

日本船舶振興会昭和48年度補助事業
“船体の構造計算方法の精密化に関する開発”

研究資料 No. 192

第131研究部会

波浪外力に関する水槽試験

報告書

昭和49年3月

社団法人

日本造船研究協会

は　し　が　き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和48年度補助事業「船体の構造計算方法の精密化に関する開発」の一部として、日本造船研究協会が第131研究部会においてとりまとめたものである。

第131研究部会委員名簿 (敬称略、順不同)

部会長	元 良 誠 三(東京大学)	川 上 益 男(広島大学)
幹事	梶 田 悅 司(石川島播磨重工業)	新 谷 厚(防衛府)
	郷 田 国 夫(船舶技術研究所)	高 木 又 男(日立造船)
	菅 井 和 夫(船舶技術研究所)	田 才 福 造(九州大学)
	竹 沢 誠 二(横浜国立大学)	中 村 彰 一(大阪大学)
	寺 沢 一 雄(大阪大学)	姫 野 洋 司(大阪府立大学)
	花 岡 達 郎(船舶技術研究所)	藤 井 斎(三菱重工業)
	福 田 淳 一(九州大学)	別 所 正 利(防衛大学校)
	藤 野 正 隆(東京大学)	安 藤 文 隆(船舶技術研究所)
	前 田 久 明(東京大学)	植 竹 信 次 郎(日立造船)
委員	会 田 長 次 郎(日本造船工業会)	北 川 弘 光(船舶技術研究所)
	安 部 光 弘(三井造船)	鈴 木 駿(日本造船技術センター)
	角 本 幸 雄(笠戸船渠)	立 木 正 昭(佐世保重工業)
	滋 野 正 昭(佐野安船渠)	永 井 保(防衛府)
	鈴 木 省 輔(函館ドック)	永 元 隆 一(三菱重工業)
	富 山 毅(日本鋼管)	浜 本 剛 実(防衛府)
	中 野 毅(三井造船)	藤 原 芳 夫(名村造船所)
	野 本 謙 作(大阪大学)	山 口 雄 三(住友重機械工業)
	羽 墓 英 一(大阪造船所)	山 本 善 之(東京大学)
	宮 成 恭 義(石川島播磨重工業)	
	山 内 保 文(三井造船)	
	渡 辺 四 郎(川崎重工業)	

目 次

1. まえがき	1
2. 船体運動および変動水圧に関する基礎研究	3
2. 1 強制動搖法による横運動方程式の係数の計測(210型タンカー船型)	3
2. 2 強制動搖試験による変動水圧の計測	23
2. 3 変動水圧計測結果の検討	28
2. 3. 1 船首部水面付近の変動水圧の取扱い	28
2. 3. 2 変動水圧の位相に関する検討	38
2. 3. 3 変動水圧の線型性に関する検討	52
2. 4 不規則波中変動水圧における線型重ね合せの検討	59
3. 波浪変動水圧に関する研究	68
3. 1 規則波中の船体運動および波浪変動水圧の計測	68
3. 2 規則波中を航走する拘束船体に働く変動水圧の計測	76
3. 2. 1 鉱石運搬船型	76
3. 2. 2 タンカー船型	94
3. 3 波浪変動水圧の計算	99
3. 3. 1 コンテナ船型に関する波浪変動水圧の計算	99
3. 3. 2 波浪変動水圧の短期予測	116
4. 波浪衝撃水圧に関する研究	127
4. 1 数値モデルによる碎波発生機構の研究	127
4. 2 大型模型による実際海面に於ける衝撃水圧試験	132
4. 3 造波回流水槽による衝撃水圧に関する基礎実験	137
4. 4 2方向波中の船体に働く波浪衝撃水圧に関する模型試験	146
4. 5 大波高過度水波中の船首衝撃水圧試験	171
4. 6 複合波中の船首波浪衝撃水圧試験	182
4. 7 規則波および不規則波中の船首波浪衝撃水圧試験	185
4. 8 横波中の船側波浪衝撃水圧の発生頻度	206
4. 9 衝撃水圧の推定に対する一つの考え方	209
5. 甲板衝撃に関する研究	225
5. 1 まえがき	225
5. 2 船首甲板の青波衝撃の模型実験結果	225
5. 3 二次元模型の大振幅強制上下揺試験による甲板水圧の計測	239
5. 4 甲板に働く水圧と可航限界の推定法について	245
6. むすび	254

1. ま　え　が　き

船体構造の計算を行なうには、苛酷な航海条件のもとで働く波浪外力を知る必要があるが現在ではこれを推定する資料もなく、方法も確立されていない。また実船試験は実際就航中の船を供試船とするための制約があって、これのみによって任意の船に働く波浪外力を推定するだけの資料や方法を求めるることは不可能である。

本部会では、試験水槽における系統的な模型試験を行ない、これを理論計算および実船試験の結果と合わせて解析し、荒天中で船体に加わる波浪外力とその分布を求める方法を確立しようとするものである。

波浪中で船体に加わる外圧は大別して1) 波浪変動圧、2) 波浪衝撃圧および3) 甲板衝撃圧に分けられると考えられる。

1) の波浪変動圧は主として碎けない波の中で、相対的に船が運動するときに生ずる圧力で時間的にはほぼ正弦的に変化する部分であり、

2) の波浪衝撃圧は、碎けた波又は非常に斜面の急な波に船体が打たれて生ずる衝撃的な圧力で、値は大きいかわりに継続時間は非常に短かいものである。

3) の甲板衝撃圧は、甲板に打込む青波の量とその速度に左右される衝撃的な圧力である。

本部会ではこの3種の波浪による外圧の大きさの分布を推定する方法を確立するために大体次のような方針で研究を進めようとしている。

1) 波浪変動圧

これは比較的理論的な計算が可能な部分であり、計算の方法はある程度確立されている。然しながら実験的な裏打ちはまだ充分に行なわれていないと、斜め波の中への拡張も緒についたばかりである。したがって本部会では種々の水槽試験により、理論計算を各段階でチェックし、修正を行いつつ最終的には任意の船型が任意の波の中で運航するときに船体に加わる波浪変動圧の大きさと分布を推定する計算プログラムを作製することを目標としている。

2) 波浪衝撃圧

波浪衝撃圧の生ずるメカニズムは現在ほとんど判っていない。従って研究の初期の努力は、衝撃圧発生のメカニズムの解明に向けられる必要がある。何れにしてもこの現象は非線型であり、純理論的に取扱うことは先ず不可能であろう。

本部会では、波浪衝撃の生ずる条件(波高、波長、出会い角度、船速及び波の不規則性)および発生する衝撃圧の大きさを推定する方法を模型実験を主とした実験式又は半実験式の形で求めようとするものである。

衝撃圧は全く同じ条件でも微妙な水面の形状の変化でその値が大きく変わるので、統計的な表わし方が必要になるものと予想される。

3) 甲板衝撃圧

甲板に打込む青波の量とその水頭として左右されると予想されるので、模型実験により修正された理論により打込み海水の水頭を推定し、半実験的に衝撃圧を推定する方法を確立することを目標としている。

本年度は4年計画の第3年度に当たり、そろそろ取纏めの方向に向って研究を収束させることを考えなくてはならないので、部会の最終目標である(1)波浪変動水圧計算プログラムの完成、(2)波浪衝撃水圧の推定法の確立、(3)甲板衝撃圧の推定法の確立、を念頭に置きつつ下記のような項目について研究を実施した。

研　究　課　題

研究担当者(代表)

基礎研究

強制動揺法による横運動方程式の係数の計測(タンカー船型)	田　才　福　造(九 大)
強制動揺試験による変動水圧の計測	郷　田　国　夫(船 研)
船首部水面付近の変動水圧の取扱い	中　村　彰　一(阪 大)
変動水圧の位相に関する検討	郷　田　国　夫(船 研)

変動水圧の線型性に関する検討	郷田国夫(船研)
不規則波中変動水圧における線型重ね合せの検討	竹沢誠二(横浜国大)
波浪変動水圧に関する研究	
規則波中の船体運動および波浪変動水圧の計測	藤井 齊(三菱重工)
規則波中の拘束船体に働く変動水圧の計測	
鉱石船型	藤野正隆(東大)
タンカー型	藤井 齊(三菱重工)
波浪変動水圧の計算	藤井 齊(三菱重工)
波浪変動水圧の短期分布	福田淳一(九大)
波浪衝撃水圧に関する研究	
数値モデルによる碎波発生機構の研究	姫野洋司(大阪府大)
大型模型による実際海面における衝撃水圧試験	高木又男(日立造船)
造波回流水槽による基礎実験	高木又男(日立造船)
2方向波中の船体に働く衝撃水圧に関する模型実験	菅井和夫(船研)
大波高過渡水波中の船首衝撃水圧計測	竹沢誠二(横浜国大)
規則波および不規則波中の船首衝撃水圧計測	川上益男(広大)
複合波中の船首衝撃水圧計測	藤井 齊(三菱重工)
横波中の船側波浪衝撃水圧の発生頻度	田才福造(九大)
衝撃水圧の推定に関する考察	元良誠三(東大)
甲板衝撃に関する研究	
船首甲板の青波衝撃の模型実験	川上益男(広大)
二次元模型の大振幅強制上下振試験による甲板水圧の計測	郷田国夫(船研)
甲板に働く水圧と可航限界の推定法	田才福造(九大)

2. 船体運動および変動水圧に関する基礎研究

2.1 強制動搖法による横運動方程式の係数の計測(210型タンカーボート)

2.1.1 緒言

九大応力研では昭和46年度から強制動搖試験法によって横運動方程式の流体力微係数を計測し、ストリップ法による計算結果との比較を行ってきた。

47年度にはタンカーボートについても計測を行ったのでその解析結果を報告するとともに、三菱重工(M.H.I.)¹⁾で行なわれた同船型の試験結果と比較した。また横搖減衰係数については船速影響および非線形影響を考慮した実験式を求めた。

2.1.2 供試模型および実験状態

供試模型船はタンカーボートの長さ3mの木製模型である。Table 2.1.1に船体主要目と応力研およびM.H.I.の実験状態を示す。

2.1.3 強制動搖試験法

船の耐航性運動方程式の流体力微係数を決定するための試験法として合理的であることが明らかにされたForced Sway試験、Forced Yaw試験、Forced Roll試験法が用いられた。²⁾

2.1.4 試験結果の表示法

船体の横運動Sway、YawおよびRollの連成運動方程式を次のように表示する。

$$\left. \begin{aligned} (M + A_{22})\ddot{\eta} + B_{22}\ddot{\psi} + A_{26}\dot{\psi} + B_{26}\dot{\phi} + A_{24}\dot{\phi} + B_{24}\dot{\phi} &= F\eta e \\ (J_{66} + A_{66})\ddot{\phi} + B_{66}\dot{\psi} + A_{64}\dot{\phi} + B_{64}\dot{\phi} + A_{62}\ddot{\eta} + B_{62}\ddot{\eta} &= M\phi e \\ (J_{44} + A_{44})\ddot{\phi} + B_{44}\dot{\phi} + C_{44}\phi + A_{42}\dot{\eta} + B_{42}\dot{\eta} + A_{46}\dot{\phi} + B_{46}\dot{\phi} &= M\phi e \end{aligned} \right\} \quad (2.1.1)$$

(2.1.1)式の係数の記号とM.H.I.の記号と対比して書くとTable 2.1.2のようになる。

運動方程式の諸係数 A_{ij} , B_{ij} を無次元化し、無次元円振動数 ($\hat{\omega} = \omega \sqrt{B/2g}$) を横軸に、フルード数 F_n をパラメータとしてプロットした。係数の無次元化の方法は文献(2)に示されているものと全く同じである。

2.1.5 実験値と計算値との比較

強制動搖試験によって得られた実験値とNew Strip法による計算値とを比較したものがFig. 2.1.1～2.1.30である。³⁾

これらの図から次のことがわかる。

(1) 主要項

Rollの減衰項 B_{44} (Fig. 2.1.14, 2.1.20, 2.1.26) を除いて実験値と計算値とは良く一致している。

(2) 連成項

New Strip法では、前進速度 $V = 0$ の時

$$A_{26} = A_{62}, \quad B_{26} = B_{62}, \quad A_{46} = A_{64}, \quad B_{46} = B_{64},$$

また前進速度の有無にかわらず

$$A_{24} = A_{42}, \quad B_{24} = B_{42},$$

の関係がある。

a) 前進速度 $V = 0$ の場合

i) $A_{26} = A_{62}$ の関係は、ほど満足されている (Fig. 2.1.5, Fig. 2.1.9)。

ii) $B_{26} = B_{62}$ の関係は、ほど満足されているが、計算値と実験値との符号が逆の周波数領域がある (Fig. 2.1.6, Fig. 2.1.10)。

III) $\hat{A}_{46} = A_{64}$ の関係は傾向は合っているが、 A_{64} の方が絶対値が大きい(Fig. 2.1.11, Fig. 2.1.15)。

M.H.I. の A_{46} (a_{34}) の値は 10 倍の大きな値となっているが、プロットミスであろう。

IV) $B_{46} = B_{64}$ の関係は傾向は合っているが、 B_{64} の方が絶対値が大きい(Fig. 2.1.12, Fig. 2.1.16)。

b) 前進速度のある場合

I) $A_{24} = A_{42}$ の関係は、ほど満足されている(Fig. 2.1.3, Fig. 2.1.17, Fig. 2.1.23, Fig. 2.1.29)。

II) $B_{24} = B_{42}$ の関係は、よく満足されているが、計算値の方が計測値より大きくなっている(Fig. 2.1.4,

Fig. 2.1.18, Fig. 2.1.24, Fig. 2.1.30)。

全般的に見て前年度報告に示した笠木山丸の試験結果と非常に良く似た傾向を示している。

M.H.I. の計測値と比べても両者に大きな差ではなく、周波数に対する傾向も良く合っている。しかし本計算と M.H.I. の計算結果は連成項において多少の差異が見られる。特に前進速度のある場合にその傾向が強い。例えば Fig. 2.1.10 の B_{26} (a_{15}) の値は $F_n = 0.15$ で大きく異なっている。

2.1.6 横揺減衰係数の実験式

Fig. 2.1.14, Fig. 2.1.20, Fig. 2.1.26 からわかるように、横揺減衰係数 B_{44} は粘性および船速の影響のために非線型性が非常に大きく、New Strip 法などの線型理論でその値を求めることができない。そこで \hat{B}_{44} の計測値を用いて振幅および船速の影響を考慮した等価線型減衰係数の実験式を求めた。

まず横揺減衰モーメントを次式のように仮定する。

$$B_1 \dot{\phi} + B_2 |\dot{\phi}| \dot{\phi} + B_3 \dot{\phi}^3 \quad (2.1.2)$$

$|\dot{\phi}| \dot{\phi}$ および $\dot{\phi}^3$ は非線型であるから、

$$\dot{\phi} = \phi_A \sin \omega t \quad (2.1.3)$$

とおいて、それぞれフーリエ級数に展開すると次式で与えられる。

$$\begin{aligned} |\dot{\phi}| \dot{\phi} &= \omega^2 \phi_A^2 \left(-\frac{8}{3\pi} \cos \omega t + \frac{8}{15\pi} \cos 3\omega t + \dots \right) \\ \dot{\phi}^3 &= \omega^3 \phi_A^3 \left(-\frac{3}{4} \cos \omega t + \frac{1}{4} \cos 3\omega t + \dots \right) \end{aligned} \quad (2.1.4)$$

次に、(2.1.2) 式の非線型減衰モーメントを等価線型減衰係数 B_{44} を用いて次式のように置きかえる。

$$\begin{aligned} B_{44} \dot{\phi} &= B_1 \dot{\phi} + B_2 |\dot{\phi}| \dot{\phi} + B_3 \dot{\phi}^3 \\ &= (B_1 + B'_2 + B'_3) \dot{\phi} \end{aligned} \quad (2.1.5)$$

(2.1.4) 式中のそれぞれ第 1 項を (2.1.2) 式に代入して (2.1.5) 式と比較することによって、次の関係式を得る。

$$B'_2 = \frac{8}{3\pi} \omega \phi_A B_2 \quad (2.1.6)$$

$$B'_3 = \frac{3}{4} \omega^2 \phi_A^2 B_3 \quad (2.1.7)$$

すなわち等価線型減衰係数 B_{44} は次式となる。

$$B_{44} = B_1 + \frac{8}{3\pi} \omega \phi_A B_2 + \frac{3}{4} \omega^2 \phi_A^2 B_3 \quad (2.1.8)$$

この式を無次元化すると

$$\hat{B}_{44} = \hat{B}_1 + \frac{8}{3\pi} \hat{\omega} \phi_A \hat{B}_2 + \frac{3}{4} \hat{\omega}^2 \phi_A^2 \hat{B}_2 \quad (2.1.9)$$

但し、 $\hat{B}_1 = B_1 \sqrt{B/2g/\rho \nabla B^2}$, $\hat{B}_2 = B_2 \sqrt{\rho \nabla B^2}$,

$$\hat{B}_3 = B_3 \sqrt{\rho \nabla B^2 \sqrt{B/2g}} \quad , \quad \hat{\omega} = \omega \sqrt{B/2g} \quad ,$$

B = 幅, g = 重力の加速度, $\rho g \nabla$ = 排水量, ρ = 流体の密度

また \hat{B}_{44} を 2 次式近似で求めると

$$\hat{B}_{44} = \hat{B}_1 + \frac{8}{3\pi} \hat{\omega} \phi_A \hat{B}_2 \quad (2.1.10)$$

となる。

先に求めた横揺減衰モーメントの計測値を用いて、最小自乗法で(2.1.9), (2.1.10)式の各係数を求めると Table 2.1.3 および Table 2.1.4 のようになる。またこれらの係数の値を(2.1.9)および(2.1.10)式に代入して求めた \hat{B}_{44} の値とその計測値とを比較したのが Fig. 2.1.3.1 ~ Fig. 2.1.3.3 である。

Table 2.1.3 および Table 2.1.4 から、船速があると減衰係数の線型性が大きくなることがわかる。

参考文献

1) 日本造船研究協会第131研究部会

「波浪外力に関する水槽試験報告書」

P. 24~27, 昭和48年3月

2) 同上 P. 3~7

3) 田才福造：“Short Crested Wave 中における Sway, Yaw および Roll の運動について”，西部造船会々報，第42号，昭和46年7月

4) 高木幹雄, 田才福造：“横運動方程式の流体力について”，西部造船会々報，第46号，昭和48年8月

Table 2.1.1 模型船主要目および実験状態

	九大応力研	M.H.I.
船長(L _{pp})	3.00 m	3.00 m
船幅(B)	0.472 m	0.472 m
吃水(d)	0.183	0.183 m
排水量($\rho \nabla$)	220.57 kg	220.57 kg
船首播環動半径	0.25 L _{pp}	0.231 L _{pp}
横播環動半径	0.317 B	0.373 B
メタセンター(\bar{G}_M)	0.0608 m	0.0594 m
\bar{G}	0.0993 m	0.101 m
\bar{G}	0.053 m	0.0508 m
横播固有周期 (秒)	$F_n=0 : 1.423$ $F_n=0.1 : 1.437$ $F_n=0.15 : 1.445$	1.430
プロペラ	なし	なし
舵	あり	あり
ビルジキール	あり	あり

Table 2.1.2 記号の比較

Forced	応力研	$M + A_{22}$, B_{22}	A_{42} , B_{42}	A_{62} , B_{62}
Sway	M.H.I.	a_{11} , a_{12}	a_{31} , a_{32}	$a_{21} - a_{23}/\omega^2$, a_{22}
Forced	応力研	$J_{66} + A_{66}$, B_{66}	A_{46} , B_{46}	A_{26} , B_{26}
Yaw	M.H.I.	$a_{24} - a_{26}/\omega^2$, a_{25}	a_{34} , a_{35}	a_{14} , a_{15}
Forced	応力研	$J_{44} + A_{44}$, B_{44} , C_{44}	A_{64} , B_{64}	A_{24} , B_{24}
Roll	M.H.I.	a_{37} , a_{38} , a_{39}	$a_{27} - a_{29}/\omega^2$, a_{28}	a_{17} , a_{18}

Table 2.1.3 3次式近似

	$F_n = 0$	$F_n = 0.10$	$F_n = 0.15$
$\frac{\Delta}{B_1}$	0.00209	0.00316	0.00344
$\frac{\Delta}{B_2}$	0.04168	0.04453	0.04254
$\frac{\Delta}{B_3}$	0.03877	0.03581	0.05524
$\frac{\Delta}{\omega_\phi}$	0.685	0.679	0.675

Table 2.1.4 2次式近似

	$F_n = 0$	$F_n = 0.10$	$F_n = 0.15$
$\frac{\Delta}{B_1}$	0.00161	0.00272	0.00276
$\frac{\Delta}{B_2}$	0.05180	0.05387	0.05696

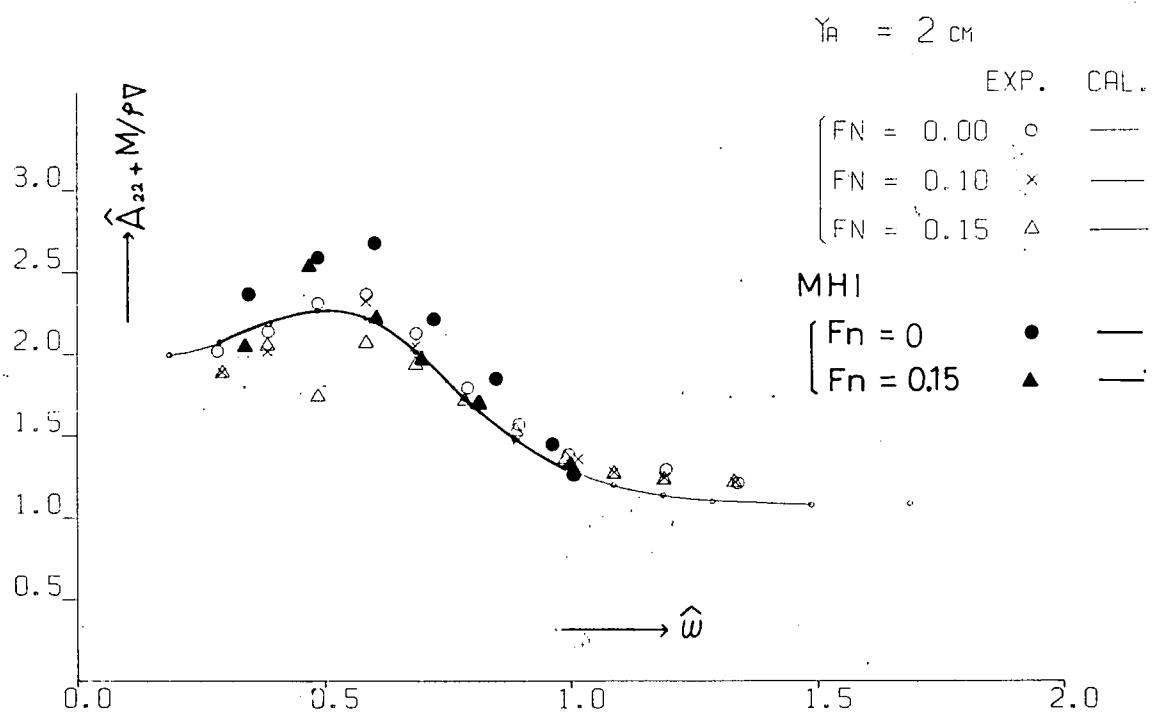


Fig. 2.1.1 $\hat{A}_{22} + M/\rho\nabla$ Virtual mass of sway

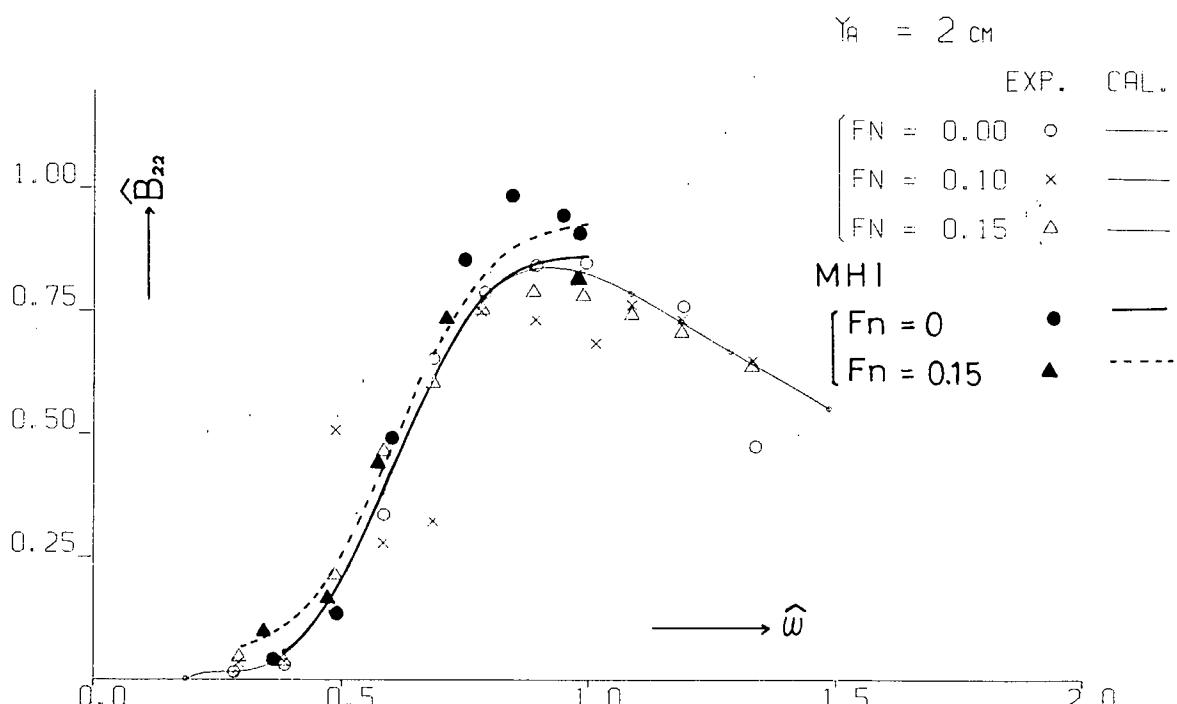


Fig. 2.1.2 \hat{B}_{22} Damping coeff. of sway

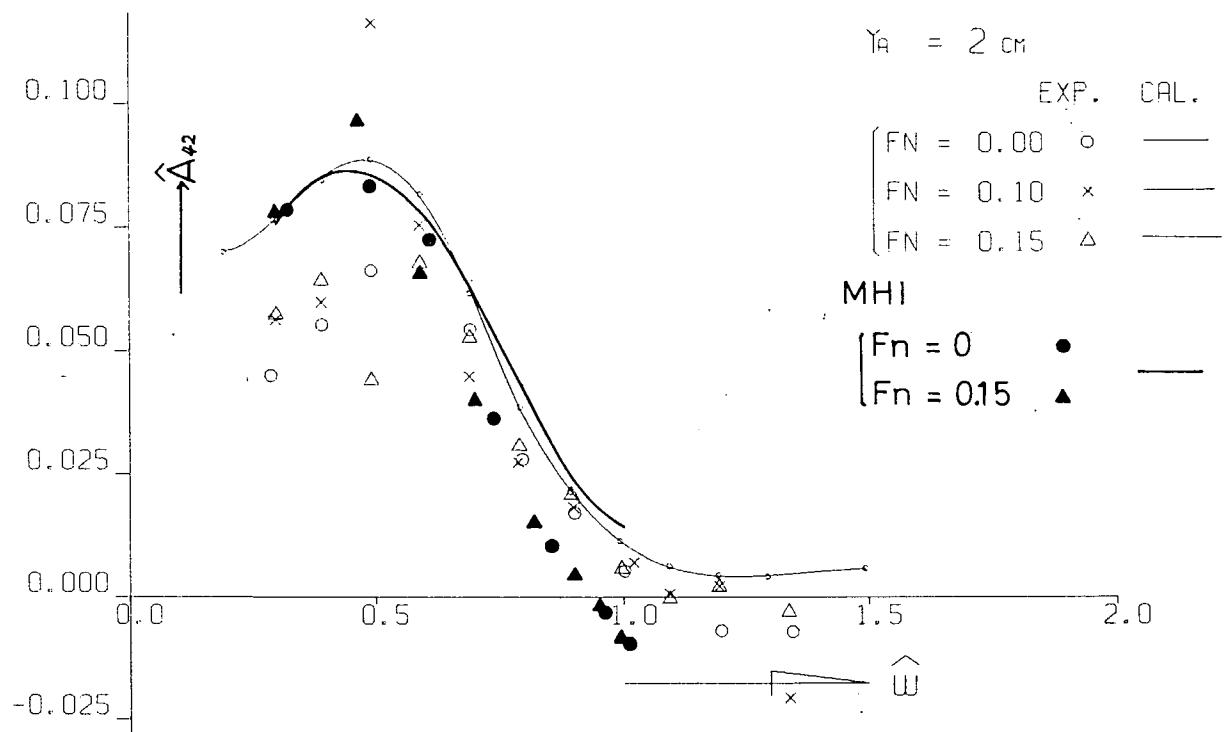


Fig. 2.1.3 \hat{A}_{42} Coupling moment coeff. of sway into roll

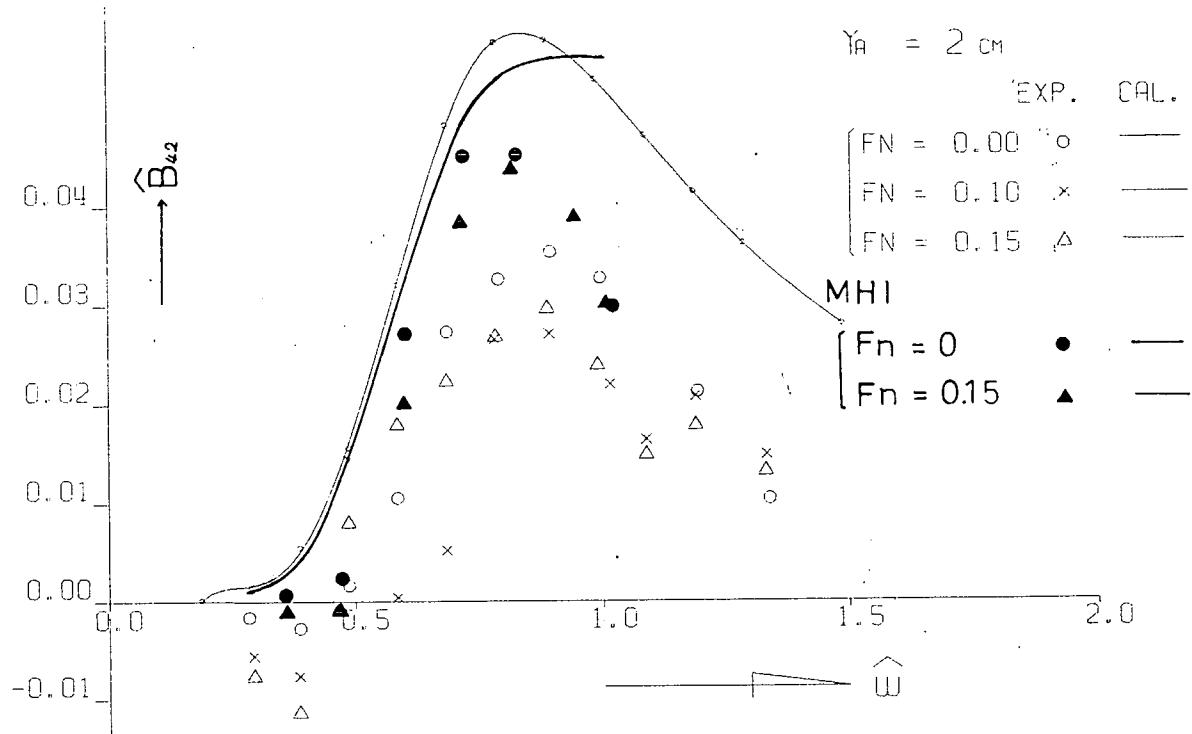


Fig. 2.1.4 Coupling moment coeff. of sway into roll

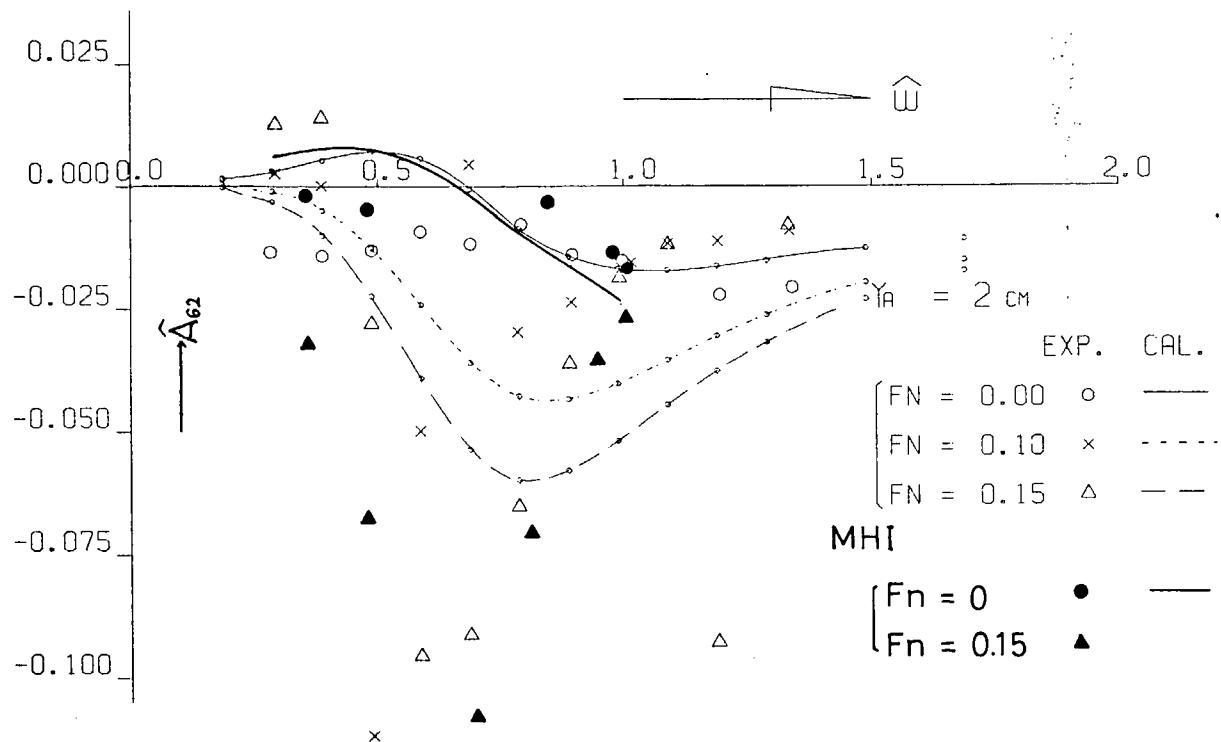


Fig. 2.1.5 \hat{A}_{62} Coupling moment coeff. of sway into yaw

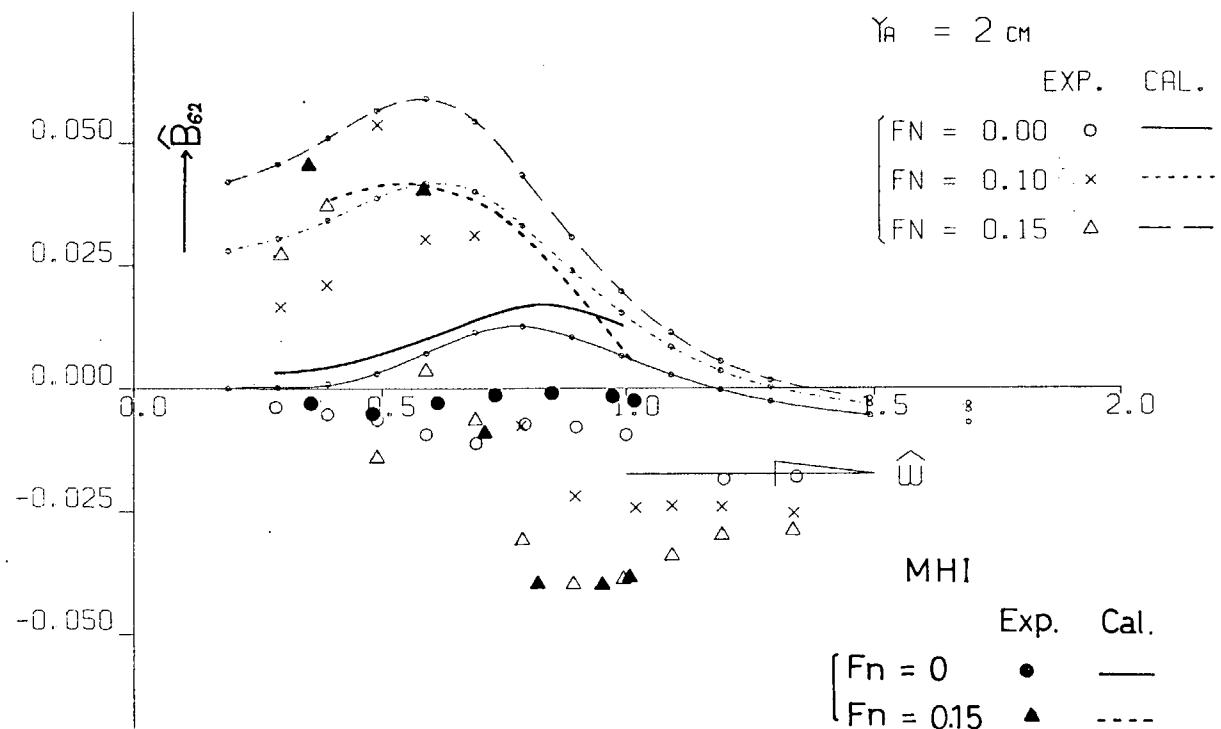


Fig. 2.1.6 \hat{B}_{62} Coupling moment coeff. of sway into yaw

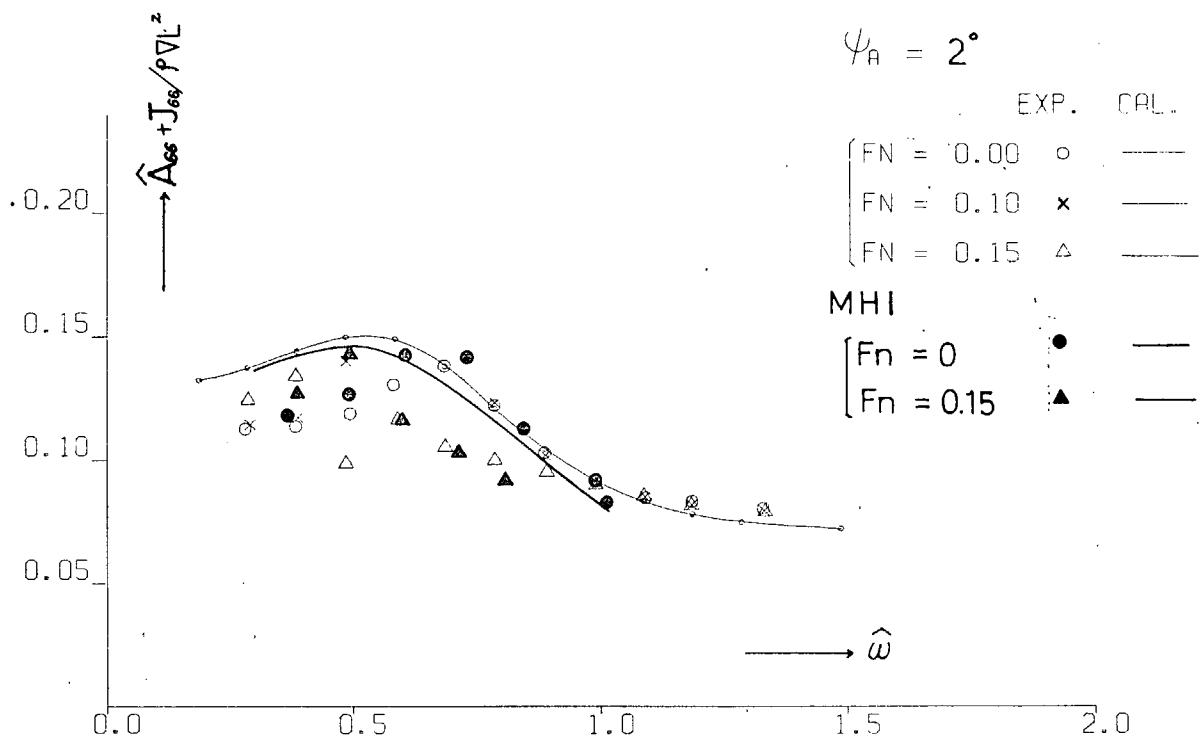


Fig. 2.1.7 $\hat{A}_{66} + \hat{J}_{66}/\rho \nabla L^2$ Virtual mass moment of inertia of yaw

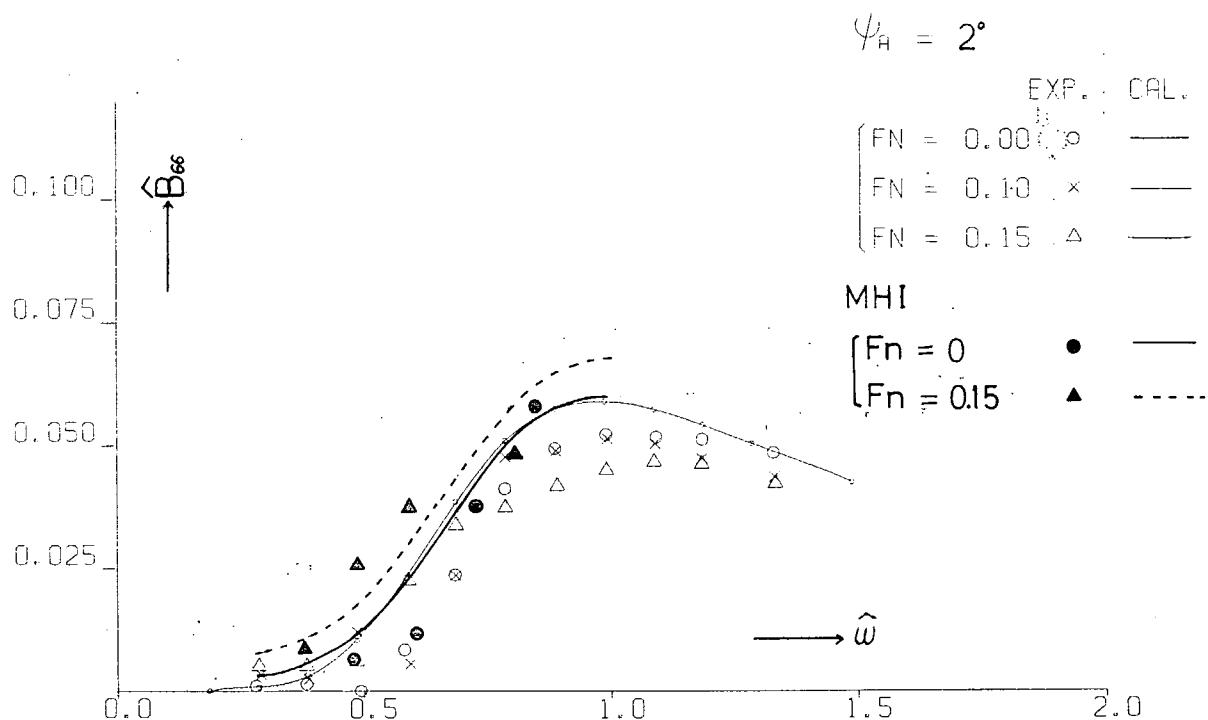


Fig. 2.1.8 B_{66} Damping moment coeff. of yaw

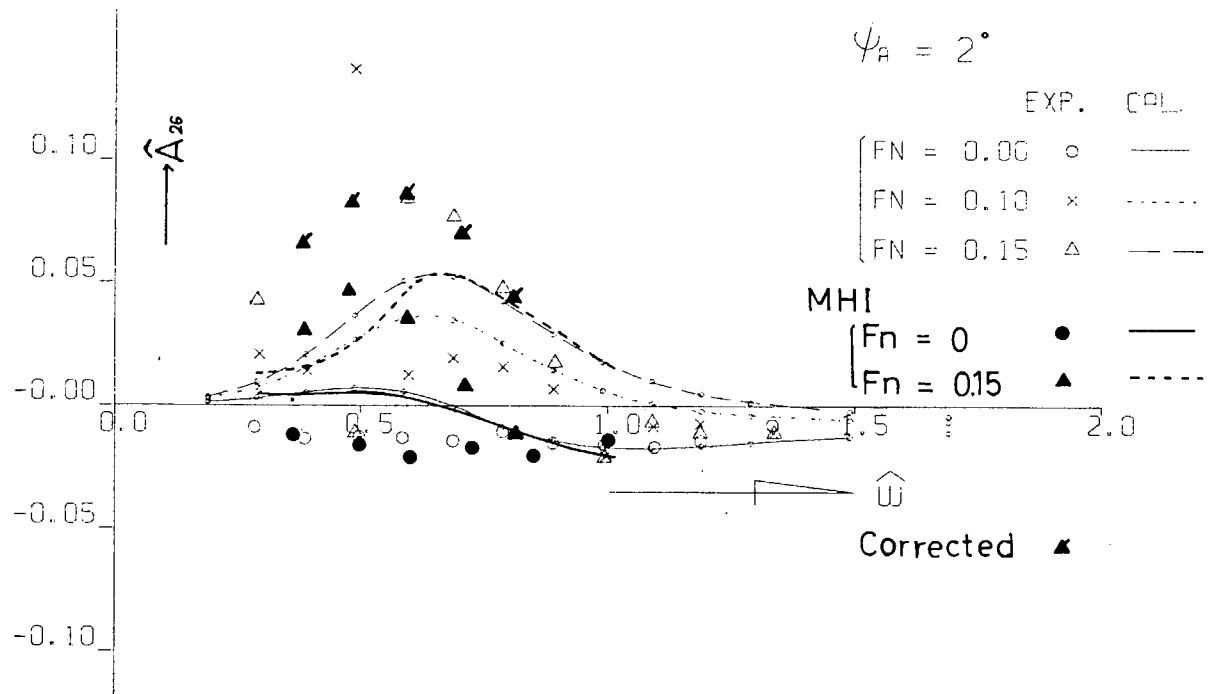


Fig. 2.1.9 \hat{A}_{26} Coupling force coeff. of yaw into sway

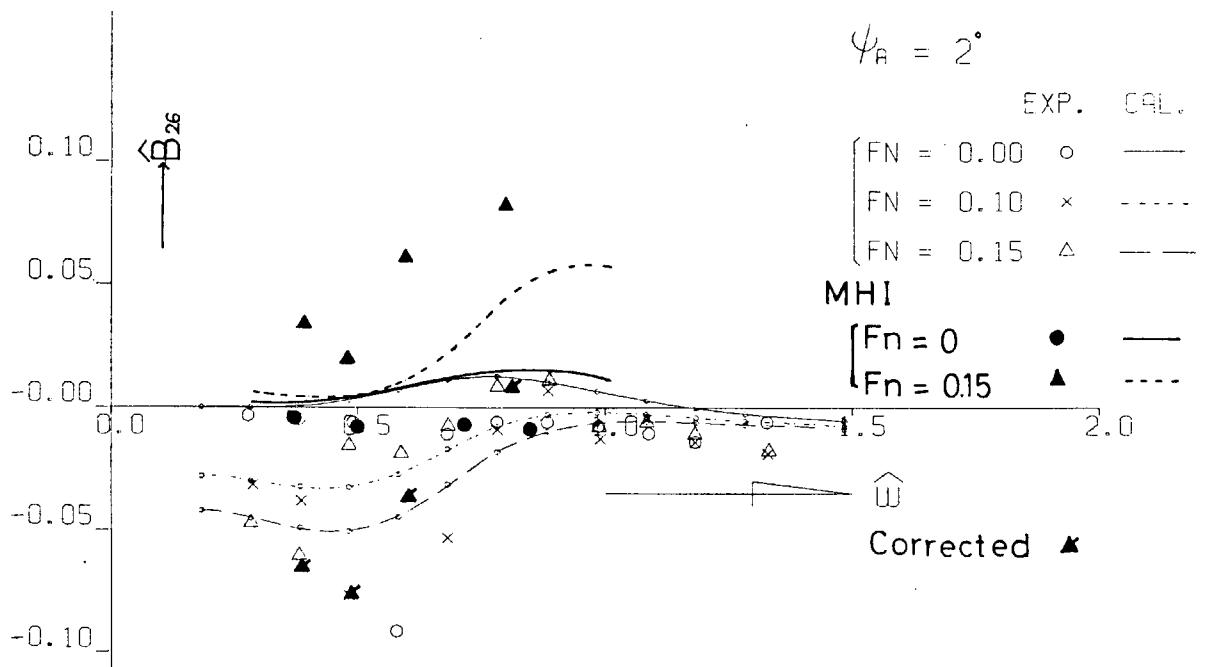


Fig. 2.1.10 \hat{B}_{26} Coupling force coeff. of yaw into sway

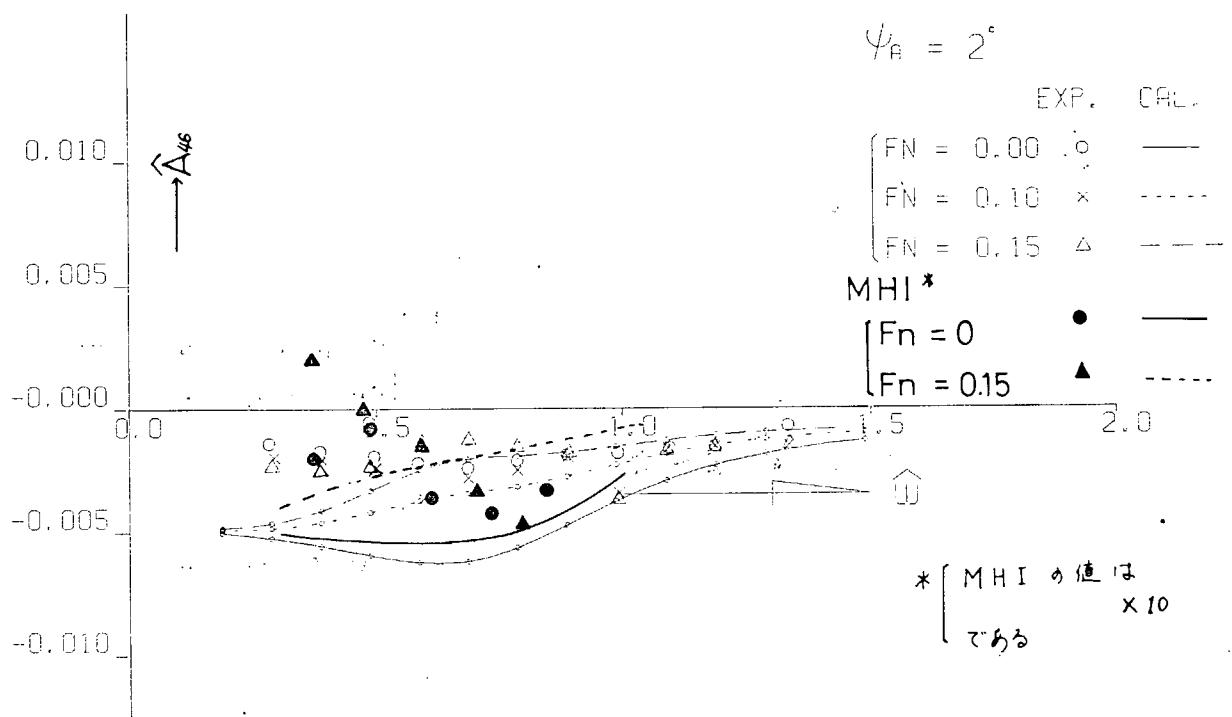


Fig. 2.1.11 \hat{A}_{46} Coupling moment coeff. of yaw into roll

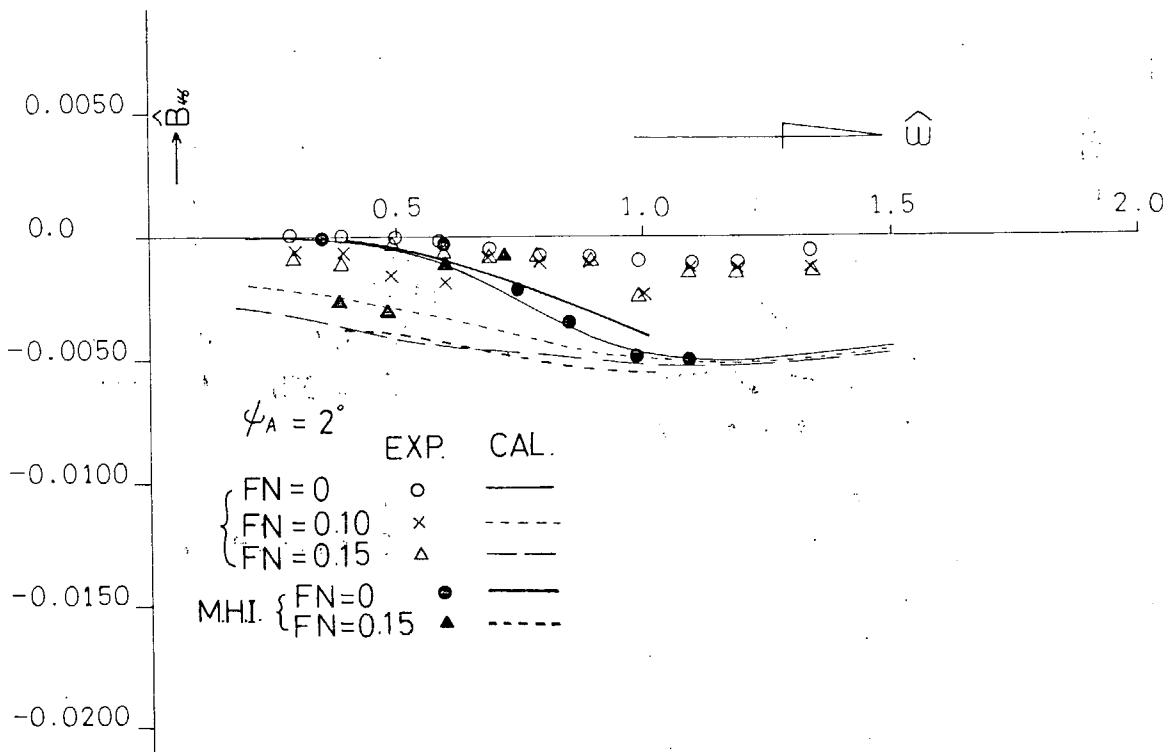


Fig. 2.1.12 \hat{B}_{46} Coupling moment coeff. of yaw into roll

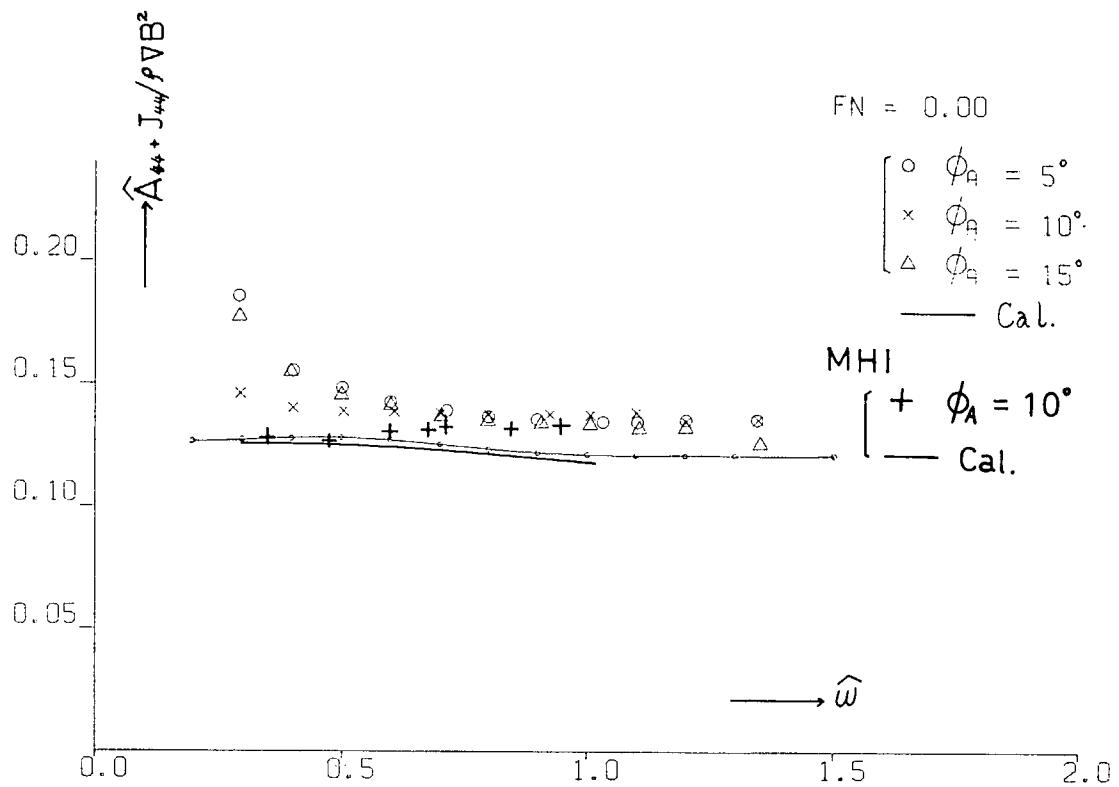


Fig. 2.1.13 $\hat{A}_{44} + J_{44}/\rho \nabla B^2$ Virtual mass moment of inertia of roll

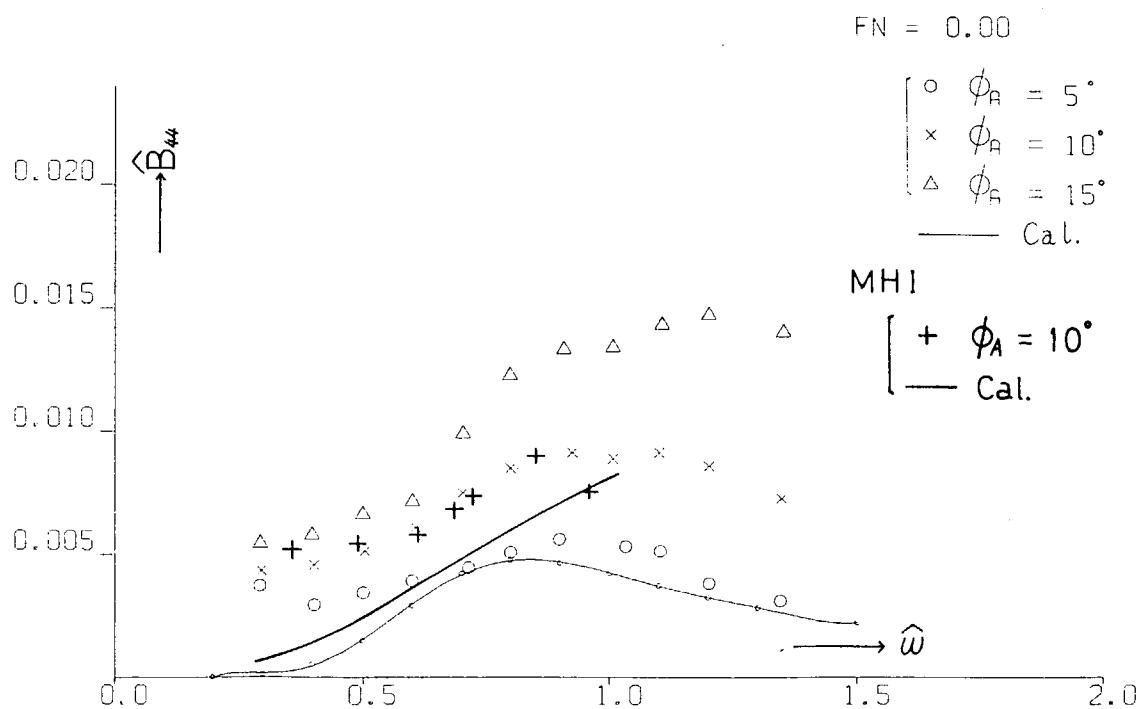


Fig. 2.1.14 \hat{B}_{44} Damping moment coeff. of roll

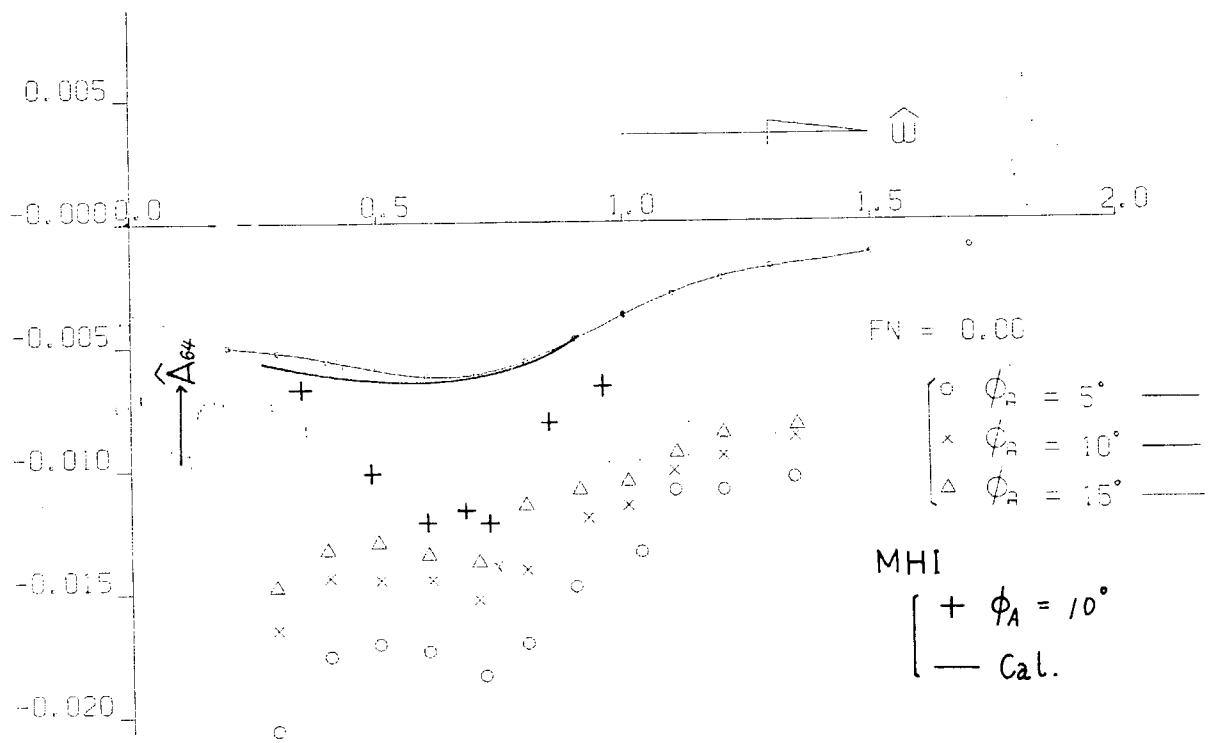


Fig. 2.1.15 \hat{A}_{64} Coupling moment coeff. of roll into yaw

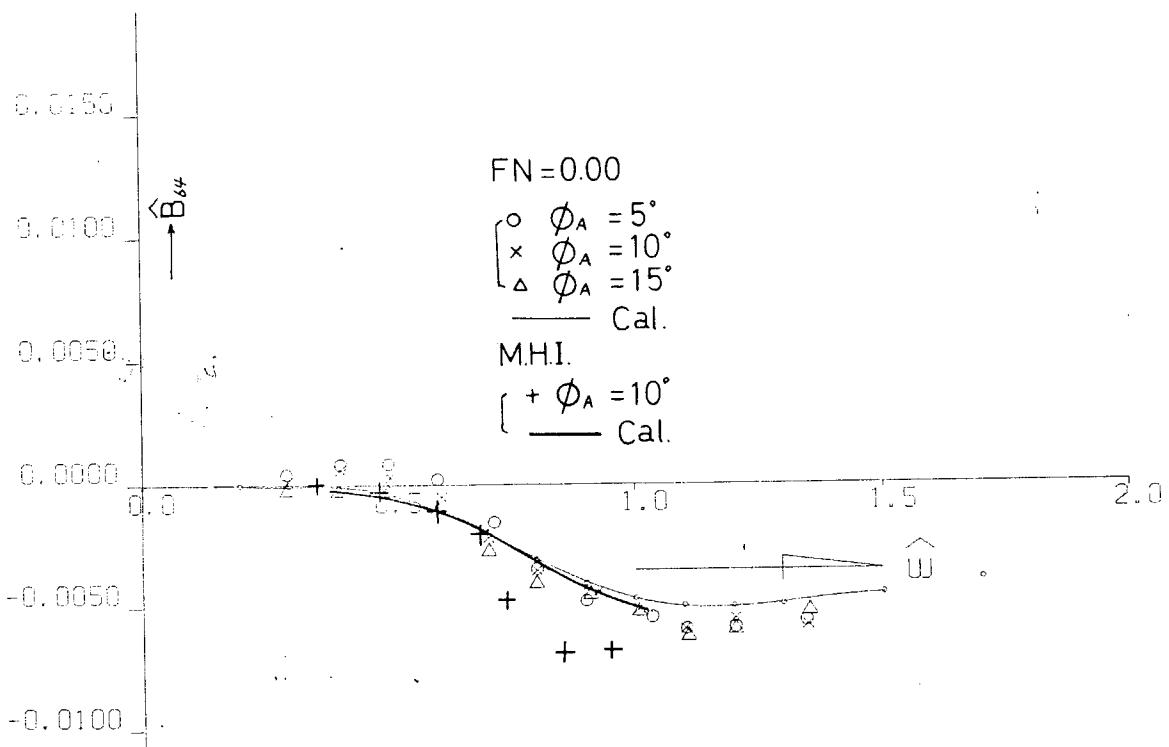


Fig. 2.1.16 \hat{B}_{64} Coupling moment coeff. of roll into yaw

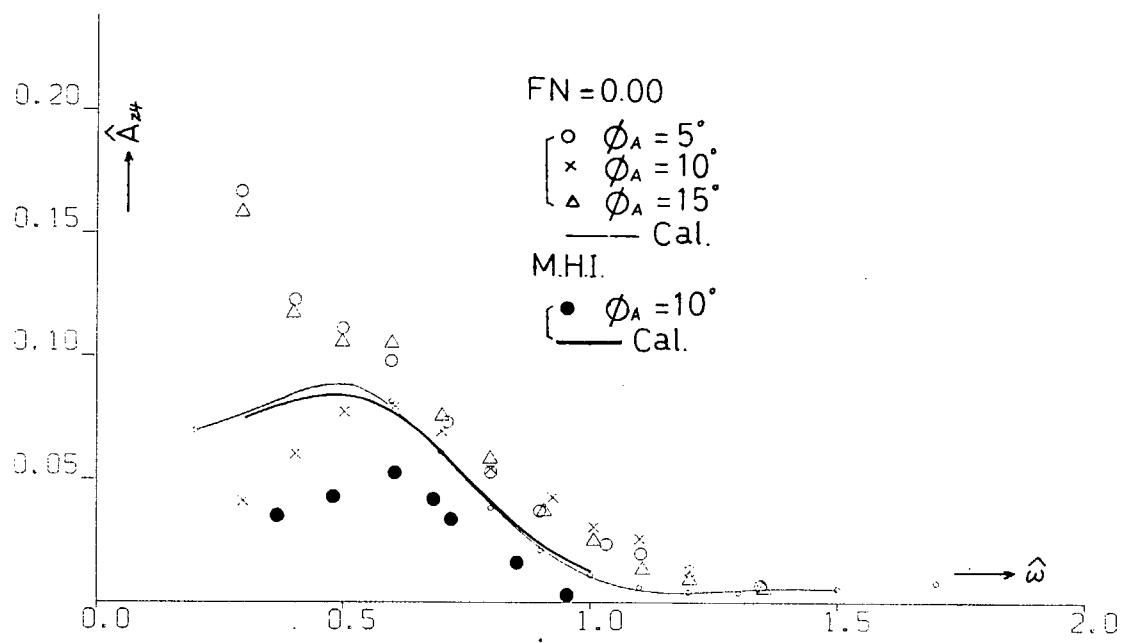


Fig. 2.1.17 \hat{A}_{24} Coupling force coeff. of roll into sway

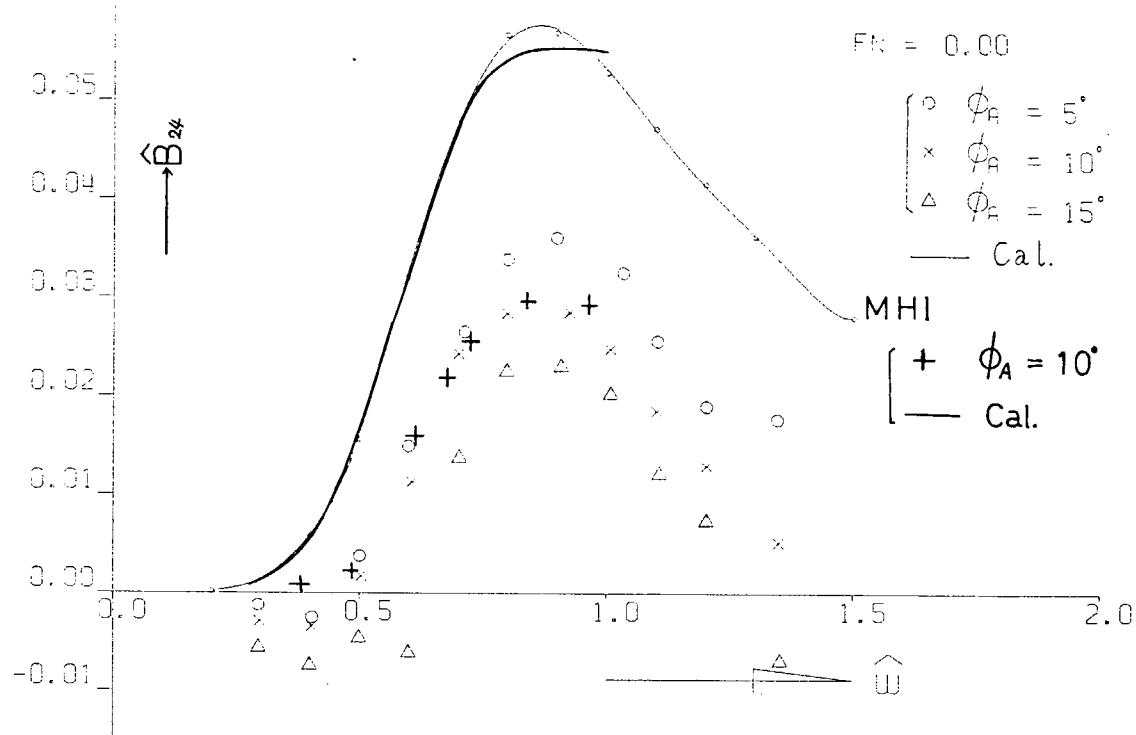


Fig. 2.1.18 \hat{B}_{24} Coupling force coeff. of roll into sway

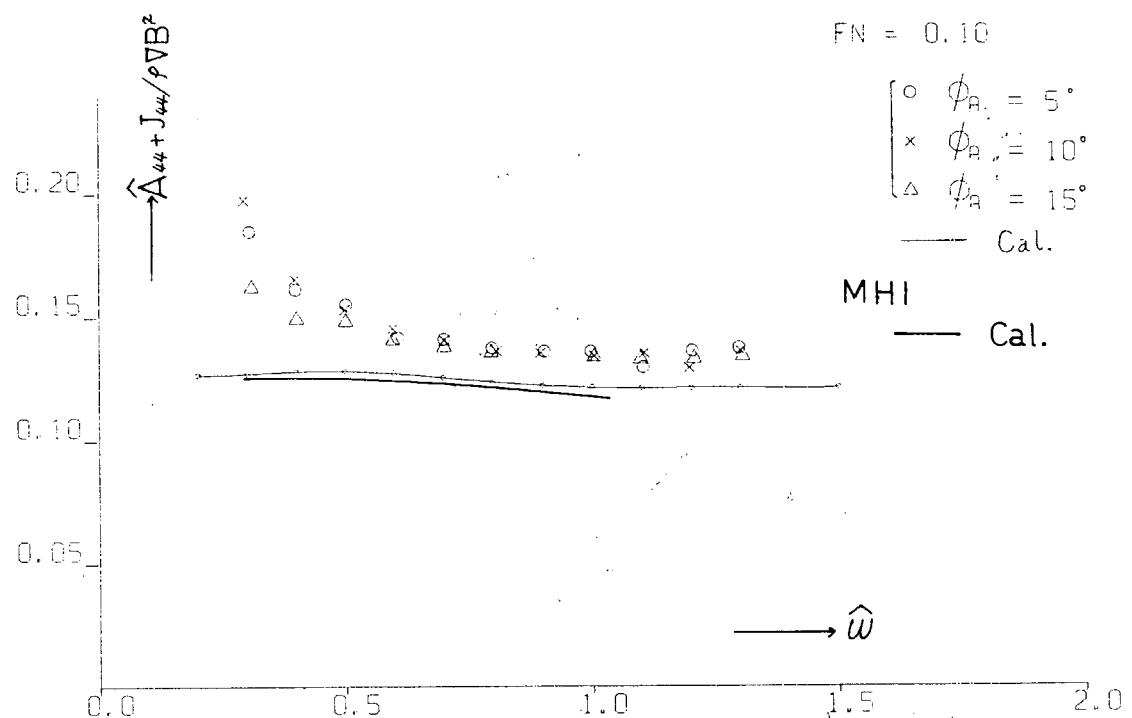


Fig. 2.1.1.9 $\hat{A}_{44} + J_{44}/\rho \nabla B^2$ Virtual mass moment of inertia of roll

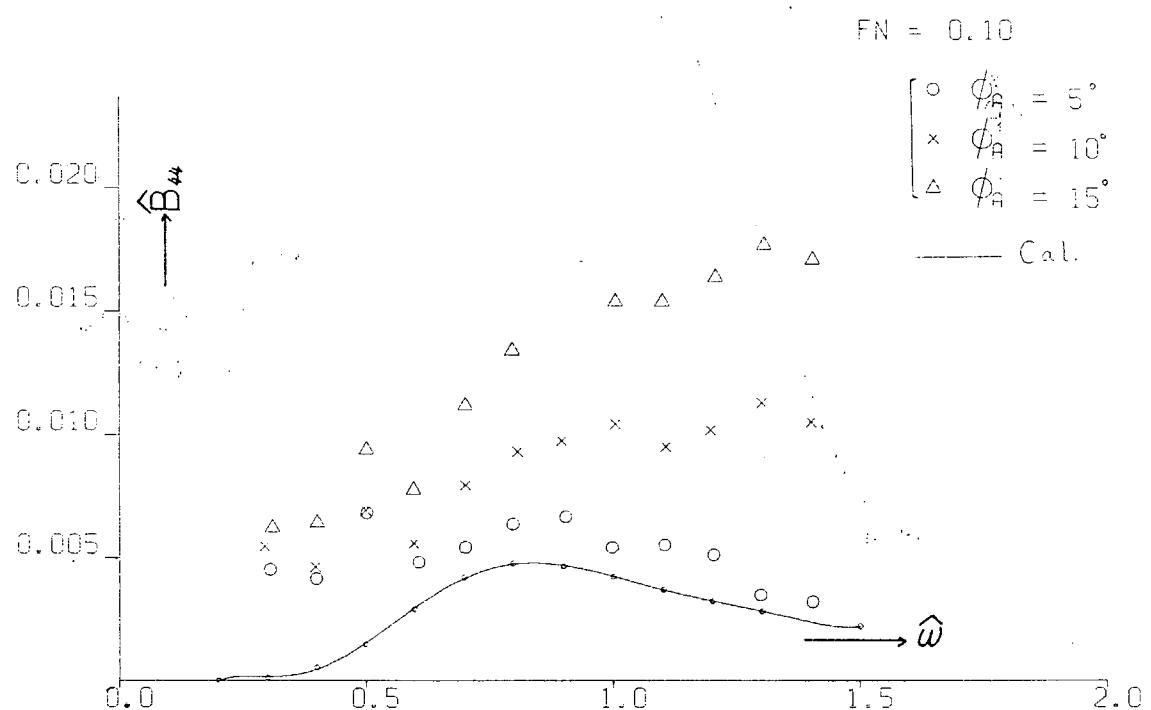


Fig. 2.1.2.0 \hat{B}_{44} Damping moment coeff. of roll

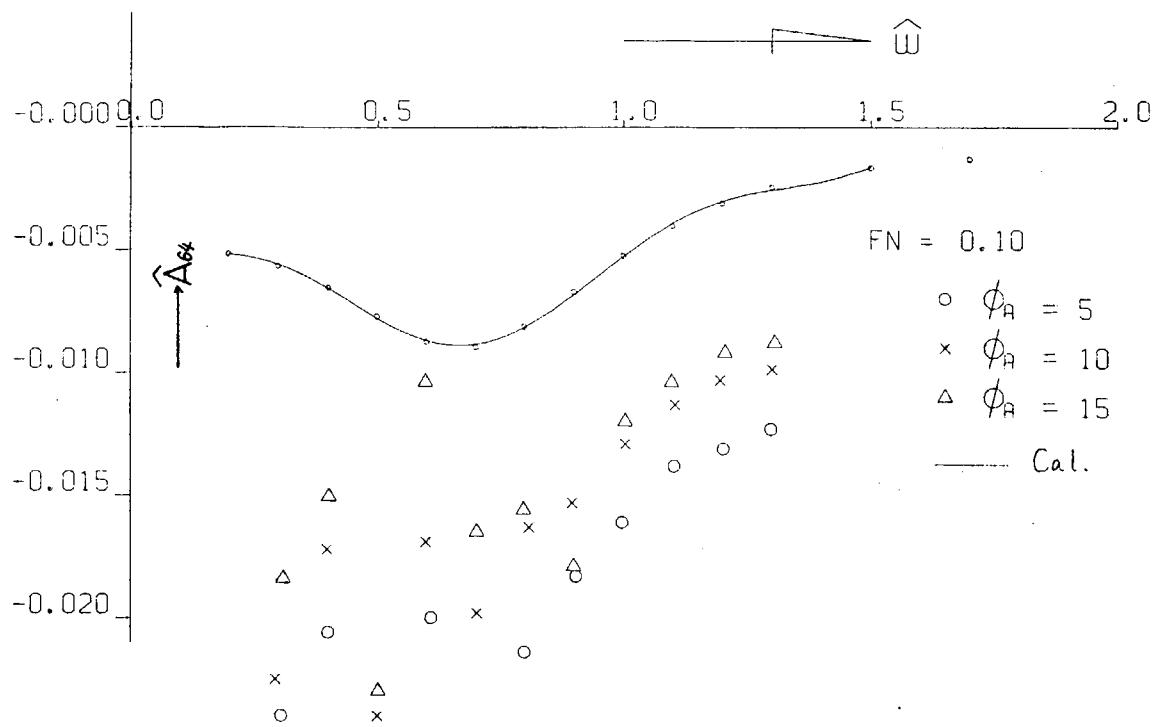


Fig. 2.1.21 \hat{A}_{64} Coupling moment coeff. of roll into yaw

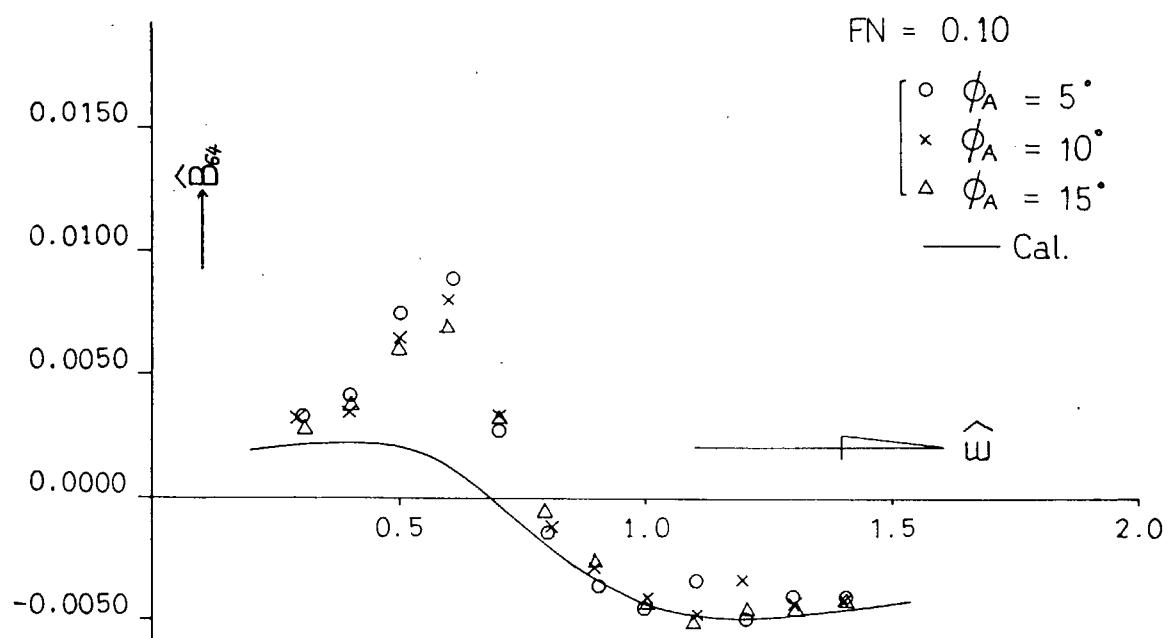


Fig. 2.1.22 \hat{B}_{64} Coupling moment coeff. of roll into yaw

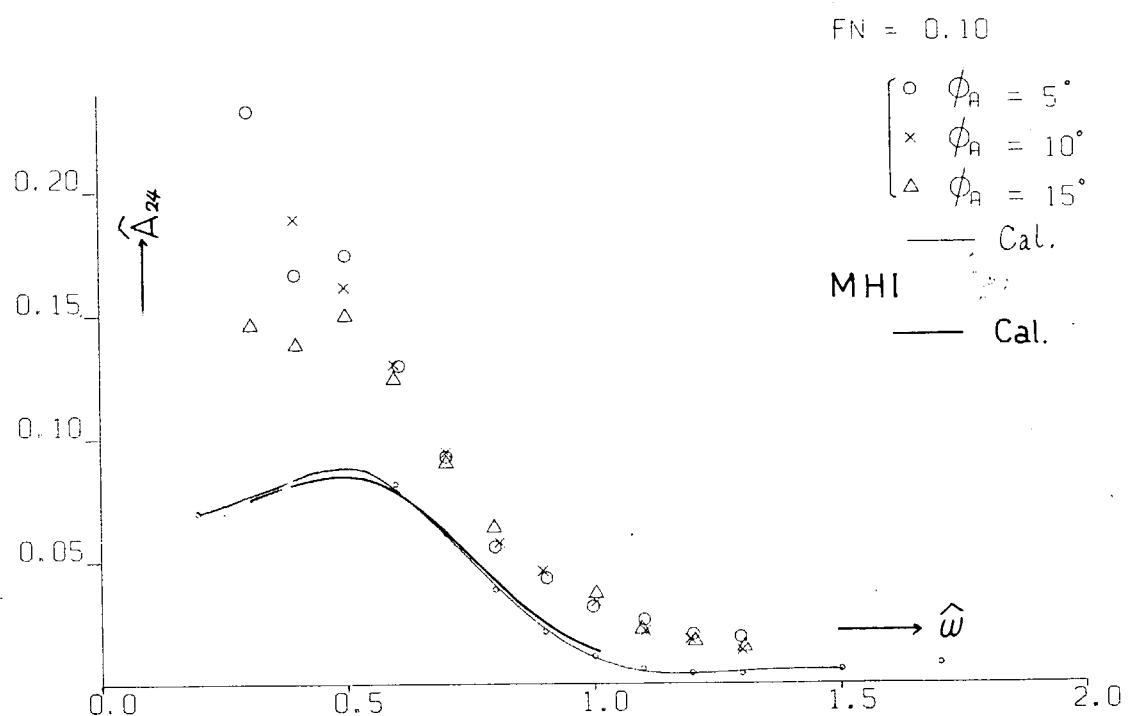


Fig. 2.1.23 \hat{A}_{24} Coupling force coeff. of roll into sway

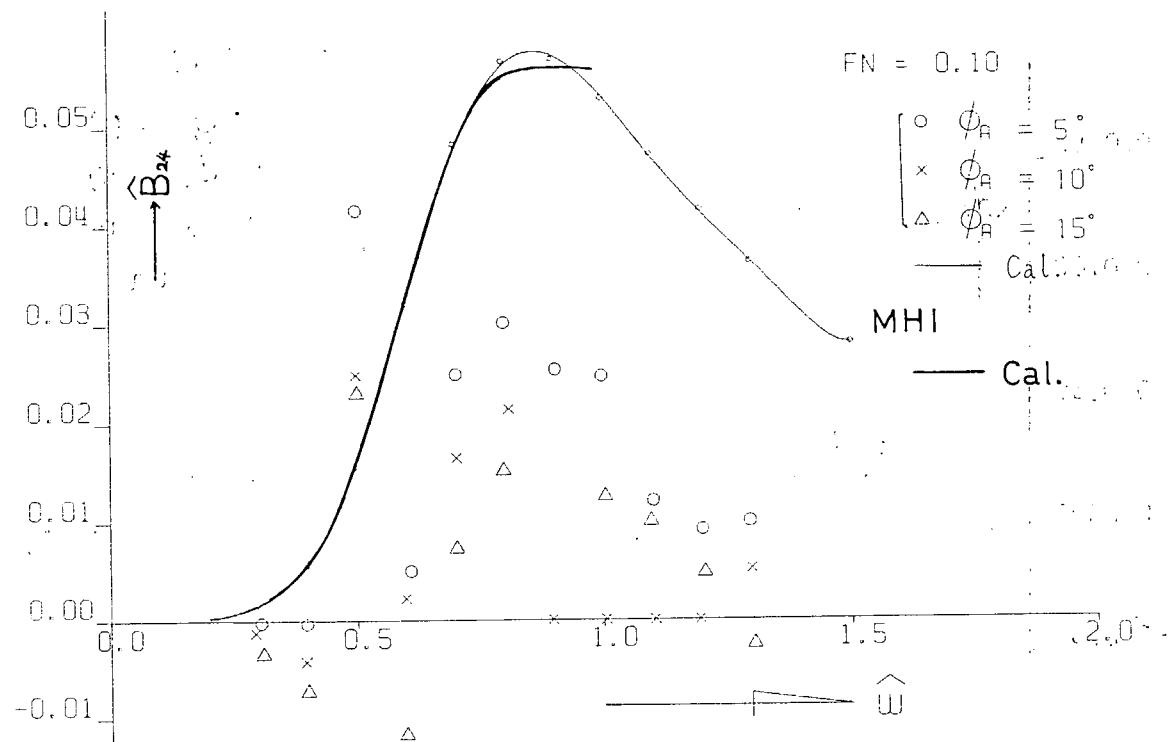


Fig. 2.1.24 \hat{B}_{24} Coupling force coeff. of roll into sway

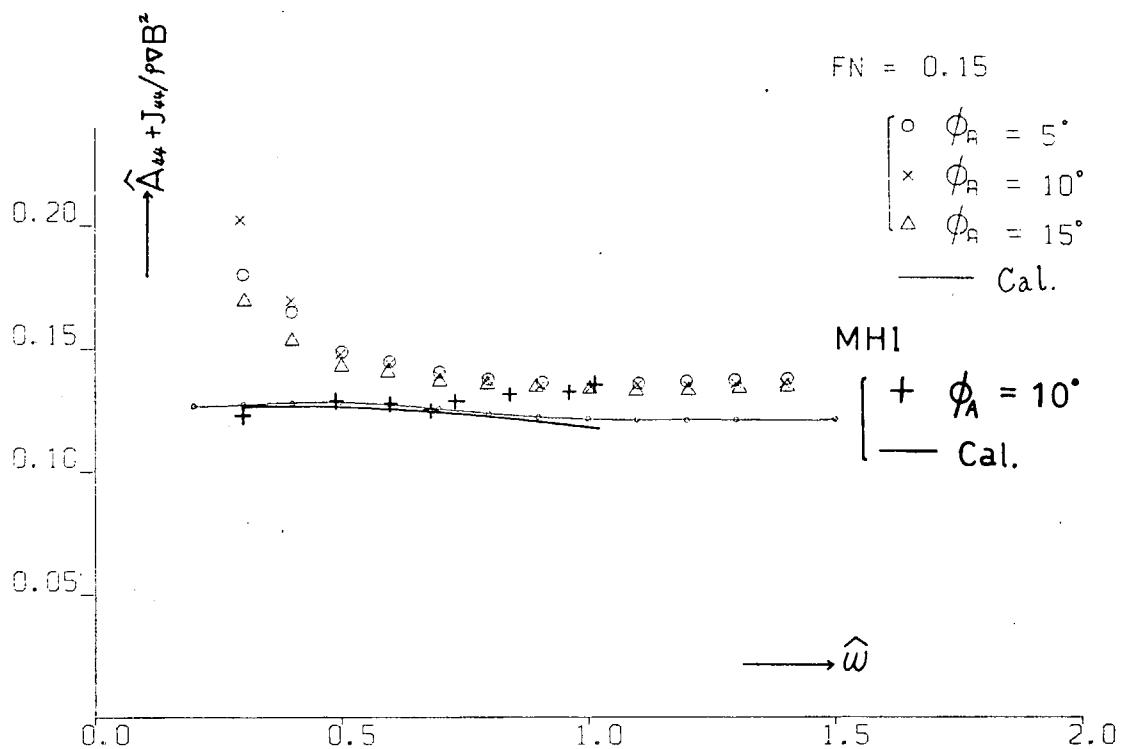


Fig. 2.1.25 $\hat{A}_{44} + J_{44}/\rho \nabla B^2$ Virtual mass moment of inertia of roll

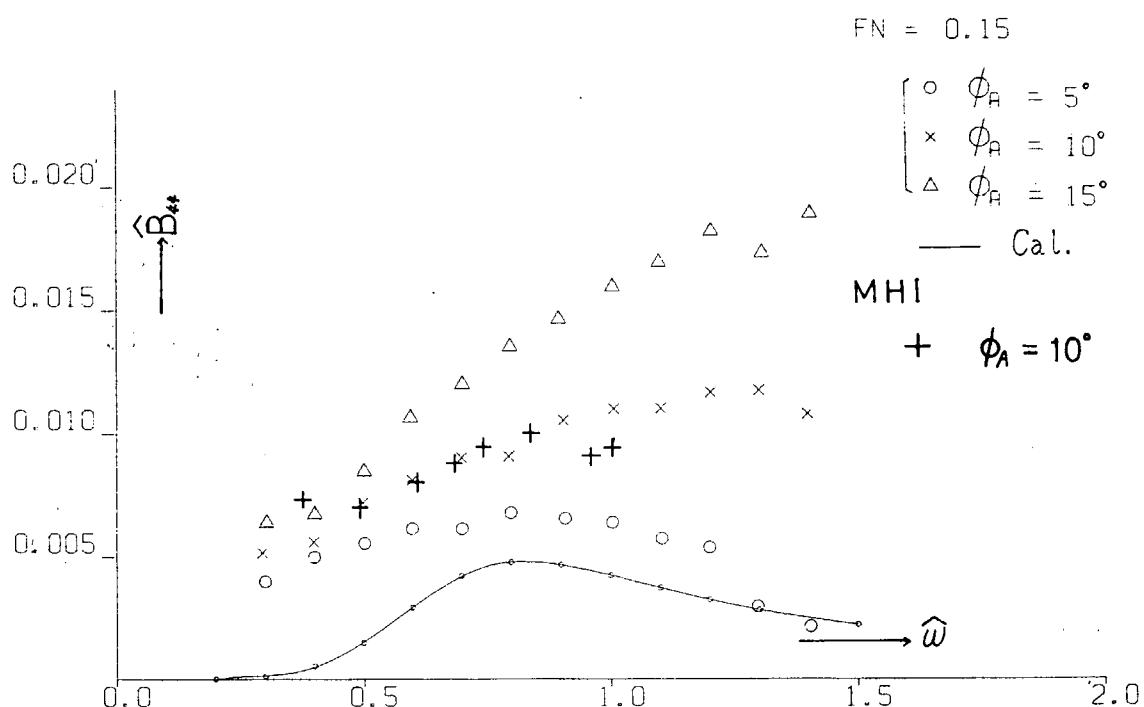


Fig. 2.1.26 \hat{B}_{44}^{**} Damping moment coeff. of roll

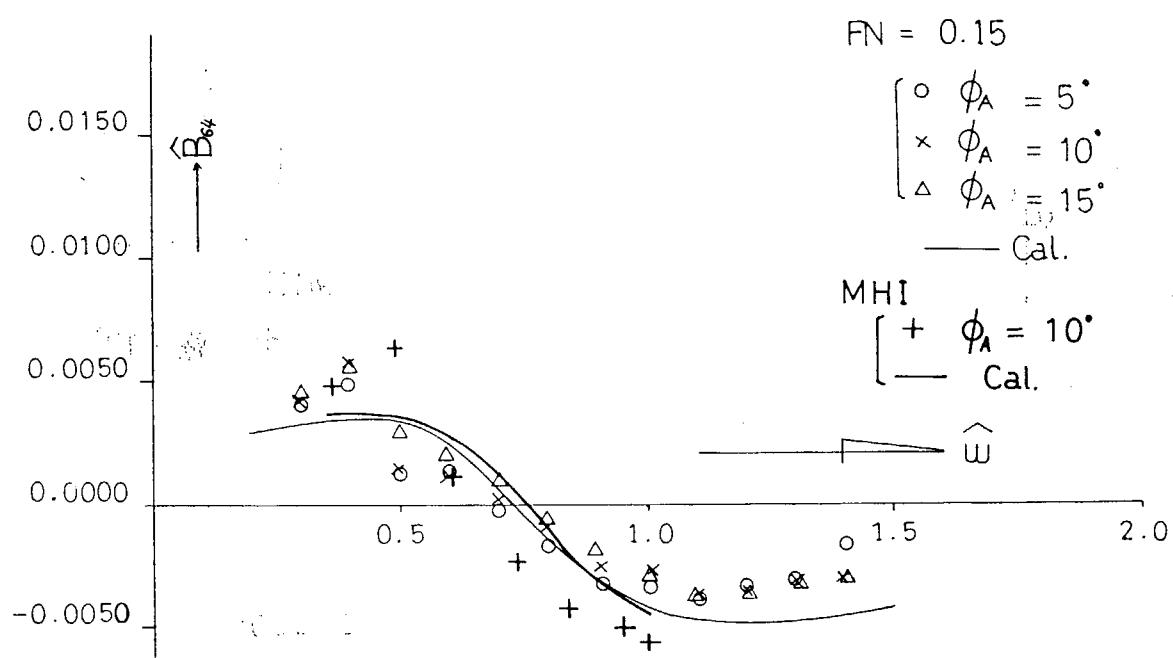
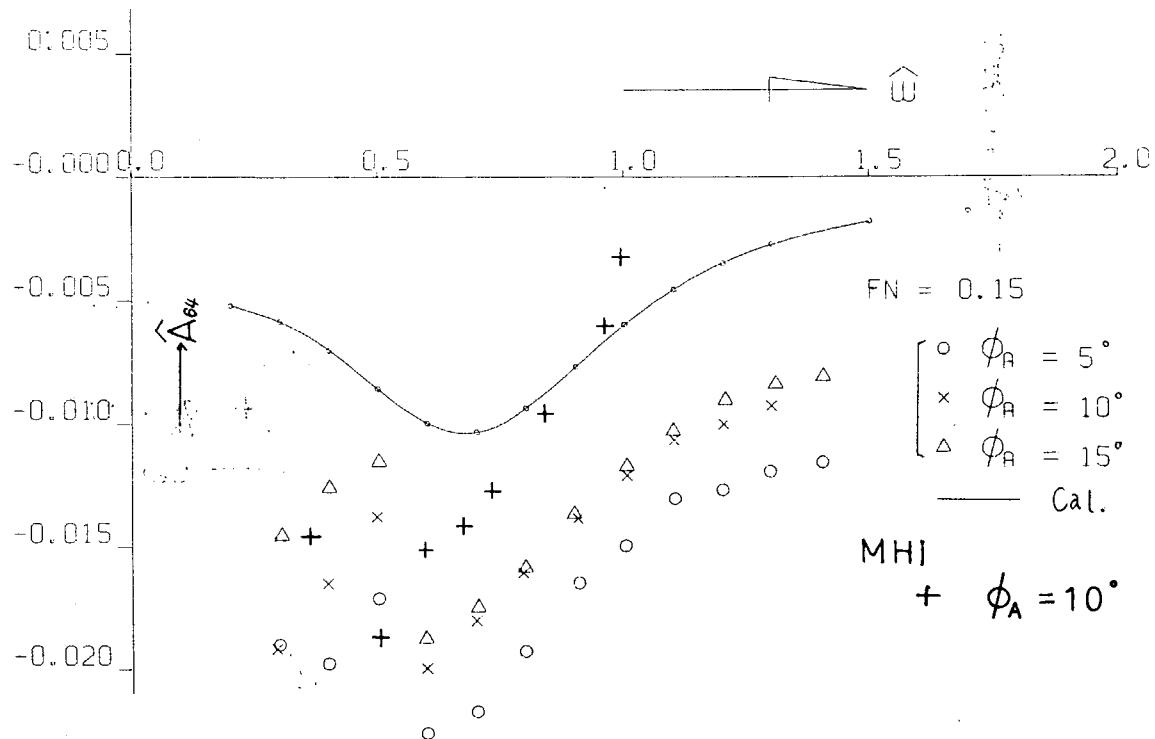


Fig. 2.1.28 \hat{B}_{64} Coupling moment coeff. of roll into yaw

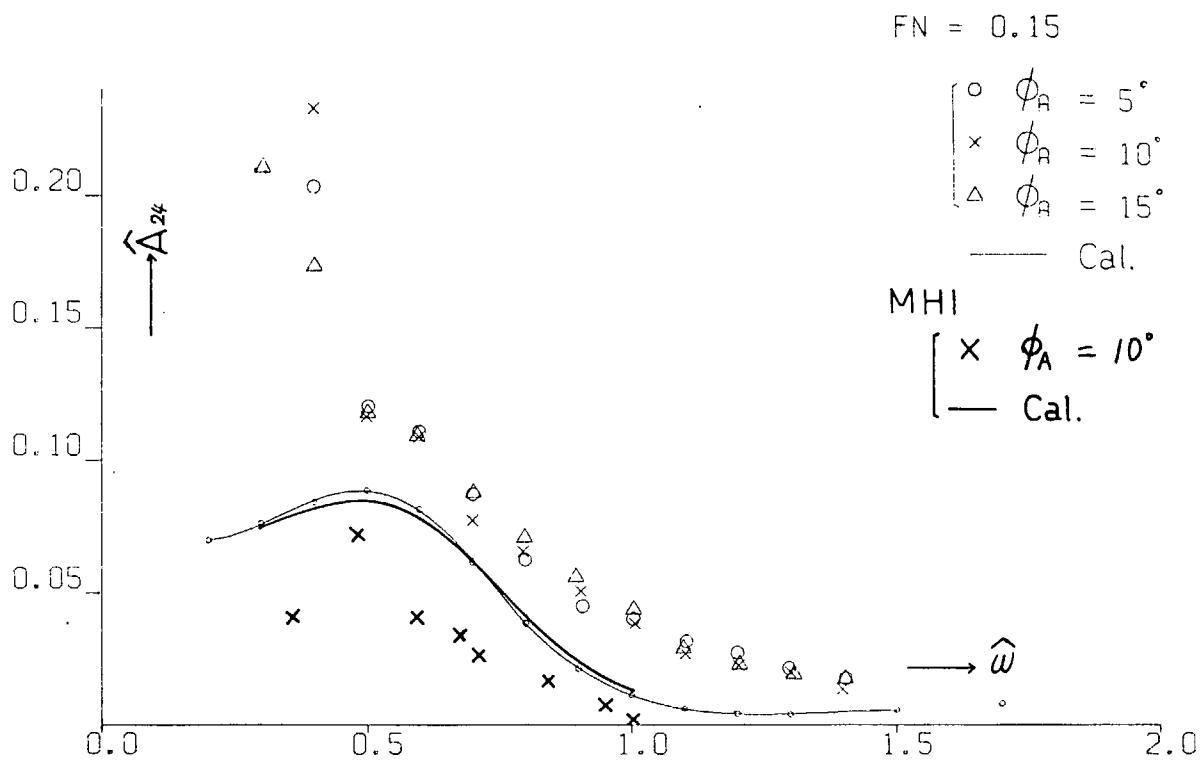


Fig. 2.1.29 \hat{A}_{24} Coupling force coeff. of roll into sway

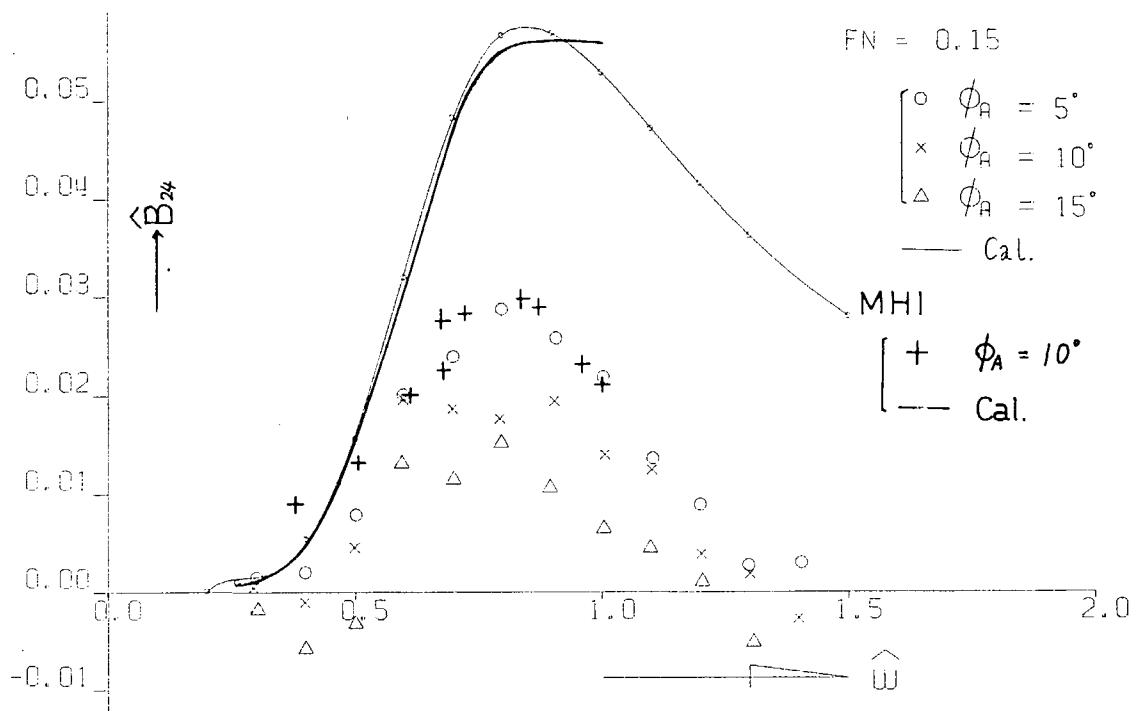


Fig. 2.1.30 \hat{B}_{24} Coupling force coeff. of roll into sway

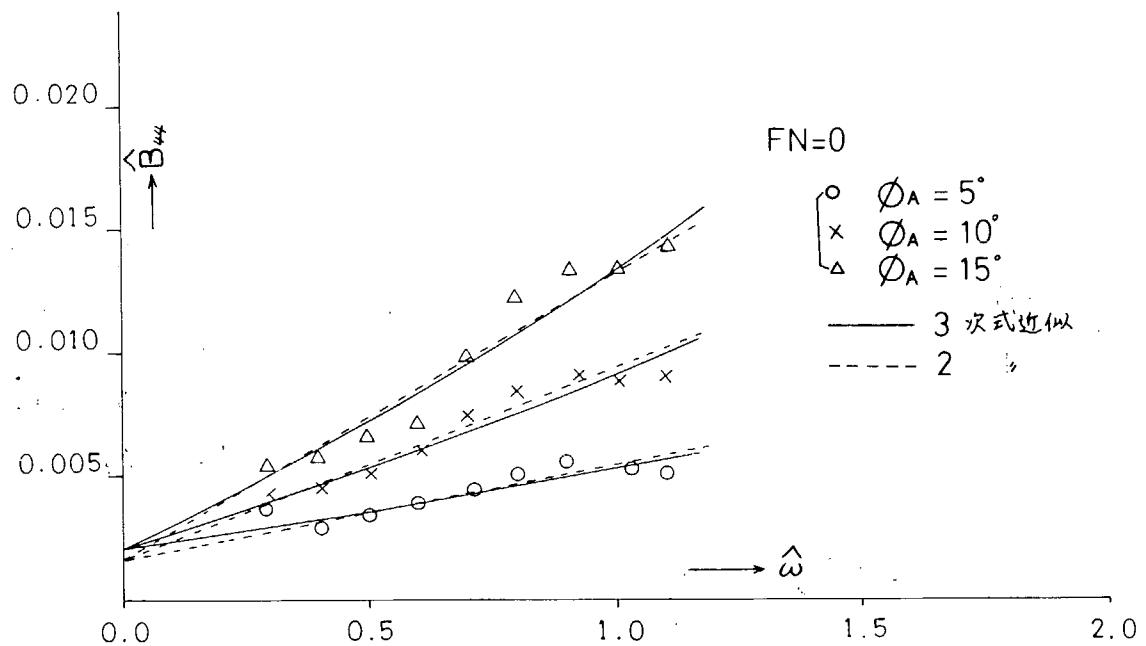


Fig. 2.1.31 \hat{B}_{44} Damping moment coeff. of roll at $F_n=0$

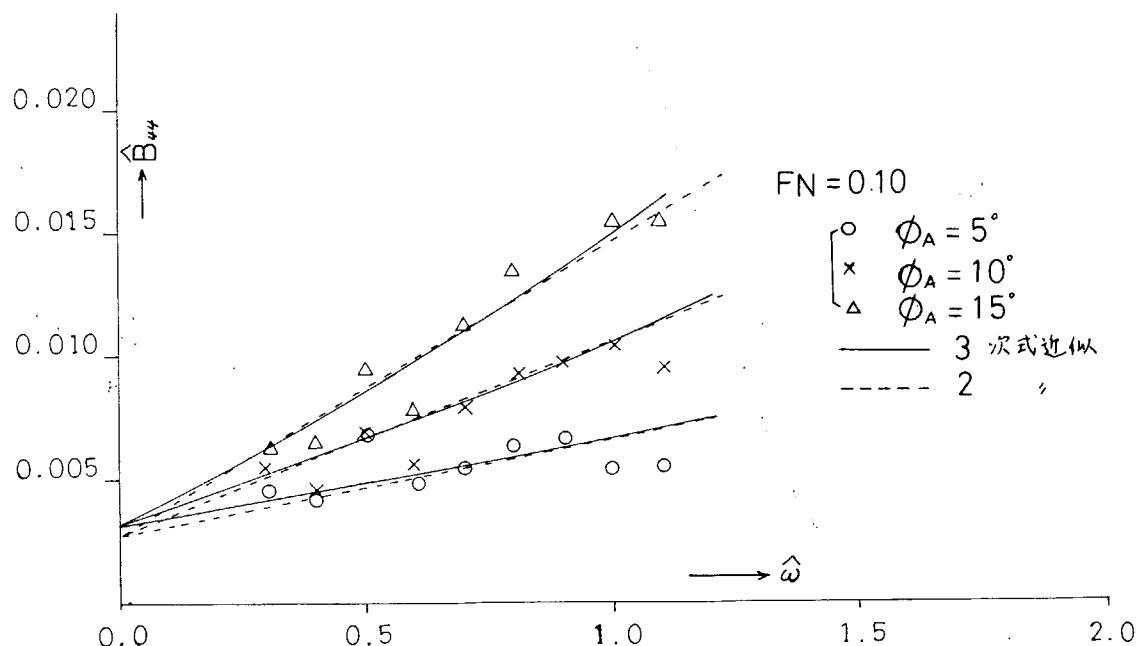


Fig. 2.1.32 \hat{B}_{44} Damping moment coeff. of roll at $F_n=0.10$

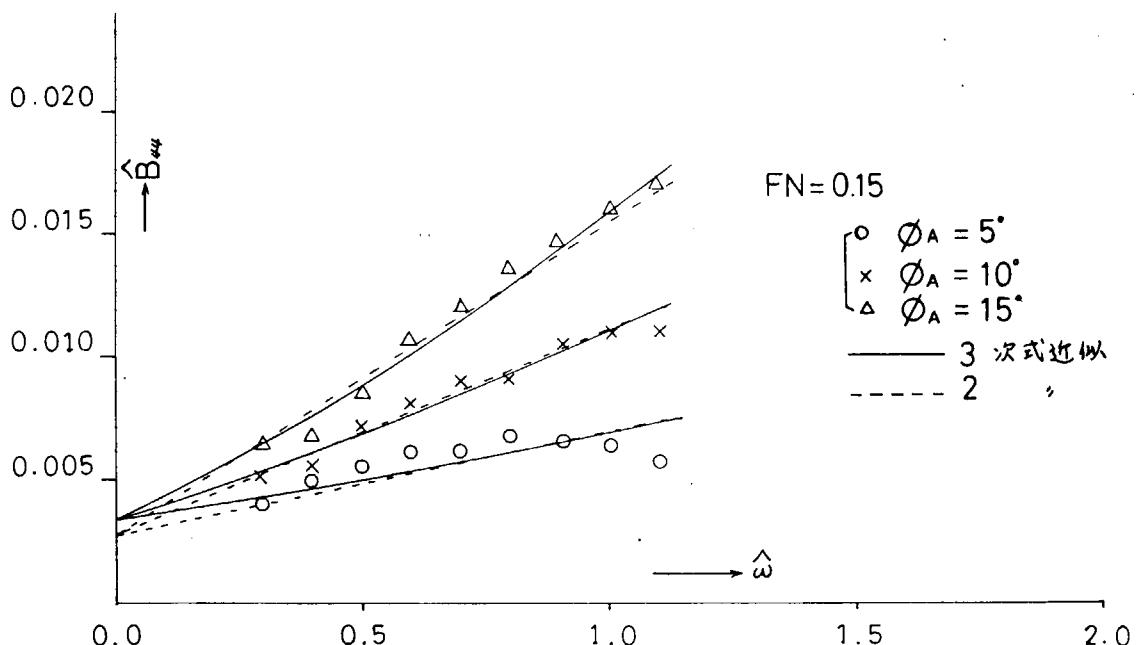


Fig. 2.1.33 B_{44} Damping moment Coeff. of roll at $Fn=0.15$

2.2 強制動搖試験による変動水圧の計測

2.2.1 まえがき

大波高の波の中では船側における相対水位振巾が大きくなつて、波面の上界が乾舷を越え、甲板上への波の打込みが起る。変動水圧の計算においては、この波の打込みはないものとして、いいかえれば乾舷が波の打込を防ぐに十分なほど大きなものとして計算されている。この波の打込みの有無によって船側、船底の変動水圧がどのように變るかを実験的に調べることを目的として、二次元模型の大振巾強制上下動搖試験を行なつた。

2.2.2 実験方法

(1) 模型

本実験に用いた模型は笠木山丸の S.S. 8 1/2 断面をもつ二次元模型である。その主要寸法を Table 2.2.1 に、断面形状を Fig. 2.2.1 に示す。

(2) 実験状態

上記のような二次元模型を Fig. 2.2.2 に示すような二次元水槽の平水中において、上下揺させた。上下揺のモードは正弦波であり、動搖の中心は平水中に満載吃水状態で静止した位置である。

上下揺の振巾と周期は Table 2.2.2 に示すような値とした。すなわち振巾は乾舷の $1/3$ から 2 倍までの範囲とし、周期は実船換算値として、主として、9 秒から 20 秒の範囲とした。この周期は、船速が零の場合、波長が約 0.5 から 2.2 L の範囲の向い波巾での出合周期に相当する。

そのような上下揺の振巾と周期の組合せにおいて、横型は二つの状態で実験に供されている。一つは実船相似の乾舷をもつ場合、他の一つは甲板上への水の打込みを防ぐべく附加乾舷を付けた場合である。Table 2.2.2 の中で○印が前者、●印が後者の場合を示す。このような二つの状態において、Fig. 2.2.1 に示すように配置した水圧計によって変動水圧を計測し、甲板上への波の打込みがある場合とそれを防いだ場合の船体表面の変動水圧を調べた。

(3) 計測項目

上下揺の振巾と周期、変動水圧、相対水位、模型の上下揺によって生じた波の波高、を計測した。なお 1.6 mm シネカメラにより模型の状態を記録した。

2.2.3 実験結果と考察

実験結果の代表例として、船側吃水線上の点 ($\theta = 90^\circ$) と船側満載吃水の約 1/2 の点 ($\theta = 70^\circ$) の点における変動水圧の振巾をとり、上下揺振巾に対して図示したものが Fig. 2.2.3 ~ Fig. 2.2.12 である。附加乾舷なしの場合の実験値を○印で、附加乾舷ありの場合の実験値を△印で示した。また●印は相対水位上昇が丁度甲板線まで達する状態いかえれば水の打込みが起るか起らないかの境界の状態における実験値を示す。なお境界の状態は試行錯誤によって求めた。変動水圧のオシロ記録はいわゆる半波型になるが、その記録から変動水圧を読み取る方法にはいろいろと問題があるが、ここでは、本部会の 47 年度報告(造研研究資料 No. 176) 3.2.1 節に述べたような方式によって読み取った。

これらの実験結果から、まづ甲板上への水の打込みのある場合とそれを防いだ場合の船側における変動水圧振巾を見ると、 $\theta = 90^\circ$ においては水の打込みを防いだ場合が変動水圧はやや大きくなっている。 $\theta = 70^\circ$ では逆に打込みを防いだ場合の方が変動水圧がやや小さめになっている。しかしその差は僅少である。

本実験の動揺振巾は相当大きい範囲にわたっているのであるが、その割合には変動水圧の非線型性はかなり小さい。

実験と計算の一致をみてみると、非線型性のあらわれを一応除いて考えると、よい一致であると言える。なお計算値は田才の計算値を用いた。(本研究部会資料 SR131-8-7)

Table 2.2.1 Principal Partienlays

	2-DIMENSIONAL MODEL (S.S.81/2)	SHIP
L	1.0000 m	247.000 m
B		40.600 m
B (S.S.81/2)	0.4027 m	39.460 m
D	0.2347 m	23.000 m
d	0.1633 m	16.000 m
SCALE	I/98.00	

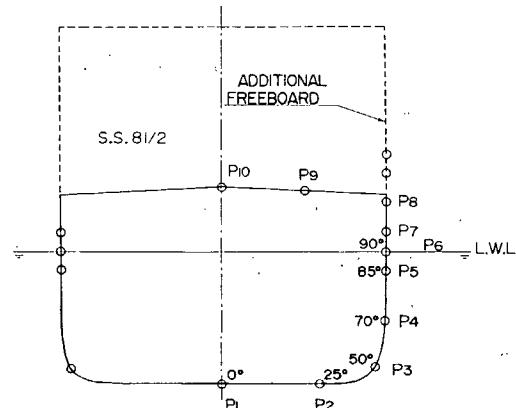


Fig. 2.2.1 Section of Model and Locations of Pressure Gauges

Table 2.2.2 Experimental Conditions

PERIOD OF HEAVING (sec.)	AMPLITUDE OF HEAVING (NOMINAL), (mm & m)							REMARKS
	f/3	2f/3	f	4f/3	5f/3	2f	CRITICAL	
2.020 (2.00)	○	○	○	○	●	○	●	○
1.717 (1.70)	○	○	○	○	●	○	●	○
1.465 (1.45)	○	○	○	○	●	○	●	○
1.263 (1.25)	○	○	○	●	○	●	○	○
1.111 (1.10)	○	○	○	●	○	●	○	○
1.010 (1.00)	○	○	○	●	○	●	○	○
0.909 (0.90)	○	○	○	●	○	●	○	○
0.859 (0.85)	○	○						○
0.808 (0.80)	○	○						
0.707 (0.70)	○	○						

○: WITHOUT ADDITIONAL FREEBOARD
●: WITH ADDITIONAL FREEBOARD
f: FREEBOARD
FIGURE IN PARENTHESES IS FOR FULL SCALE SHIP

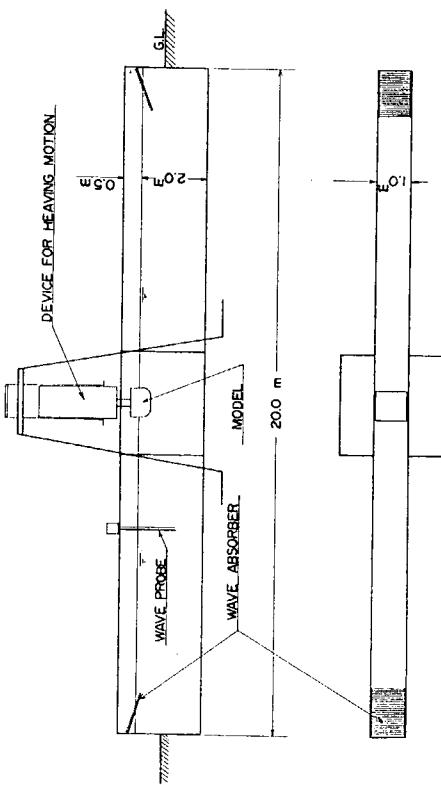


Fig. 2.2.2 Experimental Tank

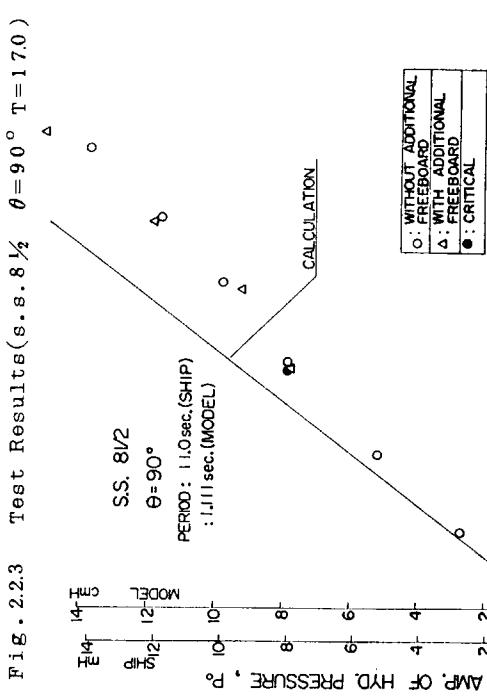
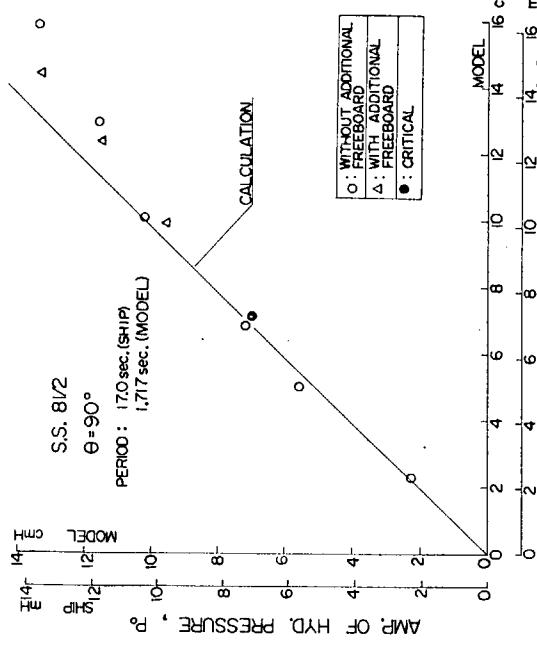


Fig. 2.2.4 Test Results (s.s. 8 1/2) $\theta = 90^\circ$ $T = 1.25$)

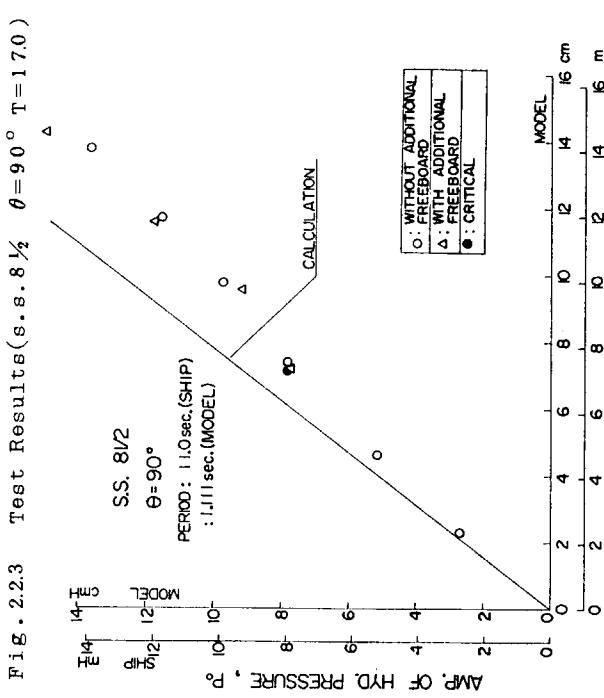


Fig. 2.2.5 Test Results (s.s. 8 1/2) $\theta = 90^\circ$ $T = 1.10$)

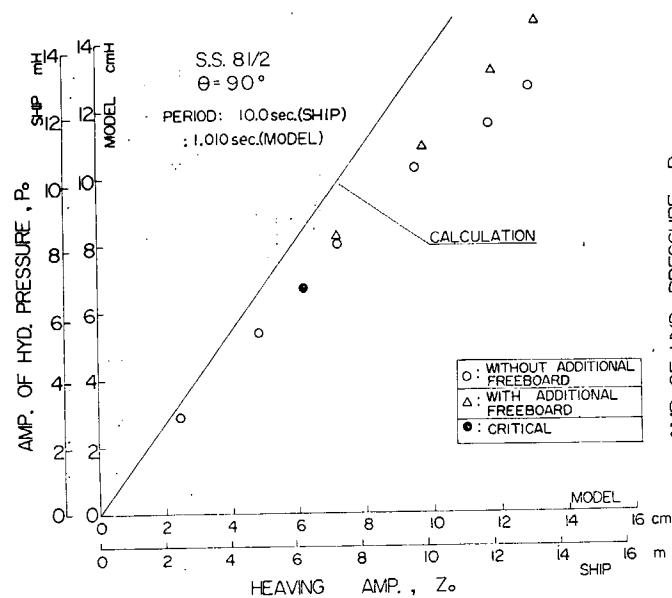


Fig. 2.2.6 Test Results
(s.s. 8 1/2 $\theta = 90^\circ$ T = 10.0)

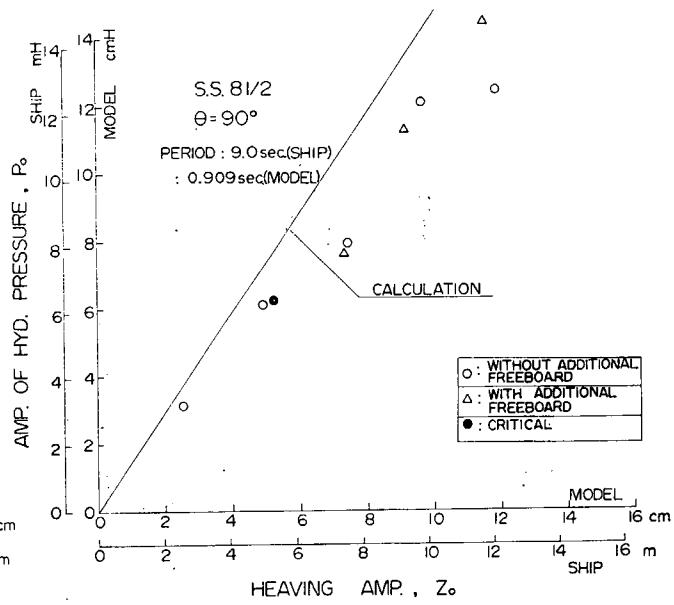


Fig. 2.2.7 Test Results
(s.s. 8 1/2 $\theta = 90^\circ$ T = 9.0)

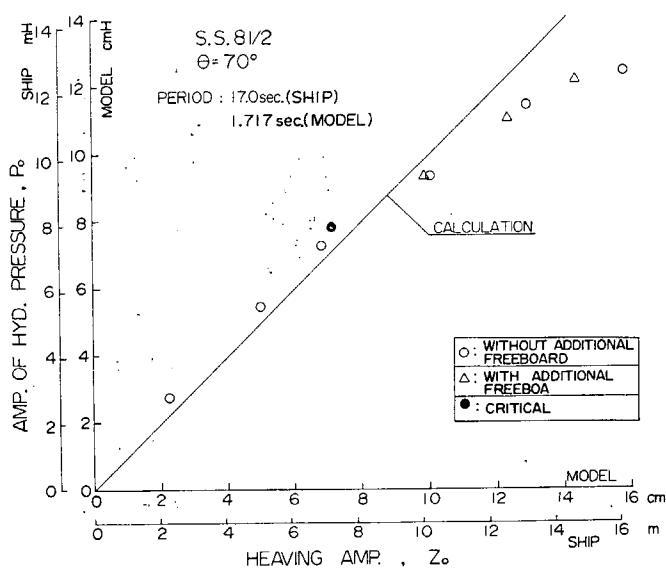


Fig. 2.2.8 Test Results
(s.s. 8 1/2 $\theta = 70^\circ$ T = 17.0)

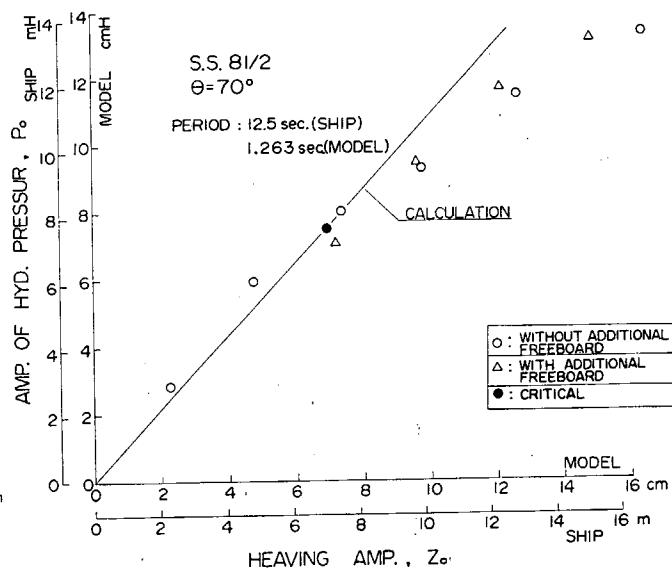


Fig. 2.2.9 Test Results
(s.s. 8 1/2 $\theta = 70^\circ$ T = 12.5)

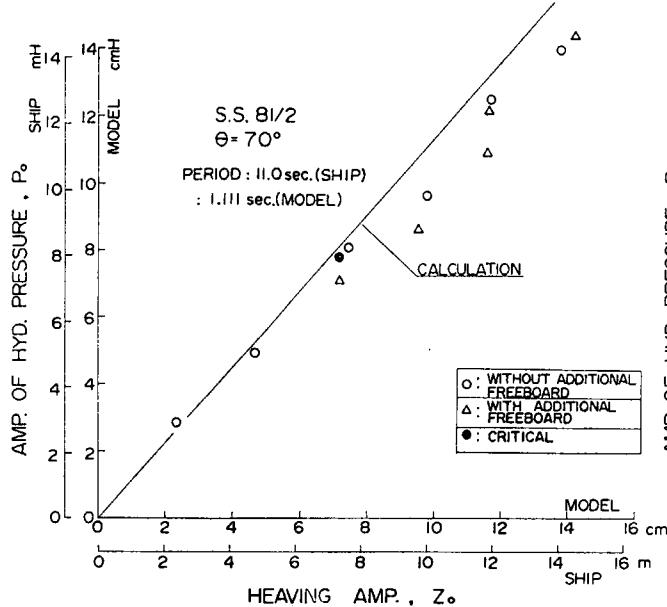


Fig. 2.2.10 Test Results
(s.s. 8 1/2 $\theta = 70^\circ$ T=11.0)

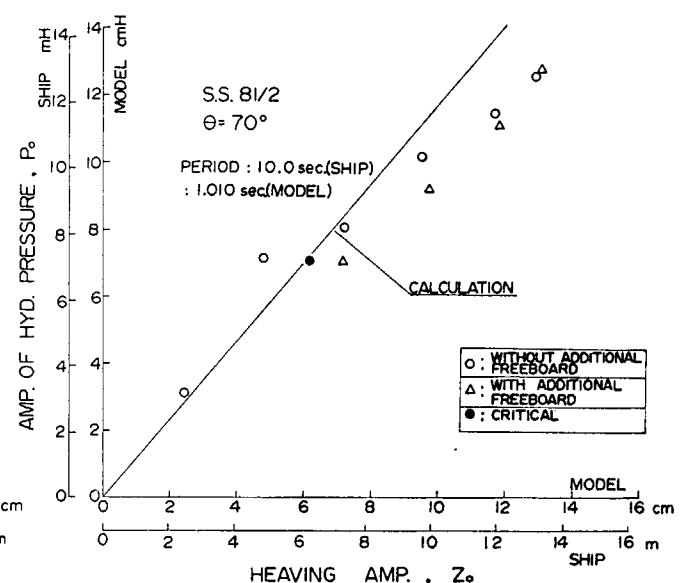


Fig. 2.2.11 Test Results
(s.s. 8 1/2 $\theta = 70^\circ$ T=10.0)

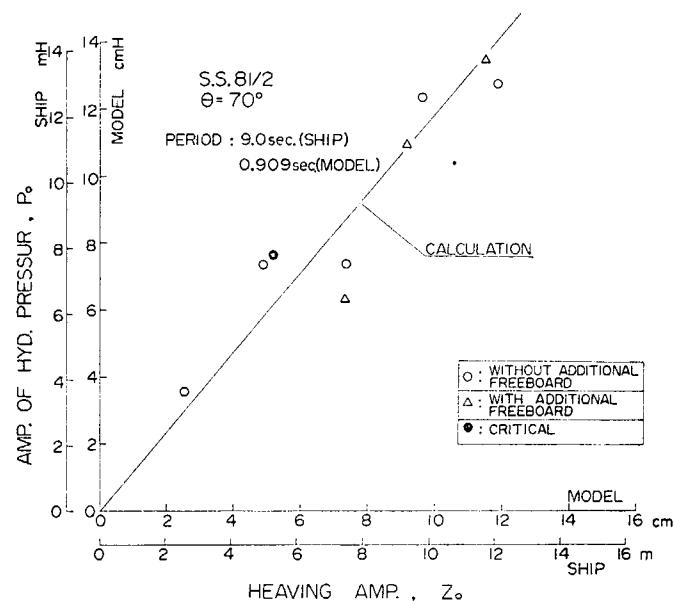


Fig. 2.2.12 Test Results (s.s. 8 1/2 $\theta = 70^\circ$ T=9.0)

2.3 変動水圧計測結果の検討

2.3.1 船首部水面付近の変動水圧の取扱い

変動水圧の計測に関し、今年度は水圧計測点が空中に露出する場合、その圧力の大きさを如何に評価するのが適当であるかを知るため正面規則波中における船首部水面付近の変動水圧について検討を行なった。

船首部水面付近では船体運動により計測点が空中に露出する場合が多く、したがってその圧力波形も正弦状でなく半波型となる。計測波形の記録の一例を Fig. 2.3.1.1 に示す。そこで、この圧力波形を Fig. 2.3.1.2 に示すような方法で解析し、計算結果と比較した。すなわち、

- ① 半波型波形の全圧 $2 P'_0$ を波の両振幅に相当する水頭 $2 \rho g h_0$ で無次元化する。

$$\bar{P}'_0 = 2 P'_0 / 2 \rho g h_0 = P'_0 / \rho g h_0$$

- ② 水面付近の変動圧も正弦状に変化するものと仮定して半波型波形より仮想正弦波形の振幅 P_0 を求め、これを波振幅に相当する水頭 $\rho g h_0$ で無次元化する。

$$\bar{P}_0 = P_0 / \rho g h_0$$

- ③ 半波型波形の全圧 $2 P'_0$ を正圧 P_+ および負圧 P_- に分けてそれを波の両振幅に相当する水頭 $2 \rho g h_0$ で無次元化する。

$$\bar{P}_+ = P_+ / 2 \rho g h_0, \quad \bar{P}_- = P_- / 2 \rho g h_0$$

ここで、 $F_n=0.0$ のときは平水中静止時の圧力を 0 点にとり、 $F_n=0.15$ のときは平水中航走時の圧力変化 P_s を基準にとった。 $F_n=0.15$ で平水中航走時の圧力分布は Fig. 2.3.1.3 に示すとおりで、圧力 P_s を規則波中実験の波高 ($L/50$) に相当する水頭で無次元化してある。

実験に用いた模型船は鉱石船（笠木山丸）の長さ 3 m, FRP 製でその要目を Table 2.3.1.1 に示す。計測断面は Table 2.3.1.2 に示す 5 断面とし、水面付近 2 点（ルイス断面の $\theta = 90^\circ, 80^\circ$ に対応）における変動水圧を求めた。ただし、FRP の $\theta = 90^\circ$ に対応する計測点では圧力変換器を船体中心線上正面に向けて取付けた。

実験は波長 4 種 ($\sqrt{L/\lambda} = 0.9, 1.0, 1.2, 1.4$)、波高 6 cm ($L/50$) の正面規則波中で、 $F_n=0.0$ および $F_n=0.15$ の 2 種の速度の場合について行なった。

計測した変動水圧から $\bar{P}'_0, \bar{P}_0, \bar{P}_+, \bar{P}_-$ を求め、O.S.M による計算結果 $(\bar{P}_0)_c = P_0 / \rho g h_0$ と比較した。（Fig. 2.3.1.4～Fig. 2.3.1.11）図中、点線は計算値を示し、実線および破線は実験値に対するもので実験点の最小自乗近似曲線（3 次式）を表わしている。

Fig. 2.3.1.4, Fig. 2.3.1.5 は $F_n=0.0, \theta = 80^\circ$ に対するもので、計測点はほとんど空中に露出しないため解析法による差異はみられない。また、計算値ともよく合っている。ただし、波長の短い所で実験的にバラつきがある。

Fig. 2.3.1.6, Fig. 2.3.1.7 は $F_n=0.0, \theta = 90^\circ$ に対するもので、 \bar{P}_0 と $(\bar{P}_0)_c$ はほとんど同じ値を示すが、 \bar{P}'_0 はこれらの約 $1/2$ となっている。しかし、変動水圧を正側部分、負側部分に分けると、正側部分の変動水圧について 3 者は良く一致している。

Fig. 2.3.1.8, Fig. 2.3.1.9 は $F_n=0.15, \theta = 80^\circ$ に対するもので、 $\sqrt{L/\lambda} = 0.9, 1.0$ では船体運動が大きい \bar{P}'_0 は \bar{P}_0 より小さな値を示す。計算値と実験値との比較では $S_q, S_t, 9\frac{1}{2}$ より船首部を除き $(\bar{P}_0)_c$ と \bar{P}_0 は良い一致を与える。

$\sqrt{L/\lambda} = 1.2, 1.4$ においては \bar{P}'_0 と \bar{P}_0 はほとんど同じ値を与えるが、 $(\bar{P}_0)_c$ は小さくなっている。また、変動水圧を正負に分けると、正側部分における方が 3 者の一致度が良い。

Fig. 2.3.1.10, Fig. 2.3.1.11 は $F_n=0.15, \theta = 90^\circ$ に対するもので、計算値 $(\bar{P}_0)_c$ は実験値 \bar{P}'_0 より高く、 \bar{P}_0 がそれらの中間値を示している。しかし、変動水圧を正負に分けると $(\bar{P}_0)_c$ と \bar{P}_+ はほぼ同じ値を示す。

Fig. 2.3.1.12, Fig. 2.3.1.13 は実験値 \bar{P}'_0 および \bar{P}_0 と計算値 $(\bar{P}_0)_c$ の比を定量的に示したもので、 $\bar{P}'_0 / (\bar{P}_0)_c$ は破線が対応し、 $F_n = 0.0$ において $\theta = 80^\circ$ はほぼ 1.0, $\theta = 90^\circ$ は 0.5 となる。 $F_n = 0.15$ では $\theta = 90^\circ$ に対する値は $S_q, St. 9 \frac{1}{2}$ から FP の間で、特に波長の短い場合に大きく変化しているが $S_q, St. 9 \frac{1}{2}$ より後方ではほぼ 0.5 となる。 $\theta = 80^\circ$ に対するものは波長が船長より長い場合には 1.0 より小さく波長が短い場合には逆に 1.0 より大きくなっている。一方、 $\bar{P}_0 / (\bar{P}_0)_c$ は実線が対応し、 $\theta = 80^\circ$ の方が $\theta = 90^\circ$ より大き目であるが $F_n = 0.15$ の波長の短い場合を除いてほぼ 1.0 となる。

Table 2.3.1.1

Ship type	Ore Carrier
Length between perpendiculars	3,0000m
Length on the waterline	3,0497m
Breadth	0.4932m
Draught	0.1943m
Volume of displacement	0.2273m ³
Block coefficient	0.8243
Longitudinal radius of gyration	0.2362L

Table 2.3.1.2

Square Station	$H_0 = \frac{B}{2d}$	$\sigma = \frac{S}{Bd}$
PP	0.1671	0.9998
9 $\frac{3}{4}$	0.7382	0.9296
9 $\frac{1}{2}$	1.0768	0.9517
9	1.2334	0.9760
8 $\frac{1}{2}$	1.2688	0.9946

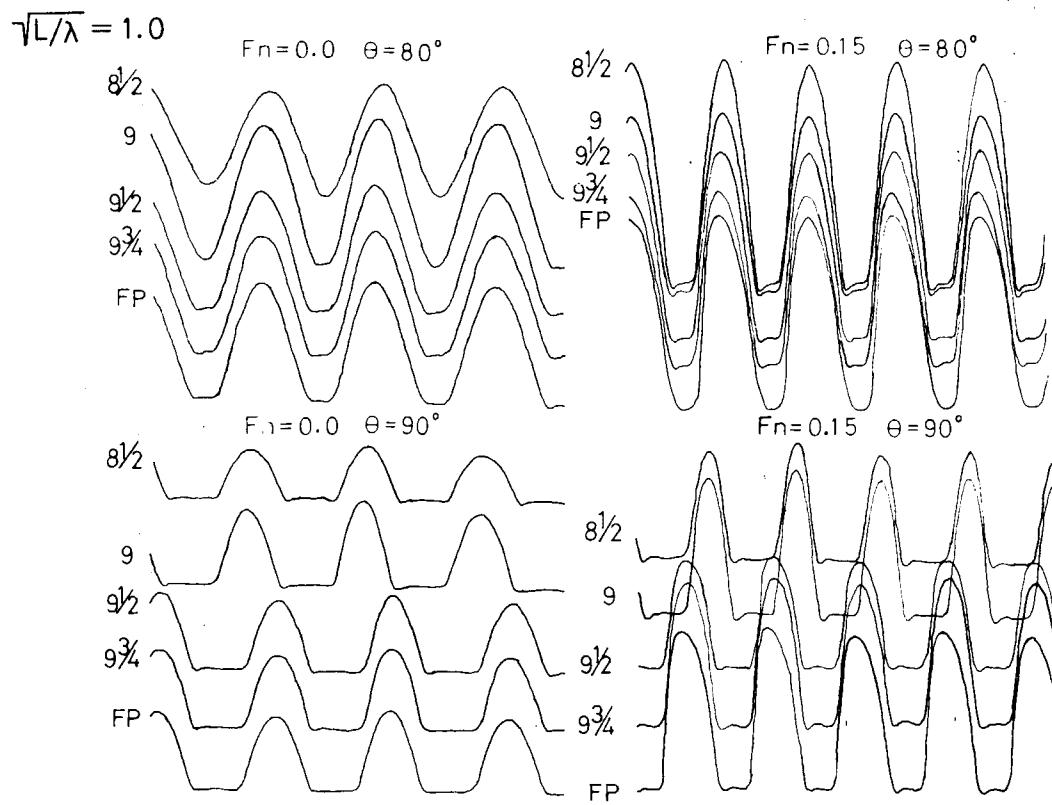


Fig. 2.3.1.1 Typical record of hydrodynamic pressure near water line

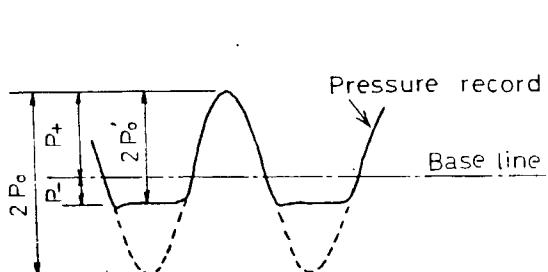


Fig. 2.3.1.2

Amplitudes of hydrodynamic pressure properly used in this section

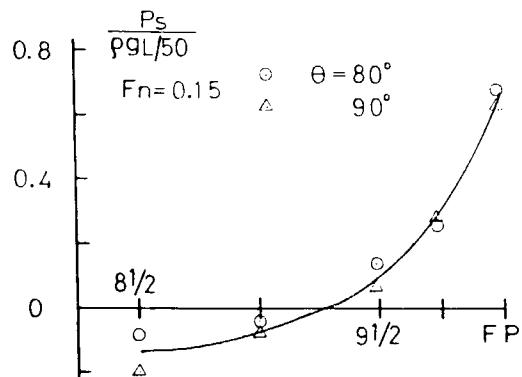


Fig. 2.3.1.3
Pressure distribution in still water

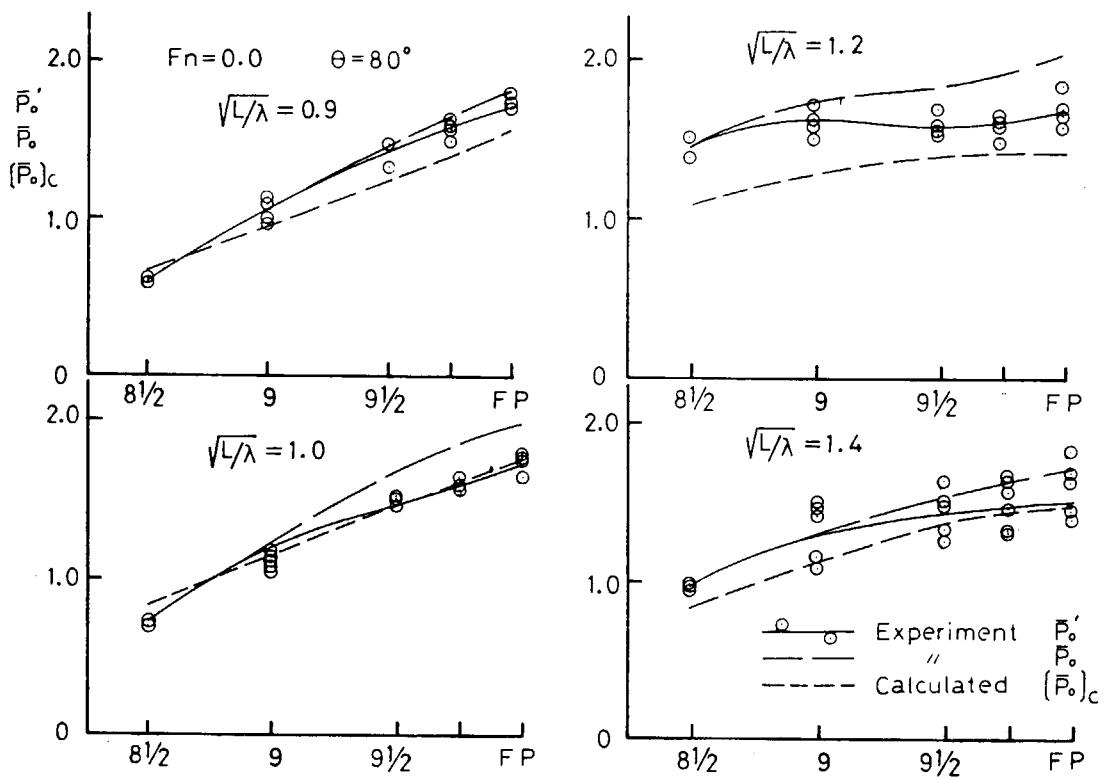


Fig. 2.3.1.4 Amplitudes of hydrodynamic pressure near water line, $F_n=0.0$, $\theta=80^\circ$

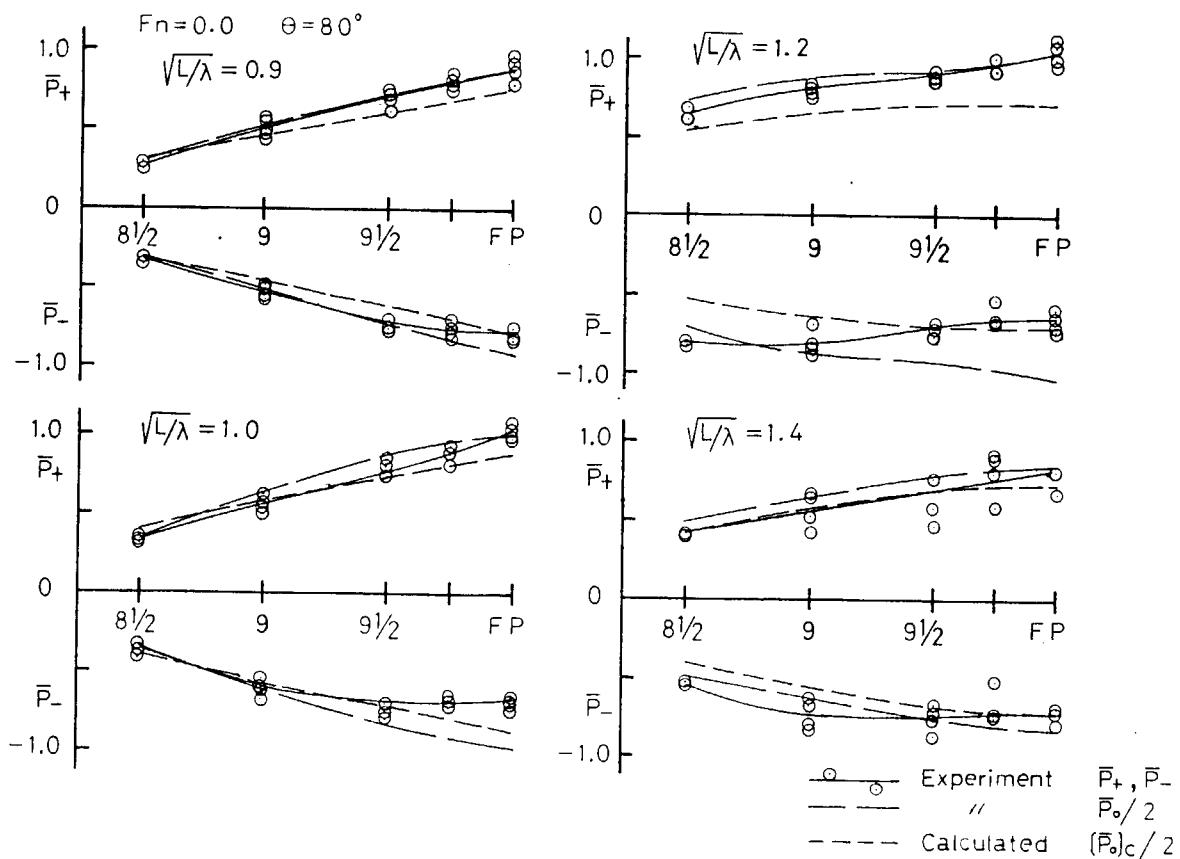


Fig. 2.3.1.5 Hydrodynamic pressures separated into positive and negative parts, $F_n=0.0$, $\theta=80^\circ$

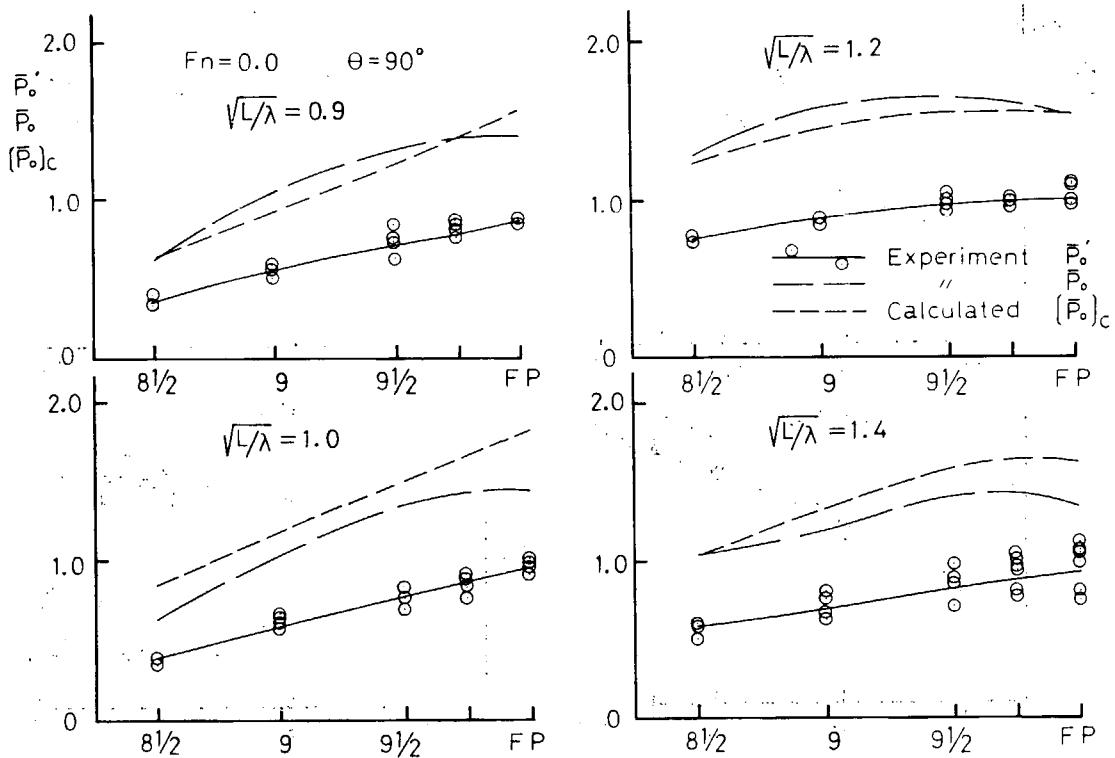


Fig. 2.3.1.6 Amplitudes of hydrodynamic pressure near water line, $F_n=0.0$, $\theta=90^\circ$

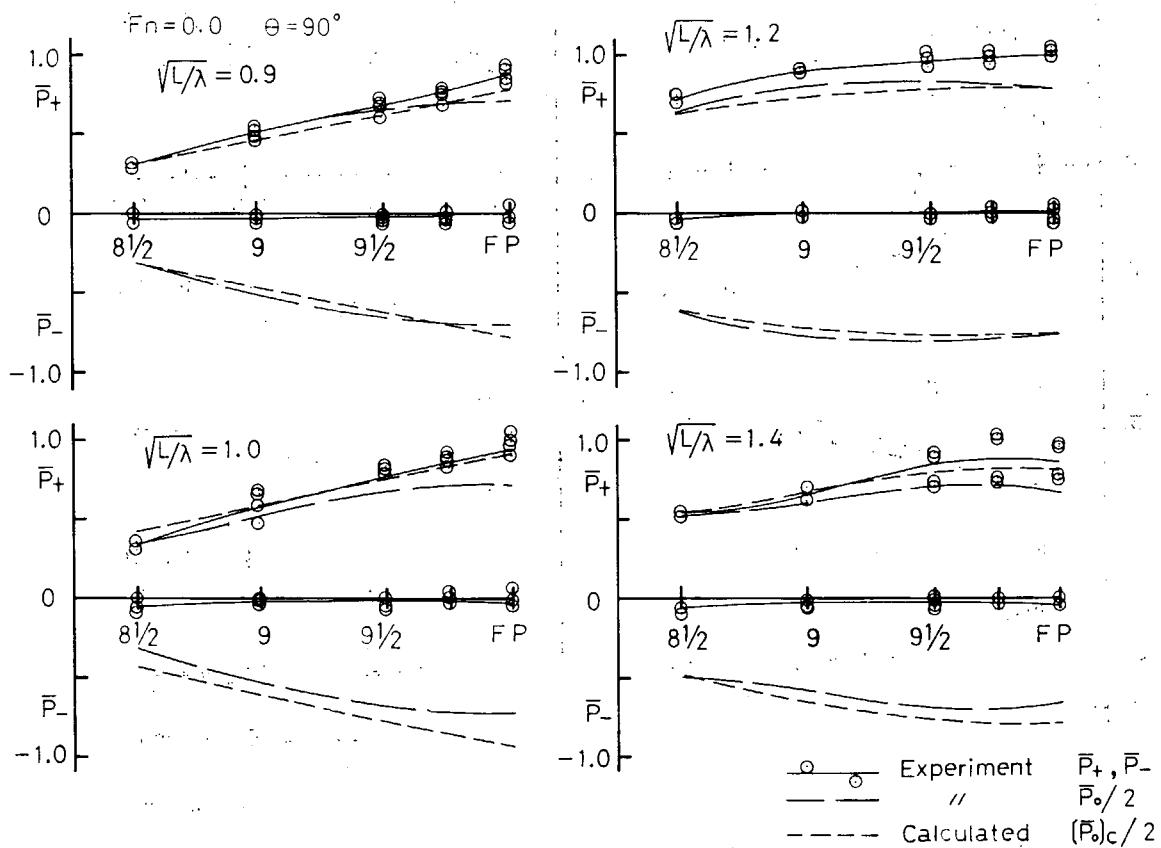


Fig. 2.3.1.7 Hydrodynamic pressures separated into positive and negative parts, $F_n=0.0$, $\theta=90^\circ$

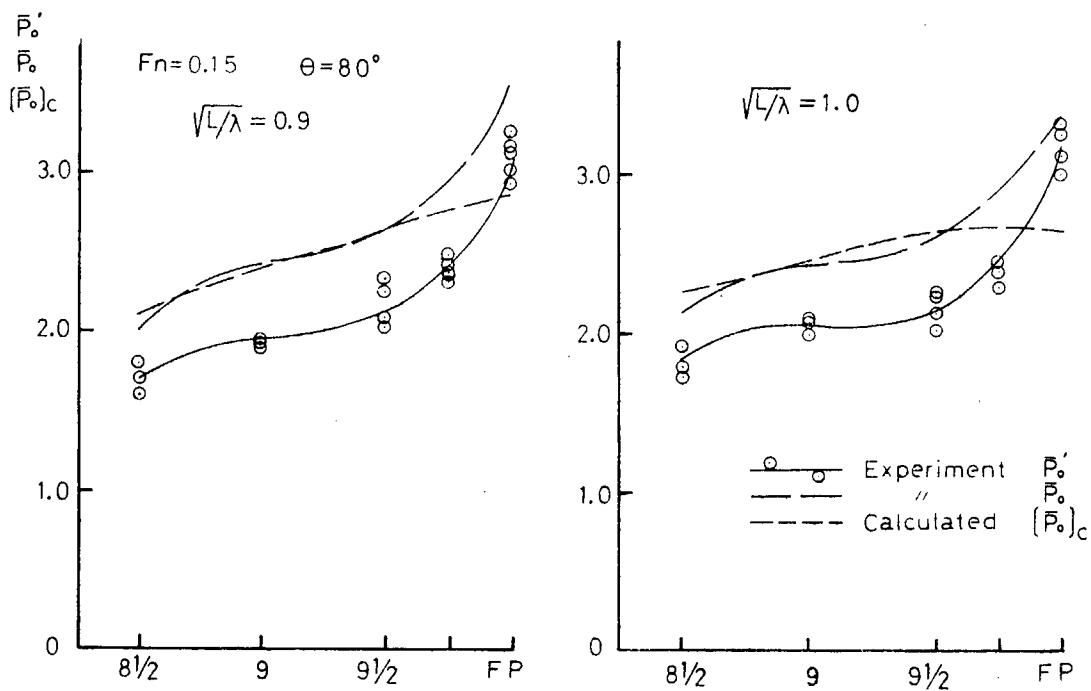


Fig. 2.3.1.8 Amplitudes of hydrodynamic pressure near water line, $F_n=0.15$, $\theta=80^\circ$

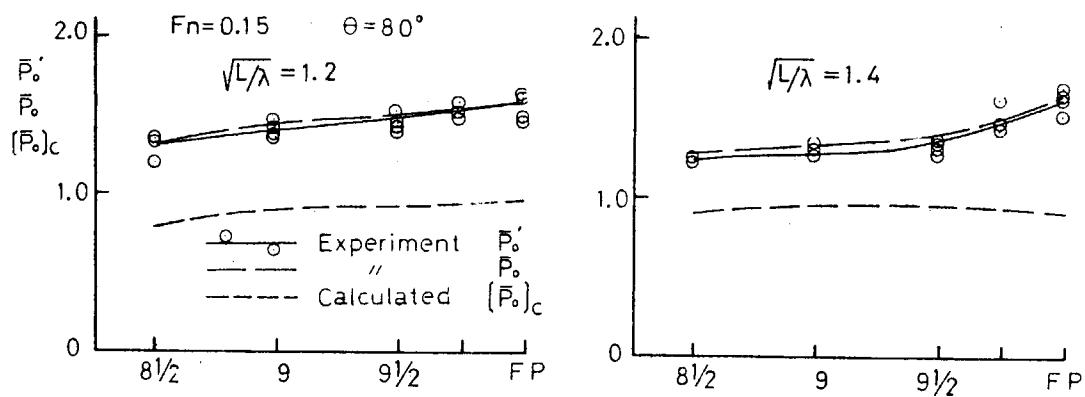


Fig. 2.3.1.8 Amplitudes of hydrodynamic pressure near water line, $F_n=0.15$, $\theta=80^\circ$ (Continued)

$F_n = 0.15 \quad \theta = 80^\circ$

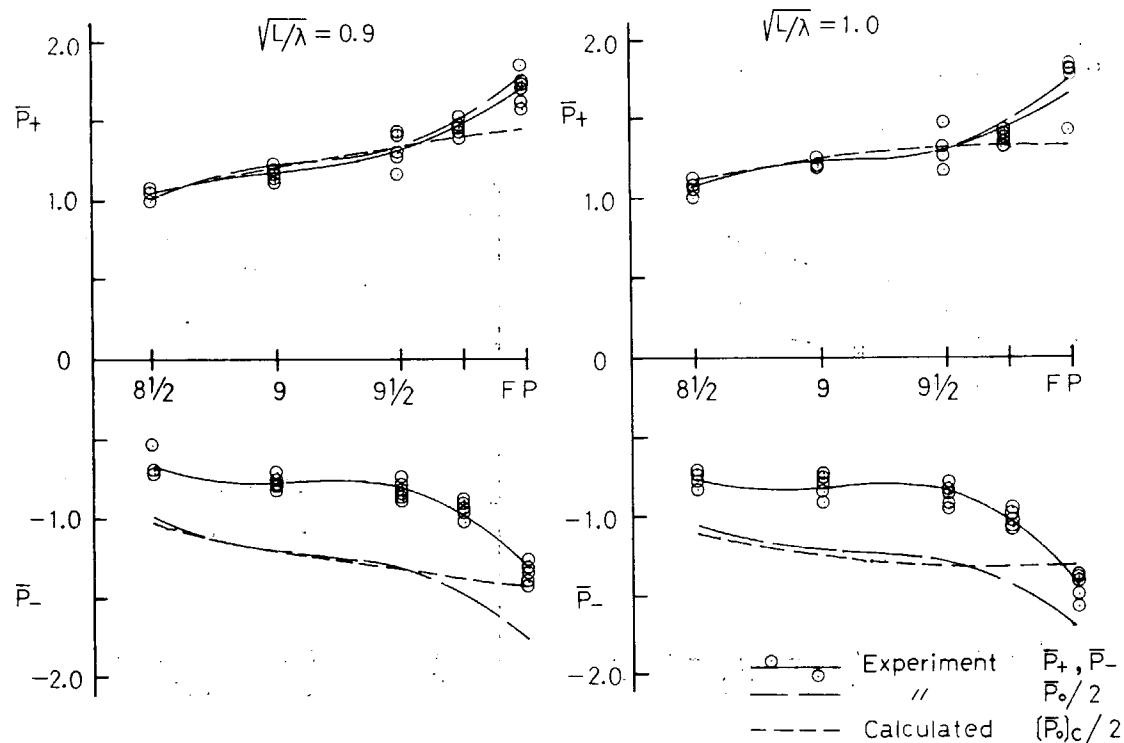


Fig. 2.3.1.9 Hydrodynamic pressures separated into positive and negative parts, $F_n = 0.15$, $\theta = 80^\circ$

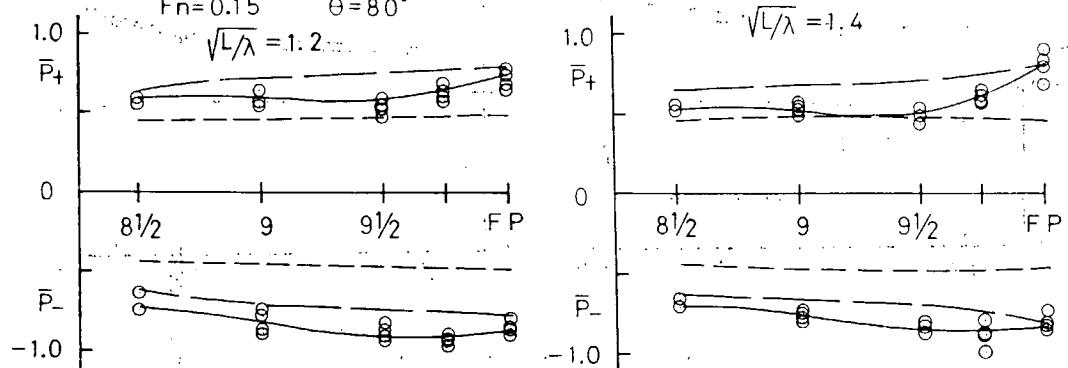


Fig. 2.3.1.9 Hydrodynamic pressures separated into positive and negative parts, $F_n = 0.15$, $\theta = 80^\circ$ (Continued)

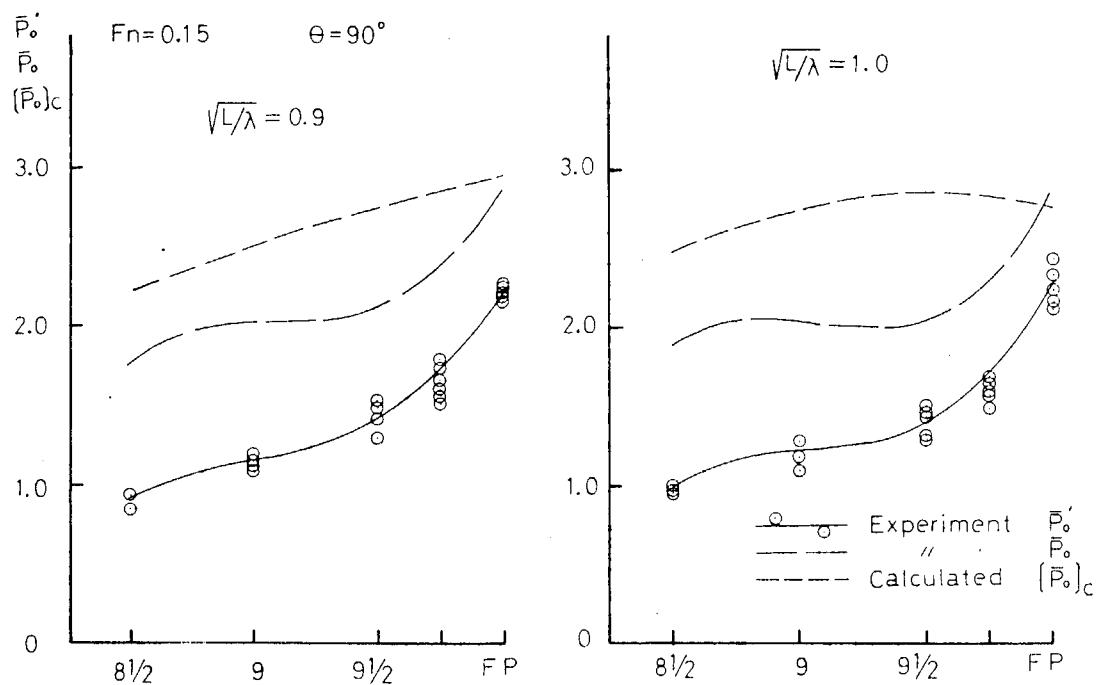


Fig. 2.3.1.10 Amplitudes of hydrodynamic pressure near water line, $F_n = 0.15$, $\theta = 90^\circ$

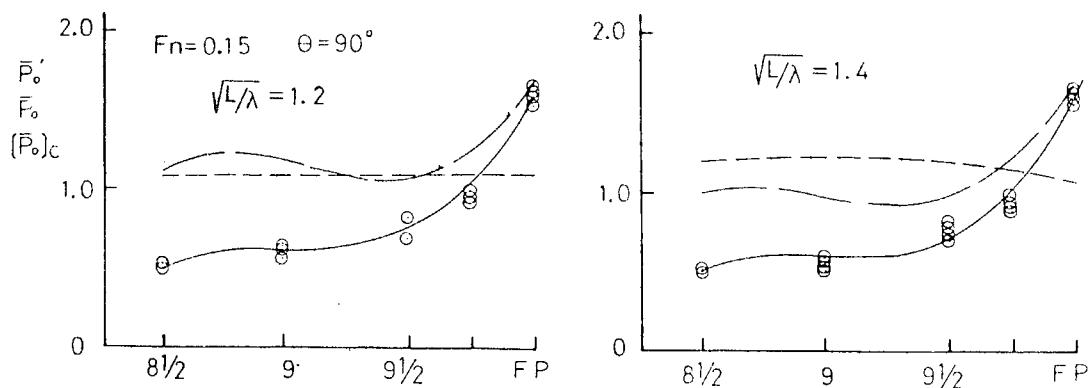


Fig. 2.3.1.10 Amplitudes of hydrodynamic pressure near water line, $F_n = 0.15$, $\theta = 90^\circ$ (Continued)

$F_n = 0.15 \quad \theta = 90^\circ$

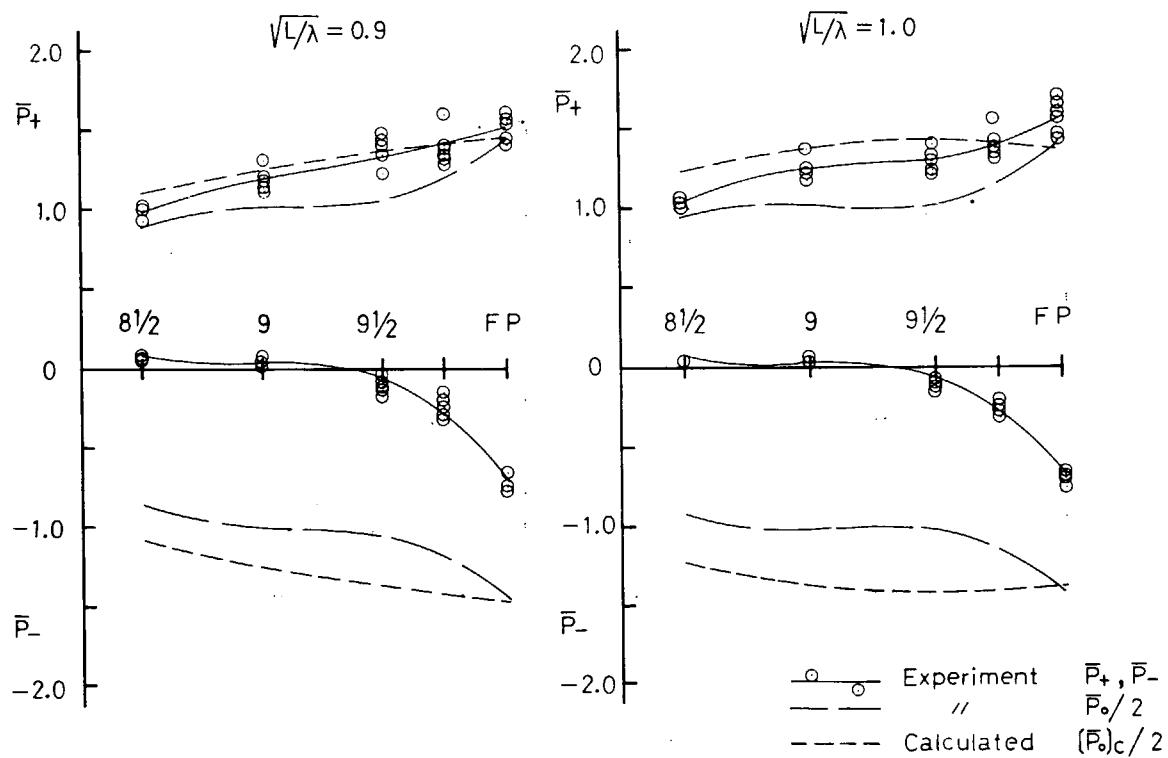


Fig. 2.3.1.11 Hydrodynamic pressures separated into positive and negative parts, $F_n = 0.15, \theta = 90^\circ$

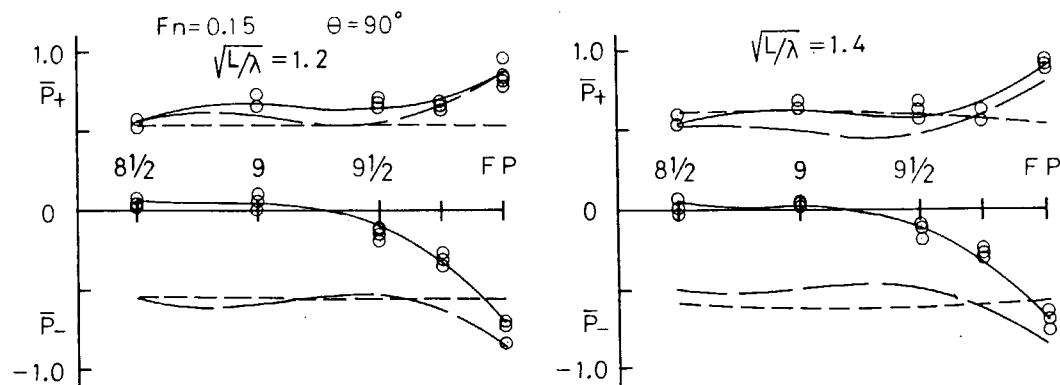


Fig. 2.3.1.11 Hydrodynamic pressures separated into positive and negative parts, $F_n = 0.15, \theta = 90^\circ$ (Continued)

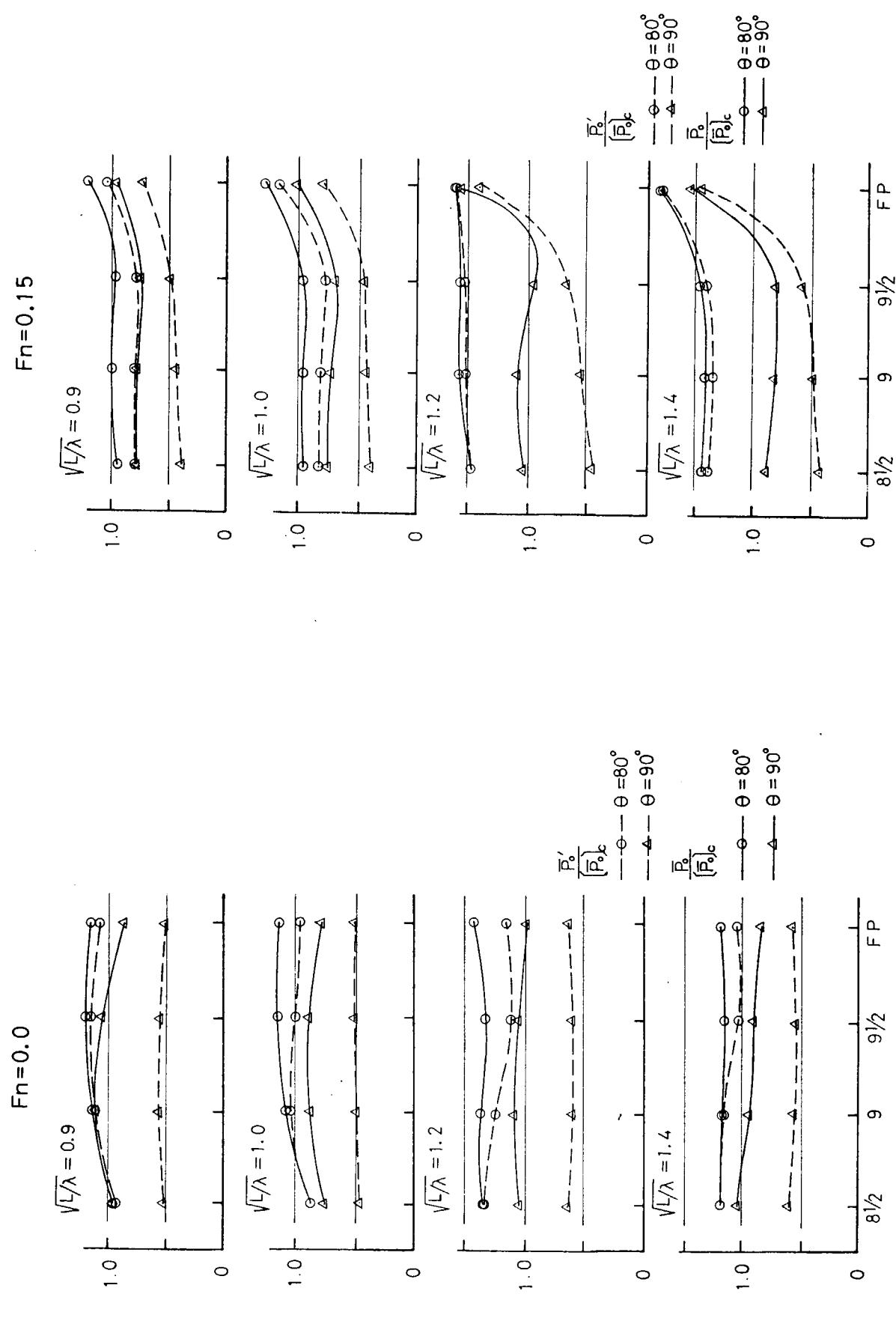


Fig. 2.3.1.12 Ratios of measured amplitude of hydrodynamic pressure to calculated one $F_n=0.0$

Fig. 2.3.1.13 Ratios of measured amplitude of hydrodynamic pressure to calculated one $F_n=0.15$

2.3.2. 変動水圧の位相に関する検討

(1) まえがき

船体構造に対する外力として波浪変動水圧を考える場合、同一時刻における変動水圧の分布が必要である。同一時刻における変動水圧の分布は、変動水圧の振巾のみならず位相が与えられて決定される。こゝではその変動水圧の位相について、実験と計算の比較を中心に検討を行なう。

(2) 実験と計算

解析した実験データは、昭和46年度に鉱石船笠木山丸模型によって角水槽で行なった波浪中自航試験のデータである。その実験の詳細は本研究部会の昭和46年度報告（造研研究資料No.163, 3.2節）に述べてあるので、Table 2.3.2.1に模型船の主要目を再録するにとどめる。

位相の計算はストリップ法によって行なった。そのストリップ法の内容も造船学会論文集133号に発表されている菅井他の論文に述べられている。

(3) 解析結果と考察

実験はかなり広範囲にわたるもので、得られた実験データも相当多量のものとなつたが、位相についての解析はそのデータの中で最も重要と思われるものについて行なつた。すなわち、S.S.8½断面上の変動水圧の位相と船側における長手方向の変動水圧の位相である。

(a) S.S. 8½断面上の変動水圧の位相

Fig. 2.3.2.1～Fig. 2.3.2.3にS.S.8½断面上の各点の変動水圧の位相差の実験値と計算値の比較を示す。これらの図で、横軸は断面上の位置をあらわす座標であり、記号 λ , L , h_w はそれぞれ波長、船長、波高である。そして、位相差は座標 $\theta = 85^\circ$ (weather sideの満載吃水線下2.25m) の点における変動水圧に対するものとっている。

上記の三枚の図は位相差のみを示したものであるが、結局はある瞬間ににおける変動水圧の、断面上の分布が問題なのであるから、位相は振巾と組にしてベクトルとして考えねばならない。このようなことから、Fig. 2.3.2.4～Fig. 2.3.2.2.1に変動の1サイクルを8等分した各時刻における変動水圧の分布を、計算値と実験値を組にして示した。図中0, 1, 2, …と番号を付けてあるが、これは時刻を示すもので、0は $\theta = 85^\circ$ の変動水圧が最大になった時刻であり、以下順に $\frac{1}{8}$ 周期ずつ時間が経過した時刻である。これらの図とFig. 2.3.2.1～Fig. 2.3.2.3の両方を見てみると変動水圧の位相差がよく理解されるであろう。

これらの解析結果からみると、向い波(180°)では断面上各点の変動水圧の位相差があまりないこと、横波(90°)では船底中心線からやゝlee side寄りの点($\theta = -15^\circ$)附近で位相が 180° 遷移すること、そしてその遷移点附近では変動水圧振巾が小さいことなどが特徴である。

位相の実験値と計算値を比較してみると、向い波および斜波(135°)においては両者よい一致を示している。横波についてみると、波長が $1.25L$ の場合はおむねよい一致を示している。波長が $1.00L$ の場合はlee sideで、計算値は 180° 進み、実験値は 180° 遅れている。lee sideで位相が 180° 進むか遅れるかは出会い周期と横揺の固有周期との関係によるものと考えられる。しかるにこの波長における出会い周期は横揺固有周期にかなり近く、計算条件と実際の実験状態の微妙な食いちがいがこのような計算値と実験値のずれを起したものと考えられる。この点についてなおよく調べることにしている。たゞ、なおつけ加えると、 180° の進み、または遅れは、変動水圧の瞬時値の分布でみてみるとFig. 2.3.2.1.4とFig. 2.3.2.1.5からわかるように同じものになる。波長が $0.75L$ で横波の場合、実験値と計算値の間に大きなずれがある。この原因については現在調査中である。

(b) 船側における長手方向の変動水圧の位相

満載吃水線下2.25mの水線面上長手方向の各点における変動水圧の位相差を、波長 $\lambda = 1.00L$ の場合についてFig. 2.3.2.2.2に示す。同図に示す位相差は(a)に述べたと同様にS.S.8½の $\theta = 85^\circ$ (weather sideの満

載吃水線下 2.25m) の点における変動水圧を基準にしてとったものである。また、Fig. 2.3.2.2.3 ~ Fig. 2.3.2.2.5 に変動の 1 サイクルを 4 等分した各時刻における変動水圧の長手方向分布を示した。番号 0 は SS. 8 号の $\theta = 85^\circ$ の点の変動水圧が最大になった時刻におけるものである。

これらの図から、横波中では長手方向にわたって位相差がないこと、向い波中では船首と船尾が同位相で midship が船首に対して 180° 遅れていることがわかる。計算値と実験値の一致はおもむね良好である。

Table 2.3.2.1 Principal Particulars

Items	Ship	Model
Length betw P.P. (L _{pp})	247.000m	4.5000m
Breadth Mld. (B)	40.600m	0.7397m
Depth Mld. (D)	23.000m	0.4190 m
Draft Mld. (d)	16.000m	0.2915 m
Displacement (W)	135,950ton	0.8020ton
Block Coefficient (C _b)	0.8243	0.8243
Midship Coefficient (C _m)	0.9975	0.9975
C.G. from Midship (G _m)	fore 7.301 m	fore 0.1330m
C.G. from Keel (KG)	12.280m	0.2225m
Metacentric Radius (GM)	4.130m	0.0765m
Longi. Gyradius (K _L)	0.2362L _{pp}	0.228L _{pp}
Trans. Gyradius (K _t)	0.2200B	0.38B
Rolling Period (T _R)	11.04sec.	1.87 sec.
Rudder Area (A _r)	58.731 m ²	0.0196 m ²
Rudder Area Ratio (A _r /dL _{pp})	0.0149	0.0149
Bilge Keel Breadth Length	0.425m	0.0077m
from & fore	62.320m	1.1353m
from & aft.	38.320m	0.6981m
	24.000m	0.4372m

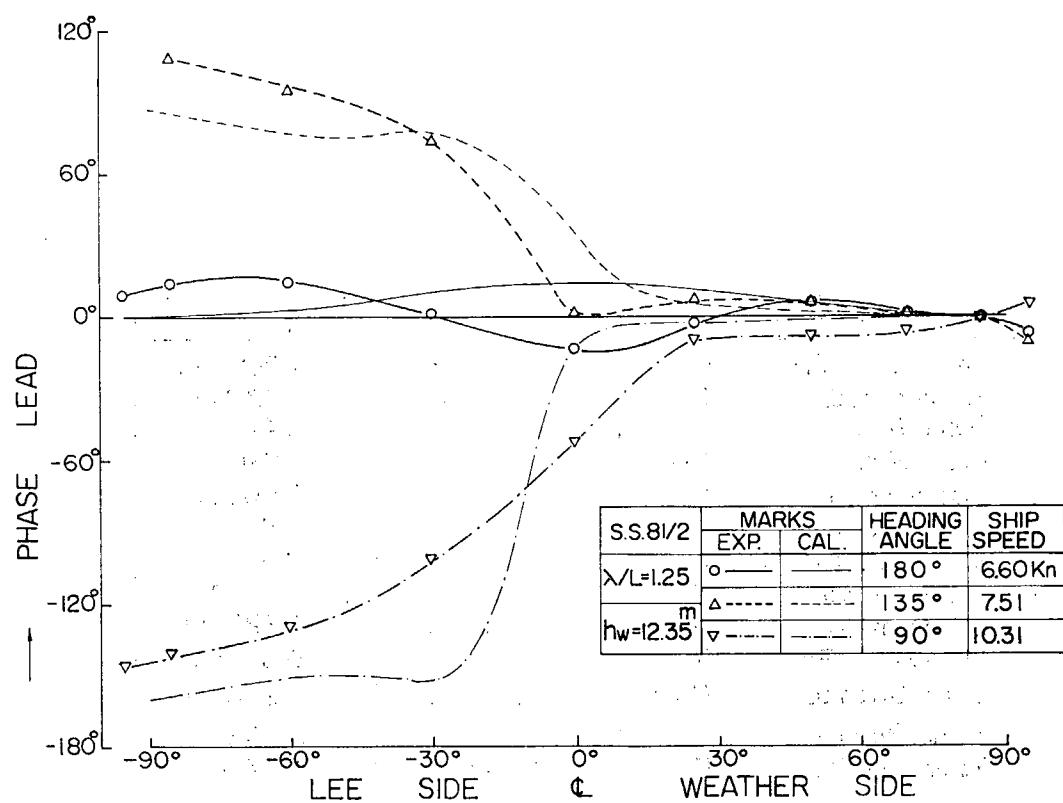


Fig. 2.3.2.1 Phase Difference of Hydrodynamic Pressure ($\lambda/L = 1.25$)

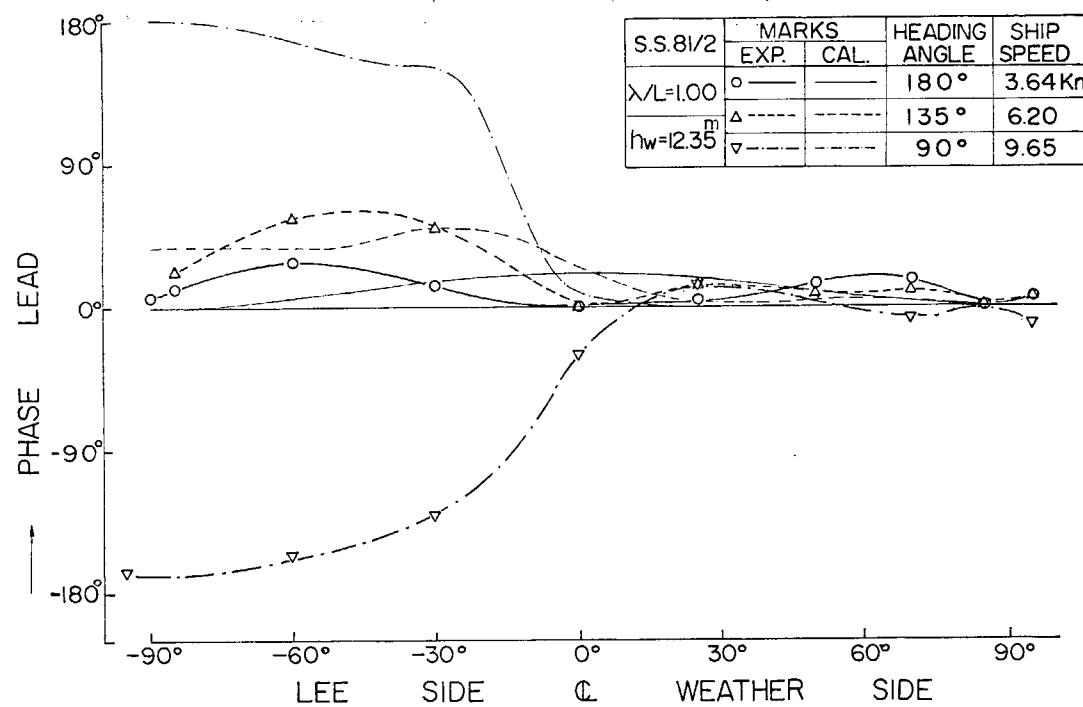


Fig. 2.3.2.2 ($\lambda/L = 1.00$)

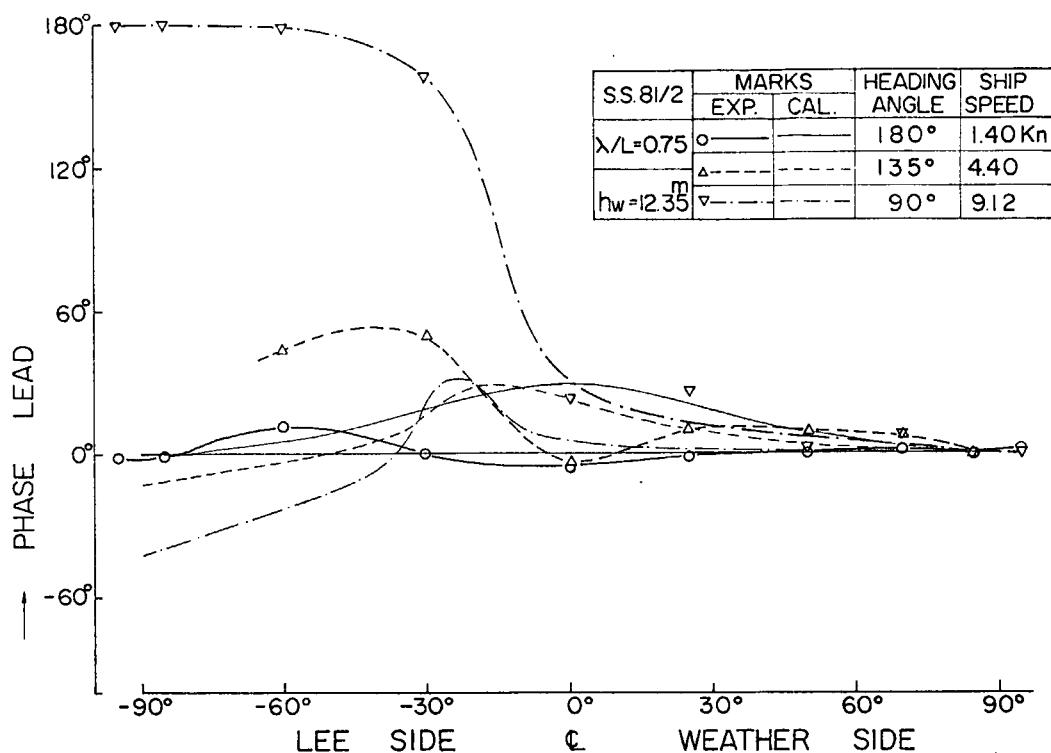


Fig. 2.3.2.3 ($\lambda/L = 0.75$)
Phase Difference of Hydrodynamic Pressure

WAVE LENGTH (m)	308.8 (1.25L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35 (L/20)
HEADING ANGLE	180°
SHIP SPEED (Kn)	6.60

S.S. 8 1/2

CALCULATION

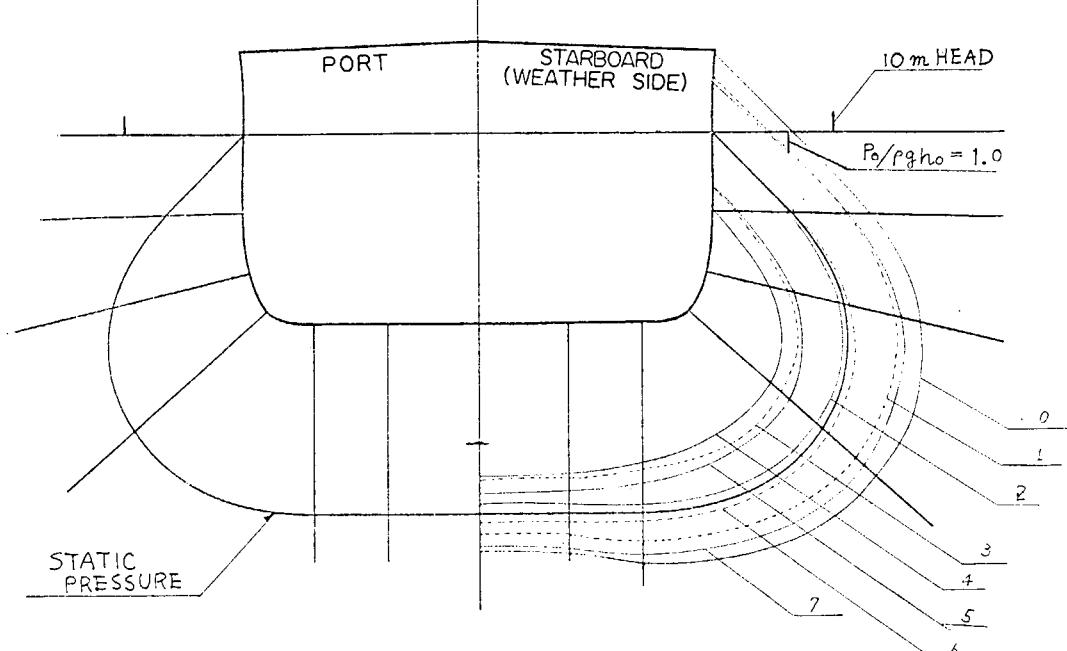


Fig. 2.3.2.4 (S.S. 8 1/2, $\lambda/L = 1.25$, $\alpha = 180^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH (m)	308.8(1.25L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35 (L/20)
HEADING ANGLE	180°
SHIP SPEED (Kn)	6.60

EXPERIMENT

S.S. 8 1/2

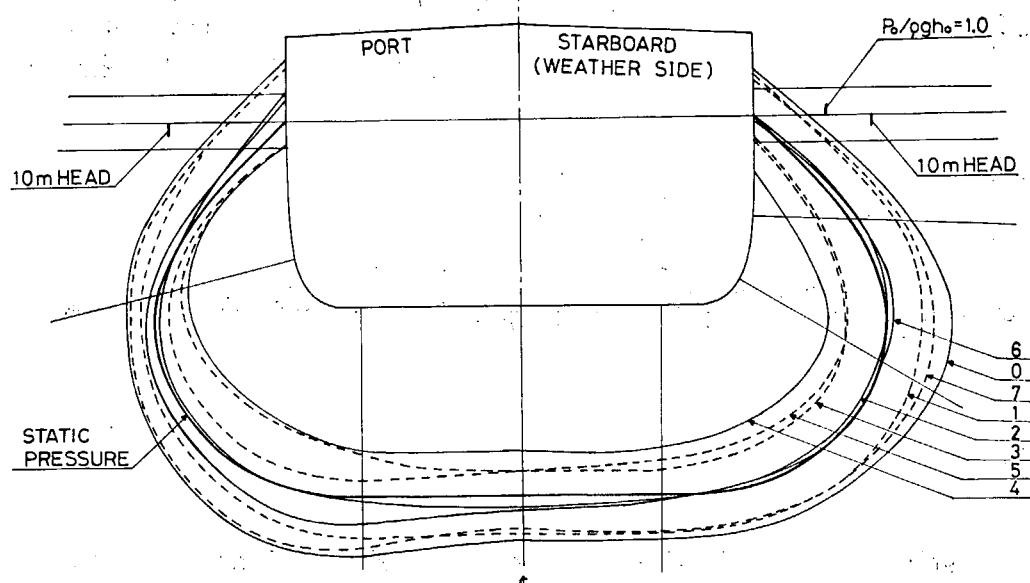


Fig. 2.3.2.5 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=1.25$, $x=180^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

S.S. 8 1/2

WAVE LENGTH (m)	308.8(1.25L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35 (L/20)
HEADING ANGLE	135°
SHIP SPEED (Kn)	7.51

CALCULATION

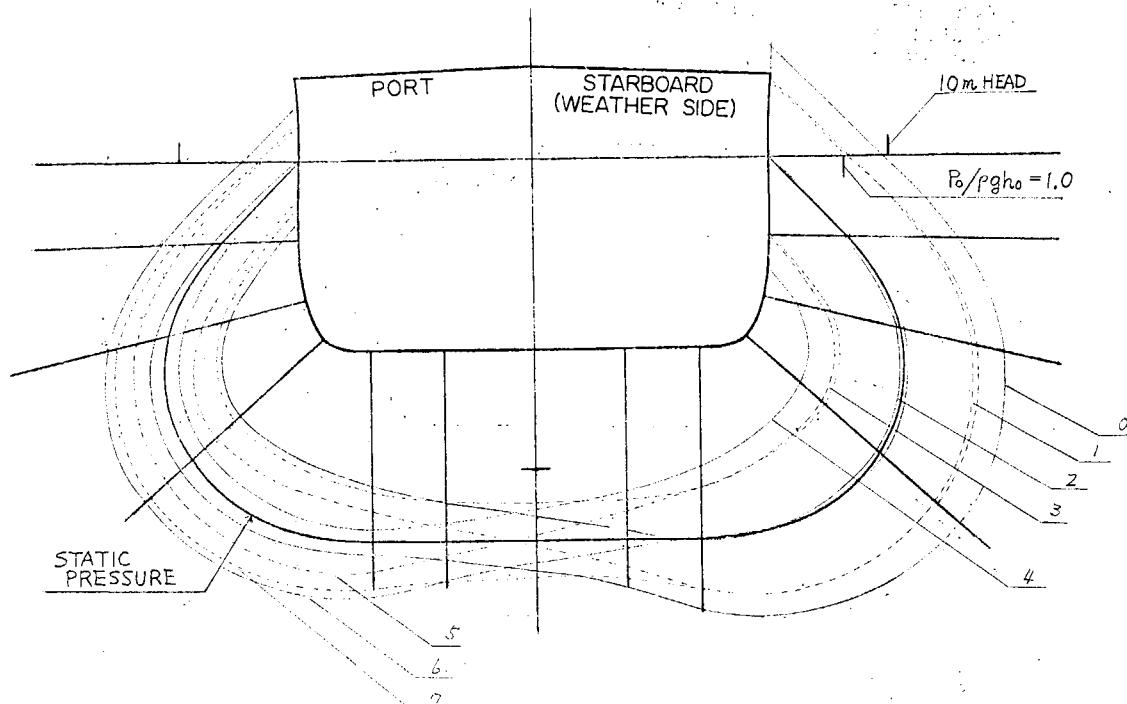


Fig. 2.3.2.6 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=1.25$, $x=135^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH (m)	308.8 (1.25L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35 (L/20)
HEADING ANGLE	135°
SHIP SPEED (K _n)	7.51

EXPERIMENT

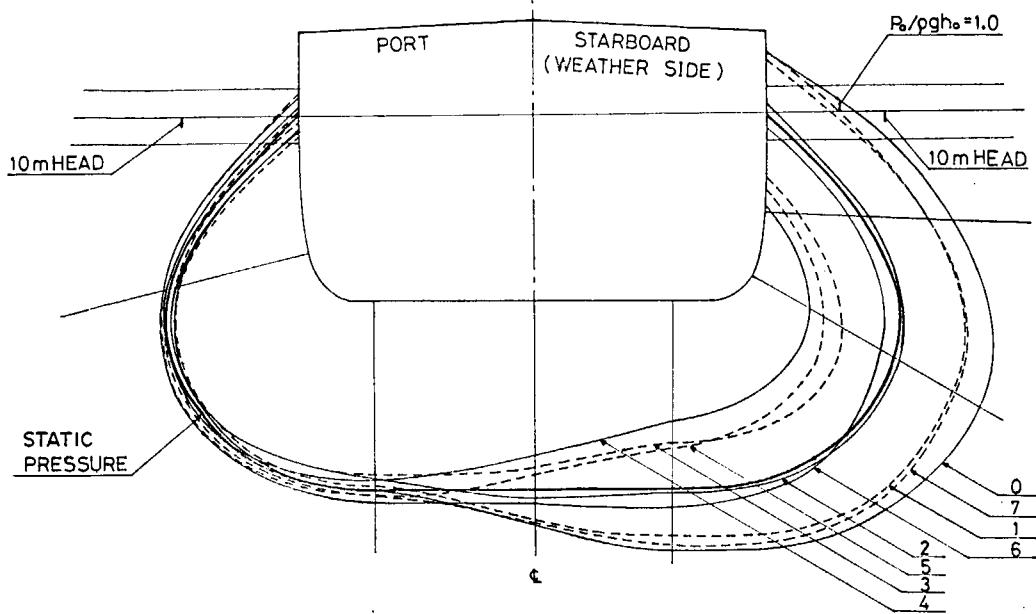


Fig. 2.3.2.7 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=1.25$, $x=135^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

WAVE LENGTH (m)	308.8 (1.25L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35 (L/20)
HEADING ANGLE	90°
SHIP SPEED (K _n)	10.31

CALCULATION

S.S. 8 1/2

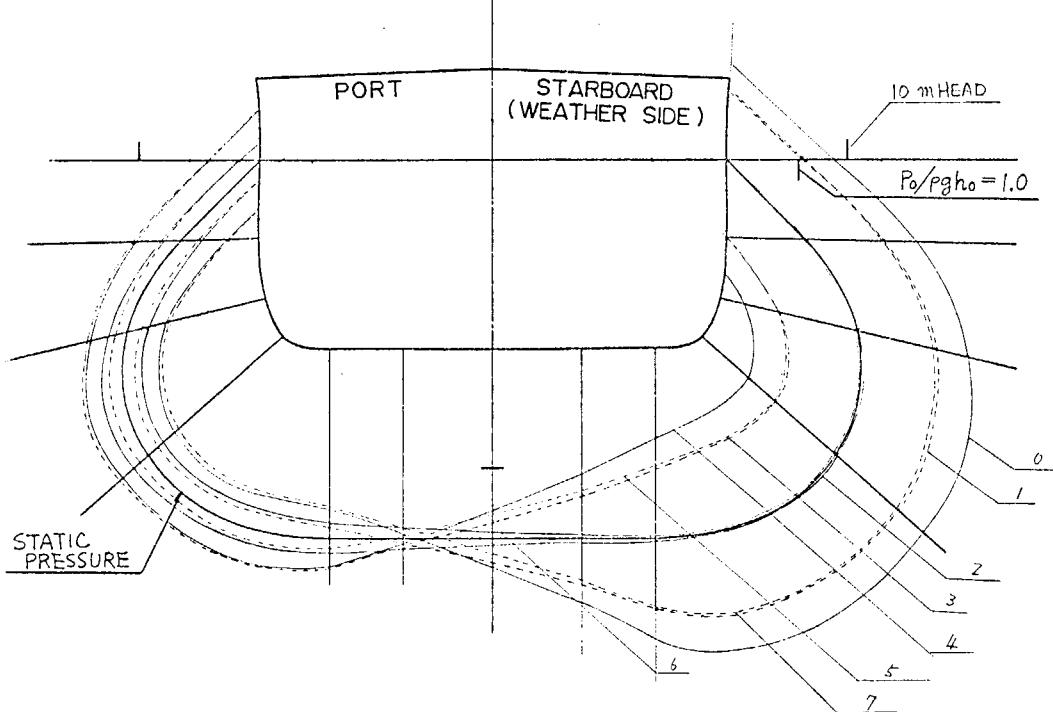


Fig. 2.3.2.8. (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=1.25$, $x=90^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH (m)	308.8(1.25L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	90°
SHIP SPEED (Kn)	10.31

EXPERIMENT

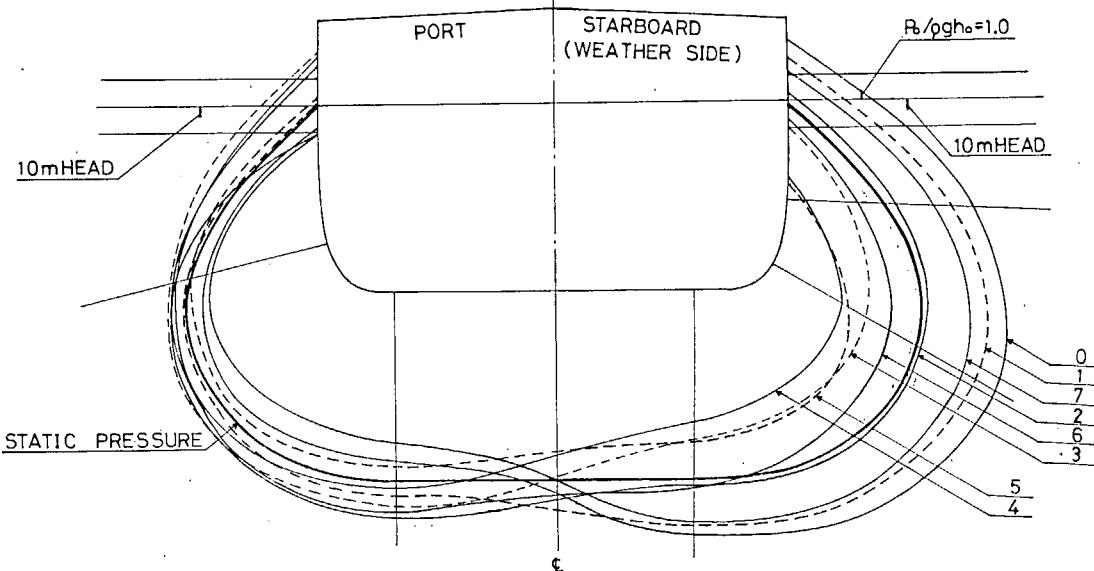


Fig. 2.3.2.9 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=1.25$, $\chi=90^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

WAVE LENGTH (m)	247(1.00L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	180°
SHIP SPEED (Kn)	3.64

CALCULATION

S.S. 8 1/2

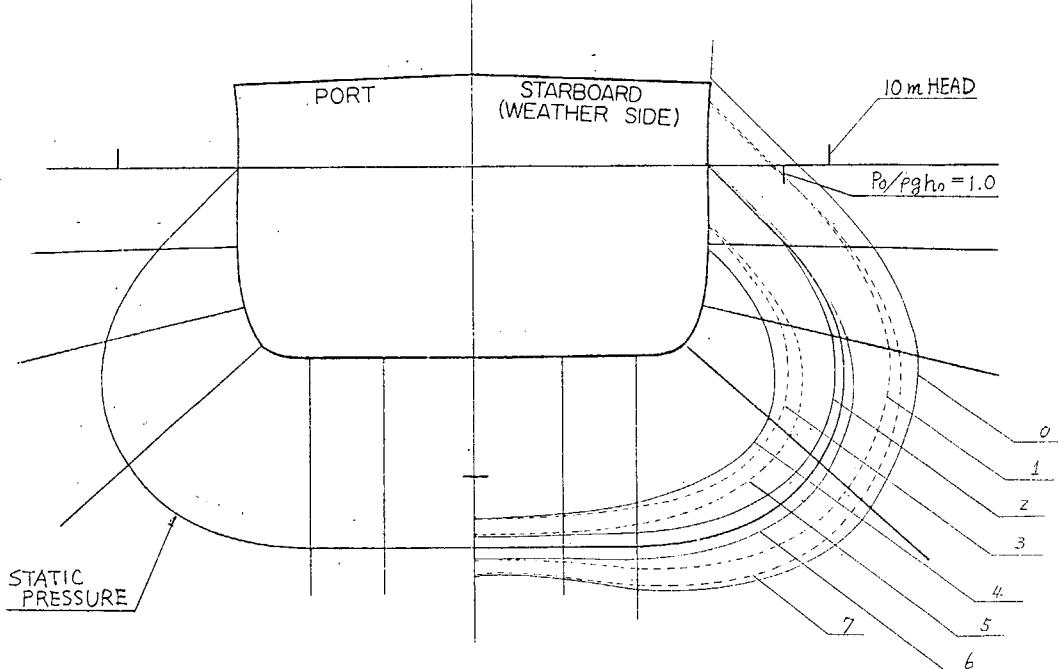


Fig. 2.3.2.10 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=1.00$, $\chi=180^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH (m)	247(1.00L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	180°
SHIP SPEED(Kn)	3.64

S.S. 8½

EXPERIMENT

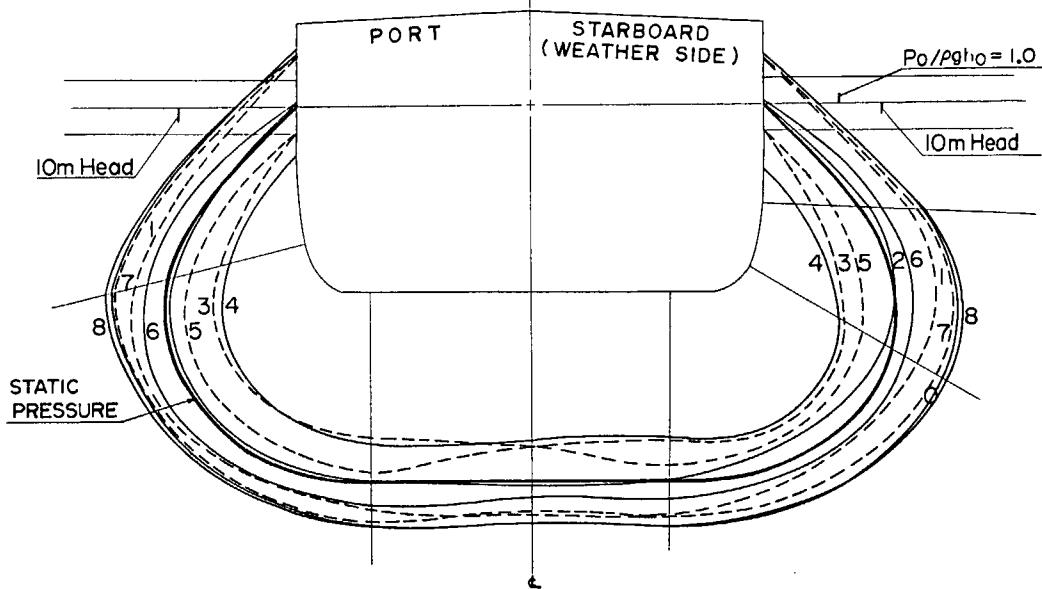


Fig. 2.3.2.11 (s.s. 8½, $\lambda/L=1.00$, $x=180^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

WAVE LENGTH (m)	247 (1.00L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	135°
SHIP SPEED (Kn)	6.20

S.S. 8½

CALCULATION

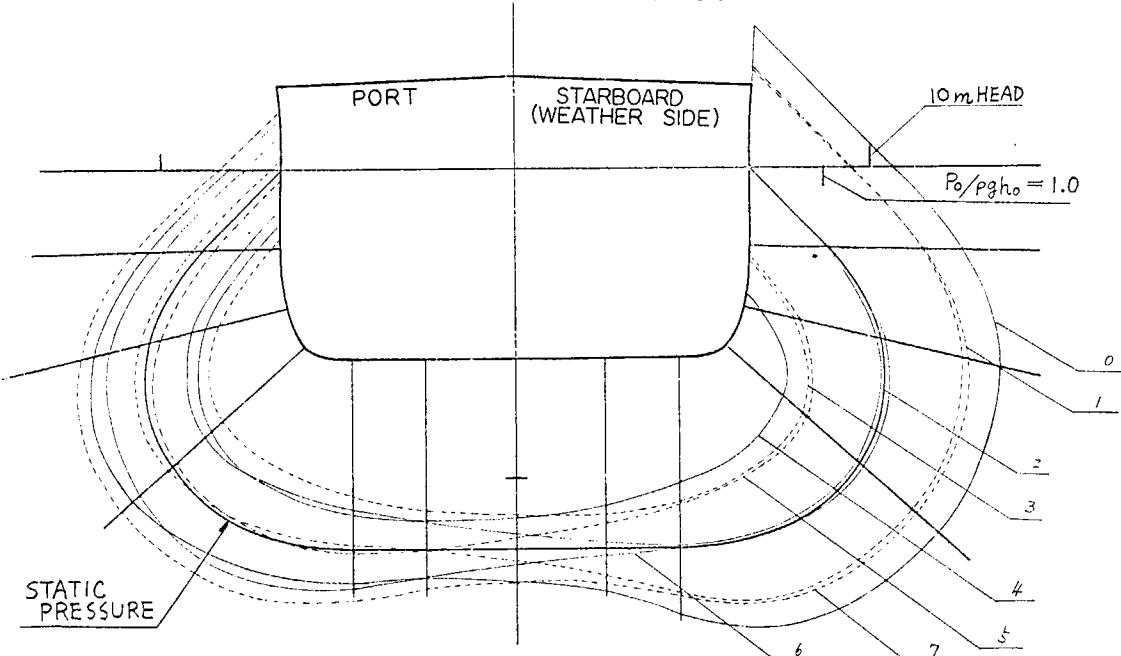


Fig. 2.3.2.12 (s.s. 8½, $\lambda/L=1.00$, $x=135^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH(m)	247m(100L)
WAVE HEIGHT(m)	12.35m(L/20)
HEADING ANGLE	135°
SHIP SPEED(Kn)	6.20

SS. 8½

EXPERIMENT

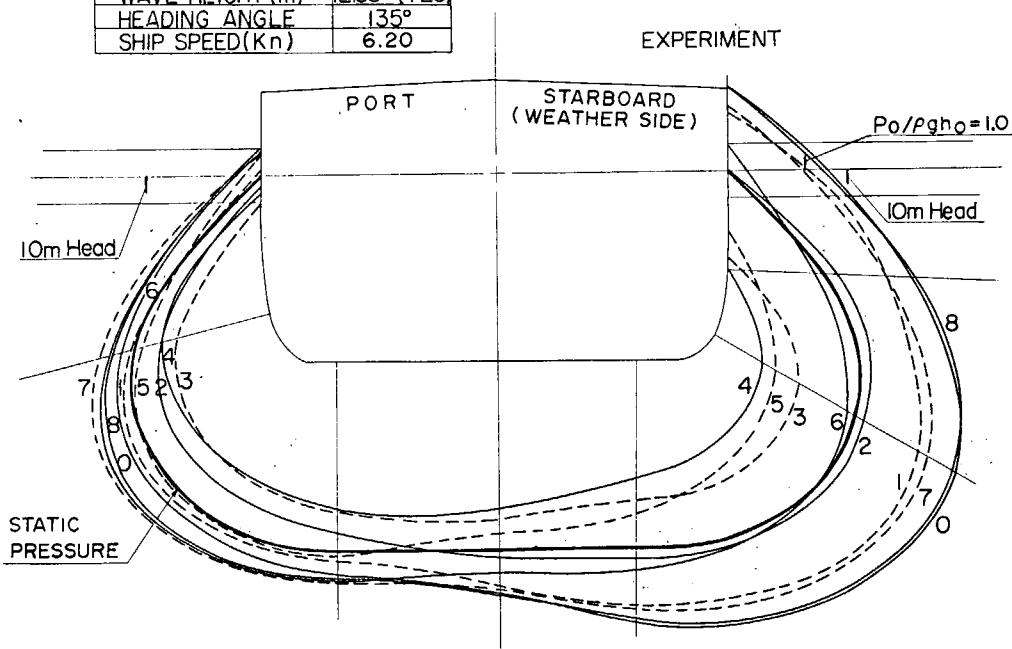


Fig. 2.3.2.13 (s.s. 8½, $\lambda/L = 1.00$, $x = 135^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

S.S. 8½

CALCULATION

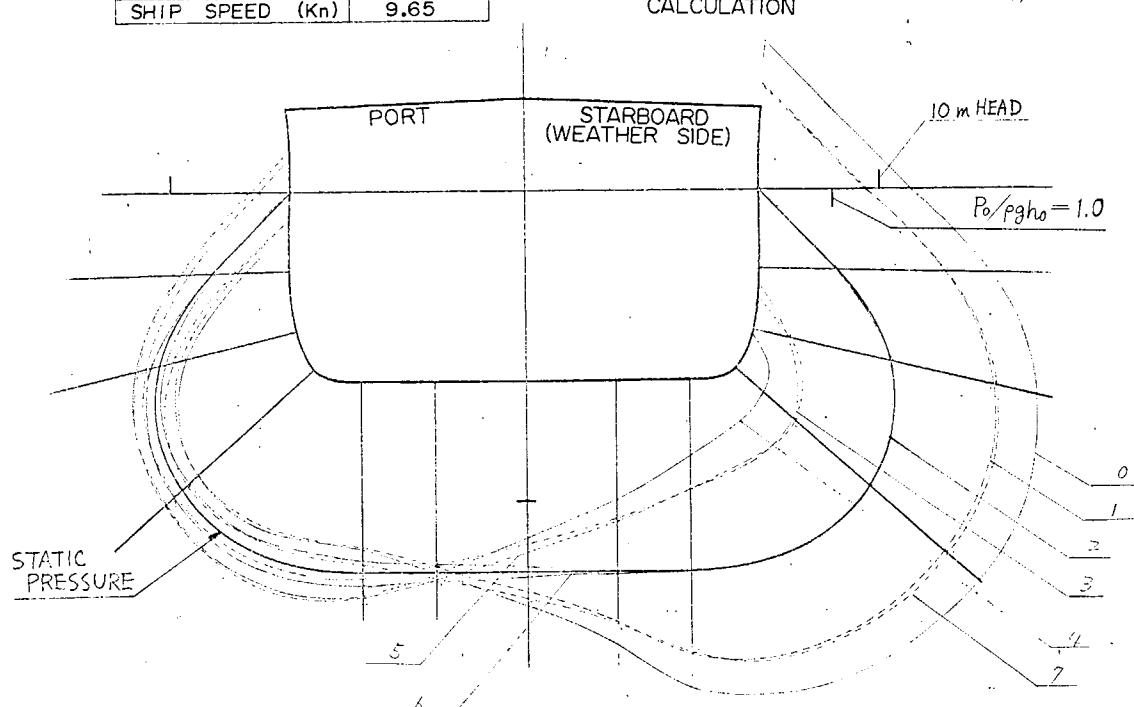


Fig. 2.3.2.14 (s.s. 8½, $\lambda/L = 1.00$, $x = 90^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH(m)	247(1.00L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	90°
SHIP SPEED(Kn)	9.65

S.S. 8 1/2

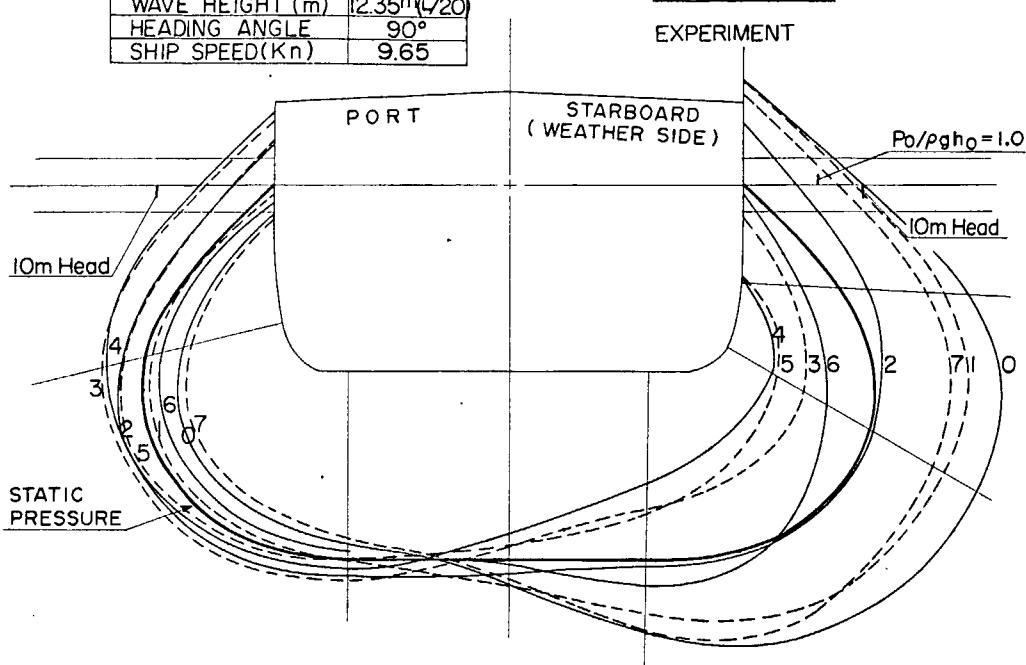


Fig. 2.3.2.15 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=1.00$, $x=90^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

WAVE LENGTH (m)	185.3(0.75L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	180°
SHIP SPEED (Kn)	1.40

S.S. 8 1/2

CALCULATION

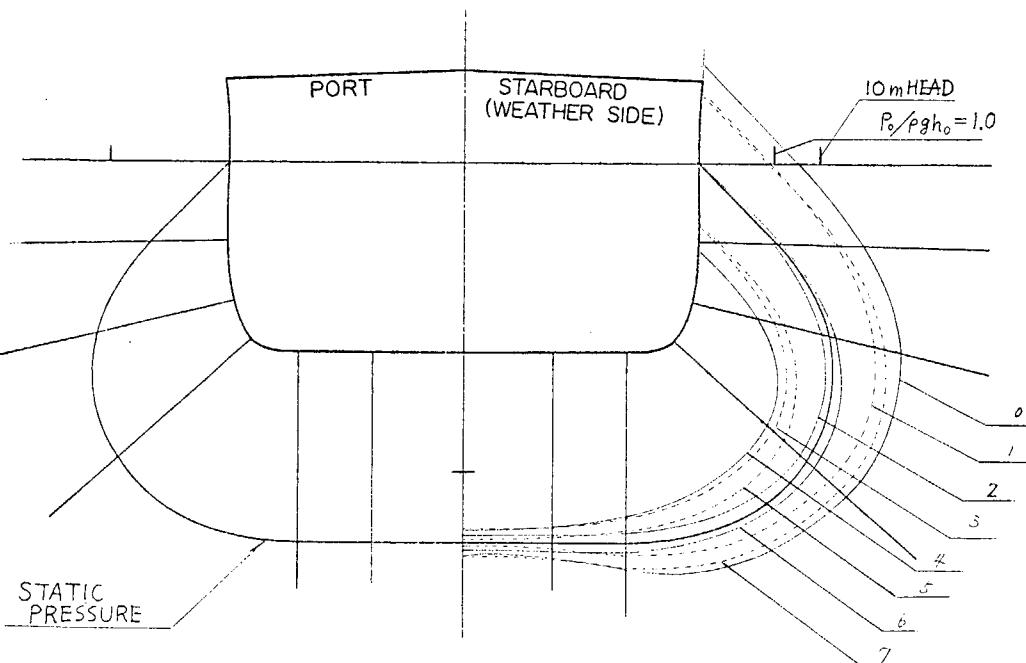


Fig. 2.3.2.16 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=0.75$, $x=180^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH(m)	185.3(0.75L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	180°
SHIP SPEED (Kn)	1.40

EXPERIMENT

S.S. 8 1/2

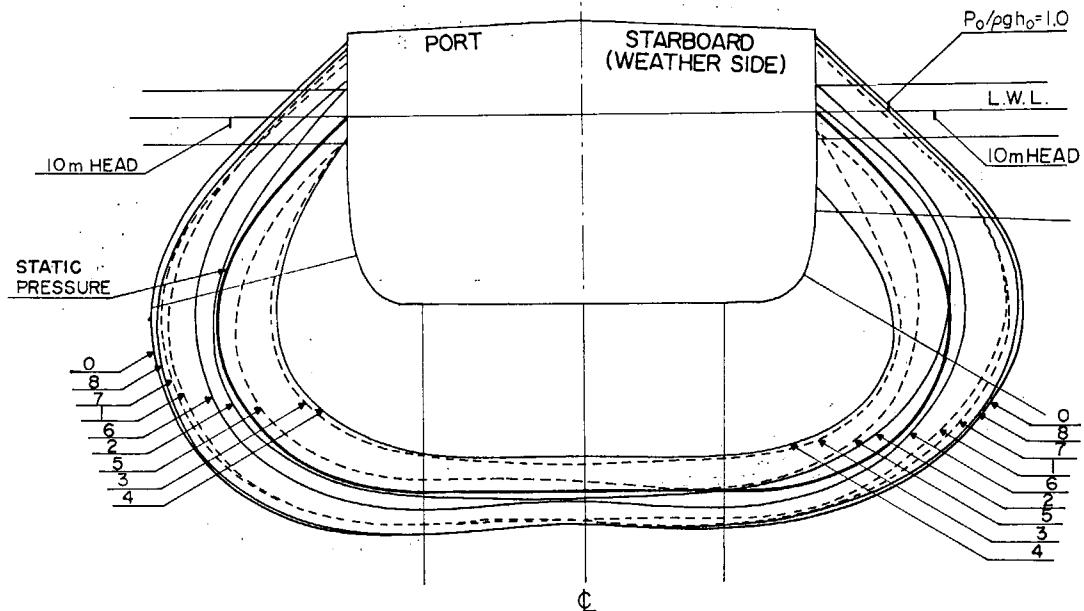


Fig. 2.3.2.17 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=0.75$, $\chi=180^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

S.S. 8 1/2

WAVE LENGTH (m)	185.3(0.75L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	135°
SHIP SPEED (Kn)	4.40

CALCULATION

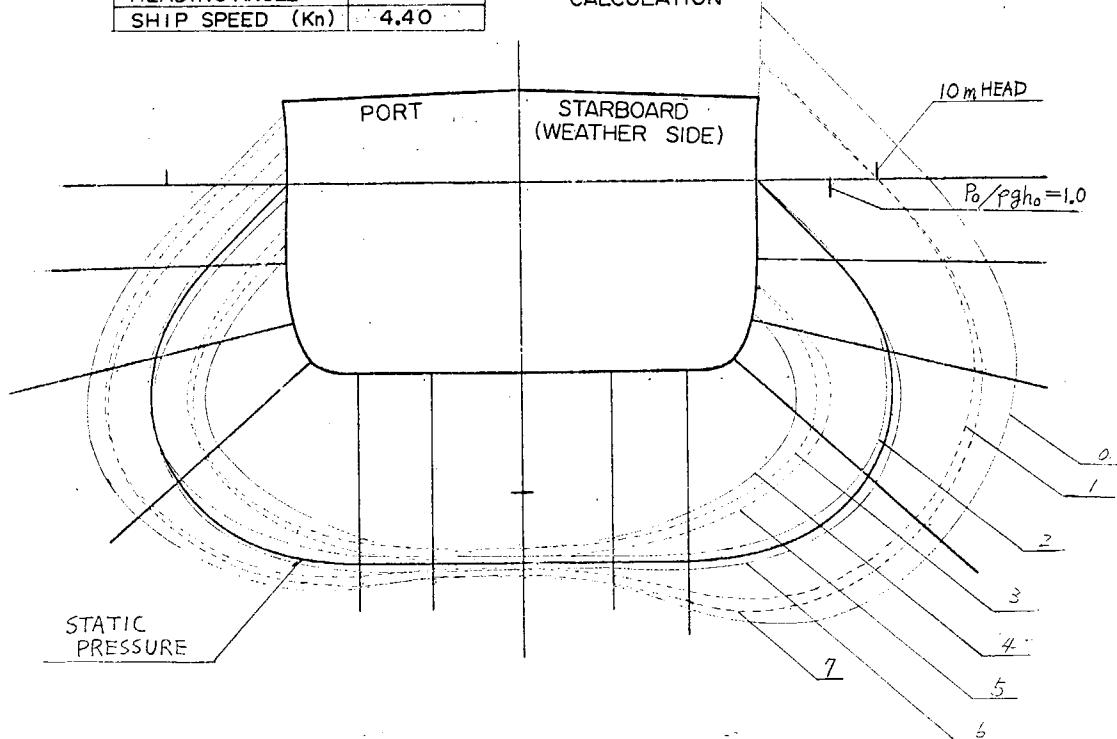


Fig. 2.3.2.18 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=0.75$, $\chi=135^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH (m)	185.3(0.75L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	135°
SHIP SPEED (Kn)	4.40

EXPERIMENT

S.S. 8 1/2

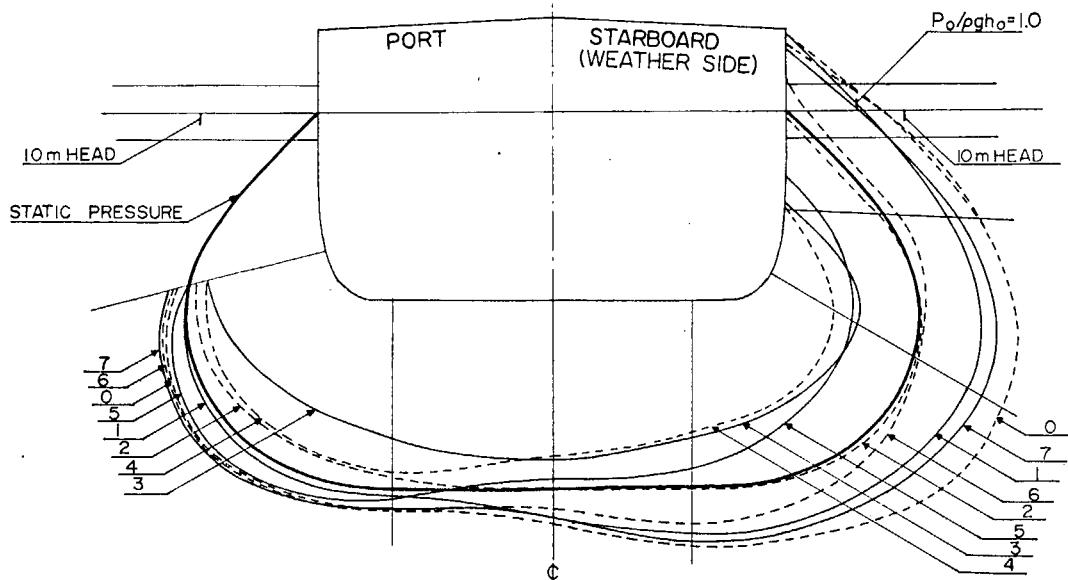


Fig. 2.3.2.19 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=0.75$, $x=135^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

S.S. 8 1/2

WAVE LENGTH (m)	185.3(0.75L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35(L/20)
HEADING ANGLE	90°
SHIP SPEED (Kn)	9.12

CALCULATION

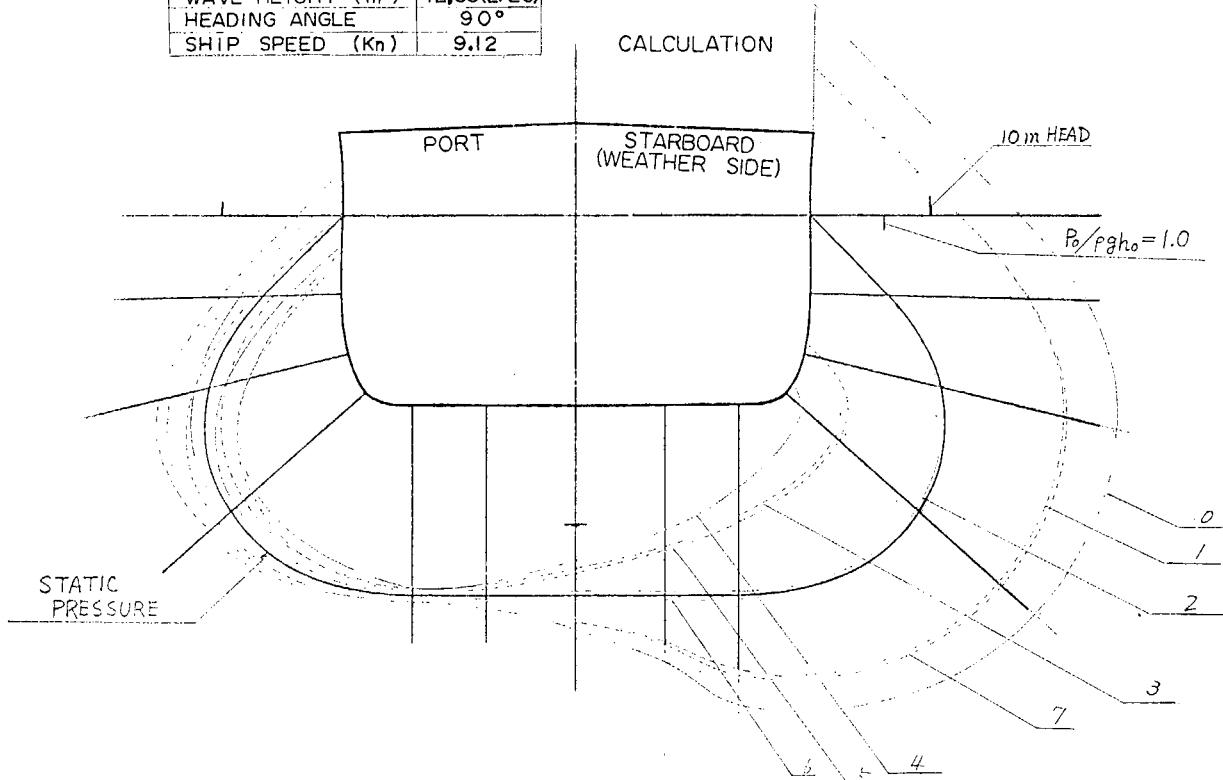


Fig. 2.3.2.20 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=0.75$, $x=90^\circ$ CAL.)

WAVE LENGTH(m)	185.3(0.75L)
WAVE HEIGHT (m)	12.35m(1/20)
HEADING ANGLE	90°
SHIP SPEED (Kn)	9.12

EXPERIMENT

S.S. 8 1/2

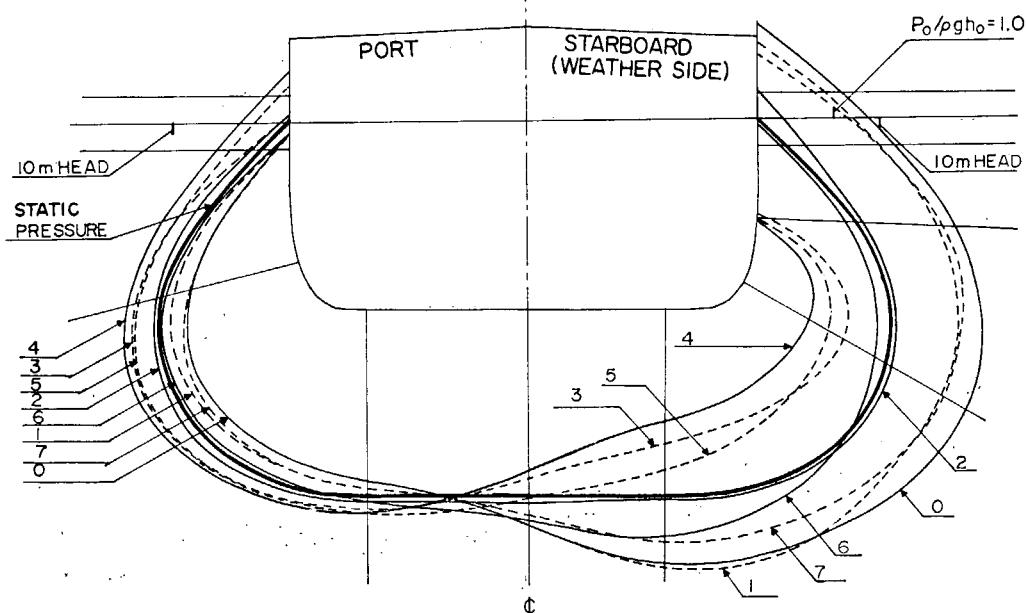


Fig. 2.3.2.21 (s.s. 8 1/2, $\lambda/L=0.75$, $x=90^\circ$ EXP.)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

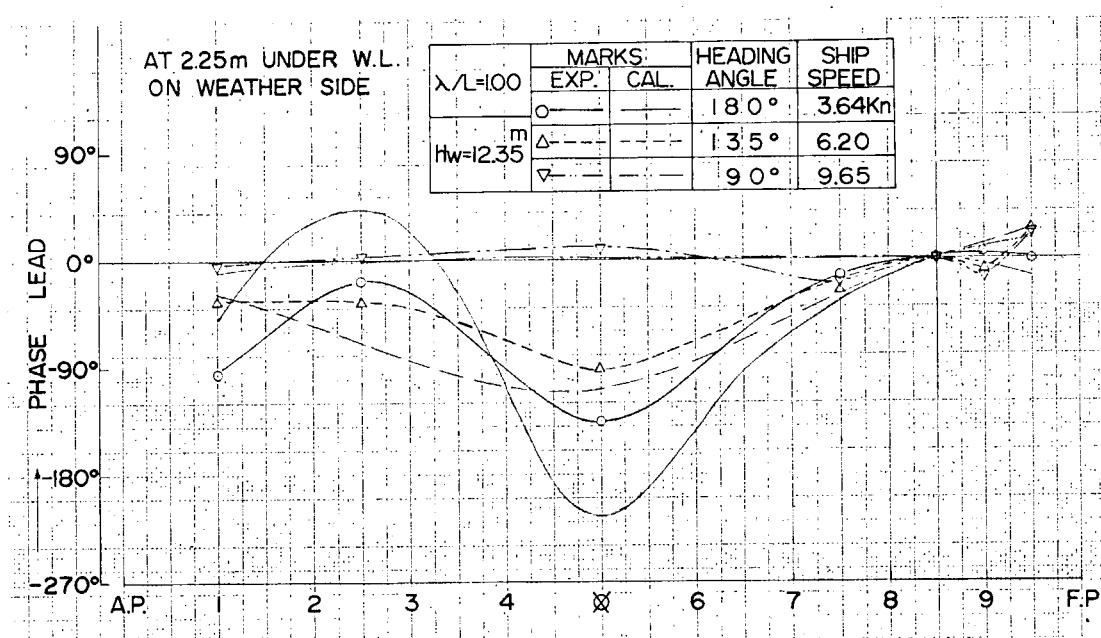


Fig. 2.3.2.22 Phase Difference of Hydrodynamic Pressure

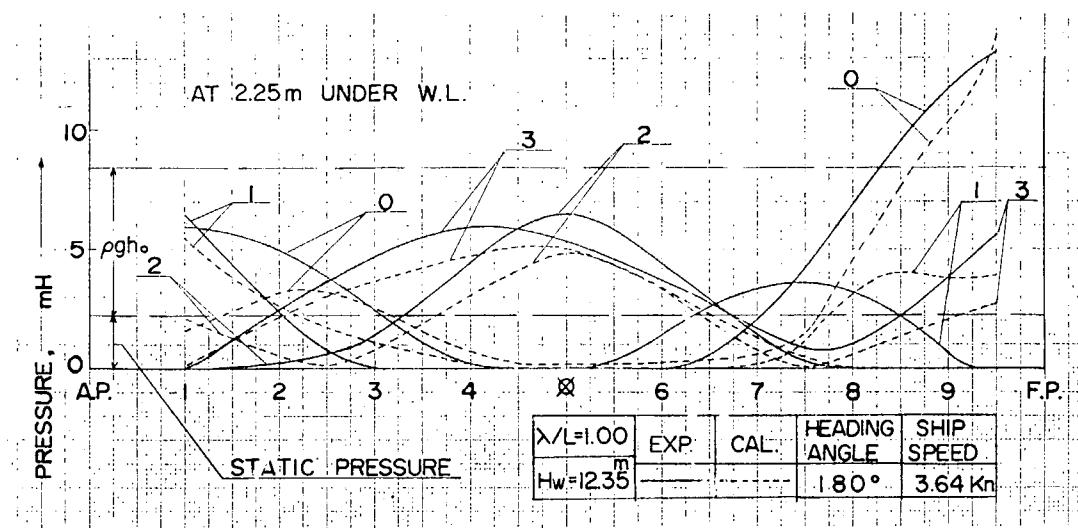


Fig. 2.3.2.2.3 Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution
($\lambda/L = 1.00$, $x = 180^\circ$)

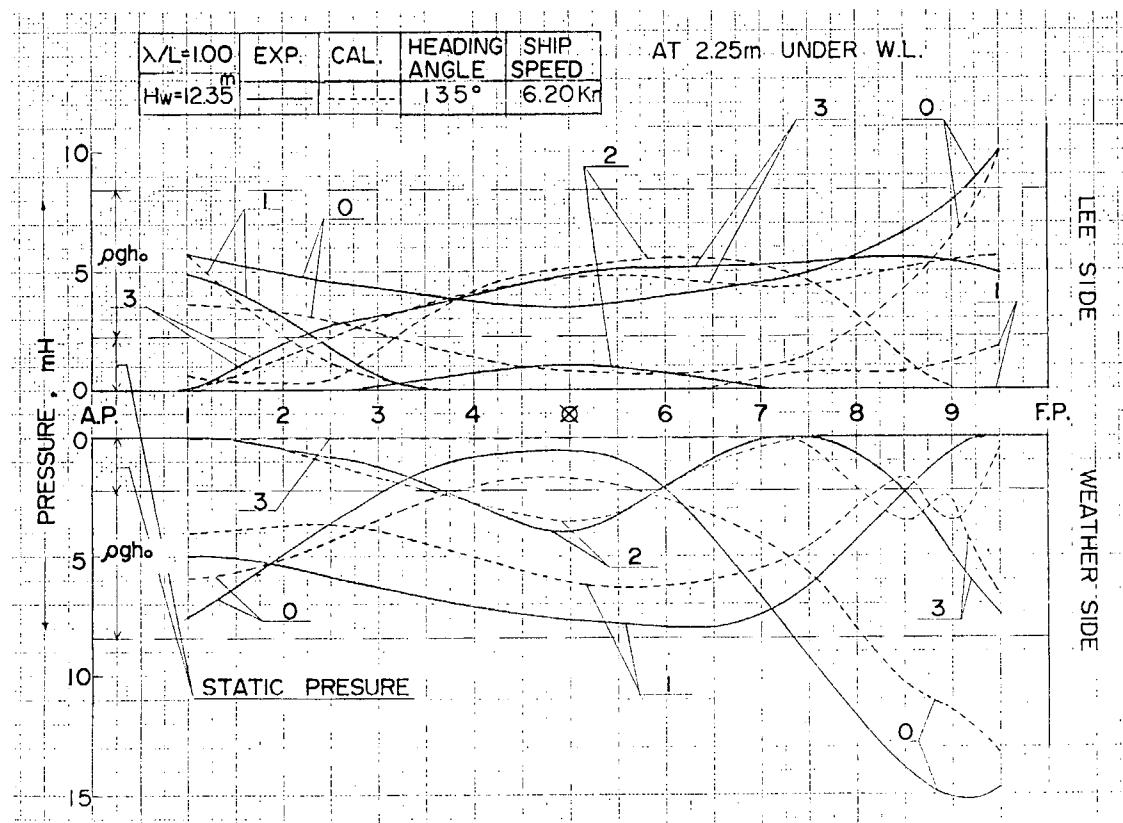


Fig. 2.3.2.2.4 ($\lambda/L = 1.00$, $x = 135^\circ$)

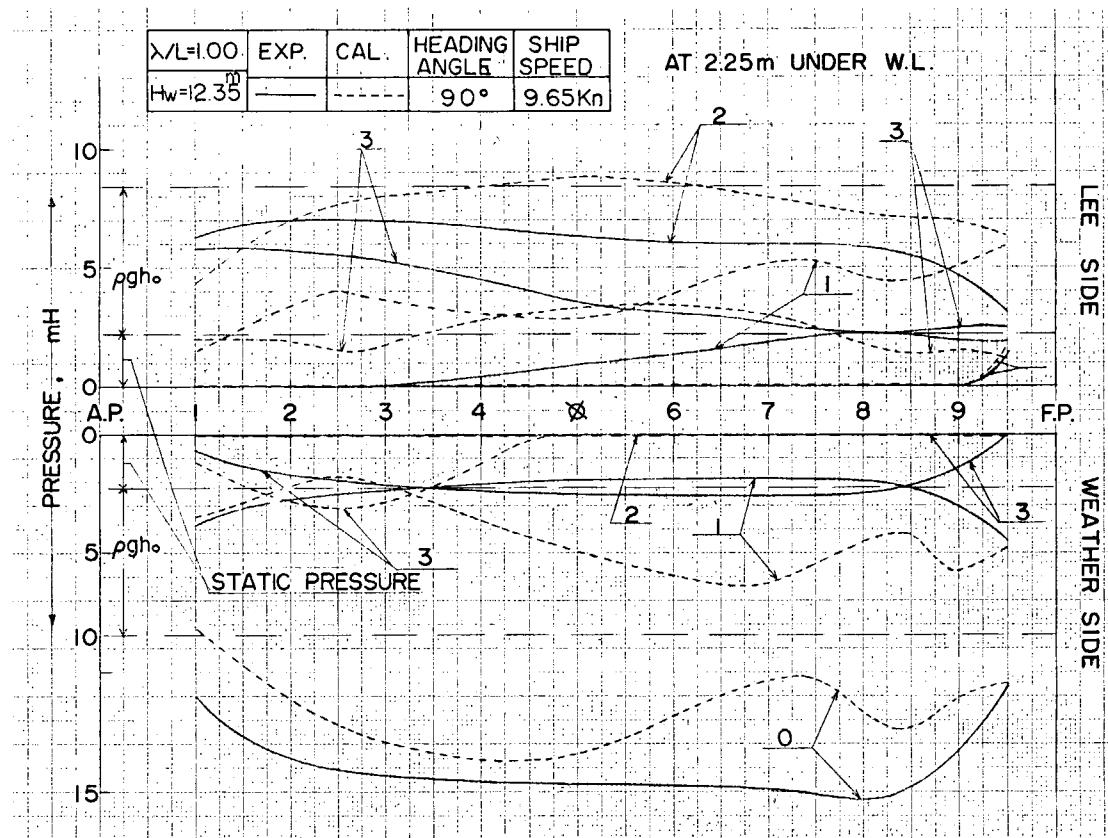


Fig. 2.3.2.25 ($\lambda/L = 1.00, \alpha = 90^\circ$)
Instantaneous Hydrodynamic Pressure Distribution

2.3.3 変動水圧の線型性に関する検討

(1) まえがき

波浪変動水圧の波高に対する線型性を調べることを目的として、角水槽において模型実験を行なった。その結果の主なものをこゝに報告する。

(2) 実験方法

(a) 模型船

実験に用いた模型船は鉛石船笠木山丸の木製模型である。その主要目を Table 2.3.3.1 に示す。この模型船は昭和 46 年度に行なった第 1 次実験に用いた模型船と同一のものであるが、横環動半径、G.M.、横揺固有周期が多少変わっている。

(b) 実験状態

次のような波浪状態と出会い角度の組合せにおいて実験を行なった。

波長: $\lambda/L = 0.75, 1.00, 1.25$

波高: 模型にて $2 h_0 = 9.0 \text{ cm}, 15.0 \text{ cm}, 22.5 \text{ cm}, 30.0 \text{ cm}$

実船にて $2 h_0 = 4.94 \text{ m}, 8.23 \text{ m}, 12.35 \text{ m}, 16.47 \text{ m}$
 $(L/50), (L/30), (L/20), (L/15)$

出会い角: $\alpha = 180^\circ, 135^\circ, 90^\circ$

模型船は満載等吃水の状態で、自動操舵装置により所定の出会い角を保ちつゝ自航する。その場合、同一波長に対して、波高が変わっても、船速が同一になるように駆動モータの出力を調節した。

水圧の計測位置は Fig. 2.3.3.1 に示す通りである。実験データの集録方法等は第 1 次実験とほとんど変わっていない。（SR131 昭和 46 年度報告：造究調査資料 No. 163）

(3) 実験結果および考察

縦揺、横揺および変動水圧のうち代表的なものとして、S.S. 8 1/2 の船側（weather side, $\theta = 85^\circ$ ）と船底（ $\theta = 0^\circ$ ）における変動水圧、および midship の船側（weather side, S.S. 8 1/2 の $\theta = 85^\circ$ 相当の位置）と船底（ $\theta = 20^\circ$ 、船底中心線より weather side 寄り）における変動水圧等の振巾を波振巾に対してプロットし、Fig. 2.3.3.2 ~ 2.3.3.19 に示した。これらの実験結果を見る場合、出合角によって船速が異っていることに注意しなければならない。

これらの実験結果について、波高に対する線型性の度合を観察した結果をまとめると Table 2.3.3.2 のようになる。この表で、線型性の度合を 3 段階に分けているが、その基準は次の通りである。原点と実験値のカーブ上の半波高 4.5 cm に応する点を直線で結び延長する。そして半波高 1.5 cm のところで実験値が延長直線上の値の 9/10 位より大であれば「ほとんど線型である」とし、9/10 位より小であれば「非線型性がかなり大である」とし、この二者の中間であれば「やゝ非線型である」とした。

この表から大略次のことことが云える。

- i) 横波 ($x = 90^\circ$) の場合は S.S. 8 1/2, midship 共に非線型性が現われる。そしてこの場合、横揺の非線型性との関連が強い。
- ii) 向い波 ($x = 180^\circ$) の場合は midship においては、おもむね線型であるが、S.S. 8 1/2 のとくに船側 ($\theta = 85^\circ$) に非線型性が現われる。これは主として相対運動が船首にて大きくなることによるものと考えられる。

Table 2.3.3.1 Principal Particulars

Items	Ship	Model
Length betw. P.P. (L _{pp})	247.000m	4.5000m
Breadth Mid. (B)	40.600m	0.7397m
Depth Mid. (D)	23.000m	0.4190m
Draft Mid. (d)	16.000m	0.2915m
Displacement (W)	135,950ton	0.7970ton
Block Coefficient (C _b)	0.8243	0.8243
Midship Coefficient (C _m)	0.9975	0.9975
C.G. from Midship (G _m)	fore 7.301m	fore 0.1330m
C.G. from Keel (KG)	12.280m	0.2295m
Metacentric Radius (GM)	4.130m	0.0785m
Longi. Gyroradius (K _L)	0.2362L _{pp}	0.228L _{pp}
Trans. Gyroradius (K _T)	0.2200B	0.362B
Rolling Period (T _R)	11.04sec.	1.945sec.
Rudder Area (A _r)	58.731 m ²	0.0196 m ²
Rudder Area Ratio (A _r /dL _{pp})	0.0149	0.0149
Bilge Keel Breadth Length from \otimes fore	0.425m 62.320m	0.0077m 1.1353m
from \otimes aft	38.320m 24.000m	0.6981m 0.4372m

Table 2.3.3.2 Summarization of Test Results

WAVE LENGTH λ/L	HEADING ANGLE	180°				135°				90°			
		PITCH	ROLL	PRESSURE		PITCH	ROLL	PRESSURE		PITCH	ROLL	PRESSURE	
				S.S.5	S.S.8½			20°	85°	0°	85°	S.S.5	S.S.8½
0.75	△	/	/	○	○	△	×	△	○	○	○	△	×
1.00	○	/	/	△	○	△	×	○	○	△	○	○	△
1.25	○	/	/	○	○	○	○	○	×	×	○	△	×
REMARK	○: ほぼ線型である				△: やや非線型である				×: 非線型性がかなり大である				

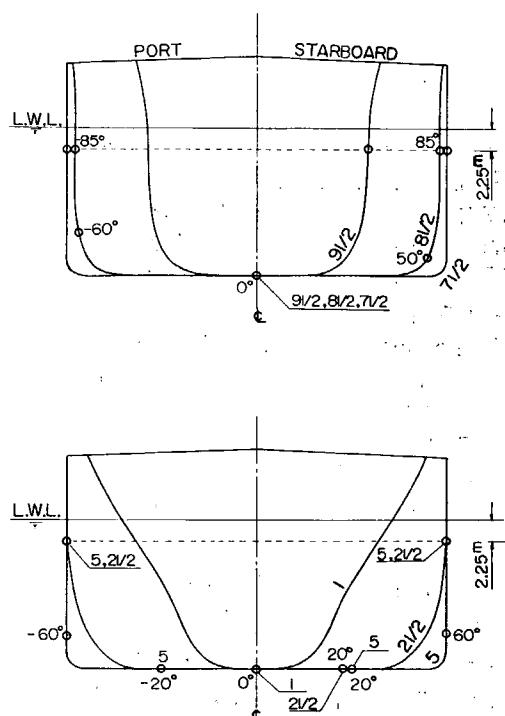


Fig. 2.3.3.1 Locations of Pressure Gauges

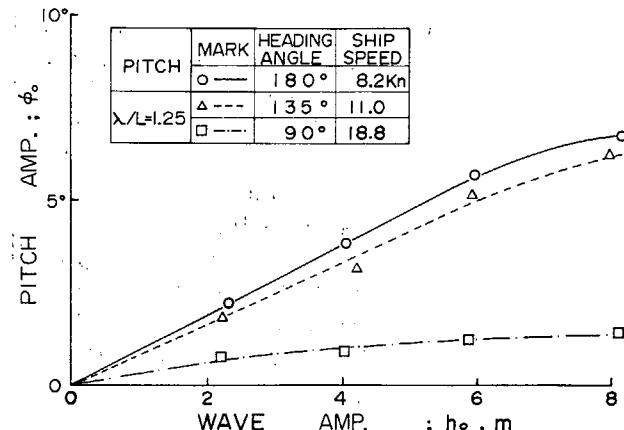


Fig. 2.3.3.2 Test Result (Pitch $\lambda/L=1.25$)

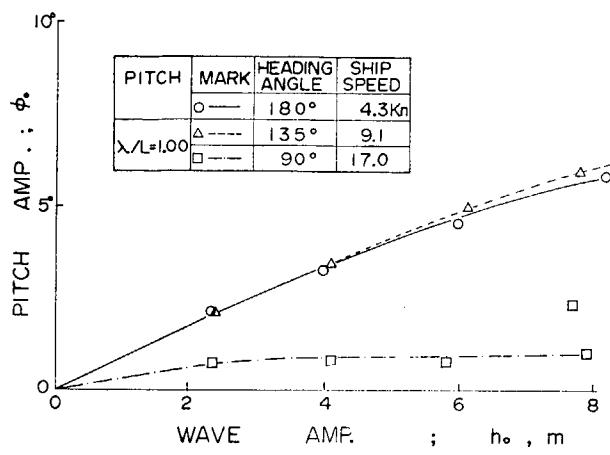


Fig. 2.3.3.3 Test Result (Pitch $\lambda/L=1.00$)

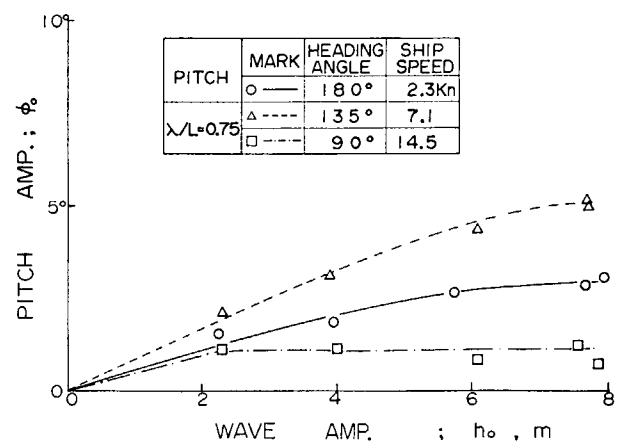


Fig. 2.3.3.4 Test Result (Pitch $\lambda/L=0.75$)

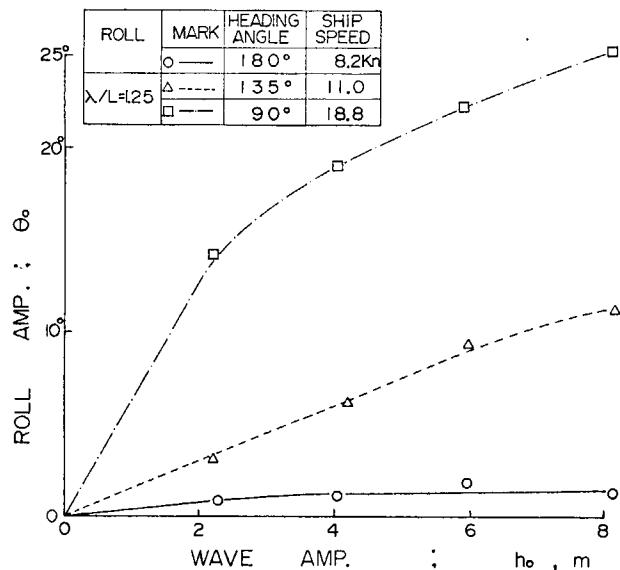


Fig. 2.3.3.5 Test Result (Roll $\lambda/L=1.25$)

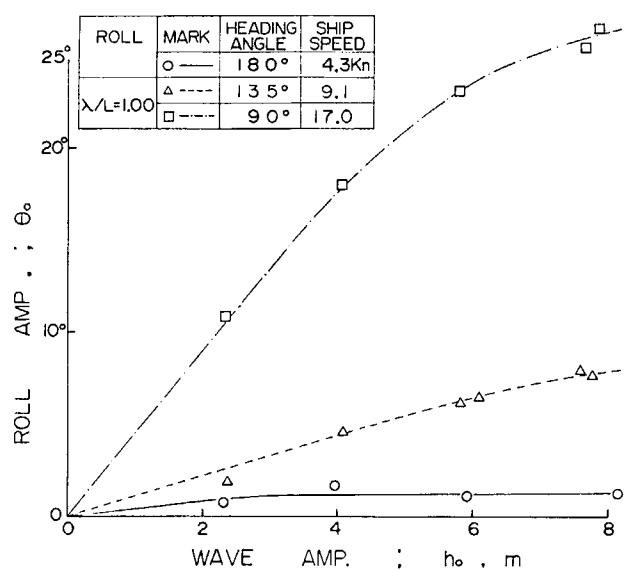


Fig. 2.3.3.6 Test Result (Roll $\lambda/L=1.00$)

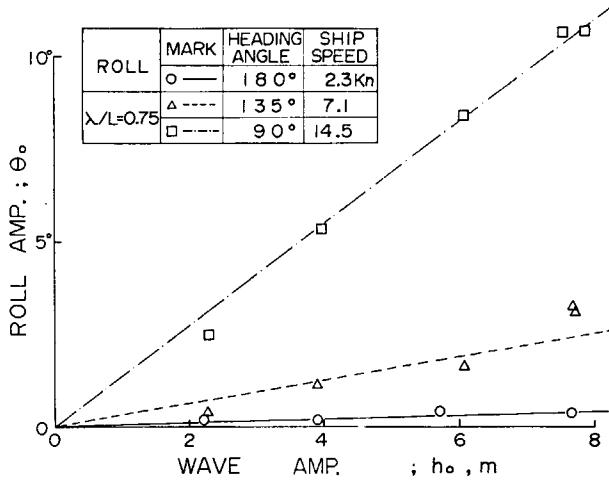


Fig. 2.3.3.7 Test Result (Rou $\lambda/L=0.75$)

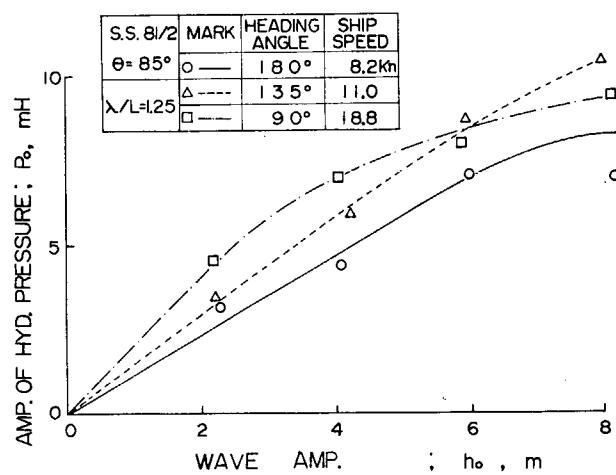


Fig. 2.3.3.8 Test Result

(s.s. 8 1/2, $\theta = 85^\circ$, $\lambda/L = 1.25$)

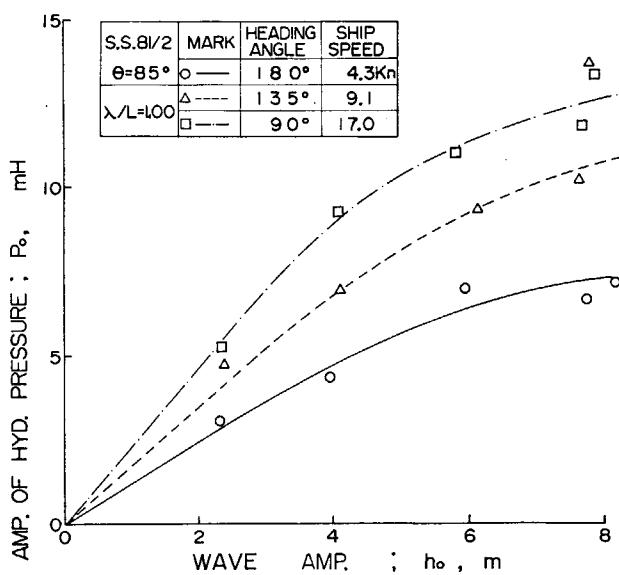


Fig. 2.3.3.9 Test Result
(s.s. 8 1/2, $\theta = 85^\circ$, $\lambda/L = 1.00$)

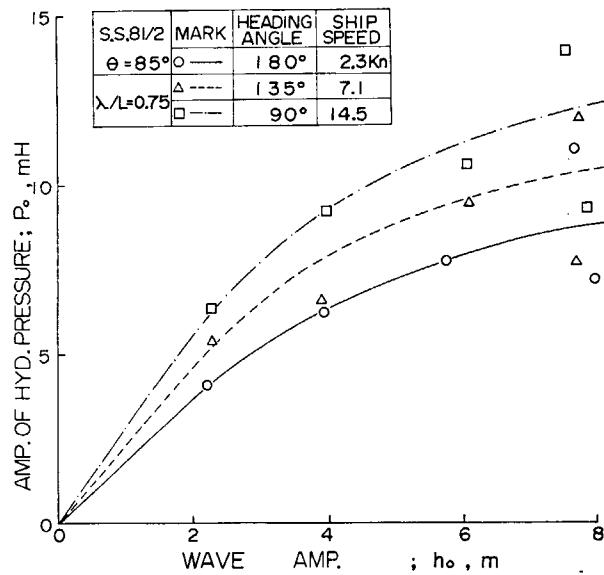


Fig. 2.3.3.10 Test Result
(s.s. 8 1/2, $\theta = 85^\circ$, $\lambda/L = 0.75$)

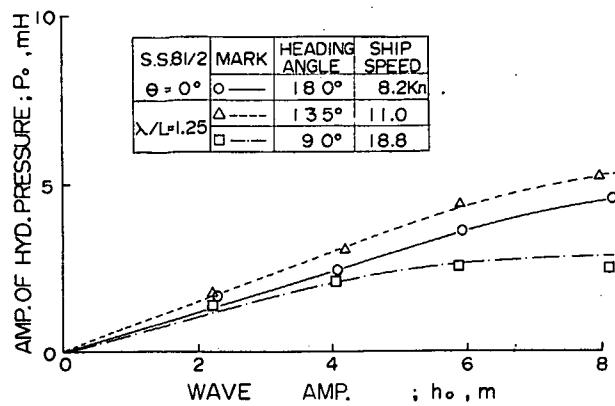


Fig. 2.3.3.11 Test Result
(s.s. 8 1/2, $\theta=0^\circ$, $\lambda/L=1.25$)

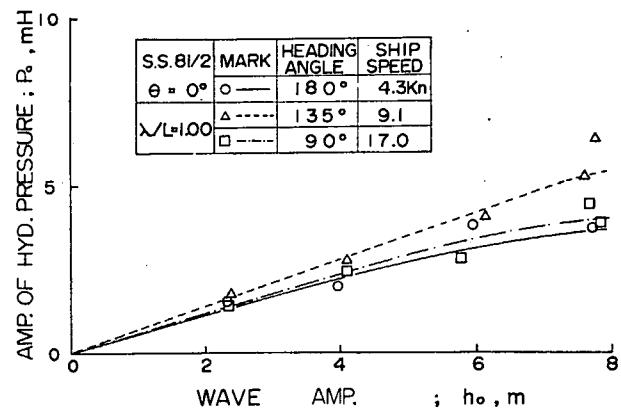


Fig. 2.3.3.12 Test Result
(s.s. 8 1/2, $\theta=0^\circ$, $\lambda/L=1.00$)

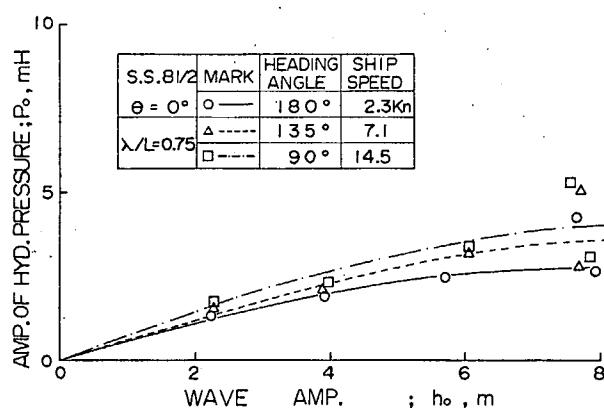


Fig. 2.3.3.13 Test Result
(s.s. 8 1/2, $\theta=0^\circ$, $\lambda/L=0.75$)

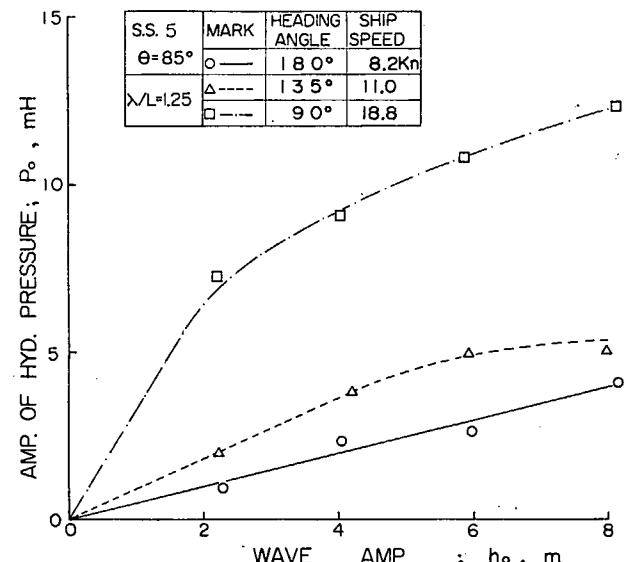
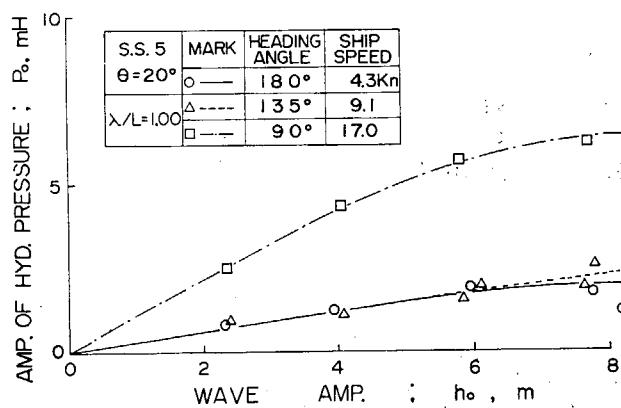
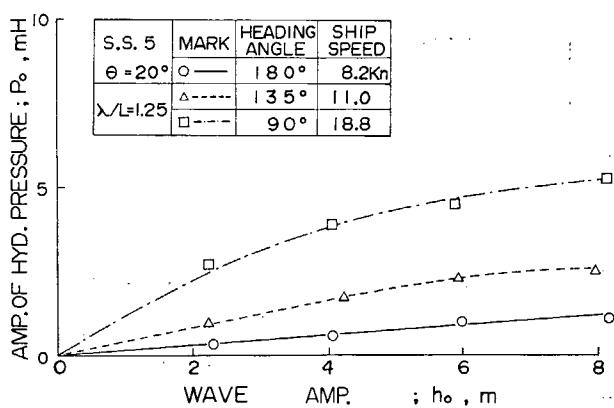
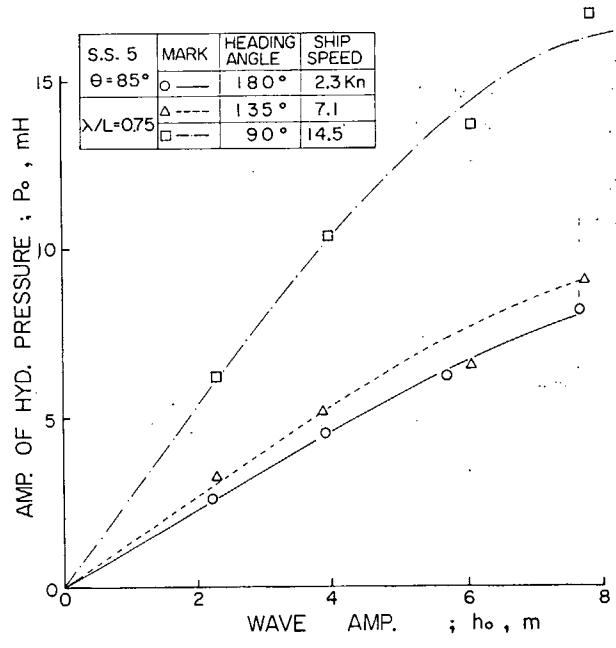
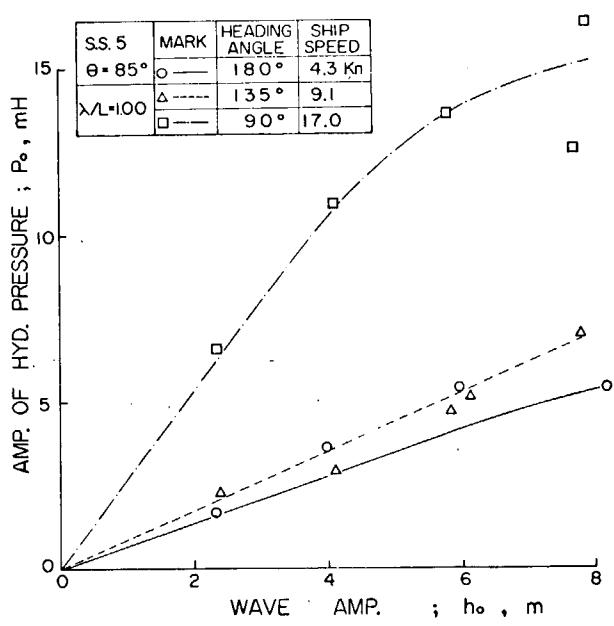


Fig. 2.3.3.14 Test Result
(s.s. 5, $\theta=85^\circ$, $\lambda/L=1.25$)



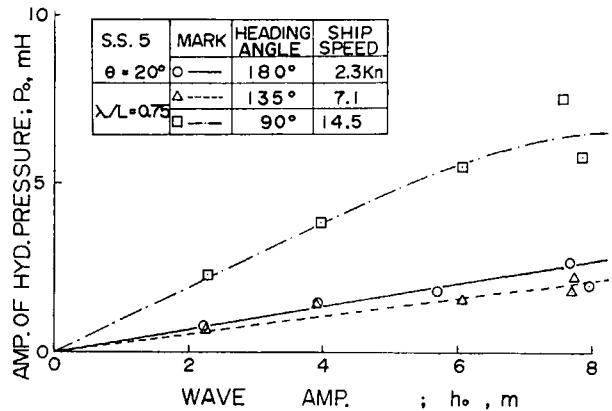


Fig. 2.3.3.1.9 Test Result (S.S. 5, $\theta = 20^\circ$, $\lambda/L = 0.75$)

2.4 不規則波中変動水圧における線型重ね合せの検討

2.4.1 まえがき

横浜国大では、過渡水波中（正面向い波）の船体運動および変動圧力を計測し、周波数応答関数を求め、これが規則波中で得られた周波数応答関数と一致する事を46年度に確めた（研究資料No.163）。さらに47年度では、過渡的強制動搖試験によってRadiation Pressureが、また過渡水波中の拘束模型に働く変動水圧の測定によってDiffraction Pressureが、線型重ね合せの法則に従う事を確認した（研究資料No.176）。

以上の結果により、船体表面に働く変動水圧に対して線型重ね合せの原理の適用が可能な事がわかったと言えよう。一方、実海面は不規則波であり、過渡水波ではないので、一抹の不安が残る。そこで駄目押しをする意味で、今年度は不規則波中の線型重ね合せの検討を行ない、万全を期す事にした。

2.4.2 模型船および実験装置

供試船は笠木山丸の2m模型で、その状態は研究資料No.163のP47に示されている通りで変更はない。

圧力の測定点はS.S. 8½上の 0° , 50° , 80° (Lewis Form近似の対応角度) の位置で、従来横浜国大では計測していないかったビルジ部(50°)を追加した。

船速はフルード数 $F_n = 0.15$ を標準とした。

実験装置は研究資料No.163のP47に示されている装置とほぼ同一である。したがって、本実験は正面向い波中をピッチ、ヒーブを自由にし、サーボを固定した曳航試験である。

なお、圧力計は衝撃圧計測時と同じく超小型半導体圧力計を使用し、またストレーンアンプも直流型に変っているので、研究資料No.163の場合に比し、圧力計の出力が大であるため、安定した記録が得られている。

また、解析にあたり、SR-125の実船試験用高速デジタル解析装置を使用したので、解析時間は大幅に短縮された。

2.4.3 使用不規則波

不規則波中の変動圧力測定値から、波に対する変動圧力の線型周波数応答関数を求める事を目的としているので、使用する不規則波は

(1)広帯域である事、(2)余り大波高でない事を満足していかなければならない。

一方、実海面に類似した不規則波という事になると、PNJスペクトラムあるいはP-Mスペクトラムを採用するのが便である。ところが、これらのスペクトラムでは大波高すなわち大風速にならないと広帯域にはならないので、上記の

条件と相反する。

そこで、本実験では Pierson-Moskowitz のスペクトラムで、風速約 20 m/sec の大風速を探り、低周波数帯域を確保しておき、縦軸の値を 1/2 程度におさえ大波高になるのを防いだ。なお、スペクトラムの縮率は 1/100 にもなった。

このようにして、模型スケールで希望するスペクトラムの型が決定されると、これをランダムなタイムヒストリーに変換せねばならない。具体的に必要なのは、このようなスペクトラムを有する不規則波を発生させる造波機の入力電圧としての不規則タイムヒストリーであるから、造波電圧信号を入力とし発生水波の波高を出力とする造波装置の周波数伝達関数を使用して、希望不規則水波のスペクトラムを、それに対応する造波信号のスペクトラムに換算し、そのようなスペクトラムを持つ不規則タイムヒストリーを算出せねばならない。この計算はデジタル電算機により行なわれ、得られたデジタル数列は時間軸の正確な D/A 変換器によってアナログ電圧に変換される。タイムヒストリーの製作に関する具体的な方法については“任意過渡水波の発生について”（造船学会論文集 129 号）あるいは“耐航性シンポジウムテキストの 6.2”（造船学会 44 年 7 月）を参照されたい。

造波入力信号は充分に長時間にわたって作製し、それをアナログ磁気テープ上にストアしておく。水槽の長さは一回の航走で定常不規則現象を測定し得る程長くないのが通例であるので、この信号をコマ切れにして使用し、何回も航走して定常不規則海面を航走した事の代用をさせる事になる。

2.4.4 不規則波中試験での線型重ね合せの検討法

Fig. 2.4.1 に示したように、(a)の規則波中試験では規則水波 $A \sin \omega t$ を入力とし、例えはある点の変動水圧 $B \sin(\omega t + \phi)$ を出力すると、周波数伝達関数 $G(j\omega)$ の振幅比特性 $\frac{B}{A}(\omega)$ 、位相差特性 $\phi(\omega)$ が水波の ω を変えて実験することによって ω の関数として求まる。そして、この系が線型系であるならば規則波の波高に関係なく同一の $G(j\omega)$ 、すなわち線型周波数伝達関数が得られる。

過渡波中試験では(c)のように過渡水波 $x(t)$ を入力とし、変動水圧 $y(t)$ を出力とする系を考える。入出力のタイムヒストリー $x(t)$, $y(t)$ は周波数領域で考えるとそれぞれのフーリエ変換 $X(j\omega)$, $Y(j\omega)$ となる。これの比がこの系の周波数伝達関数 $G(j\omega)$ を与え、絶対値 $|G(j\omega)|$ が振幅比特性、偏角 $\angle G(j\omega)$ が位相差特性を与える。この系が線型系であるならば、得られた $G(j\omega)$ は線型周波数伝達関数であり、(a)から得られた線型の $G(j\omega)$ と一致する筈である。過渡水波の場合は前報（研究資料 No. 163）で報告されているように、(a)と(c)で得られた $G(j\omega)$ はほぼ等しく、波と変動水圧間に線型系が成立する。換言すると線型重ね合せの原理の適用が可能であることが実証された。

不規則波中試験あるいは実海面航走時では(b)のように、不規則タイムヒストリー $x(t)$ が入力となり、不規則タイムヒストリー $y(t)$ が出力となる。不規則タイムヒストリー $x(t)$, $y(t)$ を周波数領域で表わすと、オートパワースペクトラム $S_x(\omega)$, $S_y(\omega)$ あるいはクロススペクトラム $S_{yx}(\omega)$ が得られる。そして $x(t)$ を入力とし、 $y(t)$ を出力とする系の周波数伝達関数 $G(j\omega)$ は次式から得られる。

$$|G(j\omega)|^2 = S_y(\omega) / S_x(\omega) \quad (1)$$

$$G(j\omega) = S_{yx}(\omega) / S_x(\omega) \quad (2)$$

$$\text{ここで } |G(j\omega)| = \sqrt{G_R^2(j\omega) + G_I^2(j\omega)} \quad (3)$$

$$\angle G(j\omega) = \tan^{-1}[G_I(j\omega) / G_R(j\omega)] \quad (4)$$

$G_R(j\omega)$: $G(j\omega)$ の実数部

$G_I(j\omega)$: $G(j\omega)$ の虚数部

$$G(j\omega) = G_I(j\omega) + i G_R(j\omega)$$

この系にも線型系が成立する場合には、(a)あるいは(c)で得られた線型の $G(j\omega)$ に等しい $G(j\omega)$ が得られる筈である。線型重ね合せ原理が不規則波中でも、すなわち実海面でも適用可能かどうかを検討する最もオーソドックスな方法は、以上の方法であるので本報ではこの検討を主に取り扱うこととする。

(1)式の場合、すなわち入出力のオートスペクトラム比を求めるとき、周波数伝達関数の振幅比部分しか求められない。従来の実験ではこの式によるものが多いが、本報では(2)式によって、位相差特性をも検討している。本実験では、出会いの波高 $h(t)$ が計測されており、また変動水圧など ($y(t)$) も出会い現象として測定されるので(2)式は出会い円周波数 ω_e ベースとなり、次式のようになる。

$S_h(\omega_e)$: 出会い波高 $h(t)$ のオーツスペクトラム

$S_y h(\omega_e)$: $h(t)$ と $y(t)$ のクロススペクトラム

(5)式によって、 $G(j\omega_e)$ が求まると、(3), (4)式によって $|G(j\omega_e)|$ すなわち振幅比特性と、 $\angle G(j\omega_e)$ すなわち位相差特性が求まる。ただし、出会い波高は模型船の前方で測定されているので、位相差の修正が必要である。またこれらの特性は ω_e ベースであるので、波周波数ベースの特性と比較する場合にはさらに換算しなければならない。

以上では周波数領域での線型重ね合せの検討について考えて来たが、時間領域でも検討可能である。Fig. 2.4.2 の(b)で不規則波のタイムヒストリー $h(t)$ は実測されるが、この実測 $h(t)$ に対する例えはある位置での変動水圧の不規則タイムヒストリー $y(t)$ は周波数伝達関数 $G(j\omega)$ が既知であれば、次式によって予測できる。

ここに、 $W(\tau)$ は重み関数あるいはインパルス応答と呼ばれる関数で、周波数伝達関数 $G(j\omega_0)$ の逆フーリエ変換として次式で与えられる。

$$W(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} G(j\omega_e) \cdot e^{j\omega_e \tau} d\omega_e \quad \dots \quad (7)$$

$$= \frac{1}{\pi} \int_0^\infty |G(j\omega_e)| \cdot \cos(\omega_e t - \angle G(j\omega_e)) \cdot d\omega_e \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

(7)式の $G(j\omega_n)$ 、すなわち(8)式の振幅比特性 $|G(j\omega_n)|$ および位相差特性 $\phi(j\omega_n)$ として、規則波中実験で得られた線型の特性あるいは不規則波、過渡水波中試験で得られた線型特性を入れて、 $W(\tau)$ を求める。これを(6)式に入れると予測タイムヒストリー $y(t)$ から求まる。

一方、 $y(t)$ は実測されているので、予測値と比較する事ができる。つまり、線型周波数伝達関数 $G(j\omega_n)$ の適否をなわち線型重ね合せの原理適用の可否を、タイムヒストリー上で検討する事が出来る。この方法の長所は、不規則タイムヒストリー $y(t)$ が短くても検討可能なる事である。前述のように、一般に水槽試験では一回の航走でスペクトラムを算出するに十分な長さのタイムヒストリーが得られない、すなわち(5)式の方法では $G(j\omega_n)$ の算出値の平均化によってタイムヒストリーの短い事をカバーする事になってしまう。これに対し、(6)式の方法では $W(\tau)$ すなわち $G(j\omega_n)$ が既知である要があるが、短いタイムヒストリーでも予測値も実測値を直接に比較できる利点がある。

(6)式の場合は、過渡水波中でも全く同じ式が適用できる。前報(No.176)では過渡的強制動揺の場合について取扱った。なお、タイムヒストリー予測の具体的方法は“Transient Water Wave 中における船体運動の実測例について”(造船学会論文集127号)に詳細に記述されている。なお、本報では(6)式の場合の解析をする時間的余裕がなかったので、この解析は割愛されている。

また、理論計算によって得られた $G(j\omega_e)$ を使用すれば、理論と実験の直接的な比較が可能である。

2.4.5 数値解析法

(5)式の計算を行うためには、オートスペクトラム $S_h(\omega_e)$ およびクロススペクトラム $S_{yh}(\omega_e)$ を算出せねばならない。

従来、一般に用いられていた算法 (Blackman, Tukey法と呼ぶ場合がある) では、次式のようにまず、オートコリレーション R_x あるいはクロスコリレーション R_{yx} を算出してから、オートスペクトラム S_x あるいはクロススペクトラム S_{yx} を求める。

$$\left. \begin{aligned} R_x(\tau) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot x(t+\tau) \cdot dt \\ R_{yx}(\tau) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot y(t+\tau) \cdot dt \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$\left. \begin{aligned} S_x(f) &= \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) \cdot \exp(-j2\pi f\tau) \cdot d\tau \\ S_{yx}(f) &= \int_{-\infty}^{\infty} R_{yx}(\tau) \cdot \exp(-j2\pi f\tau) \cdot d\tau \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

これに対し、本報で用いた高速フーリエ変換 (FFT, Fast Fourier Transform) 法では、次式のように FFT の長所を利用し、原データを直接フーリエ変換し、復素型フーリエ係数 $C_x(f)$ を求めるので、直接パワースペクトラムが算出される。なおこの方法を Cooley, Tukey 法と言う場合がある。

$$\left. \begin{aligned} S_x(f) &= C_x(f) \cdot C_x^*(f) \\ S_{yx}(f) &= C_y(f) \cdot C_x^*(f) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} C_x(f) &= \sum_{t=0}^{N-1} x_t \cdot \exp(-2\pi j f t / N) \\ f &= 0, 1, \dots, N-1 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$C_x^*(f)$: $C_x(f)$ の共役複素数

本法の場合、コリレーションファンクションは次式のように、スペクトラムのフーリエ逆変換として求める。

$$\left. \begin{aligned} R_x &= \frac{1}{N} \sum_{f=0}^{N-1} S_x(f) \cdot \exp(2\pi j f t / N) \\ R_{yx} &= \frac{1}{N} \sum_{f=0}^{N-1} S_{yx}(f) \cdot \exp(2\pi j f t / N) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

FFT の演算時間は実用上よく使用されているデータ数約 1000 ケの場合では、Direct Fourier 変換の演算時間の約 1/50 になる。逆フーリエ変換に関しても全く同様であるので、スペクトラム解析に FFT を利用すると、従来法の % オーダーの演算時間でよい事になる。SR-125 では実船試験用として FFT を応用した解析装置を開発した。本報の計算はその装置を利用して行なった。なお、解析法の詳細は SR-125 の 48 年度報告に記載される予定である。

具体的に不規則波中試験のデータから、波に対する A 点 (例えば S.S. 8 1/2 上, 0° (船底中心)) での変動水圧の周波数伝達関数を求める場合を考えよう。出会い周波数ベースでは (5) 式の計算を行なえばよいので、まず (11) 式により出会い波高のオートスペクトラム $S_h(\omega_e)$ および波高も A 点の変動水圧 $P_A(t)$ のクロススペクトラム $S_{pAh}(\omega_e)$ を求め、(5) 式の割算を行なうと求める伝達関数 $G_{pAh}(\omega_e)$ が得られる (Fig. 2.4.4 参照)。

計算に使用する不規則タイムヒストリー $h(t)$, $P_A(t)$ は長い方がよいのであるが、一航走での計測時間の関係から、本報では 25.6 sec とした。すなわち、0.1 sec ごとにデータをサンプルしたので 256 ケのデータ数となる。FFT 法では 1 回の計算に使用するデータ数は 2^8 である必要があるので、 $2^8 = 256$ なる中途半端なデータ数になってい

る。ウインドーとして Q ウインドーが使用されている。

一回のデータ長 25.6 sec を実船に換算すると 284 sec (約 5 分) となるが、実船試験での記録は短くても 15 分程度要求されている事を考慮すると決して十分な長さとは言えない。一方、出会いの山かずは 30 程度であったが、統計解析に必要とされている最低数は 100 程度であるので、これも不足である。なおタイムヒストリーを数航走分つぎ足して長いタイムヒストリーを作り、それを解析する事は不可であるとされているので、本解析ではスペクトラムの計算(11式)、周波数伝達関数の計算(5式)とも各航走ごとに行ない、その算出結果の平均を最終結果とみなした。

Fig. 2.4.2, 2.4.3 に一回の数値計算に使用した長さ 25.6 sec 分の実験記録を示した。特に注意しておきたい事は、出会い波高は模型船の曳航点(重心)より前方 3 m の位置で測定されている事である。したがって、図示の記録を解析して得られる波のスペクトラムは船の前方 3 m 位置のものであり、周波数伝達関数もその位置での波との間の特性であるので、特に位相差特性は換算が必要である。本報では Fig. 2.4.2~3 のような記録から得られた周波数伝達関数そのものを Fig. 2.4.6~8 図では図示してあるので注意されたい。したがってこれらの図に記入されている Transient Wave 中の試験によって得られた実験値の位相差特性は重心の前方位置に換算してある。

Fig. 2.4.4 には 1 回の解析で算出されるオートスペクトラム、クロススペクトラム、および周波数伝達関数の例を示した。前述のように、このような図を重ね合せて波のスペクトラム、周波数伝達関数などの平均特性が得られる。

Fig. 2.4.5 の上図として、4 回の航走によって得られた出会い波高のオートスペクトラムを重ね合せた図を掲げた。一航走の波スペクトラムは、Fig. 2.4.4 の上図でわかるように、凹凸の多いスペクトラムであるが、これらを平均化すると、図中に Mean と書いて示した実線のようなスペクトラムとなり、希望したスペクトラムの形に似てくる。

Fig. 2.4.5 の下図は出会い波高(両振幅)の頻度分布を重ね合せた図であるが、これも一航走ごとの図はバラバラな形になっているが、平均すると実線のようになり、Rayleigh 分布に似た形にまとまってくる。Fig. 2.4.5 中の表は各航走ごとに得られた波の特性値をまとめたもので、右端にこれらの平均値を記入しておいた。 σ はスペクトラムの面積から得られた標準偏差値で、バンド幅パラメーター ϵ が 0 の場合、すなわち理想的に狭帯域の場合は 4σ が有義波高($H_{1/3}$)に等しい。 $(T_{0s})_E$ はスペクトラムから計算したゼロクロスの出会い平均周期である。なまのタイムヒストリーから全振幅を読み、その平均値を H_{mean} 、有義値を $H_{1/3}$ として記入しておいた。Rayleigh 分布に近い場合は $4\sigma \approx H_{1/3}$ となる。 $(T_0)_E$ はゼロクロスの平均周期の実測値で、 $(T_{0s})_E$ はこの値に近くなる。N は出会いの周期の数である。

N を合計すると約 130 となり、また 4 航走の合計時間も約 100 sec (実船では約 1000 sec) となるので、平均特性は希望したスペクトラムに近い特性を与える。

風速 20 m/sec の P-M スペクトラムの有義波高($H_{1/3}$)は 8.54 m、平均周期(T_0)は 1.04 sec であるので、縮率を $1/100$ とすると 85.4 mm、1.04 sec になる。本実験では波高を約 $1/2$ におさえたので、ねらったスペクトラムの $H_{1/3}$ は 4.3 mm、 T_0 は 1.04 sec であるが、 T_0 をフルード数 $F_n = 0.15$ の場合の出会い周期(T_0)_E に換算すると約 0.74 sec となるので、Fig. 2.4.5 中の数表に対応する希望した値は $H_{1/3} \approx 4.3$ mm、 $(T_0)_E \approx 0.74$ sec となる。表中の実測平均値と比較すると、相当よい精度で希望する不規則波が発生されている事がわかる。また波スペクトラムの周波数帯域も充分に広く、周波数伝達関数が全域にわたって求まる事が期待できる。

2.4.6 実験結果

Fig. 2.4.4 に 1 例が示されている一航走ごとの周波数伝達関数を重ね合せて、Fig. 2.4.6~8 が得られる。

Fig. 2.4.6 は S.S. 8% の船底中心(0°)における変動水圧と波との周波数伝達関数で上図は振幅比特性、下図は位相差特性を示す。ただし下図の位相差特性は模型船(重心)の 3 m (1.5 Lpp) 前方での出会い波高と S.S. 8% での変動圧力との位相差であるから、通常使用されている船の重心位置における波との位相差とは異なる。

点線で記入されている曲線は前報の実験で得られた過渡水波中の特性で、この特性は規則波中の実験で得られた値とほぼ一致したので、実験により得られた特性の代表値とみなせるものである。一方、実線で記入されているのは、Strip

法による理論計算特性である。

全く同様に、Fig. 2.4.7 には S.S. 8 1/2 上のルイスフォームの 50° に対応する点（ほぼビルジ部）、Fig. 2.4.8 には S.S. 8 1/2 上での 80° に対応する点（吃水線に近い位置）での変動水圧の周波数伝達関数が示されている。

一航走ごとに得られた周波数伝達関数は波のスペクトラムのようにはバラつかない事が Fig. 2.4.4 を見ればわかる。すなわち、波のスペクトラムあるいはタイムヒストリーの形とは無関係にほぼ同じ周波数伝達関数が得られるという事は、一定の周波数伝達関数を持つ線型系である事を示していよう。4 航走分をまとめて示した Fig. 2.4.6 ~ 8 では、波のスペクトラムのように平均値を出して一本の曲線を得るのではなく、各航走ごとに得られた特性が、それぞれ同じ特性を与える筈であるから平均を出すのではなく、飛び離れた点は無視して共通特性を見出すべきである。

Fig. 2.4.6 ~ 8 を通観すると、今回の実験値と点線はいづれの図でもよく一致していると見てよいであろう。

すなわち、規則波中で得られた変動水圧の周波数伝達関数と過渡水波中および不規則波中で得られた周波数伝達関数は一致する。従って線型重ね合せの原理は変動水圧でも適用可能である事が判明した。

ストリップ法による理論値は、実験特性とほぼよい一致を示すが、振幅比特性のピークが 0° および 50° においてやや低周波域えずれる傾向が目立つ。80° 位置では、振幅比特性のピーク附近では、理論値の方が明らかに実験値より大である。この傾向は Fig. 2.4.2 ~ 3 の記録例に示されているように、実験時に水圧計が空中えたびたび露出した事に基因しているよう。

2.4.7 結論

船体表面に働く波浪変動水圧に関して、不規則波中でも線型重ね合せの原理が適用可能なる事の一端を明示し得た。

今後、大波高不規則波中の試験を行ない、どの程度の波高まで、またどの程度の精度で線型重ね合せが可能かを追究する要があろう。

なお、本報では割愛したがタイムヒストリーの予測による時間領域での検討も追加せねばなるまい。

<p>(a) 規則波中試験</p> $\frac{x(t)}{A \sin \omega t} \xrightarrow{G(j\omega)} \frac{y(t)}{B \sin(\omega t + \phi)} \rightarrow G(j\omega) = \frac{B}{A}(\omega) \cdot e^{i\delta(\omega)}$
<p>(b) 不規則波中試験</p> $\frac{x(t)}{S_x(\omega)} \xrightarrow{G(j\omega)} \frac{y(t)}{S_y(\omega)} \rightarrow G(j\omega) ^2 = S_y(\omega) / S_x(\omega)$ $G(j\omega) = S_{yx}(\omega) / S_x(\omega)$
<p>(c) 過渡波中試験</p> $\frac{x(t)}{X(j\omega)} \xrightarrow{G(j\omega)} \frac{y(t)}{Y(j\omega)} \rightarrow G(j\omega) = Y(j\omega) / X(j\omega)$ $X(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt$
$G(j\omega) \left[G(j\omega) = \sqrt{G_R^2(j\omega) + G_I^2(j\omega)} \right] \dots \dots \dots \text{振幅比特性}$ $\phi \equiv \angle G(j\omega) = \tan^{-1}[G_I(j\omega) / G_R(j\omega)] \dots \dots \dots \text{位相特性}$

Fig. 2.4.1 波浪中試験と線型系

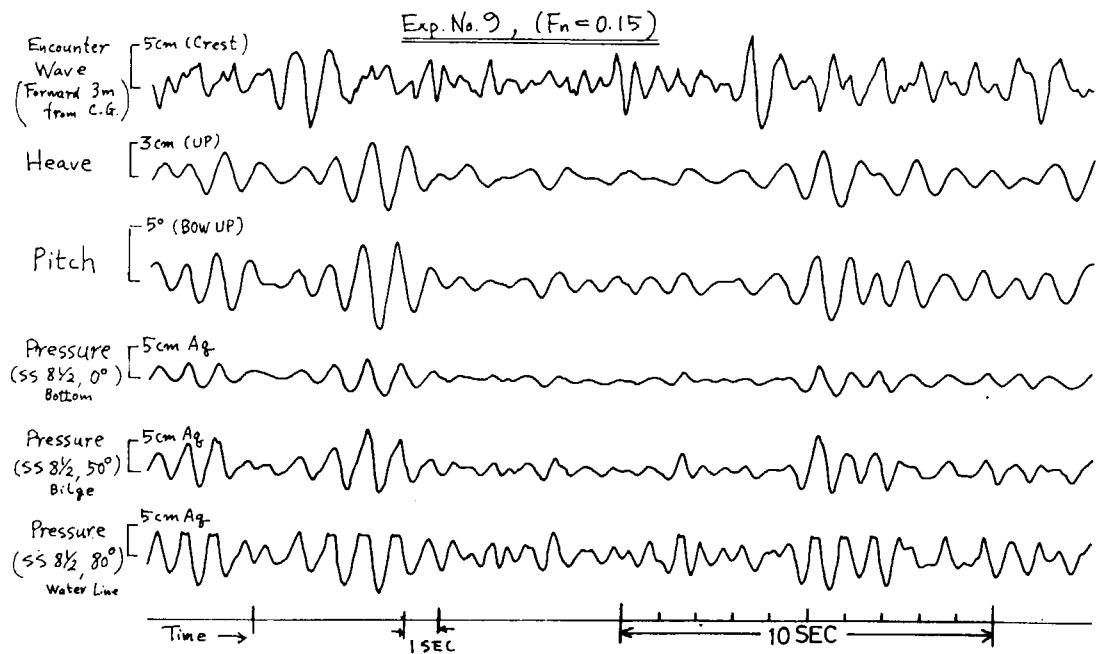


Fig. 2.4.2 実験記録例 (EXP. 9)

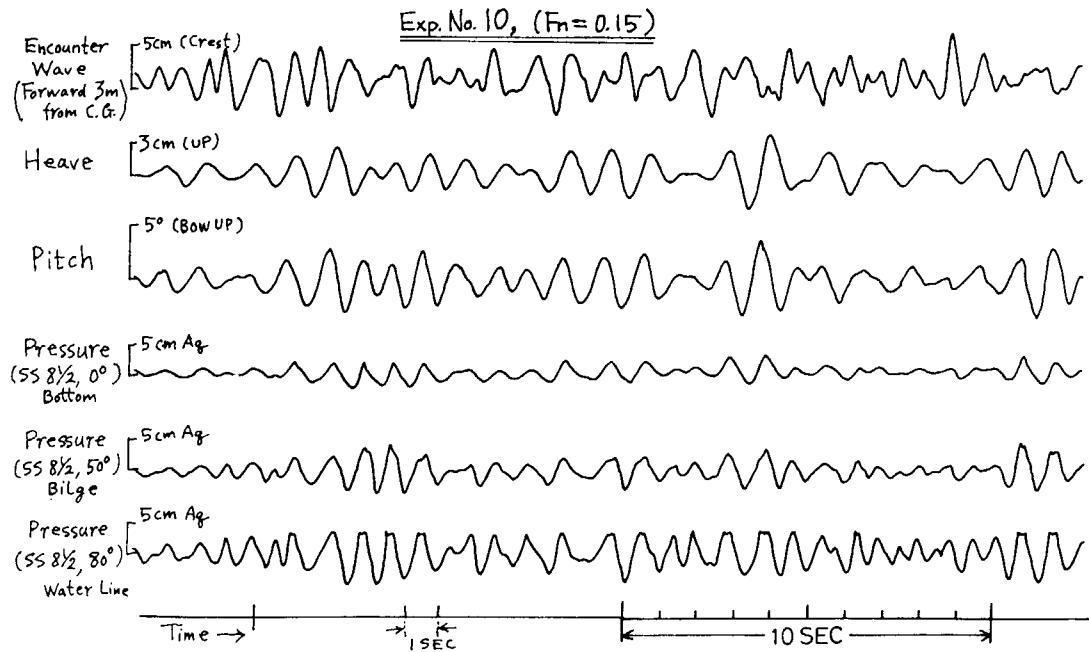


Fig. 2.4.3 実験記録例 (EXP. 10)

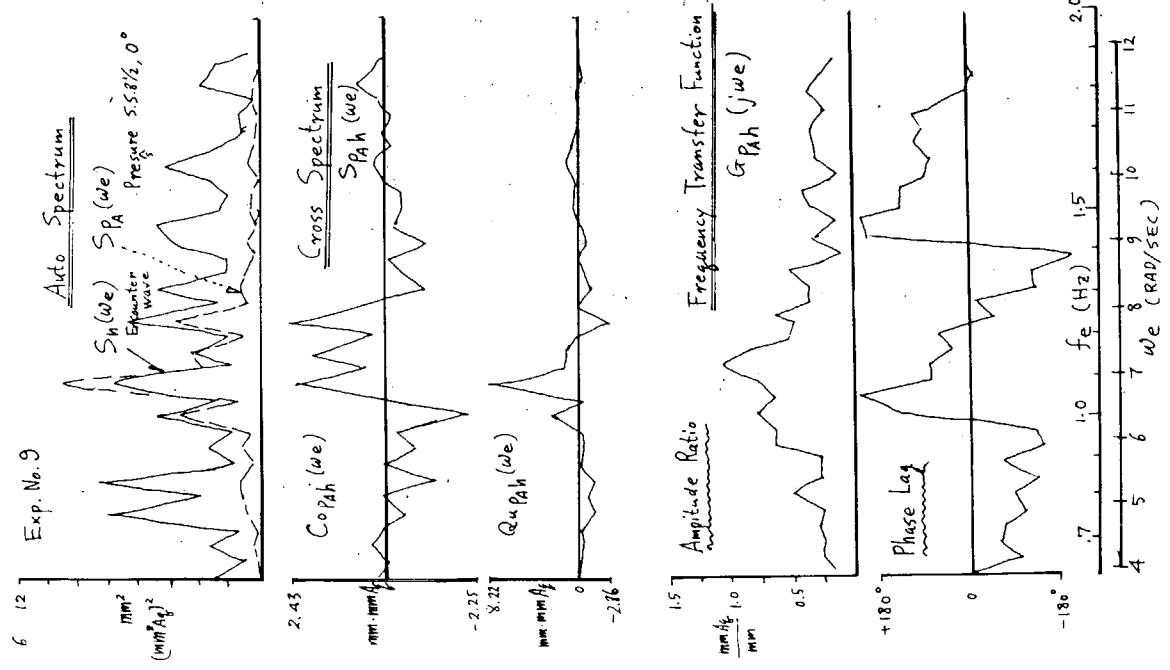


Fig. 2.44 一航走の解析例 (Fig. 2.4.2 (c) 対応)

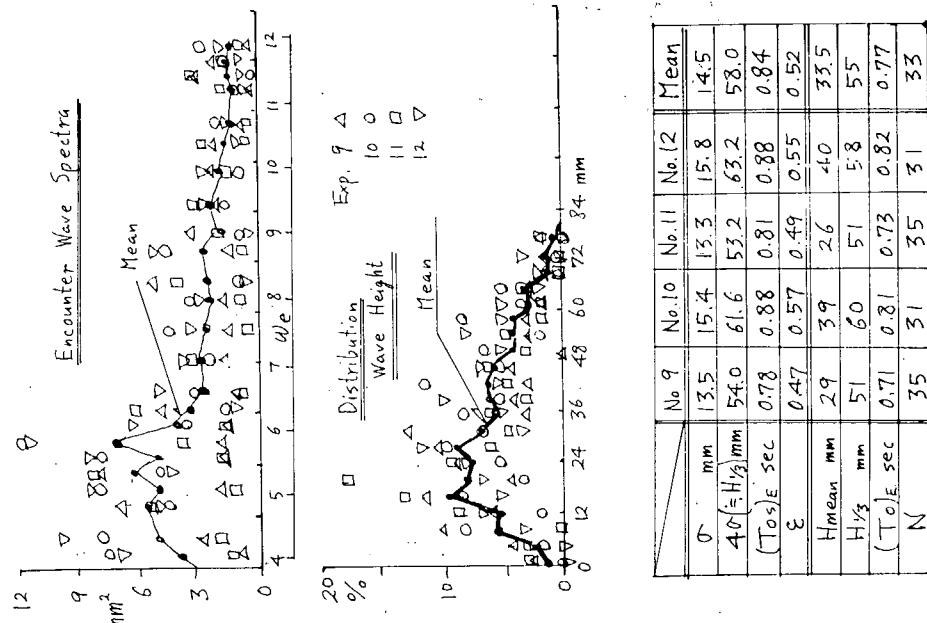


Fig. 2.45 使用不規則波の特性

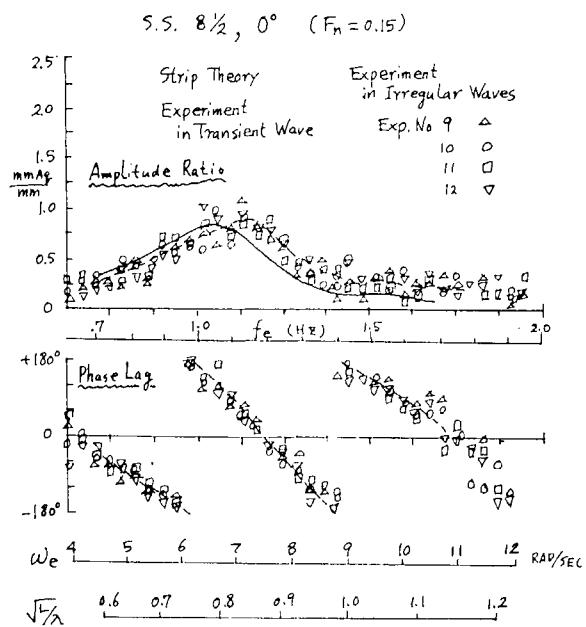


Fig. 2.4.6 変動圧の周波数伝達関数 ($8\frac{1}{2}, 0^\circ$)

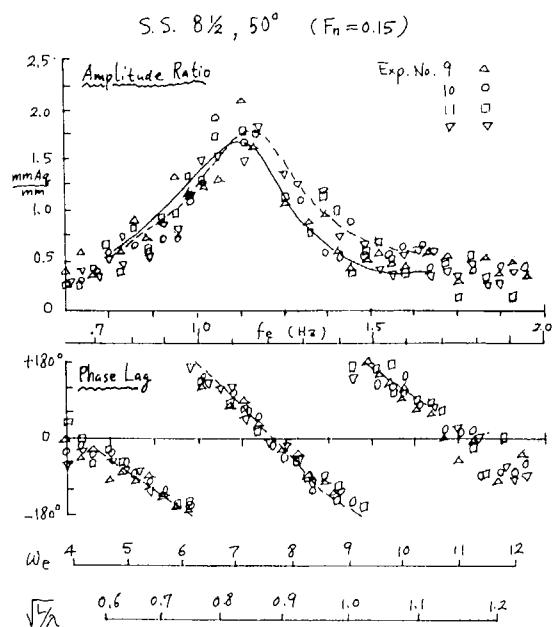


Fig. 2.4.7 変動圧の周波数伝達関数 ($8\frac{1}{2}, 50^\circ$)

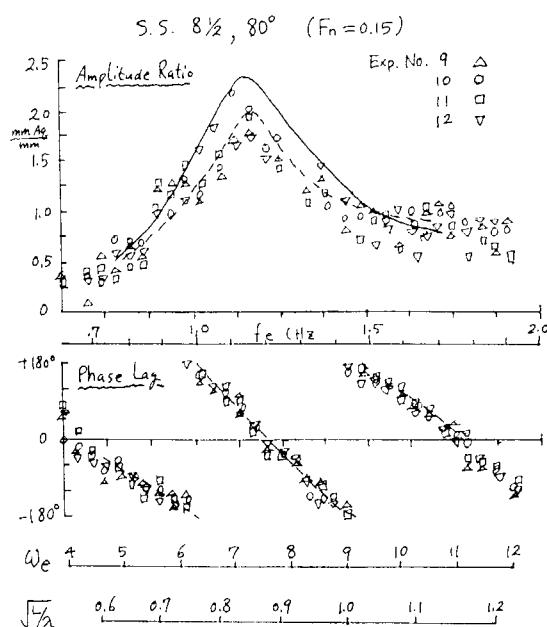


Fig. 2.4.8 変動圧の周波数伝達関数 ($8\frac{1}{2}, 80^\circ$)

3. 波浪変動水圧に関する研究

3.1 規則波中の船体運動および波浪変動水圧の計測

波浪中における船体運動ならびに変動水圧に関するシリーズ計算を、昭和47年度は210型タンカーを供試船型として実施したが、これら規則波中における船体運動ならびに変動水圧の応答関数を実験的に検討することを目的として、シリーズ計算を行なった条件のもとで水槽試験を実施した。

3.1.1 供試模型および試験状態

供試模型は昭和47年度に横方向強制動揺試験を実施した210型タンカーの3m木製模型(縮尺1/103.3)で、Bilge keel, 舵などを取付け自航状態とした。試験状態はFull load, Even keelとし、縦、横方向の環動半径は実船対応値にできるだけ近くなるように調整し、結局、 $K_{xx} = 0.3276 \text{ B}$ (実船の値は0.3231B), $K_{yy} = 0.2466 \text{ L}$ (0.2494L)となった。この時の動揺周期は自由動揺試験より求めた結果

$$T_z = 1.280 \text{ sec} \quad T_\theta = 1.050 \text{ sec}$$
$$T_\phi = 1.394 \text{ sec} \quad [F_n = 0.10, GM = 60.9 \text{ mm} (6.28 \text{ m}) \text{ のとき}]$$

となった。

船速は、 $F_n = 0.0, 0.10, 0.15$ の3点、波方向は $\mu = 180^\circ \sim 0^\circ$ を 45° ごとに、波長は $\lambda/L = 0.5 \sim 2.5$ の範囲で試験を行なうこととし、船体運動Heave, Pitch, Surge, Sway, YawおよびRollを6成分動揺計測装置で、変動水圧はS.S. 2½, 5および8½の3断面のそれぞれ LWL, Bilge および Keel center line の位置に取付けた微小圧力変換器(豊田工機製PMS-5型)によって計測した。なお、圧力変換器はWeather sideに取付けたが、S.S. 8½断面ではLeeward sideにも取付け、またLWL部の変動水圧の計測精度をcheckする意味でS.S. 5断面ではLWLより少し下方(Lewis断面表示で $\theta = 80^\circ$ の点)にも圧力変換器を取りつけた。変動水圧計測断面には船側に銀線を貼付けて相対水位が計測できるようにした。試験は三菱重工業長崎研究所耐航性能水槽で行なった。

3.1.2 船体運動の計測結果と計算値の比較

計測された船体運動の振幅の一例をFig. 3.1.1に示す。これらの結果は $F_n = 0.10, z = 90^\circ \sim 180^\circ$ の場合のもので、図にはシリーズ計算の結果を併記してある。これらの図より次のようなことが云える。

- (1) Heaving の振幅に関しては、斜波中を含め波長が $\lambda/L = 2.0$ 程度になるまでは計測値と計算値はかなりよく一致しているが、それより長い波長領域ではいくらか差を生じている。また、Pitching の振幅は $z = 180^\circ$ の場合に計測値と計算値に大きな差のある点がみられるが、斜波中も含め全般的に両者かなりよい一致を示している。
- (2) Surging の振幅に関しては、計算値はいわゆる Froude-Kriloff の仮定による簡単な計算によるものであるが、計算値はこれとほぼ一致している。
- (3) Swaying の振幅は今回に限り計測値が計算値より大幅に大きくなつたが再試験の結果は図に併記したようになつた。Yawing の振幅は $z = 45^\circ$ で計測値がかなり小さくなつてゐるほかは両者ほぼ一致している。
- (4) Rolling の振幅に関しては、計算値は先に本船型について実施した強制Rolling 試験の結果などを参照して、Rolling の減衰係数の推定法を修正した計算法によつていることもあるが、計測値は計算値とよく一致している。

3.1.3 相対水位、変動水圧の計測結果と計算値の比較

計測された相対水位、変動水圧の振幅をFig. 3.1.2~3.1.11に示す。これらの結果は $F_n = 0.10, z = 180^\circ, 135^\circ$ の場合をS.S. 8½, 5, 2½の3断面について示したもので、図にはシリーズ計算の結果を併記してある。これらの図より次のようなことが云える。

- (1) 相対水位の振幅に関しては、計測値には波長の短い領域でいくらかばらつきが見られるが、計測値はほぼ計算値と一致している。 $\lambda/L = 0.5 \sim 0.75$ 付近の計測はかなりむずかしく、また $\omega/\theta^2 = 1/4$ 付近での計測値はいずれも

計算値より大きくなっている。

(2) S.S.8%における変動水圧の振幅に関しては、Weather side, Leeward sideで計測したが、 $\alpha=180^\circ$ の場合のLWL, Bilge部の値は等しくなるべきところ、かなりの差異が認められる。その他では計測値と計算値はほぼ一致していて、斜波中においても現在の推定法により変動水圧の大きさをほぼ推定し得ると云える。

(3) S.S.5における変動水圧の振幅に関しては、LWL部における変動水圧の計測値に計算値を大幅に上まわるもののがみられる。S.S.2%における変動水圧の振幅に関しては、計測値と計算値はほぼ一致しているようである。

なお、S.S.5ではLWL部の下方($\theta=80^\circ$ の点)にも圧力変換器を取付けて計測を行なったが計算値との一致度はあまり改善されていない。 $\alpha=180^\circ$ の場合にはかなり改善されているように見えるが、LWL部の他の条件の場合の結果から見て、この場合のLWL部における変動水圧の計測に何か問題点があったものと考えられる。

以上、210型タンカーの自航模型を用いて波浪中における船体運動、変動水圧を計測し、計算値と比較した結果について述べたが、まだ実験技術的に満足できない点が多くあるため、計測値の精度は十分でないものと考えられる。また、計算値も例えれば相対水位の計算にはいわゆるDynamic swell upを考慮していかなかったり細部の問題点が残されている。210型タンカー船型に関しては、47年度に実施した強制動搖試験、3.2.2に示す波強制力計測試験でも変動水圧が計測され一応のDataが揃うことになるので、今後さらに必要な部分について再試験を行なうなどして検討を続ける予定である。

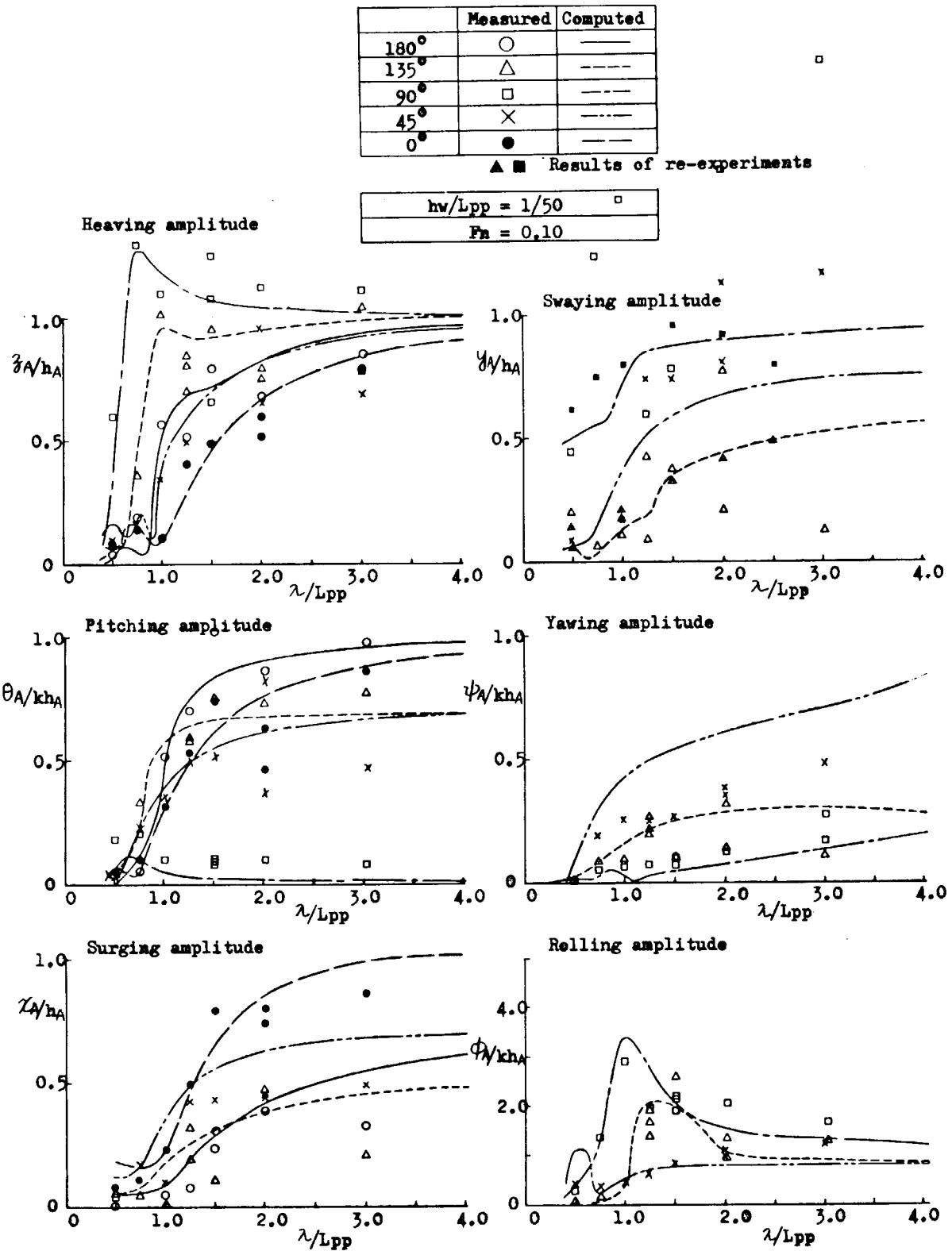


Fig. 3.1.1 Ship motions in regular waves

Square station	S.S. 8.1/2
Wave height	$h_w/L = 1/50$
Wave direction	$\mu = 180^\circ$
Ship speed	$F_n = 0.10$

Hydrodynamic pressure		
Position	Measured	Computed
LWL	○	—
Bilge	△	— - -
Keel center	□	— · —
Relative motion	○	·····

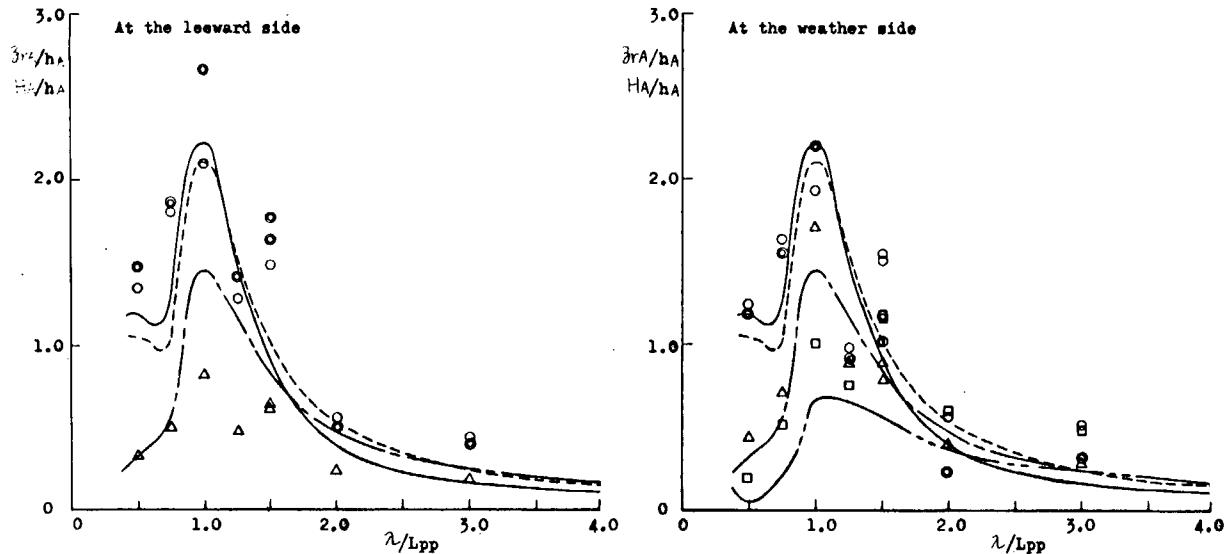


Fig. 3.1.2 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

Square station	S.S. 8.1/2
Wave height	$h_w/L = 1/50$
Wave direction	$\mu = 135^\circ$
Ship speed	$F_n = 0.10$

Hydrodynamic pressure		
Position	Measured	Computed
LWL	○	—
Bilge	△	— - -
Keel center	□	— · —
Relative motion	○	·····

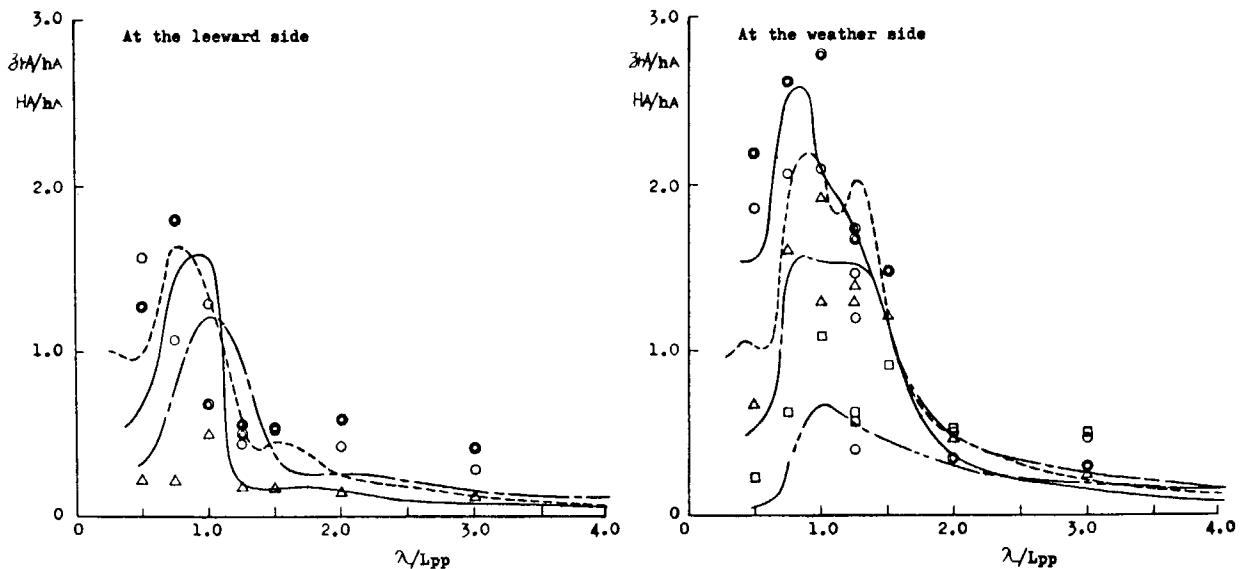


Fig. 3.1.3 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

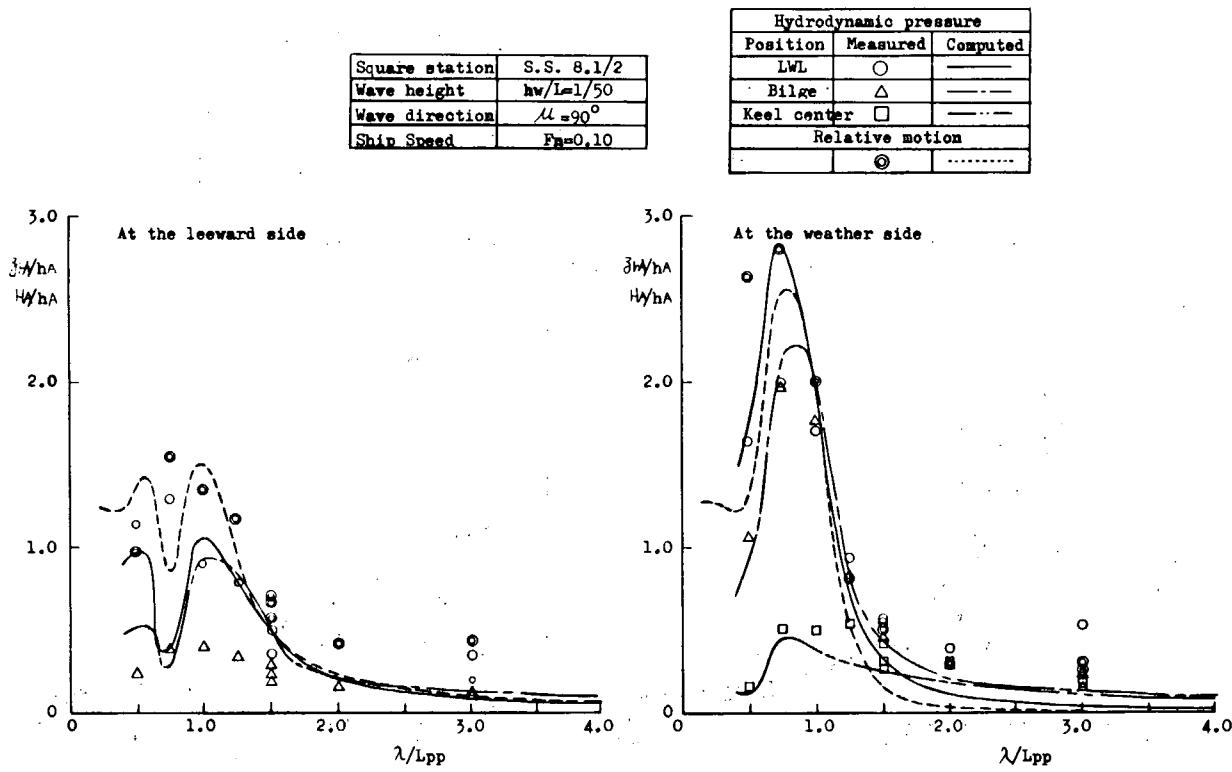


Fig. 3.1.4 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

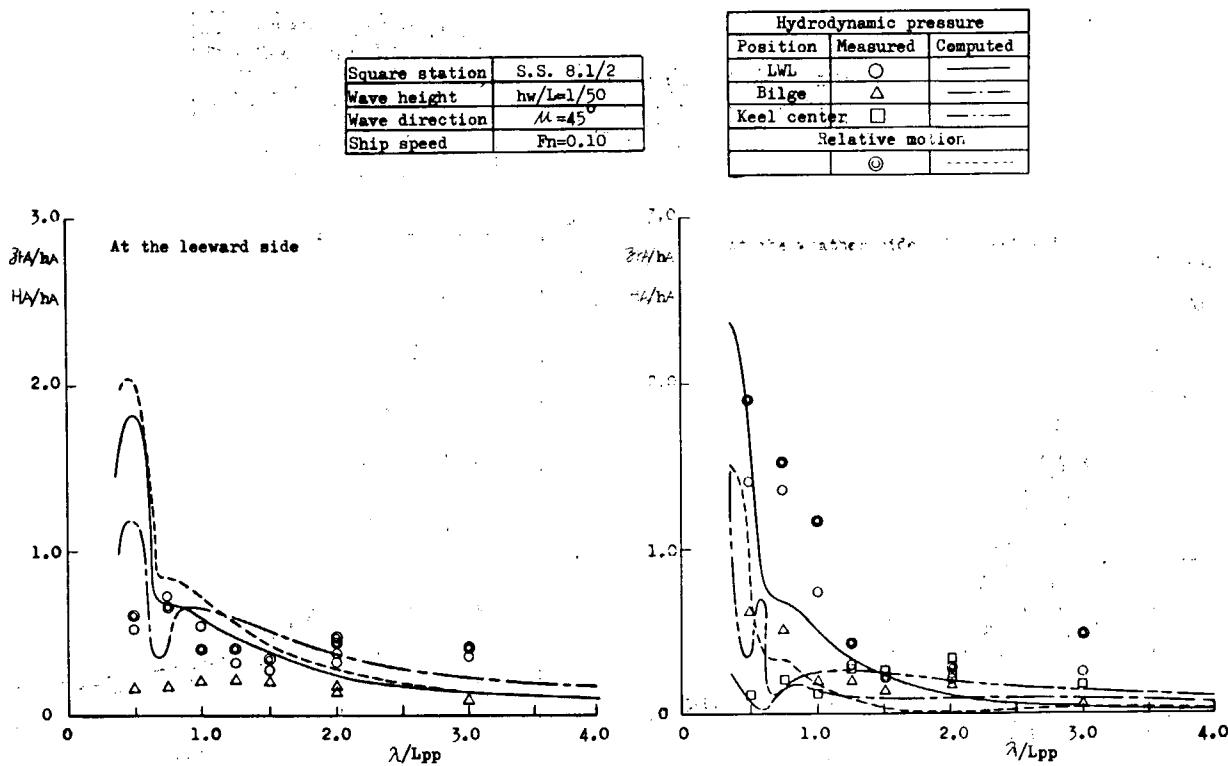


Fig. 3.1.5 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

Square station	S.S. 8.1/2
Wave height	$h_w/L=1/50$
Wave direction	$\mu = 0^\circ$
Ship speed	$F_n=0.10$

Hydrodynamic pressure		
Position	Measured	Computed
LWL	○	—
Bilge	△	— - -
Keel center	□	— - -
Relative motion	◎	-----

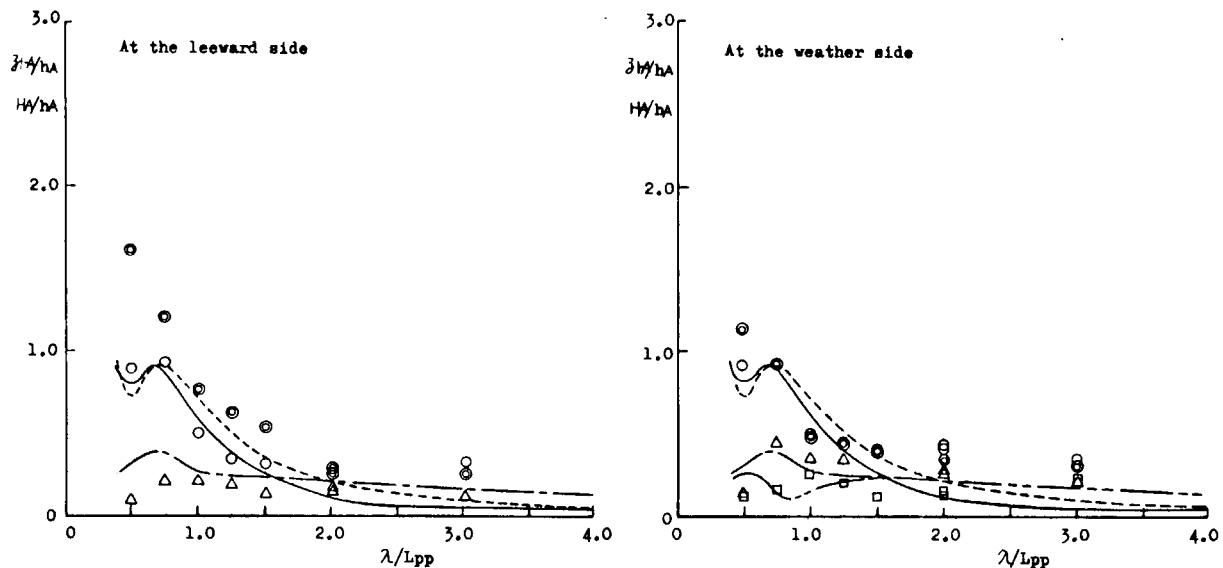


Fig. 3.1.6 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

Wave height	$h_w/L=1/50$
Wave direction	$\mu = 180^\circ$
Ship Speed	$F_n=0.10$

Hydrodynamic pressure		
Position	Measured	Computed
LWL	○	—
$\theta = 80^\circ$	+	— - -
Bilge	△	— - -
Keel center	□	— - -
Relative motion	◎	-----

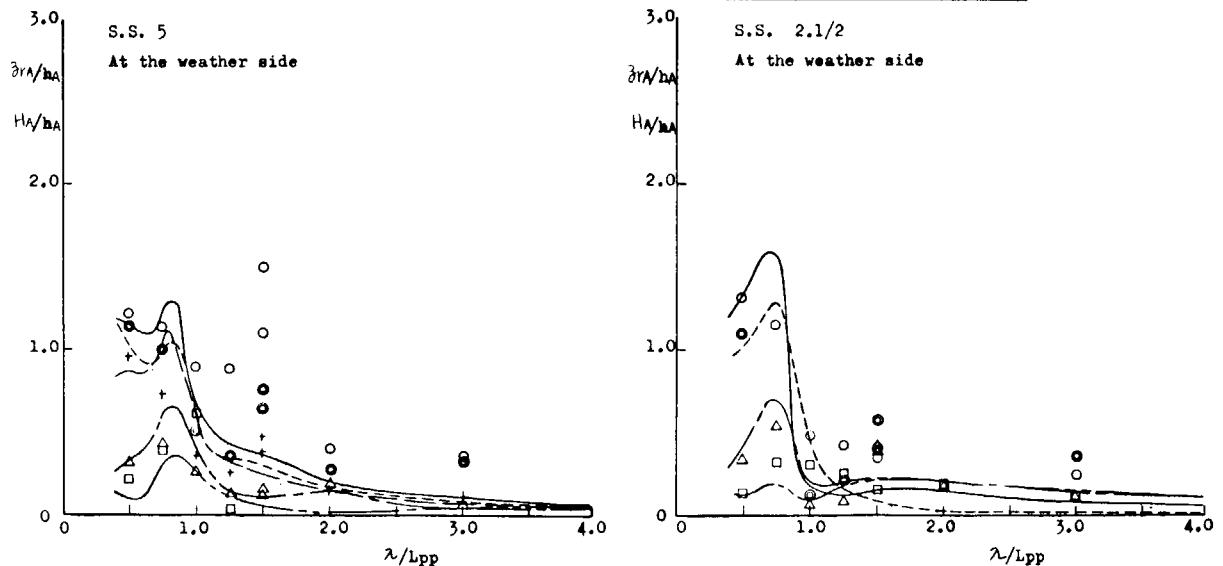


Fig. 3.1.7 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

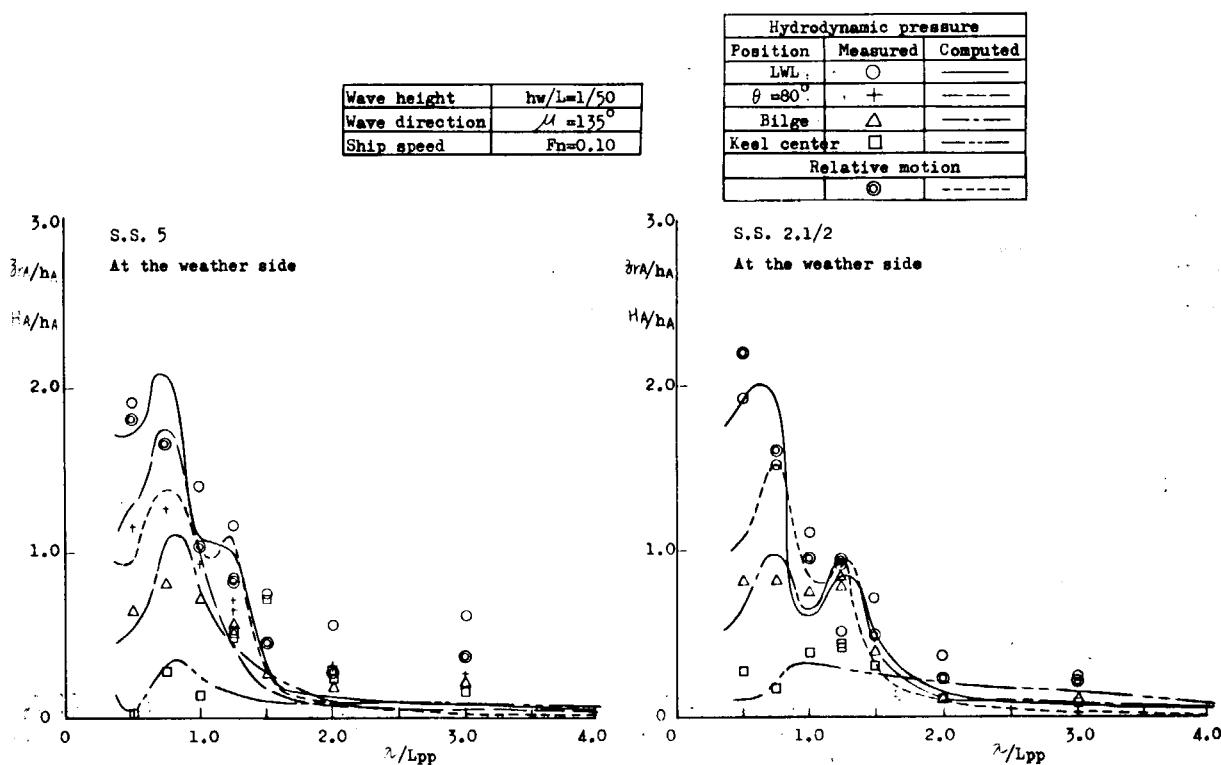


Fig. 3.1.8 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

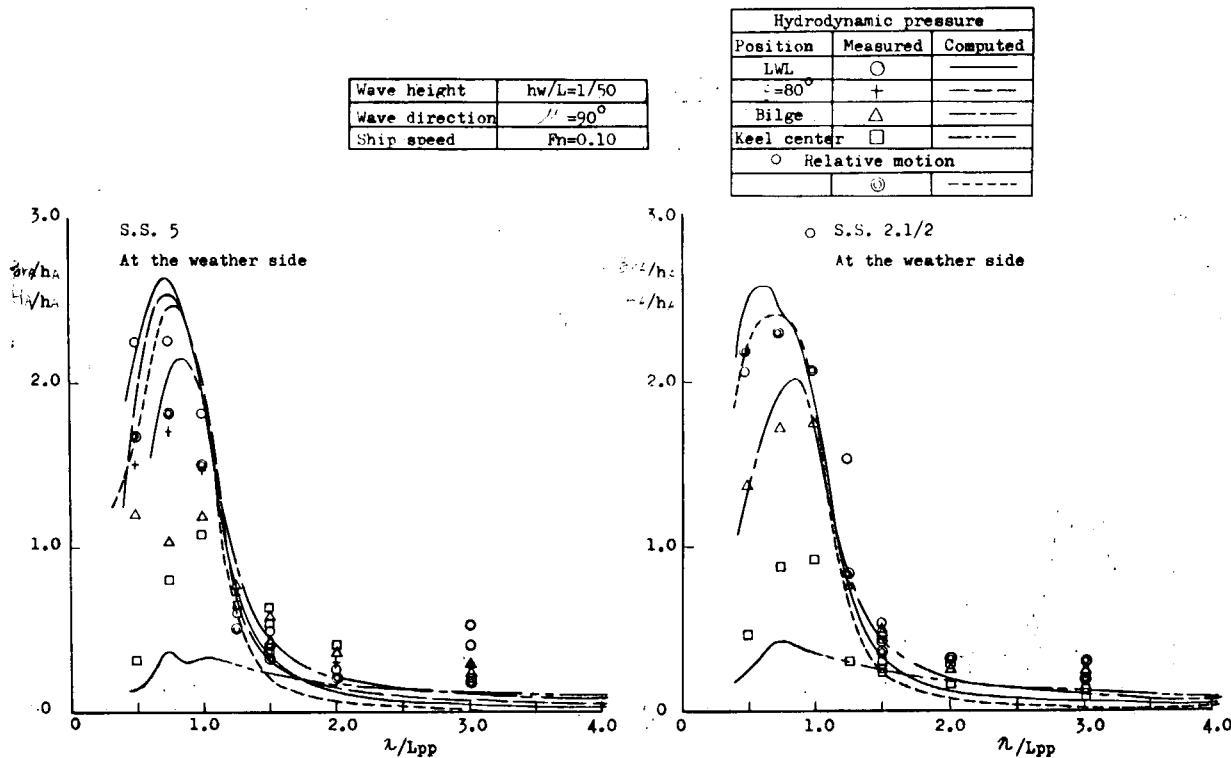


Fig. 3.1.9 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

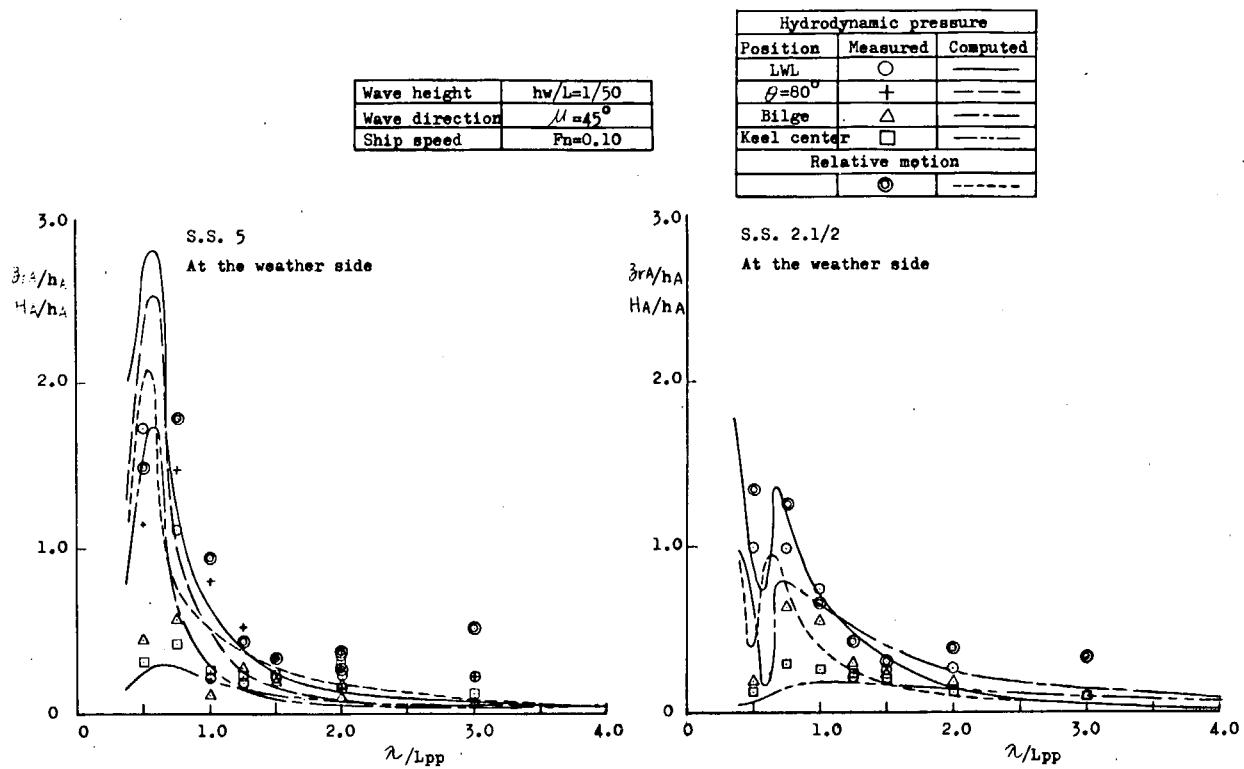


Fig. 3.1.10 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

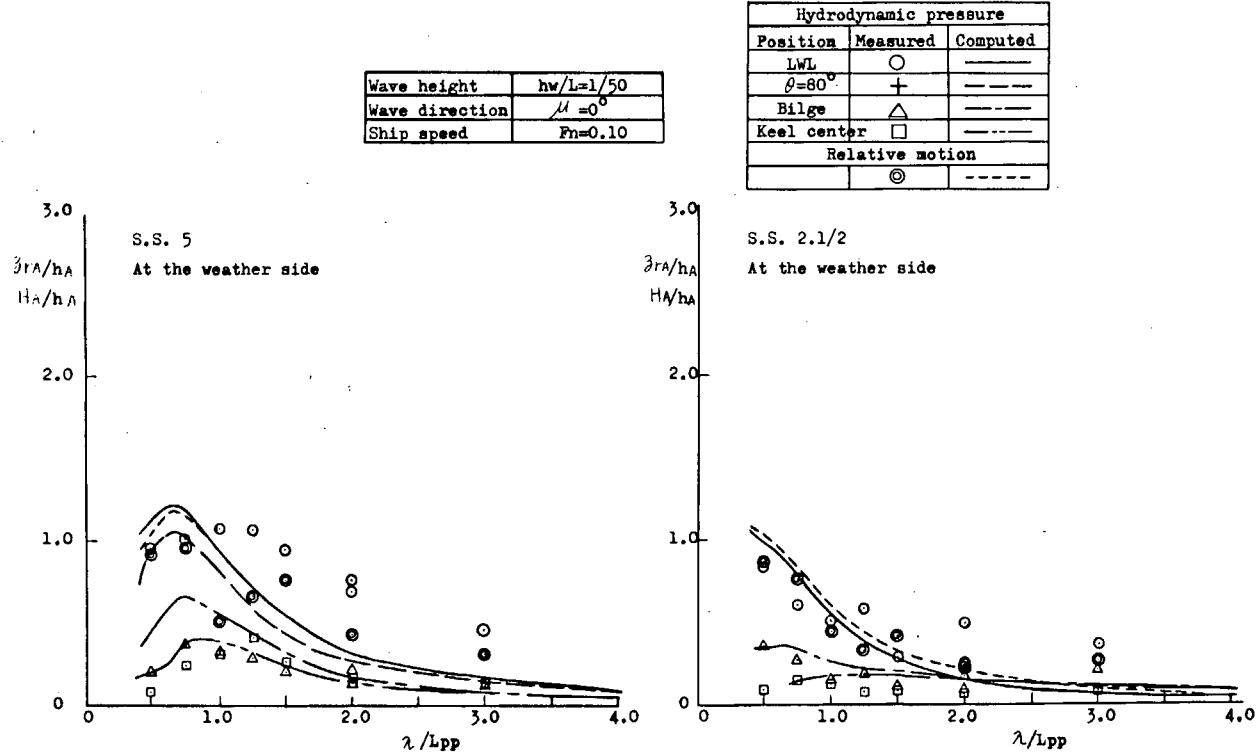


Fig. 3.1.11 Amplitude of relative motion and hydrodynamic pressure in regular waves

3.2 規則波中を航走する拘束船体に働く変動水圧の計測

3.2.1 鉛石運搬船型

昨年度までの研究の結果、波浪荷重の実用的計算法としては現在の計算法でかなり精度よく推定できることが確かられたといつてよいと思われるが、なお細かくみると1～2問題点があった。それは、規則波中の自航模型船による波浪変動圧の実験値が、郷田方式にしろ田才方式によるにしろ、計算値ととくに水面付近で合わず、またその差は波長の短いところで大きいことであった。この点を検討するため、東京大学船舶航海性能試験水槽では、波頭の甲板上へのくずれと上述の変動圧の差異の間に何等かの因果関係があるのではないかと、波高を徐々に変化させて実験的に検討したが、一応の結論として、上述の両者の間には何等関連性がないことが明らかとなった。そこで、本年度は自航状態の波浪変動圧を、Froude-Krilloff 圧をも含んだ Diffraction Pressure と Radiation Pressure に分けて考え、前者については変動圧力と入射波の間の位相関係、後者については強制動揺変位と変動圧の位相関係についてとくに注目して調べることにした。ここに報告するのは、前者の拘束船体に働く変動圧に関する分である。

(1) 実験の概要

(1) 実験に用いた模型船は鉛石運搬船笠木山丸の長さ 3 m の木製模型で、その要目を表 3.2.1.1 に示した。拘束状態であるのでプロペラはついていない。

(2) 変動圧測定は、S.S.8 1/2 と 5 の 2 個所とし、各断面上での変動圧測定位置は図 3.2.1.1 に示したとおりである。変動圧の計測には、トヨタ工機製トヨタ PMS-5M-0.5H の圧力計を用いた。模型船への取付方法は、すでに一昨年度本研究委員会報告に記載すみであるので省略する。

(3) 実験状態は一括して表 3.2.1.2 に示した。ただし本報告に結果を記載したのは、すべての x (波との出会い角) について波長・船長比 $\lambda/L = 0.5, 1.0, 1.5$ の場合のみについてである。

なお、今回は入射波と変動圧との間の位相関係を実験的にも調べるために、図 3.2.1.2 に示したように、定位置に置いた波高計 (A6.1) の他に、追跡曳航台車にも模型船とともに波高計 (A6.2) を取りつけ、出会い波を記録し、これを上述の位相差の検出に利用した。

後の図中に示した、拘束船体に働く変動圧の計算値は、田才の方式によるものと土岐の方式によるものを用いた。まず田才の方式を選んだのは、船体横断面上での変動圧振幅分布については郷田方式よりも、実験値に近い値を与えるということがすでに確かめられているからである。¹⁾ また、土岐は 2 次元柱体に働く Diffraction Pressure を横波 ($x = 90^\circ$) の場合について厳密に求める方法を発表し、²⁾ さらにそれを斜波にも拡張している³⁾ ので、それを用いた。

(2) 計算値と実測値の比較

計算値及び実験値の結果の表示は、次のように定めた無次元値 C_P と位相差 ϵ_P によった。すなわち、船体中央に入射波の山がきたときを位相角の原点にとる。これに対して船体内部に向う圧力を正として、この圧力の入射波に対する位相進み ϵ_P を次式で定義したものである。

$$\text{入射波の船体中央に於ける波高} \quad h = h_0 \cos \omega_e t$$

$$\text{各測点の変動圧} \quad P_w = P_{wo} \cos(\omega_e t + \epsilon_P)$$

とし、 C_P は $P_{wo}/\rho g h_0$ と定義した。図 3.2.1.3～3.2.1.3.2 に実験結果を計算値とともに示したが、その結果をまとめると次のようである。

(1) 正面向波 ($x = 180^\circ$) と追波 ($x = 0^\circ$) での S.S.5 の実験値は互によく一致しているが、S.S.8 1/2 では向波での圧力振幅が追波でのそれより明らかに大きい。これは船側にそって波が伝播する間に減衰するためと思われる。この減衰のためか、追波での圧力の振幅分布は、計算値と実験値でかなり食違っている。

水面付近での変動圧振幅値の計算値と実験値は、S.S.8 1/2, 5ともに、波長が $\lambda/L = 0.5$ と短い場合によく一

致しているように見えるが、その反面船底では、実験値は計算値よりかなり大きい。

そのため、断面上での全般的な変動圧振幅分布。位相分布は、むしろ波長が長いほど、計算値と実験値の一致がよい。

(ロ) $\alpha = 45^\circ$ と 135° での S.S. 5 における振幅分布。位相分布の実験値は、先の(イ)の場合と同様、互にほぼ等しい分布している。しかし計算値との比較では、波長の短い場合に lee side あまり良く合わない。このとき、計算値も田才方式と土岐方式との間に顕著な差が、同じく lee side に見られるが、実験値は概して土岐方式の値に近い。

このような変動圧振幅分布の lee side における差は、S.S. 8 1/2 についての $\alpha = 45^\circ$, 135° の間では、さらに大きく、 $\alpha = 135^\circ$ における圧力振幅は $\alpha = 45^\circ$ での振幅より著しく大きい。このため $\alpha = 135^\circ$ の lee side の実験値は、いずれの計算方式による計算値より大きい。その結果、 $\alpha = 135^\circ$ の実験値との一致度の点では、田才方式によるものの方がよいようである。

(ハ) 横波 ($\alpha = 90^\circ$) では S.S. 8 1/2, 5 ともに weather side の振幅分布。位相分布とともに実験値と計算値はかなり近く、いわゆる実験値の上すぼみの傾向は見い出せない。しかし lee side では実験値と計算値はかなり異なり、さらに計算相互の間でも差が著しい。全般的には土岐方式の値がやゝ実験値に近いようである。

以上まとめると、自航模型船の実験値に見られた変動圧振幅値の水面付近での上すぼみ傾向（とくに weather side について）は、本実験値と計算値の比較では、あまり見られなかった。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会第 131 研究部会：“波浪外力に関する水槽試験”報告書 M.176, P.129~141
- 2) 土岐直二：横波中におかれた Lewis form 柱体に対する Diffraction Problem について、日本造船学会論文集第 133 号、1973
- 3) 同上 : Ursell-Tasai の方法で斜波中にある Lewis form の 2 次元体に働く diffraction pressure を求めること。未発表メモ

Table 3.2.1.1 模型船の主要目

	実 船	模 型 船
垂線間長 L (m)	247,000	3,000
幅 B (m)	40,600	0.4932
深さ D (m)	23,000	0.2794
吃水 d (m)	16,000	0.1943
排水量 (ton)	135,950	0.2350
方形係数 C _b	0.8243	0.8243
中央横断面積係数 C _x	0.9975	0.9975
B _x (m)	7.301 fore	0.0890 fore
ビルジキール長さ (m)	63,320	0.758
幅 (m)	0.425	0.005

Table 3.2.1.2 実験状態

$\frac{\chi}{L}$	0°(進波)			45°			90°(横波)			135°			180°(後波)		
F_n	0.0	0.1	0.2	0.0	0.1	0.2	0.0	0.1	0.2	0.0	0.1	0.2	0.0	0.1	0.2
0.50	○	○		○	○	○	○	○		○	○	○	○	○	
0.75		○		○	○	○		○		○	○	○	○	○	
1.00	○	○		○	○	○	○	○		○	○	○	○	○	
1.25		○		○	○	○	○	○		○	○	○	○	○	
1.50	○	○		○	○	○	○	○		○	○	○	○	○	
2.00		○		○	○	○		○		○	○	○		○	

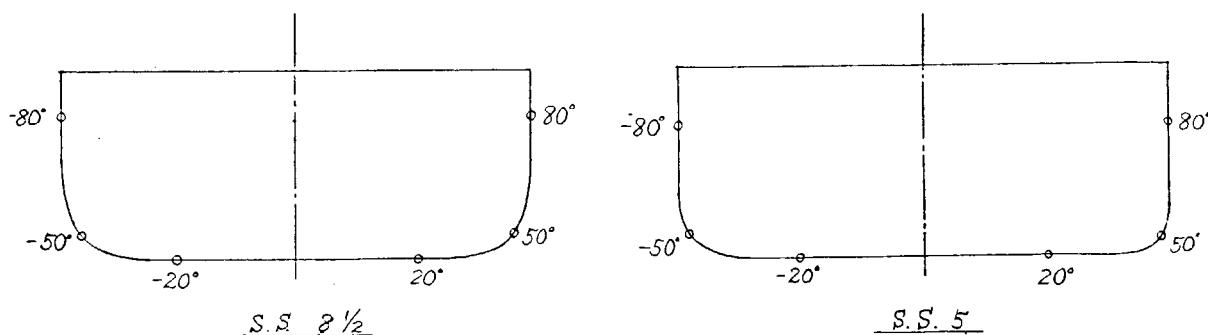


Fig. 3.2.1.1 変動圧力の計測位置

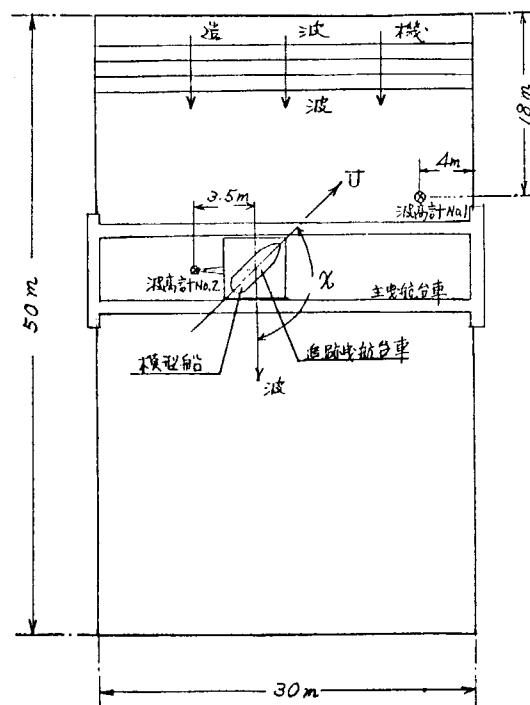


Fig. 3.2.1.2

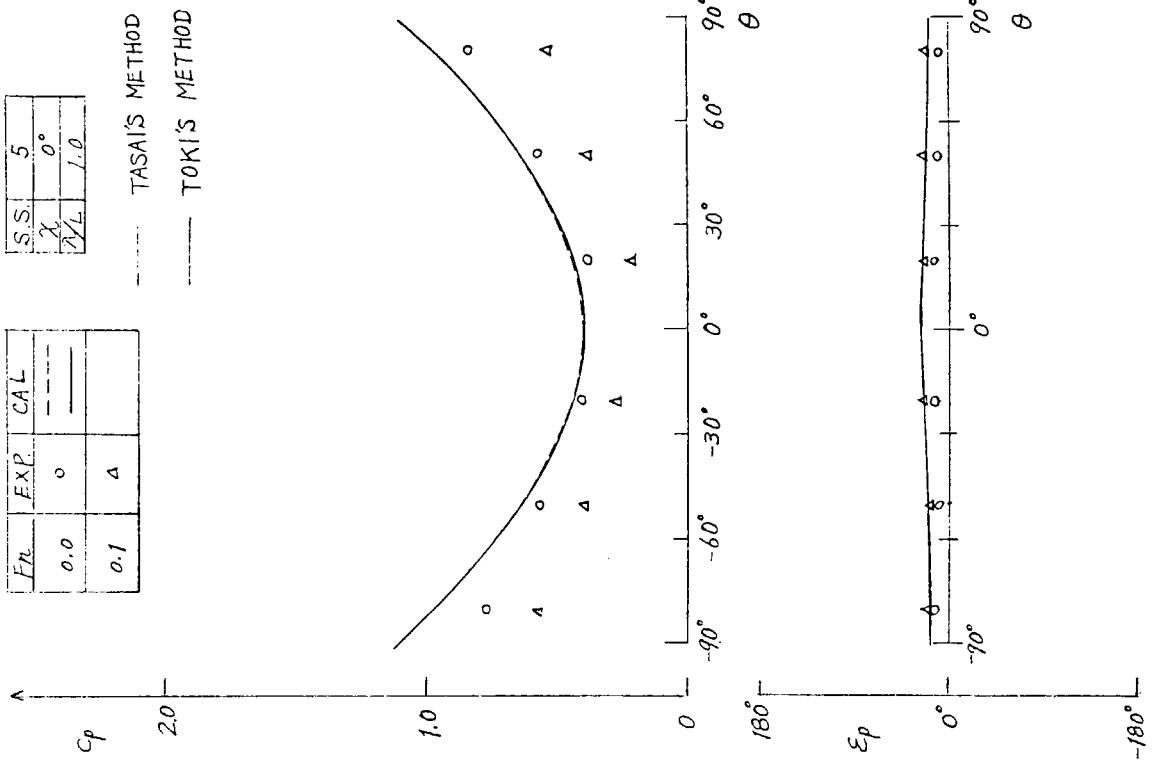
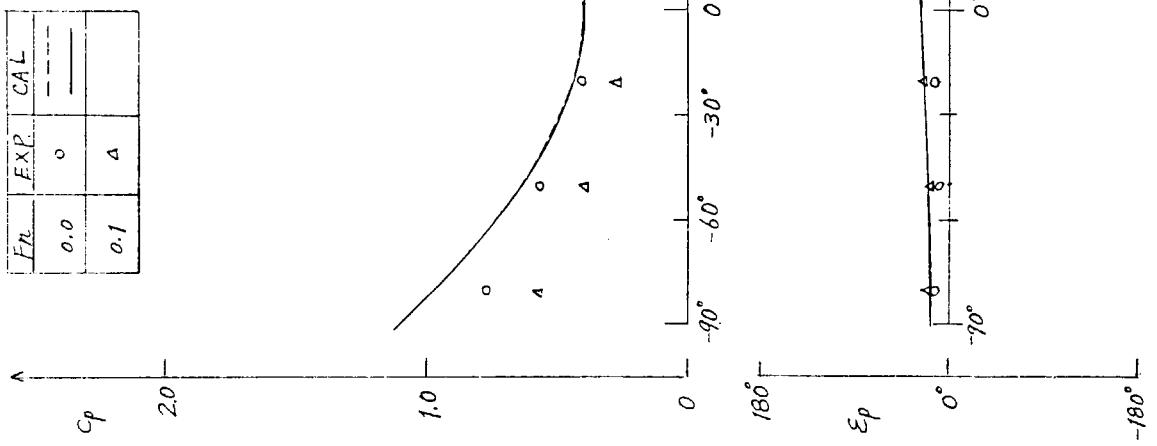
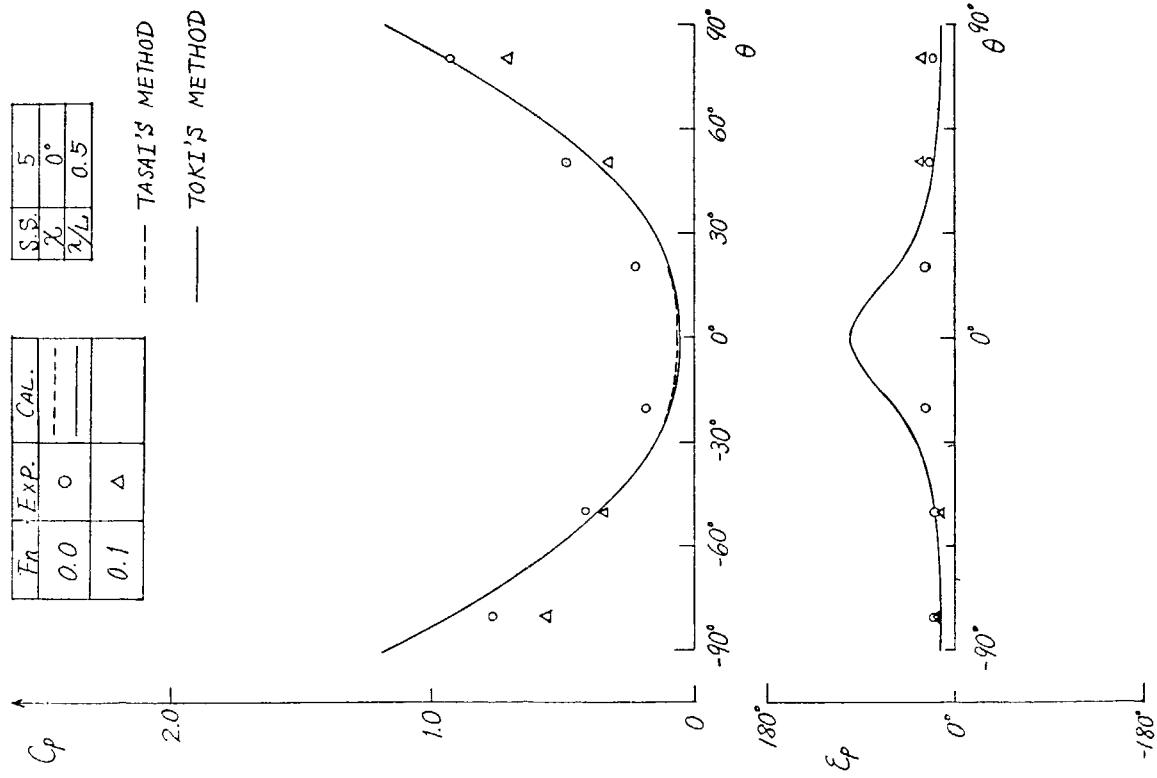
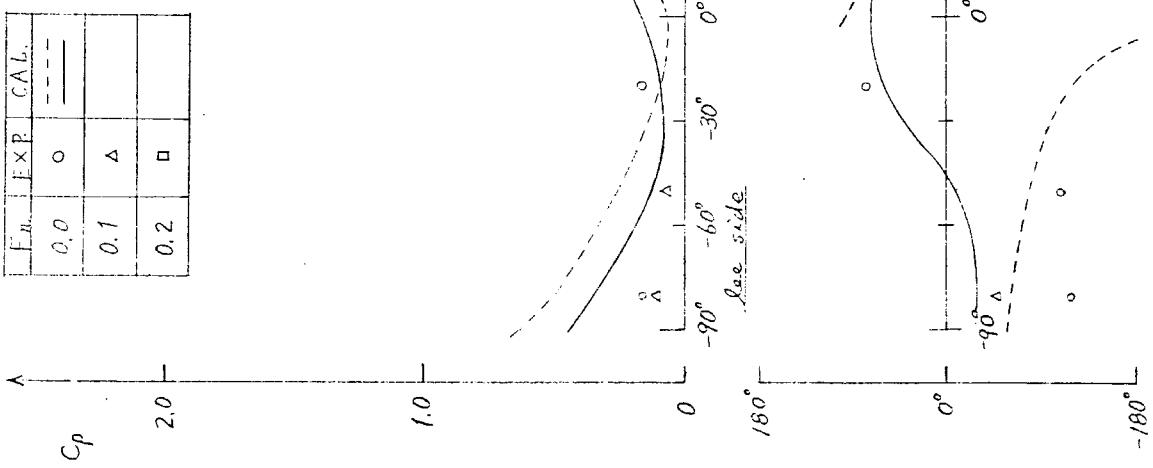
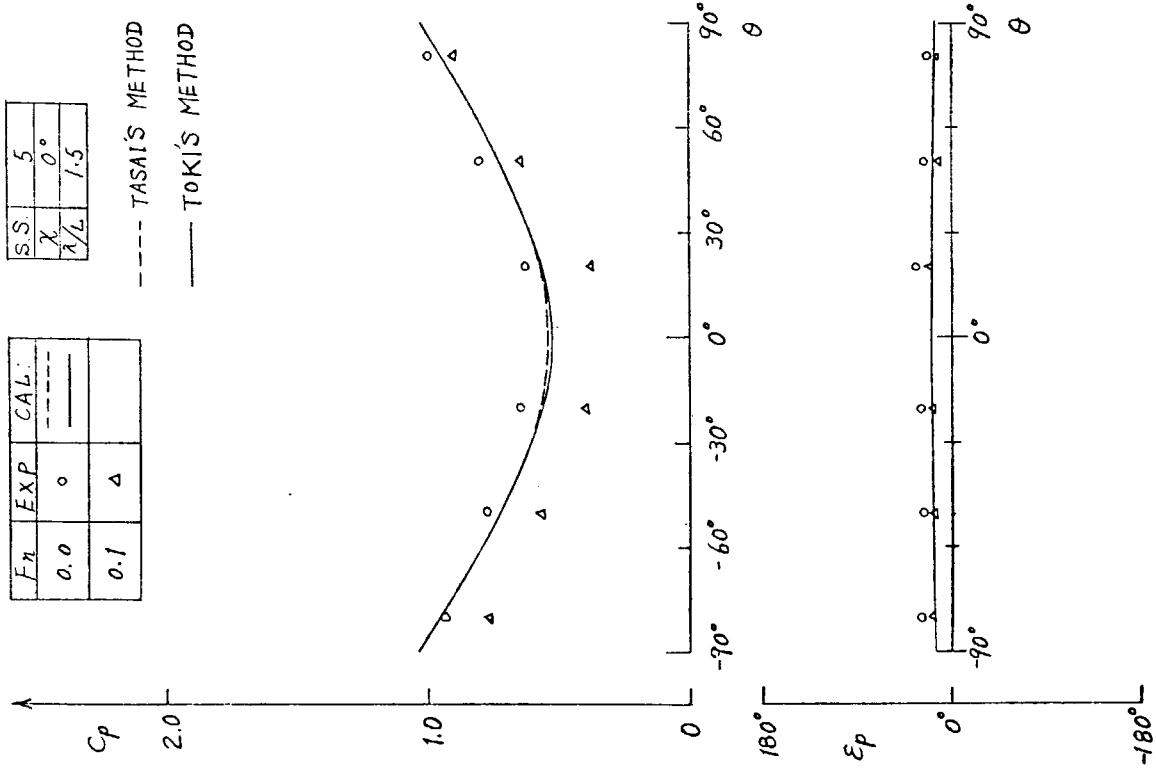


FIG. 3.2.1.3

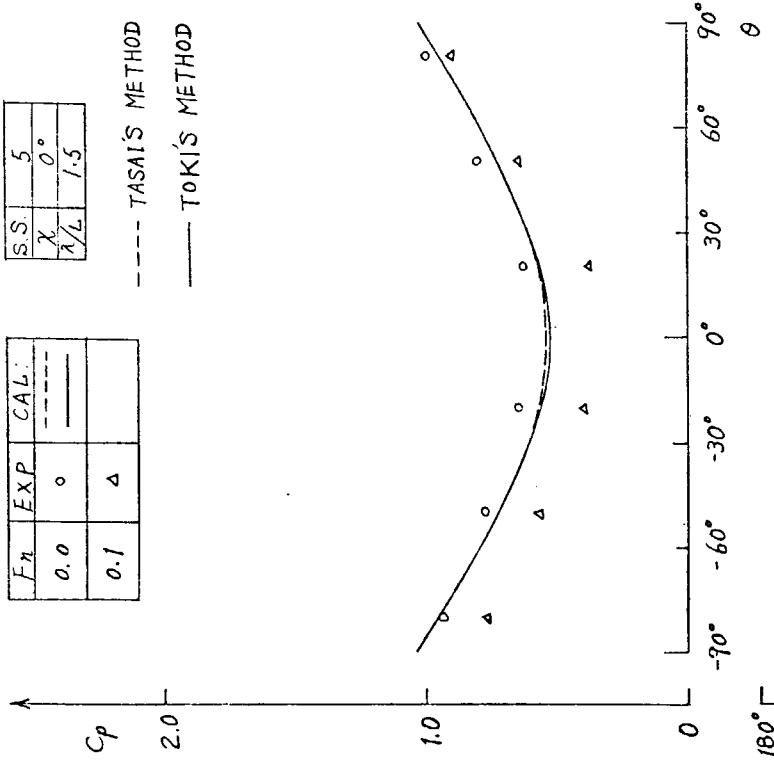
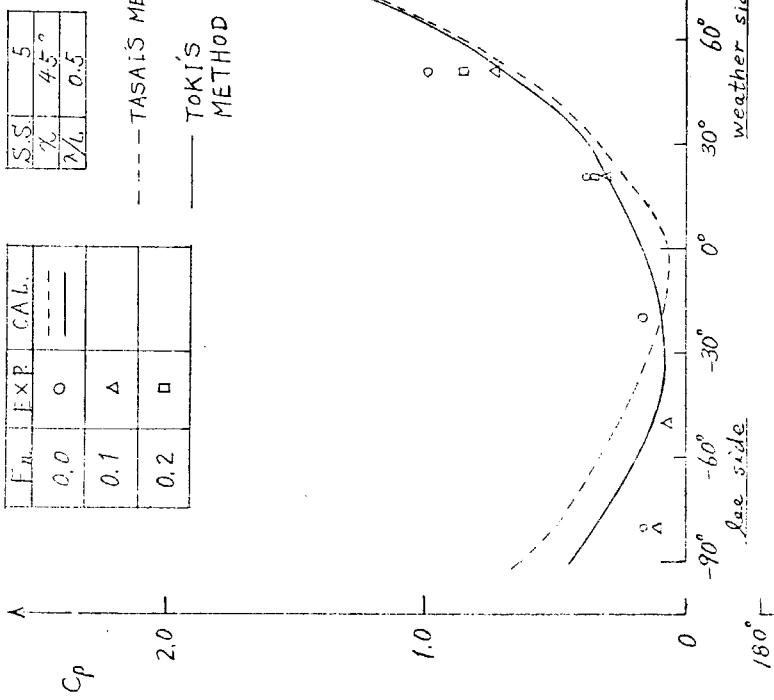
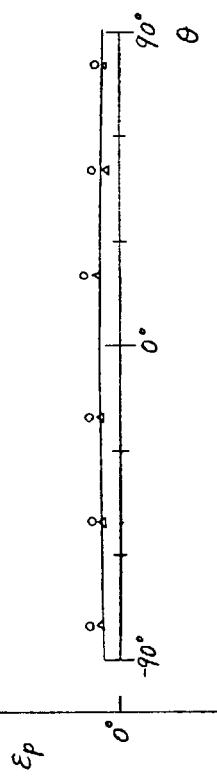
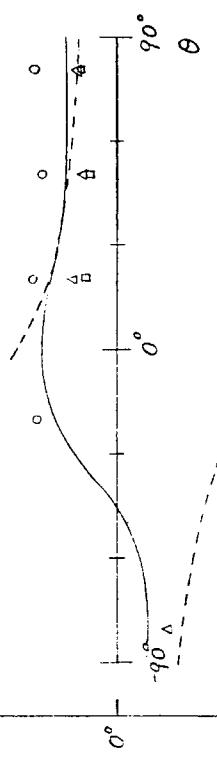
FIG. 3.2.1.4



- 80 -

Fig. 3.2.15

Fig. 3.2.16



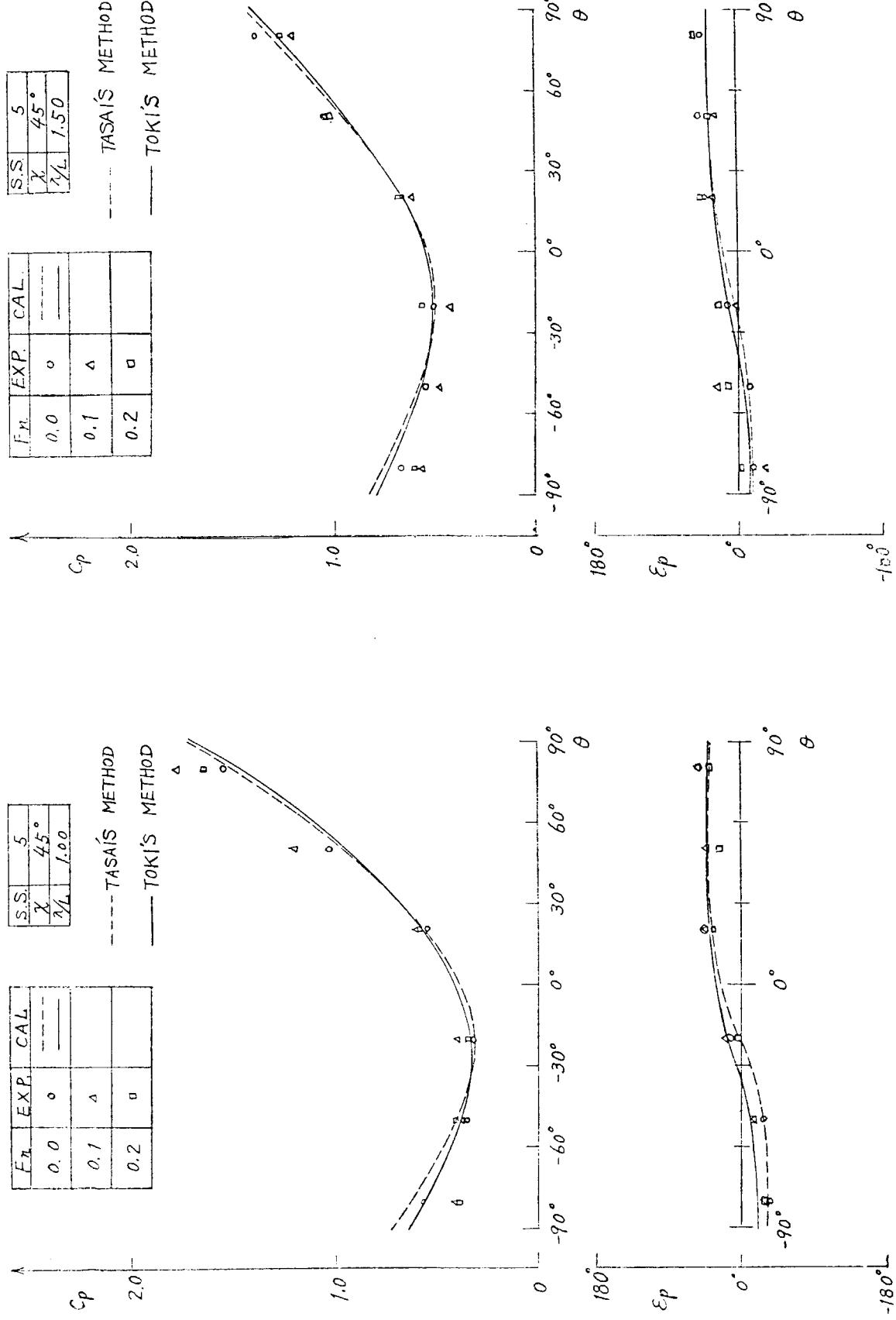


Fig. 3.2.1.7

Fig. 3.2.1.8

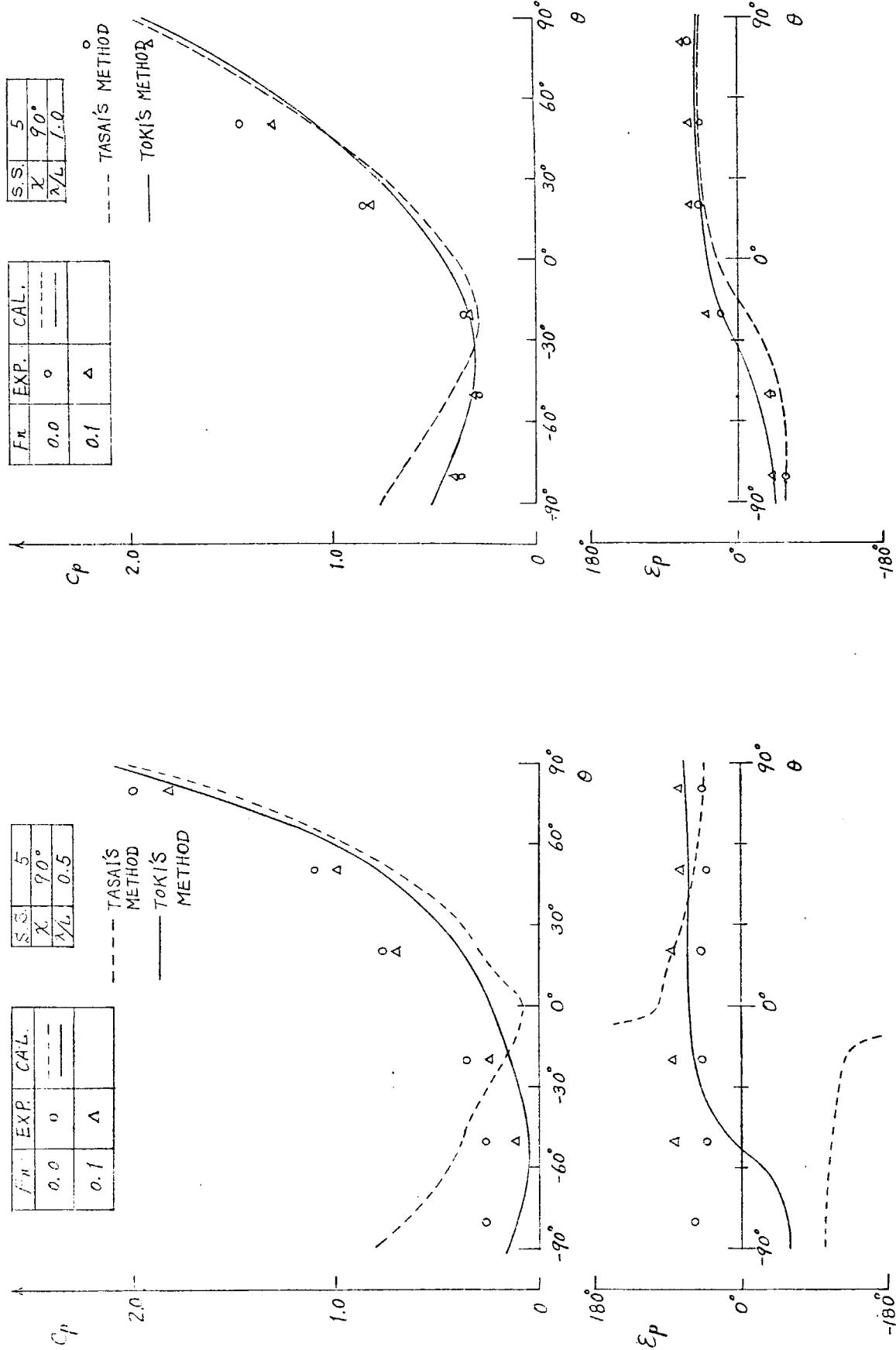


Fig. 3.2.1.9

Fig. 3.2.1.10

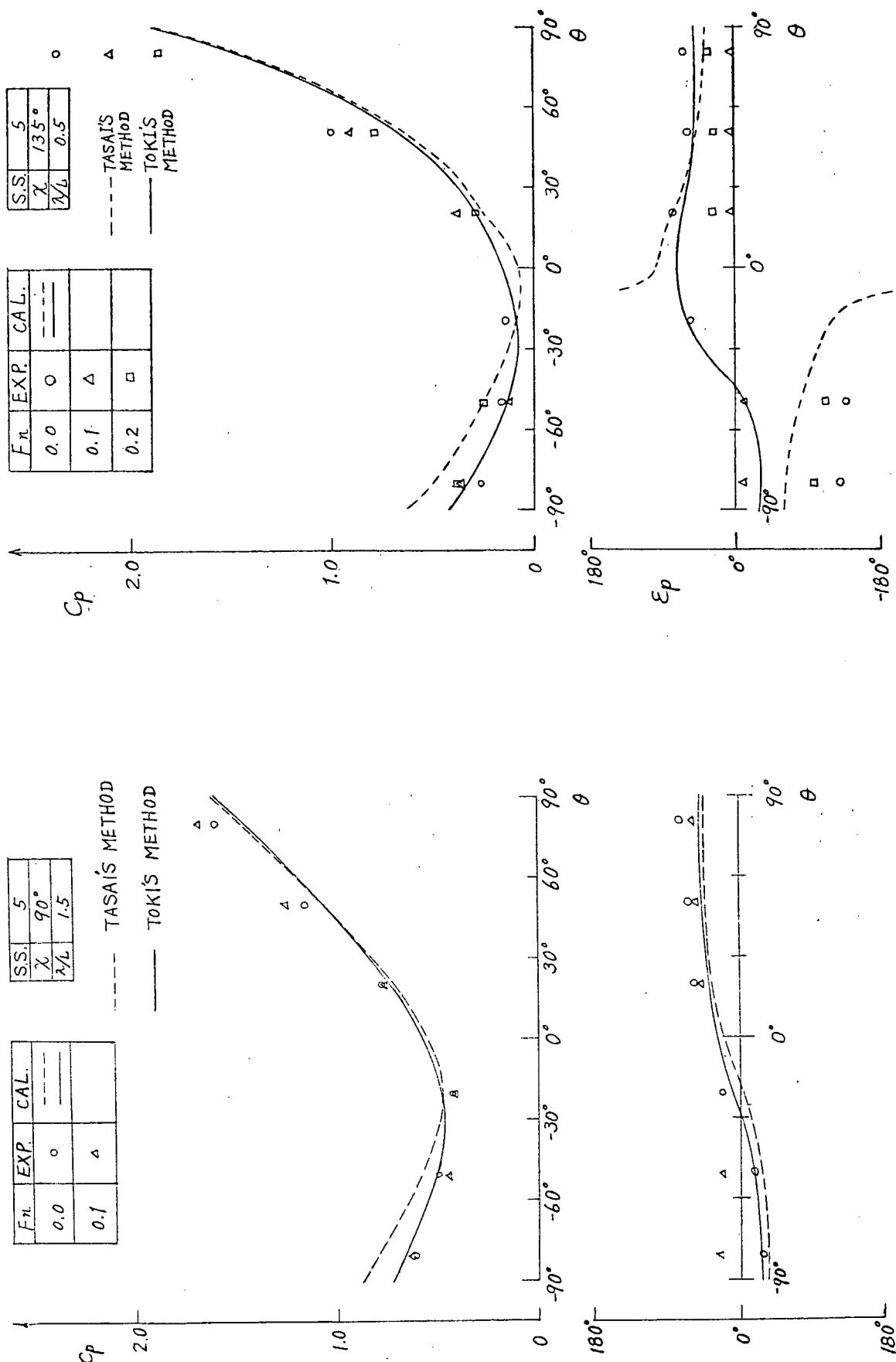


Fig. 3.2.1.11

Fig. 3.2.1.12

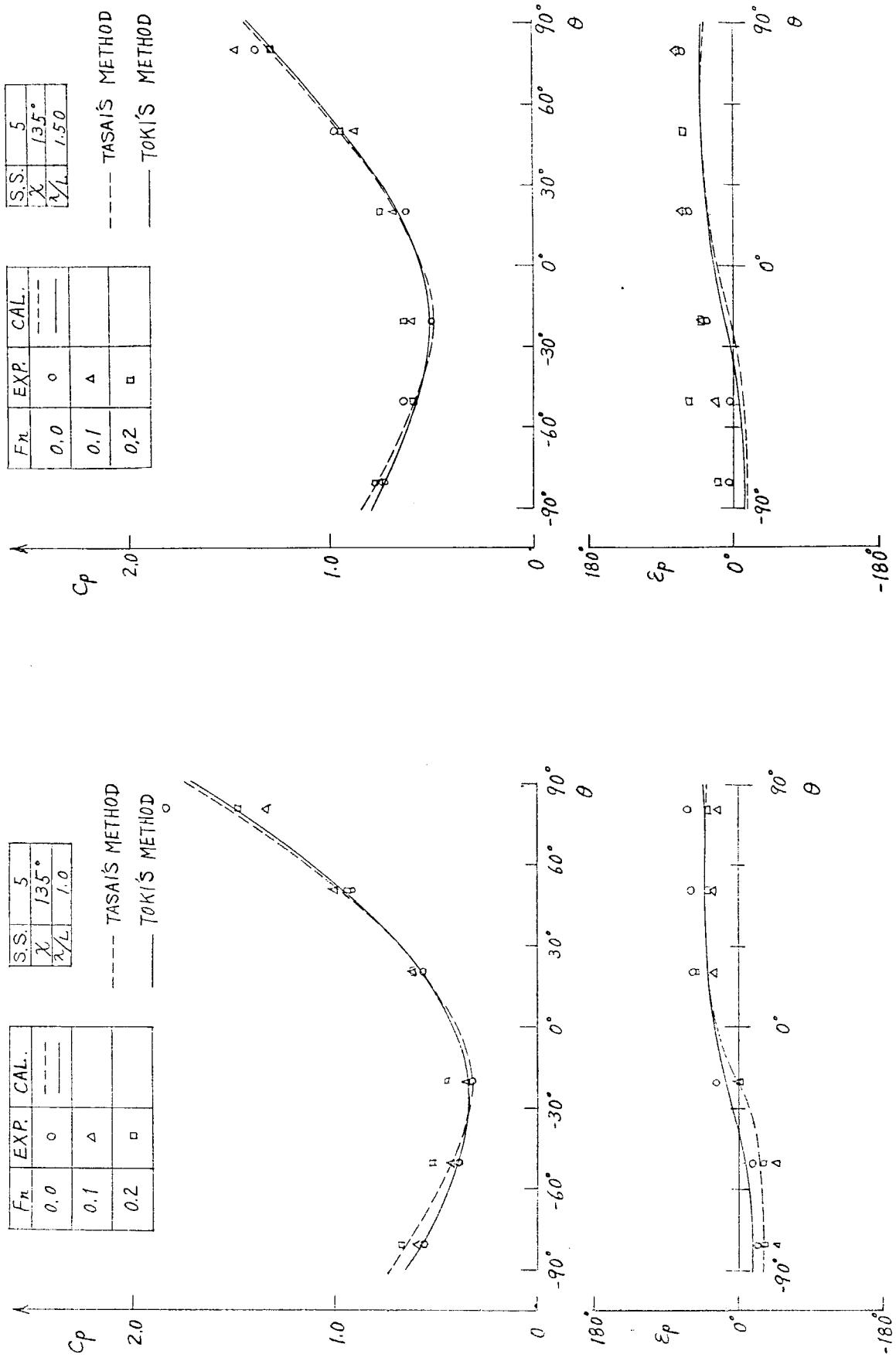


Fig. 3.21.13

Fig. 3.21.14

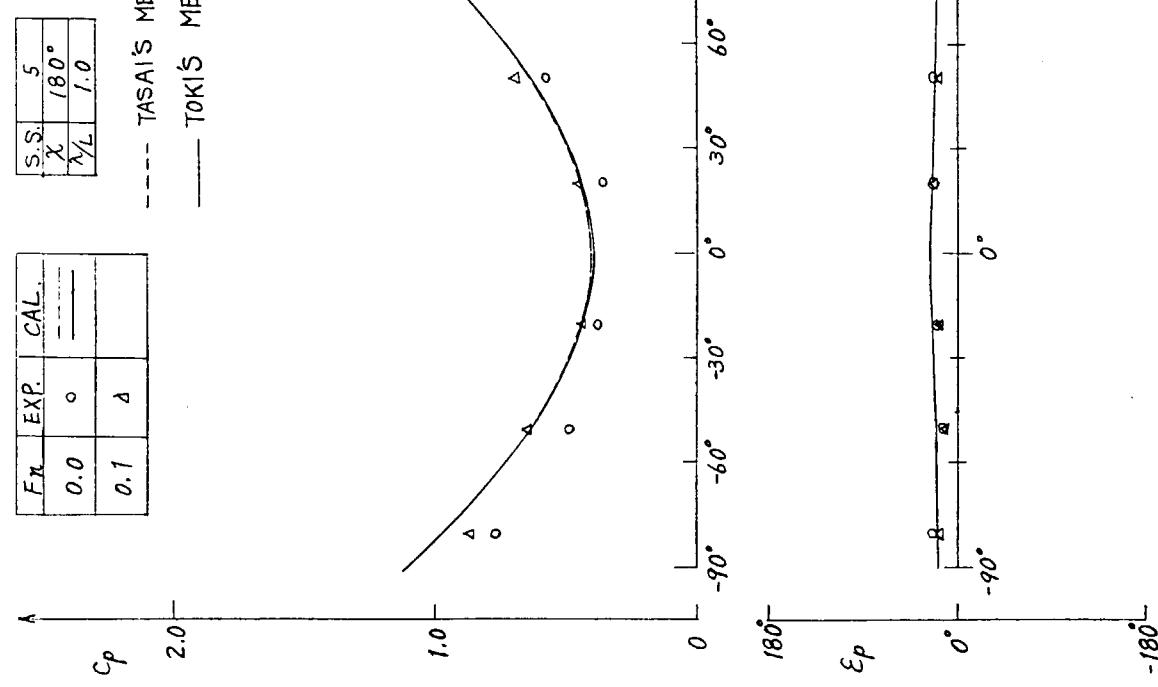
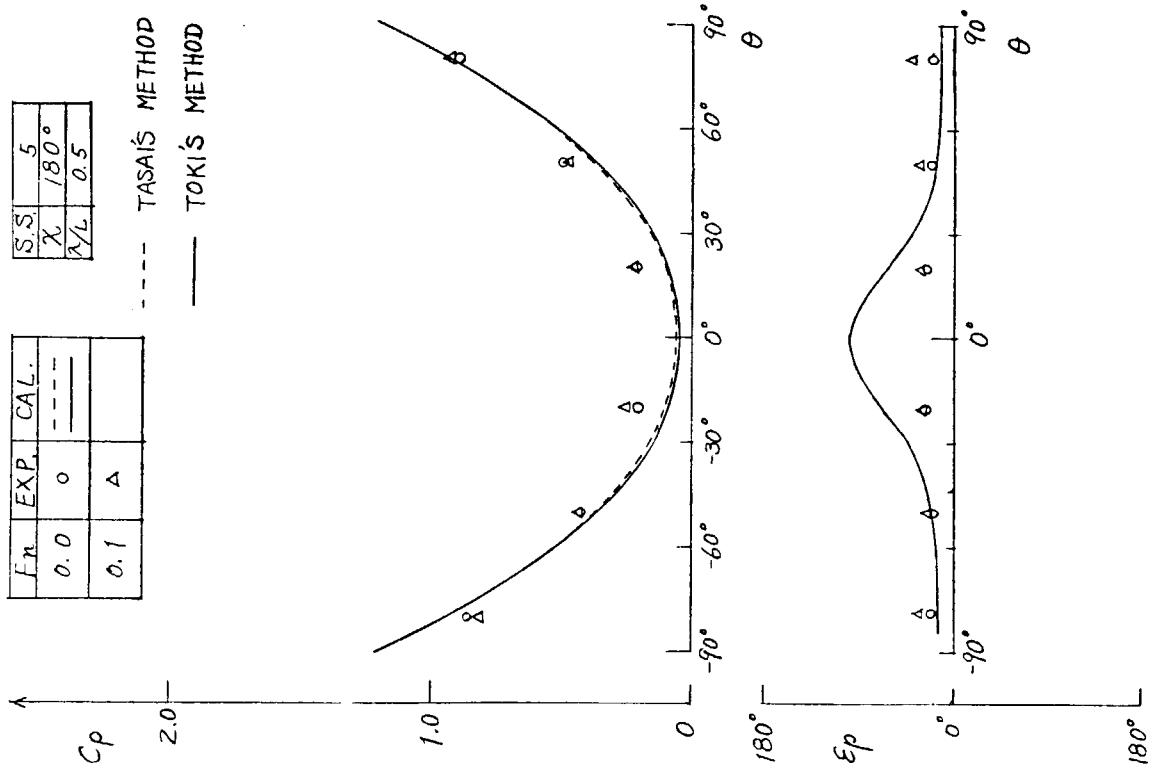
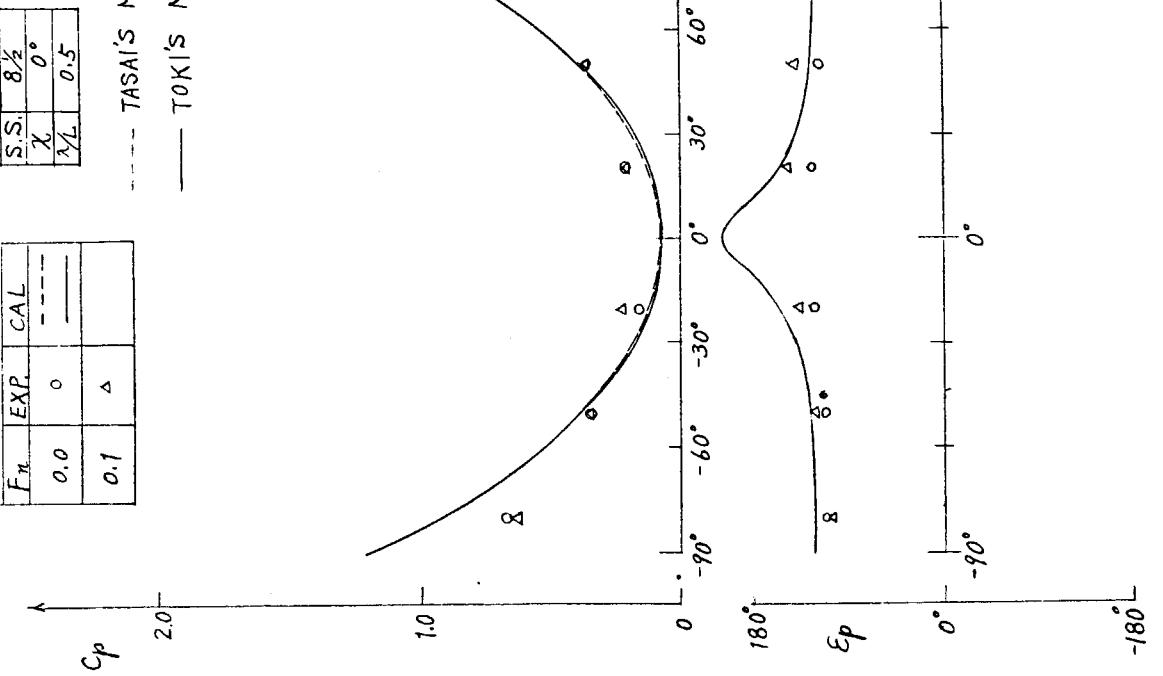
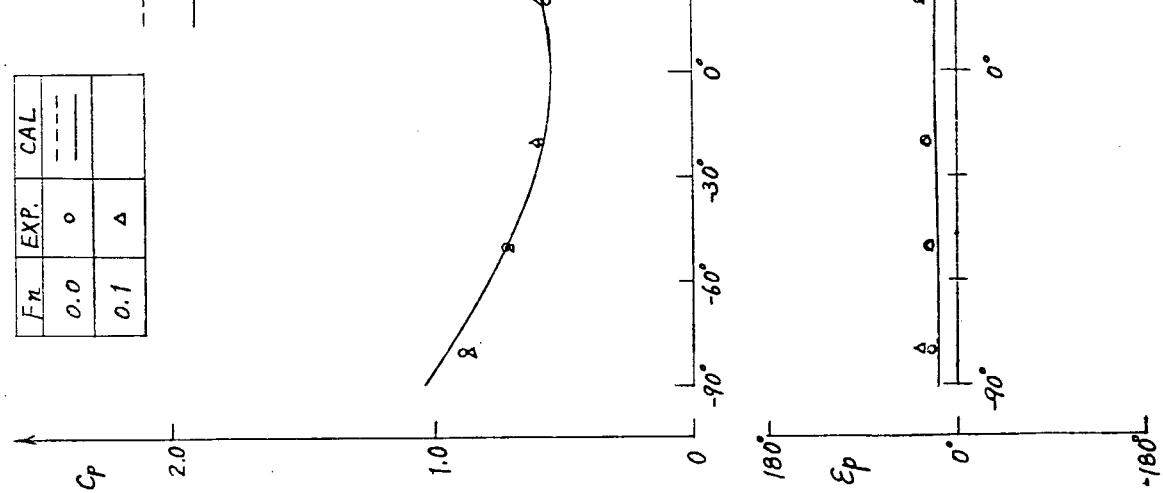


Fig. 3.2.1.15

Fig. 3.2.1.16



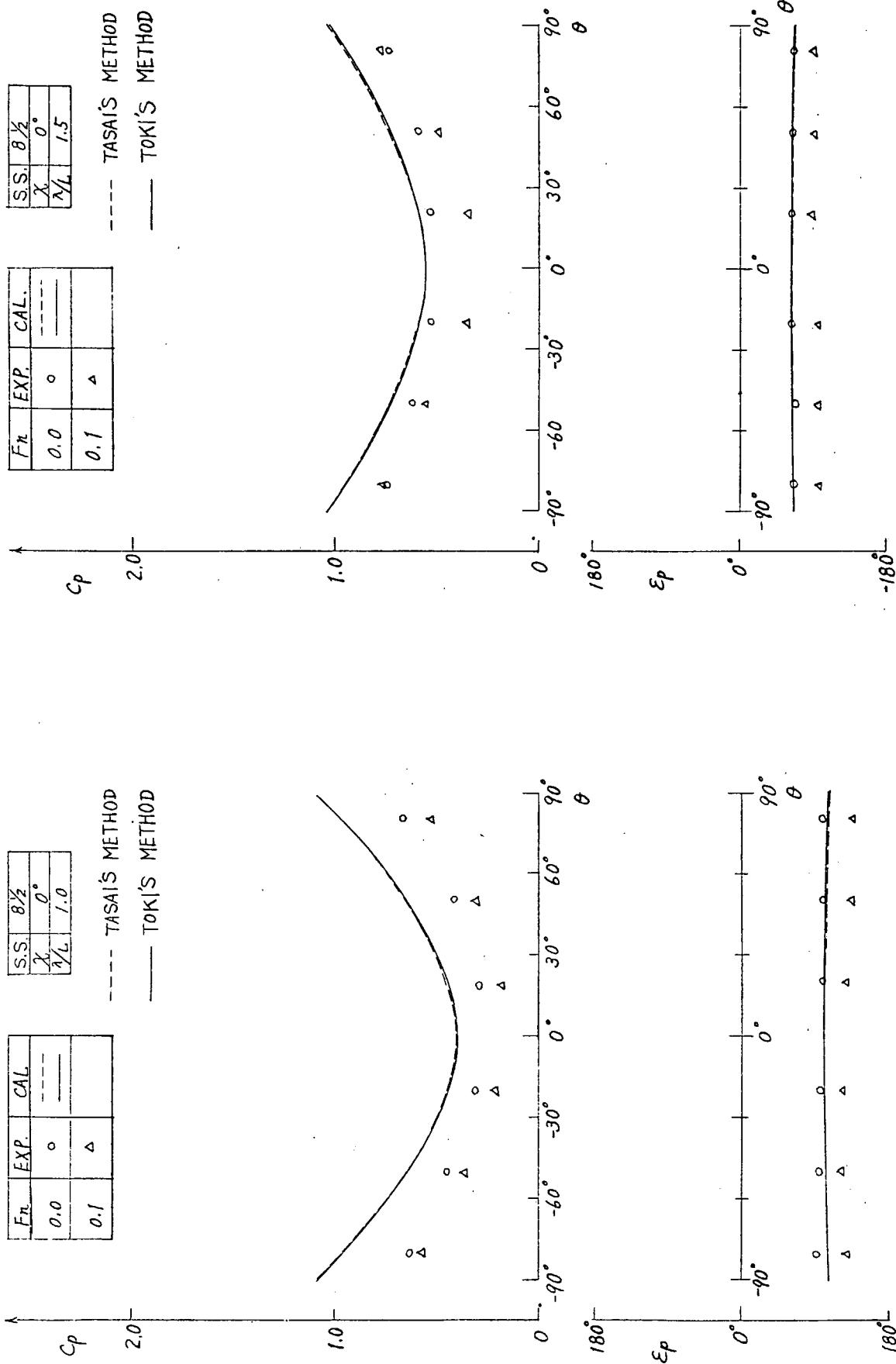
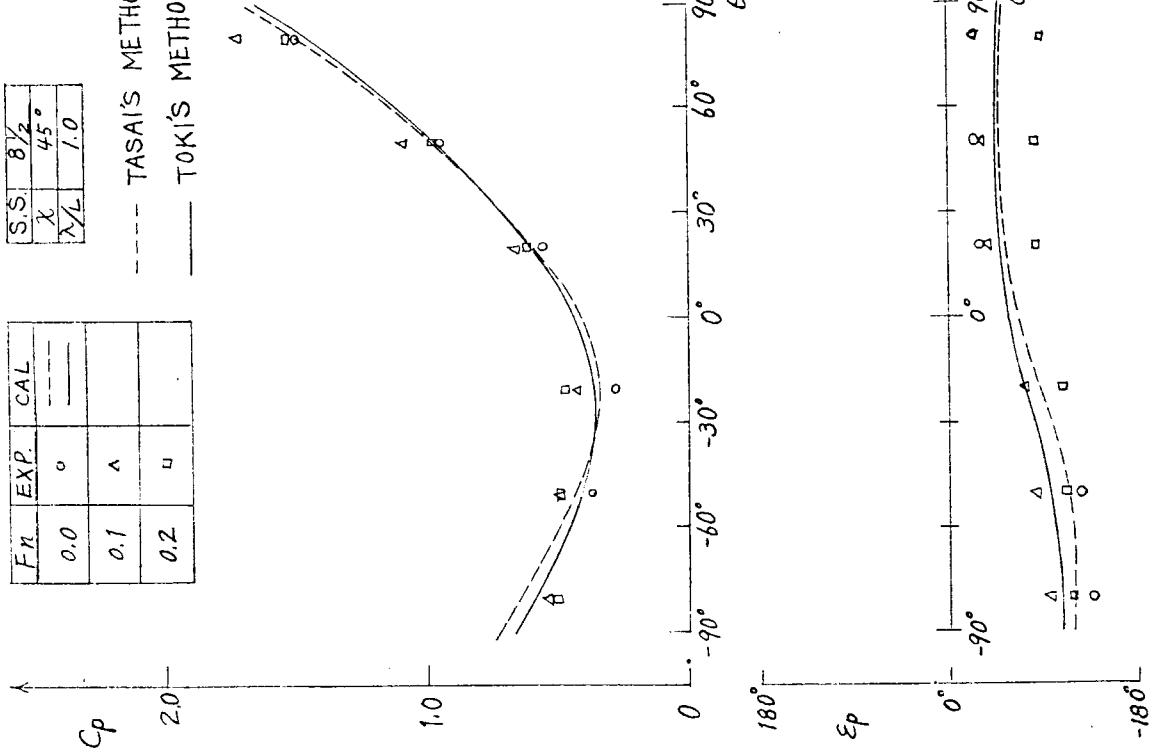
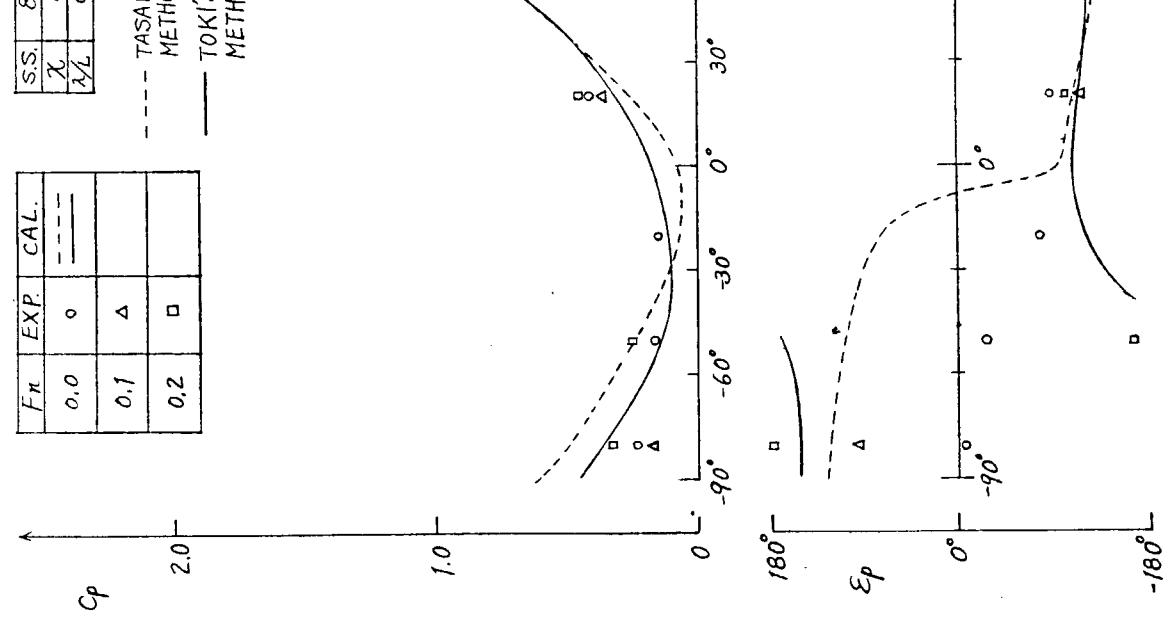


Fig. 3.2.1.19

Fig. 3.2.1.20



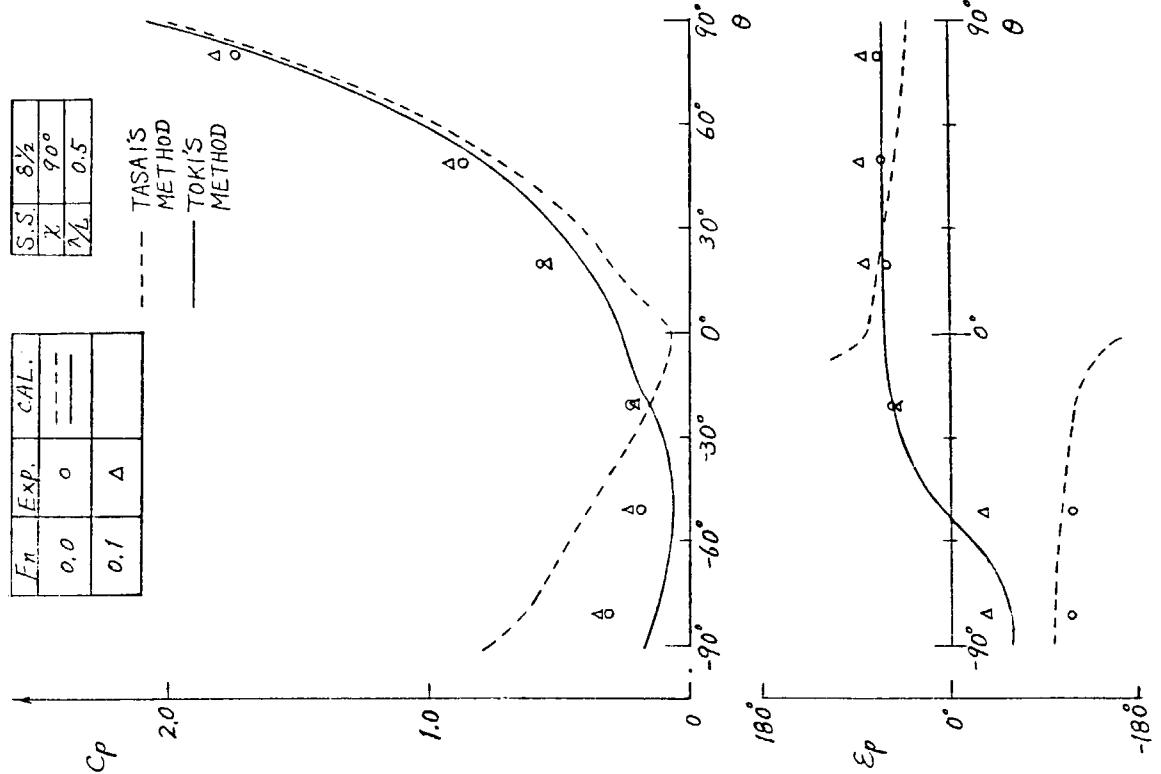
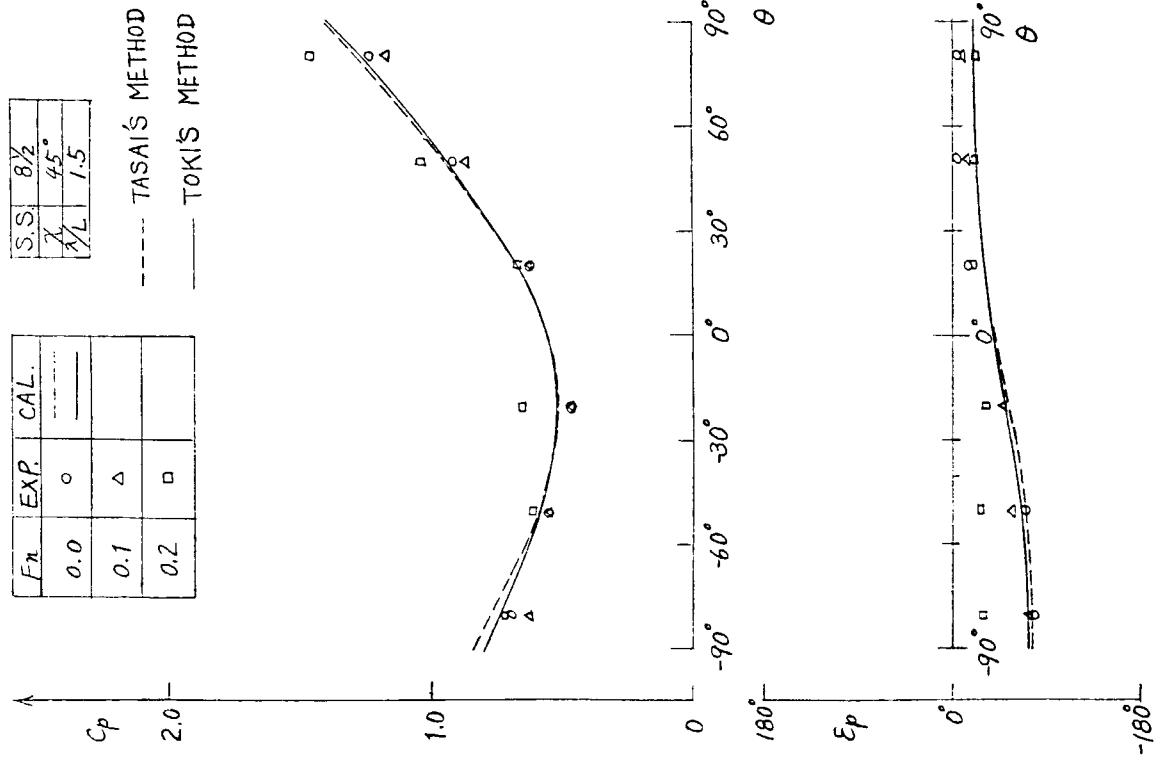


Fig. 3.2.1.2.3

Fig. 3.2.1.2.4

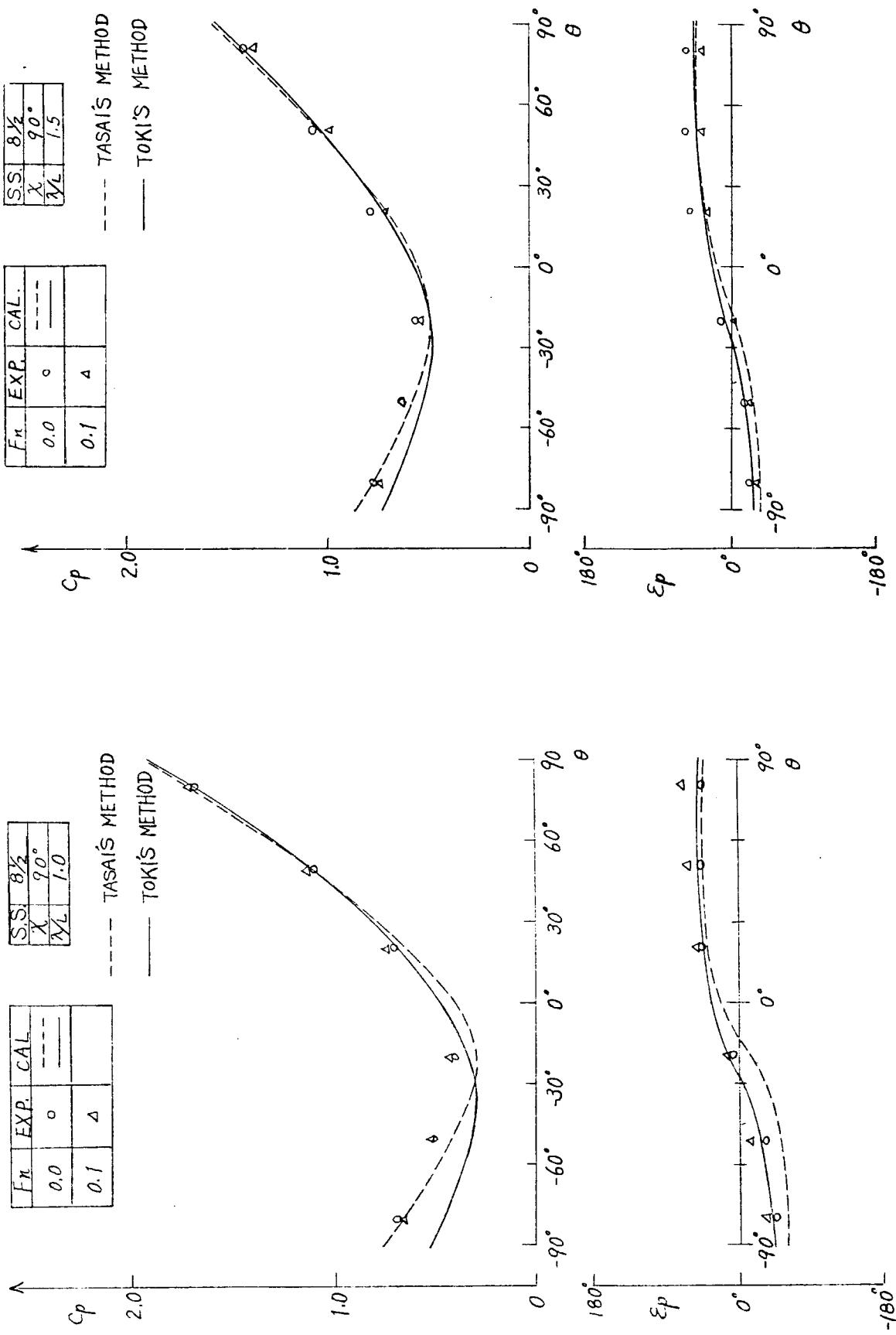


Fig. 3.2.1.2.5

Fig. 3.2.1.2.6

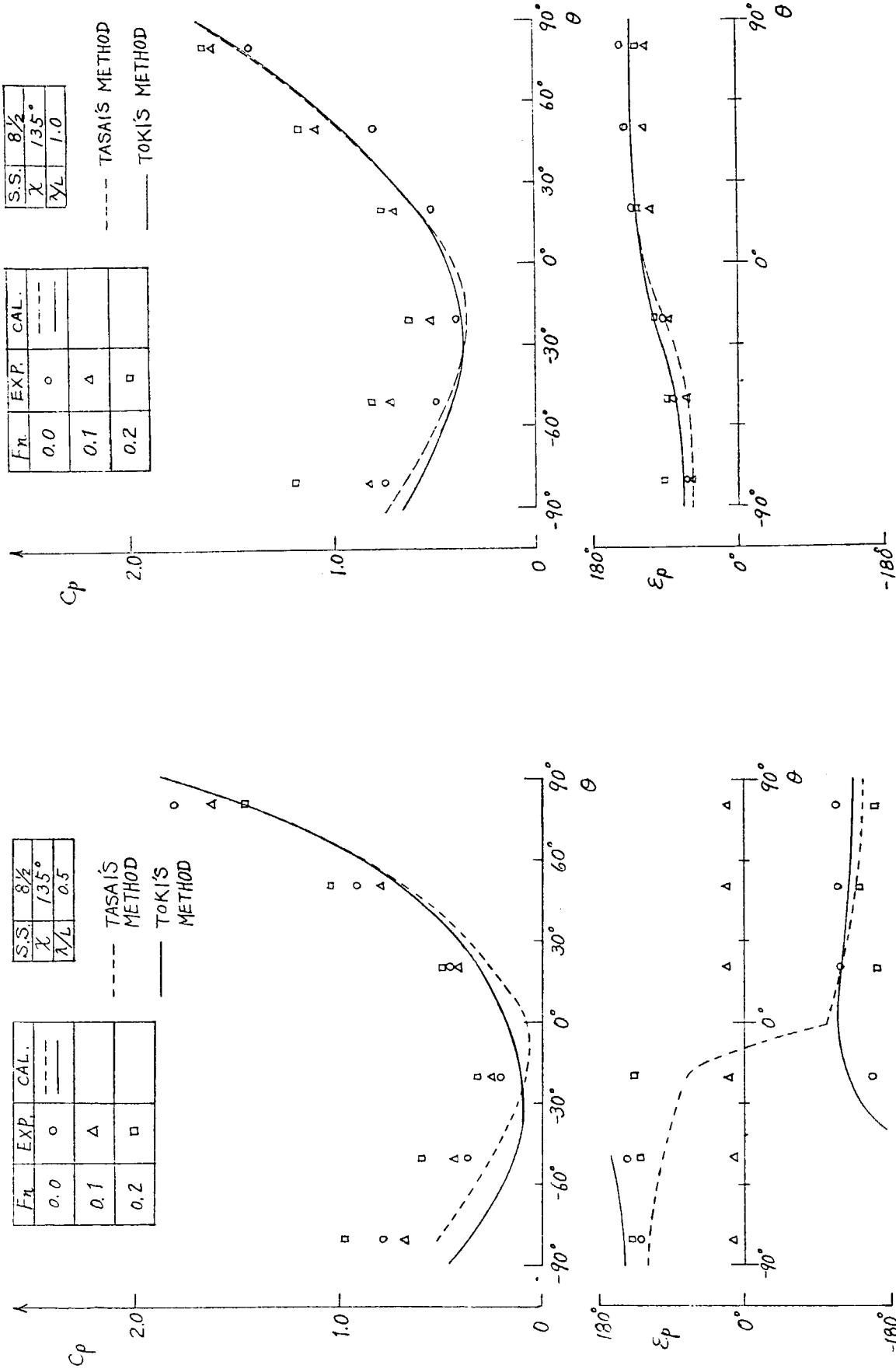


Fig. 3.2.1.27

Fig. 3.2.1.28

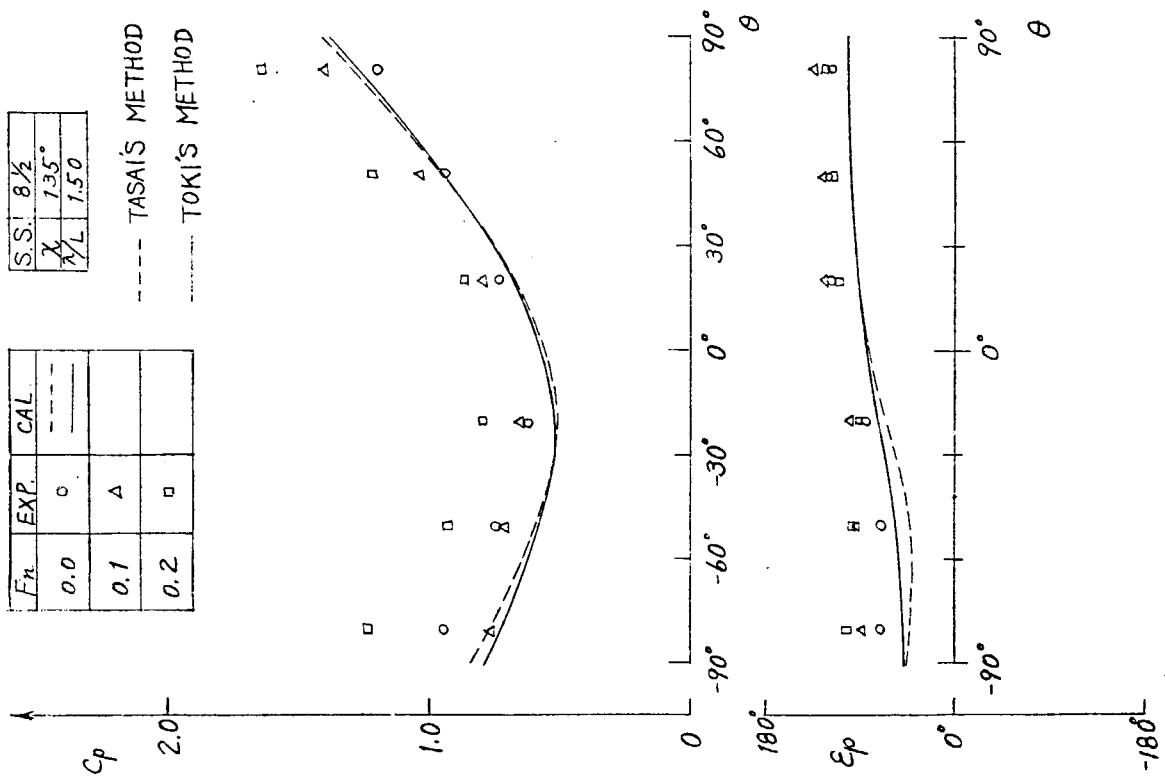


Fig. 3.2.1.29

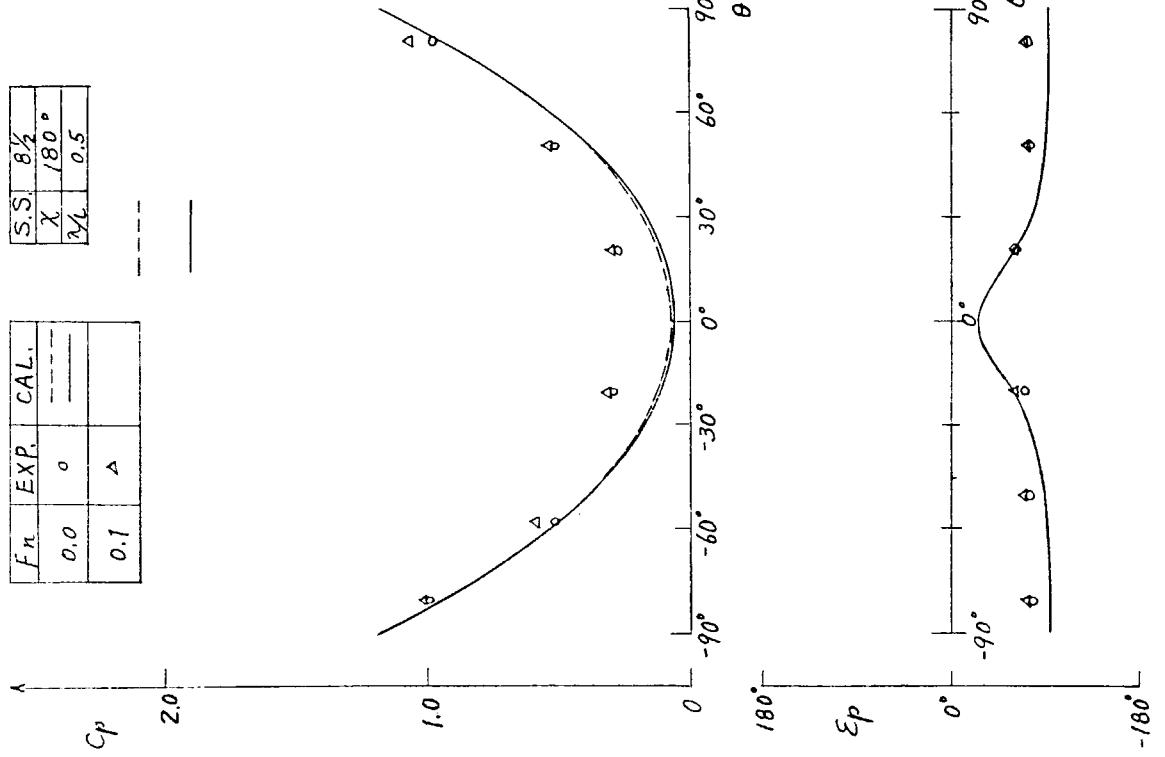


Fig. 3.2.1.30

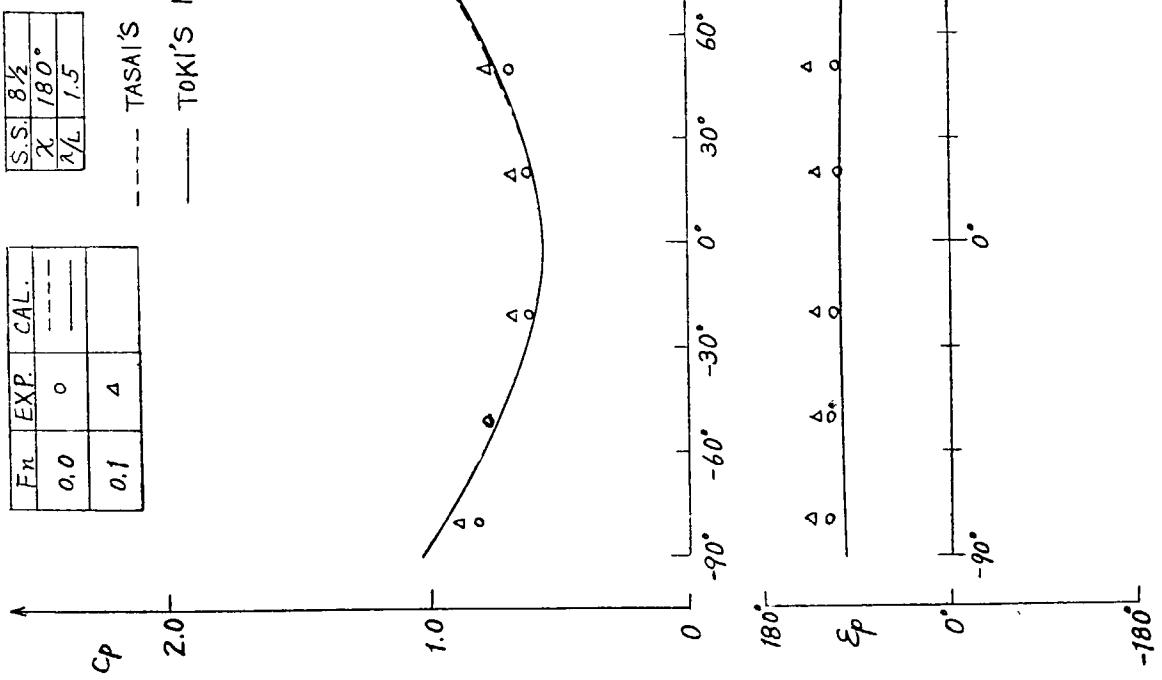
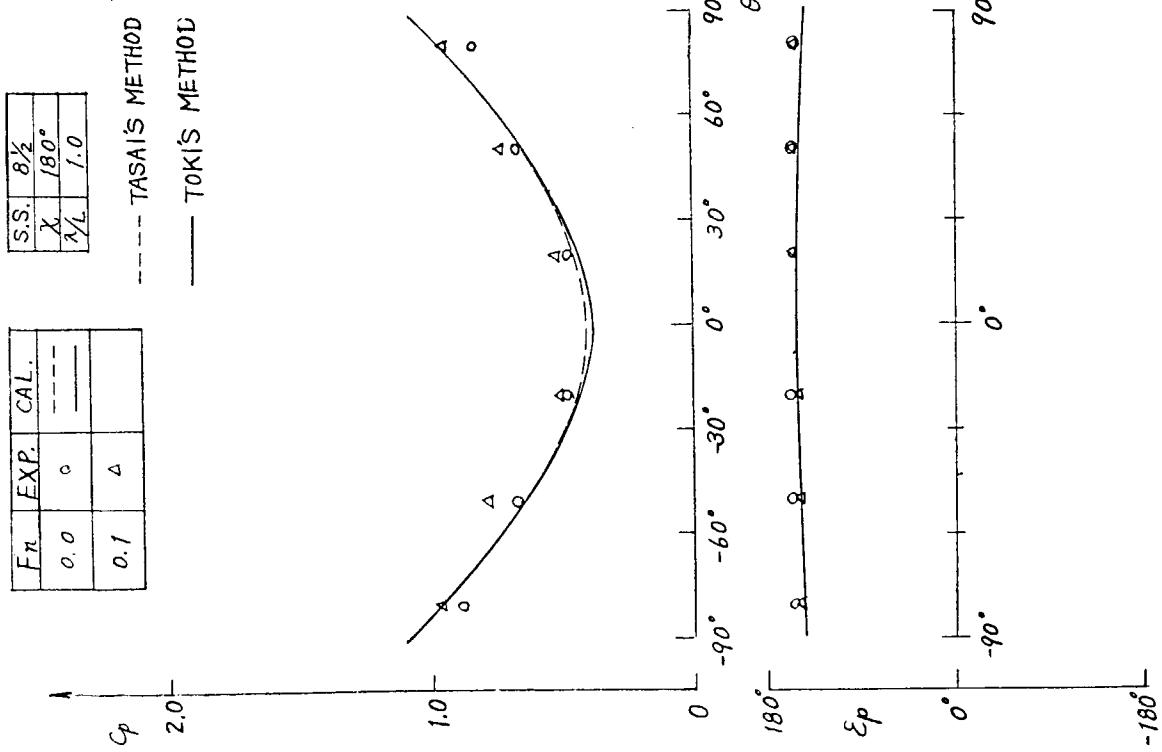


Fig. 3.2.1.31

Fig. 3.2.1.32

3.2.2 タンカー船型

(1) はしがき

波浪中において船体に働く外力を精度よく推定するためには、そのベースとなる船体運動の推定法を確立することが重要である。現在、波浪中における船体運動は Strip 法の適用により容易に計算されるが、これの推定精度を確認するためには、運動方程式の成立ちに沿って分析的に実験値と計算値を比較検討すべきであるとして多くの研究が行なわれている。船体表面に働く変動水圧に対しても、船体運動の研究におけると同様に、その成立ちに従って分析的に調査すべきで、

- 1) 強制動搖試験によって運動方程式の係数を求めるとともに変動水圧 (Radiation pressure) を計測し、計算値と比較検討する。(運動方程式の左辺に関連)
- 2) 拘束模型を用い波強制力を計測するとともに変動水圧 (いわゆる Froude kriloff の仮定に基づく水圧と Diffraction pressure) を計測し、計算値と比較検討する。(運動方程式の右辺に関連)
- 3) 波浪中における自航試験により、船体運動ならびに変動水圧を計測し計算値と比較検討する。(運動方程式の解ならびに全変動水圧に相当)

を実施することで研究が進められ、既に鉱石運搬船々型、タンカー船型について 1), 3) 項が実施され、^{1), 2)} 2) 項に關しても鉱石運搬船々型についての結果が小保方ほか、³⁾ ならびに 3.2.1 に示されている。ここではタンカー船型について三菱重工業長崎研究所で実施された結果を示す。

(2) 供試模型、試験状態

供試模型は 210 型タンカーの 1/100 縮尺木製模型で、昭和 47 年に強制動搖試験を実施したものである。試験状態は Full load, Even keel で、Bilge keel, 舵を取り付け自航状態とした。

波強制力およびモーメントの計測には既存の波強制力試験装置を用いた。この装置は 5 成分すなわち Heaving force, Pitching moment, Swaying force, Yawing moment および Rolling moment が計測できるが、一部の運動例えは Heave, Pitch を許容して横方向の 3 成分が計測できるようになっている。本試験では 5 成分拘束ならびに縦運動を許容した 2 つの場合の計測を行なった。縦運動を許容して計測を行なうこととしたのは、横運動との干渉の度合を調査するためである。

船体に働く変動水圧を計測するため、微小圧力変換器 (豊田工機製 PMS-5 型) を S.S.2 1/2, S.S.5, S.S.8 1/2 の 3 断面の LWL, Bilge 部の Weather side および Keel center line に取付け、S.S.8 1/2 には Leeward side にも取付けた。

試験は波長を $\lambda/L = 0.5 \sim 2.5$ 、波高を $h_w/L = 1/50$ 、波方向を $\mu = 0^\circ \sim 180^\circ$ を 45° ごととし、接速は $F_n = 0.0, 0.10$ とし一部 0.15 を追加した。縦運動を許容した場合も同様であるが、 $\mu = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ の 3 状態につき数点を選んで実施した。

(3) 試験結果

(a) 波強制力、モーメント

計測された波強制力、モーメントの振幅の一例を Fig. 3.2.1~3.2.3 に示す。これらの値は $F_n = 0.10$ の場合のもので、図には Strip 法により求めた計算値を併記した。なお、計測値は図に示すようにいずれも船体主要目および波振幅で無次元化してある。これらの図より次のようなことが云える。

- (i) Heaving force の振幅に関しては、 $\lambda/L = 1.25$ あたりを境としてそれより長い波長領域では全般的に計測値は計算値より小さいが、それより短い波長領域では比較的よく一致している。また、図には示していないが、位相も両者よく一致している。
- (ii) Pitching moment の振幅に関しては、全般的に計測値のほうが計算値より小さく、特に波長が長いときにその差が大きくなっているが、波長の短いときは比較的よく一致している。

(iii) Swaying force の振幅に関しては、 $\lambda/L = 1.0 \sim 1.5$ のとき計測値は計算値よりいくらか大きくなっているが、全般的に両者よく一致している。

(iv) Yawing moment の振幅に関しては、 $\mu = 90^\circ$ で計測値は計算値よりかなり大きくなっているが、その他は両者よく一致している。

(v) Rolling moment の振幅に関しては、計測値は計算値と傾向はよく似ているものの、計測値はいずれも計算値の3倍近い値を示した。これまでに実施した2次元断面柱状体についての試験結果や他船型についての試験結果では、このような大きな不一致は見られなかったので原因を調査したところ、装置の Heaving を許容する部分のガタによるものであることがわかったので、装置を改良後再試験を実施することとした。

(b) 変動水圧

計測された変動水圧の振幅の一例を Fig. 3.2.2.4~3.2.2.5 に示す。いずれも $F_n = 0.10$ の場合の値で、図には Strip 法により求めた計算値を併記してある。これらの図より次のようなことが云える。

(i) LWL 部の変動水圧の振幅は、波長の長い領域では計測値は計算値とかなりよく一致しているが、波長の短い領域では計測値は計算値より小さくなる傾向を示している。

(ii) Bilge 部の変動水圧の振幅に関しては、計測値は計算値とかなりよく一致しているが、どちらかと云うと計測値のほうがいくらか大きい傾向にある。また、Keel Center Line 上の変動水圧の振幅に関しては、計測値は計算値とよく一致していると云える。

(iii) $\mu = 180^\circ$ の場合には Port side と Starb. side の変動水圧の計測値は一致すべきである。S.S. 8%において Bilge 部の値はほぼそのようになっているが、LWL 部では一部不一致が見られる。LWL 部では圧力変換器が水面を出入りするので、これに基づく計測誤差が大きいためと考えられ、LWL 部よりいくらか下方で計測すべきであろう。

(iv) 上記のように計測精度に若干問題があるが、強制動搖試験の際に計測された Radiation pressure が計算値と非常によく一致していること、LWL 部の値に不一致の多いことなどを考えると、Diffraction pressure の計算法にまだ改善すべき点があるように考えられる。

参考文献

1) 第 131 研究部会報告書：“波浪外力に関する水槽試験”

日本造船研究協会研究資料 №163 1972

2) 第 131 研究部会報告書：“波浪外力に関する水槽試験”

日本造船研究協会研究資料 №176 1973

3) 小保方準ほか：“斜波中の船体に対する波強制力について”

日本造船学会論文集 第 132 号 1972

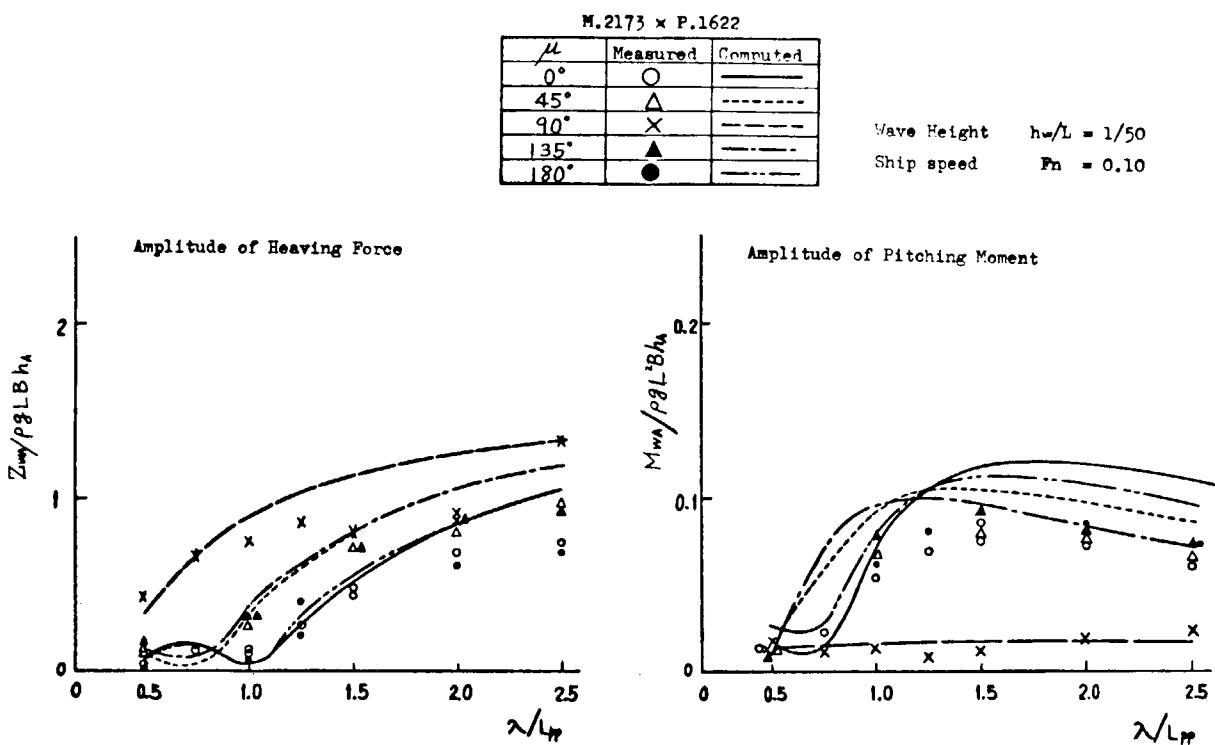


Fig. 3.2.2.1 Amplitude of Heaving Force and Pitching Moment in Regular Waves

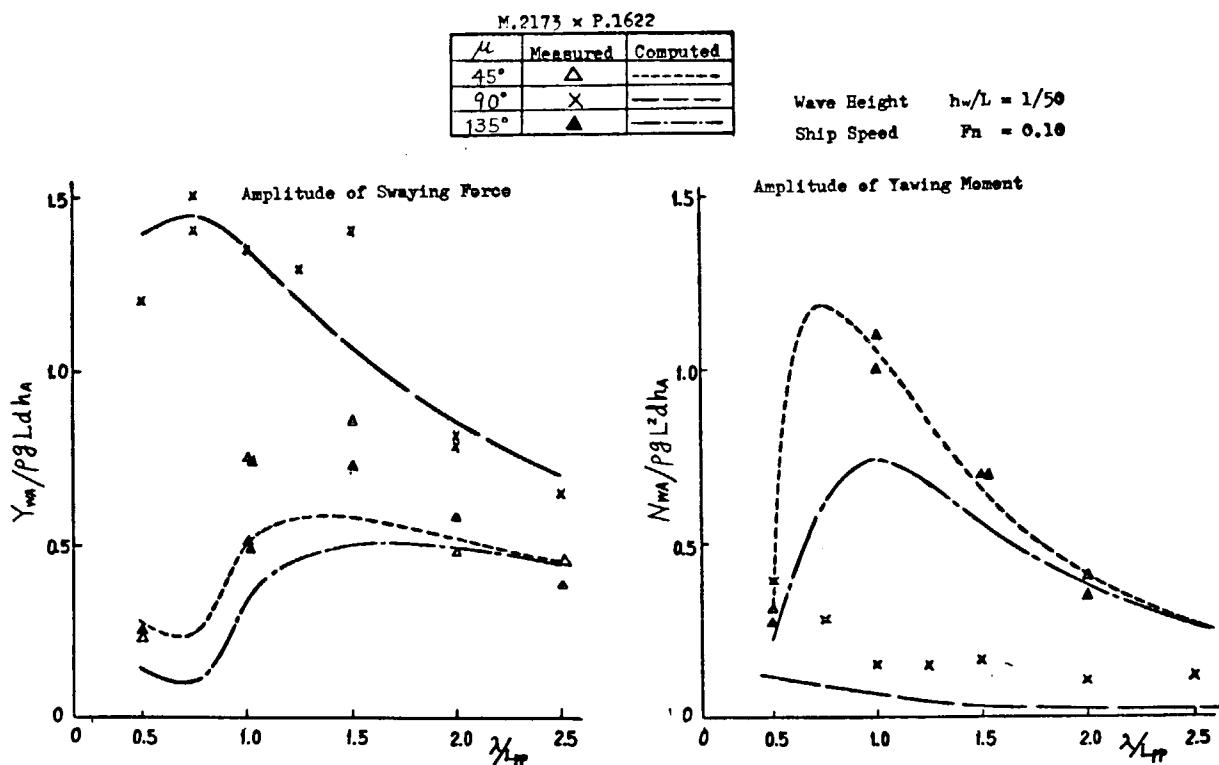
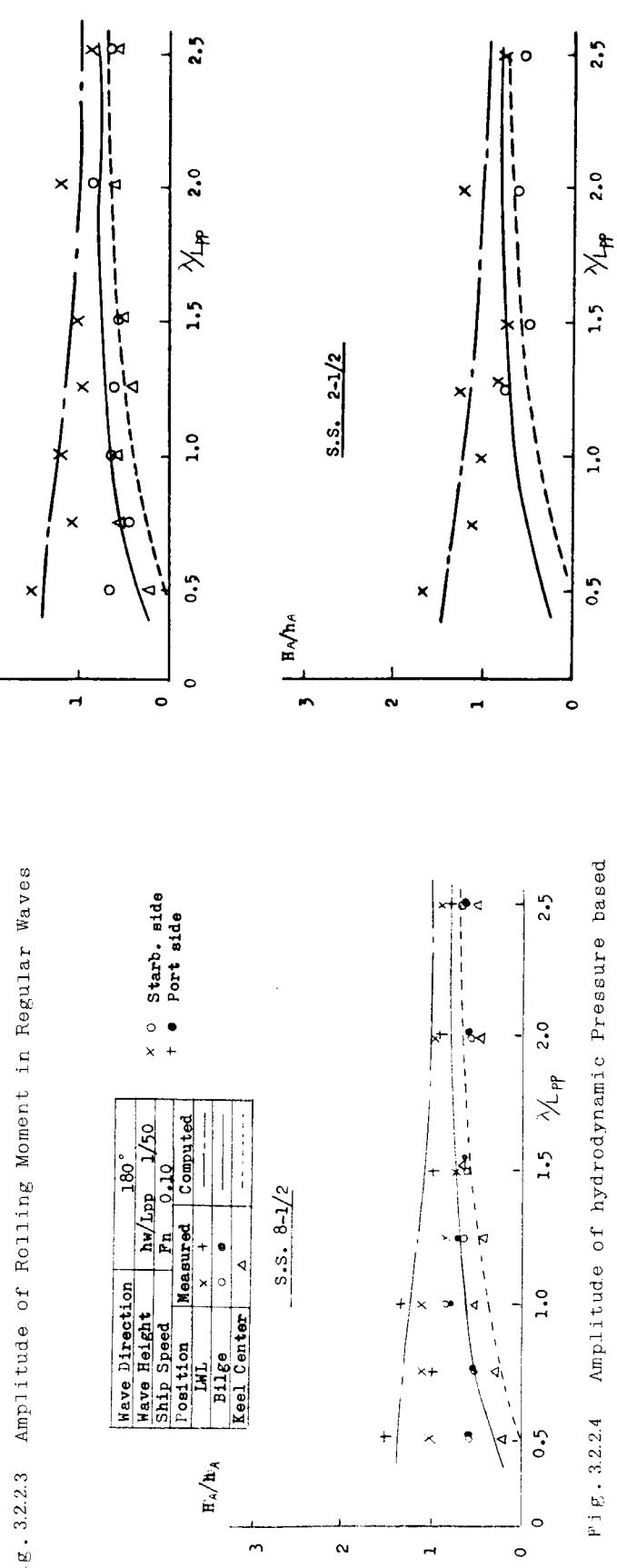
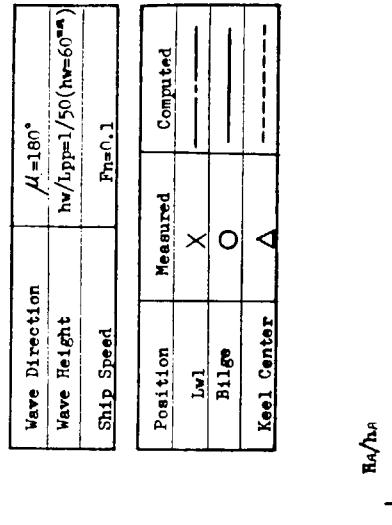
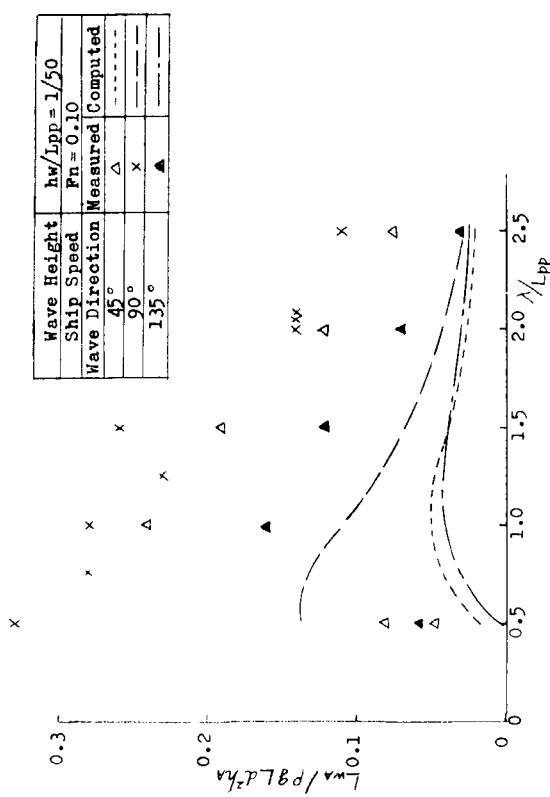
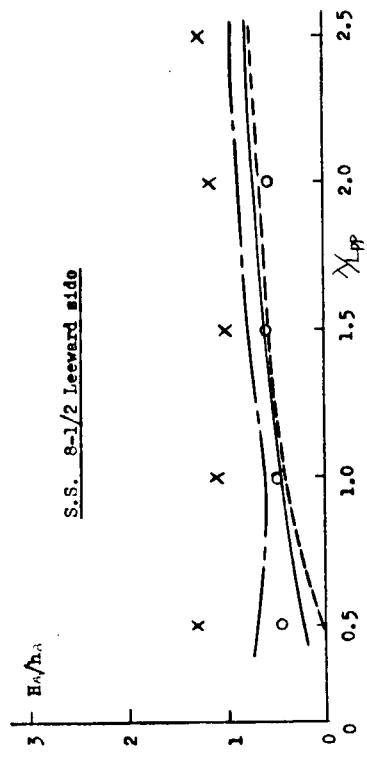
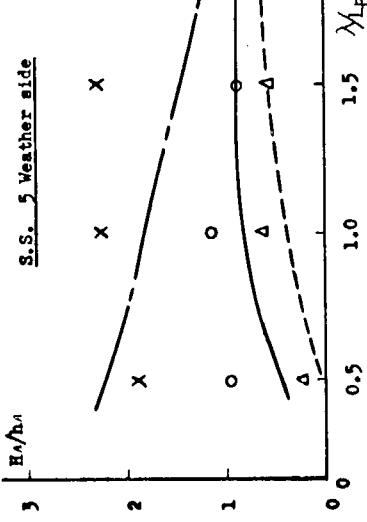
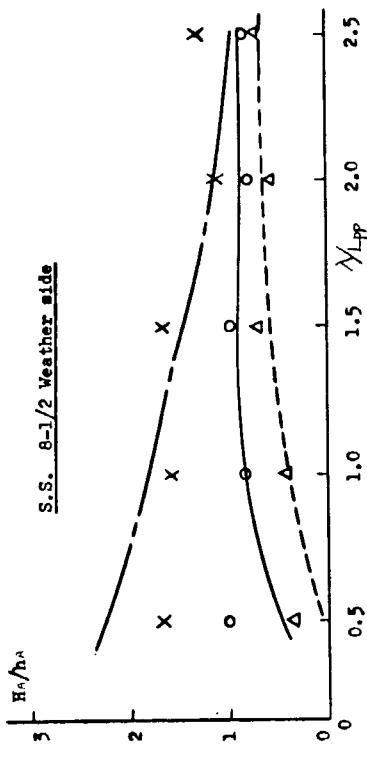


Fig. 3.2.2.2 Amplitude of Swaying Force and Yawing Moment in Regular Waves



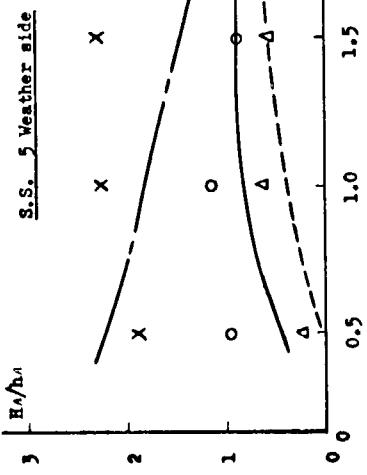
Wave Direction	$\mu = 135^\circ$
Wave Height	$h_w/L_{pp} = 1/50 (h_w = 60 \text{ mm})$
Ship Speed	$F_n = 0.1$

Position	Measured	Computed
Lwl	X	- - -
Bilge	O	—
Keel Center	Δ	- - -



Wave Direction	$\mu = 135^\circ$
Wave Height	$h_w/L_{pp} = 1/50 (h_w = 60 \text{ mm})$
Ship Speed	$F_n = 0.1$

Position	Measured	Computed
Lwl	X	- - -
Bilge	O	—
Keel Center	Δ	- - -



Wave Direction	$\mu = 135^\circ$
Wave Height	$h_w/L_{pp} = 1/50 (h_w = 60 \text{ mm})$
Ship Speed	$F_n = 0.1$

Fig. 3.2.26 Amplitude of Hydrodynamic Pressure based on Circular Frequency

Fig. 3.2.27 Amplitude of Hydrodynamic Pressure based on Circular Frequency

3.3 波浪変動水圧の計算

3.3.1 コンテナ船型に関する波浪変動水圧の計算

昭和46年度は対象船型として12万トン型鉱石運搬船笠木山丸を選び、昭和47年度は対象船型として21万トン型タンカー船型を選び、その計画満載状態について規則波中の船体運動および波浪変動水圧に関するシリーズ計算を行なった。その計算法はいずれも文献に示された方法に基いて現在三菱重工業で採用されている計算プログラムを用いており、その詳細は昭和46年度報告に示されている。この計算式では横揺減衰係数推定法が強制動搖試験結果に基づいて修正されているので、文献の横揺減衰係数推定法と若干異なっている。¹⁾

昭和48年度においては、対象船型をSR108研究部会で計画された1軸コンテナ船型とし、その計画満載状態について船体運動および波浪変動水圧に関するシリーズ計算を行なった。コンテナ船型は、タンカー船型、鉱石運搬船々型と主要目がかなり異なり、この船型主要目的による船体運動の変化の傾向は既にSR90研究部会で調査されているが³⁾、上記2船型に対する結果とは計算方法が若干異なっているので、船体運動に基づく変動水圧の計算結果と併せ、今後計算プログラムを改善するに当たっての基準として、3船型に対し同様の計算を実施することとした。

(1) 計算条件

1軸コンテナ船型の計画満載状態における主要目その他の計算条件をTable 3.3.1.1および3.3.1.2に示す。また、船体運動および変動水圧に関するシリーズ計算の条件等はTable 3.3.1.3に示すように、タンカー船型の場合に対し船速のみ $F_n=0.05$ を省略し0.20, 0.25を追加した。

変動水圧の計算は、タンカー船型に対すると同様に各断面のKeel Center Line, 両玄のBilgeおよびWater Lineの5点のみについて行ない、断面に沿った変動水圧の分布を求めることは取り止めた。

(2) 計算方法

計算は、鉱石運搬船々型、タンカー船型についてのシリーズ計算と同一の計算プログラムを用いて行なった。ただし、変動水圧の計算式は、昭和47年度報告に示したように実験結果との比較からいわゆる郷田方式よりいわゆる田才方式のほうが実用により適するように思われたので、今回も田才方式を採用することとした。規則波中の船体運動、変動水圧等は次のような形で求められる。⁴⁾

- a) Heave : $\zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\zeta)$
- b) Pitch : $\theta = \theta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\theta)$
- c) Sway : $\eta = \eta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\eta)$
- d) Yaw : $\psi = \psi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\psi)$
- e) Roll : $\phi = \phi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\phi)$
- f) Relative motion : $Z_r = Z_{r0} \cos(\omega_e t - \epsilon_{zr})$
- g) Hydrodynamic pressure: $P = P_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_p)$

(3) 計算結果

Table 3.3.1.3に計算結果の一覧表を示す。本報告では主な計算結果をFig. 3.3.1.1~3.3.1.3.0に示す。昭和47年度報告ではタンカー船型と鉱石運搬船々型との計算結果を比較して述べたので、ここでもタンカー船型の計算結果と比較してみると、次のような傾向が見出される。

- a) 上下揺および縦揺振幅の無次元値は、 $F_n=0.15$ の場合、 $\chi=0^\circ \sim 90^\circ$ の間ではほとんど差異はないが、 $\chi=135^\circ$ になると $\sqrt{L/\lambda}=1.0$ 付近で、 $\chi=180^\circ$ になると $\sqrt{L/\lambda}=0.90$ 付近でコンテナ船型の値は10%程度大きくなっている。また、 $F_n=0.25$ の高速になるとコンテナ船型の動揺は激しくなり、 $F_n=0.15$ の場合の約1.5倍の振幅になっている。
- b) 左右揺、船首揺および横揺振幅の無次元値は、 $F_n=0.15$ の場合、 $\chi=45^\circ$ では、左右揺振幅は $L/\lambda=0.9$ 付近でコンテナ船型の方が10%程度大きく、船首揺および横揺振幅は傾向が異なっている。 $\chi=90^\circ$ では、左

右横および船首横振幅にはあまり差異が認められないが、横振幅はコンテナ船型の値が非常に大きく同調点における最大値は約1.8倍になっている。

c) 相対運動の振幅の無次元値は、 $F_n=0.15$ の場合、 $\chi=45^\circ$ では両者の傾向が異なり、 $\chi=135^\circ, 180^\circ$ ではコンテナ船型の方がかなり大きな値を示している。

d) 変動水圧の振幅の無次元値は両船型の間でかなりの差異が認められる。 $F_n=0.1$ の場合、特に $\chi=90^\circ$ では、

$\sqrt{L/\lambda}=0.6 \sim 0.7$ 付近ではコンテナ船型は横振幅が非常に大きかったにもかかわらずわずか大きい程度で、

$\sqrt{L/\lambda}=1.0 \sim 1.3$ 付近では逆に小さくなりタンカーボードのそれの約 $1\frac{1}{2}$ になっている。 $\chi=135^\circ$ では、S.S. 2 $\frac{1}{2}$, S.S. 5では短波長域でコンテナ船型の方が小さくなっているが、S.S. 8 $\frac{1}{2}$ ではコンテナ船型の方が逆に非常に大きくなり、タンカーボードのそれの約2倍の値を示している。また、 $\chi=180^\circ$ でも、S.S. 8 $\frac{1}{2}$ ではコンテナ船型の値はかなり大きく、 $\sqrt{L/\lambda}=1.2$ 付近でタンカーボードのそれの約2倍の値を示している。

参考文献

1) 福田淳一, 永元隆一, 小沼守, 高橋実: "波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧及び横強度に関する理論計算"

日本造船学会論文集 第129号, 1971

2) 第131研究部会報告書: "波浪外力に関する水槽試験"

日本造船研究協会研究資料 №163, 1972 P106~126

3) 第90研究部会報告書: "波浪曲げモーメントの計算"

日本造船研究協会研究資料 №56, 1967

Table 3.3.1.1 Main Particulars of SR 108 Container Ship

Length between Parpendiculars	(L)	175.00 ^m
Breadth Moulded	(B _o)	25.40 ^m
Depth Moulded	(D)	15.40 ^m
Draught Moulded	(d _o)	9.50 ^m
Displacement	(W)	24742.0 ^t
Length/Breadth	(L/B _o)	6.8900
Breadth/Draught	(B _o /d _o)	2.6700
Block Coefficient	(C _b)	0.5720
Midship Coefficient	(C _m)	0.9700
Water Plane Area Coefficient	(C _w)	0.7110
Centre of Gravity from Midship	(X _G)	-2.4850 ^m
Centre of Gravity below Water Line	(Z _G)	0.277 ^m
Metacenteric Radius	(GM)	1.167 ^m
Longitudinal Gyroradius	(K _L)	0.24L
Transverse Gyroradius	(K _t)	0.33B _o
Rolling Period	(T _R)	16.52 ^{sec}

Table 3.3.1.2 Breadth, Draught and Sectional Area

S.S.	2y _w /B _o	d/d _o	s/s _o
A.P.	0.122	0.500	0.005
1/2	0.354	1.000	0.101
1	0.555	1.000	0.263
1-1/2	0.716	1.000	0.417
2	0.839	1.000	0.568
2-1/2	0.921	1.000	0.707
3	0.970	1.000	0.824
3-1/2	0.995	1.000	0.912
4	1.000	1.000	0.968
4-1/2	1.000	1.000	0.995
5	1.000	1.000	0.999
5-1/2	0.999	1.000	0.979
6	0.978	1.000	0.921
6-1/2	0.920	1.000	0.822
7	0.828	1.000	0.697
7-1/2	0.702	1.000	0.558
8	0.553	1.000	0.419
8-1/2	0.395	1.000	0.293
9	0.248	1.000	0.192
9-1/2	0.123	1.000	0.117
F.P.	0.010	0.010	0.0001

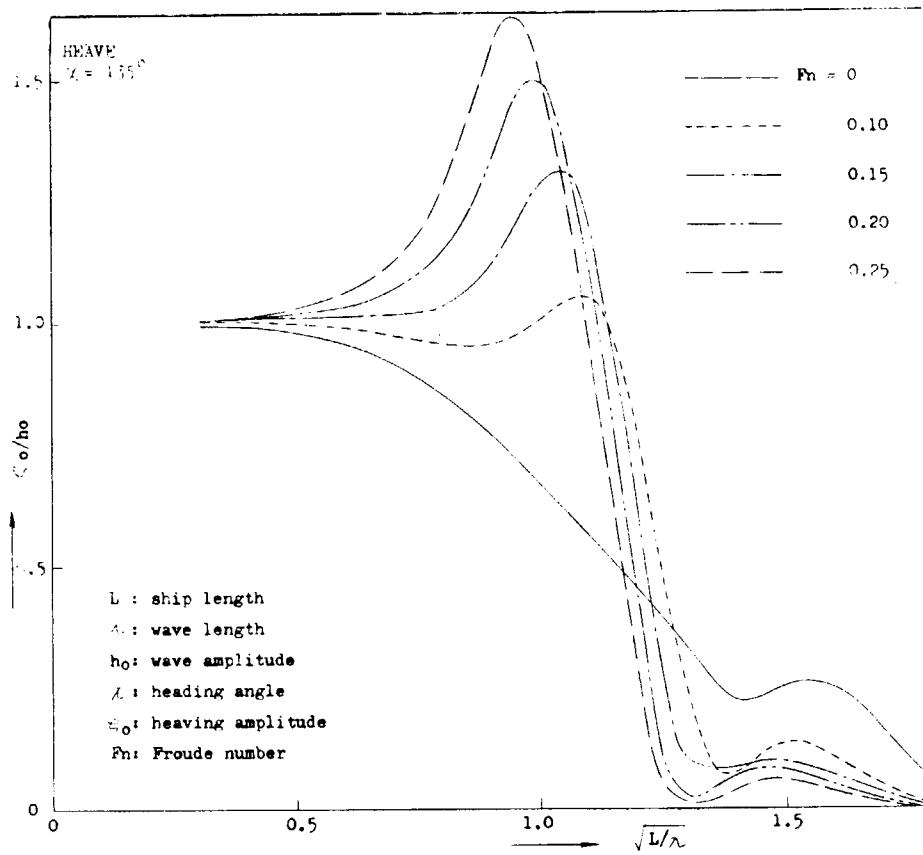


Fig. 3.3.1.1 Heaving Amplitudes in Regular Bow Waves

Table 3.3.1.3 Result of Computer study on Ship Motions and Hydrodynamic Pressure

Items	Presentation	Conditions	No. of Fig.
Ship Motions	Lenditudinal Direction Heaving Amplitude Z_0/h_0 vs $\sqrt{\lambda}$ Pitching Amplitude θ_0/kh_0 vs $\sqrt{\lambda}$ Parameter $F_n = 0.0, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$	Ship Motion : Heave, Pitch Wave Direction : $\chi = 0^\circ \sim 180^\circ$ Wave Height : $h_w = 10m$	18
	Lateral Direction Swaying Amplitude γ_0/h_0 vs $\sqrt{\lambda}$ Yawing Amplitude ψ_0/kh_0 vs $\sqrt{\lambda}$ Rolling Amplitude ϕ_0/kh_0 vs $\sqrt{\lambda}$ Parameter $F_n = 0.0, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$	Ship Motion : Sway, Yaw, Roll Wave Direction : $\chi = 22.5^\circ \sim 157.5^\circ$ every 22.5° Wave Height : $h_w = 10m$ Ship Motion : Sway, Yaw, Roll Wave Direction : $\chi = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ Wave Height : $h_w = 5m, 10m$	21 18
	Relative Motion Amplitude of Relative Motion Z_{ro} vs $\sqrt{\lambda}$	Sections : S.S.2-1/2, 5, 8-1/2	20
Hydrodynamic Pressure	Amplitude of Hydrodynamic Pressure $P_0/\rho g h_0$ vs $\sqrt{\lambda}$ Position : LWL (Weather Side and Leeward Side) Bilge (De.) Keel Center Line $F_n = 0.0, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$	Sections : S.S. 1/2, 2-1/2, 5-1/2, 8-1/2, 9-1/2 Wave Direction : $\chi = 0^\circ \sim 180^\circ$ every 22.5° Wave Height : $h_w = 10m$	54

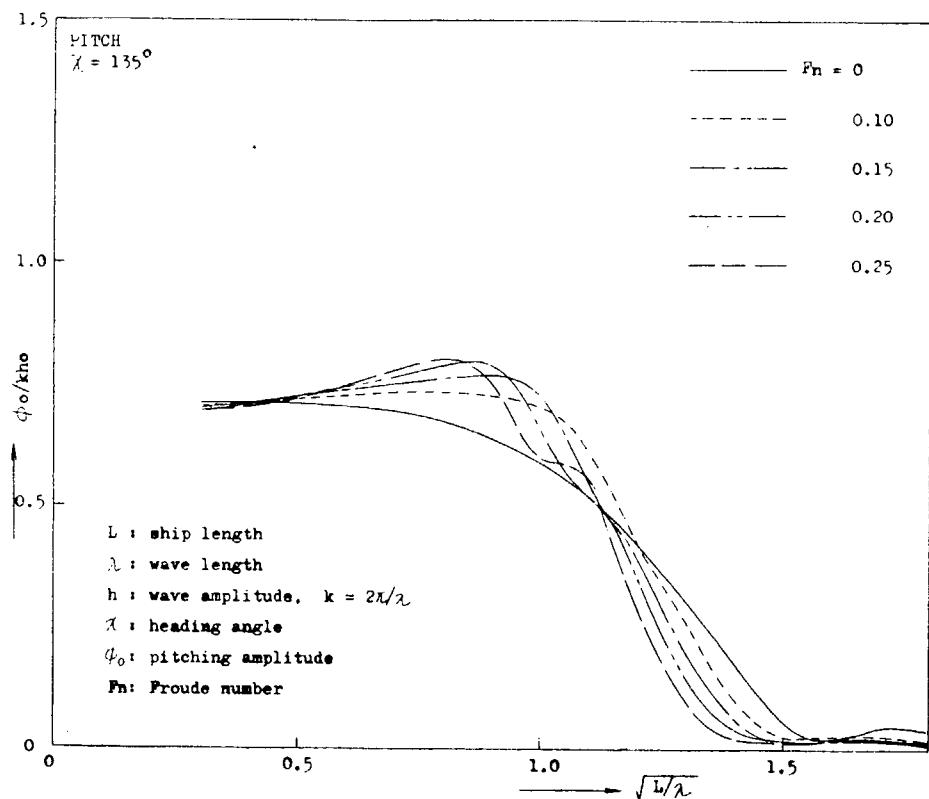


Fig. 3.3.1.2 Pitching Amplitudes in Regular Bow Waves

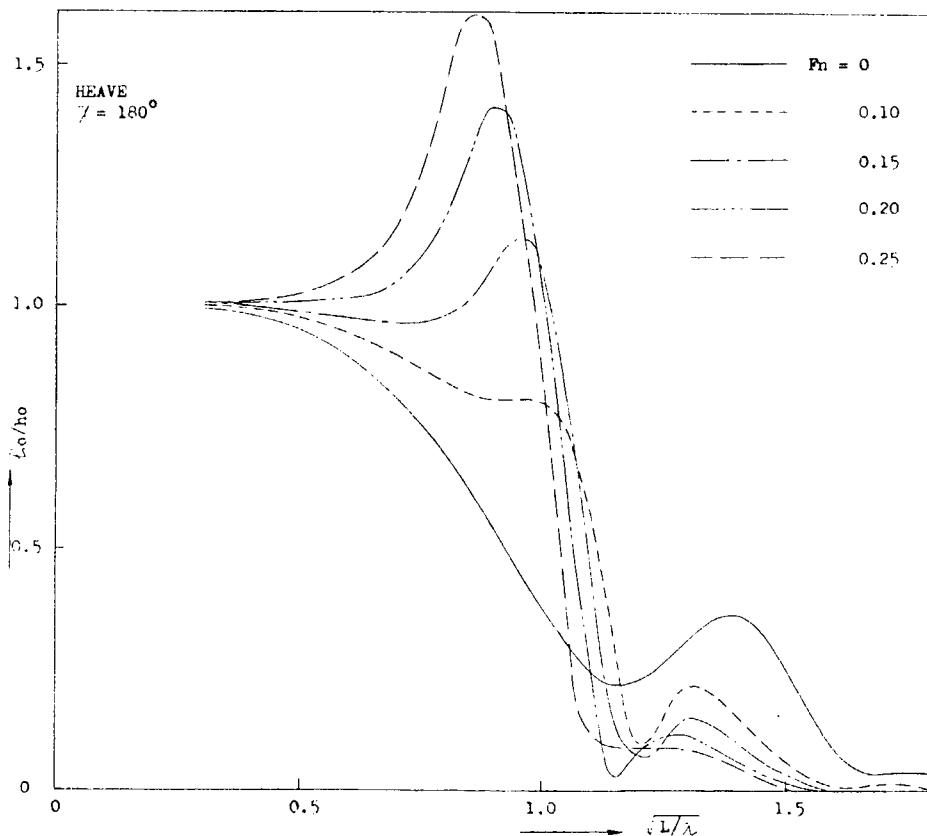


Fig. 3.3.1.3 Heaving Amplitudes in Regular Head Waves

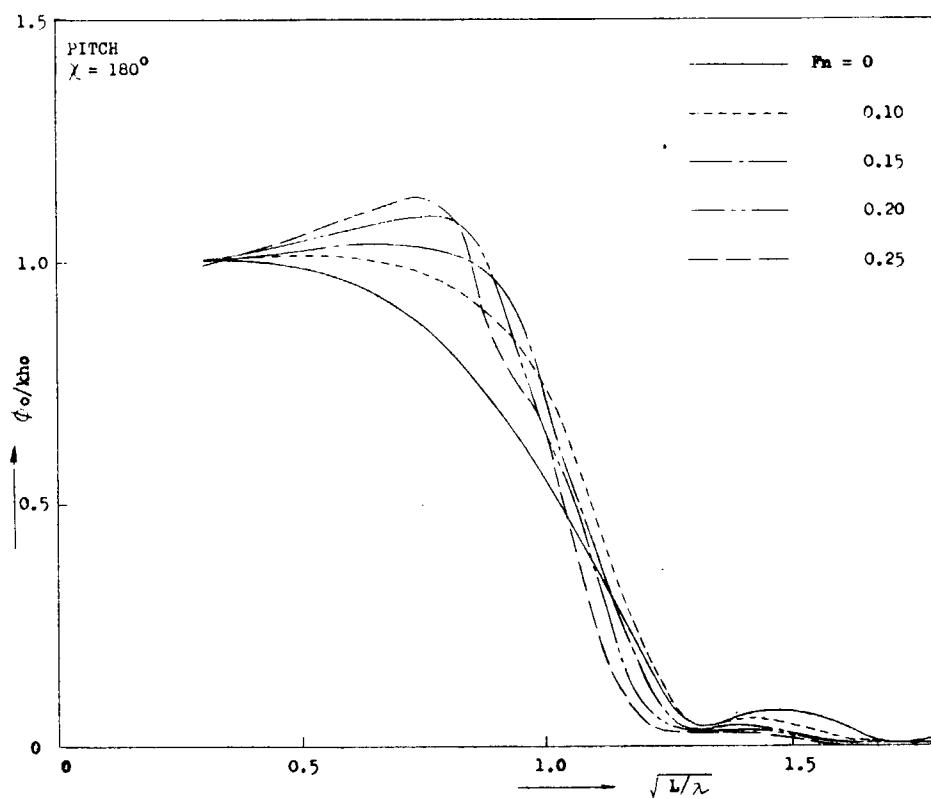


Fig. 3.3.1.4 Pitching Amplitudes in Regular Head Waves

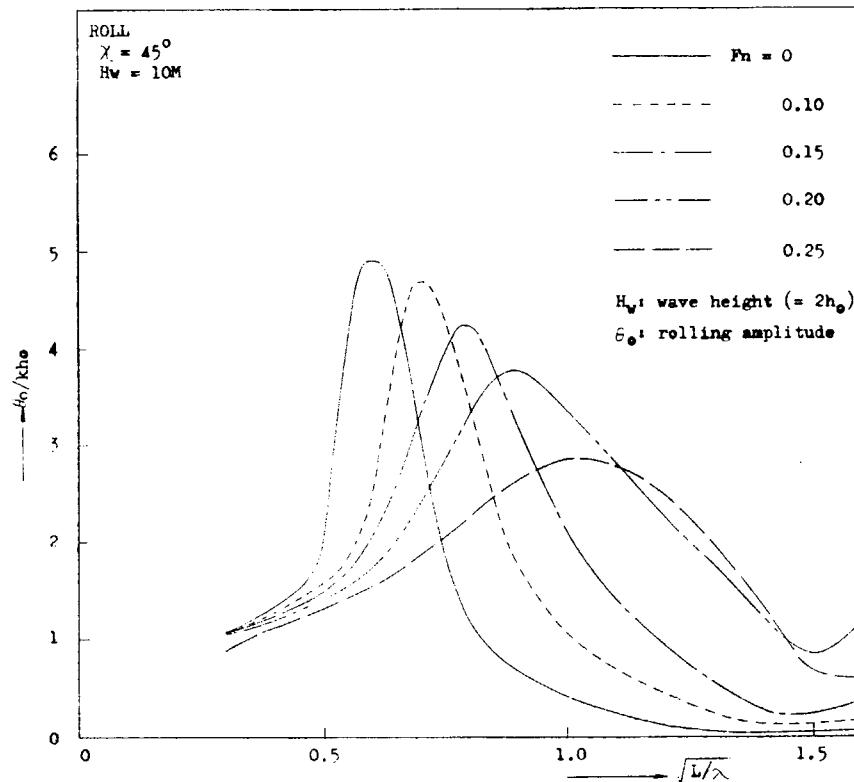


Fig. 3.3.1.5 Rolling Amplitudes in Regular Quartering Waves

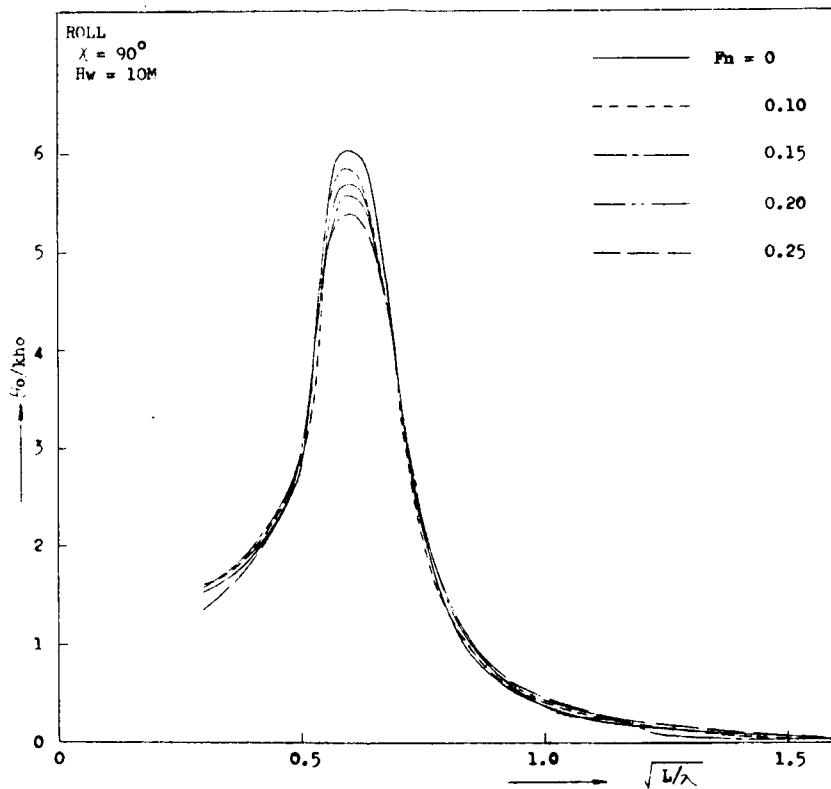


Fig. 3.3.1.6 Rolling Amplitudes in Regular Beam Waves

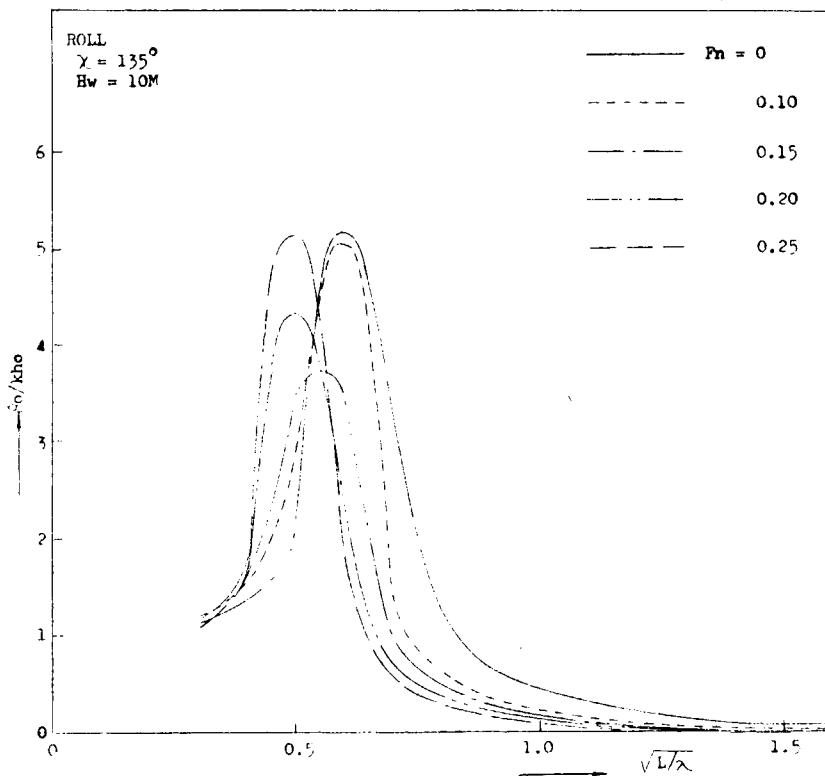


Fig. 3.3.1.7 Rolling Amplitudes in Regular Bow Waves

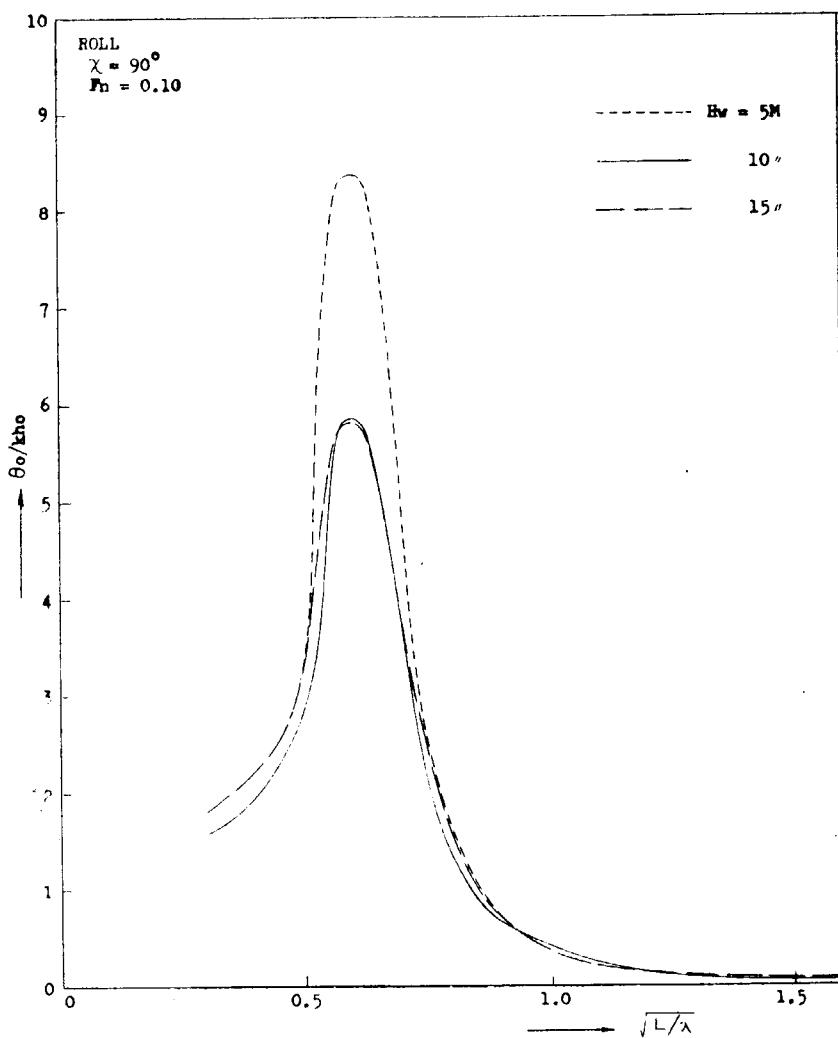


Fig. 3.3.1.8 Rolling Amplitudes in Regular Beam Waves of Different Heights

SECTION	W. SIDE	L. SIDE
S.S. $2\frac{1}{2}$	---	---
MIDSHIP	—	—
S.S. $8\frac{1}{2}$	- - -	- - -

HEADING	0°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

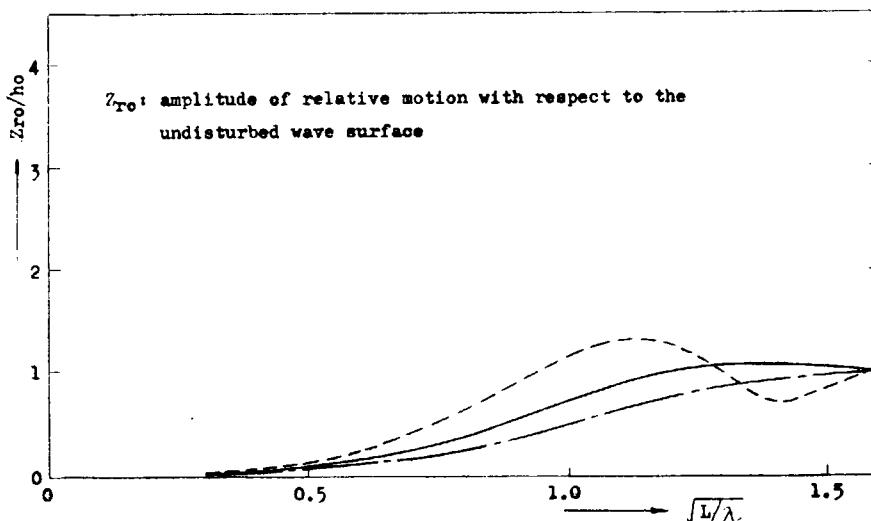


Fig 3.3.1.9 Amplitudes of Relative Motion in Regular Following Waves

SECTION	W. SIDE	L. SIDE	HEADING	45°
S.S. 2½	— - -	— - -	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	— — —	— - -	FROUDE NUMBER	0.10
S.S. 8½	- - -	- - -		

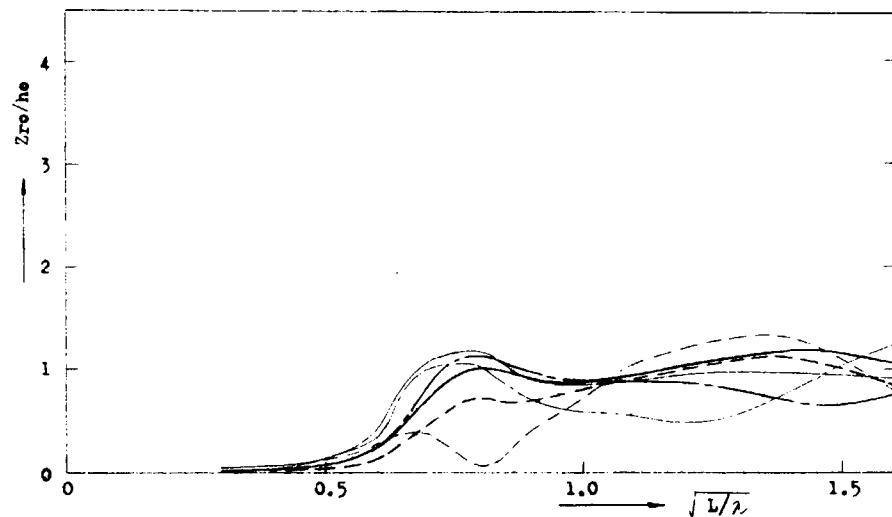


Fig. 3.3.1.10 Amplitudes of Relative Motion in Regular Quartering Waves

SECTION	W. SIDE	L. SIDE	HEADING	90°
S.S. 2½	— - -	— - -	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	— — —	— - -	FROUDE NUMBER	0.10
S.S. 8½	- - -	- - -		

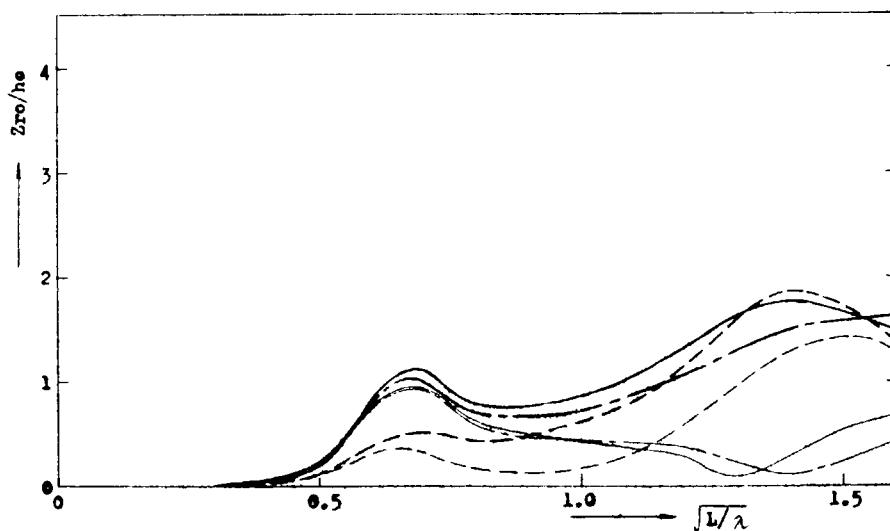


Fig. 3.3.1.11 Amplitudes of Relative Motion in Regular Beam Waves

SECTION	W. SIDE	L. SIDE
S.S. 2 $\frac{1}{2}$	— — —	— — —
MIDSHIP	— — —	— — —
S.S. 8 $\frac{1}{2}$	— - - -	— - - -

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

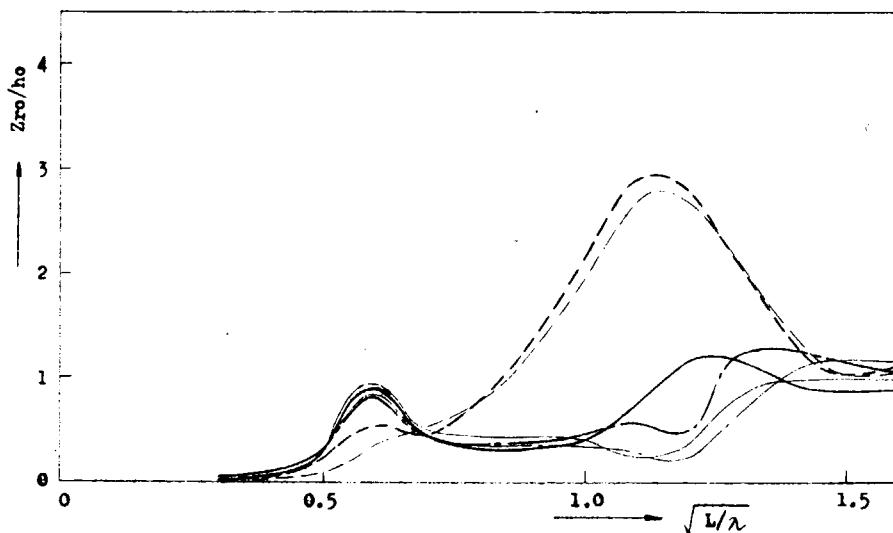


Fig. 3.3.1.12 Amplitudes of Relative Motion in Regular Bow Waves

SECTION	W. SIDE	L. SIDE
S.S. 2 $\frac{1}{2}$	— — —	— — —
MIDSHIP	— — —	— — —
S.S. 8 $\frac{1}{2}$	— - - -	— - - -

HEADING	180°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

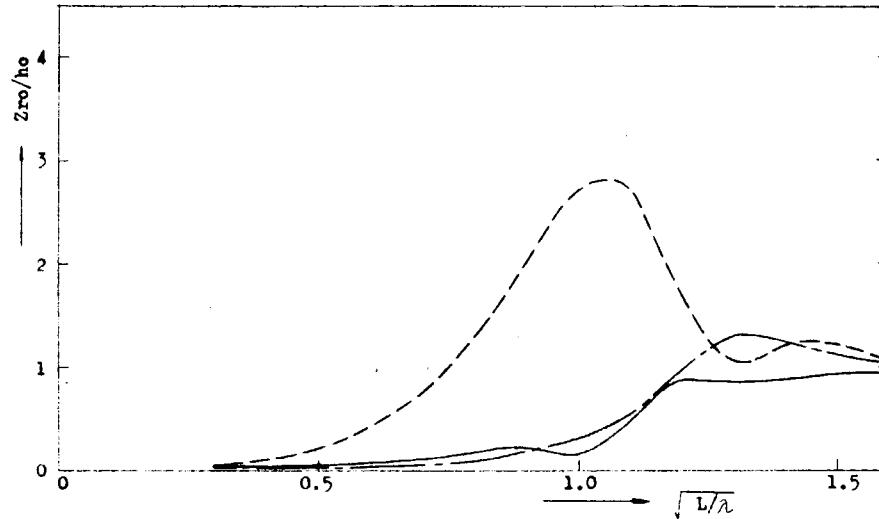


Fig. 3.3.1.13 Amplitudes of Relative Motion in Regular Head Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	W. SIDE L. SIDE
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE

HEADING	0°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

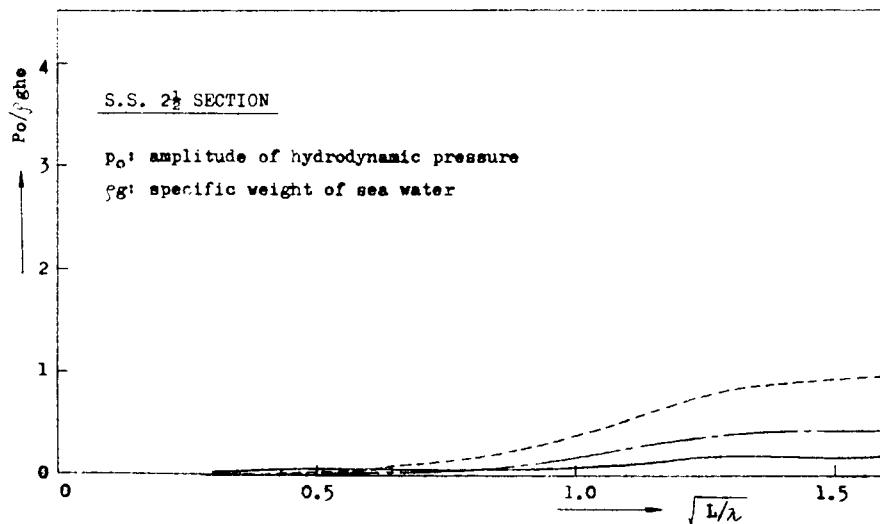


Fig. 3.3.1.14 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Following Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	W. SIDE L. SIDE
WATER LINE	— —

HEADING	0°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

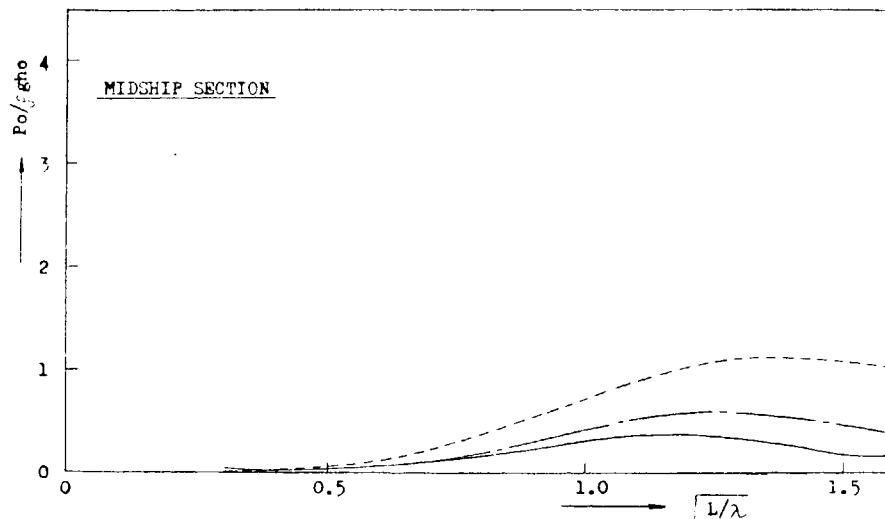


Fig. 3.3.1.15 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Following Waves

POSITION	MARK	
KEEL CENTER LINE	---	
BILGE	W. SIDE L. SIDE	---
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE	-----

HEADING	0°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

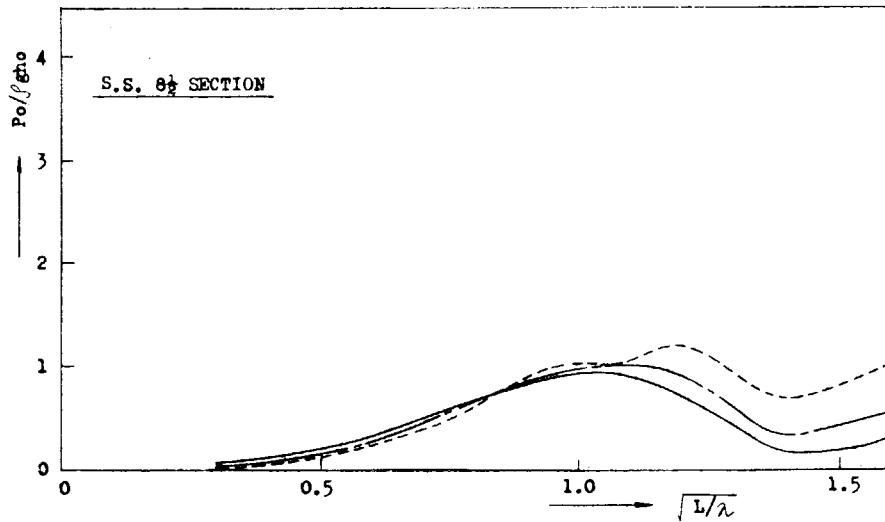


Fig. 3.3.1.16 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Following Waves

POSITION	MARK	
KEEL CENTER LINE	---	
BILGE	W. SIDE L. SIDE	---
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE	-----

HEADING	45°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

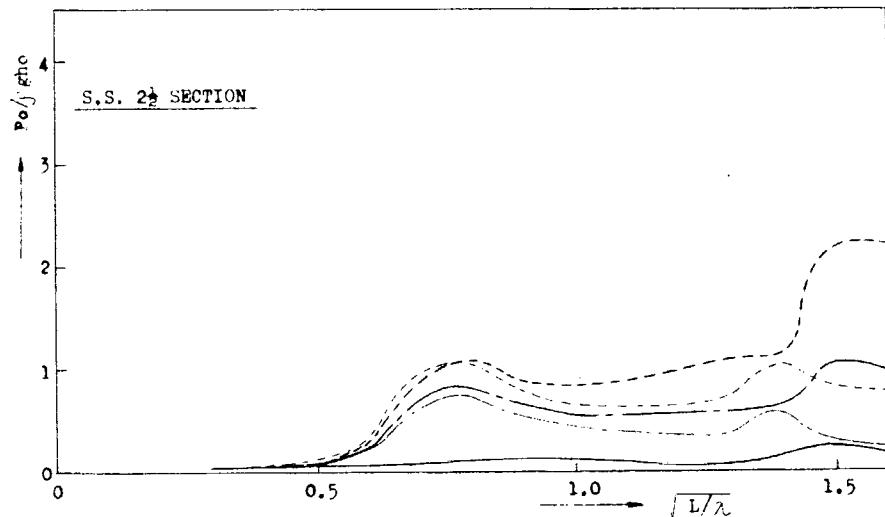


Fig. 3.3.1.17 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Quartering Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	W. SIDE L. SIDE
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE

HEADING	45°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

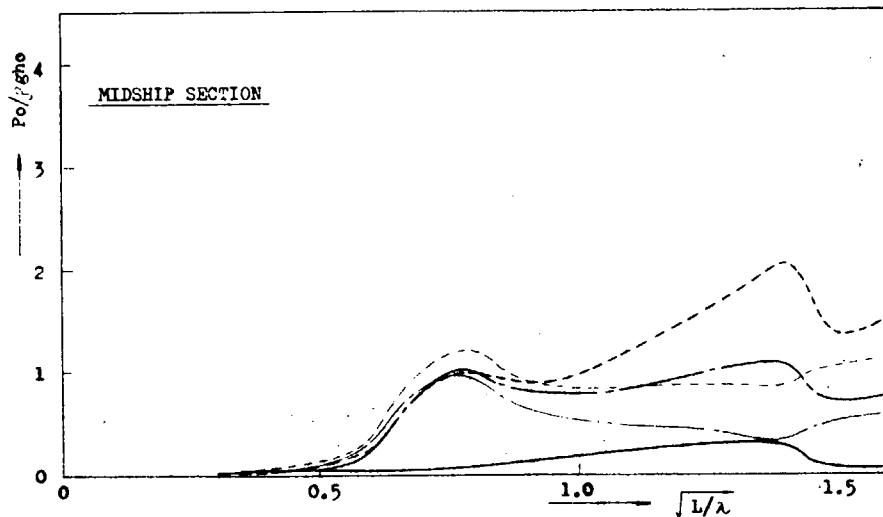


Fig. 3.3.1.18 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Quartering Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	W. SIDE L. SIDE
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE

HEADING	45°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

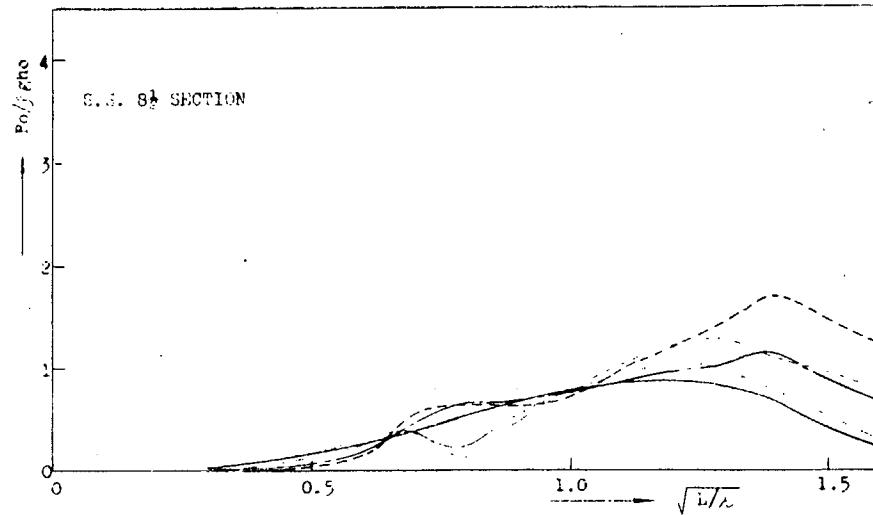


Fig. 3.3.1.19 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Quartering Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	W. SIDE L. SIDE
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE

HEADING	90°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

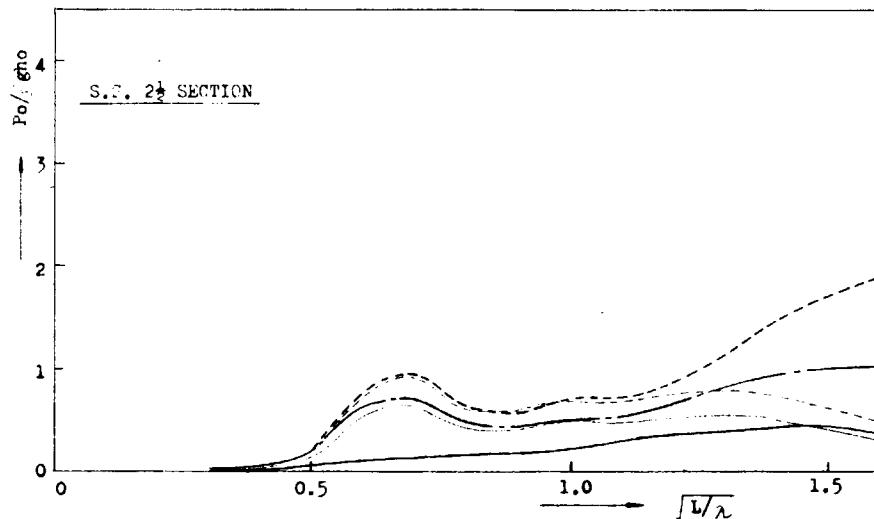


Fig. 3.3.1.20 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Beam Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	W. SIDE L. SIDE
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE

HEADING	90°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

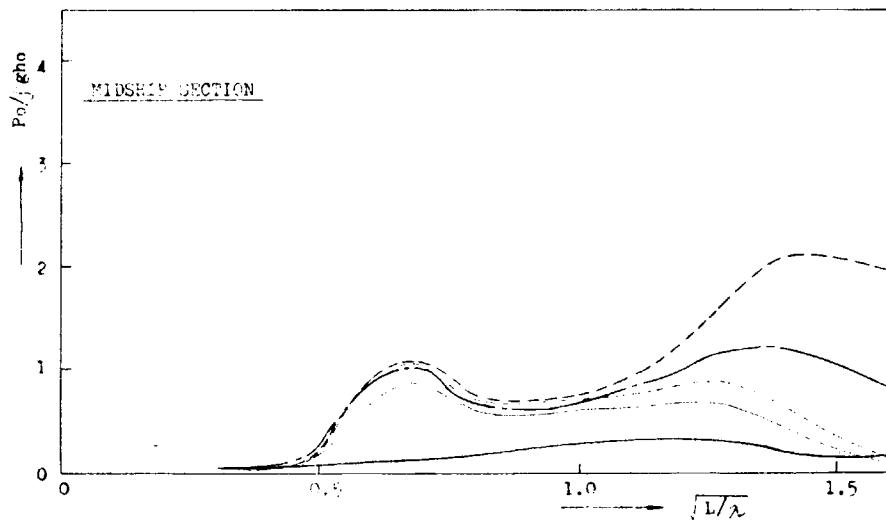


Fig. 3.3.1.21 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Beam Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	W. SIDE L. SIDE
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE

HEADING	90°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

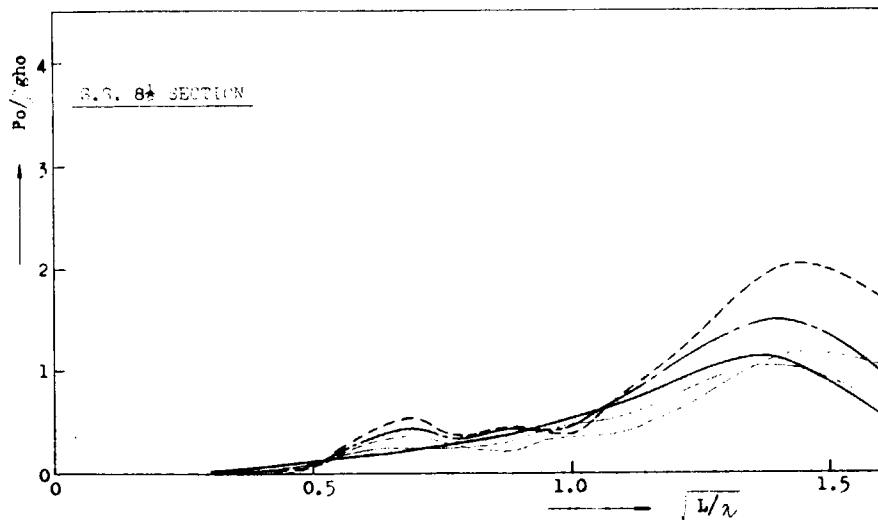


Fig. 3.3.1.22 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Beam Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	W. SIDE L. SIDE
WATER LINE	W. SIDE L. SIDE

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

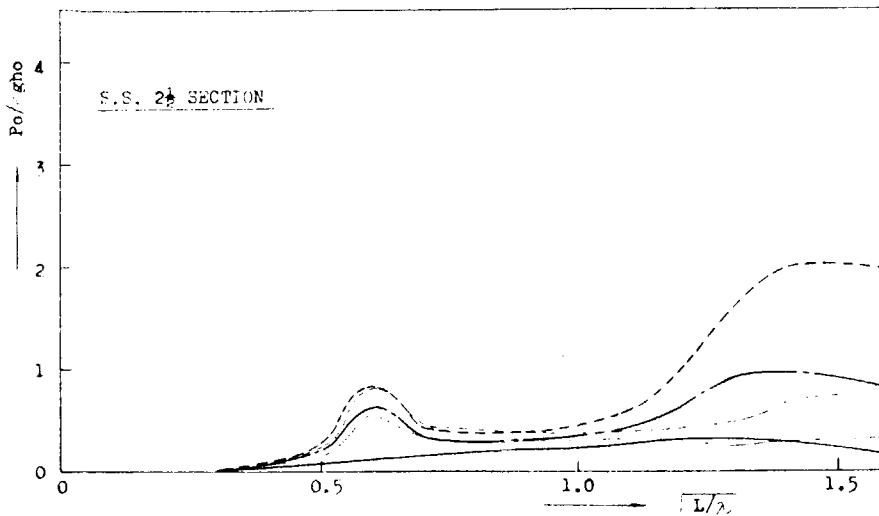


Fig. 3.3.1.23 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	— —
W. SIDE	— · · ·
L. SIDE	· · · ·
WATER LINE	— - - -
W. SIDE	— - - -
L. SIDE	· · · ·

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

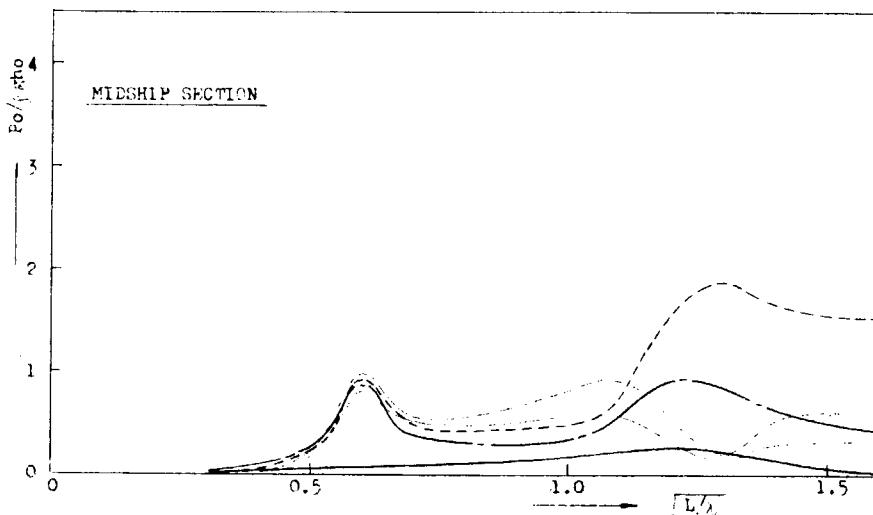


Fig. 3.3.1.2.4 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	— —
W. SIDE	— · · ·
L. SIDE	· · · ·
WATER LINE	— - - -
W. SIDE	— - - -
L. SIDE	· · · ·

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

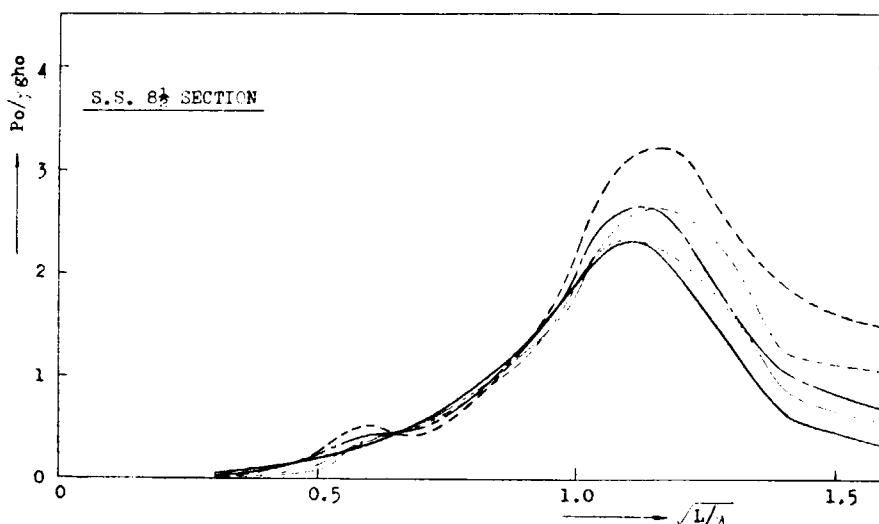


Fig. 3.3.1.2.5 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	— —
L. SIDE	---
WATER LINE	-----
W. SIDE	-----
L. SIDE	-

HEADING	180°
WAVE HEIGHT	10m
PROUDE NUMBER	0.10

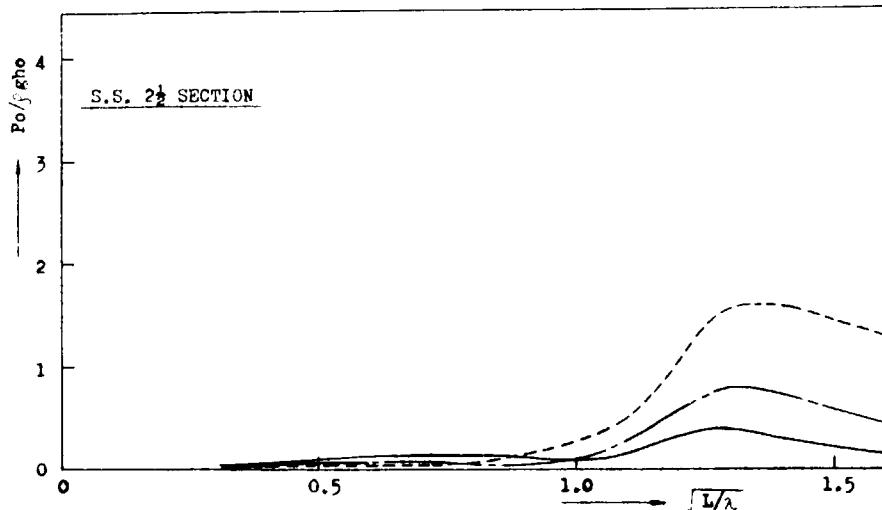


Fig. 3.3.1.2 6 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves

POSITION	MARK
KEEL CENTER LINE	—
BILGE	— —
L. SIDE	---
WATER LINE	-----
W. SIDE	-----
L. SIDE	-

HEADING	180°
WAVE HEIGHT	10m
PROUDE NUMBER	0.10

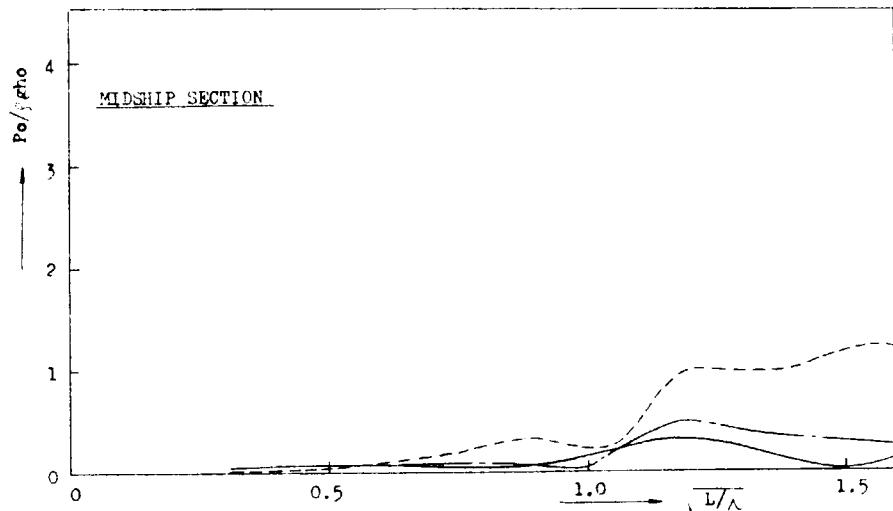


Fig. 3.3.1.2 7 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves

POSITION	MARK	HEADING	180°
KEEL CENTER LINE	—	WAVE HEIGHT	10m
BILGE W. SIDE	— —	FROUDE NUMBER	0.10
BILGE L. SIDE	..		
WATER LINE W. SIDE	- - -		
WATER LINE L. SIDE	.		

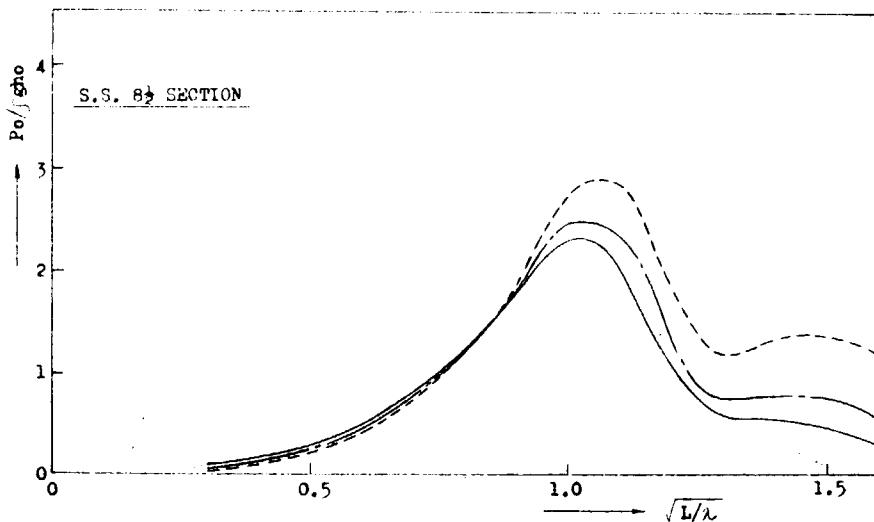


Fig. 3.3.1.2.8 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves

3.3.2 波浪変動水圧の短期予測

昭和47年度において、21万トン型タンカー船型について波浪変動水圧の応答関数の計算を行ない、主な計算結果を本研究部会の昭和47年度報告に示した。¹⁾昭和48年度においては、このような波浪変動水圧の応答関数を用いて、不規則波中の船体表面に働く波浪変動水圧のエネルギースペクトルの計算を行なうことにより波浪変動水圧の標準偏差を求めた。この結果を用いれば、任意の短期不規則波浪海面における波浪変動水圧の短期予測ができるだけでなく、大洋の波浪の長期発現頻度資料を利用することにより、波浪変動水圧の長期予測を行なうこともできる。本年度報告においては、波浪変動水圧の標準偏差の計算結果の主要例を示すとともに、波浪変動水圧の長期予測の結果は次年度において報告する。

(1) 波浪変動水圧の標準偏差計算法

短期の波浪海面において、船が波の平均進行方向に対して一定の平均出会い角を保ち一定速度で進行している場合には、船体表面上の一点に働く変動水圧の標準偏差は、変動水圧の応答関数と海面状態を表わす波スペクトルを用いて次式によって計算することができる。

$$R^2 = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_0^\infty [f(\omega, \gamma)]^2 [\bar{P}_0(\omega, \delta + \gamma)]^2 d\omega d\gamma \quad (3.3.2.1)$$

ただし

R : standard deviation of hydrodynamic pressure

$[f(\omega, \gamma)]^2$: directional wave spectrum

$[\bar{P}_0(\omega, \delta + \gamma)]^2$: response amplitude of hydrodynamic pressure

ω : circular frequency of a component wave

γ : angle between the average wave direction and a component wave direction

δ : average heading angle against the average wave direction

ISSC一波スペクトルを用いることにはすれば、波スペクトルは次式によって与えられる。

$$[f(\omega, \gamma)]^2 = (2/\pi) [f(\omega)]^2 \cos^2 \gamma : -\pi/2 < \gamma < \pi/2 \\ = 0 : \text{elsewhere} \quad (3.3.2.2)$$

$$[f(\omega)]^2 = 0.11 H^2 \omega_0^{-1} (\omega/\omega_0)^{-5} \exp(-0.44(\omega/\omega_0)^{-4}) \quad (3.3.2.3)$$

$\omega_0 = 2\pi/T$, T : average wave period

H : significant wave height

(2) 計算条件

Table 1 にその主要目を示すようなタンカー船型の満載状態について、次ぎのような計算条件の下に短波頂不規則波中の船体表面に働く変動水圧の標準偏差を計算した。ただし、計算値は $(R/\rho g H)$ 即ち（変動水圧水頭の標準偏差）／（有義波高）の形で求められている。

a) 船速

フルード数 $F_r = 0, 0.05(5.36 \text{ kt}), 0.10(10.72 \text{ kt}), 0.15(16.08 \text{ kt})$

b) 波に対する平均出会い角

平均出会い角 $\delta = 0, 22.5, 45, 67.5, 90, 112.5, 135, 157.5, 180^\circ$

c) 海面の平均波周期

平均波周期 $T = 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18 \text{ sec}$

d) 変動水圧計算点

S.S.1, 2-1/2, 5, 7-1/2, 8-1/2, 9-1/2 の各断面における両舷の水線、両舷のビルジ部及びキール中心線

(3) 計算結果

上記のような計算条件の下に、短波頂不規則波中の波浪変動水圧の標準偏差の計算を行なったが、その主要な結果を Figs. 3.3.2.1～3.3.2.16 に例示する。図において使用されている記号は次の通りである。

E_r : Froude number

g : acceleration of gravity

H : significant wave height

R : standard deviation of hydrodynamic pressure

T : average wave period

X : longitudinal distance from midship

γ : angle between the average wave direction and a component wave direction

δ : average heading angle against the average wave direction

ρ : density of sea water

Fig. 3.3.2.1～3.3.2.5 では、S.S.8-1/2 にて両舷の水線とビルジ部及びキール中心線上の各点に働く波浪変動水圧の計算結果を平均波周期の関数として表わしている。そして、航速は一定 ($F_r=0.15$) の場合について波の平均進行方向に対する出会い角をパラメーターとして図示している。

また、Figs. 3.3.2.6～3.3.2.11 には、S.S.9-1/2, 5 及び 1 における両舷の水線に働く波浪変動水圧の計算結

果をFig. 3.3.2.1～3.3.2.5の場合と同様の表現法で図示している。

最後に、Fig. 3.3.2.12～3.3.2.16の各図には、正面迎波及び斜迎波の場合にS.S.8- $\frac{1}{2}$ の両舷の水線、横波の場合にS.S.5の両舷の水線、斜追波及び追波の場合にS.S.1の両舷の水線に働く波浪変動水圧の計算結果を示しており、船速(フルード数)をパラメーターとして図示している。

これらの図示に示された結果より、短期不規則波中の船体に働く波浪変動水圧が、海面の平均波周期、波の平均進行方向に対する船の出会い角、船速等によって、また、船体の前後方向の位置、水線下の位置、波に対する両舷側等の相違によって、どのようにその大きさの程度が異なるか、その大略の傾向を知ることができる。

参考文献

- 1) 第131研究部会報告書：“波浪外力に関する水槽試験”日本造船研究協会資料 No.176, 1973, P141～158
- 2) W.H. Warnsinck : “Report of committee 1 on Environmental Conditions” Proceedings of 2nd I.S.S.C., 1964, Delft.

Table 3.3.2.1 Main Particulars of a Gigantic Oil Tanker

Length between Perpendiculars (L)	310.00m
Breadth (B_o)	48.71m
Depth (D)	24.50m
Draught (d_o)	19.00m
Displacement (W)	250,540 t
Block Coefficient (C_b)	0.852
Midship Coefficient (C_m)	0.995
Water Plane Coefficient (C_w)	0.903
Centre of Gravity before Midship (x_G)	0.0331L
Centre of Gravity below Water Line (z_G)	0.2879 d_o
Metacentric Radius (GM)	0.3305 d_o
Longitudinal Gyradius (κ_L)	0.2494L
Transverse Gyradius (κ_T)	0.3231 B_o
Rolling Period (T_R)	14.0sec

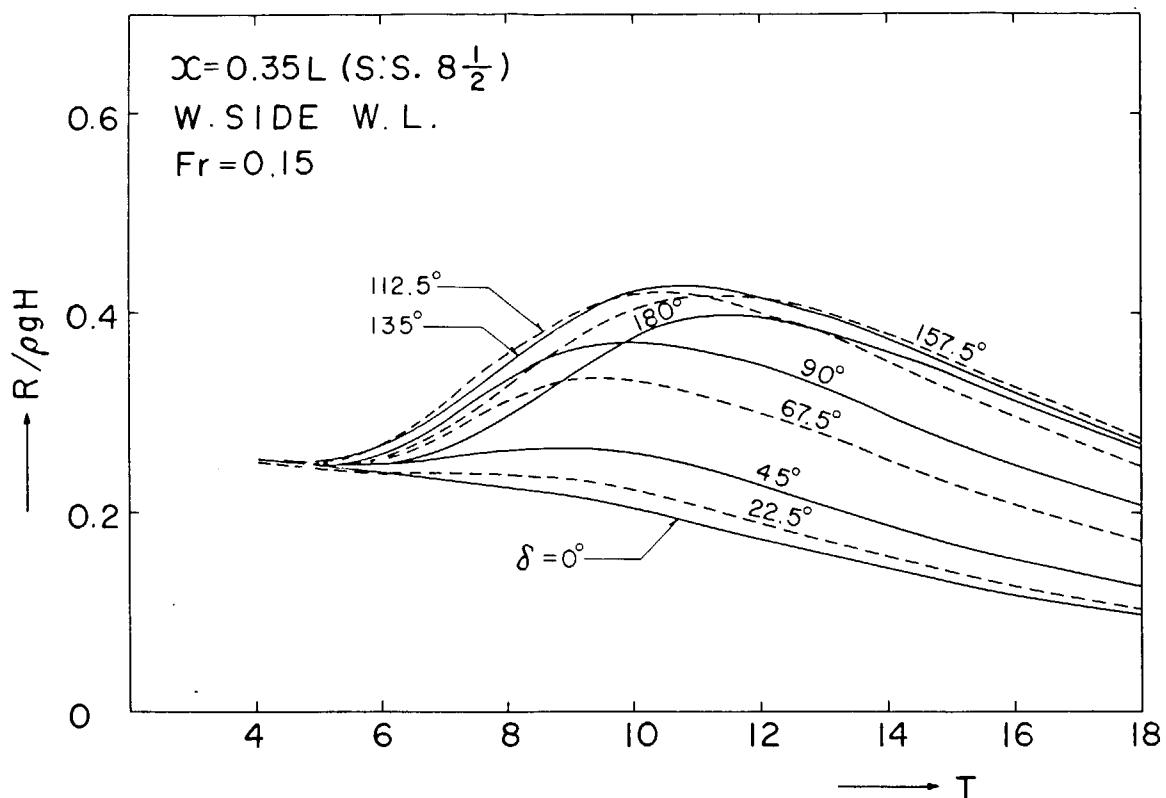


Fig. 3.3.2.1 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Weather Side Water Line of s.s. $8\frac{1}{2}$

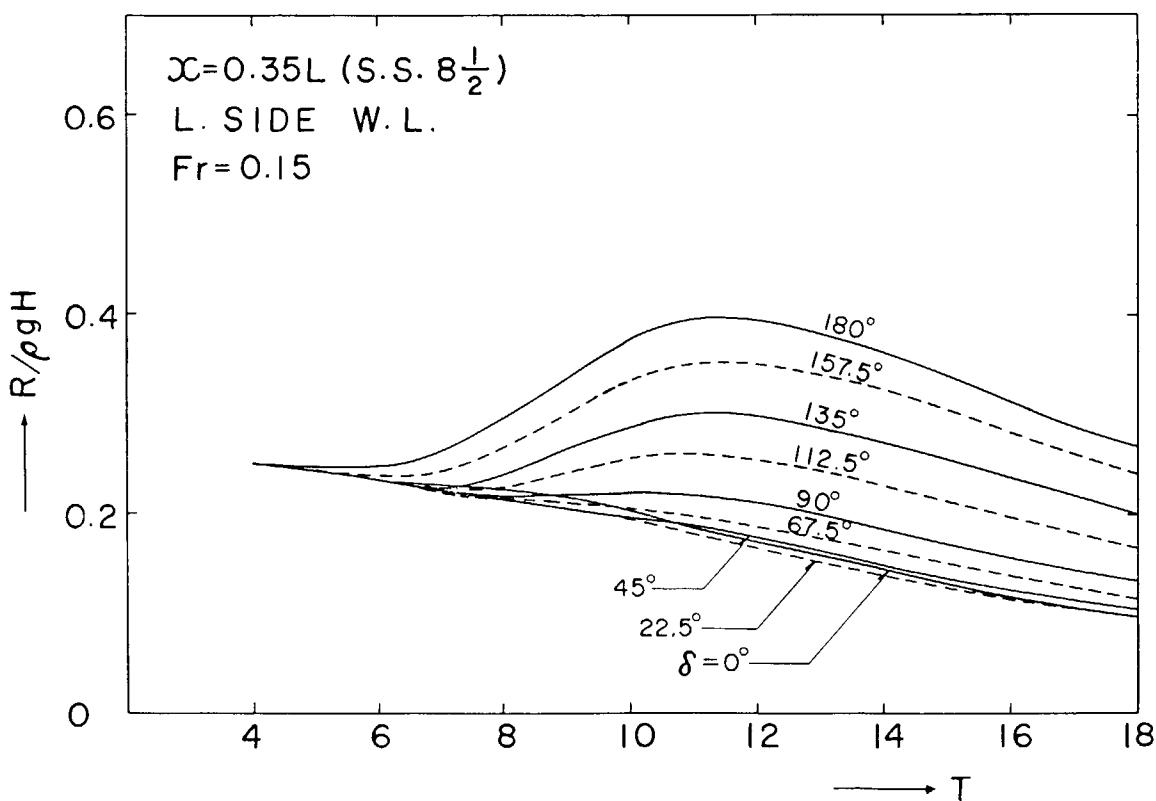


Fig. 3.3.2.2 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Leeward Side Water Line of S.S. $8\frac{1}{2}$

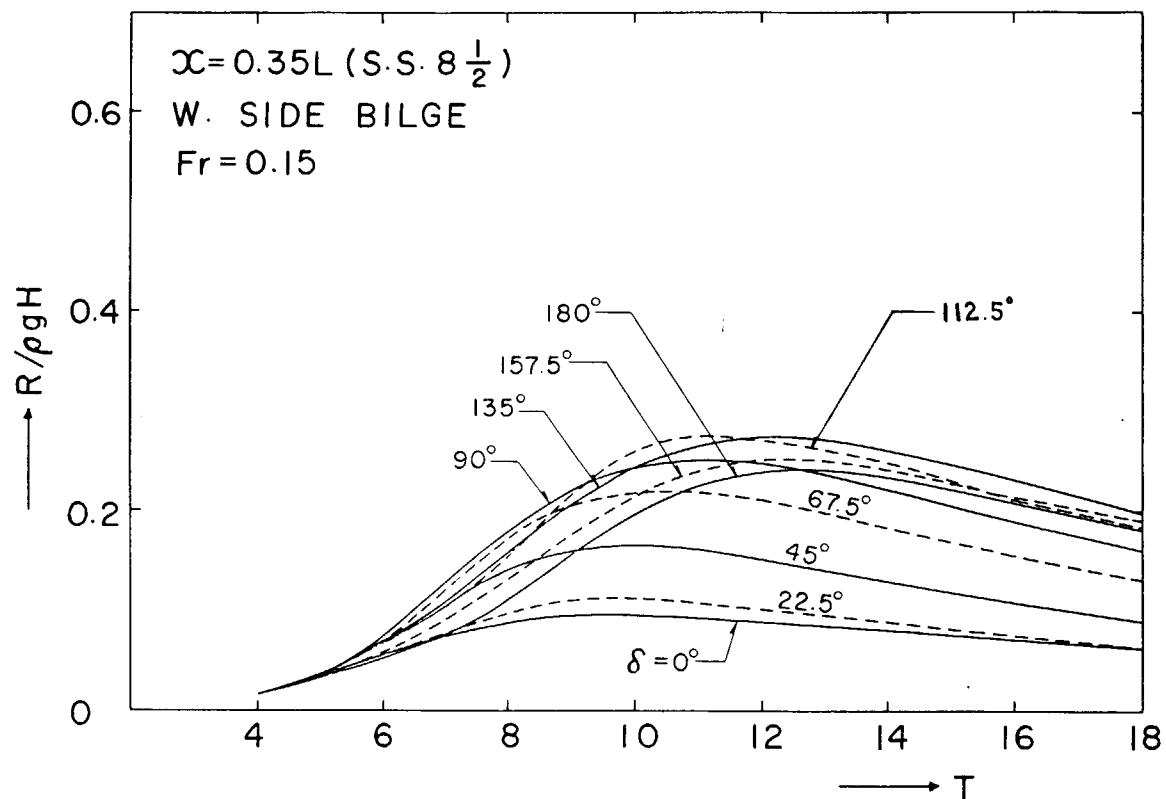


Fig. 3.3.2.3 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Weather Side Bilge of S.S. $8\frac{1}{2}$

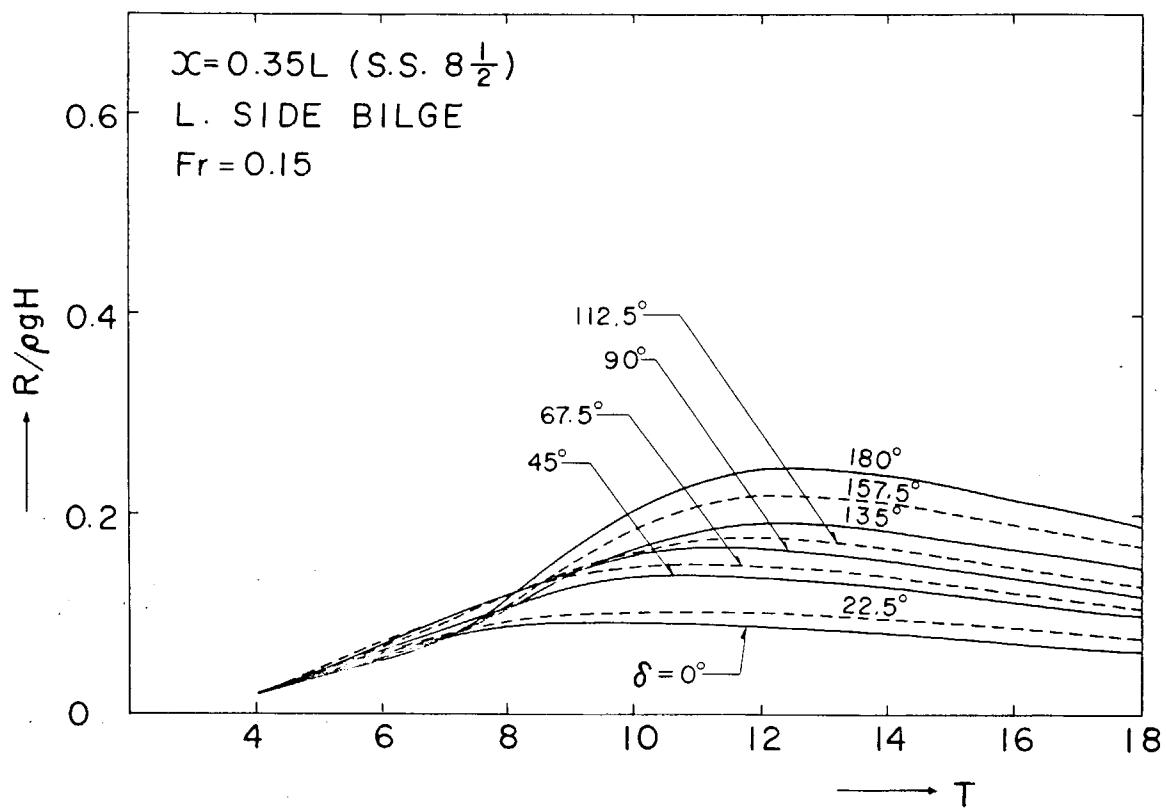


Fig. 3.3.2.4 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Leeward Side Bilge of S.S. $8\frac{1}{2}$

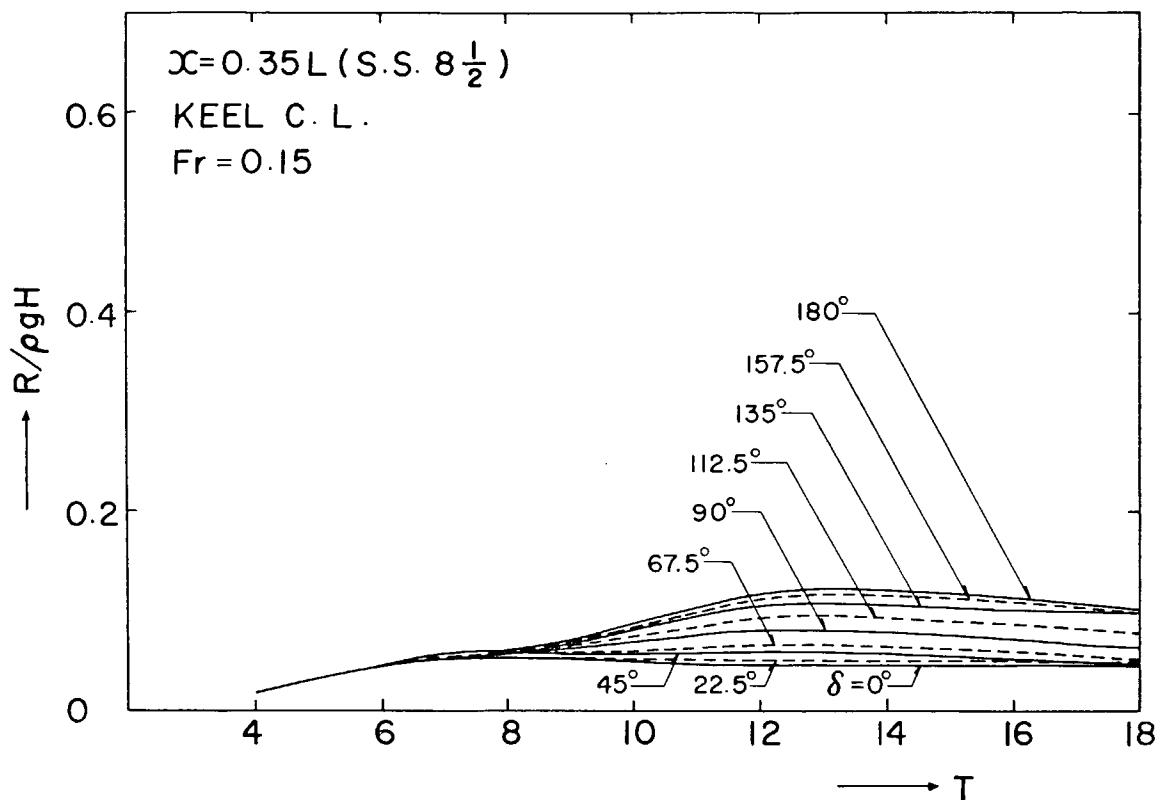


Fig. 3.3.2.5 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the keel Centre Line of S.S. $8\frac{1}{2}$

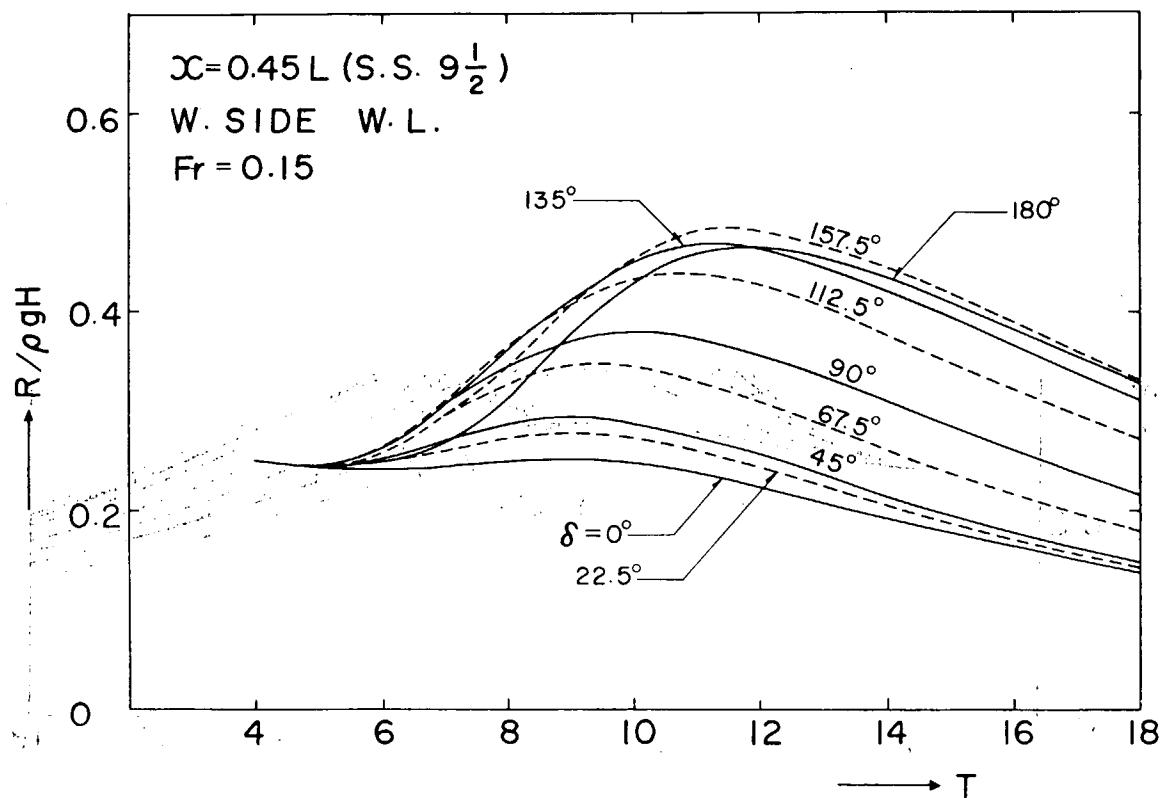


Fig. 3.3.2.6 Standard Deviations of Hydrodynamic pressure Induced on the Weather Side Water Line of S.S. $9\frac{1}{2}$

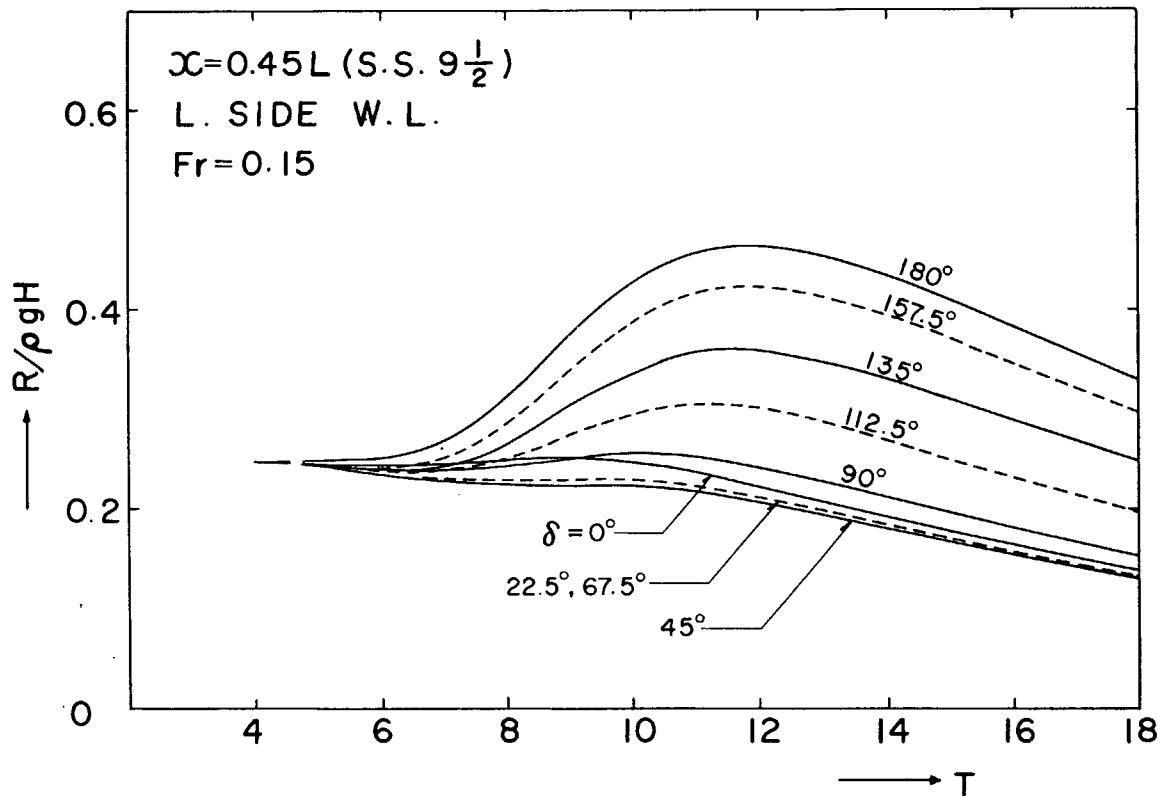


Fig. 3.3.2.7 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Leeward Side Water Line of S.S. 9 $\frac{1}{2}$

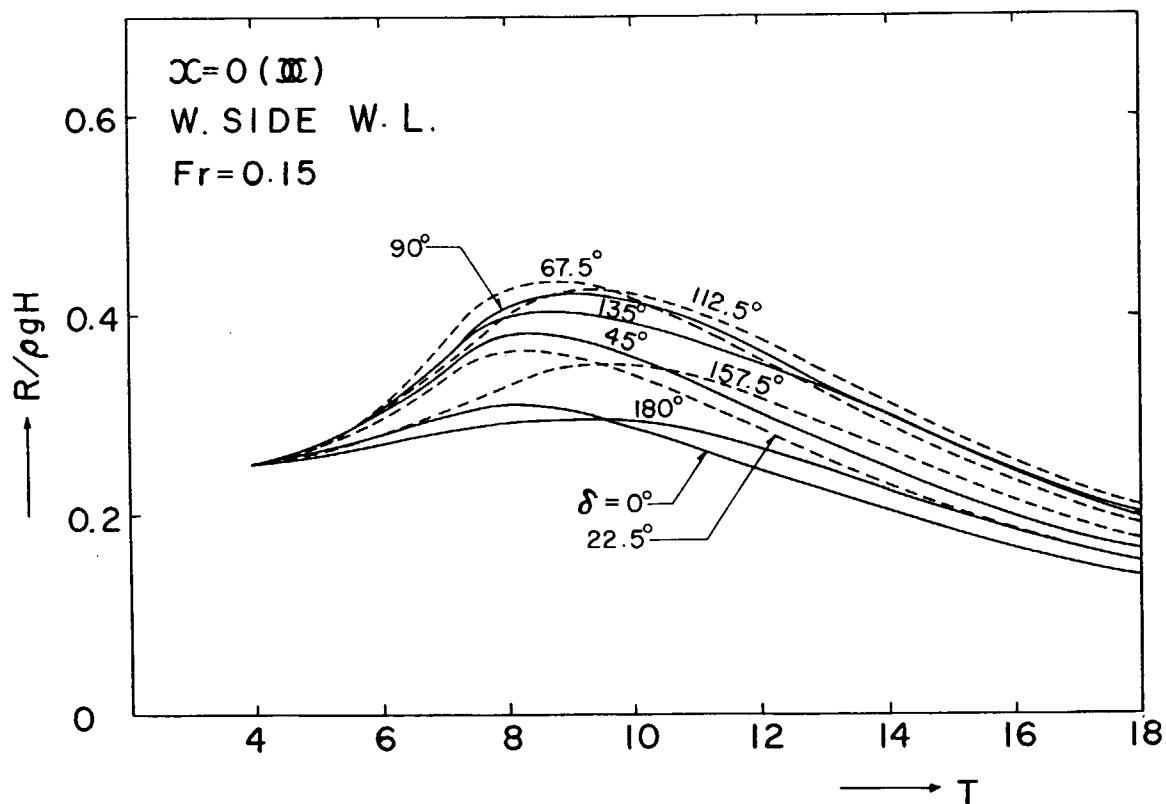


Fig. 3.3.2.8 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Weather Side Water Line of Midship

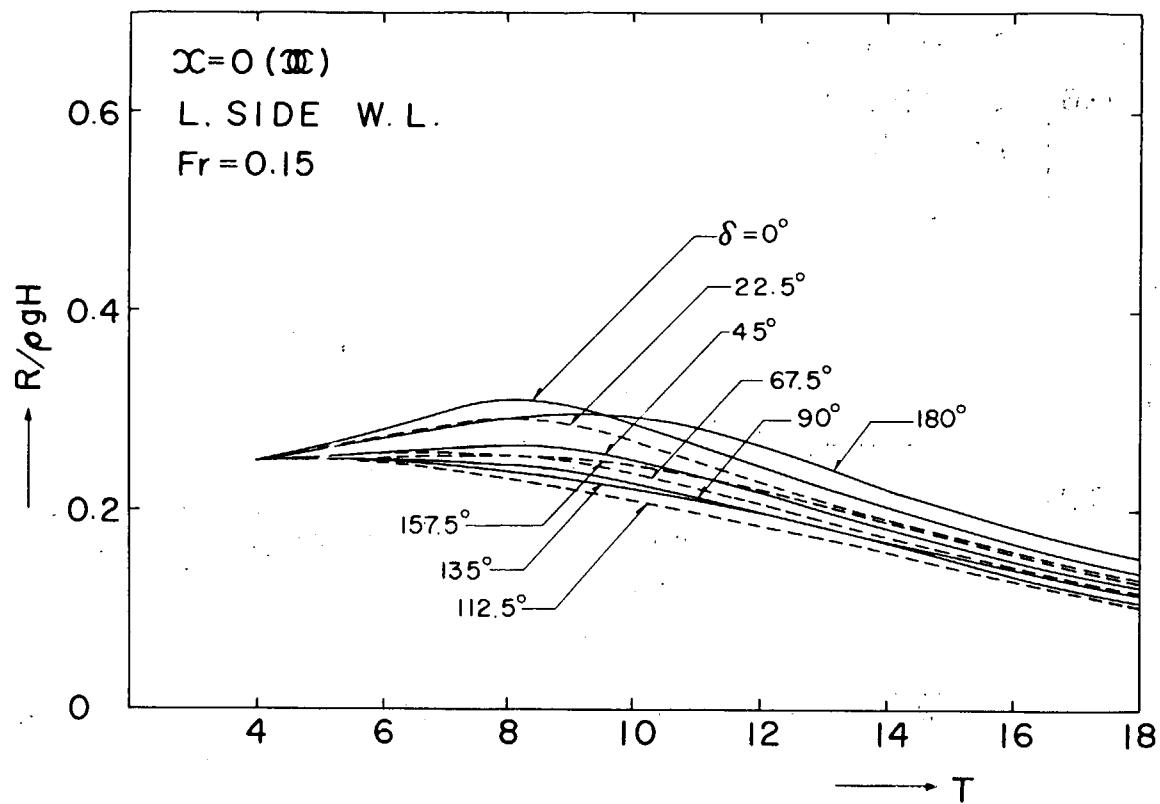


Fig. 3.3.2.9 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Leeward Side Water Line of Midsip

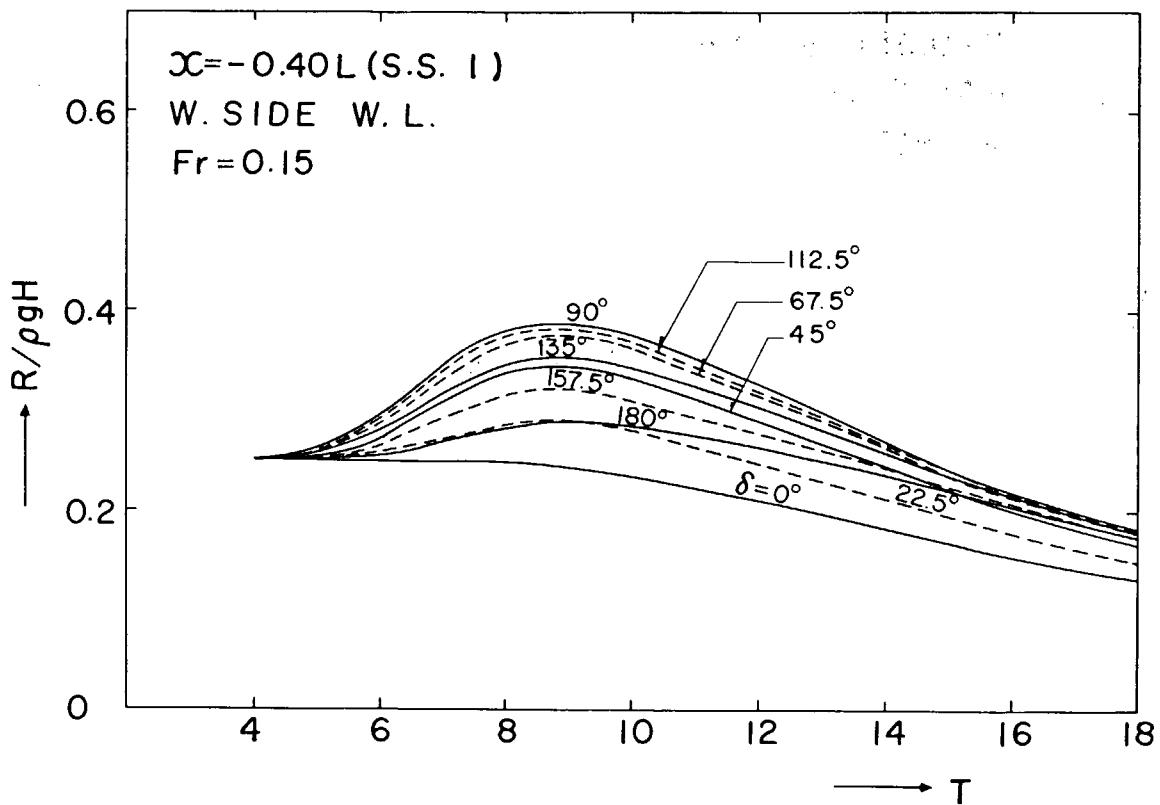


Fig. 3.3.2.10 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Weather Side Water Line of S.S. 1

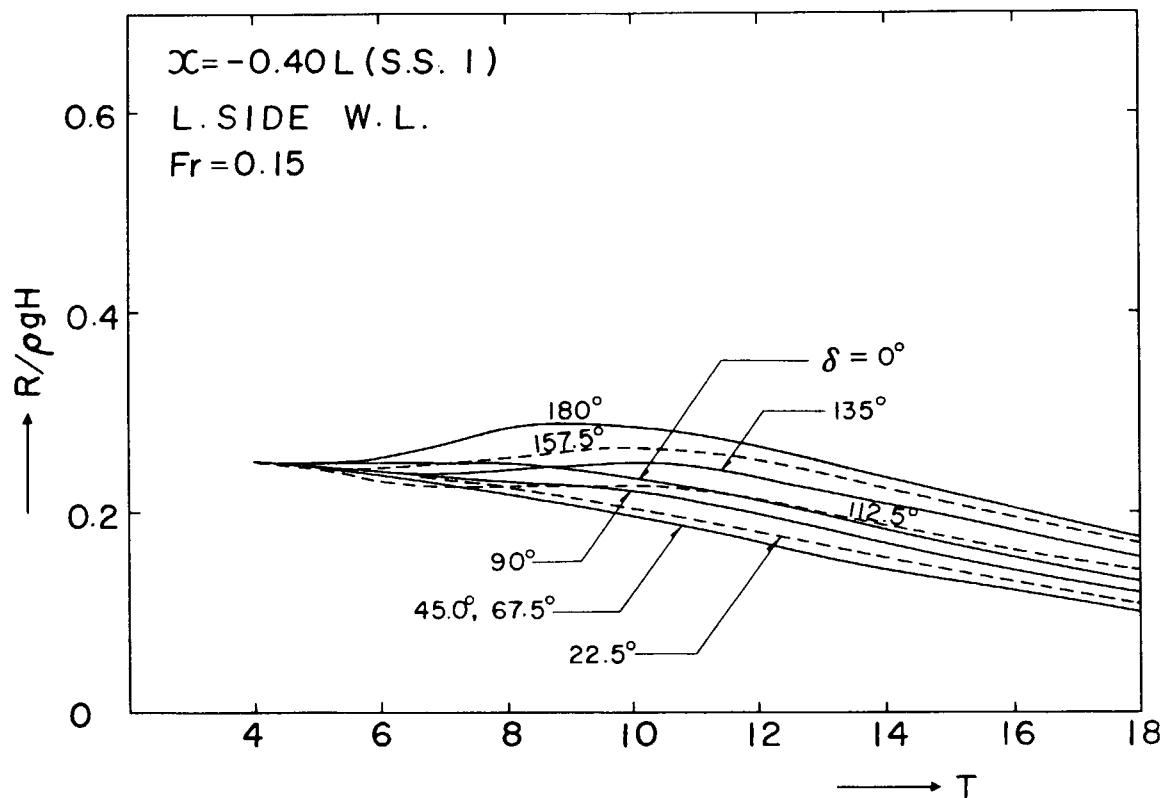


Fig. 3.3.2.11 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Leeward Side Water Line S.S.1

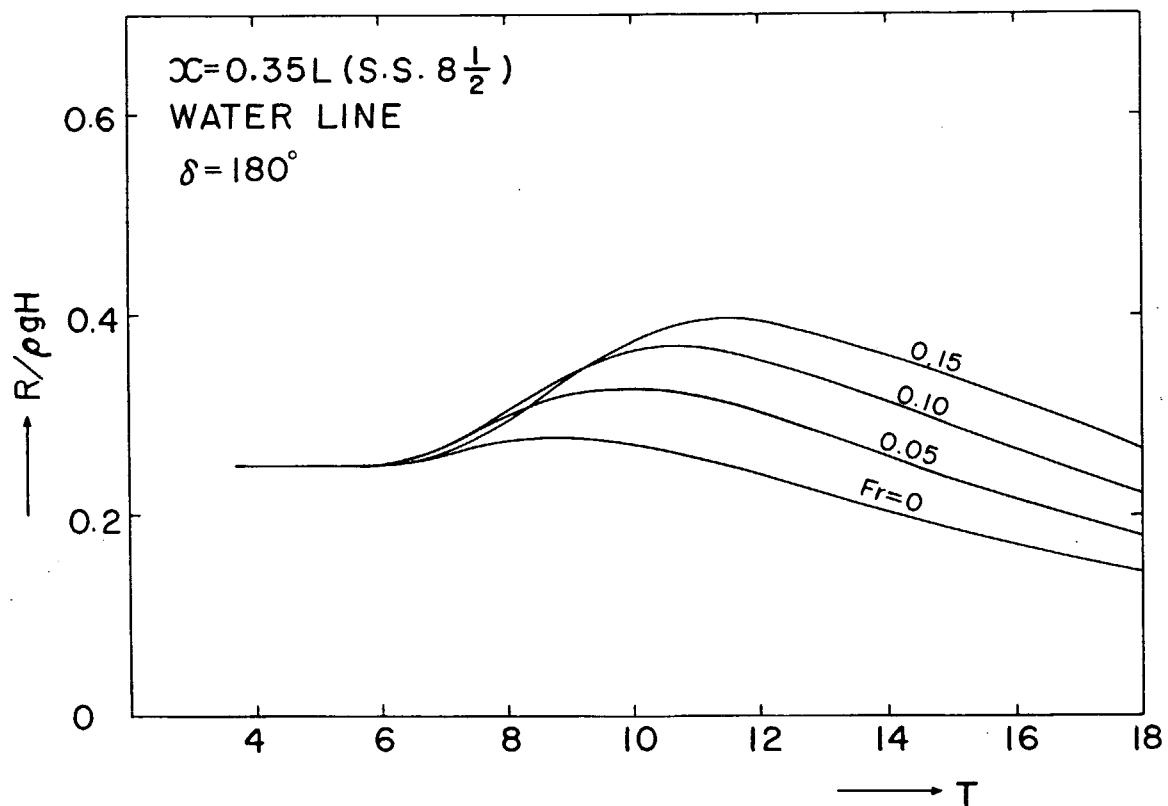


Fig. 3.3.2.12 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Water Lines of S.S. $8\frac{1}{2}$ in Head Seas

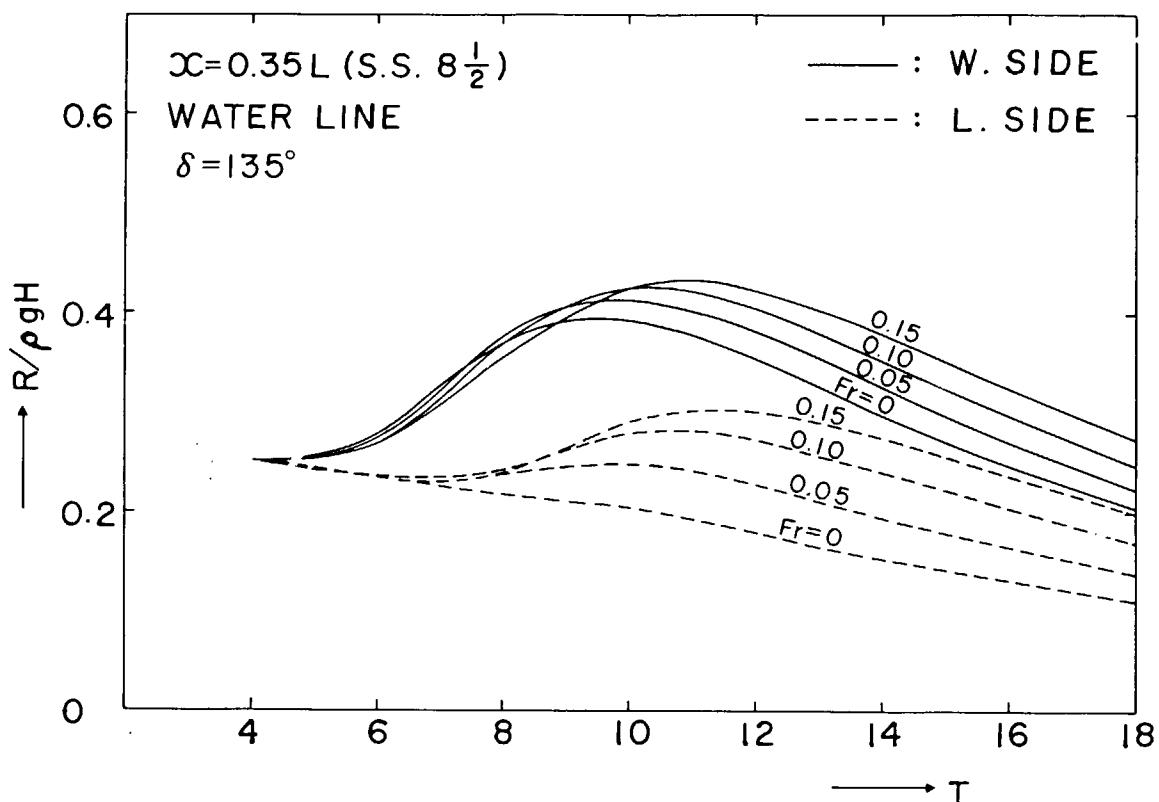


Fig. 3.3.2.13 Standard Deviations of Hydrodynamic pressure Induced on the Water Lines of S.S. 8½ in Bow Seas

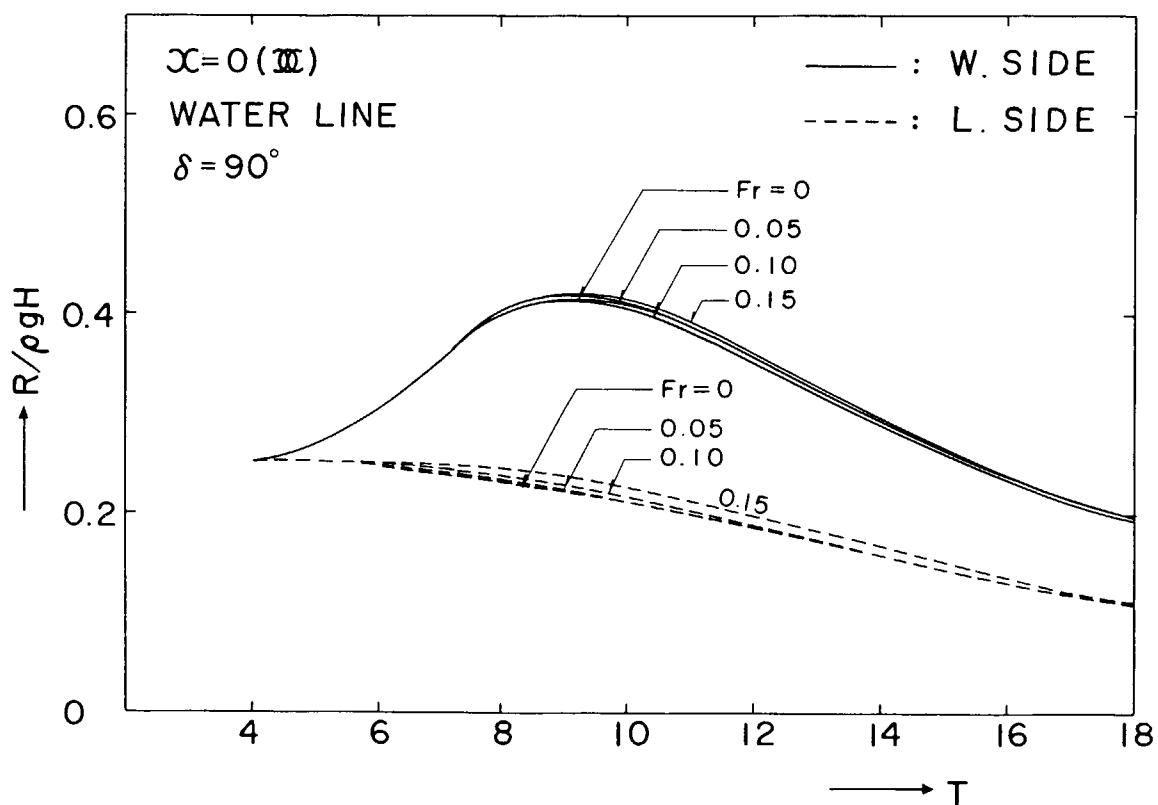


Fig. 3.3.2.14 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Water Lines of Midship in Beam Seas

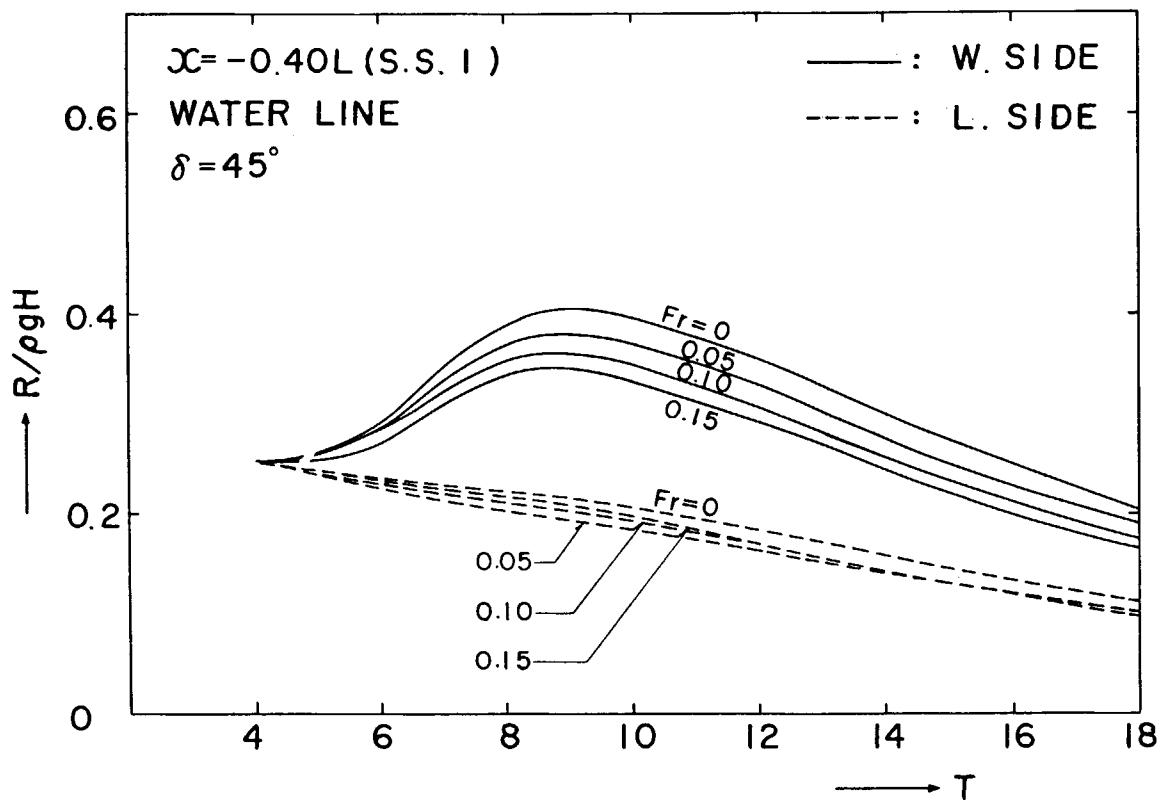


Fig. 3.3.2.15 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Water Lines of S.S. I in Quartering Seas

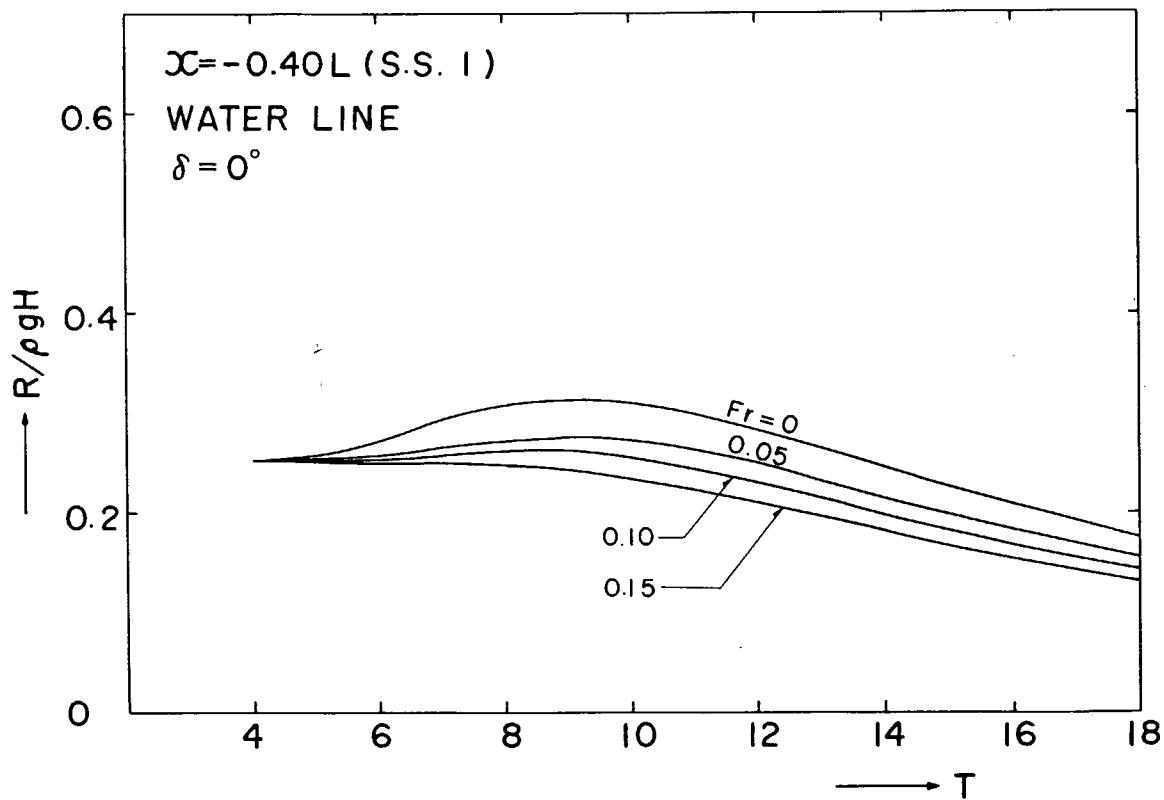


Fig. 3.3.2.16 Standard Deviations of Hydrodynamic Pressure Induced on the Water Lines of S.S. I in Following Seas

4. 波浪衝撃水圧に関する研究

4.1 数値モデルによる碎波発生機構の研究

4.1.1 研究目的

船首や船側で衝撃を生じさせるような水波の形状は、一般に当る直前に極めて粗度が高くなってしまっており、その波頂が砕れている場合が多い。このような衝撃圧や水波の形状を実験的に調査解明することは勿論重要なことであるが、衝撃現象に関する基礎的資料を提供する意味で、碎波の発生機構を理論計算で求めることもまた必要なことの一つであろうと思われる。この現象はもともと水面の非線形な性質に由来するものであるから、線形理論のみでは不十分であり、非線形自由表面条件を考慮した理論モデルが必要となる。この種の問題の数値計算法として知られるいくつかの方法の中から、以下ではラグランジ型方程式を基礎にした Brennen¹⁾ の方法に従って二三の数値解を求めた結果について述べる。

4.1.2 数値計算法の概要

非線形自由表面を有する流体現象を解析的に取り扱うことは困難であるので、ここでは数値積分を主体とした解法を採用することにする。流体内部を有限個の格子に分割し、その格子の節点における速度が基礎方程式を満足するよう決める。つぎに求められた速度で節点上にある流体粒子が移動するものとすれば、次の時刻では格子の位置が移り、かつその形状も変化する。この新しい位置を出発点として上記の操作を繰り返せば、任意の時刻における粒子の位置が求められ、自由表面上の粒子の位置によって水面の形状の変化がわかることになる。

基礎方程式にはラグランジ型の運動方程式を採用する。2次元パラメタ座標(a, b)を用いて粒子の位置を $X(t, a, b), Y(t, a, b)$ と書けば、運動方程式は次のように表すことができる。

$$(X_{tt} - F) \left\{ \frac{X_a}{X_b} \right\} + (Y_{tt} - G) \left\{ \frac{Y_a}{Y_b} \right\} + \frac{1}{\rho} \left\{ \frac{P_a}{P_b} \right\} = 0 \quad (4.1.1)$$

連続の条件は

$$\rho \frac{\partial(X, Y)}{\partial(a, b)} = 0 \quad (4.1.2)$$

となる。ただし添字は偏微分を表す。 P は圧力、(F, G)は外力で今の場合重力のみを考えているので $(0, -g)$ と仮定しておく。圧力を消去して連続の式と組み合わせると次式を得る。

$$Z_a W_b - Z_b W_a = -I'(a, b) \equiv 0 \quad (4.1.3)$$

ここで $Z = X + iY, W = U - iV$ ($\equiv X_t - iY_t$) , I' は循環である。

上式は X, Y について非線型である。つまりオイラー型の場合には渦無しを仮定すれば運動方程式が積分できて非線形性は圧力方程式の中の速度の自乗の項となって現われるが、一方ラグランジ型の場合には渦無しの仮定そのものが粒子の位置 X, Y を変数としているために非線型となる。

また自由表面条件は(4.1.1)式より $(a, b) = (u, 1)$ において

$$X_{tt} X_a + (Y_{tt} + g) Y_a = 0 \quad (4.1.4)$$

となる。

計算領域は Fig. 4.1.1 に示すような長方形の水槽とする。領域内に図のような格子群を組み、時刻 $t = t$ において(4.1.3)式を格子の4節点の値を用いて差分近似する。この場合節点の位置 X_i, Y_i , すなわち z_i は既知とし、未知数を速度 w_i とする。領域内の全すべての節点上の w_i の値が差分化された(4.1.3)式を満足するように w_i を決める。この計算は特殊な繰返し演算となるがその説明は省略する。つぎに節点の位置を時刻 $t = t + \Delta t$ において

$$Z_i, t=t+\Delta t = Z_i, t=t + \Delta t \frac{\partial Z_i}{\partial t}, t=t \quad (4.1.5)$$

と決める。計算の初期時刻において流体は静止していたものとし、波を起すために水槽の左端の側壁を次式

$$X_0 = M \sin^2 \left(\frac{\pi t}{2T} \right), \quad t \geq 0 \quad (4.1.6)$$

に従って動かすこととする。 X_0 は側壁の X 座標、M は両振幅、T は周期である。

計算を進めていく途中で格子の形状が極端に歪み、格子の対辺が交叉する場合が生ずることがある。これを計算上、碎波の発生とみなし、本方法では計算はこの時点で終了する。

4.1.3 線形解

上記の計算結果を線型解と比較してみることも興味あることと思われる。以下ではラグランジ型とオイラー型の二種の線型解について簡単に述べる。

運動の初期位置からの流体粒子の変位 $\xi(t, a, b)$, $\eta(t, a, b)$ が小さいと仮定し、その高次の項を無視することによって線型化を行なう。このような手法はオイラー型の場合にも同様であるが、ラグランジ型の場合は運動方程式にもこの線型化が施される点が特徴である。

$$\begin{aligned} X &= \xi + a, & Y &= \eta + b \\ \text{すなわち} \quad Z - c &= \xi + i\eta, \quad (c = a + ib) \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (4.1.7)$$

とおいて (4.1.3) 式に代入し、 ξ, η の高次の項を無視した後、整理すれば、

$$\xi_b = \eta_a, \quad \xi_a = -\eta_b \quad (4.1.8)$$

となる。これは Cauchy - Riemann の関係式に外ならない。

つまり $\xi + i\eta$ は \bar{c} ($= a - ib$) に関する解析関数となる。しかしながらこの場合 (4.1.8) で無視した項のために循環は 0 とならない。したがってラグランジ型の線型解は一般に渦無しではなく、渦無し流れに漸近するという性質があることが判る。勿論線形の範囲では渦無しであるが、この点がオイラー型の線型解と異なる所である。また自由表面条件も同じ主旨に沿って線型化され、

$$\xi_{tt} + g\eta_a = 0 \quad (4.1.9)$$

となる。

前述の領域、境界条件について線型解を求めるには、まず境界条件を満足する関数列で展開し、その係数を自由表面条件で決めればよい。ここではその結果だけを書くと次式のようになる。

$$\begin{aligned} \xi + i\eta &= Z - c = X_0(t) \left(1 - \frac{\bar{c}}{\ell} \right) + \sum_{k=1}^{\infty} R_k B_k(t) \sin \left(\frac{k\pi \bar{c}}{\ell} \right) \\ R_k &= \frac{M}{k\pi} \cdot \frac{1}{\cosh(\frac{k\pi}{\ell})} \cdot \frac{\pi^{2/3}/T^2}{\omega_k^2 - \pi^{2/3}/T^2} \\ B_k &= \cos \omega_k t - \cos \frac{\pi t}{T} \quad t \geq 0 \\ \omega_k &= \sqrt{\left(\frac{k\pi g}{\ell} \right)^2 \tanh \left(\frac{k\pi}{\ell} \right)} \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (4.1.10)$$

ここで \bar{c} の中の b を 1 とおけば水面上の流体粒子の位置が求められる。

同様の手法によってオイラー型の線型解も求めることができる。しかしながらこれによる波高とラグランジ型の線型解 (4.1.10) 式とは一致しない。その理由はオイラー型ではボテンシャルの時間変化に基づく圧力変化が波高の変化となるのに対し、ラグランジ解では流体粒子の位置の変化で波高が表現されているからである。したがってオイラー解から粒子の位置を求めればラグランジ解に一致する。

4.1.4 計算結果と考察

計算条件は $\ell = 10 \text{ h}$, $T = 5\sqrt{\frac{h}{g}}$, $M = 0.5 \text{ h}$, 0.2 h とした。以下の説明の中では非線型計算の結果を「厳密解」と称する。Fig. 4.1.2~4.1.4に両振幅 M を 0.5 h とした場合の水面の変化を示す。

Fig. 4.1.2は運動の初期の状態である。厳密解と線型解を較べると両者類似はしているが、厳密解の方が波速がやや大きくまた波高も高い。図中の矢印はその付近の表面上の粒子の速度の方向を示したものである。二つの線型解にも差が出ているが波高の最大値、最小値はほぼ一致している。

Fig. 4.1.3は最初の波が右の側壁に当ってから碎波に到るまでの厳密解を示したものである。Fig. 4.1.4はこれに対応する線型解である。両者に波速の違いがあるので別々の時刻の値を示した。側壁での最大波高は厳密解の方がかなり高い。この波が低下して第2の波が近づく前に厳密解の方では碎波が起っている。この碎波の発生原因を図から推論すると、波がその進行方向と逆向きの流れに出会うことがその一因ではないかと思われる。逆向きの流れを引き起す要因は(i)先行する波の diffraction, (ii)船体の運動に基づく速度, (iii)船が定常に前進する場合の船首付近の前向きの disturbance velocity などが考えられる。Fig. 4.1.3(c), (d) では右の波が左に移行することによると考えれば(i)に相当し、左の壁が動いたためであると見なせば(ii)の場合に相当するとも考えられる。またこの計算結果を船首衝撃に当てはめてみると、Fig. 4.1.3(b)で Wagnar 型の衝撃があった後、Fig. 4.1.3(d)で碎波し、この第2の波は Bagnold 型の衝撃になるのではないかと想像され、このことは最近の高木らの実験観察結果と符号している。(もっとも碎波が発生するとこのまゝでは計算が続行できない。)

一方線型解の方は Fig. 4.1.4 に示すように碎波は起らず第2の波が形成されて右に進行する。

碎波現象はこのように、(また当然のことながら)自由表面の非線型性に由来するものであるから、運動の大きさにも関連するはずである。そこで左側壁の運動の振幅を 0.2 h に下げて計算してみた。この結果を Fig. 4.1.5, 4.1.6 に示す。この場合は前のような碎波は起らず、Fig. 4.1.6(a)~(e) に示すように第3の波が右側壁に当った後、水槽の中央付近で碎波が発生している。このような問題では波の振幅は時間とともに増大していくので、いつかは碎波が起るものなのであろう。Fig. 4.1.6(e)には参考のためにラグランジ型の線型解を示した。この程度時間がたつと同調揺れが目立ってくるので碎波衝撃の例には適さないものと思われる。

参考文献

- 1) C.Brennen & A.K. Whitney ; 8th ONR Symposium on Naval Hydrodynamics (1970)
- 2) H.Lamb ; Hydrodynamics (1932)

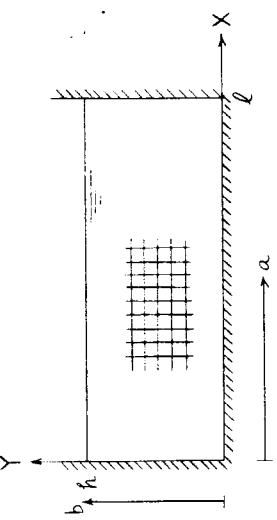


FIG. 4.1.1

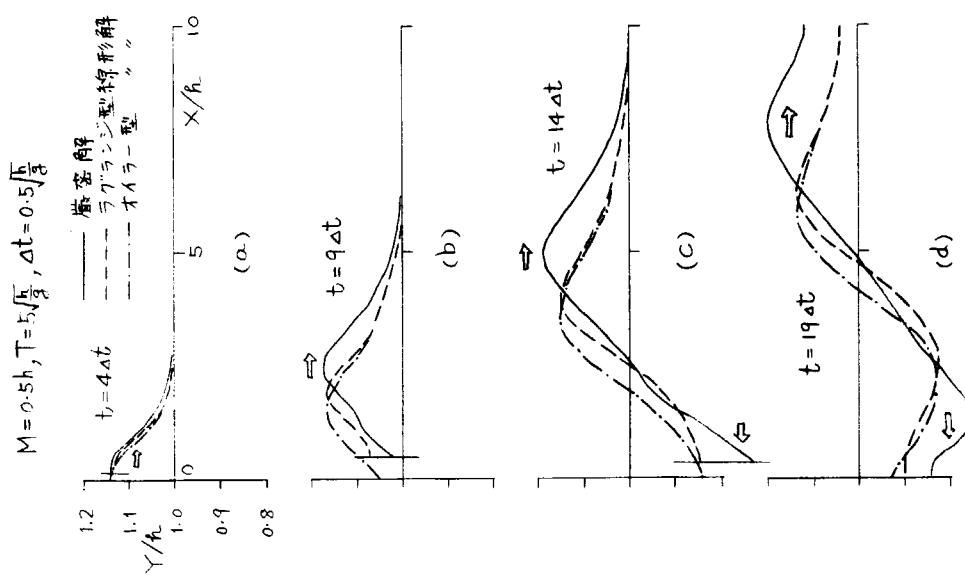


FIG. 4.1.2 (a), (b), (c), (d)

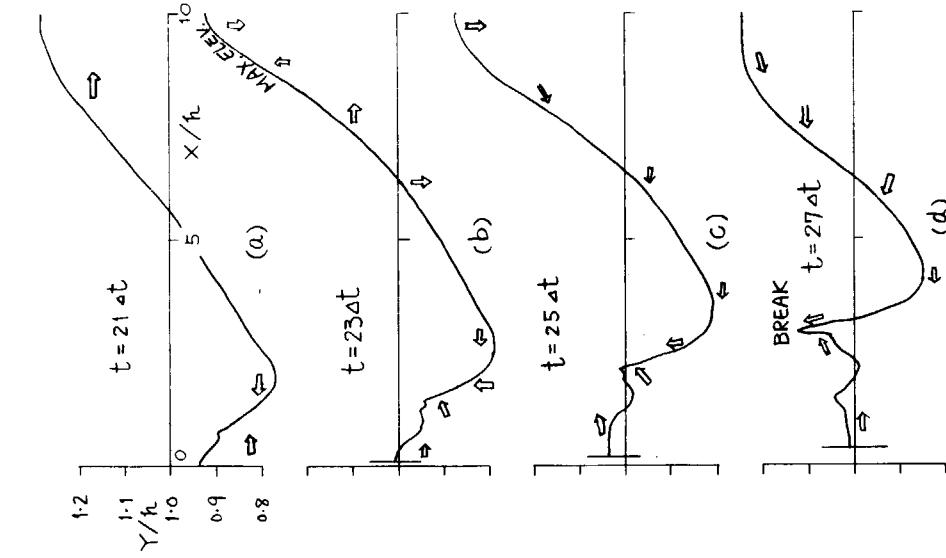


FIG. 4.1.3 (a), (b), (c), (d)

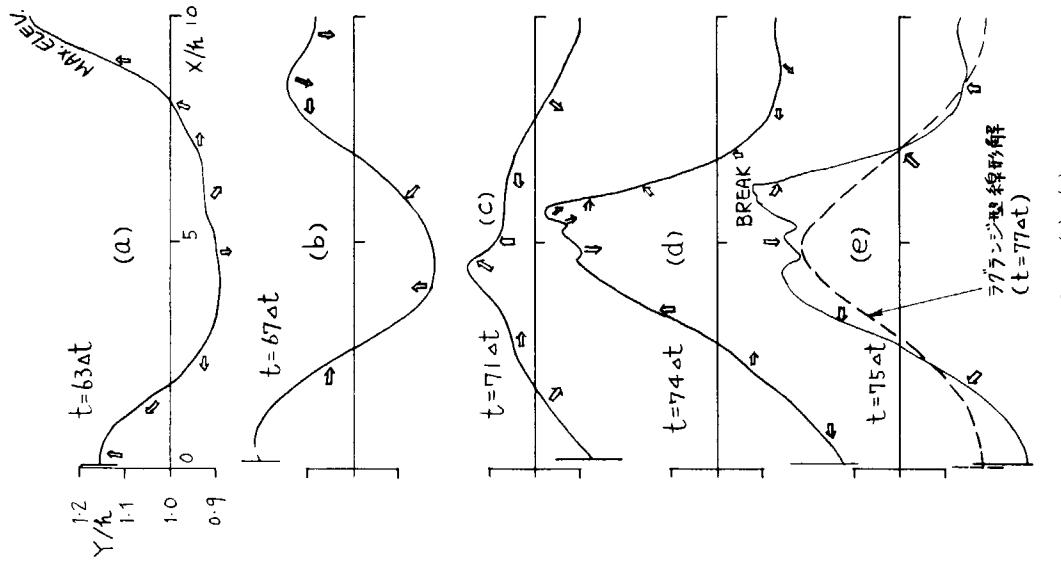
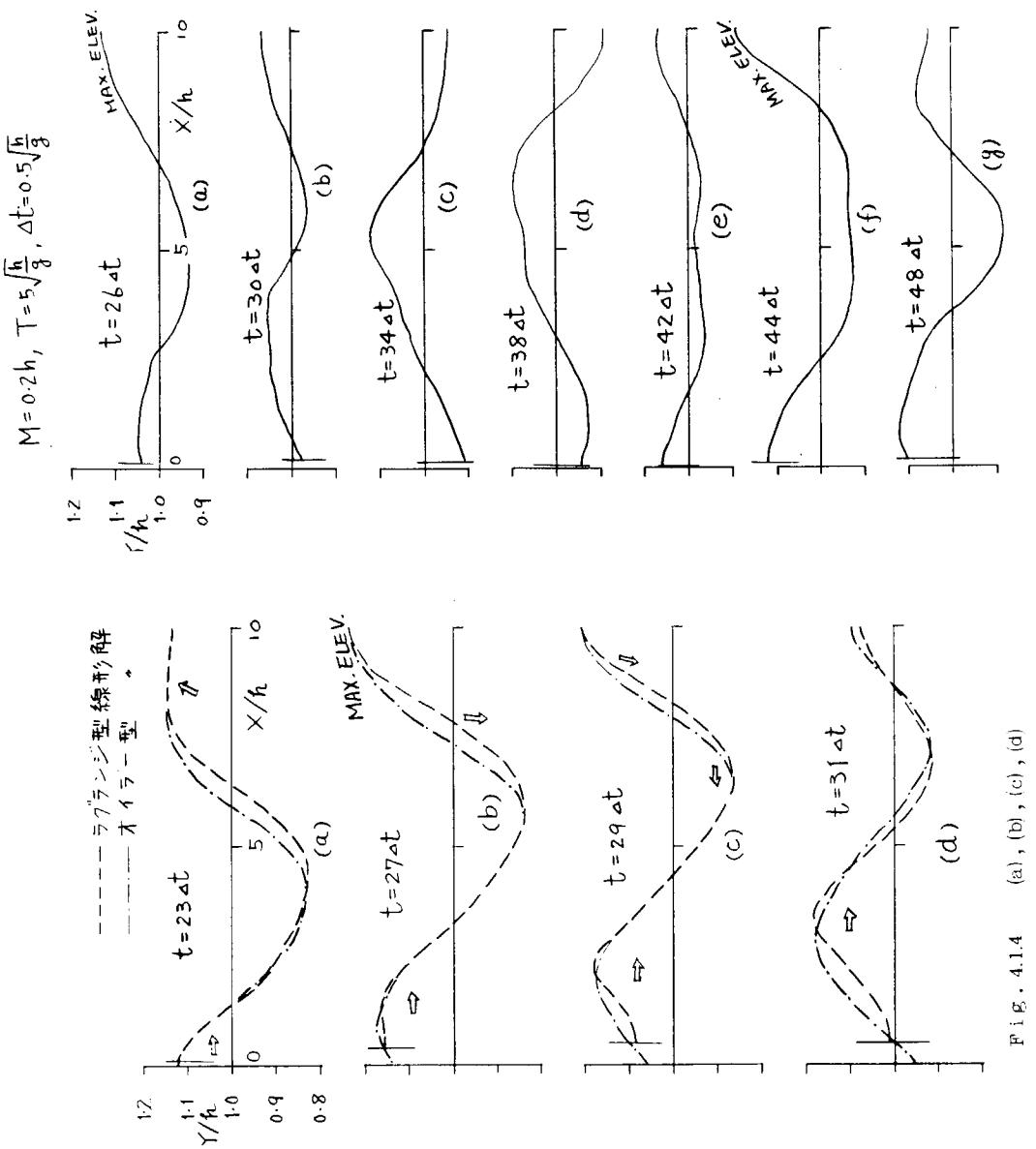


Fig. 4.1.6 (a)~(e)

Fig. 4.1.5 (a)~(g)

4.2. 大型模型による実際海面に於ける衝撃水圧試験

4.2.1 緒 言

本研究の目的は、発生頻度が普通程度である波浪状況のもとで、船側部（wall side 状である部分を指し、必ずしも平行部でなくてもよい）に強い衝撃水圧が発生するかどうかを調査するとともに、そのときの衝撃水圧発生の機構を探るために、波と船体との出会い状況を観察することにある。

この目的のために、実際海面に於て大型模型による実験を行ない、衝撃圧の計測を行なうとともに、写真撮影によって衝撃状況を調査した。

4.2.2 実験方法その他

Fig. 4.2.1 に供試船の Lines を示す。本船の主要寸法は $L = 30\text{ m}$, $B = 6\text{ m}$, $C_B = 0.83$ で、船首部はシリンドリカルバウ、乾舷部はすべて wall side になっている。

圧力計の取付位置は Fig. 4.2.2 に示すとおりである。たゞし、実験中にかなりの点数が絶縁不良などのため計測不能となった。圧力計は、一旦燐青銅板に共和 PS-2 KA 型のものを取付け、これを船体外板に接着する方法によった。

圧力のタイム・ヒストリーとの対応を調べるために、16mmシネカメラおよび35mmカメラ（0.2秒おきに連続撮影）による波の撮影を行なった。

実験場所は舞鶴湾付近で、その位置を Fig. 4.2.3 に示す。実験時の風速は最高 $5 \sim 7\text{ m/sec}$ で、波高は有義値で 30 cm 程度、白波の発生限界程度で、うねりは余りなかった。波高は SR132 府大式波高計で計測の予定であったが、実験本番の時に故障したため、遺憾ながら正確な資料を得ることができなかった。

4.2.3 実験結果とその検討

実験は、大体 bow-sea condition で行なった。船速は 2 m/sec 程度で、航走中の圧力を計測するとともに、16mmシネ、35mmカメラによる撮影を時々行なった。実験は 6 航走について行なわれたが、そのときに顕著な衝撃圧を発生したときのオツログラムの数例を Fig. 4.2.4～4.2.6 に示す。写真撮影は必ずしも成功していないが、Fig. 4.2.5 の衝撃圧のタイム・ヒストリーと 35mmカメラのフィルムとの対応を Phot. 4.2.1～4.2.3 に示す。

視察によれば、衝撃のタイプは Wagner Type と Bagnold Type と二つあり、これらは Fig. 4.2.7 に示すように、到来波が一度船側部で重複波のように盛りあがり、次に深くへこみ、その後に次の到来波がタイミングよくくるという経過をとるときに生ずるようと思われる。そして、重複波の後に来る波の位相が重複波に対し同位相のときは、Fig. 4.2.7 の(1), (2)の状態を繰り返し、位相進みのときは Wagner、または、Bagnold Type の衝撃が生じ、位相遅れのときは、船側からはなれたところで波は碎けてしまうようである。特に、Bagnold Type の衝撃は、上記の位相関係が極めて適切であった場合に発生するようで、船速、波高、波長などによって定まるものと思われる。

以上のことから、Bagnold Type の大きな衝撃圧が wall side 状の船側部で生じるには、不規則波であることが必要条件であることが推定される。逆に不規則波であれば、通常の海面で発生する波浪状況のもとでも充分大きな衝撃圧が発生することが検証された。なお、上述の衝撃圧発生の詳細な力学的機構については、波の数値計算によって明らかにする努力を続けたい。

衝撃圧の大きさの分布を調べるために、最も波浪がきびしかったように思われる（たゞし、目視では他の場合と明確な差はつけてないので、平均有義波高はすべて 30 cm としている）Exp. №5の場合について計測された衝撃値（たゞし、Wagner Type も含む）の分布を Fig. 4.2.8 に示す。この場合、衝撃値が予想以上に大きかったために over scale したものが 20 点にも及んでいる。このため、これも大変遺憾なことであるが、最高値を正確に把えることができなかった。そこで、Fig. 4.2.8 の分布を、極めて大雑把であるが、Rayleigh 分布としてみると、 h/H (H = 有義波高, h = 衝撃値の水頭) の平均 1.7, 標準偏差 1.35 となり、最大期待値として $3 \sim 4 \times 1.35 = 4 \sim 5$ が得られ、波高の 5 倍程度の衝撃値は今回の実験でもあったのではないかと推定される。

4.2.4 結 言

上記の実験により、定量的な面では種々の問題が残るが、船首部より船側部に移行する部分にも、また、そこが wall side 状でも Bagnold 型の衝撃が発生して、高い衝撃圧の発生する可能性が示された。衝撃発生の大略の機構は、到来波が船側部で反射され、それと次の到来波が、位相的にうまく干渉することにあるように思われる。従って、衝撃発生に対して到来波が不規則であることは必要条件と思われる。

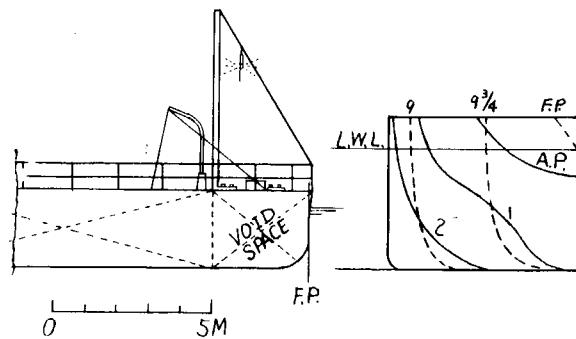


Fig. 4.2.1 供試船の概要

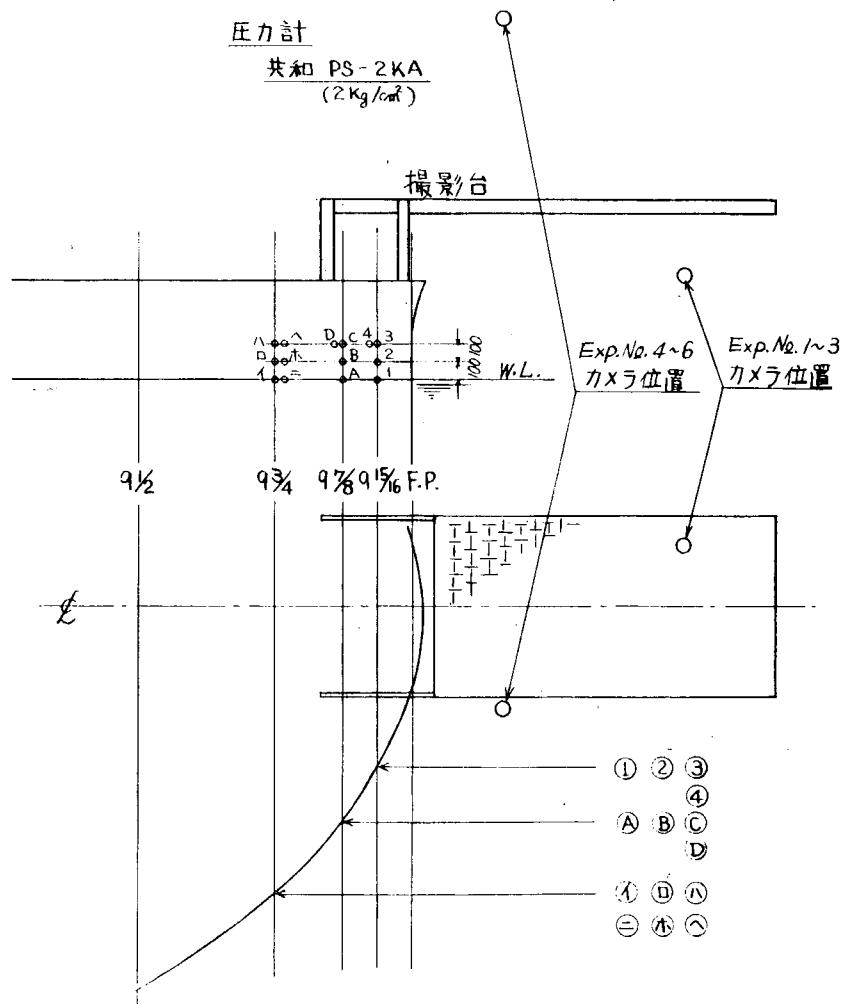
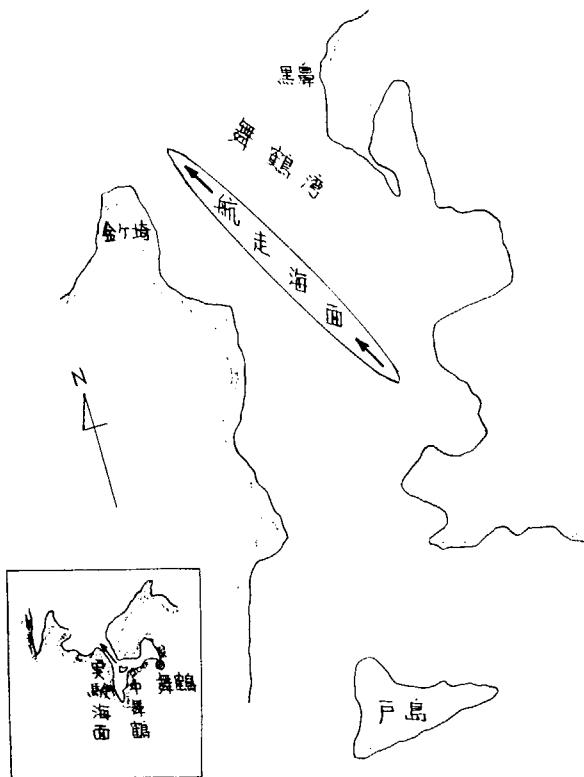


Fig. 4.2.2 圧力計取付位置



Exp. No. 3
有義波高 $H = 0.3 \text{ m}$

$R/H = 2.4$

④ Sg. St. 9 3/4
吃水線上

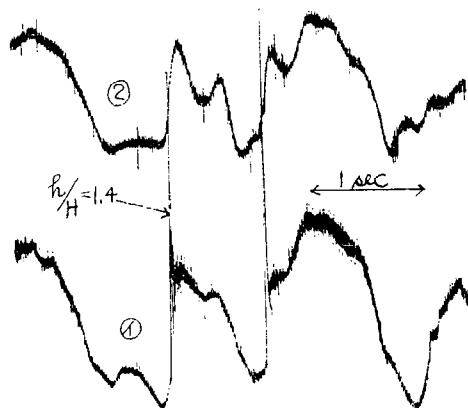


Fig. 4.2.4 衝撃圧の一例(1)

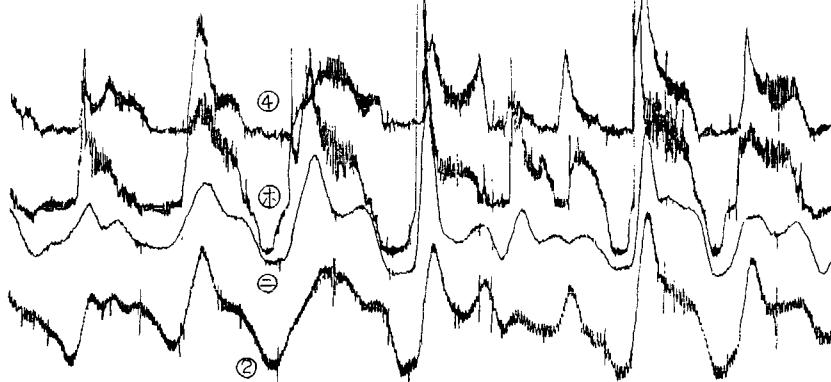
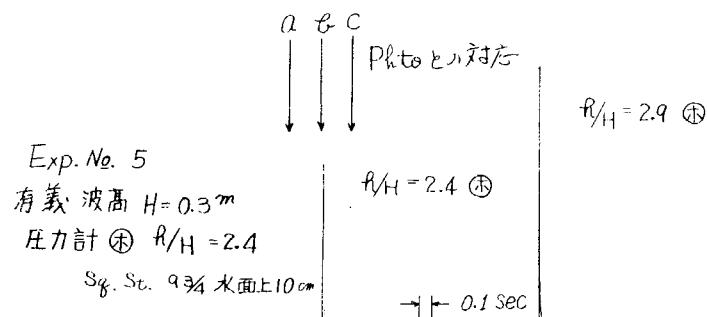


Fig. 4.2.5 衝撃圧の一例(2)

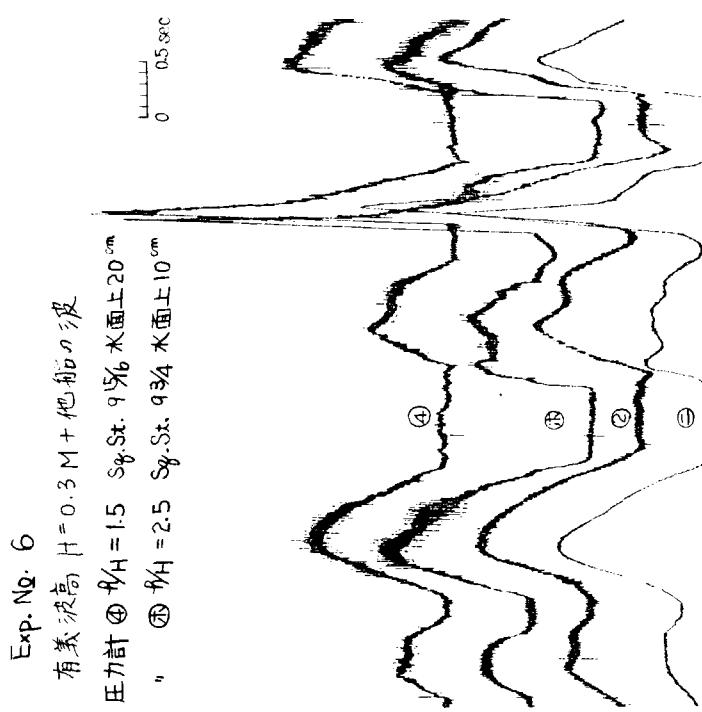


FIG. 4.2.6 衝撃压の一例 (3)

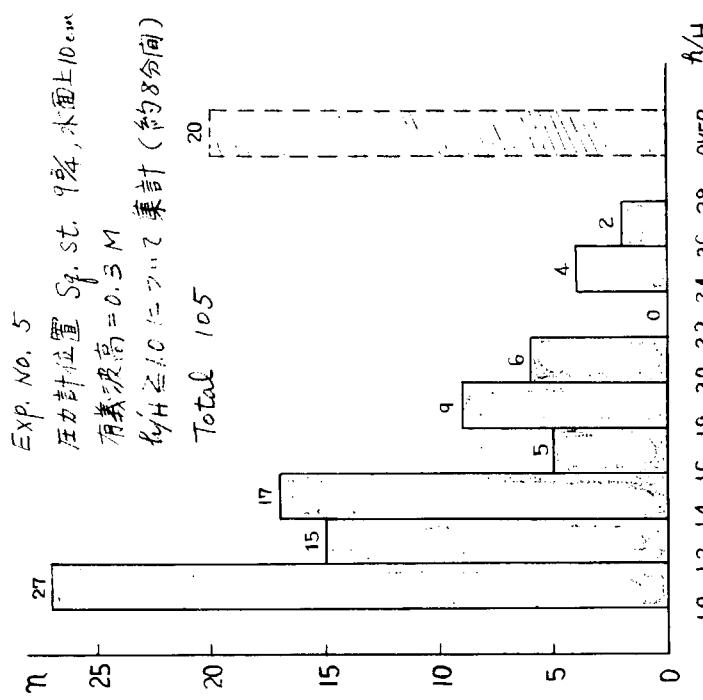


FIG. 4.2.8 衝撃压の頻度分布

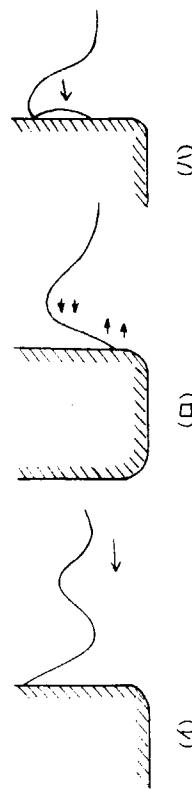


FIG. 4.2.7 衝撃压発生機構

Photo.3 衝擊記錄(c)，衝擊直後

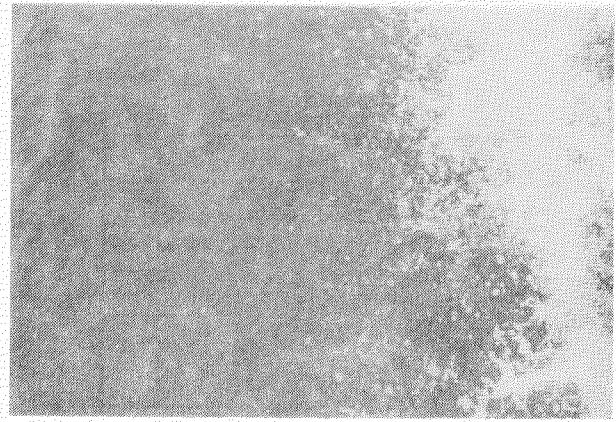


Photo.2 衝擊記錄(b)，衝擊前

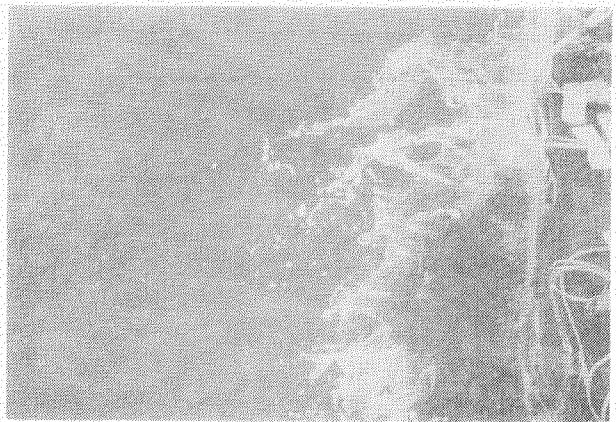
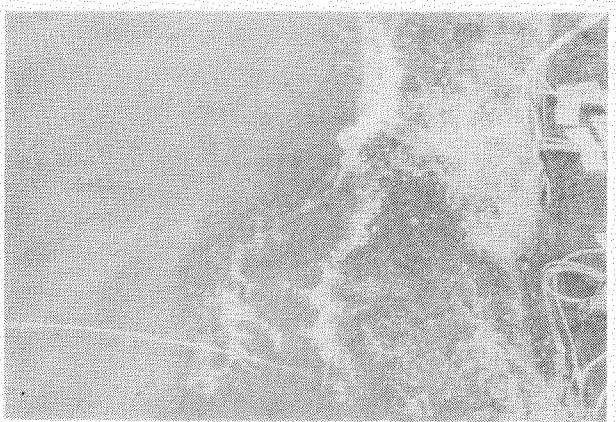


Photo.1 衝擊記錄(a)，衝擊前



4.3 造波回流水槽による衝撃水圧に関する基礎実験

4.3.1. 緒 言

本項の研究目的は、種々の異常波（衝撃現象の生じ易い波）について、船体部分模型による衝撃水圧の計測を行うとともに、衝撃発生時の波浪の状況を観察して、衝撃発生の流体力学的機構解明の参考資料とすることにある。

異常波としては、著者がかねてより主張している不均一流中の碎波をも含むところであるが、造波回流水槽中に模型があるときとないときで、碎波発生の条件が異なり、このような波による衝撃圧発生については実験が成功しなかったので、その代りに船体の前に仮 Beach を設け、Beach 碎波による衝撃実験を行なった。その他に用いた入射波は、複合波と transient wave である。

4.3.2. Beach 碎波による船側部衝撃水圧

供試模型は、Fig. 4.3.1 に示す船側部模型で、船体中央断面を切り出した形状であり、縮尺は $1/100$ を考えている。圧力計取付面は厚さ 1.3 mm のアクリル製、その他の部分は真鍮製として質量、剛性の増加をはかった。この模型を幅 1 m の造波回流水槽（昭和 46 年度報告書参照）の中央に固定し、その前面に水槽の全幅に亘って Beach を取付け、水槽の一端から送った規則的な波がこの上で碎波になって模型に衝突する様にして衝撃水圧を計測すると同時に、写真撮影を行ないその時の波の様子を記録した。

今回の一連の実験には共和電業製の PGM-2KC と、PML-500GC の圧力変換器を用いた。取付位置、取付状態は Fig. 4.3.1 中に示した。温度変化による零点移動は、PML-500GC タイプの圧力計が通常空中にある位置に取付けられた場合にわずかに認められるだけで、ほとんど問題にならなかった。圧力の値は動歪計で計測し、その出力を一旦データーレコーダーに入力し、時間を引延ばして再生することにより圧力のタイムヒストリーを得た。

Beach の勾配は $1/10$ （約 5.7 度）に固定し、波の周期、模型前面での水深 d をいろいろに変化させたところ、 $\omega = 5.0 \text{ rad/s}$ ($T = 1.27\text{ s}$, $\lambda = 2.4\text{ m}$)、 $d = 100\text{ mm}$ で衝撃水圧が最も出やすく、その値も大きいものが得られた。

この場合の衝撃水圧の計測例と、16ミリ撮影機で記録した波面の形状及びその進行状況を Fig. 4.3.2 に、衝撃水圧の発生する 0.13 秒前に撮影した写真を Photo. 4.3.1 に掲げる。模型の幅が水槽幅の約 $1/3$ なので完全な 2 次元になっていない。これらの記録によって、次第に盛り上がっていった波の前面が垂直に切りたち、更にその頭部が伸びてきて空気を巻き込んだ状態になって衝突していく様が明らかである。この時、波面の粒子速度は 16 ミリの記録からは約 1.4 m/s 、また、スチール写真で波面が以後等速で進んだとすると、約 1.2 m/s が得られる。位相速度は深海波とすれば約 1.9 m/s なので、これらの値は各々 0.74 倍、0.63 倍にあたっている。衝撃水圧のタイムヒストリーからは、最初のピークが約 $2/1000$ 秒という鋭いものであり、その値も入射波の波高 H の 36.5 倍という大きなものであること、又、ピークのあとしばらくは 350 Hz 程度の振動が続くことがわかる。

4.3.3. 横方向の船速を持つ船側部衝撃水圧

供試模型は先に用いた Fig. 4.3.1 に示す船側部模型であり、これを曳引車に固定して横方向（船側部が正面を向く方向）に走行し、船側に発生する衝撃水圧を計測した。

使用した波は、周期一定のもの、周期一定の波をしばらく発生させ、水槽端からの反射を加えたもの、2種の波長の波を重ね合わせたもの、transient water wave である。

模型の曳引速度 V は、 0.3 m/s 、 0.5 m/s とした。 $V = 0.5\text{ m/s}$ では実船への換算を考えると約 10 ノットに相当し、船側方向の速度としては大きすぎるけれども、衝撃水圧の発生が比較的容易なので写真撮影には主としてこの船速を使った。尚、船速零でも 2,3 のケースで試みたが、大きな衝撃水圧を発生させることはできなかった。又、模型を曳引方向に対して水平面内に回転させ、波の入射角 α (= 90 度が直角にあたる場合) をえた場合についても同様の実験を試みた。入射波の記録は模型の前方 480 mm において抵抗線式波高計で得た。

船速 $V = 0.3\text{ m/s}$ で周期一定の波を用いた場合の衝撃水圧と入射波形の記録例の Fig. 4.3.3, Fig. 4.3.4 に示す。波形の下の矢印は、衝撃水圧を発生させた波であることを表わしている。Fig. 4.3.3 では鋭いピークが見られるが、

$\chi = 100$ 度に設定した場合には大きな衝撃水圧は出ず、 Fig. 4.3.4 に示した様に一般にピークが低くゆるやかである。船速を $V = 0.5 \text{ m/s}$ にすると、 $\chi = 100$ 度でも大きな値が得られるが、 $\chi = 110$ 度になると、 Fig. 4.3.4 に示した様な圧力波形しか取れなくなる。

$\omega = 5.0 \text{ } 1/\text{s}$ と $\omega = 7.0 \text{ } 1/\text{s}$ の 2 種類の波を重ね合わせたものを用いた場合の例を Fig. 4.3.5 に示す。巻波状碎波に近いものを作る為には大きな波高の波を重ね合わさ必要があり、その割には衝撃水圧に大きなものは得られなかった。

transient water wave を用い、船速 $V = 0.3 \text{ m/s}$ で行なった時の例を Fig. 4.3.6, Fig. 4.3.7 に示す。 transient water wave の成分としては、 $\omega = 1.30 \sim 6.0 \text{ } 1/\text{s}$ のものを含んでいるが、その大きさは一定ではない。この様に大きな衝撃水圧を発生させる波の動きを明らかにすることは非常に重要であるが、波が大きくないことや、完全な 2 次元模型実験でないので必要な部分をうまく見通すことが困難な為、写真撮影によって得たデータから厳密に図示することはむつかしいが、衝撃水圧とその時の 16 ミリ撮影の一例を Fig. 4.3.8 に示す。これを基に、その他に同じ種類の波を用いて衝撃水圧が発生した多くの場合の 16 ミリシネマやスチール写真を参考にして波の動きを述べるとおおよそ次の様になる。

集中前の transient water wave であるから、波高計の記録に見るよう、最初は波高の小さな波が衝突する。この内、 Fig. 4.3.8 中の①の波では圧力の記録でもわかるようにほとんど衝撃水圧は出ないが、衝突したあとその盛り上がった水面が圧力計取付面を下降する内に、次の波②の前がくぼんだようになり、波面が立ち上がりはじめる。更に模型前面の水位が下がり、大きくくぼみができて③の波面は増え急になり、ついに衝突する。この時、かなり広い範囲に空気がはさまれている様子が、写真で白く光ってみえることからわかる。衝突後は、水しぶきが激しく上がり、一方、模型の前面にできた気泡群が底の方へ急激に伸び、先端の一部は船底をくぐって流れたり、ちょうど平水面付近を対称面とした流れを示していることが推定される。

16 ミリの記録から解析すると、波面の粒子速度は約 0.95 m/s と計算でき、これは成分波の位相速度のうち最大のものの約 0.61 倍になる。衝撃水圧のタイムヒストリーからは最初のピークが $2/1000$ 秒でその後しばらく 3.50 Hz 程度の振動の続くことがわかる。又、先に述べた一連の波の動きは、④⑤の波についてもいえることで、⑥の波によって P 4 の位置で衝撃水圧が計測されていることも、 Fig. 4.3.8 中に示したとおりである。

これまでいくつかあげてきた衝撃水圧のタイムヒストリーを見ると、いずれもピークの後しばらく振動が残ること、又 Fig. 4.3.2, Fig. 4.3.5 のように、ピークの中にもそうした振動の成分と思えるものが見られることが大きな特徴になっている。そこで、この原因を探る為、アクリル製の圧力計取付面に Fig. 4.3.1 中に 2 点鎖線とハッチングで示すような真鍮製の補剛材 2 本を入れてその効果を調べると共に、日本測器(株)製 541-A T型加速度計(共振周波数 33 kHz)を用いて圧力計取付面の振動を計測した。波は transient water wave を用い、船速は、 $V = 0.5 \text{ m/s}$ として得られた例を、 Fig. 4.3.9 に示す。(a)は補剛材有の場合で、補剛材の背面に加速度計をはりつけ、又(b)の補剛材無の場合には、アクリル板に直にはりつけた。これによると圧力計 P 4, P 5 の記録が同位相であり、加速度の位相もそれと一致すること(符号は、圧力計取付面がふくらんでいる時負)、又補剛材の効果が見られないことから、この場合、おそらく模型全体が振動しており、それが衝撃水圧の波形に振動が出た一因と考えられる。

4.3.4 航走中の船首部衝撃水圧

供試模型は Fig. 4.3.10 に示す木製模型であり、船首部はシリンドリカルバウ、乾舷部はほぼウォールサイドになっている。圧力変換器は共和電業製 PGM-2KC を用い、取付位置は Fig. 4.3.10 に示した。

波は先の実験に使用したものと同じ種類を使い、模型は曳引車に固定して $V = 0.5 \text{ m/s}$ ($F_n = 0.13$) で走行した。周期一定の波を用いた場合の例を、 Fig. 4.3.11 に示す。立ち上がりは鋭いが、下降は比較的ゆるやかな衝撃水圧波形が得られている。

transient water wave の場合、これまで用いてきた波高では、なかなか衝撃水圧がでないので、波高を幾分

大きくなり、それに伴って模型船の乾舷を増加させて一番大きな圧力が計測できる位置へ圧力計をもっていくようにした。この結果得られたものを Fig. 4.3.1.2 に示す。この時、乾舷は満載状態より 60 mm 多く、圧力計 2 の位置は平面上 85 mm にある。衝撃水圧波形は最初から 800~900 Hz の激しい振動をしていて明確なピークが出ていない。この衝撃水圧の発生する 0.050 秒前、0.077 秒前に各々撮影した写真を Photo. 4.3.2, Photo. 4.3.3 に示す。

入射角 $\alpha = 170$ 度とした時の例を Fig. 4.3.1.3 に示す。 $\alpha = 180$ 度と大きな差はないようであるが、 $\alpha = 160$ 度になると、小さな衝撃水圧もでなくなる。更に Sq. St 9½ に取付けた P3, P4 の圧力計が正面近くを向く $\alpha = 140$ 度とした場合 ($\alpha = 129$ 度で真正面になる) の例を Fig. 4.3.1.4 に示す。いずれも入射波の波高の 10 倍を越えるような大きな衝撃水圧は出ず、ピークも鋭いものが得られていない。

4.3.5 結果の考察

以上行なった実験は、かなり定性的な実験であるので、定量的な結論は抽出せないが、以下に定性的な傾向について概略を述べる。

(1) 衝撃発生頻度

衝撃発生頻度の波の種類による傾向としては、Beach 砕波、transient wave、複合波の順序となる。従って、Beach 砕波のような入射波が何等かの機構で発生すれば、衝撃発生の頻度は高く、また、その衝撃圧力も大きな値を示す。transient wave や複合波によって Bagnold type の衝撃が出るときは、入射波と反射波との干渉作用によるものであり、入射波の波形、船速、波を反射させる物体の大きさなどが関係するので、発生頻度は Beach 砕波のような場合より少くなる。特に、複合波の場合は、Wagner type の衝撃の方が起り易い。

また、干渉作用で衝撃が起る場合は、物体の前進速度が大きく影響し、前進速度がない場合は発生頻度はいちじるしく小さい。また物体面の法線方向と進行波の出会角も大きな要素でこの角度が 20° 程度になると衝撃は極めて生じにくくなるように思われる。

(2) 衝撃波形

衝撃波形のタイムヒストリと写真観測との比較によれば、Bagnold type 衝撃の場合は、衝撃波形が振動しており、この振動の形がどのようになるかは、水塊と物体との間に狭まれる空気の閉じ込められ方によるようと思われる。¹⁾ 高いピークの後、負の側に圧力が下る記録が出るのは、閉じ込められた空気が逃げにくい場合に起るのではないかと推定される。前で述べたように、これらの振動の原因としては物体全体の振動を考えられ、その詳細について結論を導くのは困難である。一方、Wagner 衝撃の場合は、後続波形の振動は一般に小さいようであり、これはその力学的機構からも首肯されるところであろう。

(3) 衝撃水塊の粒子速度

Bagnold 衝撃を発生するような場合は、大体砕波状態になるので、衝撃水塊の粒子速度は、その状態での位相速度と等しいとおいてよいと思われる。しかし、このような位相速度の推定は困難であるから、入射波が船体によって余り搅乱されていないときの状態から推定するとすると、衝撃水塊の粒子速度は、入射波の粒子速度の 0.8~0.6 程度の範囲にあるように思われる。

(4) 衝撃水圧の大きさと継続時間

入射波の波高と衝撃水圧水頭との比は、各例に示したように、最大 4.0 程度にも達している。一方、元良の提案（本報告 4.9 参照）による衝撃水圧 P_{max} の表現

$$P_{max} = C(\alpha) \rho v^2 \quad \left(\begin{array}{l} \rho : \text{流体の密度} \\ v : \text{物体と流体の相対速度} \end{array} \right)$$

による C 係数を求めると、Fig. 4.3.2 の場合 $v = 1.4 \text{ m/s}$ に対し $C = 1.6$ 、 $v = 1.2 \text{ m/s}$ に対し $C = 2.1.8$ 、Fig. 4.3.8 の場合 $C = 1.6.2$ となる。

また、継続時間は、最初の山の間が 2.5 msec 程度で、これは実船対応で 4.0 Hz であり、実船のパネルの振動数

と同じオーダーであり、弾性応答に対し、インパルスと考えるわけにはいかない。したがって、この程度の継続時間の衝撃に対しては、ピーク値もまた重要な要素と考えられる。

参考文献

- (1) 光易恒：“碎波による衝撃的波圧(1)”

第12回海岸工学講演集(1965)土木学会

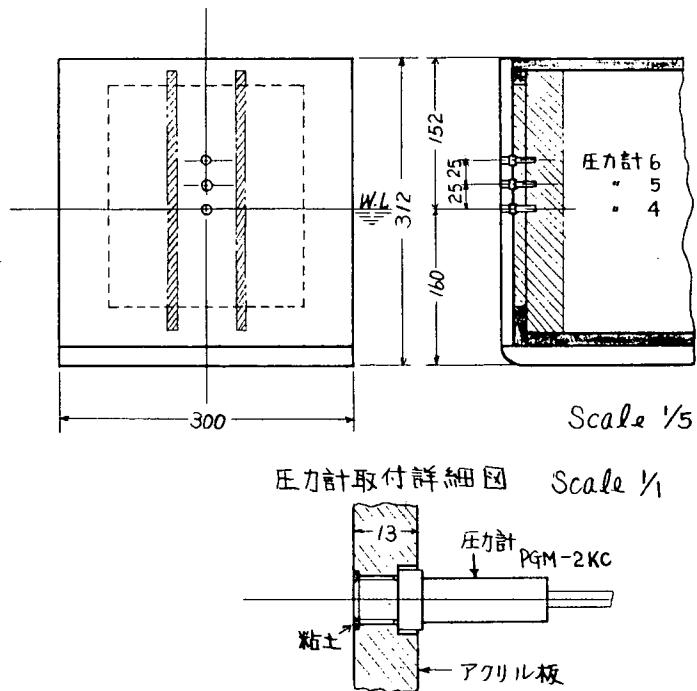


Fig. 4.3.1 船側部模型

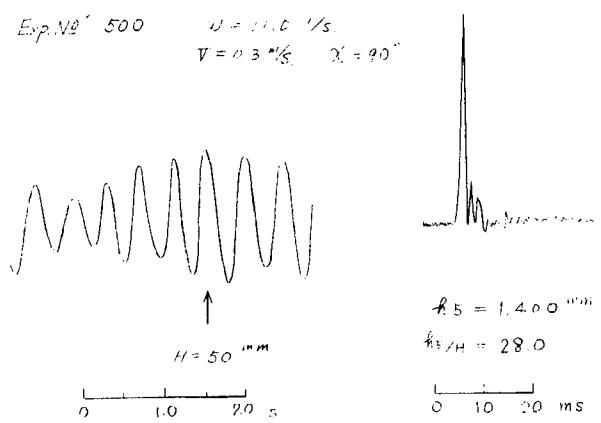
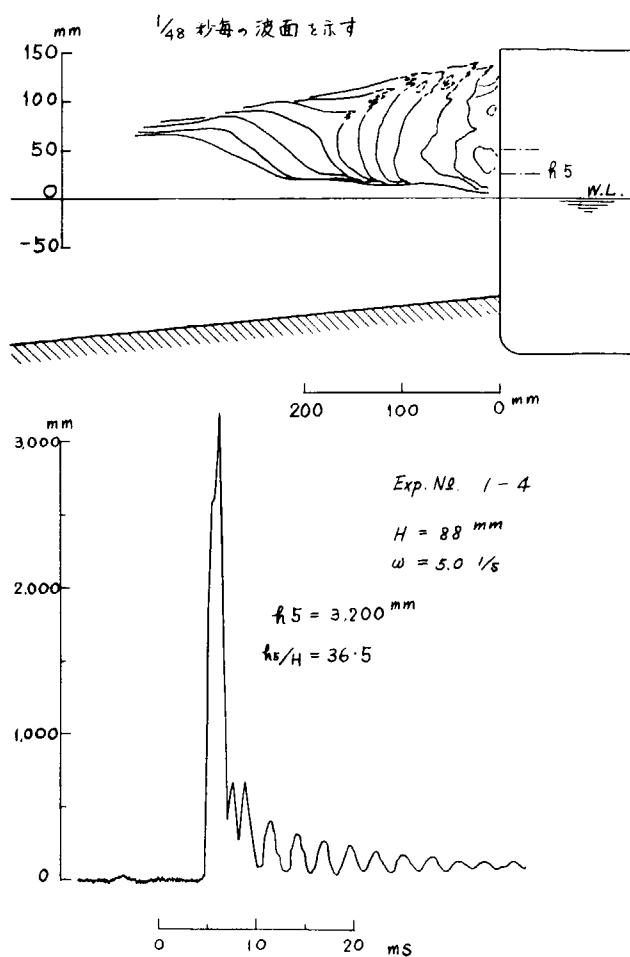


Fig. 4.3.4 衝撃水圧の例(2)

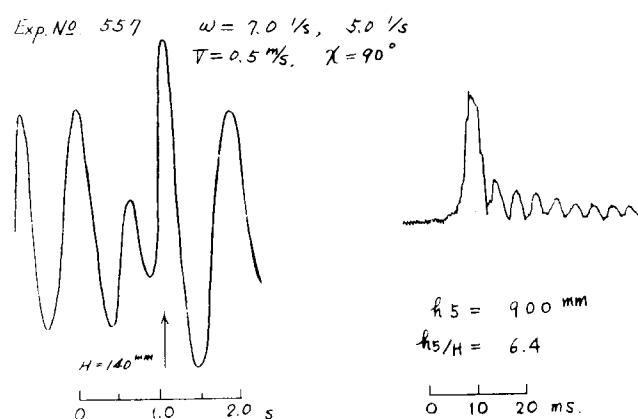


Fig. 4.3.5 衝撃水圧の例(3)

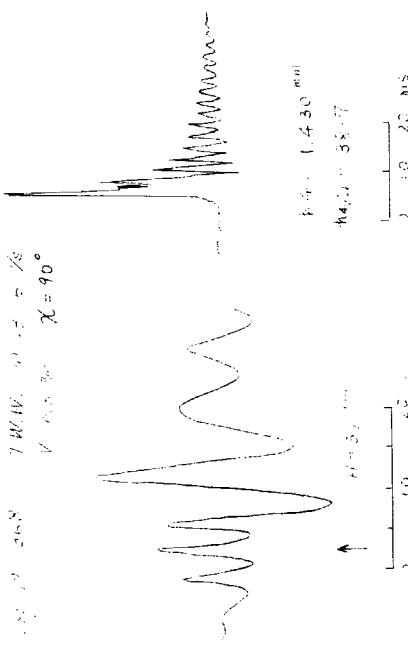


Fig. 4.3.6 衝撃水圧の例(4)

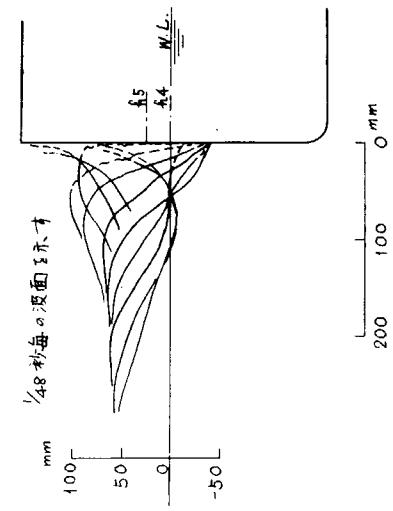


Fig. 4.3.7 衝撃水圧の例(5)

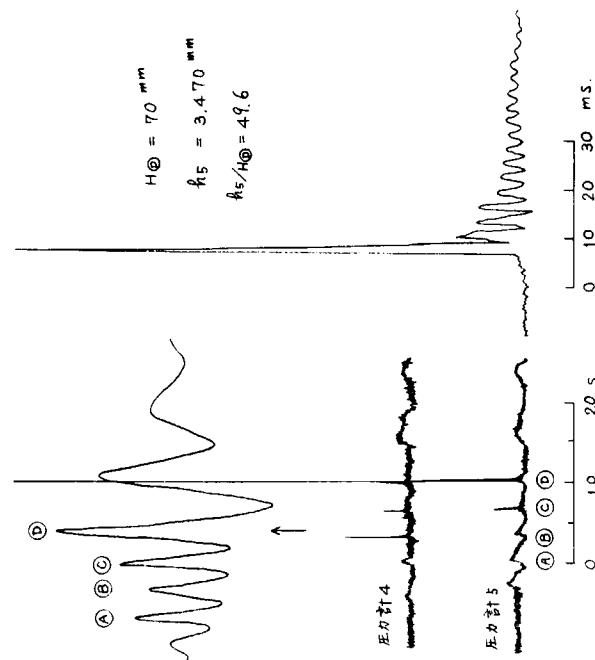


Fig. 4.3.8 16 ミリシネマ及び衝撃水圧の例

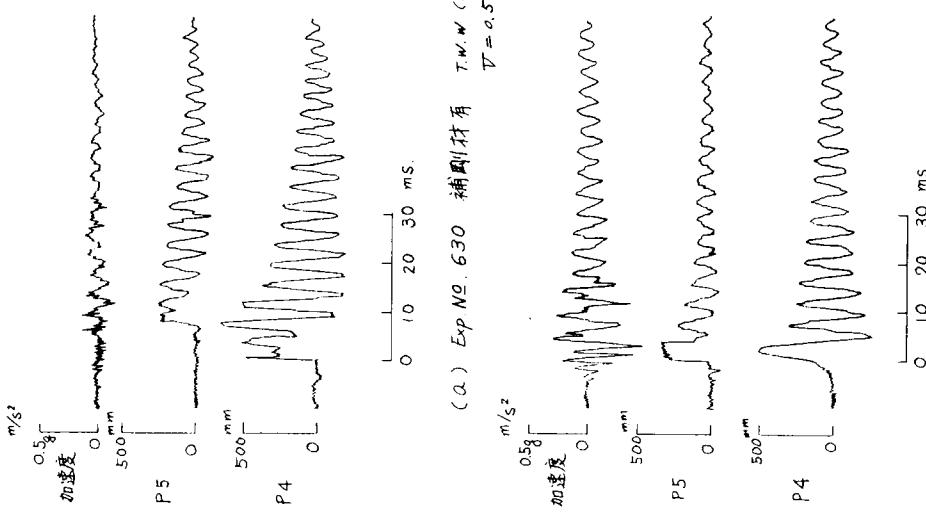


Fig. 4.3.9 加速度計による圧力計取付面の振動計測例

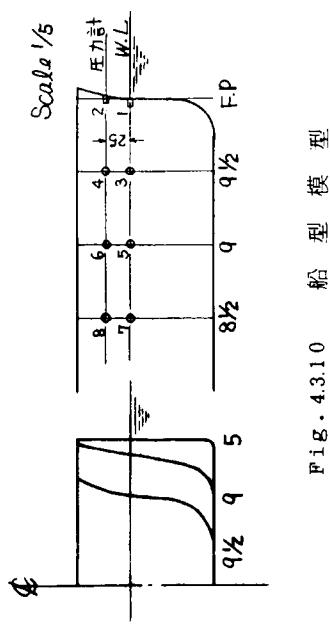


Fig. 4.3.10 船型模型

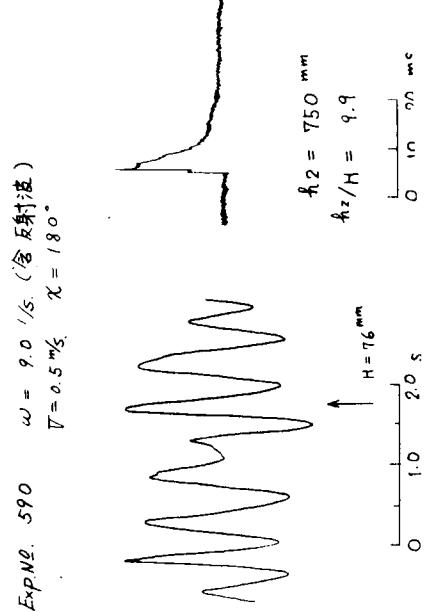


Fig. 4.3.11 衝撃水圧の例(6)

Exp. No. 675 T.W.W. $\omega = 13 \sim 6 \frac{1}{5}$
 $V = 0.5 \text{ m/s}$ $\chi = 180^\circ$

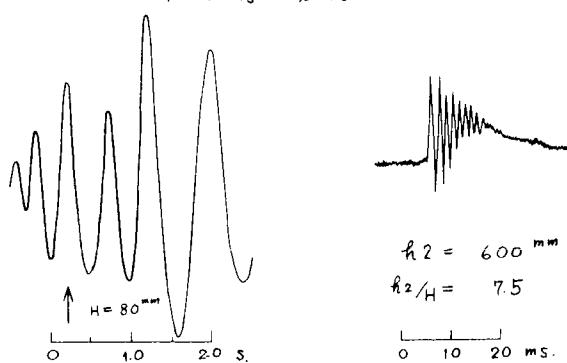


Fig. 4.3.12 衝撃水圧の例(7)

Exp. No. 686 T.W.W. $\omega = 13 \sim 6 \frac{1}{5}$
 $V = 0.5 \text{ m/s}$ $\chi = 170^\circ$

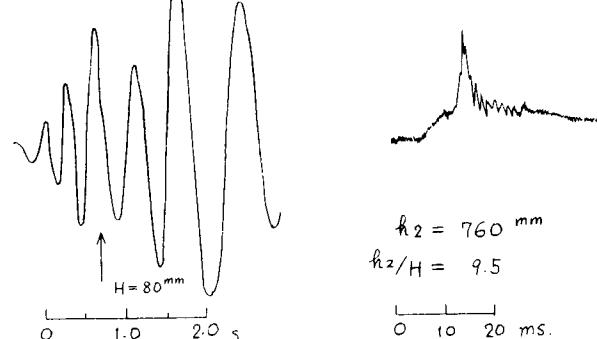


Fig. 4.3.13 衝撃水圧の例(8)

Exp. No. 655 T.W.W. $\omega = 13 \sim 6 \frac{1}{5}$
 $V = 0.5 \text{ m/s}$ $\chi = 140^\circ$

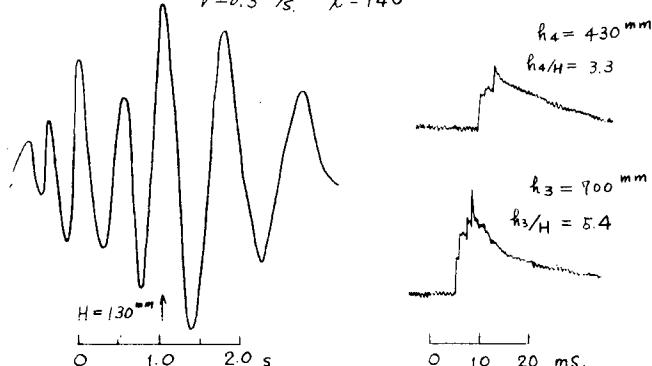


Fig. 4.3.14 衝撃水圧の例(9)

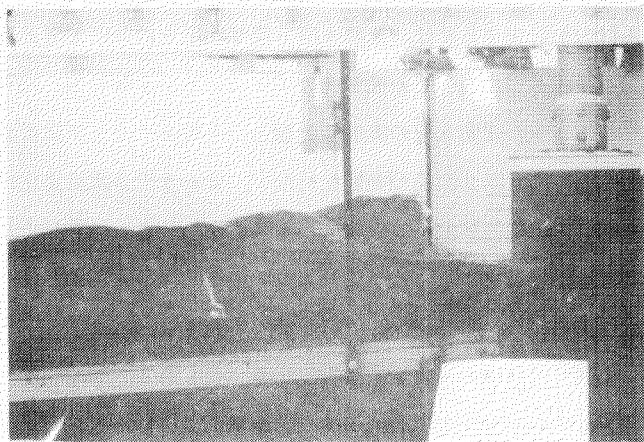


Photo. 4.3.1 Beach 破波による衝撃（衝撃前 0.13 秒）



Photo. 4.3.2 衝撃記録(a), (衝撃前 0.050 秒)

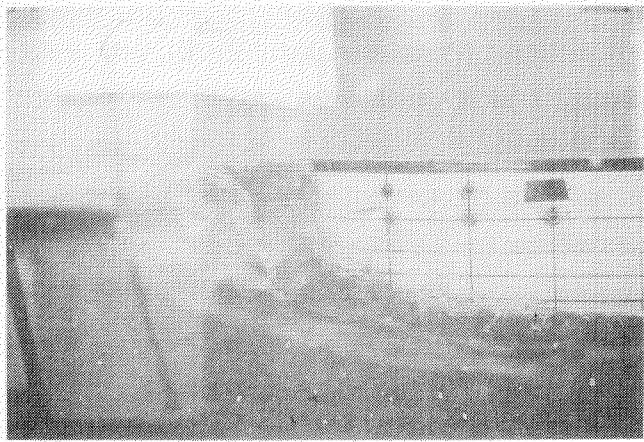


Photo. 4.3.3 衝撃記録(b), (衝撃前 0.077 秒)

4.4 2方向波中の船体に働く波浪衝撃水圧に関する模型実験

4.4.1 まえがき

船体が波浪から受ける外力を研究するには、変動水圧と衝撲水圧とに分けて考えるのが便利である。船研においても、昭和46年度以来この考え方沿って研究を進めて来ている。すなわち、昭和46年度には笠木山丸第1次模型実験を行ない、まず斜め波中の変動水圧の実態の把握と、そのストリップ法による計算との比較を行なった。ついで、昭和47年度には笠木山丸第2次模型実験を行ない、変動水圧の波高変化に対する非線型性をしらべるとともに、併せて波浪中における船速低下を不規則波中のものも含めてさらに詳しくしらべた。このように、角水槽における模型実験を中心に、併行して行なった理論計算や実験室的実験と相俟って、船研における変動水圧の研究はようやく峰を越した感がある。

昭和48年度からは、船研では研究の主眼を衝撲水圧に移しつゝある。衝撲水圧に関する研究でも、角水槽における模型実験だけでなく理論的研究や物理実験的研究も同時に巾広く行なう必要があることはいうまでもない。しかしながら、まず自航模型船上で波浪衝撲水圧を実際に計測してみるとることが先決であると考えたため、衝撲圧力計の開発と2方向波の造波試験とを予備段階で実施しただけで、いきなり角水槽における実験に取組むことになった。したがって、今回行なわれた笠木山丸第3次模型実験は、いさゝか予備知識不足の嫌いなきにしもあらずであるが、こうした種類の実験の先駆的なものゝ一つとして、全実験を通じて得られた知識は極めて貴重なものであった。こゝにその速報的意味も兼ねた中間報告を行ないたい。

波浪により船体に生ずる衝撲水圧は、船首船底や船首樓甲板ではしばしば経験されるところであり、模型実験による計測例も多い。ステムや船首フレア一部でも衝撲的な水圧はかなりの頻度で生じているものと考えられ、模型実験でも計測されている。しかしながら、これが船側衝撲水圧になると、発生頻度も少なく計測は難しい。とくに、自航模型船によりこれを計測することは、発生条件を整えることから始めなければならずかなり難しい問題である。

船研においても、いまゝで大量に斜め波中の波浪外力を測定して来たが、一方向波中で船側にまで衝撲水圧波形を観測した例はない。一般に、海洋波は多くの方向から到来するかなり広範な周波数成分を含んだ波が合成されたものと考へることができる。実際の海洋波と試験水槽に起された波との間には、波浪衝撲水圧の発生条件としてなにか根本的な相違があるものと想像される。試験水槽の波を発生条件に適うものにするには、少なくとも2方向から波を起すことが大切な要件と考えられた。これが、角水槽に第2面造波装置を導入して、2方向波中における波浪衝撲水圧の実験を行なうことを計画したゆえんである。

2方向波といつても、その素成波の組合せには非常に多くの種類が考えられ、そのすべてについて実験していくのでは極めて能率が悪い。そこで、まず一方から船の長さとコンパラティブな波長の波が来て船体が比較的大きな運動をしているときに、他方からもっと波長が短い幅度の大きい波が来て衝撲水圧現象が起るものと想定し、このような波の組合せを中心にして実験計画を樹てた。また、船の方位に関しては、合成波の移動方向に対して向い波ないしは斜め向い波の出会いになるように選んで実験を行なった。

今回の笠木山丸第3次模型実験には2つの目的があり、これに従って実験も大略2段階に分けて行なった。すなわち、第一の目的は船側衝撲も含めて波浪衝撲水圧がいかなる条件のもとに、いかなる船体表面上の範囲に発生するかを自航模型船を用いて実験的にしらべることにある。このため、まず船速、2方向波の組合せ、出会い角など実験状態を種々変えた広範な実験が行なわれた。実験の第二の目的は、波浪衝撲水圧の型、ピークの絶対値、持続時間などを自航模型船上でできるだけ正確に測定することにある。このため、実験の第二段階では第一段階で得られた発生条件に関する定性的な知識をもとに、典型的な衝撲波形の得られそうなものを選んで再航走を行なった。そして、今回新しく開発された衝撲水圧に関する計測システムを利用して、波浪衝撲水圧の精密測定を成功に導いた。

最後に、波浪衝撲水圧に関する定量的な検討も若干試みている。

4.4.2 実験方法

4.4.2.1 供試模型船とその状態

実験に用いた模型船は、従来通り大型鉱石専用船笠木山丸の4.5m木製模型である。

実船および模型船の主要目等をTable 4.4.1に示す。表の中で模型船のGM、縦および横環動半径は実測値であり、福田の推定値とは横搖運動に関して相違が大きい。第1次実験のときよりも相違が多少拡がったのは、今回さらに二、三の新しい計測器を追加搭載したため、ますます状態合わせが難かしくなったからである。

模型船の上部構造については、前回までと同様に船首から0.35Lの範囲は船首樓、甲板上倉口など実船相似の形状としたが、それより後方の囲壁は計測器が増えたため船側近くまで巾が拡げられた。

4.4.2.2 計測項目と計測法

本実験の計測項目をあげると次のとくである。

- 1) 2方向波の波高および波向
- 2) 船の航跡と速度
- 3) 船体動揺(縦揺れ、横揺れ)
- 4) 上下加速度(重心およびF.P.後方0.025Lにおける)
- 5) 船首方位角、回頭角速度、舵角
- 6) 相対水位(S.S.8½, 9½, 9¾の風上側船側における)船首樓甲板上の海水打込水量
- 7) 衝撃水圧(6点同時計測)
- 8) 変動水圧(16点同時計測)
- 9) プロペラ回転数、推力

Fig. 4.4.1に模型船に搭載された計測器等の詳細を示す。衝撃水圧と2方向波を除く各計測項目の計測法は、笠木山丸第1次実験のときと大体同じである。ただし、プロペラ軸の推力の測定は波浪中の実験に適した新型推力計によった。

2方向波中での衝撃水圧測定を実験目的としたため、衝撃水圧の計測法には特に留意した。その詳細について別節で述べることにして、ここでは衝撃水圧計の配置について触れておきたい。

Fig. 4.4.2に衝撃水圧計取付用外さやの配置を示す。衝撃水圧計は内さやに納められており、図中の任意の6点を選んで配置することができる。船側でも衝撃が起るかどうかが大切な問題とされたので、衝撃水圧計配置の重点は船側にあり、とくにS.S.8½を中心と考えた。しかしながら、船体平行部では現象変化が急とは考えられない、のでS.S.5を代表点とすることにし、また船尾部は追波以外は重要性が薄いので今回の実験では除外した。これに反して、船首システムおよびフレア一部には、盛んに衝撃水圧がみられることから、船側衝撃とのつながりを求めたり、そのガイド的役割を果させる意味で、いくつかは常に配置するようにした。

Fig. 4.4.3に変動水圧計の配置を示す。変動水圧計は、2方向波中での変動水圧を同時に計測しておこうという目的で装着されたもので、第1次実験のときに比べてチャンネル数も減り、しかも水線下だけの配置にとどまつたが、一応主要な縦および横方向の分布は推定できるようになっている。

以上の計測の他に、陸上からの16%シネによる撮影を行ない、模型船における衝撃水圧現象の観察に役立てた。

4.4.2.3 実験方法と実験状態

実験は、船舶技術研究所の三鷹第一船舶試験水槽(通称角水槽)において行われた。

角水槽には、とくに今回の実験のために第2面造波装置が搬入設置された。同造波機は、24分割されたプランジャー・タイプのもので、相互に位相を変えることにより正面波だけでなく斜行波も発生できるスネーク式といわれるものである。その概要については、昭和47年度中間報告(造研資料M.17.6)を参照されたい。

第2面造波装置と従来の造波装置とを組合せて2方向波を発生するわけであるが、その使い勝手としては次のよ

うな方法によることにした。まえがきにも述べたとおり、2方向波といつてもその組合せは非常に多く、船側衝撃の測定という実験目的からある的を絞った組合せを採用せざるを得ない。すなわち、一方から比較的波長が長いうねりに相当する波が来て船体運動しているときに、他方から波長は短いが咀度が大きい風浪が当って船側衝撃が起るものと想定し、うねりに相当する波の造波を従来の造波機に、また風浪に相当する波の造波を新しい第2面造波機に受持たせることにした。波の伝播方向としては、うねりと風浪とが直角に交わるものと基調に考え、これに一部波向が同一方向に近いもの、すなわちもっと鋭角に交わるものと加えた。素成波としては双方とも单一周期の正弦波のみとし、不規則波、複合波に関しては今後の研究課題とした。

荒天中で大型鉱石専用船が受ける波浪衝撃水圧の実態をなるべく自然に近い状態で把握することを目的としたため、前回までの角水槽における模型実験と同様に、自航模型船に自動操縦を加え、またプロペラ駆動モータの電圧は一定値に保ったまま航走させた。波高の標準としては、うねり、風波とも $L/40 = 6.175m$ のものを選んだ。その理由は、規則波中の変動水圧に関する実験で波高 $L/20$ を基調としたため、2方向波がその素成波成分の線型重ね合せで成立つものと仮定すると3角波の最高点で波高が $L/20 = 1.235m$ となって対応し易いと考えたからである。ただし、単位面積当たりのエネルギーからいえば、これでは2方向波の方が大分低いことになる。Table 4.4.2～4は、実験を行った波の状態、出会い角、船速を一覧表にしたものである。2方向波は直交波を主体に一部斜交波を加えた。また、一方方向波も今回の実験と関連して必要なものは実施した。

船と波との出会い角を定義することは2方向波中では簡単ではない。波に対する船の応答が、それぞれの素成波に対する応答を重ね合せたものと考えるか、あるいはそれぞれの素成波を合成したいわゆる合成波の移動方向に対するものを考えるかによっても、出会い角に対する考え方が異って来る。ここでは、まず船側衝撃の実態把握という目的からいっても、なるべく航海の実情に即したような実験法をとることにした。すなわち、実際に船に乗組んでいる人の眼から眺めて2方向波はどちらから来るよう見えて見えるであろうかを考えてみた。あまり荒れていない海面では人間の眼はうねりの来る方向の方に着目し勝ちであると思われる。しかしながら、十分荒れた海面ではうねりと風波とを分離することが困難で、結局は3角波の頂点が進んで来る方向を波の方向と見るのではないかと想像した。そして、この頂点の進む方向に対して向い波から斜め波にかけてを中心て実験計画を樹てた。

2方向波中の実験の進め方は2段階に分けて行なった。まず、波浪衝撃水圧の発生条件と船体表面上の発生領域とを大体把握するために、6チャンネルの衝撃圧力測定を電磁オシロ上で行った。ついで、これらの記録からティピカルな衝撃波形を選びだして、同じ実験条件の下で今度はウェーブメモリー上に衝撃水圧を記録し、ピークの値や持続時間などの詳細な検討を行なった。

4.4.2.4 衝撃水圧の計測法

衝撃水圧現象の発生条件や範囲を求めることが、衝撃水圧のピーク値や持続時間などを正確に測定するという2つの大きな実験目的に沿って、衝撃水圧の計測法も2つに大別することができる。すなわち、衝撃圧力計そのものは同じものを使用するが、記録方式を電磁オシログラフとウェーブメモリーの2つの方式に分けた。ウェーブメモリーは応答が速くピーク値や持続時間の精密測定に向いているが、反面記録時間が短かく、たった一発の衝撃水圧しかとれない。これに反して、電磁オシログラフは応答速度に限度があるものの、多チャンネルの同時記録を長時間にわたってとることができる。実験には、これら2つの記録方式を併用してそれらの特長を相補うようにした。

衝撃圧力計としては、豊田中研で開発されたTHP-3型圧力計を用いた。この圧力計は、拡散型半導体を素材とした新しいタイプのものである。原理は、半導体の結晶に力を加えると結晶内のエネルギー状態が変り、電気抵抗が大きく変化するといふいわゆるピエゾ抵抗効果を利用したものである。構造はFig. 4.4.4に示す通りである。受圧膜は厚さ0.1～0.2%のシリコン単結晶板で、IC（集積回路）を作る技法を用いて所定の位置に不純物（ボロン）を浸透、拡散させて半導体ゲージを形成させたものである。型式は4ゲージタイプで温度特性が優れている。受圧膜はセラミックのベースに接着されている。受圧膜の表面には耐蝕性の被膜がほどこされており、さらにその

上に遮光のためのコーティングがされている。実際の使用にあたっては、細かい温度ショックを避けるため、ごく薄いグリス状のシリコンオイルを塗布したが、変動水圧計のような油溜の使用もなく、殆んどぢかに流体に接していることになるので周波数応答の点では心配がなくなった。その他の特性についても、実地に試験を行ない、十分満足できるものであることを確認した。Table. 4.4.5は、その結果を示したものである。

Fig. 4.4.5は、衝撃水圧の計測系統を示したものである。あらかじめ 1 ms 程度の速い現象を想定して、圧力計、増巾器、記録器ともこれに合わせた性能とした。もちろん、データはテレメータのように応答のおそい装置で陸上に送るわけにも行かず、すべて船内で記録することにした。

増巾器は、北斗理研（KK）の PA-811 型で、IC を回路素子に使用したものである。最初、変動水圧計測用のものであったが 4 ゲージ用のバランス回路を附加して THP-3 IC でも使えるように改造した。周波数応答帯域巾は DC～25 kHz (-3 dB) であり充分である。

ウェーブメモリ WM-812 型は NF 回路設計ブロック（KK）の設計製作したもので、衝撃現象の記録には非常に適した装置である。その構成は Fig. 4.4.6 のブロック図に示すとおりで、極めて高速の AD 変換器と 2 kW の IC メモリを内蔵していることが大きな特徴となっている。最高サンプリング速度は、2 μs まで上げられ、極めて速い記録も行なうことができる。記録時間は、このサンプリング時間にメモリ数を掛けたものになるが、2 kW のメモリーはこれをそのまま 1 ch として使うことも、また 1 kW ずつに分けて 2 ch として使うこともできる。ウェーブメモリのもう一つの大きな特徴はトリガーがかなり自由にかけられるということである。トリガーレベルを自由に選べることは勿論のこと、そのトリガーが効いた時刻より任意の指定する時間だけ過去に遡った時刻から記録を始まることができる。なお、ウェーブメモリーの 1 語は 8 ビットあり、分解能としては大体満足できる。周波数応答帯域巾は DC～100 kHz であり、これも充分である。

電磁オシログラフは三栄測器（KK）のもので、ガルバーに 0～1000 を用いた。その周波数応答を実測したところ、Fig. 4.4.7 に示すような結果となった。これで 1 ms の現象には性能不足ということになるが後でウェーブメモリによる衝撃水圧計測結果の項でも詳しく述べられるように、模型船にみられる船衝衝撃現象の持続時間が意外に長いものであることが分って来たので、結果的には電磁オシログラフのデータがそのまま有効に利用できることになった。

ここで、ウェーブメモリを用いた模型実験の手順について述べておきたい。まず電磁オシログラフの記録から衝撃水圧が発生することが確認されているものについて、同条件の下で再航走を行ない現象を再現するようとする。模型船が波浪中で大体定常になったところで、衝撃圧力計の信号自身をトリガー信号とするトリガーリンクを無線により ON の状態にする。この後、ある設定値以上の圧力信号があったときにはトリガーが働き、ウェーブメモリ装置には衝撃水圧波形を 1 レコード分の長さだけ記録して波止場に戻って来る。トリガーレベルの設定には多少のテクニックが必要で、変動水圧程度の大きさのものではトリガーがかからず、またあまりレベルが高すぎても減多に衝撃がとれないことにもなるので、このようなことにならないよう適当な値を選ぶ必要がある。前述のように、トリガー時刻よりも過去に遡って記録開始ができるが、この遡り時間も記録の長さの 5～10 % 程度の適当な値に選び、衝撃の立上り以前から記録できるようにした。波止場に戻った模型船のウェーブメモリからは、結線により陸上のメモリスコープにたった今記録して来た衝撃波形が送られ、そのプラウン管の画面上に波形が写し出される。これを写真にとったものが後出の説明に使われている。波形を写し出す段階では、出力レベルの調整や時間軸の引き伸しなどかなり自由に行なうことができる。

ウェーブメモリに記録されたものと全く同じ信号は、後で対照するのに便利なように電磁オシログラフにも同時記録されている。また、無線信号でトリガーリンクが ON になったとき、電磁オシログラフに同時マークが入るようになっているため、対応を調べることも容易である。

衝撃圧力計の較正は、毎日実験開始前に行なった。方法は、圧力計を船体から取外して、較正器具として作った

アクリル製のチャンバーに取つけ、これに実際の水頭をかけてオシログラフの振れを記録した。同時に増巾器出力端子の電圧をデジタルボルトメータで測定した。一方、ウェーブメモリには、増巾器内蔵のキャリブレータによる発生電圧を記録し、これをメモリスコープの画面に再生して写真撮影することによりこの計測系列のディリイなキャリブレーションとした。

4.4.2.5 2方向波用波高計

2方向波の計測には、1方向波の如く水槽側壁を利用した波高計を用いることができず、圧力式あるいは超音波式の水没型波高計を採用せざるを得ない。圧力式では、計測量から表面波形を算出する過程に難点があり、また超音波式では、構造反射による計測原理上の誤差があり、波の岐度が非常に高い場合には、しばしば欠測を生ずる。

水没型波高計の如く、水槽内の固定点で2方向波の計測を行う場合には、その計測記録、即ち波の時間経過は一般に場所によって異なり、更に、素成波が不規則波であれば、波高計も複数個必要となる。

本実験では、計測精度には多少の心配があったが、比較的小型かつ取扱いの簡易な水没型超音波式波高計を採用し、プローブの数は7個、その配置は、波形記録の共分散函数の特性を考慮して、十字形とした。

波の計測原理は、水上型超音波式波高計と変わらない。即ち、水面下に設置した水中振動子より水面に向けてパルス状に超音波を発射し、水面よりの反射信号を同一振動子により受信して、その到来時間より水面までの距離を測定し、この動作を数ms毎に繰返し水面変化をアナログ量として検出する。主要目は下記の通りである。

方 式	水中超音波式
チャネル数	7 個
振動子水深	1 m
超音波周波数	1 MHz
ビーム幅	3°
測定範囲	0 ~ 80 cm
精 度	1% F.S.
繰返周波数	200 Hz
応答周波数	20 Hz
出 力	+5V 10mA

波高計の概要を Fig. 4.4.8-(a)および(b)に示す。

4.4.2.6 2方向波と計測例

座標軸を Fig. 4.4.9 のように取り、x 軸の正方向に伝播する波 ζ_x (swell 相当、第1面造波機) および y 軸の正方向に伝播する波 ζ_y (sea 相当、第2面造波機) を考え、これらの合成波 ζ_{xy} の性質を考えておく。

ζ_x および ζ_y を、それぞれ

$$\zeta_x = \zeta_{xo} \sin(K_x x - \sigma_x t)$$

$$\zeta_y = \zeta_{yo} \sin(K_y y - \sigma_y t + \varepsilon)$$

と表わせば、合成波 ζ_{xy} は

$$\begin{aligned} \zeta_{xy} &= \zeta_x + \zeta_y \\ &= (\zeta_{xo} + \zeta_{yo}) \cos(P_2 - \sigma_2 t) \sin(P_1 - \sigma_1 t) \\ &\quad + (\zeta_{xo} + \zeta_{yo}) \sin(P_2 - \sigma_2 t) \cos(P_1 - \sigma_1 t) \\ &= (\zeta_{xo} + \zeta_{yo}) \left\{ 1 - \frac{4 \zeta_{xo} \zeta_{yo}}{(\zeta_{xo} + \zeta_{yo})^2} \sin^2(P_2 - \sigma_2 t) \right\}^{1/2} \sin \{ P_1 - \sigma_1 t + \delta(t) \} \end{aligned}$$

となる。但し、 $K_x = 2\pi/\lambda_x$ 、 $K_y = 2\pi/\lambda_y$ 、 $\sigma_x^2 = g K_x$ 、 $\sigma_y^2 = g K_y$ 、 λ_x, λ_y は、それぞれ、素成波の波

長である。また

$$2P_1 = K_x x + K_y y + \epsilon$$

$$2P_2 = K_x y + K_y x - \epsilon$$

$$2\sigma_1 = \sigma_x + \sigma_y$$

$$2\sigma_2 = \sigma_x - \sigma_y$$

$$\delta(t) = \arctan \left\{ \frac{\zeta_{x0} - \zeta_{y0}}{\zeta_{x0} + \zeta_{y0}} \tan(P_2 - \sigma_2 t) \right\}$$

である。

上式から明らかな如く、合成波の空間固定点における時間経過は、一般には一種の振幅変調波であって、ビート周期は $2\pi/|\sigma_x - \sigma_y| = \pi/\sigma_2$ となる。

次に、水槽内に発生した2方向波のパターン移動について考えてみる。先ず、Fig. 4.4.10に示す如く

$$\Theta_0 = \arctan \frac{\lambda_x}{\lambda_y}$$

なる Θ_0 をパターン角と呼ぶことにする。2方向波の各頂点(crest point)は At 時間後、それぞれの位相速度に従って $c_x At$, $c_y At$ だけ移動するから、パターンが移動して行く方向、即ちパターン移動角 Θ_p は

$$\Theta_p = \arctan \frac{c_y}{c_x} = \arctan \sqrt{\frac{\lambda_y}{\lambda_x}}$$

であり、その移動速度 c_p は

$$c_p = (c_x^2 + c_y^2)^{1/2}$$

となる。

2方向波の計測例を Fig. 4.4.11 および Fig. 4.4.12 に示す。

4.4.3 実験結果とその検討

4.4.3.1 2方向波中の船速低下と漂流

模型船のプロペラ駆動用電動機の電圧を一定に保って自由航走させその時の船速低下を検討しておく。駆動機の電圧は、平水中での実船航海速力 14.8 kts に相当するものとした。

Fig. 4.4.13 は、swell および sea 相当の素成波がそれぞれ同波長同波高の場合の船速低下を、平水中での模型船速力 V_0 に対する比率で表わしたものである。横軸は、模型船の swell 相当波に対する出会い角 x を採っている。この図から、パターン移動角 Θ_p に直向いとなる $x_p = 180^\circ - \Theta_p = 135^\circ$ 附近で速度低下が大きいことが判る。また、波長・船長比 $\lambda/L = 0.75$ 附近で船速低下が著しい。 $\lambda/L = 0.50, 0.75$ では、 $x = x_p$ で船速低下が少ないのは、この附近で相対的に船体運動が穏やかであるためと思われる。

Fig. 4.4.14 は、swell 相当の波が $\lambda/L = 1.25$ であり、sea 相当の波が $\lambda/L = 0.50 \sim 1.25$ と変化した場合の船速低下を示す。この場合も、大略、 $x = x_p$ 附近で船速低下が大きいことが判る。

Fig. 4.4.15 は、数々の2方向波中を、模型船が航走した際の漂流の度合を示したものであり、この図から、 $\lambda/L = 0.75$ 以下の波の中を出会い角 $x = x_p \sim 180^\circ$ で航走した場合に漂流がかなり大きくなることが判る。

4.4.3.2 船体運動

2方向波中の船体運動は、線型重合せの原理が成立つものとすれば、それぞれの素成波に対する船の出会い角での応答を重ね合わせれば求めることができる。

船体運動の記録は、一般には、ビート状となり、かなり複雑なものとなるが、線型重合せの原理を用いて推定される運動振幅は、その最大値に相当する。

出会い周期は $\delta(t)$ の影響を無視すれば

$$T\theta = 2\pi / \{ (\sigma_x + \sigma_y) - (K_x \cos \theta - K_y \sin \theta) V \}$$

である。

一般に $x=x_P$ 付近で、縦揺れは大きく横揺れは少ない。船体運動の記録例を Fig. 4.4.1.6 および Fig. 4.4.1.7 に示す。

4.4.3.3 衝撃水圧の発生条件と範囲

まず、波浪衝撃水圧がいかなる場合に発生するか、またそれがいかなる船体表面上の位置に発生するかということからしらべて行くことにする。それには船上の電磁オッショロに記録された 6 個の衝撃圧力計からの信号波形が利用される。電磁オッショロの記録をいろいろ眺めると、いくつかのカテゴリーに分類できることがわかる。Fig. 4.4.1.8 は、これらを 5 つのカテゴリーに分類したときのそれぞれの記録の典型を示したものである。この中で \otimes 印で示されたものは、前稿状態といわれるもので、その詳細な説明は後で述べられる。

さて、このようなカテゴリーに従って衝撃水圧現象の発生条件と範囲とをしらべて行くことにする。Fig. 4.4.1.9 は、衝撃水圧がどのような波の状態のときに船体表面のどのような場所に起るかをイラスト的に示したものである。縦方向と横方向にそれぞれうねりと風浪の波長変化が与えられている。波高は、いずれの素成波も $L/40$ に保たれており、また船の方位はすべて合成波の移動方向に対して真向いである。船速は、平水中速力にして 14.8 節に相当する電圧を駆動モータに与えたもので、それぞれの波の組合せや出会いに従って、波浪中の船速や漂流は自ずと異っている。この図から、波浪衝撃水圧が発生するのは風浪の波長が短い場合に限られており、また船首に近づく程起き易いことがわかる。また風浪の波長が $\lambda/L=0.3$ の場合には船の中央部でも衝撃水圧が見られることは注目に値する。風浪の波長が短くなると衝撃水圧が起き易くなるということは、衝撃水圧現象が波の咀度に大きく支配されることを意味している。波高を一定に保って実験したため、波長を短かくすることはよりもなおさず水面の咀度が大きくなることを意味する。しかし、この場合波本来の咀度だけでなく、船体による波の反射も考慮に入れなければならない。事実、波長の短い場合、船の風上側で波の咀度がとくに大きくなるのが観測されている。

うねりの波長が短いときには船体運動はほとんど起らないが、船の長さ程度以上になると顕著になる。このようなことを頭において図を眺めても、うねりの波長変化に対して衝撃水圧の出方が鋭敏に対応していない。船体運動は、それによってひき起される水との衝突速度の増大と、船体表面と水面とのなす角度の鋭角化により、衝撃水圧現象を起す一因と考えられていた。しかしながら、実際に実験を行なってみた限りにおいて、船の運動が衝撃水圧発生の頻度を高くしているとは思われない。むしろ、船が運動するほど波との過酷な関係状態から逃げてしまい、あたかも発生頻度を低くしているように思われる。

Fig. 4.4.2.0 は、波の到来する方向の影響を示したものである。2 方向波としては 2 つの組合せを代表に選んだ。波高は両素成波とも $L/40$ であり、静水中速力はすべて 14.8 節である。この図から、波浪衝撃水圧発生に対する到来波の方向の影響が左程鋭敏でないことがわかる。強いていえば、合成波の移動方向に真向いになったときが船首附近で一番衝撃が発生し易い。船体表面に対して法線方向から来る成分波があるとき衝撃が起き易いことは容易に想像されるが、波の船体近傍での反射、回折や船速低下、漂流などの影響を考えると問題は単純ではない。

Fig. 4.4.2.1 は、波浪衝撃水圧発生に対する船速の影響をしらべたものである。この図から、船速は発生条件に大きな影響を与えるものであり、とくに船首フレア一部では決定的な影響を持つものであることがわかる。しかし、船体中央部に近づく程、船速の影響は少なくなっている。

Fig. 4.4.2.2 は、波浪衝撃水圧発生に対する波高の影響を示したものである。ここで、船速は静水中速力 14.8 節に相当したものである。波高の影響は顕著であり、とくにフレア附近では波高が高い程発生し易くなっている。しかし、水線に近い船側では影響が少ないようである。

以上で、船側も含めた波浪衝撃水圧の発生条件が大体分ってきたが、こゝにもう一つ明かになったことに前稿状態の存在がある。衝撃水圧の記録を見ると、船首附近では盛んに衝撃波形が見られるが、船体中央部では通常の変

動水圧の記録と同じような半波整流型の波形になっているものがある。それらの中間的なところ、たとえばフレア一部では衝撃波形とまではいかないが変動水圧波形からも相当変形したもの、すなわち高調波成分を沢山含み凹凸が多く、しかも最高値が異常に高いものが数多く見出されることが多い。このような変形波形が見出された場合には、船速を少し上げるなり、風浪の傾度を少し上げてやるなりして、前述の衝撃水圧発生条件を濃厚にしてやると圧力波形が衝撃型に変ることが多い。逆に、発生条件を薄めてやると変形波形が普通の変動水圧波形に戻ることが多い。また、衝撃波形が記録の中に時々見られるような場合には、衝撃波形以外のものは殆んど変形波形になっている。したがって、このような変形波形を癌になる前の悪化の兆があるものという意味で、前癌波形と称することにする。

さて、上述のように前癌波形なるものゝ存在を認めるとすると、衝撃水圧現象は突然に発生するものではなく、これから起りそうだという危険を前もって予知することも可能となる。一方、波浪外力を変動水圧と衝撃水圧との2つにはっきり分けること自体にも問題が出て来た。すなわち、変動水圧と衝撃水圧とのいずれともつかない中間的なものが数多く存在することもわかつて来た。

2方向波中の実験全般を通じて、変動水圧と同程度のピーク値のレベルのものまで衝撃水圧の数の中に入れるならば、風浪の波長さえ短くなれば、船体表面いたるところに衝撃があるといつても過言ではない。実際の不規則な海面では、波長の短い風浪の成分が多く含まれている場合が多いから、衝撃はますます盛んに発生しているものと考えた方がよい。問題は、むしろその中で構造物に対して有意な外力としてのレベルに達しているものをとり出して、それらを定量的にいかに評価するかということになろう。

4.4.3.4 衝撃水圧のピーク値と持続時間

衝撃波形をさらに詳しく検討し、そのピーク値や持続時間などを正確に求めるために、ウェーブメモリの記録を利用した。ウェーブメモリによる衝撃水圧の計測法については、すでに4.4.2.4節で説明した通りである。

Fig. 4.4.2.3およびFig. 4.4.2.4に、こうして撮られたティピカルな衝撃波形の写真例を示す。衝撃圧力計の取付位置は、いずれもシステムにおけるものである。そのときの2方向波の組合せは、図の左下に書いてある。画面上のスケールは写真の真下に書入れである。縦軸は水圧であり、横軸は左から右へ時間の経過をあらわす。どちらの写真も理想的な衝撃波形を示しており、そのピーク値はあらかじめ較正されている画面上の目盛から容易に読み取ることができる。たとえばExp. №353の場合には、模型のスケールで約 2.53 g/cm^2 の圧力となる。時間軸の拡大は極めて容易であり、両図とも右の写真は左の写真を時間軸だけ10倍に拡大したものである。ピーク附近のディテールがはっきりとし、頂部が円いものやギザギザしたものがあることがわかった。また尖端はあくまでも鋭ったものではなく、時間的にいくらか停滞するものであることもわかった。持続時間は、どう定義するかによっても異なるが、少なくとも平手打部が1msオーダーの現象ではなく10ms以上のオーダーのものであることは明かである。ウェーブメモリの記録で優れているもう一つの点は、衝撃の立上り時間を正確に測ることができることである。両図ともサンプリングタイムを $200\mu\text{s}$ としたが、写真の点の数を算えて行けば立上りの時間的な関係を正確に把握できることになる。たとえば、Exp. №355の右の写真についていえば、立上りの一番急なところでは1目盛すなわち 3.67 g/cm^2 立上るのに約5点、すなわち1msかかっていることがわかる。

以上、衝撃水圧のピーク値と持続時間について述べて来たが、これはいずれも模型船上で計測されたものであって、これを直ちに実船の値に換算できるものではない。水圧のスケールや時間軸などの換算は、衝撃水圧の発生機構ともかゝわり合う問題で、直ちに結論の出せる問題ではない。また、こゝでは衝撃の瞬間に起きる構造物の変形まで考慮したいわゆる流力弾性的な取扱いはされていない。

4.4.3.5 電磁オツシロとウェーブメモリとの記録波形の比較

ウェーブメモリ上の圧力信号は、同時に電磁オツシロに記録されており、トリガー回路をONにしたときの同時マークも入れてあるから、同一波形を電磁オツシロの記録から見つけ出すことは容易である。

Fig. 4.4.2.5 および Fig. 4.4.2.6 は、こうして見つけ出された同一波形の比較を行なったものである。これらの図から、ウェーブメモリの記録波形と電磁オッショロの記録波形とが、きわめてよく類似していることがわかる。また、ピークの値も両者ほとんど一致している。衝撃水圧現象が意外と持続時間が長いことは前節でも述べたが、たとえば Exp. No. 355 の立上り附近を正弦波に置換えて考えてみても、その周波数は約 50 Hz に過ぎない。これは、Fig. 4.4.7 に示した電磁オッショロのガルバ G 1000 の周波数応答から考えても、充分追従できるものである。結局、電磁オッショロの応答の悪さは、最初に懸念された程のものではなく、衝撃水圧の波形、ピーク値とともにそのまま定量的に使えることがわかった。電磁オッショロではウェーブメモリとは比較にならぬ程大量の記録を一度にとることができるので、実験の能率がこれで急によくなつたことになる。

4.4.3.6 衝撃水圧の定量的な検討

前節で電磁オッショロによる衝撃水圧の記録が定量的な解析の対象にもなり得ることがわかったので、発生条件をしらべる際に記録された大量の電磁オッショロ上の波形を活用して、定量的な検討を若干試みることにする。

一般に、2 方向波の波形はビート状を呈し、したがってその中の船体運動や水圧などの記録もビート状を呈する。初步的な段階でこうした記録の中から何らかの定量的な結論をひき出そうとするには、ヒストグラムの形でこれを整理するのが便利であると考えた。

Fig. 4.4.2.7 は、2 つの代表的な組合せの 2 方向波を選び、システムにおける波浪衝撃水圧のピーク値をヒストグラムの形で示したものである。この図から、うねりの波長も短くなった場合の方が、衝撃水圧の発生頻度、ピーク値のレベルとともに遙かに高いことがわかる。

Fig. 4.4.2.8 は、うねりの波長が $\lambda/L = 0.5$ 、風浪の波長が $\lambda/L = 0.3$ の組合せの 2 方向波中で、波浪衝撃水圧の発生が船の長手方向にどう変るかをヒストグラムの形で示したものである。この図から、船体平行部から船首ステムに向って衝撃水圧の発生頻度、ピーク値のレベルとともに急速に上昇することがわかる。

4.4.4 あとがき

2 方向波中の模型実験により、船側衝撃も含めて波浪衝撃水圧の発生条件、発生領域などを定性的に明かにすることことができた。さらに、衝撃水圧のピーク値および持続時間を自航模型船上で正確に測定することに成功した。最後に、波浪衝撃水圧を定量的に評価する若干の試みがなされた。

今回の実験により、2 方向波が波浪衝撃水圧を模型実験によりしらべるのに非常に役に立つものであることがわかった。

また、今回の実験により、波浪衝撃水圧の研究を今後進めて行く上に、どのようなことが大切かその指針を得ることができた。

Table 4.4.1

Items	Ship	Model
Length betw. P.P. (Lpp)	247.000m	4.5000m
Breadth Mld. (B)	40.600m	0.7397m
Depth Mld. (D)	23.000m	0.4190m
Draft Mld. (d)	16.000m	0.2915m
Displacement (W)	135,950ton	0.8013ton
Block Coefficient (Cb)	0.8243	0.8243
C.G. from Midship (GM)	fore 7.301 m	fore 0.1330m
C.G. from Keel (KG)	12.280m	0.239m
Metacentric Radius (GM)	4.130 m	0.069m
Longi. Gyroradius (KL)	0.2362 Lpp	0.238 Lpp
Trans. Gyroradius (Kt)	0.2300 B	0.360 B
Rolling Period (TR)	11.04 Sec.	2.01 Sec.

Table 4.4.2

Cross Ang	Swell (NO 1 Wave Maker)		Sea (NO 2 Wave Maker)		χ_{sw}	Heading Angle of Ship to Moving Direction of Swell								Remarks		
	λ/L	Hw	λ/L	Hw		45°	90°	112.5°	120°	χ_{sw}	157.5°	165°	180°	202.5°		
90°	1.50	L/40	1.50	L/40	135°		O			⊗					O	⊗ { V = 10.44 Kn V = 14.80 " " V = 20.77 " in still water
	"	"	1.25	"	137.4°	O	O								O	
	"	"	1.00	"	140.8°	O	O			O	O	O	O	O	O	
	"	"	0.75	"	144.7°					O	O	O	O	O	O	
	"	"	0.50	"	150°					O	O	O	O	O	O	O
	"	"	0.30	"	155.9°					O		O	O	O	O	O
	1.25	L/40	1.25	L/40	135°		O			⊗	O	O	O	O	O	O
	"	"	1.00	"	138.2°	O	O			O	O	O	O	O	O	O
	"	"	0.75	"	142.3°	O	O			O	O	O	O	O	O	O
	"	"	0.50	"	147.7°	O		O	O	⊗	O	⊗	⊗	⊗	O	⊗ { V = 14.80 Kn V = 17.75 " " V = 20.73 " in still water
	"	"		L/30	"					O		O	O	O	O	
	"	"		L/60	"					O		O	O	O	O	
	"	"	0.30	L/40	153.9°	O	O			O		O	O	O	O	
	1.00	L/40	1.00	L/40	135°	O	O			●	O	O	O	O	O	● ⊗ + V = 22.59 Kn in still water
	"	"	0.75	"	139.1°	O		O		O	O	O	O	O	O	
	"	"	0.50	"	144.7°	O	O		O	O	O	O	O	O	O	
	"	"	0.30	"	151.3°					O	O	O	O	O	O	
	0.75	L/40	0.75	L/40	135°	O	O			⊗	O	O	O	O	O	
	"	"	0.50	"	140.8°	O		O	O	O	O	O	O	O	O	
	"	"	0.30	"	147.7°					O	O	O	O	O	O	
	0.50	L/40	0.50	L/40	135°	O	O			⊗	O	O	O	O	O	
	"	"	0.30	"	142.3°					O	O	O	O	O	O	

Table 4.4.3

Cross Ang	Swell (NO 1 Wave Maker)		Sea (NO 2 Wave Maker)		χ_{sw}	Heading Angle of Ship to Moving Direction of Swell								Remarks		
	λ/L	Hw	λ/L	Hw		45°	90°	112.5°	120°	χ_{sw}	157.5°	165°	180°	(195°)	(210°)	
60°	1.25	L/40	0.50	L/40	156.5°					O		O	O	O	O	O V = 14.80 Kn in still water
	"	"	"	L/30	"					O		O	O	O	O	

Table 4.4.4

Wave (NO 2 Wave Maker)		Heading Angle of Ship to Moving Dir. of Swell								Remarks
λ/L	Hw	90°	112.5°	120°	135°	150°	180°	225°	270°	
1.50	L/40	O			O		O	O	O	O V = 14.80 Kn in still water
1.25	"	⊗			⊗		x	O		⊗ V = 10.44 Kn V = 14.80 " V = 20.77 " in still water
1.00	"	⊗			⊗		⊗	O		
0.75	"	⊗			⊗		⊗	O		
0.50	"	⊗		O	⊗	O	⊗	O	O	in still water
0.30	"	O	O		O	O	O			x ⊗ - V = 14.80 Kn

Table 4.4.5

Type : TOYODA THP-3
 Range : 0 ~ 0.3 kg/cm²
 Resistance : 2 KΩ (Standard)
 Primary driving voltage : 5.0V DC

Item	Catalogue	Test
Sensitivity	45 mV/F.S. (Standard)	42 mV/F.S., ~ 50 mV/F.S.
Linearity	0.5 %/F.S.	max. 0.8 %/F.S.
Natural Frequency	40 KHz	not tested
Zero Shift	no description	initial stage : 10.3 g/cm ² /10min run " : no shift
Thermal Shock	no description	initial stage : 4 g/cm ² /6°C run " : no shock

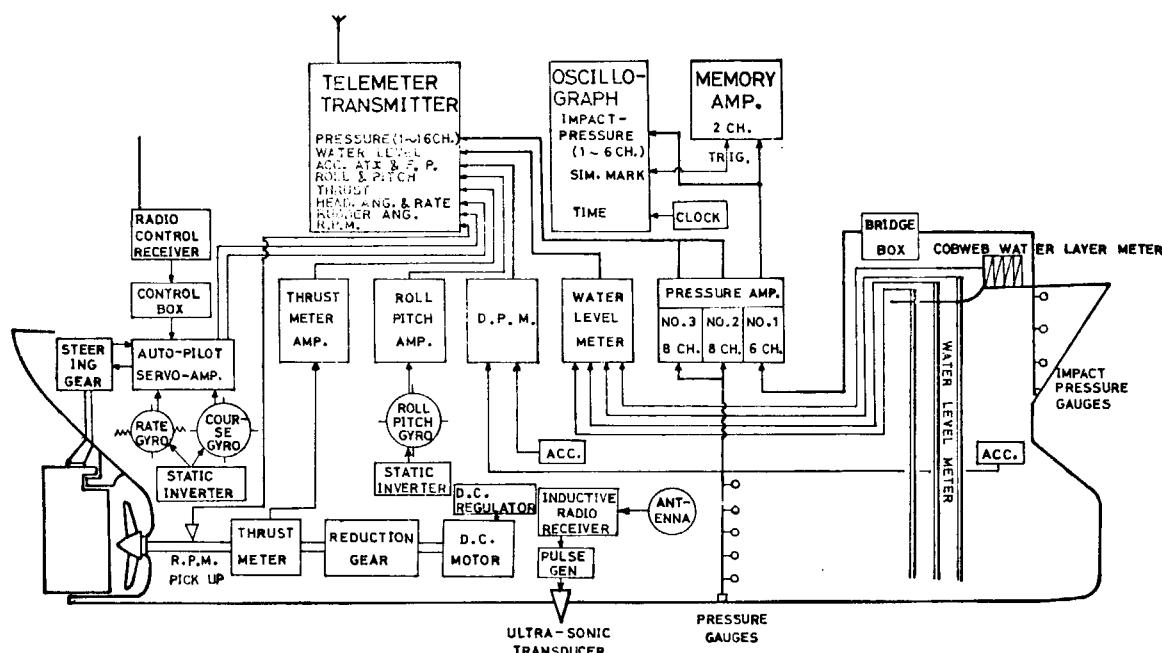


Fig. 4.4.1

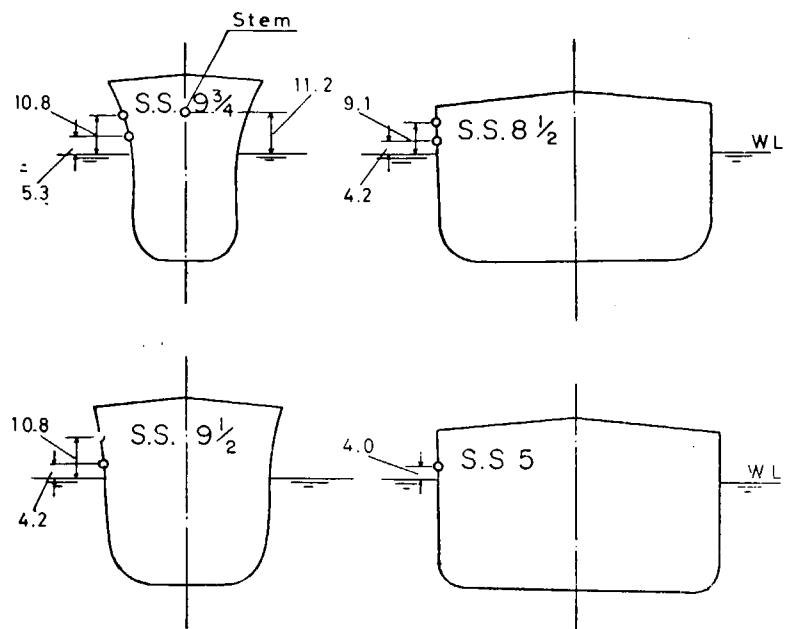


Fig. 4.4.2
UNIT cm

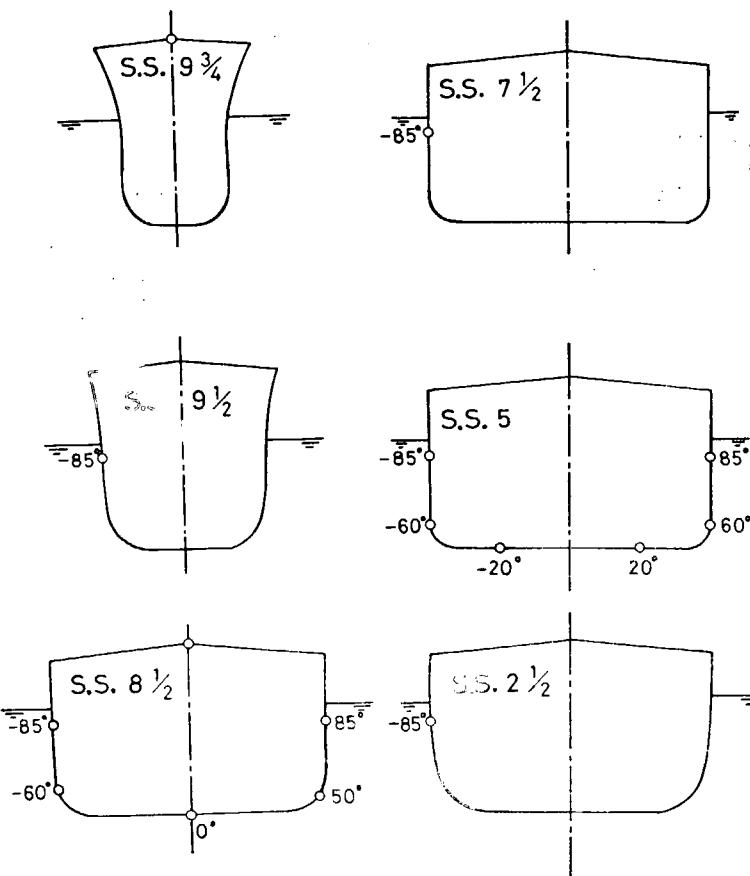


Fig. 4.4.3

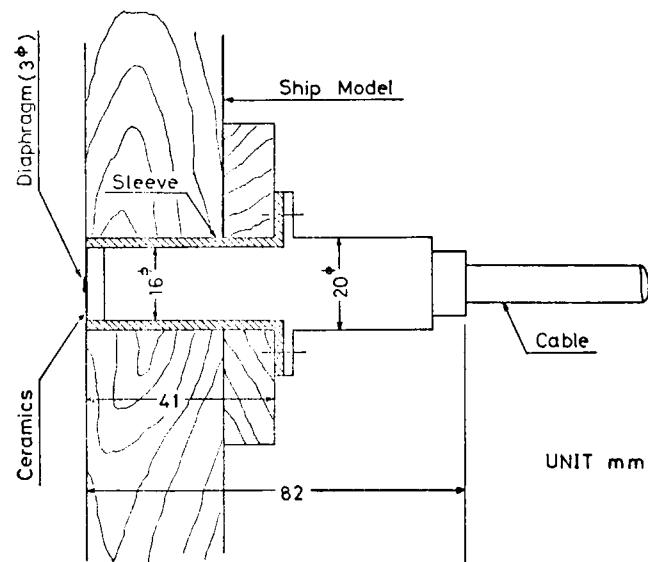


Fig. 4.4.4

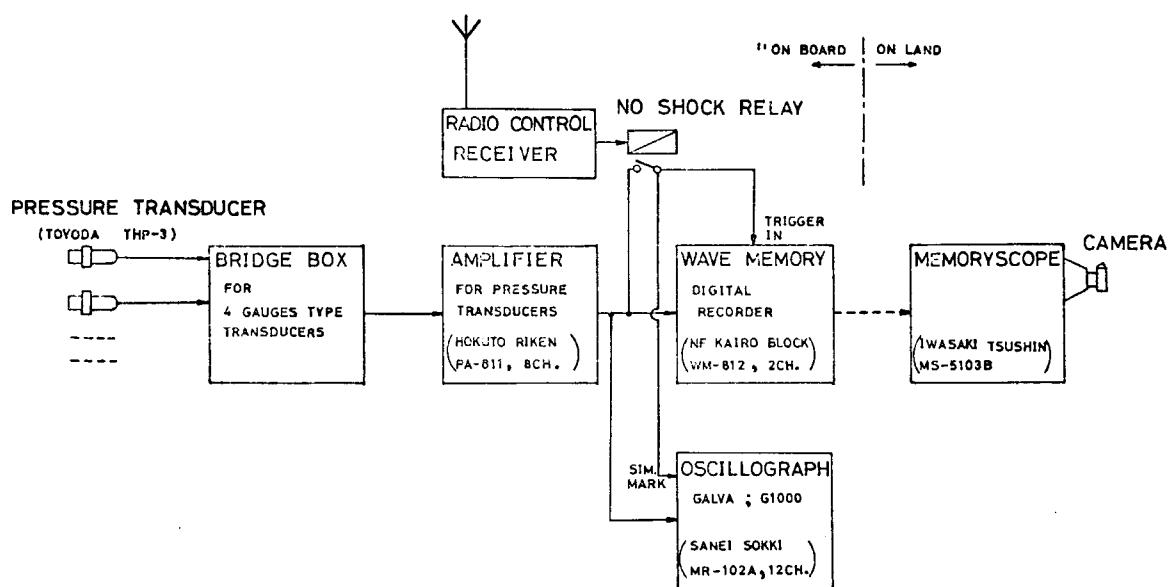
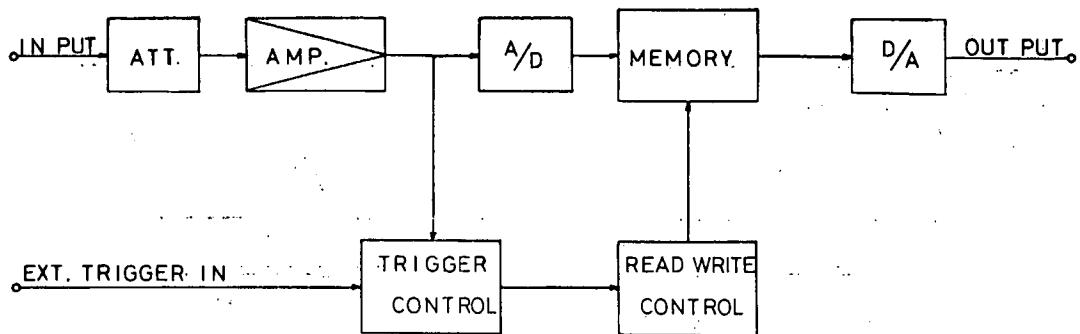


Fig. 4.4.5 Impact Pressure Measuring System



BLOCK DIAGRAM OF WAVE MEMORY

Fig. 4.4.6

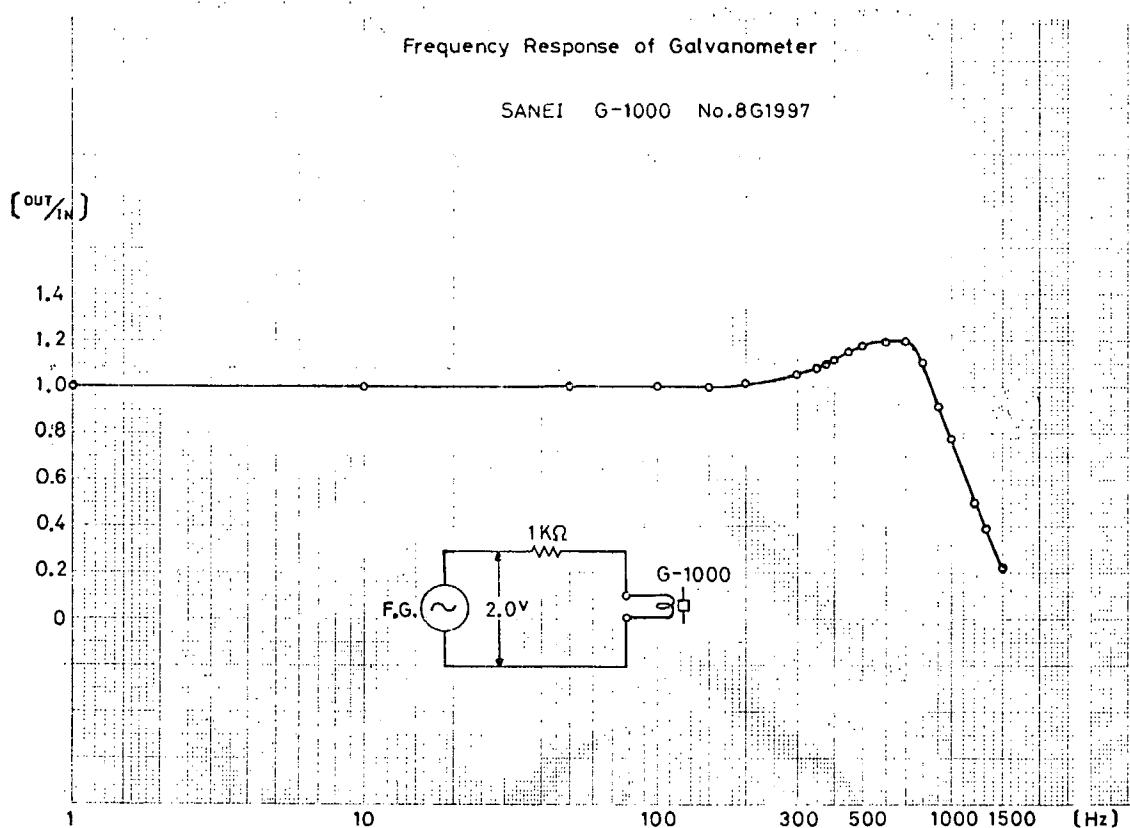


Fig. 4.4.7

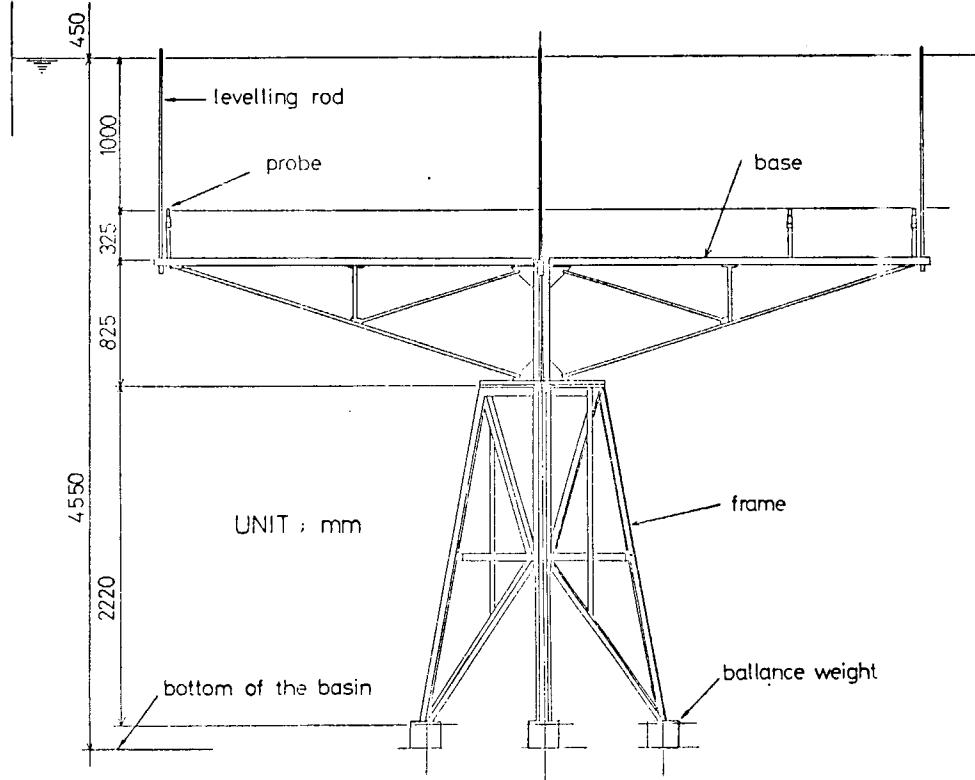


Fig. 4.4.8(a) Wave Recorder

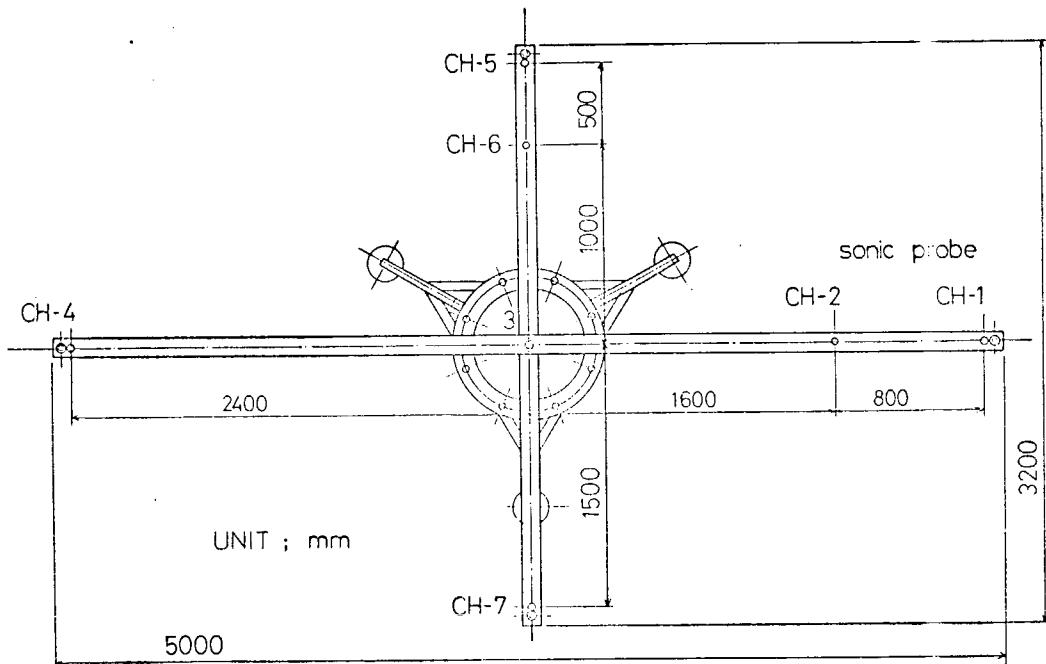


Fig. 4.4.8(b) Probe Arrangement

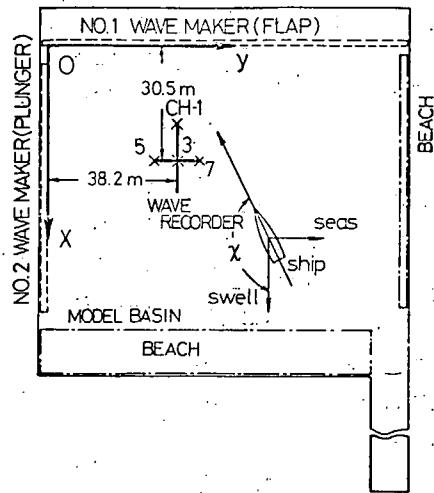


Fig. 4.4.9 Definitions

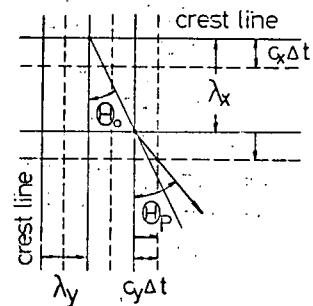


Fig. 4.4.10 Cross Wave Pattern

	SWELL	SEAS
λ/L	0.75	0.75
L/H_w	40	40

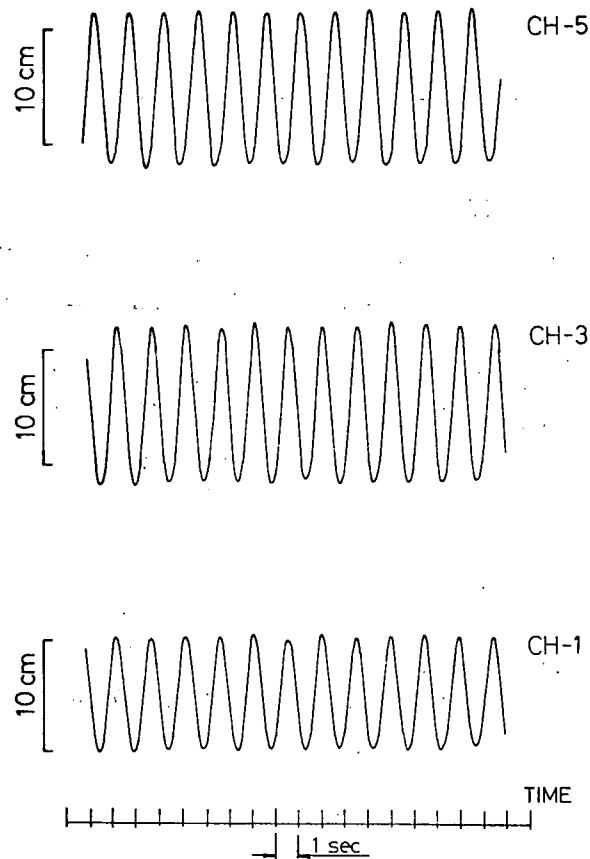


Fig. 4.4.11 Wave Records

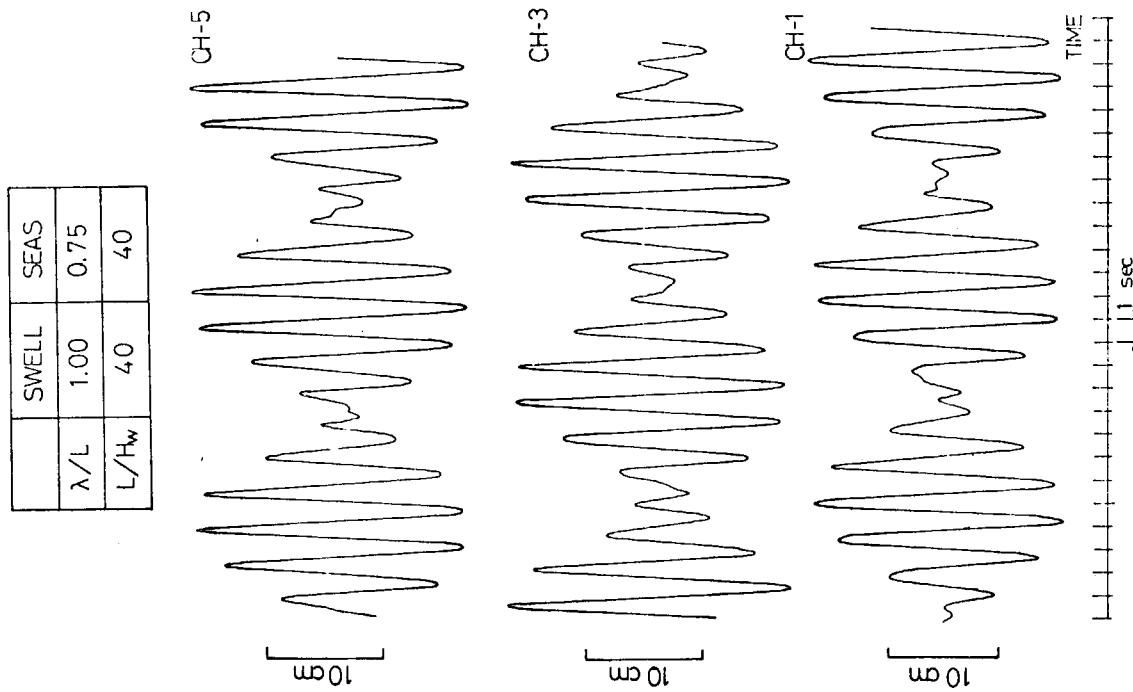


Fig. 4.4.12 Wave Records

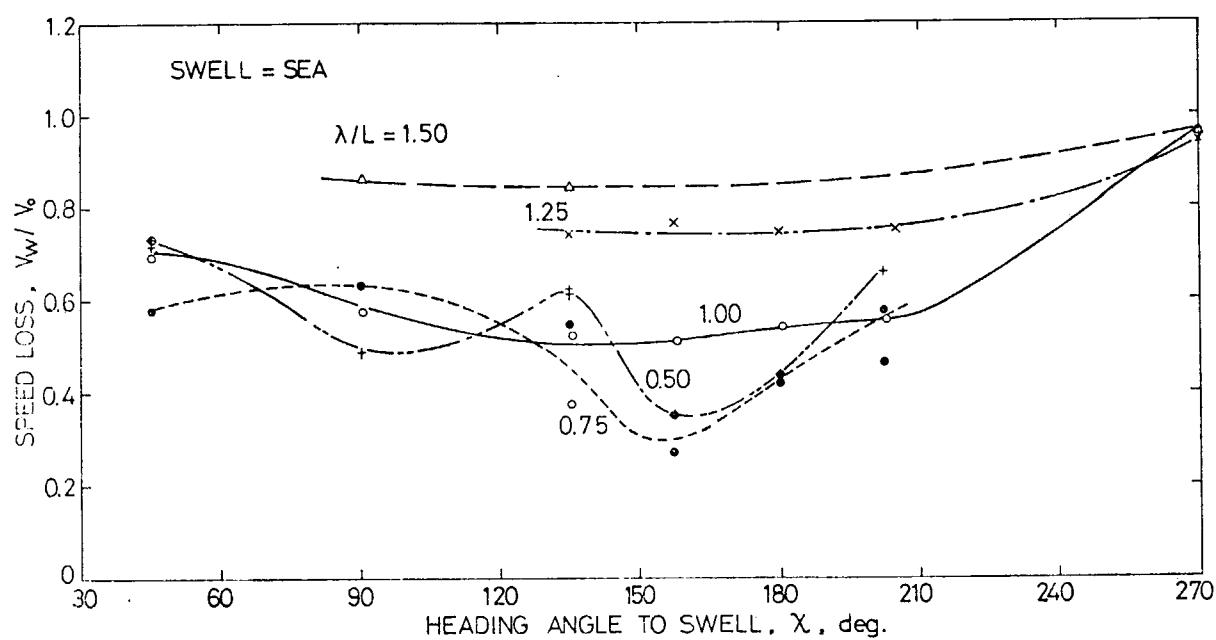


Fig. 4.4.13

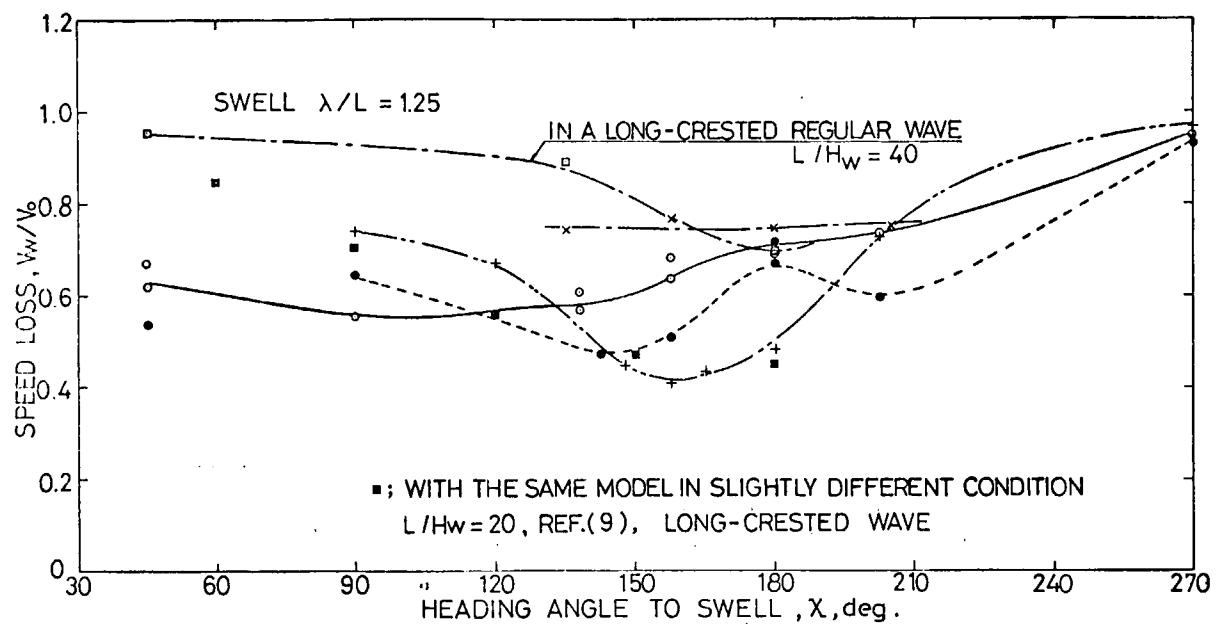


Fig. 4.4.14 Speed Loss in Waves

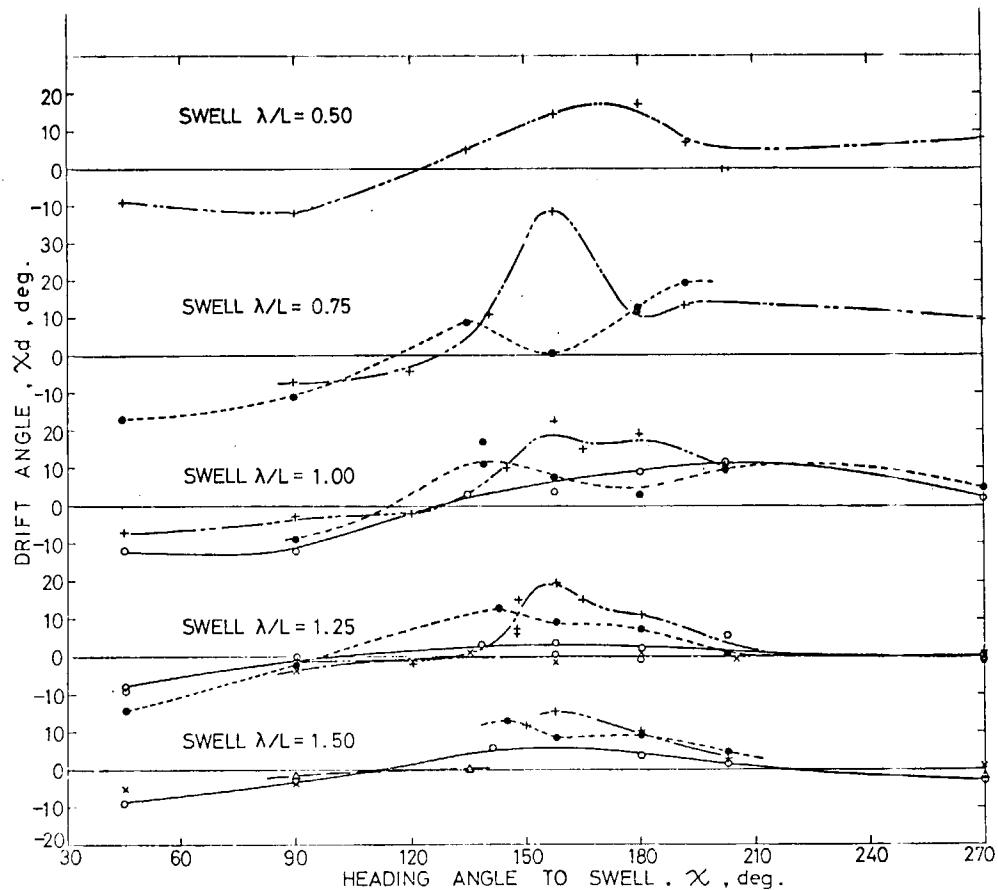


Fig. 4.4.15 Drift Angle in Waves

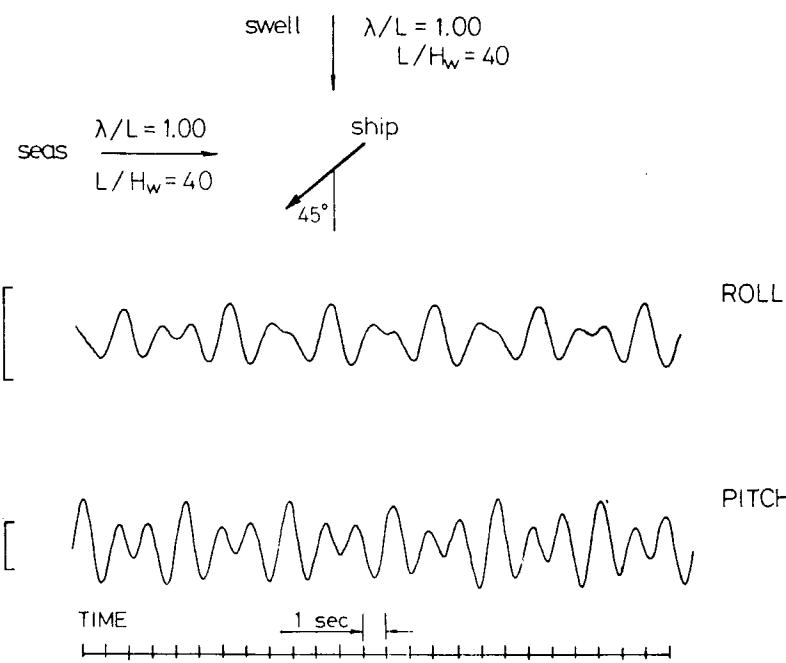


Fig. 4.4.16

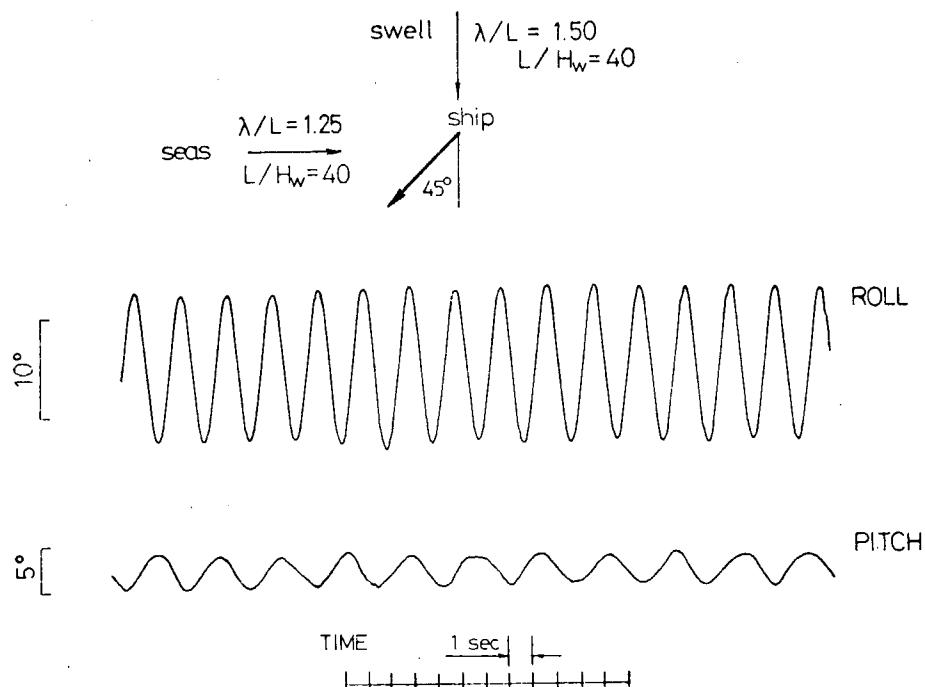


Fig. 4.4.17

Marks	Category	Examples of Pressure Record on Oscillograph
●	Impact pressure appears very frequently.	
○	Impact pressure appears near the large amplitude of pressure.	
◎	Impact pressure appears rarely. The peak is almost the same as the amplitude of oscillating pressure.	
⊗	Skew oscillating pressure	
○	Ordinary oscillating pressure	

Fig. 4.4.18

		Heading: $\chi = \chi_{sw}$, Sea : $H_w = L/40$, Speed : $V_0 = 14.8 \text{ Kn}$			
		Swell : " " in still water			
Sea	Swell	$\lambda/L = 0.30$	0.50	0.75	1.00
$\lambda/L =$	0.50	 Vw = 9.6 Kn F.P. 9 8 7 6	 Vw = 9.4 Kn F.P. 9 8 7 6		
	0.75	 3.5 F.P. 9 8 7 6	 4.0 F.P. 9 8 7 6	 8.2 F.P. 9 8 7 6	
	1.00	 5.9 F.P. 9 8 7 6	 6.7 F.P. 9 8 7 6	 5.2 F.P. 9 8 7 6	 7.9 F.P. 9 8 7 6
	1.25	 10.5 F.P. 9 8 7 6	 6.9 F.P. 9 8 7 6	 7.1 F.P. 9 8 7 6	 9.1 F.P. 9 8 7 6
	1.50	 11.9 F.P. 9 8 7 6	 8.0 F.P. 9 8 7 6	 8.1 F.P. 9 8 7 6	 9.3 F.P. 9 8 7 6

Fig. 4.4.19

Ship Speed $V_s = 14.8 \text{ Kn}$ in still water

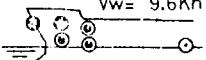
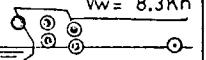
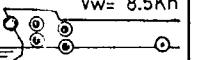
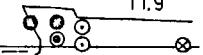
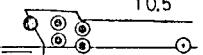
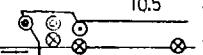
Swell $H_w = L/40$	Sea $H_w = L/40$	χ : Heading Angle to Direction of Swell			
		90°	χ_{sw}	180°	202.5°
$\lambda/L = 0.50$	$\lambda/L = 0.30$				
1.25	0.30				

Fig. 4.4.20

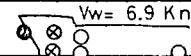
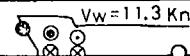
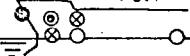
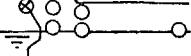
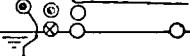
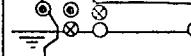
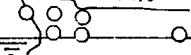
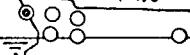
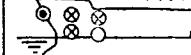
Swell $H_w = L/40$	Sea $H_w = L/40$	Heading	Ship Speed in still water		
			14.80 Kn	17.75 Kn	20.73 Kn
$\lambda/L = 1.25$	$\lambda/L = 0.50$	$\chi = \chi_{sw}$			
"	"	165°			
"	"	180°			
"	"	202.5°			

Fig. 4.4.21

Ship Speed : $V_b = 14.8 \text{ Kn}$
in still water

Swell $H_w = L/40$	Sea	Heading	Height of Sea Waves : H_w		
			$L/60$	$L/40$	$L/30$
$\lambda/L = 1.25$	$\lambda/L = 0.50$	$\chi = \chi_{SW}$	$V_w = 10.9 \text{ Kn}$ F.P. 9 8 7 6 \otimes 9.1	$V_w = 6.9 \text{ Kn}$ F.P. 9 8 7 6 \otimes 6.7	$V_w = 5.9 \text{ Kn}$ F.P. 9 8 7 6 \otimes 6.6
"	"	165°	F.P. 9 8 7 6 \otimes 10.0	F.P. 9 8 7 6 \otimes 7.6	F.P. 9 8 7 6 \otimes 7.3
"	"	180°	F.P. 9 8 7 6 \otimes 11.4	F.P. 9 8 7 6 \otimes 10.8	F.P. 9 8 7 6 \otimes 10.6
"	"	202.5°	F.P. 9 8 7 6 \otimes	F.P. 9 8 7 6 \otimes	F.P. 9 8 7 6 \otimes

Fig. 4.4.22

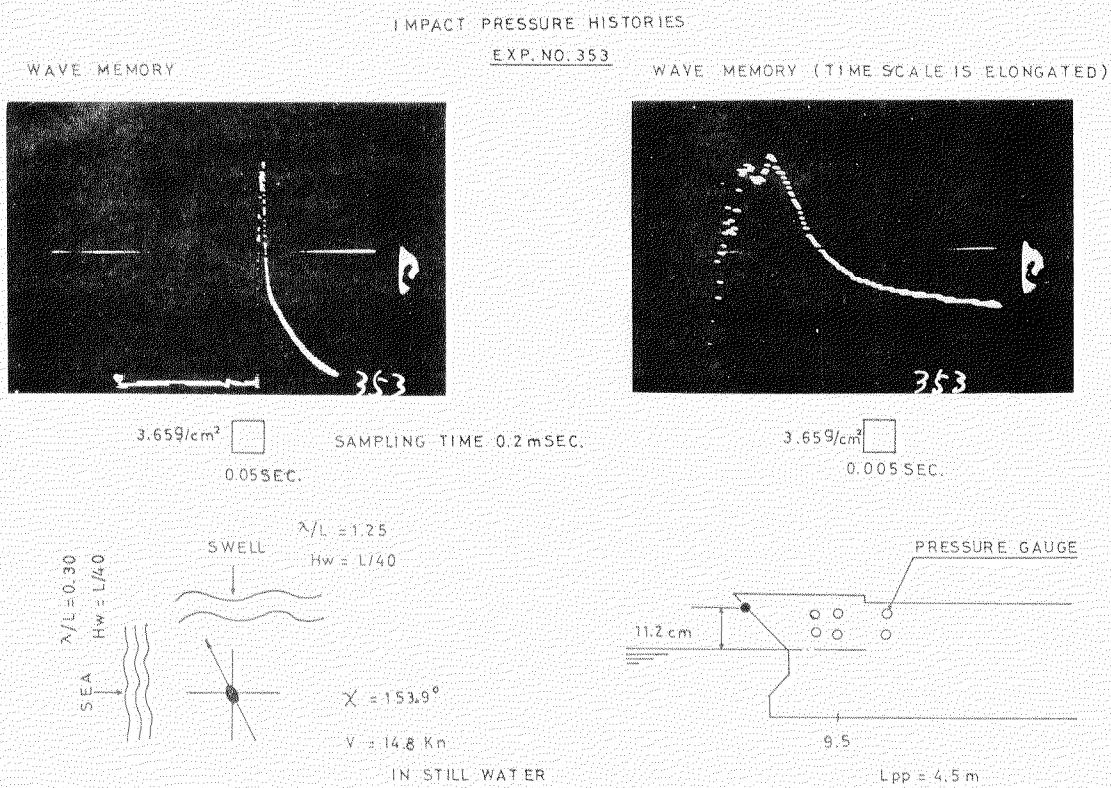


Fig. 4.4.23

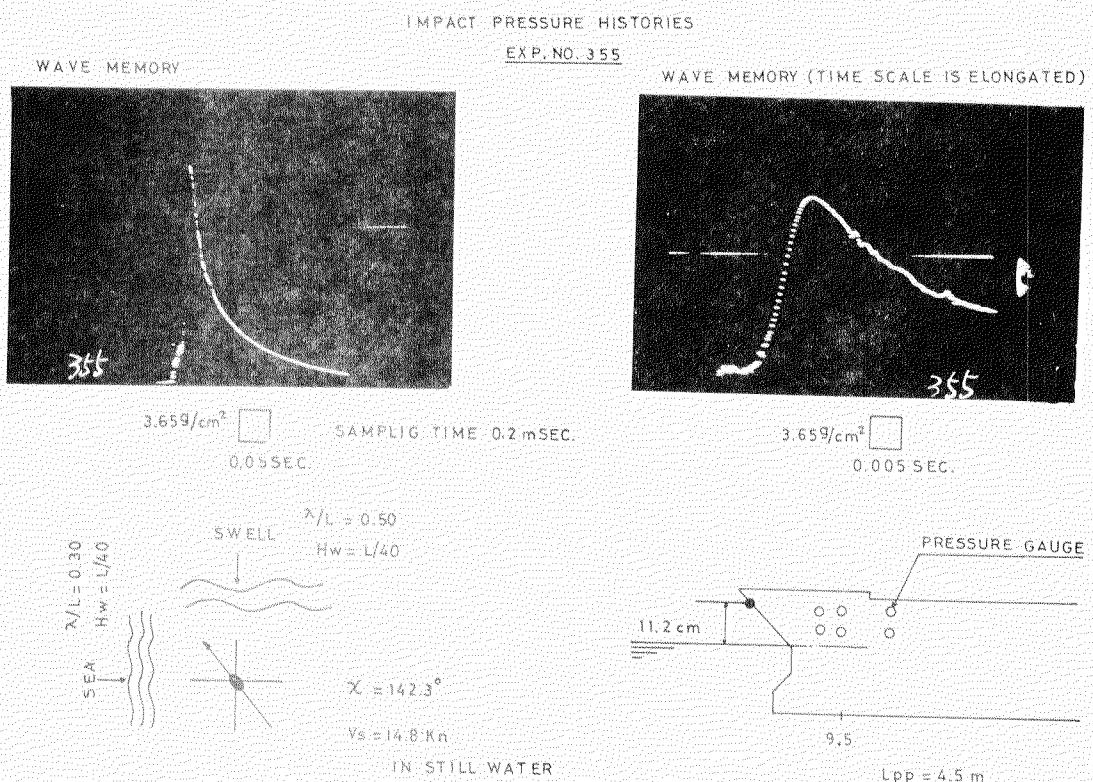


Fig. 4.4.24

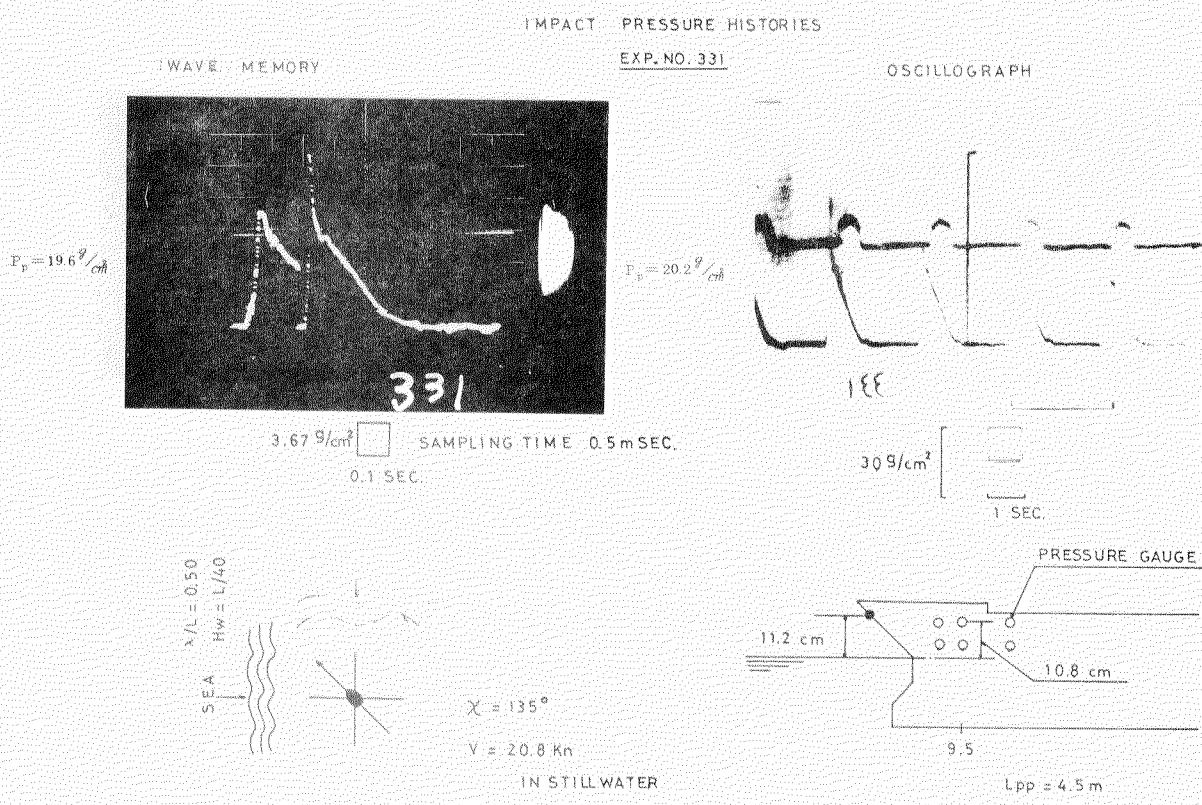


Fig. 4.4.25

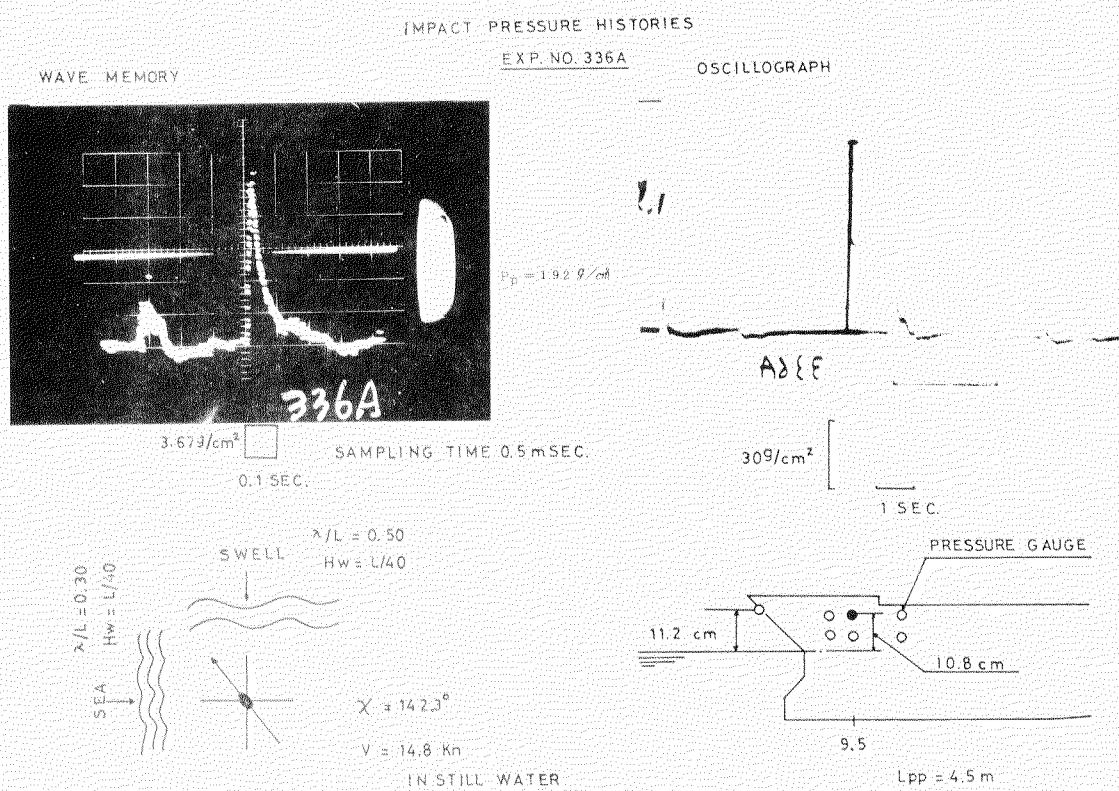
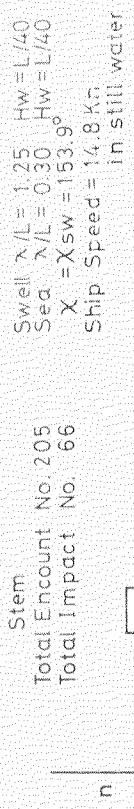
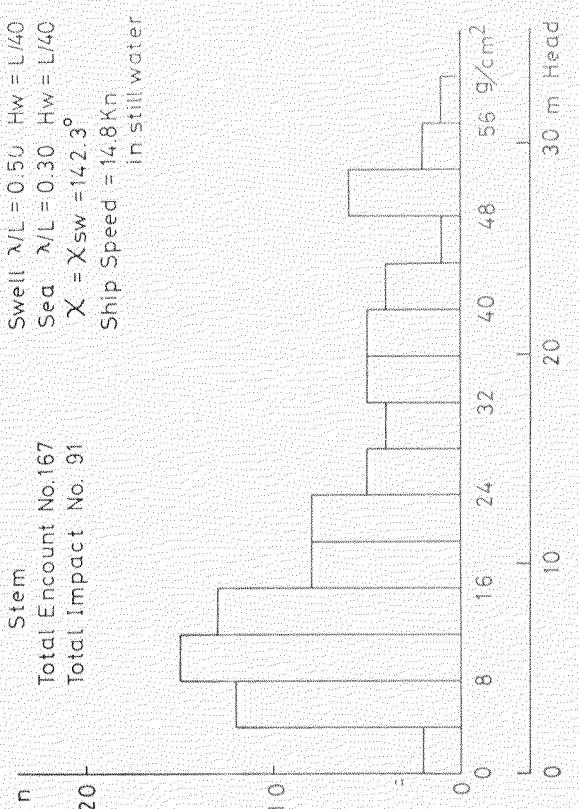


Fig. 4.4.26

Fig. 4.4.27

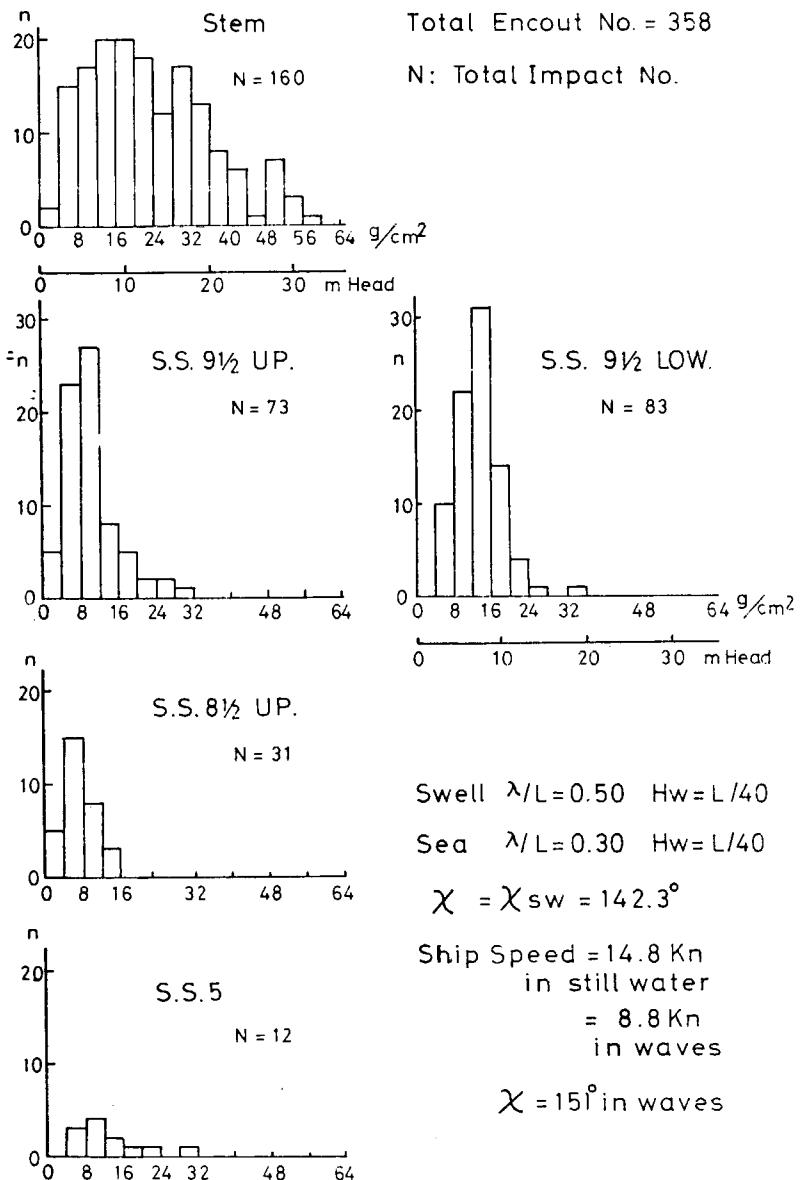


Fig. 4.4.28

4.5 大波高過渡水波中の船首衝撃水圧試験

4.5.1 まえがき

横浜国大では、正面に向い波の状態で大波高過渡水波中を航走させる事によって模型船の船首正面においてそのビーグル水頭値が船長にも達し、かつその作用時間が極めて短い、真に衝撃的な大波浪衝撃圧の計測に成功した事を、本部会の前年度報告（研究資料第176）に示した。

本年度研究は、このような大波浪衝撃圧の実態をより広く、より細く知る事を目的として計画された。

衝撃圧発生のメカニズムを探るため、特に相対波面計を装着して、衝撃時の船体表面と波面の相対衝撃速度、相対衝突角度の測定を行なった事は本実験の特色である。

4.5.2 供試模型船および計測装置

使用模型は笠木山丸の2mモデルで、曳船兼ガイド装置は前報と同じで、ビッチ、ヒープが自由でサージは固定である。模型船の状態も前報と全く同じで、満載状態である。

計測に使用した検出器、増幅器、記録器も前報とほぼ同一である。衝撃圧の計測にあたっては、計測系の周波数応答特性に特に注意せねばならない。本実験での水圧の計測系は下記の通りである。

検出器	増幅器	記録器	再生記録
超小型圧力計 共和， PML-500GC 10KHz以上	直流型ストレーンアンプ 共和， CDV-1A 5KHz	アナログ型 データレコーダ TEAC ANA-LOG 7 記録速度 15 inch/sec 5KHz	直記式 電磁オシログラフ 三栄ビジグラフ ガルバノメーターG-1000 0.7KHz 1/16 低速再生では 0.7×1.6=11.2KHz

記録はアナログデータレコーダで磁気テープ上にストアされる。そして衝撃圧発生時の必要部分だけ詳細な記録をビジグラフ上に再生記録させる。この作業にあたり、データレコーダを低速で再生させると、必要部分の抜き取りが容易になると共に、ビジグラフ用ガルバノメータの周波数特性の不充分さをカバーすることが出来る。上記の周波数応答の上記値はカタログの数値であるが、この数値からは、本計測系は約5KHzまで応答できる事になる。

圧力計測系の周波数応答特性の実状を知るために行なった較正試験の結果をFig. 4.5.1に示す。これは、上記の超小型圧力計の出力信号の代りに、ファンクションゼネレーターによる微弱な三角波のワンショットパルス信号をストレーンアンプへの入力として、それ以後の計測系は上記の場合と全く同様にした時に得られたビジグラフの記録である。前報の実験により大衝撃圧のビーグルの形状は三角波に近いので、三角波でテストしてみたわけである。この図によると1KHz以上でややビーグルの振幅が下がってくるが、三角形の再現性はさらに高周波域まで延びている。すなわち、電気計測器にとってシビアな三角波の場合でも1KHzまでビーグル振幅値を含めて応答特性が確保されている事が判かる。なお、圧力計本体の周波数応答試験は今回は実施していないが、固有周波数が本実験で対象にしている周波数に比し著しく大であるので、圧力計本体による応答特性上の疑点はないと思つてよいであろう。

今回の実験での圧力測定位置および相対波面計位置をFig. 4.5.2に示す。圧力測定位置はステム上では前縫でP₅と呼んだ位置（P_s）のみで、P₄、P₆と称した位置に相対波面計を装着した。なお、P_sは2.0mW.L.上にあるが、そのF.P.位臵にP_{F.P.}と称する新しい測定位置を設けた。この位臵では図示のような圧力測定方向は船体中心線に対して傾く。

相対波面計の長さは5.0mmであるから、実船換算値では6.175mとなる。また圧力計の受圧面の径は約3mmであるから、実船換算値では直径0.37mの円になる。

本報告ではフルード数 $F_n = 0.15$, 実船換算船速 14.3 kts の場合のみを扱う。この船速では船首波のため、平水中航走時には 18 m WL の相対波面計 (D_2) は全没するが、 22 m WL の相対波面計 (D_1) は全部空中にある。

相対波面計は検出部が直径 1 mm のステンレスパイプで出来ている電気抵抗型動的水位計である。従来から横国大方式の波高計として使用していたものの検出部のみを小型に作り替えたもので、キャリアアンプとしては横河電機の交流型ストレーンアンプを使用している。抵抗型であるので、一測定点に対して 2 本の検出棒が船体表面から直角に突き出ているわけであるが、棒の間隔は出力特性に直線性を持たせるため、根本で約 3 mm , 先端で約 5 mm となっており、2 本の棒は平行ではない。相対波面計の設置状況を Phot. 4.5.1 に示した。

相対波面計による記録例を Fig. 4.5.3 に示した。図中に記入の方法で、衝撃圧力発生時の船体表面と波面の相対衝突速度 (V_n) および相対衝突角度 (β) が求まる。 V_n および β の読み方は他にも考えられるが、本論では図中に記入の方法を標準的な方法として用いた。

Fig. 4.5.4 には 1 航走の全タイムヒストリーの例を示す。この図中に Phot. №のタイム・マークが入っているが、これは Phot. 4.5.2 として掲げた連続写真がその時刻に撮影された事を意味している。連続写真はニコン F2 モータードライブ撮影装置の最高速で撮影したもので、1 秒間に約 5 枚の撮影速度である。シャッターに同期して高速ストロボを発光させているが、その電気信号を分歧してデータレコーダへ記録したので、Fig. 4.5.4 のように Photo. № の時刻がわかる。

4.5.3 大衝撃圧発生時の状況

Fig. 4.5.4 と Phot. 4.5.2 を対応させながら注意深く観察すると、衝撃圧発生時の状況が理解できる。

Stem 上に大衝撃圧が発生したのは Phot. № 6 ~ 12 の間である。この間はそれ以後に比しピッチ、ヒープ従って船首での上下加速度も小で、船首での衝撃圧発生も船体運動には、船底衝撃の場合と異なり第一義的な関係がない事を示している。例えば船体運動が極めて大であった Phot. № 13 ~ 15 では真に衝撃的な衝撃圧は発生していない。

一方、F.P. 位置の船外での出会い波高の記録をみると、Phot. № 6 ~ 12 では波長が短い波傾斜の大なる波に出会っている事がわかる。(このため上述のようにこの間では船体運動が小であったのである) 従ってこの間では崩小波の中を船体が突き切って進むような状況である事が写真に示されている。

Fig. 4.5.5 には Phot. № 7 ~ 8, Phot. № 11 ~ 12, Phot. № 13 ~ 14 の間のシステム上の水圧 P_s および相対波面計 D_1 , D_2 の記録を V_n および β が読める程度に拡大して示す。本図の縦軸は Fig. 4.5.4 に等しいが、時間軸は 1.6 倍になっている。Fig. 4.5.4 の対応箇所と比較すると色々な現象が隠かれていた事に気がつくであろう。

Phot. № 11 ~ 12 の記録を見ると、波面がステムえきれいで衝突し、 P_s で衝撃圧が発生した事がわかる。 P_s の衝撃圧波形は Fig. 4.5.6 の B 型に近いように見えるが、さらに時間軸を拡大し Fig. 4.5.6 などにすると、Fig. 4.5.5 の下部に示されているように C 型に A 型が重なった様な波形である事がわかる。相対波面計の記録ではキレイな波面が衝突したように見えるが、出会い波高記録および写真にも示されているような、巨大な崩れかかった波が直ぐ近くにあるので、波面は滑面ではなく、気泡層を巻き込んで衝突したため、拡大図に示されているような高周波の振動をともなったものと推察される。

Phot. № 7 ~ 8 の記録では、 P_s の記録に明白な振動が見られるのが特色と言えよう。この圧力波型は Fig. 4.5.6 の A 型に近いが、このような波形は空気層をはさみ込んで衝突した場合(光易モデル)を発生すると考えられる。 D_1 (22 mWL) の波面計の記録を見ると、 D_2 (18 mWL) よりも早く波面が船体に接しようとしたのに、介在する空気層にはばまれたような状況がうかがえる。そして、閉じ込められた空気層が漏れてなくなつた時に圧力波形の振動が終っている。このように光易モデルが典型的に適合できる場合のようである。

Phot. № 13 ~ 14 では Fig. 4.5.4 を見ると、小さな平手打部を伴なう腰掛型の圧力波形のように思われるが、時間軸を拡大した Fig. 4.5.5 では P_s の波形に衝撃的な圧力は全く示されていない事に注意したい。この場合の相対波面計の記録をみると、システム上 18 mWL の点に波面が達してから、ややしばらく 22 mWL の点に波面が到達して

いる。すなわち β が大であるので、大なる衝撃圧は発生していない。

4.5.4 衝撃圧波型の分類

船首正面 P_s で得られた衝撃圧力波型を分類すると Fig. 4.5.6 のように A, B, C 型の 3 種に大別出来るようと思われる。

A 型は減衰振動型の波型でバラスト状態の船底衝撃では容易に得られる波型であるが、船首正面ではなかなか発生せず、今回の実験ではその典型的な場合は、数例しか得られていない。この場合のピーク値は一般に大であり、その振動数なども光易モデルでよく説明されることがバラスト状態の船底衝撃実験から判明したが、本稿では本件に関しては省略した。

B 型は船首正面における大衝撃圧が得られた場合の大部分がこの分類に入る程多発する。最初の立上りは三角波状に直線で、かつ急激である。ピーク値の後は対数的に減衰する。

C 型は立上りが急激でなく、またピーク値もあまり大きくならないが、一方変動圧的な波型でもないもの。平手打部と腰掛部に分けられるような波型の時間軸を拡大して見ると、その平手打部がこのような波型になっている事が多い。

直立壁え作用する衝撃的波圧の圧力波形の分類（土木学会編、水理公式集 P 517）を見ると、今回の実験で得られた波型もよく類似している事が判かる。衝撃的波圧の作用時間も実験室での値は 1 ~ 10 m sec 程度であり、今回の実験とオーダー的に一致している。ピーク値は真に衝撃的な場合には水頭値が波高の 20 ~ 70 倍程度のようである。それに対し、本実験での P_s におけるピーク値の最大値は後に示すような約 3 mAq であり、一方、実験時の最大波高は約 0.3 m であるので、波高の約 10 倍の水頭値が発生した事になる。直立壁の場合に比し、この値が低い事は P_s 位置での局部形状を考えれば当然の事であり、むしろ今回の実験値は土木の分野で測定されている衝撃的波圧とよく一致した傾向を持つ事がわかる。従って衝撃圧発生のメカニズムも直立堤の場合と同様である事が類推できよう。

4.5.5 衝撃圧の大きさ

衝撃圧発生機構のモデルとして、Wagner Model と Bagnold Model が有名であるが、いずれのモデルに従うにしても、衝撃水圧のピーク値は相対衝突速度の 2 乗に比例することが、それぞれの理論から導き出されている。

そこで、本論ではどちらのモデルに属するかは別にして、測定された衝撃圧のピーク値 P_1 を、計測した相対衝突速度 V_n の 2 乗に比例するものとし、

$$C(\beta) = P_1 / \frac{1}{2} \rho V_n^2$$

なる衝撃圧力係数 C を算出した。この算出には V_n が必要であるので、 V_n が明確に測定された場合についてしか整理できない。一方、本実験の V_n の測定法では P_1 の大なる場合に限られてくる傾向にあるので、 P_1 が 40 cm Aq を越える場合についてのみ取扱う事にする。この算出結果を Fig. 4.5.7 に示した。 C は Wagner の理論では $\cot \beta$ の 2 乗に比例することが示されており、また一般的に考えても C は相対衝突角度 β の関数である事は容易に類推されるので、Fig. 4.5.7 では β と C の関係として表示した。

Fig. 4.5.8 には Fig. 4.5.7 を算出した生のデータが、 V_n とピーク水頭値 P_1 との関係として示されている。図中に、 P_1 の最大値が V_n^2 に比例するとした時の推定線を記入しておいたが、 β に無関係に P_1 の最大値を考えると、そのときの衝撃圧係数 $C \approx 1.7$ である事を示している。Fig. 4.5.7 で β が 15° 以下になると $C \approx 2.0$ で漸和している傾向が見られるが、これは測定位置の局部形状の影響を示すもので、 $\beta \approx 0$ の場合でも $C < 2.0$ に収まる事を意味しているよう。

Fig. 4.5.7 には Wagner のピーク圧の理論式に対応する $(\cot \beta)^2$ に比例する曲線および Chuang の実験値あるいは Wagner の平均圧に対応する $\cot \beta$ に比例する曲線を記入しておいたが、 β が 20° より大なる場合には $(\cot \beta)^2$ に比例し、 β が 10° より小なる場合には $\cot \beta$ に比例する傾向を示していると言えよう。なお、 β が小なる所での \sim 印はバラスト状態での船首船底で得られた値である。

本論では P_1 は V_n と β の関数として扱っているが、同一の V_n あるいは β でも実測される P_1 の値は、船体と波面の衝突時の微細な状態の差によって大幅に異なり、同一 V_n あるいは同一 β に対する最大の P_1 が、理想的に衝突した場合、すなわち Wagner Model あるいは 2 次元物体の落下実験の場合に近いと考えて、 P_1 の最大値についてまとめてある。本実験での平均線は Wagner の理論値と $5 \cdot \cot \beta$ の線を接合した点線で記入した線に近いと思われるが、この線が与える値は Chuang あるいは Ochi の実験（共に落下実験）の約 $1/2$ であり、その傾向は類似している。

今回の測定位置 P_s では衝撃圧力係数 C の最大値は約 2.0 である事が Fig. 4.5.7 ~ 8 によって示された。なお、衝撃圧力が V_n の 2 乗に比例すると言う事は、その発生機構は別にして実船での衝撃圧力のピーク値は模型で得られた値を単に縮尺倍すれば得られる事およびその作用時間は縮率の 2 乗倍すればよい事を意味しており、重要な性質と言えよう。したがって大なる衝撃圧が発生するような状況下での V_n の最大値が求まれば、実船で発生する衝撃圧の最大値も概算できる事になる。

Fig. 4.5.8 に示されているように、 P_s で大衝撃圧が発生した時の V_n の最大値は約 1.5 m/sec である。一方、船首正面で大衝撃圧が発生する時の V_n に船体運動はほとんど影響を与えないもの、 V_n は船速と波速による成分が大部分を占めている。 $F_n = 0.15$ では、模型船の船速は 0.66 m/sec であるので、 $1.5 - 0.66 \approx 1 \text{ m/sec}$ が波速による V_n のオーダーである。 1 m/sec の位相速度を持つ規則波の周期は 0.64 sec であり、この波の中の船速 0.66 m/sec での出会い周期は約 0.4 sec となる。Fig. 4.2.4 に一例が見られるように本実験での大衝撃圧発生時の出会い周期は 0.4 sec 前後の事が多い。すなわち、 V_n の概算値は船速と波の瞬時波長による規則波の位相速度との和に等しいとみてよい。

Fig. 4.5.9 では P_s と P_{FP} の値を比較している。 P_{FP} の値はシステム上の P_s の値より小である事が明白に示されているが、 P_{FP} の値は最低でも P_s の約 20 % に止まっている事がわかる。なお、本図には P_1 が 4.0 cm Ag 以下の場合も示されているが、 P_1 が小なる場合の発生頻度が大であった事がわかる。

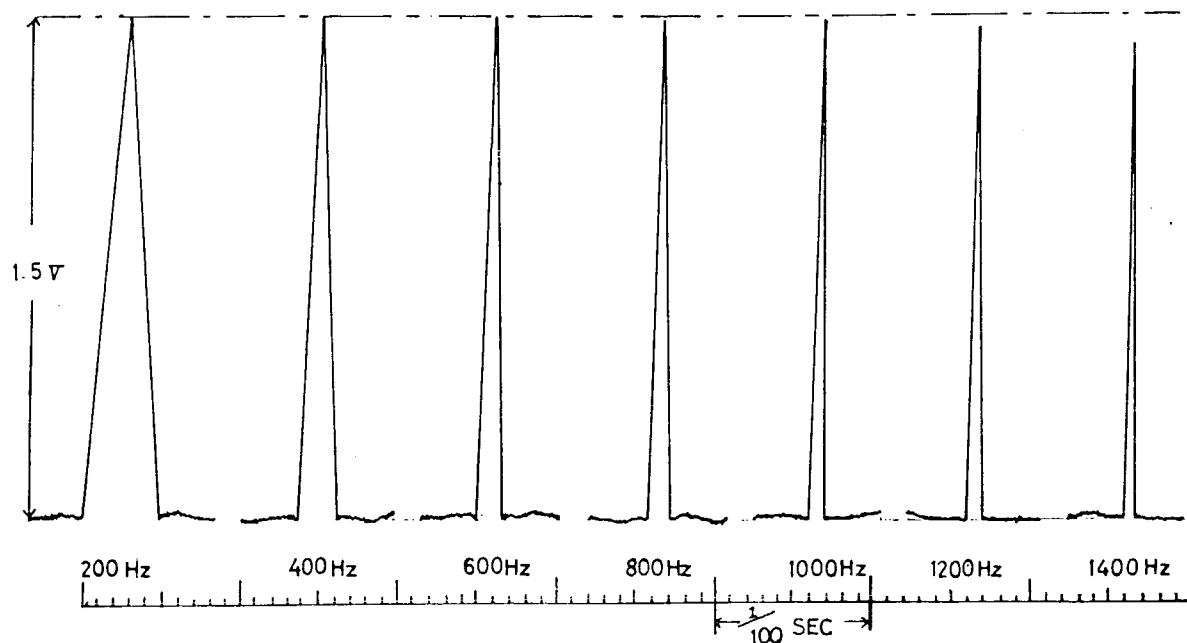


Fig. 4.5.1 水圧計測系の周波数応答特性

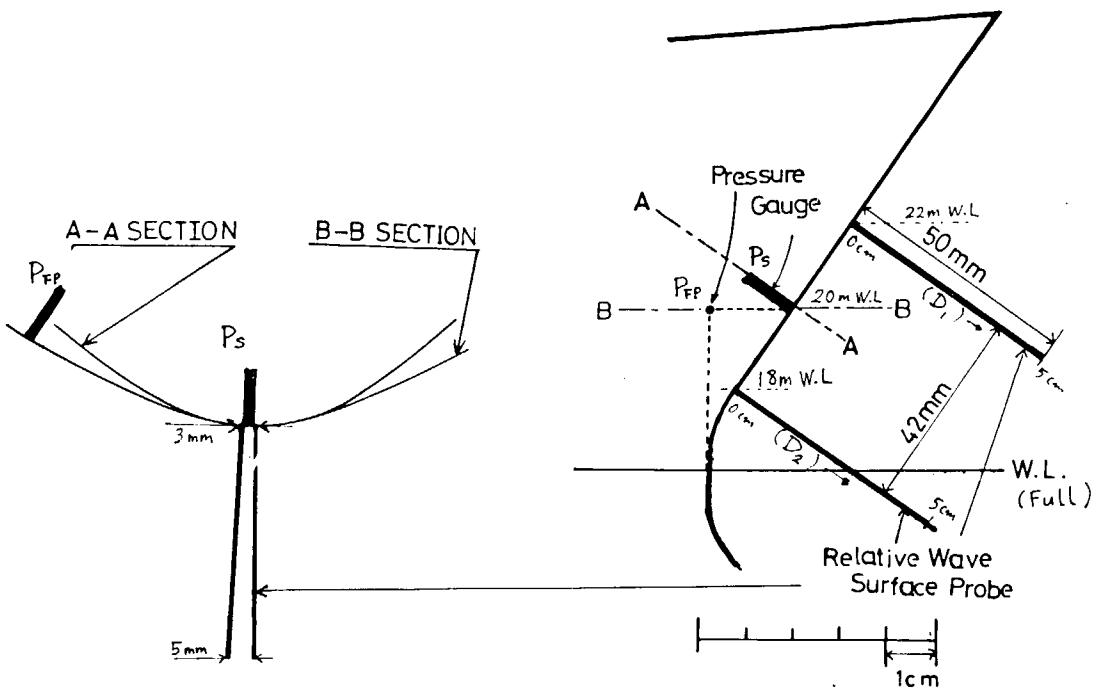


Fig. 4.5.2 水圧計および相対波面計の配置

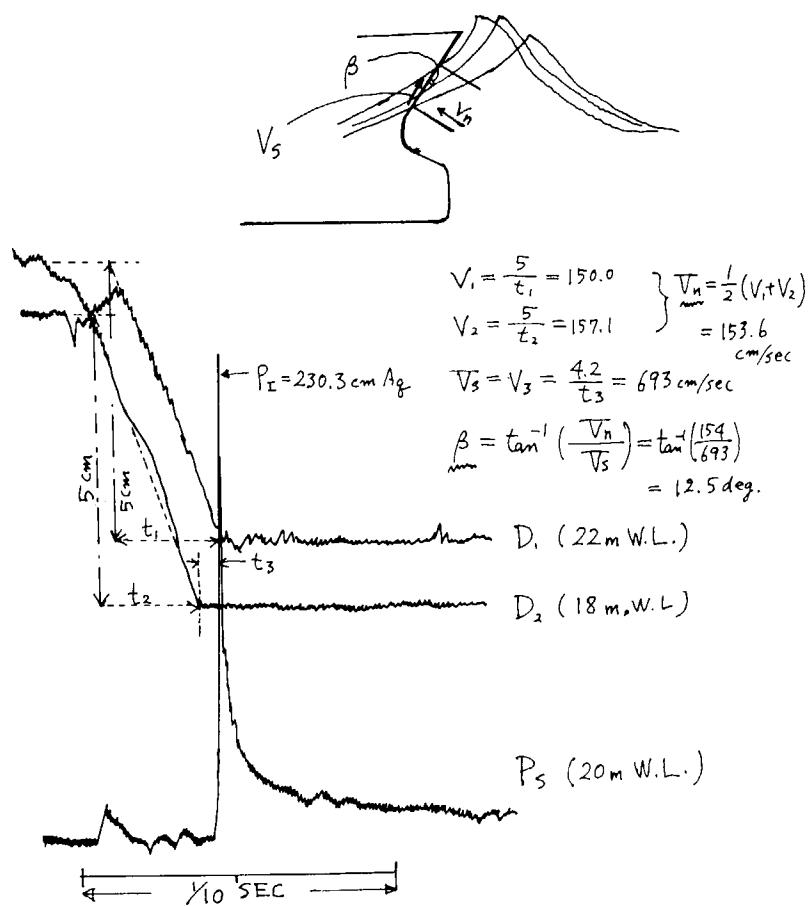


Fig. 4.5.3 相対衝突速度 (V_n) と相対衝突角度 (β) の算出法

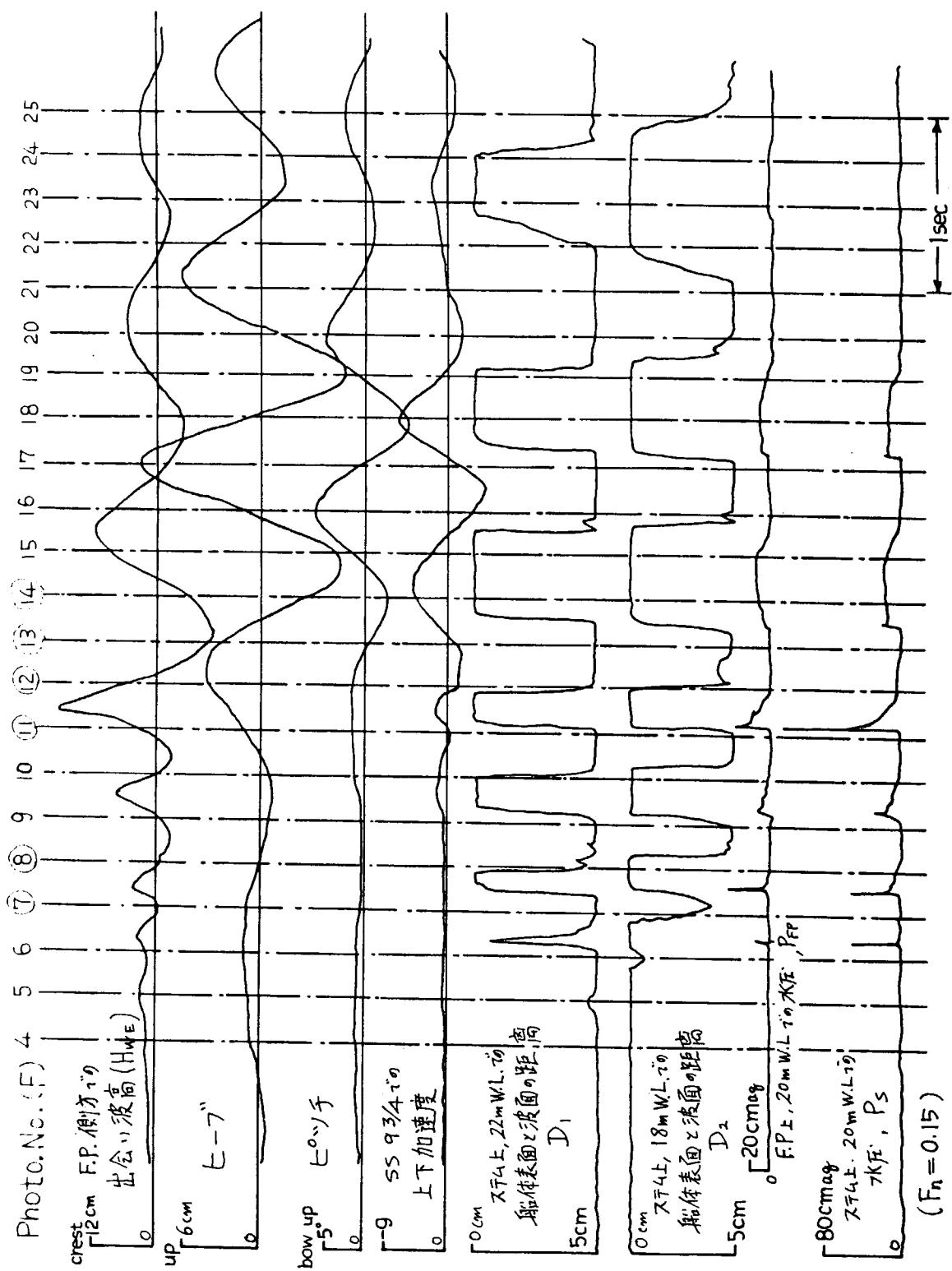


Fig. 4.5.4 実験記録例

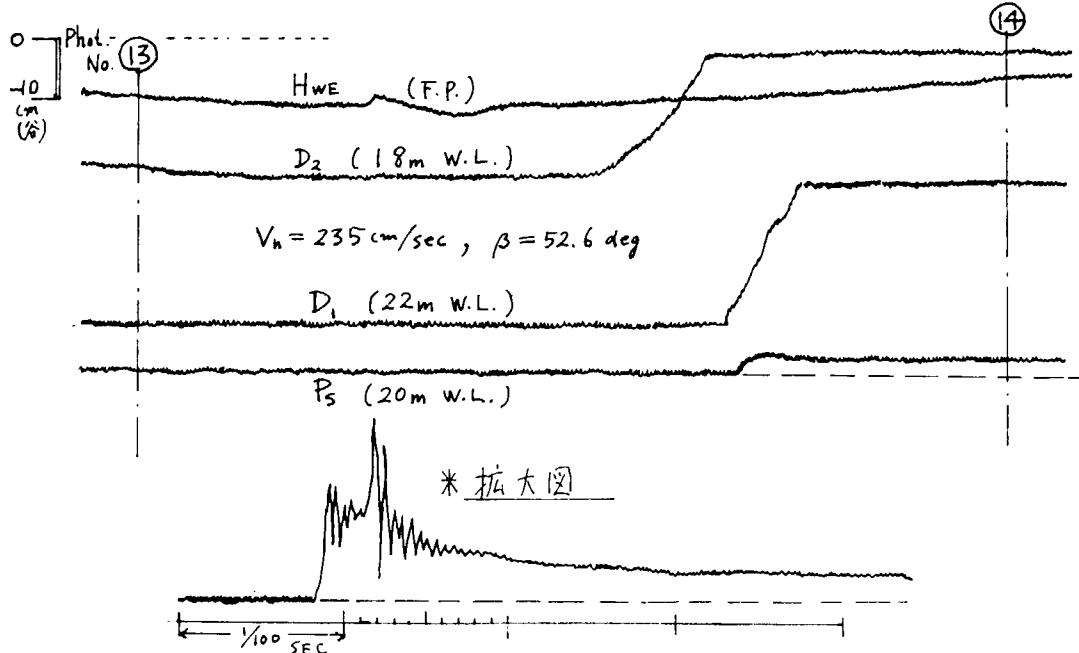
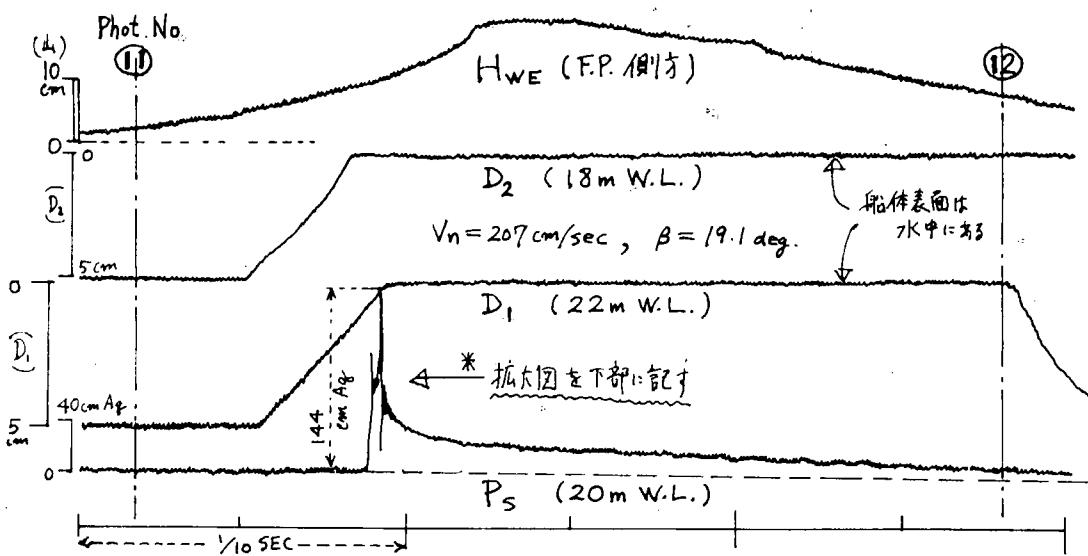
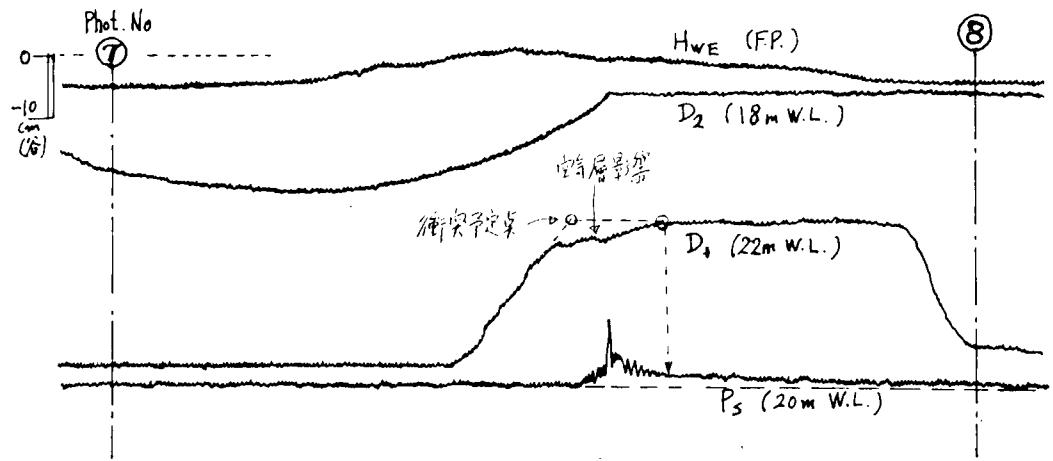


Fig. 4.5.5 実験記録例 (Fig. 4.5.4) の部分拡大

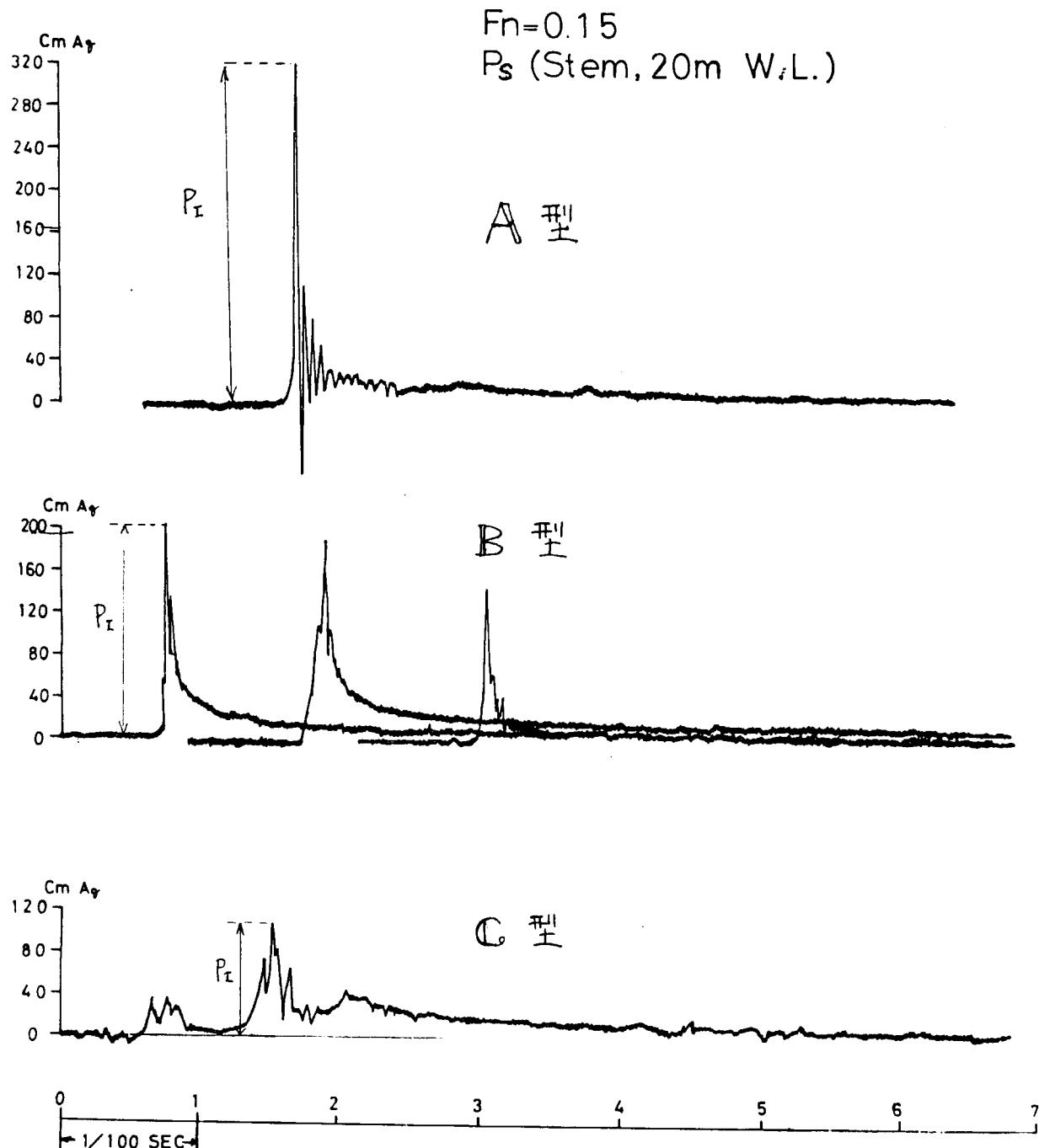


Fig. 4.5.6 衝撃圧波型の分類

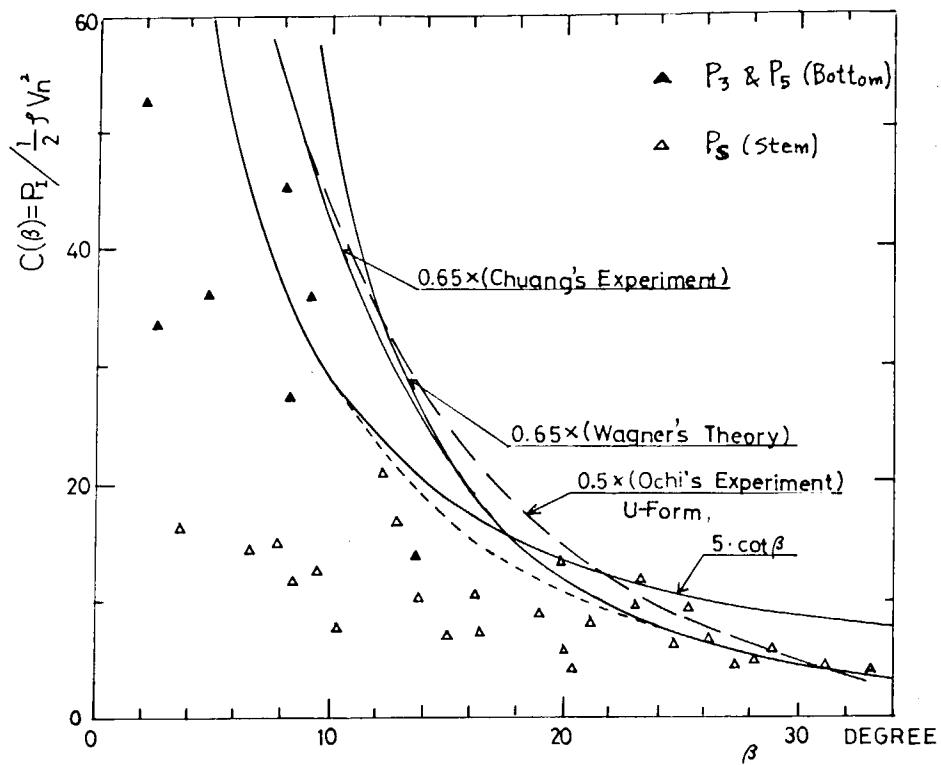


Fig. 4.5.7 衝撃角度 (β) と衝撃圧力係数 (C) の関係

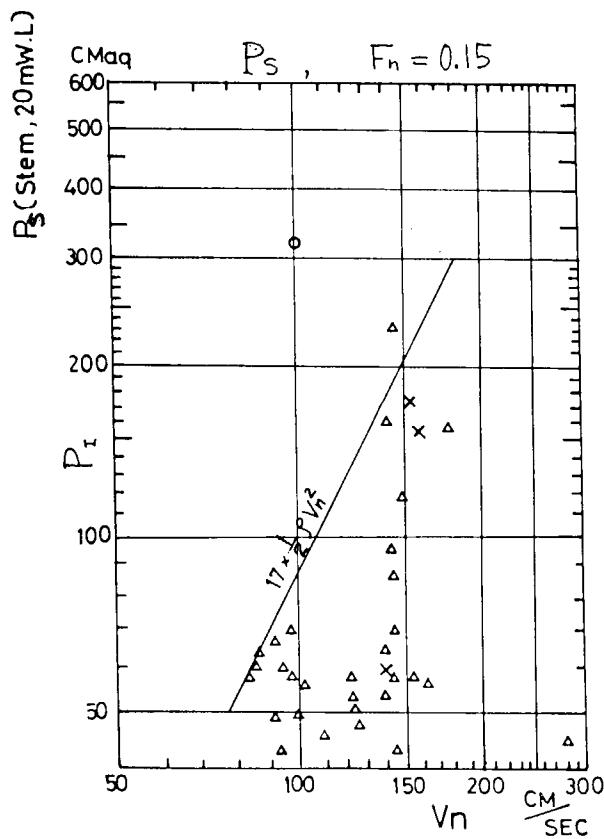


Fig. 4.5.8 船首正面, ステム上での衝撃圧のピーク値

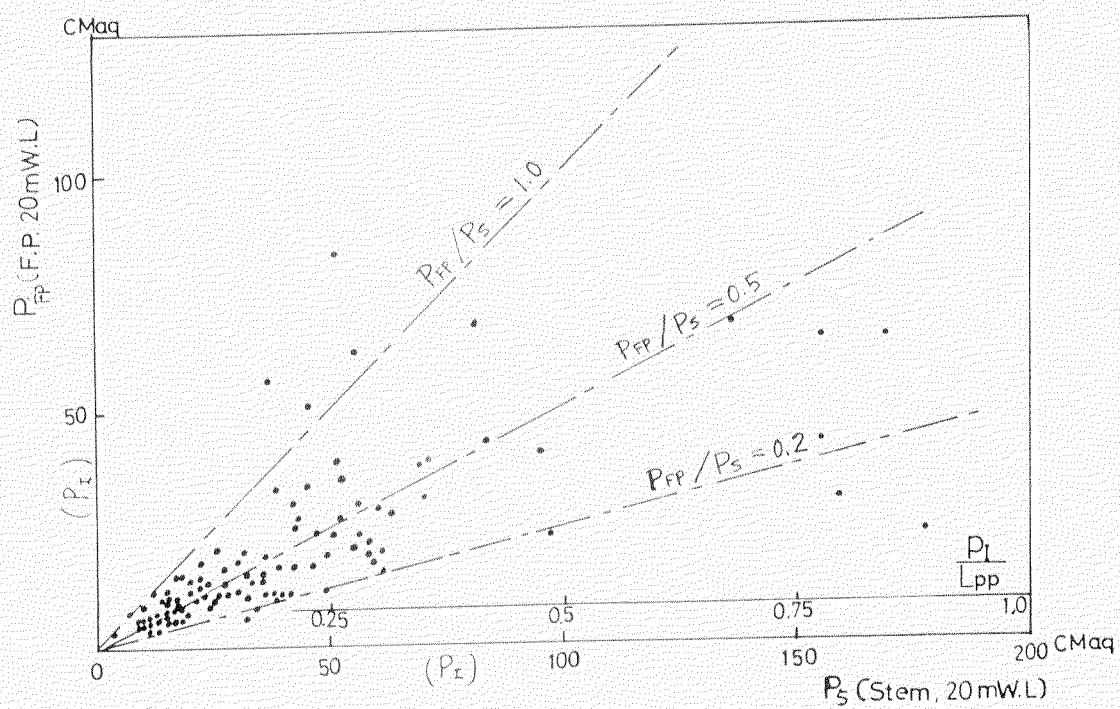
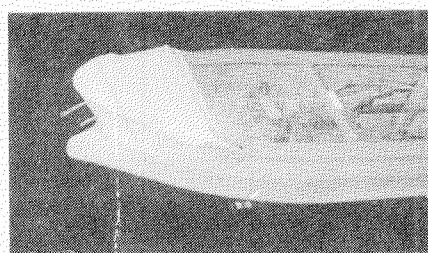
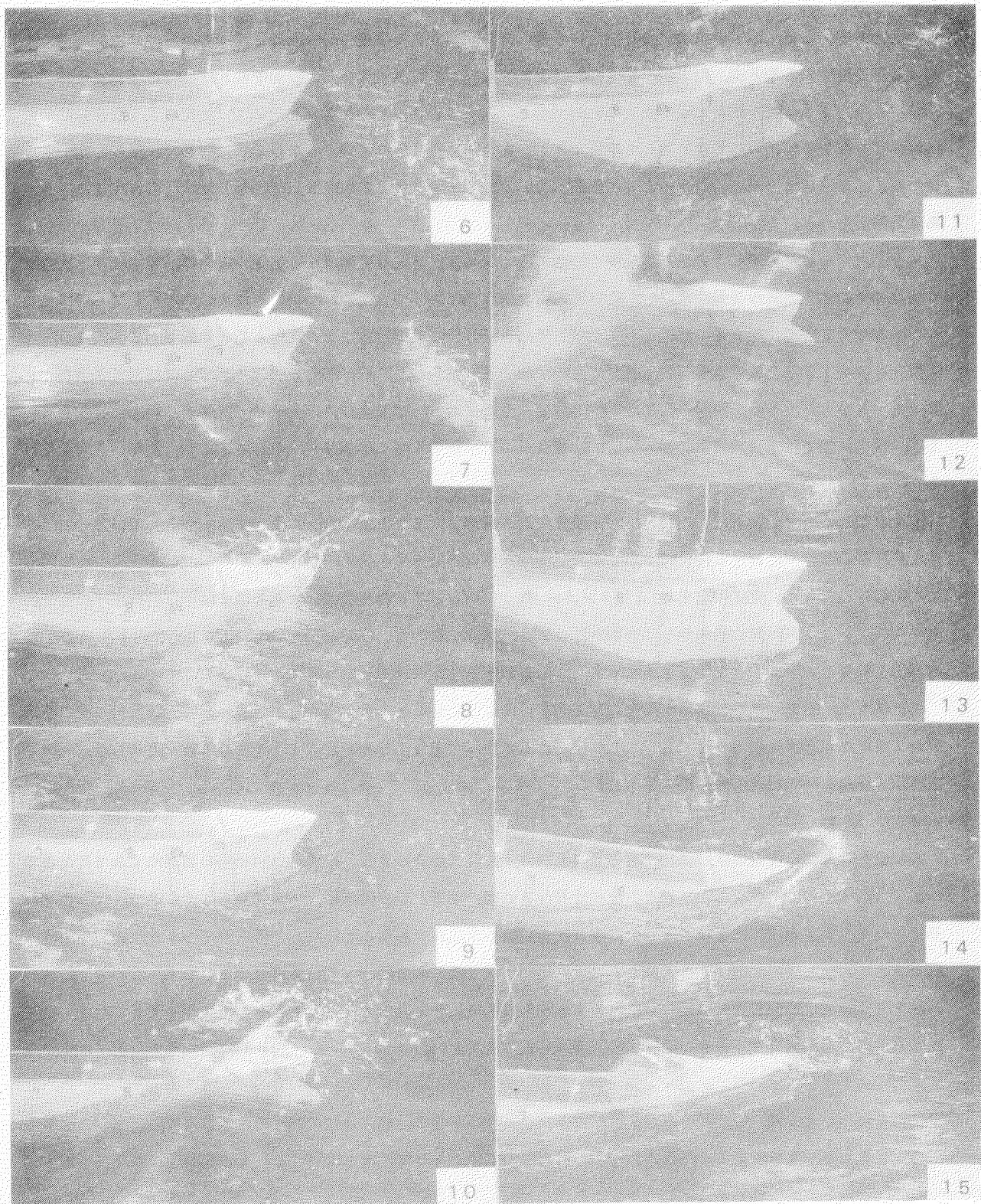


Fig. 4.5.9 ステム上(P_S)とその側方FP上(P_{FPP})での衝撃圧の比較



Phot. 4.5.1 相対波面計



Phot. 4.5.2 実験記録例 (Fig. 4.5.4~5) の場合の連続写真
(写真中の番号は Fig. に記入されている Phot. №である)

4.6 複合波中の船首波浪衝撃水圧試験

4.6.1 試験法および試験状態

肥大船において見られる船首部損傷例から、航海中に異常な波浪に遭遇することによって衝撃的な水圧が作用するものと考えられるが、通常の波浪すなわち波長の長い波（うねり）と波長の短い波（風浪）の重複された波の中でも衝撃水圧の発生することが、肥大船の船首部を対象に模型実験により示された。¹⁾ 波浪中における船体運動はその応答関数に見られるように、波長と船の長さの比が $\lambda/L_{PP} < 0.3$ では運動が非常に小さいので、上記のような複合波中では船体は長波長の波に対しては応答して動搖するが、その上に重複されている短波長の波に対しては応答しないことになる。したがって、長波長の波によって動搖している船体に短波長の波が衝突して衝撃的な水圧の作用する場合があると考えられる。

スラミングなどに関連して実施された多くの落下衝撃試験装置による衝撃水圧の実験結果では、最大衝撃水圧の大きさは物体の落下速度の2乗に比例し、物体と水面の衝突角によって支配されている。肥大船の船首部においてもこれと同様な考え方で、長波長の波によって動搖している船体の船首部船体表面の波面との相位速度（stem の切平面に直角な速度）と複合波の軌道運動に基づく速度で衝突速度が決まり、船首部の傾斜と複合波の波傾斜で衝突角が決まるとしてることができる。実際の海面は不規則波で、長波長の波、短波長の波とも波長、波高が不規則に変化しているが、模型試験では不規則波中よりも規則的な複合波中で試験するほうが衝撃水圧の発生する機会が多いと考えられる。

上記の複合波中の試験は、動搖している船体に波が衝突するときに衝撃水圧が発生するものとしているので、船体を長波長の波の中における運動に対応する動搖振幅、動搖周期で強制的に動搖させながら短波長の波の中を曳行しても同じことになる。供試模型を210型タンカーとし、対象とするのが船首部であるので前半部船体だけの部分模型を用い、シリーズ計算の結果から、強制動搖の振幅、周期を決めた。模型船には船首部LWL上に微小圧力変換器（豊田工機製PMS-5型）を12ヶ所に配置し、船首部における衝撃水圧の分布図が得られるようにした。

本試験では、衝撃水圧の大きさが衝突速度、衝突角により変わるとの考え方から、船速の影響、短波長の波の波周期および波高の影響を調べることとし、これに斜め波になった場合に分布がどのように変わることを追加した。試験は三菱重工業長崎研究所耐航性水槽で実施した。

4.6.2 試験結果

模型船々首部に短波長の波が衝突するときの模様は、短波長の波の波長、船速、強制動搖の周期によって異なるのは勿論、同一条件でも衝突のたびにその位相は異なるので、衝突のたびに衝撃水圧が計測されるわけではない。また、衝突した波の反射の模様によってその次に来る波の衝突の状態が変わることになる。供試船型のような肥大船では、航走することならびに動搖することによる排除作用によって船首前方にせき返し波が発生するので、この波と短波長の波とぶつかって短波長の波が船首部に衝突する時には造波装置で発生させた波よりその波傾斜が大きくなる。短波長の波が船首部に衝突するときの模様を連続撮影した写真をFig. 4.6.1に示す。船首部に衝突する直前には波傾斜が非常に大きくなっている。

先にも述べたように、短波長の波が船首部に衝突する時の条件は一航走の間で刻々変化するので、発生した衝撃水圧の大きさもまちまちである。各点における一航走中の衝撃水圧の有義値を求め、これを短波長の波の波高で無次元化し、計測点上に画いて分布図として示すこととした。

(1) 船速の影響

短波長の波を一定とし船速を $F_n = 0.1, 0.125, 0.15$ と変化させた場合の分布図をFig. 4.6.2(1)に示す。船速が大きくなると衝撃速度が大きくなるので、衝撃水圧の有義値は当然大きくなっている。この図では、船首部のCenter line上、LWLより上方約3mの部分で最も大きな衝撃水圧が発生し、その有義値は $F_n = 0.15$ の場合に波高の9倍程度になっている。船速を $F_n = 0.1$ まで低下させる波高の3倍程度になり、発生位置もLWL付近に

なっている。

(2) 波長の影響

得られた結果を Fig. 4.6.2 (ii) に示す。波傾斜がほぼ一定となるような短波長の波を選定したので、波長が長くなると衝撃水圧は大きくなるものと予想していたが、結果は図に示すように小さくなった。

(3) 波高の影響

得られた結果を Fig. 4.6.2 (iii) に示す。波高を大きくすると衝撃水圧の値は大きくなり、その分布も IWL より上方に拡がっている。

以上の結果は、簡単のため模型船に上下動を与えないで行なった場合であるが、強制的に上下動を与えると衝撃水圧の値は 30~50 % 増となり、その分布も IWL より上方に拡がっている。なお、波高の影響を調査した船型は、それまでに行なった試験の結果から船首部ステムの傾斜を小さくしたもので、Fig. 4.6.2 (i) と比較するとステムの傾斜を小さくすると衝撃水圧の値も小さくなることがわかる。

(4) 斜波の影響

波高の影響を調査した船型について斜波中を曳航して衝撃水圧を計測した。得られた結果を波方向ベースに Fig. 4.6.3 に示す。斜の波中では見掛の波長が長くなり波方向に対する船体表面の傾斜も小さくなるの衝撃水圧の値も小さくなっている。

参考文献

- 1) 藤井齊、高橋雄：“肥大船の船首形状と衝撲圧力に関する水槽試験”日本造船学会論文集 第 131 号 (1972)
- 2) 例え S. L. Chuang : “Investigation of impact of rigid and elastic bodies with water” NSRDC (1970)

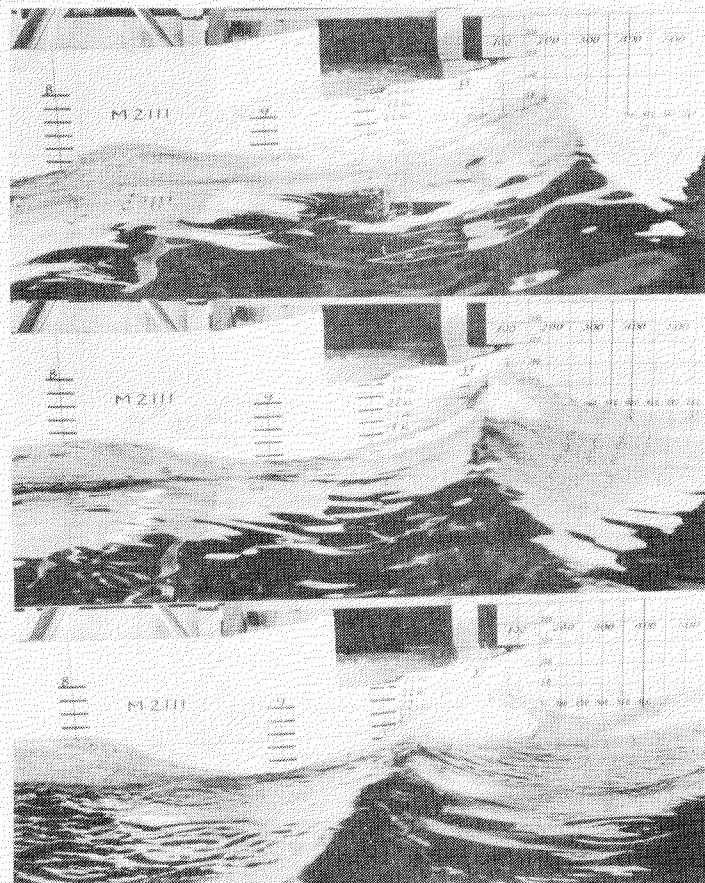
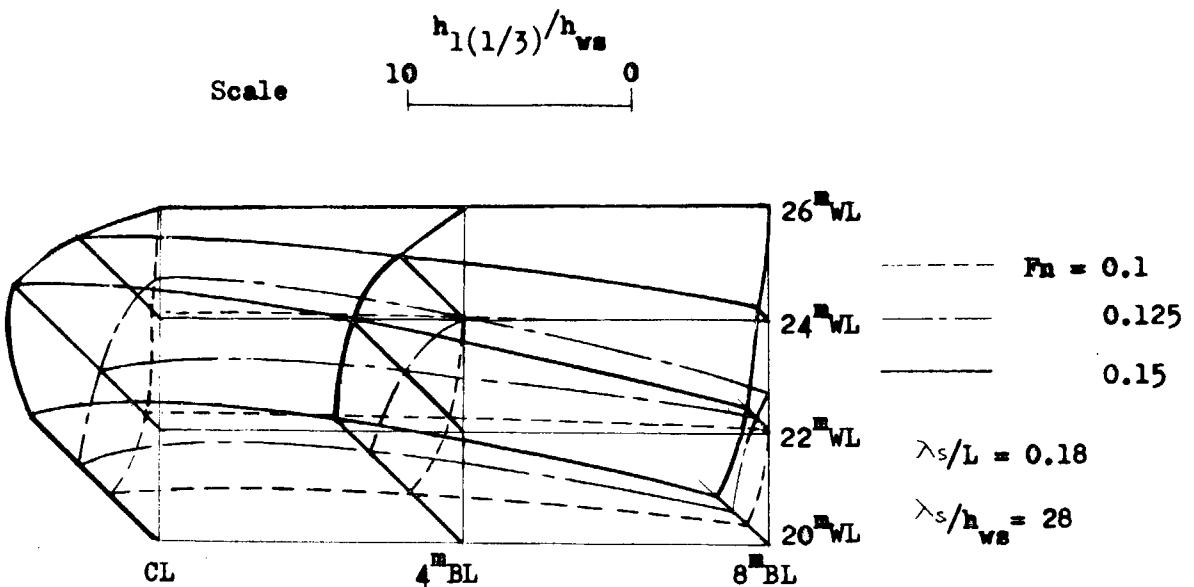
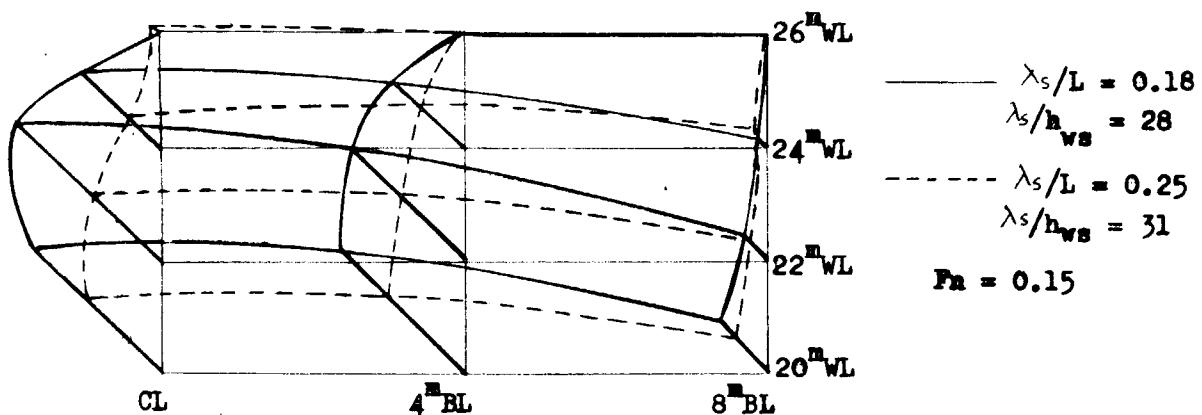


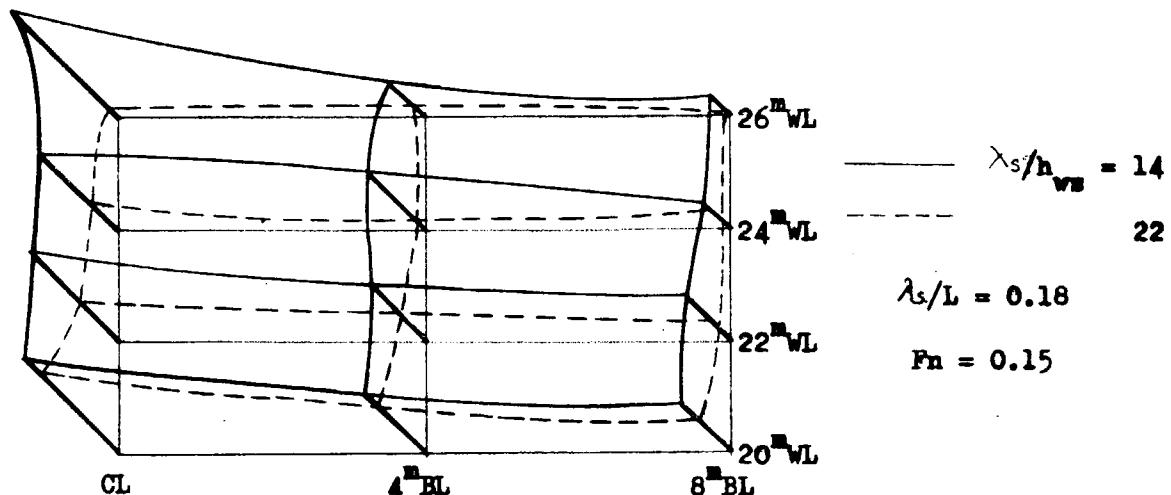
Fig. 4.6.1 Photo. of wave profile



(i) Effect of advance speed



(ii) Effect of wave length



(iii) Effect of wave height

Fig. 4.6.2 Effect of advance speed, wave length and wave height on bow impact pressure

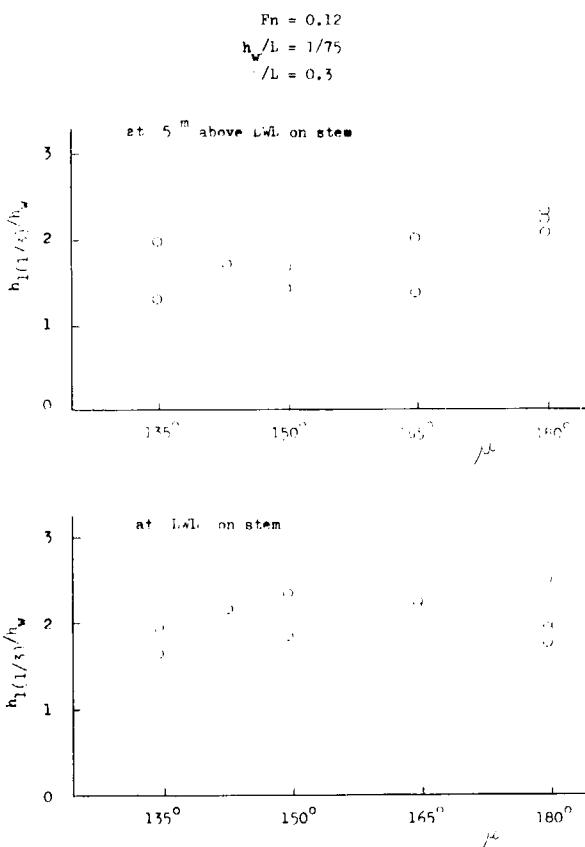


Fig. 4.6.3 Effect of wave direction on bow impact pressure

4.7 規則波および不規則波中の船首波浪衝撃水圧試験

4.7.1 緒言

鉱石運搬船「笠木山丸」の模型の正面規則波および不規則波中の曳航実験によって船首部の水線付近の外板の波浪衝撃力を計測したのでその結果の概要について報告する。この模型による全計測項目については別稿を参照してもよい度い。本年度は船首部の水線付近の圧力および波高を昨年度より多数精密に計測するため計測点を増加したが、その部分を Fig. 4.7.1 に示す。この実験により波浪変動圧および船側にそった波形についても計測されたが、それらについてはこの稿では触れないこととする。

4.7.2 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃の同時計測記録例

船首外板の波浪衝撃または変動圧力、出会い波、船体縦運動などの同時計測記録の 1 例を Fig. 4.7.2~4.7.7 に示す。出会い波が正確に sine の形ではないことが圧力の大きさに影響を与えてはいるが、このような波浪衝撃圧でも再現性のある現象であることが、その記録から判明する。

- (1) この同時記録は波の屈度 $H/\lambda = 1/12, 1/18$ の場合を例として示してあるが、両方の F_n のところのものを比較してみればわかるごとく波の屈度が大きい程平手打圧力の立ち上り方が急峻である。
- (2) 出会い波と船首直前の波高 H_{B1}, H_{B2} の比較からわかるように、出会い波は sine 形であるにも拘わらず直前の波は前面が急峻となっており、このような前面が急峻な波の場合大きな衝撃圧が作用している。
2)
- (3) S R 124 部会の船首部外板の実船計測の報告でみられるごとき極端に急峻なしかも非常に大きい平手打圧力はこの模型実験ではみられなかった。ここで示したのは規則波に関するもののみではあるが、不規則波中の計測記録をみても同じである。この相違は圧力計の相違によるものか、実際の海洋における過渡的波浪によるものか不明である。

るが、この問題については今後の研究が必要である。

4.7.3 正面規則波中の船首外板のいわゆる正面衝撃について

船首外板の波浪衝撃については現在その発生機構が明らかでない。それを調べてみるため今回の模型実験では船の中心線で船首から 2.4 mm づつ離れた2本の波高計および圧力計により、船首外板に衝突する直前の波の形および波形の進行速度の計測を行った。その計測結果の例をFig. 4.7.8~4.7.15に示す。船体は縦揺、上下揺を行っているが、船に相対的な波面の形状を示している。これらの図中には波の屈度を H/λ によりまた船の前進速度を F_n によって示し、それぞれの場合に対応した波形の変化の状態を示してある。この図中には衝撃圧、半衝撃圧、変動圧についても区別してある。これらの計測記録によって判明したことを次に列挙する。

- (1) Fig. 4.7.8 の $F_n = 0.125, 0.150, 0.200$, Fig. 4.7.13 の $F_n = 0.150, 0.175, 0.200$, Fig. 4.7.14 の $F_n = 0.175$, Fig. 4.7.15 の $F_n = 0.200$ の波形にみられるごとく、船首外板傾斜と波形とがかなり平行に近い相対関係になったときに大きな衝撃圧が表われている。この船体と波との相対関係は渡辺³⁾によってslammingにおいて分類されたいわゆる正面衝撃に類似している。
- (2) (1)で例示した大きな衝撃圧が表われたのは何れも波の屈度が大きい場合で $H/\lambda = 1/12 \sim 1/17$ の波浪中の計測によるものである。
- (3) (1)で例示した場合に波によって空気を巻き込んで船体に衝突したかどうかについては今回は計測されていないが、圧力の計測記録からは電気を巻き込んだような形跡はみられないようと思われる。
- (4) 他の波の形状の場合の圧力の大きさと(1)で示した例との比較により船首外板に大きな衝撃圧が表われる場合と変動圧が表われる場合とでは船首に相対的な波の形状にかなり明らかな相違があることがわかる。すなわち半衝撃圧および変動圧が計測されているときは、船体の形に従って波面が盛り上げられたようになっている。
これらの図によって以上のごとき考察が出来るけれども、船首部のバルブも含めた外板形状と波との相対関係によって何故にこのような波浪衝撃が発生するかという根本機構についてはさらに多くの基礎的な研究が必要である。

4.7.4 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧力の大きさについて

船首外板に大きな波浪衝撃圧が発生し、そのため外板に凹入損傷がおこったのは巨大船においてであった。巨大船は小型船に比して船体運動が小さい。この種の損傷が発生したときの海象は目視による記録ではあるが、巨大船に非常に大きな船体運動はおこりそうにも思われないものであった例が多い。このような状況を考慮しながら規則波中の曳航実験によって計測された船首外板の波浪衝撃圧力の大きさを、船体縦運動と対比しながら、また過去に報告したものと今回追加実験したものと総括して報告する。それらの実測資料をFig. 4.7.16~4.7.19に示す。これらの実験によって判明したことの要約すると次のようである。

- (1) Fig. 4.7.16に示したごとく正面規則波中の縦揺、上下揺とも $\lambda/L < 0.75$ ではほとんどおこっていない。 $\lambda/L = 1.00, 1.25$ では両方の運動がかなり大きくなっている。この縦運動と次に述べる船首外板の波浪圧との関係は興味のある問題である。船体縦運動は波高にはほぼ比例している。
- (2) Fig. 4.7.17にみられるごとく正面規則波中の船首外板の中心線の波浪による衝撃圧および変動圧の LWL より上部各位置、 λ/L の変化による比較からわかるごとく、 $\lambda/L = 0.33, 0.5$ で大きな衝撃圧が表われている。 $\lambda/L = 0.75 \sim 1.25$ ではほとんどが変動圧である。
- (3) $2h_0/L$ の変化に対する実測圧の比較からわかるごとく、 $\lambda/L = 0.75 \sim 1.25$ で変動圧はほぼ波高に比例して大きくなっている。
- (4) $\lambda/L = 0.33, 0.50$ の実測結果からわかるように、波浪衝撃圧は必ずしも波高に比例してはいない。
- (5) $\lambda/L = 0.5$ の $P_{11} \sim P_{15}$ の大きさの比較からわかるように LWL より、実船換算の 2.4 mWL の方向に高くなるほど波浪衝撃圧は大きくなっている。

- (6) $\lambda/L=0.5$ の P_{11} , P_{12} でみられるごとく F_n が大きくなるにつれて波浪衝撃圧はほぼ大きくなっている。
- (7) (6)で述べた位置の圧力でわかるごとく $2h_0/L=0.02, 0.03, 0.04$ の圧力の比較をしてみると、 $2h_0/L=0.04$ の衝撃圧が飛躍的に大きくなっている。
- (8) $\lambda/L=0.33$ にては $2h_0/L=0.02$ の実験しか行わなかったが、これと $\lambda/L=0.5$ との比較により、 $\lambda/L=0.03$ の方が $\lambda/L=0.5$ よりも衝撃圧は大きい。現在のところ仮説的な考察ではあるが、船首外板の波浪衝撃にはバルブの大きさと到来する波との大きさに関係があるようと考えられる。
- (9) Fig. 4.7.17, Fig. 4.7.18 の比較からみられるごとく $2.5mBL$ の衝撃圧、変動とも、 $F_n, \lambda/L, LWL$ よりの位置などの変化による大きさの変化は中心線上のものとほとんど同じ傾向である。
- (10) Fig. 4.7.17~4.7.19 の比較によってわかるごとく船首外板の中心線から $2.5mBL, 4mBL$ と船側にゆくにつれて小さくなっている。

4.7.5 正面不規則波中の船首外板の波浪による変動・衝撃圧の頻度分布

¹⁾ 別稿に示したごとき不規則波 A, B 中を曳航したときの船首外板の波浪による変動および衝撃圧の頻度分布を Fig. 4.7.20~4.7.25 に示す。これらの図において有義波高 $H_1/3$ やおよび圧力の大きさは実船スケールに換算したもの記入してある。このような実験によって判明したことを列挙する。

- (1) F_n が大きくなるほど衝撃圧の表われる頻度が大きい。
- (2) 有義波高が大きくなるほど衝撃圧の表われる頻度が大きい。
- (3) 不規則波 A と B とでは成分波の含まれている度合が異なるにもかかわらず、衝撃圧、半衝撃圧および変動圧の発生頻度はそれほど大きな差はみとめられない。
- (4) 両不規則波を通じて、衝撃圧の表われる頻度が大きい位置は S1, S3, S2, S5 である。なお S5 の位置は FP より $0.02L$ 後方、 LWL より $0.18D$ 上方である。
- (5) 両不規則波を通じて衝撃圧の最大値は

$$\begin{aligned} H_1/3 &= 6.6m & \dots & 30 t/m^2 \\ &= 9.4m & \dots & 40 t/m^2 \\ &= 13.2m & \dots & 60 t/m^2 \end{aligned}$$

程度の値である。

参考文献

- 1) 本報告書, 5.2
- 2) 造研: 大型鉱石運搬船の船首部波浪荷重および鉱石圧に関する実船試験, 152(昭47)
- 3) 渡辺恵弘: 船底衝撃の性質と Whipping について, 西船報, 32(昭41.7)
- 4) 造研: 波浪外力に関する水槽試験, 163(昭47.3)
- 5) 造研: 波浪外力に関する水槽試験, 176(昭48.3)

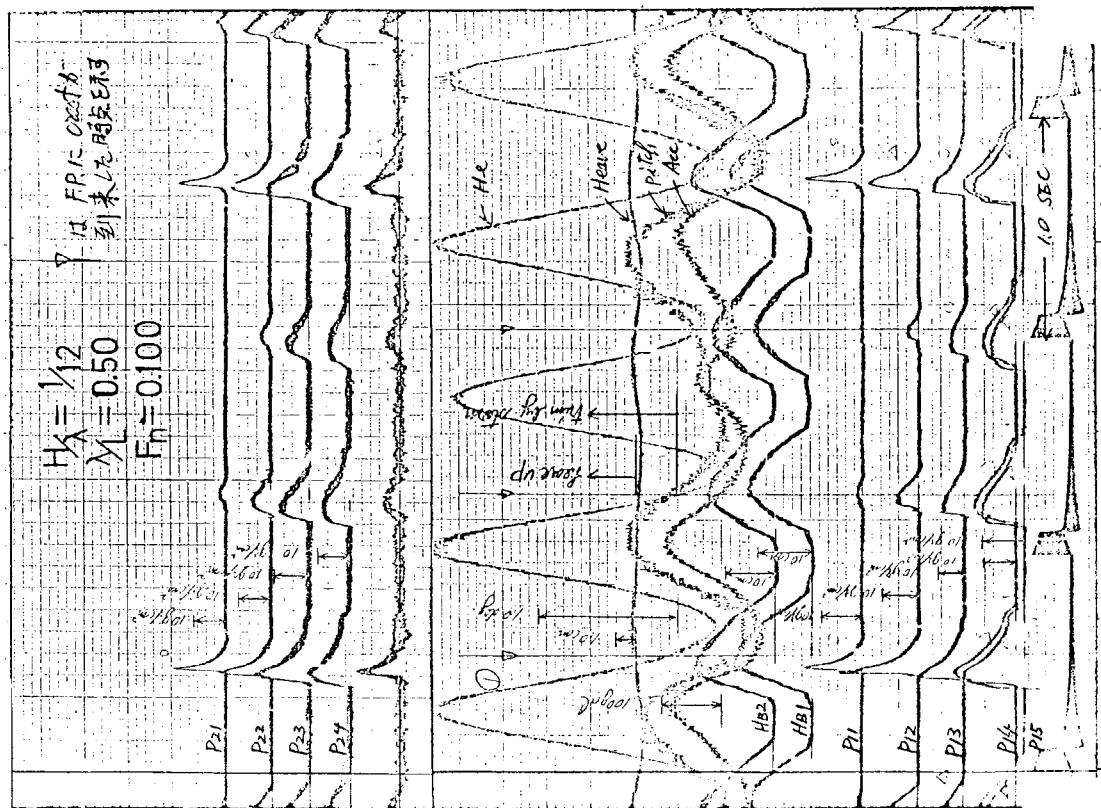


Fig. 4.7.2 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧その他の同時記録

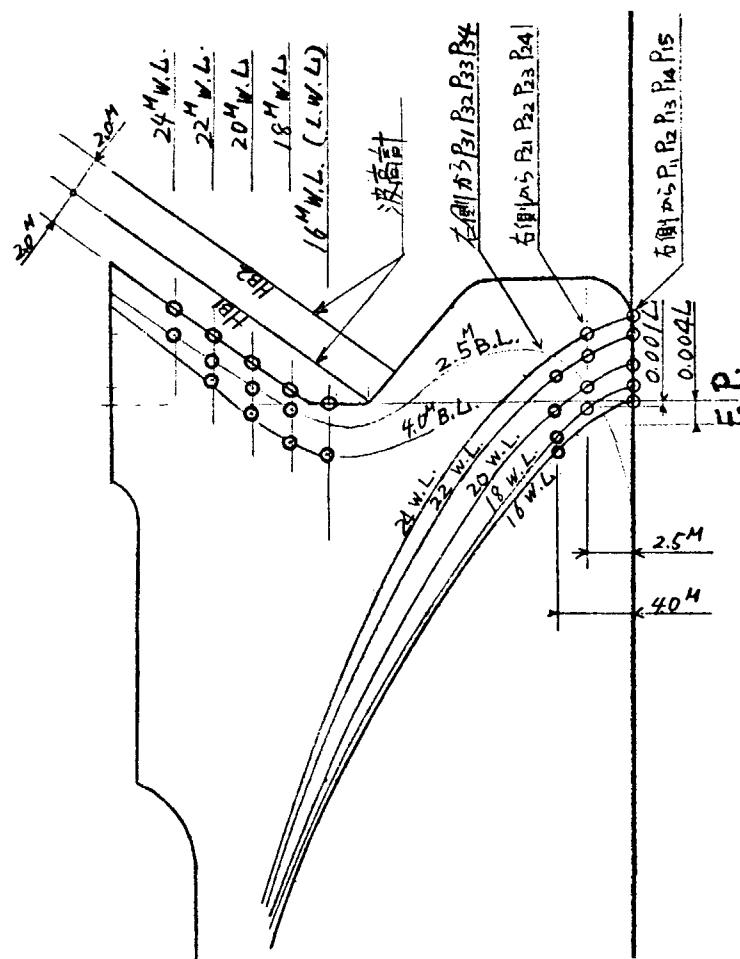


Fig. 4.7.1 船首外板の圧力計および波高計の配置

Fig. 4.7.4 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧その他の同時記録

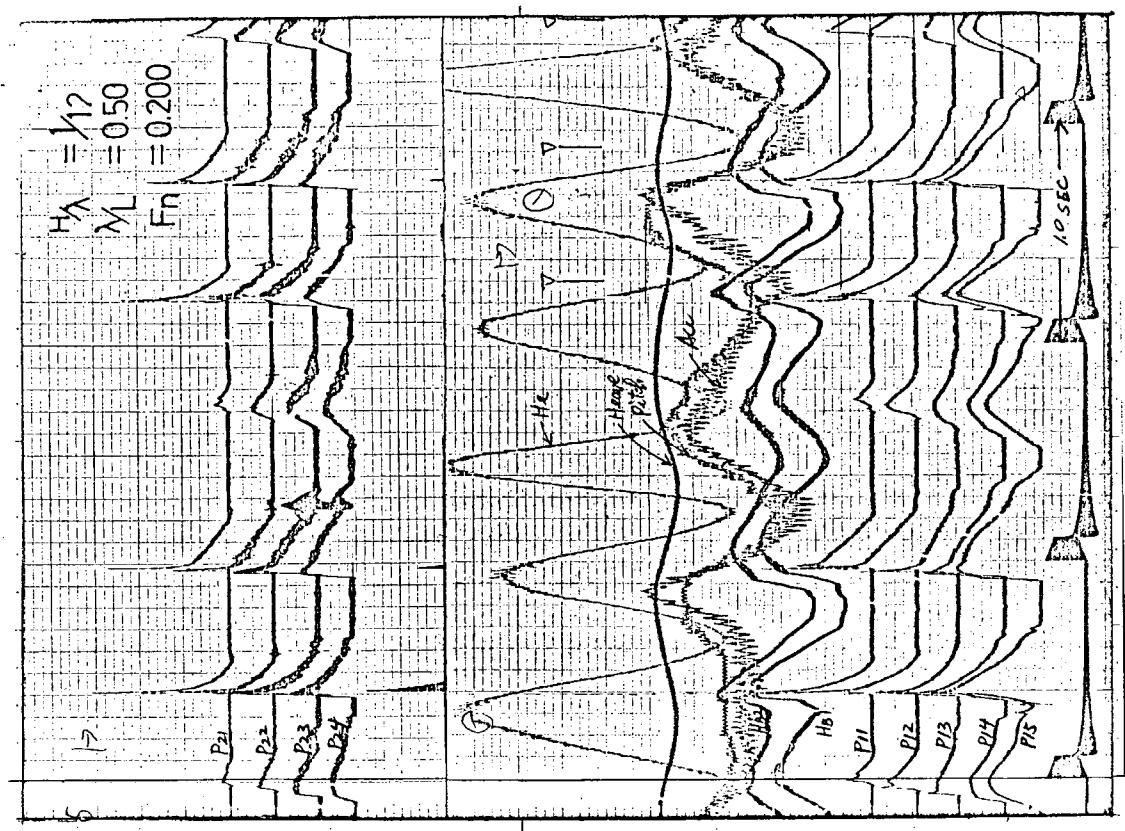
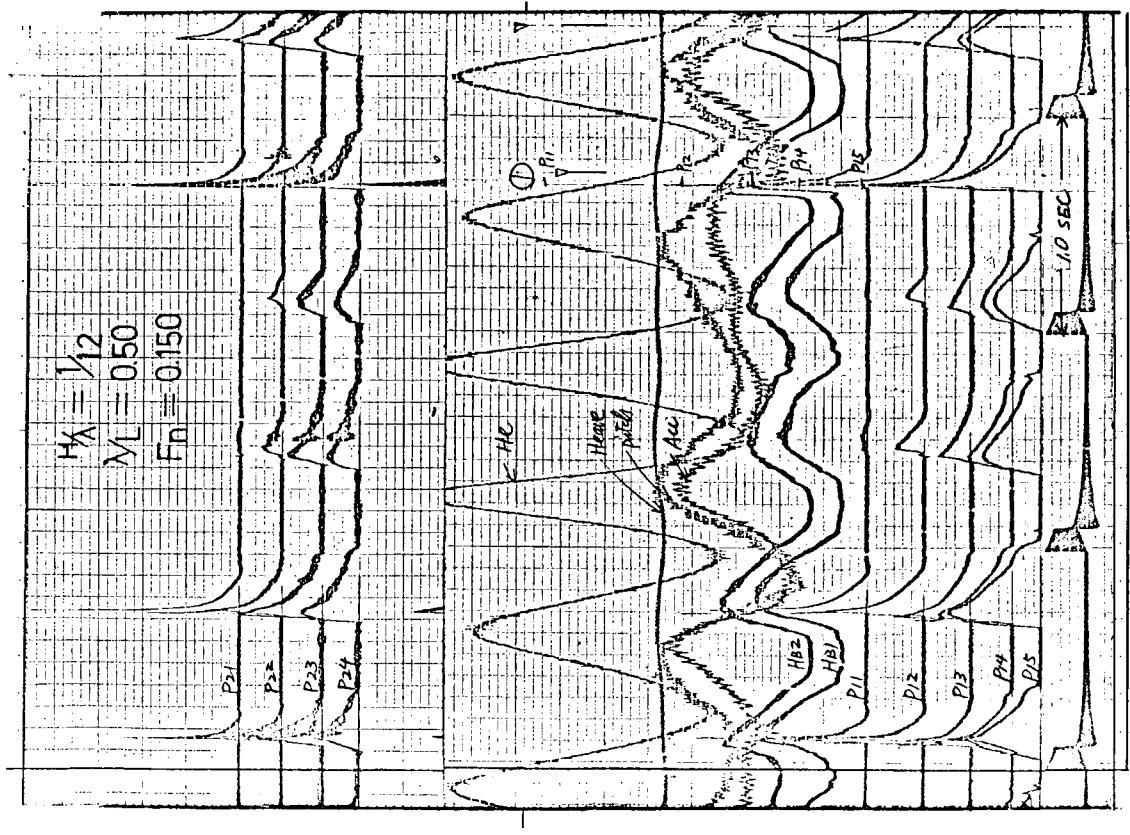


Fig. 4.7.3 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧その他の同時記録



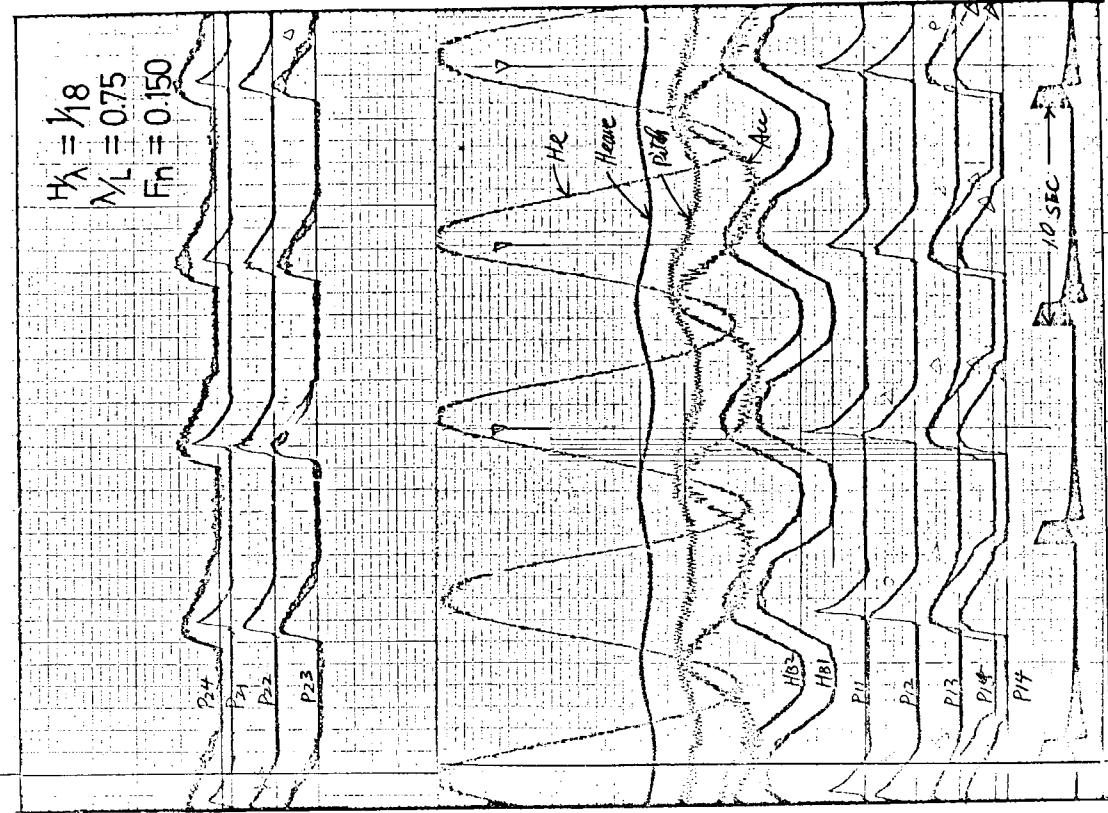


Fig. 4.7.6 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧その他の同時記録

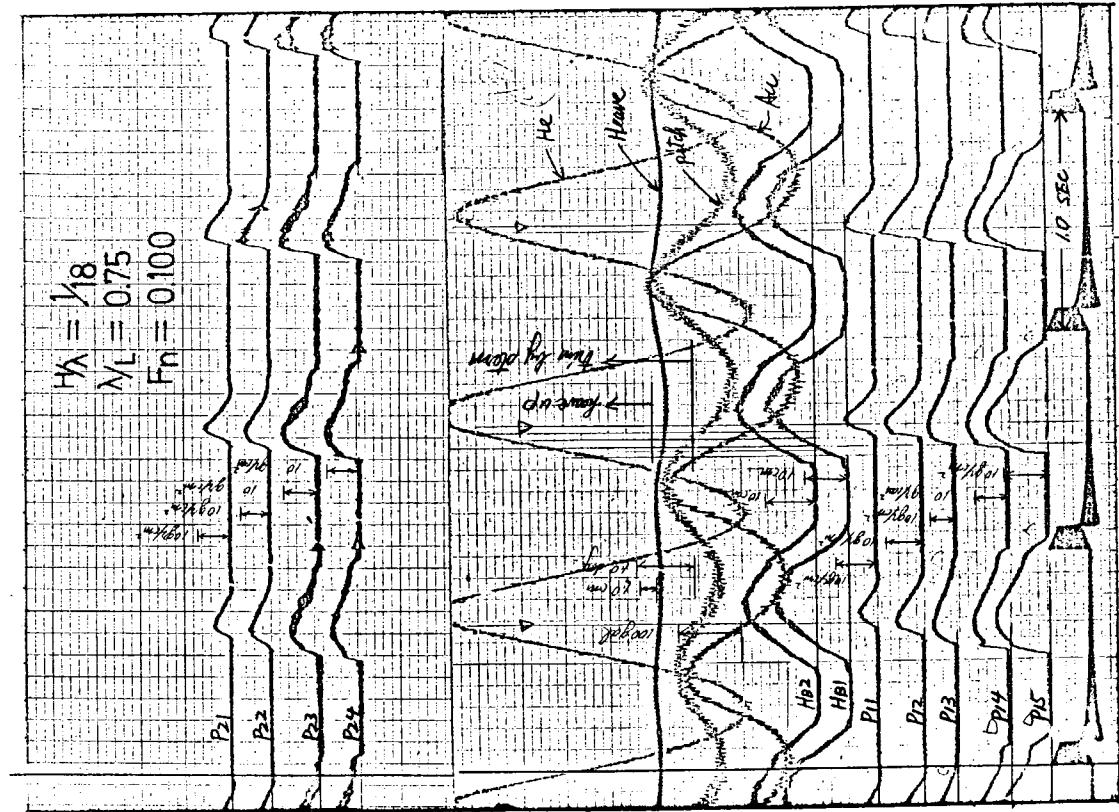


Fig. 4.7.5 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧その他の同時記録

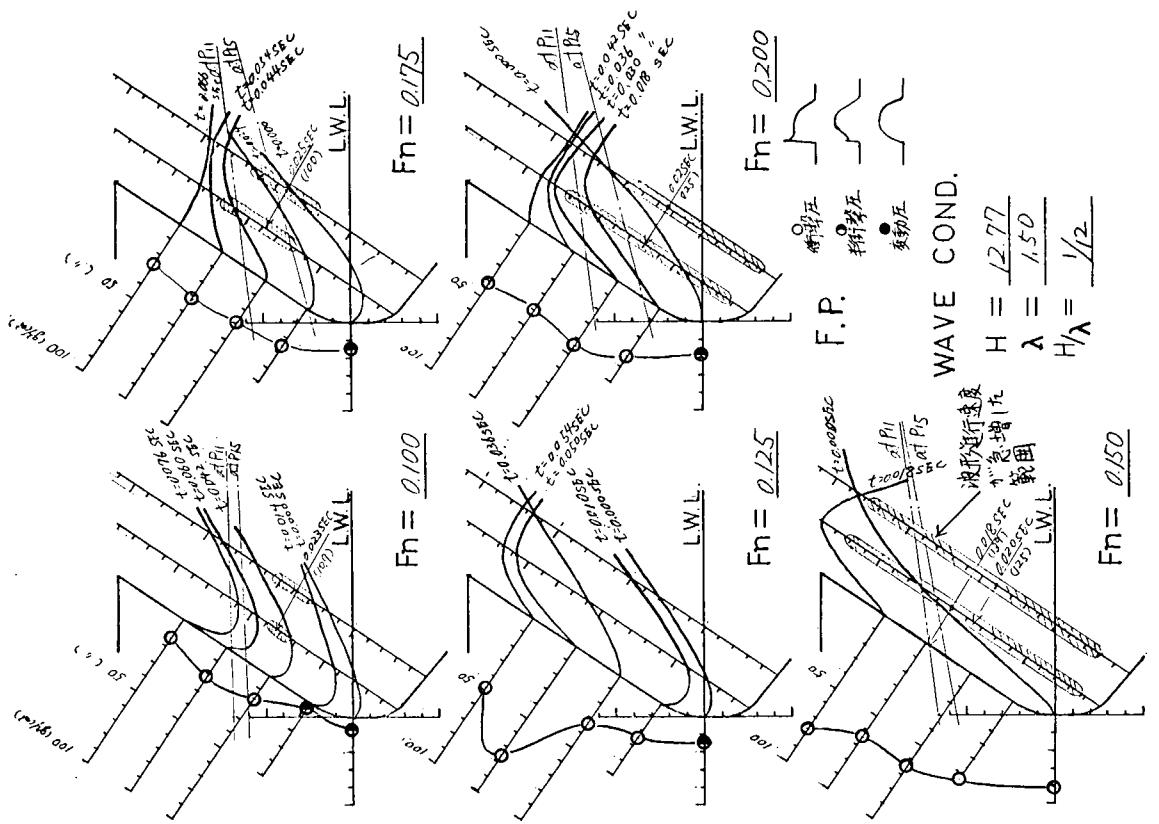


Fig. 4.7.8 船首部波形の変化と衝撃圧および変動圧の大きさ
F.P.

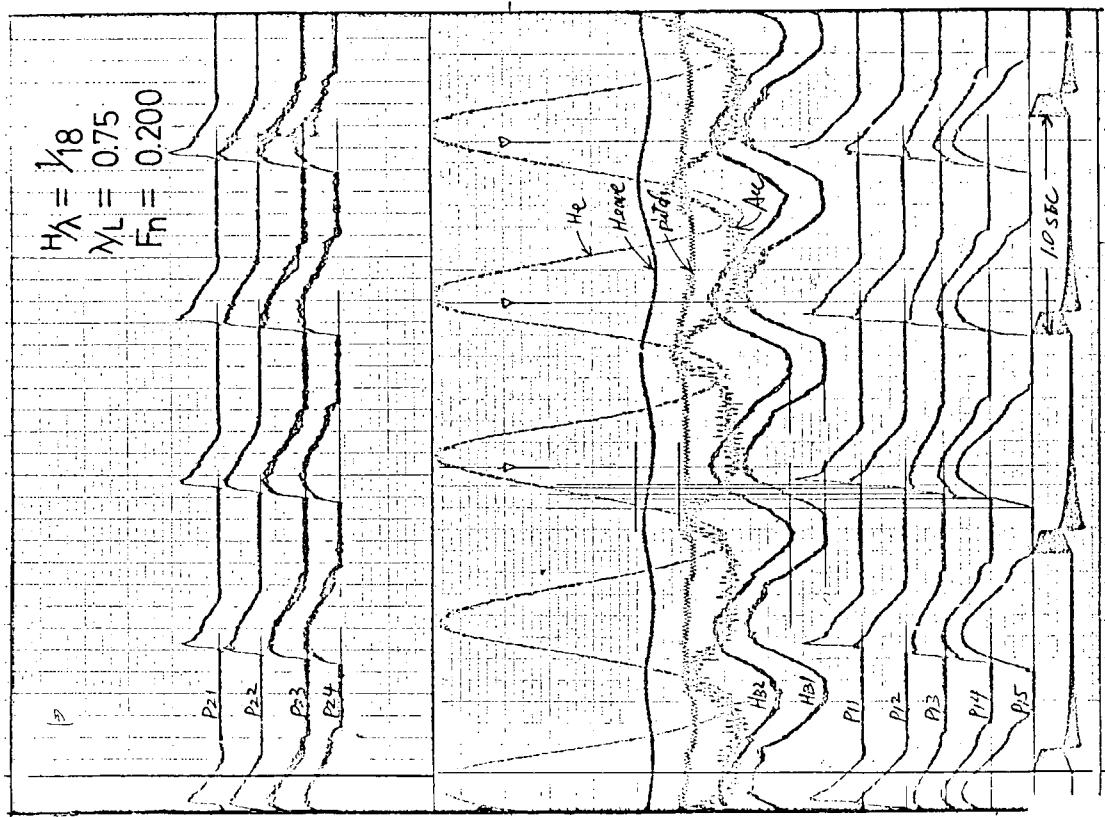
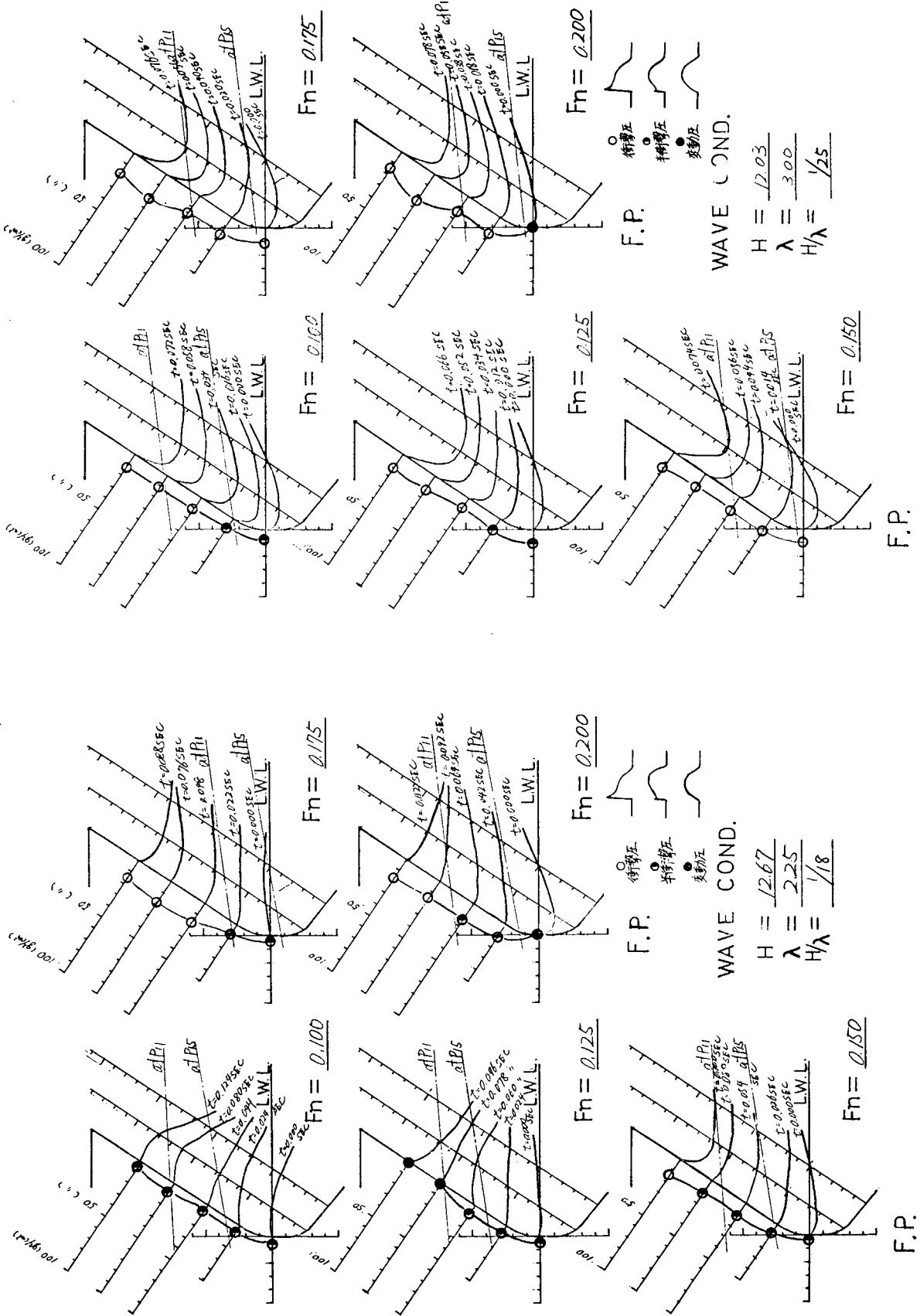


Fig. 4.7.7 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧その他の同時記録



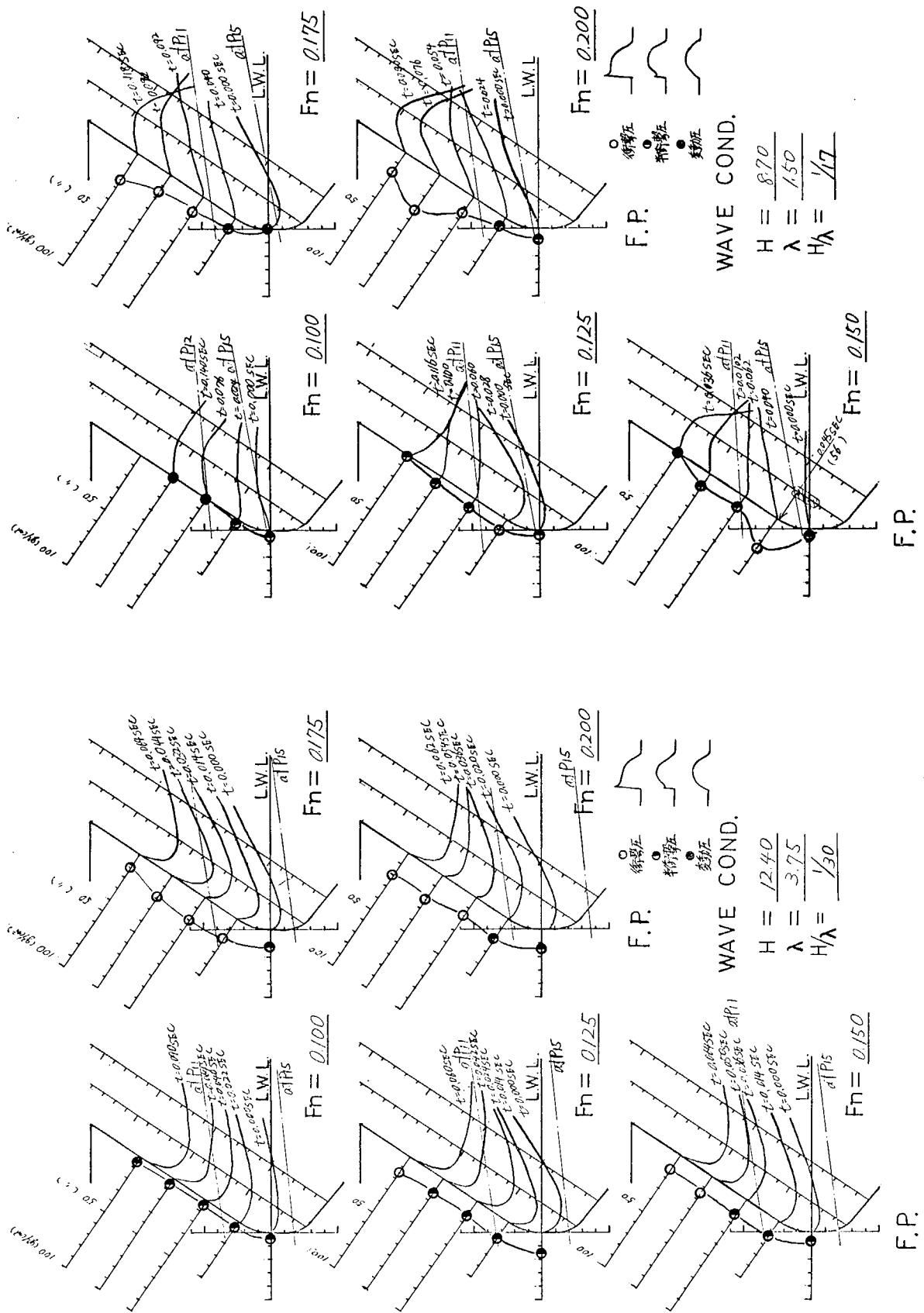


Fig. 4.7.11 船首部波形の変化と衝撃圧および変動圧の大きさ

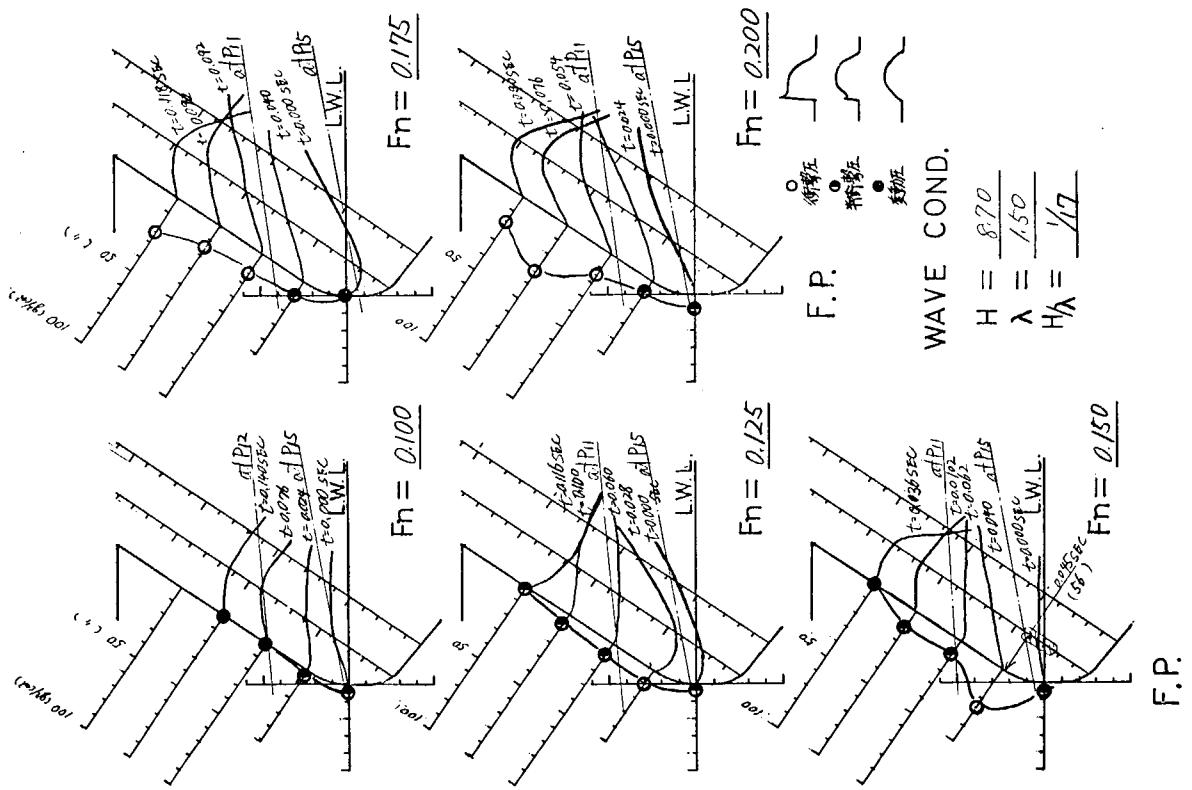


Fig. 4.7.12 船首部波形の変化と衝撃圧および変動圧の大きさ

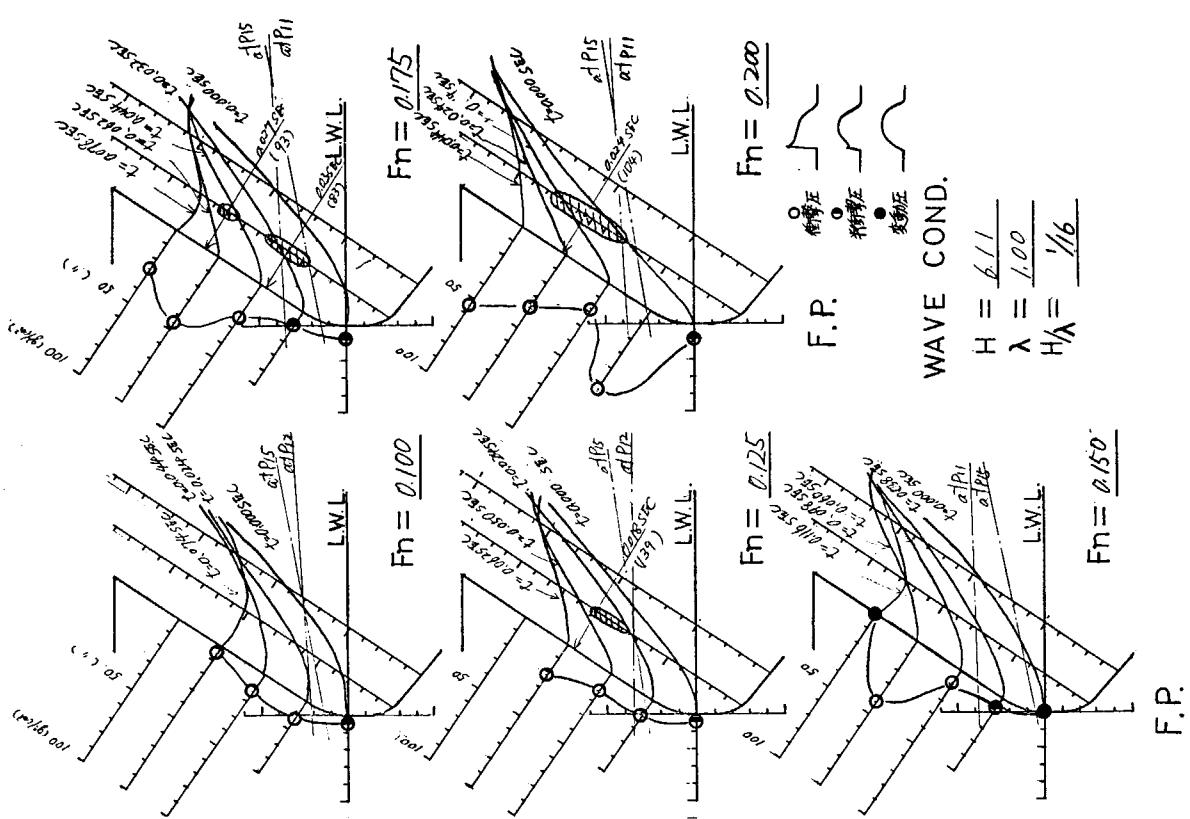


Fig. 4.7.13 船首部の波形の変化と衝撃圧および変動圧の大きさ

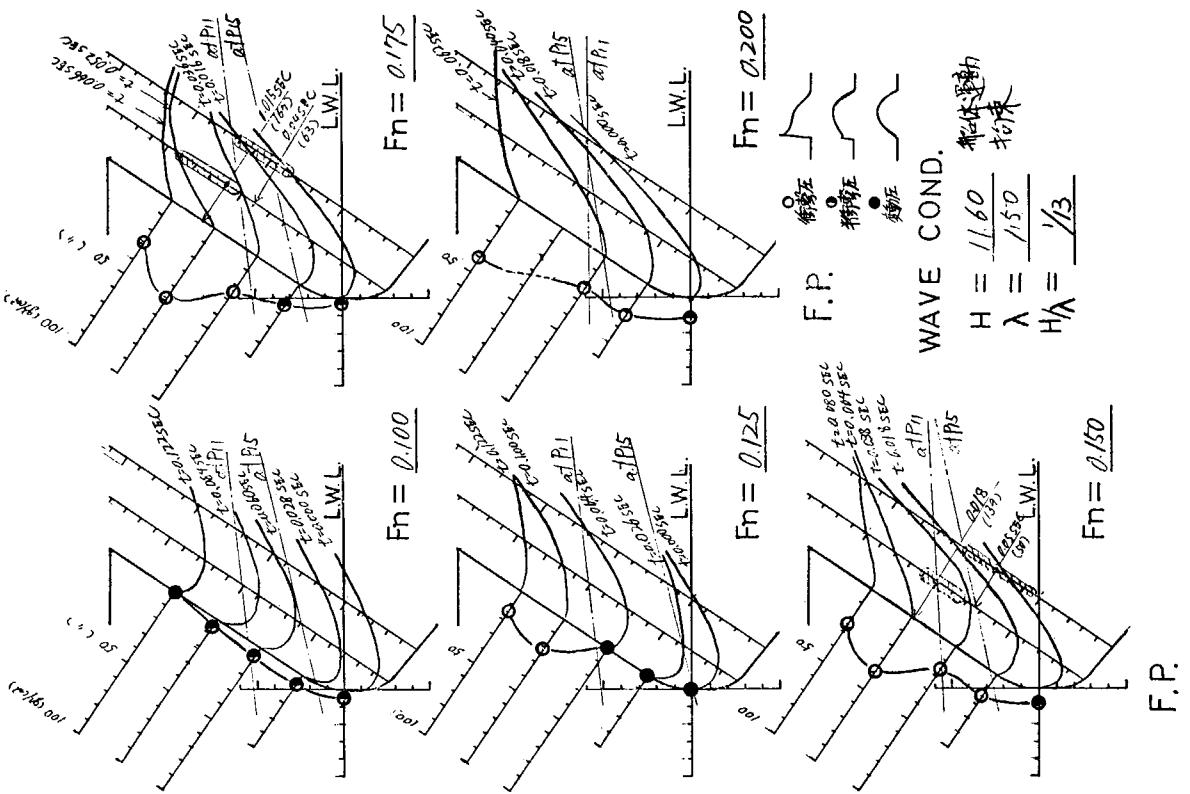


Fig. 4.7.14 船首部の波形の変化と衝撃圧および変動圧の大きさ

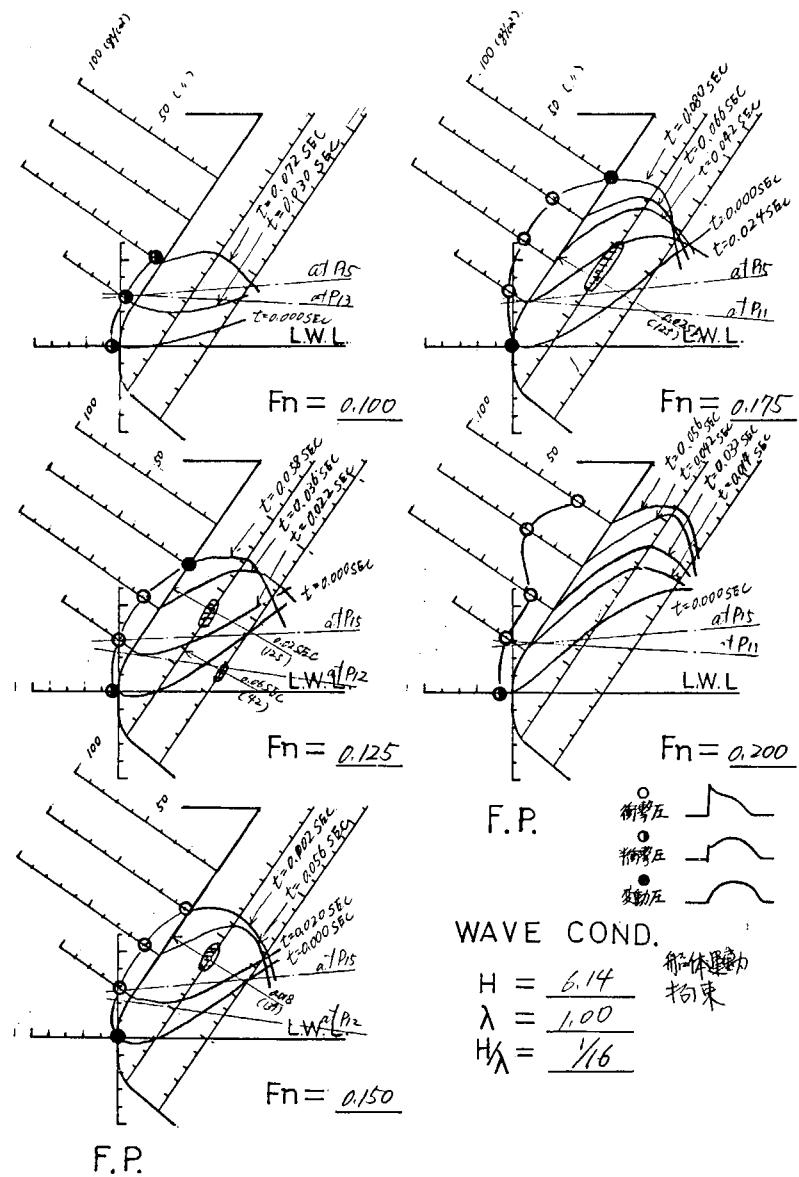


Fig. 4.7.15 船首部の波形の変化と衝撃圧および変動圧の大きさ

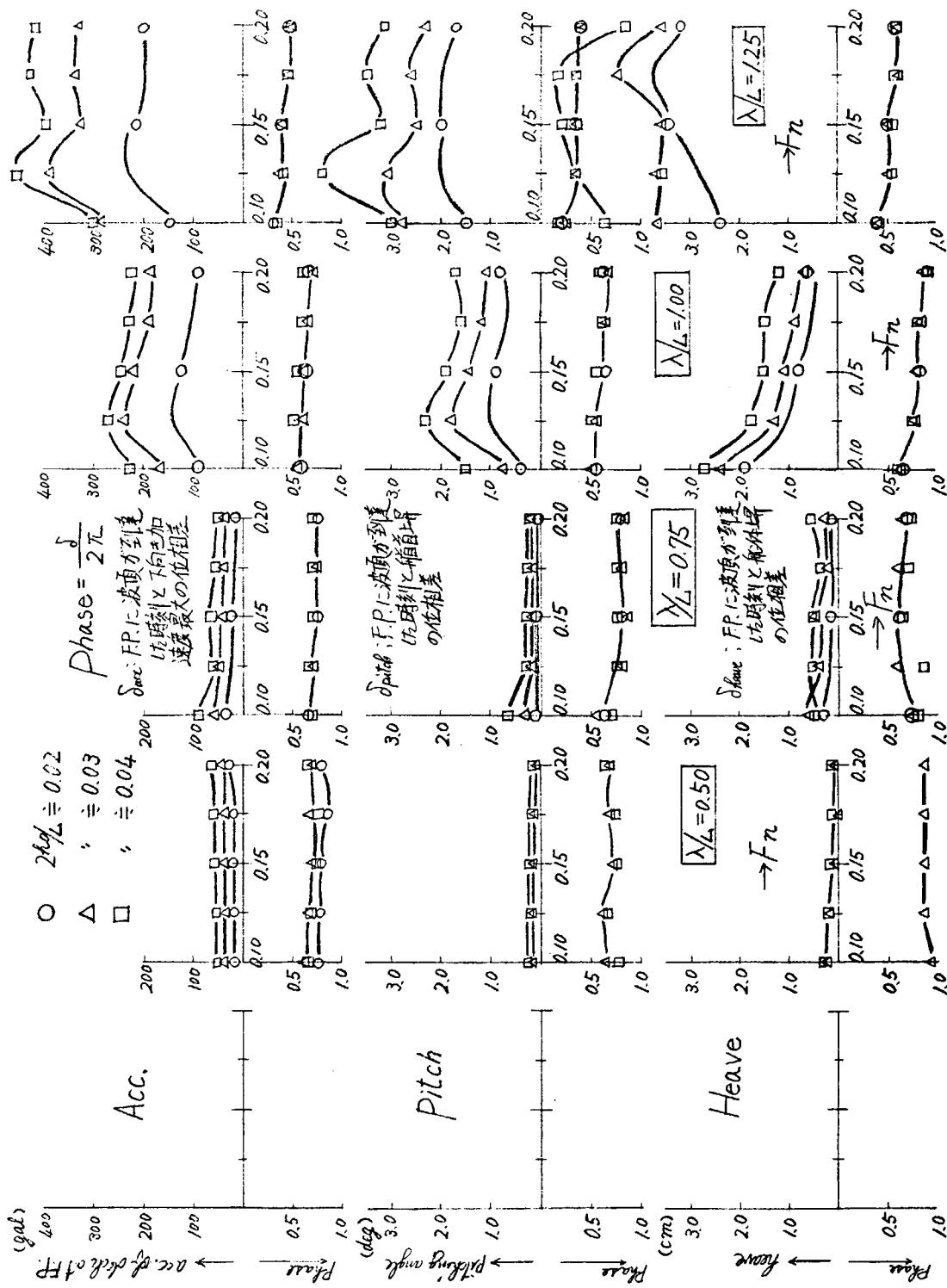


Fig. 4.7.16 正面規則波中の船体縦運動

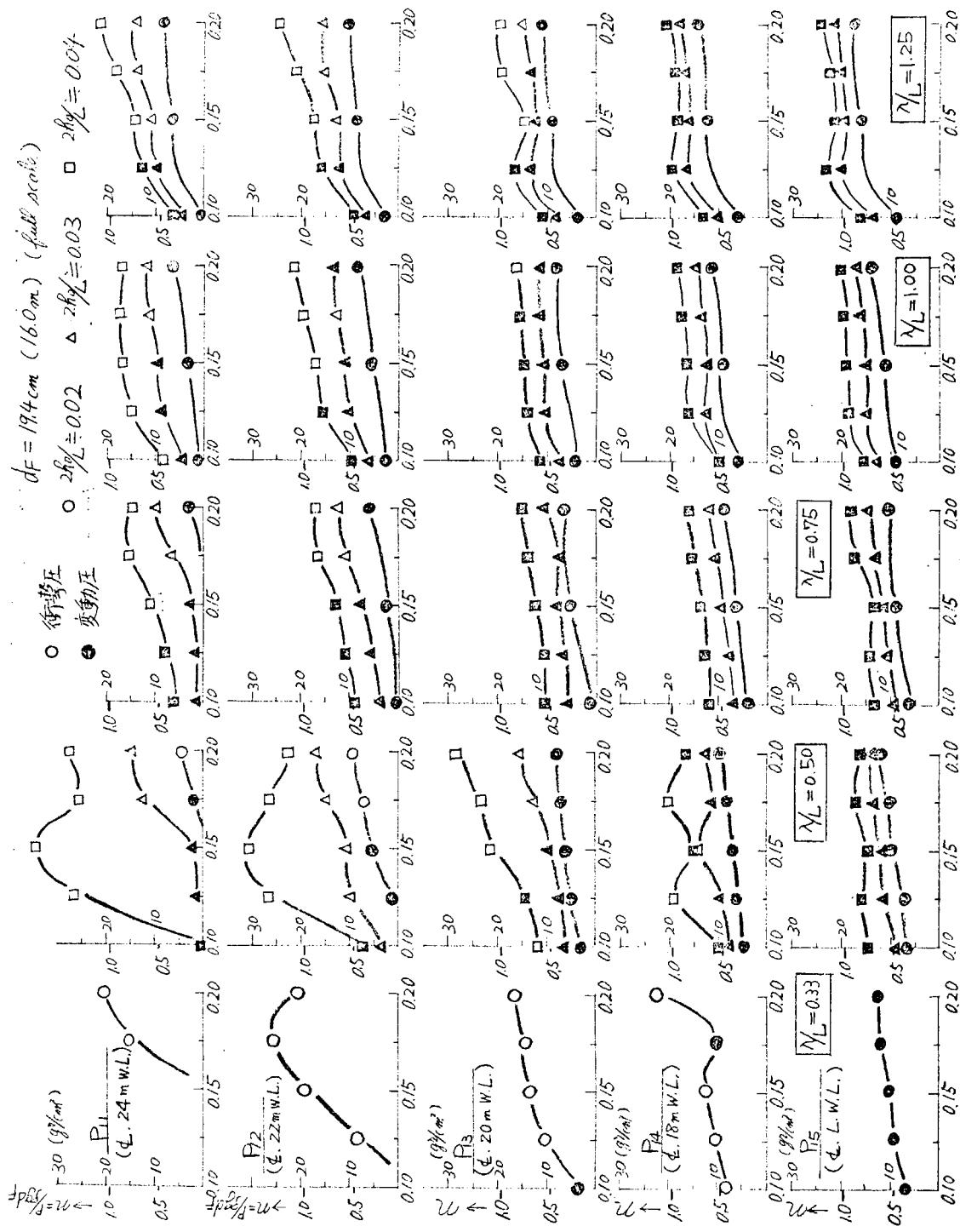


Fig. 4.7.17 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧および変動圧 (図)

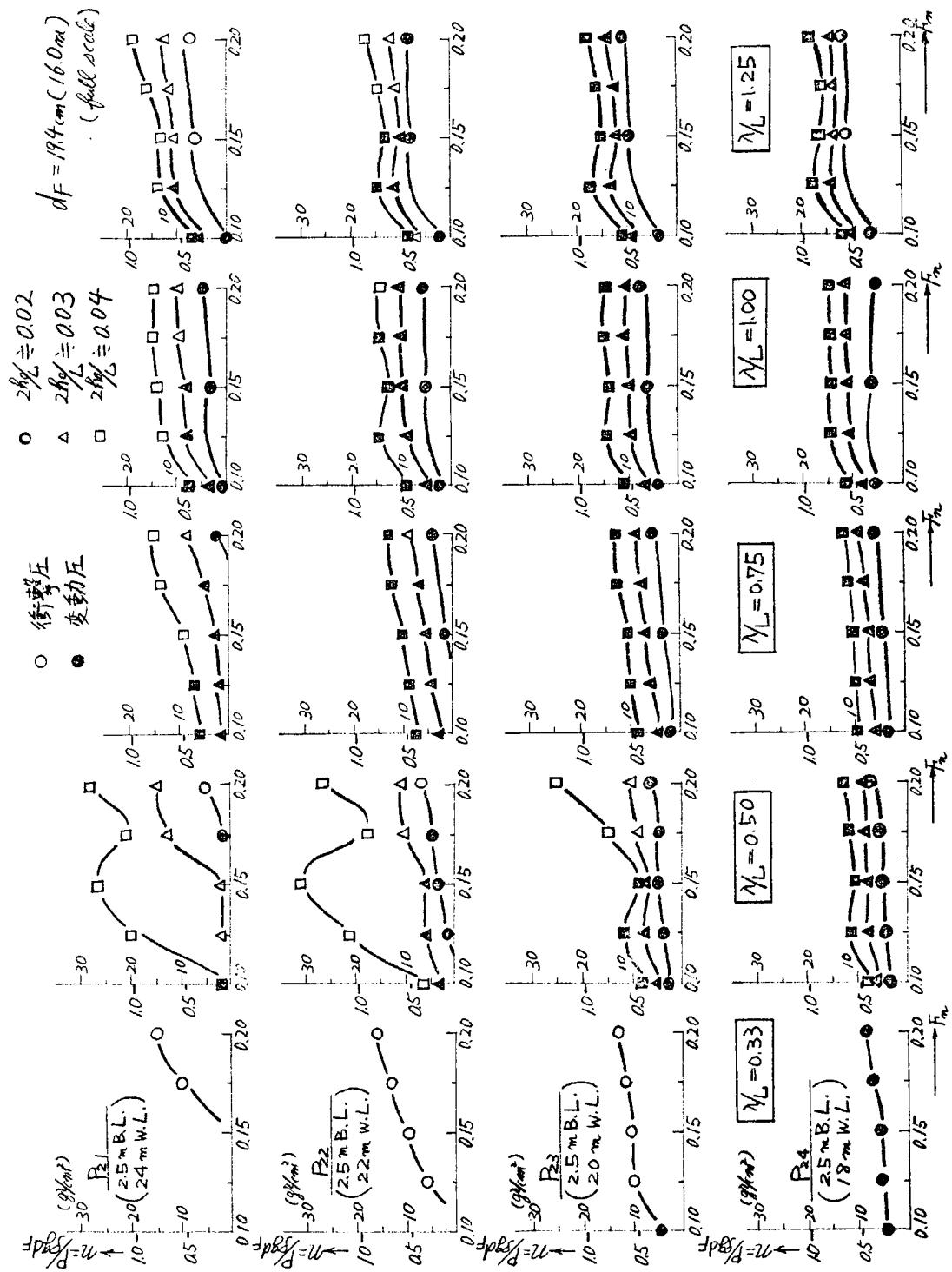


Fig. 4.7.1.8 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧および変動圧 (2.5 m B. L.)

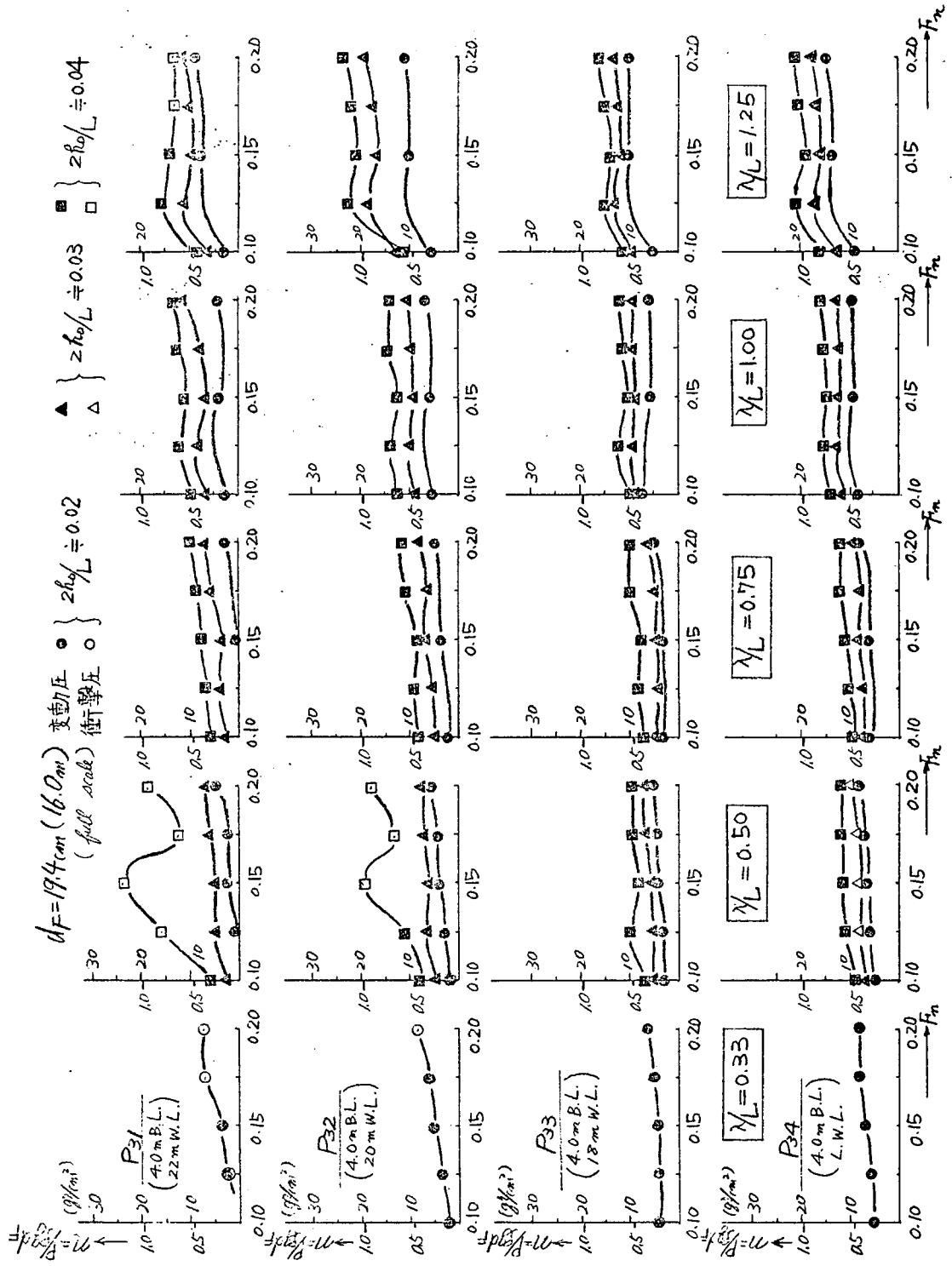


Fig. 4.7.19 正面規則波中の船首外板の波浪衝撃圧および変動圧

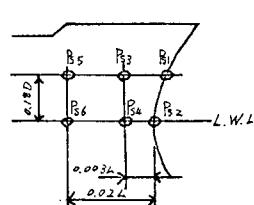
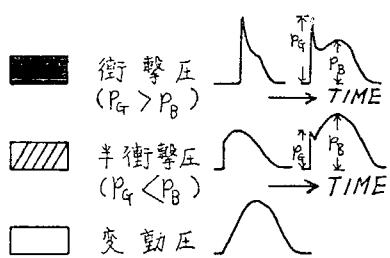
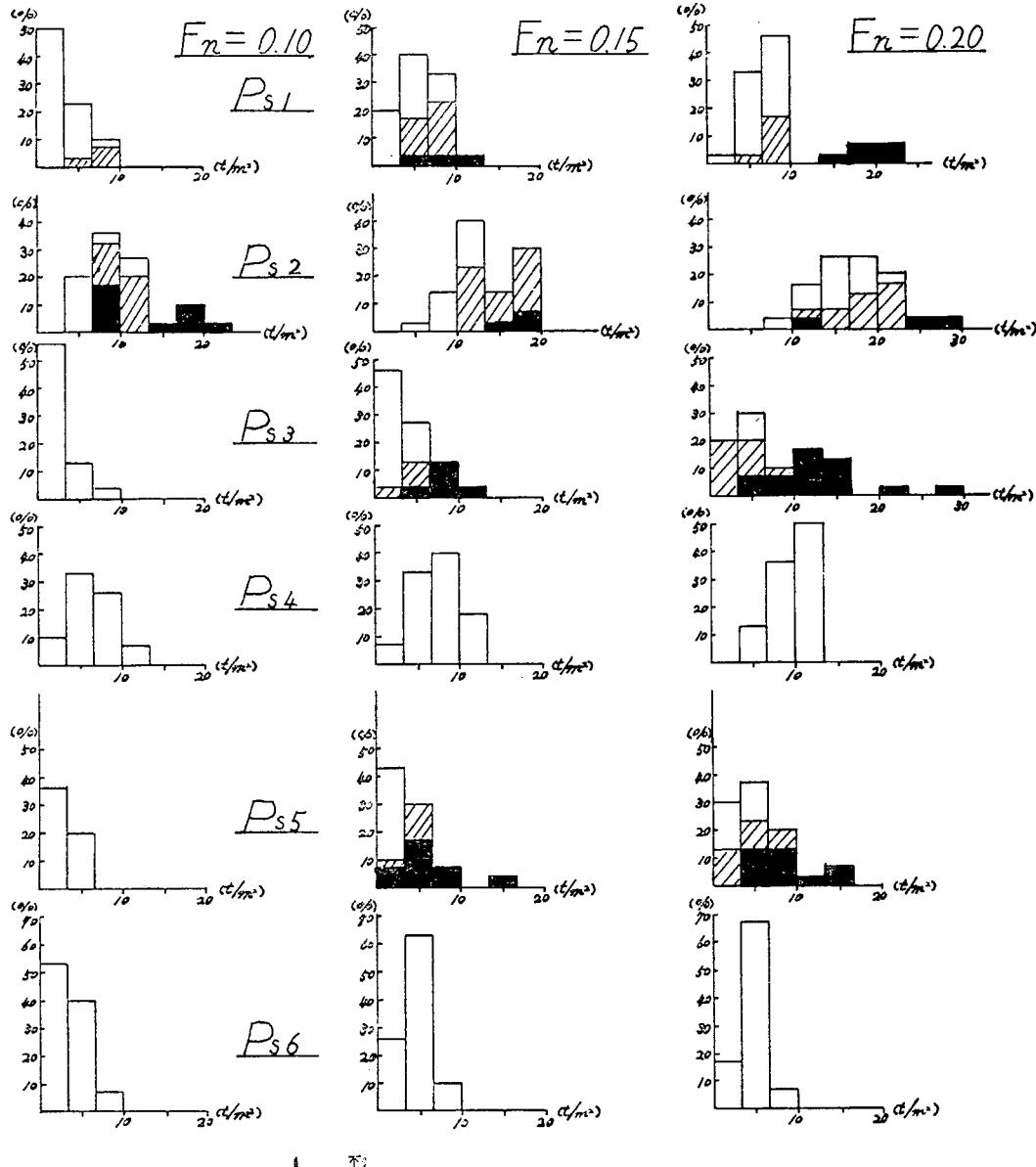
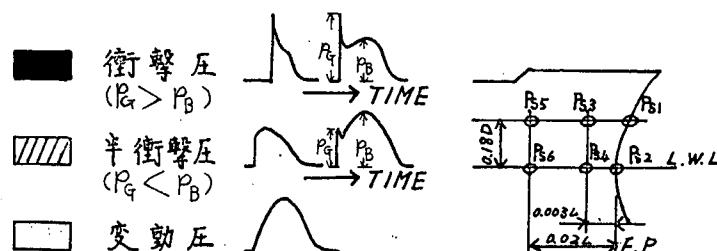
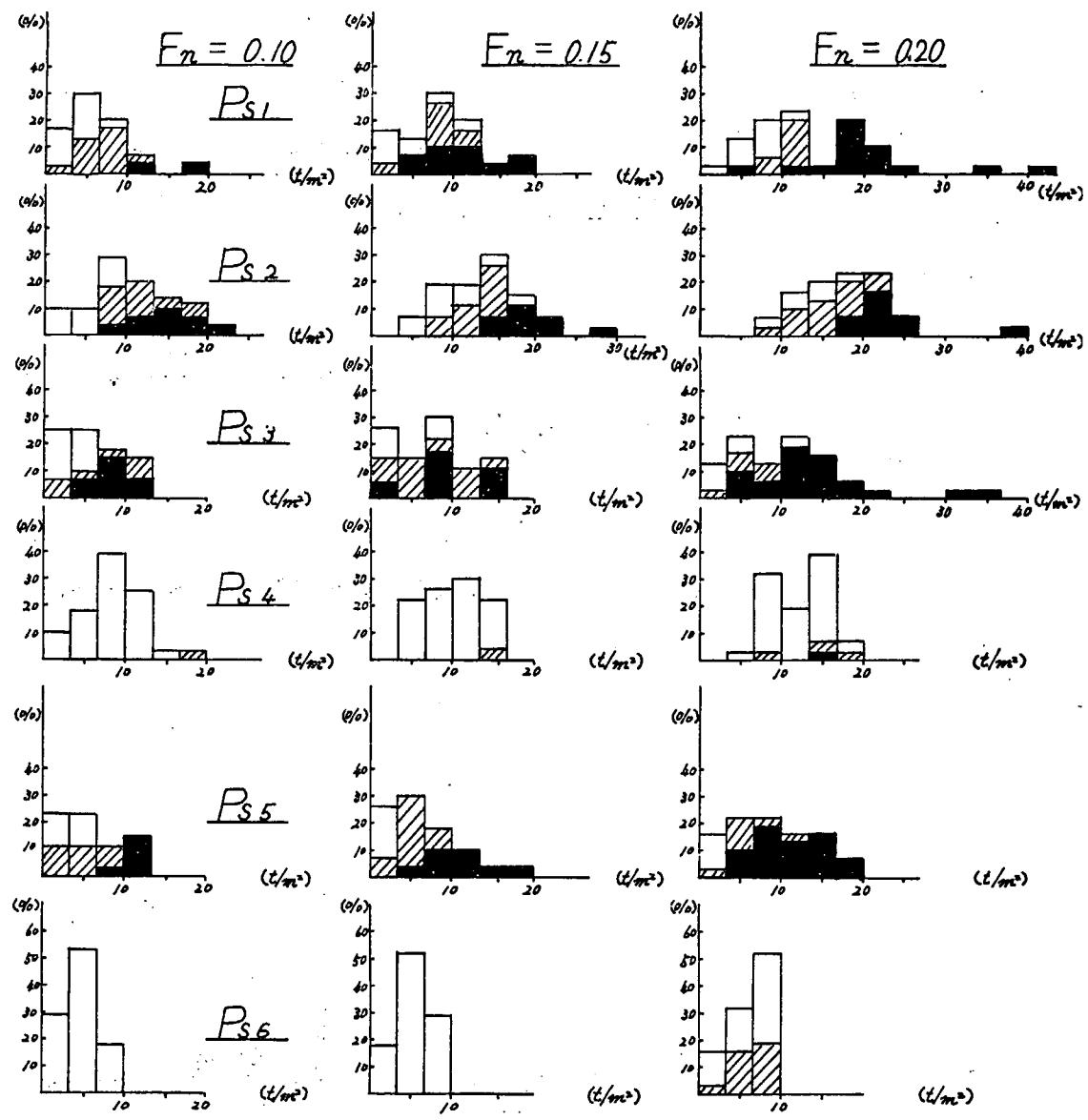


Fig. 4.7.20 正面不規則波中の船首外板の波浪による変動・衝撃圧の頻度分布



Irregular Wave A
 $H_{1/3} = 9.4 \text{ m}$

Fig. 4.7.21 正面不規則波中の船首外板の波浪による変動・衝撃圧の頻度分布

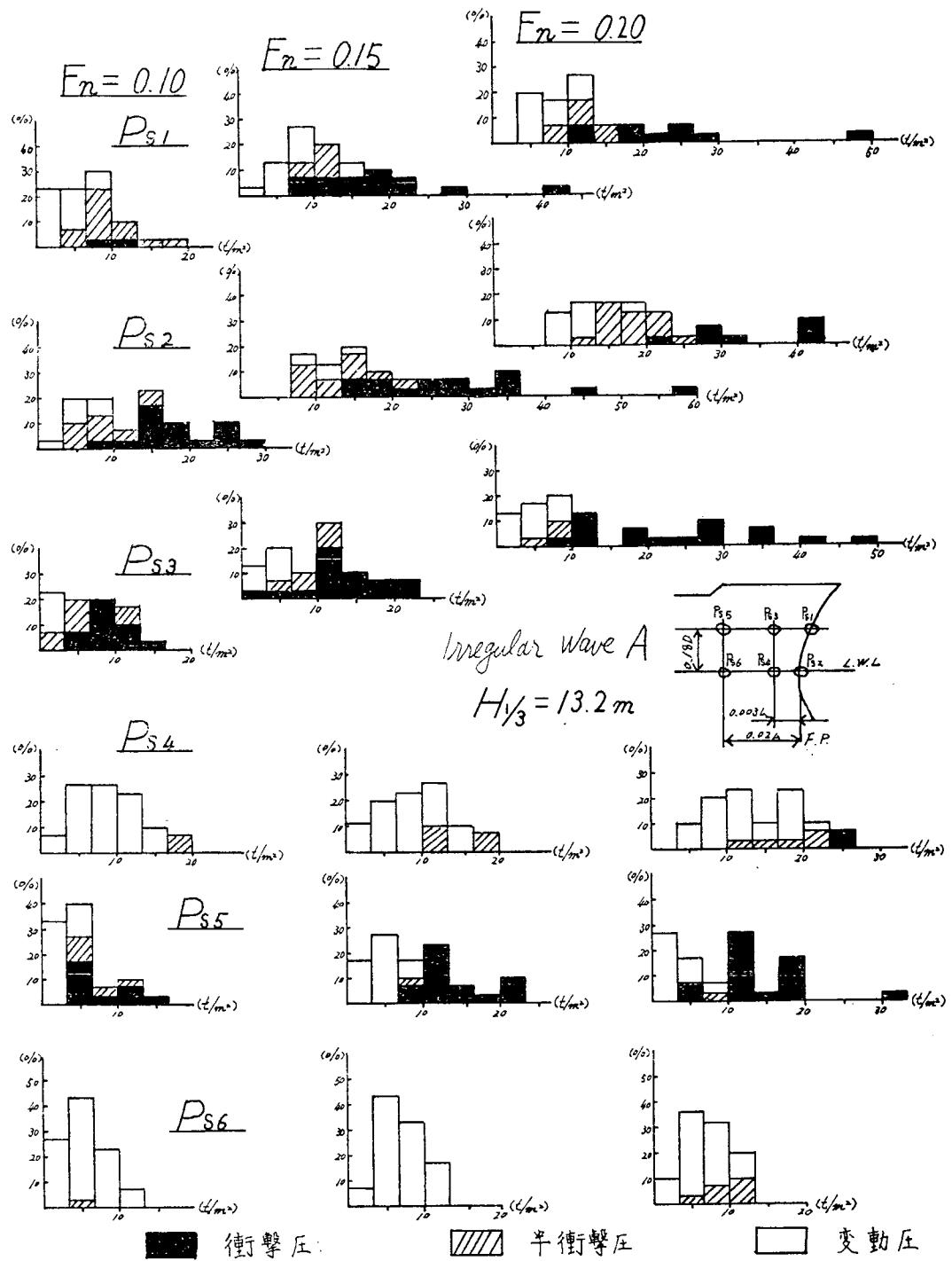
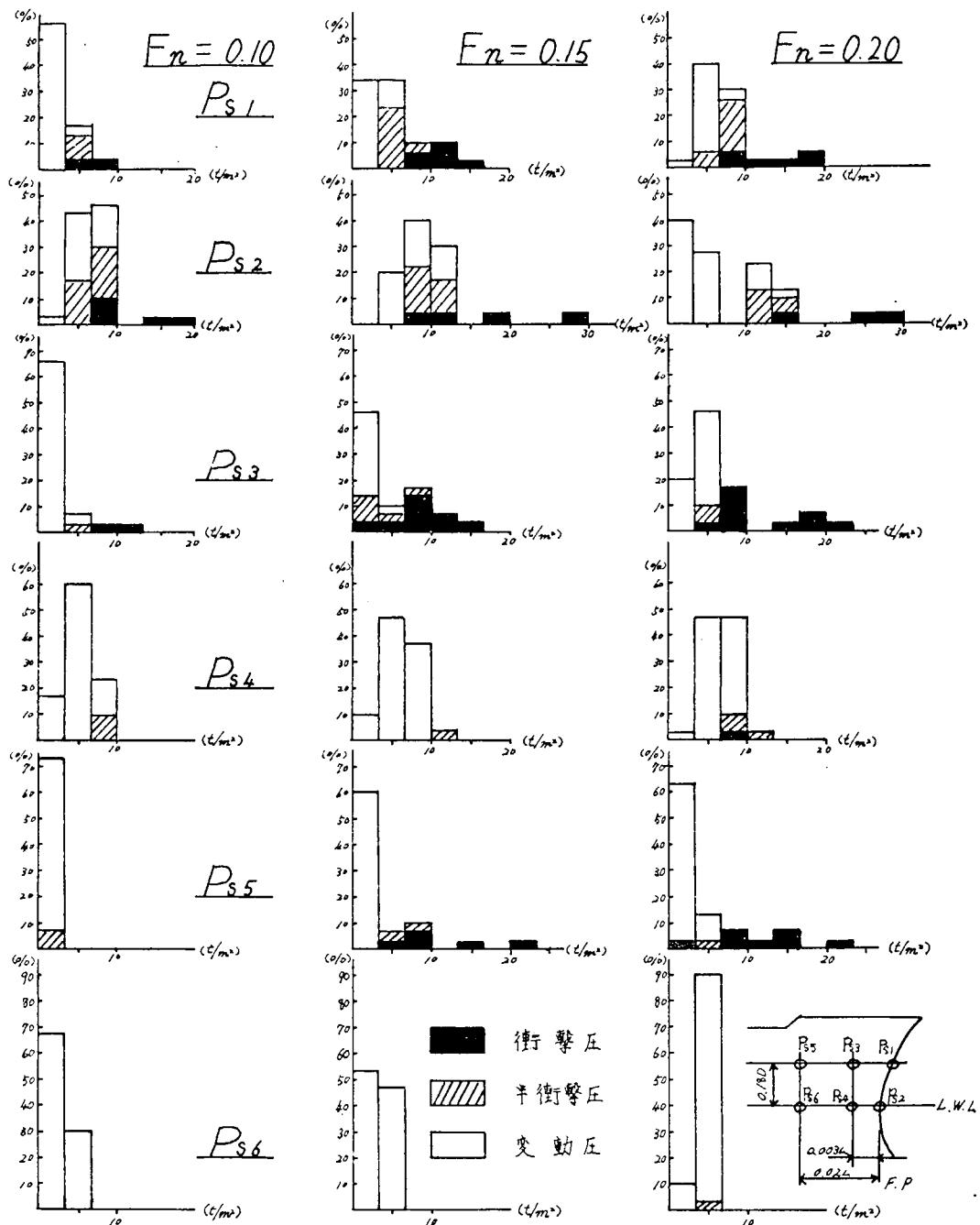
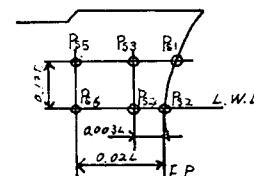
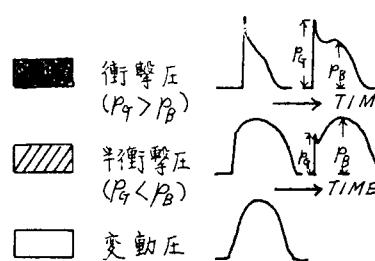
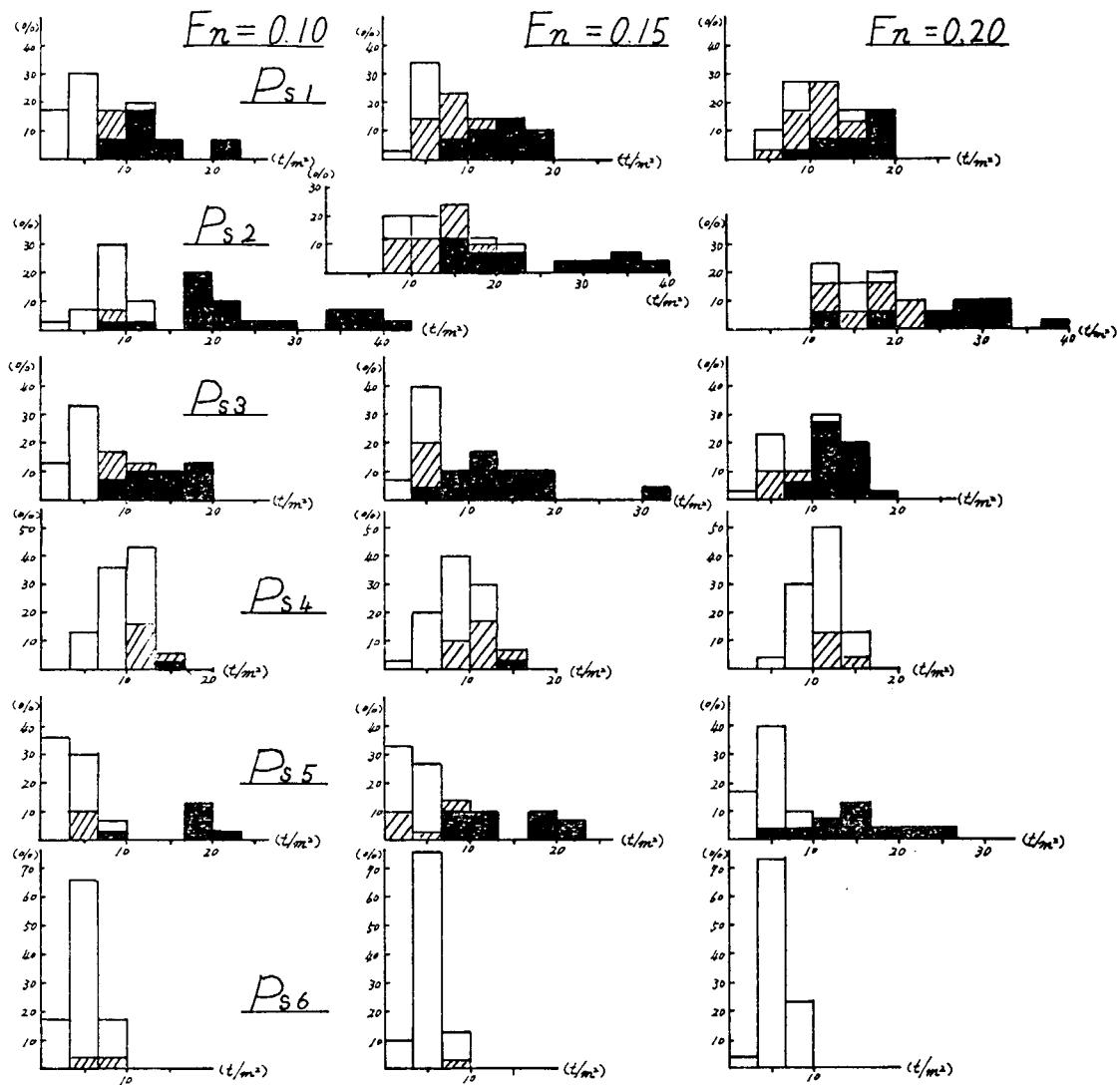


Fig. 4.7.22 正面不規則波中の船首外板の波浪による変動・衝撃圧の頻度分布



Irregular Wave B $H_s = 6.6m$

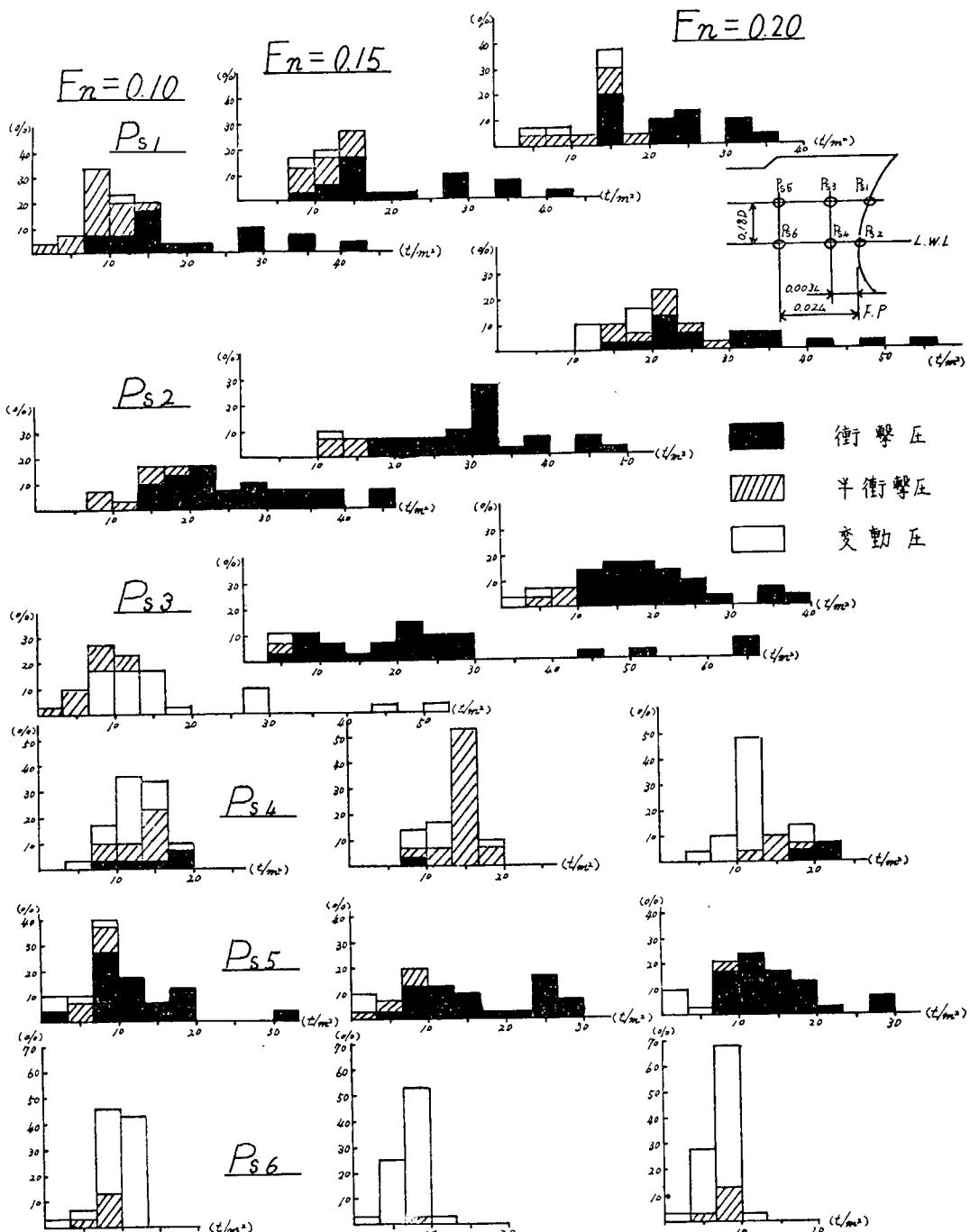
Fig. 4.7.23 正面不規則波中の船首外板の波浪による変動・衝撃圧の頻度分布



Irregular Wave B

$$H_{1/3} = 9.4 \text{ m}$$

Fig. 4.7.24 正面不規則波中の船首外板の波浪による変動・衝撃圧の頻度分布



Irregular Wave B $H_{1/3} = 13.2m$

Fig. 4.7.25 正面不規則波中の船首外板の波浪による変動・衝撃圧の頻度分布

4.8 横波中の船側波浪衝撃水圧の発生頻度

4.8.1 緒 言

船首部分の外板が波浪衝撃水圧のために、しばしば損傷を起すことがある。この問題については、Wagner や Bagnold の衝撃水圧の理論モデルに従って衝撃水圧の大きさを大略推定し、その結果を用いて船首部外板の設計に応用しうる基準を作ろうといふ研究が行なわれている。

他方船側外板が波浪衝撃によって損傷したといふ明らかな例は見ない。これは船首部分に比べて船側部では船速の影響がないからであると考えられる。しかし波長が船幅や吃水と同じ程度の大きさの入射波が来るとき、船体運動は殆んど無視しうる程小さいが、この入射波と船側からの反射波が重複して大きい衝撃圧力を発生することがあり得るものではないかといふ疑問が生ずる。

本実験は、この疑問を確かめるために行なわれた一つの模型実験で、拘束された2次元模型に規則的横波をあて、衝撃水圧の発生の様相を調べたものである。

4.8.2 供試模型、実験状態および方法

(1) 供試模型と圧力ゲージ

笠木山丸スケア・ステーション 8 1/2 の2次元模型で、主要寸法は次の通りである(Fig. 4.8.1 参照)

長さ $L = 1.48\text{ m}$, 幅 $B = 0.40\text{ m}$, 吃水 $= 0.162\text{ m}$, $H_0 = 1.234$, $\sigma = 0.976$ 。

2次元模型の長さ方向の中央部に、豊田工機製 PMS-5 型の圧力計 5 箇所取付けた。圧力計のダイヤフラム面の温度変化の影響を緩和するために厚さ 0.1 mm のビニール膜を張り付けた。

圧力計の取付け位置は、水面下 23.5 mm (Lewis form 断面近似で $\theta = 85^\circ$), 吃水線上 ($\theta = 90^\circ$), 水面上 23.5 mm ($\theta = 95^\circ$), 47 mm および 95 mm の 5ヶ所である(Fig. 4.8.1)。

側面における水位上昇を見るための水位計を圧力計の側方 30 mm の位置に設けた。

(2) 実験状態

模型船は水槽(長さ = 60 m, 幅 = 1.5 m, 深さ = 1.5 m)の中央部に固定するが、直立状態($\psi = 0^\circ$)の外に造波機側に $\psi = 5^\circ$ および $\psi = 10^\circ$ 傾斜させた状態(Fig. 4.8.1)についても実験した。

$\zeta_B = \pi B / \lambda$ は約 0.65 から 1.25 まで、すなわち λ/B が 2.4 から 5.0 の範囲で波長を 4種類、波振幅を約 13.5 mm と 25.0 mm の 2種類変え、合計 24 状態について計測した。

尚最上部、すなわち 95 mm の位置の圧力計の作動が悪く、解析から除外した。

(3) 実験方法

進行波が模型の約 2 m 手前に来た時にデータレコーダーを作動させ、10 ~ 20 節の進行波が模型を通過する間の記録をとった。又実験終了後模型を上げて進行波振幅の計測を行なった。

4.8.3 実験結果および考察

計測結果の例を Fig. 4.8.2, Fig. 4.8.3 および Fig. 4.8.4 に示す。

圧力計測データを総括して次の結果が得られた。

(1) $\psi = 0^\circ$ の直立状態

波振幅 $\zeta_A = 13.5\text{ mm}$ および $\zeta_A = 25.0\text{ mm}$ の何れの場合にも、各圧力の記録に衝撃圧らしいものは発生しなかった。

(2) $\psi = 5^\circ$ および 10° の傾斜状態

$\zeta_A = 13.5\text{ mm}$ の場合には衝撃圧らしいものは見られなかった(Fig. 4.8.2)。

$\zeta_A = 25.0\text{ mm}$ ($2\zeta_A/B = 1.25$) では、 $\zeta_B > 1.0$ すなわち $\lambda/B < 3.0$ で Fig. 4.8.3 および Fig. 4.8.4 に示すような変動圧に小さい衝撃圧が重なった形の圧力波形がしばしば得られた。このような圧力波形が $\psi = 10^\circ$ の方が $\psi = 5^\circ$ の場合よりも発生し易いことはなかった。

以上の結果、”2次元模型が規則的横波中に拘束された場合に生ずる水圧は、変動水圧である場合が大部分である。衝撃水圧は入射波高が異常に大きく、 λ/B が小さい時に発生することがあるが、ピーク圧力値は小さく変動圧力の变形的なものであると看做してよい。”と結論することができる。

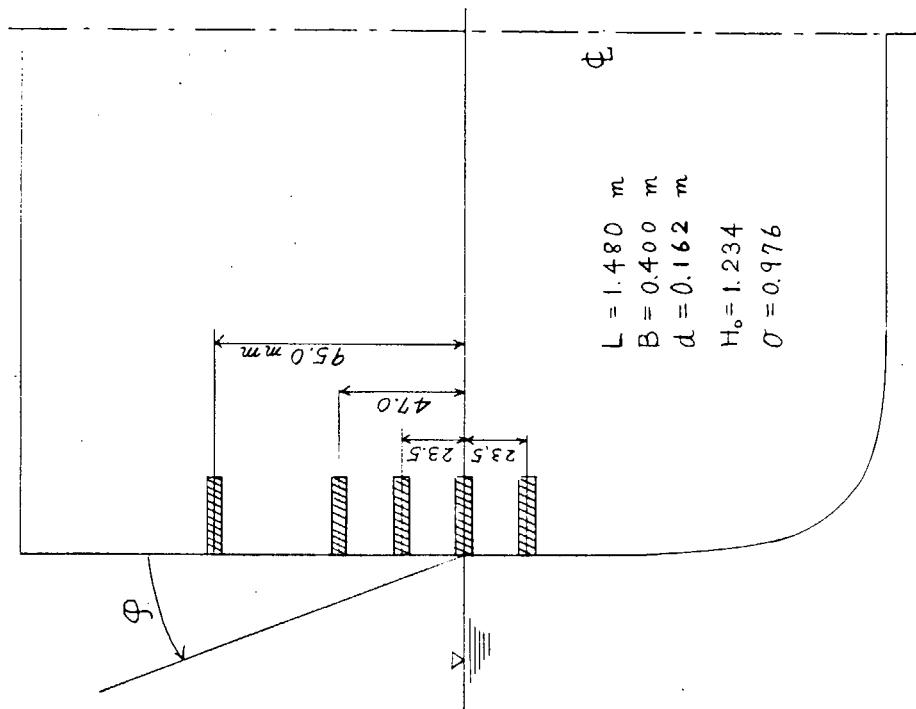


Fig. 4.8.1 壓力計取付配置図

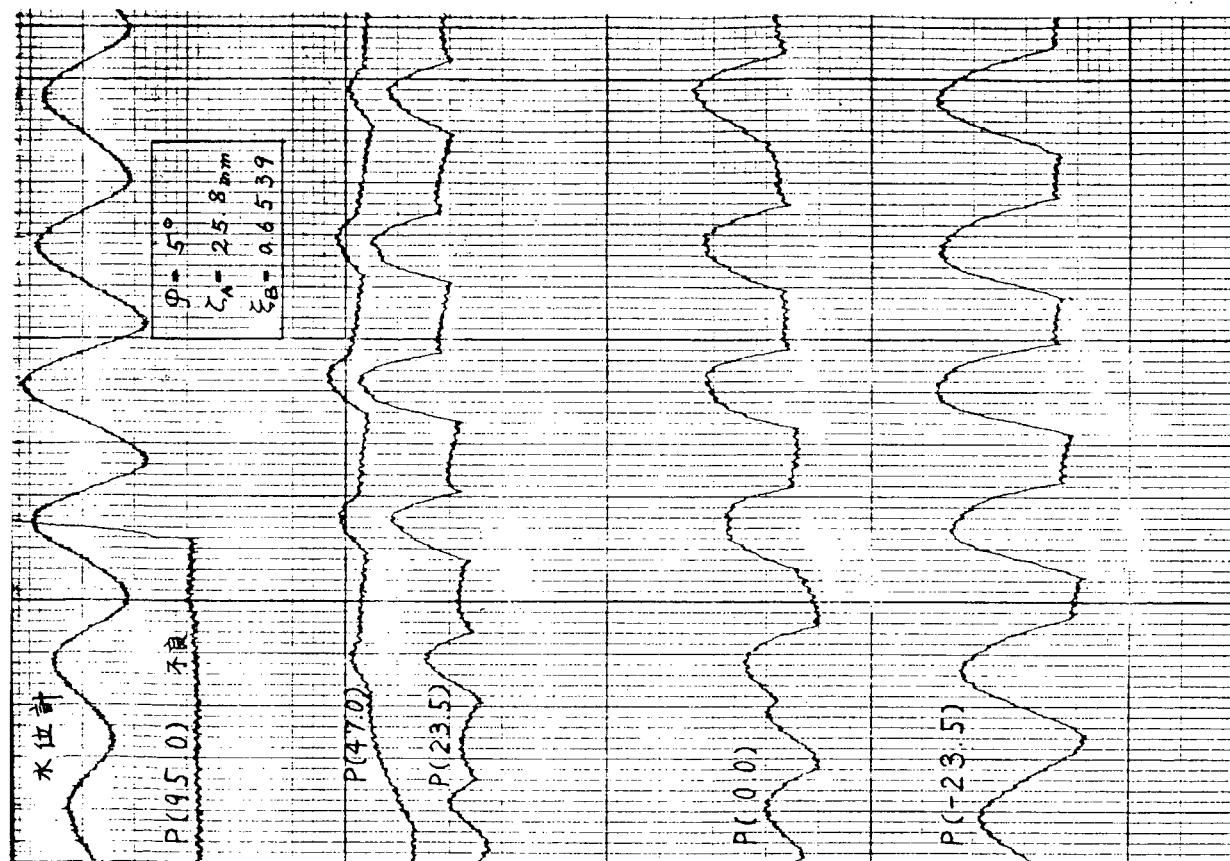


Fig. 4.8.2

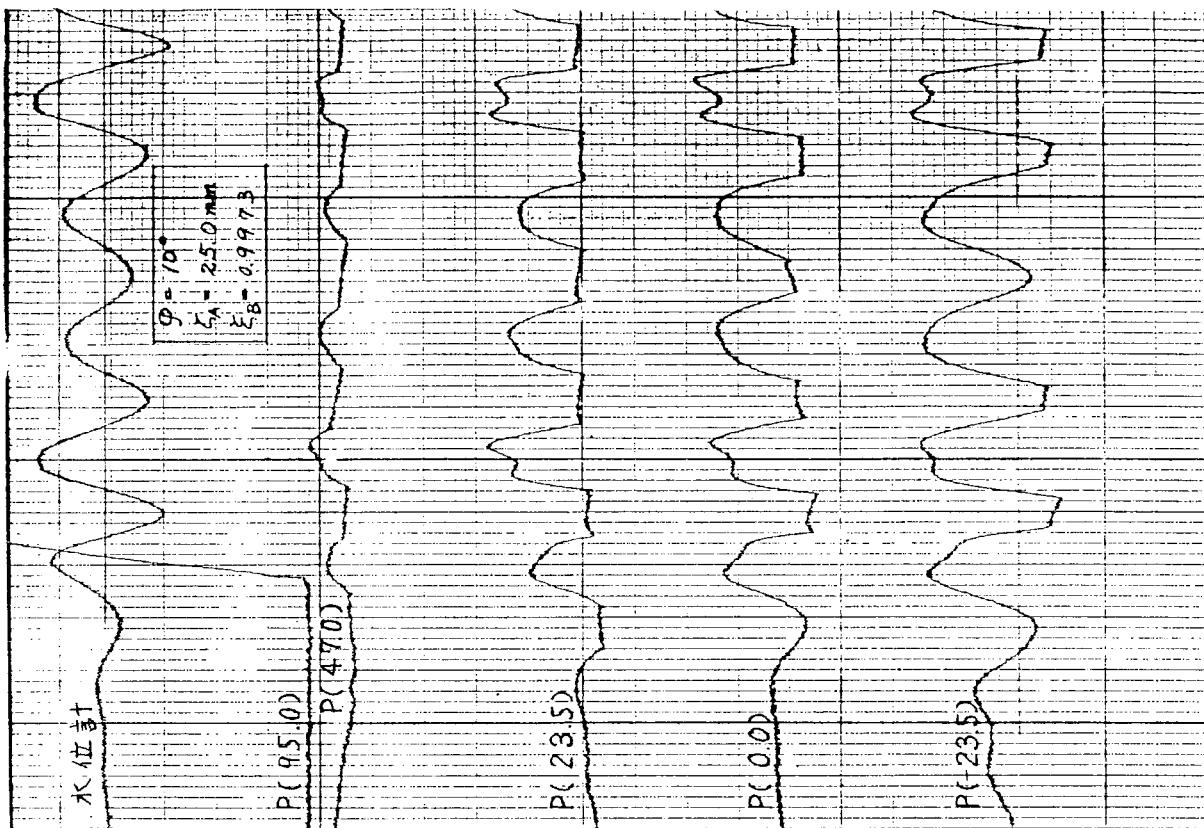


FIG. 4.8.4

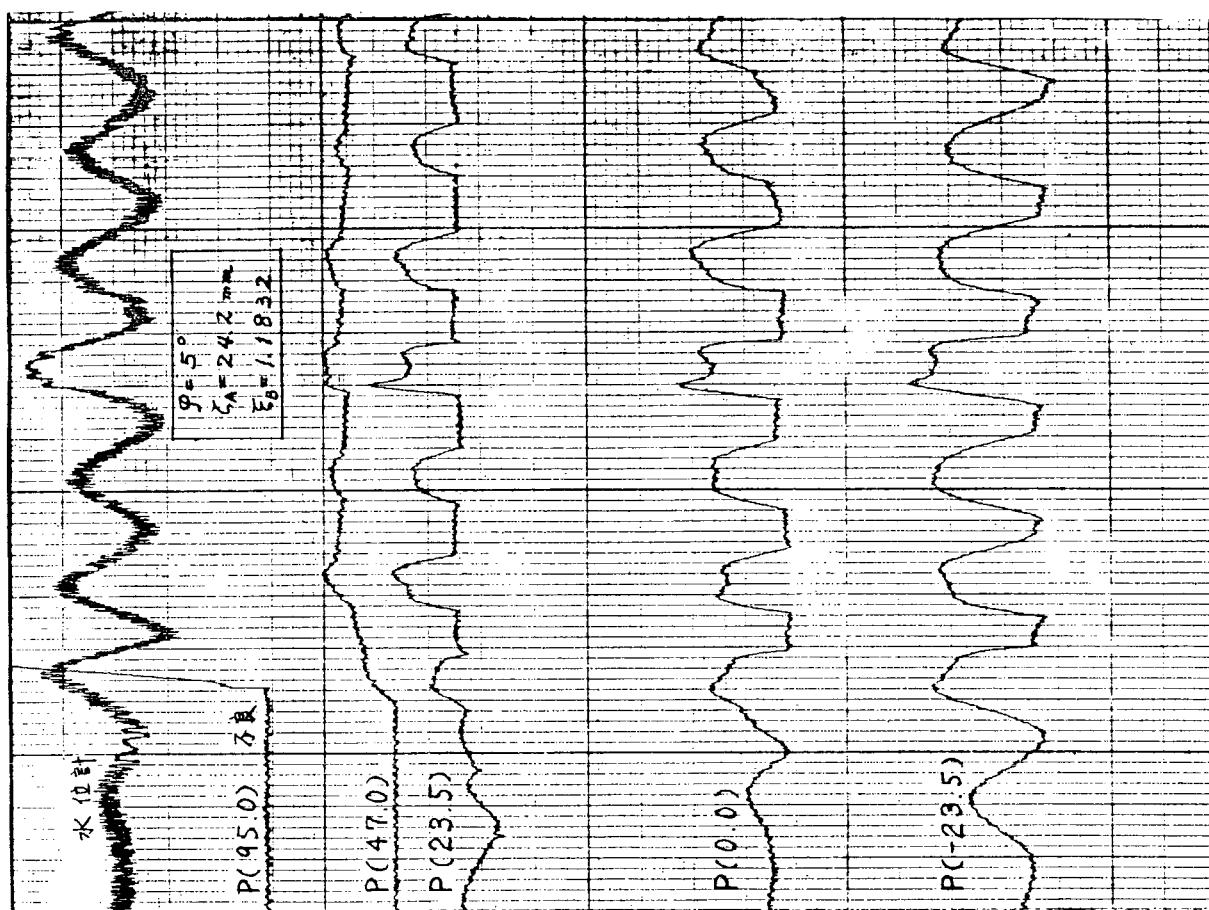


FIG. 4.8.3

4.9 衝撃水圧の推定に対する一つの考え方

ここに述べるのは、衝撃圧の推定法に対する一つの提案であり、未だ部会の十分な討議を経たものでなく、今後改良されるべきものである。

1 前 提

船舶が大洋を航行する際に受ける衝撃圧を、全く一般的な形で推定するのは、関連する要因の多様さと、衝撃現象の不確定さを考えると、先づは不可能に近い。そこで問題をもう少し絞って、船がある海面を、ある速度で航行している際に、船体のある特定の部分が受ける可能性のある衝撃圧の上限値もしくはそれに近い値を求めるこことを考えて見る。

船体のある場所を想定した場合に、その部位が最大の衝撃圧を受けるのは、波面が船体表面に丁度平行に衝突する、いわゆる平手打衝撃の場合と考えられる。この平手打衝撃の条件の発現する確率は、船体の場所、船速、波の向き、海面の状況によって変わり、一般に flare のある bow 付近は確率が大きく、直立した船側では確率が小さい。

然しながら、発生確率を一度外観すれば、波自身が碎け波になるとか、船体との干渉により波が菱形してけわしくなるとかの要素を考えれば、船体のどの部分でも、平手打衝撃を生じうるような条件の波面が存在しうるわけである。このような条件の下では、衝撃圧の最大値は比較的簡単な形で表われることが予想され、主として波面と船体との相対速度の関数となるものと考えられる。

一方このような平手打衝撃の発生する確率は場所により異なるから、例えば 10^{-1} 程度で発生する場所と、 10^{-6} 程度でしか発生しない場所の衝撃値を、両方とも起りうる最大値で比較するには適当でない。平手打衝撃の状態になつても、波面の微妙な凹凸による空気の捲込量の相異や、空気の混入量の差によって必ずしも理想的な平手打の衝撃圧にならず、多分に統計的な性質を持ち、発生回数が多い程、理想的な平手打に近い値が生じるからである。

そこで次のように仮定する。

仮定 1

最大衝撃圧は次のような形で表わしうる。

$$P_{\max} = (\text{平手打衝撃の発生する確率のある関数}) \times (\text{平手打衝撃圧の上限値})$$

$$= f(P) \cdot P_{mo} \quad (4.9.1)$$

ここで $f(P)$ は平手打衝撃の発生する確率 P の関数で P が大きくなると $f(P)$ も大きくなり $f(P) < 1$ である。

P_{mo} はその場所で平手打衝撃が生じたときの上限値で、理想的な平手打衝撃圧に近い値をとる。

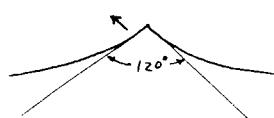
前述のよう P_{mo} は主として波面の船体表面の相対速度の関数と考えられるので相対速度の推定が必要である。船体表面の法線方向の速度は、船の運動がわかれれば容易に計算されるので、問題は波面の法線方向の速度である。

正弦波では最大傾斜面の法線方向の速度は位相速度の法線方向成分に等しく、それは表面波の orbital velocity に等しい。



即ち $\frac{H}{2} \cdot \omega$ である。

この関係は stokes wave でもほど成立し、極限として波頂が 120° になつても、その付近ではこの関係が成立つ。尚波頂の 1 点の水平速度は位相速度に等しい。



更に複合した波の場合、例えば transient wave の場合等では、波面が極端に曲くなり垂直になる場合があるが、この場合は、その法線速度、即ち水平速度は位相速度ではなく、合成された orbital velocity であると考えられる。

これは船体と入射波が干渉して入射波が変形し崩れる瞬間にも当てはまると考えられる。(図 a.)



単独の波が steep になって崩れた後は崩れた波頂は斜面に沿って重力によって加速され、位相速度に等しくなるが、このような碎波は空気を含んでいて余り大きな衝撃圧を生じないことが実験により確かめられているので今は考慮しない。

そこで、次の仮定をする。

仮定 2

碎ける前の波面の法線速度は波傾斜如何に拘らず合成された orbital velocity の order である。

この仮定は勿論今後検証されなければならないが、 transient wave に対する解析例ではほど妥当と考えられる。

波が $S(\omega)$ なるスペクトラムを持つ不規則波である場合には、 orbital velocity についても波高と同じ重畠が成立つとすると、

$$\text{orbital velocity } V_{wn} = C(n) \sqrt{2 \int_0^\infty S(\omega) \cdot \omega^2 d\omega} \quad (4.9.2)$$

但し $C(n)$ は Longuet-Higgins の係数

で与えられる。

$S(\omega)$ が 2 次元不規則波で

$$S(\omega) = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} S(\omega, x) dx$$

で与えられる場合には、 orbital velocity の $x=0$ 方向の成分を取って、

$$V_{wn} = C(n) \sqrt{2 \int_0^\infty \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} S(\omega, x) \cos^2 x \cdot \omega^2 dx d\omega} \quad (4.9.3)$$

又 $S(\omega, x) = \frac{2}{\pi} S(\omega) \cos^2 x$

の形とすると、

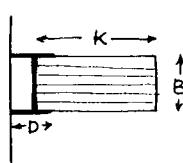
$$\begin{aligned} V_{wn} &= C(n) \sqrt{2 \int_0^\infty \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} S(\omega) \frac{2}{\pi} \cos^4 x \cdot \omega^2 dx d\omega} \\ &= C(n) \sqrt{\frac{3}{2} \int_0^\infty S(\omega) \cdot \omega^2 d\omega} \end{aligned} \quad (4.9.4)$$

で与えられる。

2. 推 定 式

(1) 式 $P_{max} = f(P) \cdot P_{mo}$ (4.9.1)

のうち、発生確率に関する部分 $f(P)$ を一応棚上げにして P_{mo} について考える。又今は船体は一応 rigid なるものとする。



船体表面と波との相対速度を考え V_n とすると、Bagnold¹⁾によれば

$$P_{mo} = 2.7 \rho V_n^2 \frac{K}{D} \quad (4.9.5)$$

但し $K = \frac{B}{2} = 0.2 H$ (H 波高)

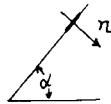
が碎波について与えられている。

Dは捲込まれる空気の厚さで状況により異なる。

(5)式を

$$P_{mo} = \left(2.7 \frac{K}{D} \right) \cdot \rho V_n^2$$

の形で表わすと、()内は衝突する水塊の厚さに比例し、空気層の厚さに反比例する。船体表面が水平面となす角を α とすると、一般に α が 90° に近づくにつれて、船体表面と平手打で衝突するような波は厚みKが減ることが予想され、又 α が大きいと波面が乱れたり空気の混入する率が増えることを考えると、()は第1近似として α の関数で α が小さい時大きな値を取ると考えられる。これを $C(\alpha)$ とすると



$$P_{mo} = C(\alpha) \cdot \rho V_n^2 \quad (4.9.6)$$

$C(\alpha)$ の値は今後実験的に求められるべきものであるが、前出の $\alpha=0$ の例では $V_n=1.0 \text{ m/sec}$ のとき P_{mo} が約 2 mAq であり、 $C(0) \approx 20$ 程度となっている。

又光易の実験では条件により異なるが $1.6 \sim 3.0$ になる。²⁾

一方Wagnerによれば³⁾

$$P_{max} = \frac{1}{2} \rho V_n^2 \left(\frac{\pi}{2\beta} \right)^2 \quad (4.9.7)$$



Chuang⁴⁾によれば $\beta=3^\circ$ 位がmaxであり、それより β が小さいとかえって減少する。そこで $\beta=3^\circ \approx 1/20 \text{ rad}$ とすると

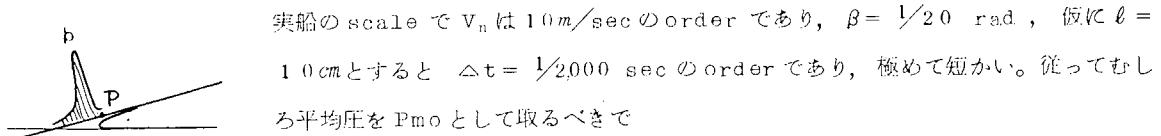
$$P_{max} = \frac{1}{2} \rho V_n^2 (10\pi)^2 = 49.3 \rho V_n^2$$

即ち $C(\alpha)=49.3$ と非常に大きな値となる。

この P_{max} は岐点Pの極くせまい範囲の圧力で、その継続時間は

$$\Delta t = \frac{\ell}{V_n \sqrt{\beta}} = \frac{\ell \beta}{V_n} \quad \text{である。}$$

但し、 ℓ は岐点Pの存在する範囲



$$P_{mo} = P_{mean} = 2\beta \cdot P_{max} = 49.3 \rho V_n^2 \quad (4.9.8)$$

即ち $C(\alpha) \approx 50$ となる。これは $\alpha=0$ に対する値である。

Denny⁵⁾は光易の2倍近くの水圧を報告しており $C(\alpha)$ は $3.0 \sim 6.0$ となるから大体Wagnerの値と同程度になる。

これらのdataから

$$C(\alpha) \quad \alpha = 90^\circ = 20 \sim 30 \quad (4.9.9)$$

$$C(\alpha) \quad \alpha = 0^\circ = 3.0 \sim 5.0$$

程度と考えられる。後述のtransient waveによる実験では $\alpha (90^\circ)$ ははゞ 2.0 程度になっている。

以上の考察より次の推定式を提案したい。

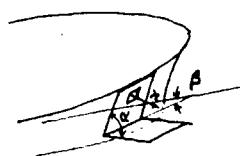
$$P_{max} = f(P) \cdot C(\alpha) \rho V_n^2 \quad (4.9.10)$$

但し、 $f(P)$ は平手打衝撃の発生する確率 P の関数

$C(\alpha)$ は α (図示) により定まる係数

V_n は船体表面と波面の 相対速度で次式で与えられる。

$$V_n = V_{ns} + V_{nw} \quad (4.9.11)$$



$$V_{ns} = (V_s + \dot{x} + z\dot{\theta} - y\dot{\psi}) \frac{\partial x}{\partial n} + (\dot{y} + x\dot{\psi} - z\dot{\phi}) \frac{\partial y}{\partial n} + (z - x\dot{\theta} + y\dot{\phi}) \frac{\partial z}{\partial n}$$

or

$$V_{ns} = (V_s + \dot{x} + z\dot{\theta} + y\dot{\psi}) \sin \alpha \sin \beta \\ + (\dot{y} + x\dot{\psi} - z\dot{\phi}) \sin \alpha \cos \beta - (z - x\dot{\theta} + y\dot{\phi}) \cos \alpha$$

$$V_{nw} = C(n) \sqrt{\int_0^{\infty} \frac{3}{2} S(\omega) \cdot \omega^2 d\omega}$$

$C(n)$ は Longuet-Higgins の係数

$$C(\alpha) \text{ は } \begin{array}{ll} \alpha = 0 & 30 \sim 50 \\ \alpha = 90^\circ & 20 \sim 30 \end{array} \text{ 程度と考えられる。}$$

尚船体表面の法線速度には一応 6 つの自由度のすべての運動が入っているが、この内衝撃圧に最も寄与するのは $\sim \sim$ の項であり $\sim \sim$ の項も多少影響する。その他の項はあまり重要でない。

又 roll angle ϕ は実質的には α を変えるために $f(P)$ の項及び $C(\alpha)$ に影響を及ぼす。

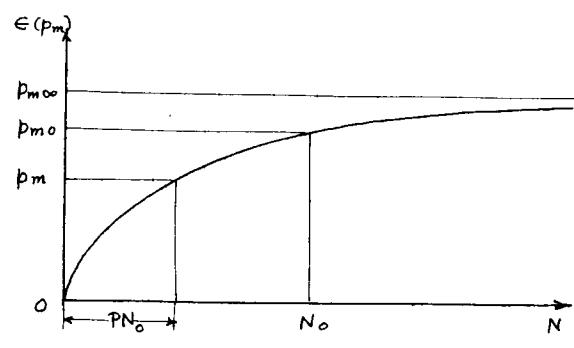
船体運動による速度成分 $\dot{x}, z\dot{\theta}, \dots$ 等は本来ならば位相を考慮して加えるべきものであるが、波の不規則性と、 P_{mo} が起りうる最大値を意味することから、位相に拘らずその振幅を加えるべきものと考えられる。

$f(P)$ に関する考察

$f(P)$ については今後の研究にまたなければならないが、一つの考え方として次のようなものがある。

衝撃圧は多分に統計的な性質を持ち、平手打衝撃の状態であっても衝撃値にはばらつきがあり Rayleigh 分布に近い形になることが予想される。従って試行回数が増える程最高値は大きくなる。

唯 Rayleigh 分布のときと異なるのは上限値を有することである。この上限値を $P_{m\infty}$ とすると、発生回数 N に対する最高値の値は大体(a)図のようになると考えられる。



(a) 図

一方船が一生の間に遭遇すると考えられる波数を N_0 とすると、 N_0 に対する最高値（の希望値）が P_{mo} である。

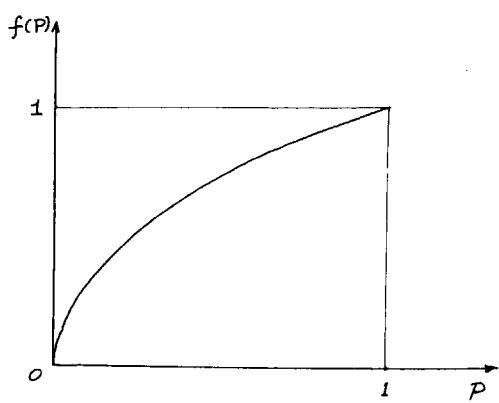
即ち P_{mo} は船が毎回平手打衝撃を受けるとした場合の最大圧力である。

船が波に対しある方向、ある速度で航行しているとき、平手打衝撃の条件の波を受ける長期の累積確率を P とすると、船の一生での遭偶回数は PN_0 であり、その回数の最大値 Pm が予想される

最大値である。

そこで $f(P)$ として $\frac{\epsilon(Pm)}{Pm_0}$ を取り N の代りに PN_0 を変数とすればよいわけである。

結局 $f(P)$ は $P=1$ のとき 1 となるような関数となる。



$f(P)$ の形は実験によって比較的容易に求まるものと考えられる。問題は平手打衝撃の生じる累積確率 P であり、今後の研究に俟たなければならないが、船速、波向、船体の場所と表面の角度等の要素で表わしうるようなものが望ましい。

又実験によれば transient wave で船側にも衝撃圧を生じている。実験に用いたような猛烈な transient wave ($H = 2.4 \text{ m}$, $V_{wn} = 13.6 \text{ m/sec}$) は実際にはあり得ないかも知れないがもっと波高の小さい高周波のものは存在しうるかも知れないので、その発生確率を求めるのも一つの方法であろう。

3. 実験と検証

鉱石運搬船“笠木山丸”の3m模型を用いて、向い波状態では、transient wave と複合波、斜航状態では transient wave 中の実験を行ない、前述の仮定の検証を試みた。⁷⁾ transient wave 中の実験は竹沢の方法に準拠した。

計測項目は衝撃圧、波（固定点での波と水圧計の受圧面での出会い波形）及び 16mm撮影機による波の空間波形の 3 種である。

解析は磁気テープに高速記録したものを低速で再生し、行なった。

水圧計の取り付け位置は Fig. 4.9.1 に示す通りであるが、大きな衝撃圧が発生する点を中心にして計測を行なったので同図中の水圧計 2 (F.P. 吃水上方 40mm), 3 (F.P. 吃水上方 80mm), 5 (9½ 吃水上方 40mm), 6 (9½ 吃水上方 80mm), 10 (8½ 吃水上方 40mm) の実験結果について以下に報告する。

なお、水圧計の較正は実際に 3.5mAq 程度までの水圧をかけて行なった。

(1) transient wave 中の実験

a) transient wave

入力信号作成の際に指定したフーリエスペクトラムを Fig. 4.9.2 に、また、使用した造波信号を（モニターシグナル）Fig. 4.9.3 に示した。

Fig. 4.9.3 の信号で起された transient Wave の集中点より前で計測された時間波形を Fig. 4.9.4, Fig. 4.9.5 にはほぼ集中点での空間波形の時間的変化を示した。波面の法線速度を Fig. 4.9.5 より求めてみると、約 145cm/sec となり、集中時の理論的 orbital velocity (約 160cm/sec) より若干小さい値であるが、波面の法線速度は orbital velocity のオーダーであると言える。従って、1 で提案した仮定 2 はほぼ妥当であると考えられる。

b) 衝撃圧力

Fig. 4.9.7, 4.9.8 等の記録例が示すように、衝撃圧が発生する時の波形との関連が良くわかり、実験をスムーズに遂行することができた。

また、この様な波形を示す時には、写真記録から理解される様に、平手打衝撃に近い衝撃を与えていた。解析結果は、実験データのテーブル、ヒストグラムの形で水圧計の設置位置別に示した。ヒストグラム中には、(4.9.10) 式で $C(\alpha) = 2.0$ とした時の推定最大値も記入されている。実測された衝撃圧の最大値及び平均値を列挙すると次の様になる。これらの値は竹沢の実験値と同程度である。⁷⁾

I) F.P. (水圧計 3)

	最大値 (mAq)	平均値 (mAq)	
$F_n = 0.0$	3.25	1.12	ヒストグラム Fig. 4.9.6
$F_n = 0.15$	4.09	2.52	記録別 Fig. 4.9.7, 4.9.8

II) S.S. 9½ (水圧計 6)

	最大値	平均値	
$F_n = 0.0$	7.17	3.02	ヒストグラム Fig. 4.9.9
$F_n = 0.15$	3.88	3.07	記録別 Fig. 4.9.10, 11

III) S.S. 8½ (水圧計 10)

	最大値	平均値	
$F_n = 0.0$	5.43	2.90	ヒストグラム Fig. 4.9.12

記録別 Fig. 4.9.13

S.S. 9½ での 7.17 mAq , S.S. 8½ での 5.43 mAq など船側部でも大きな衝撃圧が計測されたことは驚くべきことである。

(2) 複合波中の実験

(a) 複合波

周期 1.2 sec , 波高 8.5 mm の長波長の波と周期 0.7 sec , 波高 6.2 mm の短波長の波を重畳させて実験した。 transient wave 中の実験では 1 回の造波で 1 個のデータしかとれず, しかも波との出会い位置の選定が難しいが, 複合波ではいろいろな位相で波に当る為, 容易に多数の衝撃圧を測定できる。また, orbital velocity の計算が簡単であるから速度影響を知るにも好都合であると考えられる。Fig. 4.9.14 に波形及び衝撃圧の記録例を示す。

(b) 衝撃圧

Fig. 4.9.15 にヒストグラムを, Fig. 4.9.15 に $F_n = 0.15$ のときの記録例を示した。船速の影響を Fig. 4.9.17 に示した。なお, 実験は向い波状態であり, 複合波の波高からわかる様に, 水圧計 3 の吃水上方 8.0 mm の位置ではほとんど衝撃圧は計測されなかったので水圧計 2 の結果について示した。また $F_n = 0.0$ のときは全然現れなかった。又図中には 4.9.10 式による F_{mo} の計算値を併せて示してある。

水圧計の取り付け位置 及び番号

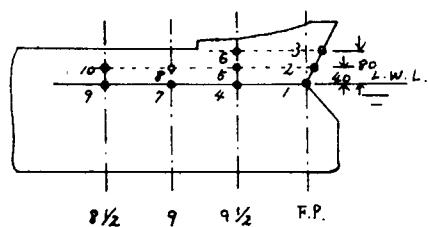


Fig. 4.9.1

進波信号の作成の際に用いた
フーリエスペクトラム

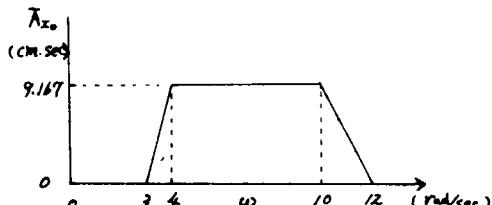


Fig. 4.9.2

進水装置のモニターシグナル

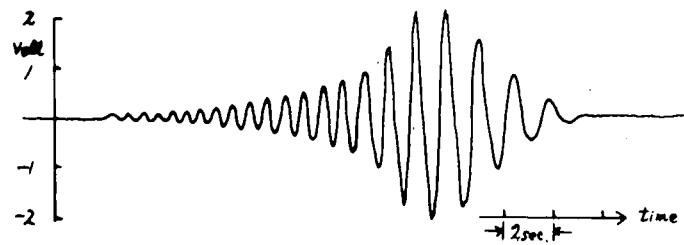


Fig. 4.9.3

集中前の Transient Wave

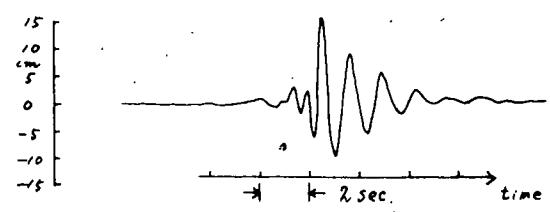


Fig. 4.9.4

Transient Wave の空間 波形

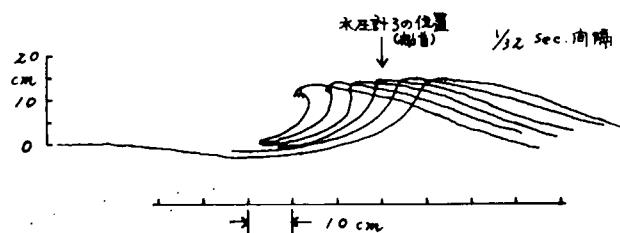


Fig. 4.9.5

ヒストグラム

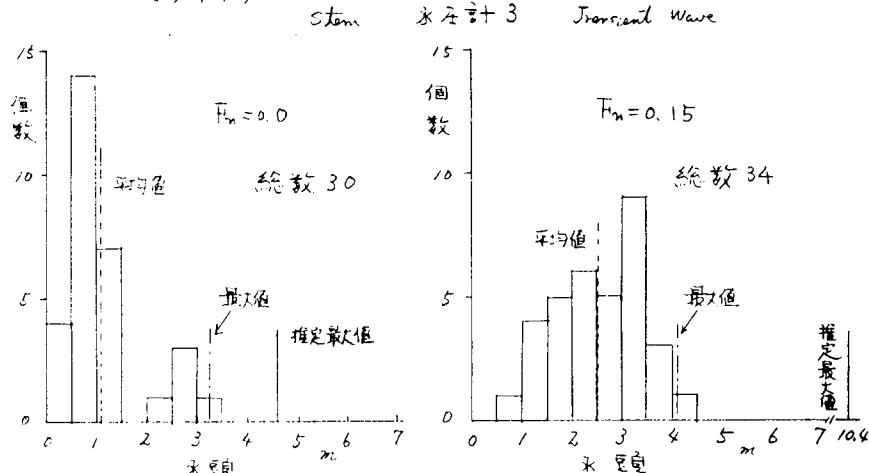


Fig. 4.9.6

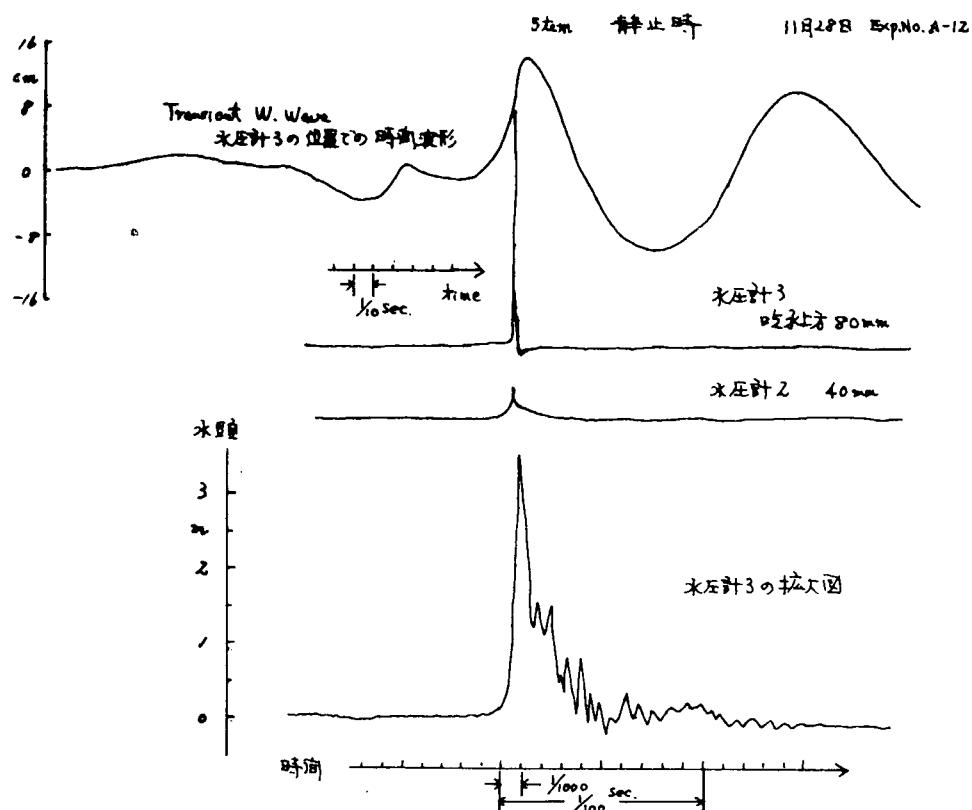


Fig. 4.9.7

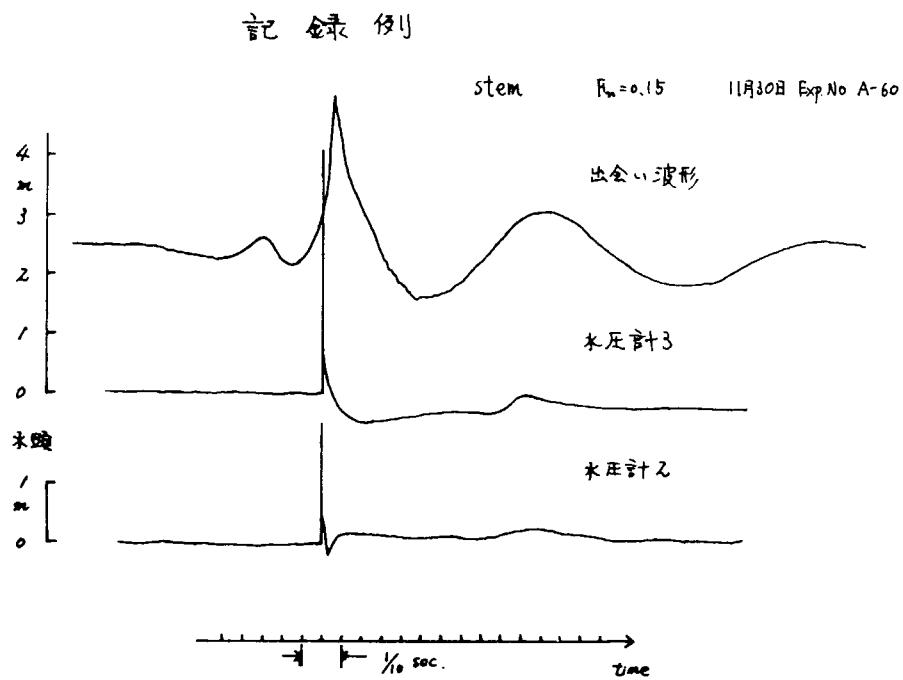


Fig. 4.9.8

ヒストグラム

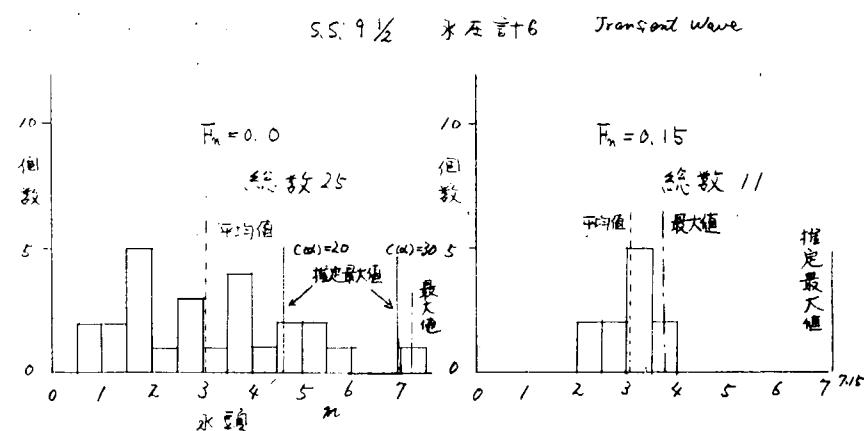


Fig. 4.9.9

記録例

Transient W. Wave 中の衝撃压の最大値

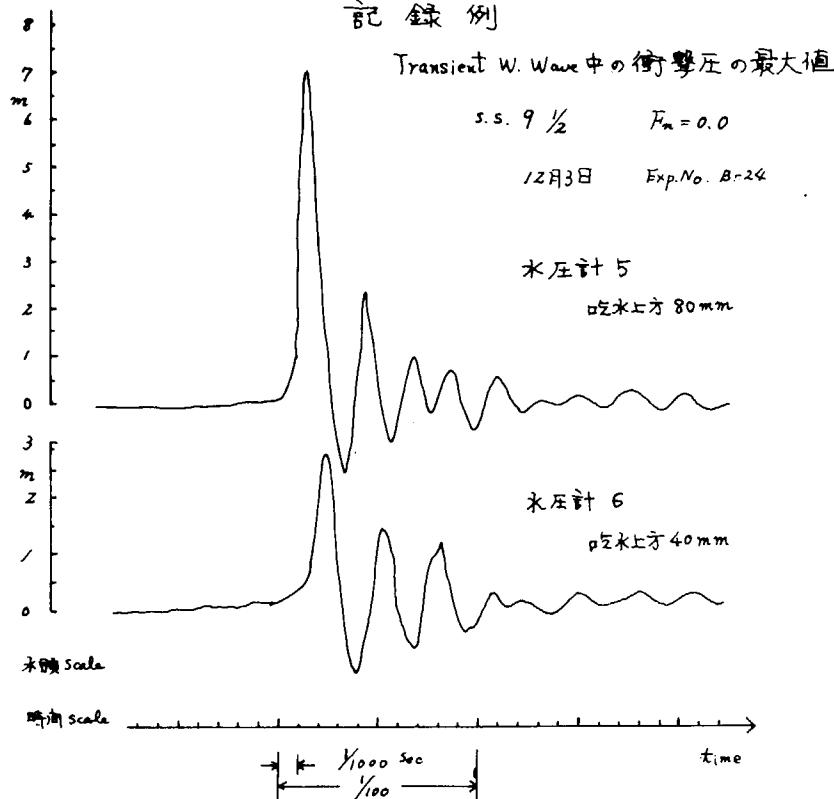


Fig. 4.9.10

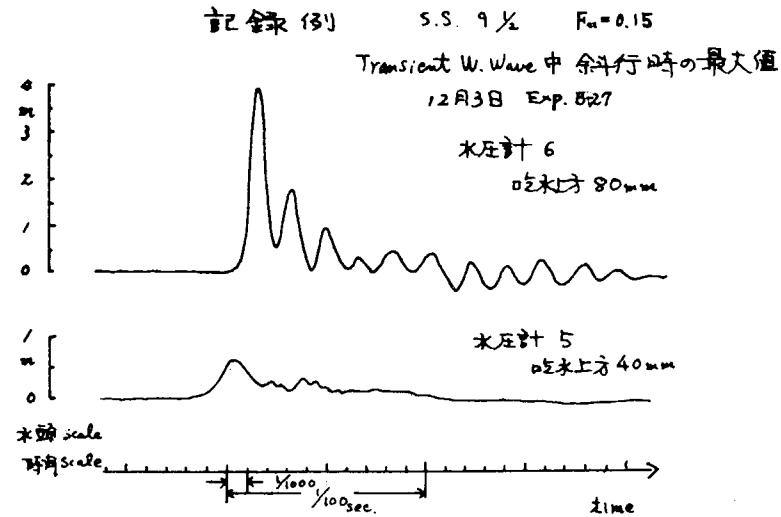


Fig. 4.9.11

ヒストグラム

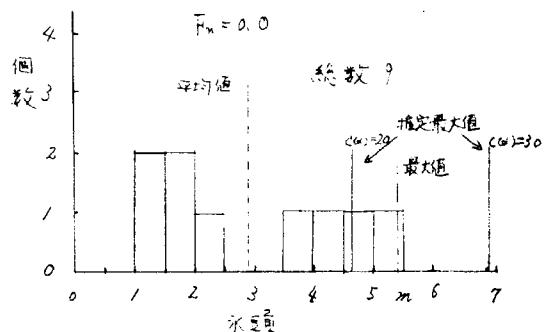


Fig. 4.9.12

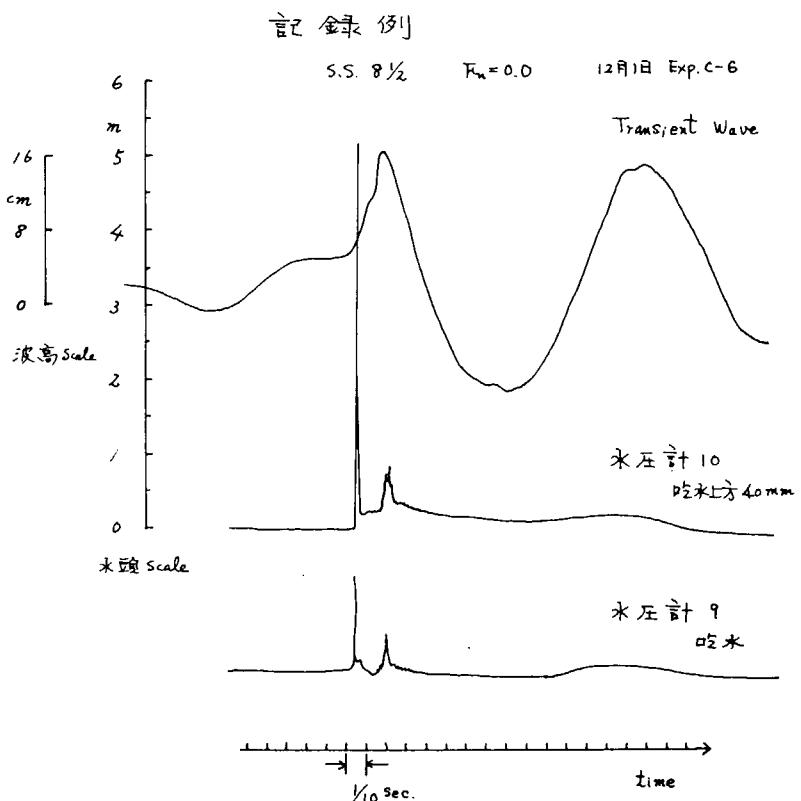


Fig. 4.9.13

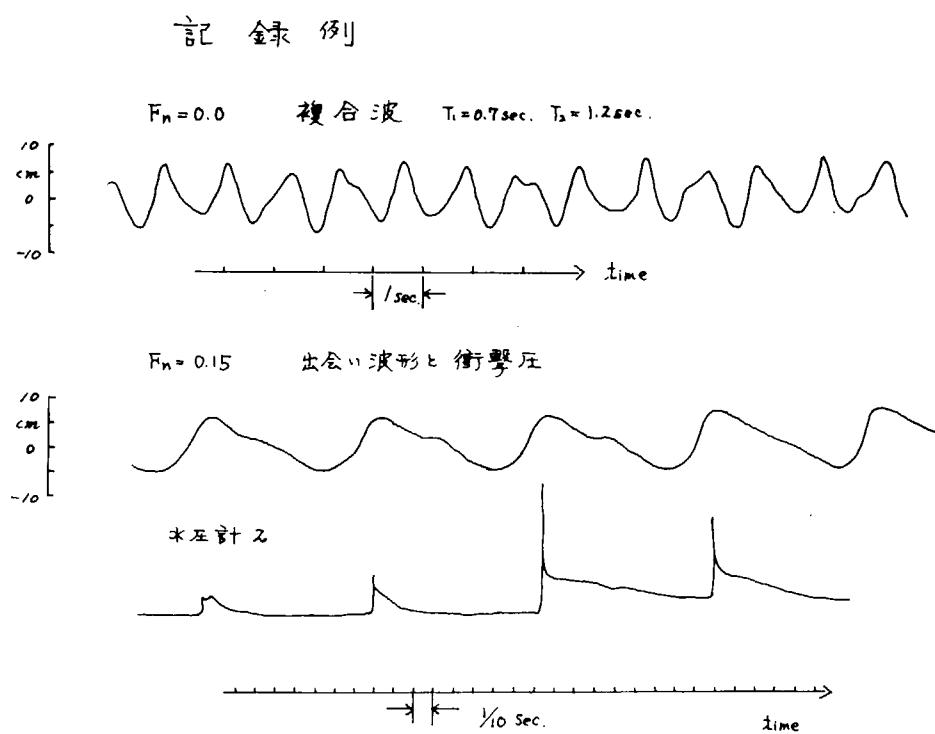


Fig. 4.9.14

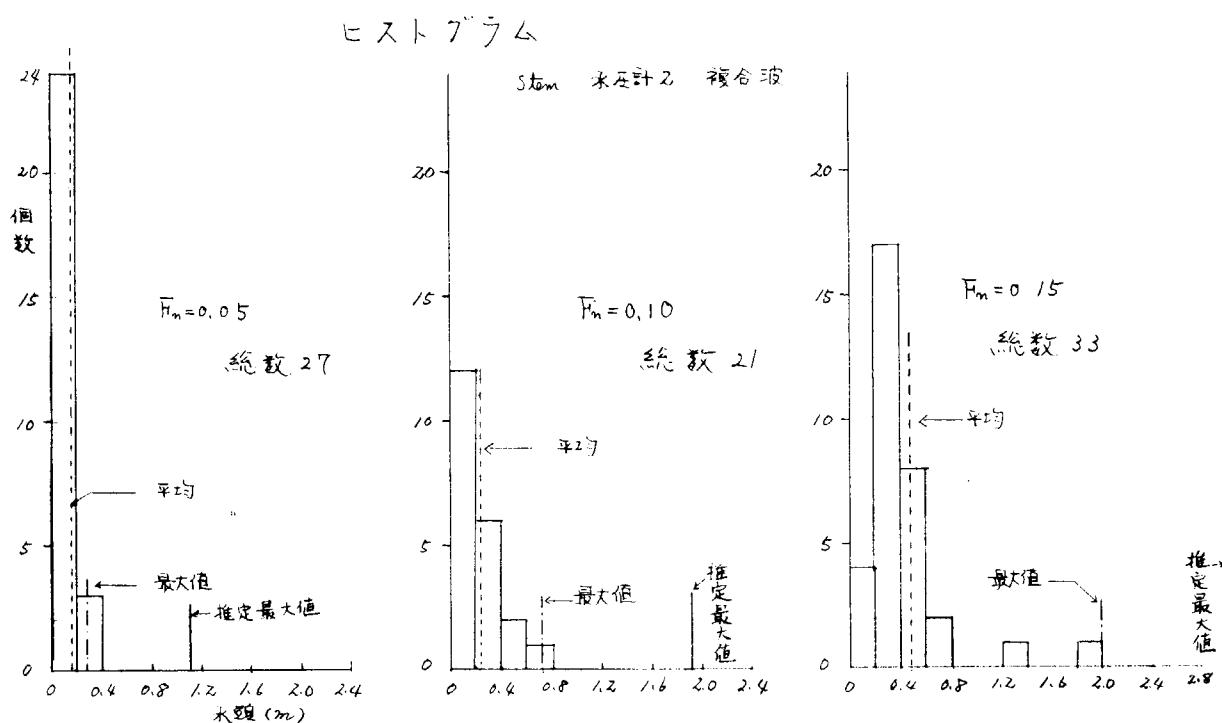


Fig. 4.9.15

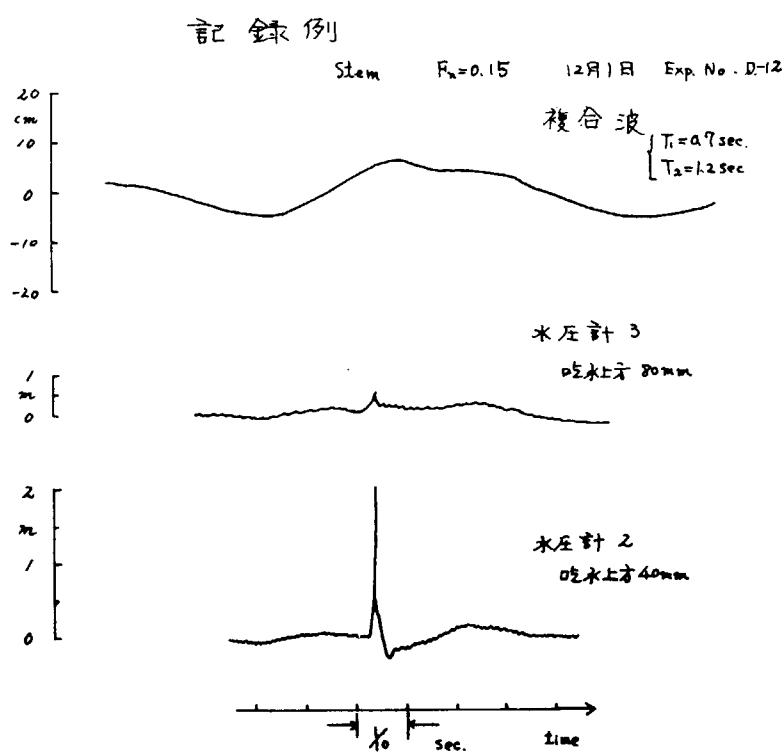


Fig. 4.9.16

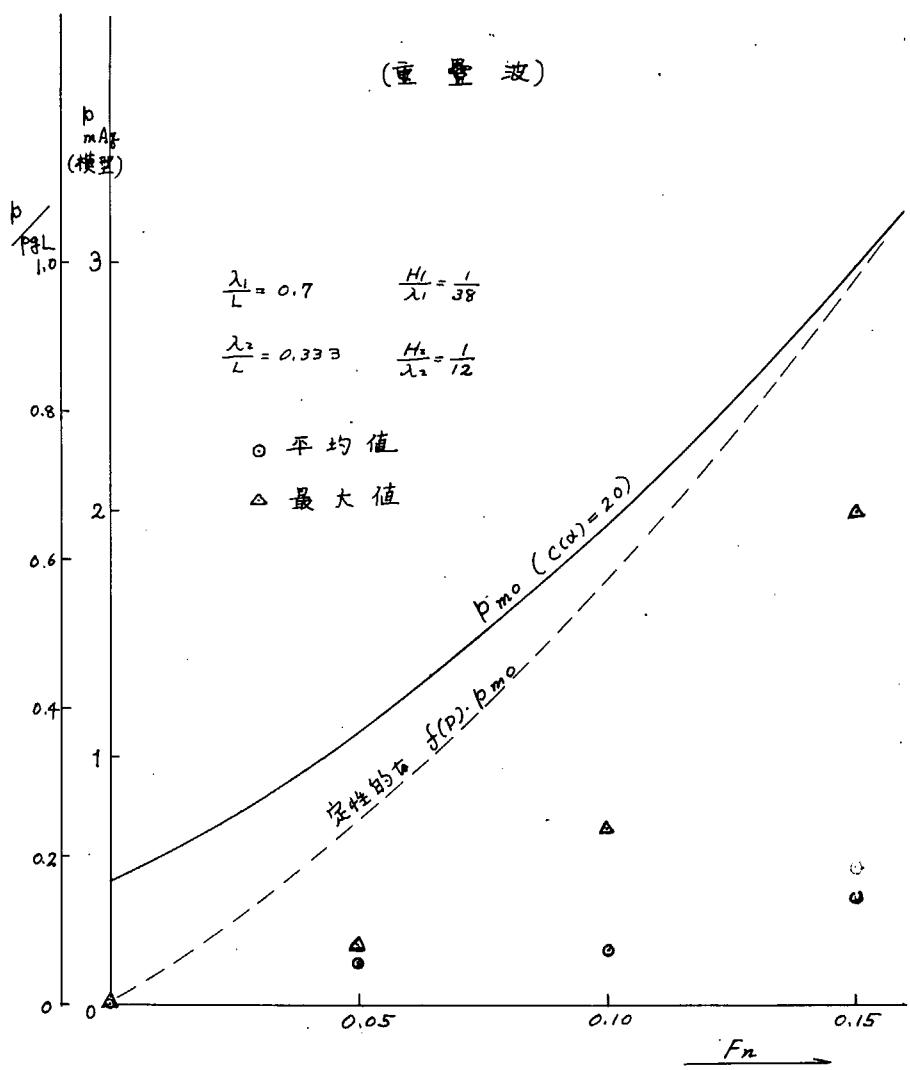


Fig. 4.9.17 船速の影響

4. 推定例

4.9.10式を用いて2,3定性的な計算を行って見る。

先づ海面とし風速 25m/sec のときのFully arisen seaに対するITTCスペクトルを用いると、 m_0 , m_2 , m_4 及び波高, orbital velocity, 波傾斜は次のようになる。

ITTC Spectrum $U = 25\text{m/sec}$		
$m_0 = 6.642$	$m_2 = 1.846$	$m_4^* = 0.9155$
$\sqrt{2m_0} = 3.645$	$\sqrt{\frac{3}{2}m_2} = 1.663$	$\sqrt{\frac{3}{2}m_4} = 1.172$
n	$H_{\max}(m)$	orbital vel(m/sec)
1 0 0	1 6 . 6	3.7 9
1,0 0 0	1 8 . 9	4.5 5
1 0 . 0 0 0	2 2 . 8	5.2 1
1 0 0 0 0 0	2 5 . 3	5.7 8
		$\text{H}_w(\deg) \quad \text{H}_w = C(n) \frac{57.3}{g} \sqrt{\frac{3}{2}} m_4$
		1 5 . 6
		1 8 . 7
		2 1 . 5
		2 3 . 9

* $S(\omega) \cdot \omega^4$ は $\omega = 1.6$ で実は 0 でなくそれより大きい ω で殆んど cost となるため、高周波の波まで入れると、波傾斜は更に大きくなる。短い崩れ波がそれに相当する。

これより見て、 transient wave の orbital velocity ($H = 2.4\text{m}$, $V = 13.6\text{m/sec}$) は異常に大きいことがわかる。

今 $n = 10.000$ に相当する最高値の希望値を用いて2,3の検討を行って見る。

(1) 船速の影響

船速による船体表面法線速度の変化の影響を見るため、pitch, roll, yaw, heave, sway を総て 0 とした場合、 F_n を 0, 0.05, 0.10, 0.15 に変化させた時の bow flare 部の P_{mo} の変化を Fig. 4.9.18 に示す。
bow では船速の影響は非常に大きい。

(2) 縦ゆれ影響

船体運動のうち最も支配的と思われる縦ゆれの影響を見るため縦ゆれ角を変化させた場合を $\alpha = 60^\circ$, $\alpha = 45^\circ$ の両方について計算した結果を Fig. 4.9.19 に示す。但し縦ゆれ周波数を 0.5 とし、縦ゆれによる上下速度は full に寄与するとした。

尙ここに示すのは P_{mo} であり、実際の P_{max} は $\alpha = 60^\circ$ の方が平手打発生頻度が小さく $f(E)$ が小さいことから全体として低くなることが予想される。

(3) 位置の影響

船体前後位置によって、船速の寄与する割合が違うので、その影響を計算したのを Fig. 4.9.20 に示す。当然ながら船首に近づくにつれて船速の分速が増えて衝撃圧は大きくなる。

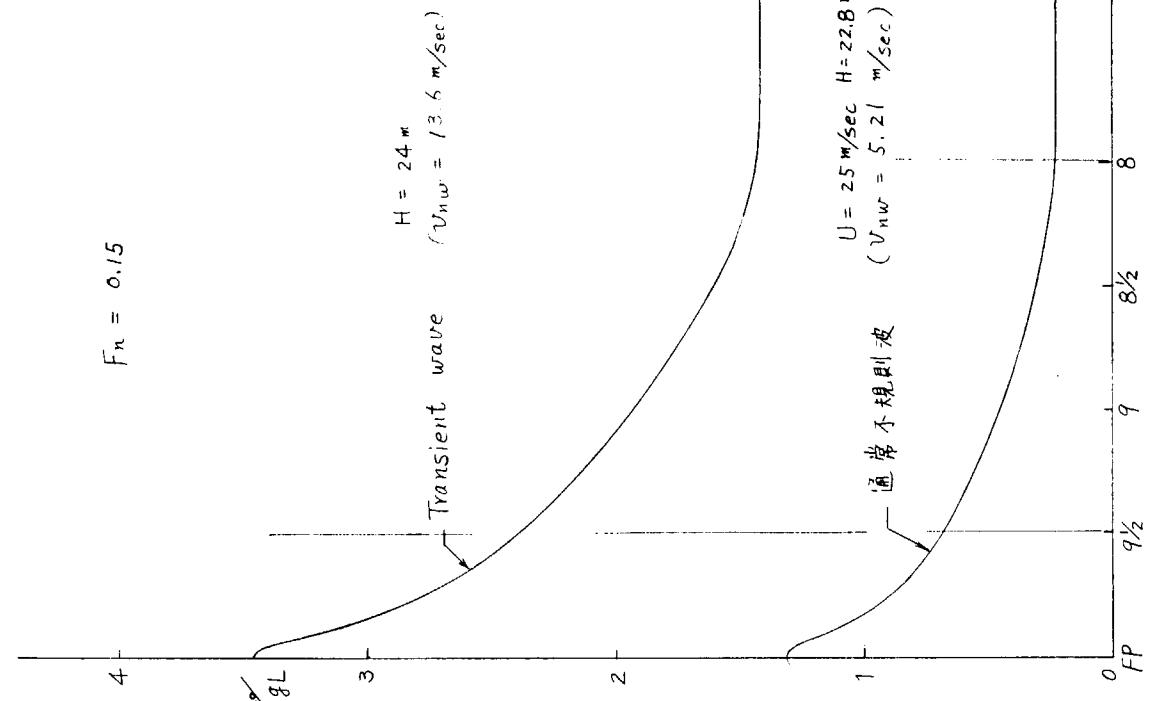
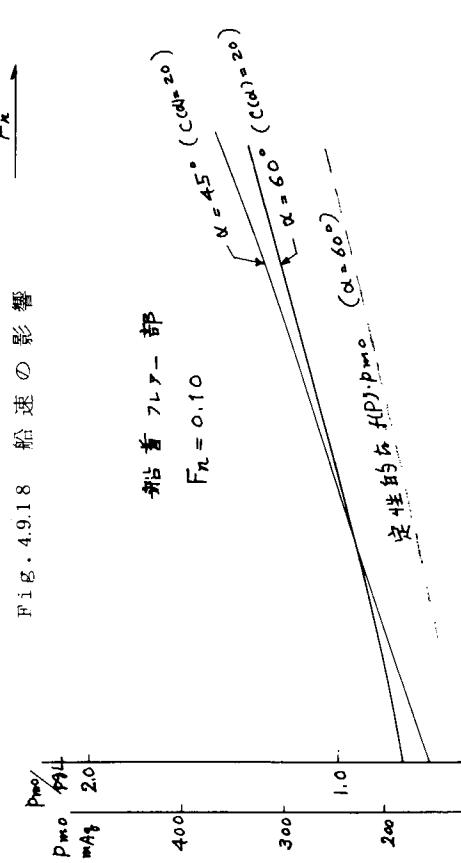
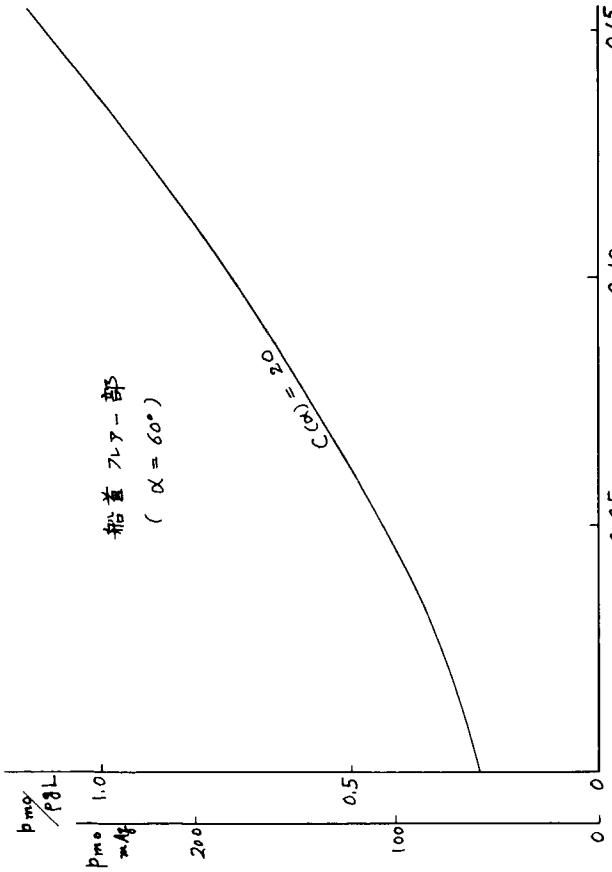


Fig. 4.9.19 船速の影響
Fig. 4.9.20 位置の影響

参考文献

- 1) Bagnold, M.A. : "Intern Report on Wave-Pressure Research" Journal of Institute of Civil Engineering Vol. 12, 1939
- 2) 光易恒 : "碎波による衝撃的波圧(1)"
第12回海岸工学講演会 1965, 11
- 3) Wagner, V.H. : Über Stosz-und Gleitvorgänge an der Oberfläche von Flüssigkeiten"
ZAMM Vol12, No 4, 1932
- 4) Chuang, Sheng-Lun : "Investigation of Impact of Rigid and Elastic Bodies with Water" DTMB Report 3248, 1970
- 5) Denny D.F. : Further Experiments on Wave Pressure" J. Inst. Civil Eng, 1951
- 6) 高木又男 : SR131研究部会報告 163号 昭47.3月 P150
- 7) 竹沢誠二 : SR131研究部会報告 176号 昭48.3月 P221

5. 甲板衝撃に関する研究

5.1 まえがき

過去2年間の実験研究にひきつづき本年度実施された船首甲板の青波衝撃に関する研究結果を報告する。「笠木山丸」の模型による正面規則波および不規則波中の曳航試験における青波衝撃圧力の大きさ、その衝撃によるWhipping、二次元模型の大振幅強制上下揺による甲板水圧、青波衝撃圧の近似算定などからなっている。

5.2 船首甲板の青波衝撃の模型実験結果

5.2.1 緒言

鉱石運搬船「笠木山丸」の模型の正面規則波および不規則波中の曳航実験によって船首甲板の青波衝撃圧力の大きさ、分布、頻度などについて得られた実験結果について報告する。それらの一部については既に表してある。圧力、波高、曲げモーメント、船の縦揺・上下揺、船首速度などの計測要領はFig. 5.2.1に示す。

5.2.2 正面規則波中の船首甲板の青波衝撃圧力

(1) 船首甲板の垂直最大速度に対する青波衝撃圧力の変化

正面規則波中の曳航実験により船首甲板に打上げた青波衝撃の平手打圧力をF.P.の垂直最大速度に対して示したのがFig. 5.2.2～5.2.4である。本来ならば青波の甲板上へ落下時の速度をとるべきであるが、船体の縦運動と青波落下の位相差はかなり複雑であり、実船の運動性能と青波衝撃圧の大きさとの相関を知るためにこの最大速度との関係を知る方が簡便であるため、このように整理してみた。 $\lambda/L = 0.5, 1.0, 1.2$ のそれぞれの図において、 h_0 ：半波高、 f_F ：F.P.の乾舷とし、 h_0/f_F の変化に対する圧力の大きさを区分してある。そして P_{D1} 、または n_{D1} の最大の値を結ぶ直線をひいてある。この図よりわかるなどを列記する。

- (a) この実験では $h_0/f_F \leq 0.68$ の範囲で計測されたが、青波衝撃は $h_0/f_F = 0.22 \sim 0.68$ でかなり大きい圧力を与えている。
- (b) h_0/f_F の種々の値に対する n_{D1} の V_F に対する変化の傾向はかなり複雑であるが、それは船体縦運動、Statical swell-up, dynamical swell-up, piled-up spray, scooping waveなど種々の現象の複雑な相関関係によるものである。
- (c) h_0 ：甲板冠水の有効高さ、 v_r ：青波と甲板との相対速度、 ϕ ：青波の速度ポテンシャル、 ρ ：水の密度とするとき青波衝撃による圧力 P は

$$P = \rho g h_0 + \rho v_r^2 / 2 + \rho \partial \phi / \partial t$$

で与えられると思われるが、この中の各量を理論解析によって求めることは現在のところはむずかしい。特にこのような現象に対応するのはどのようにして求めるべきかについては何もわかっていない。 n_{D1} と V_F とに簡単な関係が見出せない原因は P の各項がどのような大きさで影響しているかがわからないためであろう。

- (d) このような状況のもとではこれらの図中に書いた直線で、 V_F と n_{D1} との関係を、実用的には、知る方がよいであろう。ただしこの問題については今後の検討が必要であるため近似式までにはまとめなかつた。
- (e) λ/L の変化によって青波衝撃をうけ始める V_F の値が異なるのはそれで船体縦運動その他が異なることによる。
- (f) λ/L が変化しても n_{D1} の最大値を結んだ直線の傾斜はほとんど同じである。

(2) 甲板の位置による青波衝撃圧力の変化

正面規則波中の船首甲板の青波衝撃の平手打圧力の位置および波高による変化をFig. 5.2.5に示す。これは λ/L による変化も同時にまとめて示してある。この図より判明することを列記する。

- (a) $C_s = 0.684$ の中速貨物船と $C_s = 0.824$ の鉱石運搬船とでは F_N の変化に対する P_{D1} 、 P_{D3} の変化の傾向が異

っている。今回の鉱石運搬船の場合 F_n が変化しても衝撃圧にそれほど大きな変化がみられない。この原因としては船首水線下の形状の相違によるものと思われる。

- (b) P_{D1} の方が一般的に P_{D3} より大きい。
- (c) $\lambda/L = 0.5 \sim 1.2$, $F_n = 0.1 \sim 0.2$ の範囲で、無次元の青波衝撃圧 $n = p/\rho g d_F$ (d_F : F.P. の吃水) は最大で約 2 程度の値となっている。この n の値により実船での青波衝撃圧を推定出来る。

5.2.3 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃圧

2 種類の不規則波 A, B 中で速度をかえた曳航実験を行なった。その不規則波の成分波の長さの頻度分布を Fig. 5.2.6 に示す。この 2 種類の不規則波でそれぞれその有義波高を 8, 12, 16 cm と変化させて実験した。これらの不規則波は乾舷との比で示すと

$$(H_s/2)/f_F = 0.29, 0.43, 0.58$$

である。

(1) 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃圧の有義値

甲板上の各位置および F_n に対する変化を $H_s/2 = 12, 16 \text{ cm}$ に対してそれぞれ不規則波 A, B につき Fig. 5.2.7, 5.2.8 に示す。これらの図で注意を要するのはこの圧力は同時分布ではないことである。この図で $F_n > 0.25$ における実測値は、このような高速ではこの船は走らないが、甲板衝撃の性質を知るために参考として実験したものである。このような実験結果より判明することを列挙する。

- (a) 不規則波 A と B とでは Fig. 5.2.6 にみられるごとく、成分波の構成が異っているにも拘わらず、衝撃圧の大きさはそれほど大きな差異はない。 F_n の変化に対して圧力の大きさの変化は細かい点では差異はみられるが、このような衝撃では船体運動と青波の落下状態の位相関係で微妙な差異を生ずるであろうと思われるが、衝撃圧の大きさにはそれほど差異はないと思われる。
- (b) この船がこのような不規則波中を航行した場合船首甲板にかかる青波衝撃圧の大きさは無次元値で最大で、 $(H_s/2)/f_F = 0.58$ のとき
- $n = 3$
- 程度である。
- (c) 有義波高が大きい程そしてその有義波高の大きさにほぼ比例して有義青波衝撃圧は大きくなっている。
- (d) 正面波中では甲板上の D1 ~ D3 の範囲すなわち F.P. より 0.03 L より前方の甲板で衝撃圧は大きく、これより後方では一般に小さい。
- (e) さらに P_{D1} が一般に一番大きい。すなわち F.P. の甲板付近に一番大きい青波衝撃が作用する。

(2) 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃圧の有義値の分布

Fig. 5.2.9 に示す。不規則波 A, B を一緒に示してある。また甲板上の各位置における青波衝撃圧の有義値を、 $(H_s/2)/f_F = 0.43, 0.58$ それぞれに対して F_n の変化に対応して立体的に示したものである。この図より判明することは次のようである。

- (a) 不規則波のスペクトルはかわっても青波衝撃圧の有義値の甲板上の分布はほとんど似ている。
- (b) それは D1 にて一番大きく、甲板上でこの点より後方にゆくにつれて小さくなっている。

この分布は時間的な同時分布ではないことは注意すべきである。

船首甲板の動的強度または青波衝撃による船体の whipping などについてこの実験結果を用いるときには注意を要する。

(3) 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃圧の頻度分布

不規則波 A と B 中での曳航実験によって、船首甲板の各場所の青波衝撃圧の平手打圧力の大きさの絶対値および

無次元値（これにより実船での圧力に換算される）の頻度分布を Fig. 5.2.10～5.2.12 に示す。

これらの図は $F_n = 0.10 \sim 0.30$ における計測結果を示してあるが、この鉱石運搬船の運航速度は $F_n < 0.20$ であり、 $F_n > 0.20$ の実験はこの種甲板の青波衝撃圧力を支配する要因を理解する参考として行われたものである。これらの図をみてわかったことを箇条書きにすると次のとおりである。

- 不規則波の構成素波は A と B とで Fig. 5.2.6 でわかるごとく異っているが、青波衝撃圧の頻度分布にはそれほど有意な差はみられない。この結果は不規則波 A, B の素成波の $\lambda/L = 0.75 \sim 1.25$ の範囲内で累積頻度がそれほど大きな差違がないことによるものと思われる。不規則波 A と B では $\lambda/L = 2.5 \sim 3$ での頻度に大きな差がみられるが、このような素成波は青波衝撃という現象にそれほど有意な差を生じないであろうことは容易に想像されるところである。
- このような青波衝撃圧の頻度分布はすでに示した Fig. 5.2.5, Fig. 5.2.7, Fig. 5.2.8, Fig. 5.2.9 に示した規則波中および不規則波中の有義圧力の甲板各位置の大きさの分布とほとんど同じ傾向を示している。すなわち D1, D2, D3, D4, D5 の順に甲板の後部にゆくに従って圧力の大きさは小さくなっている。
- ここでは $H_{1/3} = 12, 16 \text{ cm}$ ($H_{1/3}/2$) $f_F = 0.43, 0.58$ のみの結果を示してあるが、 $H_{1/3}$ に関する青波衝撃圧の大きさの頻度は比例した分布となっている。

この実験で水槽に発生させた不規則波と実際の海洋波とのスペクトル相違との甲板の青波衝撃の大きさの頻度については今後の研究が必要である。

5.2.4 正面不規則波中の波浪曲げモーメントと青波衝撃による whipping

正面不規則波中の船体の波浪縦曲げモーメントおよび青波衝撃による whipping 曲げモーメントの計測結果を Fig. 5.2.13～5.2.18 に示す。

(1) 波浪曲げモーメントの頻度分布

波浪による曲げモーメントの船体中央部の値とその無次元量の頻度分布を有義波高 $H_{1/3} = 8, 12, 16 \text{ cm}$ 別に Fig. 5.2.13～5.2.15 に示す。それぞれにおいて $F_n = 0 \sim 0.2$ と変化させてある。波浪中の曲げモーメントは hogging と sagging とが 0 に対して対称ではないが、それらを平均して

$$M = (\text{hogging} + \text{sagging}) \text{ bending moment} / 2$$

をとり、有義波振幅 $H_{1/3}/2$ で無次元量としてある。不規則波中の曲げモーメントは平均波振幅による無次元化もあるが、ここでは有義波を用いた。

この波浪曲げモーメントの頻度分布は次に示す青波衝撃による whipping 曲げモーメントとの比較のために示したものである。この模型の縦曲げの剛性は実船との相似則は考えていないので、この結果を実船にそのまま換算することは出来ない。

(2) 青波衝撃による whipping 曲げモーメントの頻度分布

正面不規則波中の青波衝撃による whipping 曲げモーメントの無次元量の頻度分布を有義波高および F_n の変化に対して示したのが Fig. 5.2.16～5.2.18 である。ただし $F_n > 0.25$ の実験は参考のためである。これらの図中には実船のスケールに換算した有義波高も示してある。無次元の whipping 曲げモーメント C_V は

$$C_V = M_V / M_{1/3}$$

M_V : whipping 曲げモーメントの片振幅

$M_{1/3}$: 有義波浪曲げモーメントの片振幅

である。 $M_{1/3}$ を実船に関して求めれば、この C_V を用いて、この種の不規則波中の実船の whipping 曲げモーメント、従って whipping による曲げ応力を推定することが出来る。

この計測結果より判明したことを要約すると次のようである。（ $F_n \leq 0.2$ ）

(a) 実船のスケールの有義波高と C_V とは当然のことであるが、 $H_{1/3} = 6.6, 9.8, 13.1 \text{ m}$ と大きくなるに従って C_V の平均値は大きくなる。

(b) 不規則波 A と B とでその頻度分布に多少の相違がみられるが、両不規則波を総合してみると C_V の最大値は F_n の増加と共に大きくなる。 $F_n = 0.15 \sim 0.2$ で存義波高との関係は

$$\begin{array}{lll} H \frac{1}{3} = 6.6 \text{ m} & \dots \dots \dots & C_{\text{vma}} \doteqdot 0.7 \\ = 9.8 \text{ m} & \dots \dots \dots & \doteqdot 1.2 \\ = 1.31 \text{ m} & \dots \dots \dots & \doteqdot 1.3 \end{array}$$

である。

参 考 文 献

- 1) 造研: SR131 波浪外力に関する水槽試験, 163 (昭47.3)
 - 2) 造研: SR131 波浪外力に関する水槽試験, 176 (昭48.3)
 - 3) 川上義男: 船体の背波衝撃強度について, 船論, 125 (昭44)

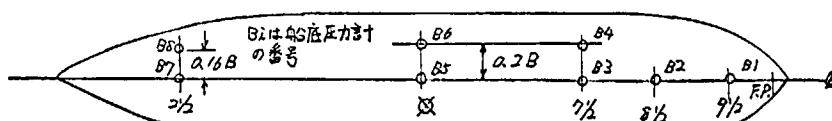
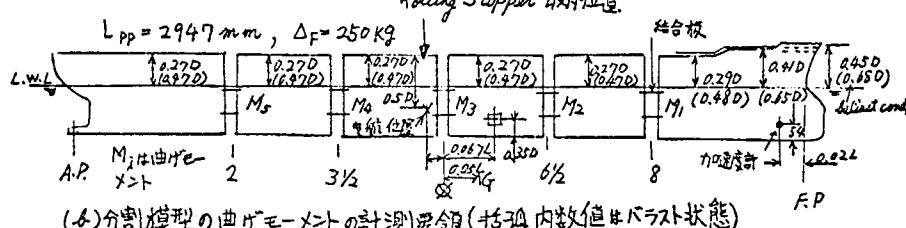
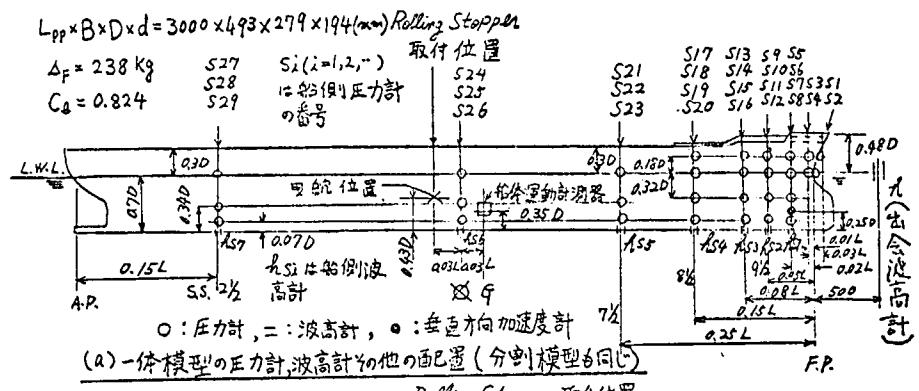


Table 5.1.1 運動および振動周期

項目	模型	一体(活載)	分割(活載)
総括周期(sec)	1.04	1.03	
上下括周期(sec)	1.11	1.11	
垂直二節振動力 (kgf)	—	0.19	

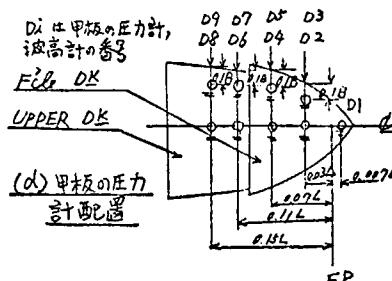


Fig. 5.2.1 一体および分割模型の圧力計、波高計、曲げモーメント
その他の計測・卓越振動およびそれらの番号

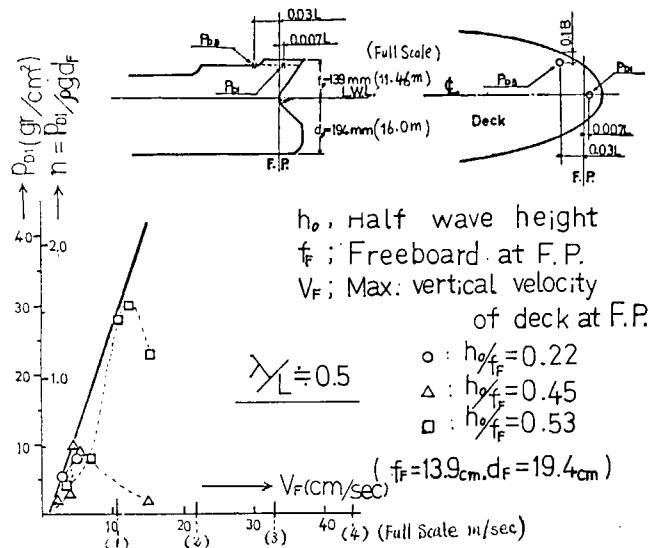


Fig. 5.2.2 正面規則波中の船首甲板の垂直最大速度に対する
青波衝撃圧力の変化 ($\lambda/L = 0.5$)

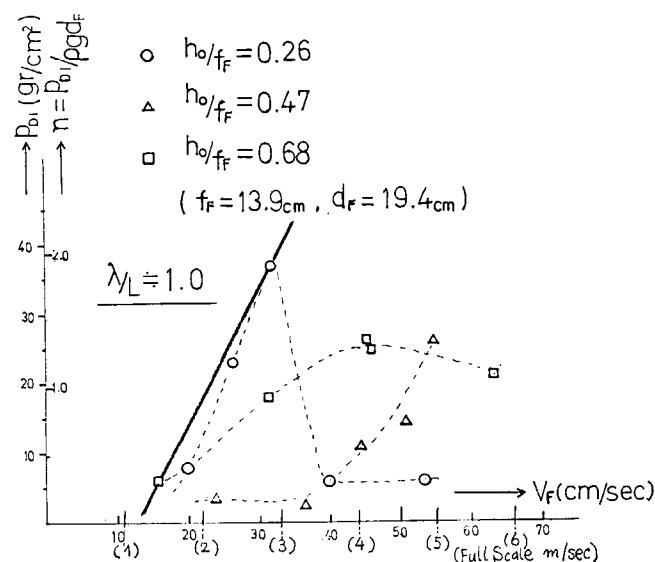


Fig. 5.2.3 正面規則波中の船首甲板の垂直最大速度に対する
青波衝撃圧力の変化 ($\lambda/L = 1.0$)

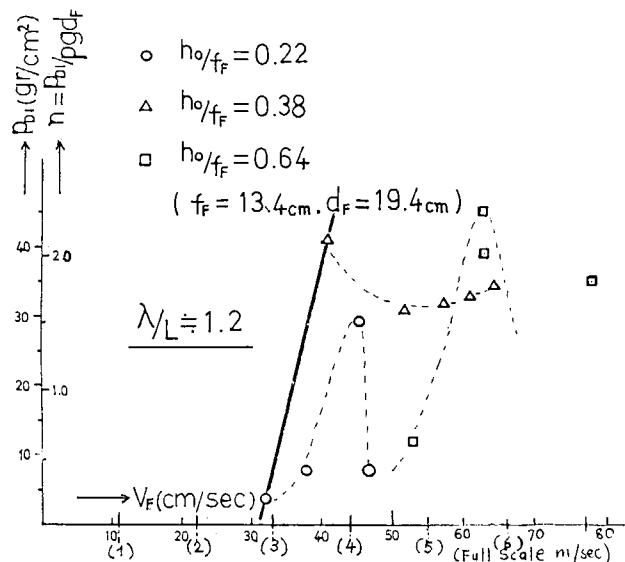


Fig. 5.2.4 正面規則波中の船首甲板の垂直最大速度に対する青波衝撃圧力の変化 ($\lambda/L = 1.2$)

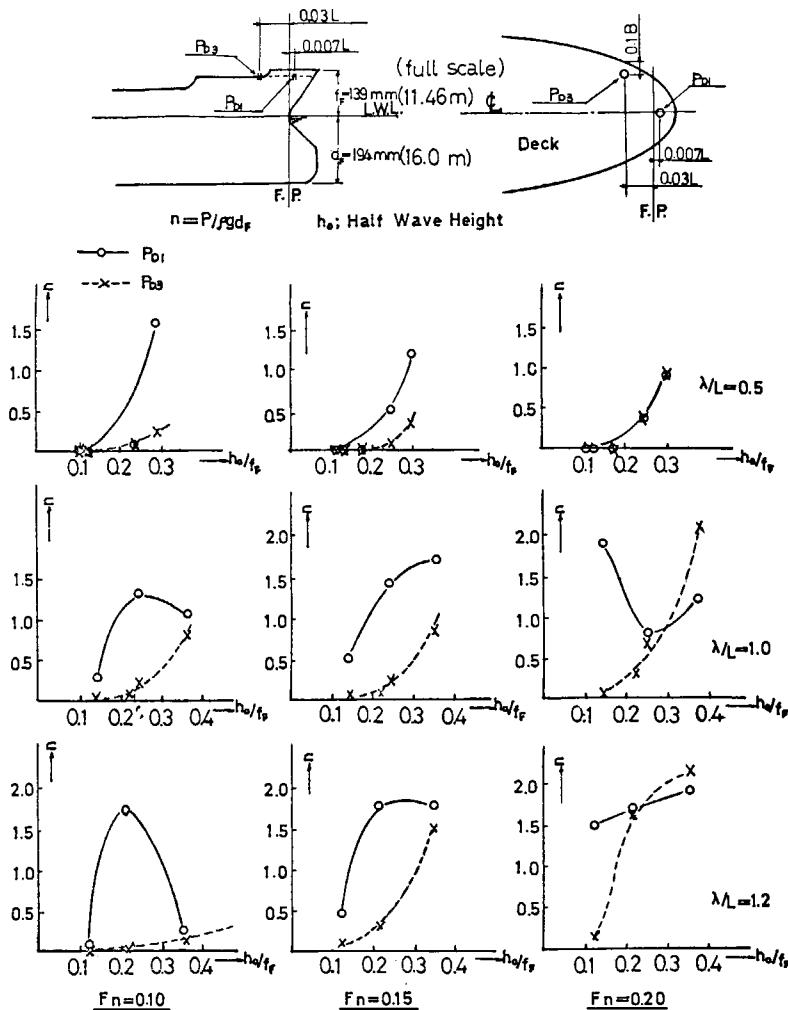


Fig. 5.2.5 正面規則波中の船首甲板の青波衝撃圧力の波高および場所による変化

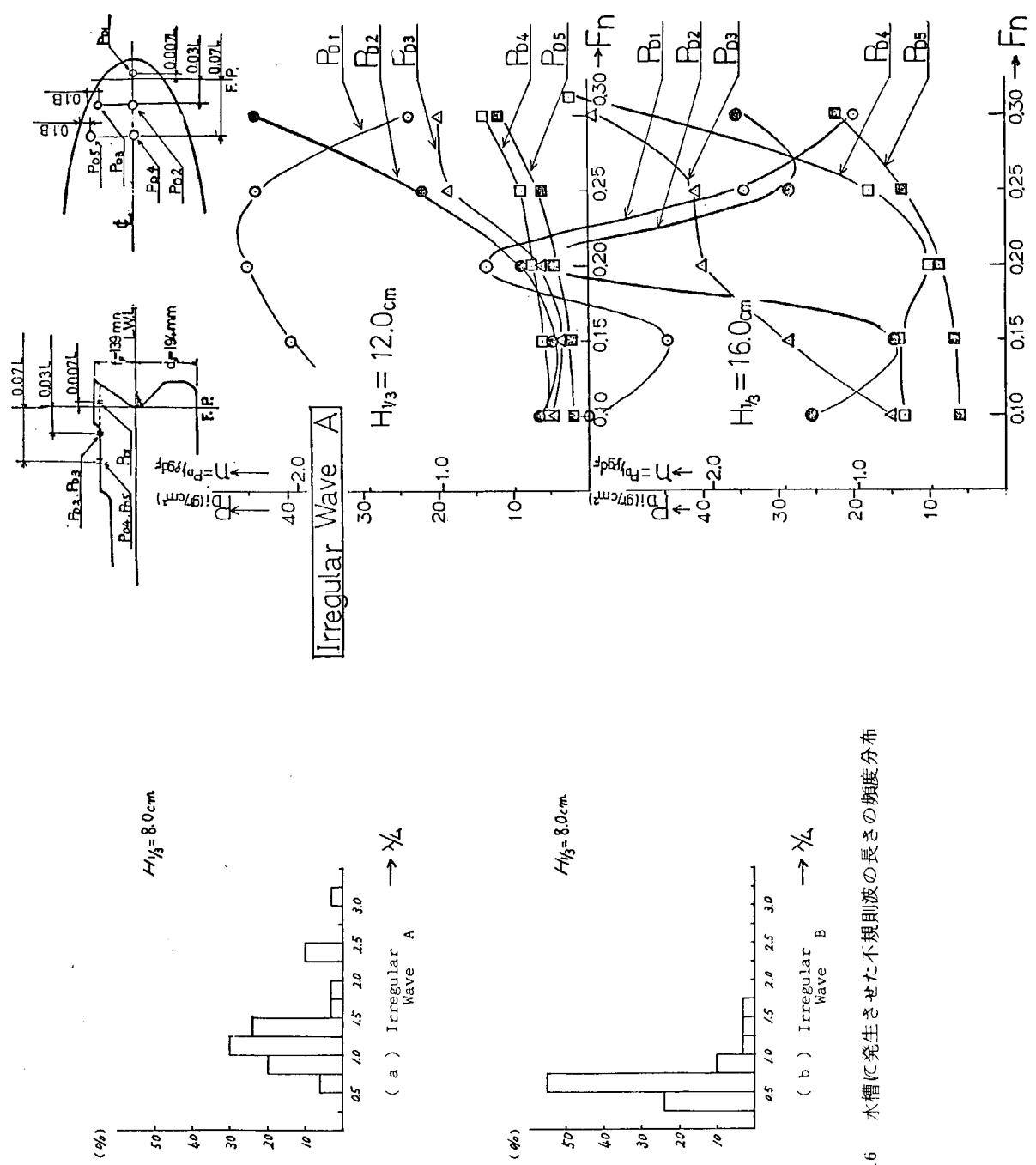


Fig. 5.2.6 水槽で発生させた不規則波の長さの頻度分布

Fig. 5.2.7 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃压の有義値の
 F_n による変化 (Irregular Wave A)

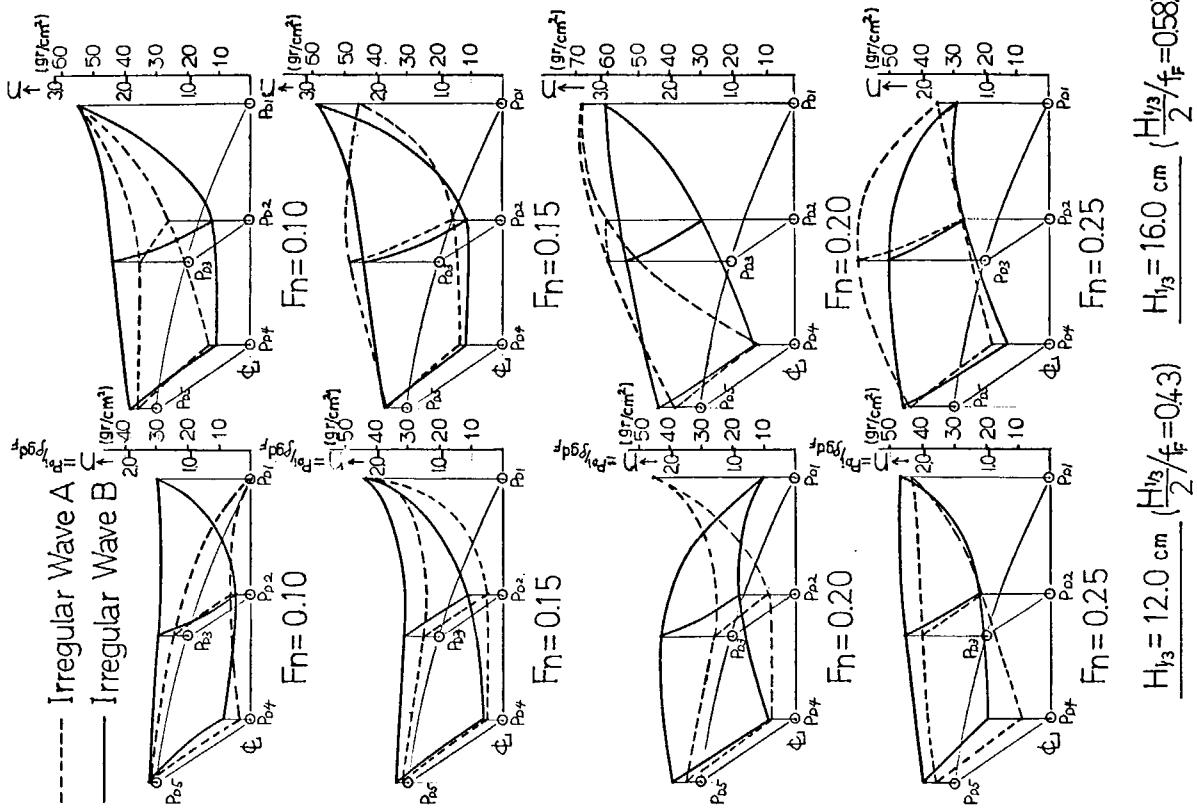


Fig. 5.2.9 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃圧の有義値の分布

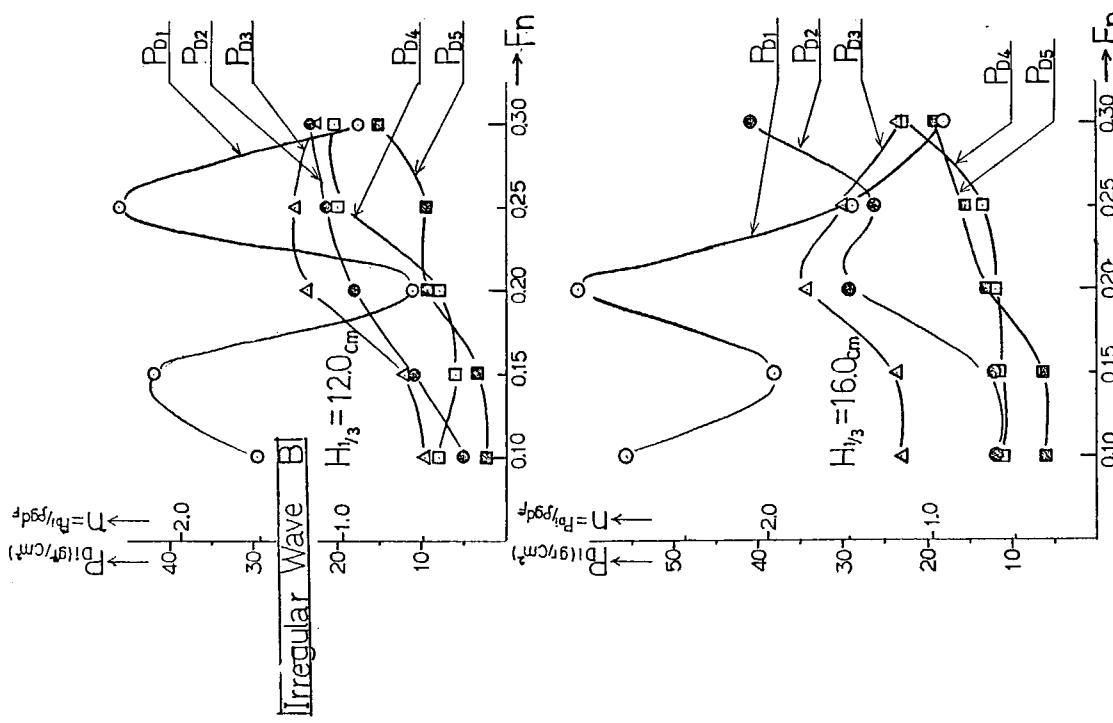


Fig. 5.2.8 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃圧の有義値の
Fnによる変化 (Irregular Wave)

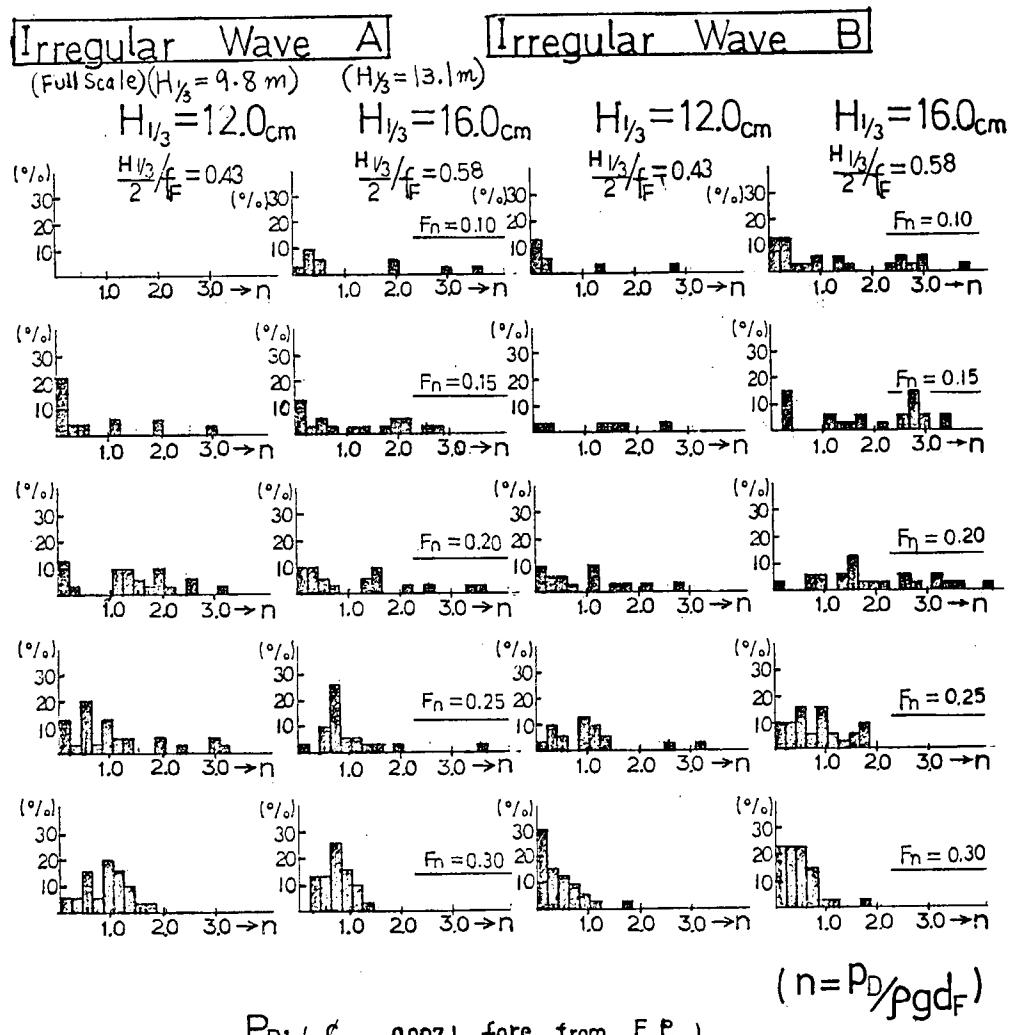
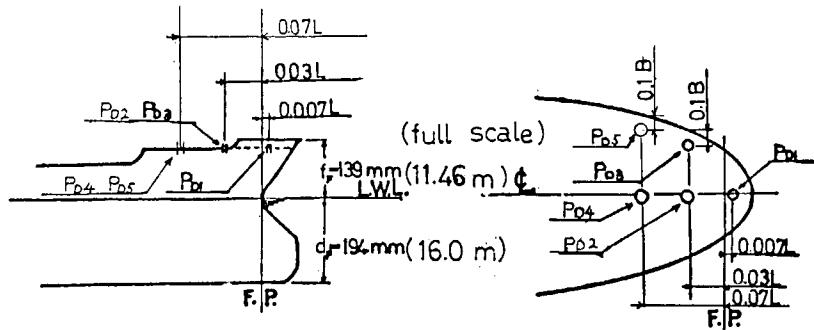
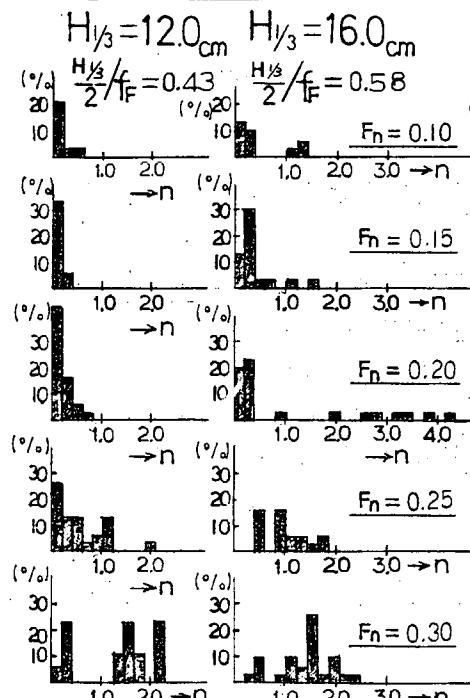


Fig. 5.2.10 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃圧の頻度分布 (P_{D1})

Irregular Wave A



Irregular Wave B

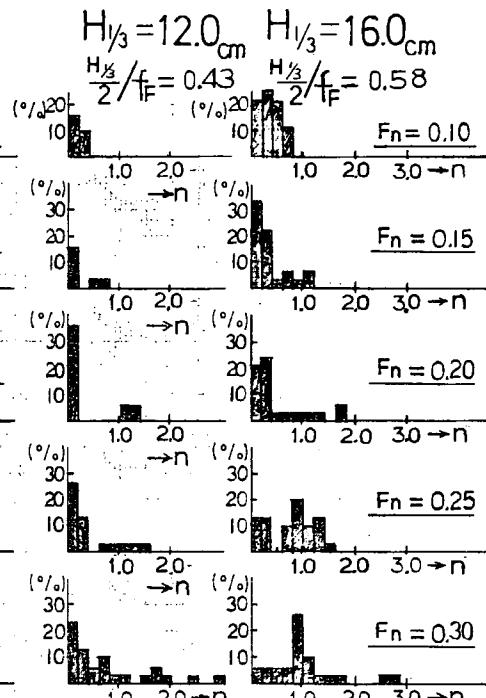
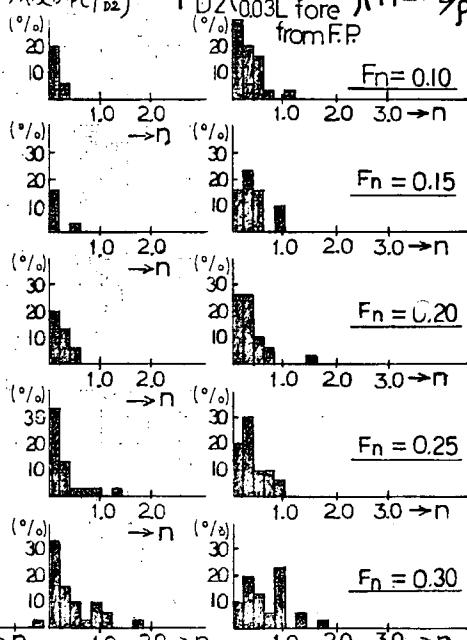
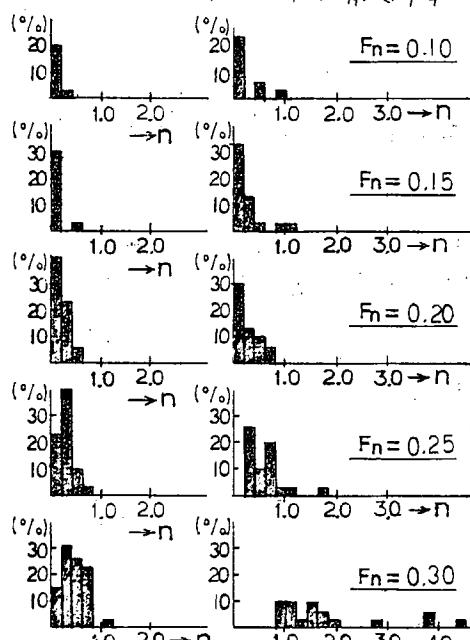


Fig. 5.2.11. 正面不規則波中の船首甲板青波衝撃圧の頻度分布 (P_{D2})



$P_{D4}(0.07L_{aft}) (n = P_D / \rho g d_F)$

Fig. 5.2.12 正面不規則波中の船首甲板の青波衝撃圧の頻度分布 (P_{D4})

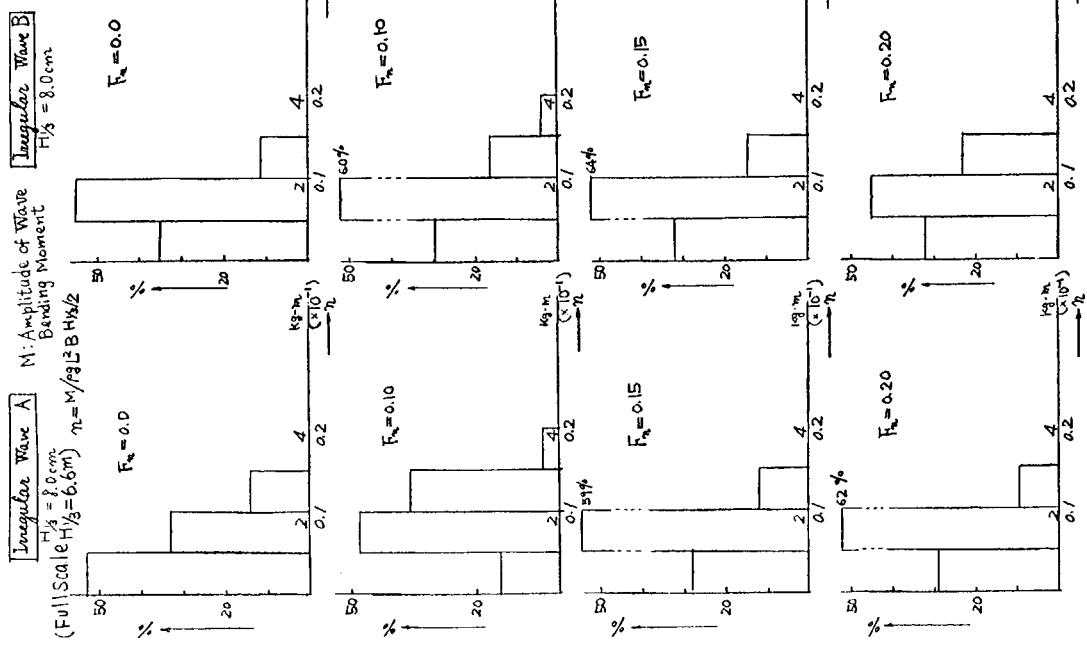


Fig. 5.2.13 正面不規則波中の波浪曲げモーメントの頻度分布 ($H_{1/3} = 8 \text{ cm}$)

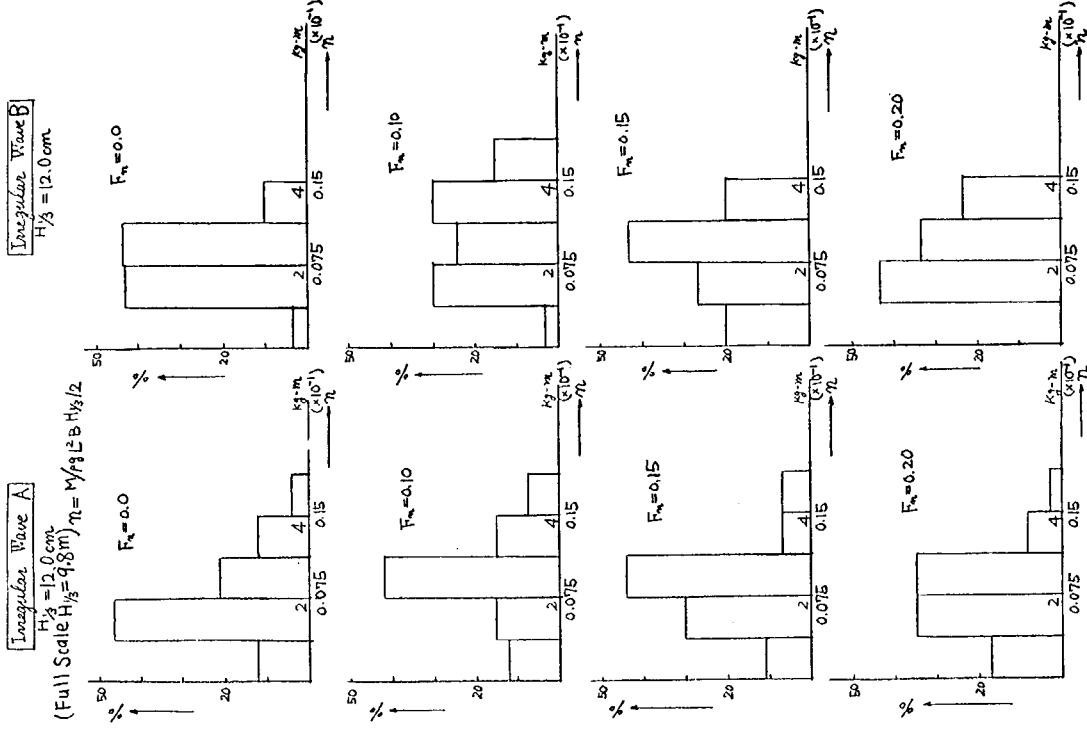


Fig. 5.2.14 正面不規則波中の波浪曲げモーメントの頻度分布 ($H_{1/3} = 12 \text{ cm}$)

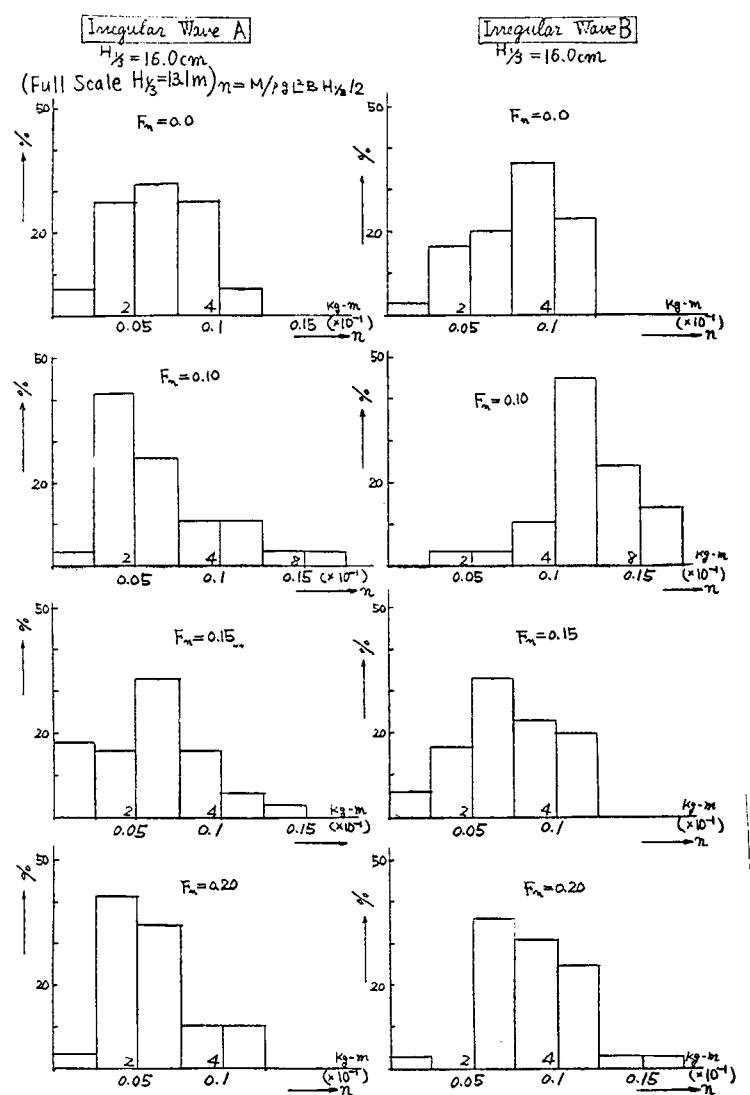
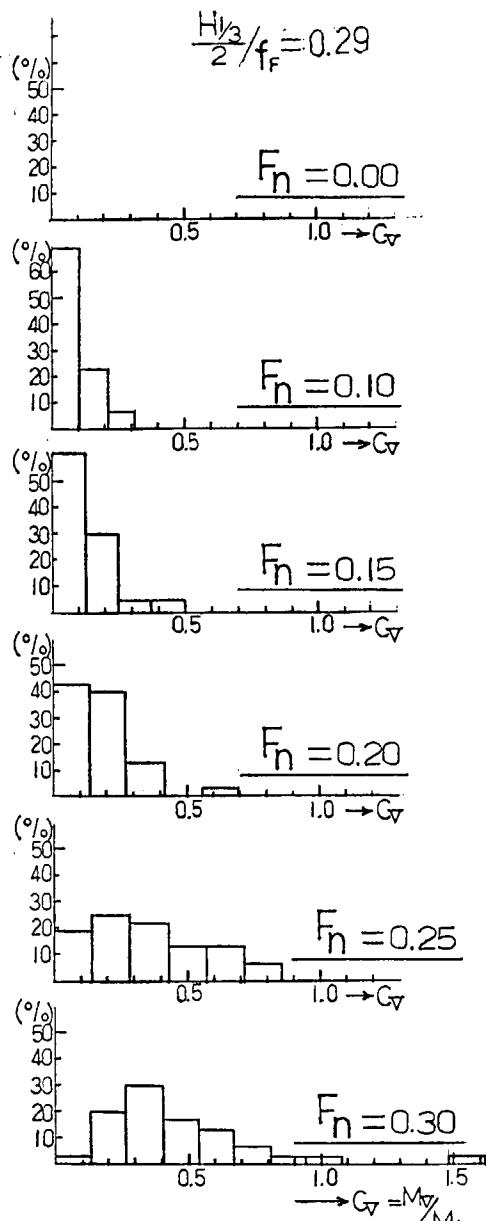
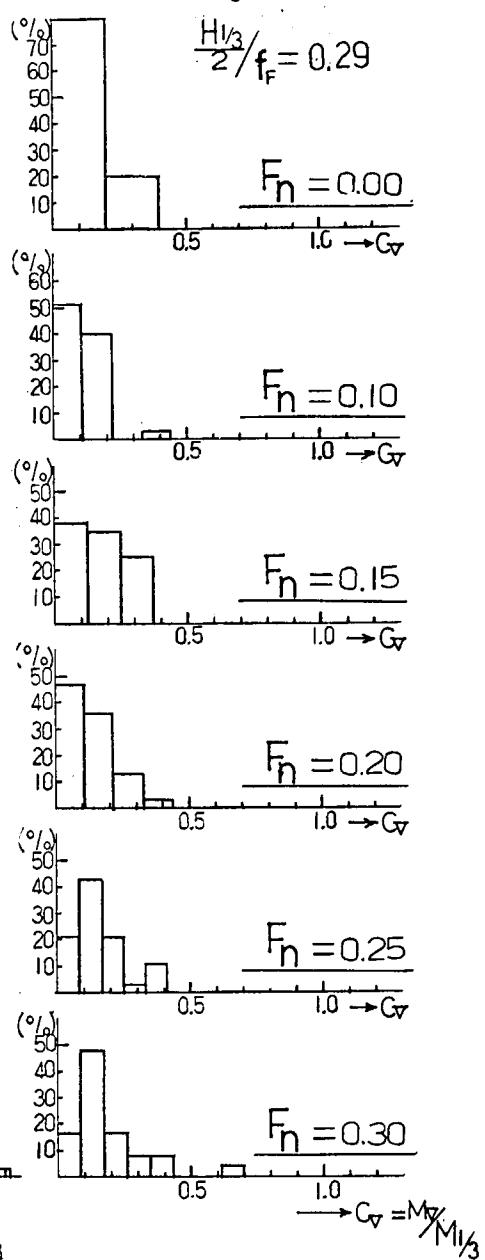


Fig. 5.2.15 正面不規則波中の波浪曲げモーメントの頻度分布 ($H_{1/3} = 16 \text{ cm}$)

Irregular Wave A
(Full Scale $H_{1/3} = 6.6m$) $H_{1/3} = 8.0\text{cm}$



Irregular Wave B
 $H_{1/3} = 8.0\text{cm}$



M_v : Amplitude of Whipping Bending Moment

$M_{1/3}$: Amplitude of Significant Wave Bending Moment

Fig. 5.2.16 正面不規則波中の青波衝撃による Whipping 曲げモーメントの
頻度分布 ($H_{1/3} = 8\text{cm}$)

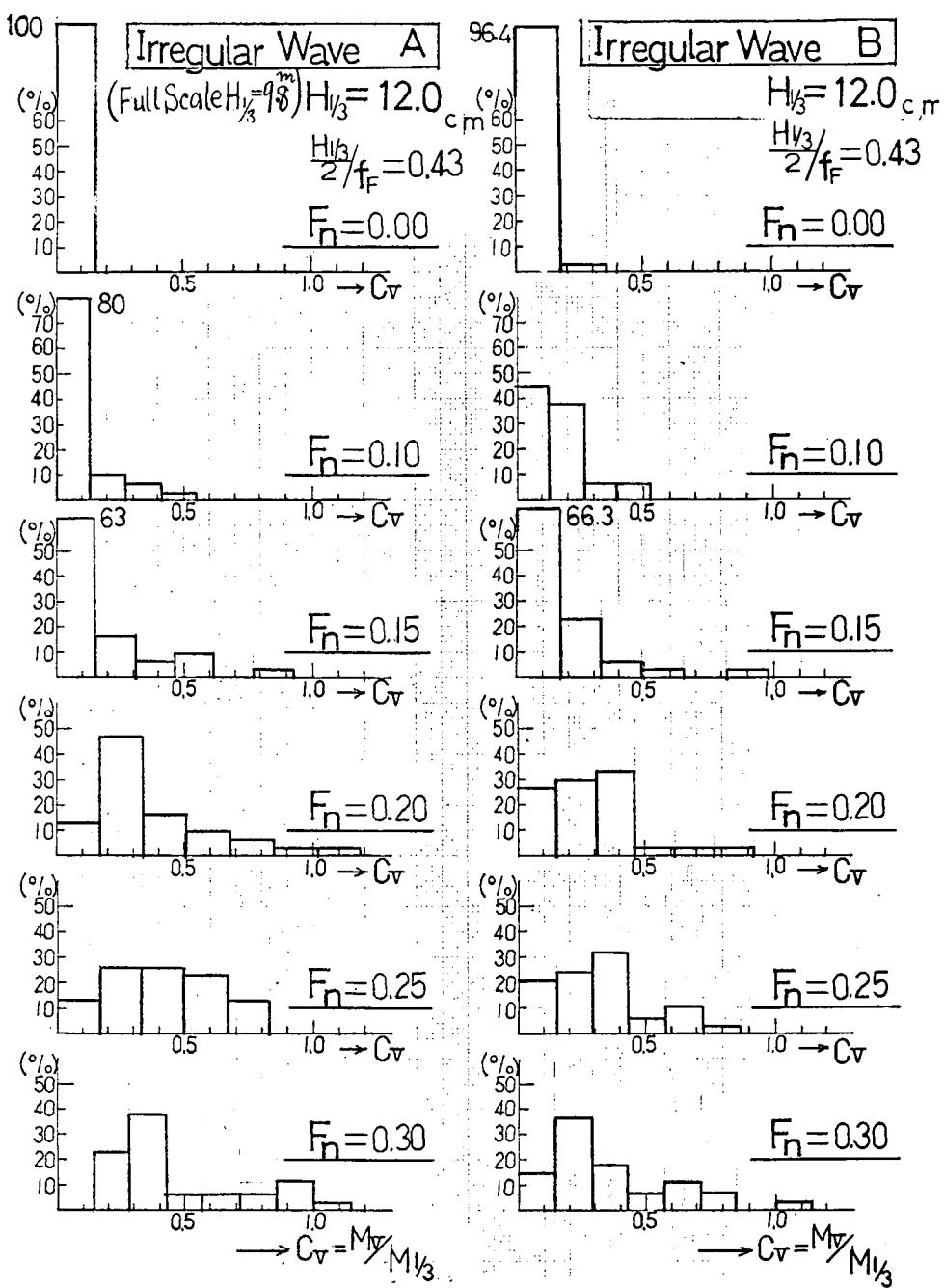


Fig. 5.2.17 正面不規則波中の青波衝撃による Whipping 曲げモーメントの
頻度分布 ($H_{1/3} = 12 \text{ cm}$)

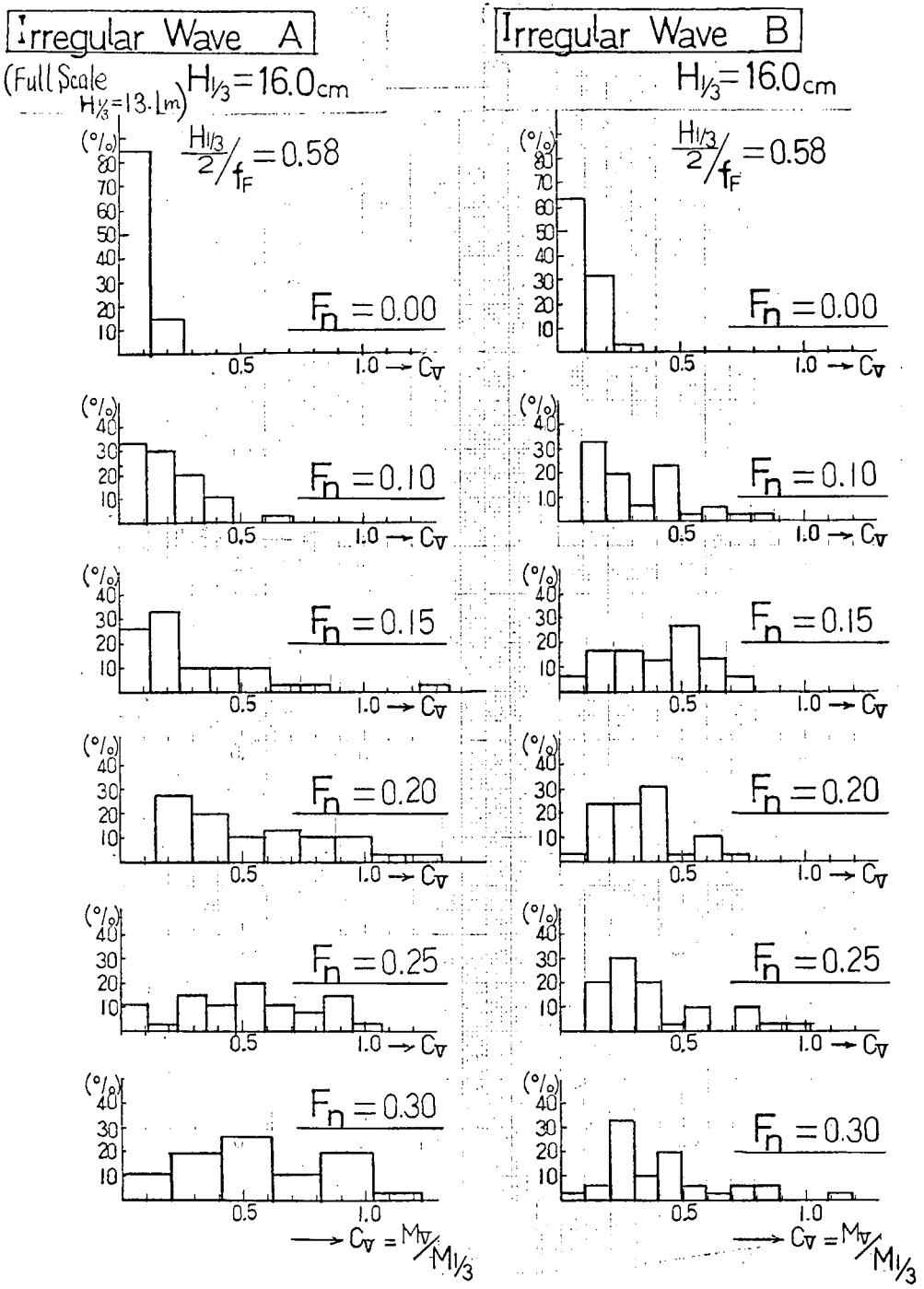


Fig. 5.2.18 正面不規則波中の青波衝撃によるWhipping 曲げモーメントの
頻度分布 ($H_{1/3} = 16\text{cm}$)

5.3 二次元模型の大振幅強制上下揺試験による甲板水圧の計測

5.3.1 まえがき

鉱石船笠木丸の S.S. 8½ の断面をもつ二次元模型の大振幅強制動揺試験によって、相対水位が乾舷を越えて甲板上へ水の打込みがある場合の甲板に働く水圧を調べた。海水打込み現象は複雑で、主に模型船の波浪中試験による研究が行なわれているが、本研究はそれらの研究とやゝ趣を異にし、前進速度の影響、船首部形状の三次元的変化等の影響をとりのぞき、問題を単純化して、相対水位と甲板水圧の関係を調べることに焦点をしぼっている。

5.2.2 実験方法

本実験は前述の 2.2 節「強制動揺試験による変動水圧の計測」に述べた実験と同時に行なったもので、実験方法は 2.2 節と同じであるが、一通りその内容について述べる。

(1) 模型

本実験に用いた模型は笠木丸の S.S. 8½ をもつ二次元模型である。その主要寸法を Table 5.3.1 に示す。

(2) 実験状態

上記のような二次元模型を Fig. 2.2.2 に示すようないわゆる二次元水槽の平水中において上下揺させた。上下揺のモードは正弦波であり、動揺の中心は平水中に満載吃水状態で静止している位置である。

上下揺の振幅と周期は Table 5.3.2 に示すような値とした。すなわち振幅は乾舷の 1/3 から 2 倍までの範囲とし、周期は実船換算値として 9 秒から 20 秒までの範囲とした。この周期は、船速が零の場合、波長が約 0.5 L から 2.2 L の範囲の向い波中の出会い周期に相当する。

(3) 計測項目

上下揺の振幅と周期、甲板水圧、相対水位、模型の上下揺によって生じる波の波高を計測した。甲板水圧の計測位置は Fig. 5.3.1 に示すように甲板中心線上 (P10) と、船側と甲板中心線間の中点 (P9) の二点である。

5.3.3 実験結果と考察

上下揺の振幅を漸次大きくしていくと、船側における相対水位の上下運動振幅も大きくなり、ついには、水位上昇が乾舷を越えて甲板上へ水が打込む。この打込みの状況を見ると、水は船側から甲板中心線へ向って両船側から流れ込むという感じであって、水塊が甲板上へ上方から落下していくという現象は見られない。Table 5.3.2 に打込みの程度を示す。この表で、×印以外の実験が解析の対象となる。オシロ記録の代表例として、上下揺の振幅が最も大きい場合の記録波形を Fig. 5.3.2 に示す。この波形を見ると P9においては衝撃波形は見られず、P10においては鋭いピークはないが衝撃的波形が見られる。P10においては、両船側から流れ込んで来た水が、甲板中心で衝突するために衝撃的波形が生じるものである。Fig. 5.3.2 のオシロ記録を模型的に描くと Fig. 5.3.3 のようになる。ここで解析したのは、甲板水圧の最大値で、同図中 P_A と P_B で示した量である。 P_A は水圧零から測った最大量であり、 P_B は波形の立ち上り直前のレベルを基準として測った最大値である。 P_A と P_B の差は打込み水の残留による圧力と考えられる。ただし、計測器の零ドリフトがあるのは $P_A - P_B$ が残留水の圧力であるとするには多少の誤差があることを考慮しなければならない。

甲板水圧の最大値 P_A 、 P_B を上下揺振幅に対してプロットしたものが Fig. 5.3.4 ~ 5.3.9 である。これらの図の中で、横軸に○印がプロットしてあるが、これは、○印に相当する振幅の上下揺をさせた場合、相対水位上昇の最大値が乾舷に等しくなる状態を示すものである。上下揺振幅がこれより大であると水の打込みが起る。この critical 状態の上下揺振幅は、ほど乾舷の大きさに近いが、動揺周期が短くなると動的影響が現われ乾舷の大きさより小さくなる。

これらの実験結果から次のようなことがわかる。

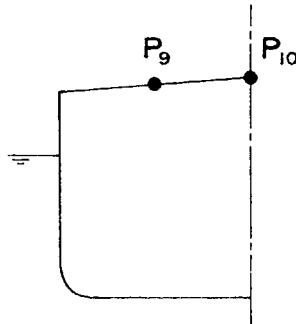
- (i) P10 が P9 よりも大である。
- (ii) P10、P9 共上下揺振幅に対して直線的に増大すること。

(iii) P10 のカーブの傾斜が横軸に対しては $\times 45^\circ$ であること。言いかえれば、動的影響を考慮しない相対水位振巾から乾舷にある修正を加えたものを引いた分に相当する水頭に等しいこと。

これらのことは次のように説明することができる。船側において水は、船側相対水位が乾舷を越した分に相当する全水頭を有していたものが、流れ込むことによって一部速度水頭に変り、さらに甲板中心で、反対側から流れ込んで来た水と衝突して速度が零となり、水のエネルギーは全水頭に復する、ということによるものである。

前記の(i), (ii), (iii)の事項は甲板荷重を決定する上で有用であろう。

Table 5.3.1 Principal Particulars



	2-DIMENSIONAL MODEL(S.S.81/2)	SHIP
L	1.0000 m	247.000 m
B		40.600 m
B (S.S.81/2)	0.4027 m	39.460 m
D	0.2347 m	23.000 m
d	0.1633 m	16.000 m
SCALE		1/98.00

Fig. 5.3.1 Locations of Pressure Ganges on Deck

Table 5.3.2 Shipping Water

PERIOD OF HEAVING (SEC.)	AMPLITUDE OF HEAVING(NOMINAL),(mm & m)							REMARKS
	f/3	2f/3	f	4f/3	5f/3	2f	CRITI-CAL	
	23.8 (2.33)	47.6 (4.67)	71.4 (7.00)	95.2 (9.33)	119.0 (11.67)	142.8 (14.0)		
2.020 (20.0)	×	×	△	○	○	○	△	×: 打込みなし
1.717 (17.0)	×	×	×	○	○	○	×	△: 打込み僅少。打込み水先端が P9 に達しない。
1.465 (14.5)	×	×	×	○	○	○	△	▽: 打込み僅少。打込み水先端が 甲板中心に達しない。
1.263 (12.5)	×	×	▽	○	○	○	△	○: 打込み激しい。 甲板全面浸水
1.111 (11.0)	×	×	▽	○	○	○		
1.010 (10.0)	×	×	▽	○	○	○	△	
0.909 (9.0)	×	△	○	○	○		×	
0.859 (8.5)	×							
0.808 (8.0)								
0.707 (7.0)								

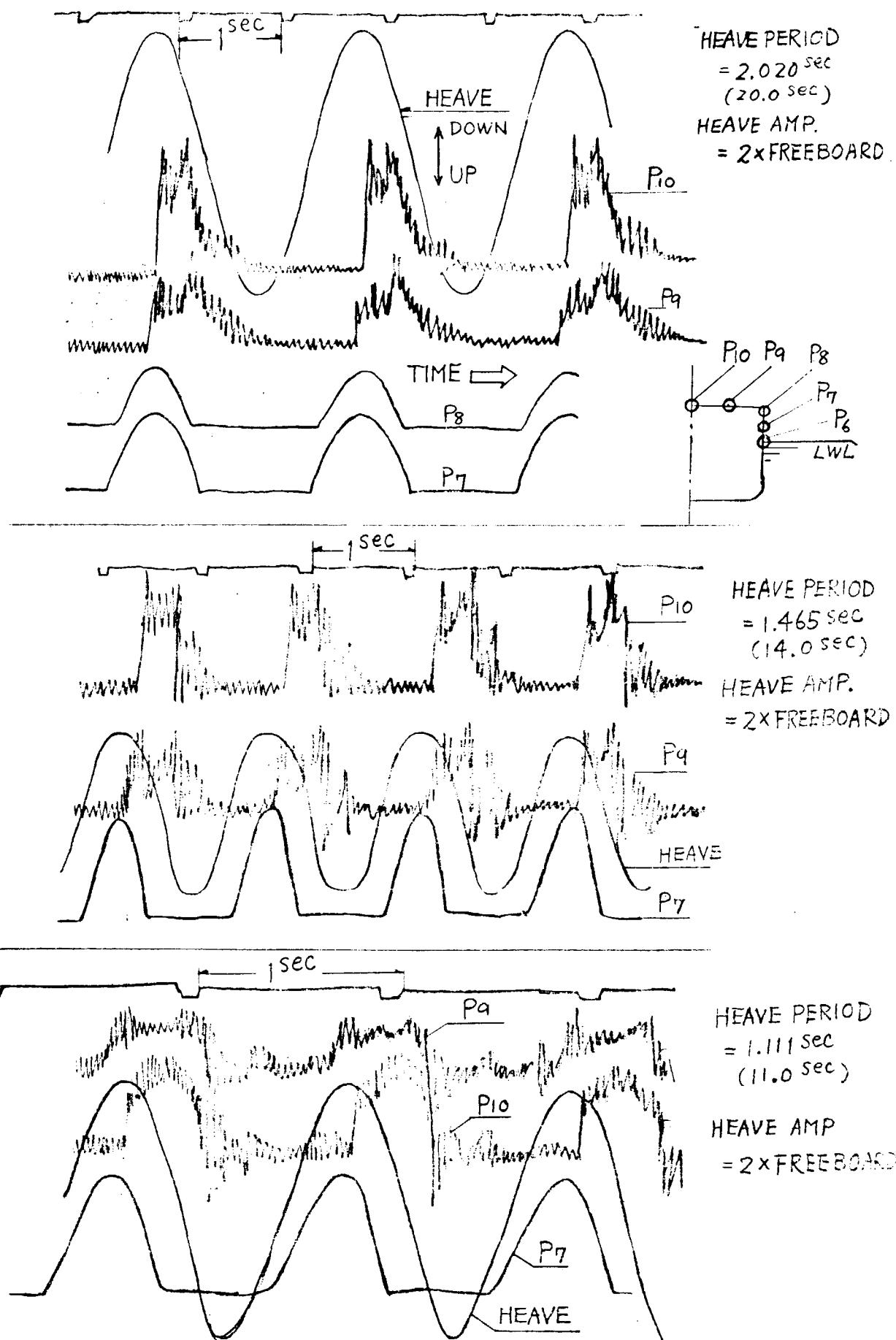


Fig. 5.3.2 Examples of Oscillograph Records

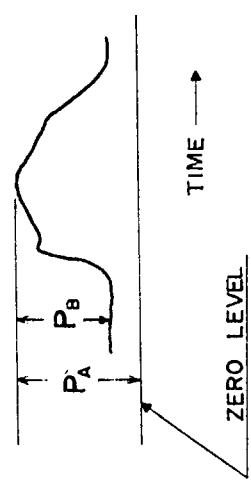


Fig. 5.3.3 Definition of Maximum Pressure on Deck

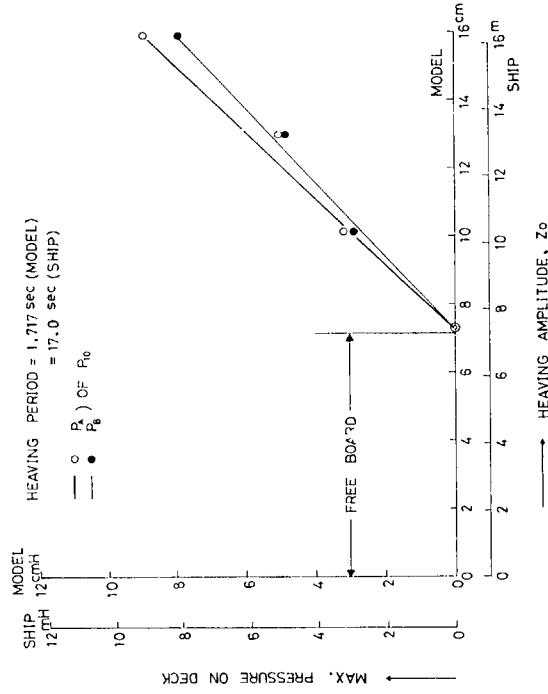


Fig. 5.3.5 Test Result ($T = 1.70 \text{ sec}$)

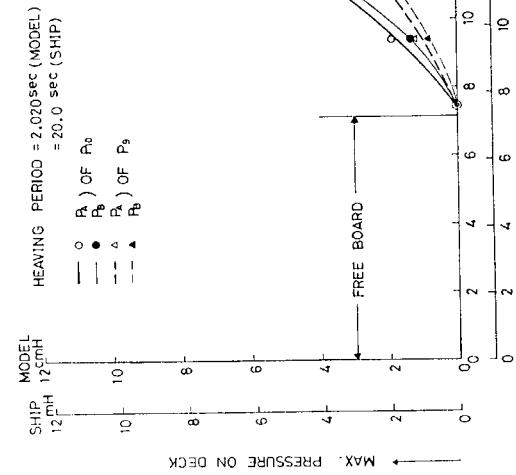


Fig. 5.3.4 Test Result ($T = 2.00 \text{ sec}$)

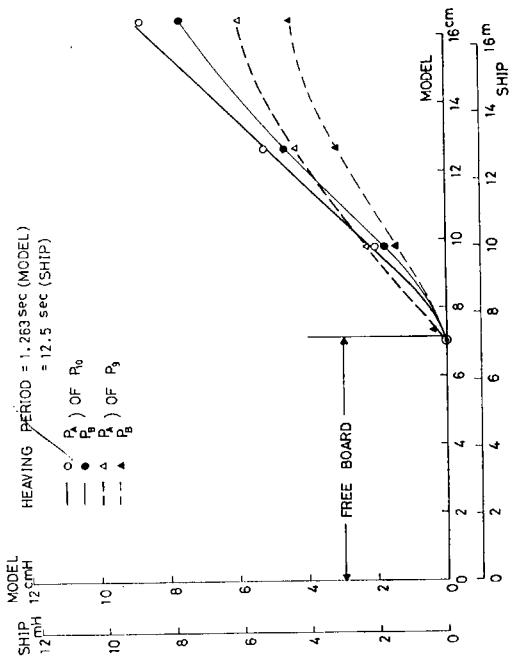


Fig. 5.3.6 Test Result ($T = 1.20 \text{ sec}$)

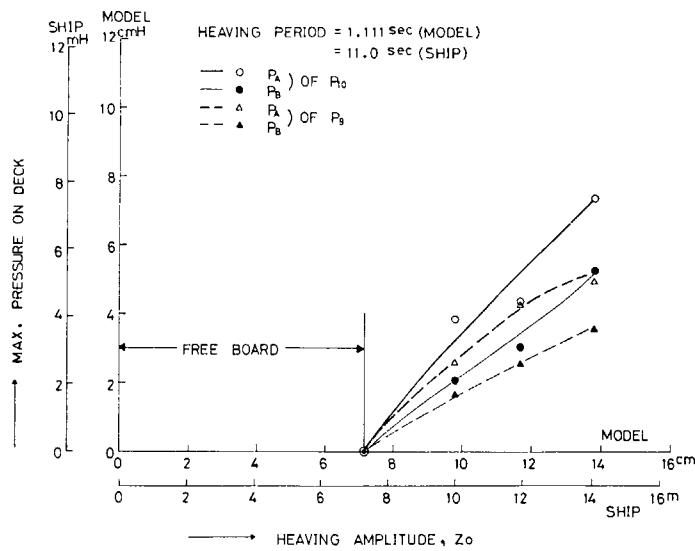


Fig. 5.3.7 Test Result ($T = 11.0 \text{ sec}$)

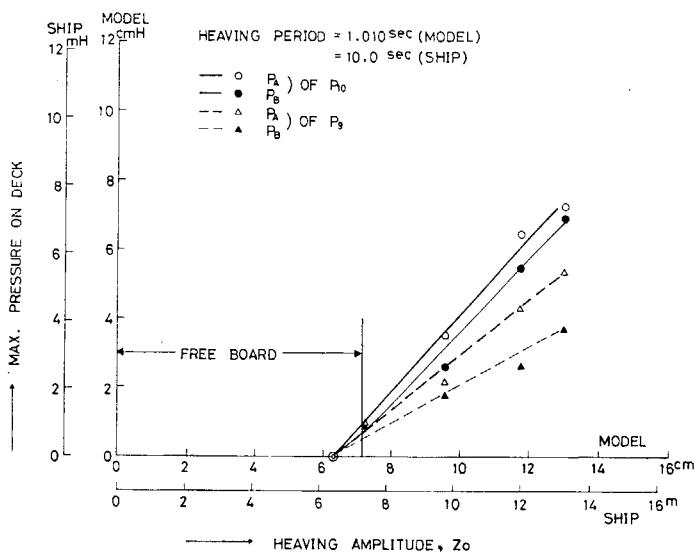


Fig. 5.3.8 Test Result ($T = 10.0 \text{ sec}$)

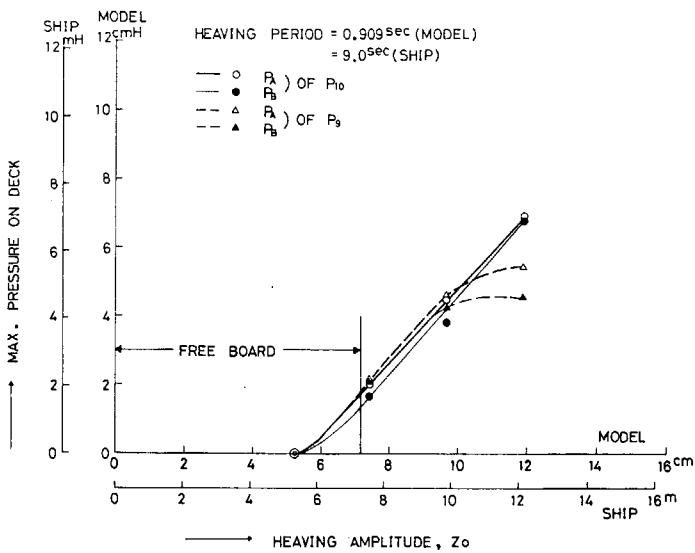


Fig. 5.3.9 Test Result ($T = 9.0 \text{ sec}$)

5.4 甲板に働く水圧と可航限界の推定法について

5.4.1 緒 言

甲板上への海水打込み頻度の大小が、船舶の荒天時における意識的減速の判定に用いることが提案されたりしている¹⁾。しかし、荒天時に行なわれる意識的減速は船体の構造強度上あるいは、復原性その他船舶の安全性上の対策として行なわれるものであり（貨物積み込みのための時間待ちのような減速は別として）、海水打込み頻度の大きさについての判定基準を決めるに当っても、その値が上記の安全性と如何なる関係にあるか力学的に十分検討されていなければならない。

筆者は、甲板冠水は意識的減速の判定に関する一つの要素ではあるが、甲板水圧荷重の大きさおよびその発生頻度と甲板や梁柱などに対する設計荷重との相互関係として、すなわち、船体構造上の安全基準とどのように関連しているかとしてとらえるべきであると考える。

²⁾ 福田教授外は、規則波中の船の上下揺、縦揺および左右揺、船首揺、横揺の2組の連成運動方程式を解き、乱されない海面に対する甲板の相対変位を計算し、この応答関数を用いて、

「船体と波面との相対運動振幅が乾舷を超える場合に、その超えた量に等しい水頭に相当する水圧荷重が甲板上に働く」

と仮定する方法によって、甲板水圧荷重の長期予測を行なっている。

その結果の一例として、各種の甲板水頭 H_D を与えた場合に、この水頭が超過確率 $Q = 10^{-4}$ 、すなわち、ほゞ一昼夜に一回の最大値に相当すると考えられるものとして、風力階級や波の主方向と船の針路のなす角に対する船速の関係について、 $L_{PP} = 310\text{m}$ の船について計算している。したがって船体構造強度上 $H_D \leq 10\text{m}$ が望ましいならば、それを限界水頭として、ある風力階級、針路に対する可航船速の上限 V_1 が決定されることになる。

静穏な海面における船速を V_0 とすれば Fig. 5.4.1 の $B S_1$ と V_2 が意識的減速を開始すべき風力階級と船速との関係を与えることになる。

文献(2)では、bow wave, trim and sinkage, dynamic swell-up 等が計算に考慮されていないので、
³⁾ 肥大船々型については V_1 を過大に推定することになる。

いろんな海域における海洋波浪の長期のデータがあれば、ストリップ法による線型船体運動理論と線型の確率論的手法とを用いて、いろいろな量の短期、長期の期待値を推定できるようになって来た。しかし、非線型の流体現象については、その取り扱いをどうするか、多くの問題が残されている。船底衝撃水圧や船首フレア部に働く衝撃水圧については Wagner の理論モデルが有効であるが、甲板上に働く衝撃水圧の推定に当って如何なるモデルを用いればよいか、研究されたものが見当らない。

甲板上の水圧は実際どうなっているのか？、文献(2)の仮定はどの程度満足されているか？についての研究も少ない。

したがって筆者は、船体と波面との相対運動の計算から求めた甲板水頭と模型実験から得られた甲板上の水圧とが如何なる関係にあるかを問い合わせて調べた。つゞいて、実船の損傷解析をもとにして作られた甲板荷重に対する設計基準を安全限界水頭として可航限界の推定法を提案した。以下簡単にその概要を述べることにする。

5.4.2 規則的向い波中の船首甲板水頭の計算

Fig. 5.4.2 に示すように、規則的向い波中を速度 V で航行する船の F.P. における Forecastle deck 上の点が波面下に没入する深さ $h'_5(\ell)$ と船幅 B との比を C とする。

$$C = h'_5(\ell)/B \quad (5.4.1)$$

$C = 0$ は F.P. における甲板冠水の限界を与えるものである。又 C にいろいろな値を与れば、 λ/L を横軸に、 H/λ を縦軸に contour curve としてかくことが出来る。但し λ = 波長、 H = 波高である。

計算法は文献(3)に従い、模型実験によって求めた静水中航走時の船首部の相対水位の計測値 (Fig. 5.4.3) と、田

⁴⁾
崎による dynamic swell-up の式とを用いる。

幾何学的乾舷を $f(\ell)$ とすれば静水中航走時の有効乾舷 $f_e(\ell)$ は

$$f_e(\ell) = f(\ell) - f_s(\ell) \quad (5.4.2)$$

である。

次に dynamic swell-up の影響を見るために、それを考慮した場合と考慮しない場合の甲板冠水限界曲線の比較を Fig. 5.4.4 に示す。図中の $C_0 = 0$ が、static swell-up は Fig. 5.4.3 の実験値を用いるが dynamic swell-up は考慮しない方法による計算結果である。 $C_0 = 0$ の計算値は低速になる程 $C = 0$ の値との差が大きくなる。福田の計算は static swell-up も考慮していないので Fig. 5.4.4 より更に $C = 0$ の計算値と差が大きくなるであろう。

笠木山丸の満載状態について、フルード数 $F_n = 0.10, 0.13$ および 0.15 の場合の C の計算結果を Fig. 5.4.5, Fig. 5.4.7 および Fig. 5.4.9 に示す。

尚図中には Deck 上の水圧計の記録から冠水状況の実験結果も点示してある。例えば very wet の黒丸について 1, 2, 3 の数字は実験番号であり、0.0112, 0.143, 0.0580 はそれに対応する C の計算値である。すなわち、Fig. 5.4.5 で実験番号 2 の場合は 0.1432 は $\lambda/L = 1.0$, $H/\lambda = 0.0352$ の時の C の値である。

まずこれらの図から、実際の冠水限界の H/λ は $C = 0$ の計算値より少し小さいことがわかる。これは statical swell-up や田崎の dynamic swell-up の式を用いることでは、なお不十分であることを示している。

この点については次の二つの理由が考えられる。その一つは、船の前進速度と波の軌道速度の水平方向成分と相対速度に基にして生ずる局部的水位の上昇が省略されている。

第二の理由は、田崎の式は静水中で模型船を $F_n = 0.16 \sim 0.29$ で曳航し、強制的に正弦的縦運動をさせたときの実験結果を解析して求めた実験式で、使用した船型と最近の肥大船々型とでは dynamic swell-up の大きさが多少異なるであろうと考えられるからである。

これらの点については詳しく調べてみる必要があろう。

5.4.3. 甲板水圧の計測結果

Fig. 5.4.5, Fig. 5.4.7, Fig. 5.4.9 中の very wet の場合の甲板上の水圧計測値 P_m と B との比を縦軸にとり、そのときの F_n , H/λ , λ/L に対する C の計算値を横軸にとって図示したのが Fig. 5.4.6, Fig. 5.4.8 および Fig. 5.4.10 である。

模型船に取り付けた圧力ゲイジ（豊田工機製 PMS-5 型）の配置を Fig. 5.4.11 に示す。

Fig. 5.4.6, Fig. 5.4.8, Fig. 5.4.10 の記号の説明

○ : D_1 , D_2 点の衝撃水圧の最大値 $P_{D1\max}$ と $P_{D2\max}$ の平均値,

△ : D_1 , D_2 点の衝撃水圧の有義平均値 $P_{D1\text{avg}}$ と $P_{D2\text{avg}}$ の平均値,

● : D_1 , D_2 点の衝撃水圧発生時ににおける腰掛部圧力又は最大変動圧力の平均値,

▲ : 同上の有義平均値の平均値

図中に 45° 傾斜角の実線が引かれている。若し $P_m = h'_5(\ell)$ であるならば, P_m/B はこの線上に乗ることになる。しかし、これらの図から判るように、 $P_m = h'_5(\ell)$ の仮定は成り立たない。

以下記述を簡単にするために、

白丸, 白三角の水圧 = 衝撃圧
黒丸, 黒三角の水圧 = 衝撃でない圧力

としておこう。

これらの図から更に次のことがわかる。

- (1) "衝撃圧" の $\frac{P_{M1}}{B}$ は、それに対応する C の値より一般に大きい。
- (2) "衝撃でない圧力" の $\frac{P_{M1}}{B}$ は、 $F_n = 0.10$ では $\frac{P_{M1}}{B} \approx C$ の値に等しいが、 $F_n = 0.13, 0.15$ では C より小さい。ただし、C が非常に小さい場合は逆に $\frac{P_{M1}}{B} > C$ である。

図から "衝撃圧" の最大値 $\frac{P_{M1}}{B}$ と C の関係を調べると大略次式を満足する。

$$\frac{P_{M1}}{B} \approx 0.05 + 1.2C \quad (5.4.4)$$

同じように "衝撃でない圧力" の $\frac{P_{M1}}{B}$ と C は、

$$\frac{P_{M1}}{B} \approx 0.03 + \frac{0.085}{F_n} \cdot C \quad (5.4.5)$$

で表わされるようである。

(5.4.5) 式は、F.P. およびその近くの甲板上に働く衝撃でない水圧は速度が増加する程減少することを示している。

Fig. 5.4.6, 8 および 10 の図中に (5.4.4) 式を実線で、(5.4.5) 式を一点鎖線で示す。

5.4.4 波浪打込みによる甲板の損傷と設計基準水頭

西部造船会技術研究会構造部会の研究報告は、^{5), 6)} 波浪衝撃による船楼および甲板の損傷対策として、実船の損傷例の解析をもとにして次の方法で設計基準を作成した。その考え方と方法については川上教授が日本造船学会誌第 524 号に述べているので、それに従って記述する。

青波衝撃による船体各部の損傷は、構造部材の衝撃に対する弾塑性応答による損傷ではあるが、現在までのところ実用しうる解析法が見あたらないので、換算静圧力をうける構造部材の塑性崩壊を考えて波浪衝撃圧力 h_{ULT} (ton/m²) (部材を崩壊させる単位面積当たりの水圧) の計算を損傷、非損傷船について行なう。そして損傷、非損傷部材に作用する崩壊水頭 h_{ULT} の境界をとり、この水頭に耐えるように各部材寸法を設計しておけば塑性崩壊を起さないと考えて、それを設計水頭の基準としている。

その結果、たとえば $L > 150 m$, $V > 16 kt$ の船（調査対象船はタンカー、オアキヤリヤー、バルクキャリアヤーである）の船首樓甲板上のプレート、ガーダー、ピラーについては、

$$h_{ULT} = 1.2 \sqrt{\frac{L}{B}} \quad (5.4.6)$$

ビーム、スティフナーについては、

$$h_{ULT} = 1.5 \sqrt{\frac{L}{B}} \quad (5.4.7)$$

⁵⁾ を設計基準値として与えている。

笠木山丸 $L = 240 m$, $B = 40 m$ の場合、船首樓甲板上のプレート、ガーダー、ピラーについては $h_{ULT} = 18.6 \text{ ton/m}^2$ が設計基準となる。

(5.4.6), (5.4.7) 式は部会が解析を行なった当時の損傷船のデータに基づいており、その当時までの操船の影響も含まれているわけである。

5.4.5 可航限界海象の推定

3 節の P_{M1} の実験値と 4 節に述べた h_{ULT} の値とを関係づけて可航限界海象の推定を行なってみよう。

ここで限界水頭として次のように仮定する。

"船首樓甲板の損傷を防止するための意識的減速開始を決める甲板上の水圧を $r h_{ULT}$ とし、 $r = \frac{1}{2}$ を採用する" (r をいくらにしたら合理的であるかについては、今後の研究に俟たねばならない。)

$$(5.4.6) \text{ 式より} \quad \frac{h_{ULT}}{2B} = 0.6 \sqrt{\frac{L}{B}} \quad (5.4.8)$$

$$\text{笠木山丸では} \quad \frac{h_{ULT}}{2B} = 0.23 \quad (5.4.9)$$

この $\bar{h}_{ULT}/2B$ を 3 節にのべた (5.4.4) の P_{M1}/B と等しくおけば、

$$P_{M1}/B \leq 0.23, \quad \therefore C \leq 0.15 \quad (5.4.10)$$

となる。すなわち、船首樓甲板に働く衝撃水圧 P_{M1} が $\bar{h}_{ULT}/2$ を超えないためには $C = h'_5(\ell)/B$ は 0.15 以下であればよいことになる。

又 (5.4.4) 式と (5.4.5) 式の平均値は、

$$P'_{M1}/B = 0.04 + \left(0.6 + \frac{0.085}{2F_n} \right) C \quad (5.4.10)$$

となる (Fig. 5.4.6, 8, 10 の点線)。

(5.4.10) 式を用いて、 $P'_{M1}/B \leq 0.23$ から各フルード数に対する C の限界を決めれば

$$\begin{aligned} F_n = 0.10 & : C \leq 0.185 \\ F_n = 0.13 & : C \leq 0.205 \\ F_n = 0.15 & : C \leq 0.220 \end{aligned} \quad \} \quad (5.4.11)$$

となる。

(5.4.10) 式の $C \leq 0.15$ で航行すべきでない範囲をきめると Fig. 5.4.5, Fig. 5.4.7 および Fig. 5.4.9 薄黒くぬられた領域となり、又 (5.4.11) 式で決めるとき斜線部が航行が安全でない領域となる。

参考文献

- 1) 谷 初藏：“運航マニアル”，船舶の荒天運航に関するシンポジウム，P137～ 日本航海学会 Feb 1973
- 2) 福田淳一，池上国広，森俊哲：“Shipping Water による甲板荷重に関する予測”，西部造船会々報第45号，昭和48年2月
- 3) 田才福造，栗原真人，荒川広行，川隅一道，北統夫：“肥大船の耐航性能に関する研究”，西部造船会々報第37号，昭和44年2月
- 4) 田崎 亮：“向い波中における甲板への海水の打込みについて”，運研報告 Vol. 11, No. 8, 1961
- 5) 西部造船会技術研究会研究報告第9号“船体の損傷に関する調査研究(1)”，P30，“波浪打込みによる船楼および甲板の損傷”，昭和45年1月
- 6) 川上益男：“船首部の波浪衝撃”，日本造船学会誌第524号，昭和48年2月

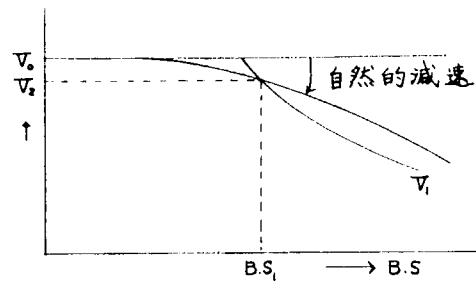


Fig. 5.4.1

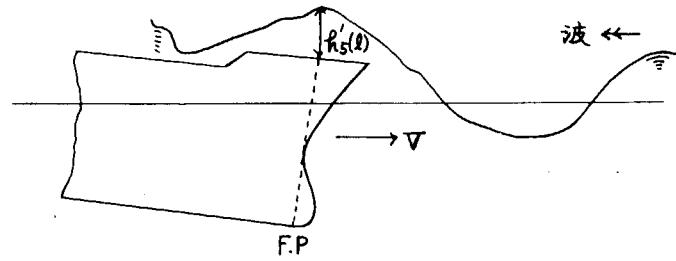


Fig. 5.4.2

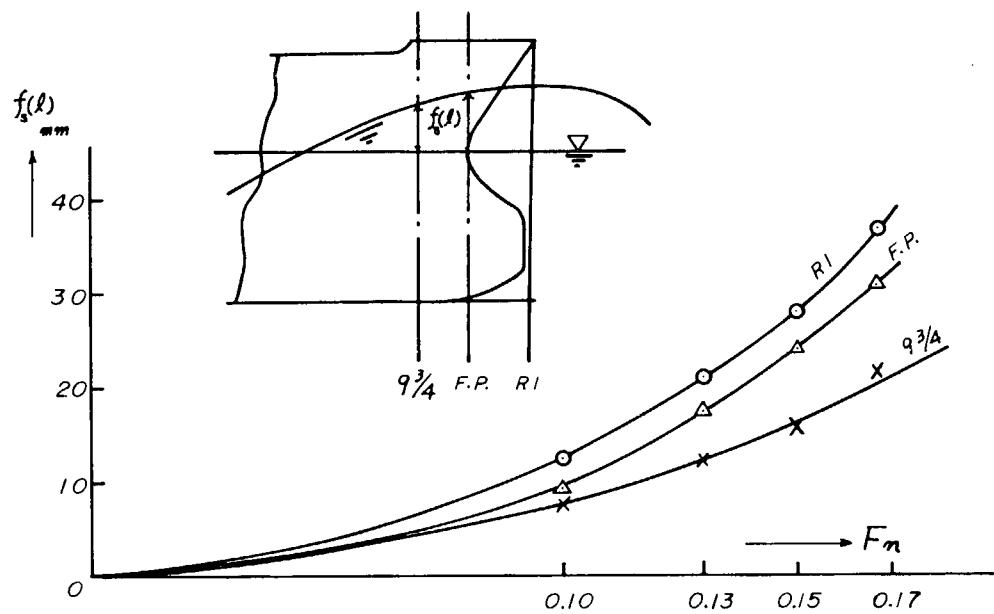


Fig. 5.4.3

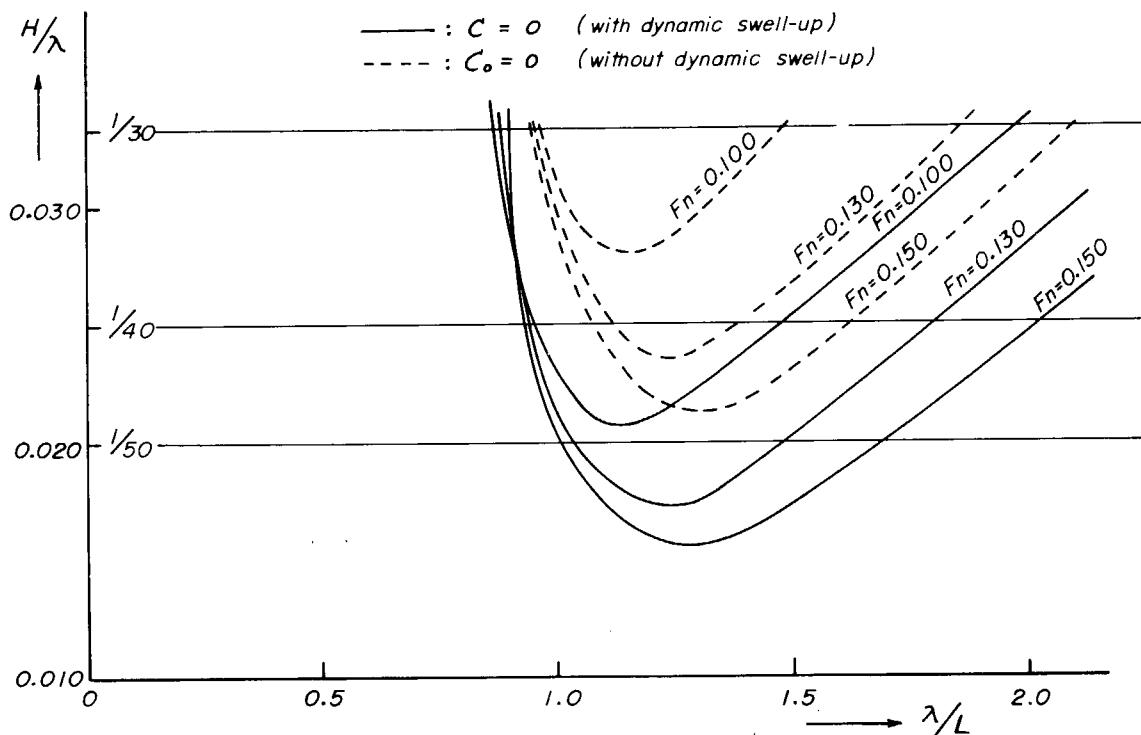


Fig. 5.4.4

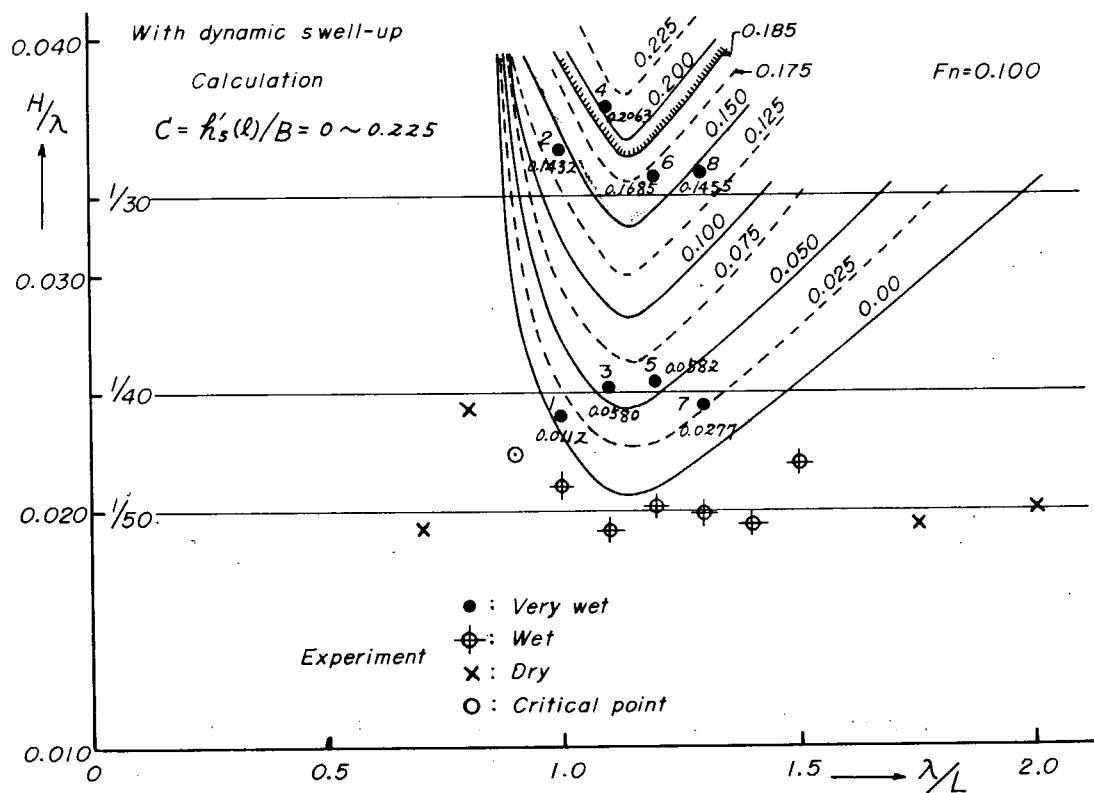


Fig. 5.4.5

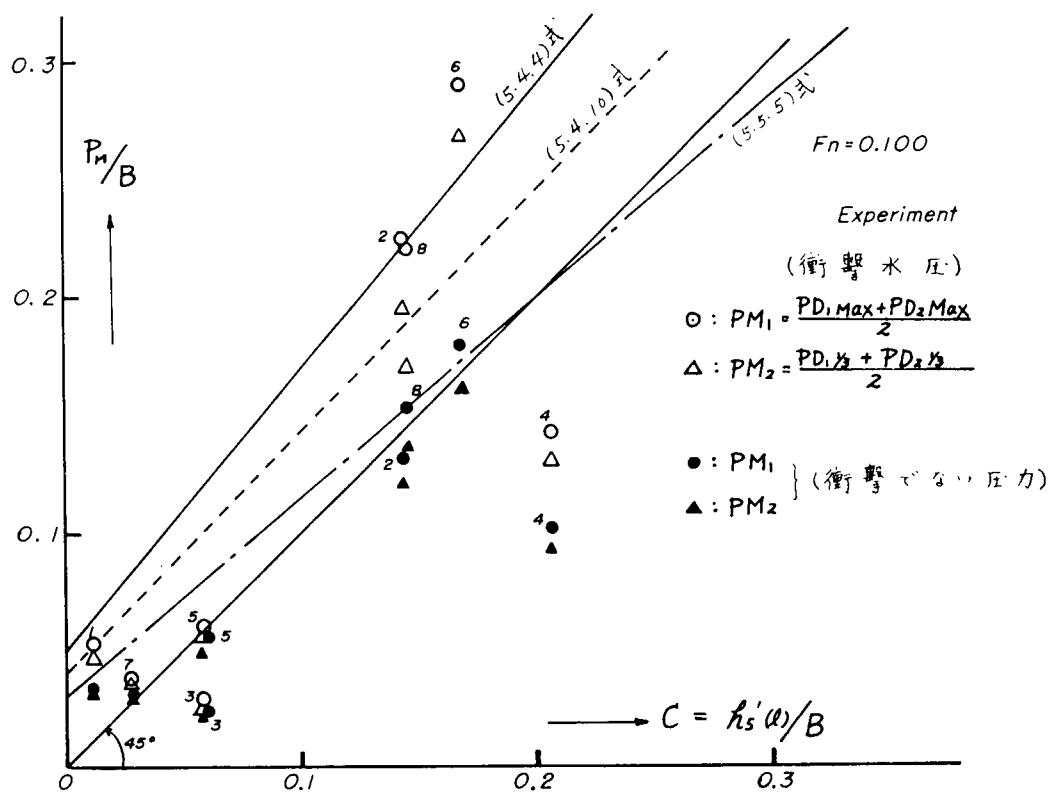


Fig. 5.4.6

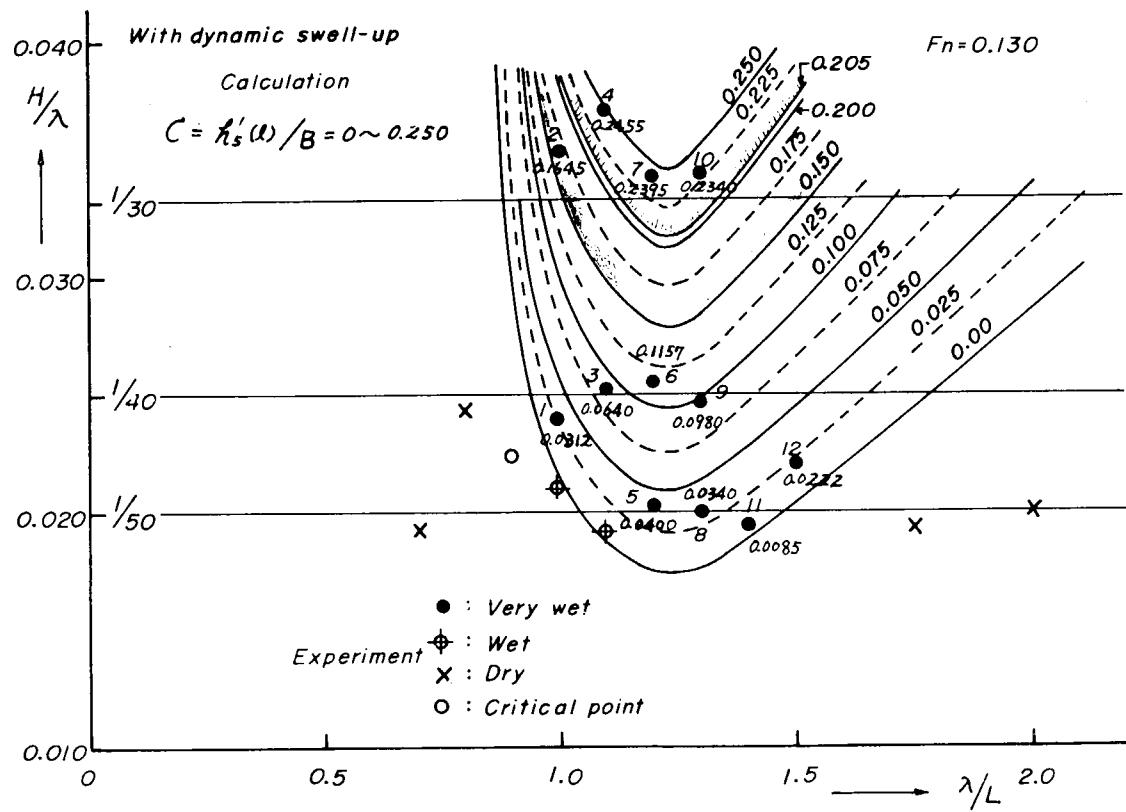


Fig. 5.4.7

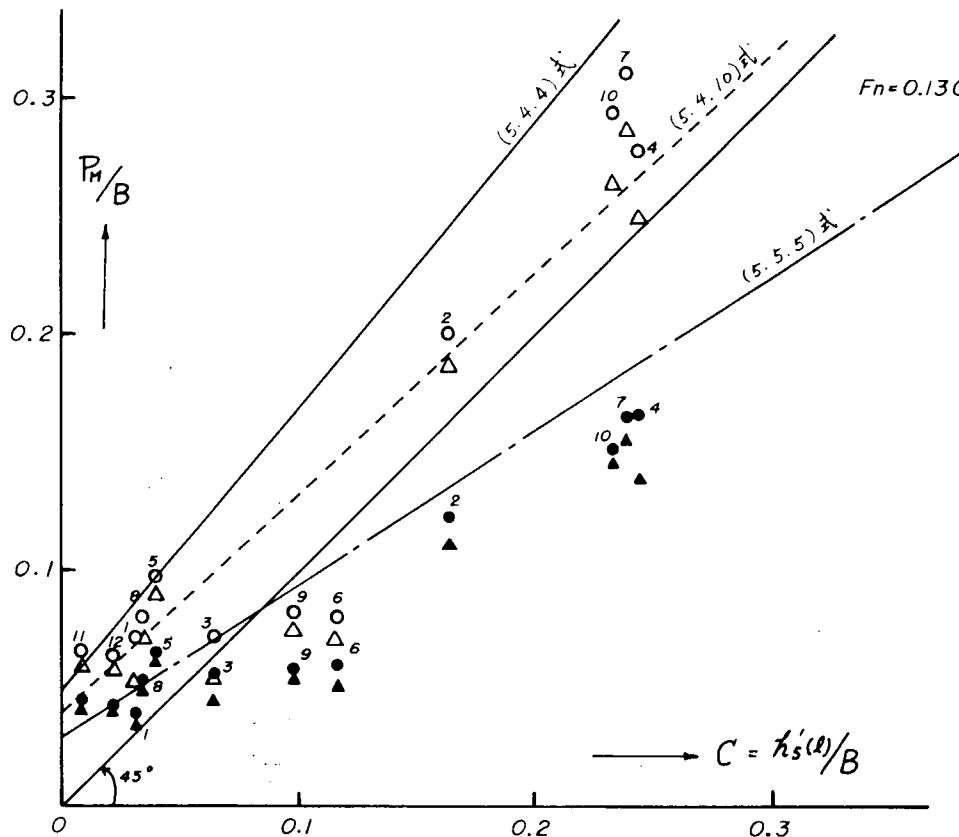


Fig. 5.4.8

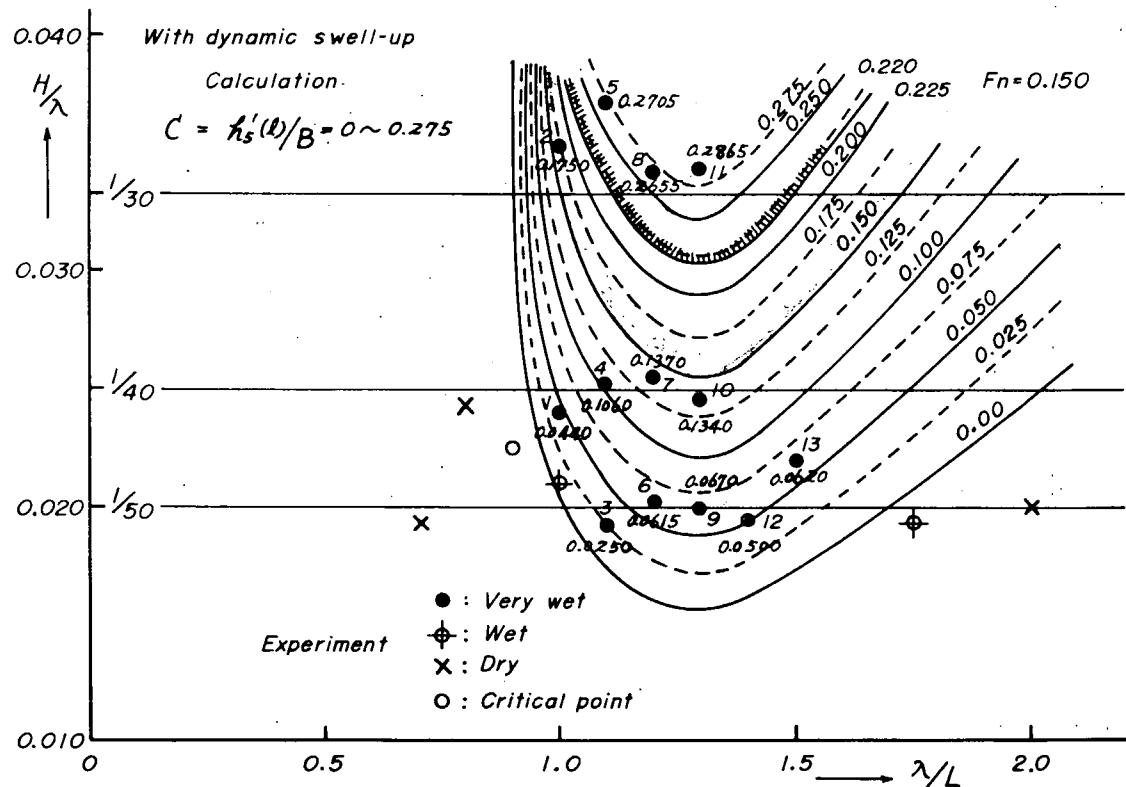


Fig. 5.4.9

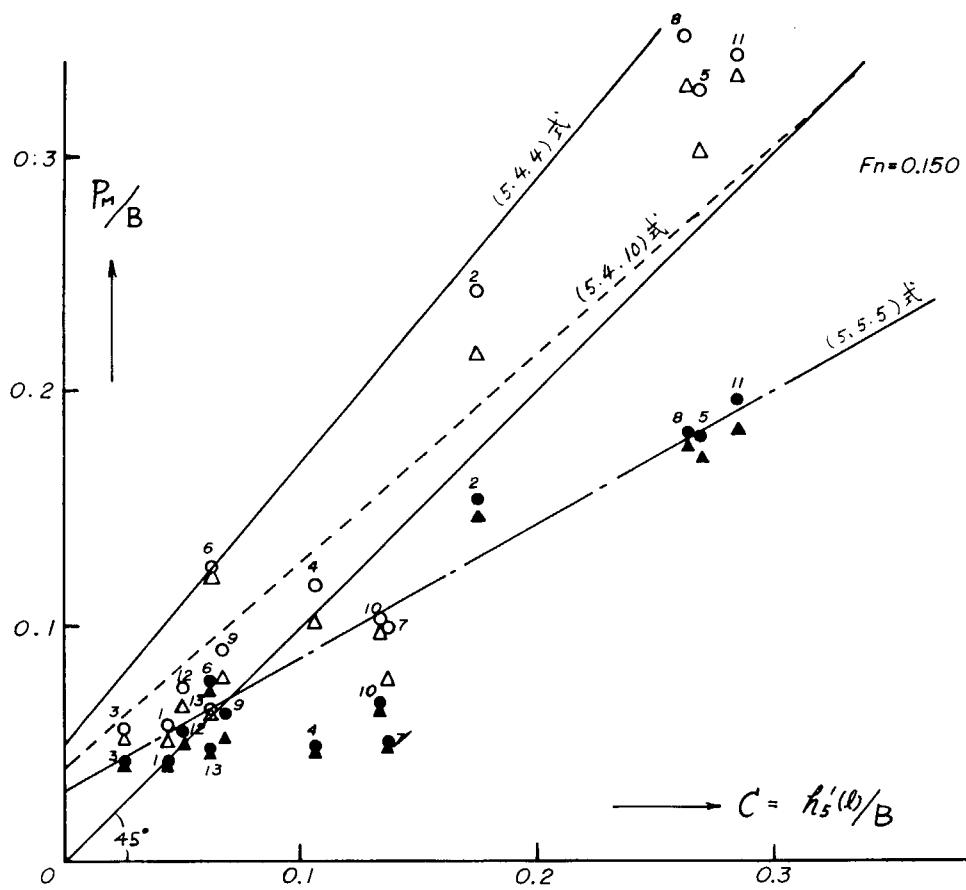


Fig. 5.4.10

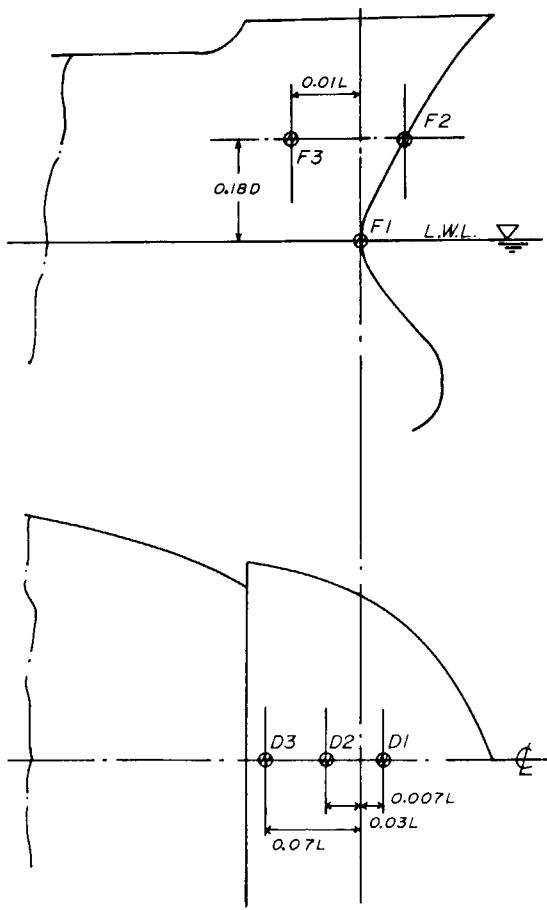


Fig. 5.4.11

6. むすび

本年度行った研究の成果を要約すると大体次のようになる。

- (1) 強制動搖法によりタンカ一船型の横運動方程式の係数の計測を行った結果、昨年度行った鉱石船型の結果とほぼ同じような結果を得た。理論値と実験値の一致も、一部の連成項を除いてほぼ満足すべきものであることが確かめられた。又最も粘性影響が大きく、理論値の求めにくい横搖抵抗モーメントの実験式を求めた。
- (2) 水面付近のように1サイクル中に一部水中から露出するような場所の変動圧の計測値の処理について種々検討を行い、理論値と比較するのに都合のよい方法を求めた。
- (3) 相対水位の変化が乾舷を超えるような場合に、甲板の所で波面が変形する影響が変動水圧に現われるかどうかを調べるために強制動搖法により、大振巾の上下動を模型に与えて変動水圧を計測した結果、水面が乾舷を超えて変動水圧に及ぼす影響は小さく、大振巾の場合も微小振巾の理論値とよく一致することがわかった。
又大振巾に至るまで変動圧の振巾はほとんど線型であった。
- (4) 船体構造に及ぼす水圧の影響を求めるためには、同時刻における船体周囲の水圧分布を知る必要がある。このため水圧変動の位相を実験的に計測し計算値と比較した結果向い波および斜波ではよい一致を示しており横波の場合に多少の不一致が見られた。
- (5) 変動水圧の線型性を調べるために、前年度用いた鉱石船を大波高の中で試験した結果、向い波では船体中央付近ではおむね線型であり船首の船側で非線型が現われた。これは主とし波との相対運動が船首で大きくなるためと考えられる。又横波では船首、中央共に非線型が強く現われるが、(3)に述べたように単純な上下揺れでは大振巾に至るまで線型性がかなりよく保たれるので、この場合は横ゆれの非線型性によるものと考えられる。
- (6) 変動圧について線型重ね合わせが成立つかどうかは、不規則波中の変動圧の推定をする上に重要である。この点については46年度に過渡水波を用いた実験により船体運動および変動圧に線型重ね合せが適用できることが確かめられ、47年度では拘束模型によってradiation pressure及びdiffraction pressureについても線型重ね合せが成立つことが確かめられたが、今年度は駄目押しの意味で不規則波中の実験を行い、やはり線型重ね合せが成立つことが確かめられた。
- (7) 47年度に変動圧の計算を行ったタンカーについて、模型実験を行い変動圧を計測した結果、船体運動、変動圧ともにかなりよい一致を見た。
- (8) 鉱石船及びタンカ一船型について、斜め波中の拘束船体に働く変動圧を計測し田才の方法による計算値及び土岐の方法による計算値と比較した結果、全般に亘って特にどちらがよく合うという判定はできず何れの計算値も実用的な範囲で実験結果とよく一致することがわかった。
- (9) 本年度までの研究でほぼ完成した変動圧計算プログラムを用いて、コンテナ船型について変動圧の計算を行った。これまでに行った鉱石船型及びタンカ一船型に較べて、船体運動に多少の異った傾向が見られ、特に横搖角は2倍近くになっているが、変動水圧の振巾や分布はそれ程大きな変化は見られなかった。
- (10) 47年度に求めたタンカ一船型の変動圧応答関数を用いて、不規則波中の船体に働く変動圧のエネルギースペクトルを求め、変動圧振巾の短期分布を求めた。これは船体各部の振巾の短期分布であり位相は入っていないので、これをそのまま応力解析には用いられないが、ある1点の圧力の短期分布を海面状態、出発角度、船速等の関連において知ることにも意義があるので求めて見たものである。
- (11) 波と船体との干渉による波の変形の様子を非線型の範囲に亘って調べるためラグランジ型の方程式を基礎としたブレネンの方法を用いて2,3の計算を行い、波が変形して崩れる経過を求めた。
- (12) 計算の結果によると、波が反射波又はradiationによる波によって生じる逆向きの流れに乗ることが、碎波になる一つの原因であると考えられる。

(12) 30mの大型模型を用い、舞鶴港で実際海面における衝撃実験を行い、特に波と船体との干渉について観測を行った。観測にすると波が規則的な場合には単純な standing waveとなって衝撃は起ららず、波が不規則で位相がずれることが衝撃の起る必要条件のようである。比較的短い実験の間で波高の5倍程度の衝撃圧が観測された。

(13) 衝撃圧発生のメカニズムを調べるため造波回流水槽で2次元模型及び船首模型を用い、ビーチにする碎波、複合波及び過渡水波を用いて衝撃圧の計測及び波面の動きの観測を行った。

その結果船体の前進速度がないと衝撃圧が発生しにくいくこと、及びビーチ碎波、過渡水波、複合波の順に衝撃圧が発生しやすいことが判明した。又16ミリ映画等による衝撃時の波の粒子速度は崩れる前の位相速度の0.5~0.7割程度であることがわかった。

(14) 船舶技術研究所に設置された第2面造波装置を用い、2方向波中の自航模型による衝撃圧計測を行った。この実験では従来の一方からだけの波の中で発生しなかった衝撃圧が様々発生し、その発生の範囲や傾向がかなりはっきりして来た。

うねりと風波とを直交させた場合、風波の波長が短いほど衝撃圧が発生しやすくなっています、又船首付近の方が発生頻度が高かった。この事は衝撃圧の発生に波の相度が大きく影響することを示している。又従来は船の運動が衝撃圧発生の重要な要因であると考えられていたが、船体運動はそれほど支配的でなく、むしろ船体が運動するほど波との干渉が出てから逃げてしまい、発生頻度を低くしているように見られた。

船速は発生頻度に重要な影響を持ち、船速が高まるにつれて変動圧からいわゆる前癌症状になり衝撃圧になって行くのが観測された。

(15) 前年度も横浜国大で過渡水波を用いて非常に大きな船首衝撃水圧を計測することに成功したが、今年も引き続き大波高の過渡水波を用い、衝撃水圧をデータレコーダーに早送りで記録して低速で再録する方法を併用して衝撃波形を詳細に解析した。又船体表面に2本の相対波高計を取り付けることにより、波面と船体の相対速度、角度と衝撃圧の関係を計測した。

衝撃圧の発生メカニズムとしてはWagnerタイプのものもBagnoldタイプのものが観測され、船体と波面の間に空気が閉じこめられて振動を生ずるものも観測された。

衝撃圧 P_t を $P_t = C(\beta) \frac{1}{2} \rho V_n^2$ (V_n は波面の法線速度) の形に表わした場合の C の値は大体20以下であった。

(16) 規則波、不規則波及び複合波の中での船首衝撃を計測し、船速、波長、波高等の影響を調べた。船速は衝撃圧に支配的な影響を持ち、波高も高い程衝撃圧が大きくなるが必ずしも比例的でなかった。不規則波中では最大衝撃圧はほぼ有義波高の4倍程度であった。又船首船体付近の波面の計測から、正弦的な波が船体近くに来ると変形し粗しくなる様子が判明した。

(17) 2次元船体が横規則波を受ける場合の衝撃圧の発生頻度を計測した結果直立時は衝撃圧は発生せず、波の来る方向に傾けると衝撃圧が発生するがそのピーク値は変動圧に較べてそれ程大きくなかった。

(18) 衝撃圧の推定方法の一つとして次の式が提案された。

$$P_t = f(P) \cdot C(\alpha) \rho V_n^2$$

但し $f(P)$ はその場所で衝撃の発生する累積確率 P の関数

$C(\alpha)$ は船体表面と水平面のなす角 α の関数

V_n は波面の法線速度

$C(\alpha)$ 及び V_n の値については今後更に研究を進める必要がある。

(19) 船首甲板に対する青波衝撃に関して模型実験を行い、波高と乾舷の比が衝撃圧の大きさに与える影響を波長対船長比、甲板垂直速度等をパラメーターとして整理した。又不規則波中の青波衝撃圧を計測し衝撃圧の頻度分布を求めた。

(20) 2次元模型を種々の振巾で強制的に上下揺れをさせて甲板上の水圧を計測した結果、上下揺れ振巾が乾舷を超えると甲板に水圧が発生はじめること、および甲板中心では両方から侵入した波がぶつかって衝撃的な圧力を生じることが

わかった。又短周期になると上下揺振巾が乾舷に達しないうちに甲板水圧が生じることがわかった。

(2) 甲板上の水圧荷重の大きさ及び頻度と甲板や梁柱などの設計荷重との相互関係が船速と意識的に減速する目安の一つになるという見地から甲板水圧を計算及び実験値を用いて推定し、安全航行可能な波高波長比、波長船長比及び船速の範囲を求め、経験から見て妥当な値となることを確かめた。この方法は模型実験と併せて甲板水圧荷重の推定法に用いられるであろう。