

## 第179研究部会

### 箱型海洋構造物の運動特性及び 係留システムに関する研究

#### 報 告 書

昭和56年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

浅海域における浮遊式箱型海洋構造物の運動特性及び波浪外力については、従来実験設備等の制約から研究の不足する分野であったが、これらについて総合的に研究調査を行い浮体の動揺及び漂流力、係留時の波力及び運動等を解明し、海洋構造物に対する安全適切な係留システム設計基準確立の資を得ることを目的として、本研究は3カ年計画をもって行うものであるが、その第2年度である本年度は箱型海洋構造物の運動特性及び係留システムの研究、係留システムの設計基準案資料の作成を行った。

第179研究部会昭和55年度報告書（研究資料No.34.0）

正 誤 表

頁	行	誤	正
P. 5	上から 8 行目	$n = \frac{1}{2} (1 + \frac{2kh}{\sinh kh K_h})$	$n = \frac{1}{2} (1 + \frac{2k h}{\sinh 2k h})$
P. 5	上から 12 行目	slanding wave .....	standing wave .....
P. 64	上から 4 行目	.....保留点..... ~	.....係留点.....
P. 79	下から 12 行目	.....模型使用した。	.....模型を使用した。
P. 81	下から 10～9 行目	.....同図において Heave は、実験において は静止状態での模型 の重心位置を原点に、 計算においては静止水 面を原点にとっている。	(削除)
P. 81	下から 3 行目	ある。これらの図から も.....	ある。同図において Heave は、実験においては静止 状態での模型の重心位置 を原点に、計算において は静止水面を原点にとっ ている。これらの図から も.....
P. 172	下から 7 行目	昭和53年11月 25 日	昭和53年11月 28 日
P. 180	上から 8 行目	風(水平上 10m) .....	風(水面上 10m) .....

## は　し　が　き

本報告書は、日本船舶振興会昭和55年度補助事業「海洋構造物の基礎的研究」の一部として日本造船研究協会第179研究部会において実施した「箱型海洋構造物の運動特性及び係留システムに関する研究」の成果をとりまとめたものである。

本研究部会の委員及び討議参加者は次の通りである。

### 第179研究部会委員名簿

(敬称略、順不同)

部会長	安藤 定雄（船舶技術研究所）		
委員	井上 義行（横浜国立大学）	小寺山 亘（九州大学）	
	前田 久明（東京大学）	大川 豊（船舶技術研究所）	
	寺田 泰治（日本海事協会）	日笠 則明（日本海事協会）	
	泉 規（三菱重工業）	太田垣 由夫（石川島播磨重工業）	
	小保方 準（住友重機械工業）	小段 篤久（日本钢管）	
	小林 正典（三井造船）	酒井 義雄（日本钢管）	
	杉村 泰（三井造船）	瀬尾 明雄（日本钢管）	
	高田 美津雄（日立造船）	高橋 雄（三菱重工業）	
	田中 陽（川崎重工業）	西岡 卓爾（日立造船）	
	根間 清（川崎重工業）	松本 憲洋（日本钢管）	
	松原 直哉（三井造船）	村山 敬一（石川島播磨重工業）	
討議参加者	井上 隆一（住友重機械工業）	岡武秀雄（三井造船）	
	小川 和夫（日本钢管）	始閑三郎（三井造船）	
	島田 肇（三井造船）	中山和夫（三井造船）	
	藤平 敏（三井造船）	森庸寛（日本钢管）	
	森山 厚夫（日本钢管）		

## 目 次

第1章 緒 言	1
第2章 箱型海洋構造物の運動特性の研究	4
1. 箱型海洋構造物に作用する流体力	4
1.1 領域分割法の無限水深域への適用性	4
1.2 粘性横揺れ減衰力	13
1.3 3次元影響	14
2. 流体力に関する水槽模型試験	17
2.1 2次元箱型海洋構造物の強制動揺試験	17
2.2 3次元箱型海洋構造物に作用する流体力測定試験	30
3. 箱型海洋構造物の運動特性	49
3.1 2次元箱型海洋構造物の運動特性	49
3.2 3次元箱型海洋構造物の運動特性	49
第3章 箱型海洋構造物の係留システムの研究	55
1. 水槽模型試験と理論計算の計画	55
1.1 水槽模型試験と理論計算によって発明すべき問題点の調査	55
1.2 水槽模型試験計画	59
1.3 理論計算計画	62
2. 多点係留方式	63
2.1 索・鎖係留ラインの強制動揺試験	63
2.2 索・鎖係留浮体の波浪中動揺試験	79
2.3 シミュレーション計算	95
3. 一点係留方式	113
3.1 一点係留シミュレーション計算	113
3.2 模型試験	115
3.3 模型試験結果及びシミュレーション計算との比較	115
3.4 一点係留システムに関するまとめ	116
4. ドルフィン係留方式	127
4.1 水槽模型試験	127
4.2 シミュレーション計算	145
4.3 地震応答	164
5. 総合検討	169
第4章 係留システムの設計基準作成のための調査研究	172
1. 文献調査	172
1.1 係留システムの設計基準に関する文献	172
1.2 索・鎖の強度に関する文献	180
1.3 係留関係のその他の文献	185
2. 設計基準作成の全体計画	194

3. 設計基準案.....	195
第5章 結語.....	208

# 第1章 緒 言

近年、海洋をめぐる世界的な情勢が急変し、その結果として海洋の持っている意味、重要性及び利用価値などが飛躍的に増大して来ている。それを端的に表わしている例としては、海洋における各種鉱物資源の採取、国際海洋法に基づく経済水域の200海里問題、海洋エネルギー利用計画及び海洋空間利用計画等であるといえる。

この様に世界各国は、豊かな海洋の利用計画を進めているが、それらの基盤となる各種海洋構造物の設計・建造には、これまで造船業界が蓄積して来た船舶及び船舶関連の優れた技術を積極的に活用すべきである。その活用すべき代表的な例としては、貯蔵船方式による石油や液化ガス等の海上備蓄システム及び輸入物質や石炭等の沖合中継基地システム等であるといえる。そして、これらの海洋空間の有効的な利用計画の多くは、当面比較的沿岸や島に近い、いわゆる浅海域を対象としているといえる。

それらの情勢を勘案した場合、浅海域における海洋構造物の外力に対する運動特性に関する高精度予測手法の確立や海洋構造物を係留するための係留システムの設計基準案の作成が最重要課題であるといえる。

そこで、第1段階として海洋構造物の基本形状である一様矩形断面形状を有する浮遊式の箱型海洋構造物を浅海域に設置することを対象にして本研究部会は研究を昭和54年度から3ヶ年計画で実施して来ている。

浅海域に箱型海洋構造物を設置する場合、周囲の地形的影響によって風、波浪及び流れが複雑に変形するために深海域の場合と外力条件の設定や外力中における箱型海洋構造物の流体力、挙動及び係留力などが極端に相違するといわれている。

したがって、箱型海洋構造物の運動特性及び係留システムについて、水深影響についての諸問題を究明するために各種の水槽模型試験及び数値シミュレーション計算を実施して来た。

それらの調査研究として本研究部会が昭和55年度において実施した概要を以下に記述する。

## (1) 箱型海洋構造物の運動特性の研究

### (a) 箱型海洋構造物に作用する流体力

まず、昭和54年度において浅海域における箱型海洋構造物の流体力を既存の理論計算法で数値計算したが、その理論計算法を用いて水深が深くなった場合の適用性を詳細に検討し、計算手法を明確化した。

つぎに、横揺れの応答特性の推定を向上させる目的で、横揺れ減衰係数を簡便に考慮する手法を提案した。

そして、箱型海洋構造物を2次元断面浮体として取り扱った場合と実際に則した3次元物体として取り扱った場合の流体力を比較検討した。

### (b) 流体力に関する水槽模型試験

まず、2次元模型を用いて系統的な水深・喫水比、幅・喫水比に対する流体力を強制動揺法により求めて、理論計算結果と比較検討した。

つぎに、大型の3次元模型を用いて横揺れの減衰係数及び固有周波数を求める目的で水深を系統的に変化させ、自由横揺れ試験及び強制横揺れ試験を行い、それらの結果を比較検討した。

また、新しく上部構造物付の3次元模型を設計・製作し、箱型海洋構造物の振れ廻りを判定する資料を求める目的で水深・喫水比、幅・喫水比、偏角及び旋回半径などを系統的に変化させて拘束旋回試験及び拘束斜航試験を行った。

そして、昨年度に引き続き、大型3次元模型を用いて横浅海から水深を系統的に変化させて一様流れ中において箱型海洋構造物に働く3分力を求める水槽模型試験を行った。

### (c) 箱型海洋構造物の運動特性

3次元性の強い箱型海洋構造物の波浪中における運動特性に関して、2次元流体力と3次元流体力とを用いて運動応答特性を数値計算法で求めて二者の比較検討を行った。

## (2) 箱型海洋構造物の係留システムの研究

### (a) 水槽模型試験と理論計算の計画

昭和54年度において実施した文献調査結果に基づいて、索・鎖による一点係留方式と多点係留方式及びドルフィン・フェンダー係留方式のそれぞれについて水槽模型試験を実施する範囲及び数値計算法を確立して数値シミュレーションを実施する範囲を明確化した。

### (b) 多点係留方式

まず、鎖の係留ライン及びその中間にパイまたはシンカーを取り付けた係留ラインの上端を強制動揺させて係留ラインに働く張力の動的影響を実験的に究明した。

つぎに、2次元模型を鎖の係留ライン及び中間パイまたは中間シンカー付係留ラインで係留して波浪中における箱型海洋構造物の挙動及び係留力を求める水槽模型試験を実施した。また、数値計算法を確立して推定精度の検証を行った。

そして、確立した数値計算法を用いて箱型海洋構造物を多条の係留ラインで2次元的に係留し、代表的な3種類の係留ラインについて水深を系統的に変化させた場合の箱型海洋構造物の波浪中における挙動及び係留力について数値シミュレーションを実施し、係留ラインの変化に対する箱型海洋構造物の挙動及び係留力を比較検討した。

### (c) 一点係留方式

まず、新しく設計・製作した上部構造物付の箱型海洋構造物模型を用いて、風、波及び潮流が組み合わさった外力条件下における模型の振れ廻りを究明する水槽模型試験を実施した。

つぎに、既存の数値計算法に基づいて水槽模型試験状態の数値シミュレーション計算を行い、試験結果と比較検討した。

そして、数値計算法の検証を行うと共に改善すべき箇所を摘出した。

### (d) ドルフィン・フェンダー係留方式

まず、フェンダーの特性を模擬した5種類の係留復原力特性を有する係留系を用いて波浪中における箱型海洋構造物の挙動及び係留力を求める水槽模型試験を実施し、係留復原力特性の相違による箱型海洋構造物の挙動及び係留力を比較検討した。

つぎに、数値シミュレーション計算法の信頼性を確認するために、水槽模型試験状態について数値シミュレーション計算を行って試験結果との比較検討を行うと共に、確認された数値シミュレーション計算法を用いて、波、風及び潮流が組み合わさった不規則変動外力条件下の箱型海洋構造物の挙動に関して数値シミュレーション計算を行い、ドルフィン・フェンダー係留方式の特性と外力の影響を調査した。

また、地震動がドルフィン及びフェンダーを介して箱型海洋構造物に及ぼす影響を水槽模型試験で調べるために、本年度は極めて基礎的な水槽模型試験と数値シミュレーションを実施した。

## (3) 係留システムの設計基準作成のための調査研究

### (a) 文献調査

まず、昭和51年度に引き継いで係留システムの設計基準作成に必要となる既存の海洋構造物の係留システムに関する基準、指針及び標準等の文献調査を実施した。

### (b) 設計基準案資料の作成

つぎに、各国船級協会規則以外の資料の内容の要約を行うと共に索・錨の強度に関する現況の把握を実施した。

そして、本研究部会としての最終目標である係留システムの設計基準の総目次案を設定したと同時に、その目次案に基づいて係留システムの設計基準案の概論を完成し、本報告書に掲載した。

## 第2章 箱型海洋構造物の運動特性の研究

昭和54年度において、浅海域における箱型海洋構造物に作用する流体力および波強制力について、官公民の所有する電算プログラムを用いて、矩形断面に働く2次元流体力計算の比較検討を行なった。そして更に、その結果に基づき、2次元領域分割法による流体力、波強制力に対する幅喫水比( $B/d$ )の影響、水深喫水比( $H/d$ )の影響を調べるためのシリーズ計算、そして計算結果の検証のための強制動揺試験を実施した。

本年度は前年度の調査研究に続き、残された課題として、次の項目について調査、試験研究を行なった。

- 1) 領域分割法による流体力、波強制力計算の無限水深域への適用性
- 2) 粘性横揺れ減衰力
- 3) 流体力、波強制力の2次元計算と3次元計算の比較
- 4) 箱型海洋構造物の流体力試験
- 5) 波浪中動揺特性試験

### 1. 箱型海洋構造物に作用する流体力

#### 1.1 領域分割法の無限水深域への適用性

箱形浮体の流体力計算については、計算精度、時間からみて、最も合理的な計算法であると考えられるが、本計算法は本来、有限水域における計算法であり、水深が大きくなると計算精度上の問題が生じる可能性があると考えられる。

そこで、領域分割法(固有関数展開法)による計算で無限水深域における流体力をどの程度迄推定できるか、を明らかにするため次の検討を行なった。

##### (1) 特異点分布法による計算値との比較

昭和54年度研究報告書<sup>1)</sup>の図2.3.23～2.3.31について、領域分割法による無限水深相当の流体力計算結果と無限水深での特異点分布法を用いた計算値との比較図を図2.1.1～図2.1.9に示す。なお、図中に表われる記号および無次元化の手法等はすべて、前年度報告書で定義したものをそのまま用いている。

領域分割法による無限水深相当の流体力を求める場合、当初  $H/B = 100 \sim 200$  程度の値を与える、水深( $H$ )が波長( $\lambda$ )および浮体幅( $B$ )の双方よりも大きいときは、 $\lambda$ あるいは $B$ のどちらか大きい方の値で $H$ を置換、すなわち、

$$H = \text{MAX}(\lambda, B) \quad (2.1.1)$$

で計算した場合の値を意味している。また領域分割法では速度ボテンシャルを求めるとき、固有関数で展開した無限級数の項数は10項迄とて計算されている。

なお特異点分布法(無限水深)の計算に当っての分割数(片舷)は  $B/d$  の各々について次の通りである。

$B/d = 5$ の場合	40
10 グ	60
15 グ	60
20 グ	70

図2.1.1～図2.1.3は両計算法による付加質量係数の計算結果を示すが、 $\bar{M}_H$ 、 $\bar{M}_S$ 、 $\bar{M}_R$ 共に高周波数(短波長)域では概略一致するが、低周波数(長波長)域で大きい差異を生じ、 $\bar{M}_S$ 、 $\bar{M}_R$ では特に顕著である。図2.1.

4～図2.1.6は発散波振幅比 $\bar{A}_H$ ,  $\bar{A}_S$ ,  $\bar{A}_R$ についての両計算法による計算値の比較を示すが、 $\bar{A}_H$ ,  $\bar{A}_S$ ,  $\bar{A}_R$ 共に全周波数域に亘り、ほど一致しており造波減衰係数については、ほど一致している。また、図2.1.7～図2.1.9の波強制力 $\bar{E}_H$ ,  $\bar{E}_S$ ,  $\bar{E}_R$ についても発散波振幅比同様両計算値は概略一致しているが、低周波数域でわずかに差異が出ている程度である。 $\bar{A}$ とほど同様の傾向を示すことは波強制力がHaskindの公式より

$$\left. \begin{aligned} E_H &= -\frac{2i\rho g}{k} n \zeta_a \bar{A}_H e^{i(\omega t - \epsilon_H)} \\ E_S &= \frac{2i\rho g}{k} n \zeta_a \bar{A}_S e^{i(\omega t - \epsilon_S)} \\ E_R &= \frac{2i\rho g}{k} n \zeta_a \bar{A}_R \left(\frac{B}{2}\right) e^{i(\omega t - \epsilon_R)} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.2)$$

$$\text{ただし } n = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{2kh}{\sinh khK_h} \right) \quad (2.1.3)$$

で与えられ、発散波振幅比 $\bar{A}$ およびその位相 $\epsilon$ により決定されることから、ある意味では当然のことと云える。

以上のことから、領域分割法で(2.1.1)のような水深置換をして無限水深における流体力を推定する場合、radiation waveに関係する $\bar{A}$ ,  $\bar{E}$ については、全周波数域に亘り割合精度の高い推定が可能であるが、standing waveに関係する $\bar{M}$ については、低周波数域で精度が非常に悪くなると云える。

## (2) 無限級数の項数変化による精度変化

低周波数域における領域分割法の計算精度に關係が深いものに無限級数の項数Nを何項とするかと云う問題がある。

特異点分布法による値と領域分割法による値で、低周波数域で最も差異の大きいものの一つである $\bar{M}_S$ について級数の項数による計算精度の変化を図2.1.10～図2.1.11に示す。これらの図は $B/d = 5$ および20について、 $N = 10 \sim 30$ 迄変化させたときの比較であるが、級数の項数を増やすことにより、かなり精度の向上が見られるが、 $B/d = 5$ の場合で $\xi_B$ が0.5以下、 $B/d = 20$ の場合で1.2以下では依然として精度が良くない。級数の項数を大きくすることは計算時間が指數的に増加する、あるいは計算誤差の蓄積が増える等の問題があり、計算時間が短かいと云う領域分割法の特徴の一つを失すことになる。通常の計算では級数の項数は10程度とすれば十分であるが、水深が大きい( $B$ や $\lambda$ に比し)ところでは項数を20程度とる必要があると思われる。

なお、級数の項数の増加により $\bar{M}_R$ ,  $\bar{M}_H$ も $\bar{M}_S$ と同じ傾向を示すが省略する。

## (3) 無限相当水深の変化による精度変化

無限水深相当の計算を行なう場合、(2.1.1)式で与えられる水深調整を行なっても低周波数域における諸流体力の値は、無限水深での特異点分布法による計算結果と大きい差異が生ずることは前述の通り明らかとなった。そこで当初与える水深を十分小さな値、すなわち $H/B$ を1.5～10.0程度にして、計算した場合の結果との比較を行なった。

無限級数の項数を20とし、 $B/d = 5 \sim 20$ 迄についての $\bar{M}_S$ についての計算結果を図2.1.12～図2.1.15に示す。図では $H/B$ を種々変化させた場合の $\bar{M}_S$ の値と特異点分布法(無限水深)による値とが比較されているが、これらの図より、無限水深の値と比較的良く一致する適当な $H/B$ の存在が窺われる。

$\bar{M}_S$ 以外の他の諸流体力計算値についても全く同様であり、無限水深の流体力推定の場合に適当な水深と考えられる水深の浮体幅、喫水との関係を表2.1.1, 表2.1.2に示す。

表 2.1.1 適正水深の  $B/d$  と  $H/B$  の関係

$B/d$	5	10	15	20
$H/B$				
1.0				△
1.5		△	○	○
2.0	△	○	○	
2.5				×
5.0	○	×	×	
10.0	×	×	×	

表 2.1.2 適正水深の  $B/d$  と  $H/d$  の関係

$B/d$	5	10	15	20
$H/d$				
10.0	△			
15		△		
20		○		○
22.5	○		○	
30.0			○	○
50.0	×	×		×
75.0			×	

これらの表から、今回行なったシリーズ計算の範囲 ( $B/d = 5 \sim 20$ ) では  $H/B = 1.5 \sim 5.0$ ,  $H/d = 20 \sim 30$  の範囲で適当な水深近似を行なえば、領域分割法でも無限水深の流体力を低周波数域でも十分推定できると考えられる。 $\bar{M}_S$  が特異分布法による計算結果と良く一致する場合の他の流体力及び波強制力を図 2.1.16～図 2.1.23 に示すが  $\bar{E}_R$  の低周波数域を除きかなり改善される。 $\bar{E}_R$  については、(2.1.2) および (2.1.3) において、無限水深時の値を使用すればより一致度は増すものと思われる。

以上のことから、概略次のことが得られた。

1) radiation wave に起因する造波減衰係数については、昭和54年度行なった計算で無限水深の流体力を概略推定可能であるが、standing wave に起因する付加質量、付加慣性モーメント係数については低周波数域で精度が非常に悪くなる。

その解決策としては

2) 無限級数の項数を増すことにより、低周波数域についてもある程度精度の向上が期待できる。しかし、徒らに項数を増すことは計算時間、計算誤差の増大の原因となり問題がある。

3)  $B/d = 5 \sim 20$  の範囲では  $H/B = 1.5 \sim 5.0$ ,  $H/d = 20 \sim 30$  の範囲の適正な水深を選べば、無限水深時とはほぼ等しい値が領域分割法でも得られる。

がある。しかし、

4) 有限水深域での領域分割法による流体力計算法を無限水深に用いることは本来無理があり、正確に求めるには特異点分布法その他の別の計算法を用いることが望ましいと云える。

#### 参考文献

- 日本造船研究協会：浅海域における箱型海洋構造物の運動特性及び係留システムの設計基準に関する研究，1980. 3

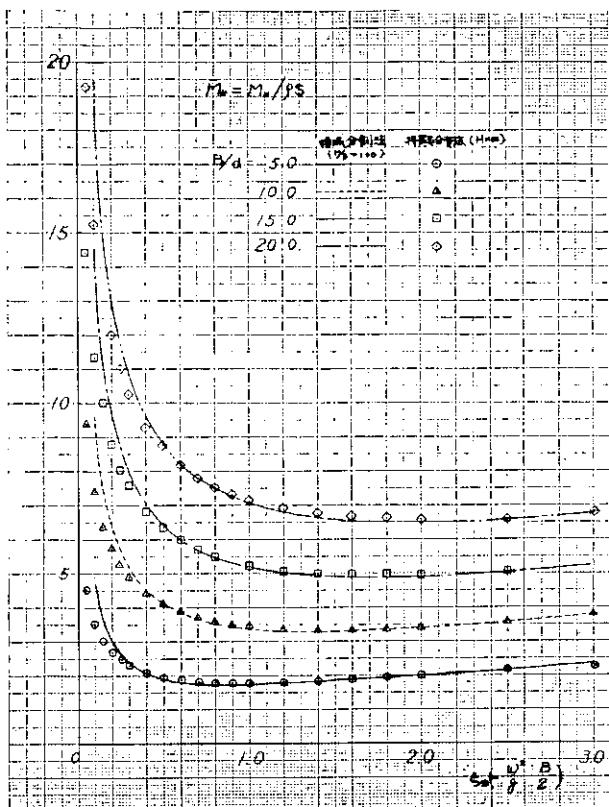


図 2.1.1 Heave の付加質量係数

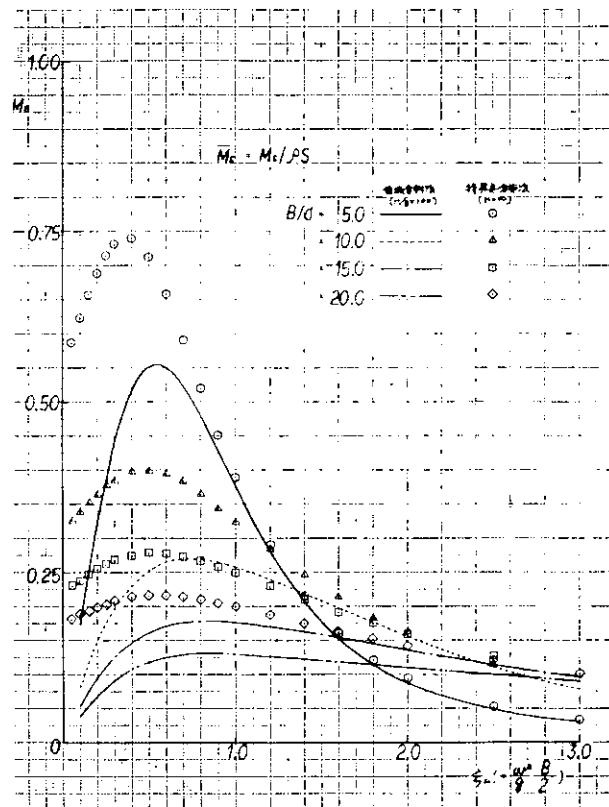


図 2.1.2 Sway の付加質量係数

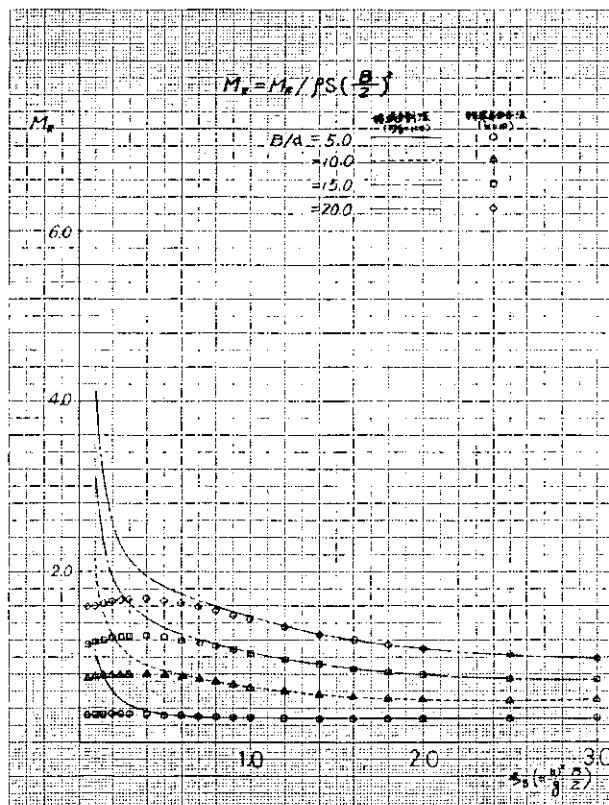


図 2.1.3 Roll の付加質量係数

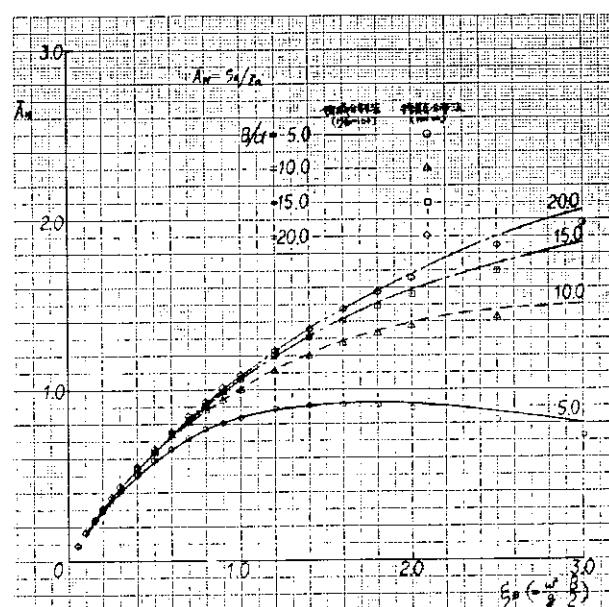


図 2.1.4 HEAVE の発散波振幅比

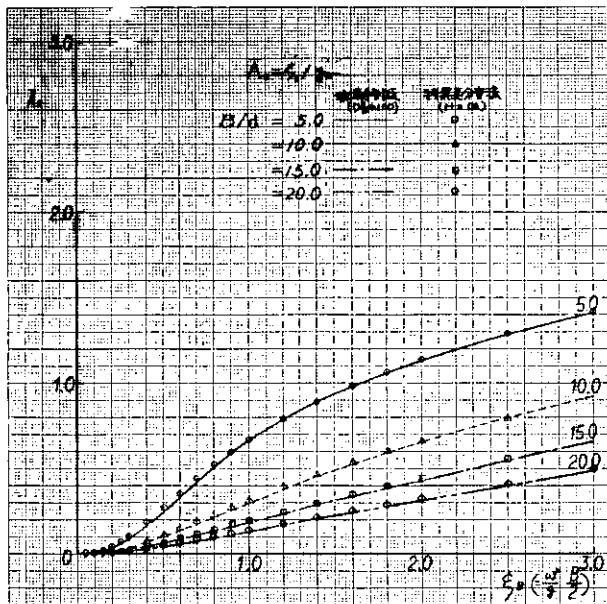


図 2.1.5 SWAY の発散波振幅比

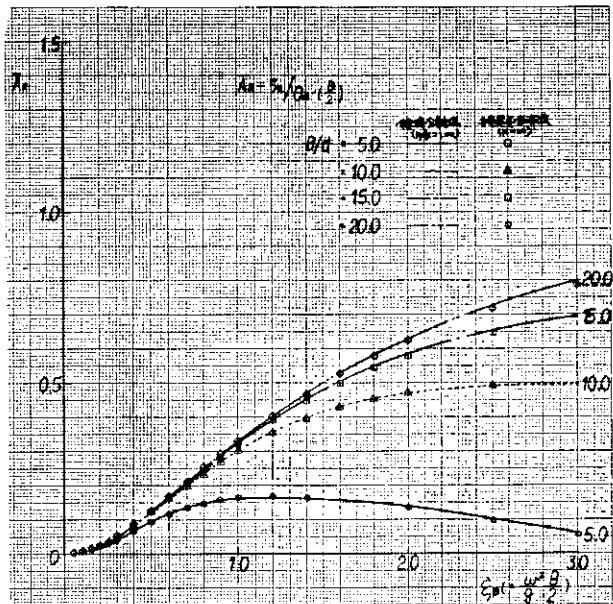


図 2.1.6 ROLL の発散波振幅比

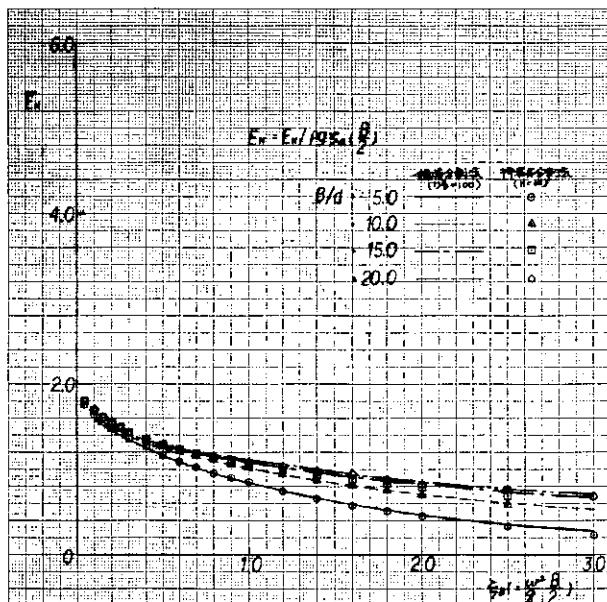


図 2.1.7 HEAVE の波強制力

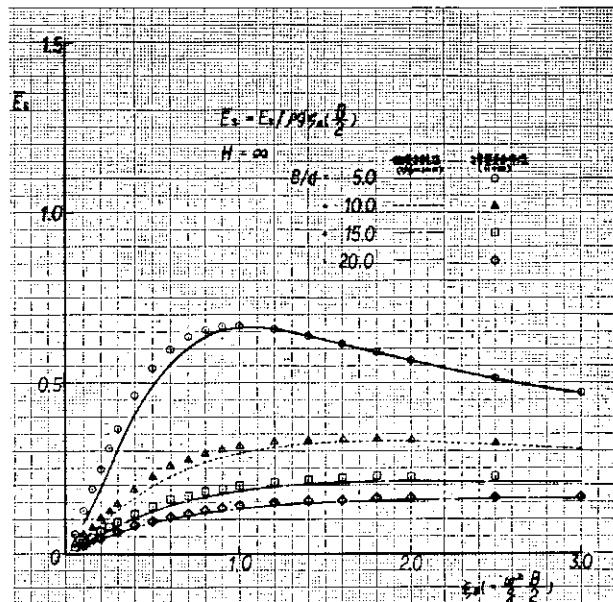


図 2.1.8 SWAY の波強制力

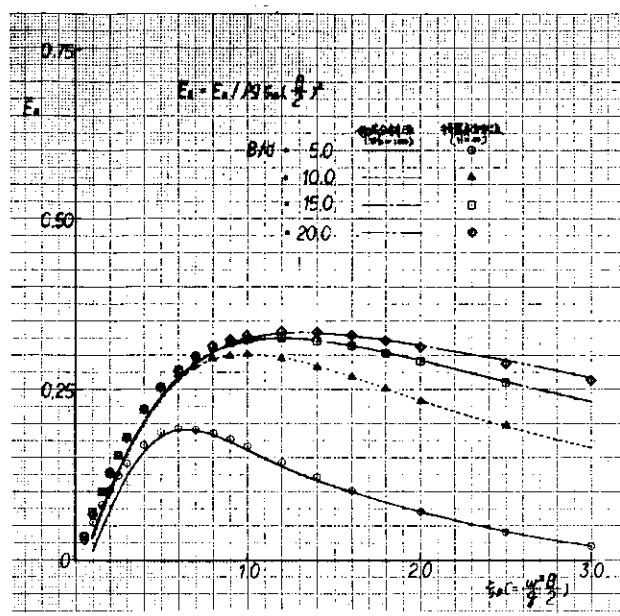


図 2.1.9 ROLL の波強制モーメント

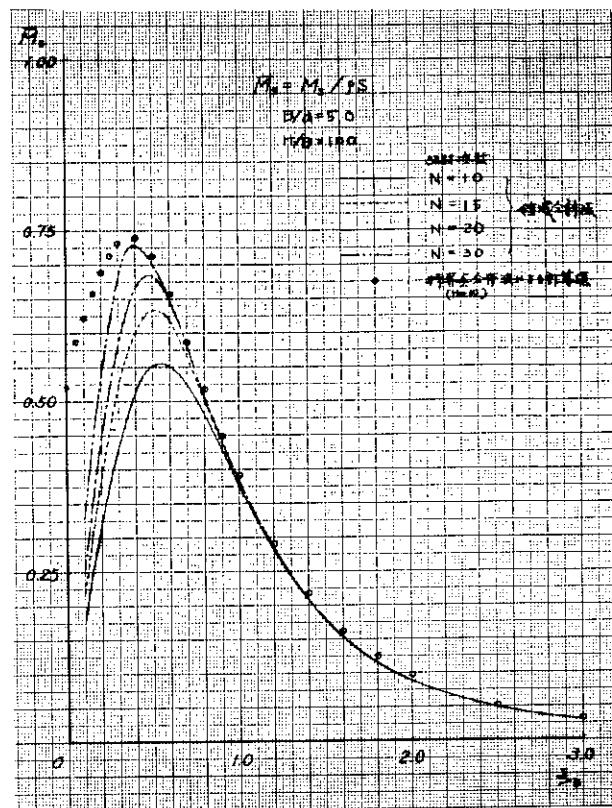


図 2.1.10 級数の項数による計算精度の変化

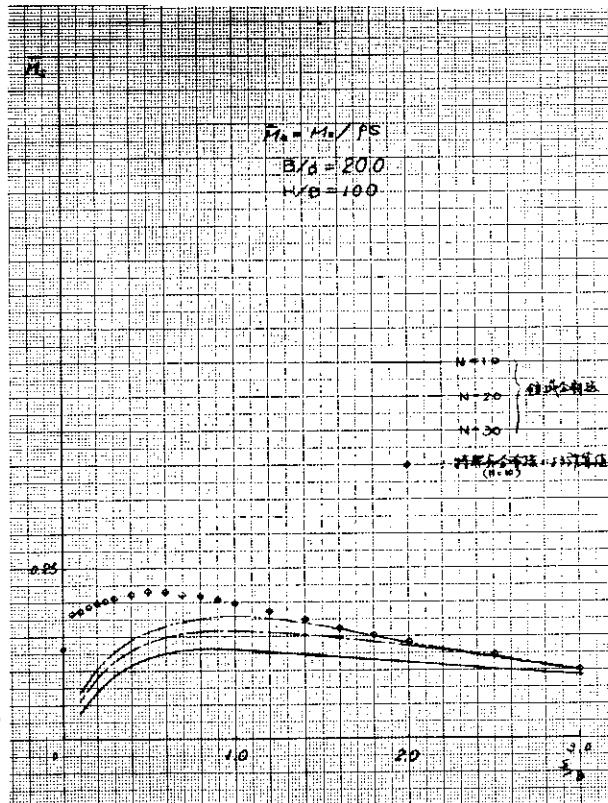


図 2.1.11 級数の項数による計算精度の変化

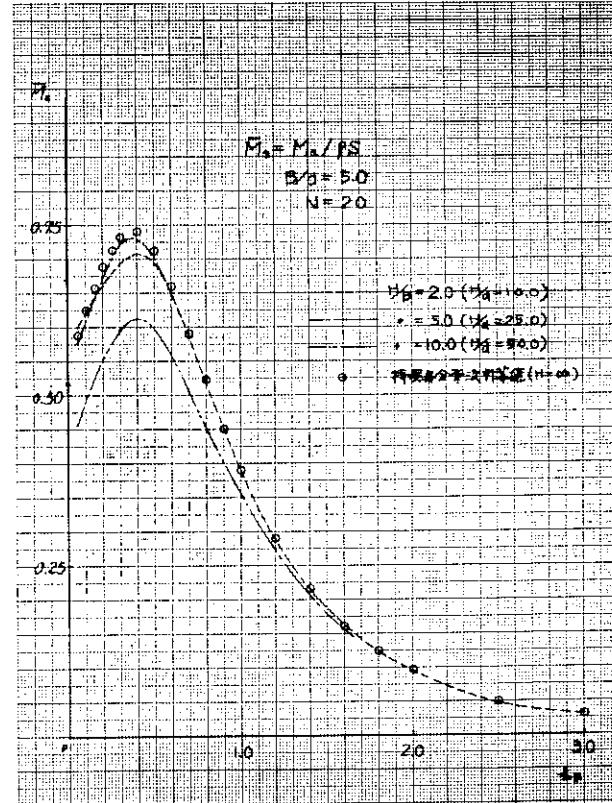


図 2.1.12 水深変化による Sway 付加質量の変化

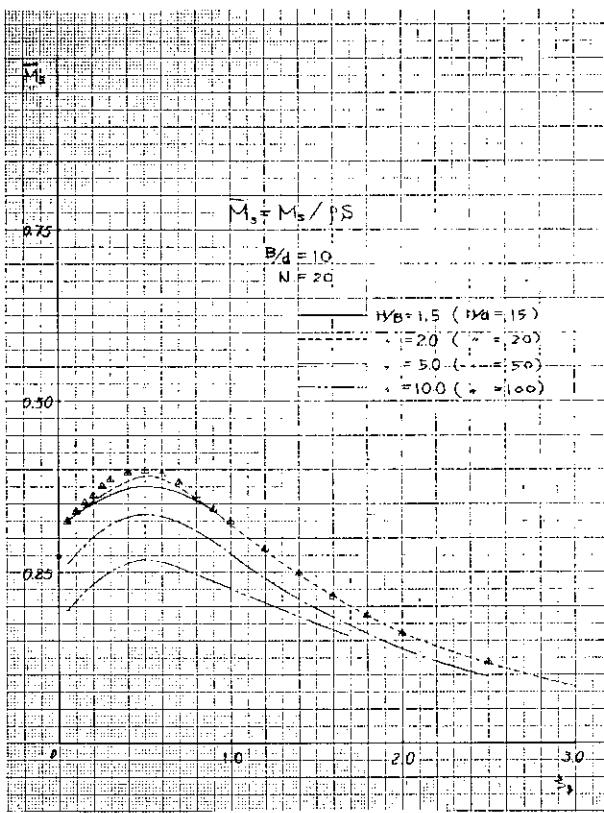


図 2.1.13 水深変化による Sway 付加質量の変化  
( $B/d = 10$ )

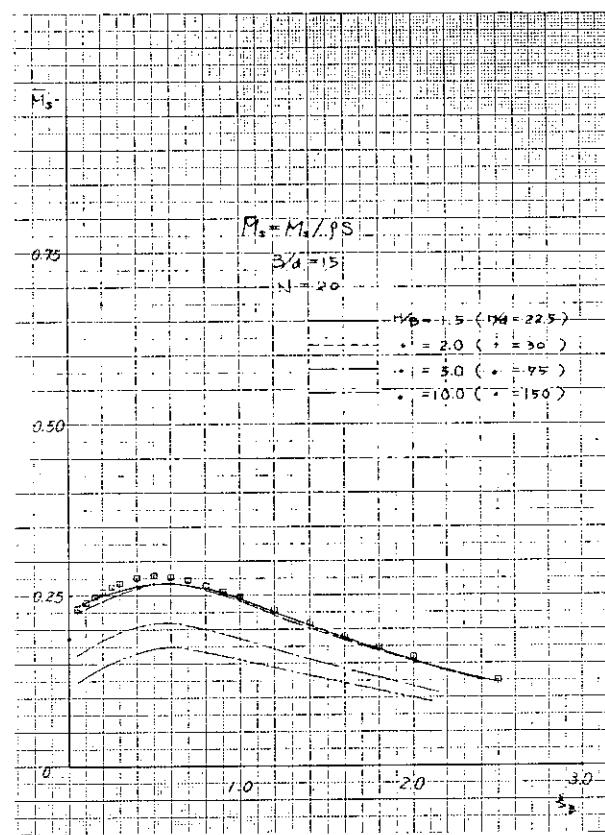


図 2.1.14 水深変化による Sway 付加質量の変化  
( $B/d = 15$ )

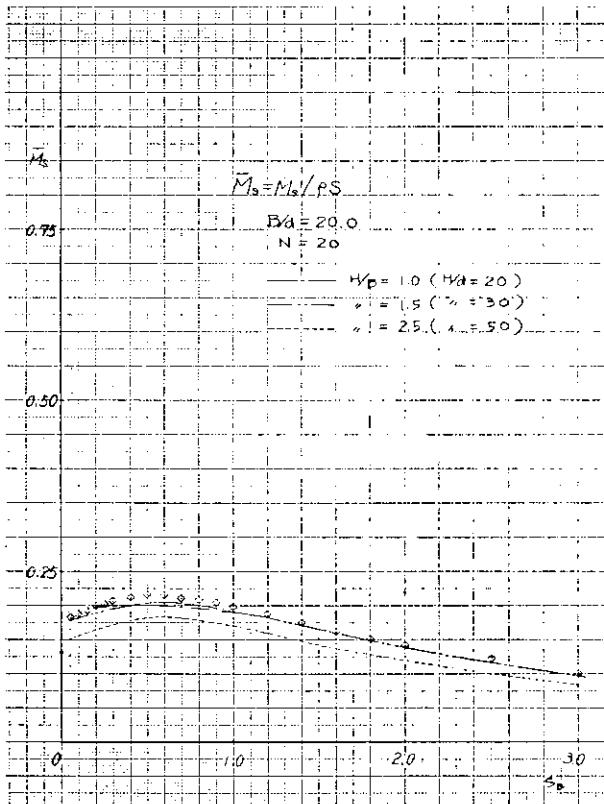


図 2.1.15 水深変化による Sway 付加質量の変化  
( $B/d = 20$ )

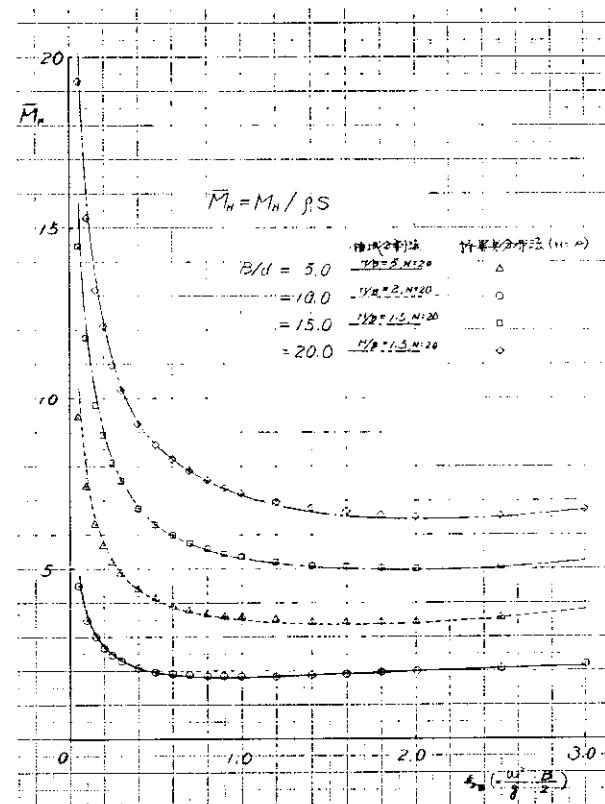


図 2.1.16 無限水深における Heave 付加質量係数  
(特異点分布法と領域分割法による近似計算との比較)

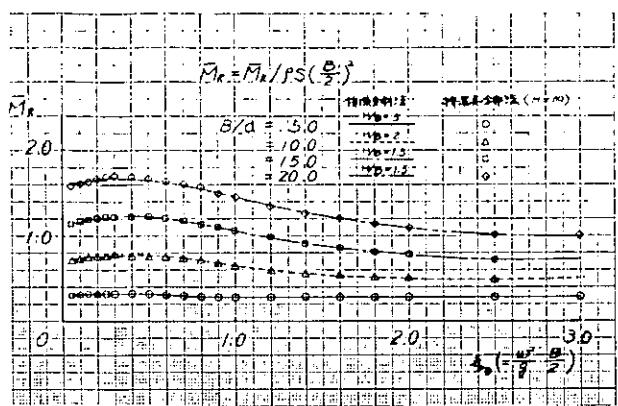


図 2.1.17 無限水深における  $R_{\text{roll}}$  付加慣性モーメント係数  
(特異点分布法と領域分割法による近似計算との  
比較)

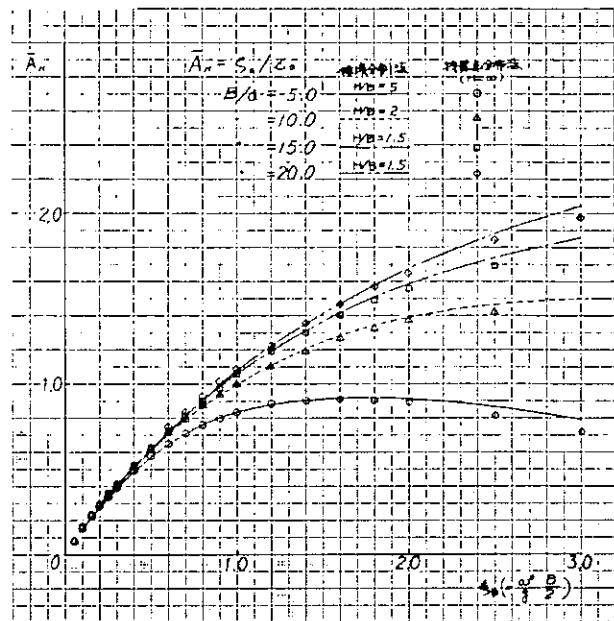


図 2.1.18 無限水深における Heave 発散波振幅比  
(特異点分布法と領域分割法による近似計算  
との比較)

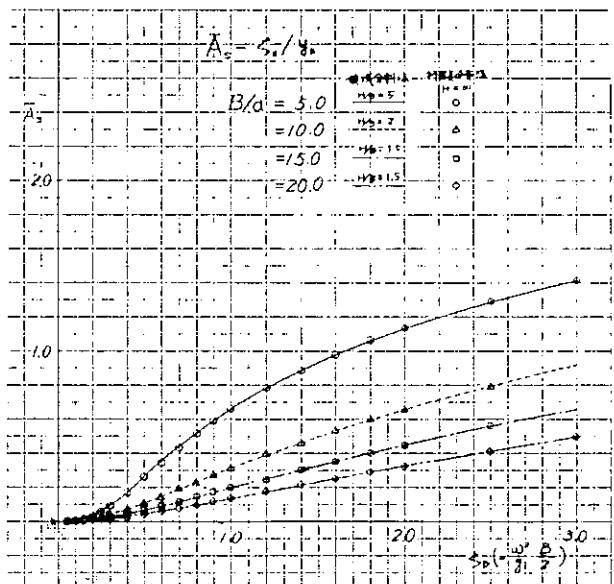


図 2.1.19 無限水深における Sway 発散波振幅比  
(特異点分布法と領域分割法による近似計算  
との比較)

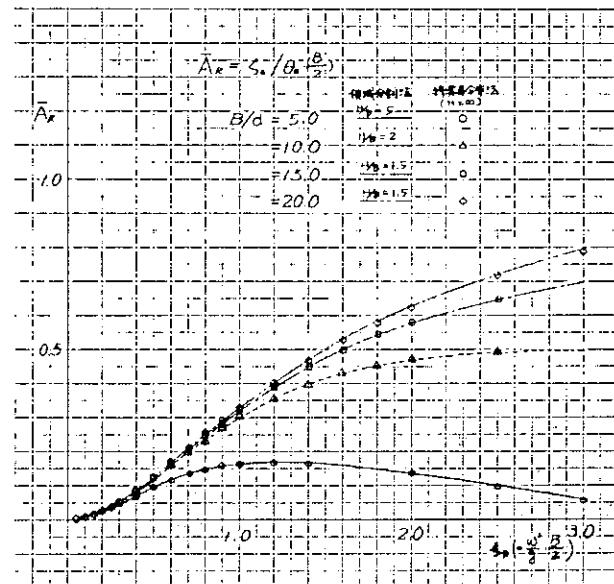


図 2.1.20 無限水深における  $R_{\text{roll}}$  発散波振幅比  
(特異点分布法と領域分割法による近似計算  
との比較)

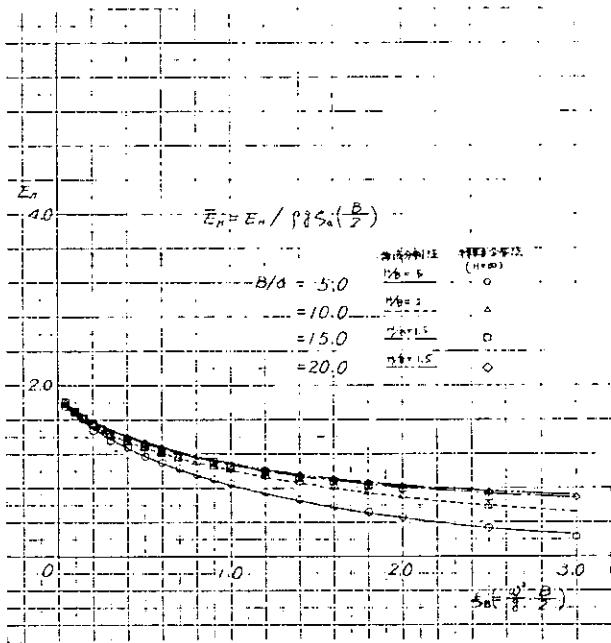


図 2.1.21 無限水深における Heave 波強制力  
(特異点分布法と領域分割法による近似計算  
との比較)

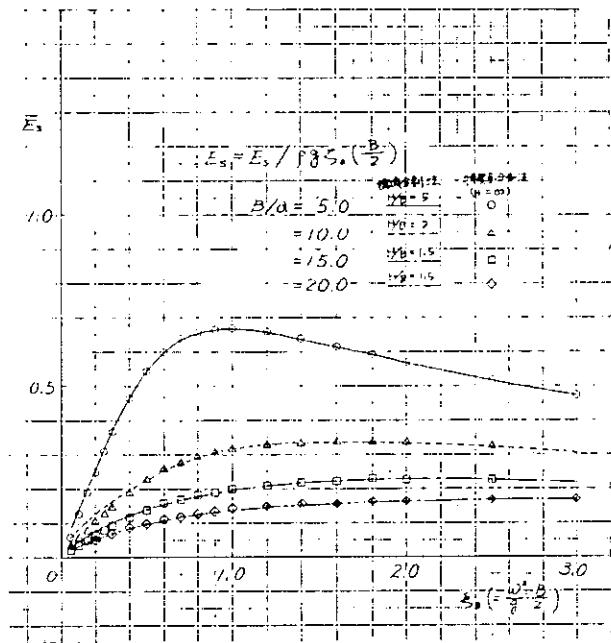


図 2.1.22 無限水深における Sway 波強制力  
(特異点分布法と領域分割法による近似計算  
との比較)

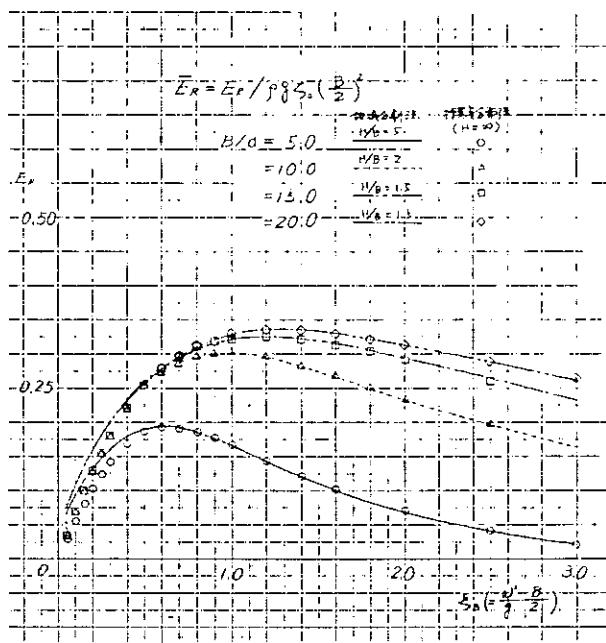


図 2.1.23 無限水深における Roll 波強制モーメント  
(特異点分布法と領域分割法による近似計算  
との比較)

## 1.2 粘性横揺れ減衰力

ボンネット理論から得られる波浪中横揺れ振幅の計算値が、横揺れの同調点附近で実験値と一致しないのは、周知の通り横揺れ減衰モーメントに現われる粘性影響に起因している。箱型浮体の場合角ばっているので粘性影響は特に大きく、横揺れの推定に当って、この影響を的確にとり入れる必要がある。

横揺れ減衰力に粘性影響をとり入れる方法として、模型実験を解析した経験式あるいは実験式による方法と減衰力を流体力学的成分に分離し、各成分に対する推定値を組立てる方法（組立て推定法）の2つに分類できる。<sup>2)</sup>

実験による推定法としては、古くから、実験値から得られる減衰係数を用いる方法があり、現在もなお最も良く用いられており、安藤ら、<sup>3)</sup> 大川<sup>4)</sup> の系統的横揺れ試験結果からも概略の推定が可能である。

一方、組立て推定法は流体力学的にみて、より厳密な方法として最近その有効性が実証されている。この方法は横揺減衰係数を等価線形化し、

$$N_{\phi\phi}^{(1)} = N_{\phi\phi}^{(2)} + \frac{8}{3\pi} \omega \phi_A N_{\phi\phi}^{(2)}$$

ただし  $N_{\phi\phi}^{(1)}$  : 横揺減衰係数の造波成分 + 摩擦成分

$$\frac{8}{3\pi} \omega \phi_A N_{\phi\phi}^{(2)} : \quad \text{の造渦成分}$$

$\phi_A, \omega$  : 横揺れの振幅及び円周波数

として、横揺れ減衰モーメント係数を造波成分、粘性に基づく摩擦成分および造渦成分に分けて考え、それらを別々に推定した後に加える方法であるが、一般に摩擦成分は他の成分に比して小さいので無視できる。この推定には、船舶を対象とした池田、姫野らの論文<sup>5)</sup>があり、箱型船型も含まれているので利用できる。また山下ら<sup>6)</sup>はKirchhoffの死水モデルを用いて横揺れ減衰モーメントの造渦成分に対する推定式を、きわめて実用的な立場から求め、池田らの推定値および実験結果と良く一致すること（図2.1.24）を示している。なお、粘性横揺減衰力を考慮した箱型海洋構造物の運動特性については次節に述べる。

以上、箱型浮体の横揺れ減衰力の推定法について述べたが、これらの方法が浅水深についても適用できるかどうかは、実験等による今後の検討が必要である。

## 参考文献

- 2) 姫野洋司：横揺減衰力、第2回耐航性に関するシンポジウム、1977
- 3) 安藤定雄他：箱型作業台船の動揺性能、（その1）、（その2）、（その3） 第20回、第22回船研発会講演概要、1972、1973
- 4) 大川 豊：浮体に作用する流体力について（その1）、（その2）、（その3） 第22回、第26回船研発会講演概要、1973、1975
- 5) 池田良徳、姫野洋司、田中紀男：裸船の横揺れ減衰力について、造船、第142号、1977
- 6) 山下誠也、片桐徳二：浅喫水箱型浮体の横揺れに関する系統的実験結果、西部造船会報、第60号、1980

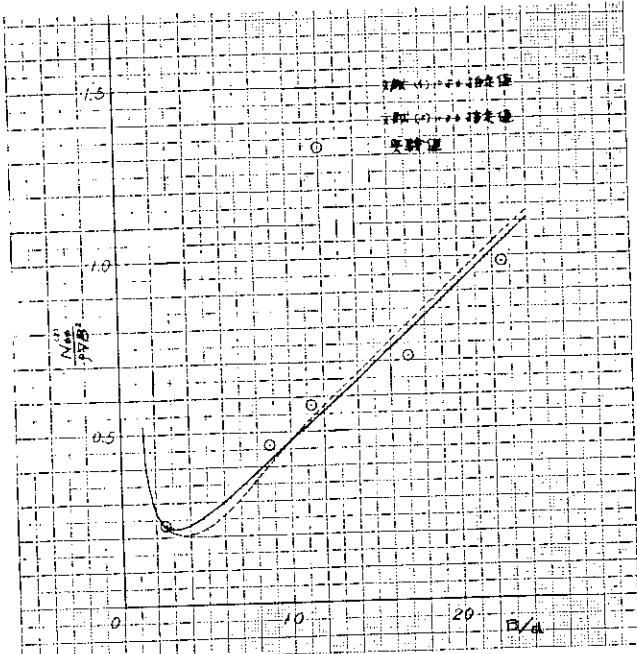


図 2.1.24 横揺れ減衰力の造渦成分

### 1.3 3 次元影響

箱型浮体の運動特性を推定するには、2次元断面の流体力を用いたストリップ法によるのが一般的であるが、浮体の長さ／幅比が 1.0 に近づくにつれて 3 次元影響が強くなり推定値と実際の運動が異ってくるので流体力を直接 3 次元領域で求める計算法が必要になってくる。

3 次元の箱型浮体の直接的計算法には、特異点分布法、圧力分布法、有限要素法、領域分割法（固有関数展開法）などがあり、それぞれ実験および 2 次元計算値との比較が行なわれており良好な結果が得られている。

箱型浮体は、プラットフォーム、バージ、貯油タンクなどいずれも平たい形状で喫水が浅く、その 3 次元影響は浮体の長さ／幅比の変化に伴って強くあらわれる。これについては、参考文献<sup>7)</sup>で山下が圧力分布法により系統的計算を行っているので、その一部を図 2.1.25～図 2.1.26 に転載しておいた。圧力分布法による結果は有限喫水の実在浮体に対しては一種の近似値であるが、 $L/B$  の変化による流体力の大略の傾向を示すものといえ、下表のようにまとめられる。

	$B/d \rightarrow \infty, H \rightarrow \infty$	$L/B$ の増加に対して
流体力	$\frac{m_{zz}}{\rho(\frac{B}{2})^2 L}, \frac{N_{zz}}{\rho\omega(\frac{B}{2})^2 L}, \frac{m_{\phi\phi}}{\rho(\frac{B}{2})^4 L}, \frac{N_{\phi\phi}}{\rho\omega(\frac{B}{2})^4 L}$	増加
波強制力	$\frac{F_{ez}}{\rho g \zeta_w B L}$	低周波数域で複雑に変化 高々々 増加
	$\frac{M_e \phi}{\rho g \zeta_w B^2 L}$	低周波数域で減少 高々々 増加

山下の計算値は無限水深に対するものだったので、ここでは、 $H/d = 3$  の有限水深における  $L/B = 1.2, B/d = 10$  の箱型浮体について 2 次元領域分割法と 3 次元特異点分布法を用いて比較計算を行って、図 2.1.27～図 2.1.28 に示した。図中 2 次元の計算値は当部会の昨年度報告書にある計算値を転載したものであるが、造波減衰係数については比較のために無次元化の方法を変えている。同図は各モードにより縦軸のスケールが異っているので注

意してみると、付加質量、減衰力とも3次元影響は短周波数域で著しく、HEAVEにおいて最も強く表われていることがわかる。

SWAYおよびROLLの3次元影響がHEAVEに比べて少なめなのは、SWAYとROLLの強制動揺試験時の発散波の大部分が左右方向に進行するのに対しHEAVEの発散波は全方向に進行することからもうなずけることである。

なお、2次元発散波振幅比とここで用いた無次元化は次のような関係にある。

$$N_H = 2 n \rho g^2 L \bar{A}_H^2 \{ \tanh(kh) \} / \omega^3$$

$$N_S = 2 n \rho g^2 L \bar{A}_S^2 \{ \tanh(kh) \} / \omega^3$$

$$N_R = 2 n \rho g^2 L \bar{A}_R^2 \left( \frac{B}{2} \right)^2 \{ \tanh(kh) \} / \omega^3$$

$$\bar{N}_H = N_H / \rho V \omega, \quad \bar{N}_S = N_S / \rho V \omega, \quad \bar{N}_R = N_R / \rho V^{5/3} \omega$$

ただし、L, B, d : 箱型浮体の長さ、幅、喫水

h : 水深

$\rho, g, \omega$  : 密度、重力加速度、円振動数

$$V = L B d$$

$$n = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{2kh}{\sinh(2kh)} \right\}$$

$$k = \frac{2\pi}{\lambda}$$

#### 参考文献

7) 山下誠也 : 浅喫水箱型浮体の波浪中動揺と変動圧力, 造船第146号

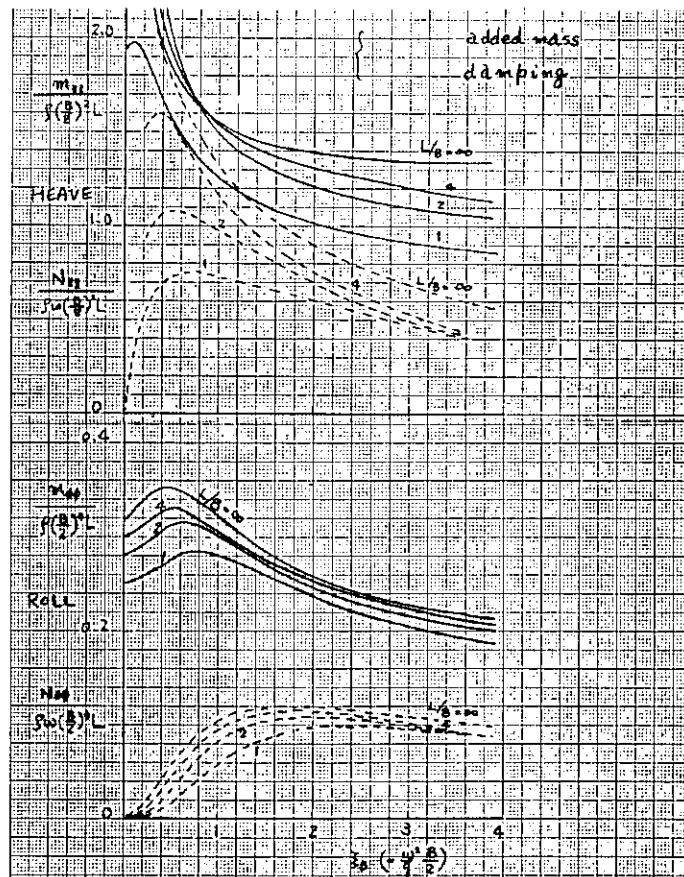


図 2.1.25 流体力に及ぼす  $L/B$  の影響

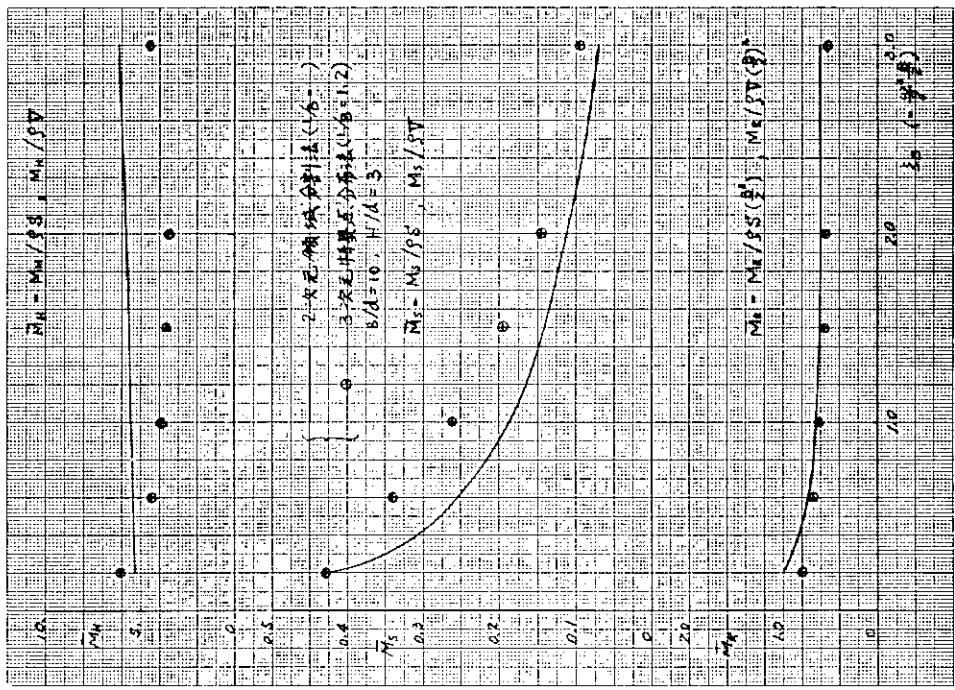


図 2.1.27 付加質量係数に及ぼす  $L/B$  の影響

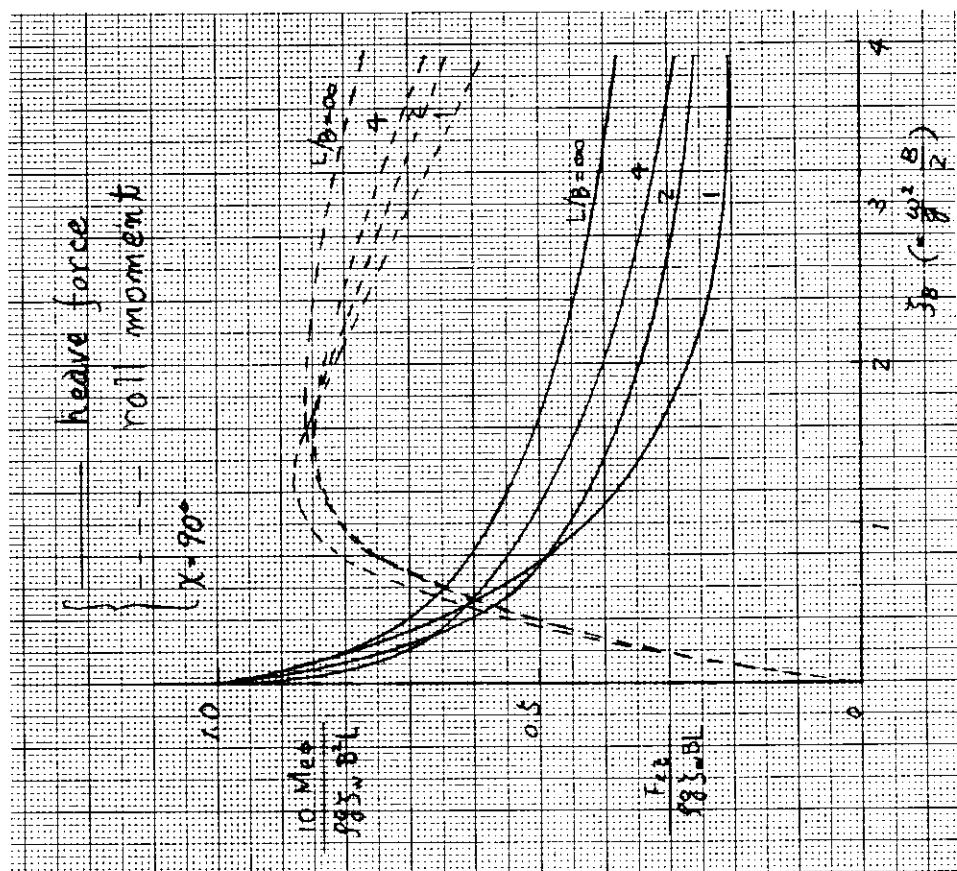


図 2.1.26 波強制力に及ぼす  $L/B$  の影響

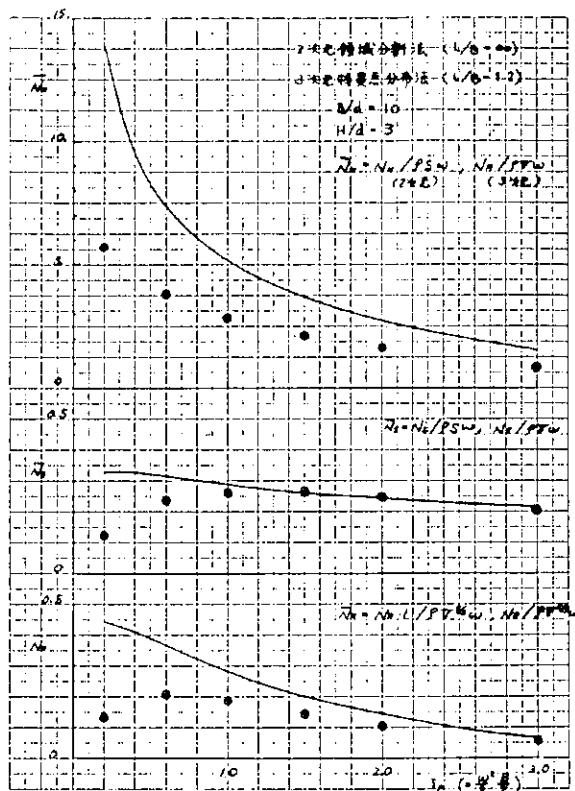


図 2.1.28 減衰係数に及ぼす  $1/B$  の影響

## 2. 流体力に関する水槽模型試験

### 2.1 2次元箱型海洋構造物の強制動搖試験

#### 2.1.1 目的

浅海域における箱型海洋構造物に働く流体力を強制動搖試験により調べ、理論計算結果の検証を行うと同時に設計基準作成のための資料とする。

#### 2.1.2 概要

2次元浅水水路において、強制動搖装置に固定した2次元箱型海洋構造物模型を Heave, Sway および Roll 方向に強制動搖させたときの模型に働く流体力を計測し、水深による影響および模型の幅・吃水比による影響を調べた。

#### 2.1.3 供試模型

供試模型は木製2次元箱型海洋構造物模型 ( $L = 2.4\text{ m}$ ) で、吃水は3状態である。2次元箱型海洋構造物模型の概要を図 2.2.1.1 に示す。

#### 2.1.4 試験方法

本試験の浅水域での2次元性を保つため図 2.2.1.2 に示すような全長 35m の鋼製の浅水用水路を長さ 55m、幅 8m、深さ 3m の水槽内に設置した。この水路の底面は水槽の底から 30cm 上げており、水路底面の平行部分は長さ 15m で、両端は急激な水深変化を防ぐため長さ 5m の傾斜部分を設けた。また、浅水試験であるため、水路底面の精度は水路全域で ±1.5% 以内、特に2次元模型を設置する中央部では ±1.0% 以内になるように調整した。水路側壁と2次元模型とのすき間はなるべく3次元影響が少なくなるように、模型の両端で 3% とした。

本試験に用いた強制動搖装置は図 2.2.1.3 に示すように駆動モータの回転運動をスロッチャヨークを介して直線

運動に変える機構であり、水平方向、上下方向および回転方向の強制動揺ができるようになっている。強制動揺によって2次元模型に働く力は、強制動揺装置駆動部と模型との間に取り付けられた6分力計（定格容量  $F_y = 120 \text{ kg}$ ,  $F_z = 110 \text{ kg}$ ,  $M_\varphi = 40 \text{ kg-m}$ ）により検出した。強制動揺装置の運動の変位は本装置の駆動部に取り付けられたポテンショメーターにより、また2次元模型の動揺による発散波は模型の中心から約2.5m, 5m離れた位置でサーボ式波高計を用いて計測した。全体の計測システムを図2.2.1.4に示す。

### 2.1.5 試験状態

2次元箱型海洋構造物模型による強制動揺試験は表2.2.1.1に示すように、2次元模型の幅・吃水比( $B/d$ )および水深・吃水比( $H/d$ )を変化させて行い、 $B/d$ および $H/d$ 変化により、2次元模型に働く流体力に及ぼす影響を調べた。なお、強制動揺試験時の動揺モードおよび動揺振幅を表2.2.1.2に示す。

### 2.1.6 結果および考察

2次元箱型海洋構造物模型による強制動揺試験において計測したHeave, SwayおよびRoll方向の力およびモーメントはフーリエ解析を行い、1次成分から流体力係数を求めた。これらの流体力係数および2次元模型の動揺によって生じた発散波は、次に示す無次元化の方法に従い整理した。

$$\bar{M}_H = M_H / \rho V, \quad \bar{M}_S = M_S / \rho V, \quad \bar{M}_R = M_R / \rho V \left( \frac{B}{2} \right)^2$$

$$\bar{A}_H = \eta_{HA} / z_A, \quad \bar{A}_S = \eta_{SA} / y_A, \quad \bar{A}_R = \eta_{RA} / \varphi_A \cdot \frac{B}{2}$$

ここで  $M_H$ : 上下揺付加質量係数

$M_S$ : 左右揺付加質量係数

$M_R$ : 横揺付加慣性モーメント係数

$\rho$ : 流体の密度

$V$ : 2次元模型の排水容積

$B$ : 2次元模型の幅

$\eta_{HA}$ ,  $\eta_{SA}$ ,  $\eta_{RA}$ : Heave, SwayおよびRoll方向の強制動揺による発散波振幅

$z_A$ ,  $y_A$ ,  $\varphi_A$ : Heave, SwayおよびRoll方向の動揺振幅

また、減衰力および減衰モーメントについては、浅水域におけるHaskind-Newmanの関係式

$$N_{H,S} = \frac{\rho g^2 \cdot L}{\omega^3} \cdot \frac{1}{F(KH)} \left| (\bar{A}_{H,S})_N \right|^2$$

$$N_R = \frac{\rho g^2 \cdot L}{\omega^3} \cdot \frac{1}{F(KH)} \left| \frac{B}{2} (\bar{A}_R)_N \right|^2$$

$$\text{ここで } F(KH) = \frac{2 \cosh^2 KH}{2KH + \sinh 2KH}$$

$K$ : 波数

$H$ : 水深

から  $(\bar{A}_i)_N$  を求め整理した。

これらの流体力係数の無次元値、発散波振幅比および位相差は、横軸に無次元周波数

$$\xi_B = \frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{B}{2}$$

ここで  $\omega$ : 動揺周波数

を用いて、水深影響および幅・吃水比による影響を調べた。また図中には、昭和54年度本研究部会で計算した理

<sup>1)</sup> 論計算結果および第2章第1項の理論計算結果を載せ、実験結果との比較検討を行った。

幅・吃水比  $B/d = 5$  の状態において、水深・吃水比  $H/d$  をパラメータにとった Heave, Sway および Roll の付加質量係数および付加慣性モーメント係数を図2.2.1.5～図2.2.1.7に示す。これらの図から、 $H/d$  の減少により、Heave の付加質量係数および Roll の付加慣性モーメント係数は増加し、Sway の付加質量係数は、 $\xi_B = 0.4$  を超える範囲で減少する傾向が実験値および計算値にも見られる。Heave の付加質量係数は、水深が極めて浅い  $H/d = 1.2$  の場合に実験値と計算値に若干相異が見られるが、その他の状態においては  $\xi_B = 0.3 \sim 3.0$  の範囲で、実験値と計算値は良く一致している。また動揺振幅の違いによる影響はほとんど見られない。なお  $H/d = \infty$  の状態における  $\xi_B = 0.5$  で実験値が計算値よりかなり大きくなっているが、これは水槽側壁間に定常波ができるためと思われる。Sway の付加質量係数は、 $H/d = 2$  の状態で実験値にばらつきが見られるが、 $H/d = \infty$  の状態を除けば、実験値は計算値をおおよそ説明している。 $H/d = \infty$  の場合の実験値が計算値より若干大きくなっているが、これは水槽側壁がないための3次元影響と思われる。また、Roll の付加慣性モーメント係数は低周波数域で実験値が計算値を若干上回る傾向が見られるが、その他の周波数域においては実験値と計算値とは良く一致している。

$H/d = 2$  の状態において、 $B/d$  をパラメータにとり、Heave, Sway および Roll の付加質量および付加慣性モーメント係数を図2.2.1.8～図2.2.1.10に示す。 $B/d$  が増加すると実験値、計算値とも Heave の付加質量係数および Roll の付加慣性モーメント係数は増加し、Sway の付加質量係数は減少する傾向にある。いずれの  $B/d$  においても Heave の付加質量係数は、 $\xi_B = 0.3 \sim 3.0$  の範囲では実験値と計算値とは良く一致していることがわかる。Sway の付加質量係数は実験点にばらつきが見られるが、定性的には計算値と一致している。また Roll の付加慣性モーメント係数は  $B/d = 15$  の状態において、実験値が計算値を 10% 程度大き目に出ているが、その他の状態においては、実験値と計算値は良く一致している。

$B/d = 5$  の状態において、 $H/d$  をパラメータにとり、Heave, Sway および Roll 方向の動揺による発散波振幅比および動揺に対する位相差を図2.2.1.11～図2.2.1.13に示す。なお発散波の動揺に対する位相差  $\epsilon_i$  は、発散波を  $\eta_i$  として

$$\eta_i = \eta_{iA} \sin(\omega t - \epsilon_i)$$

と定義した。 $H/d$  が増加すると、Heave および Roll 方向の動揺による発散波振幅比は減少する。一方、Sway 方向の動揺による発散波振幅比は、 $\xi_B = 1.5$  付近を境に反転するが、 $H/d$  变化に対する影響は、Heave および Roll の場合に比べ非常に少ない。Heave による発散波振幅比および位相差は、 $\xi_B = 2.0$  より低周波数側では比較的実験値と計算値とは一致しているが、 $\xi_B = 2.0$  より高周波数側では実験値は著しく減少し、計算値と大きく異っている。この傾向は Roll の場合についても同様である。一方、Sway による発散波振幅比および位相差は、実験値と計算値とは非常に良く一致している。また、図中には、実験で得られた減衰力および減衰モーメントから換算した  $(\bar{A}_i)_N$  を載せてある。Sway による  $(\bar{A}_s)_N$  は水深の変化によらず計算値と非常に良く一致している。しかし、 $(\bar{A}_H)_N$  については、低周波数域では比較的計算値に近いが、周波数が高くなるに従い計算値より大きくなっている。この傾向は  $H/d$  が小さいほど著しい。 $(\bar{A}_R)_N$  については周波数および  $H/d$  の変化によらず計算値よりかなり大きくなっている。

$H/d = 2.0$  の状態において、 $B/d$  をパラメータにとり、各動揺モードに対する発散波振幅比および位相差を図2.2.1.14～図2.2.1.16に示す。Heave および Roll の場合には、 $B/d$  が増加するに従い発散波振幅比は増加し、また、Sway の場合には逆に  $B/d$  の増加により発散波は減少する傾向がある。 $B/d = 5$  の場合には、いずれのモードにおいても、実験値と計算値は良く一致しているが、 $B/d$  が増加するに従い、実験値が計算値より小さくなる傾向がある。この傾向は、無限水深の場合の安藤らの実験<sup>2)</sup>の傾向とも一致している。また、減衰力および減衰モーメントから換算した  $(A_i)_N$  については、Sway による  $(A_s)_N$  は  $B/d$  の変化によらず計算値と非

常に良く一致している。しかし、 $(A_H)_N$ ,  $(A_R)_N$ については低周波数域において比較的計算値に近いが、周波数が高くなるに従い、 $B/d$ の変化によらず計算値より大きくなっている。浅海域における箱型海洋構造物のHeaveおよびRollの減衰力および減衰モーメントを精度良く推定する場合には線形理論で得られた計算値では不十分と言える。

### 参考文献

- 1) 日本造船研究協会：第179研究部会、浅海域における箱型海洋構造物の運動特性および係留システムの設計基準に関する研究報告書、昭和55年3月
- 2) 安藤定雄他：2次元箱型模型船の強制動揺試験 その1 減衰係数について 第18回船研研究発表会講演論文 1971

表 2.2.1.1 強制動揺試験時の水深

H/d		水深・吃水比 (H/d)		
		1.2	1.4	2.0
幅・吃水比 (H/d)	5	0.192 m	0.224 m	0.320 m
	10	—	—	0.160 m
	15	—	—	0.107 m

表 2.2.1.2 強制動揺時の動揺モードおよび動揺振幅

		動 憆 振 幅		
動 揆 モ ド	Heave	0.5 cm	1.0 cm	2.0 cm
	Sway	—	1.0 cm	—
	Roll	—	3.0 deg	—

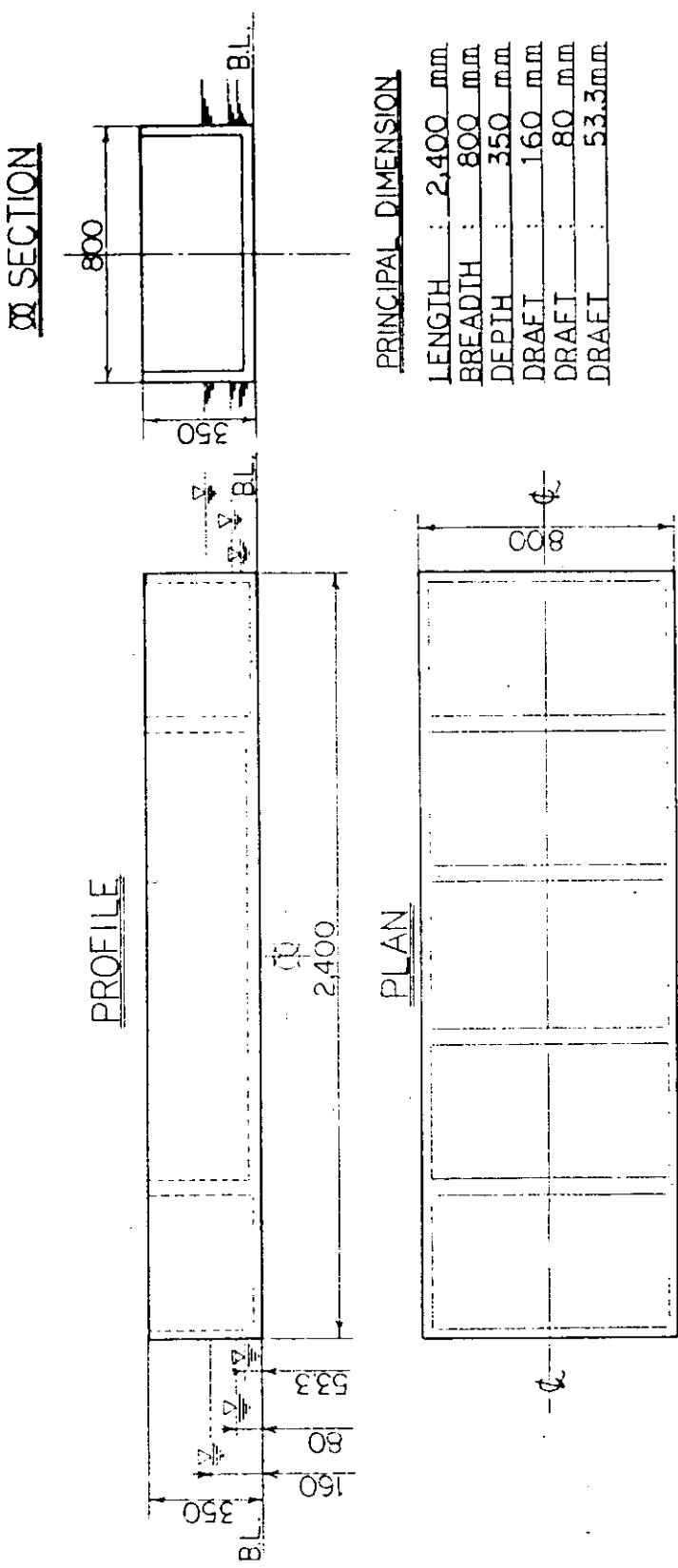


図 2.2.1.1 2 次元箱型海洋構造物模型の概要図

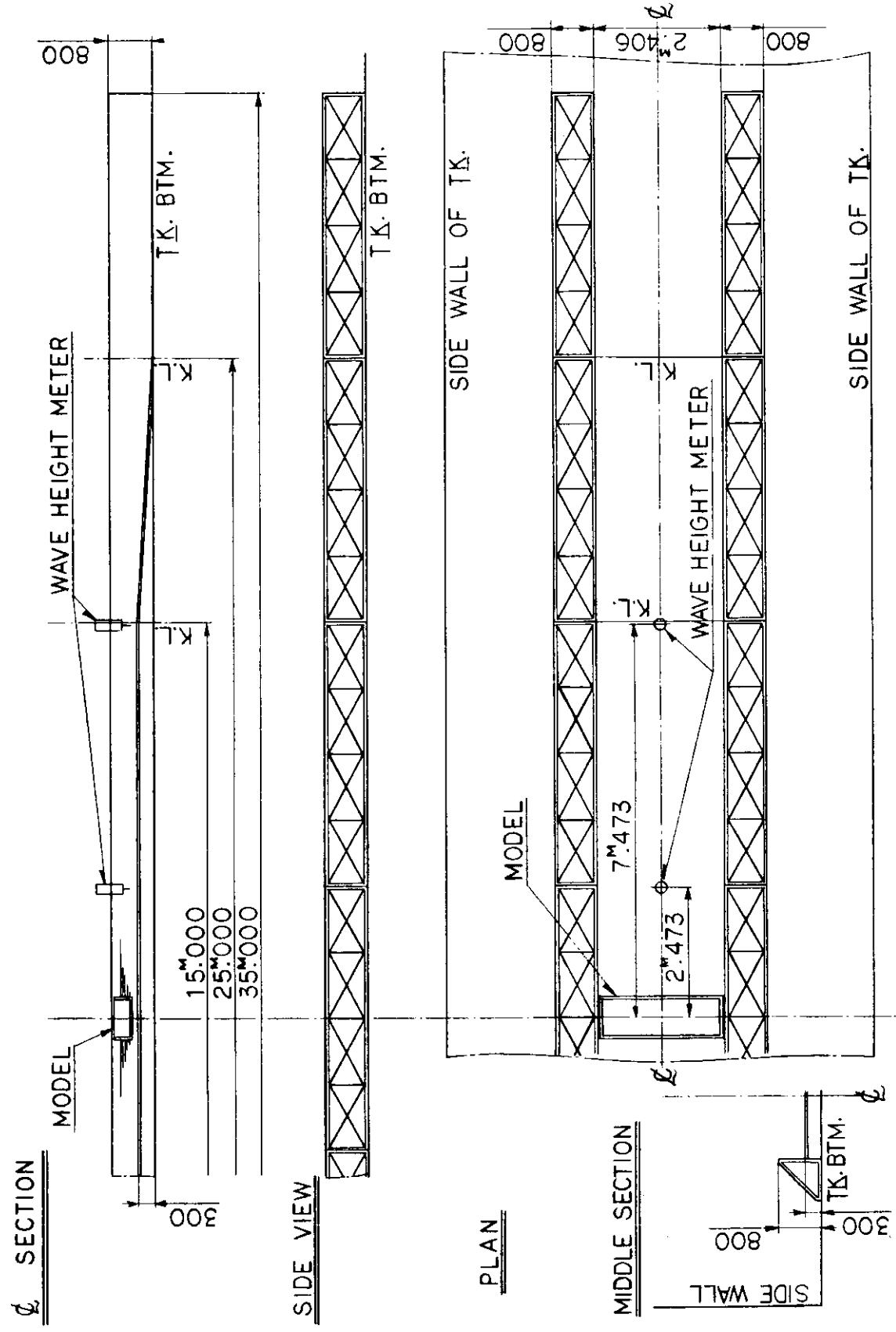


図 2.2.1.2 浅水用水路の概要図

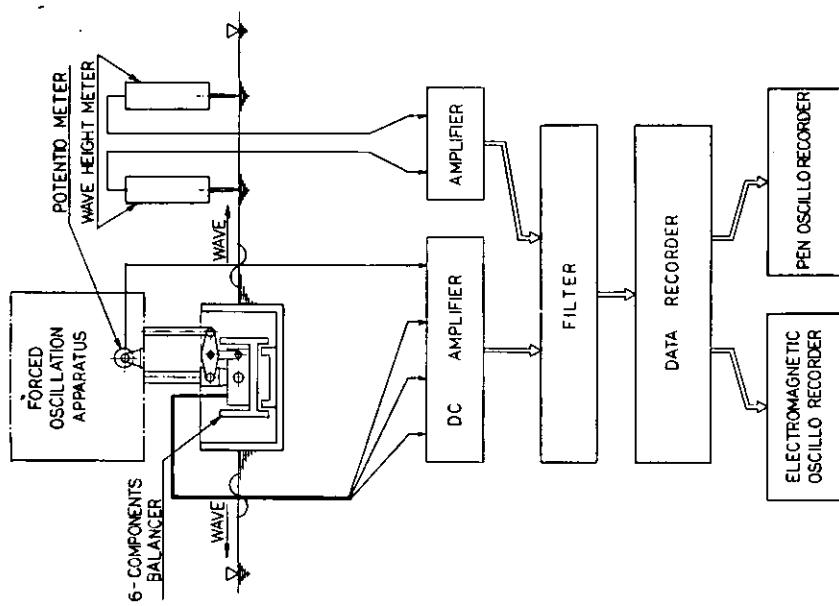


図 2.2.1.4 試験計測システム図

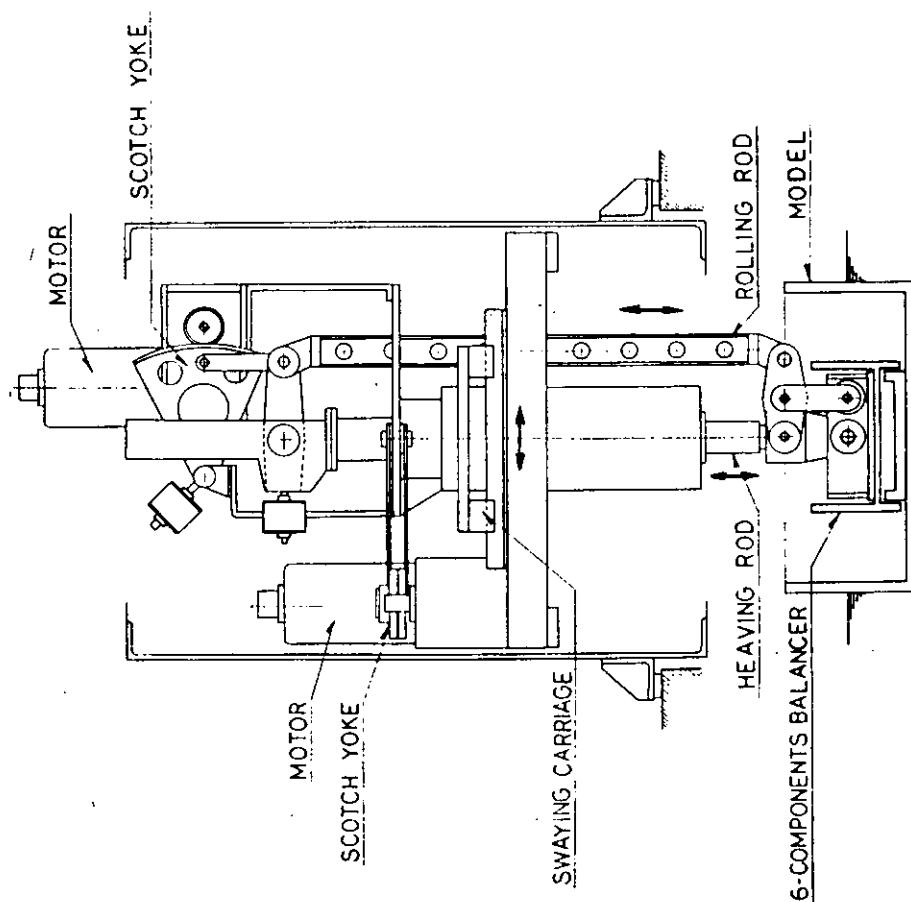


図 2.2.1.3 強制動搖装置の概要図

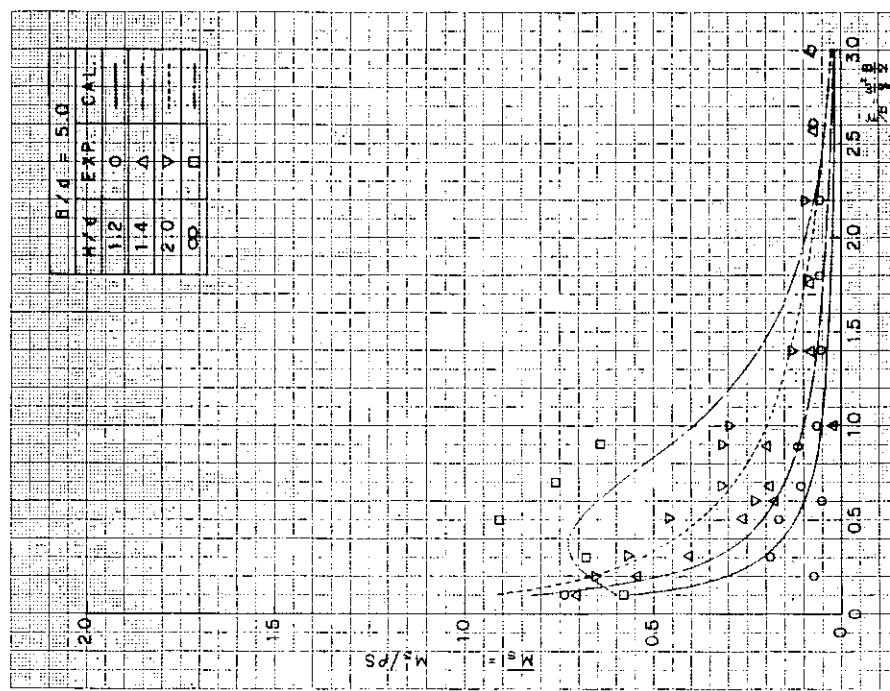


図 2.2.1.6 SWAY の付加質量係数

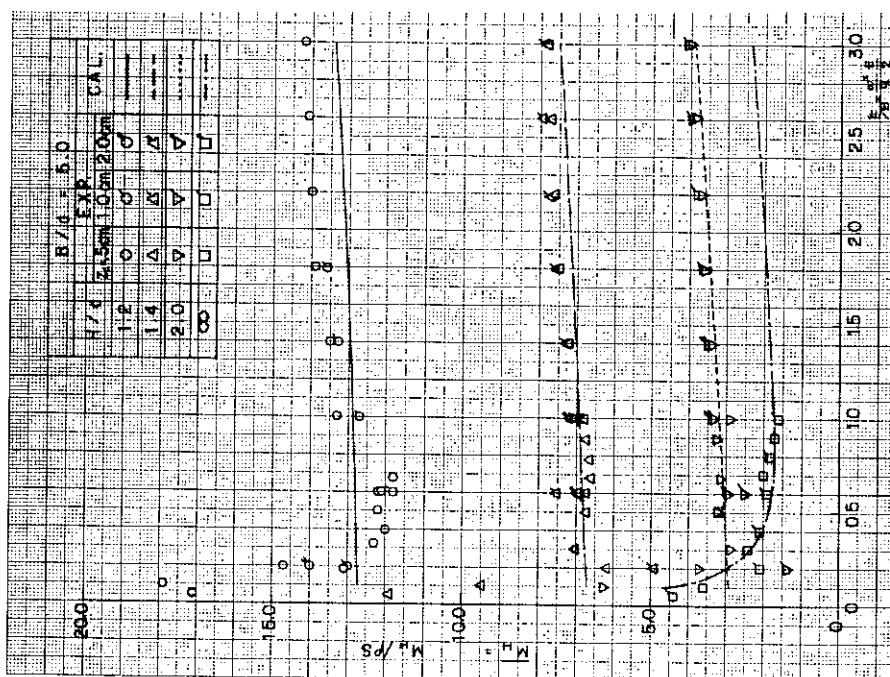


図 2.2.1.5 HEAVE の付加質量係数

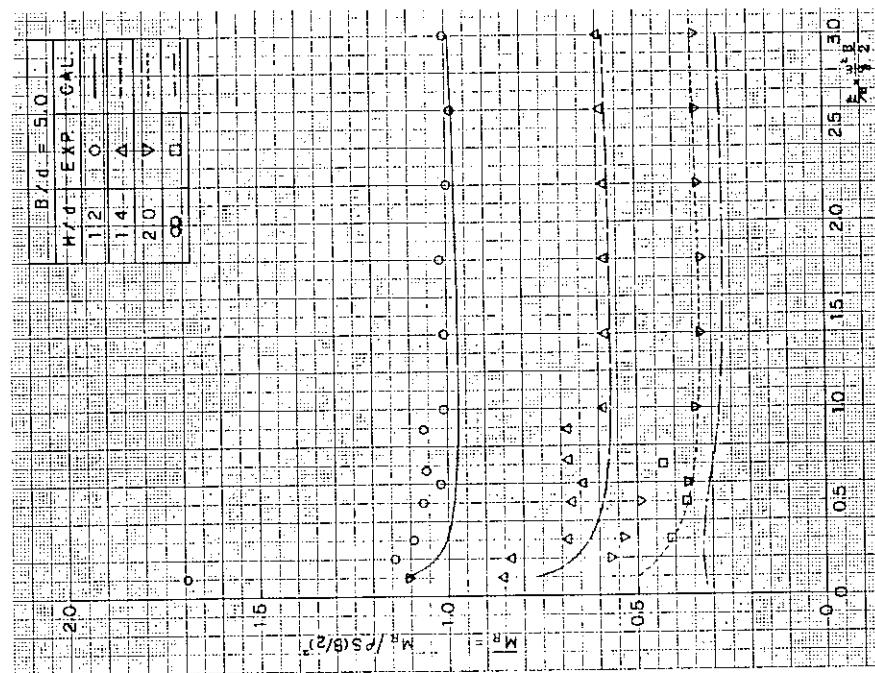


図 2.2.1.7 ROLL の付加慣性モーメント係数

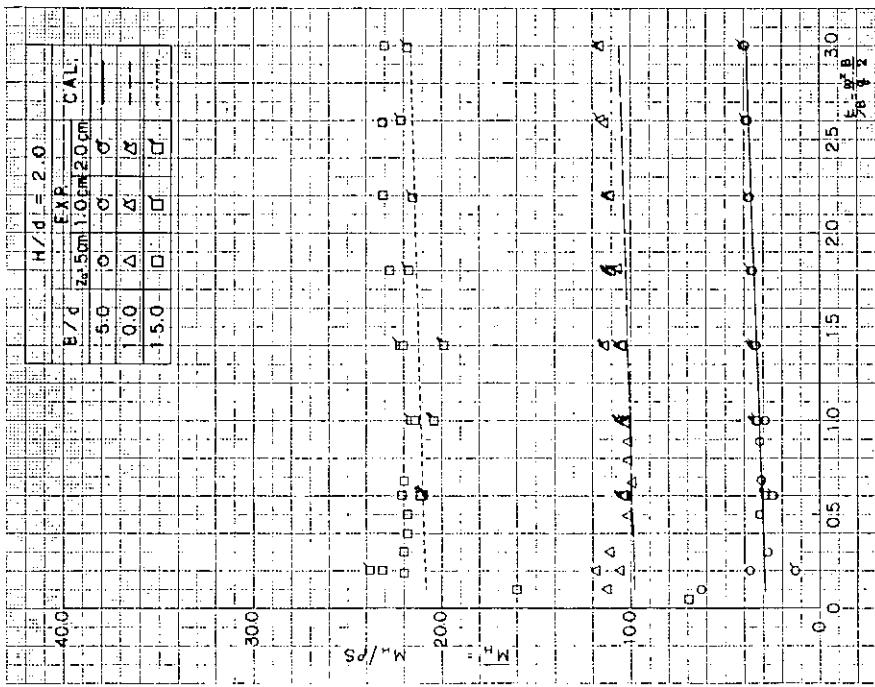


図 2.2.1.8 HEAVE の付加質量係数

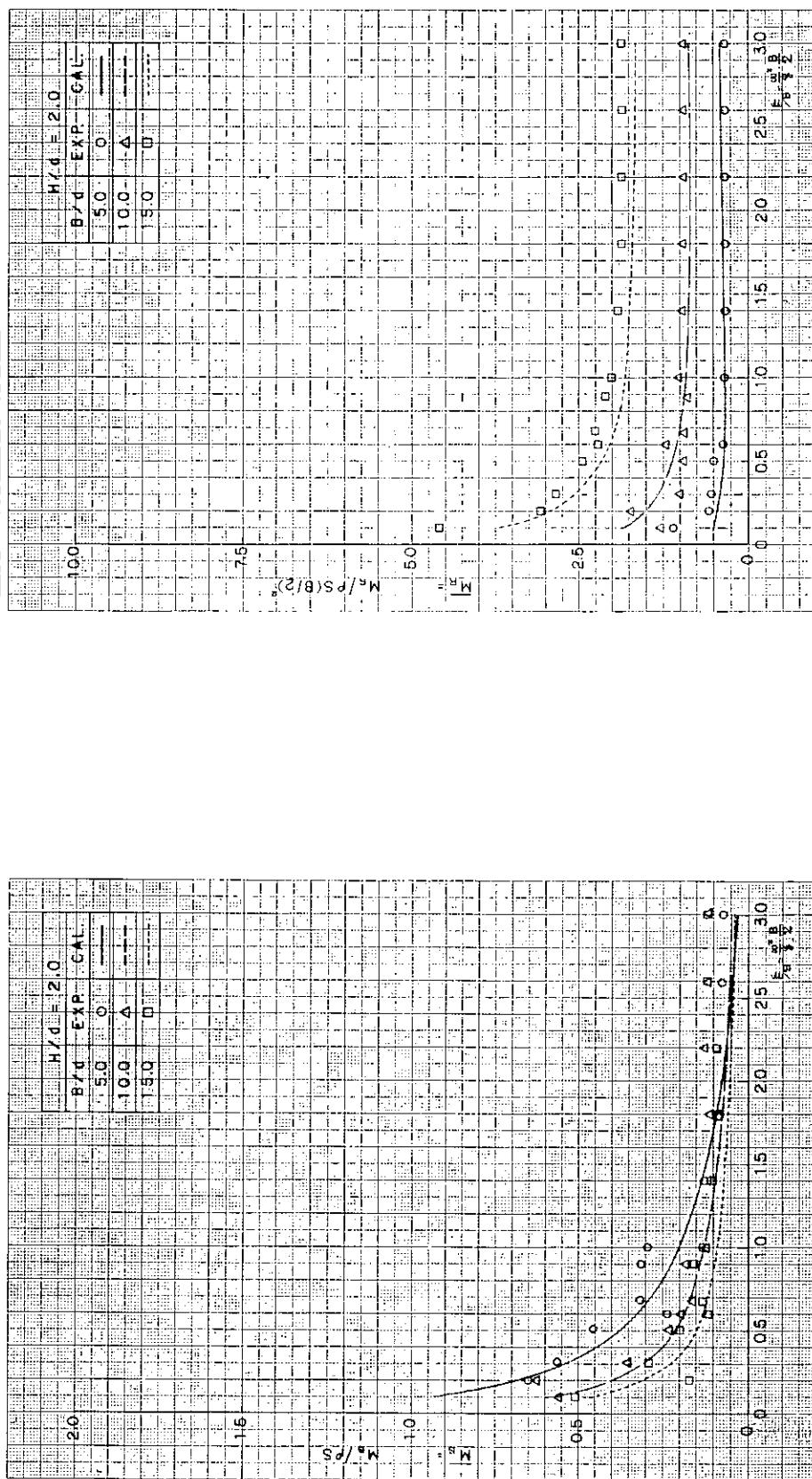


図 2.2.1.9 SWAY の付加質量係数

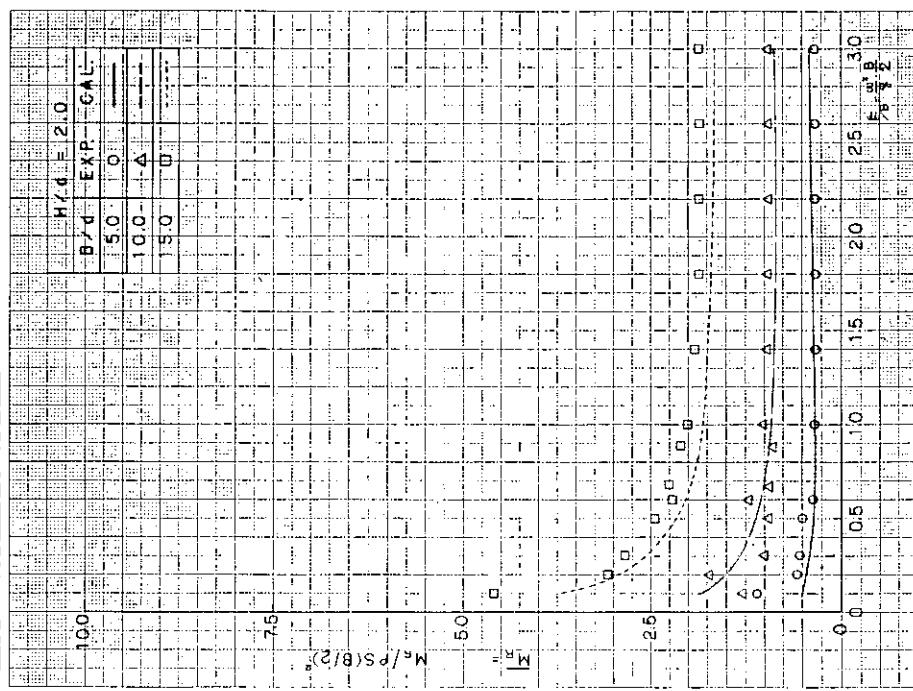


図 2.2.1.10 ROLL の付加慣性モーメント係数

図 2.2.1.12 SWAY の発散波振幅比および位相差

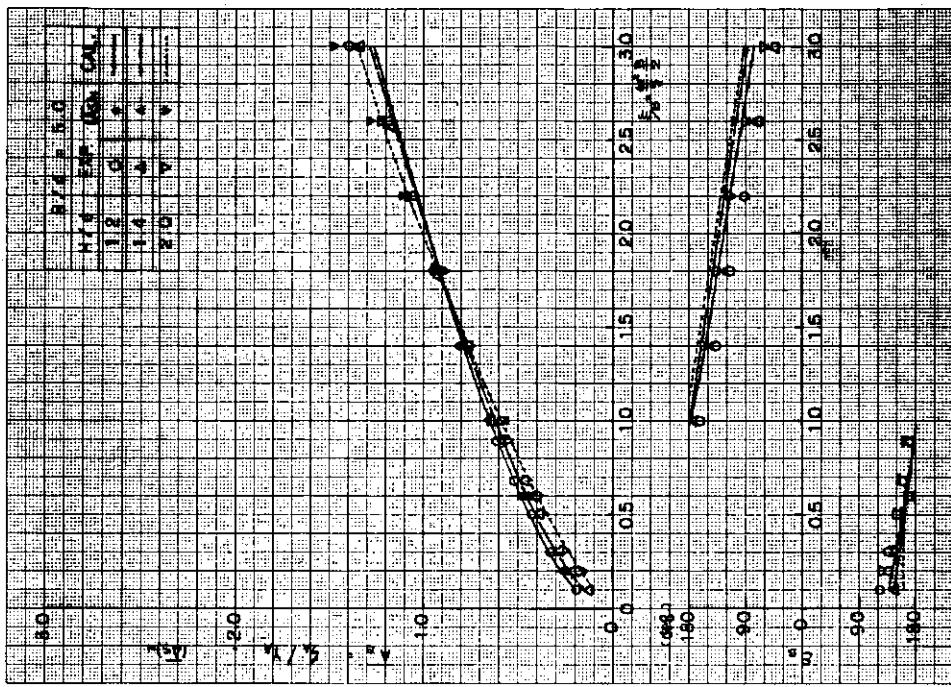
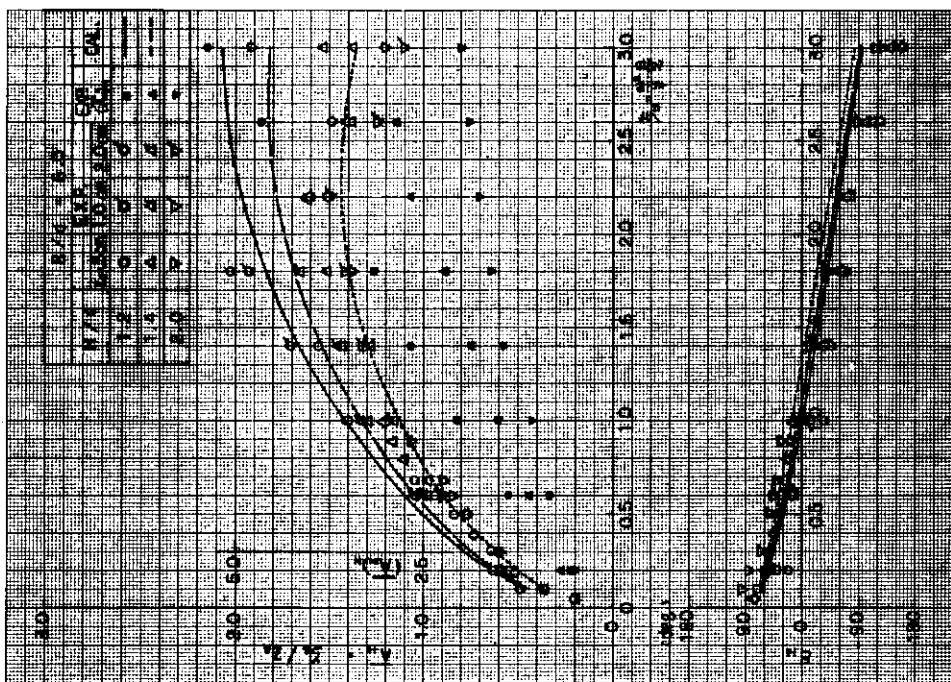


図 2.2.1.11 HEAVE の発散波振幅比および位相差



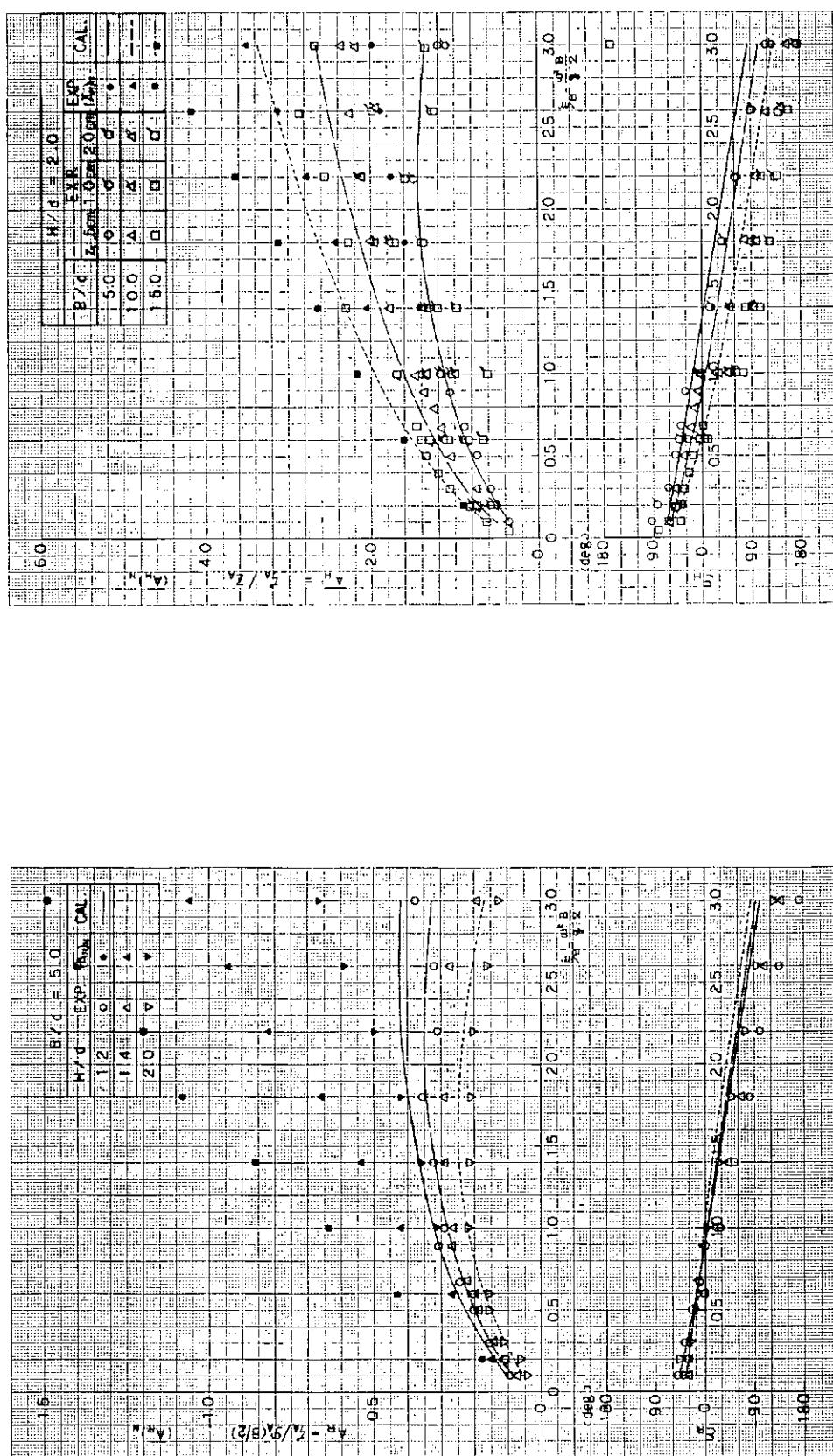


図 2.2.1.14 HEAVE の発散波振幅比および位相差

図 2.2.1.13 ROLL の発散波振幅比および位相差

図 2.2.1.16 ROLL の発散波振幅比および位相差

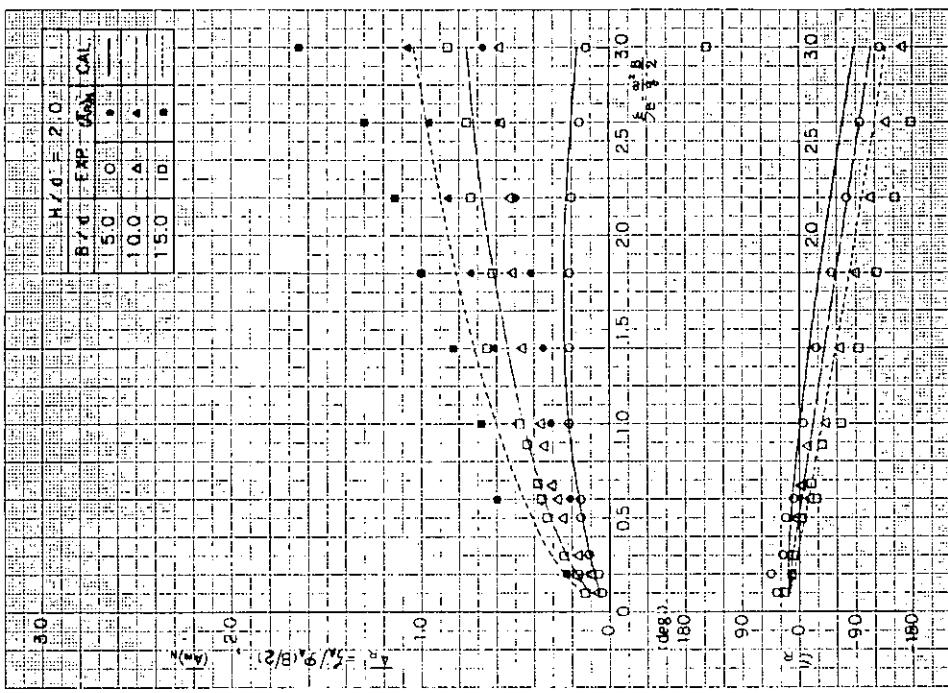
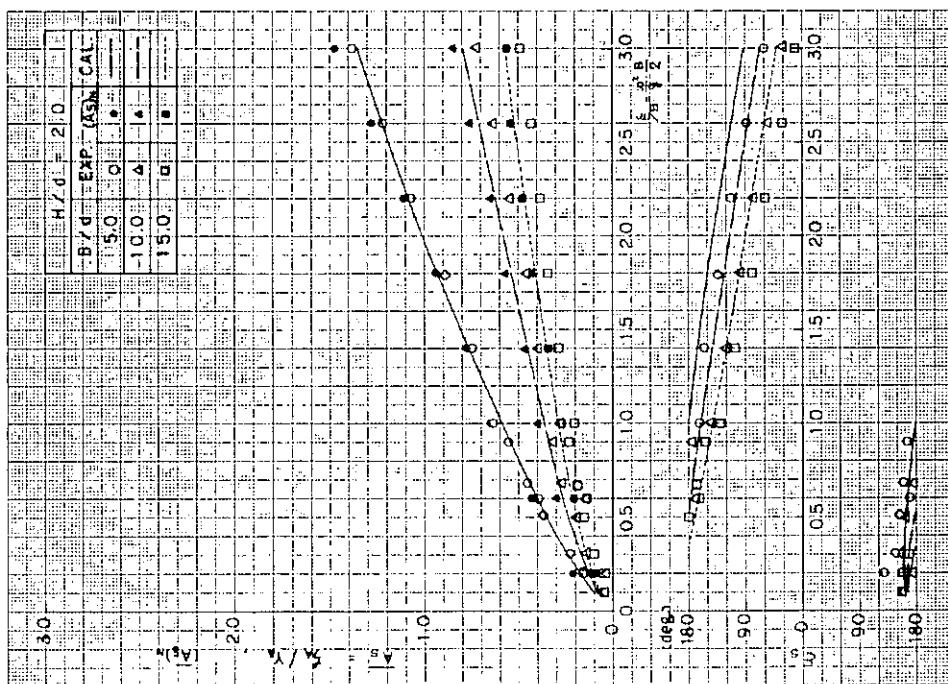


図 2.2.1.15 SWAY の発散波振幅比および位相差



## 2.2 3次元箱型海洋構造物に作用する流体力測定試験

本節には、箱型海洋構造物の大型3次元模型を用いて、波浪中における横揺れの応答特性を高精度に推定するための横揺れ減衰係数を求める水槽模型試験、一点係留時の組み合せ外力条件下における箱型海洋構造物の振れ廻りを判定するために必要となる浮体に働く3分力を求める水槽模型試験及び一様流れ中において箱型海洋構造物に働く3分力を求める水槽模型試験の内容を詳述する。

### 2.2.1 箱型海洋構造物の大型3次元模型の横揺れ減衰係数

#### (1) 目的及び概要

3次元の大型箱型海洋構造物模型を用いて、水深を系統的に変化させ、平水中において自由動揺試験及び強制動揺試験を実施し、箱型海洋構造物の横揺れ減衰係数を実験的に調査研究した。

#### (2) 供試模型

3次元の大型箱型海洋構造物模型は、長さが3.872m、幅が1.936m、高さが0.600mであり、長さ・幅比は2.0である。

#### (3) 試験の種類及び方法

ここで実施した試験の種類及び試験の方法は、以下の通りである。

##### a) 平水中における自由動揺試験

3次元箱型海洋構造物模型を船体の中心面でかつ0点の左右で純粋な横揺れが可能になる様に拘束し、3次元箱型海洋構造物の自由横揺れ試験を行った。また、拘束が横揺れに及ぼす影響を調べるために無拘束状態についてある水深( $H/d = 3.5$ )で自由横揺れ試験をも行った。

##### b) 平水中における強制横揺れ試験

平水中における自由動揺試験時と同様に模型を0点で拘束した状態で強制動揺装置を用いて強制横揺れ試験を行った。

強制横揺れは、模型の中心面より0.60m舷側に寄った箇所で強制動揺装置の上下動用の腕を用いて模型の舷側を強制的に上下動させ横揺れさせた。

#### (4) 試験状態

3次元箱型海洋構造物模型の試験時の状態を表2.2.2.1に示す。

表2.2.2.1 供試模型の試験時の状態

喫水 d (m)	0.098
排水量 (kg)	735.2
L/B	2.0
B/d	19.76
KG/d	3.49
GM/d	29.57
$k_{xx}/B$	0.388

平水中における自由動揺試験及び強制横揺れ試験を行った水深は、次の通りである。

水深・喫水比( $H/d$ ) : 1.10, 1.20, 1.30, 1.50, 1.70, 2.00, 2.50, 3.00及び3.50の9種類

類

#### (5) 試験結果及び考察

### a) 平水中における自由横揺れ試験

箱型海洋構造物の3次元模型による自由横揺れ試験にて得られた横揺れの減衰曲線を線形運動と仮定してアナログ計算機を用いて模擬させた結果と減衰曲線とがよく一致する時の減衰係数( $2\alpha$ )と固有周波数( $\omega_s$ )とを求め、減衰係数と固有周波数を水深・喫水比に対して示した図が図2.2.2.1である。この図から減衰係数は、 $H/d$ が1.7付近までは急激に大きくなるが、それ以上水深が増加してもほとんど減衰係数は変化しないことが判る。一方固有周波数は、 $H/d$ の増加とほぼ比例して増加する傾向を示す。

なお、無拘束状態の自由横揺れ試験にて得られた横揺れの減衰係数と固有周波数を図2.2.2.1に黒丸印で示す。その結果、今回の試験範囲であれば、0点拘束状態と無拘束状態とでは拘束位置が横揺れの減衰係数及び固有周波数に及ぼす影響はほとんどないといえる。しいていえば、無拘束状態にすると横揺れの減衰係数と固有周波数は、0点拘束状態の値より4～5%程度低い値を示している。

### b) 平水中における強制横揺れ試験

箱型海洋構造物の3次元模型による強制横揺れ試験にて得られた流体反力からモーメント(M)を求め、静的傾斜モーメント( $M_0$ )との比を求めて水深・喫水比を変化させた場合の $M_0/M$ を強制横揺れ周波数に対して示した図が図2.2.2.2である。この図から、水深が浅くなる( $H/d$ が小さくなる)に伴ない、 $M_0/M$ が最大となる周波数( $\omega_p$ )は低周波数側に移動するが、 $M_0/M$ の最大値は余り変化しないことが判る。

以上2種類の水槽模型試験から得られた横揺れの減衰係数及び固有周波数を比較検討する。

規則波中における横揺れの線形運動方程式は、一般に次式で表わされる。

$$\ddot{\theta} + 2\alpha\dot{\theta} + \omega_s^2\theta = \omega_s^2\gamma\Theta_w \sin\omega t$$

この式の解の第2項を用いると $|\theta|/\gamma\Theta_w$ は、次式で表わされる。

$$|\theta|/\gamma\Theta_w = \frac{1}{\sqrt{(1-\omega^2/\omega_s)^2 + 4\alpha^2\omega^2/\omega_s^4}}$$

なお、強制横揺れ試験時の場合について考えると $M_0/|M|$ が $|\theta|/\gamma\Theta_w$ と同一の式となる。そこで、 $|M|$ が最小となる時は $\omega = \sqrt{\omega_s^2 - 2\alpha^2}$ であるので、この関係を用いると、 $|\theta|/\gamma\Theta_w$ と $\omega_p$ は次式で表わされる。

$$|\theta|/\gamma\Theta_w = M_0/|M| = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(1 - \frac{2\alpha^2}{\omega_s^2}\right)^2}}$$

$$\omega_p = \sqrt{\omega_s^2 - \alpha^2}$$

そこで、図2.2.2.1の自由横揺れ時の減衰係数及び固有周波数から求めた $M_0/|M|$ と $\omega_p$ とを図2.2.2.3に三角印と破線で、強制横揺れ時の $M_0/|M|$ 及び $\omega_p$ を図2.2.2.2から求めて図2.2.2.3に丸印と実線で示す。

この図から、 $M_0/|M|$ は $H/d$ が1.1及び1.2と極端に水深が浅くなると自由横揺れの減衰係数と固有周波数とから求めた傾向と強制横揺れ時の傾向とが相違しているが、それ以外の水深では大略よい一致を示している。また、 $\omega_p$ については、自由横揺れ及び強制横揺れでも大略一致しているといえる。

以上の結果から、水深が極端な場合( $H/d = 1.1$ 及び $1.2$ 付近)を除けば、図2.2.2.1の横揺れ減衰係数及び固有周波数は、大略信頼できる値であるといえる。なお、水深が極端に浅い場合には強制横揺れ試験の結果の方が信頼性が高いといえる。

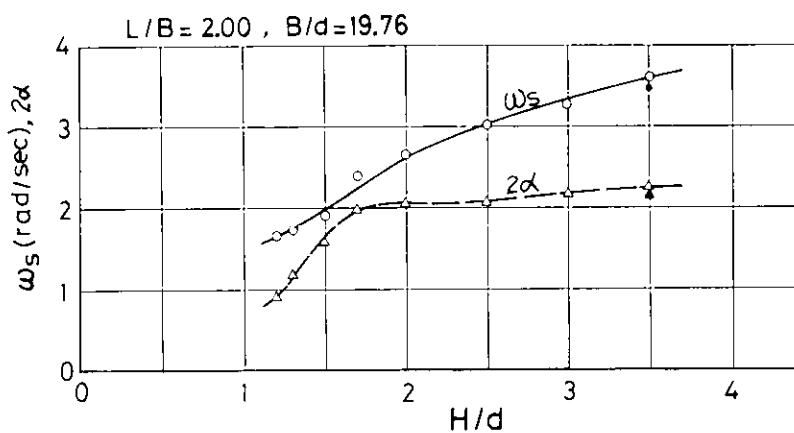


図 2.2.2.1 自由横揺れ試験時の減衰係数及び固有周波数

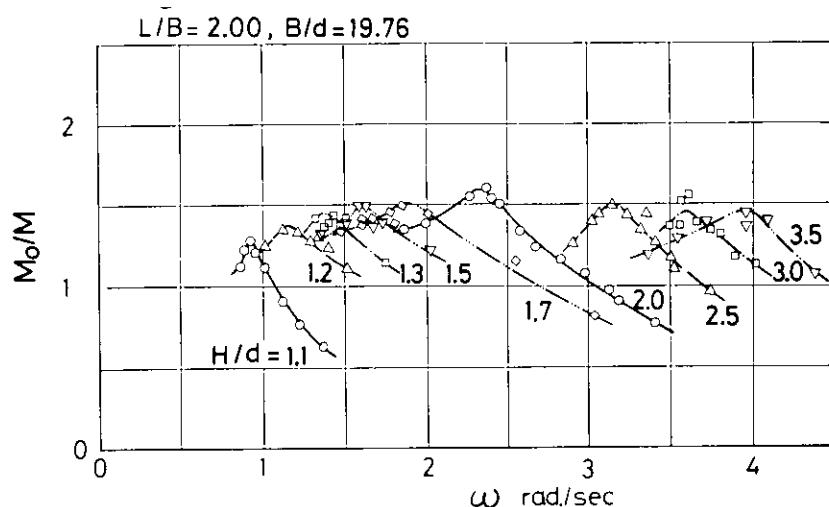


図 2.2.2.2 強制横揺れの応答特性

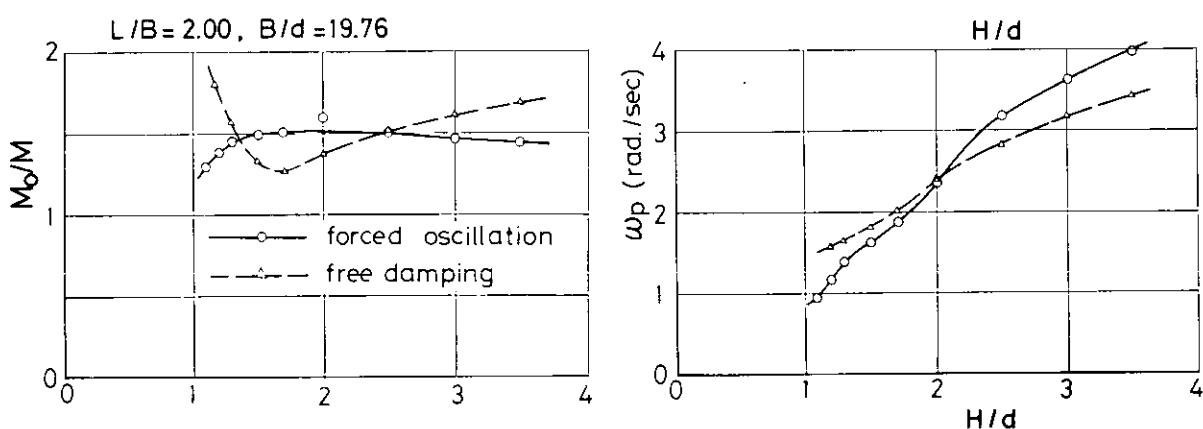


図 2.2.2.3 自由横揺れと強制横揺れとの応答特性と  
最大応答時の周波数

## 2.2.2 墓航時に箱型海洋構造物に働く3分力

### (1) 目的及び概要

箱型海洋構造物が一点係留されている場合、組み合せ外力条件下において、浮体は大振幅の振れ回りを起すことがある。そこで、振れ回りを起す要因を究明する目的で、箱型海洋構造物が平水中を旋回または直線している状態における浮体に働く3分力を実験的に調査した。

### (2) 供試模型

本試験に使用した箱型海洋構造物模型は、一様矩形断面形状を有するもので、長さが1.50m、幅が0.75m、高さが0.50mの3次元模型を新しくアルミニウムで設計・製作した。

### (3) 試験の種類及び方法

ここで行った試験は、次の2種類である。

#### a) 拘束旋回試験

箱型海洋構造物模型を用いて、旋回半径、偏角及び幅・喫水比を系統的に変化させて浮体に働く3分力の特性を求める水槽模型試験である。

試験方法は、旋回腕水槽の旋回腕に昇降台及び3分力計（定格負荷  $F_x = F_y = 20 \text{ kg}$ ,  $M_z = 8 \text{ kg-m}$  の日章電機製 LMC-3504）を介して箱型海洋構造物模型を固定し、拘束旋回時に浮体に働く3分力を計測するものである。

#### b) 拘束曳航試験

箱型海洋構造物模型を用いて、偏角、幅・喫水比及び曳航速度を系統的に変化させて浮体に働く3分力の特性を求める水槽模型試験である。

試験方法は、直線水槽の曳引台車に昇降台及び3分力計（定格負荷  $F_x = F_y = 20 \text{ kg}$ ,  $M_z = 8 \text{ kg-m}$  の日章電機製 LMC-3504）を介して箱型海洋構造物模型を固定し、曳航時に浮体に働く3分力を計測するものである。

### (4) 試験状態

水槽模型試験の試験状態は次の通りである。

#### a) 拘束旋回試験

##### i) 旋回半径 ( $R/L$ , $R$ : 旋回半径, $L$ : 船長)

$$R/L = 2.0, 2.5 \text{ 及び } 3.0 \text{ の 3 種類}$$

##### ii) 偏角 ( $\chi$ )

$$\chi = -60^\circ, -45^\circ, -30^\circ, -15^\circ, 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ \text{ 及び } 60^\circ \text{ の 9 種類}$$

##### iii) 旋回速度 (V)

$$V = 0.319 \text{ m/sec} \quad (\text{模型の旋回速度である。})$$

##### iv) 幅・喫水比 ( $B/d$ , $B$ : 幅, $d$ : 喫水)

$$B/d = 10 \text{ 及び } 20 \text{ の 2 種類}$$

##### v) 水深・喫水比 ( $H/d$ , $H$ : 水深, $d$ : 喫水)

$$H/d = 1.2, 1.5 \text{ 及び } 3.0 \text{ の 3 種類}$$

以上の試験状態の組み合せで162点の水槽模型試験を実施した。

#### b) 拘束曳航試験

##### i) 偏角 ( $\chi$ )

$$\chi = -60^\circ, -45^\circ, -30^\circ, -15^\circ, 0^\circ, 7.5^\circ, 15^\circ, 22.5^\circ, 30^\circ, 37.5^\circ, 45^\circ, 52.5^\circ \text{ 及び } 60^\circ$$

び  $60^\circ$  の 13 種類

ii) 曲航速度 (V)

$V = 0.20, 0.40$  及び  $0.60 \text{ m/sec}$  の 3 種類

iii) 幅・喫水比 ( $B/d$ )

$B/d = 10$  及び  $20$  の 2 種類

iv) 水深 (H)

$H = 3.50 \text{ m}$

以上の試験状態の組み合せで 78 点の水槽模型試験を実施した。

(5) 試験結果

拘束旋回及び拘束曳航時において箱型海洋構造物に働く 3 分力を模型の中央部の中心で計測した。3 分力は図 2.2.2.4 に示す X 方向成分力、Y 方向成分力及び Z 軸廻りのモーメントで、矢印の方向を正とする。

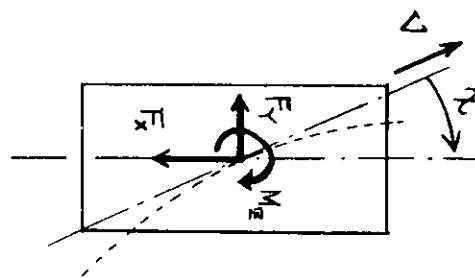


図 2.2.2.4 箱型海洋構造物に働く 3 分力

計測した 3 分力 ( $F_x, F_y$  及び  $M_z$ ) は、次式にて無次元化した。

$$X\text{成分力係数} (C_x) = F_x / (\frac{1}{2} \rho L \cdot d \cdot V^2)$$

$$Y\text{成分力係数} (C_y) = F_y / (\frac{1}{2} \rho L \cdot d \cdot V^2)$$

$$\text{モーメント係数} (C_m) = M_z / (\frac{1}{2} \rho L^2 \cdot d \cdot V^2)$$

ここで、

$F_x$  : X 方向成分力 ( $\text{kg}$ )

$F_y$  : Y 方向成分力 ( $\text{kg}$ )

$M_z$  : Z 軸廻りのモーメント ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$\rho$  : 液体の密度 ( $\text{kg}\cdot\text{sec}^2/\text{m}^4$ )

L : 船長 ( $\text{m}$ )

d : 喫水 ( $\text{m}$ )

V : 曲航速度または接線速度 ( $\text{m/sec}$ )

である。

このようにして求めた X 成分力係数、Y 成分力係数及びモーメント係数について、拘束旋回時の偏角に対する特性は X 成分力係数を図 2.2.2.5 から図 2.2.2.7、Y 成分力係数を図 2.2.2.8 から図 2.2.2.10 に、モーメント係数を図 2.2.2.11 から図 2.2.2.13 に示し、拘束曳航時の偏角に対する特性は、X 成分力係数を図 2.2.2.14、

Y成分力係数を図2.2.2.15、セーメント係数を図2.2.2.16に示す。

#### (6) 試験結果の考察

##### a) 拘束旋回実験

本水槽模型試験は旋回速度を $0.319\text{ m/sec}$ の一定として実施したが、それは本水槽模型試験を実施する前に旋回速度を $0.25\sim0.42\text{ m/sec}$ の範囲で変化させて浮体に働く3分力を計測した結果、大略3分力は速度の2乗に比例していることを確認している。

まず、X成分力係数は、図2.2.2.5～図2.2.2.7から、水深・喫水比が3.0程度になると偏角が変化するに伴ない単調に変化し、ほぼ無限水深時の特性に傾向が似てくると同時に旋回半径が大きくなるに伴ない順次傾斜が緩やかになる傾向を示す。また、水深影響は水深が浅くなるに伴ない偏角が零付近で係数が低下する傾向が強くなる。

つぎに、Y成分力係数は、図2.2.2.8～図2.2.2.10から、水深が浅くなるに伴ない係数が高い値を示すと同時に偏角に対して非対称になる傾向が強くなる。また、水深・喫水比が3.0程度になると幅・喫水比及び旋回半径が変化してもほとんど類似した特性を示している。

最後に、モーメント係数は、図2.2.2.11～図2.2.2.13から、幅・喫水比が20で旋回半径が2.1及び2.5Lを除けば、水深・喫水比が同じ値であれば、幅・喫水比及び旋回半径が変化してもほぼ類似した特性を示している。

なお、今回の水槽模型試験で得られた3分力で、ある程度の傾向が把握されたが、旋回半径が大きい場合及び水深が深い場合についても究明する必要性が認められる。

##### b) 拘束曳航試験

今回の水槽模型試験は、水深が深い場合であるために、一般に示されている3分力特性に類似した結果を示しているに過ぎない。

しかしながら、X成分力係数は、偏角が $\pm 40^\circ$ の範囲で曳航速度が低い時に係数が低い値を示し、Y成分力係数は、偏角が $\pm 40^\circ$ 以上で曳航速度が低い時に係数が低い値を示す傾向がある。

なお、今後、水深影響及び曳航速度影響を明確にする必要性が認められる。

以上が3次元箱型海洋構造物を拘束旋回及び拘束曳航した場合に、箱型海洋構造物に働く3分力の特性であるが、箱型海洋構造物の振れ廻り現象が起る範囲を判定する場合には、偏角に対するY成分力及びセーメントの勾配すなわち微係数が必要となるため、図2.2.2.17から図2.2.2.22に拘束旋回試験時のY成分力を図2.2.2.23から図2.2.2.28にセーメントを参考に掲載する。

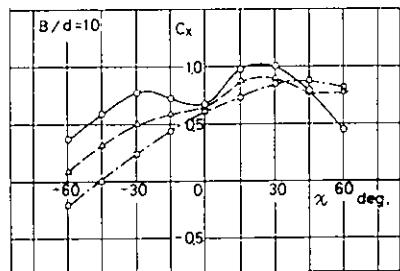
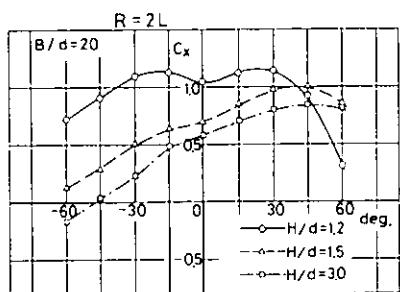


図 2.2.2.5 拘束旋回時の X成分力係数

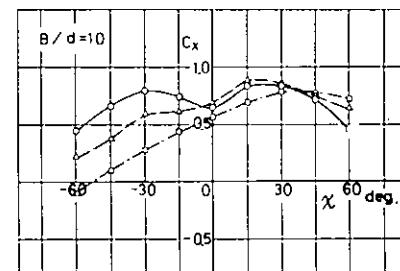
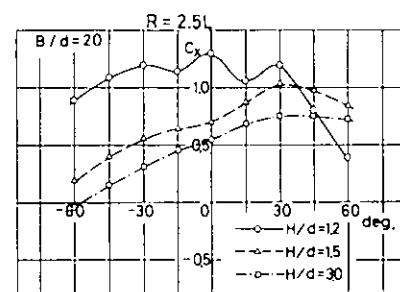


図 2.2.2.6 拘束旋回時の X成分力係数

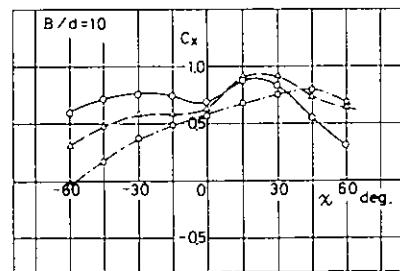
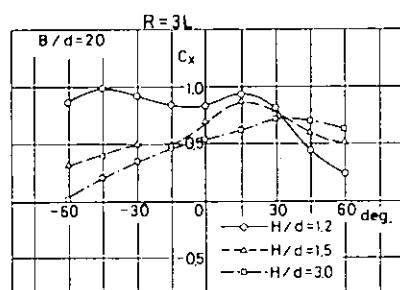


図 2.2.2.7 拘束旋回時の X成分力係数

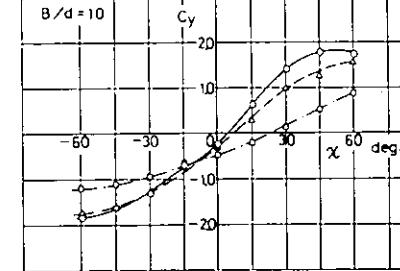
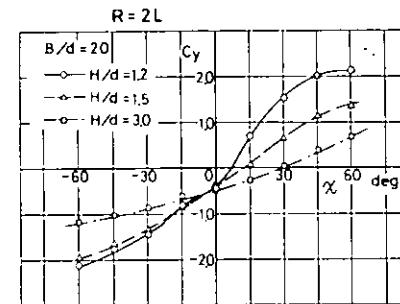


図 2.2.2.8 拘束旋回時の Y成分力係数

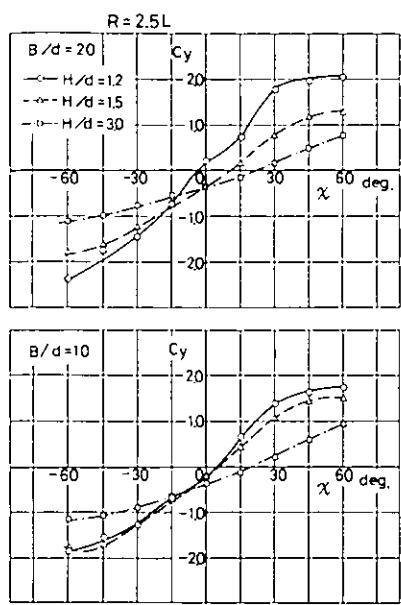


図 2.2.2.9 拘束旋回時のY成分力係数

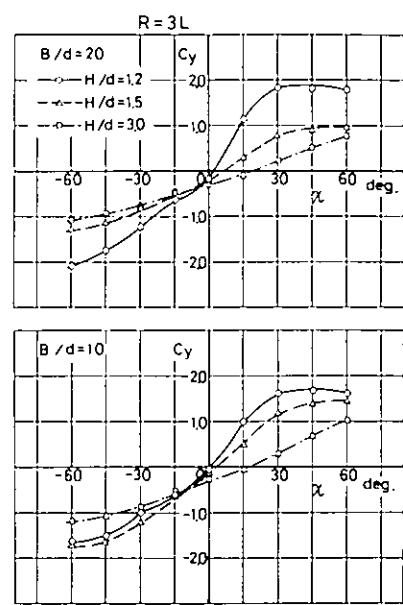


図 2.2.2.10 拘束旋回時のY成分力係数

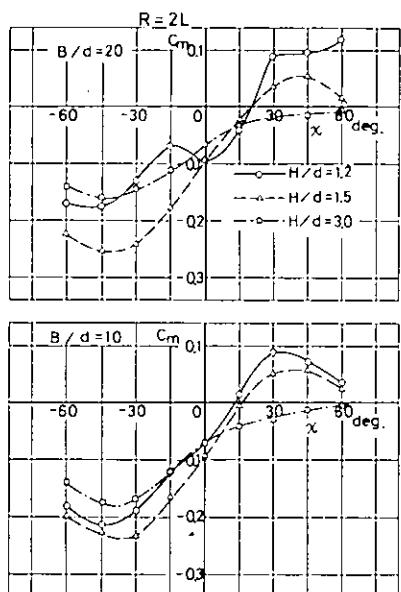


図 2.2.2.11 拘束旋回時のモーメント係数

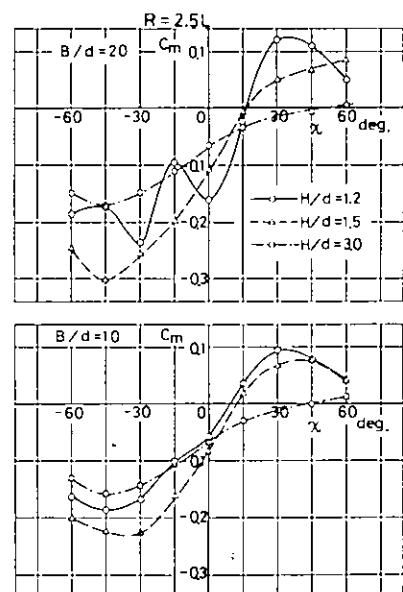


図 2.2.2.12 拘束旋回時のモーメント係数

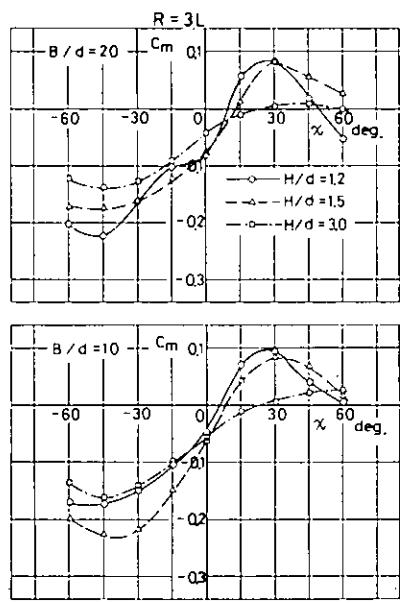


図 2.2.2.13 拘束旋回時のモーメント係数

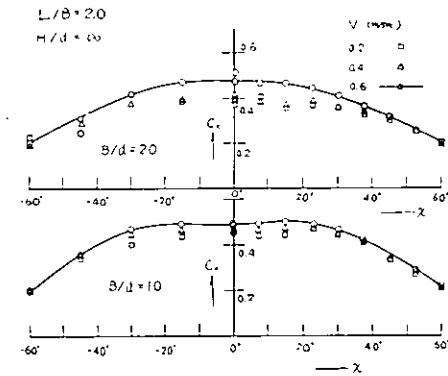


図 2.2.2.14 斜航時の X 成分力係数

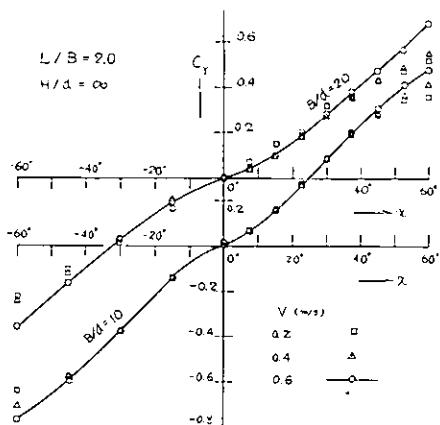


図 2.2.2.15 斜航時の Y 成分力係数

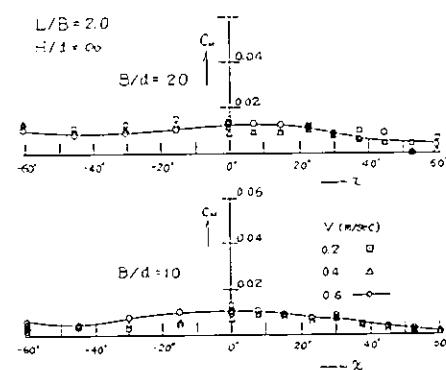


図 2.2.2.16 斜航時のモーメント係数

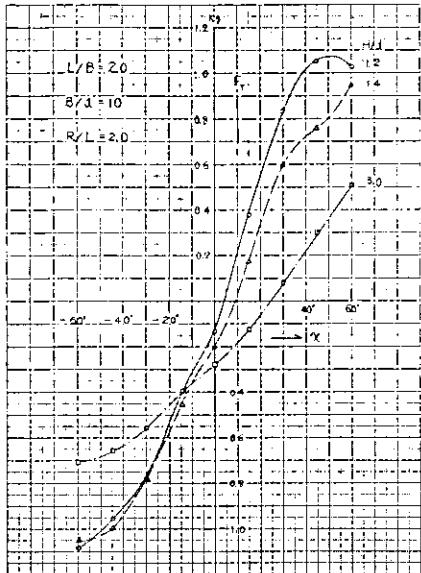


図 2.2.2.17 拘束旋回時のY成分力

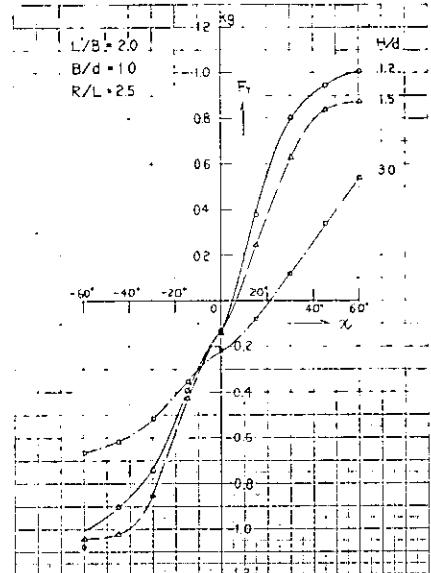


図 2.2.2.18 拘束旋回時のY成分力

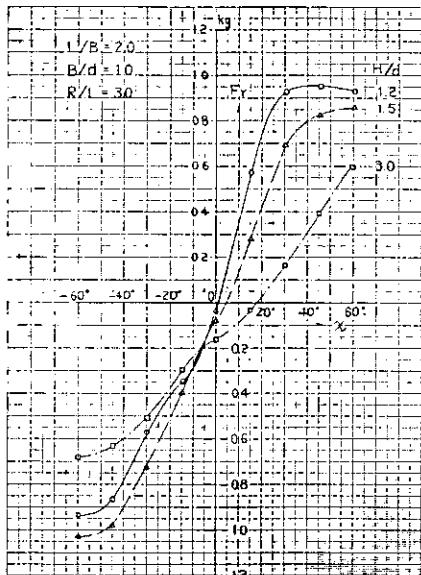


図 2.2.2.19 拘束旋回時のY成分力

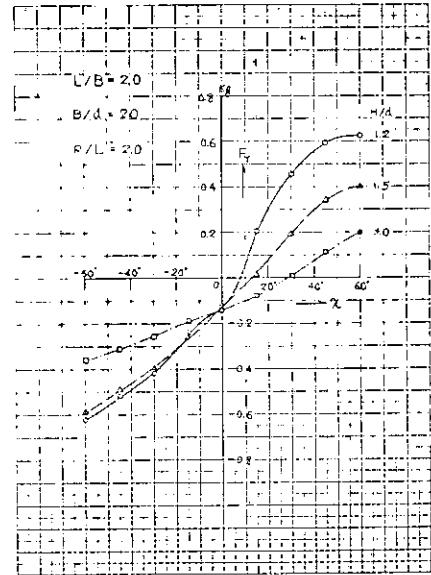


図 2.2.2.20 拘束旋回時のY成分力

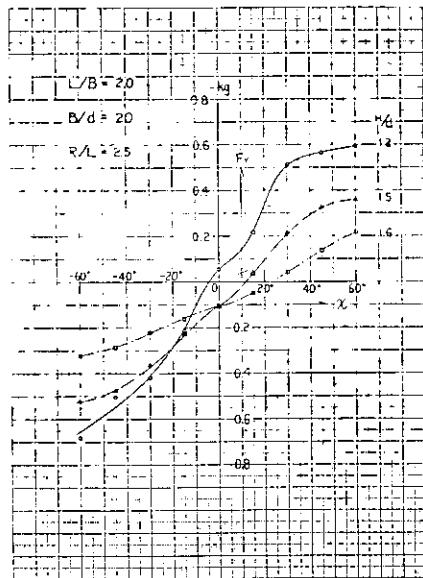


図 2.2.2.21 拘束旋回時のY成分力

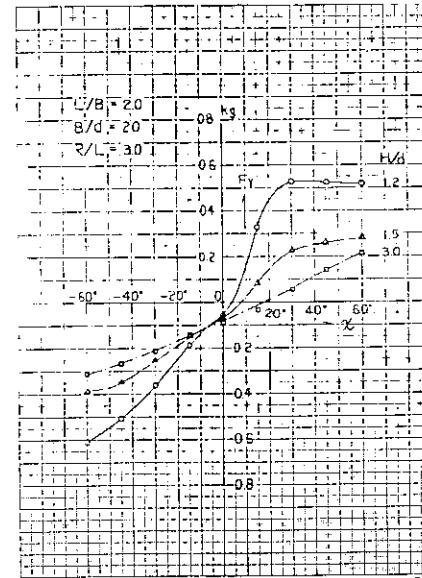


図 2.2.2.22 拘束旋回時のY成分力

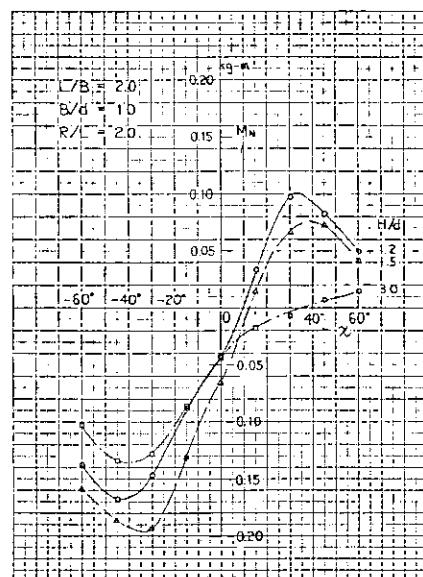


図 2.2.2.23 拘束旋回時のモーメント

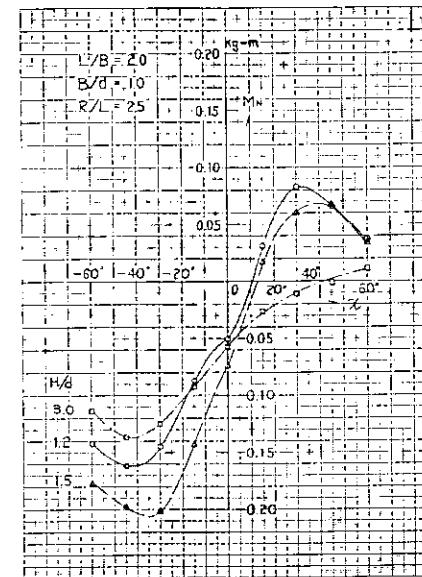


図 2.2.2.24 拘束旋回時のモーメント

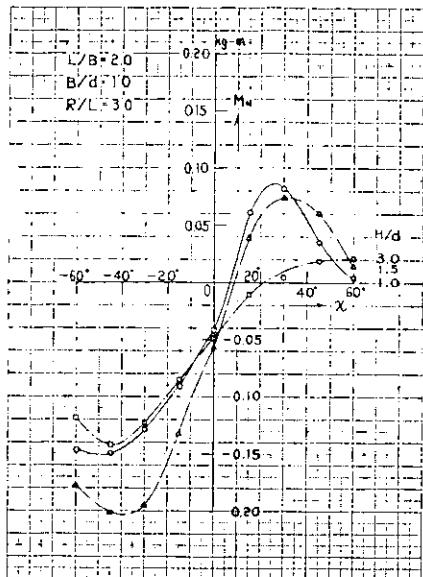


図 2.2.2.25 拘束旋回時のモーメント

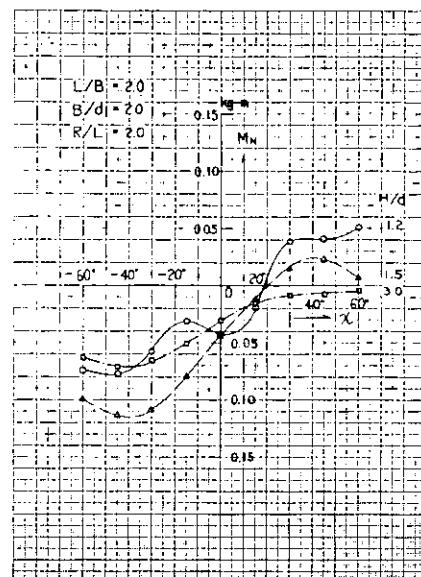


図 2.2.2.26 拘束旋回時のモーメント

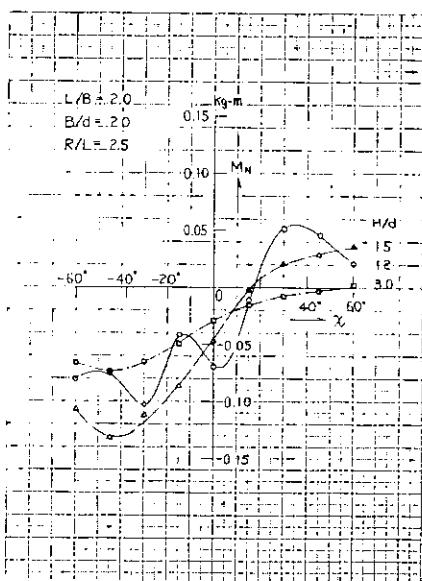


図 2.2.2.27 拘束旋回時のモーメント

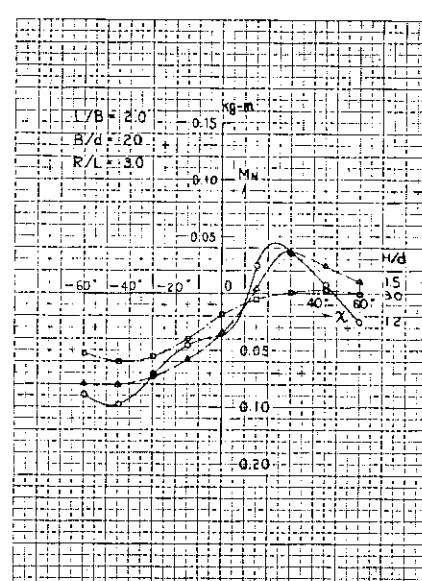


図 2.2.2.28 拘束旋回時のモーメント

### 2.2.3 一様流れ中において箱型海洋構造物に働く3分力

#### (1) 目的及び概要

箱型海洋構造物に作用する潮流力を究明するため、昭和54年度の水槽模型試験に引き続いで一様流れ中において箱型海洋構造物に働く3分力を実験的に調査した。

#### (2) 供試模型

本試験に使用した箱型海洋構造物は、長さ・幅比が1.2で長さが3.0m、幅2.50mの3次元模型と、長さ・幅比が2.0で長さが3.872m、幅が1.936mの3次元模型である。

#### (3) 試験の種類及び方法

ここで行った試験は、次の2種類である。

##### a) 浅海時の一様流れ中の3分力

極浅海状態から順次水深を変化させると同時に偏角及び流速を系統的に変化させて3次元模型に働く3分力を計測する水槽模型試験を行った。

試験方法は、昭和54年度に実施した方法と同様で、回転架台に3分力計（定格負荷  $F_x = F_y = 50 \text{ Kg}$ ,  $M_z = 20 \text{ Kg-m}$  の日章電機製 LMC-3504）を介して3次元模型を架台に固定し、3次元箱型海洋構造物に働く3分力を計測した。なお、流速は超音波式流速計1台と翼車型流速計3台を模型の周囲に配置し、水槽模型試験時の平均流速を求めた。

##### b) 深海の曳航時の3分力

昭和54年度においては長さ・幅比が2.0について極浅海時の一様流れ中の3分力を調べたので、深海の3分力を調べるために、直線水槽で3次元模型を曳航した。

試験方法は、浅海時の一様流れ中の3分力と同様であるが、台車を走行させている。

#### (4) 試験状態

##### a) 浅海時の一様流れ中の3分力

流速 : 0.2 ~ 0.65 m/sec の範囲で4種類

偏角 :  $0^\circ$  ~  $90^\circ$  の範囲で  $15^\circ$  間隔

幅・喫水比 :  $H/d = 1.012, 1.053, 1.113, 1.194, 1.296$  及び  $1.397$  の6種類

$L/B$  : 1.2

$B/d$  : 10.0

##### b) 深海の曳航時の3分力

曳航速度 : 0.1 ~ 0.5 m/sec の範囲で8種類

偏角 :  $0^\circ$  ~  $90^\circ$  の範囲で  $15^\circ$  間隔

水深 : 3.50 m の一定

$L/B$  : 1.2 及び 2.0

$B/d$  : 10.15 及び 20

#### (5) 試験結果及び考察

水槽模型試験時において計測した3分力は、図2.2.2.4に示すように、X方向成分力( $F_x$ )、Y方向成分力( $F_y$ )及びZ軸廻りのモーメント( $M_z$ )である。

今回実施した水槽模型試験の範囲内では、3次元模型に働く3分力は大略速度の2乗に比例するものと仮定してもよいと思われた。

したがって、3分力の解析は、速度の2乗に比例するものとして実験点から2次曲線を求めて次式にて無次

元化した。

$$X\text{成分力係数} (C_x) = F_x / \left( \frac{1}{2} \rho B \cdot d \cdot V^2 \right)$$

$$Y\text{成分力係数} (C_y) = F_y / \left( \frac{1}{2} \rho L \cdot d \cdot V^2 \right)$$

$$\text{偶力てい} (\ell/L) = M_z / \left( L \cdot \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \right)$$

ここで、  
F<sub>x</sub> : X方向成分力 (kg)

F<sub>y</sub> : Y方向成分力 (kg)

M<sub>z</sub> : Z軸廻りのモーメント (kg·m)

ℓ : モーメントレバー (m)

ρ : 液体の密度 (kg·sec<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>)

L : 模型の長さ (m)

B : 模型の幅 (m)

d : 模型の喫水 (m)

V : 一様流れの流速または曳航速度 (m/sec)

である。

一様流れ中の浅海時の3分力係数は、X成分力係数を図2.2.2.29に、Y成分力係数を図2.2.2.30に示す。

この図より、L/B=1.2の場合には、X成分力係数は偏角が零で最大とはならず、偏角が25°～30°付近で係数は最大を示す傾向があり、Y成分力係数も同様に偏角が45°～60°付近で係数は最大を示す傾向がある。

なお、それらの傾向は、水深が浅くなるに伴ない強くなる傾向がある。水深変化に対する係数の変化は、H/d=1.3以上で大略一定値に収束する傾向が見受けられる。

深海の曳航時の3分力係数は、L/B=1.2の場合のX成分力係数とY成分力係数を図2.2.2.31に、L/B=2.0の場合のX成分力係数とY成分力係数を図2.2.2.32に、偶力ていを図2.2.2.33に示す。

これらの値は、浅海時の3分力の収束値として求めたものである。これらの結果と、図2.2.2.30及び図2.2.31並びに昭和54年度報告書の値と比較するとL/B=1.2の場合、X成分力係数はH/d=1.3以上で水深無限大と大略一致した傾向を示す。Y成分力係数は偏角が90°付近では水深無限大とほぼ一致しているが、その他の偏角ではH/d=1.4付近でも20～30%程度高い値を示す。

L/B=2.0の場合、X成分力係数は偏角が0°だけでしか比較できないが、H/d=3.0付近でも水深無限大よりも20%程度高く、Y成分力係数は偏角が90°でH/d=3.0付近でも水深無限大よりも相当高い値を示している。

つぎに、極浅海時の3分力は、カルマン渦によって誘起されたと思われる非常に長周期の往復流が3次元模型の下流側に発生し、H/d=1.012～1.194の範囲で3分力が大振幅で変動した。

そこで、3分力の変動幅を読みとて実験値そのままを図2.2.2.34～図2.2.2.37に示す。

その結果、3分力の変動幅は極浅海(H/d=1.012)からH/d=1.113までは水深が深くなるに伴ないX成分力及びY成分力とも変動幅が順次増加し、水深がH/d=1.194になると3分力の変動幅が激減し、H/d=1.3付近になるとほとんど変動は見受けられない。

これは、3次元模型の底面と水槽底面との間の隙間に於ける流れ及びカルマン渦が重要な因子となっているものと思われる。

なお、参考のために3分力の変動する周期を用いて次式から振動数(ストローク数の逆数)を求めてみた。

$$\frac{1}{S} = \frac{V}{n D_M} = \frac{V}{\frac{2}{T_v} \sqrt{L^2 + B^2}} = \frac{V \cdot T_v}{2 \sqrt{L^2 + B^2}}$$

ここで、  $\frac{1}{S}$  : 振動数 ( S : Strouhal 数 )

V : 流速 ( m/sec )

T<sub>v</sub> : 3 分力の変動周期 ( sec )

L : 模型の長さ ( m )

B : 模型の幅 ( m )

である。

上式で試験時の 3 分力の振動数を求めた結果を図 2.2.2.38～図 2.2.2.40 に示す。なお、 H/d = 1.194 の水深では信頼性のある 3 分力の変動周期は読み取れなかった。

これらの図から、極浅海時における 3 分力の振動数は、大略 2.0 付近に集中するという、大変興味ある結果が得られた。

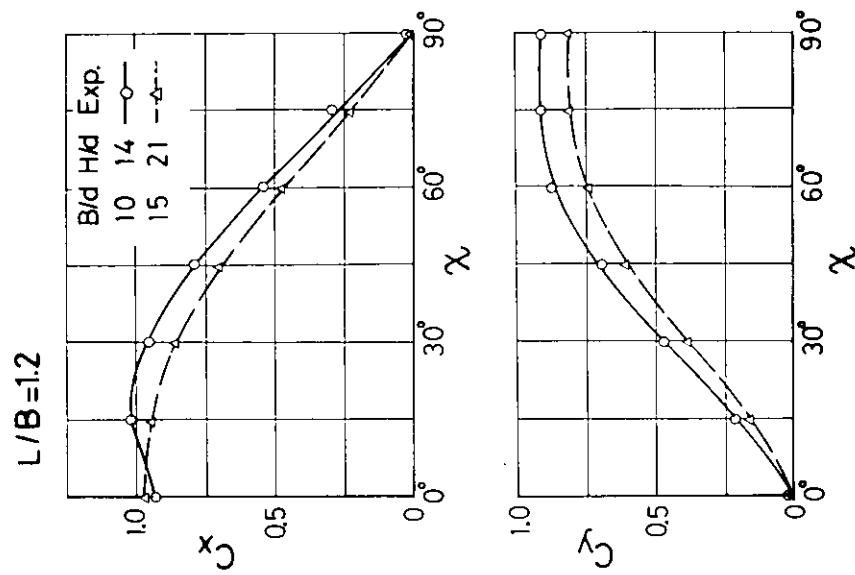


図 2.2.2.31 深海時の X 成分力係数と Y 成分力係数

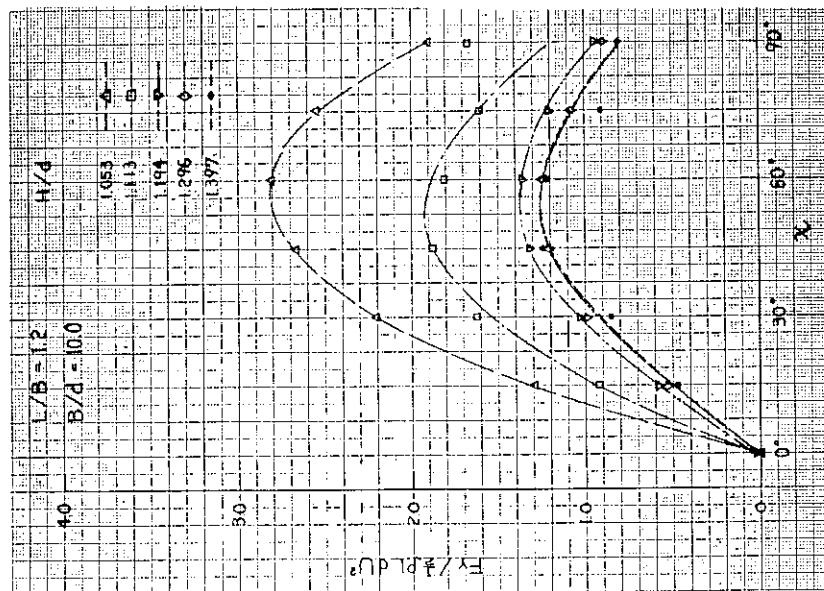


図 2.2.2.30 浅海時の Y 成分力係数

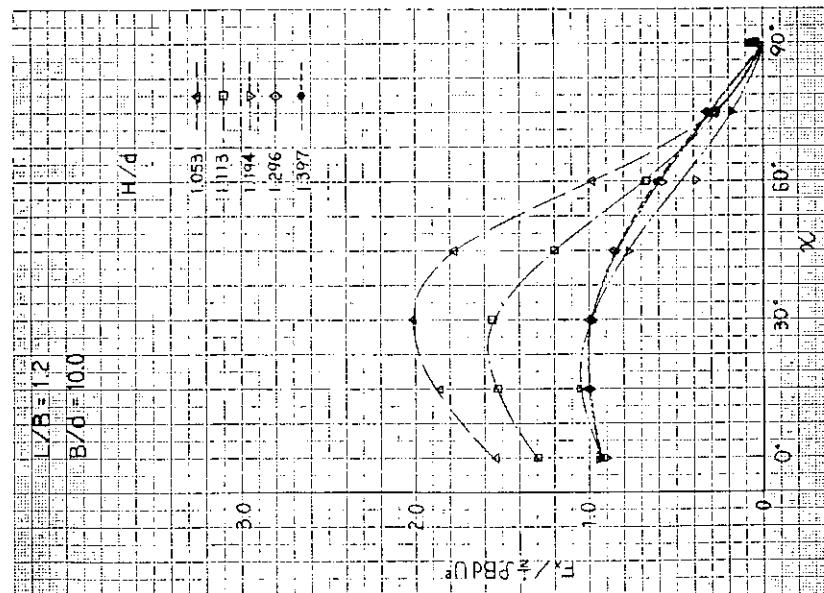


図 2.2.2.29 浅海時の X 成分力係数

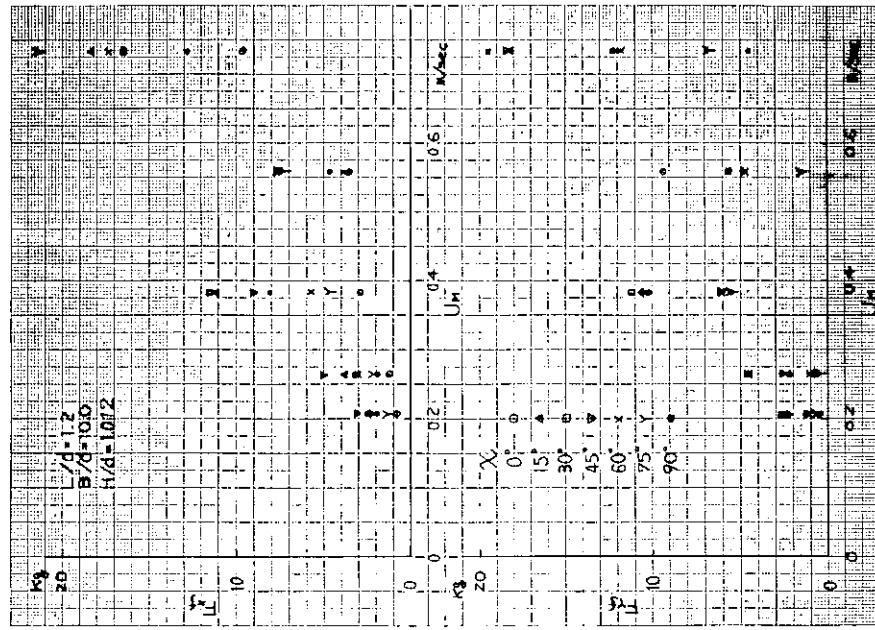


図 2.2.34 2 分力の変動幅 ( $H/d = 1.012$ )

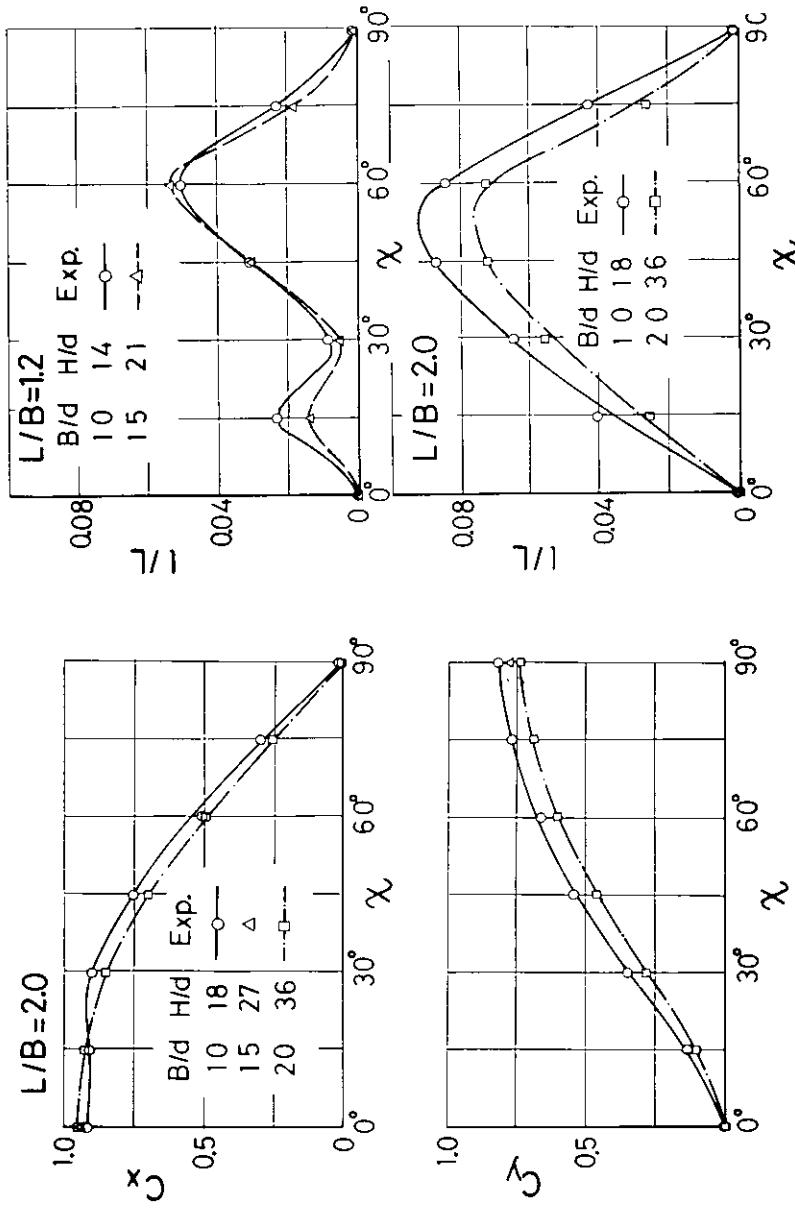


図 2.2.32 深海時の X 成分力係数と Y 成分力係数

図 2.2.33 深海時の偶力係数

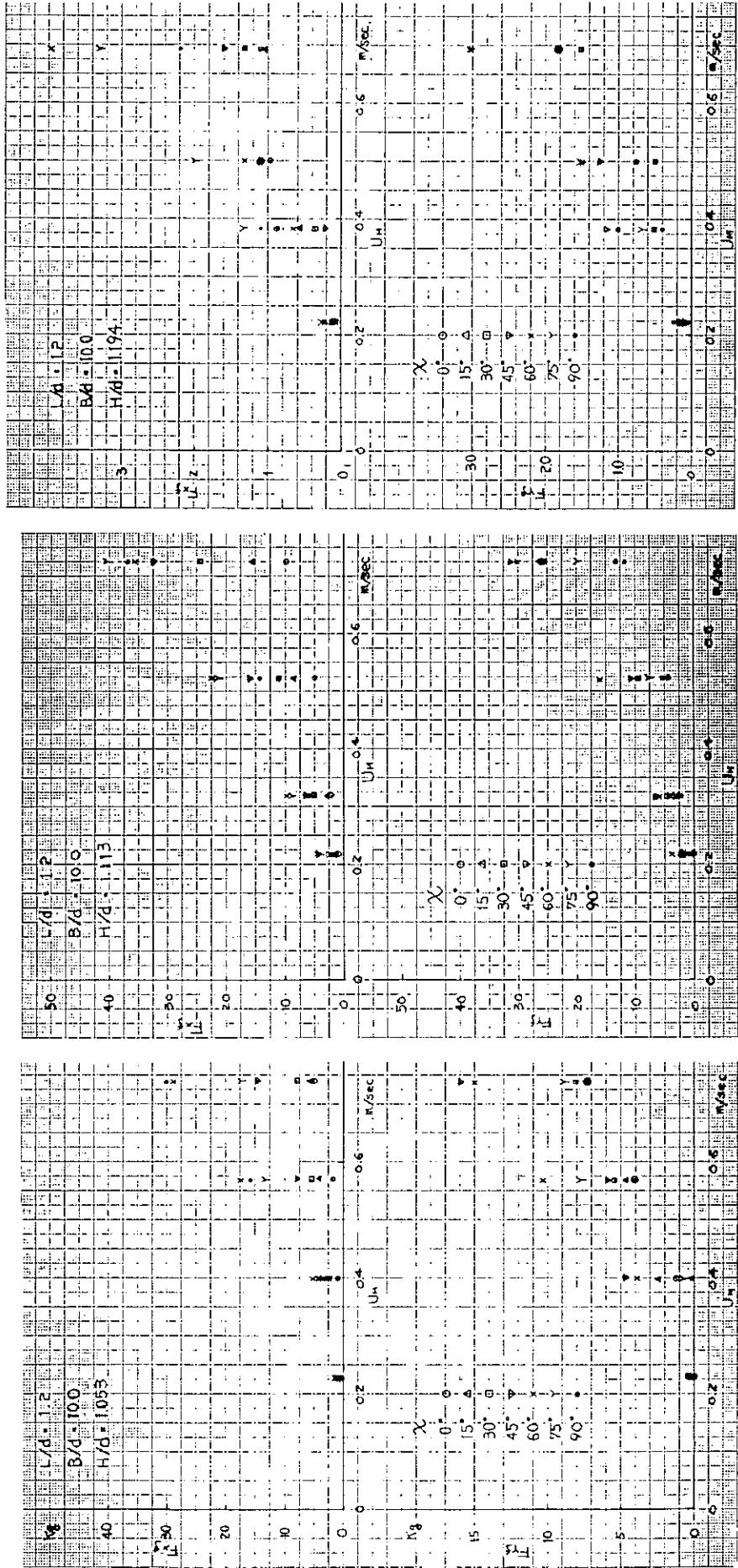


図 2.2.2.35 2 分力の変動幅 ( $H/d = 1.053$ )

図 2.2.2.36 2 分力の変動幅 ( $H/d = 1.113$ )

図 2.2.2.37 2 分力の変動幅 ( $H/d = 1.194$ )

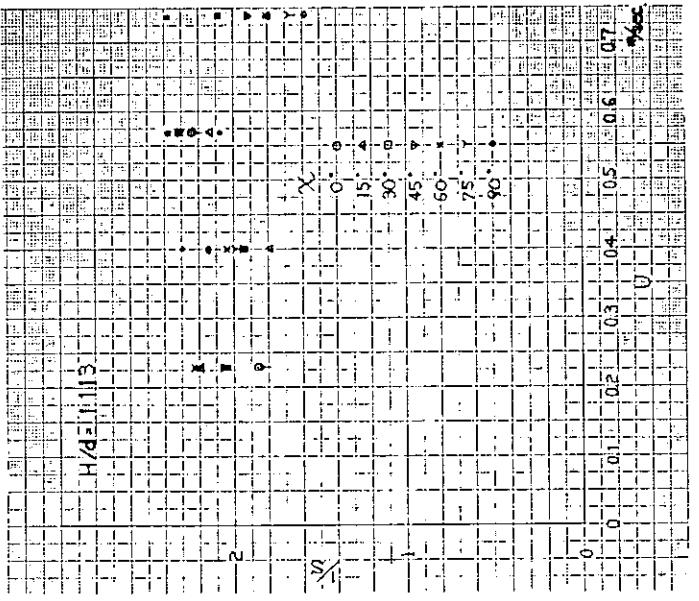
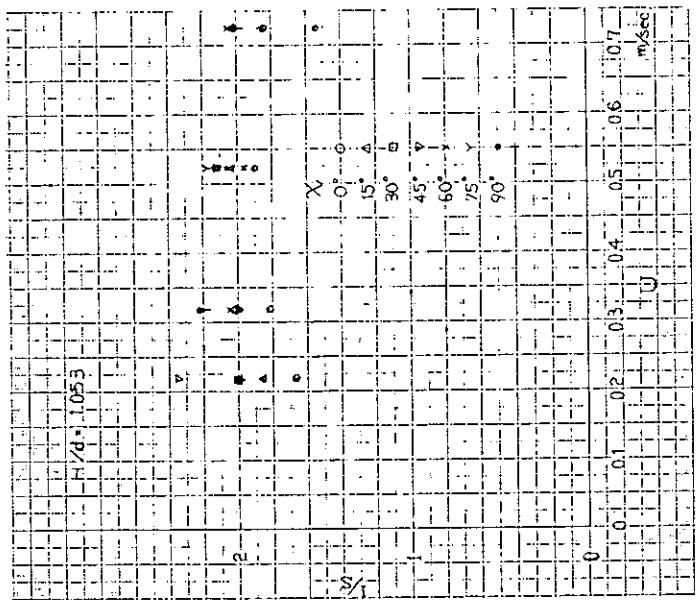
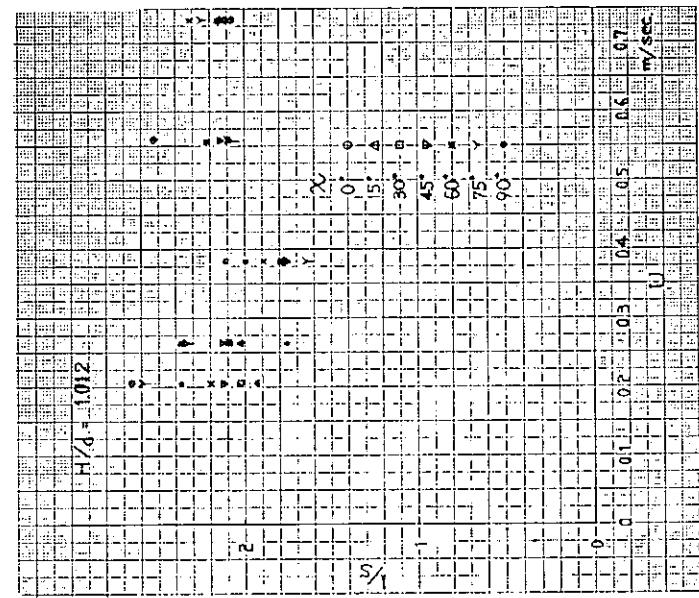


図 2.2.38 3 分力の変動の振動数 ( $H/d = 1.012$ ) 図 2.2.39 3 分力の変動の振動数 ( $H/d = 1.053$ ) 図 2.2.40 3 分力の変動の振動数 ( $H/d = 1.113$ )

### 3. 箱型海洋構造物の運動特性

箱型海洋構造物の流体力については本章の1.1から1.3節で述べたが、ここでは運動特性の推定法について述べる。

#### 3.1 2次元箱型海洋構造物の運動特性

2次元水路で行った実験と解析の一例について述べる。

実験に用いた浮体の要目を下表に示す。

要 目	寸 法		
B	0.567 (m)	B/d	11.25
d	0.0504	H/d	3.968
H	0.2		
$k_{xx}$	$0.263 \times B$		
$\bar{K}G$	0.105	$\bar{K}G/d$	2.083
$\bar{G}M$	0.452		
$\zeta_w$	0.01	$H/\zeta_w$	20

実験は  $\lambda/B$  が 1.0 から 4.0 の範囲で行っており、その実験結果は図 2.3.1 に示した。図中の実線は流体力の計算に2次元領域分割法を用いたときの計算値で、粘性減衰力を 1.2 節で述べた山下の方法で求めて加えている。従って ROLL を含めて実験値との対応が良い。ROLL の点線は、粘性減衰力を無視した場合で、計算値にはピークが表われて実験値を上回っている。このように、2次元の箱型海洋構造物の運動は、ボテンシャル理論で求めた流体力に 1.2 節で述べた粘性減衰力を付け加えてやれば、実用上十分の精度で推定できる。

2次元の箱型海洋構造物の運動特性を系統的に計算したものには参考文献 3), 4) がある。そこでは、流体力と波強制力を2次元特異点分布法で計算し、それに長さをかけた値をもとにして動揺振幅を求めている。ただし、横揺れ減衰セメント係数には実験から得られた等価線形減衰係数を用いている。それによると  $B/d$ 、回転半径、重心高さの運動特性に与える影響は、概略下表のようである。

	B/d の増加に対して	回転半径の増加に対して	重心高さの増加に対して
$Z_a/\zeta_w$	長波長域で減少 短波で増加		
$\varphi_a/k\zeta_w$	同上 無次元値のピークが2次曲線的に減少	無次元値のピークが長波長側にずれて増大	同左
$\gamma_a/\zeta_w$	複雑に変化		

#### 3.2 3次元箱型海洋構造物の運動特性

箱型海洋構造物の長さ/幅比が 1.0 に近づくにつれて、流体力の3次元性が強くなる。特に HEAVE について 2次元計算値との相違がみられるが、運動特性に与える3次元影響はどうであろうか。ここでは長さ/幅比が 1.2 の箱型浮体について、(1) 2次元断面の流体力を用いるストリップ法、(2) 3次元領域で流体力を直接に求める計算法による比較を試みた。

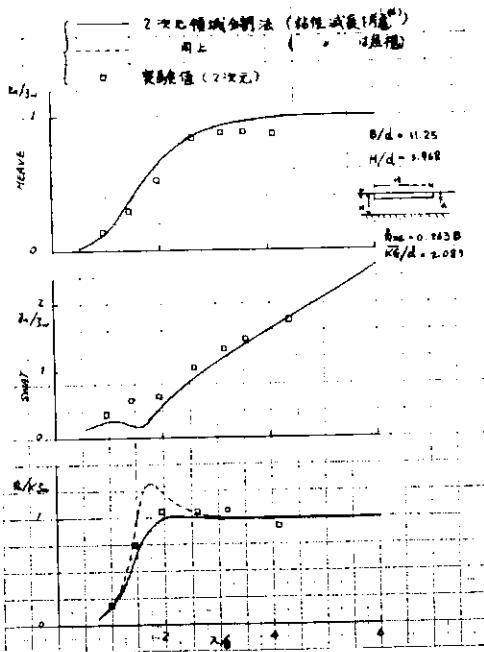


図 2.3.1 2 次元運動特性の計算値と実験値の比較

方法(1)では 2 次元領域分割法を、(2)では 3 次元特異点分布法を用いた。

計算の対象とした箱型海洋構造物の諸元を次表に示す。

要目	寸法		
L	108 (m)	L/B	1.2
B	90	B/d	1.0
d	9	H/d	3
H	27		
$k_{xx}$	27	$k_{xx}/B$	0.3
$k_{yy}$	32.4	$k_{yy}/L$	0.3
$k_{zz}$	42.175		
$\bar{K}G$	18		

計算結果は、図 2.3.2 から図 2.3.7 に示す。

図 2.3.2 及び図 2.3.3 は  $\chi = 90^\circ$  の場合である。 $\chi = 90^\circ$  では流体力の 2 次元計算値と 3 次元計算値との違いだけが運動の差となって出て来るが、同図によれば、HEAVE と ROLL の同調点付近において若干の差が出ているものの、全体的にみれば 1.3 節で同じ要目の箱型浮体について示した流体力の差（図 2.1.27, 図 2.1.28）は、運動においてはかなりうすめられ、その差は少なくなる傾向がうかがわれる。

図 2.3.4 ~ 図 2.3.6 は、 $\chi = 120^\circ$  の場合である。 $\chi = 120^\circ$  になると、PITCH と ROLLにおいて両計算値に差が出てくる。図 2.3.7 の  $\chi = 180^\circ$  になると PITCH の差はさらに大きくなり、 $\chi = 120^\circ$  では比較的合っていた HEAVE についても差がひろがってくる。また、 $\chi = 180^\circ$  の HEAVE では 2 次元ストリップ法の計算値で運動がゼロになる周波数がみられる。

これら縦波中の運動の差異は、2 次元流体力と 3 次元流体力の違いによるというよりも、むしろストリップ法そのものに起因するものと考えられる。特に  $\chi = 180^\circ$ 、 $120^\circ$  の PITCH については、3 次元特異点分布法で求めた運動がストリップ法で求めたものよりも、はるかに大きくなる周波数があるので、L/B が 1.0 に近いものにストリ

ップ法を適用するときは注意せねばならない。

なお、3次元の箱型海洋構造物の運動特性について実験を行った例としては、参考文献<sup>7)</sup>がある。

#### 参考文献

- 3) 安藤定雄他：箱型作業台船の動揺性能、（その1）、（その2）、（その3） 第20回、第22回船研発表会講演概要、1972、1973
- 4) 大川 豊：浮体に作用する流体力について（その1）、（その2）、（その3） 第22回、第26回船研発表会講演概要、1973、1975
- 6) 山下誠也、片桐徳二：浅喫水箱型浮体の横揺れに関する系統的実験結果、西部造船会会報、第60号、1980
- 7) 山下誠也：浅喫水箱型浮体の波浪中動揺と変動圧力、造論第146号

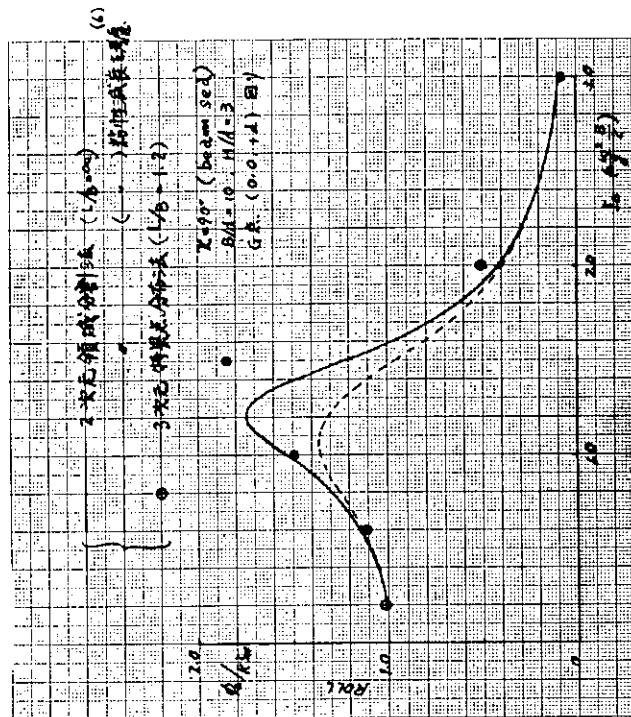
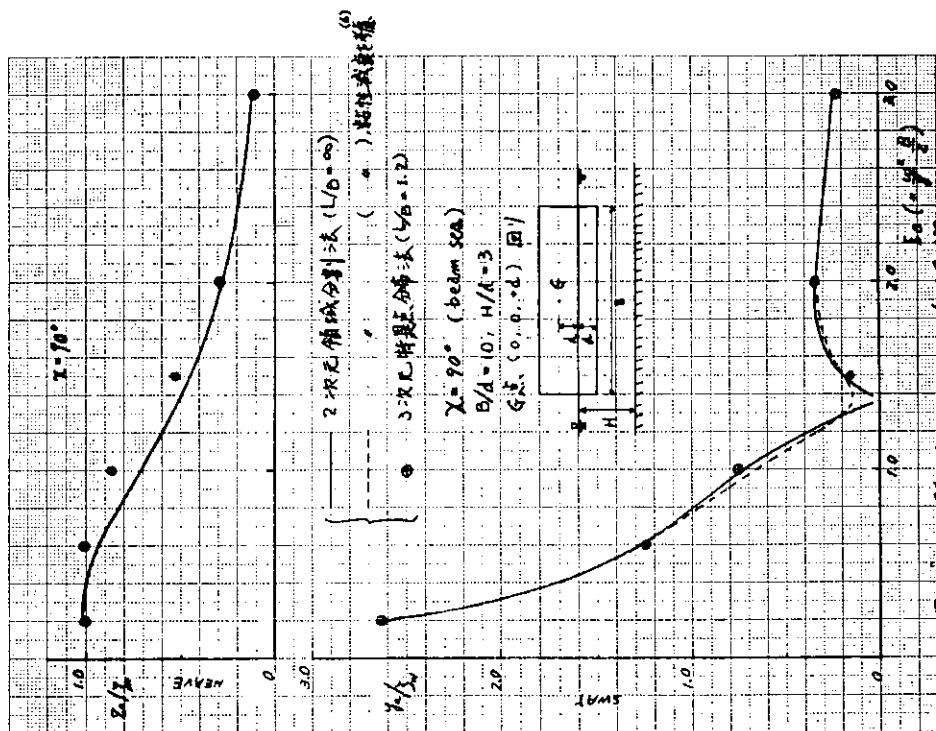
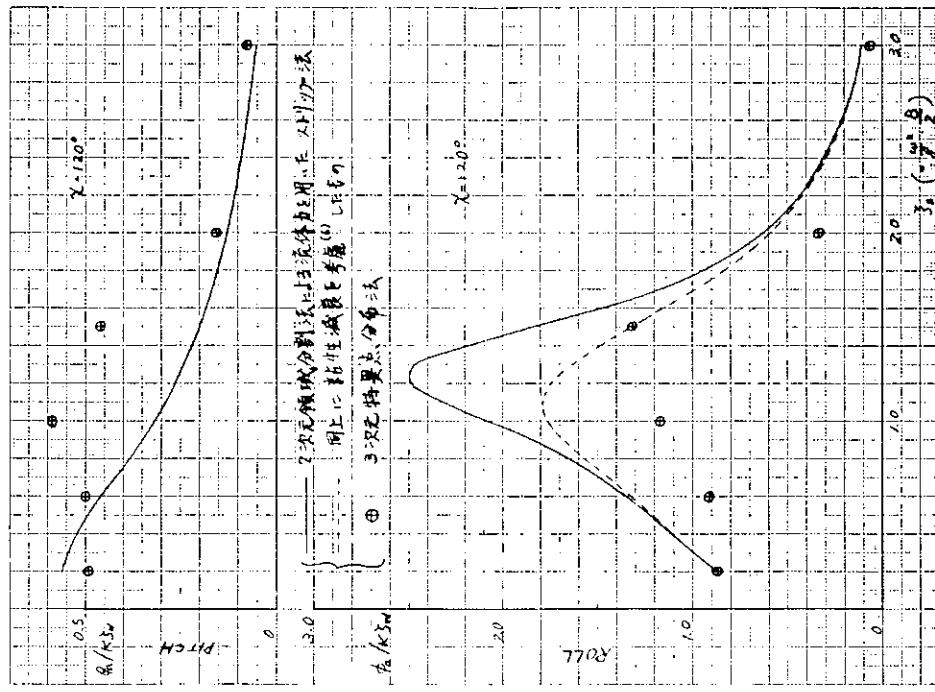
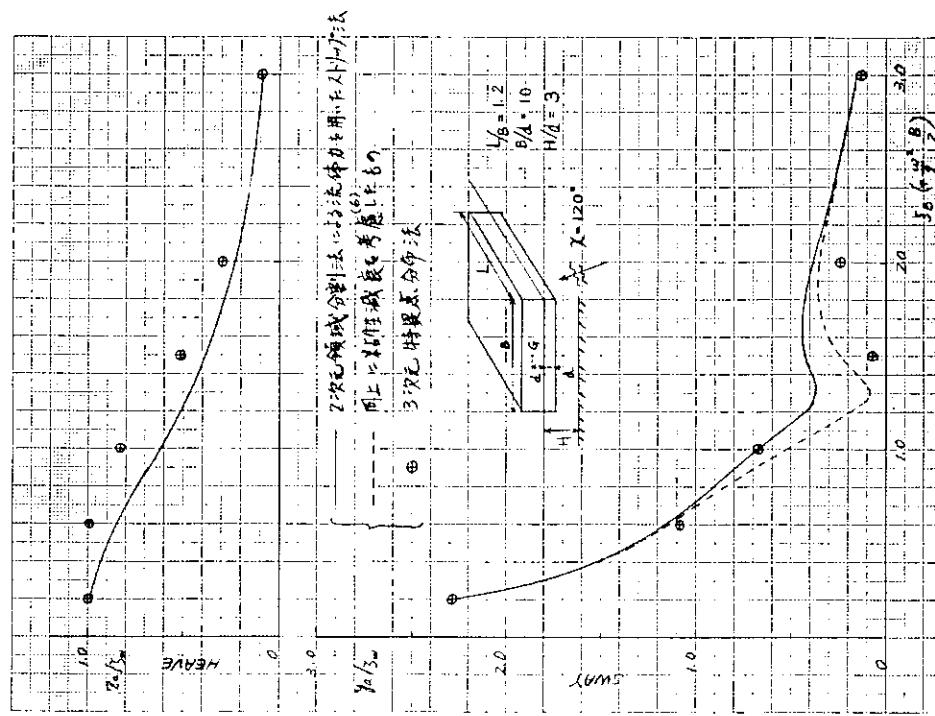


図2.3.3 漣動特性に及ぼすL/Bの影響 ( $\chi = 90^\circ$ )



### 図 2.3.2 運動特性に及ぼす $L/B$ の影響 ( $\chi = 90^\circ$ )



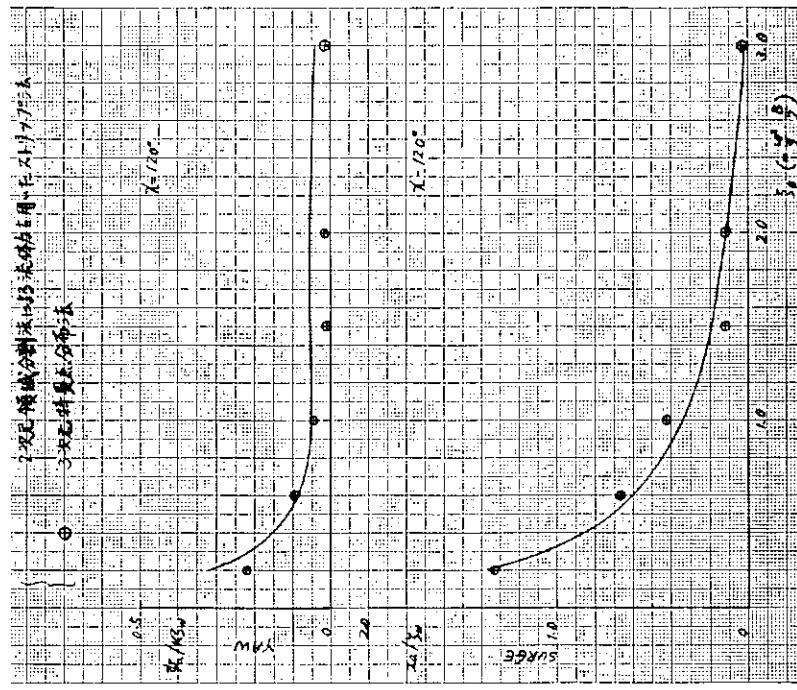


図 2.3.6 運動特性に及ぼす  $L/B$  の影響 ( $\chi = 120^\circ$ )

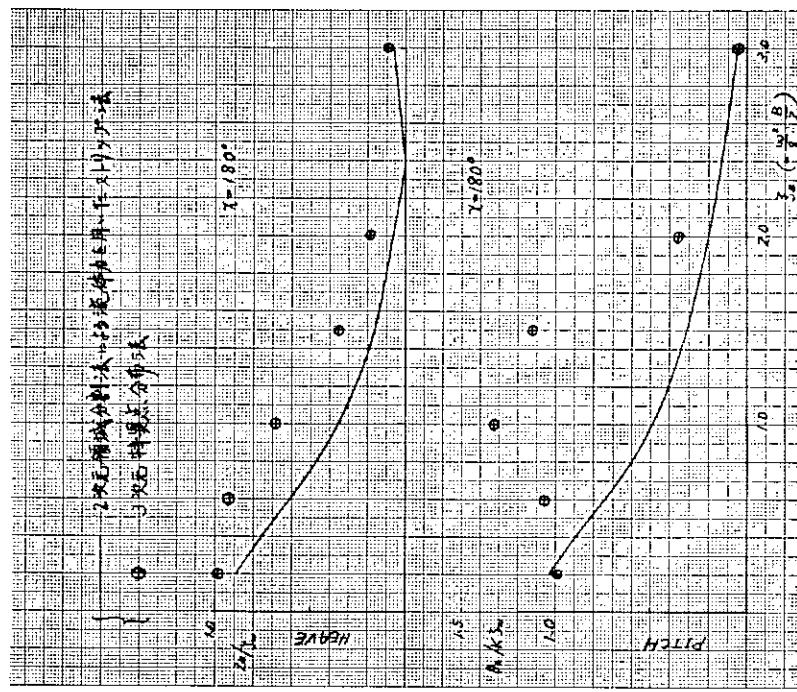


図 2.3.7 運動特性に及ぼす  $L/B$  の影響 ( $\chi = 180^\circ$ )

# 第3章 箱型海洋構造物の係留システムの研究

## 1. 水槽模型試験と理論計算の計画

### 1.1 水槽模型試験と理論計算によって究明すべき問題点の調査

水槽試験及び理論計算を計画するにあたり、まず文献調査を行ない、究明すべき問題点を把握した。

浅海域における箱型海洋構造物を係止する係留システムとしては、大別して索・鎖による多点係留方式、索・鎖またはアームによる一点係留方式及びドルフィン・ゴムダンパー方式が考えられる。

以下昭和54年度文献調査結果に基づく、各係留方式についての今年度の調査結果及び係留システムの設計基準作成のために究明すべき課題を要約する。

#### 1.1.1 索・鎖による多点係留方式

##### 1.1.1.1 索・鎖による多点係留方式に対する文献調査結果

浅海域における箱型海洋構造物の索・鎖による多点係留の一般的特徴として次のような点を挙げることができる。

- (1) 浅海域における箱型海洋構造物を係止する索・鎖の多点係留方式は、水深が比較的浅いために係留ラインの一条の鉛直方向の長さが充分とることができないので、索・鎖の自重または懸垂線特性のみに頼った一般的な索・鎖だけによる係留方式を採用することは得策であるとはいえない。
- (2) 浅海域における箱型海洋構造物を索・鎖を用いて係止する多点係留方式としては、TENSION LEGS 方式または係留ラインの途中に中間ブイや中間シンカーを付加した多点係留方式が良いとされている。

TENSION LEGS 方式については、液化ガス貯蔵船の TENSION LEGS 方式による係留システムの初期検討において（日本造船研究協会 RR 14 昭和54年度）浅海域における箱型（長さ 278m、幅 48.6 m、喫水 10.2 m）について検討を行なった結果、箱型浮体では水線面積が大きいために外力の作用力に対して張力変動が大きく、張力ワイヤーの本数が多いために、索・鎖係留方式及びドルフィン・ダンパー係留方式と比較し、適用性が困難であると同時に経済的でないとしている。

中間ブイや中間シンカーを付加した索・鎖係留方式については、石油の備蓄システムの開発調査（日本海洋開発産業協会）及び大型浮遊式海洋構造物の調査研究（日本舶用機器開発協会）等で既に研究が行われている。その結果をまとめると次のようになる。

- 1) 係留ラインに働く張力がいくつかのピークを持つ応答特性を示し、その理由はブイの位置での入射波の干渉の影響、ブイの運動固有周期等によるものと思われる。
- 2) 中間ブイの形状は、種々変化させても特性としては大差ないため、製作が容易な円筒形でよい。
- 3) 中間ブイや中間シンカーを付加した索・鎖係留システムは、浅海域における係留システムとして適切であることを確認している。

ただし、係留ラインに働く張力に関しては、構造物の運動だけでなく、中間ブイや中間シンカーなどの運動にも大きく影響されるために、充分検討する必要がある。

- 4) 2 次元係留時の浮体の運動特性は、SLACK 係留であれば、係留ラインの線形化としてバネ定数及び従来の線形ボテンシャル理論による流体力を用いた運動方程式を解くことにより、実用上十分な精度で推定できる。

- 5) 変動係留力の面から判断すると中間ブイ方式の方が、中間シンカー（わずかな変位でシンカー浮揚）

方式より有利である。

- 6) 中間ブイについては、ブイに作用する流体力及びその運動を充分考慮する必要がある。
- 7) 係留ラインに作用する衝撃的な変動力を柔らげる意図からブイとシンカーを併用する場合には、初期張力及び外力との関連で通常係留よりも衝撃力が大きくなる可能性があるために十分な注意が必要である。
- 8) 3次元係留では不均一張力が発生するので、2次元係留の結果を用いて直ちに実機の係留設計を行うことはできない。

その他の問題点として、索・鎖係留の文献調査によれば以下のような項目が提示されている。

#### イ) 索・鎖振動問題

索・鎖の係留ラインの固有周期に関して係留ライン単独だけでなく、海洋構造物をも含めた全体係留システムとして考えて、海洋構造物の運動周期と索・鎖の係留ラインの固有周期との関係を究明することの必要性。

#### ロ) 長周期運動 (SLOW DRIFT OSCILLATION)

海洋構造物の水平面内での最大変位量及び係留ラインに働く最大張力という面からも重要であるので、係留システムの設計基準には長周期運動の解明が必要不可欠。

#### ハ) アンカーの把駐力

アンカーの把駐力は係留システムの設計基準に必要不可欠。

#### ニ) 索・鎖の諸特性

索・鎖の諸特性として、疲労、腐蝕、摩耗に関しては、索・鎖の係留ラインの設計基準、信頼性の向上及び交換基準に対する必要不可欠。

### 1.1.1.2 係留システムの設計基準作成のために究明すべき課題

1.1.1.1 に示した課題は、浅海域における箱型海洋構造物だけに特有の究明すべき課題だけでなく、一般の海域における海洋構造物の係留システムを設計するに当っても究明すべき課題である項目も含まれている。したがって、本研究部会としては、まず、浅海域における箱型海洋構造物の係留システムを設計するに当って特に重要または一般的の海域と相違する項目をまず取り扱い、時間、経費及び役務の許す限りで、その他の究明すべき課題を選定することにする。

その結果、本研究部会における昭和55年度において係留システムの設計基準作成のために水槽試験及びシミュレーション計算で究明すべき課題を次の通りとした。

#### 1) 3次元係留による規則波中での箱型海洋構造物の挙動及び係留力に関する理論計算と実験

研究の目的は、理論計算の推算精度の向上、箱型海洋構造物の水平面内挙動量及び係留ラインの不均一係留力。

#### 2) 中間シンカー及び中間ブイを付加した索・鎖係留方式の箱型海洋構造物の挙動及び係留力に関する2次元係留時の理論と実験

研究の目的は、中間シンカー及び中間ブイが箱型海洋構造物の挙動及び係留力に及ぼす影響。

#### 3) 中間シンカー及び中間ブイを付加した索・鎖係留ラインの強制動揺による係留ラインに働く張力変動

研究の目的は、シンカーの最適な取り付け場所、ブイの挙動の影響、ブイの係留ラインの取り方。

したがって、1.1.1.1 において索・鎖による多点係留方式に対する文献調査によって究明すべき課題とした、アンカーの把駐力及び索・鎖の諸特性については、本年度本部会においては、引続いて文献調査を行うこととし、長周期運動及び波漂流については、出来得る範囲で取り扱うこととする。

### 1.1.2 一点係留方式

#### 1.1.2.1 一点係留方式に対する文献調査結果

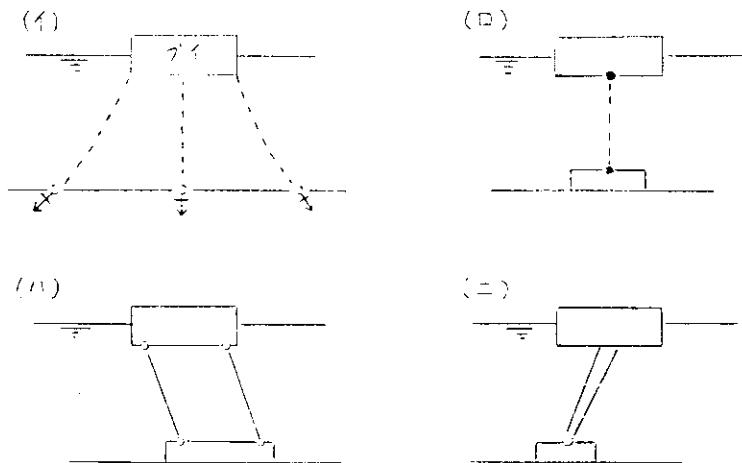
一点係留に関する文献は船舶の一時的係留を対象としたものが多く、本部会で対象としているような箱型海洋構造物を長期間係留する方式としての研究例は非常に少ないようである。文献調査については今後更に行なうこととし、ここでは取敢えず、研究例の多いタンカー係船を対象とした文献を参考にしながら調査結果をまとめた。

これらの文献の中で、石油儲蓄システムの開発調査（日本海洋開発産業協会）で大型タンカーの荷役・係留について調査研究を行なったものや、日本造船研究協会（SRI55研究部会）が行なった、大型タンカーの係船システムの研究等が文献調査、実験、理論計算について広範囲の資料を含んでいるようである。

##### (1) ブイの形式

ブイの形式は、形状、係留法等により種々の形式のものが考えられているが、次に代表的なものを形状の略図と共に示す。

- (イ) CALM形 (CATENARY ANCHORING LEG MOORING)
- (ロ) SALM形 (SINGLE ANCHORING LEG MOORING)
- (ハ) TLM形 (TENSION LEG MOORING)
- (エ) RAM形 (RIGID ARM MOORING)



その他 MOORING TOWERによるものや、フイをバージの中に組込んだバージ・ブイタイプ等もある。

CALM形は複数の索・鎖でブイが係止されており、索・鎖のカテナリーにより大きな係留力に抗しうる特徴を有するが、ブイが動搖する短所を持つ。SALM形は通常一個のアンカーベースから一本の索・鎖でブイを保持するので、簡単な構造である。しかし係留チャーンが一本であるため、他のブイ型式に比べて信頼度が高いとは言えない。

TLM形はブイが傾斜しない利点があるが、係留力が大きくなると構造が複雑となる。RAM形はアンカーベースに回転アームが組合わされているのが特徴であり、回転および海面水位の変動に関しては自由であるが、構造が剛なため変動荷重に対して充分考慮を払う必要がある。

どのようなブイ形状を採用するかで、発明すべき問題点も変わってくるが、本部会で検討の対象としている箱型海洋構造物は、一般に大きな係留力を必要とすること、また設置海域が静穏な海域のみに限定されないことを考慮すると、CALM型を標準とするのが妥当と思われる。

(2) CALM形の場合、フイと複数の索・鎖で構成されるのが普通である。従って 1.1.1 で述べた多点係留で

の索・鎖の問題点がこの場合にも、そのままあてはまる。

(3) 一点係留方式は、風、潮流、波等の外力により、係留された構造物が振れまわり運動を起す可能性がある。

一点係留された箱型海洋構造物の振れまわり特性と係留力の関係を把握することが重要である。

#### 1.1.2.2 係留システムの設計基準作成のために究明すべき課題

一点係留ブイの形式は種類が多く、すべてを検討の対象とすることは困難である。本研究部会としては C A - R M 形を標準ブイ形式として一点係留の問題を調査することにし、設計基準作成のために昭和55年度の水槽試験及びシミュレーション計算で究明すべき課題は次の通りとした。

- 1) 風、潮流、並びに波を外力として受ける一点係留された箱型海洋構造物の振れまわり運動実験とシミュレーション計算

研究の目的は、理論計算の精度向上、振れまわり運動特性と係留力の関係を求めること。

- 2) 箱型海洋構造物の操縦性微係数を求めるための流体力計測実験

研究の目的はシミュレーション計算の精度向上、振れまわり運動発生の判別法検討。

#### 1.1.3 ドルフィン・ゴムダンパー係留方式

##### 1.1.3.1 ドルフィン・ゴムダンパー係留方式に対する文献調査結果

ドルフィン・ゴムダンパー係留方式は、日本造船工業会が浮体式海上空港構想を提案し、それに対する可能性を検討するための関西国際空港計画に係わる浮体工法の評価のための調査においてドルフィン・ゴムダンパー係留方式が浅海域において有望な係留方式であることが立証された。

そこで、ゴムダンパーの荷重特性を応用し、ドルフィン・ゴムフェンダー係留方式が石油の洋上備蓄システムに適用され、液化ガス貯蔵船の係留としても検討されている。したがって、ドルフィン・ゴムダンパー係留方式は、最大水深 50 m 以下の浅海域における箱型海洋構造物の係留方式としては有望である。

しかしながら、ドルフィン・ゴムダンパー係留方式に関しては、文献調査の結果、つぎに示す項目が究明すべき課題となっている。

- 1) ドルフィン・ゴムダンパー係留方式は、有義波高が 1.0 m 以下であることが必要であり、波高が増加すると極端にゴム・フェンダーの数が増加する。
- 2) ドルフィン・ゴムダンパー係留方式は、静穏な海域においては有望な係留方式であるが、地震に対する海洋構造物の応答を充分検討することが必要である。特に水平面内の長周期運動は重要である。
- 3) 自然環境条件の設定と海洋構造物に作用する外力の推定について標準的なものを設ける必要がある。少なくとも我が国の国内だけについてでも統一すべきである。
- 4) ゴムフェンダーはサービスや波止場において数多く使用している実績があるが、長期間に亘って大型海洋構造物を係止した実績が乏しい。したがって、ゴムダンパー・ゴムフェンダーの経年劣化、クリープ特性、繰り返し性状、傾斜圧縮特性、温度特性、使用材などによる反力特性の変動幅を実際に即した値に修正する必要がある。
- 5) 現在のゴムダンパーの基準では、定常外力による変形量は、ゴムダンパーの高さの 10% 以下とし、最大変形量は高さの 35% 以下でなければならないことになっている。これは現在の数値シミュレーション計算法で実機の挙動を推算した場合、推定精度の確認法が確立していないためである。したがって、ドルフィン・ゴムフェンダーの非線形特性やヒステリシスを実機と相似にし、不規則な外力の変動を充分考慮したシミュレーション計算法の確立が必要である。
- 6) ドルフィン・ゴムダンパーの係留系の浅海域における箱型海洋構造物の挙動及び係留力に関するシミュレーションを確立するためには、箱型海洋構造物の流体力及び外力の浅水影響を究明することが必要である。

る。

7) 現在のドルフィンの基準では、ドルフィンに作用する最大荷重は、数値シミュレーションにより算出したゴムダンパーの反力の1.5倍である。しかし、これは数値シミュレーションの精度及びドルフィンの安全性の面から定めており、この係数については今後十分検討することが必要である。

#### 1.1.3.2 係留システムの設計基準作成のために究明すべき課題

ドルフィン・ゴムダンパー係留方式については、暫定的ではあるが、一応の設計基準が設定されている。したがって、既存の基準の再検討が行なえるまでに本研究部会の調査研究が進捗することが望ましいが、数値シミュレーション計算の推算精度の向上が計られるならば、前述のごとく既存の基準の検証が可能となるので、本研究部会としては、数値シミュレーション計算の推算精度を向上させることを主眼とする。

また、文献調査によって選定された究明すべき課題には、浅海域における箱型海洋構造物だけに特有の課題だけでなく、一般の海域における海洋構造物の係留システムを設計するに当って必要となる課題も含まれている。

したがって、浅海域における箱型海洋構造物の係留システムを設計するに当って特に重要なのは一般的の海域と相違する項目を取り扱うこととした。

その結果、本研究部会における昭和55年度において係留システムの設計基準作成のために水槽試験及びシミュレーション計算で究明すべき課題は次の通りとした。

##### 1) ドルフィン・ゴムダンパー係留方式による浅海域における箱型海洋構造物の数値シミュレーション計算法の確立

研究の目的は、外力の変動も考慮した外力の与え方、流体力の推算法及びドルフィン・ゴムダンパーの非線形性及びヒステリシスを考慮した計算法。

##### 2) 数値シミュレーション計算によるドルフィン・ゴムダンパー係留系の係留能力と限界設計条件との関係の究明

研究の目的は、ドルフィン・ゴムダンパー係留方式による浅海域における箱型海洋構造物の係留が限界となる自然環境条件及びゴムダンパーの歪量に対する検討。

##### 3) ゴム・ダンパーの非線形性とヒステリシス特性が係留力及び箱型海洋構造物に及ぼす影響に関する理論計算と実験

研究の目的は、ゴムダンパーの非線形性及びヒステリシス特性が係留力及び箱型海洋構造物の挙動にどの程度有効であるかを究明する。

##### 4) 地震時の箱型海洋構造物の挙動及び係留力に関する理論計算と実験

研究の目的は、地すべりを考慮した地震波に対する箱型海洋構造物の挙動及び係留力と減衰係数の推算法の向上を計る。

## 1.2 水槽模型試験計画

### 1.2.1 索・鎖多点係留方式

1.1.1の調査結果に基づき、水槽試験として、以下に述べる3種類の実験を計画した。

#### 1.2.1.1 係留索・鎖強制動揺試験

浅海域で係留され箱型海洋構造物の係留ライン特性を調べるために、中間ブイ、中間シンカーがある場合に係留点を強制動揺させ、係留ラインに働く張力を求める。また1.2.1.2で述べる波浪中実験に用いる係留法の参考資料とする。

表3.1.2.1 試験条件

水深	係留方式	取付状態数	その他の
0.224m	中間ブイ付	2	動揺振幅 上下揺：1点 左右揺：1点 動揺周期 ；10点程度
	中間シンカー付	2	
	ブイ・シンカーなし	1	

## 1.2.1.2 2次元素・鎖係留波浪中試験

浅海域で多点係留された2次元箱型海洋構造物の動揺特性と係留特性の関係を調べるために、波浪中実験を行なうと共に、シミュレーション計算結果の精度検証のための資料とする。実験は係留ラインの強制動揺試験より、中間ブイ付及び中間シンカー付を一種類選定し、2点で係留された2次元箱型模型に規則波を与えて、浮体の動揺及び係留ラインの張力を計測する。なお潮流の影響は錘により模擬する。

表3.1.2.2 試験条件

浮体模型：1種

B/d	係留方式	H/d	潮流力	その他の
5	中間ブイ付	1.4 6.25	○ × ×	波高：1種 波周期：10点程度 潮流力：2点
	中間シンカー付	1.4	○ ×	
	鎖のみ	1.4	×	

○……潮流力あり ×……潮流力なし

潮流力は昭和54年度実験結果より推定する。

H：水深， B：幅， d：喫水

## 1.2.1.3 3次元箱型海洋構造物の索・鎖係留波浪中実験

浅海域において3次元多点係留された3次元箱型海洋構造物の動揺特性並びに係留特性を求めるために、規則波中実験を行なう。実験は浮体を4条の鎖ラインで係留し、喫水、水深及び波向角を変化させて、箱型海洋構造物の動揺応答並びに係留ラインに働く張力を求める。

表3.1.2.3 試験条件

浮体模型：2種

L/B	B/d	水深	係留方式	その他の
1.2	10	1.2m	無係留	波高：1種 波周期：10点程度 波向角：4点
			鎖のみ	
	20	1.5m	中間シンカー付	

## 1.2.2 一点係留方式

1.1.2の調査結果に基づき、水槽試験として、以下に述べる2種類の実験を計画した。

## 1.2.2.1 箱型浮体の操縦微係数を求めるための流体力計測実験

一般に振れまわり運動の理論的扱いは、船舶の操縦運動と同様な手法が用いられており、数値モデル作成の

際に、箱型海洋構造物の流体力を求めておく必要がある。

従ってシミュレーション計算の精度向上を計ると共に、振れまわり運動発生の判定法検討の資料を得るために流体力計測実験を行なう。実験は拘束模型を使用して斜航試験並びに旋回試験を喫水、水深を変化させて行なう。

表3.1.2.4 試験条件

浮体模型；1種

実験の種類	$L/B$	$B/d$	$H/d$	その他の
斜航試験	2	1.0	1.2	斜角；9点
			1.5	旋回半径；5点
旋回試験		2.0	3 $\infty$	速度；2点程度

### 1.2.2.2 一点係留水槽試験

ブイに一点係留された箱型海洋構造物の振れまわり運動特性と動搖応答及び係留力との関係を調べる実験を行なう。一点ブイの形式としてはCALM形を選定し、浮体との係留法としては下図に示す2種類の場合を考える。

水槽施設の設備上の制約のため、風、潮流、波の相対角を3者とも変えて実験を行なうことは出来ない。そこで、潮流と波の向きは同一方向とし、相対風向角のみを変化させることにする。風速の与え方は送風機による場合と、浮体に定常変位を生じさせて風力を模擬する場合とに分けて行なう。

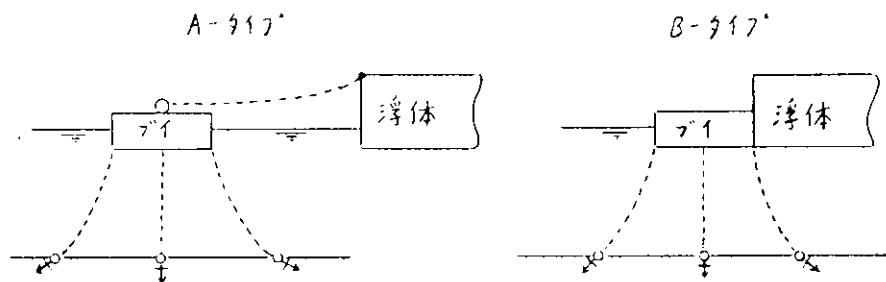


表3.1.2.6 試験条件

浮体模型；2種

$L/B$	$B/d$	水深	風力の与え方	係留方式	その他の
2	1.0	0.465 m	送風機	A-タイプ	風速；2点、シフト量；6点程度 波高；1点、波周期；10点程度
	1.0 2.0	1.2 m 1.5 m	定常変位	B-タイプ	潮流速度；1点

### 1.2.3 ドルフィン・ゴムダンパー方式

1.1.3の調査結果に基づき、水槽試験として、次に述べるような2種類の実験を計画した。

#### 1.2.3.1 2次元箱型海洋構造物の波浪中ドルフィン係留実験

ドルフィン係留された2次元箱型海洋構造物の動搖特性と係留力特性との関係を明らかにするため、ドルフィン・ゴムダンパー模型によって浮体模型を係留し、規則波中実験を行なう。ゴムダンパー模型の係留力特性は線形特性の他に4種類の代表的非線形特性を持つものとし、入射波高の振幅を変えた時の応答の相違も調べる。

表 3.1.2.6 試験条件  
浮体模型；1種

$B/d$	$H/d$	係留特性	その他の
5	2	線形型	波高；3種 波周期；10点程度
		不感帶型	
	5	ゴム・フェンダー直線近似型	
	10	ニューマティック・フェンダー型	
		ゴム・フェンダー型	

### 1.2.3.2 2次元箱型海洋構造物の地震時係留実験

ドルフィン係留された箱型海洋構造物の地震時の浮体動揺応答と係留力の相関を調べる。実験は 1.2.3.1 と同一模型を使用して、ゴムフェンダー模型を取付た加振フレームを規則振動させ、係留浮体の動揺特性と係留力を求める。又、加振フレームの振幅変化に対する応答の相違を調べる。

## 1.3 理論計算計画

3次元箱型海洋構造物の各種係留方式に対するシミュレーション計算は昭和56年度に広範囲な計算が予定されている。従って本年度の理論計算は実験結果との比較検討を中心課題として計画した。

### 1.3.1 索・鎖多点係留方式

1.2.1.2 で述べた索・鎖係留波浪中試験結果とシミュレーション計算結果とを比較し、計算法の精度検証を行なうと共に、索・鎖係留された箱型浮体の動揺特性と係留力との関係をシミュレーション計算によって調べる。

表 3.1.3.1 計算条件  
計算モデル；1種

$B/d$	係留方式	$H/d$	潮流力	その他の
5	中間ブイ付	1.2	×	波高；1種 波周期；7点 潮流力；2点
		1.4	○ ×	
	中間シンカー付 鎖のみ	2.0	×	
		6.25	×	

### 1.3.2 一点係留方式

一点係留された箱型海洋構造物の風、波、潮流中における浮体の運動をシミュレーション計算し、係留力特性と外力の大きさ及び外力の方向の違いによる相関を明確にする。計算プログラムは日本造船研究協会 S R 155 研究部会で開発された大型タンカーの一点係留計算プログラムを箱型海洋構造物用に修正して使用する。数値モデル作成に必要な流体力は 1.2.2.1 で述べた実験結果を使用する。

表 3.1.3.2 計算条件  
計算モデル；1種

$L/B$	$B/d$	$H/d$	その他の
2	10	1.2	風速；3点
		1.6	潮流；3点
		3.0	波高；3点

以上の組合せに対して外力の相対角をシリーズ的に変える。

### 1.3.3 ドルフィン・ゴムタンバー方式

本年度は2次元箱型浮体のドルフィン係留について次のような2種類の計算を行なう。

#### (1) 水槽実験結果との比較計算

1.2.3で述べた波浪中及び地震時の係留実験に対応する計算を行ない、計算精度の検証を行なう。計算法としては非線形特性を等価線形近似した線形計算と、非線形係留力の影響の顕著なものについては時間領域のシミュレーション計算を実施する。

#### (2) 不規則変動外力によるシミュレーション計算

潮流、波浪及び風の複合された不規則変動外力の中での箱型海洋構造物の動揺と係留力に関するシミュレーション計算を行ない、係留特性と外力の影響を調べる。

表 3.1.3.3 計 算 条 件

計算モデル：2種

B/d	H/d	係 留 特 性	そ の 他
5	1.2	線 形 型	有義波高；3点 平均波周期；3点
	1.4	ゴムフェンダー型	風速；1点 潮流；1点

計算項目：浮体運動、フェンダーの歪および反力

## 2. 多 点 係 留 方 式

本年度は、まず、多点係留方式を2次元的に検討するために、チェーン、ブイ付チェーンおよびシンカー付チェーンの3種の係留方式に対して索・鎖係留ラインの強制動搖試験および2次元索・鎖係留波浪中試験を実施し、一部理論計算と比較を行った。さらに各係留方式に対して、水深を系統的に変化させ、シミュレーション計算を実施し、各係留方式による諸特性を調べた。

### 2.1 索・鎖係留ラインの強制動搖試験

#### 2.1.1 目 的

浅海域に係留された箱型海洋構造物の係留ラインの特性を実験的に究明することを目的とする。また索・鎖係留波浪中実験における係留方式を決める資料とする。

#### 2.1.2 概 要

浅海域において、中間ブイあるいは中間シンカー付係留索・鎖の係留点を上下および左右方向に強制動搖させたときの係留ラインに働く張力変動を求めた。なお中間ブイについては中間ブイへの索・鎖取付け位置による影響を、また中間シンカーについてはシンカーの取付け位置による影響を調べた。

#### 2.1.3 供 試 模 型

試験に用いた係留模型は、想定実機の $\frac{1}{70}$ スケールで、チェーン、中間シンカーおよび中間ブイから構成される。チェーンおよび中間シンカーはスティール製、また中間ブイはアルミ製で、それぞれの概略と主要寸法を表3.2.1.1に示す。

#### 2.1.4 試 験 方 法

本試験は2次元水槽（長さ25m、幅1.1m、水深0～1m）において、チェーン、中間ブイ付チェーン、およ

び中間シンカー付チェーンの係留点を左右方向あるいは上下方向に強制動揺を行い、係留点における水平方向および垂直方向に働く力、チェーン端部における張力等を計測した。本試験に用いた強制動揺装置は図3.2.1.1に示すように、駆動モータの回転運動をスコッチャヨークを介して水平方向、および垂直方向の直線運動に変えるもので、強制動揺によって生ずる係留点での水平および垂直方向の力は3分力計（定格容量  $F_Y = F_Z = 40\text{kg}$ 、 $M_X = 13\text{kg-m}$ ）により、また、チェーン端部における張力は張力計（定格容量  $T = 10\text{kg}$  または  $20\text{kg}$ ）により計測した。なおカテナリーの特性を知るために、強制動揺試験を実施する前に、係留点を静的に変化させ、係留力および張力の特性を調べた。全体の試験計測システムを図3.2.1.2に示す。

## 2.1.5 試験状態

係留索・鎖強制動揺試験における係留状態は図3.2.1.3に示すように、チェーン、中間ブイ付チェーン（チェーンの取付点がブイ側面（タイプ1）および底面中央（タイプ2）の2状態）、中間シンカー付チェーン（シンカーが水底から離れている状態（タイプ1）、および着いている状態（タイプ2））の5状態である。試験は中間シンカー付（タイプ1）を除き、係留点における水平方向の係留力を一定に保つように初期状態を設定して行った。中間シンカー付（タイプ1）については中間シンカー付（タイプ2）の状態から張力を増し、シンカーが持ち上がった状態を初期状態とした。係留系の初期の状態を表3.2.1.2に、また強制動揺時の動揺モードおよび動揺振幅を表3.2.1.3に示す。

## 2.1.6 結果および考察

係留索・鎖模型による強制動揺試験において計測した項目は図3.2.1.3に示すように水平および鉛直方向の係留力、係留点における張力、ブイまたはシンカーとチェーンとの取付点における張力、およびアンカーポートにおける張力である。係留索・鎖模型の強制動揺によって生ずるこれらの変動力は最大値と最小値の差をとり、次の無次元化に従い整理した。

$$\text{水平方向係留力} \quad F_{YA} / \rho g L_v b y_A$$

$$\text{鉛直方向係留力} \quad F_{ZA} / \rho g L_v b y_A$$

$$\text{張力} \quad F_{IA} / \rho g L_v b y_A$$

ここで、  $\rho$  : 流体の密度

$g$  : 重力加速度

$L_v$  : 係留点高さ

$b$  : 鎖環の幅

$y_A$  : 動揺振幅

これらの係留力および張力の無次元値は索・鎖係留波浪中動揺試験と対応させるため無次元周波数

$$\xi_B = \frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{B}{2}$$

ここで、  $\omega$  : 動揺周波数

$B$  : 波浪中試験に用いた2次元箱型海洋構造物模型の幅 ( $B = 0.8\text{m}$ )

を用いて、係留方式の相異による影響を調べた。

係留索・鎖模型の係留特性を調べるために、係留点を水平方向に静的に変位させたときの結果を図3.2.1.4～図3.2.1.9に示す。初期の水平方向の係留力を一定にしたときには、係留点の水平方向の変位に対する各計測点での力の増加率は、いずれの計測点においてもチェーンの場合が最も大きく、続いて中間シンカー付（タイプ2）、中間ブイ付（タイプ2）、中間ブイ付（タイプ1）の順になっている。また中間シンカー付の場合には中間シン

カーハンが水底から持ち上がる前後で係留特性が大きく変化することがわかる。

なお、図3.2.1.4および図3.2.1.5に示した線は、係留ラインをカーナリーカーブと見なしたときの計算結果である（計算の詳細については、第3項を参照）。実験において、係留ラインの長さに対して±5%程度の計測誤差があると考えると、計算値は実験値を良く表わしていると言える。

図3.2.1.10および図3.2.1.11にチャーンおよびシンカー付チャーンによる水平方向の強制動揺試験結果の記録例を示す。係留点の正弦運動に対して、係留力および張力は鋭い立ち上がりを示し、チャーンの場合には荷重時間が非常に短く、またシンカー付チャーンの場合には比較的長くなる傾向が見られる。これらの記録例から係留力および張力には運動の基本周波数の他に、高次の成分が含まれていることが考えられる。

図3.2.1.12～図3.2.1.16は水平方向の強制動揺による、係留点における張力をフーリエ解析して、1次から3次までの成分を取り出し、変動のTotal Force (Peak to Peak)と比較した図である。チャーンおよびブイ付チャーンの場合には、2次、3次の成分が1次成分と同程度のオーダーで含まれ、1次成分だけで変動のTotal Forceを評価することはできない。またシンカー付チャーンの場合についても、低周波数域では1次成分とTotal Forceはほぼ一致しているが、周波数が高くなるに従い、高次成分が多くなる傾向がある。従って強制動揺によって得られた力のデータはすべてPeak to Peakの値を用いて解析し整理した。

係留索・鎖模型による水平方向の強制動揺試験によって得られた各計測点でのPeak to Peakの力の無次元値を、図3.2.1.17～図3.2.1.22に示す。水平方向の強制動揺による係留力の水平方向成分は、チャーンによる係留方式の場合が大きく、動揺周波数の増加に伴い増加する傾向がある。中間シンカー付の場合には初期張力が大きいタイプ1の係留方式の方がタイプ2の場合より全般的に大きくなっている。また、中間ブイ付の場合には、他の係留方式に比べ係留力の水平方向成分は小さく、チャーンの取付け位置による影響はほとんど見られない。一方、係留力の鉛直方向成分は、シンカー付の係留方式の場合にタイプの相異によらず、チャーンの係留方式の場合より大きくなっているが、力のオーダーとしては水平方向成分に比べ非常に小さい。従って図3.2.1.19に示す係留点における張力変動は、ほとんどが水平方向成分によるもので、このことは図3.2.1.17に示した係留点における変動力の水平方向成分と傾向が良く一致していることからもわかる。中間ブイおよび中間シンカーとチャーンとの取付け点における張力変動は、係留点における変動力と同様に中間シンカー付（タイプ2）の係留方式の場合が最も大きく、中間ブイ付の係留方式の場合は非常に小さい。また中間シンカー付の場合にはタイプによる差はほとんど見られないが、アンカー側の変動張力において、 $\xi_B = 1 \sim 2$ 付近でタイプ1の場合の方が、タイプ2の場合に比べ大きくなる傾向が見られる。また、アンカー点における変動張力は、中間ブイ付の場合にはほとんどであり、中間シンカー付の場合にも、力の無次元値は小さい。一方、チャーンによる係留方式による場合には、他の係留方式に比べ大きく、係留点における変動張力とほぼ同程度のオーダーとなっている。

係留索・鎖模型による上下方向の強制動揺によって得られた、各計測点での力の無次元値を図3.2.1.23～図3.2.1.28に示す。上下方向の強制動揺による変動力の無次元値は、水平方向の場合に比べ、全般的にオーダーは小さく、特に水平方向の強制動揺ではチャーンによる係留方式の場合の係留点での変動力の水平方向成分が非常に大きかったのに対し、上下方向の強制動揺の場合には、中間シンカー付の場合と同程度の変動力しか作用しないことがわかる。中間シンカー付および中間ブイ付のタイプによる違いは、中間シンカー付係留方式ではいずれの計測点においても、水平方向の強制動揺と同様に、タイプ1の係留方式の場合の方がタイプ2の場合に比べ、2割程度大きい。これは静的な係留特性が異なるためであり、係留力、張力とも、タイプ1とタイプ2の定性的な相異は見られない。また中間ブイ付係留方式では、中間ブイとチャーンとの取付け点のアンカー側における変動張力において、 $\xi_B = 1 \sim 2$ の範囲タイプ1の場合に若干大きくなる傾向が見られるが、定量的には非常に小さい値である。

表3.2.2.1 供試模型の形状と主要目 (1/2)

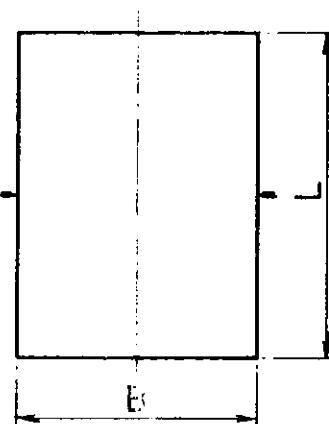
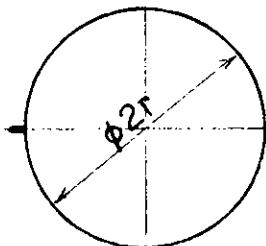
形 状	要 目	模 型	想 定 実 機
箱型海洋構造物	長 さ L	1 0 8 0 mm	7 5.6 m
	幅 B	8 0 0 mm	5 6.0 m
	深 さ D	3 5 0 mm	2 4.5 m
	吃 水 d	1 6 0 mm	1 1.2 m
	排 水 量 $\Delta$	1 3 8.2 Kg	4 7,420 ton
	重 心 高 さ KG	8 9 mm	6.2 m
	着鎖点高さ A	1 2 0 mm	8.4 m
	環 動 半 径 K <sub>xx</sub>	2 5 6 mm	1 7.9 m
	メタセンタ高さ GM	3 4 0 mm	2 3.8 m
固有周期	Roll(浅水) T <sub>φ</sub>	1.48 sec	12.4 sec
	Roll(深水) T <sub>φ</sub>	1.20 sec	10.0 sec
<hr/>			
中間ブイ	直 径 2r	1 6 0 mm	1 1.2 m
	高 さ D	1 6 0 mm	1 1.2 m
	重 量 W	1.32 Kg	453 ton
	重 心 高 さ KG	4 0 mm	2.8 m
	着鎖点高さ A	4 0 mm	2.8 m
	環 動 半 径 K <sub>xx</sub>	6 8 mm	4.8 m
固有周期	Roll T <sub>φ</sub>	1.08 sec	9.0 sec
	Heave T <sub>z</sub>	0.64 sec	5.4 sec
<hr/>			

表 3.2.1.1 供試模型の形状と主要目 (2/2)

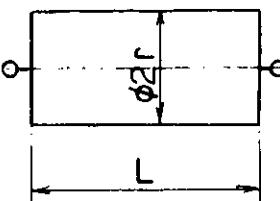
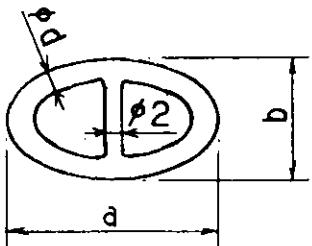
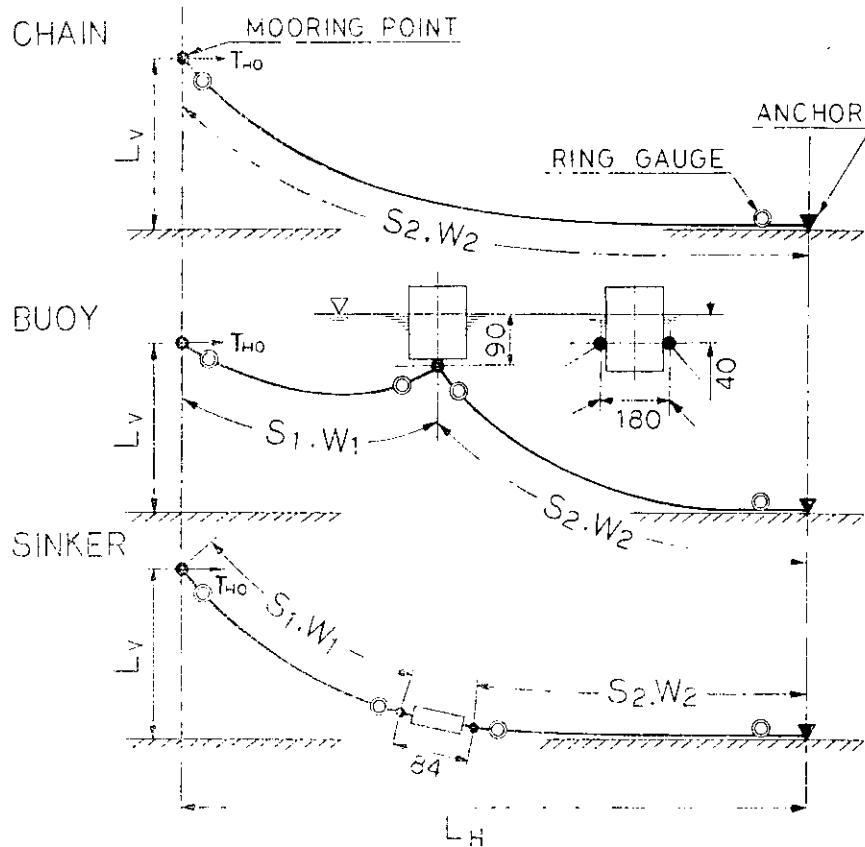
形 状	要 目	模 型	想 定 実 機
中間シンカー	直 径 $2r$	30 mm	2.1 m
	長 さ $L$	60 mm	4.2 m
	重量(空中) $w$	0.4 Kg	137 ton
鎖 環	長 さ $a$	18.3 mm	1.28 m
	幅 $b$	10.7 mm	0.75 m
	呼び径 $d$	3.0 mm	0.21 m
	単重(空中) $w$	0.19 Kg/m	0.931 ton/m

表 3.2.1.2 係留系の初期状態



		$L_H(m)$	$L_V(m)$	$S_1(m)$	$S_2(m)$	$w_1(kg/m)$	$w_2(kg/m)$	$T_{HO}(kg)$
CHAIN		8.184	0.184	—	8.168	—	0.194	0.17
BUOY	TYPE 1	9.223	0.184	0.941	8.172	0.224	0.193	0.18
	TYPE 2	9.063	0.184	0.946	8.177	0.224	0.192	0.18
SINKER	TYPE 1	8.479	0.184	0.270	8.172	0.276	0.192	0.69
	TYPE 2	8.463	0.184	0.270	8.172	0.276	0.192	0.19
BUOY	$H = \infty$	8.664	0.960	0.946	8.177	0.224	0.193	0.17

表3.2.1.3 強制動搖試験時の動搖モードおよび動搖振幅

動 摆 モ ド	動 摆 振 幅	
	模 型 (%)	実 機 (m)
SWAY	33.5	2.35
HEAVE	33.5	2.35

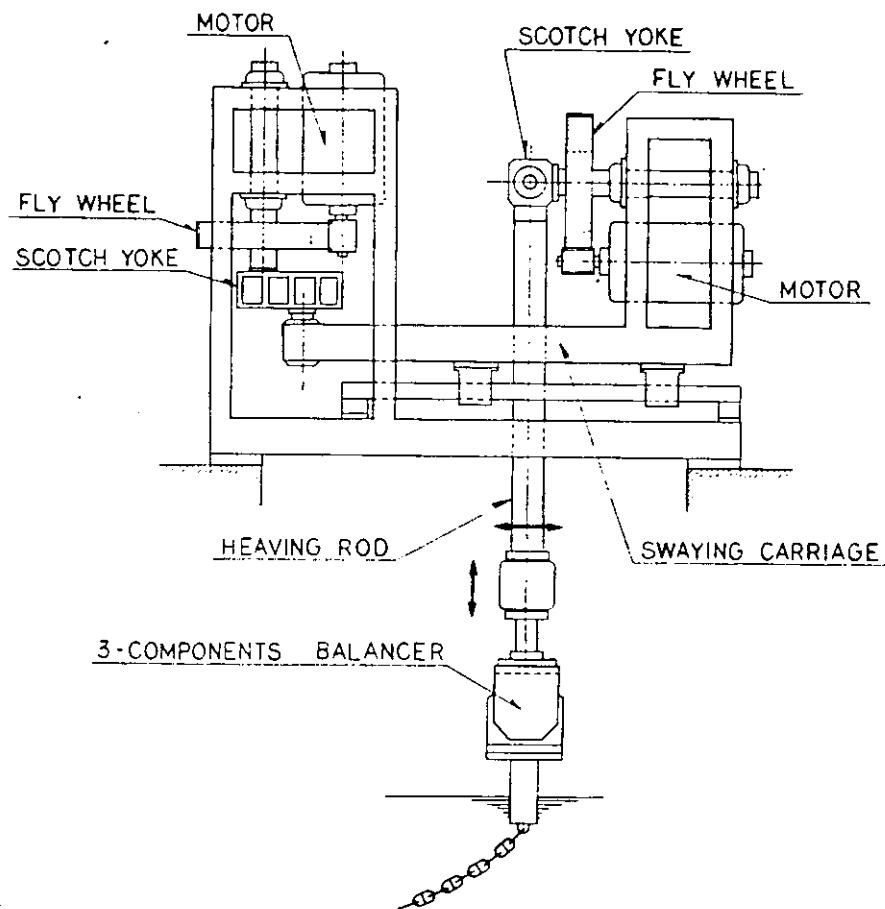


図3.2.1.1 強制動搖装置の概要図

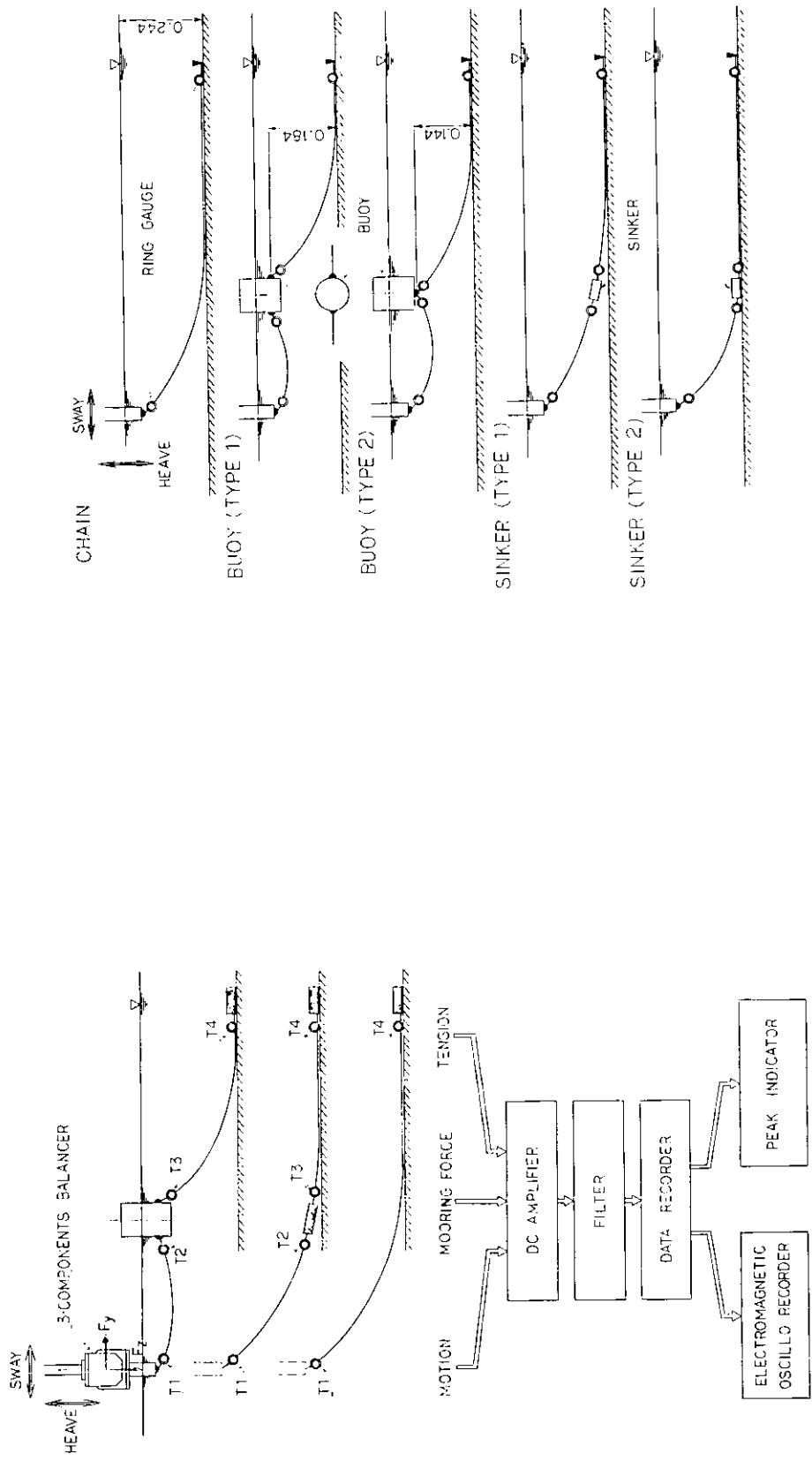


図 3.2.1.2 試験計測システム図

図 3.2.1.3 強制動揺試験時の係留状態

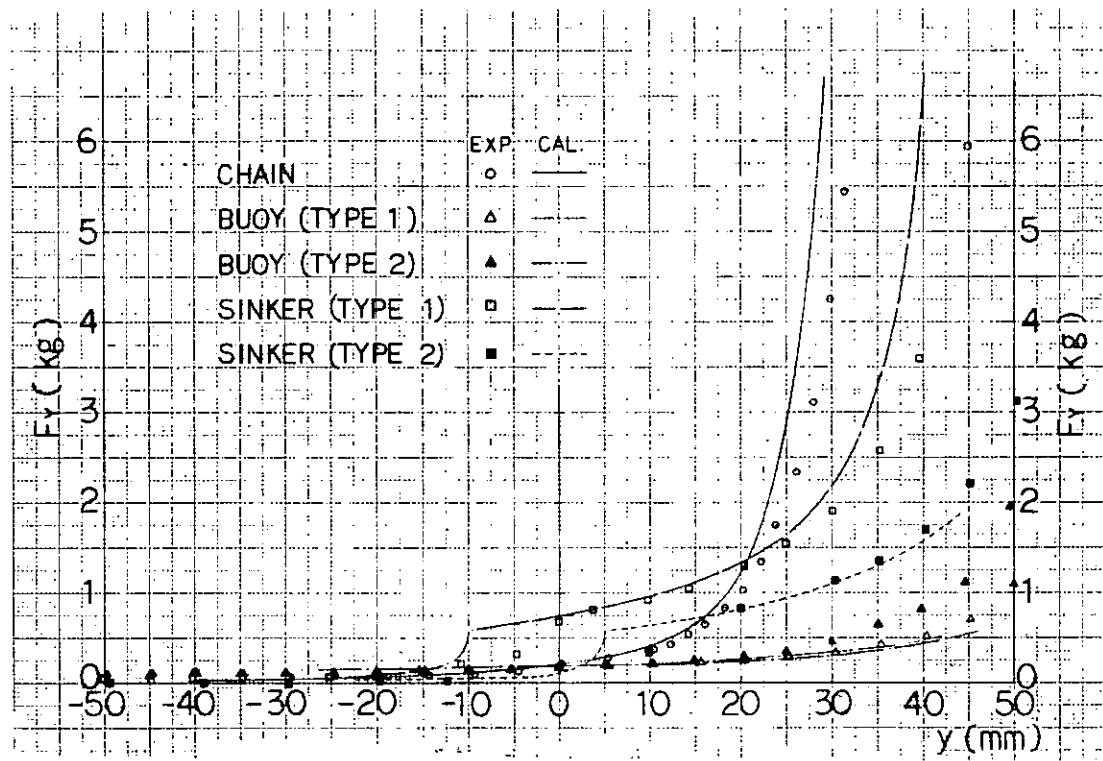


図 3.2.1.4 係留力の水平方向成分

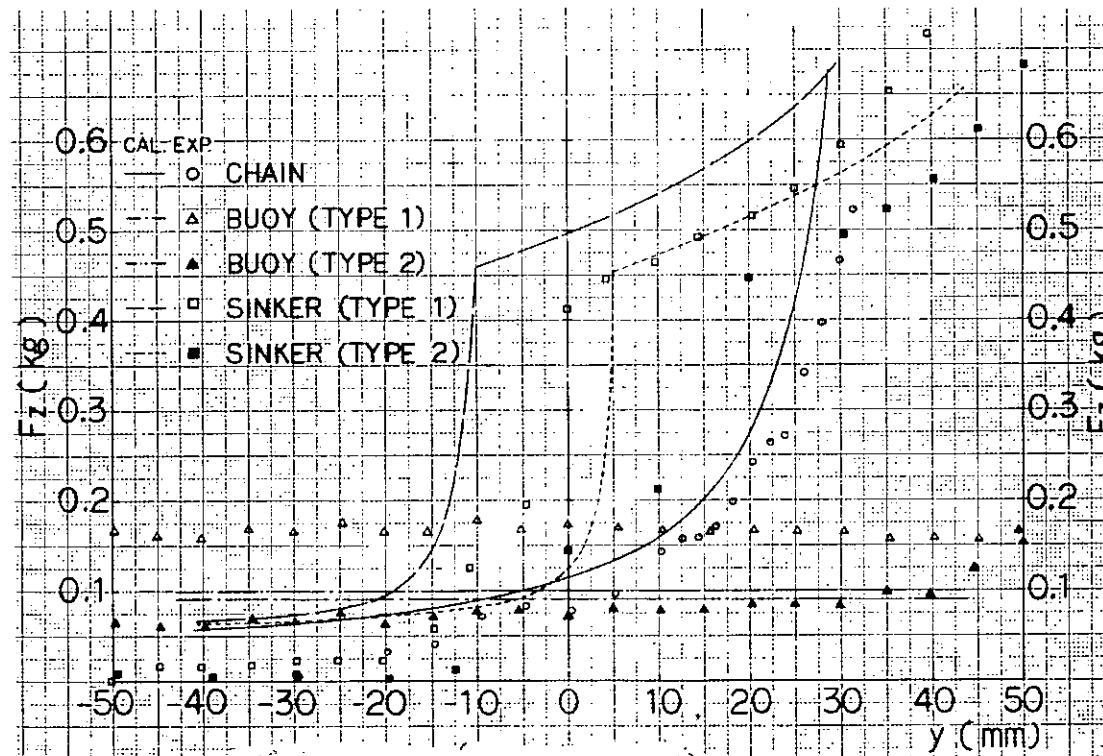


図 3.2.1.5 係留力の鉛直方向成分

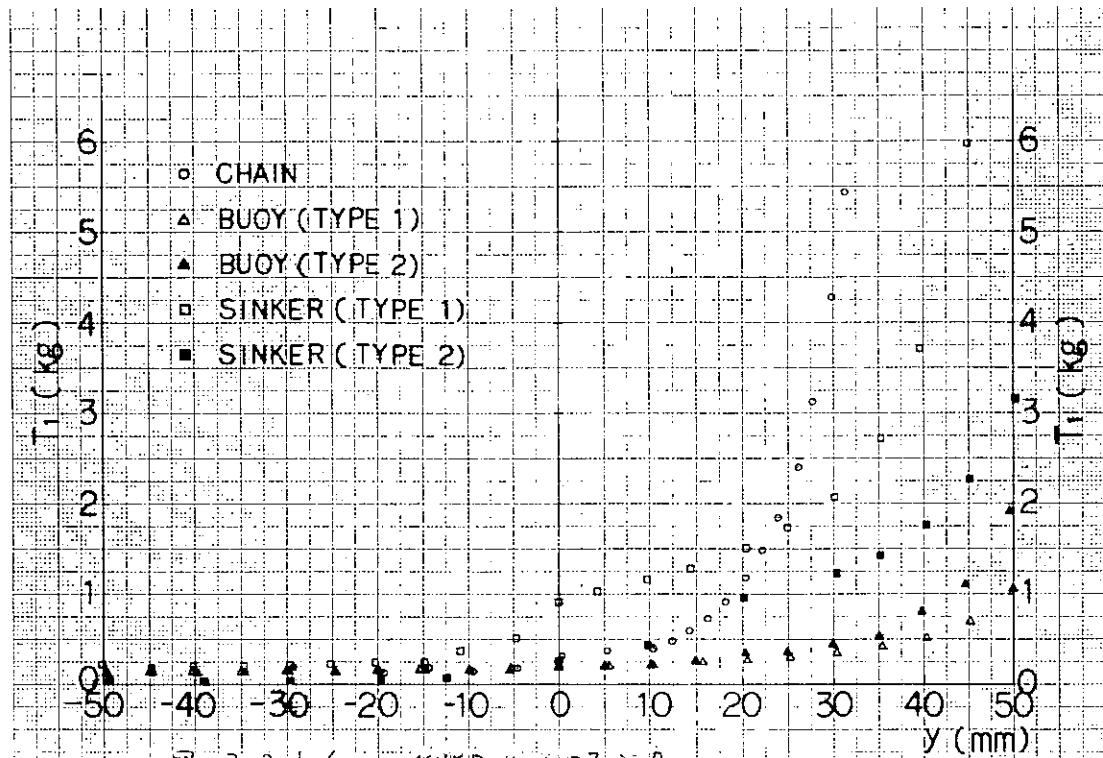


図 3.2.1.6 係留点における張力

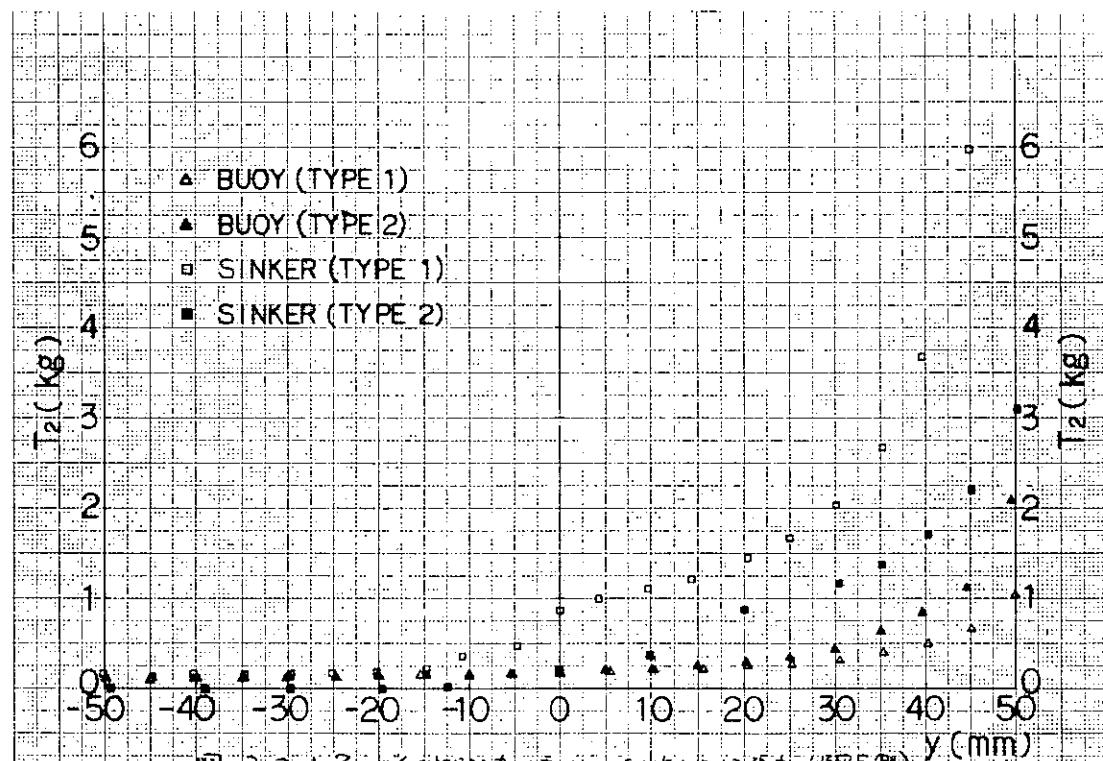


図 3.2.1.7 ブイおよびシンカーとチェーンとの取付点における張力  
(係留点側)

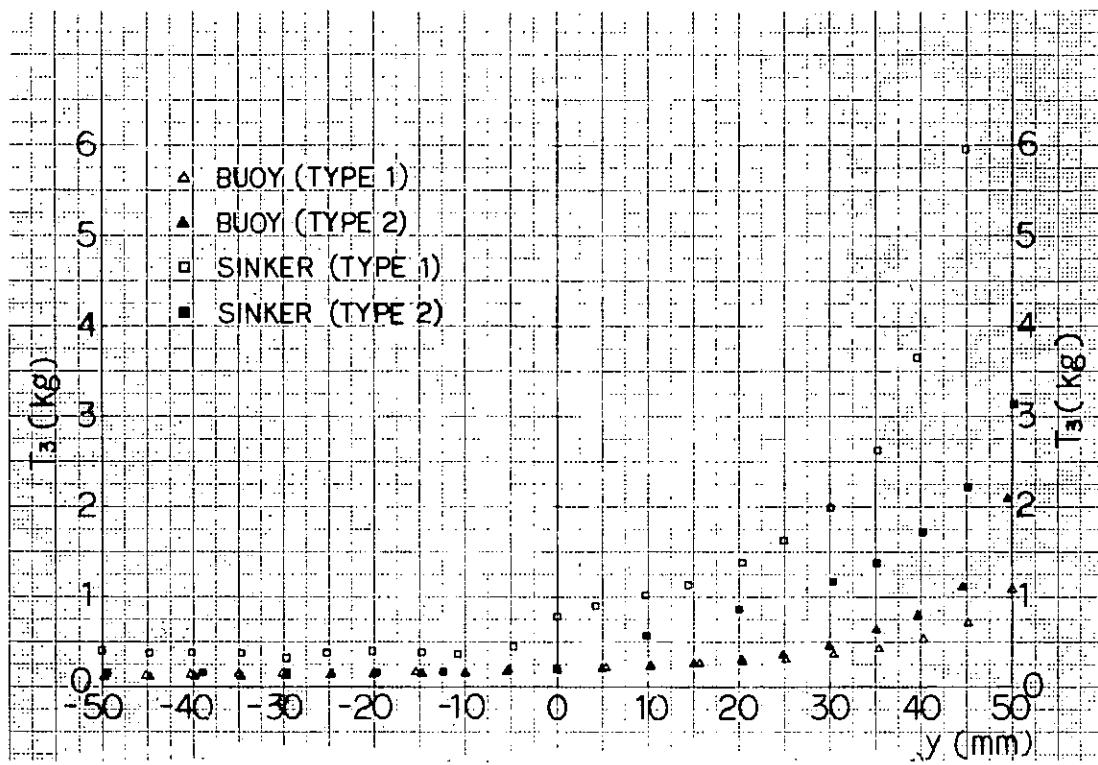


図 3.2.1.8 ブイおよびシンカーとチェーンとの取付点における張力  
(アンカー側)

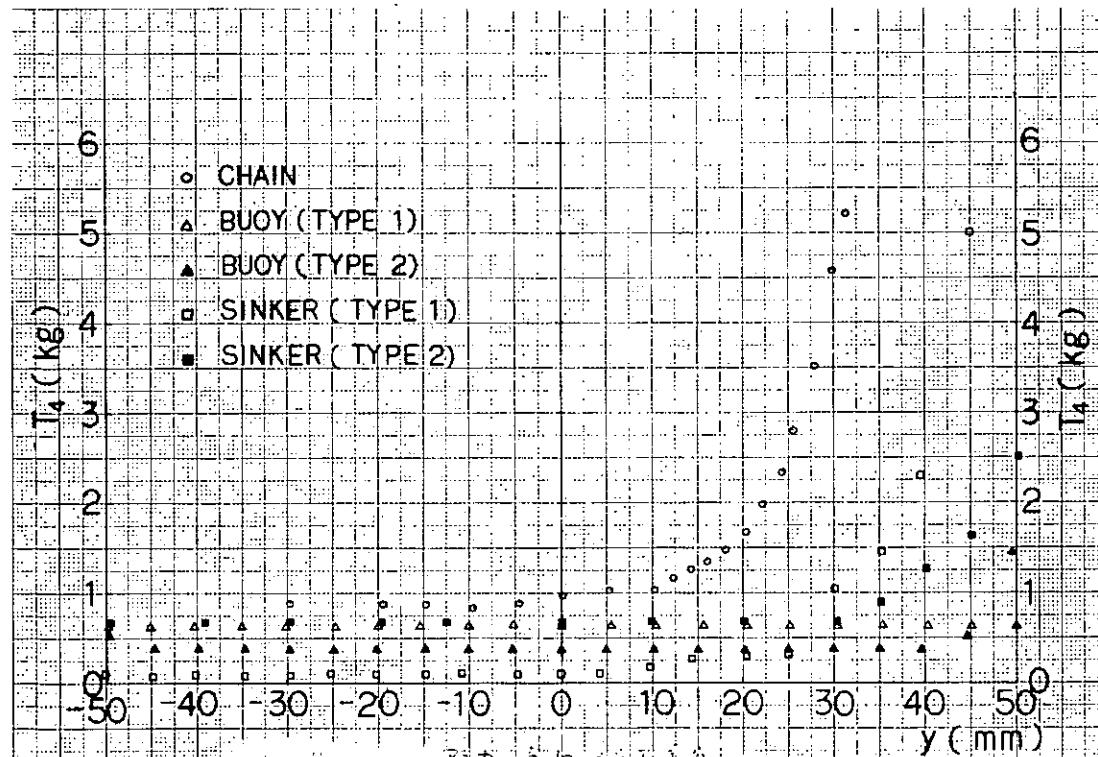


図 3.2.1.9 アンカー点における張力

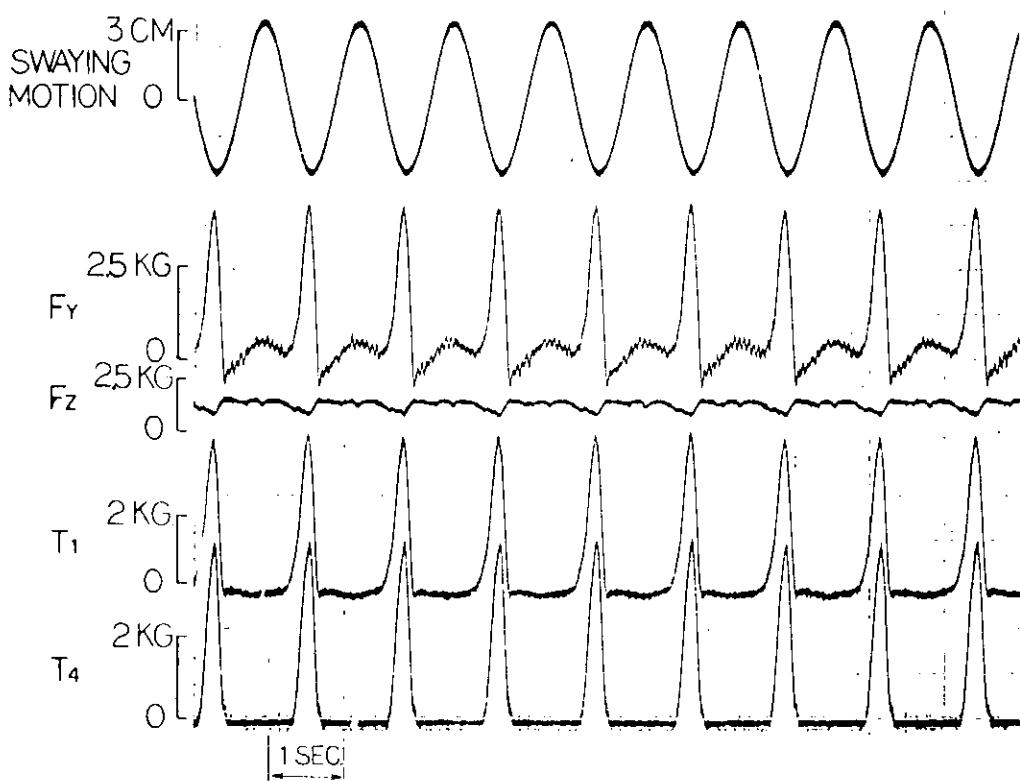


図 3.2.1.10 チェーンの強制動搖試験記録例 ( $\xi_B = 1.0$ )

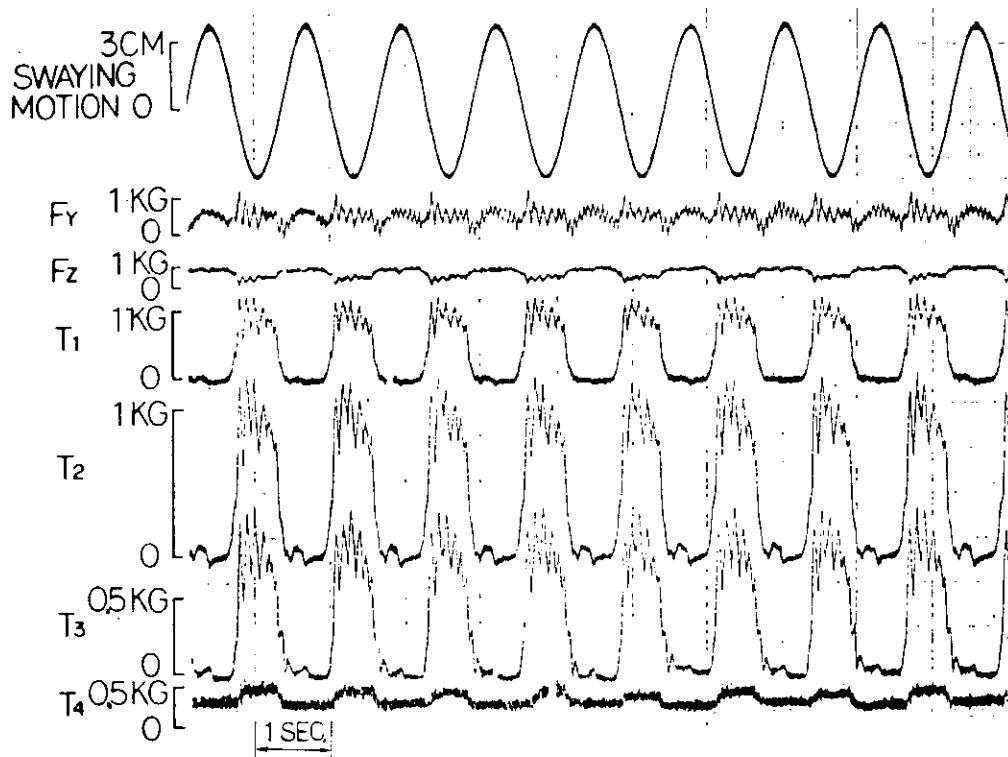


図 3.2.1.11 シンカー付チェーン(タイプ2)の強制動搖試験記録例  
( $\xi_B = 1.0$ )

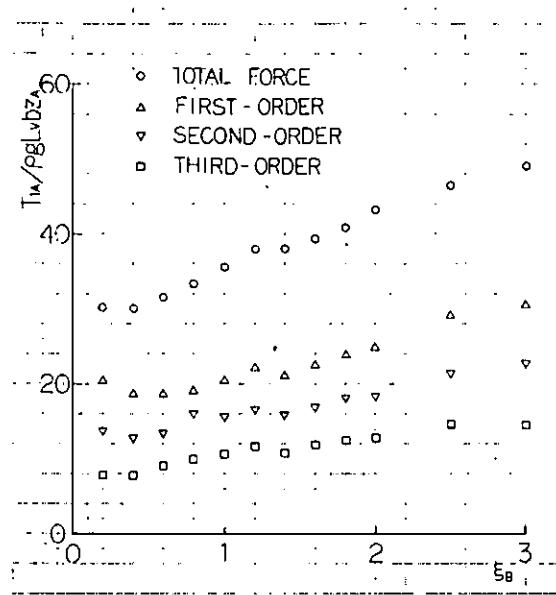


図 3.2.1.12 変動張力の高次成分 (CHAIN)

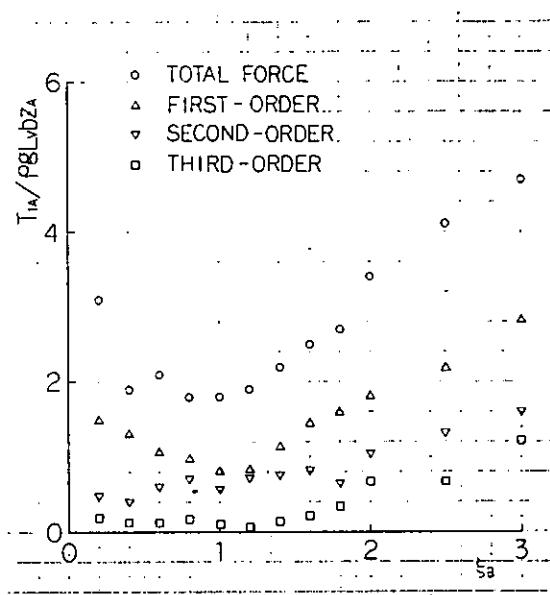


図 3.2.1.13 変動張力の高次成分 (BUOY TYPE1)

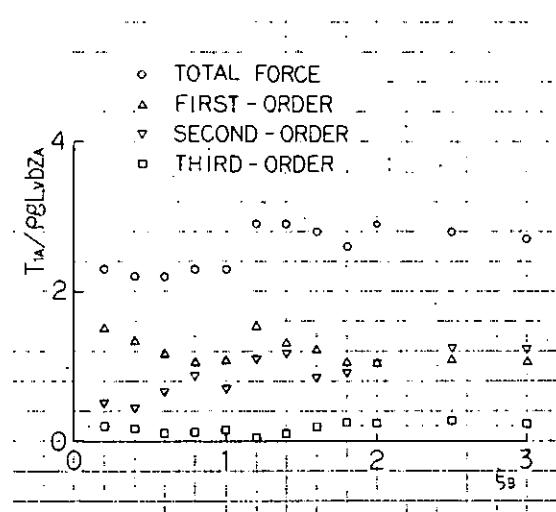


図 3.2.1.14 変動張力の高次成分 (BUOY TYPE2)

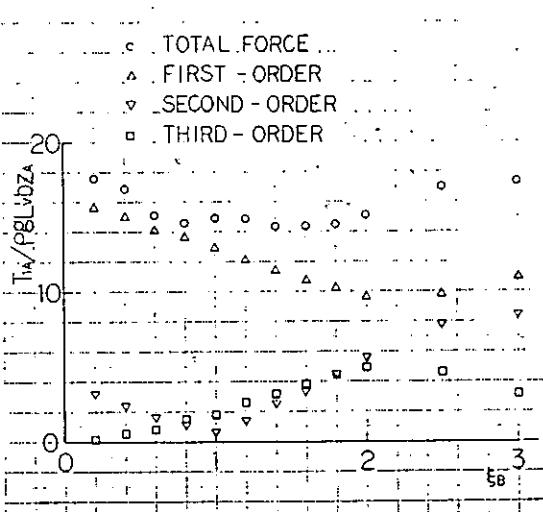


図 3.2.1.15 変動張力の高次成分  
(SINKER TYPE1)

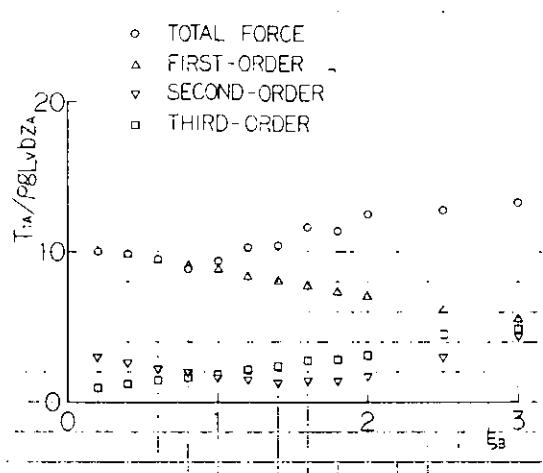


図 3.2.1.16 変動張力の高次成分  
(SINKER TYPE 2)

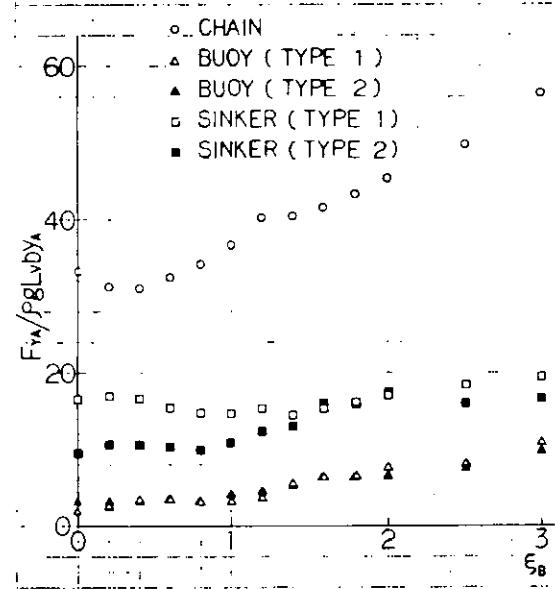


図 3.2.1.17 変動係留力の水平方向成分

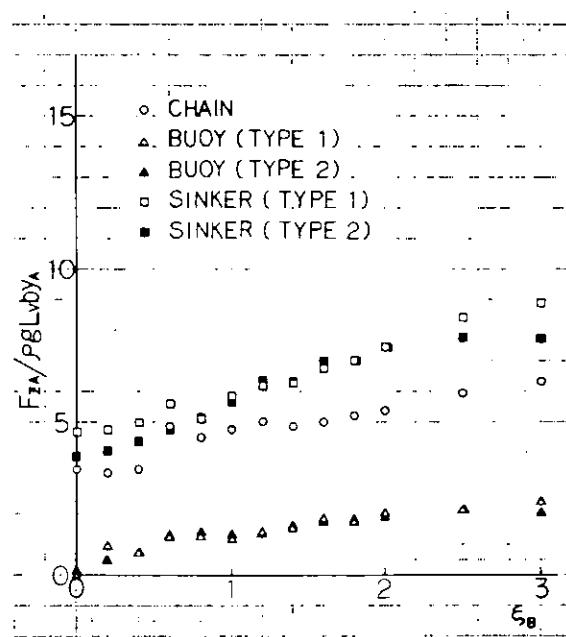


図 3.2.1.18 変動係留力の鉛直方向成分

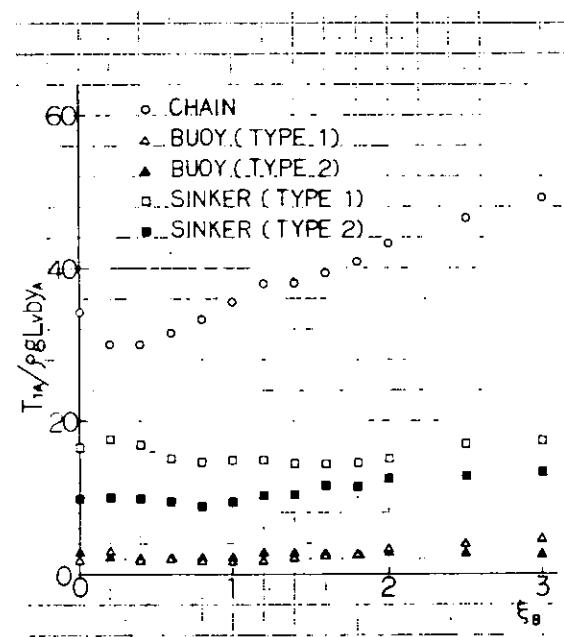


図 3.2.1.19 係留点における変動張力

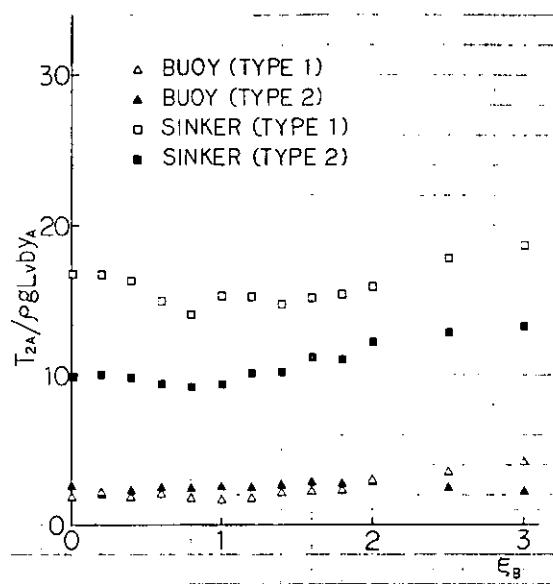


図 3.2.1.20 ブイおよびシンカーとチェーンとの取付点における変動張力（係留点側）

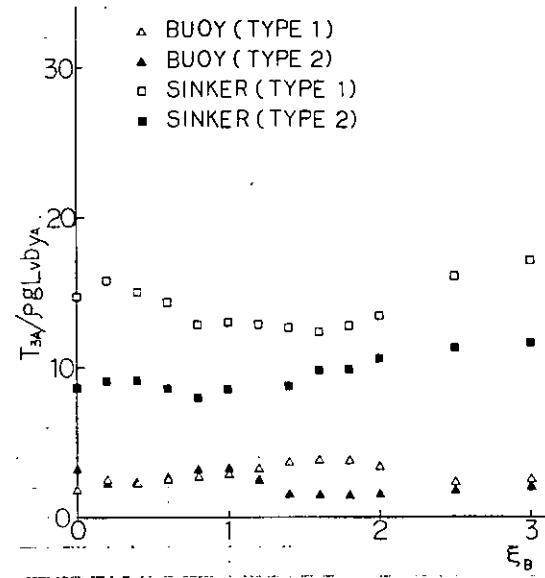


図 3.2.1.21 ブイおよびシンカーとチェーンとの取付点における変動張力（アンカー側）

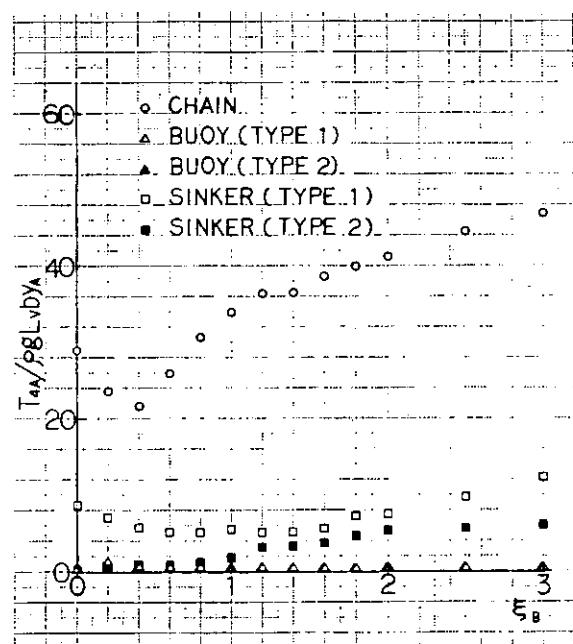


図 3.2.1.22 アンカーポイントにおける変動張力

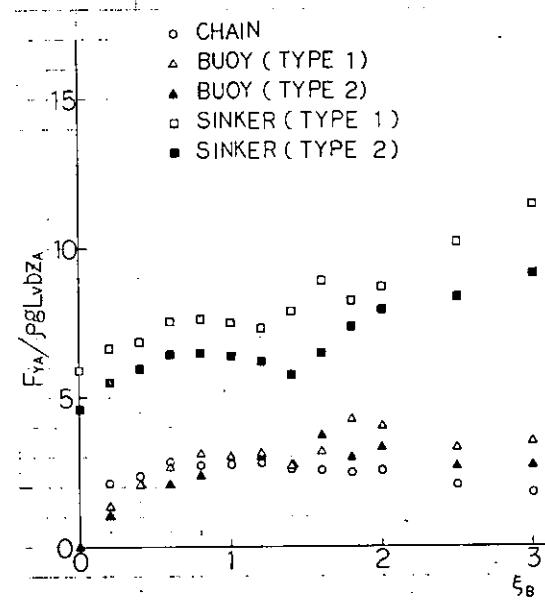


図 3.2.1.23 変動係留力の水平方向成分

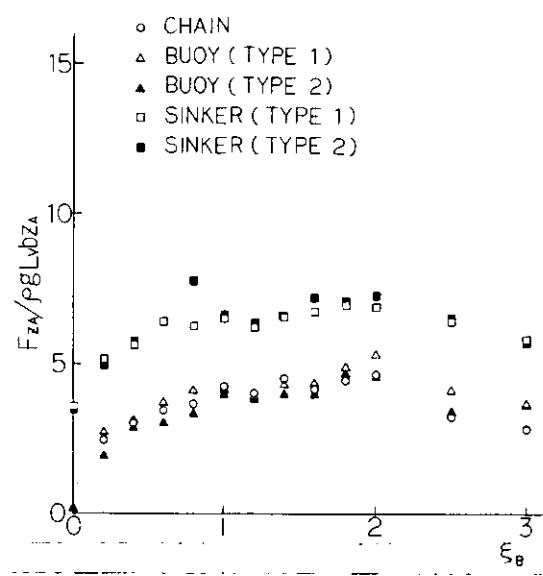


図 3.2.1.24 変動係留力の鉛直方向成分

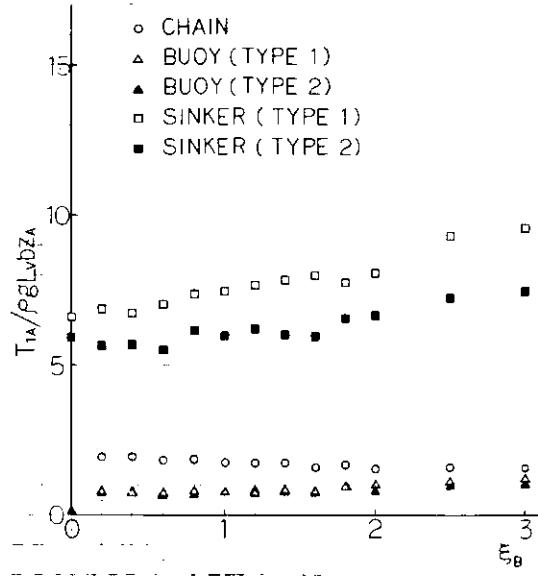


図 3.2.1.25 係留点における変動張力

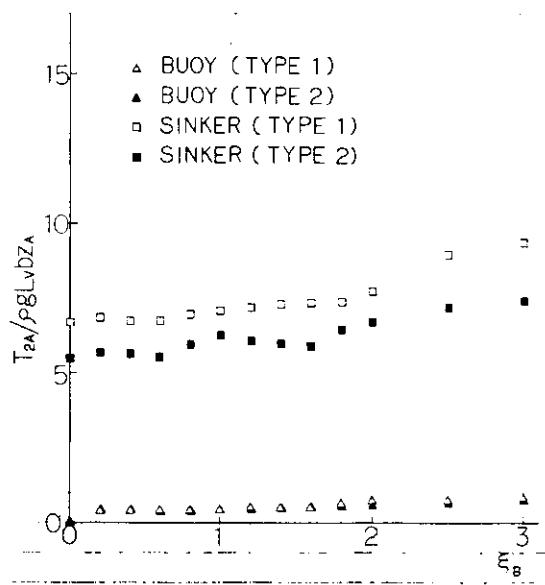


図 3.2.1.26 ブイおよびシンカーとチェーンとの取付点における変動張力（係留点側）

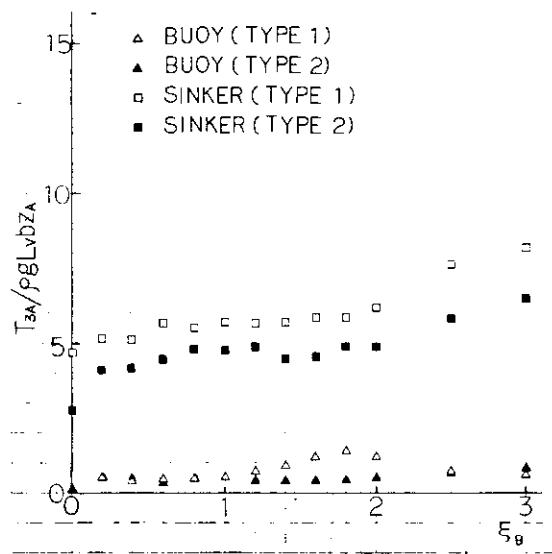


図 3.2.1.27 ブイおよびシンカーとチェーンとの取付点における変動張力（アンカーサイド）

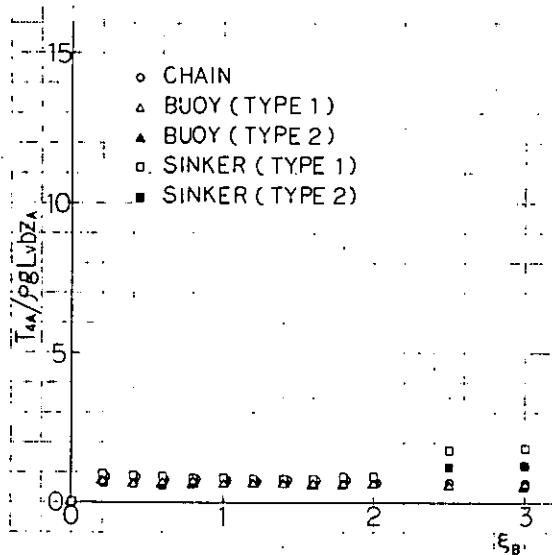


図 3.2.1.28 アンカー点における変動張力

## 2.2 索・鎖係留浮体の波浪中動揺試験

### 2.2.1 目的

浅海域に多点係留された箱型海洋構造物の動揺特性と係留特性との相関を把握するために、2次元模型を用いて、係留された箱型海洋構造物の波浪中試験を実施した。また、試験結果はシミュレーション計算結果の検証、精度検討のための資料とする。

### 2.2.2 概要

2点で係留した2次元箱型模型に、規則波および潮流力を加えて、模型の運動、模型が受ける係留力および係留ラインの張力を計測した。係留方式は、チェインのみによる方式、係留ラインの強制動揺試験結果を考慮して選定した中間ブイ方式および中間シンカー方式の3種類とした。また、中間ブイ方式による係留の場合については、水深を変えた試験も行った。

### 2.2.3 供試模型

試験に用いた模型は、箱型海洋構造物の2次元箱型模型およびチェーン、中間シンカー、中間ブイよりなる係留模型である。箱型模型は木製で縮尺比は想定実機の $1/70$ である。係留模型は、2.1(係留索鎖強制動揺試験)で用いた模型を使用した。

これらの模型の概略図、主要寸法は表3.2.1.1に示したとおりである。

### 2.2.4 試験方法

本試験は、2.1と同じく2次元水槽で実施した。本水槽はブランジャー式の造波装置および昇降式の消波板を有している。箱型模型を水槽中央部に浮かべ、3自由度(Surge, HeaveおよびRoll)の運動計測装置を取り付け、さらにWeather SideおよびLee Sideで各1本のチェーンを用いて係留した。係留ラインは2.1と同様で、チェーンの一端を強制動揺装置のかわりに箱型模型に装備された2分力計に取り付けた。

初期係留力の調整後、規則波を造波し、波による箱型模型の運動を運動計測装置のポテンショメータにより、また、箱型模型の受ける係留力を2分力計(容量  $F_y = \pm 10\text{kg}$ ,  $F_z = \pm 4\text{kg}$ )により計測した。チェーン端部の張力は2.1と同様に計測した。波高はサーボ式波高計により計測したが、解析には模型を浮かべる前に波高検定を行ない計測した値を用いた。全体の計測システム図を図3.2.2.1に示す。

なお、箱型模型に規則波の他に潮流力も加える試験も行なったが、この潮流力は、昭和54年度に本研究部会で

実施した潮流力試験より得られた結果<sup>1)</sup>を参考に力の大きさを決定し、その大きさに等しいカウンターウェイトによる定常力を模型に加えることにより模擬した。

## 2.2.5 試験状態

### (1) 係留状態

試験における係留状態を図3.2.2.2に、また、各係留状態におけるチェーンの長さ等の寸法を図3.2.2.3に示す。

係留状態は、係留方式または水深の違い、および潮流力の有無により分類され、全部で6種類である。中間ブイ付および中間シンカー付係留方式は、共に2.1におけるタイプ2に相当する。水深・吃水比は水深H=0.224mにおいてH/d=1.4、H=1.0mにおいてH/d=6.25である。なお、図3.2.2.3においてチェーンの単位長さ当たりの重量（空中）w<sub>1</sub>、w<sub>2</sub>は、リングゲージを含めた全体の重量を取り付け位置間の長さで除し、平均化した値である。

### (2) 規則波

試験に用いた規則波の周期は、無次元化周波数  $\xi_B = \frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{B}{2}$  が

$$\xi_B = 0.2 \sim 2.5 \quad (T_w = 0.80 \sim 2.83 \text{ sec})$$

の範囲から11点選んだ。全周波数域において、造波機のストロークを一定としたため、波高は一定でなく

$$H_w = 37 \sim 83 \text{ mm} \quad (\text{ストローク} = 25 \text{ mm}, H = 0.224 \text{ m})$$

$$H_w = 31 \sim 92 \text{ mm} \quad (\text{ストローク} = 35 \text{ mm}, H = 1.0 \text{ m})$$

である。

### (3) 潮流力

潮流速度は想定実機で3 knotとした。これは模型で18.4 cm/sに相当し、潮流力は440 gである。

## 2.2.6 結果および考察

箱型模型の運動、係留力および張力の変動成分は、時系列データがほぼ定常になった状態におけるpeak to peakの変動幅を変動量の両振幅値とした。結果は、横軸に無次元化周波数  $\xi_B = \frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{B}{2}$  をとり、各変動量を次のように無次元化してグラフ化した。なお、係留力、張力の無次元化は2.1と同じ方法によった。

箱型模型の運動	Sway	$y_A / \zeta_A$
	Heave	$z_A / \zeta_A$
	Roll	$\varphi_A / K \zeta_A$
係留力	水平係留力	$F_{y,iA} / \rho g L v b \zeta_A$
	垂直係留力	$F_{z,iA} / \rho g L v b \zeta_A$
		( i = 1, 2 )
チエインの張力		$T_{iA} / \rho g L v b \zeta_A$
		( i = 1, 2, ……, 8 )

添字iは図3.2.2.1参照のこと。

ここで  $\zeta_A$  ; 波振幅 (=Hw/2)

K ; 波数 (=2π/λ)

g ; 重力の加速度

b ; 鎖環の幅

Lv ; 係留点高さ(図3.2.2.3参照)

ただし  $H = 0.224 m$ における値で代表

水深  $H = 0.224 m$ における箱型模型の運動応答を図 3.2.2.4～図 3.2.2.6に、箱型模型の受ける係留力およびチーンの張力の変動振幅を図 3.2.2.7～図 3.2.2.10 および図 3.2.2.11～図 3.2.2.18に示す。

運動に関しては、Sway, Heave, Rollとも、係留状態の違いによる応答値の差はほとんど見られない。また、 $\xi_B$ の増加に伴い減少する傾向がある。係留時の Roll の固有周期  $T \approx 1.5 \text{ sec}$  ( $\xi_B \approx 0.7$ )付近に、Roll の応答のはっきりした共振は見られない。

係留力、張力は、Weather Side の  $F_{y1}, F_{z1}, T_1 \sim T_4$  と Lee Side の  $F_{y2}, F_{z2}, T_5 \sim T_8$  などで傾向が大きく異なっている。特に、潮流力が加わったときその差は著しい。これは、波漂流力および潮流力により箱型模型がドリフトすることが原因である。

Weather Side では、係留力および張力の変動振幅は  $\xi_B = 0.8$  付近で極小値、 $\xi_B = 1.4 \sim 1.8$  で極大値を示している。 $F_{z1}$  を除き中間ブイ方式による係留状態での振幅は最も大きく、また、潮流力を受ける場合は波のみを受ける場合より振幅が大きい。チーンのみによる係留および潮流力を受ける中間ブイ方式では、 $\xi_B = 0.2$ においてチーンがほとんど taut の状態になり、極めて大きな振幅を示している。

Lee Side では、チーンおよび中間ブイ方式では、 $\xi_B = 0.2 \sim 0.6$  で大きな立ちあがりが認められる。 $\xi_B = 1.8$  以上ではいずれの状態においても振幅はほとんど 0 である。

中間ブイ方式による係留状態で、水深  $H = 0.224 m$  および  $H = 1.0 m$  における運動応答を図 3.2.2.19～図 3.2.2.21に、係留力の変動振幅を図 3.2.2.22～図 3.2.2.25に、またチーンの張力変動振幅を図 3.2.2.26～図 3.2.2.33に示す。

Sway の運動応答は、浅水と深水で大きな差は無く、 $\xi_B = 1.2$  以上ではほとんど一致している。しかし、Heave および Roll ではほぼ  $\xi_B$  の全域で、深水での応答が浅水の応答より大きくなり、またそれぞれの固有周波数において共振を示している。

Weather Side における係留力、張力 ( $F_{y1}, F_{z1}; T_1 \sim T_4$ ) は、浅水と深水で傾向が異なり、浅水では  $\xi_B = 0.8 \sim 1.2$  で極小、 $\xi_B = 1.8$  付近で極大のピークを示すが、深水では  $\xi_B = 1.2$  付近でピークを示す。Lee Side では、 $F_{z1}$  を除き深水、浅水とも  $\xi_B = 0.6$  付近でピークを示すが、浅水における振幅の方がはるかに大きい。

## 2.2.7 シミュレーション計算との比較

箱型模型の各運動応答振幅および模型に働く変動係留力(水平成分)の振幅の実験値と、2.3に述べるシミュレーション計算法から得られた結果との比較を図 3.2.2.34～図 3.2.2.38に示す。同図において Heave は、実験においては静止状態での模型の重心位置を原点に、計算においては静止水面を原点にとっている。

これらの図から、運動振幅の低周波数領域における計算結果は実験値より大きくなっているが、全体的にみると計算結果は実験結果を良く説明していると言える。つぎに係留力に関してみると、運動振幅の場合と同様低周波数領域においては計算値と実験値との一致度は良くないが、全体的な周波数に対する傾向でみると計算結果と実験結果はほぼ一致していると思われる。

図 3.2.2.39～図 3.2.2.41 は、それぞれの各係留方式に対する応答の時系列の実験結果と計算結果との比較例である。これらの図からも実験結果と計算結果は傾向的にほぼ一致していると思われる。

以上の結果からシミュレーション計算はほぼ実験を説明していると思われるので、2.3 では今回示された方法を用いて、各係留方式に対して系統的に水深を変えシミュレーション計算を実施し係留特性等の検討を行う。

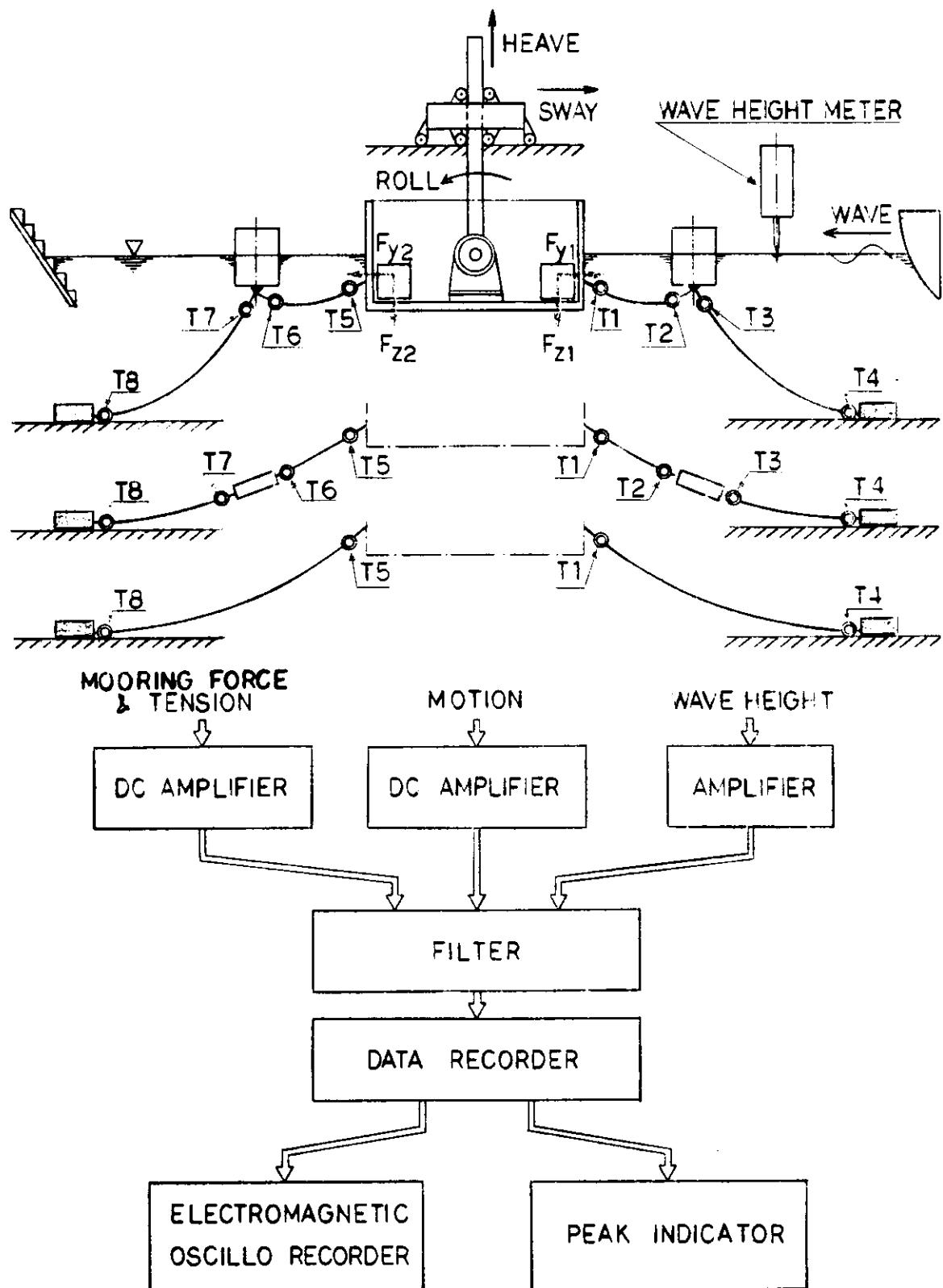


図 3.2.2.1 試験計測システム図

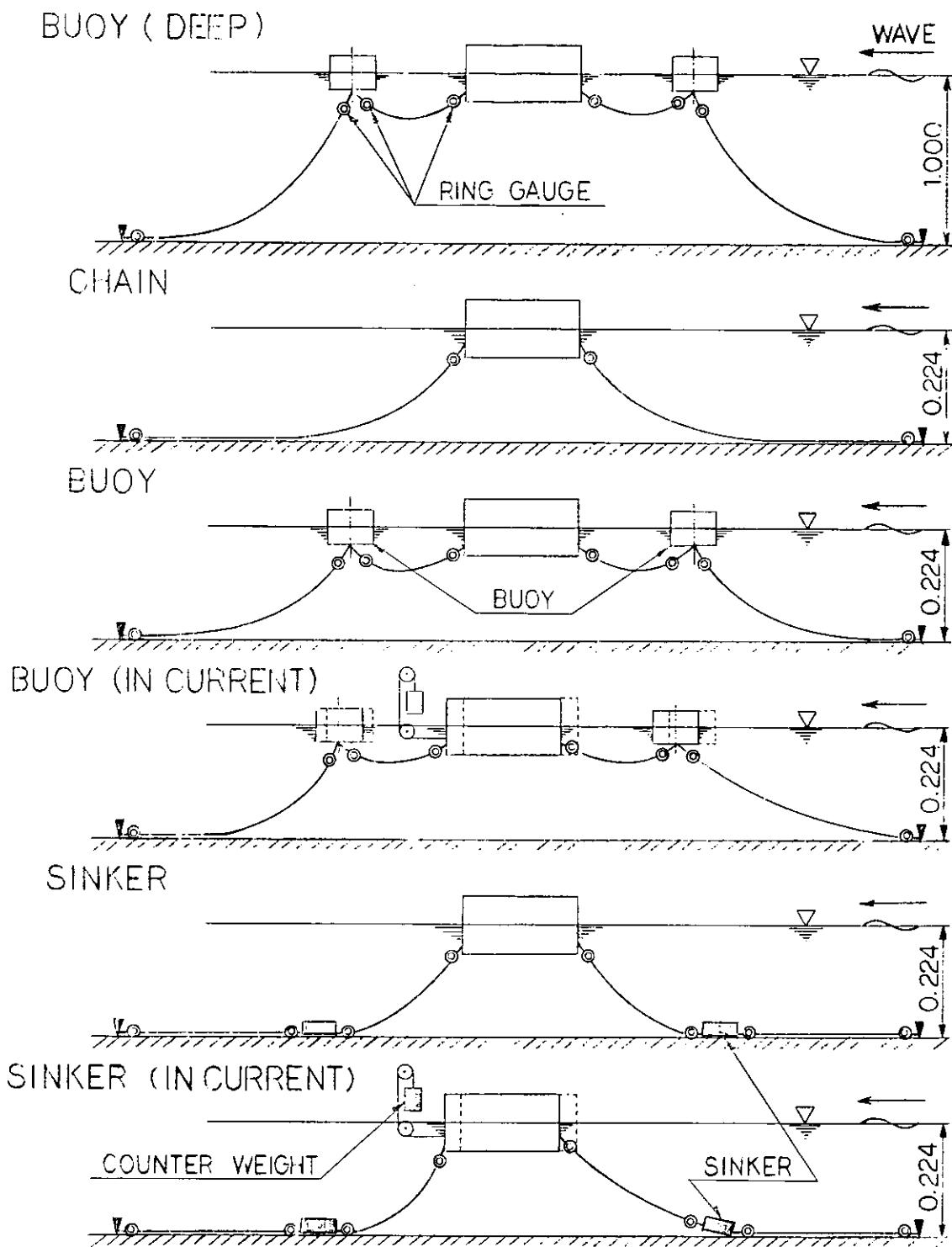
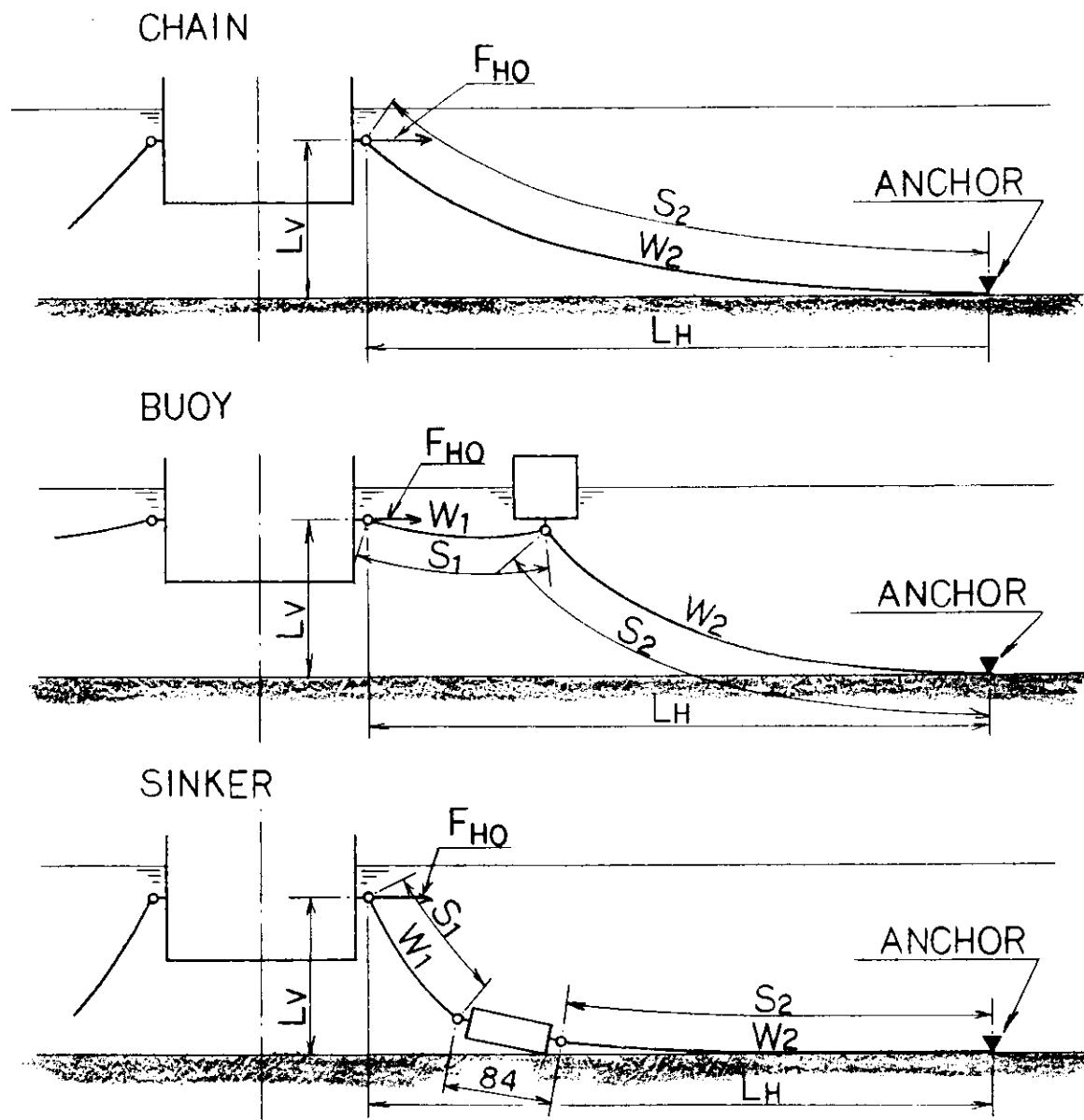


図 3.2.2.2 波浪中試験時の係留状態



係留状態	$L_H$ (m)	$L_V$ (m)	$S_1$ (m)	$S_2$ (m)	$w_1$ (kg/m)	$w_2$ (kg/m)	$F_{H0}$ (kg)
CHAIN	8.134	0.184	—	8.168	—	0.194	0.180
BUOY	9.048	0.184	0.946	8.177	0.224	0.193	0.193
SINKER	8.443	0.184	0.270	8.172	0.276	0.192	0.201
BUOY(DEEP)	9.048	0.960	0.946	8.177	0.224	0.193	0.173

※  $F_{H0}$  = 初期水平係留力

図 3.2.2.3 係留系の初期状態

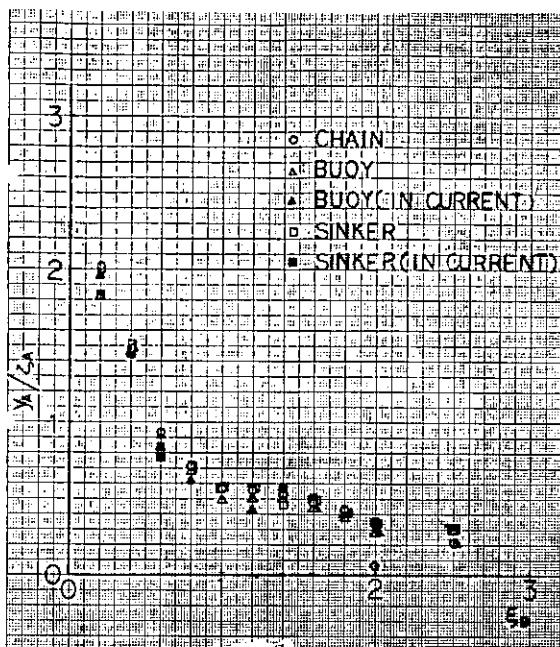


図 3.2.2.4 箱型模型の左右揺振幅

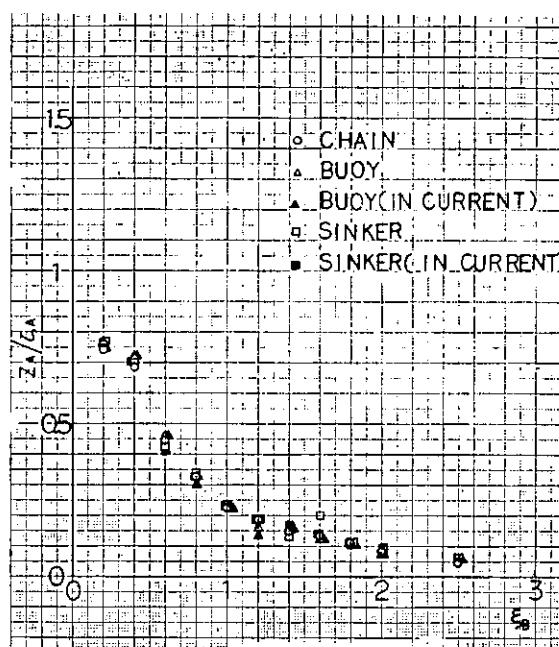


図 3.2.2.5 箱型模型の上下揺振幅

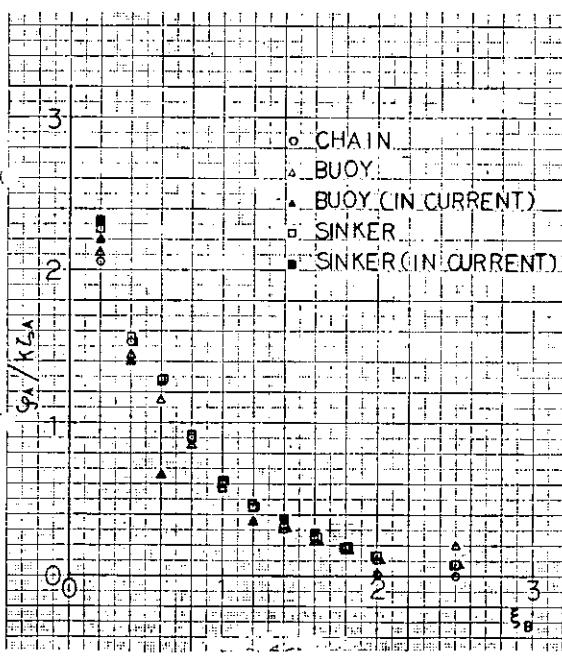


図 3.2.2.6 箱型模型の横揺振幅

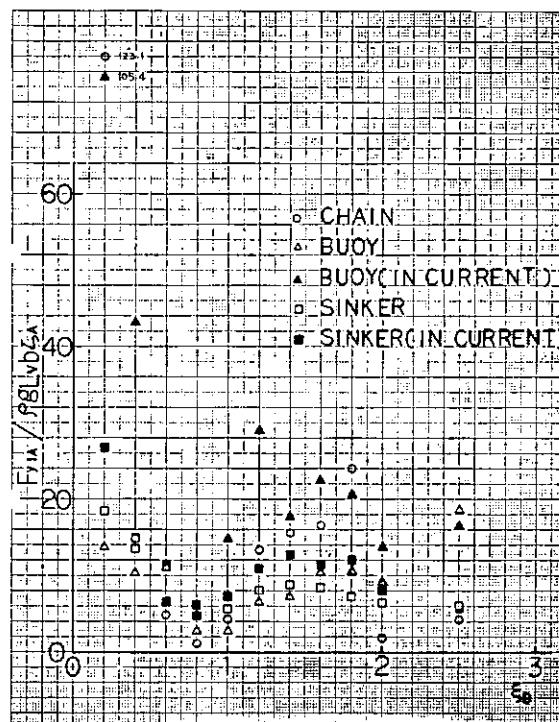


図 3.2.2.7 変動係留力 (Weather Side) の水平成分

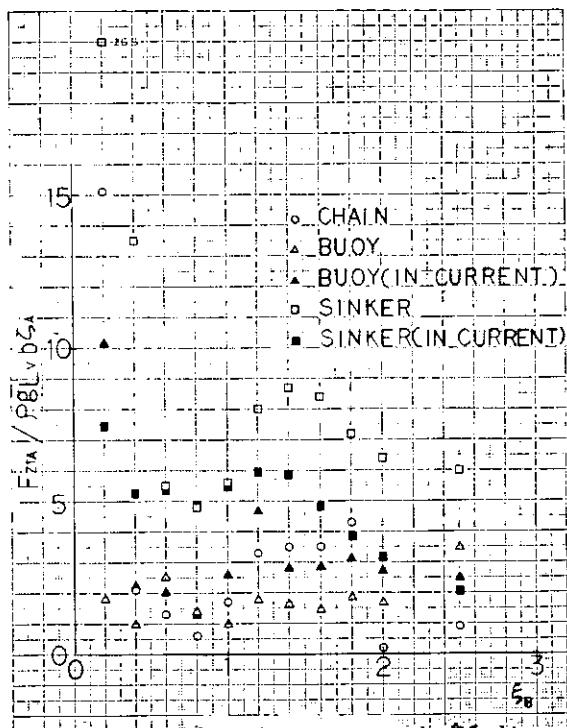


図 3.2.2.8 変動係留力 (Weather Side)  
の垂直成分

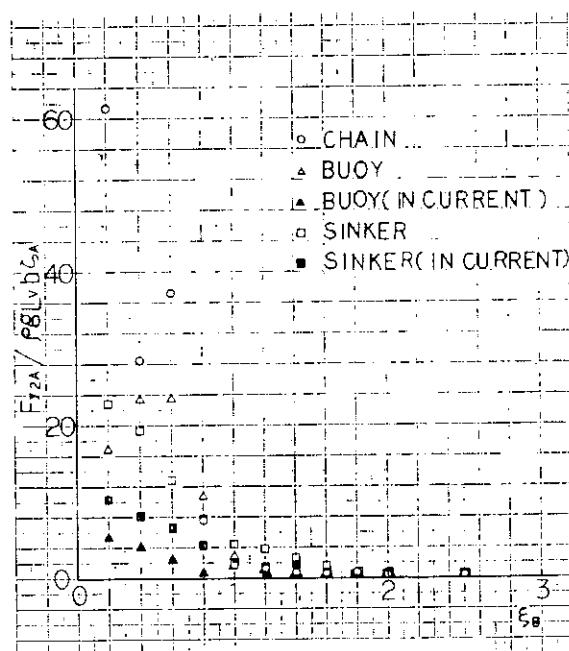


図 3.2.2.9 変動係留力 (Lee Side) の水平成分

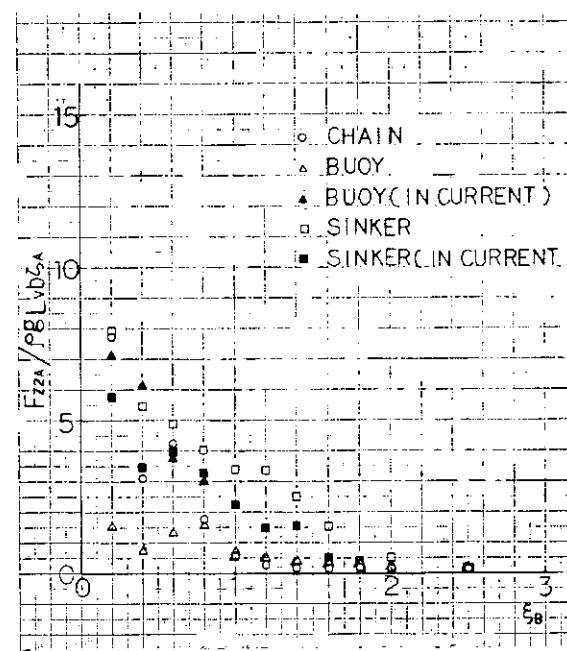


図 3.2.2.10 変動係留力 (Lee Side) の垂直成分

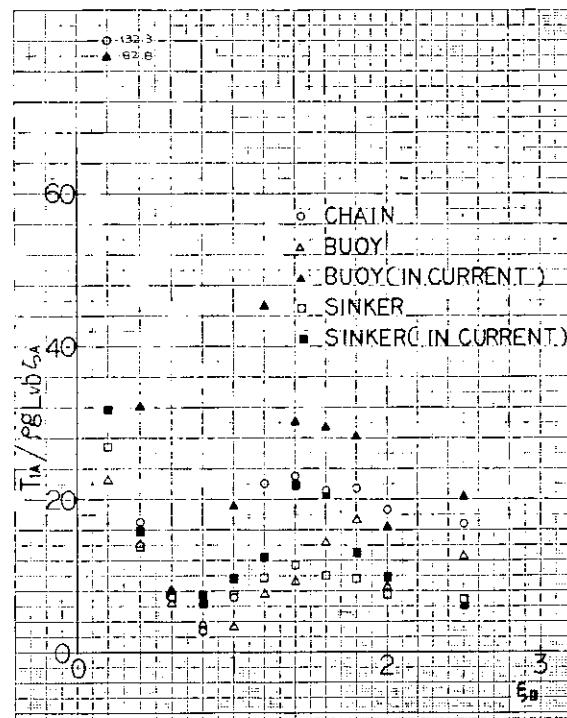


図 3.2.2.11 係留点 (Weather Side) に  
おける変動張力

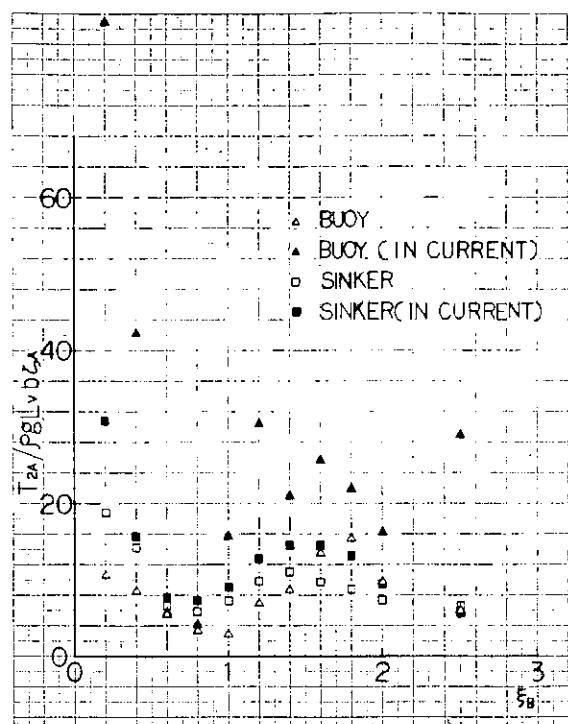


図 3.2.2.12 ブイおよびシンカー (Weather Side) と  
チューーンとの取付点における変動張力  
(係留点側)

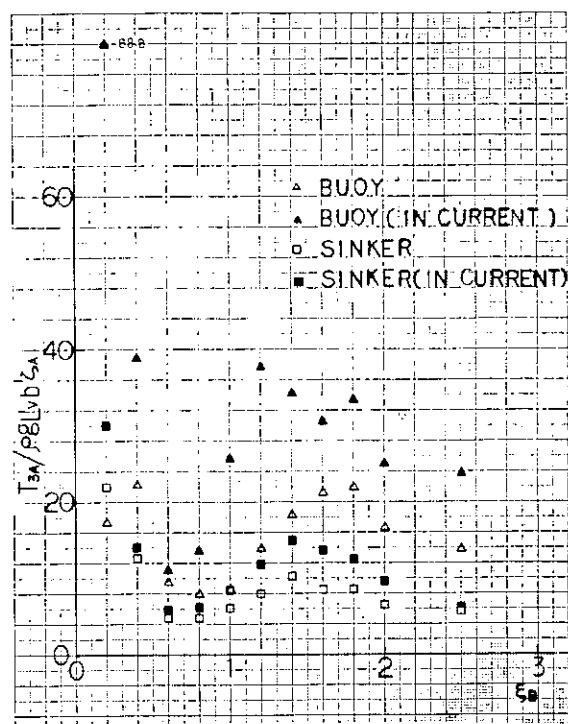


図 3.2.2.13 ブイおよびシンカー (Weather Side) と  
チューーンとの取付点における変動張力  
(アンカー側)

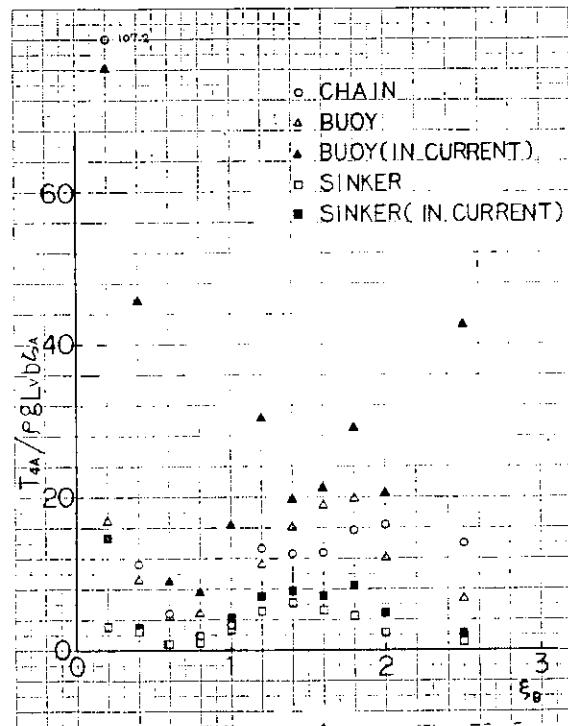


図 3.2.2.14 アンカー点 (Weather Side) に  
おける変動張力

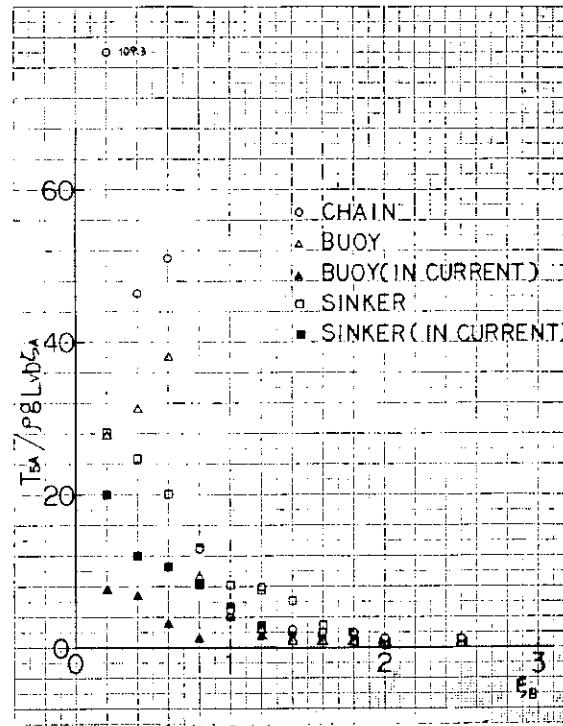


図 3.2.2.15 係留点 (Lee Side) における  
変動張力

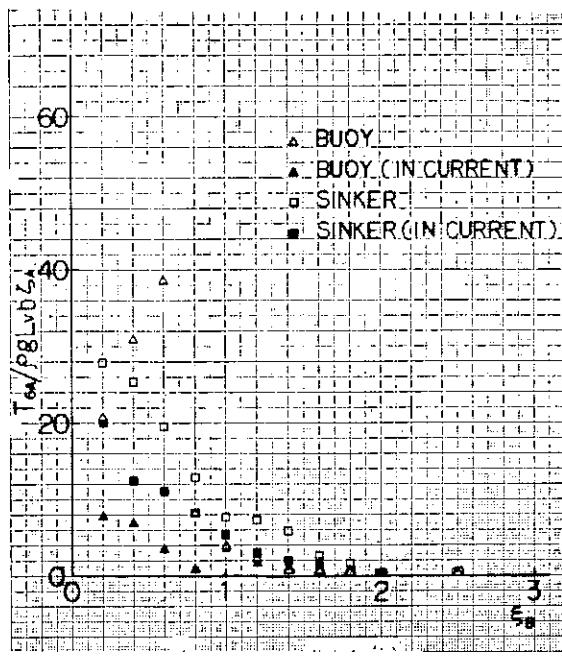


図 3.2.2.16 ブイおよびシンカー (Lee Side) と  
チェーンとの取付点における変動張力  
(係留点側)

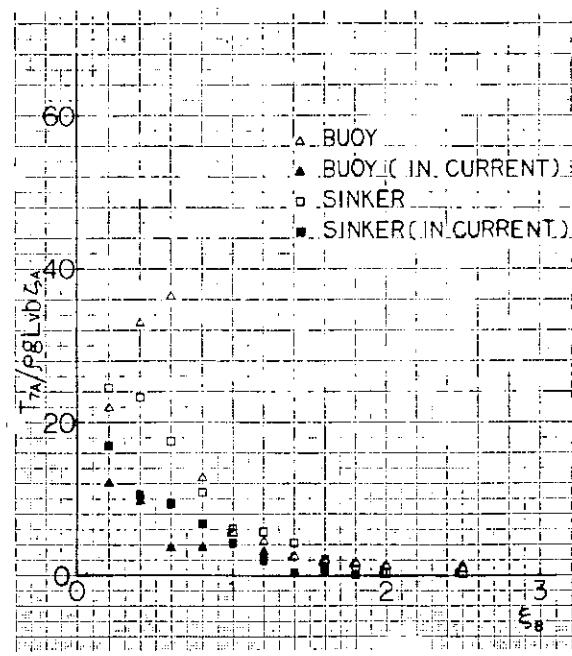


図 3.2.2.17 ブイおよびシンカー (Lee Side) と  
チェーンとの取付点における変動張力  
(アンカー側)

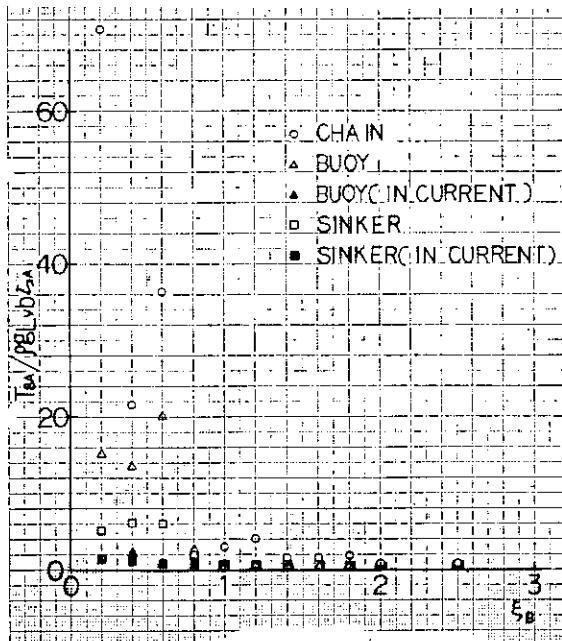


図 3.2.2.18 アンカーポイント (Lee Side) における  
変動張力

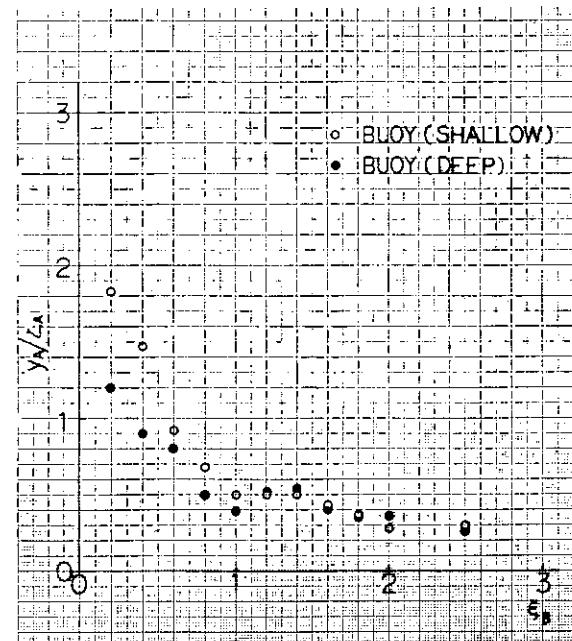


図 3.2.2.19 箱型模型の左右振幅

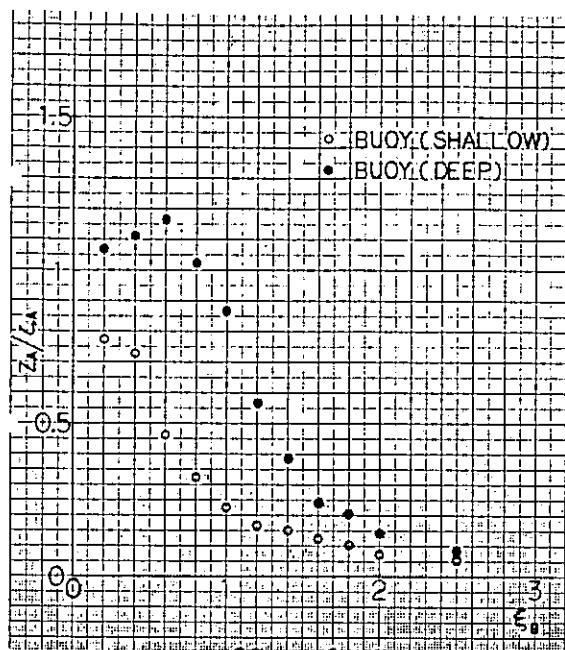


図 3.2.2.20 箱型模型の上下揺振幅

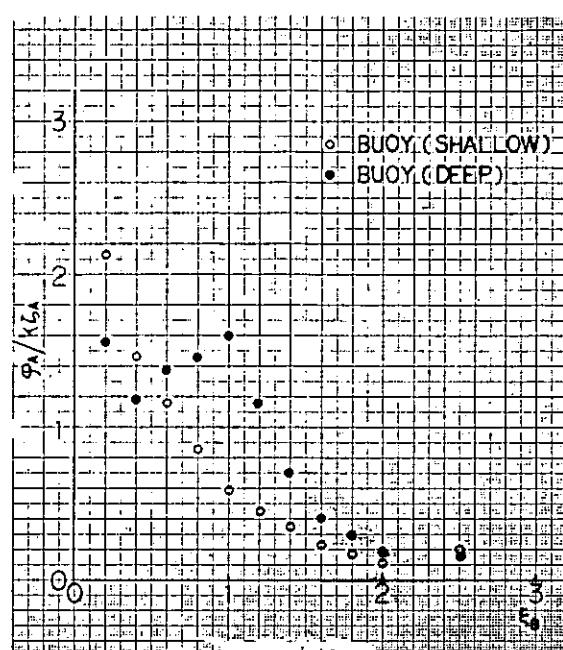


図 3.2.2.21 箱型模型の横揺振幅

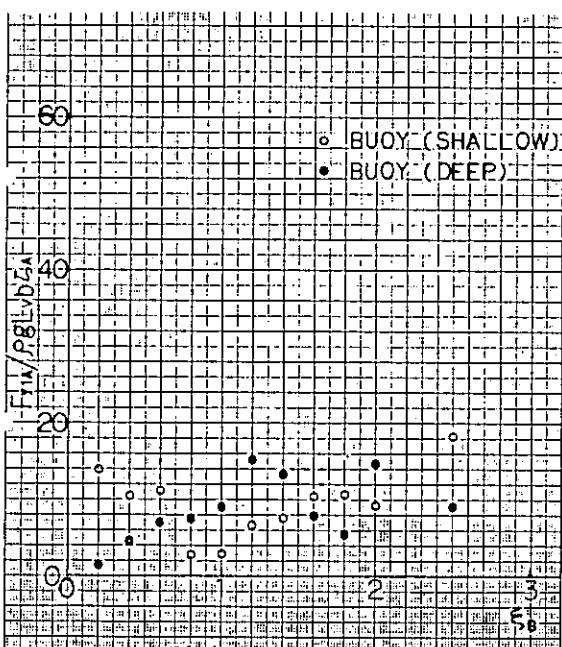


図 3.2.2.22 変動係留力 (Weather Side) の  
水平成分

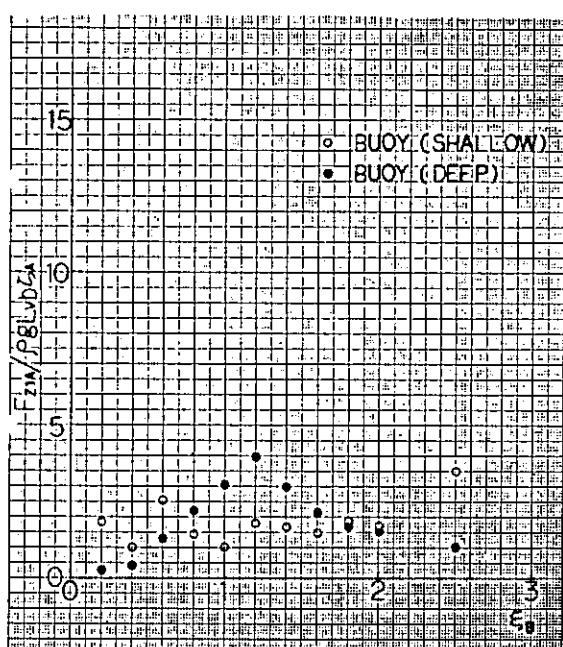


図 3.2.2.23 変動係留力 (Weather Side) の  
垂直成分

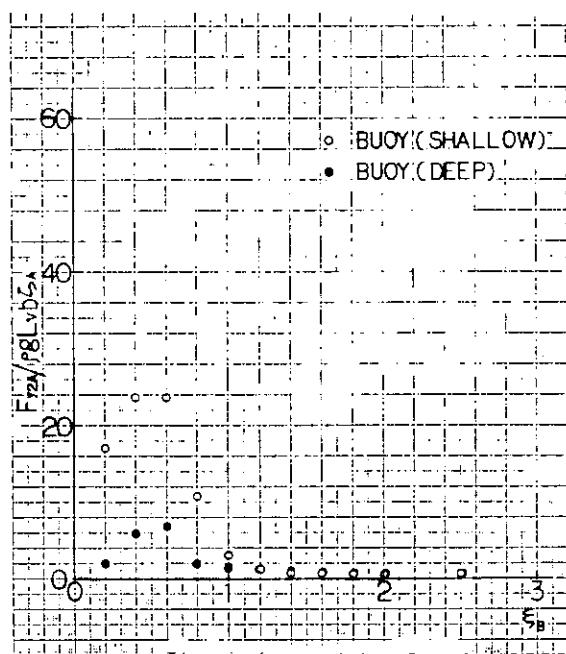


図 3.2.2.24 変動係留力 (Lee Side) の水平成分

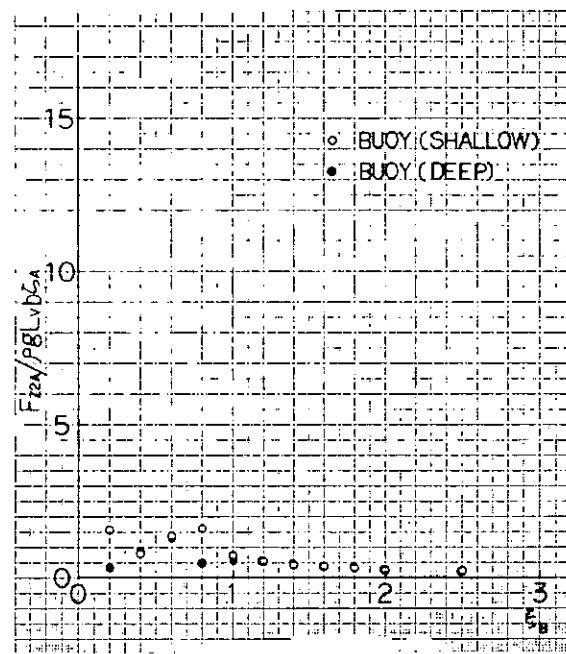


図 3.2.2.25 変動係留力 (Lee Side) の垂直成分

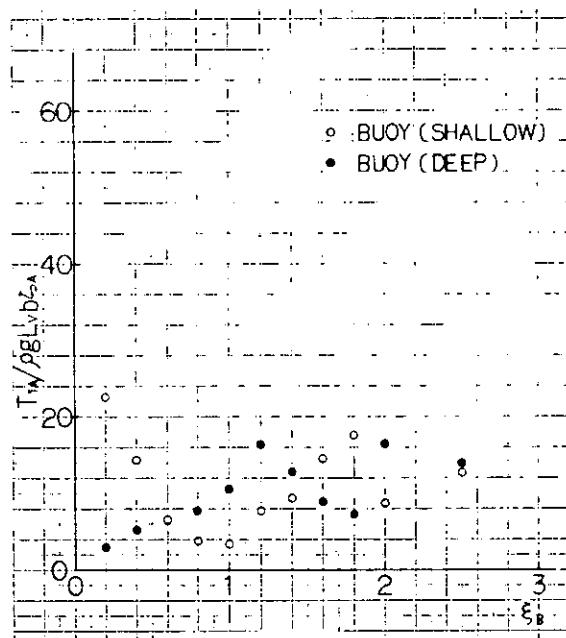


図 3.2.2.26 係留点 (Weather Side) における変動張力

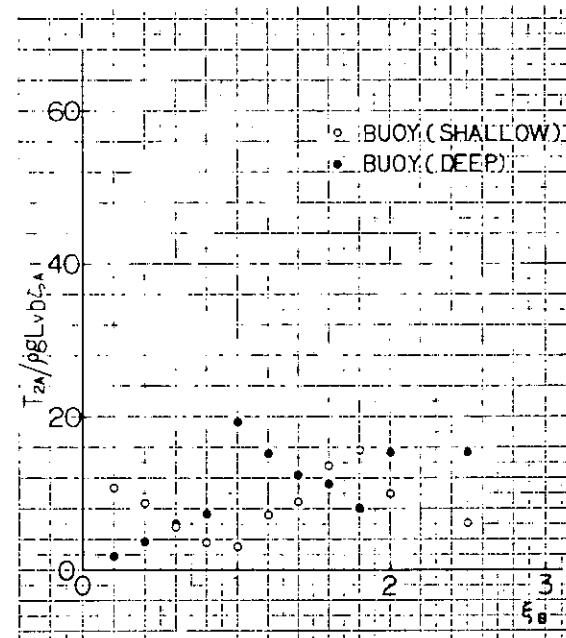


図 3.2.2.27 ブイおよびシンカー (Weather Side) と チューンとの取付点における変動張力 (係留点側)

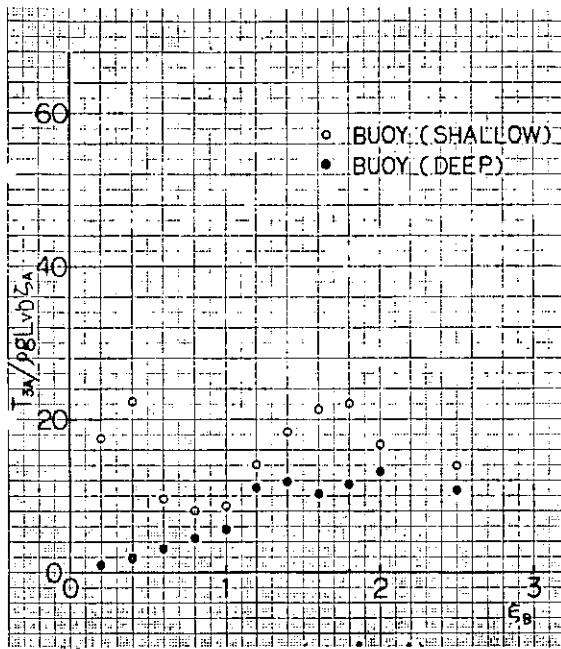


図 3.2.2.28 ブイおよびシンカー (Weather Side)  
チェーンとの取付点における変動張力  
(アンカー側)

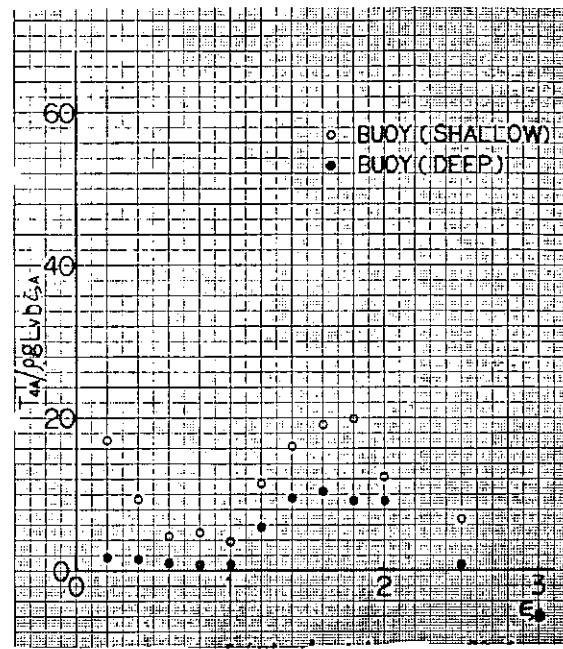


図 3.2.2.29 アンカー点 (Weather Side)に  
おける変動張力

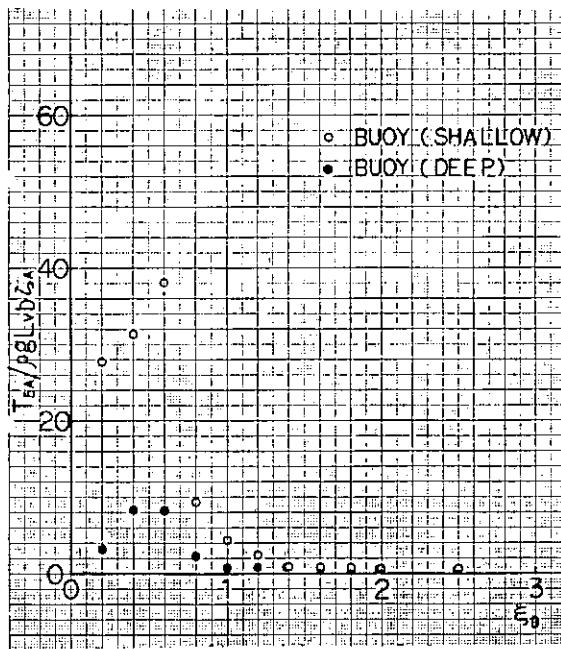


図 3.2.2.30 係留点 (Lee Side)における  
変動張力

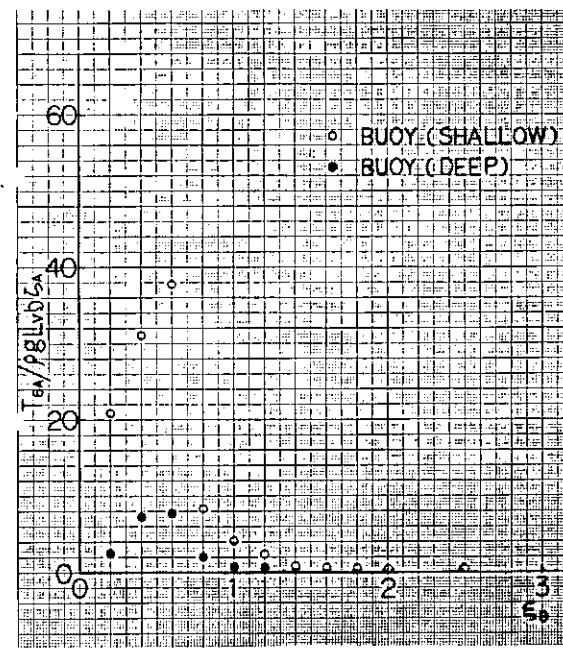


図 3.2.2.31 ブイおよびシンカー (Lee Side)と  
チェーンとの取付点における変動張力  
(係留点側)

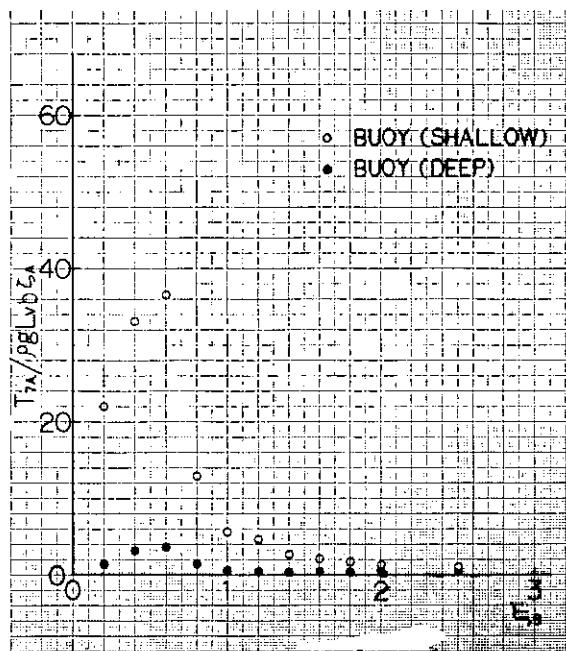


図 3.2.2.32 ブイおよびシンカー (Lec Side) と  
チェーンとの取付点における変動張力  
(アンカー側)

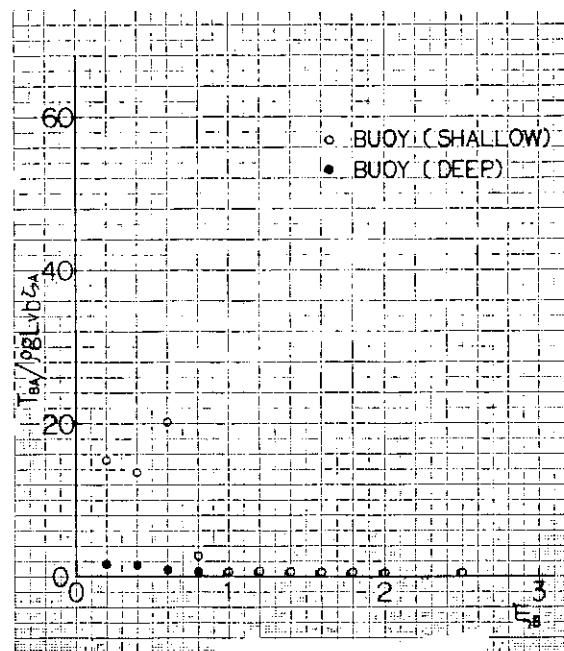


図 3.2.2.33 アンカーポイント (Lec Side) における  
変動張力

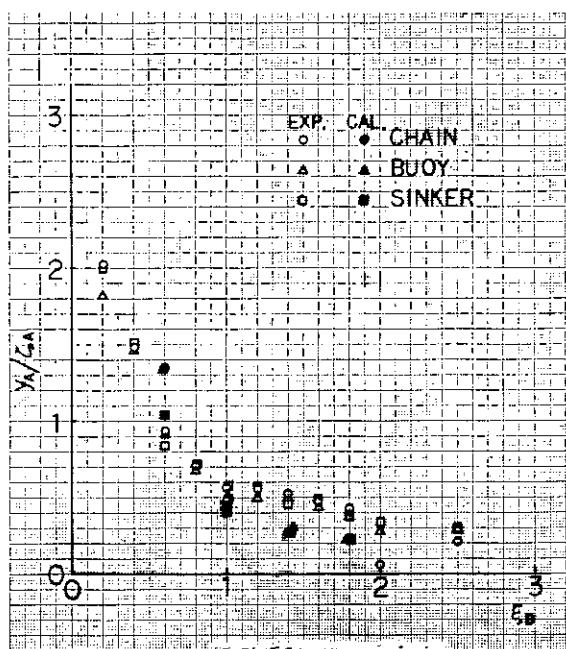


図 3.2.2.34 箱型模型の左右振幅

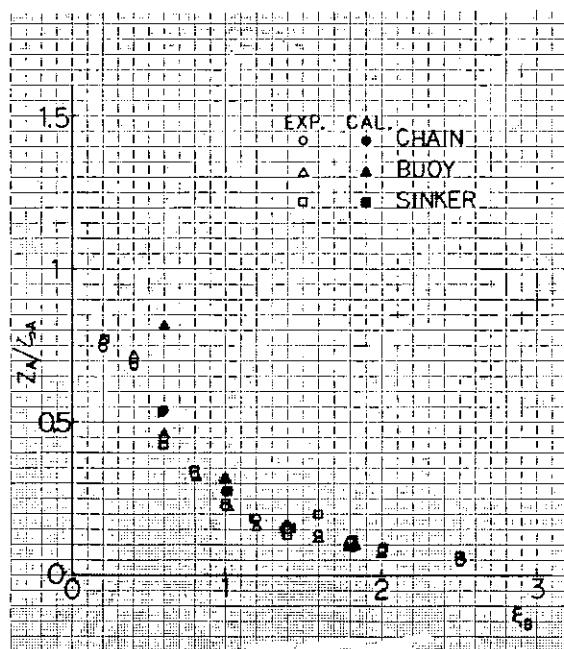


図 3.2.2.35 箱型模型の上下振幅

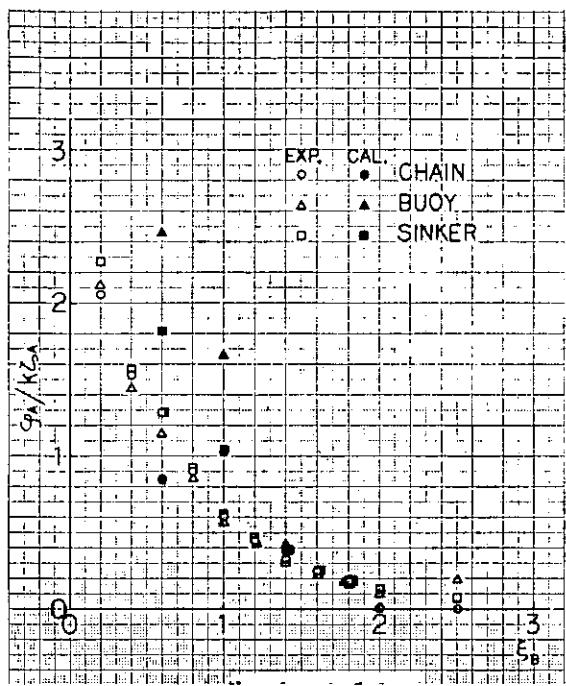


図 3.2.2.36 箱型模型の横揺振幅

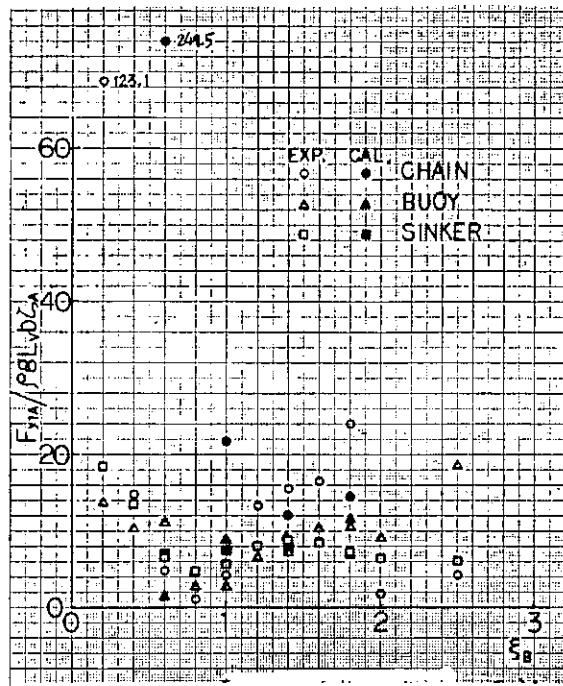


図 3.2.2.37 変動係留力 (Weather Side) の水平成分

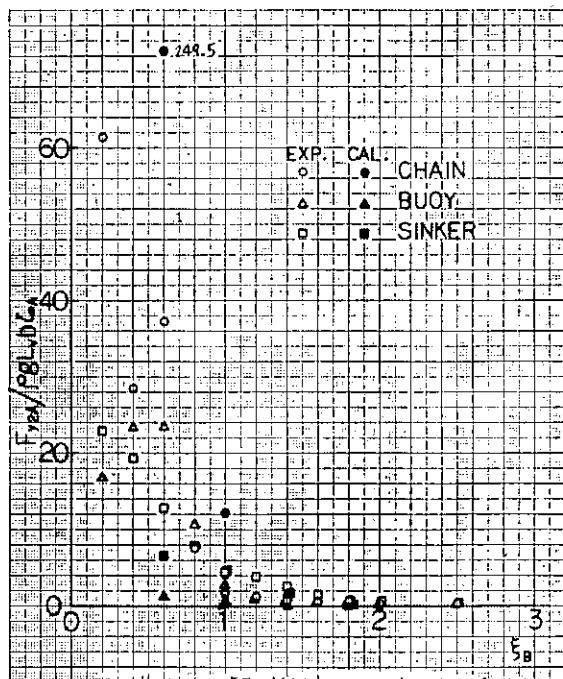


図 3.2.2.38 変動係留力 (Lee Side) の水平成分

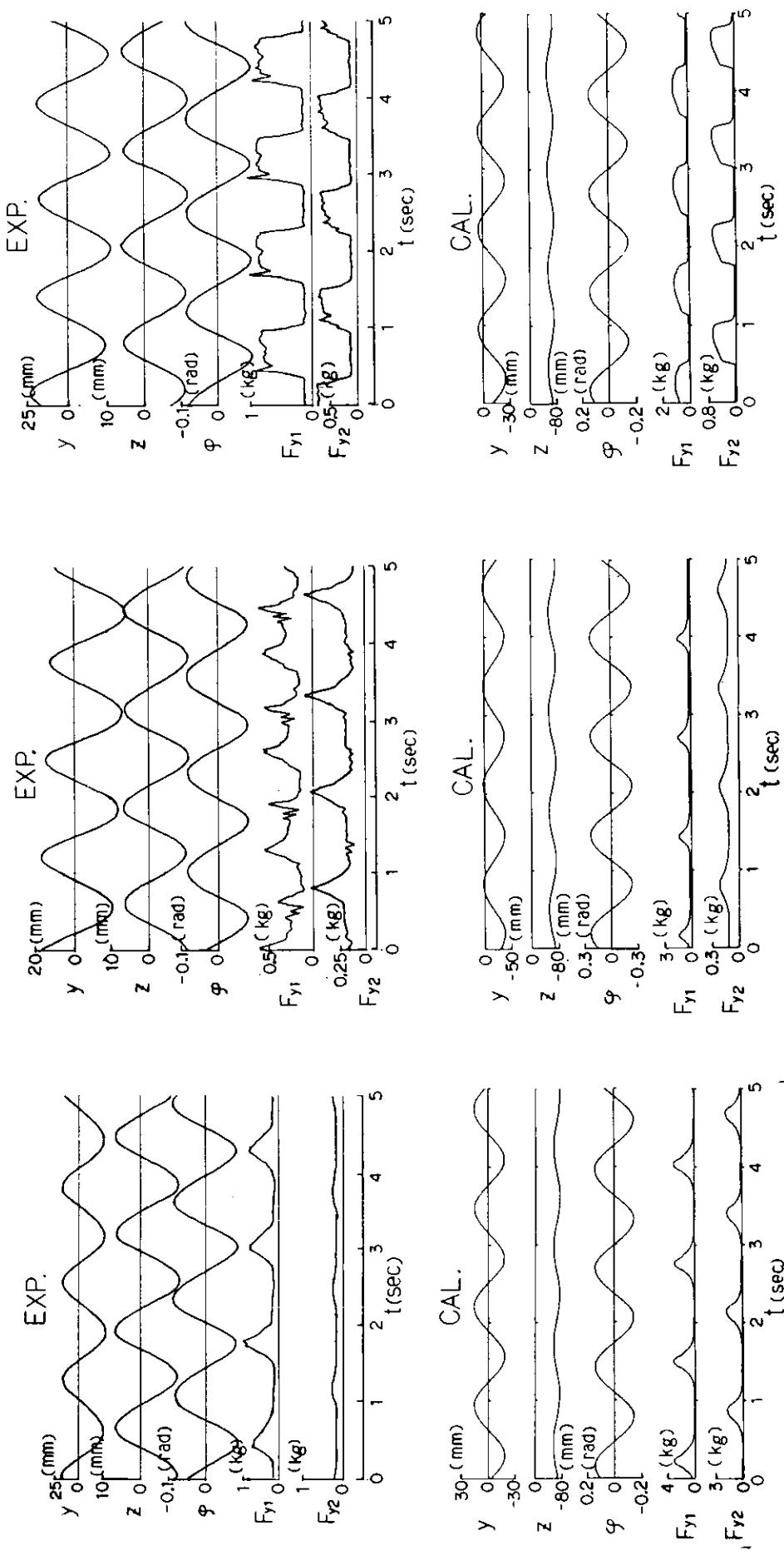


図 3.2.2.39 運動および係留力の時刻歴  
(CHAIN,  $\xi_B = 1.0$ ,  $H_w = 76\text{mm}$ )

- 94 -

図 3.2.2.40 運動および係留力の時刻歴  
(BUOY,  $\xi_B = 1.0$ ,  $H_w = 76\text{mm}$ )

図 3.2.2.41 運動および係留力の時刻歴  
(SINKER,  $\xi_B = 1.0$ ,  $H_w = 76\text{mm}$ )

## 2.3 シミュレーション計算

### 2.3.1 目的

浅海域において、索鎖により係留された箱型海洋構造物の規則波中の動揺特性および係留特性をシミュレーション計算により調べ、設計基準作成のための基礎資料とする。

### 2.3.2 概要

チャーン、中間ブイ付きチャーンおよび中間シンカー付きチャーンの各係留方式（以後、それぞれチャーン係留、シンカー係留およびブイ係留と呼ぶこととする）に対して、水深・喫水比 ( $H/d$ ) を系統的に変化させたときのシミュレーション計算を実施し、規則波中の浮体の動揺特性および係留特性に及ぼす係留方式の影響、および  $H/d$  の影響について調査した。

### 2.3.3 計算条件

#### (1) 浮体および係留系の要目

シミュレーション計算の対象として、図 3.2.3.1 に示すように片側 5 本の索鎖により係留された排水量約 5 万 ton の箱型海洋構造物を想定した。係留方式はチャーン係留、シンカー係留およびブイ係留の 3 種類であり、波の状態は横波規則波で 2 次元的な取扱いが可能とする。なお、浮体、チャーン、ブイおよびシンカーの要目を表 3.2.3.1 に、またそれぞれの係留系の初期状態を表 3.2.3.2 に示す。

#### (2) 計算状態

シミュレーション計算に用いた自然環境条件は、表 3.2.3.3 に示すように水深 4 状態、波周期 7 点、波高 1 種、潮流速 2 種であり、3 種の係留状態についてそれぞれ 42 点、合計 126 点のシミュレーション計算を実施した。

#### (3) 計算項目

シミュレーション計算によって求めた項目は、浮体の 3 モードの運動（左右揺れ、上下揺れおよび横揺れ）および係留ラインの 3 点における張力（図 3.2.3.3 に示す  $T_1$ 、 $T_2$  および  $T_3$ ）の 6 項目である。

### 2.3.4 計算方法

係留浮体の規則波中における挙動シミュレーションを係留ラインの動的効果を無視し、静的復原力のみを考慮して実施した。計算方法の概要を以下に示す。

#### (1) 運動方程式

図 3.2.3.2 に示すように、初期の釣合位置における静止自由表面上の点 O を原点とする空間固定座標系 O - yz を考える。この座標系における浮体重心の座標を ( $y_G$ ,  $z_G$ )、浮体の横揺れ角を  $\varphi$  とし、浮体の y 方向の定常変位以外の他の変位量を微小と仮定すると、浮体の運動方程式は次式で表せる。

$$\left. \begin{aligned} (M + A_{yy})\ddot{y}_G + B_{yy}\dot{y}_G + (A_{y\varphi} - \bar{OG}A_{yy})\dot{\varphi} + (B_{y\varphi} - \bar{OG}B_{yy})\varphi \\ = F_{ye} + F_{yc} + \sum_i F_{yi} \operatorname{sign}(y_{ai}) \\ (M + A_{zz})\ddot{z}_G + B_{zz}\dot{z}_G + C_{zz}(z_G + \bar{OG}) = F_{ze} - \sum_i F_{zi} \\ (I_G + A_{\varphi\varphi} - \bar{OG}A_{y\varphi})\ddot{\varphi} + (B_{\varphi\varphi} - \bar{OG}B_{y\varphi})\dot{\varphi} + C_{\varphi\varphi} + (A_{\varphi y} + \bar{OG}M)\ddot{y}_G \\ + B_{\varphi y}\dot{y}_G = M_{\varphi e} + \sum_i \{(d - \eta_i)F_{yi} \operatorname{sign}(y_{ai}) - \xi_i F_{zi}\} \end{aligned} \right\} (3.2.3.1)$$

ここで、

$M$  : 浮体の質量

$I_G$  : 浮体の重心回りの慣性モーメント

$d$  : 浮体の喫水

$\overline{OG}$  : 静止時の自由表面と重心間の距離(重心が下の場合を正とする)

$A_{yy}, B_{yy}, \text{etc.}$  : O点回りの流体力係数

$F_{yc}, F_{zc}, M_{\varphi c}$  : O点回りの波強制力およびモーメント

$F_{yc}$  : 波漂流力および潮流力等の $y$ 方向定常外力

$F_{yi}, F_{zi}$  : i番目の係留ラインの係留点における水平方向および鉛直方向の係留力(図3.2.3.2に示す方向を正とする)

$(\xi_i, \eta_i)$  : i番目の係留ラインの係留点の浮体固定座標系  $O' - \xi \eta$  における座標

$y_{ai}$  : i番目の係留ラインのアンカーポイントの $y$ 座標

である。

## (2) 係 留 力

係留ラインの動的効果を無視し、静的復原力のみを考慮して係留力および係留ライン各部の張力を求めることする。静的復原力は懸垂線理論によって求める。

まず、ブイ係留の場合について係留力の計算方法を示す。図3.2.3.3に示すようなアンカーポイントを原点とする空間固定座標系  $O - YZ$ 、ブイの中心を原点とし  $O - YZ$  座標系に平行な座標系  $O_B - YZ$  およびブイの中心を原点としたブイ固定座標系  $O_B - \xi \eta$  の3種類の座標系を考える。また、係留点を  $P_1$ 、ブイの両側の係留ライン取付け点を  $P_2$  および  $P_3$  のように 1 ~ 3 の添字をつけて表し、各点における張力の水平方向および鉛直方向成分を  $F_{y_{1 \sim 3}}, F_{z_{1 \sim 3}}$  で表す。 $P_2$  点および  $P_3$  点の  $\xi, \eta$  座標をそれぞれ  $(\xi_2, \eta_2)$  および  $(\xi_3, \eta_3)$  とし、ブイの横揺れ角を  $\varphi_B$  とすると、 $P_2$  点および  $P_3$  点の  $y, z$  座標はまとめて次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} y_{2,3} &= \xi_{2,3} \cos \varphi_B - \eta_{2,3} \sin \varphi_B \\ z_{2,3} &= \eta_{2,3} \cos \varphi_B + \xi_{2,3} \sin \varphi_B \end{aligned} \right\} \quad (3.2.3.2)$$

ブイの中心  $O_B$  の  $YZ$  座標を  $(Y_B, Z_B)$  とし、 $O_B$  の  $Y, Z$  方向の微小移動量をそれぞれ  $\triangle Y_B, \triangle Z_B$ 、ブイの横揺れ角の微小移動量を  $\triangle \varphi_B$  とすると、 $P_2$  および  $P_3$  点の  $Y, Z$  方向の微小移動量  $\triangle Y_{2,3}$  および  $\triangle Z_{2,3}$  はまとめて次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} \triangle Y_{2,3} &= \triangle Y_B - z_{2,3} \triangle \varphi_B \\ \triangle Z_{2,3} &= \triangle Z_B + y_{2,3} \triangle \varphi_B \end{aligned} \right\} \quad (3.2.3.3)$$

ブイを微小量  $\triangle Y_B, \triangle Z_B, \triangle \varphi_B$  移動させたときの  $P_2$  および  $P_3$  点における張力の水平成分  $F'_{y_2}, F'_{y_3}$  および鉛直成分  $F'_{z_2}, F'_{z_3}$  は、ブイを移動させる前の値  $F_{y_2}, F_{y_3}, F_{z_2}, F_{z_3}$  および  $Y, Z$  方向の微係数<sup>2)</sup> を用いて次式のように表せる。

$$\left. \begin{aligned} F'_{y_2} &= F_{y_2} - \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Y} \triangle Y_2 - \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Z} \triangle Z_2 \\ F'_{y_3} &= F_{y_3} + \frac{\partial F_{y_3}}{\partial Y} \triangle Y_3 + \frac{\partial F_{y_3}}{\partial Z} \triangle Z_3 \\ F'_{z_2} &= F_{z_2} - \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Y} \triangle Y_2 - \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Z} \triangle Z_2 \\ F'_{z_3} &= F_{z_3} + \frac{\partial F_{z_3}}{\partial Y} \triangle Y_3 + \frac{\partial F_{z_3}}{\partial Z} \triangle Z_3 \end{aligned} \right\} \quad (3.2.3.4)$$

ブイを移動させたときに、 $O_B$  点回りに  $Y, Z, \varphi$  方向の3分力が釣合うとすれば次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} F'_{y_2} &= F'_{y_3} \\ F'_{z_2} + F'_{z_3} + F_{zB} + \frac{\partial F_{zB}}{\partial Z} \Delta Z_B + \frac{\partial F_{zB}}{\partial \varphi} \Delta \varphi_B &= 0 \\ -F'_{y_2} z_2 + F'_{y_3} z_3 + F'_{z_2} y_2 - F'_{z_3} y_3 + M_{\varphi B} + \frac{\partial M_{\varphi B}}{\partial Z} \Delta Z_B + \frac{\partial M_{\varphi B}}{\partial \varphi} \Delta \varphi_B &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.2.3.5)$$

ここで、 $F_{zB}$  および  $M_{\varphi B}$  は  $O_B$  点に生じる  $Z$  および  $\varphi$  方向の復原力あるいは復原モーメントであり、 $\frac{\partial F_{zB}}{\partial Z}$  等はその微係数である。

(3.2.3.2) 式から (3.2.3.4) 式を (3.2.3.5) 式へ代入すると、ブイの微小移動量  $\Delta Y_B$ ,  $\Delta Z_B$ ,  $\Delta \varphi_B$  を未知数とする連立方程式が得られる。それをマトリックス表示すると次のようになる。

$$\begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta Y_B \\ \Delta Z_B \\ \Delta \varphi_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{pmatrix} \quad (3.2.3.6)$$

ここで、

$$\begin{aligned} A_{11} &= \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Y} + \frac{\partial F_{y_3}}{\partial Y} \\ A_{12} &= \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Z} + \frac{\partial F_{y_3}}{\partial Z} \\ A_{13} &= y_2 \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Z} - z_2 \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Y} + y_3 \frac{\partial F_{y_3}}{\partial Z} - z_3 \frac{\partial F_{y_3}}{\partial Y} \\ A_{21} &= \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Y} + \frac{\partial F_{z_3}}{\partial Y} \\ A_{22} &= \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Z} + \frac{\partial F_{z_3}}{\partial Z} - \frac{\partial F_{zB}}{\partial Z} \\ A_{23} &= y_2 \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Z} - z_2 \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Y} + y_3 \frac{\partial F_{z_3}}{\partial Z} - z_3 \frac{\partial F_{z_3}}{\partial Y} - \frac{\partial F_{zB}}{\partial \varphi} \\ A_{31} &= (y_2 - y_3) \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Y} - (z_2 - z_3) \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Y} \\ A_{32} &= (y_2 - y_3) \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Z} - (z_2 - z_3) \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Z} - \frac{\partial M_{\varphi B}}{\partial Z} + y_3 \frac{\partial F_{zB}}{\partial Z} \\ A_{33} &= (y_2 - y_3) \left( y_2 \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Z} - z_2 \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Y} \right) - (z_2 - z_3) \left( y_2 \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Z} - z_2 \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Y} \right) \\ &\quad - \frac{\partial M_{\varphi B}}{\partial \varphi} + y_3 \frac{\partial F_{zB}}{\partial \varphi} \end{aligned} \quad (3.2.3.7)$$

$$B_1 = F_{y_2} - F_{y_3}$$

$$B_2 = F_{z_2} - F_{z_3} + F_{zB}$$

$$B_3 = (y_2 - y_3) F_{z_2} - (z_2 - z_3) F_{y_2} + M_{\varphi B} - y_3 F_{zB}$$

である。

(3.2.3.7) 式に示した  $F_{y_2}$ ,  $F_{y_3}$ ,  $F_{z_2}$ ,  $F_{z_3}$  およびその微係数は、係留ラインの水平距離、垂直距離等の係留条件が与えられれば懸垂線理論によって求めることができるので、ブイの位置の初期値 ( $Y_B$ ,  $Z_B$ ,  $\varphi_B$ ) を適当に選ぶことによって (3.2.3.6) 式は解かれ、ブイの位置の微小修正量  $\Delta Y_B$ ,  $\Delta Z_B$ ,  $\Delta \varphi_B$  が求まる。さらに修正された位置におけるブイに対して同じ計算を行えば、その位置における微小修正量が得られる。この計算を繰返すことにより、ブイの位置が決まり、 $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  点における係留力および張力が求まる。

次に、シンカーの場合について微小修正量を求める連立方程式を示す。簡単なためにシンカーの大きさを無視し、シンカーを水中重量Wの質点と考えると、ブイの場合と同様にして微小修正量  $\Delta Y_S$ ,  $\Delta Z_S$  の2元連立方程式

$$\begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta Y_S \\ \Delta Z_S \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_1 \\ B_2 \end{pmatrix} \quad (3.2.3.8)$$

を得る。ここで、

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Y} + \frac{\partial F_{y_3}}{\partial Y} \\ A_{12} &= \frac{\partial F_{y_2}}{\partial Z} + \frac{\partial F_{y_3}}{\partial Z} \\ A_{21} &= \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Y} + \frac{\partial F_{z_3}}{\partial Y} \\ A_{22} &= \frac{\partial F_{z_2}}{\partial Z} + \frac{\partial F_{z_3}}{\partial Z} \\ B_1 &= F_{y_2} - F_{y_3} \\ B_2 &= F_{z_2} - F_{z_3} - W \end{aligned} \right\} \quad (3.2.3.9)$$

である。

以上、係留点の位置が与えられたときに、ブイあるいはシンカーの釣合い位置およびその位置における各部の係留力を求める方法を示したが、これらの係留力の特性は係留点の変位に対して非線形であり、(3.2.3.1)式に示した運動方程式を解析的に解くことはできない。ここでは Runge-Kutta-Gill 法を用いて時間領域で解くこととする。

### (3) 流体力係数および波浪制力

(3.2.3.1)式に示した運動方程式を解くに当たって、流体力係数および波強制力については、本研究部会の昭和54年度報告書<sup>1)</sup>に示された理論計算値を用いた。

なお、減衰係数  $B_{yy}$ ,  $B_{zz}$ ,  $B_{\varphi\varphi}$  は、発散波振幅比  $\bar{A}_S$ ,  $\bar{A}_H$ ,  $\bar{A}_R$  の理論値を用い、次式によって求めた。

$$\left. \begin{aligned} B_{yy} &= \frac{\rho g^2 L}{F \omega^3} |\bar{A}_S|^2 \\ B_{zz} &= \frac{\rho g^2 L}{F \omega^3} |\bar{A}_H|^2 \\ B_{\varphi\varphi} &= \frac{\rho g^2 L}{F \omega^3} \left| \frac{B}{2} \bar{A}_R \right|^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.2.3.10)$$

ここで、

$$F \equiv \frac{2 \cosh h^2(KH)}{2KH + \sinh(2KH)} \quad (3.2.3.11)$$

K : 波数

H : 水深

である。

### (4) 定常外力

定常外力として、ここでは波漂流力および潮流力を考える。波漂流力については、4節2項に示された  $H/d = 1.4$  に対する波漂流力係数から求めたものをすべての  $H/d$  に対して用いることとする。

潮流力については、 $1.5 \text{ knot}$  および  $3.0 \text{ knot}$  の 2 種の流速を考え、本研究部会の昭和 54 年度報告書<sup>1)</sup>に示された実験結果を今回の計算条件に換算して用いることとする。

計算に用いた波漂流力および潮流力の具体的な数値は、それぞれ表 3.2.3.4 および表 3.2.3.5 に示すとおりである。

### 2.3.5 計算結果および考察

#### (1) 浮体の動揺および係留ライン張力の固波数応答

図 3.2.3.4～図 3.2.3.19 にチェーン係留、シンカー係留およびブイ係留の場合についての浮体の左右揺れ、上下揺れ、横揺れ、および波上側の係留ラインの各点における変動張力の peak to peak 値の計算結果を示す。

浮体の左右揺れについては、水深および係留方式の差がその応答曲線に複雑な影響を及ぼしている。一方、上下揺れおよび左右揺れについては、水深の減少に伴う付加質量あるいは付加慣性モーメントの増加により固有周期が長周期側にずれていくが、係留方式の差の影響はあまり見られない。なお、 $H/d = 1.4$  の場合には、波と同方向に潮流が作用する場合についても計算したが、浮体の動揺に及ぼす定常外力の影響は小さい。ただし、ブイ係留の場合にはバネ系の復原力が小さいために水平方向に大きな定常変位が生じる（表 3.2.3.6）。

係留ライン張力  $T_1$  は、ブイ係留の場合には小さいが、チェーン係留およびシンカー係留の場合にはかなり大きくなっている。特に  $H/d = 1.2$  および  $1.4$  のような極浅海域で波周期が長い場合には、チェーン係留時およびシンカー係留時に非常に大きな張力が生じており注意を要する。また、潮流が作用する場合には、全般的に張力は増加するが、特にブイ係留の場合にその傾向が著しい。係留ライン張力  $T_2$  および  $T_3$  の特性は  $T_1$  の特性と大略一致しており、係留ライン各部の張力の特性には顕著な差異はないと考えられる。なお、波下側の係留ラインの張力は全般的に波上側の係留ラインの張力に比べて同程度あるいは小さ目であるので、ここでは省略する。

チェーン係留とシンカー係留における張力の特性は類似しているのに対して、ブイ係留における張力の特性は前 2 者と大きく異なるが、これは主としてブイ係留の場合における係留系の復原力特性が、チェーン係留あるいはシンカー係留の場合に比べてゆるやかなためである。

#### (2) 浮体の動揺および係留ライン張力の時系列計算

水深  $14 \text{ m}$ 、波周期  $10 \text{ sec}$ 、波高  $3 \text{ m}$  の環境条件下における、3 種の係留方式で係留された浮体の 3 モードの運動および波上側の係留ラインの張力 ( $T_1$ ) の時系列計算結果例を図 3.2.3.20～図 3.2.3.31 に示す。

(1) で示したように浮体の動揺に及ぼす係留の影響は小さく、ブイ係留の場合に水平方向の大きな定常変位があるという点を除いて、浮体の動搖振幅は係留方式の差にかかわらずほぼ等しくなっている。

係留ライン張力についても、(1) で示したようにチェーン係留およびシンカー係留に比べてブイ係留の場合にはあまり大きな値は生じないことがわかる。

### 2.3.6 まとめ

チェーン係留、シンカー係留およびブイ係留の 3 種の係留方式によって、初期張力の水平成分が  $10^{ton}$  で係留された箱型浮体の横波規則波中における挙動シミュレーションを 4 種の水深に対して実施した。その結果、得られた主な結論は次のとおりである。

- (1) 水深が浅くなるにつれて付加質量および付加慣性モーメントの増加のために、上下揺れおよび横揺れの固有周期は長周期側にずれる。
- (2) 浮体の上下揺れおよび左右揺れは、係留方式の違いによってほとんど影響を受けない。
- (3) ブイ係留に比べて、チェーン係留およびシンカー係留では係留ラインに大きな張力が生じる。特に  $H/d = 1.2$

および 1.4 のような極浅海域においては過大な張力が生じることがあり注意を要する。

(4) 潮流が作用する場合には、全般的に係留ライン張力は増加するが、特にブイ係留の場合にその傾向が著しい。

#### 参考文献

- 1) 日本造船研究協会 第179研究部会、浅海域における箱型海洋構造物の運動特性及び係留システムの設計基準に関する研究報告書、昭和55年3月
- 2) 島田 潔他：係留ラインの張力に対する動的影響について、西部造船会会報第60号、昭和55年8月

表 3.2.3.1 係留系の要目

係 留 系	要 目	寸 法
浮 体	L	100 m
	B	50 m
	d	10 m
	△	51,250 ton
	K <sub>xx</sub>	1.5 m
	K <sub>G</sub>	1.0 m
	G <sub>M</sub>	15.8 m
C H A I N	単重(水中) w	210 kg/m
	CHAIN	0 m
	S <sub>1</sub> { BUOY	70 m
	SINKER	30 m
	CHAIN	400 m
	S <sub>2</sub> { BUOY	330 m
	SINKER	370 m
B U O Y	重 量 W <sub>B</sub>	100 ton
	高 さ H <sub>B</sub>	6 m
	直 径 D <sub>B</sub>	6 m
	K <sub>G_B</sub>	3 m
S I N K E R	重量(水中) w <sub>s</sub>	30 ton

表 3.2.3.2 係留系の初期状態

H (m)	L <sub>v</sub> (m)	L <sub>H</sub> (m)		
		CH A I N	B U O Y	S I N K E R
1.2	1.2	397.3	393.3	397.1
1.4	1.4	396.6	392.6	396.2
2.0	2.0	394.2	390.6	392.1
6.2.5	6.2.5	371.3	368.9	364.6
初期水平係留力 F <sub>y</sub> (ton)		10	10	10

表3.2.3.3 自然環境条件

水深 H (m)	12.0, 14.0, 20.0, 62.5
波周期 T (sec)	6, 7, 8, 9, 10, 11, 12
波高 H <sub>w</sub> (m)	3.0
潮流速 V <sub>c</sub> (knot)	1.5, 3.0 (水深14.0mのときのみ潮流を考慮)

表3.2.3.4 波漂流力

波周期 T (sec)	波漂流力 (ton)
6	24.2
7	22.8
8	19.6
9	14.3
10	8.3
11	5.7
12	2.3

表3.2.3.5 潮流力 (単位: ton)

$H/d$	潮流速 V <sub>c</sub> (knot)	1.5	3.0
		1.2	9.6
1.4	1.5	9.0	35.2
2.0	2.0	8.0	32.4
6.25	6.25	8.0	32.4

表3.2.3.6 左右揺れの中心位置のずれ (単位: m)

係留方式	$H/d$	$V_c$ (knot)	(sec)		6	8	10	12
			T <sub>w</sub>					
チュイン係留	1.2	0.0	0.85		0.58	0.143	0.007	
		0.0	1.18		0.90	0.323	0.075	
	1.4	1.5	1.39		1.09	0.586	0.404	
		3.0	1.75		1.51	1.048	0.936	
	2.0	0.0	1.79		1.55	0.637	0.195	
		0.0	2.46		2.20	1.122	0.436	
シンカー係留	1.2	0.0	0.21		0.18	0.055	-0.010	
		0.0	0.24		0.24	0.100	0.043	
	1.4	1.5	0.33		0.36	0.244	0.236	
		3.0	0.69		0.72	0.683	0.763	
	2.0	0.0	0.57		0.59	0.483	0.005	
		0.0	2.57		2.32	1.208	0.482	
ブイ係留	1.2	0.0	4.89		4.47	2.52	0.78	
		0.0	5.30		4.87	2.68	0.81	
	1.4	1.5	5.62		5.29	4.56	3.45	
		3.0	6.10		5.70	5.41	5.01	
	2.0	0.0	6.10		5.65	3.16	1.06	
		0.0	8.27		7.45	4.08	1.98	

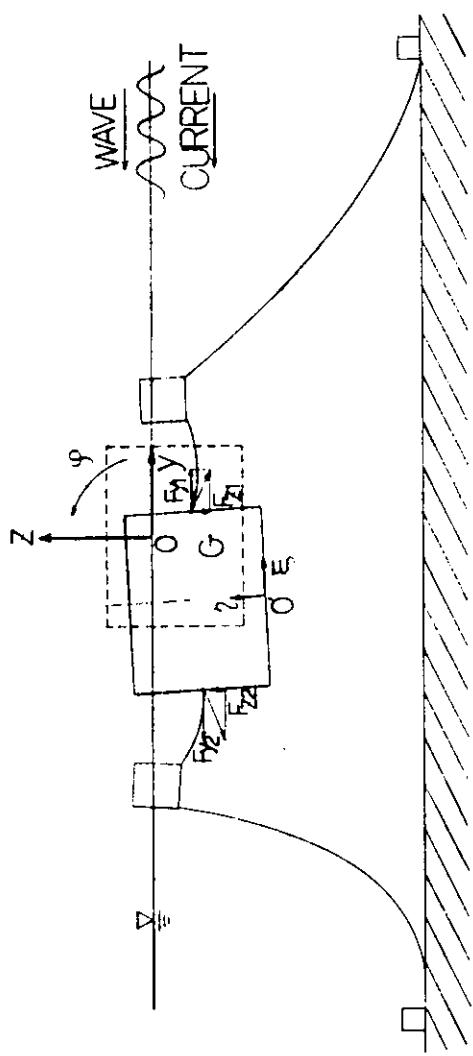


図 3.2.3.2 係留浮体の座標系

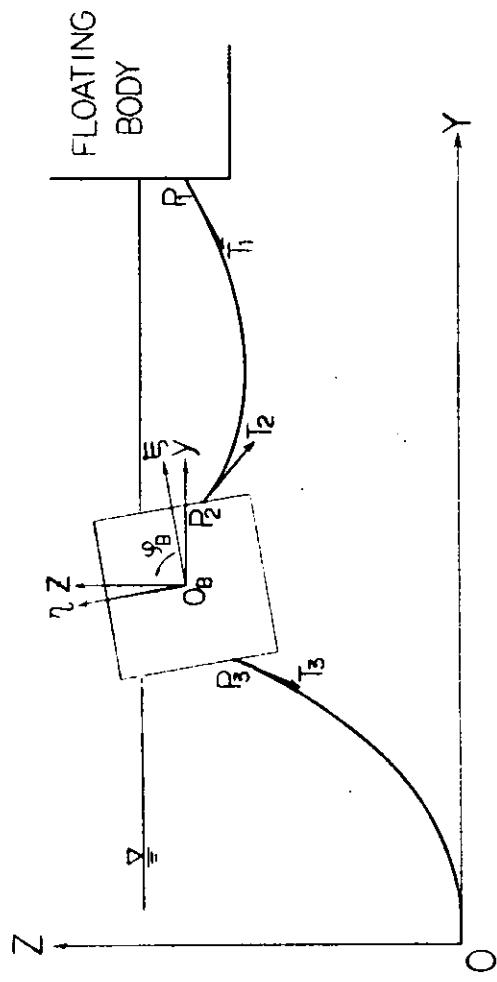


図 3.2.3.3 係留ラインの座標系

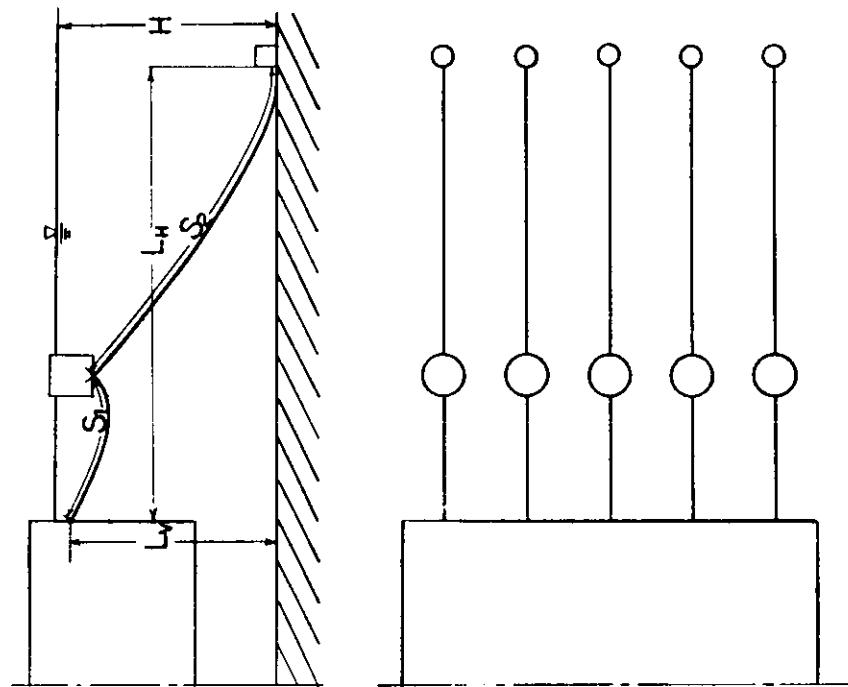


図 3.2.3.1 係留系概略図

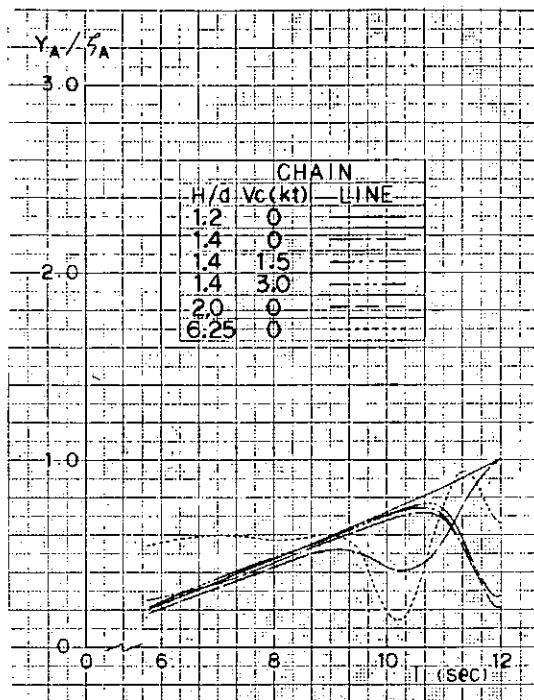


図 3.2.3.4 左右揺れ振幅

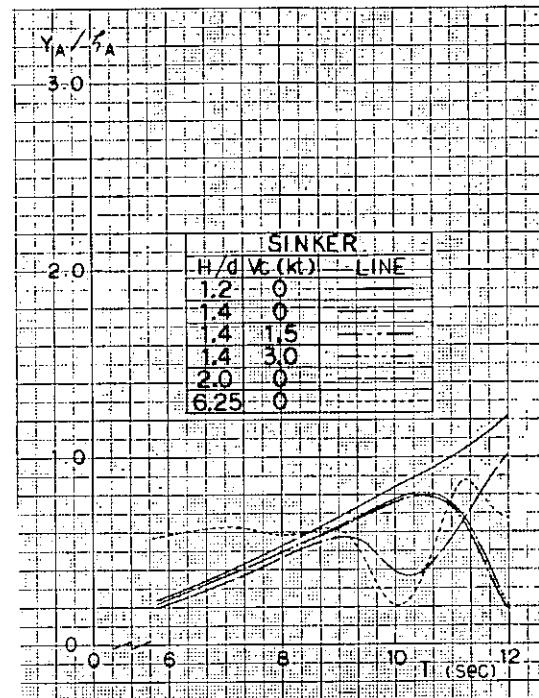


図 3.2.3.5 左右揺れ振幅

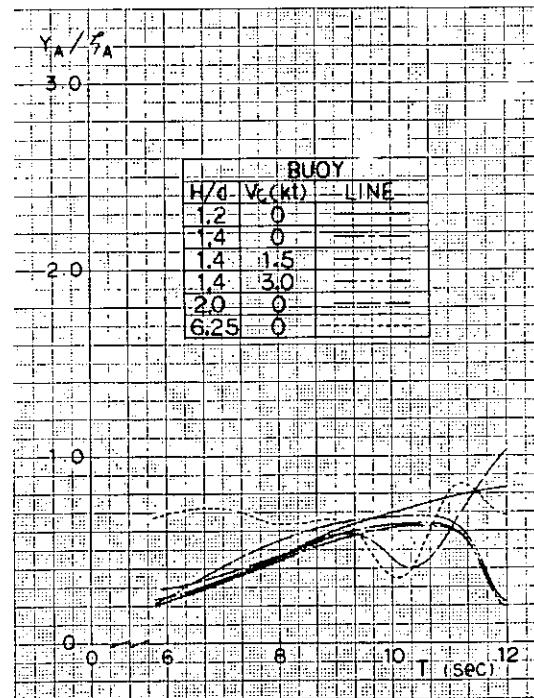


図 3.2.3.6 左右揺れ振幅

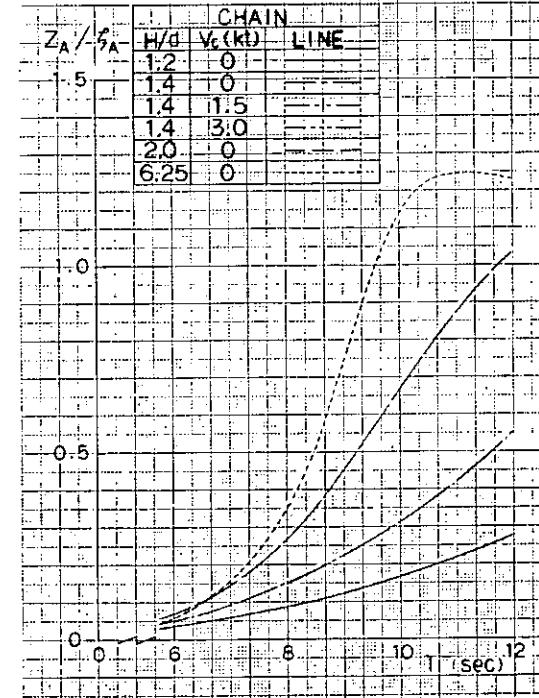


図 3.2.3.7 上下揺れ振幅

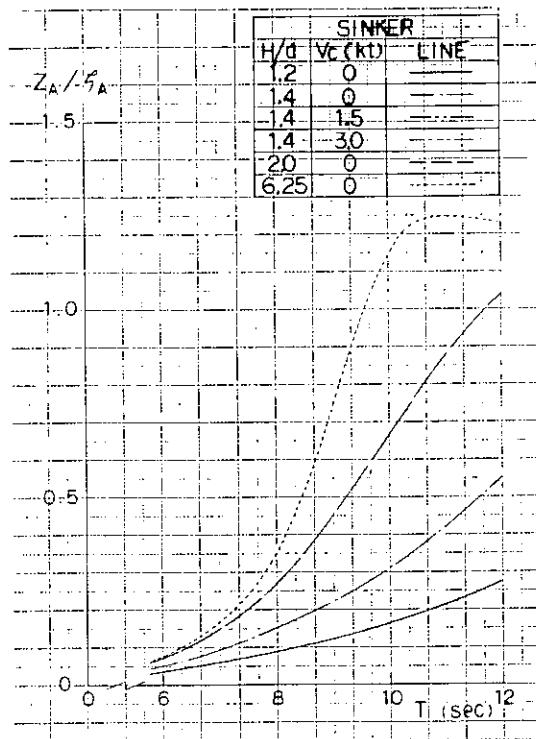


図 3.2.3.8 上下揺れ振幅

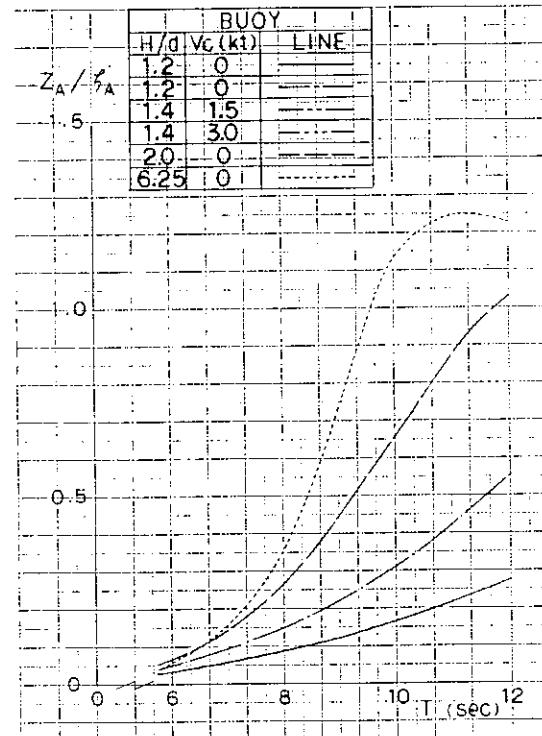


図 3.2.3.9 上下揺れ振幅

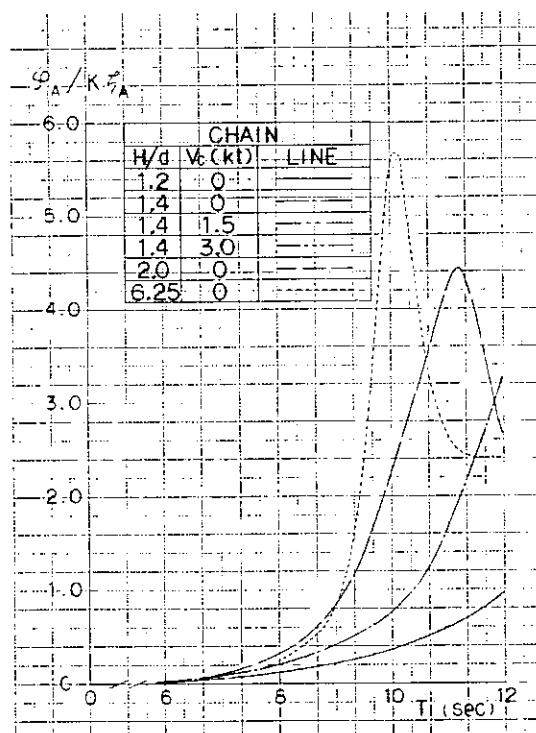


図 3.2.3.10 横揺れ振幅

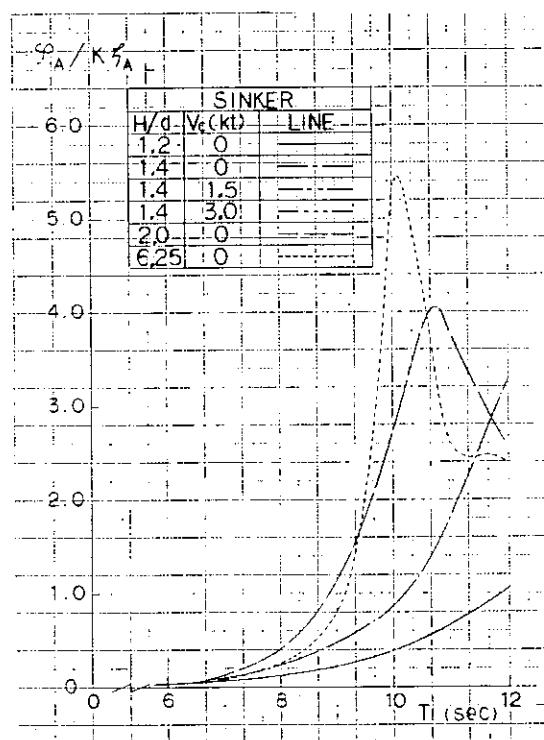


図 3.2.3.11 横揺れ振幅

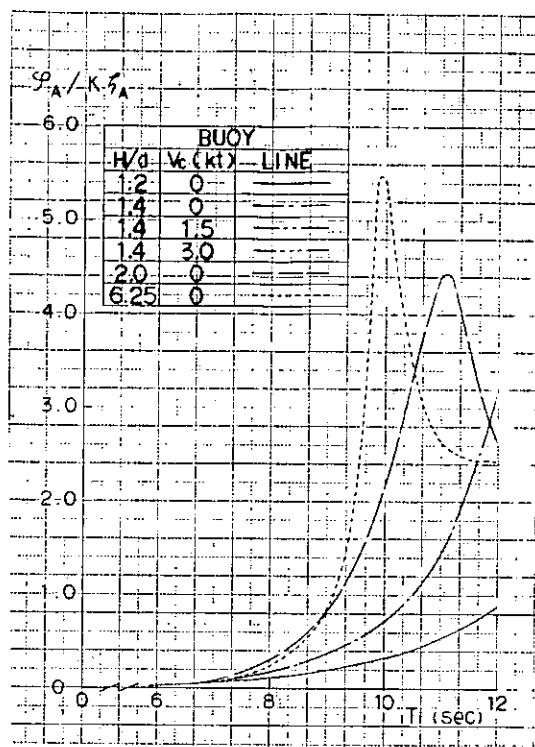


図 3.2.3.12 横 摆 れ 振 幅

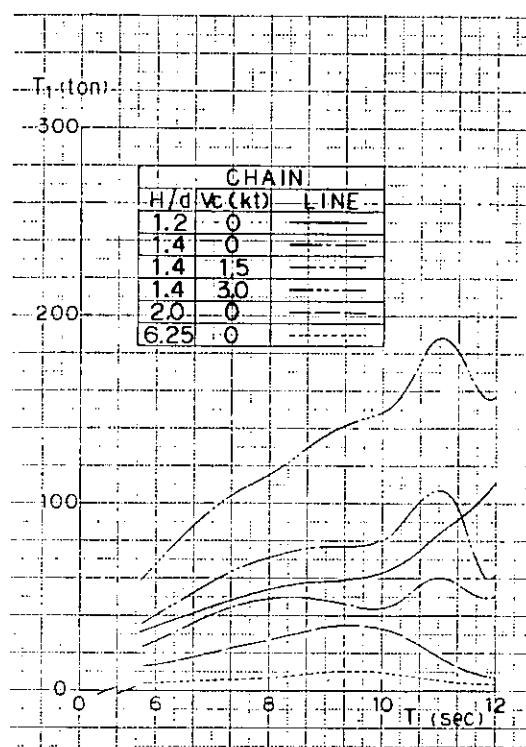


図 3.2.3.13 変 動 張 力  $T_1$

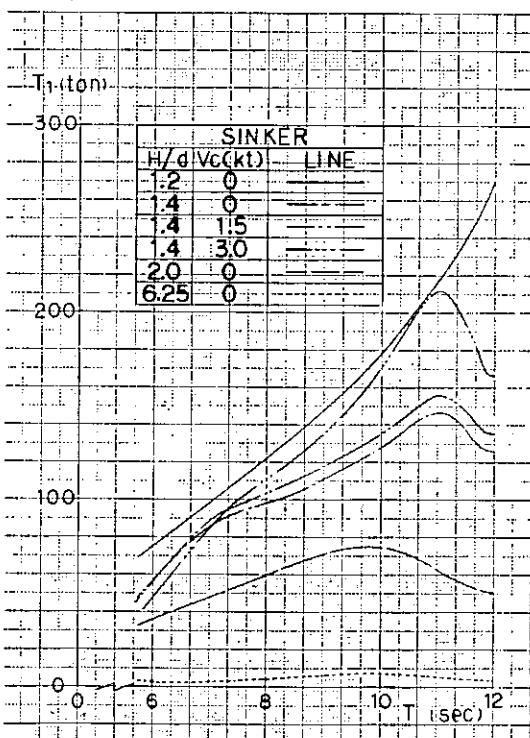


図 3.2.3.14 変 動 張 力  $T_1$

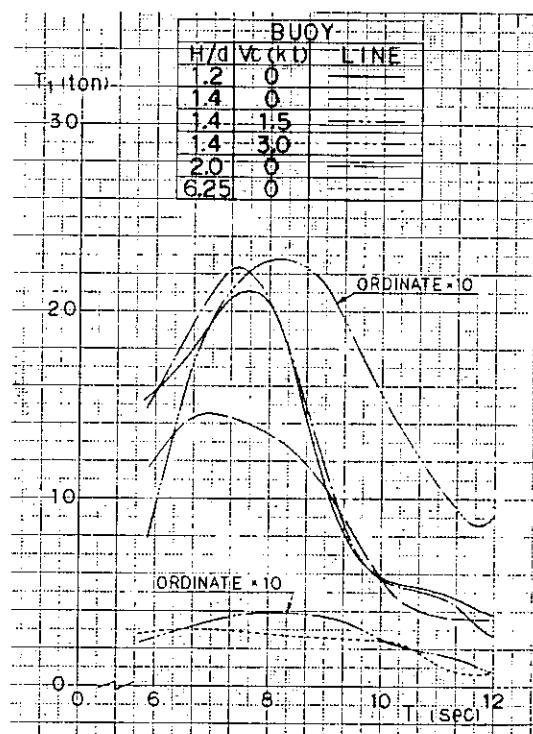


図 3.2.3.15 変 動 張 力  $T_1$

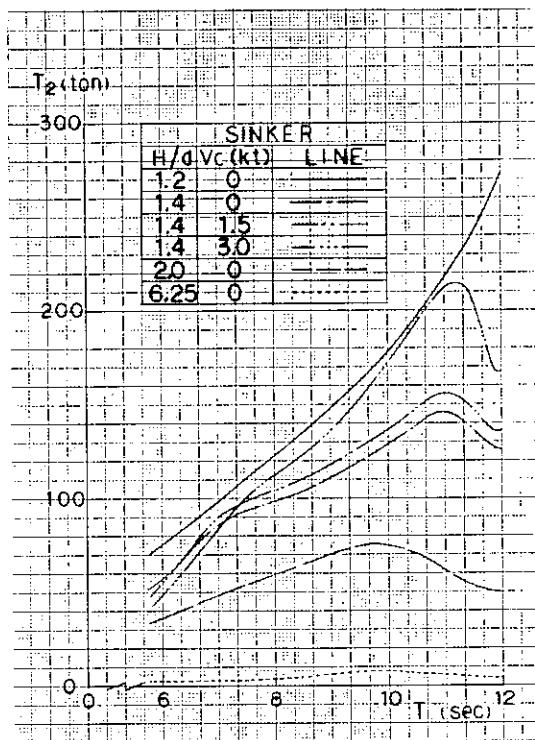


図 3.2.3.16 変動張力  $T_2$

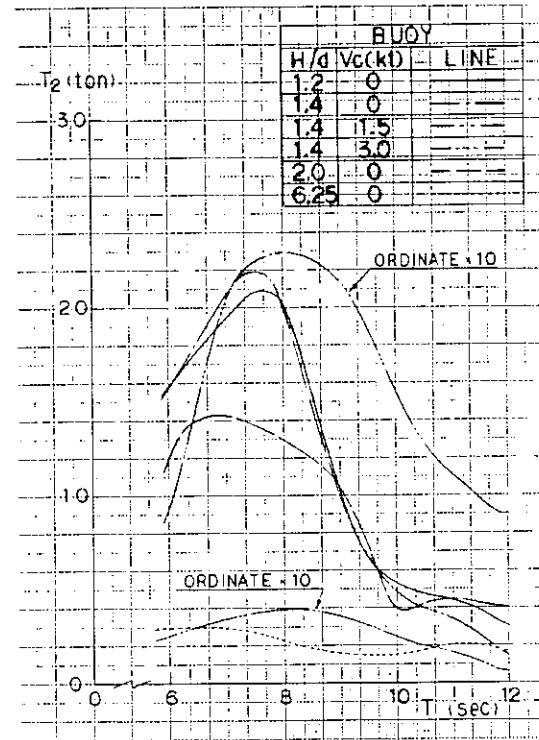


図 3.2.3.17 変動張力  $T_2$

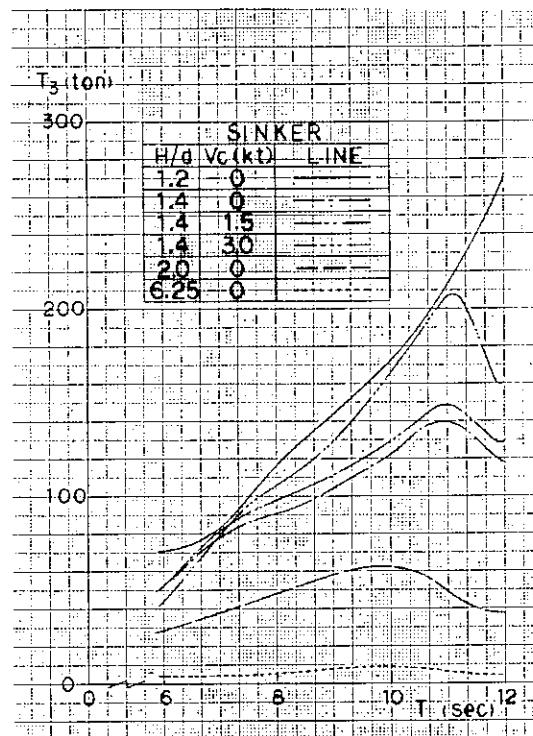


図 3.2.3.18 変動張力  $T_3$

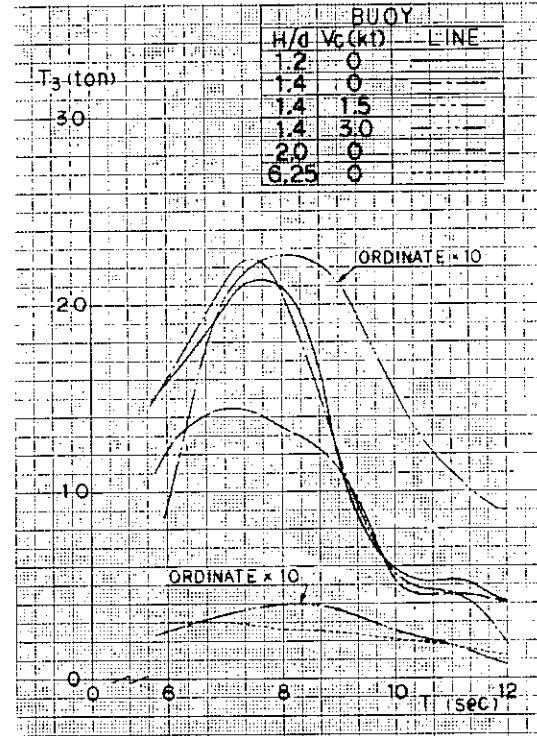


図 3.2.3.19 変動張力  $T_3$

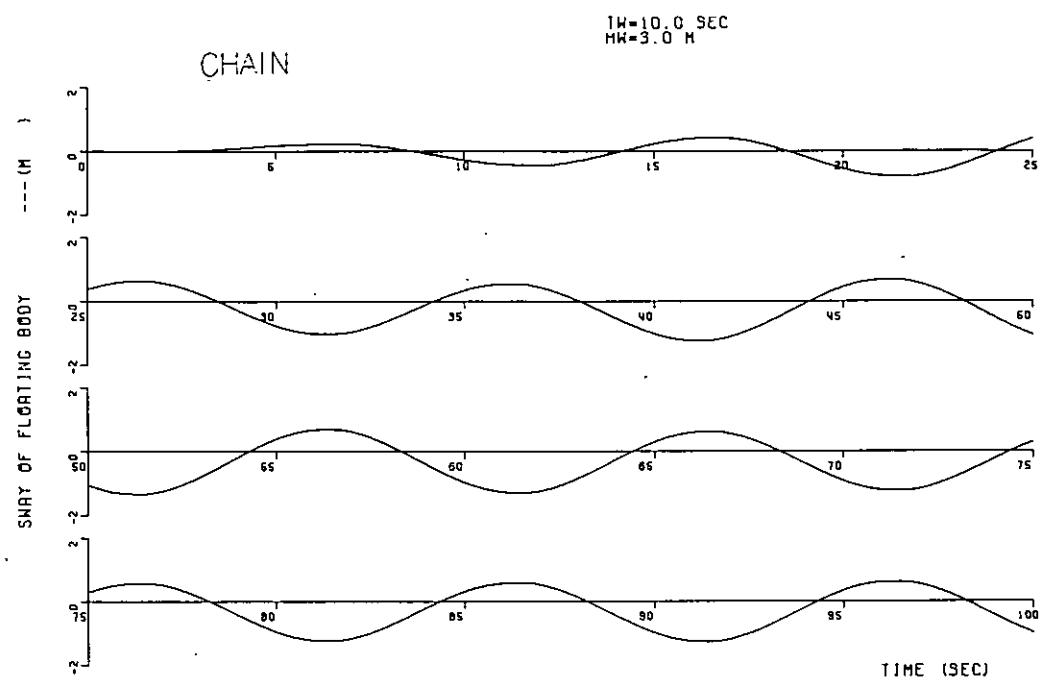


FIG. 3.2.3.20 TIME HISTORY OF SWAY OF FLOATING BODY

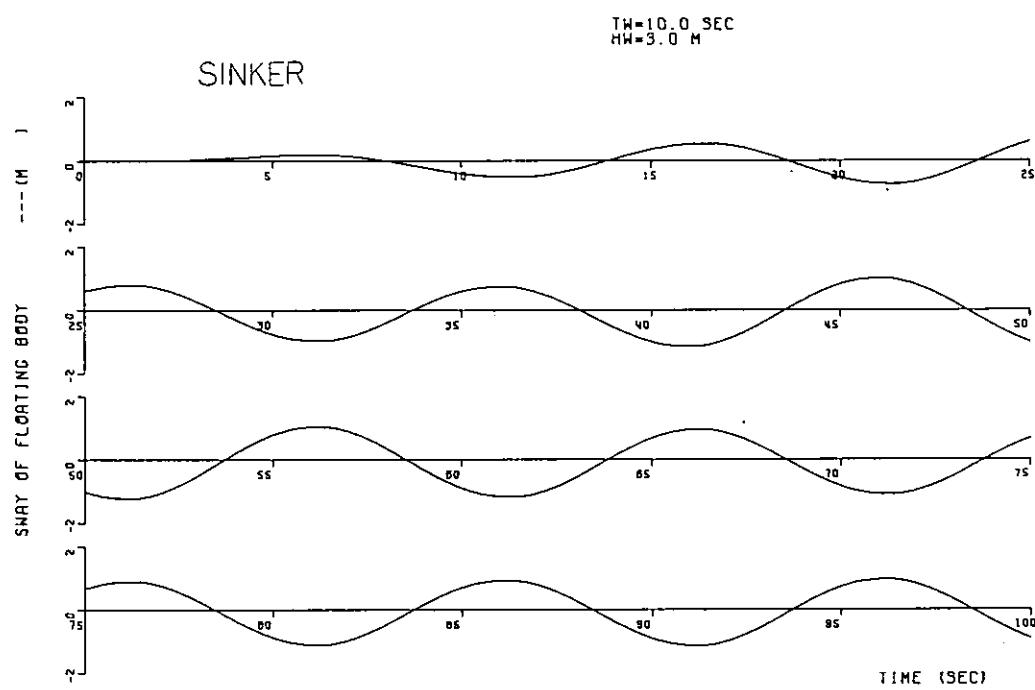


FIG. 3.2.3.21 TIME HISTORY OF SWAY OF FLOATING BODY

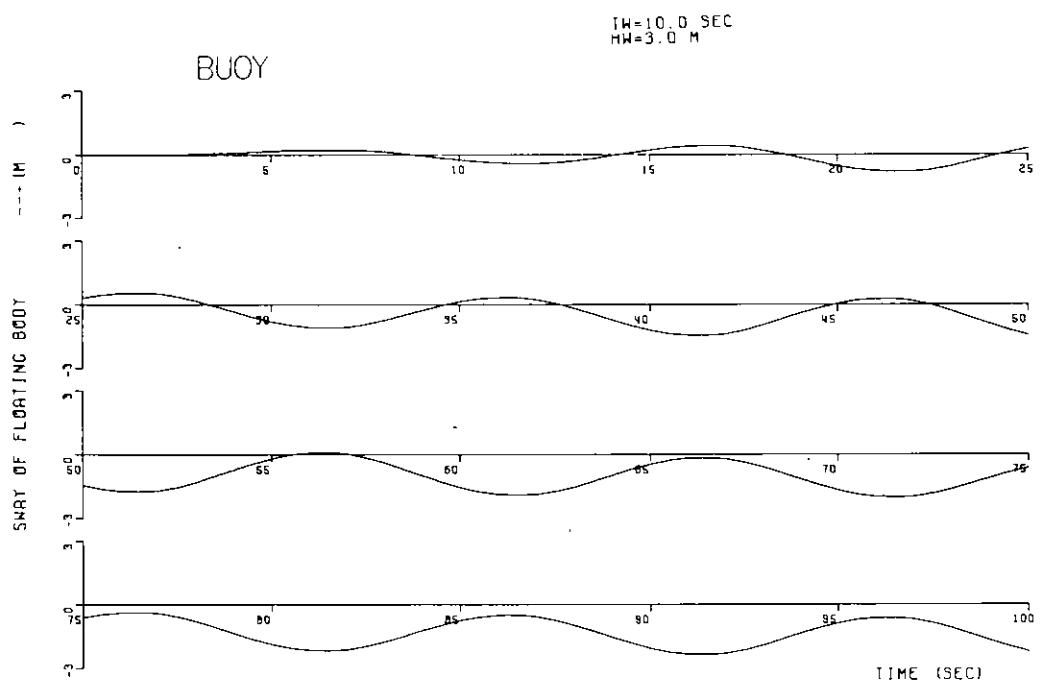


図 3.2.3.22 TIME HISTORY OF SWAY OF FLOATING BODY

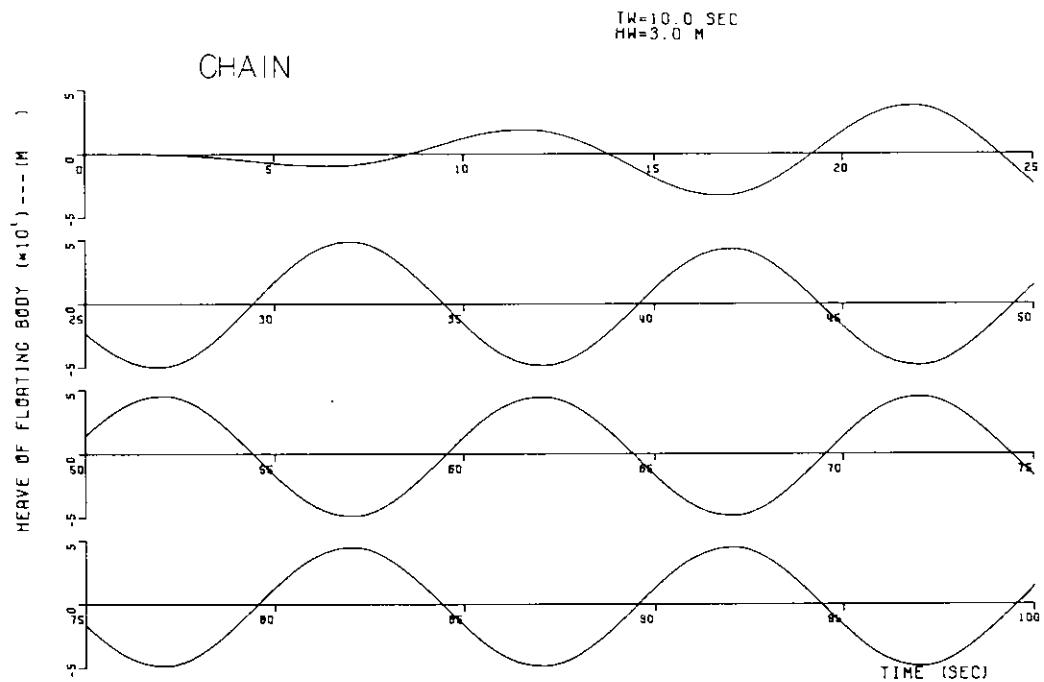


図 3.2.3.23 TIME HISTORY OF HEAVE OF FLOATING BODY

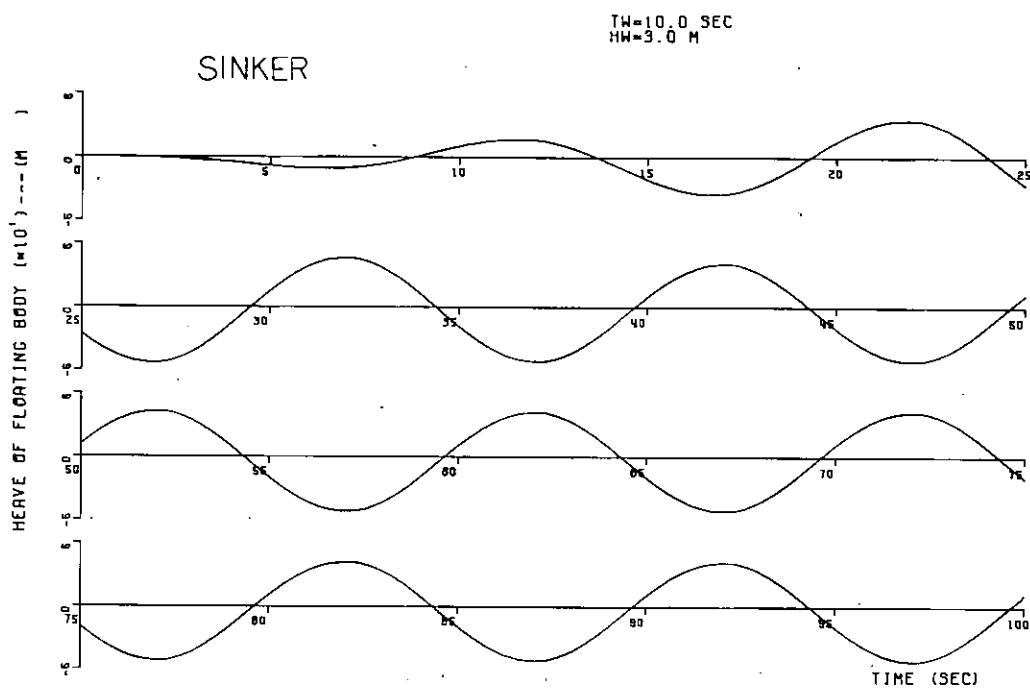


図 3.2.3.24 TIME HISTORY OF HEAVE OF FLOATING BODY

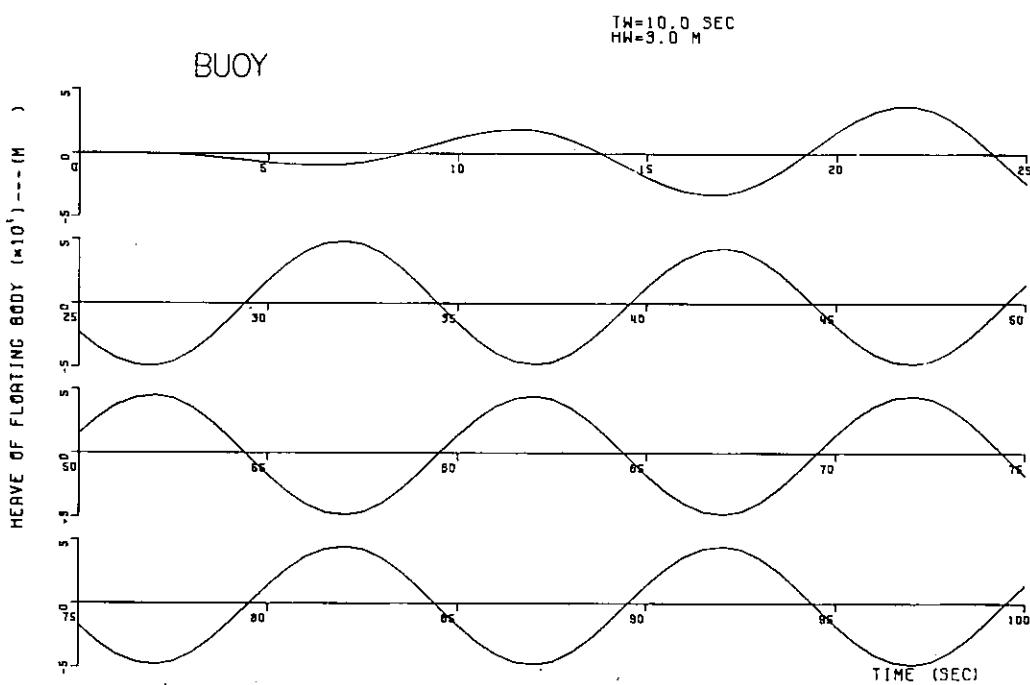


図 3.2.3.25 TIME HISTORY OF HEAVE OF FLOATING BODY

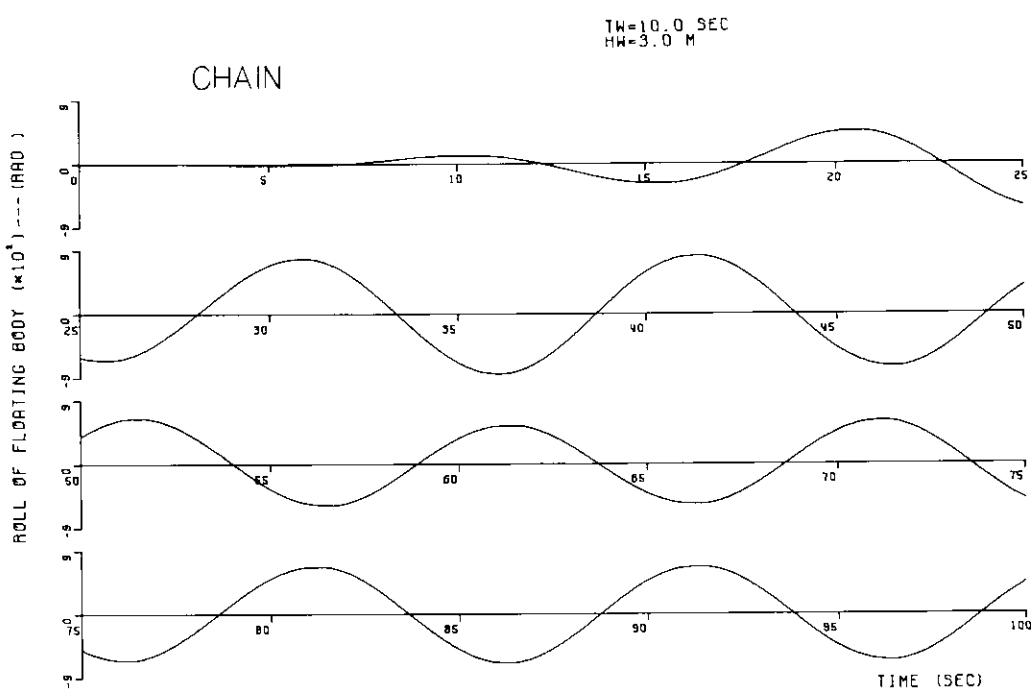


図 3.2.3.26 TIME HISTORY OF ROLL OF FLOATING BODY

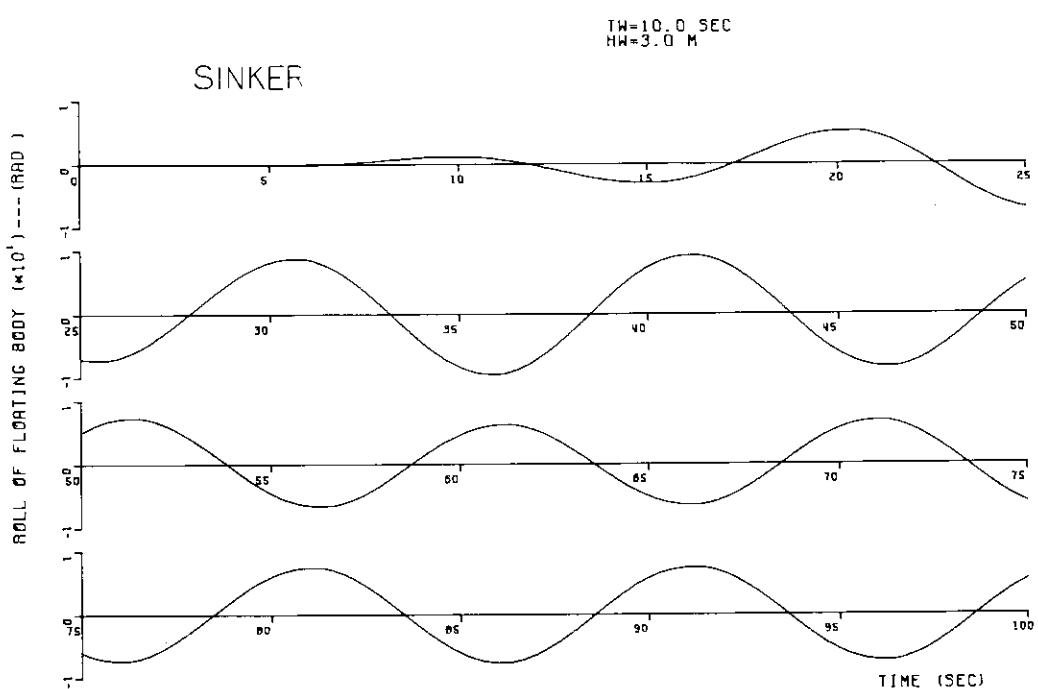


図 3.2.3.27 TIME HISTORY OF ROLL OF FLOATING BODY

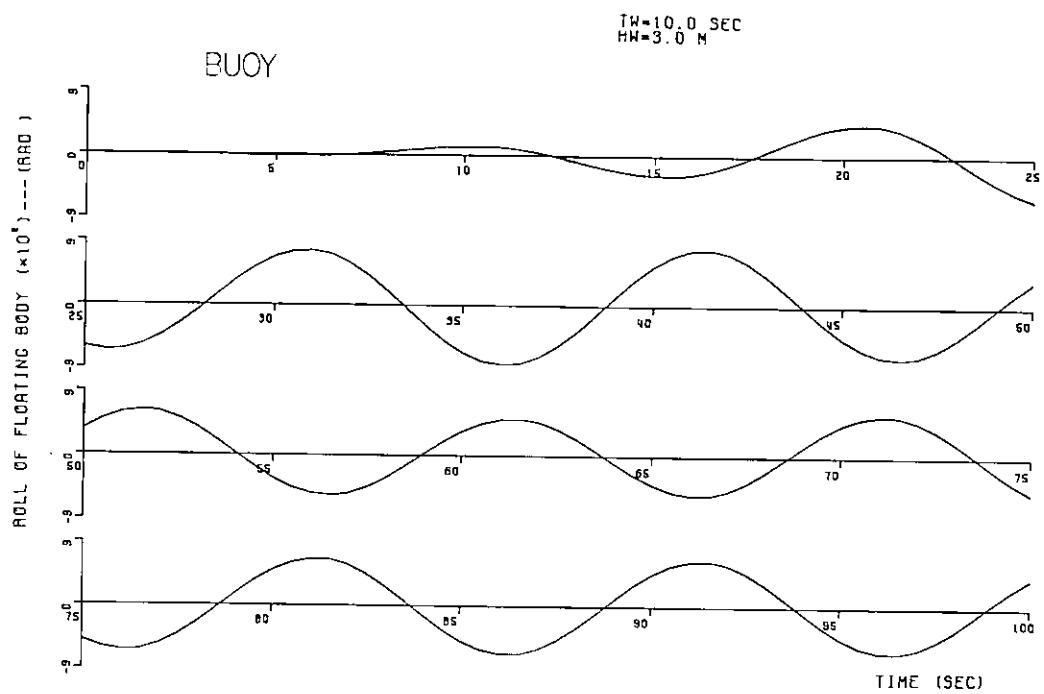


図 3.2.3.28 TIME HISTORY OF ROLL OF FLOATING BODY

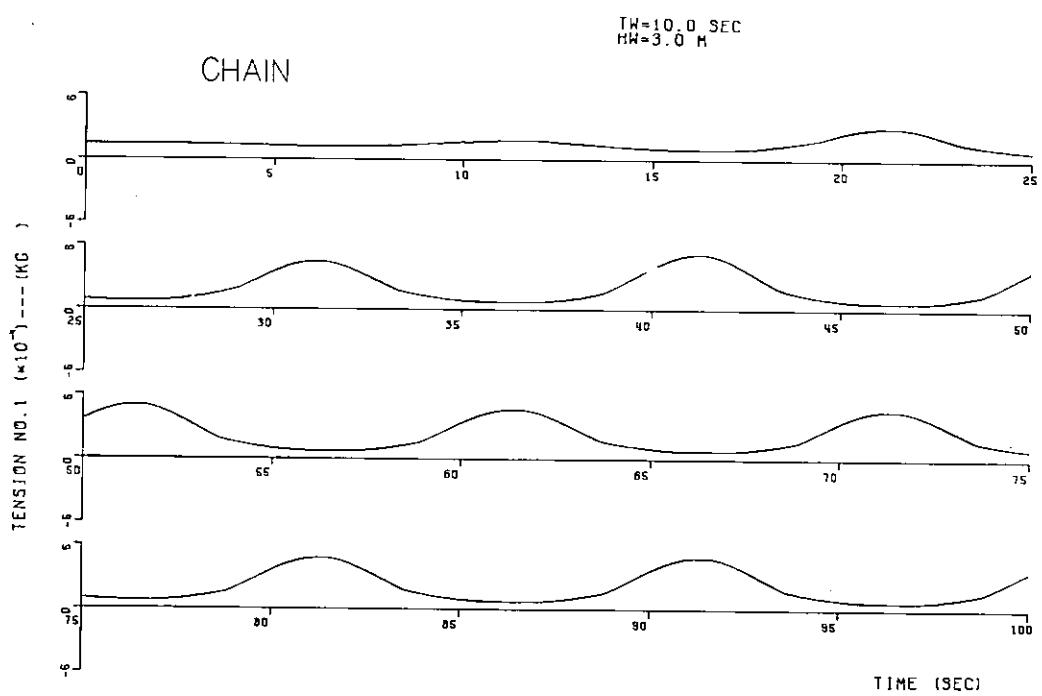


図 3.2.3.29 TIME HISTORY OF TENSION NO.1 (LINE NO.1)

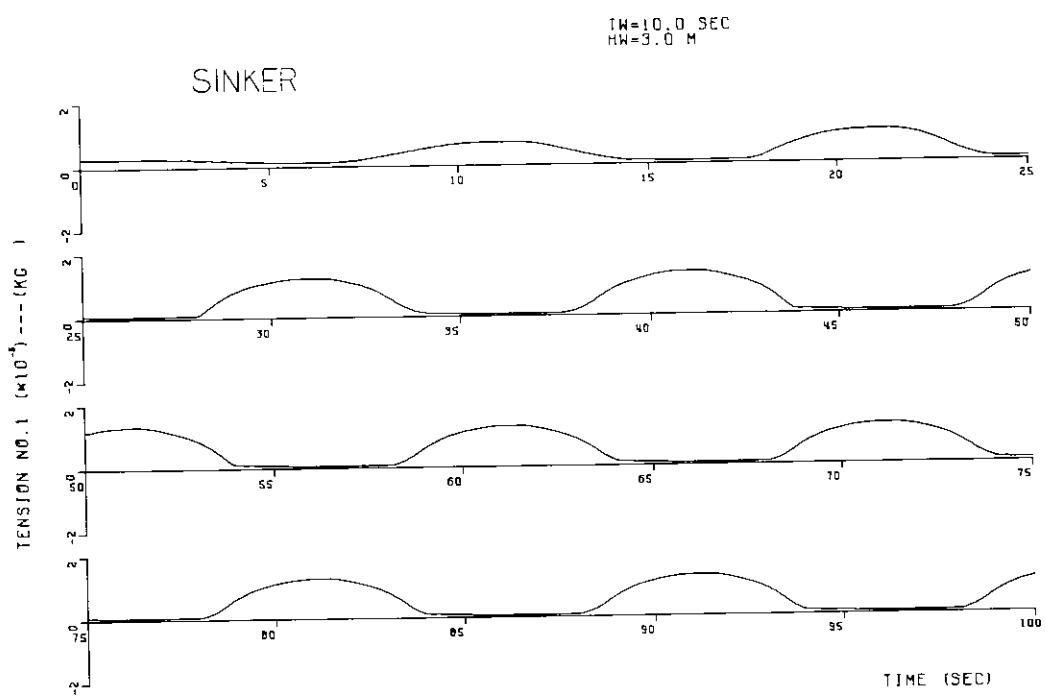


図 3.2.3.30 TIME HISTORY OF TENSION NO. 1 (LINE NO. 1)

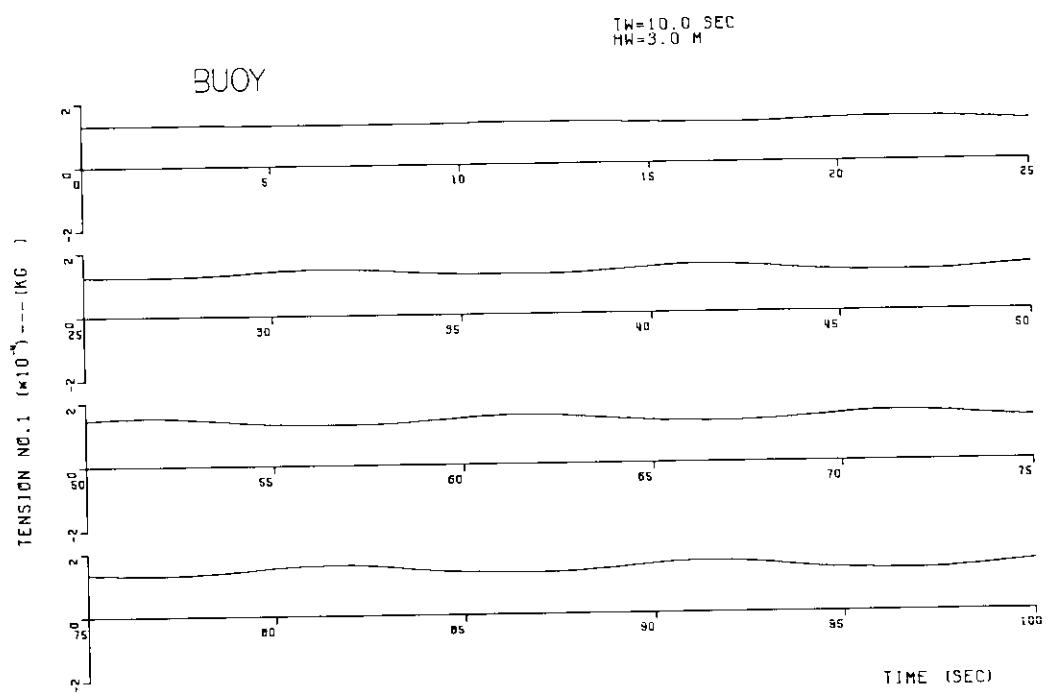


図 3.2.3.31 TIME HISTORY OF TENSION NO. 1 (LINE NO. 1)

### 3. 一点 係 留 方 式

一点係留方式は多点係留あるいはドルフィン係留に比較して構成が単純であり建造費も少なくてすみ、一般的に係留力も小さくすることができる。これは外力の作用する方向に応じて係留物体が自由に向きを変えることにより作用する力を小さくできることによるが、逆に言えば係留物体が自由に動きまわるだけの海面を必要とする。一点係留方式において注意すべき点は定常外力下においても起こる係留物体の振れまわり運動である。振れまわり運動が大きくなると物体の慣性力の影響で係留力は急激に大きくなる。本節では一点係留時の箱型海洋構造物の挙動に対する各外力（潮流、風、波）の方向が異なる場合の影響を主として検討した。一点係留方式には種々の方式が提案されているが、ここでは最も一般的なブイカタナリ方式（図3.3.2.2）を考えた。

#### 3.1 一点係留シミュレーション計算

##### 3.1.1 計算目的

今回のシミュレーション計算の目的は模型試験結果との比較から計算プログラムの問題点を明らかにし、次年度にシミュレーション計算を種々の状態に対して実施することにより適切な設計指針が得られるようにすることにある。したがって、今回の計算結果はあくまで概略値であり、本年度の研究で明らかになった諸点を修正したプログラムにより次年度更にシミュレーション計算を行なう必要がある。

##### 3.1.2 計算式

今回シミュレーション計算に使用したプログラムはSR155研究部会において開発した大型タンカーの一点係留プログラム<sup>1)</sup>に潮流力、風圧力係数等の修正を行なったものである。計算に使用した座標系を図3.3.1.1に示す。運動方程式を次に示す。

$$\begin{aligned} (M+m_x)\dot{u} - (M+m_y)v r &= F_x + T_x \\ (M+m_y)\dot{v} + (M+m_x)u r &= F_y + T_y \\ (J+j_\phi)\dot{\phi} &= M\phi + T_y \cdot \ell_p \end{aligned}$$

(3.3.1)

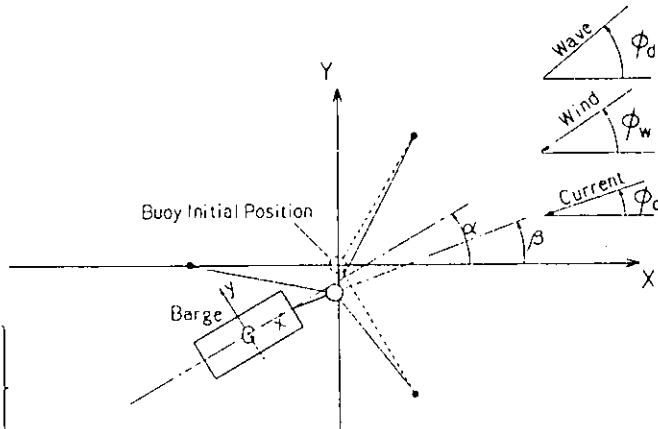


図3.3.1.1 座標系

- ここに  $M, J$  : 構造物の質量、船首慣性モーメント
- $m_{x, y}$  : 構造物固定の  $x, y$  軸方向付加質量
- $j_\phi$  : 構造物の重心を通る垂直軸まわりの付加慣性モーメント
- $u, v$  :  $x, y$  軸方向の速度
- $r$  : 旋回角速度
- $F_x, y, M\phi$  : 外力及び外力モーメント
- $T_x, y$  : ブイチャーンによる  $x, y$  軸方向の水平張力
- $\ell_p$  : 重心からブライイン接続点までの距離

ところで、SR155研究部会で対象とした大型タンカーと今回の箱型海洋構造物とでは外力には大きな相異がある。潮流力、風圧力係数は54年度で本研究部会が実施した潮流力計測試験結果<sup>2)</sup>から推定した。波漂流力については特に修正しなかったが、SR155研究部会では無視していた  $x$  軸方向の漂流力も考慮した。対象海域は浅

水域ではあるが今回考えた構造物の場合吃水が小さく浅水影響は無視できるものとした。外力の計算式を以下にまとめた。各係数は図3.3.1.2, 3.3.1.3に示した。

潮流力 (  $F_c$ ,  $M_c$  )

$$\left. \begin{aligned} F_{cx} &= \frac{1}{2} \rho_c C_x U^2 B d \\ F_{cy} &= \frac{1}{2} \rho_c C_y U^2 L d \\ M_{c\phi} &= \frac{1}{2} \rho_c C_y U^2 L d \cdot \ell_{L/H=3.2} \end{aligned} \right\} (3.3.2)$$

風圧力 (  $F_w$ ,  $M_w$  )

$$\left. \begin{aligned} F_{wx} &= \frac{1}{2} \rho_w C_x V_w^2 B (D-d) \\ F_{wy} &= \frac{1}{2} \rho_w C_y V_w^2 L (D-d) \\ M_{w\phi} &= \frac{1}{2} \rho_w C_y V_w^2 L (D-d) \ell_{L/H=0} \end{aligned} \right\} (3.3.3)$$

波漂流力 (  $F_d$ ,  $M_d$  )

$$\left. \begin{aligned} F_{dx} &= \frac{1}{2} \rho_c g \zeta^2 B R^2 \cos^2 (\phi_d - \alpha) \\ F_{dy} &= \frac{1}{2} \rho_c g \zeta^2 L R^2 \sin^2 (\phi_d - \alpha) \\ M_{d\phi} &= 0 \end{aligned} \right\} (3.3.4)$$

ここに  $\rho_c, w$  : 水及び空気の密度

$U$  : 相対流速 ( 流速 ( $V_c$ ) と構造物速度 ( $u, v$ ) )

$V_w$  : 風速

$\ell$  : G点 ( $x$ ) から着力点までの  $x$  軸方向の距離

$\zeta$  : 波振幅

( 3.3.2 ) ~ ( 3.3.4 ) 式の各成分は絶対値を示しており符号は図3.3.1.1の座標系に従って決まる。潮流力については流向 ( $\phi_c$ ), 構造物の向き ( $\alpha$ ) 及び構造物の速度の方向から相対流向 ( $\chi$ ) を求め図3.3.1.2から  $C_x, C_y, \ell_{L/H=3.2}$  を求める。風圧力については構造物の速度は無視して  $\phi_w$  と  $\alpha$  とから相対風向を求める。チーンの張力はカテナリー理論によるもので ( 3.3.1 ) 式を逐次的に解いた刻々の位置での静的な力として与えられる。チーン自体の動的影響は考えない。

流体力係数は S R 155 研究部会で設定した値をそのまま使用しており  $m_x = 0, m_y = 1, j\phi = 0.05 ML^2$  である。これらの値については、本年度実施した流体力に関する水槽模型試験結果 ( 第2章2.2節 ) を次年度の計算ではとり入れる。

表3.3.2.1 の要目に示す構造物の一点係留時における挙動のシミュレーション計算例を図3.3.1.4, 3.3.1.5 に示す。図3.3.1.4 のように外力が全て同一方向から作用する場合、構造物の初期の向きは  $\alpha, \beta = 0^\circ$  としているため外力の方向も  $\chi = 0^\circ$  では運動が起こらない。そこでこの場合には  $y$  軸方向に初期外乱速度を与えており、図3.3.1.4 では振れまわり運動は収束していくが図3.3.1.5 のように風及び波と潮流が互いに  $45^\circ$  の角度をもつ場合 ( $\phi_c = 0^\circ, \phi_w = \phi_d = 45^\circ$ , 図3.3.1.1) には振れまわり運動はある一定の振幅を持つ周期運動になっている。この計算の計算きざみは図3.3.1.4 では 1 sec, 図3.3.1.5 では 2 sec である。

なお、シミュレーション計算は、模型試験に対応する要目についても実施し試験結果と計算値との比較を行なった。それらについては3.3節で述べる。

## 3.2 模型試験

### 3.2.1 試験目的

浅海域に一点係留された箱型海洋構造物の挙動に対する外力の影響、特に各外力の方向が互いに異なる場合について構造物の振れまわり運動及びブイチェーン、ブライインに働く張力の大きさを調べ、一点係留システム設計指針の資料とする。この結果は同時に実験を行なったシミュレーション計算の精度をチェックするためにも用い、次年度ではシミュレーション計算のみで種々の状況下で一点係留された構造物の挙動を明らかにできるようにする。

### 3.2.2 供試模型

本研究部会で考えている箱型海洋構造物の上部形状には多種多様なものが考えられるが、計算値との比較を行なうことを考慮し簡単な箱型とした。模型の要目は表3.3.2.1に示す通りで、下半分はアルミ製、上半分は合板製である。図3.3.2.1には模型の外形を示すがA-Typeと示した方式はブイと構造物をワイヤーで接続する通常の係留方式、またB-Typeと示したものはブイと構造物が一体となった方式である。

### 3.2.3 試験方法

試験装置の配置を図3.3.2.2に示す。実際の水深と相似にするため水槽内に一辺の長さが約4.8mの仮床を設けた。試験の種類は表3.3.2.2に示す通りで、実験設備上の制約から波と潮流は常に同一方向とし( $\phi_c = \phi_d = 0^\circ$ )風の方向のみ変化させた。係留方式はA-Type、B-Typeの2種類である。

仮床の側壁は横風のときに障害とならないよう静水面までの高さしかない、そのため仮床外側水面の影響を受け、仮床上の波高は波の進行方向だけでなく幅方向にも変化する。試験時の波高は仮床中央位置の値で代表させることとし、試験前にあらかじめ所定の波高が得られるように造波機のストロークを調整して試験時には参考として図3.3.2.2に示す位置で波高を計測した。仮床上の波高分布を図3.3.2.3に示す。

風速分布は図3.3.2.4に示すように一定風速の範囲が狭いため構造物の中央に風速分布中央を合わせるようにした。風速の検定はブイの位置で行なった。基準とした水面上の高さは20cmでこれは略々構造物の水面上高さの中央である。風速についても試験時には参考として構造物の陰にならない場所で計測した。

チェーンに働く張力は容量3kgのリングゲージを使ってアンカーの位置で計測した。ブライインの張力計測は構造物側に取りつけた回転式のカンチレバー(容量10kg)で行ないブライインの構造物への取付高さは重心の高さに合わせた。

また、振れまわり運動を計測するためにモータードライブ付35mmカメラで連続写真を撮った。この写真は曳引台車の位置等の理由のため構造物の真上から撮ることができなかったので電子計算機を使って真上からの向きに変換して構造物の位置を求めたが、写真からの読みとり誤差他いろいろな誤差が重なって最終的には約10%の誤差になった。1回の計測は1'-30"程度でシャッター送りが約0.83秒/枚であったため1回につき100枚程度撮影した。

図3.3.2.5に連続写真の一部を例示する。

## 3.3 模型試験結果及びシミュレーション計算との比較

箱型海洋構造物ではタンカー等の船型と異なり振れまわり運動は非常に小さいことが今回実施したシミュレーション計算及び模型試験の結果明らかになった。ほとんどの場合、外力の方向に応じて構造物はある方向を向いて落ち着く。図3.3.3.1、3.3.3.2は風の方向を変化させたときの構造物のつり合い方向を示したものでHeading Angle ( $\alpha$ )とLine Angle ( $\beta$ )の定義は図3.3.1.1に示してある。振れまわり運動を起こす場合には $\alpha$ 、 $\beta$ は平均角度で示してある。

風速が5.5m/sのとき、実験で用いたチェーンの単重をそのまま使って計算をすると、外力が大きいためにチ

ーンが極度な taut 状態になりカテナリー理論による張力が非常に大きくなつてはとんど計算不可能になった。この点については計算法自体を改善しなければならないが、今回はとりあえずチェーンの単重を 3 倍にして計算を行なつた。

表 3.3.2.2 に示す Case-I では計算による風圧力の大きさは潮流力及び波漂流力各々の 2 倍程度、また Case-II, III では同じく風圧力の大きさは潮流力及び波漂流力の 10 倍程度ある。ただし全て構造物の正面から働くとした場合である。Case-I のシミュレーション計算と模型試験結果との比較、すなわち図 3.3.3.1 では両者の差が大きいが、図 3.3.3.2 の Case-II, III では両者は風向が 90° のときを除いて  $\alpha$ ,  $\beta$  共に良く合っている。このことは風圧力の推定値は略々妥当なものであったが、潮流力あるいは、波漂流力の推定に問題があることを示している。

振れまわり運動は小さいが図 3.3.3.3 の Case-I のまとめに示すようにシミュレーション計算によれば、風向が 45° と 135° のときに振れまわりが起つている。図 3.3.3.3 の計算値は  $\lambda/L = 1.0$  のものしか示していないが、 $\lambda/L = 2.0$  のときもほとんど同じ傾向である。Case-II, III では振れまわり運動は Case-I に比べて更に小さくなる。ところで Case-I の風向が 45° のとき計算では確かに振れまわりが起きるが模型試験ではほとんど起こらない。その様子は図 3.3.3.4 からも良くわかり計算プログラム上の問題となるところであるが、図 3.3.3.3 の振れまわり周期は計算と模型試験結果は割合一致している。

風向が 90° よりも大きくなると風のみによる構造物のつり合いの方向と波、潮流によるつり合いの方向とが大きく異なる。したがって、外力に変動があると構造物は振れまわり運動のような挙動を示す。今回の模型試験で潮流と波を重ねると潮流あるいは波高が乱されて変動するためであると思われるが、図 3.3.3.5 に示すように一見長周期の振れまわり運動のような現象が起きた。仮に実際の海面のように風速に長周期の変動があれば当然同じような現象になるものと思われる。しかし、このような外力の変動による振れまわり運動は単に静的なつり合い位置が変化することであるので係留索の張力による復原力運動には余り関係せず、振れまわりが大きくて張力は特に大きくならない。

ブイチェーンの張力は模型試験ではアンカーの位置で計測し計算ではブイへの接続部での値を求めている。両者の差は張力の垂直成分で約 40% である。図 3.3.3.6, 3.3.3.7 はブイチェーンの張力、ブライインの張力について模型試験とシミュレーション計算結果との比較である。模型試験では表 3.3.2.2 に示すように Case-III の B-Type 試験とシミュレーション計算結果との比較である。計算によれば、Case-I では  $\lambda/L = 1.0$  のとき 1978,  $\lambda/L = 2.0$  のとき 1938, また Case-II では  $\lambda/L = 1.0$  のとき 7948,  $\lambda/L = 2.0$  のとき 7908 である。Case-III についても Case-II と同じ値で無次元化した。一方、外力のない状態でのチェーンのブイ接続部での初期張力は 888 である。波による運動の影響が小さい状態では模型試験結果と計算値はオーダー的には合っているが、Case-I の  $\lambda/L = 1.0$  のときには波による構造物の運動 (Surge, Pitch) の影響で模型試験で得られた張力は計算に比べて大きくなっている。Case-II では風圧力が大きいために波の影響は余りみられないが、Case-III の B-Type では構造物の波浪中動揺 (特に Pitch) がチェーンに直接伝わるためにチェーンの張力が非常に大きくなつた。

### 3.4 一点係留システムに関するまとめ

箱型海洋構造物はタンカー等に比べると振れまわり運動は非常に小さく、その意味では一点係留システムの大きな問題点が回避し得るわけであるから本システムは箱型海洋構造物の係留方式として有効であるものと思われる。

風向が潮流及び波の方向と異なる場合の振れまわり運動に対する影響は、シミュレーション計算では相対角が $45^\circ$ ,  $135^\circ$ のときに表われたが模型試験結果にはそのような影響はほとんどなかった。

チェーンが taut 状態になったときには構造物の波浪中動揺がチェーンの張力増大に大きく影響する。したがって、計算プログラムとしては、振れまわり運動と同時に構造物の波浪中動揺の影響を考慮することがより重要となる。また、システムとしては構造物の波浪中動揺のチェーン張力に対する影響を軽減するためにチェーンの単重、本数を増やしたりチェーンの途中にシンカーあるいはブイを取りつける方策が考えられる。

本システムの設計の指針を設定するためには、本年度明らかにされた問題点を取り入れた計算プログラムにより種々の状態におけるシミュレーション計算を次年度に実施する必要がある。

#### 参考文献

- 1) 日本造船研究協会 第155研究部会、係船システムの研究、研究資料No.269、昭52.3
- 2) 日本造船研究協会 第179研究部会、浅海域における箱型海洋構造物の運動特性及び係留システムの設計基準に関する研究、研究資料No.333、昭53.3

表 3.3.2.1 模 型 要 目

項目	模 型	実 船 換 算
長さ (L)	1.500 m	180.00 m
幅 (B)	0.750 m	90.00 m
高さ (D)	0.500 m	60.00 m
吃水 (d)	0.075 m	9.00 m
L / B	2.0	
B / d	10.0	
排水容積	84.375 $m^3$	145,800 $m^3$
KG	0.149 m	17.91 m
KG / d	1.99	
K <sub>yy</sub> / L	0.287	
ブイ直 径	0.083 m	10.00 m
ブイ高さ	0.060 m	7.20 m
ブイ吃水	0.040 m	4.80 m
ブイ排水容積	216 $m^3$	377 $m^3$
ブイチェーン長さ	1.500 m	180.00 m
ブイチェーン単重 (水中)	30 $kg/m$	421 $kg/m$
チエーン本数	3 本	
ブライイン長さ	0.500 m	60.00 m
ブライイン径	1.0 mmφ	

表 3.3.2.2 模型試験状態

状態	係留方式	風速 $V_w$	風向 $\phi_w$	流速 $V_c$	流向 $\phi_c$	波高 $H_w$	波長 $\lambda$	波向 $\phi_d$	水深 $H$
Case-I	A-Type	2.3m/s (25m/s)	0° 45° 90° 135° 180°	0.14m/s (3 knot)	0°	3.9cm (4.7cm)	$\lambda/L=1.0$ $\lambda/L=2.0$	0°	
Case-II	A-Type	5.5m/s (60m/s)	90° 135° 180° 0° 45° 90° 135° 180°	0.14m/s	0°	3.9cm	$\lambda/L=1.0$ $\lambda/L=2.0$	0°	465cm (55.8m)
Case-III	B-Type	5.5m/s	45° 135°	0.14m/s	0°	3.0cm (3.6m)	$\lambda/L=1.0$ $\lambda/L=2.0$	0°	

( ) 内は実船換算値を示す。

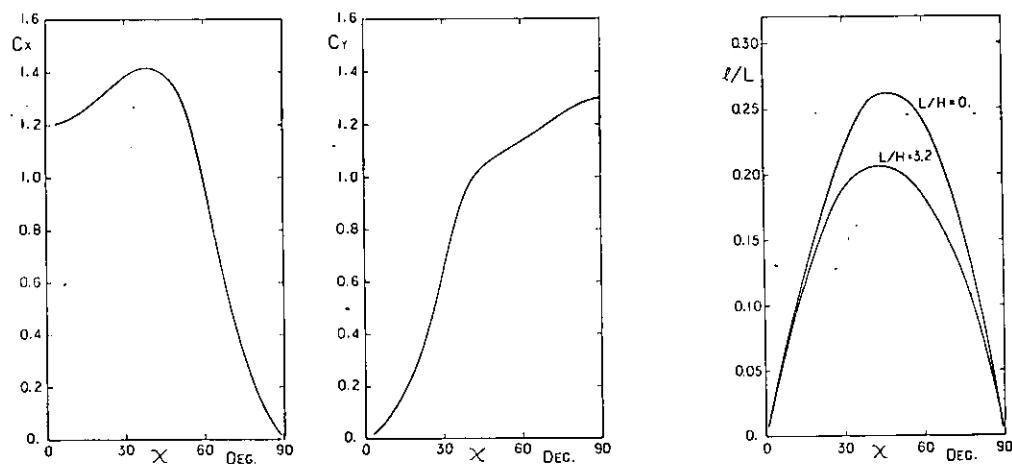


図 3.3.1.2 潮流力，風圧力係数

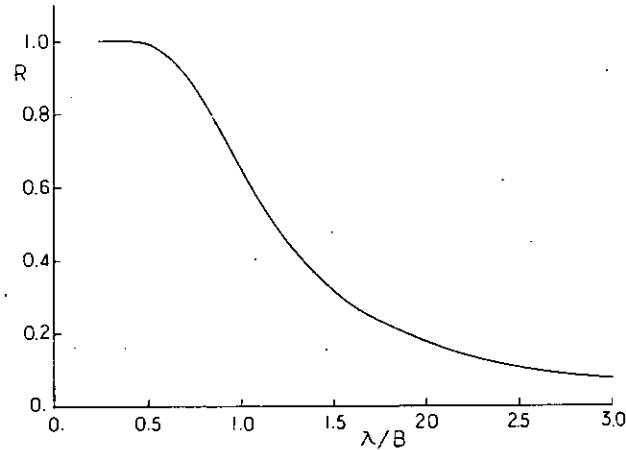


図 3.3.1.3 波漂流力係数

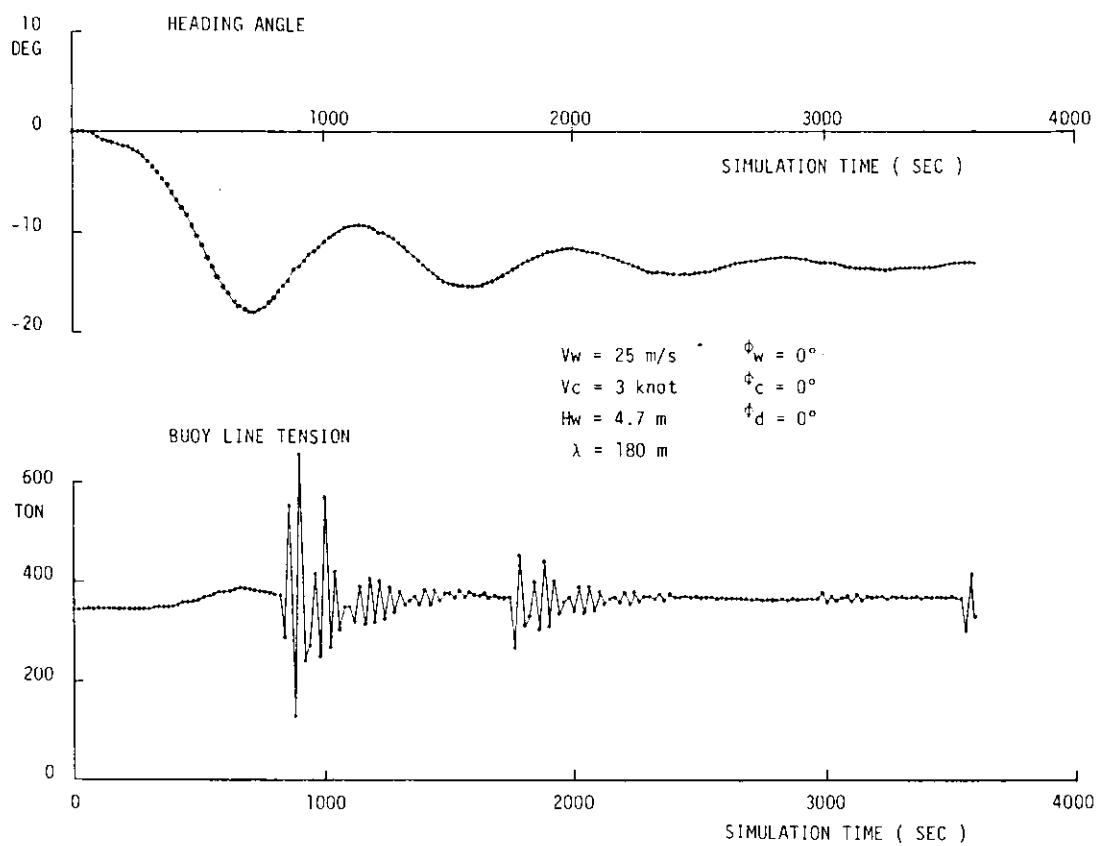


図 3.3.1.4 シミュレーション計算例 (1)

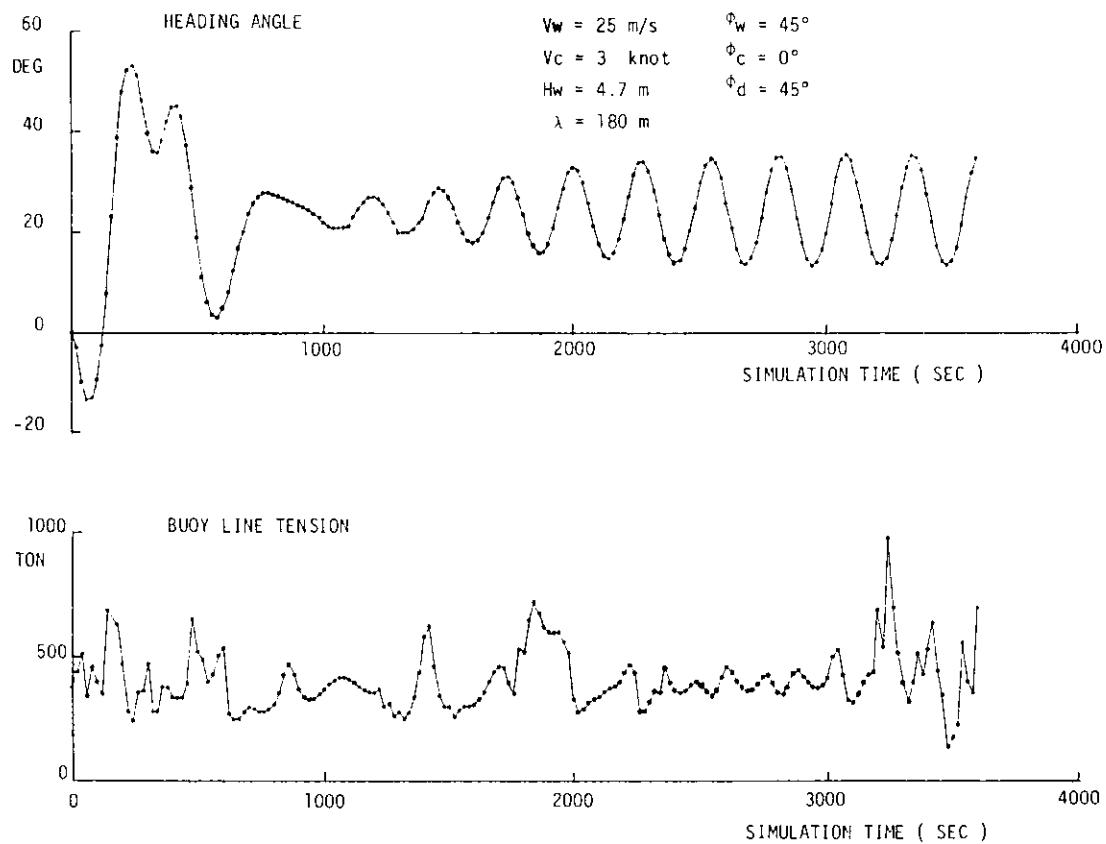


図 3.3.1.5 シミュレーション計算例 (2)

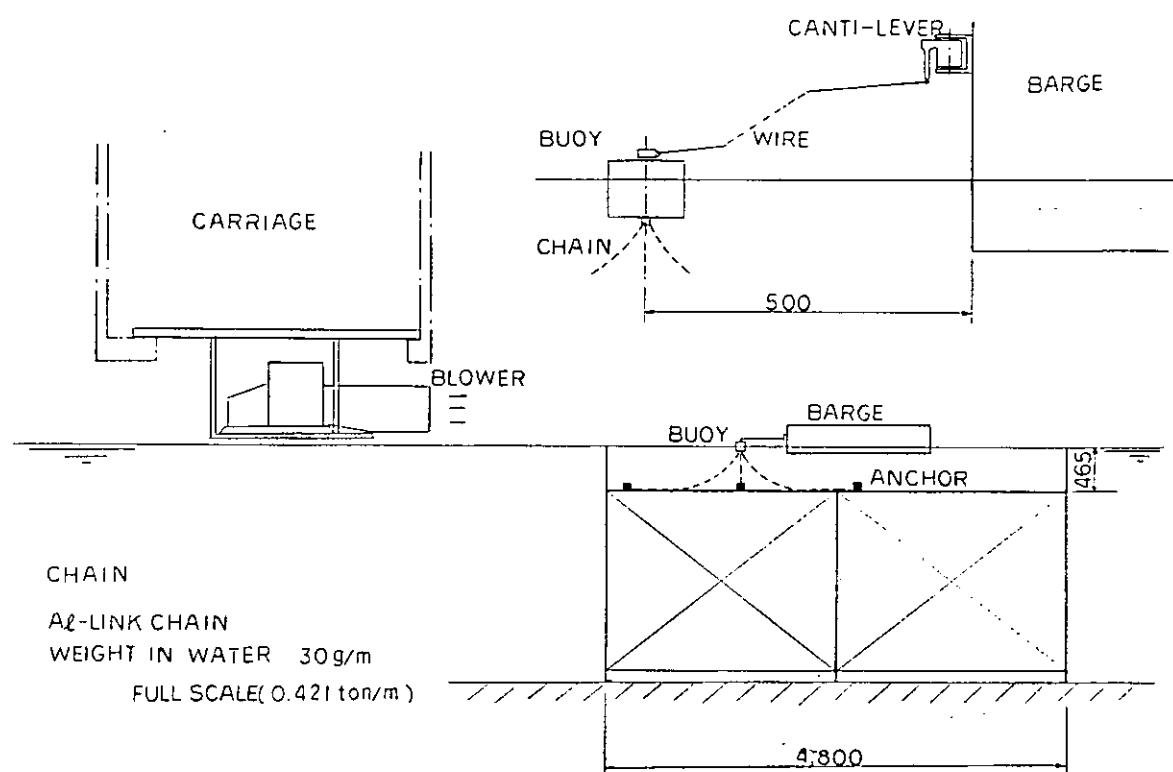
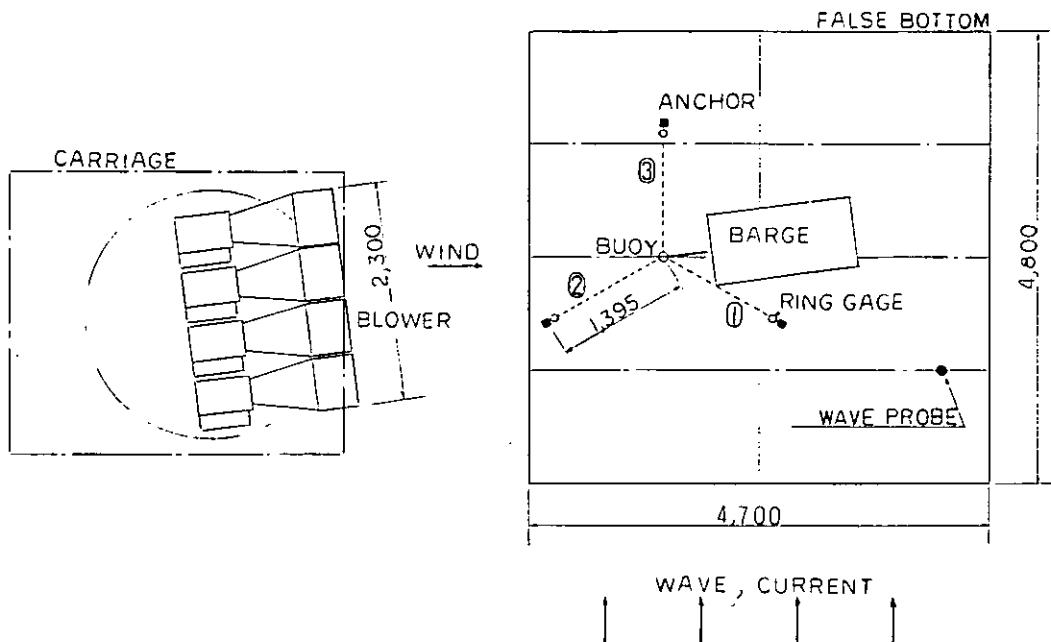


図 3.3.2.2 模 型 試 験 配 置

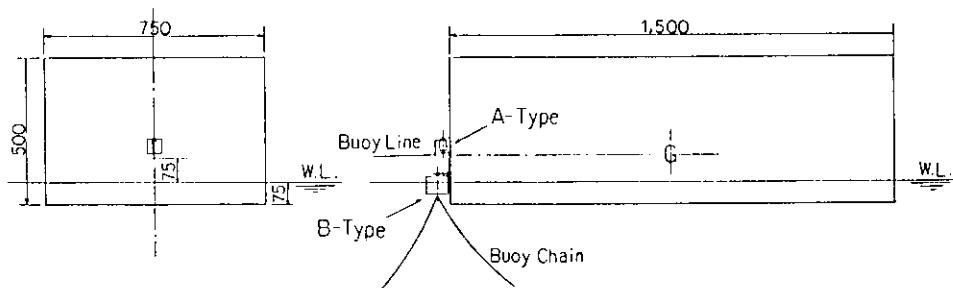


図 3.3.2.1 模 型 外 形

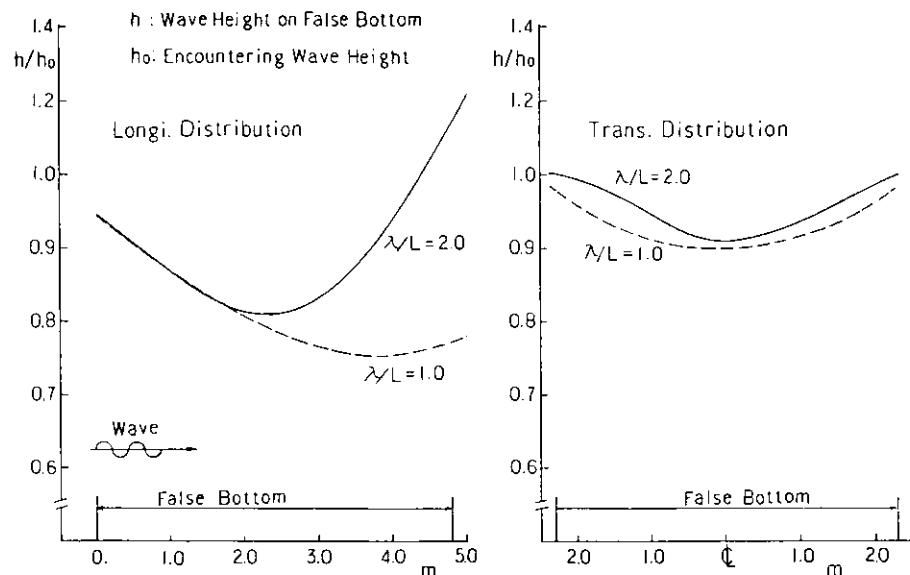


図 3.3.2.3 仮 床 上 の 波 高 分 布

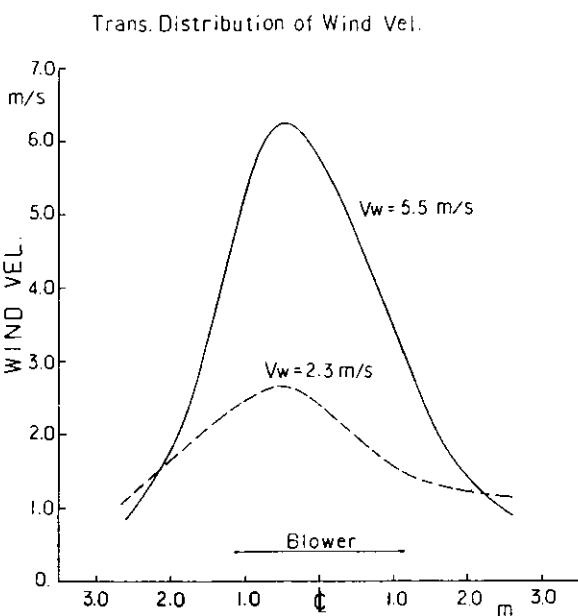


図 3.3.2.4 風 速 分 布

Wind 5.5 m/s  
Current 0.14 m/s  
Wave H<sub>w</sub> 3.9 cm  
 $\lambda/L$  1.0

Wind



圖 3.3.2.5 運 繞 写 真 例

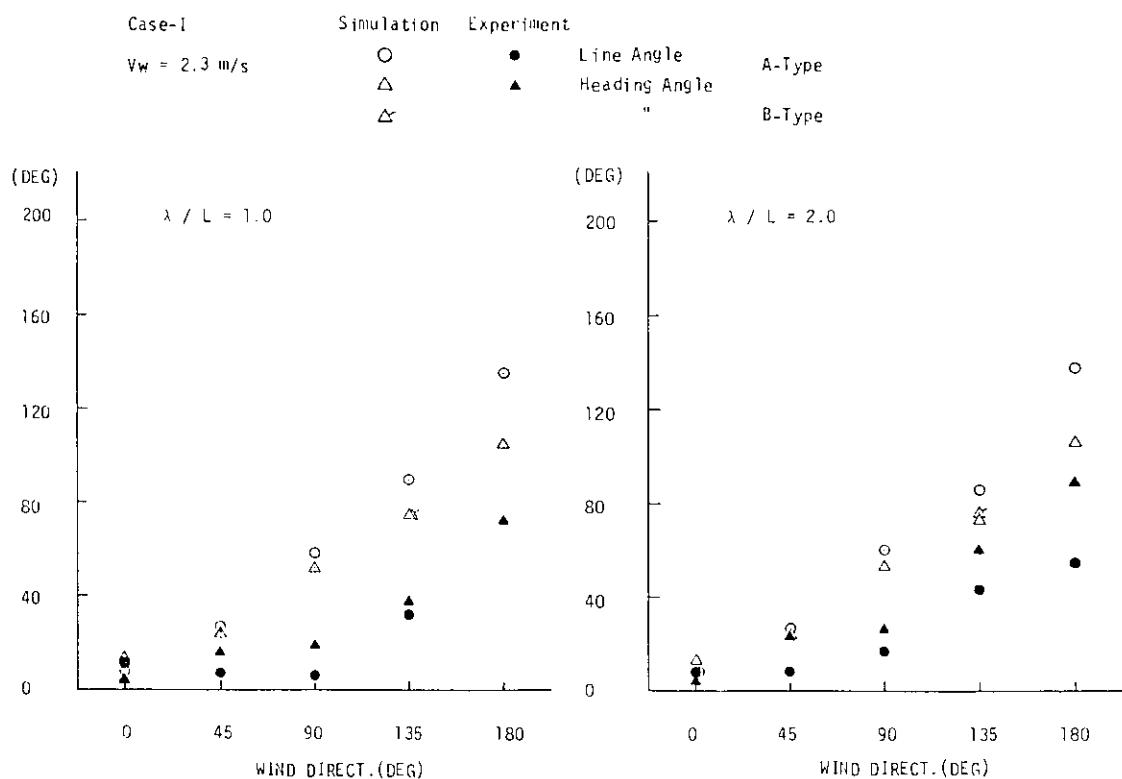


図 3.3.3.1 つり合い位置 Case-I

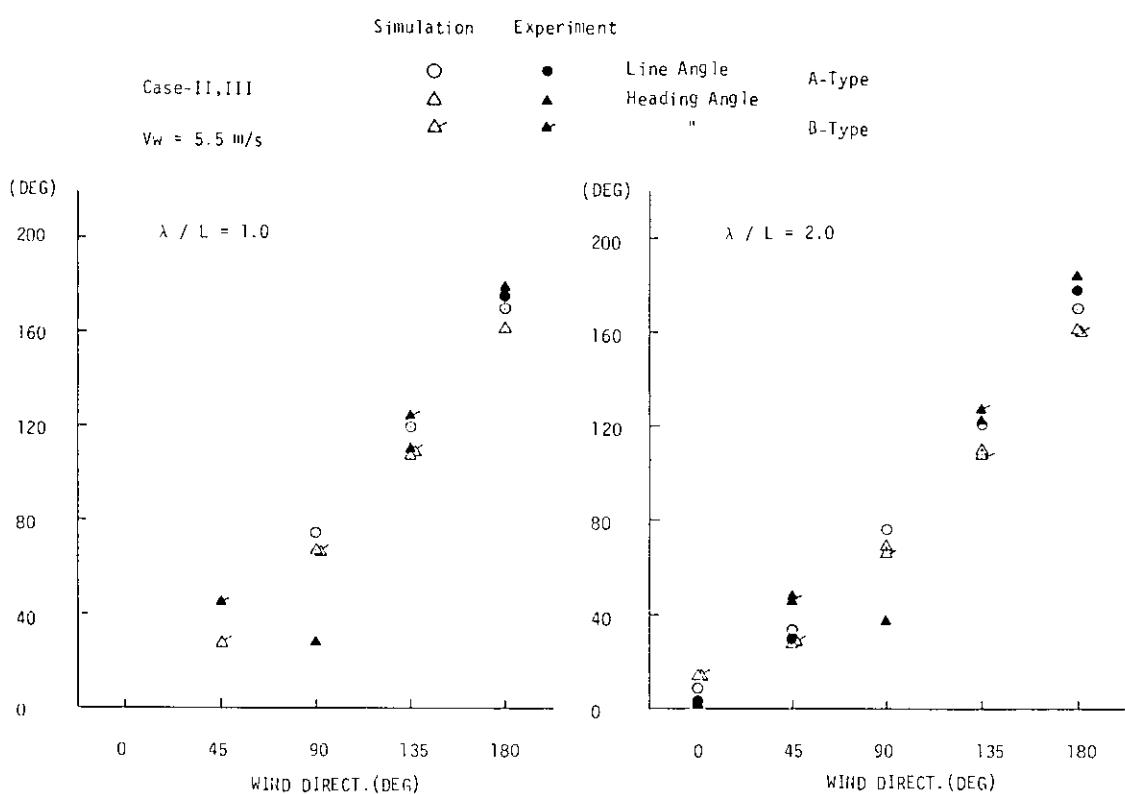


図 3.3.3.2 つり合い位置 Case-II, III

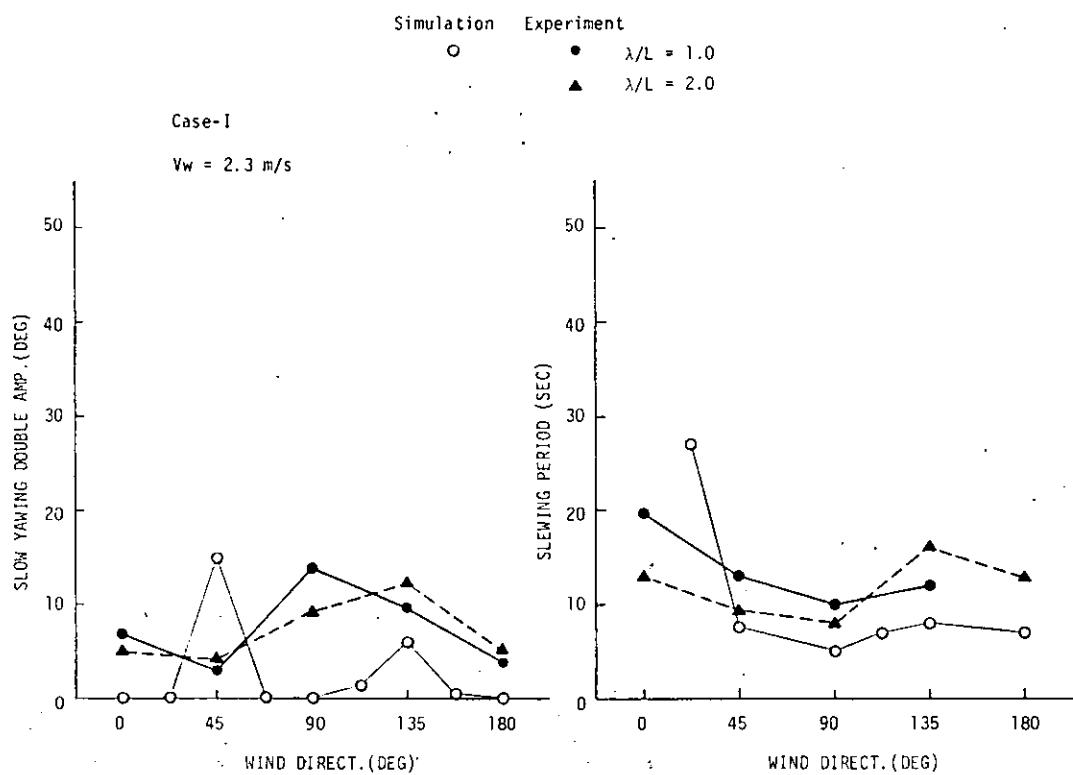


図 3.3.3.3 振れまわり運動

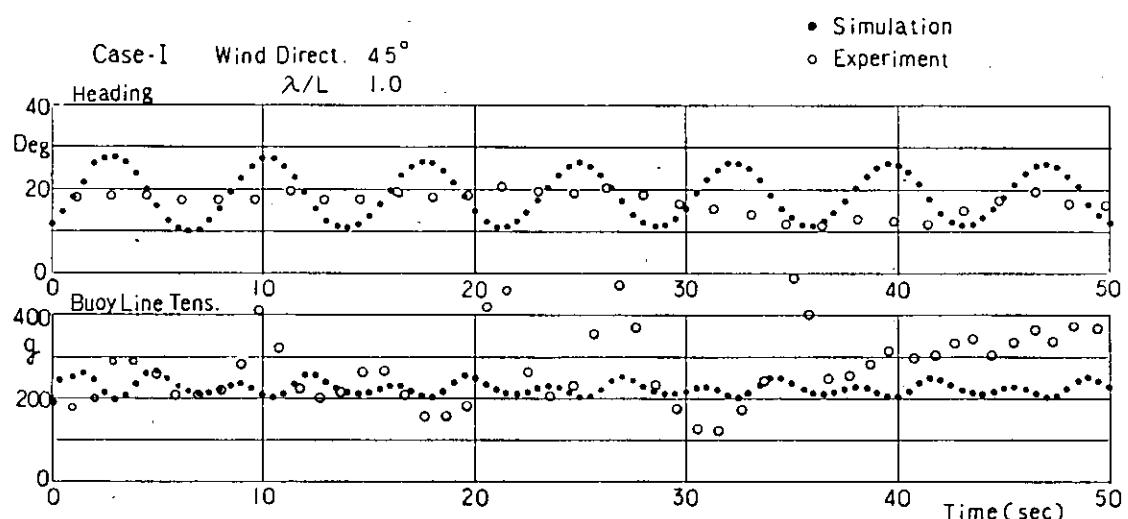


図 3.3.3.4 振れまわり運動時系列例

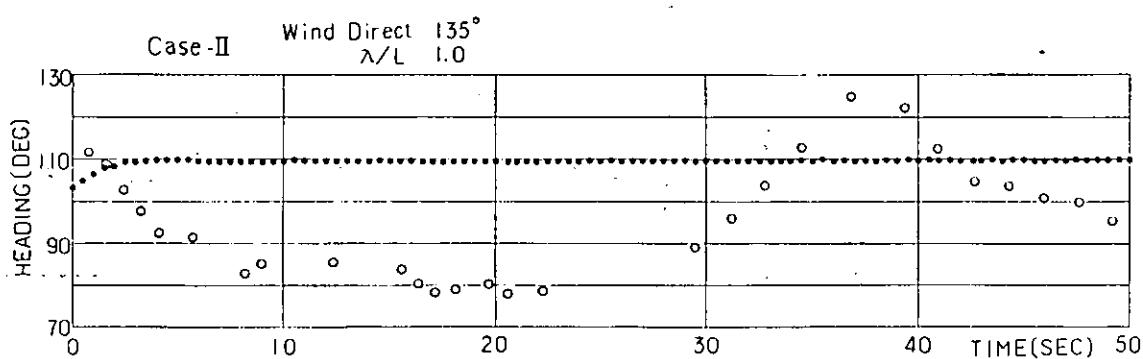


図 3.3.3.5 外力変動の影響

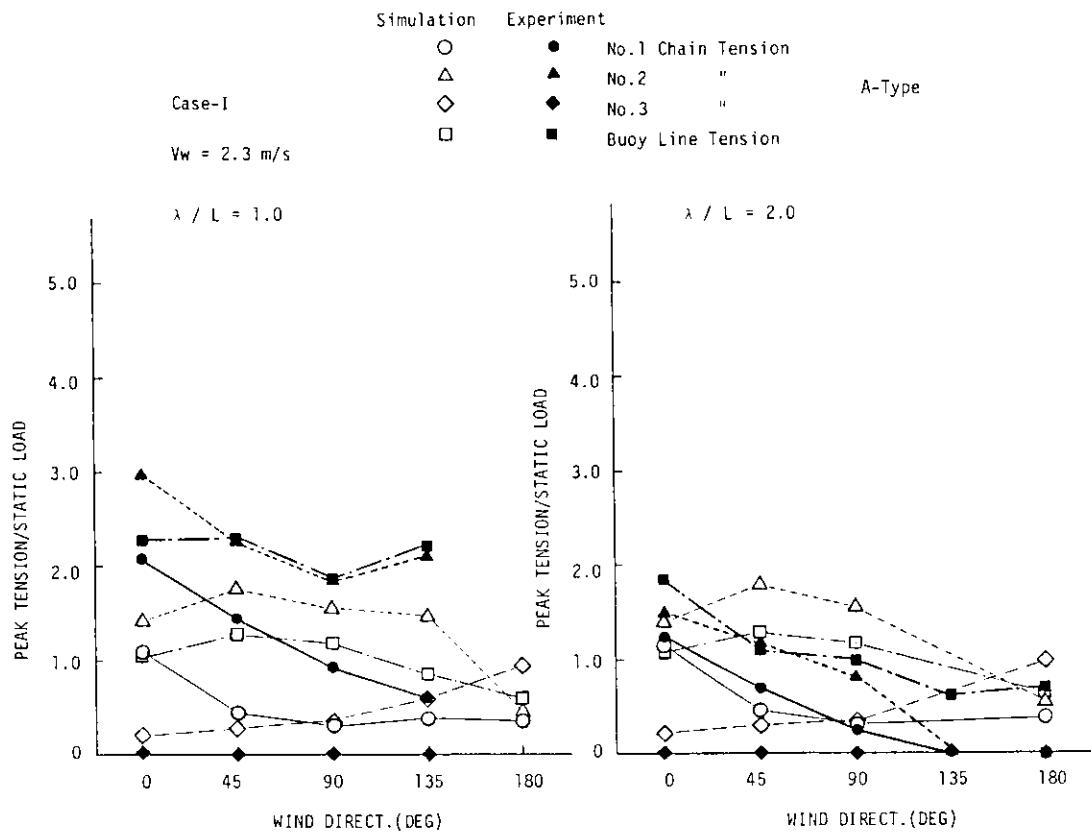


図 3.3.3.6 ブイチェーン, ブライイン張力 Case-I

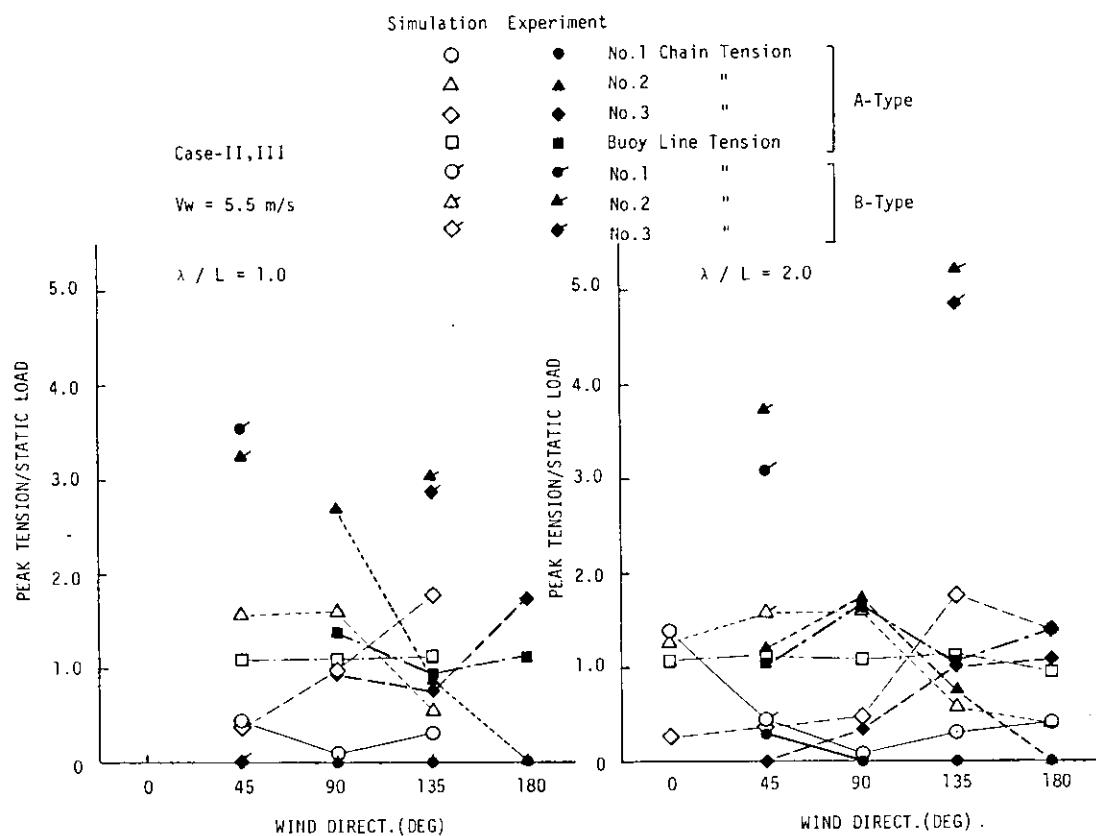


図 3.3.3.7 ブイチェーン, ブライイン張力 Case-II, III

## 4. ドルフィン係留方式

### 4.1 水槽模型試験

#### (1) 目的

浮上式海洋石油備蓄システム、浮遊式耐震係船岸、浮ドックなどの箱型海洋構造物の係留システムはドルフィン係留方式を採用するものが多い。これは索鎖係留方式などに比較して位置保持性能の面でより優れているからである。

しかしながら、ドルフィン係留方式に関する研究は数少なく<sup>1)～3)</sup>、設計指針を検討するための基礎資料としては心もとない状態である。

したがって、本年度は設計指針の検討に資することを目的に、系統的なドルフィン係留方式に関する水槽模型試験を実施する。さらに、変位に対して非線形な係留復原力特性となる係留浮体の波浪中動揺および係留力に関する周波数応答解析法による理論値と上述の実験結果との比較・検討を行ない、設計指針の検討のための基礎資料とする。

#### (2) 試験設備および供試模型

水槽模型試験は横浜国立大学工学部船舶・海洋工学科にある水中振動台（図3.4.1.1）を用いて行なった。

浮体模型は鉄骨フレームにアルミ外板を張った矩形断面の柱状模型で、水槽幅（内面寸法988%）に対して両端6%づつのクリアランスが取れるようにした。模型の外形および主要要目を図3.4.1.2に示す。

ゴム・フェンダー模型は図3.4.1.3に示す係留復原力特性が得られるものとし、図3.4.1.5および図3.4.1.6に示す要領で水中振動台の中央部に取付けた。すなわち、同図で振動フレームにピン結合されているドルフィンビームと称するバーが実機では海底に設置されているドルフィンに相当し、浮体とドルフィンとの間にフェンダが介在する。図3.4.1.3のFender No.1とNo.2の係留復原力特性はコイルスプリングを用いた。

Fender No.3は図3.4.1.6に示す要領でコイル・スプリングと錘によって模型化した。Fender No.4とNo.5は図3.4.1.5のフェンダとして、それぞれテニスの軟式ボールおよび本研究のために試作したゴム・フェンダ（ブリヂストンタイヤ株の好意による）を用いた。Fender No.4はニューマチック・タイプのフェンダを模型化したものと考えられ、No.3はNo.5を直線近似したもので、最大反力を他のフェンダ模型に合わせたものである。

#### (3) 試験状態および測定要領

浮体模型は図3.4.1.2に示した1状態で、係留復原力特性は図3.4.1.3のFender No.1からNo.5の5状態に対して、水深を3状態、波高は線形復原力特性のFender No.1を除き周波数応答の波高影響が得られるよう3種類として、それぞれ波周波数を変えて表3.4.1.1に示す状態の試験を行なった。

測定項目はsway, heave, roll, 係留力および入射波で、それらはデータ・レコーダに記録すると共に、電磁オシログラフでモニターした。

係留力は図3.4.1.5、図3.4.1.6に示すロードセルで検知したものであるから、ピンからロードセル取付位置およびフェンダ取付位置までのレバー比で、フェンダ取付位置での力に換算した。

測定記録は水槽が比較的短いことから反射波の影響が入り易いために、入射波のはゞ3波目の値と、それに対する応答値を標準として解析した。

#### (4) 等価線形近似法<sup>1), 2)</sup>による周波数応答解析

フェンダの歪(y)に対応するフェンダの吸収エネルギー(P.E)を

$$\frac{1}{2} \bar{K} y^2 = P.E$$

としたときの等価線形復原力係数( $\bar{K}$ )を用いて線形の運動方程式を組立て、それによる周波数応答解析を行な

った。

この手法は、まず図3.4.1.4に示すような等価線形復原力係数( $\bar{K}$ )を変位( $y$ )ベースに求めておき、図3.4.1.7の手順に従って解析を行なうものである。同図に示したように、復原力係数( $K$ )を変えて通常行なわれているような周波数振幅応答( $A(K:\omega)$ )を求め、これを $K$ ベースに $\omega$ をパラメータとしてグラフを作成し(図3.4.1.8の実線)、これと図3.4.1.4の $\bar{K}$ と $y$ の関係(図3.4.1.8の点線)が一致した点(同図の交点)を求めれば、応答振幅( $A$ )とそれに対応する等価線形復原力係数( $\bar{K}$ )との関係が保てることになる。なお、図3.4.1.8は(吃水)/(水深)=0.1、波高3cm、Fender No.4に対する一例である。

周波数振幅応答( $A(\kappa:\omega)$ )を求めるのに用いた流体力は、昨年度の本研究部会でシリーズ計算を行なったものと同一の領域分割法(固有関数展開法)による理論値そのもので、粘性修正などは行なっていない値である。

このようにして得られた浮体動揺の周波数応答の結果を用いて、Fenderの変位振幅( $y$ )を求め、図3.4.1.3の係留復原力特性によって、変位に対応する係留力( $R$ )の推定値とする。

#### (5) 結果および考察

試験および理論解析の結果は低周波数領域での特徴を表わすのに好都合な無次元周波数  $\omega\sqrt{B/g}$  を横軸に取って、各変動量をつぎのように無次元化してグラフ表示した。

浮体動揺	Heave	$z/\zeta$
	Sway	$y/\zeta$
	Roll	$\phi/k\zeta$
係留力		$R/\rho g V^{2/3} \zeta$

ただし、 $\omega$ ：円周波数

$\zeta$ ：入射波の振幅

$k$ ：波数( $=2\pi/\lambda$ 、 $\lambda$ ：波長)

$z$ ：heaveの振幅

$y$ ：swayの振幅

$\phi$ ：rollの振幅

$R$ ：係留力の振幅( $R_w$ ：上流側の $R$ 、 $R_L$ ：下流側の $R$ )

$\rho$ ：流体の密度

$g$ ：重力の加速度

$V$ ：排水容積

である。

線形の係留復原力特性となるFender No.1に対しては水深影響を見易くするために(吃水)/(水深)比( $d/h$ )をパラメータとして表わし、他の非線形の係留復原力特性となるFender No.2以下は、波高(1cm、(2cm)、3cm、(6cm))をパラメータとして表わして、波高影響を見れるようにした。

グラフ表示した結果は波浪中動揺の周波数振幅応答を図3.4.1.9から図3.4.1.21に、係留力の周波数振幅応答を図3.4.1.22から図3.4.1.34に示す。

heaveは今回行なったような試験方法(図3.4.1.5～6参照)では係留復原力を無視できるものと考えられる故、Fender No.1に対してのみ解析し、他の係留条件に対しては省略した。

図3.4.1.9 Fender No.1に対する浮体動揺の応答を見ると、浅海域になるに従って、付加質量および造波減衰力が増大するために応答の共振点は低周波数側へ移動するが、ピーク値は余り大きくならないことがわかる。

不感帶を有する Fender № 2 (図 3.4.1.10～12) およびニューマティック・フェンダ型の Fender № 4 (図 3.4.1.16～18) では、波高が高くなるに従って sway の共振点が高周波数側へ移動し、それと連成する roll の応答のピーク値も同様に移動する。このことは、係留設計において、sway の共振点を海洋波に対して低周波数側へ避けて安易に設計すると、荒天時に共振点が海洋波の周波数に近づき危険側になることを意味する。

これに反して、ゴム・フェンダ近似型の Fender № 3 (図 3.4.1.13～15) では、逆のことがいえる。したがって、荒天時でも共振しないよう共振点を低周波数側へ避けた係留設計が考えられる。

これと同種であるが、ゴム・フェンダの試作模型を用いた Fender № 5 (図 3.4.1.19～21) は、試作品の容量が大き過ぎたために Fender № 4 までと同一波高では係留復原力特性 (図 3.4.1.3) がほとんど線形領域内に留まってしまうが、更に波高を高くすると非線形影響があらわれて、Fender № 3 の復原力係数を大きくした様な結果となっている。

これらの結果から見ると、等価線形近似法による周波数応答解析の理論値は、粘性影響の修正などを行なっていないために、sway, roll の同調周波数付近では試験結果との一致は良くないが、全般的には試験結果を良好に説明できるものと考えられる。

図 3.4.1.22 以下の係留力の解析についても浮体動揺と同様のことがいえる。

#### (6) 結論

係留復原力特性、(吃水)/(水深) 比などを変えて、ドルフィン係留方式に関する系統的な水槽模型試験を行ない、係留浮体の波浪中動揺および係留力の周波数振幅応答を求めた。

これらに対応する等価線形近似法による理論計算を行なった結果、試験結果とのほど満足できる一致を得た。

ドルフィン係留方式において、係留復原力特性の相違による周波数振幅応答の波高影響、水深影響などが明らかになった。

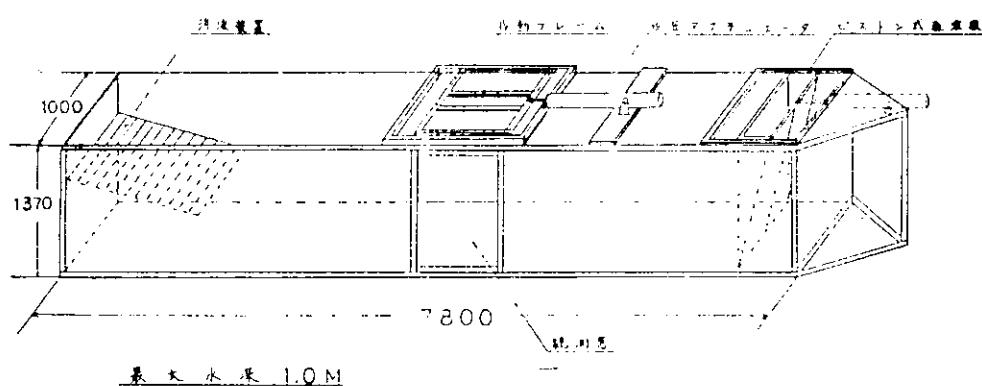
これらの結果は、今後の設計指針の検討のための基礎資料として、有益なものと考えられる。

#### 参考文献

- 1) 井上義行：ドルフィン係留の係留力に関する研究、第4回海洋工学シンポジウム、日本造船学会（1979. 2）
- 2) 井上義行、山岸直人：ドルフィン係留時の浮体運動と係留力に関する研究、石川島播磨技報、Vol. 19, № 6 (1979. 11)
- 3) 珠久正憲ほか：浅海浮上式備蓄タンクの係留力に関する研究 — 非線形数学モデルによる数値シミュレーション、造船学会論文集、第146号 (1979. 12)

表 3.4.1.1 実験状態

	係留条件	水深(m)	波高(m)	波周波数(Hz)	備考
1	線形型	0.2		各係留条件共通	spring const. = 0.1466 t/m
		0.5			
		1.0			
2	不感帶型			0.4	
		0.2	0.01	0.5	spring const. = 0.1466 t/m dead band = 10mm
		0.5	0.02	0.6	
		1.0	0.03	0.7	
3	ゴム・フェンダー直線近似型			0.8	
		0.2	0.01	0.9	spring const. = 0.1466 t/m 水深 (0.2 → 3-1 0.5 → 3-2 1.0 → 3-3)
		0.5	0.02	1.0	
		1.0	0.03	1.1	
4	ニューマティック フェンダー型			1.2	
		0.2	0.01	1.4	
		0.5	0.02	1.6	
		1.0	0.03	1.8	
5	ゴム・フェンダー型 (B.S.モデル)			2.0	
		0.2	0.01	2.2	
		0.5	0.03		
		1.0	0.06		



(註) 油圧アクチュエータは 1 組で振動フレームと造波板のどちらかに装備して使用する。

図 3.4.1.1 水中振动台見取図

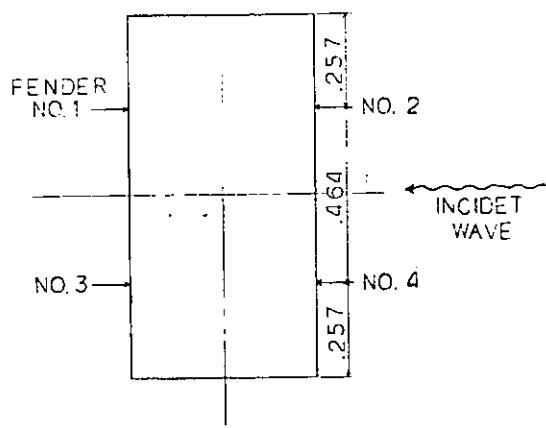
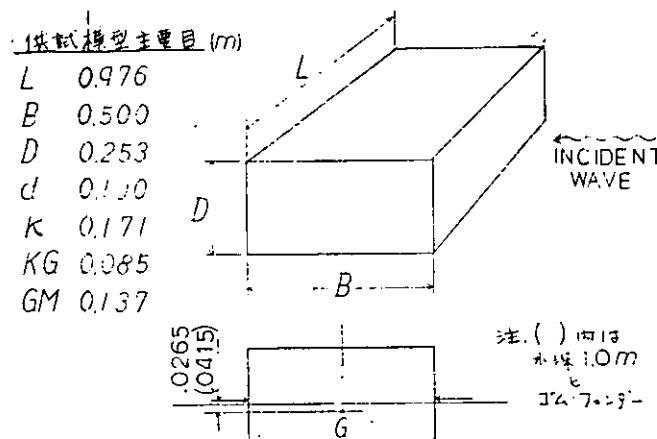


図 3.4.1.2 供 試 模 型

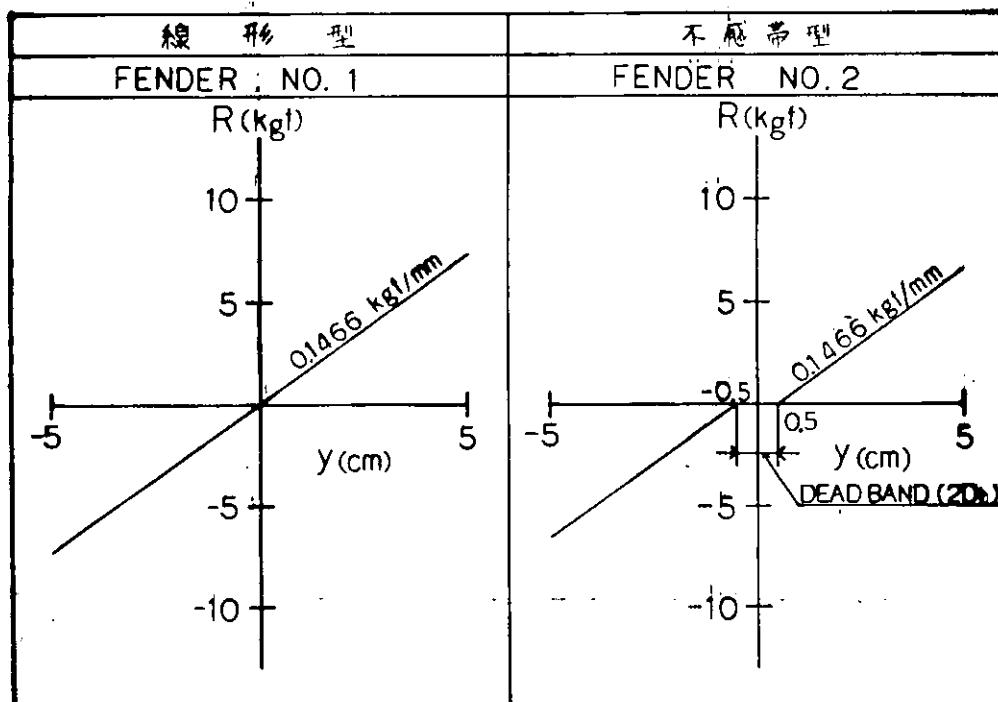


図 3.4.1.3-a 係 留 復 原 力 特 性

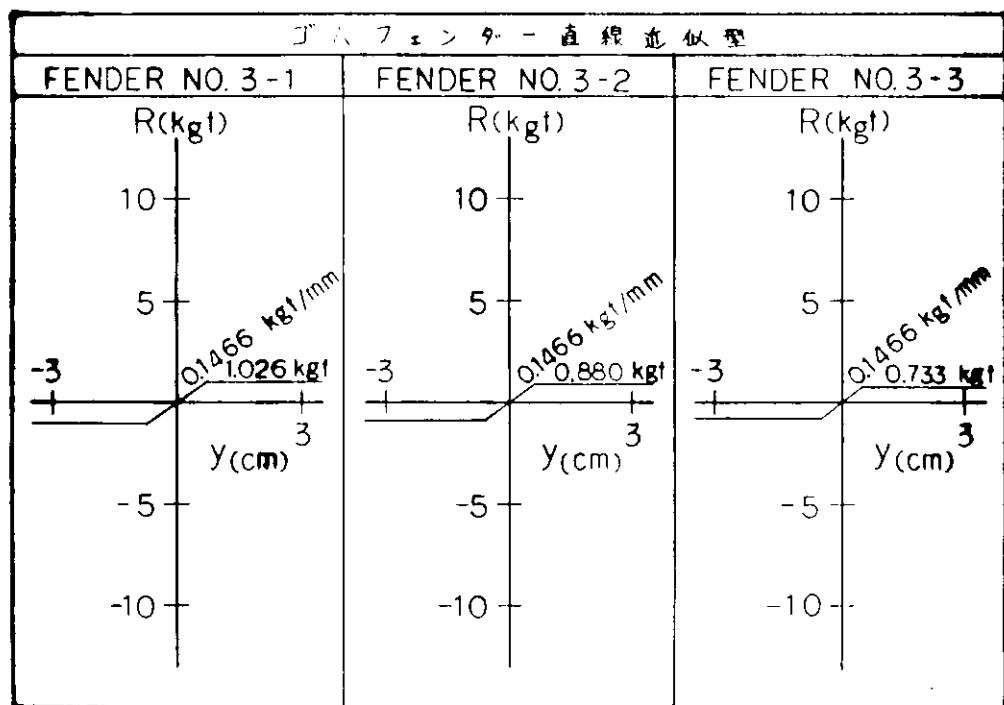


図 3.4.1.3-b 係留復原力特性

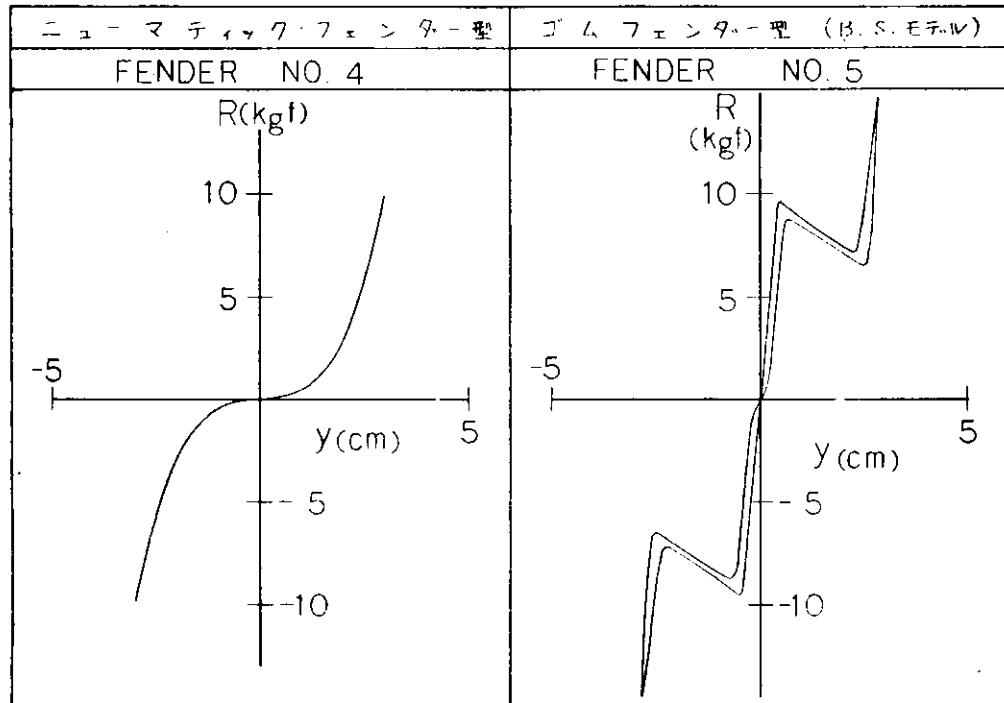


図 3.4.1.3-c 係留復原力特性

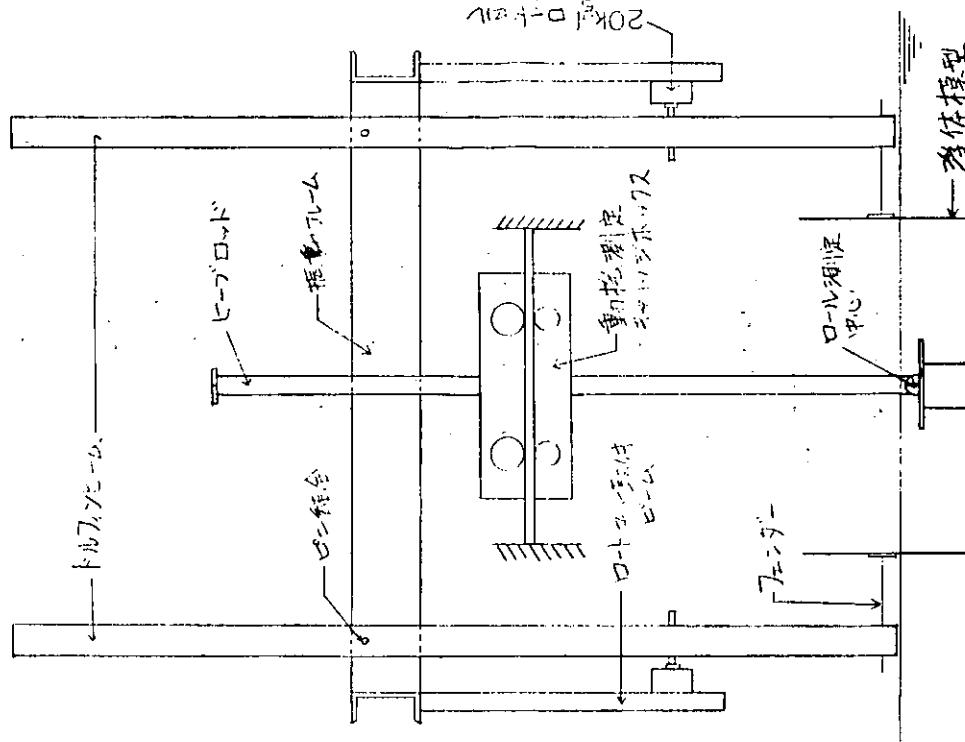


圖 3.4.1.5 供試模型取付要領 FENDER NO. 1, 2, 4, 5

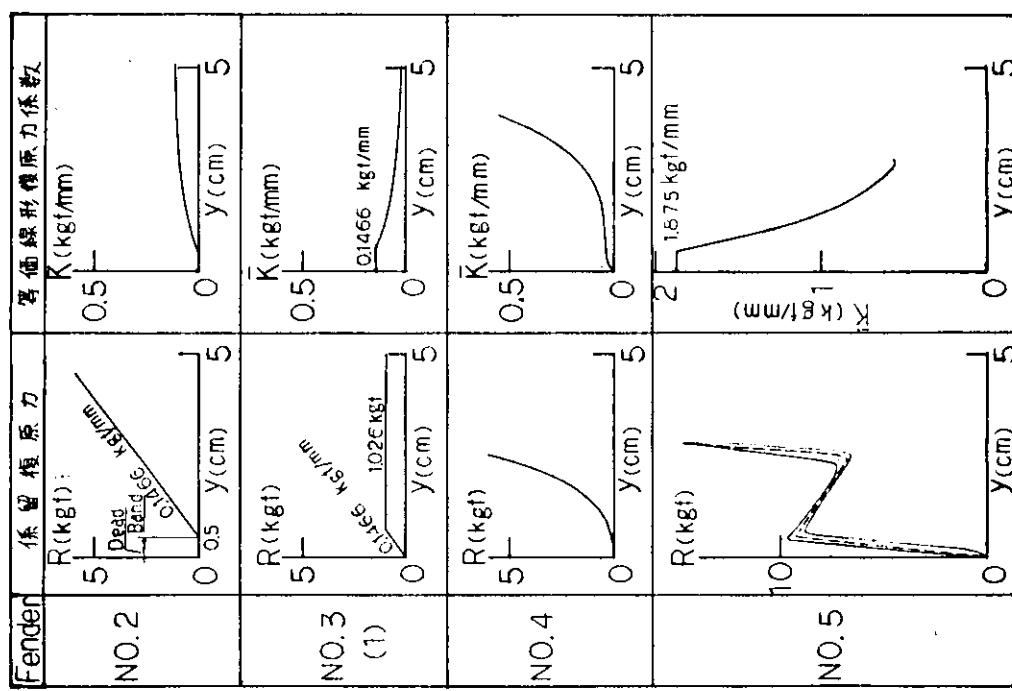


図 3.4.1.4 等価線型復原力係数

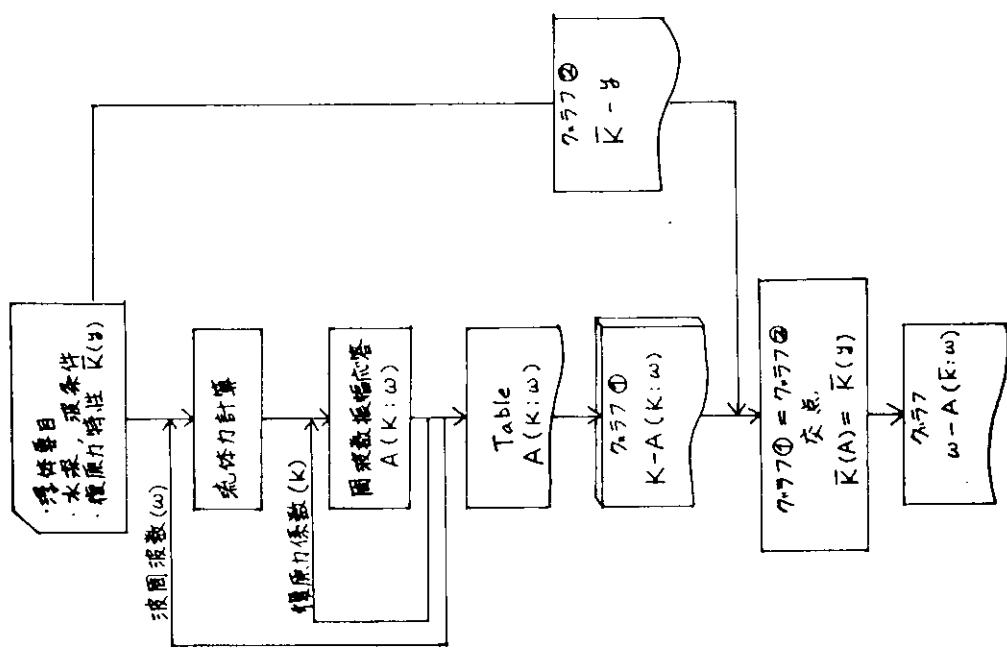


図 3.4.1.7 等価線形復原力法による周波数振幅応答の解析フロー

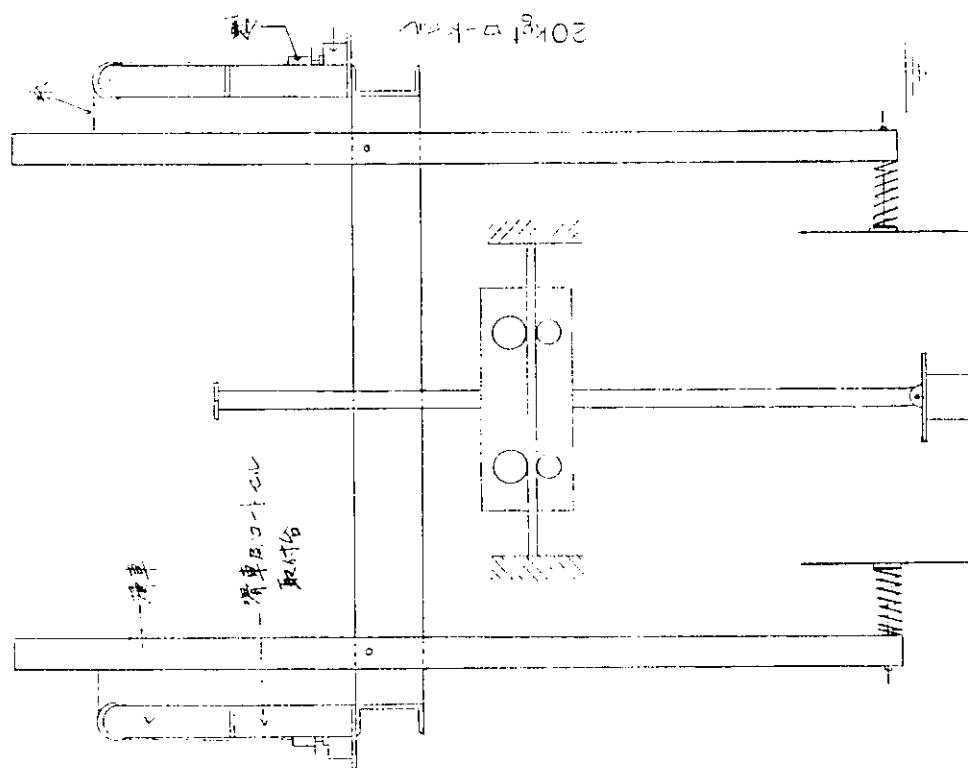


圖 3.4.1.6 供試模型取付要領 FENDER NO. 3

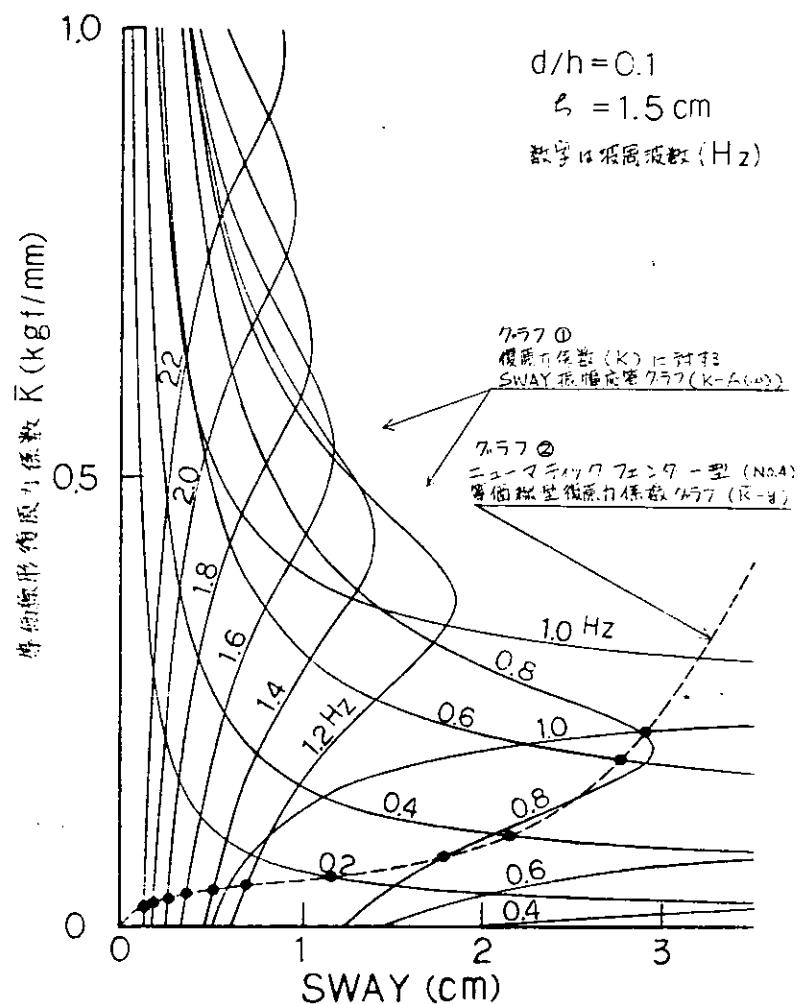


図 3.4.1.8 周波数をパラメータとした  $\bar{K}$  に対する SWAY の応答曲線(等価線形復原力係数) 数字は波周波数

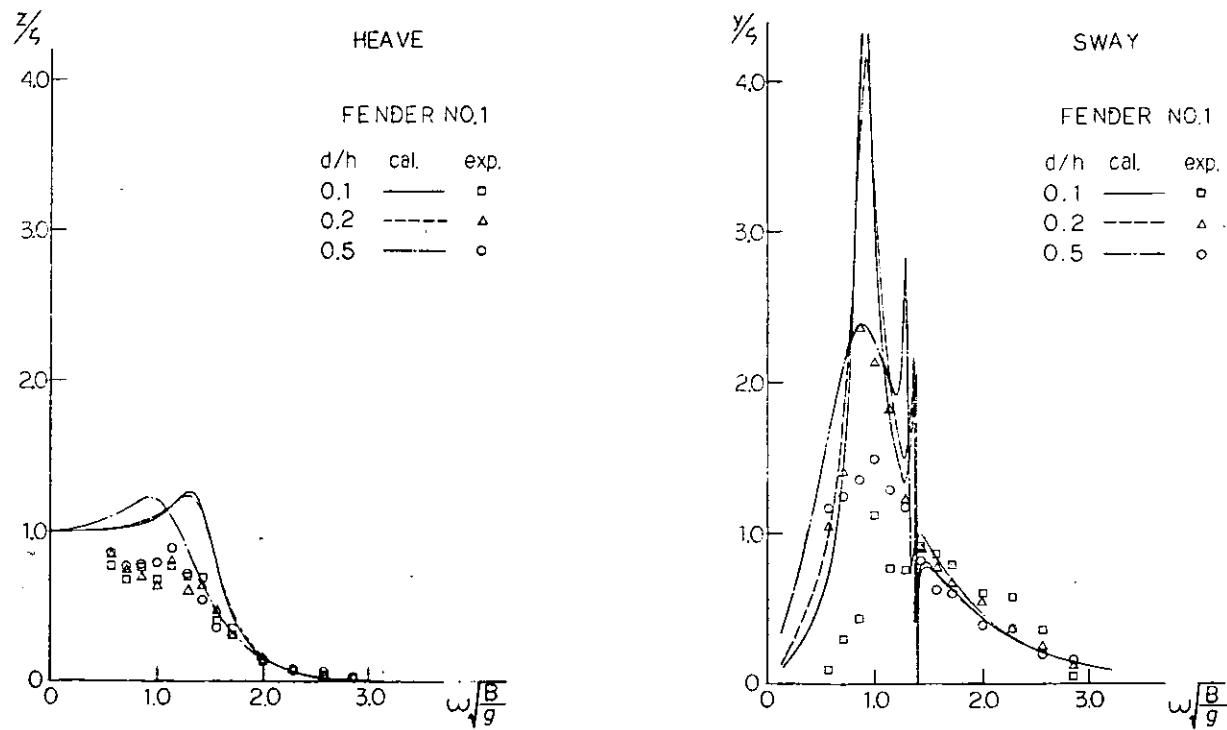


図 3.4.1.9-a FENDER NO.1 周波数振幅応答  
(HEAVE)

図 3.4.1.9-b FENDER NO.1 周波数振幅応答  
(SWAY)

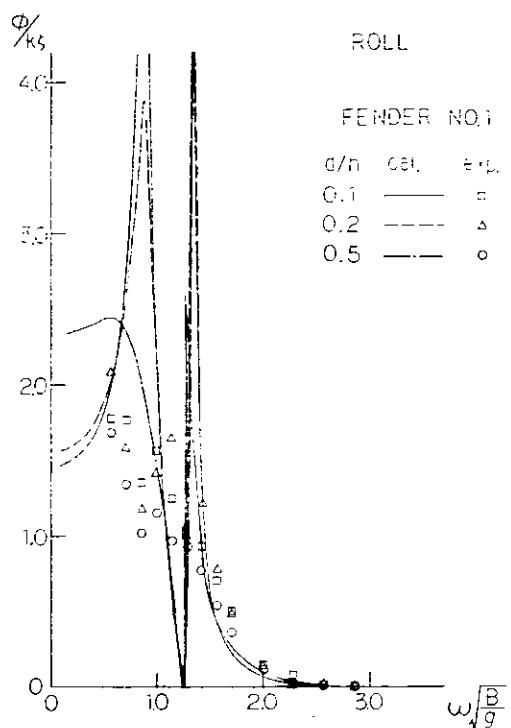


図 3.4.1.9-c FENDER NO. 1 周波数振幅応答  
(ROLL)

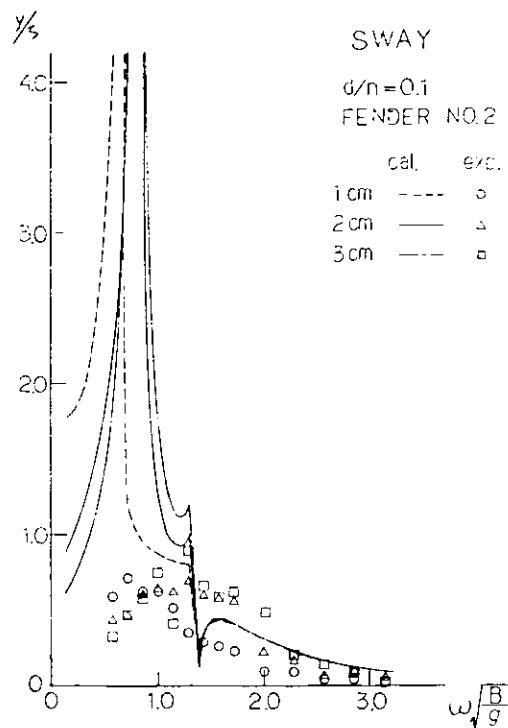


図 3.4.1.10-a FENDER NO. 2 周波数振幅応答  
(SWAY)

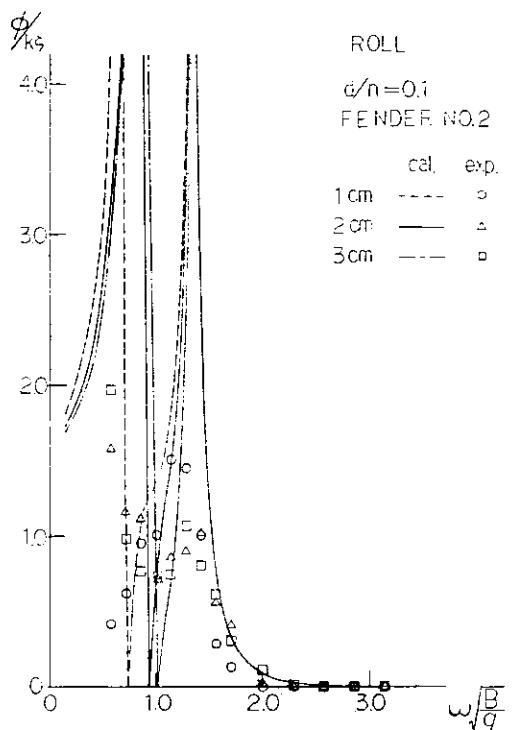


図 3.4.1.10-b FENDER NO. 2 周波数振幅応答  
(ROLL)

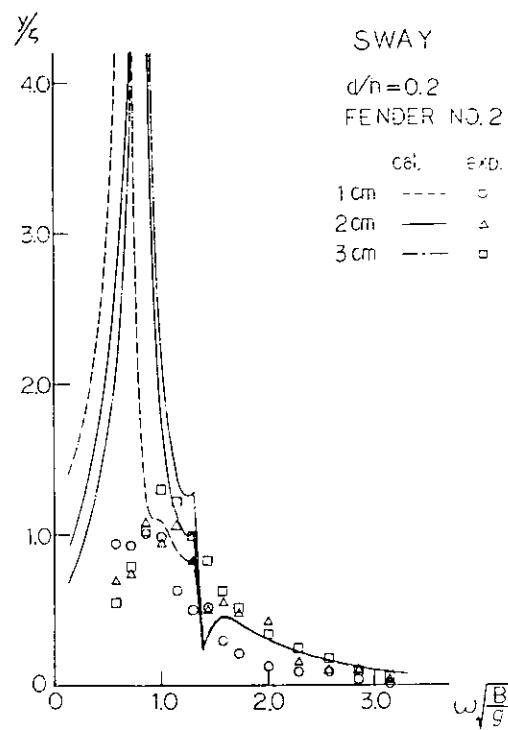


図 3.4.1.11-a FENDER NO. 2 周波数振幅応答  
(SWAY)

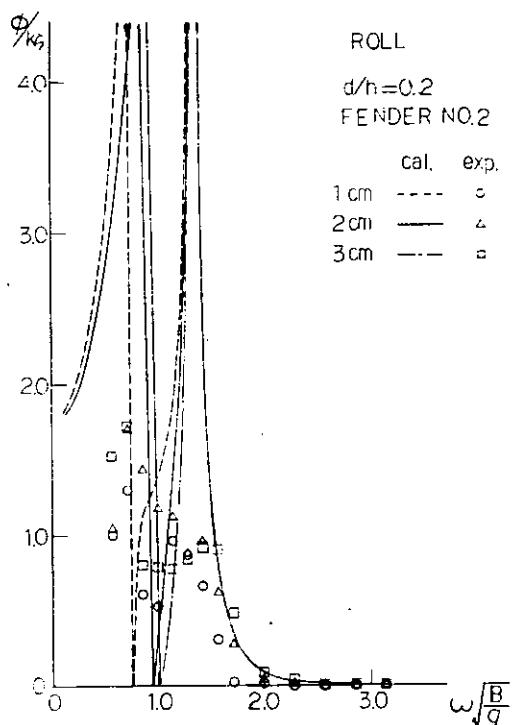


図3.4.1.11-b FENDER NO. 2 周波数振幅応答  
(ROLL)

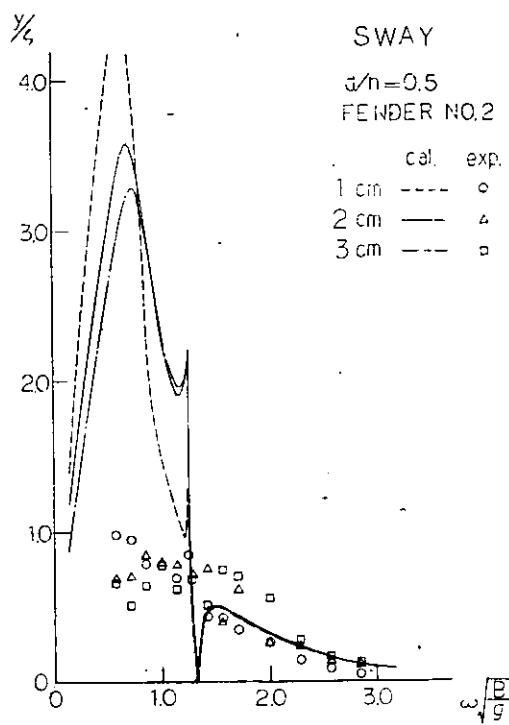


図3.4.1.12-a FENDER NO. 2 周波数振幅応答  
(SWAY)

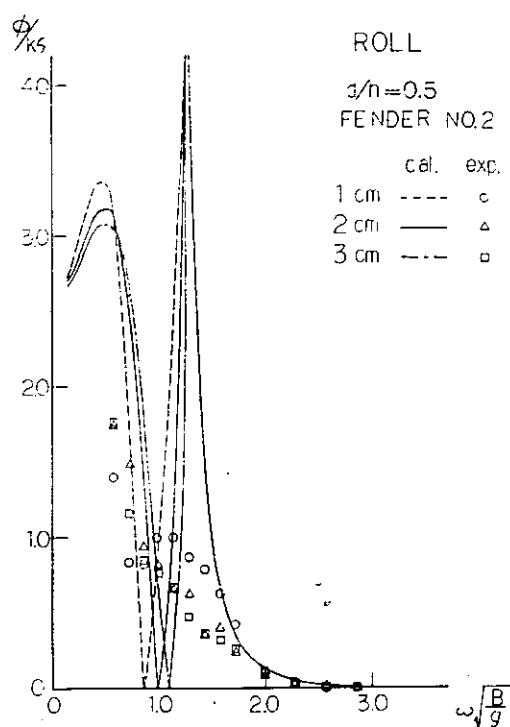


図3.4.1.12-b FENDER NO. 2 周波数振幅応答  
(ROLL)

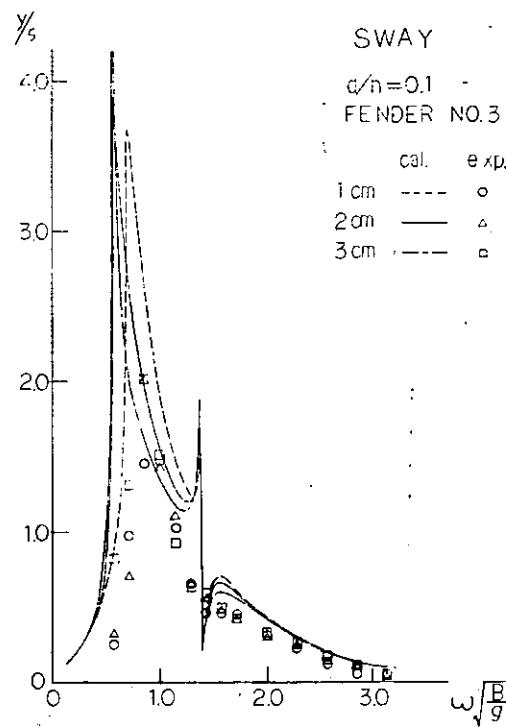


図3.4.1.13-a FENDER NO. 3 周波数振幅応答  
(SWAY)

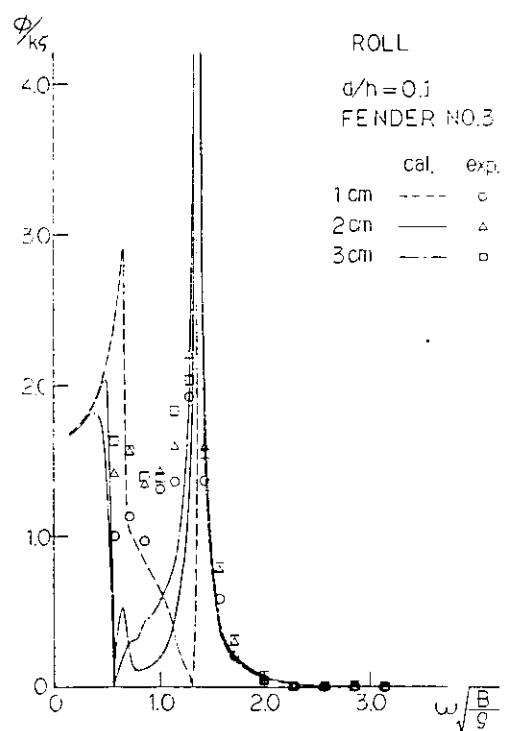


図 3.4.1.13-b FENDER NO. 3 周波数振幅応答  
(ROLL)

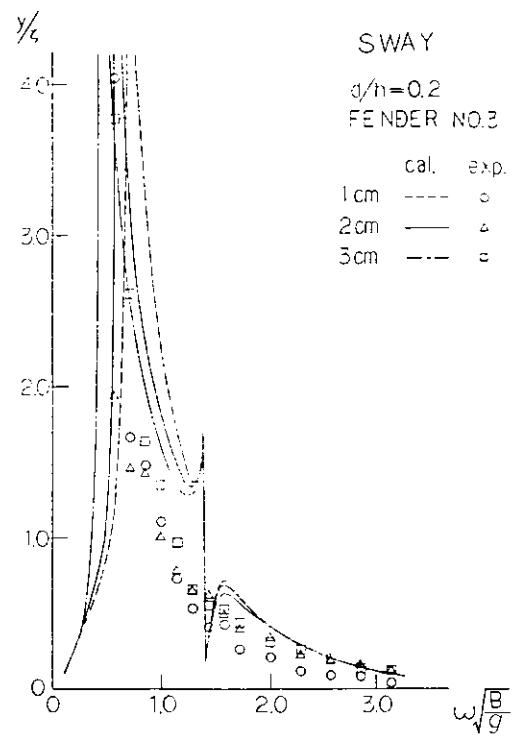


図 3.4.1.14-a FENDER NO. 3 周波数振幅応答  
(SWAY)

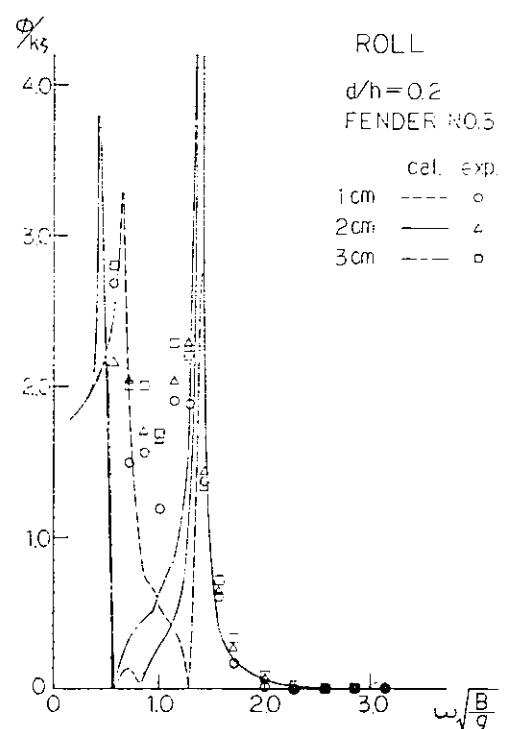


図 3.4.1.14-b FENDER NO. 3 周波数振幅応答  
(ROLL)

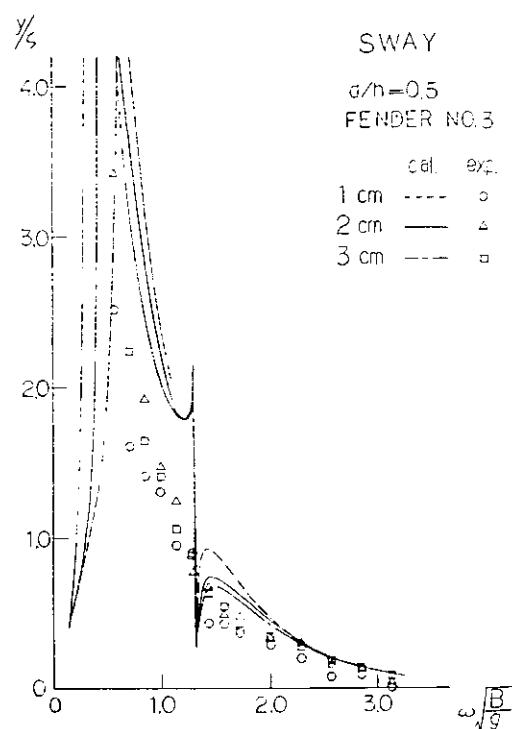


図 3.4.1.15-a FENDER NO. 3 周波数振幅応答  
(SWAY)

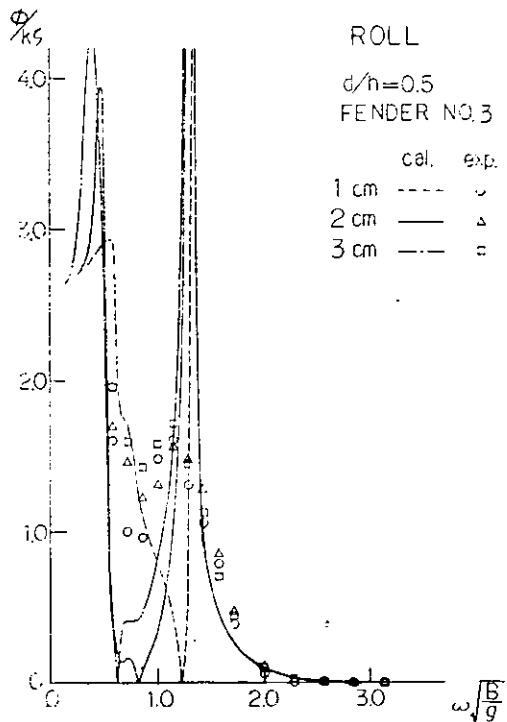


図 3.4.1.15-b FENDER NO. 3 周波数振幅応答 (ROLL)

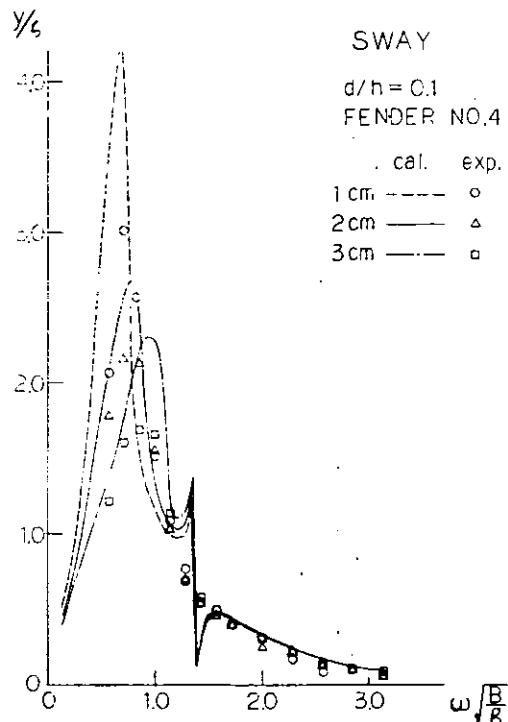


図 3.4.1.16-a FENDER NO. 4 周波数振幅応答 (SWAY)

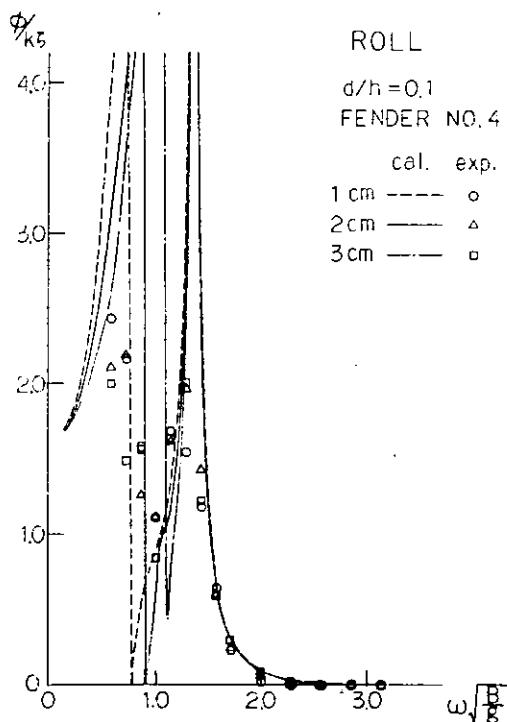


図 3.4.1.16-b FENDER NO. 4 周波数振幅応答 (ROLL)

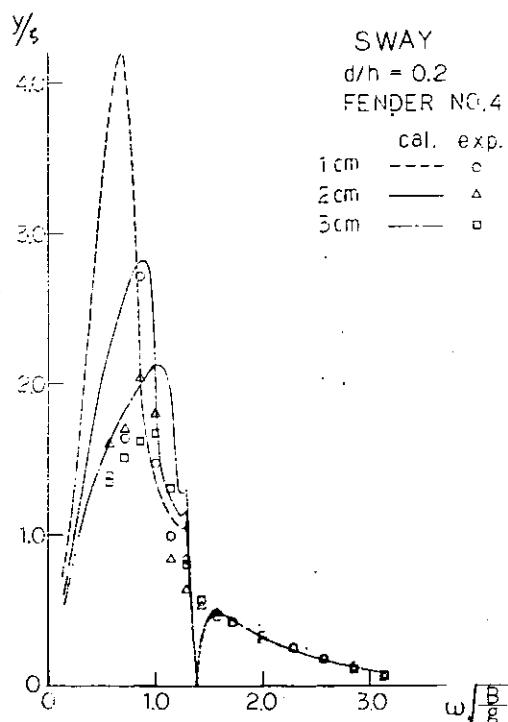


図 3.4.1.17-a FENDER NO. 4 周波数振幅応答 (SWAY)

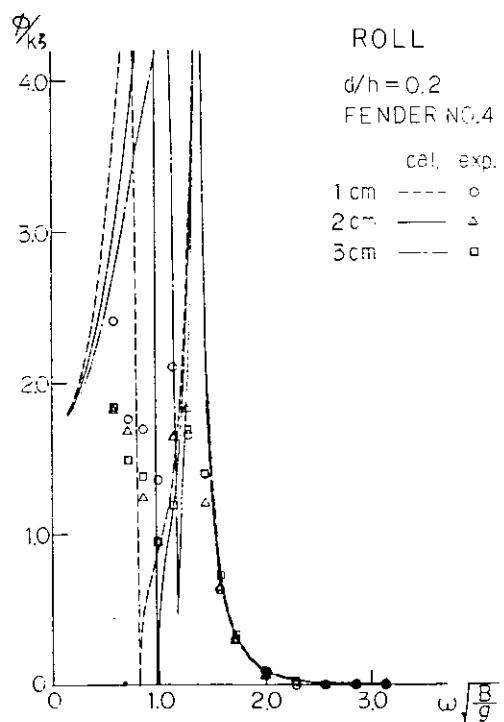


図 3.4.1.17-b FENDER NO.4 周波数振幅応答  
(ROLL)

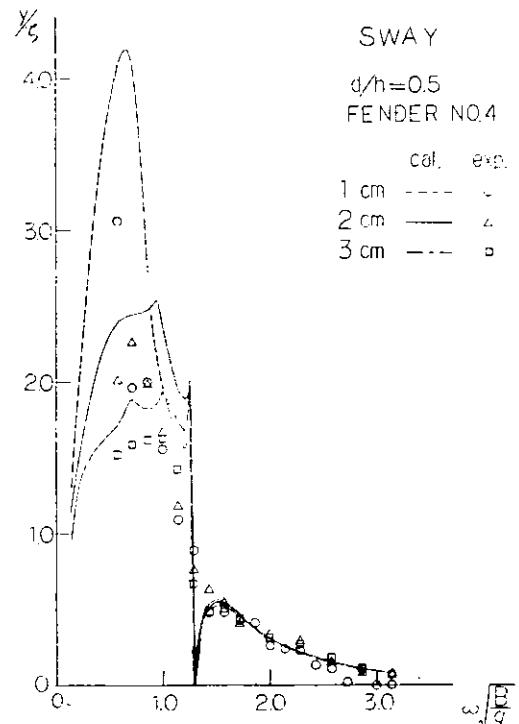


図 3.4.1.18-a FENDER NO.4 周波数振幅応答  
(SWAY)

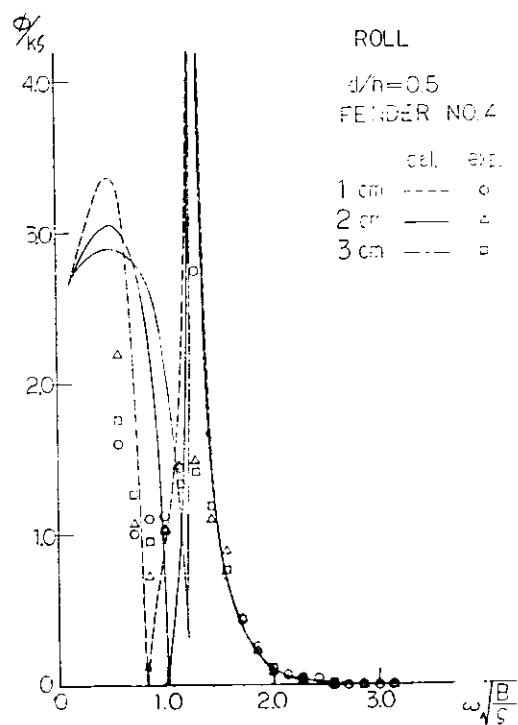


図 3.4.1.18-b FENDER NO.4 周波数振幅応答  
(ROLL)

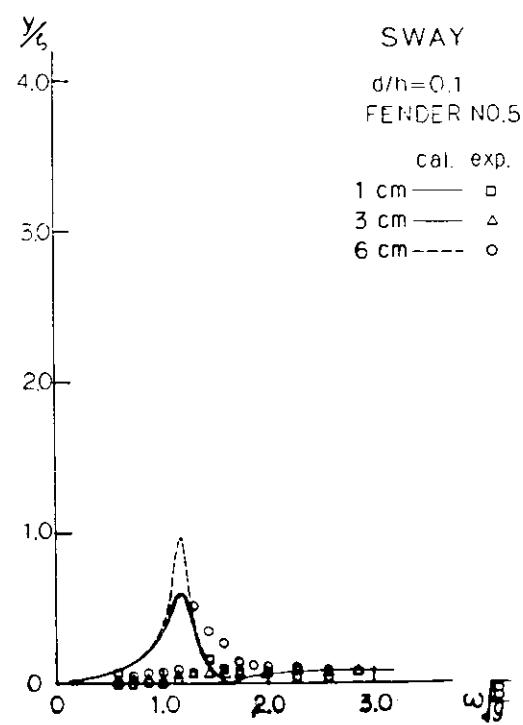


図 3.4.1.19-a FENDER NO.5 周波数振幅応答  
(SWAY)

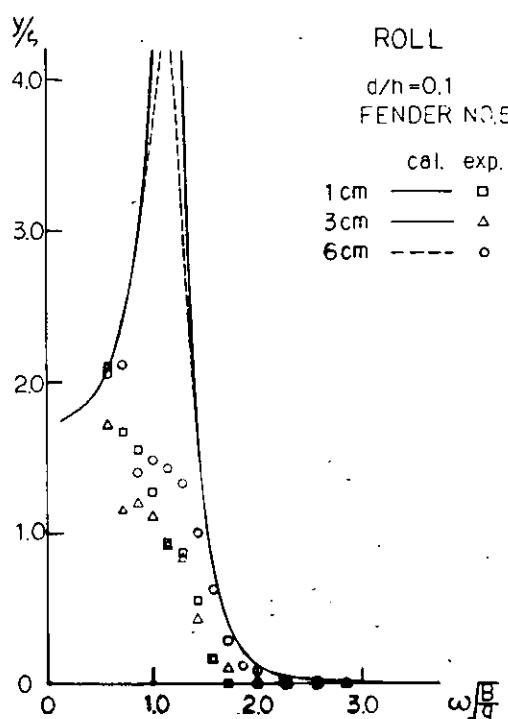


図 3.4.1.19-b FENDER NO.5 周波数振幅応答  
(ROLL)

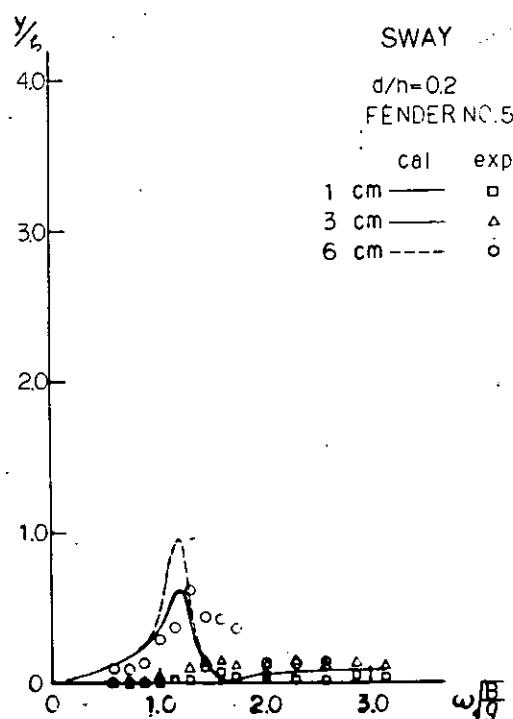


図 3.4.1.20-a FENDER NO.5 周波数振幅応答  
(SWAY)

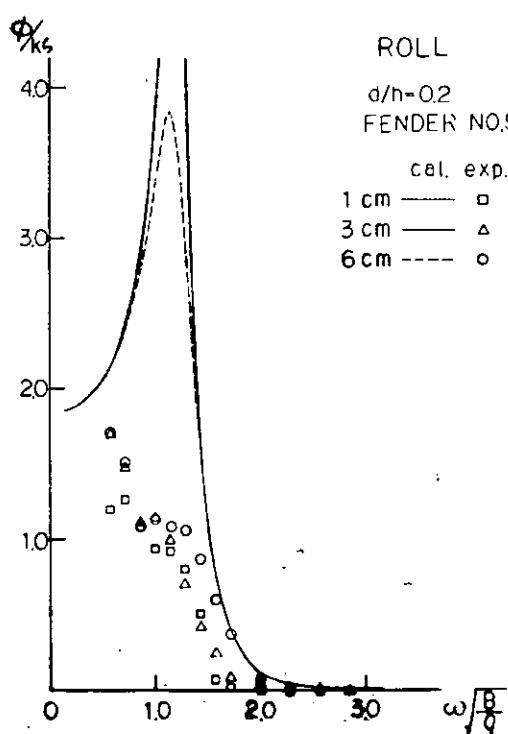


図 3.4.1.20-b FENDER NO.5 周波数振幅応答  
(ROLL)

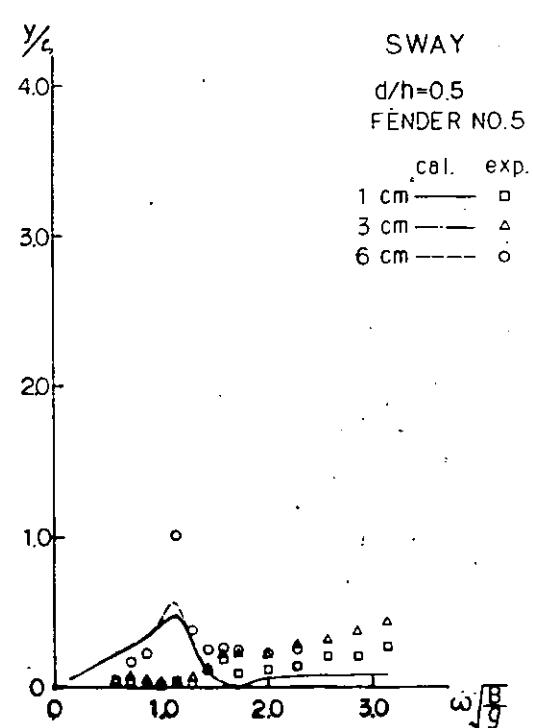


図 3.4.1.21-a FENDER NO.5 周波数振幅応答  
(SWAY)

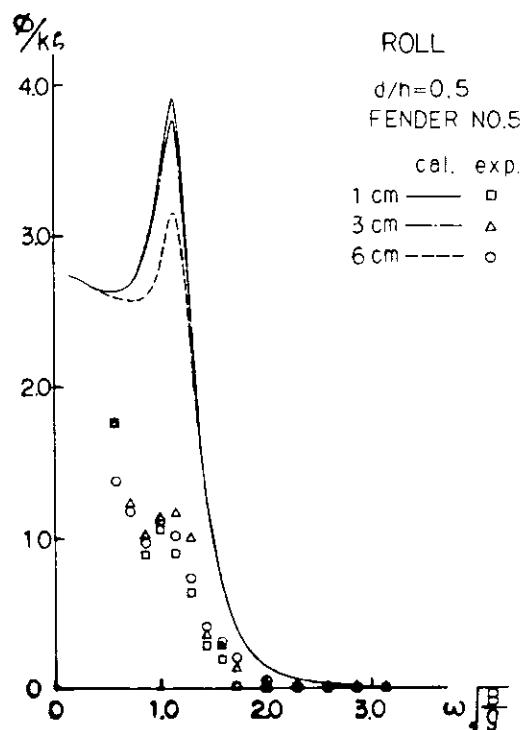


図 3.4.1.21-b FENDER NO.5 周波数振幅応答  
(ROLL)

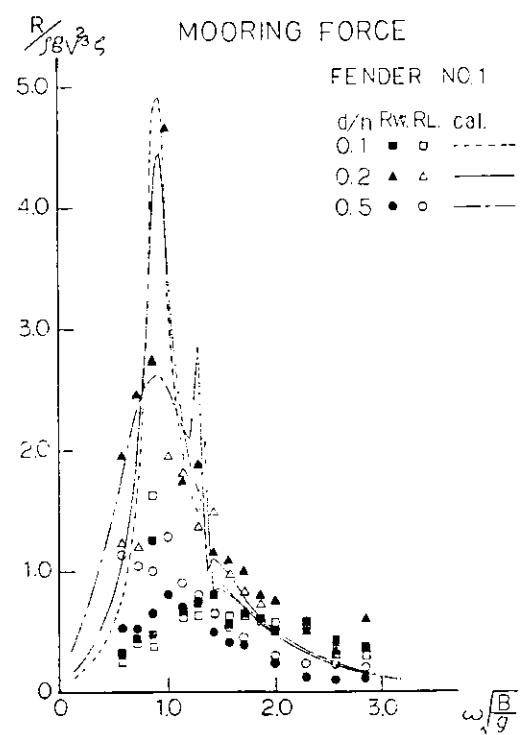


図 3.4.1.22 FENDER NO.1 係留力

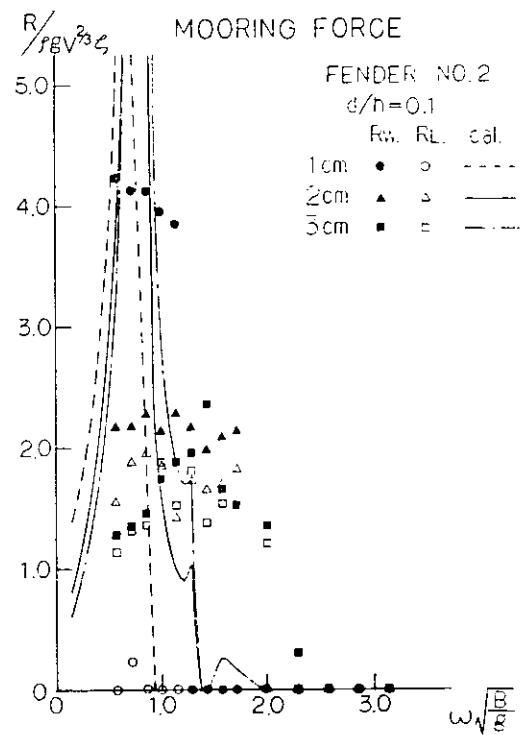


図 3.4.1.23 FENDER NO.2 係留力

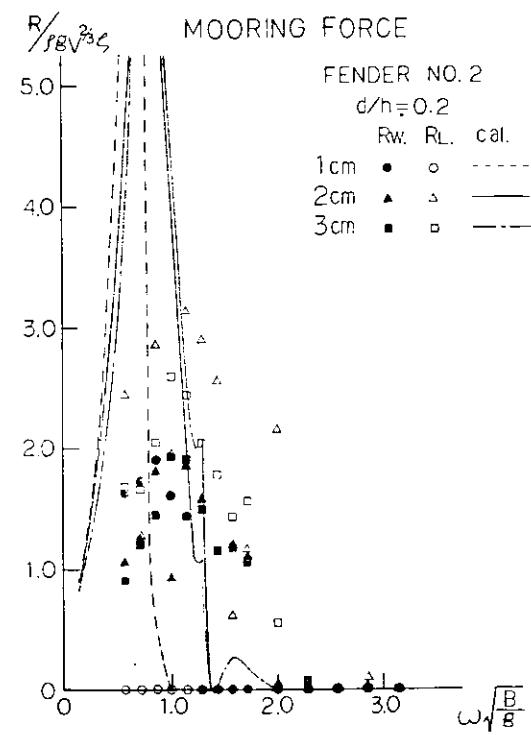


図 3.4.1.24 FENDER NO.2 係留力

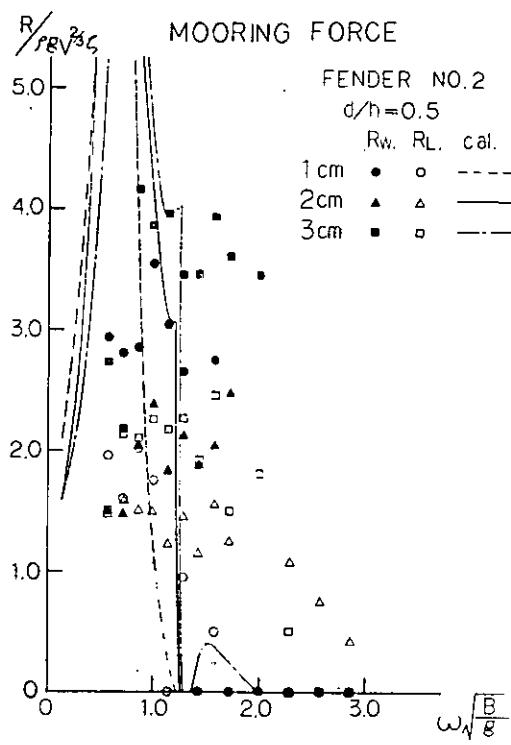


図 3.4.1.25 FENDER NO. 2 係留力

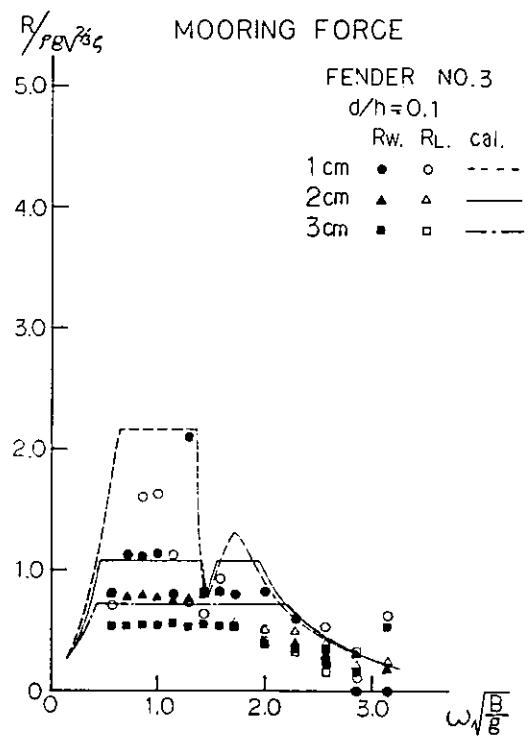


図 3.4.1.26 FENDER NO. 3 係留力

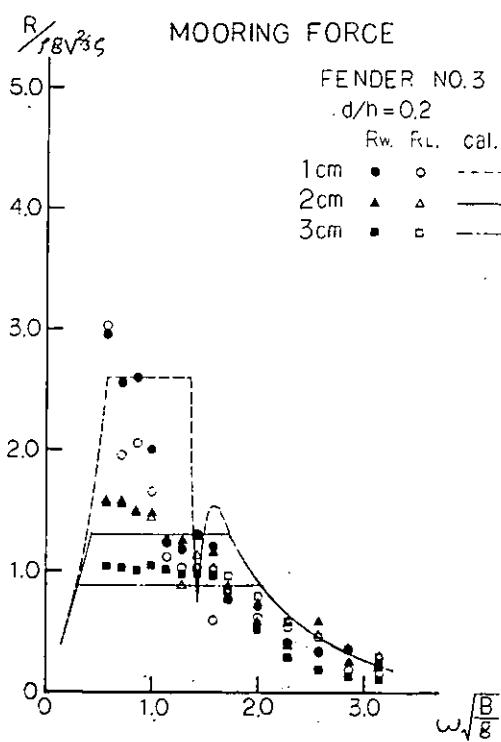


図 3.4.1.27 FENDER NO. 3 係留力

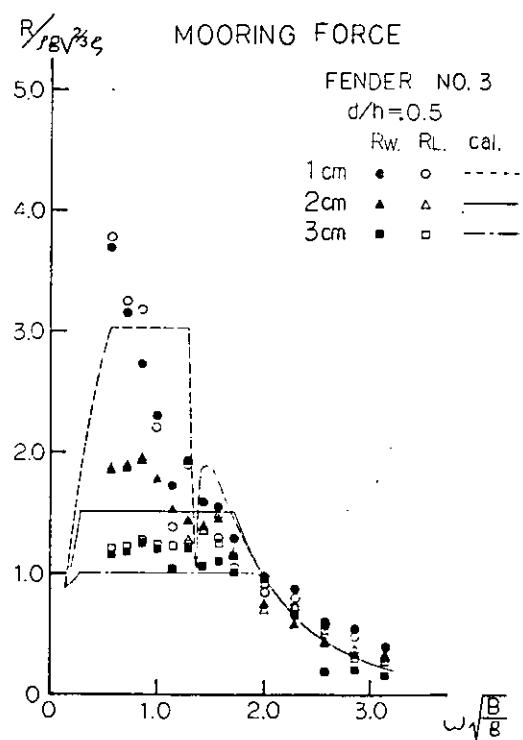


図 3.4.1.28 FENDER NO. 3 係留力

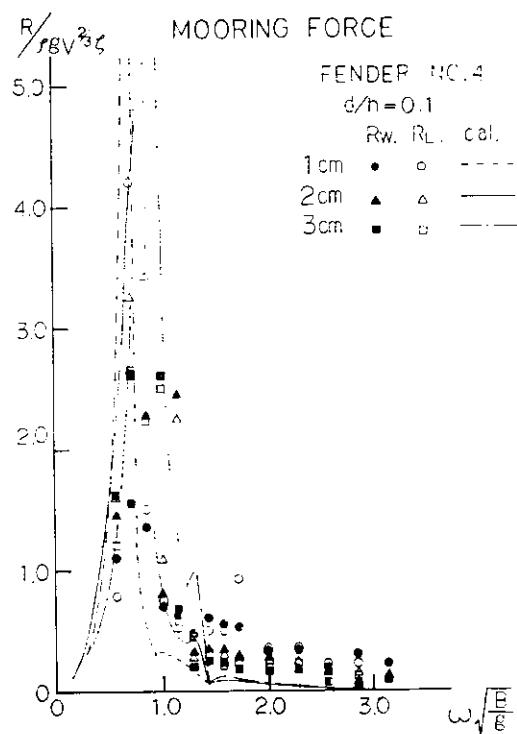


図 3.4.1.29 FENDER NO.4 係留力

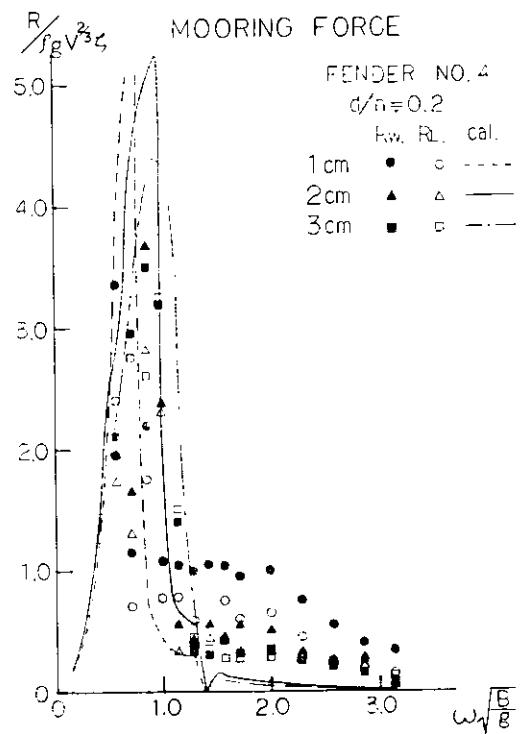


図 3.4.1.30 FENDER NO.4 係留力

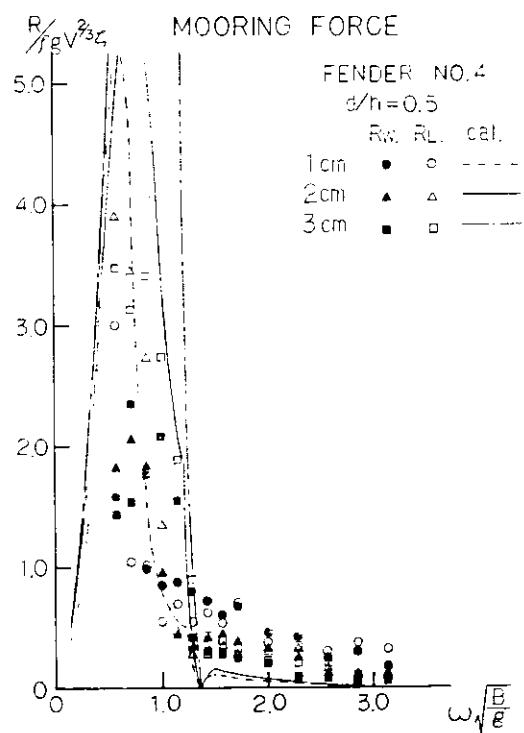


図 3.4.1.31 FENDER NO.4 係留力

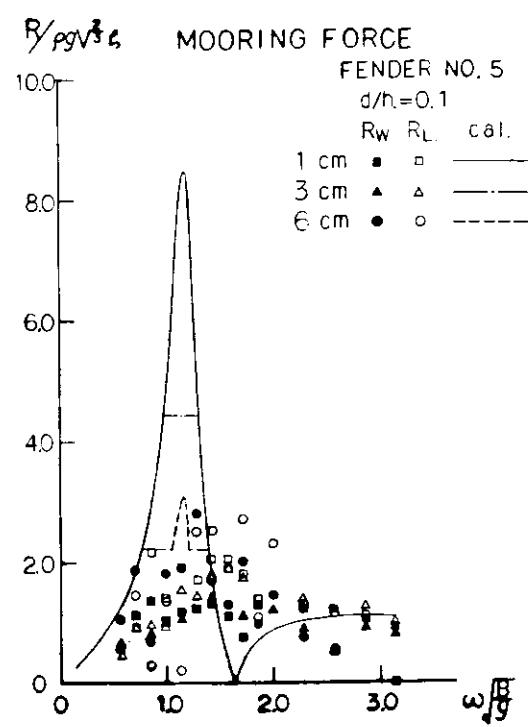


図 3.4.1.32 FENDER NO.5 係留力

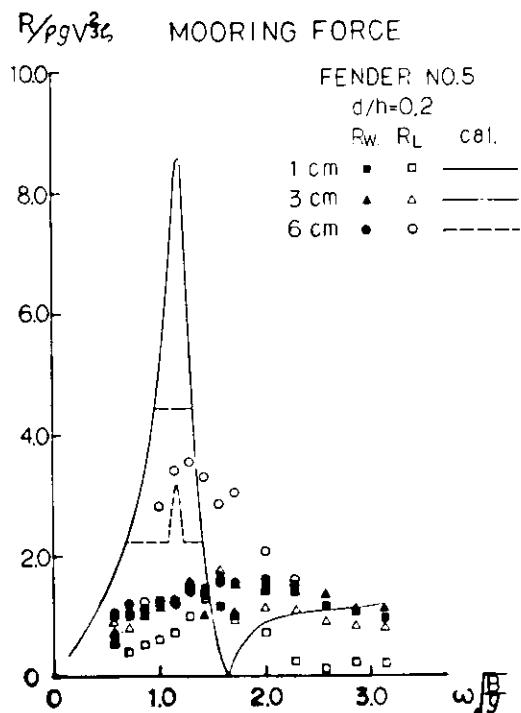


図 3.4.1.33 FENDER NO.5 係留力

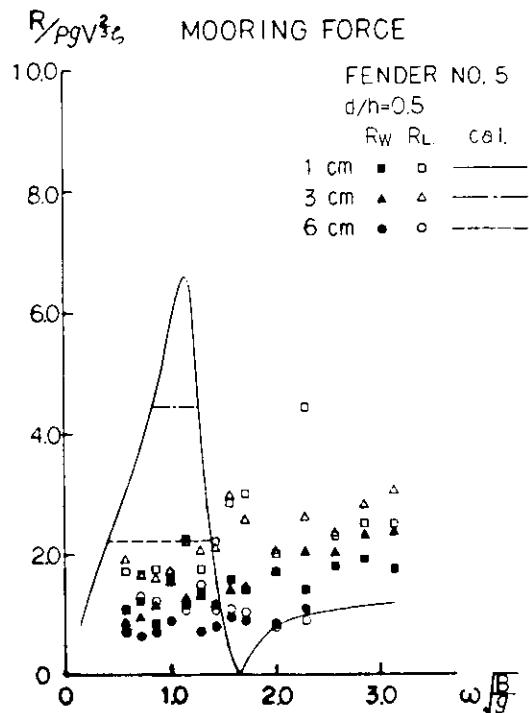


図 3.4.1.34 FENDER NO.5 係留力

## 4.2 シミュレーション計算

### 4.2.1 計算の目的

ドルフィン係留された箱型海洋構造物の係留システムに対する設計指針を検討するための基礎資料として、波、風、潮流中における挙動のシミュレーション計算を行った。

本年度は、まずシミュレーションによる推定計算法の信頼性を確認するため、4.1で実施されたドルフィン係留の水槽模型試験に対応する状態で計算を行い、実験結果と比較した。

次いで、波、風、潮流の複合された不規則変動外力のなかでの挙動に関するシミュレーション計算を行い、ドルフィン係留の特性と外力の影響について調査した。

### 4.2.2 計算対象および計算条件

#### (1) シミュレーション計算法の実験による検証

4.1で実施された水槽模型試験のなかから次のような状態を代表的に選定し、シミュレーション計算を行った。

$$L \times B \times D \times d = 0.976m \times 0.500m \times 0.253m \times 0.100m \quad \left\{ \begin{array}{l} L/B = 1.952 \\ B/d = 5 \end{array} \right.$$

$$K_T \times KG \times GM = 0.171m \times 0.085m \times 0.173m$$

$$\text{水深 } H = 0.20m \quad (H/d = 2)$$

$$\text{波方向 } \mu = 90^\circ$$

$$\text{波周波数 } f = 0.8, 1.1, 1.4, 2.0 \text{ Hz} \quad \text{規則波} \quad \left. \begin{array}{l} \text{線形係留} \\ \text{ゴムフender型} \end{array} \right\}$$

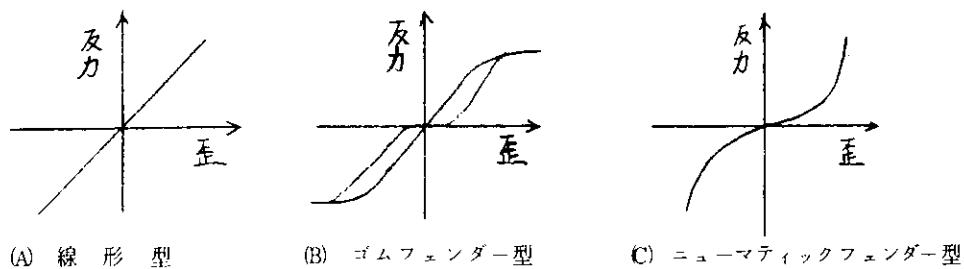
$$\text{波高 } h_w = 20mm$$

$$\text{波周波数 } f = 1.1 \text{ Hz} \quad \text{規則波}$$

$$\text{波高 } h_w = 10mm, 20mm, 30mm$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{ゴムフender型} \\ \text{および} \\ \text{ニューマティックフender型} \\ \text{非線形係留} \end{array} \right\}$$

### フェンダー特性



### (2) 波、風、潮流の不規則変動外力のなかでのシミュレーション計算

次のような2種類の大きさの浮体を想定した。

$$\text{浮体-1} \quad L \times B \times D \times d = 100^m \times 50^m \times 15^m \times 10^m \quad (L/B=2, B/d=5)$$

$$K_T \times KG \times GM = 16.5^m \times 7.5^m \times 25.83^m$$

$$\text{水深} H = 12^m (H/d=1.2) \text{ および } 14^m (H/d=1.4)$$

フェンダー C 2000H × 4ヶ所

$$\text{浮体-2} \quad L \times B \times D \times d = 200^m \times 100^m \times 25^m \times 20^m \quad (L/B=2, B/d=5)$$

$$K_T \times KG \times GM = 33.0^m \times 12.5^m \times 51.67^m$$

$$\text{水深} H = 24^m (H/d=1.2) \text{ および } 28^m (H/d=1.4)$$

フェンダー C 3000H × 4ヶ所

波方向  $\mu = 90^\circ$

波周期  $T_w = 6 \text{ sec}, 8 \text{ sec}, 10 \text{ sec}$

波高  $H_w(1/3) = 0.5^m, 1.0^m, 1.5^m$

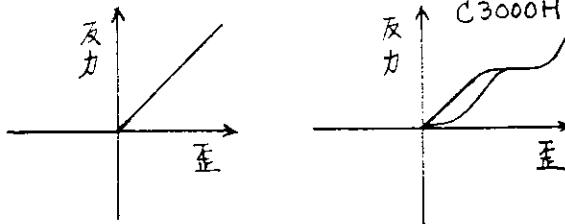
風方向  $\mu_A = 90^\circ$

風速  $U = 50 \text{ m/s}$

潮流方向  $\mu_c = 90^\circ$

潮流速度  $V_c = 1 \text{ kn}$

### フェンダー特性



フェンダー特性線形の場合は、  
ゴムフェンダーの場合の微小変位時の復原力係数を用いた。

### 4.2.3 計算方法

ドルフィン係留のシミュレーション計算は、参考文献1)に従って実施した。以下に計算法の概要を示す。

#### (1) 係留浮体の運動方程式

ドルフィン係留された浮体の運動方程式は、次のように表わされる。

$$\sum_{k=1}^6 [ A_{jk} \ddot{\eta}_k + B_{jk} \dot{\eta}_k + C_{jk} \eta_k ] + G_j (\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_6) = E_j (t)$$

ここに

$$j = 1, 2, \dots, 6$$

ただし、 $j, k$  は運動モードのサフィックスで、

1 : Surge, 2 : Sway, 3 : Heave

4 : Roll, 5 : Pitch, 6 : Yaw

を表わす。

$\eta_k$  : 重心の  $k$  方向の運動変位

$A_{jk}$  : 見掛け質量または見掛け慣性モーメント

$B_{jk}$  : 減衰力係数

$C_{jk}$  : 復原力係数

$G_j$  : 変位  $\eta_k$  に対する  $j$  方向のフェンダ復原力

$E_j(t)$  : 強制外力

### (2) 流体力係数 : $A_{jk}, B_{jk}, C_{jk}$

流体力係数は、周波数に依存する量であるが、不規則外力下における浮体運動の時間履歴を計算する場合には代表周波数を設定して（例えば強制外力の平均周期），それに対応する流体力係数を用いることとした。

これらの流体力係数は、領域分割法によって求められた値を用いた。

### (3) 強制外力

強制外力としては、波、風、潮流の3種の外力が重畳した複合外力を考え、次のように表わす。

$$E_j(t) = E_{jw}(t) + E_{ja}(t) + E_{jc}(t)$$

ただし、サフィックス  $w, a, c$  は外力の要因でそれぞれ、波、風、潮流を表わす。

#### i) 波による強制外力 : $E_{jw}(t)$

波による強制外力は、波による変動強制力  $E_{jw_1}(t)$  と波漂流力  $E_{jw_2}(t)$  の和として

$$E_{jw}(t) = E_{jw_1}(t) + E_{jw_2}(t)$$

と表わす。

##### a) 波強制力 : $E_{jw_1}(t)$

不規則波の波スペクトルを  $S'(\omega)$  とすると、不規則波形  $\zeta(t)$  は、次のように表わすことができる。

$$\zeta(t) = \int_0^{\infty} \sqrt{2S'(\omega)d\omega} \cos\{\omega t + \epsilon(\omega)\}$$

ただし、 $\epsilon(\omega)$  は  $0 \sim 2\pi$  の間にランダムに分布する位相角

この場合、波強制力の時系列は、その周波数応答関数  $\overline{E_{jw_1}(\omega)}$  と位相角  $\epsilon_w(\omega)$  を用いて、次のように求めることができる。

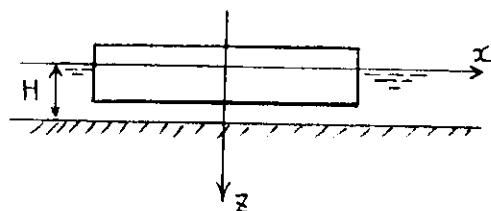
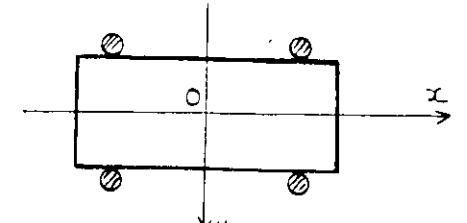
$$E_{jw_1}(t) = \int_0^{\infty} \sqrt{2S'(\omega)d\omega} \cdot \overline{E_{jw_1}(\omega)} \cdot \cos\{\omega t + \epsilon(\omega) + \epsilon_w(\omega)\}$$

波スペクトルとしては Bretschneider・光易のスペクトルを用いることとした。

$$S'(f) = 0.43 \left( \frac{\bar{H}}{g T^2} \right)^2 \frac{g^2}{f^5} \exp \left[ -0.675 \left( \frac{1}{T f} \right)^4 \right]$$

ただし、 $f = 2\pi\omega$

$\bar{H}$  : 平均波高 ( $= 0.625 H_{1/3}$ )



$\bar{T}$  : 平均波周期 ( $= 1.1 T_{01}$ )

b) 波漂流力 :  $E_{jw_2}(t)$

不規則波中における波漂流力については、F.H.Hsu や G.F.M.Remey の仮定に従い、不規則波の1山または1谷を規則波の半波長とみなし、その時間に作用する波漂流力として、その波高を有する規則波中の値をとることとした。すなわち、横波中では、

$$[E_{jw_2}(t)]_i = \frac{1}{2} \rho g L \zeta_{Ai}^2 \cdot C_{DF}(\omega_i)$$

ただし、 $[E_{jw_2}(t)]_i$  : 不規則波のゼロクロスから次のゼロクロスの間に作用する波漂流力

$\zeta_{Ai}$  : 規則波とみなしたときの波振幅

$C_{DF}(\omega_i)$  : 波漂流力係数

ただし、 $C_{DF}$ は、係留系を線形近似して求めた値で代用した。

ii) 風による外力 :  $E_{jA}(t)$

風による強制外力も波の場合と同様、定常風による荷重と、変動風による荷重とを考える。すなわち、風速  $U(t)$  を平均風速  $\bar{U}$  と変動風速  $u(t)$  の和として、次のように表わす。

$$U(t) = \bar{U} + u(t)$$

変動風速  $u(t)$  は、変動風のスペクトル  $S_A'(\omega)$  を用いて、次のように表わすことができる。

$$u(t) = \int_0^\infty \sqrt{2 S_A'(\omega)} d\omega \cdot \cos \{ \omega t + \varepsilon_A(\omega) \}$$

この変動風を考慮して、風による強制外力は、次のように計算した。

$$E_{1A}(t) = \frac{1}{2} \rho_a A_L \{ \bar{U} + u(t) \}^2 \cdot C_x$$

$$E_{2A}(t) = \frac{1}{2} \rho_a A_T \{ \bar{U} + u(t) \}^2 \cdot C_y$$

$$E_{3A}(t) = 0$$

$$E_{4A}(t) = -F_{2A}(t) \cdot z^*$$

$$E_{5A}(t) = F_{1A}(t) \cdot z^*$$

$$E_{6A}(t) = \frac{1}{2} \rho_a A_T L \{ \bar{U} + u(t) \}^2 \cdot C_m$$

ただし、

$C_x$  :  $x$  方向抗力係数

$C_y$  :  $y$  ハリ

$C_m$  :  $z$  軸まわりのモーメント係数

$\rho_a$  : 空気密度

$A_L$  : 水面上正面投影面積

$A_T$  : ハリ 側面 ハリ

$z^*$  : 重心から風圧中心までの高さ

変動風のスペクトルとしては Davenport のスペクトルを用いることとした。

$$S_A'(\omega) = 2 \times \frac{1200 K U_{10}}{\pi} \cdot \frac{X_p}{(1 + X_p^2)^{3/2}}$$

$$\text{ただし, } X_p = \frac{600}{\pi} \cdot \frac{\omega}{U_{10}}$$

$U_{10}$  : 高度 10mにおける 10 分間平均風速

K : 表面摩擦係数(水面上で K=0.003)

### iii) 潮流による外力 : $E_{jc}(t)$

潮流による外力は定常力として、次のように計算した。

$$E_{1c}(t) = \frac{1}{2} \rho B \cdot d \cdot V_c^2 \cdot C_{cx}$$

$$E_{2c}(t) = \frac{1}{2} \rho L \cdot d \cdot V_c^2 \cdot C_{cy}$$

$$E_{6c}(t) = \frac{1}{2} \rho L^2 d \cdot V_c^2 \cdot C_{c\phi}$$

ただし、

$C_{cx}$  :  $x$  方向抗力係数

$C_{cy}$  :  $y$  " "

$C_{c\phi}$  :  $z$  軸まわりのモーメント係数

$V_c$  : 潮流速度

### (4) フェンダ特性 : $G_j$

フェンダによる復原力は、係留点の変位の関数として与えられているものとする。ただしモーメントは伝えないものとする。

なお、ゴムフェンダー C 2000H, C 3000H については、その特性が計算プログラムに内蔵されているので、本計算ではそれを用いた。

### (5) 運動方程式の解法

運動方程式は、Runge-Kutta-Gill 法を用いて解き、運動変位、フェンダ反力などについて時間履歴を計算した。

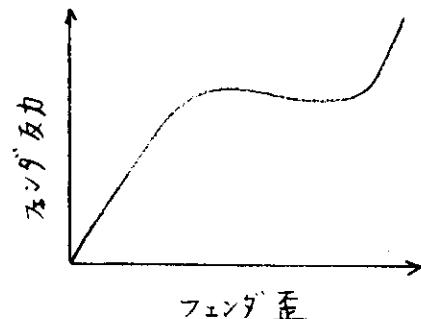
計算結果は、次のような処理および表示を行った。

#### (1) 時系列のプロッター出力

#### (2) ピーク解析・ヒストグラムなどの時系列振幅の統計処理

#### (3) スペクトラム解析と統計的期待値の計算

#### (4) スペクトラム図プロッター出力



## 参考文献

- 珠久正憲他：浅海浮上式備蓄タンクの係留に関する研究 — 非線形数学モデルによる数値シミュレーション, 造船学会論文集第146号, 昭和54年12月

## 4.2.4 計算結果

### (1) シミュレーション計算結果と実験結果との比較検討

4.1 で実施された水槽模型試験に対応する状態で実施したシミュレーション計算の計算結果と実験結果を比較して表 3.4.2.1 に示す。またシミュレーション計算のタイムヒストリーの代表例として、ゴムフェンダー型の場合とニューマティックフェンダー型の場合をそれぞれ図 3.4.2.1 および図 3.4.2.2 に示す。波周波数は  $f = 1.1 \text{ Hz}$ 、波高は  $h_w = 30 \text{ mm}$  の場合である。表 3.4.2.1 にみられるように Roll の推定計算結果に一部実験結果との不一致がみられるが、Sway については計算結果は実験結果にはほぼ近い値を与えており、このシ

シミュレーション計算法によって、浮体の挙動および係留力は推定可能と判断される。

## (2) 波、風、潮流の不規則変動外力のなかでのシミュレーション計算結果

波、風、潮流の複合された不規則変動外力のなかでのシミュレーション計算の計算条件および計算結果をまとめて表3.4.2.2に示す。

浮体の運動については、Heave, SwayおよびRoll振幅の有義値、 $z(1/3)$ ,  $y(1/3)$ および $\phi(1/3)$ を示した。また、フェンダーの歪に関しては、平均値 $Y_0$ （定常風、潮流、および波漂流力に対応する変位）、変動の有義値 $Y(1/3)$ 、シミュレーション時間（360 sec）内の最大値 $Y_{\max}$ を示した。 $Y_{\max}$ は、不規則外力変動をシミュレートするために用いる乱数の設定やシミュレーション時間に依存するため、これを直接用いてフェンダー歪の最大値とすることは妥当な方法とはいえない。ここでは、変動がRayleigh分布に従う場合の有義値と $1/1000$ 最大期待値との関係、すなわち $Y(1000) = 1.93 Y(1/3)$ を用いて、フェンダー歪の変動分の最大値の推定値とした。したがって、フェンダーの最大歪は $Y_0 + Y(1000)$ として係留可否の判定をすることとした。

これらの計算に用いたフェンダー特性を図3.4.2.3に示す。また、波漂流力係数は、線形係留系の場合について求めた図3.4.2.4に示す値を非線形係留系のシミュレーション計算の場合に用いた。

線形係留系とした場合の波浪中における運動については、横軸に平均波周期（ISSCスペクトルの $T_{01}$ 、およびBretschneider-光易スペクトルの $\tilde{T}$ ）をとり、縦軸に単位有義波あたりの運動振幅の有義値、 $z(1/3)/H_w(1/3)$ ,  $y(1/3)/H_w(1/3)$ ,  $\phi(1/3)/H_w(1/3)$ をとって図3.4.2.5および図3.4.2.6に示す。

非線形係留の場合のシミュレーション計算のタイムヒストリーを代表的に、次のような条件のものについて図3.4.2.7～図3.4.2.10に示す。

各図において、下から順に波、変動風（平均風速 $\bar{U} = 50 \text{ m/s}$ に対する変動成分 $u(t)$ のみを示している）、Sway, Roll、フェンダー位置の変位およびフェンダー反力のタイムヒストリーを示している。

なお、このような非線形タイムヒストリー・シミュレーション計算によって得られた運動の有義値を、先に示した線形係留系の場合の図3.4.2.5および図3.4.2.6の上にプロットして比較した。これらの図において、シミュレーション計算の方がいくらか小さめの値になっていることがわかる。すなわち、ゴムフェンダーのような特性を示す非線形係留系では、復原項として微小歪におけるパネ定数を用いて線形応答計算をしておけば、一応安全側の推定になっていると考えられる。

## (3) フェンダーの最大歪と許容限界

ドルフィン係留におけるフェンダー歪の定常成分（定常風、潮流、波漂流力によるフェンダーの作動点の移動量、 $Y_0$ のこと）と最大歪（ $Y_0 + Y(1000)$ ）との割合、およびそれらのフェンダー・ストロークに対する割合を表3.4.2.2の最右欄に示す。

定常外力によるフェンダー歪を10%という条件でこれらの計算結果をみると、今回設定した環境外力条件下では、全てこれ以下になっている。（ただし、この結果はFree boardを $f=5 \text{ m}$ とした場合で、 $D/d$ が大きい場合は風の影響が大きくなるので、10%歪を越えることも予想される。）しかし、変動分も含めて、フェンダーの最大歪の許容限界を35%とすると、浮体-1については、波高が高い場合にはこれを越える例ができる。フェンダーの最大歪 $Y_0 + Y(1000)$ と有義波高との関係をプロットしたものを図3.4.2.11に示す。

フェンダー歪の許容限界を35%と設定すると、係留可能な波高は次のようになる。

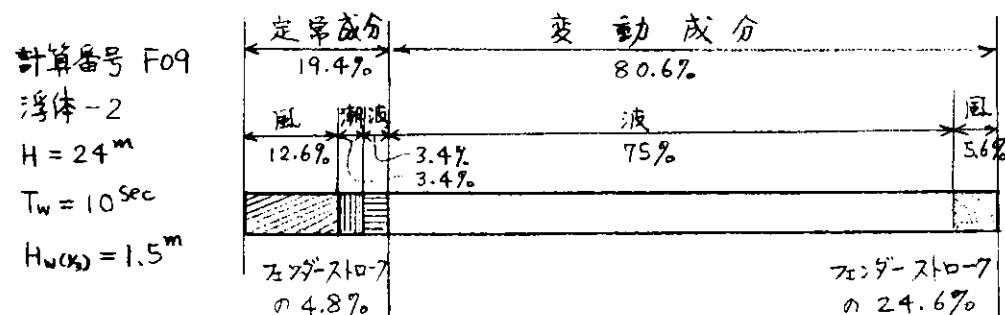
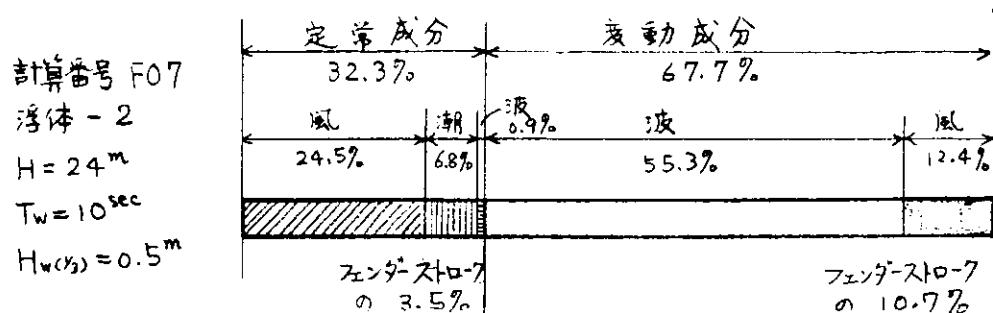
浮体-1については、波周期  $T_w = 6 \text{ sec}$ なら  $H_w(1/3) = 1.5 \text{ m}$  まで係留可能

$T_w = 8 \text{ sec}$ なら  $H_w(1/3) = 1.0 \text{ m}$  まで係留可能

浮体-2については  $H_w(1/3) = 2.0 \text{ m}$  まで係留可能

これらの結果は、従来からドルフィンフェンダー係留についていわれている有義波高  $1.5^m$  程度というのにほぼ近い結果になっている。

フェンダー歪に対する外力の影響の割合を浮体-2の場合について例を示すと次のようなになる。

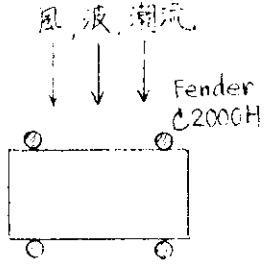
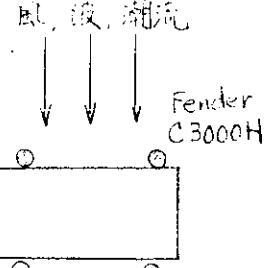
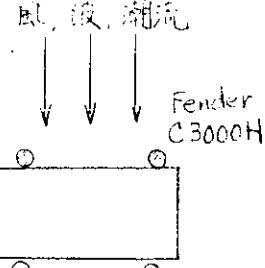
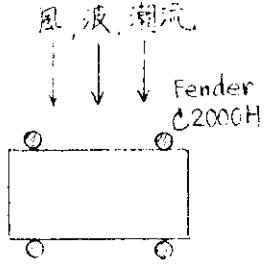
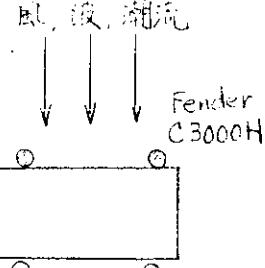


定常成分のうちでは風の影響が最も大きく、波漂流力の影響は小さい。変動成分に対しては波が大部分を占めている。

ドルフィンフェンダー係留の場合は、まず定常成分による作動点の移動を考慮し、その上に変動成分を重ね合せて、許容歪におさまるように設計することになる。

本年度は、ドルフィン係留の設計基準検討のための第1段階として、横波および横風の場合についてのみシミュレーション計算を行ったが、来年度はさらに  $D/d$  の異なる場合や、波、風の方向の異なった場合についても計算を実施し、総合的に評価・検討を行う必要があると考えられる。

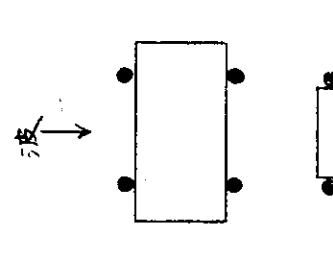
表 3.4.2.2 ドルフィン係留シミュレーション計算結果 (2)

主要項目	水深	風速	潮流	波周期	波高	計算番号	Heave z(%)
$L = 100\text{m}$ $B = 50\text{m}$ ( $\frac{L}{B} = 2$ ) $D = 15\text{m}$ ( $\frac{B}{d} = 5$ ) $d = 10\text{m}$ $f = 5\text{m}$ $K_{xx}/B = 0.33$	$12\text{m}$      	$50\text{m/s}$      	$1\text{kN}$      	6 sec	0.5 m	E 01	0.007 m
					1.0 m	E 02	0.015
					1.5 m	E 03	0.022
				8 sec	0.5 m	E 04	0.017
					1.0 m	E 05	0.035
					1.5 m	E 06	0.052
				10 sec	0.5 m	E 07	0.034
					1.0 m	E 08	0.068
					1.5 m	E 09	0.103
				6 sec	0.5 m	E 10	0.013
					1.0 m	E 11	0.027
					1.5 m	E 12	0.041
				8 sec	0.5 m	E 13	0.040
					1.0 m	E 14	0.080
					1.5 m	E 15	0.121
				10 sec	0.5 m	E 16	0.086
					1.0 m	E 17	0.171
					1.5 m	E 18	0.257
$L = 200\text{m}$ $B = 100\text{m}$ ( $\frac{L}{B} = 2$ ) $D = 25\text{m}$ ( $\frac{B}{d} = 5$ ) $d = 20\text{m}$ $f = 5\text{m}$ $K_{xx}/B = 0.33$	$14\text{m}$      	$50\text{m/s}$      	6 sec	0.5 m	F 01	0.004 m	
				1.0 m	F 02	0.007	
				1.5 m	F 03	0.010	
				8 sec	0.5 m	F 04	0.006
					1.0 m	F 05	0.012
					1.5 m	F 06	0.017
				10 sec	0.5 m	F 07	0.012
					1.0 m	F 08	0.024
					1.5 m	F 09	0.036
				6 sec	0.5 m	F 10	0.004
					1.0 m	F 11	0.008
					1.5 m	F 12	0.012
				8 sec	0.5 m	F 13	0.011
					1.0 m	F 14	0.022
					1.5 m	F 15	0.033
				10 sec	0.5 m	F 16	0.026
					1.0 m	F 17	0.052
					1.5 m	F 18	0.079

Sway $y(\frac{m}{3})$	Roll $\phi(\frac{1}{3})$	Fender deflection					$\frac{Y_0}{Y_0+Y_{(1000)}}$	$\frac{Y_0}{Stroke}$	$\frac{Y_0+Y_{(1000)}}{Stroke}$
		$Y_0$	$Y(\frac{1}{3})$	$Y_{max}$	$Y_{(1000)}$	$Y_0+Y_{(1000)}$			
0.104 <sup>m</sup>	0.096 <sup>deg</sup>	0.074 <sup>m</sup>	0.104 <sup>m</sup>	0.172 <sup>m</sup>	0.201 <sup>m</sup>	0.275 <sup>m</sup>	26.9 %	3.7 %	13.8 %
0.178	0.133	0.105	0.179	0.300	0.345	0.450	23.3	5.3	22.5
0.260	0.166	0.110	0.267	0.450	0.515	0.625	17.6	5.5	31.3
0.161	0.134	0.106	0.167	0.259	0.322	0.428	22.1	5.3	21.4
0.311	0.255	0.114	0.321	0.485	0.619	0.733	15.5	5.7	36.7
0.443	0.409	0.140	0.462	0.675	0.892	1.032	13.6	7.0	51.6
0.235	0.236	0.110	0.256	0.408	0.494	0.604	18.2	5.5	30.2
0.478	0.575	0.149	0.515	0.812	0.994	1.143	13.0	7.5	57.2
0.621	0.832	0.194	0.683	1.026	1.318	1.512	12.8	9.7	75.6
0.100	0.119	0.074	0.101	0.157	0.195	0.269	27.5	3.7	13.5
0.176	0.201	0.104	0.180	0.284	0.347	0.451	23.1	5.2	22.6
0.254	0.277	0.110	0.268	0.440	0.517	0.627	17.5	5.5	31.4
0.150	0.258	0.104	0.162	0.242	0.313	0.417	25.4	5.2	20.9
0.275	0.561	0.109	0.308	0.462	0.594	0.703	15.5	5.5	35.2
0.385	0.919	0.133	0.433	0.642	0.836	0.969	13.7	6.7	48.5
0.226	0.624	0.108	0.245	0.358	0.473	0.580	18.6	5.4	29.0
0.460	1.447	0.147	0.493	0.664	0.951	1.098	13.4	7.4	54.9
0.676	2.233	0.194	0.713	1.113	1.377	1.570	12.4	8.7	78.5
0.037 <sup>m</sup>	0.030 <sup>deg</sup>	0.102 <sup>m</sup>	0.050 <sup>m</sup>	0.068 <sup>m</sup>	0.097 <sup>m</sup>	0.199 <sup>m</sup>	51.3 %	3.4 %	6.6 %
0.056	0.028	0.102	0.069	0.081	0.133	0.235	43.4	3.4	7.8
0.078	0.028	0.103	0.087	0.116	0.168	0.271	38.0	3.4	9.0
0.078	0.025	0.102	0.067	0.101	0.129	0.231	44.2	3.4	7.7
0.115	0.040	0.105	0.123	0.175	0.237	0.342	30.7	3.5	11.4
0.158	0.057	0.143	0.160	0.216	0.309	0.452	31.6	4.8	15.1
0.106	0.052	0.104	0.113	0.149	0.218	0.322	32.3	3.5	10.7
0.197	0.091	0.143	0.208	0.259	0.401	0.544	26.3	4.8	18.1
0.289	0.135	0.143	0.308	0.402	0.594	0.737	19.4	4.8	24.6
0.036	0.037	0.102	0.048	0.064	0.093	0.195	52.3	3.4	6.5
0.056	0.038	0.102	0.066	0.082	0.127	0.229	44.5	3.4	7.6
0.077	0.040	0.103	0.086	0.116	0.166	0.269	38.3	3.4	8.9
0.059	0.039	0.102	0.068	0.104	0.131	0.233	43.8	3.4	7.8
0.112	0.067	0.105	0.122	0.180	0.235	0.340	30.9	3.5	11.3
0.158	0.098	0.142	0.169	0.222	0.326	0.468	30.3	4.7	15.6
0.102	0.099	0.104	0.112	0.164	0.216	0.227	45.8	3.5	7.6
0.179	0.198	0.142	0.204	0.288	0.394	0.536	26.5	4.7	17.9
0.269	0.298	0.144	0.305	0.427	0.589	0.733	19.6	4.8	24.4

表 3.4.2.1 ドルフィン係留シミュレーターの計算結果 (1)

主 要 目	水 深	係 留 系	波 周 波 数	波 高		Heave : $z_A/h_A$	Sway : $y_A/h_A$	Rooll : $\phi_A/k_A h_A$	計算値	実験値	計算値	実験値	計算値	実験値
				計算値	実験値									
L = 0.976 m			0.8 Hz (1.13)	2.0 mm	1.125	0.882	0.960	1.287	2.11	0.959	YK 0			
B = 0.500 m			1.1 (1.56)	2.0	0.469	0.367	0.575	0.636	1.09	0.592	"			
D = 0.253 m			1.4 (1.98)	2.0	0.158	0.164	0.561	0.386	0.289	0.114	"			
d = 0.100 m			k = 36.7 g/mm × 4	2.0 (2.84)	0.018	0.024	0.151	0.160	0.012	0.001	YK 0			
			1.1 (1.56)	1.0	0.469	0.434	0.204	0.183	0.547	0.186	YK 1			
	0.2 m		0.2 m コムフランダーコード	1.1 (1.56)	2.0	0.469	0.384	0.200	0.202	0.527	0.217	YK 2		
			(初期 : ネ定数) k = 800 g/mm	1.1 (1.56)	3.0	0.469	0.459	0.198	0.217	0.514	0.285	YK 3		
			二点マティック フランダーコード	1.1 (1.56)	1.0	0.469	0.381	0.466	0.482	0.71	0.728	YK 4		
			初期 : ネ定数 k = 24 g/mm	1.1 (1.56)	3.0	0.469	0.496	0.461	0.551	0.69	0.886	YK 5		
										0.68	0.748	YK 6		



注1) 実験値は、4.1 水槽模型実験に示されている図より読み取ったもの。

注2) 波周波数の欄( )内は  $\omega\sqrt{B/g}$  を示す。

1 - 1

YK3

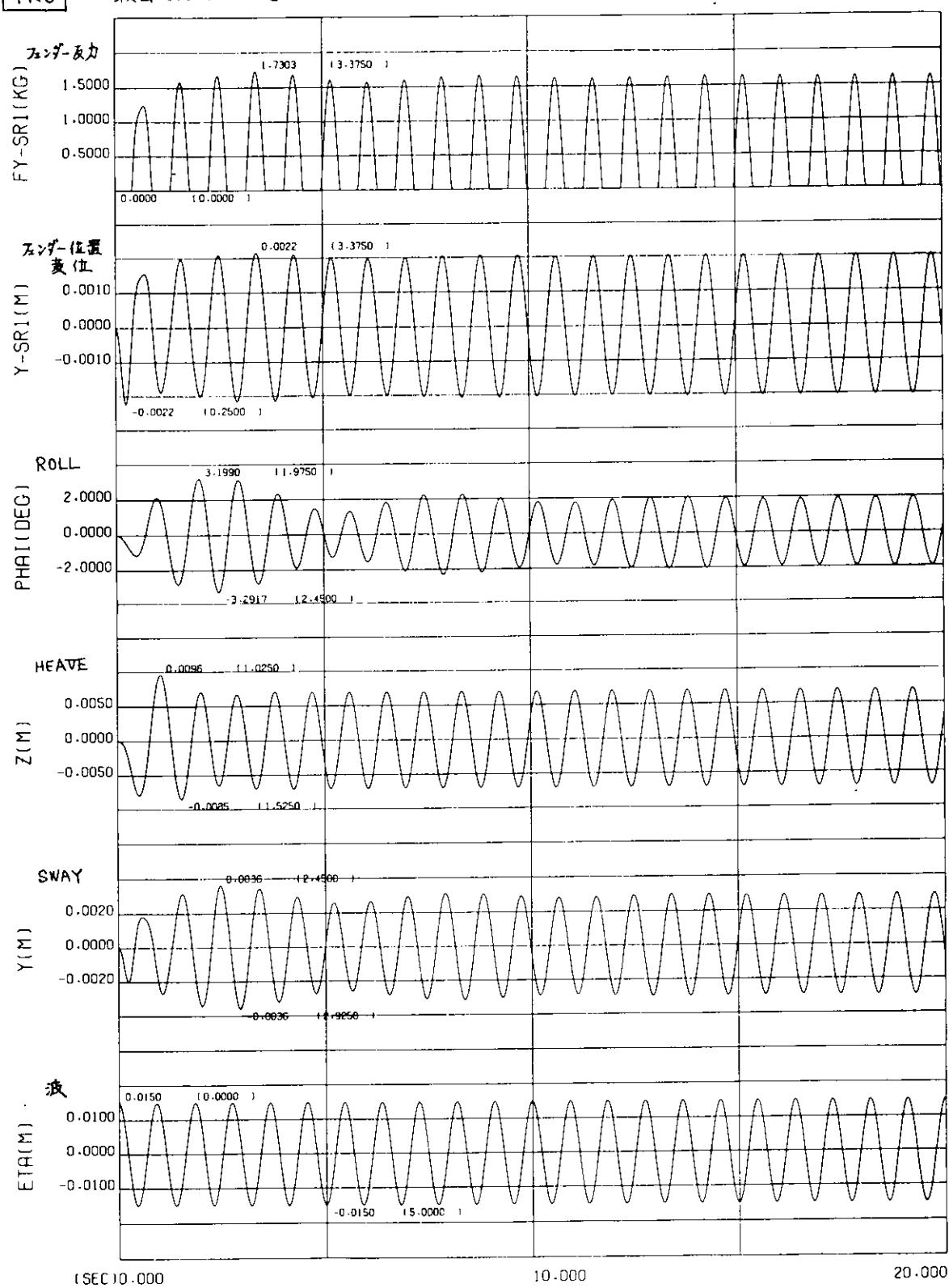
横国大実験計測状態：ゴムフンダー型、波周期数  $f = 1.1 \text{ sec}$  波高  $H_s = 30 \text{ cm}$  01/17/81

図 3.4.2.1 シミュレーション計算タイムヒストリー (1)

1 - 1

YK6

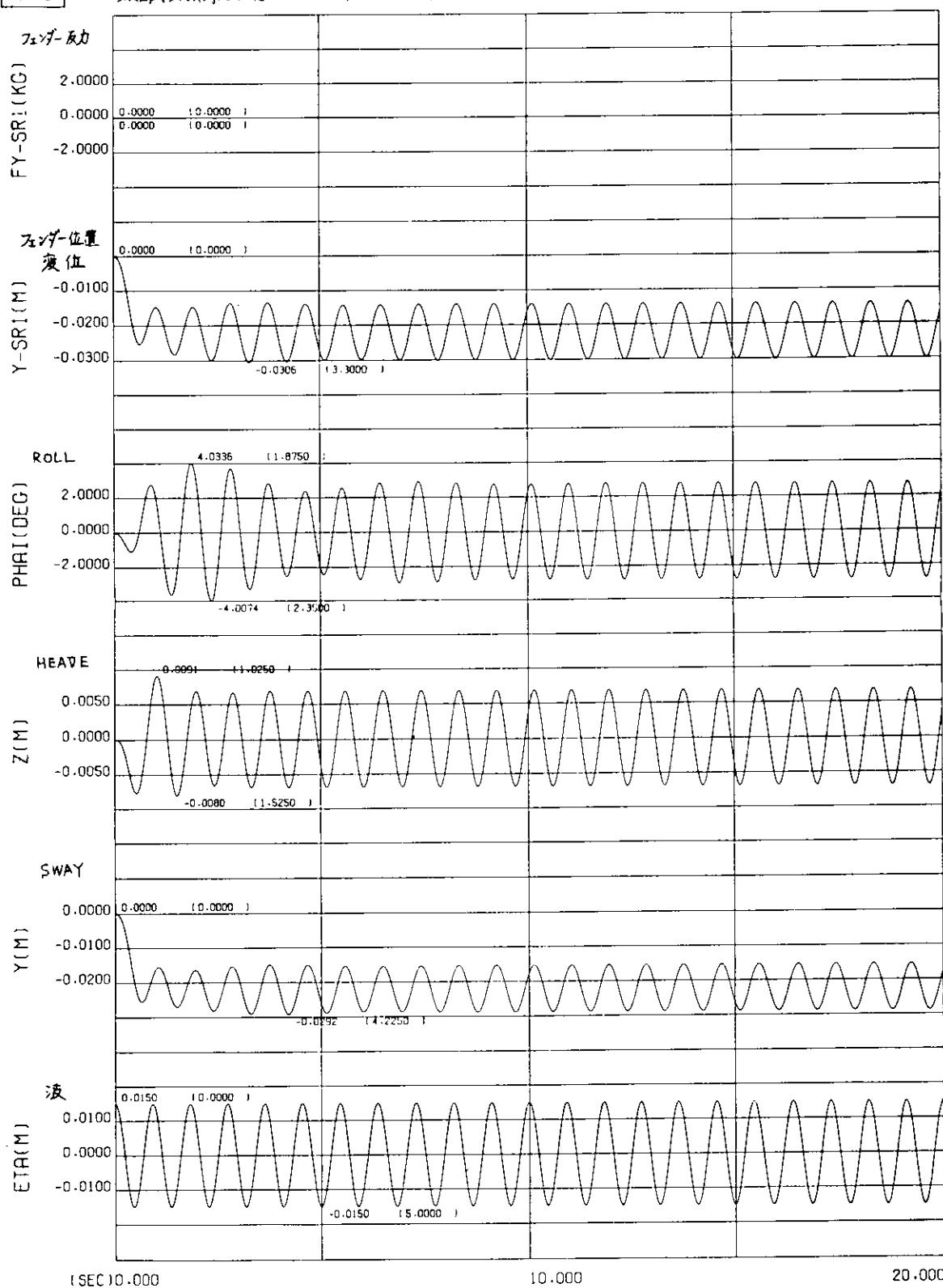
横回転実験対応状態：ニューマックフェンダー型、波周波数 $\frac{1}{T} = 1.1^{\text{Hz}}$ 、波高 $h_w = 30.01/17.81$ 

図 3.4.2.2 シミュレーション計算タイムヒストリー (2)

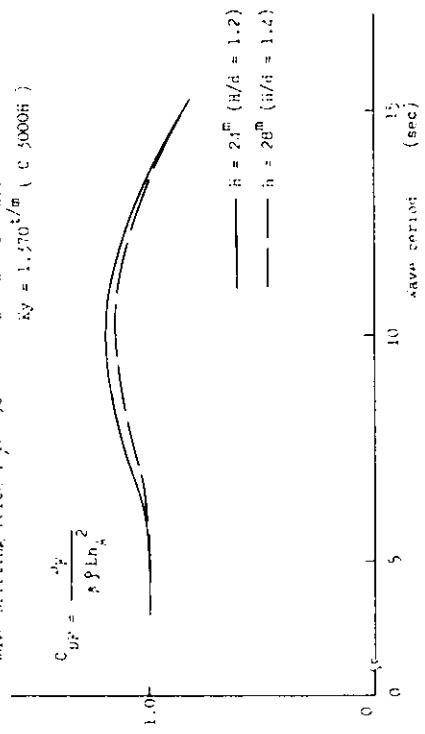
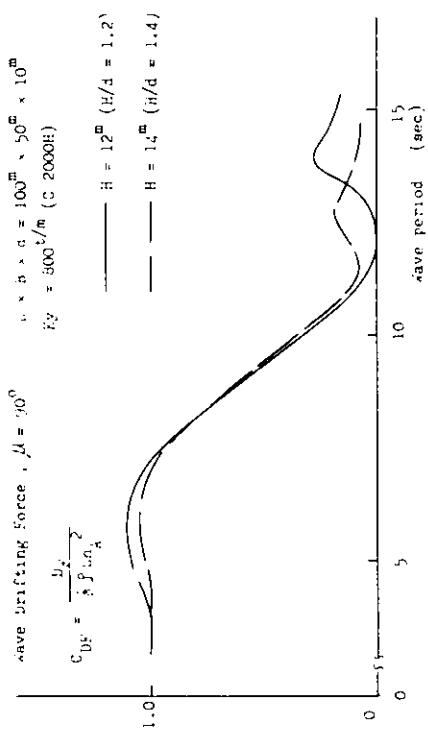
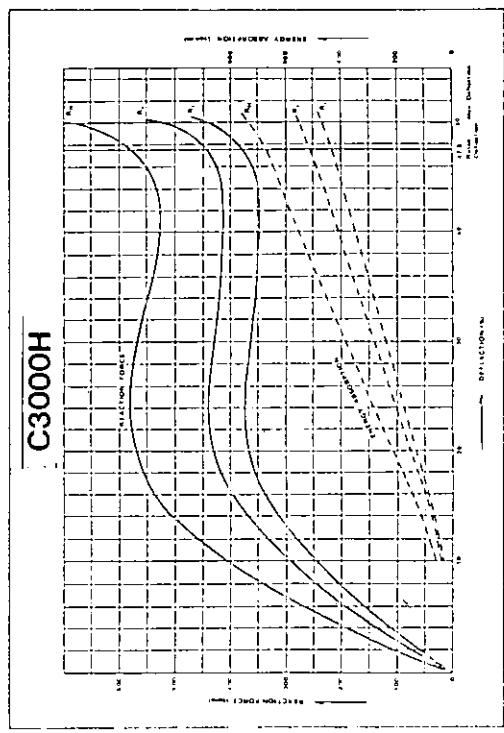
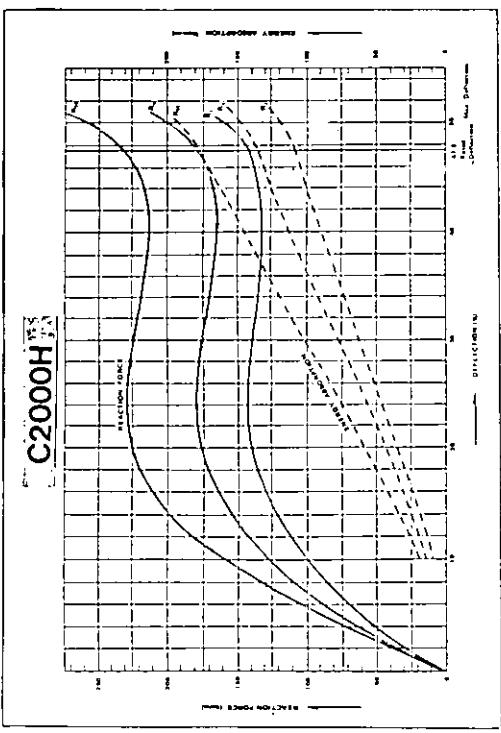


図 3.4.2.4 波浪流力係数

図 3.4.2.3 ポルツマノダード特性 (C 2000H および C 3000H)

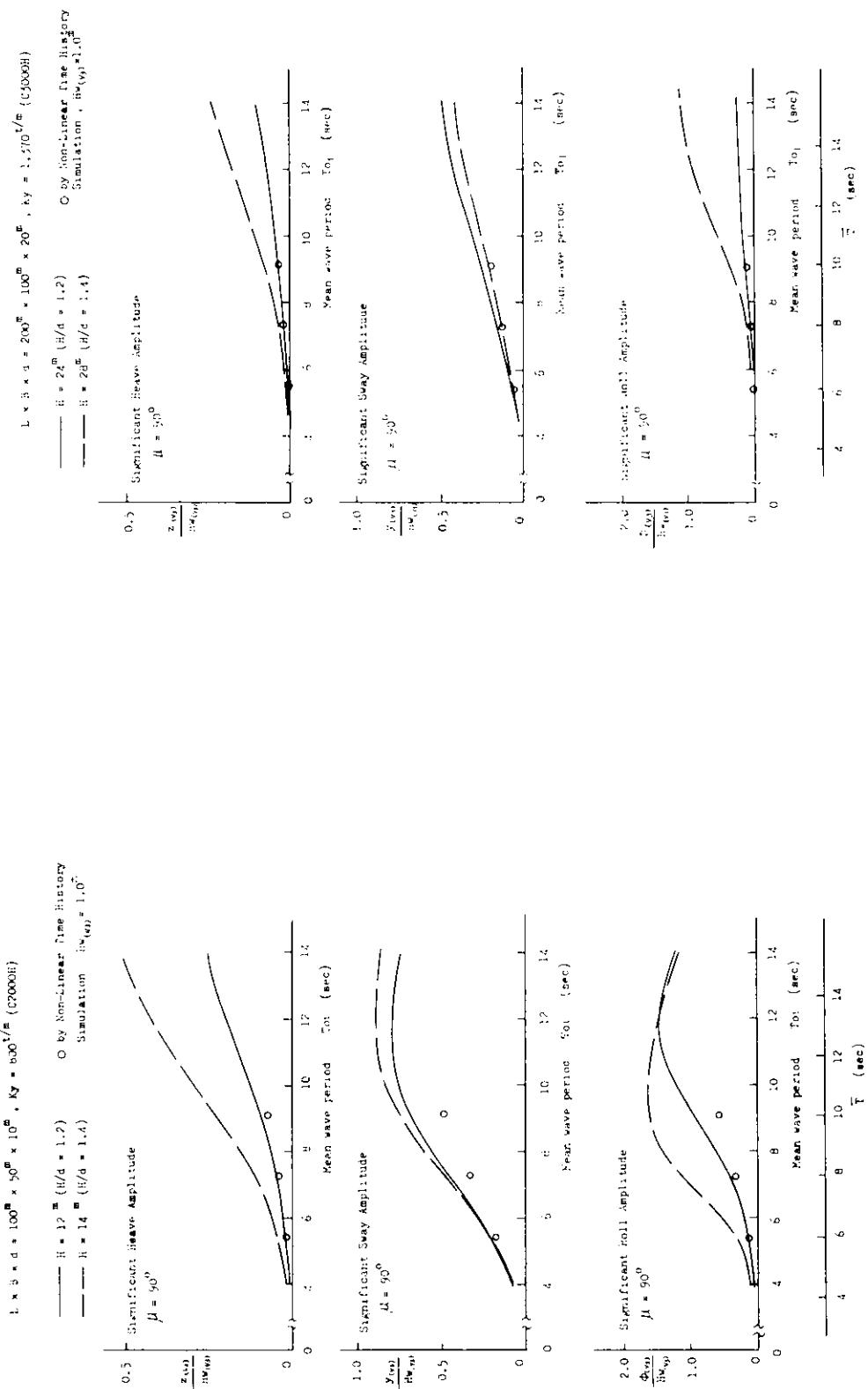
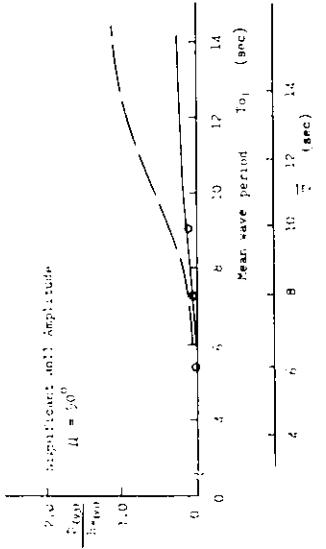


圖 3.4.2.5 線形係留浮體運動振幅有義值 (1)

圖 3.4.2.6 線形係留浮體運動振幅有義值 (2)



1 - 1

E05

浮体-1, 水深H=12m, 波周期Tw=8sec, 波高Hs(λ)=1.0m

01/13/81

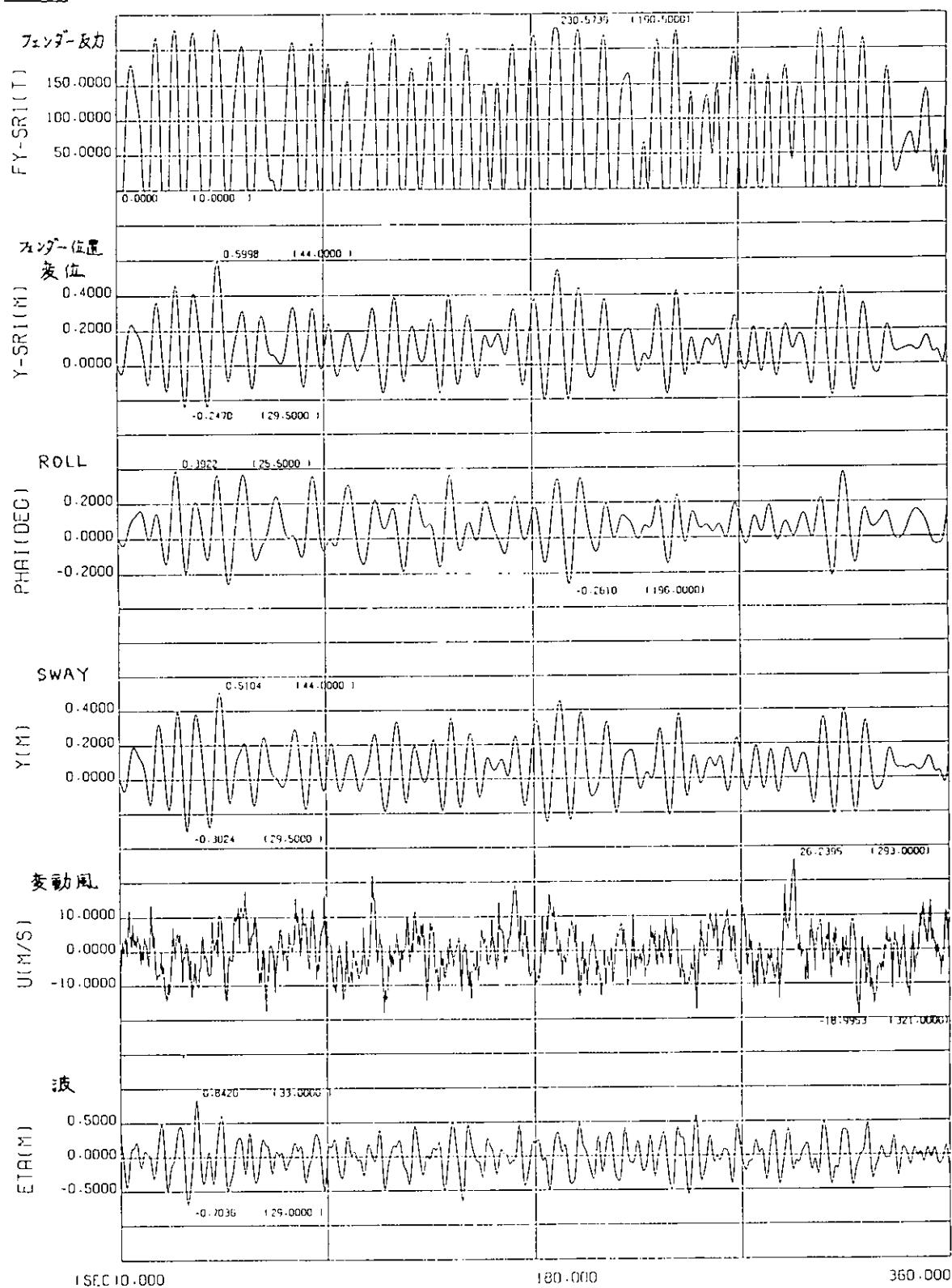


図 3.4.2.7 シミュレーション計算タイムヒストリー (3)

E08

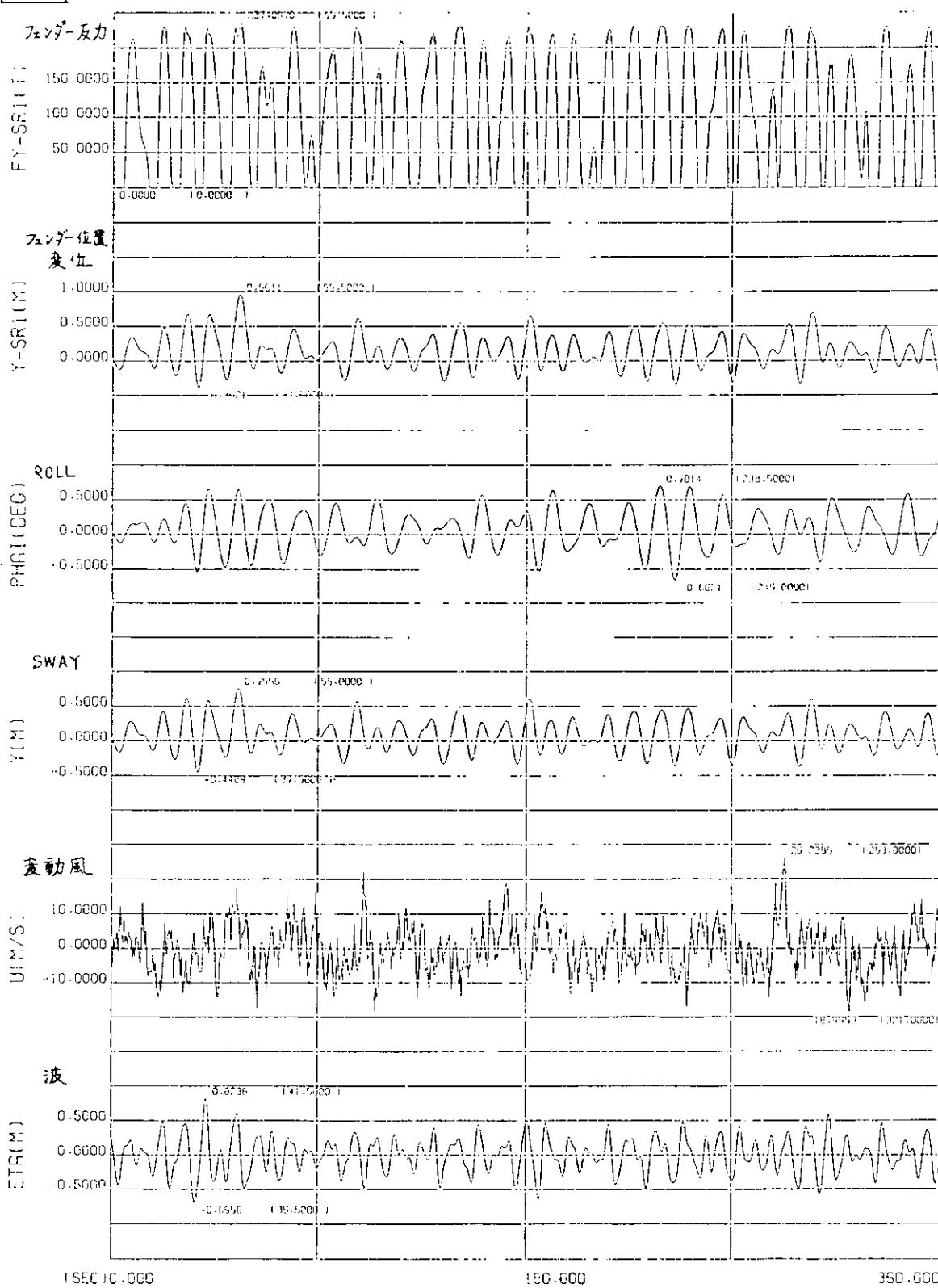
浮体-1, 水深 H = 12m, 波周期 T<sub>w</sub> = 10sec, 波高 H<sub>w(x\_0)</sub> = 1.0m 01/14/81

図3.4.2.8 シミュレーション計算タイムヒストリー (4)

1 - 1

F06

浮体-2, 水深 H = 24", 波周期 T\_w = 8 sec, 波高 H\_w(50) = 1.5"

01/17/81

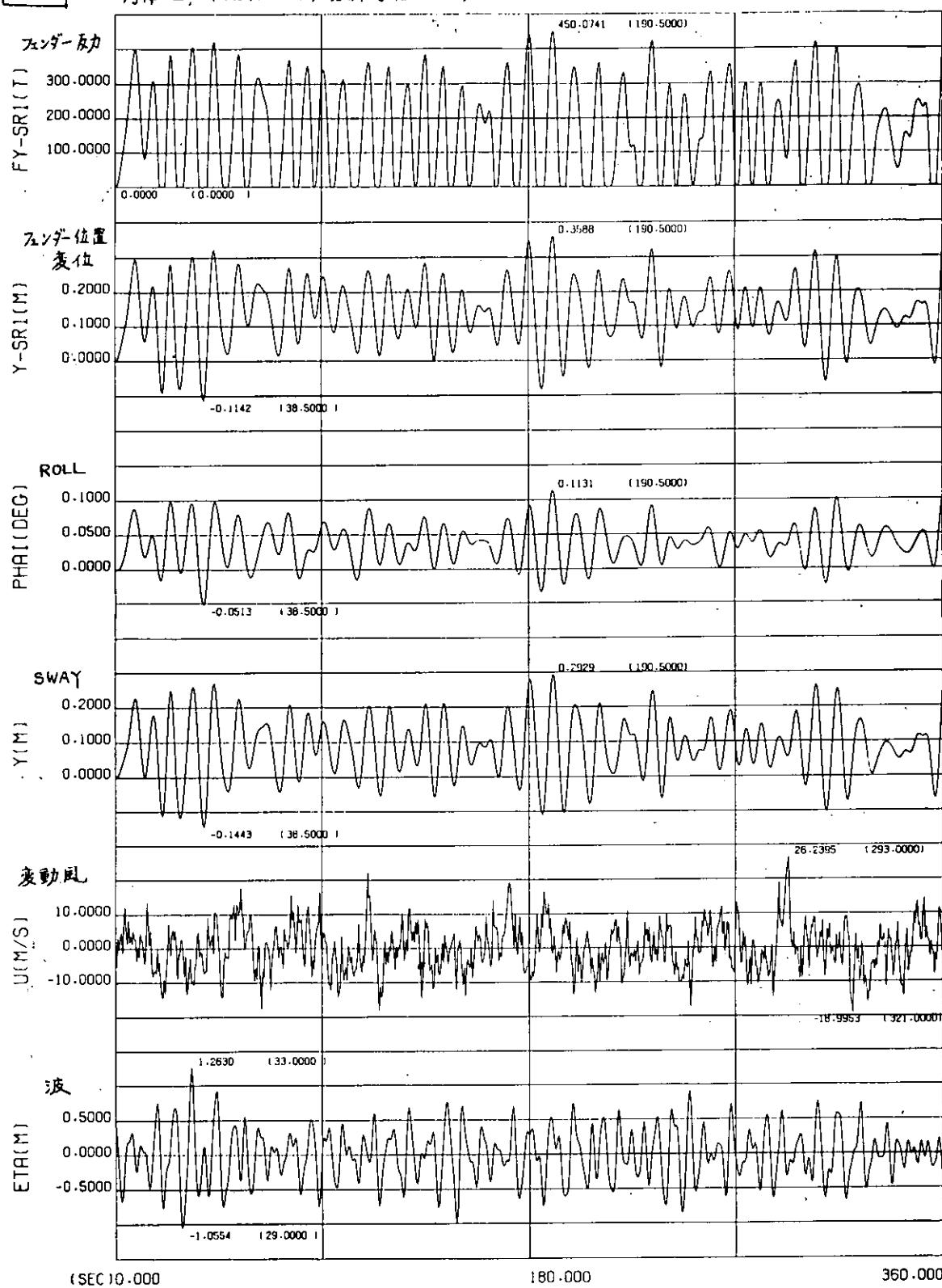


図 3.4.2.9 シミュレーション計算タイムヒストリー (5)

1 - 1

F09

浮体-2, 水深  $H = 24^{\text{m}}$ , 波周期  $T_w = 10^{\text{sec}}$ , 波高  $H_{w(\text{r})} = 1.5^{\text{m}}$  01/17/81

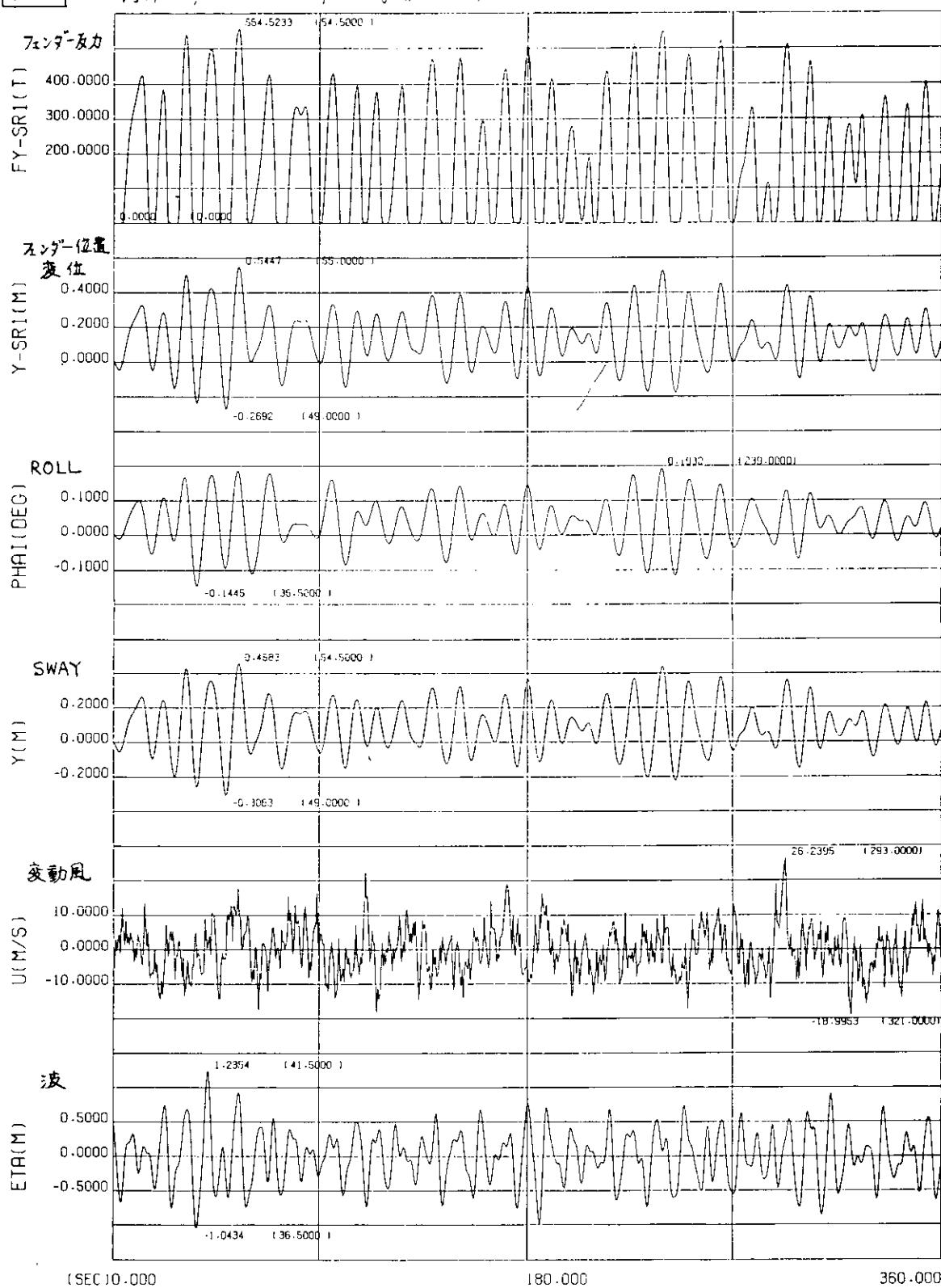


図 3.4.2.10 シミュレーション計算タイムヒストリー (6)

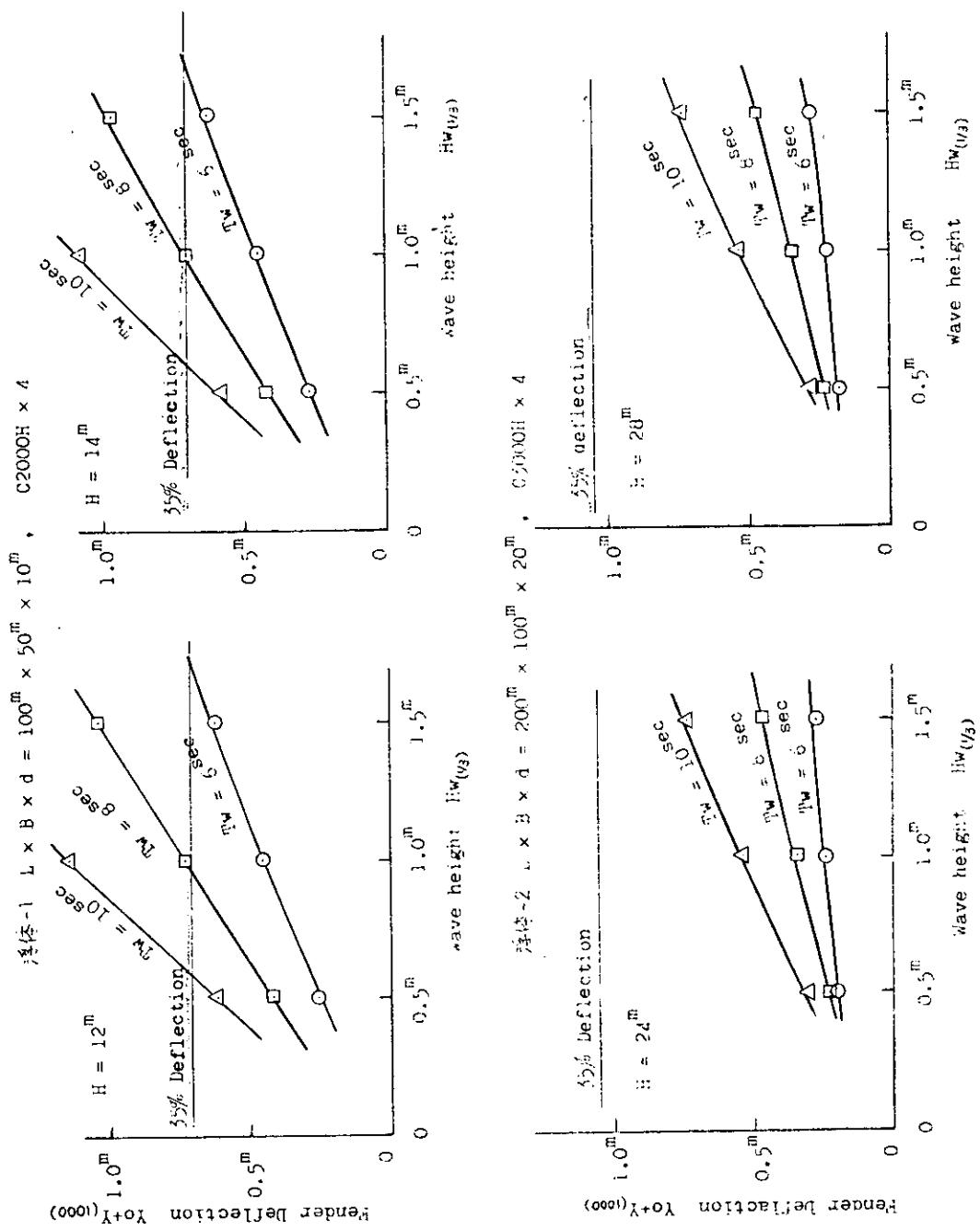


図 3.4.2.11 フレンダ - 最大歪と許容限界

## 4.3 地震応答

### (1) 目的

ドルフィン係留方式による海洋構造物の位置保持においては、ドルフィンが海底地盤に設置されているが故に、地震動がドルフィンに伝わる。さらに、ドルフィンの振動はフェンダを介して被係留浮体に達するために、それらは相互に影響する。

このように、通常の浮遊式海洋構造物では考慮の要のない地震動に対する応答をドルフィン係留方式では検討しておく必要がある。

地震応答解析は、土木・建築の分野では常規的に行なわれていることではあるが、浮遊式海洋構造物に対しては、ほとんどその例を見ない。

したがって、本年度は極く基礎的な水槽模型試験と数値シミュレーションを行ない、今後の設計指針の検討に資することを目的に研究を行なう。

### (2) 水槽模型試験

水槽模型試験は4.1節に示した水中振動台(図3.4.1.1)および供試模型(図3.4.1.2)を用いて行なった。

係留復原力特性は図3.4.1.3に示したFender No.1の線形の係留復原力特性のものを用い、図3.4.3.1に示す要領で水中振動台の振動フレームにセットした。

振動フレームは油圧アクチュエータで駆動され、その振動はロードセル取付ビームと一緒に、ロードセルを介してドルフィンビームの振動となる。ドルフィンビームの振動はフェンダを介して浮体に伝わる。すなわち、海底地盤の地震動が振動フレームおよびロードセル取付ビームの振動で模擬され、フェンダに比して非常に剛性の高いドルフィンに相当する金物がドルフィンビームとなっている。

このような試験装置によって振動フレームを規則振動( $Ae^{i\omega t}$ )させたときの浮体の振動および係留力を計測した。浮体の振動は波浪中動揺計測用の装置を用いたために、変位が微小で高周波の地震応答の振動はほとんど記録に表われなかった。

ロードセルによる係留力は、浮体模型をセットしないときの値を差引いたものを解析した。これは、ドルフィンビームなどの慣性力その他の影響を取り除くためである。

係留力の振幅( $R$ )は、振動フレームの加速度振幅( $A\omega^2$ )と浮体の空中質量( $M$ )で無次元化し、無次元周波数 $\omega\sqrt{B/g}$ ベースに表わした。その結果を図3.4.3.2に示す。

### (3) 数値シミュレーション

係留浮体の運動方程式は4.2節に示したものと同様で、強制外力( $E_j(e)$ )をフェンダの復原力特性を表わす関数( $G_j$ )を用いて、

$$E_j(e) = G_j(0, Ae^{i\omega t}, 0, 0, 0, 0)$$

ただし、

$A$  : フェンダの左右方向強制変位振幅

$\omega$  : 円周波数

$j$  : 運動モード

としたものである。

運動方程式は4.2節と同様で、Runge-Kutta-Gill法を用いて解き、浮体変位、係留力について時間履歴を計算した。

時間履歴の計算値の一例を図3.4.3.3に示す。時間履歴から左右舷の各々の合計係留力の振幅( $R$ )を求め、無

次元化したものを図 3.4.3.2 に併記した。同図によれば、数値シミュレーションの結果と実験結果はほぼ一致しており、計算の有効性が推察される。

#### (4) 考 察

図 3.4.3.2 で  $R/M\omega^2 = 1.0$  は地盤荷重の推定法の一つである震度法による値に相当する。ドルフィン係留方式での sway の固有振動数が地震動の卓越振動数に比して十分小さければ地震時の係留力は非常に小さくなることがわかる。

高周波数領域で試験結果の値が計算値に比して大きくなる原因是、試験装置そのものの剛性が十分でないためにロードセル取付ビームその他が共振してしまうからであり、試験の状態によっては浮体のない方がロードセルの荷重が大きい結果も得られている。したがって、試験結果の信頼性は  $\omega\sqrt{B/g} \approx 4$  程度までと考えられる。

#### (5) 結 論

従来ほとんど行なわれていないドルフィン係留方式の地震時における応答に関する水槽試験および数値シミュレーションを行なった。

その結果、今回用いたような数学モデルで地震応答のシミュレーションが可能であることがわかった。

また、地震動に対して sway の共振点を十分に低周波数側に避けた係留設計を行なうことによって、地震時の係留力を非常に小さくできることが予想される。

一応の方向づけが得られたこれらの問題に関して、設計指針のためにはより詳細な検討を行なう必要がある。

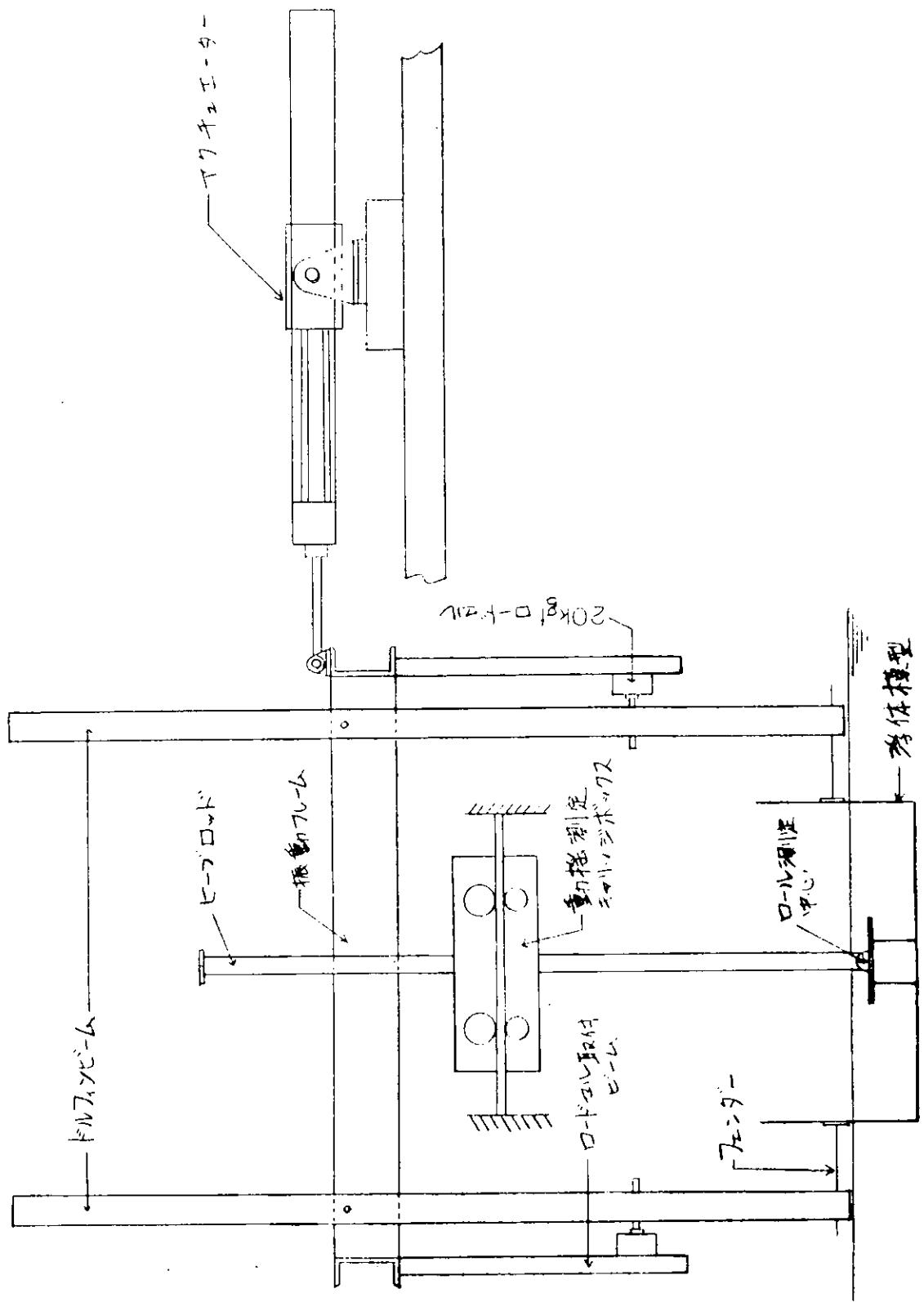


図3.4.3.1 供試模型取付要領 地盤荷重

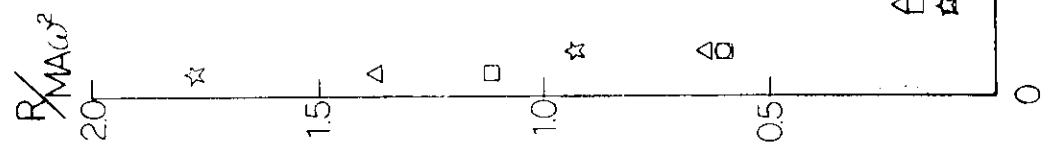
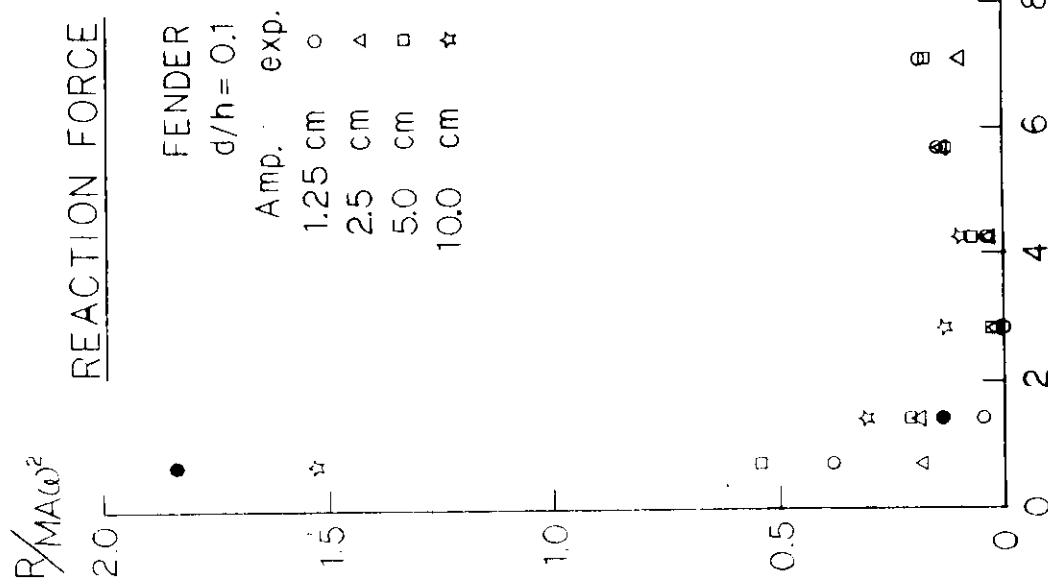


図 3.4.3.2-a 係留力の周波数振幅応答 ( $d/h = 0.1$ )

図 3.4.3.2-b 係留力の周波数振幅応答 ( $d/h = 0.5$ )

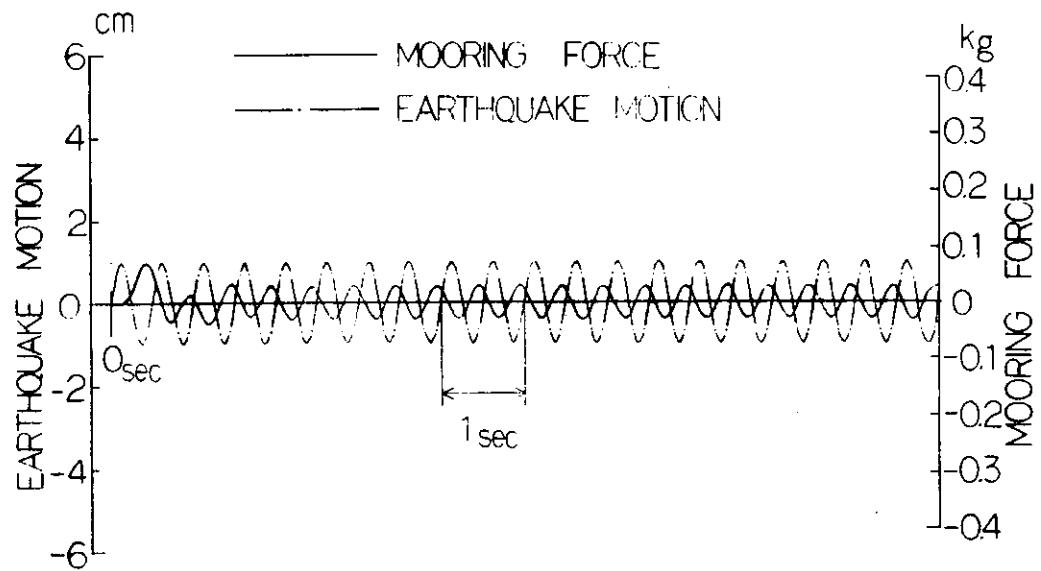


図 3.4.3.3-a 地震応答の数値シミュレーション例

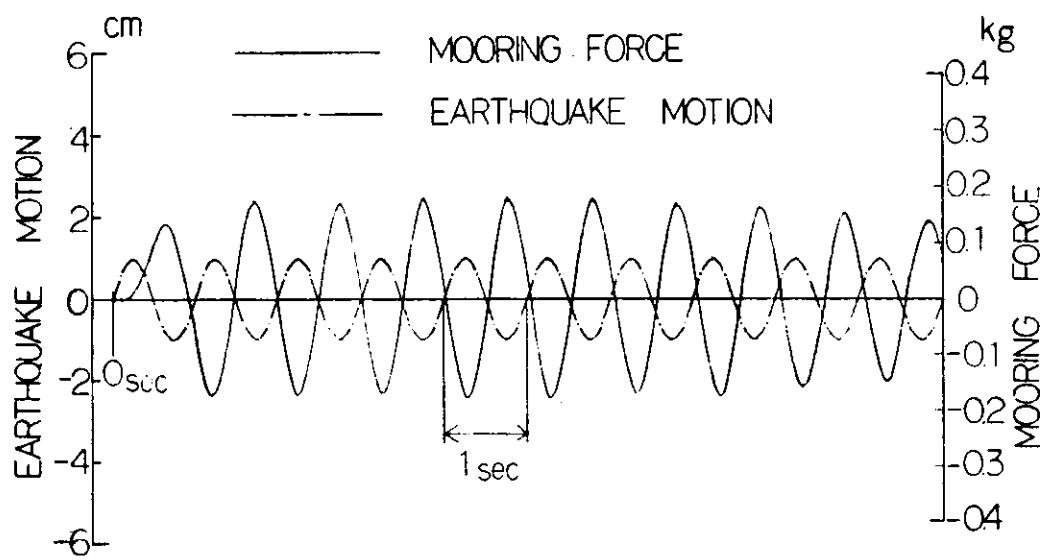


図 3.4.3.3-b 地震応答の数値シミュレーション例

## 5. 総合検討

箱型海洋構造物の係留システムの研究は、昭和54年度においては係留システムを索・鎖係留とドルフィン係留の2方式に分けて文献調査を実施し、そこで摘出された諸課題について昭和55年度更に詳細に調査・検討を行って水槽模型試験及び数値シミュレーション計算を行う諸項目を設定した。

これらの一連の調査結果に基づいて浅海域における箱型海洋構造物の運動特性の推定法の確立及び係留システムの設計基準作成のための資料となる系統的な水槽模型試験及び数値計算法の確立に本研究部会は、最大限の努力を払って一年間実施して来た。その結果、水槽模型試験及び数値計算法について昭和55年度に実施した範囲でまとまった部分で運動特性の流体力関係を第2章に、係留システムの水槽模型試験及び数値計算法関係を第3章に掲載した。

したがって、ここでは第3章の係留システム関係についての総合検討を以下に述べる。

### (1) 多点係留方式

索・鎖による多条の係留ラインで箱型海洋構造物を係留した場合に関しては、2次元的及び3次元的に箱型海洋構造物を係留した状態で系統的な水槽模型試験を実施すると共に、係留ラインの強制動搖試験を実施した。また、数値計算法の確立に関しては、2次元的に箱型海洋構造物を係留した状態だけについて系統的なシミュレーション計算を行った。

これら一連の研究のうち、本年度の成果としては、次の通りである。

#### イ) 係留ラインの強制動搖試験

ここでは、代表的な係留システムとしては、チェーンのみの係留ライン及びチェーンの係留ラインに中間ブイまたは中間シンカーを取り付けた場合である。

これらの係留ラインに関して水平移動させた場合の張力変化は、水槽模型試験と数値計算を行い、既存の数値計算法に基づいて十分推定可能であることが判明した。

また、係留ラインの強制動搖時の張力変動に関しては、水槽模型試験において得られた資料を掲載するに止まるが、代表的な係留システムの張力変動の大略的な傾向を把握することが可能である。

したがって、昭和56年度においては、これらの資料に基づいて、係留ラインの張力変動の数値計算法を確立し、系統的な数値シミュレーション計算を行い、係留ラインの張力変動を考慮すべき範囲及び張力変動が箱型海洋構造物の挙動に及ぼす影響並びに係留ラインの安全性に及ぼす影響などを明確にする必要がある。

#### ロ) 箱型海洋構造物の2次元的係留状態時の波浪中水槽模型試験

ここでは、箱型海洋構造物の係留システムを単純化して明確するために、2次元水槽で箱型海洋構造物を2次元的に係留し、波浪中水槽模型試験を実施した。

その結果、代表的な係留ラインによる浮体の挙動及び係留ラインに働く張力などの応答特性を求めた。

その成果に基づいて、数値計算法を確立し、水槽模型試験状態について数値計算法の検証及び精度を検討した結果、水槽模型試験結果をほぼよい精度で推定することが可能であることが判明した。

#### ハ) 数値シミュレーション計算

ここでは、ロ)において確立した数値計算法を用いて浅海域において索・鎖の多条係留ラインで2次元的に係留された箱型海洋構造物の挙動及び係留力を代表的な係留ラインについて数値シミュレーション計算を行い、係留ラインによる箱型海洋構造物の挙動及び係留力の水深影響を推定した。

その結果、水深による係留ラインの水深影響が大略的に把握されたので、昭和56年度においては、本年度水槽模型試験を実施している3次元係留状態の解析結果と比較検討して精度よい数値シミュレーション計算法を確立

する。

そして、多点係留方式について系統的な数値シミュレーション計算を行う必要がある。

## (2) 一点係留方式

索・鎖の多点係留方式の中から、一点係留方式だけを特に取り出して箱型海洋構造物の振れ廻りを主体に調査研究を実施した。

調査研究としては、浮体の振れ廻りを判定するために旋回時及び斜航時の係数を求める拘束旋回と拘束曳航の水槽模型試験、組み合せ外力条件下における一点係留時の水槽模型試験及び数値計算法の確立を実施した。

これら一連の研究のうち、本年度の成果としては次の通りである。

### イ) 拘束旋回と拘束曳航時の水槽模型試験

ここでは、水深及び偏角を変化させ、拘束旋回及び拘束曳航時に箱型海洋構造物に作用する3分力を系統的に求めた。

したがって、昭和56年度においては、これらの資料に基づいて箱型海洋構造物の振れ廻りを判定するに必要な微係数を求めて振れ廻りが起る範囲を究明する必要がある。

### ロ) 組み合せ外力中における水槽模型試験

ここでは、代表的な一点係留方式について風、波及び潮流が組み合わさった外力条件下で水槽模型試験を実施した。

その結果、箱型海洋構造物の挙動及び係留力の外力に対する応答が大略把握され得た。また、今回実施した範囲では一般船舶に生じる振れ廻り運動が箱型海洋構造物では非常に小さいことが判明した。

一方、数値シミュレーション計算によると箱型海洋構造物でも振れ廻り運動を起す結果が得られているので、水槽模型試験結果及び旋回微係数を十分考慮して数値計算法を改善する必要がある。

そして、昭和56年度においては、一点係留方式の係留方式及び水深などを系統的に数値シミュレーション計算して、箱型海洋構造物の振れ廻り運動を明確化すると共に係留システムの設計基準作成のための資料とする。

## (3) ドルフィン・フェンダー係留方式

ドルフィン・フェンダー係留方式においては、フェンダーの係留復原力特性を単純な線形バネから複雑なゴムフェンダーまで5種類変化させて波浪中における箱型海洋構造物の挙動及び係留力を水槽模型試験で求めた。

また、既存の数値計算法を検証するために水槽模型試験状態について数値計算を行うと共に組み合せ外力が不規則変動する状態についても数値シミュレーション計算を行った。

その他、ドルフィン・フェンダー係留方式において最近重要視されている地震動の影響についても基礎的な水槽模型試験と数値シミュレーション計算を行った。

これら一連の研究のうち、本年度の成果としては、次の通りである。

### イ) 係留復原力特性に関する水槽模型試験

ここでは、フェンダーの係留復原力特性として、線形バネ、折線バネ及び実際のゴムダンパーを近似した複雑な特性を有するゴムなどを用いて5種類を設計・製作し、箱型海洋構造物の係留時の水槽模型試験を行い、フェンダーの係留復原力特性が箱型海洋構造物の挙動及び係留力に及ぼす影響を概略に把握することが出来た。

また、水槽模型試験時の状態について既存の数値計算法に基づいて、数値シミュレーション計算を行い、数値計算法の信頼性を検討した結果、ほぼよい一致が見られた。

### ロ) 数値シミュレーション計算

水槽模型試験にて数値計算法を検証し、信頼性を確認した手法に基づいて、風、波及び潮流が組み合わさった不規則変動外力条件下における箱型海洋構造物の挙動及び係留力を系統的に求めて、ドルフィン・フェンダー係留方式の大略的な適用範囲条件を把握した。

#### ハ) 地震時の応答

ドルフィン・フェンダー係留方式で最も重要とされている地震動がドルフィン及びフェンダーを介して箱型海洋構造物の挙動及び係留力に及ぼす影響について基礎的な水槽模型試験を実施し、地震動の影響を把握したと共に数値計算法の確立を計った。

以上が昭和55年度において係留システムの研究で実施して得られた成果である。

昭和56年度においては、本年度の水槽模型試験結果及び補足試験を含めて信頼性ある数値計算法に改善し、各種係留方式について系統的な数値シミュレーション計算を行い、浅海域における箱型海洋構造物の係留システムの設計基準の作成のための貴重な資料にする予定である。

# 第4章 係留システムの設計基準作成のための調査研究

## 1. 文 献 調 査

### 1.1 係留システムの設計基準に関する文献

係留システムの設計基準に関する文献につき国内外の海洋構造物の設計に関する基準、指針、標準等を中心に調査した。

表4.1.1に文献リストを示す。なお各国船級協会規則については前年度本研究部会に於てすでに調査を行なっているので、ここではふれることにした。

各資料の内容要約を1.1.1～1.1.11に示す。

内容要約にあたっては、主に次の項目に重点を置きその考え方を示した。

- (1) 自然条件の設定についての考え方
- (2) 海洋構造物に作用する外力推定法及びその評価
- (3) 係留システムに要求される許容条件
- (4) 係留システムの設計法

表4.1.1 係留システムの設計基準の文献リスト

資料番号	表 题	出 典
1	石油の海洋備蓄システムの開発調査 (フローティングタイプ総合設計指針(案))	日本海洋開発産業協会 昭和54年3月
2	海洋鋼構造物設計指針(案)解説	土木学会 昭和48年8月
3	港湾の施設の技術上の基準・同解説	日本港湾協会 昭和54年3月
4	港湾の施設の技術上の基準・同解説 I 超大型石油タンカー用施設	日本港湾協会 昭和55年9月
5	〃 II 海上貯油基地施設	〃
6	液化ガス貯蔵船の構造設備に関する調査研究報告書	日本造船研究協会第14基準研究部会 昭和55年3月
7	RECOMMENDED PRACTICE FOR DESIGNING FLOATING DRILLING VESSEL MOORING SYSTEMS	American Petroleum Institute
8	貯蔵船の構造及び設備基準、貯蔵の基準	運輸省船舶局 昭和53年11月25日
9	浮遊式海洋構造物(貯蔵船方式)による石油備蓄システム の安全指針に関する答申	運輸省技術審議会 昭和53年4月7日
10	Standard for Equipment Employed in the Mooring of Ships at Single Point Moorings	Oil Companies International Marine Forum 1978
11	Guidelines and Recommendations for the Safe Mooring of Large Ships at Piers and Sea Islands	Oil Companies International Marine Forum 1978

### 1.1.1 石油の海洋備蓄システムの開発調査

(フローティングタイプ総合設計指針(案)) (資料1)

目的、適用

本指針は石油の海洋備蓄システムに係る安全を確保すると共に、その全体システムの設計が容易にできる事を目的としている。

内容のあらまし

#### (1) 自然条件

耐用年数：15年以上とする。

再現期間：100年とする。

考慮する項目：

風(10分間平均最大風速)、波浪(有義波により代表する)、潮位(高潮、津波、副振動等も含む)、  
海流・潮流、漂砂、海底地形・地質、地震、その他(雨、雪、霧、雷、台風)

#### (2) 設計荷重

固定荷重(自重、積載荷重等)

変動荷重(貯蔵原油重量、静水圧及び浮力、衝撃荷重等)

自然外力(風荷重、波力、流れによる流体力)

#### (3) 材料、構造強度、許容応力

#### (4) 係留設備

##### (a) チェーンアンカー方式の設計

位置係留設備の強度

アンカーの設置及び把駐力

アンカーチェーンの配置及び耐力

アンカーチェーンの固定

係留時の外力算定(係留時外力=風圧力+潮流力+波による漂流力)

##### (b) ドルフィン方式の設計

ドルフィン本体

防舷材

ドルフィンに作用する外力及び荷重

##### (c) 一点係留方式の設計

設置位置

ブイの強度

ブイシステムに作用する外力

アンカーチューン及び係留機器の強度(アンカーチューンの安全率は破断強度に対して普通3である。)

アンカー(把駐力についての安全率は普通2である。)

#### (5) 試設計例

##### (a) シンカー、中間シンカー、中間ブイ、チェーンに依る多点係留方式

##### (b) ドルフィン、フェンダー、チェーンに依る係留方式

##### (c) S.P.M.システムに依る係留方式

## 1.1.2 海洋鋼構造物設計指針(案)解説 (資料2)

### 目的、適用

この指針は海洋鋼構造物の設計に適用する。

### 内容のあらまし

#### (1) 荷重、外力等設計条件

再現期間 : 再現期間 R は構造物の耐用年数を T, 非超過確率を q として次式により定められる。

$$R = \frac{1}{1 - q^{\frac{1}{T}}}$$

#### 考慮する項目 :

自重および搭載荷重、衝撃荷重、風荷重(海面上10mでの10分間平均最大風速を基本風速とする)、波力(最大有義波に対する最高波を用いる)、流れによる流体力、静水圧および浮力、浮遊曳航時の動荷重、地震荷重

#### (2) 外力の計算

#### (3) 材料および許容応力度

#### (4) 地盤および基礎の設計

#### (5) 構造物の設計

#### (6) 浮上時の安定

#### 係留計算 : アンカーの把駐力

係留索の安全率(常時荷重に対して3.5~4.0、非常時荷重に対して2.5~3.0)

## 1.1.3 港湾の施設の技術上の基準、同解説 (資料3)

### 目的、適用

この基準は港湾の施設を建設し、改良し、又は維持する場合に適用される。

### 内容のあらまし

#### (1) 設計条件

耐用年数 : 耐用年数の設定にあたっては機能的なもの、経済的なもの、物理的なものについて検討を加え適切に決めることがのぞましい。

#### 考慮する項目 :

対象船舶の諸元、船舶によって生ずる外力、風及び風圧力等(海面上10mでの10分間平均風速で表示する)、波浪及び波力(波群を代表する波として有義波を使用する。ただし目的によっては最高波、その他に換算して使用する必要がある。)、潮位(津波、副振動等も含む)、流れおよび流れの力、河口水理及び漂砂、土質、地震及び地震力、土圧、水圧、自重、載荷重、浮力、その他

#### (2) 外力の計算

#### (3) 材料、許容応力度

#### (4) 基 础

#### (5) 係留施設(浮さん橋、ドルフィン)

#### 係留鎖の設計 : 外力としては次の組合せのうち最も大きなものを使用する。

(a) 船舶接岸力+潮流力

(b) 船舶けん引力+潮流力

(c) 波力+潮流力

鎖の許容張力は破断試験荷重の1/3とする。

アンカーの設計

ドルフィンの設計

#### 1.1.4 港湾の施設の技術上の基準、同解説 (資料4)

##### I 超大型石油タンカー用施設

目的、適用

本基準は重量トン数10万トン以上の石油タンカーの用に供される港湾の施設を建設し、改良し、又は維持する場合に適用される。

内容のあらまし

###### (1) 設計外力及び荷重

船舶の接岸力、係留中の船舶によって生ずる外力、風圧力(設計風速は基準風速の1.5倍とする)、波力(設計波は波の発生特性、不規則性を考慮して構造物にとって最も不利に作用を及ぼすものを採用する事)、流れの力、地震力、土圧及び水圧、自重及び載荷重、浮力、雪荷重、温度変化、漂流物等による衝撃力

###### (2) 外力の計算

###### (3) 固定式(ドルフィン)係留施設の設計

外力及び荷重の組合せ(ブレースティング・ドルフィンの場合)

常時 自重及び載荷重+風圧力+波力+流れの力

接岸時 " + " + " + " + " + 接岸力

係留時 " + " + " + " + " + 係留中の船舶の衝撃力あるいは船舶のけん引力

暴風時 " + " + " + " + "

地震時 " + 地震力

材料及び許容応力度

防衝設備：面圧としては一般に  $20 \sim 30 \text{ t/m}^2$  をとることが多い。

###### (4) 浮遊式係留施設の設計

荷重の組合せ

係留時 自重及び載荷重+波力+風圧力+流れの力+船舶のけん引力

暴風時 " + " + " + " + "

浮標の安定

アンカー及びシンカーの設計

アンカーチューンの設計；許容張力は破断強度の1/3とする事

#### 1.1.5 港湾の施設の技術上の基準、同解説 (資料5)

##### II 海上貯油基地施設

目的、適用

本基準は海上貯油基地に係る港湾の施設を建設し、改良し又は維持する場合に適用される。

内容のあらまし

###### (1) 設置場所の選定

## (2) 設計条件

再現期間：100年とする。

風：風の観測資料の取扱い

風速の表示にあたっては平均風速(10分間平均)を用いるものとする。

海面上の突風率は1.2～1.5程度を標準とする。

波浪：波浪資料の取扱い

波の不規則変動性は二次元スペクトルを用いて表示する。

潮位(津波、副振動も含む)，流れ、漂砂、地震、漂流物等による衝撃荷重

## (3) 材料

## (4) 係留施設

貯蔵船の動揺量の算定法：

貯蔵船の動揺量の算定にあたっては、模型実験とシミュレーションとを適切に組み合わせて実際に起る現象を適切に推定するものとする。

貯蔵船の動揺によって生ずる外力：

貯蔵船の動揺によって生ずる外力は次に掲げる防げん材反力、又は係留鎖張力を標準とする。

(a) 防げん材反力は、数値シミュレーションにより算定された防げん材最大反力の1.5倍とすること。

ただし使用される防げん材は定反力型ゴム防げん材とし、かつ次に掲げる条件を満足すること。

i) 数値シミュレーションにより算定された定常外力による防げん材変形が10%以下であること。

ii) 数値シミュレーションにより算定された変動外力も含めた全荷重による最大防げん材変形が、35%以下であること。

(b) 係留鎖張力は数値シミュレーションにより算定された定常外力による貯蔵船動揺量に、変動外力による貯蔵船動揺量の1.5倍を加えた距離に相当する値とする。

## (5) 係船ドルフィンの設計

## (6) 防衝設備及び係船設備

ゴム防げん材：次に掲げる性質に優れていること。

耐候性、耐摩耗性、耐油性、耐疲労性、クリープ抵抗

次に掲げる特性を確認すること。

動的特性、繰返し性状、傾斜圧縮特性、温度特性

係留鎖：許容引張力は切断試験荷重の1/3以下であること。

## 1.1.6 液化ガス貯蔵船の構造設備に関する調査研究報告書 (資料6)

### 目的、適用

本報告書はLNG、LPG等の液化ガス貯蔵船及び人命の安全に関する基準資料である。

本基準案は、沿岸に近く、水深が浅く、かつ海象条件が比較的静穏な海域に液化ガス貯蔵船がゴム防舷材を介して係船ドルフィンに係留している場合のみに適用可能である。

### 内容のあらまし

#### (1) 自然環境条件

再現期間：100年を原則とする。

風：観測資料の取り扱い方

風速の表示 ; 10分間平均風速を用いる。

風速の出現確率分布 ; 各年の最大風速を対象とし、二重指數分布則を標準とする。

風の変動性 ; スペクトル表示は Davenport 又は日野が提唱している式を用いること。

波浪 ; 観測資料の取り扱い方

波浪の表示 ; 有義波高、有義周期(又は平均波周期)で表示すること。

波の不規則変動性 ; 方向スペクトルを用いて適切に表示すること。

潮流、海流・潮流・沿岸流、土質、漂砂、地盤、津波、高潮、海底地形、気温・水温、雷、海水、その他

(2) 液化ガス貯蔵船に作用する外力の推定

(3) 液化ガス貯蔵船の挙動推定

挙動を推定する手法としては、模型実験と電子計算機による数値シミュレーションとがあり、それぞれの特徴をいかして使用することが望ましい。

(4) 係留施設の設計

係留方式 ;

許容挙動量を勘案すると定反力ゴム防舷材を使用する係船ドルフィン形式が望ましい。なお、長さ方向の係留に関しては特別な事情がある場合に係留索・鎖などを張力系の方式として用いてもよい。

係留機器の選定 ;

(a) 定常外力による液化ガス貯蔵船の移動量は小さく、その反力がゴム防舷材のクリープ荷重以下であること。

定常外力によるゴム防舷材の変形量はゴム防舷材の高さの10%以下とすること。

(b) 変動外力による挙動量は許容範囲において小さいこと。

変動外力を含めた全荷重に対するゴム防舷材の最大変形量はゴム防舷材の高さの35%以下とすること。

(c) 係留索・鎖に作用する張力は、液化ガス貯蔵船の挙動に関する数値シミュレーション計算により算出された浮体の移動量の1.5倍の移動量に相当する値を標準とする。

(d) 係船ドルフィンに作用する液化ガス貯蔵船の荷重は数値シミュレーションにより算出されたゴム防舷材反力の1.5倍または(c)で算出された係留索・鎖張力を標準とする。

(5) 係船ドルフィンの設計

### 1.1.7 RECOMMENDED PRACTICE FOR DESIGNING FLOATING DRILLING VESSEL MOORING SYSTEMS (資料7)

目的、適用

本指針は浮遊式ドリリングリグの係留システムの設計に携わる人々のガイドとして作られている。

内容のあらまし

(1) 外力条件

風 ; 最大風速(1分間)としては暴風雨状態での風力を考えねばならない。風速に関する累積確率表のデータがある場合はそれを1分間平均に修正したあと99.9%に対応する風速を使う。

波 ; 暴風雨時に予想される最大波高が使われる。波高に関する累積確率表のデータがある場合は99.9%に対応する有義波高を使う。

潮流、水深、海底土質

## (2) 外力計算

外力の推定は模型試験に依るか、又は数式（A.P.T提示の）から決められる。

## (3) 係留設計基準

浮体（drilling vessel）の変位；

(a) 暴風雨状態が突発する様な海域では予想される最も激しい暴風雨時に浮体の変位を水深の10%以下に抑えるような係留システムを考える。

(b) 暴風雨圈に入る前に充分な警告期間がとれるような海域では掘削状態で浮体の変位を水深の2～6%に抑えるような係留システムを考える。

最大索張力；

係留ラインの張力のピーク値はカタログ破断荷重のチェーンなら50%，ワイヤなら60%を越えてはならない。

係留索長さ；

係留ライン長さは暴風雨時でもアンカーの持ち上がりを防ぐのに充分でなければならない。

アンカー把駐力；

アンカーには暴風雨時でもその場所の土質で所要の把駐力を發揮できる能力を持たせる。

## (4) 係留索の配置

## (5) 係留解析手順

## 1.1.8 貯蔵船の構造及び設備基準、貯蔵の基準 (資料8)

目的、適用

本基準は非自航の貯蔵船が大量の石油を貯蔵する場合について適用するものとする。

内容のあらまし

### (1) 自然条件

再現期間；100年とする。

考慮する項目；

風、波、潮位、海流・潮流・沿岸流、土質、漂砂、地震、津波、高潮、海底地形、気温・水温、霧、雷、海水

### (2) 係留設備

索等貯蔵船を係留するための設備は、適切な材料で作られたものであり、貯蔵船を係留するに適當な構造等のものであること。

## 1.1.9 浮遊式海洋構造物（貯蔵船方式）による石油備蓄システムの安全指針に関する答申 (資料9)

目的、適用

本指針は、浮遊式海洋構造物による石油備蓄システムのうち、貯蔵船及びその係留施設、港湾の施設、保安防災用施設並びにこれらを管理する施設に対して適用する。

内容のあらまし

### (1) 自然条件

再現期間；100年を原則とする。

考慮する項目；

風、波、潮位、海流・潮流・沿岸流、土質、漂砂、地震、津波、高潮、海底地形、気温・水温、霧、雷、海水

(2) 設計外力及び荷重

考慮する項目：

- (a) 自重、載荷重及び甲板荷重
- (b) 水圧及び浮力等の静荷重
- (c) 荷油の移動による動荷重
- (d) 風による荷重
- (e) 波による荷重
- (f) 潮流及び沿岸流による荷重
- (g) 地震による荷重
- (h) 係留時の荷重
- (i) 接岸時の荷重
- (j) えい航時の荷重
- (k) 漂流物等による衝突荷重
- (l) 土圧
- (m) その他（流水による荷重、雪及び着氷による荷重）

(3) 構造強度

(4) 貯蔵船及び出入荷用タンカーの係留施設

貯蔵船に係わる係留施設は、異常気象時及び地震、津波時においても安全に貯蔵船を係留できる配置及び構造とし、特に以下に掲げる点を考慮しなければならない。

- (a) 貯蔵船の動搖により生ずる外力の算定にあたっては風、波等の不規則変動性を考慮しなければならない。
- (b) 貯蔵船の挙動の解析に当たっては、係留系の特性をできるだけ忠実に表現し得るモデルを使用しなければならない。また貯蔵船の振れ回り運動についても十分な配慮をしなければならない。
- (c) 係船ドルフィンは、船舶によって生ずる外力等に対して十分に安定な構造としなければならない。  
防衝設備は、船舶によって生ずる外力の吸収及び船体と係留施設の損傷の防止等を考慮し、適切な材質、構造を選定するとともに、その配置についても十分に配慮しなければならない。

1.1.10 Standard for Equipment Employed in the Mooring of Ships at Single Point Moorings (資料10)

目的、適用

本基準はSingle Point mooringにより係留される船舶に要求される設備についてのみ適用される。

内容のあらまし

本基準はVLCCの一点係留に際し被係留船舶側に必要な下記係留装置についてその強度、配置等を規定したものである。

- (a) chafe chain
- (b) bow stopper
- (c) SMT type bracket

## 1.1.11 Guidelines and Recommendations for the Safe Mooring of Large Ships at Piers and Sea Islands (資料 11)

目的、適用

本基準は巨大船の安全係留に携わる人々のガイドとして作られている。

内容のあらまし

### (1) 自然条件

考慮する項目：

風（水平上 10 m の 30 秒間平均値）、潮流、水深吃水比

### (2) 荷重の計算

最大複合荷重は full load 状態と light load 状態に対して求めた荷重の大きい方とする。

### (3) 許容条件

船体変位：前後士 3.0 m、左右士 3.0 m 以下とする。

係留索荷重：最大荷重は最小破断荷重の 55% を超えてはならない。

### (4) 係留ドルフィンの配置についての指針

### (5) VLCC の係留に必要な係留索の決定

## 1.2 索・鎖の強度に関する文献

係留装置の強度について論じる場合には、準静的な荷重による最終強度の他に、波浪等の繰り返し荷重を受けることによる疲労強度について、検討が必要である。ところで、係留装置のうち、ドルフィンの強度については、海底との相互影響を考慮した解析が必要であるが、これについては、構造的に類似な石油生産用ジャケット等に関して、多くの研究報告があり、これを流用できる。また、パイプ構造の疲労強度については多くの研究<sup>1)~11)</sup>が行われ、AWS-X カーブをはじめ多くの S-N 線図が規則<sup>12)~14)</sup>に整備されているので、ここではこれらについて文献をあげることとする。

一方、鋼索や鎖の静的な強度については、メーカー出荷時の破断試験および耐力試験によって保証されていると考えられる。そこで、本節では、鋼索および鎖の疲労強度を中心に、最近の文献 22 編について調査した。なお、索・鎖の疲労強度については、日本海事協会の係留研究委員会において、精力的な調査が行われており、本調査でも、その一部を引用させてもらった。

また、浮体の係留ラインは、スナップ荷重が発生しないように設計すべきであるが、このスナップ荷重の発生条件については、吉田<sup>15)</sup>、橋原<sup>16)</sup>を参照されたい。

### 1.2.1 鋼索の疲労強度

係留用の鋼索の疲労強度はかなり大きくバラつく。図 4.1.1 は井野<sup>17)</sup>によってまとめられた鋼索の疲労強度線図で、横軸は繰返し回数、縦軸は全荷重範囲の破断荷重に対する比である。ハッチングを施した部分がデータの存在範囲である。このようにデータが大きくバラつく原因としていくつかの要因が報告されているが、そのうち主なものとして、次のような項目があげられる。

- ① 鋼索の構造、② 予荷重および平均荷重、③ 腐食、④ 疲労寿命の定義

疲労強度は、鋼索の種類、擦り方で大きく変化すると言われている。<sup>18)</sup> 鋼索には数多くの種類があるが、ストランドロープの中で、中心に独立したコアを持つ、いわゆる IWRC 型ロープについての文献が非常に多く、Heller 他<sup>19)</sup>、Matanzo<sup>20)</sup>、土井他<sup>21)</sup>、Stonesifer 他<sup>22)</sup>、Lucht 他<sup>23)</sup> 等々による軸力疲労強度に関する研究がある。また、中心にポリプロピレンのコアを持つタイプについても、IWRC 型と共に研究結果が報告

<sup>19),20)</sup> 一方、コアと外層ストランドの間に内層ストランドをはめ込んだ、いわゆる CFR C型ストランドロープについては、本四連絡橋のハンガーロープに採用された事を契機に、軸力疲労に関して奥川他<sup>18)</sup>、半沢他<sup>24)</sup>の、また曲げ疲労に関して岸本他<sup>25)</sup>の研究が行われている。更に、索線を撓らずに平行に配したパラレルワイヤーストランド(PWS)については、新家他<sup>26)</sup>、光島他<sup>27)</sup>、横山他<sup>28)</sup>等々により、軸力あるいは、曲げ疲労強度が検討されている。

ストランドロープの場合には、撓り方、すなわち、Lang撓りか、Regular撓りかによって疲労強度に差があり、Matanzo<sup>20)</sup>は、POLY、IWRCについて検討し、腐食環境下ではLang撓り IWRC が最も高い強度を示すことを明らかにしている。一方、井野<sup>17)</sup>は、多くのストランドロープについて、Regular撓り IWRC を基準として検討し、その差は疲労寿命のばらつきの中に入る程度であろうとしている。

予荷重の有無の影響については、予荷重を与えた場合、疲労強度が向上すると言われており、Stonesifer<sup>22)</sup>は、IWRCロープについて、降伏荷重まで過大荷重をかけた場合に疲労強度が最も増大すると報告している。平均荷重が疲労強度におよぼす影響については、ほとんど無視できるとする論文が比較的多い。しかしながら、金網他<sup>29)</sup>は、多くのデータを再検討し、有意な差があるとしており、定説があるとは言い切れない。

鋼索を海洋構造物の係留を目的として使用する場合には、海水による腐食の影響を考慮しなければならない。Heller他<sup>19)</sup>は、予荷重をかけた裸の鋼索を2~12週間、海水中に放置した後、海水中の腐食疲労試験を行い、放置期間が2週間のものと、12週間のものではほぼ1オーダー疲労寿命に差が出るという結果を示している。また、Matanzoも同様の結果を得ており、海水中で使用する鋼索には、防食対策は不可欠である。

最後に、変動荷重下の疲労寿命を考える場合、累積疲労被害則、すなわちマイナー則が適用できるかどうかは最も重大な問題である。上野他<sup>30)</sup>は、実験的研究を行い、厳密な意味ではマイナー則は成り立たない事を示したが、工学的な見地からはマイナー則が適用できると考えて良いであろう。<sup>18)</sup>

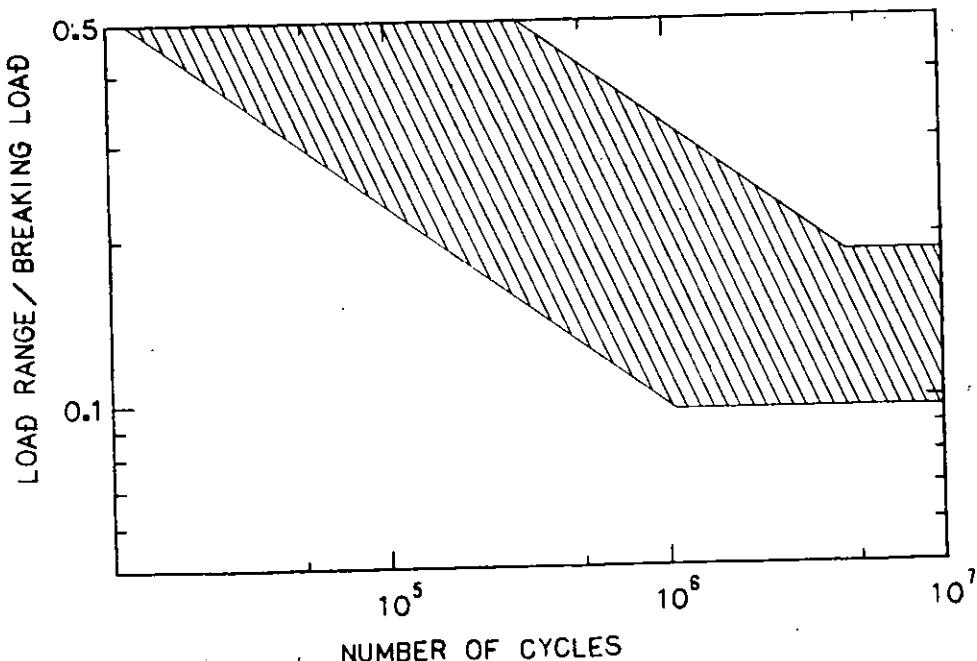


図4.1.1 鋼索の疲労強度線図

### 1.2.2 鎖の疲労強度

海洋構造物の係留に鎖が多く使用されつつある。鎖の静的強度<sup>31)</sup>に関する規則はすでに各國船級協会<sup>32)</sup>、AP 等で制定されているが、繰り返し荷重下での強度、すなわち疲労強度についての規則はないと言つて過言で

はない。

旧来、海洋における鎖の使用は船舶等の一時的な係留に限定されていたためか、その疲労強度に関する研究はきわめて少なく、Laval<sup>34)</sup>、Celander<sup>35)</sup>、川面他<sup>36)</sup>、関口他<sup>37) 38)</sup>等に散見されるにすぎない。そこでここで、これらの研究結果をまとめて疲労強度線図の形で示し、各々の研究についての概要を述べる。

図4.1.2に鎖の疲労強度線図を示す。図中縦軸は鎖に働く公称応力範囲（〔荷重範囲〕／〔平行部断面積の公称値〕で定義する）を材料の公称引張り強さで無次元化した値を示し、横軸は破断寿命を示す。

図中■印は、2 in. 径の3リンクチェーンによる、Laval<sup>34)</sup>の疲労試験結果である。Celander<sup>35)</sup>は予荷重の大きさによる疲労強度の変化、および、腐食による影響を調べた。□印でその結果を示す。破断荷重の95%に相当する予荷重をかけた場合と、耐力試験荷重（約70%に相当する）の場合とを比較し、前者の寿命が伸びる事を示した。また、4ヶ月間海水中に浸けた後に空中で疲労試験を行うと、大幅に寿命が低下する事も併せて示した。

川面他<sup>36)</sup>は、低サイクル領域での疲労試験を、NK規格22φ第2種船用チェーンについて行い（図中●印）、サイクリングクリープが生じる事を示した。

関口他<sup>37)</sup>は、第3種チェーンを供試材にして、予荷重の影響を調べた。図中○印は耐力試験荷重を加えた後に疲労試験をした結果を、○印は予荷重なしの結果をそれぞれ示す。予荷重の影響はとくに高サイクル領域で顕著に現われ、予荷重を加えた方が強度が増加する。

一方、図中の△印は、資料<sup>38)</sup>による結果である。▲△印は、それぞれ、32φ、44φの第3種船用チェーンの結果に対応する。両者を比較して、寸法効果は現れていない。また、△印は、スタッドを押し付けることによってリンク内側に生じる切欠形状を改善した、44φ第3種チェーンの結果である。一般の船用チェーンに比べて、高サイクル領域での寿命増加が顕著に現われている。

以上の研究結果を取りまとめて、以下に鎖の疲労強度特性を示す。

1. 鎖の疲労強度のばらつきは、低、中間サイクル領域では小さく、高サイクル領域で大きくなる。調査したデータの範囲では、鋼索のそれと比較してデータのばらつきは小さいと考えられる。これは鎖の構造、形状が細部を除き同一であることに起因していると言えよう。
2. 疲労限は存在すると考えてよからう。
3. 疲労強度に及ぼす腐食の影響は、限られたデータから判断すると、大きい。この強度低下の定量的な把握は係留用鎖の強度を推定する上では是非とも必要であり、今後の研究が待たれる。

浮遊式海洋構造物の係留装置を設計する際、その強度、とくに疲労強度について十分な配慮がなされなければならない。また、索鎖の疲労強度については、不明な部分も少なからず存在することから非常に重要な問題である。

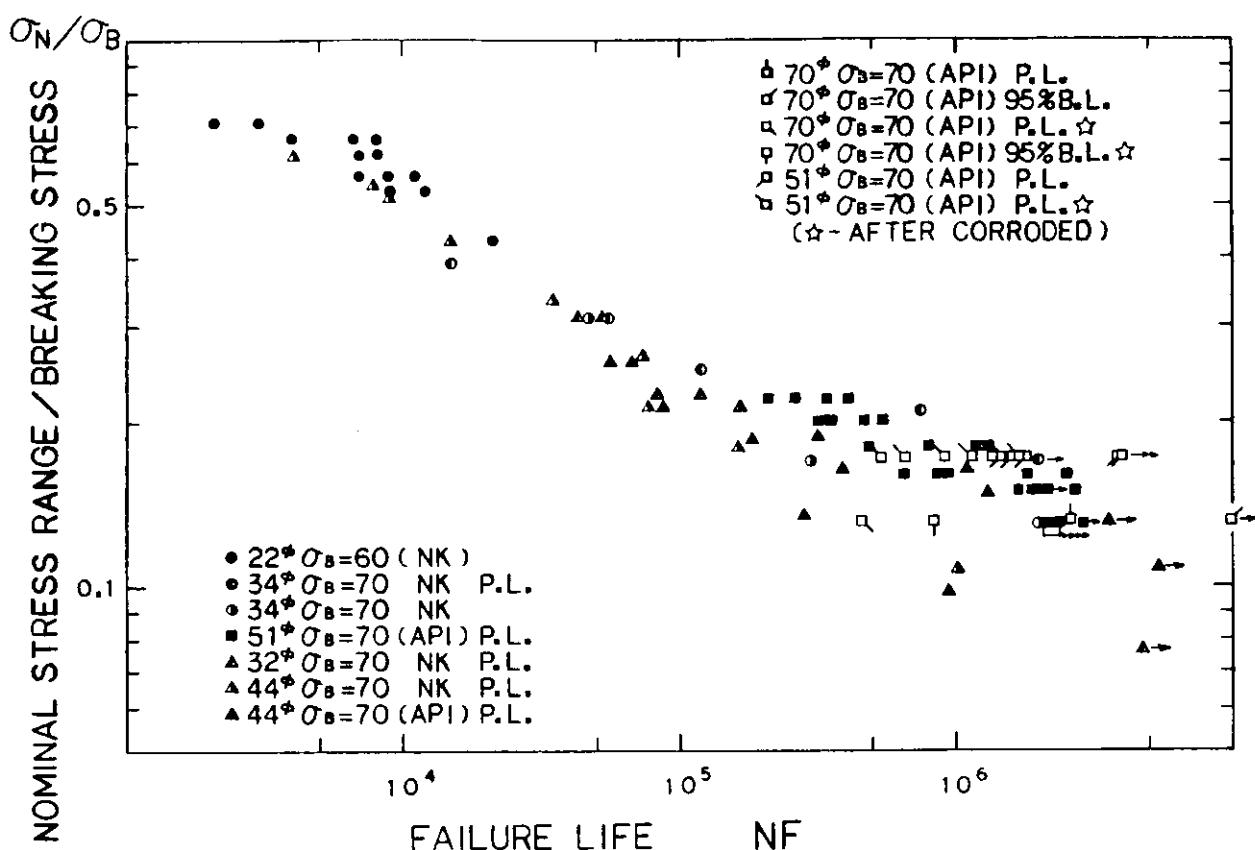


図4.1.2 鎮の疲労強度線図

参 考 文 献

番号	著 者	表 题	出 典
1	Marshall, P.W.	General Considerations for Tubular Joint Design	Welding Inst. Conf. on "Welding in Offshore Constructions", 1974
2	飯田國廣	海洋構造物の疲労設計規格とその背景	日本造船学会誌, 第569号, 1976
3	(財)日本船用機器開発協会	浮遊式海洋構造物パイプ継手部の疲労設計解析プログラムの開発	FPC委員会報告書, 1976~8
4	Kurobane, Y. 他	Ultimate Strength Formulae for Simple Tubular Joints	I IW Doc. XV-385-76, 1976
5	日本鋼構造協会	海中鋼構造物の格点に関する研究報告書	1972
6	桜井英世	鋼管構造溶接継手の強度に関する研究の展望	石川島播磨重工技報, Vol. 15, No. 1, 1975
7	Iida, K. 他	Fatigue Strength of Welded Tubular K-joints of 800 N/mm Class High Strength Steel	I IW Doc. XIII-872-78, 1978
8	岩崎紀夫 他	海洋構造物パイプ継手の疲労データの再解析と設計応用に関する一検討	日本造船学会論文集, Vol. 147, 1980
9	Sawada, Y. 他	Static and Fatigue Tests on T-Joints Stiffened by an Internal Ring	OTC 3422, 1979

番号	著 者	表 题	出 典
10	Yamasaki, T. 他	Static and Fatigue Tests on Large-Size Tubular T-Joints	OTC 3424, 1979
11	飯田國廣 他	海洋構造物鋼管継手疲労設計法の一試案	日本造船学会論文集, Vol.148, 1980
12	American Welding Society	Design of New Tubular Structures, AWS Structural Welding Code D1.1 ~72 Sec.10	1972
13	British Standard Institution	Draft for Development "Fixed Offshore Structures" DD55	1978
14	American Society of Mechanical Engineers	Criteria on the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Sec III Div. 1	1972
15	吉田宏一郎 他	緊張繫留プラットフォームの動的応答特性 (続報)	日本造船学会論文集, Vol. 147, 1980
16	柄原寿郎 他	振動する繫留鎖の挙動と張力	日本造船学会論文集, Vol. 148, 1980
17	井野幸雄	索鎖の強度	日本海事協会 係留研究委員会資料, MA-3-9, 1980
18	奥川淳志	吊橋ハンガーロープの引張および疲労試験	本四技術, Vol.2, №5, 1978
19	Heller, S.R.Jr 他	Axial Fatigue of Corroded Wire Rope Specimens	Catholic Univ. Rept. № 0024-72-C-5394
20	Matanzo, F.	Axial Fatigue of Wire Rope in Sea Water	OTC 1579, 1972
21	土井明 他	中心ワイヤロープ入りストランドロープ	材料, 第25巻, 276号, 1976
22	Stonesifer, F.R.他	Tensile Fatigue in Wire Rope	OTC 3419, 1979
23	Lucht, W.A.他	Factors Affecting Wire Rope Life in a Marine Environment	OTC 2924, 1977
24	半沢貢 他	ワイヤロープの引張り疲労特性について —海洋構造物用鋼索の疲労特性に関する研究(3)	鉄と鋼, 第65年, 第11号, 553, 1979
25	岸本良孝 他	橋梁用ロープの曲げ疲労試験	本四技報 №11, 1980
26	新家徹 他	PWSの疲労強度	神戸製鋼技報(R&D) Vol. 28, №2, 1978
27	光島功雄 他	ケーブルワイヤの疲労強度	神戸製鋼技報(R&D) Vol. 25, №1, 1975
28	横山邦彦 他	PWSの疲労特性について —海洋構造物用鋼索の疲労特性に関する研究(2)	鉄と鋼, 第65年, 第11号, 552, 1979
29	金網正夫 他	テンションレグプラットフォームについて	日本造船学会第4回海洋工学シンポジウム C-6, 1979
30	上野勲 他	ワイヤロープの疲労被害におよぼす応力変動	船舶技術研究所研究発表会講演集,

番号	著 者	表 题	出 典
		の影響	1973
31	浜野和夫	錆鋼錨鎖の強度について	造船協会会報, 第83号, 1948
32	たとえば, 日本海事協会	鋼船規則集 鋼船規則 I編	1979
33	American Petroleum Institute	API Specification for Mooring Chain	API Spec 2F 2nd Ed. 1977
34	Laval, G.	Fatigue Tests on Anchor Chain-Cable	OTC 1503, 1971
35	Celander, I.	Preload Influence on Fatigue Characteristics of Chain Cable Exposed to Salt Water and Atmospheric Conditions	OTC 1578, 1972
36	川面武雄他	係留索鎖用低サイクル疲労試験機の概要と実験結果の一例について	船舶技術研究所研究発表会講演集, 1975
37	関口進他	ハイテンチェーンの実物疲労特性について (太径ハイテンチェーンに関する研究Ⅳ)	鉄と鋼, 第63年, 第4号, 1977
38	日本钢管, 津研究所	チェーンの疲労強度	日本海事協会係留研究委員会, 資料, MA-2-4

### 1.3 係留関係のその他の文献

#### 1.3.1 海岸工学講演会論文集

No.	表 题	著 者	出 典
1	潮流中のアンカーチェーンの形状およびその両端に働く張力に関する研究	永井, 倉田, 伊藤	20回
2	係留円筒浮体の応答特性と索張力	堀川, 渡辺, 丸山	21回
3	防舷材の諸特性 — CIRCLE型 —	高, 田川	23回
4	波による係留船舶の運動および係留力に関する実験	台田, 鈴木, 蜂須賀	24回
5	矩形断面浮体の波浪動揺と係留力について	小舟, 谷本	25回
6	一点係留ブイバースに働く波浪中の係留力に関する模型実験	高山, 鈴木, 永井, 蜂須賀	26回
7	不規則波に対する係留円筒浮体の応答	渡辺, 島田, 堀川	26回
8	不規則波中における係留系の非線形現象	新井	26回

## 1.3.2 O T C

## (1) SINGLE POINT MOORING 関係

ローマ数字 VOL. №を示す

No.	題	著者	出典
1	INSTRUMENTATION OF A 1000 TON NYLON SINGLE POINT MOORING HAWSER	J. LINEHAN D. INGAMELLS 他	1975 I
2	THE ROLE OF MODEL TESTS IN THE DESIGN OF SINGLE POINT MOORING TERMINALS	J. A. PINKSTER G. F. M. REMERY	1975 I
3	DESIGN, FABRICATION, INSTALLATION AND OPERATION OF A SINGLE ANCHOR LEG MOORING (SALM) TANKER TERMINAL IN 300 FEET OF WATER	W. L. KIELY K. I. PEDERSEN 他	1975 I
4	THE DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS OF SINGLE-POINT MOORING INSTALLATIONS	D. G. OWEN B. T. LINFOOT	1976 I
5	ON THE SLOW MOTIONS OF TANKERS MOORED TO SINGLE POINT MOORING SYSTEMS	J. E. WICHERS	1976 II
6	SINGLE-POINT TANKER MOORING MEASUREMENTS IN THE NORTH SEA	R. E. HARING	1976 III
7	TWO YEARS EXPERIENCE WITH SBS	D. DANGLES W. J. VANHEIJST	1976 III
8	SIX YEARS EXPERIENCE WITH THE BREGA SINGLE ANCHOR LEG MOORING	S. T. SYNOIDS J. F. FLORY	1977 II
9	A NEW CONCEPT FOR SINGLE POINT MOORING OFFSHORE TERMINALS	U. D. TELLA A. CAMANILE 他	1977 II
10	THE WORLD'S LARGEST SINGLE POINT MOORING TERMINALS; DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE SALM SYSTEM FOR 750.000 DWT TANKERS	R. H. GRUY W. L. KIELY	1977 II
11	THE DESIGN OF SINGLE POINT MOORING	J. F. FLORY P. F. PORANSKI	1977 II
12	COMPUTER SIMULATION OF SINGLE POINT MOORINGS	B. J. MUGA M. A. FREEMAN	1977 II
13	A SINGLE ANCHOR LEG MOORING SYSTEM FOR THE NORTH SEA	J. FOOLEN M. PINCEMIN 他	1977 IV
14	HAWSER SYSTEM DESIGN FOR SINGLE POINT MOORINGS	S. P. WOEHLEKE J. F. FLORY 他	1978 II
15	FIRST YEARS OPERATION EXPERIENCE OF THE	J. L. MILLAR	1979

No.	表題	著者	出典
	DEEPEST SPM IN THE WORLD	H. HUGHES 他	III
16	THE LOOP DEEPWATER PORT; DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE SINGLE ANCHOR LEG MOORING(SALM) TANKER TERMINALS	R. H. GRUY W. L. KIELY 他	1979 III
17	OPERATION OF AN ARTICULATED OIL LOADING COLUMN AT THE BERYL FIELD IN THE NORTH SEA	D. L. HAYS M. MCSWIGGAN	1979 III
18	THE MOORING OF A TANKER TO A SINGLE POINT MOORING BY A RIGID YOKE	L. H. SMULDERS G. F. REMERY 他	1979 III
19	TENTH ANNIVERSARY REPORT-SINGLE ANCHOR LEG MOORING TECHNOLOGY	J. T. MARCELLO R. M. SCHNEIDER 他	1980 III
20	FIVE YEARS EXPERIENCE WITH THE FIRST DEEP WATER SALM	R. H. GRUY W. L. KIELY 他	1980 III
21	EXPOSED LOCATION SINGLE BUOY MOORING	J. VERSLUIS	1980 III
22	A NEW TYPE OF SINGLE POINT MOORING DEVELOPED AND BUILT IN ONE YEAR	R. H. VILAIN J. L. PINTO 他	1980 III

(2) その他の

No.	表題	著者	出典
1	ON THE DETERMINATION OF IMPACT FORCES, MOORING AND MOTIONS OF SUPERTANKERS AT MARINE TERMINAL	T. T. LEE S. NAGAI K. ODA	1975 I
2	ON THE SLOW DRIFT OSCILLATIONS OF MOORED STRUCTURES	H. RYE S. RYNNING 他	1975 III
3	ON EXPERIMENTAL PREDICTION OF LOW-FREQUENCY OSCILLATIONS OF MOORED OFFSHORE STRUCTURES	A. NAESS R. BØRRESEN	1977 III
4	LARGE DISPLACEMENT MOORING DYNAMICS	C. E. NUCKOLLS R. F. DOMINQUEZ	1977 III
5	THE DYNAMIC BEHAVIOR OF MOORING LINES	M. F. VAN SLUIJS J. J. BLOK	1977 III
6	THE BEHAVIOR OF MOORED SHIPS IN WAVES	G. VAN OORTMERSEN	1977 III
7	ANALYSIS OF BARGE MOTION USING STRIP AND THREE DIMENSIONAL THEORIES	H. J. MIGLIORE P. PALO	1979 III

No.	表題	著者	出典
8	THE INFLUENCE OF WAVES ON THE LOW-FREQUENCY HYDRODYNAMIC COEFFICIENTS OF MOORED VESSELS	J. E. W. WICHERS M. F. VAN SLUIJS	1979 IV
9	THE INFLUENCE OF SLOWLY VARYING WAVE FORCER OF MOORING SYSTEMS	A. E. LØKEN O. A. OLSEN	1979 IV
10	COMPUTATION OF WAVE DRIFT FORCES	B. MOLIN	1979 IV
11	LONG-TERM MOORING AND ANCHORING OF LARGE STRUCTURE AND DRILLING UNITS. (RELIABILITY AND SAFETY OF ANCHOR CHAIN SYSTEMS)	A. BERG A. TARALDSEN	1980 III
12	EVALUATION OF DRIFT FORCE COMPUTATION METHODS	E. SIDIROPOULOS B. J. MUGA	1980 III

### 1.3.3 石油の海洋備蓄システムの技術検討に関する調査

( フローティングタイプにおける第2次技術調査及び第1次設計基準調査報告書 )  
昭和50年3月 (JOIA)

#### (1) 一点係留ブイ関係資料目録

##### (a) ブイに関する設計基準

整理番号	文 献 名	出 所		
		著 者	発 行 所	発行年
1	石油類大型係留施設築造基準(案)		運輸省港湾局	'74
2	けい船浮標設計基準と標準設計案		港湾技術研究所	'65
3	港湾構造物設計基準 第12章 けい船浮標		港 湾 局	'68
4	超大型船操船の手引		日本海難防止協会	'70

##### (b) ブイ理論

整理番号	文 献 名	出 所		
		著 者	発 行 所	発行年
1	巨大船の風圧力及び斜航時の水圧力について	辻 豊治, 菅 信 岩井 聰, 久々宮久	運研, 東京商船大学	—
2	水中浮力基礎 (SBB) の理論	渡 辺 恵 弘	九州大学応用力学研究所	'72
3	SBB式IMODCOについての覚え書き	"	"	"
4	SBBの斜め綱の計算	"	"	"
5	繫留ブイの傾斜	"	"	"
6	繫留用ROPE(又はCHAIN)に関する諸問題	"	"	'72
7	BUOYとMOORING LINEとの相互作用	田 才 福 造	"	48年7月

整理番号	文 献 名	出 所		
		著 者	発 行 所	発行年
8	海洋無線中継船構造に関する調査	—	(DDK委員会調査報告書抜萃)	'70
9	水流を受ける索の水深と索長との関係	—	日本鋼管株式会社	'71
10	機器の力学	渡辺正紀	海文堂	'59
11	UNITED STATES NAVY MOORING GUIDE(VOLUME 1)	—	DEPARTMENT OF THE NAVY BUREAU OF YARDS & DOCKS	'54
12	Design of Single-Point Mooring System for the Open Ocean	R. E. HARING	O. T. C	'69
13	THE ANALYSIS OF MOORING LINES	P. Y. CHANG W. D. PILKEY	O. T. C	'71
14	SLOPING SEA FLOORS	P. N. STANTON D. R. TIDWELL	O. T. C	'70
15	OCEANGRAPHIC & EXPERIMENTAL PLATFORMS	P. N. SPIESS	OCEAN ENGINEERING	'71
16	FATIGUE TESTS ON ANCHOR CHAIN CABLE	GILBERT de LAVEL	O. T. C	'71
17	SINGLE POINT MOORING UNITS ANALYZED	JON H. J. FILSON	THE OIL & GAS JOURNAL	'74

(e) 製品(SBM IMODCOブイ)概要

整理番号	文 献 名	出 所		
		著 者	発 行 所	発行年
1	三菱一点係留荷役設備	為広正起	三菱重工業	'66
2	液体荷役装置イモドコターミナルについて	間部信保	石油と石油化学(VOL. 14 №5)	'66
3	イモドコターミナルの建設工事	日本イモドコ有限会社	土木施行(3月号)	'65
4	イモドコターミナルとその模型実験	日本イモドコ有限会社	船の科学(第16巻 第7号)	'63
5	IMODCO BUOY	小林健三郎	発電水力 №63	'63
6	IMODCO TERMINAL (1)(2)	島崎和彦 管谷敬三	幸書房	'67
7	イモドコターミナルについて	島崎和彦	配管技術 12月号	'68
8	九州石油大分製油所のイモドコターミナル	島崎和彦	燃料協会誌(第44巻 第454号)	'65
9	イモドコターミナル実船実験	日本イモドコ有限会社	船舶(VOL. 37 №3)	'64
10	THE SINGLE BUOY SYSTEM	BERNARD FRANKEL	IMODCO INC.	—

整理 番号	文 献 名	出 所		
		著 者	発 行 所	発行年
11	Single point mooring	—	CARGO HANDLING	'71
12	The single point mooring	—	MARINE ENGINEERING/LOG	'68
13	THE APPROACH & MOORING OF LARGE TANKERS TO AN OFFSHORE BUOY	CAPT. TOE RENTON	S. B. M MONACO	—
14	Single point moorings multiply	CYRUS ADLER	MARINE ENGINEER/LOG (MARCH)	'71
15	HOW TO USE MONO-MOORINGS	JOHN BLACK	OIL & GAS INTERNATIONAL	'68

(d) 新型ブイ概要

整理 番号	文 献 名	出 所		
		著 者	発 行 所	発行年
1	浮遊式大型海洋構造物の開発 (第1部 開発目標)	運輸省船舶局編集	日本船舶振興会	'71
2	浮遊式鋼管造桟橋による沖合石油荷役システム	本間一郎	日本揮発油株式会社	'74
3	深水石油ターミナル用単点係留ブイ方式	ジョン・マセック	石油産業海事協会	'73
4	THE SINGLE ANCHOR LEG STORAGE	J. F. FLORY J. MASCENIK	O. T. C	'72
5	NEW TYPE OF FLOATING STORAGE FOR ASHTART FIELD OFF TUNIS	J. D. BAX & W. J. VANHEIJST	OCEAN INDUSTRY	'74
6	OFFSHORE DEEPWATER CRUDE-OIL TERMINALS	JOHN MASCE-NIK	OIL & GAS JOURNAL	'73
7	OFFSHORE MOORING TERMINALS	—	日本テクノシステムズ	'74
8	a. UNIQUE SHELL/ESSO BUOY b. DRAVO OCEAN STRUCTURES c. NEW MARINE EQUIPMENT FROM WELLMAN	— — —	OFFSHORE 紹介記事 " " " "	'74 '71 '71
9	THE BOW MOORING FOR BERTHING TANKERS	L. E. VAN HOUTEN G. A. MACCAMMON	CIVIL ENGINEERING	'64
10	OFFSHORE LOADING OF OIL TANKERS	E. J. QUIRIN V. S. FOX	—	—
11	SINGLE BUOY MOORING SYSTEM USES ARTICULATED LEGS	—	OCEANOLOGY INTL	'71
12	RIGID ARM MOORING	—	EQUIPMENTS MECA-NIQUES & HYDRAULIQUES	'73

## (e) ホースその他

整理番号	文 献 名	出 所		
		著 者	発 行 所	発行年
1	Flexible hose for single buoy moorings	A.M. FONTAINE	PIPES & PIPELINE INTERNATIONAL	'72
2	Thermoplastic tube and hose	G.M. AXWORTH	PIPES & PIPELINE INTERNATIONAL	'72

## (f) ブイ関係特許

整理番号	種別番号	名 称	出 願 人	内 容 概 要	出 願 日
1	特開 46-85844	一点係留ブイと船体との衝突防止装置	三菱重工業	タンカーとブイ間に設ける防衝装置	46. 10. 28
2	実公 42-16594	単一点係船ブイ	東洋海洋開発	モータ・ギア付マーリングアームを有する SMB	39. 10. 26
3	特公 47-31797	浮沈式一点係留所	昭和石油	大中小のスイベル管を同心円上に配置し、アンカーチェインの途中に重錨を取付けたブイ	42. 10. 19
4	特公 47-30954	水中係留物	エッソ・リサーチ・アンド・エンジニアリング (アメリカ)	水中に半球型の構造体を設けヒンジ式アームを使用したタンカーにホースを連結する係留装置	44. 4. 18
5	特公 47-30955	船舶を一点係船装置に自己係留する方法	シェル・インターナショナルリサーチ・マーチャンツビイエス・ワイ (アメリカ)	作業船を必要とせぬ自走式網とり器	44. 5. 6
6	特開 47-14888	外洋航行船特にタンカー用の1個の錨鎖を備えた1点係留装置	エッソ・リサーチ (アメリカ)	海底にベースがあり海面上の浮体と鎖で連結したブイ	47. 8. 15
7	特公 47-36309	船舶停泊装置	C.B.I (アメリカ)	回転式アームを有するけい船及び液体荷役装置	44. 4. 18
8	特公 39-23027	係留ブイ	シェル・インターナショナル (オランダ)	中央管の軸に関して実質的に軸方向に対称であるブイ	38. 7. 23
9	特公 38-22320	ブイ	A.B.インターナショナル・マリン・アンド・オイル・ディベロップメント・コーポレーション (スウェーデン)	回転止金具を持ち多岐のスイベル管を有するブイ	36. 5. 16
10	特開 47-14887	単点係船装置	エア・ロジスティスク・コーポレーション (アメリカ) (出所)	海底近くにヒンジを持つバーにホースを沿わせ起倒式によりけい船、荷役する装置	47. 8. 15
11	PATENT REVIEW-5	UNDERWATER JOURNAL	U.S. カナダ等における新型ブイのアイデア	45. 1月～ 12月	

## (2) 国内実績

昭和50年3月現在の国内メーカーの建造実績例を表4.1.2「一点係留ブイ国内実績例」に示す。主要アイテムの最大値は大約次のとおりである。

係留船 船	3 000 000 DWT タンカー
ブイ寸法	径 15m × 高さ 5m
使用チエン	径 122mm
使用ホース	20 B
荷役能力	12,000 kN/h

## (3) 海外実績

海外では更に大型のものが出現しており表4.1.3「一点係留ブイ国外実績例」に示す通りである。総括して5 000,000 DWT タンカー用、ホース寸法 24 B が現状最大の線である。

表4.1.2 一点係留ブイ国内実績例（その1）

ブイ型式		IMODCO BUOY		
注文主	アジア石油㈱	日本海石油㈱	出光興産㈱	
ブイ設置場所	函館製油所	富山製油所	姫路製油所	
製造所	日立造船	日立造船	日立造船	
設置年	43.9	44.9	46.3	
最大係留船舶	DWT 72,000	150,000	210,000	
最大荷役能力	kN/h 6,000	7,500	12,000	
係留中風速(軽荷)	m/s 30	30	30	
潮差	m 2.0	1.3	3.18	
潮流	ノット 0.5	0.5	0.75	
最大波高 m(係留時/非係留時)	2.0/7.0	2.0/12.0	2.6/5.6	
水深	m 15.5	27.0	21.0	
海底土質	砂	砂質シルト	シルト	
ブイ直径 m	8.0	15.0	12.0	
ブイ高さ m	3.3	5.0	3.7	
チエイン 径×長	mm×m 98×125	122×192.5	120×165	
〃 本数	4	4	4	
アンカー型式	特殊片爪	特殊片爪	特殊片爪	
〃 重量 t	12	18	15	
〃 数量	8	8	8	
シンカー型式	コンクリート丸型	鉄丸型	鉄丸型	
〃 重量 t	6	5	6	
〃 数量	4	8	4	
配管常用圧力 kg/cm <sup>2</sup>	1.2	1.2	1.5	
ブイ下ホース	12B×18m×2	20B×50m×2	20B×30m×4	
フローテングホース	12B×200m×2	16B×225m×2	20B×220m 16B×35m }×2	

表4.1.2 一点係留ブイ 国内実績例（その2）

ブイ型式		S . B . M . BUOY		
注文主	昭和石油㈱	中部電力㈱	昭和石油㈱・三菱石油(株)	
ブイ設置場所	扇島沖	伊勢湾渥美	川崎	
製造所	三菱重工業	三菱重工業	三菱重工業	
設置年	43.11	45.7	49.9	
最大係留船舶	DWT 250.000	210.000	300.000	
最大荷役能力	kL/h 11.000	10.000	11.000	
係留中風速(軽荷)	m/s 3.0	3.0	3.0	
潮流差	m 2.6	2.32	2.6	
潮流	ノット 1.0	2.0	1.0	
最大波高m(係留時／非係留時)	係留時 3.0	係留時 3.0	係留時 3.0	
水深	3.0	2.5	3.0	
海底土質	シルト	シルト	シルト	
ブイ直徑m	13.6	9.6	14.6	
ブイ高さm	4.6	4.4	4.6	
チュイン径×長 〃本数	mm×m 3"×250 8	92×250 6	3"×250 8	
アンカーモード	特殊アンカー	特殊アンカー	特殊アンカー	
〃重量	t 30.000 LBS	15	30.000 LBS	
〃数量	12	6	12	
シンカーモード	コンクリート	—	コンクリート	
〃重量	t 20	—	20	
〃数量	8	—	8	
配管常用圧力	Kg/cm <sup>2</sup> 1.0	1.4	—	
ブイ下ホース	20B×60M×2	20B×50M×2	20B×60M×2	
フローテングホース	20B×240M } ×2 16B×35M }	16B×180M×2	20B×235M×2	

表4.1.3 一点係留パイ国外実績例

(出所 International Petroleum Encyclopedia 1974)

型 式	注 文 主	パイ設置国	設 置 年	( DWT ) 対象最大タンカー	ホース構成
I MODCO	ADMA	Abu Dhabi	1972	300,000	2×24" + 1×16"
"	Mobil Oil Francaise	France	1974	275,000	2×20"
"	Qatar Petro- leum	Qatar	1972	300,000	2×24"
S B M	Shell	Nigeria	1972	375,000	2×24"
"	Gulf	"	1972	300,000	"
"	Shell	Oman	1973	500,000	2×20" + 1×12"
"	Aramco	Saudi Arabia	1972	450,000	2×24"
McDermott	Aramco	"	1974	500,000	2×24" + 1×12"

## 2. 設計基準作成の全体計画

本年度は、設計基準の全体構成、およびそのうちの第1篇について審議した。まず、基準全体の構成把握のため、総目次を以下に示す。

### 係留システムの設計基準(案) 総目次

#### 第1篇 概論

- 第1章 適用範囲
- 第2章 係留システムの検討手順
- 第3章 自然環境条件
- 第4章 係留特性
- 第5章 外力の推定
- 第6章 波強制力と流体力
- 第7章 係留浮体の運動と係留力
- 第8章 総合検討

#### 第3篇 多点係留方式

- 第1章 係留方式
- 第2章 係留特性
- 第3章 初期張力
- 第4章 定常変位と係留力
- 第5章 係留浮体の運動と係留力
- 第6章 長周期運動
- 第7章 総合検討

#### 第4篇 ドルフィン・ダンパー係留

- 第2篇 一点係留方式
- 第1章 係留方式
- 第2章 係留特性
- 第3章 定常変位と係留力
- 第4章 係留浮体の運動と係留力
- 第5章 振れ回り運動
- 第6章 総合検討

ここで、第1篇は汎用性に重点を置き、どのような係留方式に対しても原則的に対応できるようにした。

第2篇および第3篇は索・鎖係留を前提としているが、一点係留と多点係留とでは、特性上大きな差があるので、それぞれ別個の扱いとする。係留方式に特有の問題として、一点係留方式の場合には振れ回り運動を、多点係留方式の場合には長周期運動を取り上げる。

第4篇においてはドルフィン・ダンパー係留について記述することにし、特有の問題としては地震に対する応答を取り上げる。

来年度は、本部会で実施される実験等をもとに、第2篇以降を作成するとともに、第1篇についても見直しを行なう予定である。

### 3. 設 計 基 準 案

前節で述べたように、本年度は第1篇の概論の部分を作成した。以下にこれを設計基準(案)の形で掲載する。

#### 係 留 シ ス テ ム の 設 計 基 準 (案)

##### 第1篇 概 論

###### 第1章 適 用 范 囲

本設計基準は、浅海域に係留された浮遊式箱型海洋構造物の運動および係留システムの設計、検討に適用することができる。

この基準は、係留浮体のうちでも特に、浅海域に係留された、水面下が一様な矩形断面を有する浮遊式箱型海洋構造物について、その特殊性に重点を置いて作成したものである。その特殊性とは、まず第一に流体力と波強制力における浅水効果であり、第二に浅海域における係留方式である。

これらのうち、係留方式に関しては第2篇以降において、索・鎖係留およびドルフィン・ダンパー係留について取り扱いを示しているが、これ以外の係留方式についても、また箱型以外の形状のものについても、第1篇の考え方方に則り、関連する項目を適宜選択のうえで、修正して適用することができる。

###### 第2章 係 留 シ ス テ ム の 検 討 手 順

海洋構造物の係留システムは、予想されるいかなる外力状態に対しても、構造物を一定地点に安全に保持するものでなくてはならない。

係留システムの性能および安全性を検討する手順を図1に示す。図中➡は処理手順の流れを、→は他の箇所で得られた結果を引用する事を示している。検討に際しては図の下半分のように、仮定した係留システムの妥当性を段階を追って確め、もしも与えられた設計条件に適合しなければ、係留方式を一部修正して検討を繰り返すということになる。なお本基準は係留システムの検討が目的であるから、係留される構造物の形状、および設置海域は既定のものとしているが、検討の結果如何によっては、それらの計画変更の已むなきに到る事もある。

図1に示した手順の内容の詳細については、以下の各章において説明する。

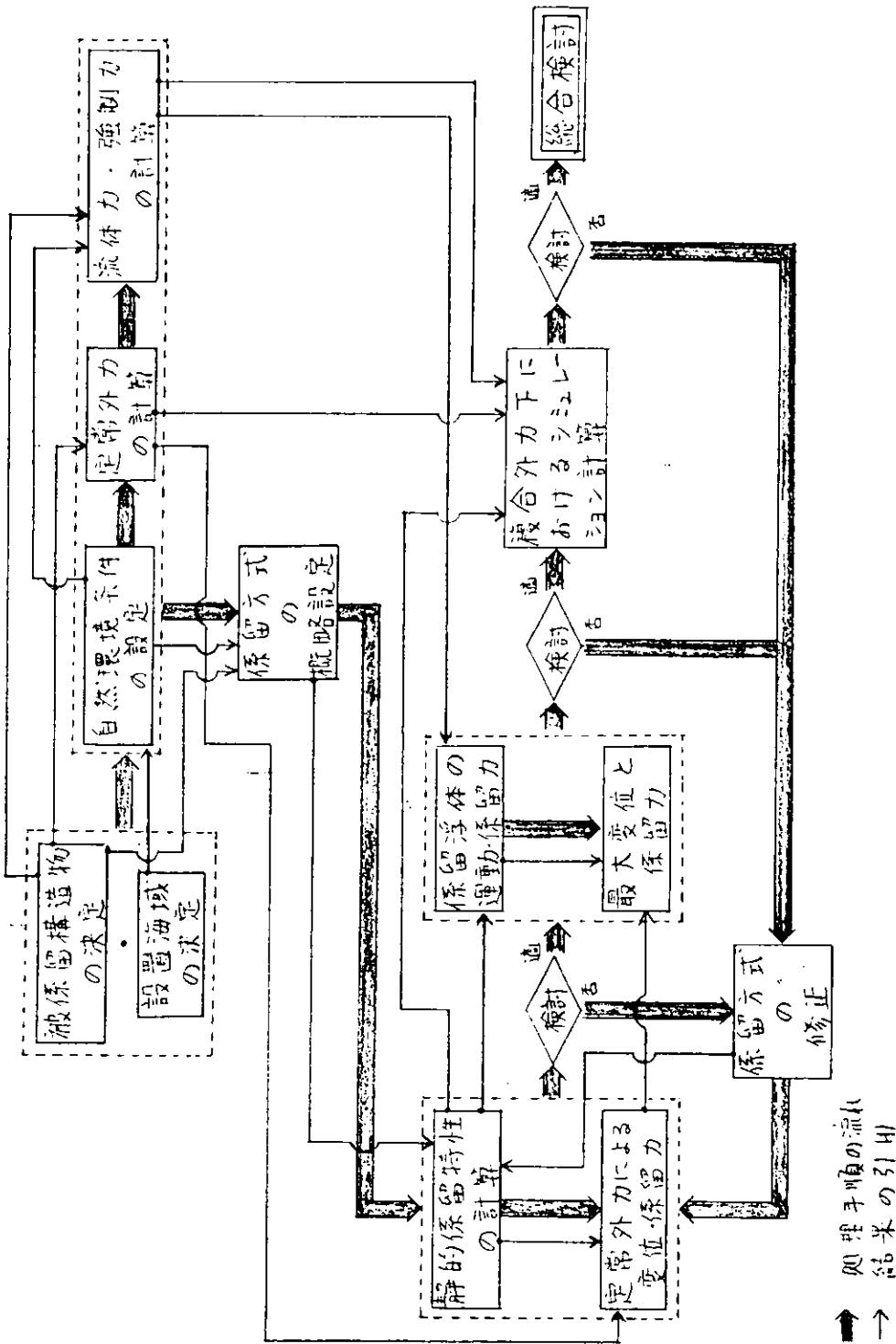


図1 係留システム設計検討手順

### 第3章 自然環境条件

#### 3.1 一般

構造物の運動および係留システムの設計、検討を行なう際には、構造物の形式、係留方式および設置海域に応じて、以下に掲げる自然環境条件のうち、関係のあるものを選んで設計条件としなくてはならない。

- |                   |        |        |               |            |         |
|-------------------|--------|--------|---------------|------------|---------|
| (1) 風             | (2) 波  | (3) 潮位 | (4) 海流、潮流、沿岸流 | (5) 土質     | (6) 漂砂  |
| (7) 地震            | (8) 津波 | (9) 高潮 | (10) 海底地形     | (11) 気温、水温 | (12) 流氷 |
| (13) その他必要な自然環境条件 |        |        |               |            |         |

構造物の運動および係留システムの、設計および検討に影響をおよぼす要因としては、主として、操作上の即ち人為的なものと、周囲の環境条件によるものとに大別されるが、ここでは後者についてのみ述べる。(1)~(12)に掲げたものの他に、ボアや段波が問題になることもある。

自然環境条件のうち、特に重要なものについては、3.3以降において標準的な取り扱いを述べる。

#### 3.2 再現期間

自然環境条件の再現期間は、次式により算定される値以上とする。

$$R = \frac{1}{1 - q^{\frac{1}{T}}}$$

Tは、耐用年数。

qは、期間Tの間に自然環境条件がある設定値を超えない確率。

設計に用いる自然環境条件は、設置海域における長期の統計資料に基づいて定めなくてはならない。この際の再現期間は、構造物または係留システムの耐用年数、その期間に設定値を超える自然環境条件に遭遇する確率、構造物または係留システムの安全性に対する要請の度合、設計・施行技術の信頼度等を勘案して定められる。

船級協会規則では、再現期間を50年または100年としているが、これは海洋構造物本体に対する規定であるから、一時的な係留設備に関しては必ずしもこの値を採用する必要はない。但し恒久的な係留設備であり、且つ重要度の高いもの場合には、構造物本体と同じ再現期間を用いるべきである。

再現期間が数十年を超えると、これに対する最大予測値の増大はあまり顕著ではなくなる。

#### 3.3 風

- 1. 設置海域の、海面上10 mの高さにおける10分間平均風速をもって、基本風速  $U_{10}$  (m/sec) とする。
- 2. 基本風速の設定は、設置海域における長期間の実測値に基づいて行なわなければならない。
- 3. 風速の発現確率は、二重指數分布則に従うものとする。
- 4. 高度Hにおける設計風速は、次式により算定する。

$$U_w = C_H U_{10} \quad (\text{m/sec})$$

$C_H$ は、高度係数。

ある地点における設計風速を設定する場合には、設置海域における長期間の実測値に基づくのが原則であるが、これが与えられていない場合には、近傍の観測点における資料を用いて推定してもよい。但しその際には、地形等を考

慮して観測値を補正することはもとより、設置海域において最低1年間は実測を行ない、推定方法の妥当性を確認する必要がある。

観測された各年の年間最大風速を  $U_i$  とするとき、風速の発現確率分布は次のような二重指数分布に従うものとする。

$$P(y) = \exp\{-\exp(-y)\}$$

$$y = a(U_i - b)$$

観測値からパラメータ  $a$  および  $b$  を定めると、任意の再現期間に対応する最大風速を求めることができる。

風速の鉛直方向分布に関しては、通常

$$U_w = U_{10} \left(\frac{H}{10}\right)^{\alpha}$$

のように幂法則で表わすことが行なわれている。 $\alpha$  の値は、地表の粗度、風速の評価時間によって変化し、 $1/3 \sim 1/15$  程度の範囲に大きく散らばっている。表 1 に、高度係数  $C_H$  の標準的な値を示すが、この表では  $\alpha$  の値は  $1/12 \sim 1/14$  程度に相当している。

表 1 高度係数  $C_H$

H (m)		$C_H$	H (m)		$C_H$
以上	未満		以上	未満	
	15.3	1.000	137.0	152.5	1.265
15.3	30.5	1.049	152.5	167.5	1.277
30.5	46.0	1.095	167.5	183.0	1.292
46.0	61.0	1.140	183.0	198.0	1.304
61.0	76.0	1.170	198.0	213.5	1.311
76.0	91.5	1.196	213.5	228.5	1.323
91.5	106.5	1.217	228.5	244.0	1.330
106.5	122.0	1.233	244.0	259.0	1.338
122.0	137.0	1.249	259.0		1.342

### 3.4 波

- 1. 波浪は、有義波高  $H_{1/3}$  (m) と平均波周期  $T_m$  (sec) とで表示する。また必要に応じ、有義波周期  $T_{H_{1/3}}$  (sec) を用いてもよい。
- 2. 波浪の諸元は - 1. の表示法に従うが、必要に応じ最高波その他の代表波の諸元に換算して用いる。
- 3. 設計波の設定は、設置海域における長期間の実測値に基づいて行なわなければならない。
- 4. 異常時の波浪の設定にあたっては、- 3. の他に、気象資料を用いた波浪推算を行ない、係留システムにとって最も不利なものを採用しなくてはならない。
- 5. 波浪の長周期成分についても、充分な考慮を払わなくてはならない。

係留された浮体にとって、通常最も大きな影響をおよぼすのは波浪であるので、設計波の設定には特に注意が必要である。波浪は不規則波として、有義波高と平均波周期とで表示するのが一般的であるが、最悪の波状態における構造物および係留システムの安全性を検討する際には、海面を单一の波で置き換えて、これに対する応答を求めるという代表波法が用いられることがある。

構造物の運動、係留反力等は、通常は固有周期をもつから、波浪の観測資料は有義波高のみではなく、有義波高と平均波周期との同時発現確率分布の形で与えられている事が望ましい。

設置海域における、長期間の実測資料が与えられていない場合には、近傍の観測点における資料から、地形による波の変形を考慮して推定してもよいが、この際にも設置海域において最低1年間は実測を行ない、推定方法の妥当性を確認する必要がある。

また最大有義波の推定にあたっては、これらの実測資料による推定の他に、気象資料を用いて、

- (1) 過去最大級の台風が、設置海域にとって最も危険な経路を通過する場合に対する波浪推算
- (2) 過去の主要な高波のすべてに対する波浪推算

を行ない、それらのうちで最も不利なものを選ぶ必要がある。

波浪の長周期成分は、津波や高潮などによる他に、長周期のうねりにより湾内または港内に強制振動が惹き起こされて生ずる事もある。またそればかりではなく、湾または港の形状に固有の周期で共振することもある。これらの場合の波高は小さいが、波長が長いために水平方向の水の動きが大きくなるので、係留システムに大きな影響をおよぼすことがある。また索・鎖係留された構造物は、通常左右揺の長い固有周期をもつので、この点の検討も必要である。

### 3.5 潮位

潮位の設定は、長期間に亘る実測値、または異常気象条件に対する推定値等に基づいて行なわなければならない。

潮位に関しては、高潮、津波などによる異常高潮位、ならびに津波などによる異常低潮位の両方について検討する必要がある。

なお、仮想台風に対する異常高潮位に関しては、期平均満潮面に、推定最大潮位偏差を加えた高さを標準とする。

### 3.6 津波

津波の設定は、長期間に亘る実測値、または過去の記録により推定値等に基づいて行なわなければならない。

津波の諸元としては、最高潮位、最低潮位、津波偏差および周期を考慮するものとする。津波の波高は、湾の形状、固有周期などによって大きく変化し、理論的な推定は困難であるから、実測値または災害記録から推定するのが妥当と思われる。

周期については、実測値のほかに、湾の固有周期と同じ周期の津波についても検討しておくのが望ましい。

## 第4章 係 留 特 性

個々の係留装置および係留システム全体について、静的および動的な係留特性を考慮しなくてはならない。

係留ラインの解析には大きく分けて

- (1) 定常外力に対する静的解析
- (2) 変動外力に対する動的解析

の二つの方法があり、それぞれについて種々の解法が行なわれている。

まず静的解析については、一様な係留ラインの場合に用いられるカテナリー理論がその代表的なものであるが、こ

の理論ではラインの単位長さあたりの重量および水深は不变としているので、適用範囲がかなり制限される。そのような場合にはラインをいくつかの要素に分割し、それぞれについてたてた釣合方程式を解く方法を採用するとよい。この方法はラインの性状や海底の地形が変化する場合、中間にブイやシンカーを設ける場合等すべての場合に適用できる。それらについては文献が多数あるので、ここでは説明を省略する。

図2はこのようにして作成された静的係留特性の図である。

次に動的解析の場合には、上の静的解析から得られる反力に加えて、慣性力および粘性抗力を考慮する。このような動的影響により、ラインの張力が大きくなることがあるので注意が必要である。

構造物が複数のラインにより係留されている場合には、上のようにして得られた個々のラインの特性を、その配置を考慮して重ね合わせる事により、全体の係留特性が求められる。

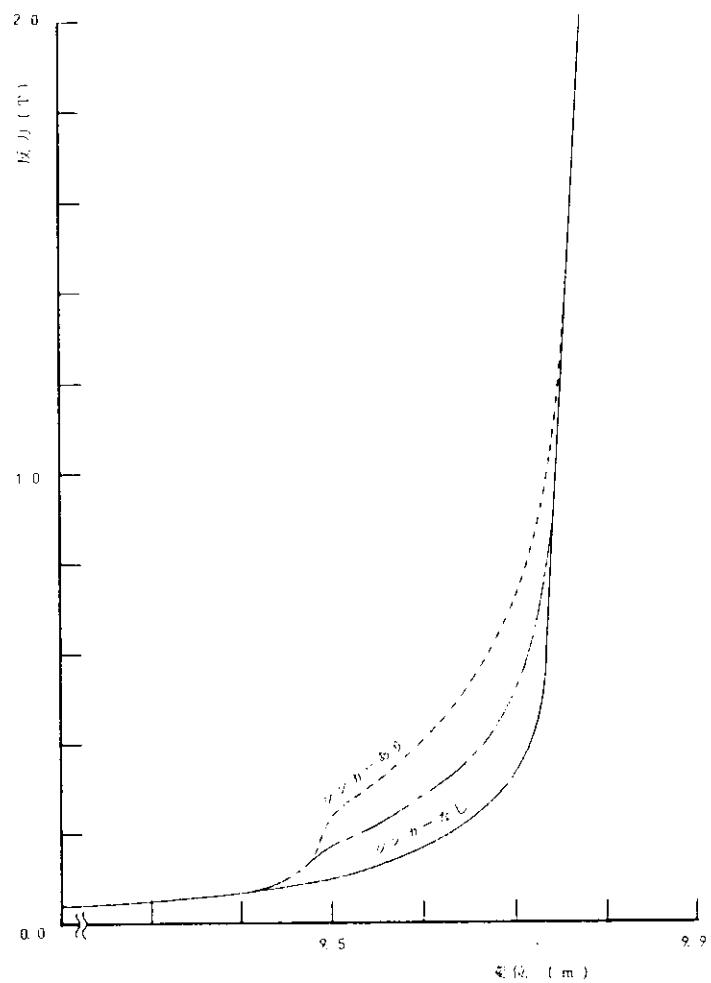


図2 静的係留特性

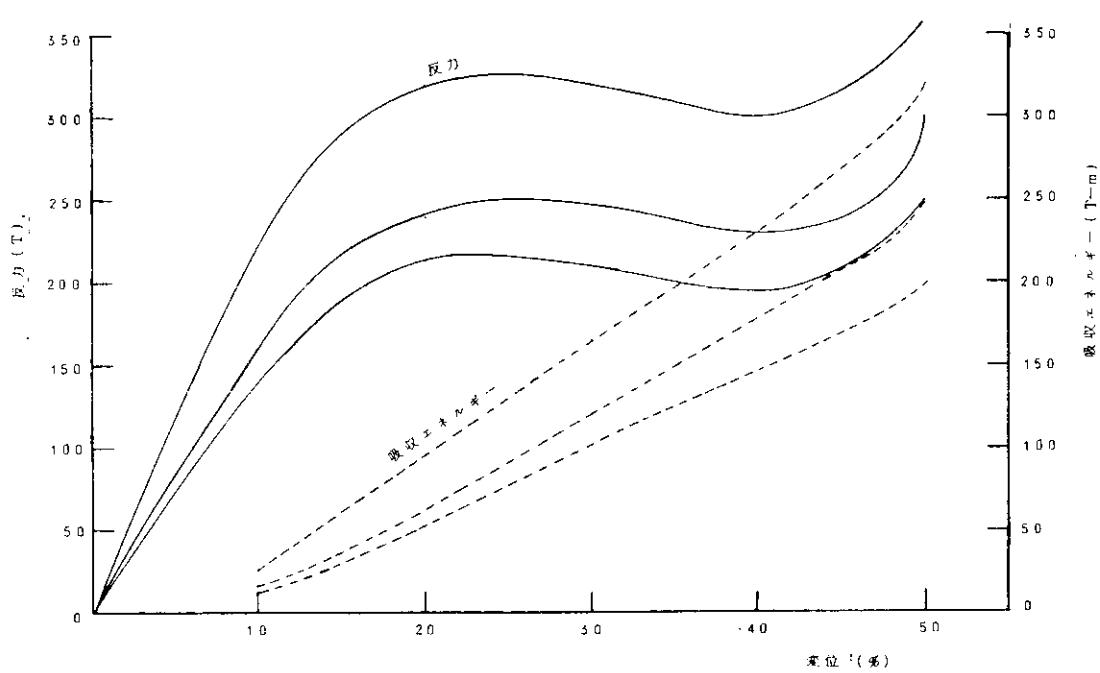


図3 ゴムダンパー圧縮特性

ドルフィン・ダンパー係留の場合にも、以上と同じ考え方で処理するが、個々の装置の設計によって特性が大きく異なるので、充分な注意が必要である。図3にはこのようなダンパー特性の一例を示す。

## 第5章 外力の推定

### 5.1 一般

- 1. 構造物および係留システムに加わる外力は、定常外力と変動外力とに分けて考える。
- 2. 外力は一般に、構造物および係留システムにとって最も不利となるものを選ばなければならない。但しその可能性が非常に低いと考えられる場合には適当に参酌してもよい。

構造物および係留システムに加わる外力としては、第3章に挙げた自然環境条件の各項目によるものが考えられるが、これらを用いて構造物および係留システムの応答を求める場合の考え方として、ある一定値をとるとするもの、規則的な変動をするもの、および不規則な変動をするものとに分ける。以下ではこれらのうち、一定値をとるものと定常外力と呼ぶこととし、規則的および不規則的な変動をするものを併せて変動外力と呼ぶこととする。本基準では、外力は一般に定常外力として取り扱い、風と波についても更に、変動外力としての取り扱い方についても説明する。

第3章で定めた自然環境条件の設定値の範囲内で、通常はその最大値が構造物および係留システムにとって最も不利な影響をおよぼすが、固有周期をもつような応答の場合には、最大値よりも小さい値で最悪の状態になることがある。また疲労強度を検討する際には、値そのものは最大でなくとも、繰り返し回数の多いものが不利になることもある。このように自然環境条件の最大値が、必ずしも最悪条件とはならないという事に注意する必要がある。

### 5.2 風による力

- 1. 風による定常荷重は次式により算定する。

$$F = \frac{1}{2} \rho_w C_D U_w^2 A \quad (1)$$

$\rho_w$  は、空気の密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) で通常は  $0.125 \times 10^{-3}$  としてよい。

$C_D$  は、抗力係数。

$U_w$  は、3.3～4.に定める設計風速 ( $\text{m}/\text{s}$ )。

$A$  は、風向に垂直な面に投影した物体の面積 ( $\text{m}^2$ )。

- 2. 変動風のスペクトルは、次のような式で示されるものを用いる。

#### (1) Davenport の式

$$S_u(f) = 4 K U_{10}^2 \frac{X}{(1 + X^2)^{4/3}}$$

$$X = \frac{1200 f}{U_{10}}$$

#### (2) 日野の式

$$S_u(f) = 2.856 \frac{K U_{10}^2}{\beta} \left\{ 1 + \left( \frac{f}{\beta} \right)^2 \right\}^{-5/6}$$

$$\beta = 1.169 \times 10^{-2} \frac{U_{10} \alpha}{\sqrt{K}} \left( \frac{H}{10} \right)^{2m-1}$$

$f$  は、周波数 ( $1/\text{sec}$ )。

$U_{10}$ は、3.3-1に定める基本風速 ( $m/sec$ )。

Kは、地表面の粗度を表わす係数で、水面上では通常、0.003とする。

$\alpha$ は、鉛直方向の風速分布の幕指数。

Hは、海面からの高さ ( $m$ )。

mは、大気の安定度に関する修正係数で、暴風のもとでは2とする。

物体に作用する風の力としては、質量力を無視して抗力のみを考えることにした。風荷重の式中の抗力係数  $C_D$  は、物体の形状、流れの方向、レイノルズ数等によって変化し、また物体要素間の相互干渉もあって非常に複雑になる。よって可能な限り風洞試験等を行なって推定するのが望ましいが、これらの値が得られていない時には、簡単な形状を有する单一部材に対する表2の標準的な数値を使用してよい。

表2  $C_D$  の標準値

変動風のスペクトルに現われる  $\alpha$ について、3.3で説明したが、例えば船級協会規則ではおよそ  $\frac{1}{14}$  に相当する値を高度係数の形で、また土木学会の「海洋構造物設計指針(案)解説」では  $\frac{1}{7}$  を与えている。

部材の形状	定常流	変動流
円柱	0.7	1.0

風速が空間的に不均一な場合には、構造物に対してモーメントを生ずることになり、係留システムにとって不利な影響を与えることも考えられる。しかし風の空間的変動については未だ充分解明されていないので、現在の段階ではこの点の検討をする際に、大気の流れの乱れのスケールを検討し、構造物および係留システムに最も大きな影響をおよぼすような、大気流の乱れのスケールを考慮する。

### 5.3 波による力

- 1. 波長に対して充分小さい部材に働く波力は、次式により算定してよい。

$$F = \frac{1}{2} \rho C_D u^2 A + \rho C_M \frac{\partial u}{\partial t} V \quad (t)$$

$\rho$ は、海水の密度 ( $1.025 \times 10^3 kg/m^3$ ) で通常は0.105としてよい。

$C_D$ は、抗力係数。

$u$ は、部材位置における波粒子の速度 ( $m/sec$ ) で、水深、波長、波高に応じて適当な波理論によって求めなくてはならない。また潮流などの流れが存在する場合には、 $u$ は波粒子の速度に流れの速度を加えたものとする。

Aは、 $u$ に垂直な面に投影した部材の面積 ( $m^2$ )。

$C_M$ は、質量力係数。

Vは、部材の体積 ( $m^3$ )。

- 2. 浮体に働く波漂流力は、次式により算定してよい。

$$F_p = \frac{1}{2} \rho g L h^2 C_R \left( 1 + \frac{2kH}{\sinh 2kH} \right) \quad (t)$$

Lは、入射波の進行方向に垂直に倒った浮体の長さ ( $m$ )。

hは、入射波の振幅 ( $m$ )。

$C_R$ は、漂流力係数。

kは、波数 ( $radian/m$ ) で波長  $\lambda$  ( $m$ ) を用いて次式で表わされる。

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (radian/m)$$

Hは、水深 ( $m$ )。

～3. 波のスペクトルは、水深、地形等を考慮して適当な表示式を用いなければならない。

海中にあって波の影響を受ける部材の寸法が、波長に対して充分小さいと考えられる場合には、所謂セリソン式を用いて波力を算定してよい。この場合、波粒子の速度  $v$  は抗力成分に対して 2乗で寄与し、場合によっては線形理論では過小評価になる事もあるので、その推定は精度よく行なわなければならない。

波力のうちの抗力成分は、5.1-1の風荷重の場合と同じく、抗力係数  $C_d$  を用いて表示されている。抗力係数は本来は、定常流に対して与えられるものであるが、波の場合のように速度が時間的に変化する場合についても、便宜的に同じ形で用いられている。流れが定常流の場合と変動流の場合とでは、 $C_d$  の値も表2のように若干異なるが、通常は同一の値を用いる事が多い。質量力係数  $C_m$  についても標準的な値を表すに示しておく。なおこれらの式の適用にあたり、海洋生物等の付着により部材の見掛けの径が増加する事も考慮しておく必要がある。

波漂流力は、厳密には第6章と第7章とから反射波および発散波を求めて算定する必要があるが、他の波力と較べて二次のオーダーの外力であるので、簡略な方法を用いても良い。漂流力係数  $C_r$  は、例えば浮体形状が舟型の場合には日本造船研究協会第155研究部会の推定法が使用できる。

波のスペクトルは、一般に次のように周波数スペクトル  $S(\omega)$  と方向分布函数  $G(\omega, \phi)$  とから成っている。

$$S(\omega, \phi) = S(\omega) \cdot G(\omega, \phi)$$

$S(\omega)$  としては種々のものが知られているが、深海波の場合には次のような式がよく用いられる。

#### (1) ISSC の式

$$S(\omega) = 0.11 H_v^2 \frac{T_v}{2\pi} \left( \frac{\omega}{\omega_v} \right)^{-5} \exp \left\{ -0.44 \left( \frac{\omega}{\omega_v} \right)^{-4} \right\}$$

$\omega$  は、円周波数 ( $\text{rad/sec}$ )。

$H_v$  は、目視平均波高 ( $m$ ) で通常は有義波高  $H_{1/3}$  を用いる。

$T_v$  は、目視平均波周期 ( $sec$ ) で平均波周期  $T_m$  と等しいものとする。

$\omega_v$  は、次式により与えられる周波数 ( $\text{rad/sec}$ )。

$$\omega_v = \frac{2\pi}{T_v}$$

#### (2) 光易-Bretschneider の式

$$S(f) = 0.257 \left( \frac{H_{1/3}}{T_h H_3} \right)^2 f^{-5} \exp \left\{ -1.03 \left( \frac{T_h H_3}{f} \right)^{-4} \right\}$$

$f$  は、周波数 ( $1/sec$ )。

$H_{1/3}$ ,  $T_h H_3$  は、3.4-1に定める有義波高 ( $m$ ) および有義波周期 ( $sec$ )。

#### (3) JONSWAP の式

$$S(f) = \alpha g^2 (2\pi)^{-4} f^{-5} \exp \left\{ -\frac{5}{4} \left( \frac{f}{f_p} \right)^{-4} \right\} \gamma \exp \left\{ -\frac{(f-f_p)^2}{2\sigma^2 f_p^3} \right\}$$

$$\sigma = \begin{cases} \sigma_a & \cdots \cdots \cdots f \leq f_p \\ \sigma_b & \cdots \cdots \cdots f > f_p \end{cases}$$

$$\tilde{f}_p = 3.5 \tilde{x}^{-0.33}$$

$$\alpha = 0.076 \tilde{x}^{-0.22}$$

表3  $C_m$  の標準値

部材の形状	$C_m$
円柱	2.0

$$\tilde{f}_p = \frac{f_p U_{10}}{g}$$

$$\tilde{x} = \frac{gx}{U_{10}^2}$$

$x$  は、 フラッシュ ( $m$ )

$\gamma$ ,  $\sigma_a$ ,  $\sigma_b$  は、 スペクトルの形状を決定する定数で、 次の値を用いてよい。

$$\gamma = 3.3, \quad \sigma_a = 0.07, \quad \sigma_b = 0.09$$

$U_{10}$  は、 3.3-1 に定める基本風速 ( $m/sec$ )。

これらのうち、 ISSC の式と光易 - Bretsneider の式とはいずれも Pierson-Moskowitz 型のスペクトルであり、 特に  $H_v = H_{1/3}$ ,  $T_v = 0.9 T_{1/3}$  とすると殆んど一致する。また JONSWAP の式は、 Pierson-Moskowitz 型のスペクトルにおいて、 ピークの値を  $\gamma$  倍に持ち上げたものとなっている。

方向分布函数  $G(\omega, \phi)$  は、 水深、 地形等により大きく変化するが、 これが与えられていない場合には次のような簡略式を用いてよい。

$$G(\omega, \phi) = \begin{cases} a_n \cos^n \phi & \phi_1 \leq \phi \leq \phi_2 \\ 0 & \text{上の範囲以外} \end{cases}$$

$\phi_1$ ,  $\phi_2$  は、 不規則波の卓越方向からの最小、 最大偏角。

$$\int_{\phi_1}^{\phi_2} a_n \cos^n \phi d\phi = 1$$

$$n = 4, [\phi_1, \phi_2] = [-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}] \text{ とするとき, } a_n = \frac{8}{3\pi} \text{ となる。}$$

#### 5.4 流れによる力

流れによる力は次式により算定する。

$$F = \frac{1}{2} \rho C_D U^2 A$$

$\rho$ ,  $A$  は、 5.3-1 の規定による。

$C_D$  は、 抗力係数

$U$  は、 部材位置における流れの速度 ( $m/sec$ )。

流れとしては、 海流、 潮流および風による吹送流が一般的なものであるが、 特別な場合として高潮、 津波などに伴う流れによる抗力を求める場合にもこの式を用いてよい。

流速  $U$  は、 一般に水深、 向に一様ではなく、 海面における流速  $U_0$  を基準にして、 海面下  $z$  の位置における流速は

$$U = (1 - \frac{z}{H})^\alpha U_0 \quad (m/sec)$$

のように幕法則で表わすことができる。但し  $H$  は水深 ( $m$ ) である。吹送流のように海面付近で励起されたものは  $\alpha$  が大きく、 潮流のようなものでは  $\alpha$  が小さい。前者に対しては  $\alpha = 1$ 、 後者に対しては  $\alpha = 1/7$  程度の値を用いる。

定常風による吹送流の流速は、 次式により推定できる。

$$U_0 = 0.01 U_{10} \quad (m/sec)$$

但し、  $U_{10}$  は 3.3-1 に定める基本風速 ( $m/sec$ ) である。

#### 5.5 地盤による力

- 1. 地震による荷重は、震度法または修正震度法によるものとする。
- 2. 構造物または係留システムの固有周期が長い場合には、地震による変位についても考慮しなくてはならない。
- 3. 特に重要な構造物の場合には、地震応答解析を行なわなくてはならない。

震度法とは、構造物の重量と震度との積で表わされる地震力が、構造物に静的に作用するとみなす設計法である。仮に構造物および係留システムが地盤と一体となって振動する場合には、この震度法の考え方は妥当であると考えられる。ところが係留システムの固有周期が、地震の周期に対して充分長くなると構造物は振動しないと考えてよいので、震度法による設計は過大になる。またその中間の領域においては、設計震度よりも大きい加速度を生ずる場合がある。このような場合には、修正震度法が用いられる。

先に述べたように、構造物または係留システムの固有周期が長い場合には、修正震度法を用いると加速度による力は小さくなるが、地盤側と構造物側との相対的な変位が問題になる。

## 第6章 波強制力と流体力

浅海域における浮遊式海洋構造物の、動揺に関する流体力および波強制力は、水深の影響を考慮した理論によって求めなくてはならない。但し、横揺の減衰係数については、実験その他の適当な方法によって推定するのが望ましい。

浅海域における流体力の計算理論としては、多重極展開法、特異点分布法、直交函数展開法、有限要素法などがあるが、浮体形状が箱型の場合には、特異点分布法または直交函数展開法が適しているようである。

表4に示すように、箱型浮体の幅喫水比 $B/d$ および水深喫水比 $H/d$ を変化させながら計算した二次元流体力が、本研究部会の昭和54年度および55年度報告書に図示されている。浮体の形状を箱型とする場合には、主要目が定まった段階で、これらの図から読み取った数値を $B/d$ ,  $H/d$ に関して補問し、流体力を求めればよい。

横揺の減衰係数に関しては、粘性影響により非線形性が強く、ボテンシャル理論では取り扱えないもので、模型実験、既存資料などからの推定により、適当な値を用いる必要がある。

表4 計算状態

$B/d$ $H/d$	5	10	15	20
1.2	○	○	○	○
1.4	○	○		
2.0	○	○	○	○
3.0		○		
$\infty$	○	○	○	○

## 第7章 係留浮体の運動と係留力

### 7.1 定常外力による変位

- 1. 定常外力による係留浮体の変位は、第5章に定める外力のうちの定常成分と、第4章の係留特性とを用いて求められる。
- 2. 浮体が索・鎖により一点係留されている場合には、本章に拘わらず、振れ回り運動を考慮しなくてはならない。

風、潮流、波漂流力などの定常外力により、浮体は係留反力が外力と釣り合う位置まで変位するが、この変位量は

第4章の静的係留特性図を用いて求められる。この場合、外力の作用方向の組み合せは、それが著しく非現実的でない限り、係留システムにとって最も不利なものとする必要がある。

浮体が一点係留されている場合には、定常外力の下で所謂振れ回り運動をするが、これについては第2篇第5章において説明する。

## 7.2 浮体の運動

- 1. 係留浮体の運動は、自由浮体の運動方程式に係留特性から定まる力を考慮して解析する。
- 2. 係留浮体の運動に対する係留システムの影響は、変位に伴う復原力を考慮し、必要に応じ係留システムの慣性力および減衰力を附加するものとする。

係留されていない自由浮体の運動方程式は、次のような形で与えられる。

$$\frac{W}{g} \ddot{x} = -M \ddot{x} - N \dot{x} - C x + F$$

ここで左辺は慣性力であり、右辺は第1項から順に、附加質量力、減衰力、復原力および波強制力である。またM、N、Fは第5章および第6章から定まる流体力係数および波強制力である。

次に係留システムの影響としては、通常は変位に伴う係留反力を復原力の項に加えるだけであるが、ドルフィン・ダンパー係留のような場合には、ダンパーの負荷・除荷曲線の閉じたヒステリシスの面積に相当するエネルギーが消費されるので、これを減衰力の項に加えることもある。慣性力、附加質量力および波強制力に関する係留システムの影響は、一般に小さいので無視してよい。

このようにして立てられた微分方程式を解く方法としては、係数をすべて線形化、ないしは等価線形化し、微小変位を仮定して解く解析的方法と、非線形な微分方程式をそのまま数値的に解く方法がある。

以上は、浮体の重心に関する運動方程式であるが、これを解いて $x$ が求まれば、浮体上の任意の点における変位は直ちに求められる。

## 7.3 係留力

係留システムに働く係留力は、7.2で求めた浮体側の係留点の変位と、第4章の係留特性とを用いて求められる。

係留浮体は、7.1-1の定常変位位置を中心にして運動する。このときの最大変位は、定常変位に運動の変位を加えたものになるが、この変位に対する係留力は、第4章の係留特性図を用いて求められる。

## 7.4 不規則変動外力中の応答

不規則変動外力中の、浮体の運動および係留力は、線形重ね合せ法またはシミュレーションにより推定する。

外力に対する、浮体または係留システムの応答が線形とみなされる場合には、線形重ね合せの原理により次式が成立する。

$$S_o(\omega) = A^2(\omega) S_i(\omega)$$

但し  $S_i(\omega)$  は外力のスペクトル、 $S_o(\omega)$  は応答のスペクトル、 $A(\omega)$  は周波数応答函数である。 $S_o(\omega)$  が得られれば、種々の統計的予測値はこれを用いて推定できる。この方法は理論が簡潔であり、計算も容易であるが、係留シス

テムの解析のように非線形性の強い問題では適用に難がある。

シミュレーション解析を行なう場合には、非線形な係留特性をそのまま取り扱う事が可能であるが、初期条件、外力の時系列などの与え方により異なった結果を生ずるので、数回の計算を実施する必要がある。

このように、両方法はそれぞれ一長一短があるので、問題の性質に応じて使い分けるのが良いと考えられる。

## 第8章 総合検討

第7章において得られた係留浮体の変位および係留力については、次の条件に適合している事を確認しなくてはならない。

- (1) 許容変位量
- (2) 係留装置の破断強度
- (3) 係留装置の疲労強度
- (4) その他の与えられた設計条件

第7章においては、係留浮体に加わる荷重に対する浮体の変位および係留力を求めた。これらの値はそれぞれ、ある定められた範囲内になくてはならないが、その許容値の設定について説明する。

海洋構造物およびその係留システムの設計においては、一般に荷重状態を「通常時」および「異常時」に分けて考えることが多い。通常時では、比較的頻度の高い荷重条件の下で構造物が正常に稼働し、その所期の機能を発揮するという機能面を重視し、異常時では、与えられた再現期間内において構造物が遭遇する最も苛酷な条件下で、通常の機能を一時停止しても、係留システムの破壊、構造物の漂流を防止するという安全面からの検討が行なわれる。

異常時の荷重は第5章でも述べたように、設置海域、構造物の形状、係留方式、再現期間等から定まる最悪状態に対して定まるものであるが、通常時については上述のようにこれとは別の観点から決定される。通常時の荷重条件を低く抑えることは、構造物や係留システムの規模、寸法の軽減をもたらすが、同時に稼働可能日数の減少につながるので、それらを勘案しながら決定する必要がある。

これら、通常時および異常時のそれぞれに対し(1)～(4)の条件も変化することになる。

(1)～(3)以外に予想される条件としては、例えばアンカーの把駐力の問題、ラインの形状などが考えられる。後者は主として索・鎖係留の場合に発生する問題であるが、係留ラインが水中および海底付近で描く形状によっては、附近を航行する船舶の妨げとなったり、海底の自然環境を破壊するというような問題が生じ得るからである。

## 第5章 結 言

以上が浅海域における箱型海洋構造物の運動特性と係留システムの研究及び係留システムの設計基準に関する研究として第179研究部会が昭和54年度に引き継いで実施して来た内容を詳述したものである。

箱型海洋構造物の運動特性の研究においては、波浪中における箱型海洋構造物の運動特性を高精度に推定するためには必要となる各種流体力を2次元模型及び3次元模型を用いて広範囲に亘る系統的な水深影響及び喫水影響を実験的に究明したと同時に、数値計算法の精度向上を計った。したがって、昭和56年度は、本年度の成果及び補足試験を含めて最終的な箱型海洋構造物の運動特性の推定法を提示いたしたい。

箱型海洋構造物の係留システムの研究においては、一点係留方式、多点係留方式及びドルフィン・フェンダー係留方式について一連の水槽模型試験を行い、浅海域における箱型海洋構造物の係留方式による浮体の挙動及び係留力の応答特性の大略的な傾向を把握したと共に数値計算法を確立した。したがって、昭和56年度は、本年度の成果及び3次元大型模型の水槽模型試験結果並びに補足試験を含めて最終的な数値計算法を確立し、各係留方式について系統的な数値シミュレーション計算を実施して係留システムの設計基準を作成するための基礎資料とすると同時に浅海域における箱型海洋構造物の係留システムの数値シミュレーション計算法を確立したい。

本研究部会の最終目標である浅海域における箱型海洋構造物の係留システムの設計基準に関しては、本年度は既存の係留システムの設計基準に関する文献調査及び索・鎖の強度に関する文献調査を行い、係留システムの設計基準の総目次案を設定したと共に係留システムの設計基準案の第1篇の概論を本報告書に掲載した。昭和56年度には系統的な数値シミュレーション計算結果及び既存の設計基準を勘案して浅海域における箱型海洋構造物の係留システムの設計基準を完成させるよう最大限の努力を傾けたい。