

本研究は、モーターボート競走公益資金による(財)日本船舶振興会の補助金を受けて実施したものである。

研究資料No. 375

第194研究部会

波浪中の船体応答に関する研究

報告書

昭和59年3月

社団法人

日本造船研究協会

はしがき

本報告書は、社団法人日本造船研究協会が財団法人日本船舶振興会の昭和58年度補助事業として第194研究部会において実施した「波浪中の船体応答に関する研究」の成果をとりまとめたものである。なお、本研究は運輸省船舶技術研究所との共同研究として行ったものである。

第194研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長 山本 善之（東京大学）

副部会長 菅井 和夫（船舶技術研究所）

荒井 宏範（日本海事協会）

大坪 英臣（東京大学）

尾川 宣之（日本钢管）

磯田 博行（三井造船）

梶田 悅司（石川島播磨重工業）

鞠谷 宏士（東京商船大学）

竹川 正夫（住友重機械工業）

田中 陽（川崎重工業）

深沢 塔一（筑波大学）

藤井 斎（三菱重工業）

藤野 正隆（東京大学）

堀 徹（日立造船）

宮本 武（船舶技術研究所）

渡辺 嶽（船舶技術研究所）

関係官庁 小野 純正（運輸省船舶局）

染矢 隆一（運輸省船舶局）

松本 公道（運輸省船舶局）

○実験小委員会

主査 菅井 和夫（船舶技術研究所）

梶田 悅司（石川島播磨重工業）

大坪 英臣（東京大学）

深沢 塔一（筑波大学）

畠中 勝則（三菱重工業）

藤野 正隆（東京大学）

藤井 斎（三菱重工業）

宮本 武（船舶技術研究所）

松永 康二（石川島播磨重工業）

渡辺 嶽（船舶技術研究所）

○計算小委員会

主査 藤野 正隆（東京大学）

大坪 英臣（東京大学）

荒井 誠（石川島播磨重工業）

菅井 和夫（船舶技術研究所）

梶田 悅司（石川島播磨重工業）

深沢 塔一（筑波大学）

土岐 直二（三菱重工業）

渡辺 嶽（船舶技術研究所）

藤井 斎（三菱重工業）

目 次

1. 緒 言	1
2. 計算プログラムの機能向上	2
2.1 計算プログラムのスコープ	2
2.2 基準プログラム	4
2.3 プログラム開発Ⅰ	9
2.4 プログラム開発Ⅱ	13
2.5 プログラム開発Ⅲ	20
2.6 プログラム開発Ⅳ	25
2.7 プログラム開発Ⅴ（有限要素法による非線形応答解析）	31
3. 実験と計算の比較	48
3.1 実験の目標	48
3.2 大型ばら積貨物船（55,000 DWT）についての実験および計算	50
3.3 鉱石運搬船（120,000 DWT）についての実験および計算	71
3.4 コンテナ船についての実験および計算	114
3.5 まとめ	142
4. スラミング発生条件の研究	147
4.1 一方向波中におけるスラミング発生条件の研究	147
4.2 二方向波中におけるスラミング発生条件の研究	162
5. スラミング圧発生に関する研究	181
5.1 基礎的研究（楔形物体の水面衝撃実験）	181
5.2 船首部模型による船底衝撃水圧の研究	189
6. 結 言	195

1. 緒 言

昭和55年12月に発生した尾道丸の船体折損事故に関して、昭和56年度に運輸省船舶局に設置された「尾道丸に係る技術検討会」の検討およびこれに関連して本会が行った「大型ばら積貨物船事故に係る調査解析」において、最近の理論を適用して大波高時に船体に働く波浪外力のモデル解析を行った結果、新しい船体構造応答解析技術の基礎的知見が得られた。本SR194部会はこの解析技術を実験的に裏づけ、実情に合致する合理的な理論を確立し、安全運航に資することを目的として、昭和57年度に設置されたものであり、本年度は第2年目に当る。本部会の研究成果は同じく昭和57年度に運輸省が開始した「異常海難防止システムの総合研究開発」を側面から支援するものである。

船舶の損傷解析にあたって、従来波浪中における船体の挙動は主として非線形運動を算定するための計算プログラムTSLAMによって解析されてきたが、このプログラムの開発は基礎的諸問題を明らかにすることが第一の目的であったので、必要最小限の機能しかもたず、一般的な問題の解決には不充分である。したがって本年度においては、まずプログラムTSLAMを基準プログラムと考え、その基礎の上に、より一般的なプログラム開発を行うことを、つぎのような点について多角的に模索した。すなわち

1. プログラムTSLAMに対し機能を付加する。
2. プログラムTSLAMで扱わなかった青波荷重を考慮する。
3. プログラムTSLAMはストリップ法O.S.M.に基づいているが、他のストリップ法たとえばS.T.F.法による計算結果と比較し、必要ならば計算法を改める。
4. プログラムTSLAMは2節および3節の振動だけを扱っているのに対して、高次の振動モードを導入する。
5. 計算に用いる振動モードを実船に合わせて定める。
6. 有限要素法の立場から検討する。
7. 水の付加質量を2次元理論の範囲で正確に算定する。

このようにして、向上あるいは改良された計算プログラムの機能は真に意義のあるものであることが必要である。このため代表的船型として、ばら積貨物船、鉱石運搬船、コンテナ運搬船を選び、これらの模型によって一連の実験を行い、計算結果と比較し、計算プログラム改良の意義を明確にする。実験は主に正面規則波および不規則波中で行い、実際の波浪中で生ずるスラミングのメカニズムを把握する。斜め波中さらに2方向波中においても実験を行い、斜め波中における船舶の挙動を算定するための計算プログラム開発に対する指針を明確にする。

なお前年度においては、弾性模型の製造法について詳細に述べたが、ここではさらに新しい方法としてプラスチックで形成された模型船を金属板で補強する方法を提案し、その有効性を論じている。

つぎに、1方向波中および2方向波中における厳しいスラミングの発生条件を船体運動に関連して検討した。とくに肥満船型について詳細に検討しているが、これは運航マニュアルの基礎となるものである。

最後に、スラミングの発生機構を2次元の場合について、理論的および実験的に検討した。

2. 計算プログラムの機能向上

2.1 計算プログラムのスコープ

荒天航行中、船首フレアーないしは船底の急速な水面下没入に伴うスラミング発生に際し船体に加わる大きな波浪荷重は、船体構造強度上極めて重要であり、スラミング荷重の計算法も従来より種々試みられてきたが、近年、山本らにより提案された本法(TS L A M)^{1,2)}は模型実験等によって、その有効性が認められつつあるとともに、最近の二、三の船体折損事故解析にも用いられ、その実用性も認められつつある。^{3,4)}

山本らによって開発された波浪中船体応答解析プログラムT S L B Mは主として縦波中での船体応答を取り扱うものであり、より広い範囲の航走状態に対しても有効な計算法を開発する必要がある。そこで本研究委員会では山本らの考え方をベースとし斜波中航走時の非線形波浪荷重を計算するプログラムの詳細なフローを検討することとした。

具体的な作業に入る前に、予想される計算プログラムの最終的な姿について意見の交換を行なった。本研究委員会で想定する船体応答計算プログラムはdesign toolとして利用できるようなものとすべきである、あるいは操船者が船に搭載されたコンピューターを使って利用できるようなものとすべきであるなどの観点から、複雑な非線形計算そのものを実行するプログラムではなくなんらかの意味で線形化された計算法に置換する、あるいは設計のためのdesign chartを作成することを念頭において新しいプログラムを考えてゆくべきであるとの意見が出された。完成されたプログラムが有效地に利用されるためには、これらの提言の趣旨は十分に生かされねばならないが、提言に沿ったプログラムを完成させるためにも、現段階で最も合理的と思われる計算法を考究しておくことが、まず必要であるとの判断から、T S L A Mにおいて改良すべきと思われる諸点につき検討を加え、その成果を踏まえて予想される完成プログラムのフローを示すことを当面の作業目標とした。

現在のT S L A Mの概要については次の2.2で触れるが、新プログラム作成のために検討すべき項目として挙げられた点を以下に記す。

(1) 非線形流体力の計算法

非線形流体力として算入すべき流体力成分と、その計算法の検討

(2) 流体力係数の評価

前項(1)の非線形流体力計算法とも関連し、断面付加質量および減衰係数をいかに求めるか。具体的には

- (a) 流体力係数の周波数依存性をどのように考慮するか
- (b) 断面形状を流体力係数の評価にどう反映させるか

などを検討する。

(3) 船体弾性応答の取扱い

- (a) 剪断変形および回転慣性の影響
- (b) 弹性変形をモード展開法で取扱う際に考慮すべきモードの次数
- (c) 船体を一様ビームとするか変断面ビームとするかの取扱いの相違

などを検討する。

(4) 海水打ち込みの影響

激しいスラミングが発生するような荒天中で避けられない甲板上への海水打ち込みによる荷重の取扱いの検討

(5) 船体前後揺および軸力の影響

船体前後揺および軸力の甲板応力への影響とその評価法の検討

(6) 斜波航走中の波浪荷重

T S L A M では専ら heave, pitch の船体縦運動および垂直剪断力と垂直曲げモーメントの縦波浪荷重を取扱っているが大波高波浪中を航行する場合の縦運動および横運動の連成を考慮する必要性の有無、さらに水平剪断力、水平曲げモーメント、捩りモーメントの横波浪荷重を考慮する必要性の有無を検討。

以上、検討を要すると思われる項目を挙げたが、本研究実施の 4 機関では、上記の検討項目を考慮しつつ、それぞれ独自に計算プログラムを作成することとした。各検討項目の影響度を調査した結果をもとに、新プログラムに盛るべき項目を取捨選択するが、4 機関の異なるプログラムによる各項目の影響度を検討するためには、比較のもとになる共通のベースが必要である。このため、T S L A M で標準的な波浪および航走条件の下で船体応答を求めておき、これと各機関のプログラムによる同様の計算結果との比較から、T S L A M との相違を明確にしておくこととした。

なお、今年度は各機関とも計算プログラムの作成に主力を注ぎ、T S L A M との詳細な比較および各項目に関する具体的な検討は来年度実施することとした。

参考文献

- 1) 山本善之他：“非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動および縦強度（第 1 報～第 3 報）”，日本造船学会論文集第 143 号（1978），第 144 号（1978），第 145 号（1979）
- 2) Fukasawa, T. and others : "Motion and Longitudinal Strength of a Ship in Head Sea and the Effects of Non-linearity (4th Report)", 日本造船学会論文集第 150 号（1981）
- 3) 山本善之他：“小型貨物船のスラミングによる応答と崩壊強度（第 1 報）”，日本造船学会論文集第 149 号（1981）
- 4) 運輸省船舶局：尾道丸事故に係る技術検討会報告書（1981）

2.2 基準プログラム

基準プログラムとして用いるのは、山本らが提案した非線形理論に基づく波浪中船体応答計算プログラム TSLAM である。¹⁾ 以下ではこのプログラムにおける応答計算法の概要と特徴および問題点について述べる。

TSLAMでの応答計算は heave, pitch の船体縦運動と垂直曲げ振動に限られている。この運動方程式は船体を変断面 Bernoulli-Euler 梁とみなして、

$$\mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} [EI(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \eta \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2})] = f_z + \mu g \quad (2.2.1)$$

と与えられる。ここで、 w は剛体変位、弾性変形を含めた船体断面下向変位であり、 μ 、 $E I$ 、 η はそれぞれ荷物をも含めた船体の単位長さ当たりの質量、縦曲げ剛性、構造減衰係数である。

また、 f_z は流体外力で O. S. M. (Ordinary Strip Method) と同様の考え方より導く。すなわち、

$$\begin{aligned} f_z = & - \frac{D}{Dt} [M_H (\frac{Dw}{Dt} - V_z)] \\ & - N_H (\frac{Dw}{Dt} - V_z) \\ & + \int_C (-p) n \, ds \end{aligned} \quad (2.2.2)$$

となる。ただし、波浪は船尾より χ なる角度をなして伝播する波高 $H_w (= 2 \zeta_0)$ 、波長 $\lambda (= \frac{2\pi}{k})$ の規則波を考え、その上下方向の orbital velocity を V_z で表わす。 M_H 、 N_H は船体断面の付加質量および減衰係数である。また、 p は Froude-Krylov の仮定に基づく船体表面上の点 (x, y_0, z_0) における圧力で、

$$p = \rho g [z_0 + w - \zeta_0 e^{-k\bar{Z}} \cos(kx \cos \chi - ky_0 \sin \chi - \omega_e t)] \quad (2.2.3)$$

と与えられる。ここで (y_0, z_0) は船体断面に固定された座標系で y_0 は静止時に水面と一致する。 \bar{Z} は (x, y_0) における喫水であり、 ω_e を出会い周波数とする。この圧力を船体表面外向法線ベクトルの Z 方向方向余弦 n を乘じ船体断面の wetted contour C にそって積分することにより (2.2.2) 式の第 3 項、圧力による力が得られる。なお、ここでの付加質量 M_H 、造波減衰係数 N_H 、圧力 p 、および wetted contour C は線形 strip 法と異なり、時間の関数、すなわち喫水の変化によって値が変わるものである。また、これにより (2.2.2) 式の第 1 項より線形 strip 法では考慮されない項

$$f_{imp} = - \frac{\partial M}{\partial t} (\frac{Dw}{Dt} - V_z) \quad (2.2.4)$$

が生ずる。これを衝撃力と呼ぶ。(2.2.1) 式を解くことによって変位 w が求まり、これより垂直曲げモーメント M_B 、垂直剪断力 F_S は次のようにして計算する。

$$M_B = EI (\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \eta \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2}) \quad (2.2.5)$$

$$F_S = \frac{\partial}{\partial x} [EI (\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \eta \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2})] \quad (2.2.6)$$

次に運動方程式を解くための数値計算法について述べる。まず、変位 w を境界条件を満足する固有関数 $W_j(x)$ で

次のように展開する。

$$w = \sum_{j=0}^3 w_j(x) \cdot q_j(t) \quad (2.2.7)$$

この式を運動方程式に代入して Galerkin 法を適用する。すなわち、(2.2.1)式の両辺に $W_i(x)$ を乗じ $x=0$ から $x=L$ まで積分する。この結果次のような 4×4 のマトリックス方程式ができる。

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{f\} \quad (2.2.8)$$

これを Newmark- β 法 ($\beta=\frac{1}{4}$) により step-by-step で時間積分する。なお、先に述べたように (2.2.8) 式ではベクトル $\{f\}$ のみならずマトリックス $[M]$, $[C]$, $[K]$ も時々刻々値が変化する。

最後に非線形性の取り扱い、流体力の計算方法、変位の展開モード等について述べる。プログラムでは各時刻ごとに波面と船体の相対位置を計算するが、この場合波面は船体の存在によって乱されないと仮定する。これにより各時刻における断面の接水幅 \bar{b} 、波面から船底までの深さ \bar{z} が求まり、付加質量、造波減衰係数を次の近似式により計算する。

$$M_H = \frac{1}{2} \pi \rho (\bar{b}/2)^2 \quad (2.2.9)$$

$$N_H = \begin{cases} \rho g^2 [2 \sin(\xi_b) e^{-\xi_d}]^2 / \omega_e^3 & ; \text{剛体モード} \\ 0 & ; \text{振動モード} \end{cases} \quad (2.2.10)$$

ただし、

$$\xi_b = \frac{\omega_e^2}{g} (\bar{b}/2) \quad (2.2.11)$$

$$\xi_d = \frac{\omega_e^2}{g} [\max, (\bar{z})] \quad (2.2.12)$$

とする。ここで、 $\max,$ は断面の各 y_0 に対する値の中での最大値を意味する。また、圧力による力は断面の contour 上に数 10 点圧力を求める点をとりこれを用いて数値積分することによって計算する。なお、波面が船底より下に来た場合については付加質量、造波減衰係数、圧力による力をゼロとし、一方、波面が甲板よりも上に来た場合は甲板上に船側からの垂直な壁があるとして計算を行なう。すなわち、甲板上に海水は存在しないことになる。また、これと関連して海水打込みも無視している。次に衝撃力の取扱いであるが、衝撃力は船体断面と流体との相対速度が正のときのみ考慮に入れる。したがって (2.2.4) 式は次のように表わすことができる。

$$f_{imp} = \begin{cases} - \frac{\partial M_H}{\partial t} \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right); \text{ if } \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right) > 0 \\ 0; \text{ if } \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right) < 0 \end{cases} \quad (2.2.13)$$

この式中の付加質量の時間微分は

$$\frac{\partial M_H}{\partial t} = \begin{cases} \frac{M_H|_{\bar{z}} - 0}{\Delta t} & ; \text{船底衝撃} \\ \frac{\frac{k}{M_H} - \frac{k-1}{M_H}}{\Delta t} & ; \text{船底衝撃以外} \end{cases} \quad (2.2.14)$$

として計算する。ただし、 Δt は Newmark - β 法での時間キザミで、 M_H^k , M_H^{k-1} はそれぞれ k , $k-1$ ステップでの付加質量をあらわす。また変位を展開する固有関数としては両端自由の一様断面梁のそれを用いる。すなわち、

$$\left\{ \begin{array}{l} W_0 = 1.0 \\ W_1 = \frac{x}{L} - \frac{1}{2} \\ W_j = \cos \lambda_j x + \cosh \lambda_j x - c_j (\sin \lambda_j x + \sinh \lambda_j x) ; j=2, 3 \end{array} \right. \quad (2.2.15)$$

である。ここで W_0 , W_1 はそれぞれ heave, pitch の剛体運動に対応し、 W_j は j 節の曲げ振動モードである。

また

$$\left\{ \begin{array}{l} c_j = (\cos \lambda_j L - \cosh \lambda_j L) / (\sin \lambda_j L - \sinh \lambda_j L) \\ \lambda_2 L = 4.73, \lambda_3 L = 7.8532 \end{array} \right. \quad (2.2.16)$$

である。なお、構造減衰係数は対数減衰率 δ を用いて

$$n = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & ; \text{剛体モード} \\ \frac{\delta}{\pi \cdot \omega} & ; \text{振動モード} \end{array} \right. \quad (2.2.17)$$

とする。ただし、 ω は 2 節の曲げ固有振動数である。

図 2.2.1 に TSLAM における計算の流れ図を示す。また、図 2.2.2 には TSLAM による計算例を示す。計算に用いた船は 3.3 に述べる鉱石運搬船模型で載荷状態をバラストとする。模型船の詳細については前年度報告書を 2), また重量分布は図 3.3.42 を参照せられたい。計算は船速をフルード数 0.10 とし波長船長比 1.0, 船長波高比 15.4 の正面規則波について行なった。船長方向分割数は 20, 各断面について 1.7cm の喫水間隔でオフセットを入力した。時間キザミは出会い周期を 300 分割し、出会い周期の 8 倍計算を行なった。

以上 TSLAM の概要を述べたが、最後に特徴、問題点を挙げておく。

- 1) 波浪中の船体総運動および垂直曲げ振動の計算プログラムである。
- 2) 船体を変断面 Bernoulli-Euler 梁とみなしている。すなわち、剪断変形や回転慣性についてはこれを無視している。
- 3) 流体力を Ordinary Strip Method の考え方より求めている。
- 4) 付加質量、造波減衰係数、圧力による力は喫水の変化を考慮に入れることによって時間の関数とみなす。これより付加質量の時間微分に関係する力が導びかれるが、これを衝撃力とする。
- 5) 変位を剛体運動を含めた低次の固有関数（一様梁の 3 節モードまで）で展開している。すなわち、高次振動成分は無視される。また、この固有関数により Galerkin 法を適用する。
- 6) 時間積分には Newmark - β 法 ($\beta = \frac{1}{4}$) を用い、step-by-step な計算を行なっている。
- 7) 各時刻での船体と波面の相対位置を計算する場合、波面は船体によって乱されないとする。
- 8) 付加質量、造波減衰係数、圧力による力は船体断面と波面の相対位置より各時刻で計算される。ただし、付加質量、造波衰係数は (2.2.9), (2.2.10) 式の近似式で与えられる。
- 9) 周波数依存性に関して、付加質量は independent, 造波減衰係数、構造減衰係数は変形モードに依存し (2.2.10), (2.2.17) 式で与えられるとする。

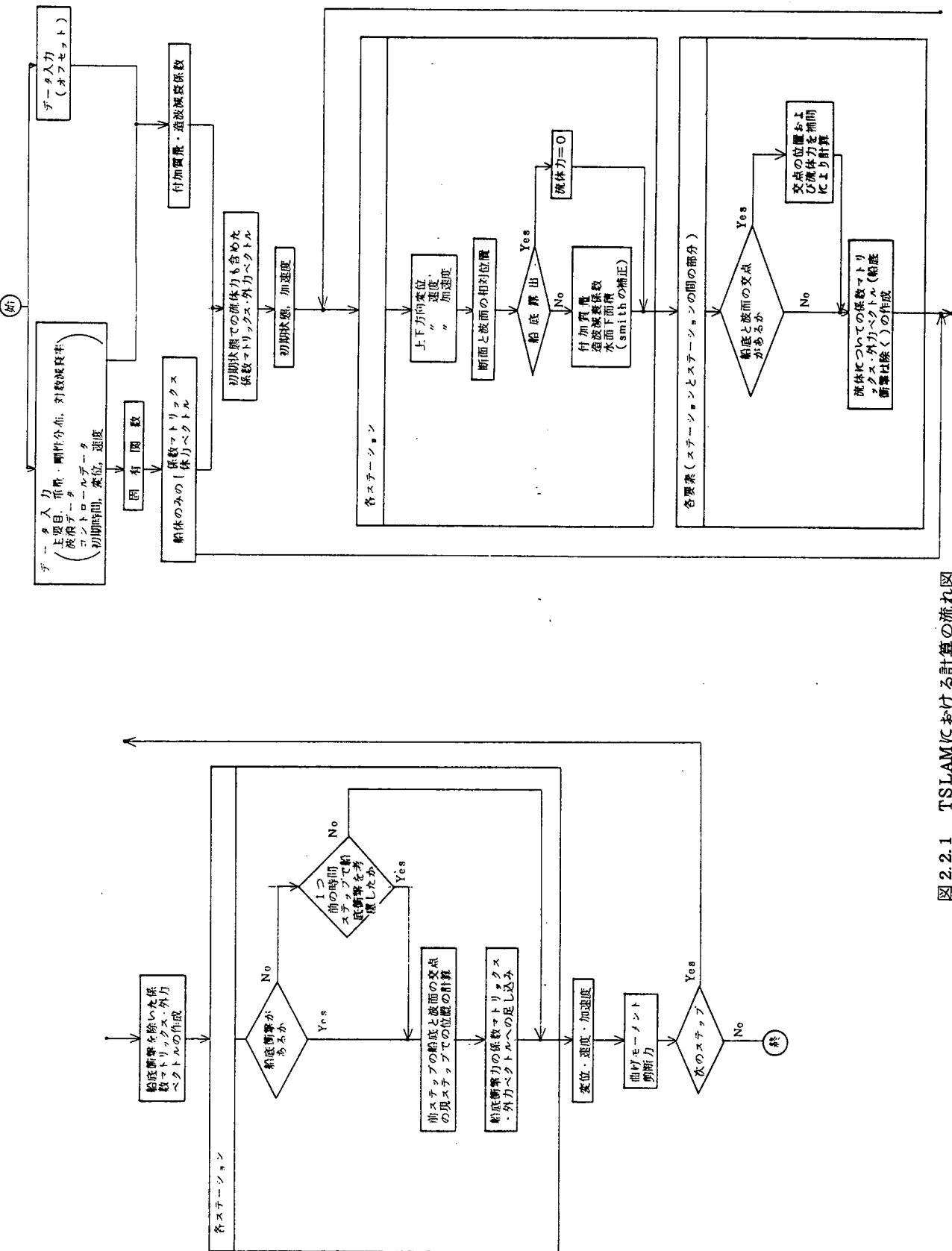


図 2.2.1 TSLAMにおける計算の流れ図

- 10) 波面が船体断面より下にある場合流体外力はゼロとし、また、波面が甲板よりも上にある場合は甲板上に船側から垂直な壁があるとし、海水が甲板上には存在しないとして計算する。
- 11) したがって海水打込み、青波衝撃についても無視する。
- 12) 衝撃力は船体と波面の相対速度が正のときのみ考慮に入れ、式中の付加質量の時間微分は(2.2.14)式により計算する。
- 13) sway-yaw-roll運動や水平曲げ、振り振動の影響は無視している。surge運動や縦振動の影響についても無視している。

参考文献

- 1) 山本善之、藤野正隆、深沢塔一、"非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動および縦強度(第1報~第3報)"、日本造船学会論文集 第143, 144号、(昭和53年), 第145号、(昭和54年); Naval Architecture and Ocean Engineering, Vol. 18, Soc. Naval Arch. Japan, 1980.
- 2) 第194研究部会 波浪中の船体応答に関する研究報告書、研究資料No. 368、日本造船研究協会、(昭和58年3月)。

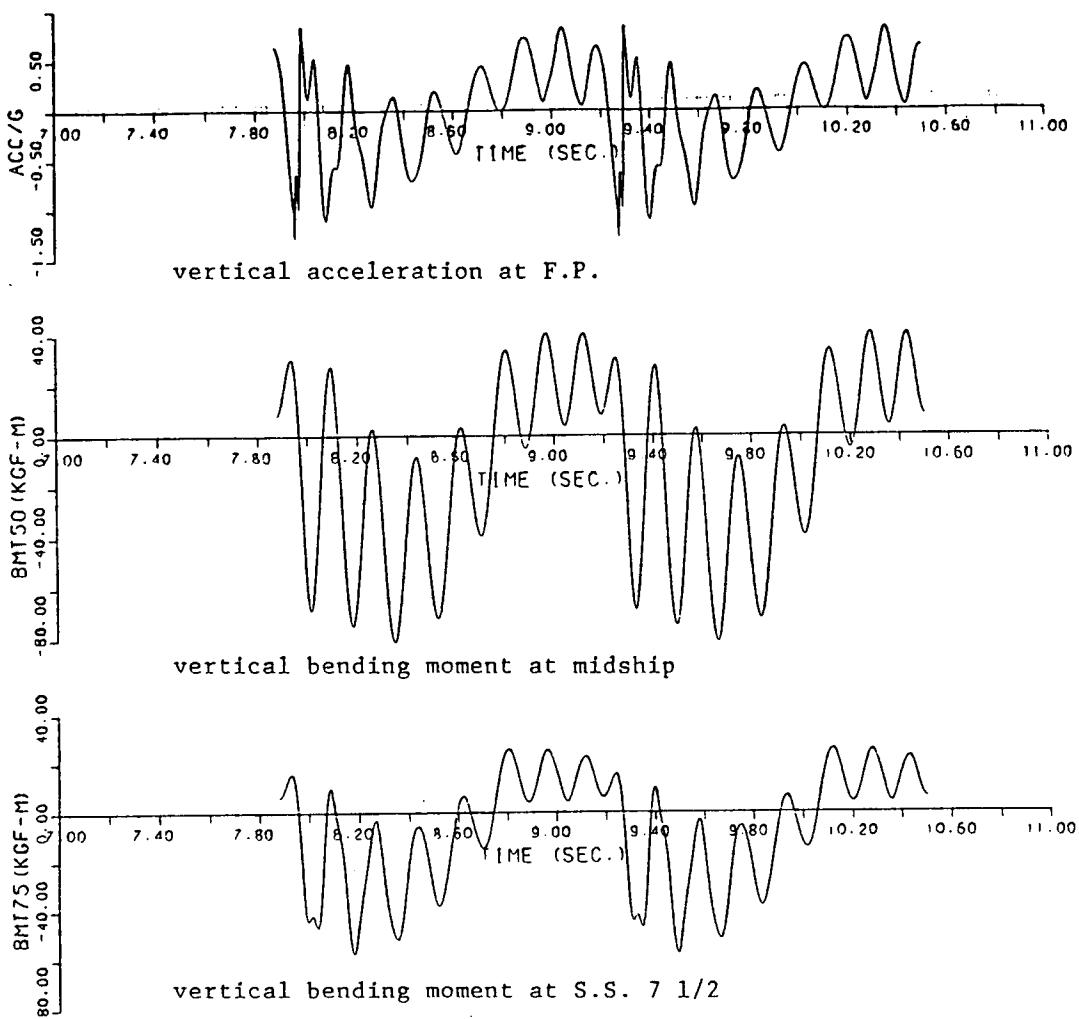


図 2.2.2 TSLAMによる計算例(笠木山丸模型バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 15.4$)

2.3 プログラム開発 I

本節では基準プログラム TSLAM の大幅な改変なしにできる機能拡張、精度向上について述べる。

2.3.1 曲げモーメント・剪断力の計算¹⁾

TSLAM での曲げモーメント、剪断力の計算は (2.2.5), (2.2.6) 式によるが、変位 w の展開に弾性振動モードを 2 つしか用いていないため、特に船首尾では誤差が大きくなる。これを改善するためには流体外力 f_z 、自重 μg 慣性力 $-\mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$ を積分することによって曲げモーメント、剪断力の計算を行なえばよい。すなわち、

$$M_B = - \int_0^x (\xi - x) (f_z + \mu g - \mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}) d\xi \quad (2.3.1)$$

$$F_S = \int_0^x (f_z + \mu g - \mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}) d\xi \quad (2.3.2)$$

である。

TSLAM では静水曲げモーメントと波浪曲げモーメントを分離して扱っておらず、また波高ゼロとして求めた静水曲げモーメントは従来設計で行なわれている方法より求めた静水曲げモーメントと一致しない。この点を改善するためには次のようにする。 M_B , M_{BS}^* をそれぞれ (2.2.5) あるいは (2.3.1) 式より得られるトータル曲げモーメント、波高ゼロとして求めた静水曲げモーメントとすると、TSLAM による波浪曲げモーメント M_{BW}^* は、

$$M_{BW}^* = M_B - M_{BS}^* \quad (2.3.3)$$

とできる。また M_{BS} を従来の方法で求められた静水曲げモーメントとすると、改善されたトータル曲げモーメント \tilde{M}_B は、

$$\tilde{M}_B = M_{BW}^* + M_{BS} \quad (2.3.4)$$

と与えられる。なお、剪断力についても同様に計算することができる。

2.3.2 軸力の計算²⁾

TSLAM では各時刻ごとに船体表面上の各点の水圧（ただし、Froude-Krylov の仮定に基づくもの）を計算しているので、これを用いて軸力を求めることができる。すなわち、(2.2.3) 式で与えられる水圧より、単位長さ当たりの前後方向力 $\frac{dF_w}{dx}$ は、

$$\frac{dF_w}{dx} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\int_S (-p) \ell ds \right] \quad (2.3.5)$$

となる。ここで、 ℓ は船体表面外向法線ベクトルの x 方向方向余弦で、積分は wetted surface S 上で行なう。この力とトリム・pitching 角に起因する自重の船長方向成分を外力として軸方向運動方程式は次のように表わすことができる。

$$\mu' \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[EA \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \eta \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} \right) \right] = \frac{dF_w}{dx} + \mu' g \left(t_r + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (2.3.6)$$

ただし、前後方向運動の付加質量は無視し、 u , EA , t_r をそれぞれ surging を含めた前後方向変位、船体軸剛性、静水中のトリム角とし、 w , η は 2.2 節で述べた下向き変位と構造減衰係数である。また、 μ' は 2.2 節の μ と同じく荷物を含めた単位長さ当たりの船体質量であるが、流体貨物のような場合には $\mu = \mu'$ とならないことがあるので注意を要する。(2.3.6) 式は 2.2 節と同じく前後変位 u を固有関数で展開し、Galerkin 法を適用すればよいが、衝撃的な外力を考えていないため剛体モードのみでも十分である。時間積分も 2.2 節と同じく Newmark- β 法 ($\beta = \frac{1}{4}$) を用いればよい。

以上の結果より軸力を計算するが、オリジナルの T S L A M の方法によれば、

$$F_A = EA \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \eta \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} \right) \quad (2.3.7)$$

であるが、2.3.1と同様精度を考え、また剛体モードのみの時にも適用できる形は、

$$F_A = - \int_0^x \left[\frac{d F_W}{d x} + \mu' g \left(t_r + \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \mu' \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right] d \xi \quad (2.3.8)$$

となる。

なお、曲げモーメントと軸力を応力の形で評価すれば両者の対応が明確となる。すなわち、トータル応力を σ として

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_B + \sigma_A \\ &= \frac{M_B}{Z} + \frac{F_A}{A} \end{aligned} \quad (2.3.9)$$

と表わされる。ただし、 Z は断面係数で、中立軸より y の距離にある部材に関して、

$$Z = \frac{I}{y}$$

である。

2.3.3 波浪について

T S L A M で計算に用いる波は正弦規則波のみであるが、不規則波に対してもそれが正弦波の重ね合せで表現できるならば、簡単な変更によって計算に用いることができる。また、任意の波浪もその形状、orbital velocity が与えられれば計算にのせることができる。

2.3.4 計算例

(1) 曲げモーメント計算の変更および軸力

計算に用いた船は 3.2 節に述べる大型ばら積貨物船模型で載荷状態をバラストとする。模型船の詳細については前年度報告書³⁾および 3.2 節を参照せられたい。図 2.3.1 にオリジナルの T S L A M による計算結果、図 2.3.2 に曲げモーメントを (2.3.1) 式により求め、また、軸力の計算も加えた場合のプログラム I による結果を示す。曲げモーメント計算の変更によって図 2.3.2 にはモーメントの鋭い変化があらわれている。また、この船は比較的フルな形状をしているため軸力の影響が大きく、特に船首部ではこの影響と曲げモーメント計算の変更とにより両図で波形が著しく相異している。この計算に対応する実験結果は図 3.2.8 に示されているが、実験の波形は図 2.3.2 の方に近いようである。

(2) 不規則波中の応答

参考文献 4), 5), 6) には T S L A M での任意形状の波浪に対する応答例が示してある。詳細はそれらを参照してもらい、要点を述べると次のようになる。プロファイルのみが示された波浪に対するスラミング応答は orbital velocity の仮定や、分散性を無視することにより T S L A M で計算可能である。また、その結果はその波を正弦規則波の重ね合せとして表現して行なった T S L A M の応答計算結果とあまり違わず、かなり大胆な仮定をして波浪を入力しても応答は推定できることが示された。

2.3.5 まとめ

以上のように機能向上された T S L A M (プログラム I) について、試計算や実験との比較により次のことがいえると考える。

- (1) 曲げモーメント、剪断力を(2.3.1), (2.3.2)式により計算することとすれば、モーメント等の鋭い変化もあらわすことができ、特に船首部での計算精度が向上する。
- (2) また、重量分布が複雑な船については静水中の曲げモーメントや剪断力の変化が著しくなり、(2.3.3), (2.3.4)式のような補正も必要となると思われる。
- (3) 大型ばら積貨物船のような肥えた船では特に船首部で軸力による応力が重要となるが、2.3.2に示すような計算法をとり入れることによりかなりよい推定ができる。
- (4) 不規則波を、正弦規則波の重ね合せによる表現、あるいは波のプロファイル、Orbital velocity のみの入力による表現とした不規則波中の応答計算も可能なプログラムとすることが必要である。

参考文献

- 1) Y. Yamamoto, M. Fujino, and T. Fukasawa, "Longitudinal Strength of Ships in Rough Seas," Technical Bulletin of Nippon Kaiji Kyokai, Vol. 1, 1983
- 2) 深沢塔一, 藤野正隆, 小柳雅志郎, 川村武男, "大型バラ積貨物船のスラミングと Axial Force の影響について," 日本造船学会論文集, 第155号, (昭和59年), 発表予定
- 3) 第194研究部会, 波浪中の船体応答に関する研究報告書, 研究資料№368, 日本造船研究協会, (昭和58年3月)
- 4) 尾道丸事故に係る技術検討会報告書, 運輸省船舶局, (昭和56年)
- 5) Y. Yamamoto, M. Fujino, H. Ohtsubo, T. Fukasawa, G. Aoki, H. Ikeda, and A. Kumano, "Analysis of Disastrous Structural Damage of a Bulk Carrier," Proc. 2nd Int. Symp. on Practical Design in Shipbuilding, PRADS 83, 1983.
- 6) 山本善之, 藤野正隆, 大坪英臣, 深沢塔一, 岩井芳郎, 青木元也, 渡辺巖, 池田均, 熊野厚, 黒岩隆夫, "バラ積運搬船の満載時における遭難事故解析" 日本造船学会論文集, 第154号, (昭和58年)

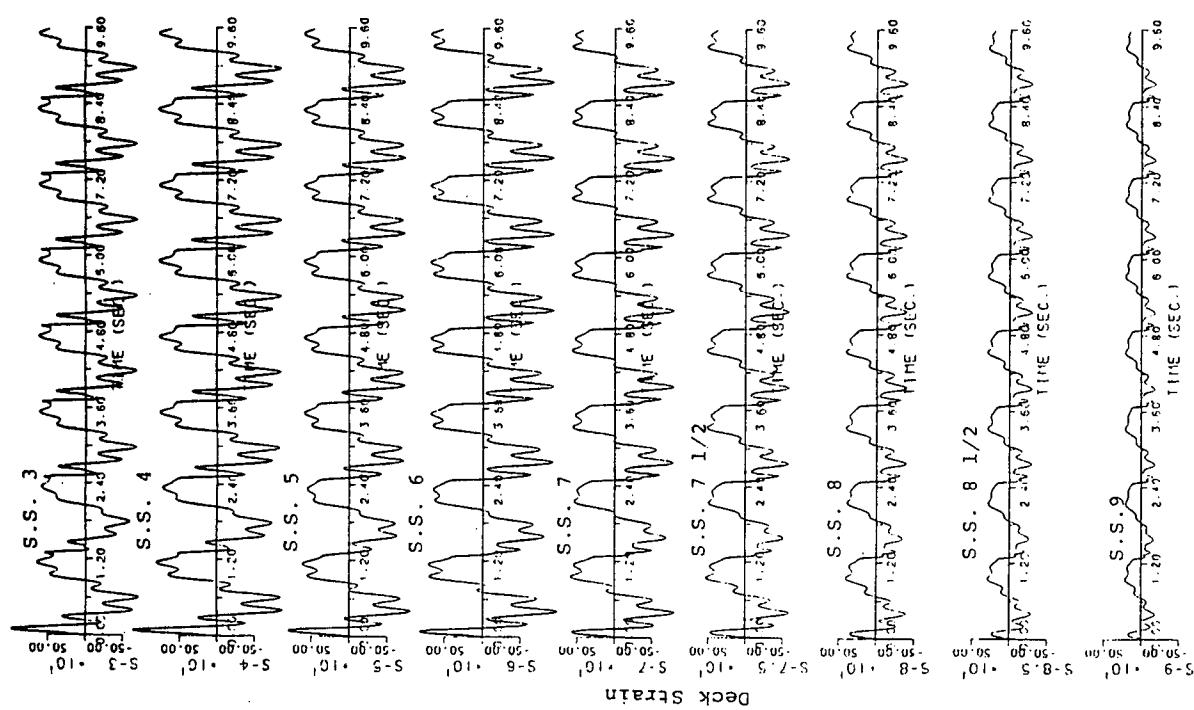


図 2.3.1 TSLAM による計算例(尾道丸模型バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_W = 17.6$)

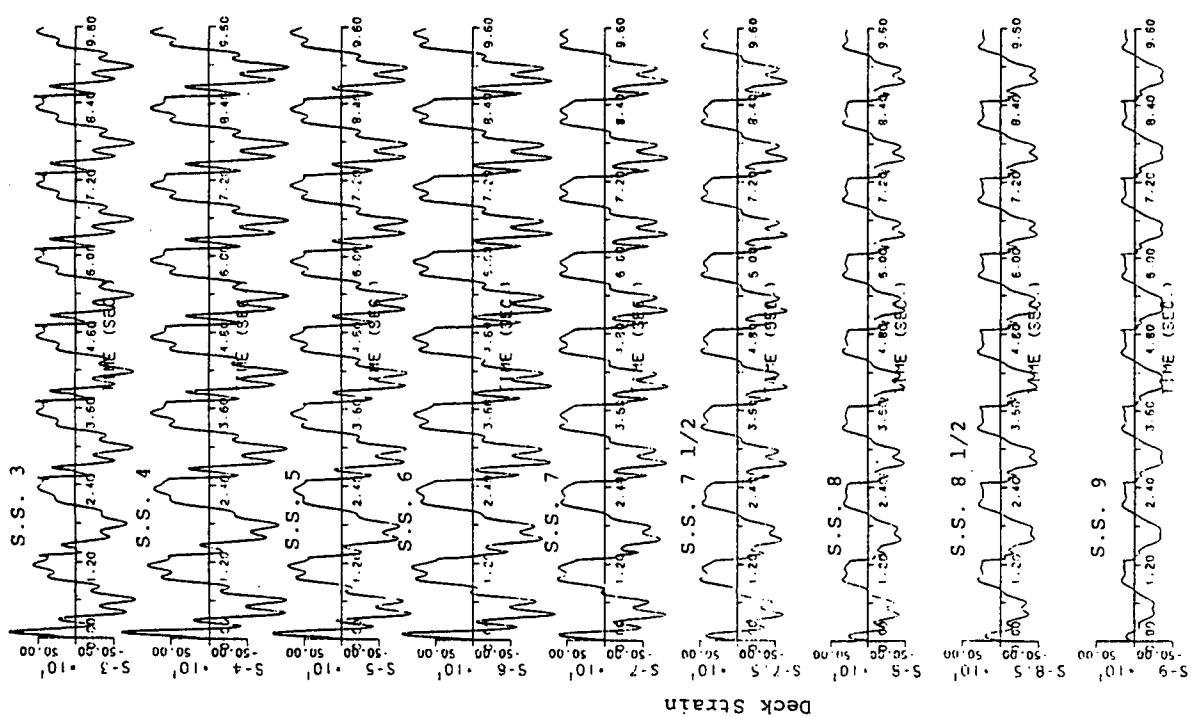


図 2.3.2 プログラム I による計算例(尾道丸模型バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_W = 17.6$)

2.4 プログラム開発Ⅱ

山本等の理論式を基礎に基準となるプログラムの作成を行い、他機関の計算結果との比較ならびに実験との対比を行うのに十分な出力が得られるようになった。

これと同時に今後プログラム改良のために採り入れる必要があると思われる事項について検討を進めてきた。

2.4.1 現状のプログラムの基本的考え方と計算手順

船体形状は、長手方向 21 もしくは 23 断面、奥水方向最大25水線の交点における半幅で表わされる。

重量分布、曲げ剛性については長手方向 21(23) 断面での密度を与えるようになっている。

応答計算に入る前に与えられた重量分布と奥水に矛盾が無いかチェックする。もし不平衡状態にある時は、重量分布の修正を行う。

入射波としては現在単一規則波に限っているが、計算時間が長くなる点をいとわなければ、複合波に拡張することは何ら問題はない。

時々刻々の奥水面の計算においては、船体による造波あるいは波の擾乱については、その効果は小さいものとして無視している。実験時の目視観測などからは妥当なものと思われる。

流体力の計算のうち、浮力、Froude-krylov 力については各時間毎の船体没水部から求めるようになっているが、hydrodynamic な成分である added mass, damping force および diffraction 成分については、静止時の断面を用いて計算している。

added mass および damping については、Ursell-田才法による流体力テーブルを別に用意し、それから引いて来る方式をとっている。

本計算の中心テーマである衝撃力の計算法は山本等の方式をそのまま受け継いでいる。

すなわち、没水している断面に対しては、

$$\pi \rho b \frac{\Delta b}{\Delta t} \Delta X$$

なる値が衝撃力として作用するものとする。

新たに没水する部分については、長手方向の没水長さの増加に比例して附加質量の増加があったとして、それに見合う衝撃力が作用するとする。

以上のような考え方で船体の剛体としての運動、弾性振動を含めた応答を記述する微分方程式が導びかれる。

この方程式を空間的には Galerkin 法（または最小二乗法）により、時間方向には Newmark- β 法 ($\beta = \frac{1}{4}$) を繰り返し演算なしで用いて解いている。

出力項目は、適当に選ぶことができるが、船体各点での曲げモーメント、加速度等を任意に選ぶことができる。

計算の概略フローを図 2.4.1 に示す。

2.4.2 計算結果と実験結果の対応

図 2.4.2 に本プログラムによる計算例を示す。笠木山丸の 4.2 m 模型が軽荷状態で正面規則波中を航走している時の船体応答である。上からピッキング、船首上下加速度、船首弾性変位、相対水位（船首）を示し、その下の二つが各々 SS7 1/2 の曲げモーメント、SS5 の曲げモーメントを示す。

ピッキングは最大波傾斜に対する比で、上下加速度は重力加速度 g 、相対水位は奥水に対する比で示し、弾性変位と曲げモーメントは有次元量で各々 m, kgf · m の単位で示す。

計算に用いたパラメーターは

$$\begin{aligned}
L_{pp} &= 4.2 \text{ m}, \Delta = 341 \text{ kg f} \\
d_f &= 0.135 \text{ m}, d_a = 0.176 \text{ m} \\
F_n &= 0.1 \\
\lambda/L &= 1.0, h_w = 0.19 \text{ m}, \chi = 180^\circ \\
\delta &= 0.24 \text{ (対数構造減衰率)}
\end{aligned}$$

である。

対応する模型実験の結果は図 3.3.46～48 に示されているが、曲げモーメントの波形等を比較してみると、ホイッピングの発生が計算の方で若干遅れ気味な点を除き、振幅の大きさ、ホイッピングの重なり方等良い一致を示している。

2.4.3 斜波中の応答試算

本プログラムは一応正面波を想定した非線形計算プログラムである。このままで斜波中の計算を行っても、横運動が全く無い状態の計算になってしまう。しかし通常の OSM の線形計算の考え方抛れば、斜波中でも縦運動と横運動の干渉はあまり大きくないと考えられる。

図 2.4.3 に高速船型の 4.5m 弹性模型で計測された船体中央部 (SS 4 1/2) 甲板歪の左右舷での振幅の関係を示す。

$\lambda/L = 1.0$ の規則波中を三つの出会い角で航走した時の曲げモーメントの両振幅を示す。

$\chi = 180^\circ$ (○) ではもちろんあるが、 $\chi = 135^\circ$ (□) になっても、左右両舷で計測される曲げモーメントには大きな差は生じていないことがわかる。この事実は先に述べた OSM の線形計算の成立根拠ともなっているもので、本計算法においても横運動を取り敢えず除外した計算結果が良い推定値を与えるものと期待できる。

試みに現状のプログラムで入射波にのみ、出会い角の効果を取り入れた計算を行ってみた。水面と船体の交線の計算に際しては、波面の横方向変化は無視されている。

図 2.4.4 と 2.4.5 に $\chi = 157.5^\circ$, 135° の場合の計算結果を示す。 $\chi = 157.5^\circ$ の場合、 180° とほとんど変りない応答となっているが、 $\chi = 135^\circ$ になると、相対水位変動が小さくなり、ホイッピングも小さくなる様子が現われている。

本項の考察は暫定的なものであり、今後更に斜波の問題の検討を深めていく必要があるが、その場合にも現行でこの程度の結果が得られるという事実は参考になると思われる。

2.4.4 青波打込み荷重の影響の検討

(1) 荒天時には、船首部は青波打込みをしばしば経験する。水槽実験においても、満載状態では、比較的しばしば観測される。またそれによってホイッピングが誘起される様子も計測されている。ただ青波打込みはスラミングに引続いて発生することが多く、多くの場合、スラミングによって生じたホイッピングを抑制する方向に作用することになるので、縦強度への荷重という観点からすれば、無視しても安全サイドの推定とも言えよう。しかし、青波による力はかなり大きいので、現象の位相的関係によっては縦荷重としても無視しえない効果を持つことも考えられる。

青波打込みを船体応答計算に取り入れるための現段階における最も現実的な考え方は

『船首部 bulwark における水面盛り上り量と
船首部甲板に作用する衝撃荷重の大きさおよび
その時間変化を何らかの方法で結びつける』

ことであろう。

このような観点からこれまでに青波打込みについてなされた研究をふりかえってみることにする。

(2) 打込み水による衝撃水圧の時間波形を多点で同時観測した実験に川上等のものがある。

貨物船の6分割模型（全長2.8m）を用いて、SS8からFPに至る甲板上7点での水圧あるいはロードセルによる曲げモーメントの測定を行った。その結果、船首樓上での衝撃水圧は、ほとんど同時に作用すること、それらの持続時間は0.2秒程度であることならびにそれより後方の甲板上で計測された水圧は、すこしづつ発生の遅れがみられること等を明らかにした。彼は計測された衝撃水圧のピーク値の推定式として、船首FPでの相対水位変動と有効乾舷の差に水圧ピーク値が比例するとの仮定のもとに

$$P/\rho g h_0 = \frac{\alpha}{h_0} (Z_d - f_e)$$

なる式を実験値より導びいた。ここで、 f_e は有効乾舷を h_0 は波振幅を、 α は係数でフルード数の関数で概略2程度である。

すなわちこの式の意味する所は、船首部冠水厚さの2倍程の水頭が青波衝撃によって発生するというものである。衝撃水圧としてはかなり小さいようであるが、bulwarkより上に盛上った水面高さに衝撃の大きさが比例するという考え方式の簡便さを考えると工学的には有効だと思われる。

一方竹沢等も笠木山丸模型を用いて、青波打込みの状況と衝撃水圧の様態について包括的な実験を行った。彼等の実験結果によれば、川上等の結果よりも大きな衝撃ピーク値となる。すなわち、上式の α でいえば、3~40の範囲であった。

また、衝撃の持続時間については10 msec以内のものが大半であった。

以上のように両実験は必ずしも一致した結果を与えないが、水面盛上り量と関係づけて整理する方法の有用性は示されたといえる。

我々の目的とする総荷重としての青波衝撃に以上の水圧の結果を利用できるようにするために衝撃水圧の甲板上分布とその時間変化が明らかになっていかなければならない。これらについて両実験結果は十分な情報を与えない。

(3) 以上のような水圧の積分から衝撃荷重を求める方法は、最も確実な手順ではあるが、甲板上水圧の詳細な分布を時間変化の様子も含めて知る必要があり、それには現状では不十分なデータしか得られておらず、今後の研究に待つ部分が大きい。

ここではより簡便な方法として、青波が打込んだ時の船体加速度の応答から衝撃力を逆算して船首水位と衝撃力の実験式を作ることを考える。すなわち、弾性模型船による実験結果より、船首相対水位と船首上下加速度の関係を求め、船体の弾性応答による影響を補正して、加えられた青波荷重を推定するものである。青波による衝撃を総荷重に対する強度で評価していることになる。図2.4.6

図2.4.7に示すのは尾道丸の弾性模型($L_{pp} = 4.5\text{m}$ /第4章参照)で計測された船首における甲板上水位の極大値とその直後に発生した上下加速度の衝撃値の関係を示すものである。水位の上昇と共に加速度が大きくなっている様子がみてとれる。

この加速度に対応する衝撃外力を推定することを次に考える。

加速度が二節、三節の曲げ振動によるものと仮定して、この加速度を引き起す外力を先に述べた非線形応答プログラムを用いて計算する。

計算の入力に必要な外力の作用位置ならびに時間変化については、文献あるいは実験結果等を参考に暫定的に『SS9 1/2へ集中的に作用する三角波状の時間変化をする外力』として考えることにする。そして力の持続時間 t は $0.3 T_{2n}$ (T_{2n} :二節の固有振動周期)を同じく船底衝撃等の結果から仮定することにする。

このような外力に対する船体応答を求め、実験で得られた衝撃加速度を力に換算すると図2.4.6左側縦軸のよう

なる。排水量の1/100程度の外力が作用していることがわかる。スラミングによる船底衝撃の場合の約1%の大きさであることがわかる。

このデータから平均的な関係として

$$F_0/W = 7.04 \times 10^{-3} (h^*/f)$$

が求められる。

次にこの力がいつ作用を始めるかを定める必要がある。

実験結果では、船首における相対水位が極大となる瞬間から加速度の記録に衝撃が発生するまでの時間遅れは無視して良い程小さいことが判ったので、本計算では船首相対水位が極大となると同時に衝撃力が作用しはじめることする。

以上を整理すると、

$$F(t) = F_0 \frac{2}{\tau} t \quad 0 \leq t \leq \frac{\tau}{2}$$

$$= F_0 \frac{2}{\tau} (\tau - t) \quad \frac{\tau}{2} \leq t \leq \tau$$

ただし、 $t = 0$ は船首相対水位が極大となる瞬間。

本年度は、これをプログラムの中に組み込むには至らなかった。来年度以降、実際の計算プログラムの中に取り込んで計算を行い、実験結果と妥当な対応を示すかを検討し、更にモデル化の精密化を図る予定である。

参考文献

- 1) 田崎 亮：“船舶の波浪中における甲板上への海水打込みについて”，運研報告 第11巻 8号
(昭和36年8月)
- 2) 川上益男、田中一雅：“肥大船の青波衝撃と過渡振動について”，西部造船会会報第50号(昭和50年)
- 3) 竹沢誠二他：“大波高不規則正面向波中におけるDeck Wetness および甲板衝撃水圧について”，造船学会論文集，141号(昭和52年)

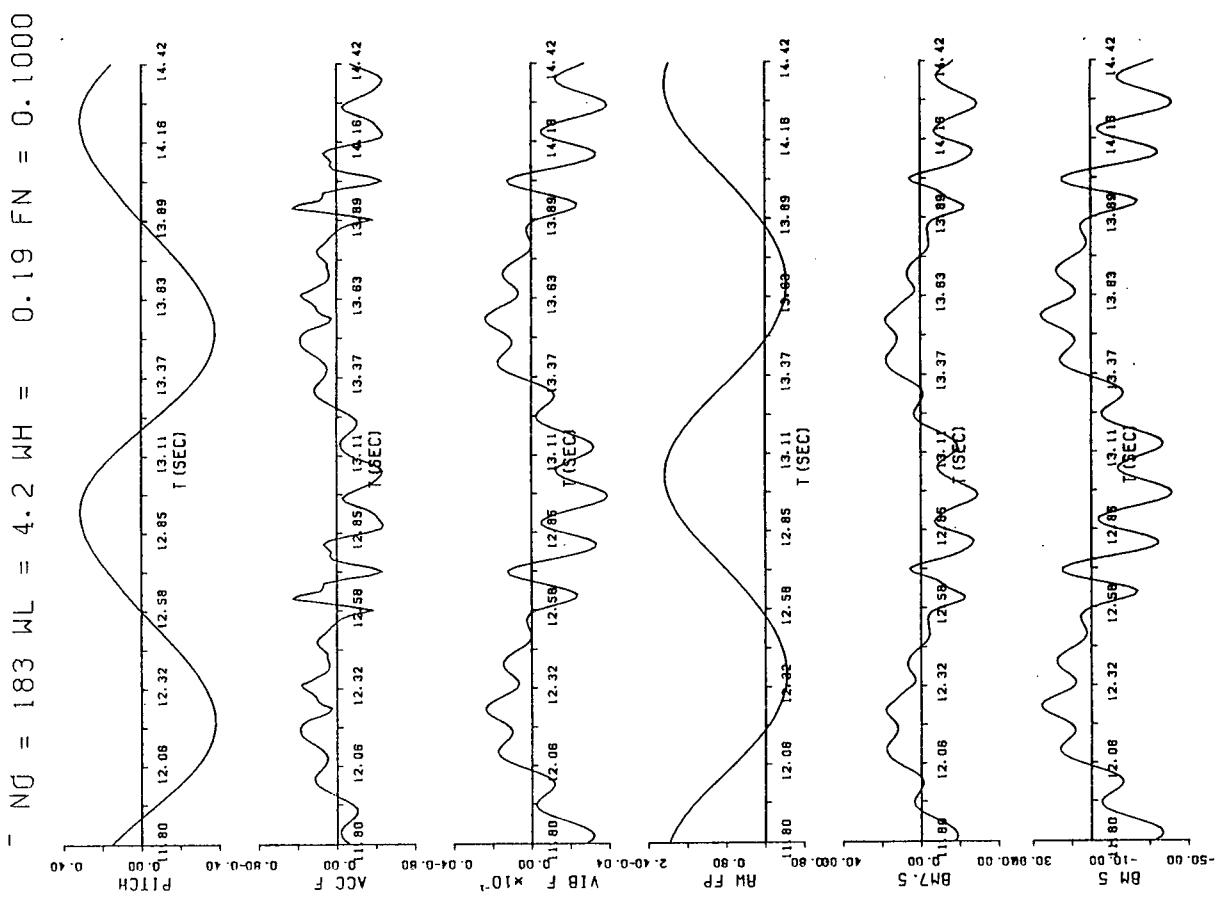


図 2.4.2

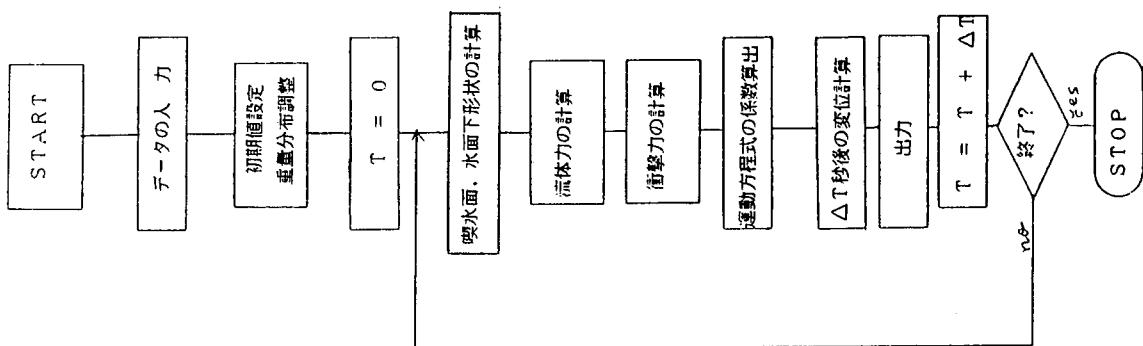


図 2.4.1

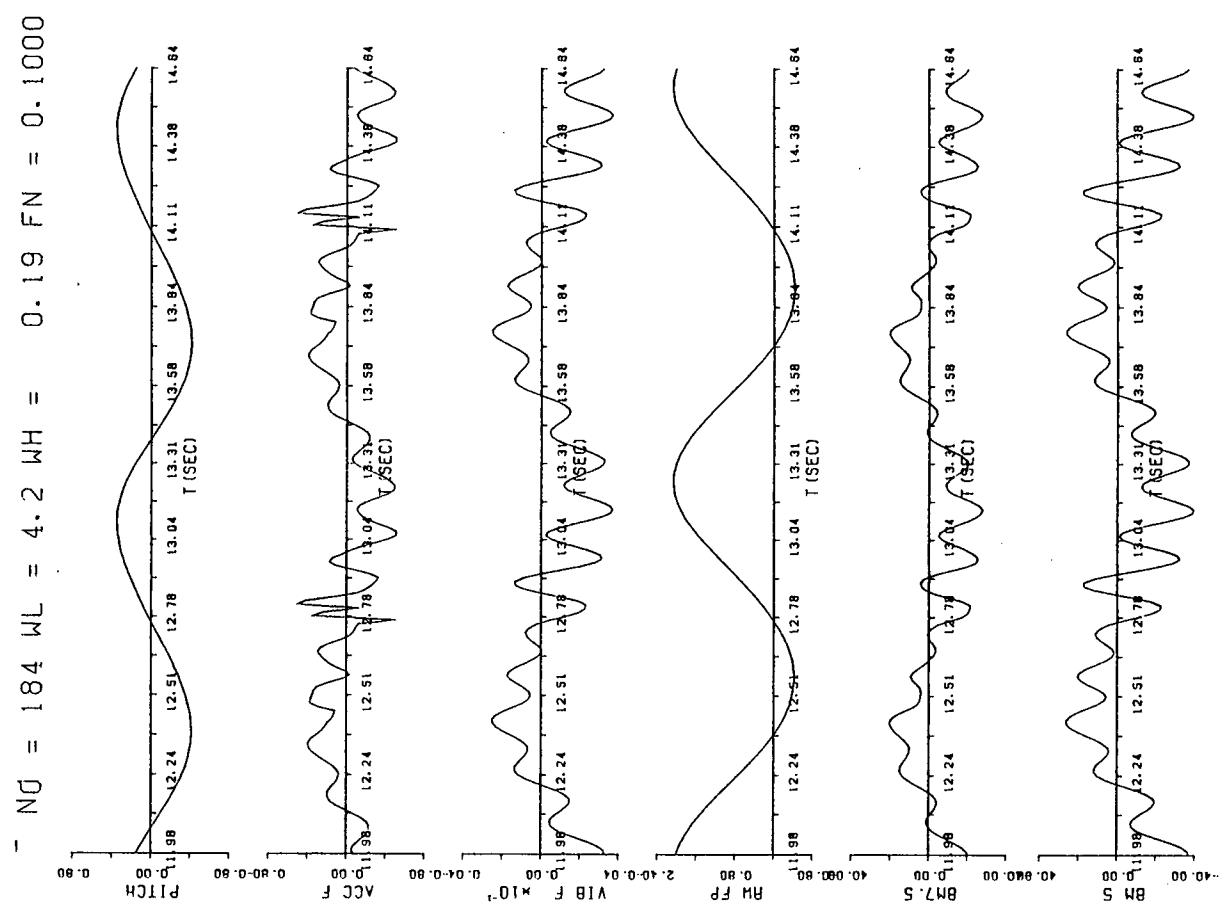


図 2.4.4

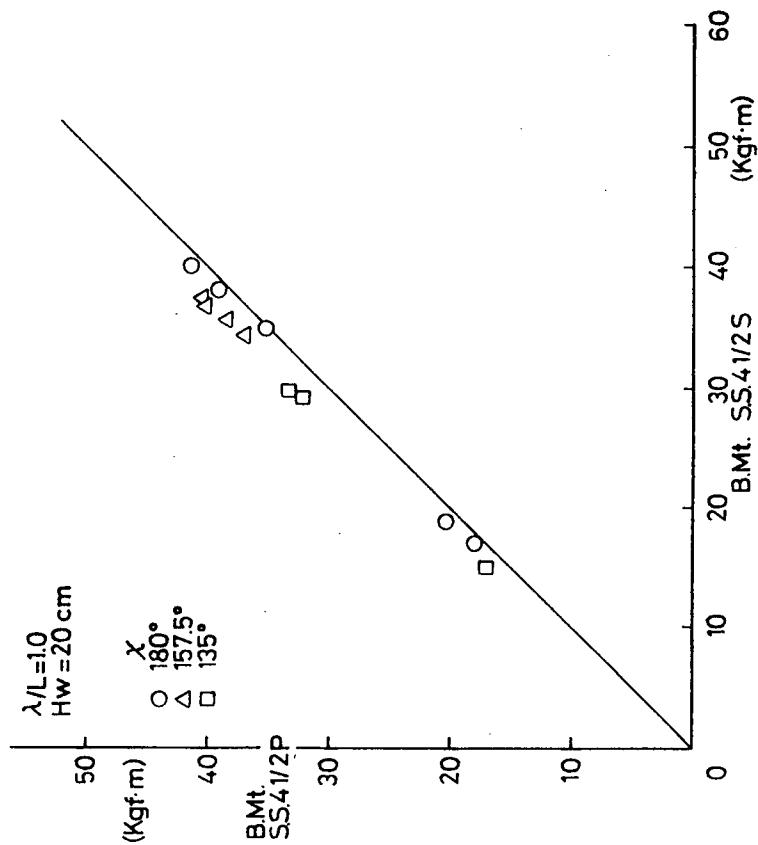


図 2.4.3

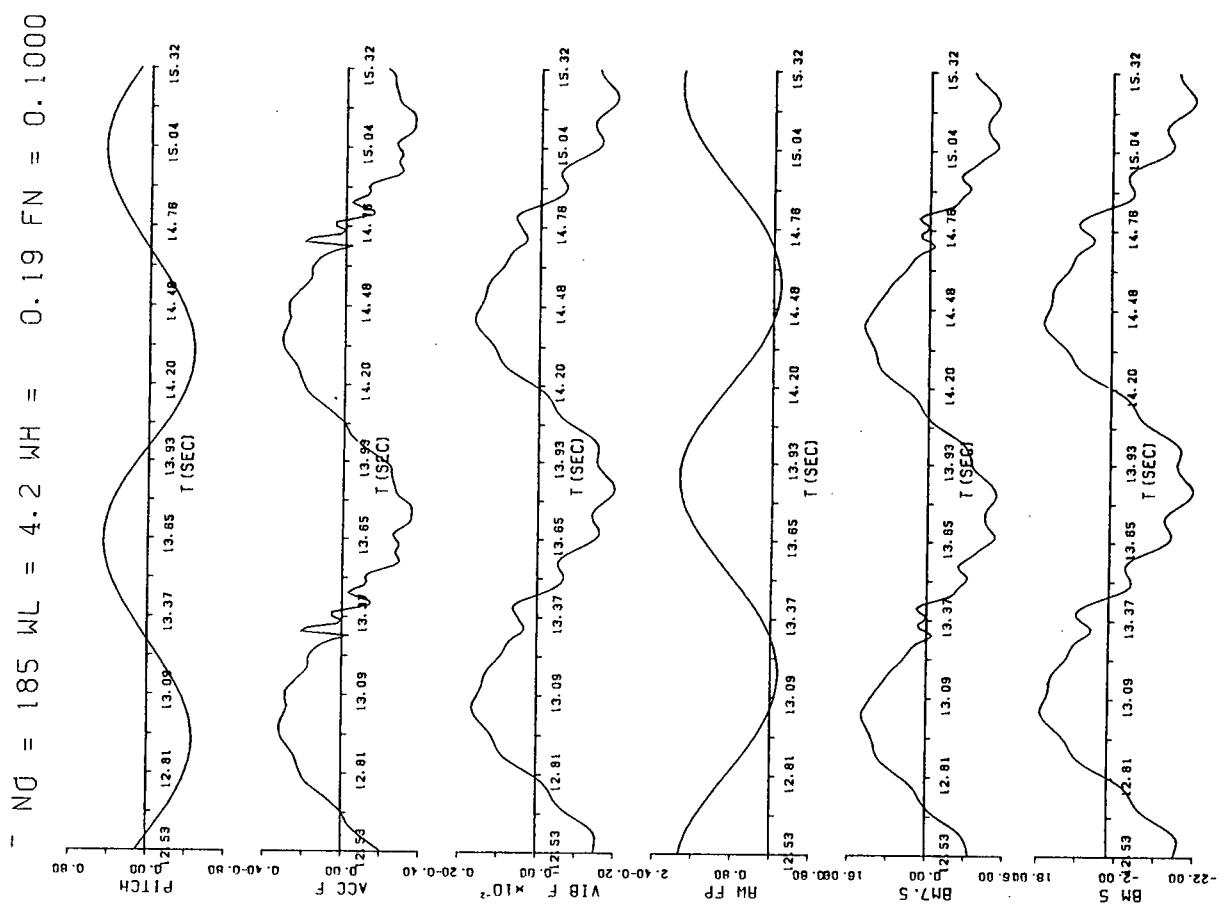


图 2.4.5

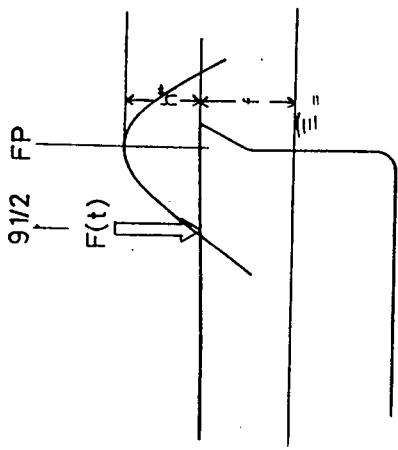


图 2.4.6

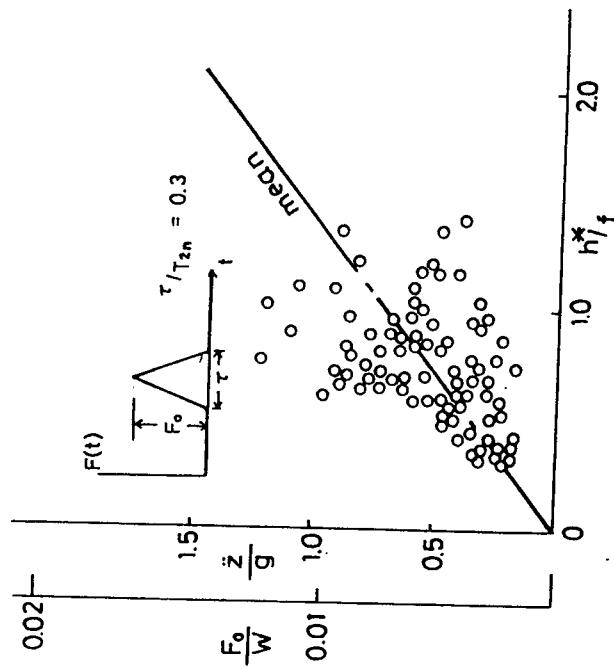


图 2.4.7

2.5 プログラム開発Ⅲ

後述の3.3で理論計算に使用する非線形縦運動・波浪荷重計算プログラムは、本研究の標準プログラム（TSLA M）が東京大学で開発された[2]後、TSLAMの基本構想を踏襲して作られたものであり、2.2で説明されている計算プログラムの改良点の一部が一応考慮されたものになっている[1]。本年度の研究では、この計算プログラムを用いて理論計算を実施し、その結果と標準プログラムによる計算結果および実験結果を比較検討した。以下に、この計算プログラムの概要について説明する。

2.5.1 基本的な考え方

流体力の非線形性のうち最も重要なものは、各船体横断面での喫水変化に対する浮力変化の非線形性であると考えられる。付加質量、減衰力係数などの線形流体力係数も喫水変化に応じて変化するものと考えるが、それらは線形の船体運動計算法として充分な精度を持っていると認められているSalvesen, Tuck & FaltinsenのStrip法に従って計算して、入射波高が比較的低い状態における運動・荷重等の計算結果が線形理論による計算結果とつながるようにしておくのが良いと考えた。線形流体力は、例えば、ある瞬間の喫水について求めた付加質量にその瞬間の加速度をかけたものと減衰係数に速度をかけたものの和として求められる。ただし現状では、船体のある断面の上端が水没している場合に、その断面に働く線形流体力は上端が水面すれすれの状態について求めた流体力係数を用いて計算されている。理論の整合性という見地からは、没水状態に対する流体力係数を別途計算して使った方がよいと考えられる。

以上のような計算を行うため、夫々の時刻の夫々の断面における喫水に対して浮力を初めとする流体力を計算できるように、ボンジャン曲線が入力データとして与えられる。

船体を一本の梁に置き換えて考えるが、一様なオイラー梁とはせず、質量分布、剛性分布が梁の長手方向に対して変化していると考える。また、剪断変形の影響も考慮する。則ち、いわゆるチモシェンコ梁と見なす。

船体の低次振動も含めた時間領域シミュレーションを実施しようとすれば、時間間隔を船体振動周期の1/10程度に採らねばならない。従って、不規則波中の計算をする場合に従来行なわれてきたように数多くの波に当たる間計算を続けるとなると、シミュレーションのタイムステップ数が多くなり過ぎて実用的でなくなるおそれがある。これは時間領域に置けるシミュレーションプログラムを使用する場合には避けられない問題である。そうした問題に対処するには、対象とする非線形現象の性格を取り入れた統計的手法によってシミュレーション計算結果を解析するという手段か、不規則波の時系列の中で特定の厳しい状態を搜し出してその状態における応答を計算するという手段が考えられる[3]。実船の強度設計資料としてより良いものを得るために、このような方法も含めて更に検討が必要と考えられる。

2.5.2 前提条件

- (1) 入射波は線形波であるとする。従って不規則波は線形重ねあわせで計算できる。上記の考え方従い、指定された波スペクトラムを持つ不規則波で特定の場所、時間における要素波の位相を指定することによって大波を起こす機能を持たせるが、波崩れの影響などの非線形影響は無視する。
- (2) 船体と水面との相対運動の非線形性を考慮する。船体の各断面における喫水は、入射波が船体によって乱されないと仮定して、船体の上下変位と入射波面の変位から計算する。線形理論では相対運動(Z_r)と静止時の喫水(d)は $|Z_r| \ll d$ なる関係にあって波浪中における各ステーションの喫水は d と大差ないとしているが、ここでは Z_r と d はComparableであると考える。
- (3) 船体は一本の梁として挙動し変形する。船体横断面の変形は微小であるとして無視する。
- (4) 船体運動の周波数や船体と水面との相対位置により付加質量が変化するので、厳密に言えばモーダル解析の手法

は使えないが、 そうした変化は無視しうると考える。そして静止喫水の状態における 2 節振動周波数に対する付加質量を用いてモーダル関数を求め、 モーダル解析を行う。

- (5) 非線形流体力は、 運動量理論に従い(周波数無限大で求めた付加質量の喫水に対する微分) × (相対速度の自乗) で計算できるものとする。

2.5.3 計算の流れ

計算の概略流れ図を、 図 2.5.1 に示す。計算は大きく分けて、 準備計算と Time Step Simulation に分れる。準備計算では、 図 2.5.2 に示すような流れに従って、 各ステーションの各喫水について線形流体力を計算して流体力テーブルを作り、 固有値問題を解いて固有振動数と振動モードを求める。また、 静止喫水で浮いている状態において浮力分布と重量分布の差を積分して Heave Force と Pitch Moment を求めた場合、 それらが 0 になるように重量分布(則ち質量分布) を修正し、 同時に、 その状態での剪断力と曲げモーメントの分布を計算する。

各 Time Step における計算の流れ図を図 2.5.3 に示す。各モードに対する微分方程式は Newmark- β 法 ($\beta = 1/4$) で解いているが、 全モードのモーダル加速度が相対誤差 1% 以下に収束するまで繰返し計算を行っている。4 次のモード(三節振動) まで考慮した場合でだいたい 3 ~ 6 回で収束する。

2.5.4 計算例

(1) 大型ばら積み運搬船 (55,000 DWT) の満載状態に対する計算

本報告書の図 3.2.22 に大型ばら積み運搬船の水槽試験結果が示されている

$$F_n = 0.10, \chi = 180^\circ, L_{pp}/H_w = 18.0, \lambda/L_{pp} = 1.0$$

の状態について非線形シミュレーションプログラムⅢによる計算を実施した。その結果得られた "Midship, S. S. 7 ½ 及び S. S. 8 ½" における縦曲げモーメントの時系列を図 2.5.4 に示す。計算は実船スケールで実施しているが、 水槽試験結果との対比のために計測された歪のスケールを付した。

これらの時系列を、 本報告書の図 3.2.22 に示されている水槽試験結果及び TSLAM による計算結果と比較してみると、 どちらのプログラムによる計算結果も実験結果に比べて Midship における曲げモーメントが大き目に出る傾向にあることが認められる。他のステーションにおける曲げモーメントにおいては、 低周波数成分については計算結果と実験結果の対応は良いが、 振動成分は計算結果の方が大き目に出る傾向にある。計算結果相互には大きな差は認められないが、 細かいことを言えば、 計測された歪み波形が Sagging moment から Hogging moment に移行する辺りに認められる台地上の波形をこの計算プログラムⅢによる計算結果の方が、 より良くフォローしているように思われる。この時点は船首部が没水している状態が終了するあたりであるから、 TSLAM で船体を甲板上の船側に垂直な壁があるものとして取り扱っている(則ち甲板上には水が入らない) 点をこの計算プログラムⅢでは準静的な取り扱いをするように改めたので、 その効果が現れているのかもしれない。

以上のように、 この状態については計測波形と計算結果とがよく似ているとは言えないが、 肥大船のような Wall sided に近い船型が満載状態で航行している場合のように顕著なスラミングが現れない状態においては非線形現象が微妙に現れてくるので、 必ずしも実験結果と良く合うような結果が出ないと考えるべきであろう。

(2) 大型ばら積み運搬船 (55,000 DWT) のバラスト状態に対する計算

本報告書の図 3.2.7 に水槽試験結果と TSLAM による計算結果が示されている

$$F_n = 0.10, \chi = 180^\circ, L_{pp}/H_w = 17.6, \lambda/L_{pp} = 1.0$$

の状態について非線形シミュレーションプログラムⅢによる計算を実施した。その結果得られた "Midship, S. S. 7 ½ 及び S. S. 8 ½" における縦曲げモーメントの時系列を図 2.5.5 に示す。図 3.2.7 の実験結果と比較すると、 満載状態の場合と同様に計算プログラムは振動成分を多少大き目に推定する傾向はあるが、 大まかに言えば波

形も絶対値も良い対応を示していると言えよう。

同じく図3.2.7に示されているTSLAMによる計算結果と比較してみると、この計算プログラムによる計算結果の方が、Hogging momentのPeak付近の波形が実験結果により良く似ているように思われる。ここで用いた計算プログラムⅢとTSLAMとの相違を考えてみても、Hogging momentのPeakが起こるあたりで直接的な効果が出ると思われるようなものは無く、小さな相違点の相乗効果であるとしか考えられない。

参考文献

- (1) N. Toki, K. Hatakenaka, T. Takahashi and H. Fujii : "Experimental and Theoretical Approach to the Estimation of Non-Linear Vertical Wave Load" Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 154 (1983)
- (2) T. Fukasawa, Y. Yamamoto, M. Fujino, S. Motora : "Motion and Longitudinal Strength of a Ship in Head Sea and the Effects of Non-Linearities (4-th Report)" Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 150 (1981)
- (3) N. Toki : "Preliminary Study on the Concept of 'Irregular Design Wave' with Emphasis on the Generation of It"
Dept. of NAME Report No. 252, The University of Michigan

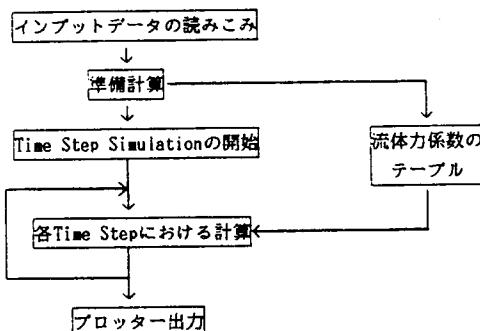


図2.5.1 計算の概略流れ図

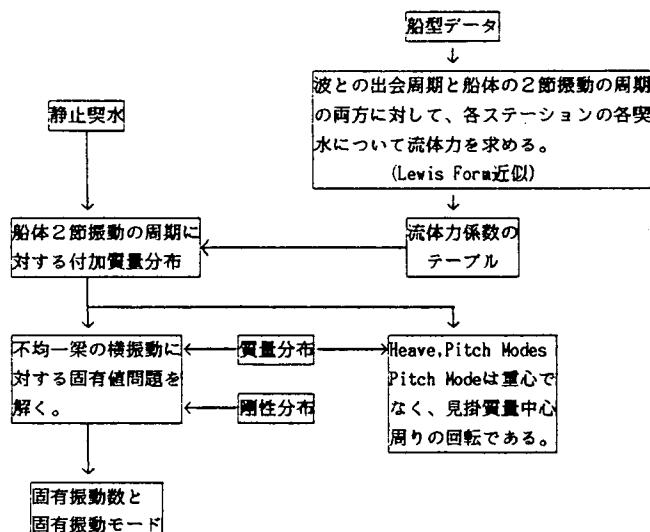
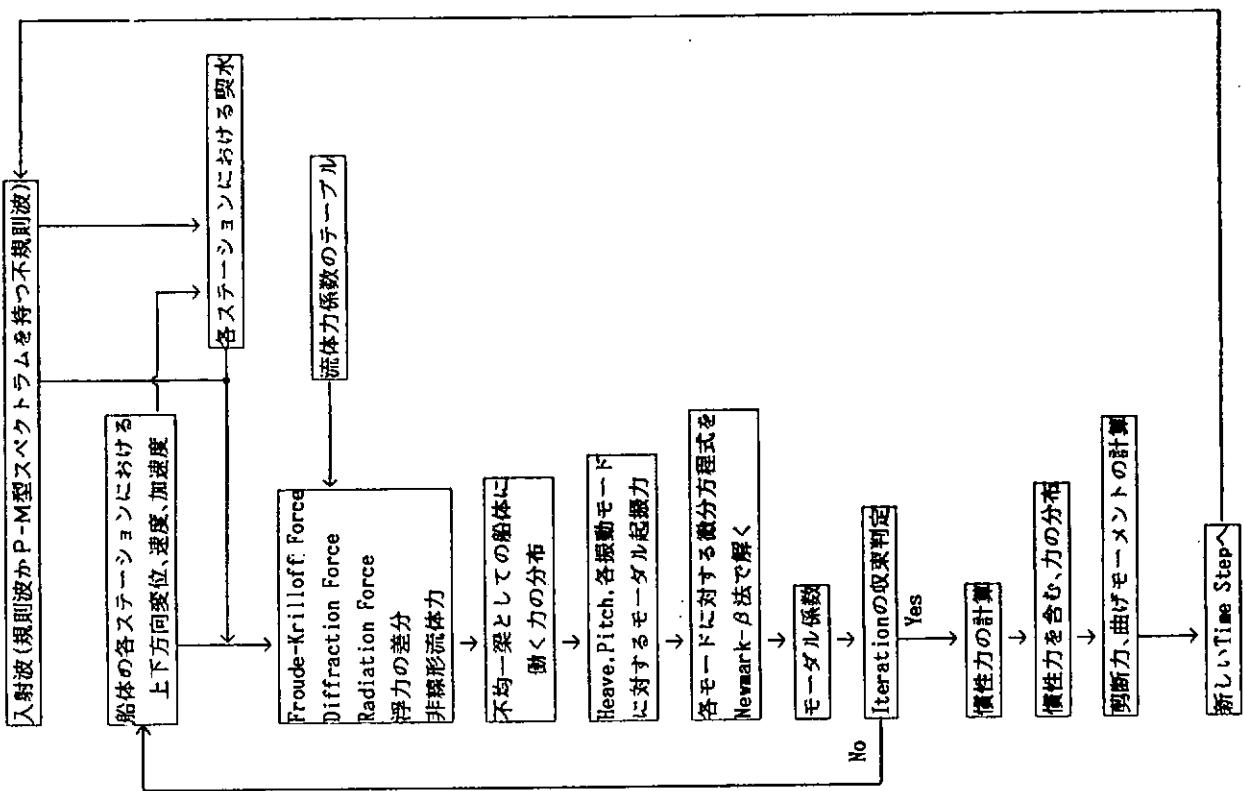


図2.5.2 準備計算の流れ図



- 23 -

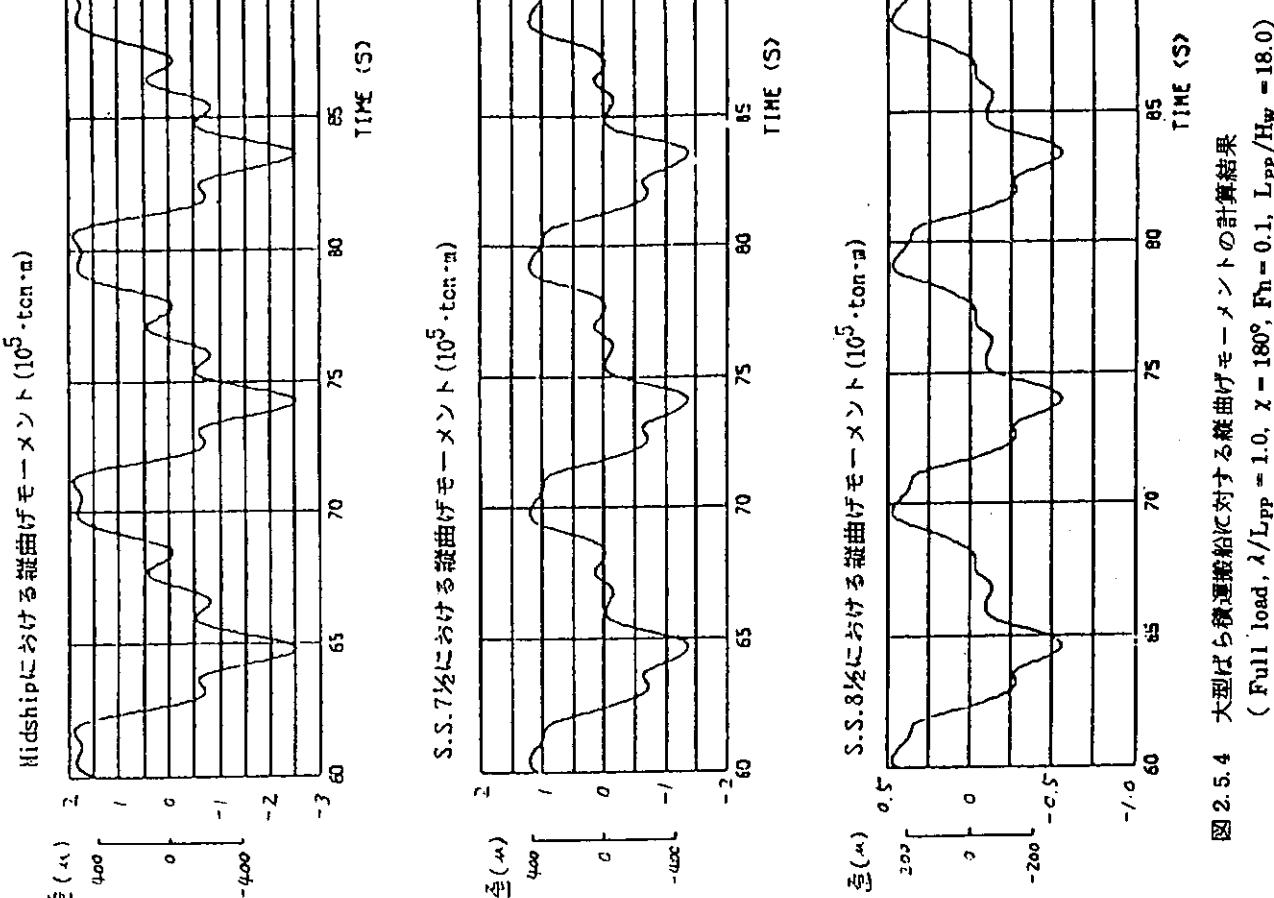
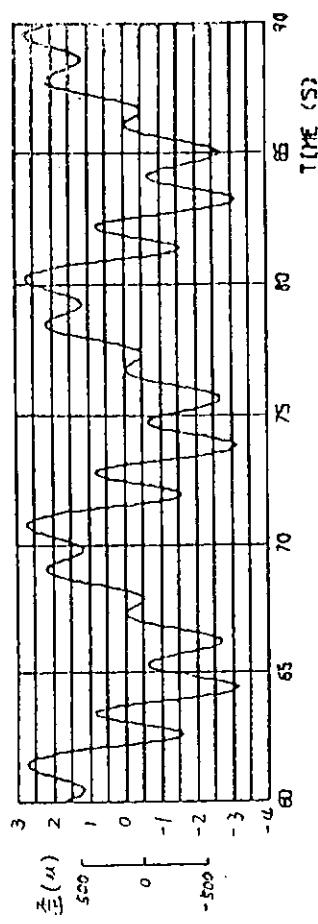
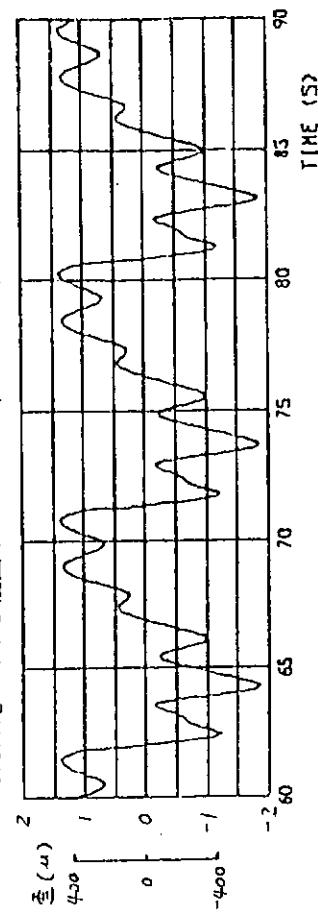


図 2.5.3 各 Time Step における計算の流れ図
図 2.5.4 大型ばら積運搬船に対する縦曲げモーメントの計算結果
(Full load, $\lambda/L_{PP} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $F_h = 0.1$, $L_{PP}/H_w = 18.0$)

Hidshipにおける縦曲げモーメント ($10^5 \cdot \text{ton} \cdot \text{m}$)



S.S. 7Kにおける縦曲げモーメント ($10^5 \cdot \text{ton} \cdot \text{m}$)



S.S. 8Kにおける縦曲げモーメント ($10^5 \cdot \text{ton} \cdot \text{m}$)

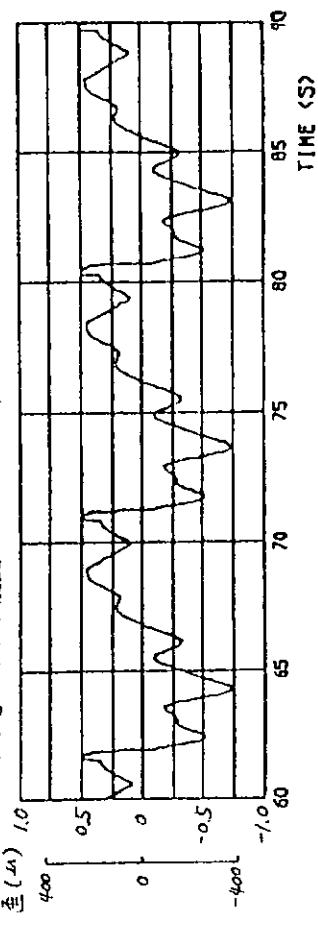


図 2.5.5 大型ばら積運搬船に対する縦曲げモーメントの計算結果

(Ballast load, $\lambda/L_{PP} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $F_n = 0.1$, $L_{PP}/H_W = 17.6$)

2.6 プログラム開発Ⅳ

2.6.1 計算法

基準プログラム(TSLAM)をベースとし、船体振動モード形の追加およびディッキ上海水打込みの考慮を検討した。

2.6.2 船体振動モード形の追加

基準プログラムでは、船体の弾性振動をモード展開する際に、両端自由一様断面梁の2節、3節のモードを用いている。本検討では、展開モード数の影響を調べるために、基準プログラムに対し、両端自由一様断面梁の4節、5節の振動モードを追加し、モード数を種々変えた比較計算を行なった。

(1) 振動モード形

船体を両端自由な一様断面梁と仮定するとその振動モードは、

$$W_j = (\cos \lambda_j x + \cosh \lambda_j x) - C_j (\sin \lambda_j x + \sinh \lambda_j x) \quad (2.6.1)$$

と表わせる。

ここで、Lを船長として

$$\lambda_j L = \begin{cases} 4.73004 & (\text{MODE-2}) \\ 7.85320 & (\text{MODE-3}) \\ 10.9956 & (\text{MODE-4}) \\ 14.1372 & (\text{MODE-5}) \end{cases} \quad (2.6.2)$$

また

$$C_j = \begin{cases} 0.9825022 & (\text{MODE-2}) \\ 1.0007773 & (\text{MODE-3}) \\ 0.9999665 & (\text{MODE-4}) \\ 1.0000015 & (\text{MODE-5}) \end{cases} \quad (2.6.3)$$

である。¹⁾

(2.6.1)～(2.6.3)式に従って振動モードを与え、数値計算実行時に2節から5節までの振動モードを選択できるようにした。

(2) 計算結果

計算モデルとして昭和57年度に水槽試験を実施した716 T.E.U. コンテナ船模型²⁾を用い、振動モード数を変えた計算を行なった。

出会い角 $\chi = 180^\circ$ (正面波)、船速 $F_n = 0.15$ 、波長・船長比 $\lambda / L = 1.0$ 、船長・波高比 $L / H_w = 14.56$ でのS.S. 2 $\frac{1}{2}$ 、S.S. 5 ()、S.S. 7 $\frac{1}{2}$ における縦曲げモーメントの時間変化を図2.6.1に示す。剛体モードに対応した計算結果からは、船底部のスラミングに続き船首フレア部がスラミングを起こすことがわかる。また、剛体モードを用いて計算した結果から、フレア部スラミングの持続時間は 10^{-1} sec程度と推定でき、これは模型船の2節振動の固有周期(0.11 sec)にほぼ一致しているため、弾性モードとした計算ではフレア部スラミング時に動的な応答が大きくなっている。次にモード数の影響であるが、S.S. 2 $\frac{1}{2}$ およびS.S. 7 $\frac{1}{2}$ に対する計算結果は、2節モードのみとした場合と、3節以上のモードまで考慮した場合とで明らかに応答波形が異なり、2節モードのみでは不十分であることがわかる。また本計算ケースに対しては3節モードまで考えることによりほぼ十分な精度が得られている。

なお、本計算ではtをシミュレーション時間、△tを時間積分の時間刻み、Teを波との出会い周期として、船体

運動を定常化する $t = 0 \sim 7 T_e$ までは $\Delta t = T_e / 100$, 振動応答計算をする $t = 7 T_e \sim 10 T_e$ までは $\Delta t = T_e / 500$ に設定した。 $\Delta t = T_e / 500$ は模型船の 5 節モードの推定固有周期 $1/50 \text{ sec}$. の約 $1/10$ である。計算機使用時間(UNIVAC 1100, CPU 時間)は、振動モードを 2 個(2 節, 3 節)用いた場合約 11 分, 4 個(2 節, 3 節, 4 節, 5 節)用いた場合約 14 分で、モード数を増しても計算機使用時間の面ではさほど不利にはならない。

2.6.3 デッキ上海水打込みの検討

大波高を用いた模型実験では、船速、波長等の実験条件の組合せによっては、デッキへの大規模な冠水現象が観察される。本検討では、以下の仮定に基づいてデッキ上への海水打込みを評価し、定性的傾向を調べた。

(1) デッキ上荷重の評価

図 2.6.2 に示すように、デッキ上での相対波面の高さを h とし、これをデッキ上海水量を評価するための定性的尺度と考える。ここで、船体の前後方向位置 x での静止水面上の波面位置を $r(x)$, free board を $f_b(x)$, heave 量を Z , pitch 量を ψ とすると、

$$h = r - f_b - Z - x\psi \quad (2.6.4)$$

と書ける。

次に、波面は船体の存在によって乱されないと仮定し、また船体の rolling, 落下する水塊の衝撃荷重を無視する。さらにデッキ上での水の突進も無視し、デッキ上の水は船体との相対速度 $V_r = V_s$ (V_s は船速) でデッキ上を移動すると仮定する。以上の仮定からデッキ上の海水による荷重 p は、

$$p = \rho (g + \alpha) h \quad (2.6.5)$$

ただし、

$$\alpha = \dot{Z} + x\dot{\psi} - 2V_r\dot{\psi} \quad (2.6.6)$$

と表わせる。³⁾ ここで、 ρ は海水密度である。

海水打込みを定量的に評価するためには、(2.6.5)式に対し、デッキ幅方向の p の変化などの影響を考慮した修正係数を与える必要があると考えられるが、ここでは海水打込みの影響を定性的に調べるために、(2.6.5)式による p がデッキ幅方向に一様に分布するとして計算を行なう。なお、 $(g + \alpha) \leq 0$ または、 $h \leq 0$ のとき $p = 0$ とする。

(2) 計算結果

時々刻々の船体運動および船体と波面との位置関係から(2.6.5)式によってデッキ荷重 p を評価して数値計算を実行した。計算モデルおよび計算条件は、2.6.2 節の計算と同一である。また、船体の振動モードは両端自由一様断面梁の 2 節、3 節のモードを用いた。

p のデッキ上での積分値 W の時間変化を pitching と共に図 2.6.3 に示す。

また、S. S. 5 における海水打込みを考慮した場合の縦曲げモーメント計算結果を、実験結果および基準プログラム(TSLAM)による計算結果と比較し、図 2.6.4 に示す。海水打込みを考慮すると、縦曲げモーメントの振動成分が小さくなり、波形のパターンは実験結果に近づく傾向にある。ただし、57 年度の 716 T.E.U. コンテナ船模型を用いた実験では、平水中に比べ波浪中を曳航したときの船体曲げ振動振動数が低くなる現象が現われ、原因を海水打込みの影響と推定したが、計算結果には海水打込みを考慮したことによる振動数の変化が明確には現われていない。

2.6.4 まとめ

基準プログラムに對し、振動モード形の追加およびデッキ上海水打込みの考慮を試み、以下の結果を得た。

- 1) 検討に用いた計算条件では、振動モード形として 2 節、3 節を用いた場合に比べ、4 節以上の振動モードを追

加しても計算結果に顕著な変化はなく、モード形としては3節までを用いれば十分であった。ただし、振動応答に対しては、作用位置、持続時間など作用する衝撃荷重側の性質と、モード形、固有振動数など船体側の振動特性との相互の関係が重要であるため、船速、波長、波高などの条件を変えた場合について今後さらに検討を重ねる必要がある。

なお、実船実験では、船体上下加速度やデッキ縦歪に高次振動成分が計測される場合があるが、⁴⁾局部的な振動を計測した可能性もある。

- 2) 本節に示した方法で海水打込みを考慮した計算を行ない、定性的に計算結果が実験結果に近づくことがわかった。しかしながら、縦曲げモーメントピーク値の定量的評価、および、船体曲げ振動振動数の計算精度向上のため、さらに検討する必要がある。

参考文献

- 1) R. E. D. Bishop and D. C. Johnson, "The Mechanics of Vibration," Cambridge University Press, (1960)
- 2) SR194研究部会 昭和57年度報告書
- 3) H. J. Hansen, "Belastungen durch Grünes Wasser auf Wetterdecks und Lukendeckel," Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Vol. 75, (1981)
- 4) 熊倉、長野、奥本、谷田, "コンテナ船『ジャパンエース』の船体強度および運動の実船計測," 石川島播磨技報, Vol. 14, №6, (1974)

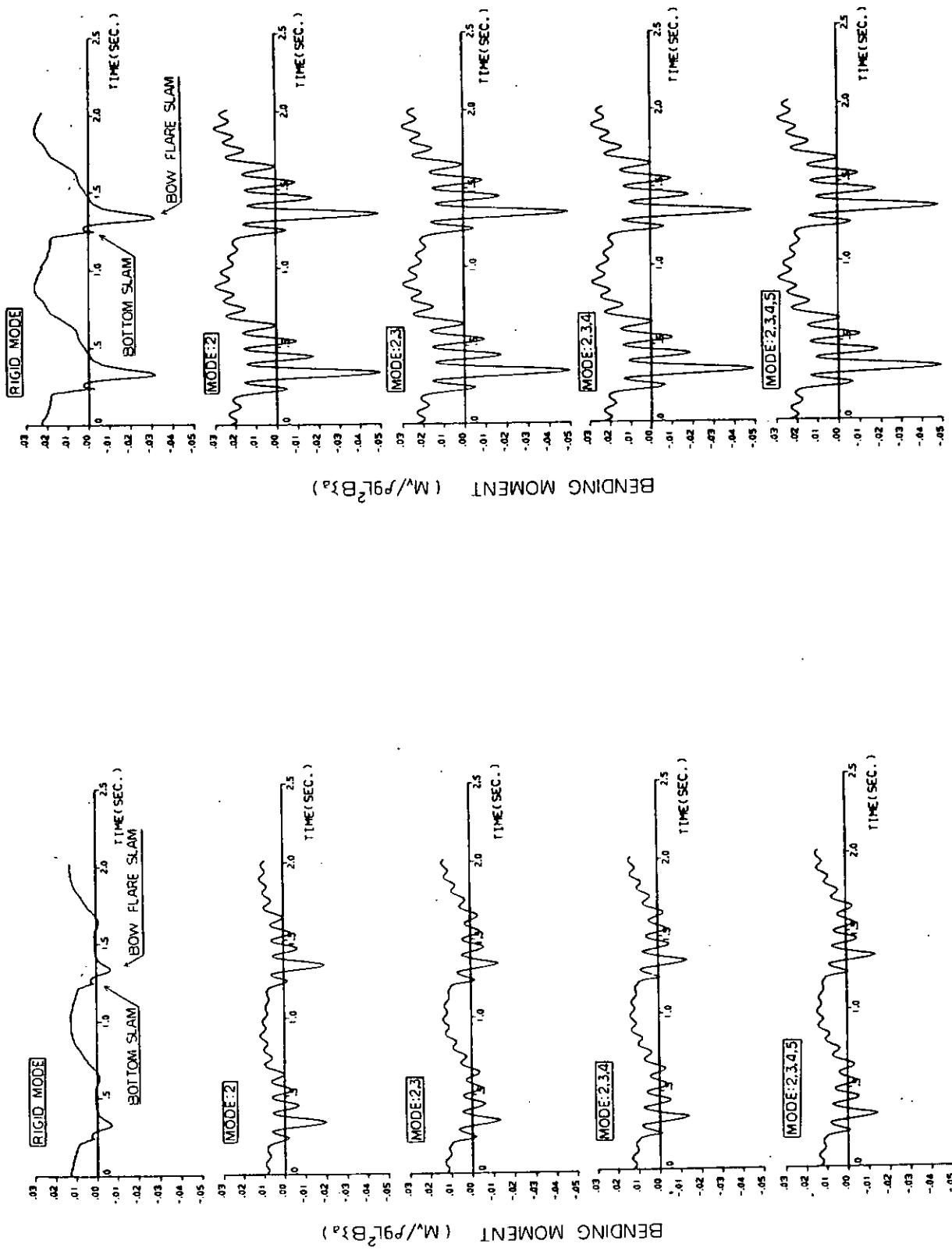


図 2.6.1 (a) 縦曲げモーメントの時間変化 (プログラム IV 使用), S. S. 2/2
(716 T.E.U. コンテナ船, $\chi = 180^\circ$, $F_n = 0.15$, $L/H_w = 1.0$, $L/H_w \cdot 14.56$)

図 2.6.1 (b) 縦曲げモーメントの時間変化 (プログラム N 使用), S. S. 5
(716 T.E.U. コンテナ船, $\chi = 180^\circ$, $F_n = 0.15$, $L/H_w = 1.0$, $L/H_w = 14.56$)

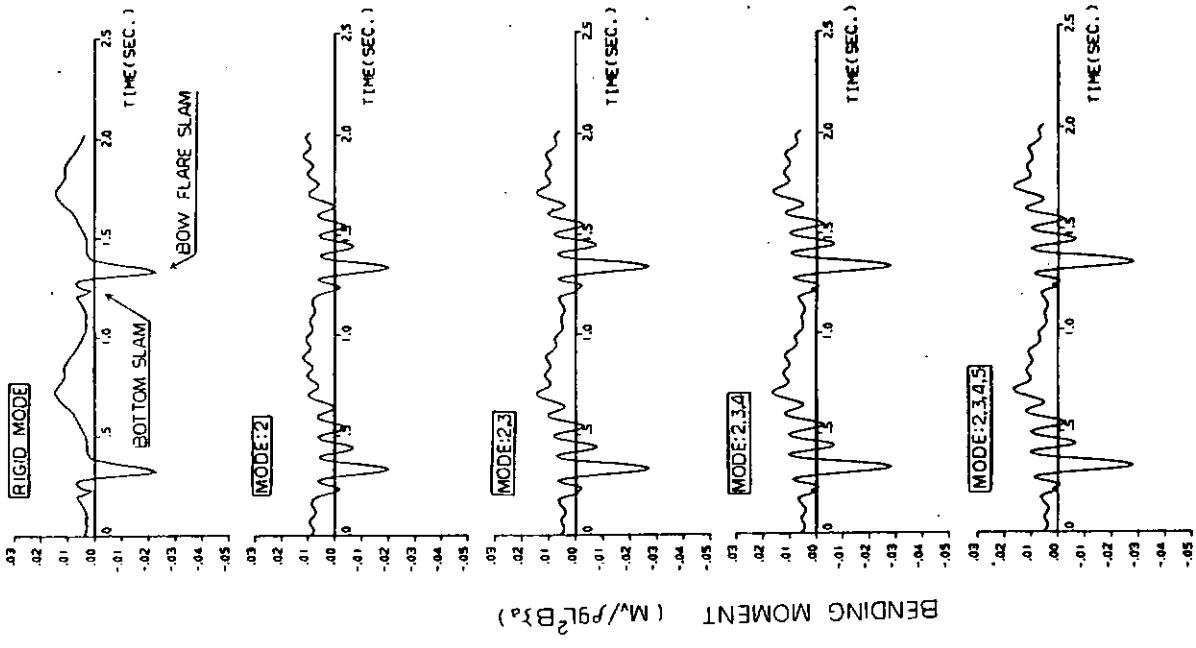


図 2.6.1 (c) 縦曲げモーメントの時間変化(プログラム IV 使用)
(716 T. E. U. コンテナ船, $\chi = 180^\circ$, $F_n = 0.15$, $L/L = 1.0$, $L/H_w = 14.56$)

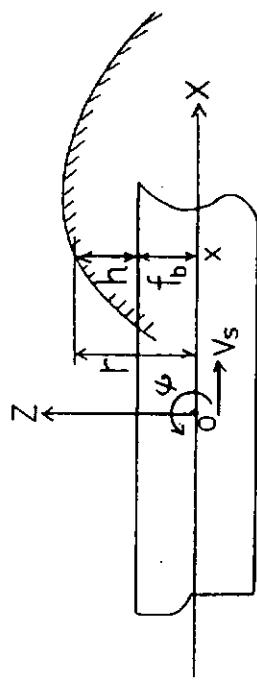


図 2.6.2 船体と波面との位置関係

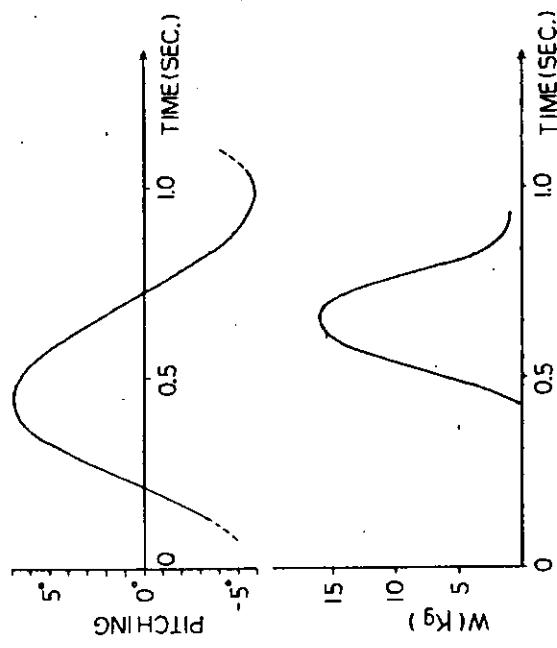


図 2.6.2 船体と波面との位置関係
(716 T. E. U. コンテナ船, $\chi = 180^\circ$, $F_n = 0.15$, $L/L = 1.0$, $H_w = 14.56$)

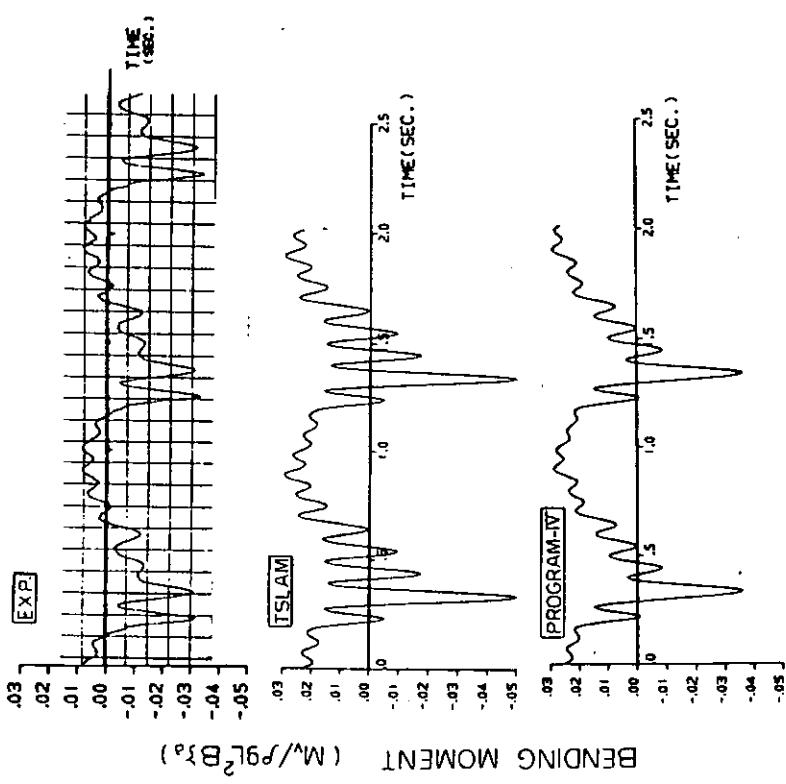


図 2.6.4 構曲げモーメントの時間変化, S. S. 5
 (716 T. E. U. コンテナ船, $\chi = 180^\circ$, $F_h = 0.15$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 14.56$)
 (ただし, PROGRAM-IVは海水打込みを考慮した計算)

2.7 プログラム開発V(有限要素法による非線形応答解析)

本手法(プログラムVと称す。)では、船体を変断面チモシェンコ梁とみなし有限要素法によって得られる運動方程式を、モード解析あるいは直接時間積分によって解く方法を採用する。また、付加質量、造波減衰係数として、標準プログラムTSLAMで用いられている近似的な値に対してより正確な値を採用する。

鉱石運搬船についての実験(文献1)および3.3節)に対応する計算を行ない、計算と実験との比較をした。さらに、高次振動成分の影響、流体力係数の影響を調べた。

2.7.1 流体外力

流体力はTSLAMと同じ方法で求めるが、流体力係数 M_H 、 N_H はFrank²⁾の提案したclose-fit法によって求められた値を用いる。ただし、振動変位成分に対して、付加質量 M_H は周波数無限大に対するものを用い、造波減衰係数 N_H は0とする。衝撃力fimp中の付加質量 M_H には周波数無限大に対するものを用いる。

また、本手法では甲板上海水および軸力は考慮していない。

2.7.2 チモシェンコ梁の有限要素法定式化

図2.7.1に示すように船体のたわみ w を、曲げ変形によるたわみ w_b と剪断変形によるたわみ w_s とに分離する。

また、曲げ変形による断面の回転角を φ とする。すなわち

$$w = w_b + w_s \\ \varphi \equiv \frac{\partial w_b}{\partial x} \quad (2.7.1)$$

とする。

この時、船体の1要素の歪エネルギー V_e 、運動エネルギー T_e および外力仕事 W_e はそれぞれ次のようになる。

$$V_e = \frac{1}{2} \int EI \left(\frac{\partial^2 w_b}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int GA_s \left(\frac{\partial w_s}{\partial x} \right)^2 dx \\ = \frac{1}{2} \int EI \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int GA_s \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \varphi \right)^2 dx \quad (2.7.2)$$

$$T_e = \frac{1}{2} \int m \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int \rho I' \left(\frac{\partial \varphi}{\partial t} \right)^2 dx \quad (2.7.3)$$

$$W_e = \int f_z w dx \quad (2.7.4)$$

ここで E : ヤング率 G : 剪断弾性係数

I : 断面二次モーメント

A_s : 剪断面積

m : 単位長さ当たりの質量

$\rho I'$: 回転慣性

f_z : 単位長さ当たりの z 方向の外力

要素内自由度 $\{u\}$ として図2.7.2に示すように

$$\{u\}^T = \{w_1 \ w_2 \ w_s \ \varphi_1 \ \varphi_2\} \quad (2.7.5)$$

を採用し、たわみ w と断面回転角 φ をそれぞれ \bar{x} の2次式、1次式で表わすと、

$$w = \{1 \ \bar{x} \ \bar{x}^2\} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -3/\ell & -1/\ell & 4/\ell \\ 2/\ell^2 & 2/\ell^2 & -4/\ell^2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_s \end{Bmatrix} \quad (2.7.6)$$

$$\varphi = \{ 1 \bar{x} \} \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -1/\ell & 1/\ell \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} \quad (2.7.7)$$

を得る。

Hamiltonの原理.

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - V + W) dt = 0 \quad (2.7.8)$$

ただし $T = \sum T_e$, $V = \sum V_e$, $W = \sum W_e$ は、(2.7.2)式～(2.7.4)式および(2.7.6)式、(2.7.7)式を代入すると、離散化された運動方程式

$$[M] \{ \ddot{u} \} + [K] \{ u \} = \{ f \} \quad (2.7.9)$$

を得る。ここで $[M]$ は船体の質量マトリックス、 $[K]$ は船体の剛性マトリックスである。

2.7.3 運動方程式の解法

(2.7.9)式の運動方程式を以下の方法で解く。まず、計算の安定化のために(2.7.9)式を書き直す。外力 f_z のうち第1項 f_m と第3項 f_p を次のように分離する。

$$f_m = f_m^* - \bar{M}_H \dot{w} \quad (2.7.10)$$

$$f_p = f_p^* - \bar{K}_H w \quad (2.7.11)$$

$$\text{ここで } \bar{M}_H = \frac{1}{2} \rho_w \pi \bar{b}^2 \quad (2.7.12)$$

$$\bar{K}_H = 2 \rho_w g \bar{b} \quad (2.7.13)$$

ただし \bar{b} : 静水中での水線における半幅

f_m のうちの $(-\bar{M}_H \dot{w})$ の成分と、 f_p のうちの $(-\bar{K}_H w)$ の成分を(2.7.9)式の左辺に移項して

$$[M^*] \{ \ddot{u} \} + [K^*] \{ u \} = \{ f^* \} \quad (2.7.14)$$

を得る。ここで $[M^*]$ は船体質量に平均的な付加質量を含んだ質量マトリックス、 $[K^*]$ は船体剛性に平均的な浮力による復原力を含んだ剛性マトリックスである。

これらの行列を用いた固有値解析

$$[K^*] \{ \phi_i \} = \lambda_i [M^*] \{ \phi_i \} \quad (2.7.15)$$

を行なって得られる固有ベクトルの内、低次の2つのベクトル $\{ \phi_1 \} \{ \phi_2 \}$ は船体の剛体運動モードを表わし、3次以上の固有ベクトルは静水中の船体振動モードを表わす。

船体構造の減衰として船体振動の振動数に比例する構造減衰を仮定し、減衰マトリックス $[C]$ をマトリックス $[K^*]$ を使って

$$[C] = \eta [K^*] \quad (2.7.16)$$

とおく。従って、船体構造の減衰を考慮した運動方程式は

$$[M^*] \{ \ddot{u} \} + [C] \{ \dot{u} \} + [K^*] \{ u \} = \{ f^* \} \quad (2.7.17)$$

である。

(2.7.17)式の解法は高次振動の影響によって2種類考えられる。まず、船体の高次振動の影響が少ない場合は、モード解析法によって(2.7.17)式を解く。(2.7.15)式の固有値解析から求まる固有ベクトルのうち低次 p 個の固有ベクトルを並べたモーダルマトリックス $[\Phi]$ を用い

$$[\lambda_i] \{ \ddot{q} \} + [\eta \lambda_i] \{ \dot{q} \} + [\lambda_i] \{ q \} = \{ g \} \quad (2.7.18)$$

$$\left. \begin{aligned} \{ u \} &\equiv [\Phi] \{ q \} \\ \{ q \} &= \{ q_1 \ q_2 \ \dots \ q_p \} \\ \{ g \} &= [\Phi]^T \{ f^* \} \end{aligned} \right\} \quad (2.7.19)$$

を得る。(2.7.18)式は非連成であるので

$$\{q_R\} = \{q_1 \quad q_2\} \quad (2.7.20)$$

$$\{q_V\} = \{q_3 \quad q_4 \quad \dots \quad q_p\} \quad (2.7.21)$$

$$\{g_R\} = \{g_1 \quad g_2\} \quad (2.7.22)$$

$$\{g_V\} = \{g_3 \quad g_4 \quad \dots \quad g_p\} \quad (2.7.23)$$

とおくと

$$[\dot{\lambda}_i] \{ \ddot{q}_R \} + [\lambda_i] \{ q_R \} = \{ g_R \} \quad (i=1,2) \quad (2.7.24)$$

$$[\dot{\lambda}_j] \{ \ddot{q}_V \} + [\eta \lambda_j] \{ \dot{g}_V \} + [\lambda_j] \{ q_V \} = \{ g_V \} \quad (3 \leq j \leq p) \quad (2.7.25)$$

とに分離できる。

固有ベクトル $\{\phi_1\}$ $\{\phi_2\}$ が船体の剛体運動を表わすと考えられるので $\{q_R\}$ は剛体運動に対する一般化座標であり剛体運動を表わす節点変位 $\{w_R\}$ は

$$\{w_R\} = [\phi_1 \quad \phi_2] \{q_R\} \quad (2.7.26)$$

として表わされる。また、船体振動による変位 $\{w_V\}$ は

$$\{w_V\} = [\phi_3 \quad \phi_4 \quad \dots \quad \phi_p] \{q_V\} \quad (2.7.27)$$

である。(2.7.18)式において採用する固有ベクトルの数 p を増やすと、それに対応して高次振動の影響が含まれる。

(2.7.18)式のモード解析において削除した高次の振動成分が無視できない場合には以下の手法を用いる。節点外力

$\{f_R\}$ $\{f_V\}$ を考えると

$$\{f_R\} \equiv [M^*] [\Phi_R] \{g_R\} \quad (2.7.28)$$

$$\{f_V\} \equiv \{f^*\} - \{f_R\} \quad (2.7.29)$$

ただし $[\Phi_R] = [\phi_1 \quad \phi_2]$

節点外力 $\{f_R\}$ は船体の剛体運動のみ、 $\{f_V\}$ は船体振動のみを誘起する外力成分である。³⁾ (2.7.17)式の

$\{f^*\}$ を $\{f_V\}$ に、 $\{u\}$ を $\{w_{V1}\}$ におきかえた

$$[M^*] \{ \ddot{w}_{V1} \} + [C] \{ \dot{w}_{V1} \} + [K^*] \{ w_{V1} \} = \{ f_V \} \quad (2.7.31)$$

が船体の弾性体としての応答を表わす運動方程式である。

以上的方法をまとめると、船体の剛体運動変位 $\{w_R\}$ は(2.7.24)式、(2.7.26)式から求め、船体振動変位 $\{w_V\}$ は

1) 高次振動が無視できる時：(2.7.25)式、(2.7.27)式

2) 高次振動が無視できない時：(2.7.31)式

から求める。

(2.7.24)式、(2.7.25)式および(2.7.31)式の各運動方程式は $\beta = \frac{1}{4}$ とおいた Newmark- β 法で解く。

2.7.4 曲げモーメントの算出法

曲げモーメント M は hogging を正とする。曲げモーメントの計算方法は 2通り考えられる。1つは外力 f_z と船体質量の慣性力 $-m\ddot{w}$ を積分して剪断力 F を求め、さらに F を積分して

$$F = \int_{L/2}^x (f_z - m\ddot{w}) dx \quad (2.7.32)$$

$$M = \int_{L/2}^x F dx \quad (2.7.33)$$

から求める方法である。他方は曲げ変形から求めるもので、曲げによる断面の回転角 φ を用いて下式

$$M = EI \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} + \eta \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial t} \right) \quad (2.7.34)$$

から計算する。

図2.7.3, 図2.7.4に本手法の計算の流れ図を示す。

2.7.5 微小波高中の船体応答

本手法はストリップ理論によって流体力外力を求めているので、喫水変化に伴なう断面形状変化、流体力係数の変動などの非線形性の少ない微小波高中の船体応答は、線形計算であるO.S.M.と一致するはずである。

(2.7.24)式のモード解析により船体の剛体としての応答を計算し、O.S.M.と比較した。計算は鉱石運搬船の満載状態($d = 16m$)に対して実船スケールで行なった。ただし、重量分布は静水中の浮力分布と等しいものとした。流体力係数はclose-fit法による値を用い、時間幅 Δt は出会い周期 T_e の $1/200$ である。波浪等の条件は以下の通りである。

$$\begin{cases} F_n = 0.13 \\ H_w = 1.235 \text{ m} \quad (L/H_w = 200) \\ \chi = 180^\circ \\ \lambda/L : 0.5 \sim 1.5 \end{cases}$$

図2.7.5～図2.7.7に、heave, pitchの振幅、S.S.7%での剪断力および船体中央での曲げモーメントを示す。この剪断力、曲げモーメントは(2.7.32)式、(2.7.33)式を使って外力を積分して求めた値である。

heaveの振幅が $\lambda/L = 1.0$ の場合にO.S.M.に比べて18%高めであるが、全体に各応答量はO.S.M.による結果とよく一致している。

2.7.6 鉱石運搬船についての実験との比較

計算に際しては船体を20等分割し、重量分布、剛性分布は要素内で一定とした。模型船の詳細なデータは前年度報告書¹⁾および3.3節を参照されたい。ただし、計算の便宜上喫水状態を変化させないようにして、計算に用いる重量分布を実測された重量分布から多少変えている。また、今回の計算では(2.7.3)式中の回転慣性 $\alpha I'$ を0として、回転慣性を考慮していない。

(1) 模型船の固有振動数

(2.7.15)式の固有値解析によって得られた模型船の固有振動数を実験と比較して表2.7.1に示す。実験値は満載状態についてはハンマリング試験¹⁾、バラスト状態については波浪中応答から推定されたもの(3.3節)である。実験値と計算値は5%～15%程度異なる。固有値解析をする際に付加質量として(2.7.12)式の近似的な値を用いているのが原因である可能性がある。

図2.7.8に満載状態に対する固有振動モードを示す。ただし、実験結果と計算結果を船首での変位が等しくなるようにプロットしている。本手法の変断面チモシェンコ梁に有限要素法を用いた計算結果は、TSLAMの一様断面オイラー梁の結果に比べて実験とよく一致している。

(2) 波浪中の応答解析

実験と計算の比較を行なった条件を表2.7.2、表2.7.3に示す。

(2)では流体力係数 M_H , N_H としてclose-fit法による値を用いた。また、計算はすべて(2.7.24)式、(2.7.25)式のモード解析で行ない、full loadについては10モード(9節振動まで)ballast loadについては4モード(3節振動まで)を採用している。時間きざみ Δt は出会い周期 T_e の $1/300$ とした。

構造減衰率 η としては full load 状態に対するハンマリング試験から得られた、二節振動の対数減衰率 $\delta = 0.12$ から計算して $\eta = 1.05 \times 10^{-3}$ の値を用いた。

ballast load 状態での、船体中央および S. S. 7 1/2 における縦曲げモーメントの時刻歴の計算結果を実験結果と比較して図 2.7.9～図 2.7.11 に示す。左側が実験結果、右側が計算結果である。

各波長において、船体中央の曲げモーメントのピーク値は計算が実験より高め、S. S. 7 1/2 のピーク値は計算が実験より低めであるが、計算による波形は実験にほど対応している。

図 2.7.12～図 2.7.13 に満載状態の縦曲げモーメントの時刻歴を示す。計算の方がホイッピングがやや大きく発生している。実験結果からわかるようにこの条件では激しいスラミングは発生しておらず、このような場合には計算で考慮していない碎波等の影響が出て、計算と実験とでスラミングの際の衝撃力が異なるためと考えられる。

図 2.7.14～図 2.7.16 に満載状態における縦曲げモーメントの船長方向分布を示す。S. S. 7 1/2 における hogging モーメントの実験値は S. S. 7 のそれと同程度の値であり、計算値に比べてかなり高い。この点を除けば hogging モーメントについて計算と実験はよく一致している。S. S. 7～F. P. にかけての sagging モーメントは計算と実験とでよく一致しているが、S. S. 4～S. S. 6 にかけての sagging モーメントは計算値が実験値より 3 割程度高い。この原因の 1 つとして船体長手方向に働く軸力の影響が考えられる。

また、実験では各波長において S. S. 5～S. S. 7 にかけての sagging モーメントが同程度の値となっている。計算では $\lambda/L = 1.0$ についてのみこの傾向が出ている。

2.7.7 流体力係数の影響

図 2.7.17～図 2.7.18 に模型船の $F_n = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$ に対応する出会い周波数での付加質量 M_H , 造波減衰係数 N_H を示す。船体中央における(2.2.10)式の近似的な造波減衰係数は close-fit 法による正確な値に対して各喫水において 2 倍程度となっている。これは(2.2.10)式が λ/b の小さいすなわち幅の狭い場合に対する近似式であるため、この鉱石運搬船のような幅の広い船に対しては不適当である事による。また、S. S. 1 では付加質量、造波減衰係数とも近似式と close-fit 法による正確な値は大きく異なる。

(2.2.9)式、(2.2.10)式による近似的な流体力係数を用いた計算結果と close-fit 法による流体力係数を用いた計算結果を図 2.7.19 に示す。最上段は図 2.2.2 の TSLAM に対応する計算で、横軸の時間のスケーリングと縦軸の曲げモーメントの 0 点が異なっているが、TSLAM とプログラム V による計算結果はほど一致している。

最上段の波高 $H_w = 0.2721 \text{ m}$ (実船スケールで 16 m) に対して、 $H_w = 0.1914 \text{ m}$ (12 m) の場合の計算結果を中段に示す。この場合、ホイッピング量が非常に小さくなり、 $H_w = 0.1914 \text{ m}$ がスラミングの発生する限界の波高である事がわかる。

近似的な流体力係数に対して、close-fit 法による流体力係数を用いた場合は、最下段に示すようにホイッピングがかなり出ている。これは、(2.2.10)式による船体中央の過大な造波減衰係数によって押えられていた船体の剛体運動振幅が、正確な流体力係数を用いる事によって大きくなる事による。

この例のようにスラミングの発生する限界の条件においては、計算に用いる流体力係数の違いによって、応答の計算結果が大きく異なる場合がある。

次に、プログラム V において近似的な流体力係数と正確な流体力係数を用いた場合の曲げモーメントの船長方向分布を図 2.7.20 に示す。この場合もスラミングの発生する限界の波高であるため、close-fit 法による流体力係数を用いた場合は近似的な流体力係数を用いた場合に比べて、ホイッピングが大きく発生し曲げモーメントの振幅が大きくなる。また、近似的な流体力係数を用いたプログラム V による計算と TSLAM との間にも差が認められるが、これは変断面チモシェンコ梁と一様断面オイラー梁との間の振動モード形の差によるものと考えられる。

2.7.8 高次振動の影響

モード解析(2.7.18)式において、採用するモードの数を変えて高次振動の影響を調べた。計算を行なった条件は実験に対応してballast load, $\lambda/L = 0.8$ である。モード数を4モード(3節振動まで)と10モード(9節振動まで)として比較計算をした。流体力係数はclose fit法による値を使った。

図2.7.21, 図2.7.22に船体中央, S.S. 7%における曲げモーメントの時刻歴を示す。4モードの場合と10モードの場合とでは、曲げモーメントの波形およびピーク値はほとんど変わらず、両者とも実験とよく一致している。

高次振動の影響がほとんどないのは、ハンマリング試験で4節振動が固有振動として認められなかった¹⁾事からわかるように、この模型船では高次振動が出にくい事および減衰が大きい事によると考えられる。

参考文献

- 1) “波浪中の船体応答に関する研究報告書”，日本造船研究会，第194研究部会，昭和58年3月，pp. 55-88.
- 2) W. Frank, "Oscillation of cylinder in or below free surface of deep fluid", N. S. R. D. C. Report 2375, 1967.
- 3) 畠進, 重田政之, “モーダル解析での高次モード削除の補正方法について”, 日本機械学会論文集, №810-3, 1981, pp. 160-162.

表2.7.1. 模型船の固有振動数

(1) full load (実験はハンマリング試験)

	A 実験	B プログラムV	B - A / A
二 節	5.81 Hz	4.97 Hz	-14.5 %
三 節	10.94	11.49	5.3 %

(2) ballast load (実験は波浪中の応答から推定)

	A 実験	B プログラムV	B - A / A
二 節	6.35 Hz	5.69 Hz	-10.4 %
三 節		13.63	

表 2.7.2 波浪条件 full load

λ / L	H _w (模型)	H _w (実船)
0.8	0.2040 m	12 m
1.0	0.2721 m	16 m
1.2	0.2721 m	16 m

F _n	0.10
χ	180°

表 2.7.3 波浪条件 ballast load

λ / L	H _w (模型)	H _w (実船)
0.8	0.1949 m	11.463 m
1.0	0.1914 m	11.254 m
1.2	0.2060 m	12.115 m

F _n	0.10
χ	180°

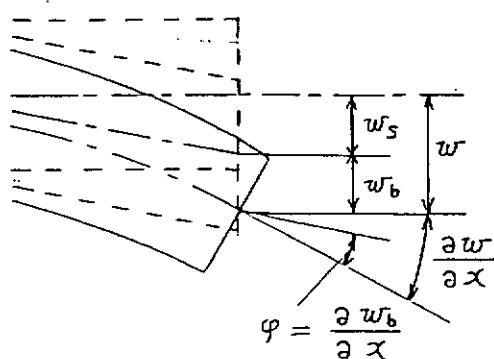


図 2.7.1 変位の定義

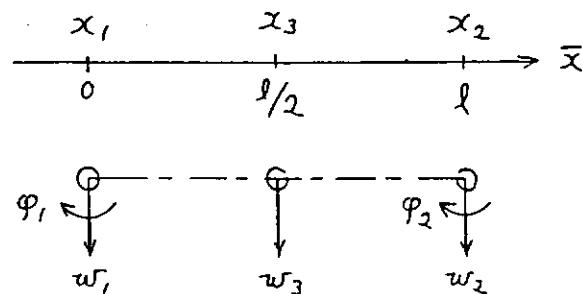


図 2.7.2 要素内自由度

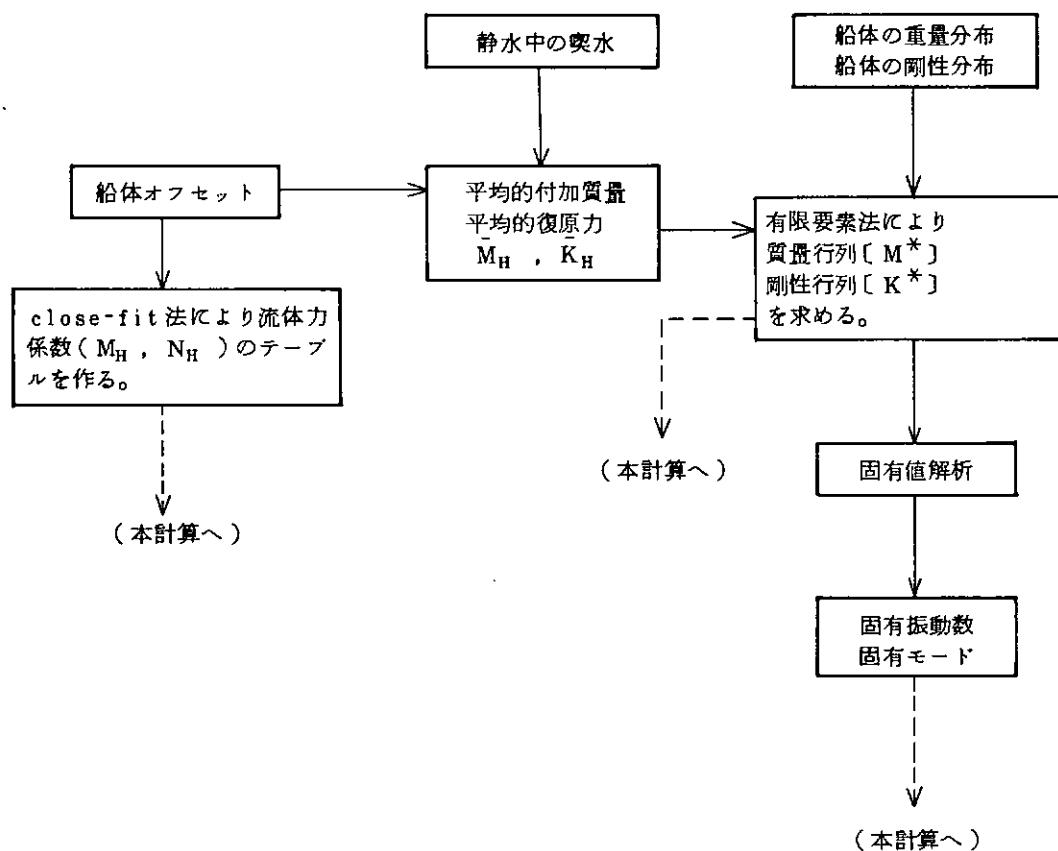


図 2.7.3 プログラム V の流れ図 (準備計算)

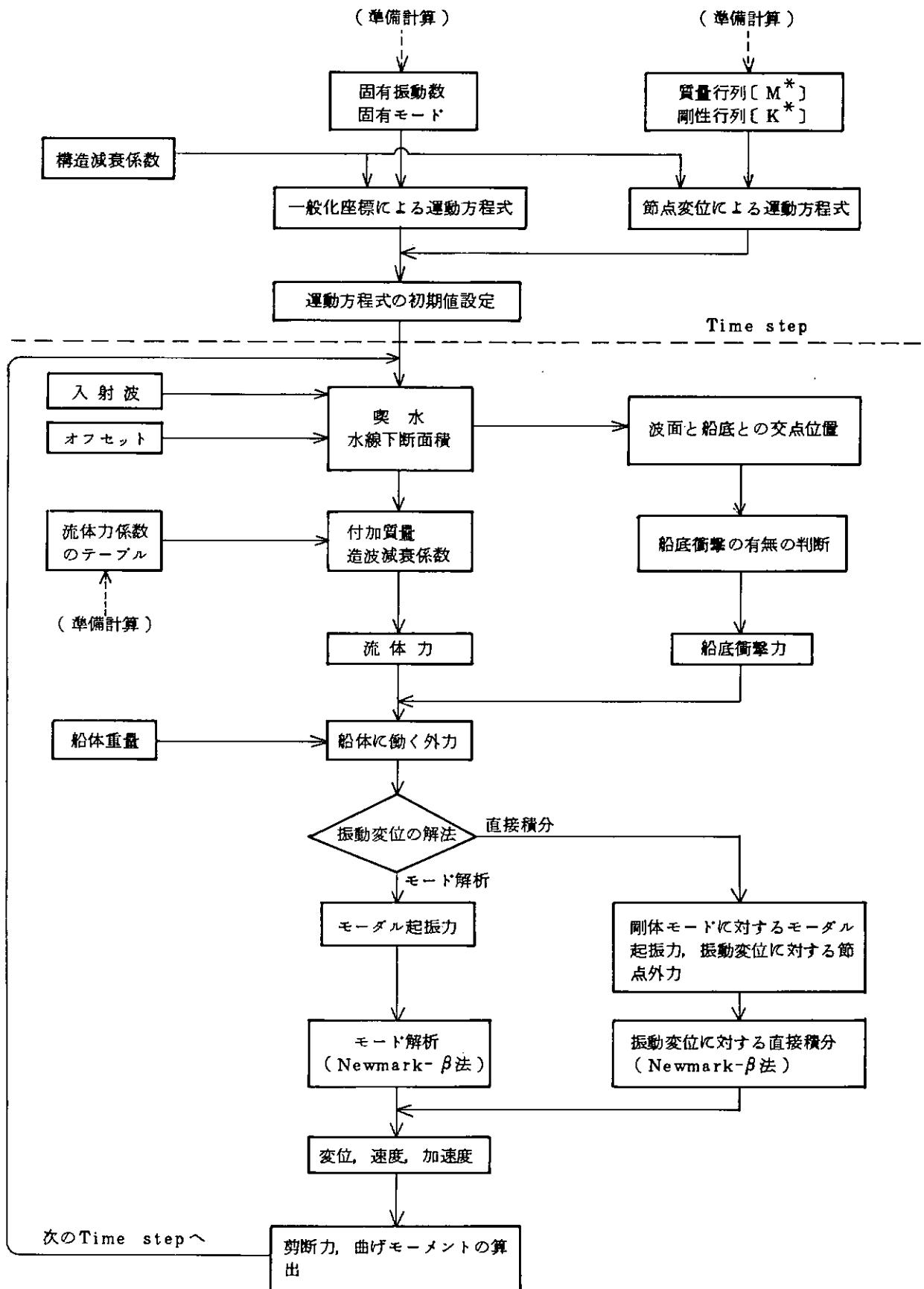


図 2.7.4 プログラムVの流れ図(本計算)

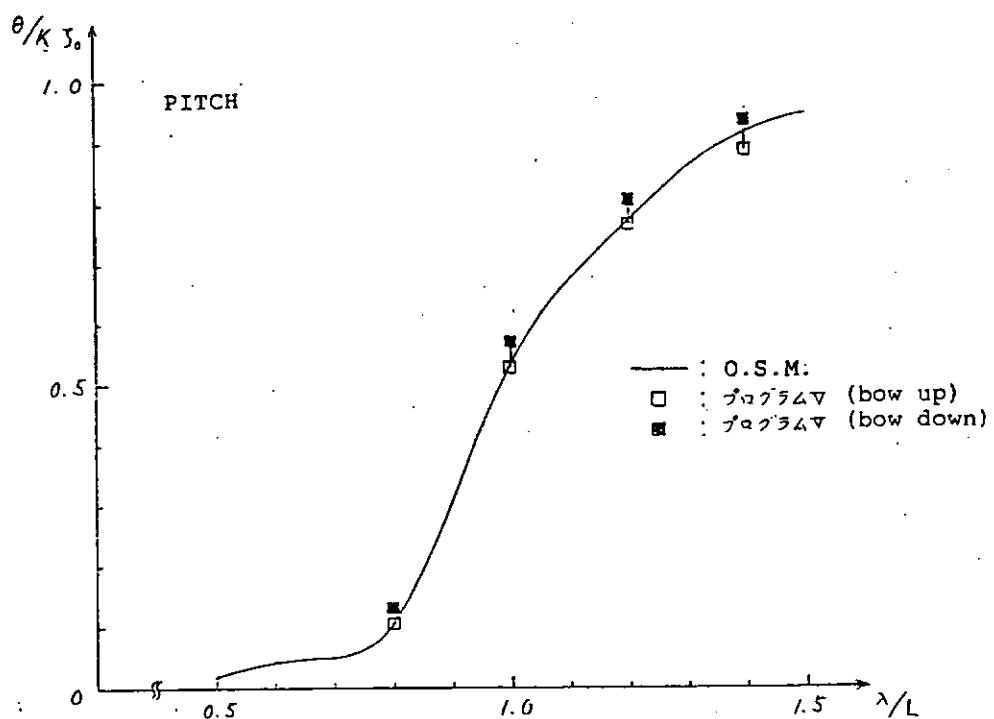
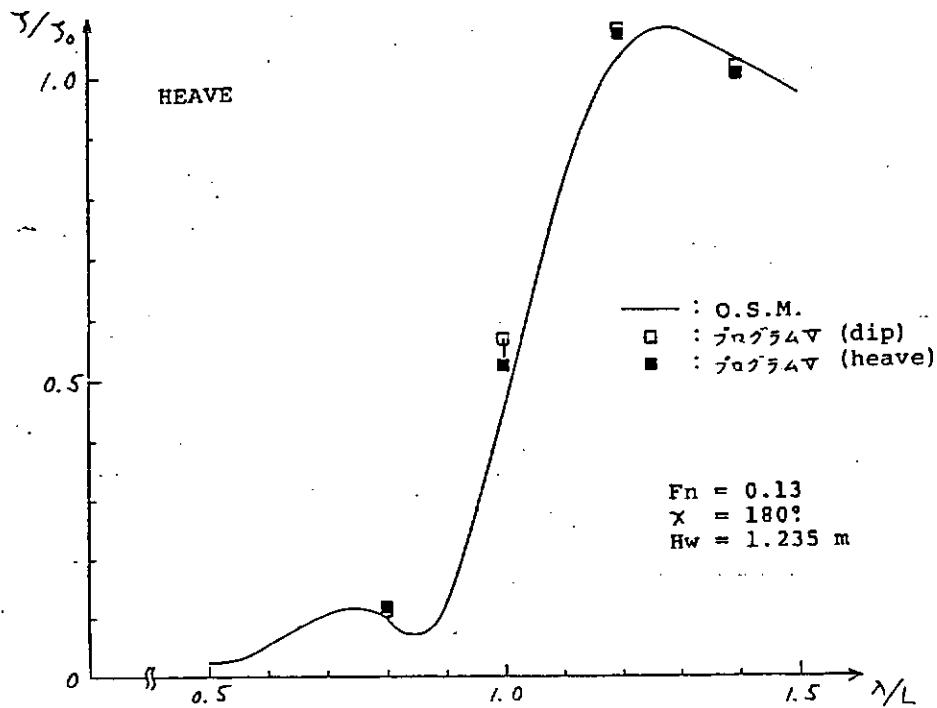


図 2.7.5 Heaving と pitching の振幅(笠木山丸実船)

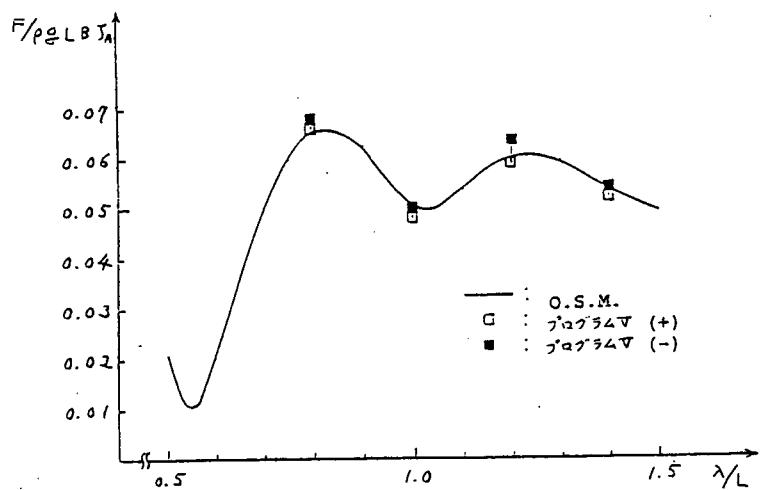


図 2.7.6 S.S. 71/2 における剪断力振幅 (笠木山丸実船)
($F_n = 0.13$, $\chi = 180^\circ$, $H_w = 1.235m$)

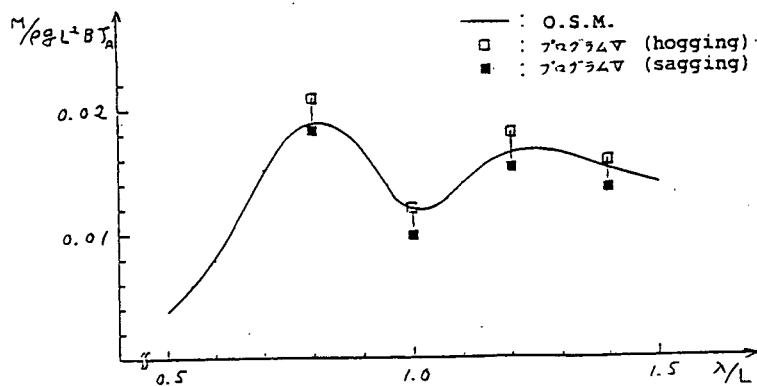


図 2.7.7 midship における曲げモーメント振幅 (笠木山丸実船)
($F_n = 0.13$, $\chi = 180^\circ$, $H_w = 1.235m$)

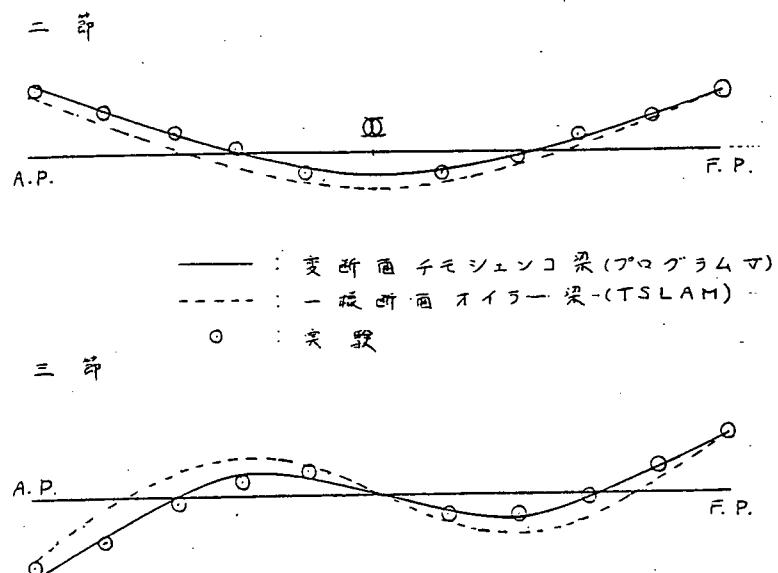


図 2.7.8 笠木山丸模型満載状態の固有振動モード

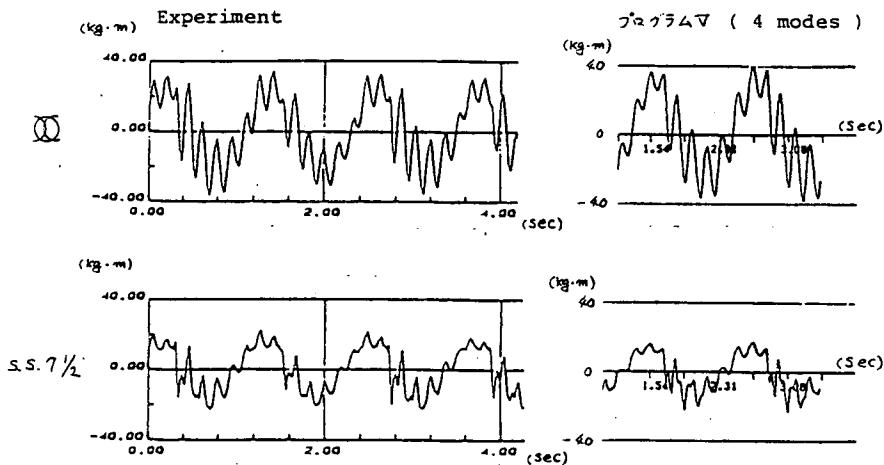


図 2.7.9 曲げモーメントの時刻歴(笠木山丸模型 パラスト状態)
($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 0.8$, $H_w = 0.1949\text{ m}$)

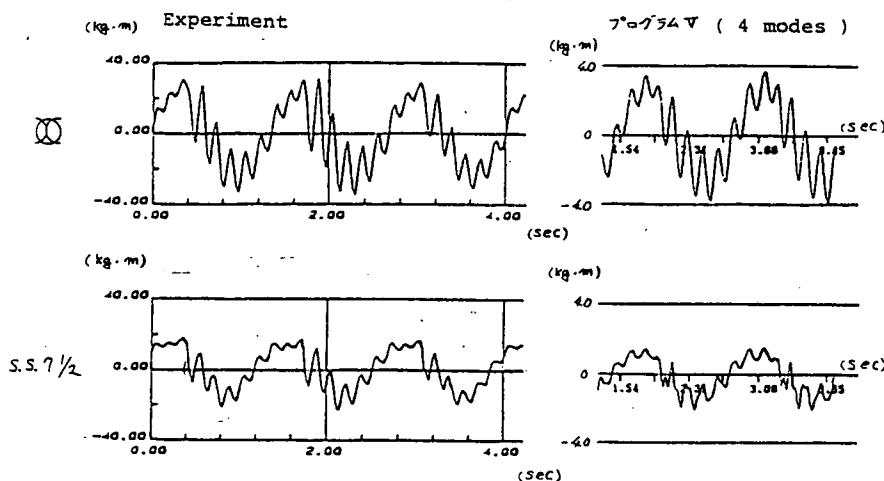


図 2.7.10 曲げモーメントの時刻歴(笠木山丸模型 パラスト状態)
($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 0.19136\text{ m}$)

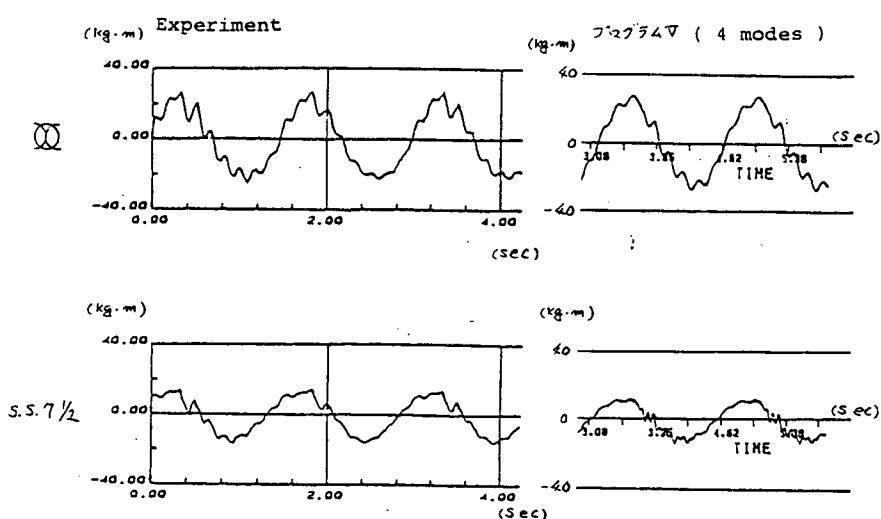


図 2.7.11 曲げモーメントの時刻歴(笠木山丸模型 パラスト状態)
($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.2$, $H_w = 0.2060\text{ m}$)

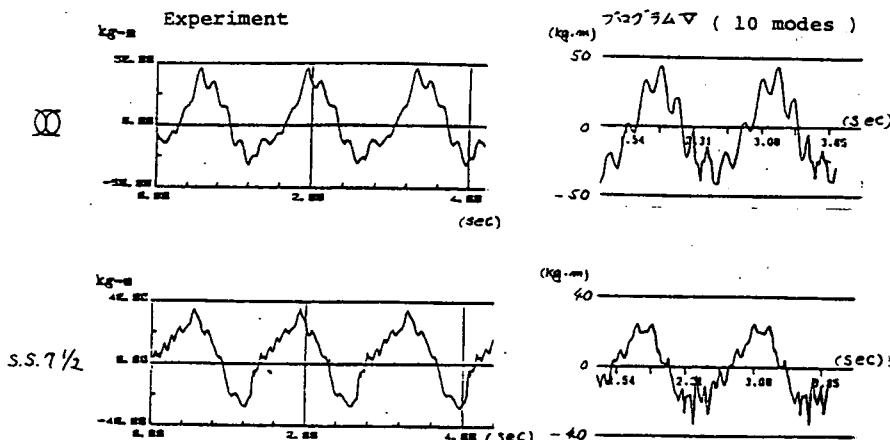


図 2.7.12 曲げモーメントの時刻歴(笠木山丸模型 満載状態)
($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 0.27206\text{ m}$)

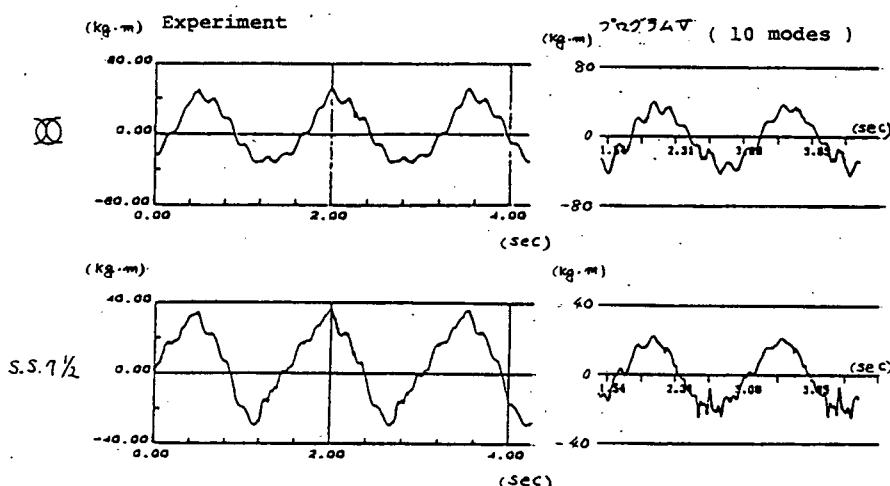


図 2.7.13 曲げモーメントの時刻歴(笠木山丸模型 満載状態)
($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.2$, $H_w = 0.27206\text{ m}$)

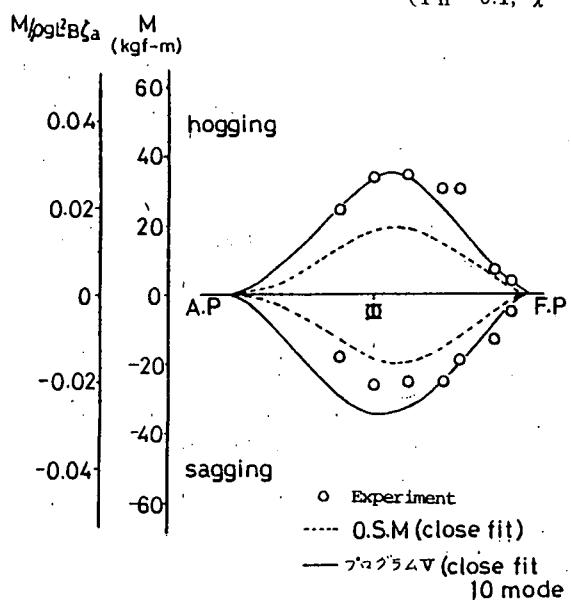


図 2.7.14 船長方向曲げモーメント分布
笠木山丸模型 満載状態
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 0.8$, $H_w = 0.2040\text{ m}$)

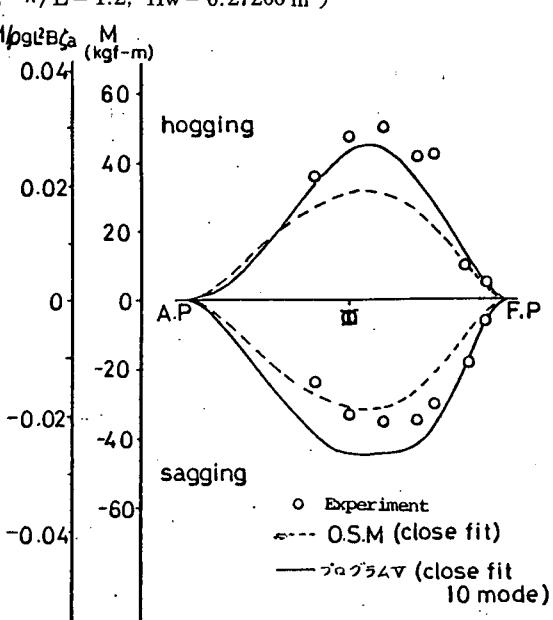


図 2.7.15 船長方向曲げモーメント分布
笠木山丸模型 満載状態
($\lambda/L = 1.0$, $H_w = 0.2721\text{ m}$)

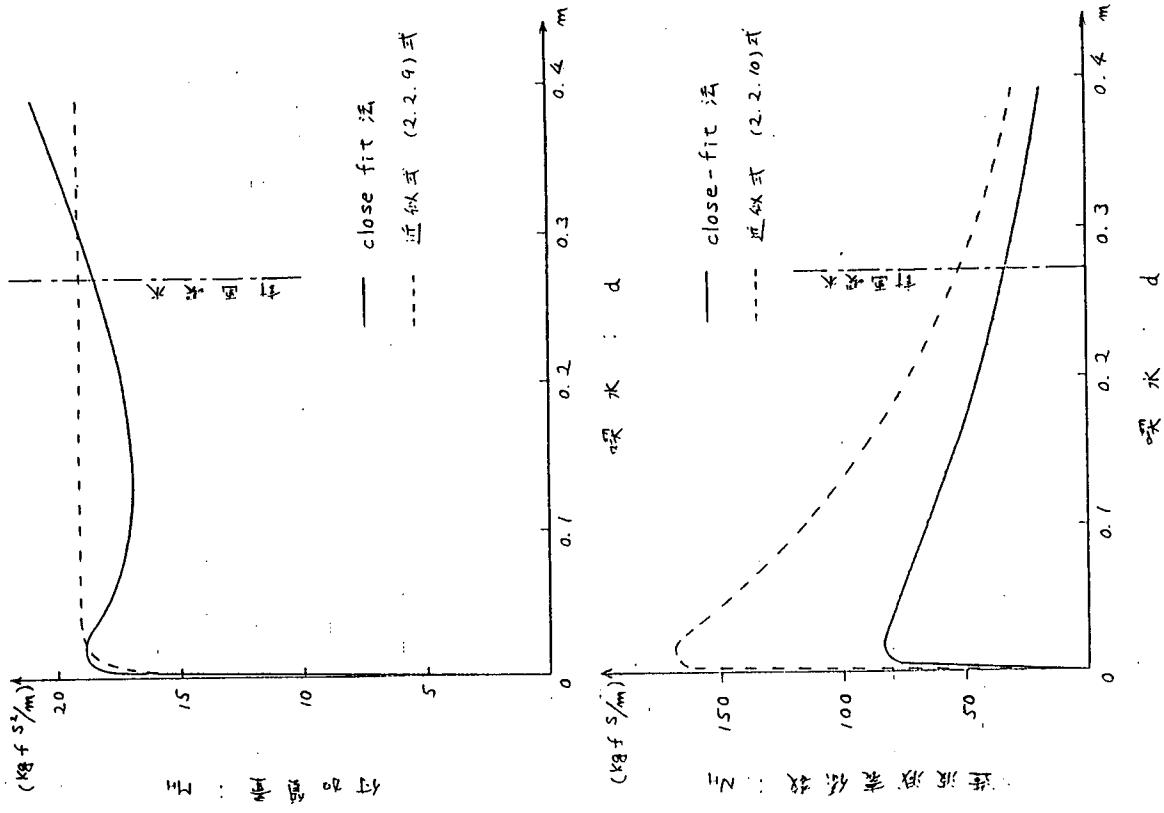


図 2.7.17 船体中央における付加質量、造波減衰係数
(笠木山丸模型 $\omega_e = 4.79 \text{ 1/s}$)

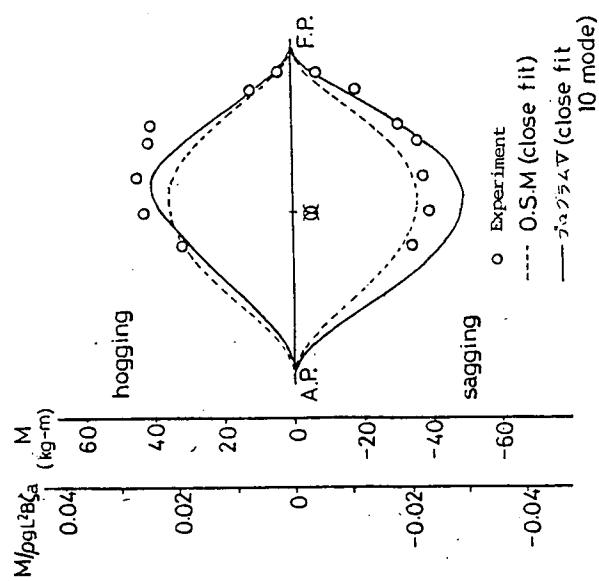
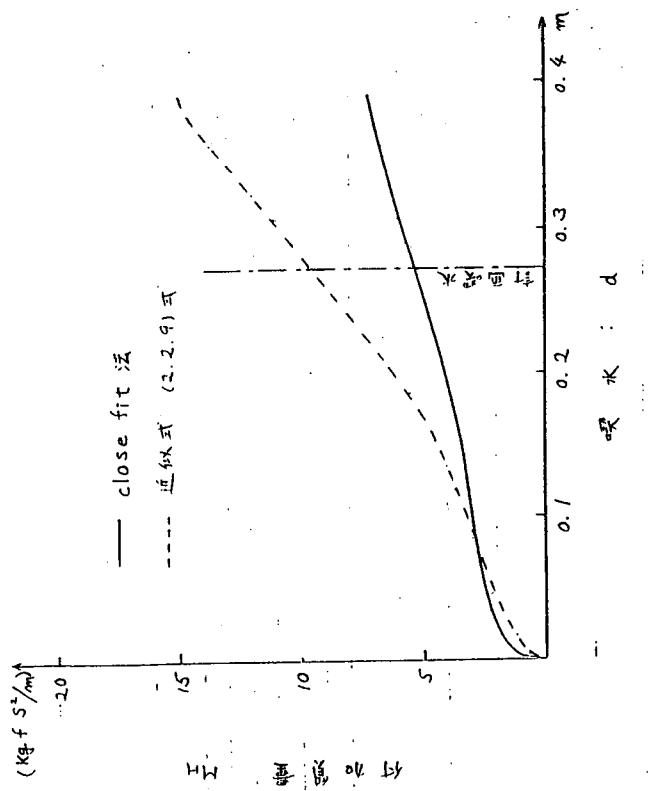


図 2.7.16 船長方向曲げモーメント分布
笠木山丸模型 満載状態
($\lambda/L = 1.2$, $H_w = 0.2721 \text{ m}$)



- 45 -

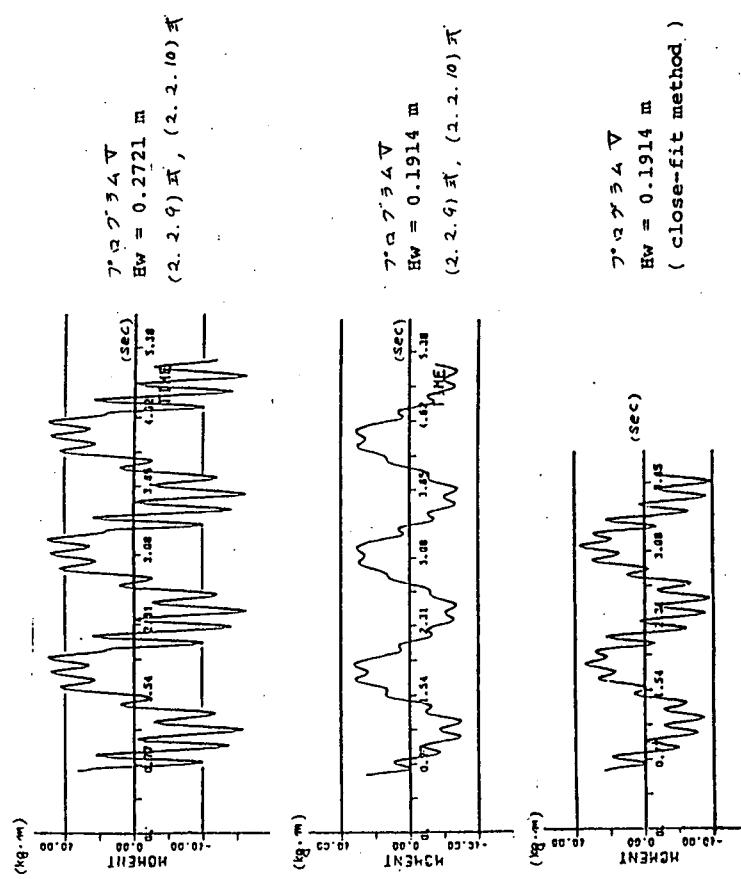


図 2.7.19 船体中央ににおける曲げモーメントの時刻歴
($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$)

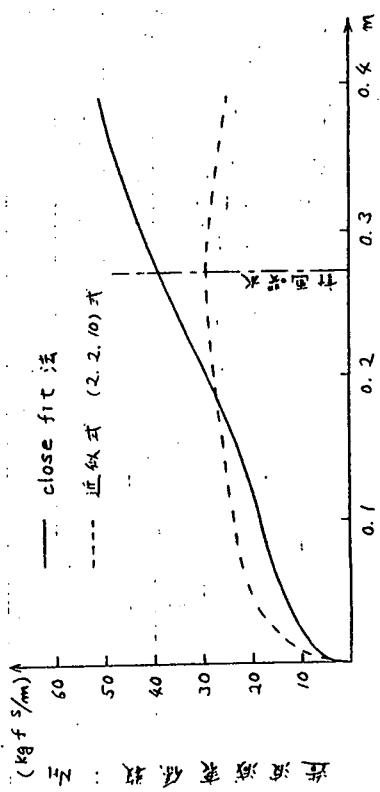


図 2.7.18 S.S. 1 における付加質量、造波減衰係数
(笠木山丸模型 $\omega_e = 4.79 \text{ 1/s}$)

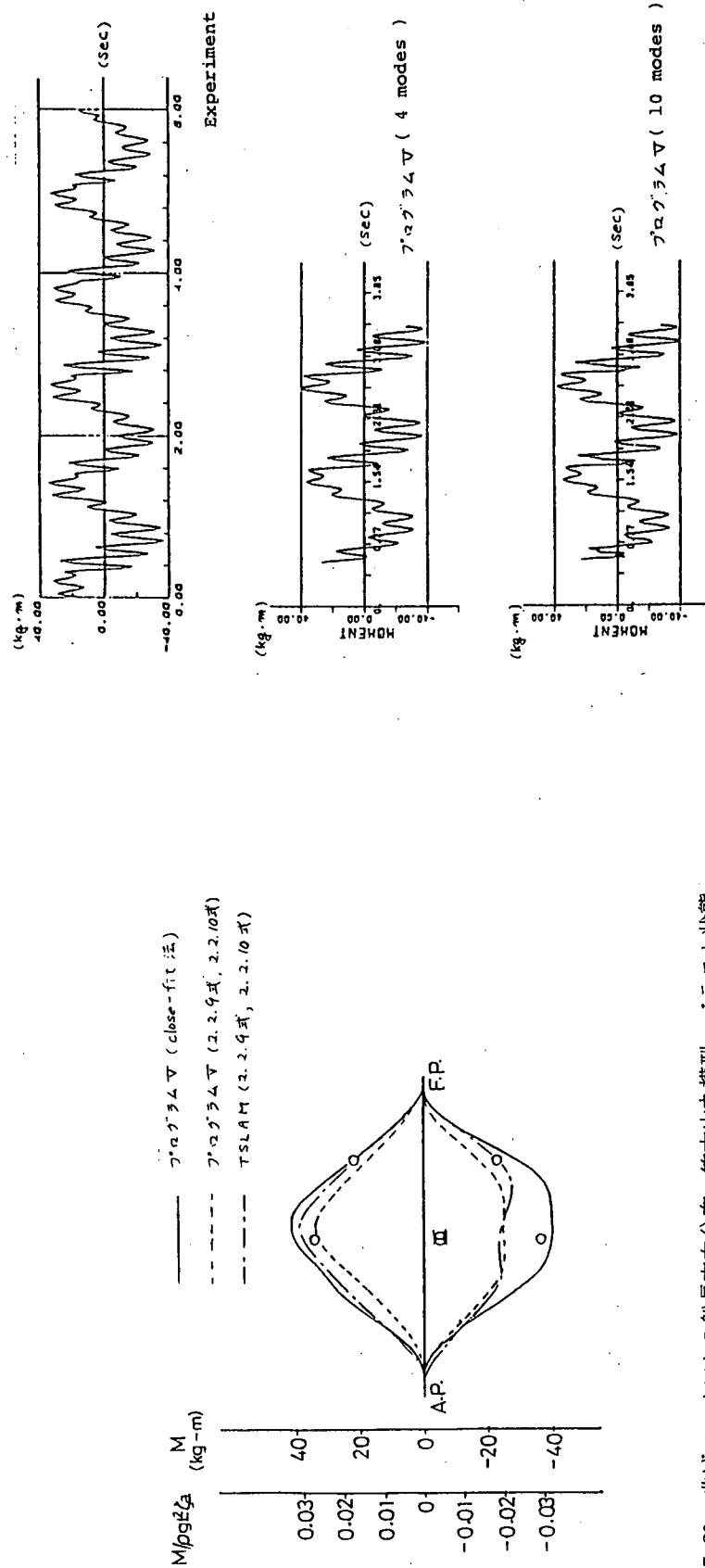


図 2.7.20 曲げモーメントの船長方向分布 筏木山丸模型 バラスト状態
($F_n = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 0.1949 \text{ m}$)

図 2.7.21 船体中央における曲げモーメントの時刻歴
笠木山丸模型 バラスト状態
($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 0.8$, $H_w = 0.19491 \text{ m}$)

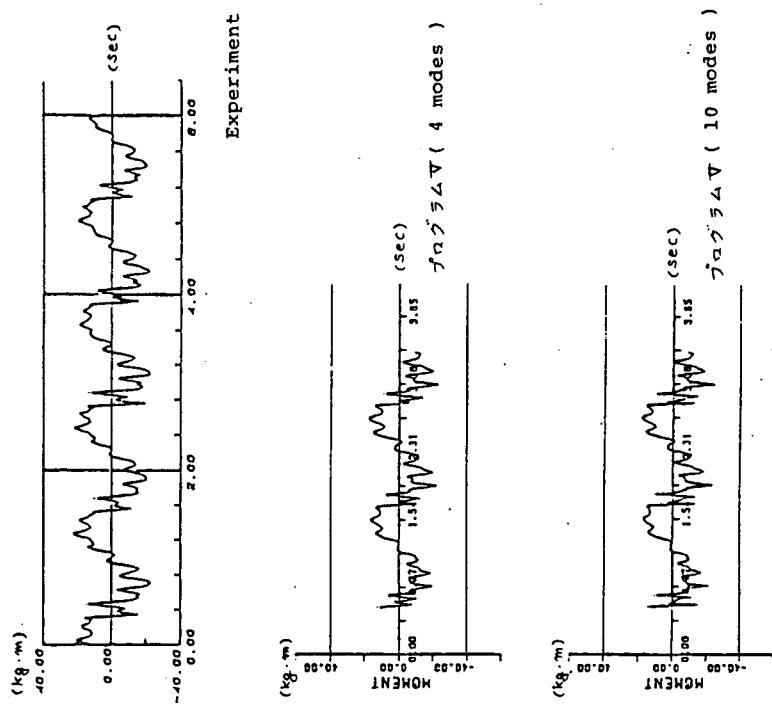


図 2.7.22 S. S. 7/16Cにおける曲げモーメントの時刻歴
笠木山丸模型 バラスト状態
($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 0.8$, $H_w = 0.19491 \text{ m}$)

3. 実験と計算の比較

3.1 実験の目標

3.1.1 昨年度の実験成果と問題点

本年度の実験の目標を説明する前に、昨年度（研究計画の初年度）に行われた実験の成果と、そこで発生した問題点についてこゝにまとめておく。昨年度は、各研究機関が弾性模型船による実験手法の確立を中心課題として、夫々独自の考え方に基づいて実験、検討を行ったが、その結果、

- (1) 弹性模型船には、いくつかの種類のものが考えられるが、ホイッピングの振動モードまで考慮すると、模型の船体自身を連続的に弹性相似にしたいわゆる“Structural Model”が効果的であることがわかった。
- (2) 弹性模型船による実験技術が向上し、各水槽間でデータを直接比較検討できるようになった。
- (3) スラミングがあまり激しくない範囲での船体運動及び縦曲げモーメント（出会い周期の）は、ストリップ法により十分予測できるが、線型理論の適用限界を越えた非線型を取扱いをしなければならない現象を検討するには、もつと激しいスラミング状態での実験データが必要であることが認識された。

3.1.2 本年度の実験目標

前節に述べたような昨年度の実験成果と問題点を参考にしながら、本年度は次のような実験目標の設定を行った。

(1) 激しいスラミング状態での実験データの取得

波高をかなり高くしても、規則波中ではスラミングは激しいものにはなり難い。その理由の一つは規則波中での船速低下が大きく現われるためと考えられる。また、満載状態の肥大船では激しいスラミングを起こし難いという事もある。そこで、

- i) 不規則波中等の船速低下が基しくない状態での実験を行う。
 - ii) 一方向ないし二方向からのいわゆる任意波を起こし、大きな船体運動と瞬間に高い波との同時発生を狙う。
 - iii) 鉱石運搬船については軽荷状態での実験を行う。
- などして、より激しいスラミング状態での実験データの取得を目指す。

(2) 船の種類による波浪中船体応答の特徴の把握

上記激しいスラミング状態での船体応答も、船の種類、とくに船が瘠せているか肥っているか、船速が速いかおそいかによって大いに異なる。そこで、コンテナ、バルク、鉱石運搬の3船型について実験を行い、船体応答の特徴をつかむ。

(3) 海水打込み等の関連要因の検討

激しいスラミングが起きている時には、海水打込みをはじめ波浪中船体応答に関連するいろいろな現象が付随して起こるものと考えられる。これらの影響を実験的に把握する。

3.1.3 本年度の実験の特徴

模型実験の第一の目的は、激しいスラミング状態における船体応答を計測し、計算結果と比較、検討できるようにすることにある。とくに、本年度は実質的に模型実験ができる最後の年度に当るため、下記のように重点的かつ特徴のある計測が行われた。すなわち、

(1) 計測の重点

本年度は計測の重点が、従来の船体運動や相対水位も含めた総合的なものから、計算と直接比較できる甲板応力に絞られた。ほかに、波浪外力の基である衝撃水圧や船体応答の一形態である加速度の計測も行われた。後者は、データとしての活用方策は未だ確定していないが、運航マニュアルとの関連で重要な役割を果すことも考え得る。

(2) 映像の重視

実験中に撮られたビデオ、高速シネ等の映像は、波浪中の船の挙動の把握自身に役立つだけでなく、本研究の最終目標である運航マニアル作成に際しても大いに参考になるものと思われる。

なお、本年度に行われた模型実験は、大部分自航状態で行われているが、一部曳航状態のものも含まれている。激しいスラミングを起こすような海象状態では、プロペラ・レーシングの発生も予想され、船は大きなサーボングを起こしているものと想像される。この状態をシミュレートするには、自航状態で実験することが望ましい。しかしながら、曳航状態では、高速が出せること、位相関係も含めた出会い波の正確な計測が可能であることなどの利点もある。いずれにせよ、実験的にはサーボングの問題は将来に残されている。また、船の重量分布を変えた実験は行っていない。船の振りモーメント、軸力などの直接的な計測も行っていない。

模型実験の第二の目的は、スラミングの発生条件の検討や頻度予測の検証を行うことにある。本年度の実験には、このためのものもあるが、その詳細については第4章に述べられる。

3.2 大型ばら積貨物船(55,000 DWT.)についての実験および計算

本年度の実験の目的は、まず激しいスラミングを生ずる場合について、計算プログラムの精度チェックに資るべきデータを得ること、および正面からある程度波高の高い規則波をうけ、pitching 同調点近傍で航行している船に、別な方向から規則波をうけた場合スラミングがどうなるかを調べることの 2 点である。前者の目的に対して前年度は満載状態での規則波中試験を行なったがあまり激しいスラミングを生じなかつたため¹⁾、今年度は載荷状態をバラストとして実験を行なつた。後者の目的に対してもスラミングの変化が顕著にあらわれるバラスト状態を採用した。なお、実験はすべて東京大学船舶航海性能試験水槽で行なつた。

3.2.1 供試模型船および実験条件

供試模型船は前年度に用いた大型ばら積貨物船“尾道丸”の 1/61.83 の弾性模型船である。図 3.2.1 に“尾道丸”的正面線図を示す。なお、模型船の詳細については前年度報告書¹⁾を参照せられたい。ただし、本年度は前年度とひずみケージの貼り方を変えたため、曲げモーメントとひずみ出力の較正值が前年度と異なる。また、本年度は軸力による甲板ひずみも考察の対象とするため軸力とひずみ出力の較正も行なつた。これはトリムタンク内で重量分布、奥水、トリム等を数種類変えてひずみを計測することにより実施した。表 3.2.1 に前年度、本年度のひずみ出力の較正值をあわせて示す。

実験に用いたバラスト状態の重量分布を図 3.2.2 に示す。この状態での 2 節曲げ振動周期(周波数)は静水中自由振動試験により 0.23 sec (4.4 Hz) であった。なお、実験における計測項目は前年度と同じであるため前年度報告書¹⁾を参照せられたい。

3.2.2 規則波中試験

規則波中試験における波浪条件、船速は前年度と同一であるが¹⁾、出会い角 $\chi = 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ$ については実施しなかつた。

図 3.2.3～図 3.2.8 に正面規則波中実験で得られた甲板ひずみの時間変化をプログラムによる計算結果と比較して示す。ただし、本節の図におけるひずみはすべて静水中での状態を基準としている。肥えた船では船首部で軸力が大きくなるという報告があるが²⁾、本実験では船首部で曲げモーメントによる圧縮ひずみの約 0.3～1.0 倍の軸力による圧縮ひずみが計測された。これは実船と比べて模型船の軸剛性が若干低めであるため、実船の場合には約 0.3～0.6 倍となるが、いずれにしても、軸力によるひずみはかなり大きく曲げモーメントによるものと比べて無視できない。なお、計算による甲板ひずみは波形、大きさで実験値と良好な一致を示している。

実験と計算で得られた甲板ひずみの大きさを厳密に比較するため図 3.2.9～図 3.2.17 に引張・圧縮のピーク値を示す。これより、波高が高い場合、船体中央部で圧縮ひずみの、船首部では引張ひずみの計算値が実験値より大きくなっているものの、全体においておむねよい一致を示している。なお、S.S.9 の圧縮ひずみの実験値がかなり大きくなっているが、これは比較的剛な船首桟の存在や剪断変形の影響によるものと思われる。また、図にはひずみに表 3.2.1 の E・Z_{DK} を乗じて求めた等価な曲げモーメント値もあわせて示す。

図 3.2.18～図 3.2.23 に斜波での結果を示す。図 3.2.18～図 3.2.20 が $\chi = 157.5^\circ$ 、図 3.2.21～図 3.2.23 が $\chi = 135^\circ$ であるが迎え角が大きくなるにつれてスラミング衝撃力が減少し、ホイッピング振動が小さくなっていくのがわかる。また、実験値と計算値の対応は正面波の場合と比べて大きな差はない。

さて、前年度行なつた満載状態での実験と計算の比較では軸力による甲板ひずみの計算が考慮されていなかつたため、本報告に改めて比較の図を示す。実験と計算の甲板ひずみの時間変化が図 3.2.24～図 3.2.29 である。前年度の報告書に述べたとおり¹⁾満載状態、規則波ではさほど激しいスラミングは生ぜず、その場合のホイッピング振動波形の実験と計算の一一致はあまりよくない。しかしながら、ひずみの大きさはほど満足のゆく程度に一致している。

3.2.3 2方向波中試験

実験は造波装置の関係で正面規則波とそれに直角方向の規則波の2方向波とした。正面からの波はpitchingの同調を考え、波長船長比0.9、波高19.4cm(実船換算12m)の規則波とし、船速は実際的な速度としてフルード数0.05を用いた。また、直角方向の波としては

$$\text{波長 } \lambda/L = \begin{cases} 0.415 & (\text{roll同調}) \\ 0.9 & (\text{正面波と同波長}) \\ 1.245 & (\text{roll同調周期の3倍}) \end{cases}$$

$$\text{波高 } L/H_w = \begin{cases} 71.4 & (\text{実船換算3m}) \\ 36.1 & (\text{実船換算6m}) \\ 24.0 & (\text{実船換算9m}) \end{cases}$$

を用いた。

まず、正面波のみの場合の実験より得られた甲板ひずみの時間変化を図3.2.30に示す。かなり大きめの波高であるが船速があまり速くないため顕著なスラミングは生じていない。この正面波に直角方向の波が加わった場合の結果を、図3.2.31から図3.2.36に示す。図3.2.31、図3.2.32がroll同調周期の波、図3.2.33、図3.2.34が正面波と同じ波長、図3.2.35、図3.2.36がroll同調周期の3倍の周期をもつ直角方向の波の場合である。図3.2.32ではスラミングがかなり激しくなっているが、その他の場合は正面波との出会い周期(1.255sec)に比べてかなり長い間隔をおいて顕著なスラミングが生じている。これらの場合の運動を調べてみると出会い周期の4~8倍(5sec~10sec)の周期でyawingがおこっており、このyawingの周期に対応して顕著なスラミングが発生している。すなわち、yawingによって直角方向の波の波上側に船首がふられた時にスラミングが発生している。また、roll同調の波を横からうけた場合(図3.2.31、図3.2.32)は、yawingに前述の長周期成分とroll同調周期成分、正面波との出会い周期成分が含まれ、roll同調や出会い成分が卓越してくると激しいスラミングを生じている。(図3.2.32)

なお、プログラムIを用いても2方向波中の応答を計算することは可能であるが、今回の実験状態では波の重複により粗度が高くなり、船体に波面の相対位置を求めるルーチンで障害が発生したため計算結果を得られていない。しかしながら、このルーチンでの計算精度を高めることによりこの点は改善できると考える。

3.2.4 まとめ

大型ばら積貨物船について弾性模型バラスト状態により規則波中試験を行ない、激しいスラミングを生ずる場合についての甲板ひずみのデータを得、プログラムIによる計算と比較した。また、同模型で2方向波中試験を実施し正面からある程度波高の高い規則波をうけpitching同調点近傍で航行している船に、直角方向から規則波をうけた場合スラミングがどうなるかを考察した。得られた結果をまとめると以下のようになる。

- 1) プログラムIによる甲板ひずみの計算結果はその波形において実験と良好な一致を示した。ただし、スラミングを生ずるか否かのクリティカルな状態に近い場合は衝撃が小さいが、このときの波形の一致はあまりよくない。
- 2) 甲板ひずみの引張、圧縮のピーク値を比較すると、波高が高い場合の計算値は船体中央部で圧縮ひずみが、船首部では引張ひずみが実験値より若干大きくなるが、全体としては計算、実験の一一致はほぼよい。
- 3) 変針のスラミングに対する影響について、迎え角が大きくなるにつれて衝撃力が減少する。したがって、強度的には正面波に対する応答のみを検討しておけばよいが、一方、変針することによってrollingが大きくなる等の操船上の問題が生ずる。
- 4) 正面からある程度波高の高い規則波をうけ、pitching同調点近傍で航行している船が直角方向より規則波を

うけると yawing 運動によりスラミングを生ずる。また yawing 周期が正面波との出会い周期に近くなるとスラミングが激しくなる。

5) したがって、上述のような場合の 2 方向波中の船体横運動を詳しく調べる必要があると思われる。なお、コンテナ船のようにフレアードの大きな船ではこれらの様子も変わってくるものと考える。

参考文献

- 1) 第 194 研究部会、波浪中の船体応答に関する研究報告書、研究資料 No. 368、日本造船研究協会、(昭和 58 年 3 月)
- 2) 福田淳一、永元隆一、新開明二、"波浪中の船体に働く縦軸方向荷重の設計値推定"、西部造船会々報、第 54 号、(昭和 52 年 8 月)

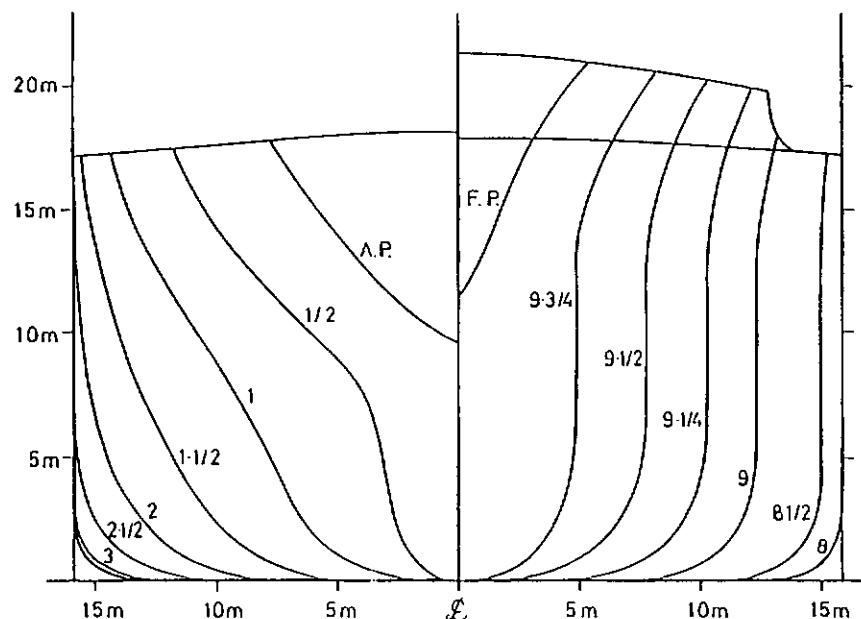


図 3.2.1 大型ばら積貨物船の正面線図

表 3.2.1 ひずみ出力の較正值

S.S.	E·Z _{DK} (kgf·m)		E·A (kgf)	
	Ballast	Full load	Ballast	Full load
3	16800	30200	75100	140800
4	17800	36600	75100	140800
5	23700	45100	75100	140800
6	19000	37500	75100	140800
7	18600	33700	75100	140800
7 1/2	19000	35200	75100	140800
8	19400	33700	75100	140800
8 1/2	13100	21100	59000	110700
9	8900	14100	54400	102000

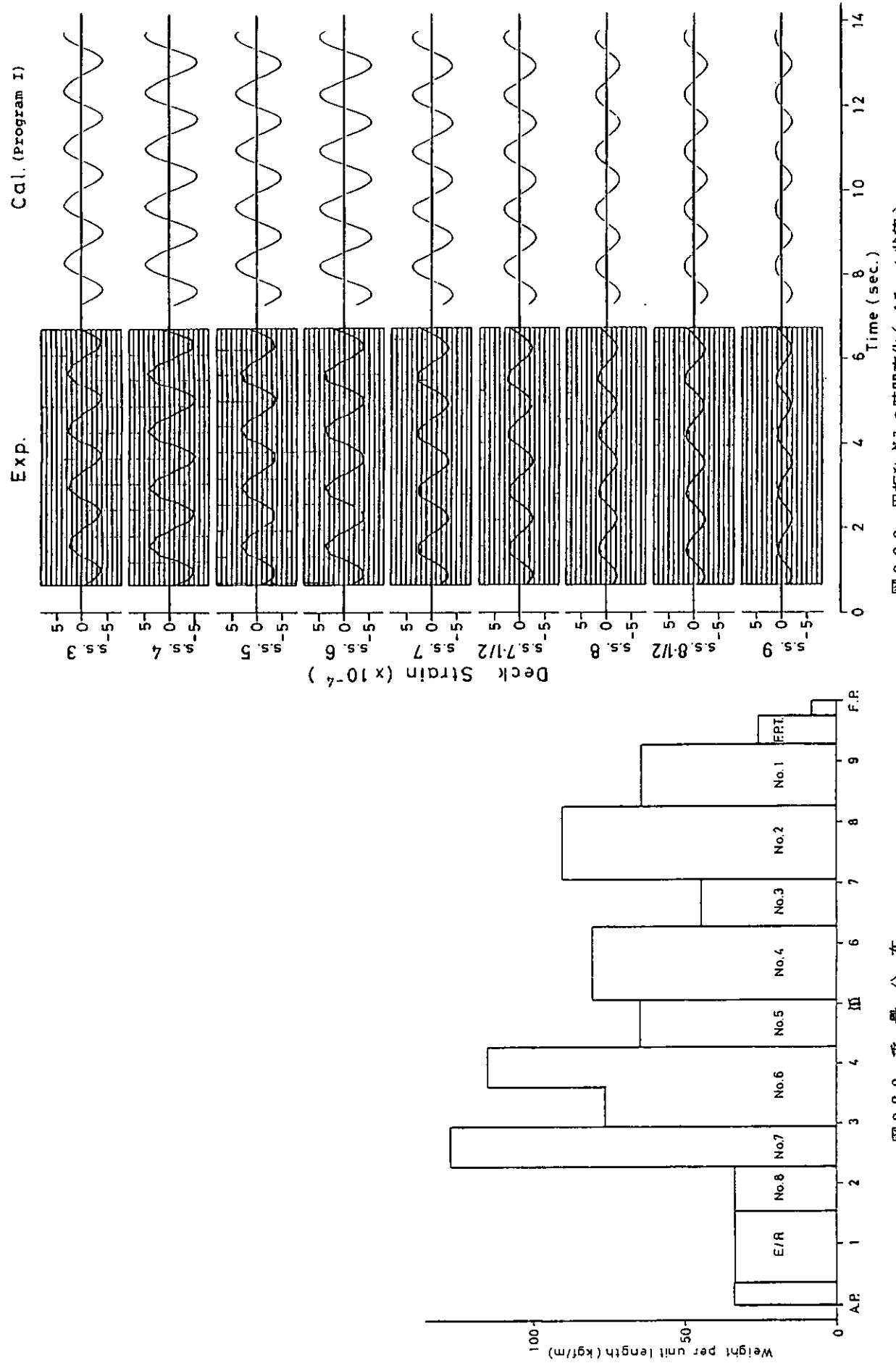


図 3.2.2 重量分布

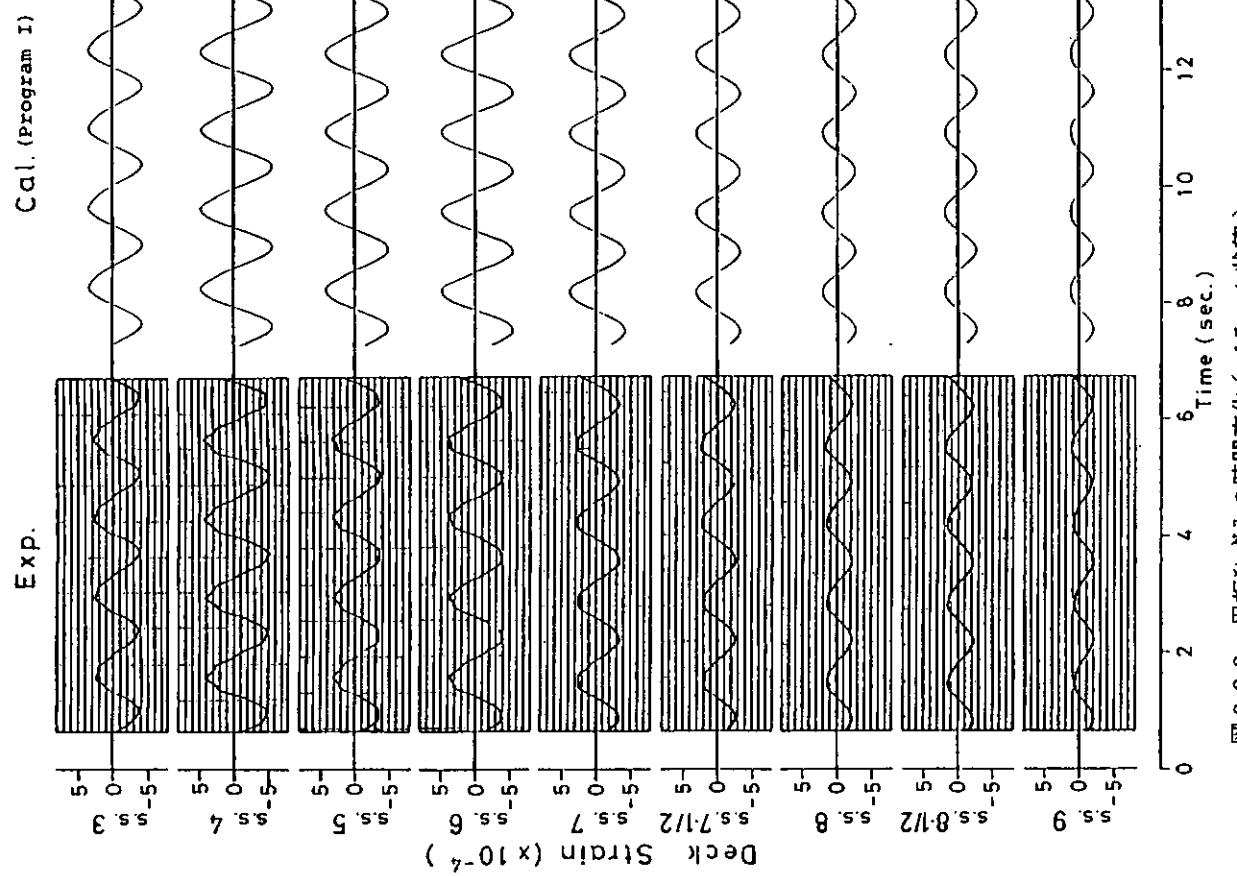


図 3.2.3 甲板ひずみの時間変化(バラスト状態)
($F_h = 0.05$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_W = 25.7$)

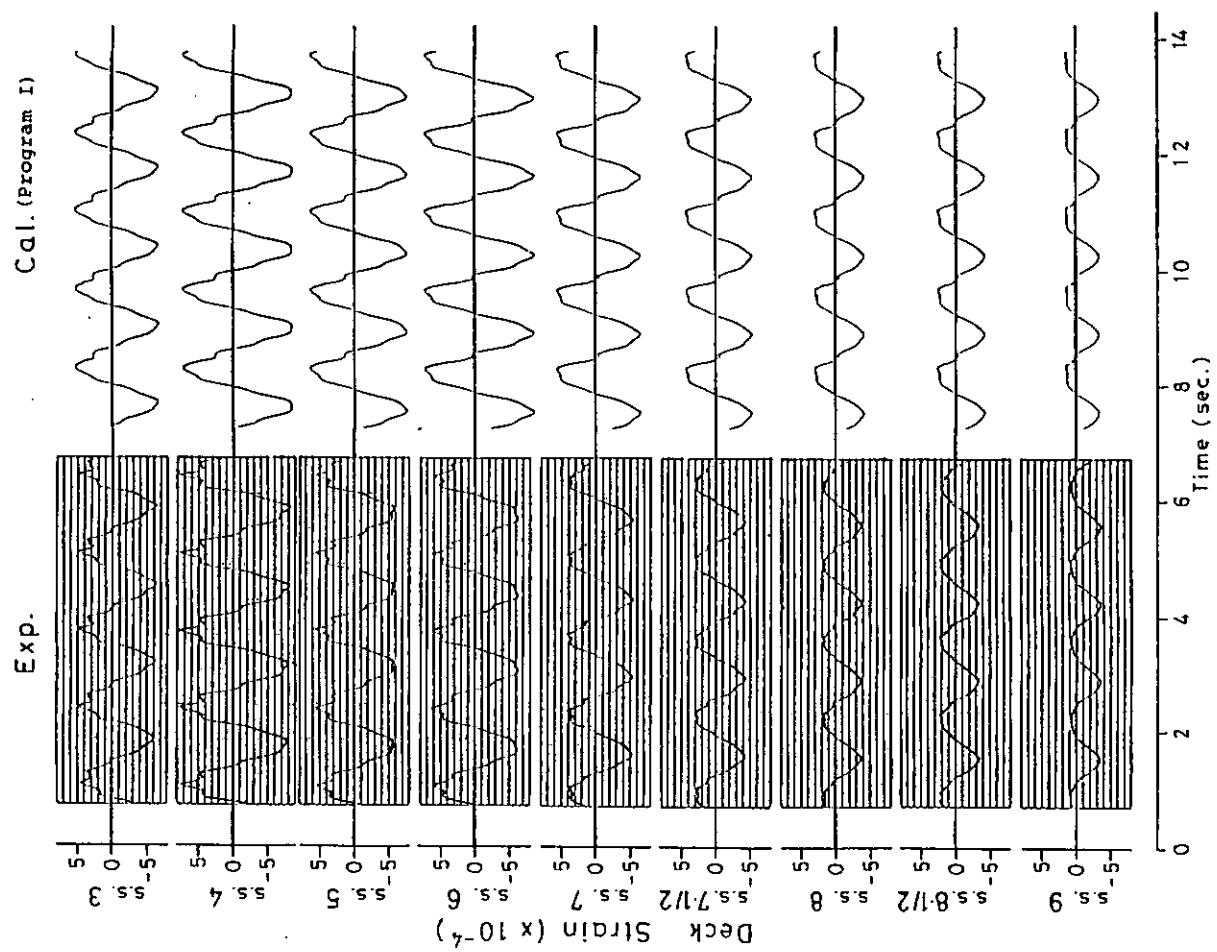
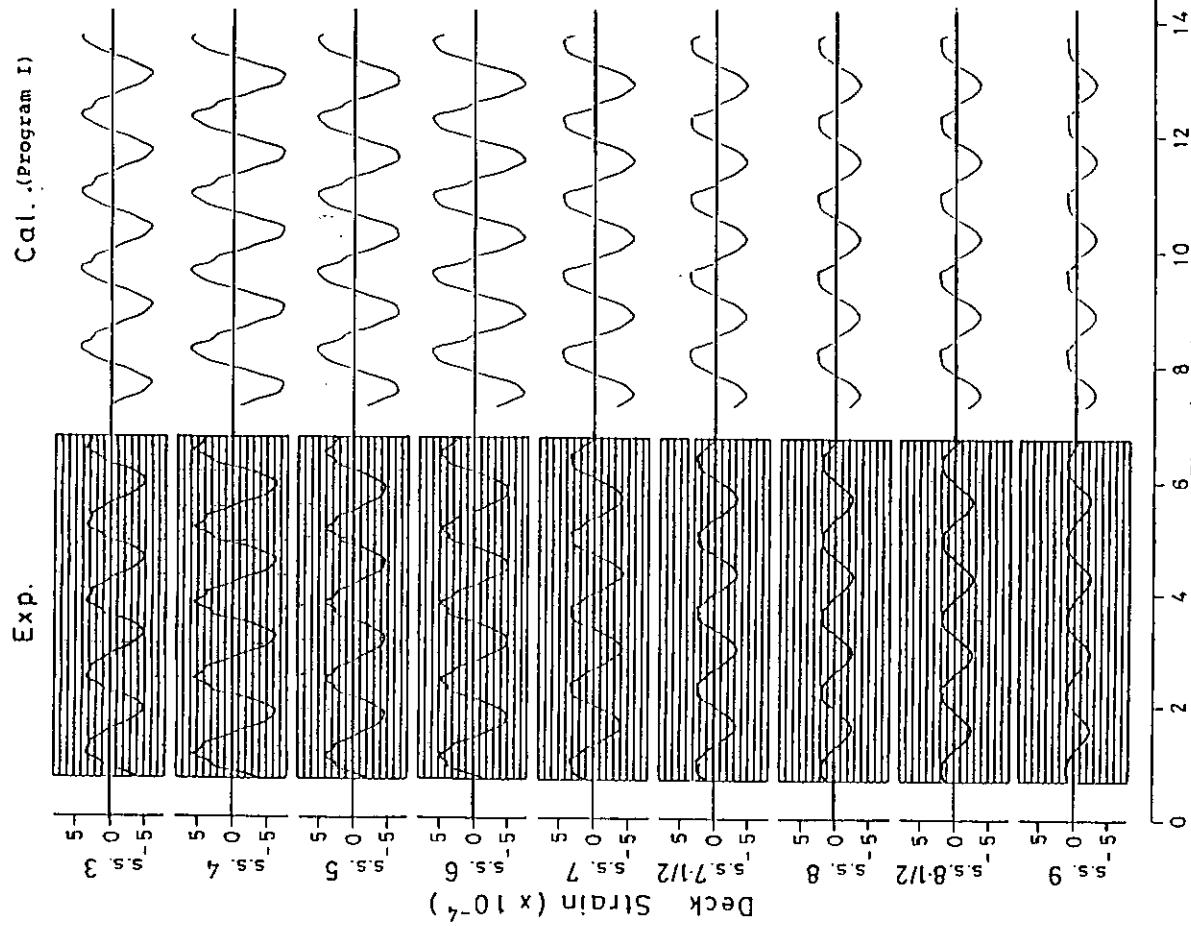


図 3.2.4 甲板ひずみの時間変化(バラスト状態)
($F_n = 0.05$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 20.2$)

図 3.2.5 甲板ひずみの時間変化(バラスト状態)
($F_n = 0.05$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 17.5$)

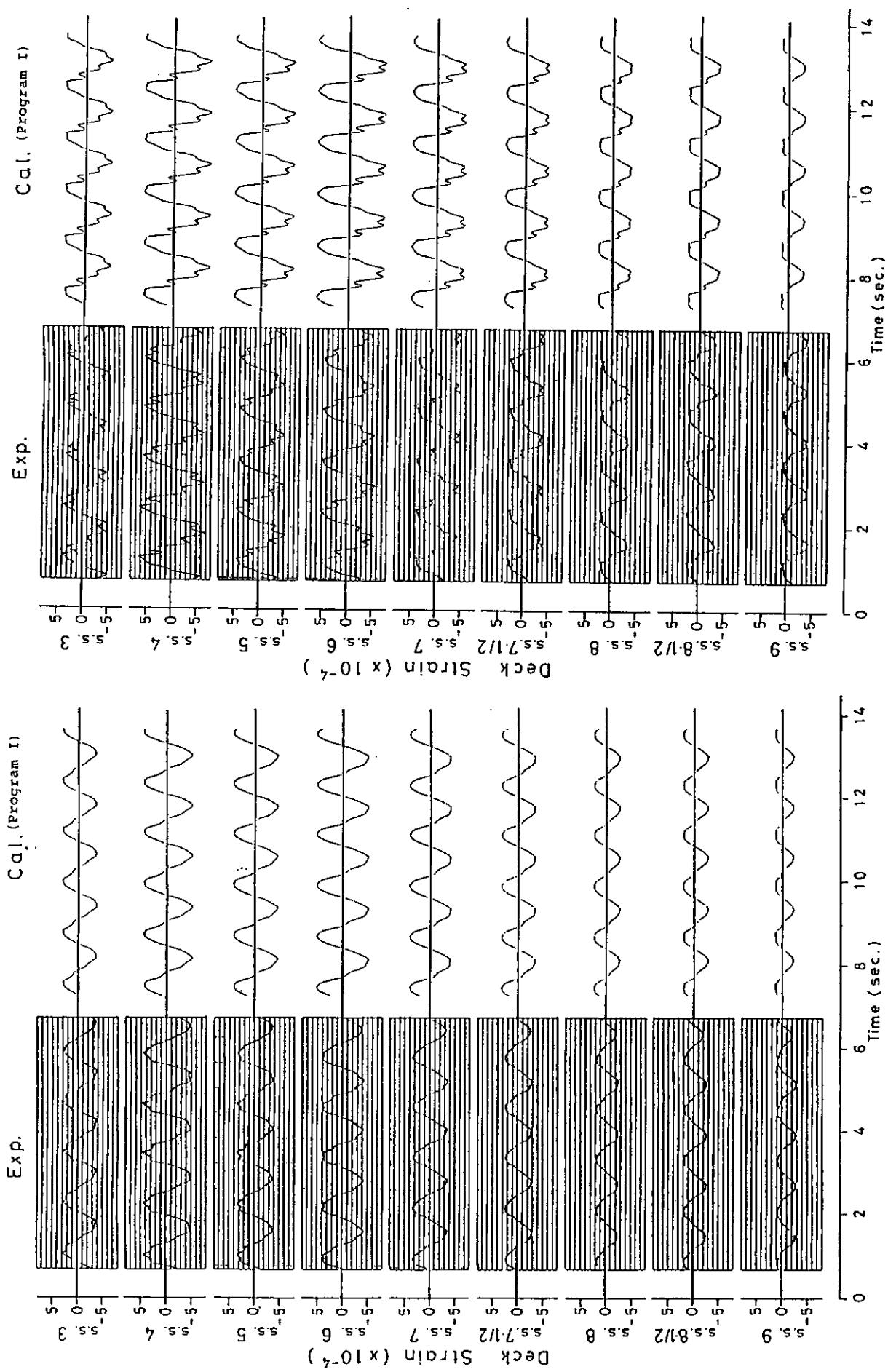


図 3.2.6 甲板ひずみの時間変化(パラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_W = 26.5$)

図 3.2.7 甲板ひずみの時間変化(パラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_W = 21.0$)

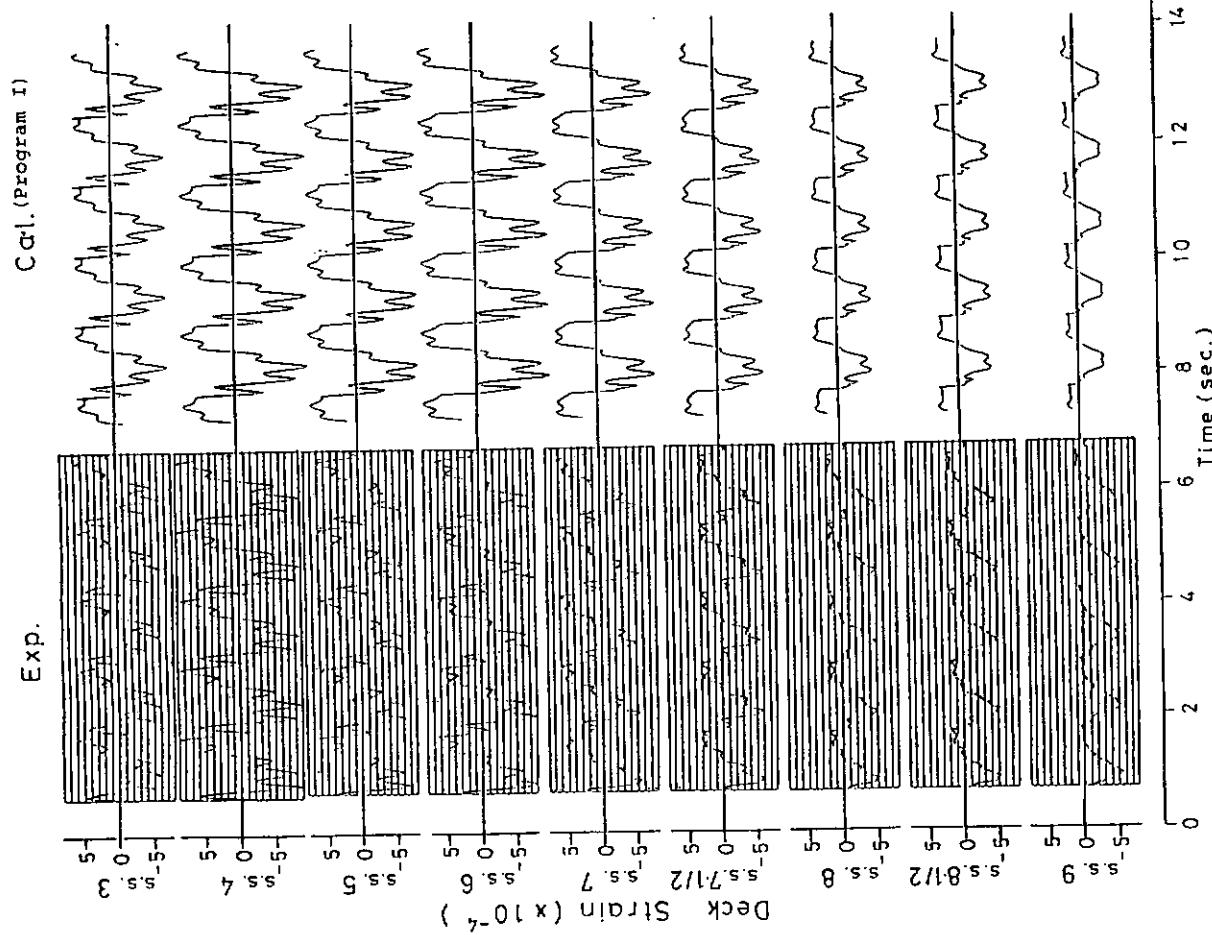


図 3.2.8 甲板ひずみの時間変化(バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$)

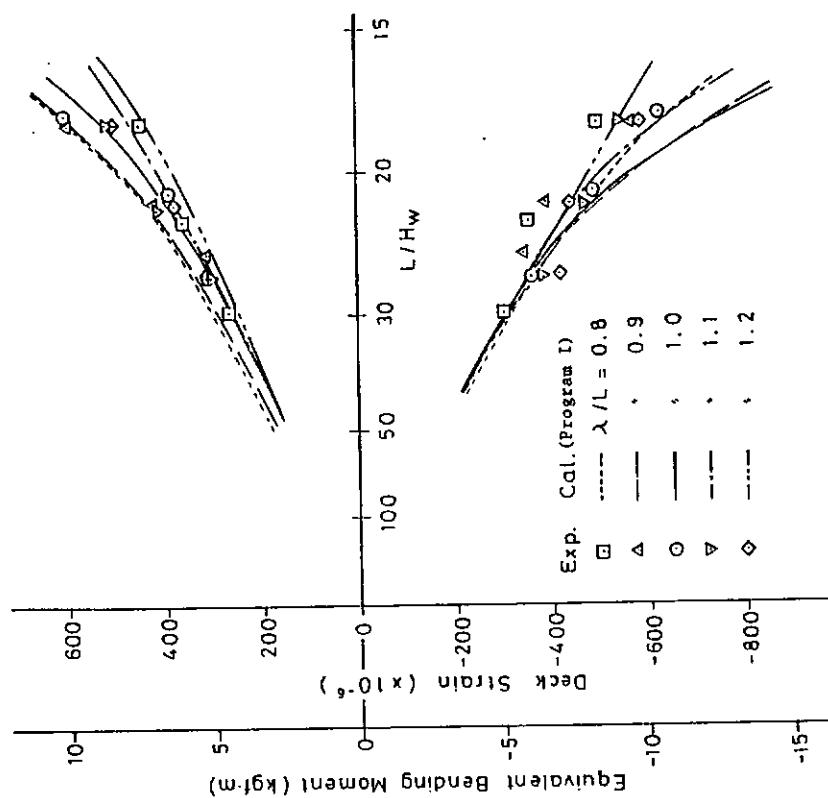


図 3.2.9 S. S. 3 における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$)

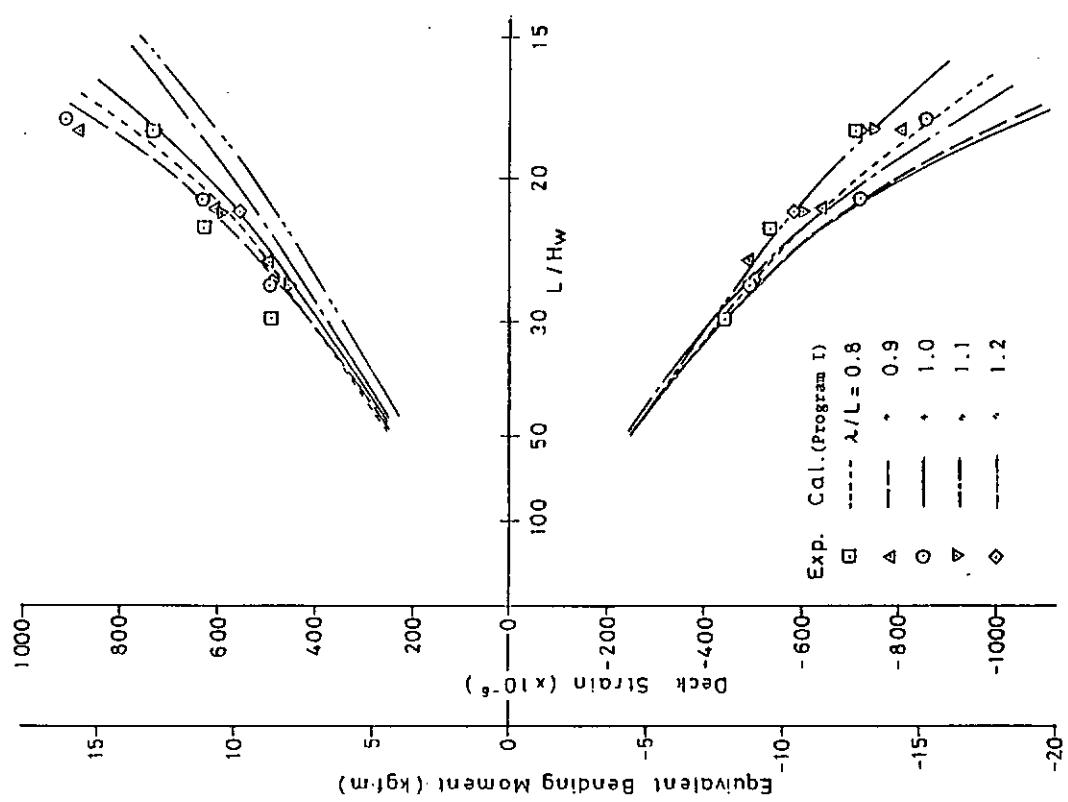


図 3.2.10 S. S. 4における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10, \chi = 180^\circ$)

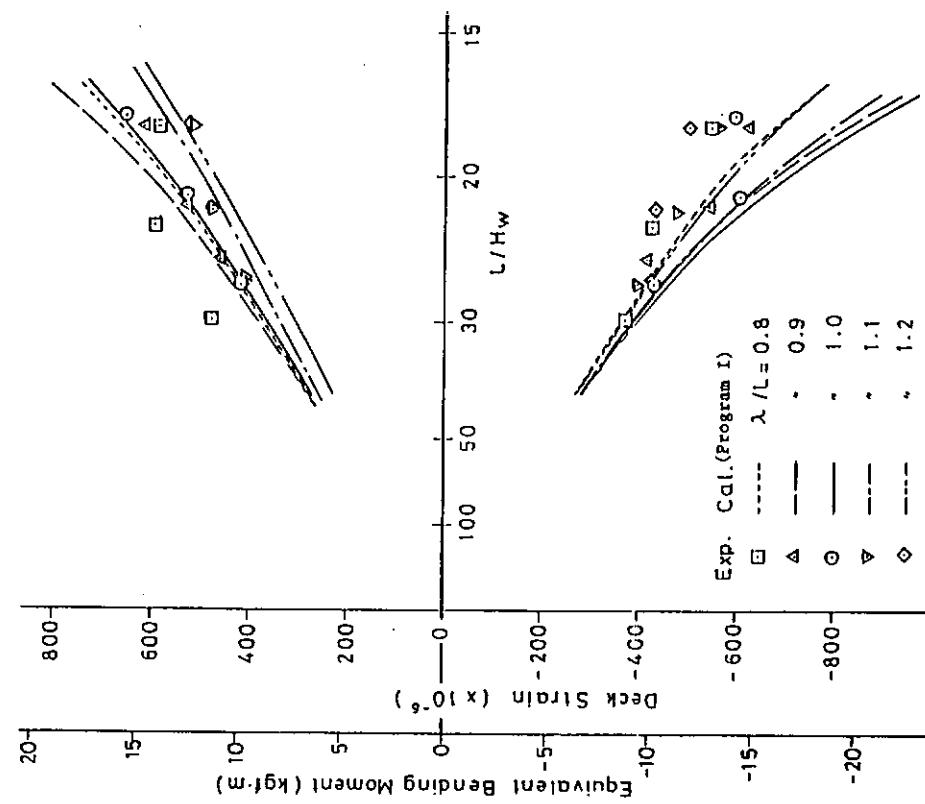


図 3.2.11 S. S. 5における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10, \chi = 180^\circ$)

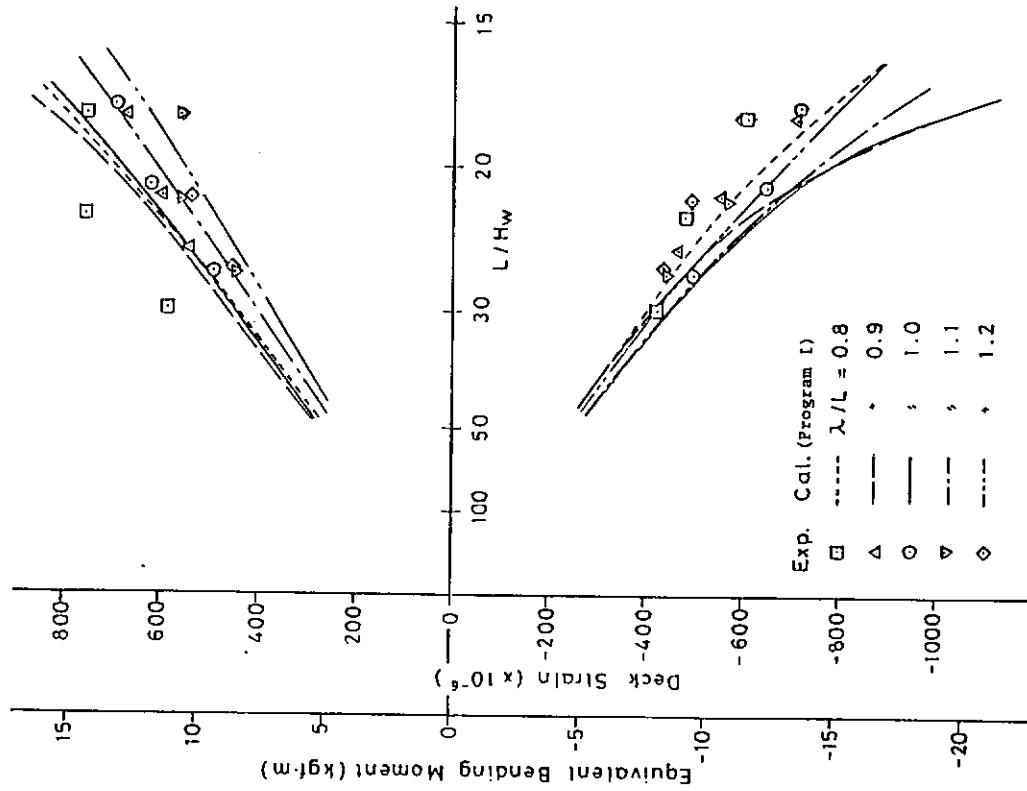


図 3.2.12 S. S. 6における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10, \chi = 180^\circ$)

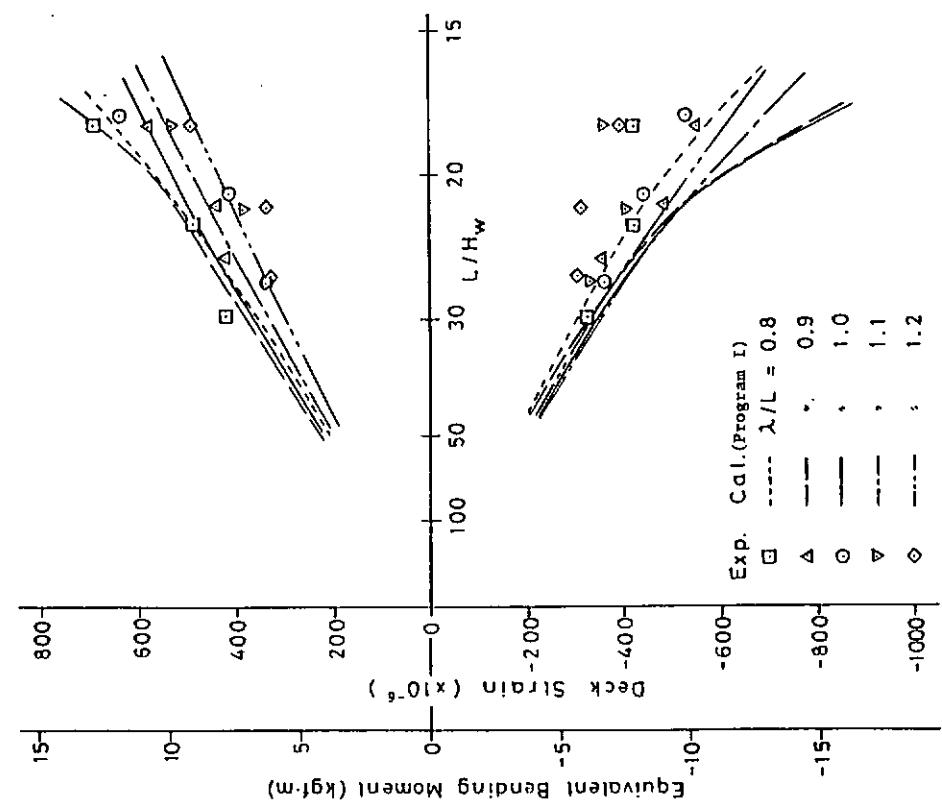


図 3.2.13 S. S. 7における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10, \chi = 180^\circ$)

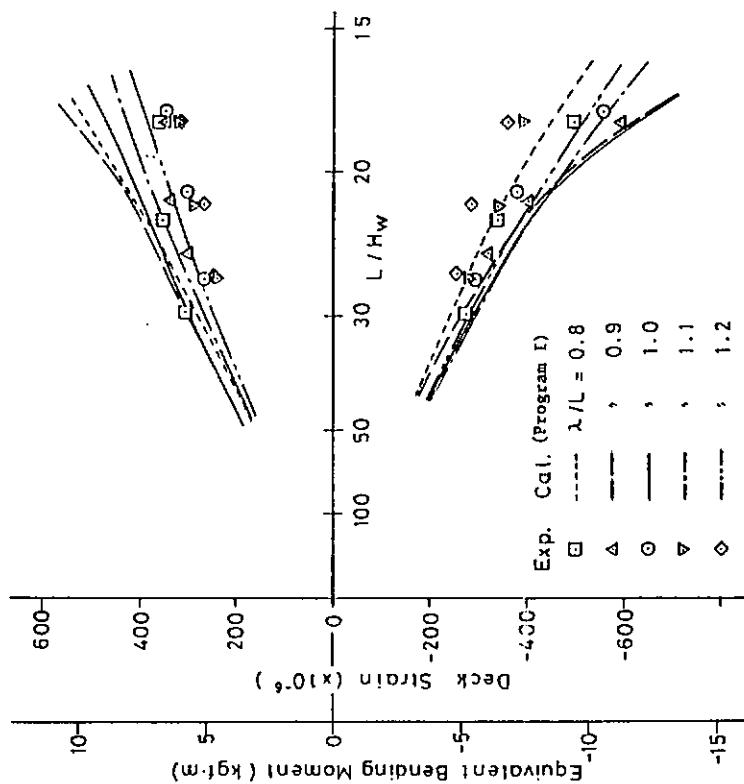


図 3.2.14 S. S. 7%における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$)

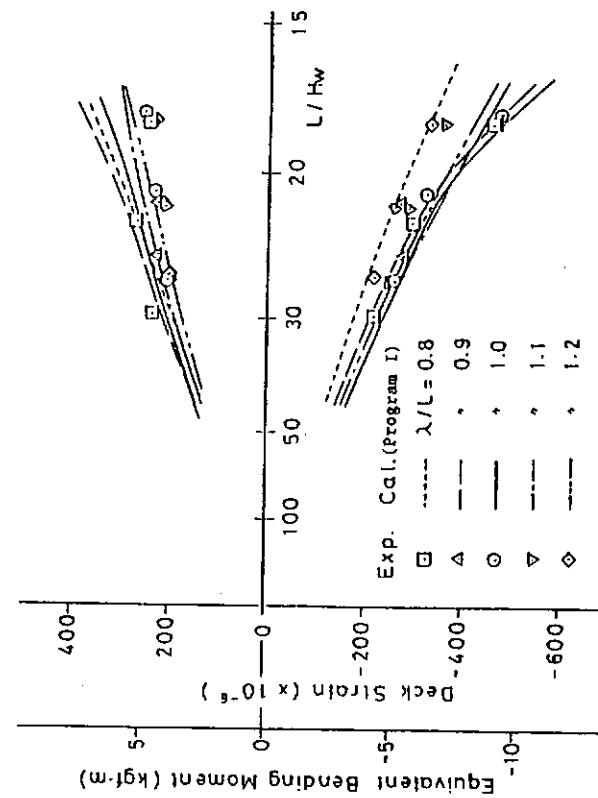


図 3.2.15 S. S. 8%における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$)

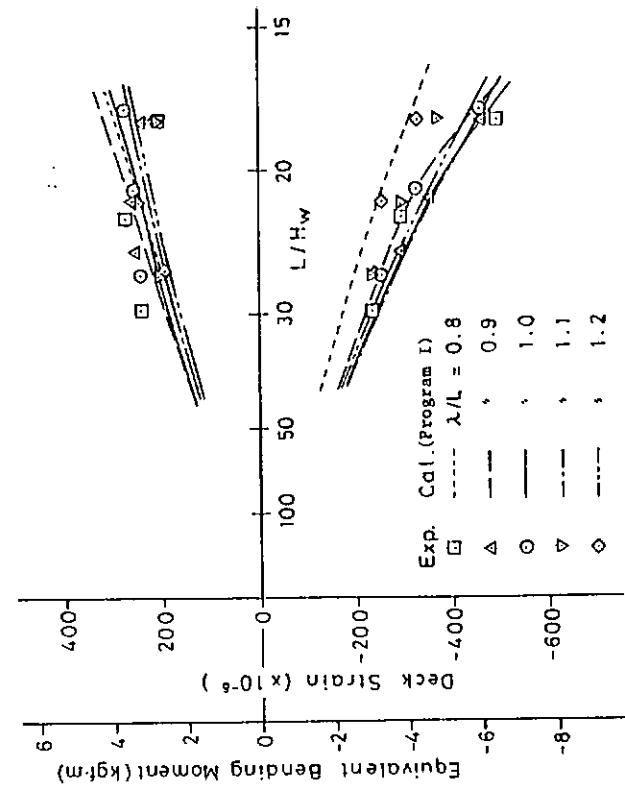


図 3.2.16 S.S. 8 1/2における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10, \chi = 180^\circ$)

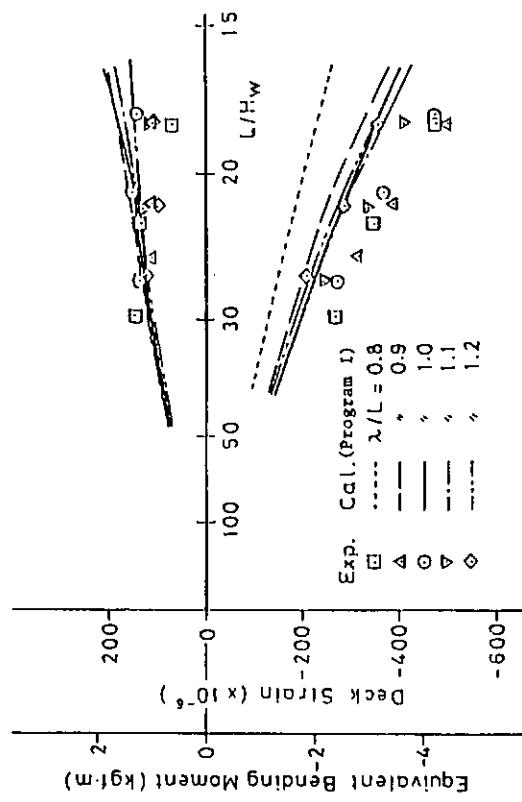


図 3.2.17 S.S. 9における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10, \chi = 180^\circ$)

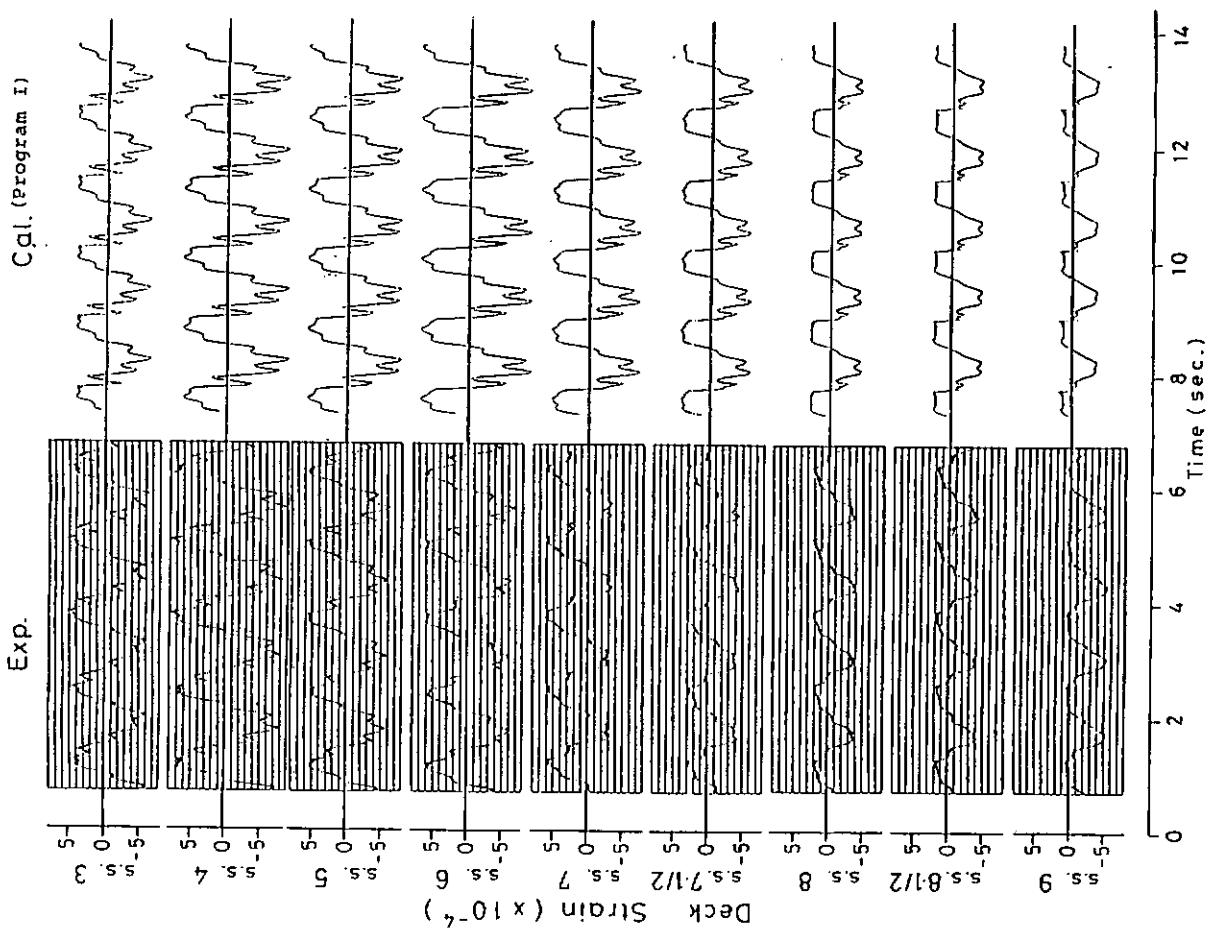


図 3.2.18 甲板ひずみの時間変化(パラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 157.5^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 17.9$)

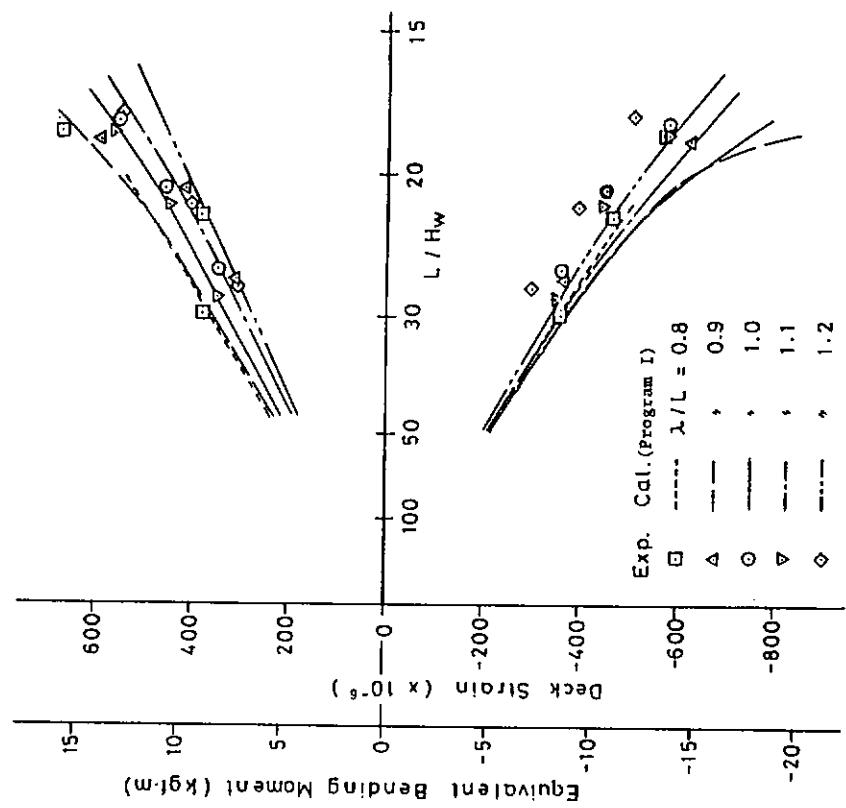


図 3.2.19 S. S. 5における甲板ひずみのピーク値(パラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 157.5^\circ$)

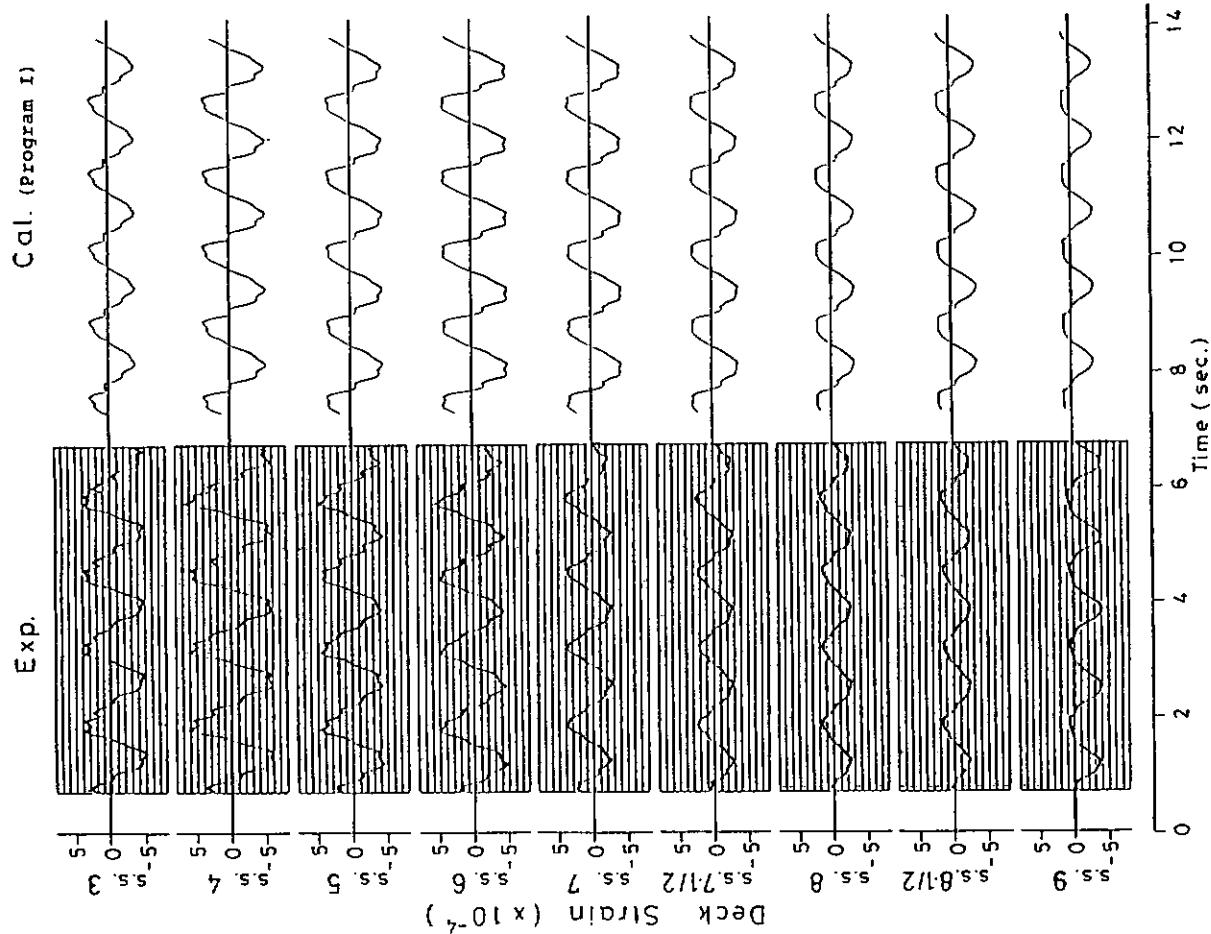


図 3.2.21 甲板ひずみの時間変化(バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 135^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 18.1$)

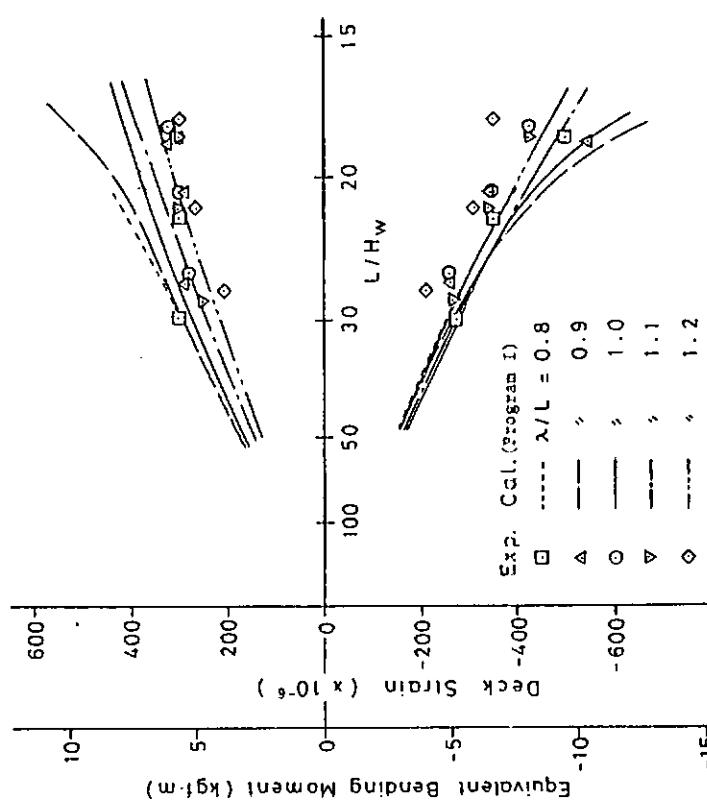


図 3.2.20 S.S. 7 1/2における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 157.5^\circ$)

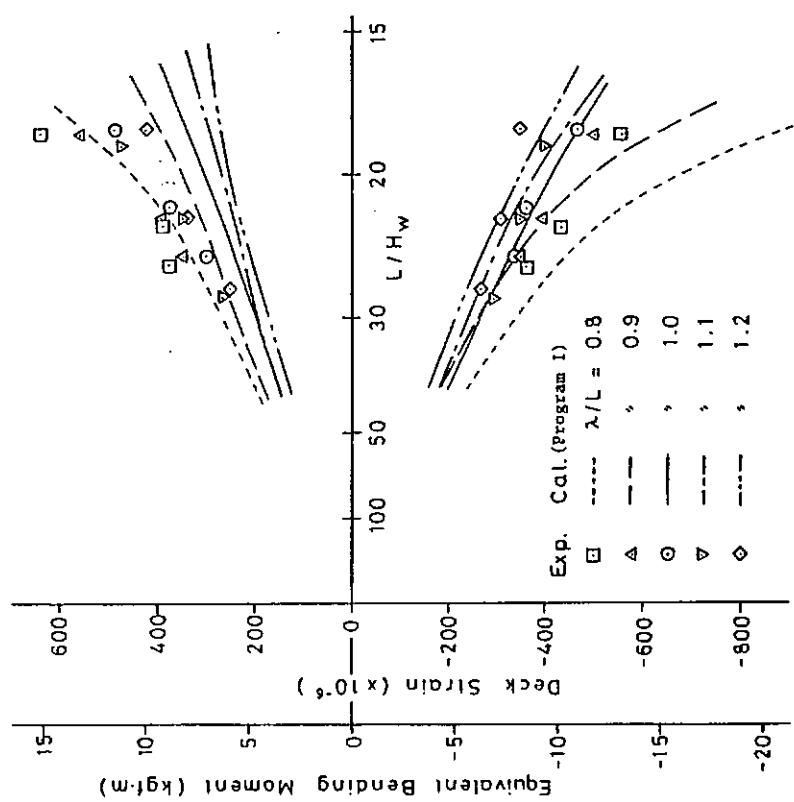


図 3.2.22 S.S. 5%における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_h = 0.40, \chi = 135^\circ$)

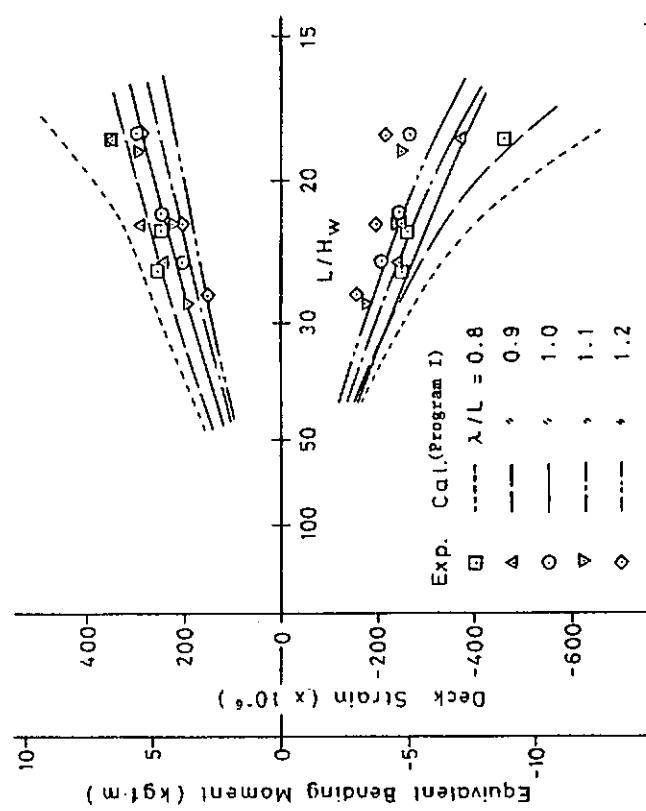


図 3.2.23 S.S. 7%における甲板ひずみのピーク値(バラスト状態)
($F_h = 0.10, \chi = 135^\circ$)

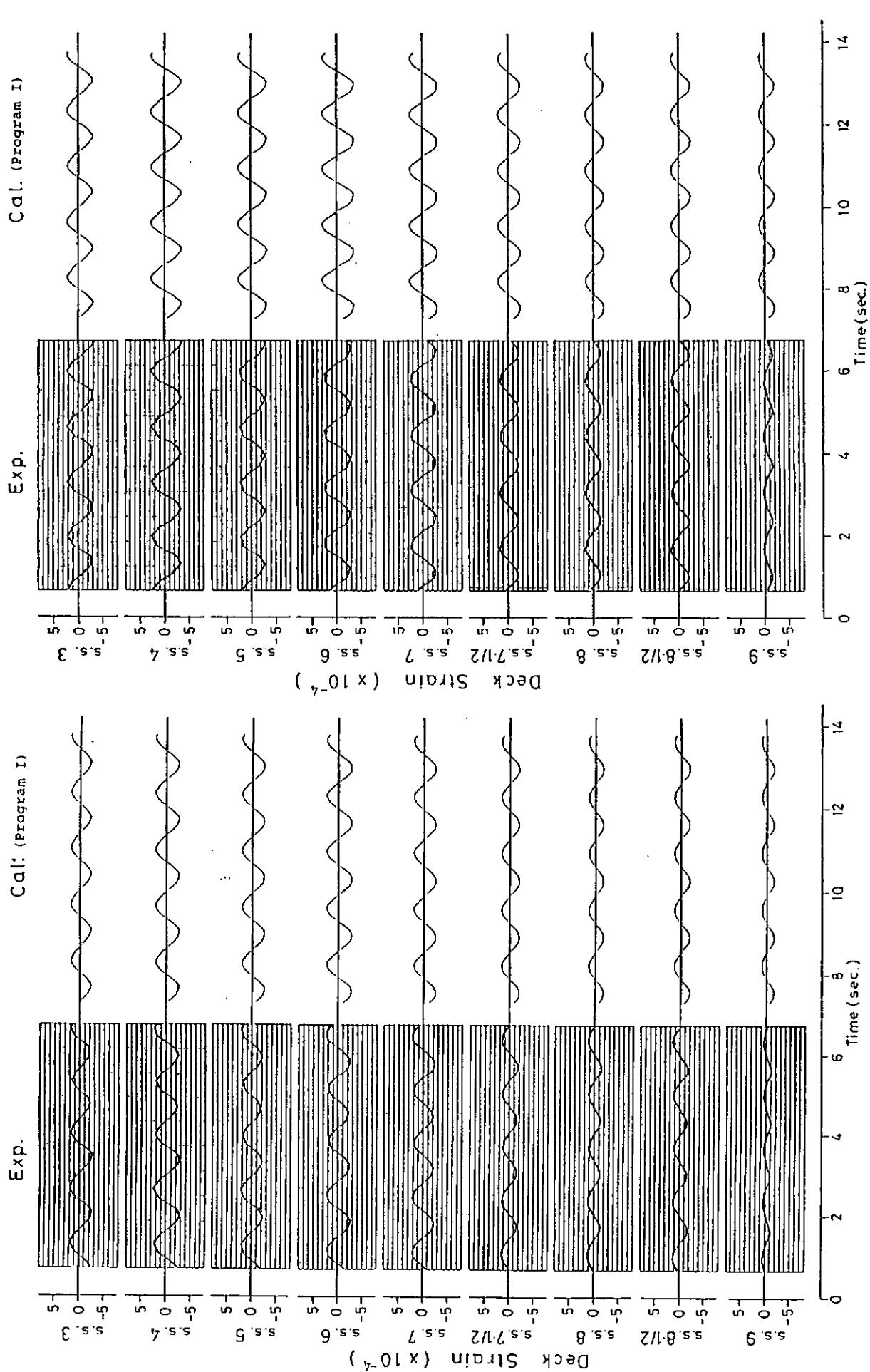


図 3.2.24 甲板ひずみの時間変化(満載状態)
($F_n = 0.05$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 27.1$)

図 3.2.25 甲板ひずみの時間変化(満載状態)
($F_n = 0.05$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 21.6$)

Cal. (Program I)

Exp.

Cal. (Program I)

Exp.

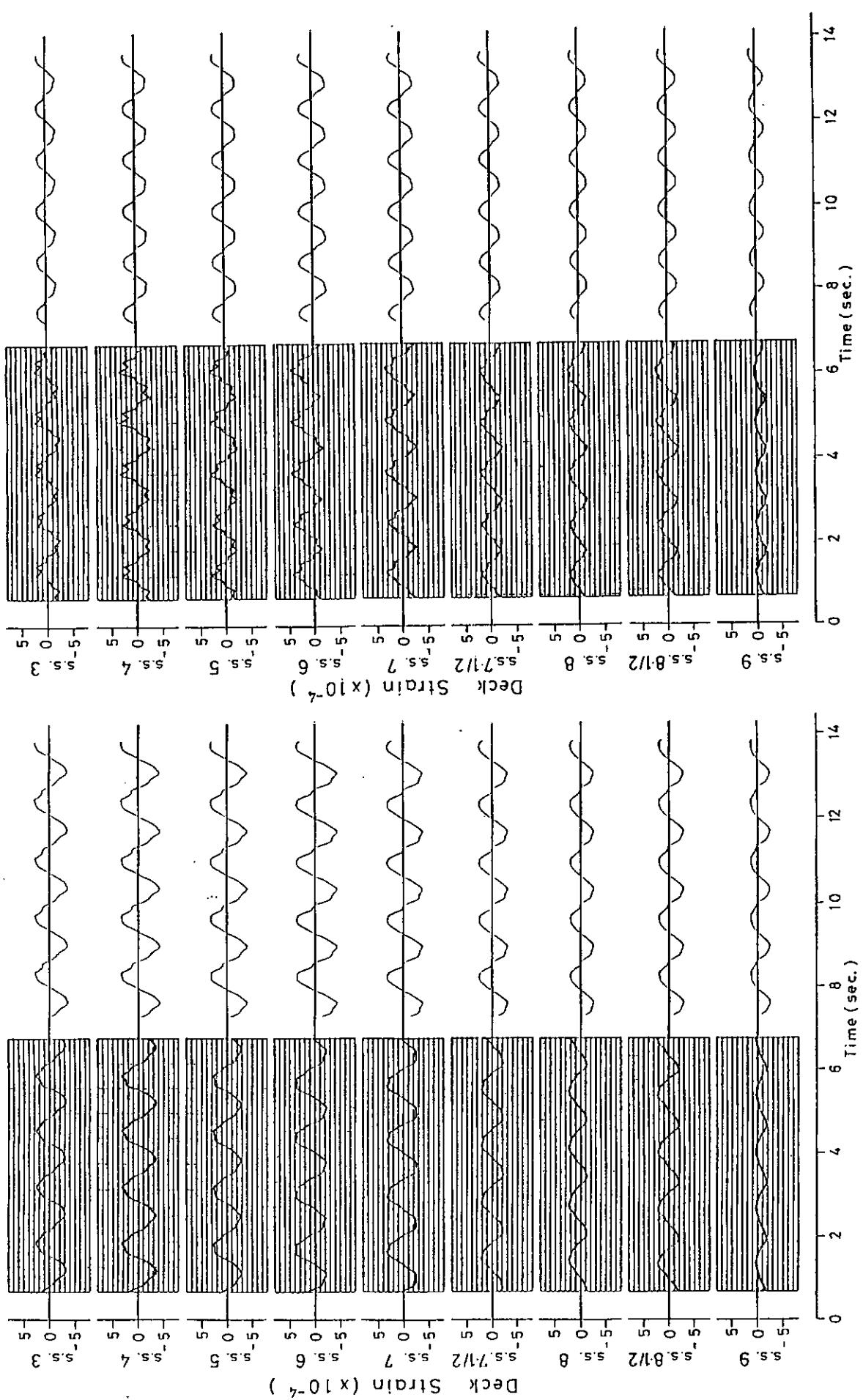


図 3.2.26 甲板ひずみの時間変化（満載状態）
($F_h = 0.05$, $\chi = 180^\circ$, $L/L = 1.0$, $L/H_w = 18.0$)

図 3.2.27 甲板ひずみの時間変化（満載状態）
($F_h = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $L/L = 1.0$, $L/H_w = 27.1$)

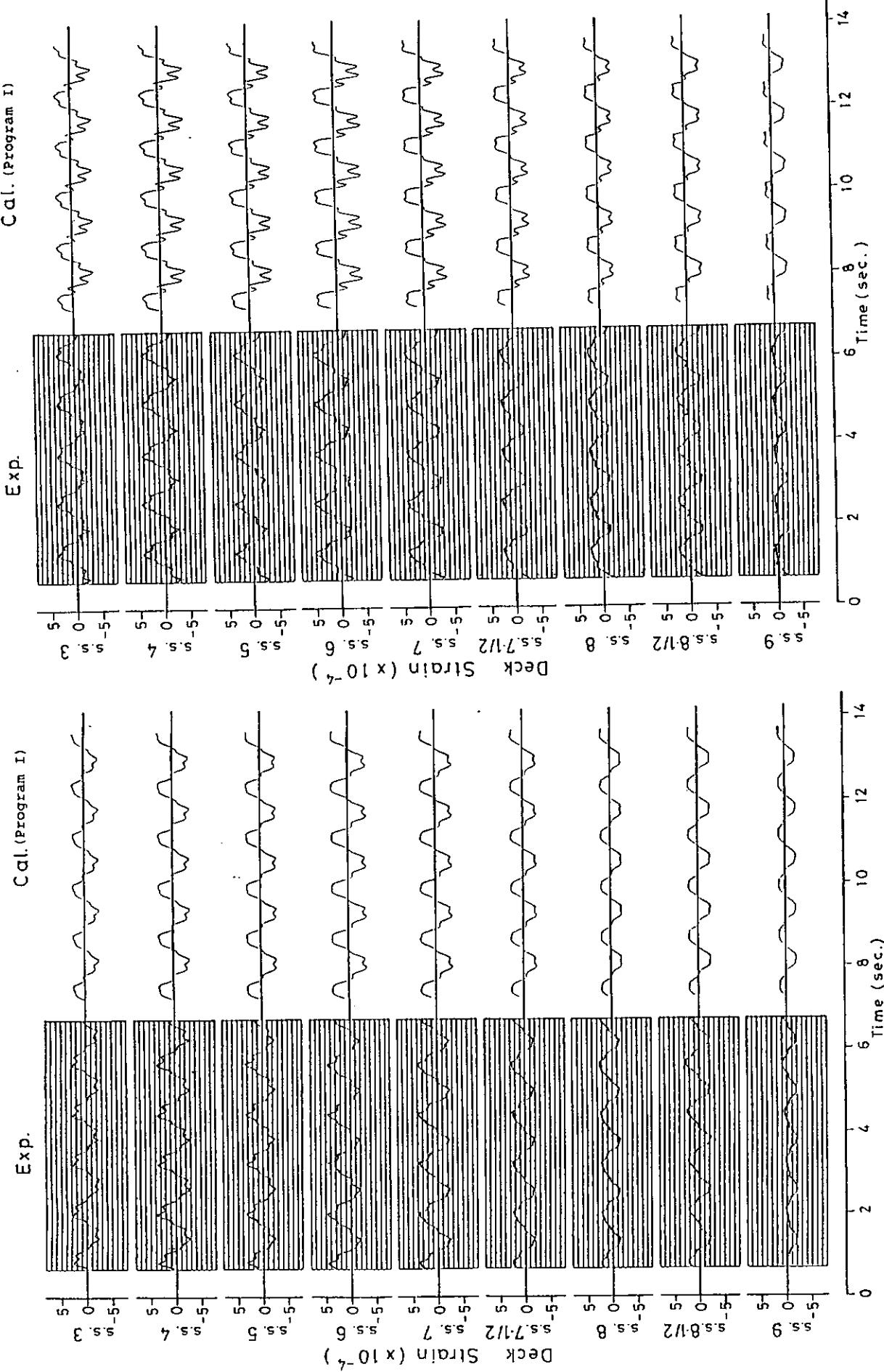


図 3.2.28 甲板ひずみの時間変化(満載状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $L/L = 1.0$, $L/H_W = 21.6$)

図 3.2.29 甲板ひずみの時間変化(満載状態)
($F_n = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_W = 18.0$)

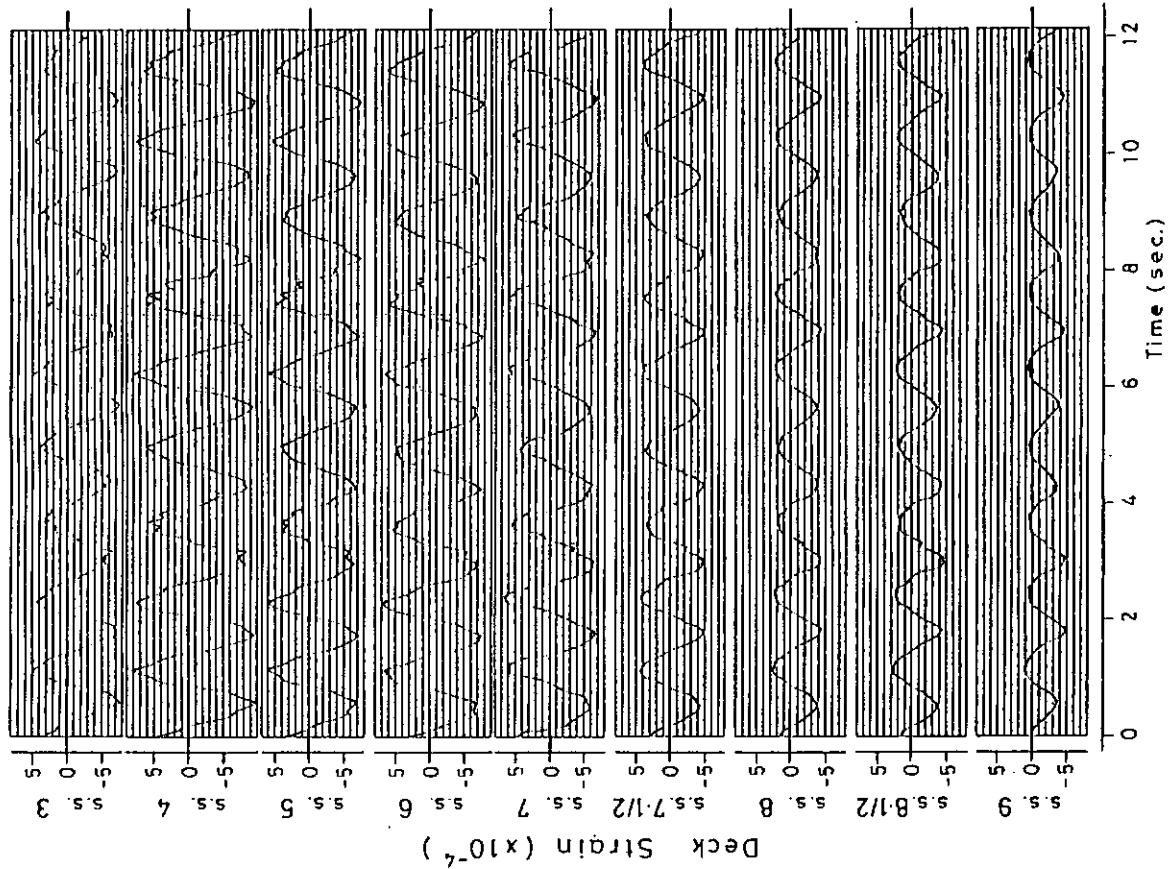


図 3.2.31 甲板ひずみの時間変化(ペラスト状態・2方向波)
 $(F_n = 0.05, \chi_1 = 180^\circ, \chi_2 = 90^\circ, \lambda_1/L = 0.9,$
 $\lambda_2/L = 0.415, L/H_{w1} = 18.0, L/H_{w2} = 71.4)$

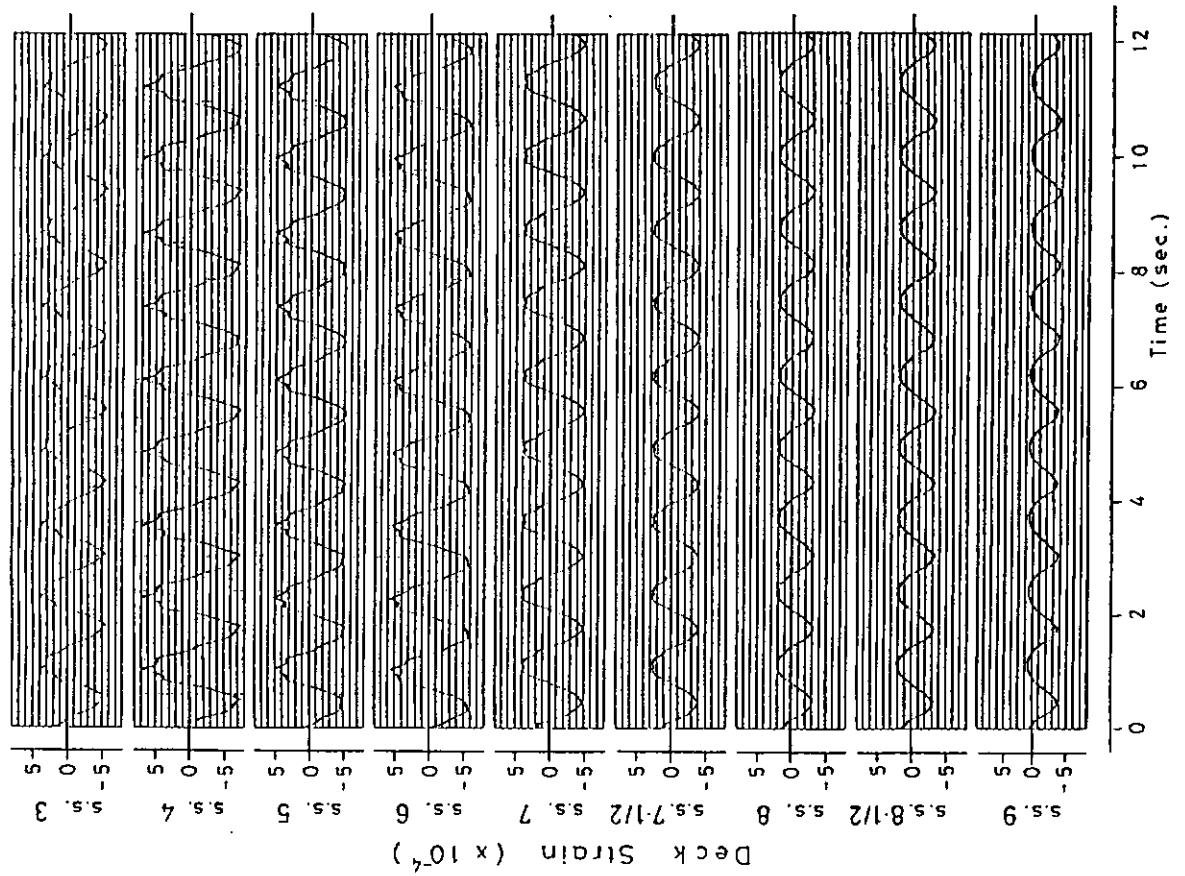


図 3.2.30 甲板ひずみの時間変化(ペラスト状態)
 $(F_n = 0.05, \chi = 180^\circ, \lambda/L = 0.9, L/H_w = 18.0)$

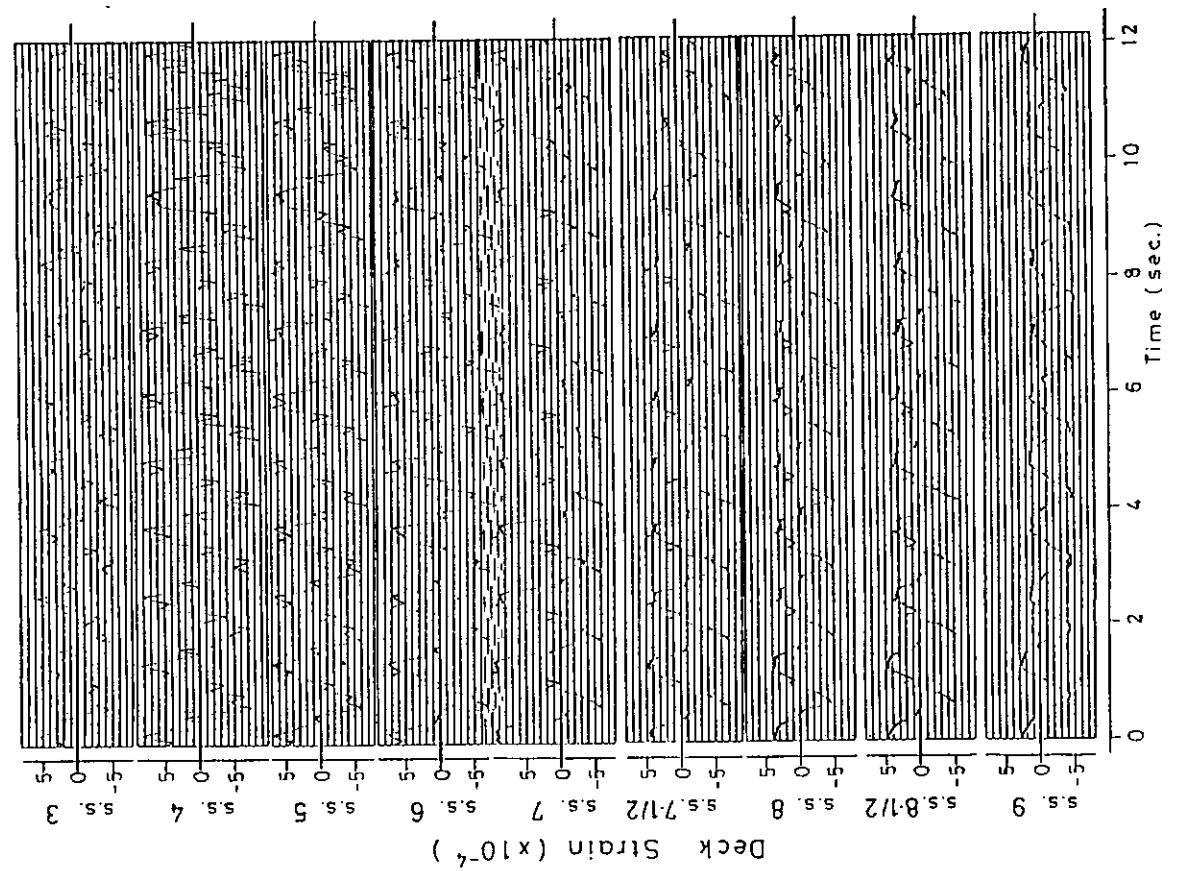


図 3.2.32 甲板ひずみの時間変化(バラスト状態・2方向波)
($F_n = 0.05$, $\chi_1 = 180^\circ$, $\chi_2 = 90^\circ$, $\lambda_1/L = 0.9$,
 $\lambda_2/L = 0.415$, $L/H_{W1} = 18.0$, $L/H_{W2} = 24.0$)

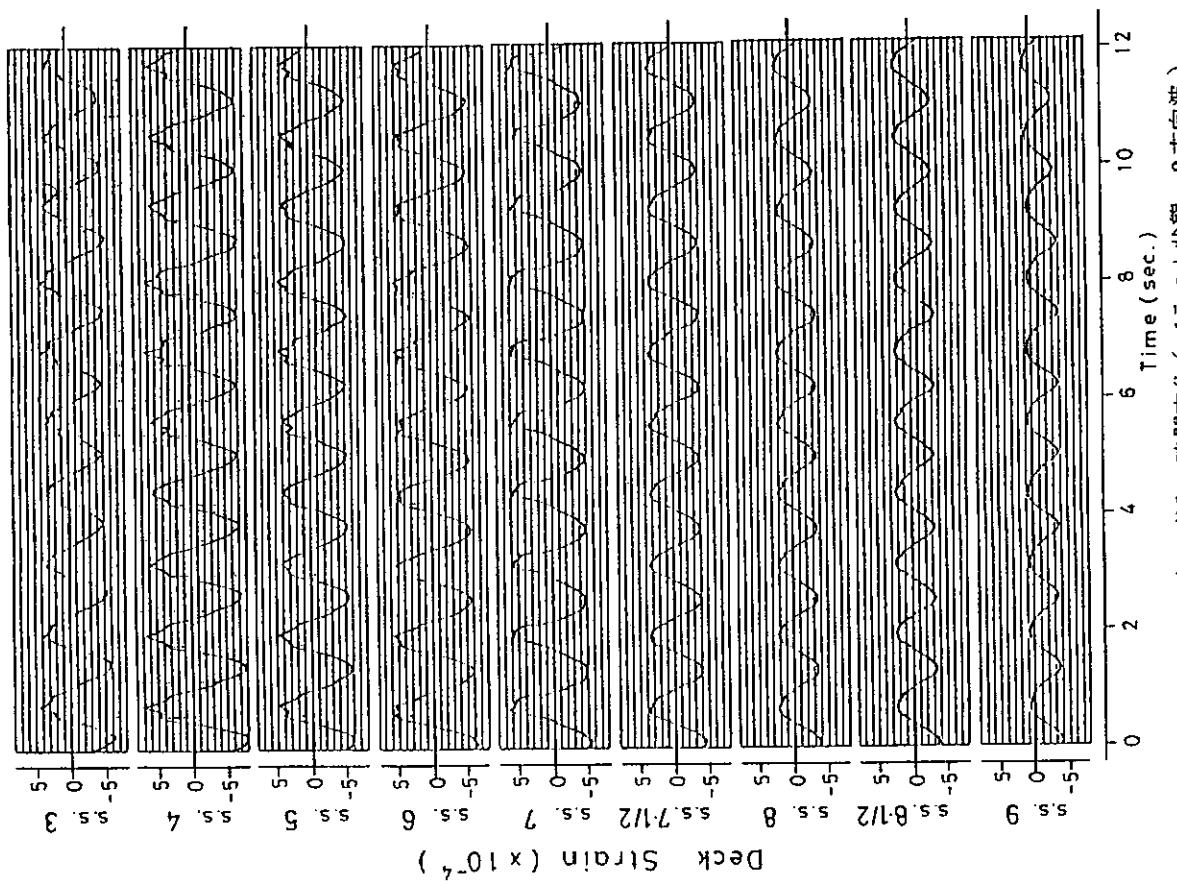


図 3.2.33 甲板ひずみの時間変化(バラスト状態・2方向波)
($F_n = 0.05$, $\chi_1 = 90^\circ$, $\chi_2 = 180^\circ$, $\lambda_1/L = 0.9$,
 $\lambda_2/L = 0.9$, $L/H_{W1} = 18.0$, $L/H_{W2} = 71.4$)

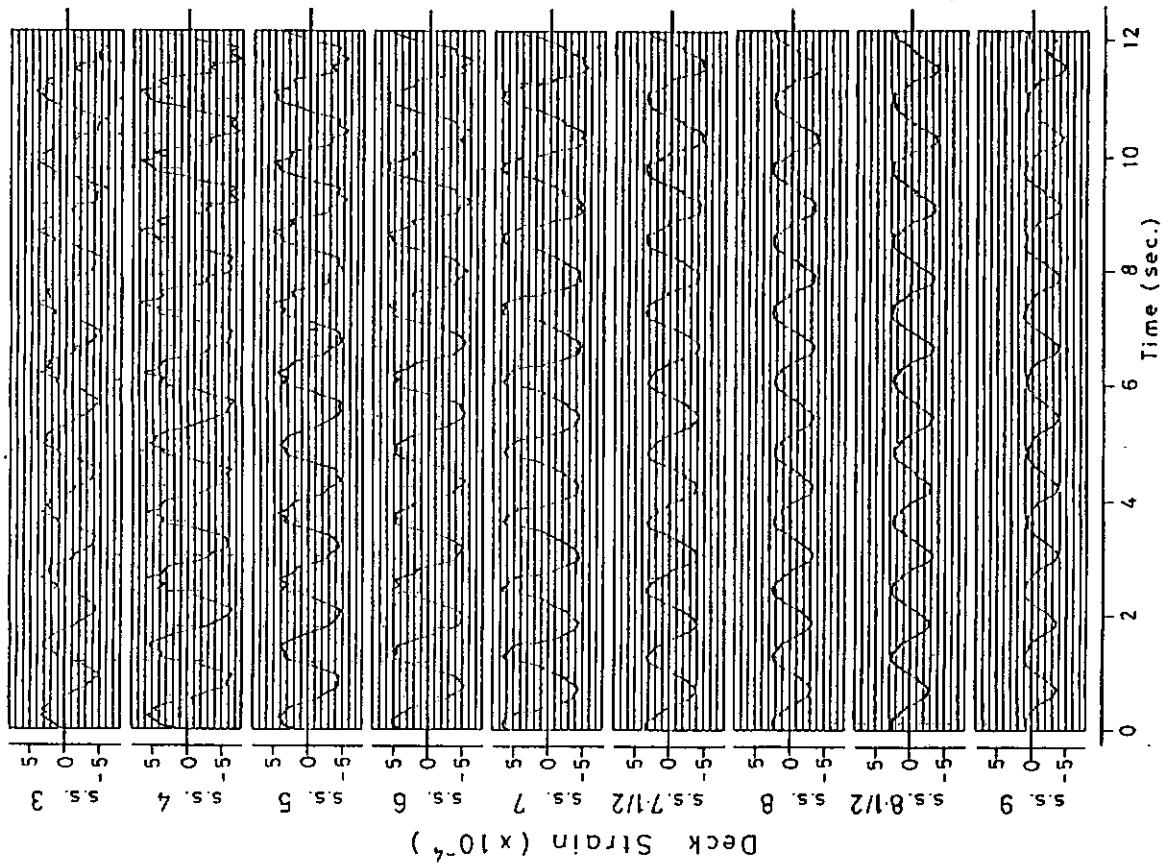


図 3.2.35 甲板ひずみの時間変化(バースト状態・2方向波)
($F_n = 0.05$, $\chi_1 = 180^\circ$, $\chi_2 = 90^\circ$, $\lambda_1/L = 0.9$,
 $\lambda_2/L = 1.245$, $L/H_{w1} = 18.0$, $L/H_{w2} = 24.0$)
 $\lambda_2/L = 1.245$, $L/H_{w1} = 18.0$, $L/H_{w2} = 71.4$)

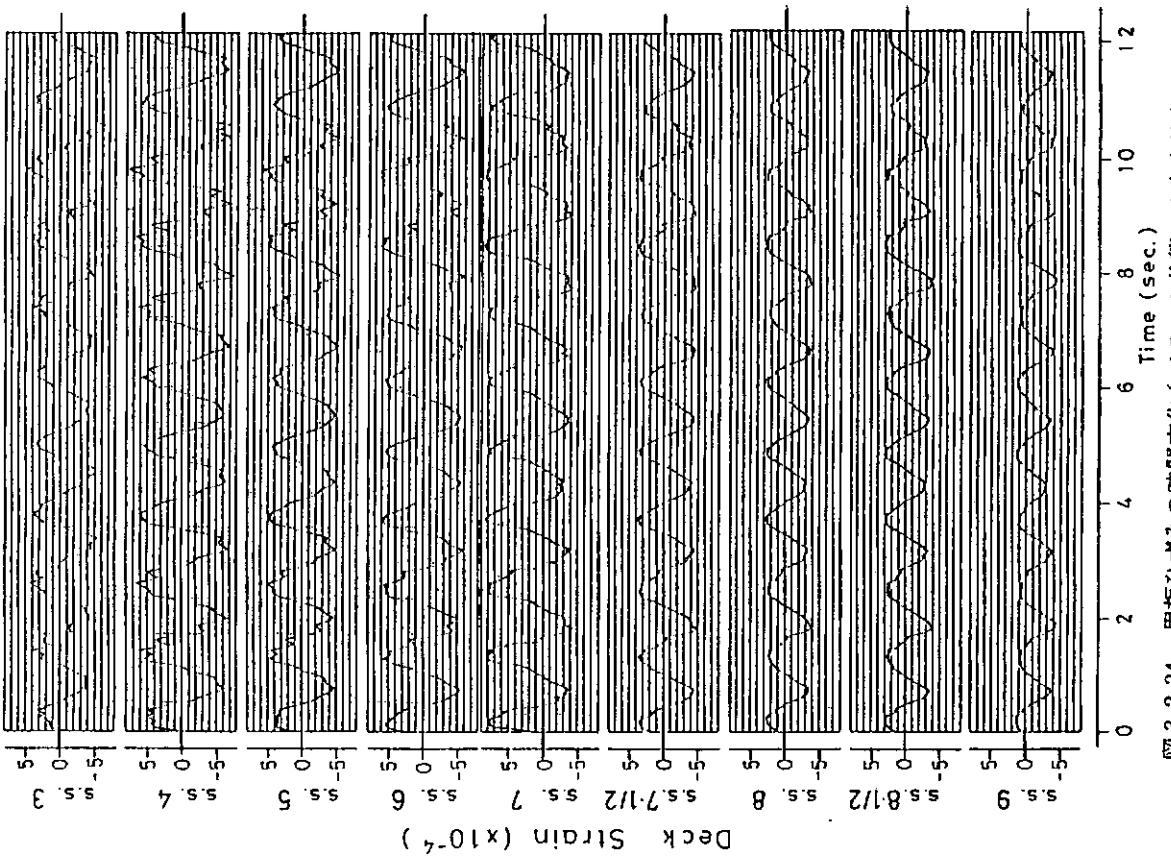


図 3.2.34 甲板ひずみの時間変化(バースト状態・2方向波)
($F_n = 0.05$, $\chi_1 = 180^\circ$, $\chi_2 = 90^\circ$, $\lambda_1/L = 0.9$,
 $\lambda_2/L = 0.9$, $L/H_{w1} = 18.0$, $L/H_{w2} = 24.0$)

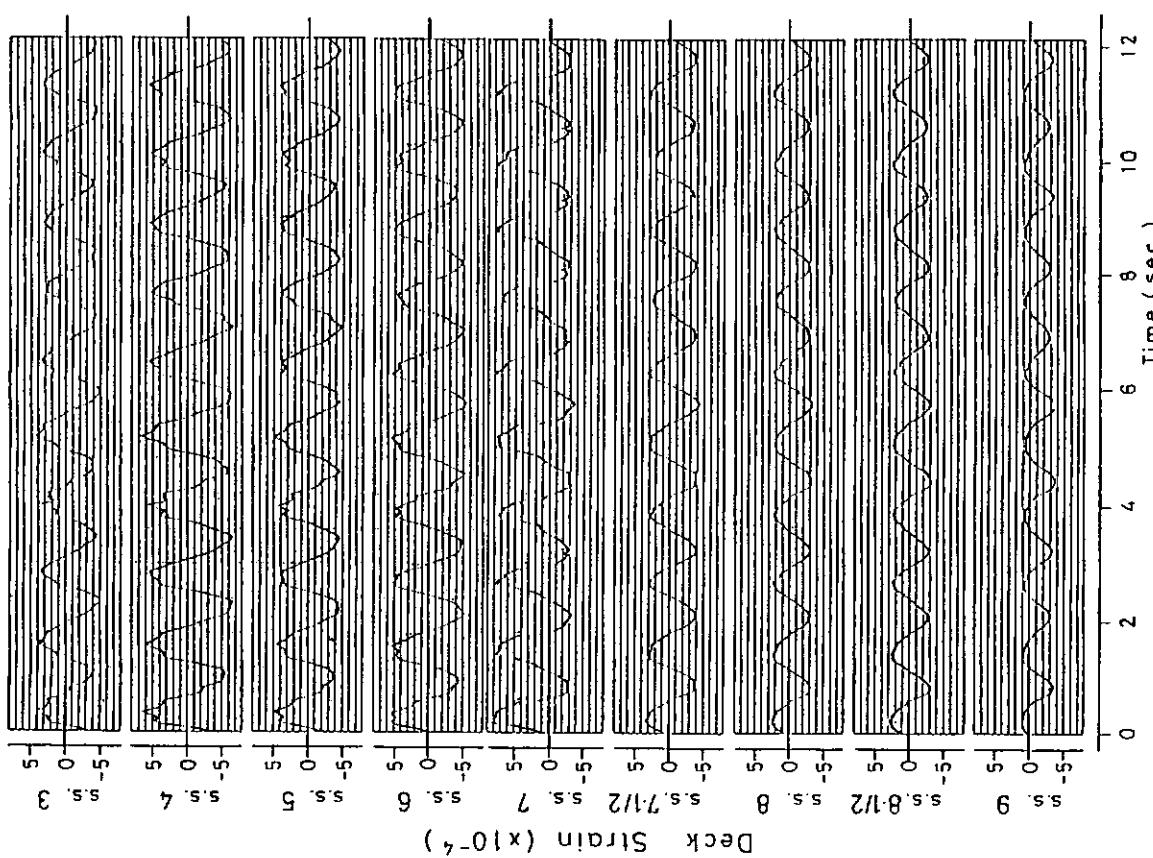


図 3.2.36 甲板ひずみの時間変化（バースト状態・2方向波）
 ($F_n = 0.05$, $\chi_1 = 180^\circ$, $\chi_2 = 90^\circ$, $\lambda_1/L = 0.9$,
 $\lambda_2/L = 1.245$, $L/H_{w1} = 18.0$, $L/H_{w2} = 24.0$)

3.3 鉱石運搬船(120,000 DWT)についての実験および計算

120,000 DWT の鉱石運搬船、『笠木山丸』を対象として、発泡材製弹性模型による非線形波浪荷重に関する水槽試験を実施した。昨年度は、発泡材製弹性模型船の製作と静的・動的検定および予備の水槽試験を行い^[1]、本年度はより広汎な水槽試験を実施するとともに、非線形シミュレーションプログラムⅢ^[2]による理論計算を行って、実験結果と比較検討した。

また、不規則造波法についても考察して、『尾道丸事故に係わる技術検討会報告書』に記されているような波の連なりを水槽に起こすことを試みたが、満足できるような波を起こすことは出来なかった。このような実験を実施するには造波装置の周波数特性を位相特性まで含めて把握しておくことが必要であり、今まで実施してきた振幅特性の把握だけでは不十分であったことにその原因があるように思われる。そこで今回の水槽試験では、以前に不規則集中波用の造波信号を幾つか作成してテストした中で最も激しい碎波を起したものを使用して、不規則波の中で突然大波に出会った時の様子を調べることとした。

3.3.1 水槽試験

この水槽試験は三菱重工業㈱長崎研究所の耐航性能水槽で自航模型船を用いて実施された。模型船はオートバイロット装置によって保針されながら自航しており、プロペラ回転数を手動で調整して一定船速を保つようしている。

供試船型の正面線図を図 3.3.1 に示す。満載状態における主要目を表 3.3.1 に、また、バラスト状態における主要目を表 3.3.2 に示す。模型船の詳細については前年度報告書を参照願いたい^[1]。

実施した水槽試験は下記に示すような三種類に分類できる。

- (a) 満載状態(Full Load Even Keel)における規則波中試験
- (b) 計算プログラムの開発に資するための、バラスト状態における規則波中試験
- (c) 不規則波の中でたまたま大波が来た時の様子を調べるための不規則集中波中試験

このうち(a)については、当初の計画に無かった(b)を実施するために多少省略した点もあるが、シリーズ試験としてある程度系統的に実施できた。(b)は、顕著なスラミングが起きる状態の実験データが計算結果との比較用に必要だととの認識から追加実施されたものであり、波高一定で $\lambda/L_{pp} = 0.8, 1.0, 1.2$ と変更した試験を行って、計算プログラムのチェック用として充分なデータを得た。(c)については既に上に述べた通りである。

(1) 満載状態における規則波中試験

水槽試験は表 3.3.3 に示す状態について実施した。数値は全て実船相当のものである。このうち、 $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $\chi = 180^\circ, 202.5^\circ$ について入射波高を変更して実施した実験結果から上下加速度および縦曲げモーメントの最大最小値を入射波高ベースにプロットして図 3.3.2～図 3.3.19 に示す。ここで、“AC. F.P.”はFP位置での上下加速度、“MV 5 P”, “MV 7.5 P”はそれぞれ S.S. 5 (Midship) と S.S. 7 1/2 の上甲板で計測した歪から算出した縦曲げモーメントを表す。また、“ORIGINAL TIME HISTORY”とあるのは計測結果そのものの最大最小値がプロットされていることを示し、“FREQUENCY BAND 0～4 (または 4～10)”とあるのは $f = 0 \sim 4$ (または $4 \sim 10$) Hz の周波数成分だけで描いた時系列の最大最小値がプロットされていることを示している。ここに、 $f = 0 \sim 4 \text{ Hz}$ は振動成分の影響を殆ど含まない周波数領域であり、 $f = 4 \sim 10 \text{ Hz}$ は 7 Hz 付近にある二節振動の固有振動数を狭んでおり二節振動成分が支配的な周波数領域である。

実験条件によっては解析結果がバラついている場合もあるが平均線は直線で引けるようであり、“ORIGINAL TIME HISTORY”と“FREQUENCY BAND 0～4”についてはその平均線が $\chi = 180^\circ$ の $\lambda/L_{pp} = 1.0$ を除いてほぼ原点を通る。この事実は本船型の満載状態においては非線形性があり顕著に出ていないことを示していると思われる。

これらの図よりあらかじめ設定された入射波高に対応する値を読み取り、縦曲げモーメントの船体長手方向分布の形で示したのが図3.3.20～図3.3.22である。図中には線形理論で計算して求めた値が併記されている。計算結果は計測値より若干小さく特に+側(ホギング側)で相違が目立つが、ほぼ合っていると言ってよい。ホギング側での相違は上甲板が没水することに伴う非線形影響によるものと思われる。

FPとAPにおける上下加速度およびS.S.5とS.S.7½における縦曲げモーメントの最大最小値に対する船速の影響を図3.3.23～図3.3.24に示す。上下加速度、縦曲げモーメントとともに船速が下がったからといって急激に減少する傾向は見られない。

縦振幅とS.S.9½の船底(C/L上)に作用する水圧の最大値を入射波高ベースにプロットして図3.3.25に示す。縦搖については線形理論による推定計算結果を併記してあるが、殆ど線形理論と合っていることが分る。水圧は平水中で静止している状態の値を零点として計測してあるが、図3.3.26に計測波形を示すようにスラミングによると思われる現象は殆ど見られず、いわゆる波浪変動分だけである。これらの事実も、満載状態では顕著なスラミングが起きていないという結論を裏付けるものであると思われる。

S.S.5には上甲板の左右両舷と船底の合わせて三ヶ所、S.S.7½には上甲板と船底の二ヶ所、S.S.8½には上甲板の左右両舷の二ヶ所に夫々歪みゲージが張ってあり、三点曲げによる静的検定結果を用いて夫々の歪み計測結果を曲げモーメントに換算した。そのようにして得られた曲げモーメントの最大最小値を比較して、図3.3.27～図3.3.32に示す。S.S.5における縦曲げモーメントは船底歪から求めたものだけが図3.3.27に示すように、“ORIGINAL TIME HISTORY”で若干異なった傾向を示しているが、図3.3.28に示す低周波成分の最大最小値では殆ど差が認められなくなっている。船底歪の計測波形を調べてみると三節振動の固有振動数より高い30Hz付近の振動が混入していることが分った。原因ははっきりしないが局部振動の影響であろう。

S.S.7½において上甲板と船底の歪から求めた縦曲げモーメントは、図3.3.29～図3.3.30に示すように、“ORIGINAL TIME HISTORY”，低周波成分ともに良く一致している。S.S.8½における縦曲げモーメントは、図3.3.31～図3.3.32に示すように、上甲板の左舷で求めた値が右舷で求めた値に比べて35%ほど大きく、その傾向は“ORIGINAL TIME HISTORY”，低周波成分ともに同じである。この差は前年度報告書[3]で述べたS.S.8½の断面における検定値の相違と殆ど同じであり、検定時の模型船の支持の仕方に微妙な偏りがあったか何かの理由で検定値に差が出てしまったと考えると、つじつまが合う。以上述べたように、この模型船では、少なくとも船体端部を除けば、計測された歪が殆ど縦曲げモーメントによるものであり軸力の影響は顕著でないと考えて良いようである。

以上に説明した解析は、FFTとIFFTを使ってデジタルのバンドパスフィルターを構成し、計測波形をそれに通すことによって『低周波成分(f=0～4Hz)』、『二節振動成分(f=4～10Hz)』、『三節振動成分(f=10～25Hz)』に分離して、実施したものである。

$$Vs = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ \quad Hw = 12 \text{ m}, \lambda/Lpp = 1.2$$

$$Vs = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ \quad Hw = 16 \text{ m}, \lambda/Lpp = 1.2$$

$$Vs = 9.6 \text{ kn}, \chi = 202.5^\circ, Hw = 16 \text{ m}, \lambda/Lpp = 1.2$$

の各試験状態について、“FPにおける上下加速度”，“Midshipにおける縦曲げモーメント”，“S.S.7½における縦曲げモーメント”的計測波形を各周波数成分に分離して、夫々の時系列を描いた結果を図3.3.33～図3.3.41に示す。

(2) バラスト状態における規則波中試験

計画した試験条件は、正面向い波($\chi = 180^\circ$)、 $Vs = 9.6 \text{ kn}$ ($Fn = 0.1$)、 $Hw = 12 \text{ m}$ で $\lambda/Lpp = 0.8$,

1.0, 1.2 の三点である。実験中に計測された入射波高の値は計画値と多少違っていて、

$$\lambda/L_{pp} = 0.8 \rightarrow H_w = 11.5 \text{ m}$$

$$\lambda/L_{pp} = 1.0 \rightarrow H_w = 11.3 \text{ m}$$

$$\lambda/L_{pp} = 1.2 \rightarrow H_w = 12.1 \text{ m}$$

であった。船速と出会い角についても相違が全く無いとは言えないが、実質的に無視して良い程度であった。

模型船の長手方向の重量分布を図 3.3.42 に示す。この状態についてはハンマーリング試験を実施しておらず、固有振動数や固有振動モードは明らかではないが、計測された時系列を見ると、二節振動の固有振動数は約 6.35 Hz にあるようである。

夫々の試験状態について、“FPにおける上下加速度”，“Midshipにおける縦曲げモーメント”，“S.S. 7 ½における縦曲げモーメント”的計測波形を各周波数成分に分離して、時系列を描いた結果を図 3.3.43～図 3.3.51 に示す。曲げモーメントの値は解析プログラムの関係で模型のスケールで書かれているが、実船のスケールに換算すると $40 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ が $490,000 \text{ ton} \cdot \text{m}$ に相当する。

バンドパスフィルターを通して得られた波形を見ると、入射波長が短くなるにつれて、二節振動 ($f = 4 \sim 10 \text{ Hz}$)、三節振動 ($f = 10 \sim 25 \text{ Hz}$) の成分が顕著に現れてくる傾向が見られる。当初の計画に入っていたために、これ以上のデータは取れなかつたが、計算プログラムのチェック用としては充分ではないかと考える。

(3) 満載状態における不規則集中波中試験

この水槽試験では、『尾道丸事故に係わる技術検討会報告書』に記されているような波の連なりだけでなく、理論研究^[4]で調査できるいろいろな波形の不規則集中波も水槽に起こすことを試みた。しかし、恐らく造波装置と生成波の間の周波数特性が位相特性まで含めて詳細に把握されていないことが原因であろうと思われるが、満足のできる程度に波形を再現することができなかつた。

そこで、以前に不規則集中波用の造波信号を幾つか作成してテストした中で最も激しい碎波を起したものを使用して、不規則波の中で突然大波に会った時の様子を調べてみるとした。この不規則波は ISSC のスペクトラムを持ち、平均波周期が 11.5 秒、有義波高 12 m で、その中に “1/1000 highest mean elevation” を含んでいる。つまり、上記のような特性を持った不規則波の中で、一度だけ静止水面から 11.5 m もの高さの波の山が来るわけである。

水槽試験状況の観察からは、S.S. 9 くらいまで船底が露出していることが認められたが、それほど激しいスマッシングは起らざる船体振動応答もあり認められなかつた。『大波が一つ来るだけでは激しいスマッシングは起きないのであろう』とも思われるが、他の原因として、この不規則波の平均波周期が少し長過ぎたことも考えられる。不規則波のスペクトラムのピークに相当する要素波の波長は実船相当値で約 370 m であり、 $\lambda/L_{pp} = 1.35$ になる。“FPにおける上下加速度”，“Midshipにおける縦曲げモーメント”，“S.S. 7 ½における縦曲げモーメント”的計測波形を各周波数成分に分離して、時系列を描いた結果を図 3.3.52～図 3.3.54 に示す。スマッシングによる船体振動成分は小さいものの、縦曲げモーメントの値は、S.S. 5においては模型船で $60 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ (実船相当値で $736,000 \text{ ton} \cdot \text{m}$)、S.S. 7 ½においては模型船で $40 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ (実船相当値で $490,000 \text{ ton} \cdot \text{m}$) にも達した。

3.3.2 実験結果と非線形シミュレーションプログラムⅢによる計算結果の比較

ここでは、前節で説明した実験状態に対応した条件で、2.4 に説明した非線形シミュレーションプログラムⅢによる理論計算を行って実験結果と比較し検討する。

(1) 満載状態に対する規則波中の計算

$$V_s = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ, H_w = 12 \text{ m}, \lambda/L_{pp} = 0.8$$

$$V_s = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ, H_w = 16 \text{ m}, \lambda/L_{pp} = 1.0$$

$$V_s = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ, H_w = 16 \text{ m}, \lambda/L_{pp} = 1.2$$

の三状態について、縦曲げモーメントの最大最小値の船体長手方向分布の実験値と計算値を比較して図3.3.55～図3.3.57に示す。実験値と線形理論による計算値との差は主としてホギングモーメントの最大値に見られた。 $\lambda/L_{pp} = 0.8$ と 1.2 については、非線形シミュレーションプログラムⅢによってその差が小さくなるような計算結果が得られているが、 $\lambda/L_{pp} = 1.0$ では非線形シミュレーションプログラムⅢによる計算値の方が線形理論による計算結果より実験結果から離れて離れており、非線形計算の方が精度が高いとは必ずしも言えないような状態である。次に、

$$V_s = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ, H_w = 16 \text{ m}, \lambda/L_{pp} = 1.2$$

の状態について計算された、“FPにおける上下加速度”，“Midshipにおける縦曲げモーメント”，S.S.7½における縦曲げモーメント”の時系列を図3.3.58に示す。これらの時系列は、図3.3.36～図3.3.38の最上段に示された実験結果と対比されるべきものであるが、波形の上でも必ずしも似ているとは言えない。

これは非線形シミュレーション計算が線形理論によるプログラムと同じ程度の精度しかないということではなく、『肥大船のようなWall sidedに近い船型が満載状態で規則波中を航行している場合のように顕著なスラミング現象が現れない状態においては、非線形現象が微妙な現れ方をするので線形理論によるプログラムとの優劣は明確に出ず、非線形シミュレーションプログラムの方が返って実験結果と合わないこともある』と考えるべきであろう。

(2) バラスト状態に対する規則波中の計算

水槽試験が実施された

$$V_s = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ, \lambda/L_{pp} = 0.8, H_w = 11.463 \text{ m}$$

$$V_s = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ, \lambda/L_{pp} = 1.0, H_w = 11.254 \text{ m}$$

$$V_s = 9.6 \text{ kn}, \chi = 180^\circ, \lambda/L_{pp} = 1.2, H_w = 12.115 \text{ m}$$

の三状態に対して計算プログラムⅢを用いた理論計算で得られた“FPにおける上下加速度”，“Midshipにおける縦曲げモーメント”，“S.S.7½における縦曲げモーメント”，“FP, S.S.9½とS.S.8½における相対水位”，“HeaveとPitchに相当するモーダル係数”，“二節振動と三節振動のモーダル係数”の時系列を図3.3.59～図3.3.64に示す。図3.3.59と図3.3.60が $\lambda/L_{pp} = 0.8$ 、図3.3.61と図3.3.62が $\lambda/L_{pp} = 1.0$ 、図3.3.63と図3.3.64が $\lambda/L_{pp} = 1.2$ に対する計算結果である。図3.3.59、図3.3.61、図3.3.63は夫々、図3.3.43～図3.3.45、図3.3.46～図3.3.48、図3.3.49～図3.3.51の最上段に示された実験結果に対応する計算結果である。

理論計算が実船スケールで実施されており、その状態では模型スケールの $40 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ が $490,000 \text{ ton} \cdot \text{m}$ に相当することを考慮して比較すれば、 $\lambda/L_{pp} = 0.8$ の場合の実験結果と理論計算結果は波形がよく似ているだけでなく定量的にもよく合っていると言えるが、 $\lambda/L_{pp} = 1.0, 1.2$ の場合には低周波数成分の波形は良いとしても、振動成分は計算結果の方がかなり小さくなっていることがわかる。肥大船の場合には船底スラミングという非常に急激に起る現象が主体であり非線形流体力の計算には周波数無限大で求めた付加質量を使うのが合理的であるが、以前この部分に波との出会い周波数で求めた付加質量を用いていた時には実験結果に近い計算結果が得られていたので、その場合との相違について検討した。波との出会い周波数で求めた付加質量を用いた場合の計算で得られた“FPにおける上下加速度”，“Midshipにおける縦曲げモーメント”，“S.S.7½における縦曲げモーメント”的時系列を、図3.3.65と図3.3.66に示す。これらの計算結果の方が図3.3.61、図3.3.63に示された計算結果より実験結果に近いことが判る。対象船型のS.S.9の断面について、水線幅、周波数無限大で計算した付加質量、波との出会い周波数で計算した付加質量を喫水に対して表示したものを、図3.3.67に示す。この図より、船底付近での喫水

に対する付加質量の変化の度合は、周波数無限大で計算した場合の方が波との出会い周波数で計算した場合より小さいことが判り、上に述べた振動成分の割合の相違と対応している。これは『この計算プログラムⅢで求めた船体と波面の相対運動に多少の相違があって結果的に衝撃力とそれに起因する縦曲げモーメントの振動成分に相違が出たか、相対運動には相違が無くて周波数無限大で求めた付加質量から計算した船底衝撃力係数より実際の値が少し小さ目であったかの、いずれかである』ことを示している。この点は来年度の検討課題としたい。

以上より、非線形流体力をどのように計算するかにはっきりしない点は残るが、『肥大船のようなWall si-dedに近い船でも、バラスト状態で船底露出が頻繁に起こり非線形性が顕著に現れるような条件では、波浪荷重の波形は線形理論で計算されたものとはかなり異なったものとなり、非線形シミュレーションプログラムによる計算結果が実験結果とよく合う』と言ってよいと思われる。

(3) 満載状態に対する不規則集中波中の計算

不規則集中波中の水槽試験はISSCスペクトラムを持つ $T_v = 11.5 \text{ sec}$, $H_v = 12.0 \text{ m}$ の不規則波を用いて実施したが、既に説明したように実際に模型が出会った波が明確に把握されていないので、厳密な意味での実験と計算の比較は出来ない。そこで、実験に用いたものと統計的には同じ特性を持つ不規則集中波を二例選んで、それらを入射波とした場合についてシミュレーション計算を行った。

これらの計算では、シミュレーション計算開始後 75 秒たった時 S. S. 9 の断面の所に深い波の谷が来るよう、不規則波を構成する要素波の初期位相を決定しているが、波の谷の深さが同じになるような初期位相の組合せ是非常に沢山あり、その夫々に対して異なった波形が出来る〔4〕。ここではそのうちの二つを用いて計算してみたということである。

計算の結果を図 3.3.68～図 3.3.71 に示す。図 3.3.68, 図 3.3.69 は第一の不規則集中波に対するものであり、図 3.3.70, 図 3.3.71 は第二の不規則集中波に対するものである。図 3.3.68 と図 3.3.70 は“FPにおける上下加速度”, “Midshipにおける縦曲げモーメント”, “S. S. 7 ½における縦曲げモーメント”の時系列を示し、図 3.3.69 と図 3.3.71 は F. P. と S. S. 9 における“出会い波”, “上下変位”, “相対水位”の時系列を示している。いずれの場合も低周波数成分、振動成分ともに実験結果に比べて小さ目に出ているが、入射波形が違っていることや実験では碎波の影響が入っていること等によって相違が出て来ているものと考えられる。

水槽試験の項でも触れたが、不規則集中波を用いた今回の水槽試験で顕著なホイッピング現象が認められなかつた理由として、平均波周期が多少長過ぎたことが挙げられる。その点をより明確にするために、上記の第二の不規則集中波と同じ波で平均波周期を 9.9 秒とした場合のシミュレーション計算を行った。ここで、平均波周期として 9.9 秒を選んだのはスペクトラムのピークに相当する要素波の波長が船長とほぼ同じになるからである。有義波高は前の計算と同じく 12m を用いた。この平均波周期に対しては多少高過ぎる値であるが、波浪統計を参照すれば有りえない値ではない。計算の結果を図 3.3.72 と図 3.3.73 に示すが、この場合には S. S. 9 まで水面上に出てかなり激しいスラミングが起こっている。

水槽試験が出来ていないので実際の現象との対応という点になると明確なことは言えないが、計算結果相互の比較から『平均波周期が短かくなれば振動成分が大きくなり船首部に働く曲げモーメントも大きくなるが、Midship に働く曲げモーメントの絶対値には大きな差はない』と言えるようである。

参考文献

- (1) SR194 研究部会 昭和57年度報告書 55～88 ページ
- (2) N. Toki, K. Hatakenaka, T. Takahashi and H. Fujii : "Experimental and Theoretical Approach to the Estimation of Non-Linear Vertical Wave Load" Journal of

- the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 154 (1983)
- (3) SR194 研究部会 昭和57年度報告書 69 ページ 図3.2.16
- (4) N. Toki : "Preliminary Study on the Concept of 'Irregular Design Wave' with
Emphasis on the Generation of It"
Dept. of NAME Report No. 252, The University of Michigan

表 3.3.1 供試船型の主要目（満載状態）

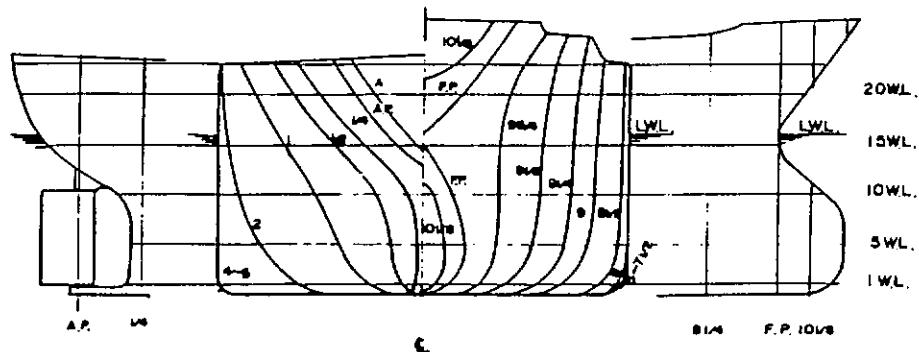
	実船	模型船
L _{PP} (m)	247.000	4.200
B (m)	40.800	0.690
D (m)	23.000	0.391
d _F (m)	16.000	0.272
d _A (m)	16.000	0.272
△a	135.666ton	650.7kgw

表 3.3.2 供試船型の主要目（バラスト状態）

	実船	模型船
d _F (m)	7.850	0.133
d _A (m)	10.320	0.175
△a	74.770ton	358.6kgw

表 3.3.3 満載状態における試験条件

H _s (m)	λ / L_{PP}	$\chi = 180^\circ$			$\chi = 202.5^\circ$	
		V _s =4.8kn	V _s =9.6kn	V _s =14.4kn	V _s =4.8kn	V _s =9.6kn
8	0.8	○	○	○	○	
	1.0	○	○	○	○	
	1.2	○	○	○	○	
12	0.8	○	○			○
	1.0	○	○			○
	1.2	○	○	○		○
16	0.8		○			○
	1.0		○			○
	1.2		○			○

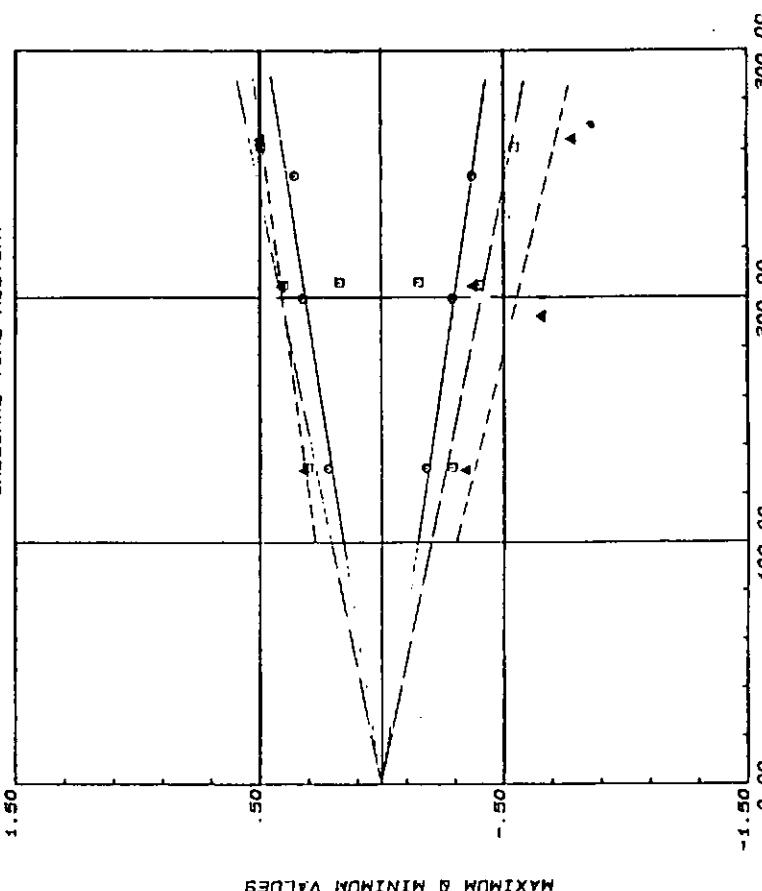


M.2738 KASAGISAN-MARU

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (KN)	MU (DEG)
○	AC.FP	G	.80	9.6	180
▲	AC.FP	G	1.00	9.6	180
△	AC.FP	G	1.20	9.6	180

ORIGINAL TIME HISTORY



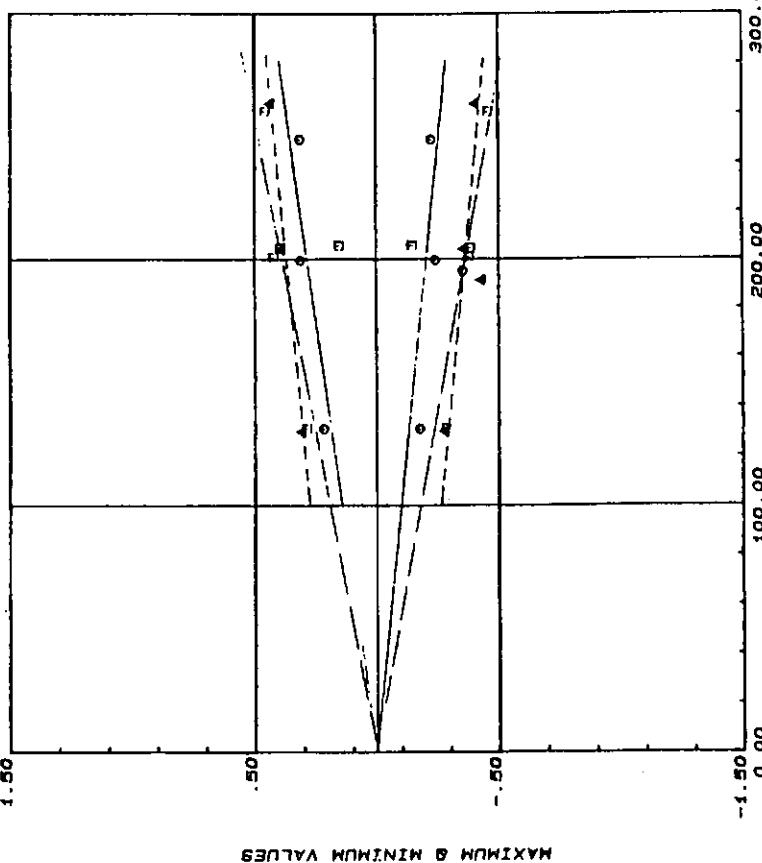
MAXIMUM & MINIMUM VALUES

M.2738 KASAGISAN-MARU

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (KN)	MU (DEG)
○	AC.FP	G	.80	9.6	180
▲	AC.FP	G	1.00	9.6	180
△	AC.FP	G	1.20	9.6	180

FREQUENCY BAND: 0.000----4.000



MAXIMUM & MINIMUM VALUES

図 3.3.2 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)

FPでの上下加速度 (単位: g, 計測波形そのもの)

図 3.3.3 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)

FPでの上下加速度 (単位: g, 低周波成分)

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	M.L./LPP	VS (kN)	MU (DEG)
●	AC.FP	G	.80	8.8	180
▲	AC.FP	G	1.00	8.8	180
△	AC.FP	G	1.20	8.8	180

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	M.L./LPP	VS (kN)	MU (DEG)
○	MVSP	KG-M	.80	9.8	180
▲	MVSP	KG-M	1.00	9.8	180
△	MVSP	KG-M	1.20	9.8	180

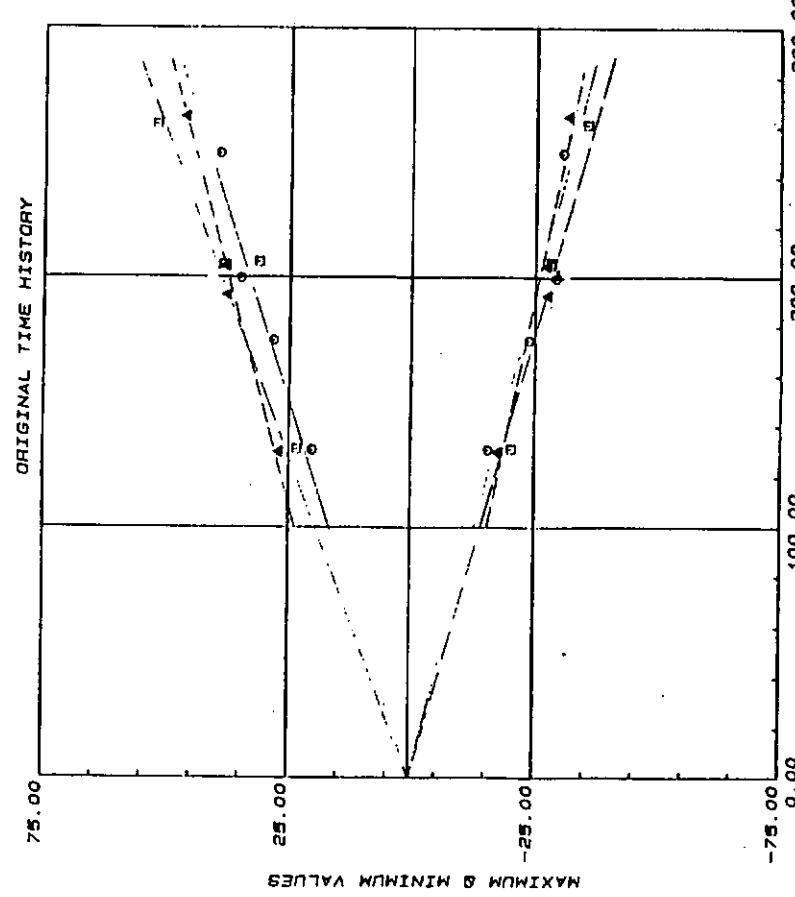
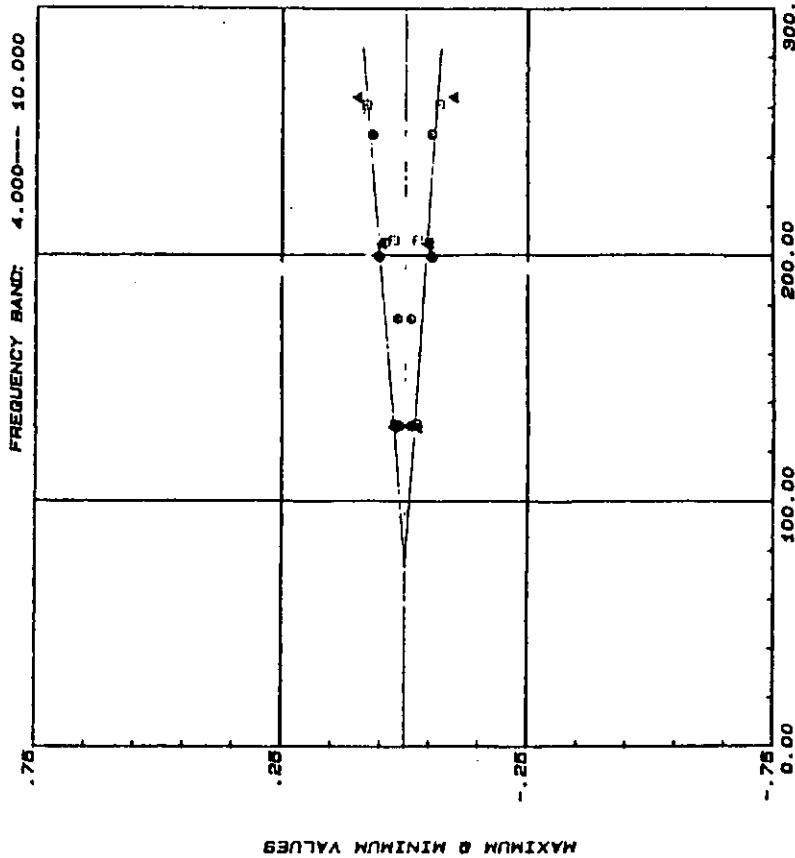


図 3.3.4 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km/h}$)
FPでの上下加速度 (単位: g, 二節振動成分)

図 3.3.5 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km/h}$)
Midshipでの縦曲げモーメント (単位: kgf・m, 模型スケール, 計測波形そのもの)

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	Vs (KN)	MU (DEG)
○	HVSP	KG-M	.80	9.8	180
▲	HVSP	KG-M	1.00	9.8	180
△	HVSP	KG-M	1.20	9.3	190

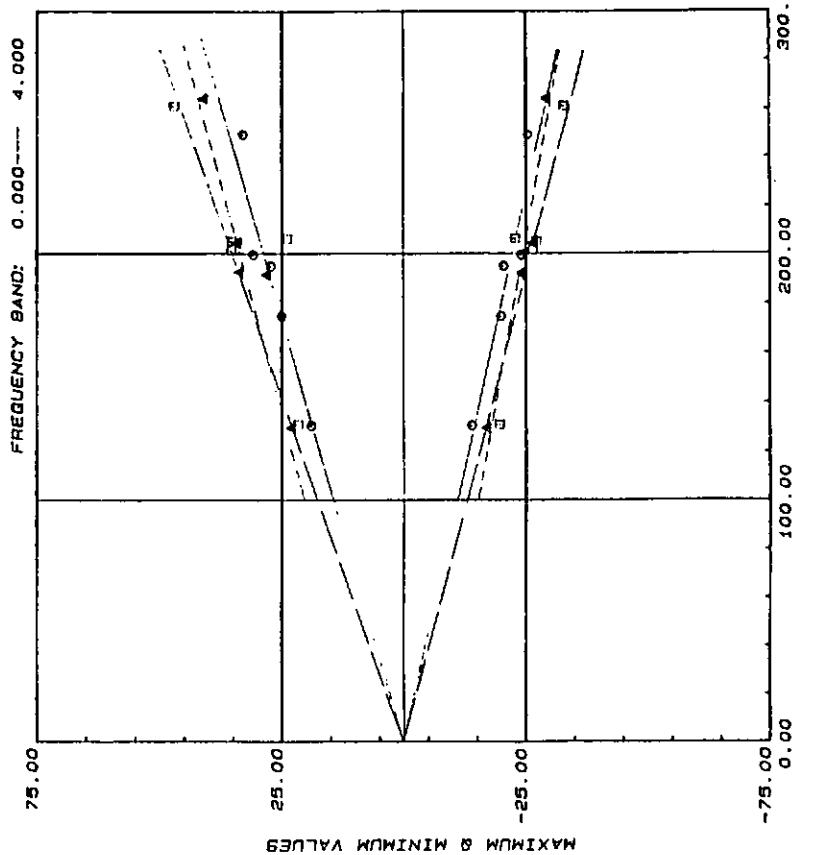


図 3.3.6 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km/h}$)

Midshipでの縦曲げモーメント (単位: $\text{kg f} \cdot \text{m}$, 模型スケール, 低周波成分)

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	Vs (KN)	MU (DEG)
○	HVSP	KG-M	.80	9.8	180
▲	HVSP	KG-M	1.00	9.8	180
△	HVSP	KG-M	1.20	9.8	180

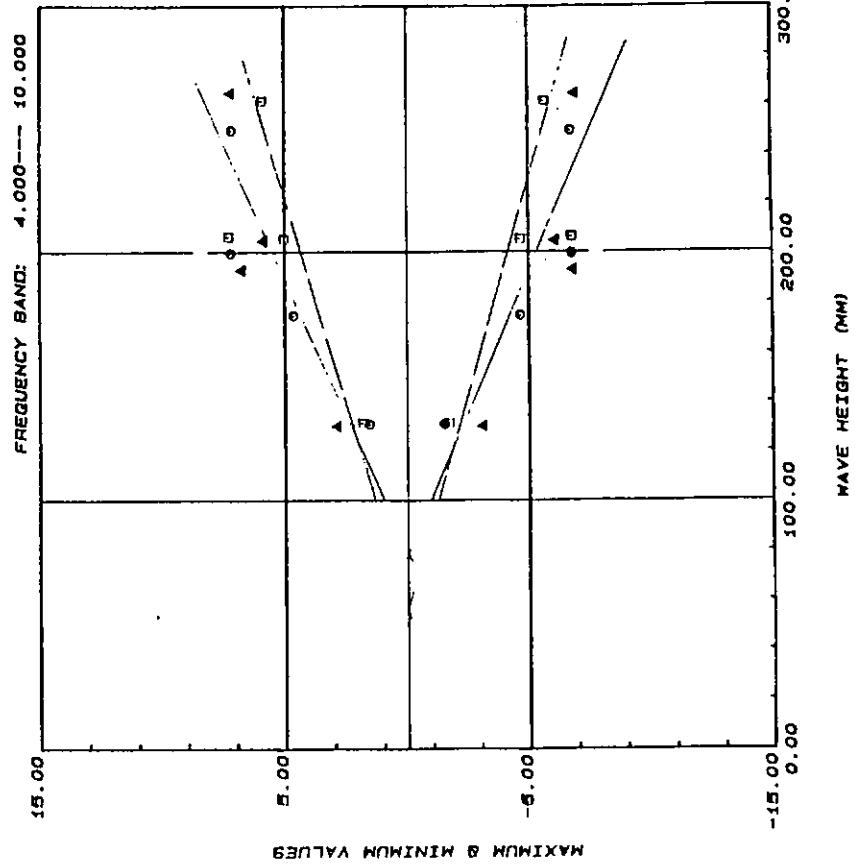


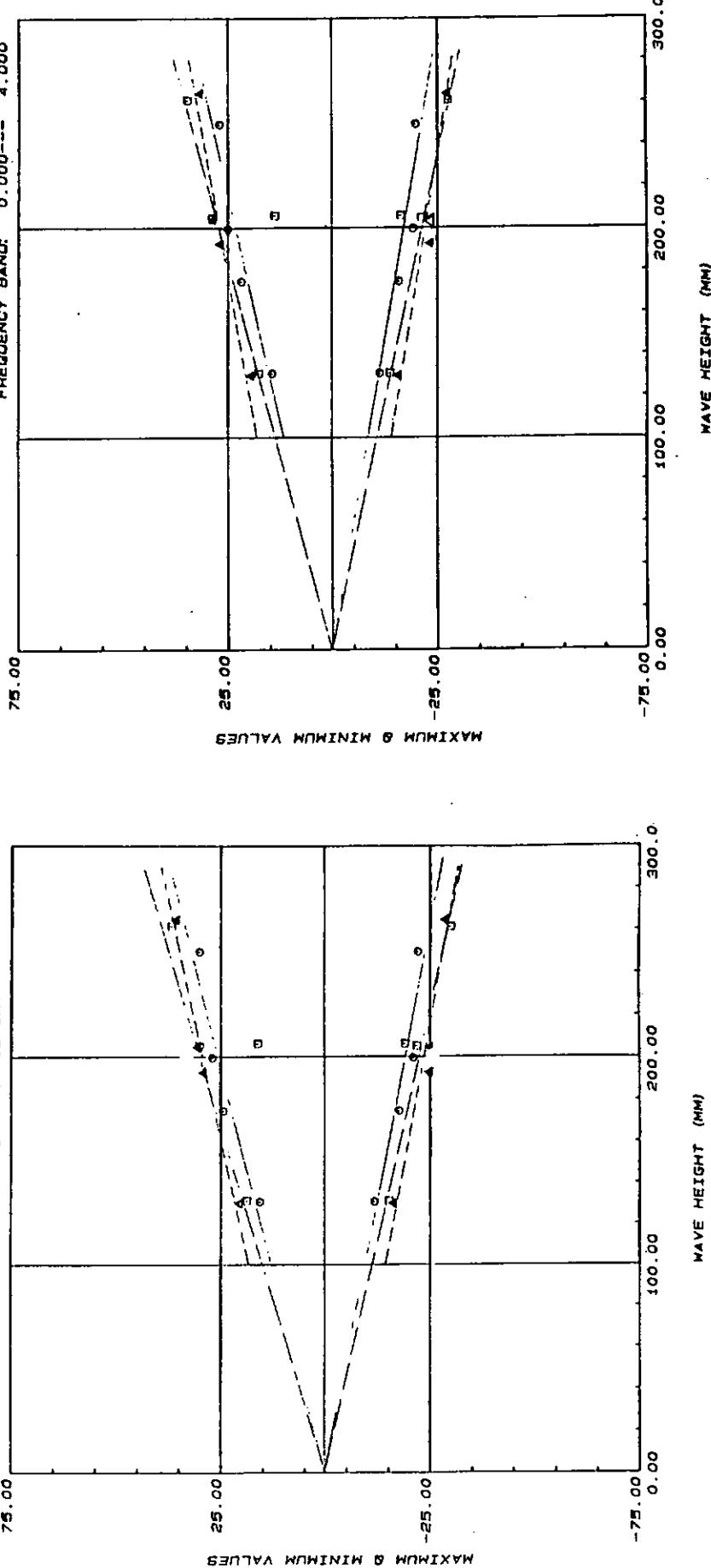
図 3.3.7 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km/h}$)

Midshipでの縦曲げモーメント
(単位: $\text{kg f} \cdot \text{m}$, 模型スケール, 二節振動成分)

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (kN)	MU (DEG)
○	MV7.5P	KG-H	.80	9.6	180
△	MV7.5P	KG-H	1.00	9.6	180
□	MV7.5P	KG-H	1.20	9.6	180

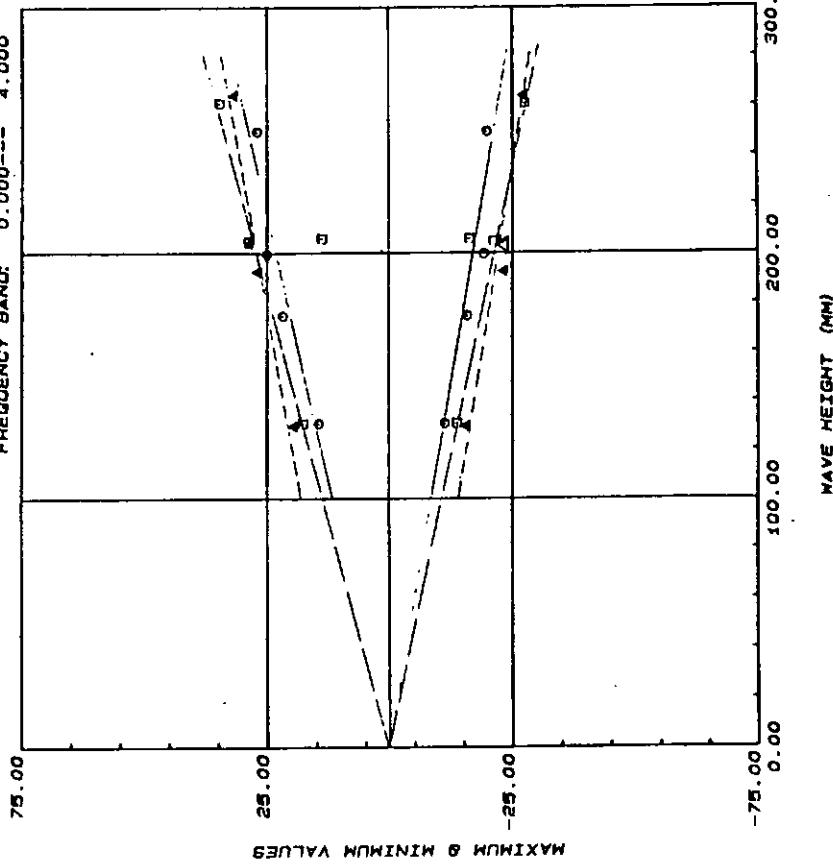
ORIGINAL TIME HISTORY

図 3.3.8 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kN}$)

S. S. 7 1/2での縦曲げモーメント
(単位: kgf・m, 模型スケール, 計測波形そのもの)

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (kN)	MU (DEG)
○	MV7.5P	KG-H	.80	9.6	180
△	MV7.5P	KG-H	1.00	9.6	180
□	MV7.5P	KG-H	1.20	9.6	180

図 3.3.9 規則波中試験で得られたピーカ値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kN}$)

S. S. 7 1/2での縦曲げモーメント
(単位: kgf・m, 模型スケール, 低周波成分)

H.273B KASAGISAN-MARU

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (kN)	MU (DEG)
○	MV7.5P KG-H		.80	9.8	180
▲	MV7.5P KG-H		1.00	9.8	180
□	MV7.5P KG-H		1.20	9.8	180

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (kN)	MU (DEG)
○	AC.FP	G		.80	9.8
▲	AC.FP	G		1.00	9.8
□	AC.FP	S		1.20	9.8

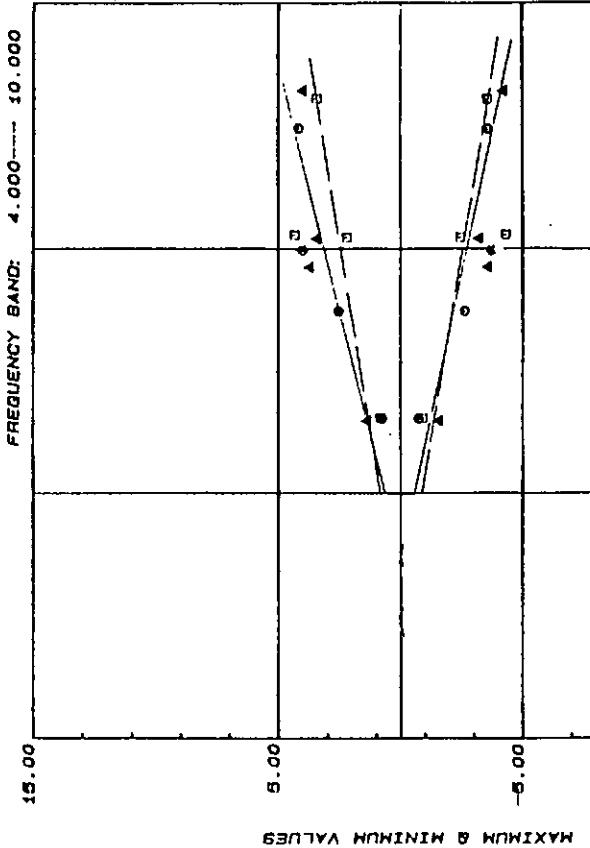


図 3.3.10 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係
S.S. 7 1/2 での縦曲げモーメント
(単位: kgf・m, 模型スケール, 二節振動成分)

H.273B KASAGISAN-MARU

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (kN)	MU (DEG)
○	AC.FP	G		.80	202
▲	AC.FP	G		1.00	202
□	AC.FP	S		1.20	202

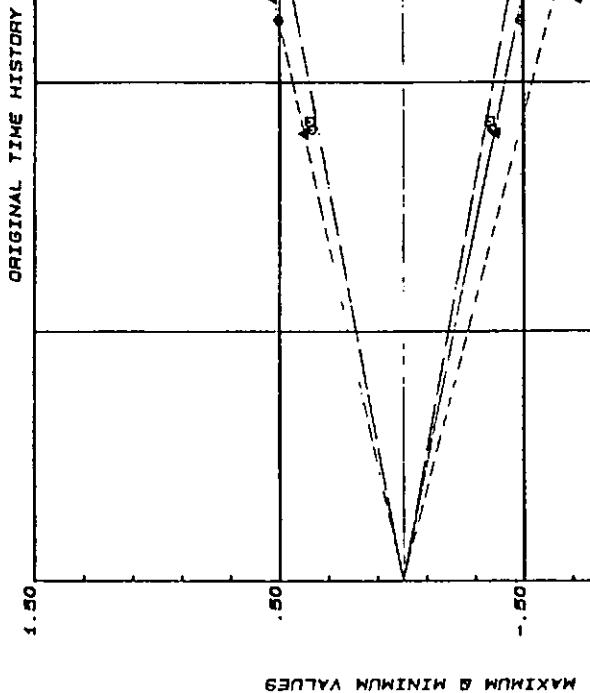


図 3.3.11 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係
(x = 202.5°, V_s = 9.6 kN)
FP での上下加速度 (単位: g, 計測波形そのもの)

FULL LOAD EVEN KEEL

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LFP	Vs (KN)	MU (DEG)
○	AC.FP	G	.80	9.8	202
▲	AC.FP	G	1.00	9.8	202
△	AC.FP	G	1.20	9.8	202

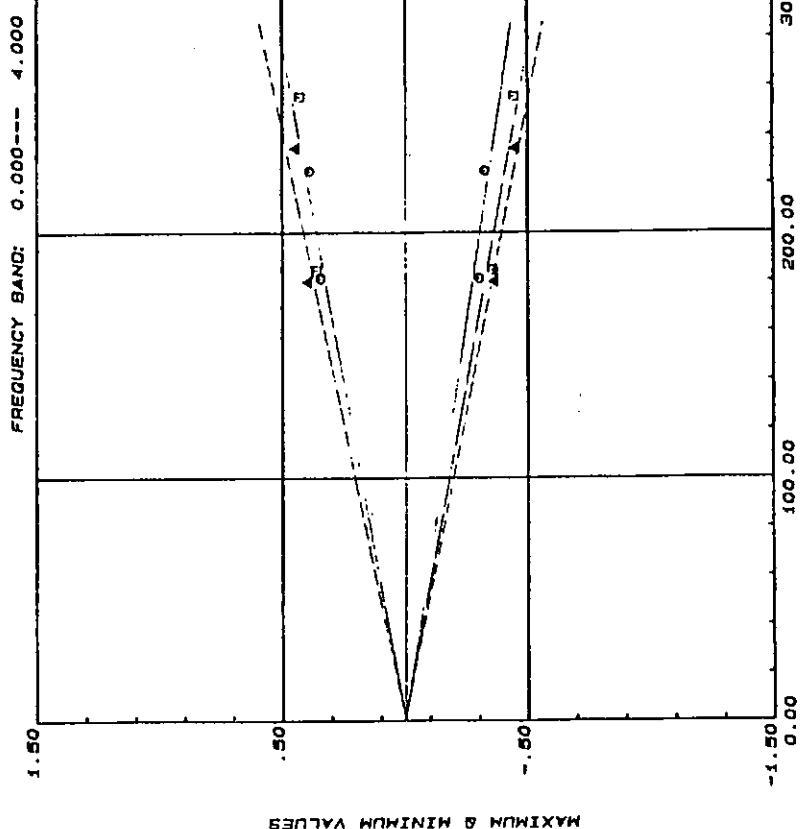
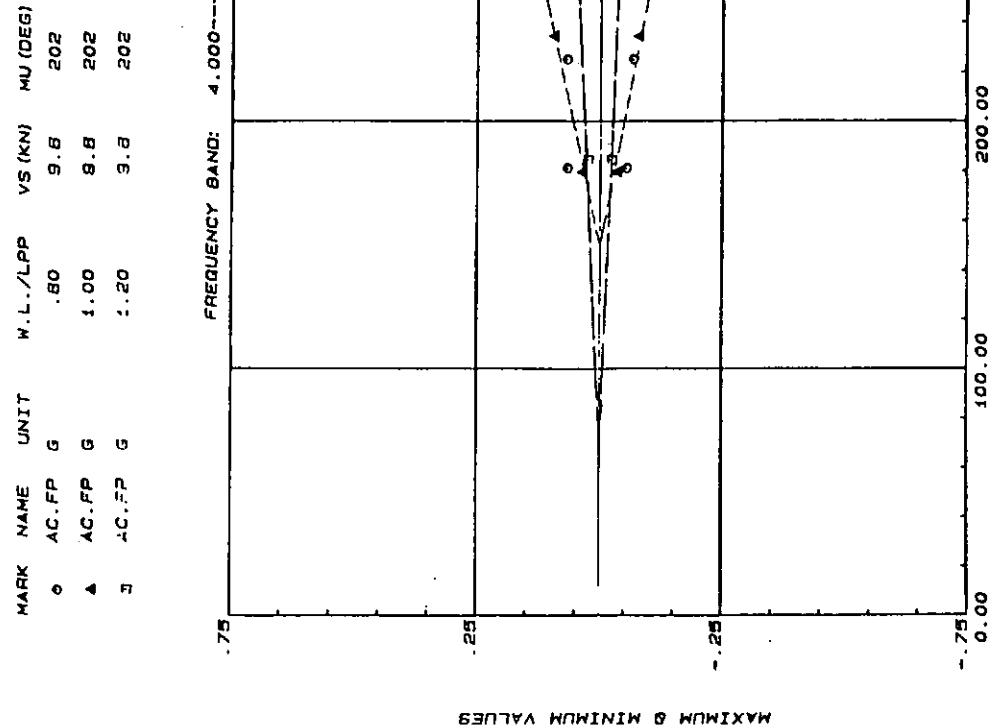


図 3.3.12 規則波中試験で得られたピーカーク値と入射波高の関係
($\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)
FPでの上下加速度（単位：g, 低周波成分）



FULL LOAD EVEN KEEL

FULL LOAD EVEN KEEL

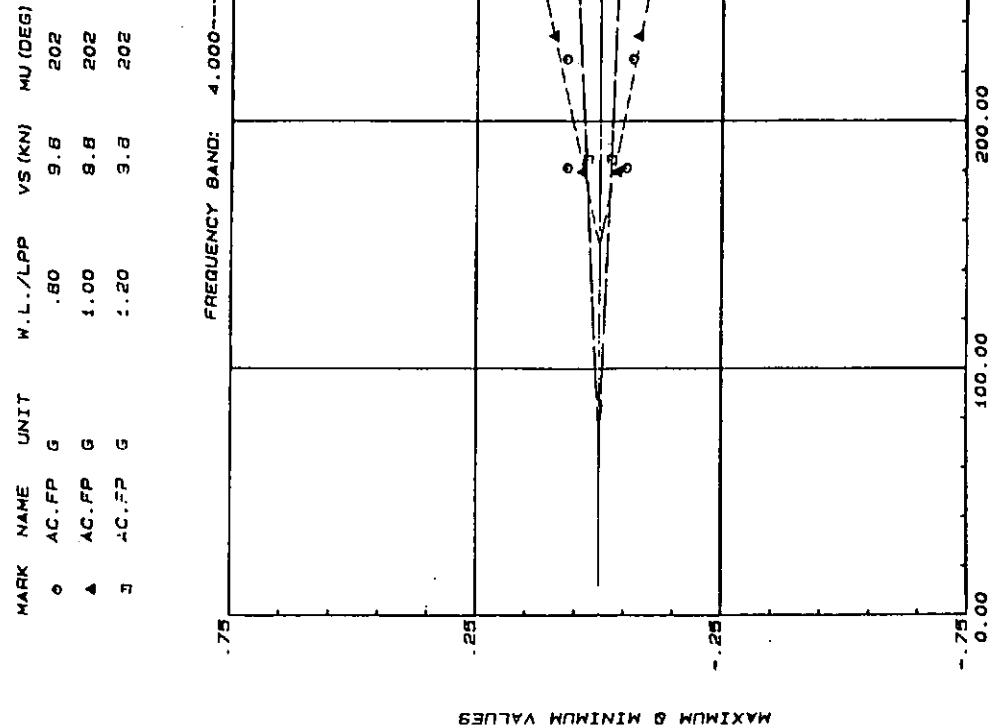


図 3.3.13 規則波中試験で得られたピーカーク値と入射波高の関係
($\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)
FPでの上下加速度（単位：g, 二節振動成分）

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	Vs (kN)	MU (DEG)
○	MVSP	KG-M	.80	9.8	202
▲	MVSP	KG-M	1.00	9.8	202
△	MVSP	KG-M	1.20	9.8	202

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	Vs (kN)	MU (DEG)
○	MVSP	KG-M	.80	9.8	202
▲	MVSP	KG-M	1.00	9.8	202
△	MVSP	KG-M	1.20	9.8	202

ORIGINAL TIME HISTORY

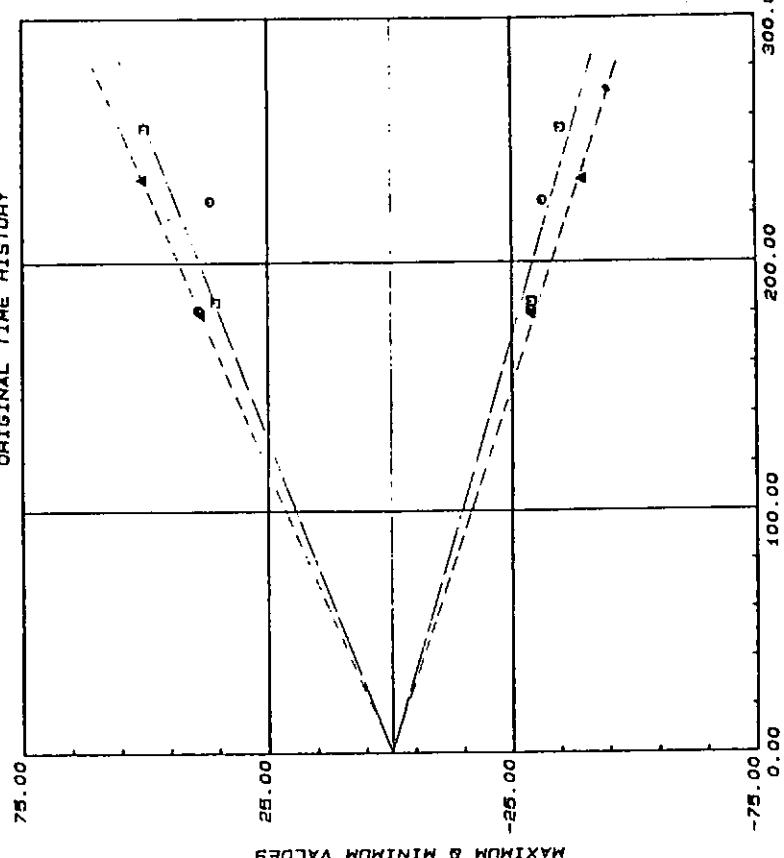


図 3.3.14 規則波中試験で得られたビーグ値と入射波高の関係
($\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)

Midshipでの縦曲げモーメント

(単位 : kgf・m, 模型スケール, 計測波形そのもの)

FREQUENCY BAND: 0.0000---4.000

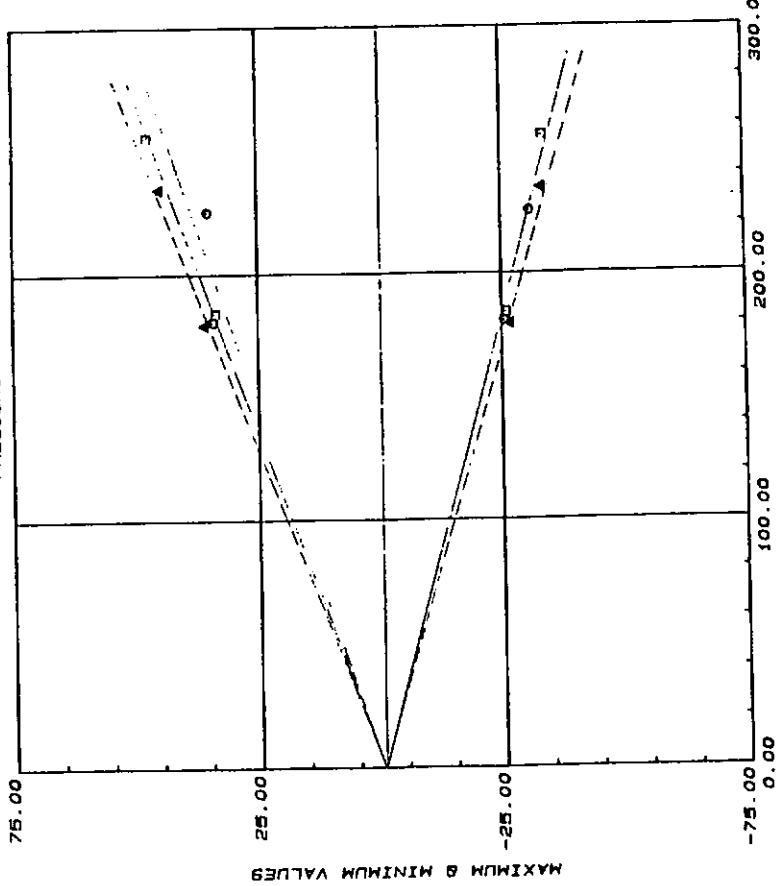


図 3.3.15 規則波中試験で得られたビーグ値と入射波高の関係
($\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)

Midshipでの縦曲げモーメント

(単位 : kgf・m, 模型スケール, 計測波形そのもの)

FULL LOAD EVEN KEEL.

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	Vs (KN)	MU (DEG)
○	MV5P	KG-H	.80	9.6	202
▲	MV5P	KG-H	1.00	9.6	202
■	MV5P	KG-H	1.20	9.6	202

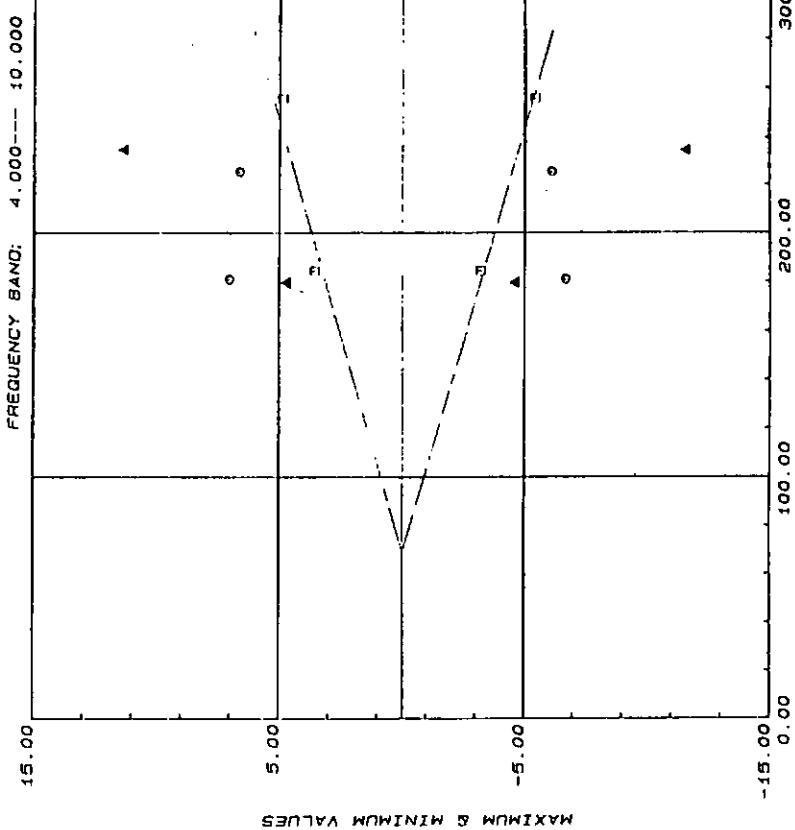


図 3.3.16 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係
 $(\chi = 202.5^\circ, V_s = 9.6 \text{ kn})$
 Midship の縦曲げモーメント
 (単位 : kgf・m, 模型スケール, 二節振動成分)

FULL LOAD EVEN KEEL.

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	Vs (KN)	MU (DEG)
○	MV7.5P	KG-H	.80	9.6	202
▲	MV7.5P	KG-H	1.00	9.6	202
■	MV7.5P	KG-H	1.20	9.6	202

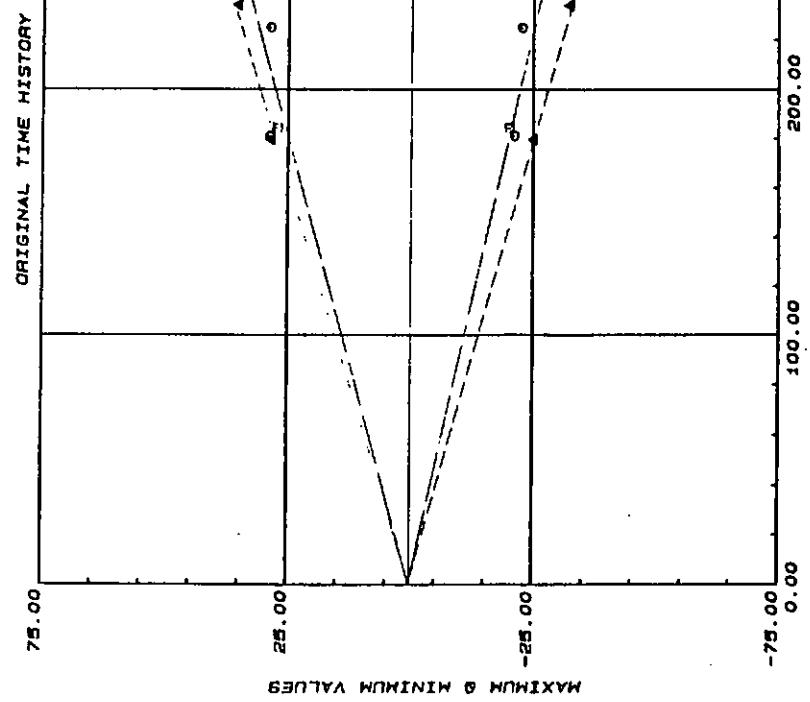


図 3.3.17 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係
 $(\chi = 202.5^\circ, V_s = 9.6 \text{ kn})$
 S.S. 7/16 の縦曲げモーメント
 (単位 : kgf・m, 模型スケール, 計測波形そのもの)

M.273B KASAGISAN-MARU

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (kN)	MU (DEG)
○	MV7.5P KG-M	.80	9.8	202	
▲	MV7.5P KG-M	1.00	9.8	202	
■	MV7.5P KG-M	1.20	9.8	202	

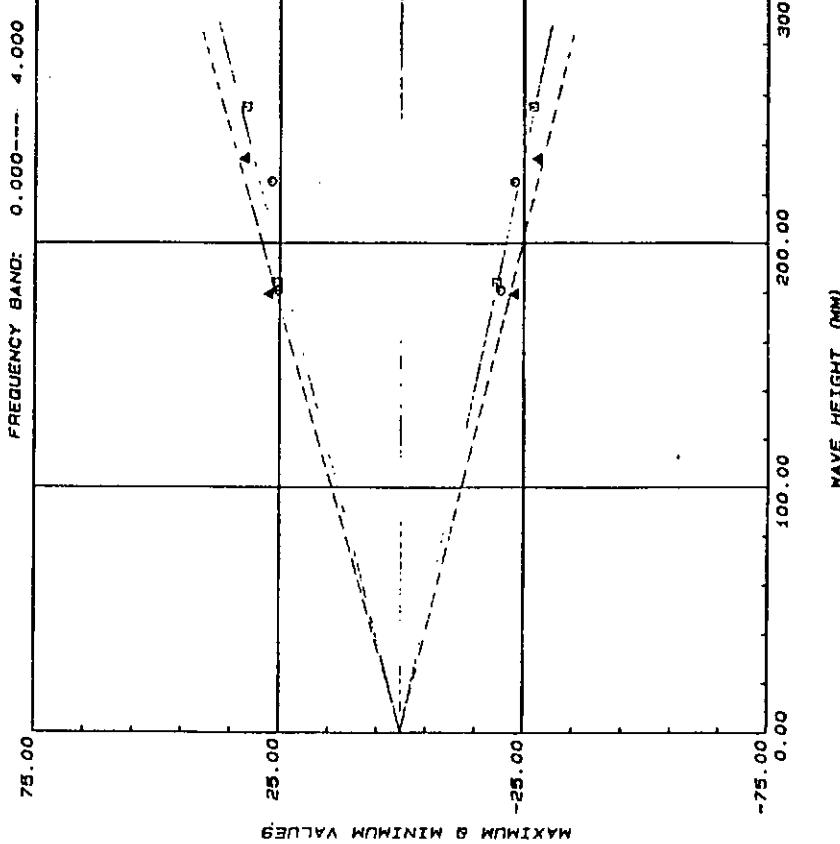


図 3.18 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係
($\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)
S.S. 7 1/2 の縦曲げモーメント
(単位: kgf・m, 模型スケール, () 円弧成分)

M.273B KASAGISAN-MARU

FULL LOAD EVEN KEEL

MARK	NAME	UNIT	W.L./LPP	V _S (kN)	MU (DEG)
○	MV7.5P KG-M	.80	9.8	202	
▲	MV7.5P KG-M	1.00	9.8	202	
■	MV7.5P KG-M	1.20	9.8	202	

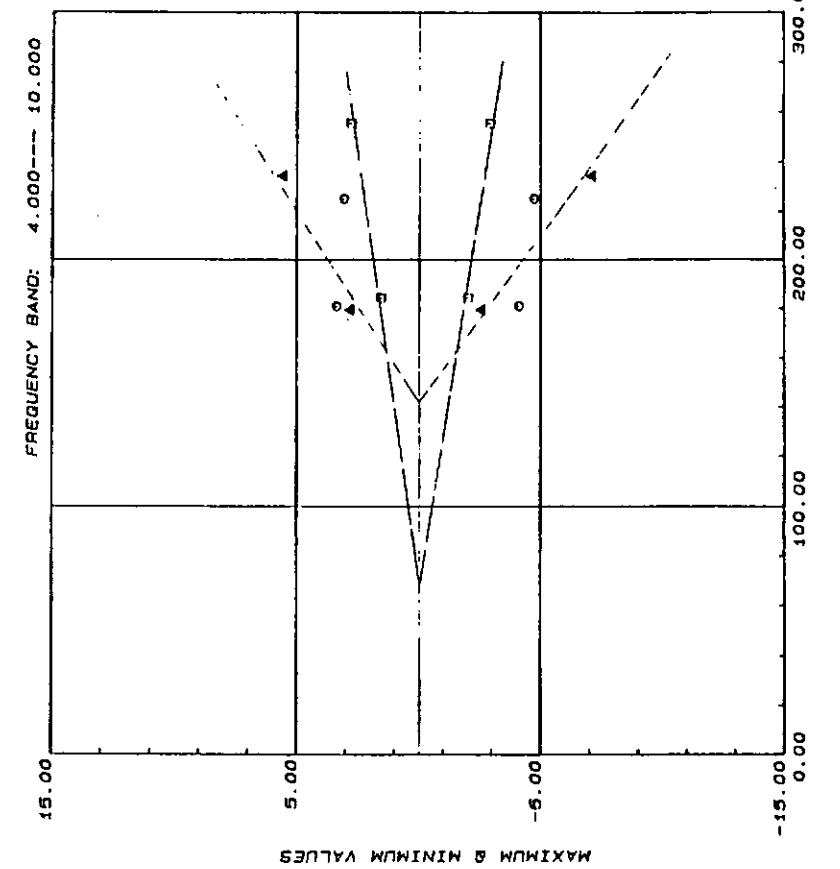


図 3.19 規則波中試験で得られたピーク値と入射波高の関係
($\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)
S.S. 7 1/2 の縦曲げモーメント
(単位: kgf・m, 模型スケール, () 円弧成分)

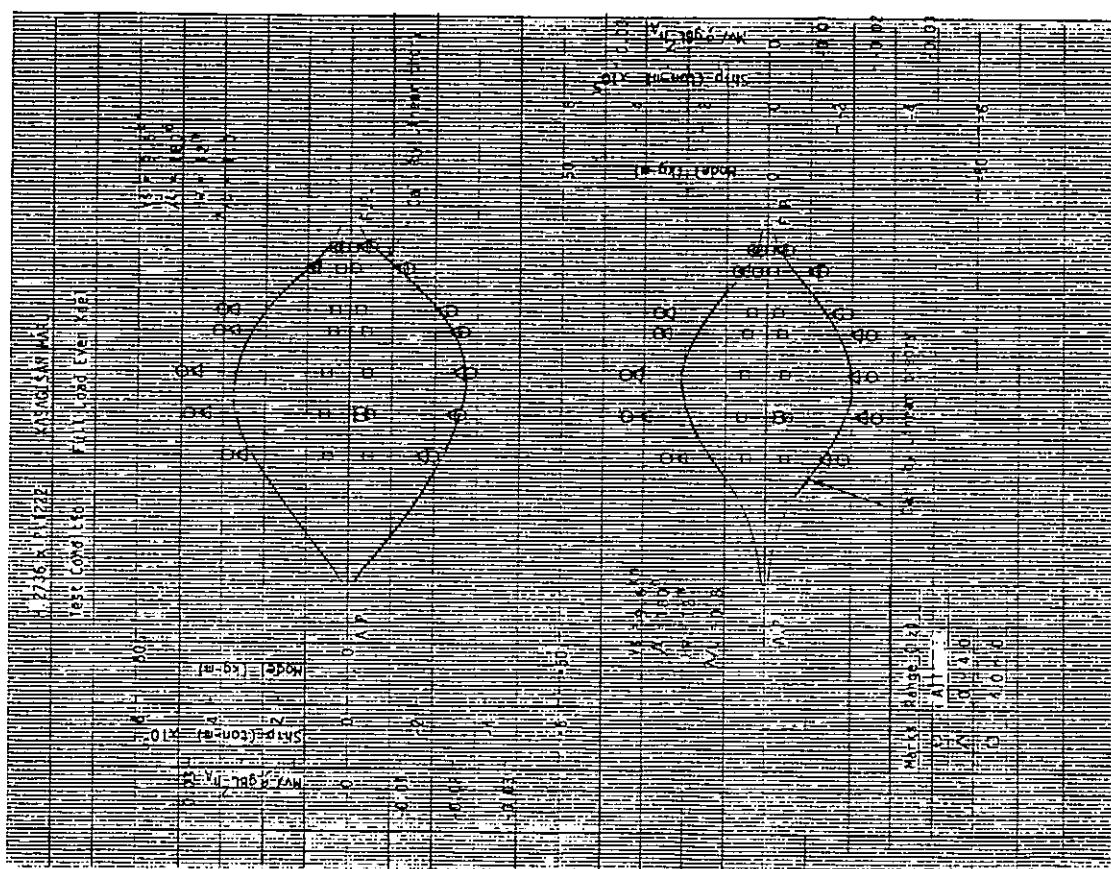


図 3.3.20 規則波中試験で得られた縫曲げモーメントのピーク値の船体長手方向分布
(Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12 \text{ m}$, 16 m)

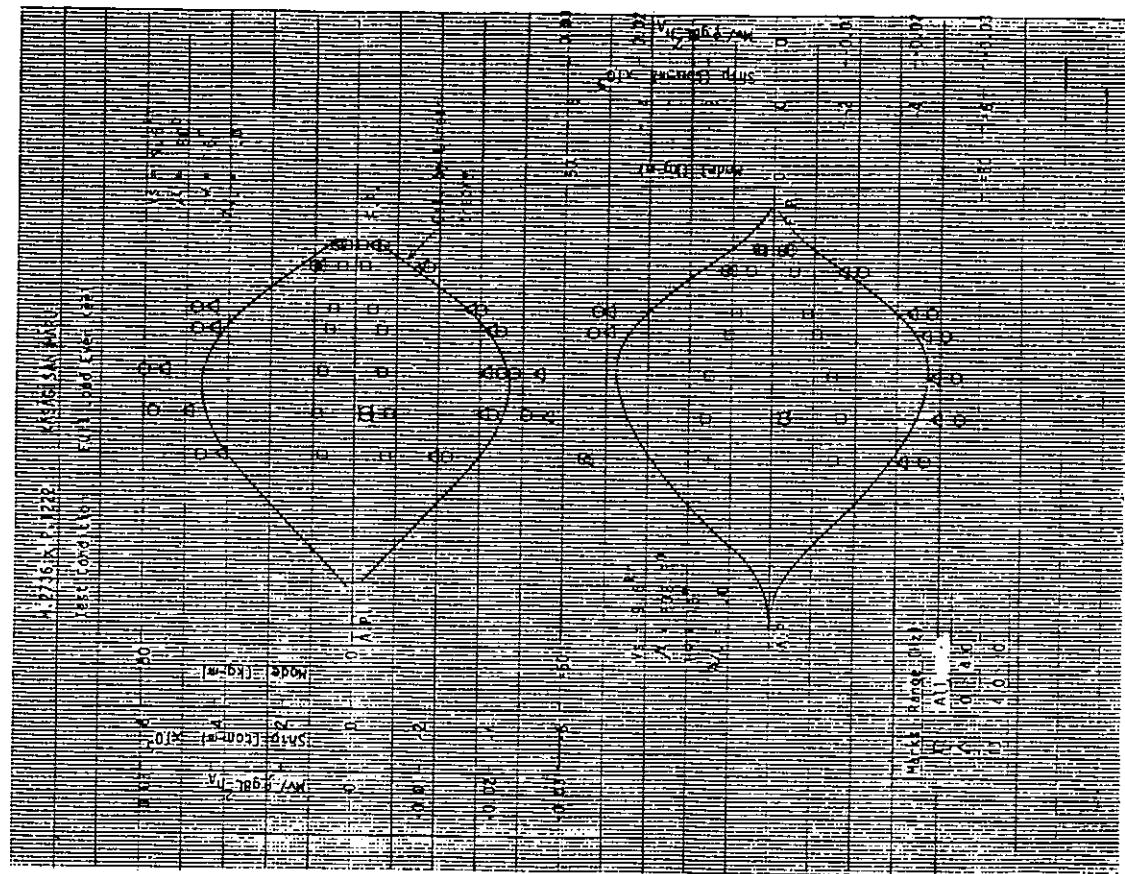


図 3.3.21 規則波中試験で得られた縫曲げモーメントのピーク値の船体長手方向分布
(Full load, $\lambda/L_{pp} = 0.8, 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12 \text{ m}$)

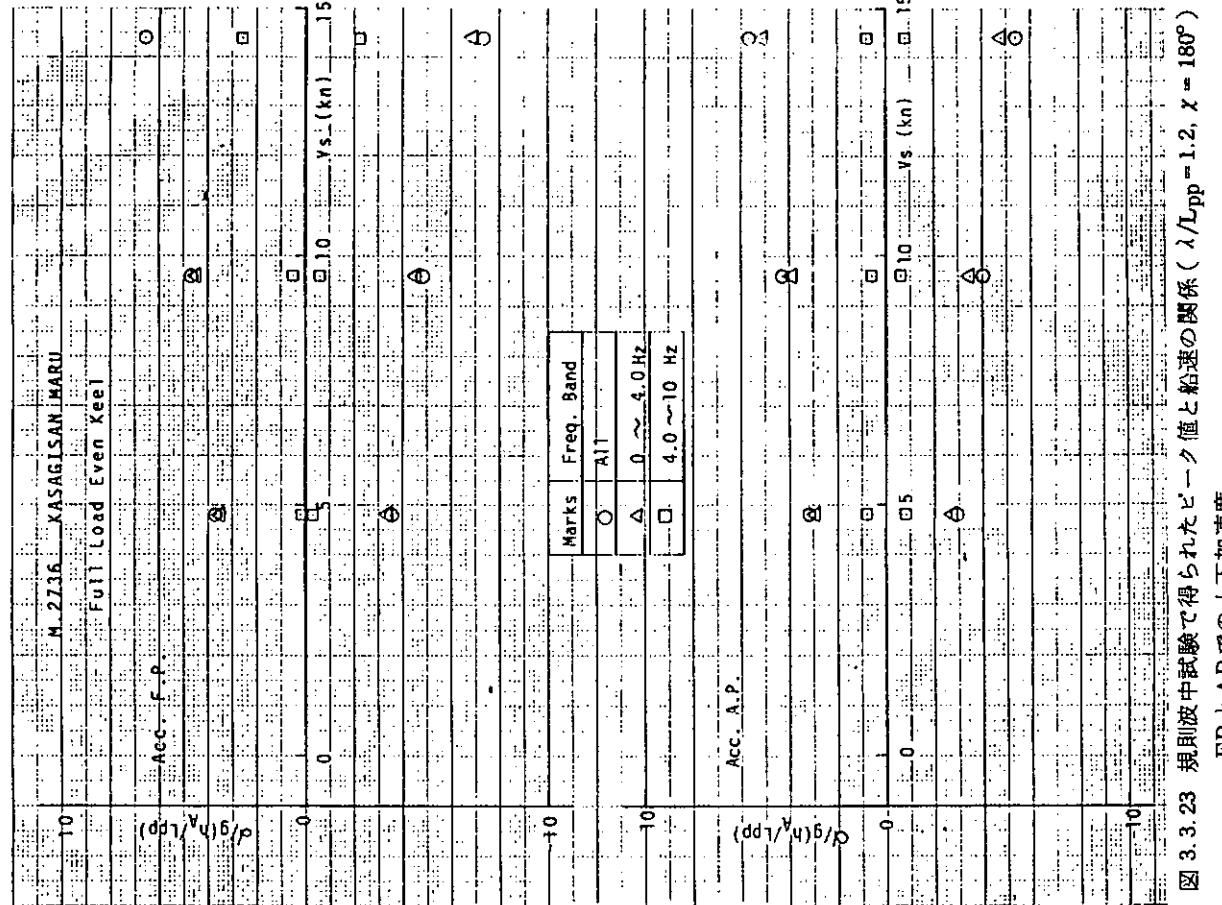
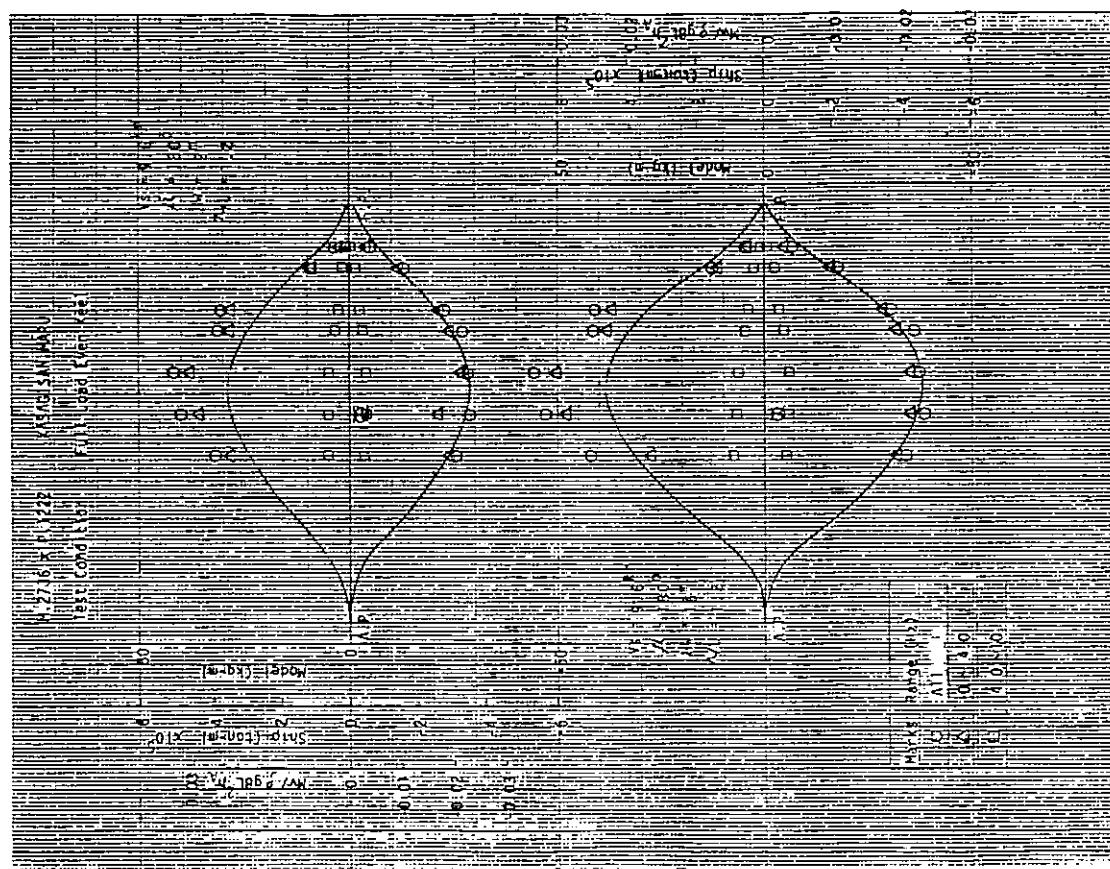


図 3.3.22 規則波中試験で得られた継曲げモーメントのピーク値の船体長手方向分布
(Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, 202.5° , $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)

図 3.3.23 規則波中試験で得られたピーカ値と船速の関係 ($\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$)
FP と AP での上下加速度



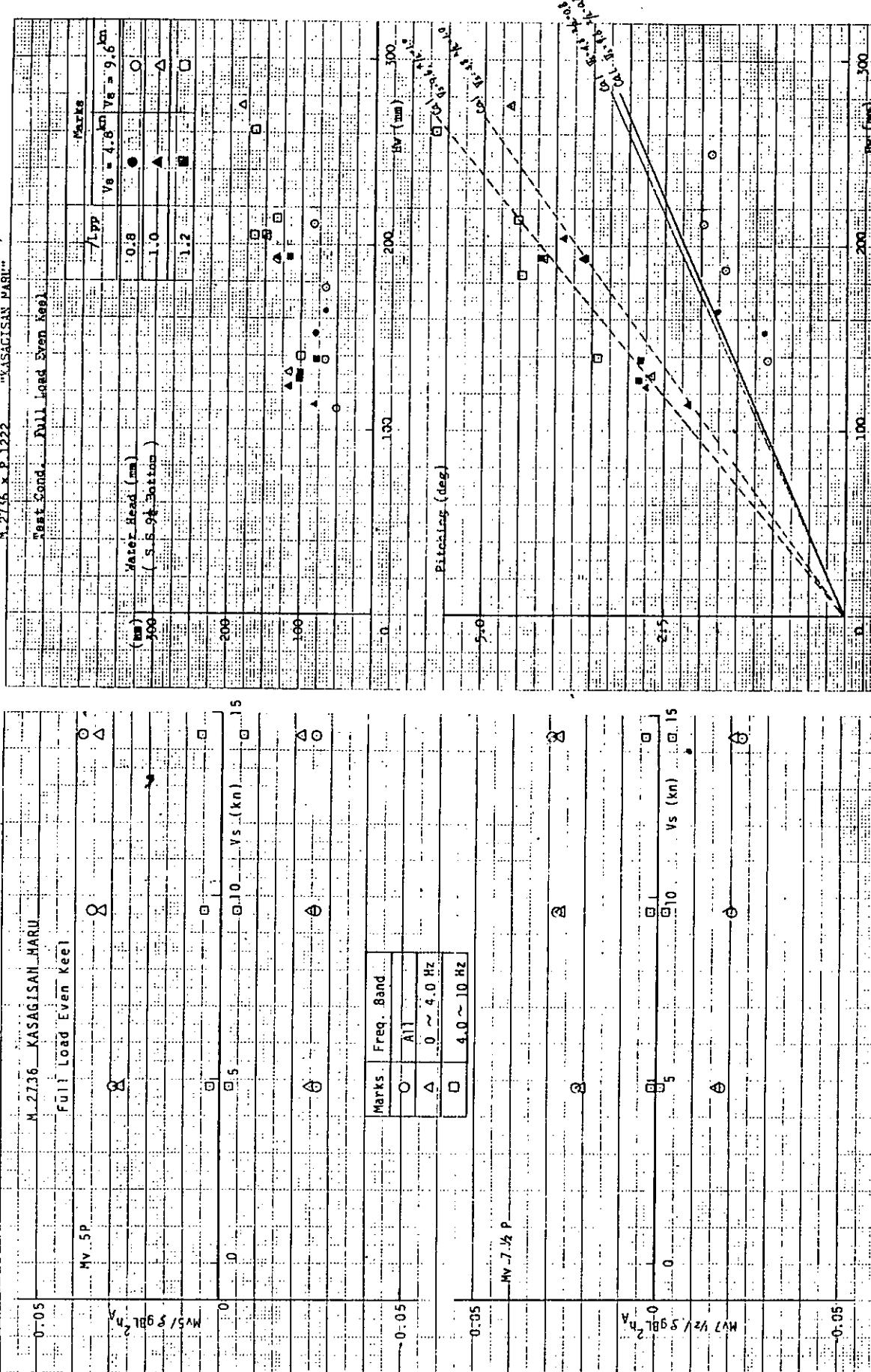


図 3.3.24 規則波中試験で得られたピーカーク値と船速の関係 ($\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$)
 Midship と S. S. 7 1/2での結果
 図 3.3.25 規則波中試験で得られたピーカーク値と入射波高の関係 ($\chi = 180^\circ$)
 S. S. 9 1/2の船底における水圧と Pitching

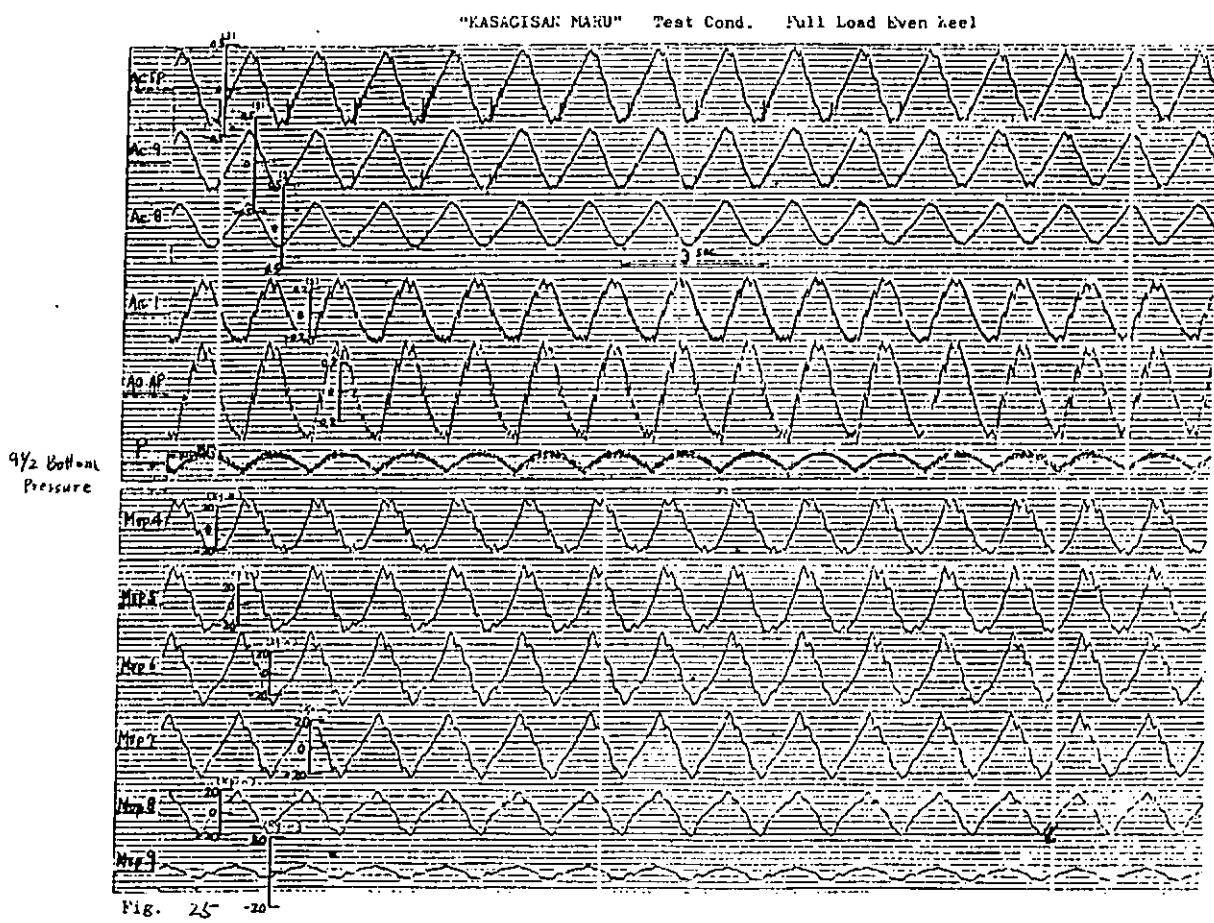


図 3.3.26 上下加速度と縦曲げモーメントの計測波形の一例

(Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12 \text{ m}$)

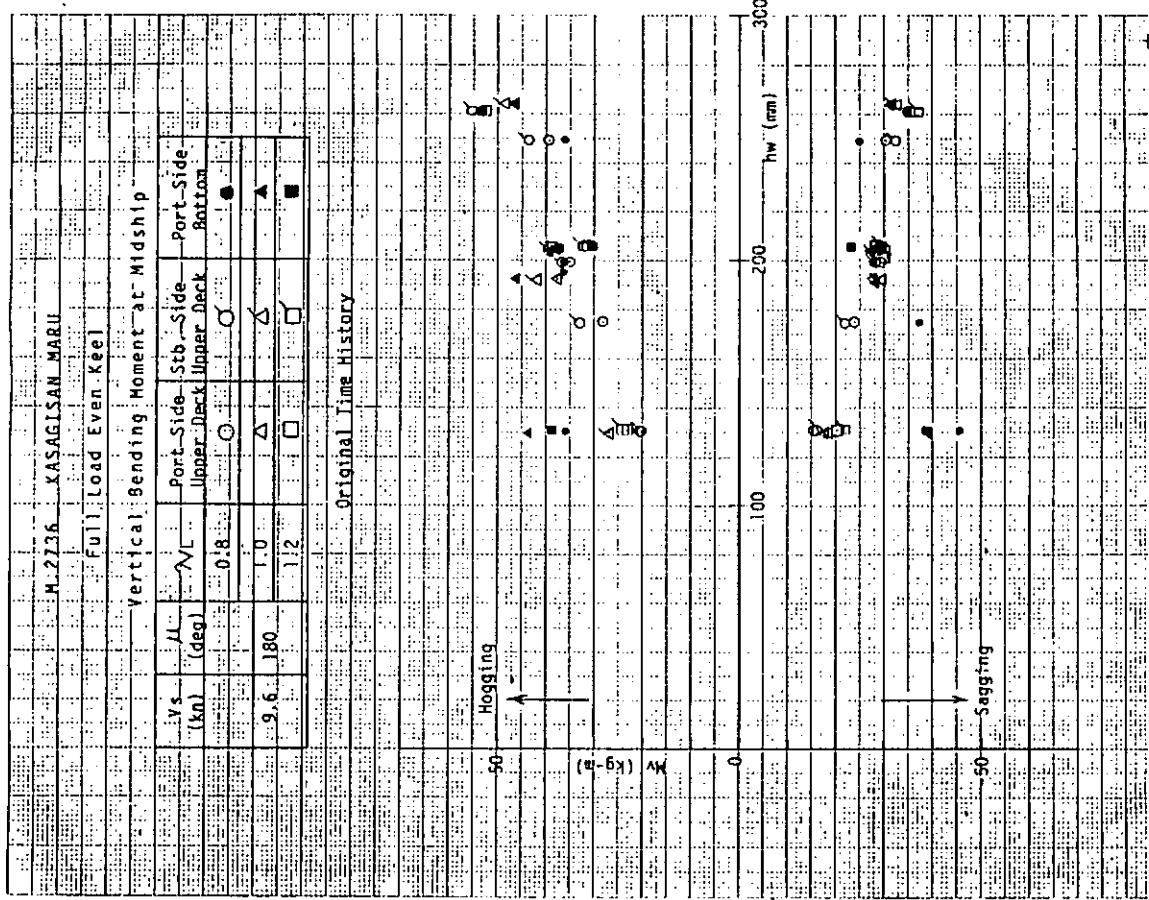


図 3.3.27 Midship断面の三ヶ所で計測された値から求めた縦曲げモーメントの比較

(単位: kgf·m, 模型スケール,
計測波形そのもの, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)

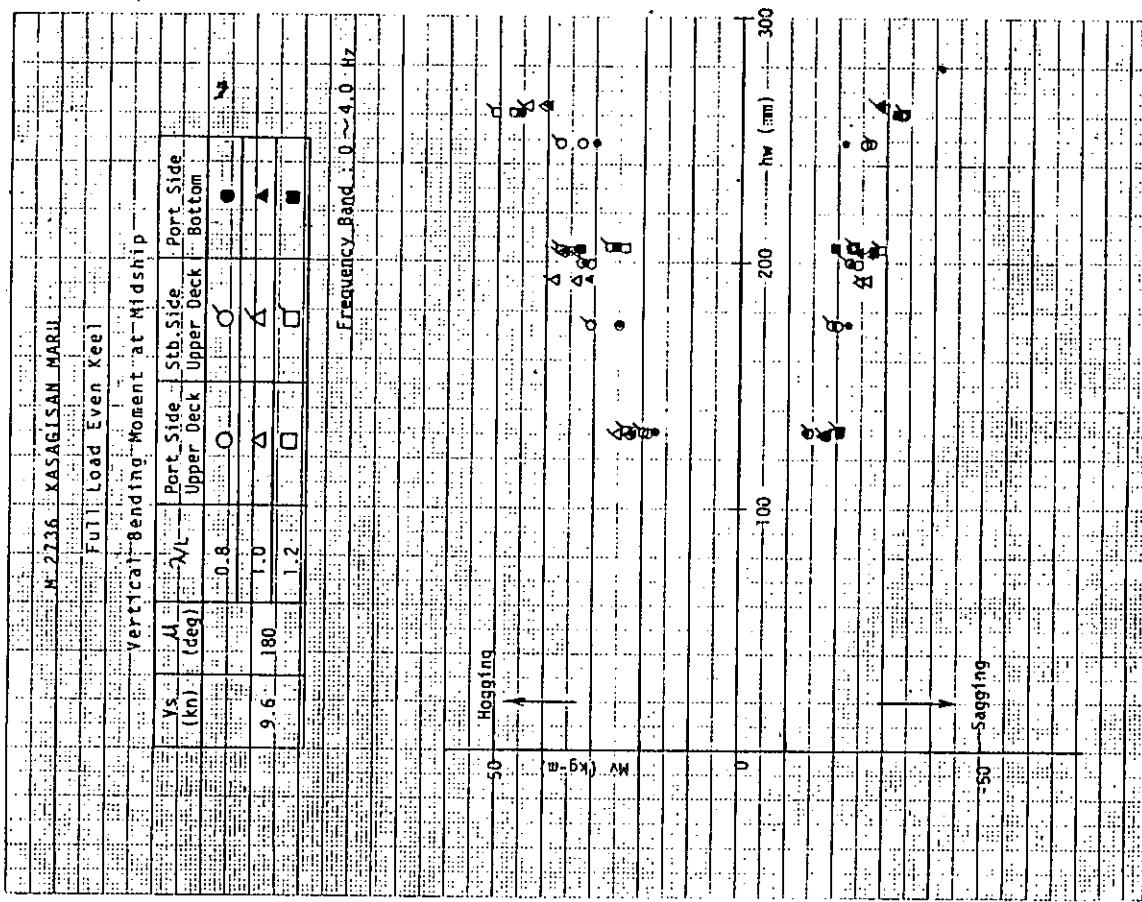


図 3.3.28 Midship 断面の三ヶ所で計測された直から求めた縦曲げモーメントの比較
(単位: kgf·m, 模型スケール, 低周波成分, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)

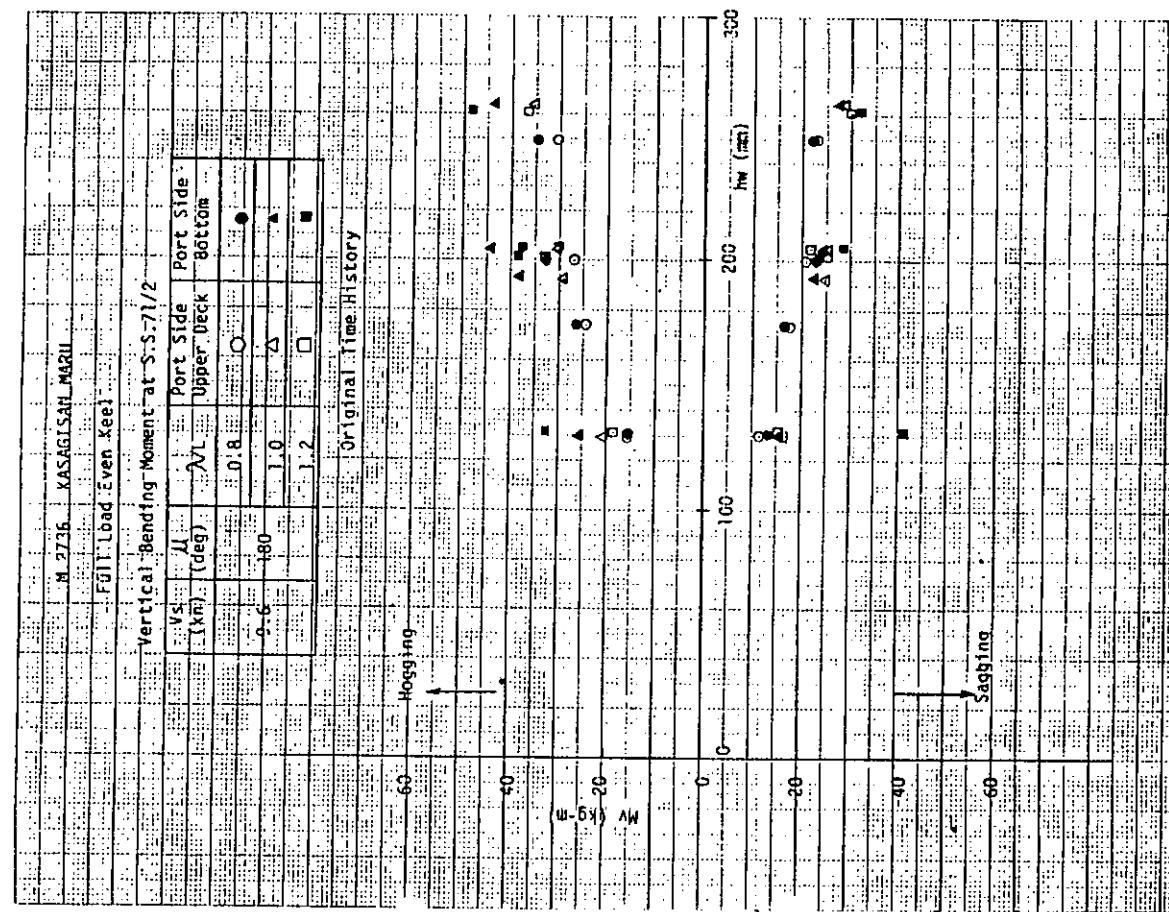


図 3.3.29 SS.7 の二ヶ所で計測された直から求めた縦曲げモーメントの比較
(単位: kgf·m, 模型スケール, 低周波成分, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)

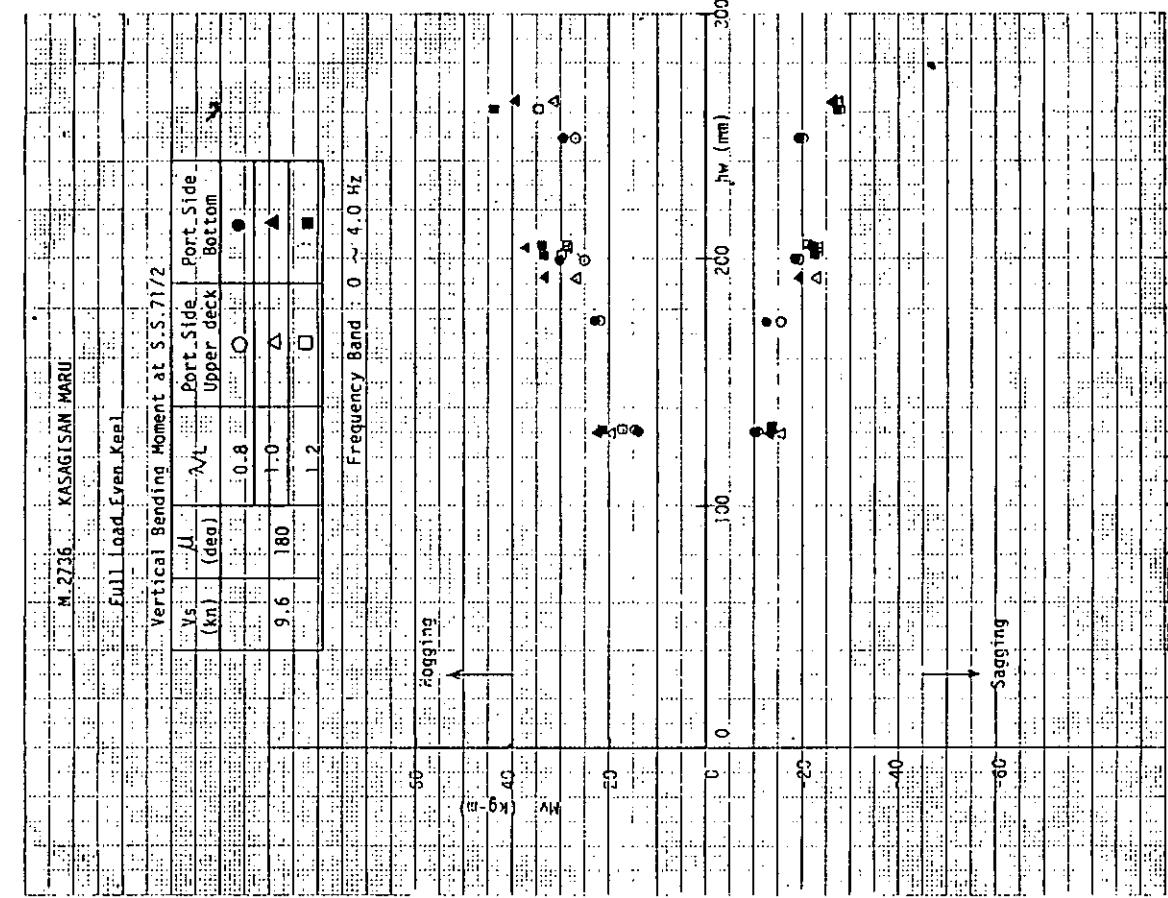


図 3.3.30 S. S. 7/12 の二ヶ所で計測された歪から求めた綫曲げモーメントの比較
(単位 : kgf·m, 模型スケール, 低周波成分, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km/h}$)

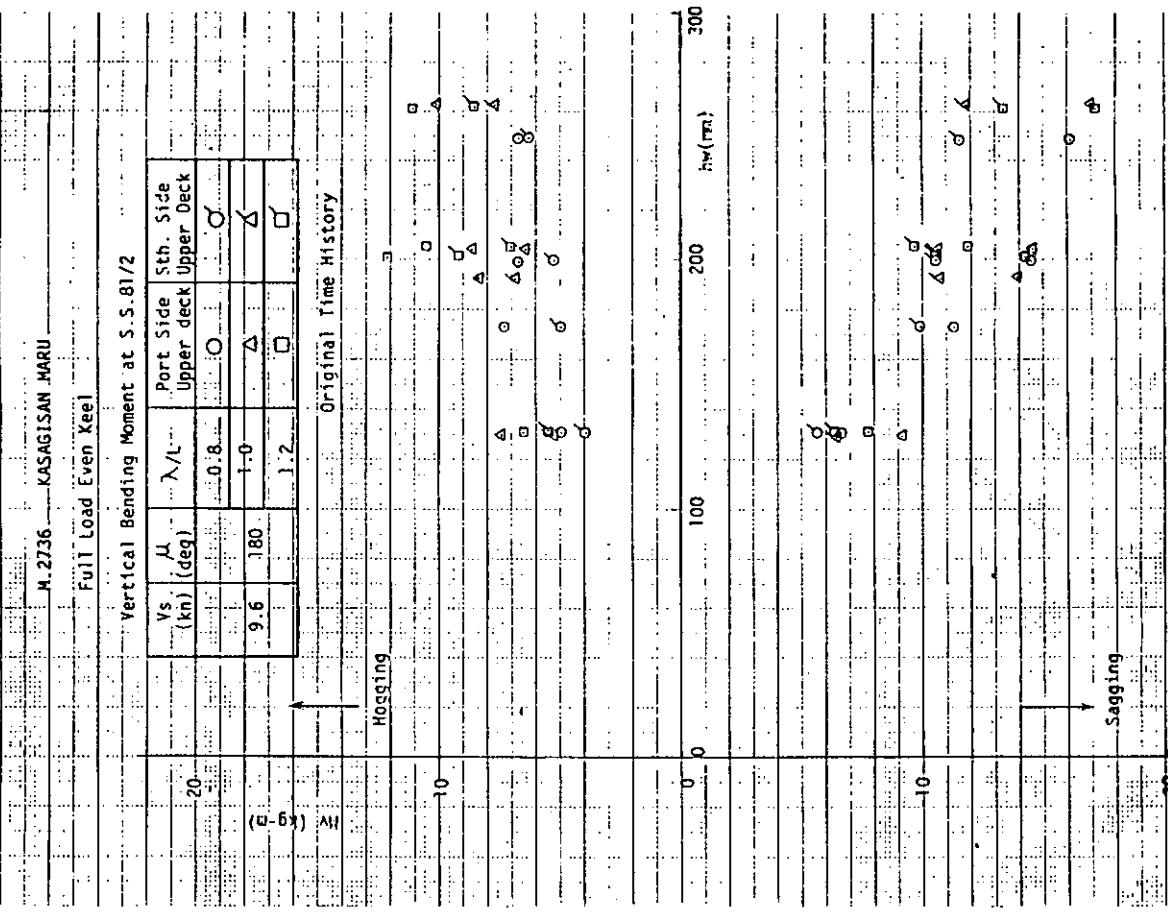


図 3.3.31 S. S. 8/2 の二ヶ所で計測された歪から求めた綫曲げモーメントの比較
(単位 : kgf·m, 模型スケール, 低周波成分, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km/h}$)

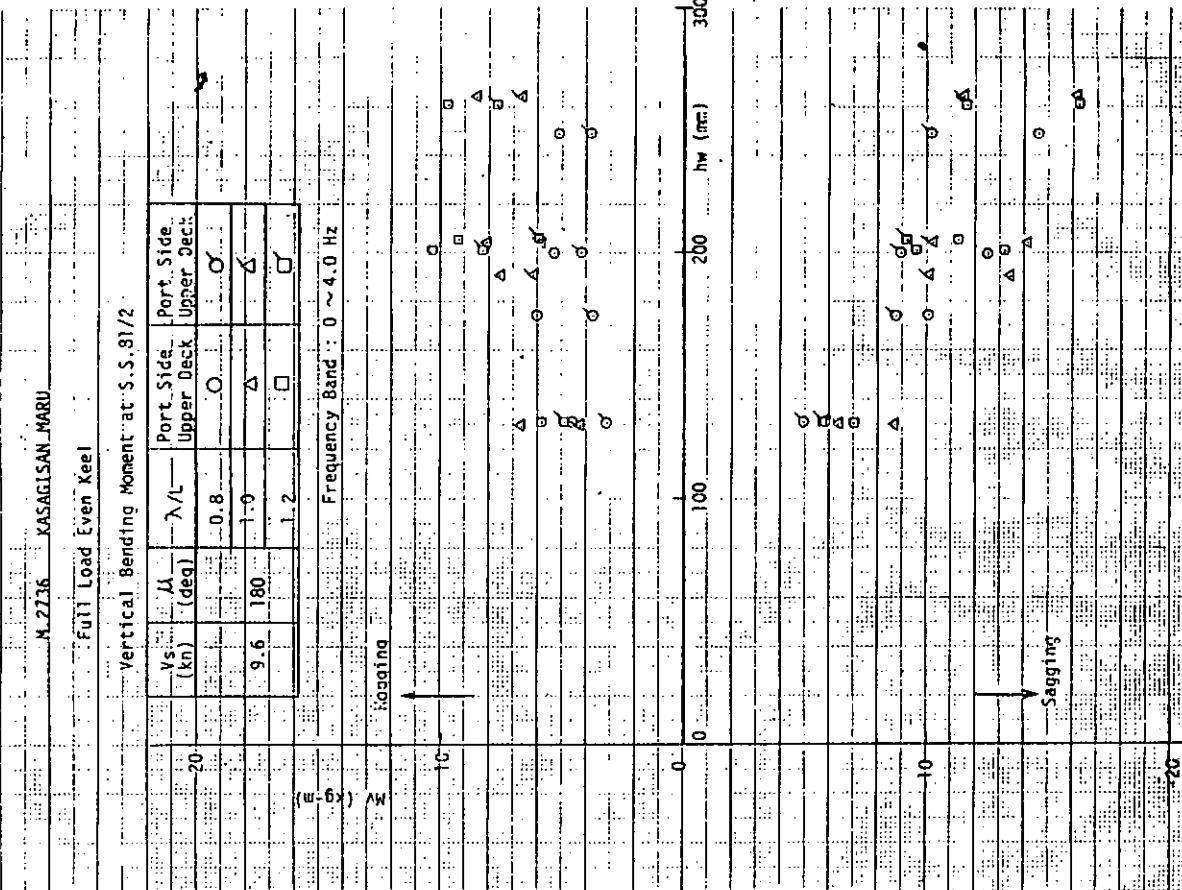


図 3.3.32 S. S. 8½の二ヶ所で計測された垂から求めた継曲げモーメントの比較
(単位 : kg f · m, 模型スケール, 低周波成分, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$)

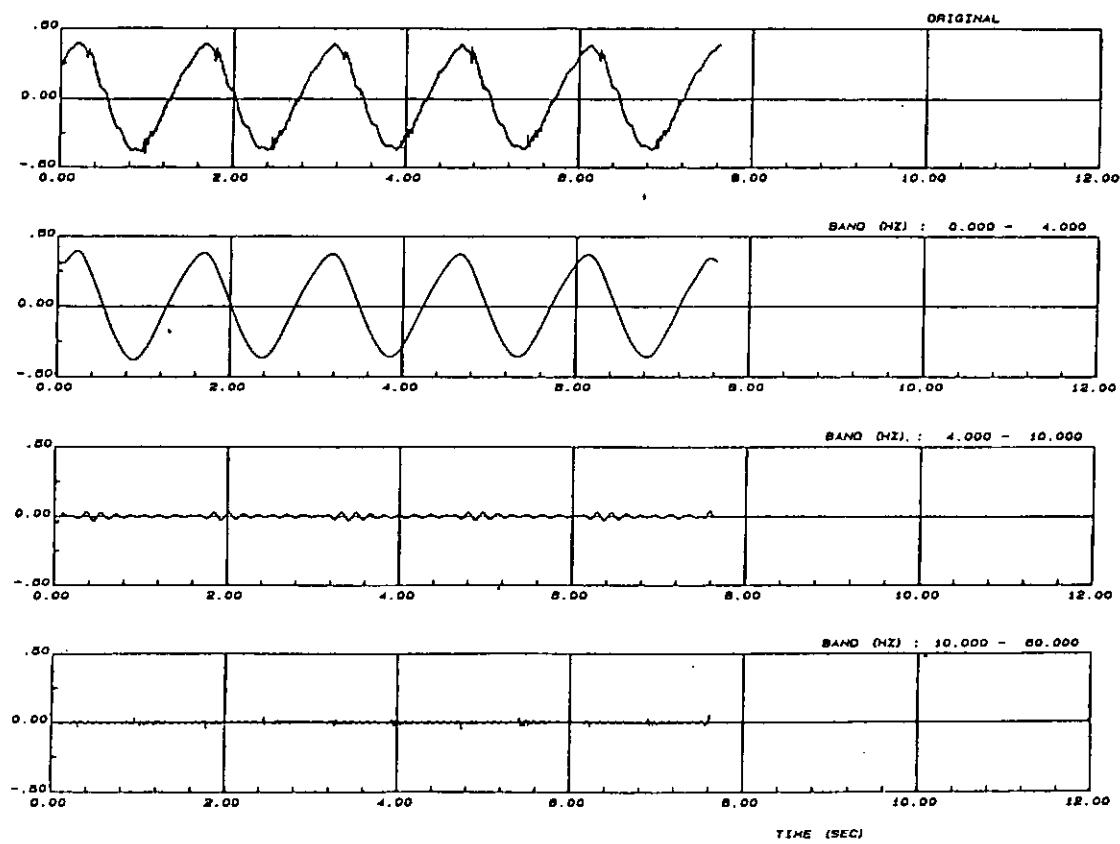


図 3.3.33 Exp. No. 28139 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12 \text{ m}$)
FP での上下加速度 (単位 : g)

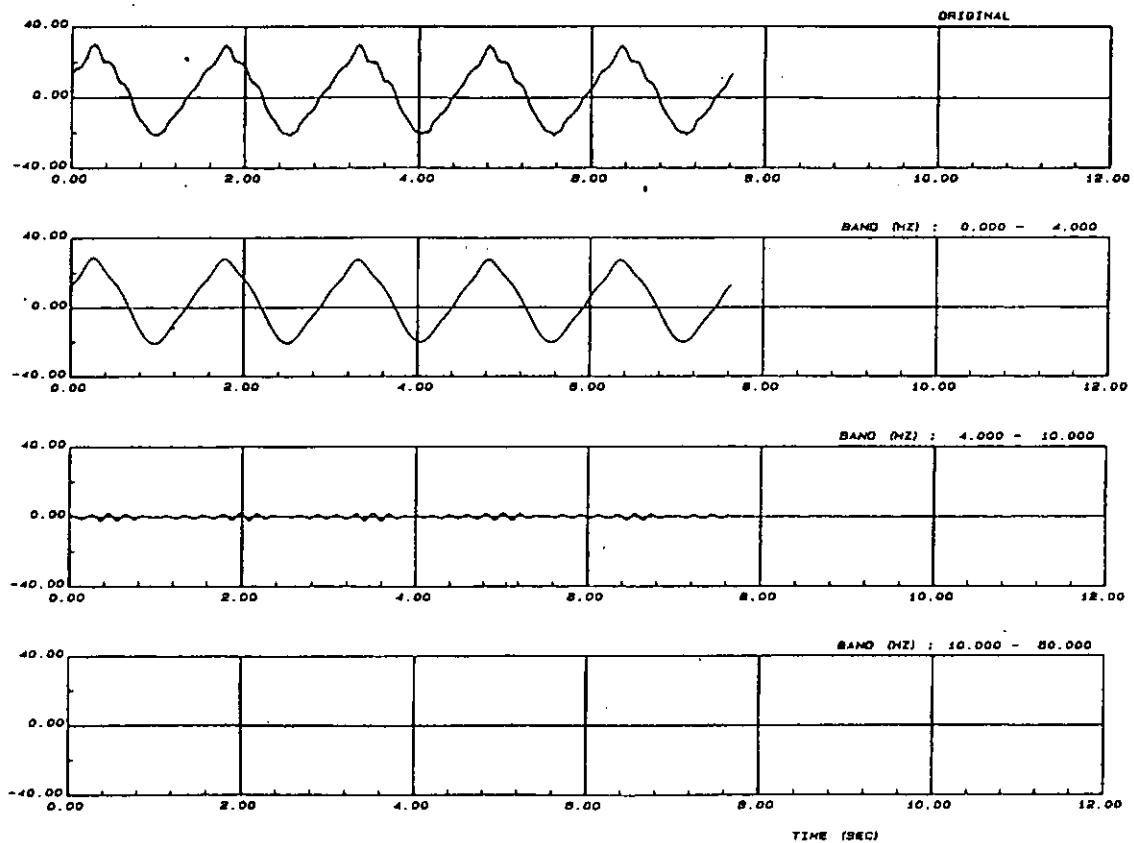


図 3.3.34 Exp. No. 28139 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12 \text{ m}$)
Midship での縦曲げモーメント (単位: kgf・m, 模型スケール)

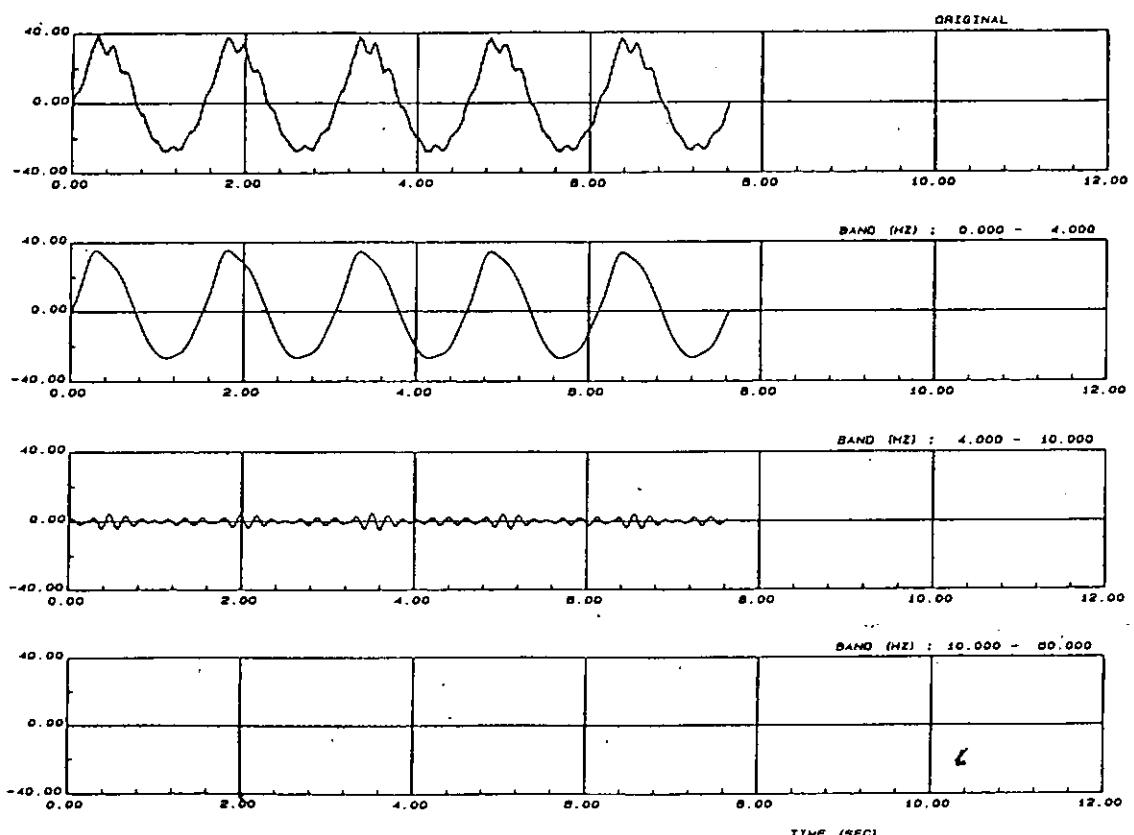


図 3.3.35 Exp. No. 28139 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12 \text{ m}$)
S.S. 7 1/2 での縦曲げモーメント (単位: kgf・m, 模型スケール)

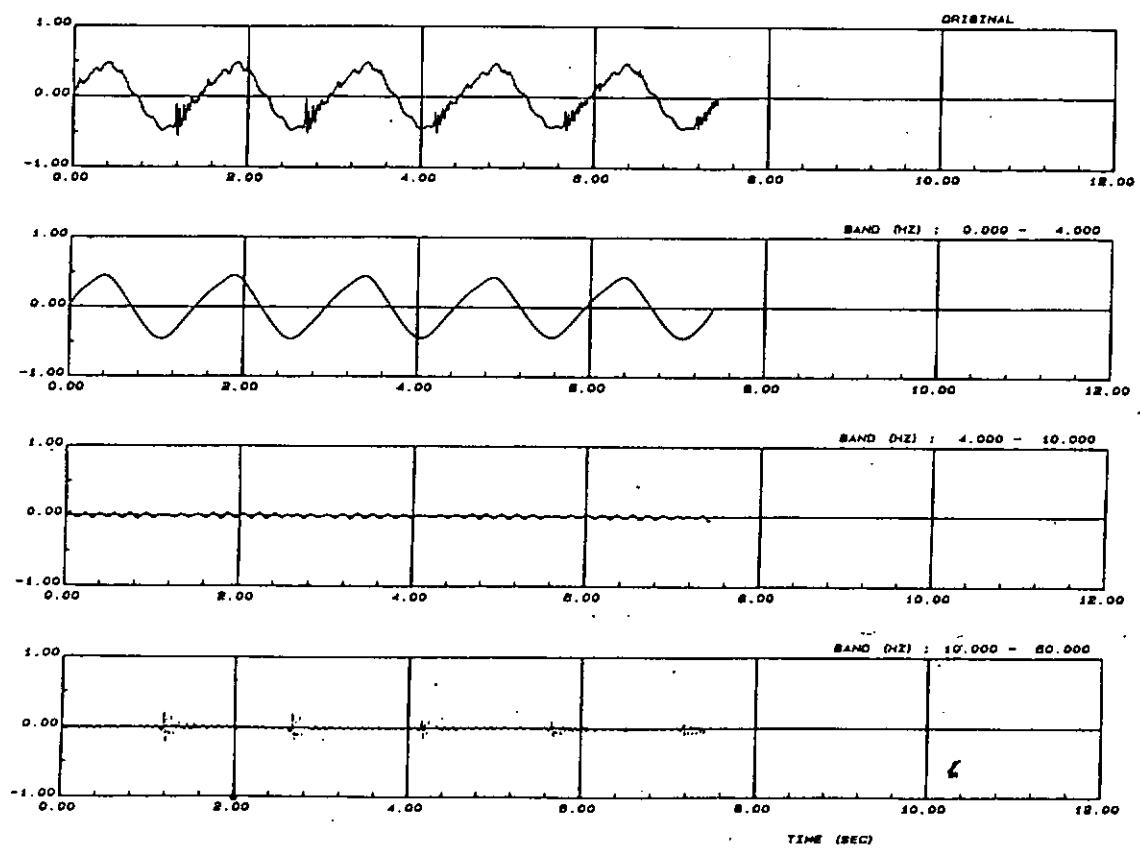


図 3.3.36 Exp. No. 28142 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)
FPでの上下加速度(単位: g)

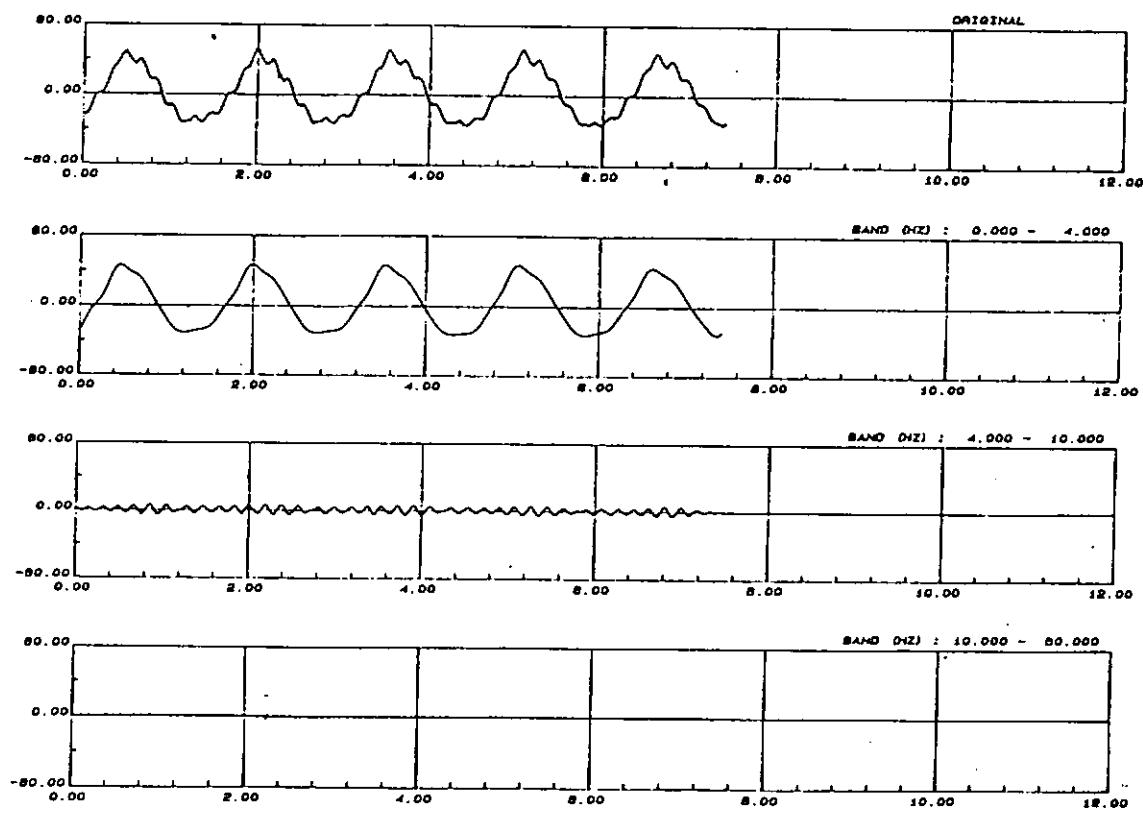


図 3.3.37 Exp. No. 28142 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)
Midship での縦曲げモーメント(単位: kgf·m, 模型スケール)

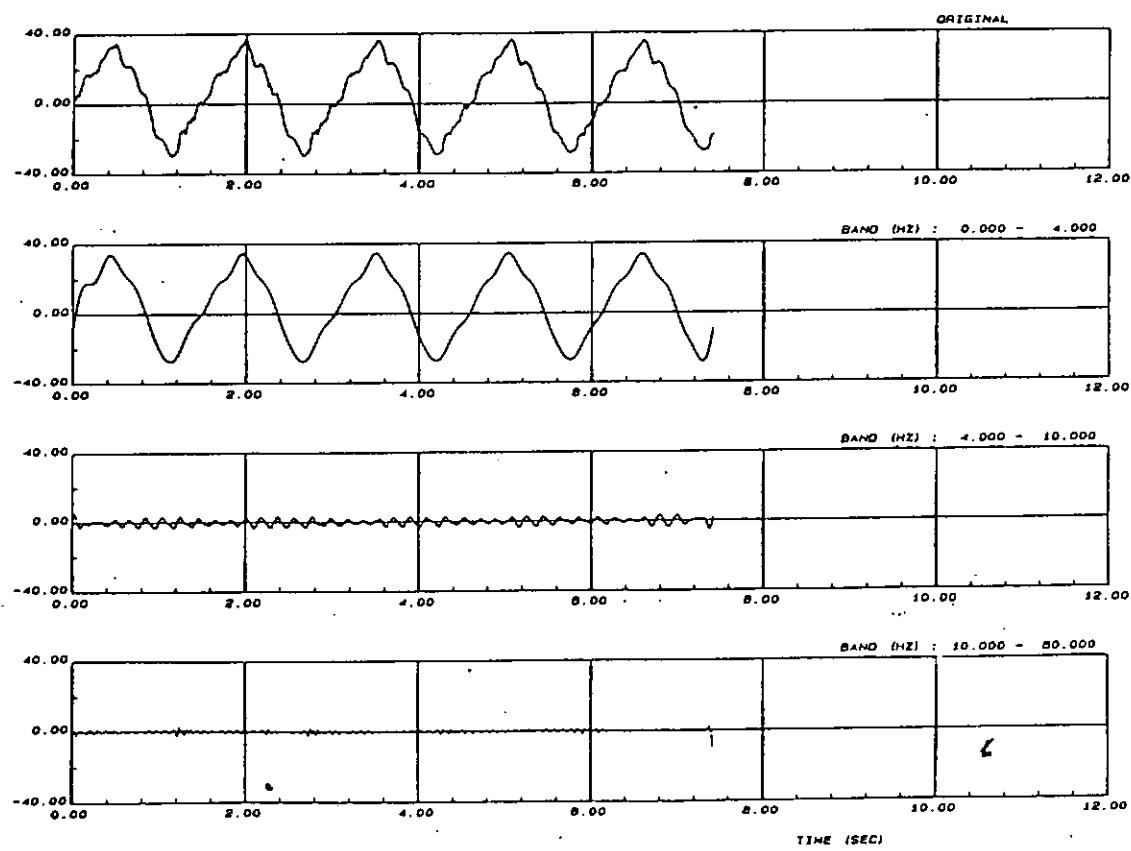


図 3.3.38 Exp. No. 28142 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)
S. S. $7\frac{1}{2}$ での縦曲げモーメント (単位: $\text{kgf} \cdot \text{m}$, 模型スケール)

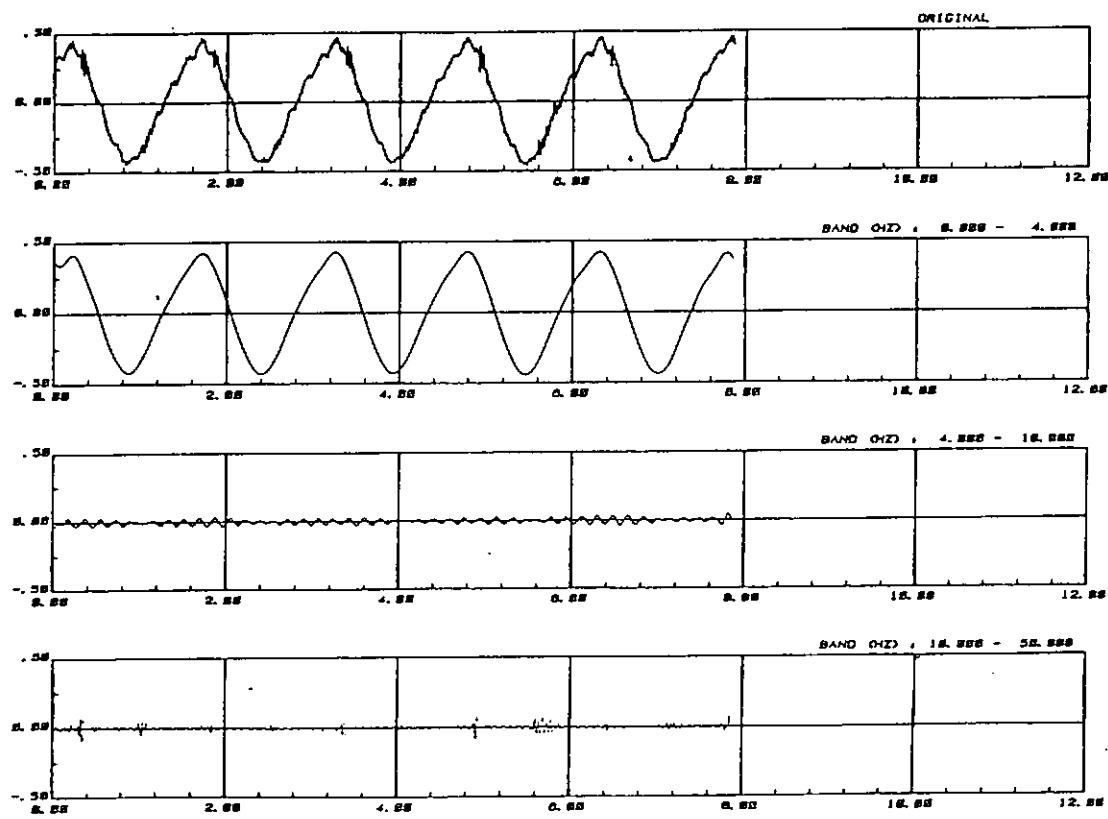


図 3.3.39 Exp. No. 28152 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)
FP での上下加速度 (単位: g)

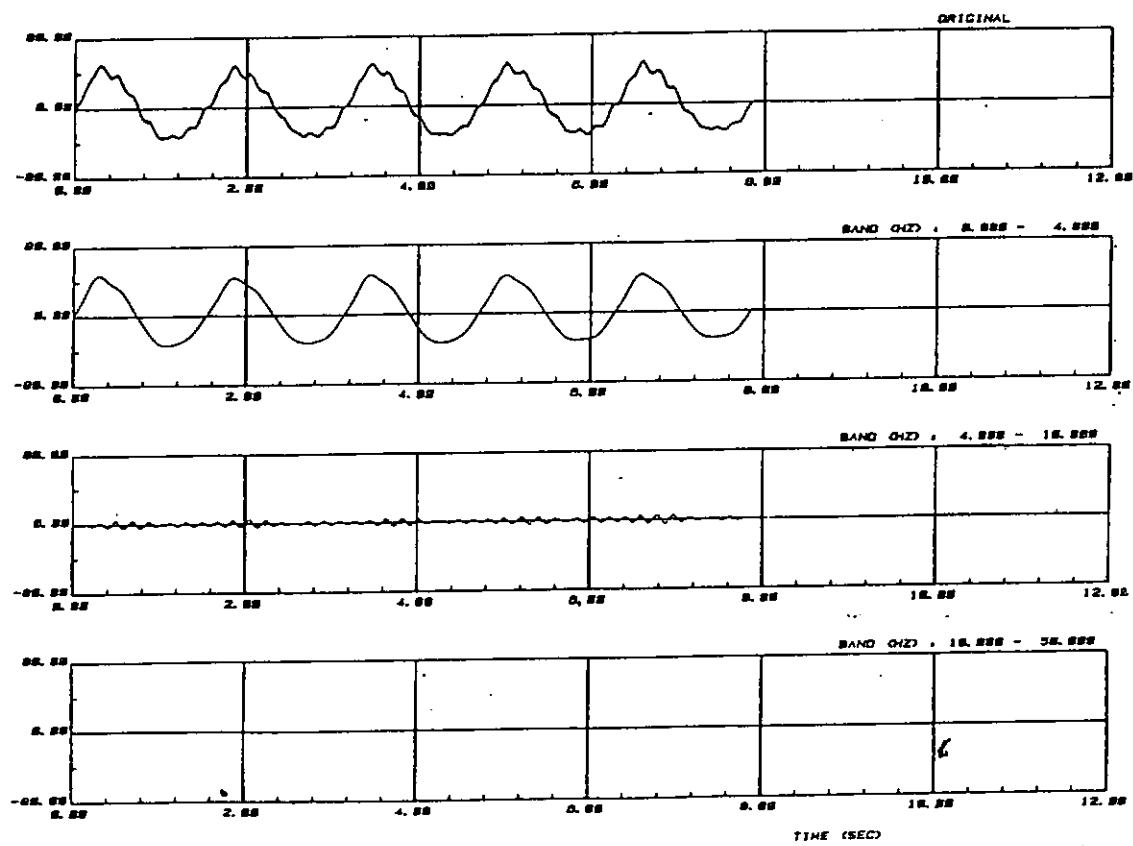


図 3.3.40 Exp. No. 28152 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)
Midship での縦曲げモーメント (単位 : kg·m, 模型スケール)

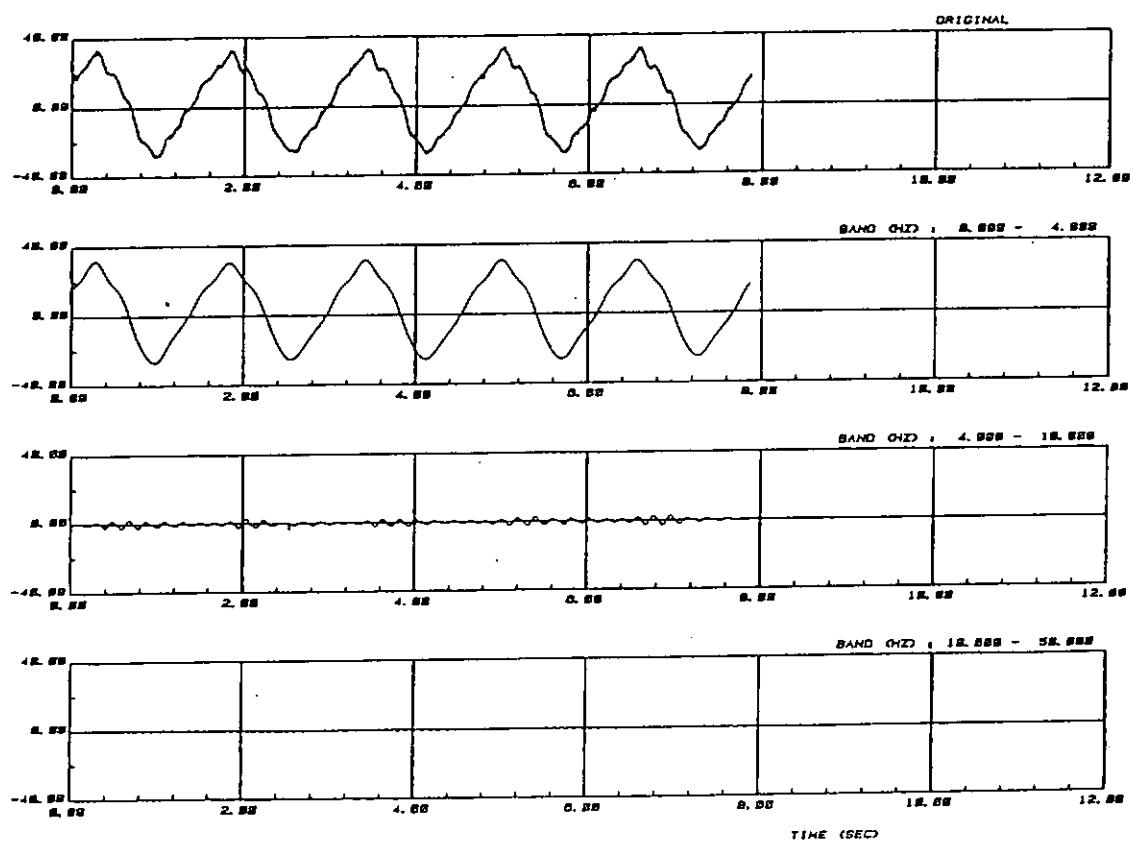


図 3.3.41 Exp. No. 28152 (Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 202.5^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)
S. S. 7 1/2 での縦曲げモーメント (単位 : kgf·m, 模型スケール)

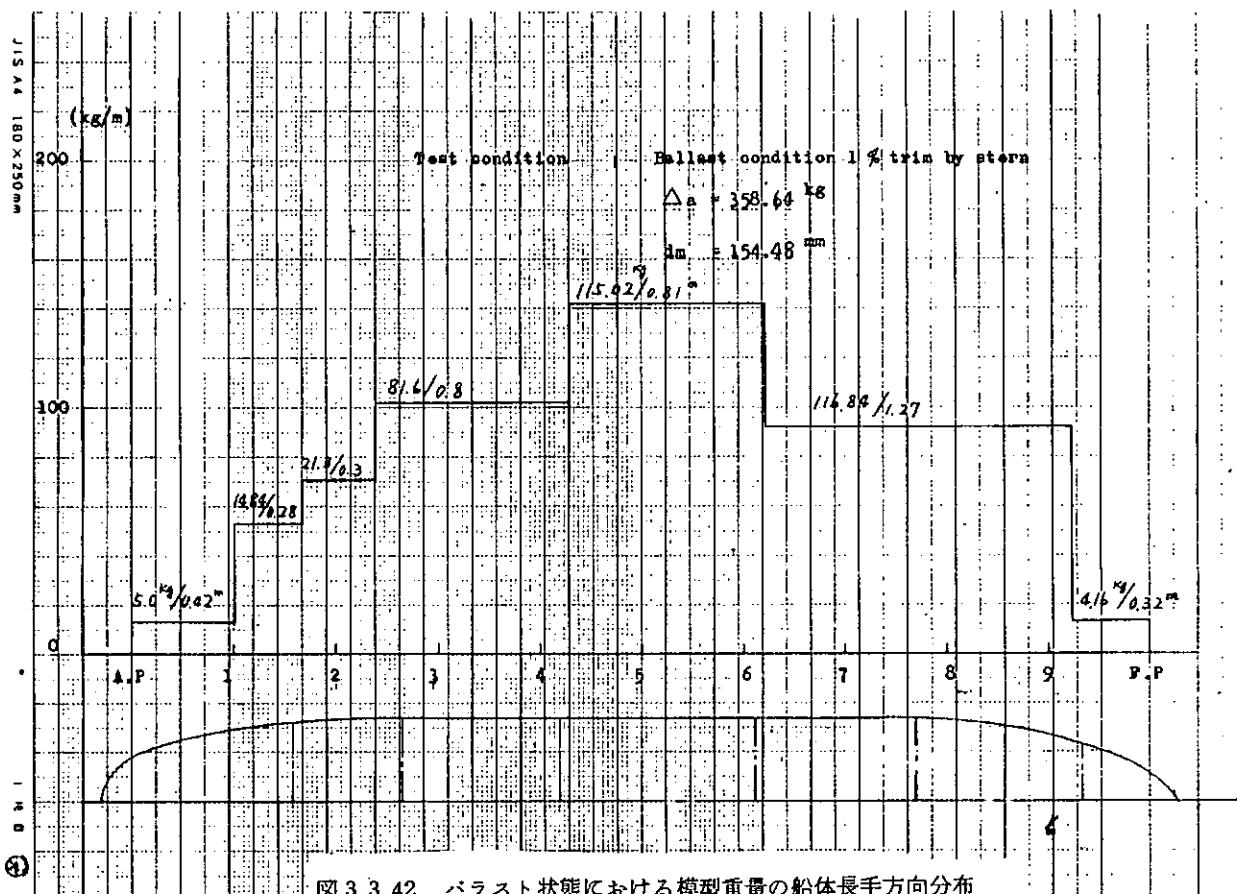


図 3.3.42 バラスト状態における模型重量の船体長手方向分布

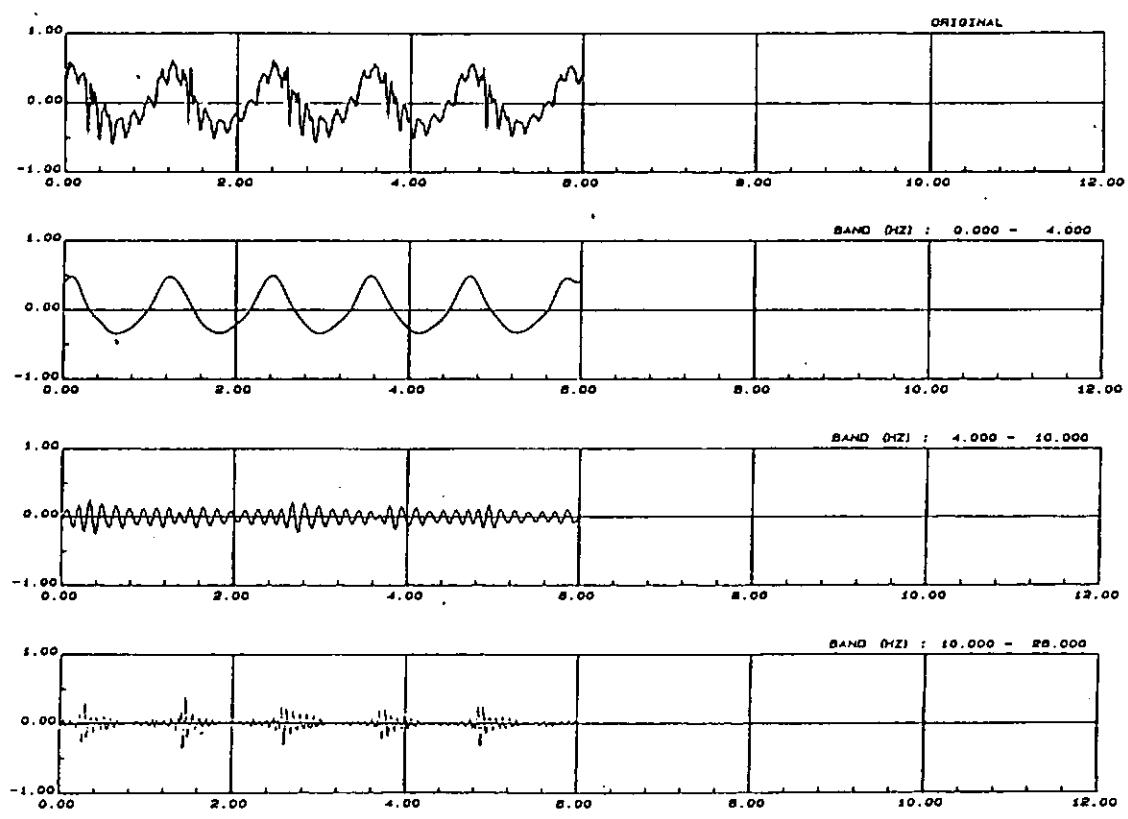


図 3.3.43 Exp. No. 28185 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 0.8$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.5 \text{ m}$)
FPでの上下加速度(単位: g)

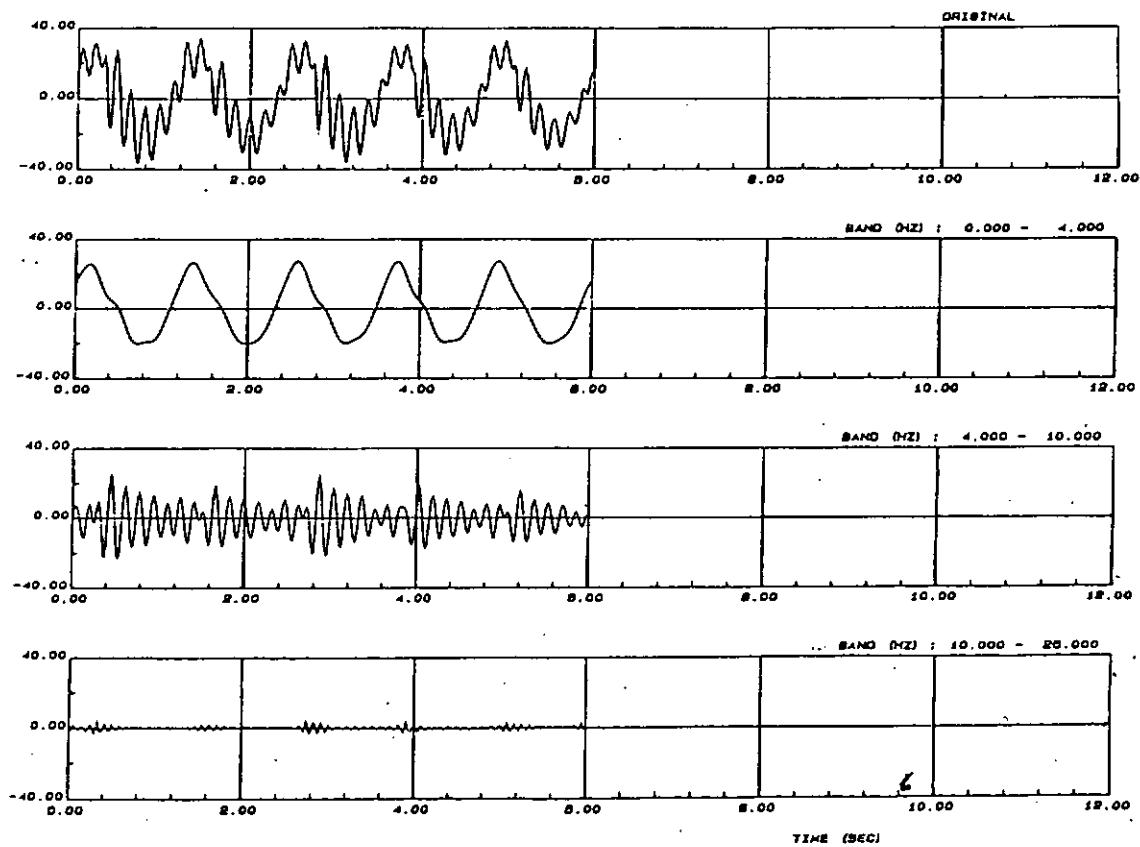


図 3.3.44 Exp. No. 28185 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 0.8$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.5 \text{ m}$)
Midship での縦曲げモーメント (単位: kgf・m, 模型スケール)

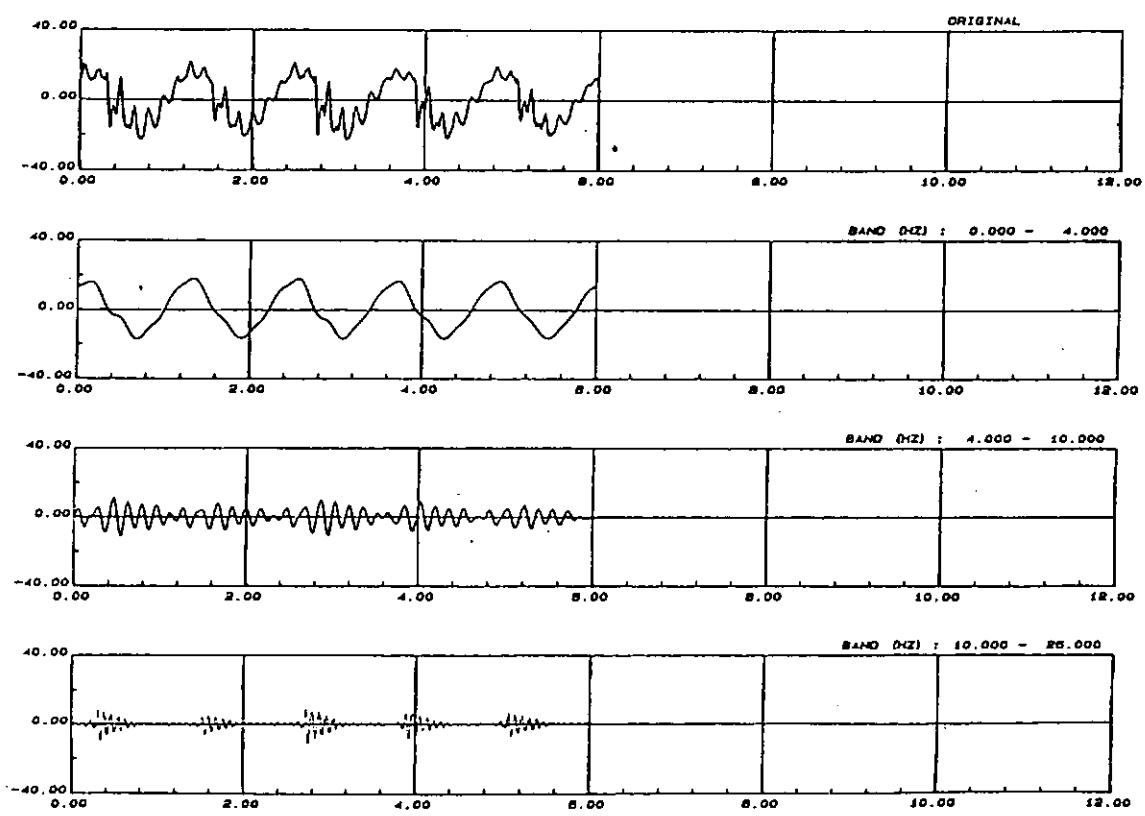


図 3.3.45 Exp. No. 28185 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 0.8$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.5 \text{ m}$)
S. S. 7 1/2 での縦曲げモーメント (単位: kgf・m, 模型スケール)

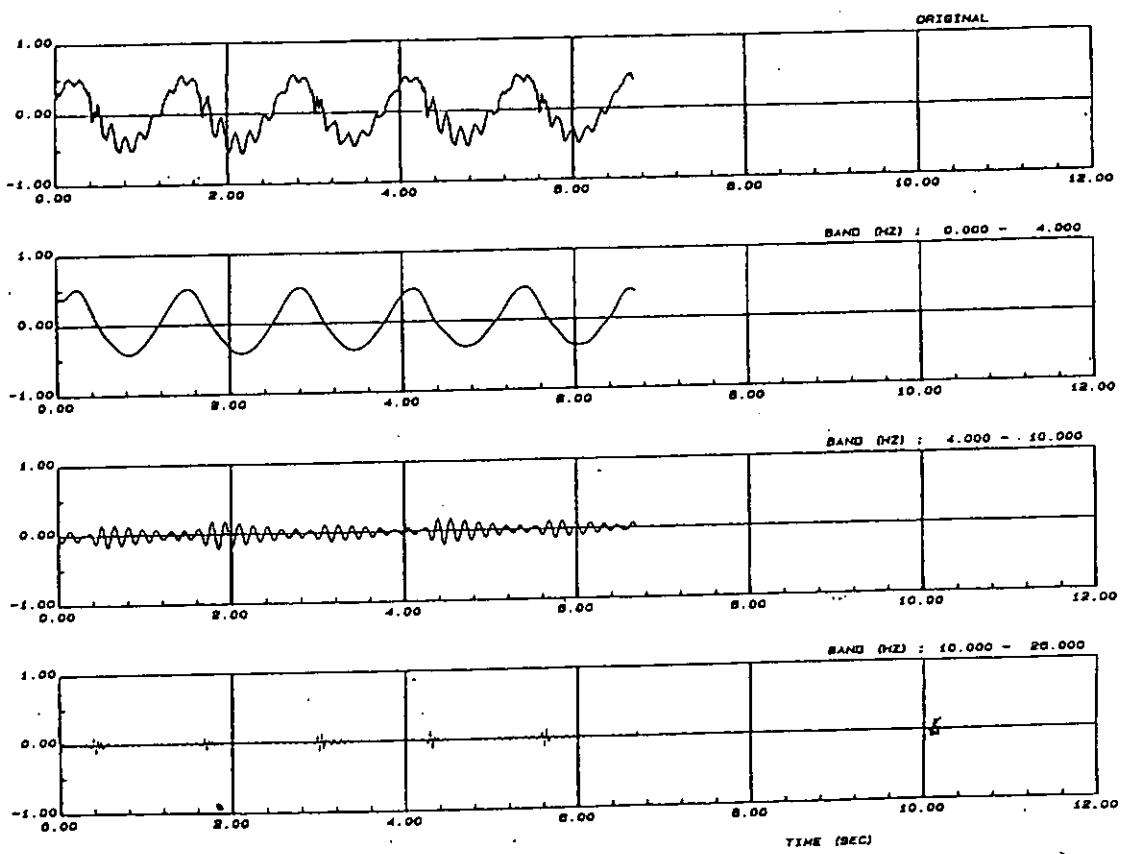


図 3.3.46 Exp. No. 28184 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.3 \text{ m}$)
FP での上下加速度 (単位: g)

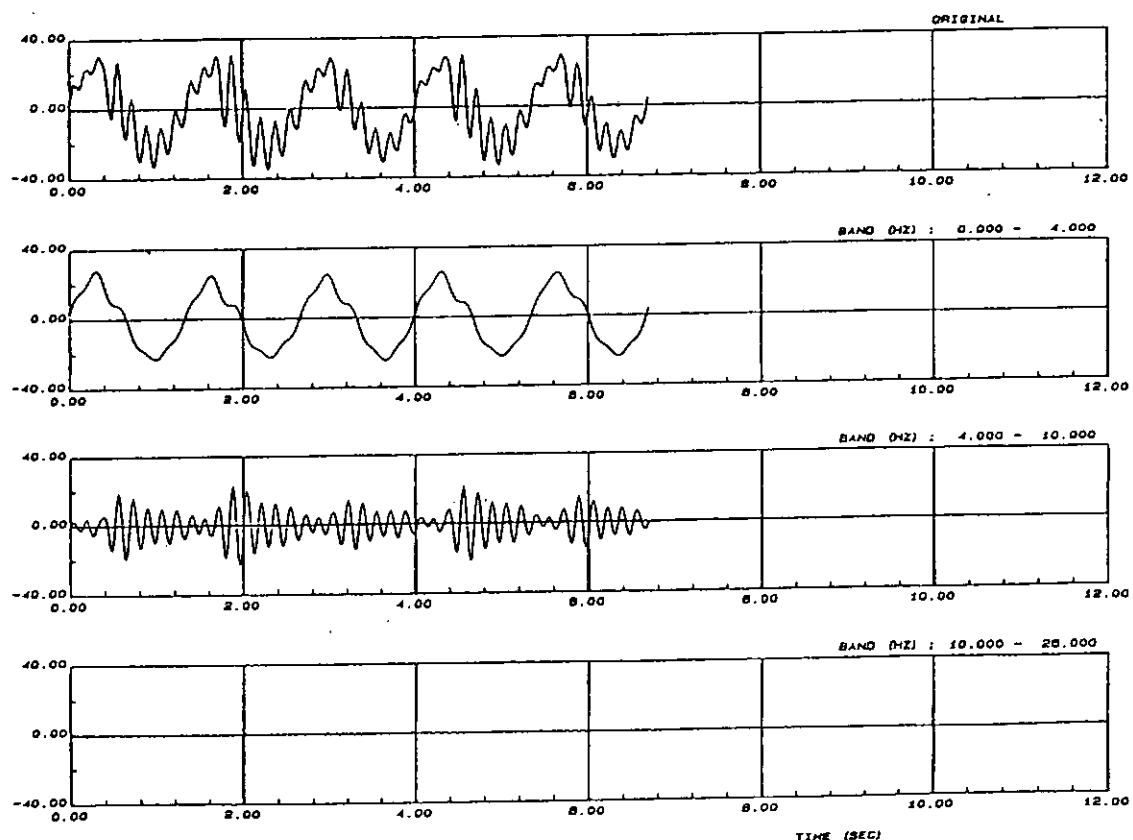


図 3.3.47 Exp. No. 28184 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.3 \text{ m}$)
Midship での縦曲げモーメント (単位: $\text{kg f} \cdot \text{m}$, 模型スケール)

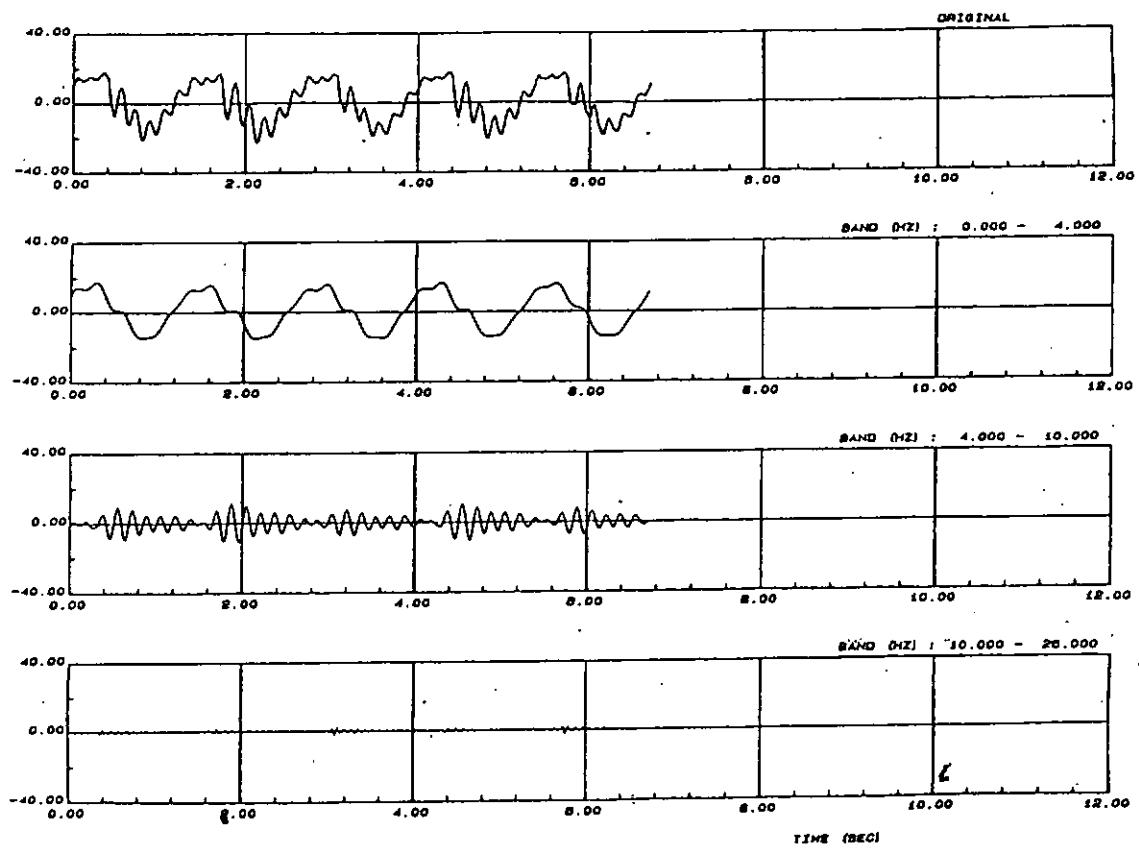


図 3.3.48 Exp. No. 28184 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.3 \text{ m}$)
S. S. 7½での縦曲げモーメント (単位: kgf・m, 模型スケール)

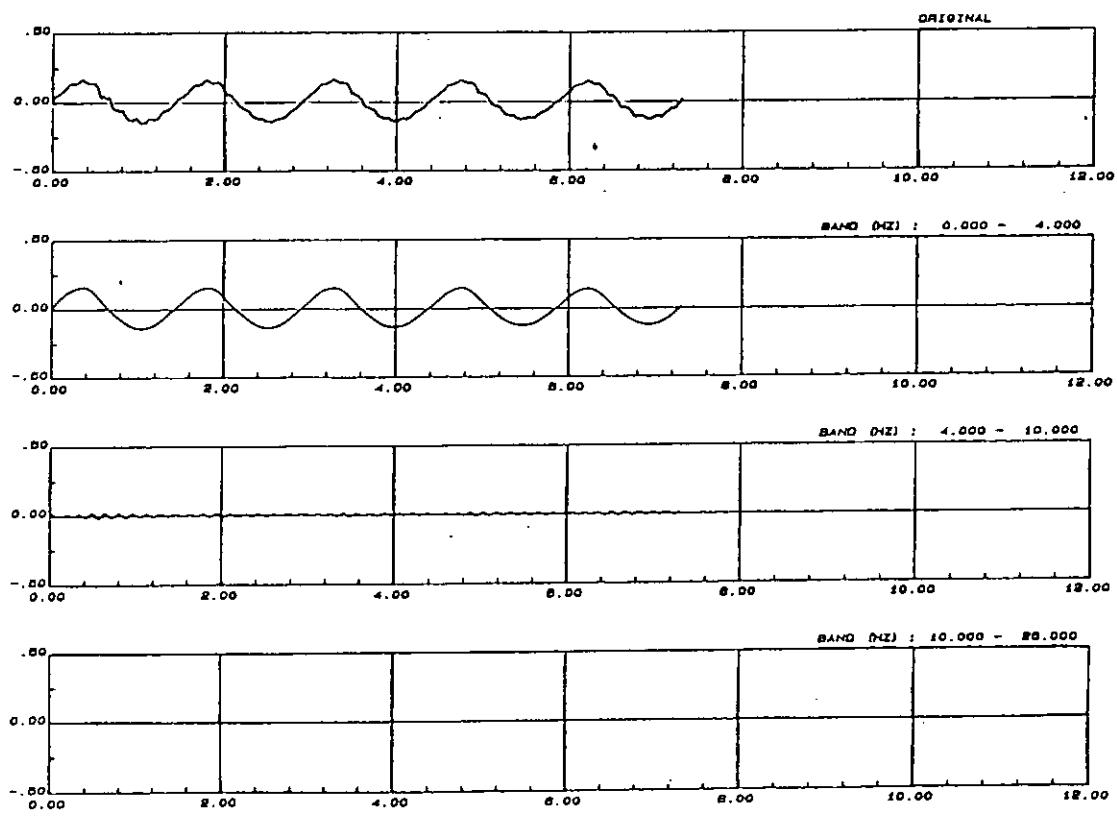


図 3.3.49 Exp. No. 28183 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12.1 \text{ m}$)
FPでの上下加速度 (単位: g)

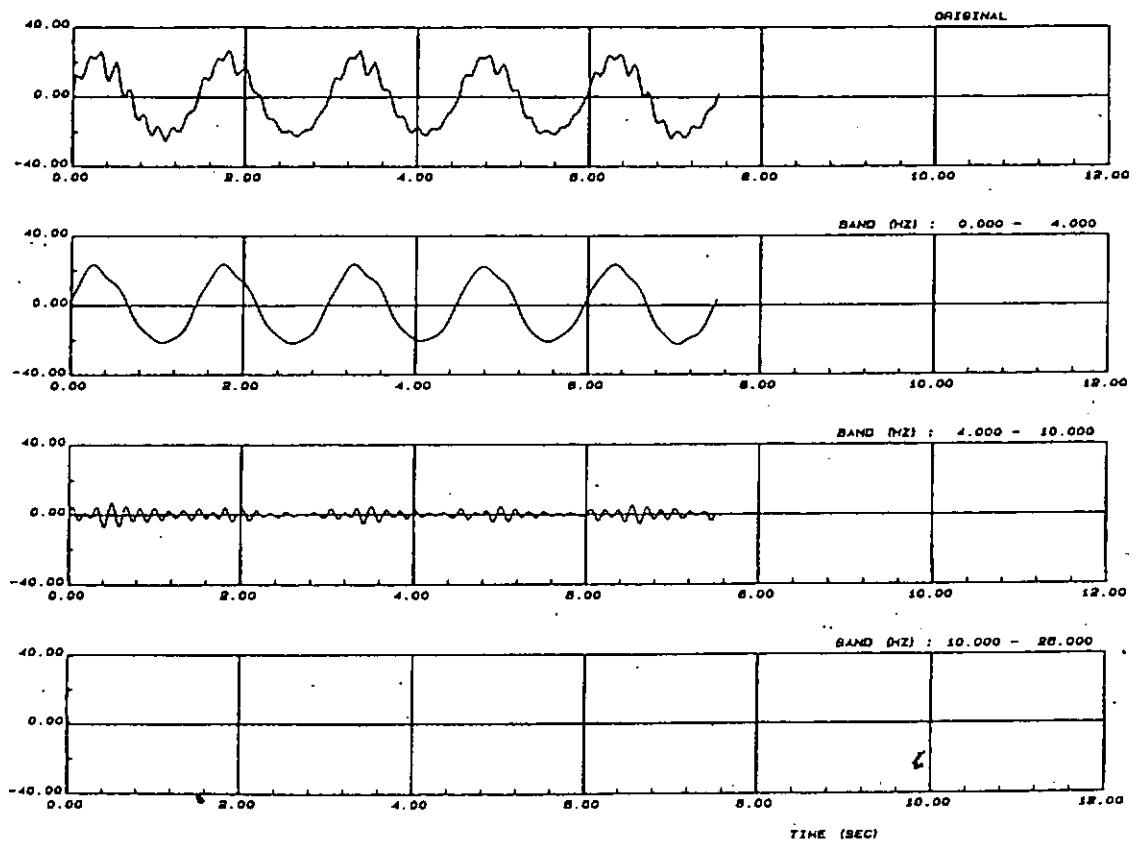


図 3.3.50 Exp. No. 28183 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12.1 \text{ m}$)
Midship での縦曲げモーメント (単位: kgf·m, 模型スケール)

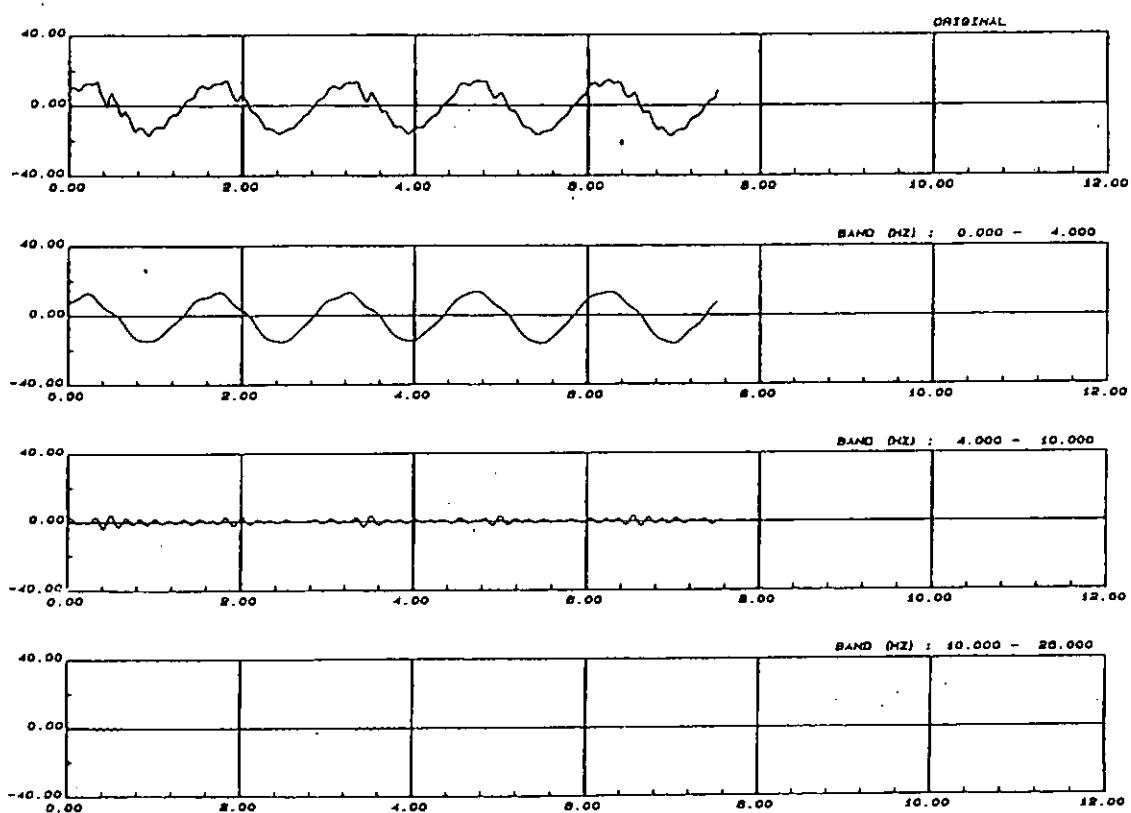


図 3.3.51 Exp. No. 28183 (Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12.1 \text{ m}$)
S.S. 7 1/2 での縦曲げモーメント (単位: kgf·m, 模型スケール)

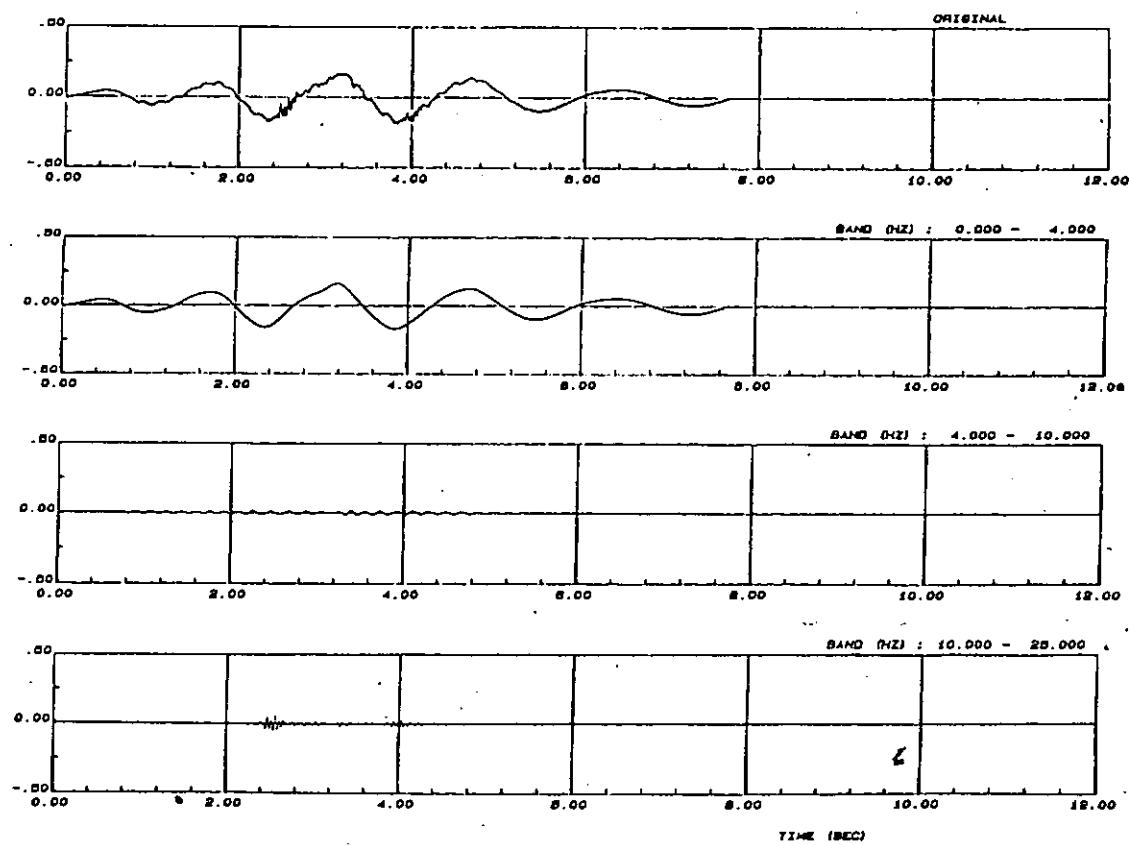


図 3.3.52 Exp. No. 28148 (Full load, $T_v = 11.5$ sec, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6$ kn, $H_v = 12$ m)
FP での上下加速度 (単位: g)

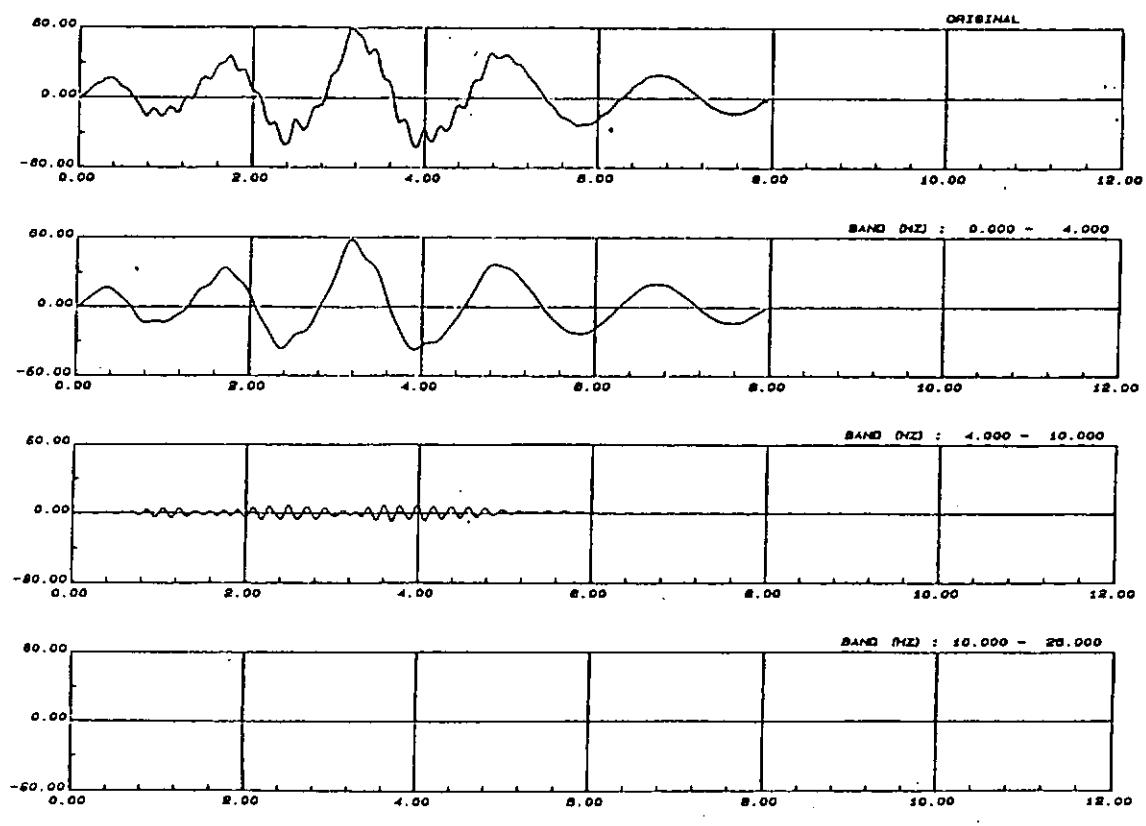


図 3.3.53 Exp. No. 28148 (Full load, $T_v = 11.5$ sec, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6$ kn, $H_v = 12$ m)
Midship での縦曲げモーメント (単位: kgf·m, 模型スケール)

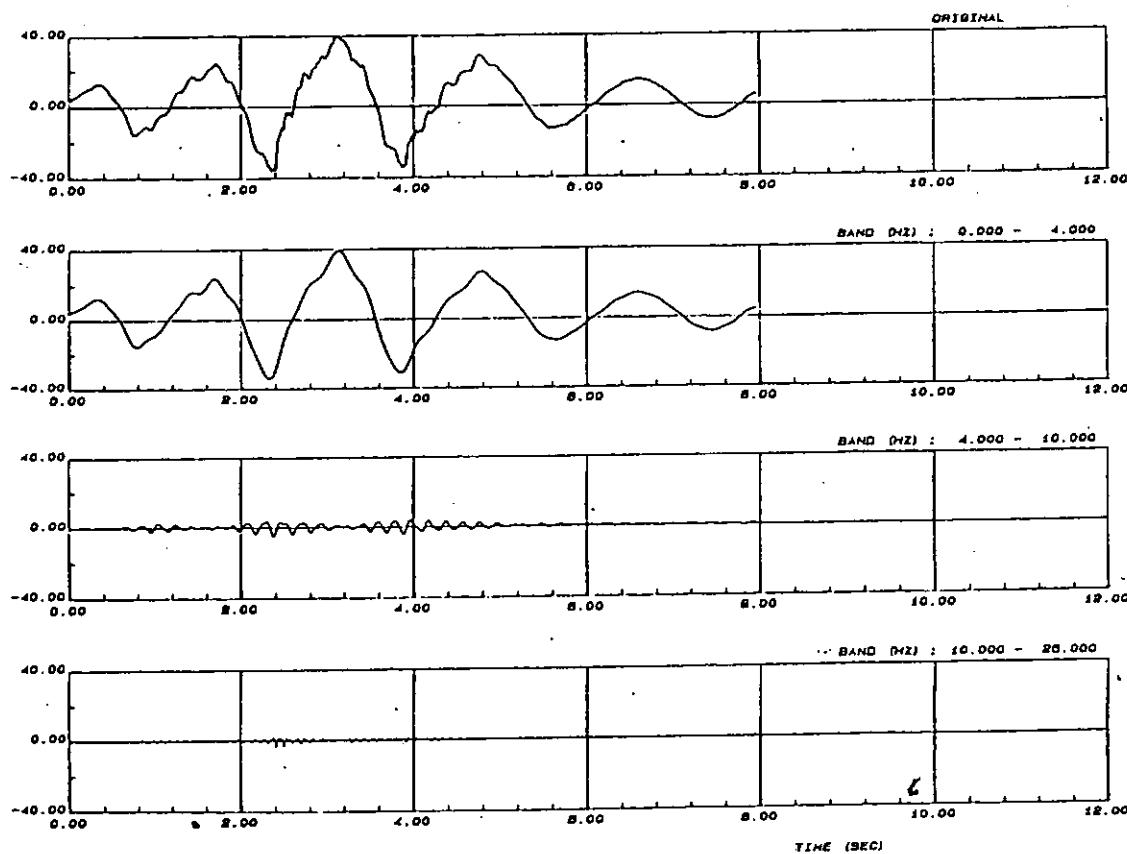


図 3.3.54 Exp. No. 28148 (Full load, $T_v = 11.5$ sec, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6$ kn, $H_w = 12$ m)
S. S. 7½での縦曲げモーメント (単位 : kgf・m, 模型スケール)

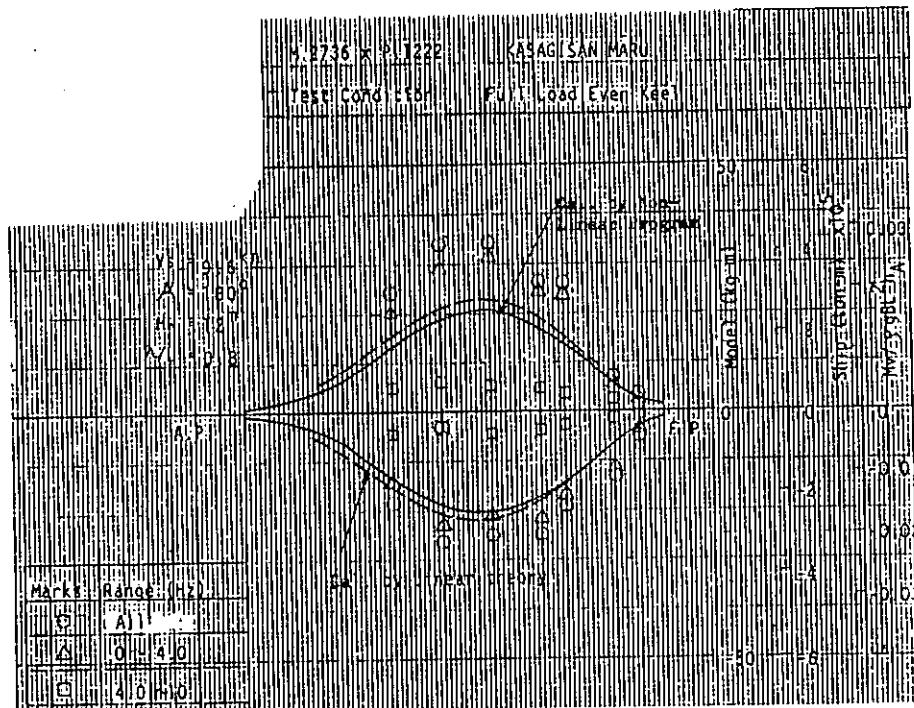


図 3.3.55 縦曲げモーメントのピーク値の船体長手方向分布の実験値と計算値の比較
(Full load, $\lambda/L_{pp} = 0.8$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6$ kn, $H_w = 12$ m)

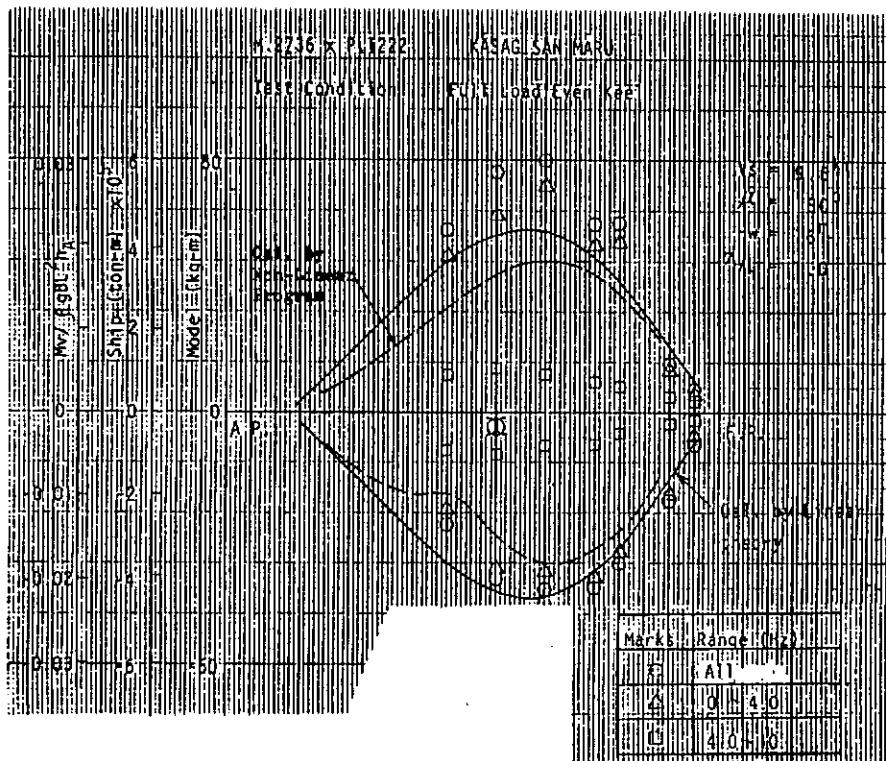


図 3.3.56 縦曲げモーメントのピーク値の船体長手方向分布の実験値と計算値の比較
(Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)

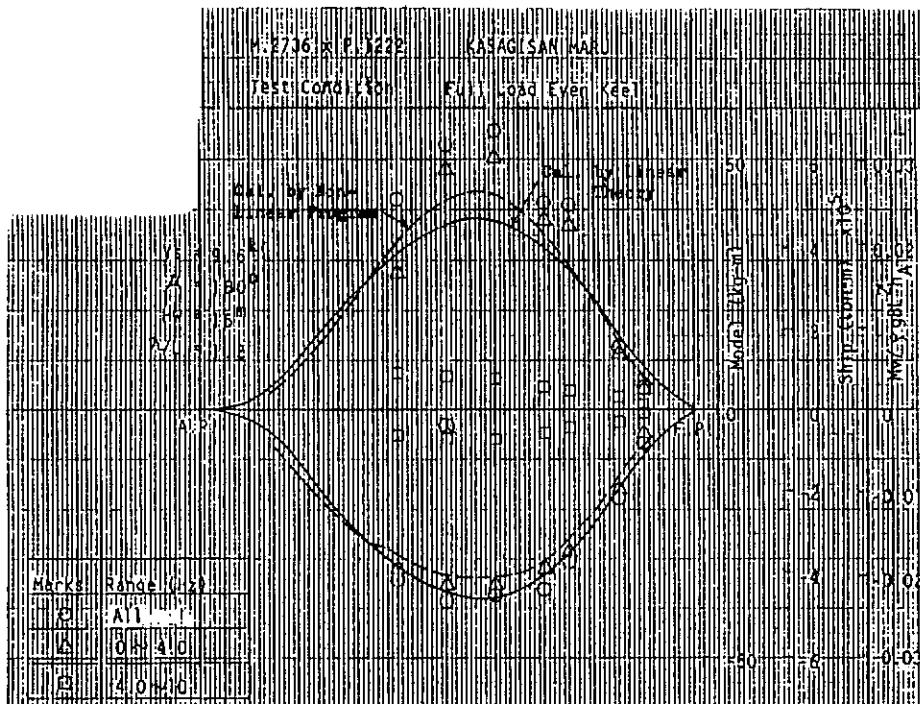


図 3.3.57 縦曲げモーメントのピーク値の船体長手方向分布の実験値と計算値の比較
(Full load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 16 \text{ m}$)

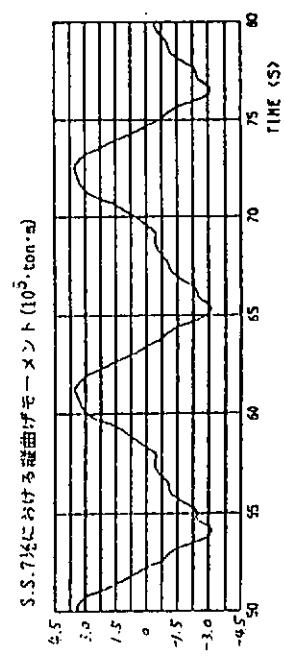
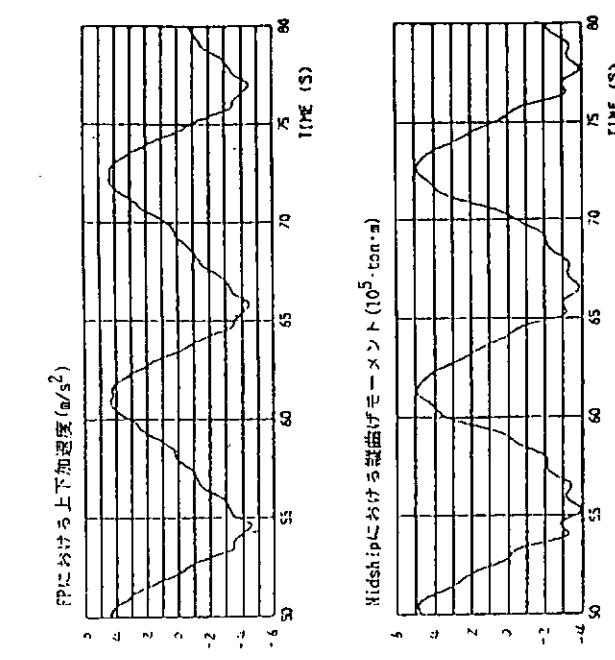


図 3.3.58

FPでの上下加速度、Midship と S.S. 7½での縦曲げモーメントの計算結果
(Full load, $\lambda/L_{pp}=1.2$, $\chi=180^\circ$, $V_s=9.6 \text{ km}$, $H_w=16 \text{ m}$)

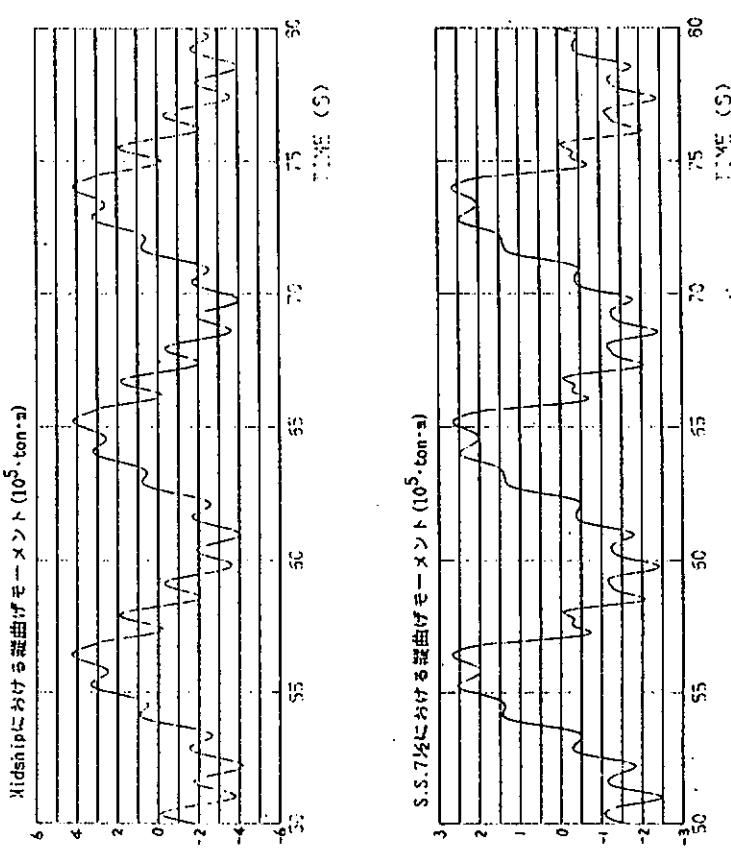
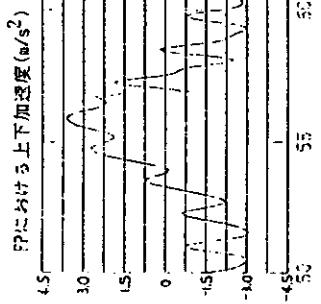


図 3.3.59
FPでの上下加速度、Midship と S.S. 7¾での縦曲げモーメントの計算結果
(Ballast load, $\lambda/L_{pp}=0.8$, $\chi=180^\circ$, $V_s=9.6 \text{ km}$, $H_w=11.5 \text{ m}$)

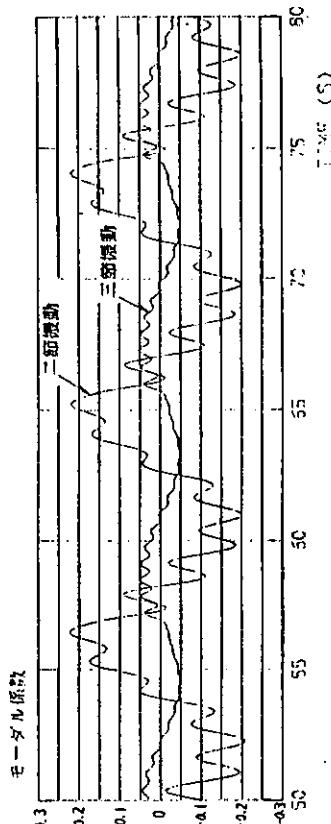
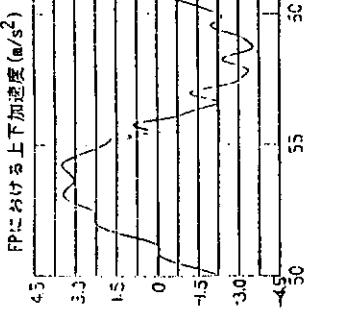
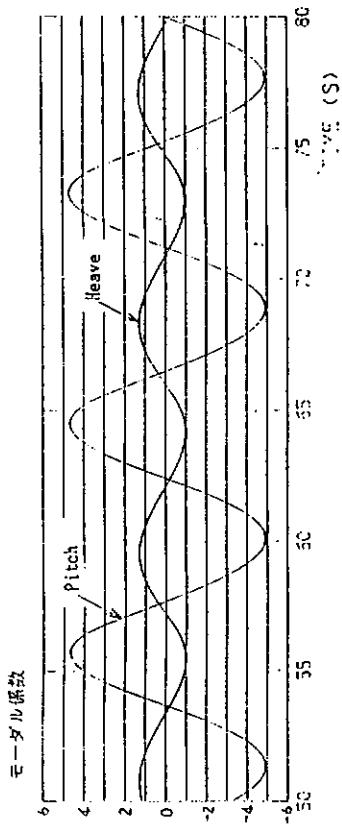


図 3.3.60 船首部での相対水位変動と二節三節振動のモーダル係数の計算結果

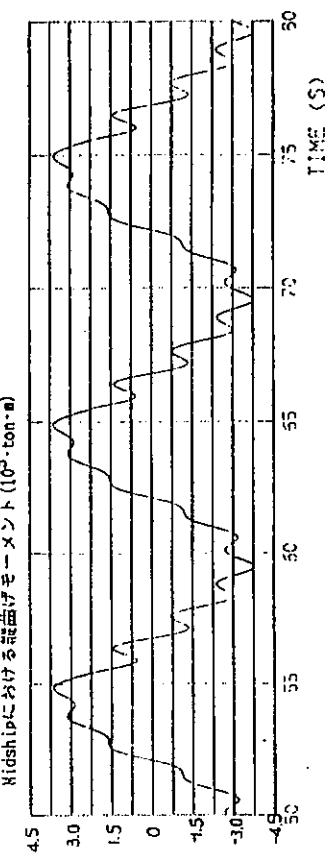


図 3.3.61 FPにおける船首部モーメント ($10^5 \cdot \text{ton} \cdot \text{m}$)

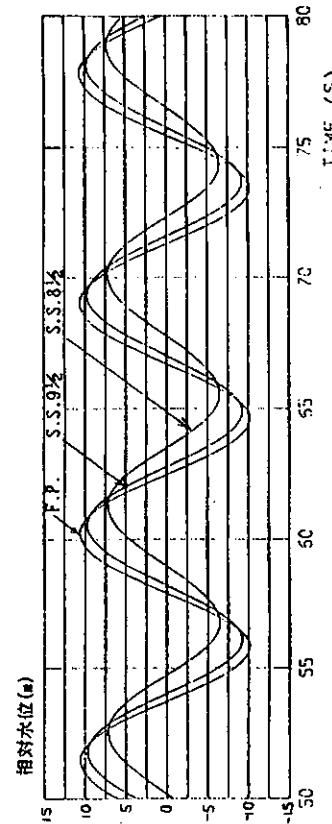


図 3.3.62 S.S. 7/4における船首部モーメント ($10^5 \cdot \text{ton} \cdot \text{m}$)

図 3.3.60 船首部での相対水位変動と二節三節振動のモーダル係数の計算結果
(Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 0.8$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.5 \text{ m}$)

図 3.3.61 FPでの上下加速度, Midship と S. S. 7/4での縦曲げモーメントの計算結果
(Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.3 \text{ m}$)

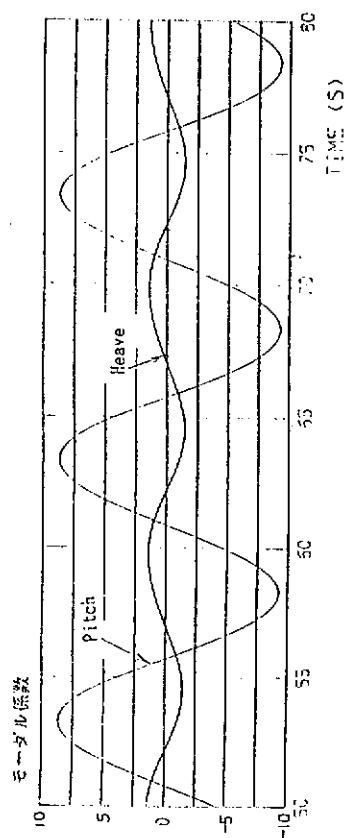


図 3.3.62 船首部での相対水位変動と二節三節振動のモーダル係数の計算結果

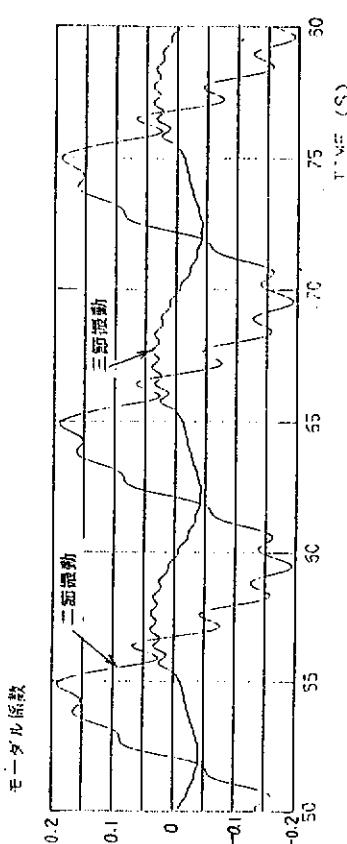


図 3.3.63 船首部での相対水位変動と二節三節振動のモーダル係数の計算結果
(Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.3 \text{ m}$)

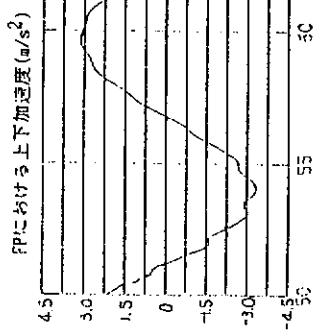


図 3.3.64 PP における縦曲げモーメント ($10^5 \cdot \text{ton} \cdot \text{s}$)

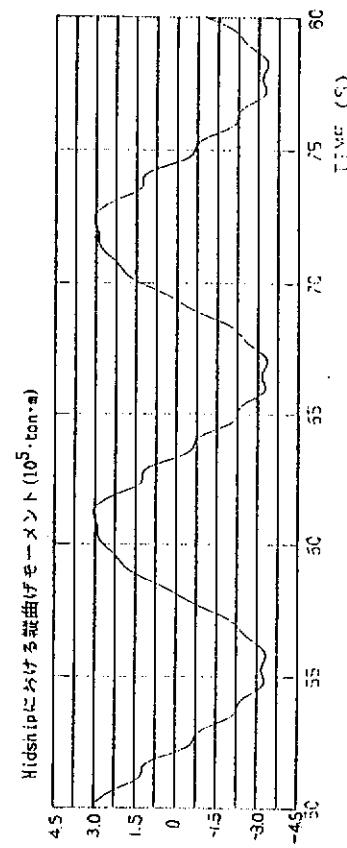


図 3.3.65 S.S. 7/8における縦曲げモーメント ($10^5 \cdot \text{ton} \cdot \text{s}$)

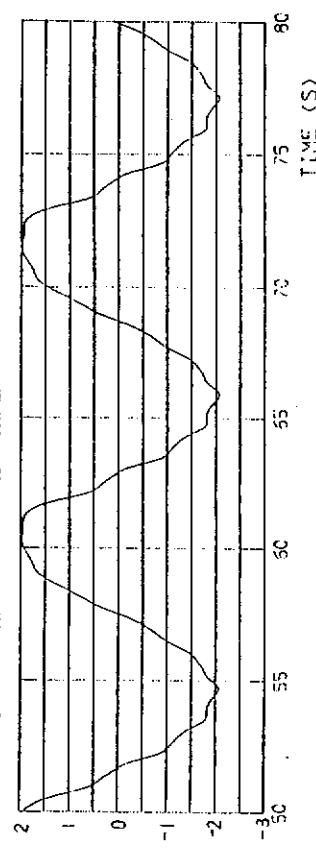


図 3.3.66 FP での上下加速度, Midship と S.S. 7/8 での縦曲げモーメントの計算結果
(Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12.1 \text{ m}$)

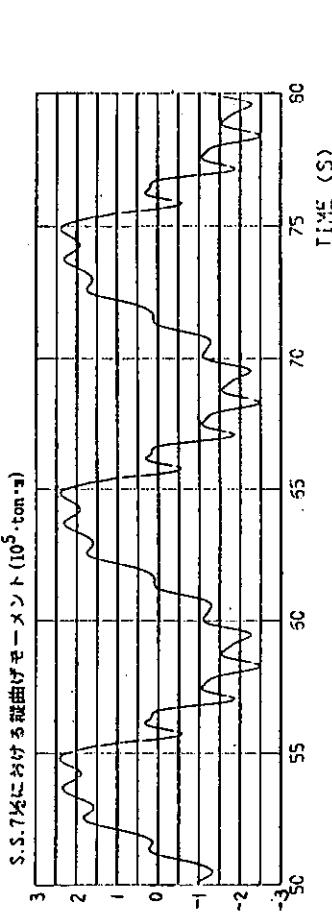
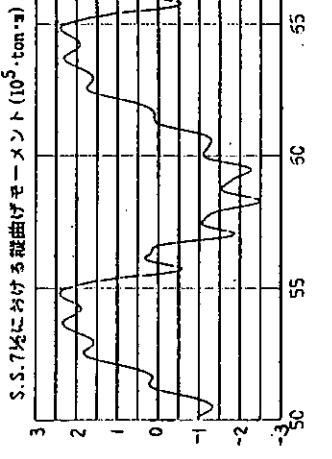
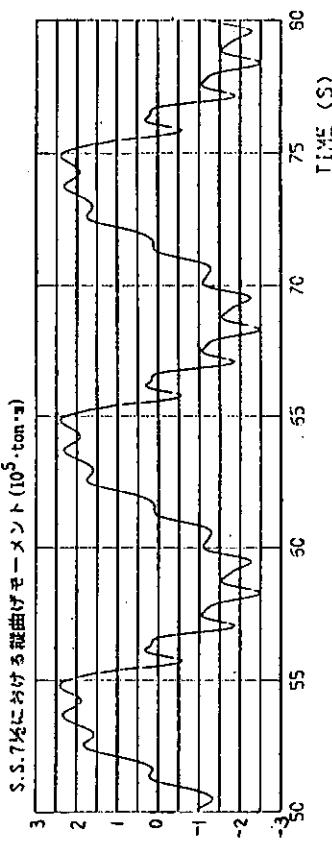
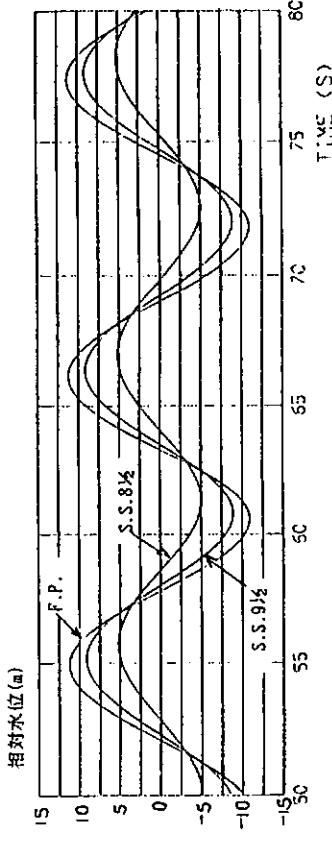
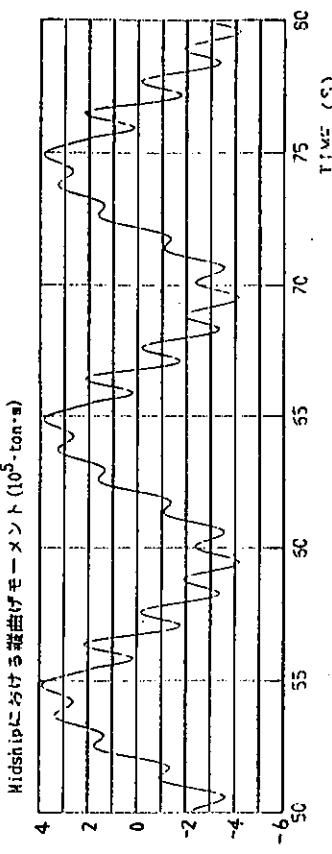
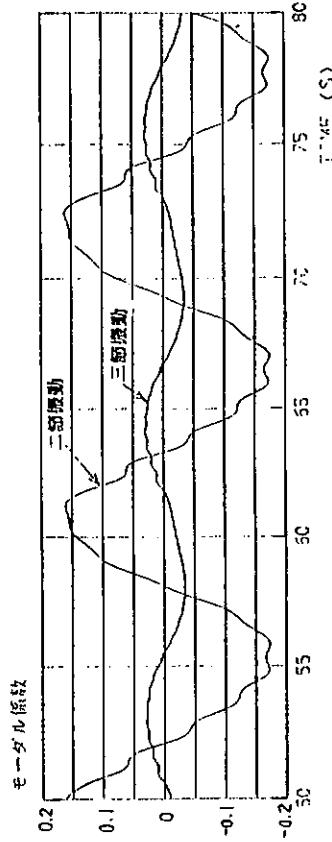
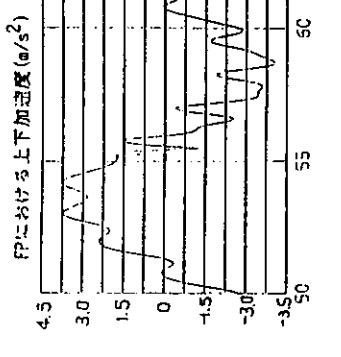
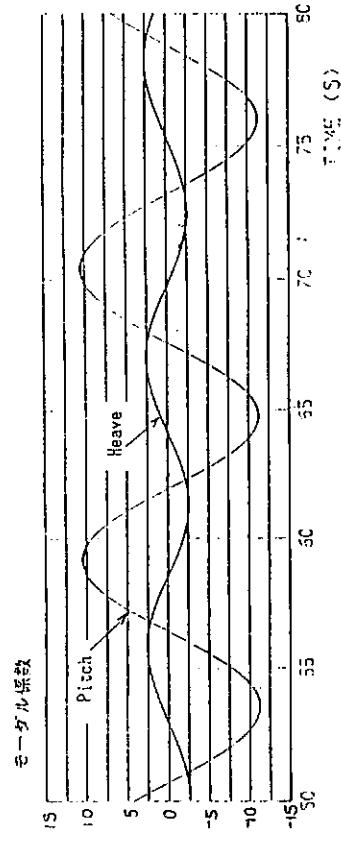


図 3.3.64 精首部での相対水位変動と二節三筋振動のモーダル係数の計算結果
(Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 12.1 \text{ m}$)

図 3.3.65 FPでの上下加速度, Midship と S.S. 7.5での縦曲げモーメントの計算結果
(Ballast load, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_w = 11.3 \text{ m}$)
出会周波数で計算した付加質量から非線形流体力を求めた場合

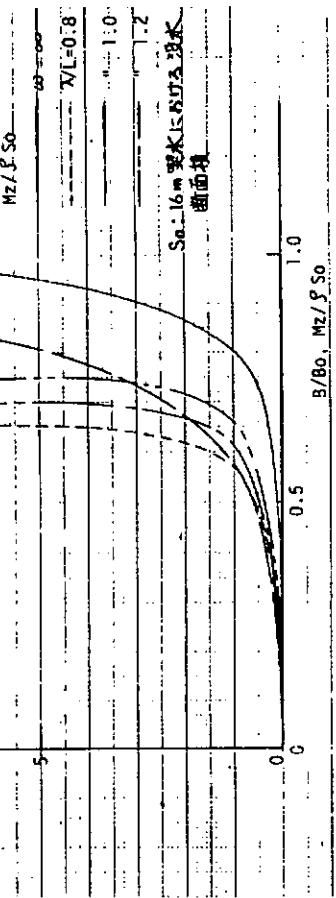
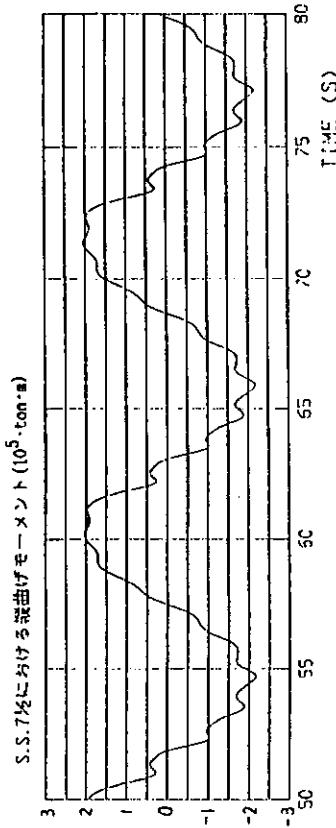
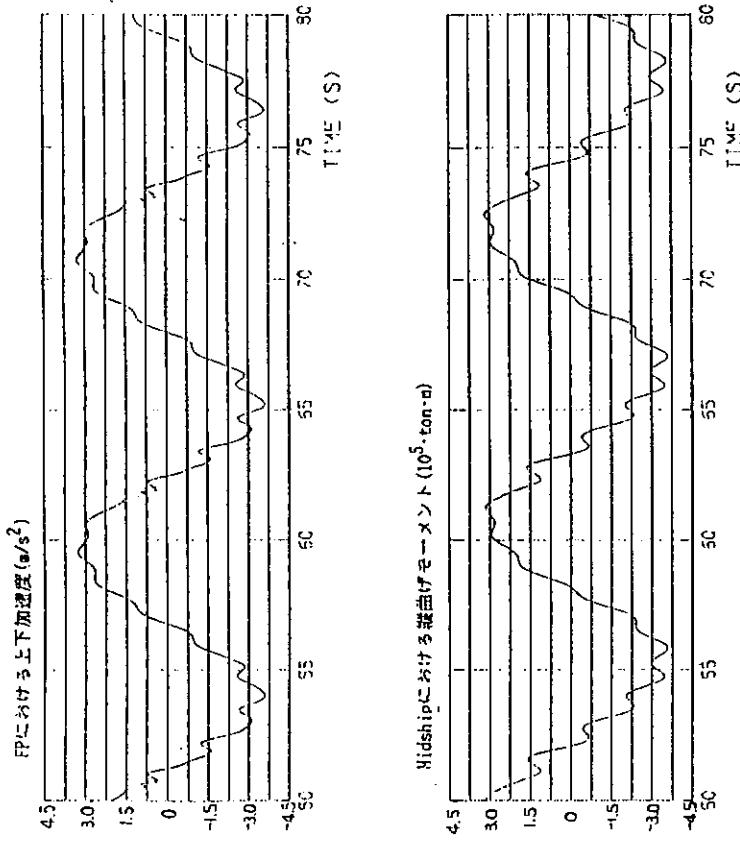


図 3.3.66 FPでの上下加速度、MidshipとS.S. 7%での縦曲げモーメントの計算結果
(Ball last load, $\lambda/L_{pp} = 1.2$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km}$, $H_w = 12.1 \text{ m}$)
出会周波数で計算した付加質量から非線形流体力を求めた場合

図 3.3.67 周波数無限大と出会周波数で計算した付加質量の比較 (S.S. 9 の断面)
($\lambda/L_{pp} = 0.8, 1.0, 1.2, \chi = 180^\circ, V_s = 9.6 \text{ km}$)

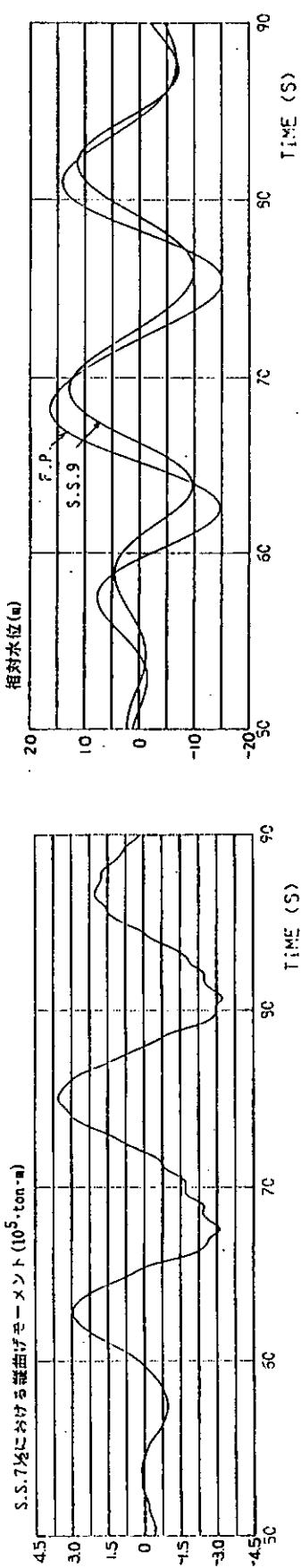
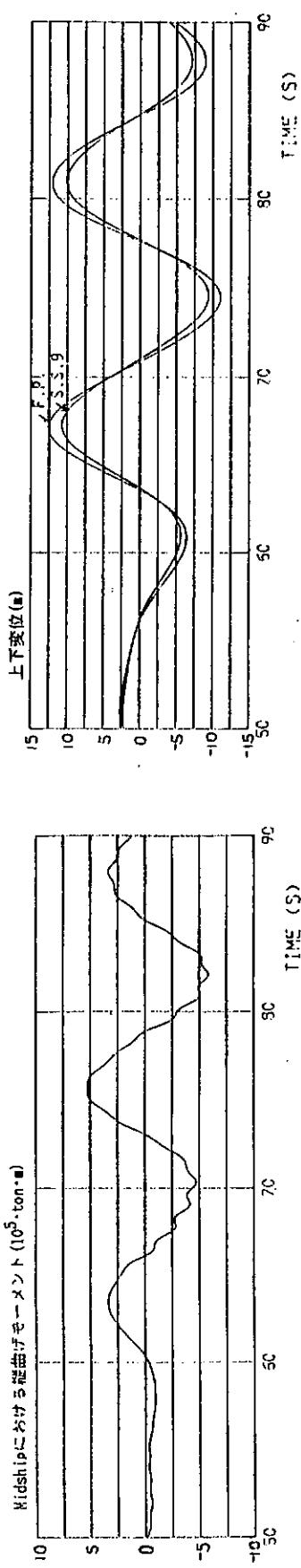
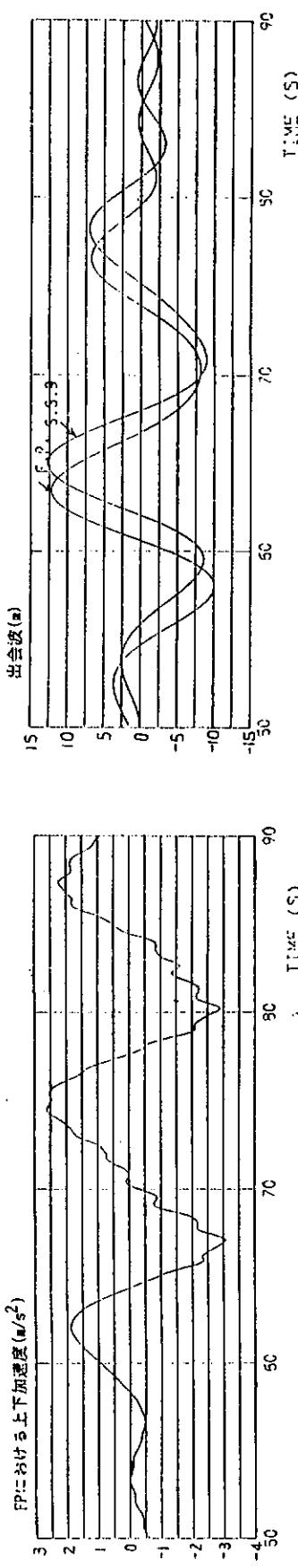


図 3.3.68

F.P.での上下加速度, Middship と S.S. 7/16での総曲げモーメントの計算結果
(Full load, 不規則集中波[A], $T_v = 11.5$ sec, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6$ km, $H_v = 12.0$ m)

図 3.3.69

S.S. 8/16と S.S. 9/16における出会波, 上下変位, 相対水位変動の計算結果
(Full load, 不規則集中波[A], $T_v = 11.5$ sec, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6$ km, $H_v = 12.0$ m)

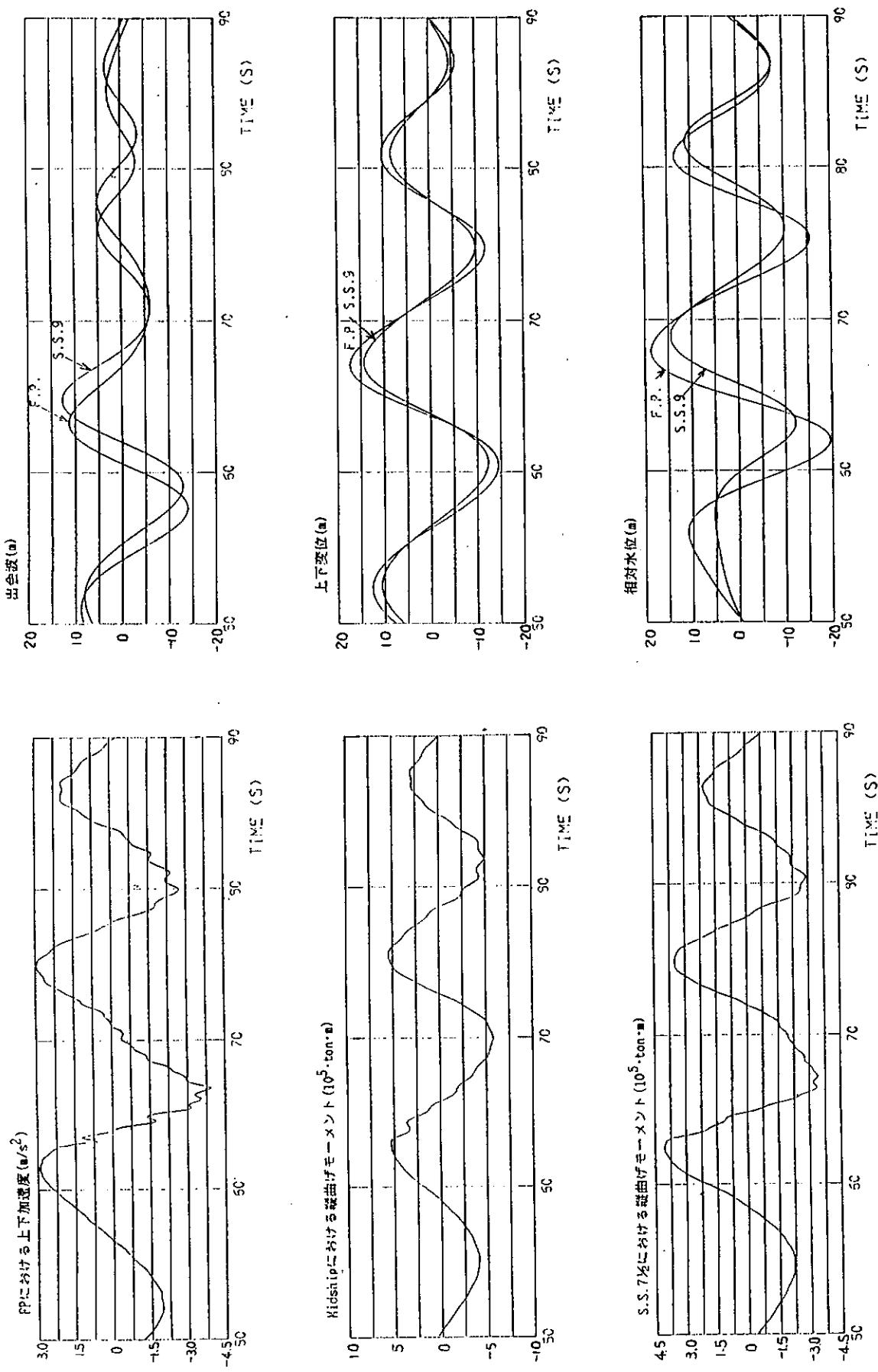


図 3.3.70
FP の上下加速度、Midship と S.S. 8 1/2 での縦曲げモーメントの計算結果
FP における出会い波、上下変位、相対水位変動の計算結果
(Full load, 不規則集中波 [B], $T_v = 11.5 \text{ sec}$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_v = 12.0 \text{ m}$)

図 3.3.71
S.S. 8 1/2 と S.S. 9 1/2 における出会い波、上下変位、相対水位変動の計算結果
(Full load, 不規則集中波 [B], $T_v = 11.5 \text{ sec}$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ kn}$, $H_v = 12.0 \text{ m}$)

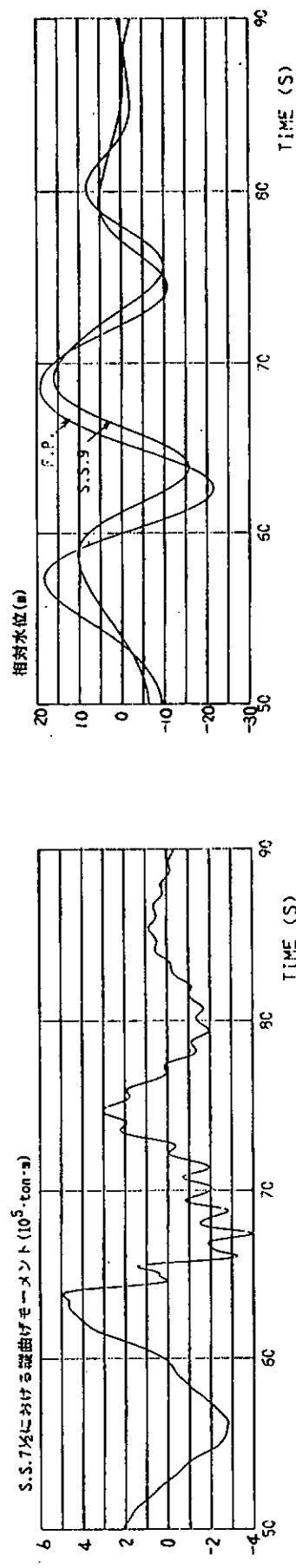
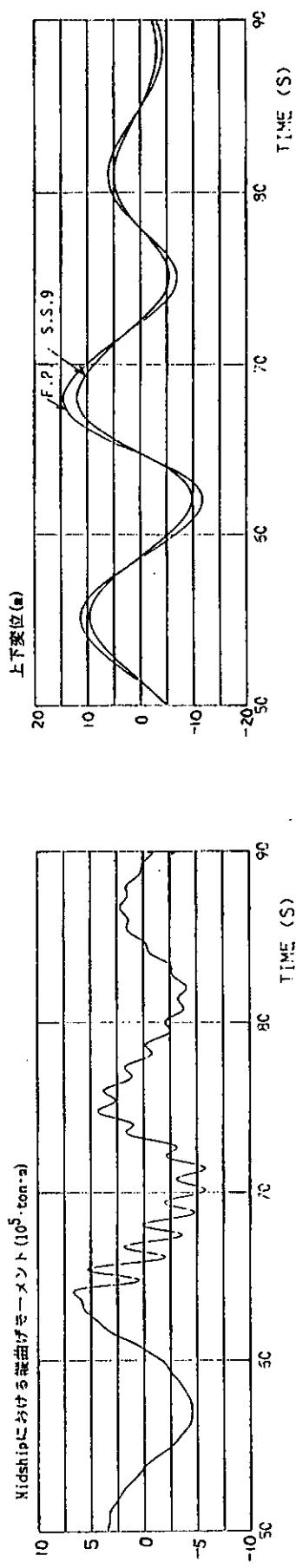
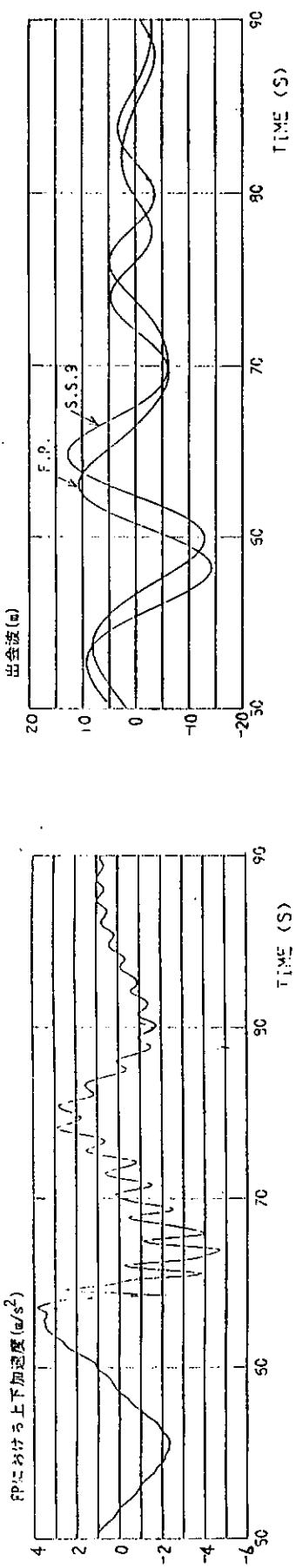


図 3.3.72
FP での上下加速度、Midship と S.S. 7 1/2 での舷曲げモーメントの計算結果
(Full load, 不規則集中波 [B], $T_V = 9.9 \text{ sec}$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km}$, $H_v = 12.0 \text{ m}$)

図 3.3.73

S.S. 8 1/2 と S.S. 9 1/2 における出会波、上下変位、相対水位変動の計算結果
(Full load, 不規則集中波 [B], $T_V = 9.9 \text{ sec}$, $\chi = 180^\circ$, $V_s = 9.6 \text{ km}$, $H_v = 12.0 \text{ m}$)

3.4 コンテナ船についての実験および計算

昭和57年度研究として716 T.E.U. コンテナ船型の弾性模型船を用いた水槽実験を行い、甲板上に貼付けた歪ゲージの出力を計測した。このとき、模型船の材料として弾性係数の小さな発泡材を使用することから、次の問題点を含むことが明らかとなった。

1. ゲージと母材の弾性の関係から、ゲージ出力は弾性梁としての歪と比較して過小な値を示す。
2. 発泡材は接着材、ペイント等の影響を受けて硬化することから、発泡材の弾性係数を用いて模型船の剛性を評価できない。
3. 発泡材には粘弾性特性がある。

したがって、ゲージ出力は歪としてではなく、曲げ検定結果を用いて縦曲げモーメントとして評価した。また、模型船の剛性は弾性支持状態における衝撃試験により得られた2節固有振動数を用いて推定した。さらに、TSLAMによる数値計算を行い、実験と計算により得られた縦曲げモーメント波形は似かよったパターンをもつことを確認した。しかし、振幅及び固有振動数の定量的な一致には問題が残った。計算においては、模型船の曲げ剛性、重量分布の推定精度が大きく影響する。実験と計算の定量的な比較に際しては、基礎となる模型船の諸特性の正確な把握が重要と考えられる。

以上の結果をふまえて、58年度研究においては新たに弾性模型船を作成し、水槽実験を実施した。さらに、分割模型船を用いた外力（正確には流体外力+慣性力）としての縦曲げモーメント（波浪荷重）の計測を行い、弾性模型船による結果との比較を試みた。なお、以上の実験にはIHI技術研究所運動性能水槽を使用した。

3.4.1 弾性模型船による水槽実験

スラミングが発生するような大波浪中における実船の弾性応答と相似な水槽実験を行う。すなわち、スラミングによる衝撃的な荷重を受ける船体の梁としての弾性振動成分を含む応答の計測を目的とする。模型船は1197 T.E.U.型コンテナ船の相似模型を使用した。本年度は特にゲージ出力の歪計測値としての信頼性の向上、及び模型船の弾性特性の推定精度の向上を意図した。

(1) 弹性模型船の仕様

ここでは昨年度の他機関における研究結果を参考として、硬質発泡ウレタンを材料とした弾性模型船の製作法について考える。

(a) 基本事項の検討

(i) 相似則

水槽実験には実船と外形が幾何学的に相似な模型船を使用する。ここで、模型船の長さは水槽の広さ、造波機の能力、計測装置などから制約を受け、標準的な範囲は決っている。実船の主要目が与えられたとき、縮率に対する自由度は小さいと言える。弾性模型船の曲げ剛性EIも縮率の5乗により自動的に決定される。

(ii) 工作上の制約

模型工作の立場からは、防水、変形防止及び工作精度の確保が問題となる。発泡材を使用する場合でも、従来からの製作法、ある程度の板厚を確保した積層構造とすることが望ましい。模型船の最低板厚は工作側から40mm程度と決定される。

(iii) 水槽実験上の制約

水槽実験用に使用する立場からは、模型船として使用可能な最低の材料としての強さ、すなわち、局部荷重が作用したとき塑性変形してしまわないだけの硬さが要求される。また、模型船の弾性特性の推定に対する不確定要素を減すこと、局部的な硬化を避けることなどが要望される。

実験は自航又は曳航方式とするか、運動計測の方法なども内部構造を決定する上で重要な要素となる。

以上のような条件から、弾性模型船は#80程度以上（弾性係数E=3kgf/mm²程度）の硬質発泡ウレタンを用いた積層構造とすることを決定した。ここで、大きな単体の発泡材から模型船形状のすべてを削り出す方法が、接着材の使用による硬化を避ける意味で最善と考えられる。しかし、水槽実験に使用可能な硬さをもった大きな単体の発泡材の入手は困難なことから、この方法は採用できなかった。

(b) 歪計測の信頼性向上

弾性模型船の材料としては、発泡材以外に適当な素材がないとすれば、これに貼付けた歪ゲージは母材よりも硬い。したがって、真の歪を計測することはできない。昨年度の研究では、曲げ検定値を用いてゲージ出力を縦曲げモーメントとして評価した。内力としての縦曲げモーメント計測を目的とした実験と考えたとき、出力と縦曲げモーメントが比例しておれば問題はないであろう。しかし、歪ゲージの使用法としては基本からはずれており、歪の計測結果から模型船の曲げ剛性分布に関する情報を得ることができない。

ここでは、歪ゲージ出力の信頼性を向上する方法を考える。ゲージ出力が低下する原因是、ゲージ材質が母材よりも硬いことに起因している。したがって、この点を改良して、ゲージよりも硬い母材に貼付ければ、ゲージは母材の歪に追従するであろう。発泡材の積層構造により模型船を製作する場合、接着剤の使用及び塗装による硬化は、どのように材料を吟味しても影響の程度を別として避けられないと考えられる。したがって、模型船の製作は次の手順で行うこととした。第1段階として、硬質発泡ウレタン材で船体を製作し、塗装仕上げまで行う。この状態で模型船を形成する発泡ウレタンの平均的な弾性係数を計測する。次に第2段階として、模型船の甲板上及び船底に薄い金属板を貼付け、曲げ剛性の要求値を満足させる。すなわち、金属板の寸法決定に際して、初期設計における推定が難しい発泡材の硬化の影響を補正する。

(c) 弹性模型船の仕様

供試模型船は1197 T.E.U.型コンテナ船の相似弾性模型とする。ただし、海水打込みを考慮してBulwark top lineで水平なデッキ面をもつものとし、デッキ上塔載のコンテナは省略する。主要目を表3.4.1に示す。実験は6自由度運動計測装置を用いた曳航方式で行い、大波高正面及び斜め規則波中における船体運動及びデッキ上の歪ゲージ出力を計測した。計測項目及び方法は昨年度と同様である。

以下に弾性模型船の基本仕様を示す。

1. 硬質発泡ウレタン(#120)を用いた積層構造とする。積層厚及び板厚は40mmで一定とする。
2. デッキ上の左右両舷(舷側より30mm内側)及び船底中心にAL薄板(t=0.2mm)を船長方向に一定幅で貼付け、曲げ剛性分布を調整する。
3. 各holdは長さほぼ200mmとし、板厚30mmの横隔壁により補強する。構造の概略を図3.4.1に示す。
4. 図3.4.2に断面図を示す。Inner Bottom面は積層高さと一致させ、水平面を確保する。
5. 各開口はビニール・シートにより防水する。さらに、ハッチ・カバーを設置しその隙間(4mm)にはシリコン・グリースをぬり込み防水及び流れ止めの効果をもたらす。

(2) 弹性箱型モデルの検定

本年度、新たに製作するコンテナ船型の弾性模型船は、甲板上面及び船底下面に補強材としてAL薄板をもつことを特徴としている。すなわち、整形材としての硬質発泡ウレタンとAL薄板の組合せ梁として、実船と相似な曲げ剛性をもつ模型船とする。ここでは、弾性係数の小さな発泡材と金属板の組合せにより製作された模型船が梁として挙動すること、及びこのときの歪ゲージ出力を検定した結果について述べる。

検定に際しては問題を単純化するため、一様断面の箱型モデルを使用した。4点曲げ試験を実施し、ダイヤル・

ゲージを用いた曲げ変位の計測及び歪ゲージ出力の計測を行った。また、計測値と梁理論による推定値とを比較し梁としての挙動の確認を試みた。

(a) 弹性箱型モデルの概要

弹性箱型モデルを製作するにあたり、コンテナ船型の弹性模型船との関係を考慮して、次の事柄を指針とした。

1. 硬質発泡ウレタン(# 120)の板材を使用する。
2. 長さは 1.8 m とし、板継ぎはしない。
3. 甲板、側板、底板の 3 部材からなる単純な構造とする。
4. 主要寸法比 (L / B, B / D) はコンテナ船型と同一とする。
5. 前後、左右は対称な構造とする。
6. 曲げ剛性 EI はコンテナ船型、 Midship 部と相似とする。
7. Al 薄板及び硬質発泡ウレタンからの EI への寄与は同程度とする。ただし、甲板上の Al 薄板の幅は歪ゲージ (KLM-6-A9 : 共和電業) ベース幅 7.5 mm とし、船底中心線上で 15 mm とする。
8. 横隔壁を配置し補強する。また、両端の荷重点は中実構造とする。
9. 荷重点及び支持点は木製の板で補強する。

図 3.4.3 に概略を示す。最低板厚を 20 mm とし、かつ条件 6 を満足するには高さ方向に歪んだ断面形状となり、条件 4 を満足できない。このとき、発泡材のみによる断面形状の特性、及び 20 mm 板材の試験片を用いて振動試験を実施して得られた硬質発泡ウレタン材の弾性係数を表 3.4.2 に示す。

(b) 変位計測の結果

整形材としての硬質発泡ウレタン材により箱型を製作し、塗装仕上げまで行った。この時点で、発泡材は接着剤、塗装の影響を受けて硬化していることになる。したがって、まず Al 薄板を貼付ける前の状態で 4 点曲げ試験を行い変位を計測した。さらに、 Al 薄板の貼付け後にも同様な計測を行い、組合せ梁としての挙動を検定した。計測点は図 3.4.3 における位置 No. 1, 2, 3, 5, 7, 9 の 6 点である。例として図 3.4.4 に位置 No. 2 における結果を示す。計測値はほぼ直線上にあり、この位置における変位量 δ と曲げモーメント M は比例関係にあることがわかる。他の計測位置における結果も同様な傾向を示した。

変位の計測結果から、モデルが組合せ梁として一体で挙動しているか否かを検討するためには、計測された変位曲線を梁理論による計算値と比較すればよいと考えられる。モデルは一様断面梁であるから、荷重 W と変位 δ の関係は断面位置の関数として表される。ここで、断面の曲げ剛性 EI は一定値である。したがって、計測された変位量から各位置における EI を算定し、結果のバラツキから梁として挙動していることを確かめることを試みた。

結果を表 3.4.3 に示す。係数 k(x) は梁理論による計算値であり、 $EI = \frac{w}{\delta} k(x)$ の関係にある。x は端点からの距離を示す。EI の推定結果は平均値からのバラツキが 5 % 以内であり、計測位置の違いによる傾向的な変化も見られないことから、弹性箱型モデルは梁として挙動していると考えられる。

いま、 Al 薄板を貼付ける前の結果より平均的な弾性係数を求める、 $E_0 = 4.94 \text{ kgf/mm}^2$ となり、試験片の結果と比較して約 30 % 硬化している。この値と Al の弾性係数 $e = 0.7 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$ を用いて計算により補強後の曲げ剛性を推定すると、 $EI = 3.50 \times 10^8 \text{ kgf-mm}^2$ となり変位計測により得られた平均値とよく一致する。

以上の結果から、 Al 薄板で補強された弹性箱型モデルは組合せ梁として一体で挙動することが確認できたと考える。

(c) 曲げ歪計測の結果

甲板上の AL 薄板に歪ゲージを貼り、4点曲げ試験時における歪ゲージ出力を位置 No. 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 の 7 点で計測した。計算により推定された曲げ剛性及び中性軸からの距離 $y_{DK} = 73.5 \text{ mm}$ を用いると、甲板上の歪は $\epsilon = My_{DK} / EI$ により推定できる。計算値との比較を図 3.4.5 に示す。両者はよく一致しており、AL 薄板上に貼付けた歪ゲージ出力は真の歪に対応していること、また AL 薄板で補強された弾性箱型モデルの挙動は組合せ梁として梁理論により推定できることが再確認できた。

(d) 衝撃振動試験の結果

モデルを弹性支持及び両端支持として衝撃試験を実施し、上下方向の加速度を計測した。この結果を F. F. T. アナライザ (CF-400：小野測器) を用いて解析し、2節固有振動数を求めた。モデルの重量 5.25 kg を長さ方向に均一と仮定したとき、固有振動数から推定される曲げ剛性の算定結果を表 3.4.4 に示す。静的な曲げ検定試験の結果と比較して、大きな値となる。重量分布の影響が大きいと考えられるが、両端部の重量を面積比により考慮して補正してもなお大きな値となる。

(3) 供試模型船の弹性特性

弾性箱型モデルを用いた曲げ試験の結果、硬質発泡ウレタンと AL 薄板の組合せで形成された模型が弹性梁として挙動することが確認された。ここでは、供試模型船の曲げ試験の結果から曲げ剛性分布を推定する。

(a) 曲げ剛性分布の推定

供試模型船の曲げ剛性を推定する際には、箱型モデルの場合と同様に、4点曲げ試験における変位の計測値を用いた。船体の整形材としての硬質発泡ウレタンの平均的な弹性係数 E_0 を推定し、AL 薄板の寸法決定及び補強後の曲げ剛性分布を計算により行った。変位の計測にはダイヤル・ゲージを使用した。コンテナ船型の場合には船底幅が狭く不安定となることから、支持点 (S. S. 7 ½) からの相対変位として S.S. 4, 5, 6 の 3 断面位置における左右両舷の平均変位を求めている。計測例を図 3.4.6 (A) に示す。

次に、構造図から算定した断面 2 次モーメント I_0 分布 (図 3.4.7) と、仮想の弹性係数を用いて変位曲線を計算する。供試模型船の場合には変断面梁となることから、有限要素法による骨組計算プログラムを使用した。この結果、弹性梁の変位と荷重の関係における断面位置による係数 $k(x)$ を箱型モデルの場合と同様に求めることができる。ここで、変位計測結果の傾き w/δ を用いて、各断面位置における曲げ剛性 $E_0 I_0$ を推定する。 I_0 は既知であるから、変位を計測した 3 点における平均値として、硬質発泡ウレタンの弹性係数 $E_0 = 5.50 \text{ kg/mm}^2$ と推定された。この値を用いて計算した変位が図 3.4.6 (A) (B) に示してある。

平均的な E_0 は当初予想していた値よりも過大であったため、甲板上に貼付ける AL 薄板の幅はゲージ・ベース幅にあわすこととした。すなわち、甲板上の左右両舷に船の全長にわたって幅 7.5 mm 及び船底中心線上に幅 15 mm で厚さ 0.2 mm の AL 薄板を貼付けた。AL 薄板貼付け後の曲げ剛性分布 $E I$ 及び中性軸高さ H は、発泡材の平均的な弹性係数 E_0 と AL の弹性係数 e を用いて計算により推定することができる。計算結果を図 3.4.7, 3.4.8 に示す。相似則により要求される値と比較して、30 % 程度剛な弹性模型となった。

(b) 曲げ剛性分布計算値の検証

計算により推定された曲げ剛性分布を検証するため、AL 薄板貼付け後の模型船の 4 点曲げ試験を実施した。この場合には、曲げ変位の他に甲板上の AL 薄板に貼った歪ゲージの出力も計測している。弾性箱型モデルを使用した予備検定の結果、AL 薄板上の歪ゲージ出力は弹性梁の曲げ歪に対応することが確かめられている。したがって、曲げ変位ばかりではなく、歪からも各断面の曲げ剛性を推定することができる。

変位計測結果の例を図 3.4.6 (A) に、また歪計測結果を図 3.4.9 に示す。変位の計測値は計算結果とよく一致している。歪の計測結果も両端部を除いてよく一致している。計測値の傾き w/δ , w/ϵ を用いて各断面位置

における曲げ剛性を検定した結果を図 3.4.10 に示す。なお、 w/ϵ を用いた算定に必要な中性軸からゲージ位置までの距離には、図 3.4.8 に示した計算値を用いている。変位・歪の計測結果からの検定値は計算値とよく一致している。歪からの場合には両端部を除いて誤差士 10% 以内の値を示す。局部的な剛性のバラツキの影響が現れたものと考えられる。したがって、水槽実験結果の解析においては、ゲージ出力を縦曲げモーメントとして評価する。

衝撃試験により得られる 2 節固有振動数を用いた曲げ剛性の検定も、昨年度と同様な方法を用いて実施した。弾性支持状態の 2 節固有振動数は 31Hz であった。裸船重量 21.08 kg を断面積分布に比例して配分したとき、曲げ剛性の推定値は曲げ変位による計算値の 1.43 倍となる。箱型モデルの場合と同様、固有振動数からの推定値は大きくなる傾向にある。

3.4.2 弹性模型船による実験と計算の比較

供試模型船の大波高規則波中における曳航実験を実施し、計測結果を TSLAM による数値計算結果と比較した。実験方法、計測システムは前年度と全く同じである。図 3.4.11 に供試模型船の重量分布を示す。

(1) 実験及び計算波形の例

計測データの例を図 3.4.12 から図 3.4.15 に示す。 $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 190\text{mm}$ (実船換算 12m) で船速を変化させたシリーズである。ゲージ出力には船首フレア部のスラミングに起因した 2 節振動の発生が観察できる。船速の低下とともに衝撃的に作用する荷重が小さくなり、正弦的な波形に近くなる。ただし、大波高のため両端部付近の波形は大きく歪んでいるのがわかる。なお、計測状態において衝撃試験を実施し、S.S.9%における上下加速度を解析した結果、水中における 2 節の固有振動数は 12.3Hz と推定された。また、2 節振動の対数減衰率 $\delta = 0.334$ であった。

TSLAM による計算結果を図 3.4.16 に示す。比較のために実験により得られた波形も同時に示している。ここで、実験波形上に引いた直線は、静止状態における零点である。TSLAM による数値計算に際しては、図 3.4.7 の曲げ剛性分布及び図 3.4.11 の重量分布を使用している。このとき、計算により推定された 2 節の固有振動数は 8.1Hz であり、実験値と大きく異なる。また、計算波形にはバウフレア・スラミングのタイミング以降に whippingによる大きな振動成分が見られない。なお、計算と実験の零点を一致させていない理由は、波形パターン比較の便宜を考慮したためである。

(2) 実験及び計算結果の検討

実験及び計算における波形、固有振動数が異なる原因を、まず実験の方から考察してみる。はじめに、AL 薄板と発泡材の組合せ梁としての弹性模型船の振動特性について検討する。水中衝撃試験時に、発泡材の上に固定された加速度により計測された船首部上下加速度から解析された 2 節の固有振動数は 12.3Hz であった。このとき、ゲージ出力も固有振動数 12.3Hz をもち、図 3.4.16 に示した計測波形にも 12Hz 程度の振動成分が現れている。したがって、硬質発泡ウレタン材と AL 薄板は一体として挙動しているとみなせるが、その振動数は予想より高いということになる。

次に、実験状態における模型船の曲げ剛性について検討してみる。実験状態においては、ハッチ・カバー等の防水対策の結果、曲げ剛性が上がっているのではないかということも考えられる。図 3.4.17 に計測されたゲージ出力を縦曲げモーメントに変換した結果を示す。1 次振幅の無次元値は 716 T.E.U. コンテナ船型の弹性模型船及び 3.4.3 に示す分割模型船による計測結果と同程度の大きさを示している。甲板部に強度部材が付加された場合、中性軸高さも上昇するのでこの結果だけでは断言できない。しかし、固有振動数の差は曲げ剛性の変化によると仮定した時、2 倍以上になっていることが必要である。少々の影響はあったとしても、この数字はやや大きすぎる。

その他の原因として、本節の冒頭に問題点として示した発泡材の粘弾性特性の影響が考えられる。すなわち、10 Hz 程度の order で変化する振動応答における弾性係数は、数分間という order で計測される静的な曲げ試験による推定値とは異なるのではないかということである。箱型モデル及び供試模型船の空中衝撃試験の結果から推定される曲げ剛性は、曲げ試験の結果と比較して大きいこともこの可能性を示している。ただし、空中衝撃試験から曲げ剛性を推定する場合には、裸殻の重量分布の推定精度が大きく影響する。また、静的な曲げ試験により検定され縦曲げモーメントとして評価されているゲージ出力は、1次振幅については良好な計測値を与えることとの関係を明確にする必要がある。

次に計算側から考察してみる。計算において固有振動数は曲げ剛性分布、重量及び付加質量分布から決定される。供試模型船のデータに間違いがなければ、大きな誤差は生じないとみなせる。実験側から与えられる推定値に支配されていると考えてよい。

計測データに現れたバウフレア・スラミング以降の whipping による振動成分が計算波形には現れないということは、計算側からも検討しておく必要がある。固有振動数が異なることが原因ではないかと予想された。そこで、曲げ剛性を2倍とし、固有振動数を実験と同程度にした場合の計算を実施してみた。結果を図3.4.18に示すが、図3.4.16と比較して波形パターンに大きな変化は見られない。次に、剛体モードとして外力を計算してみた結果を図3.4.19に示す。図3.4.16、図3.4.18はボトム・スラミングに起因した小さな振動は見られるが、ほとんど外力波形のパターンと同じであることがわかる。すなわち、バウフレア・スラミングによる大きな荷重の発生はあるが、その継続時間が長く、振動成分が顕著に現れなかつたものと推察される。2.6節における716 T.E.U. コンテナ船型に作用する外力波形の場合には、固有振動数と同程度の継続時間となっており、この差が弹性応答に現れたものであろう。1197 T.E.U. コンテナ船型の場合には、バウフレア角が小さく、なだらかな船首形状となっていることから、バウフレア・スラミングによる衝撃力の発生時間が長く計算されていることが原因していると推察される。1197 T.E.U. コンテナ船型の場合には、衝撃荷重の計算法を検討する必要があると考えられる。

以上の結果、本年度実施した1197 T.E.U. コンテナ船型の弹性模型船を用いた実験及び計算には、問題点を含むことが明らかとなった。したがって、ここでは実験値と計算値の定量的な比較は省略し、より詳細な検討、問題点の解決後の課題とする。

3.4.3 分割模型船による水槽実験

大波浪中の船体に作用する外力（外力+慣性力）として定義される縦曲げモーメント（波浪荷重）を計測し、弹性模型船を用いて計測される内力としての縦曲げモーメントと比較する。

(1) 実験の方法

供試模型船は、昭和57年度の実験に使用した716 T.E.U. コンテナ船型の弹性模型船と同一形状の木製3m分割模型（Model A）である。分割位置はS.S.2½, 5, 7½であり、検力計により結合される。ここで検力計の取付け高さは重心高さと一致させている。各分割部の間隙は4mmで、ビニール・シート防水する。また、船首部についてはフレア形状を変更した部分模型（Model B）を作成し、バウフレア・スラミングに起因する衝撃的な荷重が変化することの縦曲げモーメント（1次成分）に対する影響を検討した。body planを図3.4.20に、主要目を表3.4.5に示す。

スラミングが発生するような大波浪中での波浪荷重を計測するに際しては、検力計の定格荷重、模型船全体の系としての固有振動数、更に検力計と船体との結合方法などが問題となる。ここでは、1次成分振幅に対する分解能を確保しつつ、全体の系の剛性を上げるように設計した。検力計（LMC-3506-100：日章電機）の定格荷重は縦曲げモーメントに対して50kgf-mのものを使用した。各検力計は連結ビームで結合され、構造部材の連続性を

保ち、かつ局部変形を小さくするよう計画した。図3.4.21に概略を示す。

水槽実験は、弾性模型船の場合と同様に曳航方式とし、正面規則大波高中で行った。ただし、船体運動について連結ビームを設置した関係上、S.S.4でGより117.5mm上方の位置で計測した。

(2) 実験結果

計測系の固有振動数を調べるため、平水中において衝撃試験を行い、検力計の出力をF.F.T.アナライザにより解析した。結果の例を図3.4.22に示す。F.P部に衝撃力を与えた場合のS.S.5における縦曲げモーメント出力である。このとき計測系の固有振動数は23.5Hzと解析された。他の位置における出力、また他の部分に衝撃力を与えた場合にも同様な結果が得られた。スペクトラム形状は集中しており、他の周波数帯の成分はみられないことから、計測系のガタその他の影響は小さいと判断できる。一般に実験計測に際しては、目的とする現象の周波数よりone order高い固有振動数をもつ計測系を用いればよいとされている。したがって、今回の実験における波浪荷重(1次成分)の計測値は十分に信頼できるものであると考えられる。

図3.4.23から図3.4.25に $R_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$ で波高を変化させた場合の計測波形を示す。大波高となるとスラミングに起因する衝撃的な荷重が作用し、その結果、振動成分が現れる。衝撃的な荷重のタイミングは図3.4.25(A)とこれに対応した運動の計測波形図3.4.25(B)及びビデオテープによる映像記録との比較から、①ボトム・スラミング ②ハウフレア・スラミング ③甲板上への海水打込みの順に発生していると推察される。

船体運動、縦曲げモーメントの1次成分の解析結果を図3.4.26から図3.4.28に示す。比較のためにストリップ法(O.S.M.)による計算結果も同時に示している。ハウフレア形状の違いによる縦曲げモーメント無次元値の変化は見られない。大波高の場合、計測波形には大きな衝撃荷重が作用したことを見出す振動成分が顕著に現れた。しかし、1次成分を解析すると波高変化の影響は小さく、ほぼ同程度の無次元値となる。このことは、船体に作用する外力を考える場合には、波周期成分で変動する波浪荷重と作用時間が短い衝撃荷重は別個に取扱いうることを示唆している。計測波形に見られる波周波数成分の正弦波形からの歪は、大波高による非線形性の影響と考えられる。特にS.S.7½のデータに顕著である。船首部においては没水形状が大きく変化することから、これに起因した流体力の非線形性が現れたものと推察される。TSLAMによる外力の計算波形図3.4.19と類似している。

図3.4.24に示した計測波形をF.F.T.アナライザを用いて解析した例を図3.4.22(B)に示す。S.S.5における縦曲げモーメントの波形である。入射波成分及び固有振動数付近にピークをもつスペクトラムとなる。この場合、振動成分のピーク位置は平水中の固有振動数と比較して、低周波数側へずれる。この傾向は昨年度の弾性模型船の場合にも見られた。波高を $H_w = 137, 206, 250$ (mm)と大きくすると、21.5, 20.5, 19.8(Hz)と低周波数側へのずれが大きくなる。甲板上への打込み水量による重量分布変化の影響が主原因と推察される。

次に昨年度実施した弾性模型船との比較を試みる。図3.4.29はゲージ出力から換算した縦曲げモーメント分布上に、分割模型船の実験値をプロットしたものである。重量分布が異なることから直接比較すべきものではない。しかし、ここでは無次元値の大きさの程度を調べる意味で比較を試みた。その結果、分割模型船による計測値はほぼ弾性模型船の結果と一致することがわかる。4点曲げ試験の結果からゲージ出力を縦曲げモーメントに変換するという方法により、ある程度信頼性があるデータが得られていたことが確認できたと考える。

3.4.4 まとめ

本年度は新たに 1197 T.E.U.コンテナ船型の弾性模型船を製作し、波浪中における弾性応答を計測した。また、実験結果と TSLAMによる計算結果の比較を行った。

計測上の特徴として、本年度製作した模型船においては甲板上及び船底に A と薄板を貼付け、この上で歪ゲージ出力を検出したことが上げられる。すなわち、歪ゲージをその材質よりも硬い母材上に貼付けることにより、歪出力の信頼性を向上することを意図した。このとき、模型船は整形材としての硬質発泡ウレタンと A と薄板の組合せ梁として、実船と相似な曲げ剛性分布をもつことになる。弾性係数が小さな発泡材と金属板の組合せにより製作された模型船が梁として挙動すること、及びこのときの歪ゲージ出力については箱型モデルを用いた曲げ検定試験により検証を行った。

次に、昨年度水槽実験を実施した 716 T.E.U.コンテナ船型の弾性模型船と同一形状の分割模型船を用いて、外力としての縦曲げモーメントを計測した。この実験結果は弾性模型船の結果、及び O.S.M.による計算結果と比較した。

以上の実験及び計算の結果、次の事柄が明らかとなった。

- (1) 弹性箱型モデルの 4 点曲げ試験の結果、硬質発泡ウレタンと A と薄板の組合せ梁は一体として挙動することを確認した。このとき、ゲージ出力は梁理論による計算値と一致する。
- (2) 弹性模型船の 4 点曲げ試験の変位計測値から、曲げ剛性を推定した。さらに、A と薄板貼付け後の変位及び歪計測値から検証した。しかし、この値を用いて TSLAM により計算された 2 節の固有振動数は、水中衝撃試験による値と比較して小さくなる。
- (3) 弹性模型船を用いた波浪中実験により計測された縦曲げモーメントの 1 次振幅値は、前年度と同程度の大きさである。実験と計算による波形を比較した時、TSLAM による計算波形には実験ほど whippingによる振動成分が顕著ではない。この原因は、1197 T.E.U.コンテナ船型の場合にはバウフレア角が小さく、なだらか船首形状となっていることから、バウフレア・スラミングによる衝撃力の発生時間が長く計算されていることによると推察される。
- (4) 分割模型船を用いた外力としての縦曲げモーメント計測結果から、バウフレア形状の違い、波高変化の 1 次振幅無次元値に対する影響は小さいことを明らかにした。また、計測された 1 次振幅値は O.S.M.による計算値、及び前年度の弾性模型船による計測値とよく一致する。この結果、静的な曲げ検定値を用いて歪ゲージ出力から推察される弾性模型船実験における縦曲げモーメント計測値は、1 次振幅値については信頼性が確認できたと考える。

表 3.4.1 弹性模型船の主要目

	Ship	Model
L _{PP}	m	183.0
B	m	31.2
D	m	18.7
d _A	m	10.64
d _M	m	10.18
d _F	m	9.71
△	t _{on}	33,885
KG	m	13.14
⊗G	m AFT	5.33
GM _T	m	1.10
K _L		0.227L
K _T		0.267B

(Scale ratio 1/63.103)

表 3.4.2 箱型モデルの弾性特性

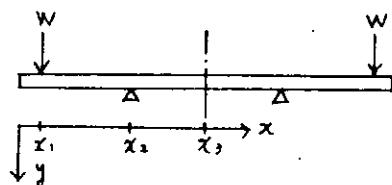
発泡材のみによる断面 2次モーメント I _o	3.40 × 10 ⁷	mm ⁴
断面積 A _o	1.66 × 10 ⁴	mm ²
中性軸高さ H _o	52.4	mm
試験片の弾性係数 E _o	3.79	kgf/mm ²
変位計測による平均曲げ剛性 E _o I _o	1.68 × 10 ⁸	kgf-mm ²
平均弾性係数 E _o	4.94	kgf/mm ²
A & 薄板貼付け後の曲げ剛性(計算値)	3.50 × 10 ⁸	kgf-mm ²
中性軸高さ H	56.6	mm
変位計測による平均曲げ剛性 EI	3.53 × 10 ⁸	kgf-mm ²

表 3.4.4 箱型モデルの衝撃振動検定

	支持状態	固有振動数	曲げ剛性推定値
A & 薄板貼付け前	弹性支持	35.5 Hz	3.10 × 10 ⁸ kgf-mm ²
" 貼付け後	弹性支持	46	5.20 × 10 ⁸
" "	両端支持	25	6.01 × 10 ⁸

表 3.4.3 箱型モデルの曲げ変位検定

位置No	x (mm)	k(x) × 10⁻⁸	Aℓ薄板貼付け前		Aℓ薄板貼付け後	
			W / δ	EI × 10⁻⁸	W / δ	EI × 10⁻⁸
1	100	1. 213	1. 39	1. 67	2. 87	3. 48
2	260	0. 748	2. 18	1. 63	4. 73	3. 54
3	420	0. 325	5. 12	1. 66	11. 24	3. 65
5	740	- 0. 199	- 8. 90	1. 77	- 17. 40	3. 46
7	900	- 0. 266	- 6. 45	1. 72	- 13. 54	3. 60
9	(260)	0. 748	2. 20	1. 65	4. 61	3. 45



$$x_1 < x < x_2 \quad y = \frac{W}{EI} [3.02x - 1.515 \times 10^8] \times 10^5$$

$$x_2 < x < x_3 \quad y = \frac{W}{EI} [-\frac{1}{2}(x_2 - x_1)x^2 \times 10^{-5} + 4.68x - 1.840 \times 10^8] \times 10^5$$

表 3.4.5 分割模型船の主要目

	Ship	Model
L _{P, P₁}	m	175. 0
B	m	25. 2
D	m	15. 3
d _A	m	9. 94
d _M	m	9. 724
d _F	m	9. 507
△	ton	25640. 0
KG	m	9. 62
⊗G	m	2. 69
K _L	m	41. 65

(Scale Ratio 1/58.33)

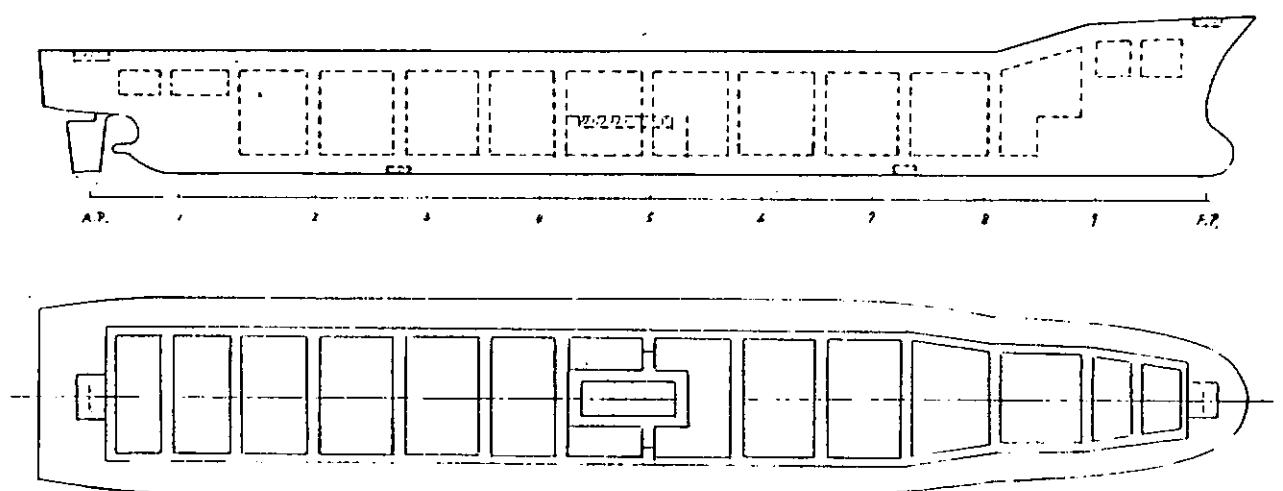


図 3.4.1 供試模型船の概略図（1197 T.E.U. コンテナ船型）

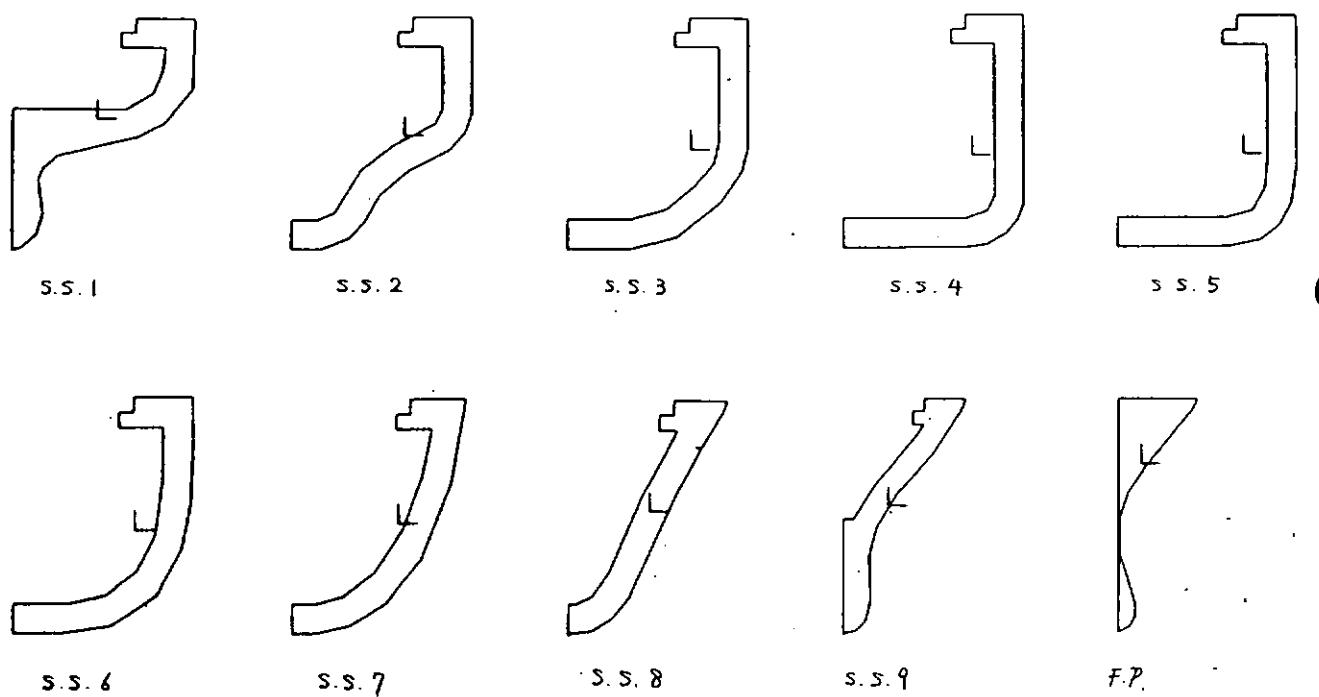


図 3.4.2 断面形状

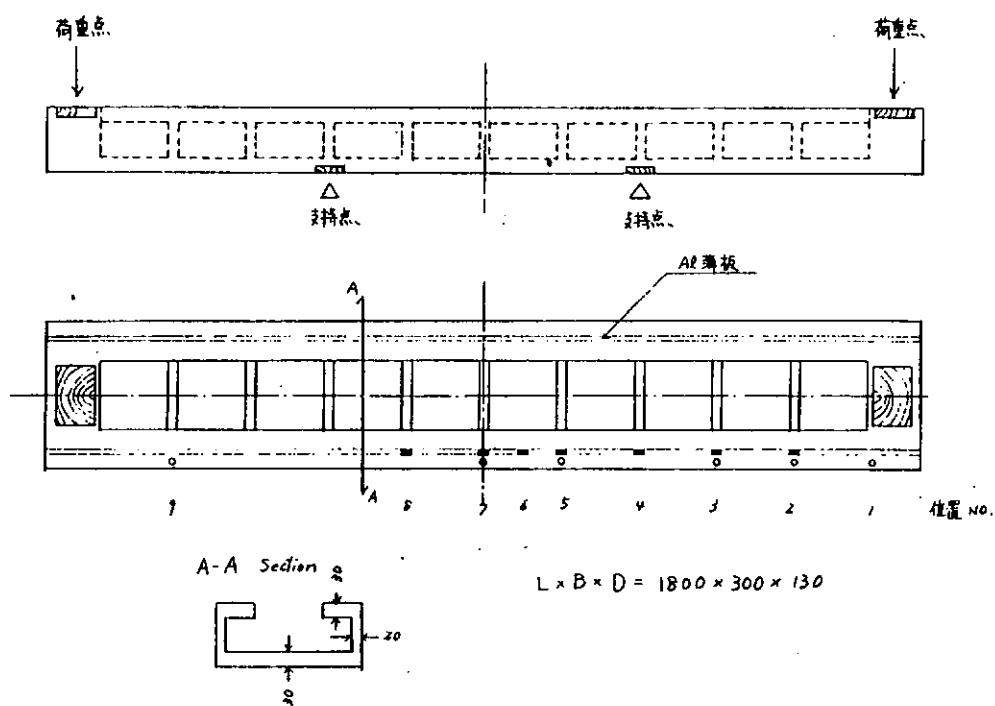


図 3.4.3 弾性箱型モデルの概略

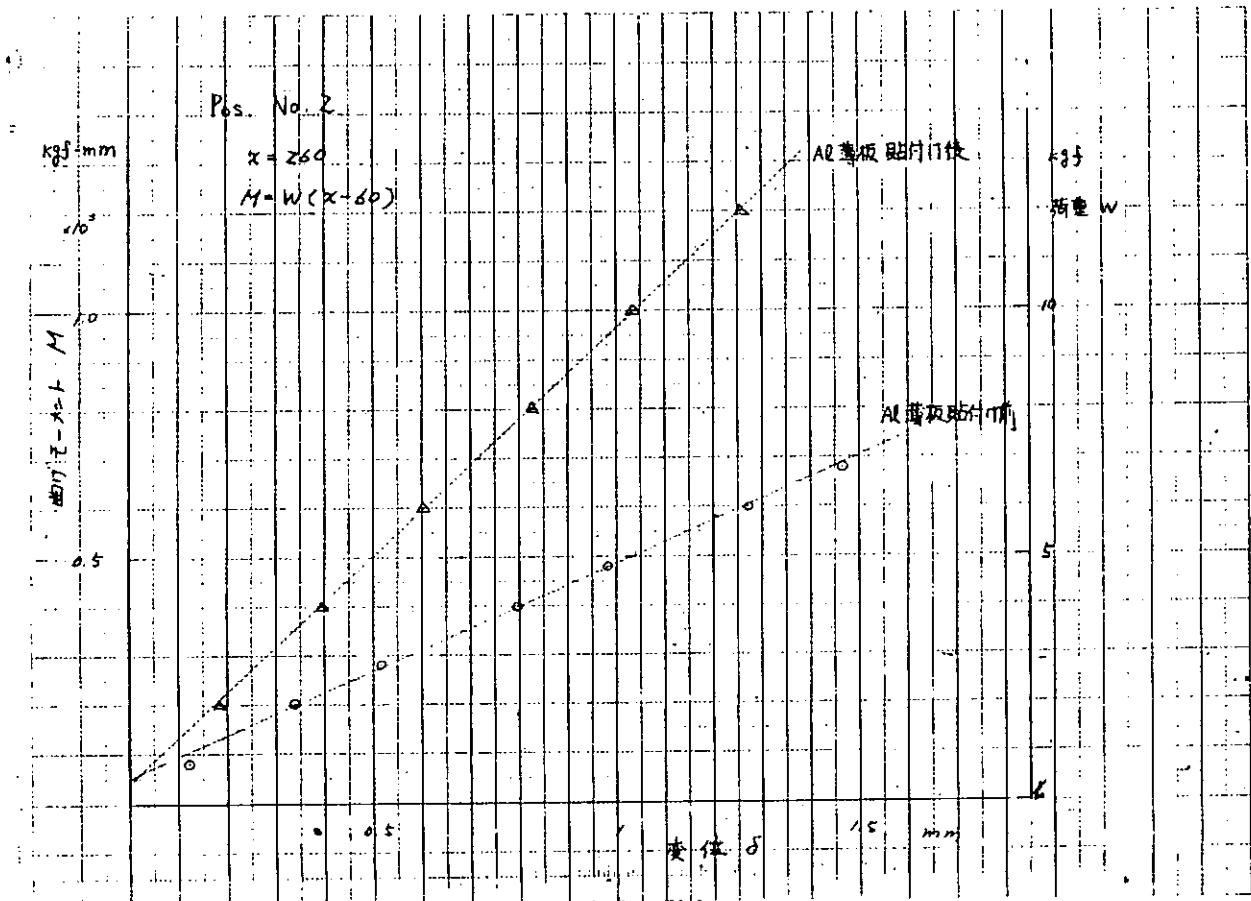


図 3.4.4 箱型モデルの曲げ変位計測例

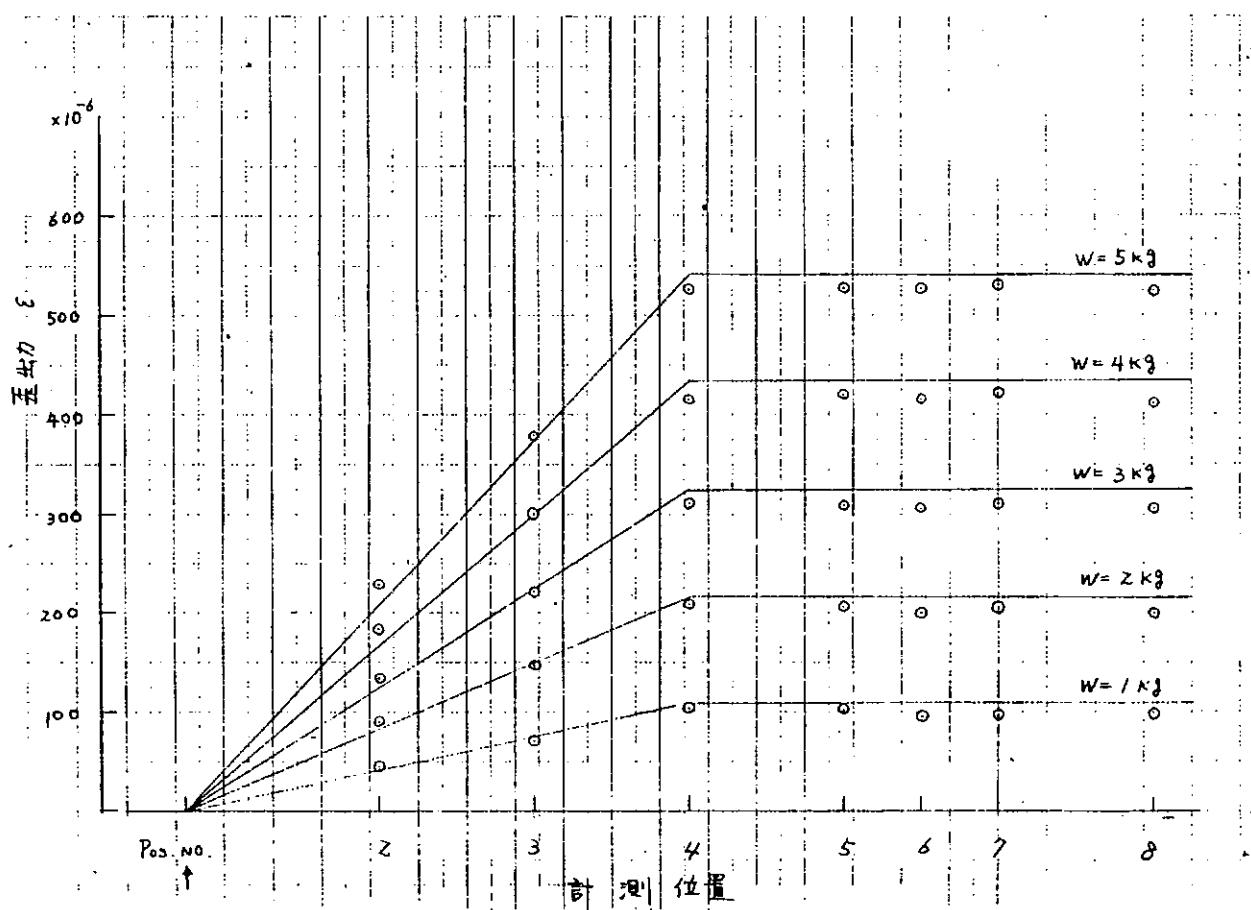
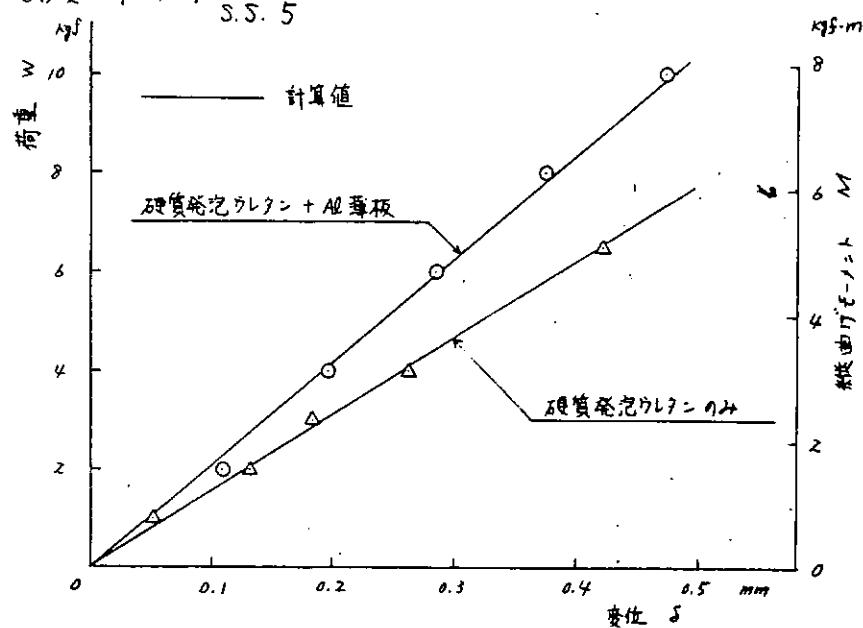


図 3.4.5 箱型モデルの曲げ歪計測

(A) 変位計測例

S.S. 5



(B) 曲げ変位曲線の計算値 ($W=10 \text{ kgf}$)

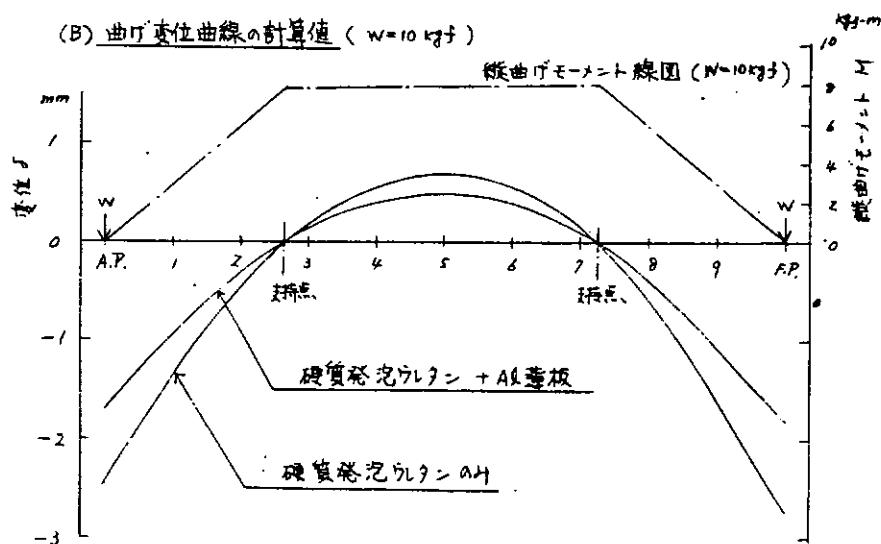


図 3.4.6 模型船の曲げ変位検定結果と計算値の比較

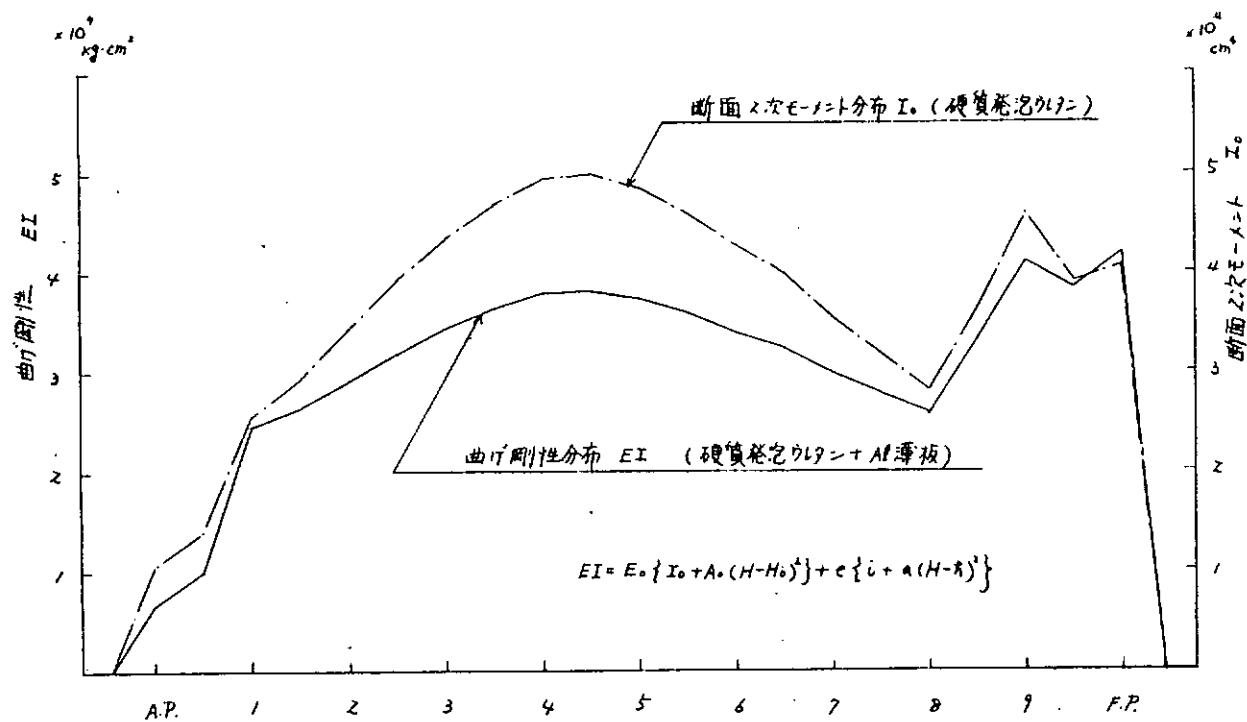


図 3.4.7 模型船の剛性分布計算値

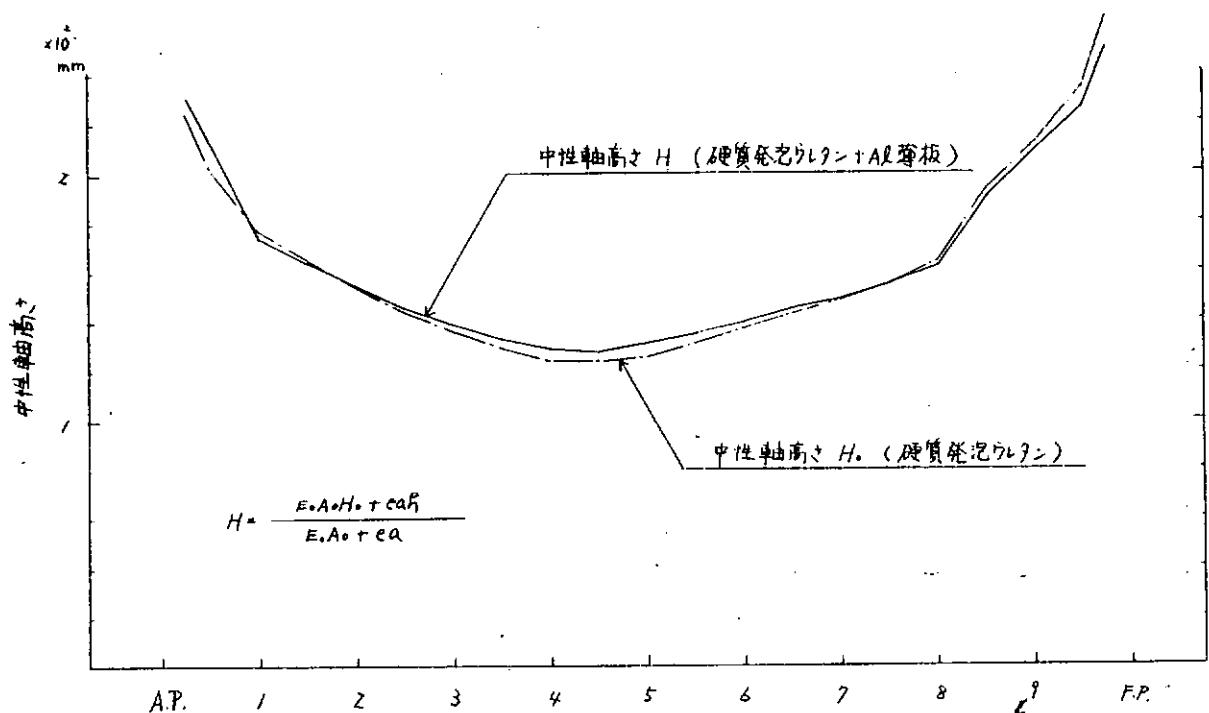


図 3.4.8 模型船の中性軸高さ分布

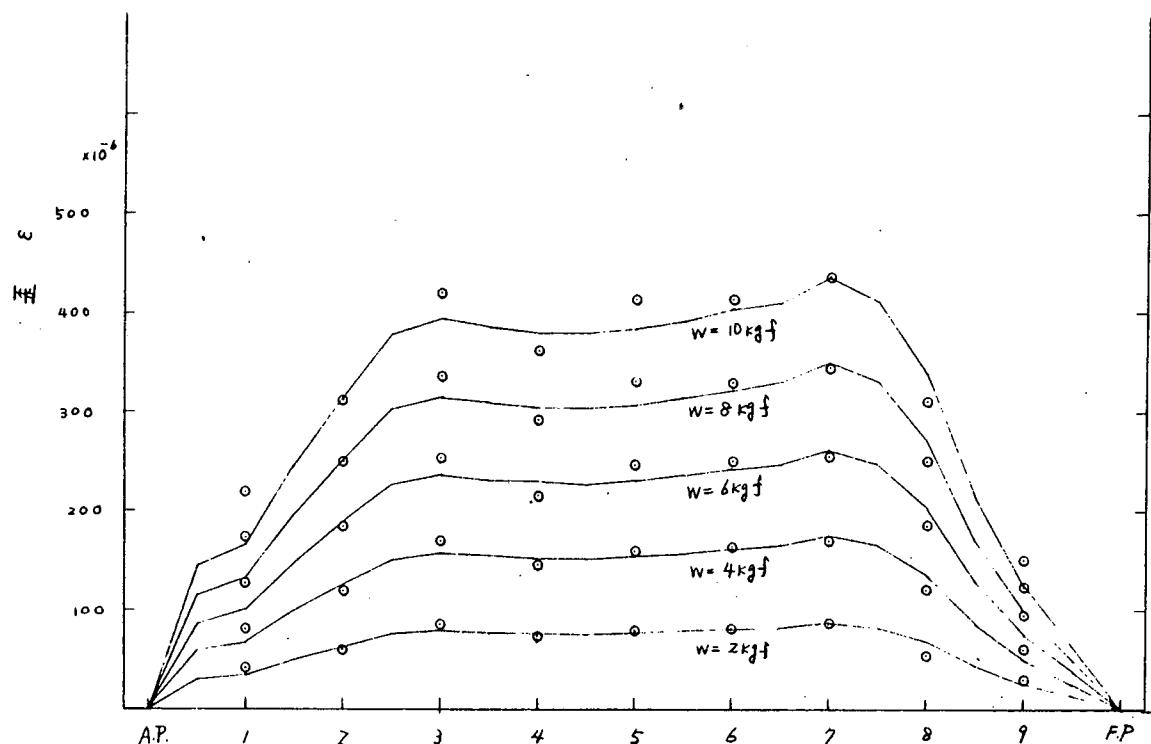


図 3.4.9 模型船の曲げ歪検定結果と計算値の比較

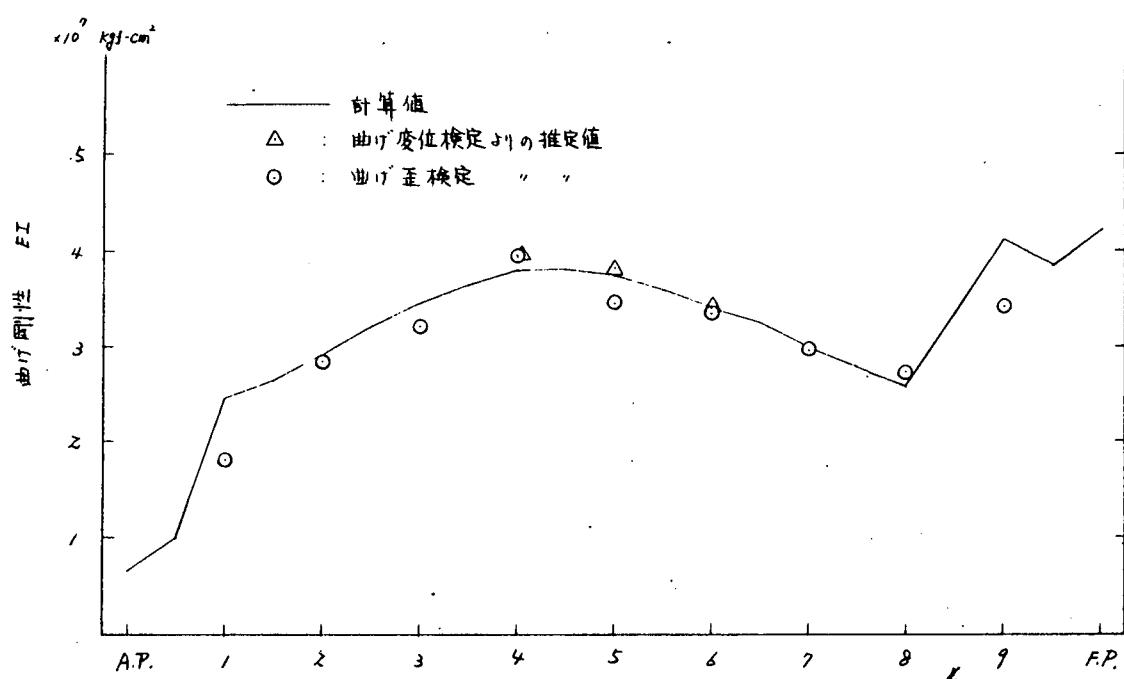


図 3.4.10 曲げ剛性分布の検定値と計算値の比較

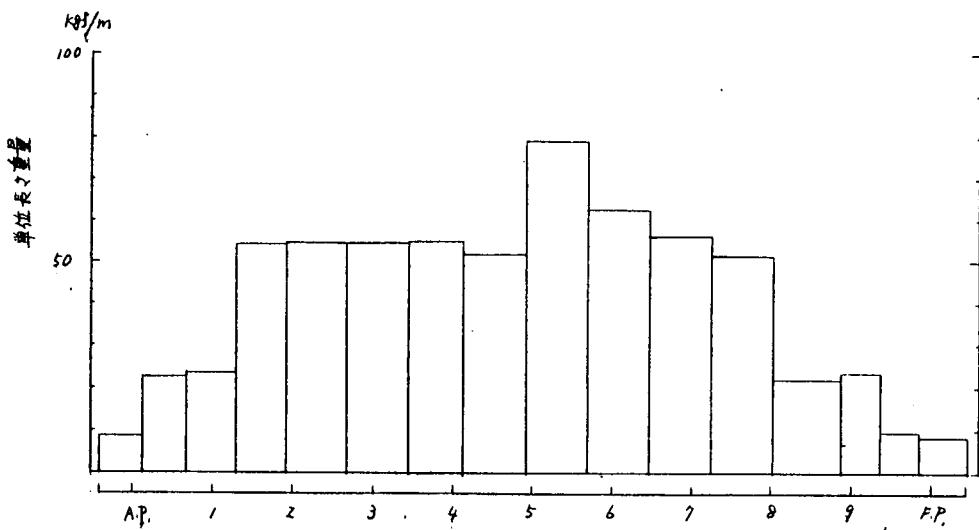


図 3.4.11 供試模型船の重量分布
(1197 T. E. U. コンテナ船型)

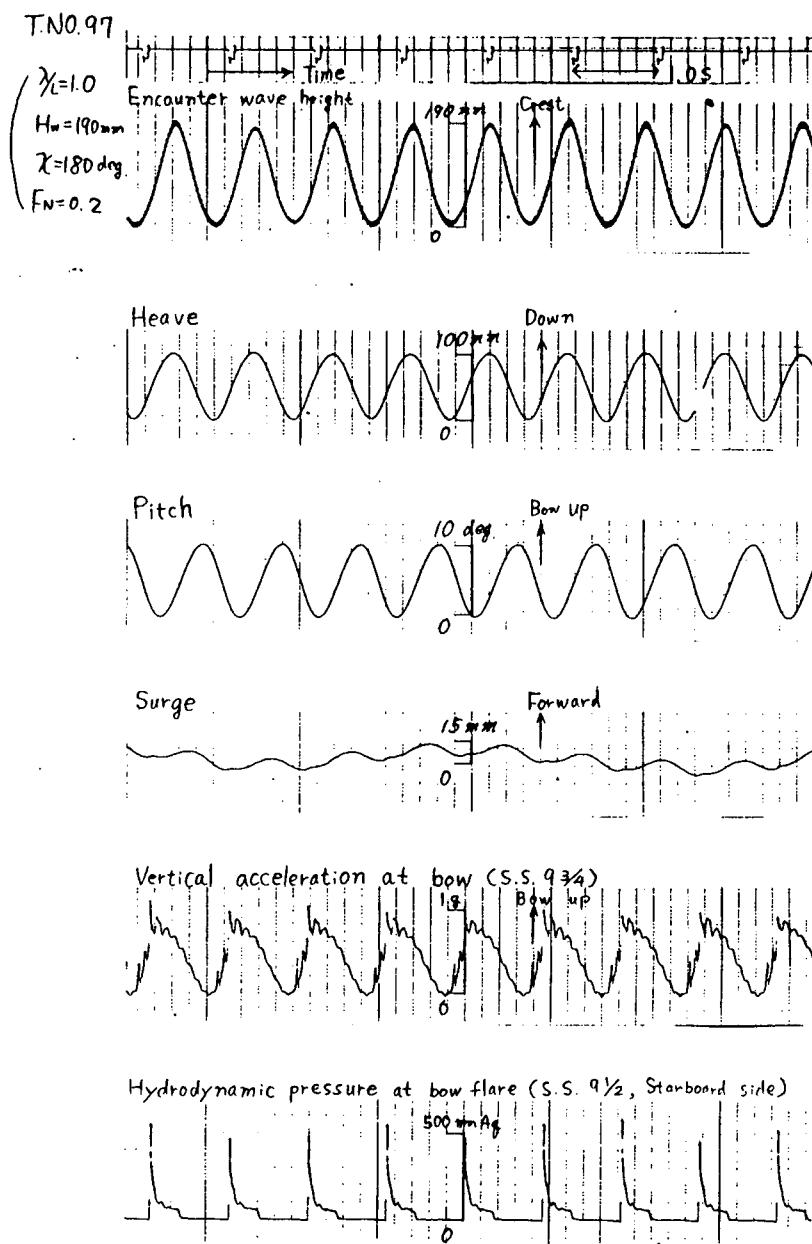


図 3.4.12 (A) 計測データ ($F_N = 0.2$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 190 \text{ mm}$)

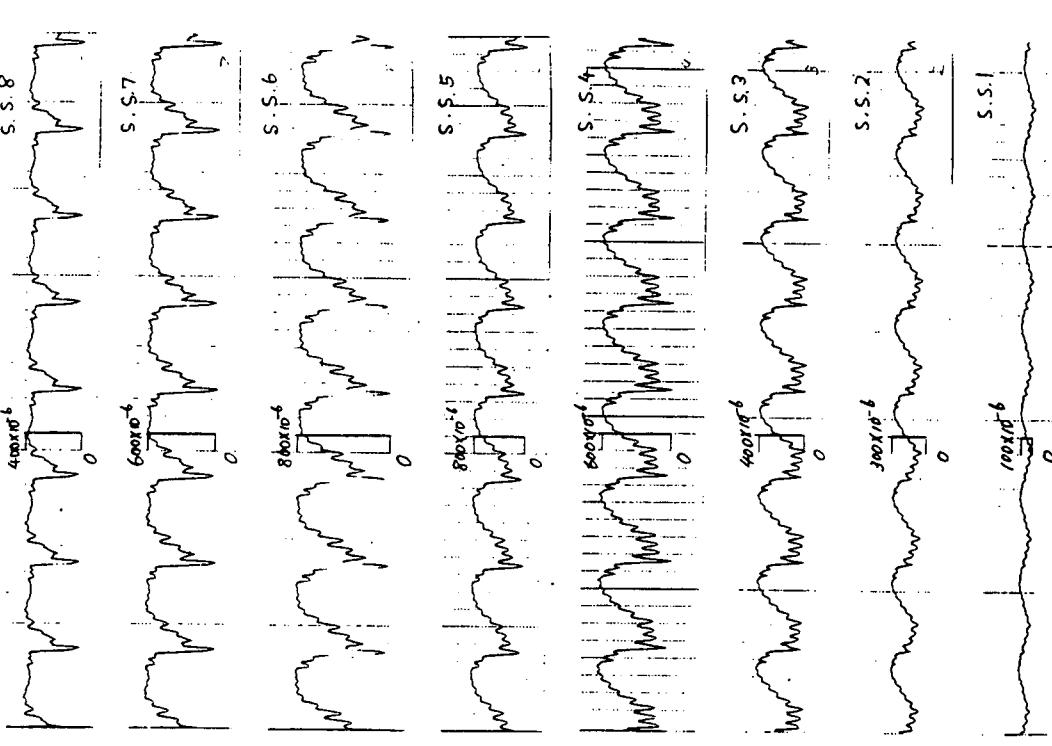
T. NO.99

$\chi_c = 4.0$
 $H_w = 190\text{mm}$
longitudinal strain at upper deck, standard scale
 $\chi = 180\text{deg}$
 $F_N = 0.15$

($\frac{\mu}{\text{sec}}$)

Time

Sagging



T. NO.97

$\chi_c = 1.0$
 $H_w = 190\text{mm}$
longitudinal strain at upper deck, standard scale
 $\chi = 180\text{deg}$
 $F_N = 0.2$

($\frac{\mu}{\text{sec}}$)

Time

Sagging

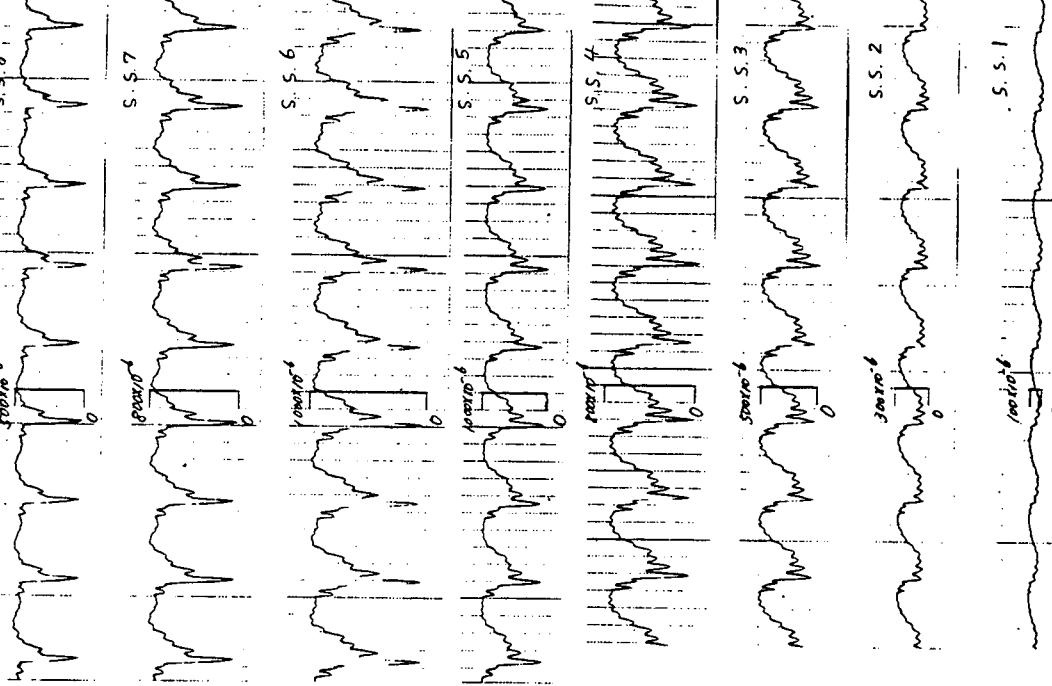


図 3.4.12(B) 計測データ

図 3.4.13 計測データ ($F_N = 0.15$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 190\text{mm}$)

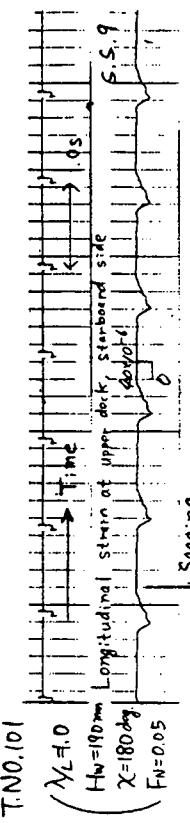
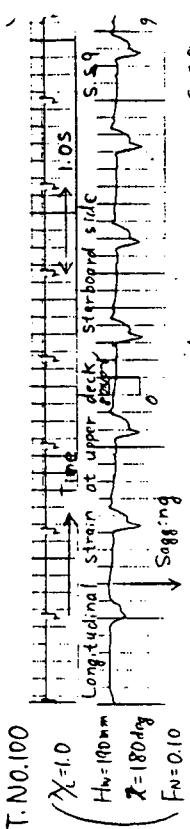
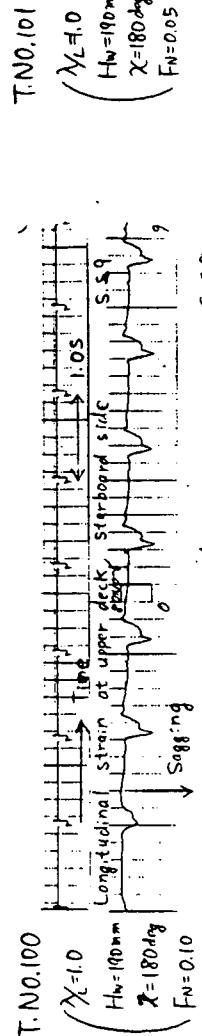


図 3.4.14 計測データ ($F_N = 0.10$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $H_W = 190 \text{ mm}$)

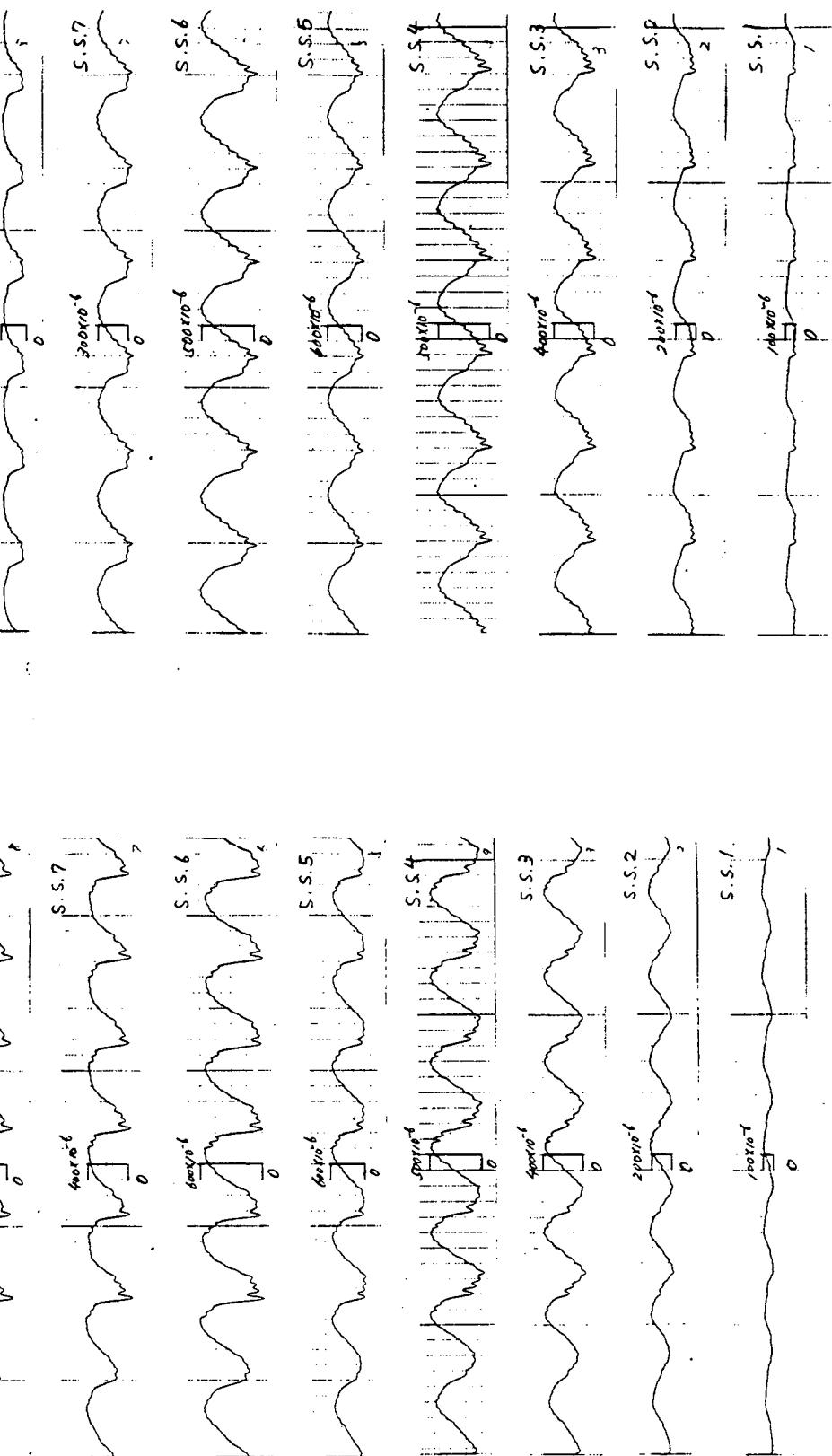


図 3.4.15 計測データ ($F_N = 0.05$, $\gamma = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.0$, $H_W = 190 \text{ mm}$)

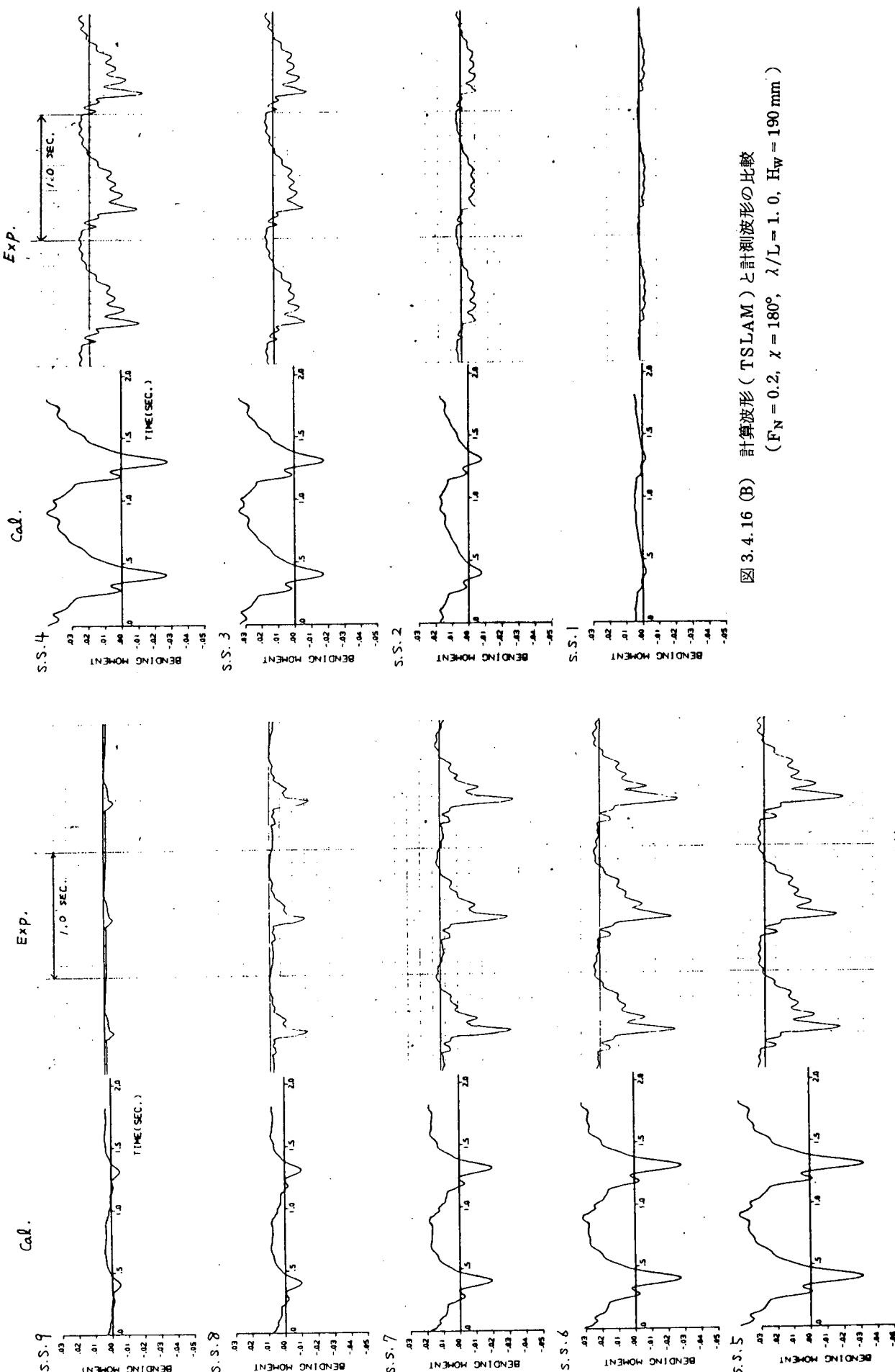


図 3.4.16 (A) 計算波形 (TSLAM) と計測波形の比較
 $(F_N = 0.2, \chi = 180^\circ, \lambda/L = 1.0, H_w = 190 \text{ mm})$

図 3.4.16 (B) 計算波形 (TSLAM) と計測波形の比較
 $(F_N = 0.2, \chi = 180^\circ, \lambda/L = 1.0, H_w = 190 \text{ mm})$

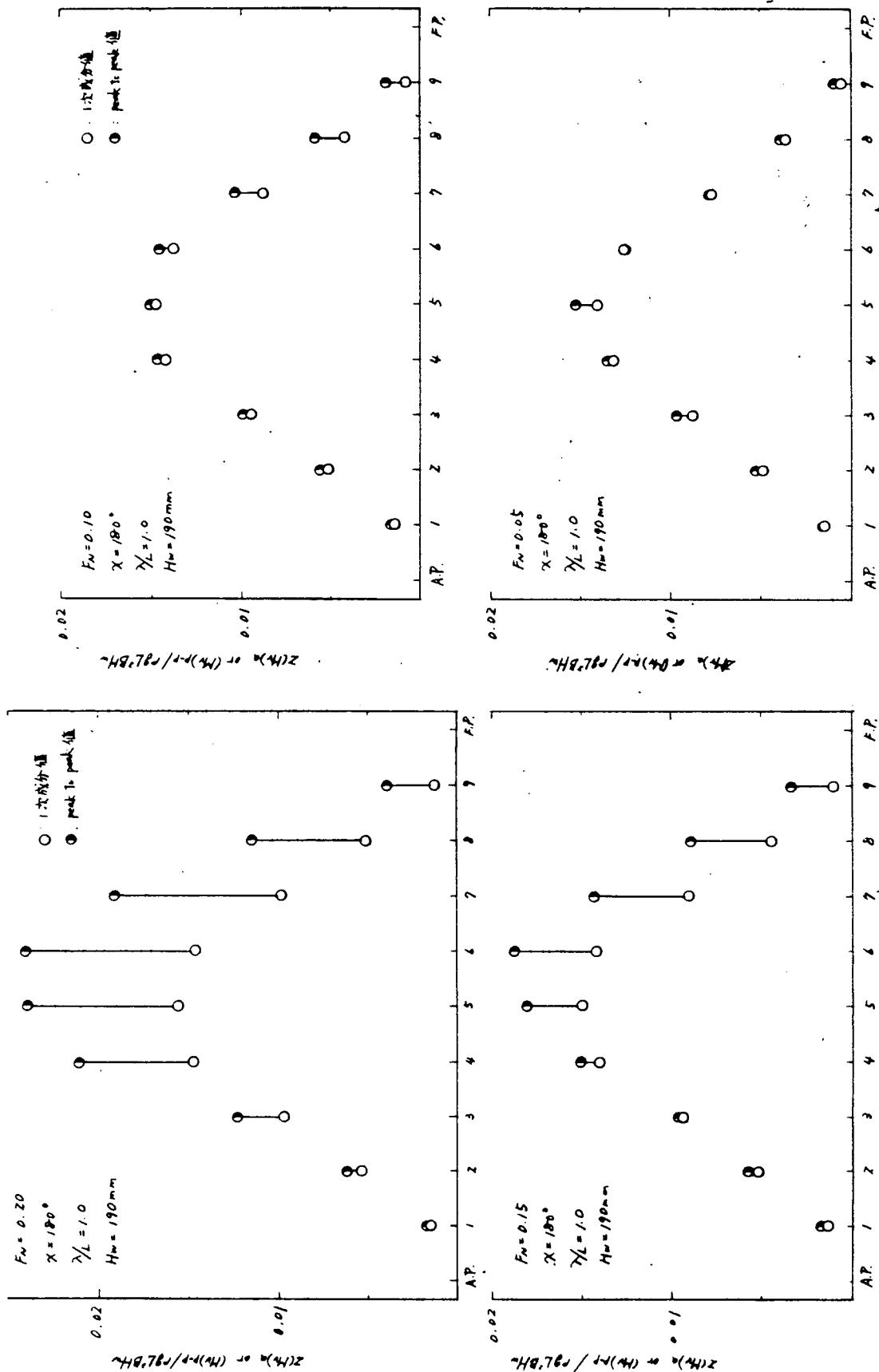


図 3.4.17 縦曲げモーメント分布の計測値

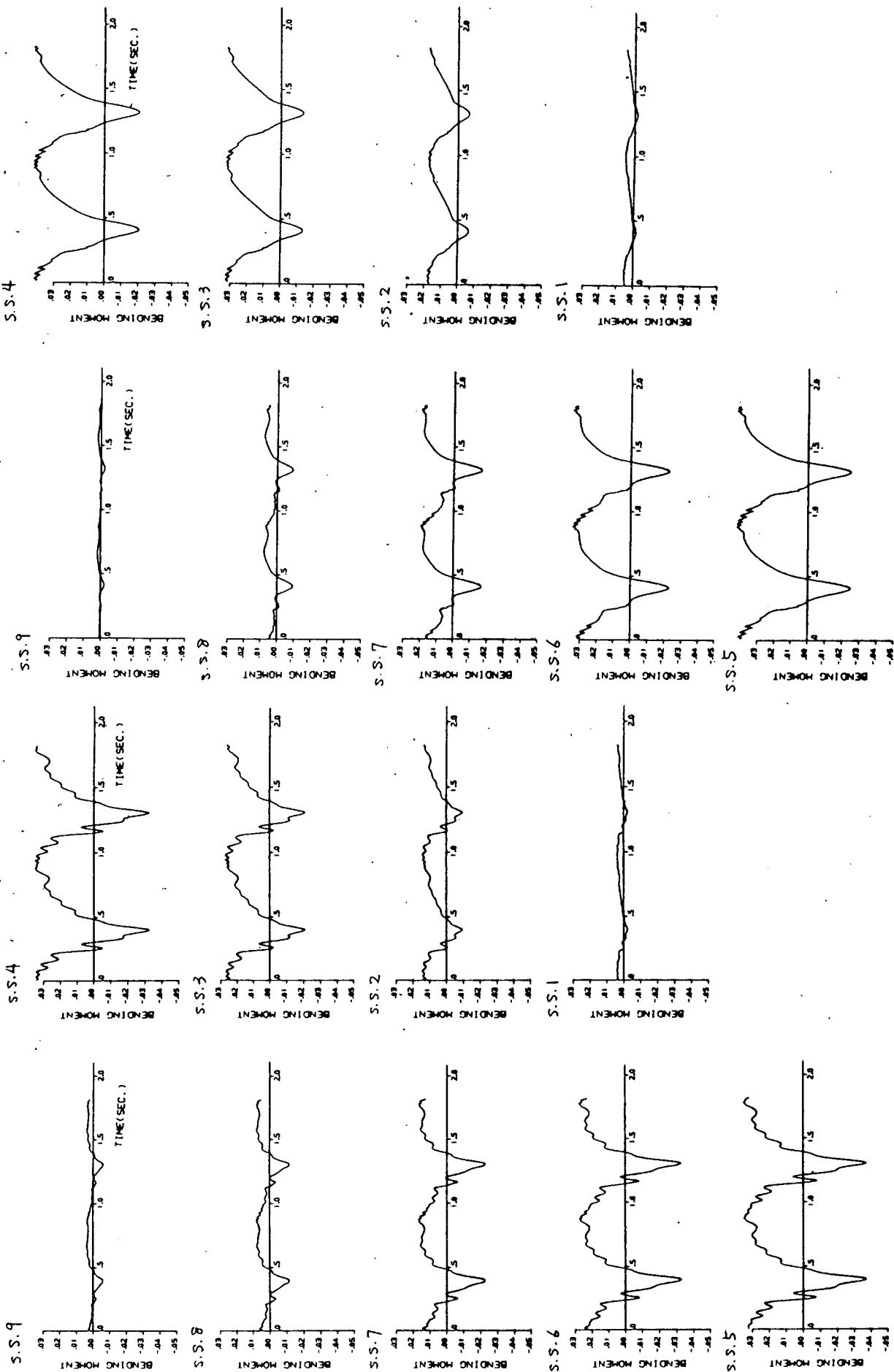


図 3.4.18 曲げ剛性を 2 倍にした場合の計算波形 (TSLAM)
 $(F_N = 0.2, \chi = 180^\circ, \lambda/L = 1.0, H_W = 190 \text{ mm})$

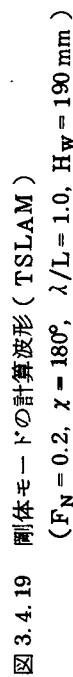


図 3.4.19 剛体モードの計算波形 (TSLAM)
 $(F_N = 0.2, \chi = 180^\circ, \lambda/L = 1.0, H_W = 190 \text{ mm})$

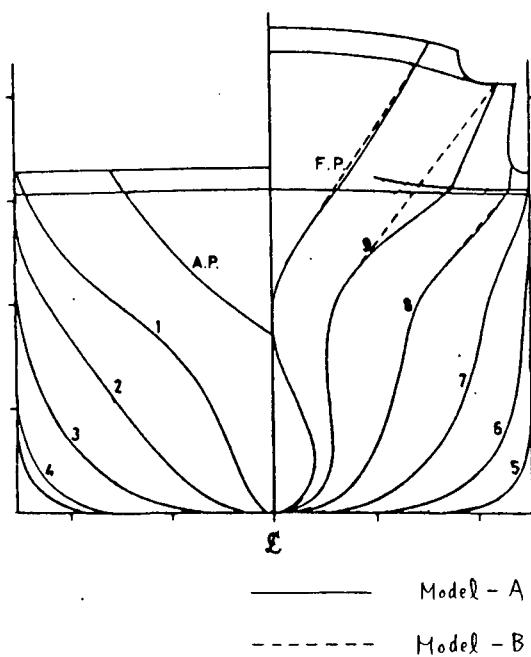


図 3.4.20 分割模型船の Body plan (716 T. E. U. コンテナ船型)

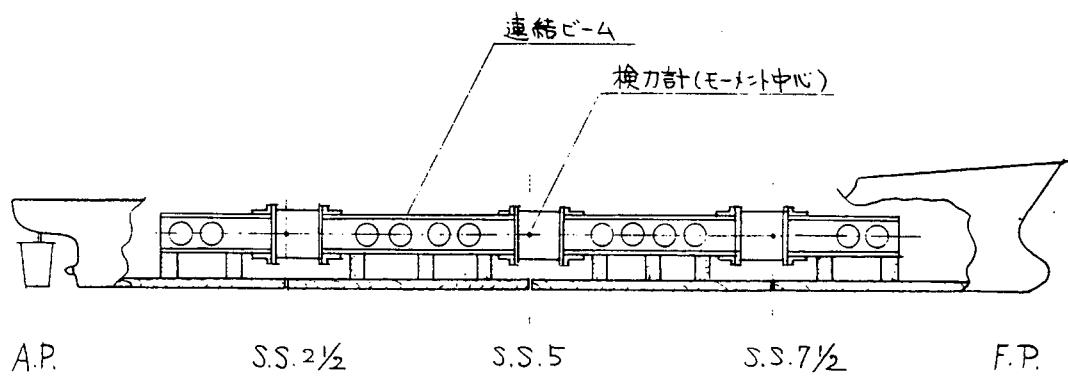


図 3.4.21 波浪荷重計測の概略

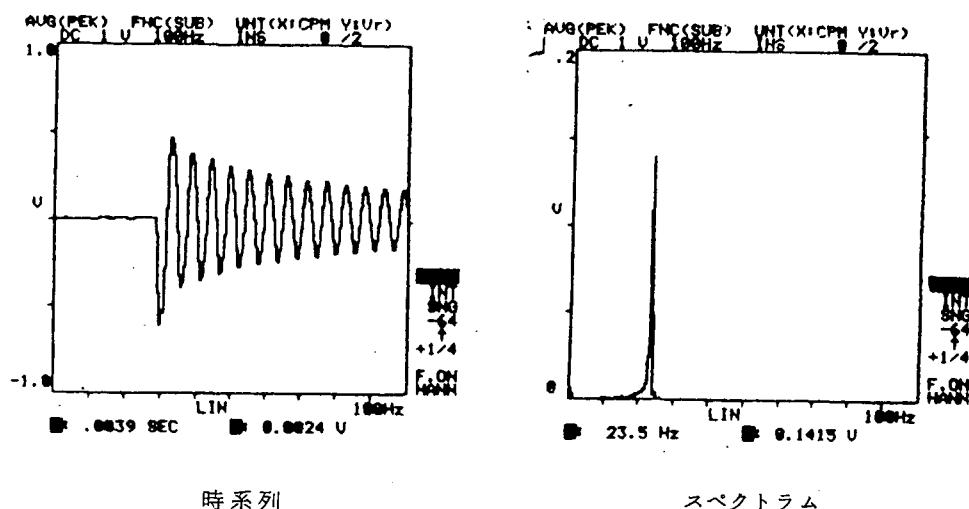


図 3.4.22 (A) 分割模型船の水中衝撃試験 (F.P.打, S.S. 5 縦曲げモーメント)

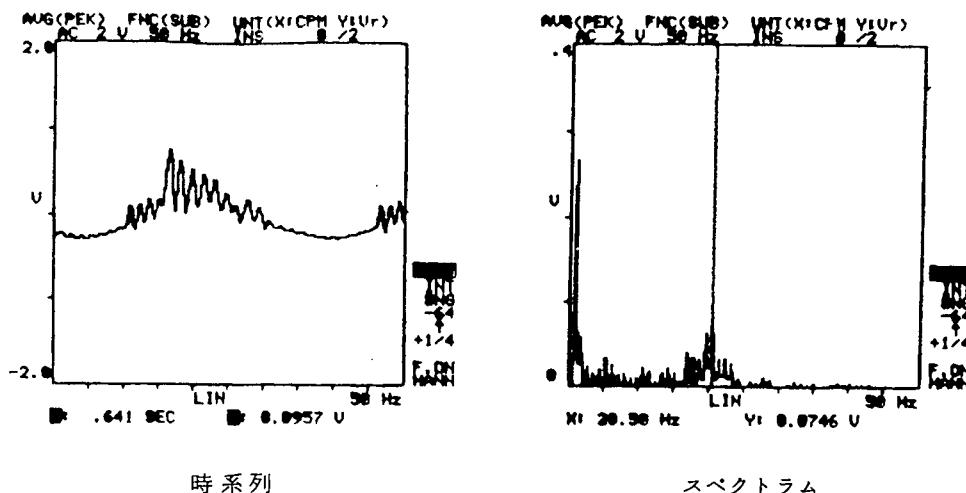


図 3.4.22 (B) 波浪荷重計測データの F.F.T. 解析例
(S.S. 5 縦曲げモーメント - $\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 206 \text{ mm}$)

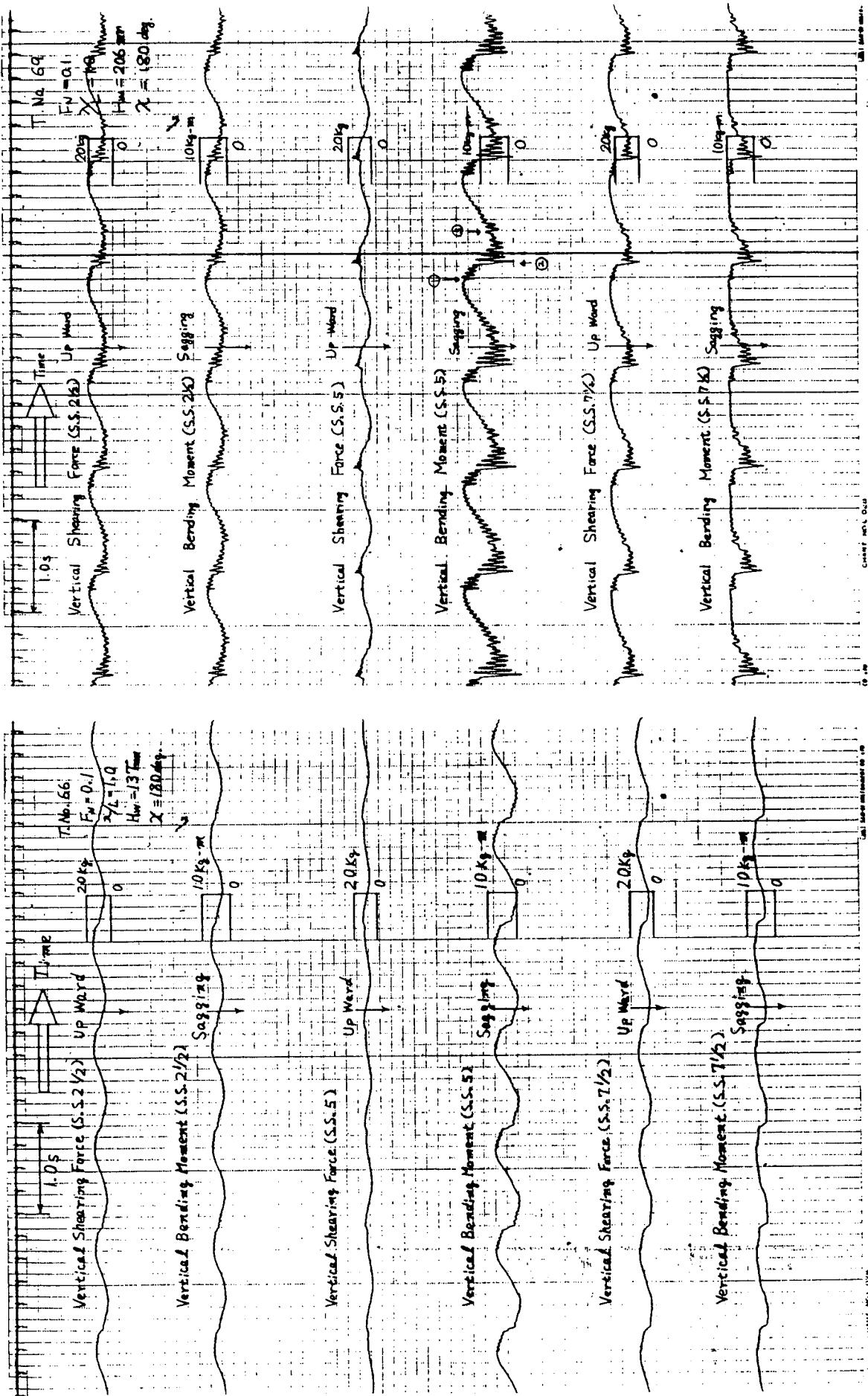


図 3.4.23 波浪荷重の計測データ ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 137 \text{ mm}$) 図 3.4.24 (A) 波浪荷重の計測データ ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 206 \text{ mm}$)

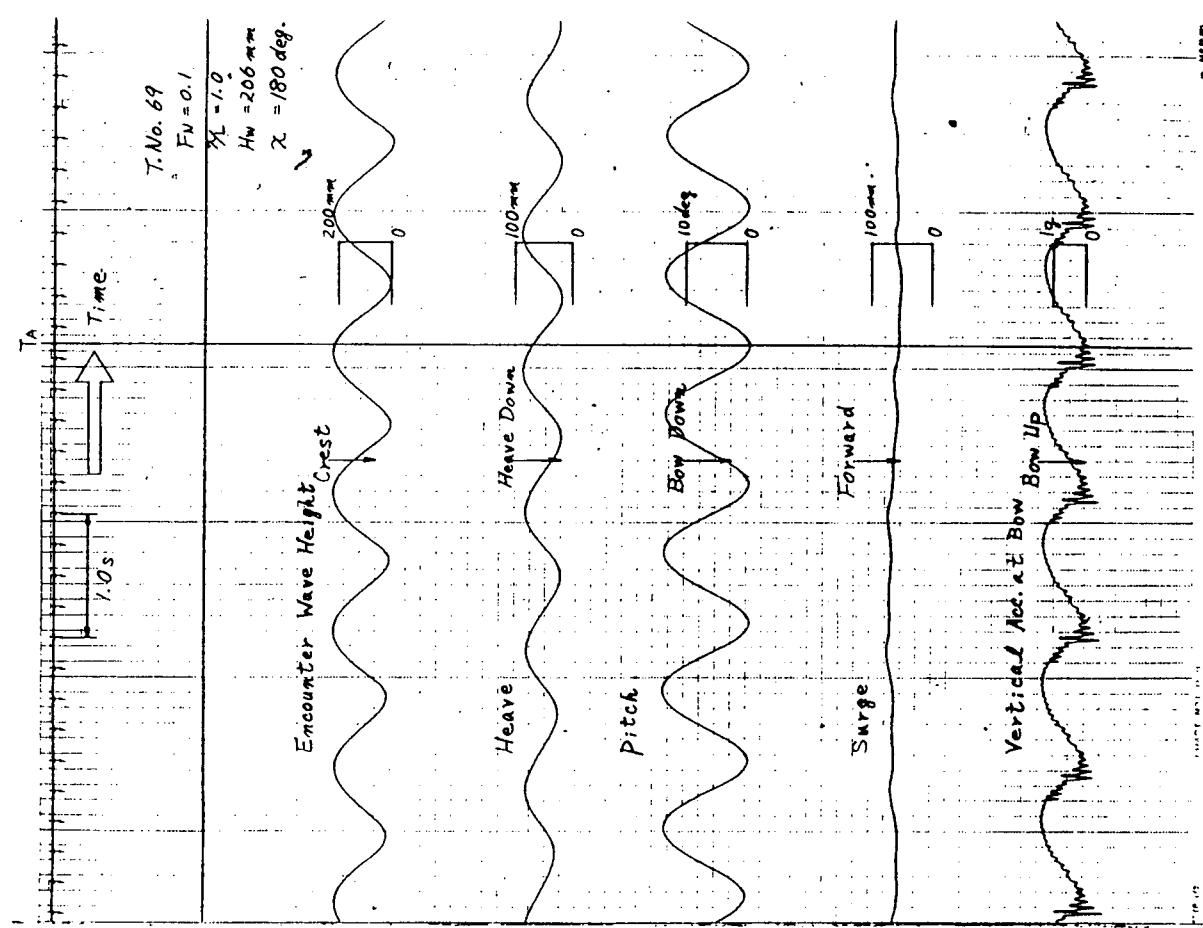


図 3.4.24 (B) 船体運動の計測データ ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 206 \text{ mm}$)

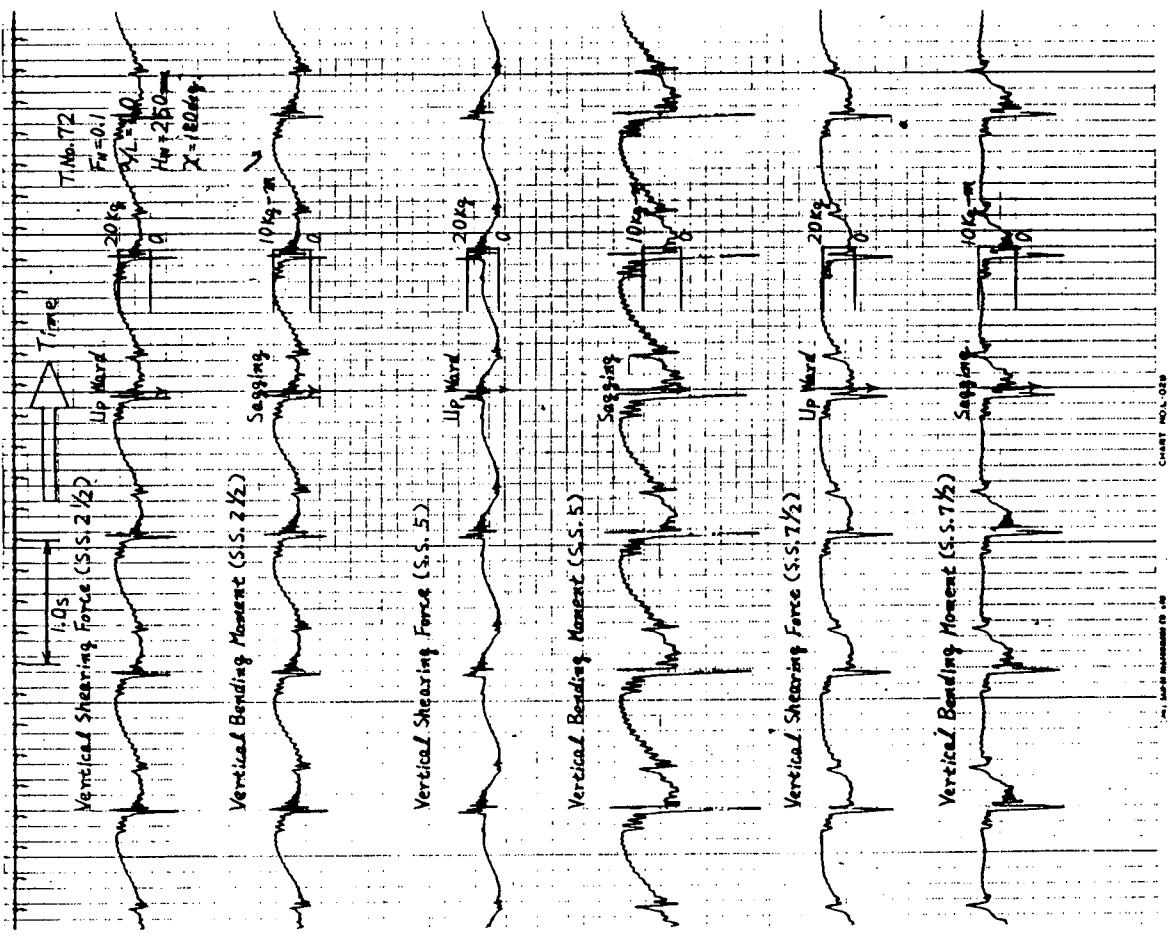


図 3.4.25 波浪荷重の計測データ ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 250 \text{ mm}$)

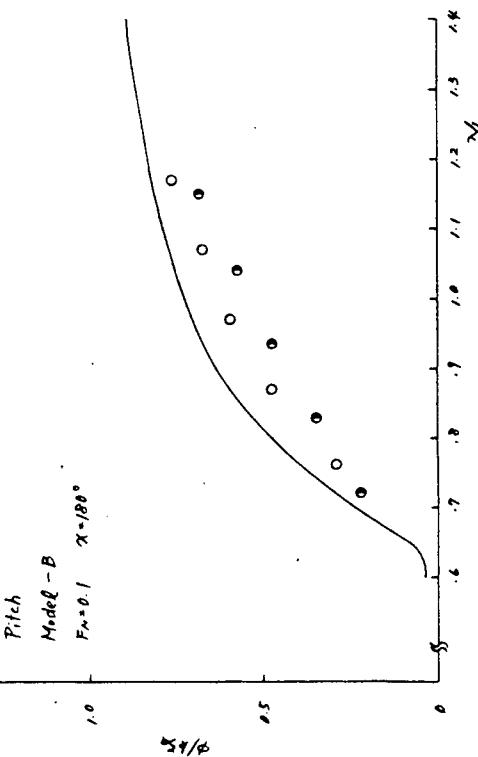
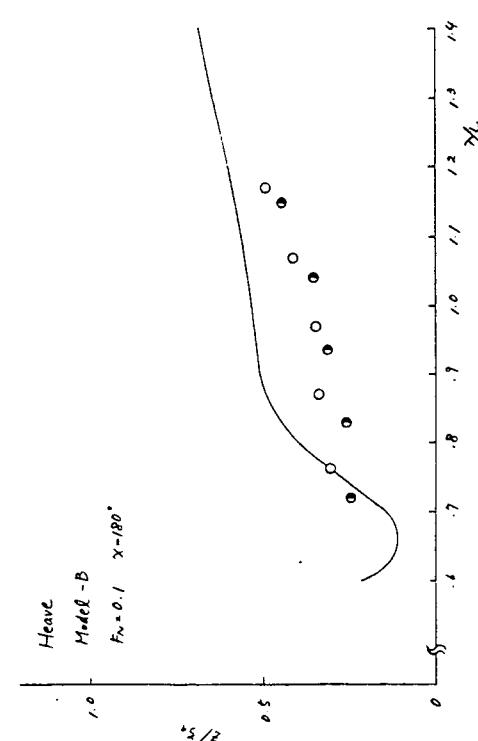
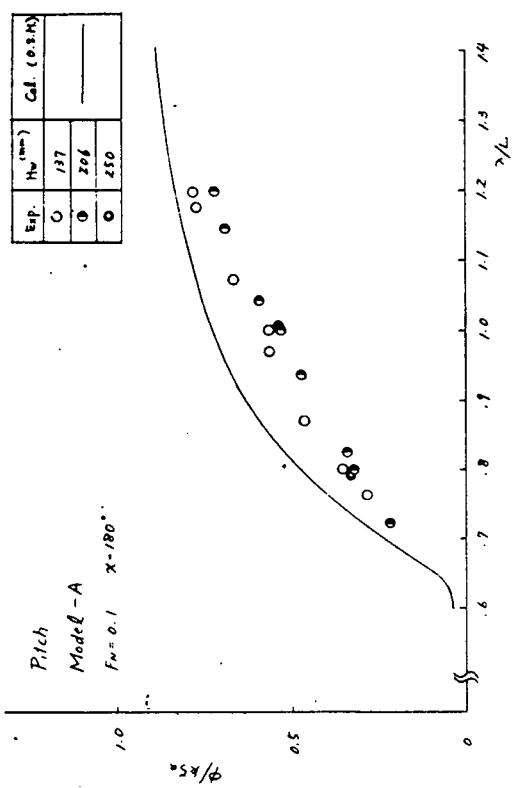
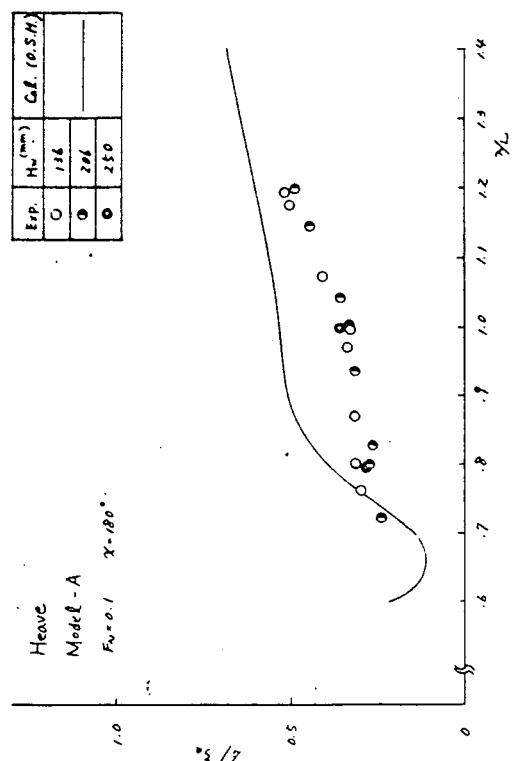


图 3.4.26 上下摇

图 3.4.27 摆摇

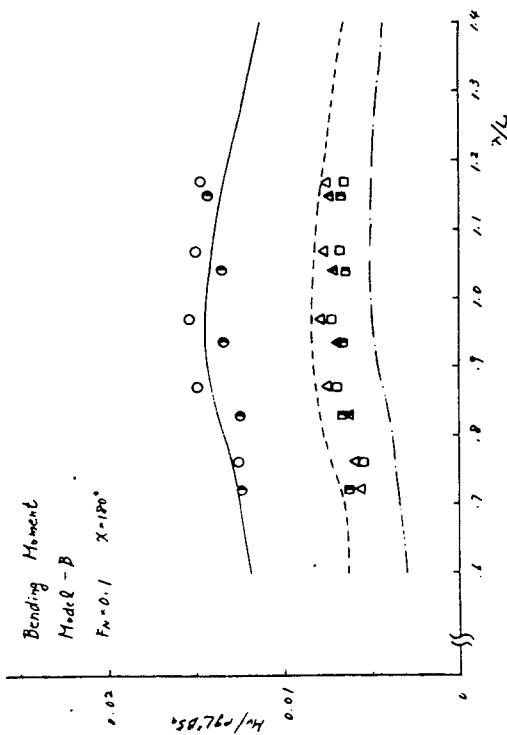
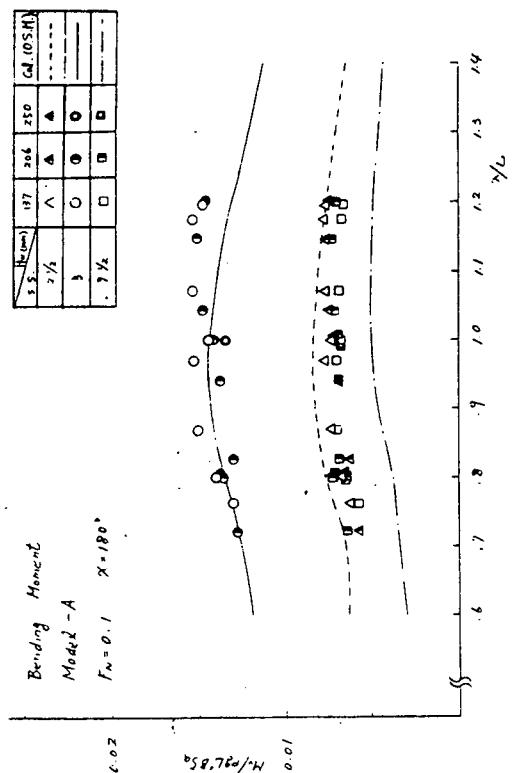


図 3.4.28 縦曲げモーメント

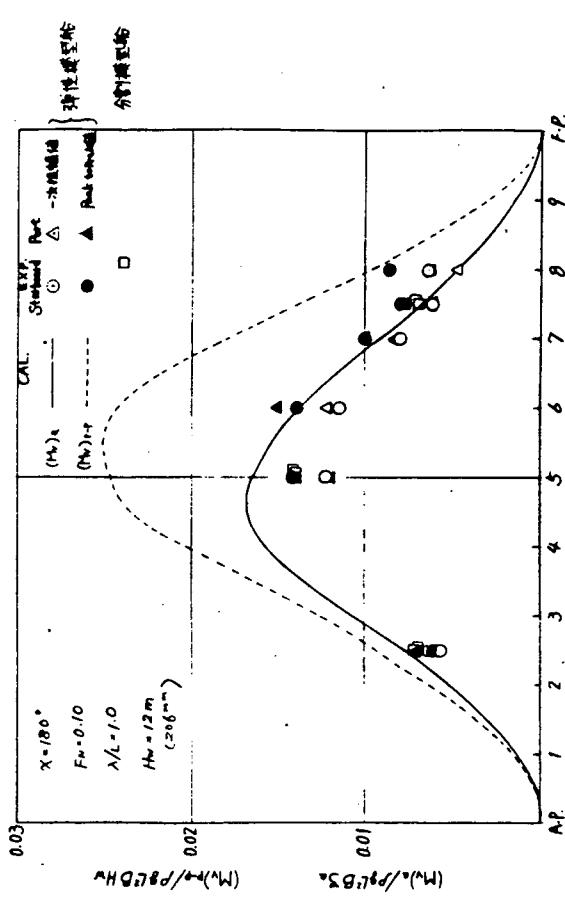
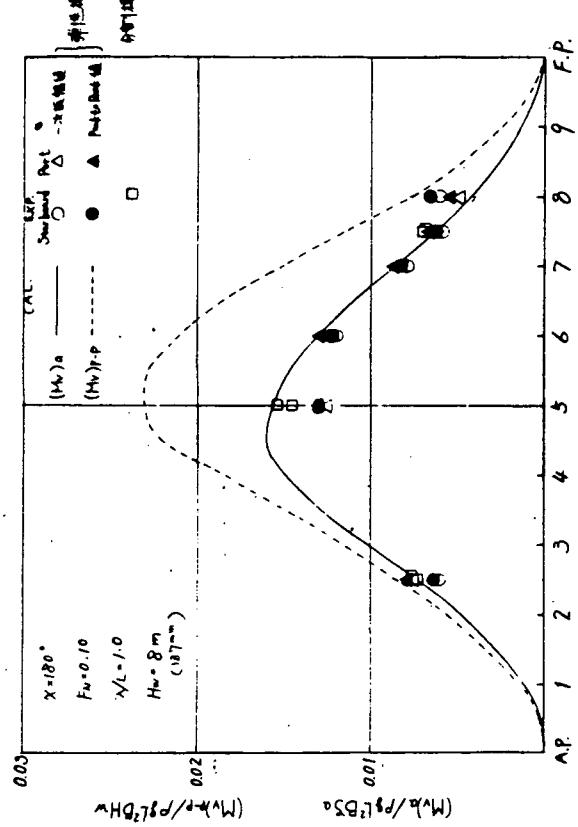


図 3.4.29 縦曲げモーメント分布

3.5 まとめ

2.1に述べたように本年度の研究の主眼の1つは、現在の非線形波浪荷重計算プログラム TSLAM を改良し、さらに適用範囲を拡げることである。このため各研究機関では、それぞれ独自に計算プログラムを製作し、模型試験結果および TSLAM による計算結果と比較し、次年度に完成が予定されているプログラムの詳細なフロー作成のための基礎調査を行なった。その結果を本節にまとめる。ただし、詳細な検討は次年度に行なうので、以下に述べる事柄は暫定的な結論であることを付記する。

まず、TSLAM の計算値と実験結果の一一致度については昨年度すでにかなり検討されているので、以下にこれらを簡単に要約する。¹⁾

- (a) 55000 DWT ばら積貨物船の満載状態のように顕著なスラミングが発生しない場合には、甲板ひずみの時刻歴波形とその定量的大きさの計算値と実験結果との一致度は必ずしも十分でない。しかし、ヒープ、ピッチの船体運動および上下加速度振幅では、線形計算である O.S.M. より非線形計算である TSLAM の結果の方が実験値に近い。
- (b) 120000 DWT 鉱石運搬船の満載状態においても模型実験による上下加速度および縦曲げモーメントは計算値より whipping の影響が顕著である。
- (c) コンテナ船では実験と計算による高次振動成分の波形は似ているが、計算値に高次振動成分が、より顕著に現われる傾向があり、その結果、縦曲げモーメントの peak to peak 値は計算がやゝ過大な値を与える。

以上の昨年度の検討結果を総合すると、上下加速度および縦曲げモーメントに観察された高次振動成分の重なり具合は、TSLAM の計算によりおおむね予測できているが定量的な一致度については、さらに激しいスラミングを実験的に再現して詳しく調査する必要があることがわかった。

このため、本年度は顕著なスラミングを模型試験で実現し、TSLAM および各研究機関で開発されたプログラムによる計算値との比較調査が行なわれた。以下に、その概要を簡単にまとめる。

3.5.1 向波中の船体応答

55000 DWT ばら積貨物船バラスト状態の規則波中模型試験では、満載状態にくらべ甲板ひずみ等の高次振動成分の存在が顕著となる。その結果、

- (a) TSLAM による船体各所での甲板ひずみの時刻歴波形と計測された波形の対応は満載時に比し全般的に良い。特に TSLAM に軸力の影響を加味し、外力および慣性力を直接積分して求められた甲板ひずみの計算（プログラム開発Ⅰ）と実測の波形の対応は一層良好となる。ただし、スラミングが生ずるか否かの限界に近い状態では、計算と実測の波形同志の対応はあまり良くない。また、
- (b) 前項(a)に述べた改良された TSLAM による甲板ひずみの引張、圧縮のピーク値には、波高の高い場合、船体中央部で圧縮ひずみが、船首部で引張ひずみが実験値より若干大きくなる傾向があるが、全体としては一致度は良い。120000 DWT 鉱石運搬船についてもスラミングを顕著に発生させるためバラスト状態での規則波中試験が追加された。満載状態にくらべ明らかにスラミングが発生しやすくなり、波長船長比 λ/L が $L/\lambda = 1.2$ から 0.8 となるにしたがい、2節・3節の振動成分が甲板ひずみに顕著に現われている。
- (c) 本供試船の満載状態では顕著なスラミングは発生せず非線形計算と線形計算の優劣はつけがたく、場合によっては非線形計算の方が実験結果と合わないこともある。
- (d) 一方、バラスト状態では満載状態に比し、船底露出も頻繁に起るようになり、縦曲げモーメントの時刻歴においても、波形のみならず、定量的大きさも非線形計算の方が線形計算より実験結果と良く合うようになる。
- (e), (f) で言及した計算は、船長方向の質量分布、剛性分布および剪断変形をも考慮に入れた非線形計算（プログラム開発Ⅲ）で、付加質量、減衰係数の流体力係数は剛体運動に対するものと高次振動に対するものとを区別し、ルイス

・ホーム近似を用いたUrsell-Tasai法による計算値を用いている。また、非線形流体力は周波数無限大の付加質量を用いた運動量理論により計算されている。

本供試船バラスト状態については、剪断変形および高次振動成分を考慮した。有限要素法による計算も実施された（プログラム開発V）。本プログラムでも付加質量および減衰係数の流体力係数は剛体運動に対する出会い周波数における値と、高次振動に対する周波数無限大での値を区別して用い、これらの値はFrankのclose-fit法によって計算されている。非線形流体力は周波数無限大での付加質量に基づく運動量理論により求められている。本方法による試計算により次の結果が得られた。

- (e) TSLAMで用いられている、近似式による減衰係数を用いた場合、減衰が過大であるため船体運動が抑えられ、顕著なスラミングの発生が妨げられ、whippingも弱く、実験値との一致が悪くなる場合がある。これに対し、より正確な減衰係数を用いた場合には縦曲げモーメントの時刻歴波形は定量的にも実験と良好に一致する。
- (f) 9節振動までを考慮した計算結果は、3節振動までを考慮した計算結果とほとんど変わらない。しかし、試計算の対象が大型肥大船であること、模型船についての比較計算であることなどを考えると、4節以上の振動を考慮しなくとも良いと直ちに結論することはできない。

プログラムIIIとプログラムVは流体力係数の求め方に若干の差異があること、基礎になっているストリップ法が前者ではS.T.F.法で後者はO.S.M.であるなどの違いはあるが、ともに船体を変断面梁として剪断変形を考慮していること、流体力係数を剛体運動に対するものと高次振動成分に対するものを使いわけるなどの類似点も多い。両計算法による120000 DWT鉱石運搬船に対する計算結果を比較すると、縦曲げモーメントの時刻歴波形における振動成分の重畠の具合および縦曲げモーメントの大きさ等、実験結果との対応はほど程度に良好であるといえる。

なお、プログラムIIIでは、非線形流体力を計算する際の付加質量を周波数無限大での値ではなく、波との出会い周波数での値にかえて計算し実験結果と比較している。その結果、

- (g) 波との出会い周波数での付加質量を用い非線形流体力を求める場合の方が、縦曲げモーメントの計算値は全般的によく実験値と一致するようになる。
という結果を得ている。

以上より、非線形流体力を計算する際の付加質量あるいは減衰係数の値の選択の如何によって、船体構造応答の計算結果に明らかな相違の生ずることが判明した。流体力係数をどのように決定すべきかについては、今後さらに詳しく検討する必要がある。

プログラムIIはTSLAMに近く、TSLAMとの主な相違点は剛体運動に対する流体力係数を平水中静止時の奥水に対してルイス・ホーム近似によるUrsell-Tasai法で求めている点である。本プログラムによる120000 DWT鉱石運搬船バラスト状態での船体構造応答を模型試験結果と比較すると

- (h) 計算ではwhippingの発生が実測よりやゝ遅れているが縦曲げモーメントの大きさおよびwhippingの重なり方は実験結果とほどよく一致しているといえる。

先に、鉱石運搬船模型の縦曲げモーメント等の船体応答に対する4節以上の高次振動成分の影響を述べたが、コンテナ船模型についても同様の調査を行なった結果（プログラム開発IV）

- (i) TSLAMに4節および5節の振動モード（ただし一様断面ビームとする）を追加した計算結果は3節振動までを考慮したものとほとんど変わらず、検討例に限っていえば3節までの振動モードで十分といえる。
しかし、これを一般的な結論とするには、今後さらに検討する必要があることは先にも述べたとおりである。一方、本年度のコンテナ船による実験結果とTSLAMによる計算結果を比較すると
(j) 計算による甲板ひずみには実験ほどwhippingによる振動成分が顕著でない。この原因是、バウ・フレアー角

が小さいためと推察される。

以上、鉱石運搬船、コンテナー船の模型試験結果と各計算プログラムによる試計算結果を比較検討した結果、基準プログラムに

- (i) 軸力の効果を考慮し、慣性力を含めて外力を直接積分して縦曲げモーメントを計算
- (ii) 流体力係数の計算法およびこれに付随して非線形流体力計算法を改良
- (iii) 船体を変断面梁とし剪断変形を考慮

すれば、実験結果との一致度はさらに改善されると予想される。

また、激しいスラミングが発生するような大波高浪中の模型試験でも確認されているように、船首部甲板上に打込む海水の波浪荷重に対する影響を無視できない場合もある。プログラム開発Ⅳでは甲板を越えた海水が、船体の存在ないしほと船体運動によって波面が乱されずに、船体との相対速度で甲板上を移動すると仮定して縦曲げモーメントの時刻歴計算を試みている。その結果

- (iv) 海水打込みを考慮した計算は、考慮しない計算結果にくらべ縦曲げモーメントの振動成分は小さくなり時刻歴波形のパターンが実験結果に近づく傾向

があることを示した。プログラム開発Ⅱでも海水打込みの効果を考慮することが計画されている。その考え方は、船首部甲板上水面高さと乾舷高さとの関係から船首部 S.S. 9 ½ に加わるとする衝撃力を実験式として与え、さらに衝撃力作用開始時刻と作用時間も実験結果を参考に定めるとするものである。具体的な計算結果については次年度検討する予定である。

以上、本年度に実施された実験結果と各計算プログラムによる試計算結果の比較検討により得られた成果をまとめたが、各計算プログラムの相違点を明確にするため、各プログラムの計算機能を比較して表 3.5.1 に示した。なお、昨年度のコンテナー船での模型実験の際、航走中実測された 2 節振動の固有振動数と平水中振動試験による値に明らかな差違があり、航走中の値が低周波側に出る理由の 1 つとして打込み水の効果が想定されたが、プログラムⅣによる打込み水の効果を加味した固有周波数解析では、前述の差違を説明するまでに到っていない。

3.5.2 斜波中の船体応答

大波高の入射波が斜めより到来する場合の船体構造応答を考える場合、向波中の応答と比較し新たに検討を要すると思われる主な事柄は次のとおりである。

- (1) 縦運動と横運動の連成。このため縦波浪荷重にも横運動の影響が現われる。
- (2) 横波浪荷重の重畠。斜波中を航行する船体各所には縦荷重にさらに横荷重が重畠する。

一方、従来の線形理論では斜波中においても船体縦運動と横運動は連成せず、したがって波浪荷重も縦方向と横方向を独立に計算している。実際、通常程度の波高では、このような取扱いで実用上として不具合がないことが実験によって確かめられている。

本研究でも、斜波中の波浪荷重計測および非線形応答計算が、詳細ではないにしても、かなりの程度、実施されているので、その結果をまとめ、斜波中の船体応答の取扱いについての今後の指針としたい。

本年度までに実施された斜波中の研究成果は以下のとおりである。¹⁾

- (a) 船底スラミングが発生するには船底が波面上に露出することが不可欠である。船底露出のための限界波高に対する出会い角の影響を調べた結果では、 $\chi = 180^\circ$ （正面向波）と $\chi = 157.5^\circ$ とで限界波高はほとんど変わらないが、 $\chi = 135^\circ$ になると差が明らかとなる。すなわち、 λ/L が 0.9 近傍以上では、 $\chi = 135^\circ$ での限界波高は $\chi = 180^\circ$ 157.5° に比し高く船底露出が起りにくく、 $\lambda/L \leq 0.9$ 以下では逆に $\chi = 135^\circ$ の方が限界波高が低いが、限界波高の値そのものは λ/L の減少につれて急速に大きくなり、船底露出は起りにくくなる。

(b) 縦搖および船首部上下加速度も $\chi = 180^\circ$, 157.5° の間の相違は極く僅かで, $\chi = 135^\circ$ になると明らかに $\chi = 180^\circ$, 157.5° との差違が顕著となる。

(c) 縦曲げモーメントに対する出会い角 χ の影響についても前項までと同様の傾向がある。すなわち、縦曲げモーメントの出会い周波数成分および2節振動成分とも $\chi = 180^\circ$, 157.5° の間には目立った差違はないが、 $\chi = 135^\circ$ では縦曲げモーメントの値そのものがかなり減じ、特に2節振動成分の減少が顕著である。

以上は、55000 DWT ばら積貨物船による実験 ($L_{pp} = 4.5\text{ m}$ および 3.5 m) と計算による結果であるが、 $\chi = 180^\circ$ 157.5° では縦曲げモーメントがさして変わることなく、コンテナ船についても報告されている。また、本年度、別途実施された船長 4.5 m の高速船型弹性模型による縦曲げモーメントの計測結果では、

(d) $\chi = 180^\circ$ はもちろんのこと、 $\chi = 135^\circ$ でも左右両舷の甲板ひずみに大きな差異はなく、この程度の斜波中でも縦運動と横運動の干渉は小さいといえる。しかも、前述(c)と同様、 $\chi = 135^\circ$ では $\chi = 180^\circ$, 157.5° に比し明らかに縦曲げモーメントが減少する。

以上を総合すると、 $\chi = 135^\circ$ の斜波中でも縦運動と横運動の干渉が小さく、また計測される縦曲げモーメントも減少するので、船体構造強度上からは正面波に近い斜波中での船体応答を考慮しておけば足りるといえる。したがって、本研究委員会で作成しようとする、斜波中での船体応答の計算プログラムにおいても縦運動と横運動の連成を考えず、縦運動および縦波浪荷重のみをとりあげて通常の場合、支障ないものと思われる。

参考文献

- 1) 本研究委員会 昭和57年度報告書、日本造船研究協会研究資料 No. 368 (昭和58年3月)

表3.5.1 プログラム機能比較

Program	Model	Structure		Hydrodynamics				Damping Coef. of Wave-Making		Bending Moment	Additional Functions	
		No. of Modes	Modal Analysis Mode Functions	F.E.M.	Strip Method	Added Water Mass	Frequency Dependency	Draft Dependency	Impact Force	Frequency Dependency	Draft Dependency	
TSLAM	B-E ^{*1)}	4	U.B. ^{*3)}	—	O.S.M. ^{*5)}	indep.	dep.	H.C. ^{*7)} H.C.	ω_{∞} ^{*10)}	dep.	R.S. ^{*11)}	Def. ^{*12)}
I	B-E	4	U.B.	—	O.S.M.	indep.	dep.	H.C.	ω_{∞}	dep.	R.S.	Force ^{*13)}
II	B-E	4	U.B.	—	O.S.M.	dep.	indep.	U-T ^{*8)} H.C.	ω_{∞}	dep.	U-T	Axial Force Irregular Waves
III	T ^{*2)}	4	A.S. ^{*4)}	—	S.T.F. ^{*6)}	dep.	dep.	U-T	ω_{∞}	dep.	U-T	Green Water
IV	B-E	6	U.B. A.S.	—	O.S.M.	indep.	dep.	H.C.	ω_{∞}	dep.	R.S.	Irregular Waves Green Water
V	T	10	A.S.	Yes	O.S.M.	dep.	dep.	C.F. ^{*9)}	ω_{∞}	dep.	C.F.	Green Water
											Force	—

- *1) Bernoulli-Euler Beam
- *2) Timoshenko Beam
- *3) Mode Functions of Uniform Beam
- *4) Mode Functions of Actual Ship in Still Water
- *5) Ordinary Strip Method
- *6) Salvesen-Tuck Faltinsen Method
- *7) Halfly Immersed Circular Section
- *8) Ursell-Tasai Formula
- *9) Close Fit Method
- *10) by Added Water Mass for Infinite Frequency
- *11) Approximate Formula for Rectangular Section
- *12) by using Derivatives of Deflections
- *13) by Integration of Inertia and External Force

4. スラミング発生条件の研究

4.1 一方向波中におけるスラミング発生条件の研究

尾道丸の木製模型船を用いて一方向不規則波および規則波中の実験を行ない、船体運動、水圧等の計測を行なった。木製模型船は弾性模型船に比べて取扱いが容易で、歪の計測を行なわない場合には実験をより能率的に行なうことができる。実験の主な目的は、

- (1) 船速、出会い角等の異なる種々な状況下でのスラミング発生状態の把握
- (2) スラミングによる衝撃水圧分布の詳しい計測
- (3) 弾性模型船と木製模型船の差異の有無

である。

4.1.1 実験方法

供試模型船は $L_{pp} = 4.5\text{ m}$ の尾道丸木製模型船（満載状態）である。実験方法等の概略は木製である点を除き前回に報告した弾性模型船の場合と同様なので詳細は省き、今回の実験で特徴的な点だけを述べる。

今回は船首底部に作用する水圧分布の詳細な計測が主要テーマの一つであるため、図 4.1.1 に示すように 11 点に水圧計を取り付いた。この他にピッキング、ローリング、船首部上下加速度（S.S. 9%）、船首部相対水位（F.P.，S.S. 9%，S.S. 9）等の計測を行なっている。

実験に用いた波は、表 4.1.1 に示す規則波および図 4.1.2 のスペクトルを持つ不規則波（有義波高 27cm、有義周期 1.6 sec）である。実船に換算すると、規則波は最高 16.3 m 不規則波は有義値で 13.0 m の波高であり、かなりの荒天海面に相当する。不規則波のスペクトルは ISSC スペクトルに比べ狭帯域であるが、これは造波機の周波数特性によるもので、その分中心周波数のパワーを上げて総エネルギーを合わせるようにしている。

4.1.2 実験結果および考察

(1) 船体運動および相対水位

(a) 規則波

スラミングと関係の深いピッキングおよび船首上下加速度の振幅を図 4.1.3～4 に示す。弾性模型船による実験結果と O.S.M. の計算値も記してあるが、3 つの結果はほど一致していることがわかる。

運動振幅（ピッキング）の波高に対する線形性を調べた一例が図 4.1.5 である。実船換算で 16m 程の大波高 ($h_w/L = \frac{1}{13.2}$) になっても線形と見なせること、O.S.M. とよく一致することがわかる。

また、図 4.1.6～8 は $\chi = 180^\circ$ における相対水位の振幅と波高、波長、船速の関係を示すものであるが、やはり O.S.M. とよい一致を示している。ここには示していないが斜め規則波中でも同様の傾向が見られ、大波高規則波中での縦運動および相対水位の振幅は概ね線形理論で評価できることがわかる。

(b) 不規則波

図 4.1.9～13 に運動等の標準偏差 σ を示す。ピッキングは出会い角、船速に依らずほとんど一定値であるが、船首上下加速度は船速の増加につれて大きくなっている。これは、ピッキングの周期が船速の増加とともに小さくなることに対応している。

スラミングに最も関係の深い相対水位変動は船速が大きくなるにつれて直線的に大きくなっている。出会い角に対する傾向はローリング等のために F.P. と S.S. 9 とで異なっているが、スラミングを防ぐという観点からは F.P. の方がより重要であり、波に対して正対しない方がスラミングを押えることができると言えよう。

しかし、ローリングは斜め波になるにつれて急激に大きくなるため、実際の操船に当っては、あまり大きく回

頭できないことがわかる。

(2) 応答スペクトル

前節で線形理論（O.S.M.）が運動等に良い近似を与えることを述べた。従って、周波数応答関数を用いて次の式により、運動の応答スペクトルを推定できるはずである。

$$S(\omega_e) = |H(\omega_e)|^2 S_w(\omega_e)$$

ここで $S(\omega_e)$: 船の運動スペクトル

$H(\omega_e)$: 周波数応答関数

$S_w(\omega_e)$: 出会波のスペクトル

出会波のスペクトルは図 4.1.2 に示した固定点でのスペクトルを変換して用いた。出会波スペクトル、出会波傾斜スペクトルを図 4.1.14～15 に示す。周波数応答関数は O.S.M. により求めた。

推定した応答スペクトルを図 4.1.16～18 に示す。また、対応する計測値を図 4.1.19～21 に示す。両者は概ね一致していることがわかる。

ピッキングは両者の囲む面積 (σ^2) がほぼ一定で、船速の増加につれて高周波側に移動している。相対水位は周波数だけでなく面積も船速とともに増加している。このことは前節の不規則波中のデータの傾向を裏付けている。

(3) 船底衝撃の大きさと発生頻度

水圧の記録より推定したスラミング衝撃荷重の船長方向分布を図 4.1.22 に示す。 f は単位長さ当たりの荷重であり、スラミングによる荷重は横方向に変化しないという仮定のもとに、中心線上の水圧計の記録より求めた。この仮定は同一横断面に設けた水圧計 (P_3 と P_{10} , P_5 と P_{11}) のデータにより確認されている。これは正面に向い波中を $F_n = 0.13$ で航走した時の例であるが、衝撃荷重作用範囲（船底露出範囲）および荷重分布とも、大きなスラミングが発生した場合の典型的なものであり、大半の荷重がこのように S.S. 9 1/2 にピークを持つ形をしている。従って、S.S. 9 1/2 に作用する水圧をスラミングによる荷重の代表値と考えて以後の検討を進める。

なお、弾性模型船において計測された水圧にはホイッピングと同周波数の成分など、特に弾性の影響は見られず今回計測されたものと大きさ、形状ともに差異は認められなかった。運動もよく一致していたことから、弾性模型船にも同様な荷重が作用しホイッピングの起振力になっていたと考えられる。

衝撃水圧の発生時間間隔とピーク値の関係を図 4.1.23 に示す。出会い角 180° において船速が増加すると時間間隔が短くなり、船長に相当するほどの水圧が発生している。ここには記入されていないが、出会い角 135° では時間間隔も大きく、ピーク値も小さく、無視できるレベルであった。

出会い波に対する衝撃発生率と平均のピーク値をそれぞれ船速に対して示したのが図 4.1.24～25 である。両者とも船速に大きく依存することがわかる。出会い角を 180° より変化させると発生率は急激に小さくなるが、ピーク値は小さくなるためスラミングによる損傷を避けることができる。しかし、(1)で述べたようにローリングが非常に大きくなってしまうため、むしろ船速を落とす方がより実際的だと思われる。

(4) 衝撃の発生と相対水位変動との関係

船底衝撃の発生には船底露出が必要条件である。そこで F.P. 相対水位の標準偏差と出会い波に対する衝撃発生率とを比較したものが図 4.1.26 である。相対水位変動が平均値ゼロの狭帯域正規過程と仮定すると、その極値は Rayleigh 分布となり、ある値 d を越える確率は、

$$P(x \geq d) = \exp(-d^2/2a^2)$$

となる。 d として模型船の平水中での喫水 (23.71 cm) を代入したものが図中の実線であるが、かなりの過大評価となっている。

実際にはF.P.の相対水位は平均値ゼロでなく、運動が大きくなるにつれてプラス側（平均喫水が深くなる方向）へシフトしていくことが観察された。そこでゼロシフトの量を実験値より求め、喫水が深くなったと見なして補正したものが図中の破線である。実験値よりやや大き目であるが、この差は、突入速度や船底と波面のなす角など、衝撃発生に必要な他の条件に原因を求めることができる。

シフトする原因としては、船首部付近における局部的な波の変形の他に、ピッキングやヒーピングのゼロシフトが考えられるが、波浪中のその評価法は今後の検討課題である。

(1)(2)で述べたように運動の振幅についてはO.S.M.などの線形計算が良い近似を与えるが、船底露出やスラミングの発生などを正しく評価するためには、さらに高次のオーダーの量についても考慮に入れる必要があると思われる。

(5) まとめ

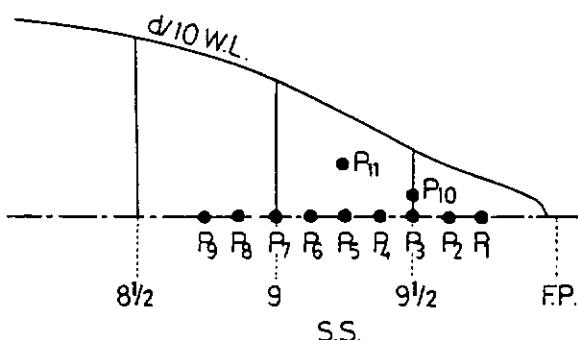
- 尾道丸のような満載状態の肥大船では運動振幅に対する波高の非線形性は特に見られない。規則波中の応答や不規則波中の応答スペクトルは線形理論で概ね推定することができる。
- 不規則波中では、ピッキングの標準偏差は船速、出会い角によらずほぼ一定値であるが、F.P.相対水位の標準偏差は船速が大きくなるほど、正面向い波に近づくほど大きな値になる。
- 大きなスラミングが発生する時船首底に作用する荷重はS.S. 9 1/2にピークがあり、F.P.からS.S. 9付近までなだらかに分布する形状が一般的である。
- 衝撃水圧の発生率およびピーク値は船速に対して直線的に増加する。正面向い波から出会い角をつけて行くと水圧ピーク値は急激に減少するが、発生率は徐々に減少する。
- F.P.相対水位の極値がRayleigh分布であると仮定し、そのゼロレベルのシフト量を実験値に補正すると衝撃発生率の上限を推定することができる。ゼロシフト量を理論的に推定するには今後の検討が必要である。
- 船体運動および水圧の大きさ、波形について、弾性模型船と木製模型船との間の差異は認められない。

表 4.1.1

λ_L	1.0	1.2	1.4
h_w (cm)	20.0	20.5	21.6
	28.4	28.8	27.6
	32.8	34.0	33.3

$$\alpha = 180^\circ, 135^\circ, 90^\circ$$

図 4.1.1



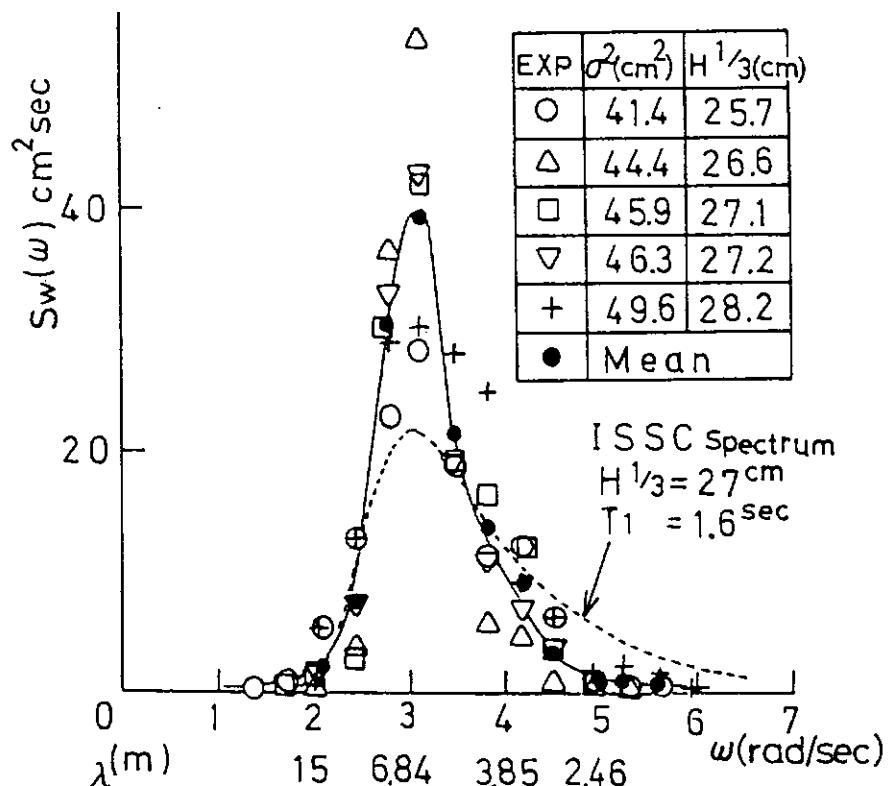


図 4.1.2

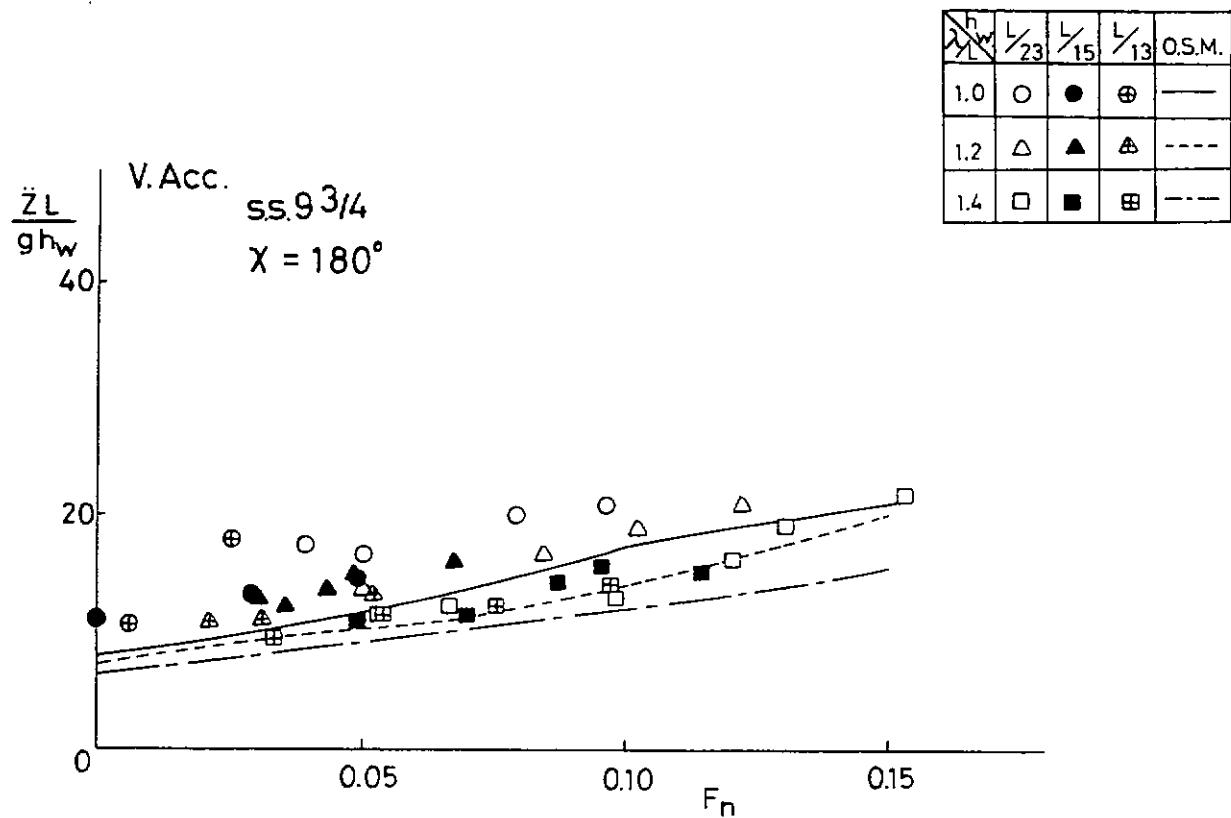


図 4.1.3

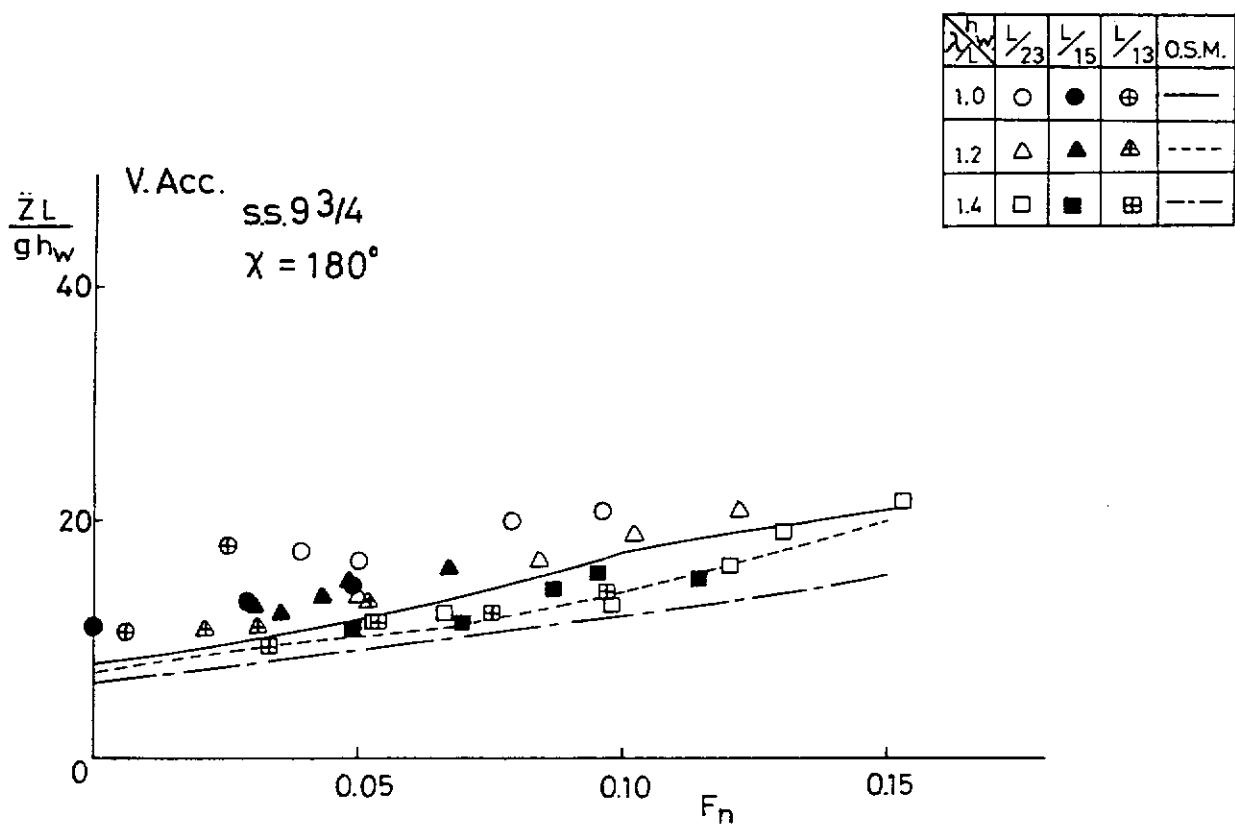


図 4.1.4

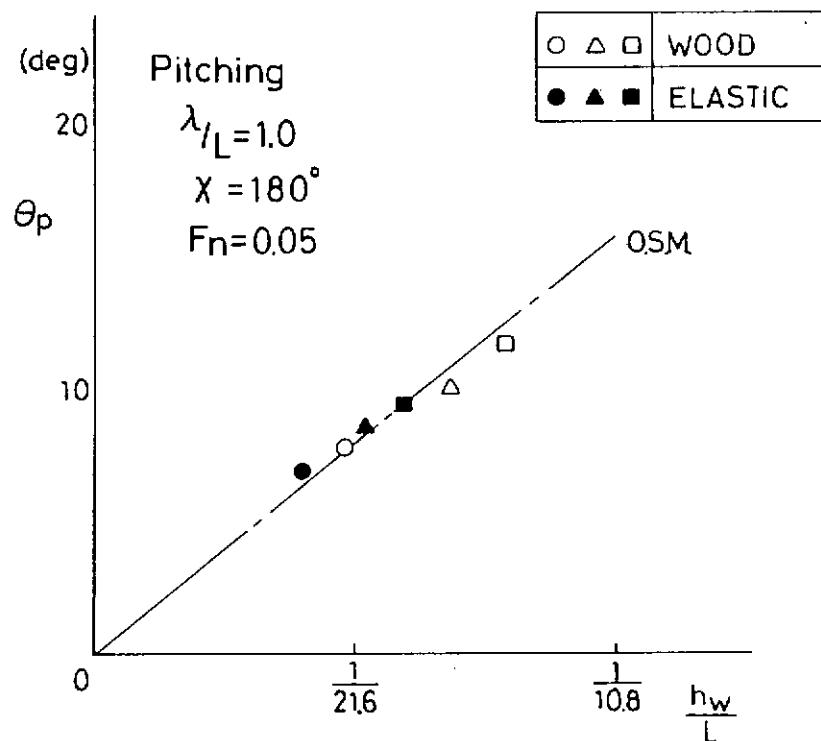


図 4.1.5

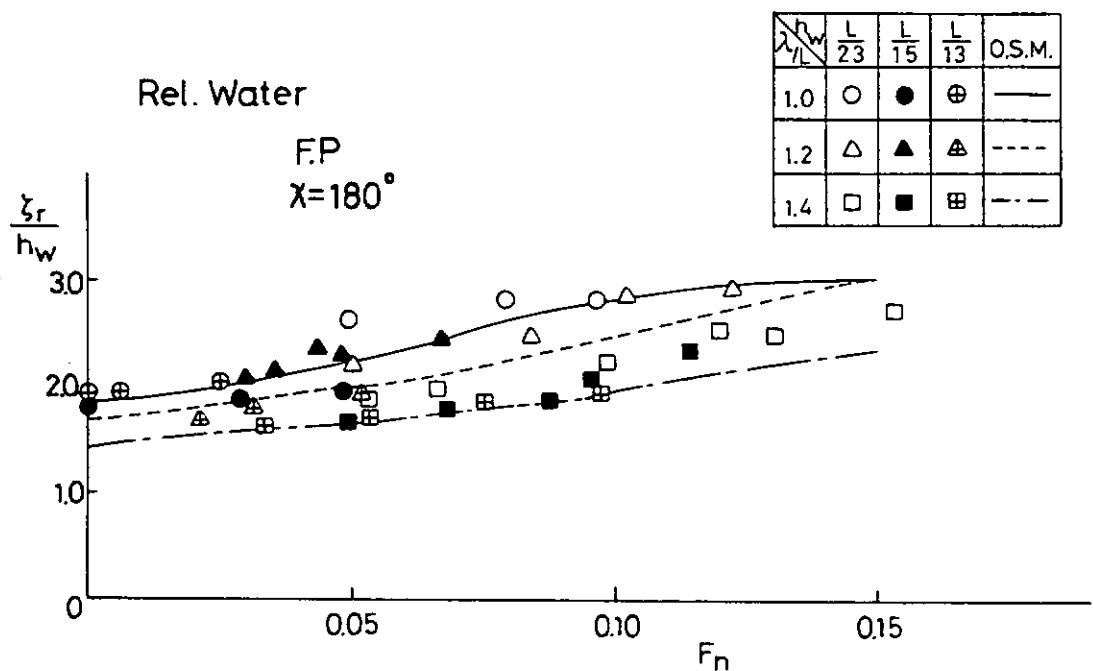


図 4.1.6

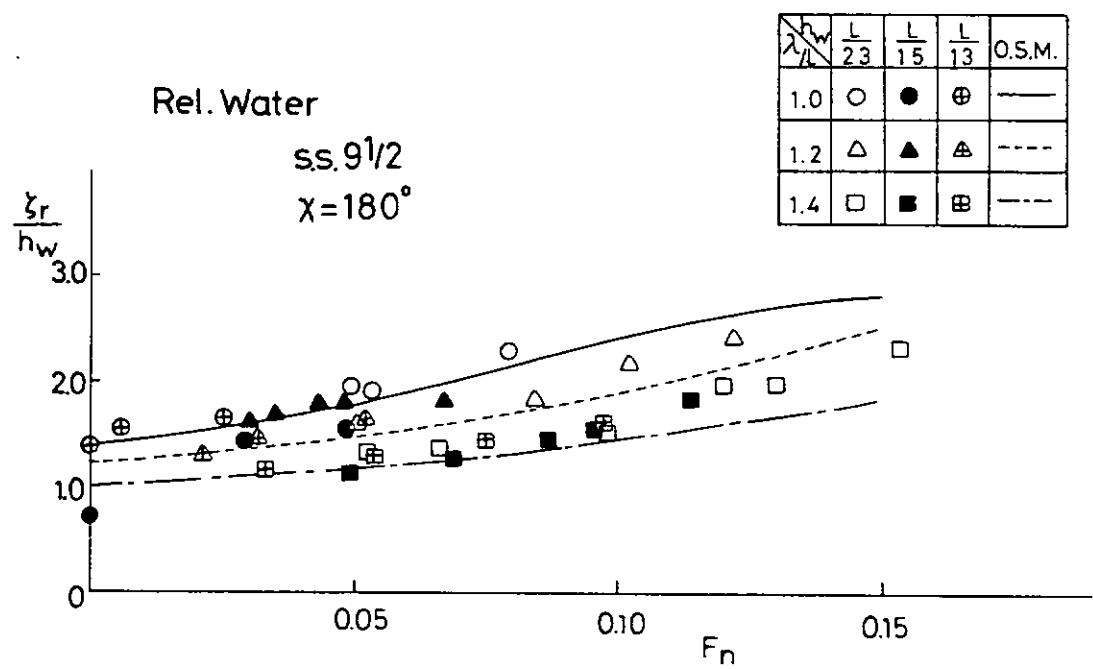


図 4.1.7

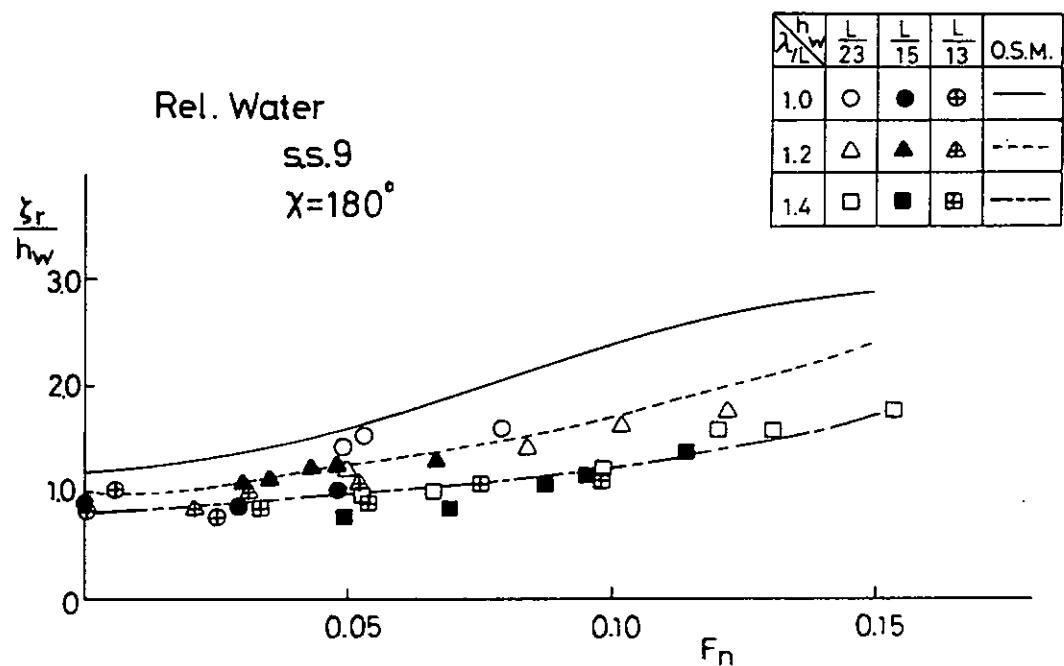


図 4.1.8

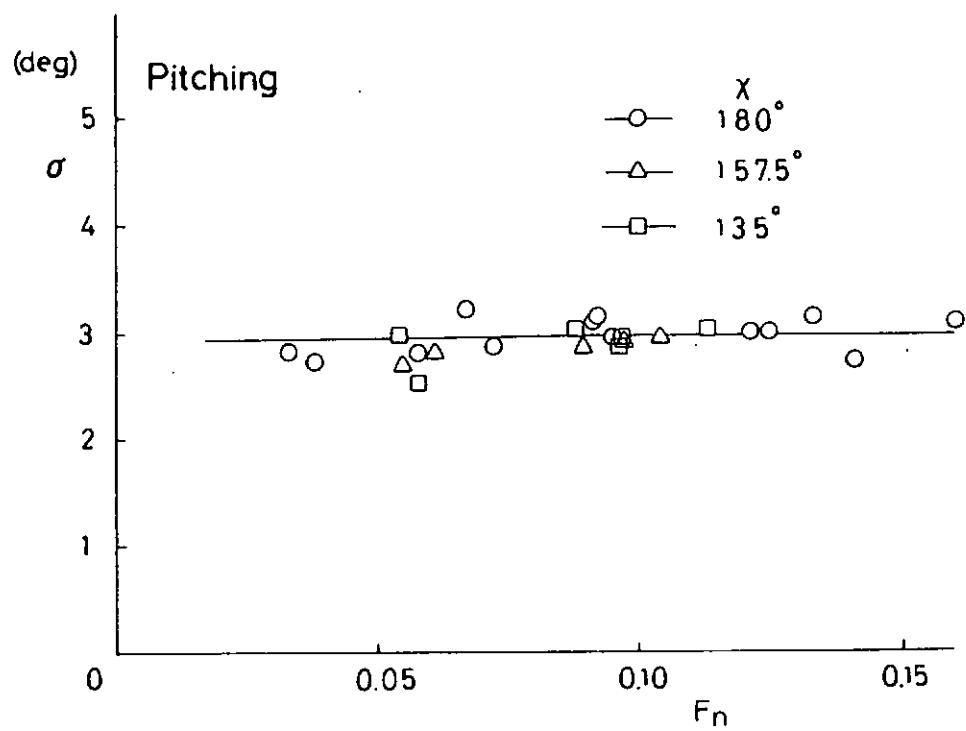


図 4.1.9

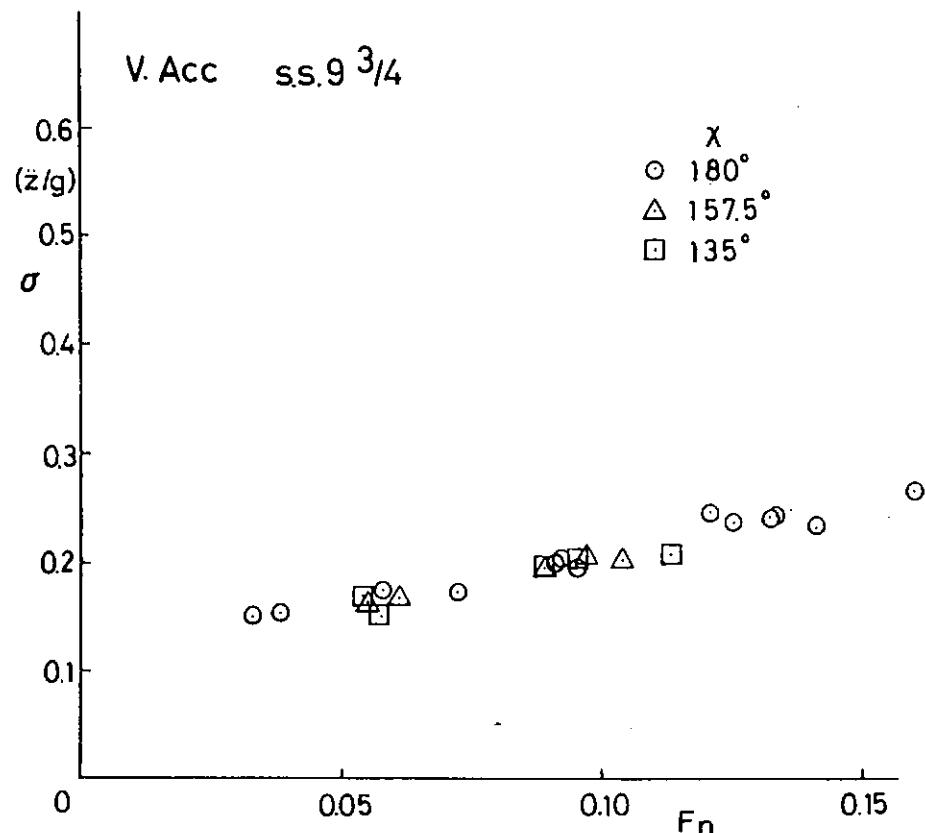


図 4.1.10

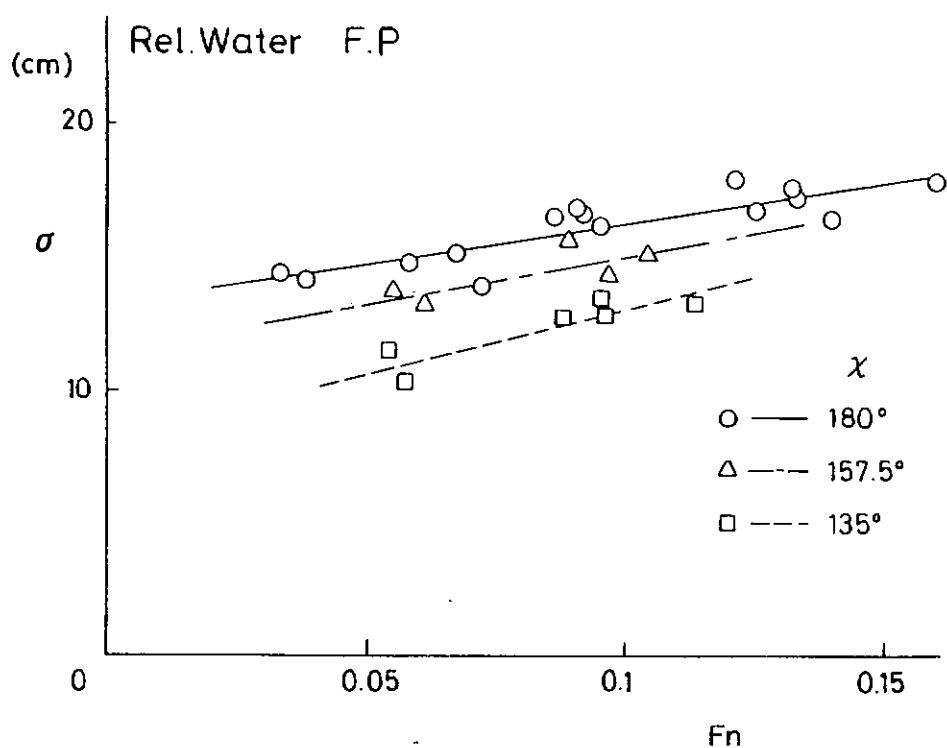


図 4.1.11

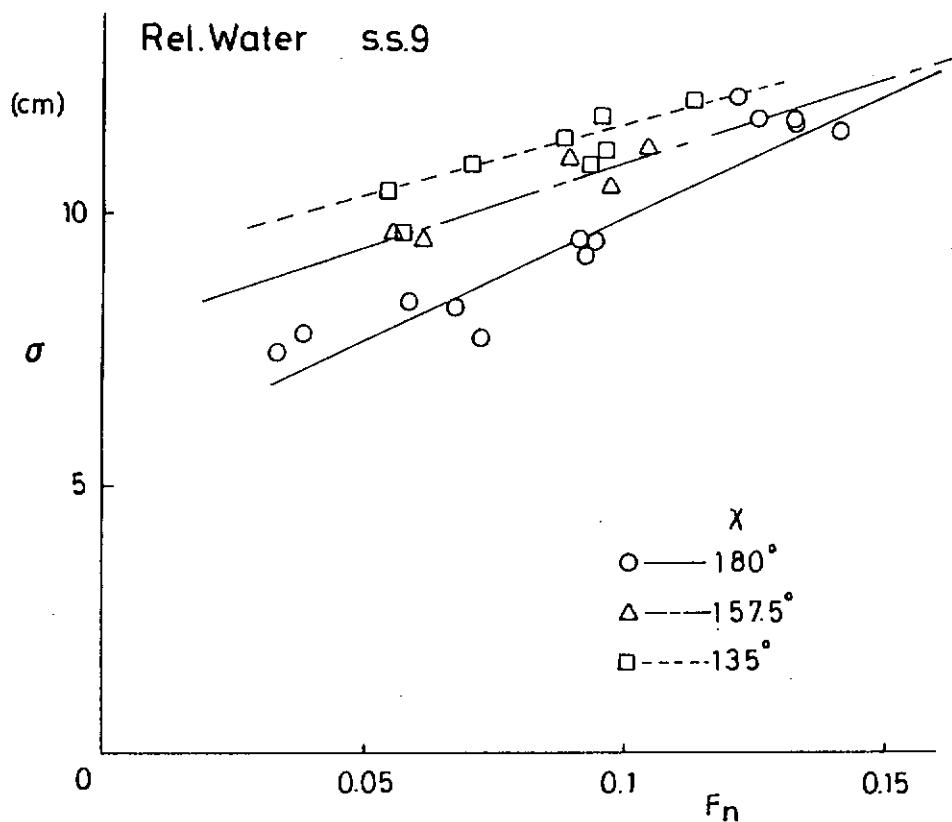


図 4.1.12

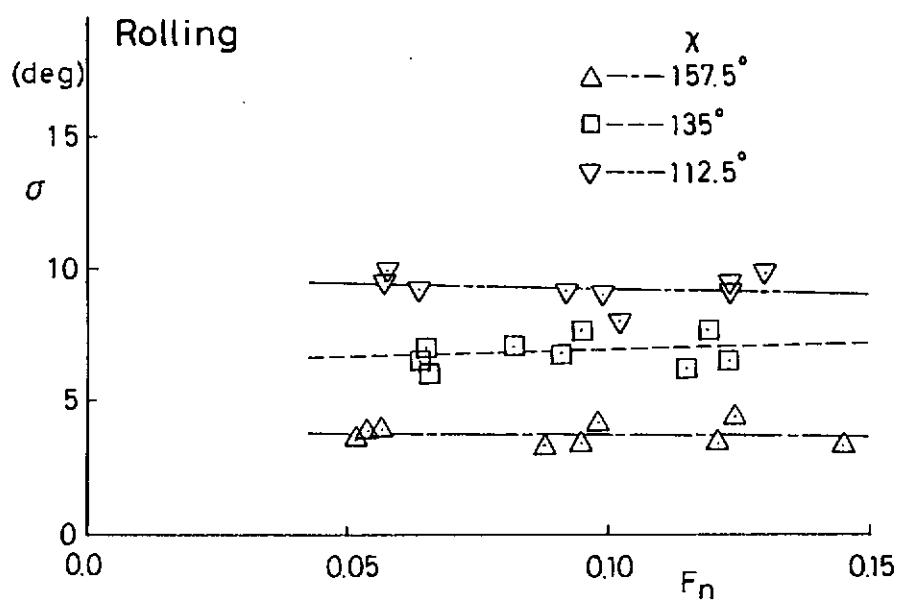


図 4.1.13

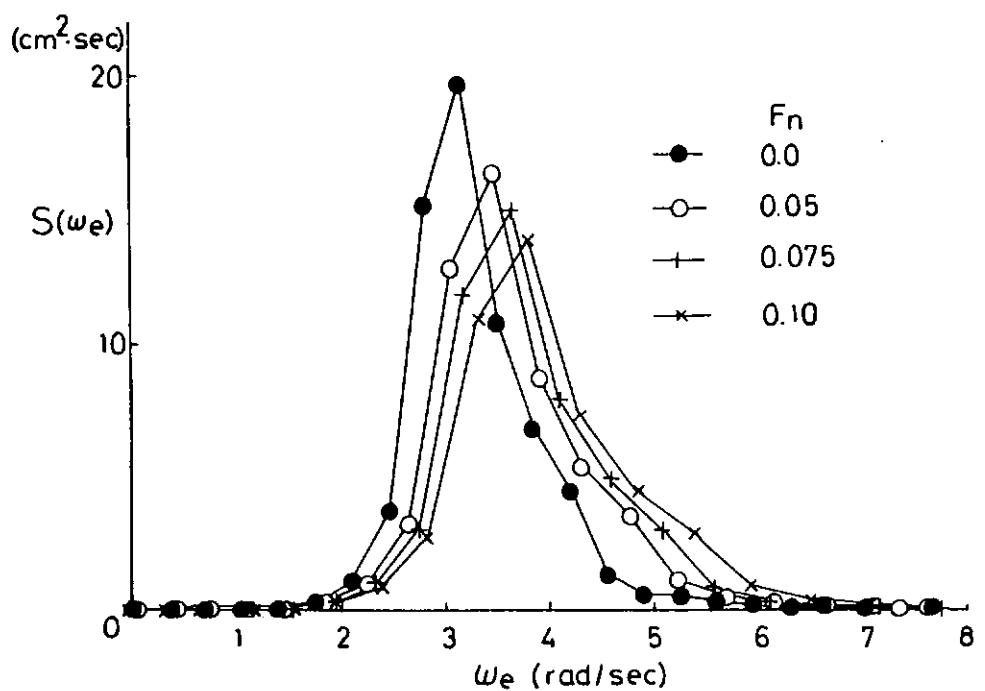


図 4.1.14

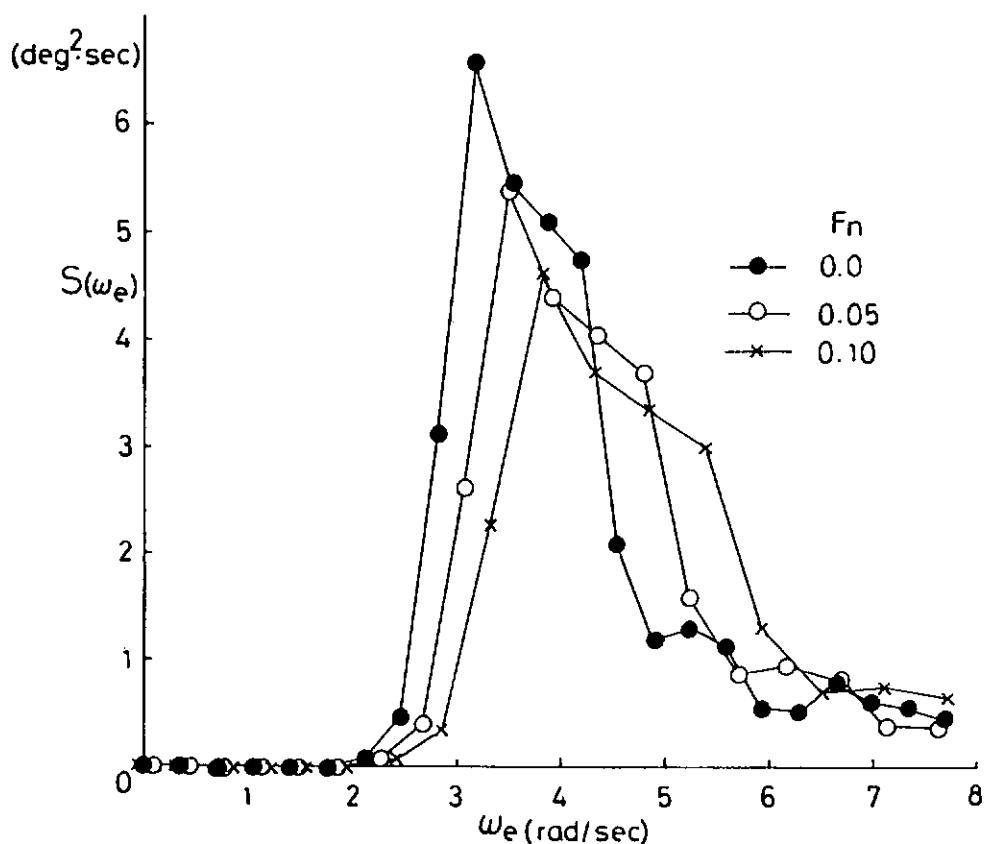


図 4.1.15

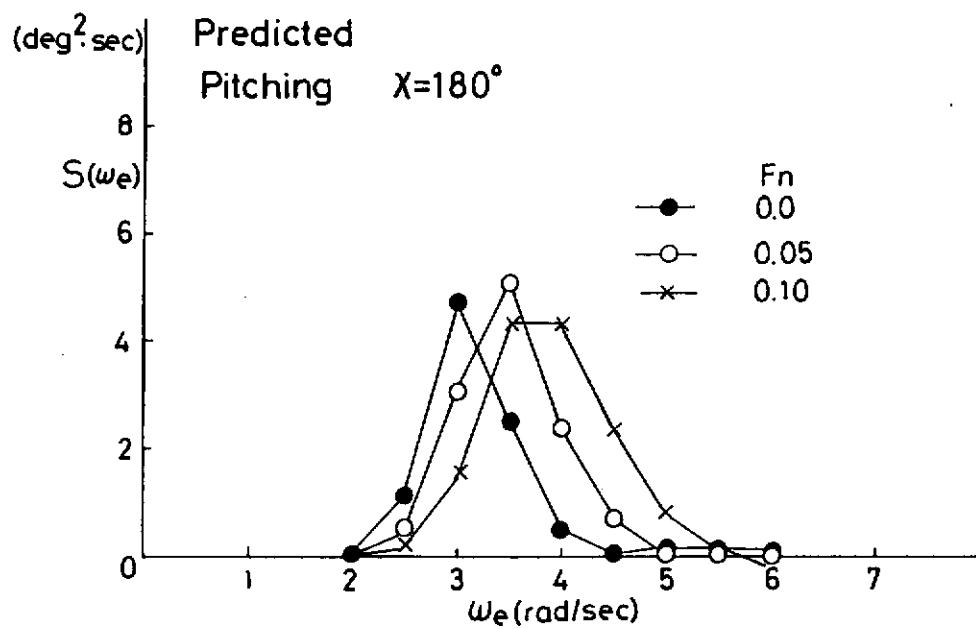


図 4.1.16

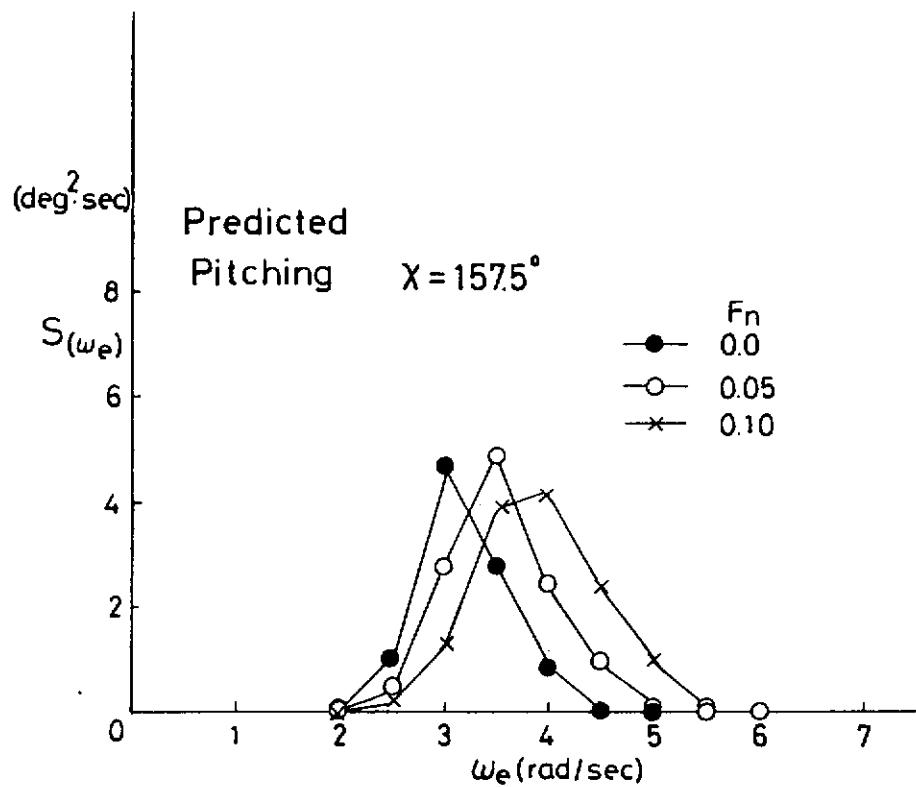


図 4.1.17

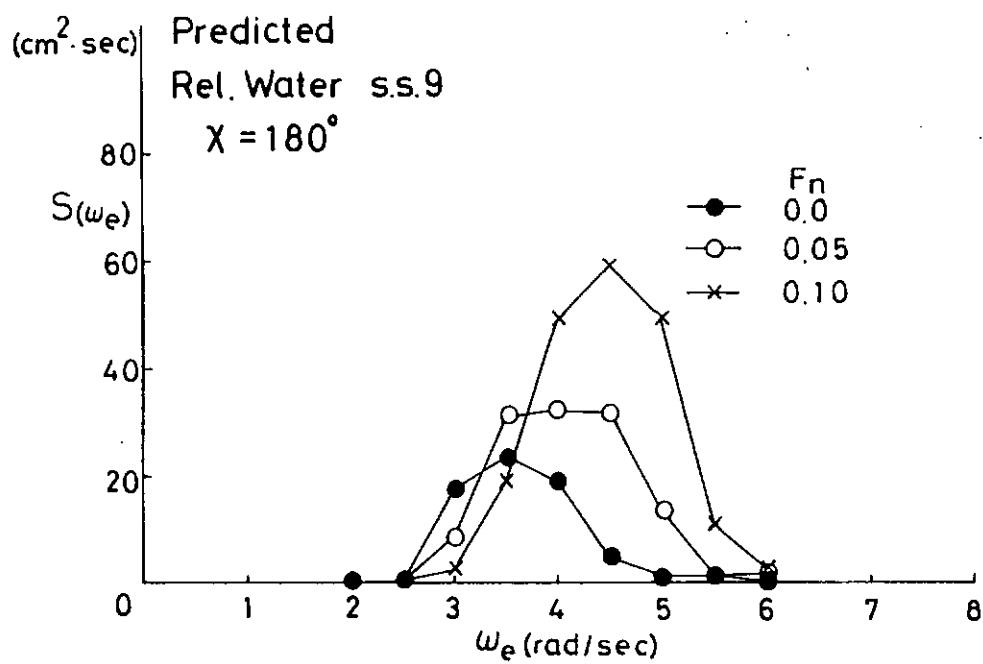


図 4.1.18

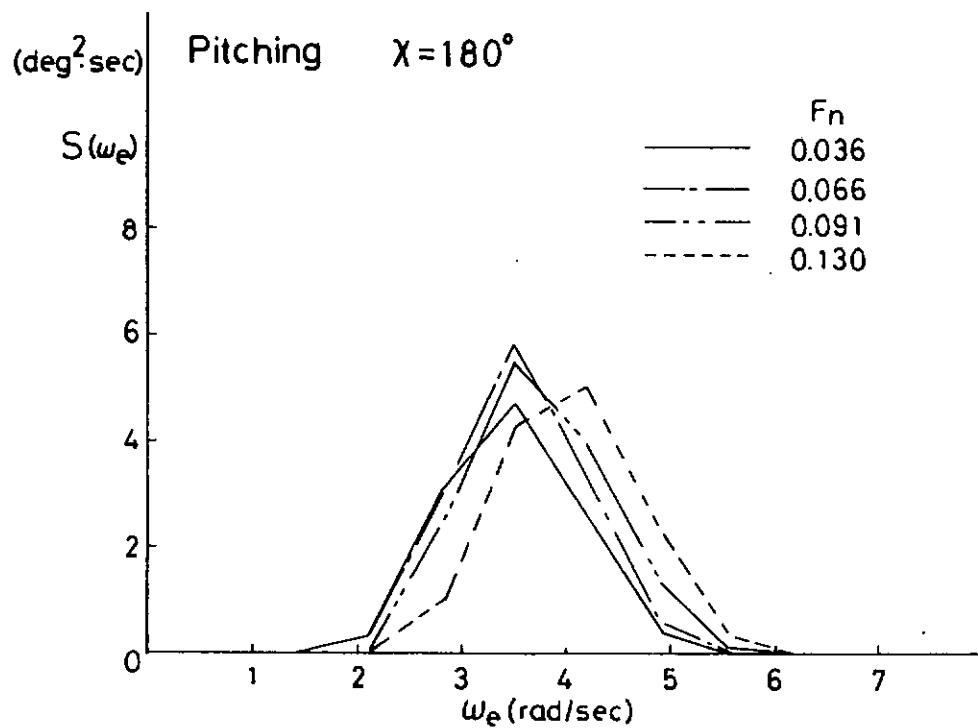


図 4.1.19

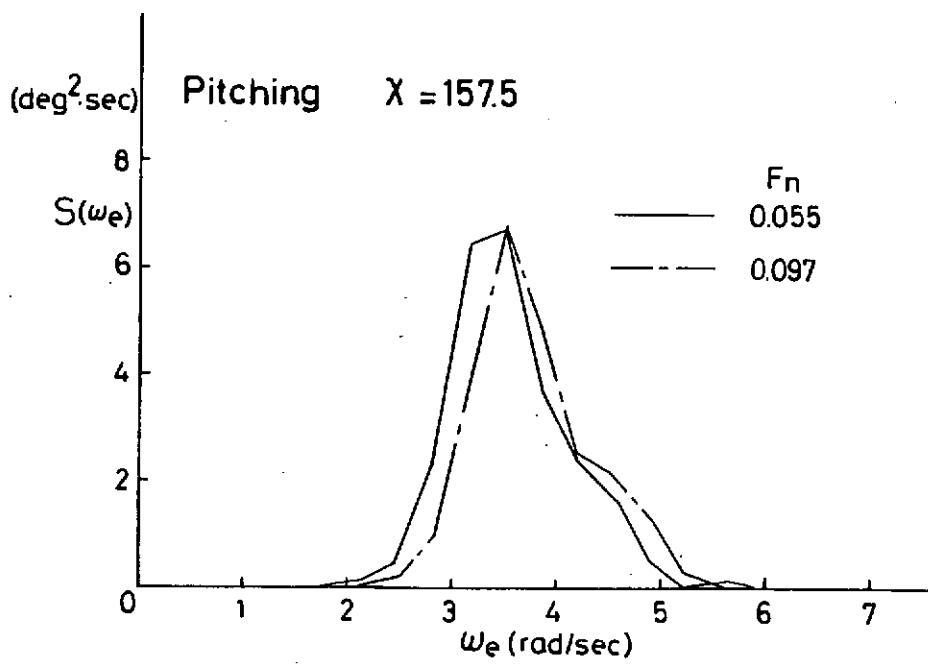


図 4.1.20

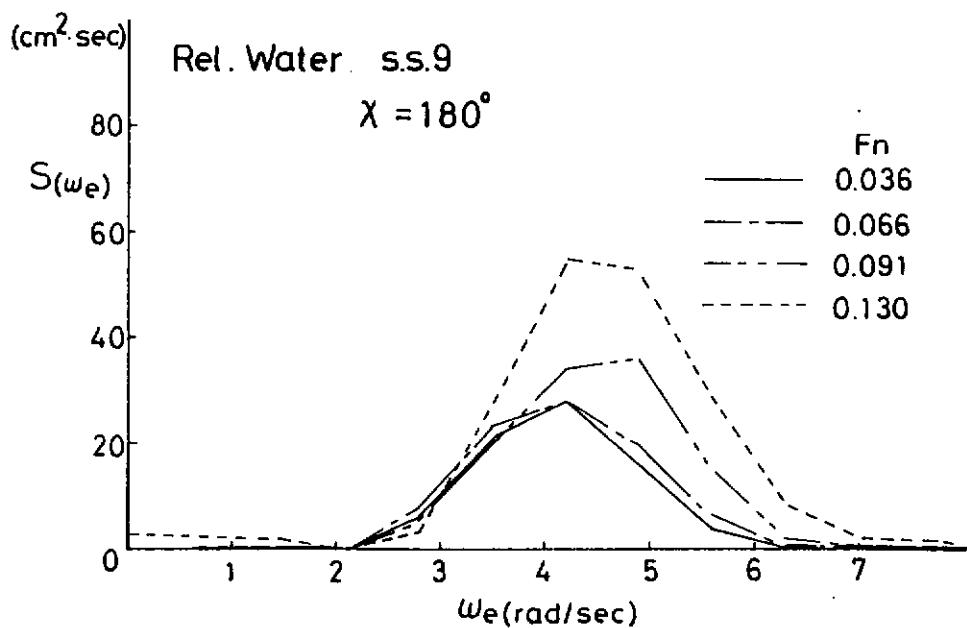


図 4.1.21

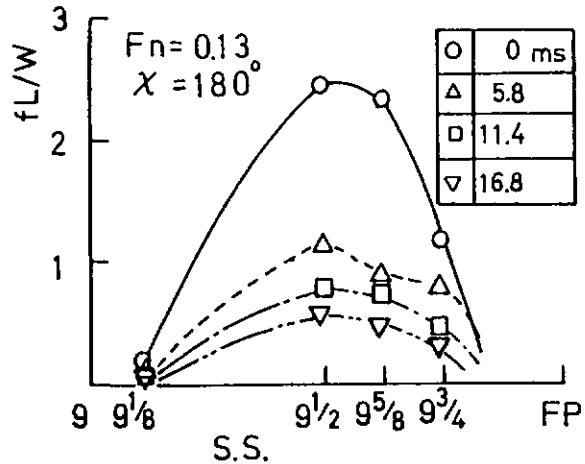


図 4.1.22

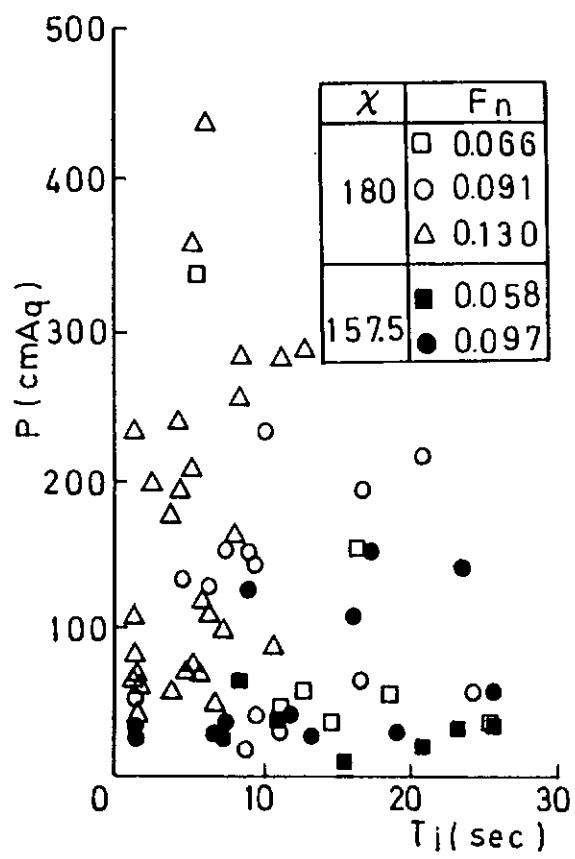


図 4.1.23

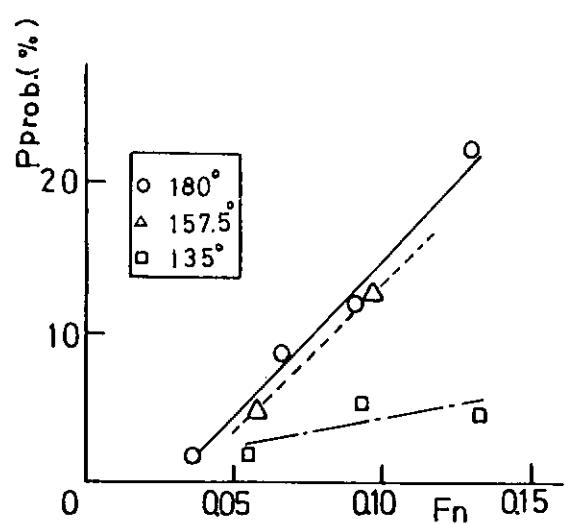


図 4.1.24

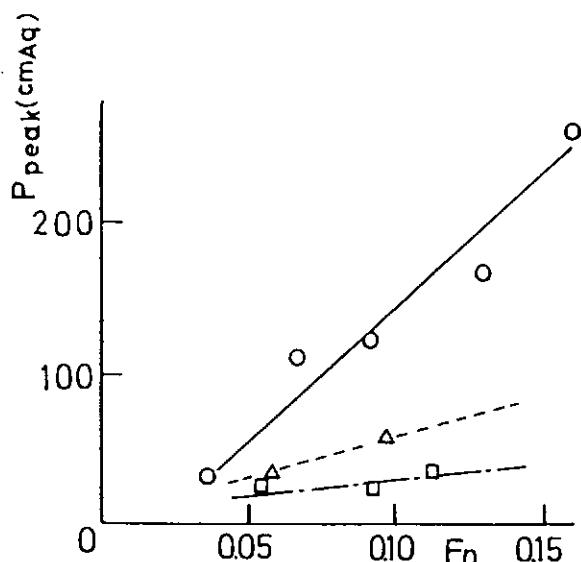


図 4.1.25

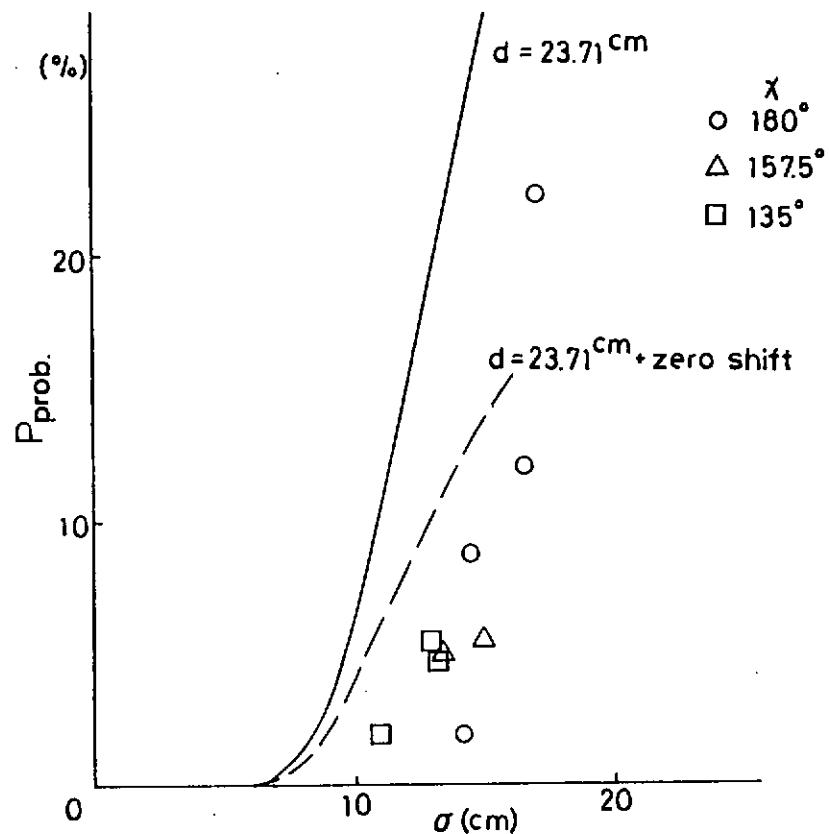


図 4.1.26

4.2 二方向波におけるスラミング発生条件の研究

尾道丸事故の際、船首方向に二方向から到来するうねりが観測されており、それが海難に大きな関係を持つことが事故調査の過程で明らかになった。複方向の波浪の存在する中での船体応答を解明する手法は未だ確立されたとはいひ難いが、現実の船舶の安全航行を図る上では早急に着手すべき研究課題である。そのため、二方向波といひ簡単ではあるが、現実的な重要性を持つ、複方向波から始めるべきである。このような観点に立ち、互に鋭角をなして伝播する二方向波中の船体応答に関する模型実験を行い、二方向波中のスラミングの発生状況、弾性応答を計測し、一方波中の結果との差異を明らかにすることとした。

4.2.1 実験内容

弾性模型船による二方向波中の船体弾性応答、衝撃荷重、船体運動等の計測を中心とする内容としている。

(1) 供試模型

供試模型は垂線間長 4.5 m の尾道丸弾性模型である。船体は図 4.2.1 に示す通り、硬質ウレタン、アルミ板および木材でできている。すなわち硬質ウレタンによって主船体外形を整え、その内側に 12 個に分割された木箱を接着した後、その木箱を長さ 3.5 m の二本のアルミ板にボルト、ナットで一体化する構造方式である。この方式によれば、外形をウレタンが、横強度は木箱が受け持ち、縦強度はアルミ板が支えることになり、縦強度の相似則を考慮する際アルミ板の寸法のみを考えれば良いことになり、模型の設計が非常に容易になる。

本模型で用いたアルミ板は、全長 3.5 m、幅 120 mm、厚さ 10 mm の平板で、これを船体内側に沿わせて、船体深さの半分付近に合わせて固着している。このアルミ板の曲げ剛性 (FI) は $2.039 \times 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{mm}^3$ である。

水槽試験に先立ち、船体の曲げ試験、加振実験を行い、船体の弾性特性を調べた。曲げ剛性の測定は裸殻に対する三点曲げ試験により求めた。その結果を図 4.2.2、4.2.3 に示す。荷重に対し、線形な応答が得られていることがわかる。船体曲げ剛性を算定すると

$$EI = 2.74 \times 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{mm}^3$$

となる。アルミ板だけによる値よりも 30% 程剛であるが、ウレタン樹脂と塗料によるものと思われる。

船体固有振動数は舾装終了後、平水中に静止した状態で測定した。船首部に打撃を加えた時の歪波形を図 4.2.4 に示す。2 節の固有振動数 7.32 Hz、その対数減衰率 0.12 である。

(2) 二方向波

二方向波の造波は次の通りである。第一面のフラップ方式の造波機で、造波板から直角に伝播する不規則波を発生させる。同時に第二面のブランジャー式造波機を計算機制御して、造波板から一定の角度に波を発生させ、第一面からの波との交差角が指定した値となるようにした。

波浪状態および出会い角の定義を図 4.2.5 に示す。

実験に用いた波浪の組合せを表 4.2.1 に、その時のスペクトルを図 4.2.6(1)~(4) に示す。

(1) は一方向不規則波（有義波高 28 cm）の場合である。(2) 以降は有義波高 21 cm の不規則波に第二方向から $T_w = 1.8 \text{ sec}$ ($\lambda = 5 \text{ m}$)、波高約 15 cm の規則波が一定の交差角 ($\phi = 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$) で重複している場合のスペクトルを示す。二方向波の場合、合成された有義波高が(1)に示した一方向波とほぼ等しくなるようになっている。

各図共 $\omega = 5.5 \text{ rad/sec}$ の附近で鋭く立ち上っているのが規則波成分である。

波高の計測は水槽壁から十分離れた位置に設けた波高計によった。波形の統計解析およびスペクトル解析の結果によれば、波そのものには、一方向波と二方向波の差というものは顕著な形ではあらわれていない。すなわち、二つの波系の線形な重ね合せという形で把えることができ、特別な干渉効果といったものは観測されなかった。

(3) 計測項目

- ① 曲げ歪 アルミ骨の上下面に歪ゲージを貼付して計測。
計測位置は SS 8%, 7%, 6%, 5, 3% の右舷側および SS 5 の左舷側である。
- ② 水圧 船首部船底中心線上 4 点に水圧計を設け、スラミングの検知ならびに衝撃水圧の計測を行った。
位置は SS 9%, 9%, 9%, 9% である。
- ③ 相対水位 船側 3 ケ所の容量式波高計で計測を行った。
計測位置は FP, SS 9 右舷および AP 右舷
- ④ 加速度 SS 9% 船体中心上で上下方向加速度を計測。
- ⑤ その他 ジャイロによるロール、ピッチの計測
ビデオカメラあるいは高速 16mm カメラを船載し、波浪の打込み状況、船体運動の様子を撮影した。

4.2.2 実験結果

実験は波浪、出会い角、船速等多くのパラメーターの組合せを種々変化させて行ったが、ここでは第一方向の波との出会い角 (χ_1) を一定に保ち、第二方向の波の伝播方向を何種類か変えて行った実験結果について述べる。供試波浪は不規則波と規則波の組合せ(表 4.2.1)であるため、統計的処理が必要となる。この処理に必要なデータ数を得るのには一航走だけのデータでは不十分なので、平均三航走分のデータを合わせて有義値、平均値、分布等を作った。

(1) 有義値

運動等の平均的な激しさを見るために、波浪条件、船速と有義値の関係を図 4.2.7～11 に示す。

ピッキングの場合(図 4.2.7)船速によってその大きさはあまり変化しないことがわかる。これは一方向波中の実験でもみられた傾向である。波浪条件との関係でみると $\chi_2 = -157.5^\circ$ 附近から第二方向波が入射してくる状態でピッキングが大きくなっている様子がわかる。これよりも横方向から到来する場合でも、一方向の場合でもその振幅は小さくなる。

一方、図 4.2.8 に示すローリングの場合は χ_2 が横方向になるにつれ、その有義値は大きくなっていく。これは第二方向の波により横搖が誘起されるためである。

船首上下加速度は図 4.2.9 にみられる通り、 $\chi_2 = -157.5^\circ, -142.5^\circ$ の場合が大きくなり、それより横方向から第二方向波が入射する場合では小さくなることがわかる。

ピッキングのみでなく、船首の上下動が鋭角をなして前から伝播する波浪条件下ではその振幅を増すことをあらわす。

相対水位の記録(図 4.2.10(1), (2))からも、加速度の場合と同じく、 $\chi_2 = -157.5^\circ, -142.5^\circ$ の波の時、運動が激しく、それよりも横から来る波の状態では、相対水位変動は小さくなることがわかる。
いずれの場合も一方向波の場合の値が、平均値もしくは下限を与えていることがわかる。

曲げモーメントについては、hogging 側と sagging 側でピーク値に差があるか否についても明らかにするため、静止時モーメント値からの片振幅の有義値を調べる。

図 4.2.11 に SS 8%, 7%, 5 の曲げモーメントの片振幅有義値を示す。白抜き記号が hogging、黒抜き記号で sagging 側の有義値をあらわす。

SS 8%, SS 7% の値は船速、波浪によってあまり変化はないが、SS 5 の値は船速が増すにつれ、hogging 側に大きくなっていく傾向がみえる。

これはすべての波浪状態下であらわれており、船速による効果だと思われる。なお本解析は電算機処理の都合上、比較的粗いサンプリング周期(100 ms)で A/D 変換を行ったものについて行っている。従ってホイッピング成分

はほとんど含まれていない。

左右舷の縦曲げモーメントの差を調べるため、SS 5 の左右舷で計測したモーメントの有義値の関係を図 4.2.12 に示す。今回の波浪条件下では左右舷の差は 10 % 以内のものであることがわかる。

(2) スラミングの発生頻度

次に各波浪条件とスラミング発生頻度の関係を調べる。図 4.2.13 から 20 に SS 9 % と SS 9 ½ の船底中央で計測された衝撃水圧の大きさと発生の時間間隔の分布を示す。水圧は水頭で、時間間隔は平均出会周期に対する比で示す。図に記したサンプル数 (N) が示す通り、十分なサンプル数とはいがたいが、分布の概略は、これからも見てとれる。すなわち、いずれの波浪条件下でも船速が大きくなれば、発生の時間間隔が短くなり、スラミングが発生しやすくなっていることがわかる。ただ衝撃水圧の分布は、船速が大きくなってしまっても大きな変化はしないようである。SS 9 % と SS 9 ½ の分布を比べてみると、9 ½ では衝撃の発生が少いため十分なデータが得られていないケースもあるが、全般的にみて、両点での計測結果は同様な分布傾向を持っていると考えられる。

M. K. Ochi によれば、衝撃水圧の大きさおよびスラミングの発生時間間隔は指數分布で整理できるとされているが、今回のデータにおいても基本的にはその傾向を持っている。

各状態の平均衝撃水圧の強さ、平均発生時間間隔を求めて示したのが、図 4.2.21 ~ 24 である。

まず SS 9 % での様子をみてみると、その発生時間間隔は船速の増大と共に短くなっていく様子が明らかである。
(一方向波の場合、少し傾向が違うようであるが、これは統計的なチラバリと考えられる)

特に波浪条件によって、その時間間隔に明確な差が生じている。すなわち、第二方向が $\chi_2 = -157.5^\circ$ の場合最も短い時間間隔になり、それより波が横から入射する場合は時間間隔は長くなっていく。このことは、鋭角をなして伝播する二方向波中でスラミングが発生しやすいということを示す実験結果だと考えられる。一方衝撃水圧の大きさ (SS 9 % における) と船速、波浪の関係をみてみると発生時間間隔にみられたような波浪条件による大きな差はみられず、船速によってあまり変化しない。この事実は必ずしも船速が増しても衝撃水圧が大きくならないということを示すものではなく、むしろ船速が増す結果、大きい衝撃も発生するが、それ以上に小さいものも発生するため、平均値に大きな変化があらわれないものと考えられる。

SS 9 ½ の発生時間間隔、衝撃水圧の平均値の船速、波浪条件に対する関係を図 4.2.23 ~ 24 に示す。概ね SS 9 ½ でみた傾向と同じであるが、平均発生時間間隔は低速域 ($F_n = 0.05$) では 9 % の場合の 2 倍程度であるが、速度が大きくなるにつれ、その差は縮まっていくことが判る。

(3) 大衝撃荷重下の船体応答の例

今回の実験で計測された大きなホイッピングモーメントの発生している状態の例を図 4.2.25 から 36 に示す。

種々の波浪、航行状態の中から顕著に大きいと思われた波形のみを抽出したものである。

スラミング発生時の船体位置、水面との相対関係が、下段のピッティング、相対水位の波形から判る。その時上下加速度の記録から大きな衝撃的な加速度が作用していること、ならびにそれと同時に曲げモーメントにホイッピング成分が出現していく様子がはっきりと出ている。

ホイッピングモーメントによる増加分は大まかに見積って片振幅の 30 ~ 40 % に達していることがわかる。またホイッピングの波形が、引き続く青波打込みによって抑制されているものもみられる。

ホイッピングが生ずる程のスラミングが発生した時の船底水圧波形を示したもののが図 4.2.37 から 40 である。

図 4.2.37 は図 4.2.25 に、38 は 26 に 39 は 27 および 40 は 34 に対応している。

水圧の図の上段はモーメントと同じ時間スケールの表示に、下段はそれを拡大して示している。これらはいずれも SS 9 % から SS 9 の船底全域に 1 m 水頭程の水圧がほぼ同時に作用していることがわかる。図 4.2.39 と 40 は空気

巻込みを伴っている場合と思われ、水圧の波形に約 100 Hz 程の振動成分が重なっている。この振動は加速度の記録にもあらわれており、振動が船体を縦振動として伝播していったことのあらわれと思われる。

4.2.3 まとめ

以上の結果より、二方向波中の船体応答、スラミングの発生に関して得られた知見を要約すると次のようになる。

- (1) アルミ材と硬質ウレタンの組み合せにより、弾性特性の良好な弾性模型を作ることができる。
- (2) ピッキングの大きさは波浪のパワーが一定ならば、第二方向波の伝播方向 (χ_2) が $\chi_2 = -157.5^\circ$ 附近で最大となる。また船速が増大しても一方向波の場合と同じく、その振幅はあまり変化しない。
- (3) 船首部の上下加速度、相対水位変動は、第二方向波が斜め前方から到来している状態で最も大きくなり、横方向になると連れて、小さくなっていく。
- (4) スラミングの発生時間間隔は第二方向波が斜め前方から到来している状態が最も短い値を取る。それよりも横方向になると間隔は広がる。これは(3)の結果と対応している。
- (5) 船体の縦曲げモーメントは、その出会い周期成分については船速、波浪条件によって大きく変化することはない。
- (6) 船体中央部の縦曲げモーメントは船速が増大するに連れて hogging 側の方が sagging 側より大きくなる傾向を示す。それ以外の点では概ね hogging 側、sagging に均等な大きさである。
また左右両舷の差は 10 % 程度である。
- (7) スラミングによる誘起されたホイッピングにより sagging moment のピーク値は 30~40 % 増大する場合があった。

参考文献

- 1) 造研、194 研究部会「波浪中の船体応答に関する研究」報告書
昭和 58 年 3 月、日本造船研究協会
- 2) M. K. Ochi, L. E. Motter, "Prediction of Slamming Characteristics and Hull Responses for Ship Design", Transaction of SNAME, Vol 81 (1973)

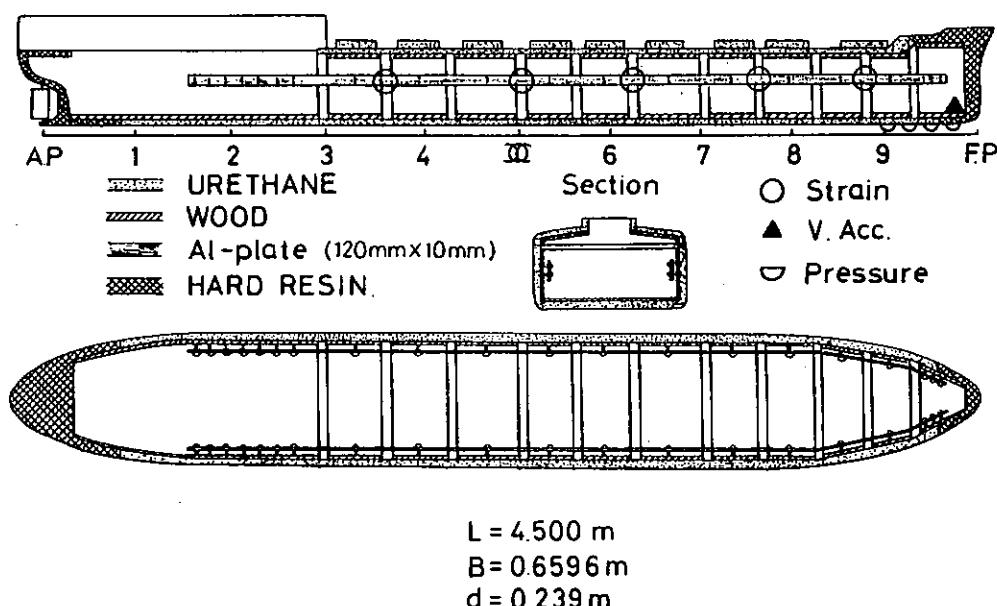


図 4.2.1

表 4.2.1

		第二面造波機(規則波)			
		$\psi = 75^\circ$ $\lambda/L = 1.1$ $Hw = 13\text{ cm}$	$\psi = 60^\circ$ $\lambda/L = 1.1$ $Hw = 13\text{ cm}$	$\psi = 45^\circ$ $\lambda/L = 1.1$ $Hw = 15\text{ cm}$	$\psi = 45^\circ$ $\lambda/L = 1.4$ $Hw = 14\text{ cm}$
第一面 造波 機	不規則波(ISSC) $Hs = 27\text{ cm}$ $T1 = 1.6\text{ sec}$	○	○	-	○
	不規則波(ISSC) $Hs = 21\text{ cm}$ $T1 = 1.6\text{ sec}$	○	○	○	○

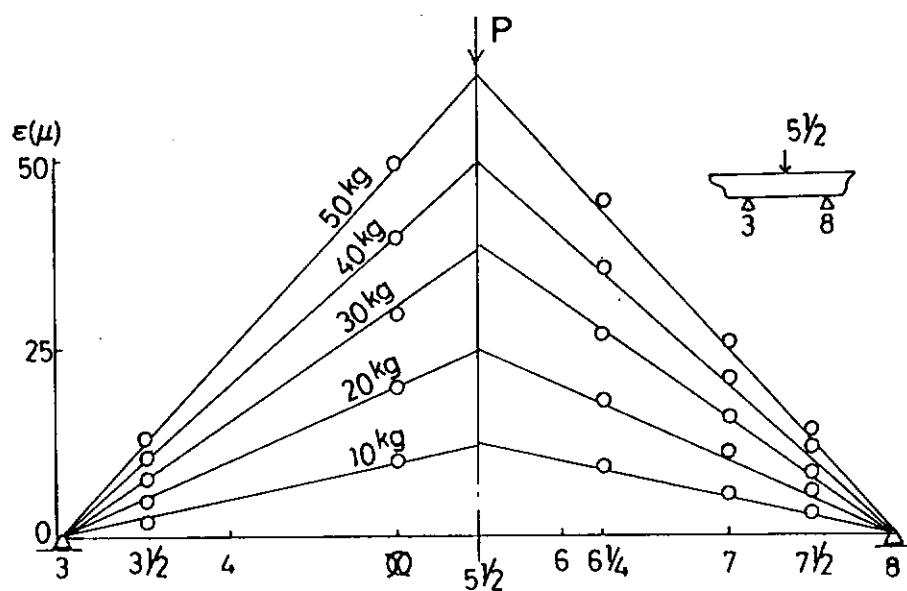


図 4.2.2

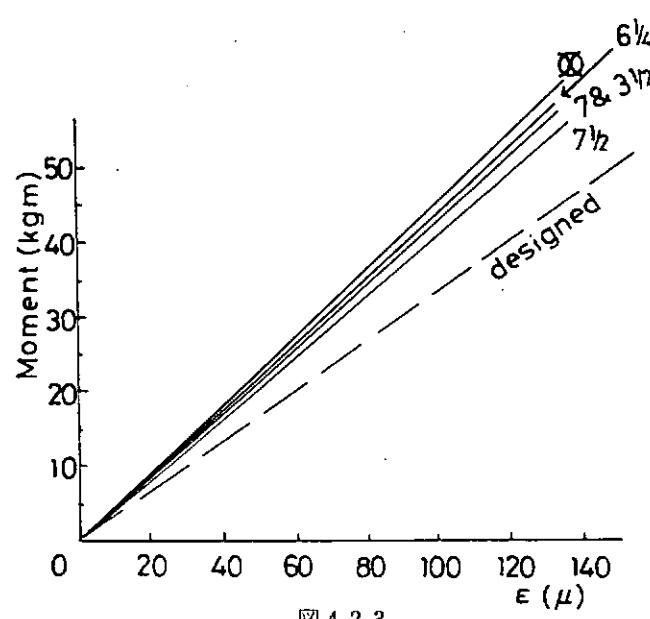


図 4.2.3

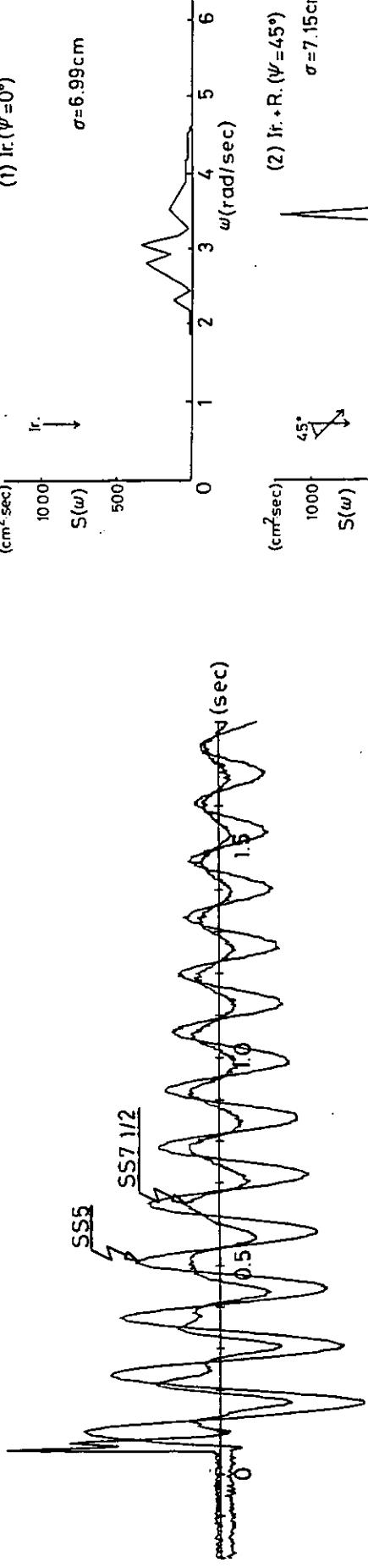


図 4.2.4

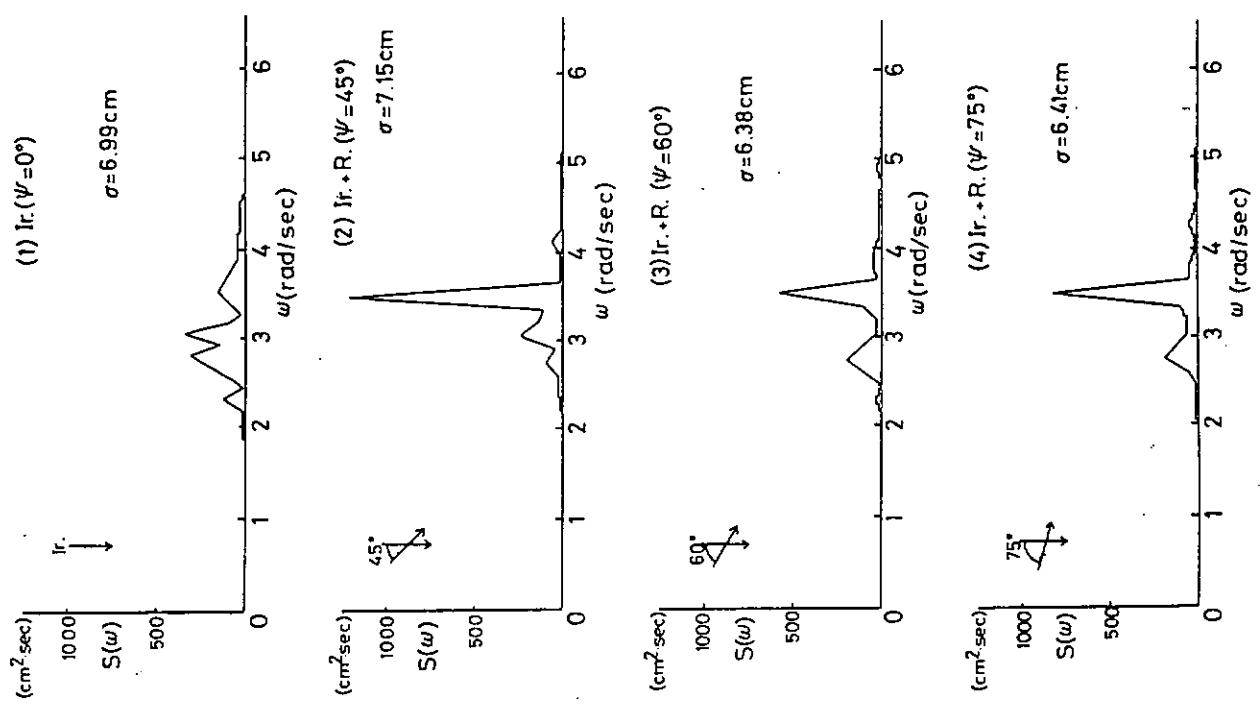


図 4.2.5

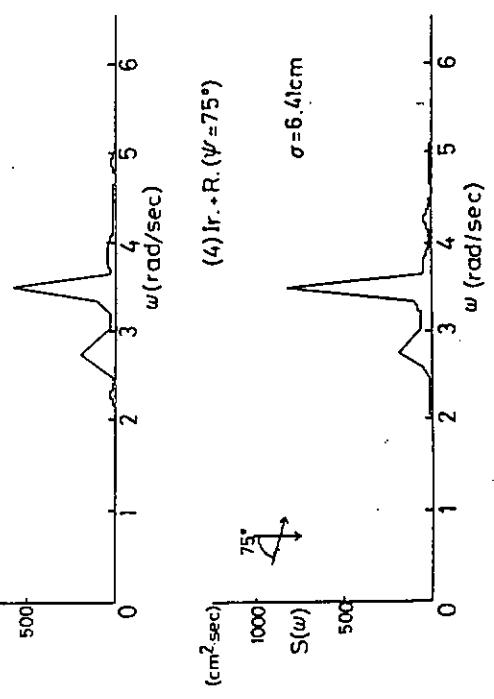


図 4.2.6

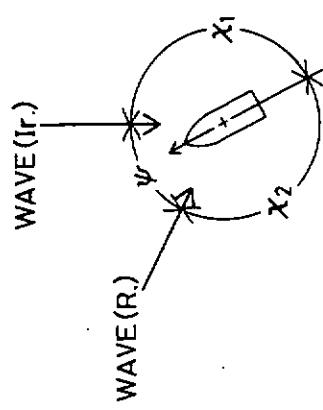
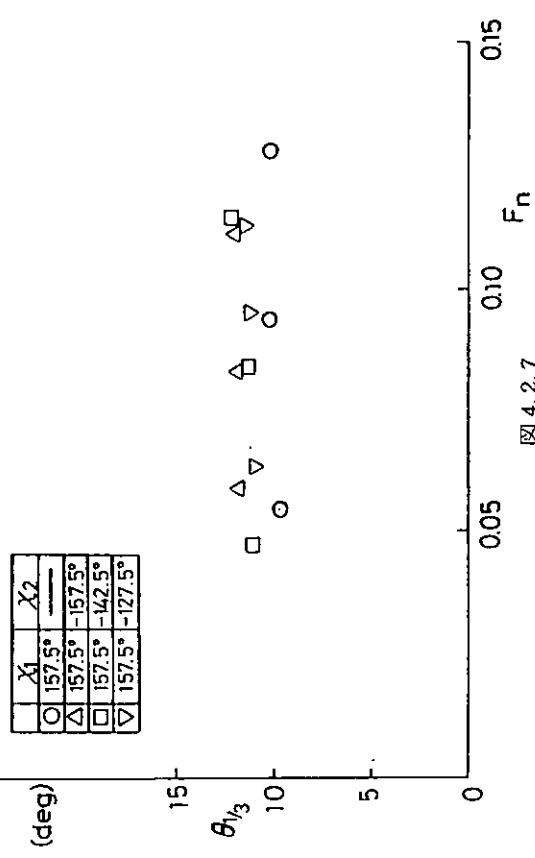


図 4.2.5

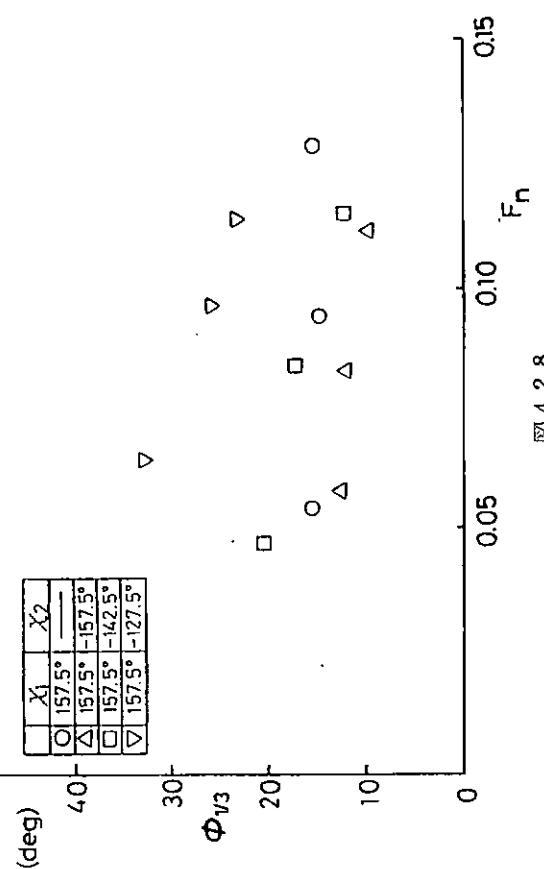
Pitching

V. Acc S.S.9 3/4



- 168 -

Rolling



Rel. Water F.P

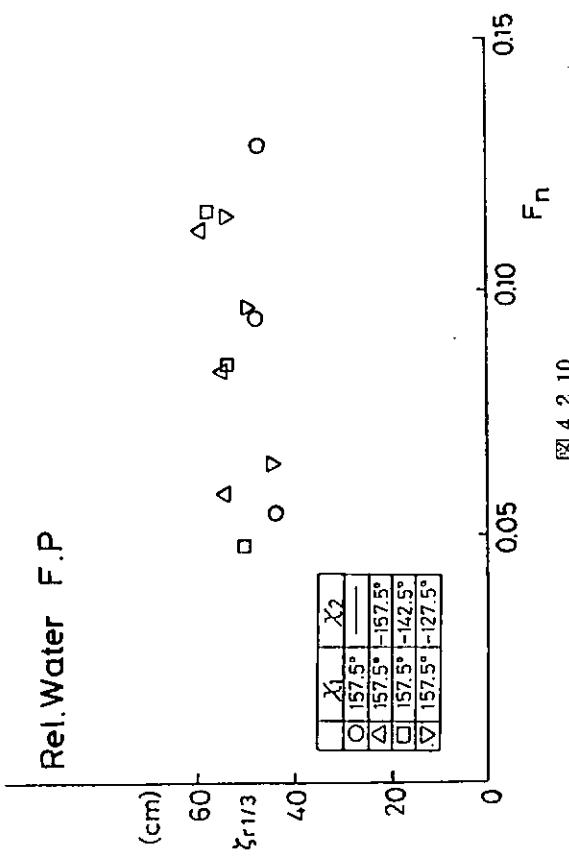


图 4.2.10

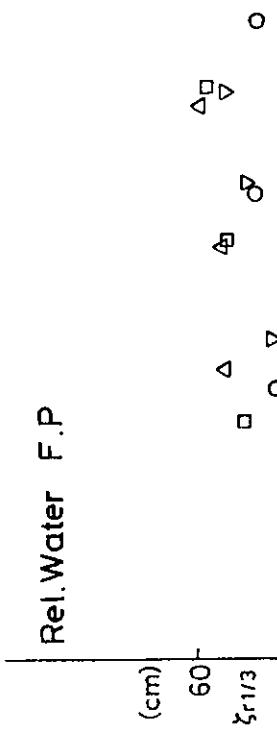


图 4.2.11

图 4.2.9

图 4.2.10

图 4.2.7

图 4.2.9

图 4.2.10

χ_1	157.5°
χ_2	-157.5° -142.5° -127.5°
hog	○ △ □ ▽
sag	● ▲ ■ ▾

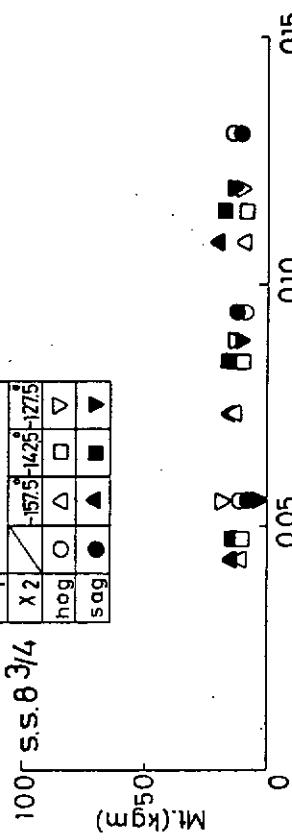


図 4.2.11

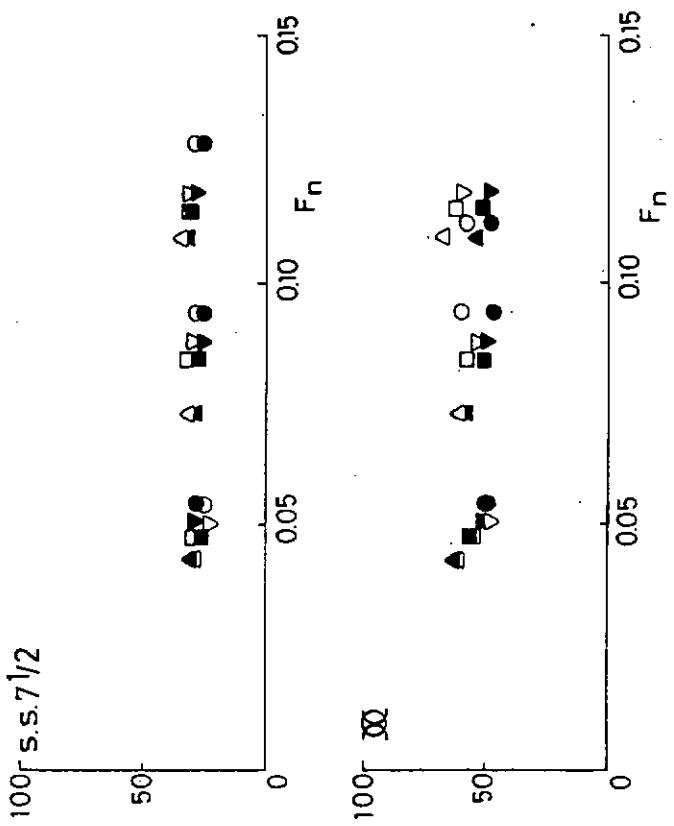
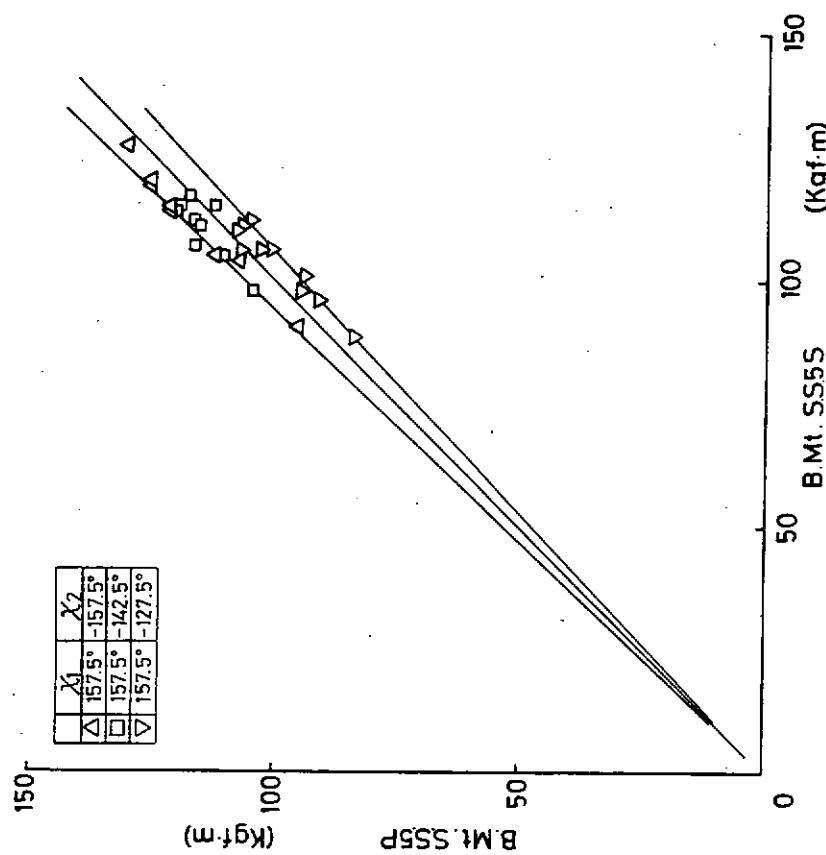


図 4.2.12



$\chi_1=157.5^\circ(1r), \chi_2=157.5^\circ(R)$

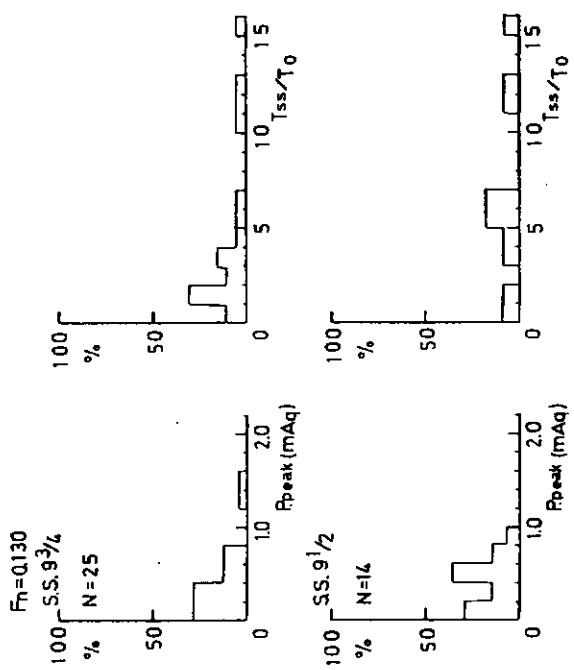


图 4.2.13

$\chi_1=157.5^\circ(1r), \chi_2=157.5^\circ(R)$

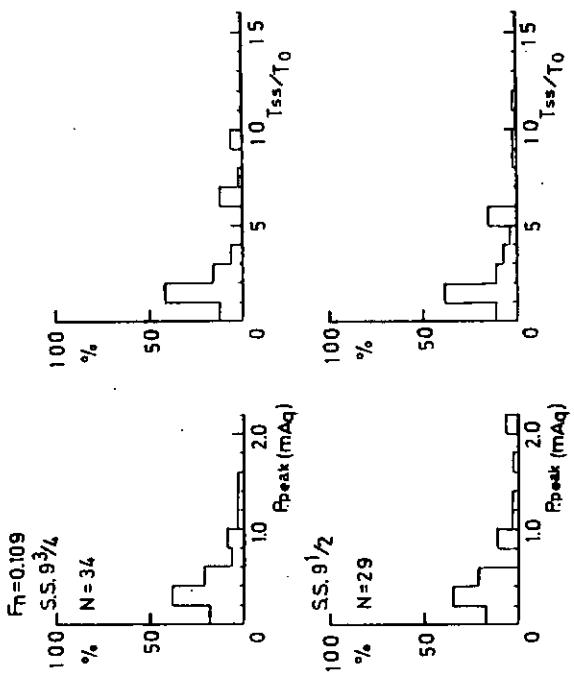


图 4.2.15



$\chi_1=157.5^\circ(1r)$

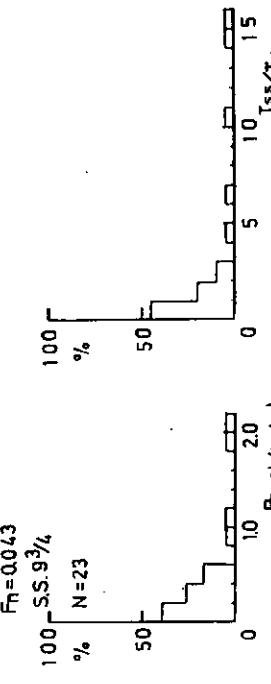


图 4.2.15

$\chi_1=157.5^\circ(1r), \chi_2=157.5^\circ(R)$

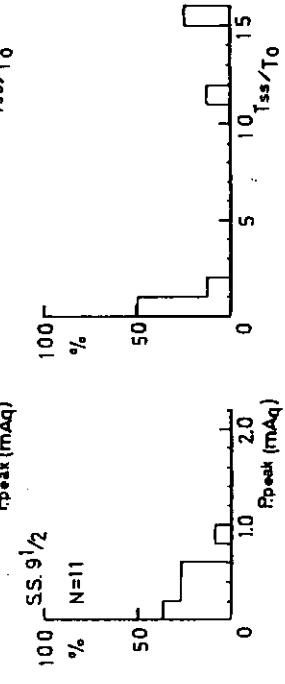


图 4.2.16

$X_1=157.5^\circ$ (Ir.), $X_2=-142.5^\circ$ (R.)

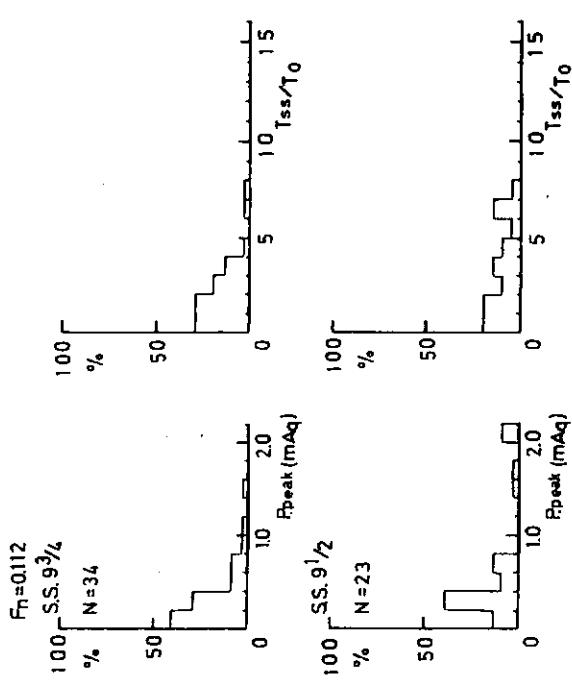


図 4.2.17

$X_1=157.5^\circ$ (Ir.), $X_2=-142.5^\circ$ (R.)

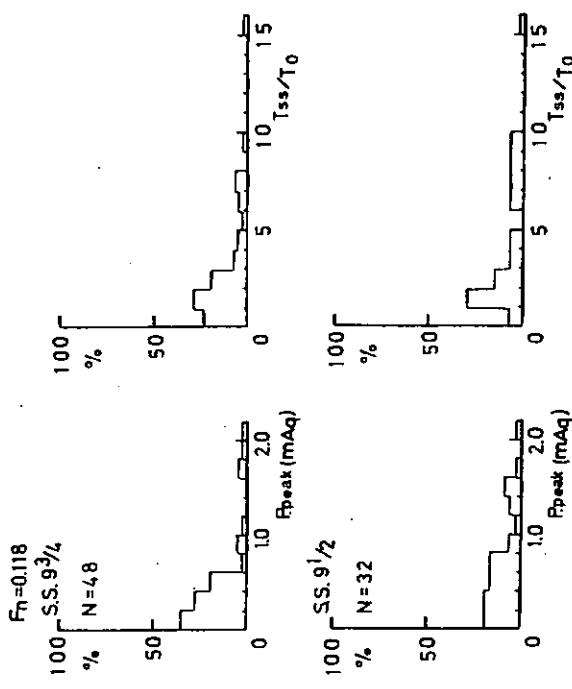


図 4.2.18

$X_1=157.5^\circ$ (Ir.), $X_2=-127.5^\circ$ (R.)

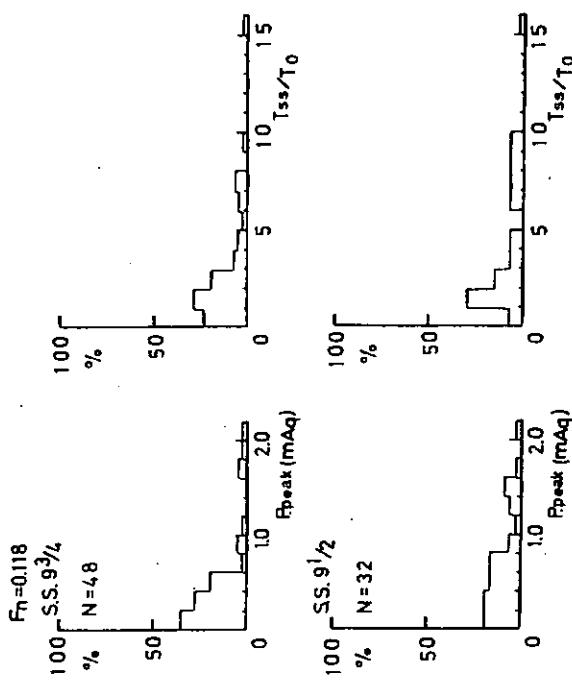


図 4.2.19

$X_1=157.5^\circ$ (Ir.), $X_2=-127.5^\circ$ (R.)

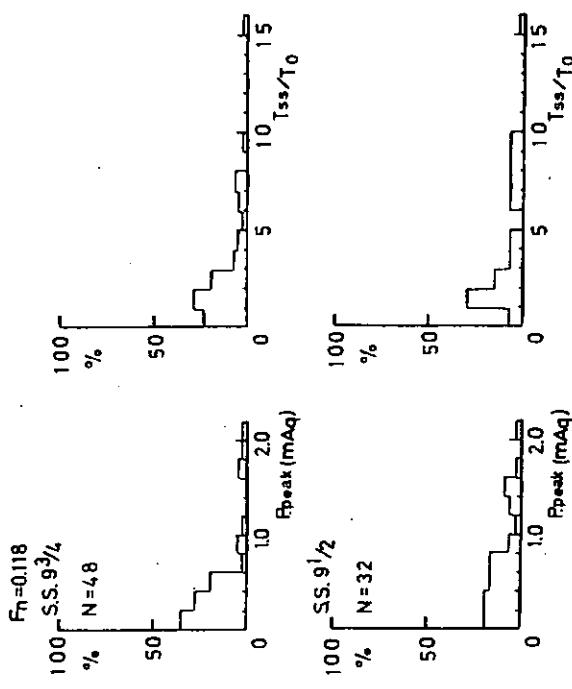


図 4.2.20

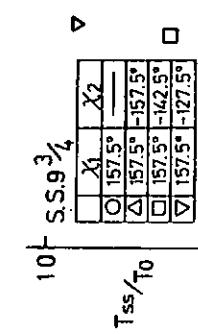


图 4.2.21

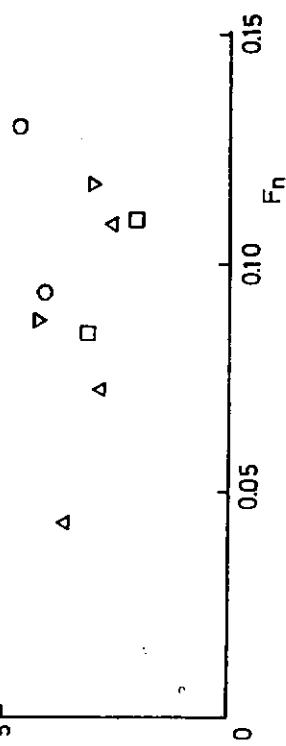
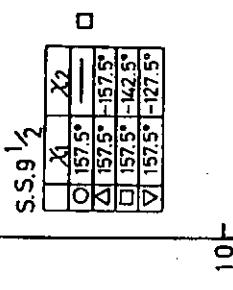


图 4.2.21

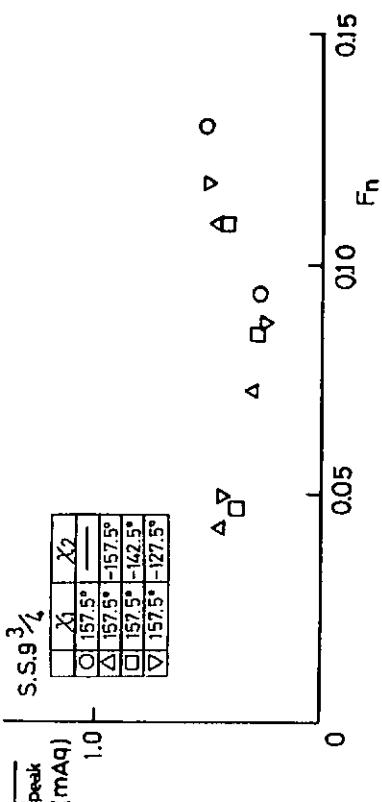


图 4.2.22

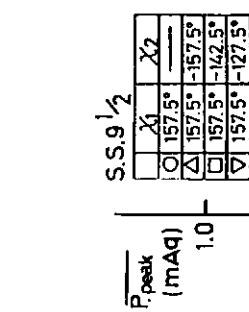


图 4.2.23

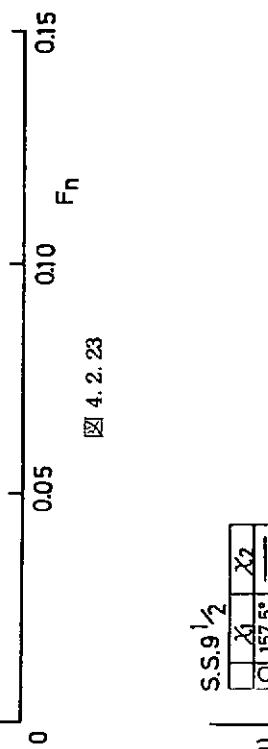


图 4.2.24

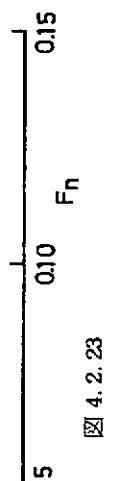


图 4.2.25

图 4.2.26

$\chi_1 = 157.5^\circ$ (Ir.), $\chi_2 = -142.5^\circ$ (R.)
 $F_n = 0.107$

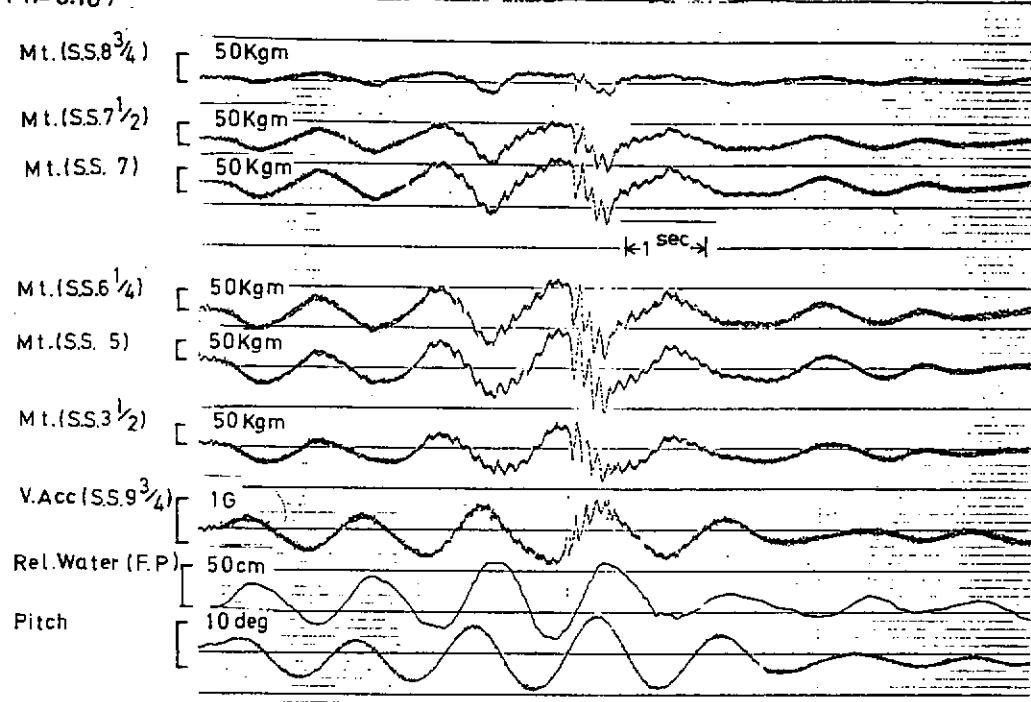


図 4.2.25

$\chi_1 = 157.5^\circ$ (Ir.), $\chi_2 = -142.5^\circ$ (R.)
 $F_n = 0.103$

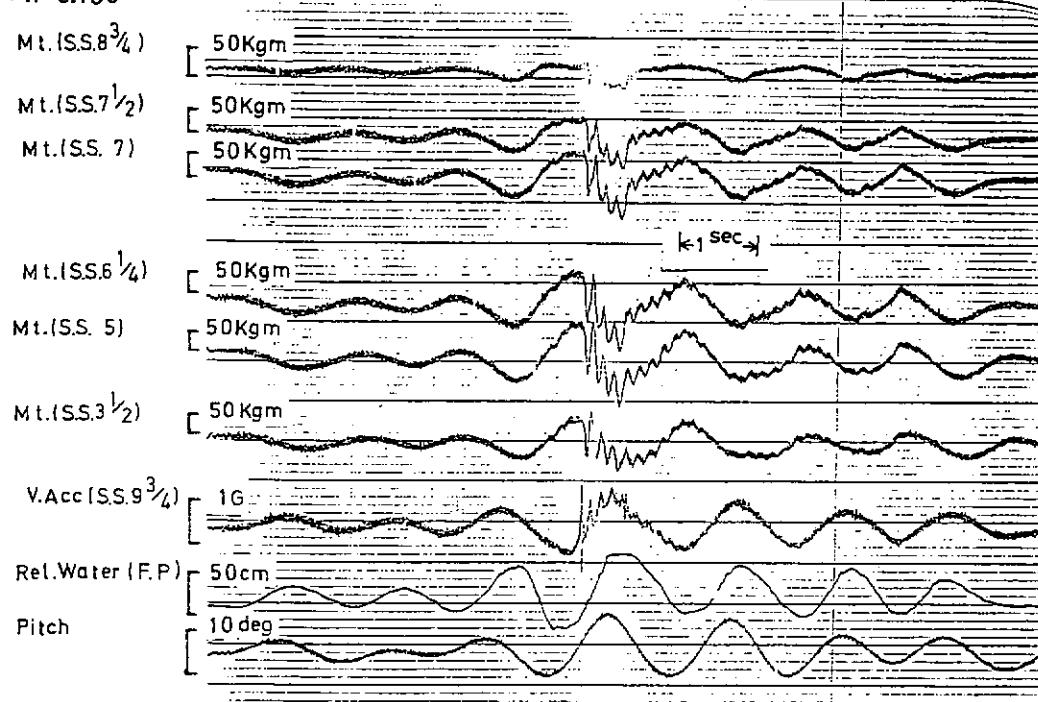


図 4.2.26

$\chi_1 = 157.5^\circ$ (Ir.), $\chi_2 = -127.5^\circ$ (R.)
 $F_n = 0.099$

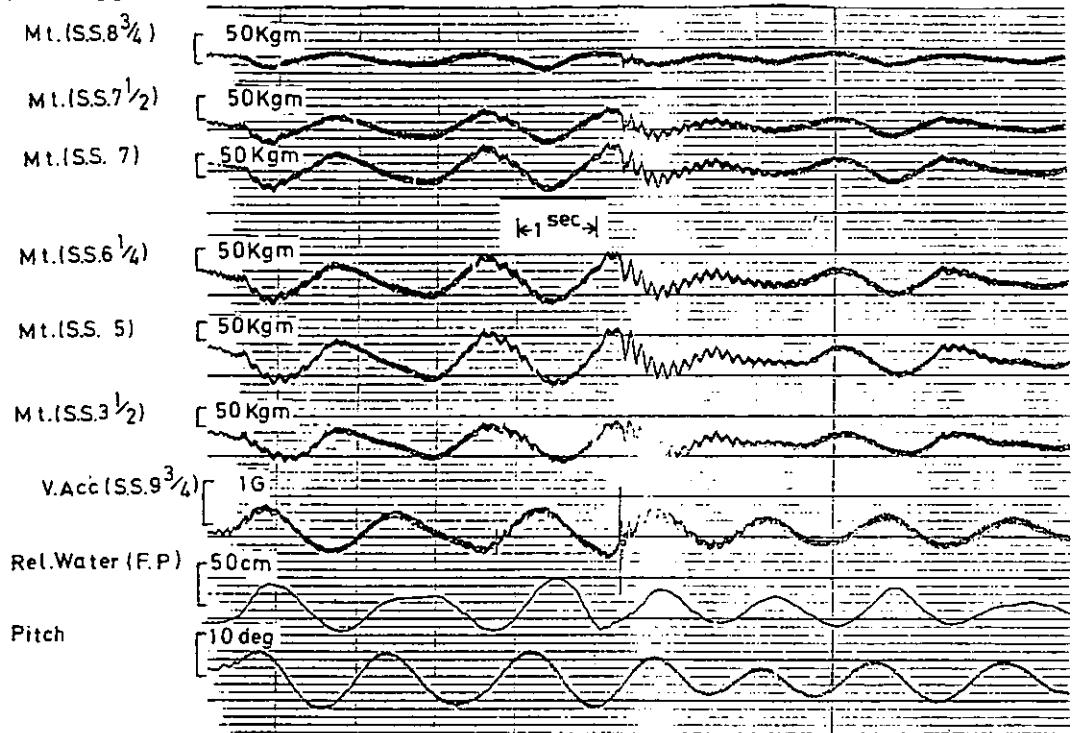


図 4.2.27

$\chi_1 = 157.5^\circ$ (Ir.), $\chi_2 = -157.5^\circ$ (R.)
 $F_n = 0.064$

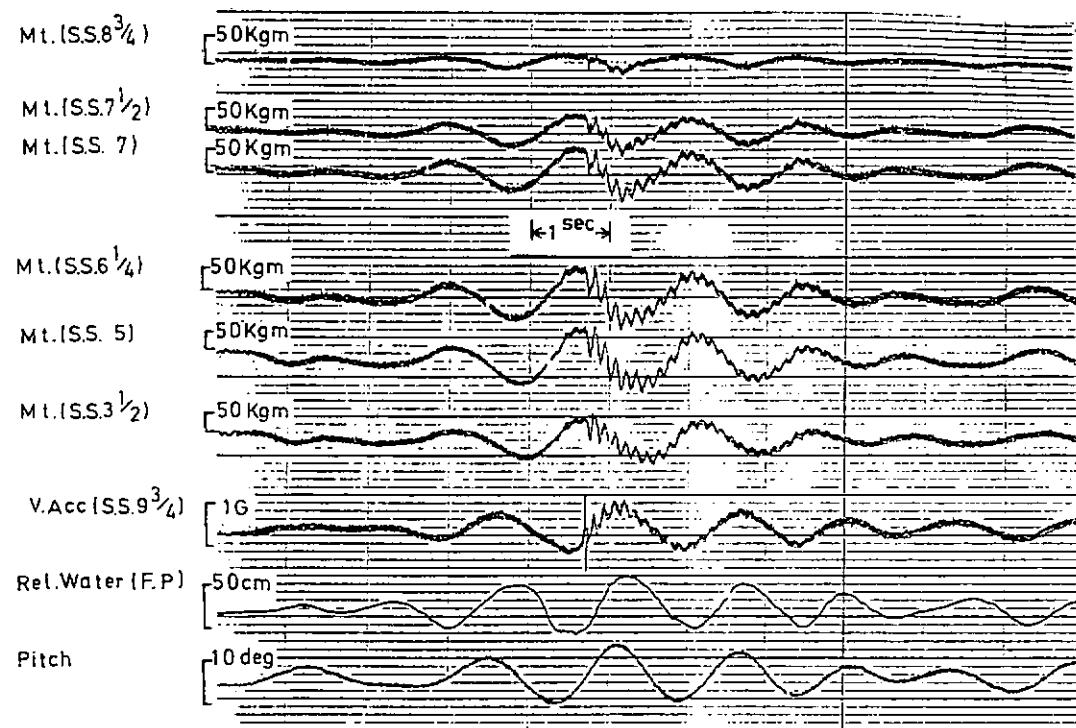


図 4.2.28

$$\chi_1 = 157.5^\circ \text{ (Ir.)}, \chi_2 = -157.5^\circ \text{ (R.)}$$

$$Fn = 0.118$$

$$Mt. (SS. 8\frac{3}{4})$$

$$Mt. (SS. 7\frac{1}{2})$$

$$Mt. (SS. 7)$$

$$Mt. (SS. 5\frac{1}{4})$$

$$Mt. (SS. 5)$$

$$Mt. (SS. 3\frac{1}{2})$$

$$V.Acc (SS. 9\frac{3}{4})$$

$$Rel. Water (F.P.)$$

$$Pitch$$

50Kgm

50Kgm

50Kgm

$k_1 \text{ sec}^{-1}$

50Kgm

50Kgm

50Kgm

50Kgm

1G

50cm

10 deg

図 4.2.29

$$\chi_1 = 157.5^\circ \text{ (Ir.)}, \chi_2 = -157.5^\circ \text{ (R.)}$$

$$Fn = 0.094$$

$$Mt. (SS. 8\frac{3}{4})$$

$$Mt. (SS. 7\frac{1}{2})$$

$$Mt. (SS. 7)$$

$$Mt. (SS. 5\frac{1}{4})$$

$$Mt. (SS. 5)$$

$$Mt. (SS. 3\frac{1}{2})$$

$$V.Acc (SS. 9\frac{3}{4})$$

$$Rel. Water (F.P.)$$

$$Pitch$$

50Kgm

50Kgm

50Kgm

$k_1 \text{ sec}^{-1}$

50Kgm

50Kgm

50Kgm

50Kgm

1G

50cm

10 deg

図 4.2.30

$$\chi_1 = 180^\circ \text{ (Ir.)}, \chi_2 = -157.5^\circ \text{ (R.)}$$

$$Fn = 0.079$$

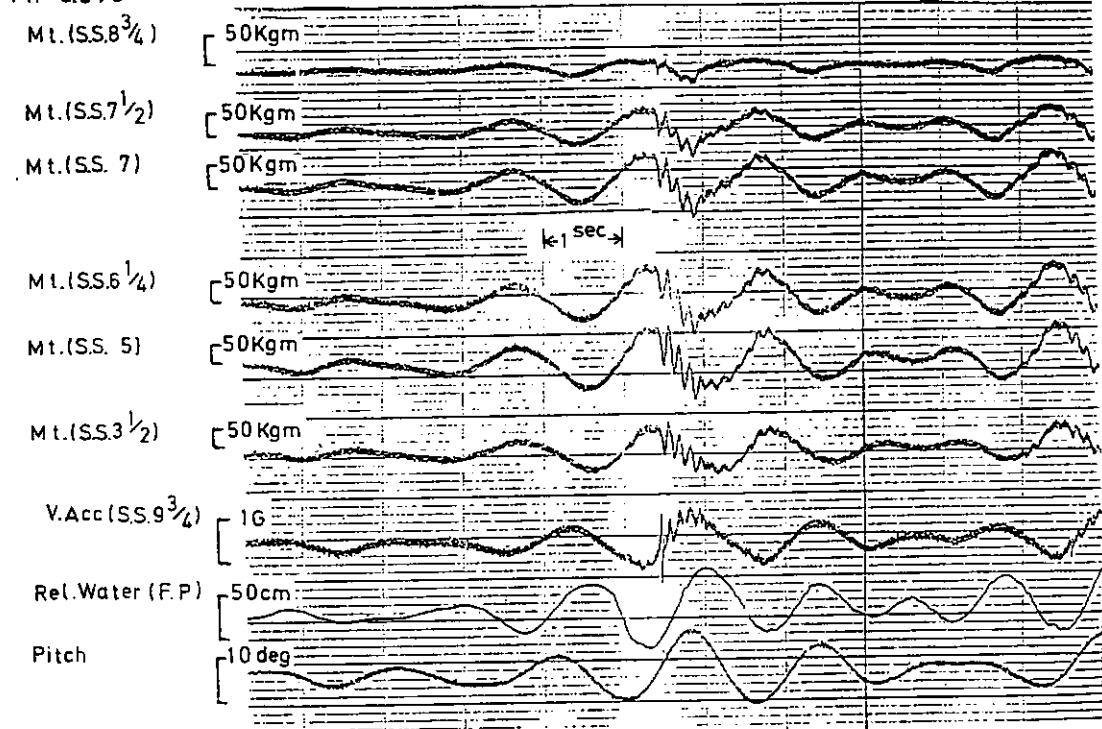


図 4.2.31

$$\chi_1 = 180^\circ \text{ (Ir.)}, \chi_2 = -157.5^\circ \text{ (R.)}$$

$$Fn = 0.083$$

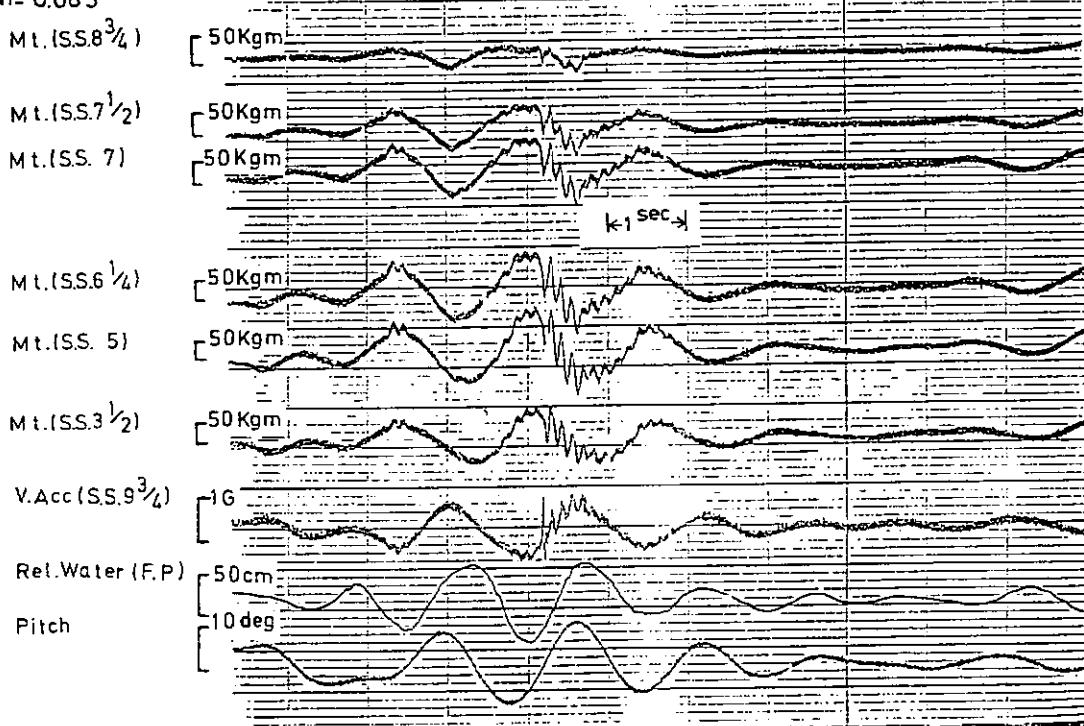


図 4.2.32

$\chi_1 = 157.5^\circ$ (Ir.), $\chi_2 = 157.5^\circ$ (R.)

$F_n = 0.082$

Mt. (SS. 8 $\frac{3}{4}$)

Mt. (SS. 7 $\frac{1}{2}$)

Mt. (SS. 7)

Mt. (SS. 6 $\frac{1}{4}$)

Mt. (SS. 5)

Mt. (SS. 3 $\frac{1}{2}$)

V.Acc (SS. 9 $\frac{3}{4}$)

Rel. Water (F.P.)

Pitch

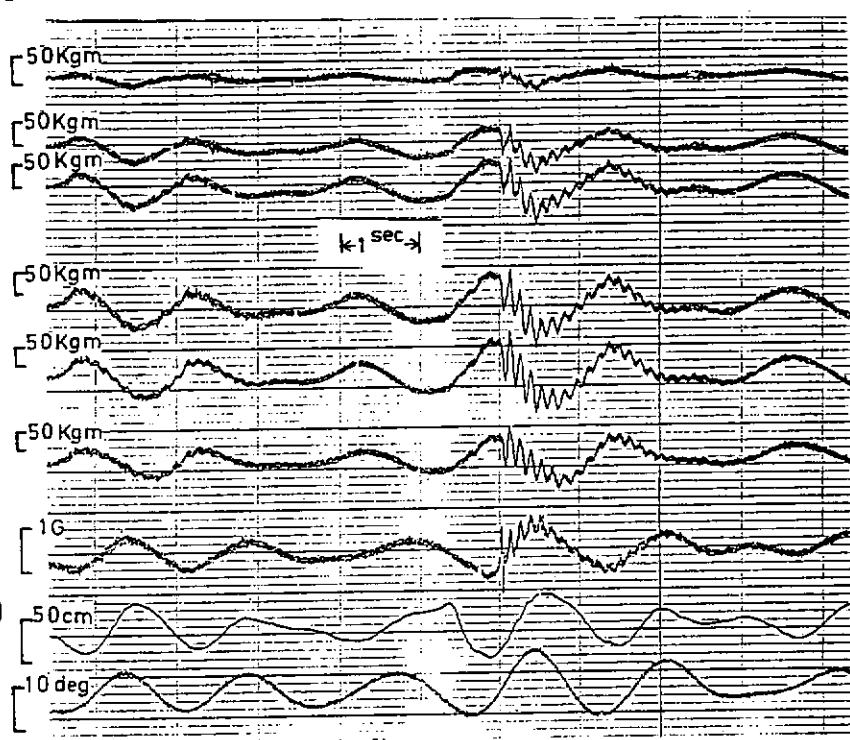


図 4.2.33

$\chi = 180^\circ$ (Ir.)

$F_n = 0.137$

Mt. (SS. 8 $\frac{3}{4}$)

Mt. (SS. 7 $\frac{1}{2}$)

Mt. (SS. 7)

Mt. (SS. 6 $\frac{1}{4}$)

Mt. (SS. 5)

Mt. (SS. 3 $\frac{1}{2}$)

V.Acc (SS. 9 $\frac{3}{4}$)

Rel. Water (F.P.)

Pitch

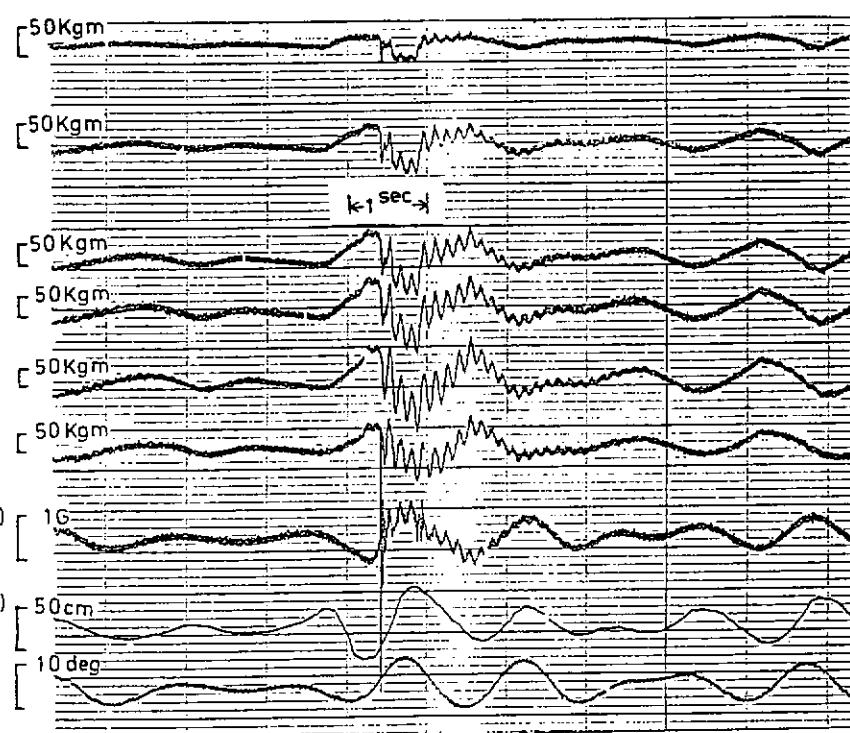


図 4.2.34

$\chi = 180^\circ$ (Ir.)
 $F_n = 0.117$

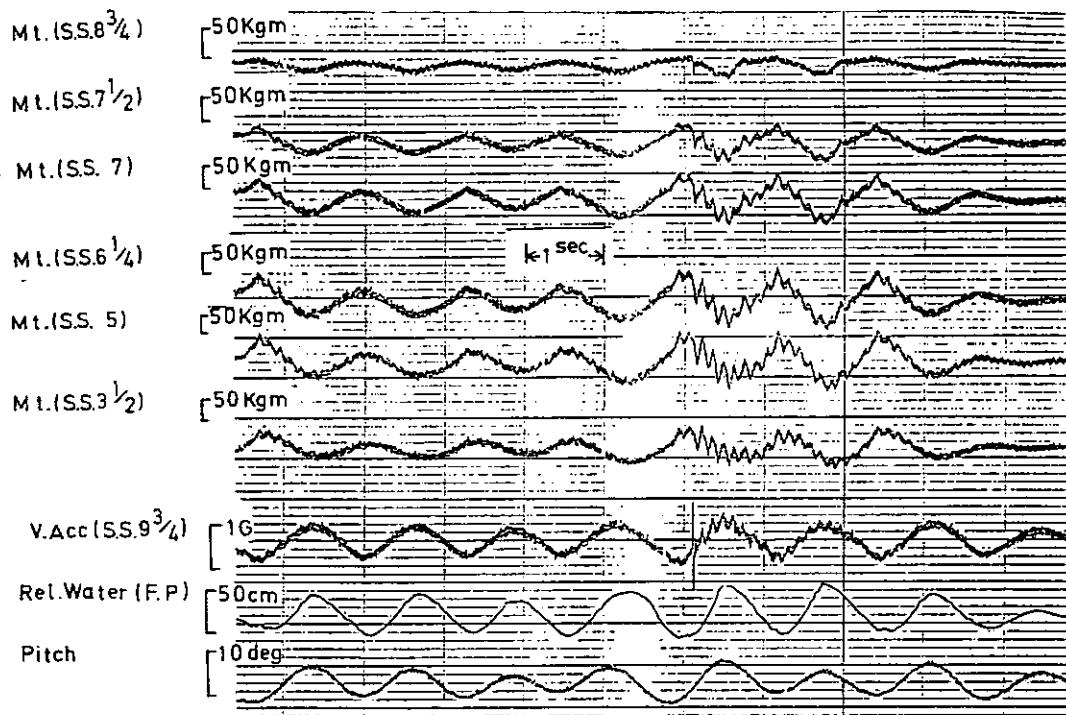


図 4.2.35

$\chi = 157.5^\circ$ (Ir.)
 $F_n = 0.148$

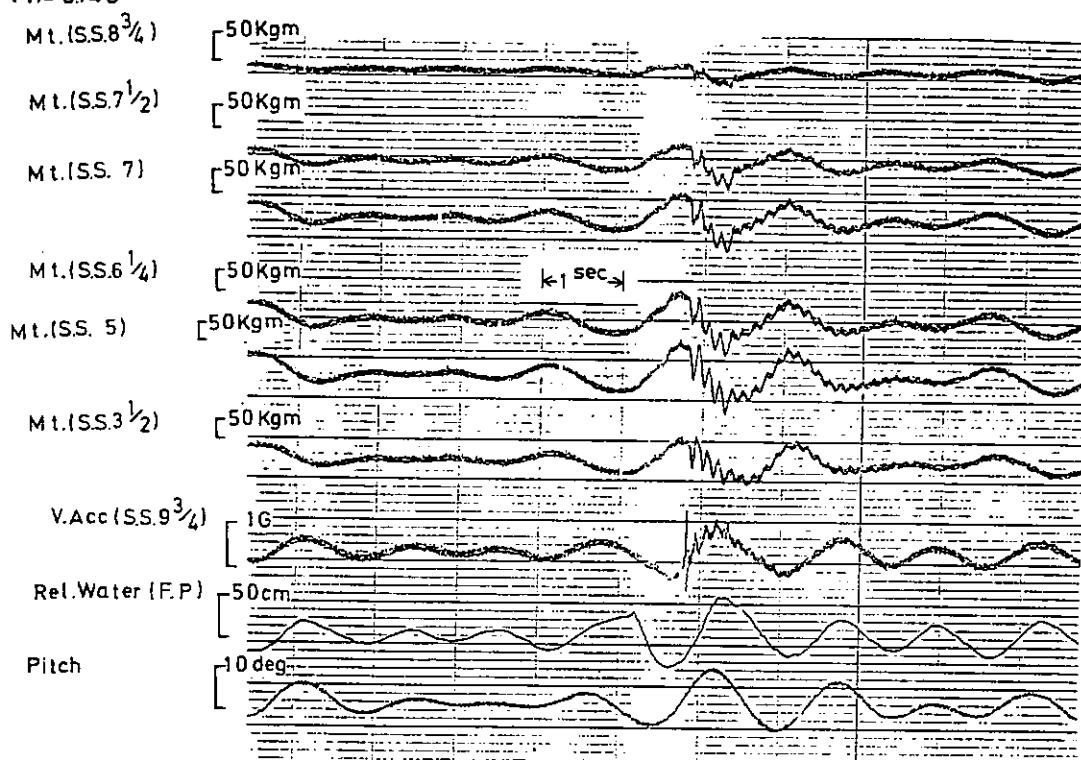


図 4.2.36

$\chi_1=157.5^\circ$ (Ir.), $\chi_2=-142.5^\circ$ (R.)

Fn=0.0107

R.Acc(SS.8 $\frac{3}{4}$)

TG

P(SS.9 $\frac{3}{4}$)

P(SS.9 $\frac{1}{2}$)

P(SS.9 $\frac{1}{4}$)

P(S.9)

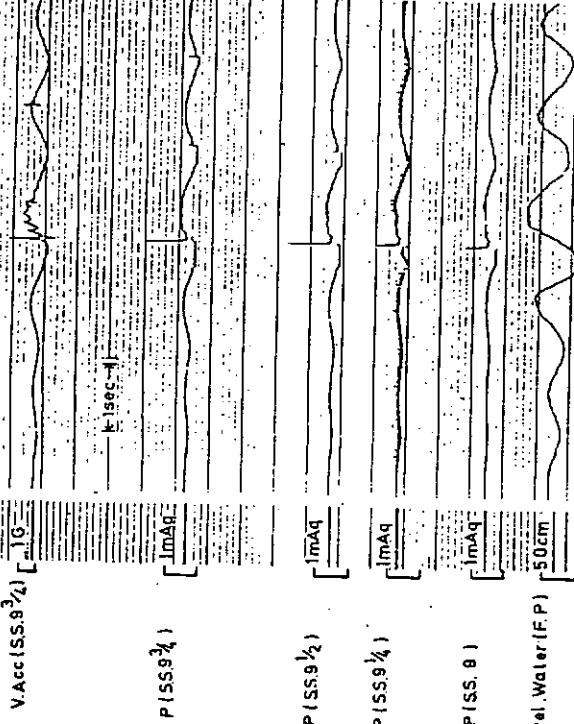
Rel.Water(F.P)

P(SS.9 $\frac{1}{2}$)

P(SS.9 $\frac{1}{4}$)

P(SS.9 $\frac{1}{4}$)

P(SS.9 $\frac{1}{2}$)



$\chi_1=157.5^\circ$ (Ir.), $\chi_2=-142.5^\circ$ (R.)

Fn=0.103

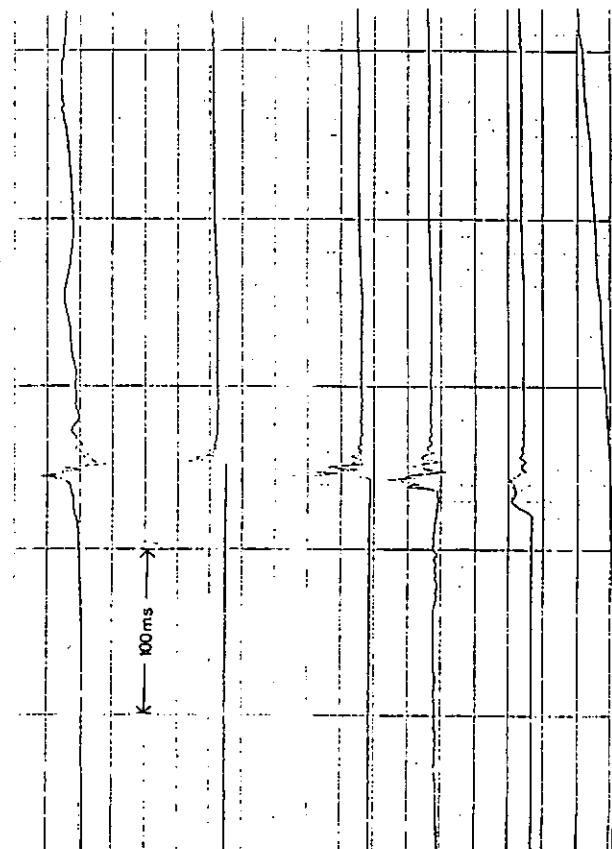
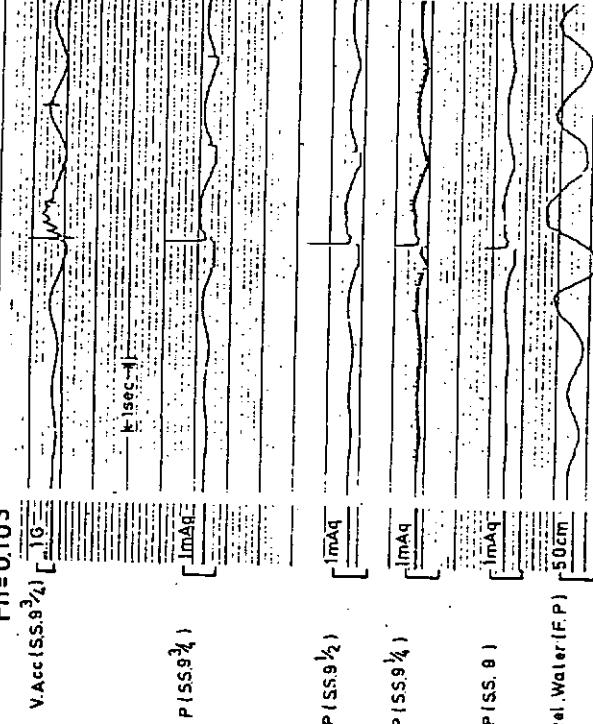


図 4.2.37

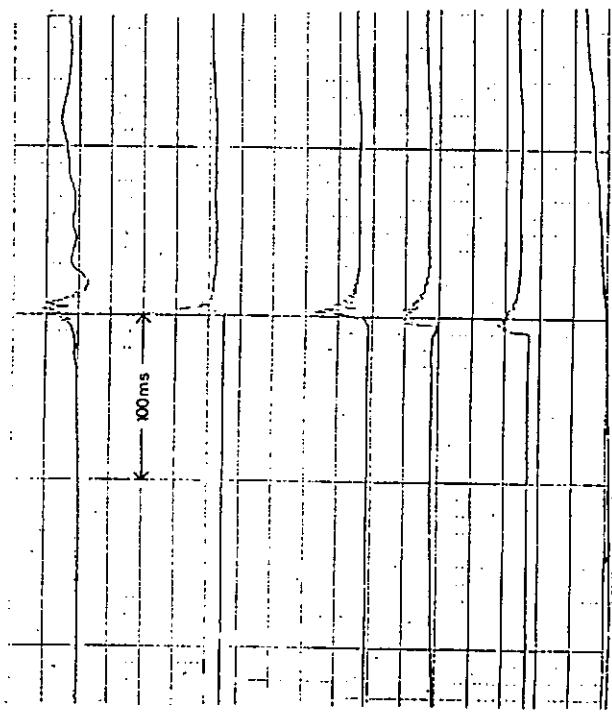


図 4.2.38

$\chi_1 = 157.5^\circ$ (l.r.), $\chi_2 = -127.5^\circ$ (R.)

$F_n = 0.099$

$\chi = 180^\circ$ (l.r.)

$F_n = 0.137$

V.Acc (SS.9 $\frac{3}{4}$)

P (SS.9 $\frac{3}{4}$)

图 4.2.39

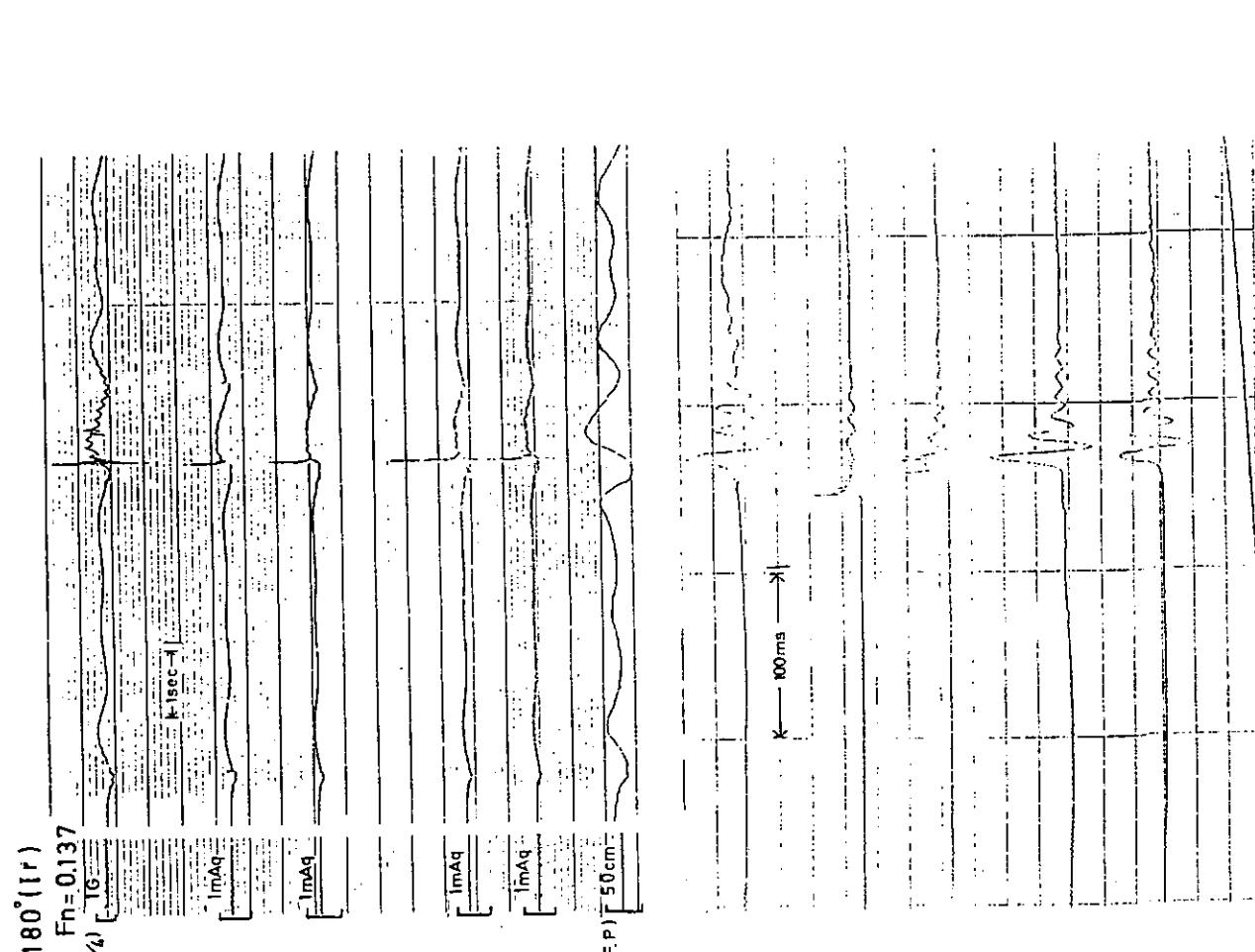
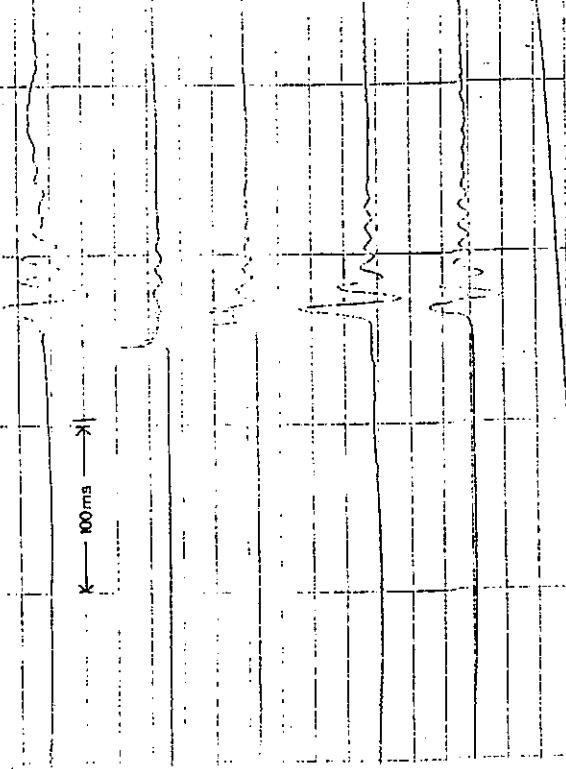


图 4.2.40



5. スラミング圧発生に関する研究

5.1 基礎的研究（楔形物体の水面衝撃実験）

5.1.1 はじめに

昨年度（昭和57年）では平板の水平水面衝撃実験を行なったが、今回は平板に近い楔形物体（衝撃角 $B = 1^\circ, 2.5^\circ, 5^\circ$ ）の水面衝撃に関する研究を行なった。

楔形物体の水面衝撃時の衝撃荷重については von Kármán⁽¹⁾, Wagner⁽²⁾, Bisplinghoff⁽³⁾ 等の理論があり、衝撃角 $B = 15^\circ$ 以上の比較的衝撃角度が大きい場合、これらの理論による最大圧力は実用上測定値と良く一致している。また衝撃角 0° の平板の場合は上記の理論によると無限大の水撃圧力が生ずることになり実情に合わない。このような平板の水面衝撃については、藤田⁽⁴⁾, Chuang⁽⁵⁾ の実験がある。Ogilvie⁽⁶⁾ は衝撃時の圧力を水の圧縮性を考慮した1次元的な理論値 $\rho_w C_w V_0$ (ρ_w : 水の密度, C_w : 水中での音速, V_0 : 衝撃速度) であるとしている。また空気のまき込みによる air cushioning 効果を考慮した計算が、Verhagen⁽⁷⁾, Lewison ら⁽⁸⁾、および著者ら⁽⁹⁾によって行なわれ、実験と良い一致を示している。

しかしながら実際に最大圧力となる角度が数度程度（図 5.1.1 参照）においては、空気のまき込みによる効果が無視できるにもかかわらず上記の理論（Wagner⁽²⁾）では実験値とかけ離れた値を与えてしまい適用できない。この範囲においては Chuang⁽¹⁰⁾ が楔形の場合で角度が $1^\circ \sim 6^\circ$ までの実験を行なっており、また萩原ら⁽¹¹⁾による円筒物体の落下実験がある。

本研究では衝撃角度が $1^\circ, 2.5^\circ, 5^\circ$ の楔形物体に関して落下実験を行ない、また空気流の影響の無い場合を仮定して数値解析を行なった。解析は流体の運動について境界要素法を適用し時々刻々の自由表面形状を追跡した非線形計算を行なっている。

5.1.2 実験

実験装置、圧力計等は昨年度の平板の水平水面衝撃実験（SR-194）と同じものを用いている。図 5.1.2 に落下装置、図 5.1.3 に試験板を示した。試験板は $\beta = 1^\circ, 2.5^\circ, 5^\circ$ の 3 種類製作し、また重りを載せることによりそれぞれ 3 種類の重量（30 kg, 40 kg, 50 kg）で実験を行なった。また圧力計は P 1 から P 11 まで 11 個取付け keel 部上に 1 個、keel から 5 cm, 10 cm, 15 cm, 24.5 cm の位置にそれぞれ左右 1 個づつ設置した。

5.1.3 衝撃水圧の計算

（1）基礎方程式

図 5.1.4 に示すような二次元容器領域内での楔形物体の水面衝撃問題を考える。左右対称であるので右半分だけ考えれば良い。流体は非粘性、非圧縮とし、流体内部は非回転流れ、であるとする。支配方程式および境界条件は

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0 \quad ; \Omega \text{ 内} \quad (5.1.1)$$

$$p/\rho_w = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)^2 \right] + g \eta = 0 \quad ; S_1 \text{ 上} \quad (5.1.2)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad ; S_2 \text{ 上} \quad (5.1.3)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = V \cos \beta \quad ; S_3 \text{ 上} \quad (5.1.4)$$

ここに $\phi(x, z, t)$ は速度ポテンシャル, V は楔形物体の落下速度, β は衝撃角度である。以上の支配方程式を各時間ステップ毎に境界要素法で解く。

(2) 計算の流れ

解析の全体の流れを図 5.1.5 に示す。まず、(1)楔形物体を微小量だけ突入させる。この時自由表面は静水面上にあるものとし、また自由表面上の速度ポテンシャル $\phi = 0$ とする。図 5.1.4 に示す境界条件と共に境界要素法で Laplace 方程式を解き、自由表面上の速度ポテンシャルの法線方向微係数 $\partial\phi/\partial n$ を求める。(2)この求めた自由表面上の $\partial\phi/\partial n$ に時間増分 Δt を乗じて自由表面を隆起させ、新しい自由表面と楔形の交点から接水幅 C を求める。ここで楔形表面より上に飛び出した流体は全て無視している。またこの自由表面の盛り上りを用いて(5.1.2)式から自由表面上の $\partial\phi/\partial t$ が定まる。(3)新たに求めた境界と図 5.1.4 に示す境界条件および前段階での自由表面上での速度ポテンシャルを用いて境界要素法により領域内で Laplace 方程式を解き楔形表面の圧力分布を求め、また楔形表面にそって積分し流体から受ける非定常力 F を求める。この F を楔形物体の運動方程式に代入し、新しい速度 V を求める。ここで 1 回の時間ステップ中に 2 回、境界要素法による計算が含まれており、2 回目の計算ではただ楔形表面の圧力分布を求めるためにのみ計算を行なっている。以後同じ計算を繰返し、接水幅 C が試験体の半幅以上になれば終了とした。

(3) 非線形自由表面の取扱い

いま時刻 $t=t_k$ における自由表面上の速度ポテンシャル ϕ_k と法線方向微係数 $\partial\phi_k/\partial n$ が求められているものとする。この時自由表面上の各節点を

$$z_{k+1} = z_k + \Delta t \cdot n_z \frac{\partial\phi_k}{\partial n} \quad (5.1.5)$$

により移動させる。ここに n_z は自由表面に立てた外向き法線 n の z 軸に対する方向余弦を表わし、 Δt は時間増分を表わす。また添字 k , $k+1$ は各々時刻 t_k , t_{k+1} における値であることを示す。新しい自由表面上での速度ポテンシャルの値 ϕ_{k+1} は

$$\phi_{k+1} = \phi_k + \Delta t \frac{\partial\phi_k}{\partial t} \quad (5.1.6)$$

により定める。

5.1.4 実験結果と計算結果の比較

衝撃角度と最大圧力の関係を図 5.1.6 に示す。Chuang¹⁰ の実験結果に見られる様に $\beta=0^\circ$ の平板よりも角度が数度程度の楔形の方が大きい値を示している。

試験板の幅方向の最大圧力分布を図 5.1.7 ~ 9 に示す。

$\beta=1^\circ$ の場合は keel 部で最大圧力となっているが、これは著著らの平板の落下実験において既に観測された現象であり⁽⁹⁾、空気流の影響と思われる。(図 5.1.7)

$\beta=2.5^\circ$ の場合は $\beta=1^\circ$ および $\beta=5^\circ$ の場合の中間的な最大圧力分布を示しており、このことから空気流の影響は $\beta=2.5^\circ$ 付近から以下で顕著になるのではないかと思われる。(図 5.1.8)

$\beta=5^\circ$ の場合は keel 部の圧力が他の位置よりも小さくなってしまっており、最も圧力が高いのは keel 部と試験板端の中間部となっている。またこの現象は、この実験での落下重量が小さいため水中を落下中に減速が激しいからであり、定速落下の場合や落下重量が大きい場合は試験板端で最大圧力となることが後に示される。(図 5.1.9)

落下高さと最大圧力の関係を図 5.1.10 に示す。keel 上での最大圧力も合せて示した。本実験の範囲内においては落下高さと最大圧力はほぼ比例している。また落下重量は Mass ratio : $M / (\rho_w \pi B^2 / 8)$, (B = 試験体の幅)

で表示している。衝撃前後の速度変化を図 5.1.11 に示す。図 5.1.11 で Time = 0 が着水時刻である。また著者ら⁽⁹⁾は平板の落下実験で速度変化を運動量理論の見地から検討し実験と良い一致をみせたが、ここでも運動量理論による速度変化も合せて示す。接水幅が半幅以下の場合は本計算法により計算できるが、接水幅が半幅以上になり全体が流体に没している場合は運動量理論において挙動が解析される。つまり船体運動などの全体的な解析を行なう場合の非線形流体力を求めるには運動量理論で十分であることを示している。

最大圧力と落下重量について図 5.1.12 に示した。本実験の範囲内においては、最大圧力は Mass ratio にはほぼ比例している。5.1.5 で詳細に述べるが、落下重量によって水中でさらに加速されたり、また減速される場合があり、これが原因で幅方向の最大圧力分布が変化し、また最大圧力値も異なってくる。

5.1.5 定速落下と自由落下について

本計算結果と Wagner⁽²⁾の理論値の最も顕著な相違は最大圧力の幅方向分布が全く異なっていることであり、本計算では keel 部と試験板端の中間で圧力が最大となっている。(図 5.1.9)

この点をより明確にするために定速落習の場合について計算を行なった。Wagner⁽²⁾の理論によると最大圧力は

$$P_{\max} / \frac{1}{2} \rho_w V_0^2 = (1 + \pi^2 / 4 \tan^2 \beta) / (1 + \mu)^2 \quad (5.1.7)$$

ここで、 $\mu = \rho_w \pi C^2 / 2M$ 、で与えられ、定速落下の場合は

$$P_{\max} / \frac{1}{2} \rho_w V_0^2 = 1 + \pi^2 / 4 \tan^2 \beta \quad (5.1.8)$$

となる。ところが本解析結果によると keel 部の最大圧力は Wagner⁽²⁾の理論値

$$P_{\text{keel}} / \frac{1}{2} \rho_w V_0^2 = \pi / \tan \beta \quad (5.1.9)$$

にほぼ等しくなっているが、 P_{\max} は接水幅の平方根 \sqrt{C} の 1 次関数

$$P_{\max} / \frac{1}{2} \rho_w V_0^2 = \pi / \tan \beta + r \sqrt{C} / \tan \beta \quad (5.1.10)$$

で表わされることを示唆している。ここで r は正の定数であり衝撃角 β には依存しない。なお P_{\max} は水の圧縮性を考慮した理論値 $\rho_w C_w V_0$ を超えることはありえないのは勿論である。

定速落下と自由落下の相違を図 5.1.13(落下重量の小さい場合)、図 5.1.14(落下重量の大きい場合) に示した。図 5.1.13 では落下重量が小さいため減速が大きく、水中での落下速度 V は試験板端では V_0 よりも小さくなる。このため自由落下時の方が定速落下時よりも最大圧力が小さくなっているが、図 5.1.14 のように落下重量が大きい時は反対に水中で落下中においても加速されているので、定速落下時よりも大きな最大圧力を示している。したがって定速落下時と自由落下時の最大圧力の相違は落下速度の比 V/V_0 によると思われる。なお図 5.1.14 における実験値は船研において行なわれた実験⁽¹²⁾であり、ほぼ定速落下に近い実験と思われる。(Mass ratio = 4.33)

重力を考慮した時の楔形物体が受ける流体力 F は Szebehely⁽¹³⁾によれば

$$F = \frac{V_0^2 \rho_w \pi C}{u (1 + \mu)^3} + \frac{M g}{(1 + \mu)^3} \left(\frac{1}{3} \mu^2 + 2\mu - 1 \right) \quad (5.1.11)$$

ここで、 $u = (2/\pi) \cdot \tan \beta$ である。

運動方程式は

$$M \cdot dv / dt = -F \quad (5.1.12)$$

また $dc/dt = V/u$
 より $M \cdot (dv/dc) \cdot (V/u) = -F(c)$ (5.1.13)

(5.1.13)式をCについて積分すると

$$\begin{aligned} \frac{V^2}{V_0^2} &= \frac{\alpha^2}{(C^2 + \alpha)^2} + \frac{4g}{3\pi} \frac{\alpha C(C^2 + 3\alpha)}{(C^2 + \alpha)^2} \frac{\tan^2 \beta}{V_0^2} \\ &= \frac{\alpha^2}{C^4 (1+1/\mu)^2} + \frac{4g}{3\pi} \frac{\alpha (1+3/\mu)}{C (1+1/\mu)^2} \frac{\tan^2 \beta}{V_0^2} \\ &\equiv H(C, \mu, V_0) \end{aligned} \quad (5.1.14)$$

ただし、 $\alpha = 2M/\rho_w \pi = C^2/\mu$ である。

(5.1.14)式によるH(C, μ, V₀)を用いれば自由落下の圧力値を定速落下の圧力値より換算することができる。

5.1.6 結論

本研究では楔形物体の水面衝撃を取り上げ、実験および自由表面を考慮した解析を境界要素法を用いて行ない以下の結論を得た。

- (1) 空気流の影響は本実験においては衝突角が2.5°以下から見られ圧力値は解析結果と比べて非常に小さい。また最大圧力はkeel上で起こる。
- (2) 空気流の影響のない範囲では最大圧力は幅方向に変化する。例えば定速落下の場合Wagnerの理論ではkeel部を除き幅方向に一定値をとるが、実際には一定とならない。本計算結果により幅方向の最大圧力分布はMass ratioと衝突速度に依存することがわかった。 $\beta = 5^\circ$ に関する実験と比較した結果、解析結果は実験とその最大圧力分布形状について良く一致した。 $\beta = 5^\circ$ での実験の最大圧力値はWagnerの理論値よりもかなり小さくなるが、その原因是空気のまき込みの影響よりも自由表面の非線形性によると思われる。
- (3) 幅方向の最大圧力分布は衝突後の減速の程度および衝突速度に依存し、Mass ratioが大きいためさらに加速される場合は試験板端で最大圧力となり、逆にMass ratioが小さいため減速される場合はkeel部と試験板端の間で最大圧力をとる。
- (4) 本計算法によるkeel部の圧力値はWagnerの理論によるkeel部の圧力値と非常に良く一致した。ただし突入後の接水部端におけるピーク圧力値は境界要素法による解析では多少低目となる。
- (5) (5.1.14)式より衝突速度とMass ratioの影響を含む自由落下時の最大圧力と定速落下時の最大圧力の相関関係が得られた。したがって本実験のようにMass ratioの小さい実験でも実船のような定速落下に近い挙動を予測できる。

参考文献

- (1) Th. von Kármán ; The Impact on Sea Plane Floats during Landing, NACA TN 321, (1929), 1-8
- (2) H. Wagner ; Über die Landing von Seeflugzeugen, Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluft-schiffahrt, Bd. 22, (1931), 1-8
- (3) R. L. Bisplinghoff & C. S. Doherty ; Some Studies of the Impact of Vee Wedges on a Water Surface, J. Franklin. Inst., 253, (1952) '547 ~ 561
- (4) 藤田謙, 平円板の水面衝撃について, 造船協会論文集, 第94号, (1954)
- (5) S. L. Chuang ; Experiments on Flat-Bottom Slamming, J. Ship Research, Vol. 10,

(1966-Mar.), No. 1, 10 - 17

- (6) T. F. Ogilvie ; Compressibility Effects in Ship Slamming, Schiffstechnik, Bd. 10, (1963), Heft. 53, 147 - 154
- (7) J. H. G. Verhagen ; The Impact of a Flat plate on a Water Surface, J. Ship Research, Vol. 11, (1967-Dec.), No. 4, 211 - 223
- (8) G. Lewison & W. M. Maclean ; On the Cushioning of Water Impact by Entrapped Air, J. Ship Research, Vol. 12, (1968-Jun.), No. 12, 116 - 130
- (9) 山本善之, 大坪英臣, 岡田真三, 澤田正志, 村上貴英, 平板の水平水面衝撃の研究, 造船学会論文集第 153 号, (1983), 235 - 242
- (10) S. L. Chuang ; Investigation of Impact of Rigid and Elastic Bodies with water, Naval Ship Research and Development Center, Report 3248.
- (11) K. Hagiwara & T. Yuhara ; Fundamental Study of Wave Impact Load on Ship Bow, J. Soc. N. A. Japan, 135 (1974) 181 - 189 ; 136 (1974) 337 - 342 ; 137 (1975) 240 - 245 ; 140 (1976) 11 - 15.
- (12) 竹本博安, 矩形板の落下衝撃水圧実験, 第 41 回船舶技術研究所発表論文講演集(昭和 58 年 5 月)
- (13) V. G. Szebehely ; Hydrodynamics of Slamming of Ships, The David W. Taylor Model Basin, Report 823, (1952-July)

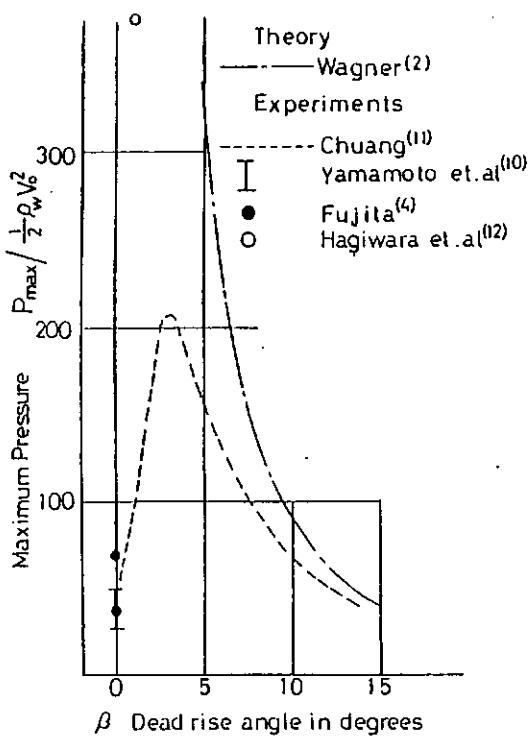


図 5.1.1 最大圧力と衝撃角

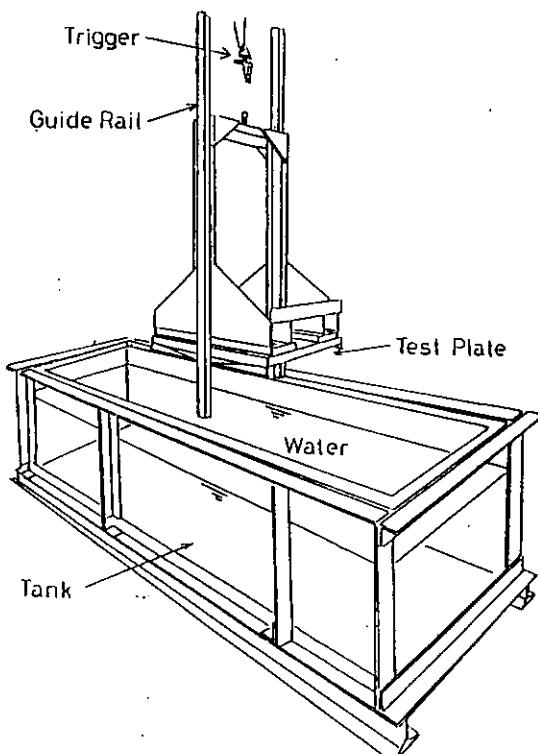


図 5.1.2 落下装置

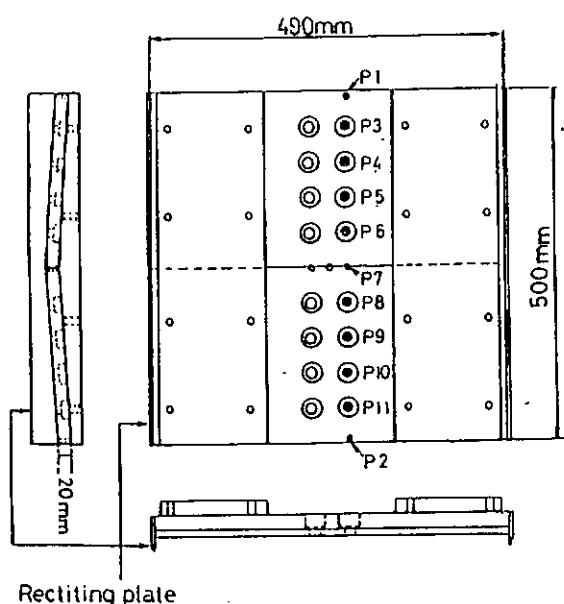


図 5.1.3 試験板

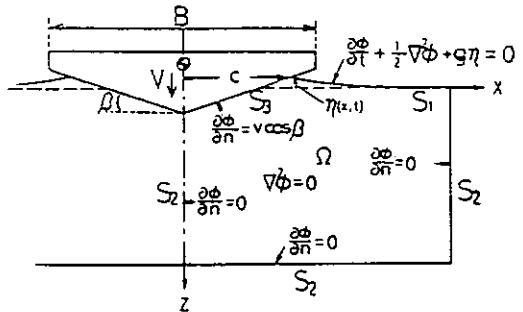


図 5.1.4 境界条件と数学モデル

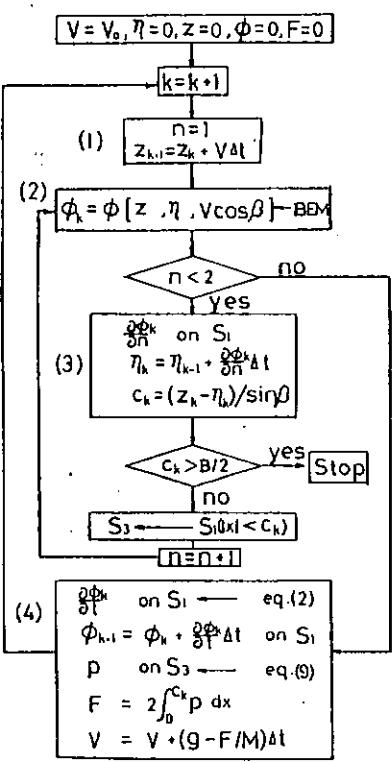


図 5.1.5 Flow chart

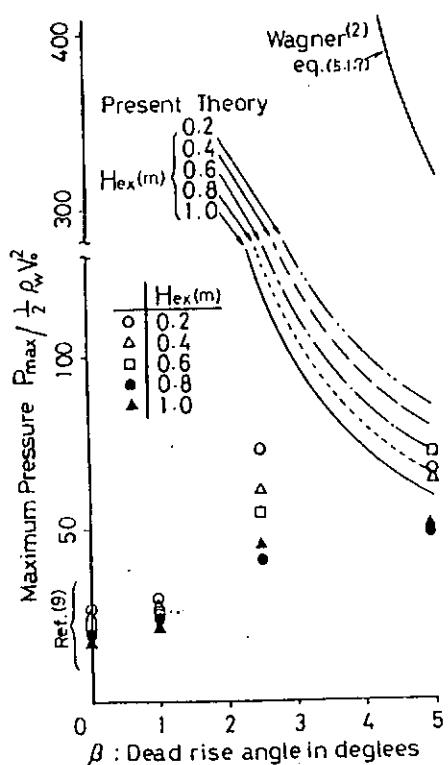


図 5.1.6 最大圧力と衝撃角

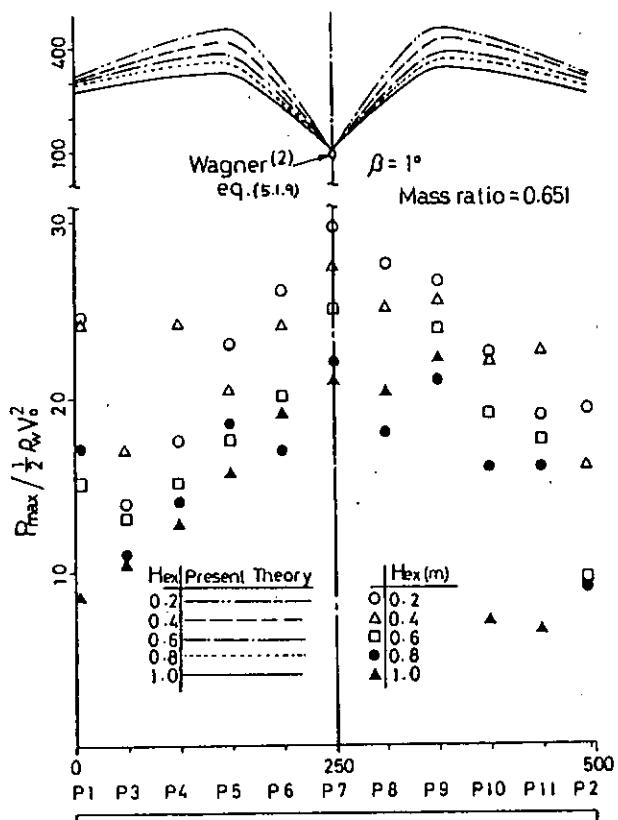


図 5.1.7 幅方向の最大圧力分布 ($\beta = 1^\circ$)

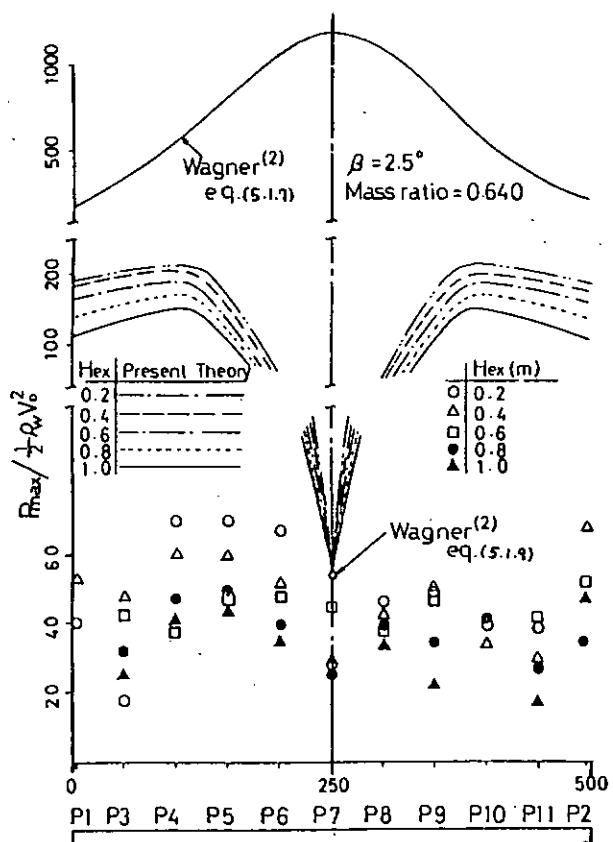


図 5.1.8 幅方向の最大圧力分布 ($\beta = 2.5^\circ$)

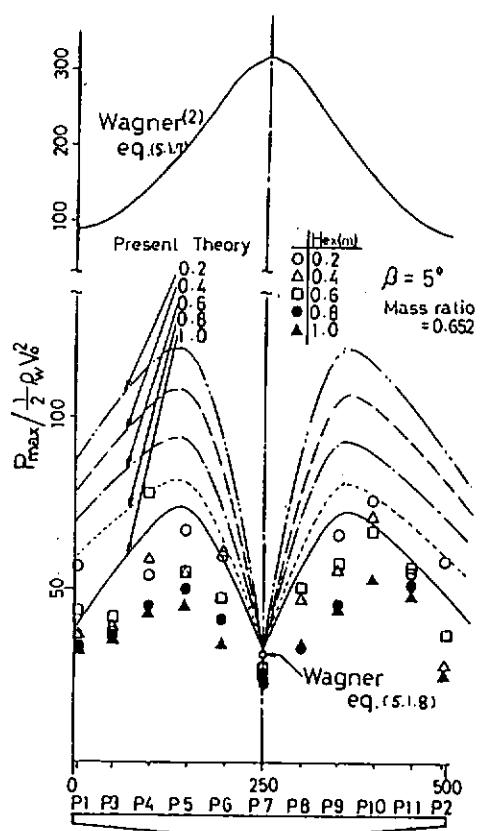


図 5.1.9 幅方向の最大圧力分布 ($\beta = 5^\circ$)

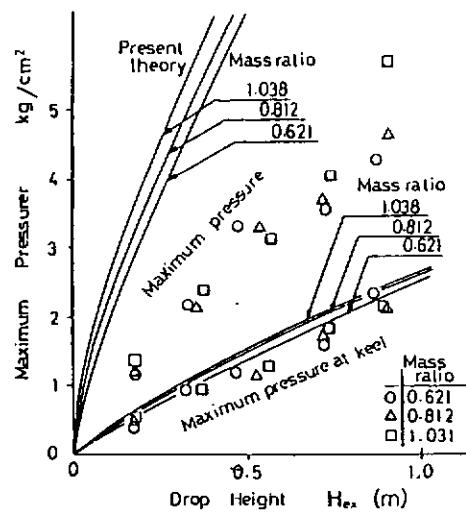


図 5.1.10 最大圧力と落下高さ

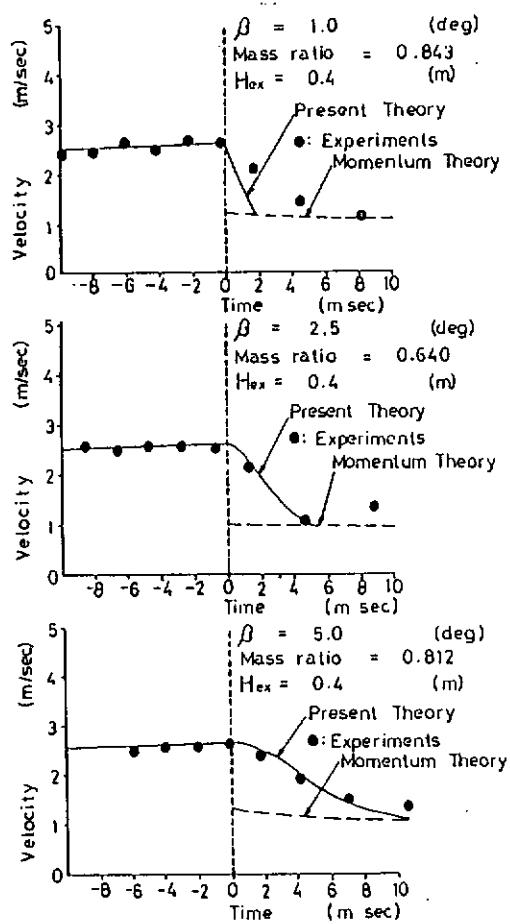


図 5.1.11 水中の落下速度

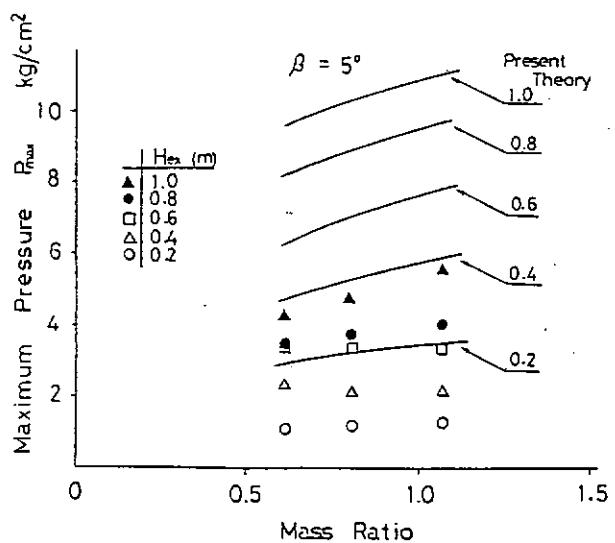


図 5.1.12 最大圧力と Mass ratio

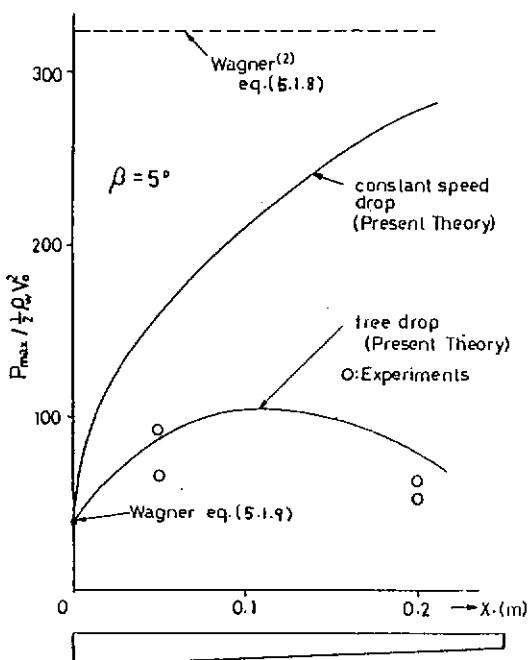


図 5.1.13 幅方向の最大圧力分布 (Mass ratio = 0.65)

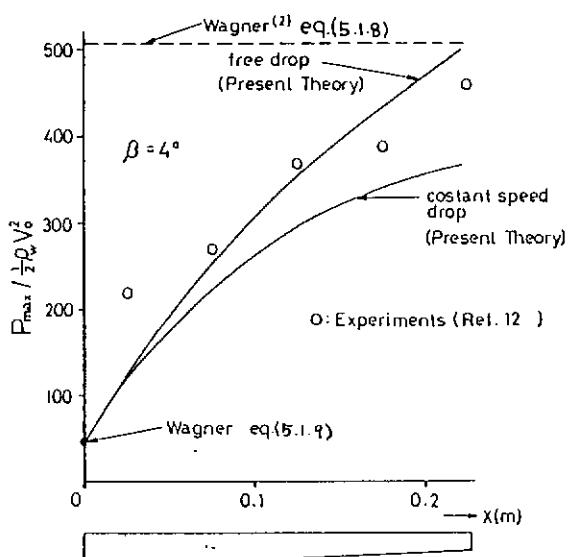


図 5.1.14 幅方向の最大圧力分布 (Mass ratio = 4.33)

5.2 船首部模型による船底衝撃水圧の研究

5.2.1 はじめに

波浪衝撃水圧の推定法は、その発生機構の複雑さから確定的なものはない。また、波浪中の模型実験により計測される波浪衝撃水圧及び二次元模型による落下衝撃実験で計測される衝撃水圧との関係についても明らかではない。落下衝撃の研究及び波浪中での模型や実船による衝撃水圧の研究は、多くの報告があるが、それらを関係づけるものはわずかに Chuang¹⁾ の高速艇に関するものがあるのみである。そこで、今年度は、大型船の船底スラミングによる船底衝撃水圧発生の要因である船底と波面との衝突角及び衝突速度の基礎資料を得るために、船体運動を拘束し、船体にトリムをつけた状態で向い波規則波中を航走したときの船首船底に発生する衝撃水圧を計測した。更に、これらの実験結果を Chuang が高速艇に適用した衝突角及び衝突速度の推定法を用いて整理し、推定値との比較を行なった。

5.2.2 実験方法

(1) 供試模型

実験に使用した模型は、大型鉱石運搬船「笠木山丸」の 1/82.3 の縮尺木製模型である。その線図を図 5.2.1 に、主要目を表 5.2.1 に示す。

(2) 計測項目

計測項目は、図 5.2.1 に示すように、FP～S.S. 9 の船首船底の flat 部に配置した水圧計で船底衝撃水圧、及び船首前方における入射波高、船側に於ける相対水位である。

(3) 実験条件

実験は、水槽の曳引台車に船体を固定し、正面に向い波の規則波中を航走させた。船体は、満載吃水状態で重心回りにトリム角 $\tau = 3.5^\circ, 4.8^\circ, 6.3^\circ$ を与えた。波浪条件は、種々の衝撃角及び衝突速度が得られるよう、 $\lambda/L = 0.7 \sim 1.5$ 、 $h_w = 10 \text{ cm} \sim 25 \text{ cm}$ とし、船速は $F_n = 0.0 \sim 0.20$ の範囲とした。

5.2.3 実験結果

(1) 解析方法

船体運動を拘束した場合、船底と波面との相対速度は自由航走の場合に比べてかなり小さくなる。ここでは、船の前進速度と波の進行速度及び波粒子の速度の船底と垂直な方向のそれぞれの速度成分による相対速度をまた、船底と入射波が衝突する時の衝撃角は、入射波の波くずれがなく、船底は flat としてトリム角 τ と各計測点での波傾斜 θ との差 $\xi = \theta - \tau$ で表わす。

図 5.2.2 は、座標系を、図 5.2.3 には、船底と波面が衝突する時の衝撃角を示す。

図 5.2.4 には、波の伝播速度と Orbital velocity の速度成分の関係を示している。

Chuang¹⁾ の表現に従えば、船底と波面が衝突する点 A での波面に垂直及び平行な速度成分 V_{vw} 及び V_{hw} は Orbital velocity を考慮すると

$$\begin{aligned} V_{hw} &= V_h \cos \theta - V_{ot} \\ V_{vw} &= V_h \sin \theta + V_{on} \end{aligned} \quad (5.2.1)$$

V_{ot} , V_{on} は、波面に垂直、平行な Orbital velocity の速度成分、 V_h は船の前進速度をあらわす。

次に、衝撃水圧を発生させる船底に垂直方向の速度成分 V_n は、船底と波面との衝突角を ξ とすると

$$V_n = V_{hw} \sin \xi + V_{vw} \cos \xi \quad (5.2.2)$$

となる。以下、 V_n 及び ξ を用いて、本実験のデータを整理する。

(2) 実験結果と考察

衝撃水圧、入射波及び相対水位の記録例を図 5.2.5～図 5.2.7 に示す。

図 5.2.5 は、実験中にモニタした衝撃水圧の波形であり、衝撃圧が規則的に発生している。しかし、出合波ごとまた計測場所により発生する衝撃圧力は多少ばらつきがある。解析には側壁影響等を考慮して船速が目標値に達ししかも初期の出合波により発生した平均的な衝撃波形を用いた。

図 5.2.6 は、模型船の前方で計測した入射波及び F P, S. S. 9 1/2 及び 9 で計測した相対水位と S. S. 9 1/2 での衝撃水圧を示す。波傾斜 θ は入射波より求めた。

図 5.2.7 は、図 5.2.5 の時間軸を拡大したもので、F P (P 1) 及び S. S. 9 3/4 (P 2, P 3) では、1 m head 以上の衝撃水圧が発生している。

図 5.2.8 は、トリム角が小さい場合で、S. S. 9 1/2 ~ 9 1/4 (P 4 ~ P 7) にかけて空気巻き込みが起った場合の記録例である。

図 5.2.7 で衝撃水圧の持続時間は 20 ms 程度で、その移動速度は 4 ~ 5 m/s 程度である。図 5.2.8 の空気巻き込み時の水圧の振動周波数は約 170 Hz である。また、他の実験記録では、空気巻き込みは水圧計の近傍のみ、あるいは、ある断面近傍のみに、極めて局部的に発生しているものも見られた。

次に、各断面の船底中心線上において計測された最大衝撃水圧を前述の方法で求めた V_n を用いて、衝撃圧係数 $k = P_{max}/\frac{1}{2} \rho V_n^2$ を波くずれがないとした時の衝撃角 $\xi = \tau - \theta$ に対してプロットしたものを図 5.2.9 に示す。

図中の実線及び破線は、それぞれ Chuang の高速艇に適用した推定式及び換型模型の落下実験による実験式による値を示している。図より明らかのように、最大衝撃水圧は、ほとんどの Chuang の推定値を上限とした分布となっている。また、分布の peak は $\xi = 3^\circ$ 近傍となっている。 $\xi > 8^\circ$ の範囲で推定値より大きな水圧が発生しているが、これらは、いずれも $\lambda/L = 0.7$ の比較的波長の短い波の中でのデータで入射波そのものが波くずれを起していること、また入射波もトロコイド波状であるため衝撃角の推定が良くないことが原因と考えられる。また、同図中 ●・▲・■ 及び * 印は、空気の巻き込みによる衝撃水圧を示しており、 $\xi = 3^\circ \sim 4^\circ$ 近くの時にかなり大きな値を示すものが見られた。空気巻き込み時の 1 ~ 2 の点を除いて衝撃角が 8° 程度までは、その分布形状は、Chuang の推定値を上限とした範囲内にあることがわかる。

本実験の場合波浪中自由航走と異なり、船体の上下揺及び縦揺れを拘束しているため、これらの運動に基づく速度成分の衝撃水圧への寄与が推定できれば、自由航走時の衝撃水圧の推定法を求めることが可能となる。空気巻き込みがどのような条件で発生しているのかは、未だ明らかではないが、今後、落下衝撃実験による結果^{2), 3)} と合わせて検討する。

図 5.2.10 に船体中心線上の船長方向の最大衝撃水圧の分布を示す。(a) は、F P の衝撃角が $\xi = 1.85^\circ$ の比較的小さい場合で、各点で○印が 2 ケあるのは、2 つの連続した出合波による衝撃水圧を示し、実線は Chuang の推定法による値である。(b) は、F P で $\xi = 9.69^\circ$ と大きい衝撃角の場合で●印は局部的な空気巻き込みによる衝撃水圧を示している。(c) は、S. S. 9 1/2 ~ 9 3/4 の範囲で空気巻き込みが起っている場合の分布である。

(a), (b) の図では、計算値とかなりの差があるがその傾向は合っている。(c) では、空気巻き込みによりかなり大きな衝撃水圧が発生しており、しかも、計算値よりも大きいものがあり、船底に同時に発生することから、船体に作用する荷重として重要である。

次に、図 5.2.11 に S. S. 9 1/2 の断面における船底横方向に発生した最大衝撃水圧の分布を示す。(a) 図は空気巻き込みが起っている場合のもので計算値よりかなり大きい。(b) 図は、 $\xi = 2.71^\circ$ の場合の傾斜衝撃で、計算値の約 1/3 とかなり小さい。これらの図から分るように、断面内の分布形状は、中央部が大きく、船側に行くにつれて小さくなるものが多い。空気巻き込みによる衝撃水圧については、落下速度が一定とした落下実験によりその

分布形状を求めたが、それは(a)図のそれと同一であった。

5.2.4 まとめ

船体をトリムさせ、船体運動を拘束した状態で船の前進速度、波の移動速度及びOrbital velocity のみを考慮した時の船底衝撃水圧の計測を行なった。波くずれがないとして衝撃角 δ 及び衝撃速度 V_n を求め、これにより、最大衝撃水圧を整理して、次のような結論及び問題点が明らかになった。

1) 波くずれがないとして求めた、 δ 及び V_n で最大衝撃圧係数 $k = P_{max}/\frac{1}{2}\rho V_n^2$ を整理すると、 $\lambda/L = 0.7$ で波傾斜が大きい場合を除いて、Chuangの推定法による分布形状を示すことが分った。

2) 船底中心線上の長手方向の最大衝撃水圧の分布は、計算値と差があるが、その形状の傾向は合うようである。

3) 横断面内の分布については落下衝撃による分布とほぼ一致している。

4) 空気巻き込みは、広い範囲に亘って発生するもの局部的に発生するものなど種々あり、その発生条件は必ずしも衝撃角が小さくはない。また、上限を与えると考えられるChuangの推定値を越えるものがあり、スラミング発生時の空気巻き込みの衝撃水圧の推定が重要であることが確認された。

衝撃角及び衝撃速度より衝撃水圧の推定の可能性があることが分ったので、今後は、船体運動を考慮した場合にも相対水位等の情報から、衝撃角、衝撃速度を推定し自由航走時の衝撃水圧を整理する。

また、空気巻き込み時の衝撃水圧については、その発生条件について検討し、落下衝撃実験との関連を明らかにする。

参考文献

- 1) Alexander B. Stavovy and S. L. Chuang; Analytical Determination of Slamming Pressure for High Speed Vehicles in Waves ; J of Ship Research, Vol. 20, No. 4, 1976. 12
- 2) SR 194 研究部会 昭和57年度報告
- 3) 宮本、谷沢；落下衝撃実験による船首部断面水圧分布の測定、第41回船研研究発表会講演集、1983. 12

表 5.2.1 主要目

Items	Ship	Model
Length betw PP. (Lpp)	247.000 m	3.00 m
Breadth Mid. (B)	40.600 m	0.493 m
Depth Mid. (D)	23.000 m	0.279 m
Draft Mid. (d)	16.000 m	0.194 m
Displacement (W)	135950 ton	0.243 ton
Block Coefficient (Cb)	0.8243	0.824
Midship Coefficient (Cm)	0.9975	0.997
C.G. from Midship (Gx)	Aft 7.301 m Fore 0.088 m	

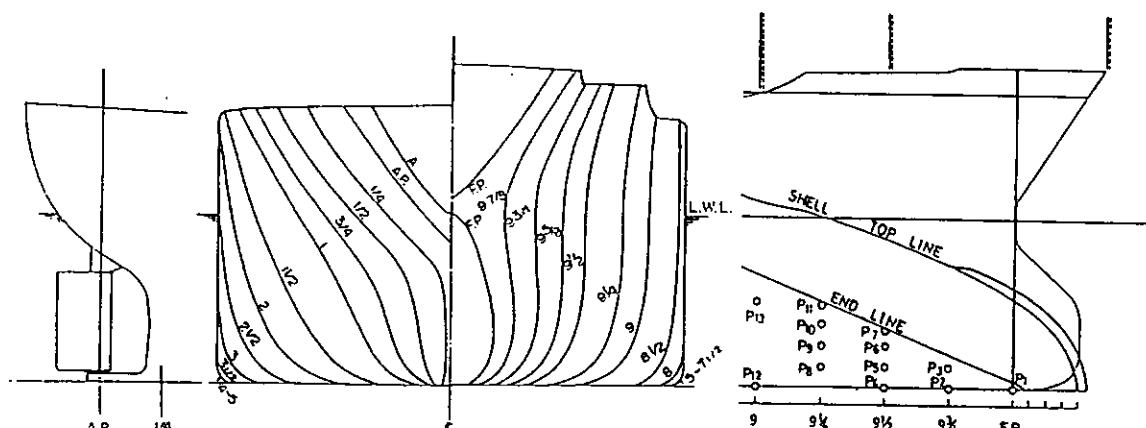


図 5.2.1 線図及び水圧計測位置

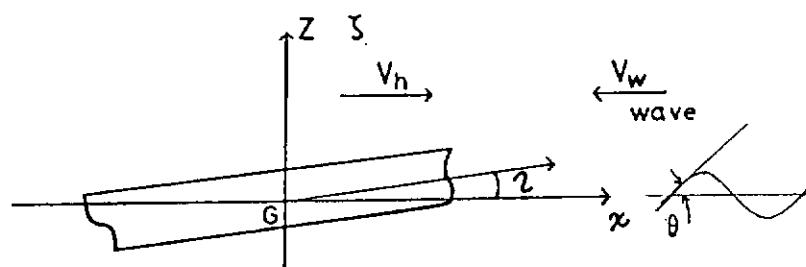


図 5.2.2 座 標

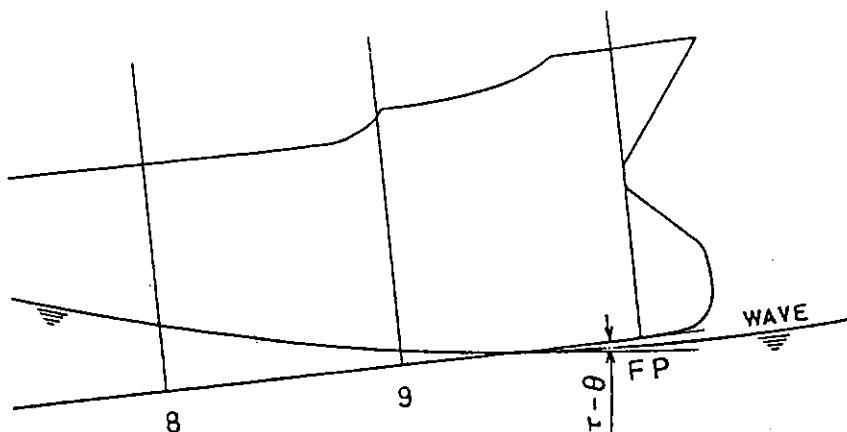
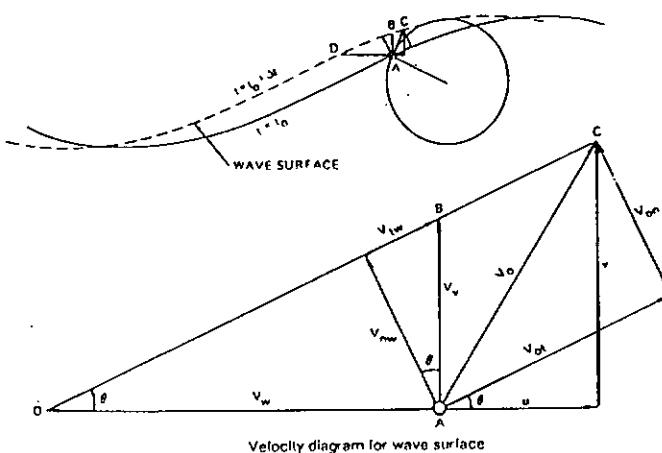
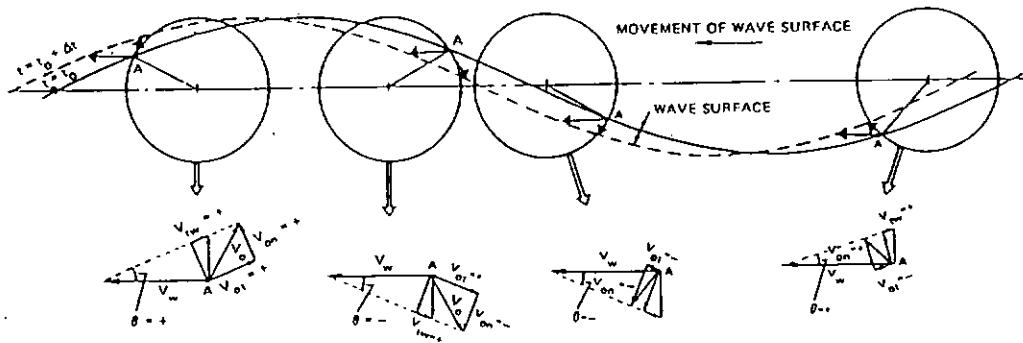


図 5.2.3 衝 撃 角



Velocity diagram for wave surface



Four cases of velocity components of wave surface

図 5.2.4 波面の速度成分

$\tau = 6.3^\circ$ $\lambda/L = 1.0$
 $hw = 26.5\text{cm}$ $Fn = 0.10$

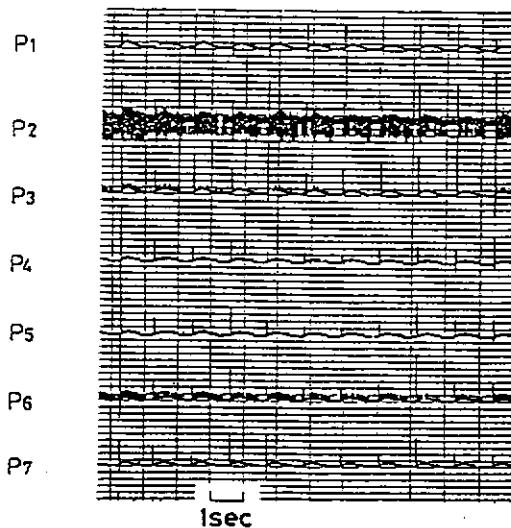


図 5.2.5 衝撃水圧の記録例

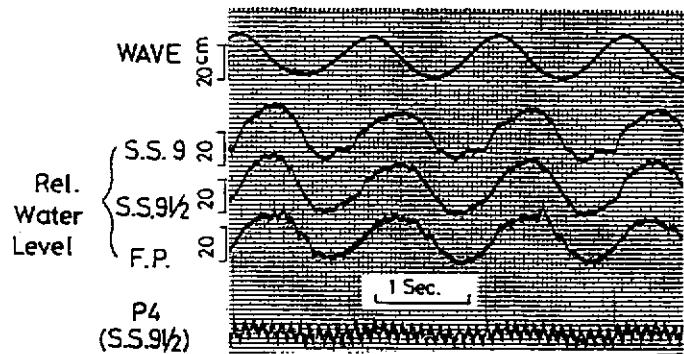


図 5.2.6 波高、船側水位及び衝撃水圧の記録例

$\tau = 6.3^\circ$ $\lambda/L = 1.0$
 $hw = 26.5\text{cm}$ $Fn = 0.10$

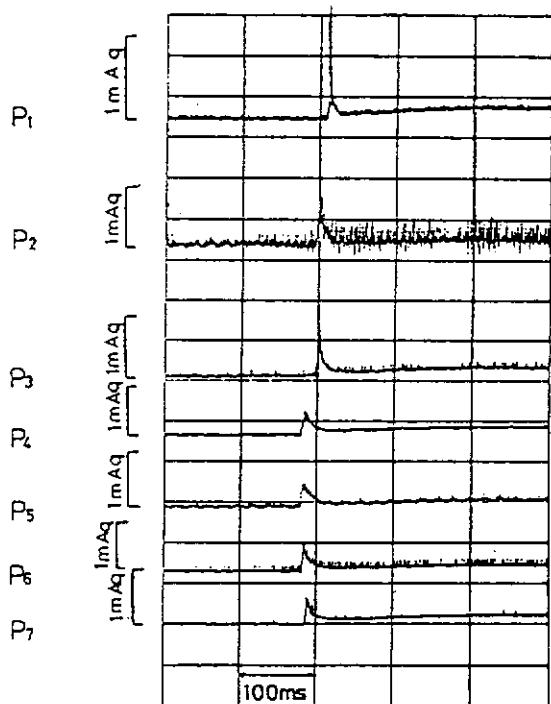


図 5.2.7 衝撃水圧の記録例

$\tau = 3.5^\circ$ $\lambda/L = 1.0$
 $hw = 27.5\text{cm}$ $Fn = 0.10$

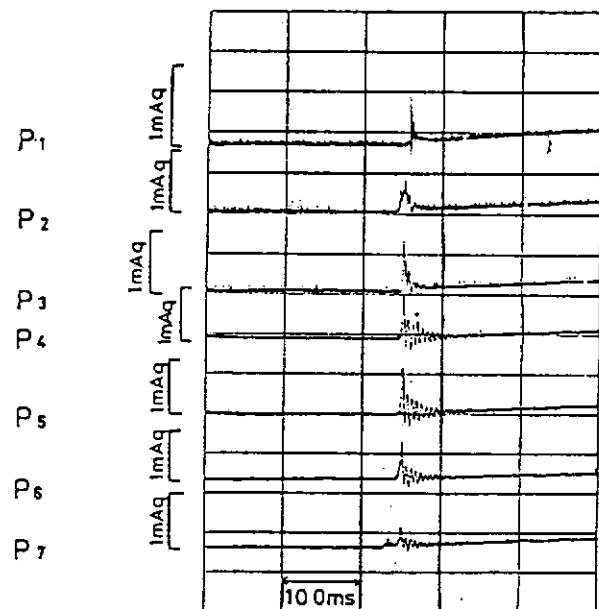


図 5.2.8 衝撃水圧の記録例

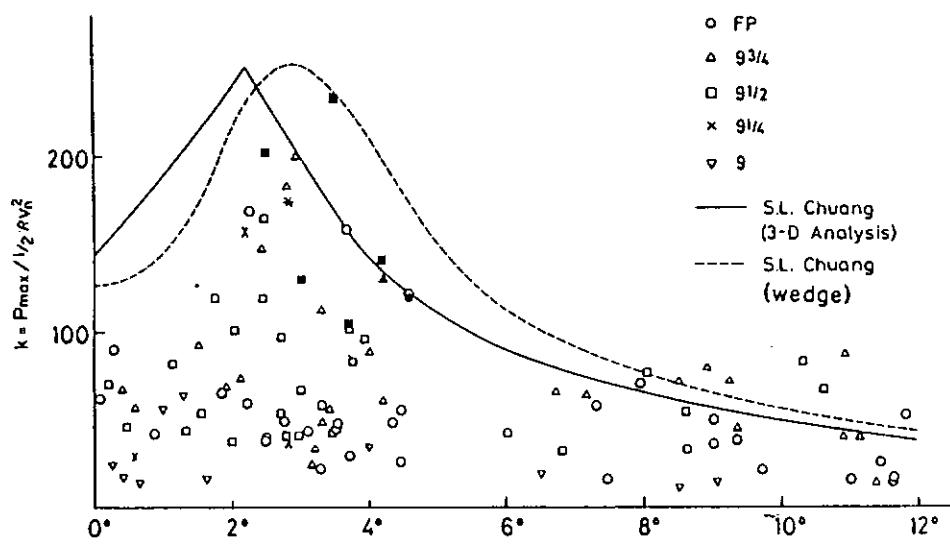


図 5.2.9 最大衝撃水圧

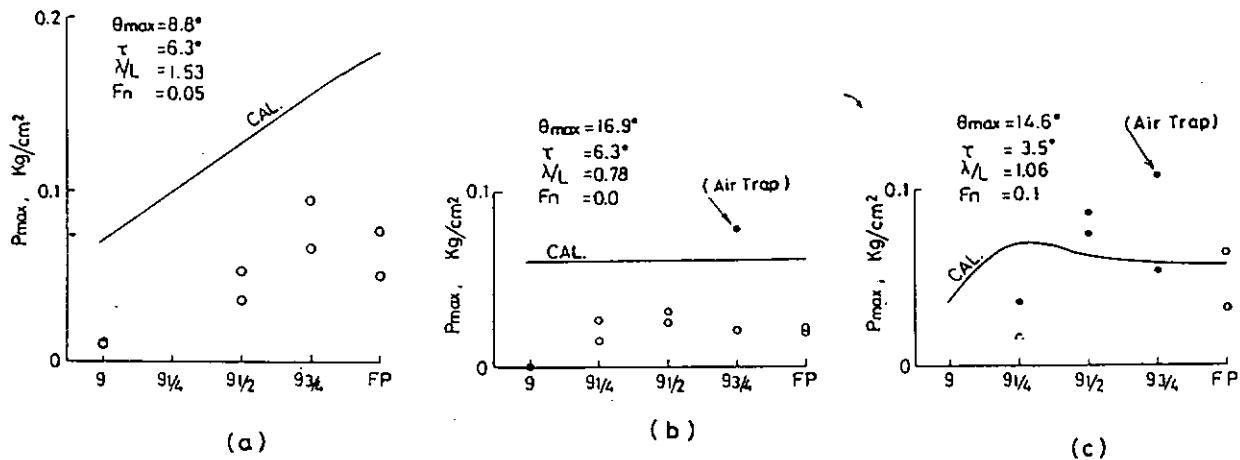


図 5.2.10 最大衝撃水圧の船長方向分布

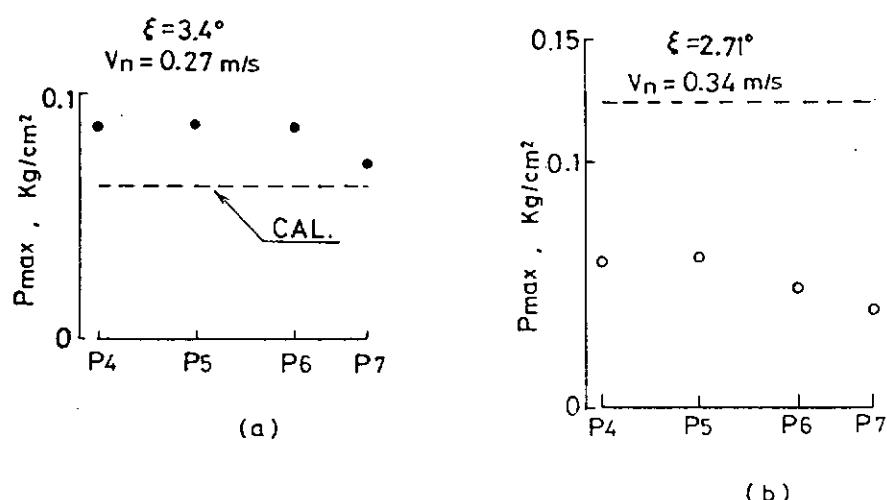


図 5.2.11 最大衝撃水圧の横断面内分布 (S.S. 9 1/2)

6. 結 言

1)

本研究部会は、最近開発された山本らによる大波中の船体構造応答解析技術を基礎とし、これを実験的に裏附けるとともに実情に合ったより一般的・合理的な理論に発展させ、もって船舶の安全運航に資することを目的とするものである。昭和57年度に3ヶ年の研究計画をもって発足したが、本年度はその第2年度に当たるため、かなり核心に迫った研究が本格的に行われた年であったといえる。すなわち、実験小委員会においては、昨年度に弾性模型船を用いた実験手法がほぼ確立されたので、今年度は計算法を直接裏附けできるような激しいスラミングが起きた状態での実験データの手得を第一の目標とした。ついで、いわゆる2方向波も含めた不規則な海面で厳しいスラミングが発生する条件を船体運動と関連して検討するとともに、スラミング発生機構を2次元の場合について理論的及び実験的に調べて船首船底衝撃水圧推定法への結びつきを模索した。一方、計算法小委員会においては、山本らの波浪中船体応答解析プログラム（TSLAM）が主として縦波中の船体応答を取扱うものであるのに対して、斜波中航走時にも有効なより一般性の高い非線形船体応答計算プログラムに拡張できるよう、各要素を検討して詳細なフローの形にまとめる事を最終的な目標とした。このため、まず、基本となるTSLAMの前提条件、解析手法を明示するとともに、その拡張に当っての問題点の提起、改良方法の検討などを行った。実験データとの比較検討は随所で行なわれ、各段階で夫々計算手法の妥当性が検証された。以上の本年度における研究結果を要約すると次の通りである。

- (1) 基準となる非線形理論に基づく波浪中船体応答計算プログラム（TSLAM）の特徴を挙げ、またその解析法の概要を流れ図により示した。同計算プログラムは、縦波中の船体運動および垂直曲げ振動を計算するためのもので、船体を変断面ベルヌーイ・オイラー梁とみなし、3節モードまでの低次振動成分を用いたモード解析法によるとり扱いを行っている。流体力はストリップ法と同じ考え方により求めているが、断面の吃水変化を考慮に入れて時間の函数とみなしている。これにより、衝撃力も付加質量の時間微分の形で導かれるところに特徴がある。最終的には船体運動及び垂直曲げ振動を各時刻毎にステップ・バイ・ステップに解いている。
- (2) 基準プログラム（TSLAM）の大幅な変更なしにできる機能拡張及び精度向上についてまず考察した。その結果静水中曲げモーメントの補正を加える事、及び軸力を考慮する事により、とくに船首部での計算精度を向上できる事がわかった。また、任意な波浪についてもその形状と粒子速度が与えられれば簡単な変更で計算にのせられることがわかった。（プログラム開発Ⅰ、表3.5.1参照）
- (3) 基準プログラムの中で流体力のとり扱い方について種々検討が行われた。剛体運動をとり扱う場合、流体力の非線形性のうち最も重要なものは、各断面の喫水変化に対する浮力変化であると考えられる。したがって、付加質量、減衰力などのいわゆる線形流体力は、静水中の平均喫水に対するものを簡単にストリップ法により求めて用いればよいという考え方がある。（プログラム開発Ⅱ）一方、Salvesen Tuck and Faltinsenのストリップ法によりより精密に各瞬間の喫水毎に線形流体力を計算しようという立場もある。（プログラム開発Ⅲ）今のところ、どちらが優れているという事は言えない。いずれにせよ、船体断面がその上端まで水没した状態での線形流体力のとり扱い方については、依然問題が残されている。
なお、流体力を求める場合、その周波数をどう考えるかも今後の問題である。
- (4) 海水打込みによる荷重の影響に関しては、まず、これを甲板上の滞留水の重力及び慣性力による荷重とみた時の検討が行われた。（プログラム開発Ⅳ、表3.5.1参照）コンテナ船に対する基準プログラムの計算では2節固有振動数が実験と相違しており、その原因が海水打込みを考慮していないためではないかと考えられた。結果は、上述の海水打込みを滞留水とするとり扱いにより、横曲げモーメントのピーク値が小さくなつて実験値に近づく傾向になつたが、固有振動数の変化には目立つた変化をもたらさない事がわかった。

海水打込みが船首部甲板への衝撃荷重となって作用する時のとり扱いについては、打込み水による衝撃水圧の時間波形を甲板上の多点で同時計測し、それらを積分して衝撃力を求めるという方法が一番正統的であると考えられる。しかしながら、このような方法をとるのに十分なだけの実験データは実船、模型船ともに見当らない。一方、青波が打込んだ時の船の弾性応答から衝撃力を逆算する方法が提案された。すなわち、弾性模型船による実験結果より船首相対水位と船首部上下加速度の関係を求め、一方、船体の弾性応答から逆に加えられた青波による全衝撃荷重を求め、これらを相互に結びつけた実験式を作ろうというもので、現実的な考え方ではあるがまだ実用的な手法として確立するには至っていない。

(5) 基準プログラムを斜め波に対しても使えるようにするには、船体運動上の問題と弾性応答上の問題と両方を解決しなければならない。斜波中の船体運動は、ヒーブ・ピッチの縦運動にスウェイ・ヨー・ロールの横運動が加わるため、大変複雑なものとなる。それ以外にサーボング運動をどうとり扱うかという問題もある。荒天時の大波高波浪中を航行する場合、上記縦運動と横運動とがどの程度連成しているかをまず調べる必要がある。ストリップ法による線形計算においては、通常斜め波でも縦運動と横運動の干渉はそう大きくなく、近似的には夫々独立に扱っても良いとされている。試みに、基準プログラムで入射波にのみ出会い角の効果をとり入れた船体縦応答の計算を行ってみた結果、迎角 $\chi = 157.5^\circ$ 程度の船首方向に近い斜め波の場合には真向の場合と殆んど変りがないが、 $\chi = 135^\circ$ 程度の斜め向波になると船首相対変位が小さくなり、ハイビンギングも小さくなる様子が判然と現われた。(プログラム開発Ⅱ) 実験でも同様な結果が得られており、この程度の簡単な計算でも斜め波中での大要は掴めるようである。

(6) より一般的に高次振動までとり扱うには、船体を変断面ベルヌーイ・オイラー梁とみなすのではなく、剪断変形や回転慣性もとり入れられるチモシェンコ梁とみなす必要が生じて来る。船体をチモシェンコ梁とみなししたときの計算プログラムも開発されたが、その特徴を端的に示す計算例はまだ示されていない。(プログラム開発Ⅲ, V)

(7) 船体応答を解く方法としては、モード函数法以外に有限要素法も重要な手法と考えられる。モードを先に定める事がないので、自由度を大きくとれ、長手方向の弹性的性質の変化も詳細にとり入れられる。その上、入力その他を極めて機械的につくるという有利さもある。衝撃水圧の推定法も同時に有限要素法的手法ができるようになれば、これらを合成した船体応答計算プログラムは、大変有効なものとなろう。現状では、有限要素法による非線形応答解析プログラムが一応でき上った段階で、プログラムの特徴を実際計算例から示すには至っていない。T S L A Mとの比較計算では、簡易的な流体力係数を用いた本手法がT S L A Mと結果においてほど一致することがわかった。モード数を上げた影響は肥大船のバラスト状態に対しては、はっきりとは現われなかった。(以上、プログラム開発V, 表3.5.1 参照)

(8) 弾性模型船を用いた実験では、船体応答計算法を直接裏附けてできるような激しいスラミング状態での実験データの手得を第一の目標とした。そのため、不規則波中などの実験を行って船の平均速度を上げたり、肥大船では軽荷にしてスラミングを起し易くする等の工夫がなされた。

大型ばら積貨物船のバラスト状態について、T S L A Mに軸力の計算を取り入れ、さらに曲げモーメントの改良を加えたプログラムを作って計算した結果では、甲板ひずみがその波形やピーク値において大凡実験値と良い一致を示した。(プログラム開発I)

鉱石運搬船の満載状態における規則波中の実験は、激しいスラミングが起きないため、計算との比較には向きであった。バラスト状態における規則波中の実験では、船底露出が頻繁に起り非線形性も顕著に現われるような条件にあるものと見られた。事実、非線形応答計算プログラムによる結果は実験結果とよく合うといつてよい事がわかった。(プログラム開発Ⅲ, 表3.5.1 参照)

716 T. E. U.コンテナ船型の分割模型を使用して、スラミングを発生するような大波高規則波中で実験を行った。

その結果、船体に作用する衝撃的な荷重は、ボトム・スラミング、ハウフレア・スラミング、海水打込み荷重の順で発生するものと推察された。また、縦曲げモーメントの出会い周期成分に対する波高影響は小さく、ストリップ法(O.S.M.)でほぼ推定できること、昨年度実施した同船型弾性模型船による計測値とよく一致することが確認された。1197 T.E.U.コンテナ船型の弾性模型船による実験との比較では、計算された船体応答の波形及び静的弾性係数を基に求めた固有振動数との一致度はともに良くなかった。ハウフレア・スラミング以降のホイッピング振動が小さくしか現われない計算結果となっているが、これは本船の船首部フレアーガーが小さい事が関係しているのかも知れない。今後の検討課題である。(プログラム開発Ⅳ)

以上、コンテナ船については、ハウフレアーガーの大きさの影響など不明確な点が残されているものの、肥大船については、TSLAMの計算によりスラミングを起こした状態での応答波形、ピーク値とともに良い推定が得られることがわかった。たゞ、応答波形の上下非対称性、振動波形の重なりの位相的な問題、減衰の模様、スラミングの瞬間以外のところに現われる衝撃波形などを今後詳細に検討するには、各種非線形要因をはじめ海水打込、ハウフレアーギャンジ、サーリング等いろいろな要素を考慮する必要があると思われる。しかしながら、肥大船の場合、メジャーなものはあくまでも船首船底スラミングであって、それ以外のものはマイナーなものと考えるべきである。一方、船首付近の応答計算の精度を上げるために、振動モードを高いところにとること、軸力を考慮すること、及び曲げモーメントの計算精度を上げることなど、計算法の拡張が必要であることがわかったことも実験との比較を通じて得られた大切な結論の一つである。

(9) 基準プログラムに準じた計算を一方向不規則波、二方向波、斜め波などに適用し、実験結果と比較した。(プログラム開発Ⅲ、TSLMA、プログラム開発Ⅱ)その結果、スラミングを起こした時の船体応答の波形、ピーク値などが、いずれの波に対しても定性的にもまた定量的にもその大筋がよく表現されることがわかった。現在の基準プログラム(TSLAM)に含まれている以外の要因についていろいろ検討を加え、計算をより精密化するとともにその機能を拡張することは非常に大切なことで、今後も努力して行くべき事は勿論である。しかしながら、斜め波の中の応答を求める事は、大きな縦応力が殆んど向い波に近い状態で起きていることから、強度上というよりはむしろ変針することによってローリングが大きくなるなど、操船上の問題に対して指針を得るためといった意味合いの方が強いであろう。

(10) 大型ばら積貨物船の木製模型船を用いて一方向不規則波中における実験を行い、スラミングによる船首船底の衝撃水圧分布を詳しく計測するとともに、船速、出会い角等の異なる種々な状況下でのスラミング発生状態の把握を行った。その結果、F.P.の相対水位の分散は船速が大きくなるほど、また正面向い波に近づくほど大きくなること、スラミングが発生するような時の船首船底に作用する衝撃荷重はSS9付近にピークがあり、F.P.からSS9付近までながらかに分布する形状が一般的であること、衝撃水圧の発生率およびピーク値は船速に対して直線的に増加するが、出会い角に対しては正面向い波から斜め波になるにつれてピーク値は急激に減少し、一方、発生率は徐々に減少することなどが明らかになった。

(11) 伝播方向が互に鋭角をなすような2方向波中で大型ばら積貨物船の弾性模型による実験を行い、スラミングの発生状況と船体弾性応答とを調べた。ここで用いられた弾性模型船は従来のもの改良型で、硬質ウレタンの船体に縦通アルミ・バーを組合せたものである。弾性特性を合わせるために便利で、しかもストレイン・ゲージによる安定した計測が可能であるという特長を有している。第1方向波が不規則波で右舷前方、第2方向波が規則波(うねり相当)で左舷前方よりという組合の波の中での実験であったが、ピッティングの大きさは第2方向波との出会いが $\chi = -157.5^\circ$ 附近で最大となり、また船首部の上下加速度、相対水位変動も、第2方向波が斜め前方から来る状態で最も大きくなつた。したがつて、スラミングの発生時間間隔も第2方向波が斜め前方から来ている時に最も短い値となつた。スラミ

ングにより誘起されるホイッピングにより、サギング・モーメントのピーク値が出会い周期成分の30～40%程度増大するものが時折観測された。また、左右両舷の応力の差は10%のオーダーであった。

正面からある程度高い規則波を受け、ピッチング同調点近傍で航行している船が同時に真横方向から規則波を受けるとスラミングを生ずる。ヨーイング運動がスラミング発生と関連しているようである。

(b) 2次元楔形物体の水面衝撃問題を基礎的にとり上げ、自由表面を考慮した解析を境界要素法を応用して行なうとともにその実験計測も行なった。その結果、空気流の影響は衝撃角が 2.5° 以下から見られた。空気流の影響がない範囲では、最大圧力は幅方向に変化し、その分布はMass ratioと衝撃速度に依存することがわかった。衝撃角が 5° の場合につき実験と比較した結果、計算値が実験値とその最大圧力分布形状について良く一致した。Mass ratioの小さい本実験によるとキール部の圧力値はWagnerの理論によるものと非常によく一致したが、突入後の落下速度が減少するので接水部端におけるピーク圧力値は低目となった。自由落下時の最大圧力と定速落下時の最大圧力との相関関係が得られたので、Mass ratioの小さい実験からでも実船のような定速落下に近い挙動を予測できるようになった。

(c) 3次元船体をトリムさせ、船体運動を拘束した状態において波浪中を曳航し、船首船底の衝撃水圧を計測した。船の前進速度、波の移動速度及び粒子速度から求められる法線方向の衝撃速度と波くずれがないとしたときの衝撃角により最大衝撃圧係数の形に整理を行うと、Chuangの推定法を上限とする範囲に実験点が散らばることがわかった。空気巻き込みの様相は種々あり、必ずしも衝撃角が小さい範囲に限られていない。また、空気巻き込みを起こした時の最大衝撃水圧がChuangの推定値を越える場合も見られた。空気巻き込みの発生条件及びその時の衝撃水圧については、さらに検討を続ける必要がある。

以上述べてきたように、本年度は実験についても、また計算法についても、かなりの研究成果があげられたものと思う。実験的な研究に関しては、本年度にその大部分を終了し、計算法の裏付けを行なうに十分なだけの実験データが得られている。来年度は、本研究計画の最終年度に当たるため、最終目標である船体応答計算プログラムの詳細なフロー完成に向って努めるつもりである。