

日本船舶振興会昭和50年度補助事業
船舶の構造・性能に関する基礎的研究

研究資料 No.257

第161研究部会
船舶の波浪中性能推定の精度向上と
その実証に関する研究
報 告 書

昭和51年3月

社 団 法 人
日本造船研究協会

はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和 50 年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として、日本造船研究協会が第 161 研究部会においてとりまとめたものである。

本研究は波浪中において船舶が受ける波浪圧力や波浪荷重を正確に推定してこれに耐える完全な船体を設計し、荒れた海面における海水打込み、プロペラレーシング、大きな動搖、波浪衝撃など船の運航上危険な状況を避けて最適な航法を行なうための資料を得ることを目的として、今年度から 4 カ年計画で開始されたものである。初年度である今年度には、横揺れ減衰力及び横揺れ運動に関する基礎的な実験と理論検討、波浪中の自航試験、推進性能に及ぼすプロペラ直徑やレーシングの影響、非線型 Roll damping を考慮した Roll の不規則波中における応答計算、およびログブック解析による実船の運航状況調査を行なった。

本研究部会の委員は次のとおりである。

第 161 研究部会委員名簿

(敬称略、順不同)

部会長	中 村 彰 一 (大阪大学)	田 才 福 造 (九州大学)
委 員	福 田 淳 一 (九州大学)	元 良 誠 三 (東京大学)
	高 木 幹 雄 (九州大学)	竹 沢 誠 二 (横浜国立大学)
	伊 田 力 (東京大学)	田 中 紀 男 (大阪府立大学)
	平 山 次 清 (横浜国立大学)	内 藤 林 (大阪大学)
	姫 野 洋 司 (大阪府立大学)	大 松 重 雄 (船舶技術研究所)
	高 石 敬 史 (船舶技術研究所)	藤 井 斎 (三菱重工業)
	相 原 和 栄 (三井重工業)	田 崎 亮 (石川島播磨重工業)
	小 林 正 典 (三井造船)	高 木 又 男 (日立造船)
	岩 井 清 (日立造船)	富 山 稔 (日本鋼管)
	山 上 順 雄 (川崎重工業)	山 崎 芳 嗣 (佐世保重工業)
	永 松 秀 一 (住友重機械工業)	日 下 幹 生 (大阪造船所)
	花 園 史 郎 (函館ドック)	松 田 耕 (日立鉄工所)
	池 田 洋 (鳴門造船)	日 笠 則 明 (日本海事協会)
	伊 藤 讓 (造船技術センター)	岡 本 忠 稔 (かもめエンジニアリング)
	川 崎 豊 彦 (大阪商船三井船舶)	

船舶の波浪中性能推定の精度向上とその実証に関する研究

目 次

1. 緒 言	1
2. 船体の横揺れ減衰力の推定精度向上に関する研究.....	3
2.1 横揺れ減衰力及び横揺れ運動に関する模型実験	3
2.1.1 横揺れ減衰力に関する比較実験	3
2.1.2 横揺れ減衰力に関する模型実験	4
2.1.3 横揺れ運動に関する模型実験	5
2.2 横揺れ減衰力に関する基礎研究	22
2.2.1 裸船の横揺れ粘性減衰力の一推定法	22
2.2.2 横揺れ摩擦減衰力	24
2.2.3 ピルジキールの直圧力による横揺れ減衰力	26
2.2.4 ピルジキールによって生じる船体表面圧力の計測	27
2.2.5 ピルジキールの効果に関する研究	28
2.2.6 二次元模型船の強制動搖試験による横揺れ減衰力モーメントの計測	32
3. 波浪中における抵抗増加及び船速低下の研究	60
3.1 斜め波中の抵抗増加理論及び推進性能推定法の精密化	60
3.1.1 1軸コンテナ船型の斜め規則波中自航試験	60
3.1.2 大型タンカー船型の不規則短波長域における自航試験	61
3.2 波浪中の推進性能に関する模型実験	70
3.2.1 1軸コンテナ船型の波浪中推進性能に及ぼすプロペラ直径の影響	70
3.2.2 1軸コンテナ船型の追波中自航試験	71
3.2.3 タンカー船型の正面規則波中試験	72
3.2.4 プロペラレーシング時の推力変動	74
4. 危険回避の限界設定に必要な耐航性基準の研究	97
4.1 限界速度計算に関する今後の方針	97
4.1.1 これまでに行った計算	97
4.1.2 今後の計算	97
4.2 非線型 Roll damping を考慮した Roll の不規則波中における応答	97
4.2.1 まえがき	97
4.2.2 計算方法	97
4.2.3 計算状態	98
4.2.4 計算結果	98

5.	ログ・ブツク解析による実船の運航状況調査	106
5.1	概要	106
5.2	シーマージンなどの算出法	106
5.3	シーマージン算出法における問題点	109
5.4	算法の電算機化	110
5.5	対象船	110
5.6	解析結果(一航海平均値)	111
5.7	解析結果(1日平均値)	112
5.8	結論	113
6.	結言	129

1. 緒 言

波浪中において船舶が受ける波浪圧力や波浪荷重を正確に推定し、これに耐える安全な船体を合理的に設計することや、荒れた海面において海水の打ち込み、プロペラレーシング、大きい動搖や加速度、波浪の衝撃など船の運航にとって危険な状況を避けながら最適の航法を行うなど、船舶の設計と運航の両面から船の安全と合理的な運航を図るため、波浪中における船体応答の諸性能を、船種、船型、運航状態、海象気象条件に対して精度よく推定する必要がある。

船体の動搖及び波浪中の抵抗増加や船速低下の推定は、各種の耐航性能の要素の決定に極めて重要な因子であり、また波浪外力の推定に対しても直接大きな影響を及ぼすが、船体動搖のうち横搖れ及び波浪中の抵抗増加や推進性能に関しては、粘性影響、三次元影響、非線形影響等が複雑であり、現在の段階では充分に解明されているとは言い難い。このためこれらの問題の究明は、船の抵抗推進、運動、構造強度、運航など各方面から強く要望されている。

本研究では、1) 横搖れ減衰力の正確な推定法の確立、2) 波浪中における抵抗増加と船速低下の研究を行い、これらの問題の究明を図るとともに波浪中の諸性能を実船に適用する手段を確立するため、3) 波浪中の危険回避の限界設定に必要な耐航性基準の確立の研究と、4) 実船の運航状況の調査と実船への適用方法の試みを行う。

以上のような目的で、昭和50年度は次のような研究を実施した。

1. 船体の横搖れ減衰力の推定精度向上に関する研究

(1) 横搖れ減衰力及び横搖れ迎刃に関する模型実験

船舶技術研究所で行った各種船型に対する横搖れ減衰力の模型実験結果を整理するとともに、寸法を異にするコンテナ船型の幾何学的相似模型船を用い曳航中自由横搖れ試験により、横搖れ減衰力の比較実験を行った。またこのうちの4.5m模型1隻について強制横搖れ試験を実施し、自由横搖れ試験の結果と比較した。更にこの模型を用い、平水中における操舵による強制横搖れ試験及び規則波中、不規則波中、過渡水波中の横搖れ試験を行い、横搖れ減衰力の適用法や非線形影響などを調べた。

また大阪府立大ではコンテナ船型の1.75m模型を用い、強制横搖れ試験及び自由横搖れ試験を行い、横搖れ減衰力の比較を行うとともに、前進速度、横搖れ周波数の影響を調べた。

(2) 横搖れ減衰力に関する基礎的研究

大阪府立大では、横搖れ粘性減衰力のうち、静水中の造渦減衰力と前進時の揚力に基づく成分とを組み合せた推定法を示し、実験結果と比較検討した。また、回転柱円柱模型を用いて横搖れ摩擦抵抗を計測し、前進速度影響を調べるとともに、従来求められている各種推定式と比較した。

ビルジキールの直圧力による横搖れ抵抗について、振動平板についての実験結果をもとに推定式を導くとともに、ビルジキールの直圧力に対する前進速度影響についても実験的研究を行った。

また回転柱円柱についたビルジキールによって生ずる船体表面圧力を計測し、その分布形状や前進速度影響について調べた。

東大では、ビルジキールの効果に関して、ビルジキールを小アスペクト比の翼と考え、小アスペクト比の平板の強制sway実験を行って平板に働く垂直力とswayの周波数との関係を調べ、小アスペクト比振動翼の理論を援用して実験値と理論値との比較を行った。

九大圧力研では、二次元模型船を用いて強制横搖れ試験を行い、船体に働く流体力を計測するとともに、船体の周りの流場の模様を測定し、流体力と流場との関連を調べた。

2. 波浪中における抵抗増加及び船速低下の研究

(1) 斜め波中の抵抗増加理論及び推進性能推定法の精密化

S R 125において斜め波中の抵抗試験を実施し、抵抗増加の計測結果と理論計算との比較を行っているので、

三菱長崎研究所では同じコンテナ船模型を用い、斜め波中の自航試験を行い、波浪中の自航要素について調査を行った。

また大型貨物船では短波長域で抵抗増加がかなり大きいため、巨大タンカーの模型船を用い試運転海面で遭遇するような波浪に相当する不規則波中で自航試験を行い速力低下を計測するとともに、実船における速力低下の計算を試みた。

(2) 波浪中の推進性能に関する模型実験

本研究ではコンテナ船型でプロペラの直径を変えた場合の正面規則波中自航試験を行い、プロペラの推力、トルク、回転数の平水中よりの増加、波浪中の自航要素及び推力、トルクの変動等に対するプロペラ直径の影響を実験的に調べるとともに、船体運動については計算値との比較を行った。

コンテナ船模型による追波中自航試験を行い、追波中の船体運動及び推力等の増加や推進性能について実験的に調べるとともに、船体運動については計算値との比較を行った。

タンカー船型による正面規則波中の抵抗試験及び自航試験を行い、船体運動、抵抗増加及び推進性能に関する実験的研究を行った。

また没水深度を浅くした規則波中のプロペラ単独試験を行い、プロペラがレーンシングを起している状態での推力等の変動を計測し、変動波形に関して検討を加えた。

3. 危険回避の限界設定に必要な耐航性基準の研究

短期不規則海面における危険回避の限界速度推定に関し、その精度向上のためには、耐航性の限界基準を明確にすることと、不規則波中の耐航性能計算法の精度を向上することが必要で、日立造船技術研究所では耐航性限界基準についての問題点を整理するとともに、耐航性能計算法の精度向上について問題となっている非線形横揺れダンピングを含む船体運動の統計解析について検討を行った。

4. 実船の運航状況の調査

横浜国立大では、コンテナ船1隻を選び、ログブック解析による実船の運航状況、主として波浪中推進性能関係の調査を電算機により行った。

2. 船体の横揺れ減衰力の推定精度向上に関する研究

2.1 横揺れ減衰力及び横揺れ運動に関する模型実験

2.1.1 横揺れ減衰力に関する比較実験

波浪中の船の横揺れ運動を推定する場合に最も問題となる点は、水の粘性に基づく流体力が大きい部分を占める横揺れ減衰力を如何に評価するかということで、船型、船速、付加物の影響等を考慮して適確に推定する手法が未完成であることである。そのため、例えばストリップ法を用いて船体運動を計算する場合、対象とする船あるいは同型船の模型実験で求めた横揺れ減衰力を用いるか、あるいはこのようなデータに基づく実験式を使用するなどの方法が便宜的にとられている。しかしながらこのような実験データが使える船型はまだ非常に限定されているので、さらに多くの船型について模型実験データを蓄積することが望まれる。その場合に、横揺れ減衰力を測定する実験方法を、模型船の寸法効果なども含めて確立し、試験場所、試験装置、模型船の寸法等が異なる場合でも得られたデータが汎用性を有するようにしなければならない。

本報告では船舶技術研究所で行った各種船型に対する横揺れ減衰力の模型実験結果を示すとともに、そのうちの一船型について模型寸法を異にする幾何学的相似模型船群を用いた比較実験の結果及び試験方法として主に用いている自由横揺れ試験法を強制横揺れ試験法と比較した結果を記述する。

(1) 各種船型の比較

船研の400 m水槽において曳航中の自由横揺れ試験により Table 2.1.1 に示すような船型に対し横揺れ減衰率を求めた。試験の方法は、模型船を重心点において横揺れ、縦揺れ自由、左右揺れ、船首揺れ及び前後揺れ拘束のジンバルにより曳航しながら、手で与えた初期大傾斜の自由減衰運動を測定する方法である。

Fig 2.1.1 に船速（フルード数）をベースに表した横揺れ減衰率の値を示す。縦軸は、横揺れ振幅が 10°における相当線形減衰率 $K_a = 10^\circ$ である。この図によると船型のみならず、重心の高さ等によってかなり大幅に横揺れ減衰力が変化するが、船速に対する変化の状況はすべての場合に同じような傾向を表している。即ち、従来より言われるように $Fn < 0.1$ の範囲では、 $Fn = 0$ の場合の値とほぼ同じであるが、 $Fn > 0.1$ ではやや急激に増加はじめ $Fn = 0.2$ 付近でその傾向は弱まり、 $0.2 < Fn < 0.3$ の範囲では横ばいの傾向となっている。今後はさらに他の船型について、このようなデータを蓄積していくことが望まれる。

(2) 相似模型船の比較

前項で示した船型のうち、コンテナ船⑥～⑧については、船の長さが 1.75m, 3m, 4.5m 及び 5m の 4種類の相似模型船を用い、横揺れ減衰力を測定した。この船型は S R 108 船型であり、2.1.3 節で述べる横揺れ運動に関する模型実験にこのうちの 1隻が用いられているほか、既に S R 108 及び S R 125 部会において耐航性能に関する各種の試験が行われているものである。試験の方法は自由横揺れ試験であるが、4.5m と 5m の模型船 2隻は船研の400 m水槽において、3m と 1.75m の模型船 2隻は同じく船研の動搖水槽において試験した。試験に用いた自由横揺れ試験装置も両方の水槽で、異なる寸法のものを用いている。

試験の結果を Fig 2.1.2 ～ Fig 2.1.4 に示す。Fig 2.1.2 (a), (b), (c) は、 $K_a = 10^\circ$ を Fig 2.1.3 (a), (b), (c) は線形項 K_a を Fig 2.1.4 (a), (b), (c) は非線形項 β の値をそれぞれ船速ベースに示したものである。

実験結果は重心の高さ別に (a) $GM = 1.0\text{m}$, (b) $GM = 0.5\text{m}$, (c) $GM = 1.5\text{m}$ の 3 ケースに分けて表されている。これらの図を見ると、(a), (b), (c) のグループのなかでは、それぞれ船速に対する傾向は似ていると言える。しかし点の散らばりがかなり見られる。 $K_a = 10^\circ$ に関しては一般に 1.75m 模型は大きめの値を、4.5m 模型は小さめの値をとっているが、船の大きさに従った明瞭な違いは出でていない。非線形項と線形項を比較すると非線形項の散らばりの方が顕著である。

点の散らばりの理由として想像されるのは、側壁影響、模型船の表面仕上げの差、水槽の差、試験装置の違

いによる機械的摩擦の差や拘束部分の剛性の不足に基づく船首搖れの連成等である。

後述するように強制横搖れ試験でも、模型船、実験装置で差が出ているから、横搖れ減衰力あるいは横搖れ運動の推定のための模型実験においては同一の模型船で同一の方法をとるなどの首尾一貫した方法によることが望ましいと考えられる。

また同一模型船の各水槽持ちまわり試験も将来は必要であろう。

(3) 自由横搖れ試験と強制横搖れ試験の比較

自由横搖れ試験は普通横搖れの固有周期における減衰力を振幅の減少率より求めるもので单一の周波数に対する値しかわからない。横搖れ運動のように減衰力が比較的小さく同調横搖れ振幅の大きさが応答の中でも最も重要視されるものでは、同調周波数の減衰率が例えれば線形項と非線形項に分けた形で与えられれば、応答全般にわたって横搖れを比較的よく推定できることが示されている。しかしながら応答特性を正確に推定するといふ点では強制動搖法が唯一の方法である。

両試験法で得られた結果は運動学的には対応づけられるが、流体力学的には一方は非定常な過渡現象であり他方は定常な周期現象であるから両者が等しい結果をもたらすかどうかの保障はない。そこで強制動搖試験を行い、試験法の比較をすることにした。両試験法の比較は既に SR 125 部会でコンテナ船について行われているが、今回は強制動搖法にこれとは別の方法を用いた。

強制横搖れ試験装置は Fig. 2.1.5 に示すようなもので、船を重心で拘束し（縦搖れのみ自由）、上部のサーボモーターで船体を重心の回りに横搖れさせる。横搖れ運動はモーターの正逆回転を減速装置で減速したち金属ベルトを通して模型船に伝えられるが、模型船と駆動装置の間に歯車式ねじり計が介在し、横搖れ運動を与える横搖れモーメントを測定できるようになっている。横搖れ振幅及び周波数は外部から与えられる信号により変えることができる。装置の写真を Photo 2.1.1 に示す。

強制横搖れ試験は 400m 水槽において 4.5m のコンテナ船模型を用いて行われた。試験速度は $F_n = 0, 0.15$ 及び 0.25 の 3 種類、周波数は $f = 0.1 \sim 0.6$ 、横搖れ振幅は $\varphi_a = 5^\circ$ ($F_n = 0$ のみ) 、 10° 及び 15° である。

横搖れ振幅及びモーメントの記録は実験時にはアナログデータレコーダに取られ、実験後、デジタルデータに変換し波形のフーリエ解析を行った。実験結果の表示はその第一項のみについて行う。

Fig. 2.1.6 に振幅を強制モーメントで割った値を周波数ベースに示した。この曲線は単位モーメントを加えたときの横搖れの振幅を表すもので強制外力に対する船の応答特性そのものを示している。これにより船速の影響や横搖れ振幅による応答特性の差がうかがわれる。この応答曲線のピークの高さから $\varphi_a = 10^\circ$ における K_e を求めて自由横搖れ試験によるものと比較したのが Fig. 2.1.7 である。

それによると船速のある場合、線形項は自由横搖れによるのと同じ値であるが非線形項はかなり大きい値となっている。しかし、九大応力研の強制横搖れ試験結果と比較すると、非線形項は一致しているが線形項は今回のものがかなり大き目である。

なお同図中には完全自由航走時の自由横搖れ試験の値も記入してあるが、これは左右搖、船首搖拘束の自由横搖れ試験結果と一致している。

2.1.2 橫搖れ減衰力に関する模型実験

ここでは、前節の比較実験に使われた SR 108 型模型の中の小型の模型 ($L_{pp} = 1.75m$) について実施した強制動搖試験および自由横搖れ試験について述べる。

(1) 実験方法

供試模型船の主要目を Table 2.1.2 に示す。試験状態は同船型の計画常用状態で若干の船尾トリムが付いている。試験に用いた強制動搖装置を Photo 2.1.2 に示す。運動は横搖れのみとし、重心を通る水平前後軸のまわりに模型船を強制的に横搖れさせ、横搖れ減衰力を求めた。計測された抵抗モーメントの記録には、横搖れ

振幅 ϕ_A の大きい場合に、非線型性が顕著に現れたので、解析に当り横揺れ角速度 $\dot{\phi}$ が最大となる時の抵抗モーメント M の値 M_{ϕ} を読みとり、線型減衰係数 B_{44} ($= M_{\phi} / \rho A \omega$, ω は円周波数) を求めた。

次に同じ装置を用い、自由横揺れ試験を行った。従って回転軸は上記と同じで、運動も横揺れ以外を拘束した状態となっている。試験結果の解析には最初の一揺れを除いた横揺れ振幅 ϕ_A の $5^\circ \sim 13^\circ$ の記録を用い、一揺れ間の振幅減少 $\Delta\phi$ を平均横揺れ角の m の 2 次式で最小自乗近似 ($\Delta\phi = a\phi m + b\phi^2 m$) する非線型解析を行った。さらにこの値を用いて相当線型減衰係数 B_{44} を求めた。

(2) 実験結果

減衰係数の表示はその無次元値 \hat{B}_{44} ($= B_{44} \sqrt{B/2g} / \rho \nabla B^2$) で示す。Fig. 2.1.8 は $\phi_A = 10^\circ$ の時の、強制横揺れ試験によって得られた減衰係数と自由横揺れ試験による結果の比較である。両者はフルード数 F_n ($= U/\sqrt{L_{pp}g}$) の全範囲にわたって良く一致している。なお横揺れ周期 T は本船型の標準試験状態 1.8 sec ($L_{pp} = 175m$ の実船で 18 sec) に合わせてある。Fig. 2.1.9 は ϕ_A の変化による減衰係数への影響をみたもので、 $\phi_A = 18.8^\circ$ の強制横揺れ試験結果は強い非線型性のためか他と異なった値となっているが、その他は自由横揺れ試験の結果ともよく合っている。また、図中、強制横揺れ試験による \hat{B}_{44} の値を ϕ_A の 1 次式で近似すると 2 次の非線型項を考慮した減衰係数 a , b が求められる。 $\phi_A = 18.8^\circ$ の値を除いて求めた結果の一例を、Fig. 2.1.10 に示す。このような非線型解析による結果についても、強制、自由の両横揺れ試験結果はよく合っている。また $U/g = 1/4$ の時に a 係数が増大し、 b 係数が減少することは従来の試験結果の傾向とも合っている。Fig. 2.1.11 は Fig. 2.1.9 の強制横揺れ試験の結果を、 F_n を横軸にして表現したもので Fig. 2.1.10 からもわかるように、高速になるにつれて非線型性の影響が減少することがわかる。また横揺れ周期の影響については、Fig. 2.1.12 に示すように周期が短い程、前進速度による増加分が少ない。さらに Fig. 2.1.13 ~ Fig. 2.1.16 に示すように、非線型の影響は動揺周波数 ω が大きく、かつ前進速度の小さい領域で顕著に現われるようである。

(3) まとめ

本節では、小模型を用いた横揺れの模型実験について述べた。その結果の多くは従来の比較的大きな模型による試験結果と一致する傾向を示しており、また前進速度や横揺れ周波数の影響について有益な知見が得られた。今後この種の実験を積み重ねて横揺れ減衰力の推定精度を向上させることが必要であると思われる。

2.1.3 横揺れ運動に関する模型実験

横揺れ減衰力の比較実験に用いたコンテナ船模型を用いて横揺れ運動に関する模型実験を行った。模型船の要目を Table 2.1.3 に示す。試験の内容は、(1) 平水中における操舵による強制横揺れ試験、(2) 規則波中における横揺れ試験、(3) 不規則波中における横揺れ試験及び、(4) 過渡水波中における横揺れ試験、の 4 種類で、いずれも船舶技術研究所の角水槽で行われた。

(1) 平水中における操舵による強制横揺れ試験

模型船の中に低周波発振器を積み、その発生する正弦信号を操舵装置の入力信号とした。そして模型船を種々の速度で平水中を航走させ正弦操舵による船体運動、即ち横揺れ及び船首揺角速度を測定した。

操舵の周波数は、横揺れ固有周波数 ω_s を中心として $\omega_s / \omega_s = 0.5 \sim 1.5$ の範囲である。

Fig. 2.1.17 に横揺れ振幅を舵角の振幅で割った値を、Fig. 2.1.18 に船首揺角速度を舵角で割った値をそれぞれ示す。両図中にはストリップ法による理論計算値も記入してある。

この図によると

- 正弦操舵による横揺れ運動の理論計算値は全般的に模型実験とよく一致している。
- 正弦操舵による横揺れ振幅は $F_n = 0.28$ の場合、同調周期においては舵角振幅の約 80% に達する。

なおストリップ法による船体運動の計算は以下のようにして行った。

船の座標系を Fig. 2.1.19 のようにとり、舵角 δ は右舷操舵をプラスとする。舵力による左右揺れ、船首揺れ、及び横揺れの強制力及びモーメントは舵角 δ に比例するとして次式のようになる。

$$\begin{aligned} F_{yR} &= \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{dC_R}{d\delta} A_R \cdot \delta \\ M_{\phi R} &= F_{yR} (\bar{x}_R - \bar{x}_G) \\ M_{\varphi R} &= F_{yR} (\bar{z}_R - \bar{z}_G) \end{aligned} \quad (2.1.1)$$

そうすると舵力による横運動方程式は次のようになる。

$$\begin{aligned} a_{yy}\ddot{y} + b_{yy}\dot{y} + c_{yy}y + a_{\phi}y\dot{\phi} + b_{\phi}\dot{y}\dot{\phi} + c_{\phi}y\phi + a_{\varphi}y\ddot{\phi} + b_{\varphi}\dot{y}\dot{\varphi} + c_{\varphi}y\varphi = F_{yR} \\ a_{\phi}\dot{\phi}\dot{\phi} + b_{\phi}\phi\dot{\phi} + c_{\phi}\phi\dot{\phi} + a_{\varphi}\phi\ddot{\phi} + b_{\varphi}\phi\dot{\varphi} + c_{\varphi}\phi\varphi + a_{y}\dot{y}\dot{y} + b_{y}\dot{y}\dot{\phi} + c_{y}\dot{y}\varphi = M_{\phi R} \\ a_{\varphi}\dot{\varphi}\dot{\varphi} + b_{\varphi}\dot{\varphi}\dot{\phi} + c_{\varphi}\dot{\varphi}\varphi + a_{y}\dot{y}\ddot{\varphi} + b_{y}\dot{y}\dot{\varphi} + c_{y}\dot{y}\varphi = M_{\varphi R} \end{aligned} \quad (2.1.2)$$

舵角 δ は、操舵装置の周波数応答特性 $f(\omega)$ を考慮して、入力信号 δ_0 と

$$\delta = f(\omega) \delta_0 \quad (2.1.3)$$

の関係にあるが、(2.1.2) 式の計算では

$$\delta = \delta_0 \sin(\omega t) \quad (2.1.4)$$

とすればよい。

舵の直圧力係数は舵の単独試験結果から $\frac{dC_R}{d\delta} = 2.58$ (rad^{-1})を得た。また舵への流入速度 v は、船速 V_b の 1.085 倍であるとした。

(2) 規則波中における横揺れ試験

角水槽における規則波中の横揺れ試験は、次のような状態について行われた。

出会い角: $\alpha = 180^\circ, 150^\circ, 120^\circ, 90^\circ, 60^\circ, 30^\circ$

波長: $\lambda/L = 0.35, 0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5$

波高: $H_w = L/40$ 、ただし $\alpha = 60^\circ$ では $H_w = L/50, L/100$ を追加

船速: $F_n = 0.15 \sim 0.30$ の間で数点

実験結果を Fig. 2.1.20, 21 に示す。Fig. 2.1.20 は横波、斜め進波について横揺れ振幅を λ/L ベースに示したもので、ストリップ法による理論計算値も実線で示されている。

Fig. 2.1.21 は実験した波長の中で応答が最も大きい $\lambda/L = 1.5$ の場合において、波高を変えたときの横揺れ応答を F_n ベースに示している。

これらの結果によると、自由横揺れ試験の横揺れ減衰係数を用いれば一応斜め波中の横揺れ応答を、波高が比較的低い場合にはよく推定できるという従来の研究結果が裏付けられている。

(3) 不規則波中における横揺れ試験

角水槽に Moskowitz ~ Pierson 形の 2 次元 不規則波を発生させて、主に横揺れ応答に対する波高影響を調べた。実験状態は下記のとおりである。

波の平均周期: $T_v = 10.3$ (sec) (実船スケール)

有義波高: $H_v = 6.1, 7.3, 8.9$ (m) (同上)

出会い角: $\alpha = 90^\circ$ 及び 60°

船速: $F_n = 0.15 \sim 0.25$ の間で数点

実験は同一の波に対し、発生プログラムを 3 回変えてそれぞれの波の中で航走した。水槽に発生した波の波高の頻度分布曲線を Fig. 2.1.22 に示す。

実験結果は Fig. 2.1.23 ~ 25 に示される。Fig. 2.1.23 は横揺れの両振幅の頻度分布を示し、Fig. 2.1.24 は両振幅の R.M.S. を波高の R.M.S. で割った値を示す。Fig. 2.1.25 は横揺れ両振幅の R.M.S. と実験による最大値との関連を示すものである。

これらの図から次のようなことがうかがわれる。

- (a) 不規則波の波高は Rayleigh 分布に近い。横揺れは、波高が小さく応答が比較的小さい場合には両振幅の頻度分布は Rayleigh 分布に近いが、波高が大きくなり応答が大きくなるにつれて Rayleigh 分布から変形し、分布曲線の山が振幅の大きい方にずれる傾向にある。
- (b) この傾向は Fig. 2.1.24 や Fig. 2.1.25 にも示されている。即ち、波高が大となる程、振幅の R.M.S. の値が相対的に大となっている。

これらの傾向は応答の非線形を示すものと考えられる。

Table 2.1.1 横揺れ減衰力を測定した船の要目表

番号	船種	L _{PP} (m)	L/B	B/dm	C _b	GM(m)	T _φ (sec)
1	原子力船	116	6.10	2.75	0.663	0.90	15.0
2	同上	116	6.10	2.94	0.659	1.65	10.8
3	高速貨物船	145	7.48	2.23	0.675	0.83	15.3
4	超高速貨物船	140	6.67	2.37	0.595	1.21	13.5
5	カーフェリー	142	6.45	3.86	0.531	1.39	13.9
6	コンテナ船	175	6.89	2.68	0.572	0.50	25.5
7	同上	175	6.89	2.68	0.572	1.00	18.0
8	同上	175	6.89	2.68	0.572	1.50	14.7
9	同上	175	6.89	2.98	0.562	1.00	18.0
10	コンテナ船	240	8.00	2.68	0.572	1.16	19.5

Table 2.1.2 Principal dimensions of model

Length	L _{PP}	(cm)	175.0
Breadth	B	(cm)	25.4
Draft	d	(cm)	8.5
Trim by the stern	t	(cm)	1.0
Displacement vol.	V	(cm ³)	21,222
Block coefficient	C _B		0.559
Midship coefficient	C _w		0.967
Height of C.G.	KG	(cm)	9.347
Metacentric height	GM	(cm)	0.943
Bilge keels			
Breadth	b	(cm)	0.45
Length	l	(cm)	43.75
Roll axis			G

Table 2.1.3 供試船の主要寸法

Principal dimensions of the model and ship

Items	Model	Ship
L _{PP} (m)	5.000	175.000
B (m)	0.726	25.400
dm (m)	0.271	9.500
trim (m)	0	0
C _B	0.572	0.572
C _w	0.711	0.711
C _M	0.970	0.970
▽ (m)	0.563	24119.2
LCB (m)	0.074	2.48
KG	0.272	9.52
GM	0.029	1.015
T _φ (sec)	3.07	18.16
K _{yy} /L _{PP}	0.237	
K _{xx} /B	0.360	
Rudder A _R (m)	0.0218	26.69
<hr/>		
B.K.	Depth (m)	0.0129
	Length (m)	43.75
<hr/>		
Propeller	D _p (m)	0.186
	Pitch Ratio	1.055
	Exp. Area. Ratio	0.730
	Boss Ratio	0.185
	No. of Blade	5

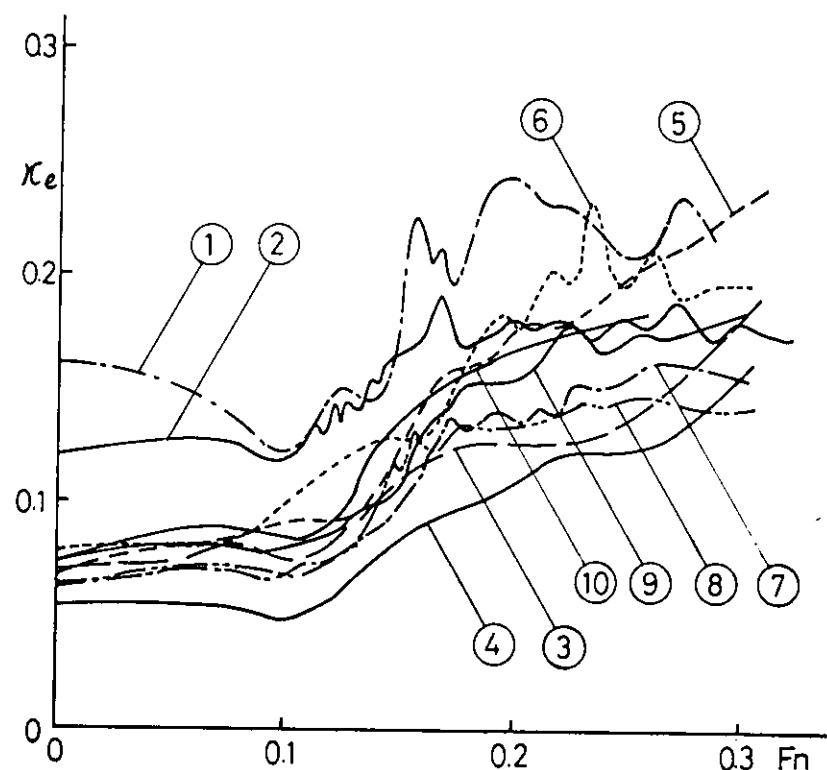


Fig. 2. 1. 1 各種船型の横揺れ減衰率の実験 ($K \circ 10^{\circ}$)

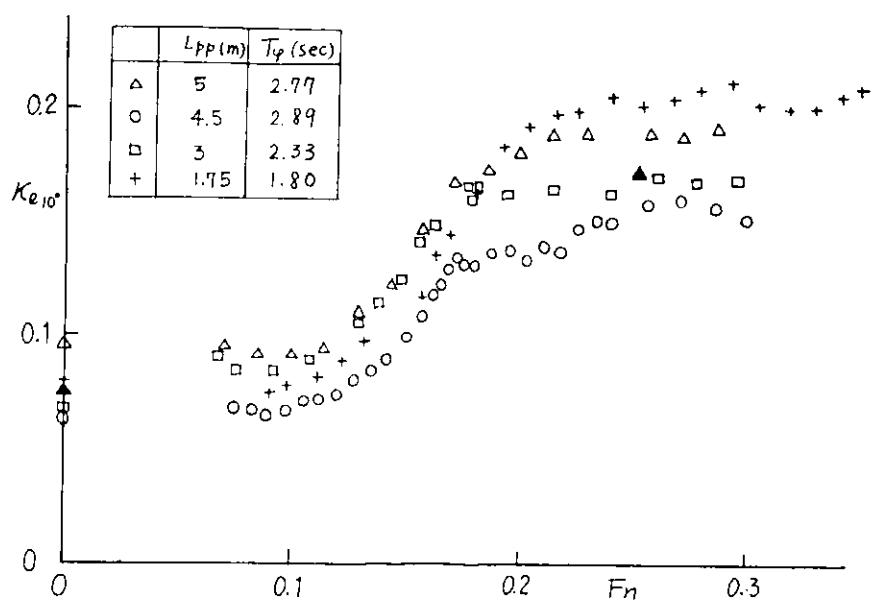


Fig. 2. 1. 2 (a) 相当線形減衰率 $K \circ 10$ の比較 ($GM = 1.0 m$)

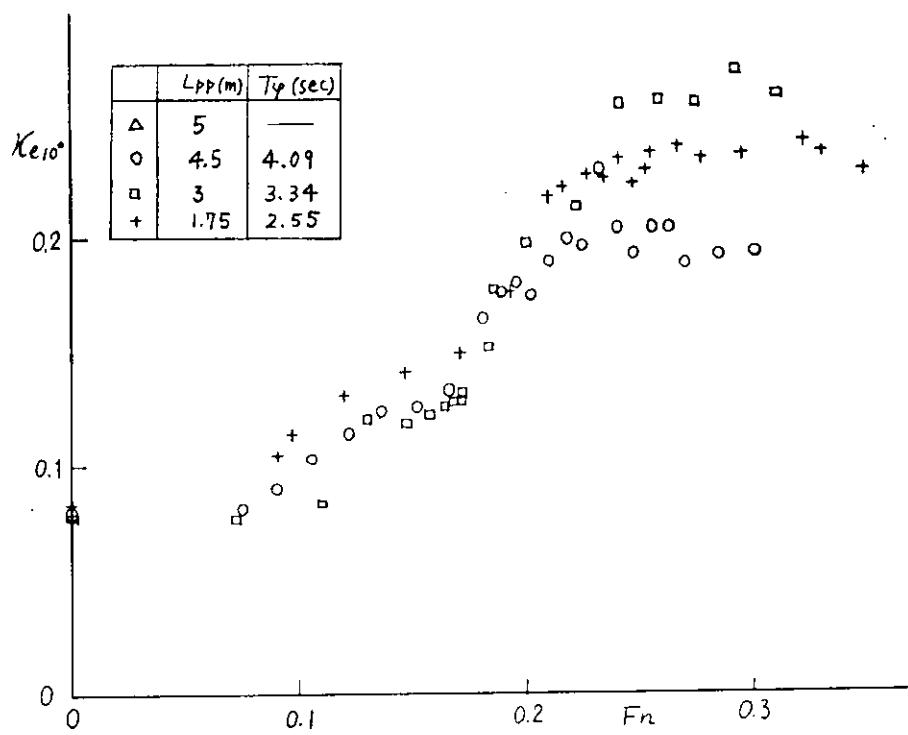


Fig 2. 1. 2 (b) 相当線形減衰率 K_{e10} の比較 ($GM = 0.5\text{m}$)

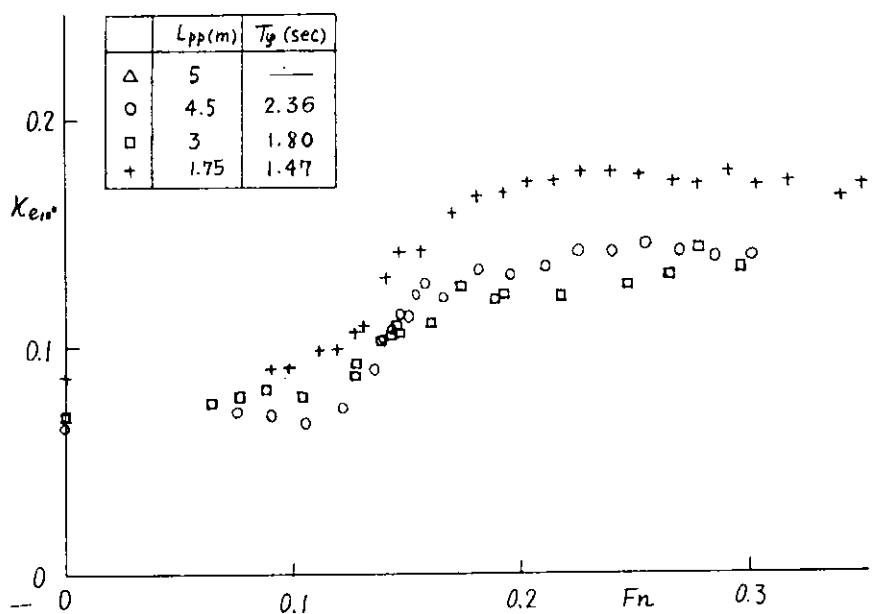


Fig 2. 1. 2 (c) 相当線形減衰係数 K_{e10} の比較 ($GM = 1.5\text{m}$)

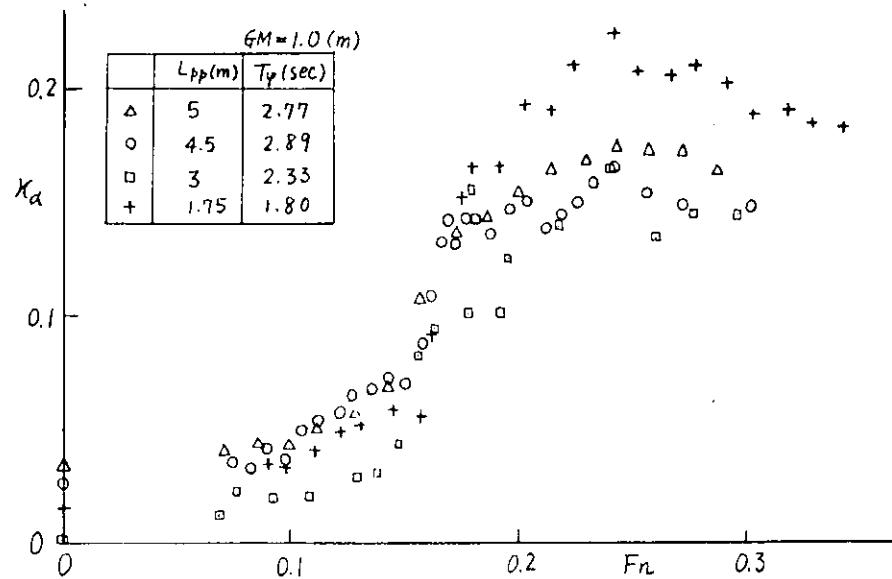


Fig. 2.1.3 (a) 線形減衰率 K_d ($GM = 1.0 \text{ m}$)

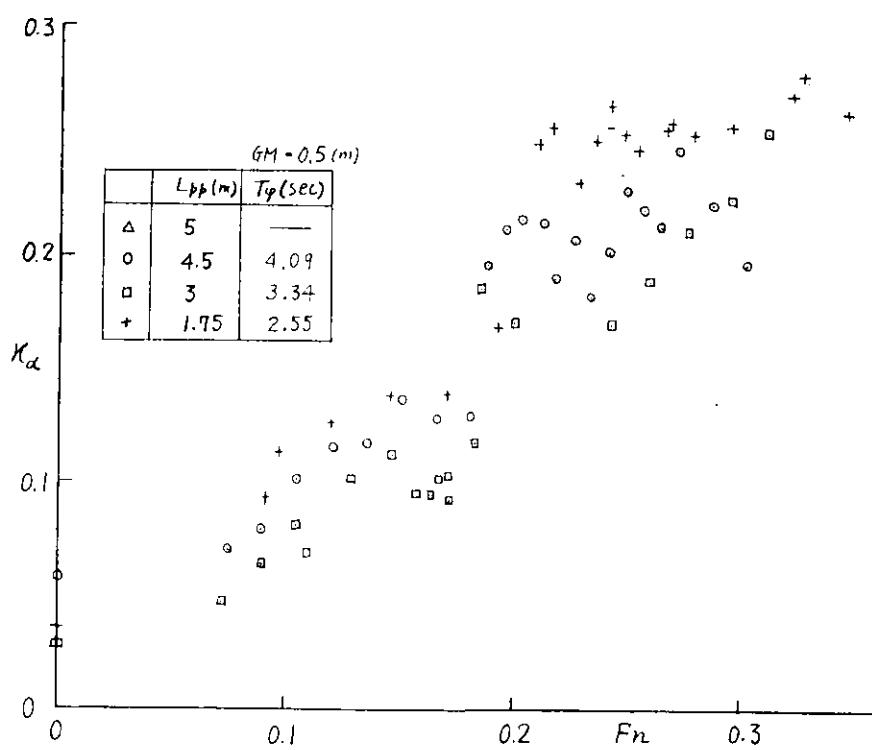


Fig. 2.1.5 (a) 線形減衰率 K_d ($GM = 0.5 \text{ m}$)

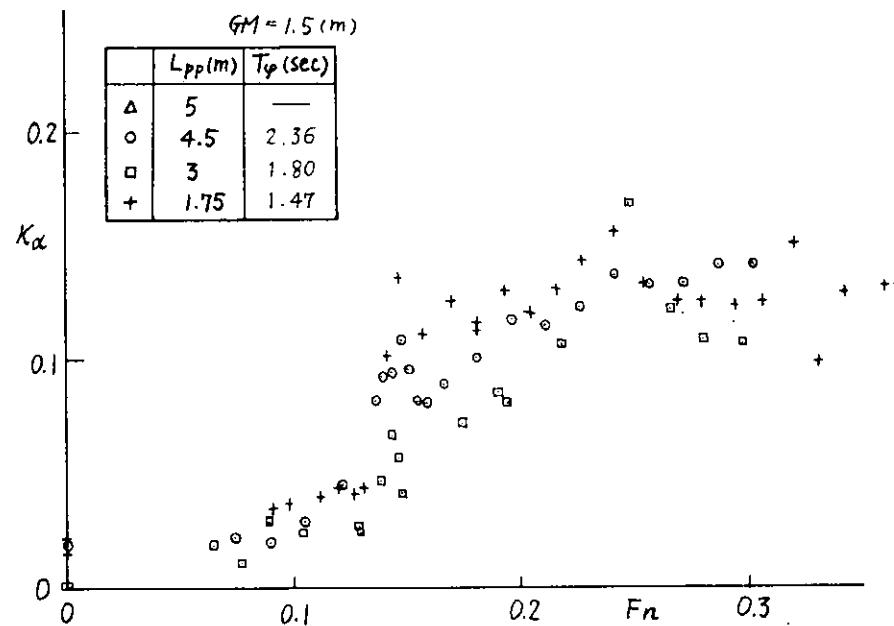


Fig 2.1.3 (c) 線形減衰率 k_a ($GM = 1.5 \text{ m}$)

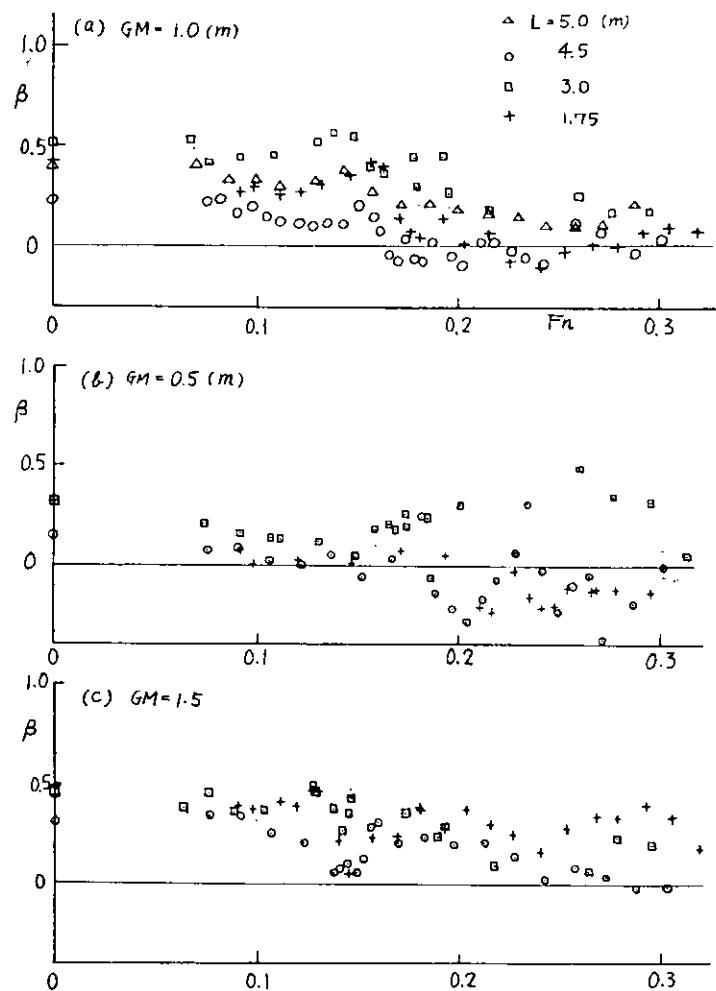


Fig 2.1.4 非線形減衰係数 β

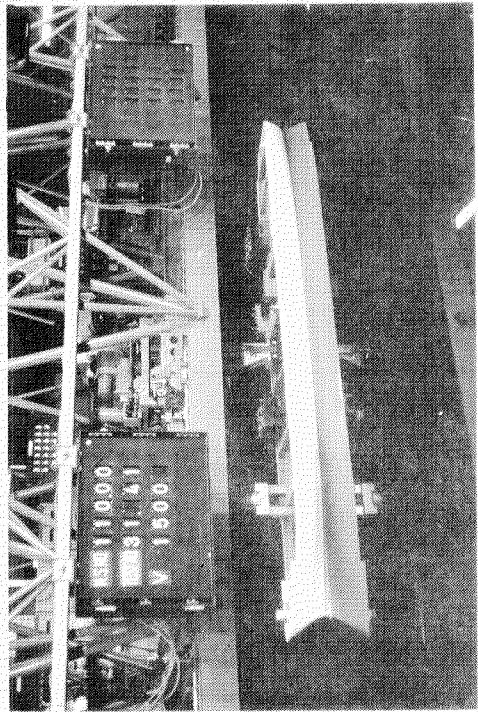


Photo 2.1.1 強制振幅試験装置

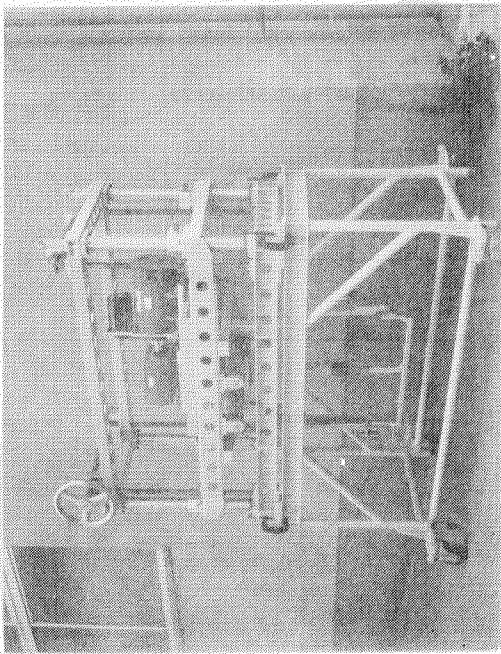


Photo 2.1.2 強制振幅試験装置

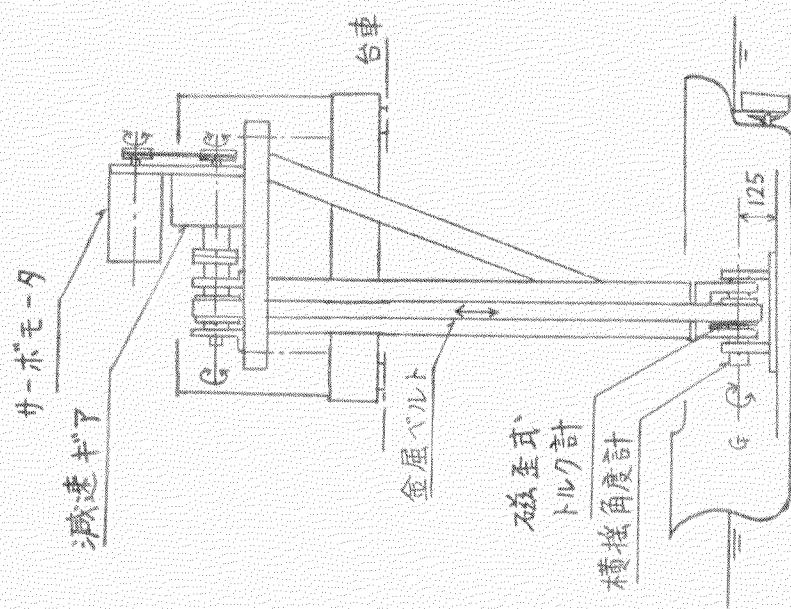


Fig. 2.1.5 強制振幅試験装置

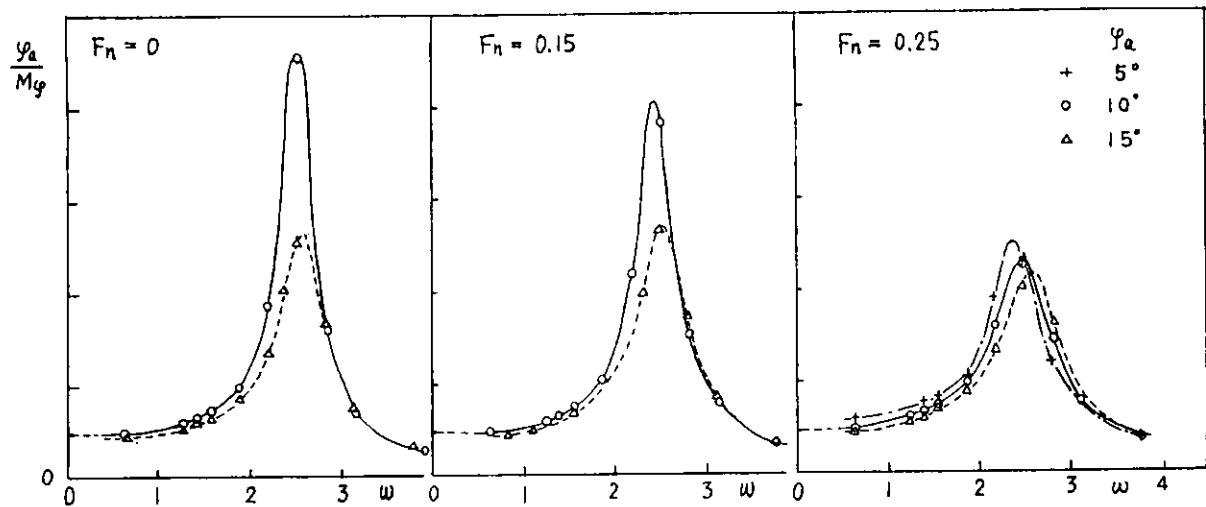


Fig 2.1.6 強制横揺れ試験による応答特性

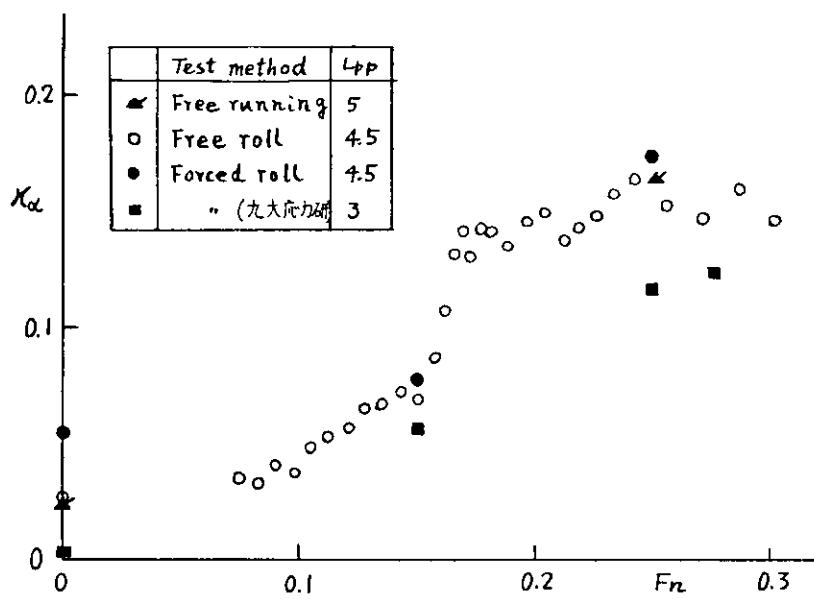
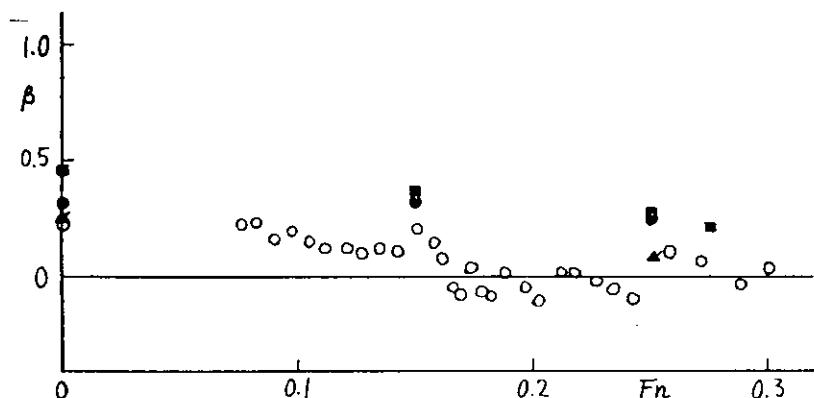


Fig 2.1.7 強制横揺れ試験と自由横揺れ試験
とに依る横揺れ減衰係数の比較

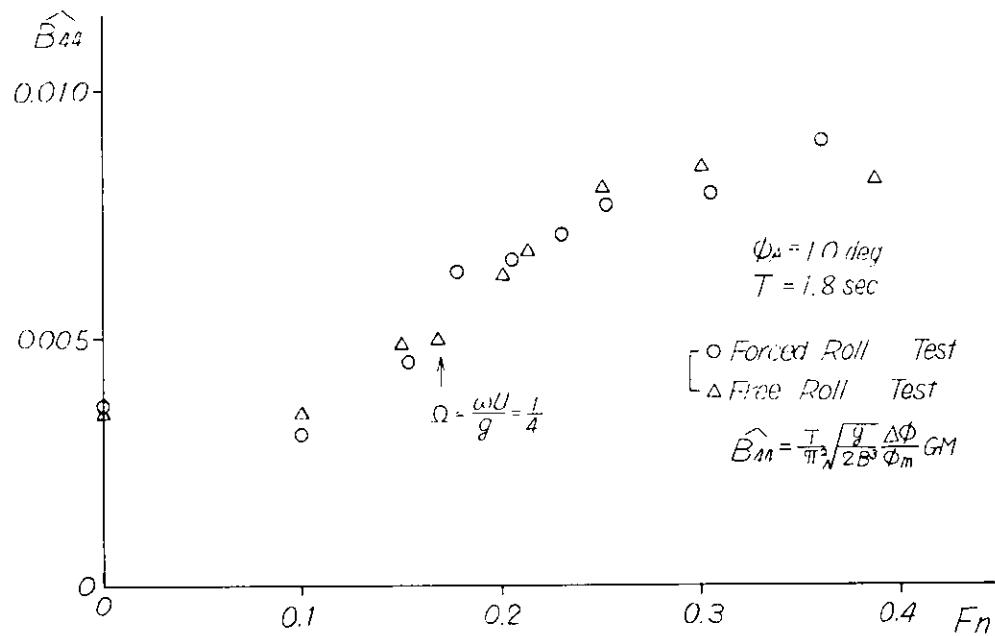


Fig 2.1.8 Damping coefficient \widehat{B}_{44} at forward speed

○ Forced Roll Test , △ Free Roll Test . $T = 1.8$ sec

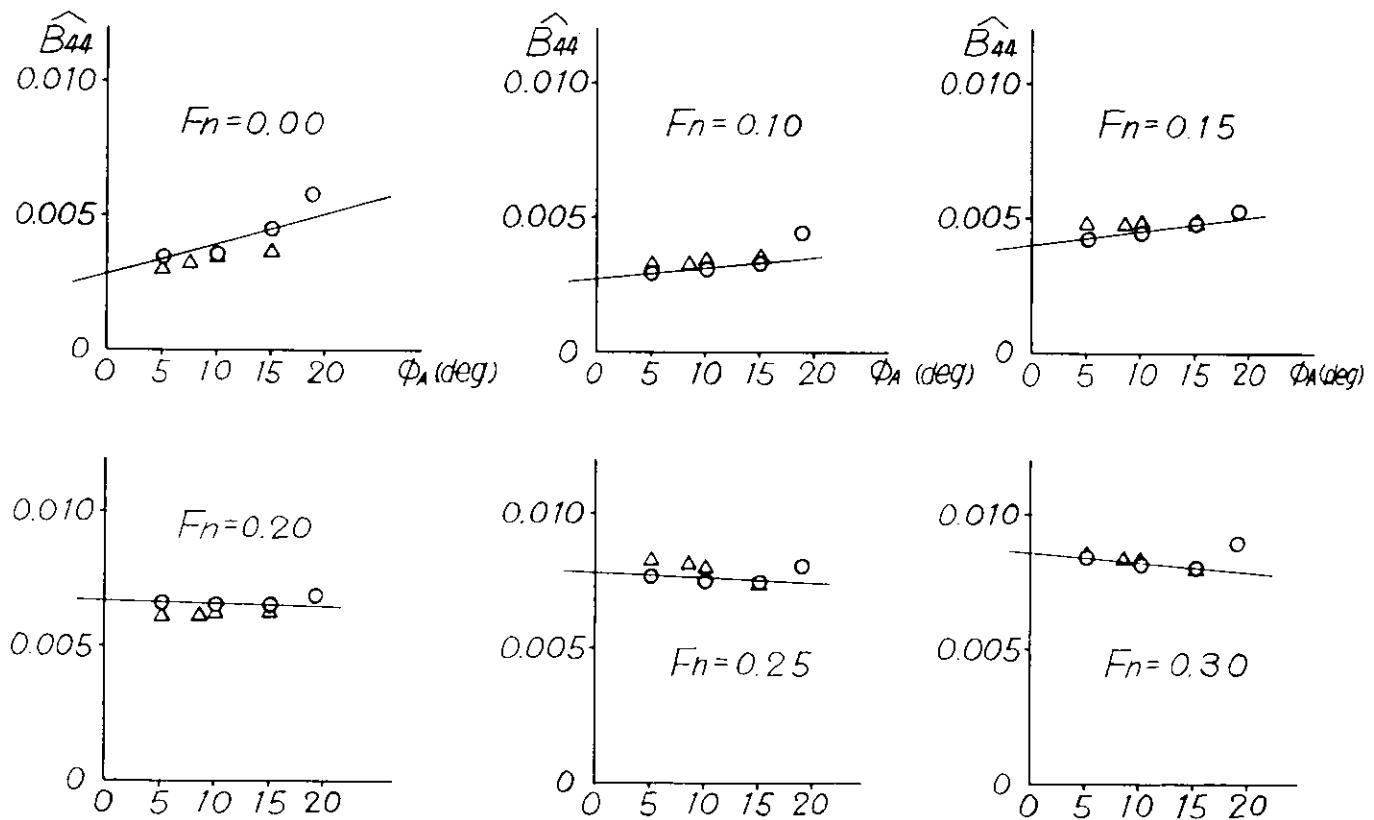


Fig 2.1.9 Effect of roll amplitude

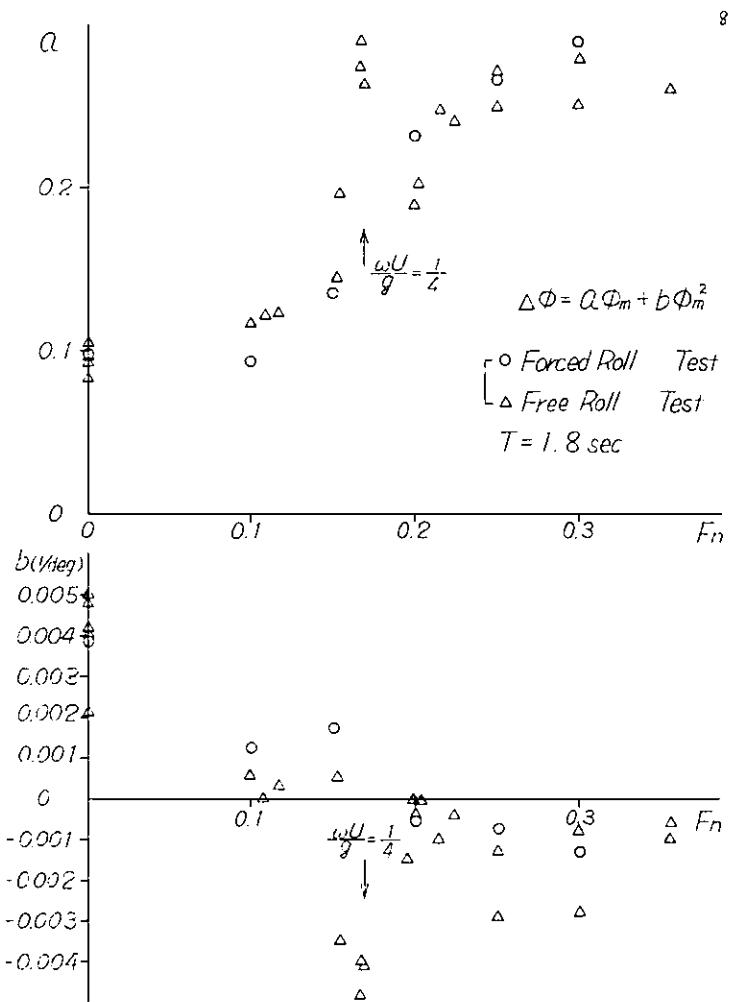


Fig 2.1.10 Damping coefficients α and β at forward speed

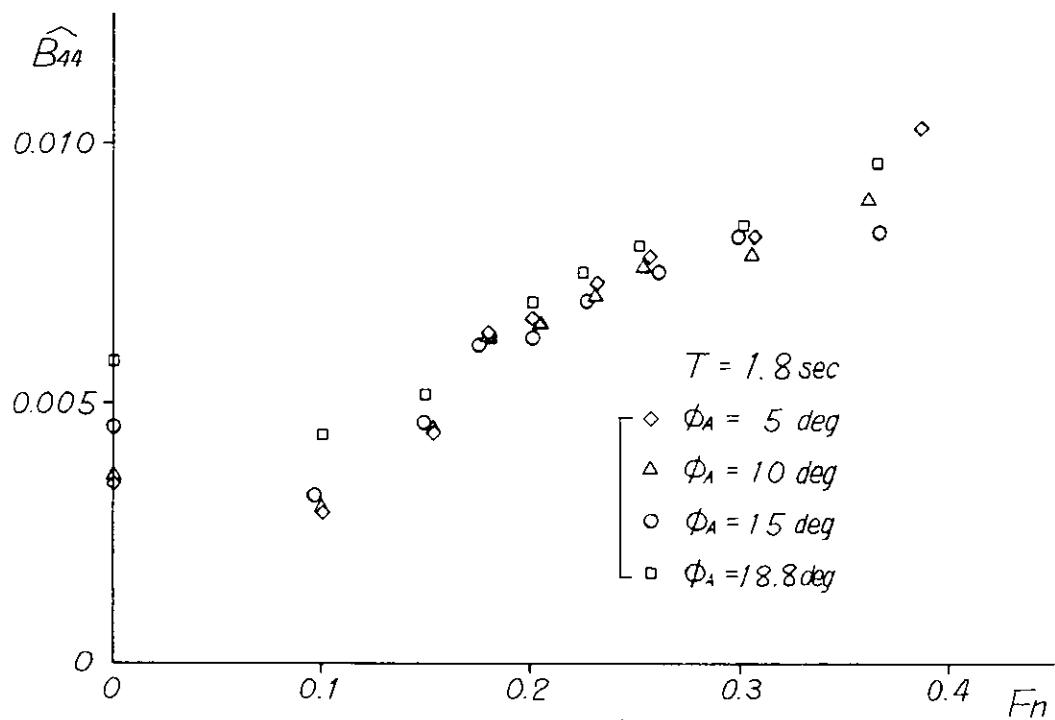


Fig 2.1.11 Damping coefficient \widehat{B}_{44} at forward speed

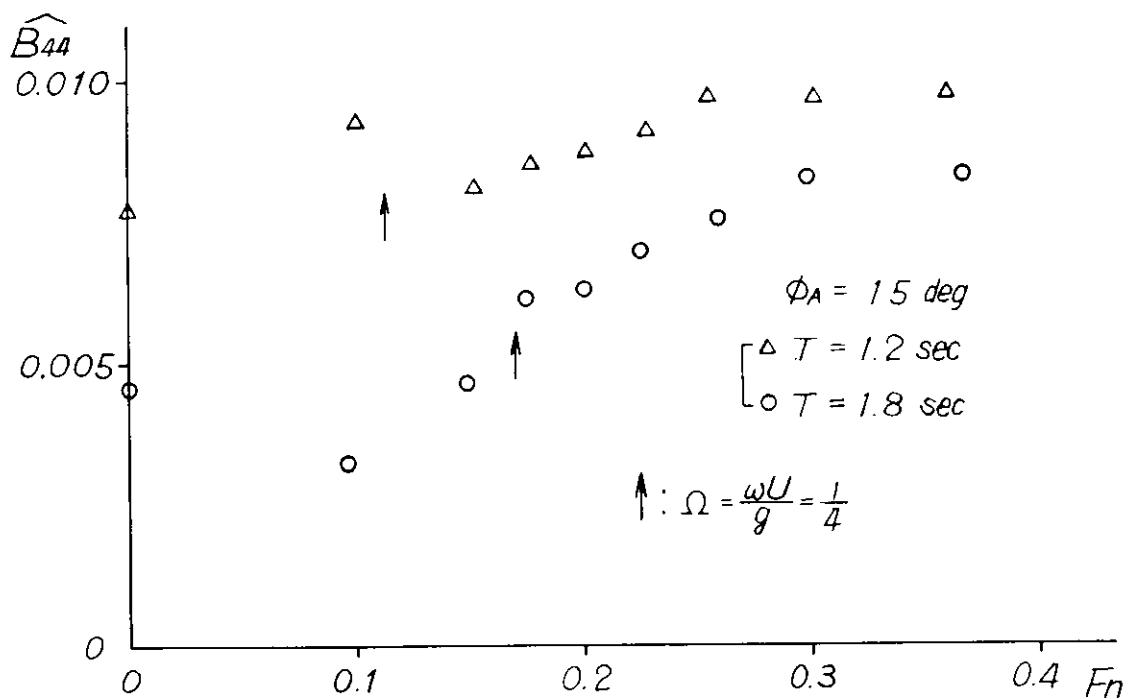


Fig 2.1.12 Effect of roll period

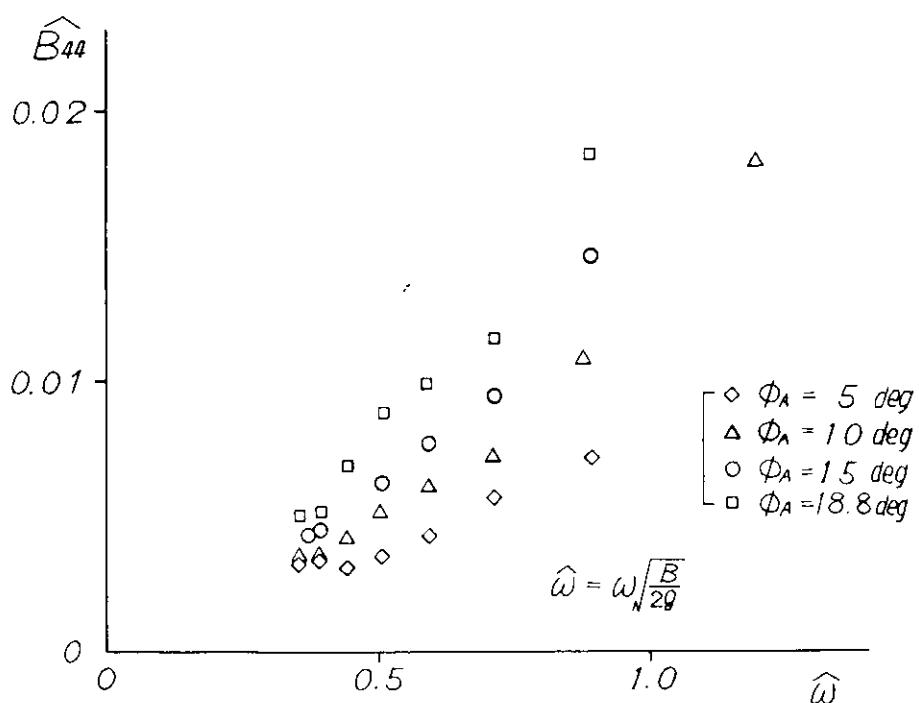
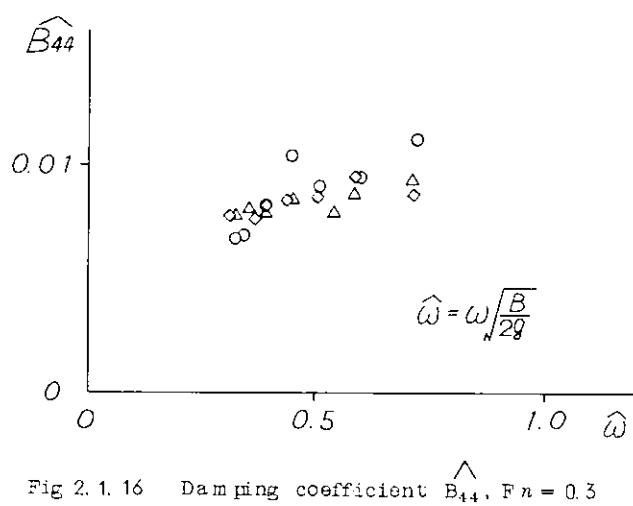
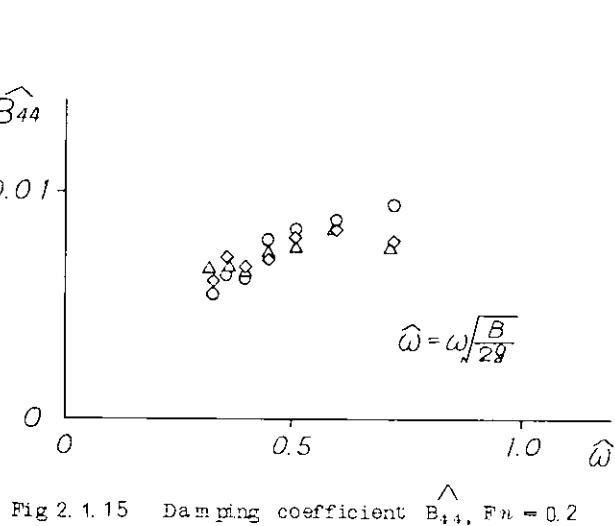
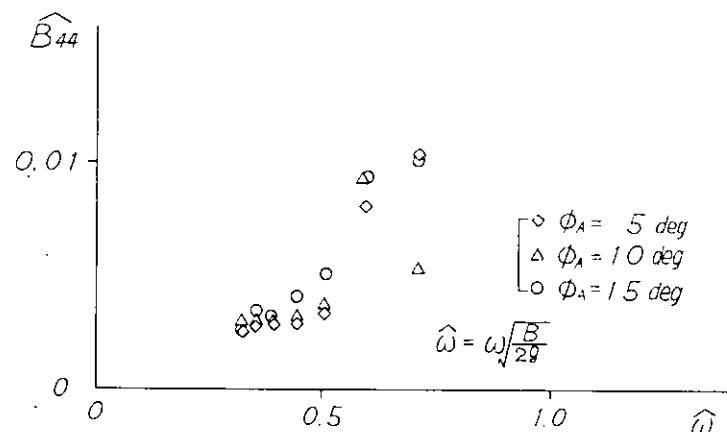


Fig 2.1.13 Damping coefficient B_{44} $F_n = 0.0$



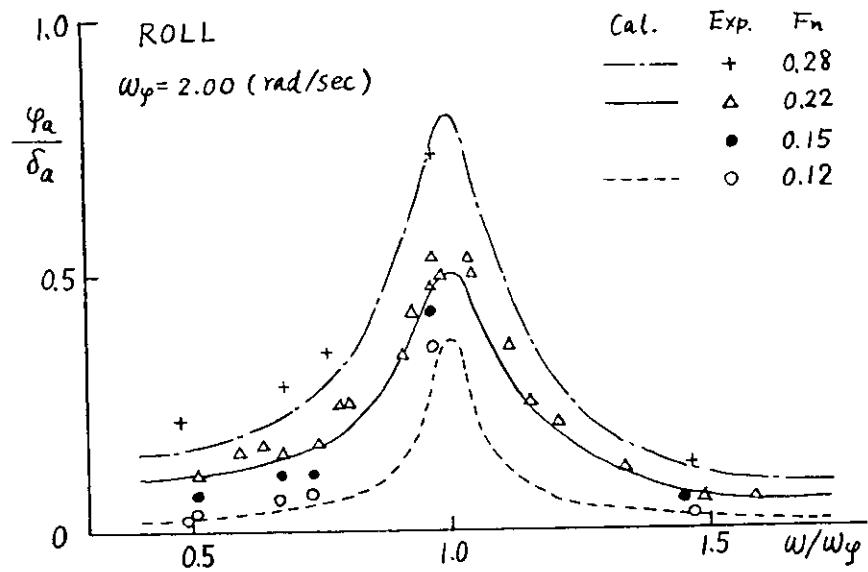


Fig 2.1.17 正弦操舵による横揺れ

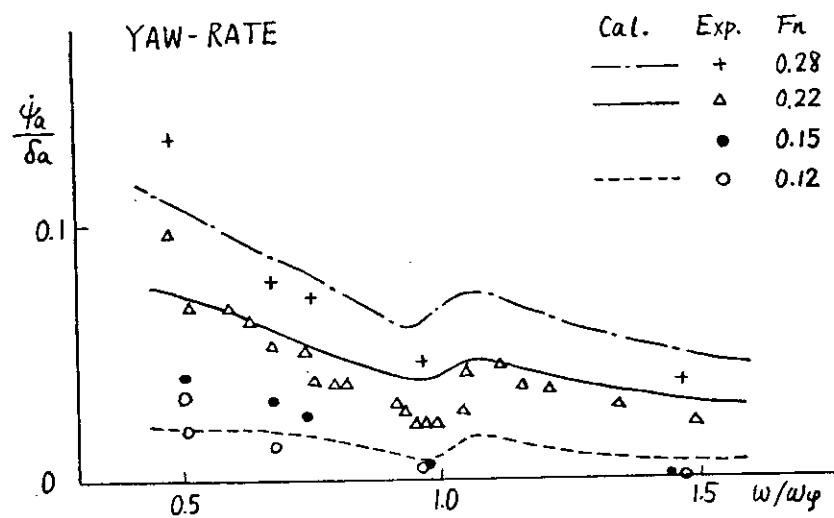


Fig 2.1.18 正弦操舵による船首搖角速度

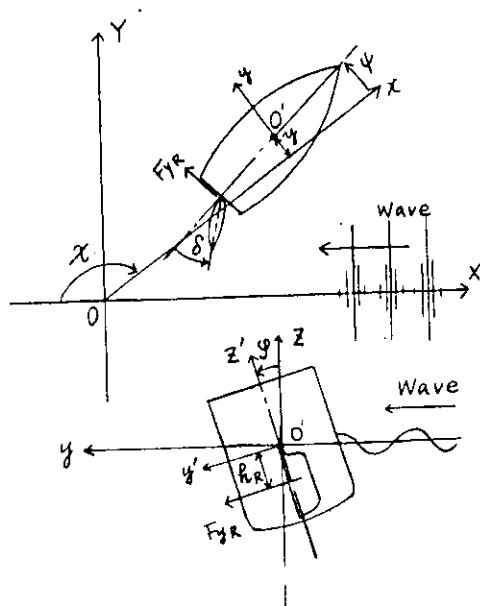


Fig 2.1.19 船の座標系

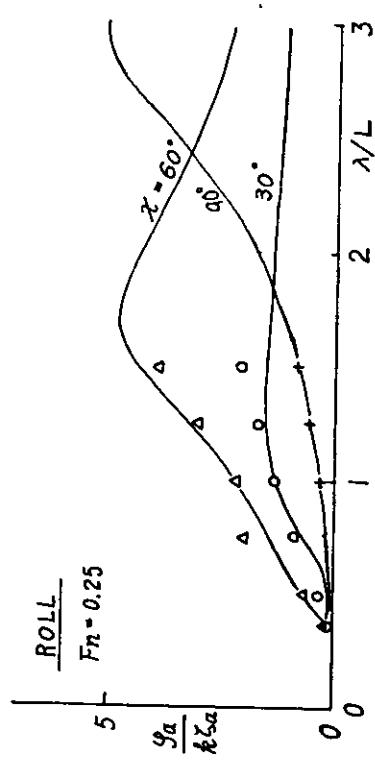


Fig. 2. 1. 21 斜め追波 ($\lambda/L = 1.5$) 中の横揺れ振幅
に対する波高影響

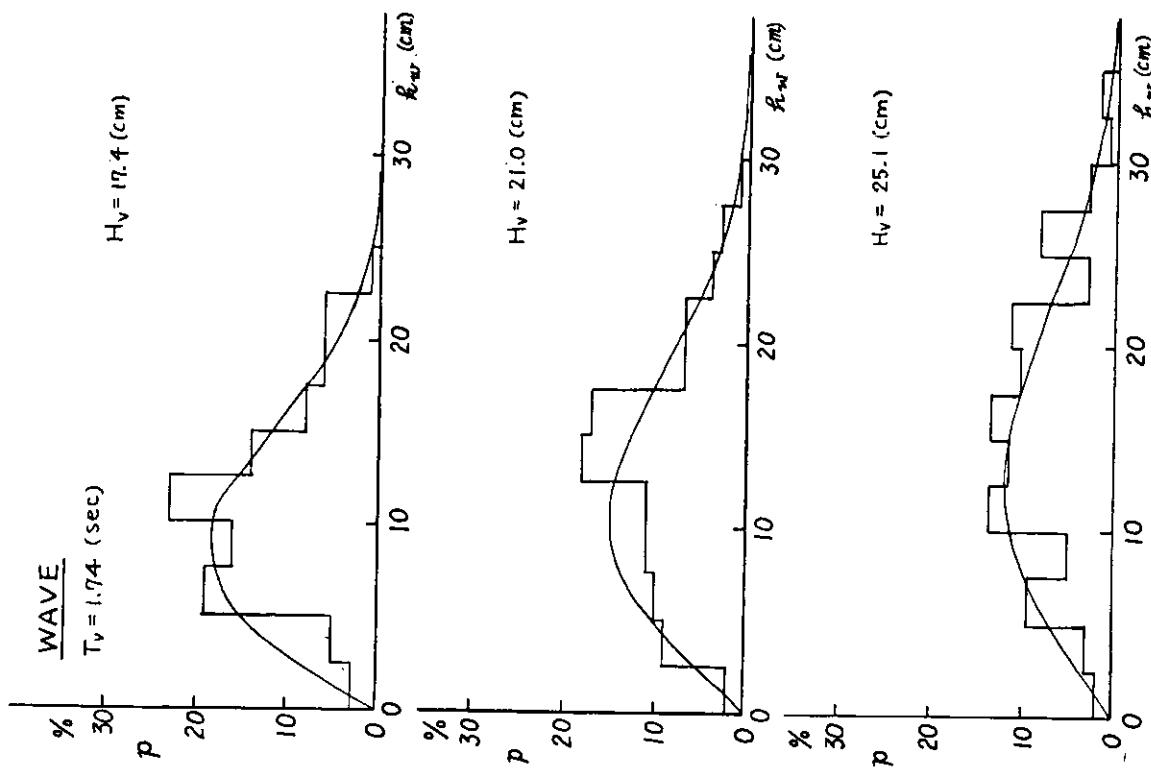


Fig. 2. 1. 22 水槽発生波の波高の頻度分布

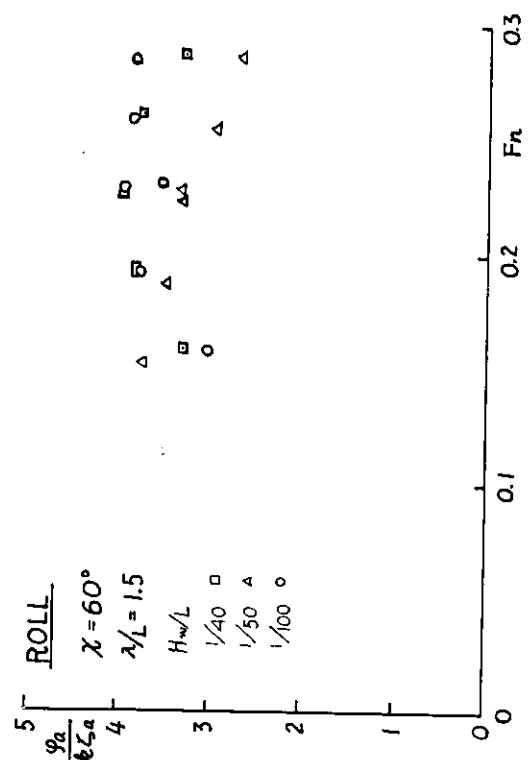


Fig. 2. 1. 21 斜め追波 ($\lambda/L = 1.5$) 中の横揺れ振幅
に対する波高影響

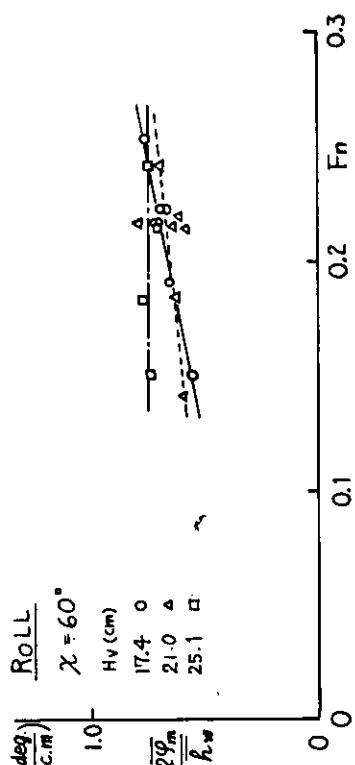
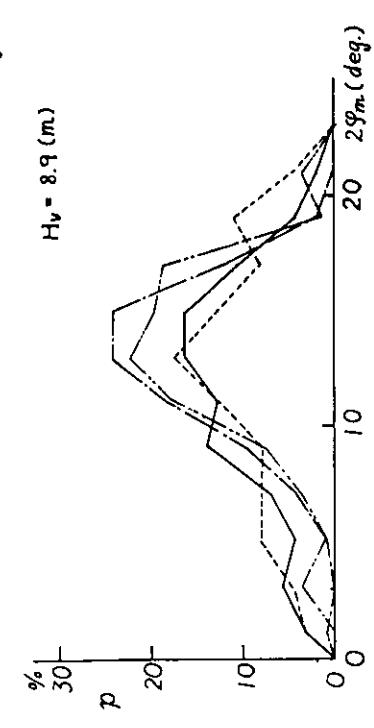
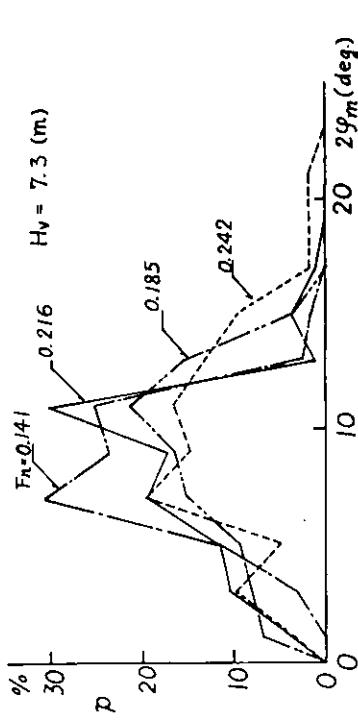
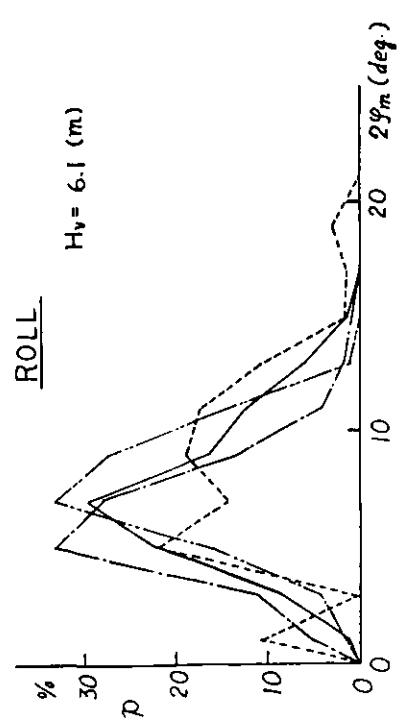


Fig. 2.1.24 不規則波中の横揺れの応答率 ROLL

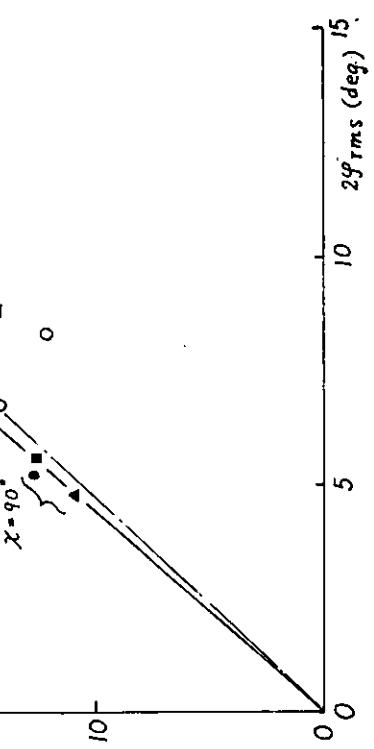
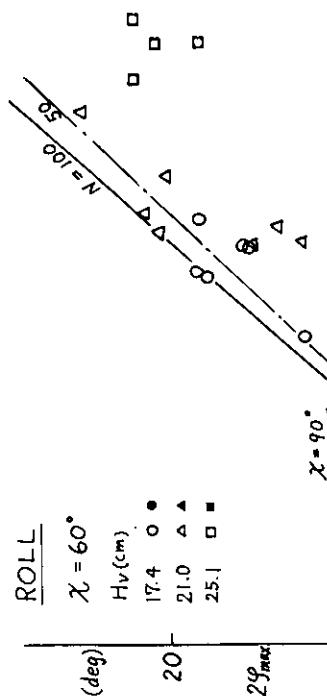


Fig. 2.1.25 横揺れの兩振幅の R.M.S と実験最大値との関連

2.2 横揺れ減衰力に関する基礎研究

2.2.1 裸船の横揺れ粘性減衰力の一推定法

船舶の横揺れ減衰力は、一般に造波、摩擦、造渦の3成分に分けて考えられており、また造渦成分はビルジキールによる項と裸船による項とに大別されている。造渦に基づく減衰力については、現象そのものが複雑であるために、これまでのところ、合理的な推定法が確立されるまでには至っていない。以下に述べる方法は、静水中での横揺れ造渦抵抗と前進時の横揺れ揚力抵抗を組み合わせた一試論である。

(1) 推定法の概要

ここでは、裸船の横揺れによって生じる造渦現象のみを考え、ビルジキールの影響、摩擦成分は考慮しないものとする。静水中で横揺れする場合、船体断面のビルジ部や船首尾のキール部分で剥離が生じ、縦渦（船長方向に軸を持った渦）が流出し、また船首尾端では鉛直方向の渦も生じる。これらの渦による圧力抵抗が造渦減衰力の主因である。前進速度がある場合には、これらの渦は拡散すると同時に後方に流れ去る。この現象は翼に生じる定常あるいは非定常の揚力現象と同じであるので、これによる減衰力を以下では揚力成分と呼ぶことにする。そして、前進速度が大きい時にはこの揚力成分が横揺れ抵抗の中で大部分を占めることが湯室ら¹⁾によって指摘されている。

このように、前進速度の有無にかかわらず造渦という現象自体は同じであるが、これによる力を推定する場合には一般に異なった取り扱い方をするので、ここでも前進時の揚力成分と静水中の造渦成分（以下では単に造渦成分と呼ぶ）を区別して考えることにすれば、問題は両成分の推定および両者の割合、という3点に整理できる。

まず揚力成分 M_L については湯室ら¹⁾の考え方を従うとすれば次式のように表せる（回転軸が0点にあるとする）。

$$\left. \begin{aligned} M_L &= \frac{1}{2} \rho C_L V^2 L d \ell_0 \\ &= \frac{1}{2} \rho K_L V v L d \ell_0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2.1)$$

ここで、 C_L : 揚力係数 ($= K_L \alpha_0$) K_L : 揚力勾配係数

α_0 : 迎角 ($= v/V$) V : 前進速度

L : 船長 d : 奥水

v : 横揺れ速度 ($= \ell_2 \dot{\theta}$) ℓ_0 : 回転軸と揚力点との距離

揚力勾配係数 K_L には旋回微係数の推定式²⁾が採用される。

$$\left. \begin{aligned} K_L &= K_1 \pi + \kappa (4.1 B/L - 0.045) \\ K_1 &= 2 d/L \end{aligned} \right\} \quad (2.2.2)$$

ここで、 κ : C_D で決まる常数 ($C_D = 0.99, 0.97, 0.92$ 以下に対しそれぞれ $\kappa = 0.3, 0.1, 0$)

また、(2.2.1)式のレバー ℓ_0 、横揺れ速度のレバー ℓ_2 についても湯室らの方式に従って $\ell_0 = d/3$, $\ell_2 = d/2$ と考えておく。(2.2.1)式の揚力成分 M_L は横揺れ角速度 $\dot{\theta}$ に比例し、また前進速度 V にも比例するのでいわゆる線型減衰係数に対応する。

次に静水中の造渦成分について考える。流体中に非定常運動をする物体の粘性抵抗を表現する場合に、定常時からの類推で、抗力係数 C_D を使った表現がよく行われているのでここでもそれに従うことになると、船体に働く造渦モーメント M_D は次のようになる。

$$M_D = \frac{1}{2} \rho C_D v |v| L d \ell_1 \quad (2.2.3)$$

ここで、 ℓ_1 は抗力の作用点と回転軸との距離であって、今の場合簡単のため $\ell_1 = d/2$ と考えておく。また v についても揚力成分の時と同じと考える。(2.2.3)式に従うと造渦成分 M_D は横揺れ角速度の2乗に比例するので、いわゆる2次の減衰係数 ζ と関係づけられる。

$$\beta = \frac{3}{2} \cdot \frac{\int_0^{\theta_0} M_D d\theta}{WGM \theta_0^3} = \frac{\rho L d C_D \ell_1 \ell_2^2 \omega^2}{2 WGM} \quad (2.2.4)$$

ただし、上式の説明の際、自由横揺れの運動方程式を $\ddot{\theta} + \alpha \dot{\theta} + \beta \theta + \gamma \dot{\theta} + \omega^2 \theta = 0$ と仮定している。抗力係数を用いて考えると、非線型減衰と造波モーメントが結びついて物理的な対応が付き易いのであるが、抗力係数 C_D の値は振動平板の実験例から類推すると、定常の値と比べてかなり大きくなることが予想される。従来の例では、振動する物体の形状、振動振幅比、振動の種類などで C_D の値を整理しているが、船の横揺れの場合には振動の振幅の変化する範囲も狭く、振動のモードも同一であると見なし得るので、以下では C_D が船型のみの関数であると考えてこの値を実験値から推定してみる。横揺れ実験で求められた減衰係数 β を (2.2.4) 式に代入し、かつ、後述する OG の影響を考えて C_D を逆算した結果を Fig. 2.2.1 に示す。 C_D の値は船型の変化すなわち造波能力に応じて大きく変化をするようである。しかし、同図のように C_B のみの関数で表現できるかどうかは明らかでなく今後の研究が必要であろう。

次に粘性横揺れ減衰モーメント M_V の中に占める M_L と M_D の割合について考える。 M_D は前進速度の増加とともに減少し、高速域では $M_D = 0$ 、 $M_V = M_L$ となる。また当然のことながら静水中では $M_L = 0$ である。 M_D と M_L の割合は、定常の場合には迎角 α_0 に関係することから類推して、ここでは横揺れ速度と船速の比で決まるパラメータ λ ($= \ell \omega \theta_0 / V$) で表現できるものと考えられる。ここで θ_0 は横揺れ振幅、 ω は円周波数、 ℓ はレバーである。そして λ を用いて次式のように M_V を定義した。

$$M_V = \frac{\lambda^2}{1 + \lambda^2} M_D + \frac{1}{1 + \lambda^2} M_L \quad (2.2.5)$$

レバー ℓ の値は実験値から決められるが、2.3 の例について当ってみると、ほぼ $\ell = 0.5L$ の程度の大きさである。

最後に OG の影響について述べる。(2.2.1)、(2.2.3) 式は OG = 0 の場合であって、これによる値を M_{L0} 、 M_{D0} とする。OG が 0 でないときには、両式の中で C_L 、 C_D が不变、レバー ℓ_0 、 ℓ_1 、 ℓ_2 のみが変化するものと仮定すれば、重心まわりのモーメント M_L 、 M_D は次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} OG < 0 \quad (G \text{ が水面より下}) \text{ のとき } M_L &= M_{L0} \left(1 - 2 \frac{OG}{d} \right) \quad \left(1 - 3 \frac{OG}{d} \right) \\ M_D &= M_{D0} \left(1 - 2 \frac{OG}{d} \right)^3 \end{aligned} \right\} (2.2.6)$$

$$\left. \begin{aligned} OG > 0 \quad \text{のとき } M_L &= M_{L0} \left\{ \left(1 - \frac{OG}{d} \right)^3 + \left(\frac{OG}{d} \right)^3 \right\} \\ M_D &= M_{D0} \left\{ \left(1 - \frac{OG}{d} \right)^4 + \left(\frac{OG}{d} \right)^4 \right\} \end{aligned} \right\} (2.2.7)$$

(2) 実験値との比較

前進速度がある場合に、造波成分と揚力成分を分離して計測することは極めて困難であるが、ここではその試みの一つとして、以下のようない実験を試みた。まず曳航水槽で通常の自由横揺れ試験を行い、次に回流水槽において自由表面上にフタを設けて水面を覆い、そこで自由横揺れ試験を行う。そうすれば両者の差を造波成分とみなすことができる。もっとも、両者の側壁影響やフタの摩擦影響など厳密に考えればこれは難しい問題となるが、造波成分の大まかな目安を得るには十分であろう。Fig. 2.2.2 に回流水槽における装置の概要を示す。波押えのフタは回流水槽の水面全幅にわたっており、中央部で模型船を挿入しうる程度の開口がある。模型船の船側とフタの間に横揺れに必要な最小限の隙間を設けてある。

自由横揺れ試験は両試験とも同じ状態で行った。供試模型船は Series 60、 $C_B = 0.6$ の標準模型 ($L_{pp} = 1.8 m$) であり、試験状態は Table 2.2.1 に示すとおりである。試験結果は次式によって解析し、

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\theta} + \kappa_0 \omega_n \dot{\theta} + \omega_n^2 \theta &= 0 \\ \kappa_0 &= \frac{2}{\pi} \ell n \left(\frac{\theta_{n+1} + \theta_{n+2}}{\theta_n + \theta_{n+1}} \right) \end{aligned} \right\} (2.2.8)$$

ここで、 θ_n : n 回目の横揺れ振幅

ω_n : 横揺れ固有周波数

横揺れ振幅 θ_0 が 10° の時の無次元相当減衰係数 κ_θ の値を求めた。また実験状態に対応する推定値を求めるに当つて、Fig 2.2.1 より $C_D = 3.5$ 、さらに $\theta_0 = 10^\circ$ とした。また揚力の作用点までの距離 ℓ_0 については $\ell_0 = d/2$ のほかに $\ell_0 = d/3$ とした場合の計算も行ってみた。実験および推定の結果を Fig 2.2.3～Fig 2.2.5 に示す。Fig 2.2.3 および Fig 2.2.4 には推定値の成分比較を示してある。図中、 M_L は (2.2.1) 式の M_L に M_D との配分修正を施した値、すなわち (2.2.5) 式の第2項を示しており、同様に図中の M_D は (2.2.5) 式の第1項を表す。また摩擦成分については $F_n = 0$ における加藤⁶⁾の推定式に田宮⁷⁾の前進速度修正を施した方法によつた (2.2.2 項参照)。造波減衰は OSM によって求めた。したがつてこれは $F_n = 0$ の値である。図にはこれら各成分の和を推定値として実験値と比較してある。推定値には前述のように造波成分の前進速度影響が含まれていないのでこの点に注意する必要があるが、実験値 (自由表面がある場合とない場合の κ_θ の差) から判断すると、この造波の前進速度影響はさほど大きくはないようであり、高速域では揚力成分が重要であることがわかる。実験値と推定値の一一致は全般的に良好であるが、今後の問題としてレバー ℓ_0 の決定、 C_D の推定式の確立などが考えられる。

Fig 2.2.6 に示すのはここでの推定値と田中⁸⁾の Series 60, $C_B = 0.7$ の $1.8m$ 模型による自由横揺れ試験結果の比較である。この場合は線型減衰係数 α ($= \kappa \omega_n / 2$) と非線型項々に分離して比較した。揚力成分の中のレバー ℓ_0 を $d/3$ とした場合の推定値と α の実験値との差が前進時の造波減衰項と考えられ、その大きさは前述の実験による値と同程度である。また M_D 成分の前進速度影響についても推定値の傾向は良さそうである。

(3) ま と め

横揺れ粘性減衰力の内、静水中の造渦減衰力と前進時の揚力に基づく成分とを組み合わせた推定法を示し、実験結果と比較検討した。その結果、この推定法が基本的には妥当であるとの結論が得られたが、推定法の精度を更に向上させるためには、抗力係数と船型の関係、前進速度影響などについて更に詳細な検討が必要と思われる。

参 考 文 献

- 1) 湯室彰規外：「Anti-Rolling Fin に関する研究(2)」、IHI 技報、vol.10, No.2 (昭45)
- 2) 造船協会編：船舶工学便覧第1分冊、コロナ社
- 3) 渡辺恵弘、井上正祐外：「N 係数計算法の肥大船型への修正」、西船報、第27号 (昭38)
- 4) 谷口中外：「自航時の動揺試験」、西船報、第14号 (昭32)
- 5) Sarikaya et al : "Periodic Flow about Bluff Bodies, part 1" Naval Postgraduate School, Calif. Rep. (1973)
- 6) 加藤弘：「船の横揺れに対する摩擦抵抗について」、船論、第102号 (昭33)
- 7) 田宮真外：「高速航走時の横揺れ特性」、船論、第132号 (昭47)
- 8) 田中紀男外：「航走中の横揺れ性能に関する実験」、関船誌、第146号 (昭47)

2.2.2 横揺れ摩擦減衰力

実船では、横揺れ減衰力の摩擦成分は他の成分と比べて非常に小さいが、模型船ではこれが無視できない程度となる。したがつて、模型実験から実船性能を推定する際の尺度影響の一成分として摩擦減衰力が問題となる。ここでは従来の推定法のほかに、非定常乱流境界層理論による計算を試み、回転楕円体による実験値と比較検討する。

(1) 摩擦減衰力の推定法

まず従来の方法について述べる。静水中で横揺れする船体に働く摩擦減衰力については加藤¹⁾の式がある。

$$\left. \begin{array}{l} \text{層流の場合: } B_{44} = \frac{2.11}{\pi^2} \cdot \frac{S r_s^2}{V T} \\ \text{乱流の場合: } B_{44} = \frac{2.11}{\pi^2} \cdot \frac{S r_s^2}{V T} \cdot \left\{ 1 + \frac{0.143 (r_s \theta_0)^{0.772}}{T^{0.336}} \right\} \end{array} \right\} (2.2.9)$$

ここで、 B_{44} 、 T 、 θ_0 、 S 、 r_s は各々、横揺れ減衰係数、横揺れ周期、横揺れ振幅、浸水表面積、平均半径である。また前進時の推定法としては、静水中の値との比を与える田宮²⁾の式がある。

$$\frac{B_{44}}{B_{440}} = 1 + \alpha \frac{V}{\omega T} \quad (2.2.10)$$

ここで、係数 α は実験で決められるべき定数で、回転梢円体 ($L = 2m$, $B = 0.3m$) を使った田宮の実験では $\alpha = 4.1$ の値が与えられている。また B_{440} は静水中の値で、これに(2.2.9)式の加藤の式を使えば、一定前進時の摩擦減衰力の推定が可能となる。以下ではこれを加藤-田宮の方法と呼んでおく。

田宮の式は、もともと3次元境界層の基礎方程式に基づいた近似解法であり、解法の過程で種々の近似仮定が成されているので最終結果にそれらがどの程度の影響を与えているかどうか疑問がない訳ではない。ここでは、それと同じ基礎方程式に基づいた、やや厳密な解法³⁾を行なって加藤-田宮の方法と比較してみたい。基礎方程式は、回転体の表面座標に基づいた流れ方向および横揺れ方向(ガース方向)の境界層方程式と連続の式であり、これらは次の形で表される。

$$\left. \begin{array}{l} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_x}{\partial y} \quad (\text{主流方向}) \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_z}{\partial y} \quad (\text{ガース方向}) \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} (ru) + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{連続の式}) \end{array} \right\} (2.2.11)$$

ここで、 x 、 y 、 z 、 r は各々、回転体の表面に沿う主流方向の座標、表面からの法線座標、表面に沿ったガース座標、 x の位置での回転体の半径であり、また u 、 v 、 w は各々 x 、 y 、 z 方向の層内速度、 τ_x 、 τ_z は層内剪断応力、 p は層外の圧力、 ρ は流体の密度、 t は時間である。上式を表面から y 軸に沿って境界層厚さ $y = \delta$ の点まで積分し、同時に v を消去すれば、いわゆる運動量積分式(x および z 方向)が得られる。これを解くに当たり、速度分布の仮定として、 x 方向には定常流の $1/n$ 乗則を適用し、 z 方向には定常の場合のMayer modelを参考にして次の分布を仮定する。

$$\left. \begin{array}{l} w = A\omega \frac{u}{U} \cos \omega t + u \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2 \cdot \beta \\ \beta = \beta_0 \cos(\omega t + \epsilon) \end{array} \right\} (2.2.12)$$

ここで、 U は x 方向の層外速度、 β は層外のボテンシャル流の方向と表面の摩擦応力の方向との角度で、これが、ガース方向の層外速度 $A\omega \cos \omega t$ に対して位相差 ϵ をもち、振幅 β_0 で変動しているものと仮定している。 A は横揺れによる、その点でのガース方向の変位の振幅である。この速度分布を前述の運動量積分に代入し、さらに x 方向の補助方程式としてEntrainment式、Ludwig-Tillmannの局部摩擦則を併用すれば、一連の x 方向の常微分方程式を得る。主流方向の式は従来の定常境界層問題と同じで、 z 方向は非定常問題となり、未知数は上述の β_0 、 ϵ である。適当な初期条件のもとにこれらを数値積分すれば解が求められ、ガース方向の摩擦応力を積分して摩擦減衰力が得られる。この理論によると摩擦減衰力はいわゆる線型減衰のみとなる。

(2) 実験との比較

回転梢円体を用いて横揺れ試験を行ったが、計測する抵抗量が極めて微量であるため、強制動揺法は困難であったので、自由横揺れ試験のみ実施した。回転軸はO点とし、横揺れ周期は重心位置を変えることにより $T = 0.99 \text{ sec} \sim 1.93 \text{ sec}$ の間の4周期とした。その他実験状態はTable 2.2.2に示すとおりである。また実験に先立ち軸受けのみの摩擦抵抗を計測した。実験結果はすべてこの値を差し引いてある。横揺れ減衰係数 B_{44} は自由横揺れ時の1揺れ間のエネルギー損失 ΔE から求められ、

$$B_{44} = \frac{T}{\pi^2} \frac{\Delta E}{\theta_m^2} = \frac{T}{\pi^2} \frac{WGM \Delta \theta}{\theta_m} \quad (2.2.13)$$

となり、その無次元値は

$$\hat{B}_{44} = \frac{B_{44}}{\rho \Delta E^2} \sqrt{\frac{\Delta E}{2g}} \quad (2.2.14)$$

で表される。結果はすべてこの無次元値で表示する。前述の4周期における実験値と計算値の比較をFig 2.2.7 ~ Fig 2.2.10に示す。図中、Fn = 0での△印が加藤の式(層流)による値で、破線は加藤一田宮の方法による値であり、実線は今回の方法による理論計算結果である。両計算結果と実験値(○印)の一一致は比較的良好であり、また2種の計算値もほぼ一致しているようである。したがって、実用公式を得るという見地から見れば、計算の簡便さからも、また実用船型の横搖れ減衰力全体に占める摩擦成分の割合が小さいことからも、加藤一田宮の方法で十分であると思われる。ただ、田宮の公式の中の定数αについては、未だ若干検討の余地があるようにも見える。試みに、今回の実験結果で合わせるとα ≈ 5.8程度となった。

参考文献

- 1) 加藤弘：「船の横搖に対する摩擦抵抗について」、船論、第102号(昭32)
- 2) 田宮真、小村隆士：「高速航走時の横搖特性」、船論、第132号(昭47)
- 3) 池田良穂外：「前進横搖摩擦抵抗の一計算」、JTTCD第2部会、SK40-9(昭49)

2.2.3 ピルジキールの直圧力による横搖れ減衰力

ピルジキールによる横搖れ減衰力のうち、ピルジキールの直圧力に基づく成分については田中¹⁾、加藤²⁾などの実験的研究があるが、実用船型に対する推定法はまだ十分確立されてはいない現状である。ここでは、これらとは別の観点に立って、振動平板の実験値^{3),4)}を基にしたピルジキールの直圧力成分に関する推定式を示し、強制横搖試験結果と比較検討した。

(1) 推定式

振動平板の抗力係数は、パラメタ $U_{max} T/D$ (U_{max} : 最大速度、T: 周期、D: 平板の幅) で整理すると実験結果がよくまとまることが報告されている^{3),4)}。このパラメタは振動振幅と物体の大きさの比に比例しており、上のことは振動物体の抗力が振動振幅のみに依存し、レイノズル数や周波数に無関係であることを意味する。また、流れについていえば、物体背後にできる渦の平均的な強さ及び位置が振動振幅のみに依存するものとも考えられる。ピルジキールの直圧力による抗力についても同様の物理現象と考えられるので、振動平板の抗力係数と同様の取り扱いが可能であろう。そこで、まず回転梢円体にピルジキールを取り付け、中心軸まわりに自由横搖れさせて、対応する抗力係数を算出し、振動平板の実験値と比較してみた。その結果をFig 2.2.11に示す。抗力係数 C_D の算出に当って、ピルジキールの直圧力 F を次式のようにおき、

$$F = \frac{1}{2} \rho b_{BK} \ell C_D v^2 \quad (2.2.15)$$

一揺れ間のエネルギー損失 ΔE と関係づけた。

$$\begin{aligned} \Delta E &= 2 \int_0^{\theta_0} r F dr \\ \therefore C_D &= \frac{3}{2} \frac{\Delta E}{\rho b_{BK} \ell r^3 \omega^2 \theta_0^3} \end{aligned} \quad (2.2.16)$$

ここで、 b_{BK} 、 ℓ はピルジキールの幅および長さ、 v は横搖れ速度 ($= r\omega \theta_0 \cos \omega t$)、 r 、 θ_0 、 ω は各々回転軸からピルジキールまでの平均距離、横搖れ振幅、横搖れ円周波数である。Fig 2.2.11より、この自由横搖れ試験によるピルジキールの抗力係数が振動平板の実験値とよく一致することがわかる。図にはさらに、2次元模型(船体中央断面、 $B \times d = 0.25m \times 0.1m$ 、ピルジ半径 $0.03m$)に付けられたピルジキールの前後の船体表面圧力差より求めた C_D の値も示してあり、これも振動平板値とよく合っている。のことからピルジキールの直圧力自体は船型の影響をほとんど受けないものと考えてよさそうである。

これらの実験値に対する近似式として次式を定めた。

$$C_D = 22.5 \frac{b_{BK}}{\pi r \theta_0} + 2.40 \quad (2.2.17)$$

ただし、ビルジキールを振動平板とみなした場合、パラメタ $U_{\max} T/D$ には $U_{\max} T/2 b_{BK}$ ($= \pi r \theta_0 / b_{BK}$) が対応する。上式は図に示すように、このパラメタの値が 4 ~ 20 の範囲で、振動平板を含むこれらの実験値によく合っている。

(2.2.17) 式から一对のビルジキールについてのエネルギー損失 ΔE を求めると、

$$\Delta E = \frac{4}{3} \rho r \ell \omega^2 \left\{ 22.5 \frac{b_{BK}^2 r \theta_m^2 m}{\pi} + 2.40 b_{BK} r^2 \theta_m^3 m \right\} \quad (2.2.18)$$

となる。ただし、 θ_m は自由横揺れ時の平均振幅である。また、 $\Delta \theta = a \theta_m + b \theta_m^2 m$ 、 $\Delta E = WGM \theta_m \Delta \theta$ の関係を考慮して減衰係数 a, b を求めることもできる。

$$a = \frac{30}{\pi} \frac{\rho \ell b_{BK} r^2 \omega^2}{WGM}$$

$$b = \frac{3.2\pi}{180} \frac{\rho \ell b_{BK} r^3 \omega^2}{WGM} \quad (1/\deg) \quad (2.2.19)$$

のことからわかるように、ビルジキールの直圧力による減衰力は非線型項 (b 係数) のみならず、線型項 (a 係数) にも現われ、しかも後者の影響は少ない。この a, b 係数を自由横揺れ試験結果と比較したのが Fig 2.2.12 で、これも実験値とよく合っている。

(2) 強制横揺れ試験

回転楕円体にビルジキールを付け、中心軸まわりの強制横揺れ試験を行った。楕円体の要目は前記 2.2.2 項の Table 2.2.2 に示すとおりで幅 10 mm、長さ 600 mm のビルジキール 1 対が付けられている (Fig 2.2.13 参照)。この場合、横揺れ抵抗成分は摩擦成分とビルジキールの直圧力成分のみであり、前者はビルジキールの影響を受けないものと仮定して、裸船の自由横揺れ試験から求めた値とし、これを計測値から差し引いてビルジキールの直圧力成分を求めた。実験値はすべて相当線型減衰係数 B_{44} の形で整理し、その無次元値 \hat{B}_{44} ($= B_{44} \sqrt{B/2g / \rho \nabla B^2}$) で表した。これに対応する推定式は (2.2.17) 式から

$$B_{44} = \frac{8}{3\pi} \rho r \ell \omega \left\{ 22.5 \frac{b_{BK}^2 r}{\pi} + 2.40 b_{BK} r^2 \theta_0 \right\} \quad (2.2.20)$$

となる。

Fig 2.2.14 に示すように、フルード数 $F_n = 0$ の場合の実験結果と計算結果はよく一致しており、またこの計算値は 2.2.6 項の実験結果ともよく合っている。Fig 2.2.15 は、直圧力成分の前進速度影響をみたもので、速度の増加と共に若干増大するが、実用上ほど一定とみなしてもよく、従って (2.2.20) 式は前進速度がある場合にも適用できるものと思われる。

参考文献

- 1) N. Tanaka et al : "A Study on the Bilge Keels, Part 1 ~ 2", 船論, 第 101 (昭 32) および第 103 号 (昭 33)
- 2) 加藤弘 : 「船の横揺れに対するビルジキールの効果について」, 船論, 第 117 号 (昭 40)
- 3) Cornelius C Shih et al : "The drag on oscillating flat plates in liquids at low Reynolds numbers", Jour. Fluid Mech., Vol. (1971)
- 4) A. Pappa et al : "The influence of pile dimensions on forces exerted by waves", Proc. 10th Conf. Coastal Eng., ASCE, Vol. II (1969)

2.2.4 ビルジキールによって生じる船体表面圧力の計測

(1) 実験概要

Fig 2.2.16 に示すように、回転楕円体にビルジキールを取り付け、0 点周りに強制横揺れさせて、物体表面上の変動圧力を計測した。計測位置は S.S.4 の断面で、計測点はビルジキールから表面に沿っての距離 s が 0.7, 1.1, 2.2, 2.6, 4.3, 5.8, 7.7, 8.7 cm の 8 点である。横揺れ振幅 θ_0 は 13.25° の 1 状態のみである。ビルジキールは 2.2.5 項の場合と同様で幅 10 mm、長さ 600 mm である。

(2) 実験結果と考察

計測された表面圧力の変動記録から、横揺れ角 $\theta = 0$ 、すなわち横揺れ速度が最大となる瞬間の値 P を読みとり、 $C_P (= 2P/\rho (r\theta_0 \omega)^2)$ で無次元化した。ただし、 r, θ_0, ω は各々回転中心からビルジキールまでの距離、横揺れ振幅、円周波数である。Fig 2.2.17 に $S/b_{BK} = 2.6$ の点での C_P の値を示す。ただし、 b_{BK} はビルジキールの幅である。これにより C_P の周波数影響は少ないようにもみえるが実験値のバラツキが少ないので即断はできない。図中の破線は試みに求めた平均線である。Fig 2.2.18, Fig 2.2.19 は各フルード数における表面圧力係数 C_P の分布を示す。ビルジキールの前後の圧力差は前述の 2.2.3 項の(2.2.17) 式の抗力係数に対応するが、同式から求めた値 $C_D = 4.46$ に比較して、実験値の方はやや低い。しかし、ビルジキール直前直後の圧力係数値は、前進速度によってはほとんど変化せず、これは 2.2.3 項の直圧力に対して前進速度影響が少ないという結果と符合する。

また、ビルジキールの前方の圧力分布形状は前進速度の影響を受けないようであるのに対し、背後の負圧の分布形状は F_n の増加に伴い、台形型から 3 角形型に変化するように見える。これは、ビルジキール背後の渦が F_n の増加と共に後方に流されるため、負圧の分布する幅が狭まるためと考えられる。したがって、船体にビルジキールを付けた場合にも同様のことが考えられるので、ビルジキールによって生じる変動圧力に基づく減衰力成分は前進速度の増加と共に僅かに減少するものとも考えられるが、従来の横揺れ試験結果から判断するとその量は少ないものと推察される。それにしてもビルジキールによる変動圧力の問題は、今後に残された重要な問題の一つである。

2.2.5 ビルジキールの効果に関する研究

(1) まえがき

船体横揺れに関するビルジキールの効果の研究は、多数行われているが、その大部分は 2 次元的な取り扱いをしており、前進運動を考慮に入れた系統的説明は少ないようと思われる。2 次元的な扱いをする理由は、文献(1), (2)に譲るとして、本研究では、ビルジキールの周波数影響、前進速度影響について、以下の手順で研究してみる。

- (i) ビルジキールを小アスペクト比の翼と考えることにより、最大流入角一定という幾何学的相似状態での前進速度、周波数影響を調べる。
- (ii) ビルジキールを振動平板と考えることにより、振幅一定という条件で、前進速度、周波数影響を調べる。
- (iii) 実際の横揺れとの対応を知るために、紡錘体にビルジキールを取りつけて、強制横揺れさせる。

以上の手順で実験を行った。なお、(i)の実験の際、没水深度の影響を調べるために、2 種類の没水状態で実験を行った。

(2) 実験方法

小アスペクト比アルミ板 ($\ell = 1,000 \text{ mm}$, $d = 100 \text{ mm}$, $t = 4 \text{ mm}$) を Pure Sway させて、アルミ板に加わる力を計測した。(Fig 2.2.20)

(i) 最大流入角 $B = 10, 20 (\text{deg})$

没水深度 $D = 300, 500 (\text{mm})$

前進速度 $V_M = 0.4, 0.6, 0.8 (\text{m/s})$

Sway 周期 $T_M = 2.0, 2.6, 3.0, 3.4, \infty (\text{sec})$

Sway 振幅 $A_M = \frac{T_M}{2\pi} V_M \tan \beta (\text{m})$

(ii) (没水深度 500mm)

前進速度 $V_M = 0.0, 0.66, 1.0, 1.32 (\text{m/s})$

Sway 周期 $T_M = 2.5, 3.0, 4.0 (\text{sec})$

Sway 振幅 $A_M = 2.9, 5.8, 8.7, 11.6 \text{ (m)}$

次に、紡錘体にアルミ板のビルジキール ($\ell = 900, d = 30, t = 4 \text{ mm}$) を取りつけ、強制動揺させてビルジキールに加わる力を計測した。(Fig. 2.2.21)

Ⅲ) 前進速度 $V_M = 0.3, 0.6, 0.9 \text{ (m/s)}$

横揺周期 $T_M = 0.75, 1.0, 1.5, 2.0, 3.0 \text{ (sec)}$

横揺振幅 $\theta_M = 5, 10, 15 \text{ (deg)}$

(3) 実験解析

Theodorsen の振動翼理論⁽⁴⁾及び Morison⁽⁷⁾の考え方を基礎として、前進運動中の振動平板に働く力Fは、

$$F = C_m \rho V_0 \dot{x} + \frac{1}{2} C_D \rho A \dot{x} |\dot{x}| + \frac{1}{2} C_L \rho A \dot{x} V_M \quad (2.2.21)$$

で与えられると仮定する。ここで、 C_m は付加質量。 C_D は抗力係数で NST (strouhal 數) に依存する。⁽⁷⁾

C_L は揚力係数で A/R (アスペクト比)、 f (Reduced Frequency) に依存し、NSTには依らないと考える。

x は横方向変位。 V_0 、Aは平板の長さ ℓ 幅 b とした時、 $V_0 = \frac{1}{4} \pi b^2 \ell$ 、 $A = b\ell$ で与えられる。

$$x = a \sin \omega t$$

で運動する場合 (2.2.21) 式は

$$\begin{aligned} F &= -C_m \rho V_0 \omega^2 \sin \omega t + \frac{1}{2} C_D \rho A \omega^2 \omega^2 \cos \omega t |\cos \omega t| + \frac{1}{2} C_L \rho A a \omega V_M \cos \omega t \\ &\cos \omega t |\cos \omega t| \triangleq \frac{8}{3\pi} \cos \omega t \\ &\text{(本来, } \frac{8}{3\pi} \cos \omega t + \frac{9}{15\pi} \cos 3\omega t + \dots \dots \text{)} \end{aligned}$$

と仮定すると、

$$F = -C_m \rho V_0 \omega^2 \sin \omega t + \frac{1}{2} \rho A a^2 \omega^2 \left(\frac{8}{3\pi} C_D + \frac{V_M}{a\omega} C_L \right) \cos \omega t \quad (2.2.22)$$

Ⅰ) $\beta = \text{一定}, a = \frac{V_M T_M}{2\pi} \tan \beta$ の場合

$$a\omega = V_M \tan \beta$$

$$F = -C_m \rho V_0 \omega V_M \tan \beta \sin \omega t + \frac{1}{2} \rho A V_M^2 \left(\frac{8}{3\pi} C_D \tan^2 \beta + C_L \tan \beta \right) \cos \omega t \quad (2.2.23)$$

Fを無次元化して

$$C_N = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho V_M^2 A} = |C_N| \cos(\omega t + E_N)$$

とすると

$$\left. \begin{array}{l} \text{Out of Phase成分} \\ |C_N| \cos E_N = \frac{8}{3\pi} C_D \tan^2 \beta + C_L \tan \beta \end{array} \right\} \quad (2.2.24)$$

In Phase成分

$$|C_N| \sin E_N = \frac{\pi}{2} f \cdot (A, R) \cdot C_m \quad (2.2.25)$$

となる。

$$\left. \begin{array}{l} \text{ただし, } f = \frac{\pi \ell}{V_M T_M} \quad (\text{Reduced Frequency}) \\ A, R = \frac{b}{\ell} \quad (\text{Aspect Ratio}) \end{array} \right\}$$

In Phase, Out of Phase成分と Reduced Frequency の関係は Fig. 2.2.22, Fig. 2.2.23 の如くなる。

$|C_N| \cos E_N$ の値より、(2.2.24) 式を用いて、 $C_D \cdot C_L$ と f の関係が求められる。(Table 2.2.3)

Ⅱ) 振幅一定の場合

振動平板の C_D (Drag Coefficient) は、前進速度のない場合は NST (Strouhal Number) に依存することが知られている。⁽⁷⁾⁽⁸⁾ 一方、振動物体の前進速度影響を表わす無次元量は、 f (Reduced Frequency) であるので、各 NSTに対し、 C_m (Added mass Coefficient), C_{DT} (Total Drag Coefficient = $C_D + \frac{3\pi}{8} \tan \beta \cdot C_L$) と、 f の関係を Fig. 2.2.27 ~ 2.2.31 に示す。また、 C_D と NST の関係を Fig. 2.2.26 に示す。

ここで、

$$N_{ST} = \frac{b}{U_m T} = \frac{b}{2\pi a} \quad (\text{for sinusoidal motion})$$

であり、

$$\pi \tan \beta = \frac{1}{N_{ST}} \cdot (A \cdot R) \cdot f \quad (2.2.26)$$

の関係がある。

iii) 紡錐体の場合

解析方法は2)と同様であるが、ここでは C_D と N_{ST} , f の関係のみに注目して Fig 2.2.32 に示した。

(4) 結果及び考察

- (i) 没水状態を2種類行った結果、没水深度が3d, 5d であれば、Drag, Lift に関しては、一応自由表面の影響は考えなくても良いであろう。しかし、付加質量に対しては（これはビルジキールの減衰効果には関係ないが）多少没水深度の影響がみられた。

参考のため、2次元有限要素法で没水体の Sway による進行波振幅比と付加質量係数の周波数依存性を計算したところ Fig 2.2.33 のようになり、我々の実験では $\frac{\omega^2}{g} d$ が 0.1 程度の値であり、この時 $A = 0.01 \sim 0.03$ 程度の値なので、造波減衰を無視した。

- (ii) 最大流入角一定として、Drag Coefficient と Lifting Coefficient と Reduced Frequency の関係が求まった (Table 2.2.3)。没水 5d の場合の C_D , C_L を比較すると C_L よりも C_D の方が 4 倍程度 Reduced Frequency の影響が大きい。また、 $|C_N| \cos E_N|_{f=0}$ の値は、井上の式⁽⁵⁾

$$C(\beta) = \frac{2\pi}{1 + \frac{4}{K} \cos \beta} \sin \beta \cos \beta + 2 \sin^2 \beta \quad (2.2.27)$$

で、 $\beta = 10^\circ, 20^\circ$ に対して求めた値 $C(\beta) = 0.095, 0.303$ の 10% 以内の誤差であった。

また、Reissner⁽⁶⁾によれば、有限翼の影響は、Reduced Frequency が増加すれば減少し、二次元翼に漸近するとしている。即ち、 f が十分大きければ $|C_N| \cos E_N = \pi \tan \beta$ に近づくと思われる。

ところで、 N_{ST} , f , $A \cdot R$, β の間には、(2.2.26) のような関係が存在しており、今の場合 $A \cdot R$, β が一定であるから、 N_{ST} と f は比例する関係となっているので、平板の Damping の f 依存性は、実は振動平板の N_{ST} 依存性を示している。

- iii) 今度は、振幅一定、即ち、 N_{ST} 一定の条件で実験を行うと Fig 2.2.27 ~ 2.2.30 を得た。これらが Damping に対する項である C_{dt} (Total Drag Coefficient) は、 N_{ST} が大きい程、 f の依存性が大きい。

今、 C_D は N_{ST} のみにより決定すると仮定すれば、Table 2.2.4 のように C_L が求まる。

また、前進速度のない場合の実験結果は Fig 2.2.26 に示す。

これらから、振動平板の振幅、前進速度、周波数依存性がわかる。

(5) 結論

ビルジキールを前進速度を持つ振動平板と考えて、付加質量、減衰係数の周波数依存性、前進速度依存性を、最大流入角 β 一定、及び振幅一定 (Strouhal number 一定) の場合について、その Reduced Frequency 影響を調べた結果

- 1) β 一定とした場合、 f と N_{ST} はお互いに比例する関係となり、Damping の f 依存性は平板の Drag の N_{ST} 依存性を示しており、Lift による成分は小さい。
- 2) 振幅一定 (N_{ST} 一定) とした場合、 f 依存性は N_{ST} が大きいほど大きく、 $N_{ST} = 0.55$ では $f = 1$ の値が $f = \infty$ の時の値の 2 倍以上となっているが、 $N_{ST} = 0.126$ では大体 20% 増加している。このことは、Bilge Keel が浅い程、横揺角が大きい程 f 依存性が小さく、Bilge が深い程、また横揺角が小さい程 f 依存性が大きい。即ち、そのような場合、前進速度が大きいか、周期が長ければ減衰は静止状態に比べて、かなり大きくなる。

この場合、前進速度影響のパラメーターとして Reduced Frequency で考えるべきであり、Froude number で考えるべきでない。

3) (2.2.21) 式の仮定から、

$$\cos \omega t | \cos \omega t | = \frac{8}{3\pi} \cos \omega t + \frac{9}{15\pi} \cos 3\omega t$$

と考え、 C_D , C_L の成分を分離して得ようとした。即ち

$$F = a \sin \omega t + b \cos \omega t + c \cos 3\omega t$$

として、最小自乗法により C_m , C_D , C_L を決定させようとしたが、これはうまく行かなかった。その理由は、力が必ずしも (2.2.21) 式で仮定したようなものでないため⁽⁷⁾ と、実験器具上の問題とが考えられる。

4) N_{ST} , ϵ , β , A.R. は各々が独立ではなく、

$$\frac{1}{N_{ST}} \cdot (A.R.) \cdot f = \pi \tan \beta$$

なる関係があるので、振動平板の前進速度影響を調べるため、 N_{ST} , f での系統的整理が重要である。

5) Drag Coefficient と Strouhal Number の関係は、Riabouchinsky のモデル⁽⁹⁾ を用いることにより、定性的に説明出来る。即ち、Riabouchinsky モデルの 2 平板間距離と平板の深さの比の関係を、振動平板の振幅と深さの比に適応して考える。

また、振幅のかわりに変位の 2 乗平均値で考えると、Fig 2.2.26 の破線の如くなる。

この適応のせ方は Mc Nown⁽¹⁰⁾ の場合と多少異なるが、ここでは説明は省く。

6) Total Drag Coefficient と Strouhal Number, Reduced Frequency の関係を整理して、Fig 2.2.34 に示す。

このグラフにより、振動平板の前進速度影響を示すことができる。

参考文献

- 1) 山内保文：船の波浪中動揺応答の解析法について（その1），造船学会論文集，第 109 号（昭 36）
- 2) 谷口中・柴田実：自航時の動揺試験、西部造船会々報、第 14 号（昭 32）
- 3) 菅井和夫・山内保文：強制動揺法による船の横揺特性の研究、造船協会秋季講演会における講演
昭和 38 和 11 月
- 4) RAYMOND J. EISPLINGHOFF, HOLT ASHLEY & ROBERT L. HALFMAN:
AERO ELASTICITY
ADDISON-WESLEY PUBLISHING COMPANY Inc.
- 5) 井上正祐：斜航する船に働く垂直力及び能率、造船学会論文集、第 90 号（昭 31）
- 6) ERIC REISSNER & JOHN E. STEVENS:
EFFECT OF FINITE SPAN ON THE AIRLOAD DISTRIBUTION FOR OSCILLATING WING -METHODS OF CALCULATION AND EXAMPLES OF APPLICATION
NACA T.N., No 1195
- 7) GARBIS H. KEULEGAN & LLOYD CARPENTER:
FORCES ON CYLINDERS AND PLATES IN AN OSCILLATING FLUID
JOURNAL OF RESEARCH OF THE NATIONAL BUREAU OF STANDARDS
Vol. 60 No. 5 MAY 1958
- 8) VICTOR B. STREETER: HANDBOOK OF FLUID DYNAMICS McGRAW-HILL BOOK COMPANY, INC. 1961
- 9) D. RIABOUCHINSKY: ON STEADY FLUID MOTIONS WITH FREE SURFACES
PROC. LONDON MATH. SOC. 19 1920

10) J.S. Mc NOWN : DRUG IN UNSTEADY FLOW

PROC. IX INT. CONG. APPL. MECH., BRUSSELS 1957

2.2.6 二次元模型船の強制動搖試験による横揺れ減衰モーメントの計測

(1) 目的

船の横揺れ減衰モーメントの推定法は昔から多くの人々によって研究され、近似計算法も示されている。^{1), 2), 3), 4)}

しかしながら、これらの推定法も多くは模型船の自由横揺れの実験から減衰モーメントを推定していく、減衰モーメントの周波数特性に関する研究はきわめて少ない。⁵⁾

そこで、船の動搖周波数の影響も含んだ横揺れ減衰モーメントを推定する基礎資料を得る目的で Table 2.2.5 に示す 3 隻の Lewis form 断面の二次元模型を用いて強制動搖試験を行い、横揺れ減衰モーメントの周波数特性を定量的に調べた。

(2) 強制動搖試験方法および結果

船体の固定軸回りの運動方程式を次のようにおく。

$$(I + A_{44}) \ddot{\phi} + B_{44} \dot{\phi} + C_{44} \phi = L_A \sin(\omega t + \epsilon_L) \quad (2.2.28)$$

二次元模型船の原点 O (Fig 2.2.35) の回りに $\phi = \phi_A \sin \omega t$ の強制横揺れのみをさせた時、基本円振動数 ω の横揺れ減衰係数は

$$B_{44} = -\frac{L_A \sin \epsilon_L}{\omega \phi_A} \quad (2.2.29)$$

で表わされ、その無次元表示は

$$\hat{B}_{44} = -\frac{E_{44}}{\rho \Delta B} \sqrt{B/2g} \quad (2.2.30)$$

で表わされる。

ただし、 L_A : 強制横揺れモーメント

ϵ_L : 橫揺れ変位と流体力との位相差

ω : 円振動数

ϕ_A : 橫揺れ振幅

Δ : 排水量 B : 船幅, T : 吃水

ρ : 水の密度 g : 重力加速度

である。

強制横揺れ試験は静止から定常状態に達するまでの過渡期をさけるため、始動直後の 5 周期の動搖を除き、その後の 10 周期の流体力を 3 枚の歪ゲージで取り出し、データレコーダに記録する。解析方法はデータレコーダに記録したアナログデータを 1 kHz のサンプリングを行い、デジタルデータに変換した後、電子計算機で無作為に 3 周期のデータをフーリエ解析し、基本円振動数 ω の項を求め (2.2.29) (2.2.30) 式より横揺れ減衰係数を求めている。実験に使用した二次元模型は $H_0 = 1.25$, $\sigma = 1.0$ の Lewis form 断面を有するもの (以下これを矩形模型と呼ぶ)、半円断面を有するもの (以下半円模型と呼ぶ) および $H_0 = 1.25$ の梢円断面を有するもの (以下梢円模型と呼ぶ) の合計 3 個である。なお、矩形模型、半円模型には幅 10 mm のビルジキール付きの実験を行った (Table 2.2.5)。

実験結果を無次元周波数 ($\xi d = \frac{\omega}{g} T$) を横軸にプロットして Fig 2.2.36 ~ Fig 2.2.39 に示す。矩形模型、半円模型のいずれもビルジキールを付けると横揺れ減衰モーメントが急激に増加していることがよくわかる。特に半円模型ではビルジキール (10 mm) を付けることによって減衰係数のオーダーが一桁大きくなっている。

(3) 横揺れ減衰モーメントの成分々離

(2.2.28) 式の減衰モーメント $B_{44} \dot{\phi}$ は造波減衰、摩擦減衰および造渦減衰モーメントより成るものと考え

次のように仮定する。

$$B_{44} \dot{\phi} = B_1 \dot{\phi} + B_2 \dot{\phi} | \dot{\phi}| \quad (2.2.31)$$

$\dot{\phi} = \phi_A \sin \omega t$ であるから、文献(5)に従って非線型項 $B_2 \dot{\phi} | \dot{\phi}|$ を等価線型におきかえる。すなわち $\dot{\phi} | \dot{\phi}|$ をフーリエ級数に展開すると

$$\begin{aligned} \dot{\phi} | \dot{\phi}| &= \omega^2 \phi_A^2 A \cos \omega t + \cos \omega t \\ &= \omega^2 \phi_A^2 A \left(\frac{8}{3\pi} \cos \omega t + \frac{8}{15\pi} \cos 3\omega t + \dots \right) \quad (2.2.32) \end{aligned}$$

となり、(2.2.31)式に代入して

$$B_{44} \dot{\phi} = (B_1 + \frac{8}{3\pi} \omega \phi_A B_2) \dot{\phi} \quad (2.2.33)$$

となる。線型項の B_1 は造波減衰による成分、また速度の2乗に比例する非線型項 B_2 は摩擦減衰と造渦減衰の成分からなると考える。

(a) 造波減衰成分

発散波の振幅比 \hat{A}_R を次式で定義する。

$$\hat{A}_R = \zeta a / \phi_A T \quad (2.2.34)$$

造波減衰係数 B_w は

$$B_w = LT^2 \frac{\rho g^2}{\omega^3} \cdot \hat{A}_R^2 \quad (2.2.35)$$

より求まる。ただし、 L は2次元模型の長さである。

強制横揺れ時の発散波の振幅比をプロットすると Fig 2.2.40 ~ Fig 2.2.42 のようになる。Fig 2.2.40, 2.2.41 は計測した記録から読みとった波高とフーリエ解析して求めた基本円振動数 ω の成分の両方を示している。無次元周波数の小さい領域では進行波はみだれていて正弦波になっていないので、フーリエ解析を行って求めた値の方が記録を直接読みとった値より理論値に近づいている。従って (2.2.35) 式の造波減衰を求める時はフーリエ解析によって求めた値を用いて計算している。Fig 2.2.42 は矩形模型にビルジキールを付けた状態での発散波の振幅比である。Fig 2.2.40 の裸船の状態と比べて発散波の振幅比は大きくなっている。Fig 2.2.40 および 2.2.41 の結果より裸船の状態における造波減衰は現存のボテンシャル理論で精度よく推定できることがわかる。

(b) 摩擦減衰成分および造渦減衰成分

加藤の論文(1)にならって摩擦抵抗を $R_f = \frac{1}{2} \rho C_f S v^2$ (2.2.36)

の形とする。ただし、 C_f : 摩擦抵抗係数

S : 表面積 (模型の両端の側面を除く)

ρ : 水の密度

$v = \omega \phi_A r \cos \alpha$

r : 模型断面内の原点 O と表面上の任意の点までの距離

α : Fig 2.2.35 に示される角度

である。非線型項 v^2 は等価線型におきかえると⁵⁾

$$\begin{aligned} r \dot{\phi} | r \dot{\phi}| &= \frac{8}{3\pi} \omega^2 r^2 \phi_A^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos \omega t \\ &\approx \frac{8}{3\pi} \omega^2 r^2 \phi_A^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos \omega t \quad (2.2.37) \end{aligned}$$

$$\therefore R_f \approx \frac{1}{2} \rho S v^2 \frac{8}{3\pi} C_f \cos \omega t \quad (2.2.37')$$

となる。摩擦抵抗による減衰モーメントの振幅 M_f は

$$\begin{aligned} M_f &= L \int_C r \cos \alpha dR_f \\ &= L \int_C \frac{1}{2} \rho C_f \frac{8}{3\pi} \omega^2 r^3 \phi_A^2 \cos^3 \alpha d\alpha \\ &= \frac{1}{2} \rho L C_f \frac{8}{3\pi} \omega^2 \phi_A^2 \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} r^4 \cos^2 \alpha d\theta \end{aligned}$$

$$= C'_f \rho L \omega^2 \phi_A^2 \int_0^{\pi} r^4 \cos^2 \alpha d\beta \quad (2.2.38)$$

$$\text{ただし, } C'_f = -\frac{8}{3\pi} C_f \quad (2.2.39)$$

であるから

$$\therefore C'_f = M_f / \rho L \omega^2 \phi_A^2 \int_0^{\pi} r^4 \cos^2 \alpha d\beta \quad (2.2.40)$$

となる。Lewis form断面の場合は単位円の等角写像の関係式

$$\left. \begin{aligned} x &= M \{ (1 + a_1) \sin \theta - a_3 \sin 3\theta \} \\ y &= M \{ (1 + a_1) \cos \theta + a_3 \cos 3\theta \} \\ M &= b / (1 + a_1 + a_3) \end{aligned} \right\} \quad (2.2.41)$$

を用いると

$$\begin{aligned} r^4 &= M^4 ((1 + a_1^2 + a_3^2)^2 + 2a_1^2 (1 + a_3)^2 + 2a_3^2 \\ &\quad + \{-4a_1(1 + a_3)(1 + a_1^2 + a_3^2) - 4a_1 a_3 (1 + a_3)\} \cos \theta \\ &\quad + \{2a_1^2 (1 + a_3)^2 + 4a_3 (1 + a_1^2 + a_3^2)\} \cos 4\theta \\ &\quad - 4a_1 a_3 (1 + a_3) \cos 6\theta + 2a_3^2 \cos 8\theta) \end{aligned} \quad (2.2.42)$$

となる。

裸船の半円模型の場合は(2.2.40)式で $\cos \alpha = 1$ となり $r = T$ である。この場合 C'_f に関しては一様流中の平板の摩擦抵抗と同一状態と考えて Hughes の式¹⁾

$$C_f = 1.328 R_T^{-0.5} + 0.14 R_T^{-0.114} \quad (2.2.43)$$

を用いる。ゆえに(2.2.39)式より半円模型の横揺れ運動の場合の C'_{fH}

$$C'_{fH} = -\frac{8}{3\pi} C_f = -\frac{8}{3\pi} (1.328 R_T^{-0.5} + 0.14 R_T^{-0.114}) \quad (2.2.44)$$

となる。 C'_{fH} の計算値および実験値を $V^2 = (\omega \phi_A T)^2$ を横軸にとり Fig 2.2.43 に示す。ただし、レイノルズ数: $R_T = L V / \nu$ の L は $T \phi_A$ ($\phi_A = 10^\circ$)、 $V = \omega \phi_A T$ および実験状態にあわせて 20℃の ν を用いた。

半円模型以外の模型およびビルジキールの付いた模型の抵抗係数に対しては、全減衰モーメント B_{44} から造波減衰モーメント B_w を差引いたものを M_f とし、 M_f を次式

$$M_f = B_{44} - B_w = (B_{44} - B_w) \dot{\phi} \quad (2.2.45)$$

より求め、(2.2.40)式に代入して抵抗係数 C'_f を計算し、その結果を $V^2 = (\omega \phi_A T)^2$ を横軸にして、Fig 2.2.43 に示す。

これらの実験結果の抵抗係数に対しては半円模型の抵抗係数 C'_{fH} を基準として形狀係数 K を導入して

$$C'_f = C'_{fH} (1+K) \quad (2.2.46)$$

でもって表わしてみた。Fig 2.2.43 に示されるように裸船の状態ばかりでなく、ビルジキールの付いた状態の抵抗係数もうまく表示できることがわかった。Table 2.2.6 に各模型の形狀係数 K の値を示す。

(c) ビルジキール効果

ビルジキールのある場合について、全減衰モーメントから造波成分を差引いた値を M_{fB} とする。一方、ビルジキールなしの場合について全減衰モーメントから造波成分を差引いた値を M_{f0} とすると、ビルジキール効果は次式より求まる。

$$B_E \dot{\phi} = M_{fB} - M_{f0} \quad (2.2.47)$$

まず半円模型に付けたビルジキールによる減衰モーメントを $V^2 = \omega^2 \phi_A^2 \ell^2$ (ℓ :原点 0 よりビルジキールの中心までの距離) の横軸に示したのが Fig 2.2.44 である。 $B_E \dot{\phi}$ は V^2 に比例しているが、横揺れ角 ϕ_A が小さい程比例定数は大きくなっている。

同一ビルジキールを付けた矩形模型と半円模型において、ビルジキールによる減衰モーメント $B_E \dot{\phi}$ の比

較を Fig. 2.2.45 に示す。同一のビルジキールでありながら断面形状の違いでビルジキールの作用が非常に大きく異なっている。この原因は、矩形模型の場合はビルジキールに作用する圧力抵抗が大きく、かつ船体表面の圧力分布による圧力抵抗によるモーメントが存在するためであると考えられる。

(4) 考察

強制動揺試験から求めた横揺れ減衰モーメントを造波成分、造渦および摩擦成分ならびにビルジキール効果の 3 成分に分解して調べた結果、次の傾向のあることが判明した。

- (a) 造波成分は大略横揺れ速度に比例している。
- (b) 半円模型の原点回りの横揺れ減衰モーメントは Hughes の平板の摩擦抵抗係数に $8/3\pi$ を乗ずることによってうまく表示することができる。
- (c) 全減衰モーメントから、造波成分を取り除いた減衰モーメントを速度の 2 乗に比例するとおいた時の抵抗係数は Hughes の平板の摩擦抵抗係数の式と形状係数で表わすことができる。
- (d) 半円模型に付けたビルジキールの減衰モーメントはビルジキールの位置の相対流速の 2 乗に比例している。
しかし、横揺れ角 ϕ_A の小さいほど比例定数は大きくなっている。
- (e) 半円模型と矩形模型のビルジキール効果は大きく異なっており、その原因是、矩形模型の場合はビルジキールに作用する圧力抵抗が大きく、かつ船体表面の圧力分布による圧力抵抗によるモーメントが存在するためであると考えられる。

参考文献

- 1) 加藤 弘：船の横揺に対する摩擦抵抗について、造船協会論文集、第 102 号、昭和 32 年 11 月
- 2) 渡辺憲弘・井上正祐：船の横揺抵抗所謂 N の計算方法について、西部造船会々報、第 14 号、昭和 32 年 10 月
- 3) 加藤 弘：船の横揺に対するビルジキールの効果について、造船協会論文集、第 117 号、昭和 40 年 5 月
- 4) 田中紀男：動揺軽減法(1)，ビルジキール、日本造船学会耐航性に関するシンポジウム、昭和 44 年 7 月
- 5) 高木幹雄・田才福造：横運動方程式の流体力について、西部造船会々報、第 46 号、昭和 48 年 8 月

Table 2.2.1 Principal dimensions of model and conditions of free roll test.

Model	Series 60	
C_B	0.600	m
C_s	0.977	m
Length between p.p.	1.800	m
Breadth	0.236	m
Draft	0.096	m
Displacement	24.7	kg
Trim	0.00	m
Appendages	with Rudder without Bilge Keels	
Roll Period	1.30 sec 1.56 sec 2.25 sec	
GM	0.01844 m 0.01204 m 0.00602 m	
KM	0.0904 m	
Roll Axis	O	

Table 2.2.2 Principal dimensions of ellipsoid model and test conditions.

Length	L	1.5	m
Breadth	B	0.3	m
Draft	d	0.15	m
Displacement		35.34	kg
ξd ($= \omega^2 d / g$)		0.617 0.387 0.308 0.162	
GM		0.0373 m 0.0238 m 0.0175 m 0.0122 m	

Table 2.2.3

	3d 没水	5d 没水
$\beta = 10^\circ$	$0.111 + 0.060 f$	$0.091 + 0.066 f$
$\beta = 20^\circ$	$0.318 + 0.190 f$	$0.293 + 0.186 f$
C_D	$1.54 + 1.14 f$	$1.82 + 1.07 f$
C_L	$0.401 + 0.170 f$	$0.245 + 0.247 f$

Table 2.2.4

$\frac{1}{NST}$	1.82	3.64	5.46	7.28
C_L	0.24	0.19	0.20	0.17

Table 2.2.5 模型船および実験の種類

模 型 船	形 状	ビルジキール	横 摆 れ 振 幅	無次元周波数
矩 形 模 型	$\sigma = 1.0 \quad H_0 = 1.25$ $L = 1.45m \quad B = 0.4m$ $T = 0.16m$	有 $\ell = 1450mm$ $b = 10mm$	$\phi_A = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$	$\xi d = \frac{\omega^2}{g} T$ $= 0.05$ l 1.45 の13点
		無	$\phi_A = 10^\circ$	
半 円 模 型	$\sigma = 0.7854 \quad H_0 = 1.0$ $L = 1.45m \quad B = 0.4m$ $T = 0.20m$	有 $\ell = 1450mm$ $b = 10mm$	$\phi_A = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$	
		無		
椭 圆 模 型	$\sigma = 0.7854 \quad H_0 = 1.25$ $L = 1.45m \quad B = 0.4m$ $T = 0.16m$	無	$\phi_A = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$	

Table 2.2.6 横揆れ粘性抵抗の形状係数

模 型 船	ビルジキール	横 摆 れ 振 幅	形 状 係 数 K
半 円 模 型	無	$\phi_A = 10^\circ, 15^\circ$	0
	有 (10 mm)	$\phi_A = 10^\circ, 15^\circ$	6.60
椭 圆 模 型	無	$\phi_A = 15^\circ$	1.0
矩 形 模 型	無	$\phi_A = 10^\circ$	2.8
	有 (10 mm)	$\phi_A = 10^\circ, 15^\circ$	4.23

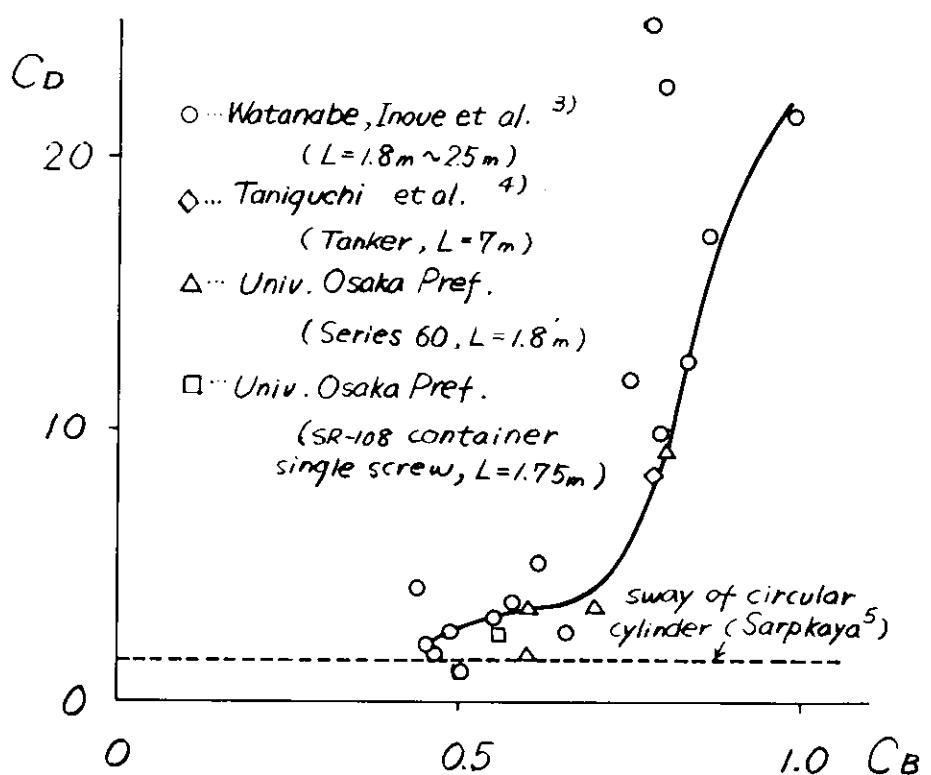


Fig 2.2.1 Equivalent drag coefficient C_D due to roll.

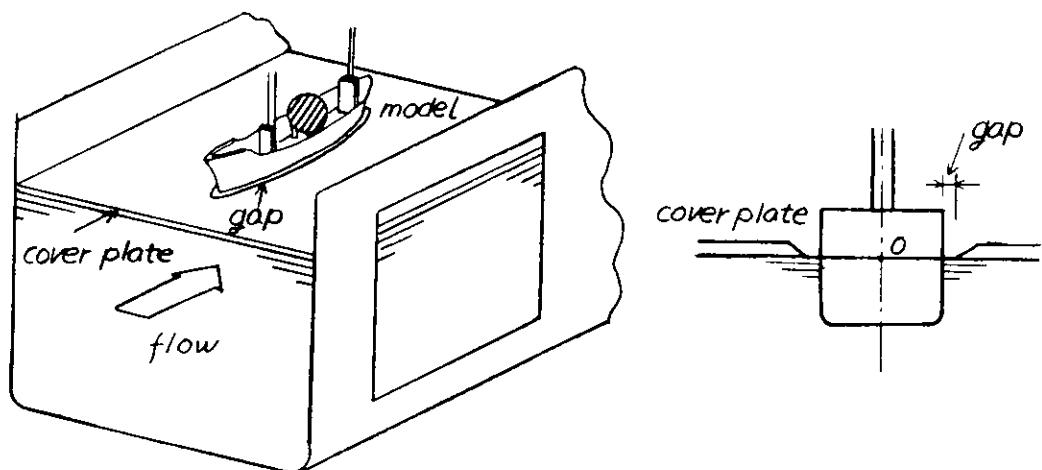
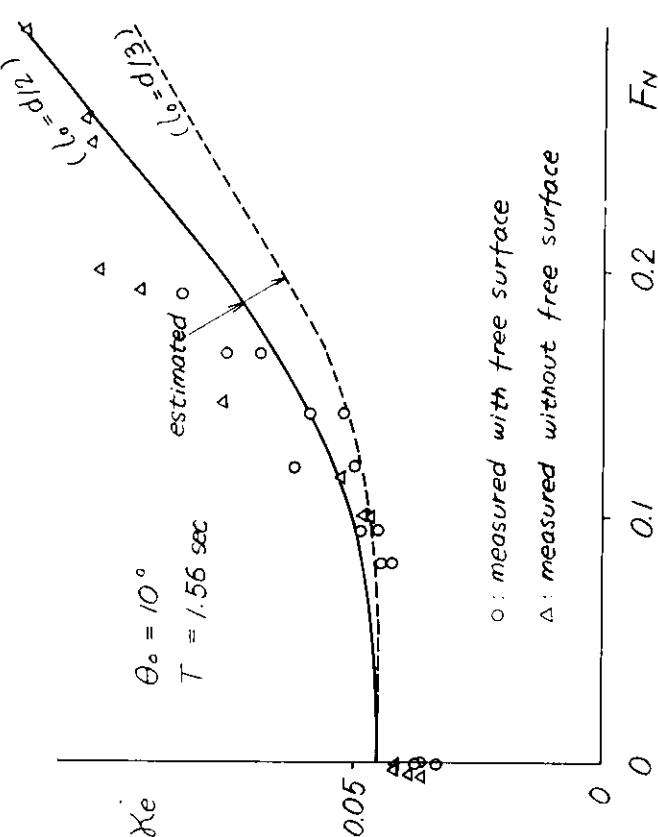
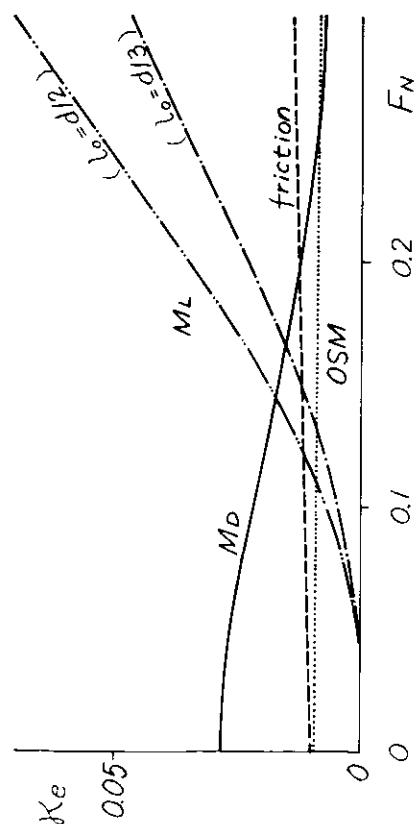
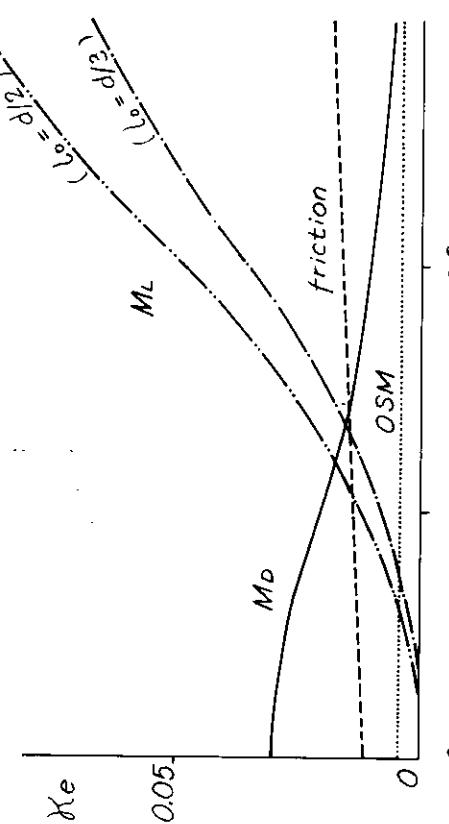


Fig 2.2.2 Schematic view of free roll test in circulating water channel.



\circ : measured with free surface
 \triangle : measured without free surface

Fig. 2.2.3 Damping coefficient K_e at roll period 1.3 sec.

Fig. 2.2.4 Damping coefficient K_e at roll period 1.56 sec.

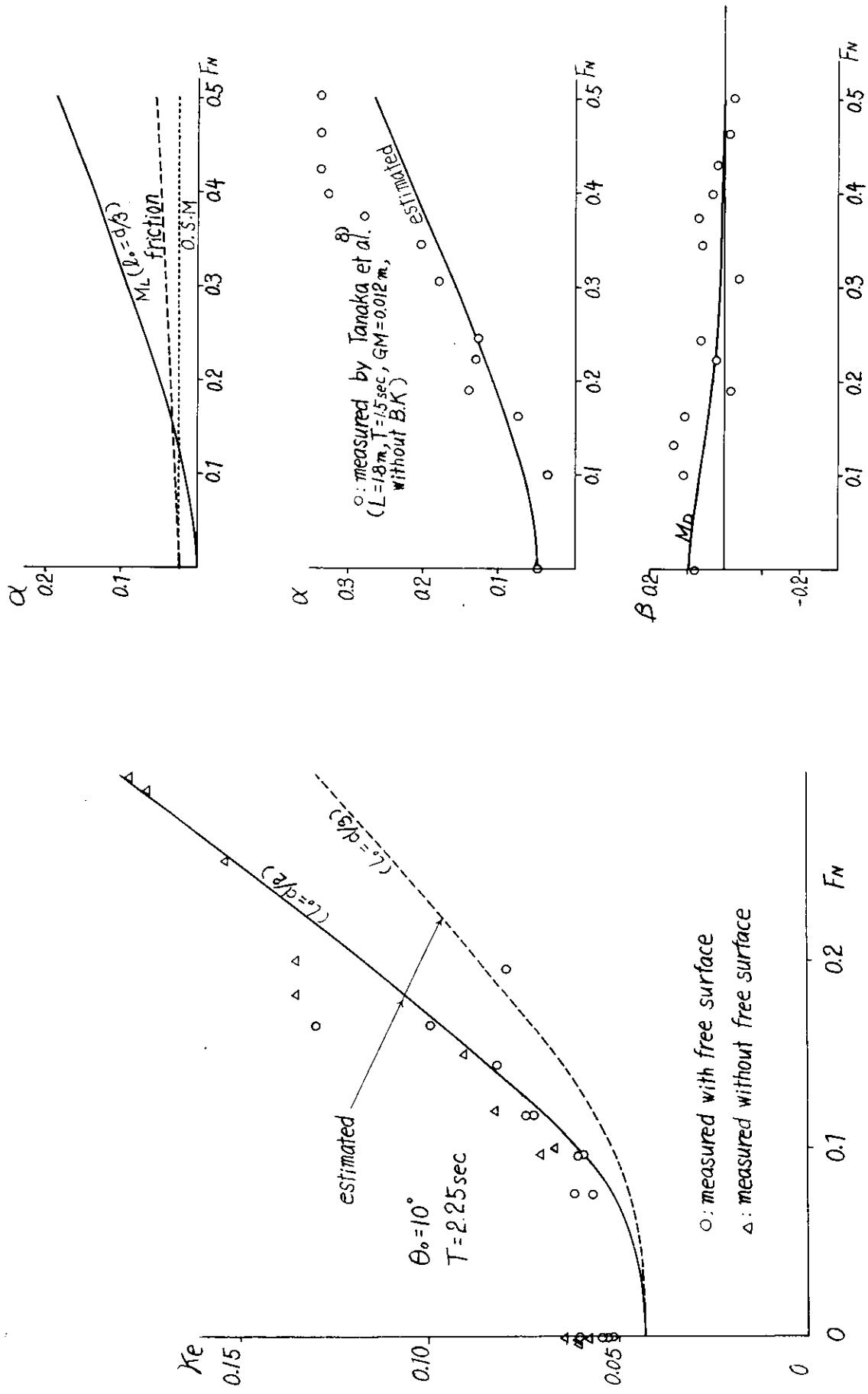


Fig 2.2.5 Damping coefficient K_e at roll period 2.25 sec.

Fig 2.2.6 Damping coefficient α and β .

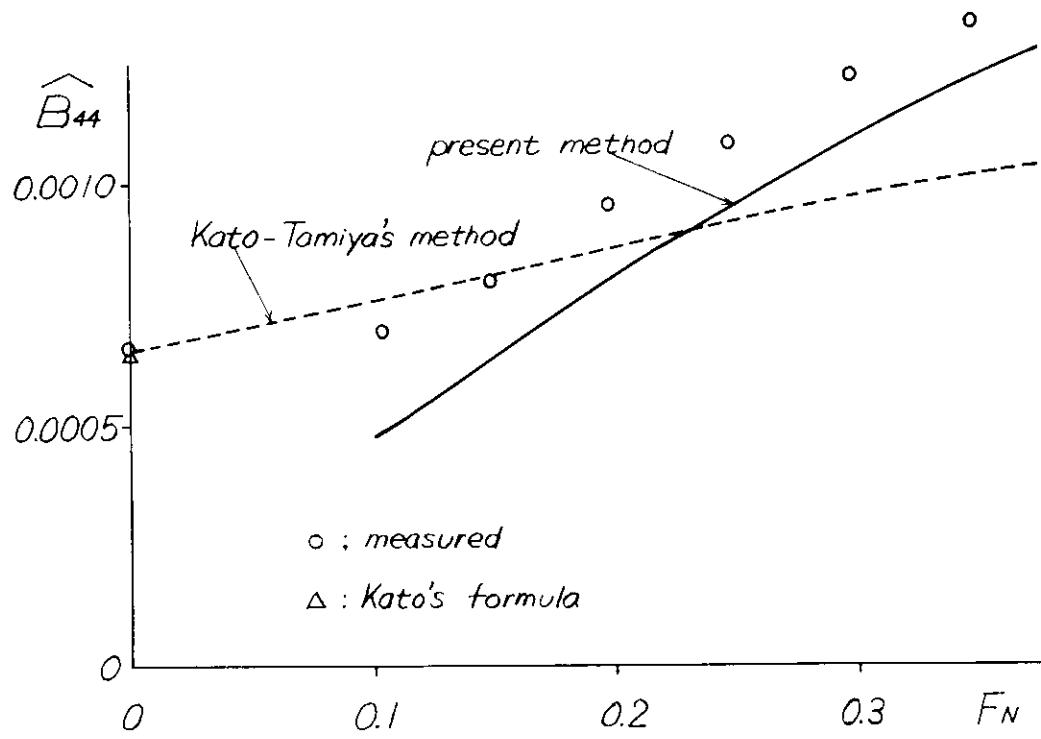


Fig 2.2.7 Damping coefficient \hat{B}_{44} at $\omega^2 d/g = 0.617$

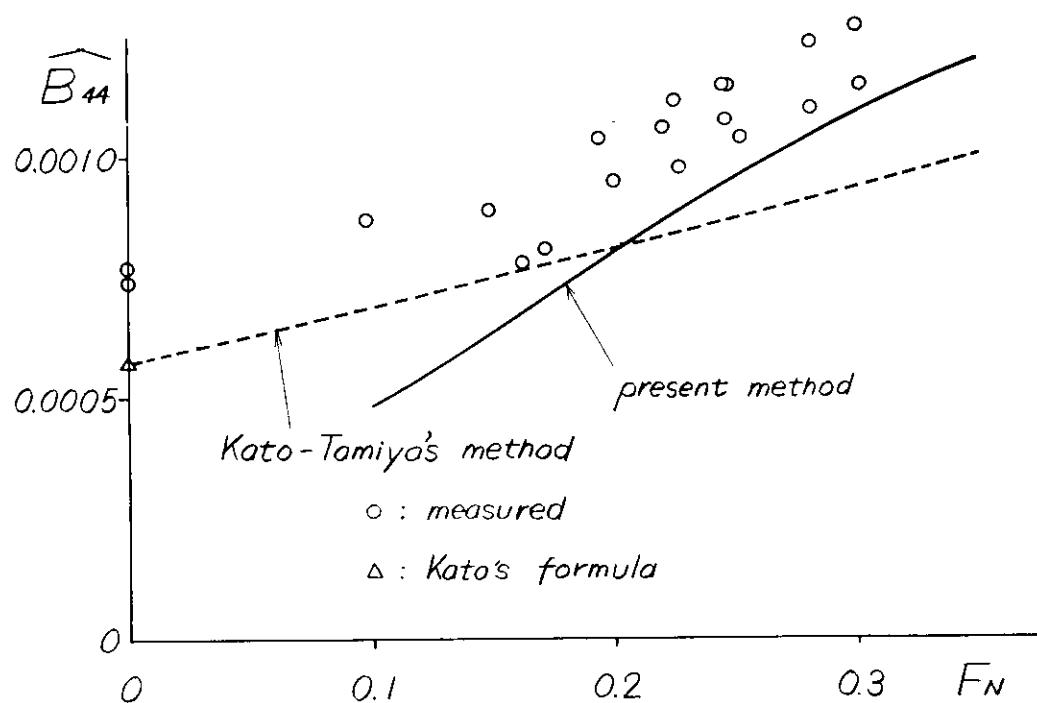


Fig 2.2.8 Damping coefficient \hat{B}_{44} at $\omega^2 d/g = 0.387$

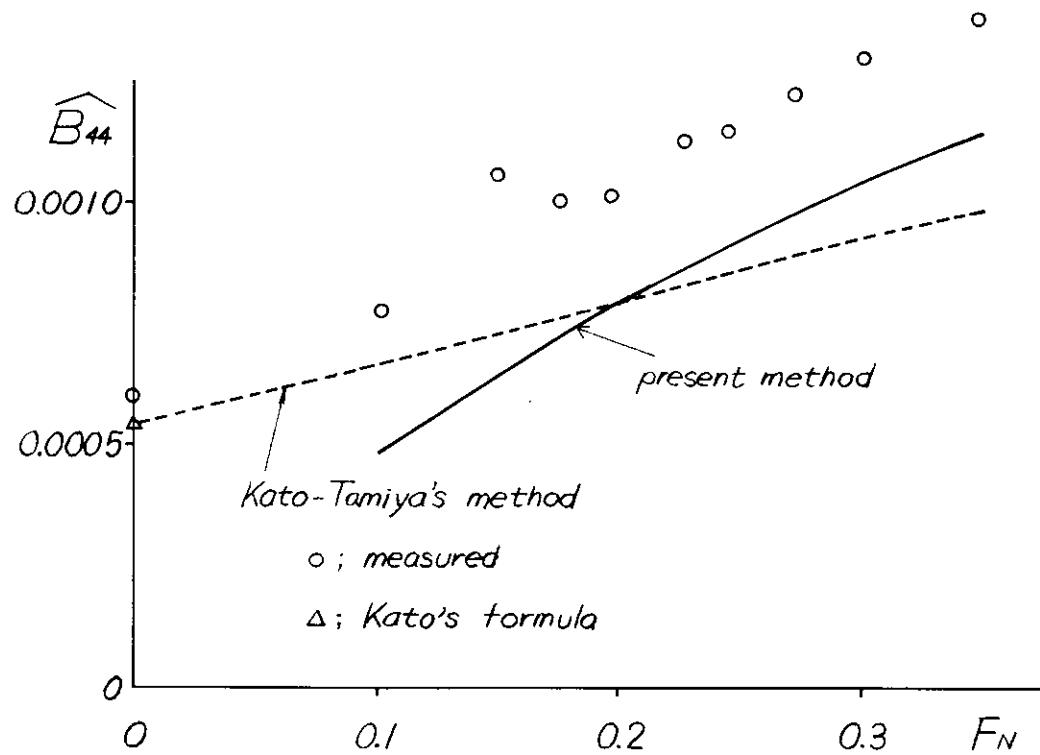


Fig 2.2.9 Damping coefficient \hat{B}_{44} at $\omega^2 d/g = 0.308$

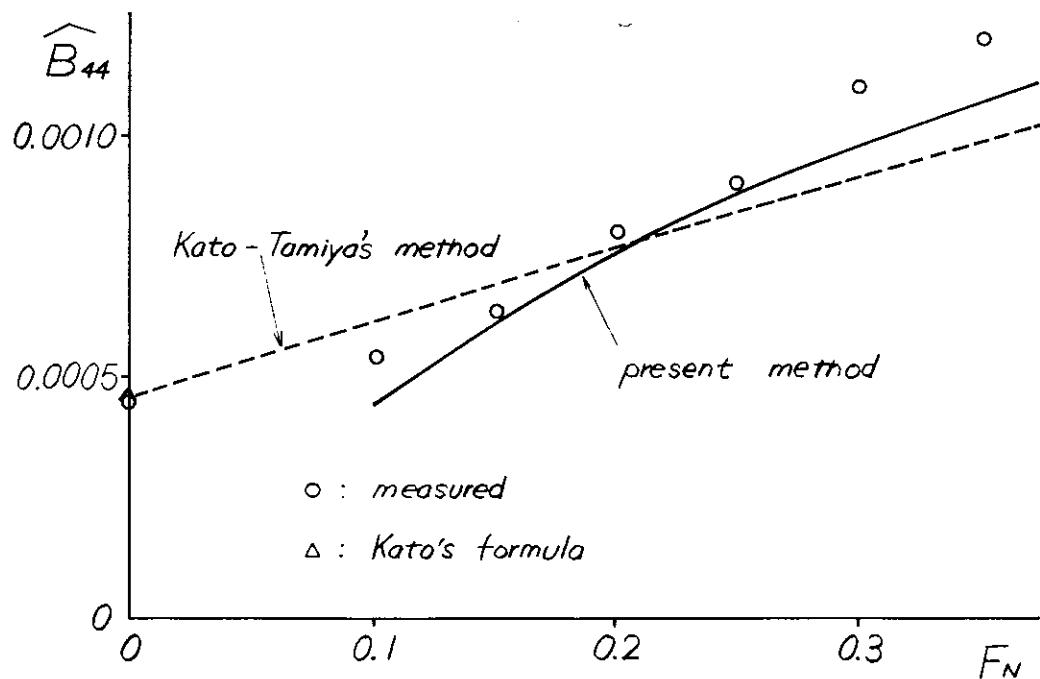


Fig 2.2.10 Damping coefficient \hat{B}_{44} at $\omega^2 d/g = 0.162$

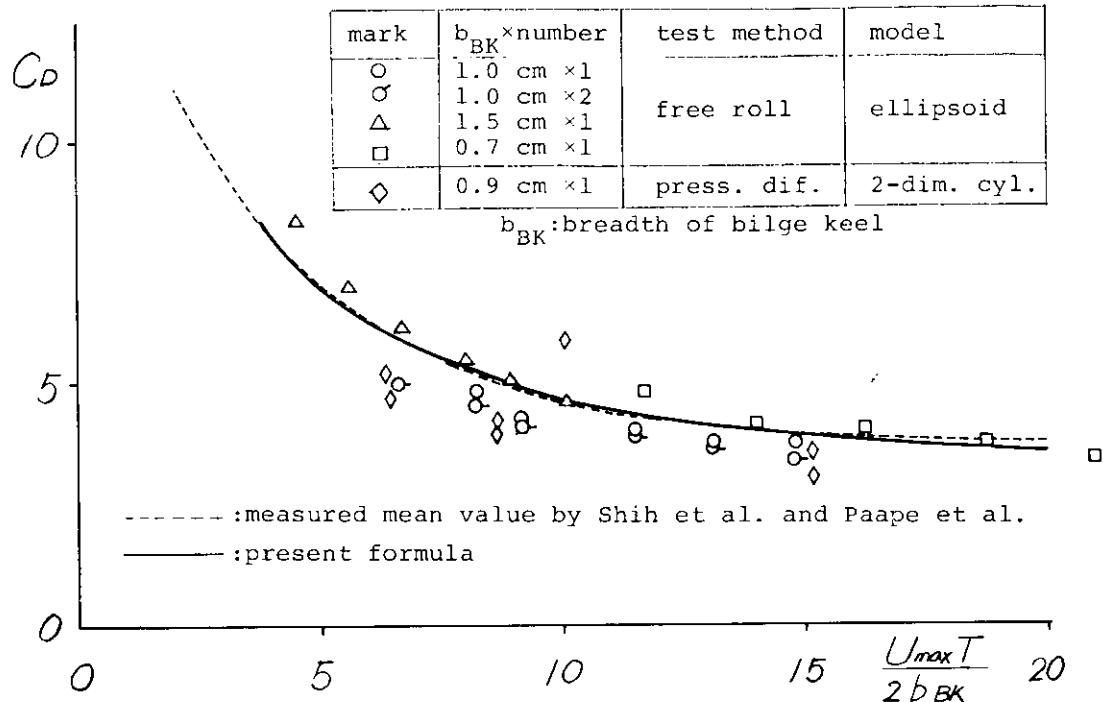


Fig 2.2.11 Drag coefficient C_D of bilge keel.

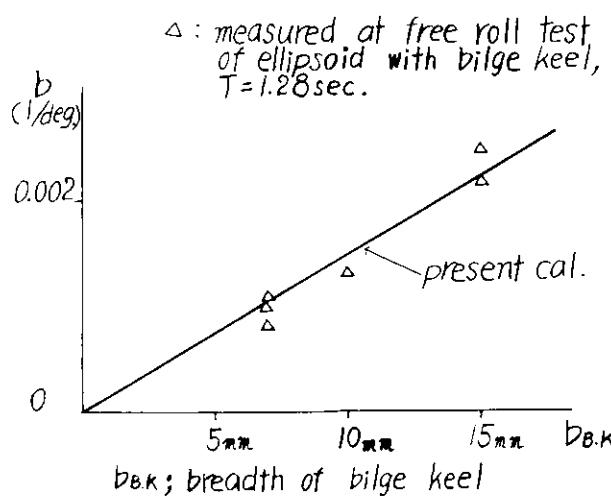
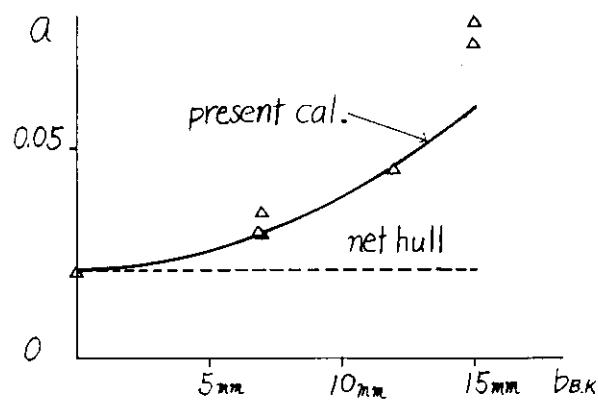


Fig 2.2.12 Damping coefficients a and b .

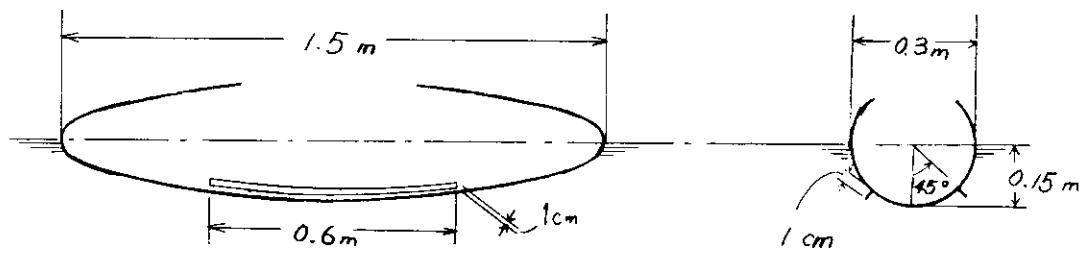


Fig 2.2.13 Ellipsoid model with bilge keels.

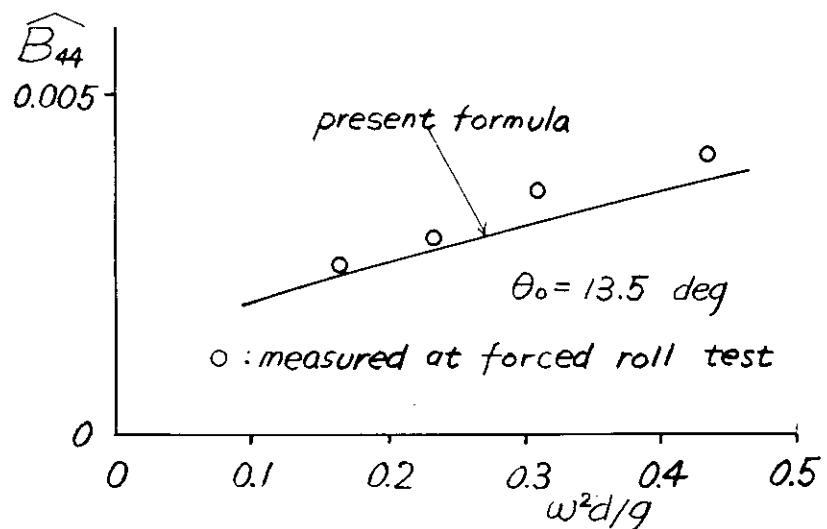


Fig 2.2.14 Damping coefficient \widehat{B}_{44} at $F_n = 0$

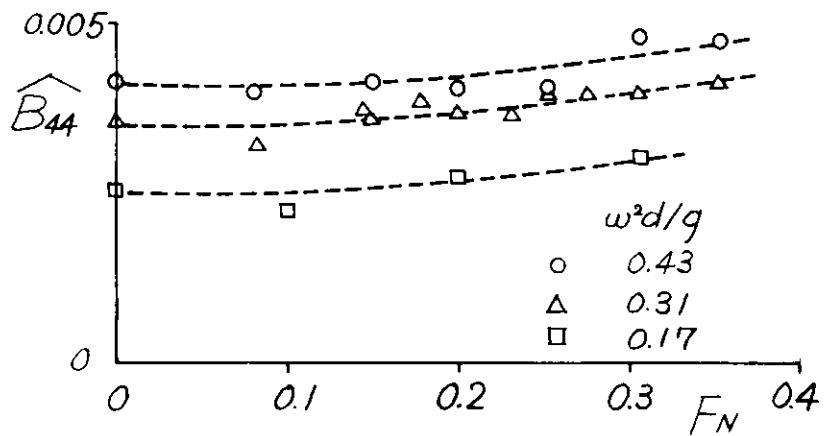


Fig 2.2.15 Damping coefficient B_{44}
at forward speed

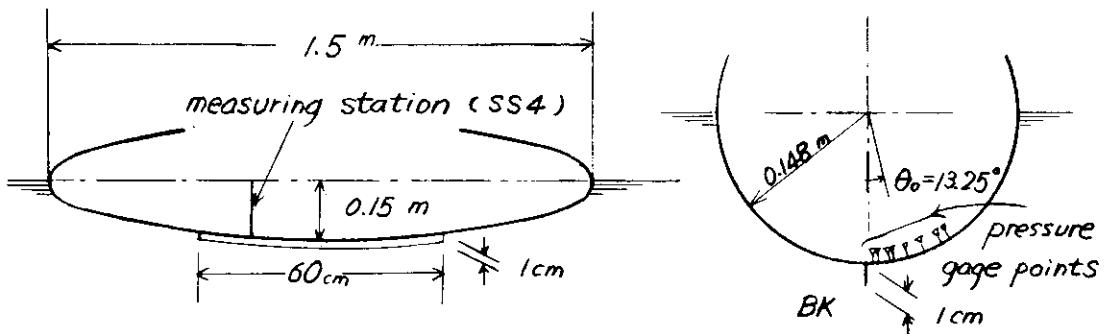


Fig 2.2.16 Testing arrangement.

Note : $\theta_r = 13.25^\circ$, distance = 26 cm from bilge keel.

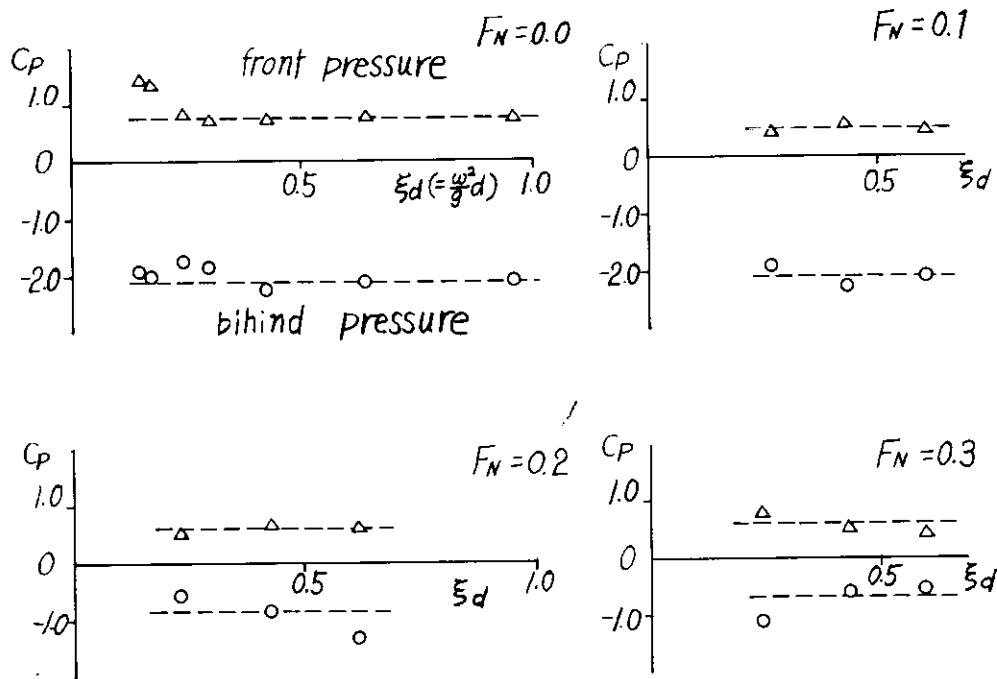


Fig 2.2.17 Surface pressure near bilge keel at roll angle $\theta = 0$.

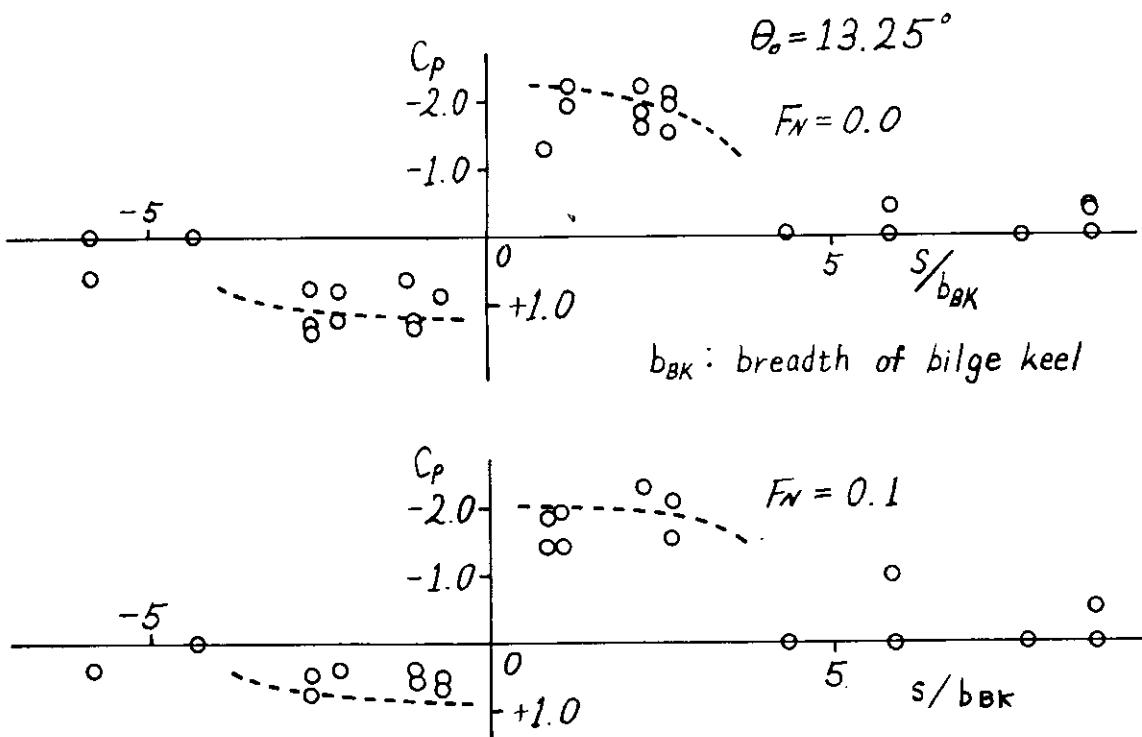


Fig 2.2.18 pressure distribution at roll angle $\theta = 0$

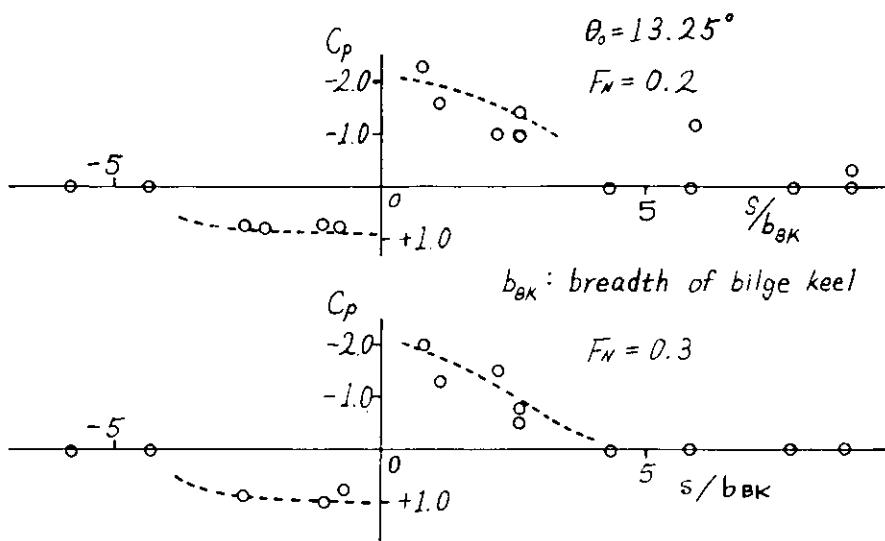


Fig. 2.2.19 Pressure distribution at roll angle $\theta = 0$

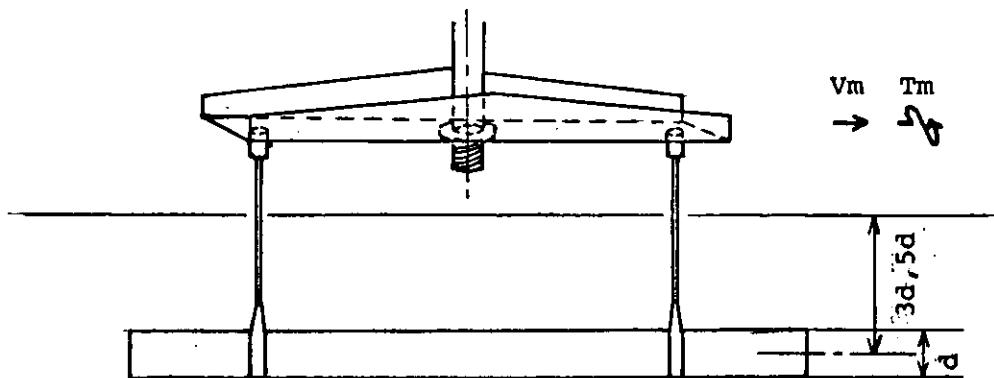


Fig. 2.2.20

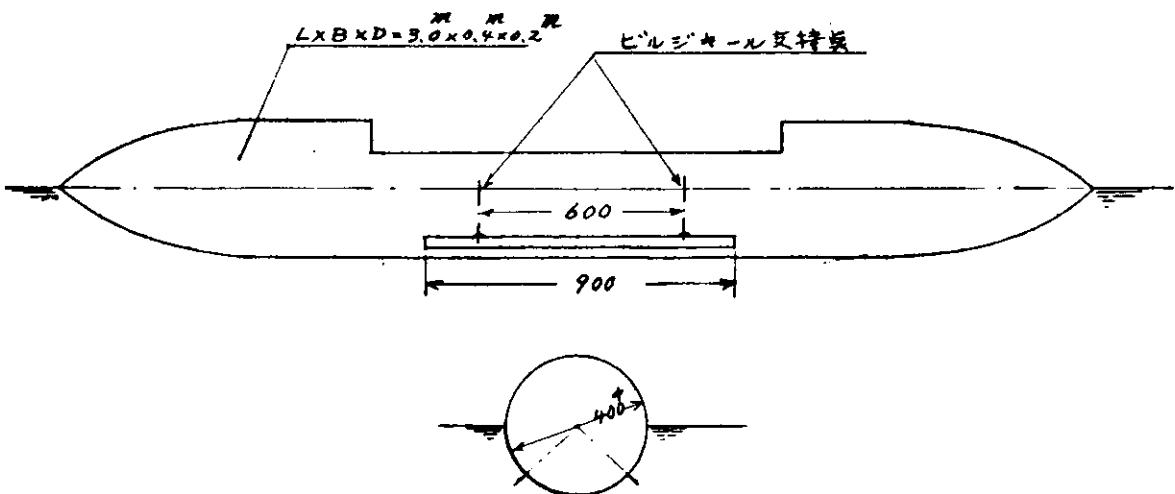


Fig. 2.2.21

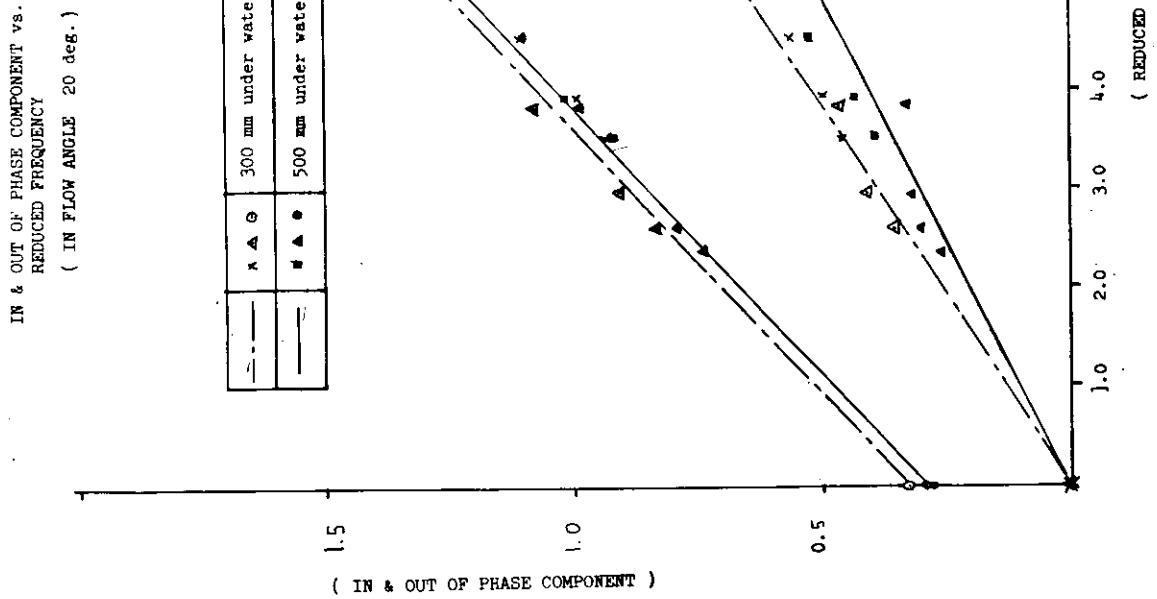
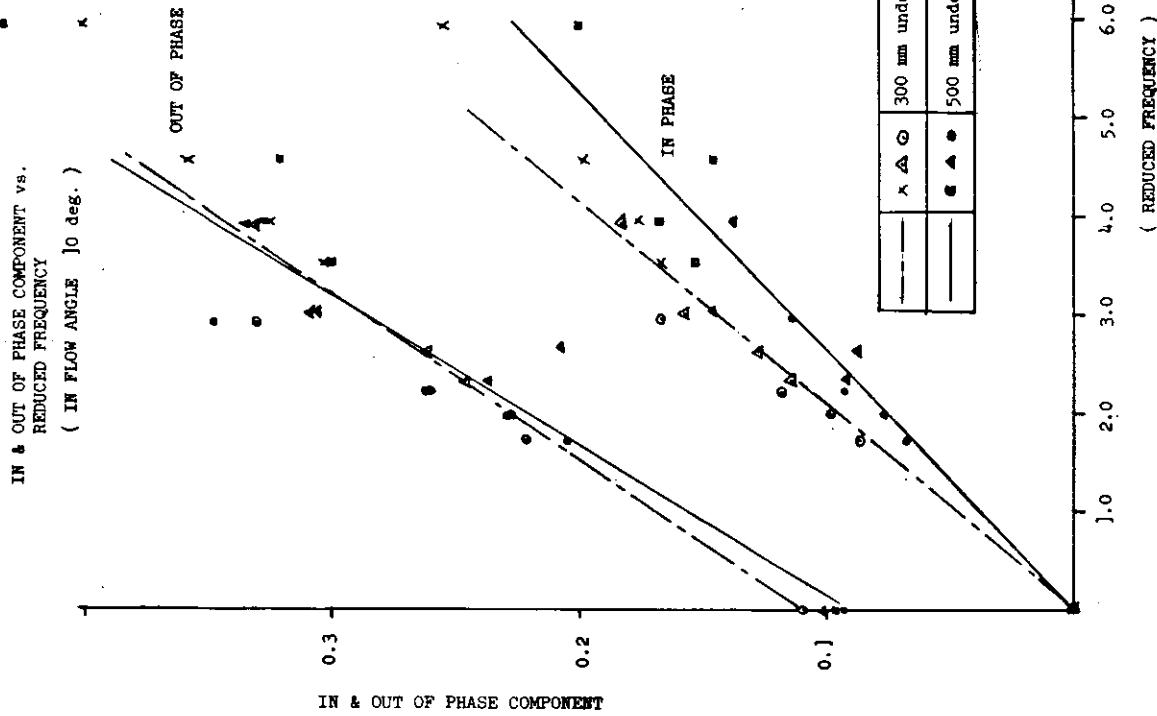


Fig 2. 2. 22

Fig 2. 2. 23

ADDED MASS COEFFICIENT vs.
REDUCED FREQUENCY

(300 mm under water)

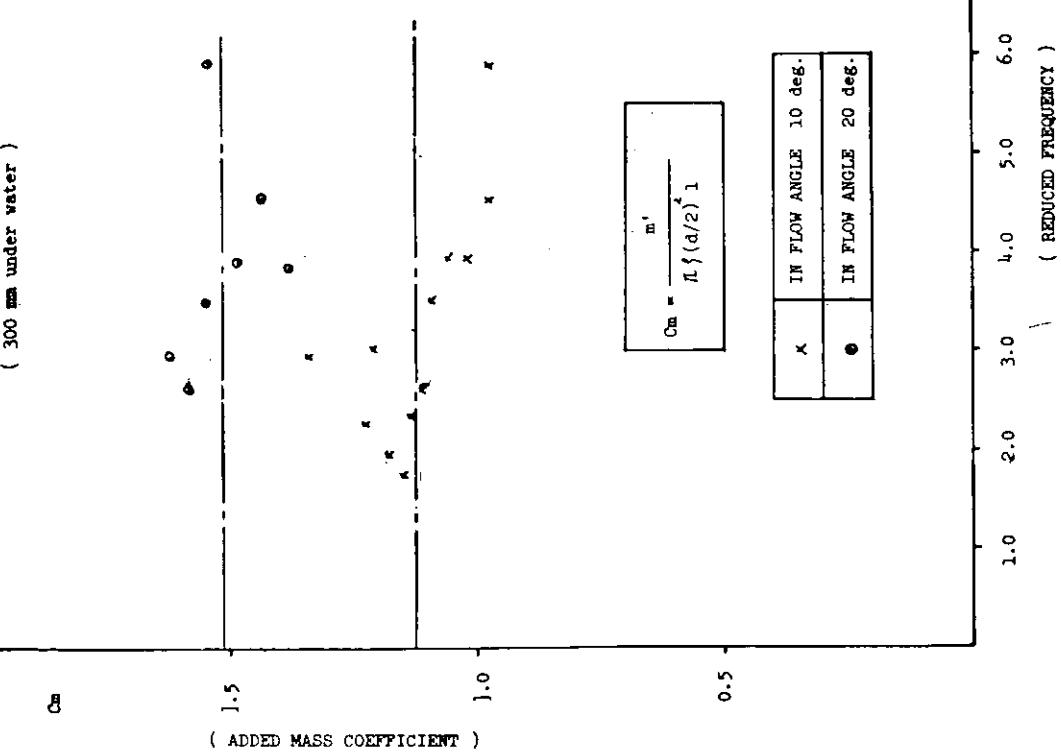


Fig 2. 2. 24

ADDED MASS COEFFICIENT vs.
REDUCED FREQUENCY

(500 mm under water)

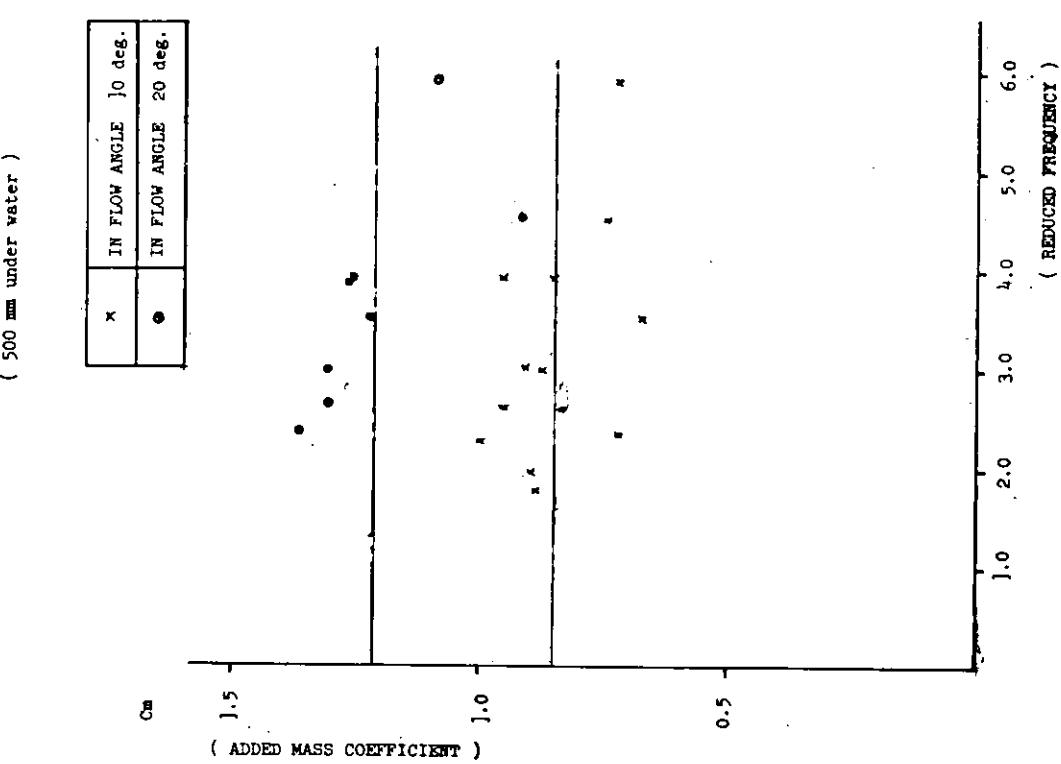


Fig 2. 2. 25

DRAG COEFFICIENT vs. STROUHAL NUMBER

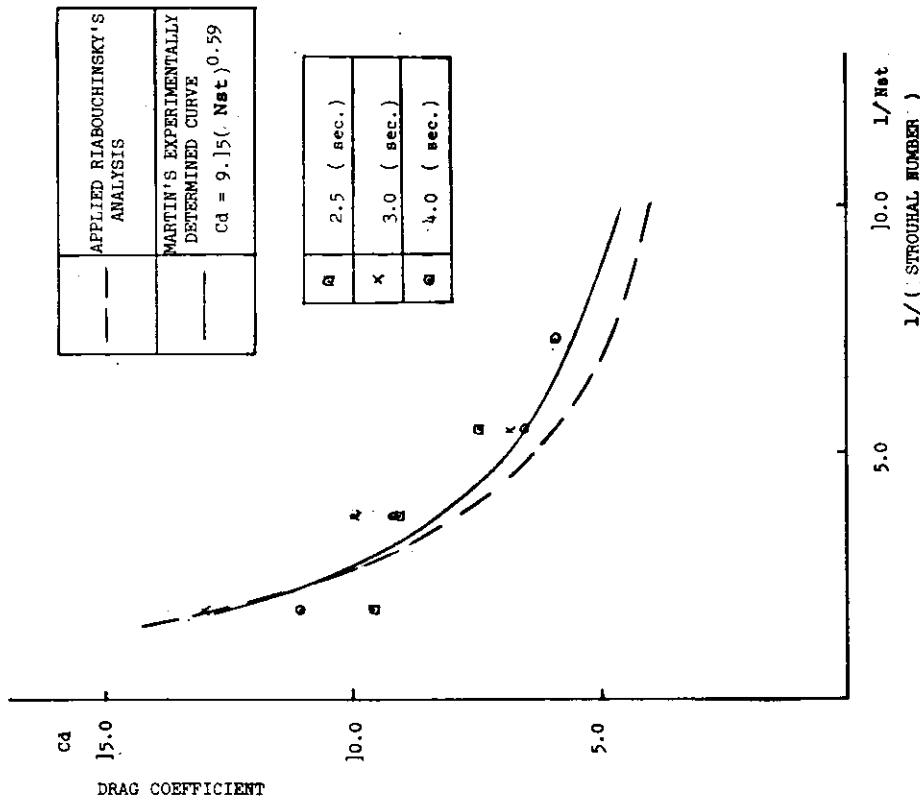


Fig 2. 2. 26

TOTAL DRAG COEFFICIENT vs.
REDUCED FREQUENCY

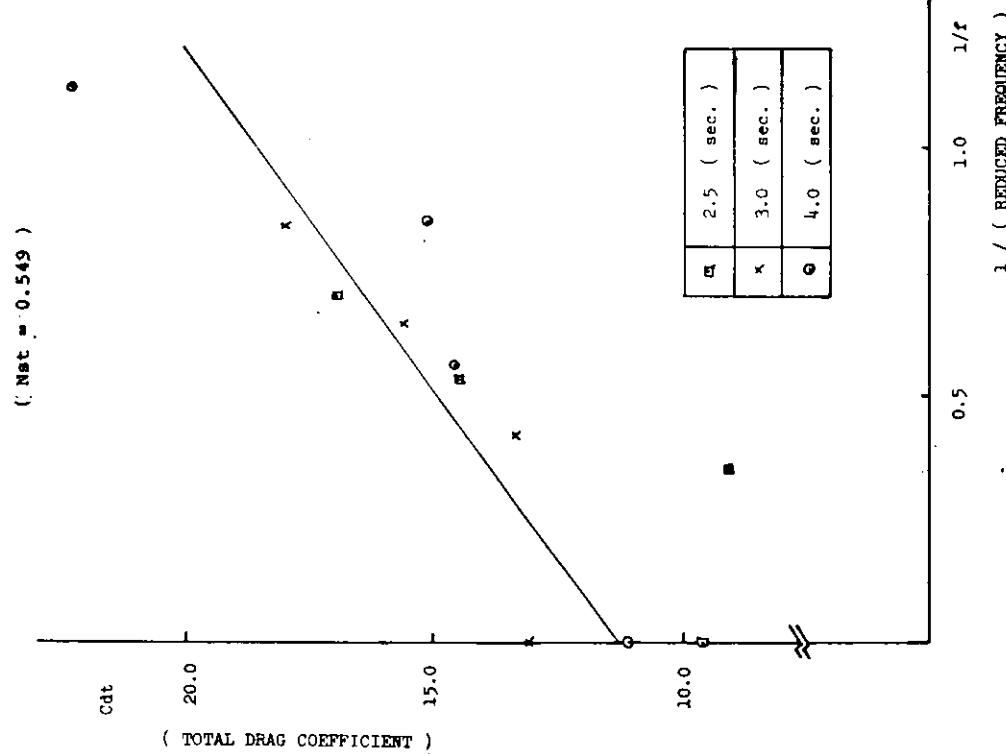
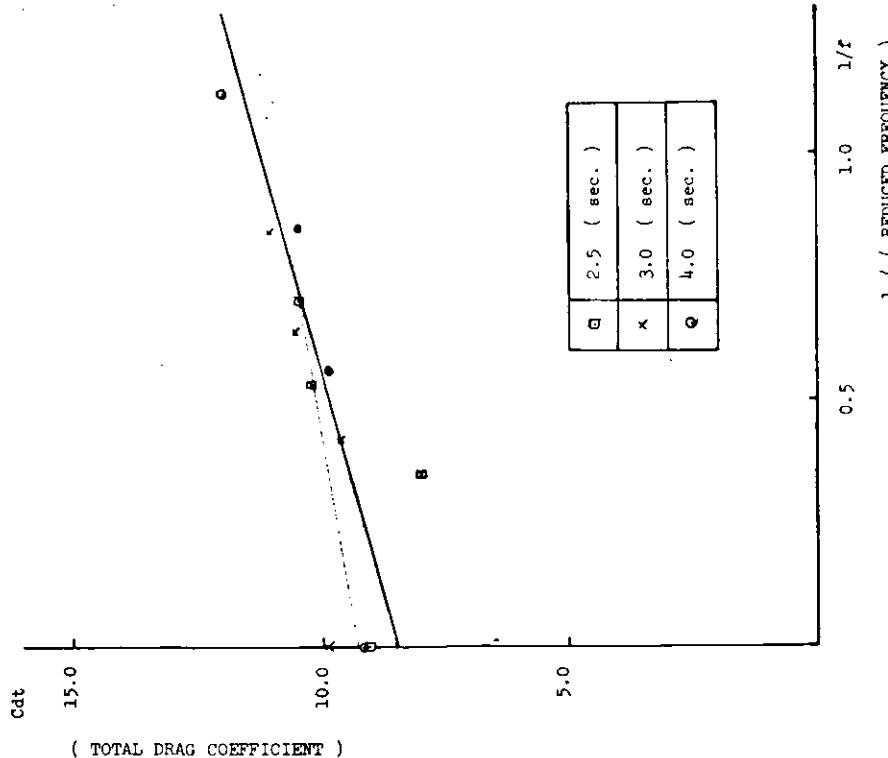


Fig 2. 2. 27

TOTAL DRAG COEFFICIENT vs.
REDUCED FREQUENCY

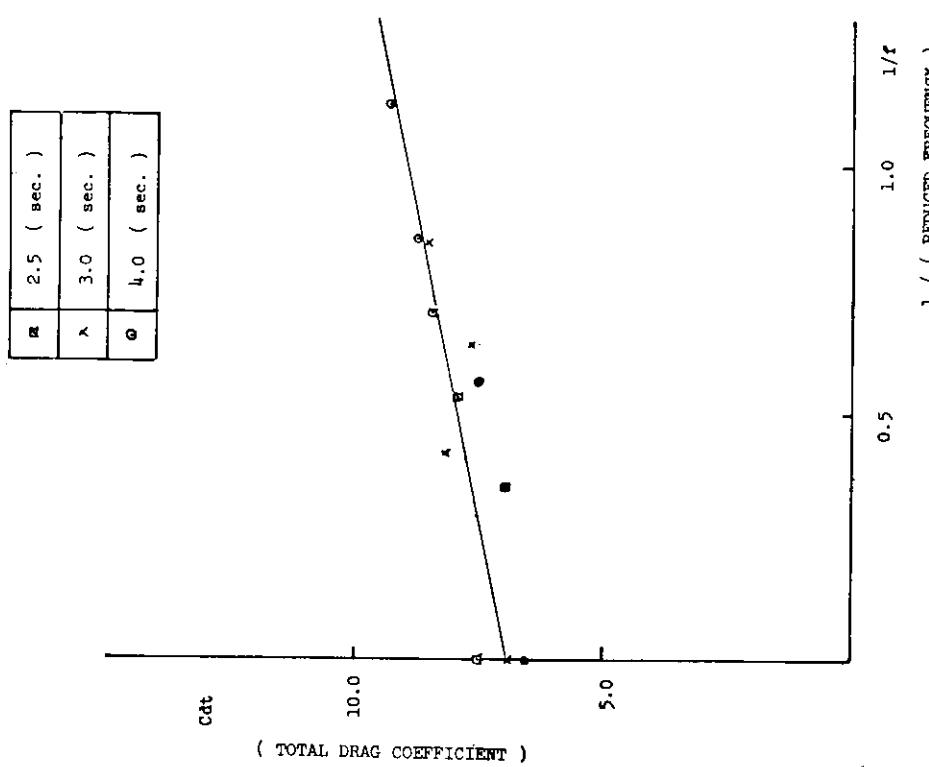
($N_{st} = 0.275$)



Figs 2. 2. 28

TOTAL DRAG COEFFICIENT vs.
REDUCED FREQUENCY

($N_{st} = 0.183$)



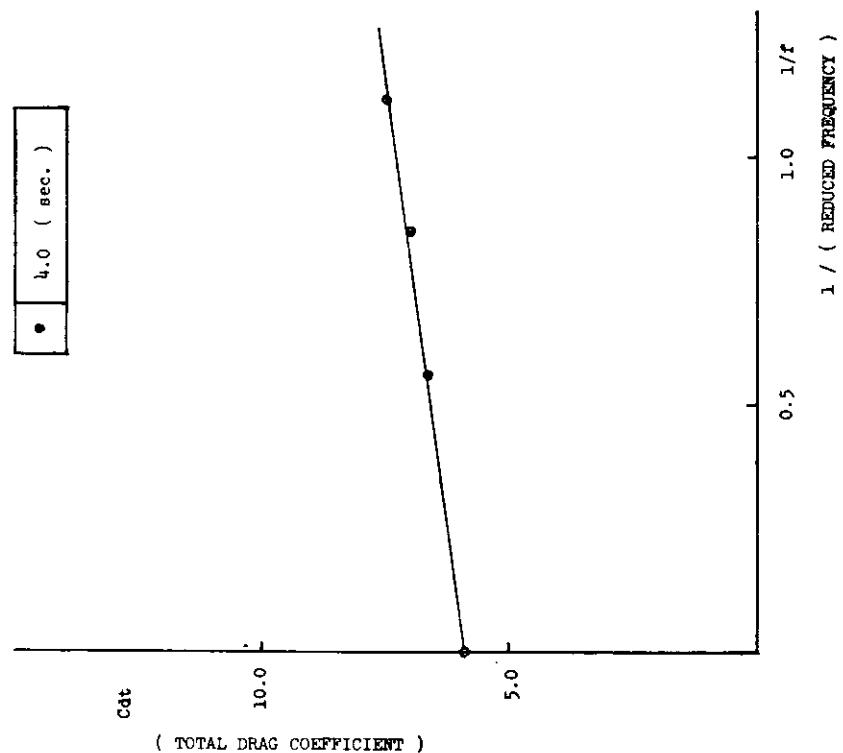
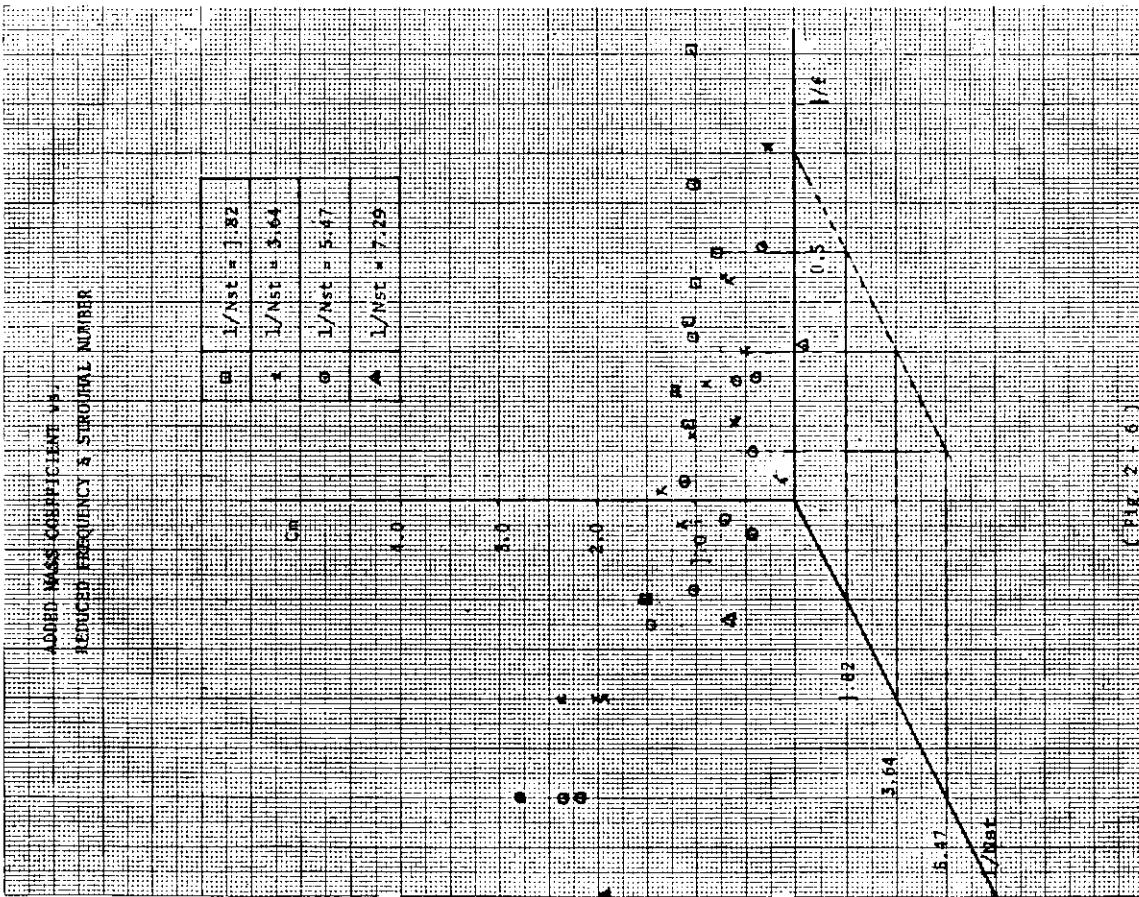
Figs 2. 2. 29

$1 / (\text{REDUCED FREQUENCY})$

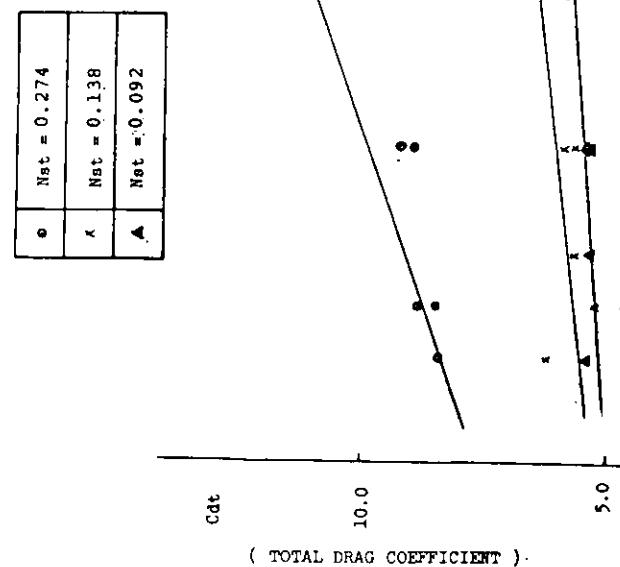
$0.5 \quad 1.0 \quad 1/f$

$1 / (\text{REDUCED FREQUENCY})$

$0.5 \quad 1.0 \quad 1/f$



TOTAL DRAG COEFFICIENT vs.
REDUCED FREQUENCY



(TOTAL DRAG COEFFICIENT).

$$A \cdot K_B \text{ vs. } \frac{\omega^d}{g} d \text{ RELATION}$$

-- CALCULATED with 2 DIMENSIONAL P.E.M.

A	THE RATIO OF AMPLITUDE OF WAVES TO THE AMPLITUDE OF SWAY MOTION
K _B	ADDED MASS COEFFICIENT

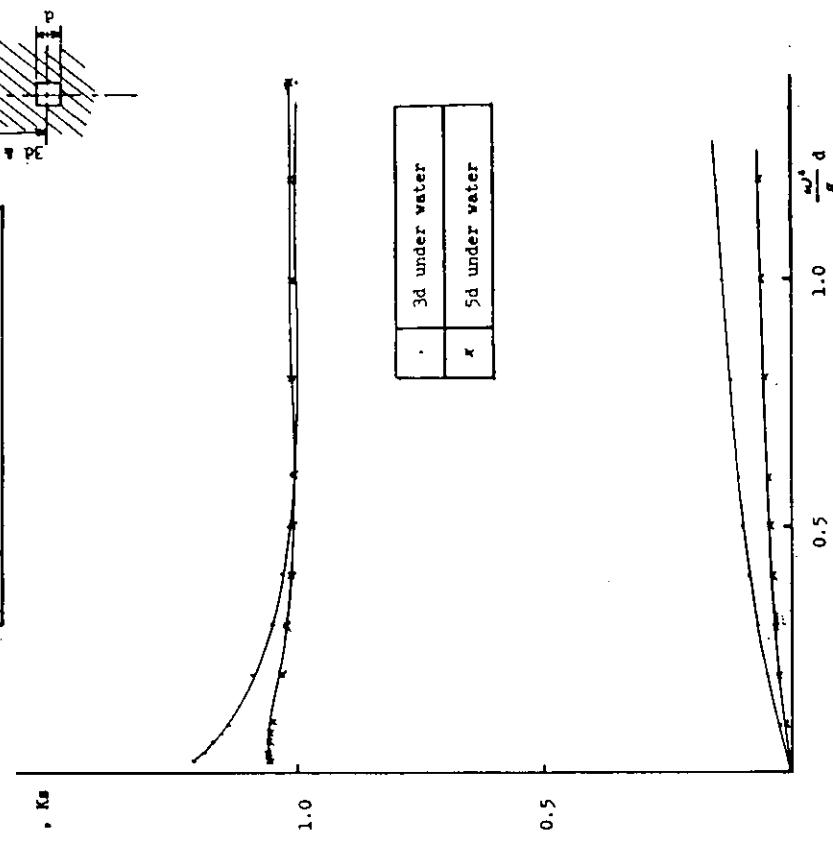
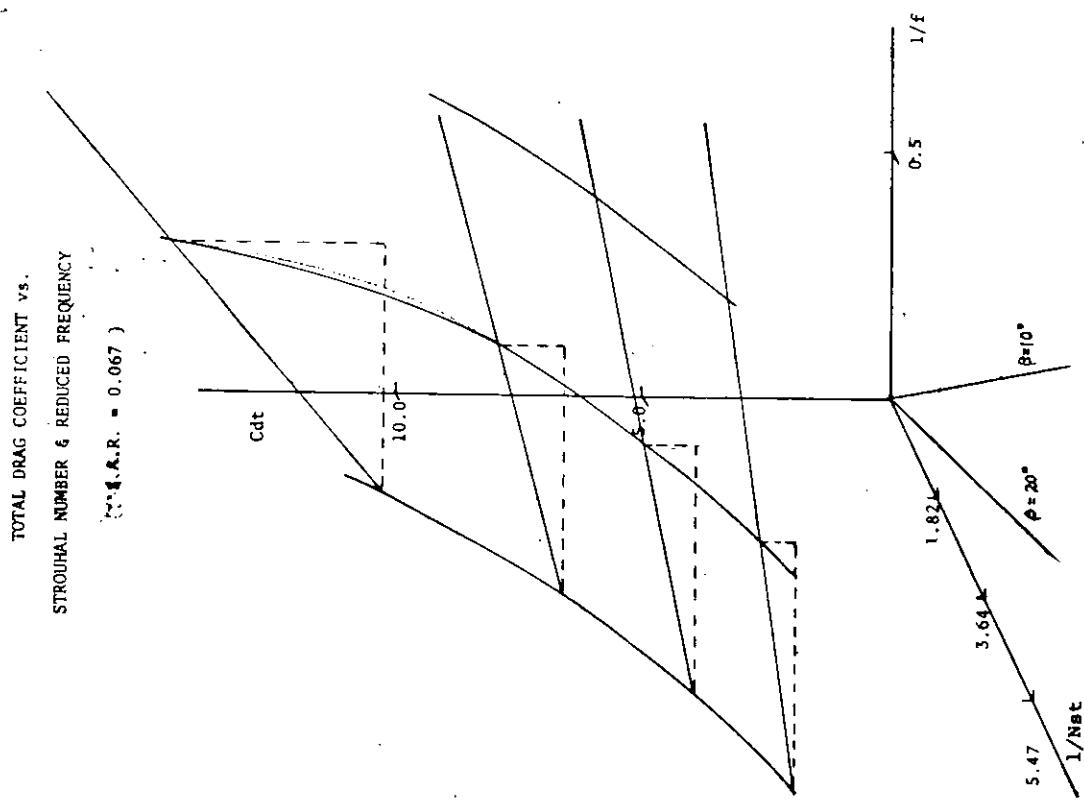


Fig 2. 2. 33

Fig 2. 2. 32



—54—

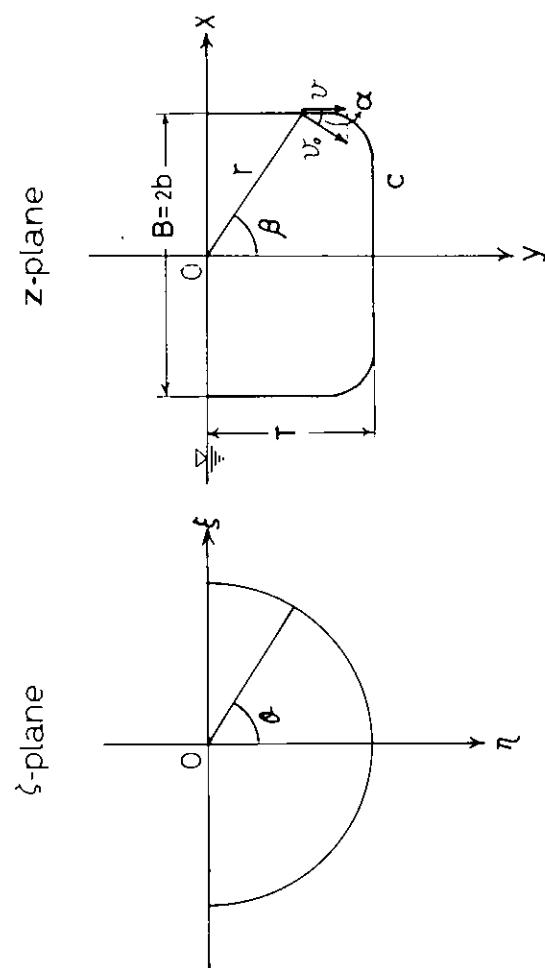


Fig. 2. 2. 35 M_{∞} 構系

Fig. 2. 2. 34

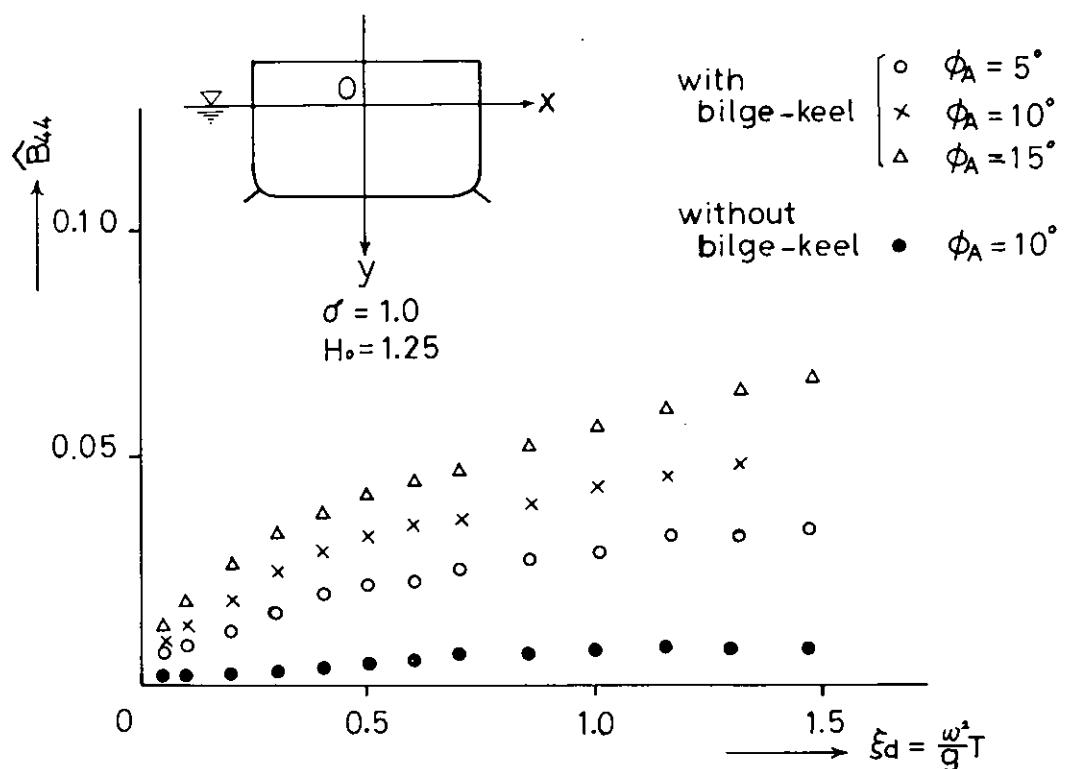


Fig. 2.2.36 矩形模型の横揺れ減衰係数

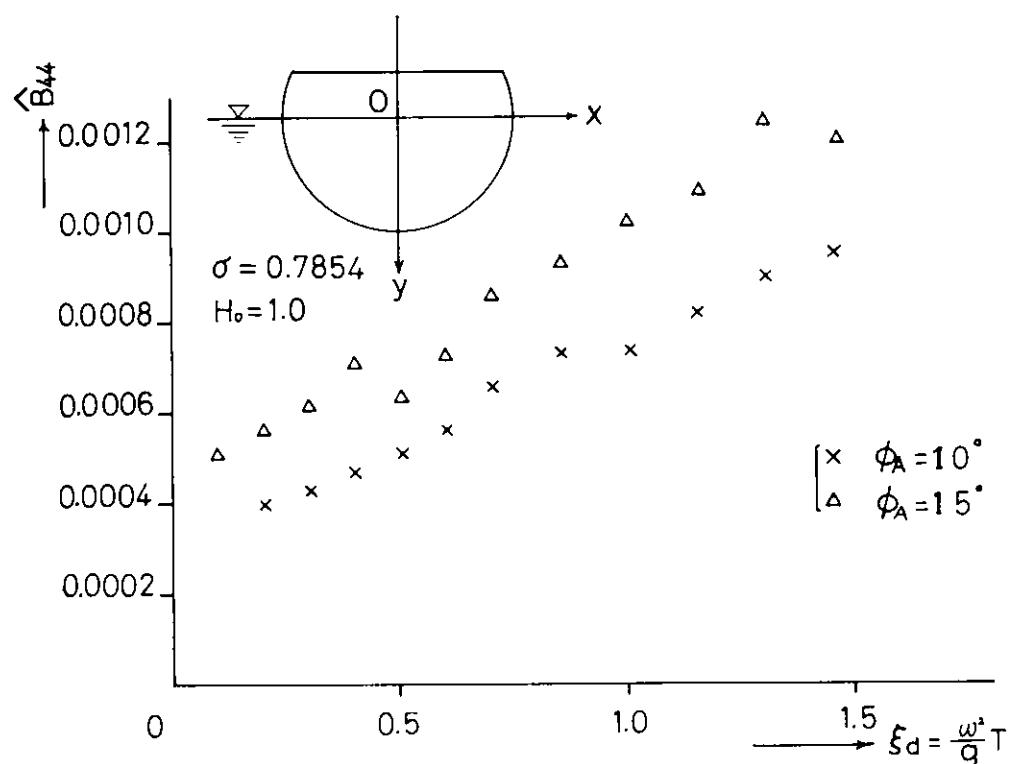


Fig. 2.2.37 半円模型の横揺れ減衰係数（ビルジキール無し）

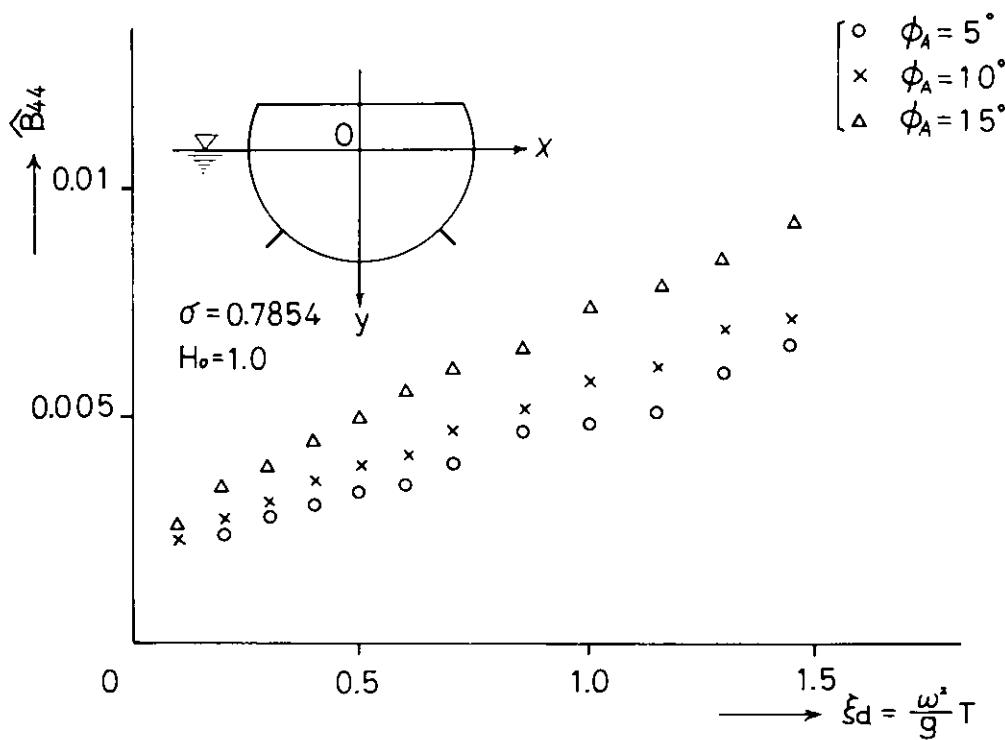


Fig. 2.2.38 半円模型の横揺れ減衰係数（ビルジキール有り）

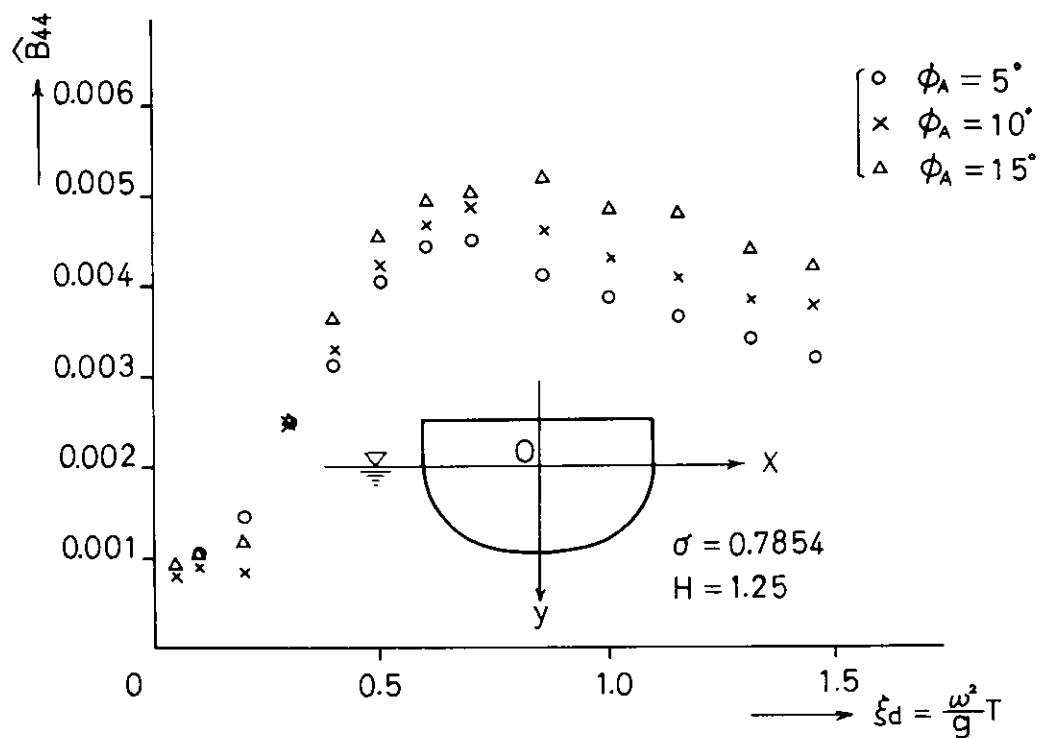


Fig. 2.2.39 半円模型の横揺れ減衰係数（ビルジキール無し）

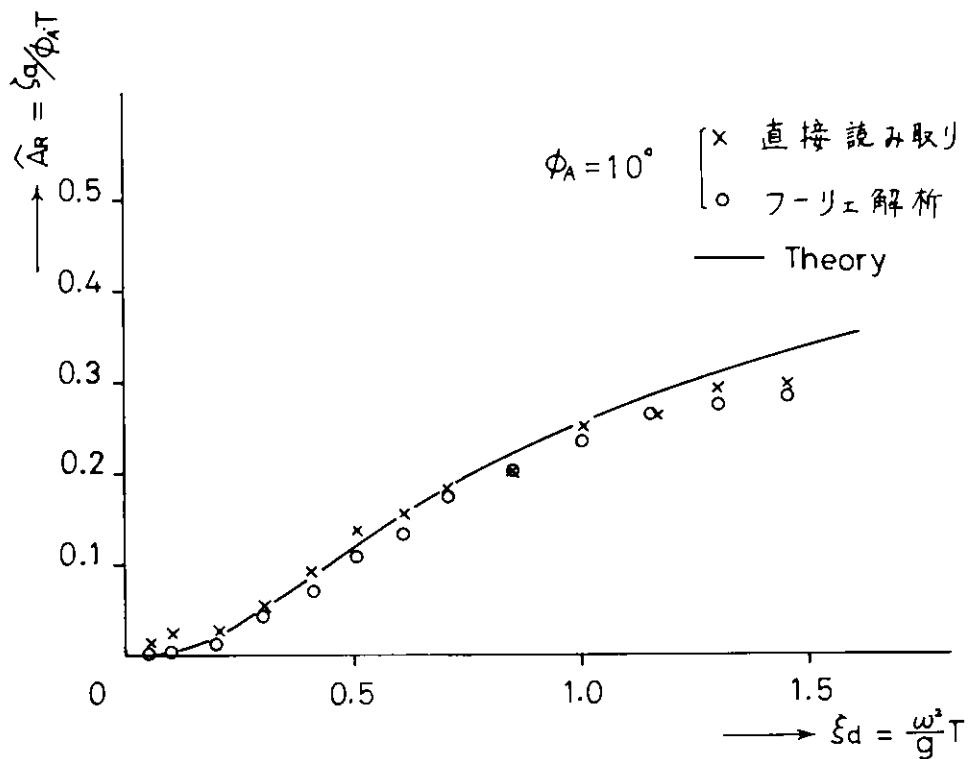


Fig. 2.2.40 矩形模型の発散波の振幅比（ビルジキール無し）

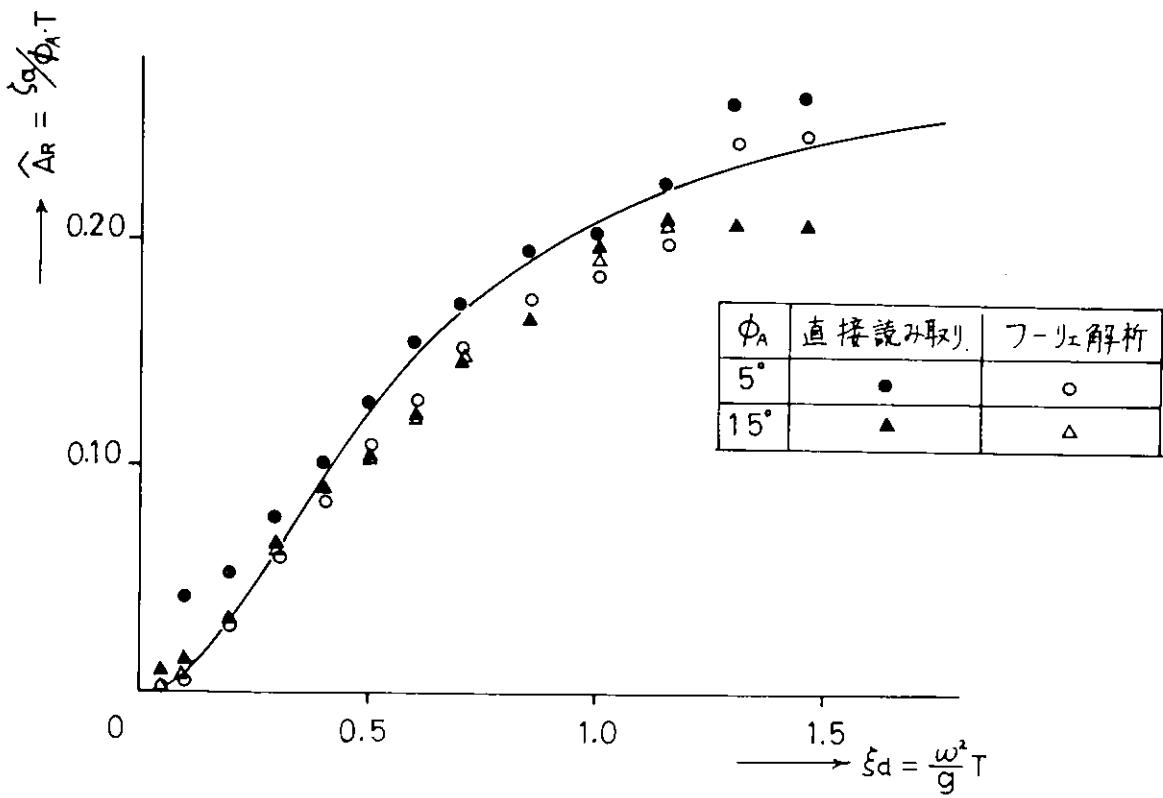


Fig. 2.2.41 菜円模型の発散波の振幅比（ビルジキール無し）

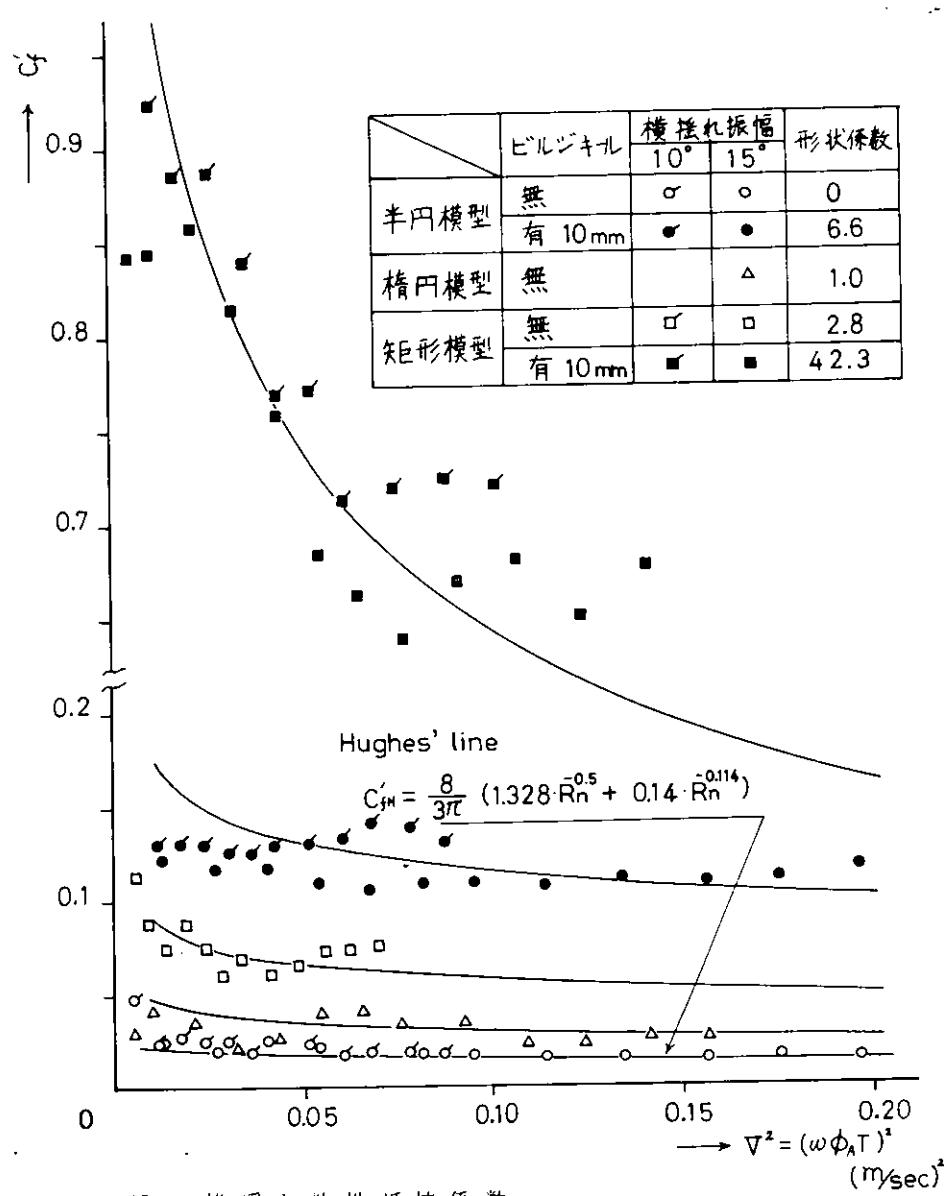
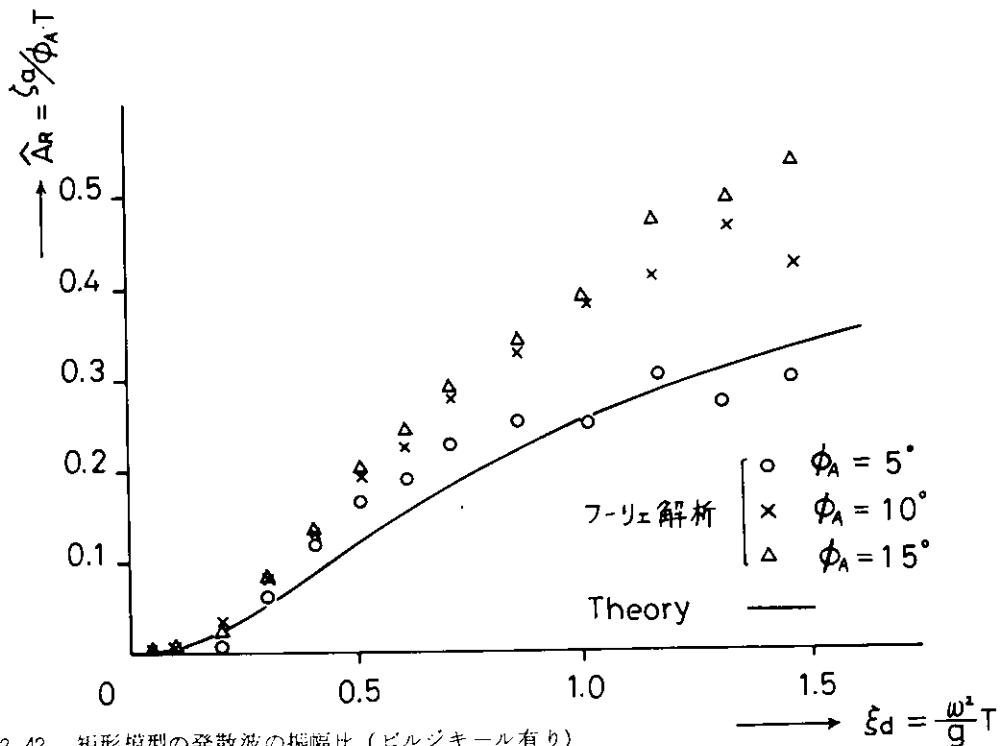


Fig. 2.2.43 横揺れ粘性抵抗係数

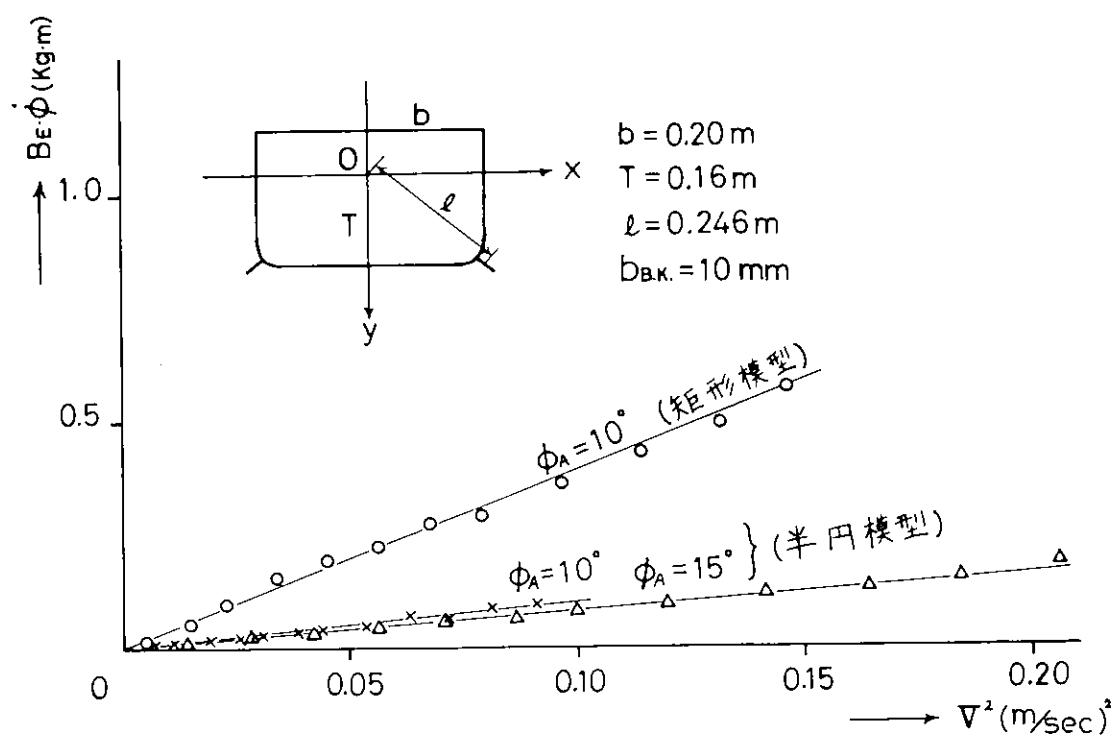
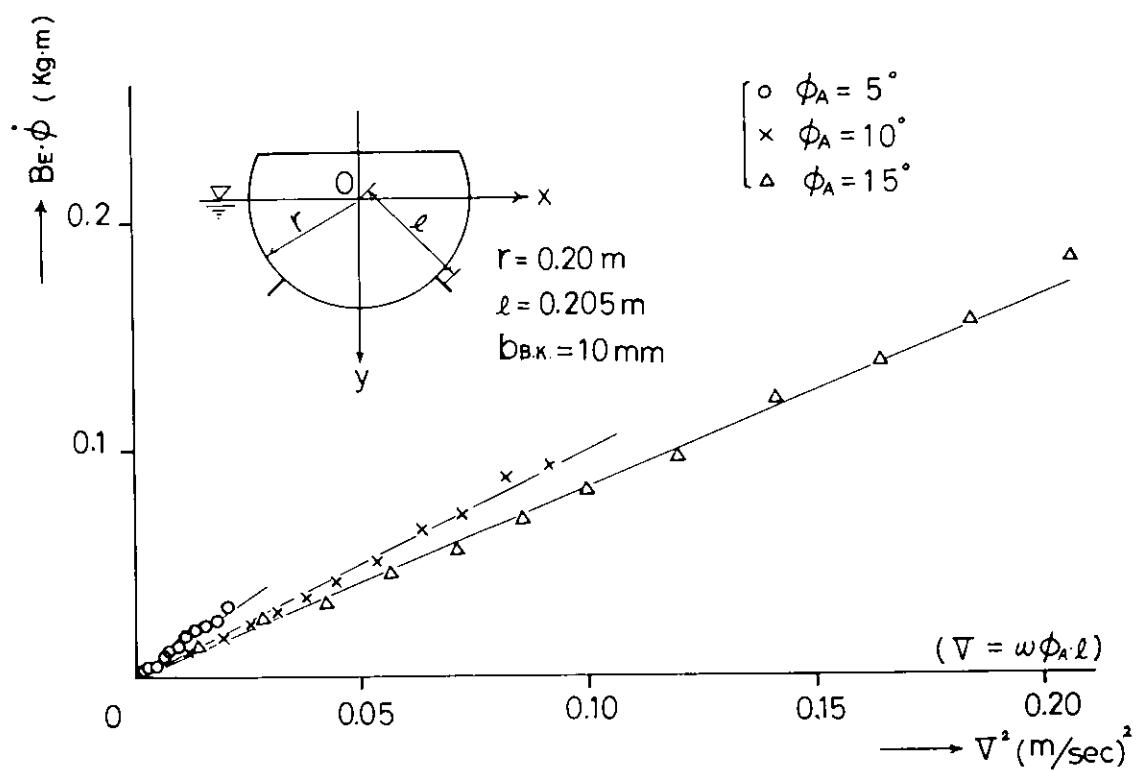


Fig. 2.2.44 半円模型におけるビルジキールの減衰モーメント

3. 波浪中における抵抗増加及び船速低下の研究

3.1 斜め波中の抵抗増加理論及び推進性能推定法の精密化

3.1.1 1軸コンテナ船々型の斜め規則波中自航試験

(1) 試験の目的

1軸コンテナ船 SR 108 船型の斜め規則波中自航試験を実施した。

SR 108 船型については、先の SR 125 において波浪中抵抗試験を実施しているので、これに引きついで同じ模型船を用いて自航試験を行い、波浪中の自航要素について実験的に調査を行った。

(2) 水槽試験

水槽試験は、三菱重工業長崎研究所の耐航性能水槽で実施した。

(a) 供試模型船および試験状態

供試模型船として、1軸コンテナ船 SR 108 船型の1/50縮尺、 $L_{pp} = 3.5m$ の木製模型船を用いた。供試模型プロペラも想定実船の1/50縮尺のものを用いた。

試験状態は、Full load even keel とし、GM および横揺れ周期は実船対応値でそれぞれ1m および1.8secに調整した。

模型船および模型プロペラの主要目を Table 3.1.1, 3.1.2 に示す。

(b) 試験範囲

試験範囲を Table 3.1.3 に示す。波方向は $\mu = 180^\circ$ (正面迎波) $150^\circ, 120^\circ, 90^\circ, 0^\circ$ (追波) とし、波長範囲は $\lambda/L = 0.5 \sim 2.0$ 、波高は一定で $hw/L = 1/50$ ($hw = 7cm$)、船速は $F_n = 0.25$ とし、正面迎波の場合のみ $F_n = 0.15$ も実施した。

(c) 試験方法

自航試験は、SFC付きで、プロペラ回転数を調整して所定の船速を保ち、Auto-pilot装置を用いて船体方位を保持しながら実施した。SFCは先に抵抗試験に用いた同じ重錘式抵抗動力計を用いて付加した。計測項目は、船体運動、スラスト、トルク、回転数等である。

(3) 試験結果

(a) 船体運動

Fig 3.1.1 に、1例として正面迎波 $\mu = 180^\circ$, $F_n = 0.25$ における Heaving, Pitching, Surging の振幅を、抵抗状態と自航状態とを比較して示す。抵抗状態と自航状態とで船体運動の振幅にはつきりした差は認められないようである。

(b) 自航要素

波浪中の自航要素に関する実験結果を Fig 3.1.2 ~ 3.1.4 に示す。波長の長い場合や、横波、追波では、自航要素は平水中の値とほぼ同じ値である。迎波、斜追波で船尾付近の相対運動の大きい $\lambda/L \approx 1$ 附近で t_w, w_m が平水中の値とは異なっており、特に t_w についてはばらつきも大きい。 t_w, w_m, e_r の変化の間にはつきりした相互関係はみられないようである。

参考資料

- 1) 斜波中の抵抗増加に関する水槽試験：第125研究部会、昭和49年度報告書第3・5章、研究資料 No.211
昭和50年3月
- 2) 波浪中における抵抗増加および推進性能：第125研究部会、昭和46年度報告書第2・4章、研究資料 No.157、昭和47年3月

3.1.2 大型タンカー船型の不規則短波長域における自航試験

(1) 試験の目的

速力試運転が比較的荒れた海面で実施される場合には、波浪による速力低下があるものと考えられるが、これは「速力保証」の問題ともからんで非常に重要な事項である。しかしながら、これまでのところ波浪による速力低下は必ずしも定量的に明確に把握されておらず、また慣用の修正法も示されていない。

最近の大型肥大船においては、試運転海面で遭遇する波浪は、相対的に波長も短く波高も低いのに対し、従来から行われている抵抗増加あるいは推力増加に関する実験は、船体運動の大きい波長の長い波の中で行われたものであるため、それらのデータは大型肥大船の速力試運転に対する波浪の影響を論ずるのに適切なものとはいえない。大型肥大船では、短波長域で文献1)に示されているように、 blunt を船首部からの反射波に基づくものと考えられるかなりの量の抵抗増加があるので、大型肥大船の速力試運転に対する波浪の影響を調査するために水槽試験を実施した。供試船型は 210 KLWT タンカーとして sea state 3～6 に相当する不規則波中で自航試験を行い速力低下を計測した。また、波浪中における自航要素についても調査するため、波浪中の抵抗試験も一部実施した。これらの結果から通常の馬力計算の手法に従って、実船における速力低下の推定を行ってみた。

(2) 水槽試験

水槽試験は三菱重工業㈱長崎研究所の耐航性能水槽で実施した。

(a) 供試模型船

この水槽試験では計測精度を確保するため、波長の短い波の中では船体運動がほとんどないと造波機能力の面も考慮して、比較的大型の模型船を使用することとして、通常の平水中自航試験に用いると同じ計測機器を搭載して試験を実施した。

供試模型船は、210 KLWT タンカーの縮尺模型船 ($L_{pp} = 7m$ 、木製模型) で、試験状態は Full load even keel とし、 $G.M.$ 、横揺周期は、対応する実船の計画値に近い値になるよう調整した。

模型船の主要目を Table 3.1.4 に示す。

(b) 試験範囲

試験範囲を Table 3.1.5 に実船対応値で示す。波方向は $\mu = 180^\circ$ (正面向波)、 90° (横波) の 2 種とし、船速は MCR に対応する $V_s = 15.7 \text{ km}$ 、60% MCR に対応する $V_s = 14 \text{ km}$ とし、海象条件は sea state 3～6 として、Table 3.1.5 のように平均波周期ならびに有義波高を想定した。試験に使用した波スペクトラムを Fig. 3.1.5 に示す。

(c) 試験法

(i) 波浪中抵抗試験

$\mu = 180^\circ$ 、 $V_s = 15.7 \text{ km}$ に相当する状態のみ実施した。速力一定で不規則波中を曳航し、抵抗は重錘式抵抗動力計で計測した。

(ii) 波浪中自航試験

プロペラ回転数を平水中におけるモデルポイントの値に保って自航させ、模型船を曳引車で追跡しながら波浪による平均速力低下を計測した。

特に横波では、波浪により横漂流や回頭を生ずることになるが、Auto pilot 装置により自動操舵し、船体を所定の方位に保つつゝ、横漂流は自由に許容したまま航走させた。

(3) 解析法

プロペラ特性は波浪中においても平水中と同じであるとして、平水中のプロペラ単独特性を使用している。

波浪中抵抗試験と自航試験では船速がわずか異なっているが、その近傍では抵抗増加係数は変わらないものとして自航要素(C_d)の解析を行った。馬力計算法等については文献2)を参照されたい。

(4) 試験結果

水槽試験結果をFig. 3. 1. 6～3. 1. 9に示す。使用した波スペクトラムの平均周期は、実船換算値で6, 8, 10 secと異なっているが、実験データを検討したところ、有義波高だけで十分整理できることがわかったので、試験結果は横軸に有義波高 $h_w (\frac{1}{3})$ をとって示した。Fig. 3. 1. 6は抵抗増加および抵抗増加係数を示す。抵抗増加係数は波振幅の有義値 $h_A (\frac{1}{3}) = \frac{1}{2} h_w (\frac{1}{3})$ を用いて

$$\sigma_{AW} = \frac{R_{AW}}{\rho g h_A^2 (\frac{1}{3}) E^2 / L}$$

と表示した。

また参考までに文献1)の方法による計算結果をFig. 3. 1. 6の中に点線で示した。Fig. 3. 1. 7は模型船における速力低下を示す。sea state 3程度から波浪の影響がでているようである。 $\mu = 90^\circ$ の場合も $\mu = 180^\circ$ とほぼ同程度の速力低下になっている。これは方位を波に対して90°に保っているため横漂流をして航走しており、Rollingの影響や操舵の影響も含まれているためと考えられる。Fig. 3. 1. 8は自航要素 t , W_m , e_r を示す。平水中の値 ($h_w (\frac{1}{3}) = 0$) とほぼ同じとみなしてよさそうである。Fig. 3. 1. 9はこれらの模型試験結果から推定した実船の馬力曲線で、sea state 4で約0.5kn程度の速力低下となっている。Fig. 3. 1. 10には横波中試験における横揺れ角を示す。なお、横漂流速度は0.03m/s程度、平均当舷傾斜は-8°程度であった。

(5) 結論

この水槽試験で得られた結果をまとめると次のようになる。

- 1) 20 KDTタンカーでは、波浪のない場合に比べると sea state 4 (有義波高2m) で約0.5kn程度の速力低下となった。
- 2) 速力低下は横波においても向波とほぼ同程度であった。
- 3) 波浪中における自航要素は平水中の値とほぼ同じである。
- 4) このような波長の短い領域における船速低下に対しては平均波周期よりも波高の影響の方が支配的であるように考えられる。すなわち、波スペクトラムの形の違いよりもスペクトラムの面積が第1義的に重要であるように考えられる。

今後の課題として次のような事が考えられる。

- 1) 試運転海面で波浪計測を行い、実績調査を行うこと。
- 2) 信頼できる修正法、推定法を見出すこと。

参考文献

- 1) 田井 斎、高橋 雄：肥大型の波浪中抵抗増加に関する実験的研究、日本造船学会論文集第137号（昭和50年6月）
- 2) Kaname Taniguchi : Model-ship Correlation Method in the Mitsubishi Experimental Tank, 造船協会論文第113号（昭和38年6月）

Table 3.1.1 Principal Particulars of the Model

Items		
Length betw. P.P	L _{pp}	3.500 ^m
Breadth mld.	B	508.0 ^{mm}
Draft	d	190.0 ^{mm}
Trim	t	0
Displacement	Δ_a	193.57 ^{kg}
Block coeff.	C _b	0.5725
Midship coeff.	C _m	0.9700
Water plane coeff.	C _w	0.7107
Position of C.G.	I _{cb}	51.454 %
Height of C.G.	K _G	190.3 ^{mm}
Metacentric height	G _M	19.6 ^{mm}
Radius of gyration	k _{yy/L}	0.2396
Rolling period	T _φ	2.62 ^{sec}
Appendages		Bilge keels Rudder

Table 3.1.2 principal particulars of the Propeller

Items		
Diameter		130.00 ^{mm}
Pitch		130.00 ^{mm}
Expanded area ratio		0.6520
Blade thickness ratio		5.073 %
Number of blades		5
Direction of turning		Right

Table 3.1.3 Tested range

Wave direction μ	Froude number F_n	Wave length λ/L	Wave height h_w/L
180°	0.15, 0.25	0.5 ~ 2.0	1/50 (7cm)
150°	0.25	"	"
120°	"	"	"
90°	"	"	"
0°	0.25	0.5 ~ 2.0	1/50 (7cm)

Table 3.1.4 Principal Items of Test

Correspond ship	210KDWT Tanker
Load cond	Full load even keel
LPP	7,000 m
BINC-SKIN	1,101.04 mm
d80TT.	426.55 mm
Δo	2,802.1 kg
Cb	0.8521
GM	135 mm
T _φ	2.153 sec

Table 3.1.5 Wave Conditions

Wave direction μ	Speed V_s	Wave period T_w	Wave height $H_w (1/3)$	Sea state
180° (Head sea)	15.7 kn	6 sec	1 m	3 (Slight)
			2 m	4 (Moderate)
	15.7 kn and 14 kn	8 sec	2 m	4
			3 m	5 (Rough)
			5 m	6 (Very Rough)
90° (Beam sea)	15.7 kn	8 sec	3 m	5
			5 m	6
	10 sec		3 m	5
			5 m	6

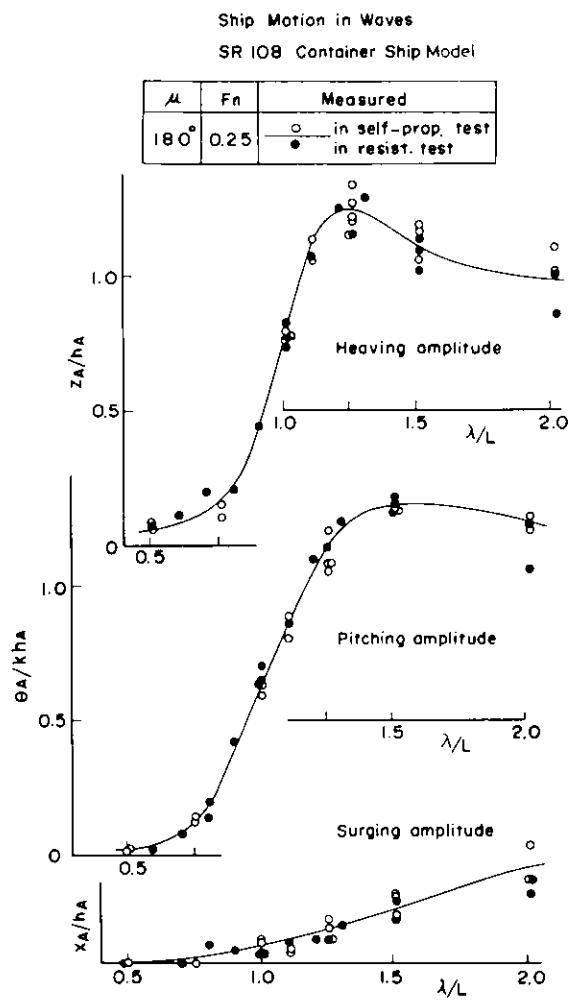


Fig 3. 1. 1 Ship Motions in Waves

Self-propulsion Factors in Waves
SR 108 Container Ship Model

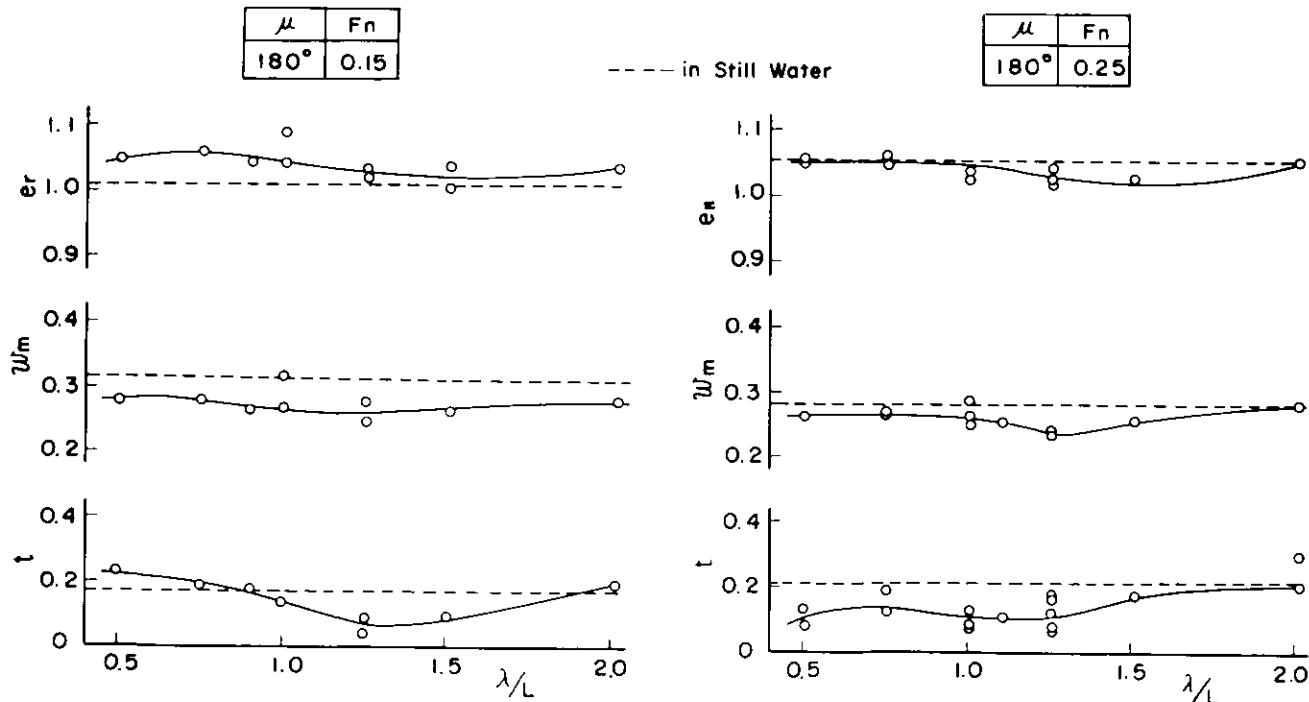


Fig 3. 1. 2 Self-propulsion Factors in Waves ($\mu = 180^\circ$, $F_n = 0.15, 0.25$)

Self-propulsion Factors in Waves
SR 108 Container Ship Model

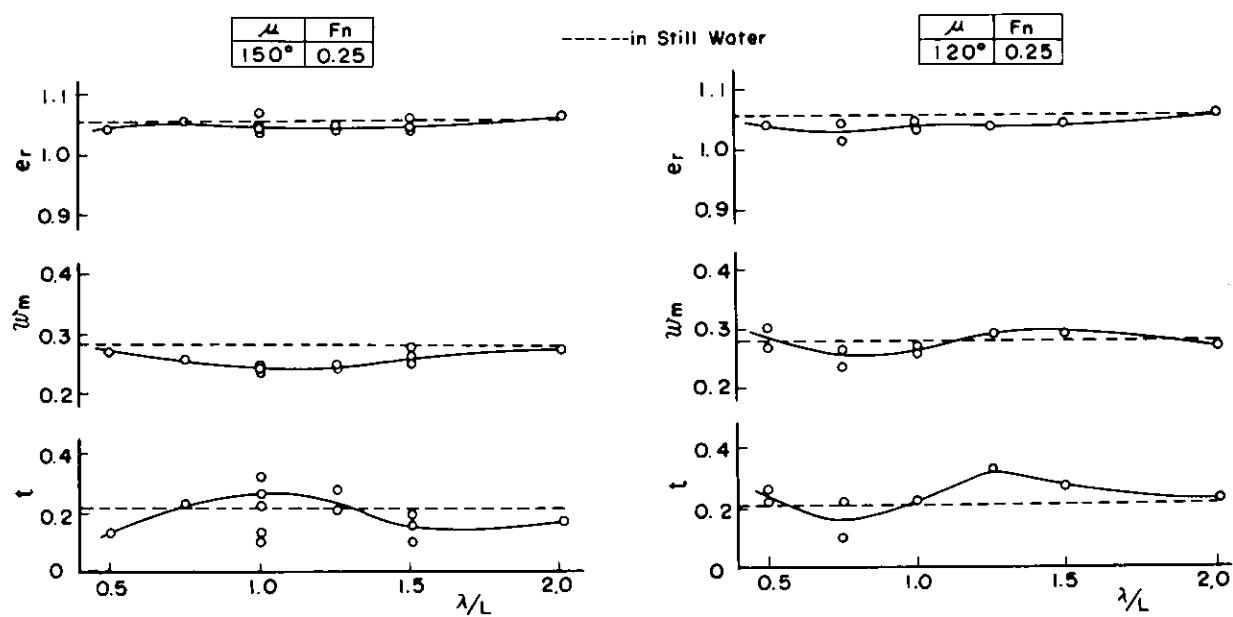


Fig 3.1.3 Self-propulsion Factors in Waves ($F_n = 0.25$, $\mu = 150^\circ, 120^\circ$)

O Self-propulsion Factors in Waves
SR 108 Container Ship Model

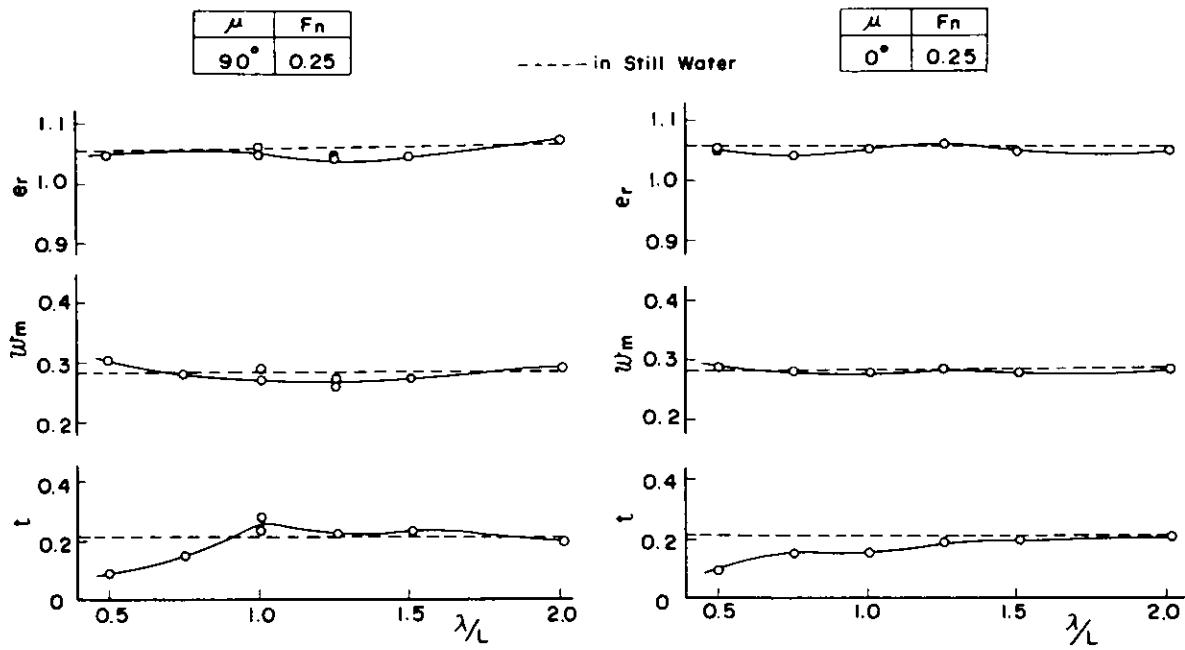


Fig 3.1.4 Self-propulsion Factors in Waves ($F_n = 0.25$, $\mu = 90^\circ, 0^\circ$)

Resistance Increase in Waves

Wave Spectrum in Model Test

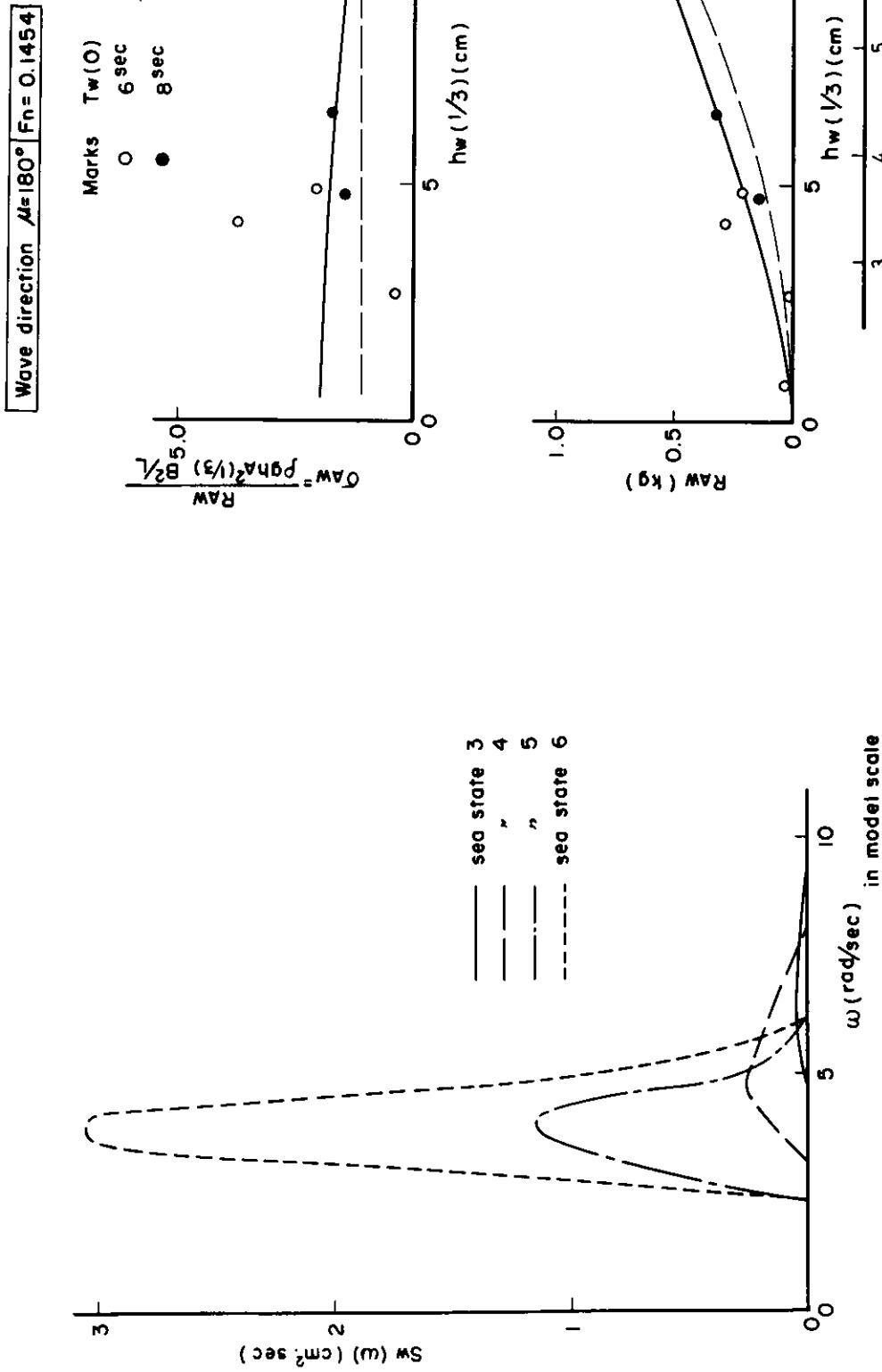


Fig. 3.1.5 Wave Spectrum in Model Test

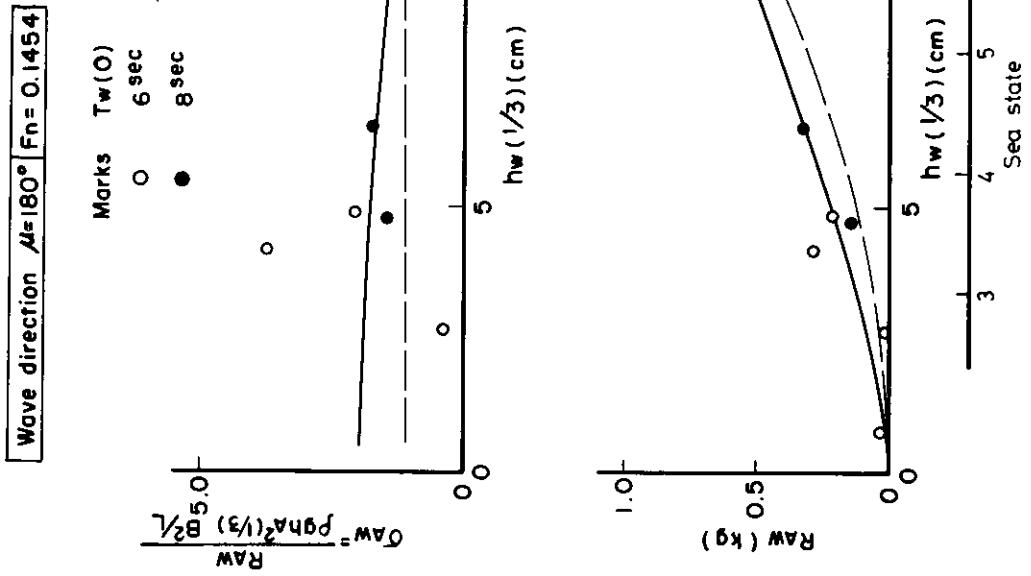


Fig. 3.1.6 Resistance Increase in Waves

Self- Propulsion Factors

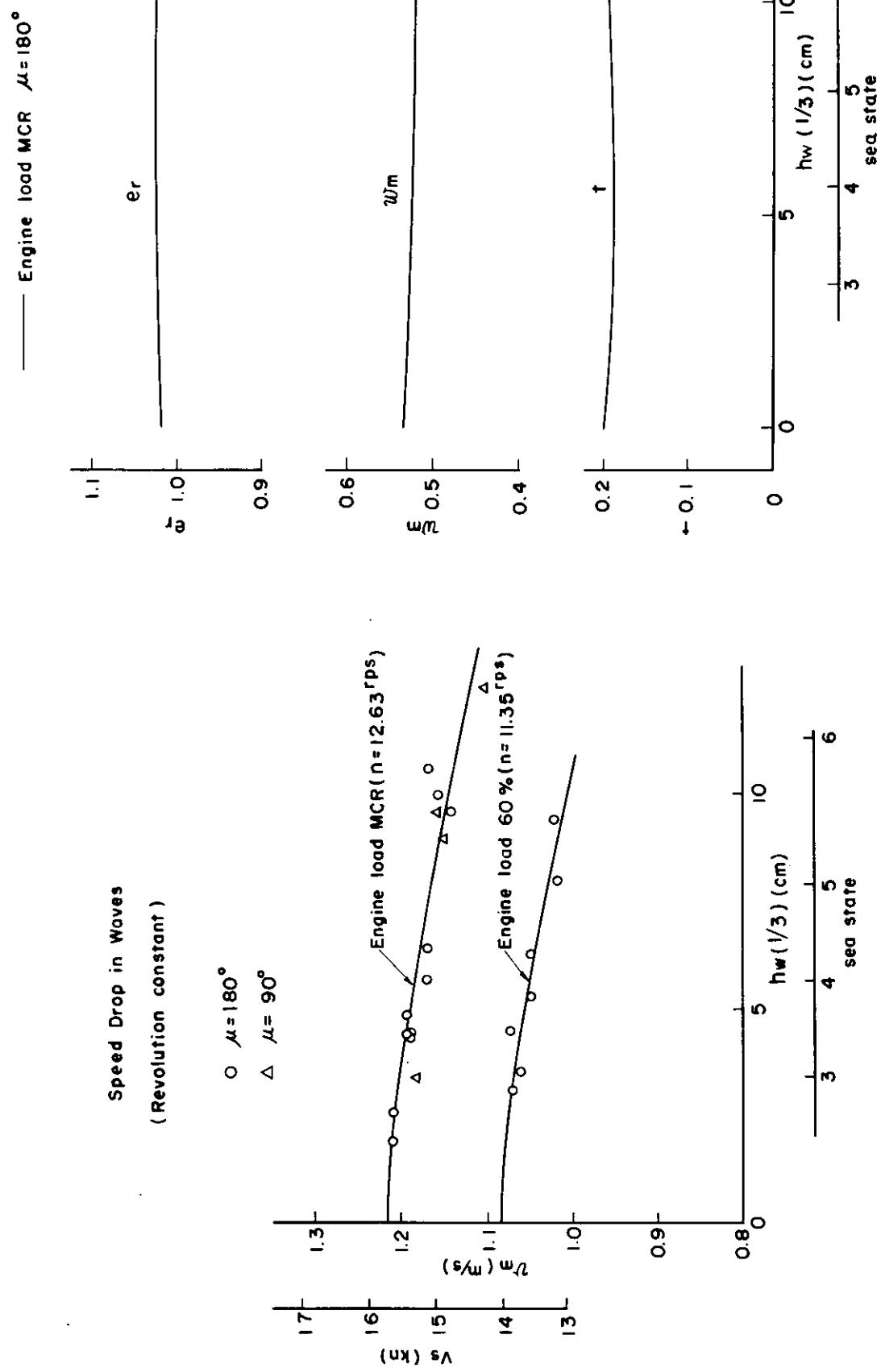


Fig. 3.1.7 Speed Drop in Waves

Fig. 3.1.8 Self-propulsion Factors

Power and Revolution for Full-scale Ship
 210 KW_T Tanker ($L_{pp} = 310\text{m}$)
 Wave direction $\mu = 180^\circ$
 $C_d = [(1+K)C_f H_0 + \Delta C_f] S_g^{2/3} / \sigma_a + C_w + C_{aw}$

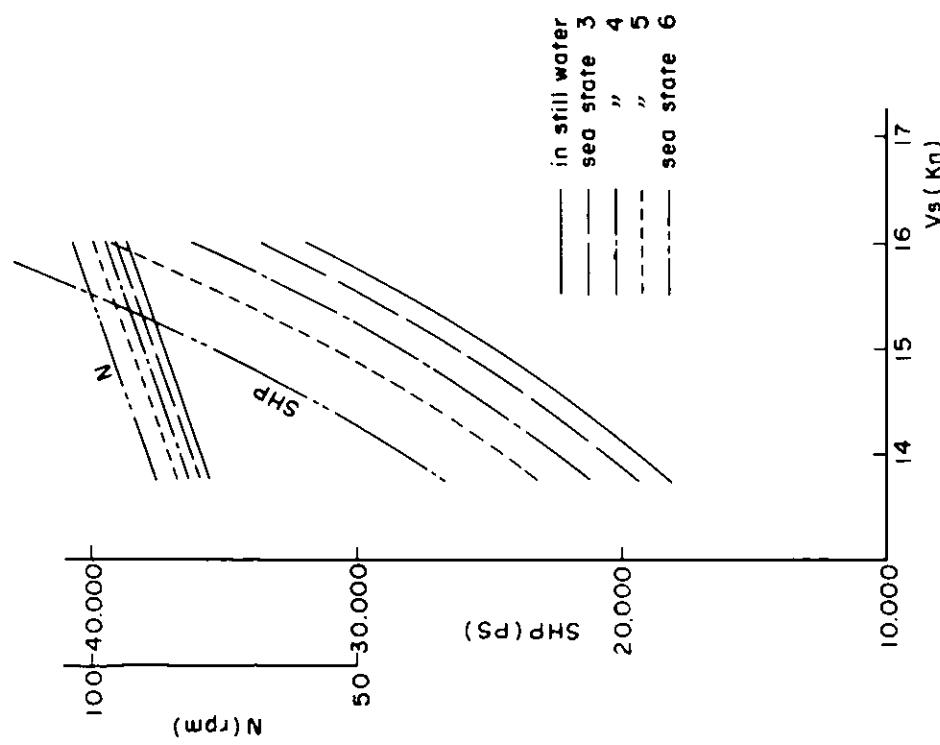


Fig. 3. 1. 9 Power and Revolution

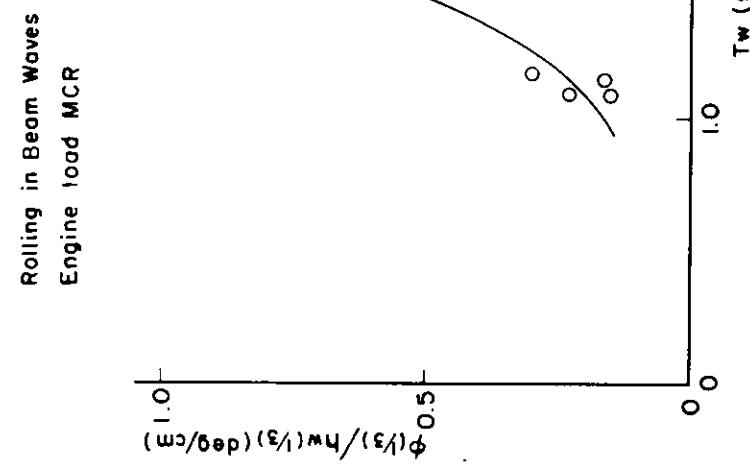


Fig. 3. 1. 10 Rolling in Beam Waves

3.2 波浪中の推進性能に関する模型実験

3.2.1 1軸コンテナ船型の波浪中推進性能に及ぼすプロペラ直径の影響

プロペラの直径が変化した場合、波浪中の推進性能、特に自航要素やプロペラの負荷変動がどのような影響を受けるかを調べるために、1軸高速コンテナ船模型で直径の異なるプロペラを装備した場合の正面規則波中自航試験を行い、それらの結果について検討を行った。

(1) 模型船、模型プロペラ及び実験状態

実験に使用した模型船は、SR 125 の研究^{1)~5)}に使用した1軸高速コンテナ船型で、主要目を Table 3.2.1 に示す。

Table 3.2.1 模型船主要目

L _{pp} (m)	B (m)	d _F (m)	d _A (m)	d _M (m)	V _m (m ³)	C _B	L/B	B/d _M	K _{yy/L}
4.000	0.5874	0.1952	0.2199	0.2076	0.2769	0.568	6.81	2.83	0.24

SR 125 の実験では、実船に対応する直径 0.15m のプロペラ A を使用したが、今回は阪大のストックプロペラの中から直径 0.112m のプロペラ B を選び、上記模型船に装備して正面規則波中の自航試験を行い比較検討を行った。両プロペラの要目を Table 3.2.2 に示す。

Table 3.2.2 模型プロペラ主要目

Propeller	A	B
Diameter D (m)	0.150	0.112
Pitch ratio	1.007	1.009
Expanded area ratio	0.6935	0.670
Blade thickness ratio	0.0530	0.05
Number of blades	5	5

試験状態は船速を F_n = 0.20 の1種類とし、

- (a) 波高 ζ_w を $\lambda/50 = 8 \text{ cm}$ 一定とし、波長を $\lambda/L = 0.4 \sim 2.5$ の範囲に変化させた場合
- (b) 波長が $\lambda/L = 1.0$ の状態について、波高を $4 \text{ cm} \sim 15 \text{ cm}$ の範囲に変化させた場合について行った。

(2) 実験結果及び考察

実験の結果得られた縦揺、上下揺、前後揺の船体運動については、プロペラの直径を変えてても変化はないので、ここには図示していない。自航試験で得られた規則波中におけるプロペラの推力、トルク、回転数の計測値より、波浪中におけるそれぞれの増加量を求め、無次元化した形で λ/L に対して示すと Fig. 3.2.1 ~ Fig. 3.2.3 のとおりである。ただし、今回の無次元係数は、プロペラ直径の影響を見るため、従来と異なり分母にプロペラ直径を含まない形で無次元化を行っている。すなわち、

$$\text{推力増加係数} = T_{AW}/\rho g \zeta_w^2 (B^2/L) \quad (\text{従来どおり})$$

$$\text{トルク増加係数} = Q_{AW}/\rho g \zeta_w^2 B^2 \quad (\text{従来: } Q_{AW}/\rho g \zeta_w^2 D (B^2/L))$$

$$\text{回転数増加係数} = N_{AW} V L^3/g \zeta_w^2 (B^2/L) \quad (\text{従来: } N_{AW} V D^3/g \zeta_w^2 (B^2/L))$$

次に自航試験で計測したプロペラの推力、トルクの記録波形より、それぞれの変動の両振幅 ΔT , ΔQ を読みとり、これらの値が波高に比例するものとして、次の形で無次元化を行い、 λ/L に対して示すと Fig. 3.2.4 及び Fig. 3.2.5 のとおりである。

$$\text{推力変動係数} = \Delta T/\rho g \zeta_w B^2$$

$$\text{トルク変動係数} = \Delta Q / \rho g C_w D^2 L$$

更に、自航試験の結果より、平水中のプロペラ単獨特性を用いて解析し、得れた自航要素を ζ_L に対して示したのが Fig. 3.2.6 である。なお $(1 - \zeta_0)$ はプロペラ直径の大きさによって変化しないと仮定している。

これらの図中で、白丸印は $D = 0.15m$ のプロペラの場合、黒丸印は $D = 0.112m$ のプロペラの場合の値であり、自航要素の図中、水平な一点鎖線及び点線はそれぞれ $D = 0.15m$ 及び $0.112m$ に対する平水中の自航要素を示す。

両プロペラの場合で船速は同じであるから推力増加係数は両者変わらないが、直径の小さい場合は回転数増加が全体的にかなり大きく、一方トルク増加係数は応答曲線のピーク付近で若干低い値を与えることがわかる。

また、推力及びトルク変動に関しては、プロペラ直径の小さい場合の方がいずれも低い値を与えている。

Slujs⁶⁾が肥大船模型について行った実験結果では、プロペラ直径の小さい場合の方が、プロペラの負荷変動が大きいと指摘しており、今回の実験と逆の結果を示しているが、この点については更に検討を加える必要があると思われる。

自航要素に関しては、 $(1 - \zeta_0)$ 及び ζ_R はプロペラ直径の小さい場合の方が小さい値を与えるが、これらはいずれも平水中における値が小さいためで、波浪中と平水中とを比較してみると、プロペラ直径の大きい場合 $(1 - \zeta_0)$ はほとんど変らず、プロペラ直径の小さい場合には波浪中の $(1 - \zeta_0)$ が平水中より増加している。また ζ_R については、プロペラ直径の大小によってあまり差がないことがわかる。今回の実験結果ではプロペラ直径の小さい方が全体の推進効率 η も低くなっているが、これは主としてプロペラ単獨効率 η_0 が低いことが原因となっている。今回使用したプロペラは直径が変っているが、ピッチ比が両者ほとんど同じであり、そのため小さい直径のプロペラの単獨効率が平水中でもかなり低い値を与えており、この実験結果だけからプロペラ直径を大きくすれば、波浪中でも推進性能がよいと判断することには問題があると思われる。

波高を変化させた正面規則波中の自航試験で計測されたプロペラの推力、トルク、回転数増加を波高の 2 乗ベースにとり、Fig. 3.2.7 ~ Fig. 3.2.9 を示す。波高が 10cm 程度以下であれば波高の 2 乗に比例しているが、それより大きな波高では 2 乗の比例関係より低い値を与える。

波高変化の実験で計測したプロペラの推力及びトルク変動の固有振幅を波高で割って無次元化した値を波高ベースに示すと Fig. 3.2.10 のとおりである。プロペラ直径 $0.15m$ の場合の推力変動がやや波高との比例関係より大きな値を与えるが、波高の非常に高い場合を除いてはほぼ波高に比例すると言える。波高が 15cm 以上になるとプロペラ直径の大きい場合、推力、トルクの変動振幅が極端に大きくなり、プロペラがレーシングを起している状態と思われる。

次に波高を変化させた正面規則波中の自航試験結果を解析して得られた自航要素 ζ_R 、 $(1 - \zeta_0)$ 、 ζ_0 を波高ベースにとり、Fig. 3.2.11 を示す。図中の水平な一点鎖線及び点線はそれぞれ $D = 0.15m$ 及び $0.112m$ のプロペラを装備した場合の平水中の値を示す。両プロペラの場合とも ζ_R は波高が変化してもあまり変化しないが、 $(1 - \zeta_0)$ は波高の高い場合に増加する傾向にあり、一方 ζ_0 は波高の増加とともにかなり低下することがわかる。

3.2.2 1軸コンテナ船型の追波中自航試験

波浪中ににおける抵抗試験、自航試験は従来向波中の場合が多く、斜波中の実験の場合も完全な追波状態の実験は実施されていないことが多い。今回、1軸高速コンテナ船模型で追波中の自航試験を実施したので、その結果を報告する。

(1) 模型船及び実験状態

実験に使用した模型船は、3.2.1 に述べた 1 軸高速コンテナ船型と同一で、プロペラは直径 $0.15m$ のものを使用した。

試験状態としては、船速を $F_n = 0.20, 0.25$ の 2 種にとり、波高 ζ_w を $L/50 = 8\text{cm}$ 一定とし、波長を $\lambda_L = 0.4 \sim 0.25$ の範囲に変化させた。実験は、模型船を曳船台車と共に造波機の近くに待機させた状態で波を起し、波が模型船を通過した後に出発し、定速になった後、模型船の拘束を解除して計測を行うという方法で行った。

(2) 実験結果及び考察

規則的追波中における自航試験で得られた縦揺、上下揺の振幅の無次元値を Fig. 3.2.12 に示す。図中に比較のため Ordinary Strip Method による計算結果を示しているが、上下揺、縦揺とも計算値は実験値より若干高めの値を示している。図中横軸に矢印で示しているのは、波の位相速度と船速が等しい場合の λ_L で、 $F_n = 0.20$ のときは $\lambda_L = 0.251$ 、 $F_n = 0.25$ のときは $\lambda_L = 0.393$ である。従ってほとんどの実験が波が船を追い越す状態で行われていることになる。

次に前後揺の振幅の無次元値を Fig. 3.2.13 に示す。図中の計算値は Froude-Kriloff force のみを考慮して求めたもので、実験値とかなり異なっている。向波中の場合の前後揺は Froude-Kriloff force で計算した結果が、実験値とかなりよく一致するが、追波中の場合については更に検討を要するものと思われる。

追波中の自航試験で得られたプロペラの推力、トルク、回転数増加の無次元係数を Fig. 3.2.14 に示す。いずれも向波中の場合に比べて値が非常に小さく、波長による変化の程度も小さい。全體の傾向は Stuijs⁶ が行った追波中の実験結果とよく似ている。

追波中自航試験で計測したプロペラの推力、トルク変動の両振幅を無次元化した形で λ_L に対して示すと Fig. 3.2.15、Fig. 3.2.16 のとおりである。推力、トルクの平水中よりの増加量は向波中の場合よりかなり小さいが、推力、トルクの変動値は向波中の場合と同程度に大きい。これは追波中の場合前後揺が大きいことが影響している。

なお Fig. 3.2.14 ~ Fig. 3.2.16 の図中に示してある曲線は実験値の平均線である。また、推力、トルク変動の計測値には、自航試験機が船体動揺によって生ずる見掛けの変動値も含まれているが、この修正を施していない計測値そのままを示している。

3.2.3 タンカー船型の正面規則波中試験

コンテナ船型の波浪中推進性能に関しては、SR 108, 125 でかなり細密に研究調査が行われたが、タンカーや鉱石船などの肥大型船型に関しては比較的研究が少ない、そのため阪大水槽において手持の小型タンカー船型の模型船について正面規則波中の抵抗試験及び自航試験を行って、抵抗増加及び推進性能に関する調査を行った。

(1) 模型船及び実験状態

実験に使用した模型船は、いわゆる巨大タンカー船型ではなく、小型タンカー船型で、 $C_B = 0.755$ 、 $B/d = 2.25$ と巨大タンカーよりかなり小さいが、 $L/B = 5.934$ と大体同程度の船型である。模型船及びプロペラの主要寸を Table 3.2.3 に示す。

Table 3.2.3 模型船及びプロペラ主要寸

Model Ship		
Length between perpendiculars	L_p (m)	3.439
Breadth	B (m)	0.580
Draft	d (m)	0.258
Displacement volume	∇ (m^3)	0.388
Block coefficient	C_B	0.755
Length-breadth ratio	L/B	5.934
Breadth-draft ratio	B/d	2.248
Propeller		
Diameter	D (m)	0.121
Pitch ratio	P/D	0.8595
Expanded area ratio		0.670
Blade thickness ratio		0.050
Boss ratio		0.180
Number of blades		5

模型船の縦慣性半径は 0.24 m に調整した。

実験は、

(a) 波高 ζ_w を 7 cm ($\approx L/50$) 一定とし、波長を $\lambda/L = 0.4 \sim 2.5$ の範囲に変化させた場合、船速は $F_n = 0, 0.15, 0.2239$ の 3 状態

(b) 波長を $\lambda/L = 0.9$ 一定とし、波高を 4 cm ~ 18 cm の範囲に変化させた場合、船速は $F_n = 0.15$ の 1 種類について、正面規則波中の抵抗試験及び自航試験を行った。

$F_n = 0.2239$ の船速は、この小型タンカー船型の実船の航海速力に対するものである。計測装置及び計測方法はすべて従来コンテナ船型に対して行ったものと同様である。

(2) 実験結果及び考察

正面規則波中における抵抗試験及び自航試験で得られた縦揺、上下揺の振幅の無次元値を Fig. 3.2.17, Fig. 3.2.18 に示す。図中に Ordinary Strip Method による計算結果を示してある。縦揺、上下揺とも抵抗試験時と自航試験時とほとんど差は認められない。また計算値と実験値とを比較すると、上下揺はかなりよい一致を示すが、縦揺に関しては高速で $\lambda/L > 1.5$ の範囲で実験値が計算値より高い。コンテナ船型の場合は、縦揺がよく一致し、上下揺は $\lambda/L > 1.0$ の範囲で実験値が計算値より低くコンテナ船型とタンカー船型とで異なった傾向を示している。

また、実験で計測された前後揺振幅の無次元値を Fig. 3.2.19 に示し、Froude-Kriloff forceのみを考えて求めた計算値と比較した。

正面規則波中における抵抗試験より得られた抵抗増加の無次元係数を Fig. 3.2.20 に示す。図中には波浪中抵抗増加の近似計算法として用いられる Gerritsma の方法⁷⁾による計算結果を比較のため示してある。Gerritsma の方法による計算結果は、コンテナ船型で $L/B \approx 7$ の場合にはかなりよい一致が見られたが、タンカー船型のように L/B が小さい船型に対しては、速度のある場合に実験値より低い値を与えるようである。特に短波長領域では抵抗増加の実験値が計算値よりかなり高く、しかもコンテナ船型に比べても値が大きい点が注目される。

Fig. 3.2.21 ~ Fig. 3.2.23 には正面規則波中における自航試験で求められたプロペラの推力増加、トルク増加及び回転数増加の無次元係数を示す。これらの実験結果でも短波長領域における各増加量がかなり大きな値を示す点が特徴として注目される。

正面規則波中の抵抗試験及び自航試験の結果より、平水中のプロペラ単独特性を用いて解析して求められた自航要素の波長による変化の様子を Fig. 3.2.24 及び Fig. 3.2.25 に示す。 $F_n = 0.15$ と $F_n = 0.2239$ の場合とで自航要素の波長による変化の傾向が若干異なっている。すなわち、 $F_n = 0.2239$ の場合には $(1 - w_e)$ の値の平水中よりの増加が顕著であり、そのために ζ_w の波浪中における値がコンテナ船型の場合ほど平水中より低下していない。この傾向は参考文献⁴⁾に示された、このタンカー船型に対するプロペラ位置における波浪中の伴流計測結果を用いて計算した自航要素の傾向とよく一致している。

正面規則波中の自航試験で計測したプロペラの推力及びトルク変動の値を ζ_w に対して示すと Fig. 3.2.26, Fig. 3.2.27 のとおりである。

波高を変化させた正面規則波中の抵抗試験及び自航試験で計測された縦揺、上下揺、前後揺の振幅を波高ベースにとり Fig. 3.2.28 に示す。この図よりかなり高い波高まで船体運動の振幅は波高に比例することがわかる。また波高を変化させた実験でも抵抗試験時と自航試験時とで船体運動の振幅にほとんど差のないことが示されている。

Fig. 3.2.29 には推力増加、トルク増加及び回転数増加の計測値と波高の 2 乗との関係を示している。この場合も極端に大きな波高の場合を除いて各増加量が波高の 2 乗に比例していることがわかる。

波高変化の実験で計測したプロペラの推力及びトルク変動の両振幅を波高で割った無次元値を波高ベースに示すと Fig. 3.2.50 のとおりである。この図からタンカー船型の場合も推力及びトルクの変動振幅がほぼ波高に比例して変化することがわかる。

3.2.4 プロペラレーシング時の推力変動

プロペラの没水深度が浅い状態で波浪中を航走した場合、あるいは大波高中で激しい動搖を伴う場合にはプロペラ露出が起き、機関に悪影響を及ぼし意識的減速の原因となる。今回はプロペラレーシングの機構を基本的に調査するため、プロペラオーブンポートの没水深度を浅くした状態で規則波中を航走させ、プロペラの推力、トルク、回転数変動を計測し、特に推力変動について検討を加えた。

(1) 模型プロペラ及び実験状態

実験に使用した模型プロペラは、SR 125 の研究^{1)～5)}に使用した 1 軸高速コンテナ船用の直径 0.15m、ピッチ比 1.0、5 翼のプロペラである。I/R (水面からプロペラ中心までの距離/プロペラ半径) = 1.2 の状態にプロペラオーブンポートを固定し、規則波中で次の 2 種類の実験を行った。

(a) 前進常数 J を 0.5 (N = 10 rps, V = 0.75 m/sec) 一定にし、波との出会い円周波数 $\omega_e = 3.58 \text{ } 1/\text{sec}$ の規則波の波高を変化させた場合

(b) 規則波の波高 $\zeta_w = 8\text{cm}$ 一定にし、前進常数を変化させた場合。この時の波との出会い円周波数は (a) と同じ $\omega_e = 3.58 \text{ } 1/\text{sec}$ になるようにした。

計測項目は、波高、プロペラの推力、トルク、回転数及び速度である。

(2) 実験結果と考察

実験時に得られた波、プロペラの推力、トルク、回転数のアナログ記録と、SR 125 で行われた氷川丸の第 2 次航の実船実験の際に得られたレーシング時の記録²⁾を Fig. 3.2.31 に示す。

この変動波形は 2 種類の性質の異なったものから成り立っていると考えられる。一つはプロペラの流入速度変動によるもの、他の一つはプロペラの没水深度の変化によるもので、この両者が合成された波形と考えることができる。このことをまず模式的に考えてみると Fig. 3.2.32 のようになる。

プロペラへの流入速度変動によって生ずる変動は、波の orbital velocity によって生ずるからこれはすぐ求められる。没水深度の変化によって生ずる変動を簡単に次のように取り扱う。Fig. 3.2.33 は I/R を変化させた場合のプロペラ単独試験より得られた T/T_∞ を I/R に対して示したものである。ここに T_∞ は没水深度が十分に深い場合のプロペラの推力である。この図より I/R ≈ 1.2 の範囲では T/T_∞ が I/R に対して直線的に変化することがわかる。プロペラレーシングの現象も準定常的に考え、このように T/T_∞ が T/R_c に対して直線的に変化するものと考えると、この直線の傾きを知ることができればよい。しかしこれを一般的な形で求めることは複雑であるから、プロペラを回転円盤のように考え、I/R の変化に対して回転円盤の水面積の変化を求めたのが図中黒丸印で示されている。この S/S_∞ の直線の傾きが T/T_∞ の直線の傾きと極めてよく一致している。従ってこのような直線の平均的な傾きを求めて、プロペラレーシング時の推力変動波形を推定することにする。

規則波を

$$\zeta = \zeta_a \cos \omega_e t \quad (1)$$

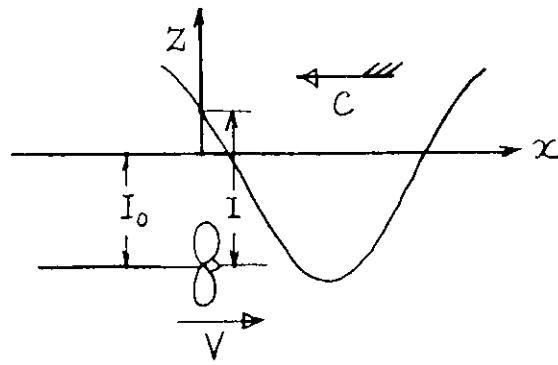
とおく。このときの波粒子速度の水平方向成分 U_p は

$$U_p = -\zeta_a \omega_e k z \cos \omega_e t \quad (2)$$

で与えられるから、これに対応するプロペラの推力変動 T_{f1} は

$$T_{f1} = -k U_p \quad (3)$$

の形で表現される。ただし、k はプロペラの単独特性から求められる定数である⁵⁾。



(1)式をプロペラ中心を基準にして考えると

$$I = I_0 + \zeta \quad (4)$$

ゆえに

$$\frac{I}{R} = \frac{I_0}{R} + \frac{\zeta a}{R} \cos \omega_e t \quad (5)$$

Fig 3.2.33 からプロペラ推力は

$$\begin{aligned} \frac{T}{T_{\infty}} &= a \frac{I}{R} + b & (\frac{I}{R} < 1.2) \\ &= 1 & (\frac{I}{R} \geq 1.2) \end{aligned} \quad (6)$$

と表現できるものとする。従って没水深度の変化によって生ずる推力変動 T_f2 は

$$\begin{aligned} T_{f2} &= \{ a \frac{I}{R} + b \} T_{\infty} - T_{\infty} & (\frac{I}{R} < 1.2) \\ &= 0 & (\frac{I}{R} \geq 1.2) \end{aligned} \quad (7)$$

で与えられる。(5)式を(7)式に代入すると

$$\begin{aligned} T_{f2} &= a \frac{\zeta a}{R} \cos \omega_e t \cdot T_{\infty} + \{ a \frac{I_0}{R} + b \} T_{\infty} - T_{\infty} \\ &= a \frac{\zeta a}{R} \cos \omega_e t \cdot T_{\infty} \end{aligned} \quad (8)$$

よって(3)式と(8)式とを合成した推力変動 T_f は

$$\begin{aligned} T_f &= T_{f1} + T_{f2} = -k U_p + a \frac{\zeta a}{R} \cos \omega_e t \cdot T_{\infty} & (\frac{I}{R} < 1.2) \\ &= -k U_p & (\frac{I}{R} \geq 1.2) \end{aligned} \quad (9)$$

この方法で推力変動のタイムヒストリーを計算し、実験時のタイムヒストリーと比較した結果が Fig 3.2.34 である。この図から J が大きい場合の推力変動波形は、この計算法で十分推定できることがわかる。 J が小さい場合に計算値と実験値との相違が大きいのは、 I/R が 1.2 より大きい所から T/T_{∞} の値が低下し出すためと、プロペラが水面から出る場合と入る場合とで、空気の吸い込みなどが原因して推力変動波形に非対称性が現れるものと考えられる。

この方法による $J = 0.5$ 一定で、波高 w を変化させた場合のプロペラ推力変動 T_f の計算値と実験値との比較を Fig 3.2.35 に示す。また Fig 3.2.36 は J をパラメーターにして波高を変化させた場合の推力変動の計算結果を示してある。

Fig 3.2.37 は波高を 8cm 一定にして J を変化させた場合の推力変動 T_f の計算値と実験値との比較を示したものであり、全体的に実験結果をよく説明しうるものであることがわかる。

上記の方法で規則波中ににおけるプロペラレーシング時の推力変動量を簡単に推定することができるが、トルクや回転数の変動についての検討が更に必要であると考えられる。

参考文献

- 日本造船研究協会 第125研究部会：超高速コンテナ船の耐波性に関する研究報告書、研究資料 No.188

(昭49・3)

- 2) 同 上, 研究資料No.211 (昭50・3)
- 3) 中村彰一, 細田龍介, 内藤 林: コンテナ船の波浪中推進性能に関する研究(第3報), 関西造船協会誌, 第158号(昭50・9)
- 4) 中村彰一, 細田龍介, 内藤 林, 井上盛夫: コンテナ船の波浪中推進性能に関する研究(第4報), 関西造船協会誌, 第159号(昭50・12) P129
- 5) 中村彰一, 内藤 林, 井上隆一: 波浪中におけるプロペラ単獨特性と負荷変動について, 関西造船協会誌, 第159号(昭50・12) P41
- 6) M. F. van Sluijs: Performance and Propeller Load Fluctuations of a Ship in Waves, Netherlands Ship Research Centre TNO Rep. No. 163S (Feb 1972)
- 7) J. Gerritsma and W. Beukelman: Analysis of the Resistance Increase in Waves of a Fast Cargo Ship, I. S. P. Vol. 19 No. 217 (Sept 1972) P285

CONTAINER SHIP MODEL
THRUST INCREASE IN REGULAR HEAD WAVES

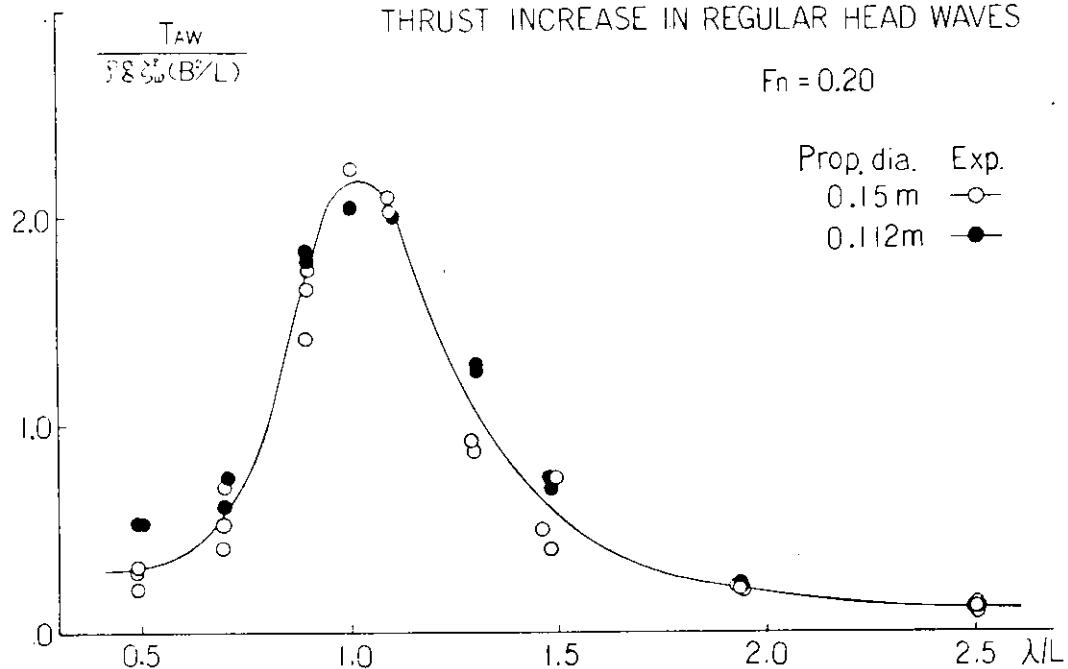


Fig. 3.2.1 正面規則波中推力増加係数 (コンテナ船型)

TORQUE INCREASE IN REGULAR HEAD WAVES

$F_n = 0.20$

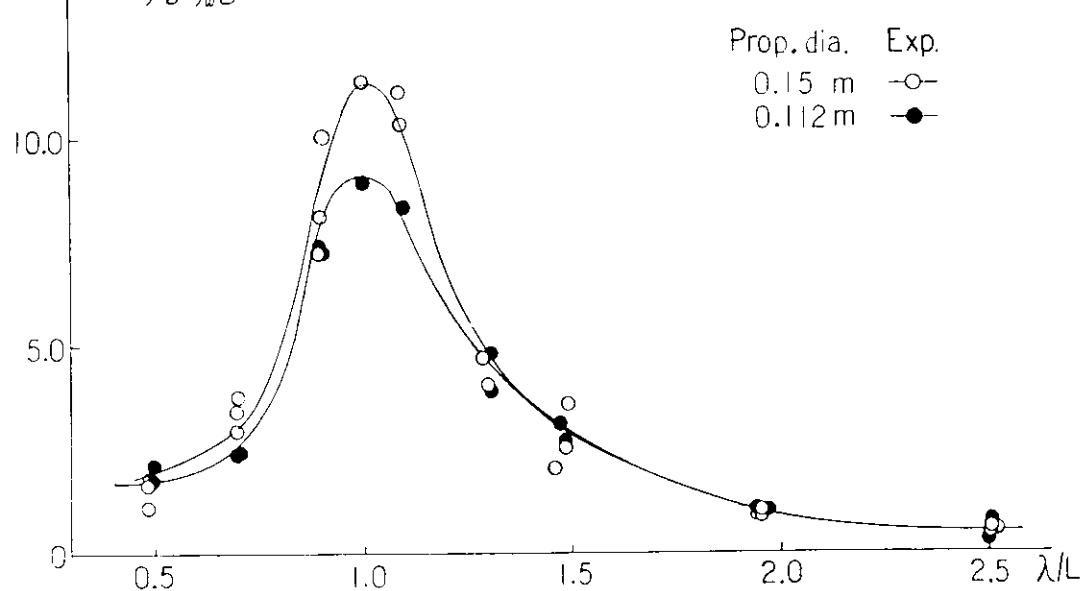


Fig. 3.2.2 正面規則波中トルク増加係数 (コンテナ船型)

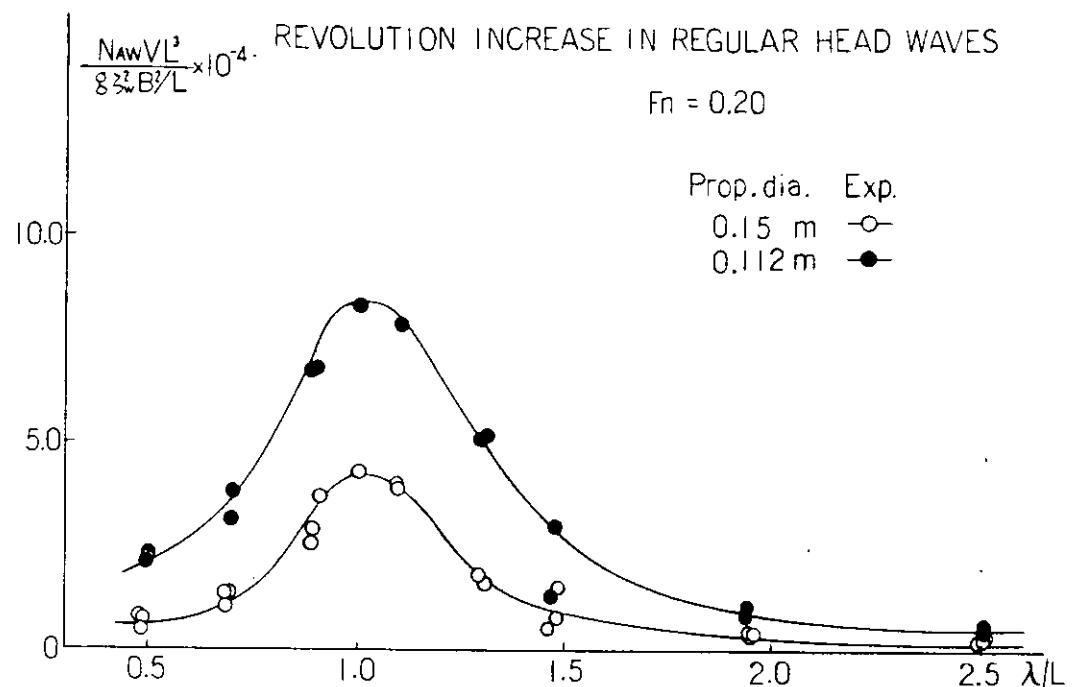


Fig. 3.2.3 正面規則波中回転数増加係数（コンテナ船型）

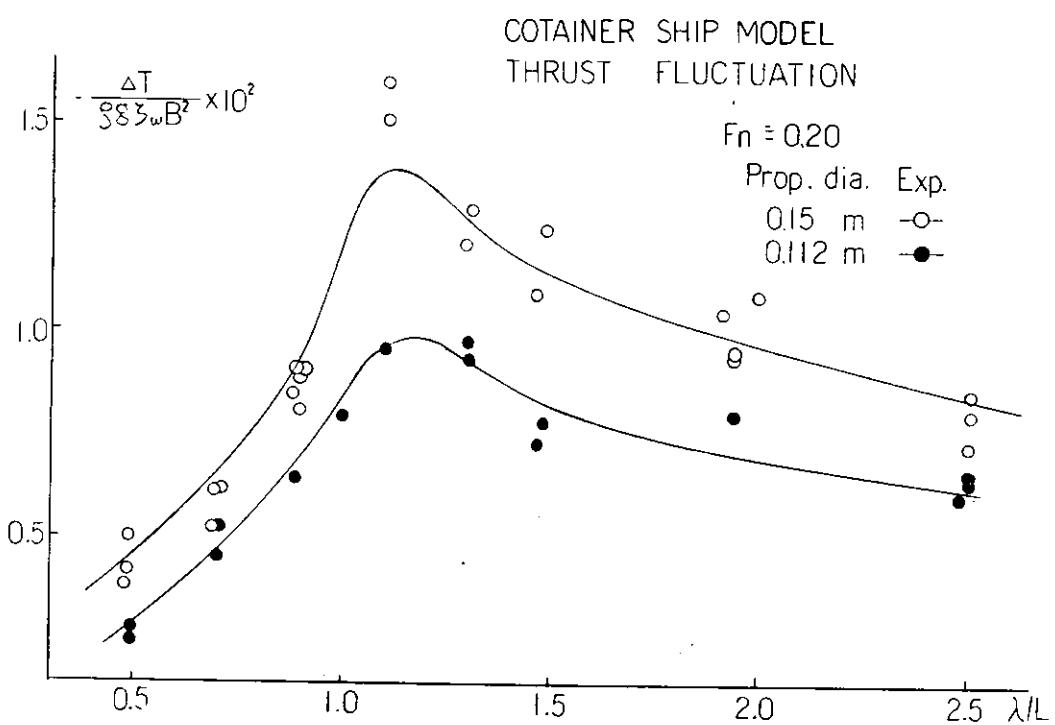


Fig. 3.2.4 正面規則波中の推力変動（コンテナ船）

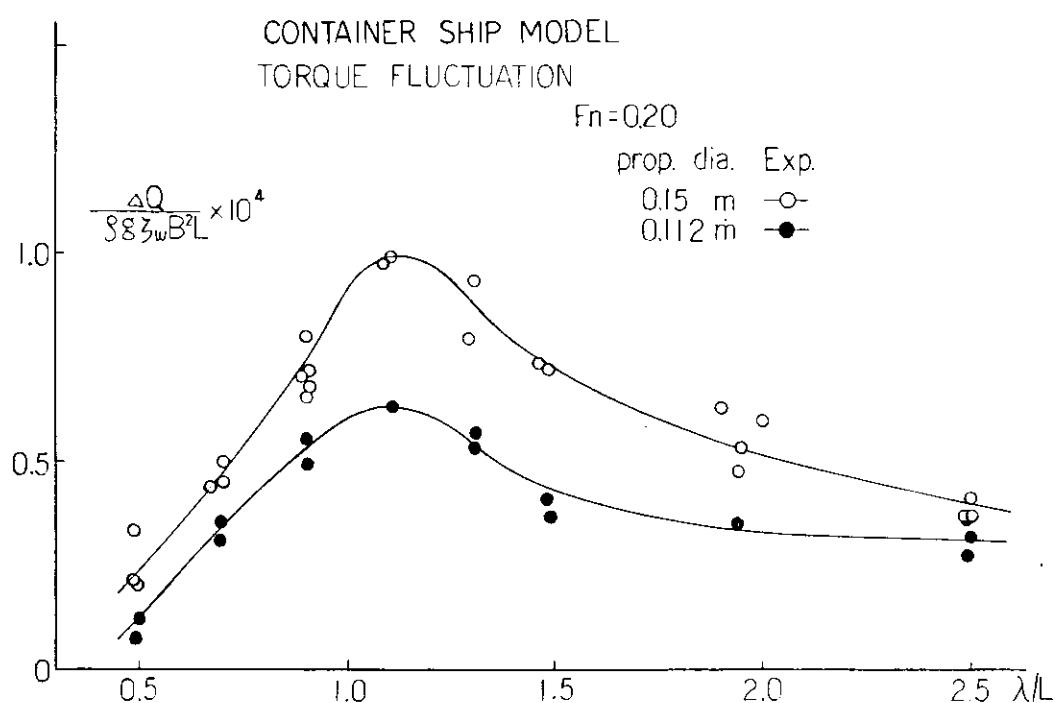


Fig. 3.2.5 正面規則波中のトルク変動（コンテナ船型）

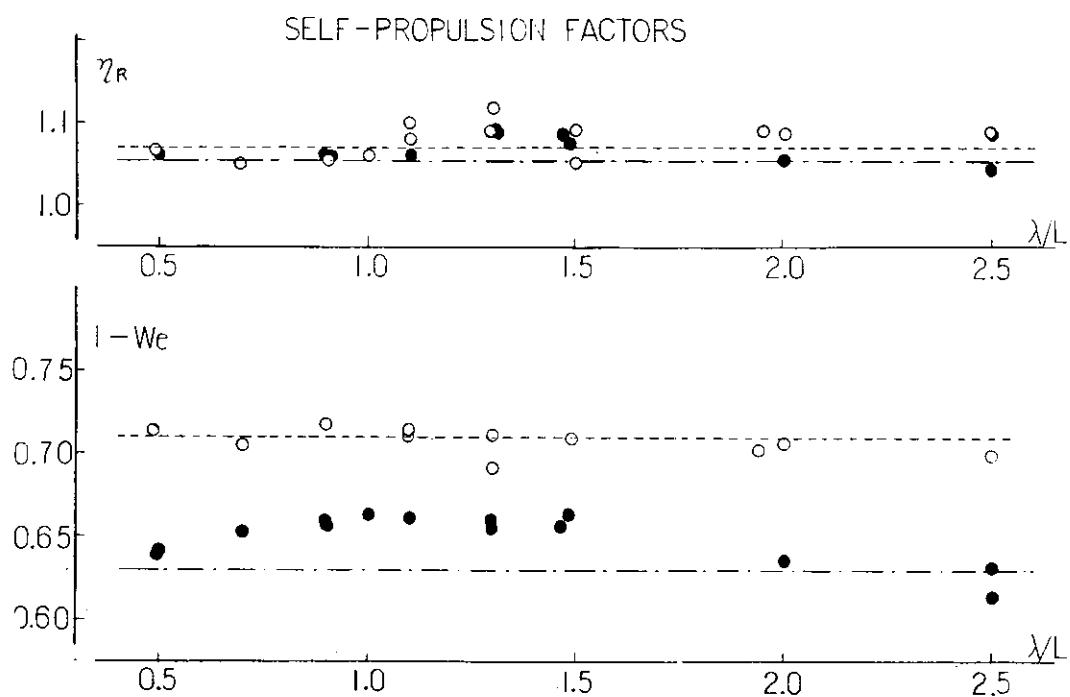


Fig. 3.2.6(1) 正面規則波中自航要素（コンテナ船型）

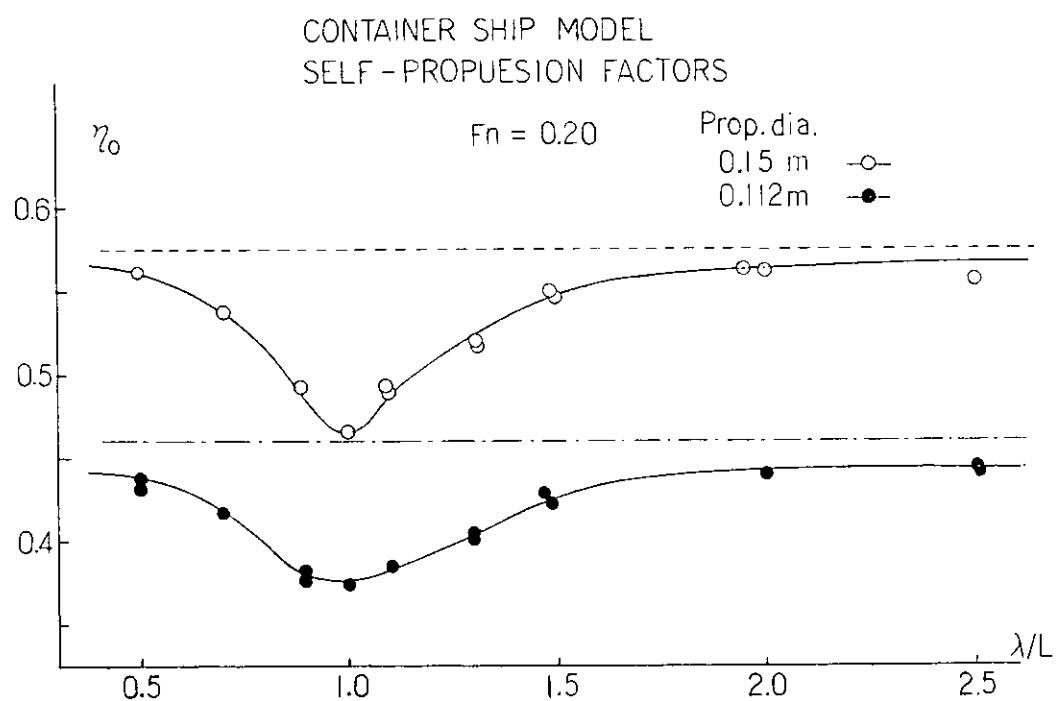


Fig 3.2.6(2) 正面規則波中自航要素 (コンテナ船型)

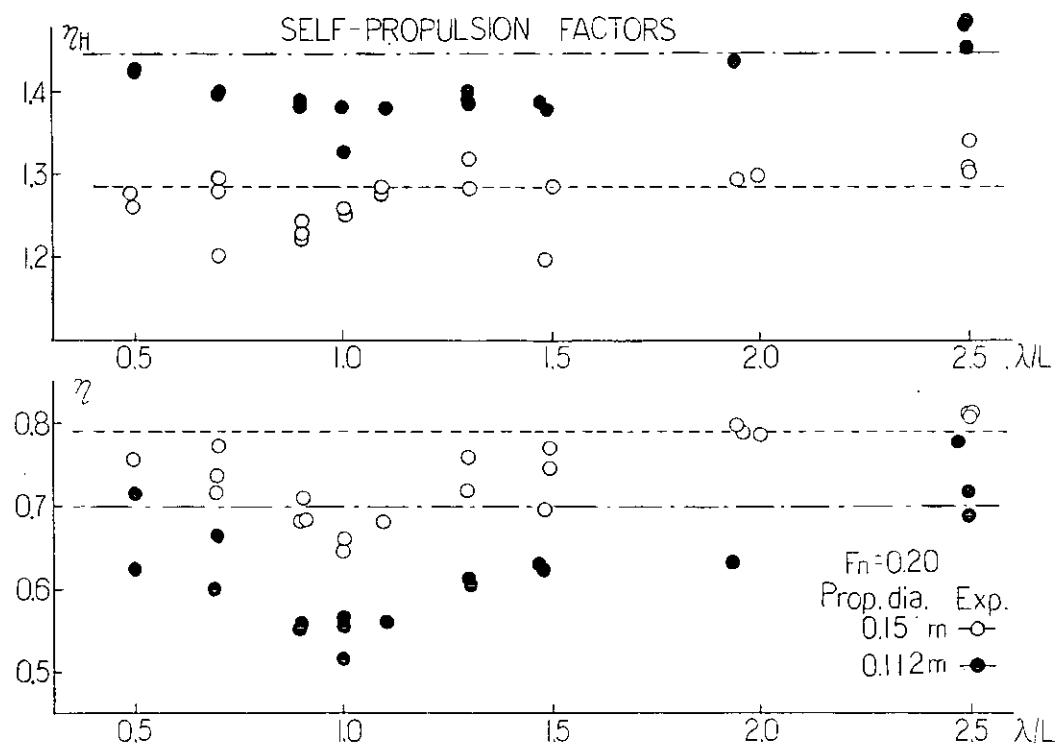


Fig 3.2.6(3) 正面規則波中自航要素 (コンテナ船型)

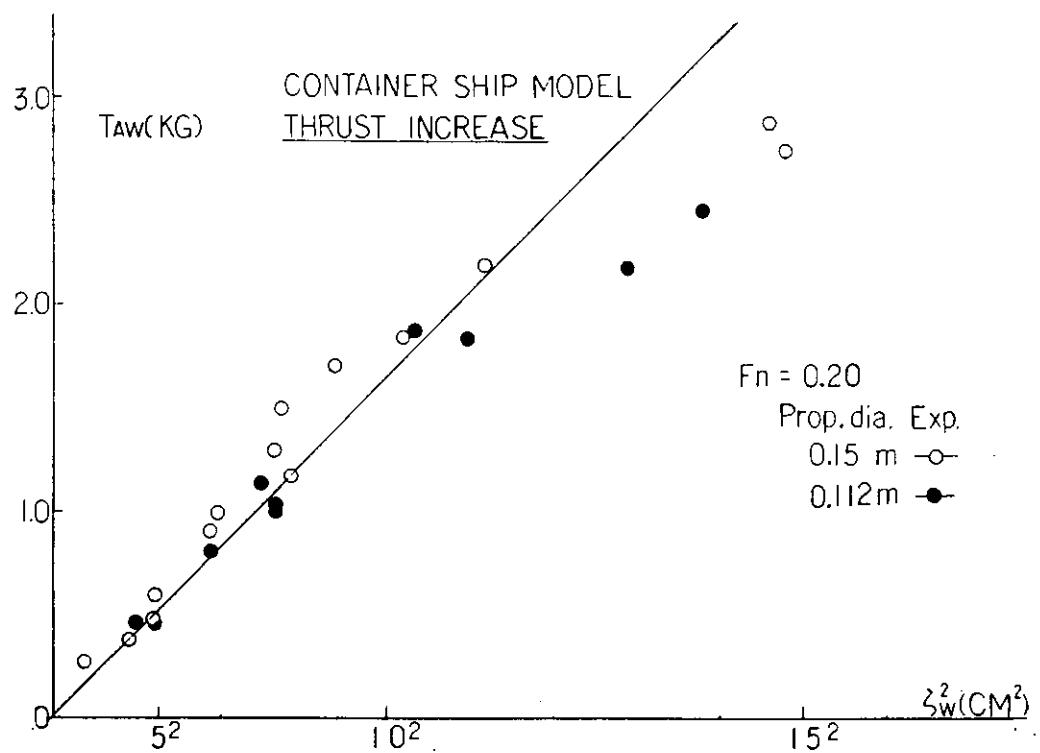


Fig 3.2.7 正面規則波中推力増加に対する波高影響 (コンテナ船型)

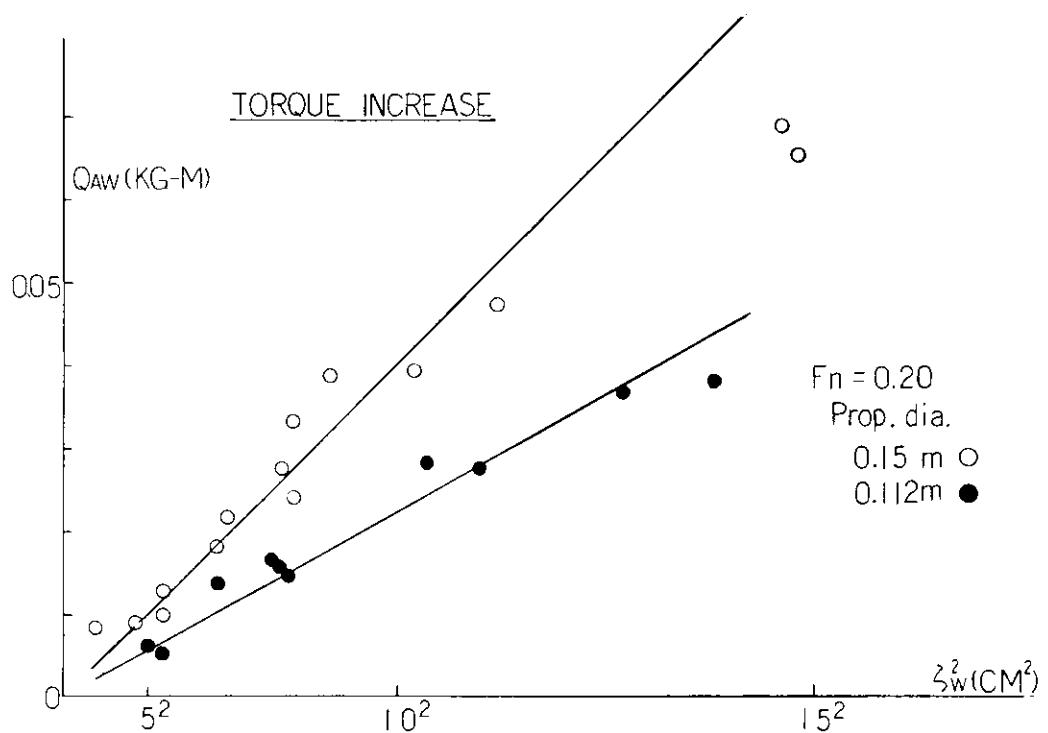


Fig 3.2.8 正面規則波中トルク増加に対する波高影響 (コンテナ船型)

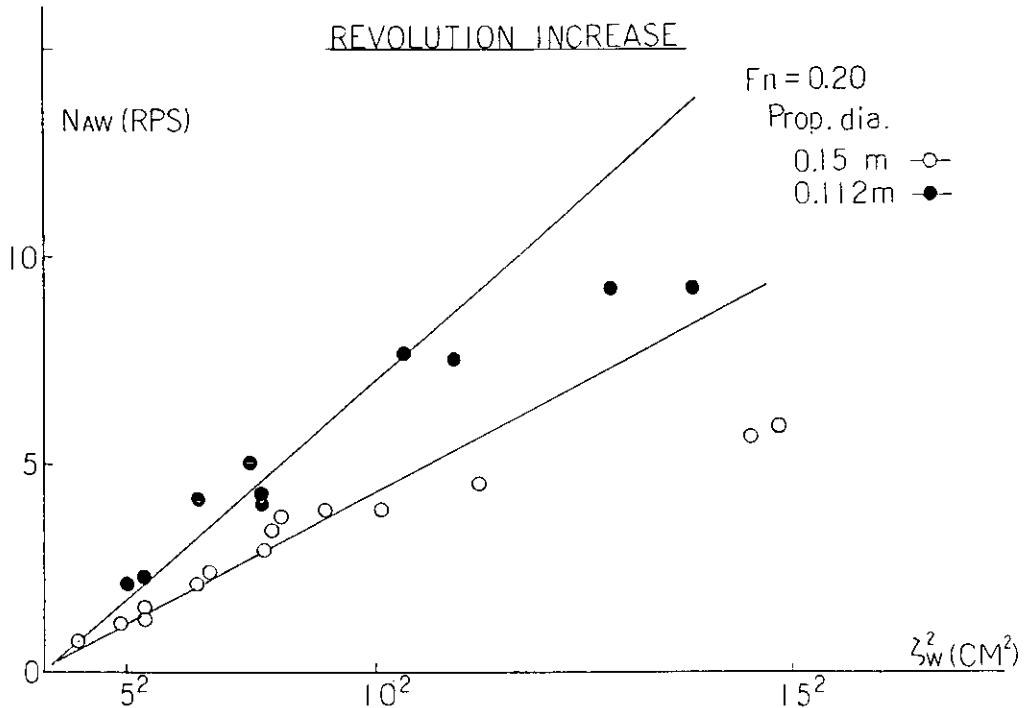


Fig. 3.2.9 正面規則波中回転数増加に対する波高影響 (コンテナ船型)

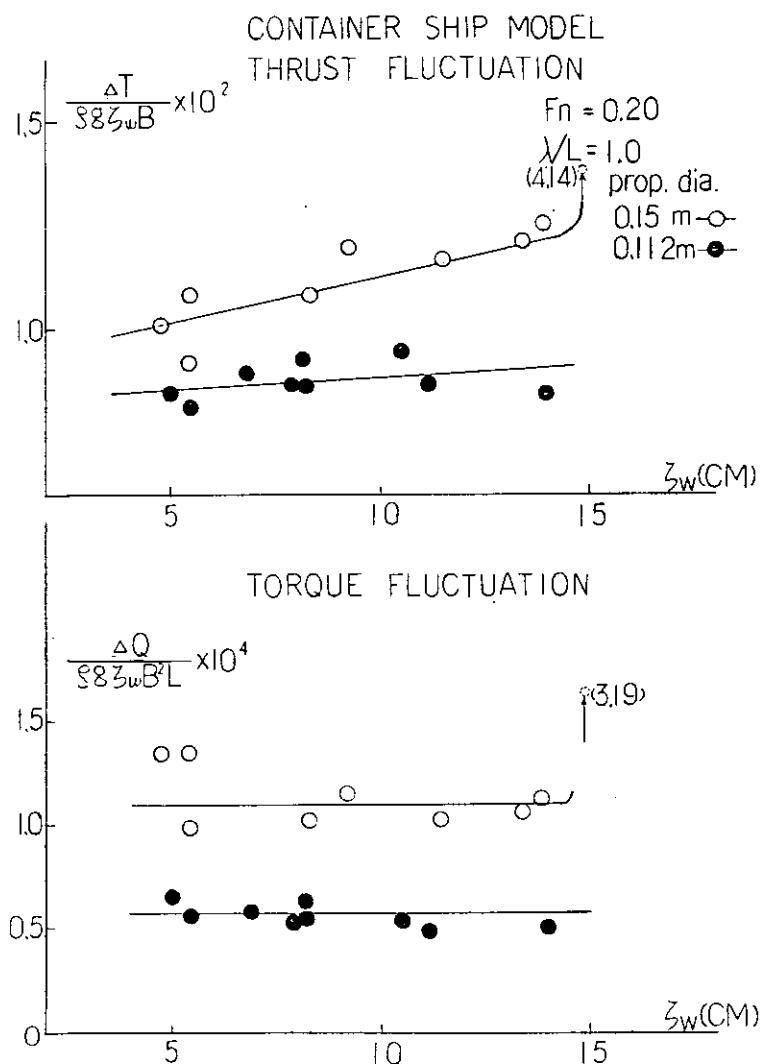


Fig. 3.2.10 正面規則波中の推力、トルク変動に対する波高影響 (コンテナ船型)

CONTAINER SHIP MODEL
SELF-PROPELLION FACTORS

$F_n = 0.20 \lambda/L = 1.0$

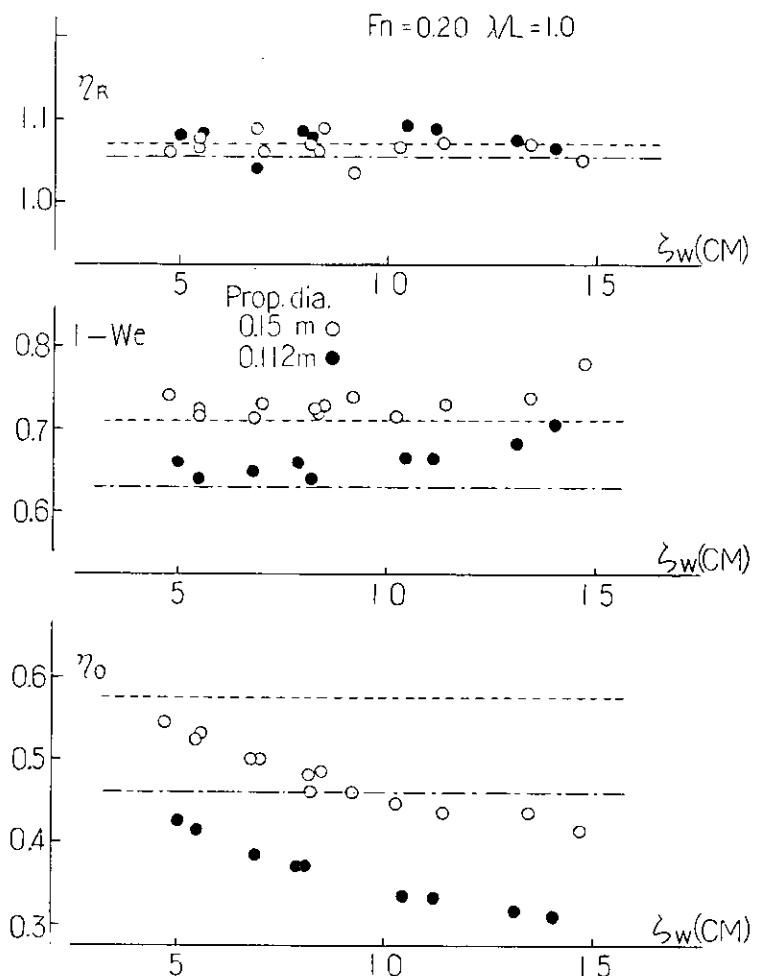


Fig. 3.2.11 正面規則波中自航要素に対する波高影響 (コンテナ船型)

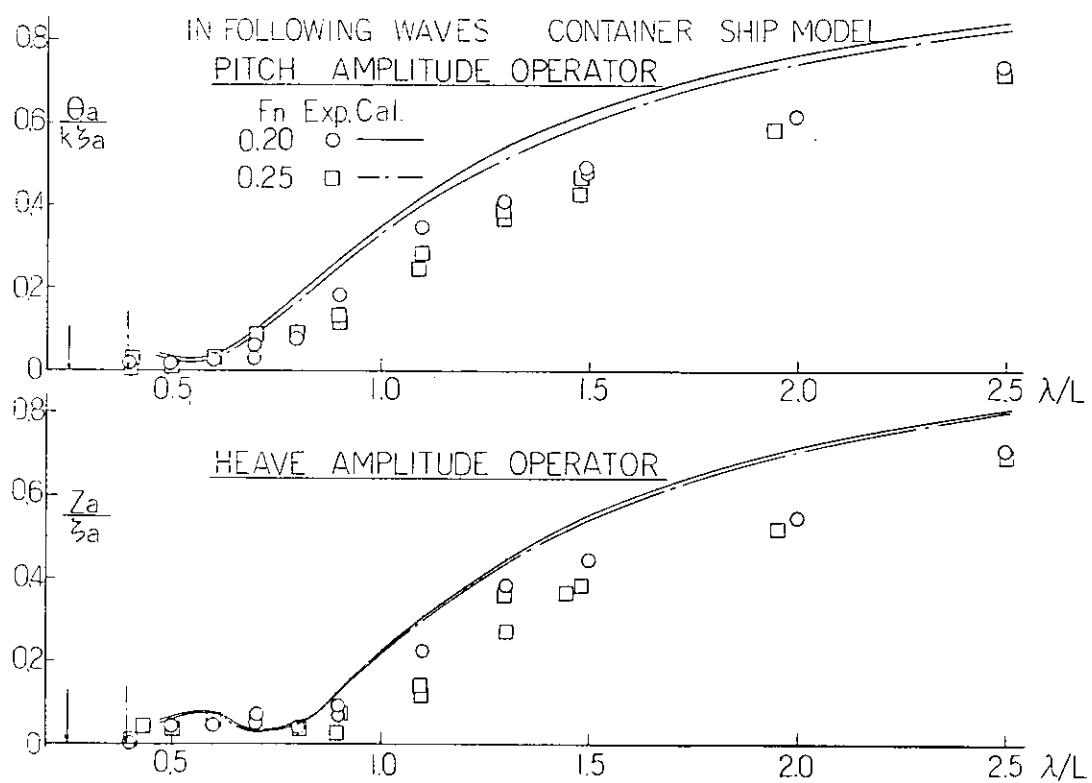


Fig. 3.2.12 追波中の縦搖、上下搖 (コンテナ船型)

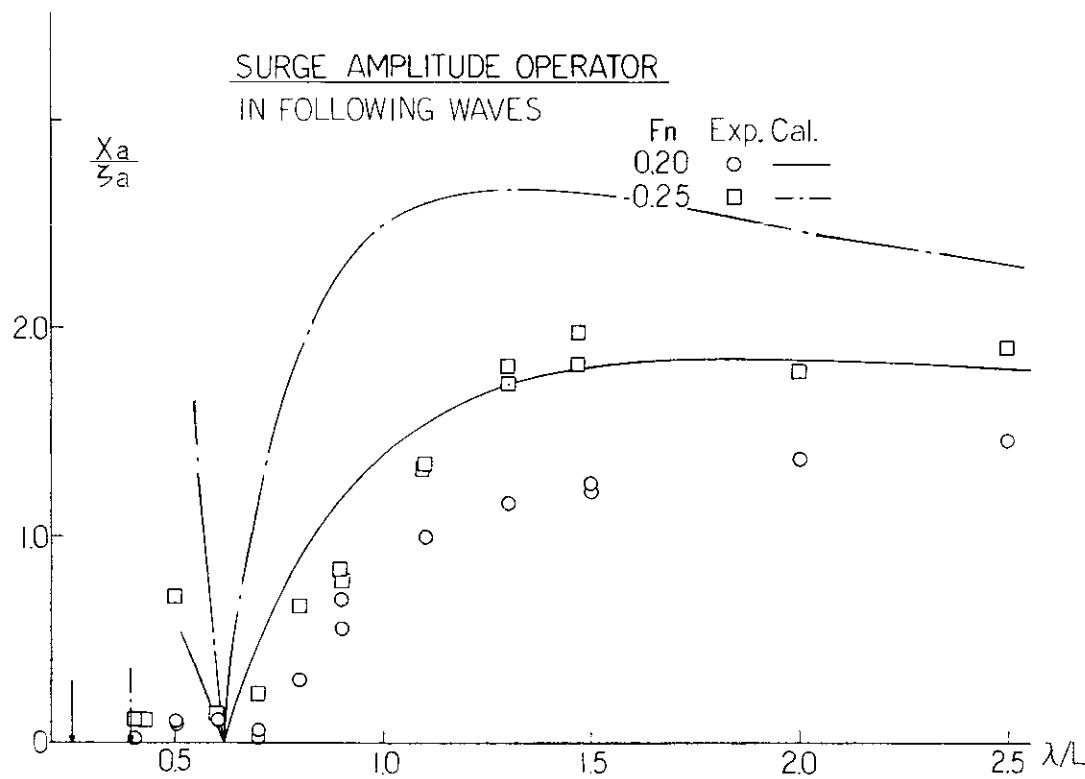


Fig. 3.2.13 追波中の前後揺 (コンテナ船型)

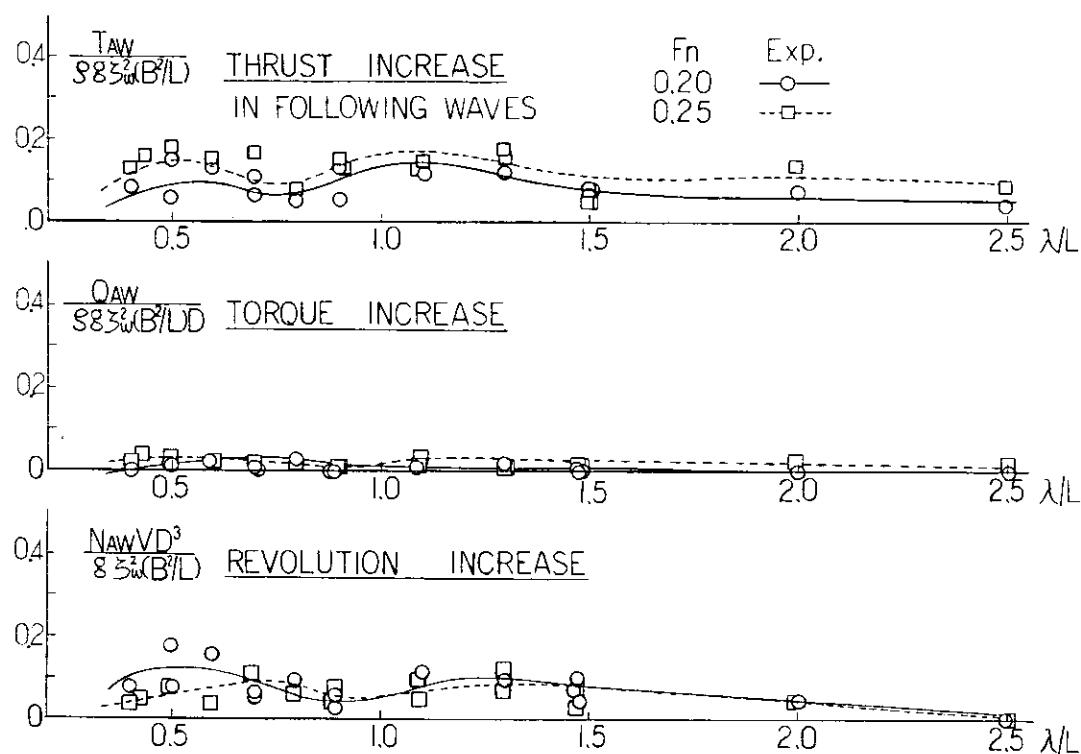


Fig. 3.2.14 追波中の推力、トルク、回転数增加係数 (コンテナ船型)

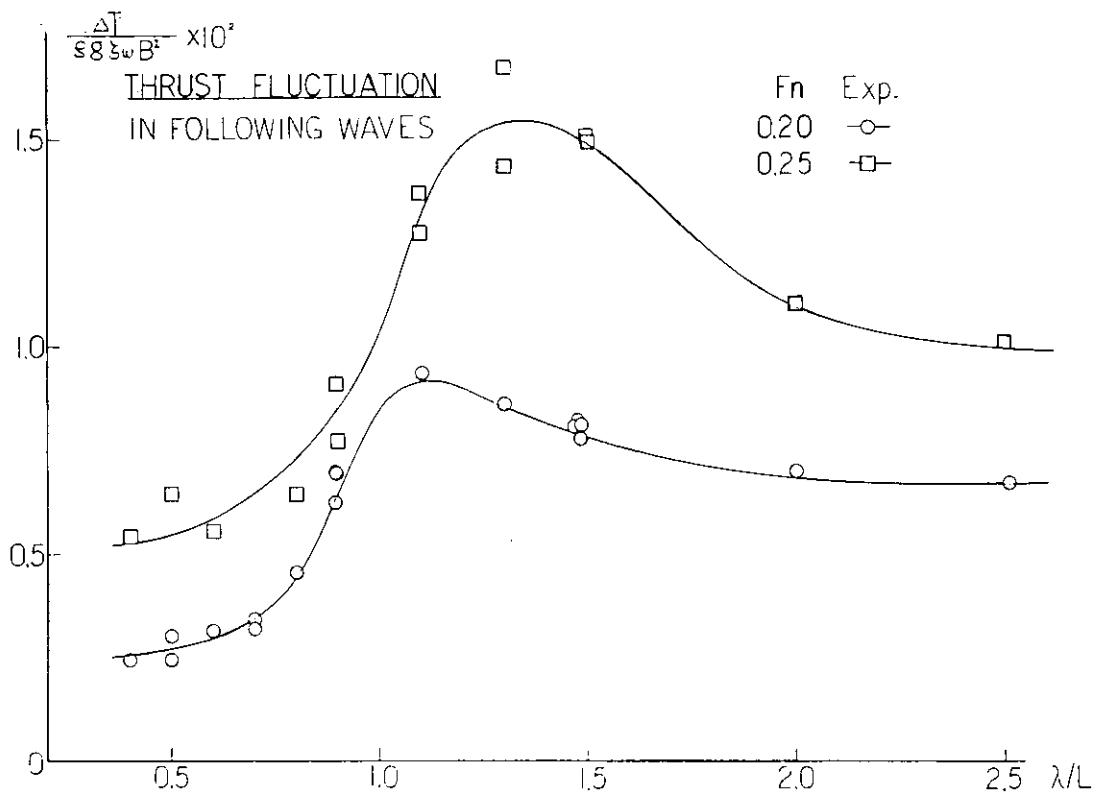


Fig. 3. 2.15 追波中の推力変動(コンテナ船型)

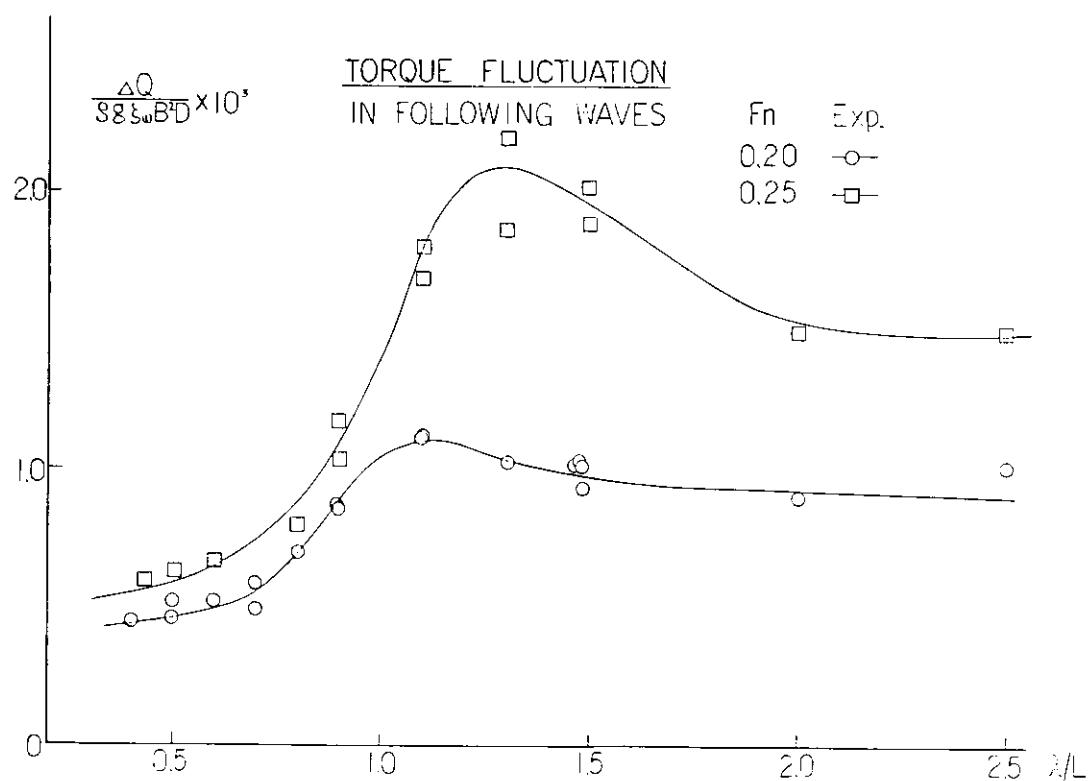


Fig. 3. 2.16 追波中のトルク変動(コンテナ船型)

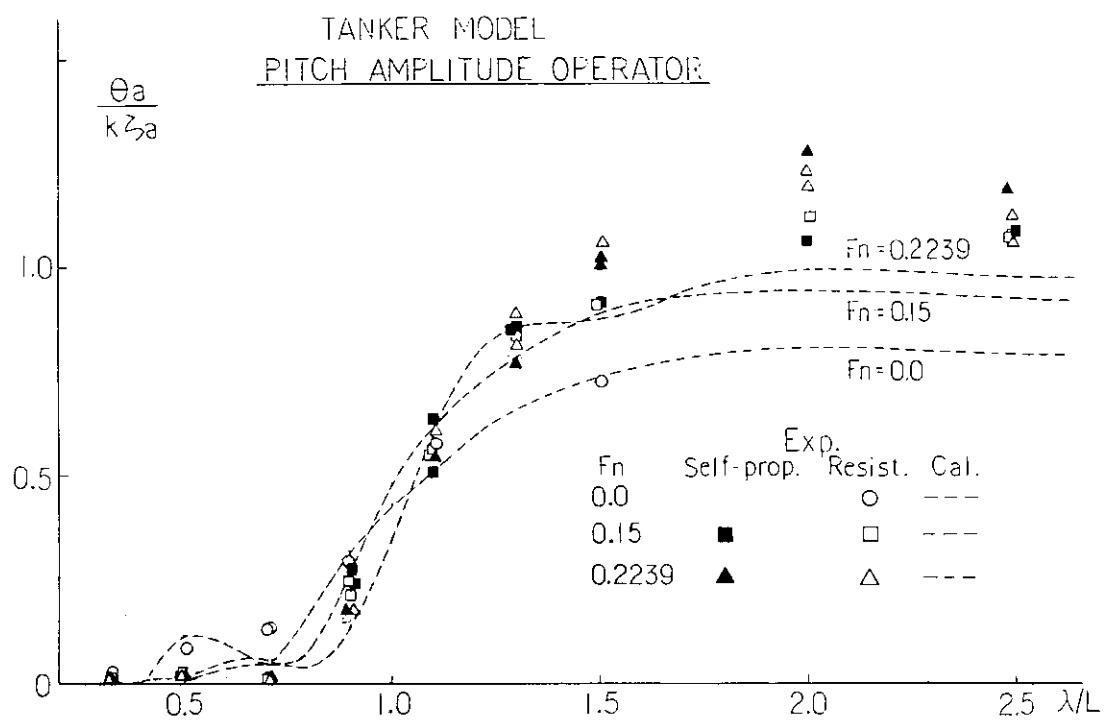


Fig. 3.2.17 正面規則波中の縦揺振幅 (タンカー船型)

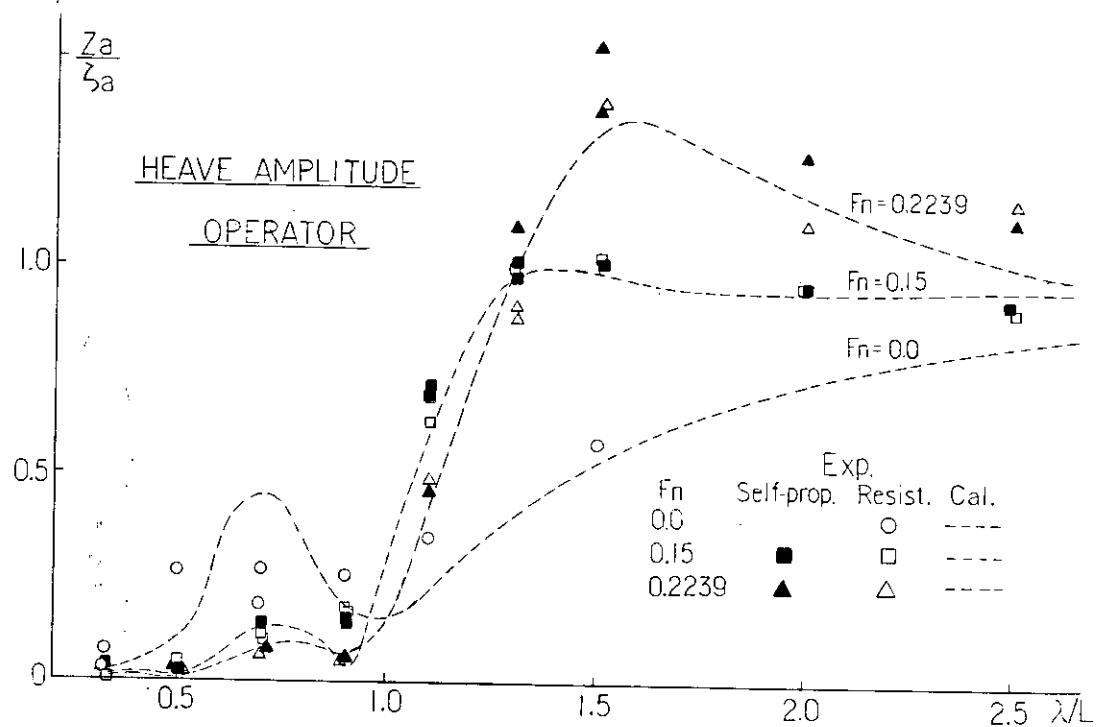


Fig. 3.2.18 正面規則波中の上下揺振幅 (タンカー船型)

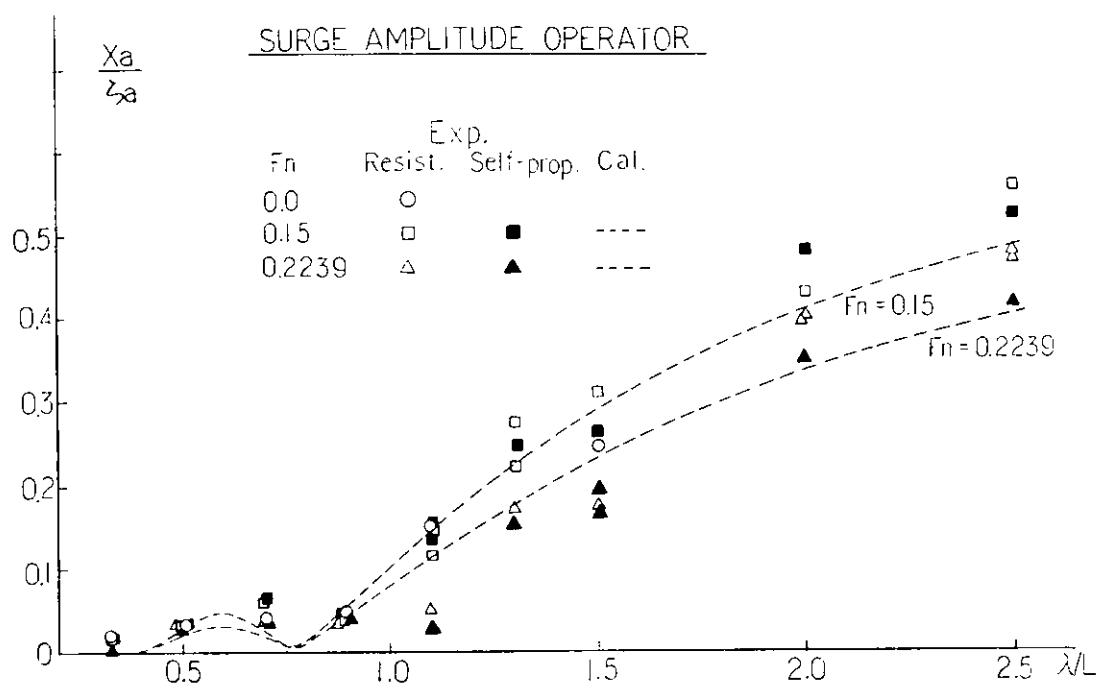


Fig. 3. 2.19 正面規則波中の前後揺振幅（タンカー船型）

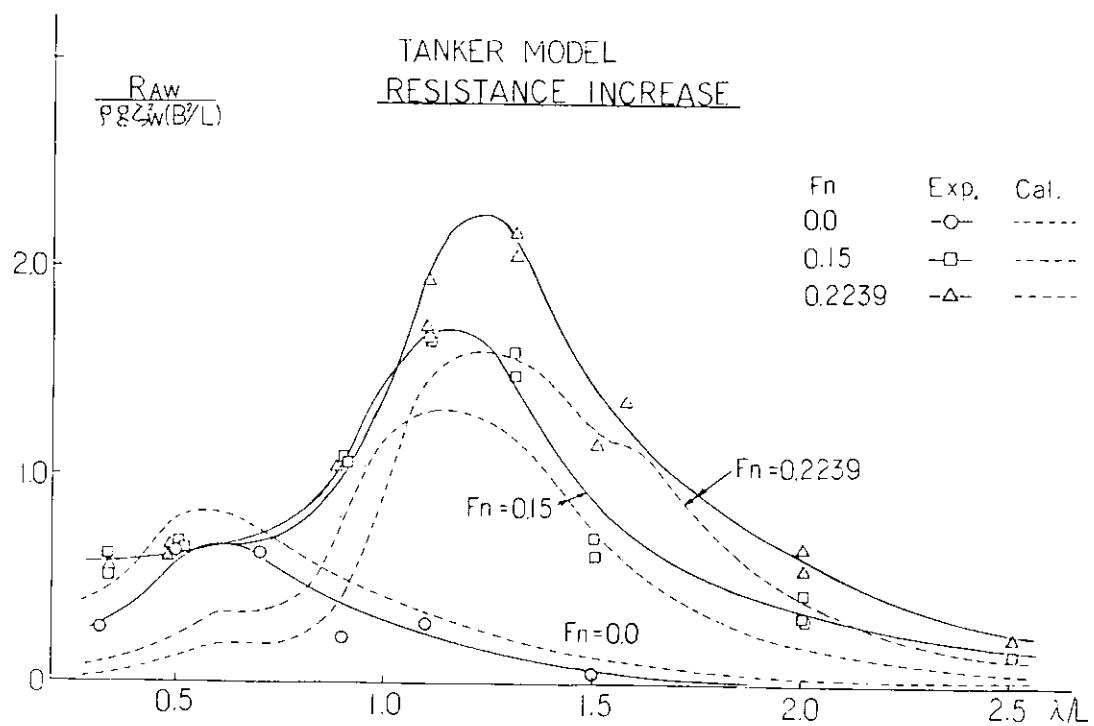


Fig. 3. 2.20 正面規則波中の抵抗増加係数（タンカー船型）

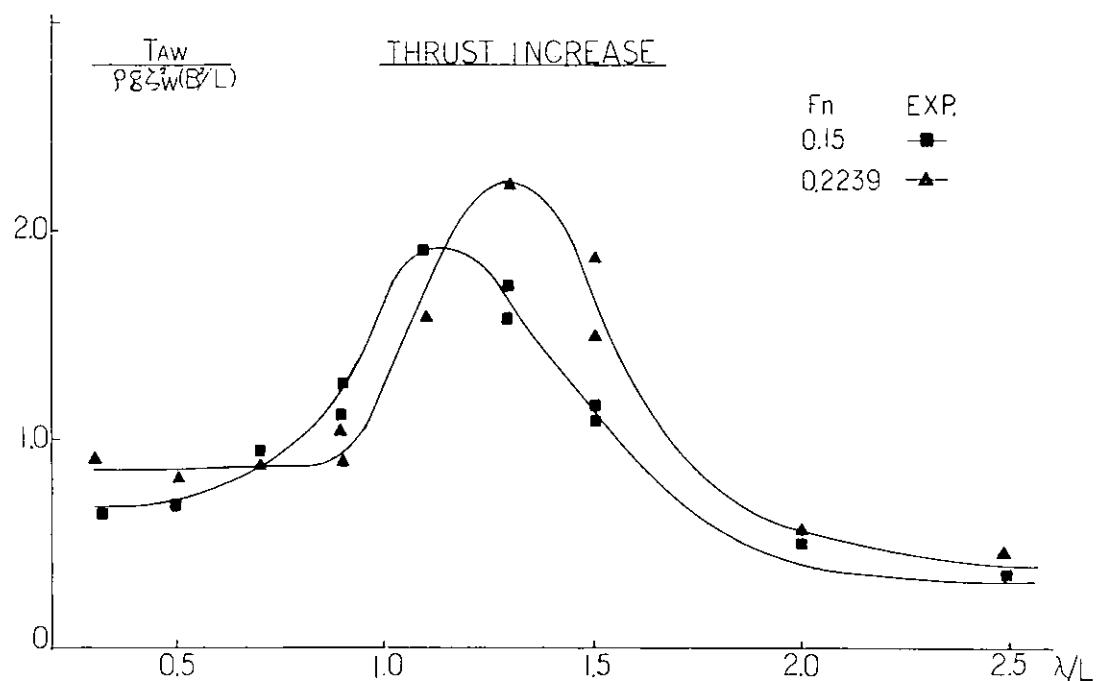


Fig. 3.2.21 正面規則波中の推力増加係数（タンカー船型）

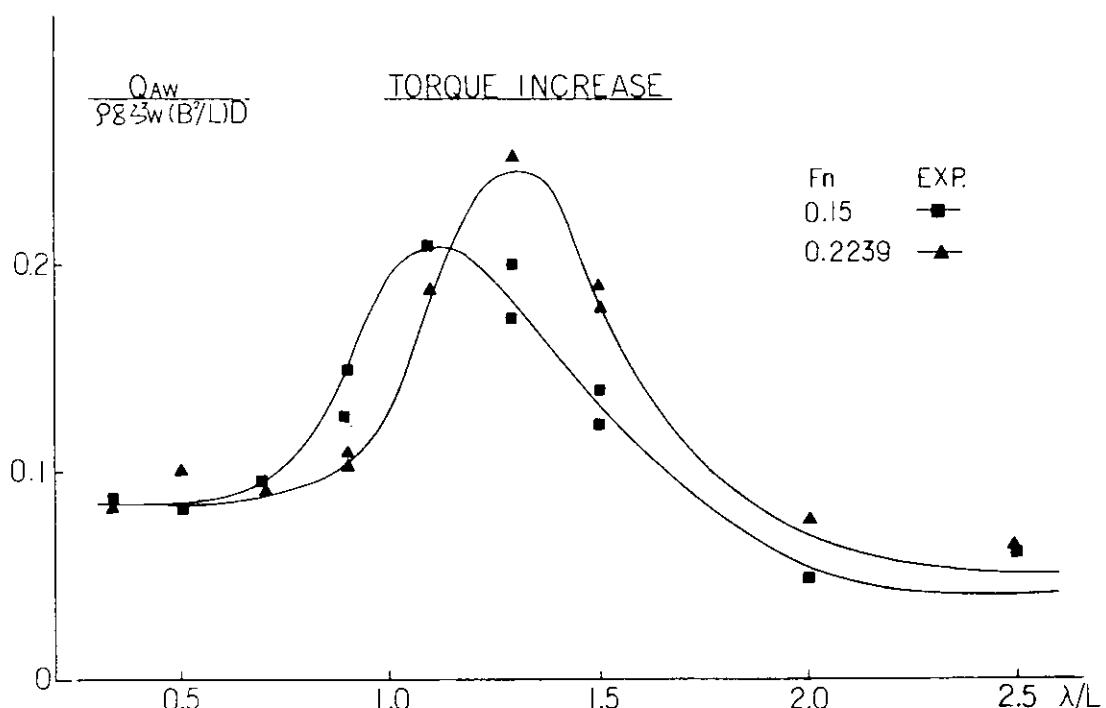


Fig. 3.2.22 正面規則波中のトルク増加係数（タンカー船型）

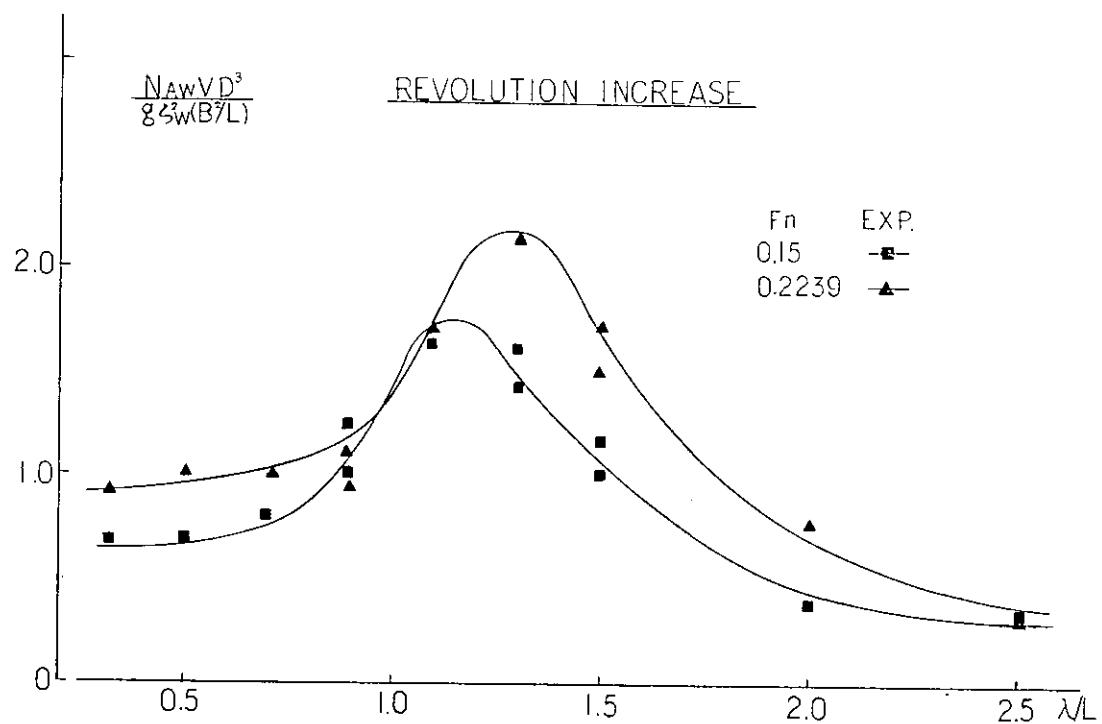


Fig 3.2.23 正面規則波中の回転数増加係数 (タンカー船型)

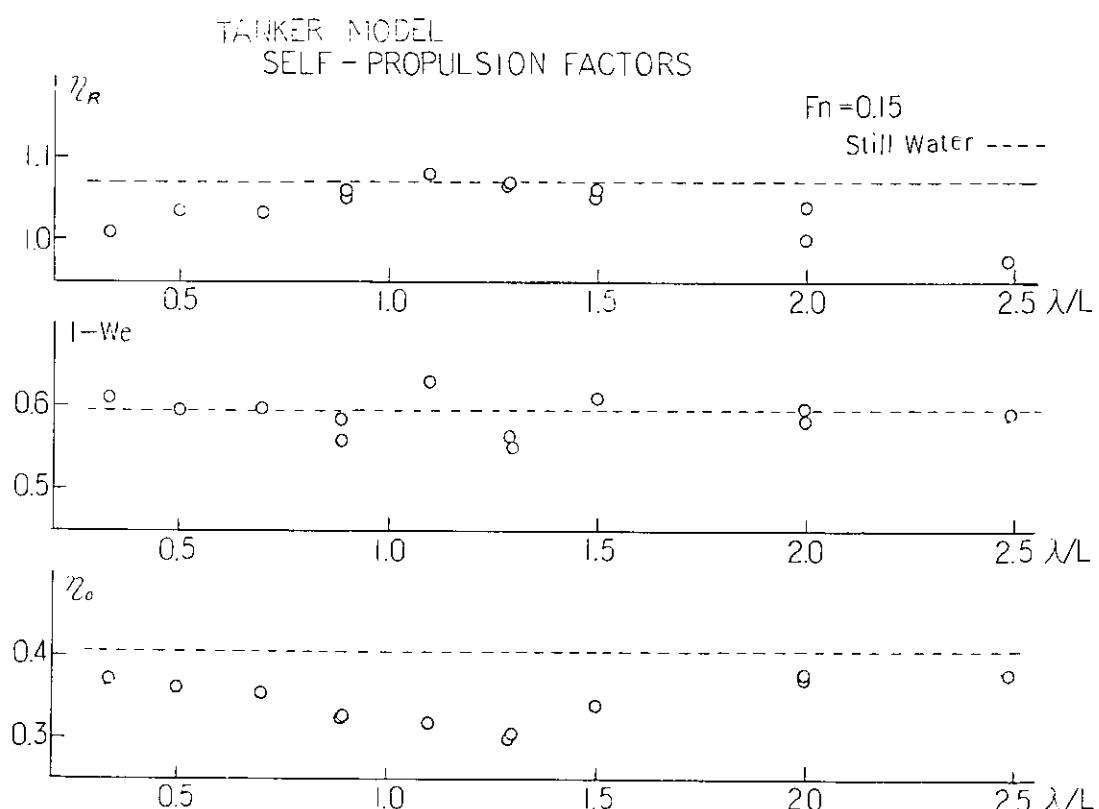


Fig 3.2.24 正面規則波中自航要素 (タンカー船型)

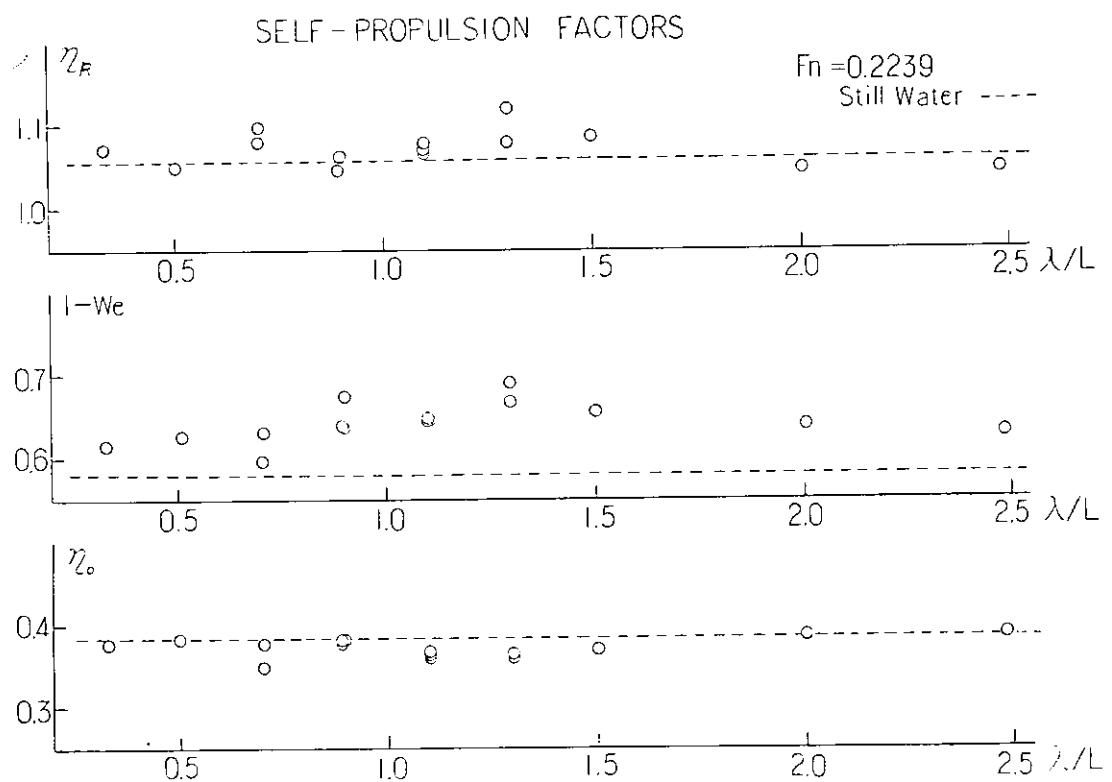


Fig. 3.2.25 正面規則波中自航要素 (タンカー船型)

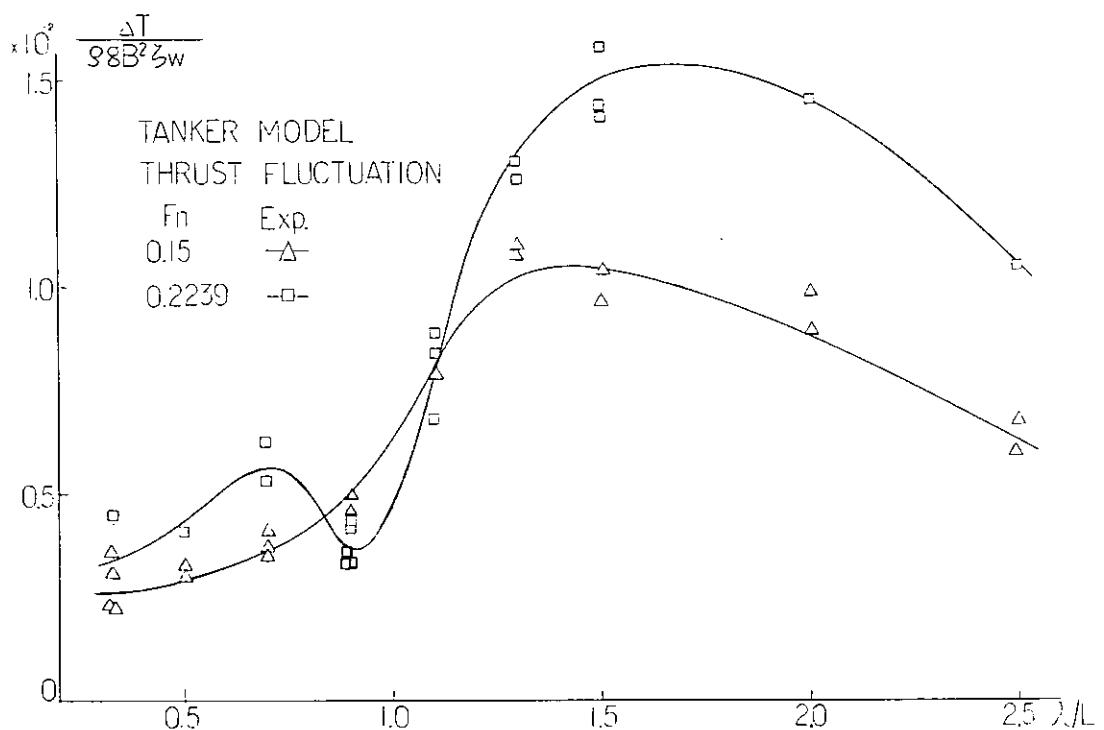


Fig. 3.2.26 正面規則波中の推力変動 (タンカー船型)

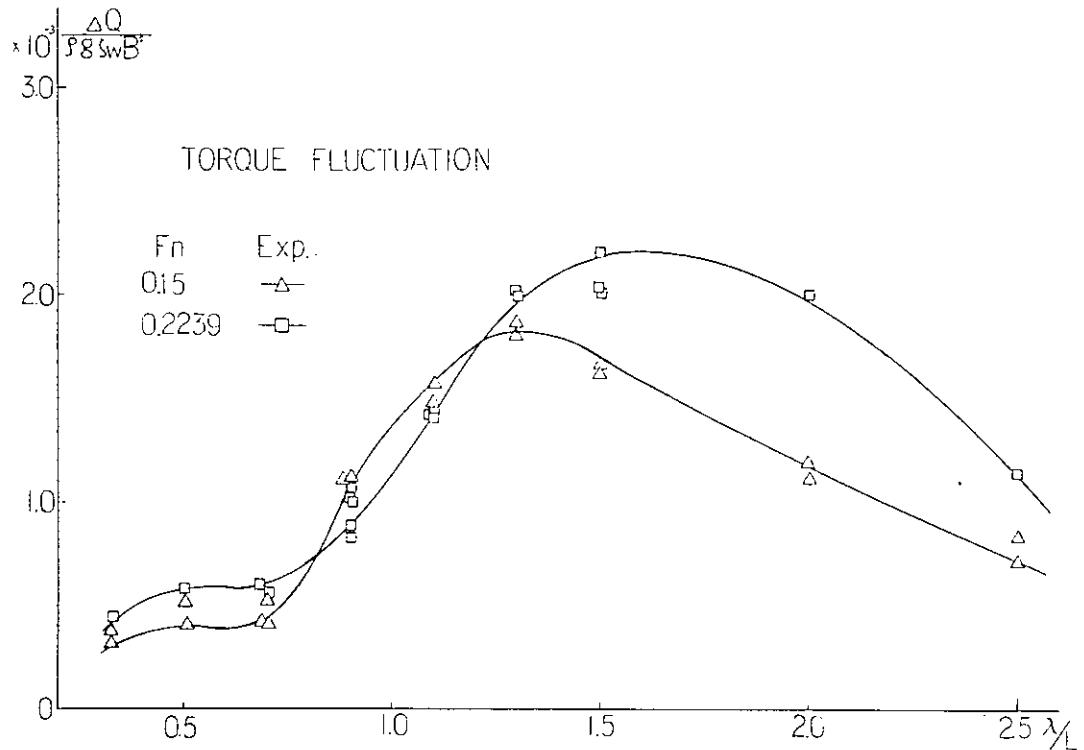


Fig. 3.2.27 正面規則波中のトルク変動（タンカー船型）

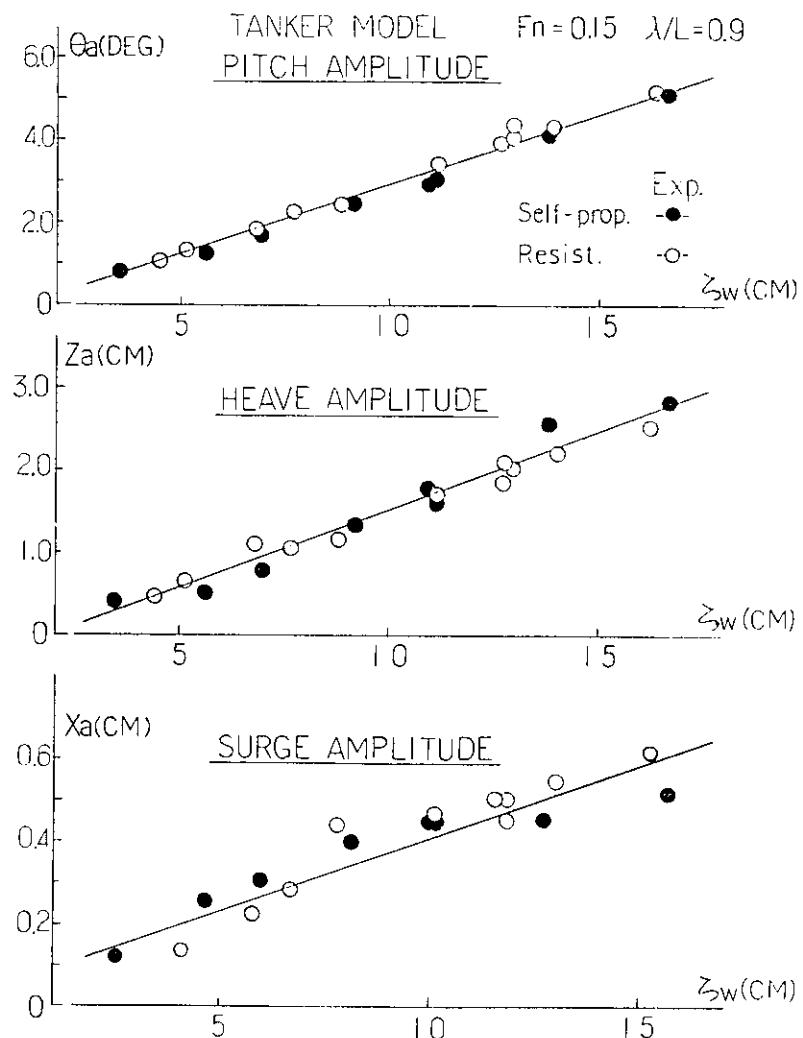


Fig. 3.2.28 正面規則波中の縦搖、上下搖、前後搖振幅に対する波高影響（タンカー船型）

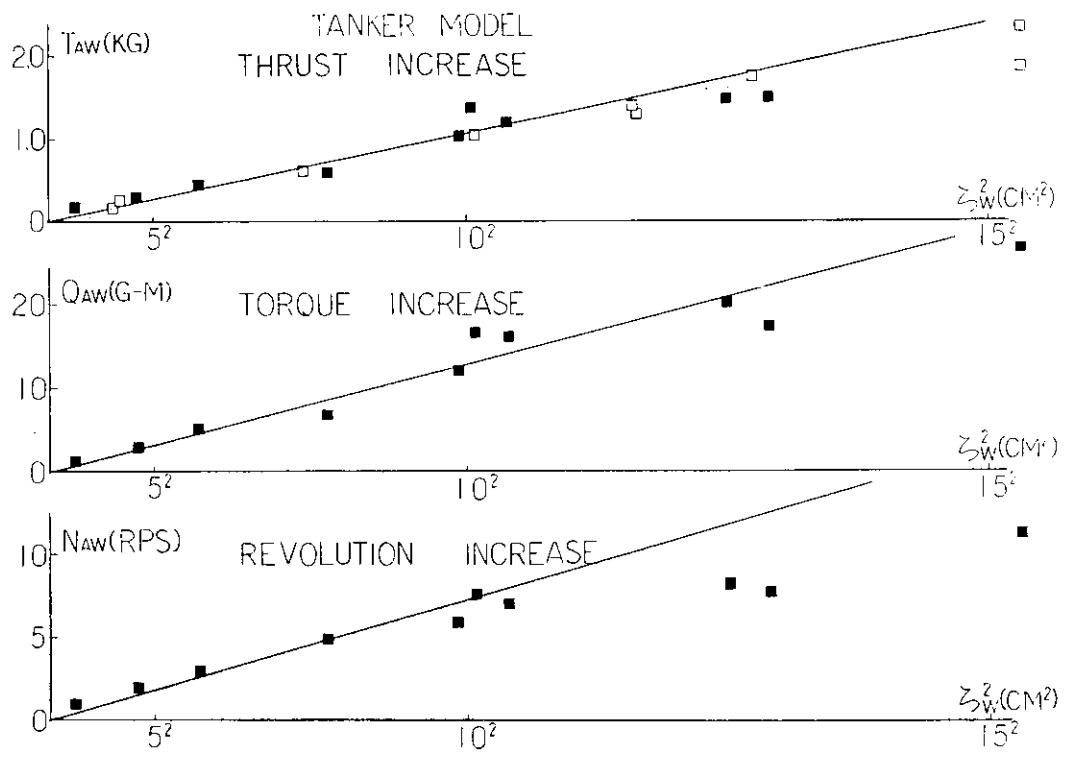


Fig 3. 2.29 正面規則波中の推力、トルク、回転数增加
に対する波高影響 (タンカー船型)

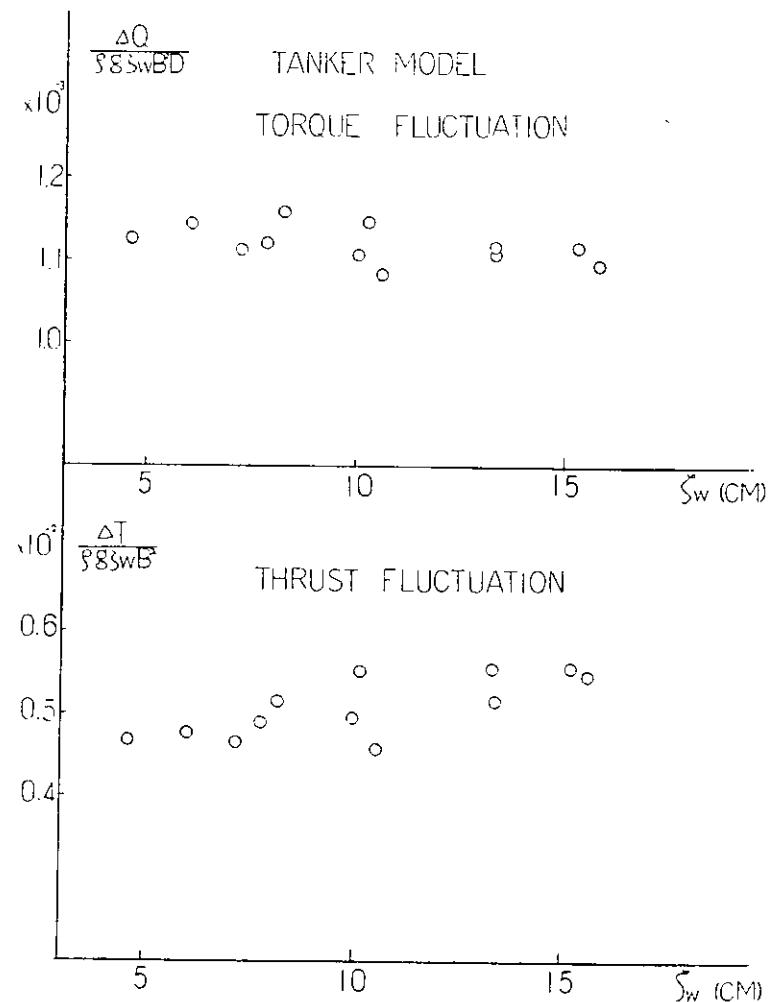


Fig 3. 2.30 正面規則波中の推力、トルク変動
に対する波高影響 (タンカー船型)

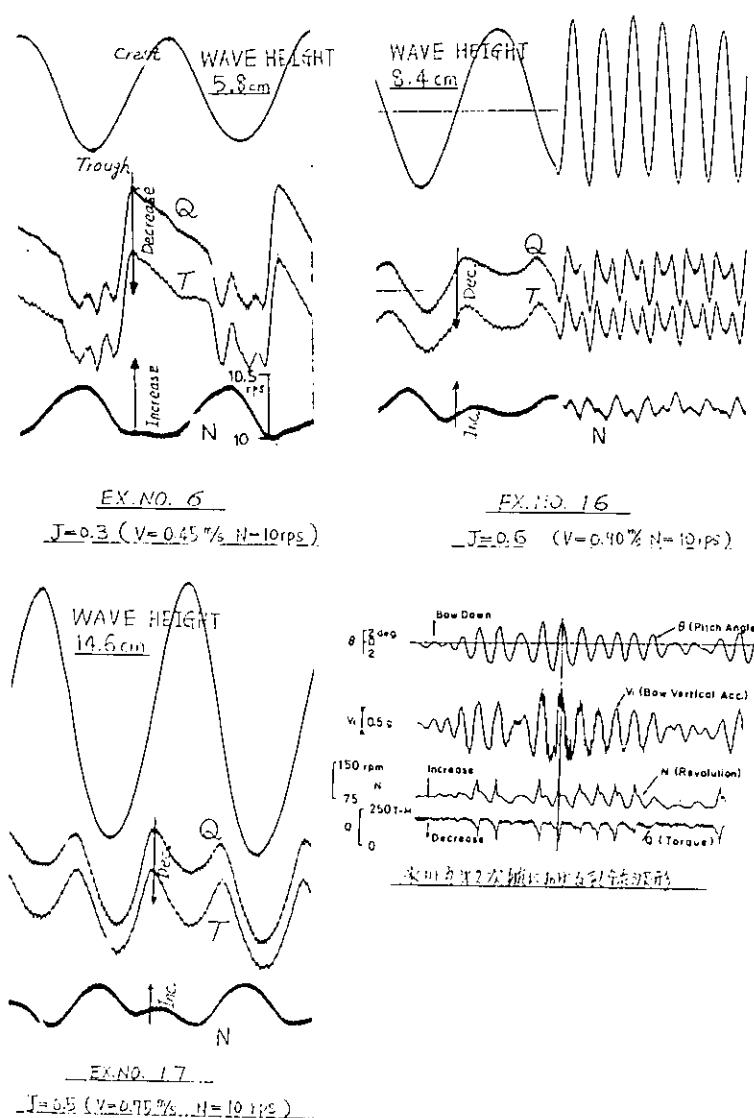


Fig. 3.2.31 プロペラレーシング時の推力、トルク、回転数の記録波形の例

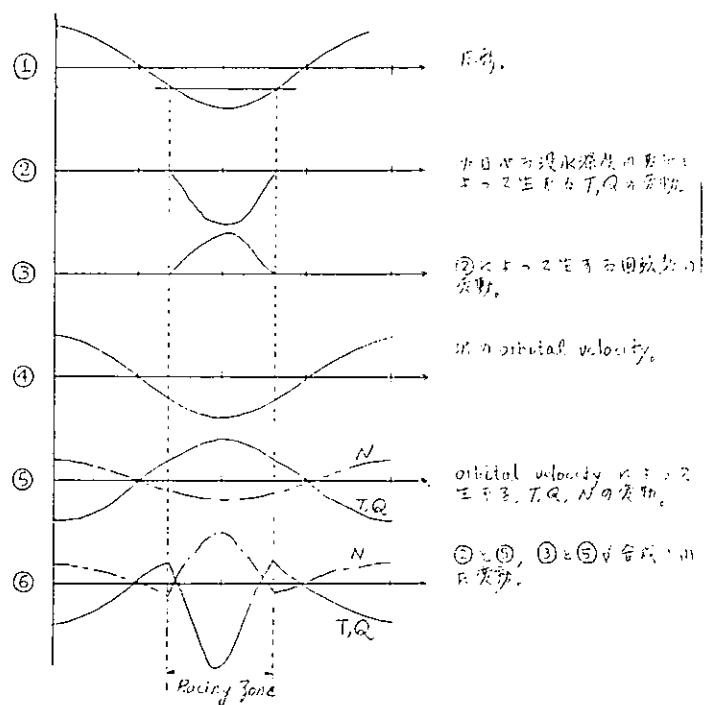


Fig 3.2.32 プロペラレーシング時の推力変動

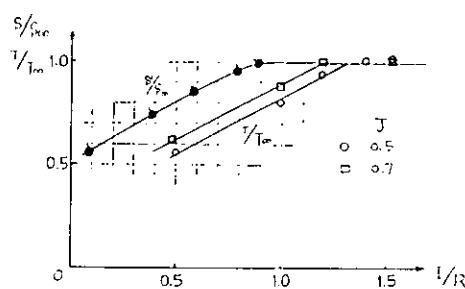


Fig 3.2.33 プロペラ推力に対する没水深度影響

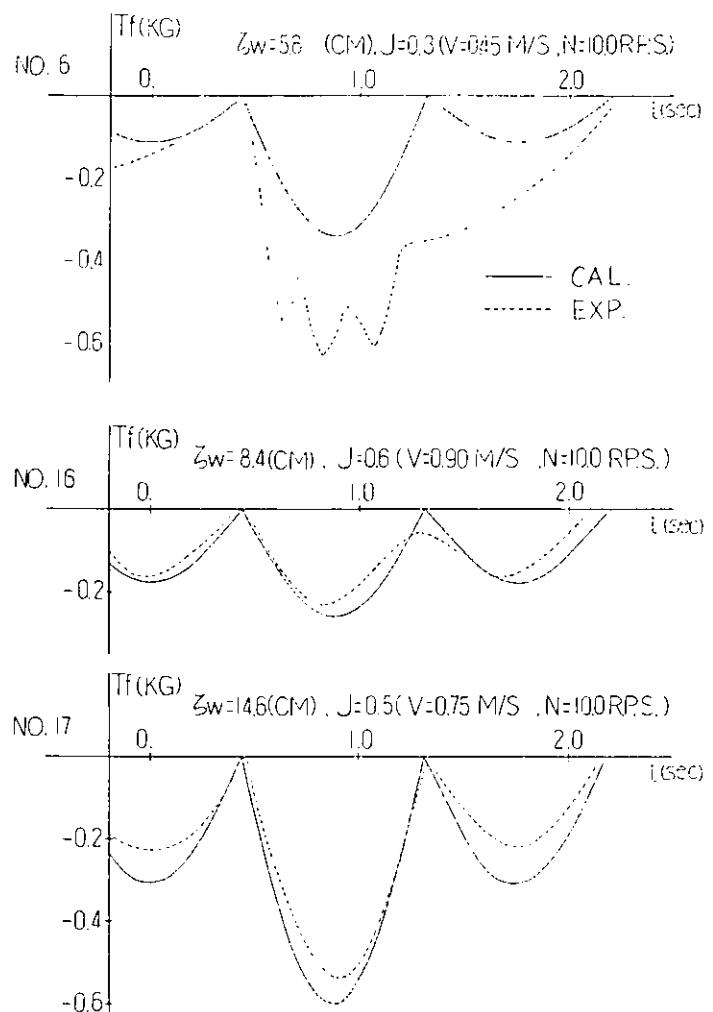


Fig. 3.2.34 プロペラレーリング時の推力変動波形の
計測値と計算値との比較

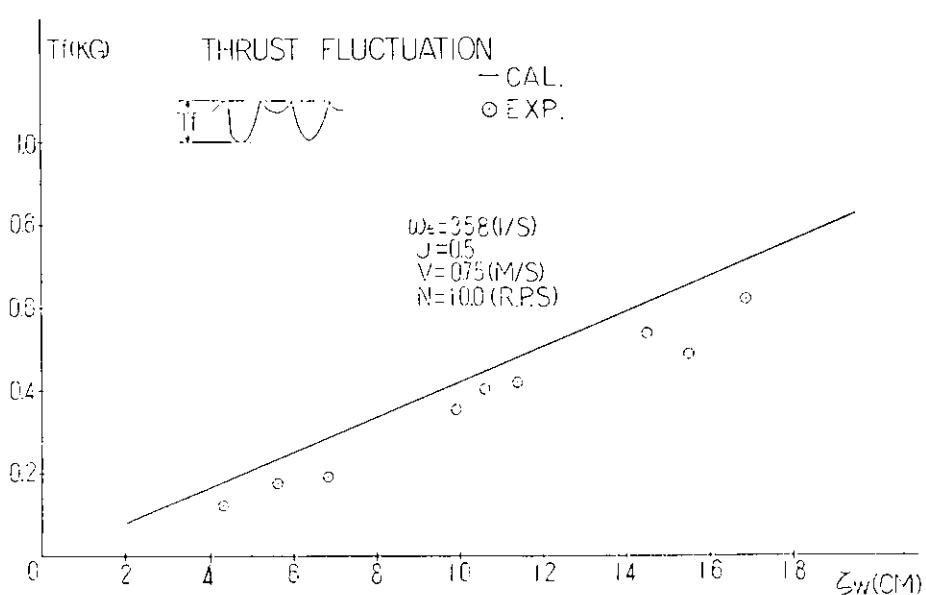


Fig. 3.2.35 プロペラレーリング時の推力変動に対する波高の影響

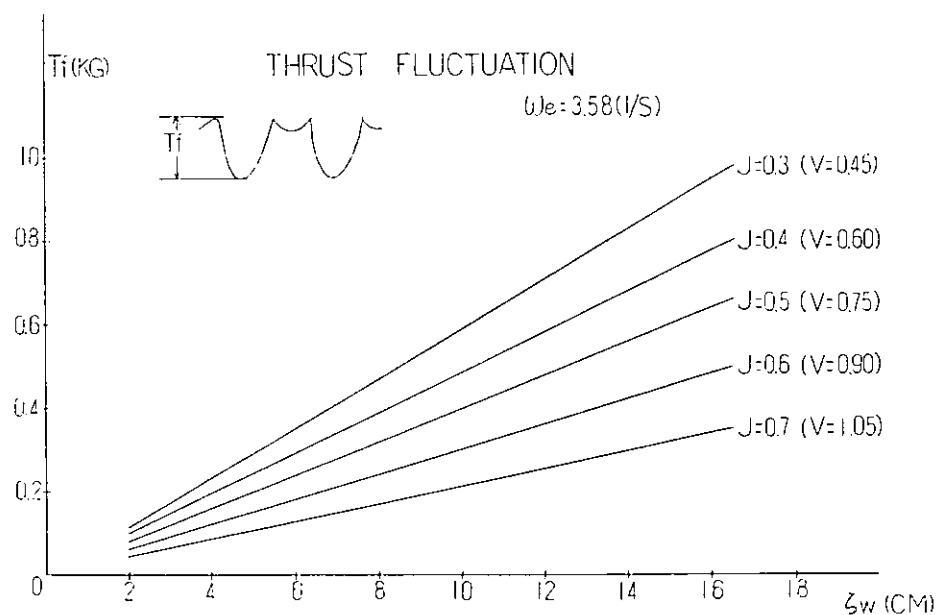


Fig. 3.2.36 プロペラレーシング時の推力変動の計算値 (波高及び J の影響)

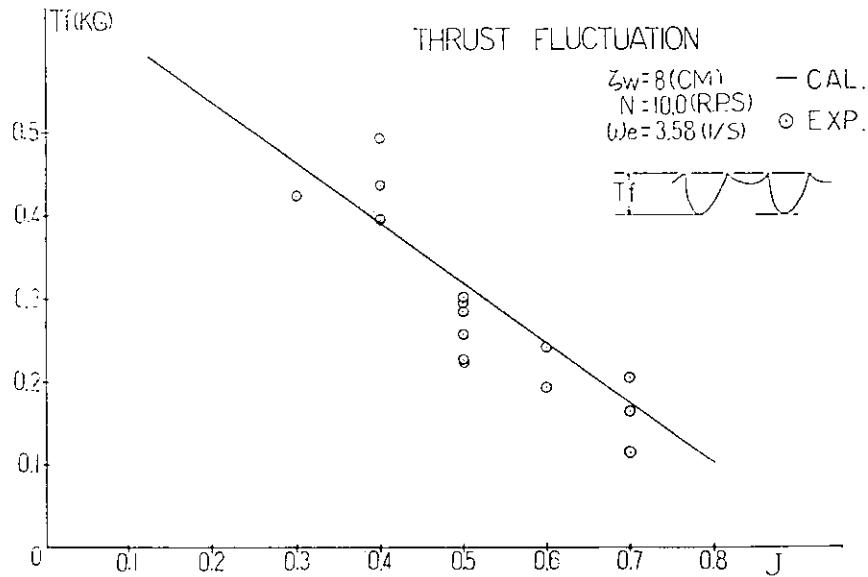


Fig. 3.2.37 プロペラレーシング時の推力変動に対する J の影響

4. 危険回避の限界設定に必要な耐航性基準の研究

4.1 限界速度計算に関する今後の方針

4.1.1 これまでに行つた計算

SR 125 に於てコンテナ船について、横加速度、縦加速度、スラミング、海水打込み、プロペラ露出、横揺れ角、縦曲げモーメント、縦剪断力などを耐航性要素とする計算を行ない、2, 3 の興味ある結論が得られた。

4.1.2 今後の計算

50 年度は、計算法として問題になる、横揺れダンピングの非線型影響を処理する一方案を出し、現在検討中であるが、51 年度は、最も合理的な計算方法によって、4.1.1 の再計算を行うとともに次の耐航性要素を追加したい。

(1) 水平曲げモーメント、捩りモーメント、横剪断力、スプリング

(2) 船首衝撃、変動圧力

(1)は縦強度系であり、合成応力などについては、Square root method で処理するなどの方針で進みたい。

(2)については、強度計算上にも種々の問題がある、明確な基準値を設定するのは困難であるが、NV Rule などによって一応代表位置の変動圧力の大きさを規定して、計算を進めたい。

以上は、一応基準値を設定して計算する訳であるが、限界速度の観点から逆に基準値にムラがあるかないか、つまり、その基準値が低すぎるために、他の要素からは安全であるにもかかわらず、その要素だけのために限界速度が低くなり過ぎていないかなどについて検討する。

また、可能であれば経済的に船が設計されるためには、基準値の設定をどのようにすべきであるかなどについて検討したい。つまり、限界速度を揃えるために、ある基準を高くする必要があるとすると、そのため構造部材が多くなり船価が上昇する。一方、これを低くすると運航速度が下る。両者の兼ね合いを探る訳である。

なお、耐航性基準の設定に関する種々の問題点について考えてみたが、容易に解決することばかりではなく、今後の各個の研究にまつべきものが多いように思われるが、全体的な問題把握を行うとの観点から、一応適当な基準値を設定する方針で進みたい。

また、コンテナ船以外の大型船に対してもこのような計算が欲しいとの船会社の要望もあるので、できれば、笠木山丸についても同様の計算を行いたい。

4.2 非線型 Roll damping を考慮した Roll の不規則波中における応答

4.2.1 まえがき

現在、船舶の耐航性能の計算に用いられる O.S.M. は、ほぼ実用に供し得るものであることが、種々の研究によつて明らかにされているが、その精度向上に大きな問題となつてゐるのが、Roll damping の値の推定法およびその非線型性の取扱い方である。

前者については別項において実験的研究が行われてゐるので、ここでは速度の 2 乗に比例する damping 項を持つた運動方程式の統計処理について、新しい計算法¹⁾を試み、従来の方法と比較してみる。

どのような計算方法が最も合理的であるかとの結論は本年度は得られなかつたので、来年度も種々の面からの検討を継けたい。

4.2.2 計算方法

規則波中の船体横運動、Sway (θ), Roll (ψ), yaw のに関する連成運動方程式は、Roll の非線型の減衰項を含めて (4.2.1) ~ (4.2.3) のように与えられる。

$$A_{22} \ddot{\eta} + B_{22} \dot{\eta} + A_{24} \ddot{\psi} + B_{24} \dot{\psi} + A_{26} \dot{\varphi} + B_{26} \psi + C_{26} \varphi = F \eta \quad (4.2.1)$$

$$A_{42} \ddot{\eta} + B_{42} \dot{\eta} + A_{44} \ddot{\phi} + B_{44} \dot{\phi} + B_2 \dot{\phi} |\dot{\phi}| + C_{44} \phi + A_{46} \ddot{\psi} + B_{46} \dot{\psi} + C_{46} \psi = M \quad (4.2.2)$$

$$A_{62} \ddot{\eta} + B_{62} \dot{\eta} + A_{64} \ddot{\phi} + B_{64} \dot{\phi} + A_{66} \ddot{\psi} + B_{66} \dot{\psi} + C_{66} \psi = M \quad (4.2.3)$$

この運動方程式の Roll damping δ について、2とおりの等価線型減衰係数を用いた応答関数を求め、それを用いて長波頂不規則波中の Roll の応答の計算を行った。

(1) 一定波高による等価線型減衰係数を用いる場合

規則波に対しては、高木・田村の方法に従って²⁾ Roll の減衰項を (4.2.4) のように仮定し、線型化すると (4.2.5) の等価線型減衰係数が得られる。

$$B_{44} \frac{(1)}{E} \dot{\phi} = B_{44} \dot{\phi} + B_2 \dot{\phi} |\dot{\phi}| \quad (4.2.4)$$

$$B_{44} \frac{(1)}{E} = B_{44} + \frac{8}{3\pi} \omega \phi_A - B_2 \quad (4.2.5)$$

ここで、 ω は波の円周波数であり、 ϕ_A は Roll の応答振幅である。一定波高の規則波に対して等価線型減衰係数は、 ϕ_A の関数になるが、繰返し計算により応答関数を定めることができる。

このようにして各周波数の規則波に対し、波高はすべて一定として応答関数を求め、その応答関数を用いて、長波頂不規則波中の応答を求める。

(2) 最小偏差による等価線型減衰係数を用いる場合

Roll の減衰項を (4.2.4) と同じく、(4.2.6) と仮定して、これを用いた運動方程式とともに運動方程式との差をとると、その偏差 δ は (4.2.7) となる。

$$B_{44} \frac{(2)}{E} \dot{\phi} = B_{44} \dot{\phi} + B_2 \dot{\phi} |\dot{\phi}| \quad (4.2.6)$$

$$\delta = B_{44} \dot{\phi} + B_2 \dot{\phi} |\dot{\phi}| - B_{44} \frac{(2)}{E} \dot{\phi} \quad (4.2.7)$$

$B_{44} \frac{(2)}{E}$ は周波数によって変わらないとする、 δ の 2乗の期待値 $E(\delta^2)$ を最小にする $B_{44} \frac{(2)}{E}$ は (4.2.8) より求めることができ (4.2.9) となる。

$$\frac{\partial E(\delta^2)}{\partial B_{44} \frac{(2)}{E}} = -2(B_{44} - B_{44} \frac{(2)}{E}) E(\dot{\phi}^2) - 2B_2 E(\dot{\phi}^2 |\dot{\phi}|) = 0 \quad (4.2.8)$$

$$B_{44} \frac{(2)}{E} = B_{44} + B_2 \frac{E(\dot{\phi}^2 |\dot{\phi}|)}{E(\dot{\phi}^2)} = B_{44} + \frac{8}{\pi} \sigma \dot{\phi} - B_2 \quad (4.2.9)$$

ここで、 $\sigma \dot{\phi}$ はある不規則波に対して応答する Roll の角速度の分散である。ある不規則波に対して $B_{44} \frac{(2)}{E}$ 、応答関数、応答スペクトラム、 $\sigma \dot{\phi}$ 、新しい $B_{44} \frac{(2)}{E}$ という繰返し計算により、 $B_{44} \frac{(2)}{E}$ を求めることができる。この $B_{44} \frac{(2)}{E}$ をその不規則波に対する全周波数領域での等価線型減衰係数として、応答関数を求め、不規則波中の応答を求める。

4.2.3 計算状態

計算の例として、Table 4.2.1 に主要目を示す SR 125 のコンテナ船を対象とした。入射波の長波頂不規則波としては、Table 4.2.2 に示すような有義波高 $H_w \frac{1}{3}$ と平均波周期 T_w の 6 とおりの I.S.S.C. スペクトラムの波を用いた。船速は $F_n = 0.275$ (22.2 knot) の 1 状態で、出会い角については $30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ (0° を追波、 180° を向波とする) の 5 状態を計算した。

なお、計算方法の(1)の「一定波高」は、各周波数領域とも同一波高とし、入射波の有義波高 $H_w \frac{1}{3}$ と等しい値とした。また、Roll の減衰係数 B_{44}, B_2 は、SR 125 のコンテナ船の二次式近似の実験式³⁾を使用し、波の周波数 ω 、 ω_0 の積分範囲として $0.06 \sim 2.08 \text{ sec}^{-1}$ を採用している。

4.2.4 計算結果

計算状態のうち $H_w \frac{1}{3} = 10m, T_w = 10 \text{ sec}$ の場合の出会い波スペクトラムを Fig 4.2.1 に、Roll の応答振幅を Fig 4.2.2 に、Roll の応答パワースペクトラムを Fig 4.2.3、Fig 4.2.4 に例として示す。

Fig 4.2.1 には、出会い波の円周波数 ω_e ベースで、 90° の出会い波スペクトラムと同じ I.S.S.C. のスペクトラム波中での、各出会い波スペクトラムを示してあるが、 $T_w = 6.0, 8.6 \text{ sec}$ となると出会い角 30° の最大値より、出会い角 60° の最大値の方が大きくなる。

Fig 4.2.2 では入射波の円周波 ω ベースで、 Roll の応答振幅を示しており、計算方法の(1)と(2)による差がわかる。この差は $H_w \frac{1}{3} = 10m$ では $T_w = 12\text{ sec}$ の時、 $H_w \frac{1}{3} = 5m$ では $T_w = 6\text{ sec}$ の時が最も大きい。また Sway では 2 方法の差がごくわずか見られるが、 Yaw ではほとんどない。

Fig 4.2.3, Fig 4.2.4 に ω_0 ベースの Roll 応答スペクトラムを示してあるが、 2 方法による差は T_w が小さいと小さく、 T_w が大きいと大きくなる傾向が見られる。また、 Sway, Yaw では 2 方法による応答スペクトラムの差は非常に小さく、問題にならず Roll のみに差が現れる。

Fig 4.2.5 に $H_w \frac{1}{3} = 10m$, $T_w = 10\text{ sec}$ と $H_w \frac{1}{3} = 5m$, $T_w = 10\text{ sec}$ の場合の等価線型減衰係数 $B_{44}^{(2)}$ の収束状況を示す。ともに数回繰り返し計算で収束している。 T_w が変わってもほぼ同様な収束状態である。

Fig 4.2.6 に $H_w \frac{1}{3} = 10m$, $T_w = 10\text{ sec}$ の時の $B_{44}^{(1)}$ と $B_{44}^{(2)}$ の比較を示す。また、 $H_w \frac{1}{3} = 5m$, $T_w = 10\text{ sec}$ の時の $B_{44}^{(2)}$ も同時に示してあり、 $H_w \frac{1}{3}$ が大きいと Roll の減衰が大きいことがわかる。

Roll の有義振幅に関して船と波との出会い角ベースで表わした図を Fig 4.2.7 ($H_w \frac{1}{3} = 5m$) , Fig 4.2.8 ($H_w \frac{1}{3} = 10m$) に示し、平均波周期ベースで表われた図を Fig 4.2.9 に示す。計算方法(1)と(2)との差は出会い角が 60° , 90° の時に大きく、数パーセントから最大 10 パーセント程(1)の方の値が小さくなっている。これは Fig 4.2.6 における $B_{44}^{(1)}$ と $B_{44}^{(2)}$ の比較でわかるように Roll の運動に強く影響する Roll の同調点の近辺で $B_{44}^{(1)}$ が $B_{44}^{(2)}$ より大きく(1)の方が Roll 減衰が強く効いて、応答振幅関数が(2)より小さくなるためである。

また、 Roll の応答の有義振幅とバンド幅を Table 4.2.3 にゼロクロス周期と極値周期を Table 4.2.4 に示す。 Sway, Yaw については計算方法(1), (2)による差はほとんど見られない。

参考文献

- 1) Lyssimachos Vassilopoulos : "Ship Rolling at Zero Speed in Random Beam Seas With Nonlinear Damping and Restoration" J. of Ship Research, Dec, 1971
- 2) 高木幹雄, 田村福造: "横運動方程式の流体力について" 西部造船会報, 第 46 号, 昭和 48 年 8 月
- 3) SR 125 : 「超高速コンテナ船の耐航性に関する研究」報告書, 日本造船研究協会, 昭和 50 年 3 月

Table 4.2.1 SR 125 コンテナ船の主要目

L_{pp} (m)	175.00	ℓ_{CB} (m)	1.417
B (m)	25.40	K_G (m)	9.52
D (m)	15.40	G_M (m)	1.00
d (m)	9.50	T_g (sec)	18.28
C_b	0.5717	K_ℓ	0.239 L_{pp}
Δ (m^3)	24,119,227	K_t	0.3825

Table 4.2.2 I.S.S.C. スペクトラム波

$H_w \frac{1}{3}$ (m)	5.0			10.0		
T_w (sec)	6.0	8.0	10.0	8.0	10.0	12.0

Table 4.2.3 Roll の有義波高とバンド幅

入射波 有義波高 $H_w \frac{1}{3}$		5 m			10 m		
入射波 平均波周期 T_w		6 s	8 s	10 s	8 s	10 s	12 s
Roll 有義全振幅 $H_R \frac{1}{3}$	出会い角 計算方法						
	30° (1)一定波高 (2)最小偏差	2.1 m 2.1 m	5.5 5.5	6.7 6.7	11.0 11.0	13.4 13.4	12.8 12.8
	60° (1) (2)	20.9 22.3	27.4 28.4	28.9 29.8	49.2 51.1	50.7 52.5	45.5 48.1
	90° (1) (2)	2.0 2.0	3.5 3.6	6.9 7.3	7.1 7.1	13.0 14.0	19.5 21.5
	120° (1) (2)	1.3 1.3	2.2 2.2	3.1 3.1	4.4 4.4	6.2 6.2	9.7 10.3
	150° (1) (2)	0.43 0.43	1.0 1.0	1.5 1.5	2.0 2.0	3.0 3.0	4.3 4.4
	30° (1) (2)	0.931 0.931	0.447 0.446	0.299 0.298	0.447 0.446	0.299 0.299	0.259 0.259
	60° (1) (2)	0.367 0.421	0.244 0.258	0.242 0.245	0.233 0.248	0.241 0.244	0.252 0.250
	90° (1) (2)	0.503 0.503	0.489 0.490	0.485 0.486	0.488 0.490	0.483 0.487	0.407 0.393
	120° (1) (2)	0.418 0.418	0.468 0.468	0.557 0.560	0.468 0.468	0.555 0.558	0.625 0.633
	150° (1) (2)	0.507 0.507	0.464 0.464	0.499 0.499	0.464 0.464	0.498 0.499	0.588 0.590

出会い角は 0° (follow), 180° (head) にてとっている。

Table 4.2.4 Roll のゼロクロス周期と極値周期

入射波 有義波高 $H_w \frac{1}{3}$		5 m			10 m		
入射波 平均波周期 T_w		6 s	8 s	10 s	8 s	10 s	12 s
Roll ゼロクロス周期 T_o	出会い角 計算方法						
	30° (1)一定波高 (2)最小偏差	29.3 s 29.3 s	26.5 26.5	26.4 26.4	26.5 26.5	26.4 26.4	26.4 26.4
	60° (1) (2)	16.4 16.9	16.2 16.3	16.9 16.9	16.1 16.2	16.7 16.8	17.2 17.2
	90° (1) (2)	7.8 7.8	10.5 10.6	14.1 14.4	10.5 10.5	13.8 14.2	15.9 16.1
	120° (1) (2)	5.8 5.8	7.4 7.4	9.5 9.5	7.4 7.4	9.4 9.5	12.8 13.2
	150° (1) (2)	5.1 5.1	6.9 6.9	8.5 8.5	6.9 6.9	8.5 8.5	10.9 11.0
	30° (1) (2)	10.7 s 10.7 s	23.7 23.7	25.2 25.2	23.7 23.7	25.2 25.2	25.5 25.5
	60° (1) (2)	15.2 15.3	15.7 15.8	16.3 16.4	15.6 15.7	16.3 16.3	16.7 16.7
	90° (1) (2)	6.7 6.7	9.2 9.2	12.4 12.6	9.2 9.2	12.1 12.4	14.5 14.5
	120° (1) (2)	5.2 5.2	6.5 6.5	7.9 7.9	6.5 6.5	7.9 7.9	10.0 10.2
	150° (1) (2)	4.4 4.4	6.1 6.1	7.3 7.3	6.1 6.1	7.3 7.3	8.8 8.8

出会い角は 0° (follow), 180° (head) としている。

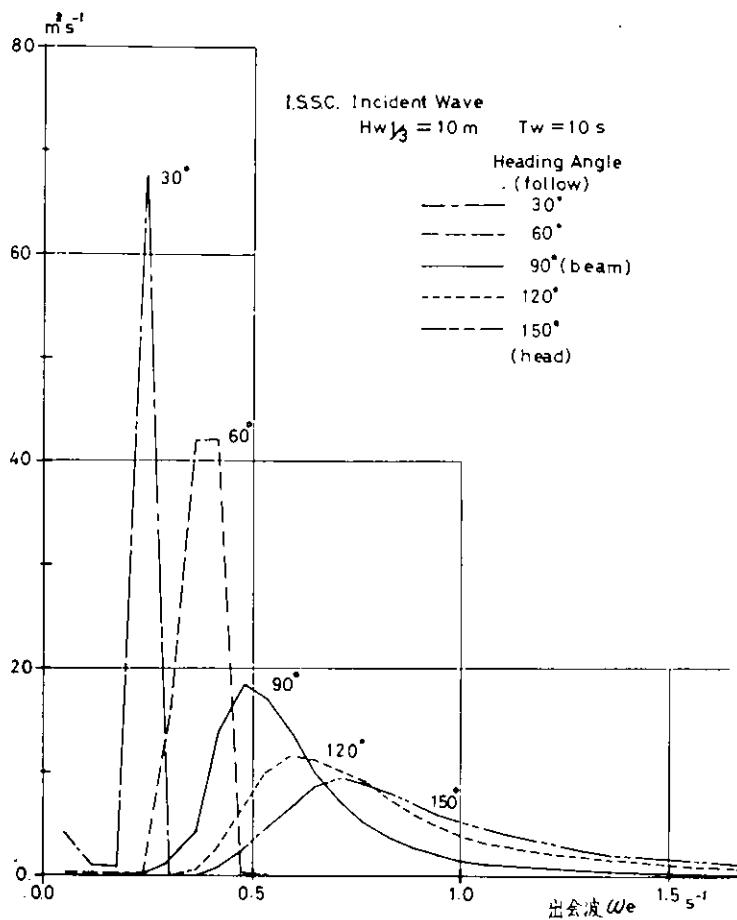


Fig 4.2.1 Encounter Wave Spectrum

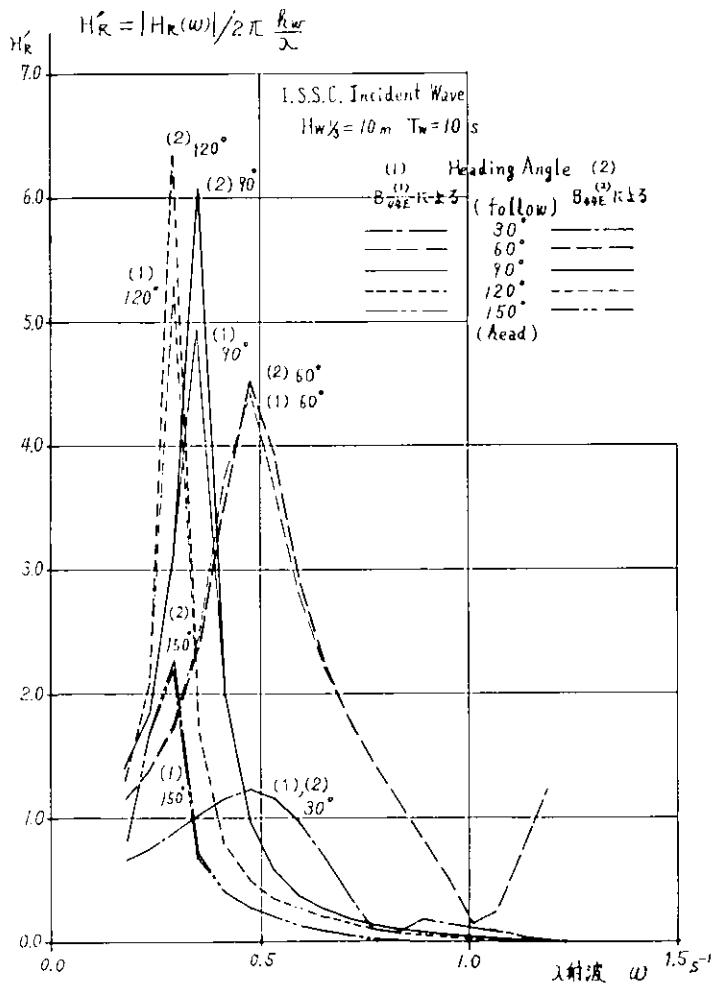


Fig 4.2.2 Roll Response Amplitude

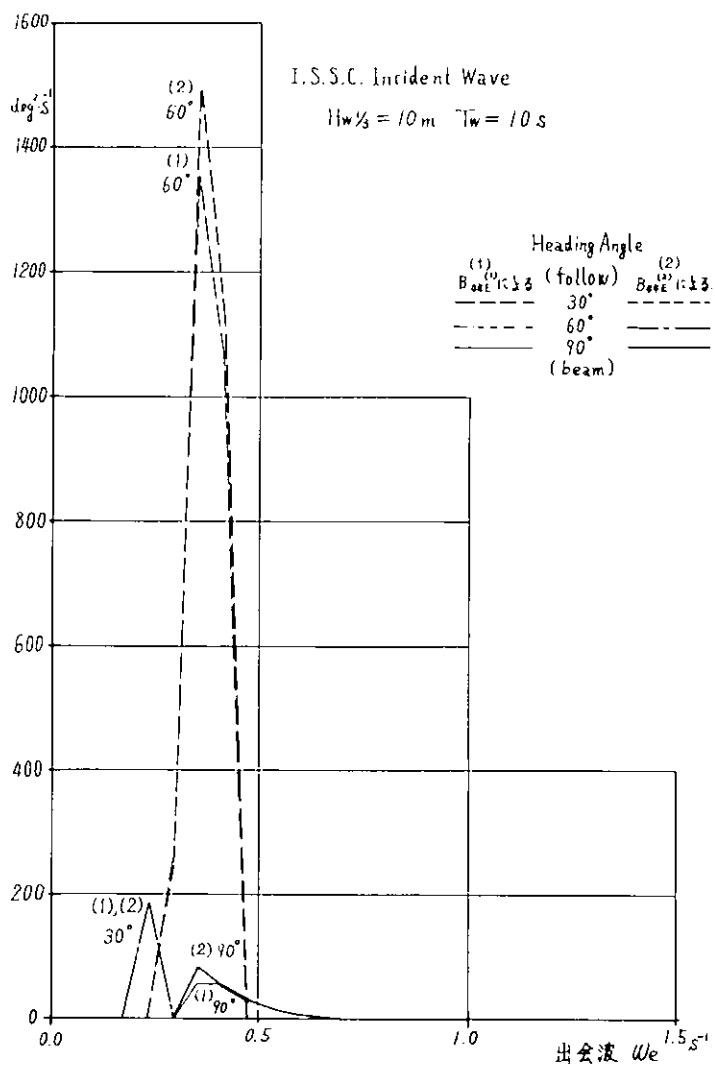


Fig. 4.2.3 Roll Power Spectrum

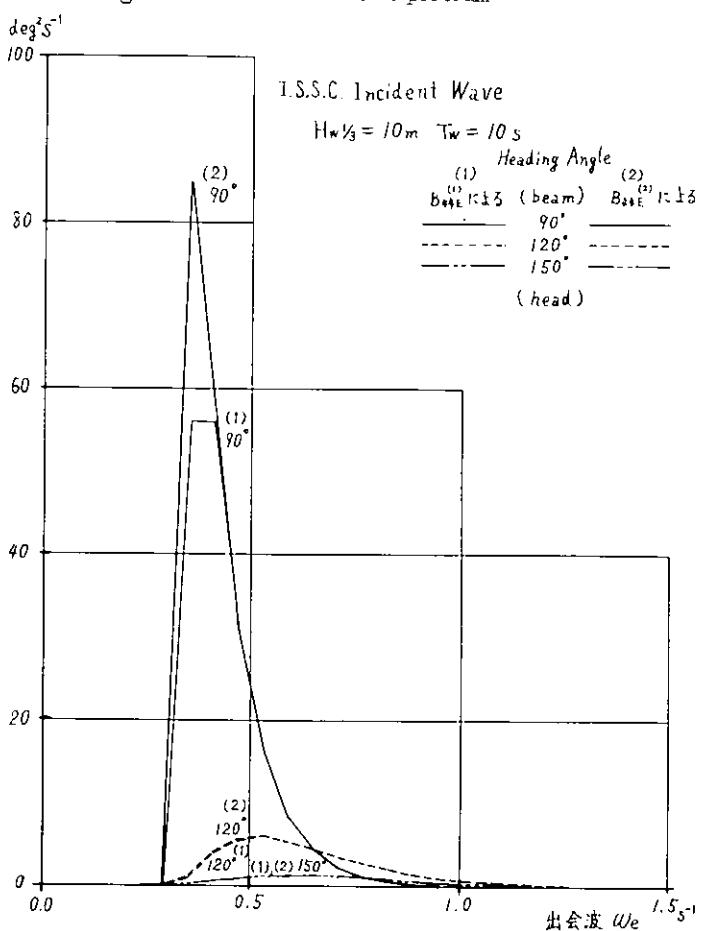


Fig. 4.2.4 Roll Power Spectrum

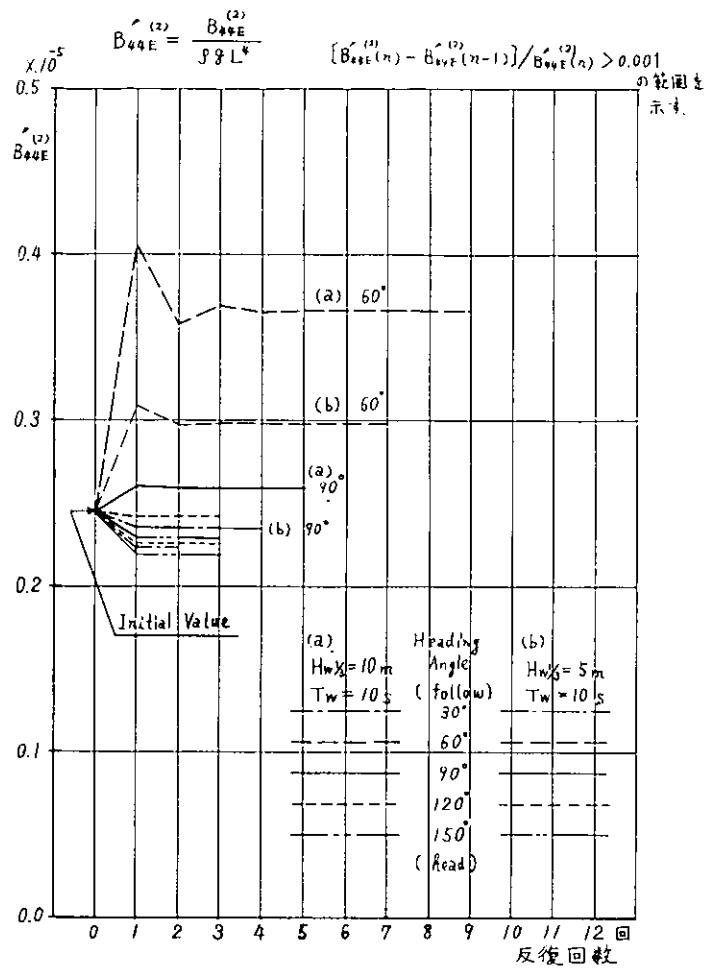


Fig 4. 2. 5 Convergency of $B_{44E}^{(2)}$

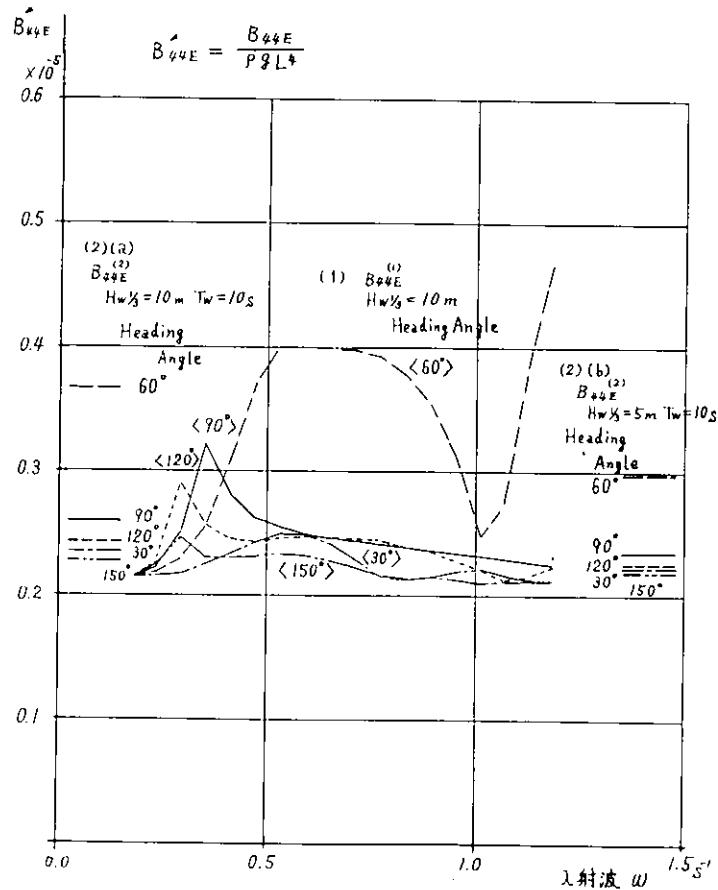


Fig 4. 2. 6 $B_{44E}^{(1)}$ と $B_{44E}^{(2)}$

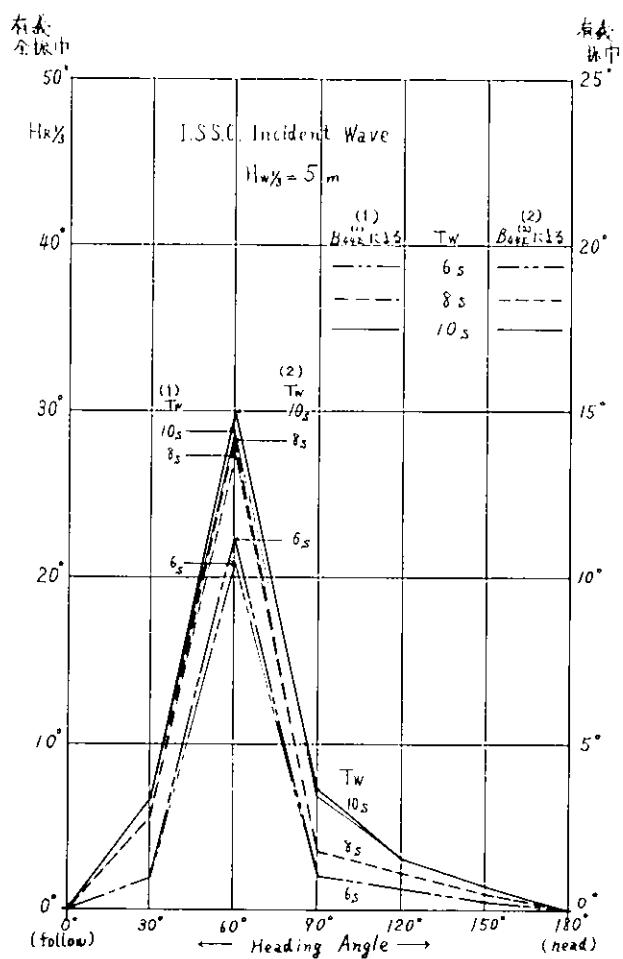


Fig 4.2.7 Roll Amplitude

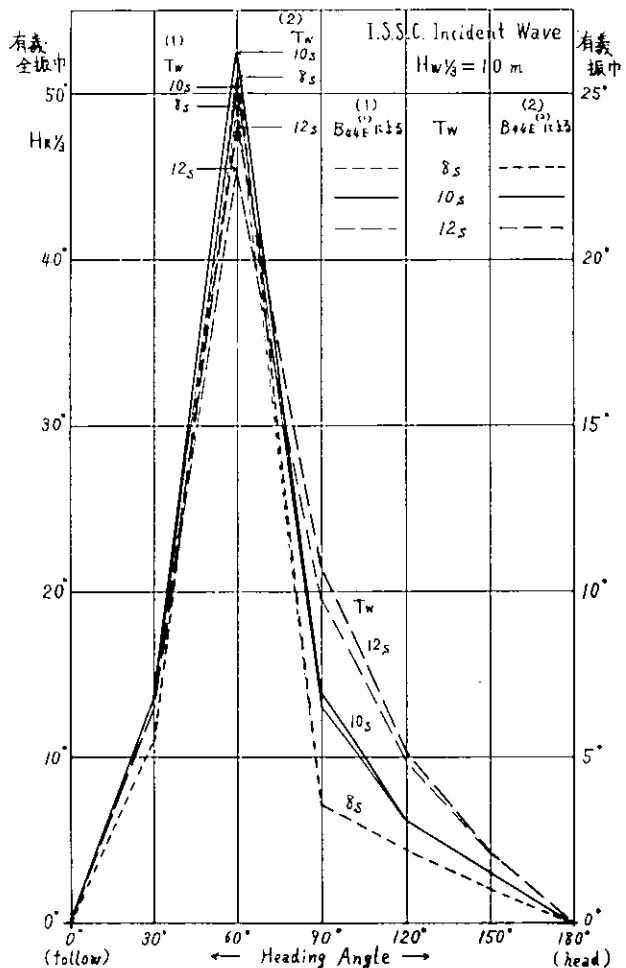


Fig 4.2.8 Roll Amplitude

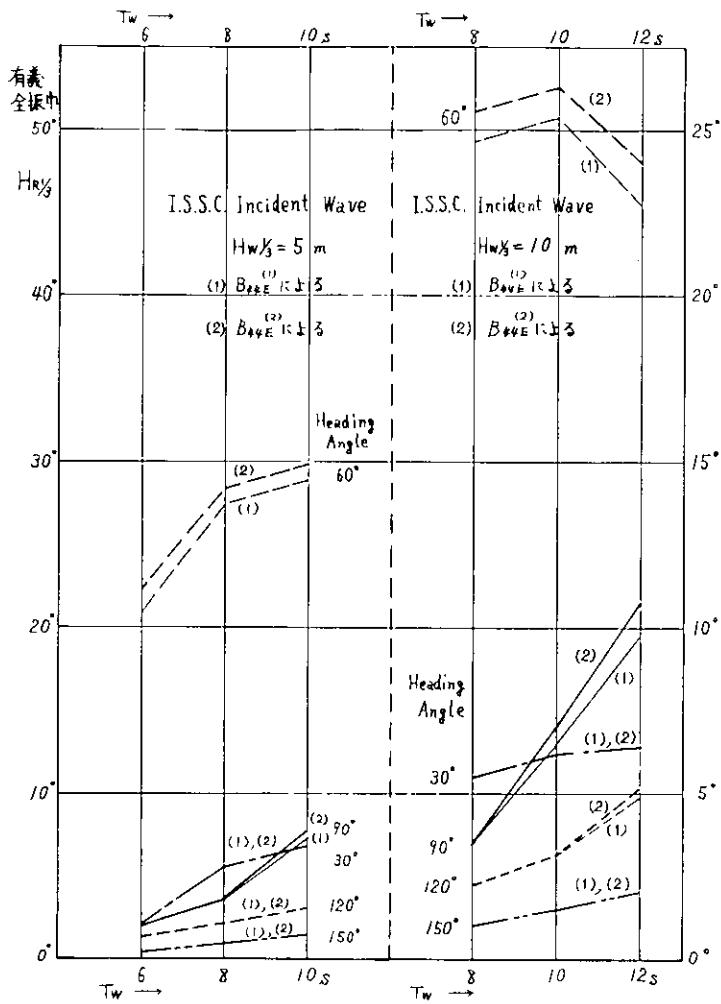


Fig. 4.2.9 Roll Amplitude

5. ログ・ブックによる実船の運航状況調査

5.1 概 要

船舶の乗員が毎日定時に日誌として航海状況を記録しておくログ・ブック、あるいはその抄録であるアブストラクト・ログブック（アブログと略称される）は、いわば建造された船舶の航海実績を示す唯一の公式記録である。

したがって、これらを解析して実船の航海性能の実態を知ろうとする作業は、海運各社および造船各社では、必要度に応じて行われている。しかし、造船所が自己の建造した船の解析を行う場合には、視野が狭まくなり勝ちである。そこで、日本造船研究協会ではより広い視野に立って、ログ・ブック解析を行えばより広範な航海実態の一般特性を知り得るのではないかとの観点から、約10年前に第80研究部会第2分科会の研究としてアブログ解析による北太平洋定期貨物船（22隻、335往復航海）の航海実績の解析を行っている。その研究成果は“シーマージンに関する調査”（調査資料No.46、昭和41年3月）として報告されているが、短期のシーマージン（主として波浪マージン）については竹沢が、長期シーマージン（経年変化、出港後月数による変化）については岩田達三氏（現、三井造船）が解析を担当した。この報告では従来概略値としてしか示されていなかった各種のマージンを定量的に示し得ている。

引き続いて次年度には、第91研究部会第1分科会の研究として、北米航路オアキャリア（5隻、130往復航海）および南米航路オアキャリア（6隻、114往復航海）についてアブログ解析がなされた。主たる実務担当者は同様に竹沢および岩田であった。この成果は“ログ・ブックの解析調査”（研究資料No.57-1、昭和42年3月）として報告されているが、航路あるいは船種によるシーマージンの差が明確に示されている。

約10年後の現在運航されている船舶は大きく変り、新しいカーゴライナーはほとんどフルコンテナ船となり、肥大船は巨大化した。しかしながらこれらのシーマージンの実態を知るには相変わらずアブログによるしか方法がない。そこで、前記の2つの報告と同様な解析を新しい船種について繰り返してみる事は大いに意義のある事であろうとの趣旨から本解析が動議された。

この10年間にアブログの形式などは全く変化していないが、電算機の普及は目覚ましく、今回の解析では前回のように初めから終りまで全くの人力によって整理、計算、解析する前近代的方法は考えられない。そこで解析法の電算機化がもう一つの研究主題としてあげられた。

以上のような経緯から、本年度研究では解析方法の兌直しと現代的な具体的な解析法の開発を主目標とした。なお、試みに解析する船種は本研究部会が対象にしている船型に近いという事からフルコンテナ船とした。

5.2 シーマージンなどの算出法

前述のSR80-2およびSR90-1研究委員会ではすべてが人力で実施された関係もあって、すべての項目（船速、回転数、燃費など）について、一片道航海にわたる平均値が使用されている。したがって、シーマージンも一航海中の平均値しか算出されていない。ところがアブログには1日平均のこれらの値が記載されている。今回の解析では電算機使用を前提としているので、例えば1日ごとのシーマージンを算出して、その値を一航海分平均して一航海の平均値とするような算法も容易に行えるので、このような数値も算出しておく事にした。

前回の解析は、式として燃料消費量（F.C.）のマージンを算定しているが、その算定式として

$$[F.C.M \text{ (YEAR)} / F.C.0] = 1 \quad (5.2.1)$$

F.C.M (YEAR) : 航海中 F.C. (ton/day) の年間平均値の実績値

F.C.0 : 満載、常用出力、航海速力における平水中船底清浄時のF.C. (ton/day)、すなわち設計基準値としての燃費

を採ると、この値はバラツキがあるがゼロに近くなつた。すなわちF.C.0は運航の基準値として、あるいは燃料の

消費率となつており、F.C.0と長期の平均値としてのF.C.の比からシーマージンの特性は逆算できない事がわかつた。

一方、排水量および船速を考慮した平水中燃費と、やや短期の実績燃費の比としての次のマージン算定式を使用すると、

$$(F.C.M \text{ (VOYAGE)} / F.C.0 \text{ (V, } \nabla)) = 1 \quad (5.2.2)$$

F.C.M (VOYAGE) : F.C. (ton/day) の一片道航海の平均値

F.C.0 (V, ∇) : 一片道航海中の平均船速(V), 平均排水量(∇)における平水中、船底清浄時のF.C.の推定値

その算出結果は季節、航路の影響などをよく示し、この算式による係数は、慣習的なシーマージンの表現法である馬力増加率としてのシーマージンと定性的にも定量的にもほぼ同様である事が示された。

以上の結果から、今回の解析法も(5.2.2)式の考え方を基礎にして検討された。一方、電算機の普及とともにない、より厳密な解析法があるならば、計算の複雑化はいとわない時勢であるので、シーマージン算定法そのものにも再検討を行なつた。ログ・ブック解析法について前報以後に2.3の論文が発表されているが、今回の解析では種々な理由からI.H.Iの設計部で開発された解析法(未公表)を利用させてもらう事にした。

ログ・ブック記載のデータよりディーゼル船の航海時の馬力を推定する方法として次の4つの方法があげられる。

(1) 主機の負荷指針(Load Indicator, LI)による方法

主機の負荷指針は燃料ポンプの1ストローク毎の燃料噴出量を示すものであるから、これに主機回転数(RPM)を乗ずる事によって、単位時間に燃焼室内に送り込まれた燃料の体積が得られる。これより次式により発生馬力(PS)を推定するが、具体的には燃料ポンプのストローク、燃料の入口温度、燃料比重、燃料発熱量に対する補正が行われている。

$$PS \text{ (LI)} = f_1 \text{ (LI} \times RPM) \quad (5.2.3)$$

PS (LI) : LIから得られる航海中の馬力

LI : 航海中の LI の値

RPM : 航海中の主機回転数

f_1 : 主機陸上運転試験結果による主機性能曲線から得られる

f_1 なる関数が、航海中すなわち主機負荷が大幅に変化しても不变であると仮定しているわけである。近年、機関部のログ・ブックは近代化されラインプリンターにプリントアウトされる場合多く、乗員による読み取りエラーがなくなっている。また、RPMは本質的に非常に精確に測定できる値であり、通常83.7 rpmのように有効3桁の数値で記録されている。一方LIは6.8のように有効2桁の数で記入されているので、形式上は LI × RPMで6桁の有效数が得られるので、本法による推定は信頼性に富む事が予測される。

(2) 主機過給機回転数(Super Charger RPM, S.C.-RPM)による方法

過給機の回転数は燃焼室からの排気ガスの持つエネルギーと一定の関係があり、一方排気ガスのエネルギーは主機の発生馬力と密接な関係があるので、次式の馬力推定式が成立する。

$$PS \text{ (S.C.-RPM)} = f_2 \text{ (S.C.-RPM)} \quad (5.2.4)$$

PS (S.C.-RPM) : S.C.-RPMから得られる航海中馬力

S.C.-RPM : 航海中の S.C.-RPM の実測値

f_2 : 主機陸上運転の試験結果から得られる。

本法でも、 f_2 なる関数は主機の陸上公試結果から得られた特性が、そのまま航海中でも使用できると仮定している。なお、S.C.-RPMは6680 rpm, 6750 rpmのように有効3桁の数でログ・ブックに記入されている。

(3) 掃除圧力(Scavenging Air Pressure, S.C.-P)による方法

掃除圧力とは過給機のコンプレッサーによって燃焼室内に送り込まれる空気圧の事であり、主機発生馬力に関

係がある。

$$PS (SC-P) = f_3 (SC-P) \quad (5.2.5)$$

PS (SC-P) : SC-Pから得られる航海中馬力

SC-P : 航海中の SC-P の実測値

f_3 : 主機陸上運転試験結果から得られる。

SC-Pは通常 0.9 2 kg/cm² のように有効 2 衔の数字でログ・ブックに記入されている。

(4) 主機燃料消費量 (Fuel Oil Consumption, F.O.) による方法

主機の燃料消費量は流量計によって精確に測定され 83.5 ton/day のように有効 3 衔の数でログ・ブックの重要項目として記載される。別に一航海の全燃費は積載量と残量の差として精密に測定し、記録に残されている。また、船舶運航時に直接的に最も関心を持たれる量も 1 航海の積算燃料消費量である。この観点から前報では燃料消費量でシーマージンを表現した。燃料消費量と発生馬力の関係は次式で与えられる。

$$PS (F.O.) = f_4 (F.O.) \quad (5.2.6)$$

PS (F.O.) : F.O. から得られる航海中馬力

F.O. : 航海中 F.O. の実測値、通常 1 日平均の実測値 ton/day を用いるが、前報では一航海の積算燃費 (ton) を積算航進時間 (day) で割って平均燃費 (ton/day) を算出して用いている。

Fig. 5.1 に馬力推定法の比較を、 f_1 を分母にし f_2 , f_3 , f_4 を分子とした比の値で示した。原理から推察されるように f_1 と f_4 は類似した特性であるから、 f_3 が他の特性と異なる性質を持っている事がわかる。

以上のようにして、航海中の馬力が推定されると、シーマージンは次式によって馬力のマージンとして算出できる。

1 日平均のシーマージンの式

$$SM (Day) = \left[\frac{BHP_M (Day)}{BHP_O (V, \Delta)} - 1 \right] \times 100 \quad (5.2.7)$$

SM (Day) : 1 日平均の Sea Margin , %

BHP_M (Day) : 1 日平均の BHP, 1 日平均の負荷指針 (LI), 回転数 (RPM) などを使用して算出される。

BHP_O (V, Δ) : 1 日平均の船速 (V), その日の排水量 (Δ) における平水中所要 BHP

一航海平均のシーマージンの式

$$SM (Voyage) = \frac{\sum_i SM_i \cdot HR_i}{\sum_i HR_i} \quad (5.2.8)$$

SM (Voyage) : 一航海平均のシーマージン, %

HR_i : i 番目の日の 1 日の航進時間, hr

SM_i : i 番目の日の 1 日平均の SM, %

今回の解析では、電算機を使用したので (5.2.7) 式による 1 日平均の SM を算出した後に (5.2.8) 式によって一航海平均のシーマージンを計算する方法を採用した。前回の委員会ではすべて人力によったので、次の簡略法によって一航海平均のシーマージンを算出している。

$$SM (Voyage) = \left[\frac{BHP_M (Voyage)}{BHP_O (V, \Delta)} - 1 \right] \times 100 \quad (5.2.9)$$

BHP_M (Voyage) : 一航海平均の BHP, 一航海の積算燃料消費量と積算航進時間から求める。

BHP_O (V, Δ) : 一航海中の平均船速 (V) と排水量 (Δ) に対する平水中所要 BHP

具体的には、前報では燃料消費量をシーマージン算定のベースに使用しているので、(5.2.2) 式のような算式によって燃費のマージンが算出された。この値は (5.2.9) 式によって算出される馬力のマージンにほぼ等しいであろうとの仮定のもとに解析が行われたわけである。

本解析では、(5.2.7)式のBHPM(Day)の算出にあたり、前記の4つの方法を全部試みてみた。したがって(5.2.7)式のSM(Day)、(5.2.8)式のSM(Voyage)も4種類の値が得られるが、Fig.5.2～5.4にSM(Voyage)の値の比較を負荷指針から得られたマージンSM(L.I.)をベースにして示した。Fig.5.2によると負荷指針からの値と過給機回転数からの推算値は±10%の範囲内に納まっている。対応がよい事がわかる。Fig.5.3から負荷指針による値と掃除空気圧力から推定した値との対応は前回の場合に比しやや悪く大約-10%～+20%の範囲内にばらつく事が示されている。そして平均的には掃除圧力による推定値は負荷指針によるSMの算定値の約1.1倍程度になる傾向にある事がわかる。Fig.5.4に示されている負荷指針による値と燃料消費量(1日平均値を使用している)による値の間の傾向はFig.5.3の場合とはほぼ同様である。なおFig.5.4は(5.2.9)式による算出値でないので、前回の委員会の方法と今回的方法の比較にはなっていない事に注意されたい。

最近の論文などによると、航海中馬力の推定値は(5.2.1)、(5.2.2)、(5.2.3)、(5.2.4)の順に信頼できるとされているので、本報では(5.2.1)の方法すなわち負荷指針からの推定法を基準算法として採用することとした。この方法に対する他の方法の差はFig.5.2～4に示したように、掃除圧力および燃料消費量から算出した値は平均的には約10%高い値を算定するようである。

今回の解析では1日平均値を知る事ができているので、波浪による船速低下特性の解析も可能である。そこで下式による船速低下(ΔV)の算出も行った。

$$\Delta V = V_0(\Delta, BHP) - V \quad (5.2.10)$$

ΔV ：船速低下量、Knots

V_0 ：その時の排水量(Δ)、BHPに応する平水中船速の推定値

V ：その時の実測船速

天候および波浪が1日オーダーで安定していた状況の時の値を抜き出して、波による船速低下特性を知りうとの意図に基づいている。同様に選別によって(5.2.7)式の算出値から、波浪によるシーマージン特性の実状を知る事ができよう。

5.3 シーマージン算出法における問題点

ログ・ブック記載事項から主機発生馬力を推定する算式(5.2.3)、(5.2.4)、(5.2.5)、(5.2.6)における関数 f_1 、 f_2 、 f_3 、 f_4 はいずれも主機の陸上試運転結果から得られる特性である。陸上運転では一機ごとに詳細な試験をしないので、これらの特性の細部は補間法による推定にならざるを得ない。一方、前述のようにこの推算に関係のあるログ・ブック記入の数値は有効数字せいぜい3桁であり、桁数の多い結果を出しても本質的な意味が小である。

(5.2.7)式のシーマージン算定式中に入っている任意の排水量と船速に対応する平水中所要馬力の推定、すなわちBHP₀(V, Δ)を求める事はこれを高精度に行う事は困難であると共に、この特性は通常社外秘に指定されている。しかし、本解析では(5.2.7)式の算出が基本であるので、この特性なしでは解析不能である。したがって公共的な委員会で共同研究として実施する解析法として、別の解析法が考えられないかという事になる。なお、前述の f_1 、 f_2 、 f_3 、 f_4 もその詳細は社外秘事項のようである。

SR 80、91では、1日平均値の有効数字の少なさをカバーする方策として、一航海の積算値を使用して平均値を算出している。特に燃料消費量に関しては積算値の使用によって算法上は有効桁数が向上するはずであるが、一方積算燃費は1番メーリングして記入される可能性があるので信頼できないと言う人もいる。

次式で表わされるアドミラリティ係数C_{adm}

$$C_{adm} = \frac{\Delta f_3 \cdot V^3}{DHP} = \frac{\Delta f_3 \cdot V^3}{\eta_c \cdot BHP} \quad (5.3.1)$$

を使用すると、排水量(Δ)および船速(V)の変化の影響を考えなくともよへであろう。したがって社外秘である

パワーカーブを使用しないのでするので、前回の委員会では B.H.P を燃費 (F.C.) で置き換えるとして、

$$C'_{\text{adm}} = \frac{\Delta \frac{P_3}{V^3} \cdot V^3}{(F.C.)} \quad (5.3.2)$$

なる燃費のアドミラリティ係数を一航海平均値として算出し、そのマージンとしてシーマージンを算出している。この方法は社外秘のカーブが2つとも不要なる事と、積算値の使用による信頼度向上なる2つの特色を持ち、一航海平均値のみを対象にする場合には現在でも有用な方法であることに変わりはない。

5.4 算法の電算機化

本解析はいわば最も単純な会計計算のようなものであるから、電算機の最も得意とするところで何等特別なプログラミングの手法を必要としない。

τ_1, τ_2 などの主機特性および任意排水量に対する平水中馬力曲線を記憶させておき、任意の指示数に対してB.H.Pを推定する内挿計算および任意のB.H.Pに対する平水中船速の内挿推定をする事が計算らしい計算として含まれている。あとは分類整理計算があるのでアウトプットをどのような型で出すかという所に、解析の目的によって頭を使わねばならないだけである。

本解析ではアログより下記項目を取り出して、データカードを作成した。

- | | | | | |
|---------|----------|---------|----------|--------------|
| 1. 航海番号 | 2. 往復航の別 | 3. 出入港名 | 4. 出入航日時 | 5. 出入港時の前後吃水 |
| 6. 燃料比重 | 7. 燃料発熱量 | | | |

以下は1日ごとのデータ

- | | |
|----------------------------|---------------------|
| 8. 日付 | 15. 燃料消費量 (ton/day) |
| 9. 航進時間 | 16. 燃料温度 |
| 10. 主軸回転数 (1日の積算回転数/航進時間) | 17. 燃料ポンプのストローク |
| 11. 船速 (1日の航進距離 (CG)/航進時間) | 18. 正午位置 |
| 12. 負荷指針 (1日間の平均的な値) | 19. 風向 (正午データ) |
| 13. 排除空気圧力 (") | 20. 風力 (") |
| 14. 過給機回転数 (") | |

このデータカードをインプットすると、

- (a) 1日ごとの各種算法によるシーマージン
 - (b) 1航海(往復あるいは片道)平均のシーマージン
- (5.2.3)～(5.2.6)式によって各算法の馬力が算定された後に、(5.2.7)式によって(a)が、そして(5.2.8)式によって(b)が自動的に求まる。

そして風向、風力なども併せて記憶されているので、風力ごとにシーマージンなどを整理する事などが容易にできる。

5.5 対象船

前述のようにPSW(太平洋南西航路)のフルコンテナ船の中から航海数の多い船を1隻選定した。

解析法の検討の過程で、船名をふりておくことを前提として、種々の社外秘的なデータを使用させてもらった事をここに謝意をこめて附記しておく。

Fig.5.5に調査解析した期間と、航海時の排水量を示した。約67往復航を調査したわけであるが、排水量は復航が往航に比し大であるという太平洋航路での特色が本例でも顕著に見られる。しかし、排水量のバラツキは中間に海運ストの影響が入っているためもあるが意外に大である事がわかる。

5.6 解析結果（一航海平均値）

以下、図中に示されているシーマージンの値は、負荷指針と主機回転数から推定した1日平均馬力から算定した1日平均のシーマージンを用いて、(5.2.8)式から算出された一航海平均の値である。

Fig 5.6に現象をもつともマクロ的に見た場合を図示した。すなわち、一往復航海を平均してしまい、その値の変化を船速、主軸回転数、シーマージンについて長期にわたる変化として見たものである。本図によると平均船速および平均回転数は明らかに就航期間が増すにつれて下がっており、シーマージンは逆に年と共に増す傾向にある事がわかる。すなわち経年変化がある事が明白にわかる。

(1) 海流修正

Fig 5.7には往復航別に各平均値を示した。ところが、平均船速は明らかに季節によって差はあるが一様に往航より復航が小である。本報での船速は前述のように対地速力(OG)であるので、この航路に沿って一様な海流が存在すれば、このような事はあり得る。本航路上の海流の資料を調べた所、本図での往復航での船速差程度の海流がある事がわかったので、その日の位置と季節を考慮し、統計資料より推定した海流の流速をログ・ブックのOG船速より差し引いて対水速力を算定して、以後この速力を対水船速として使用した。これを海流修正と呼んでいるが、修正量は往航-0.3～0.15 kts、復航+0.3～0.15 kts程度である。この値はシーマージンの値へも影響を及ぼすが、シーマージンでは往航+7～+3%、復航-7～-3%程度の差になった。Fig 5.8には海流修正後の往復航別平均値を示したが、船速およびシーマージンの特性を見ると、春夏では往復航間に差がなく、冬にのみ顕著な差があり、予想される傾向と一致しており、海流修正の意義が認められる。

(2) 経年変化

Fig 5.6あるいはFig 5.8などによても経年変化が存在する事がわかるが、経年変化を対象にする場合波浪の影響が少ない状態のみを選んで整理し直すとより明らかにその傾向を示す事が予測される。そこでビューフォート階級4以下の日のみをとりあげて、それを1往復航海で平均してFig 5.9を作った。船速に現われる経年変化1%/年、回転数の経年変化1%/年なる線を記入しておいたが、経年変化の傾向をよく説明している。

シーマージンの経年変化は、シーマージンの最低値を結んだ線として予測できようが、本図からの推定にはやや難があるので、さらにFig 5.10を書いてみた。この図はビューフォート階級4以下の条件に、さらに1日の平均船速21.5 kts以上なる条件を加えた場合のシーマージンの一往復航海の平均シーマージンを示している。平穏な航海では船速は設計航海速力を1 kt以上まわる事はないであろうとの事からこの条件を附加したわけである。この図によると、図中に記入したようにシーマージンの経年変化は2%/年としてよいように思われる。

この値はNYKの石井氏が中近東航路の肥大船の解析で得た3～5%/年なる値に比し小であるが、船型航路の相違を考えると当然の値のように思われる。なお速力低下の経年変化は石井氏の場合0.15～0.2 ktとなっており、本解析の場合に類似している。

(3) 船底汚損影響

Fig 5.10に記入しておいたように、出港時期と次の出港の間では船底が汚損し摩擦抵抗が増加し、船底汚損のシーマージンを考える要があるが、そのマージンは概略の傾向としては出港後の期間に比例するとして整理される場合が多い。

船底汚損マージンを推定するため、波浪マージンがほとんどないと考えられるビューフォート階級3以下の日のみを選び、その一往復航海ごとの平均値を出し、経年変化2%/年として修正し、航海の中日の出港後の経過日数ベースにプロットしたのが、Fig 5.11である。本図には大胆な推定線が記入してあるが、波の影響を始めとする諸種の原因に基づくバラツキの幅は約10%と大であるが、経過日数と共にシーマージンが増す様子が適確に示されていると言えよう。本解析の結果として船底汚損マージンは10%/年となっているが、これは前述の石井氏の場合、概括値を示していないが約20%/年となっているのに比し小なる値になっている。

(4) 波浪マージン

Fig. 5.8 の全シーマージンから、経年変化 2%／年、船底汚損マージン 10%／年として、この両者を引いたものを波浪マージンと考える事ができる。この結果を往航と復航をわけて Fig. 5.12, 13 に示した。本図から全マージンに占める波浪マージンの割合がわかる。夏には往復航とも波浪マージンの割合、絶対量とも少ない事が目立つ。

Fig. 5.14 には、波浪マージンのみを往航と復航とで比較して示した。冬季以外では波浪マージンは往航と復航あまり差がないが、全体的には復航の方がやや大であり、冬季の復航が特に大である事が目につく。

Fig. 5.15 の下図のシーマージンの図は Fig. 5.14 から得られたもので、波浪マージンの月別平均値を示している。Max, Min はそれぞれその月での最高、最低値を示しており、Season Mean は冬（12～2月）、春（3～5月）、夏（6～8月）、秋（9～11月）の平均値を示している。主機回転数、船速は Fig. 5.8 に示したデータの月別平均である。

SR 91-1 (研究資料 No.57-1) によると、北米復航において、(5.3.2) 式に示した C_{adm} のマージンが B 型ライナーでは冬 4.2%, 春 2.4%, 夏 1.7%, 秋 2.5% となっているに対し、Fig. 5.15 の復航では冬 28%, 春 14%, 夏 8%, 秋 13% となっている。SR 91-1 での結果には平均的な経年変化および船底汚損マージンが含まれている事および船型の差、算法の差を考えると、この両者はよい対応を与えていえると言えよう。

Fig. 5.16 には一航海にわたる積算燃費を使用して (5.2.9) 式によって算出したシーマージンと本報の基準になっている 1 日ごとの LI から求めた馬力を使用して求めたシーマージンを比較して示した。この両者の一致度は意外に高い、すなわち積算総燃費を使用した SR-80, 91 の解析データと本報の結果との対比が可である事を意味している。

5.7 解析結果（1日平均値）

今回の解析の特色は 1 日平均値を算出し記憶している所にある。したがって風力階級と船速、風力階級とシーマージンなどの特性を知り得る。

従来のこの種の解析では、例えばビューフォート階級と船速の関係を機械的にプロットして求めたものが多い。今回の解析では、より信頼性のある特性を求めるために、風向、風力階級が長時間安定して継続していた場合のみを選択してプロットする事とした。Fig. 5.17 以下の図中のマークは下記の意味をもつ。

- ：風向が正午の値で 2 回連続同じ場合
- ◎：風向が正午の値で 2 回連続同じで、かつ風力が正午の値で 1 階級差以内である場合
- ：風向が正午の値で 3 回連続同じで、かつ風力が正午の値で 1 階級差内で 3 回連続した場合の中間日のデータ。

(1) 船速低下

Fig. 5.17～21 に風との出会い角ごとにまとめて、ビューフォート風力階級ベースに船速低下特性を示した。船速低下量は (5.2.10) 式によって求められたものであるから、排水量変化を考慮した平水中 推定船速と実測船速との差として算出されている。図中に記入されている線はこれらの平均線ではなく、SR-125 で理論計算されたコンテナ船の不規則波中船速低下曲線である。理論計算に使用した船型は SR-108 型 1 軸コンテナ船 ($L/B = 6.89$) で、本報の対象船と類似の船型である。この計算法などについては研究資料 No.188, SR-125 48 年度報告を参照されたい。なお、使用した短波頂不規則波の波スペクトラムは ISSC 型で、ビューフォート階級と有義波高、平均波周期の関係は第 12 回 ITTC の勧告による値を用いている。

この理論曲線と本報の解析値を比較すると、概略的にはその一致度は大変よいと言えよう。正面向い波 (Head Sea) では大風力階級のところで実績値の船速低下が理論値より大なる点があるが、これは著しい

大船体運動に基づくいわゆる意識的船速低下であろう。この2.3点を除き Bow, Quartering, Following Sea などで理論値がややオーバーステイメイションになっているが、実績値の風力階級を1階級下げるとき一致度がよくなる傾向にある。これは大風力の時には乗組員は風力をオーバーに評価する傾向にあると言われている事を想起すると興味ある現象である。いずれにせよ、一番合はないと言っていた波浪中抵抗増加の理論計算をもとにして、さらに幾多の仮定を入れて算出された風力階級と船速低下間の理論特性は意外によく実績値に合っている事がわかる。

(2) 波浪シーマージン

Fig. 5. 22 ~ 26 にビューフォート階級と波浪シーマージンの関係を示した。本解析による実績値としてのシーマージンは Fig. 5.14 と同様に経年変化、船底汚損のマージンを引いた波浪だけのマージンの1日平均値であり、点の右の数字はその時の1日平均船速値(ノット)である。線は SR-125 の理論特性であるが、実線は Fig. 5. 17 ~ 21 に記入されている理論船速低下曲線に対応して船速を変化させた場合の理論波浪シーマージンである。

これらの図を概括すると、理論マージンは実績値よりやや大なる傾向にあるが、定性的にはよく合っていると言えよう。波浪マージンが特に大になる Head および Bow Sea におけるビューフォート階級 7 以上の場合には、理論値が波浪マージンの概略値を与えている事は興味深い。

5. 8 結 言

アプログ解析を電算機化して、試みに PSW 航路の一隻の船の新造時から現在までの航海実績を解析した結果、次の結論を得る事ができた。

- (1) アプログ解析の電算機化は容易であり、本計算により貴重な結果が簡単に得られるので、海運各社で本プログラムを備える事を推薦する。
- (2) 解析の目的に応じて、具体的な算法およびアウトプットの型式を選ぶべきである。
- (3) 平水中の精密な馬力推定曲線を元にしたシーマージンの算定は、アプログ解析からシーマージンの概略値を求めようとする場合には必ずしも必要ではない。
- (4) 一片道航海中の平均シーマージンの算定については、航算燃費による算出は簡単であり、確度も高い。
- (5) 1日平均値を算出しておくと、ビューフォート階級と船速低下、あるいはシーマージンの関係を得る事ができる。今回の試算例では、この結果は理論計算による推定特性とよく一致した。
- (6) 北太平洋航路における海流修正を提案すると共に、高速フルコンテナ船に対する経年変化、船底汚損マージンおよび波浪マージンの概要を知り得た。

以上のように、アプログ解析によって貴重な資料が簡単に得られる事が再確認されたが、本解析は今年度で終了する事になった。その主たる理由として本解析に社外秘的データを使用すると便利がよい事、逆にこの社外秘的データのチェックに本解析が使用可能な事があげられる。また、東方によっては本解析の結果から海運各社あるいは造船所の評価をされる可能性があると考えられる事があげられる。

くどいようであるが、本解析は簡単な計算で貴重な資料の得られる例はわかつたないので、海運各社あるいは造船各社で本解析をどんどん実行される事を期待する。そして社外秘にはならないと思われる一般特性としての結果だけを本委員会のような公共の場に発表されるように切に希望する。

なお、本解析にあたり社外秘データの関係もあり、1日1回所有のプログラムおよび計算機を使用させていただいた。ここに改めて深甚なる謝意を表する。また、アプログを提供して下さったジャパンラインにも心から感謝の意を表する。

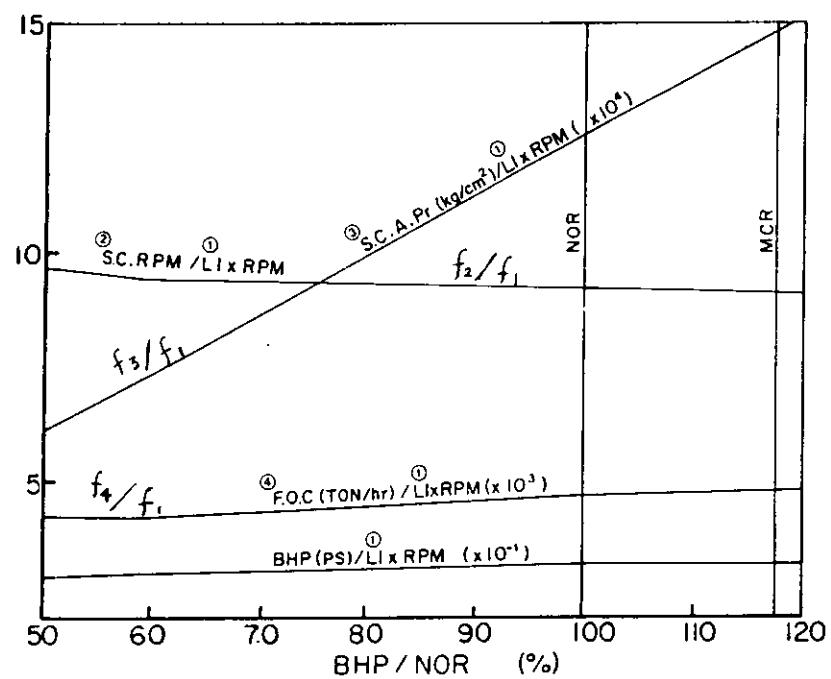


Fig. 5.1 航海中馬力推定法の比較

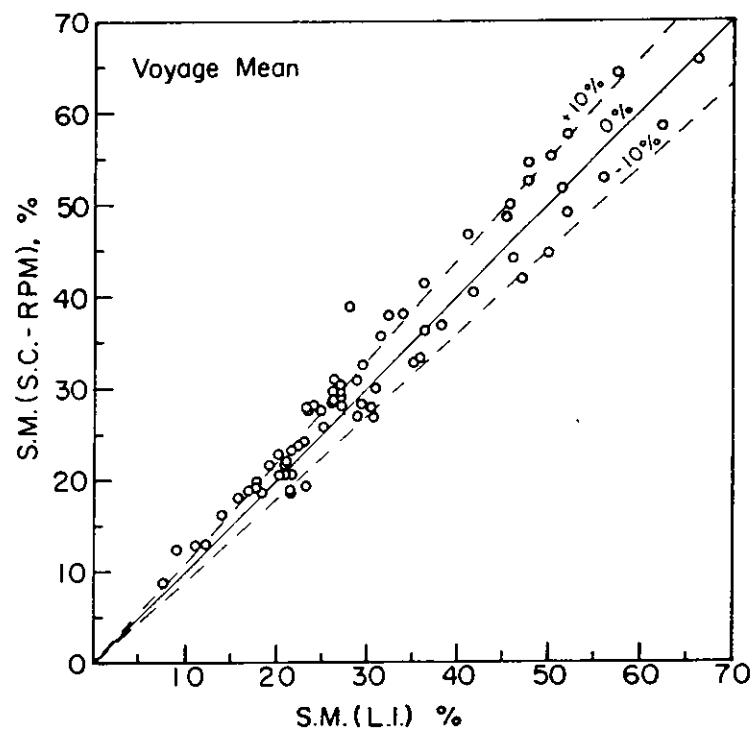


Fig. 5.2 シーマージン算定法の比較 (1)

負荷指針と過給機回転数

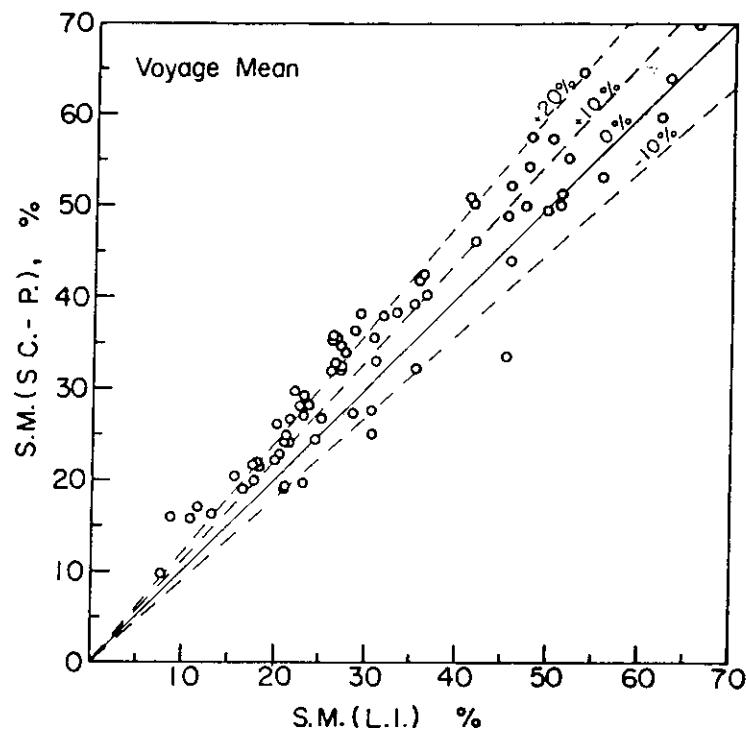


Fig. 5.3 シーマージン算定法の比較 (2)
負荷指針と掃除空気圧力

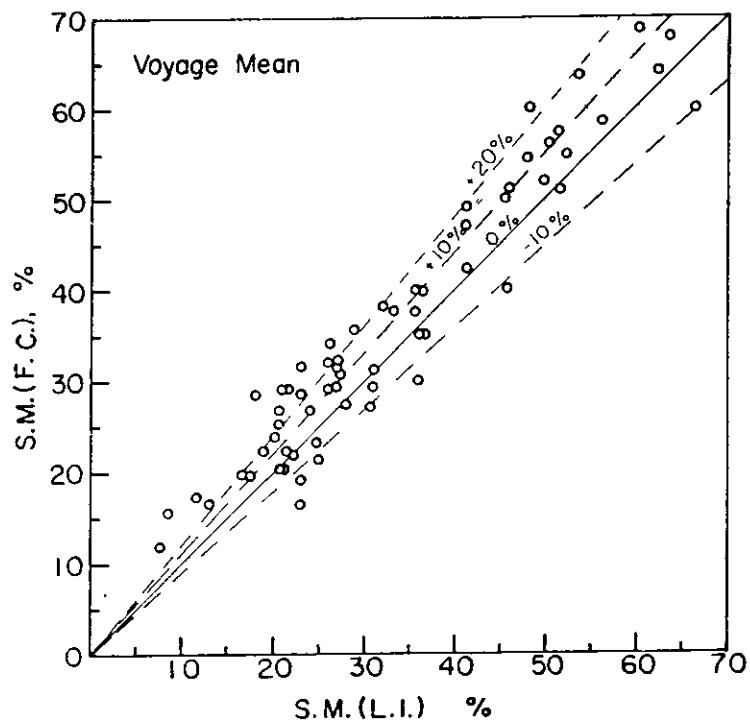


Fig. 5.4 シーマージン算定法の比較 (3)
負荷指針と燃料消費量

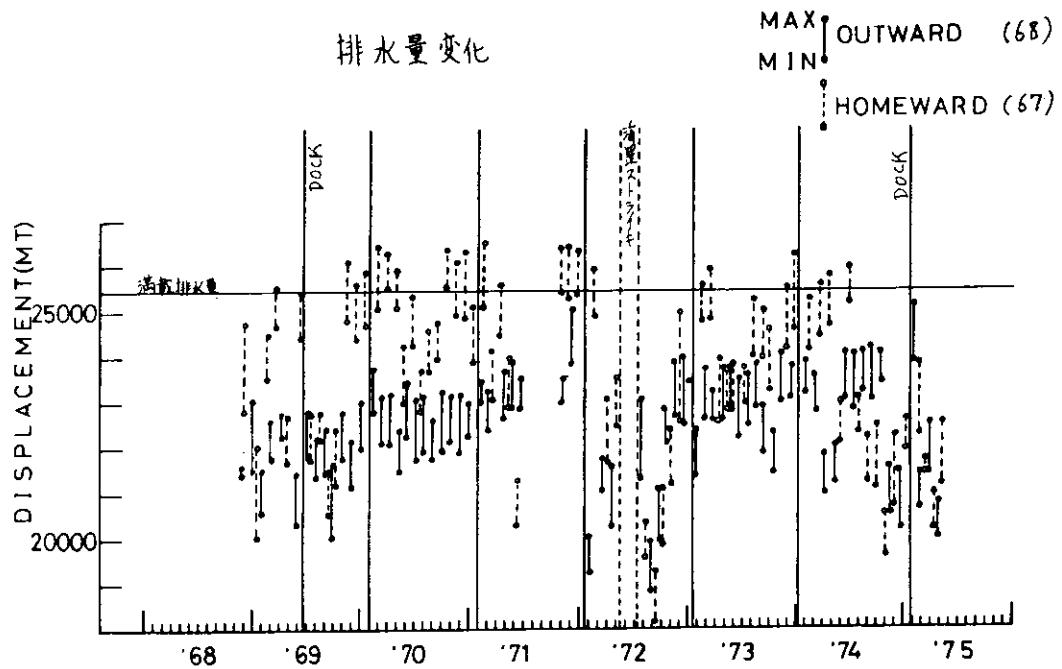


Fig. 5.5 調査期間と航海数、排水量

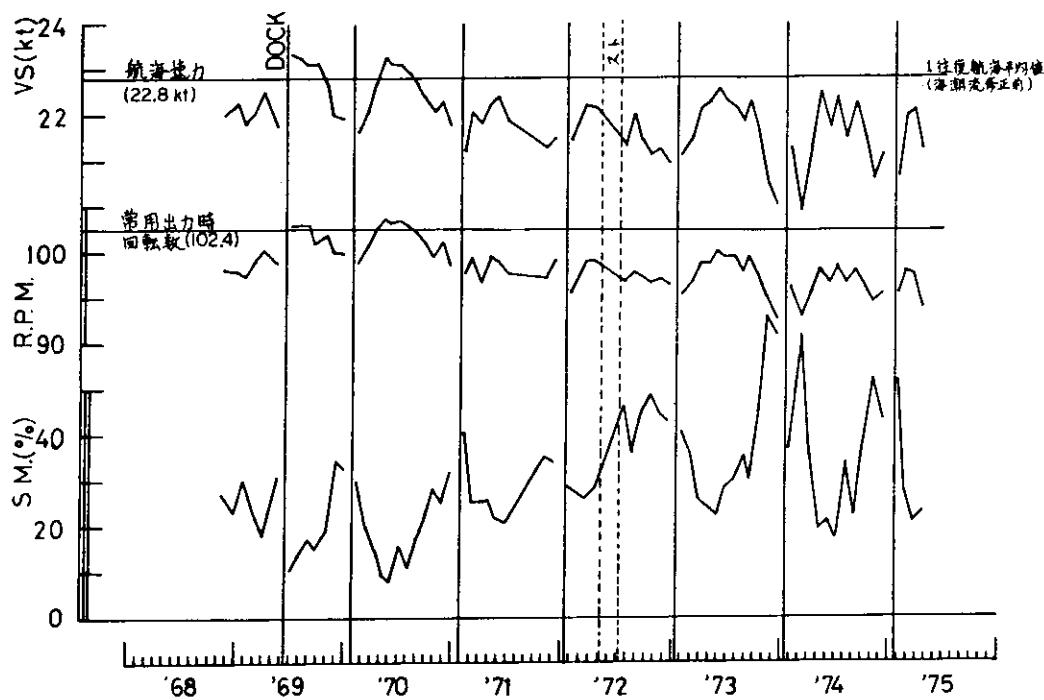


Fig. 5.6 一往復航海平均値の変化

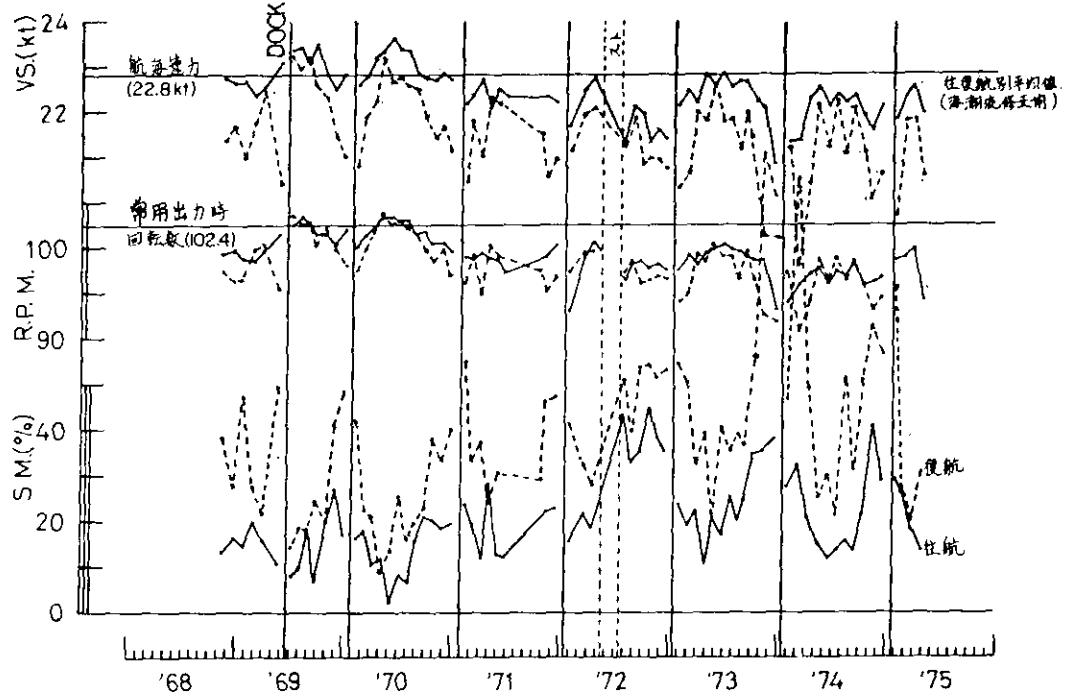


Fig. 5.7 往復航別平均特性（海流修正前）

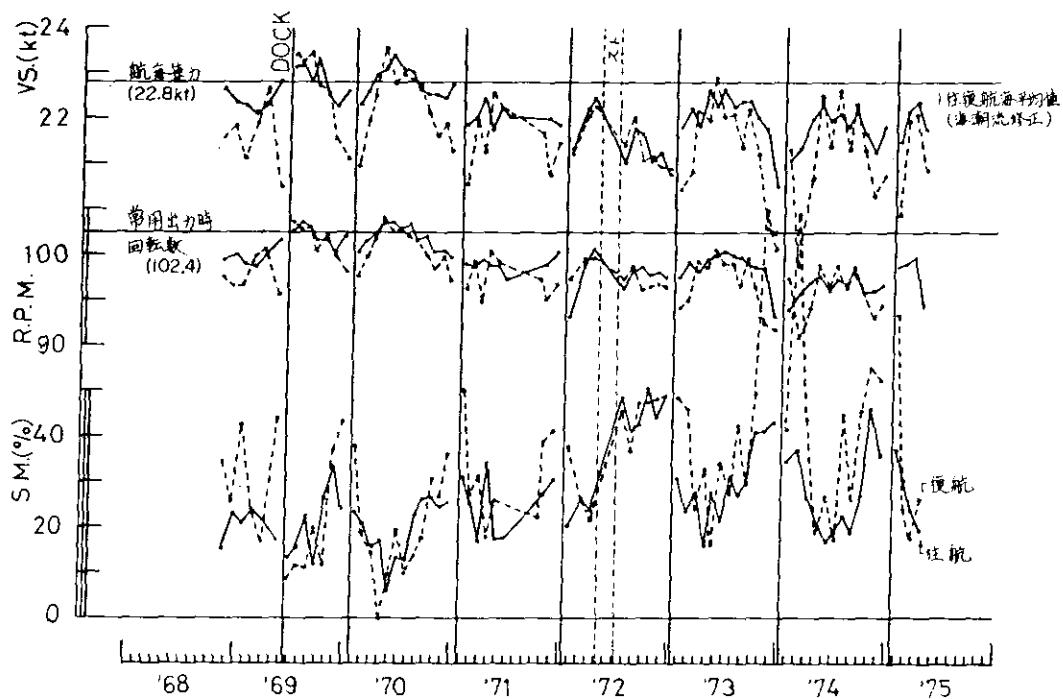


Fig. 5.8 往復航別平均特性（海流修正後）

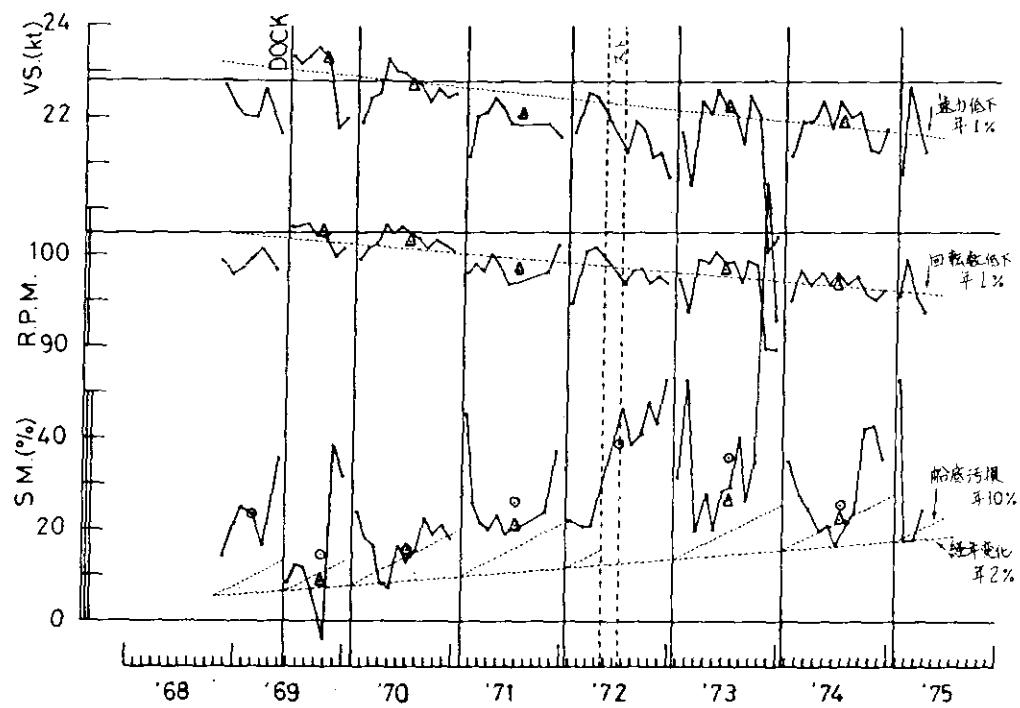


Fig. 5.9 ビューフォート階級4以下のデータのみによる航海平均値

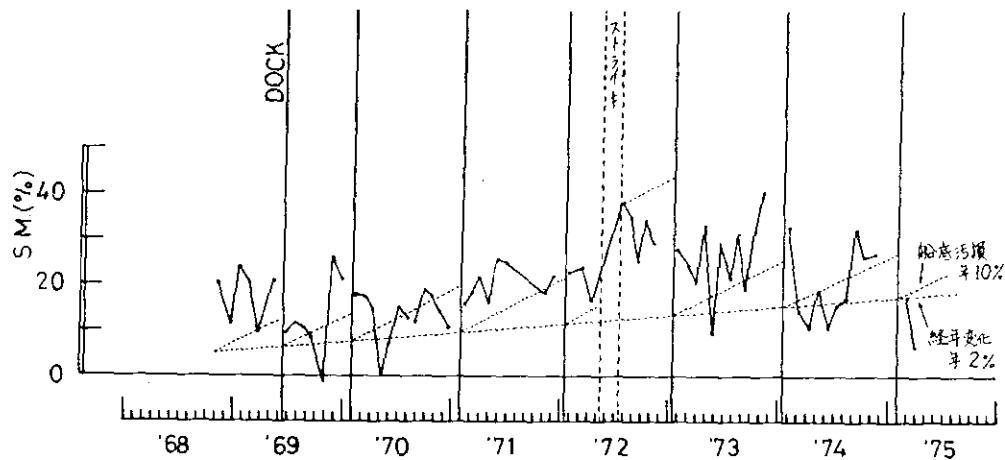


Fig. 5.10 ビューフォート階級4以下の、船速21.5 kt以上の
データによる一往復航海の平均シーマージン

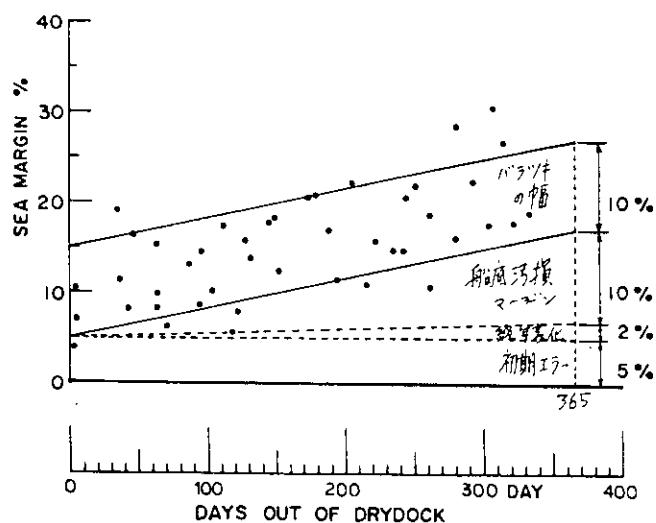


Fig. 5.11 船底汚損マージンの推定

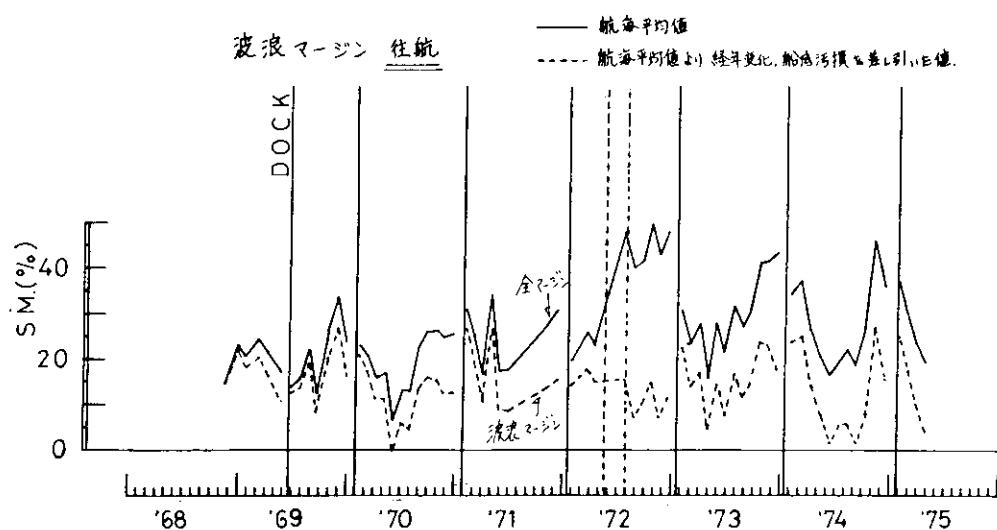


Fig. 5.12 全マージンと波浪マージンの割合（往航）

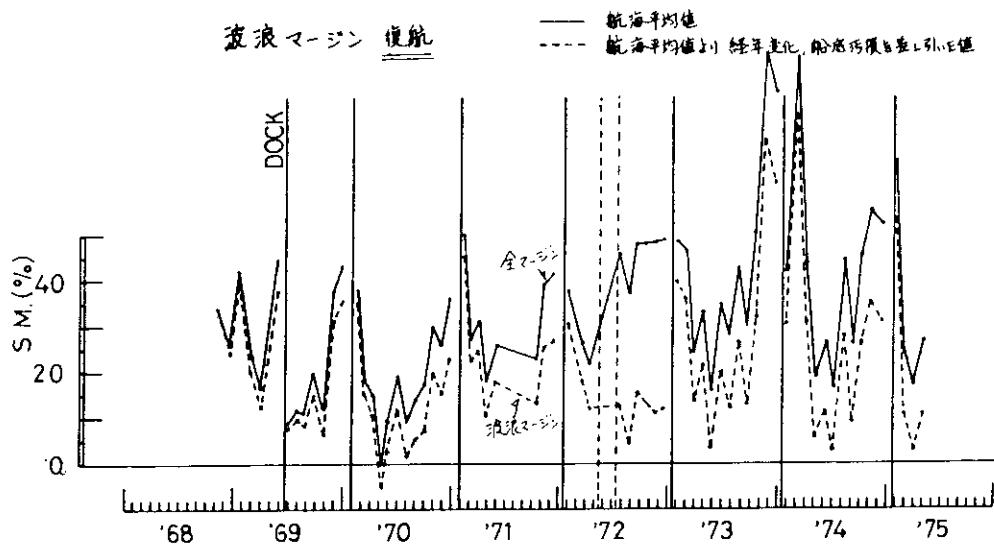


Fig. 5.13 全マージンと波浪マージンの割合（復航）

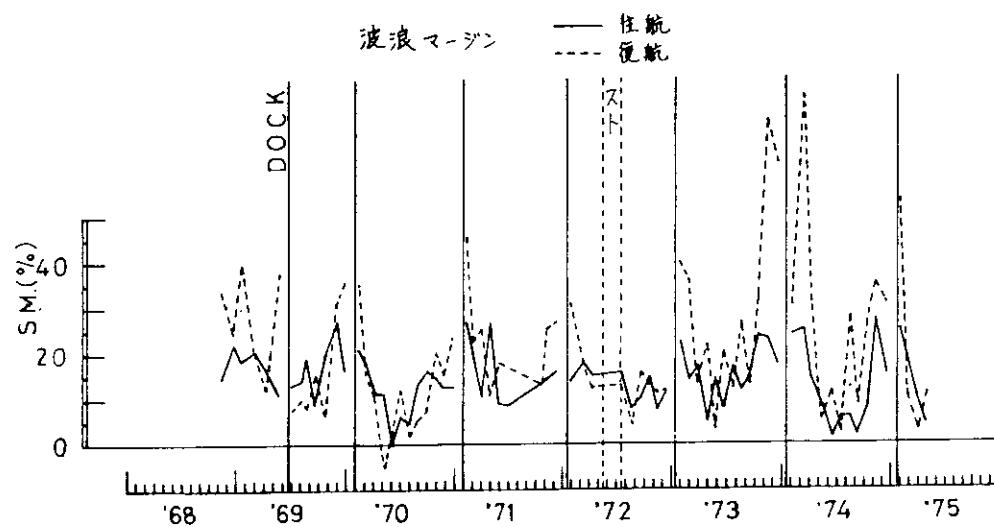


Fig. 5.14 波浪マージン（往航と復航の比較）

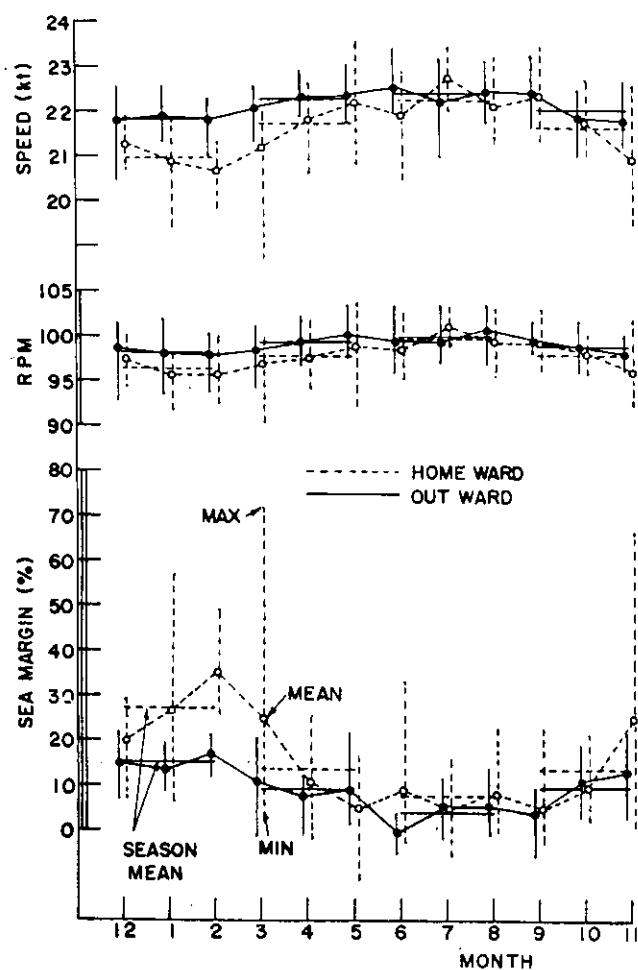


Fig. 5.15 波浪マージンなどの季節による差

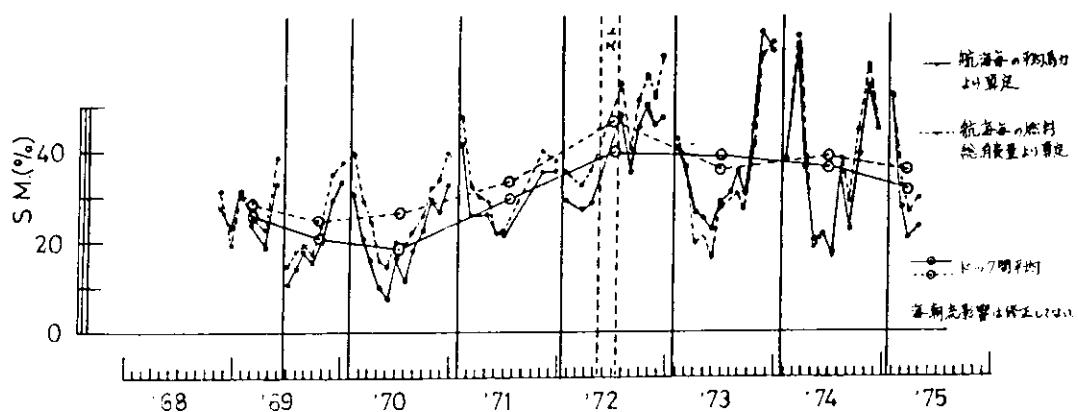


Fig. 5.16 横筋総燃費から算出した一往復航海のシーマージン

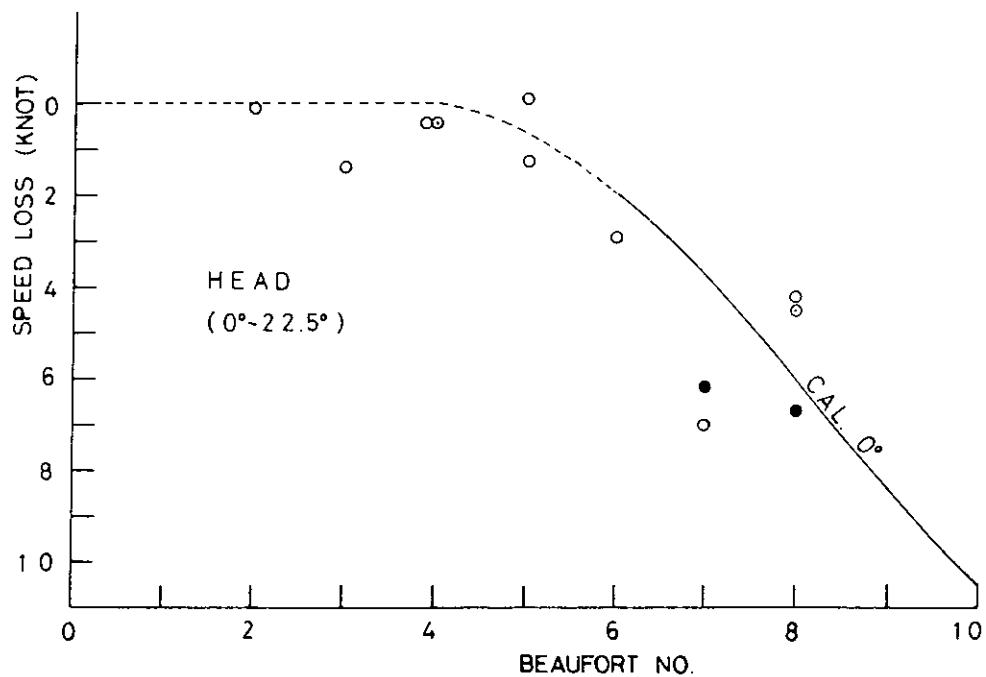


Fig 5.17 船速低下 (Head Sea)

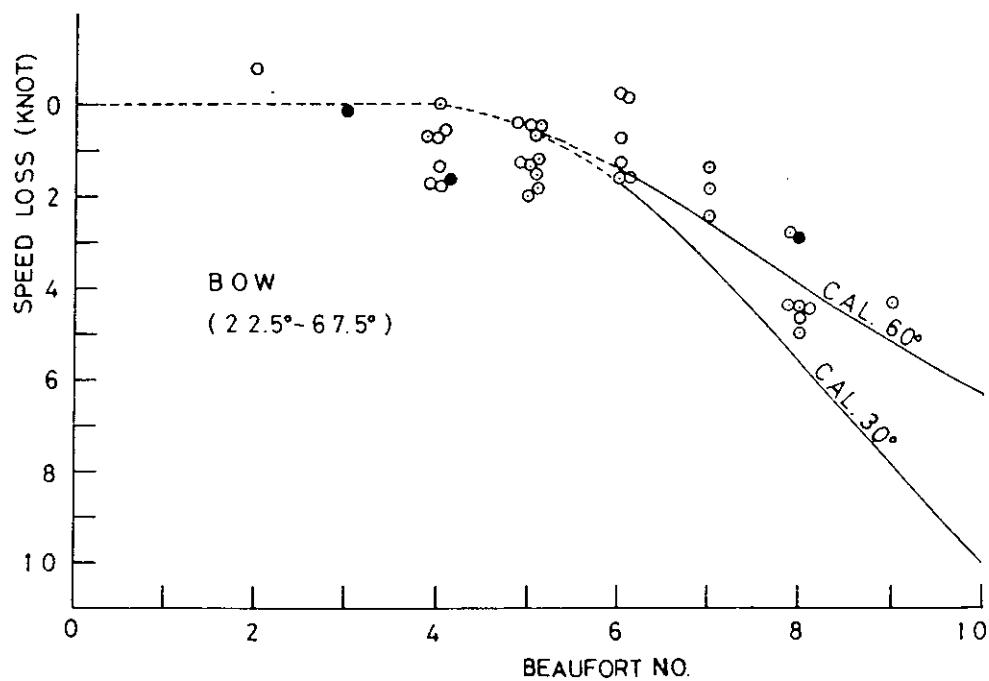


Fig 5.18 船速低下 (Bow Sea)

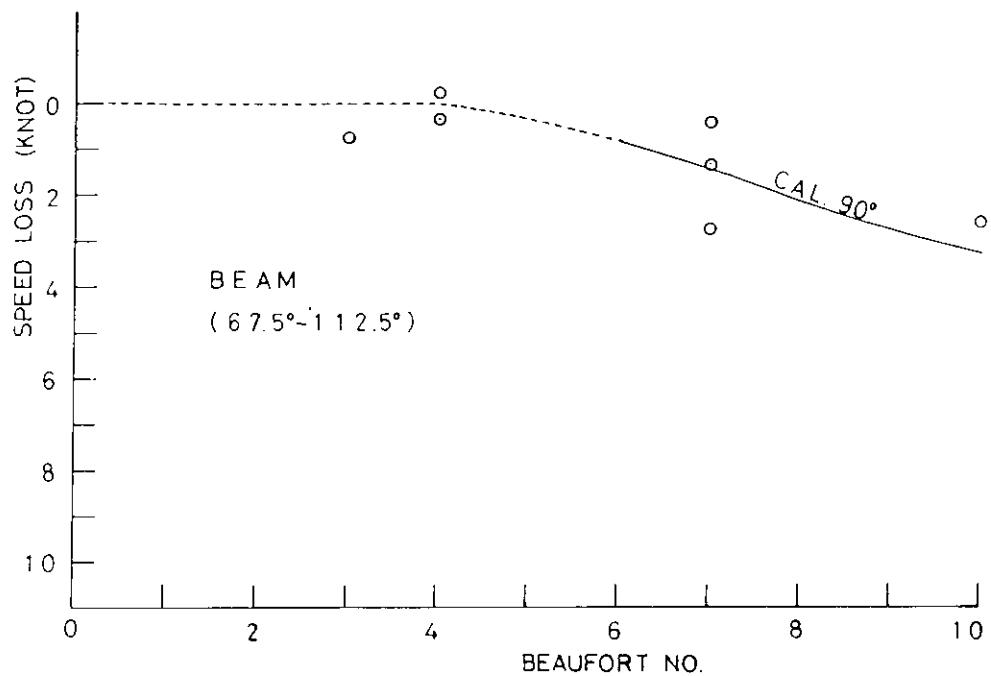


Fig. 5.19 船速低下 (Beam Sea)

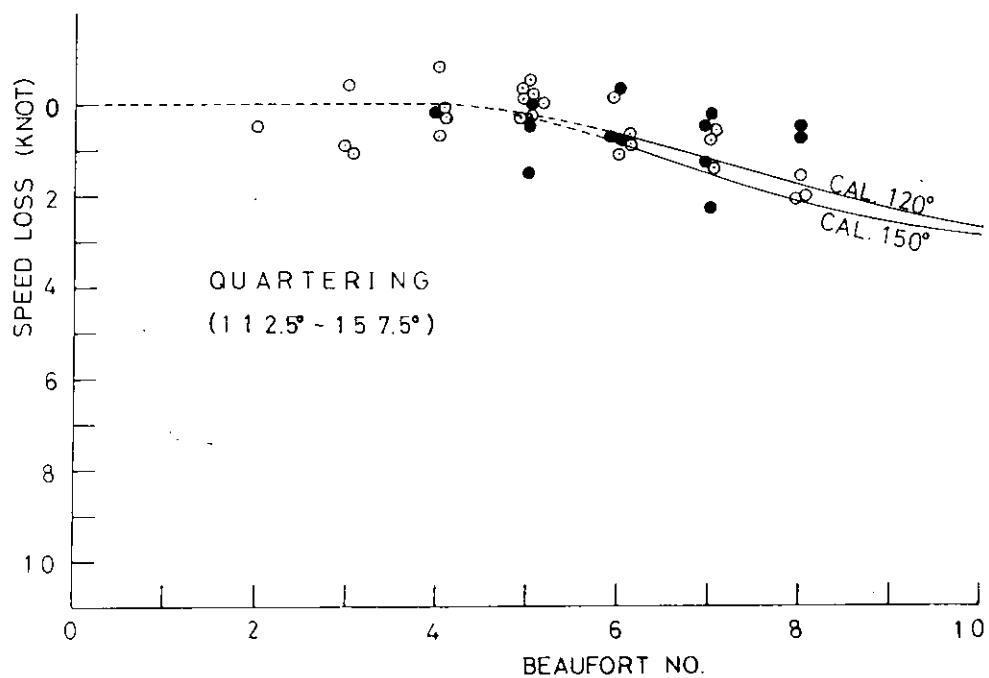


Fig. 5.20 船速低下 (Quartering Sea)

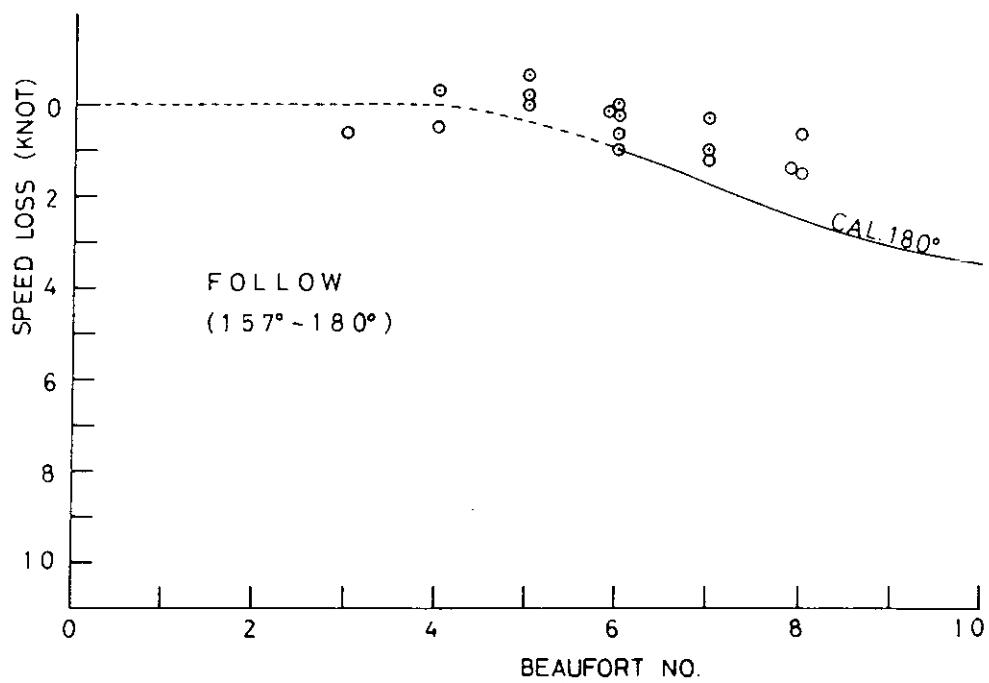


Fig 5. 21 船速低下 (Following Sea)

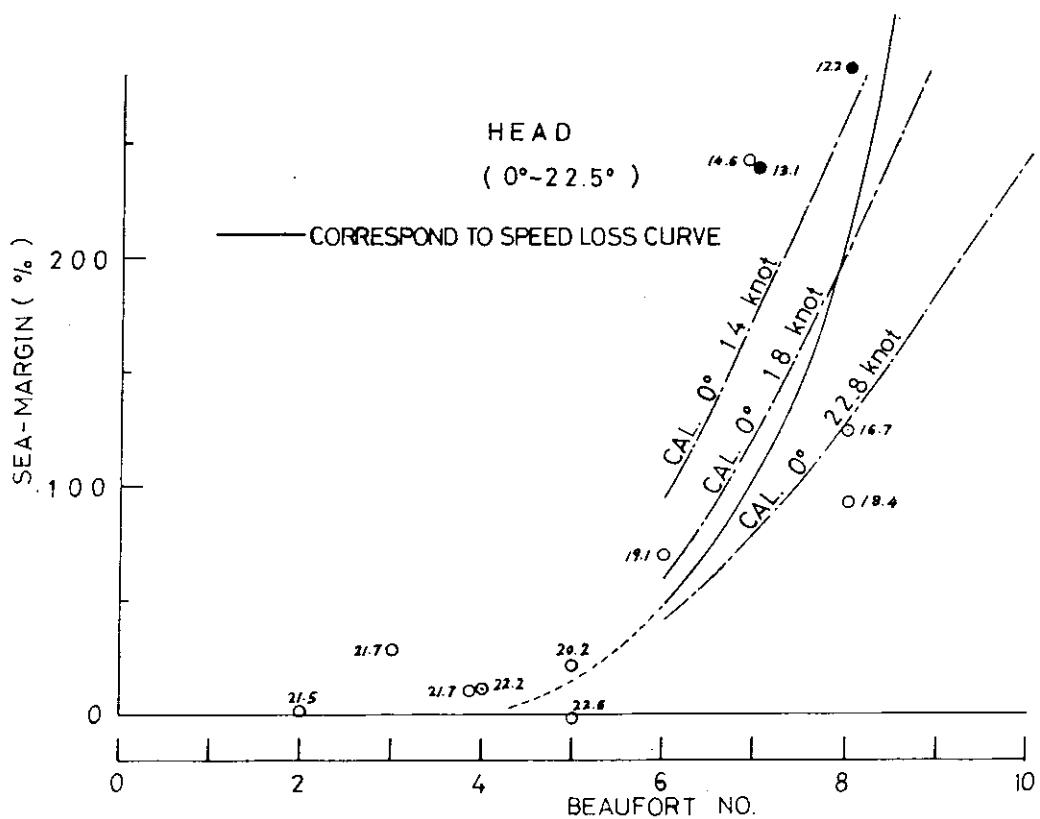


Fig 5. 22 波浪シーマージン (Head Sea)

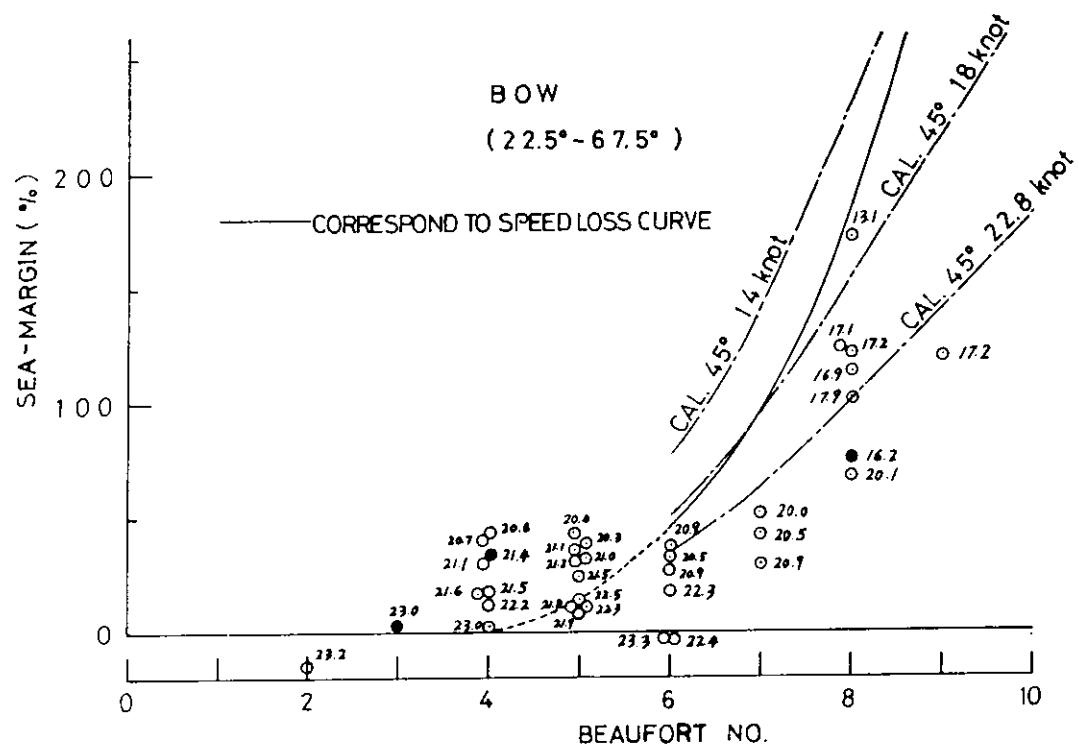


Fig. 5.23 波浪シーマージン (Bow Sea)

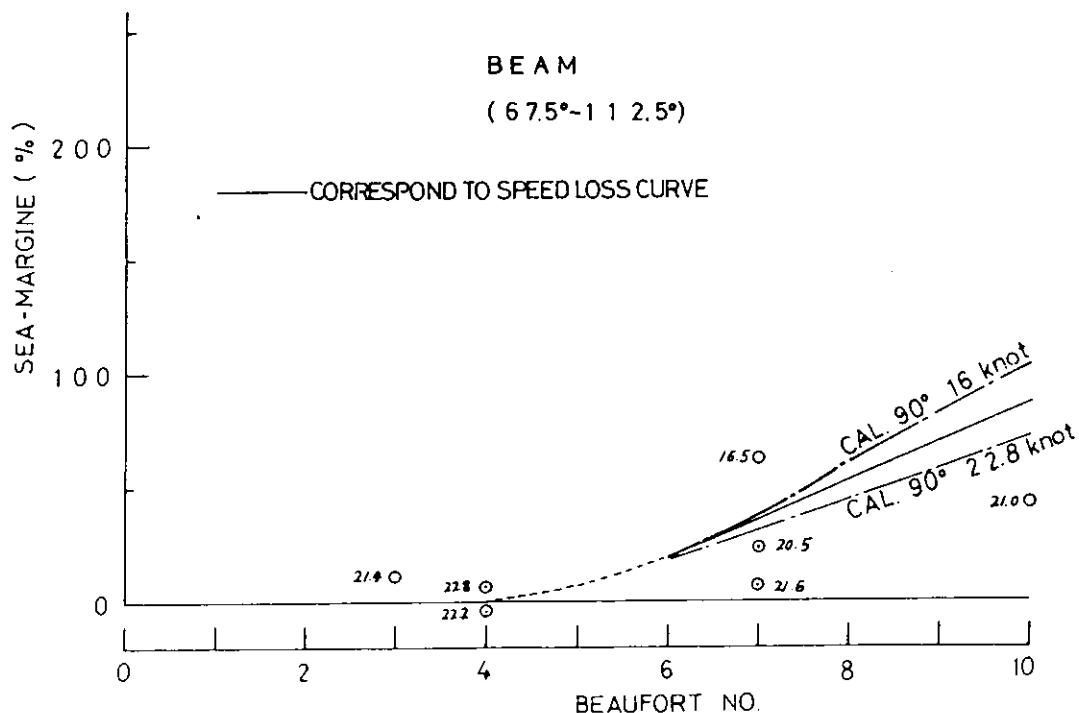


Fig. 5.24 波浪シーマーリング (Beam Sea)

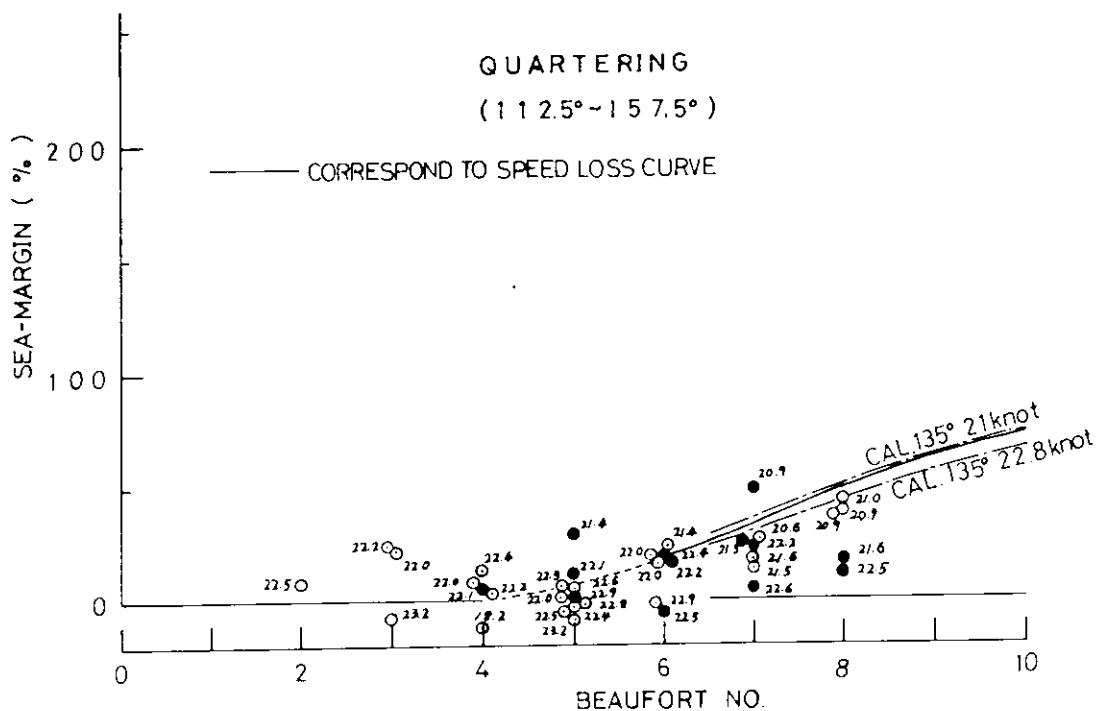


Fig. 5.25 波浪シーマーシン (Quartering Sea)

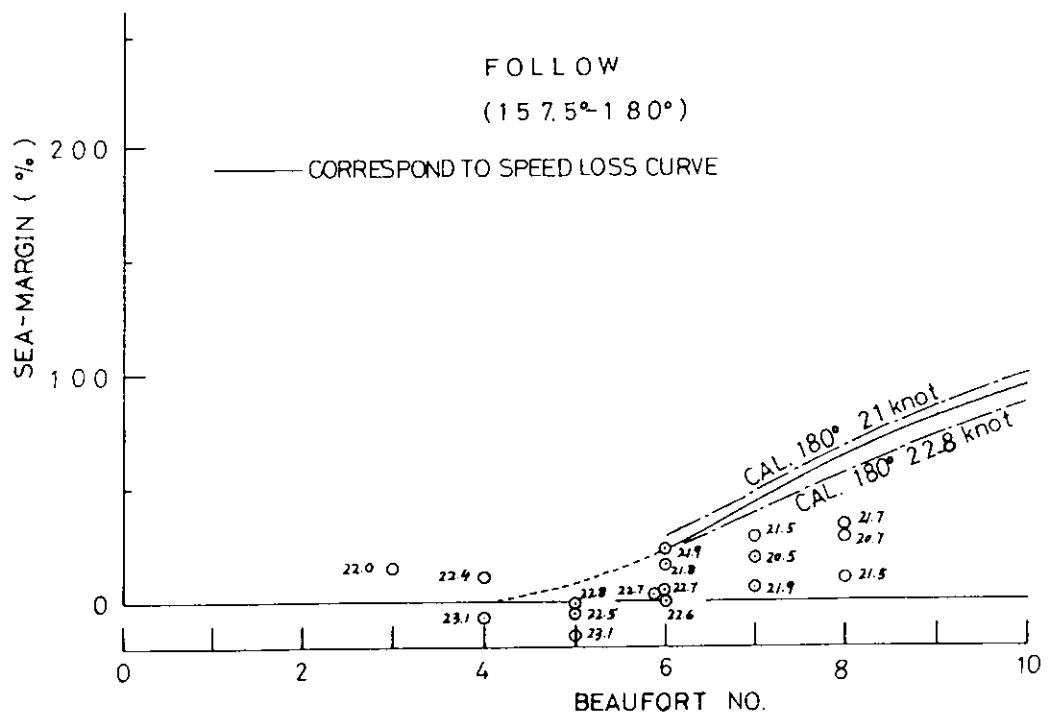


Fig. 5.26 波浪シーマージン (Following Sea)

6. 結 言

本研究は、昭和50年度より4年計画で実施される予定であり、本年度はその第1年目として、船舶の波浪中性能の推定精度向上のために大きな問題となっている。横揺れ減衰力の推定法及びその非線形性の取扱い、波浪中における抵抗増加及び船速低下の適確な推定法に重点を置き、模型実験及び理論計算により研究が進められ、かなりの知見を得ることができた。またログブックの解析により、実船の運航状況、特にシマージンに関する実情を把握する手がかりを得ることができた。

来年度はこれらの研究を更に発展させ、横揺れ減衰力に関しては、二次元模型及び船体模型による強制動搖試験や、模型船のまわりの流場計測、ビルジキール付近の変動圧力の計測等を行い、横揺れ減衰力の成分ごとに特性を調べるとともに、これらの実験に対応する理論的研究を行う予定である。

更に分割模型による強制動搖試験により横揺れ減衰力の船長方向分布と船速との関係を明らかにするほか、船体模型の不規則強制動搖試験により横揺れに対する流体力の非線形影響を調べる。また波浪中における船速低下の問題については、主機特性を考慮した船速低下に関する実験的研究を行うほか、船型及びプロペラ要目の波浪中推進性能に及ぼす影響を調べ、波浪中の自航要素やプロペラの負荷変動に影響を及ぼす波浪中での船尾の流場計測及び理論計算との比較を行う。更に船舶の荒天中における危険回避の限界設定に必要な、船首加速度、横揺れ、海水打込み、プロペラ露出、縦曲げモーメントその他の各種耐航性要素の基準値について検討を行い、シミュレーション計算によって、各要素の相互関係を調べる計画である。