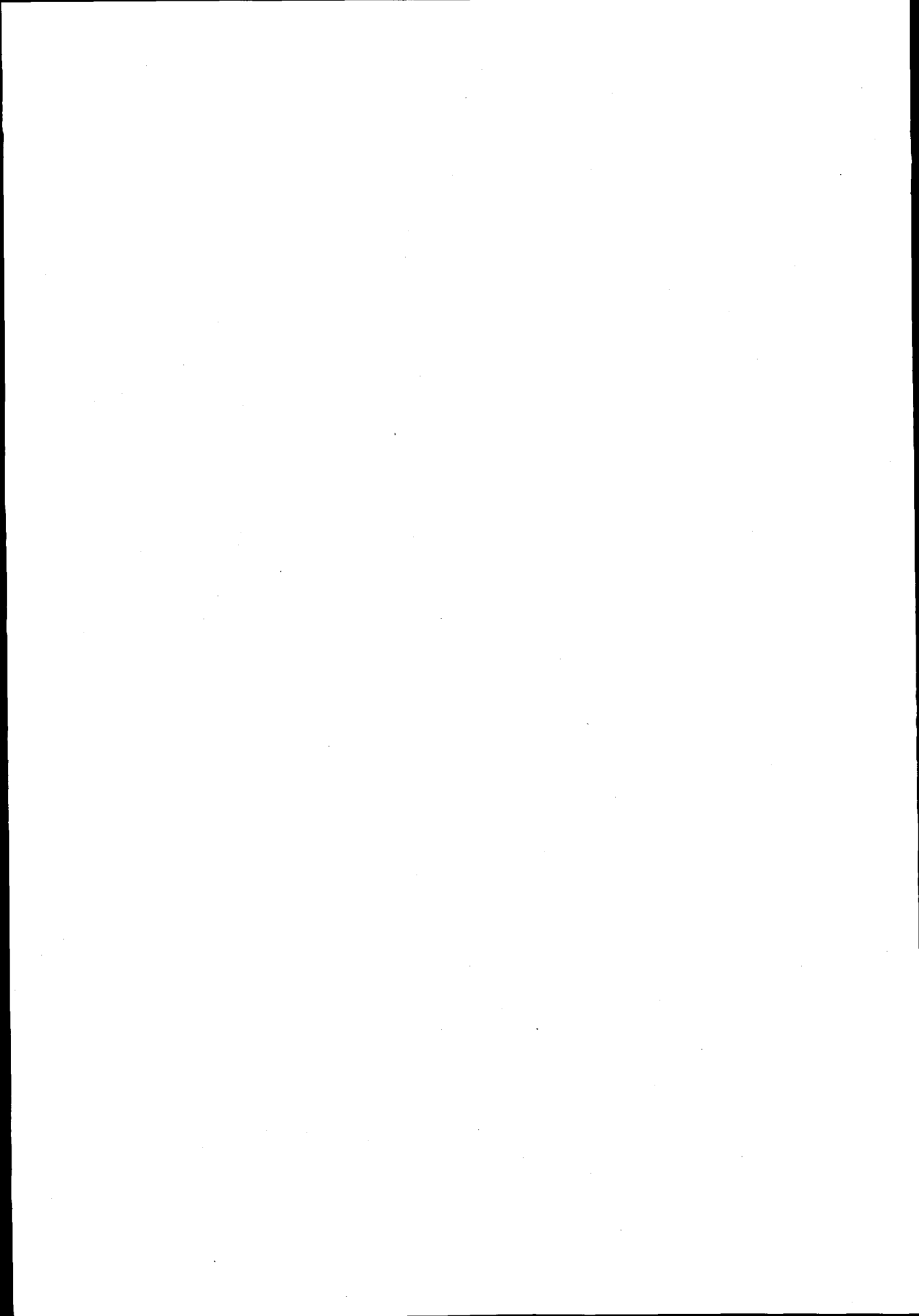


Fig. 3 Temperature Ladders for One and Two Power Blocks



997-01-4500

4-3 横断面の反りを考慮した船体縦強度理論の実用化に関する研究(第二報)

○正員 野瀬 幹夫* 正員 鈴木 健介**
 学生員 古野 弘志***

1. 緒言

本論文は、前報に引き続き縦曲げにおける横断面の反りを考慮した薄肉変断面梁の応力解析法[1] (以下本解析法と呼ぶ) の実用化を目的としたものである。前報の不静定計算システム[2]は、多重連結領域を有する箱形断面、二重船殻構造を有する撒積貨物船やコンテナ船および中型の二重船殻油槽船 (以下DHTと呼ぶ) に適用でき、従来の計算法と比較して飛躍的な能率アップが計られることを示した。

そこで本研究では、DH型VLCCやDH型ULCC (以下、それぞれVLCC型、ULCC型と呼ぶ) 等に用いられている複数の縦通隔壁を有する多重連結の横断面形状に対して適用できるようにするために、前報の概念にさらに3重代表点、独立始点部材という新しい概念を導入することにより、拡張された不静定計算システム (以下本システムと呼ぶ) を開発した。本システムの適用例として、二重船殻構造の撒積貨物船やコンテナ船、中型のDHT、VLCC型およびULCC型に適用した結果、システムが正しく稼働することを確認し、従来の個々の船毎の解析と比較して飛躍的な能率アップが計られた。その結果、本解析法の自動計算ができるようになり、横断面の反りを考慮した船体縦強度理論の実用化が可能となった。

2. 多重連結領域を有する薄肉変断面梁の剪断流自動計算法

2.1 剪断流の分布の計算法

前報で述べているため、要点のみを説明する。薄肉変断面梁上の、 $x = x$ の断面における物体点に生ずる剪断流

$$q_z(x, s) = - \frac{S_z(x)}{I_z} \int_s^{s_j} z(s) t(s) ds + q_z(x, s_j) \quad (1)$$

この場合Fig.1に示すような部材交差部の節点kにおいて、剪断流の連続条件が成立する。

$$q_{z1h}(x, s; i) = q_{z2h}(x, s; i) + q_{zcm}(x, s; i) \quad (2)$$

また一例として、Fig.1のVLCC型のように横断面内の各閉断面部分に対してはx軸方向の変位の連続条件式が満足されなければならないことにより式(3)を得る。

$$\oint \frac{q_z(x, s)}{t(s)} ds = 0 \quad (\text{セル番号: } h = 1, 2, 3, 4, 5, 6) \quad (3)$$

ここで、Fig.1のような断面構造の未知の剪断流 $q_i (i = 1, \dots, 6)$ は、各セル毎に式(3)の条件を立てることにより、式(4)に示す $q_i (i = 1, \dots, 6)$ を求める6元連立一次方程式を解くことに

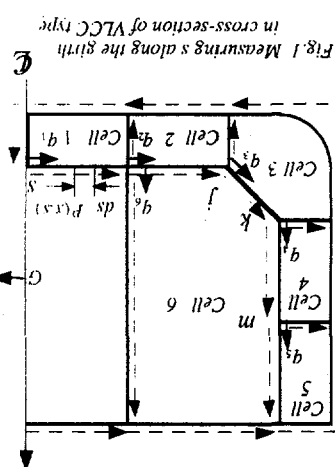


Fig.1 Measuring s along the girth in cross-section of VLCC type

* 長崎総合科学工学部
 ** 横浜ヨット(株) (研究当時、長崎総合科学工学部工学研究科)
 *** 長崎総合科学工学部工学研究科

よって求められる。

$$\begin{aligned}
 \text{Cell 1: } & q_1 \int_{c1} \frac{ds}{t(s)} - q_2 \int_{R1} \frac{ds}{t(s)} - q_6 \int_{R1} \frac{ds}{t(s)} = \alpha (F_{m1} + F_{c1}) \\
 \text{Cell 2: } & -q_1 \int_{R12} \frac{ds}{t(s)} + q_2 \int_{c2} \frac{ds}{t(s)} - q_3 \int_{R2} \frac{ds}{t(s)} + q_6 \int_{c2} \frac{ds}{t(s)} = \alpha (F_{m2} + F_{c2}) \\
 \text{Cell 3: } & -q_2 \int_{R2} \frac{ds}{t(s)} + q_3 \int_{c3} \frac{ds}{t(s)} - q_4 \int_{R3} \frac{ds}{t(s)} + q_6 \int_{c3} \frac{ds}{t(s)} = \alpha (F_{m3} + F_{c3}) \\
 \text{Cell 4: } & -q_3 \int_{R34} \frac{ds}{t(s)} + q_4 \int_{c4} \frac{ds}{t(s)} - q_5 \int_{R4} \frac{ds}{t(s)} + q_6 \int_{c4} \frac{ds}{t(s)} = \alpha (F_{m4} + F_{c4}) \\
 \text{Cell 5: } & -q_4 \int_{R45} \frac{ds}{t(s)} + q_5 \int_{c5} \frac{ds}{t(s)} + q_6 \int_{c5} \frac{ds}{t(s)} = \alpha (F_{m5} + F_{c5}) \\
 \text{Cell 6: } & -q_2 \int_{c1} \frac{ds}{t(s)} - q_3 \int_{c3} \frac{ds}{t(s)} - q_4 \int_{c4} \frac{ds}{t(s)} - q_5 \int_{c5} \frac{ds}{t(s)} + q_6 \int_{c6} \frac{ds}{t(s)} = \alpha (F_{m6} + F_{c6})
 \end{aligned} \tag{4}$$

各記号は前報と同様である 上式をマトリックス表記すると式(5)となる。

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & 0 & a_{16} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 & a_{26} \\ 0 & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 & a_{36} \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ 0 & 0 & 0 & a_{54} & a_{55} & a_{56} \\ 0 & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \end{pmatrix} = \alpha \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{pmatrix} \longrightarrow Aq = \alpha B \tag{5}$$

2.2 新しい概念の導入と適用可能な断面形状

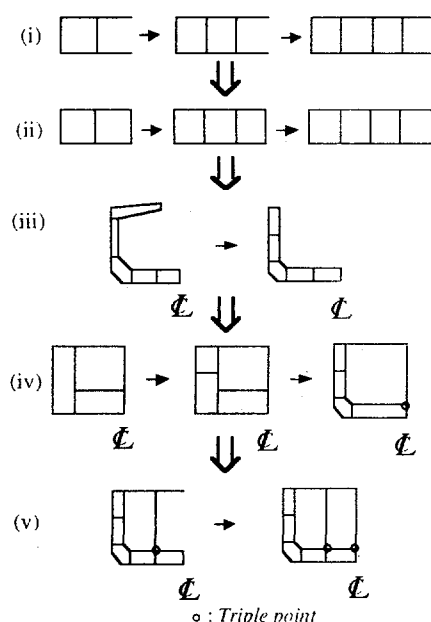


Fig.2 Available type of cross-section

を取り入れて断面形状の判断に用いる。この新しい概念を用いることにより剪断流の分布を定める式の係数を自動的に求めることが可能となる。

2.1で示した各閉断面における未知の剪断流を求めるためには、AマトリックスおよびBベクトルの各要素の値を求めなければならない。そのために膨大な量の剪断流分布を定める式を各断面毎に定式化する必要があり、この過程での自動計算が望まれる。この問題点を解消するために前報[2]では始点部材、分岐部材、合流部材という概念を導入し、Fig.2の(i)から(iv)までの横断面形状に対して不静定計算システムが適用できるようになった。

本システムでは、Fig.2の(v)に示すような複数の縦通隔壁を有するVLCC型、ULCC型に対応できるようにするために、上述の概念に加えて新しい概念:

- ① 3重代表点(代表点が3つ重なる点)
- ② 独立始点部材 (本来なら始点部材に属しているが構造および荷重の対称性から始点部材の剪断流の初期値が零となる部材)

2.3 断面形状の判断

断面形状の判断は、まず3重代表点の個数、次に多重連結領域内の最初のセルと最後のセルの積分経路のスタートポイントが同じかどうか、最後に横断面のセンターライン上に独立始点部材となる自由端が存在するかどうかの3項目で行う。その判断状況をTable.1に示す。また2重船殻構造内の多重連結の数は任意に変更できる。

Table1 Judgement of shape of cross-section

shape of cross-section \ Judgement term	Number of Triple point	Comparison between Start point of first cell and of last cell	Existence of free edge in cross-section
DH ULCC TYPE	2	difference	nothing
DH VLCC TYPE	1	difference	existence
DHT (medium size)	0	sameness	nothing
DH TYPE B/C CONTAINER TYPE	0	difference	nothing
BOX TYPE	0	difference	nothing
BOX TYPE (free edge)	0	difference	existence

2.4 Aマトリックスの性質

Fig.3 にVLCC型およびULCC型の各経路部材の種類と経路番号を示す。この番付けによって、後述するように規則的なAマトリックスおよびBベクトルの各要素の値を求めることができる。

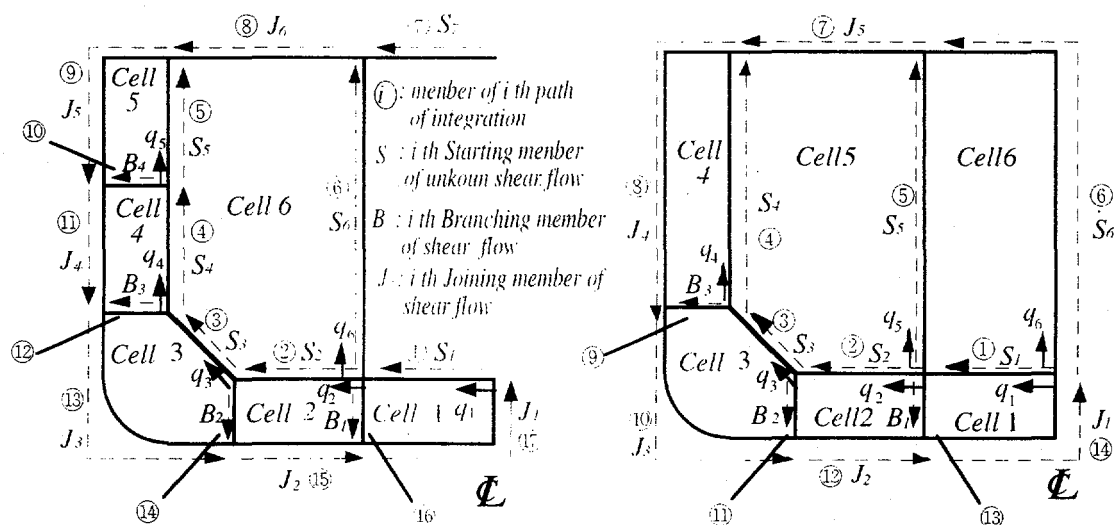


Fig.3 Definition of main members in cross-section and of their kinds and numbering for each type of VLCC and ULCC

- (1) VLCC型の場合：Fig.4に示すAマトリックス各要素は、横断面内の実線で示し、この範囲において各部材の S_i/h を積分した値である。この図より5行5列の形状はバンドマトリックスとなっていて、この中の対角項は互いに等しい性質を有している。それに逆L型の行と列が加わったVLCC型特有の形となっている。逆L型に関して6行目については、それぞれの列に始点部材が対応している。6列目については分岐部材、分岐部材と合流部材の足し合わせたもの、合流部材がそれぞれ対応している。
- (2) ULCC型の場合：Fig.5にULCC型のAマトリックスの分布形状を示す。5行5列のマトリックスの分布形状はVLCC型のそれと同様な性質を有している。6行目はセル6を構成する始点部材が対応し、6列目はセル5までの各合流部材から構成されている。

また、VLCC型、ULCC型の二重船殻構造内の閉領域の数を増しても、マトリックスの大きさが増すだけで、上述の(1)、(2)の性質は変わらない。

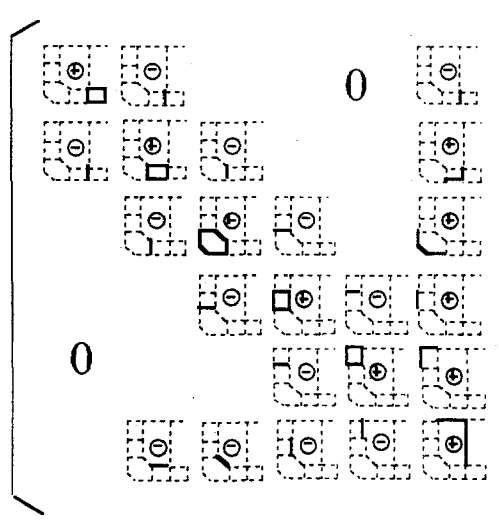


Fig.4 Distribution of non-zero elements in A matrix for cross-section of VLCC type

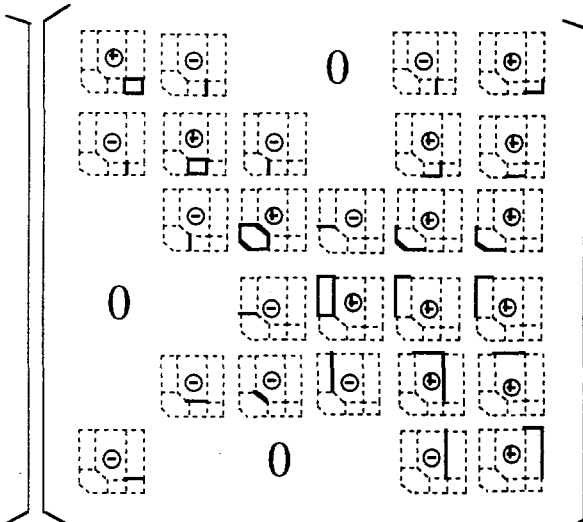


Fig.5 Distribution of non-zero elements in A matrix for cross-section of ULCC type

2.5 Bベクトルの性質

前報と同様にBベクトルは、VLCC型、ULCC型共に同様な性質を示す。Bベクトルは F_m の項と F_s の項に分かれ、 F_m の項については断面一次モーメント m の初期値を定めるために3種類の大骨部材の性質を利用し、始点部材上の初期値はゼロ、分岐部材上の初期値は同一の経路部材番号の始点部材の断面一次モーメント m 、合流部材上の初期値はその経路番号より大きい経路部材番号の始点部材と分岐部材と合流部材の断面一次モーメント m の合計となる。また F_s の項に関しては各セルの経路を入力しているのをそれを利用して求める。

3. 横断面の反りを考慮した薄肉変断面梁の応力解析法

前章までの計算法により薄肉変断面梁の各横断面の剪断力の分布が求められた。この新しい概念を導入した剪断流の自動計算法が拡張された不静定計算システムの大部分を占め、本システムの心臓部である。この自動計算法の概念を用いて文献[1]の解析法に従って、反り関数、反り、反りによる直応力、全直応力、反りによる剪断流、全剪断流の順序で求めることにより、横断面の反りを考慮した薄肉変断面梁の縦強度応答量を求めることができる。

4. 本システムの実船型モデルへの適用および計算結果

4.1 本システムの計算結果

本システムを稼働させて、中型のDHT、二重船殻構造に改造した撒積貨物船、VLCC型モデルおよびULCC型モデルに適用した。そこで、本システムの精度を検証するために、中型のDHTの各セルの未知の剪断流の値を従来の計算法[3]による結果と比較したところ、両者の差は非常に小さく、剪断力と剪断流から求めた剪断力との誤差は0.04%であることが分かった。このことより本システムの計算結果は妥当であるといえる。一例としてVLCC型およびULCC型モデルに本システムを適用した計算結果をFig.6からFig.9に示す。

4.2 従来の計算法と本システムの各作業時間の比較

本システムの開発の目的は、従来の計算法の省力化であった。ここで、普通にプログラムが開発、デバックできる人を基準とした場合の、従来の計算法と本システムのそれぞれの主要作業時間をFig.10の棒グラフに示す。この図から明らかなように、本システムのトータルの作業時間は、従来の計算法のそれと比較すると1/15になり、本システムは劇的な作業能率のアップを達成している。

5. 結言

本報告ではこの新しい概念を導入した拡張された不静定計算システムが滞りなく稼働する事を確認した。このシステムを開発したことにより、横断面の反りを考慮した船体縦強度応答理論の汎用性および使い易さが増し、作業能率が飛躍的に向上した。よって、横断面全体の反りを考慮した船体縦強度応答理論の実用化が可能となった。

最後に、本研究に際して御助言を戴いた長崎総合科学大学工学部教授森正浩先生に深く感謝申し上げます。

参考文献

- [1] 野瀬幹夫、森正浩、倉本美男：縦曲げにおける横断面の反りを考慮した薄肉変断面梁の応力解析法に関する研究、西部造船会会報、第86号、(1993)、pp.161~181
- [2] 野瀬幹夫、大垣嘉詩治：横断面の反りを考慮した船体縦強度理論の実用化に関する研究(第一報)、西部造船会会報、第91号、(1996)、pp.131~145
- [3] 野瀬幹夫、森正浩、渡辺栄一、橋本州史：横断面の反りを考慮した二重船殻油槽船の縦強度の応答に関する研究、日本造船学会論文集、第174号、(1993)、pp.457~468

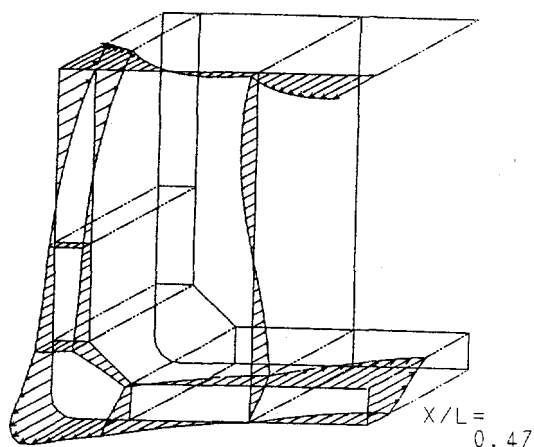


Fig.6 Girthwise distribution of warping function R_z in cross-section of VLCC type

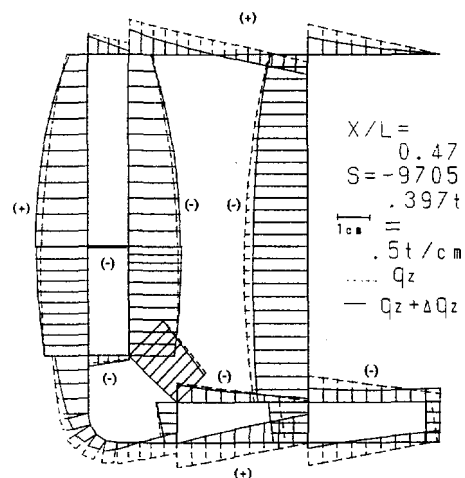


Fig.7 Girthwise distribution of total shear flow in cross-section of VLCC type

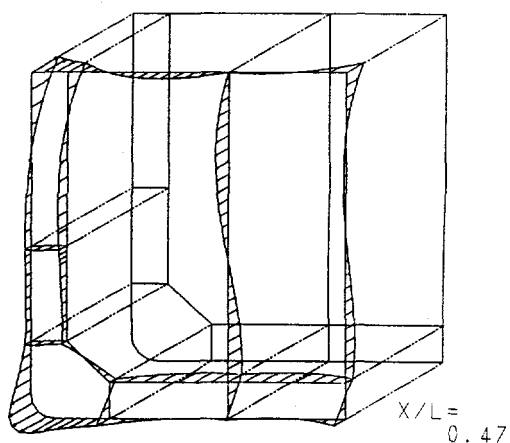


Fig.8 Girthwise distribution of warping function R_z in cross-section of ULCC type

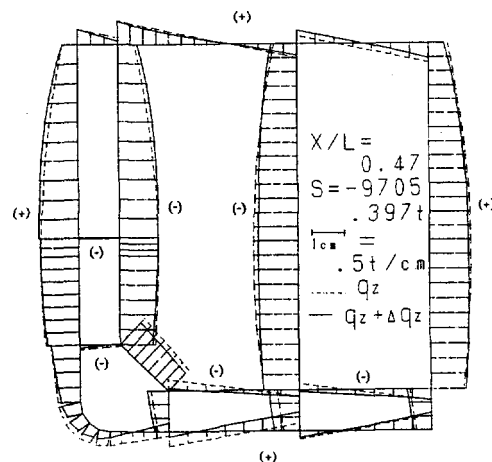


Fig.9 Girthwise distribution of total shear flow in cross-section of ULCC type

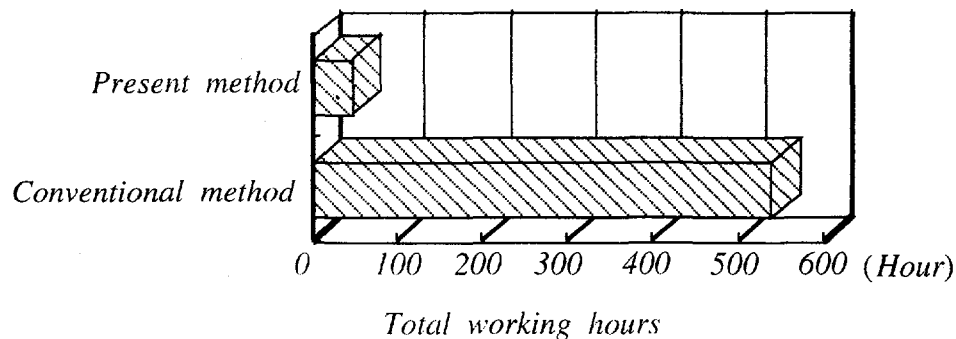


Fig.10 Comparison between total working hours of applying present method and of applying conventional method

4-8 防撓パネルの座屈・塑性崩壊解析における FEM モデル化に関する考察

正員 矢尾 哲也* 正員 藤久保昌彦*
○正員 柳原 大輔* 学生員 入沢 真生**

1. はじめに

船体上甲板および船底外板の座屈・塑性崩壊は船体の縦曲げ崩壊に直結する。そのため、上甲板や船底外板を想定した防撓パネルの圧壊強度に関する実験や解析が、従来から数多く実施されている。

防撓パネルの圧壊挙動は、材料非線形性および幾何学的非線形性を伴う複雑な現象であり、その解析には有限要素法などの数値解法を適用するのが一般的である。この場合、上甲板あるいは船底外板の全体を解析することは、原理的には可能であるが、計算機の容量や計算時間の関係で、効率的ではない。そこで、これらの構造では、通常は同一寸法の防撓材が等間隔に配置されていることなどを考慮して、計算対象が小規模になるよう、モデル化に工夫を凝らしている。

本論文では、有限要素法解析に際してのモデル化に関連して、いくつかの問題について考察を加える。

まず、防撓材で仕切られたパネルのアスペクト比に応じて、座屈モードを考慮したモデル化範囲について、平鋼防撓材が取り付けられた防撓パネルを対象として考察を加える。

続いて、非対称断面を有するアングル型鋼材が取り付けられた防撓パネルを対象として、水圧と面内圧縮を受ける場合のモデル化範囲について考察を加える。

なお、本梗概では紙数の関係で結果を示さないが、Smith [1] により圧壊試験が実施された一連の試験体に対しても解析を行い、モデル化範囲の妥当性を検証している。

2. 連続防撓パネルの FEM 解析時のモデル化範囲と解析対象

2.1 ロンジ方向のモデル化範囲

船体上甲板や船底外板は、一般に同一寸法の防撓材が等間隔に配置された連続防撓パネルとなっている。この場合の変形は、防撓材が変形しないとするパネルの局部座屈モードの変形と、パネルも防撓材もトランス方向には一様変位でたわむ変形の和で表せる。トランス材位置でたわみは拘束されているとすると、上記の変形モードはそれぞれ、Fig. 1 の点線および一点鎖線で表されることになる。

ロンジ方向のモデル化範囲に関しては、パネルの局部座屈モードに応じて 2 種類が考

* 広島大学・工学部・エンジニアリングシステム教室

** 広島大学大学院・工学研究科・構造工学専攻

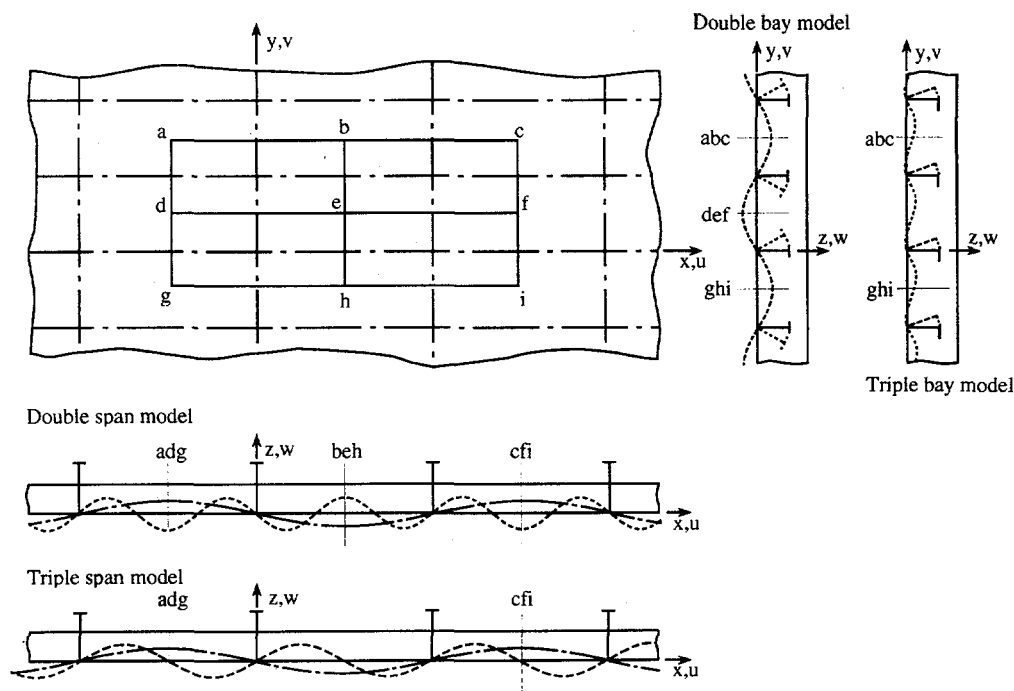


Fig. 1 Modelling of continuous stiffened plating

えられる。すなわち、パネルのロンジ方向の局部座屈モードが奇数波モードであれば、Fig. 1 の adg と beh の間、あるいは beh と cfi の間をモデル化し、それぞれの境界上で u を一様とし、次式の対称条件を課せばよい。

$$\theta_y = \theta_z = 0 \quad (1)$$

これに対して、局部座屈モードが偶数波モードとなる場合には、Fig. 1 の adg と cfi の間をモデル化する必要がある。この場合、adg と cfi 上の対応する点で、たわみとたわみ角が等しいとの周期連続条件を与える。すなわち、それぞれの境界上で u を一様とし、同じ y 座標位置で次式で表せる条件を課す。

$$\begin{aligned} v_{adg} &= v_{cfi}, & w_{adg} &= w_{cfi}, & \theta_{x adg} &= \theta_{x cfi}, \\ \theta_{y adg} &= \theta_{y cfi}, & \theta_{z adg} &= \theta_{z cfi} \end{aligned} \quad (2)$$

以後、adg と beh の間あるいは beh と cfi の間をモデル化する場合を double span model, adg と cfi の間をモデル化する場合を triple span model と呼ぶ。

2.2 トランス方向のモデル化範囲

一方、トランス方向のモデル化範囲は、防撓材断面の対称性および荷重条件に依存する。まず、防撓材が平鋼材あるいは組立 T 型材のように 2 軸あるいは 1 軸対称断面を有する場合には、変形の対称性を考え、トランス方向には Fig. 1 の abc と def の間、また

は def と ghi の間をモデル化し、それぞれの境界上で対称条件を課す。

防撓材がアングル型鋼材である場合には、防撓材断面は対称軸を有していない。この防撓材に作用する荷重により、防撓材に曲げ変形が生じない場合には、上記と同じモデル化範囲でよい。このような場合として、初期たわみなしの防撓パネルに、面内荷重が作用する状態がある。しかしながら、初期たわみがある場合、あるいは水圧荷重も作用する場合には、abc と ghi の間をモデル化し、これらの境界上で周期連続条件を課する必要がある。

これは、つぎの理由による。例えば水圧荷重 q が作用している場合、防撓材はパネルとの接合線に沿って、分布荷重を受けることになる。いま、微小変形の範囲で考え、断面の変位が拘束されていないとすると、分布荷重の作用方向は断面内の剪断中心を通るので、断面には Fig. 2 に示すような主軸方向の平行移動だけが生じる。しかしながら、断面の水平方向移動は、パネルとの接合線に沿って拘束されているため、この位置で同図に示されているような水平反力 f が、防撓材に作用することになる。この反力は剪断中心回りの回転変形を発生させる。すなわち、分布荷重を受ける防撓パネルの防撓材がアングル型鋼材である場合には、断面に Fig. 2 に示すような横倒れ変形が生じることになる。

以後、abc と def の間あるいは def と ghi の間をモデル化する場合を double bay model, abc と ghi の間をモデル化する場合を triple bay model と呼ぶ。

2.3 解析対象

まず、面内荷重だけが作用する防撓パネルとしては、防撓材で囲まれたパネル寸法が $a \times b \times t = 2,400 \times 800 \times 13.5 \text{ mm}$ および $a \times b \times t = 1,600 \times 800 \times 13.5 \text{ mm}$ の 2 種類を想定する。パネルがその周辺で単純支持されているとすると、ロンジ方向に前者では 3 半波モード、後者では 2 半波モードの局部座屈が発生することになる。一方、ロンジ材は、 $h \times t_s = 300 \times 20 \text{ mm}$ の寸法を有する平鋼であるとする。

つぎに、水圧荷重も作用する防撓パネルとしては、パネル寸法が $a \times b \times t = 2,400 \times 800 \times 13.5 \text{ mm}$ 、防撓材はアングル型鋼材で $h \times b_f \times t_w/t_f = 250 \times 90 \times 9/15 \text{ mm}$ の防撓パネルを対象とする。

初期たわみとしては、問題に応じて痩せ馬モードまたは座屈モードを与えた。いずれのモードの場合も、パネルの最大初期たわみ量および防撓材の最大初期たわみ量とも、パネル板厚の 1/100 とした。材料は降伏応力 $\sigma_Y = 313.6 \text{ MPa}$ の HT32 鋼とし、 $E/65$ の加工硬化率を与えた bi-linear な応力～ひずみ関係を仮定した。

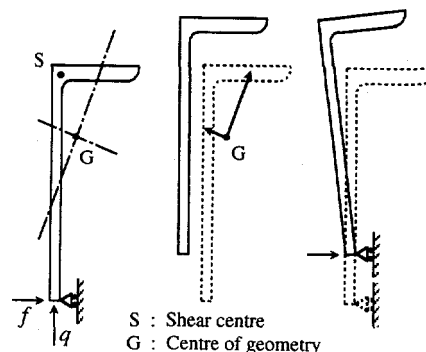


Fig. 2 Displacement of angle-bar stiffener on stiffened plating subjected to lateral pressure

3. 面内圧縮荷重を受ける平鋼材付き防撓パネル

本章では、平鋼材を防撓材とする防撓パネルを対象とするので、トランス方向には double bay model とし、ロンジ方向に double span model および triple span model を考えて解析を実施した。面内圧縮荷重は、ロンジ方向に作用させている。

3.1 座屈崩壊モードが偶数波モードの場合

局部パネルのアスペクト比が 2.0 の場合の解析結果を、Fig. 3 (a) に示す。図中の実線と○印は座屈モードの初期たわみを与えた場合、×印と△印は痩せ馬モードの初期たわみを与えた場合の平均圧縮応力～平均圧縮ひずみの関係を表す。double span model の場合は、パネル中央で対称条件を導入しているために、ロンジ方向に 3 半波モードの座屈を仮定しており、パネルの局部座屈強度は本来の 2 半波モードの座屈が発生する triple span model の場合よりも高くなる。そのために、防撓パネルとしての最終強度も double span model の方が、僅かではあるが高くなっている。

一方、痩せ馬モードの初期たわみを与えた場合、triple span model による解析結果は座屈モードの初期たわみを与えた場合とほぼ同じとなる。しかしながら、double span model の場合、座屈モードの初期たわみを与えた場合と結果が大きく異なる。これは、double span model では奇数項のみで痩せ馬モードを表すので、本来の座屈モードである 2 半波成分がなく、3 半波成分も他の奇数波成分（例えば 1 半波成分）の影響で成長を妨げられたためである。この場合の最終強度は、ほぼ全断面降伏強度に達している。

3.2 座屈崩壊モードが奇数波モードの場合

つぎに、局部パネルのアスペクト比が 3.0 の場合に対して得られた平均圧縮応力～平均

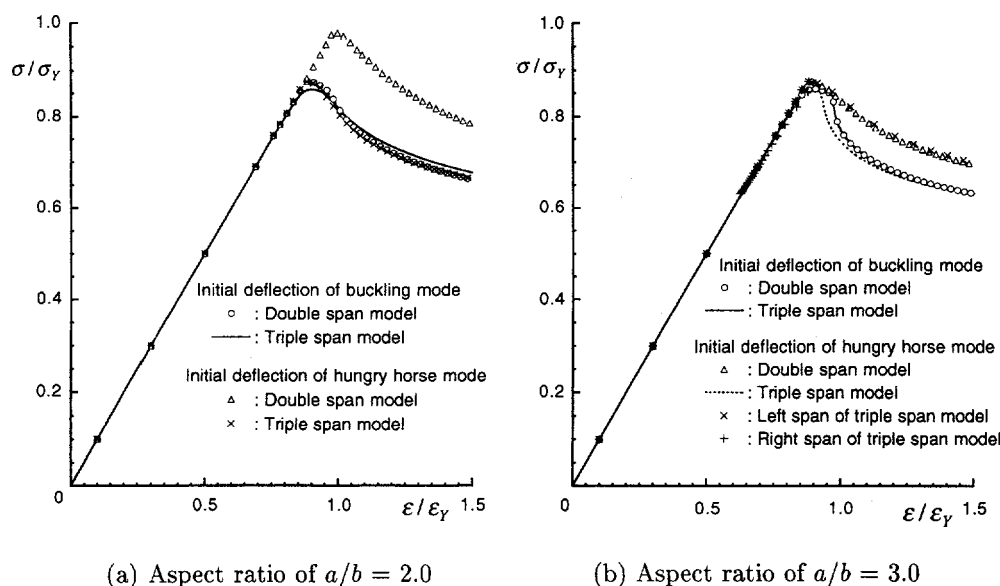


Fig. 3 Comparison between calculated results by double span and triple span models

圧縮ひずみ関係を、Fig. 3 (b) に示す。図中の実線と○印は座屈モードの初期たわみを与えた場合を、一方、点線と△印は痩せ馬モードの初期たわみを与えた場合の結果を表す。

まず、座屈モードの初期たわみを与えた場合には、両モデルによる解析結果はほとんど一致する。これに対して、痩せ馬モードの初期たわみを与えた場合には、最終強度後の耐力の落ち方に差が見られる。通常、最終強度後に耐力が低下して行く過程では、塑性変形がある断面に集中して行き、他の部分では除荷が発生して平均応力と平均ひずみが、弾性的に減少して行く。double span model と triple span model では、全体の長さに対する塑性変形集中域の長さの比が異なるために、耐力低下時の平均ひずみに差が生じている。

ちなみに、triple span model を左右半分に分け、各部分ごとに平均応力と平均ひずみの関係をプロットすると、Fig. 3 (b) の×印と+印になる。×印は△印で表された double span model の結果と、また、+印は負荷時の弾性経路にほぼ一致している。

4. 水圧荷重および面内圧縮荷重を受けるアングル型鋼材付き防撓パネル

ここでは、アングル型鋼材付きの防撓パネルを対象として、double bay model と triple bay model による解析結果の比較を行う。荷重としては、水圧荷重およびロング方向あるいはトランス方向の面内圧縮荷重を考える。

4.1 水圧荷重が作用する場合

水圧荷重のもとで生じるたわみのトランス方向波形を、Fig. 4 に示す。同図 (a) は double bay model、同図 (b) は triple bay model を用いた場合の波形を表す。2 章で説明したアングル型鋼材の背側への倒れ込みの影響で、double bay model の解析では、防撓材の左右でパネルに生じるたわみの大きさが異なっていることが分かる。

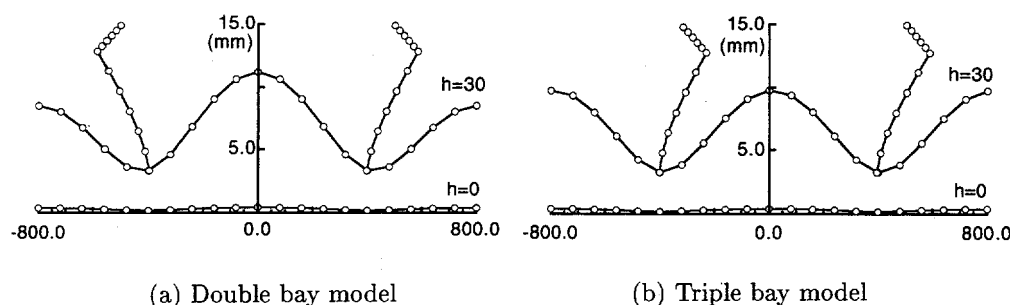


Fig. 4 Comparison of deflection modes between double bay and triple bay models subjected to lateral pressure load

4.2 水圧と面内圧縮荷重が作用する場合

水圧と面内荷重が作用する場合について、double bay model および triple bay model を用いて求められた最終強度を、水圧荷重に対してプロットして Fig. 5 に示す。水圧荷

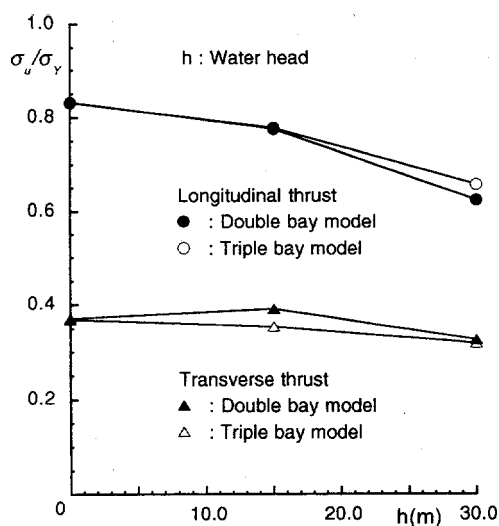


Fig. 5 Comparison of ultimate strength by double bay model and triple bay model

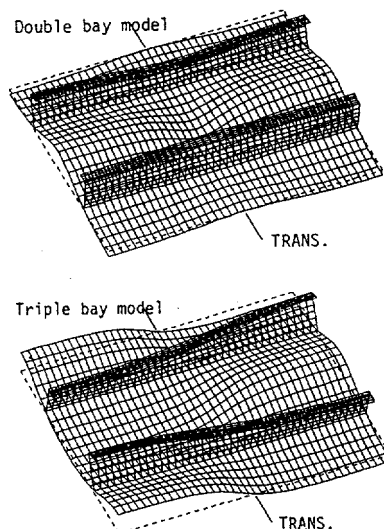


Fig. 6 Comparison of collapse mode by double bay model and triple bay model

重は清水換算した水頭で表しており、解析ではまずこの水頭の水圧荷重を負荷した後に、ロンジ方向あるいはトランス方向の面内圧縮荷重を負荷している。

Fig. 5 で、両モデルによる最終強度が一致している場合には、最終強度時の崩壊モードも同じとなっている。一方、両者に差が見られる場合には、崩壊モードが異なる。例えば、15 m 水頭でトランス方向圧縮の場合の両モデルの崩壊モードを比較して、Fig. 6 に示す。トランス材位置でのたわみモードが、double bay model では固定、triple bay model では単純支持に近いモードとなっている。

5. まとめ

本論文では、船体上甲板および船底外板を表す連続防撓パネルの FEM による弾塑性大たわみ解析に際しての、適切なモデル化範囲について考察を加えた。その結果、以下の知見を得た。

- (1) パネルの局部座屈モードがロンジ方向に偶数波モードとなる場合には、triple span model が必要となる。
- (2) アングル型鋼材が防撓材として取り付けられている場合、水圧荷重のもとでの挙動の再現には、triple bay model の使用が望ましい。

参考文献

- [1] Smith, C.S.: "Compressive Strength of Welded Steel Ship Grillage," Trans. RINA, Vol.117 (1975), pp.325-359.

4-14 水中に固定された半球シェルの接水振動実験

○正員 豊田 和隆* 正員 安澤 幸隆*
 正員 香川 洸二* 学生員 杉本 晋一*

1. 緒言

近年、世界人口は急激に増加しつつあり、人類は新しい空間を必要としている。そのひとつの可能性として海洋空間が注目されている。また、多くの国の工業化に伴って燃料資源の需要が増加し、陸上の地下資源だけではすでに限界が見え始めてきている。このため、資源開発の面からも海洋空間が注目されている。

そこで生活空間や海底資源採掘の中継基地として海中構造物を利用することが考案されている。海中構造物は、陸上に建設される構造物に比べて、海水による静水圧などの影響を常に受けるという過酷な状況下におかれている。そのため、陸上構造物よりも高度な技術が必要とされている。

前報では円筒シェルの対象として、開発されている接水回転体シェル振動解析コード「DASOR」を用いた数値解析および接水振動実験を行い、接水による影響および「DASOR」の妥当性を明らかにした[1]。そこで本研究では2方向に曲率を有する半球シェルについて接水振動実験を実施して、水中半球シェルの振動特性を明らかにすることを目的としている。また「DASOR」を用いた数値計算結果と実験結果を比較検討し、「DASOR」の妥当性を明らかにしている。

2. 「DASOR」および理論解析解

本研究では、実験結果、「DASOR」による数値計算結果、理論解析解の3種類の値を比較し、実験結果の信頼性、「DASOR」の妥当性等を確認した。以下に「DASOR」および理論解析解を示す。

2.1. 「DASOR」数値計算コード

「DASOR」は Donnell-Mushtari-Vlasov のシェル理論[2]に基づき著者らが開発した、回転体シェルの動的解析コードの略("Dynamic Analysis of Shell of Revolution")である。「DASOR」では、軸対称薄肉半球シェルにはFEMを用いて、周囲の流体部にはBEMを用いて解析を行っている[3]。

2.2. 自由端の解析解

自由端を持つ深い部分球殻についての解析解は、Rayleighにより以下の式で与えられている[4]。

$$f_i = \frac{\lambda_i}{2\pi R} \left(\frac{E}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad i = 2, 3, 4, \dots \quad (1)$$

*九州大学工学部

ここで、

f_i : natural frequency in hertz R : radius to the midsurface of the shell
 E : modulus of elasticity ρ : density of the shell material
 i : number of circumferential waves t : thickness of the shell

である。また (1) 式中の無次元化周波数パラメータ λ_i は、次式で表される。

$$\lambda_i^2 = \frac{(i^2 - 1)^2 i^2}{3(1 + \nu)} \left(\frac{t}{R} \right)^2 \frac{g_1(i, \phi_0)}{g_2(i, \phi_0)} \quad (2)$$

ν : Poisson's ratio ϕ : angle measured from the pole

$$g_1(i, \phi_0) = \frac{1}{8} \left[\frac{\left(\tan \frac{\phi_0}{2} \right)^{2i-2}}{i-1} + \frac{2 \left(\tan \frac{\phi_0}{2} \right)^{2i}}{i} + \frac{\left(\tan \frac{\phi_0}{2} \right)^{2i+2}}{i+1} \right]$$

$$g_2(i, \phi_0) = \int_0^{\phi_0} \left(\tan \frac{\phi}{2} \right)^{2i} \left[(i + \cos \phi)^2 + 2(\sin \phi)^2 \right] \sin \phi d\phi$$

半球の場合、 $\phi_0 = \pi/2$ である。(1) 式を用いて空中における実験値等との比較を行っている。

3. 実験装置

3.1. 試験体

Table 1 Specification of Test piece

Height of the shell	H	0.1(m)
Radius of the shell	R	0.1(m)
Thickness of the shell	t	0.002(m)
Thickness of flange	H_f	0.030(m)
Radius of flange	R_f	0.130(m)
Material	Acryl	
Modulus of elasticity	$3.92 \times 10^9 (N/m^2)$	
Density of the shell material	$0.13 \times 10^4 (kg/m^3)$	

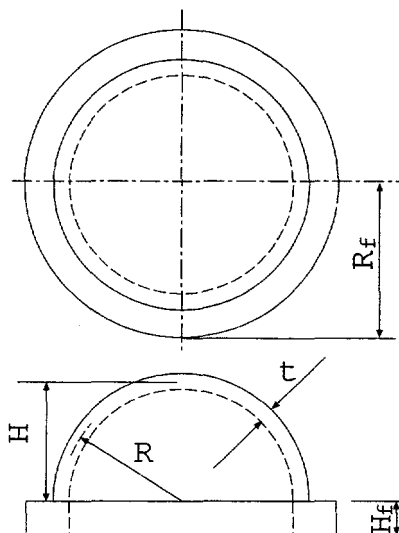


Fig.1 Test model

Fig.1, Table 1 に実験に使用した試験体およびその諸元を示す。本研究では自由端測定用にフランジなしの試験体と、固定端測定用にフランジ付の試験体の 2 種類を製作した。2 種類の試験体において半球シェルの部分の諸元は同じである。

3.2. 測定点

次に試験体の測定点を Fig.2 に示す。実験は加振法にインパクト加振法および音響加振法を用い、自由端の測定にはフランジ無しの試験体を、また固定端の測定にはフランジ付の試験体を用いた。測定時の加速度ピックアップの固定取り付け位置は Fig.2 の (1,c) である。試験体は円周方向モードは 4 次モードまで試験することを想定して円周方向に $\pi/8$ ごとに 16 分割、また

子午線方向は15度ごとに6分割し、それぞれの格子点をインパクト加振法ではハンマによる打撃点、音響加振法では測定用の加速度ピックアップを取り付ける点とした。

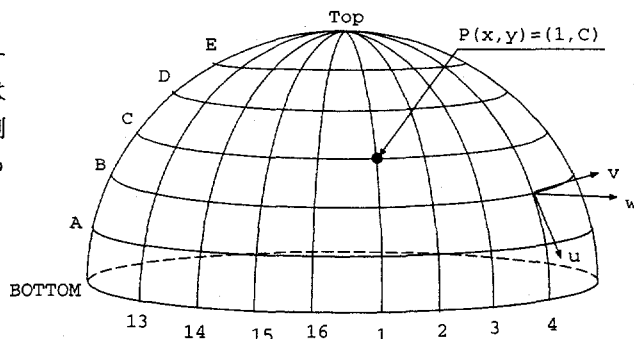


Fig.2 Measurement points of test piece

4. 非接水・下端部自由のモーダルパラメータ測定

まずフランジ無し試験体を柔らかいスポンジの上に設置して実験を行った。実験装置の概略図を Fig.3 に示す。この測定には加振法としてインパクト加振法を用いた。固有振動数の実験結果を Fig.4 に示す。

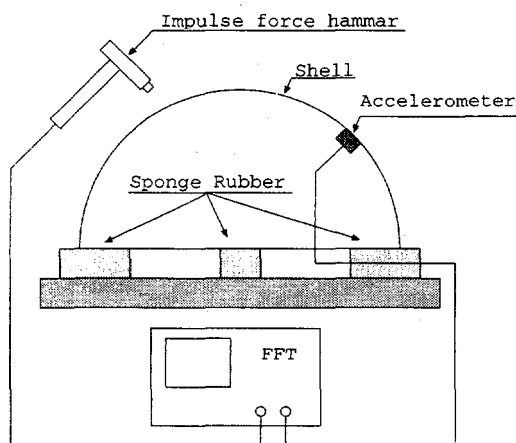


Fig.3 Equipment for experiment (B.C Free)

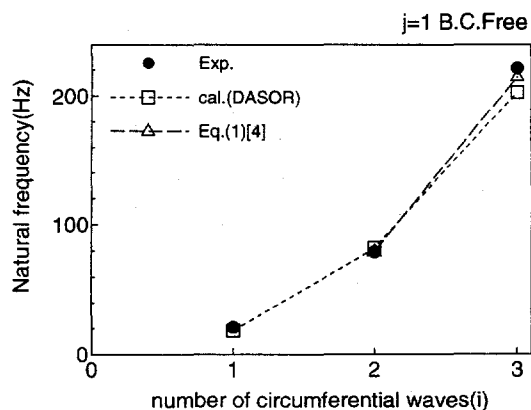


Fig.4 Comparison of experimental results, calculation by DASOR and Eq.(1)

Fig.4 で j は子午線方向の振動モードの次数、 i は円周方向の振動モードの次数であり、それぞれ Fig.5, Fig.6 に示すような振動形状をしている。

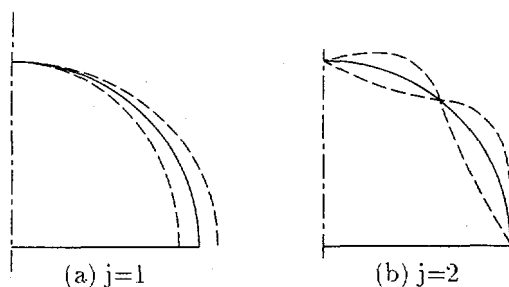


Fig.5 Meridian modal pattern

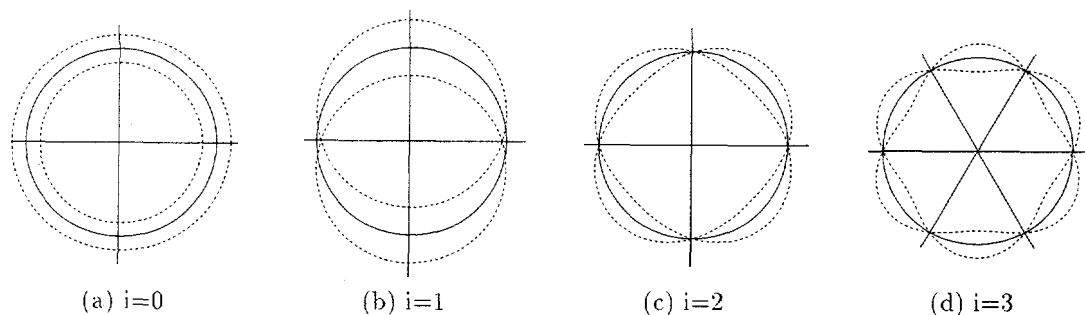


Fig.6 Circumferential modal pattern

Fig.4において「DASOR」、解析解、実験結果が非常に良く一致していることから、自由端状態での「DASOR」の妥当性が確認できる。次に Fig.7 は実験で計測された $j=1, i=3$ のモード形状を表しており、(a) が俯瞰図、(b) が平面図、(c) が側面図である。Fig.7.(b) からシェルが $i=3$ のモード形状である 3 角形に振動していることが確認できる。

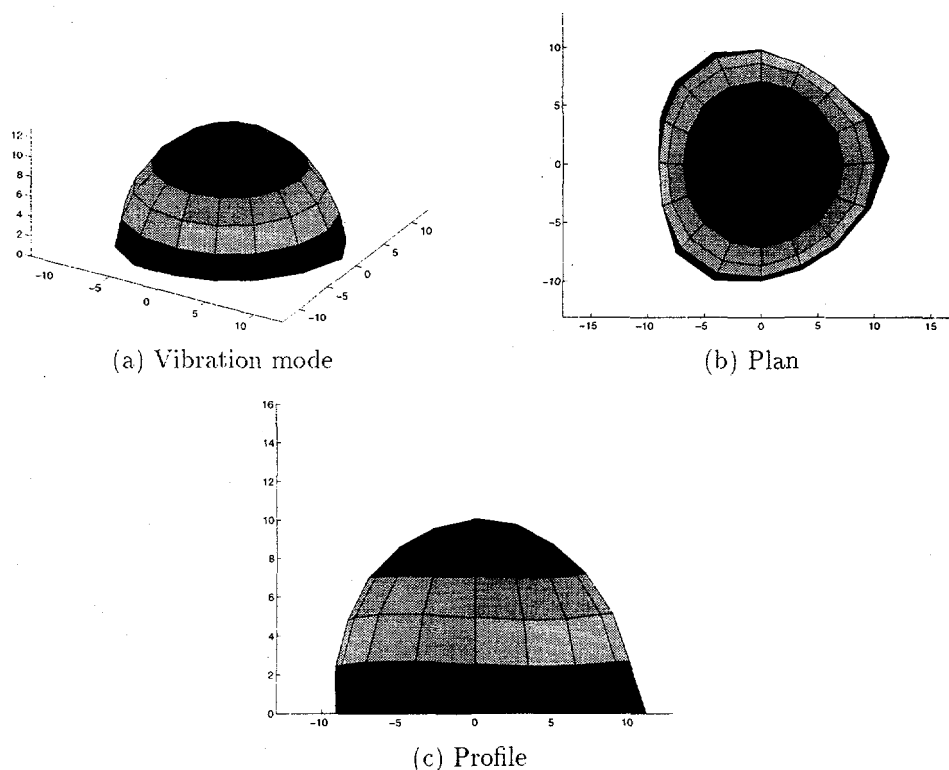


Fig.7 Mode shape ($j=1, i=3$)

5. 非接水・下端部固定のモーダルパラメータ測定

次にフランジ付試験体を定盤に固定して非接水・底面固定時のモーダルパラメータを測定した。実験装置の概略図を Fig.8 に示す。この測定では加振法として音響加振法を採用した。これはインパクト加振法では、入力のパワースペクトルが Fig.9 に示されるようになっており、予想される固有振動数 (1000Hz~) での振動を励起できないからである。これは半球シェルは形

状的に高い固有振動数となっているが、素材として用いたアクリルは弾性係数が小さく、ハンマヘッドとの接触時間を十分小さくすることができず、広域の加振パワースペクトルが得られないからである。Fig.10 に音響加振を用いた場合の入力のパワースペクトルを示す。Fig.10 では入力のパワースペクトルが 1000~3000Hz に分布しており、高い振動数での振動を励起することが可能である。

Fig.11 に非接水・底面固定時の実験結果 (Exp) および「DASOR」数値計算結果を示す。Fig.11 で、 $i=1$ の時に実験値と計算値では 100Hz 程の差が生じている。これは $i=1$ の振動モードは Fig.6(b) に示される形状をしているが、これに対して音響加振法では Fig.8 に示されるようにスピーカが上方を向いており、非軸対称モード ($i=1$) は励起されにくいので振動振幅が小さくなり、測定精度が落ちることが原因と考えられる。

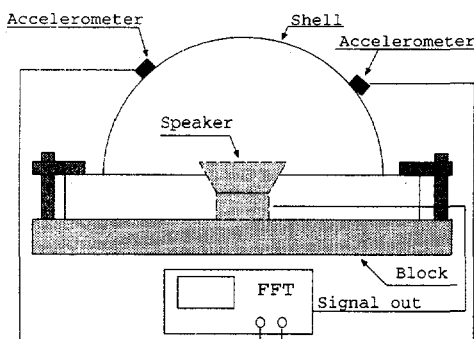


Fig.8 Equipment for experiment (B.C Clamped)

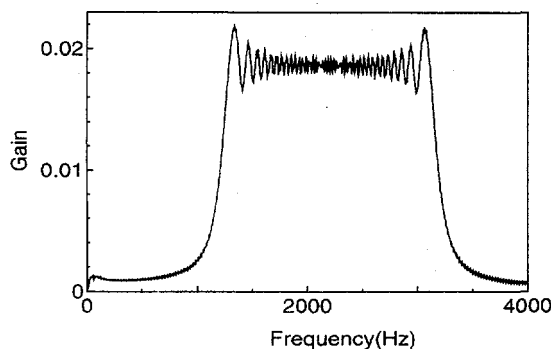


Fig.10 Power spectrum of sound force

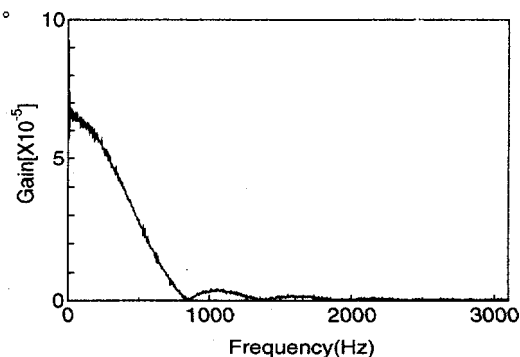


Fig.9 Power spectrum of impulse force

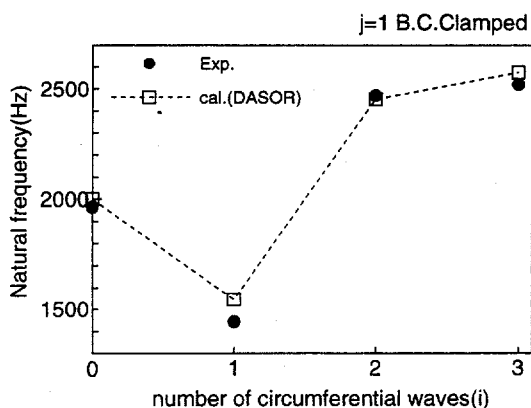


Fig.11 Comparison of experimental results and calculation by DASOR

6. 接水・下端部固定のモーダルパラメータ測定

接水・底面固定時の実験は半球シェルを定盤に固定し、水槽の水位を変化させて測定した。実験装置の概略図を Fig.12 に示す。加振法にはインパクト加振法を用いた。実験結果および「DASOR」数値計算結果を Fig.13(a)~(c) に示す。(a)~(c) はそれぞれ $i=1,2,3$ の時の水位と固有振動数である。なお (b),(c) の図において水位が 0.01m~0.07m の場合の実験値は、振動が非常に小さく測定ができなかった。Fig.13 の (a),(b),(c) 全ての図において固有振動数は水位の増加にともなって下がる傾向にある。特に水位が半球シェルの頂点よりも下にある時の変化が激しく、水位が頂点と同じ高さに達するまでに固有振動数は 33%~43% に低下し、それ以上水位が増加しても固有振動数の低下はわずかである。これらの傾向は前報で求めた円筒シェルの傾向と大きく異なっている。

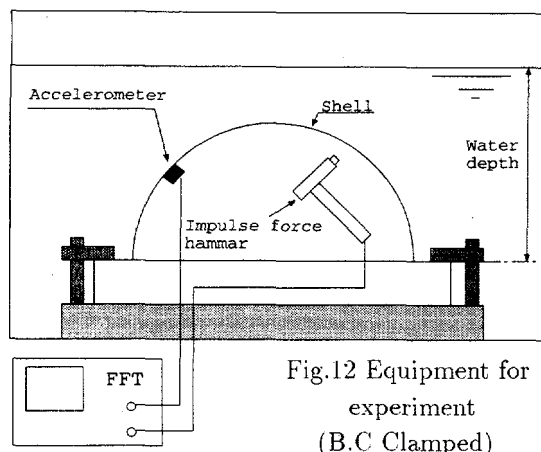


Fig.12 Equipment for experiment (B.C Clamped)

7. 結言

本研究では水中に固定された半球シェルに対して、実験および数値計算コード「DASOR」を用いた解析を行い、以下のような結論を得た。(1)、水中半球シェルは付加質量効果により、水位の増加とともに固有振動数が低下し、その傾向はモード次数が変わっても同様である。(2)、水位の増加にともなって固有振動数が低下するが水位が半球シェルの頂点以上になるとほぼ一定値となり、その値は空気中の場合のおよそ30%~40%である。(3)、「DASOR」は良く実験値と一致し、このことから「DASOR」の妥当性が確認できる。

* 参考文献 *

- [1] 豊田和隆、安澤幸隆、香川洸二、七ツ谷幸喜: 水中に固定された円筒シェルの接水振動実験, 西部造船会会報第92号(平成8年8月), pp.235-247.
- [2] Brush, D.O. and Almroth, B.O.: "BUCKLING OF BARS, PLATES AND SHELLS", McGraw-Hill, (1975), pp.190-197
- [3] 安澤幸隆、香川洸二、高橋弘行: 海中大型回転体シェル構造物の動的特性(第一報), 日本造船学会論文集第175号, (平成6年6月), pp.325-336. (第二報), 日本造船学会論文集第176号(平成6年12月), pp.367-373.
- [4] Blevins, R.D.: "FORMULAS FOR NATURAL FREQUENCY AND MODE SHAPE", Robert E. Krieger Pub., pp.330-331.

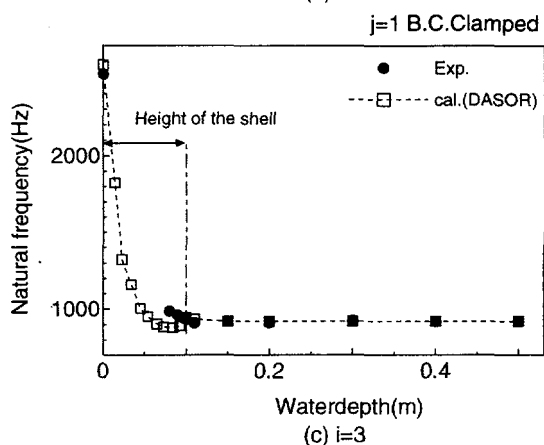
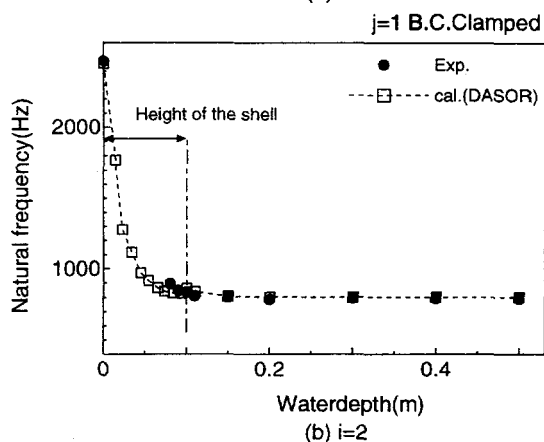
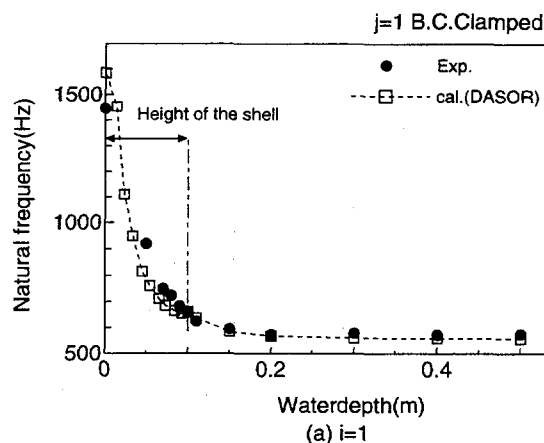


Fig.13 Comparison of experimental results and calculation by DASOR

4-22 FPSO の定点保持のための制御系の設計について

正員 貴島 勝郎* ○正員 村田 航**
 正員 古川 芳孝*

1. 緒言

近年では海洋において海底資源の調査、海底油田の掘削等の開発が盛んに行われている。その際、水深が深く、設備もない海域においても稼働できるシステムとして FPSO (Floating Production Storage and Offloading) や PTS (Production and Testing Ship) 等がある。これらの作業船には、潮流などの外乱下において、その位置を定められた一定の範囲内に定点保持することが要求される。

著者らは以前、吊り橋を直下吊り工法と呼ばれる方法で建設する際に用いられる自航バージの定点保持制御について、時定数によって制御対象の応答を指定することが可能な ILQ (Inverse Linear Quadratic) 制御理論 [1] を適用して制御系の設計を行った [2]。そして、その設計パラメータである時定数の変化が定点保持性能に与える影響について検討を行った。その結果、外乱の大きさに応じて時定数を小さくすることにより、所定の範囲内において定点保持することが可能であることが分かった。

従って本研究では、この様に自航バージに対して有効であった制御系の設計法が、FPSO 等の作業船が定点保持を行う際にも適用できるか検討を行うために、ILQ 制御理論を適用して制御系の設計を行い、設計パラメータである時定数が定点保持性能に与える影響について検討を行った。

2. 船の運動方程式

Fig.1 に示す座標系において、潮流が外乱として作用している場合の船の定点保持を考える。船の重心まわりの運動方程式を次式のように表す。

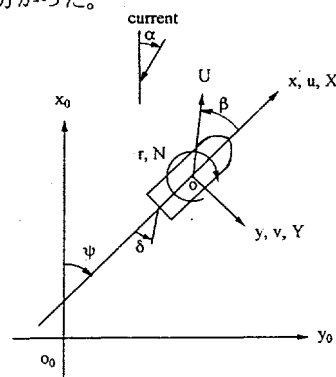


Fig.1 Coordinate systems

$$\left. \begin{aligned} (m + m_x) \dot{u} - (m + m_y) vr - (m_x - m_y) V_C r \sin(\psi - \alpha) &= X + \tau_x \\ (m + m_y) \dot{v} + (m + m_x) ur - (m_y - m_x) V_C r \cos(\psi - \alpha) &= Y + \tau_y \\ (I_{zz} + i_{zz}) \dot{r} &= N + \tau_z \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

u, v, r : 船の速度の x, y 軸方向成分および重心まわりの回頭角速度

ψ : 船の回頭角

m, m_x, m_y : 船の質量および x, y 軸方向の付加質量

I_{zz}, i_{zz} : 船の重心まわりの慣性モーメントおよび付加慣性モーメント

X, Y, N : 船に作用する外力の x, y 軸方向成分および重心まわりのモーメント

τ_x, τ_y, τ_z : 船の x, y 軸方向の制御力および重心まわりの制御力モーメント

さらに、空間固定座標系における船の位置 x_0, y_0, ψ および速度 u, v, r の間には次の関係が成り立つ。

* 九州大学工学部

** 九州大学大学院工学研究科

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_0 &= u \cos \psi - v \sin \psi \\ \dot{y}_0 &= v \cos \psi + u \sin \psi \\ \dot{\psi} &= r \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

3. ILQ設計法

定点保持制御を行う際には制御対象を目標入力に追従させる制御を行うこととなるため、対象とするシステムは次の状態方程式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \right\}, \quad A(n \times n), \quad B(n \times m), \quad C(m \times n) \quad (3)$$

ここで、状態ベクトル x および制御入力ベクトル u は次式のように表す。

$$\left. \begin{aligned} x &= (u, v, r, x_0, y_0, \psi)^T \\ u &= (\tau_x, \tau_y, \tau_z)^T \\ y &= (x_0, y_0, \psi)^T \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

今、出力ベクトル y の目標値ベクトルを r とし、 $t \rightarrow \infty$ の時の定常状態における状態ベクトルを x_∞ 、入力ベクトルを u_∞ とすると、定常状態における状態ベクトルと入力ベクトルとの偏差は次式のように表せる。

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x} &= x - x_\infty \\ \tilde{u} &= u - u_\infty \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

一定外乱がある場合に、定常状態における偏差を零にするため制御対象の前に積分器を配置し、状態変数ベクトル $\tilde{x}$ に入力ベクトル $\tilde{u}$ を加えて新たに状態変数ベクトル $\tilde{x}_e$ とし、入力ベクトル $\tilde{u}$ を時間に関して一階微分したものを新たに入力ベクトル v とする。また、目標値ベクトル r と出力ベクトル y との制御偏差ベクトル e をとり、新たに出力ベクトルとする。このように構成された、システムの拡大系を状態方程式で表すと次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \dot{\tilde{x}}_e &= A_e \tilde{x}_e + B_e v \\ e &= -C_e \tilde{x}_e \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここで、

$$\tilde{x}_e = \begin{bmatrix} \tilde{x} \\ \tilde{u} \end{bmatrix}, \quad v = \dot{\tilde{u}}, \quad A_e = \begin{bmatrix} A & B \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_e = \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix}, \quad C_e = \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix}$$

(6) 式で表されるシステムに対して、評価関数は (3) 式で表されるシステムの場合と同じように次式で与える。

$$J = \int_{t=0}^{t=\infty} (\tilde{x}_e^T Q \tilde{x}_e + v^T R v) dt, \quad Q > 0, \quad R > 0 \quad (7)$$

ここで、 Q, R は重み行列である。(7) 式の評価関数 J を最小にする最適制御則 v におけるフィードバックゲイン行列 K_e を用いて実入力ベクトル u は次のように表される。

$$u = -K_F(x - x_0) + K_I(w - w_0) + u_0 \quad (8)$$

ここで、

$$w = \int_0^t e dt, \quad [K_F \quad K_I] = K_e \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix}^{-1}$$

ここで、 x_0, w_0, u_0 は、それぞれ x, w, u の初期値とする。 K_e は適当な正則行列 V と正定対角行列 Σ を用いて次式のように表される。

$$K_e = V^{-1} \Sigma V [F \ I] \quad (9)$$

ILQ 設計法は、最適レギュレータの逆問題の結果を利用しており、基本的に (9) 式の行列 F, V, Σ を決定する設計法である。行列 V については、本設計法では簡単のため単位行列を選ぶものとする。また、行列 F については、各制御量が最も適切な応答になるような極配置によって決定される。設計パラメータとして行列 A の固有値 ($= \lambda(A)$) とは異なるように n 個の安定な閉ループ系の指定極 s_i と m 次元実数ベクトル G を選定した時、行列 F は指定極 s_i に対応する閉ループ系の固有ベクトル T を用いて次式で表される。

$$F = -GT^{-1} \quad (10)$$

$$T = [t_1, \dots, t_n], \quad t_i = (s_i I - A)^{-1} B g_i, \quad 1 \leq i \leq n \quad (11)$$

ここで、 g_i はベクトル G の要素である。また、ILQ 設計法を適用するには、次式で表される行列 D が正則行列であればよい。

$$\begin{aligned} D &= \left[(c_1 A^{d_1} B)^T, \dots, (c_m A^{d_m} B)^T \right]^T \\ d_i &= \min \{ k \mid c_i A^k B \neq 0 \} \end{aligned} \quad (12)$$

ここで、 c_i は行列 C の i 番目の列ベクトルである。この条件が満足される場合、システムは非干渉化され、各出力の過渡応答を個別に指定することが可能となる。今回検討の対象とした作業船の場合は $d_i \geq 1$ となる。従って、 s_i については出力 $y_i(t)$ の漸近応答が時定数 T_i の高次遅れの伝達関数 $G_i(s)$ のステップ応答となるように選定を行うことができる。

$$s_i = -\frac{1}{T_i} \quad (13)$$

$$G_i(s) = \left(\frac{1}{1 + T_i s} \right)^{d_i+1} \quad (14)$$

また、 g_i は自然基底 e_i を用いて次のように表せる。

$$g_i = W(s)^{-1} e_i, \quad W(s) = C(sI - A)^{-1} B$$

行列 Σ については、対角要素 σ_i が次の条件を満たすように選定する。

$$-S - S^T > 0, \quad S = \text{diag}(s_1, s_2, \dots, s_n) \quad (15)$$

$$\sigma_i > \lambda_{\max}(E), \quad 1 \leq i \leq m \quad (16)$$

ただし、

$$E = \left[GS - (T^{-1}B)^T \right] (-S - S^T)^{-1} \times \left[GS - (T^{-1}B)^T \right]^T + (FB) + (FB)^T \quad (17)$$

であり、 $\lambda_{\max}(E)$ は行列 E の最大固有値を表す。

最終的に基準フィードバックゲイン行列 K_0 は、次式のように表せる。

$$K_0 = [K_F^0 \ K_I^0] = [F \ I] \Gamma^{-1}, \quad \Gamma = \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

(16) 式および (18) 式より得られた行列 K_0, Σ を用いて最適制御則 u は次式で表される。

$$u = -K_F x + K_I w \quad (19)$$

4. 計算結果および考察

本研究における検討の対象として、主要目を Table 1 に示した 1 軸 1 舵船を用いた。シミュレーション計算を行う際の初期条件として、計算対象船は目標点である空間固定座標系の原点において x_0 軸の正の方向を向いており、外乱を受けると同時に制御を開始するものとした。また、計算対象船は制御力を発生するために出力 30 (ton) のバウスラスターを 2 基、スターンラスターを 1 基装備しているものとした。外乱については、流速 V_G (knot) の潮流を x_0 軸の正の方向に対して 45.0 (deg) の方向から与えるものとした。

まず、ILQ 設計法における設計パラメータである時定数の変化が、船の運動に及ぼす影響について検討を行った結果を示す。Fig.1 に示した空間固定座標系において、 x_0 軸方向、 y_0 軸方向および重心まわりの状態変数に対する時定数をそれぞれ T_1, T_2, T_3 とする。それぞれの時定数の値を種々変化させて検討を行った結果、 T_1, T_2 に関しては、それらの値の変化が制御性能に与える影響は小さいことが分かった。従って T_1, T_2 共に 100 秒で固定して T_3 の値のみを種々変化させ、その値の変化が制御性能に及ぼす影響について検討を行った。制御力を発生するスラスターの実際の動作を考えた場合、稼動し始めてから必要な推力を発揮するまでにある程度の時間がかかるが、まず、スラスターは必要な推力を直ちに発揮するものと仮定して検討を行った結果を Fig.2 に示す。Fig.2 は横軸に時定数 T_3 、縦軸に船の目標点からの変位の絶対値の最大値をとっている。外乱の条件は、 $V_G = 1, 2, 3$ (knot) として計算を行った。Fig.2 を見ると、 T_3 の値を小さくとるにつれて目標点からの変位が小さくなっていくことが分かる。次に、スラスターが推力を発揮する際の応答の遅れを表す単位時間あたりの推力の増減率を 1.0 (ton/sec) として Fig.2 と同様に時定数 T_3 の値の変化が船の運動に及ぼす影響について検討を行った結果を Fig.3 に示す。Fig.3 を見ると、 T_3 の値を小さくとるにつれて目標点からの変位が小さくなっていくが、 $V_G = 2, 3$ (knot) の場合には、 T_3 の値が 20 秒以下になると、逆に変位が大きくなっていることが分かる。これは、船の運動にスラスターの応答性能が追従できなくなってしまう、船の応答が、制御力を発生するスラスターの応答性能によって制限されるためであると考えられる。従って、制御系の設計を行う際にはスラスターの応答性能も十分考慮する必要があるものと思われる。また、著者らが以前検討を行った自航バージにおいては、 T_3 の値は外乱の大きさによって変化させる必要があったが、船は、自航バージに比べて船体が受ける外力に対して制御力があまり大きくなく、位置に対する許容範囲も大きいので、時定数の値の変化による制御性能への影響は小さいものと考えられる。従って、本研究では、外乱の大きさによって T_3 の値を変化させる必要がなく、最も大きい外乱にあわせて時定数の値を選定しておけばよいことが分かった。

次に、船の初期位置が目標点と異なっている場合について、ここで設計した制御系を用いて定点保持することが可能かどうかについて検討を行った結果を示す。シミュレーション計算を行う際の初期位置に関して、Table 2 に示した 3 つの Condition を考えた。それぞれの Condition についてシミュレーション計算を行って得られた位置、速度、制御力の各時系列および航跡図を Fig.4, Fig.5 および Fig.6 に示す。この時の潮流速は、 $V_G = 1.6$ (knot) とした。 x_0, y_0 軸方向の初期変位のみを与えた場合の Fig.4 および初期回頭角のみを与えた場合の Fig.5 を見ると、共に目標点において定点保持を行うことが可能となっているが、 x_0, y_0 軸方向の初期変位に加えて初期回頭角も与えた場合の Fig.6 を見ると、目標点に戻ることができずに大きく流されてしまっている。従って、初期位置が目標点と大きく異なる場合には、目標点において定点保持を行うことができなくなるものと考えられる。

5. 結言

本研究では、ILQ 制御理論を適用して船を定点保持させるための制御系の設計を行い、設計パラメータである時定数の値の変化が定点保持性能に与える影響について検討を行った。さらに、設計した制御系を用いて定点保持を行う際の、初期位置の違いによる影響について検討を行った。その結果、ILQ 制御理論を適用して制御系の設計を行う際には、制御装置の応答性能を考慮した上で、時定数の値を最も厳しい外

乱条件にあわせて、できるだけ小さくすることにより船を定点保持させることが可能であることが分かった。また、定点保持を行う際には、初期位置をできるだけ目標点に近づけておく必要があると考えられる。

本研究では、外乱として流速一定の潮流しか考慮していないため、今後、風や波等の外乱が船に及ぼす影響も考慮して制御系の設計を行う必要がある。また、他の船においても本研究で設計された制御系を用いて定点保持を行うことが可能であるか、検討を行う必要がある。

参考文献

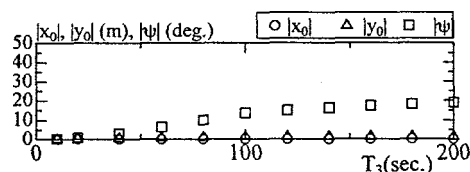
- [1] 藤井隆雄：最適レギュレータの逆問題，計測と制御，Vol.27, No.8 (1988), pp.717-726.
- [2] 貴島勝郎，村田 航，古川芳孝：外乱下における自航バージの定点保持制御について，西部造船会々報，Vol.92 (1996), pp.167-179.

Table 1 Principal particulars of the barge

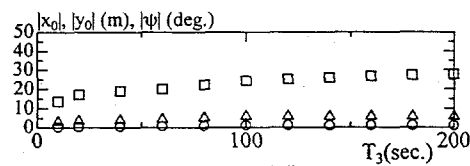
Length	177.0 (m)
Breadth	30.4 (m)
Depth	16.2 (m)
Draft	11.3 (m)
C_b	0.8271

Table 2 Initial conditions for simulation

	Initial position (x_0 (m), y_0 (m), ψ (deg.))
Condition 1	(-25, -25, 0)
Condition 2	(0, 0, -45)
Condition 3	(-25, -25, -45)

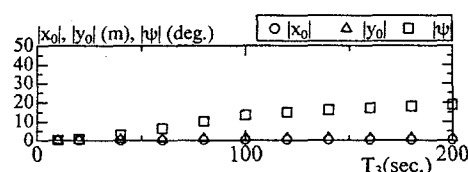


(a) $V_C = 1.0$ (knot)

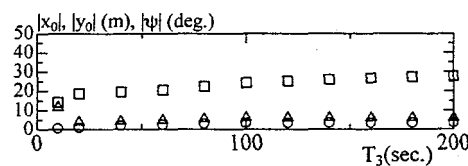


(b) $V_C = 3.0$ (knot)

Fig.2 Variation of maximum displacement as function of T_3 ($T_1 = T_2 = 100$ (sec.))



(a) $V_C = 1.0$ (knot)



(b) $V_C = 3.0$ (knot)

Fig.3 Variation of maximum displacement as function of T_3 ($T_1 = T_2 = 100$ (sec.))

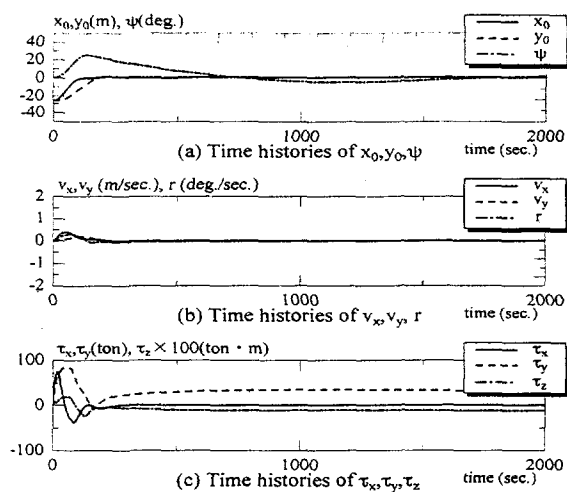
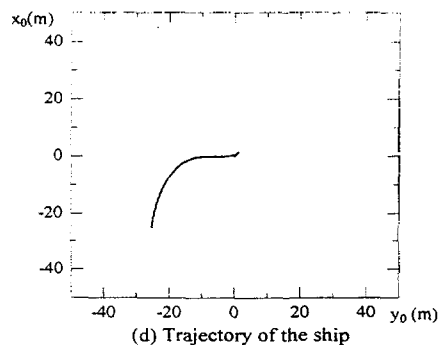


Fig.4 Time histories and trajectory of the ship in condition 1



current: $V_C=1.6$ (knot), $\alpha=45$ (deg.)

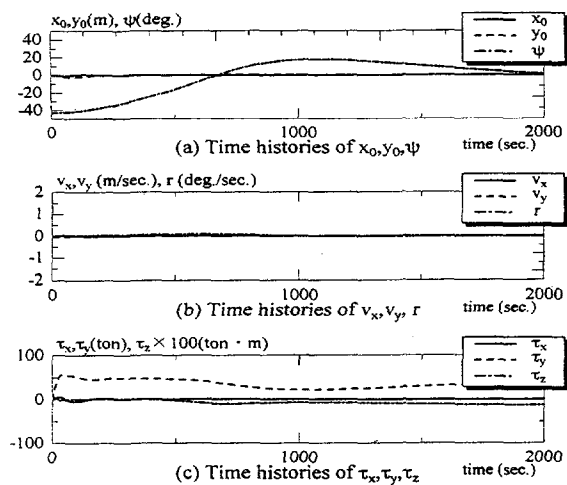
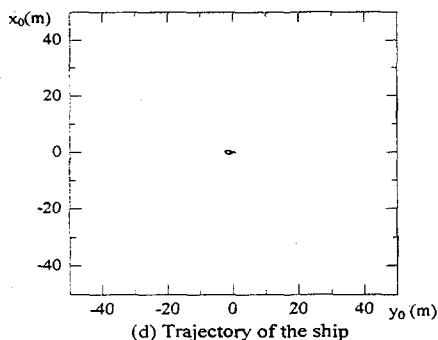


Fig.5 Time histories and trajectory of the ship in condition 2



current: $V_C=1.6$ (knot), $\alpha=45$ (deg.)

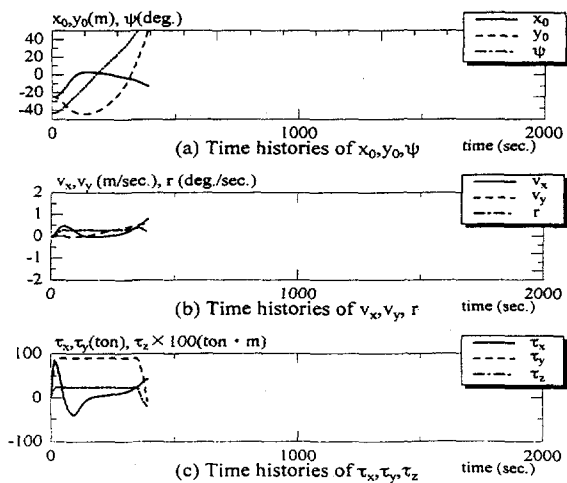
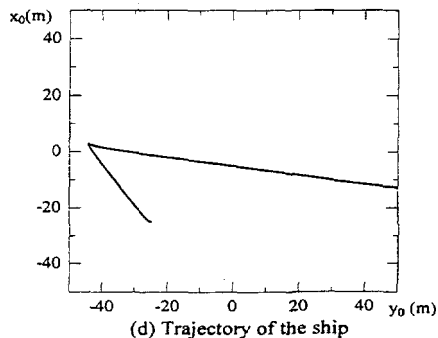


Fig.6 Time histories and trajectory of the ship in condition 3



current: $V_C=1.6$ (knot), $\alpha=45$ (deg.)

4-23 逆問題 LMI 制御系設計法の開発と位置保持システムへの応用

○正員 山本 郁夫* 林 利和*

Inverse LMI Control Design Method and its Application to Position Keeping System

by Ikuo YAMAMOTO, Member Toshikazu HAYASHI

Summary

In the paper, a new control design method based on the inverse LMI algorithm is proposed and applied to a position keeping system of a floating vehicle. The method can cope with the nonlinear and robust control problem, and get the control output determined by the control constraint command easily.

1. まえがき

近年H無限大制御に代表されるロバスト制御の発展により、制御対象の変動等のロバスト性を考慮した制御系設計の実機レベルへの応用が可能となってきた。また、最近では、例えば著者らのLMI(Linear Matrix Inequality) 制御系設計法の実用化研究により、従来のH無限大制御より優る非線形問題ロバスト制御性能を得る制御法の開発と実機展開がなされている[1],[2],[3]。

しかしながら、これらロバスト制御理論に基づく制御系設計法は、理論の難解性と設計自由度の大きさのため、制御系設計者ではない一般の設計者では理解しにくく使いづらい面がある。制御系設計は、制御仕様を与えて短時間で実施しなければならず、設計パラメータの選定など難解な要素は実行時に極力除かなければならない。

本研究は上記背景のもとにLMI制御系設計法を逆問題の観点から設計開発することにより、非線形問題のロバスト制御系設計が制御目標を与えることで可能となる設計アルゴリズムの開発を行った。ここで、LMI問題において従来からの課題であったステップ応答を制御条件として与えることができる手法を世界で初めて解決した。また、本方法を海洋浮遊構造物の位置保持制御問題に適用し、有効性を確かめた。本論文では第2章で制御アルゴリズムの開発について述べ、第3章で第2章の制御アルゴリズムを用いた海洋浮遊構造物の制御系設計法を説明する。第4章では海洋浮体構造物の位置保持制御問題に適用した際のシミュレーション結果を示す。第5章では本論文のまとめを述べる。

2. 制御系設計法

2.1 設計法概要

本研究では制御対象の応答仕様(ステップ応答)をLMI表現で表すことにより、逆問題の定式化をLMI問題として定式化する。Fig. 1に本研究により開発した解法フローを示す。また、Fig. 2に従来のよく用いられる解法フローを比較のため示す。

海洋浮遊構造物の位置保持制御系設計では、浮体重量変動、潮流変動等モデル変動や外乱変動毎にコントローラを設計しシミュレーションによる制御目標との差を検証し制御系を完成させる。各変動毎に制御性能を検証し、十分でなければ各々に初めから設計をやり直すため試行錯誤による繰り返しが多い。本研究の手法ではパラメータ変動範囲を不等式条件で入力し、希望の目標応答及び許容範囲を不等式条件で与え、入力条件を逆LMI問題として定式化し、ピークル力学モデルより導出するLPV(Linear Parameter Varying)モデル[4]を用いてLMI設計法にて諸条件を満足するコントローラを導出する。本方法によりシミュレータによるコントローラ制御性能の検証はあらかじめ目標条件を設定し、それを満足する解を求めるため試行錯誤が少なく済み且つロバストな制御系を完成させることができる。

* 三菱重工業(株)

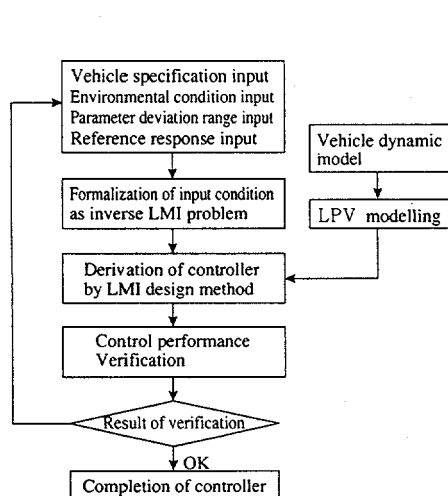


Fig. 1 New control design method

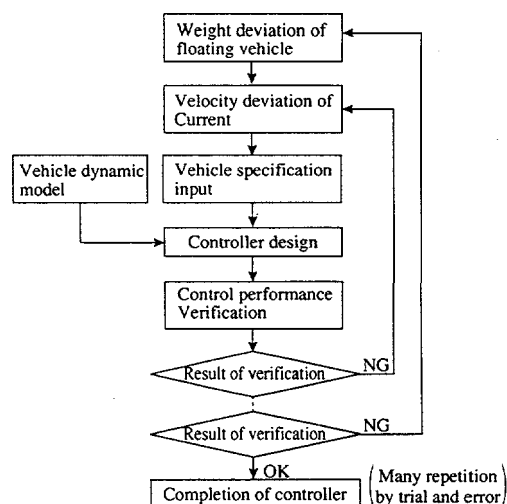


Fig. 2 Conventional method

次に設計法詳細を述べる。

2.2 制御アルゴリズム

2.2.1 LMI 制御条件

(1) システムの表記

Fig. 3 のシステムを考える。G(s) は一般化プラント、K(s) はコントローラである。いま、状態量を x, 外乱を w, 制御入力を u, 制御量を z, 観測量を y, 変動パラメータを p とすると G(s) がシステム (1) の状態方程式で表わせるとする。

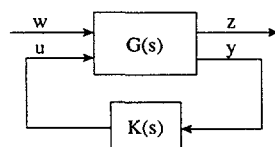


Fig. 3 System description

$$\begin{aligned}\dot{x} &= A(p)x + B_1(p)w + B_2(p)u \\ z &= C_1(p)x + D_{11}(p)w + D_{12}(p)u \\ y &= C_2(p)x + D_{21}(p)w + D_{22}(p)u\end{aligned}\quad (1)$$

ここに $z(t) \in \mathbb{R}^{p^1}$, $y(t) \in \mathbb{R}^{p^2}$, $w(t) \in \mathbb{R}^{m^1}$, $u(t) \in \mathbb{R}^{m^2}$, $x(t) \in \mathbb{R}^n$ とし更にこれを簡略化し、

$$G(s) = \begin{bmatrix} A(p) & B_1(p) & B_2(p) \\ C_1(p) & D_{11}(p) & D_{12}(p) \\ C_2(p) & D_{21}(p) & D_{22}(p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(p) & B(p) \\ C(p) & D(p) \end{bmatrix}\quad (2)$$

と表記する。システム (1) に対して状態フィードバック $K(s) = -YX^{-1} = -F$ を施した場合のループ系は、

$$P_{cl} = \begin{bmatrix} A_{cl}(p) & B_{cl}(p) \\ C_{cl}(p) & D_{cl}(p) \end{bmatrix}\quad (3)$$

$$A_{cl}(p) = A(p) - B_2(p)F, B_{cl}(p) = B_1(p), C_{cl}(p) = C_1(p) - D_{12}(p)F, D_{cl}(p) = D_{11}(p)\quad (4)$$

となる。ここで求めるコントローラ K(s) は各変動パラメータの端点のモデル全てを安定化した上で付加的な仕様を満足するコントローラにならなければならない。

(2) H_∞ ノルム制約条件

本項では $A(p) \rightarrow A$ のように変動パラメータ p の表記を省略する。 H_∞ ノルム制約条件は A を安定とすると、

$$\|P_{cl}\|_\infty < \gamma \quad (5)$$

である。上記条件はある e が存在して、

$$\|P_{cle}\|_\infty < \gamma; P_{cle} := \begin{bmatrix} A_{cl} & B_{cl} & eI \\ C_{cl} & D_{cl} & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

と等価である。上記ノルム制約条件は以下の条件と等しい。

$R = \gamma^2 I - D_{cl} D_{cl}^T > 0$ で Riccati 方程式 (7) の正定対称解 X が存在する。

$$A_{cl}X + XA_{cl}^T + (XC_{cl}^T + B_{cl}D_{cl}^T)R^{-1}(XC_{cl}^T + B_{cl}D_{cl}^T)^T + B_{cl}B_{cl}^T + e^2I = 0 \quad (7)$$

従って式 (7) は Riccati 不等式 (8) で表わすことができる。

$$A_{cl}X + XA_{cl}^T + (XC_{cl}^T + B_{cl}D_{cl}^T)R^{-1}(XC_{cl}^T + B_{cl}D_{cl}^T)^T + B_{cl}B_{cl}^T < 0 \quad (8)$$

(8) 式に Schur complement を適用すると、

$$\begin{bmatrix} A_{cl}X + XA_{cl}^T + B_{cl}B_{cl}^T & XC_{cl}^T + B_{cl}D_{cl}^T \\ C_{cl}X + D_{cl}B_{cl}^T & D_{cl}D_{cl}^T - \gamma^2 I \end{bmatrix} < 0 \quad (9)$$

更に適用すると次式となる。

$$\begin{bmatrix} A_{cl}X + XA_{cl}^T & XC_{cl}^T & B_{cl} \\ C_{cl}X & -\gamma I & D_{cl} \\ B_{cl}^T & D_{cl}^T & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (10)$$

(4) 式を (10) 式に代入し $Y = FX$ とおけば、 H_∞ ノルム制約条件は

$$\begin{bmatrix} AX + XA^T + B_2Y - Y^TB_2^T & XC^T - Y^TD_2^T & B_1 \\ C_1X - D_2^TY & -\gamma I & D_{11} \\ B_1^T & D_{11}^T & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (11)$$

$$X > 0 \quad (12)$$

$$\gamma > 10^3 \quad (13)$$

となる。なお、上記 LMI を解くことは $X = X^T, Y, \gamma$ のうちで γ を最小にするものを求めることになる。

(3) インパルス応答制約

リアプノフ関数を、

$$V(t) = x^T X^{-1} x \quad (14)$$

と定義する。(14) 式を微分すると、

$$\dot{V} = \dot{x}^T X^{-1} x + x^T X^{-1} \dot{x} \quad (15)$$

インパルス応答は、

$$\dot{x} = A_{cl}x, x(0) = B_{cl} \quad (16)$$

$$y = C_{cl}x \quad (17)$$

の自由応答であるから、

$$\dot{V} = x^T (A_{cl}^T X^{-1} + X^{-1} A_{cl}) x \quad (18)$$

となる。リアプノフの定理より A_{cl} が安定であるためには $\dot{V} < 0$ となる必要がある。したがって、制約条件式 (1)

$$A_{cl}^T X^{-1} + X^{-1} A_{cl} < -2\alpha X^{-1} \quad (19)$$

とおくと、

$$\dot{V} < -2\alpha x^T X^{-1} x = -2\alpha V \quad (20)$$

となる。今、 $e(t) > 0$ を用いて (20) 式を等式化すると、

$$\dot{V} = -2\alpha V - e(t) \quad (21)$$

となる。このとき $\dot{V} < -2\alpha V$ の解は、 $V = V(0)e^{-2\alpha t}$ であるので(21)式の解を、 $V = a(t)e^{-2\alpha t}$ とすると、

$$\dot{V} = \dot{a}(t)e^{-2\alpha t} - 2\alpha a(t)e^{-2\alpha t} = \dot{a}(t)e^{-2\alpha t} - 2\alpha V \quad (22)$$

となる。(20),(21)式より、 $\dot{a}(t)e^{-2\alpha t} = -e(t)$ となりこの解は、

$$a(t) = - \int_0^t e^{2\alpha\gamma} e(\gamma) d\gamma + \text{CONST} \quad (23)$$

となる。CONST = $a(0) = V(0) = x^T(0)X^{-1}x(0) = B_{cl}^T X^{-1} B_{cl}$ だから、

$$a(t) = - \int_0^t e^{2\alpha\gamma} e(\gamma) d\gamma + B_{cl}^T X^{-1} B_{cl} \quad (24)$$

(24)式に $V = a(t)e^{-2\alpha t}$ を代入すると、

$$V(t) = B_{cl}^T X^{-1} B_{cl} e^{-2\alpha t} - \int_0^t e^{2\alpha(t-\gamma)} e(\gamma) d\gamma \quad (25)$$

(25)式右辺第2項 < 0 であるから、

$$V(t) = x^T X^{-1} x < B_{cl}^T X^{-1} B_{cl} e^{-2\alpha t} \quad (26)$$

となる。ところで、 $y^2 = x^T C^T C x$ であるから、

制約条件式 (2)

$$C^T C < X^{-1} \quad (27)$$

とすると、

$$y^2 < x^T X^{-1} x < B_{cl}^T X^{-1} B_{cl} e^{-2\alpha t} \quad (28)$$

となる。さらに、

制約条件式 (3)

$$B_{cl}^T X^{-1} B_{cl} < \rho^2 \quad (29)$$

とすると、

$$y^2 < B_{cl}^T X^{-1} B_{cl} e^{-2\alpha t} < \rho^2 e^{-2\alpha t} \quad (30)$$

$$|y| < \rho e^{-\alpha t} \quad (31)$$

となり、インパルス制約仕様が導かれる。結局、インパルス応答 $y = C_{cl} e^{A_{cl}t} B_{cl}$ が(31)式を満たす制約条件は、Schur complement などを用い整理すると、以下になる。

$$AX + XA^T + B_2 Y + Y^T B_2^T < -2\alpha X \quad (32)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & C_1 X + D_{12} Y \\ X C_1^T + Y^T D_{12}^T & X \end{bmatrix} > 0 \quad (33)$$

$$\begin{bmatrix} \rho^2 & B_1^T \\ B_1 & X \end{bmatrix} > 0 \quad (34)$$

$$(35)$$

2.2.2 ステップ応答仕様への拡張

状態量を x , 次の1入力1出力の制御対象を考える。

$$\dot{x} = Ax + B_2 u \quad (36)$$

$$y = C_2 x \quad (37)$$

今、目標値を r とすると出力との偏差 e は、

$$e = r - C_2 x \quad (38)$$

となる。新たな入力 v を導入し目標値 r を次のように定義する。

$$r = \int v dt \quad (39)$$

(39)式を微分すると、

$$\dot{e} = v - C_2 \dot{x} \quad (40)$$

(36) 式を微分すると

$$\ddot{x} = A\dot{x} + B_2\dot{u} \quad (41)$$

状態を新たに $[\dot{x} e]^T$ とすると次の拡大系が導かれる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0_{n \times 1} \\ -C_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_2 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{u} + \begin{bmatrix} 0_{n \times 1} \\ 1 \end{bmatrix} v \quad (42)$$

$$y = \begin{bmatrix} 0_{1 \times n} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ e \end{bmatrix} \quad (43)$$

この拡大系に対して入力 v がインパルス入力であれば r がステップ入力となり出力 e はインパルス応答となるのでこのシステムに対してインパルス応答制約条件のもと連立 LMI を解けばその解はステップ目標値 r を入力、出力を $C_2 x$ としたときのステップ応答を規定する。また H_∞ ノルム制約に対するモデルは、

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0_{n \times 1} \\ -C_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_2 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{u} + \begin{bmatrix} B_1 \\ 0 \end{bmatrix} w \quad (44)$$

$$y = \begin{bmatrix} C_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ e \end{bmatrix} \quad (45)$$

となりその解は、リッカチ方程式を解いて、

$$\dot{u} = -F \begin{bmatrix} \dot{x} \\ e \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} K_x & K_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ e \end{bmatrix} \quad (46)$$

となる。(46) 式の両辺を積分して、

$$u = \int \dot{u} dt \quad (47)$$

$$= -K_x x - K_e \int e dt \quad (48)$$

となる。本制御求解アルゴリズムは目標値と制御量の偏差を出力とするモデルに対してインパルス応答制約を与えた線形行列不等式と、 H_∞ ノルム制約に対する線形行列不等式からなる連立線形行列不等式を解くことにより2つの制約仕様を満たす解を求める。本研究ではこの制約の他に極配置制約 [5] も同時に与えるが本項では省略する。

3. 海洋浮遊構造物制御への適用

3.1 制御対象の数式モデル

本研究では制御対象として海洋浮遊構造物を想定し、位置保持制御に適用する。浮体の運動方程式は座標系を Fig. 4 とすると以下の式にて表される [6]。

$$(m+m_x)\dot{u} - (m+m_y)vr - (m_y-m_x)Ucr \sin(\beta_c - \phi) = X_H + X_T + X_F \quad (49)$$

$$(m+m_y)\dot{v} + (m+m_x)ur + (m_x-m_y)Ucr \cos(\beta_c - \phi) = Y_H + Y_T + Y_F \quad (50)$$

$$(I_{zz}+J_{zz})\dot{r} = N_H + N_T + N_F \quad (51)$$

m	: 浮体の質量
m_x	: x 軸方向の付加質量 (加速度に比例する成分)
m_y	: y 軸方向の付加質量
I_{zz}	: 浮体重心まわりの慣性モーメント
J_{zz}	: 浮体重心まわりの付加慣性モーメント
u	: 物体固定座標系における浮体運動の x 軸方向成分
v	: 物体固定座標系における浮体運動の y 軸方向成分
r	: 回頭角速度
ϕ	: 回頭角

- U_c : 潮流速度
 β_c : 潮流方向
 X_H, Y_H, N_H : 浮体が受ける前後力, 横力, モーメント
 X_T, Y_T, N_T : スラストにより発生する前後力, 横力, モーメント
 X_F, Y_F, N_F : 風, 波による前後力, 横力, モーメント

ここで、浮体を受ける流体力は u, v, r の関数として表現する。船の操縦性の表現式を用い、定点保持の場合は以下の式で表現できる。

$$X_H = C_X \frac{1}{2} \rho L d V_c^2 \quad (52)$$

$$Y_H = C_Y \frac{1}{2} \rho L d V_c^2 \quad (53)$$

$$N_H = C_N \frac{1}{2} \rho L d V_c^2 \quad (54)$$

$$V_c = \sqrt{u_c^2 + v_c^2} \quad (55)$$

$$u_c = u + U_c \cos(\beta_c - \psi) \quad (56)$$

$$v_c = v + U_c \sin(\beta_c - \psi) \quad (57)$$

C_X, C_Y, C_N : 潮流力係数

ρ : 水の密度

L : 浮体の代表長さ

d : 喫水

ここで、式を簡単にするために浮体の形状を円盤状とし、モーメントは考慮しないものとする、物体固定座標形の方角は初期値から固定することができ、初期値の方角を空間固定座標形の方角と一致させると、Fig. 4の座標形はFig. 5となり、浮体の運動方程式は以下の式で表される。

$$(m + m_x) \dot{u} = X_H + X_T + X_F \quad (58)$$

$$(m + m_y) \dot{v} = Y_H + Y_T + Y_F \quad (59)$$

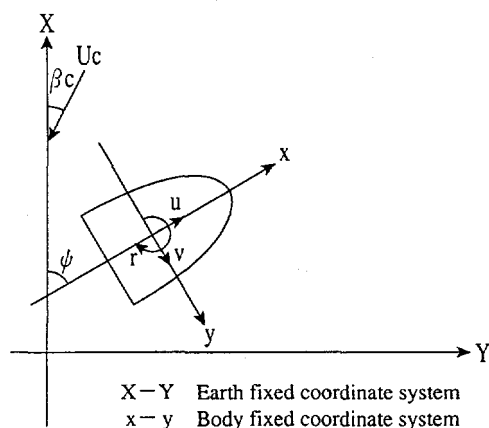


Fig. 4 Coordinate system of general floating structure

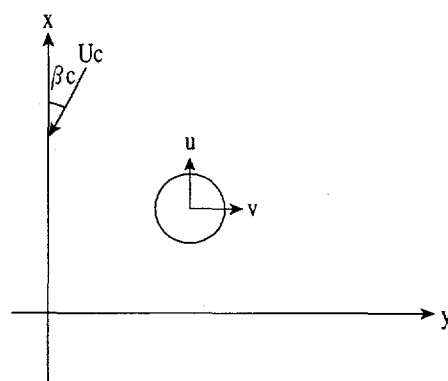


Fig. 5 Coordinate system of disk floating structure

$$X_H = C_X \frac{1}{2} \rho L d \{ (u + U_c \cos \beta_c)^2 + (v + U_c \sin \beta_c)^2 \} \quad (60)$$

$$Y_H = C_Y \frac{1}{2} \rho L d \{ (u + U_c \cos \beta_c)^2 + (v + U_c \sin \beta_c)^2 \} \quad (61)$$

3.2 LPVモデル

浮体は円盤状のため、 $m_x = m_y = m_a$ とおき、式(60), (61)を展開し、整理すると式(58), (59)は以下の式で表される。

$$(m+m_a)\dot{u} = C_X \frac{1}{2} \rho L d \{ (u+2U_c \cos \beta_c)u + (v+2U_c \sin \beta_c)v + U_c^2 \} + X_T + X_F \quad (62)$$

$$(m+m_a)\dot{v} = C_Y \frac{1}{2} \rho L d \{ (u+2U_c \cos \beta_c)u + (v+2U_c \sin \beta_c)v + U_c^2 \} + Y_T + Y_F \quad (63)$$

潮流地から係数の変動を無視し、 C_X, C_Y は一定とおき、変動パラメータとして a, b を以下のようにおくと、

$$a = \frac{u+2U_c \cos \beta_c}{m+m_a} \quad (64)$$

$$b = \frac{v+2U_c \sin \beta_c}{m+m_a} \quad (65)$$

LPVモデルは以下の線形状態方程式で表される。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} u \\ v \\ x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_X \frac{1}{2} \rho L d a & C_X \frac{1}{2} \rho L d b & 0 & 0 \\ C_Y \frac{1}{2} \rho L d a & C_Y \frac{1}{2} \rho L d b & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ x \\ y \end{bmatrix} + \frac{1}{m+m_a} \begin{bmatrix} C_X \frac{1}{2} \rho L d U_c^2 + X_F \\ C_Y \frac{1}{2} \rho L d U_c^2 + Y_F \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \frac{1}{m+m_a} \begin{bmatrix} X_T \\ Y_T \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (66)$$

ここで、制御系設計時に変動パラメータとして与えるのは、

$$u, v, U_c, \beta_c, m$$

であり、シミュレーション時に外乱として与えるのは、

$$U_c, \beta_c, X_F, Y_F, m$$

であり、制御入力は、

$$X_T, Y_T$$

である。

3.3 コントローラ導出

コントローラの導出は x, y 軸それぞれについて別途導出し、シミュレーション時に組み合わせて制御するものとする。非干渉化した x, y 軸それぞれの状態方程式を以下に示す。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} u \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_X \frac{1}{2} \rho L d a & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_X \frac{1}{2} \rho L d U_c^2 + X_F}{m+m_a} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{X_T}{m+m_a} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (67)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} v \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_Y \frac{1}{2} \rho L d b & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_Y \frac{1}{2} \rho L d U_c^2 + Y_F}{m+m_a} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{Y_T}{m+m_a} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (68)$$

式(67), (68)それぞれについてステップ応答制約モデル式(42), (43), H_∞ ノルム制約モデル式(44), (46)を作成し、連立LMIとして解をもとめる。

3.4 設計用ヒューマンインタフェース

本章で示した制御系設計プログラムはMATLABで開発し、制御系設計、シミュレーションを行った。一般の船舶設計技術者に容易に扱うことができる様、対話形式にパラメータを設定し、コントローラを求めることができるユーザインタフェースを作成した。プログラム全体のフロー概要をFig. 6に示す。

また、ユーザインタフェースプログラムの機能を以下に示す。

- (1) 各モデルパラメータ、制御パラメータの設定
- (2) 制御系設計の実行

(3) 外乱条件の設定と制御シミュレーション

(4) 設定値のファイルへの書き出しおよび読み出し

ユーザインタフェースプログラムのメニュー構成を Fig. 7 に画面例を Fig. 8 に示す。

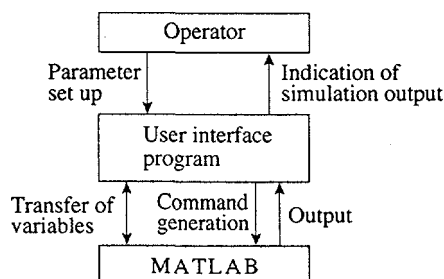


Fig. 6 Data flow chart

ファイル

- 開く
作成済みの設定ファイルを読み込む
- 上書き保存
開いた設定ファイルを修正後同じファイル名で保存する
- 名前を付けて
保存新規に設定ファイルを作成し保存する
- 終了
プログラムを終了する

制御系設計

- 固定パラメータ設定
制御系設計及びシミュレーション時に使用する、浮体モデルの固定パラメータ (シミュレーション中変動しないパラメータ) を設定する
- 変動パラメータ設定
制御系設計条件として、浮体モデルの変動パラメータ (シミュレーション中変動するパラメータ) 及び動作範囲に制限のある状態量を設定する
- 目標応答設定
制御系設計条件として、浮体の動作応答速度を目標値変動に対する時定数で設定する。
- 計算実行
設定した制御系設計条件で制御系設計計算を実行する

シミュレーション

- 外乱条件設定
シミュレーション時の外乱時間応答をステップ関数として設定する (ステップ関数の初期値, ステップ関数の最終値, ステップ関数のステップ変動開始時間の設定)
- シミュレーション実行
制御シミュレーションを実行する

Fig. 7 Program menu

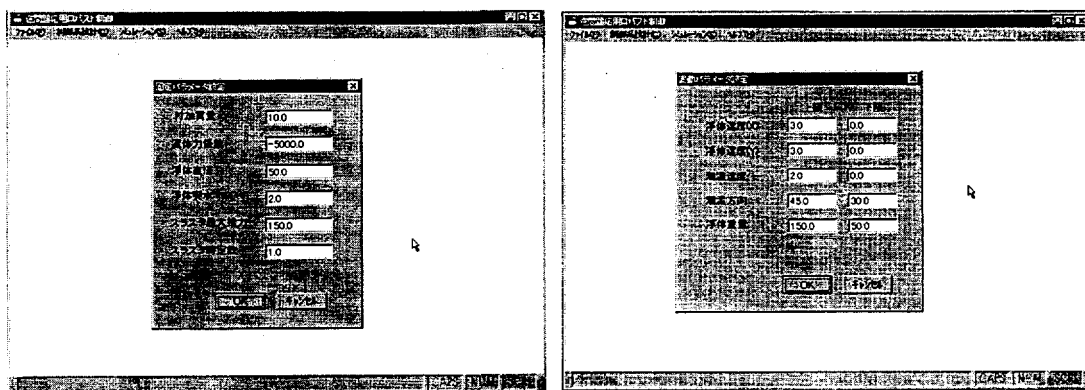


Fig. 8 Display layout example

4. シミュレーション結果

4.1 シミュレーション条件

制御系設計およびシミュレーションで用いた浮体のパラメーター一覧を Table 1に示す。ここで潮流力係数は潮流の方向(β_c)が 35° として計算している。

Table 1 Vehicle parameter

Item	Variable	Numerical value	Unit
Length floating structure	L	20.0	m
Draft	d	2.0	m
Mass of floating structure	m	150.0	ton·sec ² /m
Additional mass in X,Y axis direction	m_a	10.0	ton·sec ² /m
Current force coefficient in X axis direction	C_x	-122.87	
Current force coefficient in Y axis direction	C_y	-86.04	

制御系設計時に見積もった変動パラメータの変動量を Table 2に示す。

Table 2 Vehicle parameter

Item	Maximum	Minimum	Unit
Velocity of floating structure (X axis)	2.0	0.0	m/sec
Velocity of floating structure (Y axis)	2.0	0.0	m/sec
Mass of floating structure	150.0	100.0	ton·sec ² /m
Current velocity	1.0	0.0	m/sec
Current direction	40.0	30.0	deg

ある制御仕様に基づき制御系設計時に設定した制御系制約条件を Fig. 9に示す。

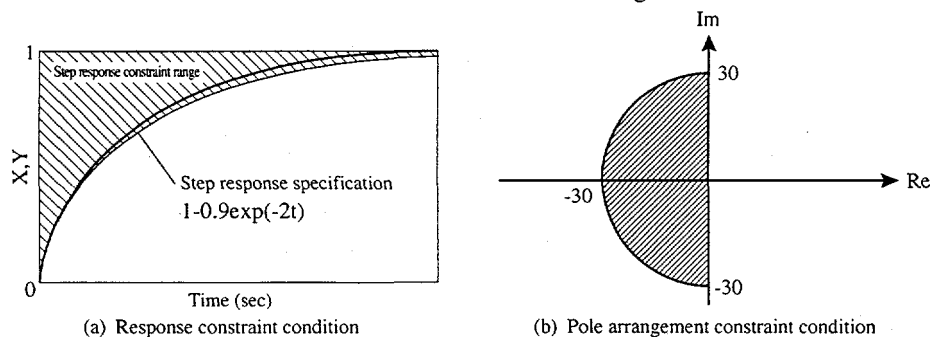


Fig. 9 Constraint of control system

4.2 ステップ応答シミュレーション

制御性能を確認するために目標値応答と、外乱応答の2つのパターンにおいてシミュレーションを行った。シミュレーション結果では、航跡図(a)とタイムヒストリ(b)の結果を示し、タイムヒストリでは浮体位置、操作量、外力、目標設定位置を表示した。Table 2 に示す変動パラメータの上下限値を定め、その変動量内において浮体応答の制御特性を満たすコントローラを求めた。目標値応答のシミュレーション結果を Fig. 10 に示す。斜線で示した領域が制約条件として設定した領域である。上記結果より、位置制御応答は制約条件として設定したステップ応答仕様を満足しており、要求通りの制御系が得られることが確認できた。また、外乱応答シミュレーション結果を Fig. 11 に示す。ステップ状の外乱に対し、定常偏差なしで位置保持できており、外乱に対する位置保持性能を満足することが確認できた。

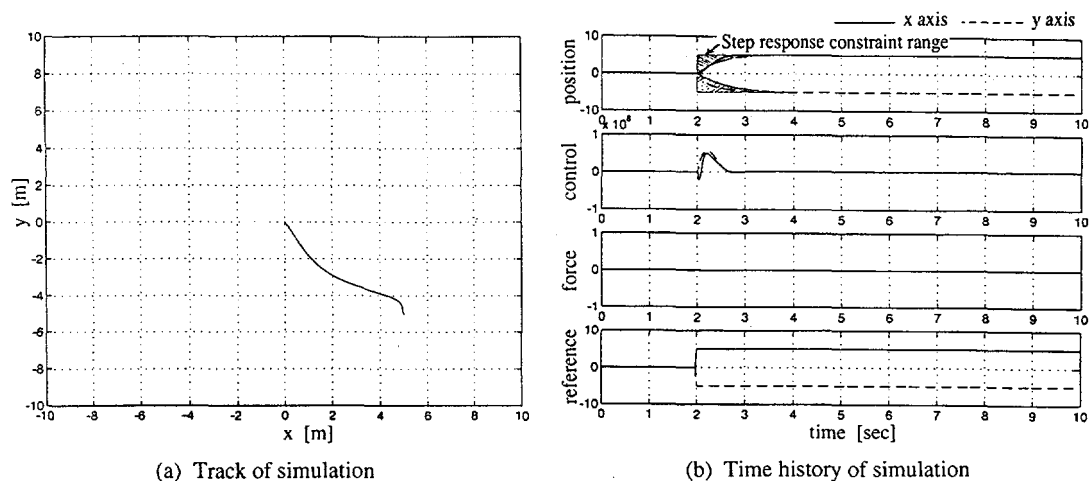


Fig. 10 Simulation result (Reference response)

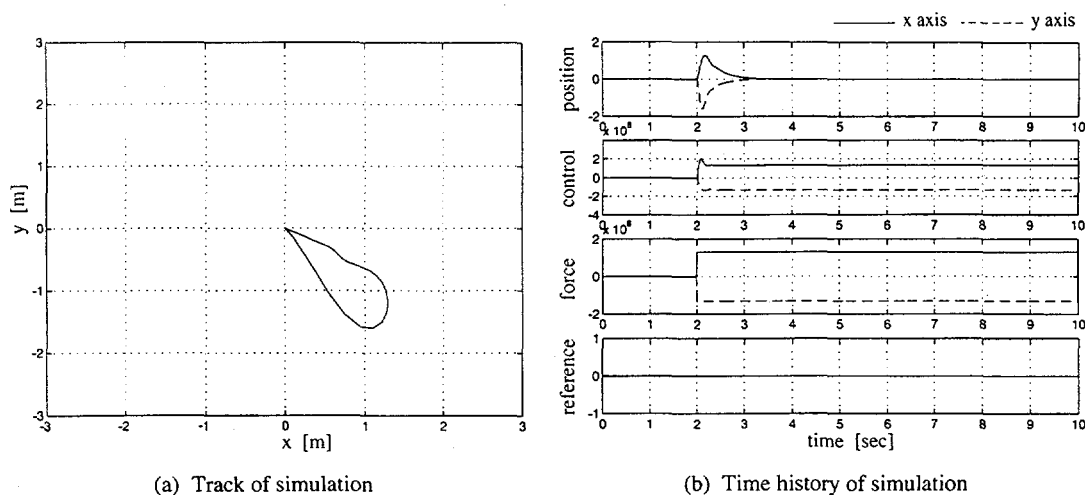


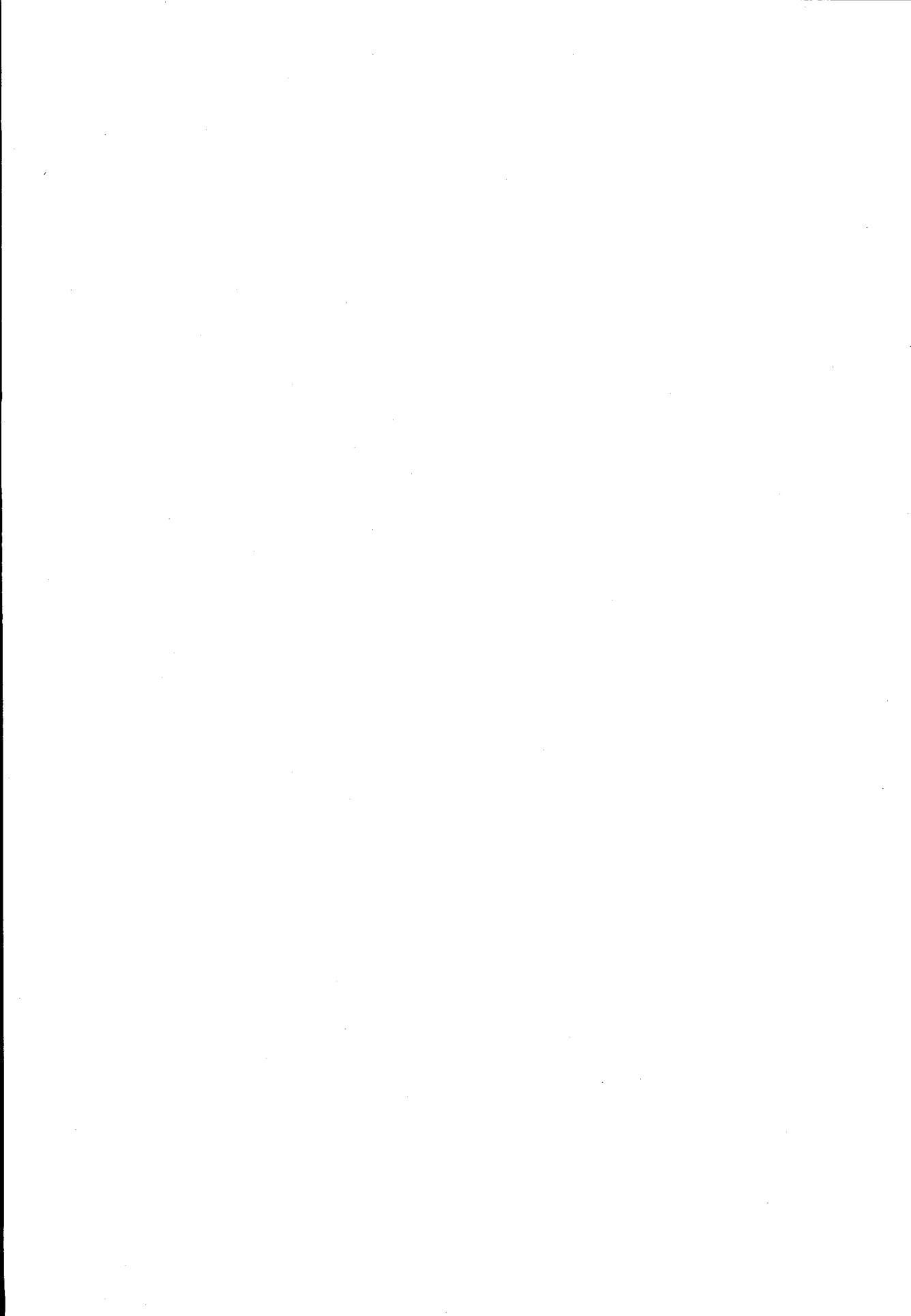
Fig. 11 Simulation result (Disturbance response)

5. あとがき

本研究ではLMI制御系設計法を逆問題の観点から設計開発することにより、ロバスト制御系設計が制御目標を与えて可能となるアルゴリズム構築とツール開発を行った。本方法を海洋浮遊構造物の位置保持制御問題に適用し、有効性を確認した。本方法は本適用例のみならず、力学運動方程式で記述される様々な機械システムへの適用が可能と考えられる。今後、制御対象の適用範囲を拡大していく予定である。

参考文献

- [1] 寺田郁二, 山本郁夫, 久家誠, 梶原宏之: LMI制御系設計法によるサスペンションシステムの開発, SICE第4回制御技術シンポジウムテキスト(1996)。
- [2] 太呉克哉, 山本郁夫, 久家誠, 林利和: LMI制御系設計法によるサスペンション制御試験, SICE第35回学術講演会予稿集, Vol.I(1996)。
- [3] 山本郁夫, 寺田郁二: LMI制御理論のビークルサスペンション運動系への応用, 第74回日本機械学会講演論文(1996)。
- [4] Gahinet: H^∞ Control of Linear Parameter Varying System, Tutorial Workshop in CDC93 (1993).
- [5] Chilali and Gahinet: H^∞ Design with Pole Placement Constraints, IEEE Trans (1994).
- [6] 貴島勝郎, 古川芳孝, 鷺尾裕秀: 外乱下における浮体構造物の定点保持について、西部造船会々報, 第83号(1996)。



4-25 造波装置のリニアドライブ化研究

正員 山本 郁夫* ○正員 谷口 真一*
野原 勉*

Research on linear driving of wave maker

by Ikuo YAMAMOTO, Member Shinichi TANIGUCHI, Member
Ben T. NOHARA

Summary

The paper describes an application research of a linear driving motor for a wave maker. The linear driving device for a wave maker is designed and developed. And, the performance test is conducted. As a result, its effectiveness is confirmed.

1. 緒 言

海洋構造物や水中構造物の水槽試験においては、海象気象外乱の主要素である波を起こすために造波装置が必要である。造波装置にも幾つかの種類があるが、その代表例であるフラップ式造波装置の構成を Fig.1 に示す[1]。水面を貫通するフラップの下端は、ヒンジにて取り付けられている。フラップ上端をロッドと接続し、フラップを前後に動かすための駆動として回転式モータを使用している。

しかし、この回転式モータ及びボールネジを使った駆動方式では、ボールの転動による騒音、摩耗によるガタ、動作速度制限等の不具合が生じてくる。これら不具合点を解決するためには、摩擦の少ない機械機構を採用する必要がある。

そこで、今回モータの摩擦の少ない機構を有するリニアモータの造波装置への適用を試みた。本研究では、既存の造波装置を改造することにより、低騒音化と機構簡素化を目指した。そして、造波装置へ適用するリニアモータの仕様検討とそれに基づいたリニアモータの性能試験を行った。

Fig.2 にリニアモータを用いた造波装置構成を示す。

*三菱重工業(株)

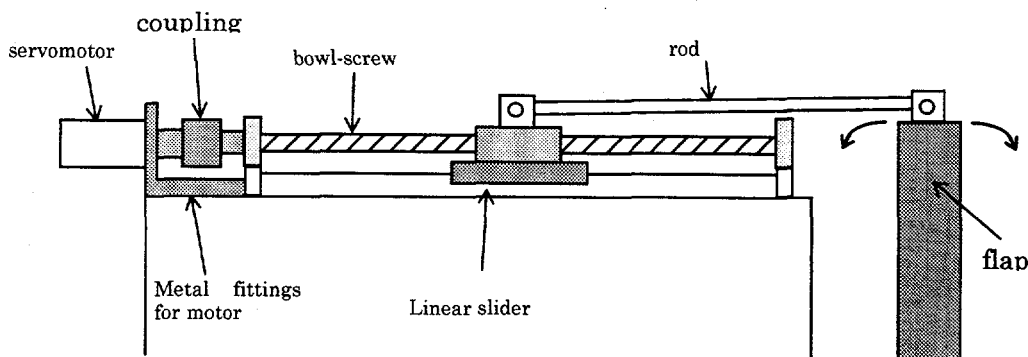


Fig.1 Wave generator with rotating motor

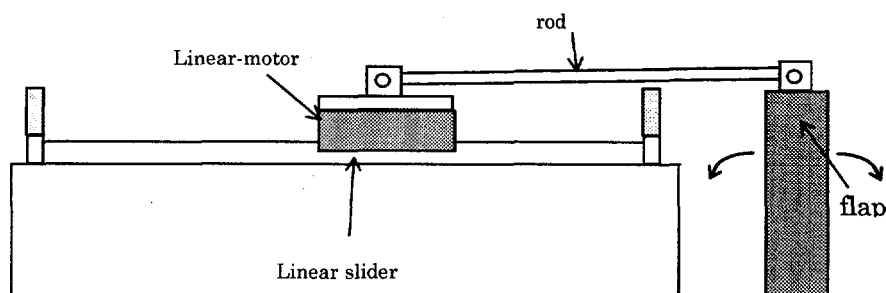


Fig.2 Wave generator with linear motor

2. 開発内容

本研究では、リニアモータの仕様検討及びその試作性能試験、更に及び造波装置全体構成の検討を実施した。これにより、従来の造波装置に対しての低騒音化、機構簡素化が実現できる。

本リニアモータを適用する既存の回転型モータ式造波装置の試作機を改造することを前提としているため、その造波装置の架台及びフラップ幅、フラップ有効ストロークが既に与えられている。また従来の造波スペックに加え、津波が発生できる程の大きな推力を得ることを目的としている。Fig.3 にその構成図を示す。

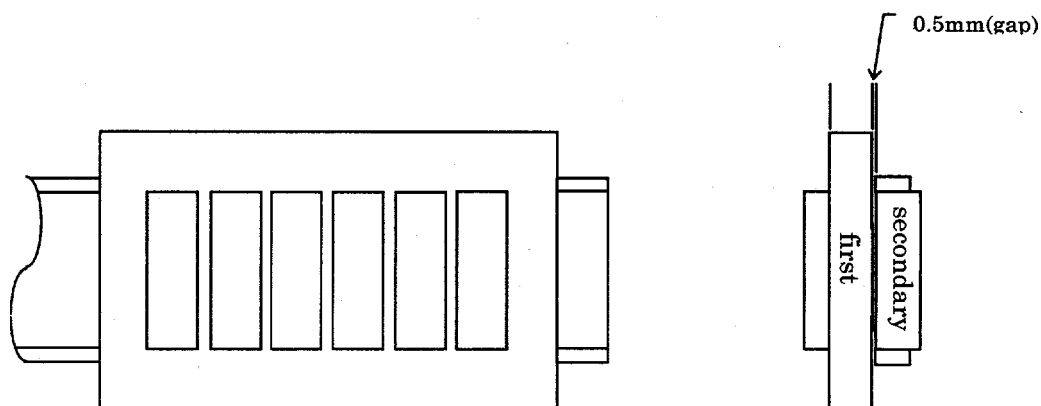


Fig.3 Configuration of linear motor

3. リニアモータ性能試験

3.1. 拘束推力試験

Fig.4 に示す通り、本リニアモータは二次側を下方に6枚横に並べ、その上にギャップ0.5mm で一次側を構成する。壁にロードセルを取り付け一次側をそのロードセルと接触させる。その状態から、徐々にロードセル側へ推力を加えていき定格電流入力の際の推力及び最大電流入力の際の推力をそれぞれ測定する。

要求仕様は下記の通りである。

- ・ 定格出力電流(100A)の時、推力(1400N)
- ・ 最大出力電流(200A)の時、推力(2800N)

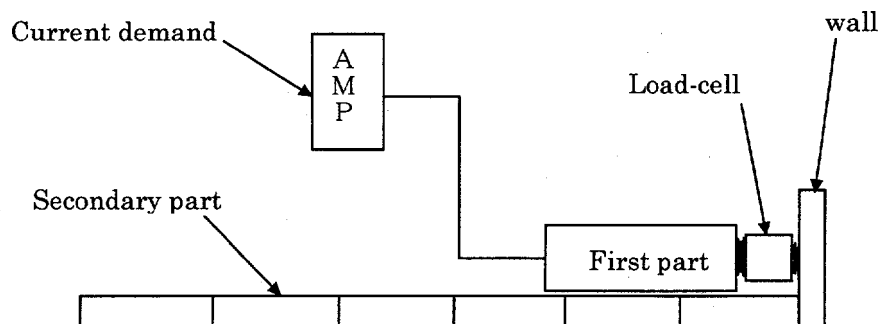


Fig.4 Test devices for restricted thrust

本試験結果を Table 1 にまとめる。

Table 1 Test result of result of restricted force

thrust command[%]	thrust[N]	currentA]
0	0	0
50	604	39
100	1437	78
150	2368	117
200	3169	153

本試験結果より、定格指令 100%に対して、1400[N]以上の 1437[N]が出力され、電流値も定格 100[A]以内の 78[A]と高効率な値であり、仕様を十分に満たす結果が得られた。

3.2. 加速試験

スペック最大速度(6.0m/s)を満たしているか、実際に速度が出ているかどうかの確認試験及び計測を行った。最大速度(6m/s)到達時間は、0.21[sec]以下であれば要求スペックを満たしていることとなる。その際、モータ入力電流も計測する。速度到達の結果は Fig.5 のようになった。

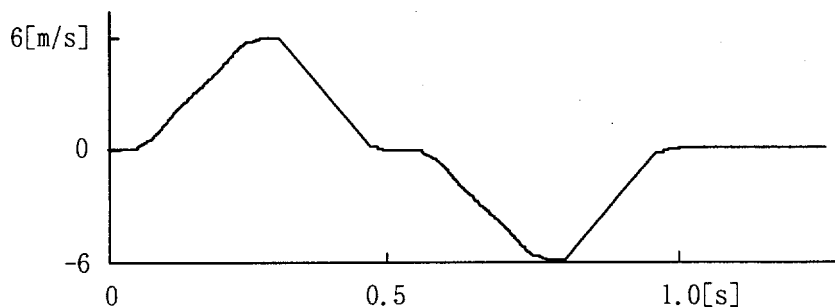


Fig.5 Speed test result

本試験結果より、速度及び電流値について次のことが確認できた。

- (1). 速度については、最大速度 6.0m/s の仕様に対して、6.048m/s と最大値を達成す

ることができた。また、その時の到達時間も 200ms で到達できており、当初予想された 210ms 以内であった。

- (2). 電流値についても、加速及び減速に際しては、最大値の 220A が流れており、最大速度到達時及び停止時に電流値が減少していることが確認され、正常動作であった。

3.3. 温度上昇試験

定格運転(100A、1400N)での許容継続運転時間は、900[秒]であることから、定格運転にて 900[秒]までの温度上昇を計測する。

モータ仕様(周囲温度 40℃)の条件下で、900 秒後の上昇温度が 100℃*¹の範囲に入っていれば、本モータの仕様を満たしていることとなる。

また、温度計測位置は、一次・二次モータのギャップ側鉄心及びそれぞれの背面側の計 4 ケ所とコイルエンド部の 2 ケ所で全 6 ケ所で計測を行う。計測器として、熱電対温度計測器を使用し、コイル部には抵抗法による測定も実施する。

結果、巻線抵抗法によるケーブルの温度計測値は、70.7℃であり、熱電対計測値では、最大 47.0℃であった。リニアモータ仕様 100℃に対して、巻線抵抗値 70.7℃を最大値として、運転に対しての温度上昇は十分仕様に耐えるものであることが確認できた。

*¹℃は、上昇温度分を示す。よって、今回の周囲温度を 40℃とすると 140℃までの範囲ということになる。

3.4. 騒音試験

本騒音試験は、上記 3.1、3.2 の運転条件下での計測を行う。各速度でのリニアモータ往復運転を行い、その時の最大値を計測する。但し、往路は各速度運転し、復路は全て 0.5m/s で運転した。

Table 2 に試験結果を示す。

Table 2 Noise test result

thrust test[%]	no operation	result[dB]
100	62[dB]	64
200		67
velocity test[m/s]		
0.5		64
3.0		75
6.0		86

上記試験結果より、まずリニアモータを動作させない状態(工場内の平常騒音)での騒音は、平均値で 62[dB]であった。それに対し、推力試験時の結果では、定格 100%の負荷に対し、64[dB]とほぼ変わらない値を示した。平常誤差を含めるとほとんど騒音は無いと言える。また、最大推力 200%の負荷でも、67[dB]とこれも非常に低い値を示した。これより、推力試験時いわゆるリニアモータへの電流値は変動するが、リニアモータ自体は動作しない状態では、いずれも騒音はほぼ無いと言える。

次に、速度試験時の結果では、リニアモータが実際にその各速度で動作するため、推力試験時に比べ騒音が発生することが認められた。但し、3.0m/s で 75[dB]、最大速度の 6.0m/s で 86[dB]と最大でも 24[dB]程度の上昇にすぎなかった。また、この騒音において、そのほとんどの要因はリニアモータに電流を送るケーブルを保護するケーブルベアの動作音であることが、実験を通して把握できた。よって、どの運転下でもリニアモータ自体の騒音というものはほぼ零であることが確認された。

4. 結 論

今回の造波装置試作機を従来のサーボモータ(回転式モータ)駆動からリニアモータ(リニアドライブ化)駆動とすることを検討した。リニアモータの試作を行い、性能試験結果を通して、造波装置のリニアドライブ化が十分可能であることがわかった。また、リニアドライブ化により造波装置の低騒音化、機構簡素化を図ることができた。また、今回の研究にて試作機改造に必要な強度計算等を実施し、造波装置として耐えうる機構であることがわかり、実用化への見通しがたった。

5. 参考文献

- [1] Nohara,B.T., Yamamoto,I, and Matsuura,M.: Multidirectional Wave Maker and its Real Time Wave Control System Applied to a Seakeeping Model Basin,Proc.Wave Generation '95,Japan,(1995)

5-1 破壊靱性を考慮した船体用鋼板使用区分に関する一考察

正員 矢島 浩* 正員 山本 元道*
○正員 齊 葵** 学生員 大垣 優穂**

1. まえがき

日本海事協会(NK)鋼船規則[1]には、設計応力レベル別に各構造部材に対して使用区分が規定されている。具体的には、板厚により使用出来る鋼板のグレードを規定している。板厚が厚くなるほど靱性の良い(粘っこい)鋼板を使用するという思想である。

本報は、代表例として、軟鋼板(MS)とTMCP型降伏点36kgf/mm²級高張力鋼板(HT36)に対して、

- (1)現行規則の使用区分に対して、許容されると考えられる亀裂長さの最低値(脆性不安定亀裂に移行して大破壊に至らしめるようなことのない限界の亀裂長さ)を推定した。
 - (2)V-ノッチシャルピー衝撃試験実績最低値から、同様に許容亀裂長さを推定した。
 - (3)破壊靱性を考慮した、船体用鋼板使用区分の在り方についての私案を検討した。
- 結果について述べたものである。

2. 使用区分での許容亀裂長さ推定手法

NK鋼船規則[1]には、V-ノッチシャルピー衝撃試験による吸収エネルギーに要求値が規定されている。NK規則による要求値の一部をTable 1に示す。

Table 1に示した要求吸収エネルギー値に対応する0℃(船体の規則上での最低使用温度)での破壊靱性値($K_{IC at 0^\circ C}$)を推定し、さらに、NK規則による船体用鋼板使用区分での、各グレードの鋼板に対する限界板厚に対応した0℃での許容亀裂長さを求めた。

まず、Table 1に示した要求吸収エネルギー値から、以下の式[2]を使用して吸収エネルギー遷移温度(vT_{RE})を推定した。

軟鋼板母材

$$vE = \frac{1}{410} \{55 + (T_{vE} - vT_{RE})\}^2$$

HT36(TMCP)鋼板母材

$$vE = \frac{1}{210} \{45 + (T_{vE} - vT_{RE})\}^2$$

軟鋼板大入熱溶接継手 Fusion Line 部

$$vE = \frac{1}{770} \{70 + (T_{vE} - vT_{RE})\}^2$$

Table 1 Required V-Charpy absorbed energy values in NK Rule

Grade	Base Plate		Automatically Welded Joint (High-Heat-Input)	
	Test Temp. (°C)	vE (kgf·m)	Test Temp. (°C)	vE (kgf·m)
KA	—	—	20	3.5
KB	0	2.8	0	3.5
KD	-20	2.8		
KE	-40	2.8	-20	3.5
KA36	0	3.5	20	3.5
KD36	-20	3.5	0	3.5
KE36	-40	3.5	-20	3.5

* 広島大学 工学部

** 広島大学 大学院 工学研究科

HT36(TMCP)鋼板大入熱溶接継手 Fusion Line 部

$$vE = \frac{1}{295} \{50 + (T_{vE} - vTrE)\}^2$$

ただし、 T_{vE} : V-ノッチシャルピー衝撃試験結果による吸収エネルギー～
温度遷移曲線の、種々の吸収エネルギー値に対応する温度(°C)

次に、 $vTrE$ が、50%脆性破面率遷移温度($vTrs$)と略等しくなるものと仮定して、以前報告した[3]手法に従って、 $vTrE$ から0°Cでの破壊靱性値($K_{Ca0°C}$)を推定した。

3. NK鋼船規則による船体用鋼板使用区分と許容亀裂長さ

NK鋼船規則[1]による船体用鋼板の使用区分をFig.1に示す。Fig.1中の5段階の応力レベルは、Table 2に示す値になっている。すなわち、想定亀裂の先端が母材に存在している場合は、溶接残留応力として、母材の公称降伏点(σ_{y0})の50%(すなわち $0.5\sigma_{y0}$)が考慮されており、想定亀裂の先端が、大入熱溶接継手 Fusion Line に存在している場合は、 $0.2\sigma_{y0}$ が考慮されている。

前章で述べた推定手法により、先にTable 1に示した要求吸収エネルギー値から、船体の規則上での最低使用温度である、0°Cにおける破壊靱性値($K_{Ca0°C}$)を求め、Table 2に示した応力が負荷されていると仮定して、各グレードの鋼板に対する限界板厚に対応した、0°Cでの許容亀裂長さを求めた。

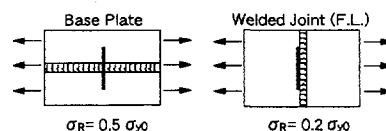
Stress Level	Steel	Grade					
		Plate Thickness (mm)					
		0	10	20	30	40	50
I	MS	A				B	
	HT36	AH					
II	MS	A			B	D	
	HT36	AH				DH	
III	MS	A		B	D	E	
	HT36	AH			DH		EH
IV	MS	A	B	D	E		
	HT36	AH		DH		EH	
V	MS	D		E			
	HT36	DH			EH		

Fig.1 Required grades of hull steel plate in NK Rule

このようにして推定した0°Cでの許容亀裂長さを、使用区分図に記入して、Fig.2およびFig.3に示す。なお、Fig.2は想定亀裂の先端が母材に存在している場合であり、最も短い場合でも200～210mm程度となっている。一方、Fig.3は大入熱溶接継手 Fusion Line に存在している場合であり、最も短い場合で60mm程度となっている。

Table 2 Stress conditions in NK Rule

Steel	Stress Level	Stress, σ (kgf/mm ²) ($\sigma = \sigma_D + \sigma_R$)	
		Base Plate	Welded Joint (F.L.)
MS	I	16.8	9.6
	II	24.0	16.8
	III	26.4	19.2
	IV	28.8	21.6
	V	28.8	21.6
HT36	I	24.7	13.9
	II	34.7	23.9
	III	38.0	27.2
	IV	41.3	30.5
	V	41.3	30.5



Stress Level	Steel	Grade and Allowable Crack Length (mm)								
		Plate Thickness (mm)								
		0	10	20	30	40	50			
I	MS	A					<u>664</u>	B	<u>685</u>	
	HT36	AH							<u>440</u>	
II	MS	A			<u>333</u>	B	<u>352</u>	D	<u>412</u>	
	HT36	AH				<u>238</u>	DH	<u>306</u>		
III	MS	A		<u>293</u>	B	<u>315</u>	D	<u>356</u>	E	<u>410</u>
	HT36	AH		<u>222</u>		DH	<u>272</u>	EH	<u>345</u>	
IV	MS	A		<u>256</u>	B	<u>273</u>	D	<u>321</u>	E	<u>345</u>
	HT36	AH		<u>207</u>		DH	<u>246</u>	EH	<u>292</u>	
V	MS	D		<u>341</u>	E			<u>345</u>		
	HT36	DH		<u>267</u>	EH			<u>292</u>		

Fig.2 Allowable crack length (Base plate)

Stress Level	Steel	Grade and Allowable Crack Length (mm)									
		Plate Thickness (mm)									
		0	10	20	30	40	50				
I	MS	A				327	B	409			
	HT36	AH						228			
II	MS	A			115	B	142	D	133		
	HT36	AH				82	DH	105			
III	MS	A		95	B	121	D		109	E	135
	HT36	AH			71	DH		86	EH	110	
IV	MS	A		79	B	100	D	96	E		107
	HT36	AH		62	DH		74	EH		87	
V	MS	D		105	E				107		
	HT36	DH		79	EH				87		

Fig.3 Allowable crack length (Fusion line at high-heat-input welded joint)

4. V-ノッチシャルピー衝撃試験実績最低値から推定した許容亀裂長さ

以前報告した[3], 船体用軟鋼板(A鋼板)と, TMCP型降伏点36kgf/mm²級高張力鋼板(AH・DH鋼板)の母材と大入熱溶接継手Fusion Lineに関する, 3~6チャージ分のV-ノッチシャルピー衝撃試験結果の実績最低値(Table 3 参照)から, 前章と同様に, 使用区分での限界板厚に対応した, 0℃での許容亀裂長さを求めた。なお, この場合, Table 3 に示した, それぞれの板厚に対応したvTrE からK_C at 0℃を推定し, WES3003の板厚効果[4], すなわち6√tを適用して, 使用区分での限界板厚に対応した0℃での許容亀裂長さを求めた。

Table 3 Minimum vTrE of actual data

	Grade	Thickness (mm)	vTrE (°C)
Base Plate	KA	25.4	40
	KA36	25.0	-55
Welded Joint (F.L.)	KA	25.4	67
	KD36	25.0	20

想定亀裂の先端が母材に存在している場合がFig.4であり, 大入熱溶接継手Fusion Lineに存在している場合がFig.5である。なお, Fig.4・Fig.5には, 先にFig.2・Fig.3に示した, NK規則による要求値から推定した許容亀裂長さも示してある。

Stress Level	Steel	Grade and Allowable Crack Length (mm)					
		Plate Thickness (mm)					
		0	10	20	30	40	50
I	MS	A				$\frac{564}{554}$	B
	HT36	AH				$\frac{440}{1200}$	
II	MS	A			$\frac{333}{297}$	B	D
	HT36	AH			$\frac{238}{660}$	DH	
III	MS	A	$\frac{293}{272}$	B	D		E
	HT36	AH		$\frac{222}{633}$	DH	EH	
IV	MS	A	$\frac{256}{242}$	B	D	E	
	HT36	AH	$\frac{207}{601}$	DH		EH	

Underlined : From NK Rule

Fig.4 Allowable crack length (Base plate, A and AH)

Stress Level	Steel	Grade and Allowable Crack Length (mm)					
		Plate Thickness (mm)					
		0	10	20	30	40	50
I	MS	A				$\frac{327}{193}$	B
	HT36	AH					
II	MS	A			$\frac{115}{73}$	B	D
	HT36	AH					DH $\frac{105}{87}$
III	MS	A		$\frac{95}{66}$	B	D	E
	HT36	AH			DH $\frac{86}{76}$	EH	
IV	MS	A	$\frac{79}{57}$	B	D	E	
	HT36	AH		DH $\frac{74}{69}$	EH		
V	MS	D			E		
	HT36	DH $\frac{79}{80}$		EH			

Underlined : From NK Rule

Fig.5 Allowable crack length (Fusion line at high-heat-input welded joint, A and DH)

想定亀裂の先端が母材に存在している場合、AH鋼板では、実績最低値から推定した値であるにもかかわらず、かなり大きな値になっている。一方、想定亀裂の先端が大入熱溶接継手Fusion Lineに存在している場合、実績最低値から推定した値の方が若干小さな値になっている。

5. 破壊靱性を考慮した船体用鋼板使用区分の在り方

先に示したFig.2・Fig.3より、NK規則での規定値から推定した許容亀裂長さは、かなりまちまちである。

NKの調査結果[5]によれば、就航船で発見された亀裂長さとしては、100mm以下が亀裂数で35%程度である。しかし、250～400mm程度の亀裂も発見されていることから、400mm程度までの亀裂長さが許容されているとみなされる。

先に示したFig.5中の値は、必ずしも長いとは言えないが、V-ノッチシャルピー衝撃試験結果の実績値を最低値で評価したために、かなり安全側の評価結果になっているものと考えられる。また、今回の評価に用いた応力条件(Table 2参照)も、かなり安全側の評価結果を与える理由になったものと考えられる。

しかしながら、船体の強度信頼性確保の観点から、船体用鋼板に対する強度・靱性の要求値と、設計応力や寸法を総合的に考慮した使用区分が要望されるところであり、著者らの私案を本論文で詳述したい。

6. まとめ

NK鋼船規則の船体用鋼板に対する使用区分に関して、各グレードの鋼板に対する限界板厚に対応した0℃での許容亀裂長さを推定した。また、破壊靱性を考慮した、船体用鋼板使用区分の在り方についての私案を検討した。

参考文献

- [1] (財)日本海事協会：鋼船規則，C編 船体構造及び船体艀装，K編 材料，M編 溶接(1997)。
- [2] 多田益男：船体用鋼板およびその溶接継手部の破壊靱性値評価手法と降伏点40kgf/mm²級鋼板の船体構造への適用に関する研究，長崎大学 大学院 海洋生産科学研究科 学位論文(1992.12)，pp.25-49。
- [3] 矢島 浩，多田益男，野田俊介，北田博重，池上 潔，高橋直樹：船体用鋼板の破壊靱性値推定手法に関する一考察，西部造船会会報，第75号(1988.3)，pp.200-211。
- [4] (社)日本溶接協会：低温用圧延鋼板判定基準，WES3003(1983)。
- [5] 北田博重：TMCPによる降伏点40kgf/mm²級鋼板の実船適用にあたっての靱性要求基準に関する研究，東京大学 工学部 学位論文(1990)，pp.56-91。

5-11 回し溶接止端部から発生・伝播する微視・微小
表面き裂のアスペクト比変化に関する研究

正員 豊貞 雅宏* 正員 山口喜久次*
学生員 武田兼二郎** ○学生員 渡辺 泰成**

A Study on the Change of Aspect Ratios of Small Surface Cracks Emanated from
a Toe of Corner Boxing

by Masahiro TOYOSADA, *Member* Kikuji YAMAGUCHI, *Member*
Kenjiro TAKEDA, *Student Member* Yasunari WATANABE, *Student Member*

Summary

Many failures of fatigue cracks from a boxing fillet weld toe have been experienced in ship structures. Fatigue surface cracks emanate from plural points on fillet weld toe line and coalesce each other until becoming a larger surface crack during crack propagation. The life during plural surface cracks usually occupies the major portion of total fatigue life.

Therefore it is necessary to establish the estimation method of fatigue crack propagation life before completion of crack coalescence. For the purpose of grasping the clue, we carried out fatigue crack propagation tests with single edge notch and investigated the change of aspect ratio of surface cracks emanated from notch root. We could not direct the search for a new law about aspect ratio of each surface crack because the relation between crack depth and aspect ratio for each surface crack has a very large scatter. Considering and expecting that crack may propagate continuously in main direction under constant amplitude loading, K value at the deepest point of the deepest crack among surface cracks was studied with considering interference effect from near cracks. Then a supposed surface crack which exist alone at the notch root and of which K value is the same as above K value is considered. As a result, it becomes clear that the aspect ratio of the supposed crack changes linear with respect to a crack depth during plural crack growth.

However it is expected that the aspect ratio may be affected by residual stress because residual stress controls crack opening/closing behavior. In this paper, we carried out fatigue crack propagation tests with gusset specimen built up welding and studied the change of aspect ratio for the supposed crack at boxing fillet weld toe where large tensile residual stress exist. As a result, there is a important law about the change of aspect ratio for the supposed crack with respect to K value which may represent indirectly crack propagation behavior for multiple surface cracks emanated from notch root with welding tensile residual stress field.

1 緒 言

健全な溶接止端部から発生する疲労き裂は、単一で生じることがまれで、複数箇所から生じ成長とともに合体を繰り返す。この区間の疲労き裂伝播曲線の推定ができないため、 SN 曲線による寿命評価法によりき裂発生寿命を求め、これを上記区間に対応する寿命という工学的取り扱いが時としてなされる。しかし、本来疲労破壊も含めてすべての破壊（降伏現象も含む）は、 SN 曲線で取り扱っているような1点の応力状態でのみ規定されるものではなく、その分布にも影響を受ける。したがって、 SN 曲線をもとに評価した疲労被害度と実際のき裂の大きさの関係は未だ明確にされていない。

*九州大学工学部船舶海洋システム工学科

**九州大学大学院工学研究科

疲労き裂の成長には種々の因子が影響を与えるため、貫通き裂の疲労き裂伝播寿命予測に関しても、解明されなければならない課題が存在する。まして、表面き裂でさらに複数個のき裂が互いに影響を与えながら成長する、疲労き裂発生直後の上記区間のき裂成長曲線を推定することは非常に難しい。

ところで、表面き裂の干渉効果といえば、その効果の大きい表面部に着目するのが通常であるが、その効果があまり大きく現れない最深部に着目すれば、表面き裂合体時にも K 値の不連続的变化は生じない。したがって、発生した表面き裂のなかで、最も深い表面き裂の最深部の K 値変化が、その近接き裂による干渉効果も考慮した上で推定できれば、疲労き裂発生直後の表面き裂の合体成長を、第一近似で評価できることになる。

この観点から、著者ら [1] は切欠底で発生した直後の表面き裂のアスペクト比 (き裂深さ: a , き裂長さ: $2b$, アスペクト比: a/b) を実験的に調査した。個々のき裂に対してのアスペクト比はばらばらで、その変化の法則を見いだすことは困難であったが、最も深いき裂の最深部での K 値 (干渉効果も考慮した) を有する単一の表面き裂 (き裂深さは同じ) に複数の表面き裂を代表させたところ、その代表させたき裂のアスペクト比変化は、き裂深さに対して線形的に減少し、その勾配は荷重振幅に対応する切欠底での深さ方向の荷重軸方向応力振幅分布に依存することが明らかとなった。

上記の実験は、残留応力が存在しない切欠底でのものであるが、残留応力も上記アスペクト比に影響を与えると考えられる。特に切欠底に近づくほど引張残留応力が大となる場合には、き裂表面部が開口しやすくなるため、残留応力が存在しない場と比較して、より扁平な表面き裂となる傾向にあると考えられる。同じ深さのき裂同士で比較すると、扁平なき裂ほど K 値は大きくなるので、伝播寿命は短くなると考えられる。

そこで本論文では、実構造で疲労がしばしば問題となる、スティフナ端の回し溶接止端部 (止端部では大きな引張の残留応力が作用している) を有する試験片を作成し、止端部から発生・伝播する表面き裂のアスペクト比変化を計測すると同時に、き裂進展に伴う K 値変化を推定するための資料を得ることを目的とした。

2 疲労き裂伝播試験およびその結果

SM490YB 鋼板を供試材とし、Fig.1 に示す試験片を作成した。なお、本鋼材より圧延方向を試験片の長手方向に一致させて採取した直径 10mm の丸棒試験片を引張試験した結果、降伏点は 389MPa (3 本の平均値) であった。疲労き裂の発生領域を変化させるために、スティフナの厚さ (図中では t_s) を 5.0mm, 7.5mm, 10.0mm の 3 種類準備し、これを母材に溶接した。すみ肉溶接はキャリッジにトーチを搭載した CO_2 溶接で行い、角回しすみ肉溶接は試験片を回転させる治具を用いて各試験片が同じすみ肉形状になるように配慮した。溶接条件は電流 180A, 電圧 30V, 速度 27.1cm/min, であり、3 種類とも同じとした。試験片に生じた残留応力分布を測定するために、回し溶接止端部から 3mm 離れた位置の表裏面に、板幅方向に 9 箇所ずつ計 18 箇所 2 軸ゲージ (ゲージ長 1mm) を貼付し、その周りを解放して残留応力を計測した。Fig.2 に測定された試験片長手方向残留応力の板幅内分布を示す。この結果より、スティフナ厚さを 5 ~ 10mm 変化させた程度では、溶接残留応力分布はほとんど変化せず、3 者とも同程度の残留応力分布を有していることがわかる。また、表面のみにスティフナを配しているため、裏面での引張残留応力は、表面のそれに比して 150MPa 程度低くなっている。すなわち、板内部に入るほど引張残留応力は小さくなっており、表面に近づくほど引張残留応力が大きいので、表面部ほどき裂を開口させようとす

る残留応力が大きくなっていることがわかる。

上記の試験片を用いて、疲労き裂伝播試験を行った。このときの荷重条件は、最大荷重15t、最小荷重0.75t、応力比0.05である。表面き裂の形状寸法は、インク浸透法およびビーチマーク法を併用して破断後計測した。インク浸透法は、おもに合体完了直前の同時期に複数個発生した微小な表面き裂を観察するために、ビーチマーク法は、おもに合体完了後の比較的大きな表面き裂の観察をするために用いた。実験により得られた、合体完了前の個々の表面き裂のき裂深さとアスペクト比の関係(インク浸透法により得られたもの)をFig.3に示す。本研究における目的は、アスペクト比の変化に注目して、き裂の伝播挙動を調査することであるが、Fig.3に示した、同時期に複数個発生した表面き裂の個々のアスペクト比には、全く規則性が見出されない。これはき裂が単独で存在するのではなく、成長する過程で合体を繰り返したり、近接するき裂同士による相互干渉の影響を受けたりすることに原因があると考えられる。

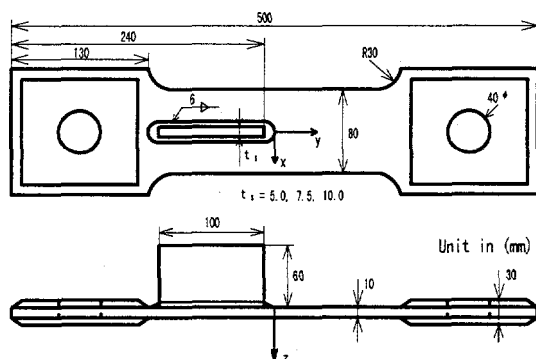


Fig.1 Specimen configuration

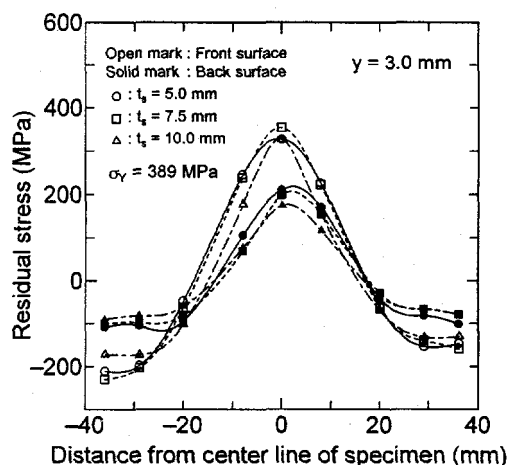


Fig.2 Residual stress distribution along X direction ($y=3.0$ mm)

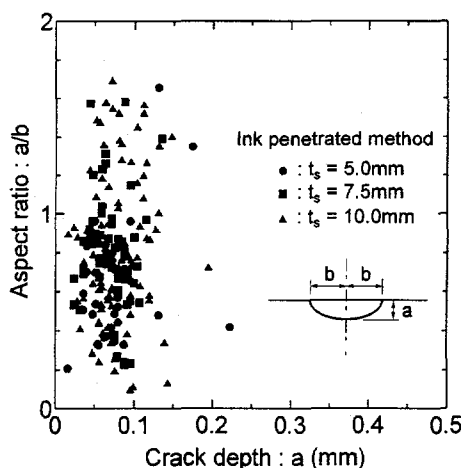


Fig.3 Change of aspect ratio for each surface crack

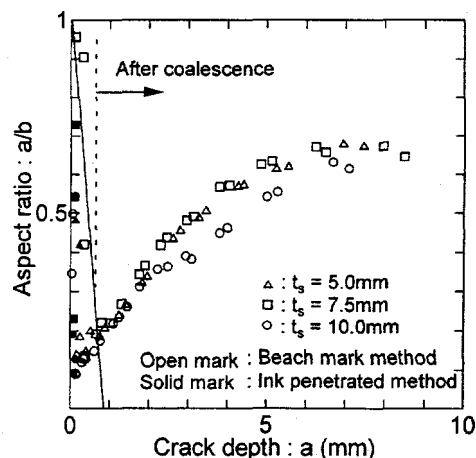


Fig.4 Change of aspect ratio for a supposed surface crack

3 複数直列表面き裂を単一の表面き裂で代表させる方法

応力集中部では通常、同時期に複数個の表面き裂が発生する。この複数個存在する表面き裂は、その中で一番大きな表面き裂が、残りの表面き裂を取り込むような形で合体を繰り返し、非常に扁平なき裂へと成長していく。また、同一平面に複数のき裂が存在する時、表面き裂の K 値は、近接する他のき裂による影響を受け、単独で存在する場合に比べて上昇している。

個々の表面き裂に対し、干渉効果までを考慮し、き裂開閉口現象をもとに疲労き裂伝播のシミュレーションを行うことは、現状では困難であり、シミュレーションが可能になったとしても、膨大な計算を必要とするため、工学的には役に立たない。

干渉効果は表面の方が最深部より大なので、通常干渉効果としては、表面の K 値に対する議論が行われるが、表面部のき裂長に着目すると、合体時には不連続的に長さが大きくなる。他方最深部に着目すると、合体時においても、その深さは不連続的に成長しない。

疲労き裂の成長を規定する最大因子は ΔK 値である。したがって、表面き裂の中で最も深いき裂に常に着目し、近接表面き裂の干渉効果も考慮した、その最深部の K 値を与えることができれば、合体過程も含めて、き裂成長を Paris 則で連続的に評価できる。

そこで、同時期に複数個の表面き裂が存在する状態を、その中で一番深いき裂に着目し、深さを変えないで、そのき裂の最深部における干渉効果を考慮した K 値と同じ K 値を有する、単一表面き裂が存在する状態に置き換える。

残留応力が存在しない、板厚貫通型切欠底の板厚中心部付近から発生・伝播した疲労表面き裂では、この置き換えた表面き裂の合体成長区間におけるアスペクト比変化が、

$$a/b = 1 - \frac{a-d}{2 \left\{ d - s(d) / \left. \frac{ds(z)}{dz} \right|_{z=d} \right\}} \quad (1)$$

ただし $s(z)$: き裂想定面が受ける荷重軸方向応力振幅のき裂成長線方向分布
 d : 試験片材料の1結晶粒の大きさ

で与えられる [1] ことが判明している。但し、複数個の表面き裂の K 値に対する干渉効果は、半無限体の表面き裂に一樣応力が作用する場合のものを利用 (切欠底から発生した表面き裂の合体成長過程におけるき裂深さは、深くても 1mm に達しないので、無限体中のき裂と近似できる) している。

回し溶接のトウ部から発生した疲労き裂の成長挙動は、基本的には、切欠底から発生した疲労き裂成長挙動と同じであると考えられるので、上記のように干渉効果を考慮して、1つの仮想的な表面き裂に代表させると、Fig.3の結果もまとまりのある結果になるものと期待される。そこで、Fig.3における同時期に発生した表面き裂を、干渉効果も考慮した最深部の K 値と同じ K 値を有する、1つの仮想的な表面き裂に、文献 [1] に示した手法により変換した。その結果を Fig.4 に示す。この図には、Fig.3の計測時期より後の合体完了後の1つの表面き裂のアスペクト比変化の計測結果 (ビーチマーク法により得られたもの) も同時に示している。疲労き裂は、発生直後に合体成長を繰り返すため、上記のようにして換算したき裂は、成長するにしたがい扁平になり、アスペクト比は急激に減少している。そして合体が完了すると、アスペクト比は、き裂の成長とともに増加している。なお、図中に示した細線については後述する。

4 回し溶接止端部位置の板厚内応力振幅分布

アスペクト比変化は、き裂面に作用する応力状態に依存すると考えられる。したがって、Fig.4に示すアスペクト比変化は、回し溶接止端部を含む $y = 0$ の断面 (Fig.1 参照) における応力状態により定まっていると考えられる。しかし、この板厚内部の応力は直接計測できない。したがって、有限要素法などの解析をもとに板厚内部の応力分布を求め、それと上記アスペクト比変化との対応を調査することが必要となる。ところで、試験に用いた Fig.1 の試験片では、スティフナが主板の表面側のみに配されているため、試験片に引張荷重を作用させると、偏心により面外曲げ荷重が働き、これも $y = 0$ の応力分布に大きな影響を与える。そこで、疲労試験に先立ち、スティフナの回し溶接止端部より 50mm 離れた位置の表裏面に、板幅方向に 5 箇所ずつ計 10 箇所 2 軸ゲージ (ゲージ長 1mm) を貼付し、準静的に荷重を増加させ、作用応力を計測した。Fig.5 は表裏面それぞれにおいて、計測された 5 箇所の試験片長手方向の作用応力の平均値 ($\bar{\sigma}_y|_{y=50}$) を、負荷荷重 (P_∞) によって整理したものである。本図より、試験片の $y = 50\text{mm}$ の位置には、面外曲げ応力が作用しており、この面外曲げ応力と面内引張応力の比 (すなわち表裏面の応力差の 2 分の 1 と表裏面の平均応力の比) は、負荷荷重が大きくなるほど小さくなっていることがわかる。すなわち、偏心により負荷とともに、面外曲げ応力と面内引張応力の比が小さくなっている [2]。

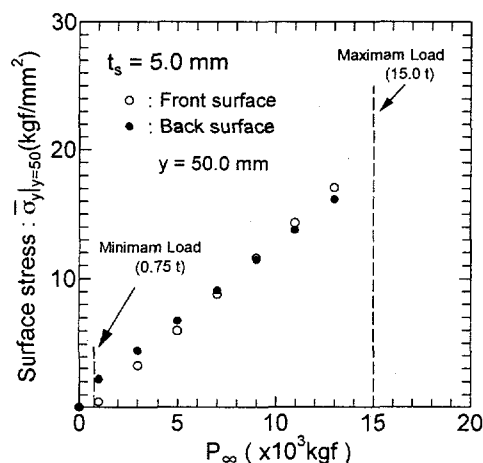


Fig.5 Stress of front surface and back surface under the influence of specimen eccentricity

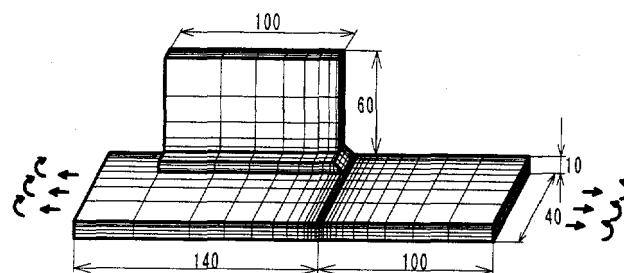


Fig.6 Mesh subdivision

これらの影響を考慮した上で、疲労試験の荷重振幅に対応した、回し溶接止端部における試験片長手方向応力の板厚内分布を求めるために、3次元FEM弾性解析を行った。FEMで解析するにあたって、Fig.1に示すように座標系をとった。計算機の処理能力を考え、要素個数1972個、節点個数2626個とした。解析モデルの要素分割例をFig.6に示す。Fig.6に示すように、FEM解析モデル端部に一様な単位引張応力、ならびに面外単位曲げ応力を与え、回し溶接止端部 ($y = 0$) における y 方向応力の z 方向分布、ならびに Fig.5 の位置に対応する表裏面の作用応力を求めた。Fig.7, Fig.8にFEM解析で得られた $y = 0$ における y 方向応力の板厚内分布を、引張荷重 (単位引張応力) 下、曲げ荷重 (単位曲げ応力) 下についてそれぞれ示す。この図の縦軸は、Fig.5の位置に対応した応力 (σ_m , σ_b) で無次元化してある。FEM解析では当然のことながら、離散的に応力解析結果が得られる。ところで、Glinka [3] は切欠底近傍の応力が、

$$\sigma_y = \frac{K_t S_t}{2\sqrt{2}} \left[\left(\frac{\rho}{r} \right)^{1/2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\rho}{r} \right)^{3/2} \right] \left[1 - \frac{1}{x_0} \left(\frac{r}{\rho} - \frac{1}{2} \right) \right] \quad (2)$$

ただし K_t : 形状係数

S_t : 切欠底位置における公称応力

ρ : 切欠半径

r : $r = x + \rho/2$ (x : 切欠底からの距離)

x_0 : L/ρ (L : 切欠底から曲げの中立軸までの距離)

引張のみの場合は $L \rightarrow \infty$

なる形で近似できることを示しており、溶接止端部に適用した場合、溶接止端半径程度の深さまでは、精度良く(2)式で表示できることが判明している[4]。作成した試験片の回し溶接止端部を印象材で形取りし、止端半径を計測した結果 $\rho = 0.7\text{mm}$ であった。そこで、(2)式にFEM解析によって得られた、表面に最も近い要素の重心位置 ($z = 0.5\text{mm}$)での応力を代入することで、応力集中係数 K_t を求め、試験片表面での応力を推定した。Fig7, Fig8中の実線は、(2)式により応力分布を推定した結果である。また同図中の点線は、FEM解析結果を多項式近似した結果である。

そこで、疲労試験で与えた最大荷重と最小荷重のそれぞれにつき、Fig.5の結果より $y = 50\text{mm}$ における引張応力および曲げ応力を求め、 σ_m あるいは σ_b を、それぞれFig.7あるいはFig.8に乘じ、線形重ね合わせを行い、最大荷重下および最小荷重下での応力分布を求めた。そして、それら

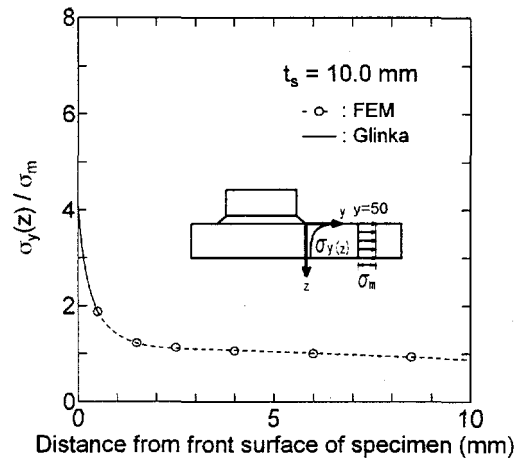


Fig.7 Stress distribution along Z axis under uniform tensile stress

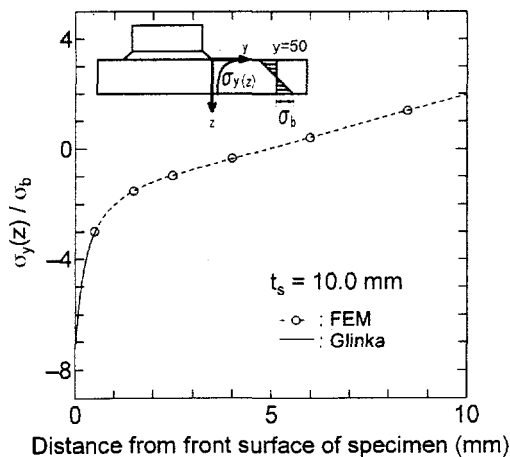


Fig.8 Stress distribution along Z axis under pure bending

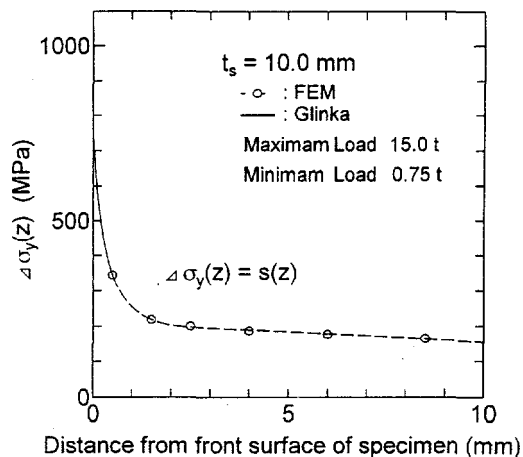


Fig.9 Stress amplitude distribution along Z axis under applied loading

5 表面き裂のアスペクト比変化

の差をとること、疲労試験時の荷重振幅に対応する、止端部位置での y 方向応力振幅の板厚内分布を求めた。その結果を Fig. 9 に示す。

き裂成長線に沿う荷重振幅に対応する、垂直方向応力振幅分布 $s(z)$ が Fig. 9 のように得られた。そこで、 $t_0 = 5.0 \text{ mm}$ についての $s(z)$ より (1) 式で、合体成長過程の 1 つの表面き裂に代表させたき裂のアスペクト比変化を推定した。その結果が Fig. 4 中に示した細線であり、回し溶接止端部から発生するき裂は、残留応力が存在しない切欠底から発生・伝播する表面き裂 (そのアスペクト比変化は (1) 式) よりも、明らかに扁平な形で伝播している。

Fig. 2 の残留応力計測結果から予想されるように、引張残留応力が止端部近傍に生じており、主板内部から止端部表面に近づくほど、残留応力は大きくなっていく。そのため、残留応力が存在しない場合に比べて、き裂表面部は最深部より相対的に開口しやすくなっている。したがって、相対的に表面での成長が速くなり、扁平な形で伝播することになると考察される。

溶接止端部は応力集中源であり、荷重線方向に投影した溶接止端部長さ t_0 は、スライフト厚さ $(t_0 + 2 \times \text{脚長 } L_0)$ と近似され、この区間でき裂が発生しやすく、発生したき裂が成長過程で合体を繰り返す。したがって、合体成長中のき裂のアスペクト比は、 t_0 が大なるほど扁平になるはずである。上記の観点ならびに (1) 式との整合性を考慮して、Fig. 4 のき裂合体成長過程のアスペクト比を求めると、

$$(3) \quad h(a) = a/b = 1 - \frac{2 \left\{ d - s(d) \frac{dz}{ds(z)} \right\}_{z=d}}{(1 + 0.243 \ell)(a - d)}$$

ただし $s(z)$: 回し溶接止端部位置における y 方向応力振幅の板厚内分布 (参照 Fig. 9)
 ℓ : スライフト厚さ $(t_0 + 2 \times \text{脚長 } L_0)$ (mm)
 d : 試験片材料の 1 結晶粒の大きさ (mm)

となった。ここで ℓ は引張残留応力が働いている切欠底 (止端部) の長さという定義になり、残留応力が働いていない切欠部では $\ell = 0$ となり、(1) 式との整合性が保持されることになる。合体完了時には、表面のき裂長さが大きくなり、その深さはあまり大きくない。その最深部の K 値が表面での K 値より卓越して大きくなり、表面はき裂がほとんど成長せずに、最深部のみが成長する区間が存在する。すなわち、これ以後のき裂は、川原らの言う非均衡成長曲線 [5] にしたがってアスペクト比が変化することになる。

この非均衡成長曲線は、き裂がその表面部で成長しないで深さ方向のみ成長する線、すなわち、Fig. 4 に記載するとすれば、原点を通る直線 $g(a)$ と、 $y = 0$ における曲げ荷重比 α 、

$$(4) \quad \alpha = \frac{\Delta \sigma_b}{\Delta \sigma_m + \Delta \sigma_b}$$

$\Delta \sigma_m$: 平均面内膜応力振幅
 $\Delta \sigma_b$: 平均面外曲げ応力振幅

に対応する均衡成長曲線 $f(a)$ 、

$$(5) \quad f(a) = a/b = A - B \cdot (a/t)$$

$$A = 0.98 + 0.07\alpha$$

$$B = 0.06 + 0.94\alpha$$

$$t : \text{板厚 (mm)}$$

の2つの直線を漸近線とする曲線,

$$\frac{1}{(a/b)^n} = \frac{1}{\{f(a/t)\}^n} + \frac{1}{\{g(a/t)\}^n} \quad (6)$$

で与えられる [6].

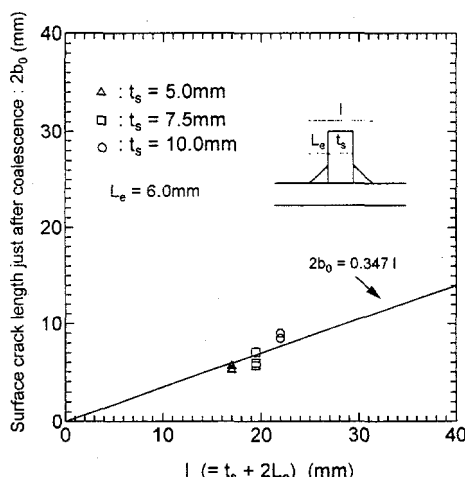


Fig.10 Surface crack length just after coalescence

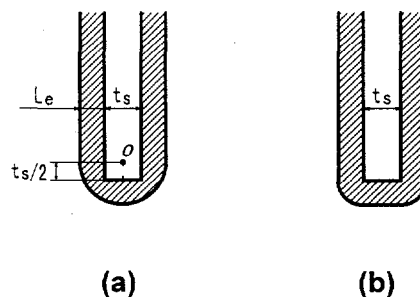


Fig.11 Configuration of a toe of round fillet weld

これまでに実験された、回し溶接止端部における表面部のき裂成長曲線 [7] を参照すると、スティフナ厚さ (t_s) とすみ肉脚長 (L_e) の2倍の和程度のき裂長さとなる段階で、いったん表面方向のき裂成長が停止し、深さ方向に主として伝播した後、再び表面でのき裂成長が生じている。そこで、今回の試験片で、いったん表面でのき裂成長が停止し深さ方向へのみ進展している区間の表面き裂長さ ($2b_0$) と $t_s + 2L_e (= \ell)$ との関係を調べた。その結果を Fig.10 に示す。ここで、スティフナ厚さ 10.0mm の場合の $2b_0$ は、スティフナ厚さ (t_s) より小さくなっており、表面き裂長さが $2b_0 = t_s + 2L_e$ の付近で、いったん表面でのき裂の成長が停止するという過去の実験結果とは一致しない。今回使用した試験片の回し溶接は、一定溶接速度を保つために治具を使用し、Fig.11(a) に示すように、スティフナ端から $t_s/2$ 入った点 O を中心に試験片を回転させて施工したため、回し溶接のトウ部の境界線は円弧状になっていた。このように、回し溶接止端部が円弧状になっていたために、 $2b_0$ が t_s よりも小さくなったものと考えられる。一方、通常の半自動溶接における運棒法では、回し溶接の境界線は Fig.11(b) に示すように、スティフナ端と平行な直線部分が形成される。したがって、疲労き裂が発生しやすい領域が (a) よりは広くなり、 $2b_0$ がほぼ $t_s + 2L_e$ に、通常の半自動溶接の運棒法ではなるものと考えられる。本試験片では、Fig.10 に示すように $2b_0 = 0.347\ell$ とほぼ与えられるから、 $g(a)$ は、

$$g(a) = a/b = a/b_0 = \frac{a}{0.174 \ell} \quad (7)$$

と決定される。

一方、 $f(a)$ は (5) 式により決定される。

したがって、合体が完了した後の区間のアスペクト比変化は、(6)式で与えられることになる。川原らの提案式では $n = m/2 + 1$ (m : Paris則の指数) と与えられているので、 $m = 3$ (ここでの材料ではこの程度の値となる) とすれば $n = 2.5$ となる。そこで、 $n = 2.5$ として(6)式より合体完了後のアスペクト比変化を、 $t_s = 5.0\text{mm}$ のcaseについて推定した。その結果をFig.12(a)に示す。しかし、図に見られるように、この推定値より実験で得られたアスペクト比は小さい、すなわち扁平になっている。そこで、 n の値を変化させて、実験結果とほぼ一致するか否かを調べた。その結果、 $n = 1$ とすればFig.12(a)に示すように、ほぼ実験結果と一致した。そこで、 $t_s = 7.5\text{mm}$ 、および $t_s = 10.0\text{mm}$ についても同じ整理を行った。その結果をFig.12(b),(c)に示す。ほぼ本試験片に関しては、上記の手法で回し溶接止端部から発生・伝播するアスペクト比変化が与えられる。上記のように、合体完了後についても $n = 1$ ということ、川原らの提案式によるアスペクト比より小さくなっている。これは、表面に近いほど大きな引張残留応力が存在しており、残留応力が存在しない場合よりも、き裂の表面部が開口しやすくなり、表面のき裂成長が速くなるためであると考えられる。

通常の運棒法では、回し溶接止端部の境界線はFig11(b)のようになるので、 $2b_0 = t_s + 2L_e$ とすれば、実際に生じるもので最も扁平な変化をする極限を与えることになる。扁平な形で伝播するほど、き裂成長が速くなるので、 $2b_0 = t_s + 2L_e$ として $g(a)$ を決定すれば、安全側の評価を与えることになる。

なお、本試験片において $2b_0 = 0.347l$ と $2b_0$ と l を直線関係で近似したが、スティフナが極端に厚い場合については、このまま適用できるかについては疑問が残る。これらの回し溶接止端部形状の影響やスティフナ厚さの影響については、今後さらなる研究を必要とする。

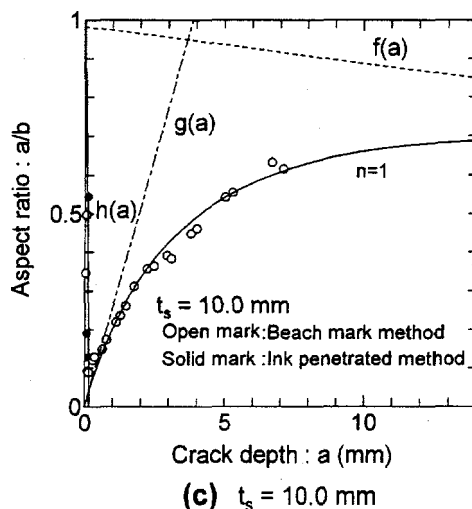
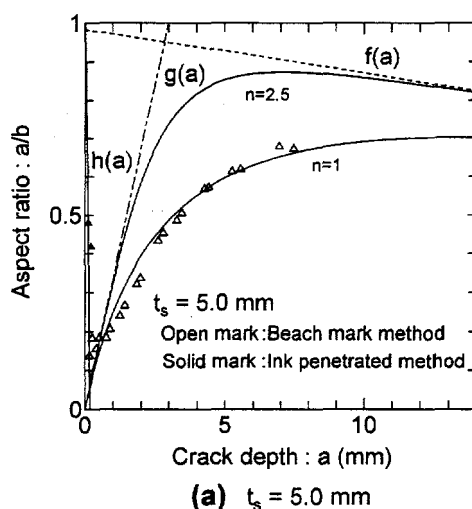
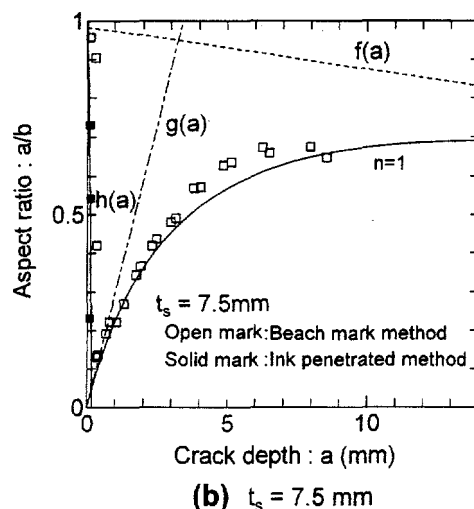


Fig.12 Change of aspect ratio for supposed surface cracks emanated from a toe of corner boxing

6 結 言

スティフナを有する試験片を用いて疲労試験を行った。この試験から得られたデータをもとに、応力集中場・残留応力場における疲労き裂のアスペクト比変化の特性を調査した。得られた結果を要約すると以下の通りである。

1. 発生直後の複数個発生した表面き裂のアスペクト比は、複数のき裂の干渉を考慮した最深部の K と同じ K 値を有する、単一仮想表面き裂に置き換え、そのアスペクト比変化を追求した結果、(3) 式に示されるように、最初の結晶粒界でアスペクト比 1 という状態から、線形的に急激に減少していく。
2. 合体完了後の表面き裂は、き裂深さに比べ表面におけるき裂長さが大きくなるため、以降のき裂成長挙動は、川原らの言う非均衡成長曲線にしたがいアスペクト比が変化していく。
3. 残留応力の存在しない場合に比べ、残留応力場において発生し成長する表面き裂の形状は、より扁平な形状となる。同じき裂深さの状態で考えると、残留応力場の方が長さの大きな表面き裂が存在することになり、残留応力がない場合より疲労寿命は短くなる。

おわりに本研究に対して、当時九州大学工学部船舶海洋システム工学科学部 4 年 (現在 (株) 新来島どつく) の四塚卓之君にデータの収集、整理を行っていただいた。ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- [1] 豊貞雅宏 他：切欠底に生じる疲労表面き裂のアスペクト比変化についての実験的検討，西部造船会々報，第 91 号，(1996)，pp.169-176.
- [2] 金沢武 他：曲げと引張を受ける貫通欠陥の疲労き裂伝播速度と脆性破壊発生について，日本造船学会論文集，第 136 号，(1974)，pp191-205.
- [3] G. Glinka：CALCULATION OF INELASTIC NOTCH-TIP STRAIN-STRESS HISTORIES UNDER CYCLIC LOADING, Engineering Fracture Mechanics, Vol.22, No.5, (1985), pp839-854.
- [4] 武中秀樹：き裂発生と伝播の統一的寿命評価法の確立に向けて，平成 3 年度，九州大学修士論文，平成 4 年 3 月.
- [5] 川原正言，栗原正好：表面き裂の疲労による伝播成長過程に関する予備的考察，日本造船学会論文集，第 137 号，(1975)，pp297-306.
- [6] 岡本太郎，豊貞雅宏：ブラケット端部からの疲労き裂発生伝ば挙動について -LPG キャリアタンクコーナー部材の疲労強度-，関西造船協会誌，第 175 号，(1979)，pp31-41.
- [7] 飯野暢 他：50 キロ級高張力鋼溶接継手疲労強度評価法の一考察，日本造船学会論文集，第 171 号，(1992)，pp437-448.

6-7 超大型浮体式海洋構造物の波浪中応答に関する実験的研究

○正員 太田 真* 正員 池上 国広*
正員 山口 洋一**

1. 緒言

近年、海洋スペース利用のための km 規模の大型浮体式海洋構造物に関する研究が盛んになっている。1994 年には、マリンプロート推進機構が周囲を透過式防波堤で囲み、その中に箱型構造の浮体を浮かべる方式の海上空港を提案している[1]。また、1995 年には官民共同で「メガフロート技術研究組合（以下組合とする）」が設立され、実証実験を含む開発研究が実施されている。海上空港構想の浮体規模はおよそ最大で長さ 5km×幅 1km であるのに対し、厚さは数 m という超薄型箱型構造であるため、弾性影響が無視できなくなってくる。そこで組合では、浮体の挙動を的確に推定するため弾性応答解析手法の開発に取り組んでいる[2]。

本研究の目的は上記解析手法の開発に際して必要な検証データを、超大型浮体式構造物を想定した水槽試験により取得することにある。超薄型浮体の波浪中弾性応答に関していくつかの実験例[3][4]はあるが、これまで数 km 規模の超大型浮体式構造物を想定した広範囲な実験はほとんど見られない。本研究では、長さ 1,200m の浮体を想定した一体型弾性模型を用いた波浪中弾性応答試験を行った。なお、本研究は組合の「超大型浮体式海洋構造物 平成 8 年度研究」の一環として実施したものである。

2. 水槽試験

試験は三菱重工業(株)長崎研究所の耐航性能水槽（長さ 160m×幅 30m×水深 3.1m）において実施した。想定実機の水深が 20m であることから、水槽の一部に仮底を設けて浅水域対応の実験を可能とし、浅水域実験を主体に深水域対応の実験も行った。試験条件を Table 1 に示す。

2.1 供試模型

供試模型の概要図を Fig.1 に、その主要目を想定実機と対比して Table 2 に示す。係留は想定された実機にほぼ相当する線形バネを用いた簡略化した係留装置を採用し、長辺方向に 5 基、短辺方向に 2 基用いた。

(1) 縮尺

模型の縮尺は、造波機的能力及び模型製作上の制約や運搬上の制限を考慮して、1/80 とした。供試波の条件を Table 3 に示す。

(2) 剛性

模型の剛性が一樣になるように機械的な接合を避け、溶接構造による一体型浮体を製作した。軽量かつ模型剛性の調整を容易にするため、面板とハニカムをろう付けしたアルミハニカム板を採用した。模型断面を Fig.2 に示すが、浮力体として剛性のほとんど寄与しない発泡ポリエチレンをハニカム板に接着させた。

組合で設定した長さ 1,200m の浮体の要目を Table 2 (VLFS) に示す[5][6]。曲げ剛性

* 三菱重工業(株)長崎研究所 船舶・海洋研究推進室

** 三菱重工業(株)長崎研究所 船舶・海洋試験課

を相似にするためには縮尺の5乗倍にすることが知られている[7]。模型の曲げ剛性は想定実機のおよそ1.4倍となった。

2.2 計測

波浪中弾性応答として上下変位の分布を調べるために、Fig.3に示すように合計55点の上下変位を計測した。浮体模型と同一の広さの計測枠を副曳引車の下に設置し、これに取り付けたプーリーとポテンシオメーターを組み合わせた計測装置により上下変位を計測した。

2.3 解析

規則波中の応答は、フーリエ解析を行い波周期に相当する成分の振幅と位相を求め、長波頂不規則波及び短波頂不規則波中の応答は、スペクトル解析により有義値を求めた。

3. 実験結果及び考察

3.1 弾性応答

規則波中の上下変位の応答振幅分布を三次元的に表した例をFig.4に示す。これは浅水域で波方向0°の例であるが、長手方向だけでなく短手方向にもたわみが発生する複雑な三次元的挙動を示していることが分かる。Fig.4を二次元的に表したものをFig.5に示す。斜め波中の応答は、複雑なモードの重ね合わせにより、波周期によっては波上側より波下側の応答が大きくなる場合もある。

3.2 同時刻の上下変位分布

規則波中の同時刻の上下変位分布をFig.6に示す。波上側の浮体中央の点が最大振幅の時の分布であり、波周期が大きくなるにつれ振動のモード数が減るのが分かる。

3.3 水深影響

規則波中の浅水域と深水域の応答を比較してFig.7に示す。同一波長での応答として比較すると概ね浅水域と深水域でよく一致する応答を示している。

3.4 規則波中と不規則波中の応答比較

規則波中と不規則波中の応答を比較してFig.8に示す。波周期が同じ場合、規則波中の応答振幅と長波頂及び短波頂不規則波中の有義振幅は概ね同程度である。

4. 結言

長さ1,200mの超大型浮体式構造物を対象とし、曲げ剛性の相似な大型模型を用いた波浪中弾性応答試験を実施し、以下の結果が得られた。

- (1) 波浪中応答は複雑な三次元的挙動を示していることがわかり、挙動推定法検証のための有用なデータが取得できた。
- (2) 同一波長の場合、浅水域と深水域の応答は同程度であり、規則波中の応答振幅と長波頂及び短波頂不規則波中の有義振幅は同程度である。

参考文献

- [1] 太田英美：浮体式海上空港構想，第12回海洋工学シンポジウム，(1994)，pp.75-81
- [2] メガフロート技術研究組合：超大型浮体式海洋構造物（メガフロート）平成7年度研究成果報告書－概要－，(1996.3)
- [3] 矢後清和，遠藤久芳：浅喫水箱形浮体の波浪中弾性応答について－大型模型による水槽試験－，日本造船学会論文集，第180号，(1996)，pp.341-352
- [4] 中井幸治，関田欣治，太田英美，宇都宮智昭，渡邊英一：大規模弾性浮体の波浪中挙動

の実験と解析, 第 13 回海洋工学シンポジウム, (1995), pp.209-216

[5] メガフロート技術研究組合 設計技術分科会: 浮体設計技術 H7 研究成果概要, (1996.4)

[6] メガフロート技術研究組合: 超大型浮体式海洋構造物 (メガフロート) 平成 8 年度研究成果報告書 - 概要 -, (1997.3)

[7] Toki, N.: A Study on the Behavior of Huge Floating Structures in Regular Waves, 日本造船学会論文集, 第 146 号, (1979), pp.185-194

Table 1 Test condition

Water Depth	0.25m (Shallow) 3.10m (Deep)
Waves	Regular Wave Long Crested Irregular Waves Short Crested Irregular Waves
Wave Direction	0, 45, 90 degrees

Table 2 Principal particulars of the model

	VL15	VLFS
Scale Ratio	1/80	1/1
Length	15.0m	1200m
Breadth	3.0m	240m
Depth	56.0mm	4.5m
draft	12.5mm	1.0m
El _{Long.}	334 kg·m ²	1.09 × 10 ¹² (7.86 × 10 ¹¹)
Water Depth	0.25m 3.1m	20m 248m

(): Target

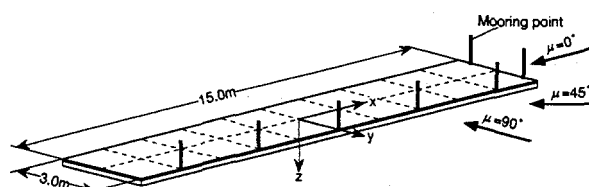


Fig.1 Coordinate system and experimental setup

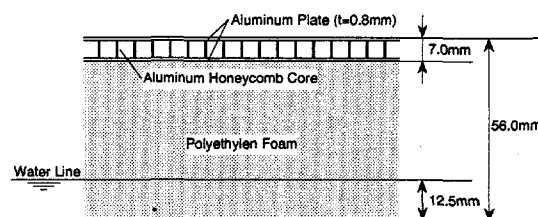


Fig.2 Cross section of the model

Table 3 Wave condition

(Shallow)

λ / L	Period Tw(s)	Wave Height Hw(mm)	Irregular Waves
0.04	0.62	10	
0.05	0.70	20	
0.06	0.78	20	○
0.08	0.94	20	
0.10	1.11	20	
0.12	1.28	20	○
0.14	1.46	20	
0.16	1.64	20	
0.18	1.82	20	○
0.20	2.00	20	

(Deep)

λ / L	Period Tw(s)	Wave Height Hw(mm)	Irregular Waves
0.04	0.62	10	
0.05	0.69	20	
0.06	0.76	20	○
0.08	0.88	20	
0.10	0.98	20	
0.15	1.20	20	○
0.20	1.39	20	
0.25	1.55	20	
0.30	1.70	20	○
0.40	1.96	20	

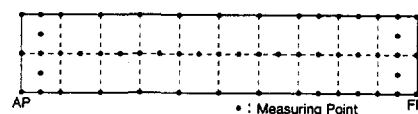


Fig.3 Arrangement of pick-up for vertical displacement

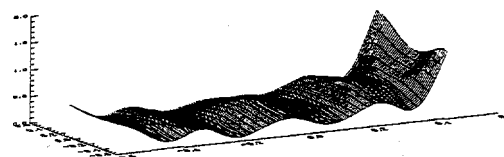
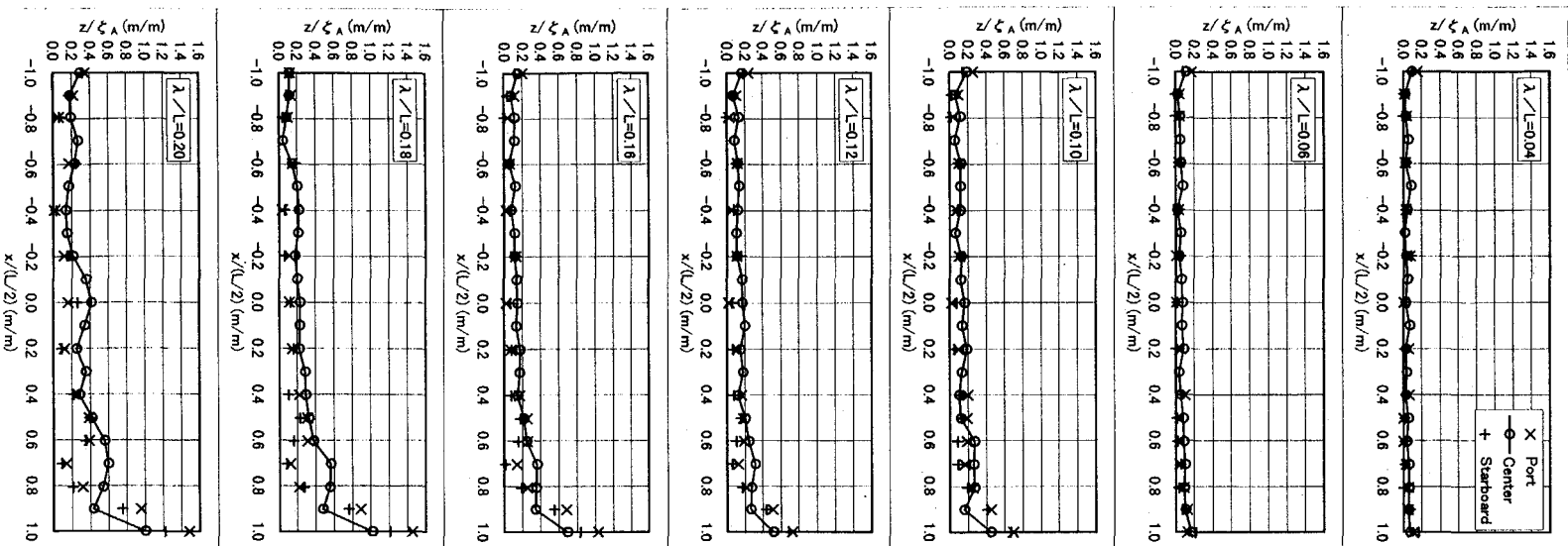


Fig.4 Bird view distributions of vertical displacement amplitudes

Shallow, $\mu=0^\circ$



Shallow, $\mu=45^\circ$

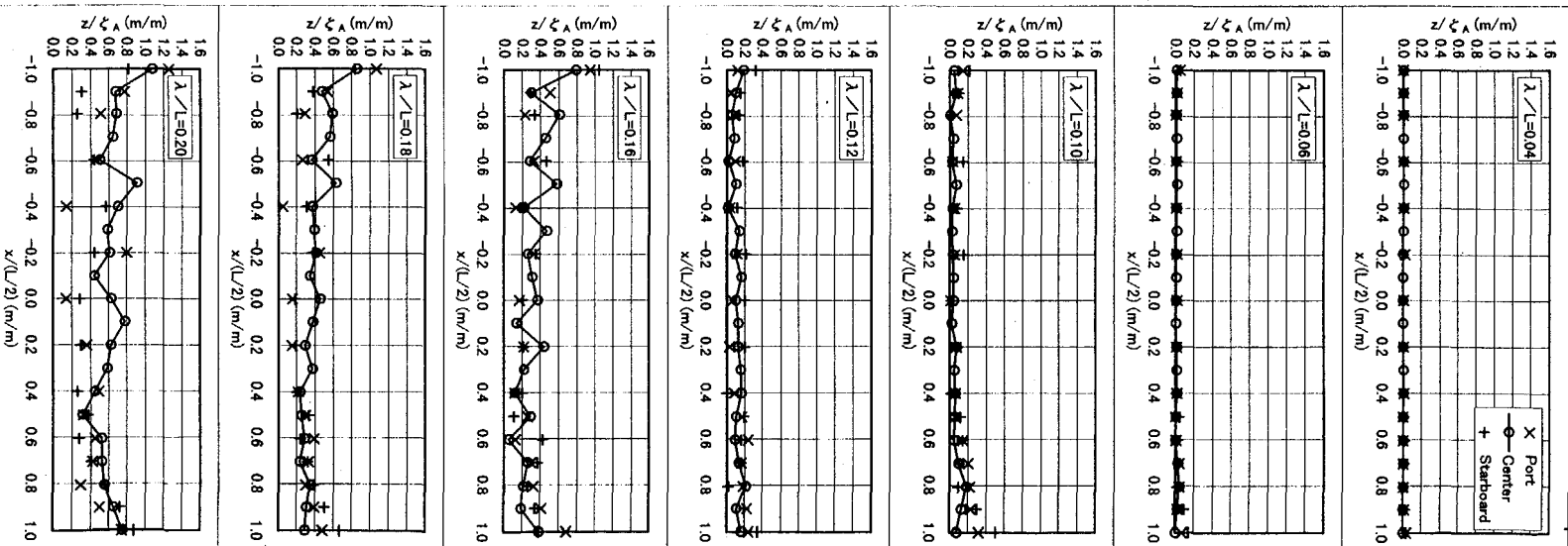


Fig.5 (1) Distributions of vertical displacement amplitudes

Shallow, $\mu = 90^\circ$

Deep, $\mu = 0^\circ$

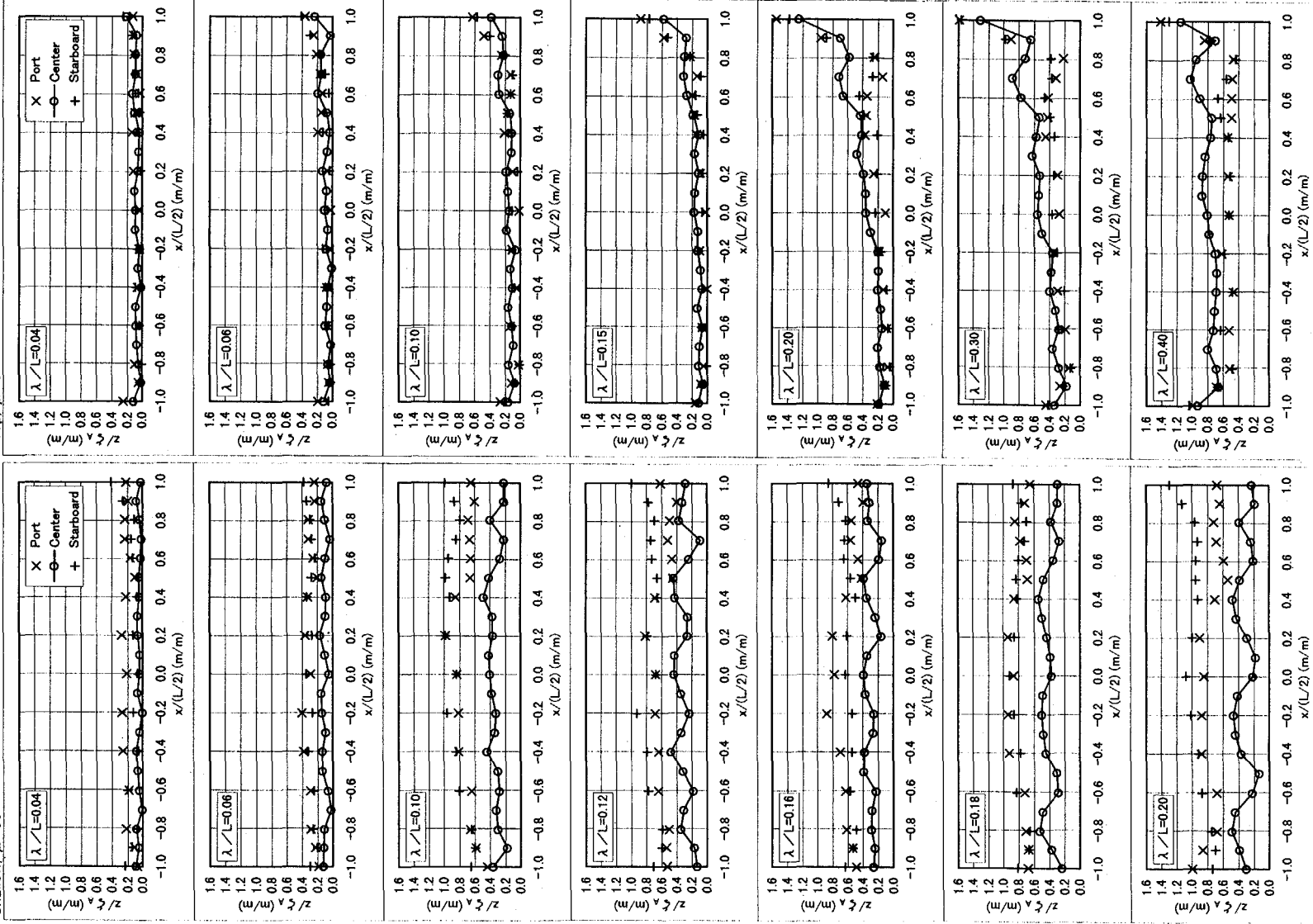


Fig.5 (2) Distributions of vertical displacement amplitudes

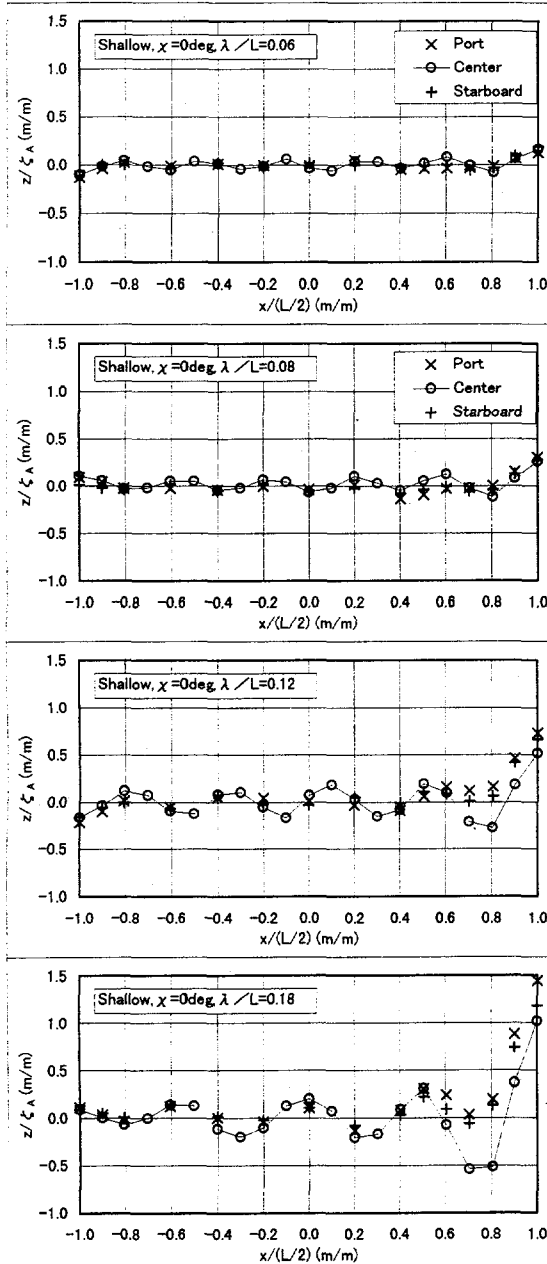


Fig.6 Distributions of simultaneous vertical displacements

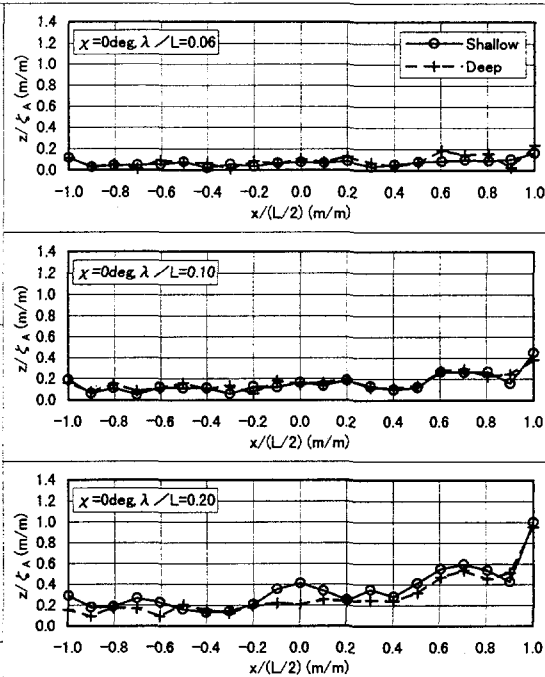


Fig.7 Comparison of vertical displacements amplitudes in deep and shallow waters

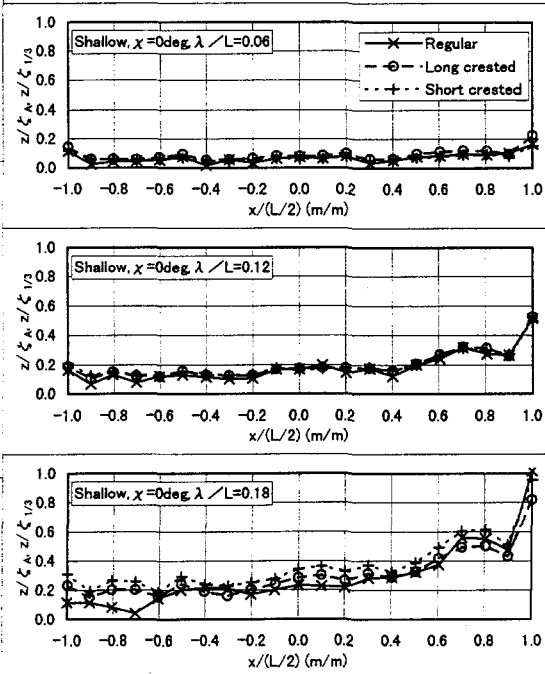


Fig.8 Comparison of vertical displacement amplitudes in regular and irregular

6-19 浅海域の波無し浮体形状について

○正員 経塚 雄策* 成合 功光**

1 はじめに

コラム・フーティング式やセミサブ式の海洋構造物では特定の周期の波に対して上下揺方向の波浪強制力が0になる場合があり、これを「波無し特性」と呼んでいる。海洋構造物の設計に際してはその「波無し特性」を利用することによって波浪中の動揺性能の優れた物を造ることができる。この理論は「別所の波無し理論」[1]によって確立され、実用的な形状の提案や実験による確認が行われるとともに、二つの周期で波無しとなる形状に関する研究なども行われてきた[2],[3]。ただし、これまでの研究は無限水深中での問題に限られており、浅海域の波無し形状がどのようなになるか、についてはまだ知られていない。

そこで、本報告では浅海域の波無し特異点によって二次元および三次元軸対称浮体形状を求めるとともに得られた浮体形状の波浪強制力の特性を計算と実験によって確認する事を試みた。

2 波無し特異点と浮体形状の求め方

線形理論では Haskind の関係によって Radiation 問題と Diffraction 問題の関係が明確であるので、ここでは上下揺の Radiation 問題において発散波を造らない浮体形状について考えた。

2.1 二次元問題

Fig. 1 のような座標系において、定常周期問題の速度ポテンシャル $\Phi(x, z, t)$ を次式で定義する。

$$\Phi(x, z, t) = \operatorname{Re}\{\varphi(x, z)e^{i\omega t}\} \quad (1)$$

ただし、 $\omega = 2\pi/T$: 動揺円振動数

一定水深域 ($z = h$) において (ξ, ζ) の吹き出しによる二次元速度ポテンシャルを $\phi_S^{2D}(x, y; \xi, \zeta)$ とすれば、最も単純な波無し特異点は強さ K_2 の吹き出しと単位の二重吹き出しを組み合わせ

$$\varphi^{2D}(x, z; 0, \zeta) = \{K_2 + \frac{\partial}{\partial \zeta}\}\phi_S^{2D}(x, z; 0, \zeta) \quad (2)$$

とすれば良い。なぜならば、吹き出し/二重吹き出しのポテンシャルは無限遠においては発散波のみで表現できるので、 $x \rightarrow \pm\infty$ では

$$\varphi^{2D}(x, z; 0, \zeta) \approx \{K_2 - k_0 \tanh k_0(h - \zeta)\}\phi_S^{2D}(x, z; 0, \zeta) \quad (3)$$

*九州大学大学院総合理工学研究科

**第一復建(株)(研究当時、九州大学大学院総合理工学研究科修士課程)

ただし、

$$K = \frac{\omega^2}{g} = k_0 \tanh k_0 h \quad (4)$$

となる。従って、(3)式において

$$K_2 = k_0 \tanh k_0 (h - \zeta) \quad (5)$$

とすればポテンシャルはゼロとなり、すなわち波無し特異点となる。

この特異点の強さを m とし、 $\Phi^{2D}(x, z; 0, \zeta)$ を

$$\Phi^{2D}(x, z; 0, \zeta) = -z + m\varphi^{2D}(x, z; 0, \zeta) \quad (6)$$

とおけば $\Phi^{2D}(x, z; 0, \zeta)$ は実数であり、

$$\frac{\partial \Phi^{2D}}{\partial n} = -\frac{\partial z}{\partial n} + m \frac{\partial \varphi^{2D}}{\partial n} = 0, \quad \text{on } C \quad (7)$$

は上下揺の物体表面条件を満たしているので C が求める物体形状である。

ここでは、

$$(u, w) = \left(\frac{\partial \Phi^{2D}}{\partial x}, \frac{\partial \Phi^{2D}}{\partial z} \right) \quad (8)$$

を計算し、 z 軸上の停留点近傍を出発点とする流線を求めて物体形状とした。

なお、もっと高次の特異点による組み合わせも無数に考えられるが、ここでは浅海影響による物体形状に焦点を絞ったので現実的な物体形状が得られやすい吹き出し／二重吹き出しの組み合わせだけを考えた。

2.2 三次元軸対称問題

三次元軸対称問題における吹き出しの速度ポテンシャルを $\phi_s^{3D}(R, z; R', \zeta)$ とすれば、最も単純な波無し特異点は

$$\varphi^{3D}(R, z; 0, \zeta) = \left\{ K_3 + \frac{\partial}{\partial \zeta} \right\} \phi_s^{3D}(R, z; 0, \zeta) \quad (9)$$

によって与えられる。この場合には、 $R \rightarrow \pm\infty$ では

$$\varphi^{3D}(R, z; 0, \zeta) \approx \{ K_3 - k_0 \tanh k_0 (h - \zeta) \} \phi_s^{3D}(R, z; 0, \zeta) \quad (10)$$

となるので、

$$K_3 = k_0 \tanh k_0 (h - \zeta) \quad (11)$$

ならば発散波はゼロとなる。

この特異点の強さを m とし、 $\Phi^{3D}(R, z; 0, \zeta)$ を

$$\Phi^{3D}(R, z; 0, \zeta) = -z + m\varphi^{3D}(R, z; 0, \zeta) \quad (12)$$

とおけば $\Phi^{3D}(R, z; 0, \zeta)$ は実数であり、二次元と同様にして流線追跡法によって軸対称の浮体形状が求められる。

3 数値計算結果

3.1 二次元問題

Fig.2 は浮体喫水を基準長 ($d = 1$) として、波無し特異点の位置による浮体形状の変化を比較したものである。水深は $h/d = 2.0$ であるが、水深無限大の場合の形状の幅をわずかに細くしただけで大差のない結果となっている。Fig.3 は、Fig.2 で求めた形状について、特異点分布法によって上下揺方向の波浪強制力を計算した結果を示した。どの浮体形状についても波無し点は $Kd = 0.85$ 付近にずれていると思われる。この波無し点のずれについては、浮体形状を求める際と特異点分布法のパネル分割法による計算誤差のためであると考えられるが、わずかなずれであるので許容範囲とした。

Fig.4 は特異点位置を一定とし、水深を変化させた場合の波無し形状を比較したものであるが、これから水深による形状への影響は極わずかであることが分かる。

3.2 三次元問題

Fig.5 は三次元軸対称問題において、波無し特異点位置による浮体形状の変化を比較したものである。Fig.2 の二次元の場合よりもやや幅が広い断面形となっていることが分かるが、ほとんど同様な形状となっている。

Fig.6 は $h/d = 2$, $Kd = 0.805$ で波無しになるように求めた浮体について、いくつかの水深に対する上下揺波浪強制力の波数応答を比較したものである。この結果から、波無し点は水深の減少とともに高い方へと移動することがわかる。

4 実験

二次元造波水槽 ($L \times B \times d = 16m \times 0.3m \times 0.6m$) および平面水槽 ($L \times B \times d = 12m \times 6m \times 1m$) において波浪強制力計測実験を行った。Fig.7 および 8 は、実験に用いた模型の断面を示している。両方とも、水深を $h = 0.4m$ 、模型喫水を $d = 0.2m$ 、波無し周期を $T_W = 1.0sec$ ($Kd = 0.805$) として形状を求めたものである。実験は規則波 (波高 $3 \sim 4cm$) で行い、3 分力計 ($5Kg$) で波浪強制力を計測した。波浪強制力は次式で無次元化した。

$$F_j = \frac{F_j^{2D}}{\rho g B_W a_0}, \quad \frac{F_j^{3D}}{\rho g S_W a_0}, \quad (j = x, z) \quad (13)$$

ここで、 B_W : 水線幅、 S_W : 水線面積、 a_0 : 入射波振幅、である。

Fig.9 は 2 次元模型の波浪強制力の実験値と計算値との比較を示す。これらの実験結果から波無し点を推定すると $Kd = 0.9 \sim 1.0$ と計算よりも高めとなった。この原因としては、この模型の舷側が静止水面と直交していないために非線形影響が顕著となったことが考えられるが、はっきりとは分からない。

Fig.10 は、軸対称模型 (Fig.8) の波浪強制力の応答の比較を示す。この場合も、実験値から推測される波無し点は計算値よりもやや高波数側 ($Kd \approx 0.9$ 付近) にあると思われるが、全体的には理論と実験の一致は良好であると思われる。

5 まとめ

浅海域の波無し浮体形状を二次元および三次元波無し特異点から求め、特異点位置および水深による形状の違いなどについて比較した。浅海域の波無し特異点は、無限水深の場合よりも吹き出し項が弱くなることから、得られる波無し形状は水深影響によって幅が狭くなることを示した。それらの浮体形状について、特異点分布法による数値計算と模型実験によって浅海域の波無し理論を検証した。

参考文献

- [1] 別所正利: 動揺問題における波無し分布、日本造船協会論文集、第117号(1965)、pp.127-138
- [2] Kyojuka, Y. and Yoshida, K.: On Wave-Free Floating Forms in Heaving Oscillation, Applied Ocean Research, Vol.3, No.4(1981), pp.183-194
- [3] 山下誠也: 上下揺れの波強制力を受けない形状についての一考察、日本造船学会論文集、第150号(1981)、pp.158-165

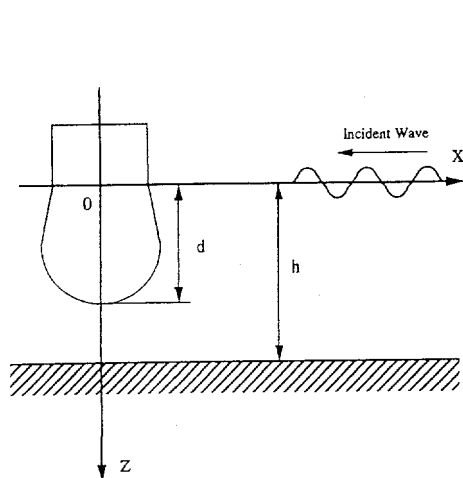


Fig.1 Coordinate system

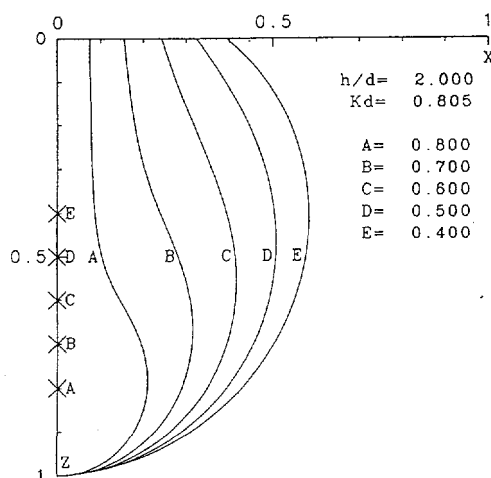


Fig.2 Variation of wave-free body forms by the position of singularity, ($2D, h/d = 2$)

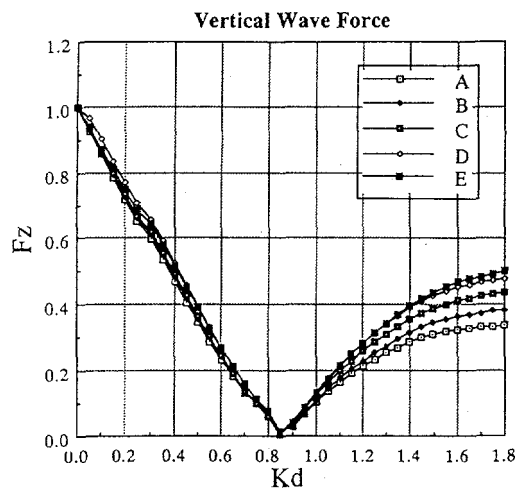


Fig.3 Amplitude response of vertical wave force on wave-free bodies in Fig.2

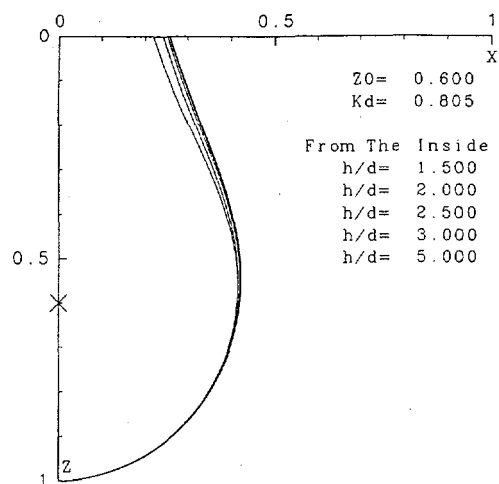


Fig.4 Variation of wave-free body forms by the water depth, (2D)

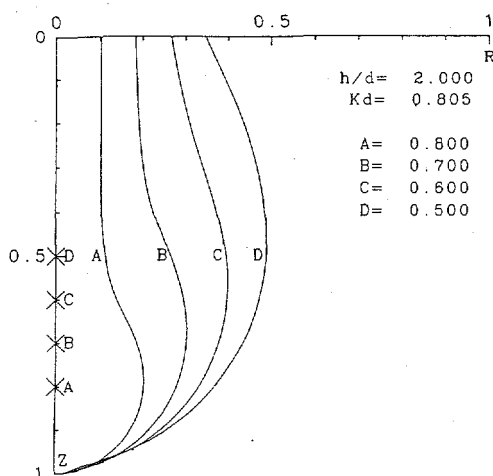


Fig.5 Variation of wave-free body forms by the position of singularity, (3D, $h/d = 2$)

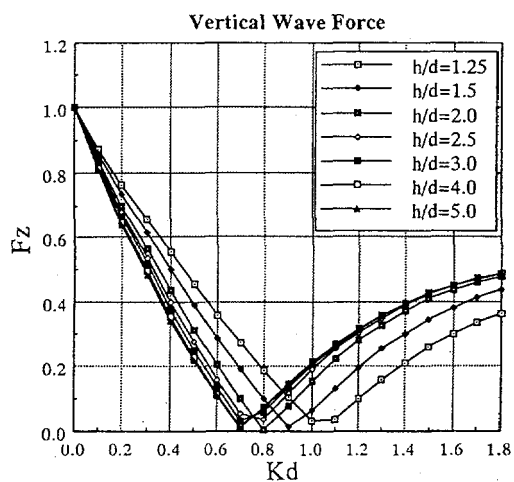


Fig.6 Variation of vertical wave force on wave-free body in Fig.8 by the water depth

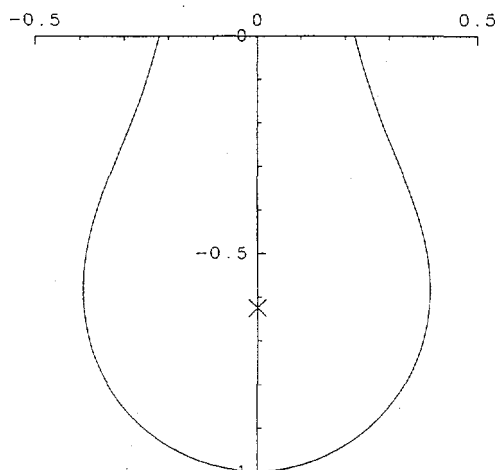


Fig.7 2D model section used in the experiments

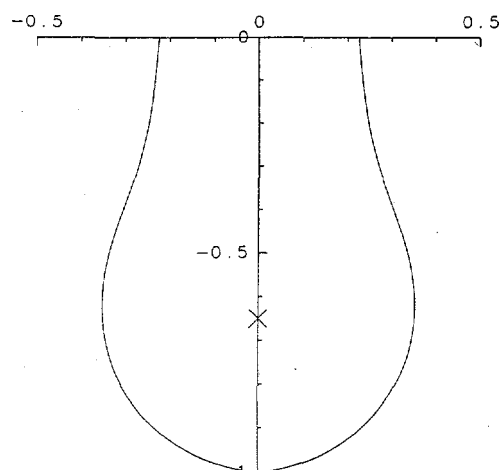


Fig.8 3D model section used in the experiments

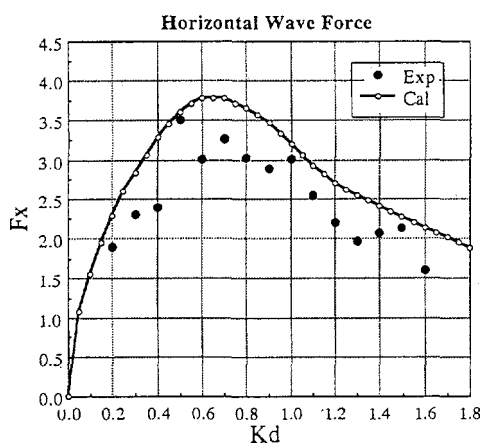
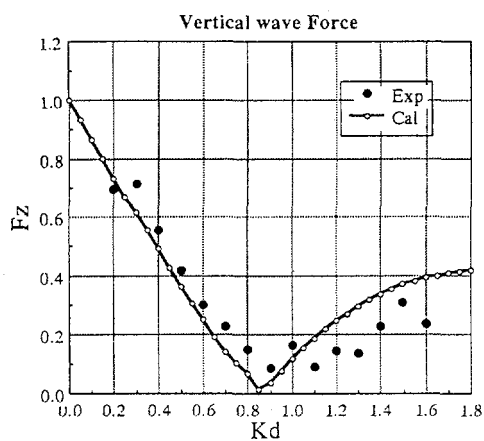


Fig.9 Amplitude response of wave forces on 2D model ($h/d = 2.0$)

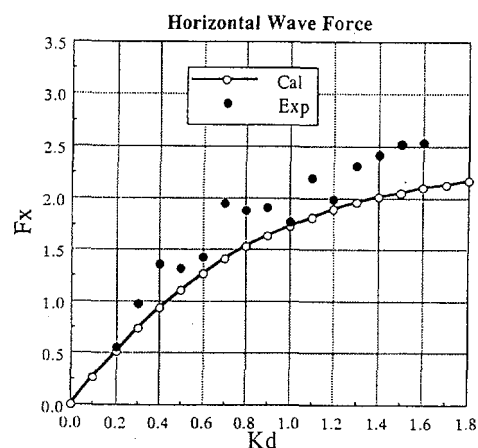
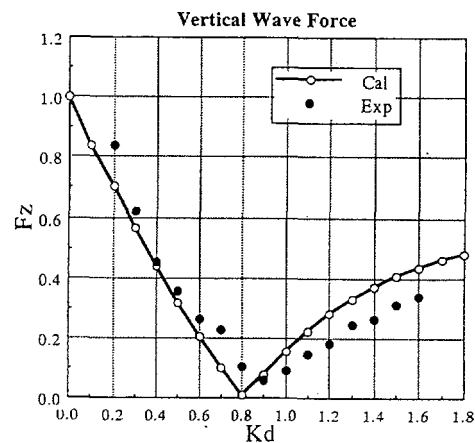


Fig.10 Amplitude response of wave forces on 3D model ($h/d = 2.0$)

平成9年9月25日 印刷

平成9年10月1日 発行

発行所 西 部 造 船 会

福岡市東区箱崎6-10-1

九州大学工学部

船舶海洋システム工学教室内

電話 092-642-3718

FAX 092-642-3719

印刷所 コ ロ ニ ー 印 刷

福岡県粕屋郡新宮町緑ヶ浜1丁目11番1号

電話 092-962-0764

FAX 092-962-0768