

第 187 研究部会

海洋構造物の深海係留に関する調査研究

報 告 書

昭和 58 年 3 月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

深海域における浮遊式海洋構造物の係留に関しては、浮体の挙動及び係留力の推定法並びに係留用機器等の実用的な設計法が確立されていないのが現状である。

そこで、それらに関して総合的な調査研究を行い、より安全で実用性のある深海係留技術の確立に必要な要素技術及び関連技術の段階的確立を図ることを目的として本研究部会が発足した。

本調査研究は4ケ年計画であり、本年度は、その第2年度目で初年度に引続いて既存資料による基礎調査及び現状の技術調査を行うと共に、浮体の挙動及び係留力の推定法を確立するための水槽模型実験及び数値シミュレーション計算を行った。また、係留用索・鎖に関しては系統的な疲労実験を開始した。

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会昭和57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187研究部会において実施した「海洋構造物の深海係留に関する研究」の成果をとりまとめたものである。

第187研究部会委員名簿（敬称略・五十音順）

部 長 会	安 藤 定 雄（船舶技術研究所）	
委 員	朝 田 宏（石川島播磨重工業）	浅 野 皓 三（日 本 鋼 管）
	新 井 信 一（日 立 造 船）	伊 藤 剛 平（日本造船工業会）
	井 上 義 行（横浜国立大学）	岩 佐 成 明（住友重機械工業）
	宇ノ木 賢 一（三菱重工業）	大 川 豊（船舶技術研究所）
	太田垣 由 夫（石川島播磨重工業）	岡 武 秀 雄（三 井 造 船）
	小寺山 亘（九 州 大 学）	小保方 準（住友重機械工業）
	鍾ヶ江 官 朗（日 立 造 船）	小 段 範 久（日 本 鋼 管）
	小 林 正 典（三 井 造 船）	斎 藤 公 男（大 阪 大 学）
	酒 井 義 男（日 本 鋼 管）	堺 由 輝（川 崎 重 工 業）
	坂 尾 稔（川 崎 重 工 業）	庄 司 邦 昭（東京商船大学）
	鈴 木 信 一（新日本製鐵）	関 田 欣 治（新日本製鐵）
	高 木 幹 雄（広 島 大 学）	田 中 陽（川 崎 重 工 業）
	中 西 宏（神 戸 製 鋼 所）	仲 渡 道 夫（広 島 大 学）
	日 笠 則 明（日本海事協会）	藤 野 正 隆（東 京 大 学）
討議参加者	小 川 和 夫（日 本 鋼 管）	坂 田 隆 司（川 崎 重 工 業）
	島 田 潔（三 井 造 船）	田 嶋 栄 吉（川 崎 重 工 業）
	谷 村 仁 司（川 崎 重 工 業）	中 嶋 俊 夫（住友重機械工業）
	早 崎 清 志（神 鋼 鋼 線）	馬 場 哲 治（日 立 造 船）
	平 林 茂 樹（日 立 造 船）	山 岸 直 人（石川島播磨重工業）
	山 本 崇 也（三菱重工業）	

目 次

第1章 緒 言	1
第2章 基礎調査	3
第3章 浮体の挙動及び係留力の推定法	5
3.1 潮流による索・鎖の大変形及び索・鎖の静的・動的特性	5
3.1.1 文献調査	5
3.1.2 係留用索・鎖要素に働く流体力に関する実験	28
3.1.3 係留ラインに働く張力の3次元推定法	58
3.2 緩係留における長周期運動	87
3.2.1 流体力と運動の計算方法	87
3.2.2 計算結果と考察	89
3.3 複合索・鎖	108
3.3.1 はじめに	108
3.3.2 計算条件	108
3.3.3 計算方法	109
3.3.4 計算結果	109
3.3.5 係留特性に関する一般的事項	110
3.3.6 係留規模の概略設定法	111
3.4 海洋構造物の深海係留システムにおける運動数値シミュレーション手法の検討	117
3.4.1 運動計算式	117
3.4.2 線形係留系に対する計算結果の比較	117
3.4.3 非線形係留系に対する計算結果の比較	118
第4章 係留用要素機器	123
4.1 現況調査	123
4.1.1 新係留索・鎖	123
4.1.2 深海施工法	126
4.1.3 維持補修及び塗装	136
4.1.4 海底土質及び把駐力	146
4.1.5 高把駐力アンカー	158
4.2 浅海係留と深海係留との相違	158
4.2.1 係留諸元の実績に基づく係留特性の推定	158
4.2.2 索・鎖・アンカー以外の係留用要素機器	161

4.3. 索	164
4.3.1 鋼索の構造とその特性	164
4.3.2 鋼索の強度	168
4.3.3 鋼索の部分片振引張疲労試験	172
4.4 鎖の強度に関する実験	182
4.4.1 文献調査	182
4.4.2 疲労強度に関する実験	182
4.5 索・鎖の生物付着	193
4.5.1 付着生物の種類及び特性	193
4.5.2 生物付着量の実測例	196
第5章 結 言	199

第 1 章 緒 言

わが国は、国土が狭隘で、かつ地勢的にも山地が多く、四方を海で囲まれているため、古くから海岸を通して人類が海洋から多大の恩恵をこうむって来ていると共に、文化形成にも海洋の影響が色濃く残っていて海洋との関係が広く、かつ深いといえる。

一方、近年国際海洋法会議において経済水域を200海里とする提案がなされている。

このような情勢とわが国が高度に発達した基幹産業を保有すると共に資源のほとんどを海外からの輸入に依存していること等を勘案するとわが国は、現時点における豊かな国民生活と社会経済とを今後とも維持するためには、より一層真の海洋開発を促進することが必要であるといえる。

海洋開発をより一層促進させるためには、これまでの臨海部の埋立といった海洋利用パターンから脱却し、深海域の海洋空間等の高度利用パターンを可能にする技術を早急に開発する必要があるといえる。

それに対処するための最重要課題の一つとして深海域における浮遊式海洋構造物の係留技術の段階的な開発に関して本研究部会は取り組むこととした。

本研究部会が取り組んだ海洋構造物の深海係留に関する調査研究は、昭和56年度から4ケ年計画で実施しているものであり、本報告書は本研究部会が第2年度目として調査研究した内容を取りまとめたものである。

次に本研究部会が第2度目の昭和57年度において実施した調査研究の概要を以下に記述する。

(1) 基礎調査

基礎調査は、昭和56年度に引続いて既存及び計画中の浮遊式海洋構造物の係留に関する文献による調査を行うと共に各船級協会等の係留に関する設計基準についての調査を行った。

(2) 浮体の挙動及び係留力の推定法

(イ) 潮流による索・鎖の静的・動的特性

まず、既存資料に基づいて索・鎖に働く流体力としては、流入角と抗力係数、潮海流と波浪の共存時の流体力及び生物付着による流体力等を調べた。また、係留ラインに働く張力の静的特性と変動張力特性等に関して文献調査を広く範囲に亘って実施した。

つぎに、昭和56年度にまとめた実験方案に基づいて、係留用索・鎖の要素に働く流体力に関する実験としては、スタッド付チェーン、ストランドロープ及びスパイラルロープの模型を用いて一様流中における抵抗及び強制動揺法による流体力を系統的な実験にて究明すると共に既存資料と比較検討した。

最後に、係留ラインに働く張力の3次元推定法を用い、静的張力特性に関しては、係留ラインの要目、係留角度、スコープ、潮流の強さ及びその分布等を系統的に変化させて数値計算し、設計に役立つ図表にして提示した。また、変動張力特性に関しては、2次元計算法を3次元計算法に拡張する方法を確立し、その有効性を水槽模型実験値と比較検討した。

(ロ) 緩係留における長周期運動

係留浮体の長周期運動を浮体の水平面内の非対称運動として取り扱い、その主な要因の一つが波浪漂流力であるとし、2次元矩形断面を有する浮体について数値シミュレーションにて波浪漂流力の時系列を求め、その結果を用いて浮体の運動の時系列を求めてそのヒストグラムから長周期運動の発生原因を究明した。

(ハ) 複合索・鎖

現在実用されている索・鎖を用いて係留諸元、水深及び船体動揺等を系統的に変化させ具体的な係留規模の最大係留力を概略設定する図表を作成した。そして、その図表の使用法を示した。

(二) 海洋構造物の深海係留システムにおける運動数値シミュレーション手法の検討

第1段階として簡単な浮体と係留系を用いてメモリー影響関数と動揺速度との畳み込み積分による流体力係数を用いた時間領域法並びに一般に使用されている周波数に依存した流体力係数を用いた周波数領域法とで規則波及び不規則波中における運動シミュレーション計算を行い、両者の比較検討を行うと共に既存の実験結果との比較検討を行った。

(3) 係留用要素機器

(イ) 現況調査

まず、新係留索・鎖に関しては大水深海域で使用する索・鎖の強度の増加及び水中重量の低減する方法に関する特許及び実用新案等を調査した。

また、深海施工法に関しては、SALM、TLP及びガイドタワーの施工例を示すと共に、それを施工する際、特に必要となる施工技術を摘出して概説した。

つぎに、維持補修及び塗装に関しては、石油掘削リグ等に通常用いられている水中検査法、水中清掃法、水中溶接法、水中切断法及び水中塗装法の現状を調査すると共に、各手法を分類してその手法及び特徴等を比較検討した。

最後に、海底土質及びアンカーの把駐力に関しては、アンカーに要求される性能と条件の摘出、アンカーの種類及びアンカーの装備実績等について文献調査した。また、高把駐力アンカーの種類及びその深海係留への適用性を検討した。

(ロ) 浅海係留と深海係留の相違

まず、係留諸元の実績にもとづく係留特性の推定法に関しては、前述の複合索・鎖の図表を用いて係留系の初期計画を実施する手法を提示した。

つぎに、索・鎖、アンカー以外の係留用要素機器に関しては、大容量のウインチやウインドラス等係留機器の現状を調査した。

(ハ) 索

まず、係留用索のキンクの発生を防止する非自転索に関しては、その種類、規格、自転特性及び自転トルクとキンクの発生等について文献調査結果をまとめた。

つぎに、鋼索の強度に関しては、プレテンション加工が引張特性に及ぼす影響について文献調査結果をまとめた。

一方、昭和56年度に作成した索の強度に関する実験方案に基づいてローブ径及び荷重比を系統的に変化させた15本の係留索の部分片振疲労試験を実施した。その結果、索径が疲労強度に及ぼす影響を明確にすることができた。

(ニ) 鎖の強度

まず、鎖の腐食疲労強度に関する文献調査結果をまとめた。

つぎに、昭和56年度に作成した鎖の強度に関する実験方案に基づいて、試験用チェーンリンクの静的応力計測試験、試験用チェーンから砂時計形試験片を切り出してチェーン材料の疲労強度試験及び26本の供試体を用いて荷重範囲と応力比を系統的に変化させた疲労試験を実施した。その結果、鎖の強度特性が明確化された。

(ホ) 索・鎖の生物付着

まず、付着生物の種類及び付着過程と時間的变化について文献調査した。また、付着生物の一般特性となる海域、陸からの距離、水深及び材質等との関連についても文献調査を行った。

つぎに、北米、北海及び日本近海における付着生物量の実測例の文献調査結果をまとめた。

第 2 章 基礎調査

基礎調査としては、昭和 46 年度において浮遊式海洋構造物の大きさ、タイプ、稼動水深、稼動海域、係留方式及び設計条件等に関する文献調査を行い、稼動水深と構造物のタイプ及び大きさとの関係、稼動水深と係留水深と設計波高との関係並びに稼動海域と設計波高との関係等の概略を把握した。また、深海係留に適した係留方式と係留装置、各海域や船級協会等の基準における自然環境条件に対応する外力の推算法等に関しても文献調査を行った。

昭和 57 年度においても基礎調査を実施したが、現在浮遊式海洋構造物の計画及び建造等が余り進展していない状況にあるため、目新しい深海用の浮遊式海岸構造物に関する文献が見出し得なかった。しかしながら、近年、北海及び北大西洋において浮遊式海洋構造物の事故が発生し、浮遊式海洋構造物の構造強度や係留システムの安全性及び復原性等に関する再検討が呼ばれた。その一例として IMO (International Marine Organization) の船舶の設計・設備分科会において MODU code (Mobile Offshore Drilling Units) の広範囲に亘る改訂案がノルウェーから提案されて現在各国で検討中である。

このノルウェーの提案には、北海の事故を踏えた構造強度、係留システム及び復原性等に相当厳しい条件が示されている。

そこで、本年度の基礎調査としては、係留システムに主眼を置いて各種の設計基準及び指針等の調査を行った。

なお、係留ラインの要素に働く流体力、係留ラインに働く張力の静的・動的特性及び係留用要素機器等に関する基礎調査及び現況調査結果は、第 3 章以下において記述することとする。

2.1 係留用索・鎖の規格

2.1.1 索の規格

一般用の索の規格は、日本工業規格の J I S 及び日本鋼構造協会の構造用ケーブル材料規格に示されている。

船舶や海洋構造物に用いる索の規格は、各船級協会で規定しているものの曳航索や船舶の一時係留索が主体であり、長期係留索に関しては一時係留索の規定を準用しているに過ぎない。しかしながら、American Petroleum Institute (API) の規格は、素線の径別の機械的性質及び公称強度等極めて詳細に規定している。

2.1.2 鎖の規格

一般用鎖の規格は、索と同様に J I S 等で規定されている。

船用鎖の規格は、各船級協会ではほぼ統一された規定になっているが、これも一時係留用の規定で長期係留用の規定は一時係留用の規定を準用しているに過ぎない。しかしながら、API の規格は、索と同様にリンクの表面処理、表面検査、スタッドの溶接部の検査等極めて詳細に規定している。

2.2 係留システムの設計

2.2.1 繊装数

各国の船級協会の係留設備に関する規定は、船舶の一時係留用の繊装数にてアンカーや索・鎖等の設備量が決められている。そして、各国の船級協会の間では大略統一されている。しかしながら、長期係留に関しては、繊装数では大略一致しているものの係留設備となると若干の相違が生じて来ている。だが、各国の船級協会の係留システムの設計基準は、係留システムを設計するには極めて精神的なものであり、不十分な規準であるといえる。

2.2.2 各種基準及び指針

各国の船級協会の積装数という係留システムの設計基準に対して船級協会以外の各種基準及び指針ではある程度係留システムの設計にまで踏み込んでいるが、索・鎖による係留システムに関しては、まだ不十分な面があるといえる。しかしながら、日本造船研究協会の第14基準研究部会及び第179研究部会報告書に示されている係留システムの設計指針は、実際に係留システムを設計する手法等がかなり詳細に示されているといえる。

第3章 浮体の挙動及び係留力の推定法

3.1 潮流による索・鎖の大変形及び索・鎖の静的・動的特性

3.1.1 文献調査

浮遊式海洋構造物が、より深い水深の海域で稼動するようになるに伴って、係留ラインが長くなる。そのために、係留ラインに働く流体力は、浮体に比して無視できなくなる。従って、この流体力を正確に把握することは、浮体を含む係留系全体を設計する際に重要になってくる。また、係留ラインが長くなると、動的影響も顕著になり、準静的な係留計算法では説明が難しくなる。

ここでは、これまでに公表されている文献を調査し、現時点での索・鎖に働く流体力を推定するための有用な資料と実験式を示す。また、係留ラインに影響を与えると思われる要素を摘出し、その静的及び動的効果についてまとめる。

(1) 索・鎖に働く流体力

(a) 流入角の影響

一様な流れの中で、流れに対して角度を持って置かれた索・鎖に作用する流体力を調査した。

Hoerner¹⁾、Norton²⁾は円柱に関して、流入角と抗力の関係を示している。それは、いわゆるcross-flow principleであり、円柱の軸に直角方向の力が流入角の cosine の 2 乗に比例し、流れと同一方向の力 (D_θ : 抗力) が、流入角の cosine の 3 乗に比例する。

Relf³⁾は、smooth wire と 6 stranded wire rope に関して、円柱と同じ関係式を得ている。宮崎^{4), 5)}は、3 stranded fiber rope と鎖に関して円柱と異った関係式を示している。つまり、流れと同一方向の力 (D_θ : 抗力) が、流入角の cosine の 2 乗に比例するとしている。

以上の文献をまとめると、流入角と抗力の関係は、表 3.1.1.1 のようになる。

表 3.1.1.1 流入角と抗力係数

索・鎖の種類	円 柱	6 stranded	3 stranded	鎖
$C_{D\theta}$	$C_{D0} \cos^3 \theta$		$C_{D0} \cos^2 \theta$	
$C_{L\theta}$	$C_{D0} \sin \theta \cos^2 \theta$			$\frac{1}{4} C_{D0} \sin 2\theta (\sin \theta + \cos \theta)$

但し C_{D0} : 流入角が 0° のときの抗力係数 ($= \frac{D_\theta}{\frac{1}{2} \rho A U^2}$)

$C_{L\theta}$: 流入角が θ のときの揚力係数 ($= \frac{L_\theta}{\frac{1}{2} \rho A U^2}$)

C_{D0} : 流入角が 0° のときの抗力係数

D_θ : 流入角が θ のときの抗力

L_θ : 流入角が θ のときの揚力

ρ : 流体密度

A : 流入角が 0° のときの投影面積

鎖の 1 m 当りの投影面積 (m^2) $= 2278 d^{0.99}$

d : 径び径 (mm)

u : 流速

5) 宮崎⁵⁾は、索・鎖の抗力係数 $C_{D0} = 1.2$, $C_{D90} = 0.09$ 程度であるとしている。図3.1.1.1に実験結果と実験式から得られる曲線を例示する。

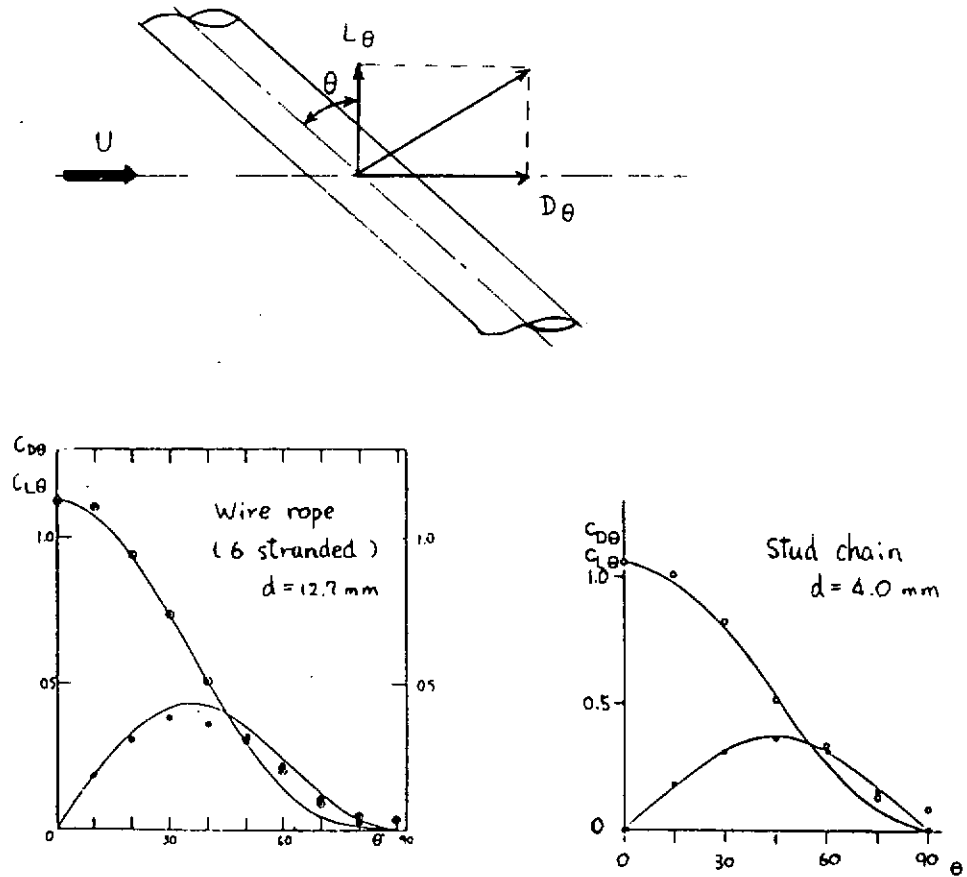


図3.1.1.1 索・鎖の抗力・揚力係数と流入角⁵⁾

宮崎⁶⁾は、模型試験から、ロープの付加質量を次の実験式で表わしている。

$$M'_\theta = M'_0 \cos^2 \theta + M'_{90} \sin^2 \theta$$

$$\text{但し, } M' = \frac{Mv}{V \cdot \rho}$$

Mv : ロープの付加質量

v : ロープの吸水状態における体積

θ : 流入角

宮崎の実験では、 $M'_0 = 1.0 \sim 2.1$, $M'_{90} = 0.3 \sim 0.8$ である。

図3.1.1.2に、実験結果と実験式から得られる曲線を例示する。

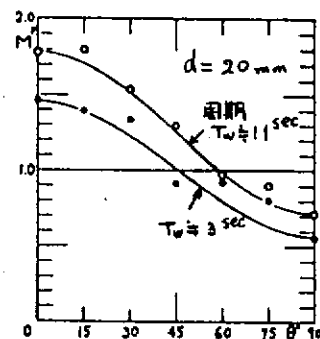


図3.1.1.2 索の付加質量係数と傾角⁶⁾

(b) 潮海流と波浪の共存影響

一様な流れである潮海流と、周期的に流速が変動する波浪とが同時に索・鎖に作用する場合、または、索・鎖が潮海流中で周期的に運動する場合は、潮海流、波浪、運動が各々単独に存在する場合の流体力の単純和では説明できない。小寺山ら⁷⁾の円柱に関する実験的研究結果を以下に示す。なお、この実験では円柱を曳航している。

(i) 平水中を前進しながら左右揺れする円柱に加わる流体力

(1) 実験状態

$$\text{無次元速度 } U_x = U T_x / D = 1.0 \sim 8.0$$

$$\text{KC数 } K_C = 2\pi X_A / D = 4 \sim 71$$

$$\text{レイノルズ数 } R_n = (U^2 + W^2 X_A^2)^{1/2} \cdot D / \nu = 0.4 \sim 3 \times 10^4$$

但し、 U : 前進速度

T_x : 強制左右揺の周期 ($\omega = \frac{2\pi}{T_x}$)

X_A : 振幅

D : 円柱の直径

A : $D \cdot L$ (L : 長さ)

ν : 流体の動粘性係数

(2) 実験結果

$$F_D = -\frac{1}{2} \rho A C_{DY0} \sqrt{U^2 + 0.5 X_A^2 \omega^2} U j$$

$$+ \frac{1}{2} \rho A C_{DX1} \sqrt{U^2 + 0.5 X_A^2 \omega^2} X_A \omega \cos \omega t i$$

ここで、 C_{DY0} は、フーリエ解析から得られる前進方向成分の定常力係数であり、 C_{DX1} は左右方向成分の変動力係数である。 C_{DY0} 、 C_{DX1} の実験結果をKC数を横軸にして図3.1.1.3に示す。

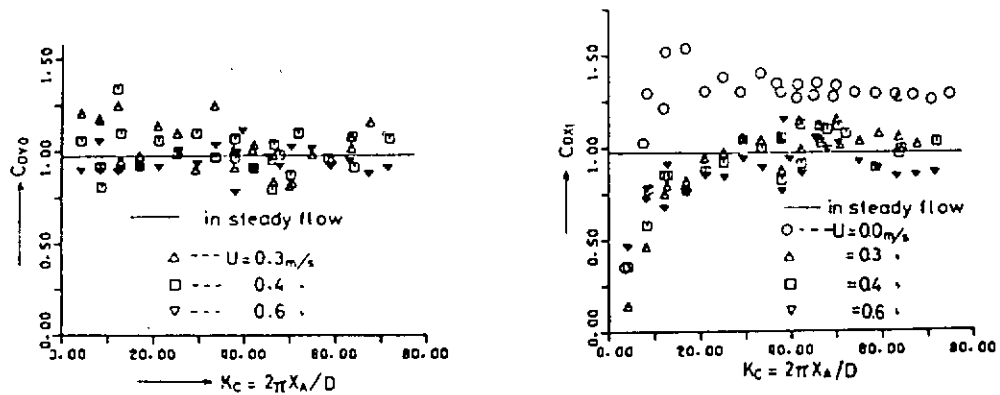


図3.1.1.3 前進方向成分の定常力係数 C_{DY0} と左右方向成分の変動係数 C_{DX1}

図 3.1.1.4 に、 $\rho v \omega^2 X_A$ で無次元化した
左右揺れの付加景係数 C_{AX} の実験結果を示す。
実験結果をまとめて表 3.1.1.2 に示す。

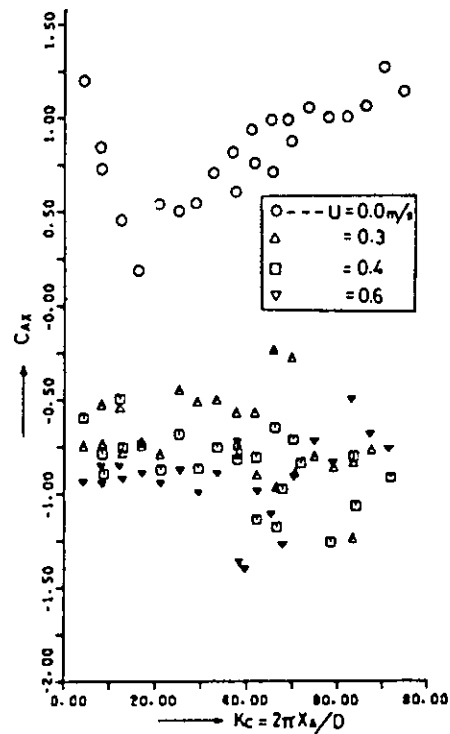


図 3.1.1.4 左右揺れの付加質量係数 C_{AX}

表 3.1.1.2 平水中を前進しながら左右揺れする円柱に加わる流体力

	一般的特徴	速度影響	K_C 数影響
前進方向成分の 定常力係数 C_{DY0}	定常流中の値に近い。	- 速度が0の時存在しない。 - 速度が大きくなれば値が小さくなる傾向があるが顕著でない。	それほど変化ない。
左右方向成分の 変動力係数 C_{DX1}		速度が0と速度がある場合には、量的な差がある。	速度がある場合 $K_C > 30$ではほぼ定常流中の値に一致。 $K_C < 30$では K_C 数が小さい程 C_{DX1} の値は小。
付加質量係数 C_{AX}		- 前進速度がある場合、C_{AX} は負の値。 U_x が大きいほど絶対値が大きくなる傾向。	U_x が非常に大きい領域では、K_C 数によって、それほど変化ない。
高次成分力	左右方向の3次項以外は主要項に比べて十分小さい。	速度の影響は少ない。	左右方向の3次項は K_C 数が小さい時に大きい。

(ii) 平水中を前後揺しながら前進する円柱に加わる流体力

(イ) 実験状態

$$\text{無次元速度 } U_Y = U T_Y / D = 10 \sim 120$$

$$\text{KC 数 } K_C = 2 \pi Y_A / D = 4 \sim 103$$

$$\text{レイノルズ数 } R_n = (U + \omega Y_A) \cdot D / \nu = 0.9 \sim 5 \times 10^4$$

$$\text{但し, } Y_Y : \text{強制前後揺の周期} \left(\omega = \frac{2 \pi}{Y_Y} \right)$$

$$Y_A : \quad \text{〃 の振幅}$$

(ロ) 実験結果

抗力 $F_D(t)$ をフーリエ解析し, 2ω 以上の項を省略して, 次式で表現する。

$$\left. \begin{aligned} & a \geq 1 \text{ の時} \\ & F_D(t) = -\frac{1}{2} \rho A C_D Y_A^2 \omega^2 \left\{ \left(a^2 + \frac{1}{2} \right) - 2a \cos \omega t \right\} \\ & a \leq 1 \text{ の時} \\ & = -\frac{1}{2\pi} \rho A C_D Y_A^2 \omega^2 \left\{ 2 \left(a^2 + \frac{1}{2} \right) \text{Sin}^{-1} a \right. \\ & \quad \left. + 3a \sqrt{1-a^2} \right. \\ & \quad \left. - 4 \left[\frac{1}{3} (a^2 + 2) \sqrt{1-a^2} + a \text{Sin}^{-1} a \right] \cos \omega t \right\} \end{aligned} \right\}$$

$$\text{ただし, } a = U / Y_A \omega$$

左右揺と同様に定常項から求めた抗力係数を C_{D0} , 1 次の項から求められたものを C_{D1} とすると,

実験結果は図 3.1.1.5 のようになる。

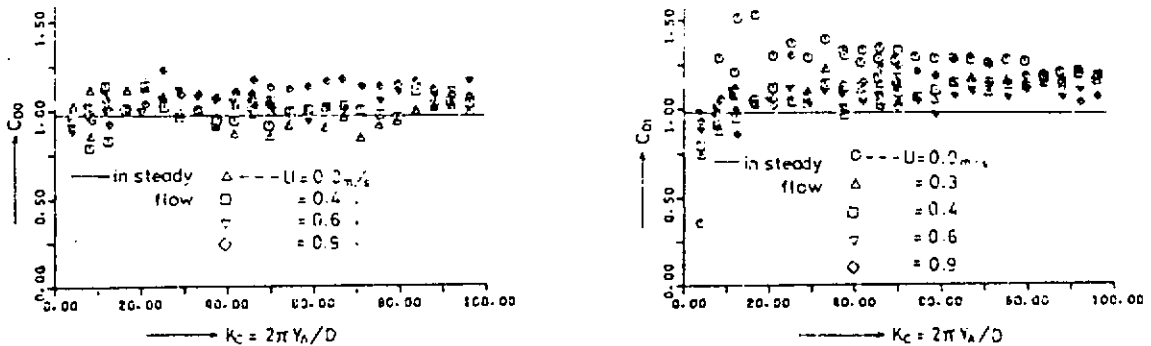


図 3.1.1.5 前後揺れの定常力係数 C_{D0} と変動力係数 C_{D1}

図 3.1.1.6 に、 $\rho v \omega^2 Y_A$ で無次元化した前後揺れの付加質量係数 C_A の実験結果を示す。
実験結果をまとめて表 3.1.1.3 に示す。

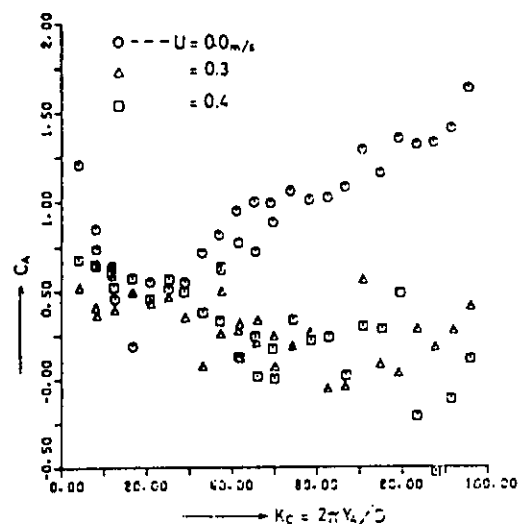


図 3.1.1.6 前後揺れの付加質量係数 C_A

表 3.1.1.3 平水中を前後揺れしながら前進する円柱に加わる流体力

	一般的特徴	速度影響	K_C 数影響
定常力係数 C_{D0}	・定常流中の値に近い。	・ U_Y がある程度 ($U_Y > 8$) 以上になると U_Y によってそれほど変化しない。	・ K_C 数によらずほとんど一定。
変動力係数 C_{D1}		・ 同上	・ K_C 数が小さい場合 ($K_C < 30$) に若干小さくなる傾向があるが、左右揺の場合ほど顕著でない。
付加質量係数 C_A		・ 速度が 0 の場合、抗力係数が最大となる K_C 数で最小値をとり、 K_C 数が大きくなるにつれ大きくなっていく。 ・ 低速度の場合、 K_C 数が大きくなるにつれ単調減小し、やがて 0 に近づく。	
高次成分力	・ 前進速度が 0 の 3 次の項以外は主要項に比べて小さい。		・ 3 次項は K_C 数が小さい時に大きい。

(iii) 波浪中と一定速度で前進する円柱に加わる流体力

(i) 実験状態

潮流と波が共存する流場におかれた円柱に加わる流体力と波浪中を前進する円柱に加わる流体力は等価であることが既に堀川ら⁸⁾の研究で証明されているが、ここでは堀川らの研究より K_C 数が大きい範囲 ($6 < K_C < 24$) において調査している。

(ii) 実験結果

円柱に加わる抗力 $F_{DW}(t)$ は $b = U/\omega \zeta_A e^{-kd}$ (但し、 ζ_A : 波振幅、 ω : 波の周波数、 K : 波数、 d : 没水深度) とおき 2 ω 以上の項を無視すると次式になる。

$b \geq 1$ の時

$$F_{DW}(t) = -\frac{1}{2} \rho A C_{DW} \omega^2 \zeta_A^2 e^{-2kd} \times \left[\left(b^2 + \frac{1}{2} \right) + 2b \sin(KUt + \omega t) \right]$$

$b \leq 1$ の時

$$F_{DW}(t) = -\frac{1}{2\pi} \rho A C_{DW} \omega^2 \zeta_A^2 e^{-2kd} \times \left\{ 2 \left(b^2 + \frac{1}{2} \right) \sin^{-1} b + 3b \sqrt{1-b^2} + 4 \left[\frac{1}{3} (b^2 + 2) \sqrt{1-b^2} + b \sin^{-1} b \right] \times \sin(KUt + \omega t) \right\}$$

これまでと同様に、定常項から求められる抗力係数を C_{DW0} 、1 次の項から求められるものを C_{DW1} 、また、質量力係数を C_M とすると、実験結果は図 3.1.1.7 のようになる。

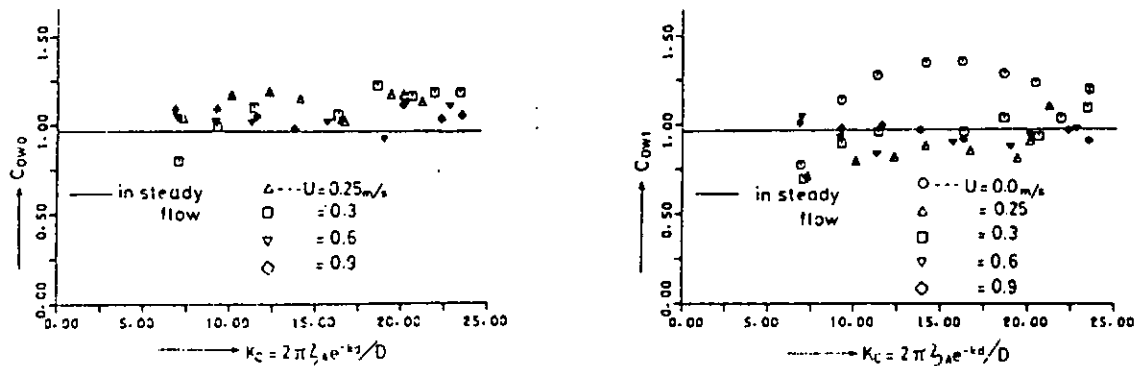


図 3.1.1.7 規則波中の定常力係数 C_{DW0} と変動力係数 C_{DW1}

図 3.1.1.8 に、 $\rho v \omega^2 \zeta_A$ で無次元化した波浪中の質量力係数 C_M の実験結果を示す。

実験結果をまとめて表 3.1.1.4 に示す。

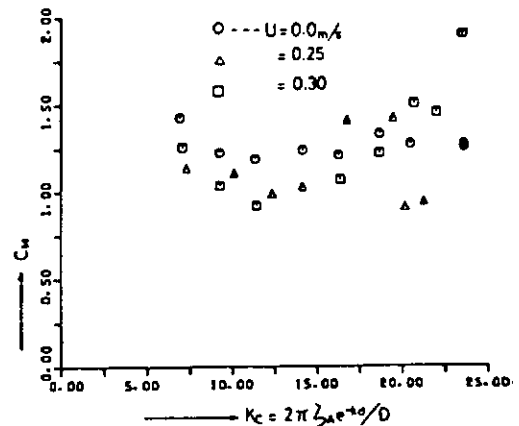


図 3.1.1.8 波浪中の質量力係数 C_M

表 3. 1. 1. 4 波浪中を一定速度で前進する円柱に加わる流体力

	一般的特徴	速度影響	K_C 数影響
定常力係数 C_{DW0}	・定常力中の値よりやや大きい。	・速度の影響はほとんどない	・ K_C 数によってほとんど変化しない。
変動力係数 C_{DW1}		・速度が 0 の場合、定常流中の値より明らかに大きく、K_C 数によっても変化する。 ・前進速度がある場合、定常波中の値とほとんど同じか、わずかに小さい。また、K_C 数による変化は顕著でない。	
質量力係数 C_M		・低速度の場合、速度が 0 の場合とほとんど同じ傾向である。	・ K_C 数によって変化する。
高次成分力	・2 次の力、3 次の力ともに主要項の力と比較して小さい。		

(Ⅳ) 比較的小さな前進速度をもつ円柱に加わる流体力

小寺山らは²²⁾、前進速度が比較的小さな没水鉛直円柱の場合について、平水中の強制動揺試験と規則波中の波浪強制試験を実施して、次のような結論を得ている。

- (イ) 波力、流体力ともに無次元前進速度が 2.0 以下の時には、前進速度によって大きな影響を受ける。
- (ロ) 定常項から求めた抗力係数は、波力、流体力のどちらの場合も、揚力が大きくなる無次元前進速度 5.0 付近で大きくなり、 K_C 数が 2～4 の付近では最大 2.0 にも達する。
- (ハ) 1 次の変動力から求めた抗力係数は、定常力から求めた抗力係数よりも小さいが、前進速度が大きくなれば殆んど等しくなる。
- (ニ) 1 次の変動力から求めた抗力係数は、揚力が大きくなる速度でも特に目立った変化をしない。
- (ホ) 質量力係数、付加質量係数ともに揚力係数が大きくなる無次元前進速度 5.0 付近までポテンシャル計算の値から減りつづけ、質量力係数は 1.0、付加質量係数は 0 に達する。
- (ヘ) 揚力係数は無次元前進速度が 5.0 付近で大きくなる。また、その時の揚力の周波数は、波周波数または運動の周波数と一致する。前進速度、波振幅、運動振幅が大きくなれば、2 倍・3 倍の周波数に移行するが、揚力の値は小さくなる。
- (ト) 揚力の周波数は、相対流速で殆んど決まり、定常流での揚力の周波数に近いが、運動中あるいは波浪中でも無次元相対速度が 0 付近で揚力係数は 2.5～2.8 にも達する。但し、揚力係数 C_{LW} は、揚力の $1/10$ 最大平均値 F_{LY10} から次のように求める。

$$C_{LW} = \frac{F_{LY10}}{\frac{1}{2} \rho A (U + \omega \zeta_A e^{-kd})^2}$$

(c) 生物付着の影響

4.5 節索・鎖の生物付着の調査でわかるように、索・鎖は設置後数年で、生物付着が進み、元の形状を判断できないほどになることがある。従って、ここでは生物付着が抗力に与える影響についての文献を紹介する。

(i) 加藤⁹⁾の実験

(i) 円柱の径と付着量図 3.1.1.9 に示すように、円柱の径が小さくなると単位面積当りの付着量は増え、しかも平板の付着量より多い。

直径が 1 m 以上の円柱は、平板と同等の付着量を予想することができる。

(ii) 生物付着と波力

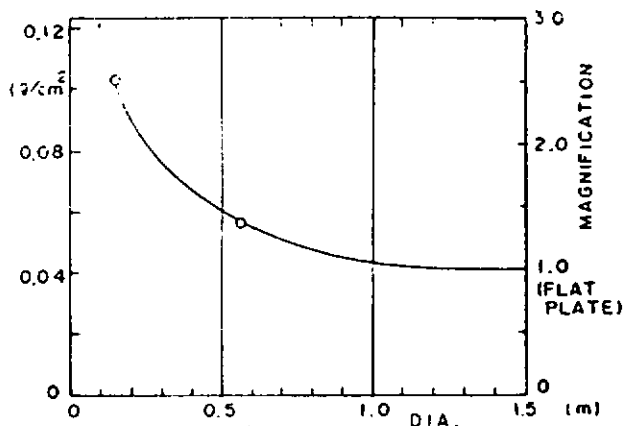
生物が付着した円柱 R (4 ヶ月間海中に設置。生物付着の平均厚み 4.6 mm) の C_M 、 C_D は、生物付着前の滑面円柱 S (直径 $d = 27.4 \text{ mm}$) の約 2 倍になることが図 3.1.1.10 よりわかる。

波力も同様に、生物付着によって約 2 倍の値になることが図 1.1.11 からわかる。

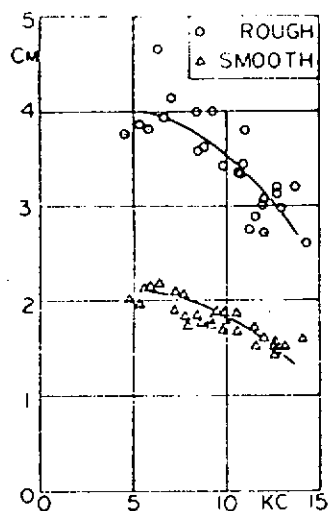
$$\text{但し, } KC = \frac{U_m \cdot T}{d}$$

U_m : 静止水面における最大粒子速度

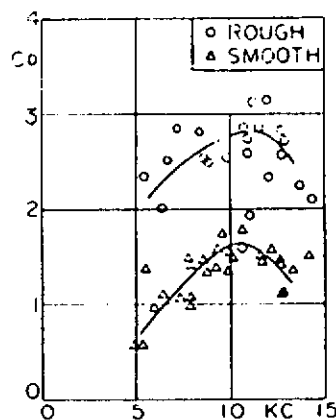
T : 波周期



3.1.1.9 円柱上の単位面積付着量と平板との比較

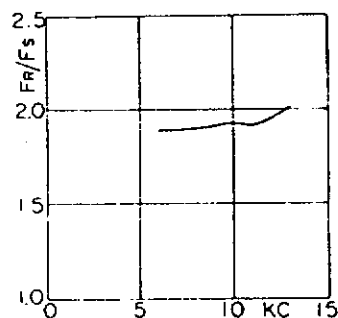


a) 慣性力係数



b) 抗力係数

3.1.1.10 円柱 R と円柱 S の波浪中の流体力係数の比較



3.1.1.11 円柱 R と円柱 S の波力比

一方、解析に当って、有効直径 d^* を次のように定義する。

$$d^* = d + 2\kappa a$$

κ : フジツボ類の厚さ

a : 表面被覆度

そして、 κc^* , C_M^* , C_D^* を有効直径 d^* を用いて定義し、生物付着した5種類の円柱の実験結果を整理し直す。この結果、 C_M^* については、5種類の円柱ともに差は少く、滑面円柱 S の値とほぼ同じ値を示す。 C_D^* については、データのバラツキが大きい、5種類とも円柱 S に比べ大きな値を示し、ピーク値が約1.5倍となっている。また、ピークに κc^* 数の小さい方に移っている。但し、5種類の円柱の C_D^* は、それほど顕著な差は表われていない。

(iii) Norton²⁾の実験

レイノルズ数と相対粗度 ϵ に対する円柱の抗力係数を図 3.1.1.12 に示す。

$$\text{ここで、} \epsilon = \frac{\kappa}{De}$$

De : 表面粗度を含む円柱の有効直径

κ : 付着物の平均高さ

である。実験結果を○, △等で示し、Achenbach¹⁰⁾の結果を破線で示している。

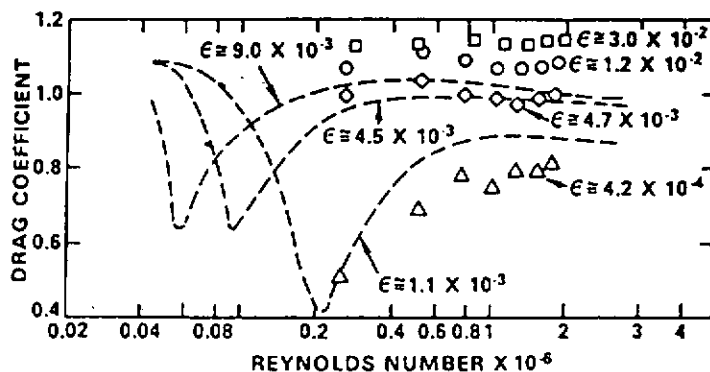


図 3.1.1.12 レイノルズ数と相対粗度の影響²⁾

(iii) 元良¹¹⁾の実験

実際の海水に、ある一定期間供試円柱を浸し、生物(主にフジツボ)を付着させ、流体力を計測した。平均的な生物付着の高さ($\epsilon/2$)を求め、これを円柱のもとの直径 D で割った値で相対粗度(ϵ/D)を定義している。

(i) 抗力係数

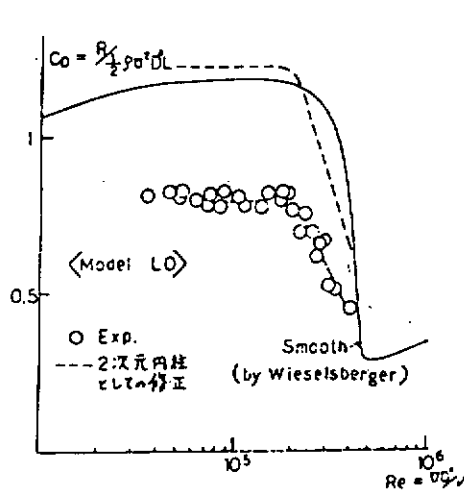
$$\text{代表直径 } D^* = D + \epsilon$$

$$\text{レイノルズ数 } Re = \frac{UD^*}{\nu} \quad (U: \text{曳行速度}, \nu: \text{動粘性係数})$$

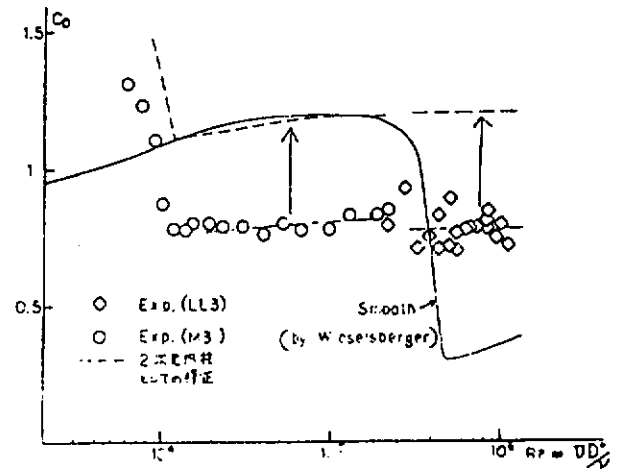
$$\text{抗力係数 } C_D = \frac{R}{\frac{1}{2}\rho U^2 D^* L} \quad (R: \text{抗力}, \rho: \text{流体密度}, L: \text{円柱の長さ})$$

実験結果のうち、代表的な例として、滑面円柱(LO)と粗面円柱2種類(LL3, M3)の結果を図 3.1.1.13, 図 3.1.1.14 にそれぞれ示す。実験結果を2次元円柱に修正した結果の平均線が点線で示されて

いる。M3モデルではL0モデルに比べ、臨界Re数が低下していること、乱流へ遷移後、抗力係数 C_D はRe数によらずほぼ一定していることがわかる。



3.1.1.13 一様流中の滑面円柱の抗力係数



3.1.1.14 一様流中の粗面円柱の抗力係数

他の粗面円柱の実験結果について、2次元修正した結果をまとめて図3.1.1.15に示す。図3.1.1.15の横軸は、代表長さとして表面粗さ ϵ を使ったレイノルズ数($=U\epsilon/\nu$)で、このようにまとめると、各供試モデルの実験結果は、ほぼ ϵ/D の順に並び、 ϵ/D が小さいほど低い $U\epsilon/\nu$ で遷移が起これ、遷移後の C_{D00} も小さくなる。遷移後の抗力の大きさを滑面と粗面で比較すると、相対粗度が10%程度で、粗面円柱に働く抗力は滑面円柱の約1.7倍になっている。

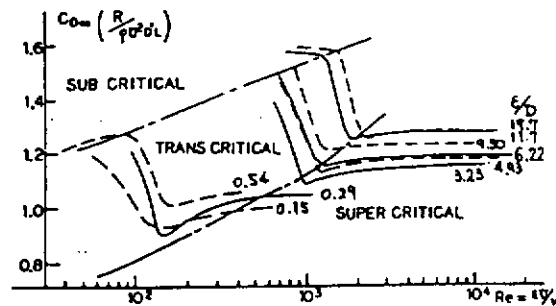


図 1.1.15 一様流中の粗面円柱の抗力係数
(全供試粗面円柱の結果)

(ロ) 波 力

K_C 数 ($=U_m \cdot T / D^*$, U_m : 水面での波粒子速度の最大水平成分, T : 波周期)

$r^* = D^* / 2$, ζ : 波振幅, K : 波数

(実験状態)

波 周 期: 0.8~2.0 sec

入射波高: 短周期で最大8cm程度, 長周期で最大15cm程度

K_C 高 : 高々5程度

没水深さ: 58.8cm

本実験の範囲内であれば、水平波力に及ぼす波高影響は小さく、しかも生物付着による直径増加を考慮した理論計算ともよく一致していることが図 3.1.1.16 からわかる。

相対粗度が 1 % 以下で小さい場合、粗面円柱の水平波力は滑面円柱のそれと余り変りないが、粗度の増加にしたがい、水平波力は滑面より増え、その増加率はほぼ相対粗度に比例することが、図 3.1.1.17 からわかる。

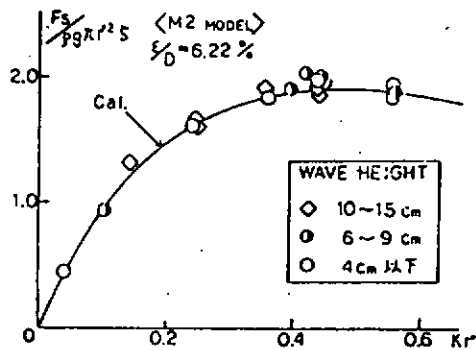


図 3.1.1.16 直立円柱の水平波力

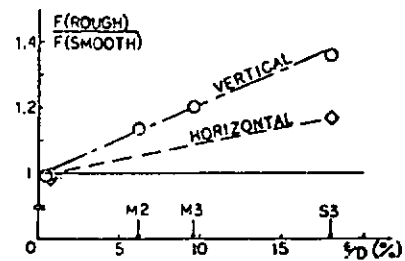


図 3.1.1.17 粗度による水平波力増加の程度

(2) 係留ラインに働く静的影響

(a) 概 要

任意の海底地形を多数の点で結ぶことによって近似的に表現したものを境界条件として、係留ラインを多数のセグメントに分割した差分近似法によって静的計算を行い実験と比較している。

さらに、係留ラインの静的特性に及ぼす係留ラインと海底との摩擦力を始めとして、SCOPE (: ラインの長さ L / ラインの鉛直高さ Z_c), 海底傾斜, 海底の凹凸, ブイ, シンカーの有無とその大きさおよびラインの伸びの影響を設計図表としてまとめている。

(b) 係留ラインと海底との摩擦力の影響 (図 3.1.1.18)

$Scope (L/Z_c) = 3.26$, 海底平坦として、摩擦係数 (μ) を変化させたときのライン水平距離 (x) とアンカー点における張力 (T_a) の関係は μ が大きいほど T_a/W_L が小さくなることわかる (但し、係留ラインが海底に接している部分が存在する範囲で)。このことから摩擦力を考慮することによって、アンカーの把駐力を落とした係留設計が可能になることがわかる。係留ラインが凹凸のある海底に再接地する場合には、張力 (T) の増加時と減少時とは摩擦力の方向が逆になるために、係留特性にヒステリシスが生じる。但し ω は係留ラインの単重である。

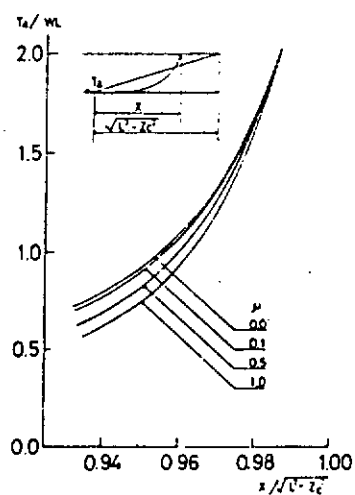


図 3.1.1.18 海底摩擦の影響

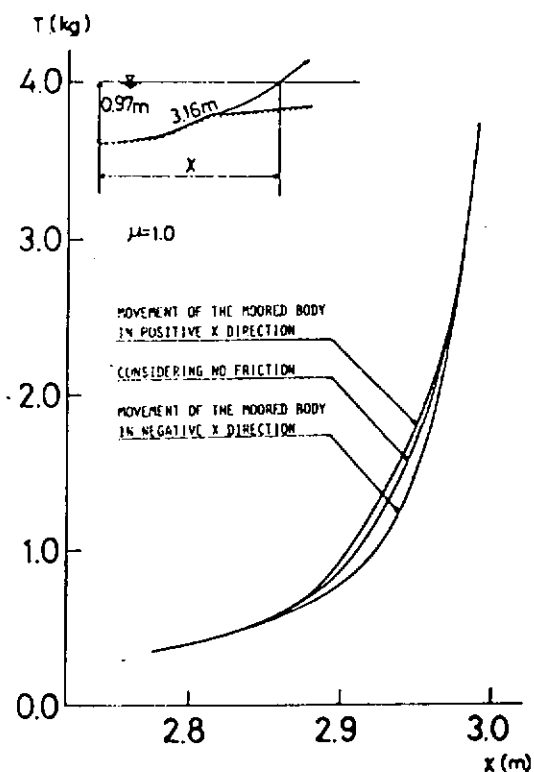


図 3.1.1.19 Scope の影響

(c) Scope (L/Z_c) の影響 (図 3.1.1.19)

Scope が小のとき (水深に比べて係留ラインが短い), 係留ラインは, わずかな $X/\sqrt{L^2 - Z_c^2}$ の変化でアンカー点より立ち上り (鉛直方向力が働き), T/W_L が, 緩かな増加を示す。

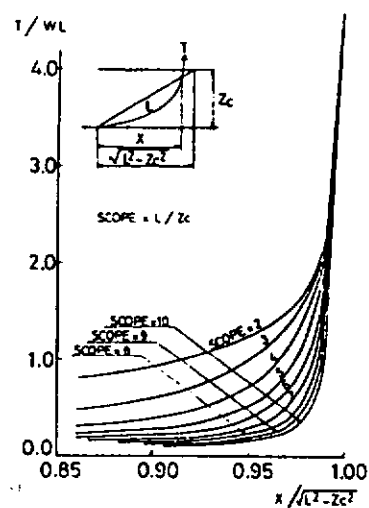
Scope が大になるにつれて, ラインの最大水平変位付近で T/W_L が急激に増加する。

なお, 海底は平坦, 摩擦力はないものとして計算している。

ここで T : 浮体係留点での張力

W : 係留ラインの単重

である。



(d) 海底傾斜の影響 (図 3.1.1.20)

$\text{Scope} (L/Z_c) = 6$, 摩擦なしとして, 海底に一定の傾斜 β がある場合 β が小さくなる (アンカー点の水深に対し浮体係留点側の水深が浅い方より深い方に变化)

に従って, Scope が小さくなるのと同じ傾向を示す。

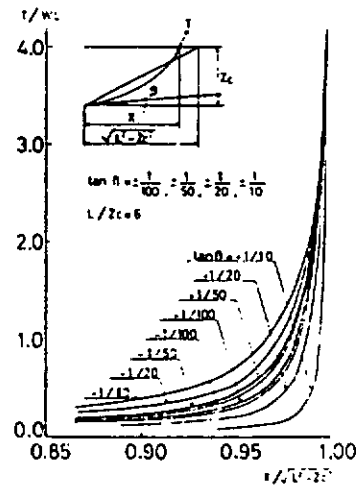


図 3.1.1.20 海底傾斜の影響

(e) 海底地形の凹凸の影響 (図 3.1.1.21)

海底に凹凸がある場合, 係留特性は山が1つの場合 (図の①に対応) の特性曲線と, 谷が1つの場合 (図の②に対応) の特性曲線の間で变化する。小の数を増やしていくに従い, 次第に平坦な海底条件の係留特性に近づく。

海底地形の凹凸は, 係留特性にかなり影響を及ぼすことがわかる。

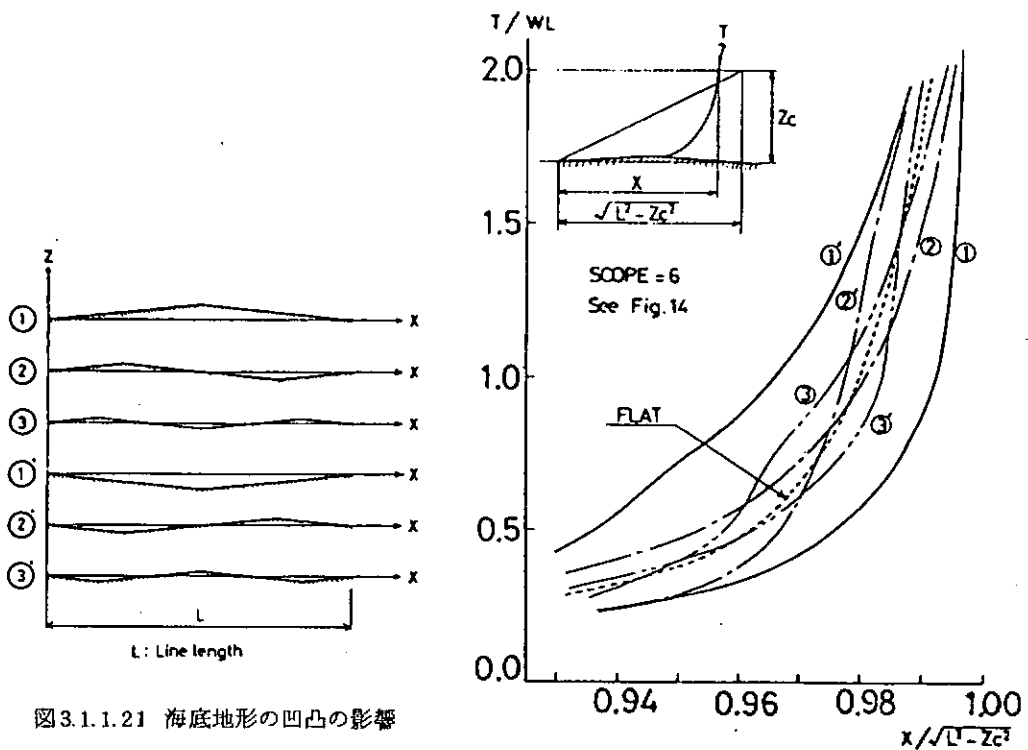


図 3.1.1.21 海底地形の凹凸の影響

(f) シンカー、ブイの影響 (図 3.1.1.2 2)

- (i) シンカー：シンカーの重量が増すに従って、シンカーが海底から離れる水平変位付近で張力が急激に増加する。シンカーが海底から離れた後は、より重いシンカーを付けることが、係留ラインの自重を増加すること、あるいは Scope 値を小さくすることに対応した係留特性を示す。

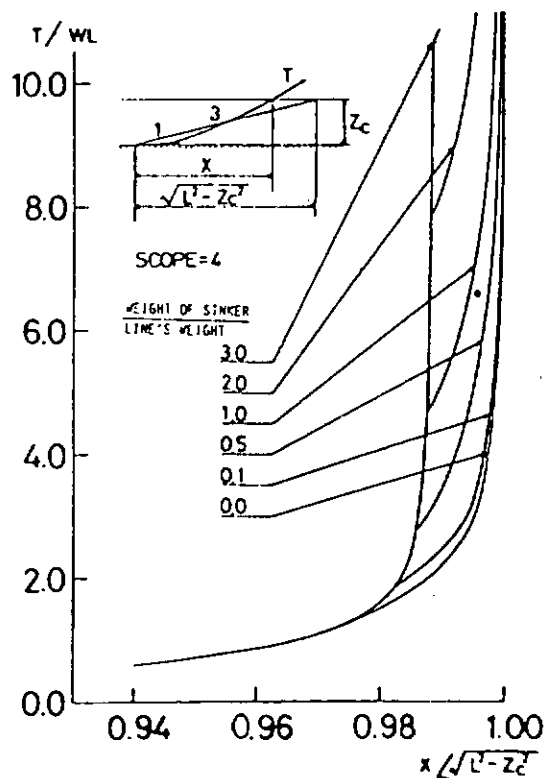


図 3.1.1.2 2 シンカーの影響

- (ii) ブイ：図 3.1.1.2 3 にブイの影響を示す。ブイ付の係留特性は、ブイの浮力が係留ラインの自重と比べて、大きいか否か、そして大きい場合は、ブイが水面上に浮上するか否かで、その特性は表 1.1.1.5 に示すようになる。

表 3.1.1.5 ブイの影響

ブイ浮力 < ライン自重	- ブイは水面上に出ることはない。 - 係留特性は、係留ラインの自重を軽くすること、あるいは Scope を大きくした時の傾向を示す。	
ブイ浮力 > ライン自重	水面上の浮上の時	水面下に沈下するとき
	上述の係留特性が反転する。	シンカー付の係留特性と同じ傾向を示す。

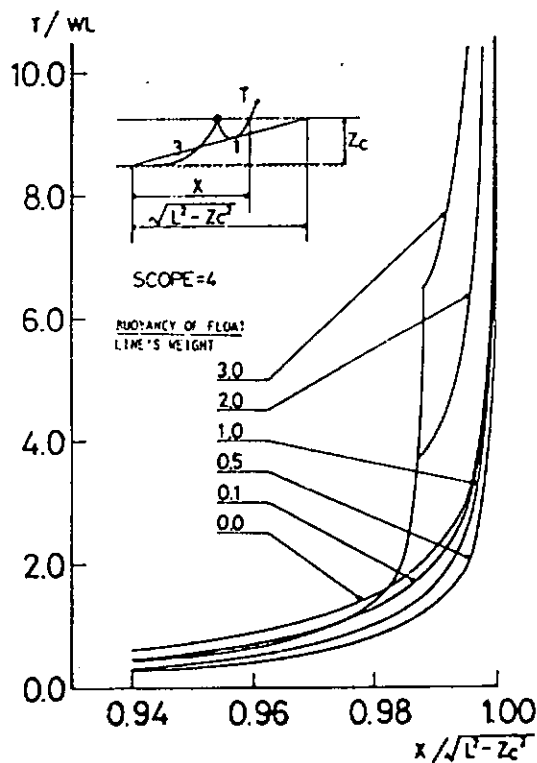


図 3.1.1.2 3 ブイの影響

(g) ラインの伸びの影響 (図3.1.1.24)

伸びの大きな特性をもつ係留ライン(ここではワイヤロープ)の場合、係留ラインの張力が小さい時(T/w_L
 $= 2 \sim 3$, w = ライン単重)は、伸びの影響は受けないが
 破断荷重に対する安全率が1.5~2.0に相当する張力(T/w_L
 $= 10 \sim 15$)においては、伸びの影響が大きいことがわ
 かる。したがって、伸びを考慮した設計が必要なことがわ
 かる。

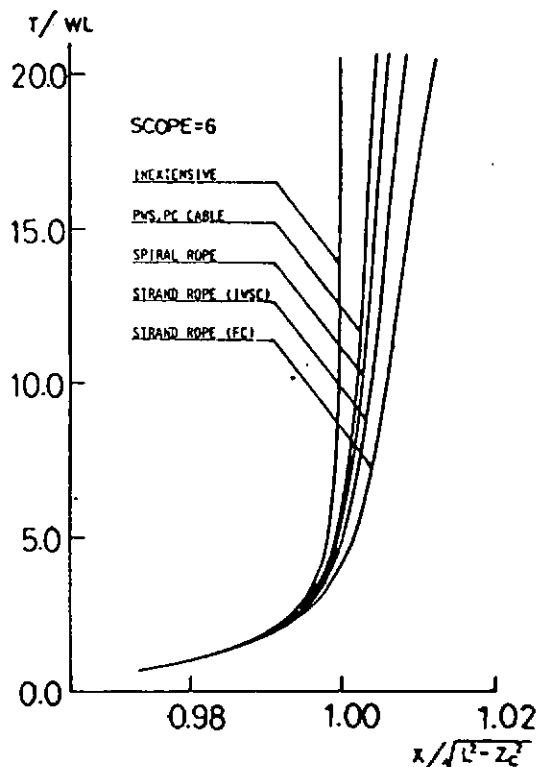


図 3. 1. 1. 24 ラインの伸びの影響

(3) 係留ラインに働く動的影響

(a) 計算法の適用範囲

係留ラインの張力・挙動を推定する場合、水深、索・鎖の単重、初期張力、運動の振幅・周波数などによる
 動的影響を考慮する必要がある。

栖原らの研究^{13), 14)}は、浮体係留点の運動加速度によって、4つの状態に大別し、それぞれの特徴と各種
 の計算法の適用範囲を示している。図3.1.1.25および表3.1.1.6に実験結果と計算値を比較し、4つの状態の
 特徴と計算法の適用範囲を示した。図中の記号は、 Z_m : 係留点の上下揺れの振幅、 w : 振動周波数、 $T_{H \max}$,
 $T_{H \min}$: 水平張力の最大、最小、初期値、 D_c : 鎖の直径、 $D = \omega x_0 / T_{H0}$, w : 鎖の水中単重、 g : 重力加速
 度、 x_0 : ラインの水平方向長さであり、変動張力の上限と下限を示している。

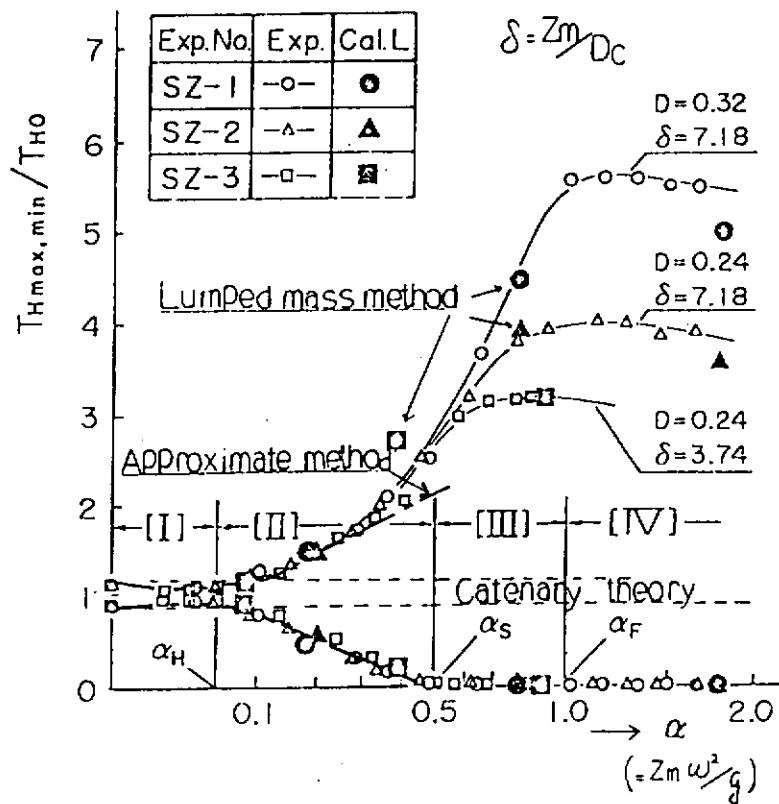


図 3.1.1.2.5 係留鎖動的張力の実験結果と計算値の比較

表 3.1.1.6 運動加速度と計算法の適用範囲

状 態		I	II	III	IV
		準静的平衡状態 (Quasi-static condition)	調和振動状態 (Harmonic oscillating condition)	弛緩・緊張状態 (Snapping condition)	自由落下・緊張状態 (Free-falling and Snapping Condition)
特 徴	変動張力	実用的には、静的計算で安全側	張力の振幅は初期張力と同じ order である。	張力の最小値は、0 となる (Snap 現象)。張力変動は急激に増大する。	張力変動の増大は頭打となる。ラインは自由落下状態と snap 現象を繰返す。
	係留ラインの挙動	係留ラインは、カテナリーには近い。	係留ラインの中央点の振巾は、静的振幅の約 1.2 倍となる。	係留ラインの中央点の振幅は急激に減少する	係留ラインは、複雑な振動波形を示す。
計算法の適用範囲		静的カテナリー計算			
		簡易計算法			
		Lumped mass 法, 有限要素法			

図 3.1.1.2 5 中の準静的平衡状態〔Ⅰ〕と調和振動状態〔Ⅱ〕との境界での加速度 α_H 及び調和振動状態〔Ⅱ〕と弛緩・緊張状態〔Ⅲ〕との境界での加速度 α_S は、次式から求められるとしている。

$$\alpha_H = \frac{2(C_{XZ}X_A + C_{ZZ}Z_A)}{S_0 W_A + C_A S_0 \rho_w g \pi D_C^2 / 4} \cdot \frac{1 - \frac{\rho_w}{\rho_C}}{1 - \frac{\rho_w}{\rho_C}}$$

$$\alpha_S = \left[\left(1 + \frac{\Delta M}{M}\right)^2 + \left(\frac{16 \rho_w C_d \cos^3 \theta_m Z_m}{3 \pi^2 \rho_C D_C}\right)^2 \right]^{1/2}$$

但し、 W_A ：係留ラインの空中単重、 S_0 ：ラインの全長、 C_A ：ラインの垂直方向付加質量係数、 ρ_w ：海水密度、 X_A 、 Z_A ：係留点の X、Z 方向成分、 C_{XZ} 、 C_{ZZ} ：ラインの線形バネ定数でカタナリー理論から次のように求められる。

$$C_{XZ} = \frac{W(\cosh D - 1)}{D \sinh D - 2(\cosh D - 1)}$$

$$C_{ZZ} = \frac{W(D \cosh D - \sinh D)}{D \sinh D - 2(\cosh D - 1)}$$

M ：ラインの重量、 ΔM ：付加質量、 C_d ：抗力係数、 θ_m ：ラインの平均傾斜角、 ρ_C ：ラインの密度である。

また、弛緩・緊張状態〔Ⅲ〕と自由落下・緊張状態〔Ⅳ〕との境界での加速度 α_F は、重力加速度と平均運動加速度が等しくなったとすることから

$$\alpha_F = 1.0$$

となる。

(b) 簡易計算法

小寺山¹⁵⁾と島田ら¹⁶⁾の示した簡易計算法によれば、係留ラインに強制的な ξ 方向の微小変位を与えた場合、係留ラインの上端における i 方向成分の変動張力 $t_{i\xi}$ は次式で表わされる。

$$t_{i\xi} = a_{1\xi} \cdot \xi + a_{1\xi} \ddot{\xi} + \frac{1}{2} a_{1\xi} \dot{\xi} \cdot \dot{\xi} + \frac{4}{3\pi} \omega \xi_0 \cdot a_{1\xi} \dot{\xi}$$

ここで、 $a_{1\xi}$ ：線形バネ定数、 $a_{1\xi}$ ：見掛質量係数、 $a_{1\xi}$ ：抗力係数、 ω ：運動の周波数、 ξ_0 ：変位の振幅。

安藤¹⁷⁾らによると、上式の等価線形化した簡易計算法による変動張力の応答特性は、Lumped mass法による特性と大略よく一致しているとしている。(図 3.1.1.2 6) 同図では簡易計算式の略成分(変位、加速度、速度)が占める割合を調べ、動的効果として、各成分の必要性を示した。安藤らは係留ラインの張力に及ぼす動的効果を充分考慮すれば、簡易計算法でも Lumped mass法に匹敵する精度で実験結果を推定できるとしている。

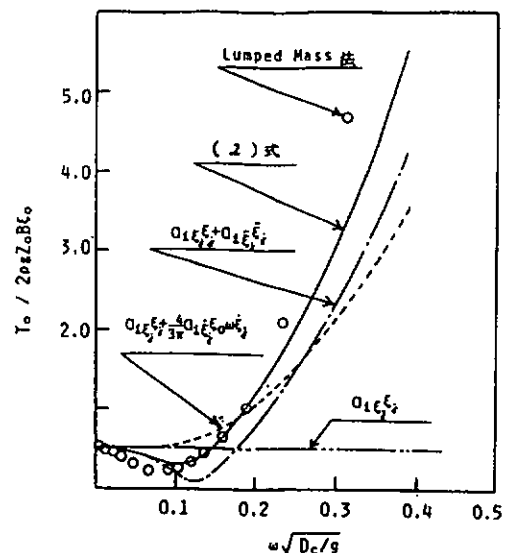


図 3.1.1.2 6 変動張力の動的効果¹⁷⁾

(c) Lumped mass 法, 有限要素法

簡易計算法は, 係留ラインがカタナリー曲線を保持すると仮定し, 係留ラインに働く慣性力と線形化された抗力の近似式を用いて動的張力を計算してゆく方法である。従って, 大振巾又は高周波数の運動を考える場合において, 係留ラインをカタナリー近似してゆく仮定で無理がある。

一方, Lumped mass 法, 有限要素法は係留ラインを有限個の要素に分割したモデルで取扱う方法である。中嶋ら^{18), 19)}は, Lumped mass 法で, 係留ラインに働く非線形流体力を考慮した係留ラインの動的挙動ならびに係留浮体と係留ラインの相互干渉効果を含めた解析を行ない, この解析法による結果が実験と良好に一致し, その有効性を確認している。本解析法の問題点は, 計算時間が長いことである。

Wilhelmyら^{20), 21)}は, 水深350mの北海の異常海象時を想定し, floating concrete platform CONPRODの動的挙動と係留力について研究したので紹介する。

図 3.1.1.27 に CONPROD の外観・係留システムおよび係留ラインのモデル化を示す。

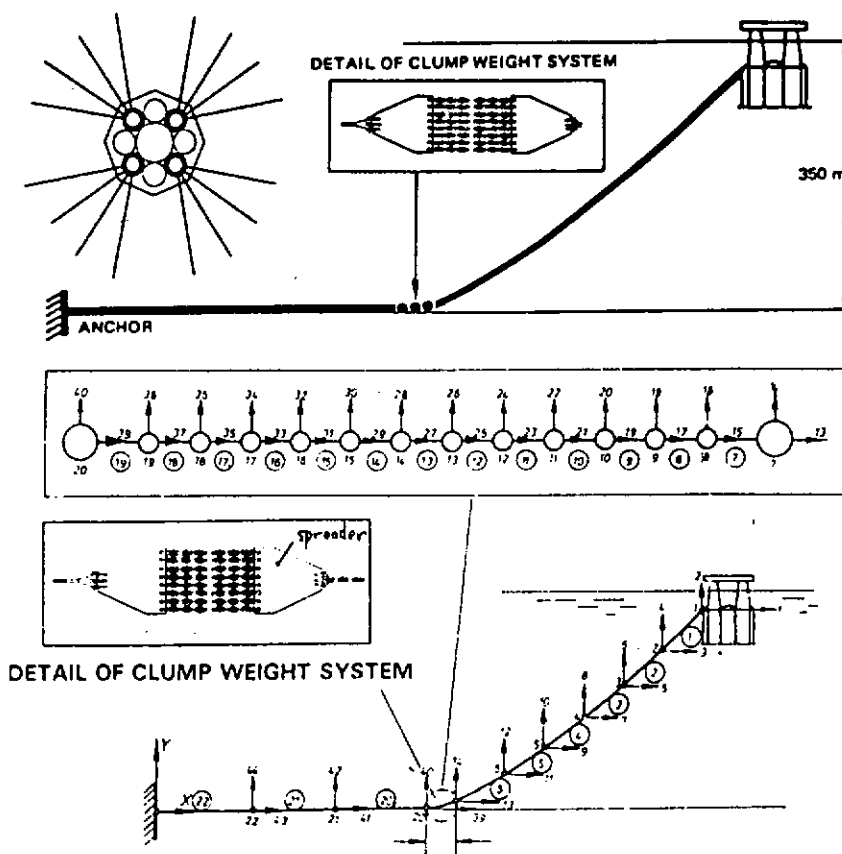


図 3.1.1.27 CONPROD の外観・係留システムと係留ラインのモデル化

(i) 係留ラインの分割数の影響

Spreader間のセグメントの数を8~16 (Total セグメント数22~26) に変化させても応答に有意な差は見られない。2 次的振動への影響もない。

(ii) 振巾・周期の影響

動的変動張力を静的変動張力と比較すると,

(1) 振幅一定の場合, 動きが早い (周期 T が短い) ほど静的変動張力との差が大きくなる。

(2) 周期一定の場合, 振幅 A が大きいほど, 静的変動張力との差が顕著になる。

(f) ここで,

$$\text{dynamic amplification factor} = \frac{\text{動的変動張力の最大値}}{\text{静的変動張力の最大値}}$$

として整理すると図 3.1.1.28 の関係がある。

これから振巾影響が顕著で、周期の影響は比較的弱いこと、動的変動張力が静的変動張力の約 1.5 倍となることがわかる。

(⇒) 1 周期の間に張力が 0 になるときがある。これは周期の小さい時ほど又、振幅の大きいときに顕著となる。

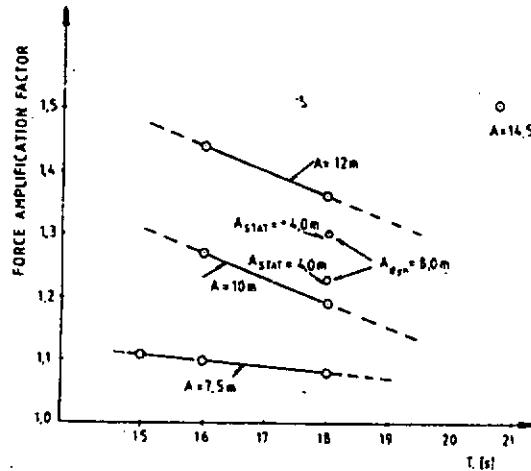


図 3.1.1.28 運動振幅と周期による係留ラインの張力の動的影響

(iii) 係留ラインのエネルギー消費

図 3.1.1.29 の変位-張力図の loop 内の面積は、1 周期における係留ラインのエネルギー消費である。

エネルギー消費は、周期が大きくなるにつれ、ほぼ linear に減少することが図 3.1.1.30 よりかかる。

エネルギー消費は構造物の総エネルギーの約 25～40% に達する。

定常外力が作用して、静的変位（振動中心）が 0（中立位置）でないとき、leeside の張力は、weatherside の張力よりずっと小さく、張力が 0 になる状態もある。しかしエネルギー消費（loop 内面積）はほとんど同じであることが図 3.1.1.29 からわかる。両者のエネルギーは、振動中心 0 の係留ラインのエネルギーより若干大きいことが図 3.1.1.30 からわかる。

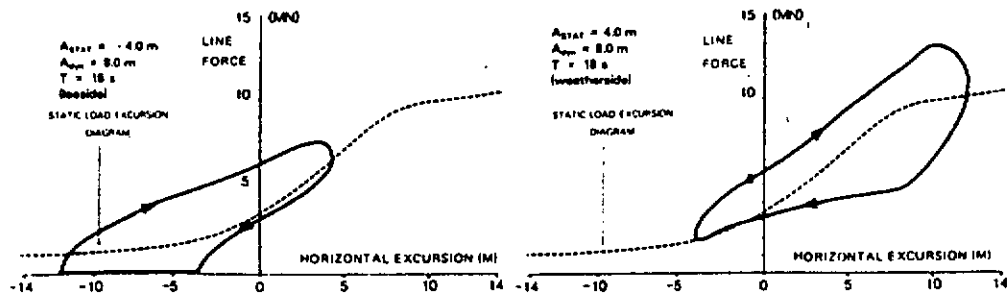


図 3.1.1.29 定常外力が作用したときの係留ライン (leeside, weatherside) の動的変位と張力

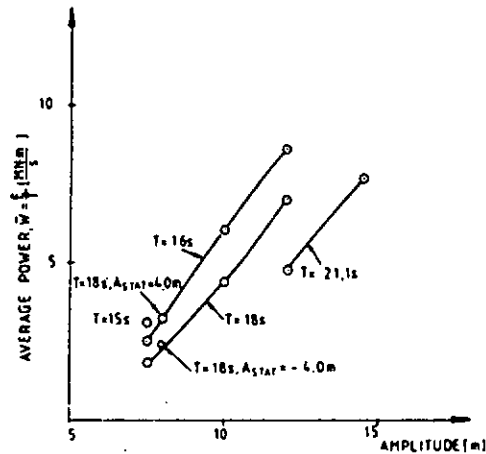


図3.1.1.3.0 動揺振幅と周期による1本の係留ラインのエネルギー消耗

(iv) 海底摩擦の影響

- (i) 本論の係留ラインは長い。従って等価的に弾性の低い係留系となるために、係留ライン(Clump w)は大きな水平運動を行い、海底面から摩擦力を受ける。
- (ii) 計算例では、張力が0になった後、clump weightの浮体側にスナップ荷重(jerles)が働く。この力は瞬間的な力であるため、係留ラインの慣性と減衰によって浮体にはほとんど伝わらない。(しかし、clump weightの詳細設計にはスナップ荷重が重要である。)
- (iii) 海底摩擦を考慮すると、2次の振動は少なくなることが図3.1.1.3.1, (c), (d)からわかる。(2次の振動は係留ラインの疲労強度の面で重要である。)
- (iv) 摩擦力と係留ラインの軸方向の抗力とは、ほぼ同じOrderの力となる。しかし、両者は法線方向の抗力と比較して、ずっと小さいことが図3.1.1.3.2よりわかる。これは海底摩擦が系全体にほとんど影響を与えていないことから説明できる。
- (v) 一方、海底摩擦はエネルギーの消耗に係っている。つまり、海底面を侵食し、係留ライン(clump)を摩耗さす。直接的には、見掛上の水深を増し、初期張力を変化させることになる。また、海底吸着の原因となる。

(v) 海底吸着

- (i) データ不足から海底での吸着は難しい問題であるが、ここでは水中重量の2倍の吸着力があるものとした。従って、水中重量の3倍の張力が作用するまでclumpは持ち上がらない。
- (ii) 計算の結果、海底摩擦と吸着とがある場合には、海底摩擦のみの場合より張力はさらに早い立ち上りを起こし、大きなスナップ荷重が働くことが図3.1.1.3.1, (b)からわかる。また、全体的に張力のpeakも大きくなるが、この場合も浮体にスナップ荷重は伝わらない。
- (iii) 海底吸着は海底面の侵食を増大させる原因になる。

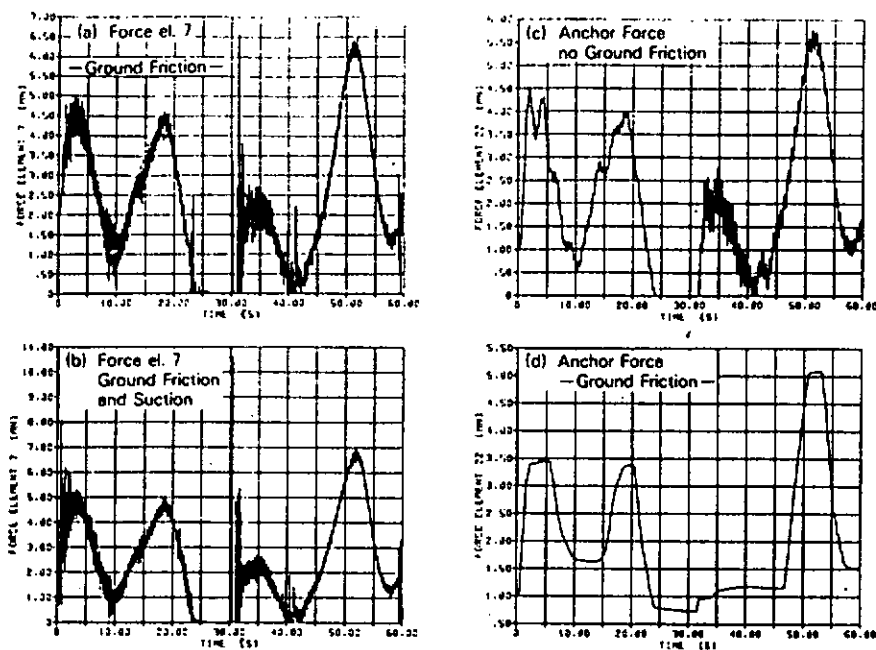


図 3.1.1.3.1 海底摩擦・吸着の張力への影響

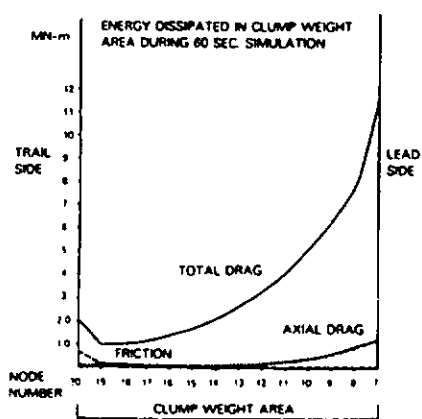


図 3.1.1.3.2 海底摩擦と流体力のエネルギー消耗

(4) 究明すべき課題

文献調査を通して、今後究明すべき課題が大略把握できたので、それらを以下にまとめる。

- (a) 係留索・鎖の生物付着量が、流体力の推定に大きく影響を与えるので、その経年進行を把握する必要がある。
- (b) 栖原ら^{13), 14)}が示したように、運動振幅、周期、水深、係留索・鎖の長さ、水中単重、初期張力などの係留系に動的影響を与えるパラメータに対して、各種計算法の適用範囲などを case study する。また、実験的な確認も必要である。
- (c) 実験と理論計算に基づいて、計算時間が短く、かつ動的影響を精度よく推定することができる実用的係留計算法の確立が必要である。
- (e) その他、深海域での潮海流の速度分布、時間的変動など係留系の設計に重要な環境条件を調査する必要がある。

参考文献

- 1) Signard F. Hoerner, Fluid-Dynamic Drag, 1958
- 2) David J. Norton, John C. Heideman and W. Wade Mallard, Wind Tunnel Tests of Inclined Circular Cylinders, OTC 4122, 1981
- 3) E. F. Relf and C. H. Powell, Test on Smooth and stranded Wires Inclined to the Wind Direction, and a Comparison of Results on Standed Wires in Air and Water, A. R. C. R&M. 1917
- 4) 宮崎芳夫, 網地の流体抵抗に関する基礎的研究-(ⅴ), 一様な流れの中に傾けて置かれたロープの抵抗について, Journal of the Tokyo University of Fisheries, Vol. 50, №2, 1964
- 5) 宮崎芳夫, 小池孝知, 佐藤要, 一様な流れの中に置かれた錨鎖の形状と張力に関する研究-I, 一錨鎖の流体的特性について-, 日本航海学会論文集, 62号, 昭和55年1月
- 6) 宮崎芳夫, 網地の流体抵抗に関する基礎的研究-(IX), ロープの付加質量について, Journal of the Tokyo University of Fisheries, Vol. 50, №2, 1964
- 7) 小寺山亘, 田代昭正, 波浪中を前進する鉛直円柱に加わる流体力についての実験的研究, 日本造船学会論文集, 第151号, 昭和57年7月
- 8) 堀川清司, 水口優, 北沢修, 他, 波と流れが度存する場における流体力について(1), (2), 第23回, 第24回海岸工学講演会論文集, 1976, 1977
- 9) 加藤直三, 付着生物の基礎調査と直立円柱に加わる波力への影響について, 第6回海洋工学シンポジウム, 昭和57年12月
- 10) E. Achenbach, Influence of Surface Roughness on the Cross-flow around a Circular Cylinder, Journal of Fluid Mechanics. Vol 46, 1971
- 11) 元良誠三, 藤野正隆, 重松健司, 円柱部材の流体力に及ぼす生物付着影響, 第6回海洋工学シンポジウム, 昭和57年12月
- 12) 井上義行, 中川清七, 海底影響を考慮した係留ライン特性と係留設計図表, 日本造船学会論文集, 第151号, 昭和57年7月
- 13) 栖原寿郎, 小寺山亘, 田才福造, 肥山央, 渡辺邦夫, 振動する繋留鎖の挙動と張力, 日本造船学会論文集148号, 1980
- 14) 栖原寿郎, 小寺山亘, 田才福造, 肥山央, 佐尾邦夫, Dynamic Behavior and Tension of Oscillating Mooring Chain, OTC 4053, 1981
- 15) 小寺山亘, 係留浮体の運動と係留鎖張力について, 西部造船会々報, 第53号, 1977
- 16) 島田潔, 小林正典, 日根野元裕, 係留ラインの張力に対する動的影響について, 西部造船会々報, 第60号, 1980
- 17) 安藤定雄, 加藤俊司, 係留ラインに働く張力の動的効果について, 船研講演集, 第40回, 1982, 12
- 18) 中嶋俊夫, 元良誠三, 藤野正隆, 係留浮体の運動を考慮した係留ラインの動的挙動について, 日本造船学会論文集, 第150号, 昭和56年12月
- 19) 中嶋俊夫, 元良誠三, 藤野正隆, On the Dynamic Analysis of Multi Component Mooring Lines, OTC 4309, 1982

- 20) Viktor Wilhelmy and Svein Fjeld, Non-Linear Response Analysis of Anchorage Systems for Compliant Deep Water Platforms, OTC 4051, 1981
- 21) Viktor Wilhelmy and Svein Fjeld, Assessment of Deep-Water Anchorings Based on Their Dynamic Behavior, OTC 4174, 1982
- 22) 小寺山亘, 田代昭正, 波浪中を前進する鉛直円柱に加わる流体力についての実験的研究(第2報), 西部造船会々報, 第64号, 昭和57年8月

3.1.2 係留用索・鎖要素に働く流体力に関する実験

深海域における浮遊式海洋構造物の係留では、係留ラインの長さが浅海の場合に比べて非常に長くなるので、係留ラインの運動および変位が大きくなり、係留ラインに大きな流体力が作用することが考えられる。したがって、係留浮体および係留ラインを含めた係留全体の挙動を推定するためには、係留ライン自身に作用する流体力の特性を正確に把握しておく必要がある。

そこで、係留索鎖の要素模型を用いて、一様流中における抵抗試験および強制動揺試験を実施し、抵抗係数、付加質量係数、抗力係数等の流体力係数に対する流入角、Reynolds 数、Keulegan Carpenter 数等の影響について調査を行った。

3.1.2.1 一様流中抵抗試験

(1) 供試模型

供試模型は、係留索鎖を対象とした要素模型であり、呼び径が12mmのスタッド付チェーンを10リンク並べたチェーン模型と、外径が33.3mmのストランドロープおよび29.8mmのスパイラルロープの2種類の索模型である。

チェーン模型はアルミ製であり、実験時に動かないように各リンクを溶接して固着した。一方、索模型は合成樹脂(MB170)製であり、両端部をアルミ製とした。なお、索模型の両端部における流れの不連続性を極力少なくするために、両端部付近の索のヨリを細くし、索形状が両端部で完全な円断面となるように模型を整形した。これらの模型の要目を表3.1.2.1に、形状を図3.1.2.1に示す。

(2) 実験方法

図3.1.2.2に示すように、一對の3分力計の組み込まれた模型支持枠を介して供試模型を曳航台車上の回転架台に固定し、曳航することによって供試模型に作用する流体反力を計測した。3分力計は3方向の軸力が計測できるものであり、それぞれの定格は5Kgである。また、実験結果に自由表面の影響が含まれないように、模型の没水深度は5.5cmとした。

なお、実験は三井造船昭島研究所小水槽(長さ10.0m, 幅5m, 水深2.15m)において実施した。

(3) 実験状態

索鎖要素の抵抗係数および揚力係数に対するReynolds 数影響および流入角影響を調べるために実施した2種類の実験の実験状態を、それぞれ表3.1.2.2および表3.1.2.3に示す。

表 3.1.2.2 実験状態 (Reynolds 数影響に関する実験)

	チェーン模型	ストランドロープ模型	スパイラルロープ模型
R_e 数 ($\times 10^4$)	0.2~2.7	0.7~7.4	0.6~6.7
U (m/s)	0.2 ~ 2.2		
χ	90° , 45°		

表 3.1.2.3 実験状態 (流入角影響に関する実験)

	チェーン模型	ストランドロープ模型	スパイラルロープ模型
R_e 数 ($\times 10^4$)	1.2 1 8	3.3 8 1	3.0 2 5
U (m/s)	1.0		
χ	$0^\circ \sim 90^\circ$		

なお, Reynolds 数は,

$$R_e = UD/\nu$$

U : 流速

D : 索の外径 (チェーン模型では呼び径)

ν : 水の動粘性係数

と定義し, 流入角 χ は図 3.1.2.3 に示す方向にとった。

チェーン模型の流れに対する姿勢は図 3.1.2.4 に示す「+」型, 「×」型の 2 種類の状態について考え, 「+」型を中心に実施した。

なお, 実験実施時の水温は, 21.1°C であった。

(4) 解析方法

実験によって得られた各々の検力計のデータは, すべて 30 Hz のローパスフィルタを用いて高周波成分を取り除き, データレコーダに記録した。本実験の計測システムを図 3.1.2.5 に示す。

各々の検力計で計測された 10 秒間のデータを電算処理し, 接線方向の抵抗成分 F_X , 法線方向の抵抗成分 F_Y , 揚力成分 F_Z としてまとめた。ここで用いた座標系を図 3.1.2.3 に示す。

なお, 3 分力の無次元化を次に示す。

$$F_X / \frac{1}{2} \rho S U^2, F_Y / \frac{1}{2} \rho S U^2, F_Z / \frac{1}{2} \rho S U^2$$

ここで ρ : 水の密度

S : $\chi = 90^\circ$ の場合の模型の投影面積

である。

(5) 実験結果および考察

図 3.1.2.6 ~ 図 3.1.2.9 に各索鎖模型に対する実験結果を示す。図中, 曳航台車の進行方向の違いによって実験値の記号を区別した。

1) R_e 数影響

索鎖模型の法線方向抵抗係数に及ぼす R_e 数の影響について, 実験結果を図 3.1.2.6 に示す。

チェーン模型の法線方向抵抗数は, 今回実験を行った R_e 数範囲で $\chi = 90^\circ$ および 45° の場合とも R_e 数に依存せず, ほぼ一定値となる傾向を示している。

なお、チェーン模型のリンクの姿勢角を変えた実験では、 $\times$ 型の方が $+$ 型に比べて投影面積が10%程度大きいにもかかわらず、抵抗の絶対量はほぼ一致する結果が得られた。したがって、図3.1.2.6を含めたチェーン模型に対する結果はすべて $+$ 型に対する値を示した。

一方、今回実験を行った R_e 数範囲における $\chi = 90^\circ$ の索模型の法線方向抵抗係数は、 R_e 数が大きくなるのに伴って減少する傾向を示している。但し、ストランドロープが単調な減少傾向を示しているのに対して、スパイラルロープでは、 R_e 数に対して若干の変動が見られる。 $\chi = 45^\circ$ の場合では、ストランドロープの法線方向抵抗係数は R_e 数に依存せず、ほぼ一定の値を示している。また、スパイラルロープでは R_e 数に対して抵抗係数が、緩やかに減少しており、 $\chi = 90^\circ$ で見られた変動も現れていない。

2) 流入角影響

索鎖模型の抵抗係数および揚力係数に及ぼす流入角の影響について、実験結果を図3.1.2.7～図3.1.2.9に示す。

(i) 法線方向抵抗係数

図3.1.2.7によると、3種類の索鎖模型の法線方向抵抗係数は、流入角 χ の増加に対してほぼ単調増加する傾向を示しているが、チェーン模型の抵抗係数は索模型の場合に比べて立ち上がり早いことがわかる。また、チェーン模型の場合には、 $\chi = 55^\circ$ 付近で抵抗係数の増加に停留点が見られる。

(ii) 接線方向抵抗係数

図3.1.2.8によると、チェーン模型の接線方向抵抗係数は、流入角 χ によって大きく変化することがわかる。この原因を明らかにすることは難しいが、各リンク間の複雑な相互干渉も一つの原因と考えられる。

一方、索模型の接線方向抵抗係数は、チェーン模型に比べて全般的に小さな値であり、また流入角に対して単調減少する傾向を示している。

(iii) 揚力係数

図3.1.2.9によると、チェーン模型は上下対称であり、揚力は作用していない。

一方、索模型のうちスパイラルロープは、ロープのヨリが細いためほとんど揚力は作用しないが、ストランドロープの場合には、ヨリが太いためかなり大きな揚力が作用していることがわかる。特に $\chi = 60^\circ$ 付近で揚力係数の絶対値は最大となり、 $\chi = 90^\circ$ で生じる法線方向抵抗係数の最大値の1/3にもなっている。

3) 変動成分

一般に円柱を定常流中に置いた場合、カルマン渦の発生により周期的な変動流体力が作用することが知られている。今回実験を行った3種類の模型のうち、チェーン模型およびストランドロープ模型については、この変動成分はほとんど見られなかったが、スパイラルロープ模型の場合には、 $\chi = 90^\circ$ 揚力に周期的な変動成分が顕著に現れた。

この変動成分のストローハル数($S_N = D \cdot f_v / U$; D :外径, f_v :変動成分の周波数, U :流速)は、本実験の R_e 数範囲では、円柱の場合の値(約0.19)とよく一致しており、実機換算では数 H_z の振動となる。これは、係留系の固有振動数や波周波数等に比べて高周波となるため、係留系全体の挙動にはあまり影響を及ぼさないと考えられる。なお、揚力の変動成分は、流入角 χ が減少するにつれて急激に小さくなり、 $\chi = 45^\circ$ や 0° の場合では、変動成分はほとんど現れなかった。

図3.1.2.6に示すスパイラルロープの法線方向抵抗係数の実験結果の中で、 R_e 数が 1.5×10^4 付近において抵抗係数が急激に落ち込む特異な現象が見られている。このとき、揚力の変動振幅が小さくなり、かつ振動の周波数が高くなるという顕著な差異が見られており、渦の発生状況が急激に変化しているものと考

えられるが、この現象については、今後検討を行う必要がある。

(6) 既存データとの比較

1) R_0 数影響

図 3.1.2.6 の中で、チェーン模型の場合に示してある各線は、 $\chi = 90^\circ$ の場合の実験値である。このうち破線は宮崎¹⁾の実験結果を示し、一点鎖線は安藤²⁾の実験結果（呼び径 5mm）を示す。なお、実線は今回の実験結果の平均線である。これらの実験結果を比べると、低い R_0 数範囲では、今回の実験結果と安藤の実験結果はよく一致している。これに対して宮崎の実験結果は、一割ほど小さい値を示している。また R_0 数が大きくなると、今回の実験結果と安藤の実験結果は離れる傾向にある。

ストランドロープの実験結果の中に示す各線は、 $\chi = 90^\circ$ の場合の既存のストランドロープの実験値である。このうち破線は宮崎³⁾の 3 ストランドロープに対する実験結果、一点鎖線は Baker の 6 ストランドロープに対する実験結果、二点鎖線は Melvill の 3 ストランドおよび 6 ストランドロープに対する実験結果である。なお実線は、今回の実験結果の平均線である。これらの実験結果を比べると、大略の傾向は一致しているものの、抵抗係数の値には若干の差が見られる。これは供試模型のタイプや実験方法の差異等によるものと考えられる。

2) 流入角影響

(i) 法線方向抵抗係数

図 3.1.2.7 の中で、チェーン模型の場合に示す破線は、宮崎の実験式¹⁾

$$C_Y = C_Y(\chi=90^\circ) \sin^3 \chi + \frac{1}{4} C_Y(\chi=90^\circ) \sin 2\chi \cos \chi (\sin \chi + \cos \chi) \quad (3.1.2.1)$$

$$C_Y = F_Y / \frac{1}{4} \rho S U^2$$

を用いて計算したものである。宮崎の実験式は、今回の実験値の傾向を大略説明しており、チェーン模型の法線方向抵抗係数の流入角影響を表す有効な実験式であることがわかる。

索模型の場合に示す実線は、層流域が成立つとされている Cross-Flow Principle⁴⁾に従って $C_Y(\chi=90^\circ) \sin^2 \chi$ を示したものである。

この実線は 2 種類の索模型に対する実験結果を良く説明しており、実機係留索に対する R_0 数も高々 10^5 程度の層流域にあることを考えると、Cross-Flow Principle は係留索に対しても十分適用可能と考えられる。なお、Norton⁵⁾らの粗円柱に対する実験結果では、一様流の R_0 数が乱流域の場合でも Cross-Flow Principle が成立つことが示されている。

(ii) 接線方向抵抗係数

図 3.1.2.8 の中で、チェーン模型の場合に示す破線は宮崎の実験式¹⁾

$$C_X = C_Y(\chi=90^\circ) \sin^2 \chi \cos \chi - \frac{1}{4} C_Y(\chi=90^\circ) \sin 2\chi \sin \chi (\sin \chi + \cos \chi) \quad (3.1.2.2)$$

$$C_X = F_X / \frac{1}{4} \rho S U^2$$

を用いて計算したものであり、実線は実験値の平均線である。宮崎の実験式は、 χ が大きい範囲では今回の実験結果を大略説明しているものの、 χ が小さい範囲では推定精度が悪くなっている。特に宮崎の実験式は、 $\chi = 0^\circ$ で $C_X = 0$ となるが、これは合理的とは言えない。なお、参考のために図 3.1.2.8 に示した宮崎の実験値（▲印）は、今回の実験値とはほぼ一致している。

3.1.2.2 一様流中強制動揺試験

(1) 供試模型

供試模型は、チェーン、ストランドロープおよびスパイラルロープの要素模型であり、「3.1.2.1.一様中抵抗試験」で使用したのと同じ模型である。これらの要素模型の要目を表3.1.2.1に、形状を図3.1.2.1に示す。

(2) 実験方法

図3.1.2.2に示すように、一対の3分力計が組み込まれた模型支持枠を介して供試模型を強制動揺装置に取り付け、一様流中において供試模型を前後、左右および上下方向に正弦的に動揺させた時の、一様流速、動揺変位および模型に働く3分力を計測した。また、供試模型の平均没水深度は5.5 cmとした。

なお、実験は三井造船昭島研究所回流水槽（計測部長さ5.5 m、幅2 m、水深1.2 m）で実施した。

(3) 実験状態

強制動揺の振幅、動揺速度および一様流の流速と流入角度が要素模型の流体力に及ぼす影響を調査するため表3.1.2.4に示す状態で実験を実施した。

なお、強制動揺はKeulegan-Carpenter 数として、強制動揺の動揺速度および一様流の流速はReynolds 数として、それぞれ

$$K_c = \frac{2\pi\xi}{D} \quad R_{ex} = \frac{\omega\xi D}{\nu} \quad R_{ec} = \frac{UD}{\nu}$$

のように無次元化した。ただし、模型の動揺変位は $\xi \cdot \sin \omega t$ なる正弦運動である。

なお、チェーン模型を用いた実験は、図3.1.2.4に示す「+」型の状態で実施した。また、実験実施時の水温は13.5℃であった。

(4) 解析方法

一対の3分力計で計測した4周期分のデータを電算機でフーリエ解析した後、模型自身の慣性力を差引いて図3.1.2.3に示す3方向の流体力として、

$$\left. \begin{aligned} F_X &= F_{X0} + F_{X1} \cdot \sin(\omega t - \epsilon_{X1}) + F_{X2} \cdot \sin(2\omega t - \epsilon_{X2}) + F_{X3} \cdot \sin(3\omega t - \epsilon_{X3}) \\ F_Y &= F_{Y0} + F_{Y1} \cdot \sin(\omega t - \epsilon_{Y1}) + F_{Y2} \cdot \sin(2\omega t - \epsilon_{Y2}) + F_{Y3} \cdot \sin(3\omega t - \epsilon_{Y3}) \\ F_Z &= F_{Z0} + F_{Z1} \cdot \sin(\omega t - \epsilon_{Z1}) + F_{Z2} \cdot \sin(2\omega t - \epsilon_{Z2}) + F_{Z3} \cdot \sin(3\omega t - \epsilon_{Z3}) \end{aligned} \right\} (3.1.2.3)$$

のように3次高周波成分まで求めた。これらのうち、定常抗力成分、基本周波数の付加質量成分および変動抗力成分は、それぞれ

$$\begin{aligned} &F_{X0} / \frac{1}{2} \rho S U^2 \cos^2 \chi, \quad F_{Y0} / \frac{1}{2} \rho S U^2 \sin^2 \chi \\ &F_{X1} \cos \epsilon_{X1} / \rho v \xi \omega^2, \quad F_{Y1} \cos \epsilon_{Y1} / \rho v \xi \omega^2, \quad F_{Z1} \cos \epsilon_{Z1} / \rho v \xi \omega^2 \\ &F_{X1} \sin \epsilon_{X1} / \frac{1}{4} \rho S (\xi \omega)^2, \quad F_{Y1} \sin \epsilon_{Y1} / \frac{1}{4} \rho S (\xi \omega)^2, \quad F_{Z1} \sin \epsilon_{Z1} / \frac{1}{4} \rho S (\xi \omega)^2 \\ &\quad v: \text{供試模型の体積} \end{aligned}$$

のように無次元化した。高周波成分については、基本周数成分との比

$$\begin{aligned} &F_{X2}/F_{X1}, F_{X3}/F_{X1} \\ &F_{Y2}/F_{Y1}, F_{Y3}/F_{Y1} \\ &F_{Z2}/F_{Z1}, F_{Z3}/F_{Z1} \end{aligned}$$

として無次元化した。ただし、基本周波数成分がないときは、

$$F_{X2}^2 / \frac{1}{4} \rho S U^2, \quad F_{Y2}^2 / \frac{1}{4} \rho S U^2, \quad F_{Z2}^2 / \frac{1}{4} \rho S U^2$$

として無次元化した。

(5) 実験結果および考察

実験結果は、無次元化した各成分の流体力係数を縦軸に、 K_C 数を横軸にとり、 Re_c および Re_x をパラメータとして図 3.1.2.10～図 3.1.2.65 にまとめた。

図中、右上の記号 $\downarrow$, $\leftarrow$, $\cdot$ は、それぞれ x 方向、 y 方向および z 方向の強制動揺を示し、 $\leftarrow$ は一様流の流入方向を示す。

1) y 方向の定常抗力

図 3.1.2.10～図 3.1.2.15 にチェーン模型の、図 3.1.2.16～図 3.1.2.19 にストランドローブ模型の図 3.1.2.20 にスパイラルローブ模型の y 方向の定常抗力の実験結果を示す。

これらの図によると、 y 方向の定常流速で無次元化を行ったにもかかわらず、 y 方向の定常抗力の無次元値は、強制動揺による振動流速の影響のため、 Re_x が大きく、 $Re_c \sin \alpha$ が小さいほど大きくなるのがわかる。また、ストランドローブとスパイラルローブの y 方向の定常抗力の無次元値はほぼ等しい。

2) x 方向の定常抗力

図 3.1.2.21～図 3.1.2.25 にチェーン模型の、図 3.1.2.26～図 3.1.2.28 にストランドローブ模型の x 方向の定常抗力の実験結果を示す。

x 方向の定常抗力の無次元値は、 y 方向の定常抗力の無次元値より小さくなっており、特に、ストランドローブ模型の場合は、ほぼゼロと考えてよいと思われる。

3) y 方向の付加質量

図 3.1.2.29～図 3.1.2.31 にチェーン模型の、図 3.1.2.32～図 3.1.2.34 にストランドローブ模型の図 3.1.2.35 にスパイラルローブ模型の y 方向の付加質量の実験結果を示す。

今回の実験では K_C 数の大きい範囲を対象としたので、変動流体力の中に占める付加質量の割合は抗力に比べて全般に小さくなっており、 K_C 数が最も大きい場合には高々数パーセントである。

一様流がない時、チェーン模型の付加質量係数は、 K_C 数および Re_x によらずほぼ一定値を示している。一方、2 種類の索模型の付加質量係数は、 Re_x には依存していないものの、 K_C 数に大きく依存しており、 K_C が 10 付近で極端に小さくなり、 K_C 数の増加と共に若干増加する傾向がある。

一様流が存在する時、 y 方向の付加質量係数は、 Re_x , Re_c および一様流の流入角度に依存して複雑に変化しており、スパイラルローブ模型に対する実験結果では負となる場合もある。

4) x 方向の付加質量

図 3.1.2.36～図 3.1.2.38 にチェーン模型の x 方向の付加質量の実験結果を示す。ストランドローブ模型の x 方向の付加質量係数は、ほとんどゼロであったので省略した。

x 方向の付加質量は、 y 方向の付加質量に比べると小さいことがわかる。

5) z 方向の付加質量

図 3.1.2.39～図 3.1.2.40 にチェーン模型の、図 3.1.2.41～図 3.1.2.42 にストランドローブ模型の z 方向の付加質量係数を示す。

z 方向の付加質量係数は、 Re_x が小さいほど一様流の影響を大きく受け、負の値となることがある。

6) y 方向の変動抗力

図 3.1.2.43～図 3.1.2.46 にチェーン模型の、図 3.1.2.47～図 3.1.2.49 にストランドローブ模型の図 3.1.2.50 にスパイラルローブ模型の、 y 方向の変動抗力の基本周波数成分の実験結果を示す。

一様流がない時、チェーン模型の y 方向の変動抗力は、 Re_x および K_C 数によらず、ほぼ一定値となつて

いる。一方、索模型の場合は、 Re_x には依存しないが、 K_c 数によって変化しており、 $K_c > 10$ では K_c 数の増加と共に単調減少する傾向を示している。

一様流が存在する時、3種類の模型とも、 y 方向の定常流速と変動速度の比 ($Re \sin \chi / Re_x$) が大きくなるほど、 y 方向の変動抗力の無次元値は大きくなっている。

図 3.1.2.4.6 に、 $\chi = 45^\circ$ でチェーン模型を x 方向に強制動揺させた時の、 y 方向の変動抗力の実験結果を示す。この図から、チェーン模型については、斜めから一様流が作用する場合には、 x 方向の動揺によっても y 方向に変動抗力が作用することがわかる。一方、ストランドローブ模型については、同様の条件で実験を行ったが、 y 方向の変動流体力はほとんど作用しなかった。

7) x 方向の変動抗力

図 3.1.2.5.1～図 3.1.2.5.3 にチェーン模型に対する x 方向の変動抗力の基本周波数成分の実験結果を示す。これらの図から、チェーン模型の x 方向の変動抗力は、 y 方向の変動抗力に比べて十分小さいとはいえないことがわかる。

一方、索模型の x 方向の変動抗力はほとんどゼロであったので、省略した。

8) Z 方向の変動抗力

図 3.1.2.5.4～図 3.1.2.5.5 にチェーン模型の、図 3.1.2.5.6 にストランドローブ模型の、図 3.1.2.5.7 にスパイラルローブ模型の、 Z 方向の変動抗力の基本周波数の成分の実験結果を示す。

y 方向の変動抗力と同様に、 y 方向の定常流速と変動速度の比 ($Re \sin \chi / Re_x$) が大きくなるほど、 Z 方向の変動抗力も大きくなっているが、 y 方向の変動抗力に比べると一様流の影響は小さい。

9) 高周波成分

高周波成分の一例として、図 3.1.2.5.8～図 3.1.2.5.9 に、チェーン模型の y 方向流体力の高周波成分を基本周波数成分と比較して示す。高周波成分は基本周波数分に比べて十分小さく、無視できると考えられる。

10) 抗力係数の評価

「3.1.2.1 一様流中抵抗試験」の結果から、索模型の場合は Cross-Flow Principle を適用することができ、一様流中で索が受ける索に直角な方向の抗力 F_n は、 y 方向および Z 方向の一様流の分速度 U_y 、 U_z を用いて

$$F_n = \frac{\rho}{2} S C_D \Big|_{\chi=90^\circ} (U_y^2 + U_z^2) \quad (3.1.2.4)$$

と表すことができる。また、(3.1.2.4) 式を y 方向と Z 方向に分離して考えると、

$$\left. \begin{aligned} F_y &= \frac{\rho}{2} S C_D \Big|_{\chi=90^\circ} \sqrt{U_y^2 + U_z^2} \cdot U_y \\ F_z &= \frac{\rho}{2} S C_D \Big|_{\chi=90^\circ} \sqrt{U_y^2 + U_z^2} \cdot U_z \end{aligned} \right\} \quad (3.1.2.5)$$

のようになる。

一様流において索を強制動揺した場合も、 K_c 数が大きい時は、流場は準定常状態であるから (3.1.2.5) 式を適用することが考えられる。 y 方向および Z 方向に $\xi \cdot \sin \omega t$ なる強制動揺を行った場合、それぞれの動揺に対する U_y および U_z は、

$$\left. \begin{aligned} U_y &= U \cdot \sin \chi - \omega \xi \cdot \cos \omega t \\ U_z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{y 方向の強制動揺}) \quad (3.1.2.6)$$

$$\left. \begin{aligned} U_y &= U \cdot \sin \chi \\ U_z &= -\omega \xi \cdot \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (\text{Z 方向の強制動揺}) \quad (3.1.2.7)$$

で表され、(3.1.2.6)式または(3.1.2.7)式を(3.1.2.5)式に代入してフーリエ余弦展開を施し、2次以上の高周波成分を無視すると、 F_Y および F_Z は、 y 方向の強制動揺に対して、

$$\left. \begin{aligned} F_Y &= \frac{\rho}{2} S C_D \left(\frac{a_{Y0}}{2} + a_{Y1} \cdot \cos \omega t \right) \\ F_Z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.1.2.8)$$

$\alpha = U \sin \chi / \omega \xi \geq 1$ の時

$$a_{Y0} = (\xi \omega)^2 (2\alpha^2 + 1)$$

$$a_{Y1} = 2\xi \omega \cdot U$$

$\alpha < 1$ の時

$$a_{Y0} = \frac{2}{\pi} (\xi \omega)^2 \left\{ 2(\alpha^2 + \frac{1}{2}) \sin^{-1} \alpha + 3\alpha \sqrt{1-\alpha^2} \right\}$$

$$a_{Y1} = \frac{4}{\pi} (\xi \omega)^2 \left\{ \frac{1}{2}(\alpha^2 + 2) \sqrt{1-\alpha^2} + \alpha \sin^{-1} \alpha \right\}$$

Z 方向の強制動揺に対して、

$$\left. \begin{aligned} F_Y &= \frac{\rho}{2} S C_D \left(\frac{a_{Z0}}{2} \right) \\ F_Z &= \frac{\rho}{2} S C_D (a_{Z1} \cdot \cos \omega t) \end{aligned} \right\} \quad (3.1.2.9)$$

$$a_{Z0} = \frac{4}{\pi} U \cdot \omega \xi \sqrt{\alpha^2 + 1} \cdot E\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + 1}}\right)$$

$$a_{Z1} = \frac{4}{3\pi} (\omega \xi)^2 \sqrt{\alpha^2 + 1} \left\{ \left[E\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + 1}}\right) + K\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + 1}}\right) \right] + (\alpha^2 + 1) \left[E\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + 1}}\right) - K\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + 1}}\right) \right] \right\}$$

$K\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + 1}}\right), E\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + 1}}\right)$: 第1種および第2種完全楕円積分

と表せる。

(3.1.2.8)式と(3.1.2.9)式を(3.1.2.3)式に示す実験解析結果と比較して、対応する項を等置すると、定常成分と基本周波数成分のそれぞれから抗力係数 C_D が求まり、 y 方向の強制動揺試験からは、

$$\left. \begin{aligned} C_{D0} &= \frac{F_{Y0}}{\frac{\rho}{4} S a_{Y0}} \\ C_{D1} &= \frac{F_{Y1} \cdot \sin \epsilon_{Y1}}{\frac{\rho}{2} S a_{Y1}} \end{aligned} \right\} \quad (3.1.2.10)$$

Z 方向の強制動揺試験からは、

$$\left. \begin{aligned} C_{D0} &= \frac{F_{Z0}}{\frac{\rho}{4} S a_{Z0}} \\ C_{D1} &= \frac{F_{Z1} \cdot \sin \epsilon_{Z1}}{\frac{\rho}{2} S a_{Z1}} \end{aligned} \right\} \quad (3.1.2.11)$$

のようになる。

ストランドロープの場合について、実験結果から(図3.1.2.10)式と(3.1.2.11)式を使って抗力係数を求めた結果を図3.2.6.1に示す。ただし、定常抗力と変動抗力は、索に直角な方向の合成速度 U_n が支配するので、横軸のKeulegan-Carpenter数 K_C' として

$$K'_C = \frac{Un_{\max} \cdot 2\pi}{\omega \cdot D}$$

$$Un_{\max} = \begin{cases} U \sin x + \omega \xi & : y \text{ 方向の強制動揺試験} \\ \sqrt{U \cdot \sin x)^2 + (\omega \xi)^2} & : Z \text{ 方向の強制動揺試験} \end{cases}$$

をとった。

図から、 K'_C 数が50以上では、実験結果から(3.1.2.10)式あるいは(3.1.2.11)式を使って求めた抗力係数はほぼ一定値となっており、一様中抵抗試験から得られた抗力係数ともおおむね一致していることがわかる。

実海域における係留ラインに働く流体力を考える場合、問題となるのは K'_C 数がかなり大きな範囲であるから、付加質量の寄与は小さくほとんどが抗力成分であるといえる。従って、一様流中で動揺する係留ラインに働く流体力は、抵抗試験で得られた抗力係数 C_D を使って、(3.1.2.5)式を適用することにより、実用上十分な精度で推定することができると考えられる。

係留鎖の場合も、鎖に直角な方向から一様流が流入する時には(3.1.2.5)式を適用して鎖に働く流体力を推定することができると思われる。

(6) 既存データとの比較

一様流中で動揺する円柱に働く流体力に関する研究は、小寺山ら⁶⁾により既に実施されている。小寺山らによれば、抗力成分の定常力と基本周波数成分のそれぞれから抗力係数を求めることができ、y方向の強制動揺を行った時は(3.1.2.10)式で、Z方向の強制動揺を行った時は、

$$\left. \begin{aligned} C_{Dy0} &= \frac{F_{Y0}}{\frac{1}{2} \rho S U \sqrt{U^2 + 0.5(\xi \omega)^2}} \\ C_{Dz1} &= \frac{F_{Z1} \cdot \sin \epsilon_{Z1}}{\frac{1}{2} \rho S (\xi \omega) \sqrt{U^2 + 0.5(\xi \omega)^2}} \end{aligned} \right\} \quad (3.1.2.12)$$

で表せる。本報告でも、ストランドロープに対する実験結果の一部について(3.1.2.10)式および(3.1.2.12)式を使って無次元化を行ってみた。図3.1.2.60～図3.1.2.61および図3.1.2.62～図3.1.2.63に、それぞれy方向およびZ方向の強制動揺試験から得られた抗力係数と付加質量係数を、横軸に K'_C 数($=2\pi\xi/D$)をとって示す。図中、破線と一点鎖線は、小寺山らによる実験結果の内、本報告で実施した実験と同様の条件に対する結果の平均線である。

今回の実験から得られた抗力係数は、一様流がない時は、定常波中の水平没水円柱に対するKeulegan - Carpenterの実験値⁷⁾とほぼ一致しており、小寺山らによる実験値よりは大き目となっている。

また、一様流が存在する時、抗力係数は「3.1.2.1一様中抵抗試験」で得られた値とよく一致しており、また小寺山らによる実験値ともほぼ一致している。

付加質量係数についての今回の実験値は、一様流がない時は小寺山らによる実験値とほぼ一致しているが、一様流が存在する時には小寺山らによる実験との一致度が悪くなっている。この原因として、模型形状の差異等が考えられる。

参考文献

- 1) 宮崎芳夫他：一様な流れの中に置かれた錨鎖の形状と張力に関する研究－I，日本航海学会論文集62号，

- 2) 安藤定雄 : 索・鎖の流体について, 西部造船会会報第50号, 昭和50年
- 3) 宮崎芳夫他: 網地の流体抵抗に関する基礎的研究-Ⅲ, Journ. Tokyo Univ. Fish., 50(2), 1964
- 4) Hoerner, S. F. : Fluid Dynamic Drag, 1958
- 5) Norton, D. J. 他 : Wind Tunnel Tests of Inclined Circular Cylinders, OTC4122, 1981
- 6) 小寺山亘他: 波浪中を前進する鉛直円柱に加わる流体力についての実験的研究, 日本造船学会論文集151
1982
- 7) Keulegan, G. H., Carpenter, L. H. : Forces on Cylinders and Plates in an Oscillating Fluid, Journal of Research of the National Bureau of Standards Vol. 60-5, 1958

3.1.2 係留用索要素に働く流体力に関する実験(図表)

表3.1.2.1 供試模型の要目

要目 \ 模型	チェーン模型	ストランドローブ模型	スパイラルローブ模型
長さ (mm)	504	612	
呼び径・外径 (mm)	12.0	33.3	29.8
空中重量 (g)	490	380	400
法線方向の投影面積 (cm ²)	125	204	182
体積 (cm ³)	184	400	391

表3.1.2.4 一様流中強制動揺実験の実験状態

模 型	K _C	$R_{ex} (= \frac{\omega \xi D}{\nu})$	$R_{ec} (= \frac{UD}{\nu})$	α	動揺方向
チェーン	15 80	0.6×10^4 1.2×10^4	0	90°	x, y
			0.5×10^4	90°, 45°	x, y, z
				0°	x, y
			1.0×10^4	90°	y
ストランド ローブ	5 30	0.6×10^4 1.2×10^4 2.4×10^4	0	90°	y
			1.0×10^4	90°, 45°	y, z
				0°	y
			2.0×10^4	90°	y, z
スパイラル ローブ			1.0×10^4	90°	y

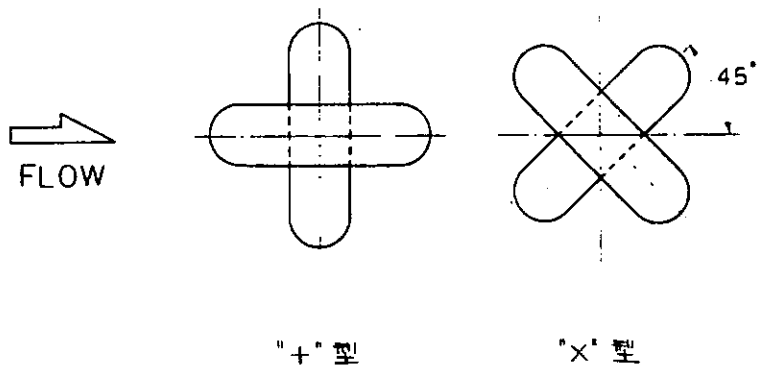
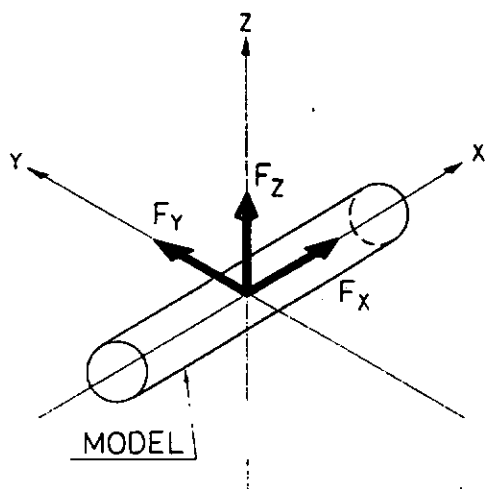


図 3.1.2.4 チェーン模型の流れに対する姿勢

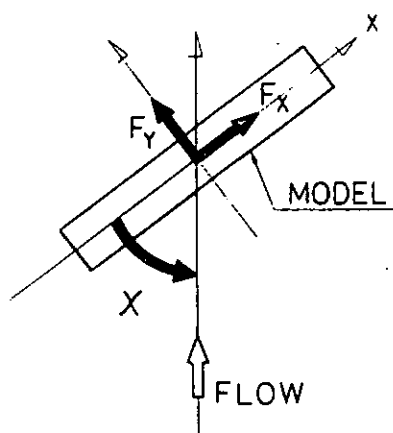


図 3.1.2.3 座 標 系

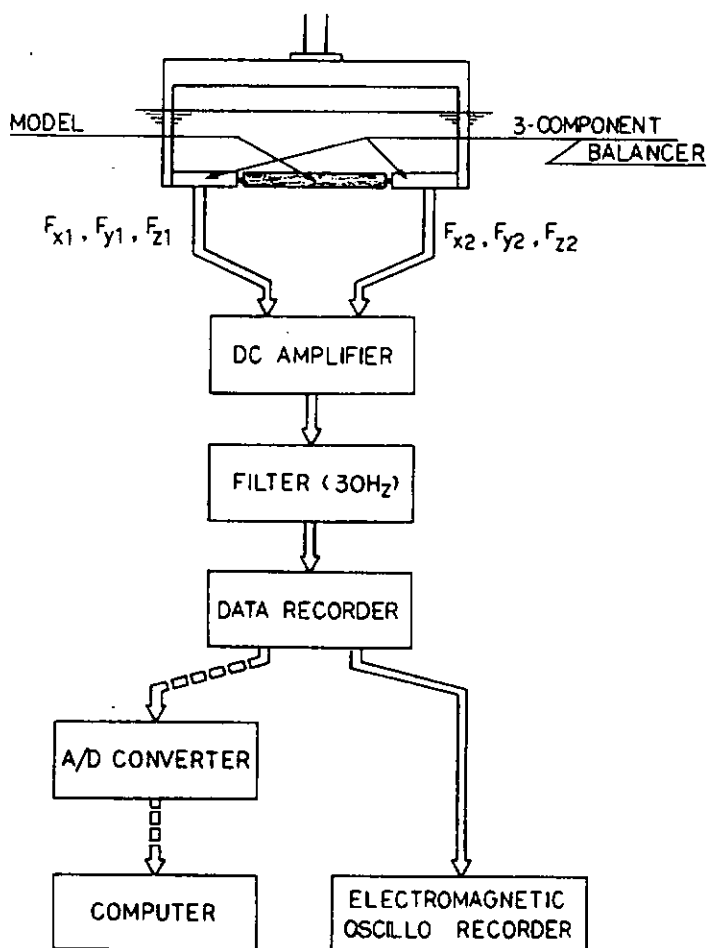


図 3.1.2.5 計測システム

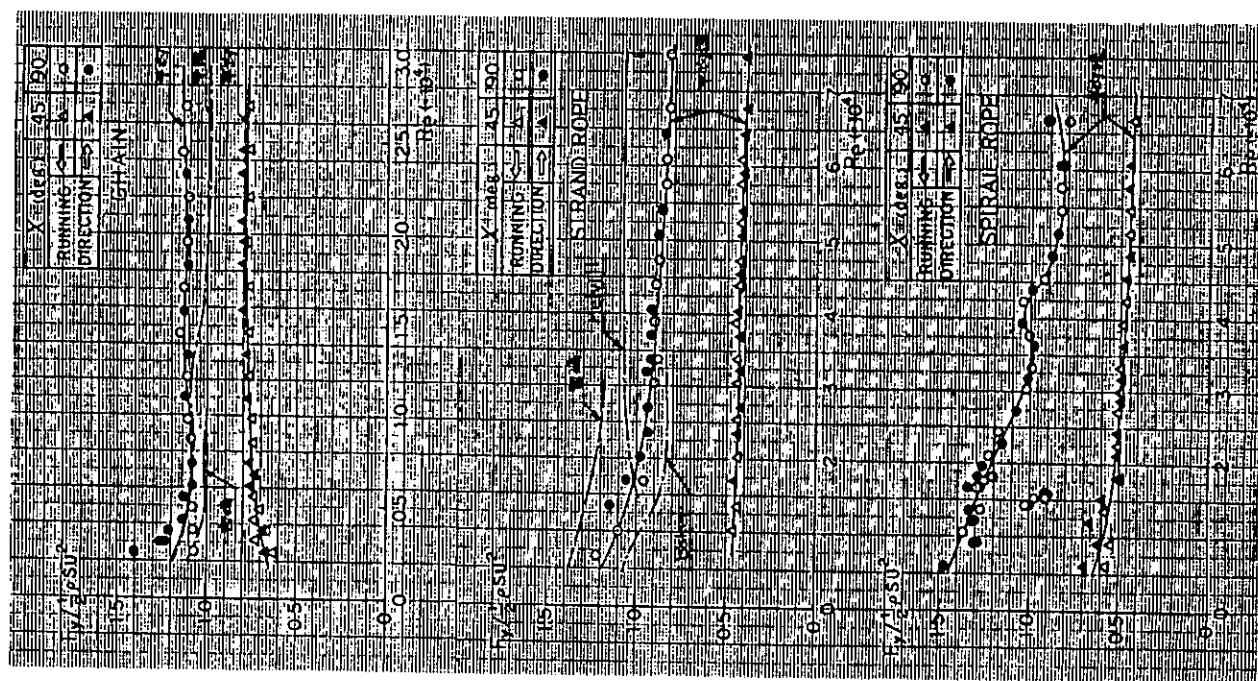


図 3.1.2.6 法線方向抵抗係数の Re 数影響

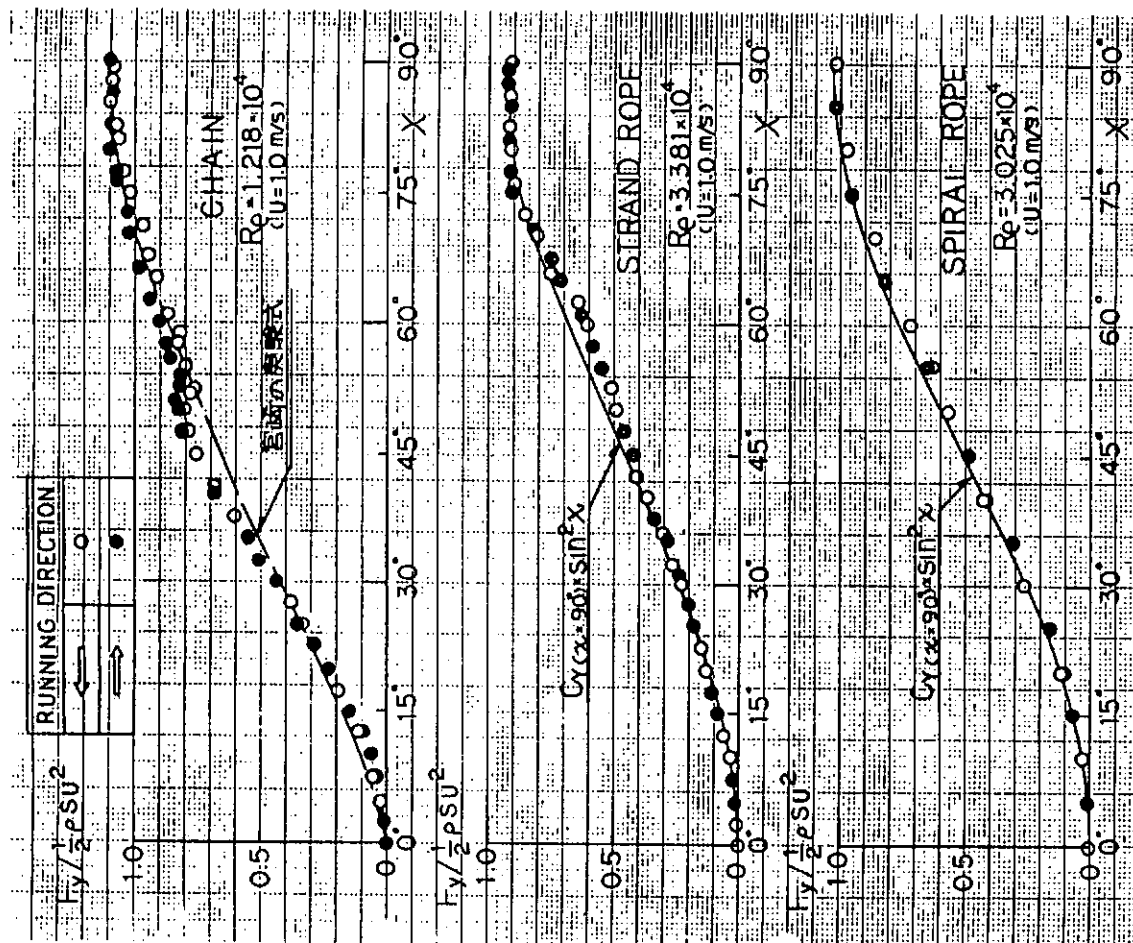


図 3.1.2.7 法線方向抵抗係数の流入角影響

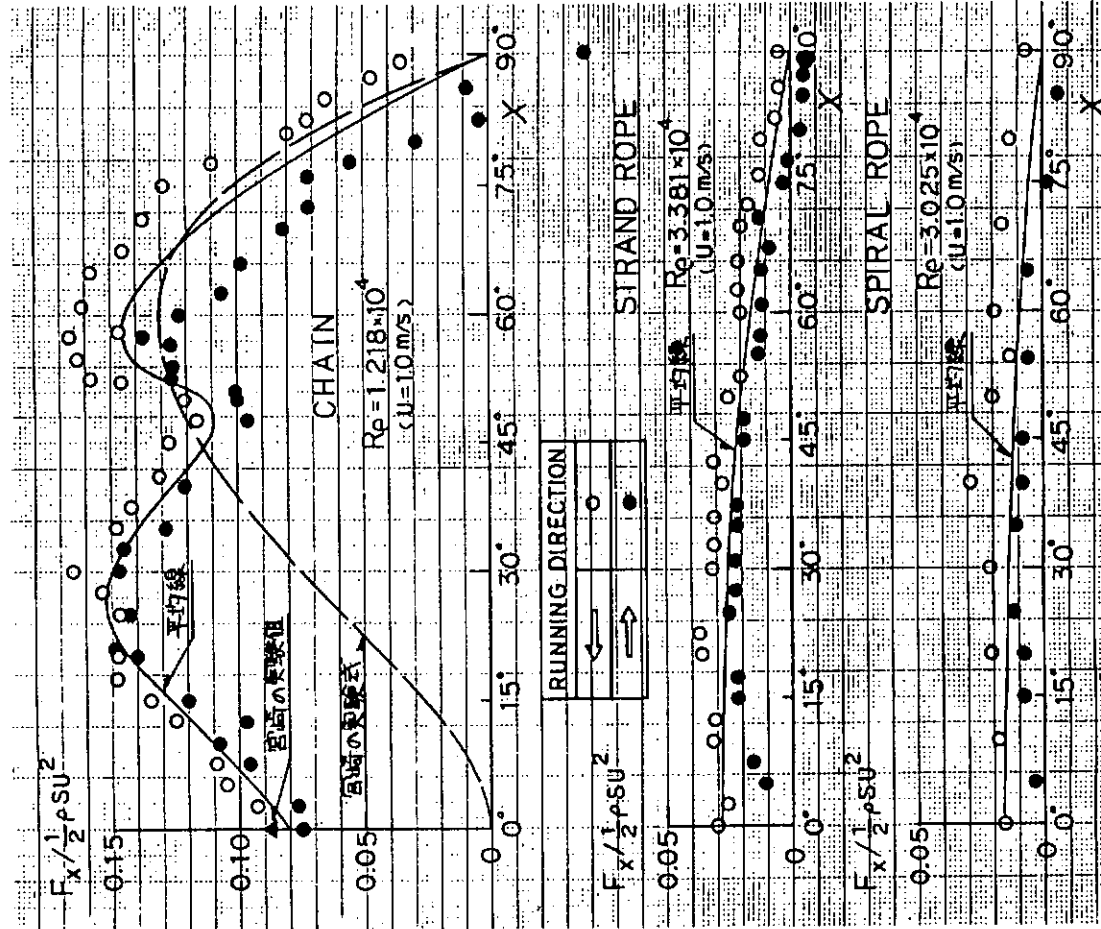


図 3.1.2.8 接線方向抵抗係数の流入角影響

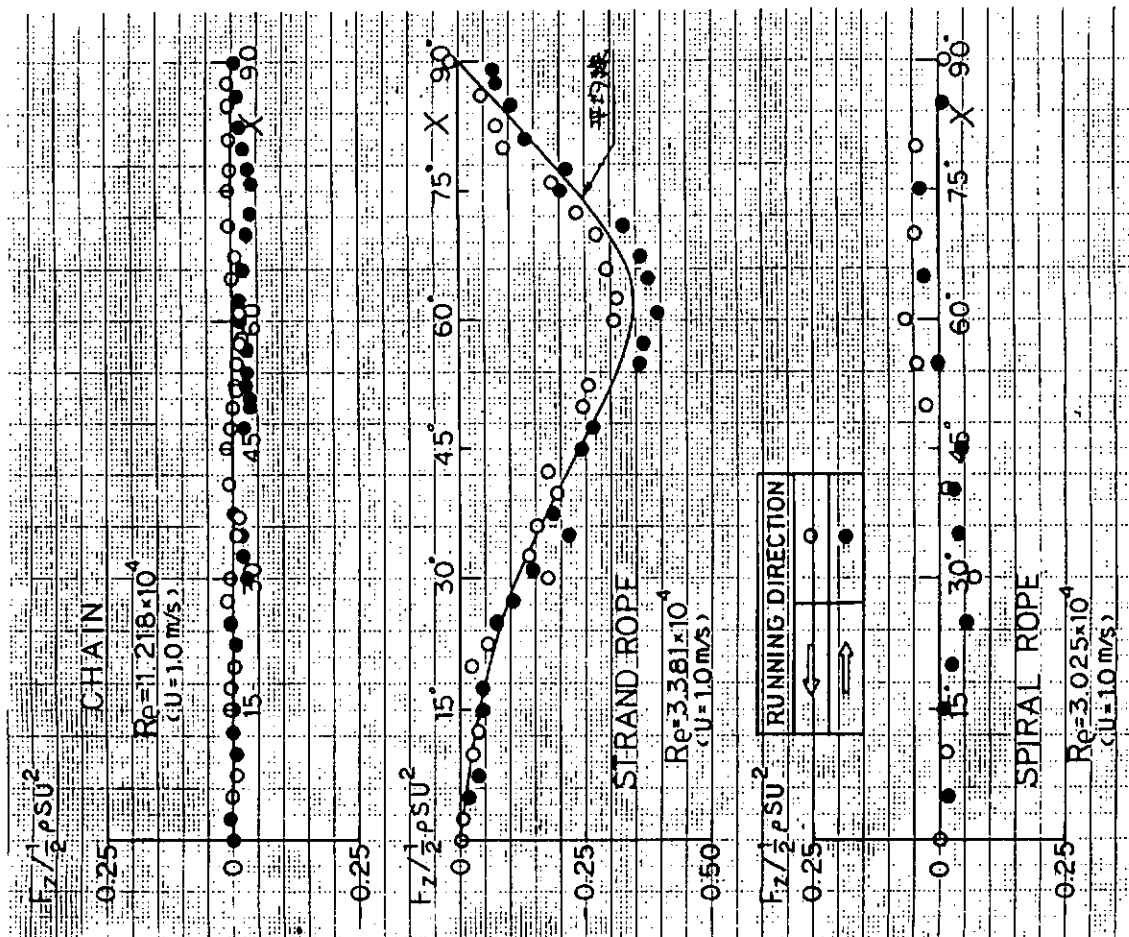


図 3.1.2.9 揚力係数の流入角影響

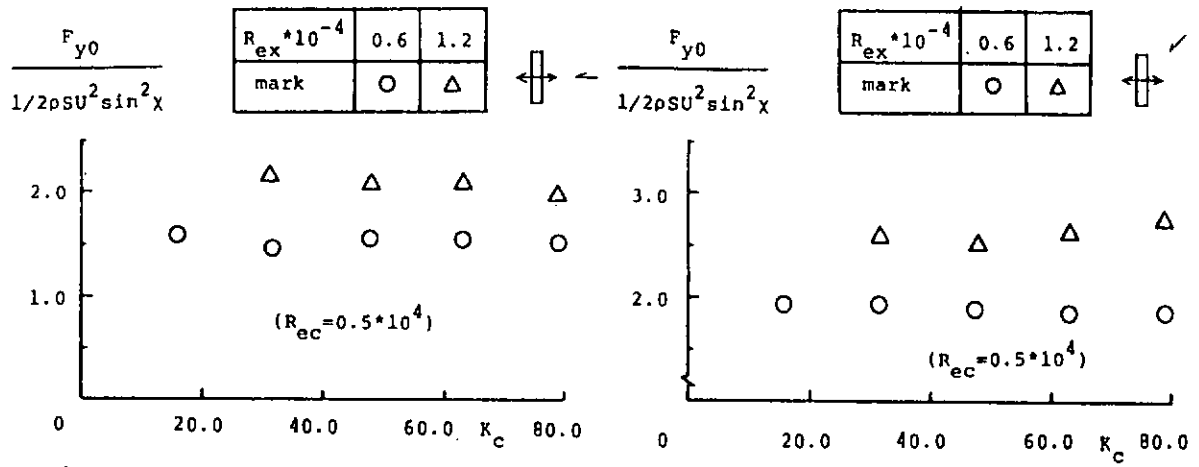


図 3.1.2.11 y 方向の定常抗力 (チェーン)

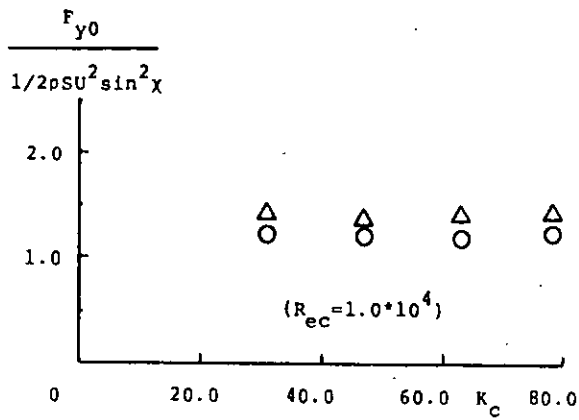


図 3.1.2.10 y 方向の定常抗力 (チェーン)

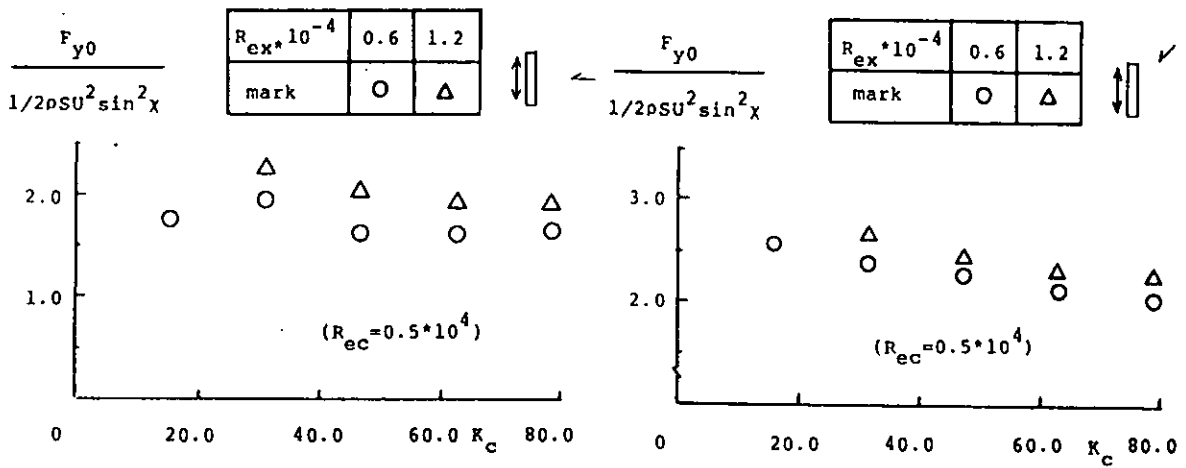


図 3.1.2.12 y 方向の定常抗力 (チェーン)

図 3.1.2.13 y 方向の定常抗力 (チェーン)

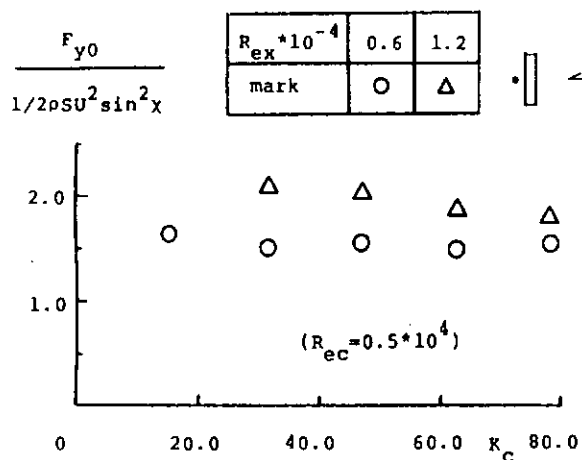


図 3.1.2.14 y 方向の定常抗力 (チェーン)

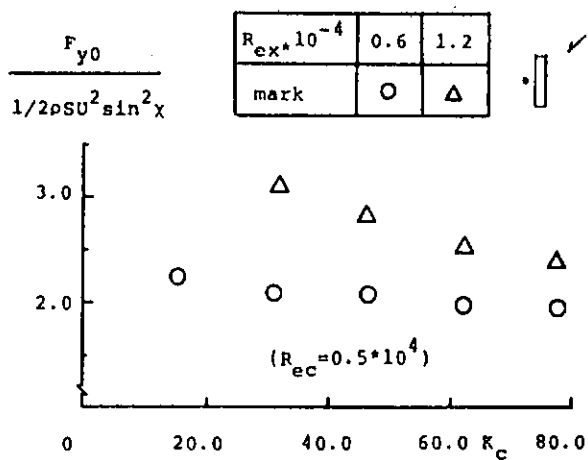


図 3.1.2.15 y 方向の定常抗力 (チェーン)

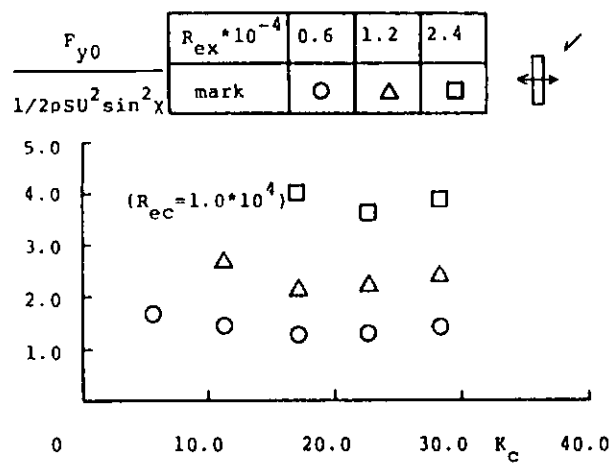
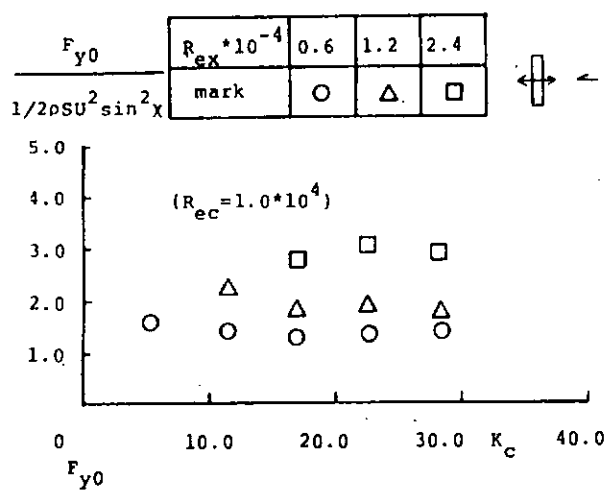


図 3.1.2.17 y 方向の定常抗力 (ストランドロープ)

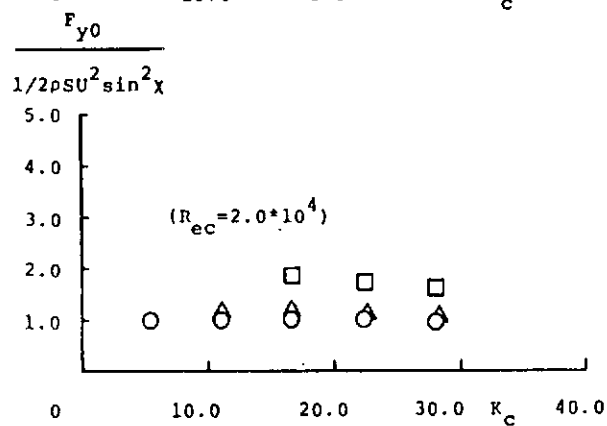


図 3.1.2.16 y 方向の定常抗力 (ストランドロープ)

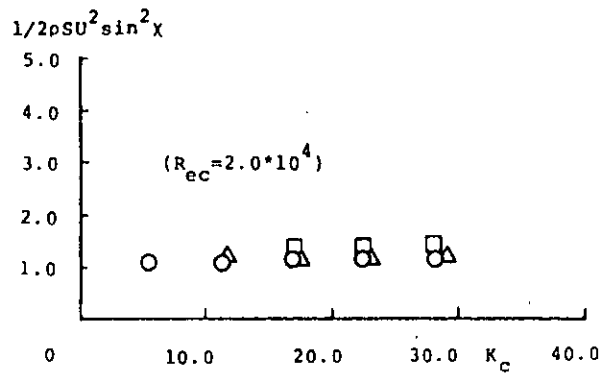
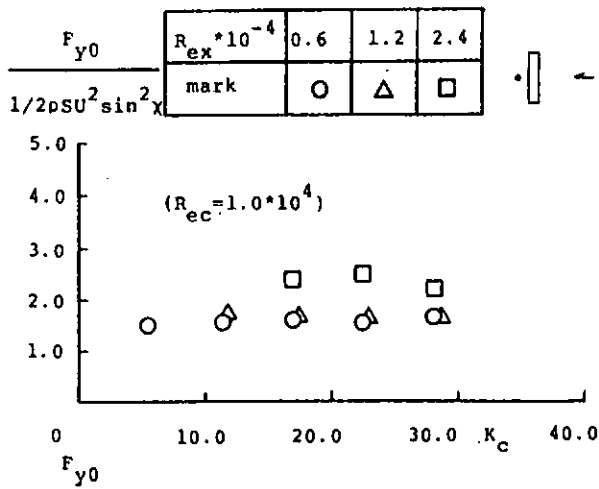


図 3.1.2.18 y 方向の定常抗力 (ストランド ロープ)

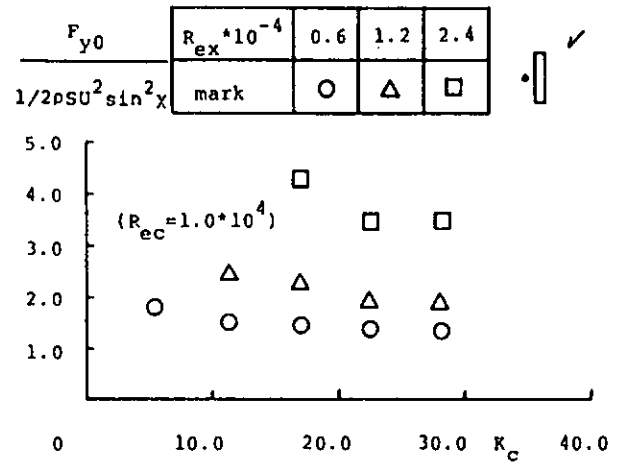


図 3.1.2.19 y 方向の定常抗力 (ストランド ロープ)

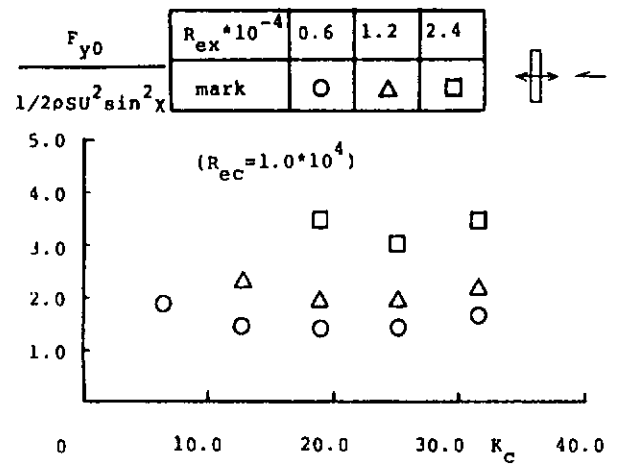


図 3.1.2.20 y 方向の定常抗力 (スパイラル ロープ)

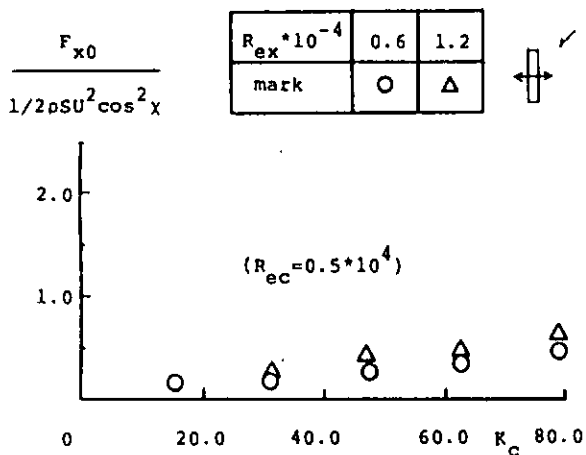


図 3.1.2.21 x 方向の定常抗力 (チェーン)

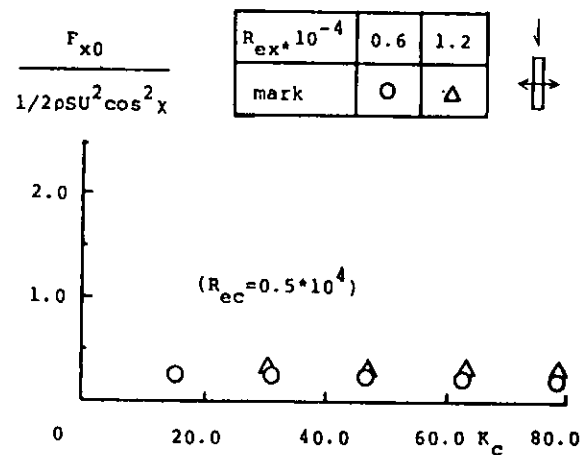


図 3.1.2.22 x 方向の定常抗力 (チェーン)

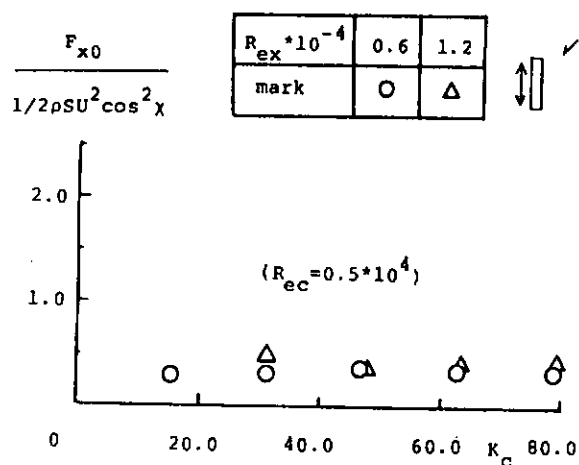


図 3.1.2.23 x 方向の定常抗力 (チェーン)

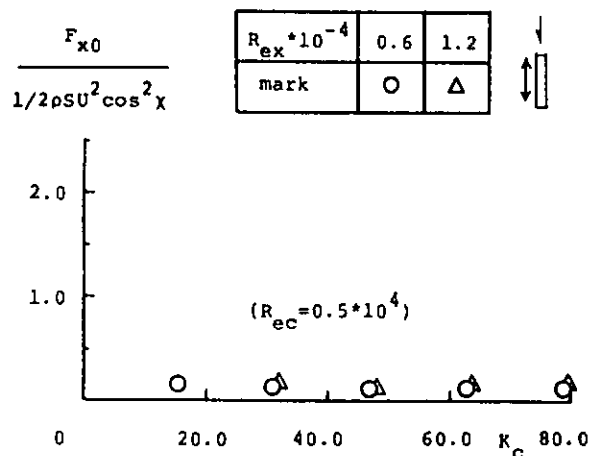


図 3.1.2.24 x 方向の定常抗力 (チェーン)

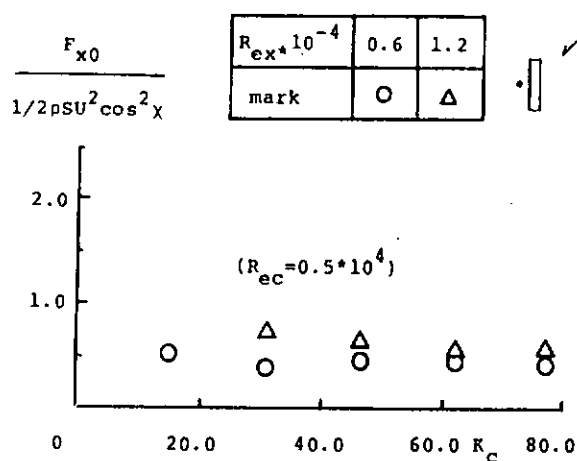


図 3.1.2.25 x 方向の定常抗力 (チェーン)

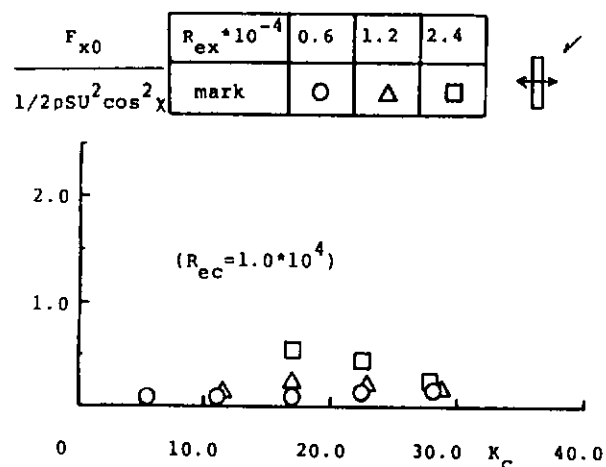


図 3.1.2.26 x 方向の定常抗力 (ストランド ロープ)

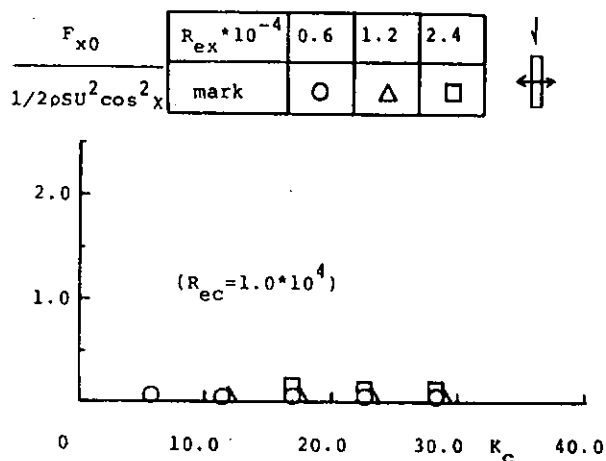


図 3.1.2.27 x 方向の定常抗力 (ストランド ロープ)

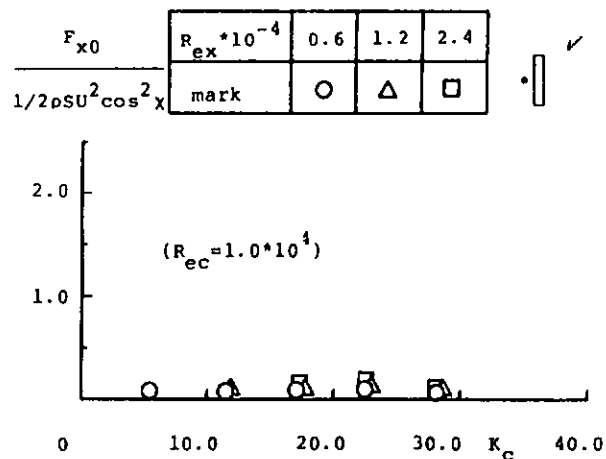


図 3.1.2.28 x 方向の定常抗力 (ストランド ロープ)

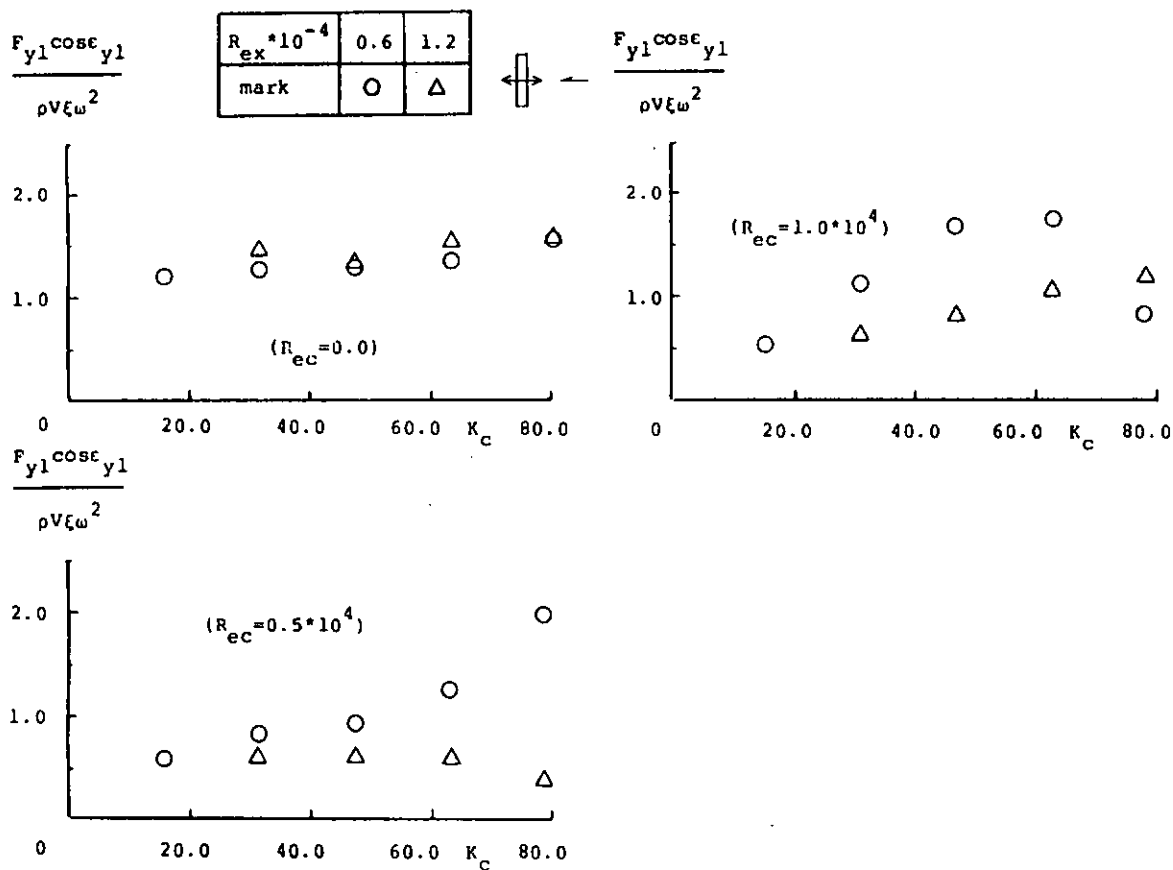


図 3.1.2.29 y 方向の付加質量係数 (チェーン)

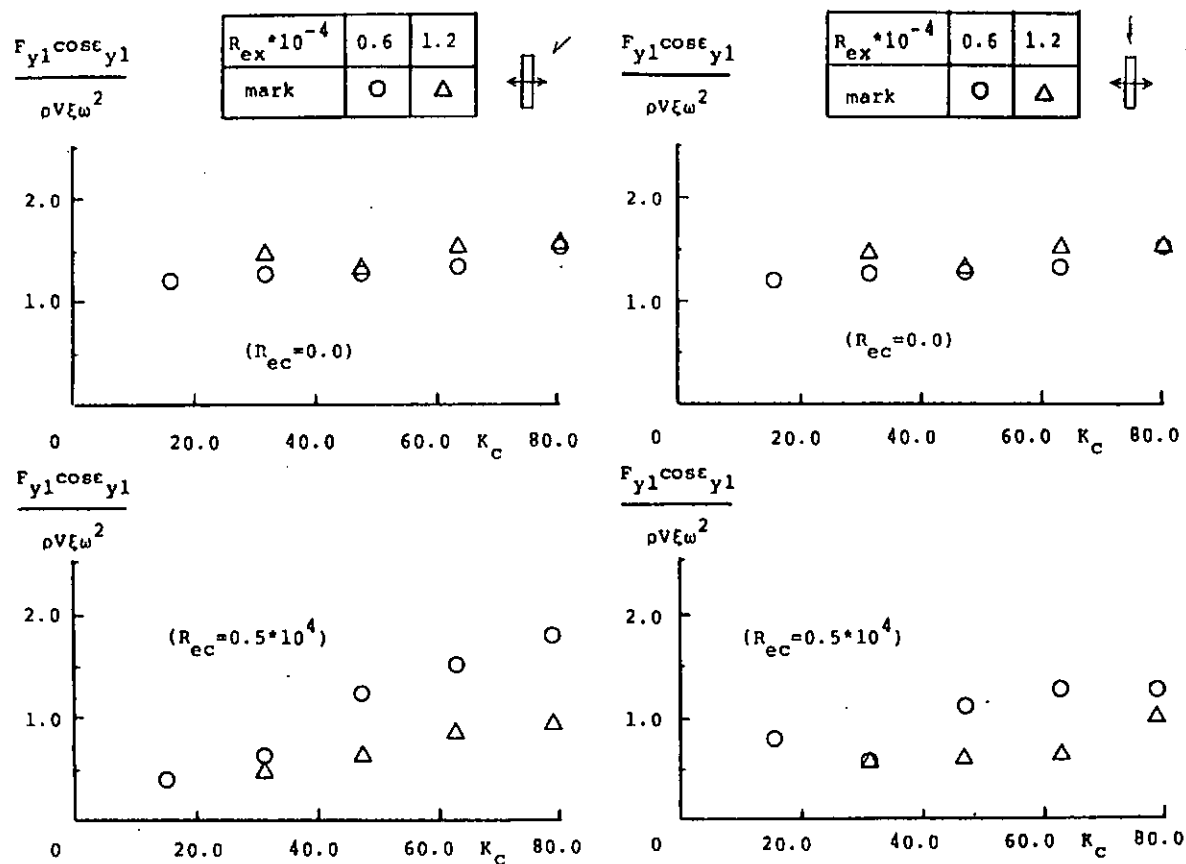


図 3.1.2.30 y 方向の付加質量係数 (チェーン)

図 3.1.2.31 y 方向の付加質量係数 (チェーン)

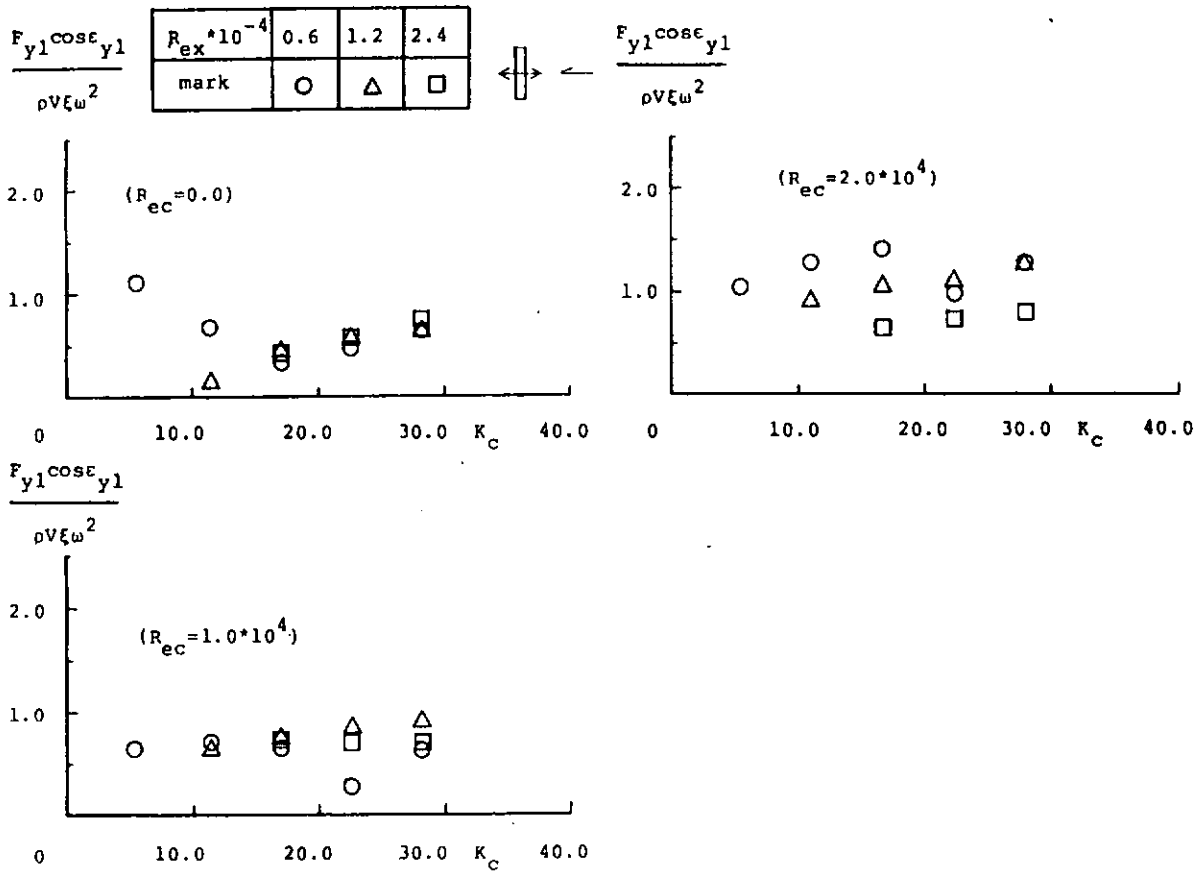


図 3.1.2.32 y 方向の付加質量係数 (ストランド ロープ)

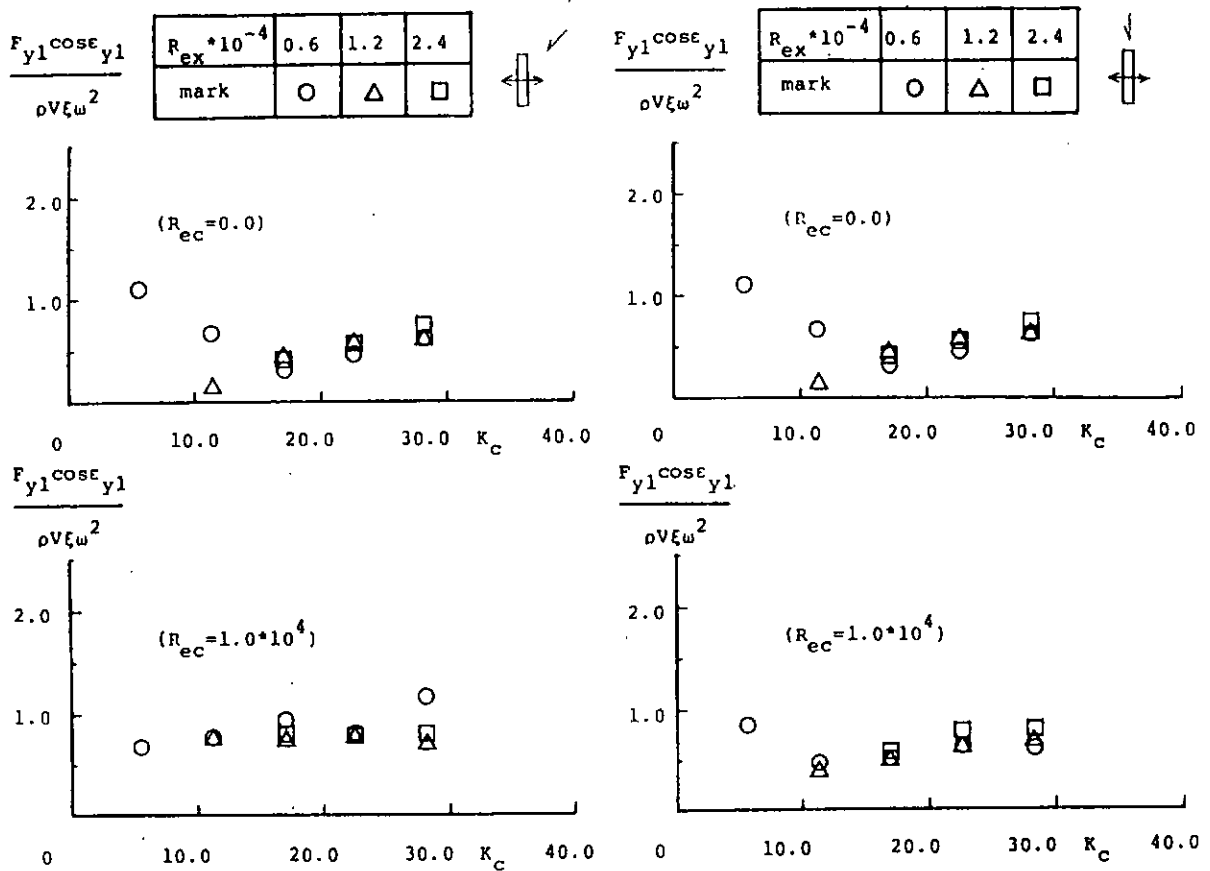


図 3.1.2.33 y 方向の付加質量係数 (ストランド ロープ) 図 3.1.2.34 y 方向の付加質量係数 (ストランド ロープ)

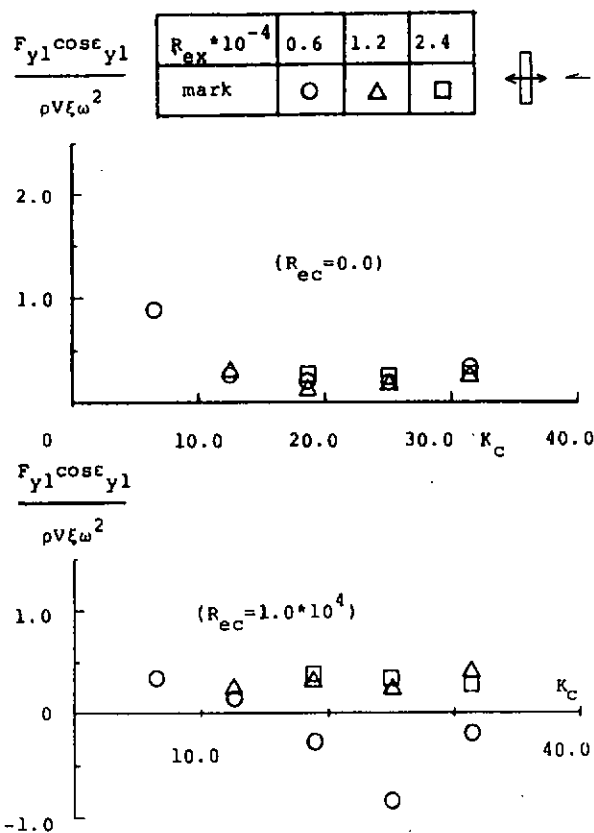


図 3.1.2.35 y 方向の付加質量係数 (スパイラル ロープ)

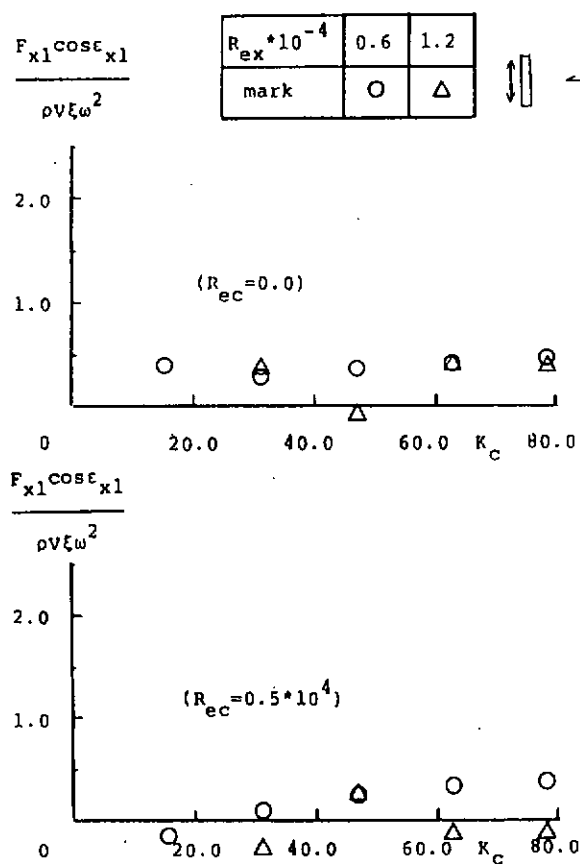


図 3.1.2.36 x 方向の付加質量係数 (チェーン)

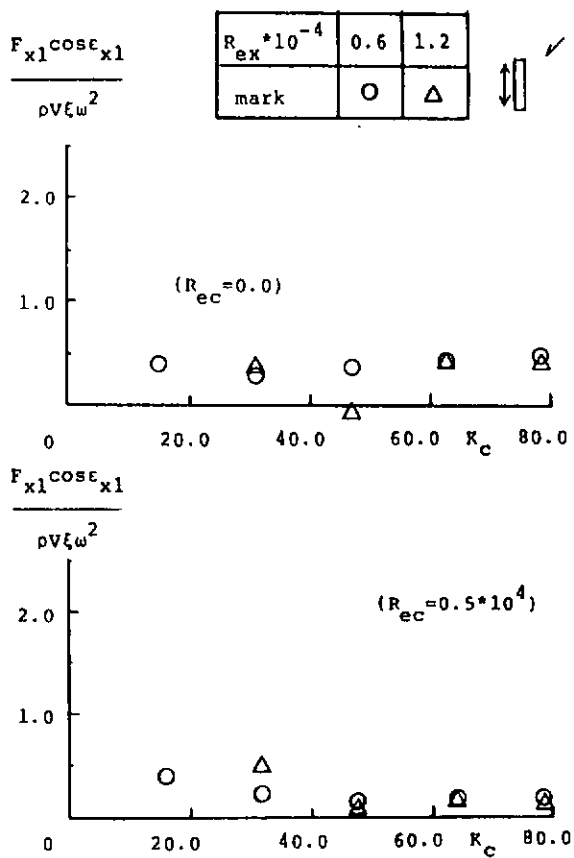


図 3.1.2.37 x 方向の付加質量係数 (チェーン)

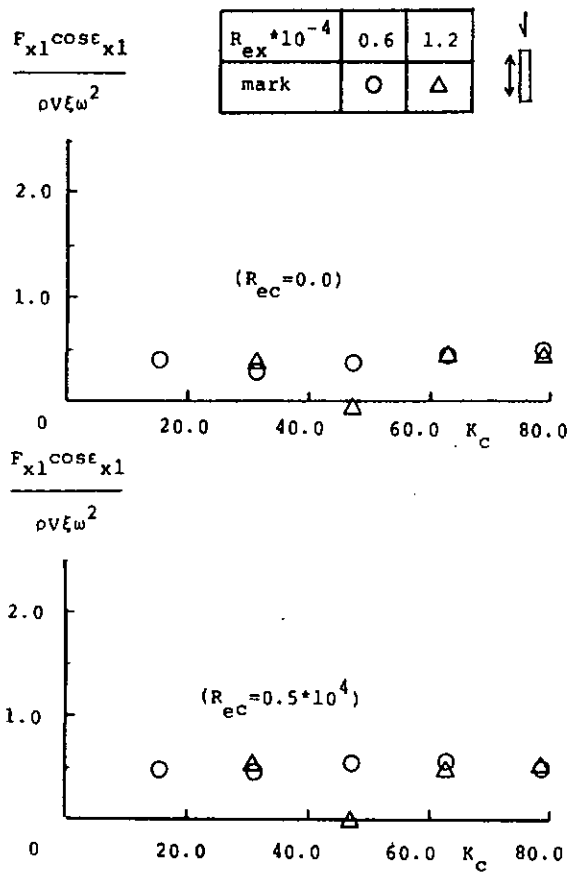


図 3.1.2.38 x 方向の付加質量係数 (チェーン)

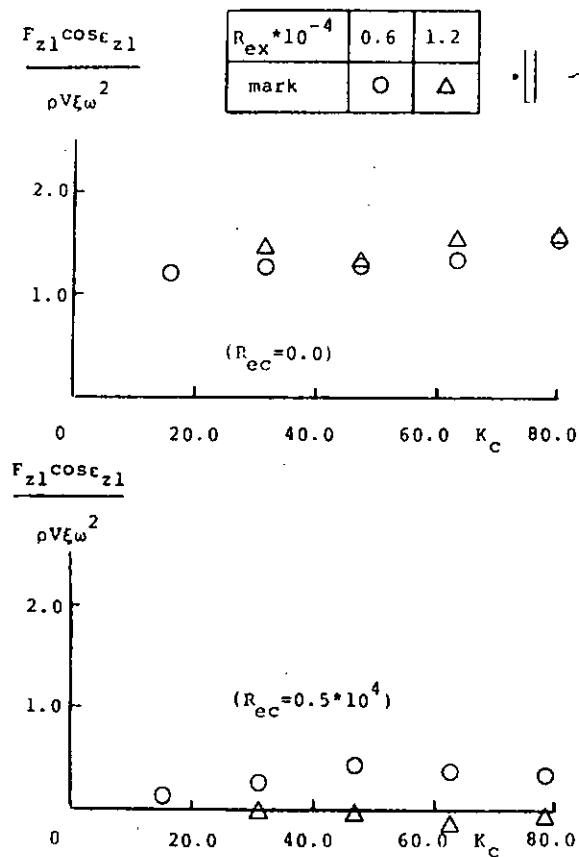


図 3.1.2.39 z 方向の付加質量係数 (チェーン)

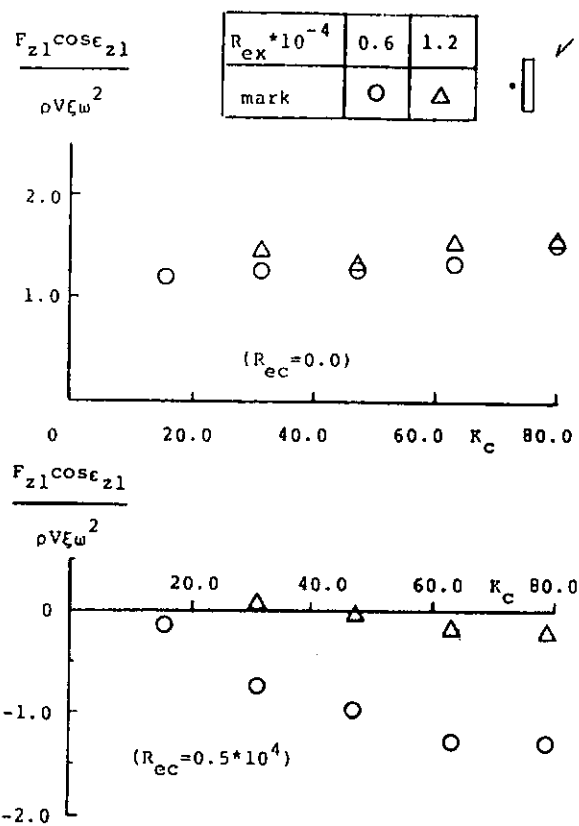


図 3.1.2.40 z 方向の付加質量係数 (チェーン)

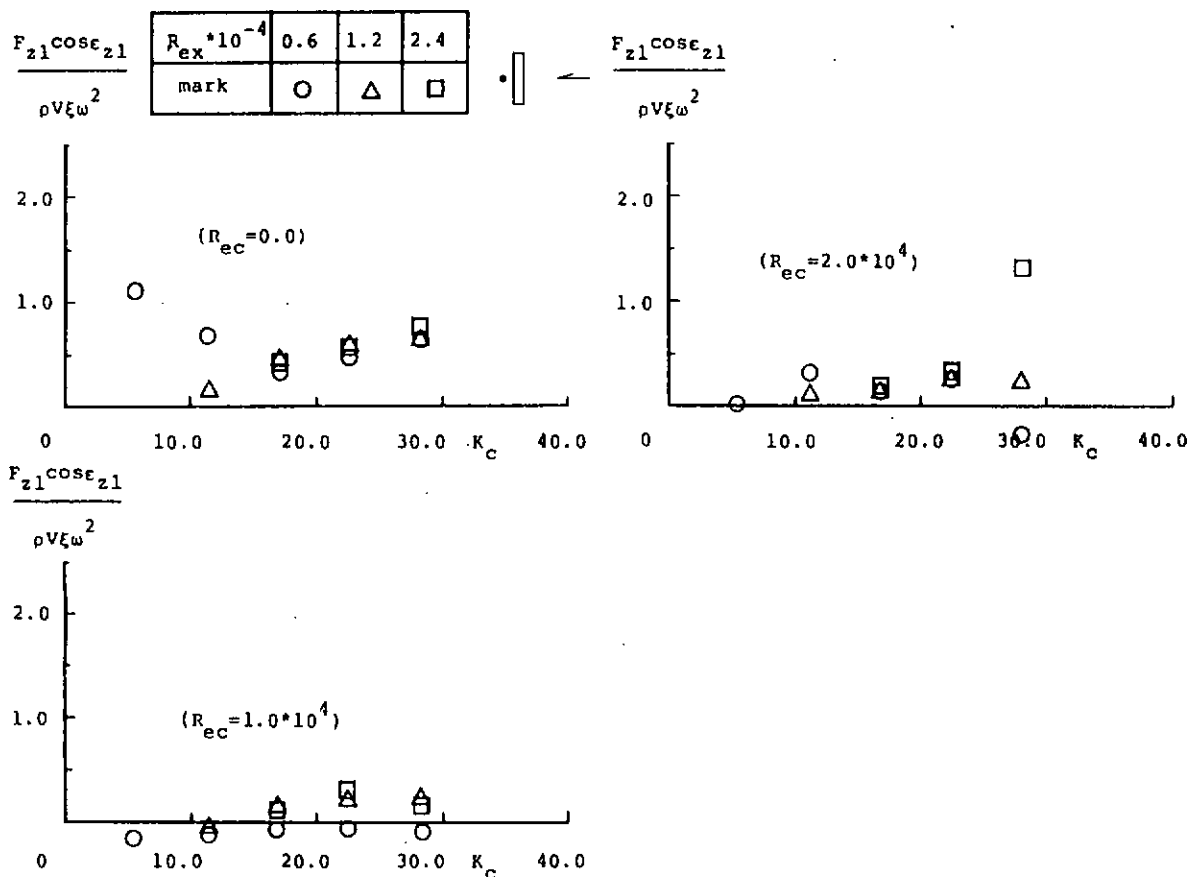


図 3.1.2.41 z 方向の付加質量係数 (ストランド ロープ)

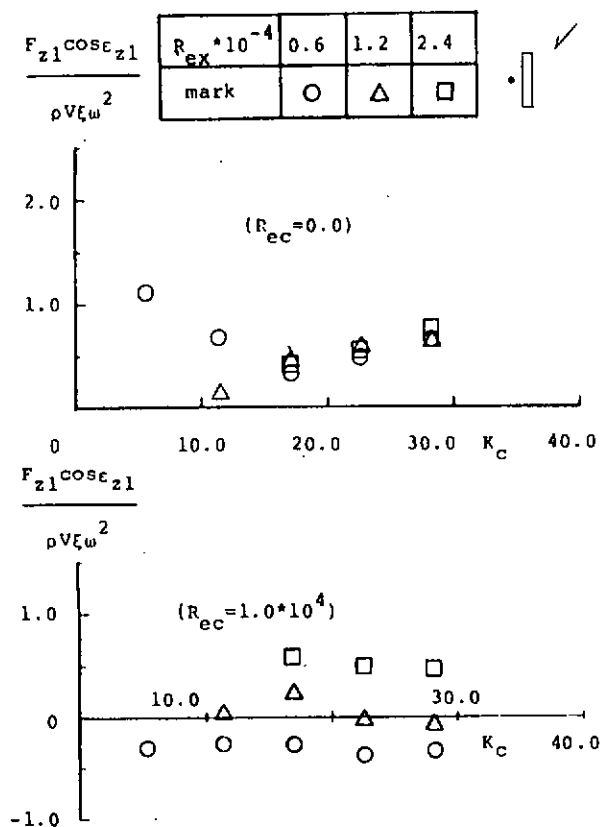


図 3.1.2.42 z 方向の付加質量係数 (ストランド ロープ)

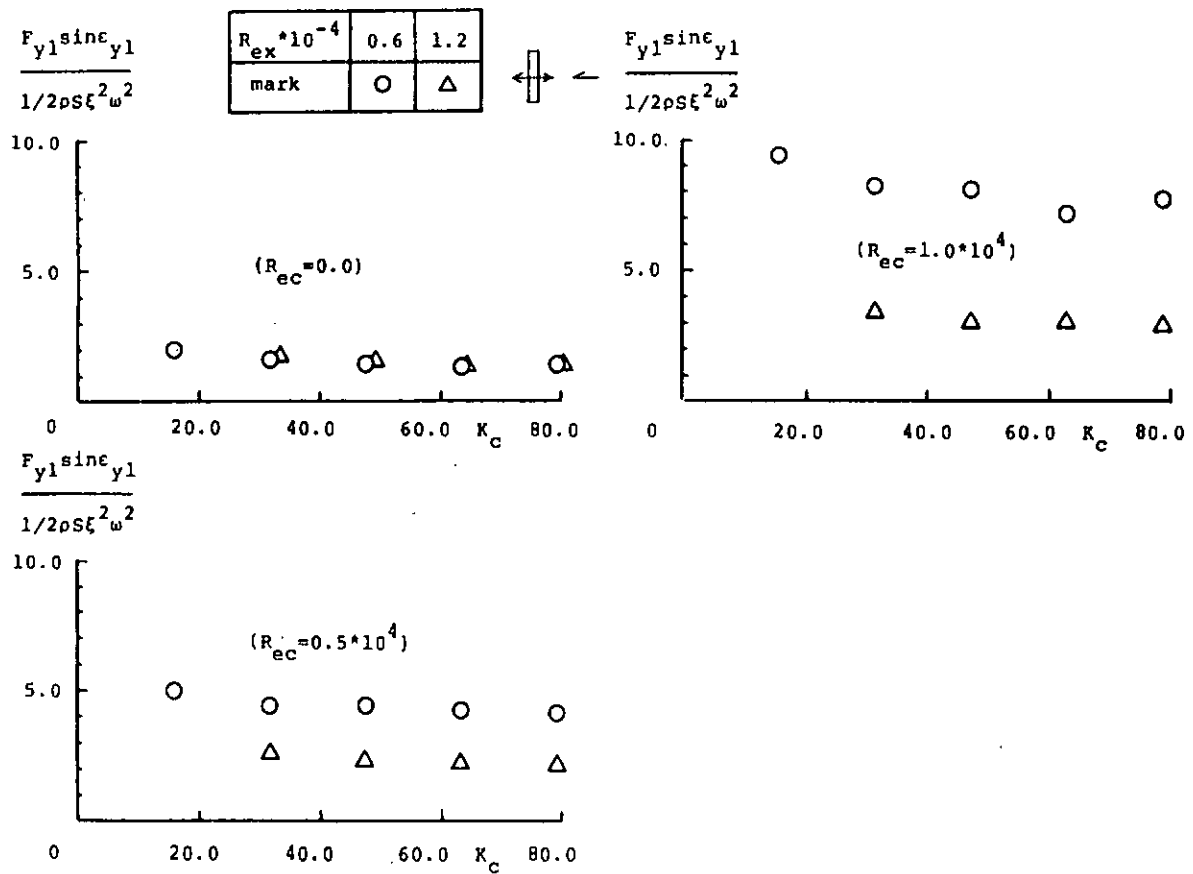


図 3.1.2.43 y 方向の変動抗力の基本周波数成分 (チェーン)

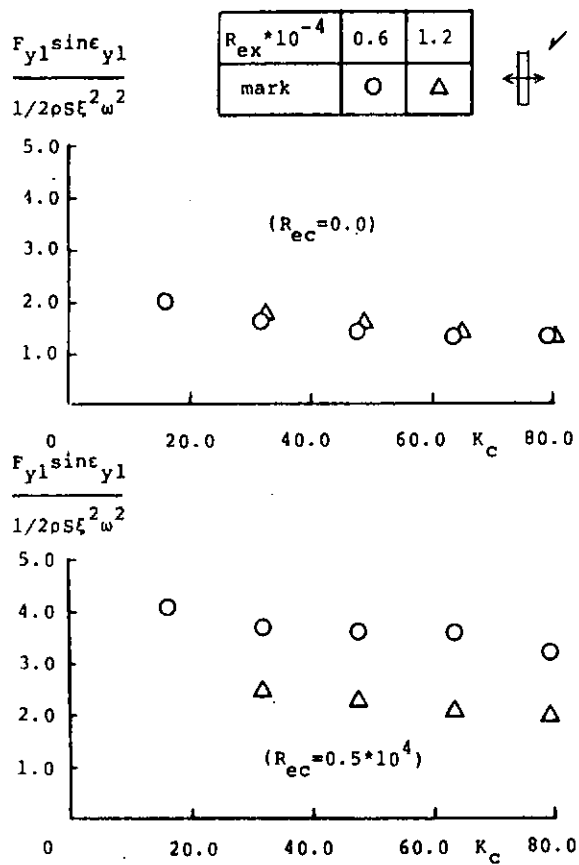


図 3.1.2.44 y 方向の変動抗力の基本周波数成分 (チェーン)

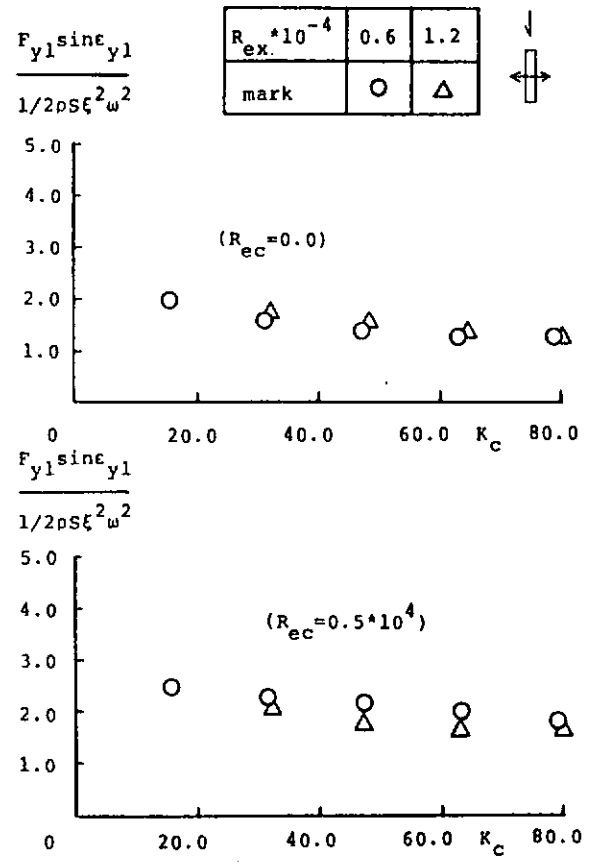


図 3.1.2.45 y 方向の変動抗力の基本周波数成分 (チェーン)

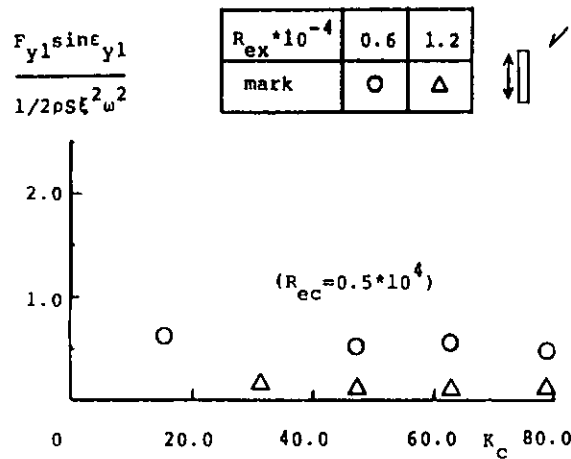


図 3.1.2.46 y 方向の変動抗力の基本周波数成分 (チェーン)

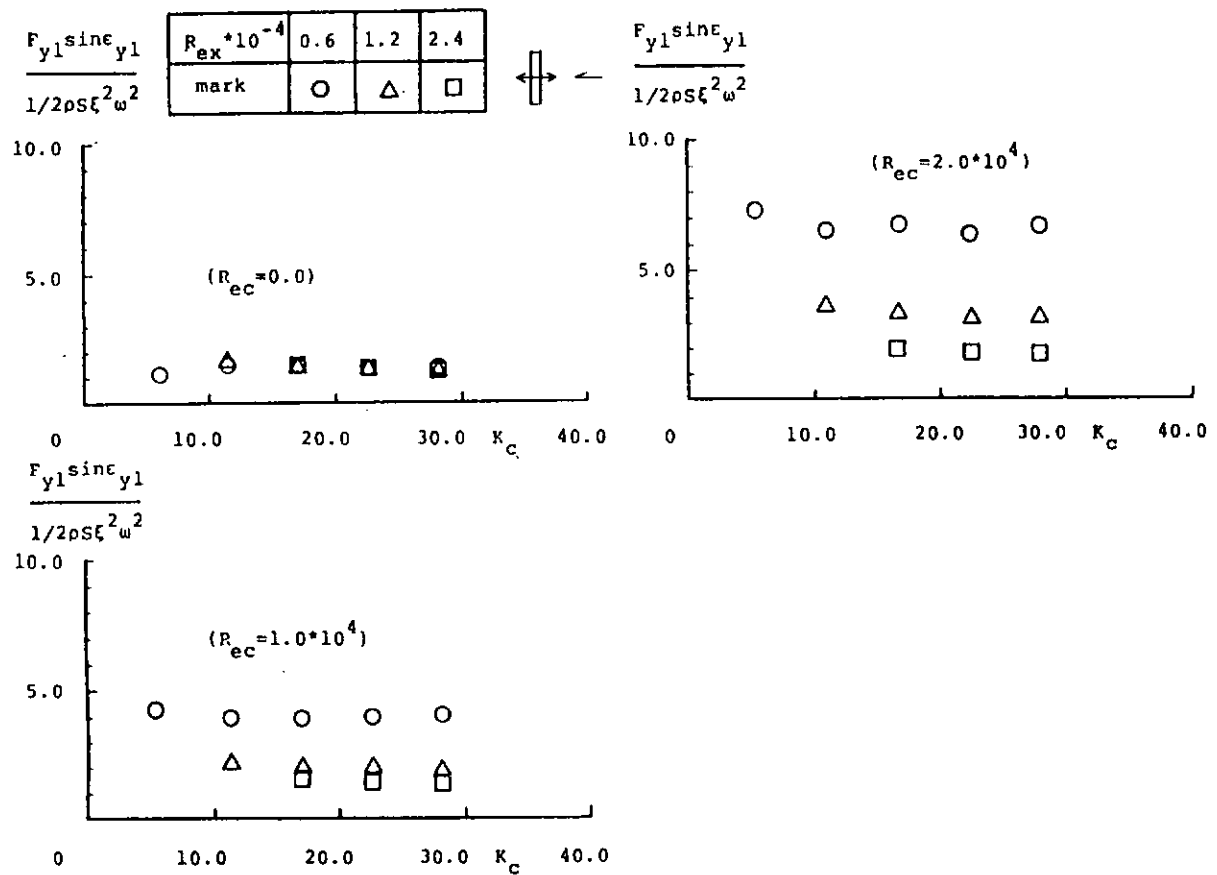


図 3.1.2.47 y 方向の変動抗力の基本周波数成分 (ストランドロープ)

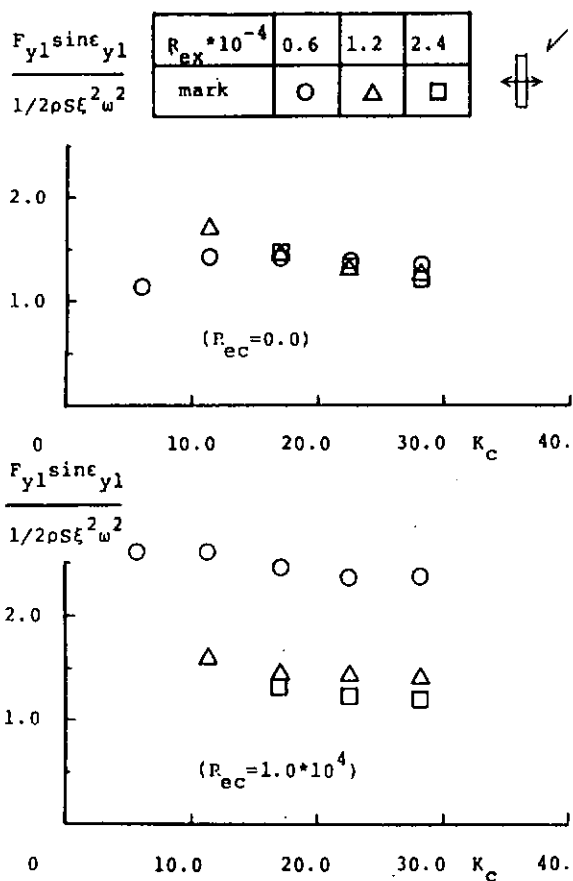


図 3.1.2.48 y 方向の変動抗力の基本周波数成分
(ストランド ロープ)

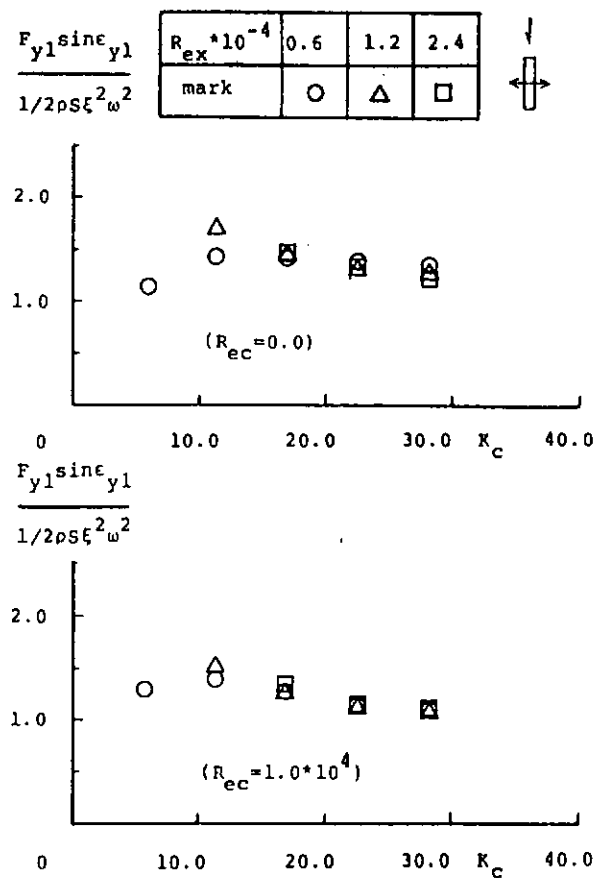


図 3.1.2.49 y 方向の変動抗力の基本周波数成分
(ストランド ロープ)

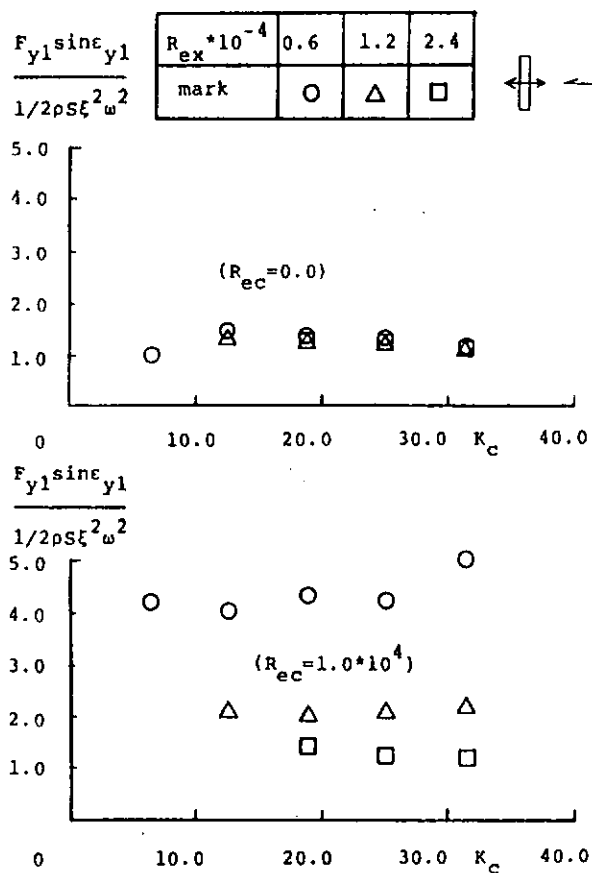


図 3.1.2.50 y 方向の変動抗力の基本周波数成分
(スパイラル ロープ)

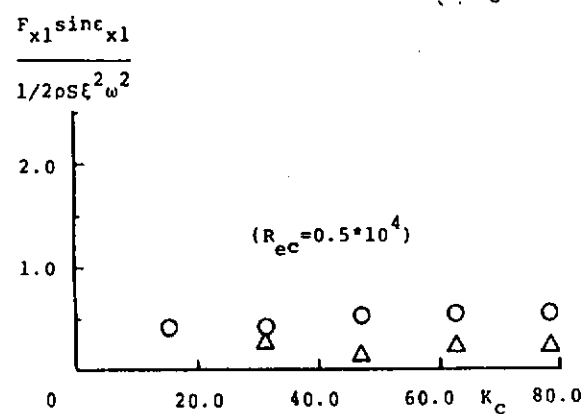
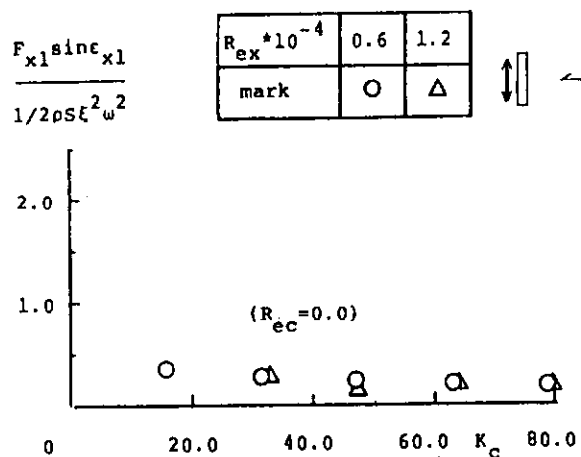


図 3.1.2.51 x 方向の変動抗力の基本周波数成分
(チェーン)

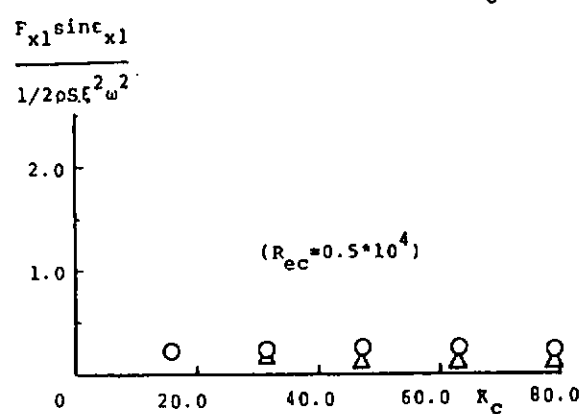
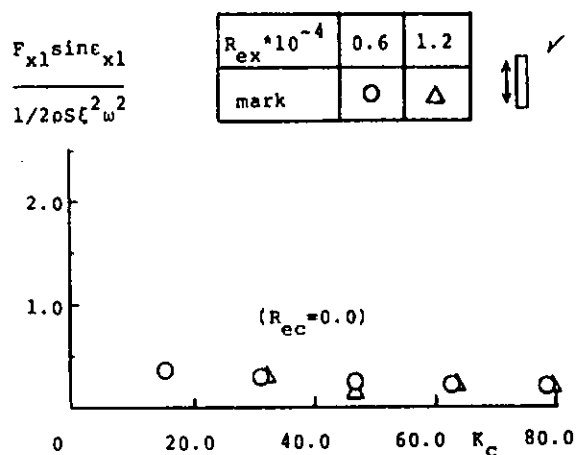


図 3.1.2.52 x 方向の変動抗力の基本周波数成分
(チェーン)

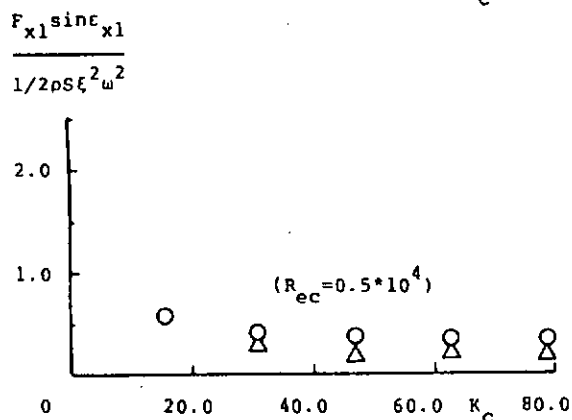
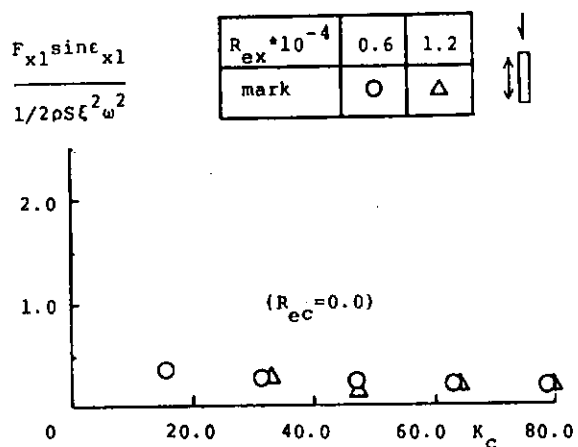


図 3.1.2.53 x 方向の変動抗力の基本周波数成分
(チェーン)

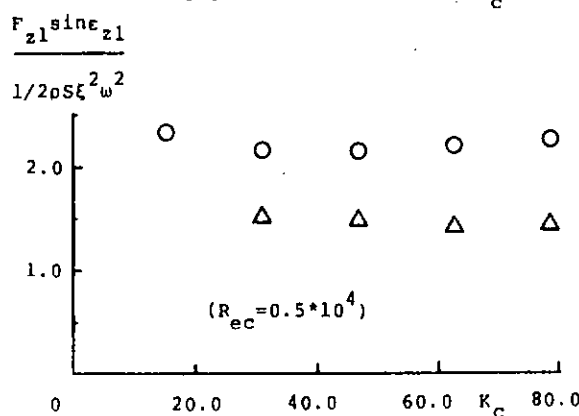
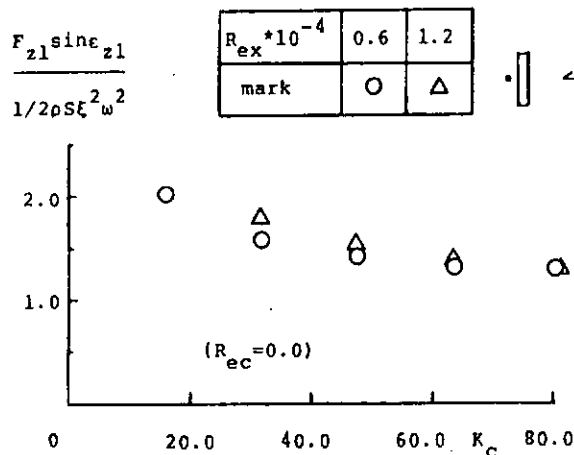


図 3.1.2.54 z 方向の変動抗力の基本周波数成分 (チェーン)

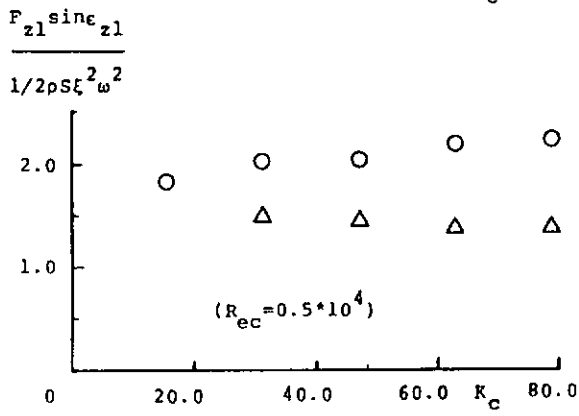
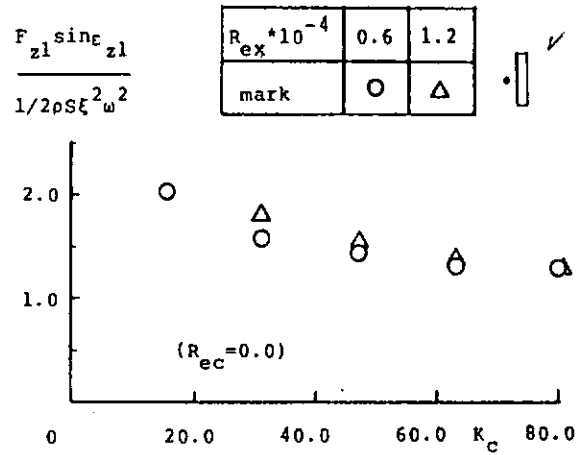


図 3.1.2.55 z 方向の変動抗力の基本周波数成分 (チェーン)

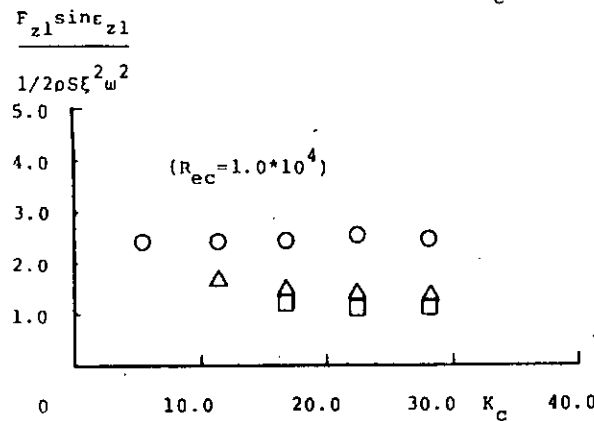
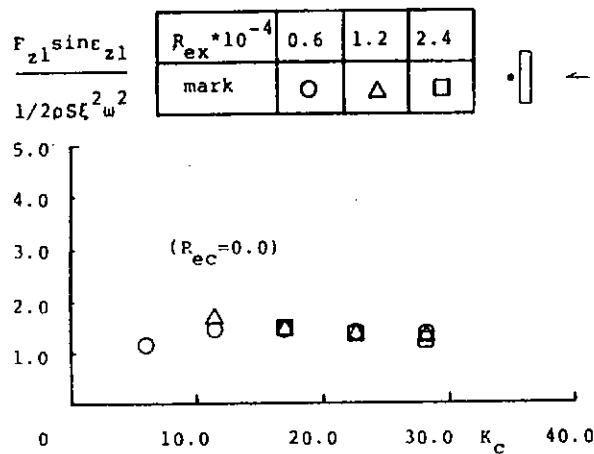
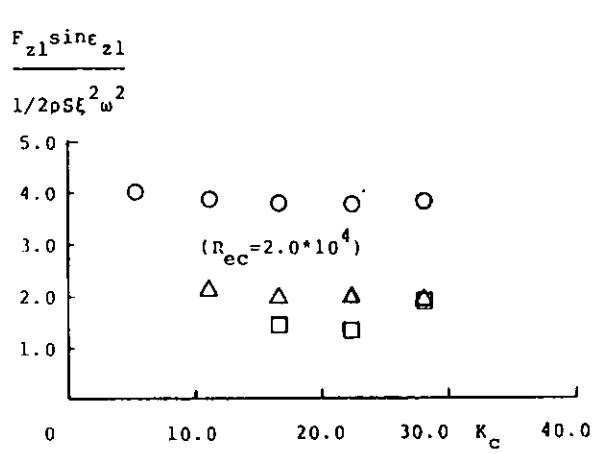


図 3.1.2.56 z 方向の変動抗力の基本周波数成分 (ストランド ロープ)



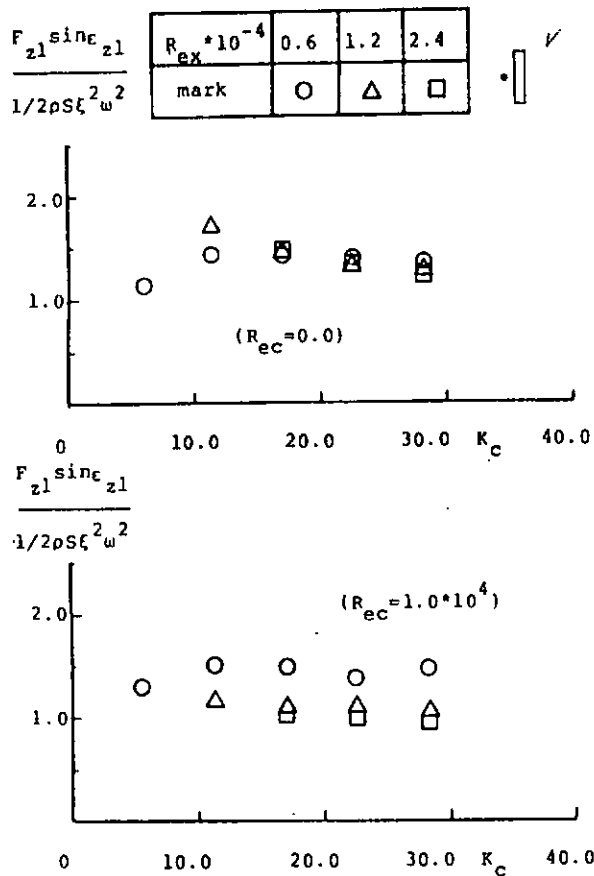


図 3.1.2.57 z 方向の変動抗力の基本周波数成分
(ストランド・ローブ)

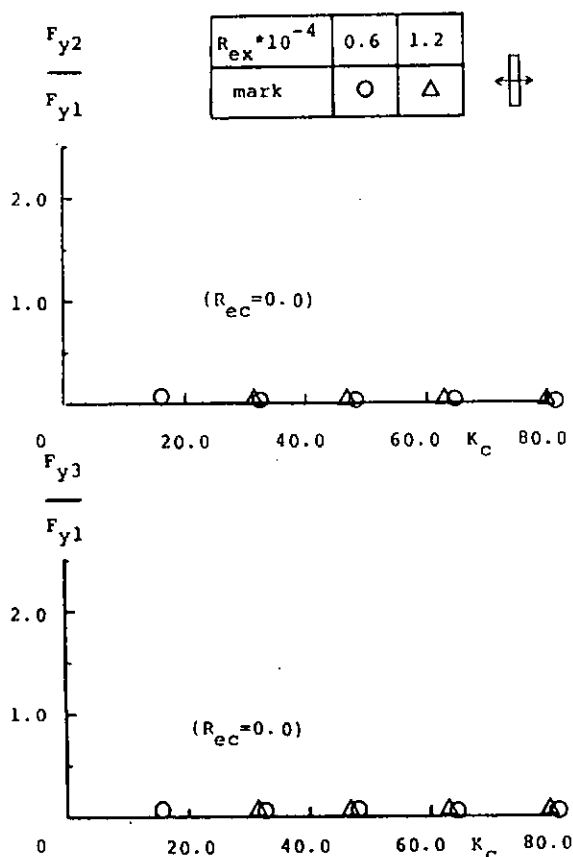


図 3.1.2.58 y 方向の流体力の高周波成分 (チェーン)

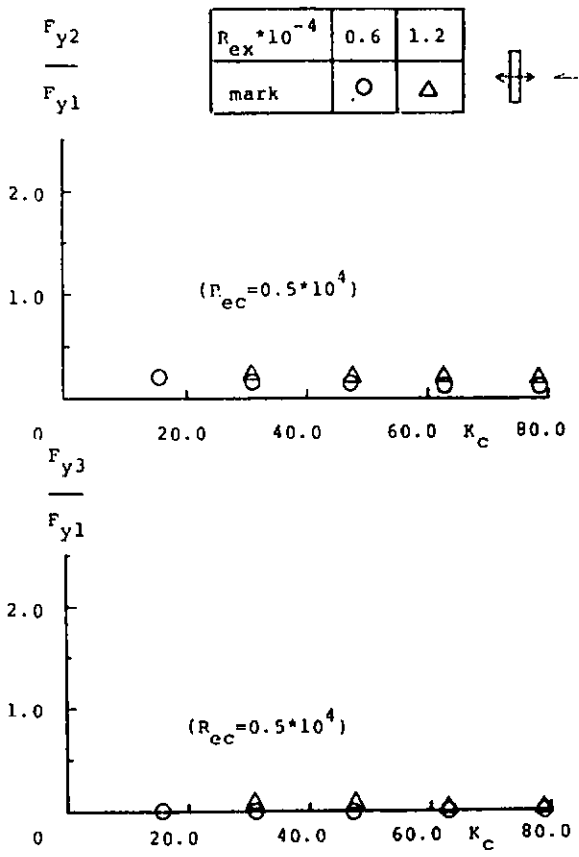


図 3.1.2.59 y 方向の流体力の高周波成分 (チェーン)

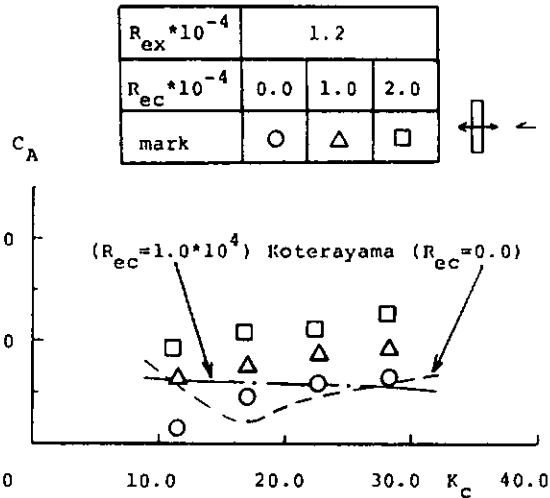
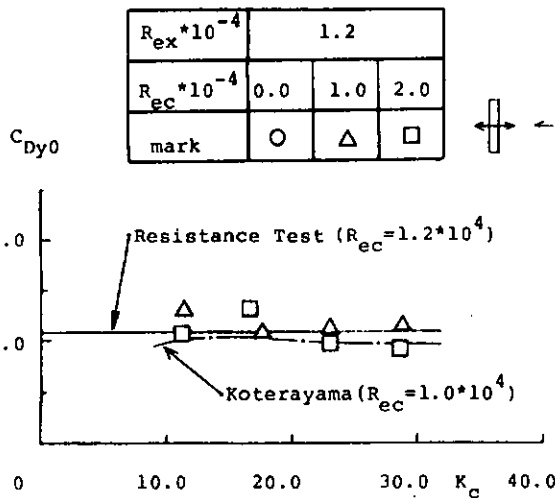


図 3.1.2.61 スtrand ロープの抗力係数
(z 方向の強制動揺試験)

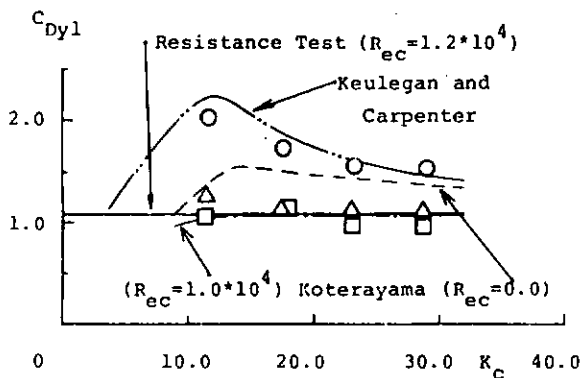


図 3.1.2.60 スtrand ロープの抗力係数
(y 方向の強制動揺試験)

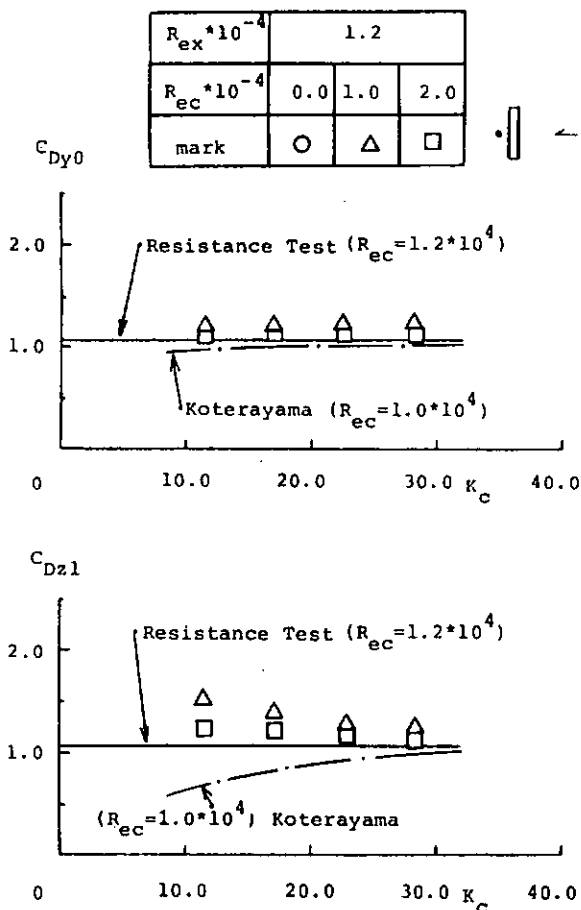


図 3.1.2.62 スtrand ロープの付加質量係数
(z 方向の強制動揺試験)

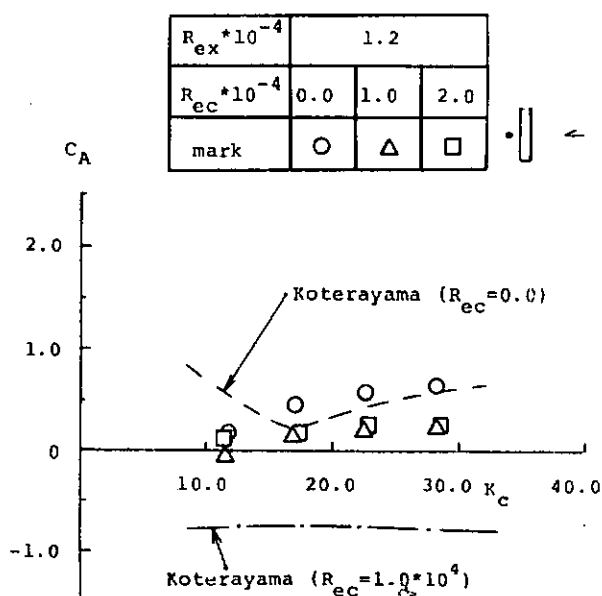


図 3.1.2.63 スtrand ロープの付加質量係数
(y 方向の強制動揺試験)

3.1.3 係留ラインに働く張力の3次元推定法

(1) 静的特性

(a) 目的及び概要

2次元の任意係留ラインの静的特性に関する研究¹⁾の応用として、これを3次元に拡張すると共に深海係留に供する事を目的として任意の方向と強さを有する潮流荷重の影響を計算で求められるようにする。それによって、潮流の強さ、及びその分布、角度、ライン要目、scope等のパラメータが係留特性に与える影響について調査する。

(b) 理論計算

カテナリー解はその解法上、係留ラインの伸びやそれに作用する流体力を無視するために、深海係留などには適当でない。ここでは係留ラインの微小部分についての平衡方程式を、係留ライン端部で仮定した初期条件の下に積分し、他端での境界条件が一致するように初期条件を変えて収束計算を行ういわゆる伝達マトリックス法によって計算を行うことにする。

(i) 理論式

図3.1.3.1に示すように鉛直方向にY軸を、水平方向にXおよびZ両軸をとり、係留ラインの微小部分に働く力のつりあいを考える。微小部分の下端に作用する張力をT、下端部において微小部分を含む鉛直面とX軸のなす角を θ 、微小部分を含む鉛直面上で微小部分とXZ平面とのなす角を ϕ とすると、上端部におけるそれらの値は、 $T + \alpha T$ 、 $\theta + d\theta$ 、 $\phi + d\phi$ であり、微小部分の長さ(ds)は張力(T)の作用で $(ds + Tds/AE)$ に伸びる。(ナイロン等の繊維索では張力の大きさにより伸び率が一律でないので破断荷重に対する張力の割合と伸び率の関係式からその点における伸び率を決定し計算を行う。²⁾) 係留ラインに張力が働かない状態での単位長さ当りの重量を w とし、微小部分に働く潮流による流体力を F (ds に平行の方向)、 H (ds と ds を含む鉛直面に垂直の方向)、 G (ds を含む鉛直面内で ds に垂直の方向)とすると、図3.1.3.1から F 、 H 、 G の各々の方向に働く力の平衡条件から次の各式が導かれる。

$$dT = (w \sin \phi - F(1 + T/AE)) ds \quad (3.1.3.1)$$

$$d\phi = \frac{1}{T} (w \cos \phi - G(1 + T/AE)) ds \quad (3.1.3.2)$$

$$d\theta = -\frac{H}{T \cos \phi} (1 + T/AE) ds \quad (3.1.3.3)$$

$$dX = (1 + T/AE) \cos \phi \cos \theta ds \quad (3.1.3.4)$$

$$dY = (1 + T/AE) \sin \phi ds \quad (3.1.3.5)$$

$$dZ = (1 + T/AE) \cos \phi \sin \theta ds \quad (3.1.3.6)$$

$1/AE$: 係留ラインの伸び率

ここで(3.1.3.1)～(3.1.3.6)の各式をライン(S)に沿って積分すればそれぞれから T 、 θ 、 ϕ 、 X 、 Y 、 Z が求められる。

(ii) 数値計算

前節で求められた微分方程式を差分方程式で近似すれば、

$$\Delta T_i = \left[w_i \sin \phi_{i-1} - F_i (1 + T_{i-1}/AE_i) \right] \Delta S_i \quad (3.1.3.7)$$

$$\Delta \phi_i = \frac{1}{T_{i-1}} \left[w_i \cos \phi_{i-1} - G_i (1 + T_{i-1}/AE_i) \right] \Delta S_i \quad (3.1.3.8)$$

$$\Delta \theta_i = \frac{-H_i}{T_{i-1} \cos \phi_{i-1}} (1 + T_{i-1}/AE_i) \Delta S_i \quad (3.1.3.9)$$

$$\Delta X_i = (1 + T_{i-1}/AE_i) \cos \phi_{i-1} \cos \theta_{i-1} \Delta S_i \quad (3.1.3.10)$$

$$\Delta Y_i = (1 + T_{i-1}/AE_i) \sin \phi_{i-1} \Delta S_i \quad (3.1.3.11)$$

$$\Delta Z_i = (1 + T_{i-1}/AE_i) \cos \phi_{i-1} \sin \theta_{i-1} \Delta S_i \quad (3.1.3.12)$$

と書ける。係留ラインをN個のセグメントに分割し、端部（アンカー点）における境界条件を T_0 、 ϕ_0 、 θ_0 、 X_0 、 Y_0 、 Z_0 とすれば n 番目のセグメントにおける各々の値は

$$T_n = T_0 + \sum_{i=1}^n \Delta T_i \quad (3.1.3.13)$$

$$\phi_n = \phi_0 + \sum_{i=1}^n \Delta \phi_i \quad (3.1.3.14)$$

$$\theta_n = \theta_0 + \sum_{i=1}^n \Delta \theta_i \quad (3.1.3.15)$$

$$X_n = X_0 + \sum_{i=1}^n \Delta X_i \quad (3.1.3.16)$$

$$Y_n = Y_0 + \sum_{i=1}^n \Delta Y_i \quad (3.1.3.17)$$

$$Z_n = Z_0 + \sum_{i=1}^n \Delta Z_i \quad (3.1.3.18)$$

により求められる。(3.1.3.13)～(3.1.3.18)式から明らかなように端部の境界条件を定めれば係留ライン上のすべての点における値が順次求まることになる。

(iii) 境界条件

数値計算は係留ラインの端部から出発し、他端部（浮体側係留点）まで順次同一計算を繰り返すことになる。境界条件として以下を考慮した。

(イ) 係留ライン端部の条件

アンカー点をラインセグメント番号の始点とし、ここをラインの座標原点 ($X_0 = 0$, $Y_0 = 0$, $Z_0 = 0$) とする。

① 1点係留の場合

1点係留の場合には、水平面内での拘束は存在しないのでアンカー点において水平方向の角度を仮定し、浮体側係留点高さ ($= Y_F$) に終点 (N番目) のラインセグメント番号の Y の値 ($= Y_N$) が一致するように初期条件を決める。

② 多点係留の場合

多点係留の場合には、水平面内での拘束があるために浮体側係留点高さ ($= Y_F$) と浮体の Z 軸方向の拘束変位 ($= Z_F$) に対して終点のラインセグメント番号における値が同時に満足するように初期条件を決める。結果として、浮体側係留点の位置 (X_F , Y_F , Z_F) とライン張力等の関係が得られる。

(ロ) 海底の条件

ラインは海底以下にはならず、海底上にある時には、 $w_i = 0$ とし $\Delta \phi_i = 0$ 、 $\Delta Y_i = 0$ となり、ラインは海底上を這うことになる。又海底上にあるラインは潮流による流体力は受けないと仮定

する。

(i) 海面の条件

浮体側の保留点が水面より上にある場合には、そこを保留点高さとする。水面上に出たラインは流体力は受けないものとする。

(iv) 流体力の算定

(3.1.3.1) ~ (3.1.3.3) 式中の F , H , G はラインに働く流体力を表わしている。次にこれらの値の算定法を述べる。ある水深における潮流の水平方向の角度を θ , 鉛直方向の角度を $\bar{\theta}$, 流速を V とすると, 流速の X , Y , Z 軸方向成分は

$$V_X = V \cos \bar{\theta} \sin \theta \quad (3.1.3.19)$$

$$V_Y = V \sin \bar{\theta} \quad (3.1.3.20)$$

$$V_Z = V \cos \bar{\theta} \cos \theta \quad (3.1.3.21)$$

で与えられる。 V_X , V_Y , V_Z を用いて F , H , G 方向への速度成分 (U_F , U_H , U_G) を表わすと次式の如くなる。

$$U_F = V_X \cos \phi \cos \theta + V_Y \sin \phi + V_Z \cos \phi \sin \theta \quad (3.1.3.22)$$

$$U_H = -V_X \sin \theta + V_Z \cos \theta \quad (3.1.3.23)$$

$$U_G = -V_X \sin \phi \cos \theta + V_Y \cos \phi - V_Z \sin \phi \sin \theta \quad (3.1.3.24)$$

図 3.1.3.2 はライン断面と H , G を含む ds に垂直な面内での速度成分である。この面内での合成速度 U 及び合力 N は次式で得られる。

$$U = (U_H^2 + U_G^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.1.3.25)$$

$$N = (H^2 + G^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.1.3.26)$$

図 3.1.3.3 はライン微小部分 ds と速度ベクトルを含む面である。速度成分 U_F と U 及び力の成分 N と F を示してある。 N は U 方向で H と G の合力の方向に働く。流体力 N と F の推定法については種々の方法がある。⁵⁾ ここでは本報告書の 3.1.2 の実験結果に基づいて strand rope, spiral rope chain に働く流体力の算定式として以下のものを採用した。

$$\text{strand rope} \quad N = R \cdot 0.92 \sin^2 \Psi \quad (3.1.3.27-A)$$

$$F = R \cdot 0.03 \cos \Psi \quad (3.1.3.27-B)$$

$$\text{spiral rope} \quad N = R \cdot 1.02 \sin^2 \Psi \quad (3.1.3.28-A)$$

$$F = R \cdot 0.015 \cos \Psi \quad (3.1.3.28-B)$$

$$\text{chain} \quad N = R (0.5 \sin^2 \Psi + 0.65 \sin \Psi) \quad (3.1.3.29-A)$$

$$F = R \cdot 0.16 \sin \left(\frac{5}{3} \Psi + \frac{\pi}{6} \right) \quad (3.1.3.29-B)$$

但し,

$$R = \frac{1}{8} \rho D \cdot V^2 \quad (3.1.3.30)$$

ρ : 流体密度

D : ライン直径 V : 流速

(チェーンの場合には D のかわりに単位長さ当たりの面積の値を使用する。⁶⁾)

図 3.1.3.3 から

$$\sin \Psi = U/V \quad (3.1.3.31)$$

$$\cos \Psi = U_F/V \quad (3.1.3.32)$$

H, Gは図3.1.3.2から次式で得られる。

$$H = N U_M / U \quad (3.1.3.3)$$

$$G = N U_G / U \quad (3.1.3.4)$$

以上の関係式により任意の深さにおけるラインに働く流体力が計算できる。ナイロン等の繊維索には形状が rope と同一の場合と (3.1.3.27) 式を使用して計算を行う。

(V) 係留特性計算

ここでは、係留特性を代表して張られた係留ラインの X 軸方向水平距離、Z 軸方向水平距離及び係留ライン張力の 3 者の関係を求める。

① 1 点係留の場合

浮体側係留点高さ (= Y_F) をあらかじめ与え、ラインが海底からくり出す平面内角度を一定とした上で水平面内でのライン端部 (アンカー点) における X 方向の張力成分 (= T_{X_0}) を与え、これに対して浮体側係留点における X, Z 座標、ラインの水平及び鉛直方向の角度、さらにライン張力を計算しテーブルとしてプリントアウトさせる。

② 多点係留の場合

1 点係留の場合の $Y_F = \text{const}$ の条件の他に $Z_F = \text{const}$ の条件をつけ加える。水平面内でのライン端部で X 方向の張力成分の値を与えるのは 1 点係留の場合と同様であるが、ラインが海底からくり出す平面内角度を一定とせずに変化させて $Z_F = \text{const}$ の条件を満たすようにする。ラインが taut の場合には、アンカー点においてラインの水平方向、鉛直方向の角度を一定に仮定できるが slack の場合には、ラインが海底をどのように這っていたかはそれまでの履歴により、一義的に決定できないので、係留特性に変化が生じる可能性がある。ここではラインはアンカー点から浮体側へまっすぐに敷設されたものと仮定して計算を行う。多点係留の場合には $Z_F = \text{const}$ なので浮体側係留点における X 座標、ラインの水平及び鉛直方向角度、ライン張力を計算し、テーブルとして表わす。

(VI) 数値計算プログラム

係留ラインの 3 次元静的特性計算プログラムの流れを図 3.1.3.4 に示す。

(c) 計算結果

以上に述べた方法により行った計算のアウトプット例を表 3.1.3.1 に示す。これらのアウトプット結果を用いて係留における種々のパラメーターの影響を調べる。

(i) 潮流

潮流は局地性が非常に強いので、構造物の設置点における実測のものを用いるべきである。又潮流の鉛直方向分布は海底地形、海底摩擦、水温、塩分等によって変化し、表層と成層では流向が逆向きになることもあるので実測調査が望ましい。各船級協会規則^{7)~12)}による潮流の扱い方をしてみると、潮流形について算式が与えられているのは D. N. V. と G. L. であり、他の規則においては潮流は波に加算するという副次的な扱いしか受けていない。

(i) 潮流の分布形状

分布形状が規則に算式として記載されているのは、D. N. V. と G. L. であり、それらの分布形状の算式は以下の如く与えられている。

$$D. N. V. \quad U_z = (U_h)_1 \cdot (Z/d)^{1/9} + (U_h)_2 \cdot (Z/d) \quad (3.1.3.5)$$

U_Z : Z における流速 Z : 海底からの距離

$(U_h)_1$: 潮流 $(U_n)_2$: 吹送流

d : 水深

$$G. L. \quad \text{tidal current} \quad U(Z) = (Z/d)^{0.1} \bar{U} \quad (3.1.3.36-A)$$

$\bar{U}$: 海面での平均潮流速 d : 水深 Z : 海底からの距離

$$\text{surface current} \quad \bar{U}_S = 0.1 \sqrt{T}$$

$$\bar{U}_S(Z) = \exp(-8\bar{Z}/T^2) \bar{U}_S \quad (3.1.3.36-B)$$

T : 波周期

$\bar{Z}$: 静水面からの距離

G. L. の分布形状は (3.1.3.36-A) 式と (3.1.3.37-B) 式の和として考える。両者の比較は (3.1.3.35) 式の1項と (3.1.3.36-A) 式、2項と (3.1.3.36-B) 式を一致させて考える。さらに文献13) にも潮流の式として、次式

$$U = 2.52 \bar{U}_S \bar{Z}^{-0.4} \quad (3.1.3.37)$$

$\bar{U}_S$: 海面での平均潮流速

$\bar{Z}$: 静水面からの距離 ($\bar{Z} \geq 10\text{m}$)

($0 < \bar{Z} < 10\text{m}$ では $U = U_S (= \text{const})$ と考える。)

が示されているので、これもあわせて比較する。3者について海面における流速の値を一定 (= 5 knot) として形状を示すと図3.1.3.5のようになる。(図に使用した入力データーを表3.1.3.2に示す。) このように異なる形状の潮流が係留ラインに作用した場合の係留特性の相違を3種類のラインについて計算した。水深を1000mとして統一し、索鎖の要目として以下のものを選び、

83mm ϕ wire rope 4500m

76mm ϕ chain 2000m

76mm ϕ chain 1000m - 83mm ϕ wire rope 1500m

それらの係留特性を示したものが図3.1.3.6~3.1.3.8である。これらの図より G. L. と D. N. V. においては分布形状による特性の差はほとんど見られないが、3.1.3.37) 式の分布形状の特性とは差が見られる。以下の計算においては潮流の形状を D. N. V. に統一して他のパラメーターについて考察を行う。

(四) 潮流の強さ

潮流の強さの影響をみるため、ラインの張力、水平変位、潮流による流体力を無次元化した値を用いて種々の材質のラインに対して図表を作成した。無次元化の方法は

$$T/B.S. \quad (3.1.3.38)$$

T : 張力 B.S. : 破断荷重

$$X/\sqrt{L^2 - Y^2} \quad (3.1.3.39)$$

X : 水平変位 L : ラインの全長

Y : 浮体側係留点高さ

$$\frac{1}{2} \rho U^2 C_D D d / B.S. \quad (3.1.3.40)$$

ρ : 流体密度 U : 海面における流速

C_D : 抗力係数 D : ラインの直径

d : 水深 B. S. : 破断荷重

であり計算は表 3. 1. 3. 3 に示した条件に対して行い、その結果を図 3. 1. 3. 9 ～図 3. 1. 3. 24 に示す。これらの図は潮流の強さをパラメーターとして、種々の係留ラインに対して scope を変化させて示したものである。計算に使用した索の要目及び流体力の無次元値に相当する海面における流速を表 3. 1. 3. 4 及び表 3. 1. 3. 5 に示す。水深はすべて 1000m として統一し、複合索鎖の構成比は図に記号で示した左にあるものがアンカー点側で、索長比 1 : 2 として計算を行った。なお、より大水深への適用を考慮し、表 3. 1. 3. 5 に示すように、水深 1000m としてはやや過大な潮流速度についても検討した。図に使用した係留ラインの記号は下記の通りである。

W. (S T.) wire rope (strand)

W. (S P.) wire rope (spiral)

CH. (2) chain (2 種)

CH. (3) chain (3 種)

NY. nylon rope

(イ) 潮流の流入角

係留ラインに対して潮流が一定方向から流入するとは限らないので、潮流のラインに対する流入角をパラメーターに取ってその角度の影響を調べる図表を作成した。無次元化の方法は、変位については先ほどと同様で、ライン張力及び潮流の流体力については、

$$T / wL \quad (3. 1. 3. 4 1)$$

T : 張力 w : ラインの単位長さ当り重量

L : ラインの全長

$$\frac{1}{2} \rho U^2 C_D D / w \quad (3. 1. 3. 4 2)$$

ρ : 流体密度 U : 海面における流速

C_D : 抗力係数 D : ラインの直径

w : ラインの単位長さ当り重量

である。計算条件を表 3. 1. 3. 6 に、結果を図 3. 1. 3. 25 ～図 3. 1. 3. 39 に示す。計算に使用した索の要目及び水深は(イ)の計算と同一である。流体力の無次元値に相当する海面における流速を表 3. 1. 3. 7 に示す。

(ii) 索の種類

前項において行った計算から索の種類の影響を見るために、scope 及び潮流による流体力の無次元値を統一して図表を作成した。それらの結果を図 3. 1. 3. 40 ～図 3. 1. 3. 49 に示す。又複合索鎖の場合に索の構成要素のうち索長比が変化した場合に、係留特性にどのような影響を及ぼすかを見るための図も作成した。その計算は chain (3 種) - wire rope (strand) に対して行い、索要目は表 3. 1. 3. 4 のものを使用し、scope = 3.0 で潮流の無次元値は 0.5 (表 3. 1. 3. 5 参照) とした。結果を図 3. 1. 3. 50 に示す。

参 考 文 献

- 1) 井上, 中川: 海底影響を考慮した係留ライン特性と係留設計図表, 日本造船学会論文集, Vol 151 (1982), p 147 ~ p.156
- 2) John. M. Niedzweki: A Comparion of Non-Metallic Ropes with With Rope and Chain Mooring Line for Deep Water Application OTC-3207 (1978)
- 3) J. W. Bedandender: Three-Dimensional Boundary Value Problems for Flexible Cables OTC-1281 (1970)
- 4) P. Y. Chang, W. D. Pilky: The Analysis of Mooring Lines OTC-1502 (1971)
- 5) Casarella M. J., Parsons M: A Survey of Investigtion and Motion of Cable Systems Under Hydrodynamic Loading MTS Journal (1970)
- 6) 宮崎 他: 一様な流れの中に置かれた錨鎖の形状と張力に関する研究 I, 日本航海学会論文集, Vol 61 (1979)
- 7) Rules for the construction and classification of mobile offshore units, Lloyd's Register of Shipping (1972)
- 8) Rules for Building and Classing Offshore Mobile Drilling Units, American Bureau of Shipping (1980)
- 9) Rules and Regulations for the Construction and Classification of Offshore Platform, Bureau Veritas (1975)
- 10) Rules for the Design Construction and Inspection of Offshore Structures, Det Norske Veritas (1977)
- 11) Rules for the Construction and Inspection of Offshore Instellation, Germanisher Lloyd, (1976)
- 12) Rules for Mobile Offshore Units, Nippon Kaigi Kyokai (1978)
- 13) H. O. Berteaux, : Design of Deep-Sea Moorning Lines, MTS Journal (1970)

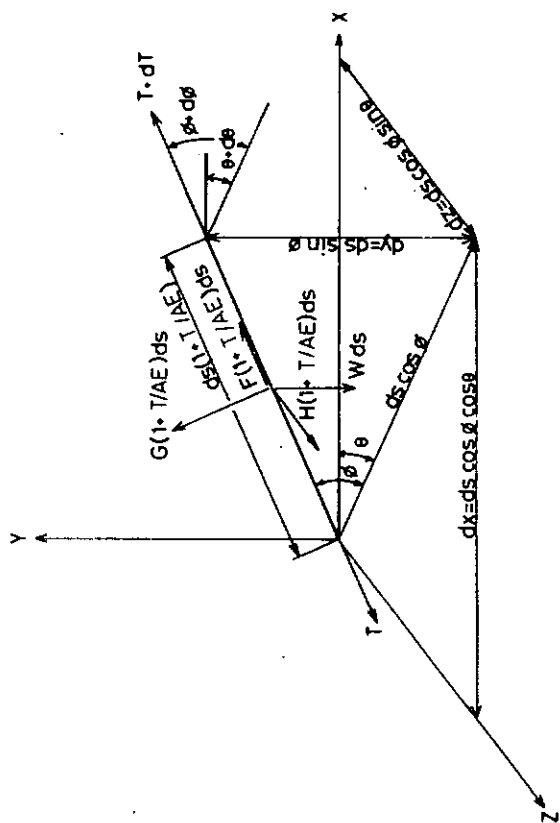


图 3.1.3.1

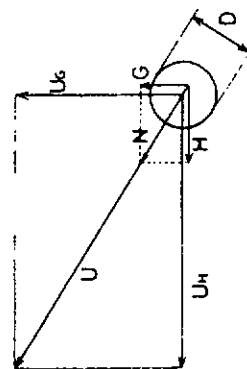


图 3.1.3.2

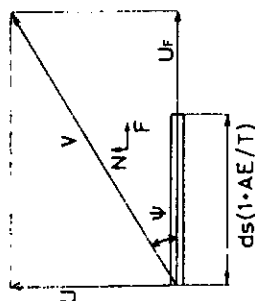


图 3.1.3.3

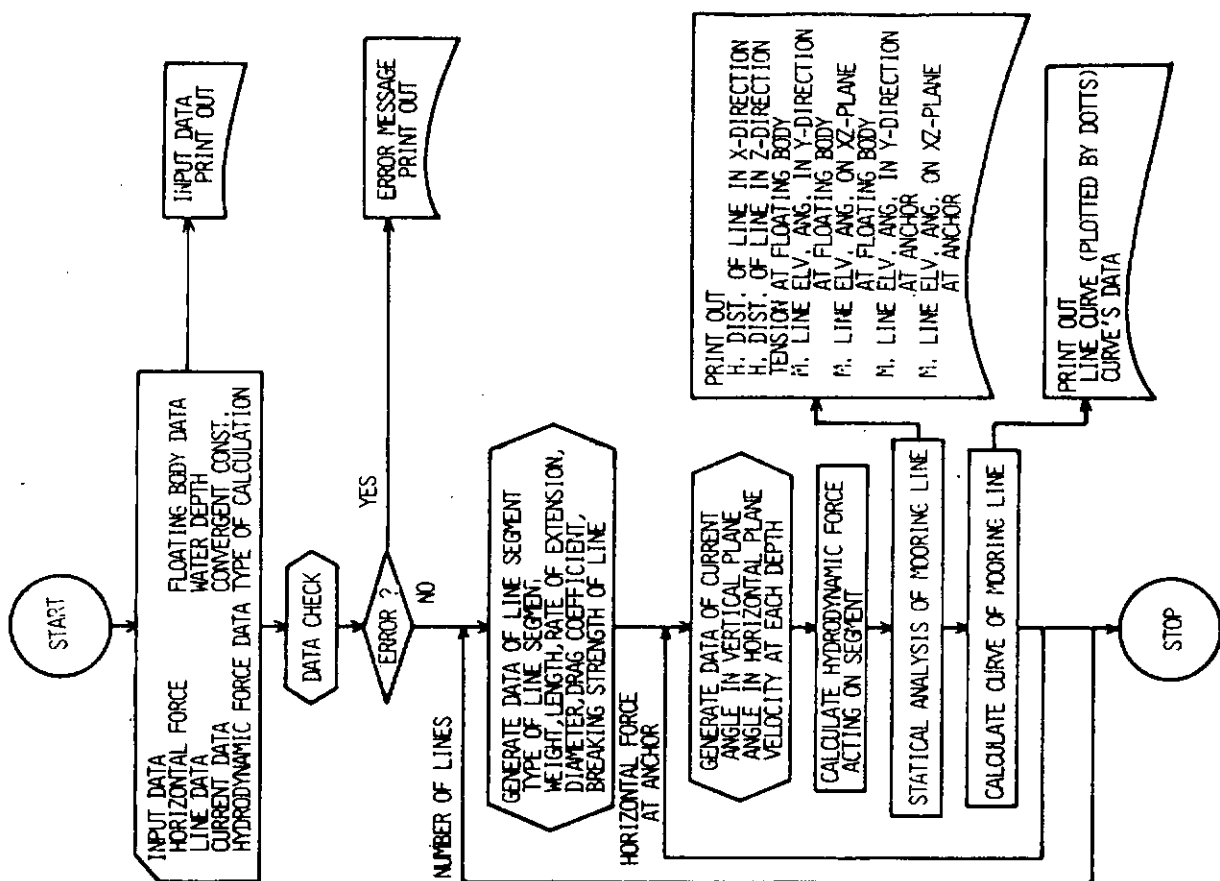
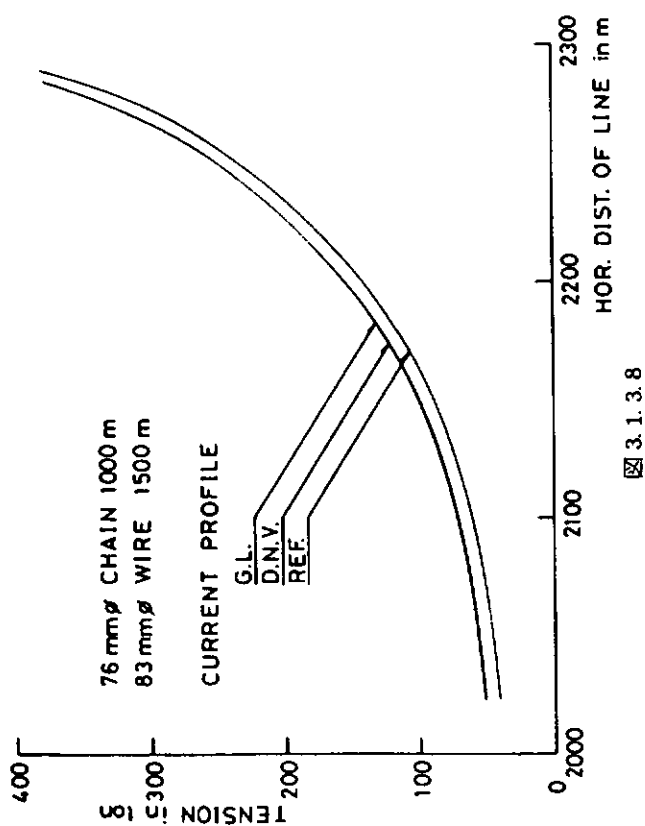
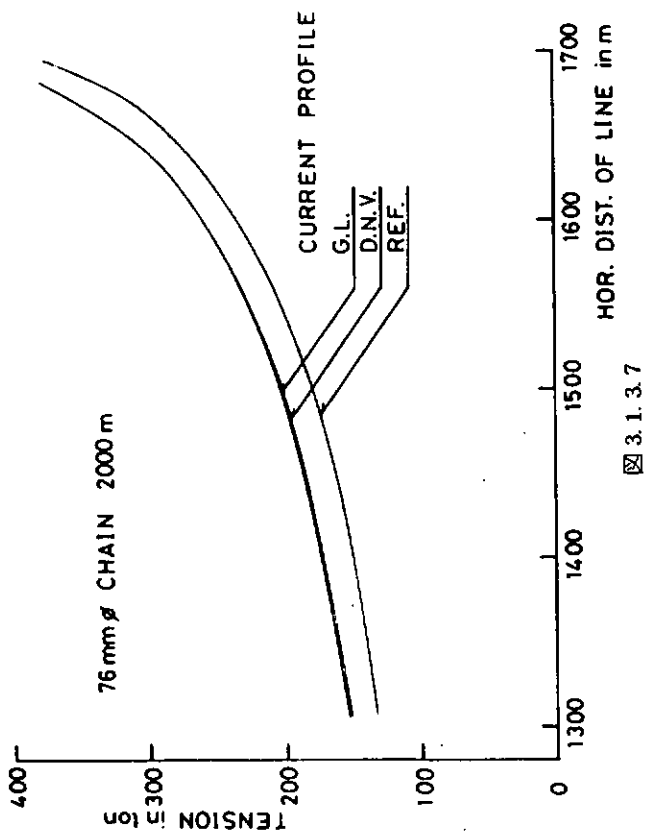
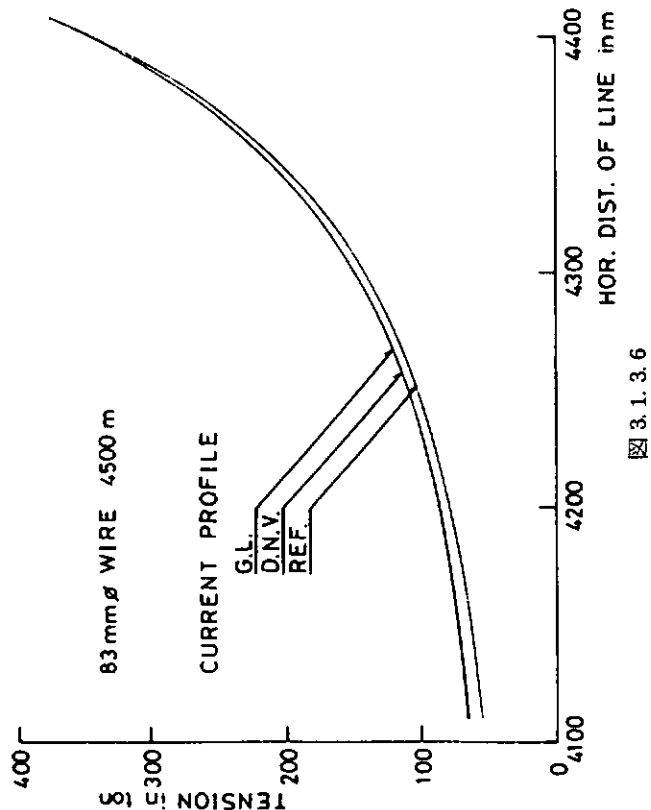
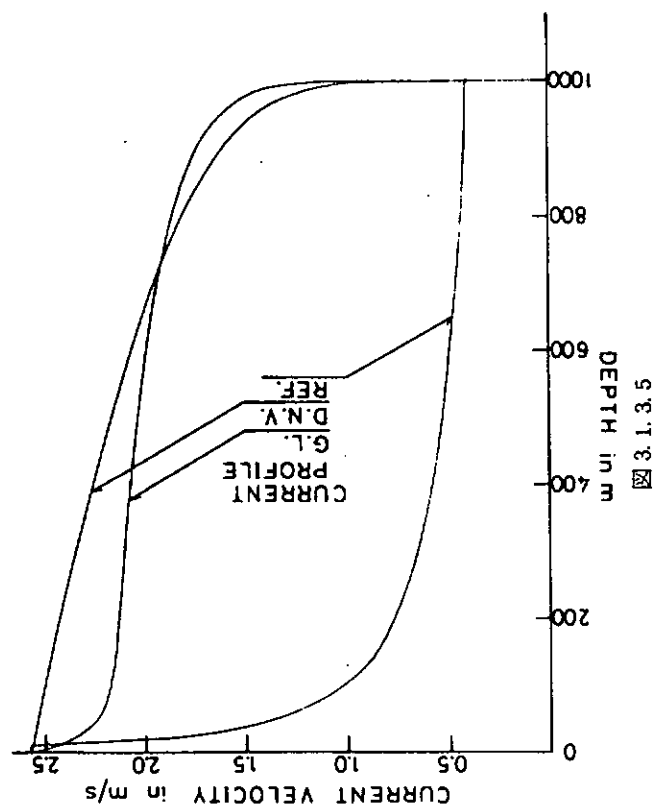


图 3.1.3.4



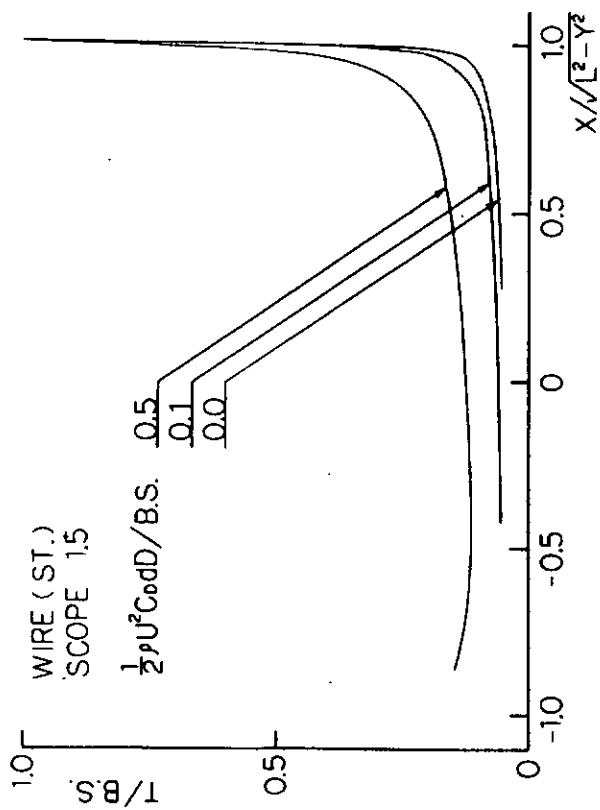


图 3.1.3.9

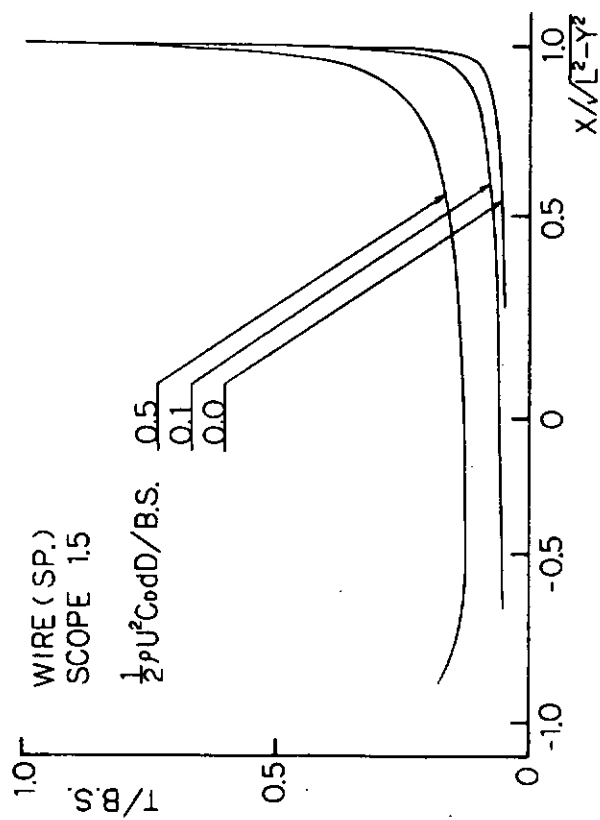


图 3.1.3.11

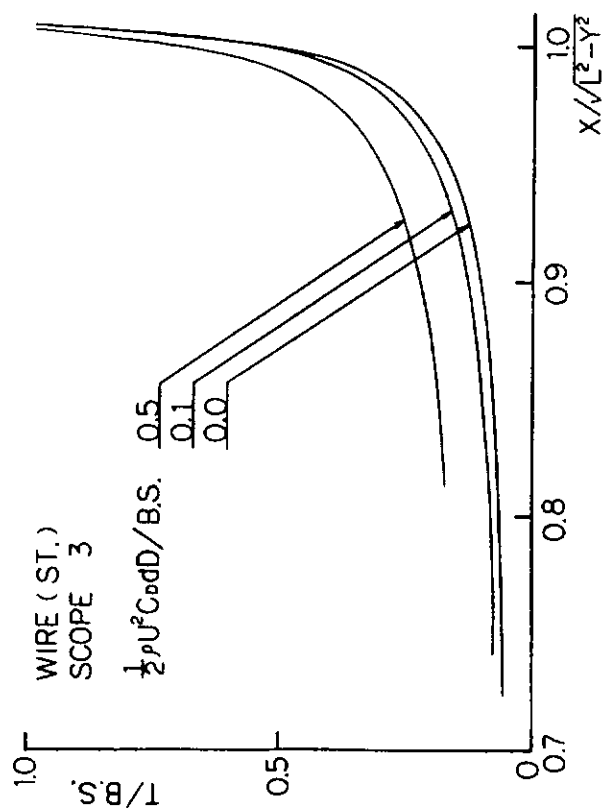


图 3.1.3.10

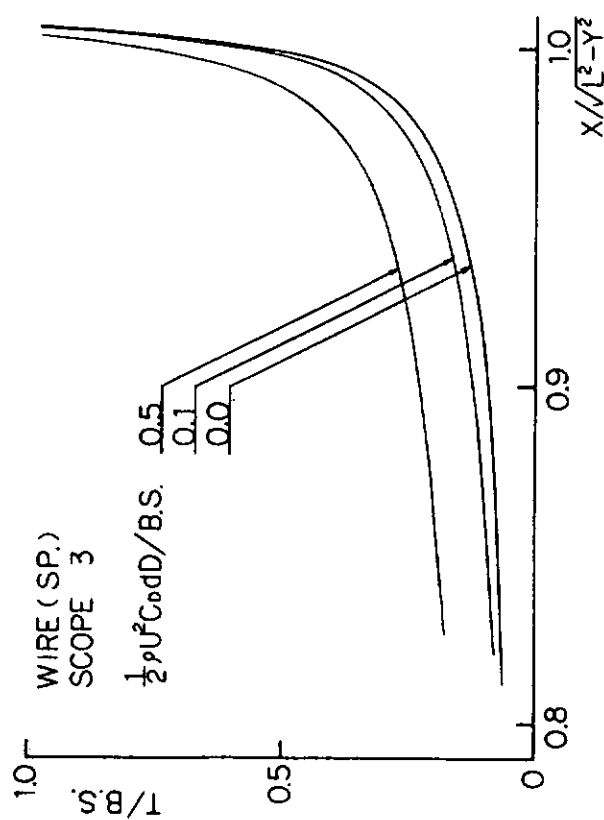


图 3.1.3.12

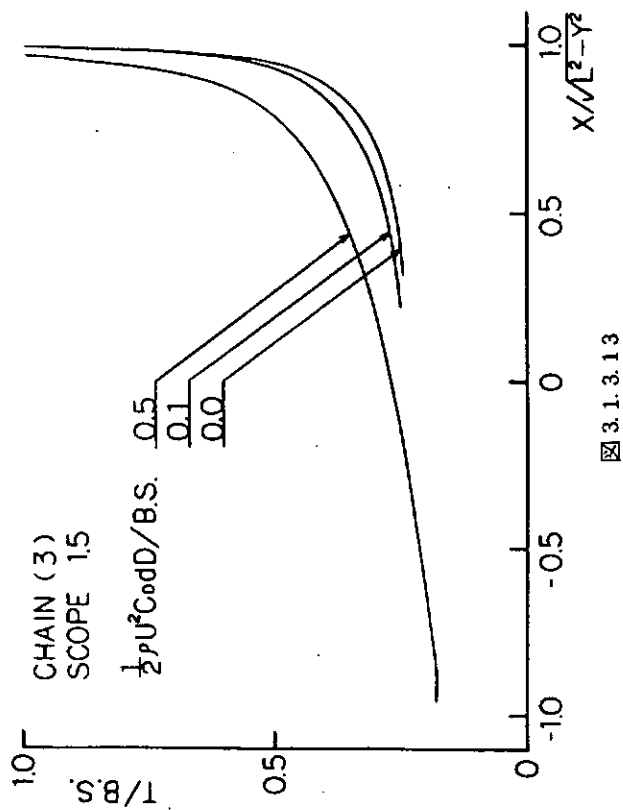


图 3.1.3.13

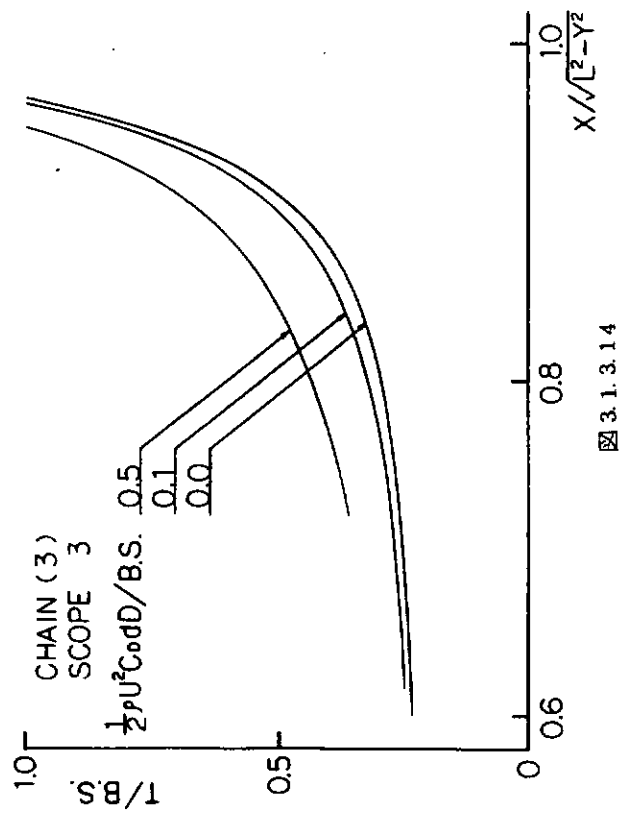


图 3.1.3.14

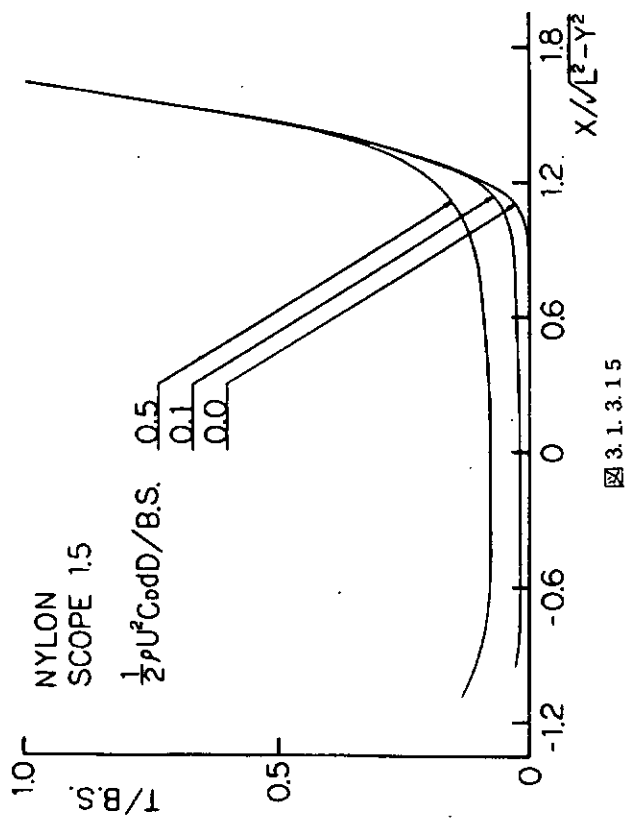


图 3.1.3.15

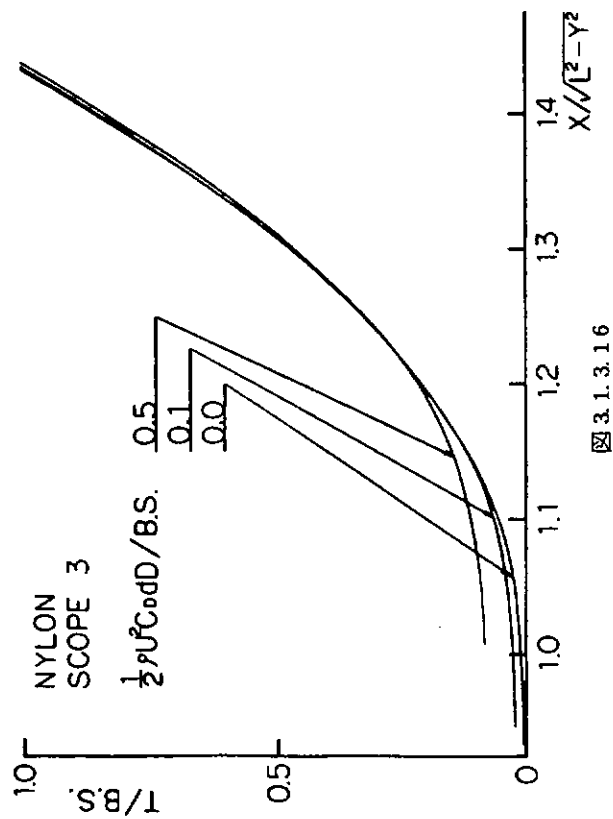
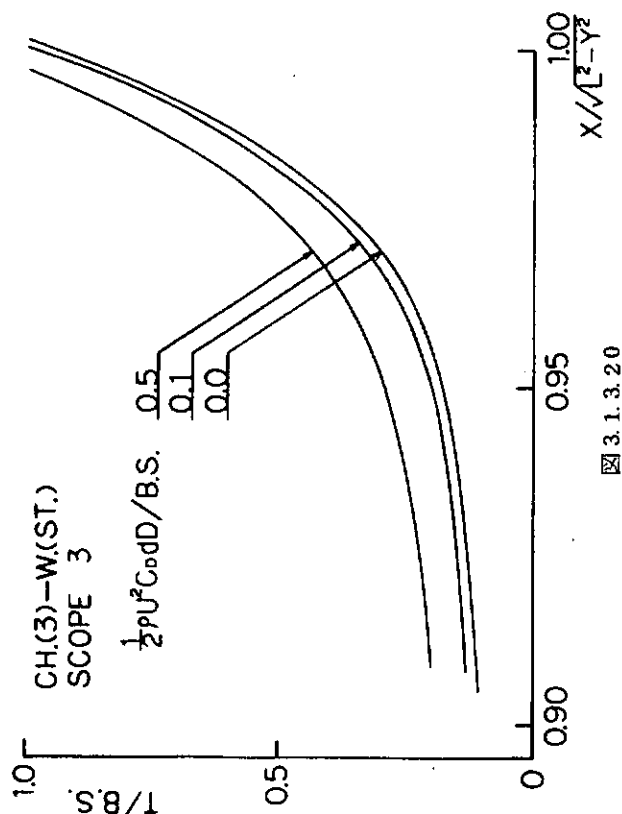
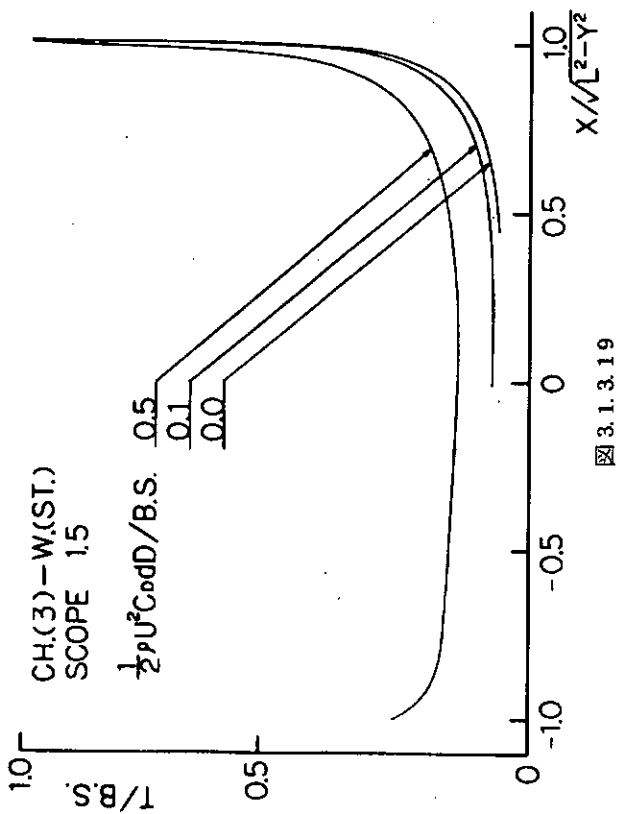
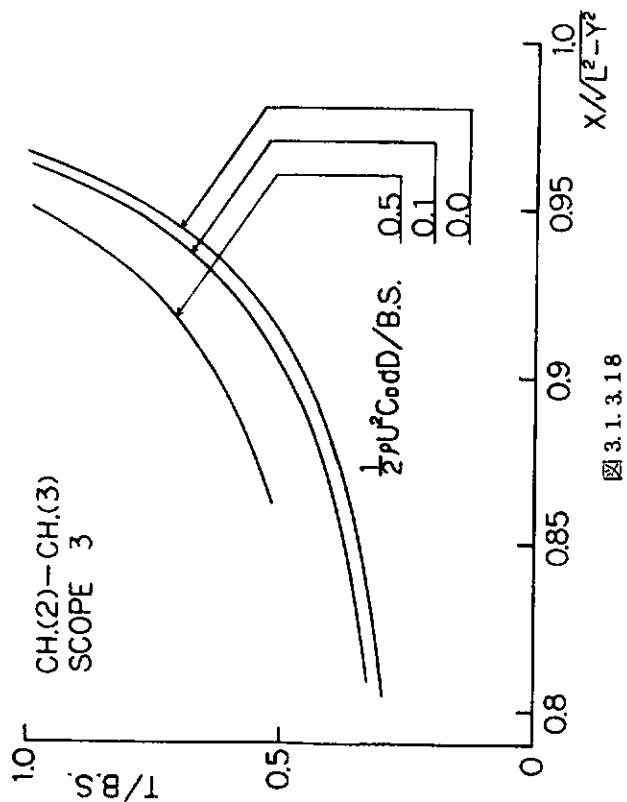
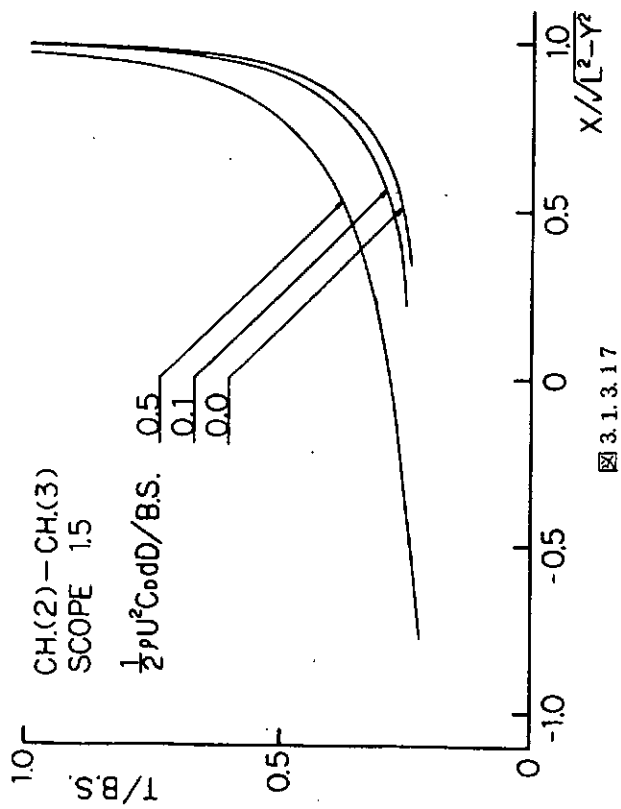
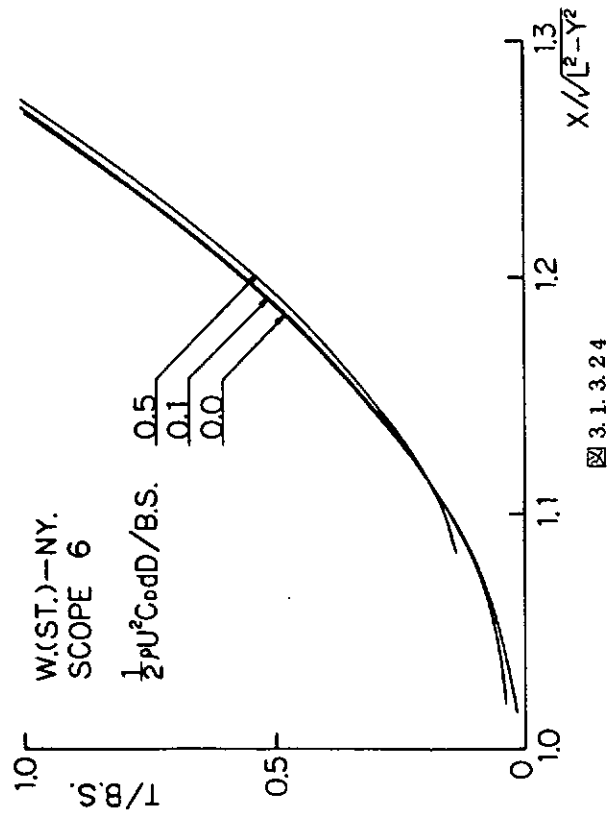
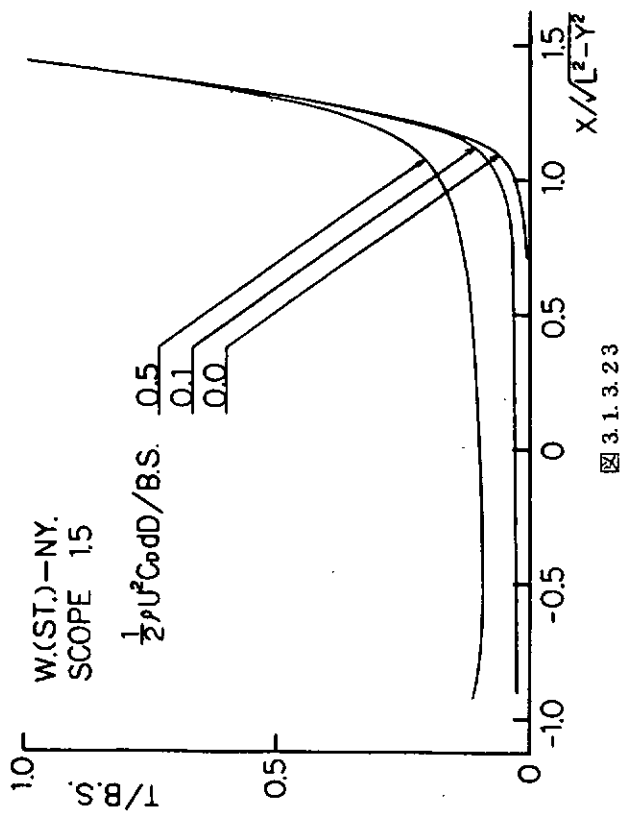
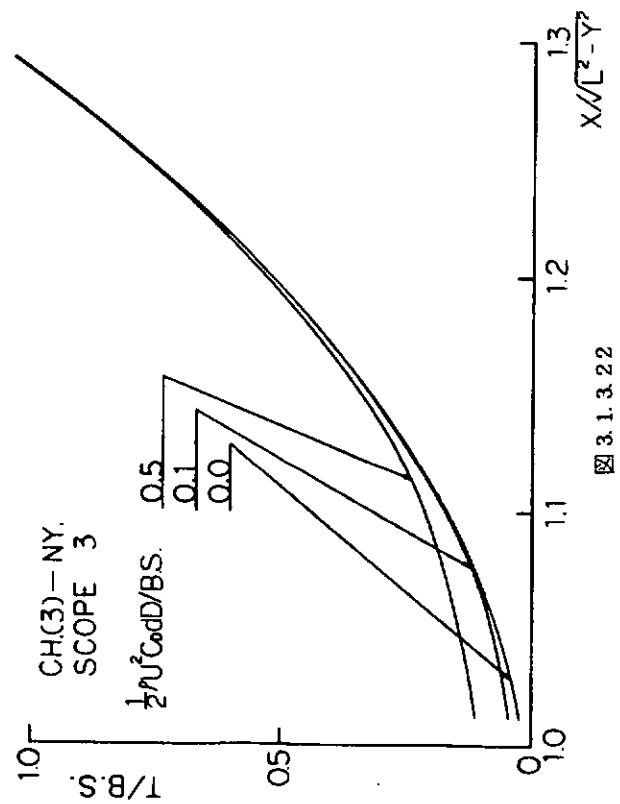
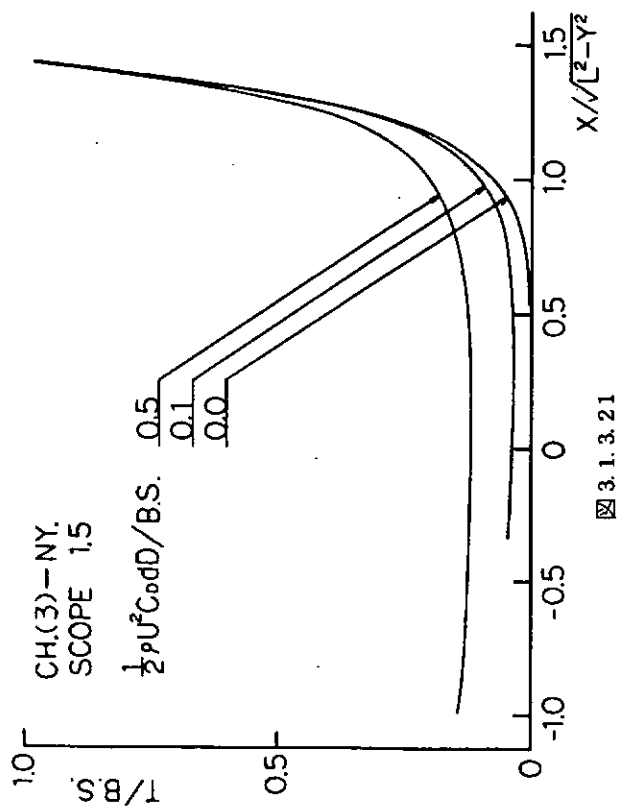


图 3.1.3.16





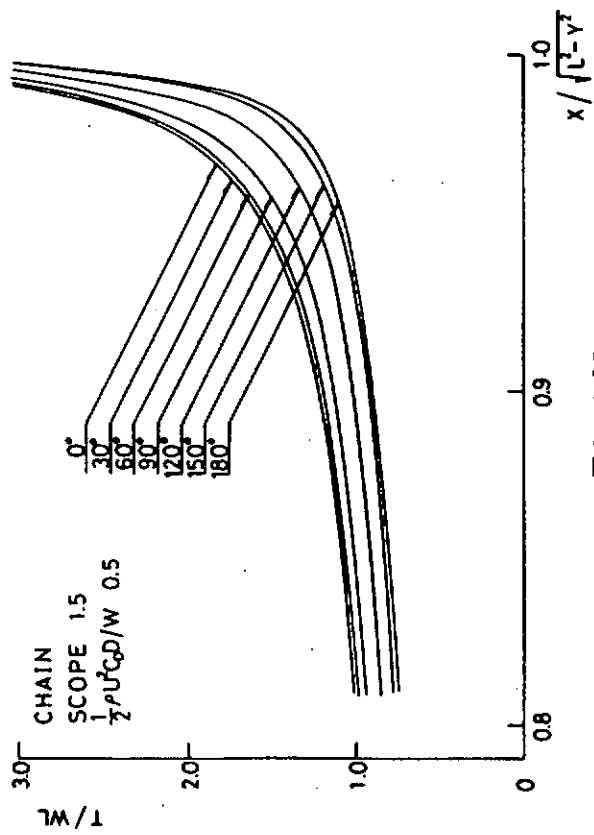


图 3.1.3.25

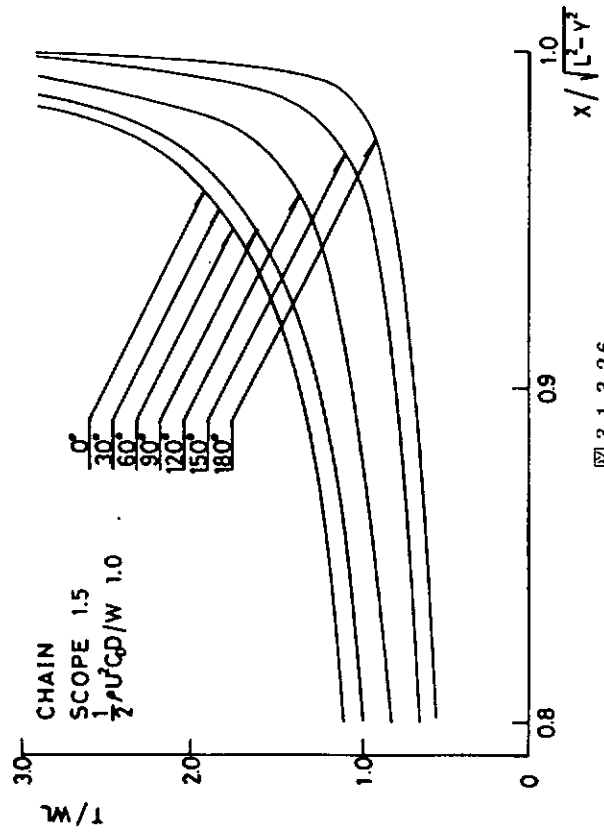


图 3.1.3.26

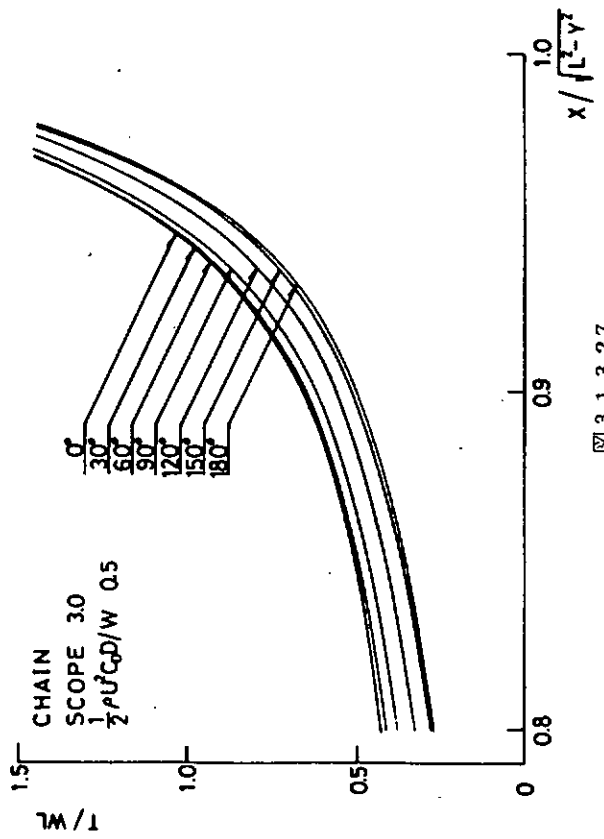


图 3.1.3.27

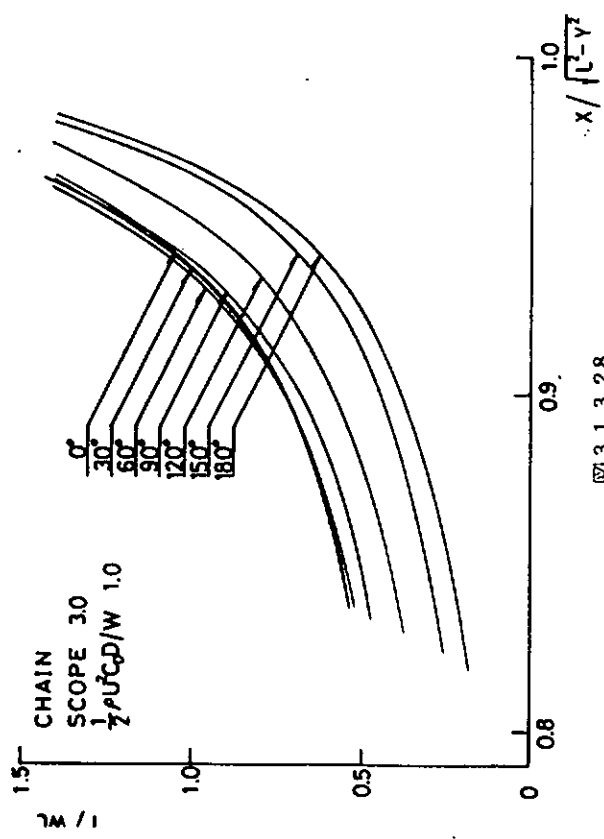
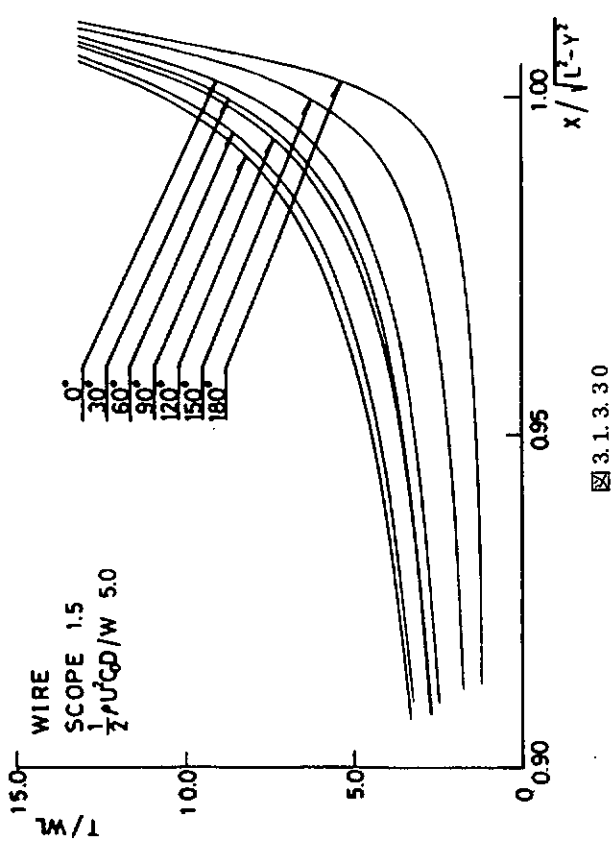
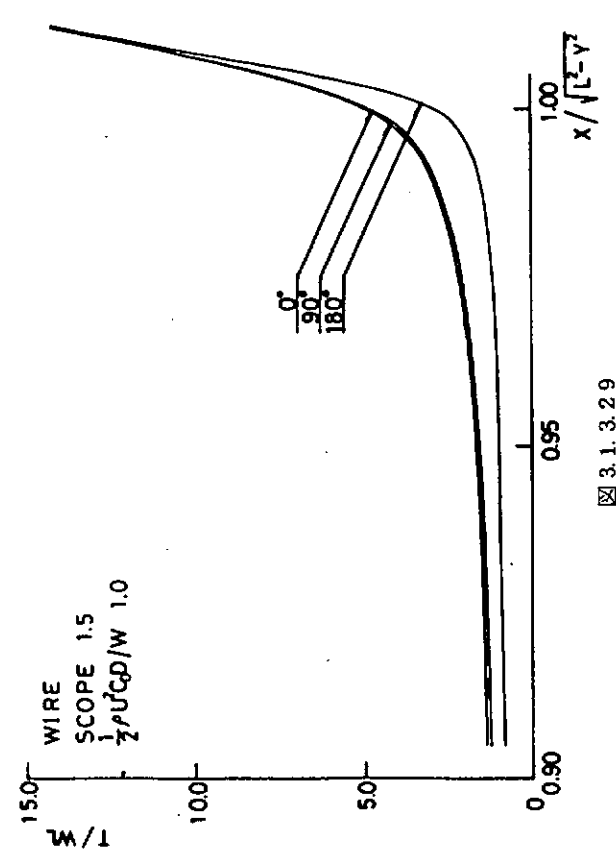
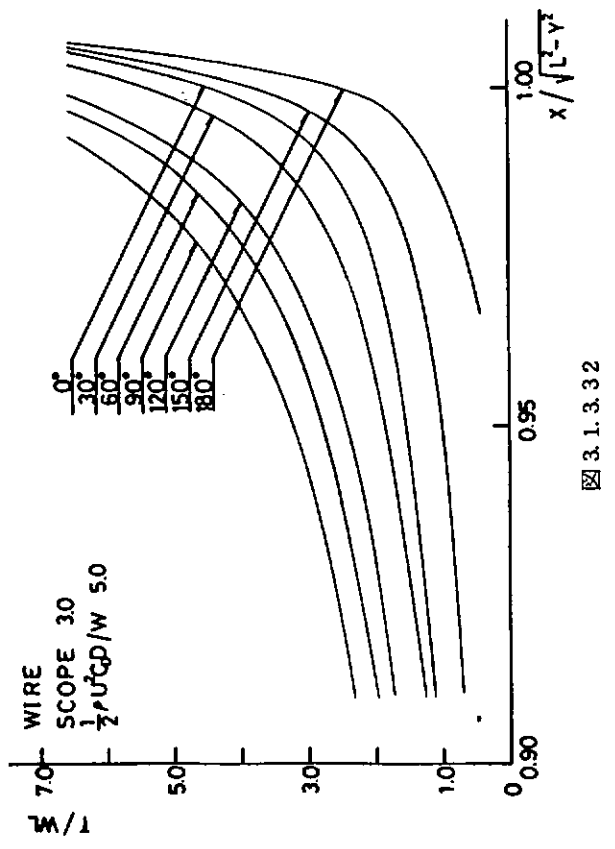
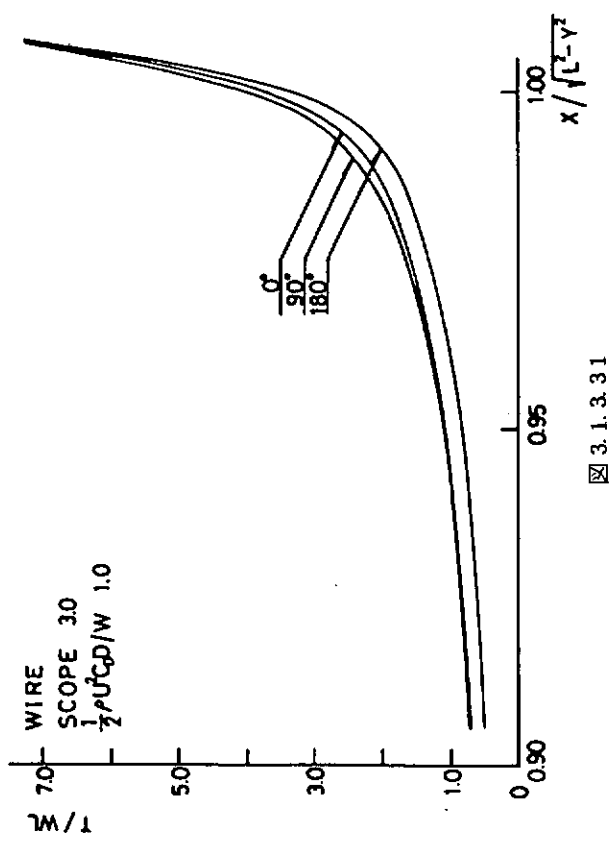


图 3.1.3.28



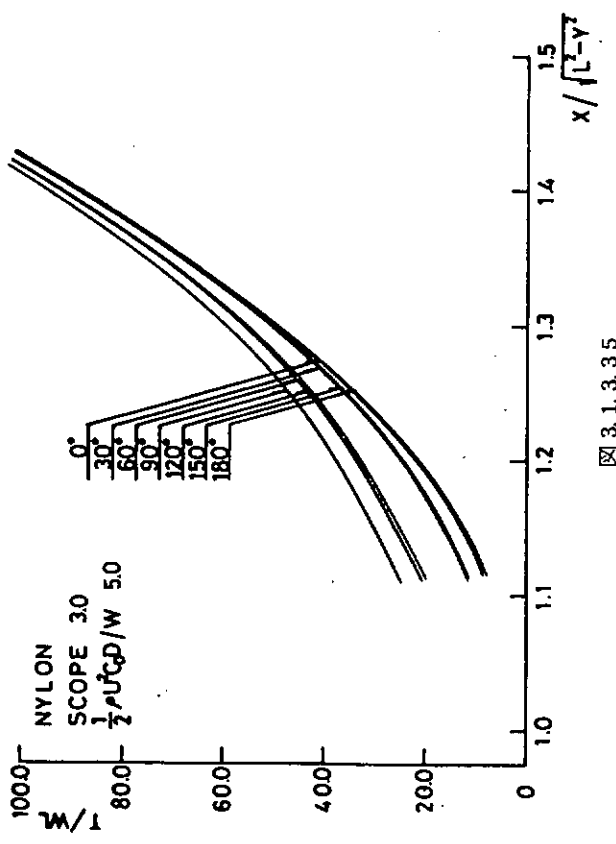


图 3.1.3.33

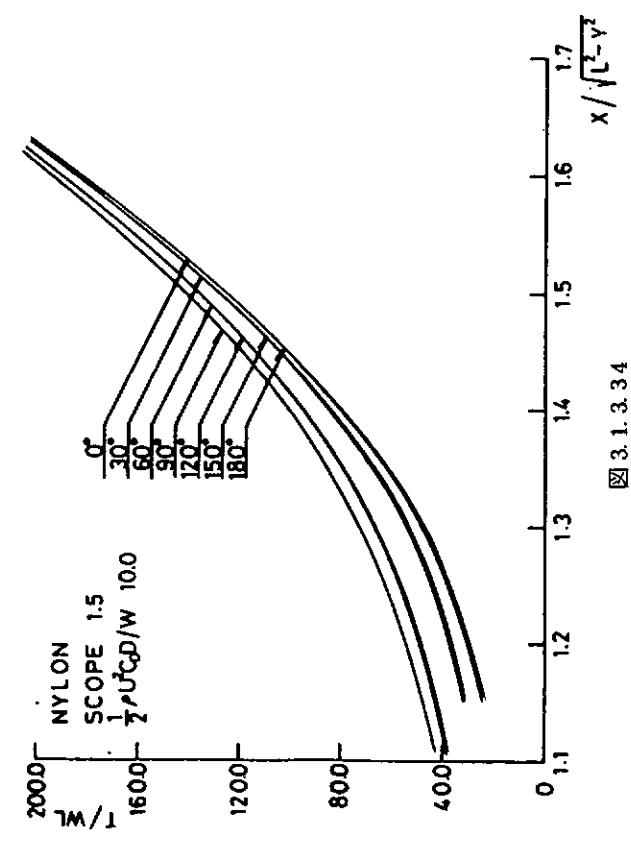


图 3.1.3.34

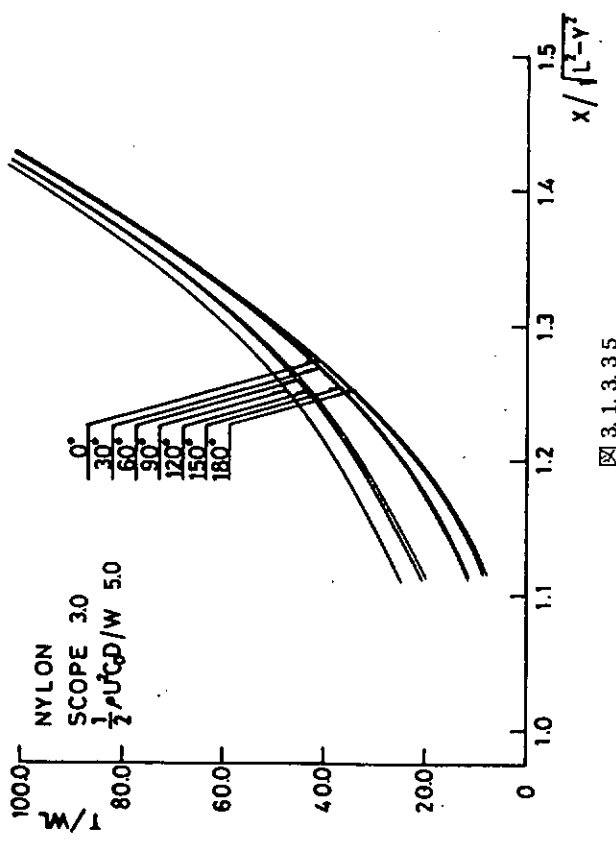


图 3.1.3.35

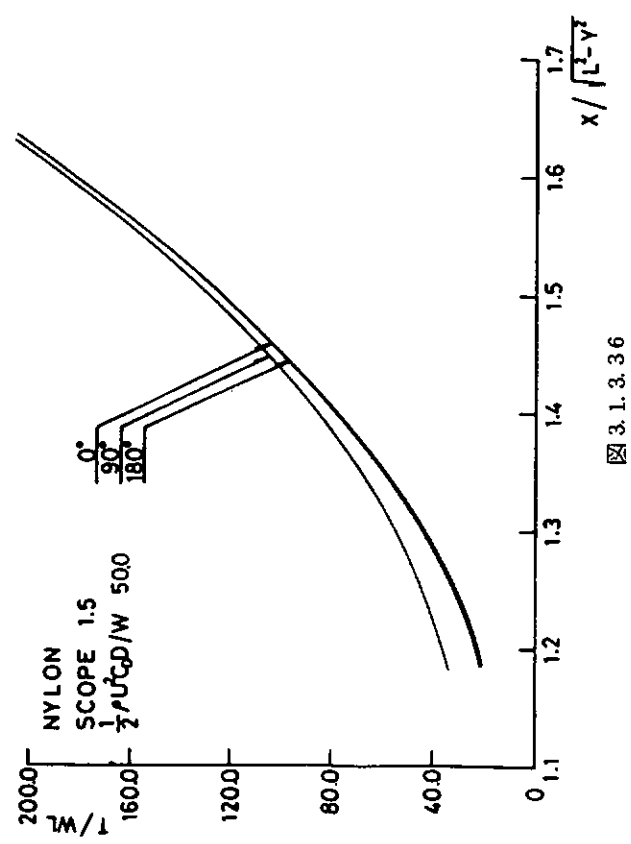


图 3.1.3.36

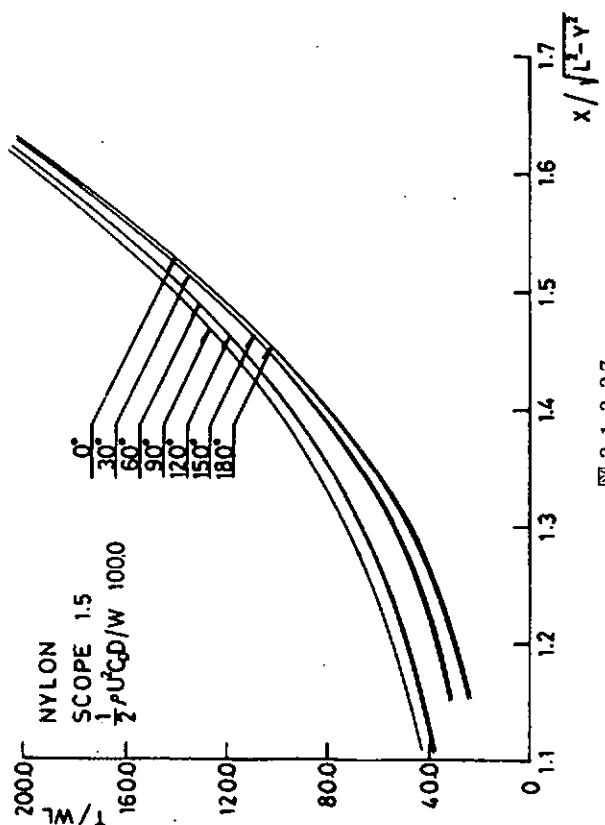


图 3.1.3.37

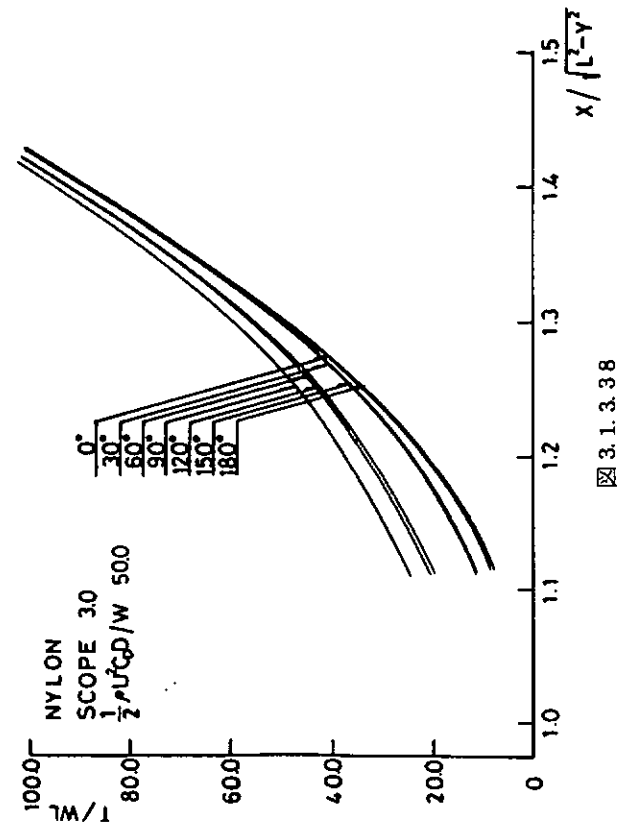


图 3.1.3.38

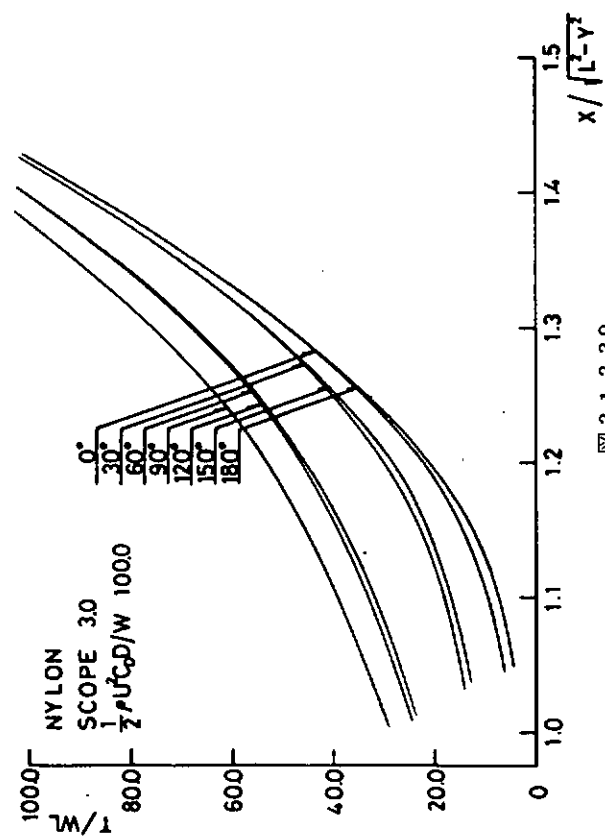


图 3.1.3.39

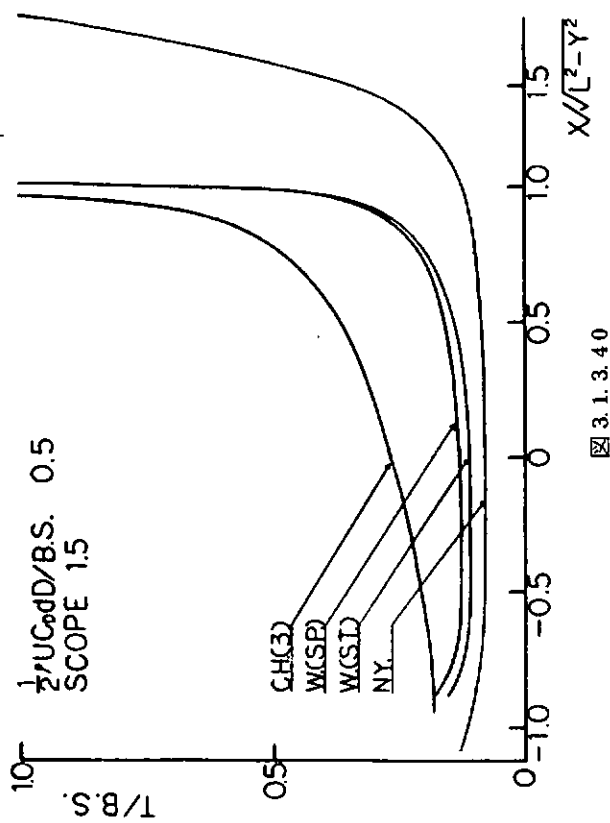


图 3.1.3.40

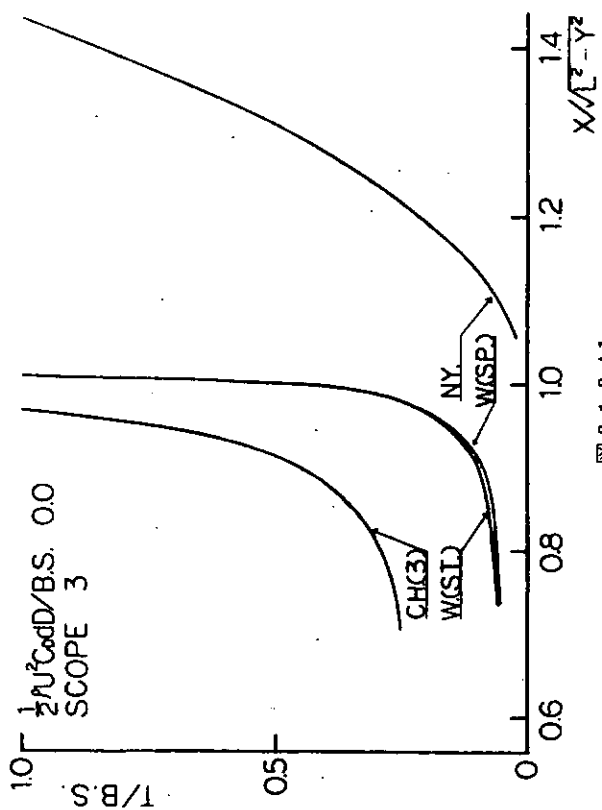


图 3.1.3.41

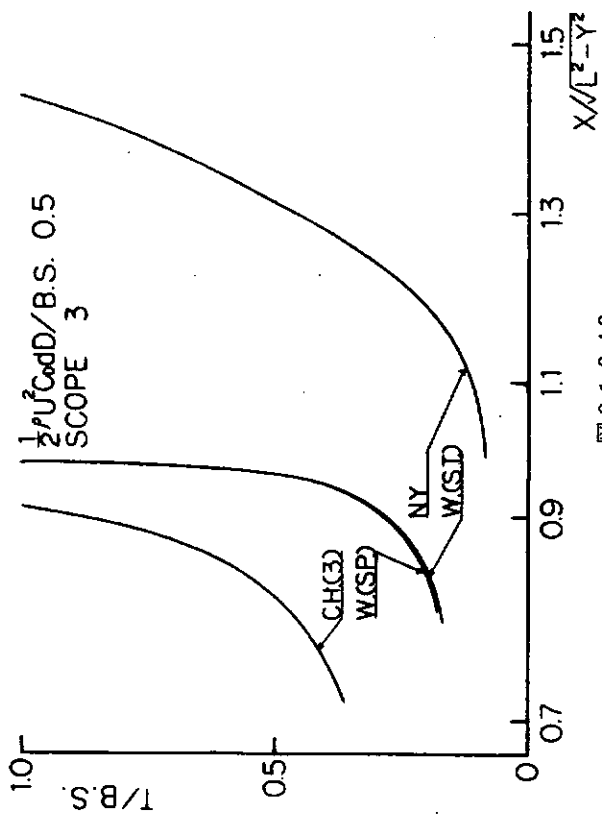


图 3.1.3.43

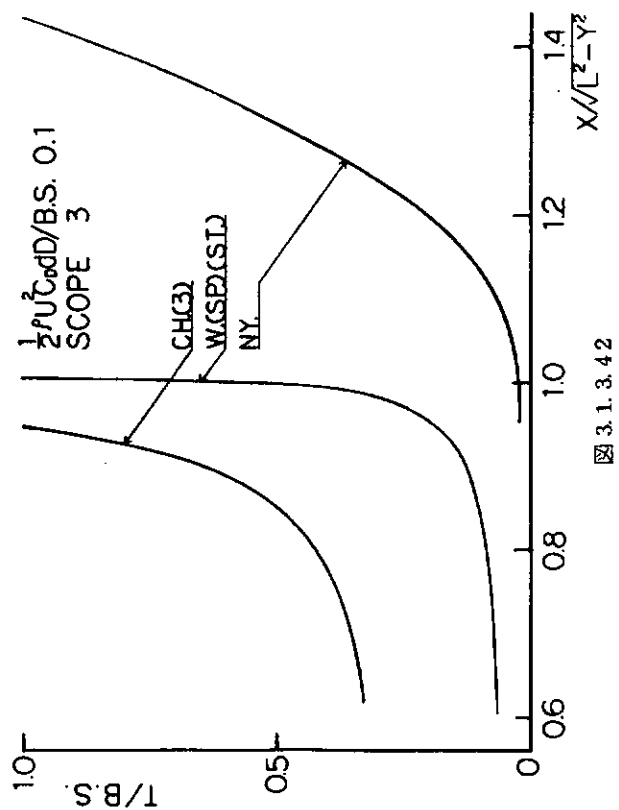


图 3.1.3.42

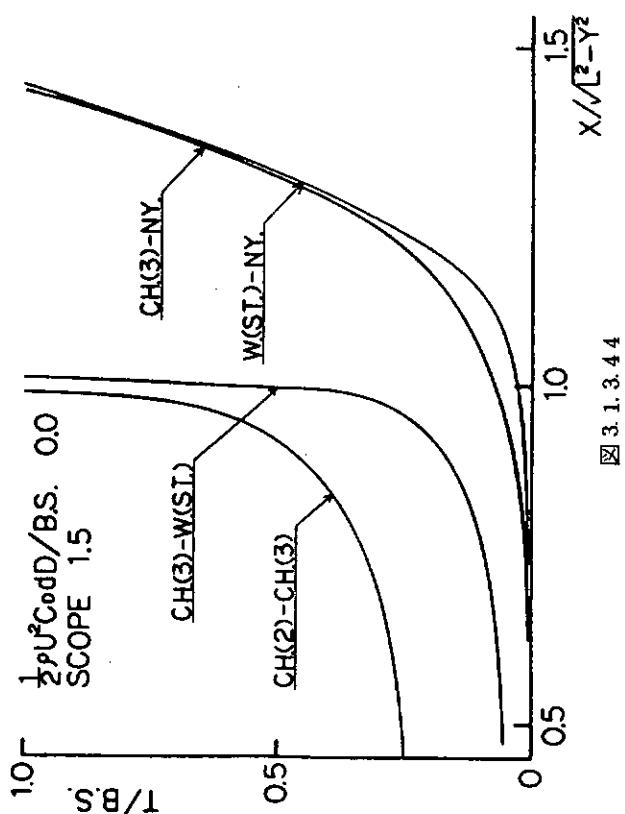
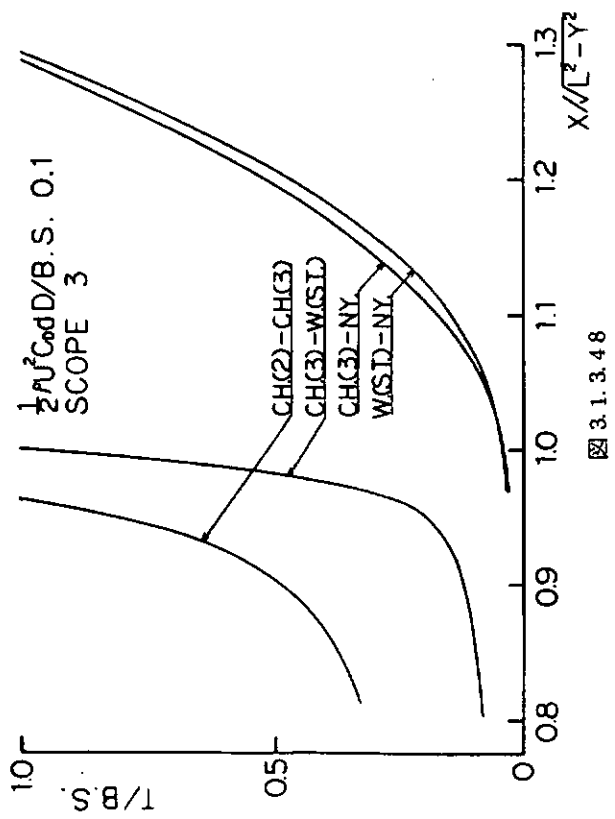
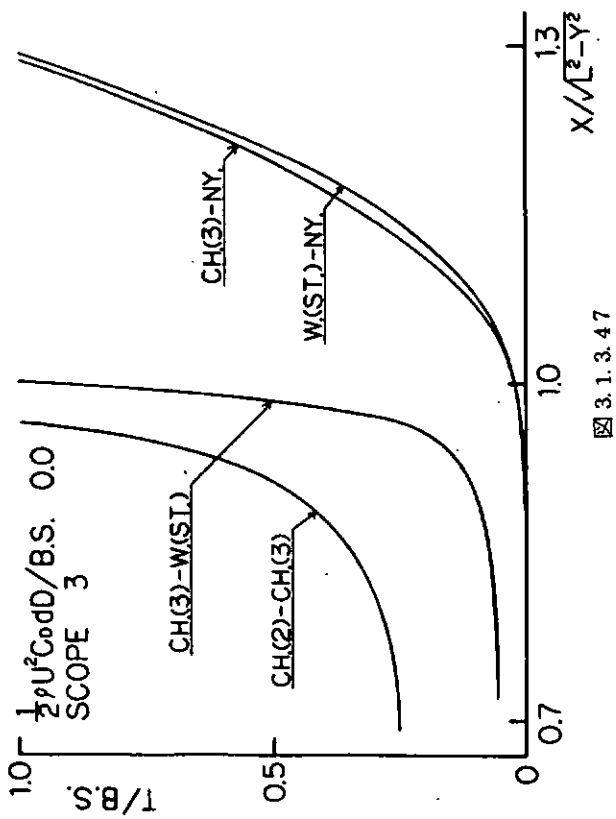
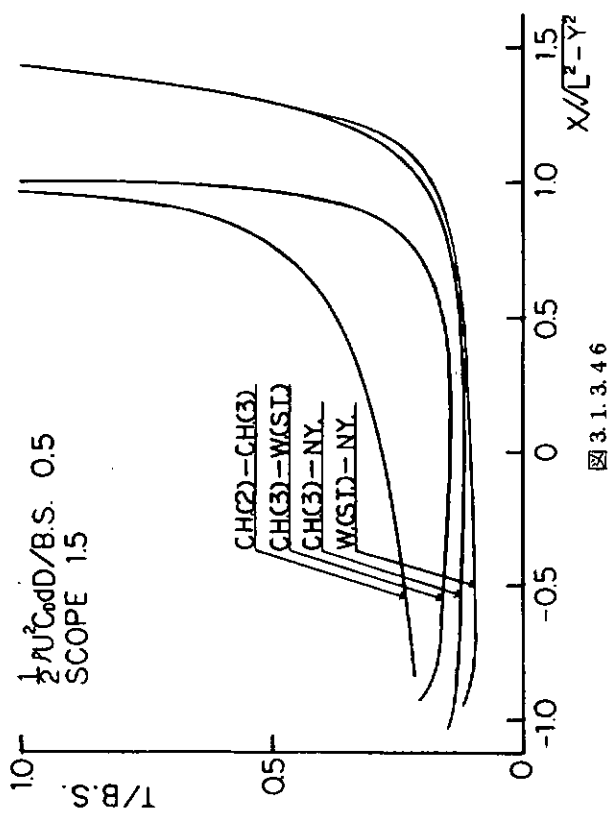
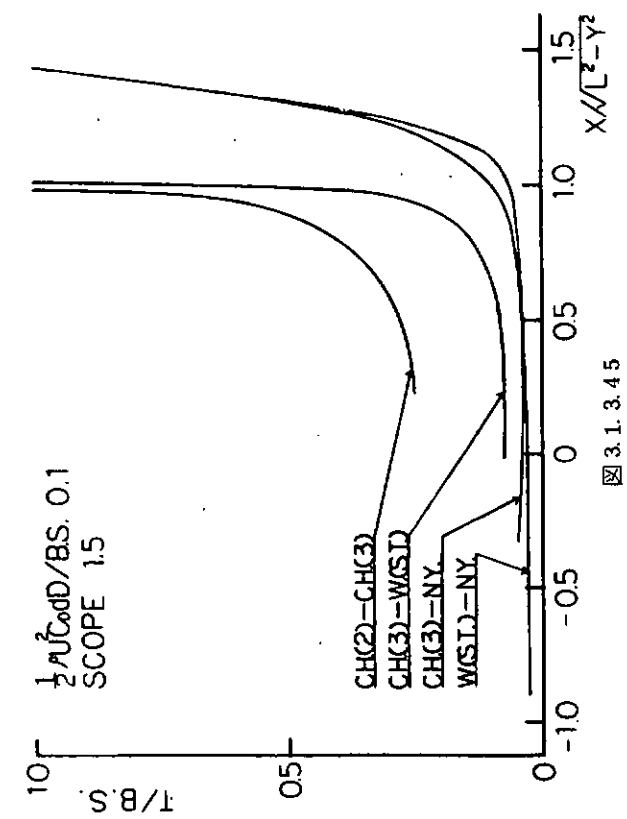


图 3.1.3.44



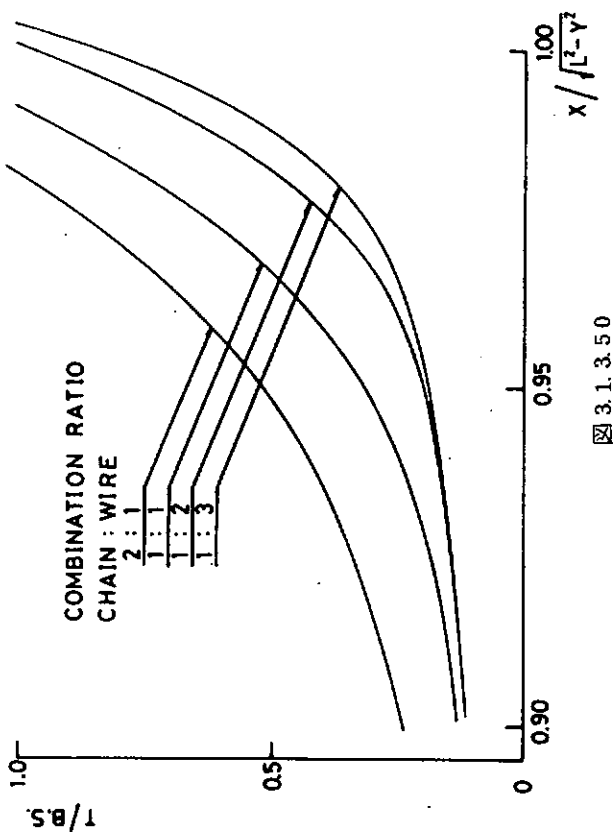
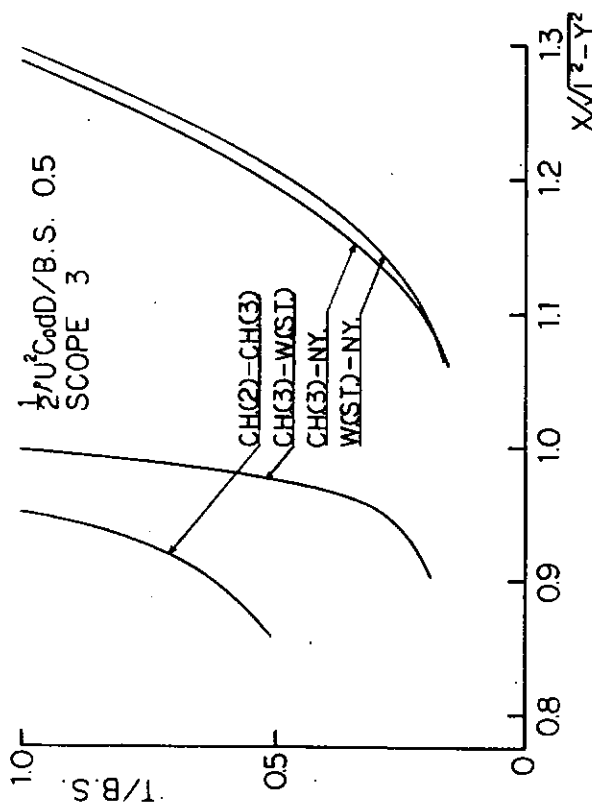


表 3.1.3.1

TABLE 3.1.3.1 STATISTICAL ANALYSES OF SPECIAL MOORING LINES

EXAMPLE 3.1.3.1-1

WATER DEPTH = 500.0000 (M) BATHY = 3.0 (M)

*** TABLE OF MOORING LINE CHARACTERISTICS ***

TYPE OF MOORING LINE A 3 V. DIST. OF LINE = 500.0000

WDR. FORCE IN X-DIRECTION AT ANCHOR (TON)	DISTANCE IN X-DIRECTION (M)	DISTANCE IN Z-DIRECTION (M)	M. LINE ELV. AT SHIP (DEG.)	M. LINE ELV. ANG. ON XZ-PLA. ANG. IN Y-OIR. AT SHIP (DEG.)	TENSION AT SHIP (TON)	M. LINE ELV. ANG. ON XZ-PLA. ANG. IN Y-OIR. AT ANCHOR (DEG.)	M. LINE ELV. ANG. ON XZ-PLA. ANG. IN Y-OIR. AT ANCHOR (DEG.)
80.0000	1147.81812	480.45482	1.02083	61.45485	115.00145	0.0	0.0
120.0000	1193.91343	443.54321	13.08623	47.07487	159.24289	32.01297	2.32822
160.0000	1208.02583	400.50122	10.07051	41.12939	193.33412	31.59920	5.41179
200.0000	1223.12422	353.47167	20.11394	35.37350	250.44960	31.14279	8.58410
250.0000	1230.23337	308.50364	21.94617	32.01793	307.61743	30.82664	10.54706
300.0000	1234.74023	268.50335	23.12503	29.62103	364.79346	30.58575	11.88855
400.0000	1240.61060	220.49476	24.54686	27.11404	479.05347	30.23424	13.60761
500.0000	1244.74372	183.48976	25.37347	25.50406	593.17334	29.98329	14.45985
600.0000	1248.14329	144.50649	25.92451	24.43153	707.16431	29.78966	15.36829
700.0000	1251.23901	108.49504	26.21423	23.56240	821.03033	29.63190	15.87502

表 3.1.3.2

D.N.V.	G.L.	REFERENCE
(Un) ₁ = 2.183	T = 15.0	U ₅ = 2.570
(Un) ₂ = 0.367	U = 0.387	

表 3.1.3.3

SCOPE	HYDRODYNAMIC FORCE (NON-DIMENSIONAL VALUE)	QUALITY OF LINE
1.5	0.0	WIRE (STRAND)
3.0	0.1	WIRE (SPIRAL)
6.0	0.5	CHAIN (3)
		NYLON
		CHAIN (2) - CHAIN (3)
		CHAIN (3) - WIRE (STRAND)
		CHAIN (3) - NYLON
		WIRE (STRAND) - NYLON

表 3.1.3.4

	DIAMETER	WEIGHT FOR UNIT LENGTH	A.E.	B.S.
WIRE (STRAND)	86.0 mm	27.231 kg/m	52279.24T	480.0 T
WIRE (SPIRAL)	76.2	24.447	72965.88	480.6
CHAIN (2)	98.0	182.985		486.2
CHAIN (3)	80.0	121.939		481.3
NYLON	206.0	1.530		481.5

表 3.1.3.5

$\frac{1}{2} \rho U^2 C_D D d / B.S.$	0.1	0.5
QUALITY OF LINE		
WIRE (STRAND)	3.4 m/s	7.6 m/s
WIRE (SPIRAL)	3.4	7.7
CHAIN (3)	2.1	4.8
NYLON	2.2	4.9
CHAIN (2) - CHAIN (3)	2.1	4.6
CHAIN (3) - WIRE (STRAND)	2.8	6.2
CHAIN (3) - NYLON	2.2	4.9
WIRE (STRAND) - NYLON	2.5	5.5

表 3.1.3.6

SCOPE	QUALITY OF LINE	HYDRODYNAMIC FORCE (NON-DIMENSIONAL VALUE)	ANGLE
1.5	CHAIN	0.5, 1.0	0°
3.0	WIRE (SPIRAL)	1.0, 5.0	30°
6.0	NYLON	50.0, 100.0	60°
			90°
			120°
			150°
			180°

表 3.1.3.7

$\frac{1}{2} \rho U^2 C_D D / W$	CHAIN	WIRE (SPIRAL)	NYLON
0.5	2.4 m/s	1.7 m/s	0.28 m/s
1.0	3.4	2.5	0.39
5.0	7.6	5.5	0.88
10.0		7.8	1.2
50.0			2.8
100.0			3.9

(2) 動的特性

係留ラインに働く動的張力特性は図 3. 1. 1. 2 5 及び表 3. 1. 1. 6 に示すように係留点の運動加速度の大きさに依り、その小さい方から順に(I)準静的平衡状態、(II)調和振動状態、(III)弛緩、緊張状態、(IV)自由落下、緊張状態に分類される^{1), 2)}。2次元の動的計算方法として、簡易計算法^{3), 4)}、ランブドマス法^{1), 5), 6), 7)}、有限要素法⁸⁾等が確立されている。3次元計算法は2次元計算法と考え方は同様であり、以下に中嶋らが示したランブドマス法^{5), 6), 7)}を3次元に拡張した方法⁹⁾について説明する。

(a) 係留ラインの3次元運動方程式

図 3. 1. 3. 5 1 に示す座標系において、質点 j が任意に運動する場合を考える。係留ラインに加わる外力は各質点に集中して加える様にし、各質点間は直線とする。図 3. 1. 3. 5 2 において、質点 j の3次元運動方程式は (3. 1. 3. 4 3) 式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} I_{1j} & I_{2j} & I_{3j} \\ J_{1j} & J_{2j} & J_{3j} \\ K_{1j} & K_{2j} & K_{3j} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_j \\ \ddot{y}_j \\ \ddot{z}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xj} \\ F_{yj} \\ F_{zj} \end{bmatrix} \quad (3.1.3.43)$$

($j = 2, 3, \dots, N$)

ここで

$$\begin{aligned} F_{xj} &= T_j \sin \alpha_j - T_{j-1} \sin \bar{\alpha}_{j-1} + f_{dxj} \\ F_{yj} &= T_j \sin \beta_j - T_{j-1} \sin \bar{\beta}_{j-1} + f_{dyj} \\ F_{zj} &= T_j \sin \tau_j - T_{j-1} \sin \bar{\tau}_{j-1} + f_{dzj} - \delta_j \end{aligned}$$

又、

$$\begin{aligned} I_{1j} &= M_j + A_{nj} \cos^2 \bar{\alpha}_j + A_{tj} \sin^2 \bar{\alpha}_j \\ I_{2j} &= (A_{tj} - A_{nj}) \sin \bar{\beta}_j \sin \bar{\alpha}_j \quad (-J_{1j}) \\ I_{3j} &= (A_{tj} - A_{nj}) \sin \bar{\tau}_j \sin \bar{\alpha}_j \quad (-K_{1j}) \\ J_{2j} &= M_j + A_{nj} \cos^2 \bar{\beta}_j + A_{tj} \sin^2 \bar{\beta}_j \\ J_{3j} &= (A_{tj} - A_{nj}) \sin \bar{\tau}_j \sin \bar{\beta}_j \quad (-K_{2j}) \\ K_{3j} &= M_j + A_{nj} \cos^2 \bar{\tau}_j + A_{tj} \sin^2 \bar{\tau}_j \end{aligned}$$

(3. 1. 3. 4 3) 式で $\ddot{x}_j, \ddot{y}_j, \ddot{z}_j$ は質点 j の、 x, y 及び z 方向加速度、 $\delta_j, M_j, A_{nj}, A_{tj}$ はそれぞれ、質点 j の水中重量、質量、法線方向及び接線方向付加質量である。一方、係留ラインに加わる抗力の x, y, z 方向成分 $f_{dxj}, f_{dyj}, f_{dzj}$ は次式に示す様に法線方向及び接線方向抗力 f_{dnj}, f_{dtj} で表わす事ができるので法線方向及び接線方向の抗力係数が分れば、抗力は容易に求められる。

$$\left. \begin{aligned} f_{dxj} &= -(\sin \bar{\beta}_j \cdot \cos \bar{\theta}_j \cdot \cos \phi_j + \sin \bar{\theta}_j \cdot \sin \phi_j) f_{dnj} \\ &\quad + (\cos \bar{\beta}_j \cdot \cos \bar{\theta}_j) f_{dtj} \\ f_{dyj} &= (\cos \bar{\beta}_j \cdot \cos \bar{\theta}_j) f_{dnj} + (\sin \bar{\beta}_j) f_{dtj} \\ f_{dzj} &= -(\sin \bar{\beta}_j \cdot \sin \bar{\theta}_j \cdot \cos \phi_j - \cos \bar{\theta}_j \cdot \sin \phi_j) f_{dnj} \\ &\quad + (\cos \bar{\beta}_j \cdot \sin \bar{\theta}_j) f_{dtj} \end{aligned} \right\} \quad (3.1.3.44)$$

一方、 $\bar{\alpha} = (\alpha_j + \alpha_{j-1})/2, \bar{\beta}_j = (\beta_j + \beta_{j-1})/2, \bar{\tau}_j = (\tau_j + \tau_{j-1})/2, \bar{\theta}_j = (\theta_j + \theta_{j-1})/2, \alpha_j, \beta_j, \tau_j$ 及び θ_j の正弦、余弦は次の様になる。(図 3. 1. 3. 5 2 参照)。 θ_j はライン要素の接線方向に一つの軸を持つ座標系での力の法線方向を示す。

$$\left. \begin{aligned}
\sin \alpha_j &= (x_{j+1} - x_j) / l_j \\
\cos \alpha_j &= \sqrt{(z_{j+1} - z_j)^2 + (y_{j+1} - y_j)^2} / l_j \\
\sin \beta_j &= (y_{j+1} - y_j) / l_j \\
\cos \beta_j &= \sqrt{(x_{j+1} - x_j)^2 + (z_{j+1} - z_j)^2} / l_j \\
\sin \tau_j &= (z_{j+1} - z_j) / l_j \\
\cos \tau_j &= \sqrt{(x_{j+1} - x_j)^2 + (y_{j+1} - y_j)^2} / l_j \\
\sin \theta_j &= (z_{j+1} - z_j) / \sqrt{(x_{j+1} - x_j)^2 + (z_{j+1} - z_j)^2} \\
\cos \theta_j &= (x_{j+1} - x_j) / \sqrt{(x_{j+1} - x_j)^2 + (z_{j+1} - z_j)^2}
\end{aligned} \right\} \quad (3.1.3.4.5)$$

ここで,

$$l_j = \sqrt{(x_{j+1} - x_j)^2 + (y_{j+1} - y_j)^2 + (z_{j+1} - z_j)^2}$$

(b) 係留ライン運動の解法

係留ラインの運動方程式 (3.1.3.4.3) 式を, それぞれの方向の加速度で表わすと次の様になる。

$$\left. \begin{aligned}
\ddot{x}_j &= (R_j T_j - P_j T_{j-1} + U_j) / \Delta t^2 \\
\ddot{y}_j &= (O_j T_j - H_j T_{j-1} + V_j) / \Delta t^2 \\
\ddot{z}_j &= (S_j T_j - Q_j T_{j-1} + W_j) / \Delta t^2
\end{aligned} \right\} \quad (j = 2, 3 \dots N) \quad (3.1.3.4.6)$$

ここで, Δt は計算の時間刻み幅, $R_j, S_j, P_j, Q_j, O_j, H_j, U_j, V_j, W_j$ は (3.1.3.4.3) 式より出てくる係数であるが詳細な説明は省略する。

また, 係留ラインが伸びないと仮定した場合の拘束条件式は次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
(x_j - x_{j-1})^2 + (y_j - y_{j-1})^2 + (z_j - z_{j-1})^2 &= \bar{L}^2 \\
(j &= 2, 3 \dots N+1)
\end{aligned} \quad (3.1.3.4.7)$$

ここで, $\bar{L}$ は係留ラインのセグメント長さであるが, 係留ラインの伸びを考慮する場合は次の様になる。

$$\begin{aligned}
(x_j - x_{j-1})^2 + (y_j - y_{j-1})^2 + (z_j - z_{j-1})^2 \\
= \bar{L}^2 \left(1 + \frac{T_{j-1}}{A \cdot E} \right)^2
\end{aligned} \quad (j = 2, 3, \dots, N+1) \quad (3.1.3.4.8)$$

係留ラインの伸びを考慮する解法については, 2次元問題と同様な Houbolt 法⁶⁾を利用すると (3.1.3.4.9) 式が得られる。

$$\left. \begin{aligned}
x_j^{n+1} &= \frac{5}{2} x_j^n - 2 x_j^{n-1} + \frac{1}{2} x_j^{n-2} \\
&+ (R_j^{n+1} \cdot T_j^{n+1} - P_j^{n+1} \cdot T_{j-1}^{n+1} + U_j^{n+1}) / 2.
\end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned}
y_j^{n+1} &= \frac{5}{2}y_j^n - 2y_j^{n-1} + \frac{1}{2}y_j^{n-2} \\
&\quad + (O_j^{n+1} \cdot T_j^{n+1} - H_j^{n+1} \cdot T_{j-1}^{n+1} + V_j^{n+1})/2. \\
z_j^{n+1} &= \frac{5}{2}z_j^n - 2z_j^{n-1} + \frac{1}{2}z_j^{n-2} \\
&\quad + (S_j^{n+1} \cdot T_j^{n+1} - Q_j^{n+1} \cdot T_{j-1}^{n+1} + W_j^{n+1})/2
\end{aligned} \right\} \quad (3.1.3.49)$$

(j = 2, 3 \cdots N)

ここで、次式に示す様な関数 ψ_j^{n+1} を考える。

$$\begin{aligned}
\psi_j^{n+1} &= (x_j^{n+1} - x_{j-1}^{n+1})^2 + (y_j^{n+1} - y_{j-1}^{n+1})^2 + (z_j^{n+1} - z_{j-1}^{n+1})^2 \\
&\quad - \bar{\mathcal{L}}^2 (1 + T_{j-1}^{n+1}/E \cdot A)^2 \\
&= \psi_j^{n+1}(T_{j-2}^{n+1}, T_{j-1}^{n+1}, T_j^{n+1}) \equiv 0
\end{aligned} \quad (3.1.3.50)$$

張力 T_j^{n+1} を $T_j^{n+1} = \tilde{T}_j^{n+1} + \Delta T_j^{n+1}$ として (3.1.3.50) 式をテーラー展開し、かつ、 $\tilde{T}_j^{n+1}$ は T_j^{n+1} に充分近いとすれば次の (3.1.3.51) 式が導かれる。

$$\begin{aligned}
\tilde{E}_j^{n+1} \cdot \Delta T_{j-2}^{n+1} - \tilde{F}_j^{n+1} \cdot \Delta T_{j-1}^{n+1} + \tilde{G}_j^{n+1} \cdot \Delta T_j^{n+1} &= -\psi_j^{n+1} \\
(j = 2, 3, \dots, N+1)
\end{aligned} \quad (3.1.3.51)$$

ここで、 $\tilde{E}_j^{n+1}$ 、 $\tilde{F}_j^{n+1}$ 及び $\tilde{G}_j^{n+1}$ は (3.3.1.0) 式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned}
\tilde{E}_j^{n+1} &= \frac{\partial \tilde{\psi}_j^{n+1}}{\partial T_{j-2}^{n+1}} = P_{j-1}^{n+1} (\tilde{x}_j^{n+1} - \tilde{x}_{j-1}^{n+1}) + H_{j-1}^{n+1} (\tilde{y}_j^{n+1} - \tilde{y}_{j-1}^{n+1}) \\
&\quad + Q_{j-1}^{n+1} (\tilde{z}_j^{n+1} - \tilde{z}_{j-1}^{n+1}) \\
\tilde{F}_j^{n+1} &= \frac{\partial \tilde{\psi}_j^{n+1}}{\partial T_{j-1}^{n+1}} = (P_j^{n+1} + R_{j-1}^{n+1}) (\tilde{x}_j^{n+1} - \tilde{x}_{j-1}^{n+1}) \\
&\quad + (H_j^{n+1} + O_{j-1}^{n+1}) (\tilde{y}_j^{n+1} - \tilde{y}_{j-1}^{n+1}) \\
&\quad + (Q_j^{n+1} + S_{j-1}^{n+1}) (\tilde{z}_j^{n+1} - \tilde{z}_{j-1}^{n+1}) \\
&\quad + 2\bar{\mathcal{L}}^2 (1 + \tilde{T}_{j-1}^{n+1}/E \cdot A)/E \cdot A \\
\tilde{G}_j^{n+1} &= \frac{\partial \tilde{\psi}_j^{n+1}}{\partial T_j^{n+1}} = R_j^{n+1} (\tilde{x}_j^{n+1} - \tilde{x}_{j-1}^{n+1}) + O_j^{n+1} (\tilde{y}_j^{n+1} - \tilde{y}_{j-1}^{n+1}) \\
&\quad + S_j^{n+1} (\tilde{z}_j^{n+1} - \tilde{z}_{j-1}^{n+1})
\end{aligned} \right\} \quad (3.1.3.52)$$

(j = 2, 3, \dots, N+1)

また、(3.1.3.52) 式中で x_j^{n+1} 、 y_j^{n+1} 、 z_j^{n+1} の上側の $\sim$ 印は、張力 T_j^{n+1} のかわりに $\tilde{T}_j^{n+1}$ のかわりに T_j^{n+1} の予測値 $\tilde{T}_j^{n+1}$ を用いたものであることを示す。同様に $\tilde{\psi}_j^{n+1}$ では $\tilde{x}_j^{n+1}$ 、 $\tilde{y}_j^{n+1}$ 、

$\tilde{z}_j^{n+1}$, $\tilde{T}_j^{n+1}$ を用いている。

一方、係留ラインの伸びを考慮しない場合はWalton et al.¹⁰⁾が使っている(3.1.3.5.3)式の差分公式を使って x_j^{n+1} , y_j^{n+1} 及び z_j^{n+1} を求め、以下略々同様な手順で $\tilde{E}_j^{n+1}$, $\tilde{F}_j^{n+1}$ 及び $\tilde{G}_j^{n+1}$ を求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{S}_j^n &= (S_j^{n+1} - 2S_j^n + S_j^{n-1})/\Delta t^2 \\ \dot{S}_j^n &= (S_j^{n+1} - S_j^{n-1})/2\Delta t \end{aligned} \right\} \quad (3.1.3.5.3)$$

解法の手順を次に示すと、

- (i) 各質点の初期状態及び各質点間に働らく張力を静的計算によって求め $t=0$ 時の条件とする。
- (ii) 次の時間ステップにおける上端の点 $P(x_{N+1}^{n+1}, y_{N+1}^{n+1}, z_{N+1}^{n+1})$ を与える。計算の都合上、 P 点を急激に移動させない様に次式を用いる。

$$\left. \begin{aligned} x_{N+1}^{n+1} &= x_{N+1}^0 + \{1 - \exp(-\nu t)\} \cdot \bar{\eta}_x \sin(\omega t + \varepsilon_x) \\ y_{N+1}^{n+1} &= y_{N+1}^0 + \{1 - \exp(-\nu t)\} \cdot \bar{\eta}_y \sin(\omega t + \varepsilon_y) \\ z_{N+1}^{n+1} &= z_{N+1}^0 + \{1 - \exp(-\nu t)\} \cdot \bar{\eta}_z \sin(\omega t + \varepsilon_z) \end{aligned} \right\} \quad (3.1.3.5.4)$$

ここで、 ω は運動周波数、 $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ は運動の位相差、 $\bar{\eta}_x, \bar{\eta}_y, \bar{\eta}_z$ は、 P 点の運動振幅、 ν は任意の適当な値である。

- (iii) 要素分割の非連続性が地面に近い要素で大きく表われるため、地面に近い質点の重量を増減させる。
- (iv) 計算式の係数を求める($R_j, S_j, P_j, Q_j, O_j, H_j$ etc.)。
- (v) 質点 j の適当な運動速度を与えて抗力を計算する(初期値にゼロ又は前の時間ステップの速度を用いる)。
- (vi) 各質点間の張力を計算する。まず求める張力を適当に仮定し、より正確な張力との差 $\{\Delta T_j\}$ を次式により算出する。

$$\{\Delta T_j^n\} = \{E_{j+1}^{n+1}; -F_{j+1}^{n+1}; G_{j+1}^{n+1}\}^{-1} \cdot \{-\tilde{T}_{j+1}^{n+1}\} \quad (3.1.3.5.5)$$

又は

$$\{\Delta T_j^{n+1}\} = \{E_{j+1}^{n+1}; -F_{j+1}^{n+1}; G_{j+1}^{n+1}\}^{-1} \cdot \{-\tilde{T}_{j+1}^{n+1}\} \quad (3.1.3.5.6)$$

張力の補正值 $\{\Delta T_j\}$ が求めれば、仮定した張力に加える事により、より正確な張力を求める。繰返し演算により充分な精度の張力を計算する。

張力の初期値には、前の時間ステップにおける値を用いる。

- (vii) 各質点 j の次の時間ステップの位置を計算する。同時に各質点 j の運動速度を求めて、ステップ(vi)に戻る。各質点 j の運動速度が収束するまで繰返し計算を行なう。

- (viii) 次の時間ステップの計算に移る。(ステップ(ii)に戻る。)

- (c) 係留ラインの動的解析結果と実験結果との比較

2次元の係留ラインに働く動的張力に関する理論解析結果と実験結果との比較は、各所で実施されており^{1), 5), 6), 7), 11)}その計算方法の有効性は実証されている。ここでは3次元解析法についても中嶋らの研究結果⁹⁾を引用してその有効性を調査する。

図3.1.3.5.3に示すように強制動揺装置を用いてslack状態のチェーン上端をチェーンの方向と45°をなす方向($\alpha = 45^\circ$)に水平振動させた。このときのチェーン上端における張力の各方向成分の時系列を計算と実験とで比較したものを図3.1.3.5.4に示す。動揺振幅は7cm(両振幅)、チェーンの要目は表3.1.3.8に示す。又、計算に用いた流体力係数は文献6)による値を用いた。文献6)による抗力係数は、法線方向、接線方向がそれぞれ、 $C_{DN}(\text{法線方向抗力}/\frac{4}{3\pi}\rho \cdot D_C \cdot \bar{U}^2) \doteq 2.18$, $C_{DT}(\text{接線方向抗力}/\frac{4}{3\pi}\rho D_C \bar{U}^2) \doteq 0.17$, 又付加質量係数は、それぞれ $C_{HN}(\text{法線方向付加質量}/\rho D_C^2 \pi \bar{\ell}/4) \doteq 1.98$, $C_{HT}(\text{接線方向付加質量}/\rho D_C^2 \pi \bar{\ell}/4) = 0.2$ であり、これらの値は、3.1.2に示したチェーンモデルの流体力計算結果ともほぼ一致している。計算結果は、動揺周波数だけでなく動揺周波数よりも高次の張力変動分まで実験結果を良く説明している。

尚、この計算ではラインの分割数Nを16としている。次に分割数影響を図3.1.3.5.5に示す。分割数Nを少なくしていくと高周波成分が消える傾向にあると共に、動揺周期が短い場合には動揺周波数の変動振幅が増大する傾向にあることがわかる。分割数は、多い程計算精度は良好であるが計算時間との兼ね合いから適当な分割数を設定する必要がある。しかし、現時点では分割数を決めるための基準となるものは不明である。図3.1.3.5.6に初期張力で無次元化した変動張力を無次元周波数毎に示す。実線が理論計算結果で黒丸が実験結果である。この結果3次元解析法による計算値と実験値が良く一致することがわかった。なお、ここでの計算値はチェーンの伸びは考慮していない。

参 考 文 献

- 1) 栖原寿郎, 小寺山亘, 田才福造, 肥山央, 渡辺邦夫: 振動する繫留鎖の挙動と張力, 日本造船学会論文集, 第148号
- 2) 栖原寿郎, 小寺山亘, 田才福造, 肥山央, 渡辺邦夫, 佐尾邦久: Dynamic Behavior and Tension of Oscillating Mooring Chain, Offshore Technology Conference (1981)
- 3) 小寺山亘: 係留浮体の運動と係留鎖張力について, 西部造船会会報, 第53号
- 4) 小林正典, 島田潔, 日根野元裕: 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
- 5) 中嶋俊夫, 元良誠三, 藤野正隆: 係留浮体の運動を考慮した係留ラインの動的挙動について, 日本造船学会論文集, 第150号
- 6) 中嶋俊夫, 元良誠三, 藤野正隆: 特殊係留ラインの動的特性について, 第5回海洋工学シンポジウム, 日本造船学会(1981)
- 7) 中嶋俊夫, 元良誠三, 藤野正隆: On the Dynamic Analysis of Multi-Component Mooring Lines, O. T. C. paper 4309 (1982)
- 8) 片山正敏, 則松康文, 三和英一: 浮遊式海洋構造物の係留解析法, 三菱重工技報 Vol. 13, No. 4
- 9) 中嶋俊夫, 元良誠三, 藤野正隆: 質点系モデルによる係留ラインの3次元動的解析法, 日本造船学会秋季講演会発表予定 (1983)

- 10) Walton J. S., Polachek H.: Calculation of Transient Motions of Submerged Cables, Mathematics of Computation, Vol. X|V (1960)
- 11) 安藤定雄, 加藤俊司: 鎖係留ラインの静的・動的特性について, 第38回船舶技術研究所発表会講演集 (1981)

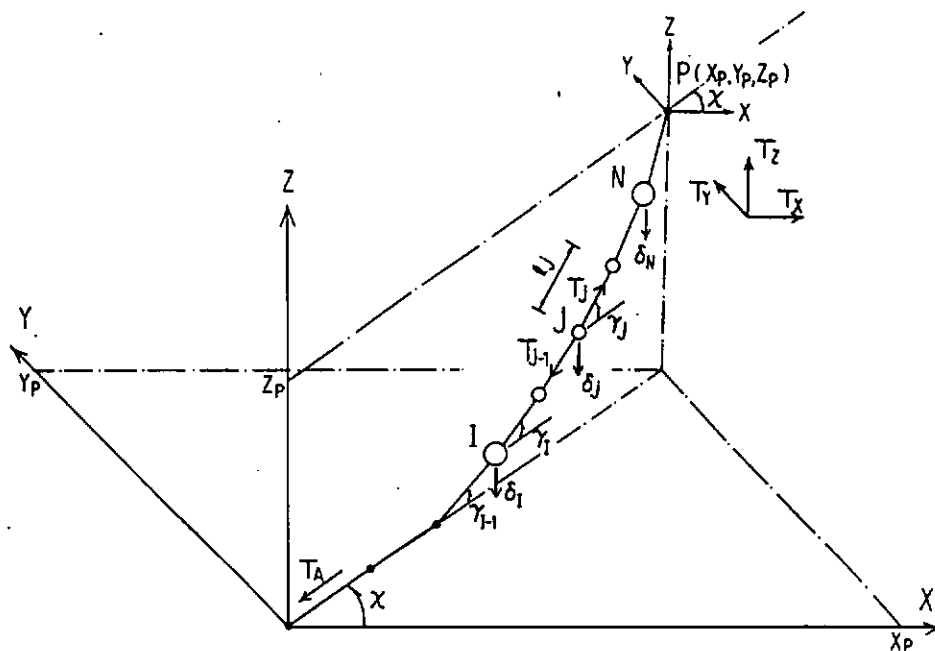


図 3.1.3.51 3次元ランブドマス法の座標系

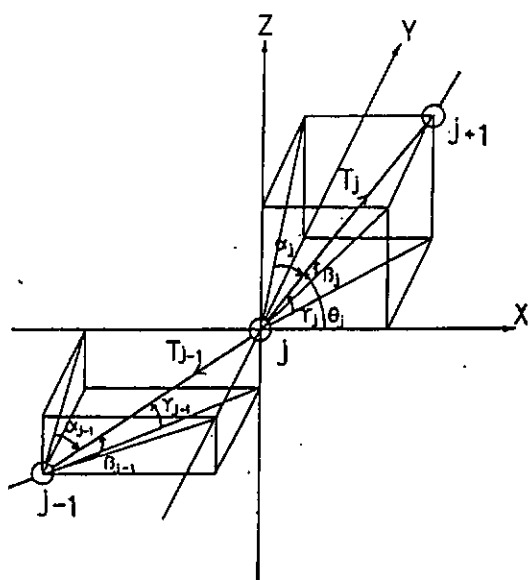


図 3.1.3.52 j 番目質点における座標系

表 3.1.3.8 動揺試験に使用したチェーン要目

Weight per Length	
(in water) W_w	0.234 kg/m
(in air) W_a	0.271 kg/m
Ave. Diameter D_c	6.9 mm
Total Length L	10.0 m
Pretensions at Upper End	
(x-dirc.) T_{x0}	1.792 kg
(y-dirc.) T_{y0}	1.792 kg
(z-dirc.) T_{z0}	1.823 kg
Pretension at Anker T_A	2.53 kg
Distance of Upper End	
(x-dirc.) X_p	6.677 m
(y-dirc.) Y_p	6.677 m
(z-dirc.) Z_p	2.50 m

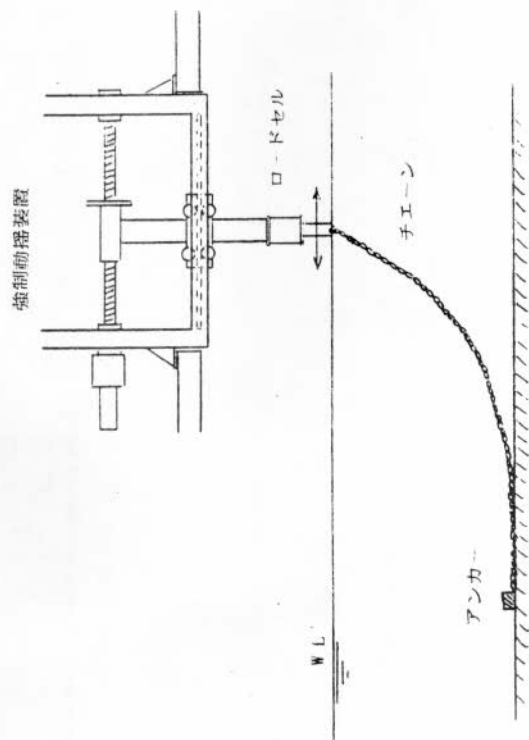


図 3.1.3.53 係留ラインの強制動揺試験装置

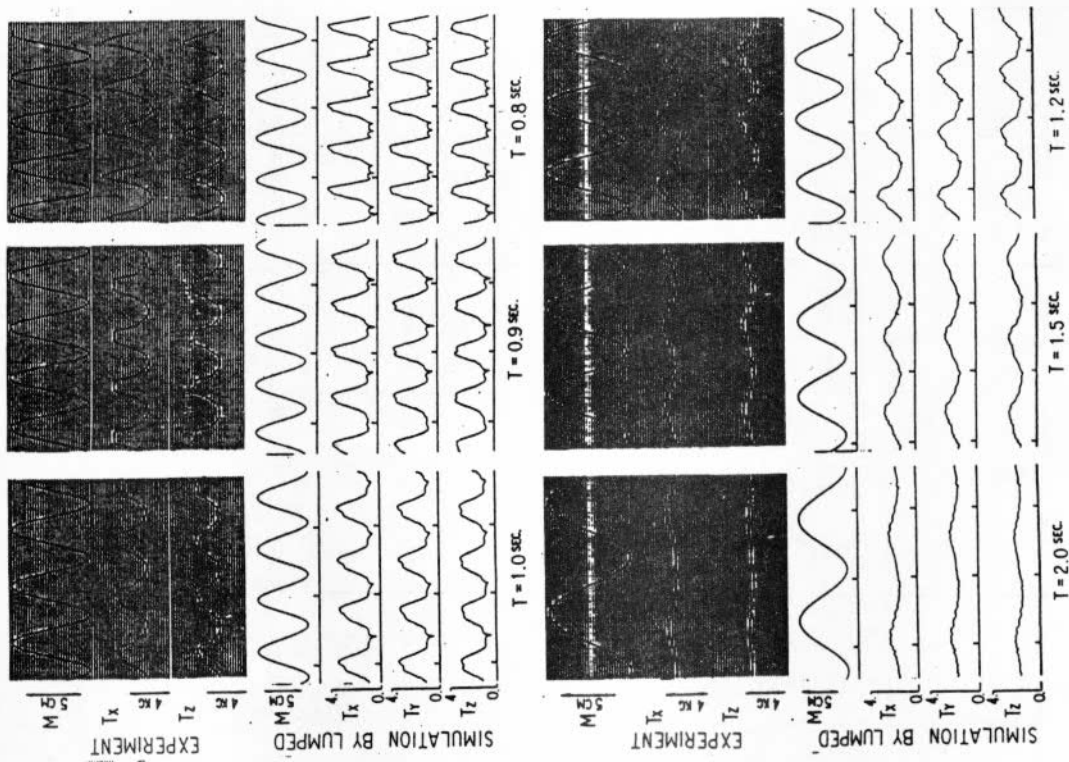


図 3.1.3.54 3次元解析結果と実験結果との時系列比較

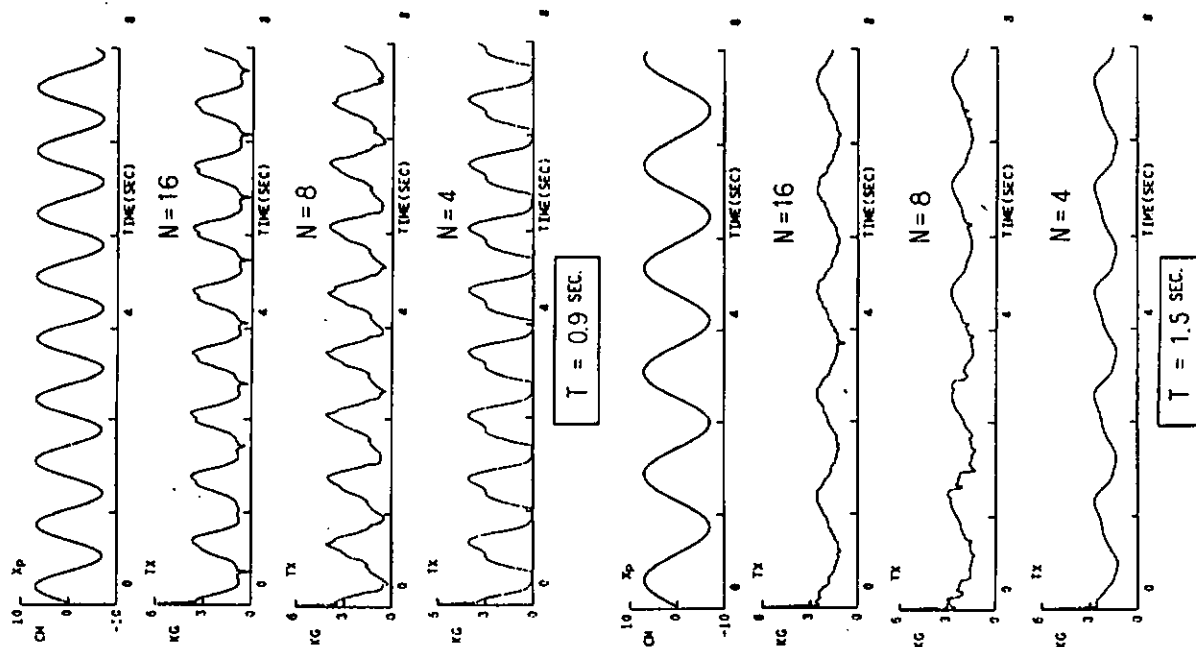


図 3.1.3.55 分割数の影響

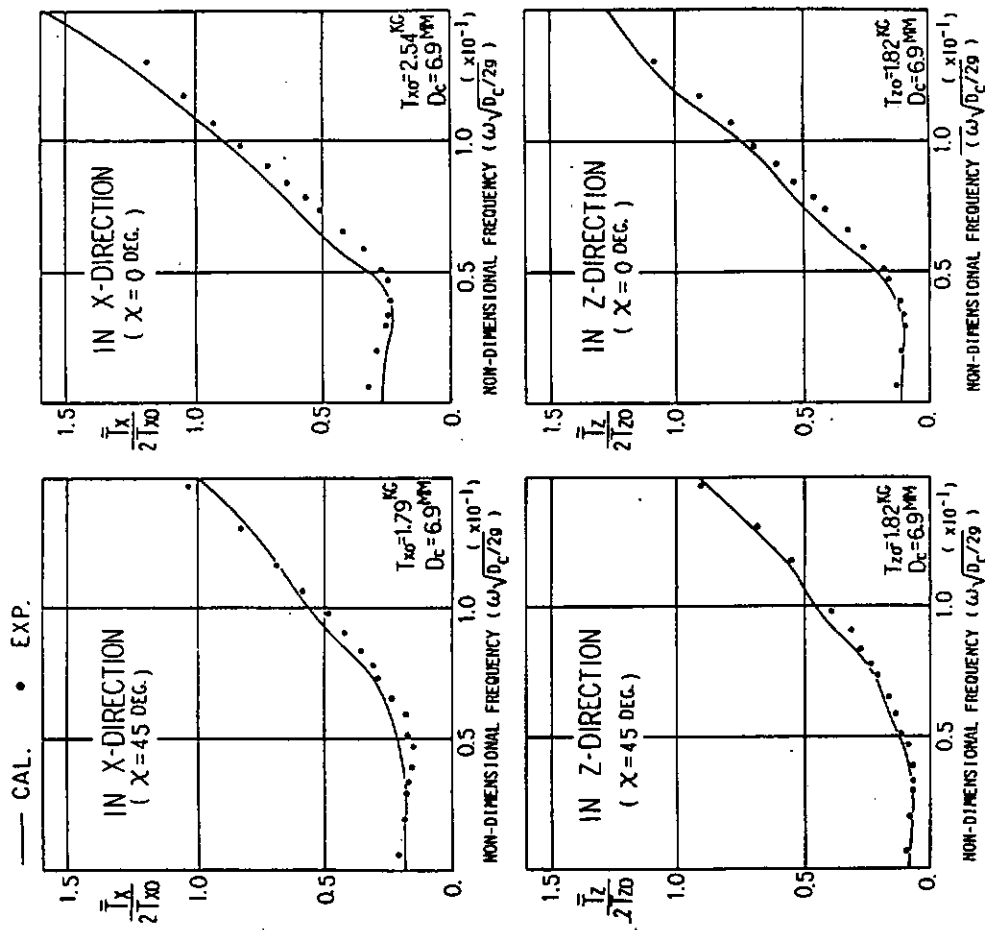


図 3.1.3.56 張力の動的特性、無次元振幅の比較

3.2 緩係留における長周期運動

海洋に浮体を係留すると、風、波による変動外力により、浮体に長周期の水平動揺が励起されることは周知のごとくである。その中で、不規則波浪中での浮体運動に着目すると、浮体の水平方向運動（Surge 又は Sway）に非対称性が現われることがある¹⁾。この現象を明らかにしていくことは、浮体運動の最大値の推定、さらには最大係留力の推定を行なうにあたり、重要なことである。

運動の非対称性の発生原因としては、係留力の非線形性と波漂流力の性質の2つが考えられるが、ここではその後者を調べるために、係留力は線形力として取り扱う。また漂流力は、その時々刻々の値を求めるために、浮体表面の圧力積分から求める方法をとる。このようにして求めた漂流力の時系列を H_{su} ²⁾ の仮定による力と比較するとともに、浮体の運動のヒストグラムを調べてみる。

なお、取り扱った浮体は2次元矩形断面浮体である。

3.2.1 流体力と運動の計算方法

座標系を図3.2.1のごとくとする。ここに、

O-YZ：空間固定座標

G-yz：浮体固定座標、Gは浮体重心で静止時にはOと一致

である。

m を浮体表面外向き法線の単位ベクトル、 α をその y 軸とのなす角度、 φ を浮体の Roll とする。また y, z 方向の単位ベクトルを $\hat{y}, \hat{z}$ とし、 Y, Z 方向のそれを $\hat{Y}, \hat{Z}$ とする。すると、 φ を微小量であるとする、次式が得られる。

$$\begin{aligned} m &= \cos \alpha \cdot \hat{Y} + \sin \alpha \cdot \hat{Z} \\ &= \cos \alpha \cdot \hat{y} + \sin \alpha \cdot \hat{z} \\ &\quad + \left\{ -\varphi \sin \alpha \cdot \hat{Y} + \varphi \cos \alpha \cdot \hat{Z} \right\} \\ &\quad + \left\{ \frac{1}{2} \varphi^2 \cos \alpha \cdot \hat{Y} + \frac{1}{2} \varphi^2 \sin \alpha \cdot \hat{Z} \right\} \\ &\quad + \dots \end{aligned} \quad (3.2.1)$$

浮体表面要素 ds が運動状態でOからみてベクトル R にあるとする。この面における圧力はベルヌイの式により

$$P(R) = -\rho g (Z-d) - \rho \frac{\partial}{\partial t} \Phi(Y, Z) - \frac{1}{2} \rho |\nabla \Phi(Y, Z)|^2 \quad (3.2.2)$$

である。この ds が、静止状態の時に、O又はGからみてベクトル R_0 の位置にあったとする。すなわち、運動 Y_G, Z_G, φ をする時 R_0 は R になるとする。この時 $P(R)$ を R_0 のまわりにテーラー展開をすることにより次式を得る。

$$P(R) = P^{(0)}(R_0) + P^{(1)}(R_0) + P^{(2)}(R_0) + \dots \quad (3.2.3)$$

ここに

$$P^{(0)}(R) = -\rho g (z-d) \quad (3.2.4)$$

$$P^{(1)}(R_0) = -\rho g (Z_G + \varphi Y) - \rho \frac{\partial}{\partial t} \Phi^{(1)}(y, z) \quad (3.2.5)$$

$$\begin{aligned} P^{(2)}(R_0) &= -\rho \frac{\partial}{\partial t} \Phi^{(2)}(y, z) \\ &\quad - \rho \left[(Y_G - \varphi Z) \frac{\partial}{\partial y} + (Z_G + \varphi Y) \frac{\partial}{\partial z} \right] \frac{\partial}{\partial t} \Phi^{(1)}(y, z) \\ &\quad - \frac{1}{2} \rho |\nabla \Phi^{(1)}(y, z)|^2 \end{aligned} \quad (3.2.6)$$

また、ここに、 ϵ を微小量パラメータとして

$$\bar{\eta} = \epsilon \bar{\eta}^{(1)} + \epsilon^2 \bar{\eta}^{(2)} + \dots \quad (3.27)$$

とおいている。

いま、

S_0 : 静水中における浮体浸水面積

$S_0 + S$: 波浪中における浮体浸水面積

とすると、浮体に働く流体力 F は

$$|F| = - \int_{S_0} P \cdot n \, ds - \int_S P_{in} \, ds \quad (3.28)$$

から求まるが、ここで波と運動が微小であるとして ϵ を用いて

$$F = |F|^{(0)} + \epsilon |F|^{(1)} + \epsilon^2 |F|^{(2)} + \dots$$

$$P = P^{(0)} + \epsilon P^{(1)} + \epsilon^2 P^{(2)} + \dots$$

$$n = n^{(0)} + \epsilon n^{(1)} + \epsilon^2 n^{(2)} + \dots$$

のように表わすと、 y 方向の力を表わす式として、以下の式を得る。

$$F_y^{(0)} = - \int_{S_0} \rho g (z - d) \cos \alpha \, ds = 0 \quad (3.29)$$

$$F_y^{(1)} = - \int_{S_0} \rho \frac{\partial}{\partial t} \bar{\eta}^{(1)} \cos \alpha \, ds \quad (3.210)$$

$$\begin{aligned} F_y^{(2)} = & - \int_S \left\{ \rho g (z - d) + \rho g (Z_G + \varphi_Y) + \rho \frac{\partial}{\partial t} \bar{\eta}^{(1)} \right\} \cos \alpha \, ds \\ & + \int_{S_0} \rho g (Z_G + \rho \frac{\partial}{\partial t} \bar{\eta}^{(1)}) \varphi (-\sin \alpha) \, ds \\ & + \int_{S_0} \left\{ \rho \left[(Y_G - \varphi_Z) \frac{\partial}{\partial y} + (Z_G + \varphi_Y) \frac{\partial}{\partial z} \right] \frac{\partial}{\partial t} \bar{\eta}^{(1)} \right. \\ & \left. + \frac{1}{2} \rho \left| \nabla \bar{\eta}^{(1)} \right|^2 + \rho \frac{\partial}{\partial t} \bar{\eta}^{(2)} \right\} \cos \alpha \, ds \end{aligned} \quad (3.211)$$

(3.210) 式が1次のオーダーの波力で、いわゆる Exciting Force と Radiation Force を表わす。(3.211) 式が2次のオーダーの波力で、いわゆる波漂流力を表わす。波面をく、浮体自身の質量を M 、 Z 方向係留バネ定数を K_Z として、(3.211) 式を整理すると、

$$\begin{aligned} F_y^{(2)} = & - \frac{\rho g}{2} \left[\left\{ \zeta - (Z_G + \varphi_Y) \right\}_{y=b}^2 - \left\{ \zeta - (Z_G + \varphi_Y) \right\}_{y=-b}^2 \right] \\ & - \varphi \cdot \left[M \frac{d^2}{dt^2} Z_G + K_Z Z_G \right] \\ & + \int_{S_0} \left\{ (Y_G - \varphi_Z) \frac{\partial}{\partial y} + (Z_G + \varphi_Y) \frac{\partial}{\partial z} \right\} \frac{\partial}{\partial t} \bar{\eta}^{(1)} \cos \alpha \, ds \\ & + \frac{\rho}{2} \int_{S_0} \left| \nabla \bar{\eta}^{(1)} \right|^2 \cos \alpha \, ds \\ & + \rho \int_{S_0} \frac{\partial}{\partial t} \bar{\eta}^{(2)} \cos \alpha \, ds \end{aligned} \quad (3.212)$$

となる。この式は Faltinsen 他³⁾、Pinlester 他⁴⁾ が与えた結果と同じ結果を与える。

さて、入射波が次式のように成分波の重ね合せで与えられるとする。

$$\zeta_i(t) = \sum_{m=1}^{m_0} \zeta_m \cos(\omega_m t - k_m y + \epsilon_m) \quad (3.213)$$

ここに ϵ_m はランダムな位相, k_m は波数, ω_m は角周波数である。すると, 1 次の力 $F^{(1)}$ とそれによる浮体の運動 $X^{(1)}$ は, 係留力を線形としているため, 周知の方法で求めることができ,

$$F^{(1)}(t) = \sum_{m=1}^{m_0} \zeta_m F_{am}^{(1)} \cos(\omega_m t + \epsilon_m + \delta_{Fm}) \quad (3.2.14)$$

$$y_G^{(1)}(t) = \sum_{m=1}^{m_0} \zeta_m X_{am}^{(1)} \cos(\omega_m t + \epsilon_m + \delta_{Xm}) \quad (3.2.15)$$

である。ここに $(F_{am}^{(1)}, \delta_{Fm})$ は 1 次の波力の, また $(X_{am}^{(1)}, \delta_{Xm})$ は 1 次の運動の, 単位振幅入射波に対する応答振幅と位相進みを意味する。

さて, 2 次の波力を求めるには $\ddot{y}^{(2)}$ を求める必要があるが, Faltinsen 他³⁾によれば, 波が狭帯域波の場合には小さい力になるので, ここでは無視することにする。すると (3.2.12) 式は計算することができて, 次の型に求まる。

$$F^{(2)}(t) = \sum_{m=1}^{m_0} \sum_{n=1}^{m_0} \zeta_m \zeta_n T_{mn}^c \cos\{(\omega_m - \omega_n)t + (\epsilon_m - \epsilon_n)\} \\ + \sum_{m=1}^{m_0} \sum_{n=1}^{m_0} \zeta_m \zeta_n T_{mn}^s \sin\{(\omega_m - \omega_n)t + (\epsilon_m - \epsilon_n)\} \quad (3.2.16)$$

ただし, ここに $(\omega_m + \omega_n)t$ の成分は浮体の運動に影響を及ぼさない高周波数の力として省略している。 T_{mn}^c と T_{mn}^s は漂流力の応答関数のごときのものであって, ω_m と ω_n の成分の波によるこれらの値を求めておけば, 漂流力の時系列は (3.2.16) 式から求めることができる。

$F^{(2)}(t)$ による運動は, 係留力が線形であることと, $F^{(2)}(t)$ が (3.2.16) 式の形をしていることから, (3.2.15) 式と同様の方法で求められるが, 今回は計算プログラム上の都合から

$$\{M + A(\omega_N)\} \ddot{y}_G^{(2)} + B(\omega_N) \dot{y}_G^{(2)} + K_y y_G^{(2)} = F^{(2)}(t) \quad (3.2.17)$$

にて求める。ここに

$A(\omega_N)$: 固有周期における流体付加質量

$B(\omega_N)$: " 減衰係数

K_y : 水平方向バネ定数

である。

また $F^{(1)}(t)$ による運動 $y_G^{(1)}$ は (3.2.15) 式から求める。

よって, 全体の運動は, 次式になる。

$$y_G = y_G^{(1)} + y_G^{(2)} \quad (3.2.18)$$

3.2.2 計算結果と考察

(1) 調査対象モデル

$\ddot{y}^{(2)}$ の効果は小さいという仮定が保たれるように, 浮体モデルとして図 3.2.2 に示す Faltinsen 他³⁾のモデルを採用する。ただし, 水深は 300m とする。またバネ定数 K_y は任意にとる。

入射波のスペクトルとしては ISSC 型スペクトルを選び有義波高を 8m とする。その時のスペクトルが図 3.2.3 に示してある。これを同図中に示してあるように 20 成分に分割し, (3.2.13) 式により不規則波を作成する。

なお, 流体力の計算には級数展開法 (領域分割法)⁵⁾を用いる。

(2) 規則波中での浮体の運動と波漂流力

参考のため、無係留時の浮体の規則波中における運動と波漂流力を図3.2.4から3.4.7に示す。流体力計算のプログラムの精度については、SR179の計算例との比較により調べてみた。その結果を表3.2.1に示すが、本法の流体力は十分な精度を有する。なお、表中の記号はSR179報告書⁶⁾を参照いただきたい。図3.2.7の漂流力のうち、黒丸は(3.2.12)式から求めたもの、すなわち浮体表面の圧力積分から求めたものである。実線は丸尾⁷⁾の反射波高から求める方法による結果である。この図から、 $\hat{\omega} = 0.8$ で両者に差異がみられるものの、全体的にはよく一致しているといえる。Faltinsen 他³⁾による表面圧力積分結果を三角印で示しておく。

(3) T_{mn}^c と T_{mn}^s

無係留時の T_{mn}^c と T_{mn}^s の結果の一部を表3.2.2と3.2.3に示す。Faltinsen 他³⁾は T_{mn}^s は小さく $\sin$ 成分は無視してもよいとしているが、この表の結果をみるとそうも言えないことがわかる。特に ω が大きい所でそれが顕著である。 $\sin$ 成分が ω が大きい所で無視できない事実は以下の考察で裏づけられよう。

すなわち、 ω が大きい所では浮体の運動は微小で入射波がほぼ完全に反射してしまうことから、図3.2.8に示すような垂直壁による反射として近似することができる。この場合の速度ポテンシャルは解析的に決定され、漂流力も容易に求めることができる。まず、入射波のポテンシャルを

$$\Phi_i = \text{Re} \left\{ i \frac{g}{\omega} \zeta_a \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} e^{i(\omega t + kx)} \right\} \quad (3.2.19)$$

とおくと、反射波のそれは、

$$\Phi_r = \text{Re} \left\{ i \frac{g}{\omega} \zeta_a \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} e^{i(\omega t - kx + 2k\ell)} \right\} \quad (3.2.20)$$

となる。従って、壁面での波面 ζ と水粒子速度 v は以下のようになる。

$$\zeta_{x=\ell} = \text{Re} \left\{ 2\zeta_a e^{i(\omega t + k\ell)} \right\} \quad (3.2.21)$$

$$\begin{aligned} v_{x=\ell} &= \text{Re} \left\{ \frac{g}{\alpha Z} (\Phi_i + \Phi_r) \right\} \\ &= \text{Re} \left\{ i \frac{g}{\omega} \cdot 2\zeta_a \cdot \frac{k \sinh k(z+h)}{\cosh kh} e^{i(\omega t + k\ell)} \right\} \end{aligned} \quad (3.2.22)$$

今、 ω_1 と ω_2 の波が同時にきたとして、(3.2.12)式より漂流力を計算すると結局次の式を得る。

つまり、入射波を

$$\zeta_i = \zeta_{a1} \cos(\omega_1 t + k_1 x) + \zeta_{a2} \cos(\omega_2 t + k_2 x + \epsilon_2) \quad (3.2.23)$$

とすると

$$\begin{aligned} F_y^{(2)} &= -\frac{\rho g}{2} \zeta_{x=\ell}^2 + \frac{\rho}{2} \int_{-h}^0 v_{x=\ell}^2 dz \\ &= -\frac{\rho g}{2} \left\{ 2\zeta_{a1}^2 + 2\zeta_{a2}^2 + 4\zeta_{a1}\zeta_{a2} \cos \left[(\omega_1 - \omega_2)t + (k_1 - k_2)\ell - \epsilon_2 \right] \right\} \\ &\quad + \frac{\rho}{2} \left\{ \left(\frac{1}{8k_1} \sinh 2k_1 h - \frac{h}{2} \right) \alpha_1^2 + \left(\frac{1}{8k_2} \sinh 2k_2 h - \frac{h}{2} \right) \alpha_2^2 \right. \\ &\quad \left. + \alpha_1 \alpha_2 \left[\frac{\sinh(k_1 + k_2)h}{2(k_1 + k_2)} - \frac{\sinh(k_1 - k_2)h}{2(k_1 - k_2)} \right] \right\} \\ &\quad \times \cos \left[(\omega_1 - \omega_2)t + (k_1 - k_2)\ell - \epsilon_2 \right] \end{aligned} \quad (3.2.24)$$

ここに

$$\alpha_n = -\frac{g}{\omega} \cdot 2\zeta_{an} \cdot \frac{kn}{\cosh k_n h}, \quad n = 1, 2 \quad (3.2.25)$$

である。また、(3.2.24)式で $\omega_1 + \omega_2$ の成分は省略している点に注意されたい。

(3.2.24)式は、要するに

$$F_y^{(2)} = \cos st + A \cos \left[(\omega_1 - \omega_2)t + (k_1 - k_2)\ell - \epsilon_2 \right] \quad (3.2.26)$$

の形であり、これは

$$F_y^{(2)} = \cos st + A \cos \left[(k_1 - k_2)\ell \right] \times \cos \left[(\omega_1 - \omega_2)t - \epsilon_2 \right] \\ - A \sin \left[(k_1 - k_2)\ell \right] \times \sin \left[(\omega_1 - \omega_2)t - \epsilon_2 \right] \quad (3.2.27)$$

であるから、 $(k_1 - k_2)\ell$ の値により、sin成分とcos成分の大小関係が定まることがわかる。よって、

表3.2.2と3.2.3において、 ω の大きい所でsin成分も無視できない値になることが了解される。

(4) 2成分波中の漂流力の時系列

波周波数 ω_1 と ω_2 の成分をもつ2成分波を考える。簡単化のため、成分波の波振幅が等しい場合を考える。すなわち2成分波は

$$\zeta = \zeta_a \cos(\omega_1 t + \epsilon_1) + \zeta_a \cos(\omega_2 t + \epsilon_2) \\ = 2\zeta_a \cos\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2}t + \frac{\epsilon_1 - \epsilon_2}{2}\right) \cos\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2}t + \frac{\epsilon_1 + \epsilon_2}{2}\right) \quad (3.2.28)$$

であるとする。

今、 $\zeta_a = 2.0$ mとし、 ω_1 と ω_2 の組合せを変えると図3.2.9～図3.2.10に示すとき波が得られる。それらの波による漂流力も同図中に示す。実線(曲線)が本法である(3.2.1.6)式より求めたものである。一方、階段状の実線は $H_{su}^{(2)}$ の方法から求めた漂流力で、よく使われるものである。

これら2種類の力を比較してみると、漂流力の振幅においては両者ともほぼ同一と考えられるが、その力の位相の面をみると、 ω_1 と ω_2 の組合せによっては両者の力の違いが明らかになる。この2種類の力の相互の位相の差は、 $y_G^{(1)}$ に対する $y_G^{(2)}$ の位相の差異となって現われるから、その和である y_G の統計的性質を調べる場合には注意を要する点である。すなわち、sin成分 T_{mn}^s を無視するべきではないと思われる。

(5) 不規則波中における y_G とその分布

波のスペクトルは、前出の図3.2.3のごとくである。表3.2.4に示すケースについて、それぞれ4.242秒の時系列を求めた。その時系列を図3.2.12～16に示す。図中、 ζ は波、 $F_y^{(2)}$ は波漂流力、 $y_G^{(2)}$ は漂流力による運動成分、 y_G は $y_G^{(2)}$ と一次の運動 $y_G^{(1)}$ との和でトータルの水平運動をそれぞれ意味する。また、運動の時系列の分布と、その極値の分布を図3.2.18～22に示す。これらの図の見方は図3.2.17に示してある。

これらの結果によると以下のことがわかる。

ケース、1, 2, 3は係留バネ力を順に弱くしていった場合であるが、ケース1では $y_G^{(2)}$ よりも $y_G^{(1)}$ が大きく、ケース2ではそれぞれが同程度、ケース3では $y_G^{(2)}$ が $y_G^{(1)}$ よりも大きくなっており、ヒストグラムの図からもわかるように、ケース3では $y_G^{(2)}$ が卓越し、正弦波的な特徴が現われている。これらのケースには、その分布において、有意な非対称性はみられない。

ケース4は、ケース3に対して水平動揺の減衰力を増やした場合である。周知のごとく、完全流体の仮定のもとに計算した減衰力は実際よりもかなり小さく求まり、浮体の固有周期付近の運動を求め

る際には何んらかの修正を必要とするが、その修正法は現在のところ確定していない。そこで、ここでは、2次元矩形断面浮体についての実験的修正係数¹⁾を用いることにした。それが表3.2.4に示されている値であり、このABを(3.2.17)式の $B(\omega_n)$ に加えた結果がケース4である。この結果、 $y_G^{(2)}$ が小さくなり、 $y_G^{(1)}$ と同程度になったことがわかるが、この時、図3.2.2.1からわかるように、 $y_G^{(1)}$ と $y_G^{(2)}$ にそれほど強く見られない運動の非対称性が、それぞれの和である y_G にはより強く現われていることが認められる。

ケース5は、ケース4に対して乱数である位相 ϵ_m の組み合わせを変えたものである。これもケース4と同様の傾向がみられ、 y_G の非対称性がさらにはっきりと現われていることがわかる。

今回は計算のケースが少ないので、今後、より多くのケースを計算し、それを整理する必要があるけれども、今回の結果をまとめると以下ようになる。 $y_G^{(1)}$ と $y_G^{(2)}$ が同程度の大きさの運動をする時で固有周期が比較的長い場合に、 y_G の非対称性が大きくなる傾向がみられる。この y_G の非対称性は $y_G^{(2)}$ のそれよりも強い。 $y_G^{(1)}$ はほぼ対称性を有する現象であることから、これは、 $y_G^{(1)}$ と $y_G^{(2)}$ の間に何らかの相関がありそれを無視できない、ということを意味する。

以上、 y_G に非対称性のあることが確認されたので、今後、その非対称性の程度を定量的に把握するための調査が必要と思われる。

参 考 文 献

- 1) 新井信一、他：不規則波中の係留浮体の運動に関する研究、日本造船学会論文集、第140号、1976
- 2) Hsu, F. A. et al.: Analysis of Peak Mooring Forces by Slow Vessel Drift Oscillation in Random Seas, OTC 1959, 1970
- 3) Faltinsen, O. M. et al.: Slow Drift Oscillation of a Ship in Irregular Waves, Applied Ocean Research, Vol. 1, No. 1, 1979
- 4) Pinkster, J. A. et al.: Computation of the First and Second Order Wave Forces on Oscillating Bodies in Regular Waves, Proc. 2nd Int. Conf. Numerical Ship Hydrodynamics, Berkley, 1977
- 5) 新井信一：箱型浮体の運動の簡易計算方法、土木学会第33回年次学術講演概要集 第2部、1978
- 6) SR179：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、研究資料No. 346、昭和57年3月
- 7) Maruo, H.: The Drift of a Body Floating on Wave, J. of Ship Research, Vol. 4, No. 3, 1960

表 3.2.1 「SR179-表2.1.3.13 2次元流体力テーブル」との比較

ξ_B	$\overline{M}_H$	$\overline{N}_H$	$\overline{M}_S$	$\overline{N}_S$	$\overline{M}_R$	$\overline{N}_R$	$\overline{M}_{SR}$	$\overline{N}_{SR}$
0.10	1.829 (1.835)	6.952 (6.958)	0.787 (0.790)	0.313 (0.311)	0.387 (0.388)	0.069 (0.069)	-0.230 (-0.228)	-0.145 (-0.146)
0.40	1.888 (1.894)	3.071 (3.071)	0.558 (0.560)	0.472 (0.474)	0.323 (0.324)	0.083 (0.082)	-0.103 (-0.101)	-0.198 (-0.197)
1.00	2.056 (2.062)	1.407 (1.405)	0.298 (0.300)	0.494 (0.496)	0.279 (0.281)	0.047 (0.047)	0.014 (0.016)	-0.153 (-0.152)

() が本法の値

表 3.2.1 の続き

ξ_B	$\overline{E}_H$	ϵ_H	$\overline{E}_S$	ϵ_S	$\overline{E}_R$	ϵ_R
0.10	1.905 (1.905)	-1.69 (-1.69)	0.404 (0.403)	-8.06 (-8.06)	0.189 (0.189)	99.4 (99.4)
0.40	1.632 (1.632)	-3.61 (-3.62)	0.640 (0.642)	-7.70 (-7.70)	0.268 (0.267)	103.0 (103.1)
1.00	1.158 (1.157)	-6.60 (6.60)	0.686 (0.687)	-8.59 (-8.59)	0.212 (0.211)	94.1 (94.1)

() が本法の値

表 3.2.2 $T_{mn}^c / \rho g$

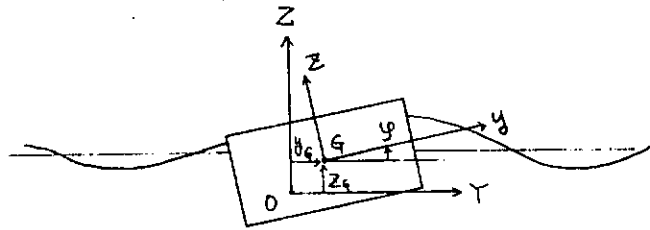
$\hat{\omega}_m \backslash \hat{\omega}_n$	2.0	1.5	1.1	1.0	0.8	0.7	
2.0	-0.495	0.044	0.412	0.446	0.347	0.138	0.79
1.5	0.044	-0.461	-0.275	-0.222	-0.247	0.035	1.40
1.1	0.412	-0.275	-0.364	-0.351	-0.387	-0.340	2.60
1.0	0.446	-0.222	-0.351	-0.346	-0.407	-0.162	3.14
0.8	0.347	-0.247	-0.387	-0.407	-0.538	-0.328	4.90
0.7	0.138	0.035	-0.340	-0.162	-0.328	-0.133	6.37
	0.79	1.40	2.60	3.14	4.90	6.37	$\lambda_n/2l \backslash \lambda_m/2l$

表 3.2.3 $T_{mn}^s / \rho g$

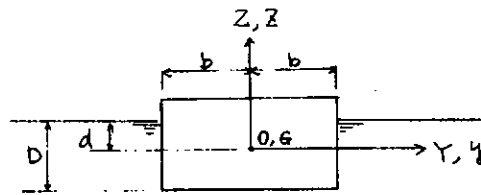
$\hat{\omega}_m \backslash \hat{\omega}_n$	2.0	1.5	1.1	1.0	0.8	0.7	
2.0	0	0.500	0.292	0.231	0.262	0.669	0.79
1.5	-0.500	0	0.330	0.360	0.283	0.184	1.40
1.1	-0.292	-0.330	0	0.089	0.023	-0.033	2.60
1.0	-0.231	-0.360	-0.089	0	-0.024	-0.095	3.14
0.8	-0.262	-0.283	-0.023	0.024	0	-0.125	4.90
0.7	-0.669	-0.184	0.033	0.095	0.125	0	6.37
	0.79	1.40	2.60	3.14	4.90	6.37	$\lambda_n/2l \backslash \lambda_m/2l$

表 3.2.4 不規則波中の運動の計算ケース

	$\omega_N = \sqrt{K_y / (M + A)} (\omega_N)$	$\Delta B / M \sqrt{2g / B}$
ケース 1	0.791 rad/s (0.253)	0
ケース 2	0.618 rad/s (0.197)	0
ケース 3	0.412 rad/s (0.132)	0
ケース 4	0.412 rad/s (0.132)	0.1
ケース 5	0.412 rad/s (0.132)	0.1
備考 1	ランダムな位相 ϵ_m ((3.2.13)式)の組合せは ケース 1～ケース 4は同じ, ケース 5は異なる。	
備考 2	K_y : y 方向の係留バネ定数, M : 浮体の質量, A : 付加質量, ΔB : 付加減衰力係数, g : 重力加速度, B : 浮体全幅	



[浮上状態]



[静止状態]

図 3.2.1 座標系

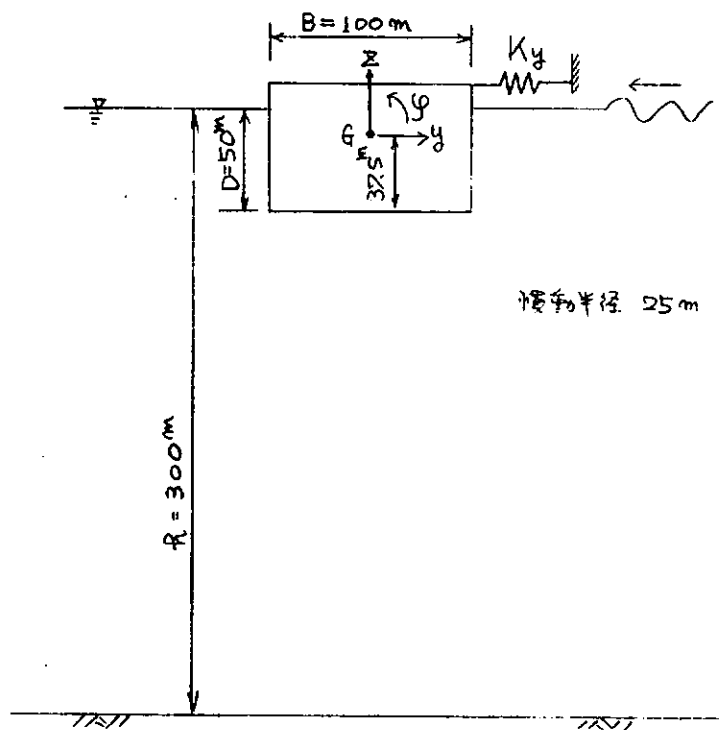


図 3.2.2 計算モデル

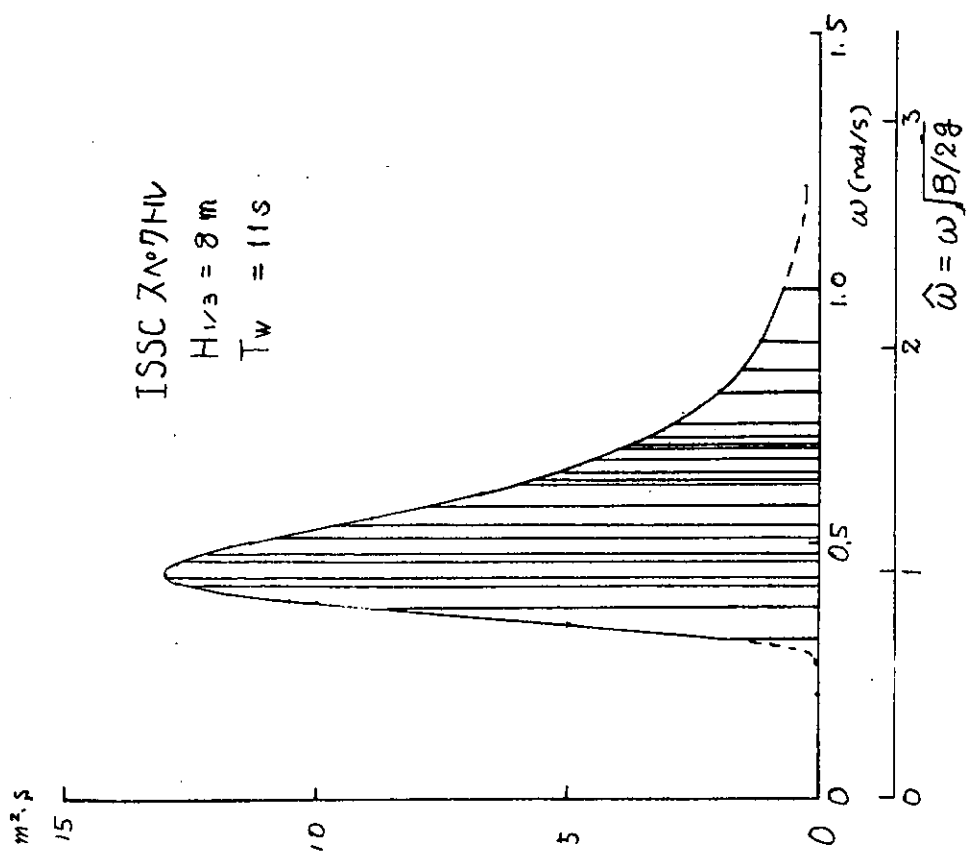


図 3.2.3 波スペクトル

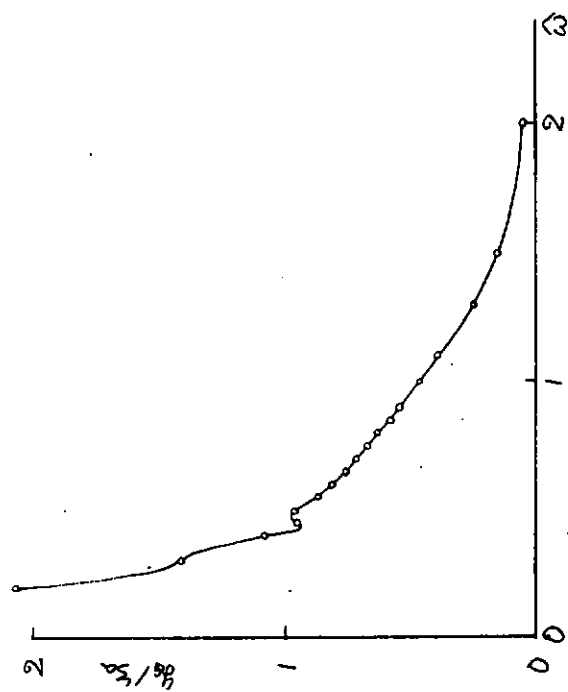


図 3.2.4 Sway の振幅

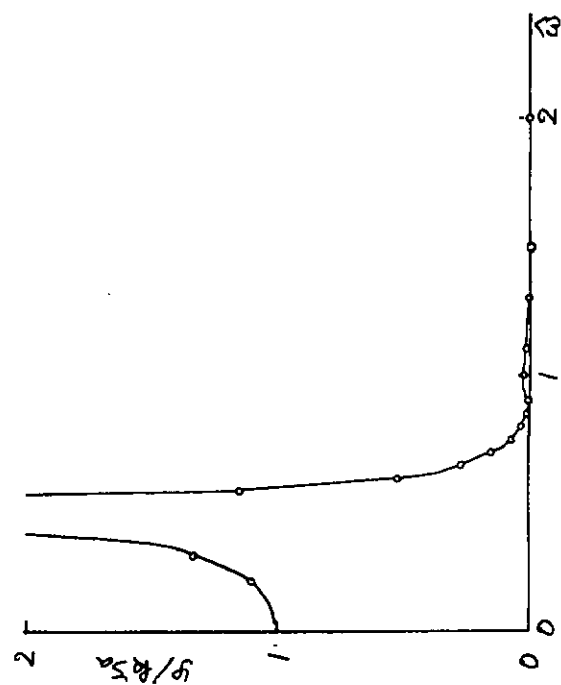


図 3.2.5 Roll の振幅

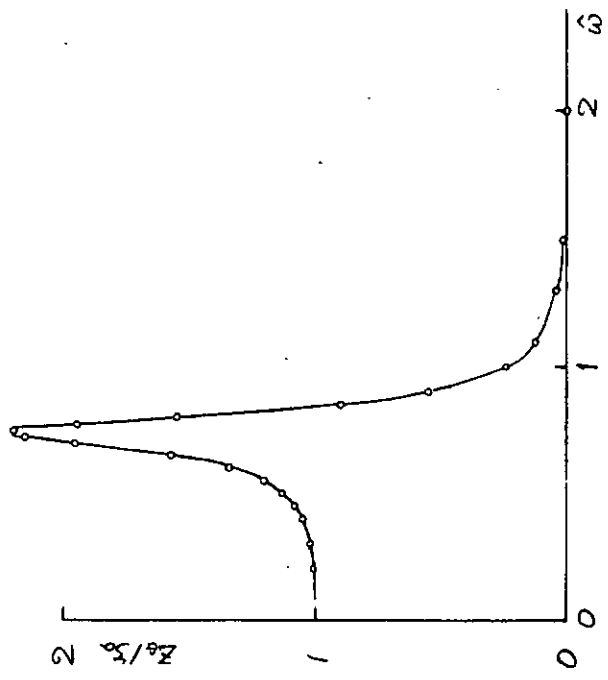


図 3.2.6 Heave の振幅

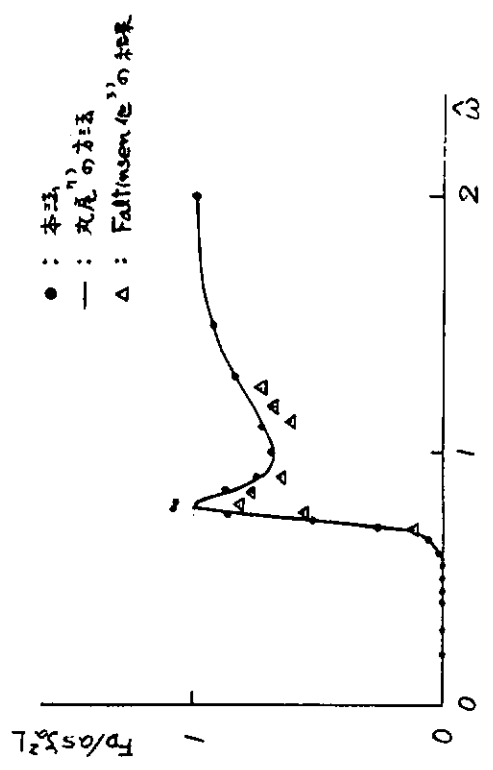


図 3.2.7 波源流力

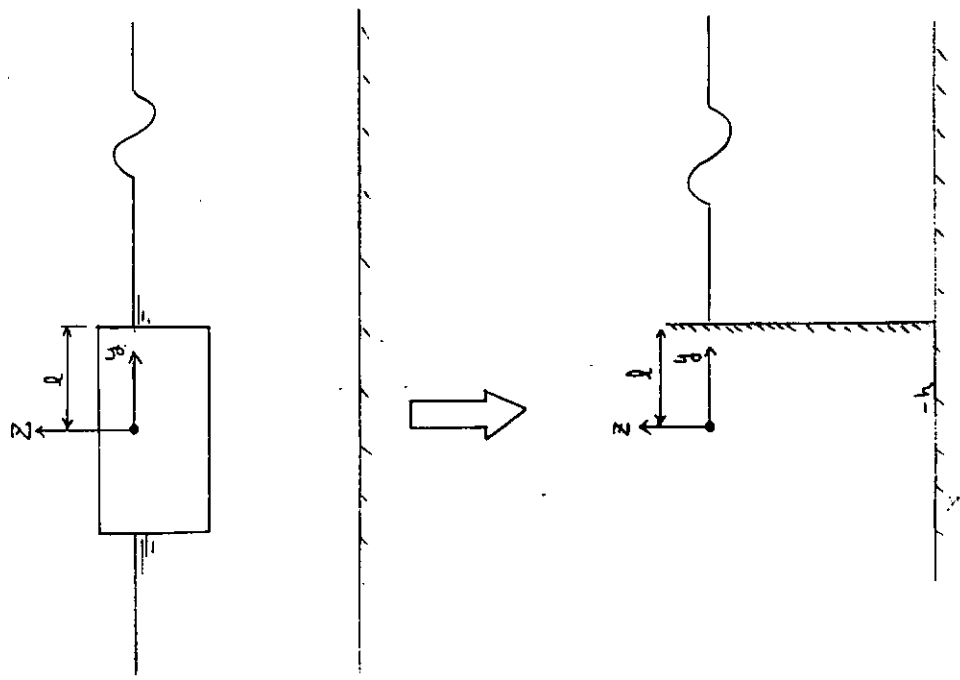


図 3.2.8 短波長でのモデルの置換

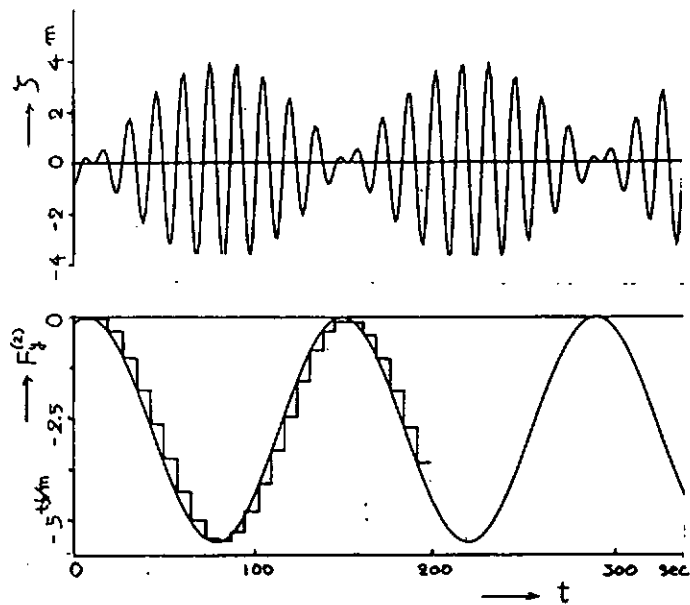


図 3.2.9 2成分波と波漂流力
($\hat{\omega}_1=0.9, \hat{\omega}_2=1.0$)

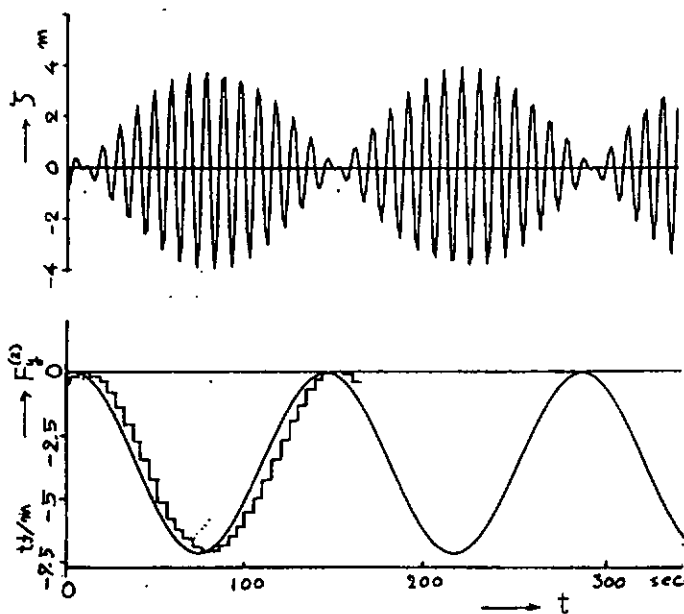


図 3.2.10 2成分波と波漂流力
($\hat{\omega}_1=1.4, \hat{\omega}_2=1.5$)

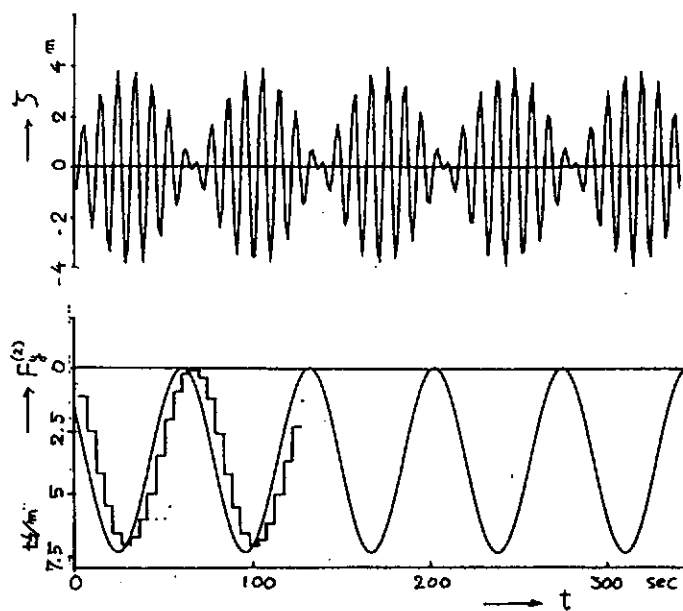


図 3.2.11 2成分波と波漂流力
($\hat{\omega}_1=1.4, \hat{\omega}_2=1.6$)

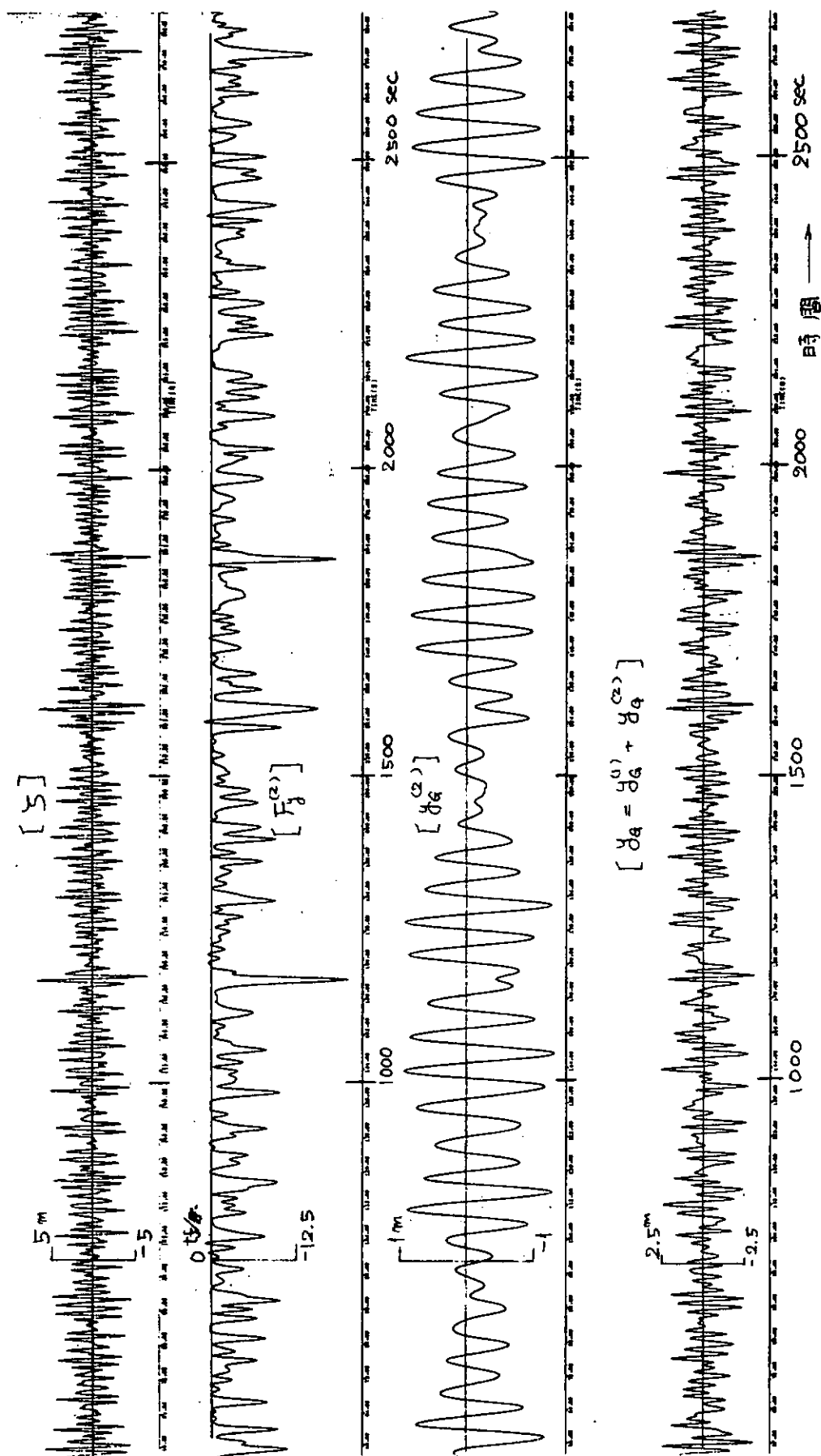


図 3.2.12 ケース 1, 時系列

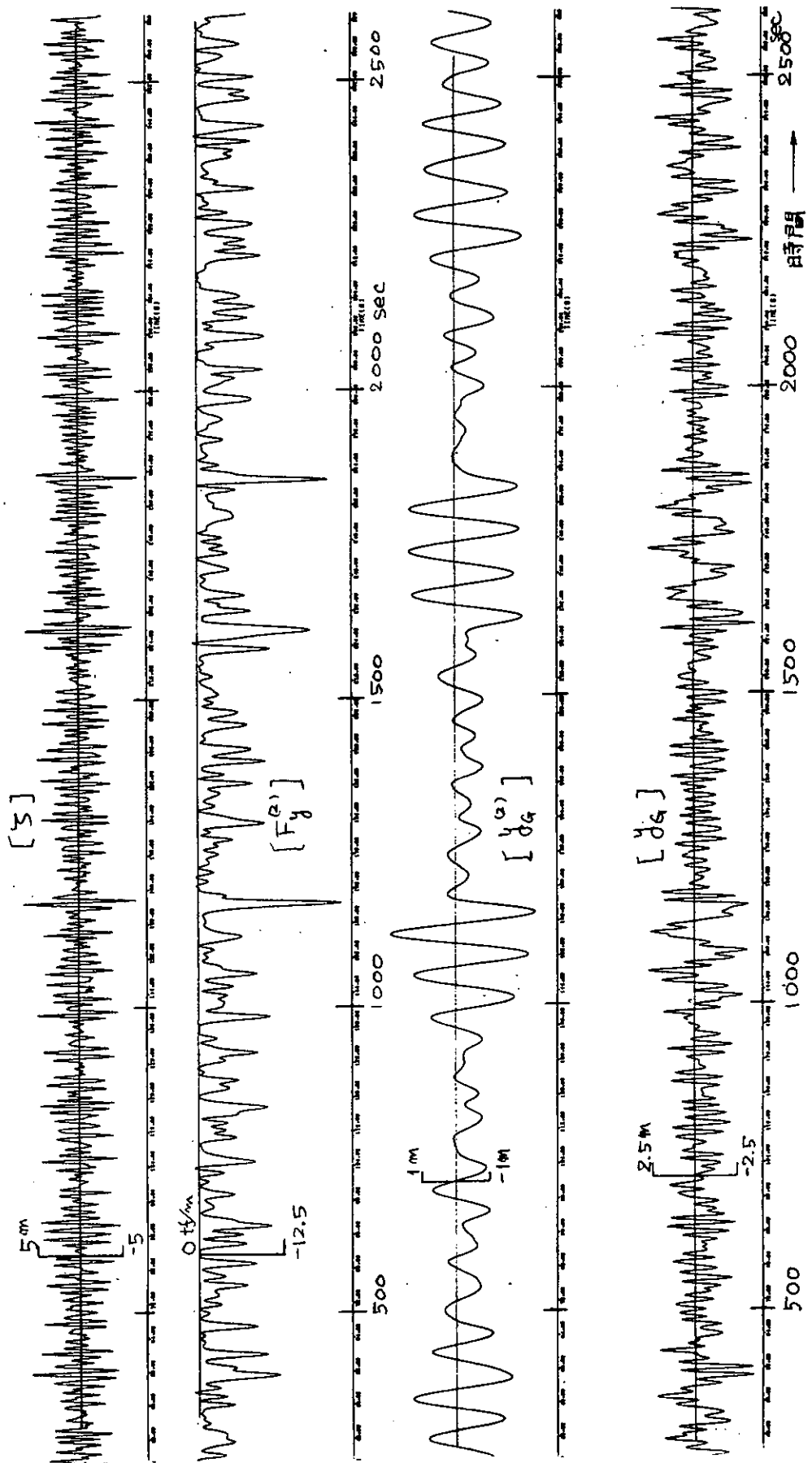


図 3.2.13 ケース 2, 時系列

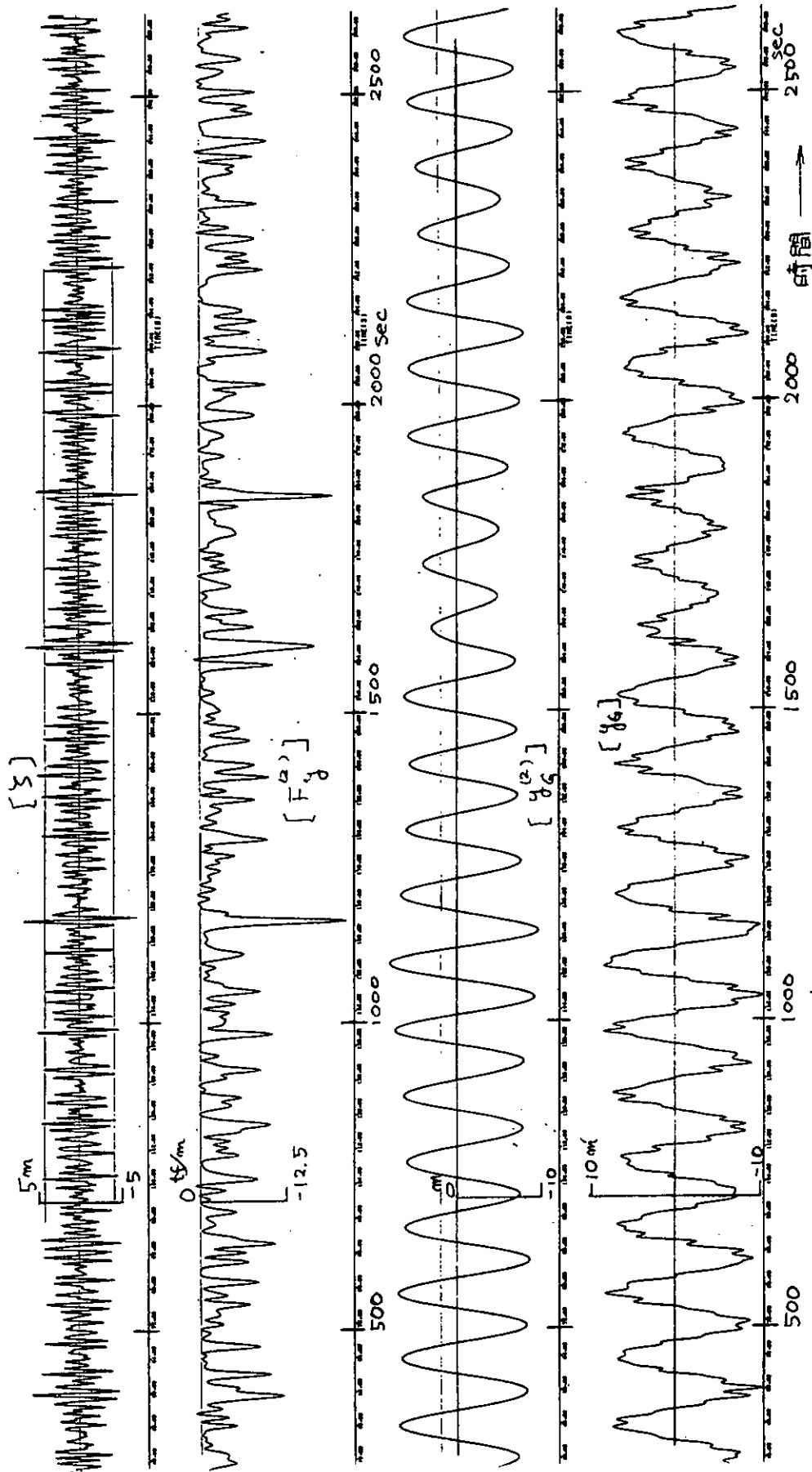


図 3.2.14 ケース 3, 時系列

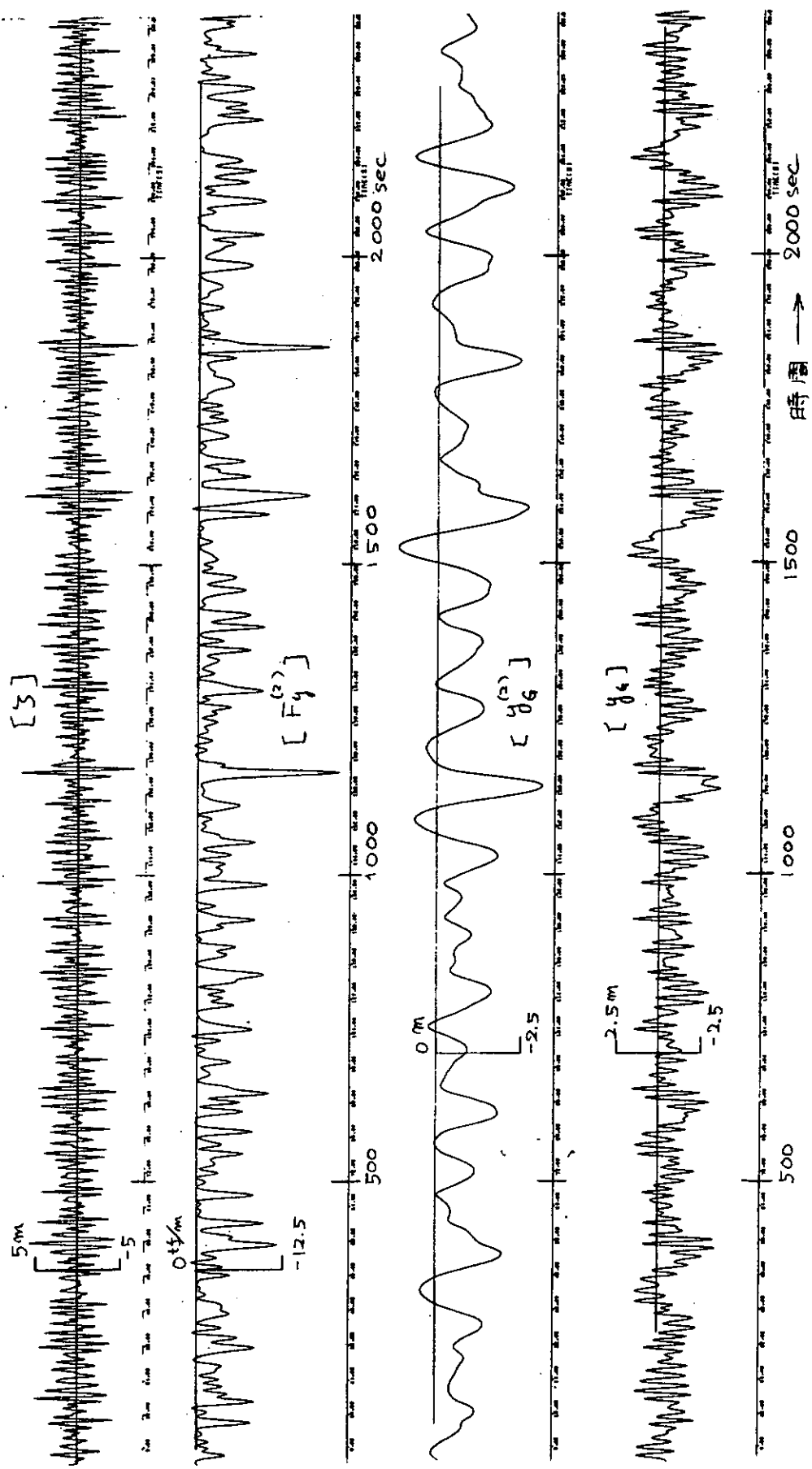


図 3.2.15 ケース 4, 時系列

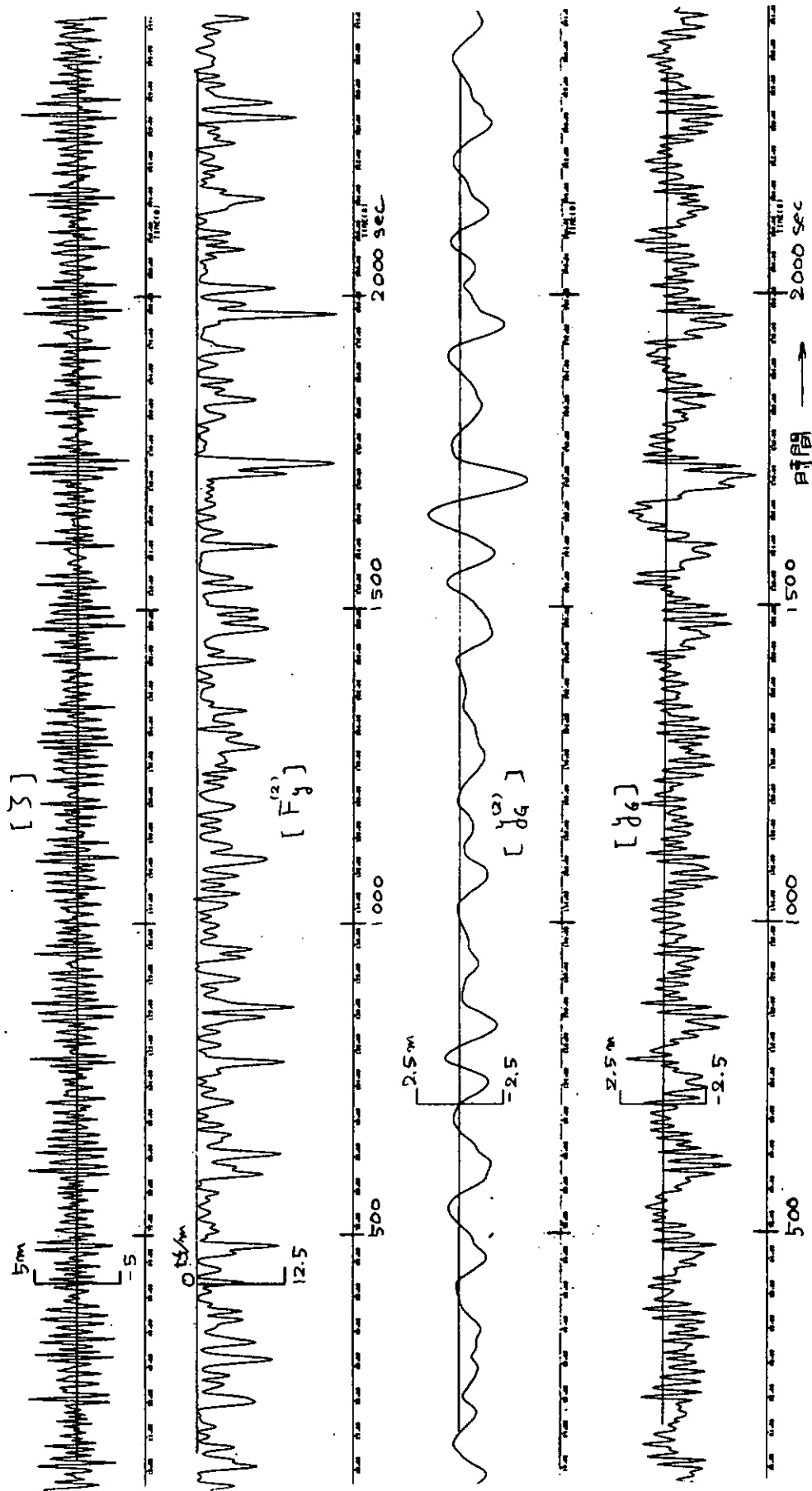


図3.2.16 ケース5, 時系列

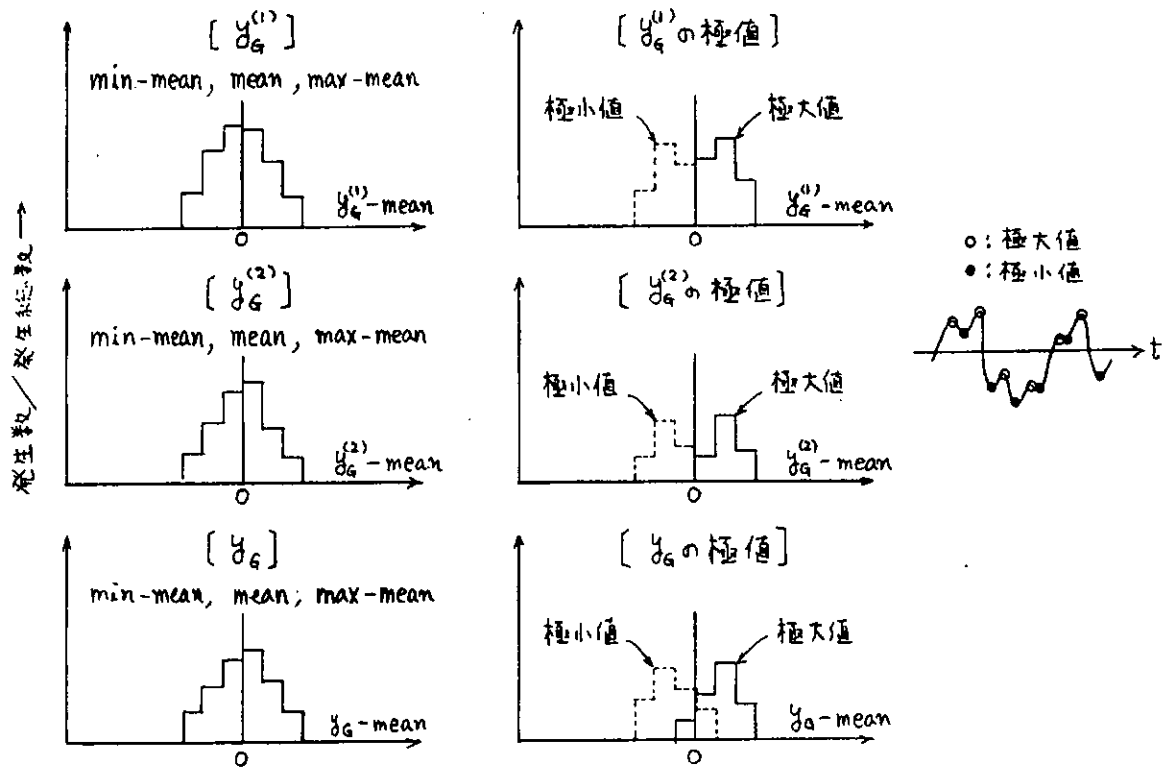


図 3.2.17 分布図の見方

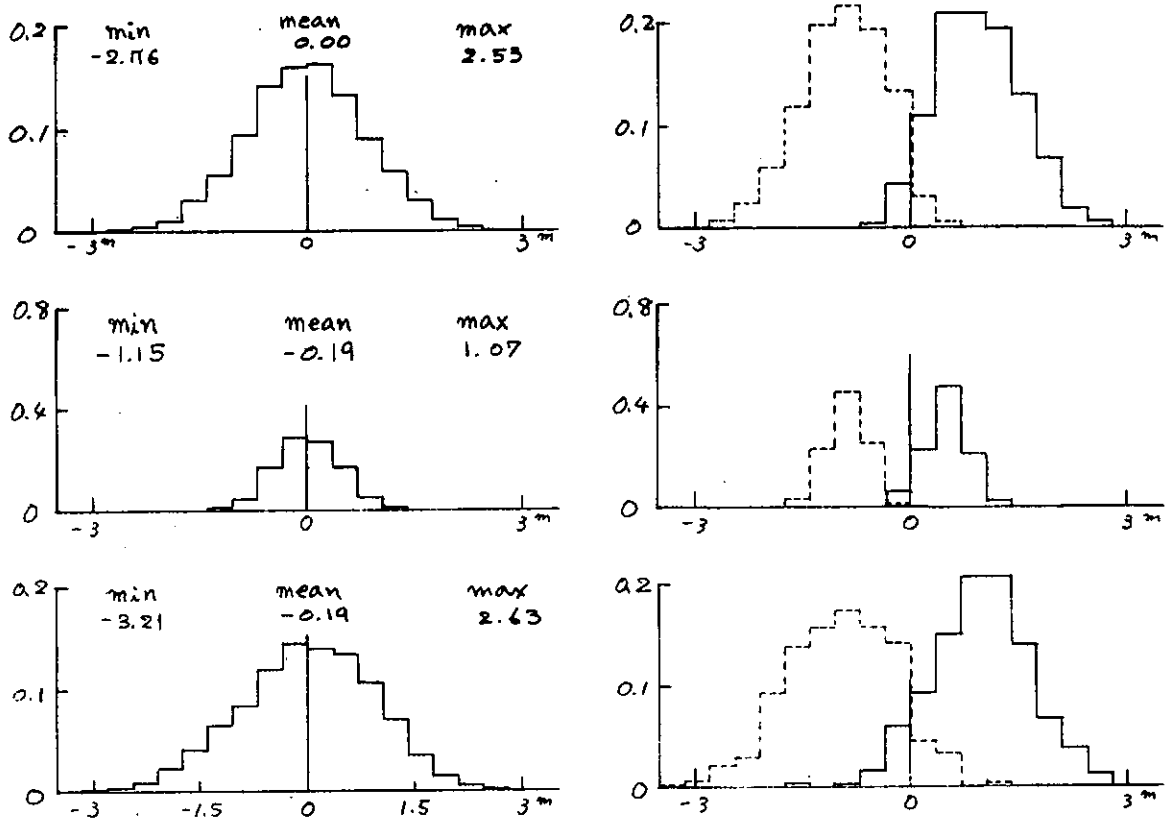


図 3.2.18 ケース1, 分布図

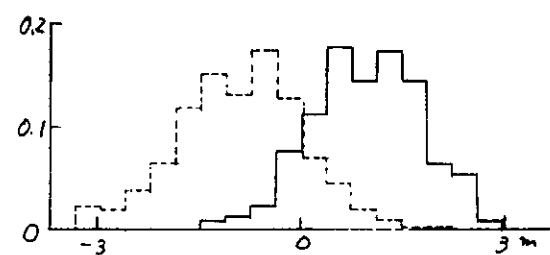
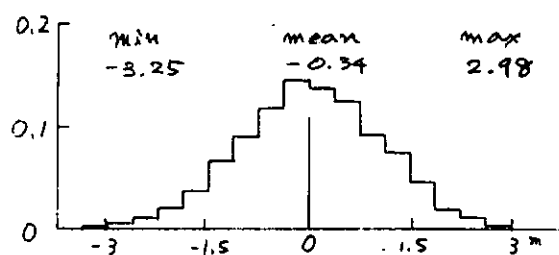
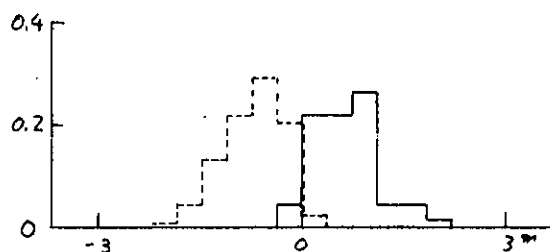
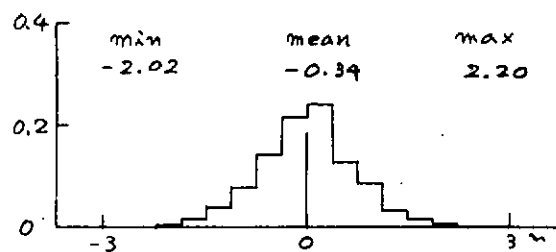
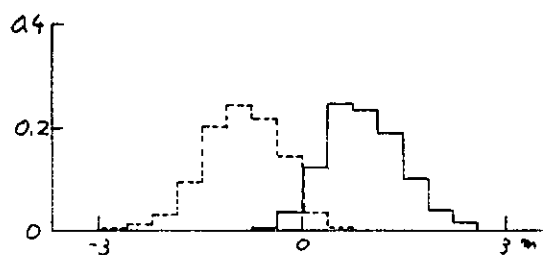
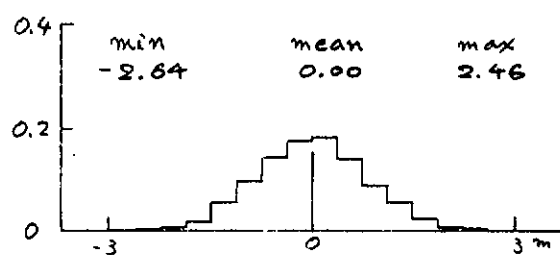


図 3.2.19 ケース 2, 分布図

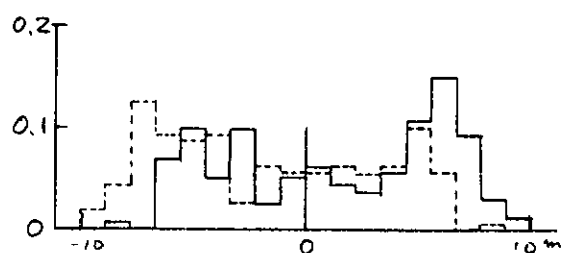
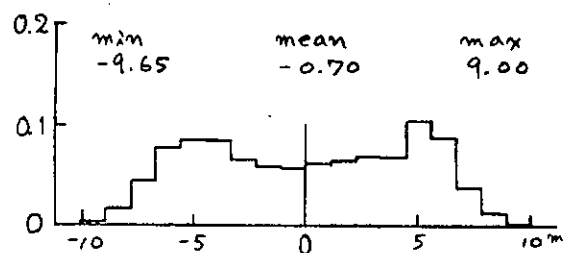
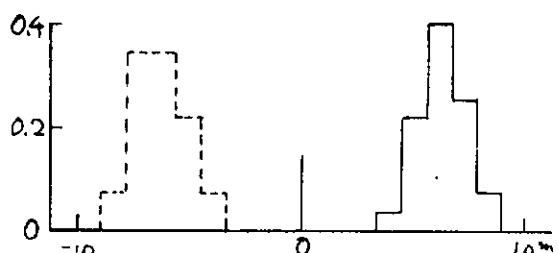
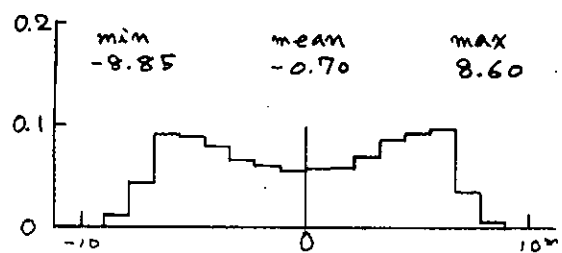
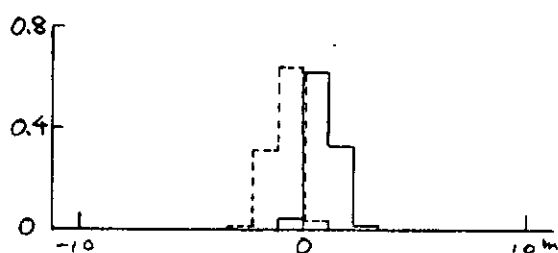
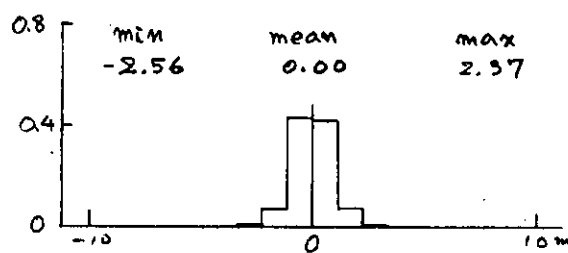


図 3.2.20 ケース 3, 分布図

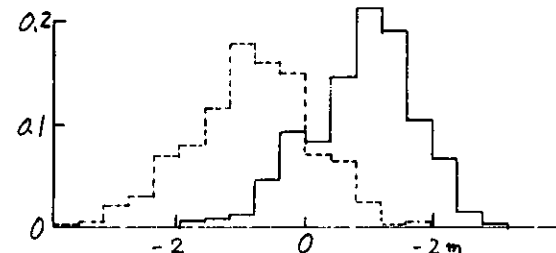
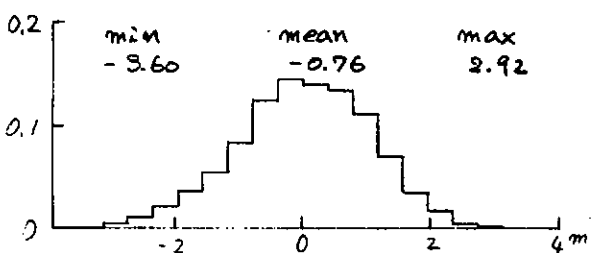
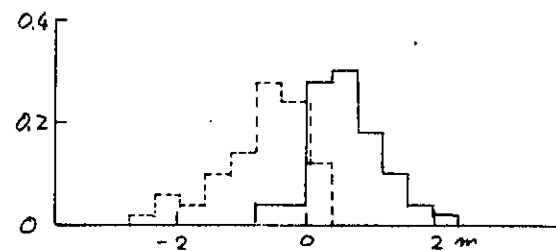
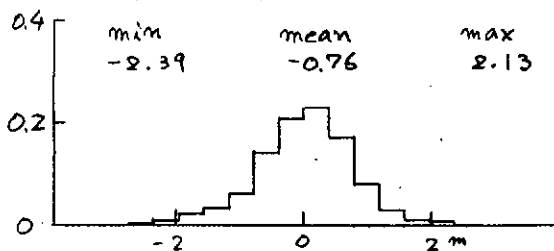
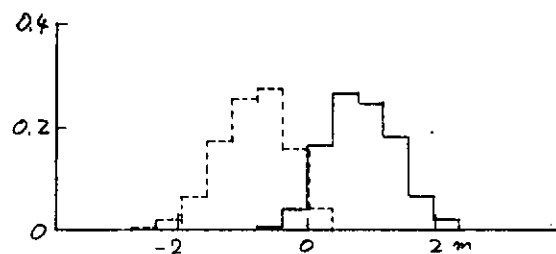
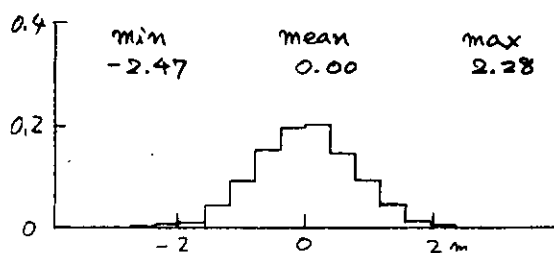


図 3.2.21 ケース 4, 分布図

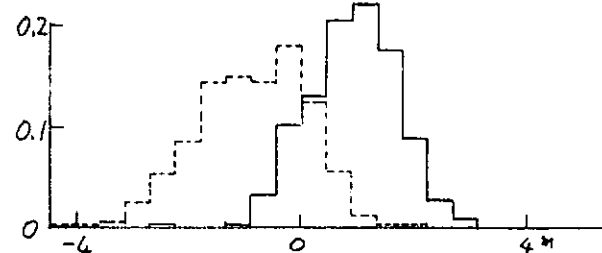
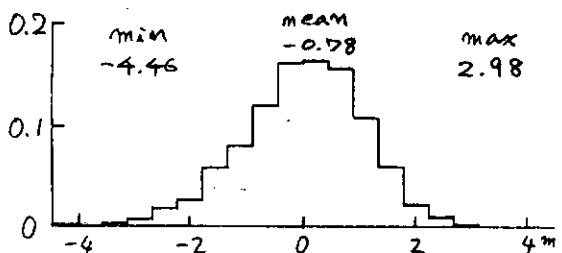
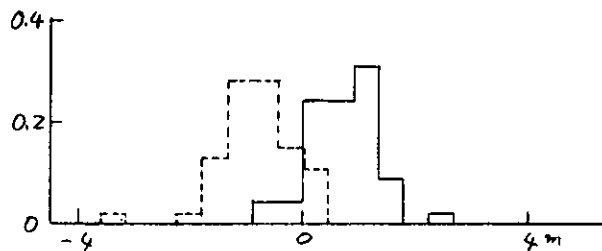
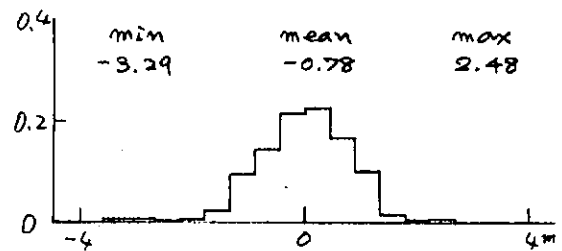
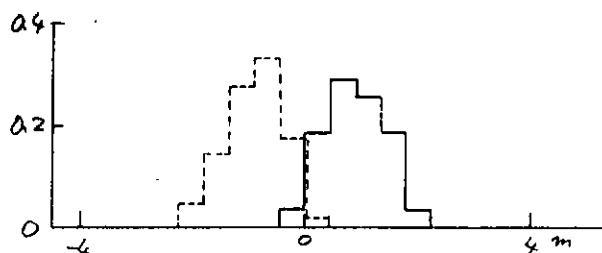
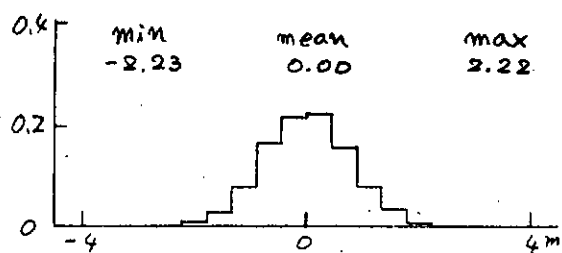


図 3.2.22 ケース 5, 分布図

3.3 複合索・鎖

3.3.1 はじめに

昨年度は、複合索・鎖の係留特性について無次元特性図・表を示して、各種パラメータ（索・鎖重量比、索・鎖長さ比、索長・水深比）の影響を定性的に述べた。本年度は、現在実用に供されている索・鎖を用いて具体的に数値計算を実施し、最大係留力におよぼす係留索・鎖諸元、水深、船体動揺などの影響について検討した。また、係留規模の概略設定法について述べる。

3.3.2 計算条件

計算に用いた各種パラメータの設定範囲は次のとおりである。

(1) 係留鎖の諸元 (ABS Spec.)

表 3.3.1 鋼鎖諸元

呼び径 ϕ	水中重量 ω_1	破断強度 $B.S.(t)$ Rig Quality
1 " 26 ^{mm}	0.01352 t/m	61.4
1 $\frac{1}{2}$ " 38	0.02888	128.1
2 " 50	0.05	216.5
2 $\frac{1}{2}$ " 64	0.08192	344.8
3 " 76	0.1155	474.2
3 $\frac{1}{2}$ " 87	0.15138	607.0
4 " 102	0.20808	807.3
4 $\frac{1}{2}$ " 114	0.25992	981.4
5 " 127	0.32258	1181.6
5 $\frac{1}{2}$ " 142	0.40328	1424.9
6 " 152	0.46208	1592.6

(2) 係留索の諸元 (Federal Spec. 6×37 IWRC)

表 3.3.2 鋼索諸元

呼び径 ϕ	水中重量 ω_2	破断強度 $B.S.(t)$ I. P. S
1 " 26 ^{mm}	0.0024	38.8
1 $\frac{1}{2}$ " 38	0.0054	85.7
2 " 50	0.0096	149.7
2 $\frac{1}{2}$ " 64	0.0150	230.4
3 " 76	0.0215	326.6
3 $\frac{1}{2}$ " 87	0.0294	438.2
4 " 102	0.0371	567.0
4 $\frac{1}{2}$ " 114	0.0463	712.1
5 " 127	0.0570	867.7

(3) 複合索・鎖の組合せ

破断強度が同程度の索・鎖の組合せを考える。

表 3.3.3 索・鎖の組合せ

シリーズ	上部ライン(鋼索)	下部ライン(鋼鎖)
1	1 $\frac{1}{2}$ " (38mm)	1" (26mm)
2	2 $\frac{1}{2}$ (64)	2 (50)
3	3 $\frac{1}{2}$ (87)	3 (76)
4	4 $\frac{1}{2}$ (114)	4 (102)

(4) 水深 (h)

0 ～ 1000 m とする。

(5) 初期張力 (T_{AO})

水深の 5 % 移動時に上部ラインの最大発生張力が破断強度の $\frac{1}{2}$ になる様に初期張力を設定する。

(6) 船体動揺 (X_s)

準静的な強制水平変位として次の値を設定する。

$$X_s = 0, 1, 5, 10, 15, 20, 25, 30 \text{ m}$$

(7) 上部ライン (鋼索) 長 (s_2), 下部ライン (鋼鎖) 長 (s_1)

全ライン長 ($s = s_1 + s_2$) は、最大持上り時においても海底からの立上り角度が 0 である様に設定する。複合索・鎖においては上部ライン長 (s_2) と水深 (h) の比を次の様に設定する。

$$s_2/h = 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0$$

(8) 最大水平移動量, 最大持上り長さ, 最大係留力

簡単のために、上流側および下流側の 1 組 (2 本) の係留ラインを考え、上流側ラインの上部ラインに発生する最大張力が破断強度の $\frac{1}{2}$ になる状態における水平移動量を最大水平移動量 (δ_{max}), 持上り長さ (S_{max}) と定義する。また、 δ_{max} から船体動揺 (片振幅) を引去った水平移動量に対する係留力を最大係留力 (F_{max}) と定義する。(図 3.3.1 参照)

3.3.3 計算方法

係留特性計算には、56 年度に検討した 2 次元カタナリー解を用い、係留ラインの伸びやライン自身に作用する流体力は無視する。

3.3.4 計算結果

3.3.2 に述べた条件にしたがい、最大係留力, 最大水平移動量, 最大持上り長さを計算した結果の一覧表を次に示す。

表 3.3.4 計算結果一覧表

(付録図番号を示す)

船体動揺 X_s		0 m	1 m	5 m	10 m	15 m	20 m	25 m	30 m	備 考	
単 一 索 ・ 鎖	最大係留力 $F_{\max}$	1	2	3	4	5	6	7	8		
	初期張力 T_{AO}	9									
	最大水平移動量 $\delta_{\max}$	10 (11)								()は 無次元表示	
	最大持上り長さ $S_{\max}$	12 (13)									
複 合 索 ・ 鎖	最大係留力 $F_{\max}$	1 "	14	15	16	17	18	19	20	21	
		2	26	27	28	29	30	31	32	33	
	初 期 張 力 T_{AO}	3	38	38	40	41	42	43	44	45	
		4	50	51	52	53	54	55	56	57	
	最大水平移動量 $\delta_{\max}$	1	22 (23)							()は 無次元表示	
		2	34 (35)								
		3	46 (47)								
		4	58 (59)								
	最大持上り長さ $S_{\max}$	1	24 (25)								
		2	36 (37)								
		3	48 (49)								
		4	60 (61)								

3.3.5 係留特性に関する一般的事項

(1) 単一索・鎖

最大係留力は、船体動揺が無い場合 ($X_s = 0 \text{ m}$) には水深の増加とともに減少する (図 3.3.2)。船体動揺がある場合には、浅水深での係留が不可能となり、それ以上の水深では水深増加に伴って最大係留力は増加し、ある水深を超えると減少する傾向を示す (図 3.3.3)。

初期張力は水深の増加とともに増加するが、増分 ($\Delta T_{AO}/\Delta h$) は小さくなる (図 3.3.4)。

最大水平移動量は水深の増加とともに増加し、鎖の場合の方が索に比べて移動量は大きい (図 3.3.5)。

最大持上り長さは水深の増加とともに増加するが、増分 ($\Delta S_{\max}/\Delta h$) は小さくなる。索の方が鎖に比べて持上り長さは大きい (図 3.3.6)。

(2) 複合索・鎖

定性的には単一索鎖の場合と同様の傾向を示している。複合索・鎖の特長を明確にするため、一例として 3" 鋼鎖単独、3 $\frac{1}{4}$ " 鋼索単独、3 $\frac{1}{4}$ " 鋼索と 3" 鋼鎖の複合ラインについて船体動揺 $X_s = 10 \text{ m}$ の場合の係留特性を比較して表 3.3.5 に示す。

表 3.3.5 3"シリーズ係留特性の比較

X _s = 10 m						
水深 h	係留方式	最大係留力 F _{max} (t)	初期張力 T _{AO} (t)	最大持上り長さ S _{max} (m)	最大水平移動量 δ _{max} (m)	備 考
500m	3" 鎖	115	129	1325	63	
	3½" 索	109	88	2684	40	
	3½" 索 + 3" 鎖	117	86	1495	43	索長 (s ₂) / 水深 (h) = 1.5
1000m	3" 鎖	108	147	1762	229	
	3½" 索	129	105	3729	97	
	3½" 索 + 3" 鎖	126	92	2278	90	s ₂ / h = 1.5

上表から、複合索・鎖の特長は、最大係留力を大きくし、初期張力、持上り長さ、水平移動量を小さくすることにあるといえよう。

3.3.6 係留規模の概略設定法

付録図 1～61 を用いて水深、最大係留力（水平外力）、船体動揺が与えられた場合に概略の係留規模を設定することができる。具体例をあげて以下に説明する。

$$\left. \begin{array}{l} \text{水 深} \quad h = 1000\text{m} \\ \text{水平外力} \quad F_H = 400\text{t} \\ \text{船体動揺} \quad X_s = \pm 10\text{m} \end{array} \right\} \text{とする。}$$

係留ライン本数 $N = 8$ とすると 1 組のライン（上流、下流）で保持すべき水平外力 $F_{\max}$ は概略次の様になる。

$$F_{\max} = F_H / (N/4) = 400\text{t} / (8/4) = 200\text{t}$$

単一索鎖の場合、図 3.3.3 より水深 1000m の場合には 4½" の鎖か索が必要となる。鎖の場合の初期張力は図 3.3.4 より 310t、索は同図より 170t となる。持上り長さ（必要ライン長）は鎖の場合図 3.3.6 より約 1700m、索の場合約 3800m となる。水平移動量は図 3.3.5 より鎖で約 260m、索で約 95m となる。

一方、複合索鎖の場合、図 3.3.7 より 4½" 索と 4" 鎖の組合せが必要となり、索長は $s_2/h = 1.5$ とすれば 1500m となる。初期張力は同図より 145t となる。持上り長さは図 3.3.8 より約 2200m となり、したがって鎖長は $2200 - 1500 = 700\text{m}$ となる。水平移動量は図 3.3.9 より約 90m となる。

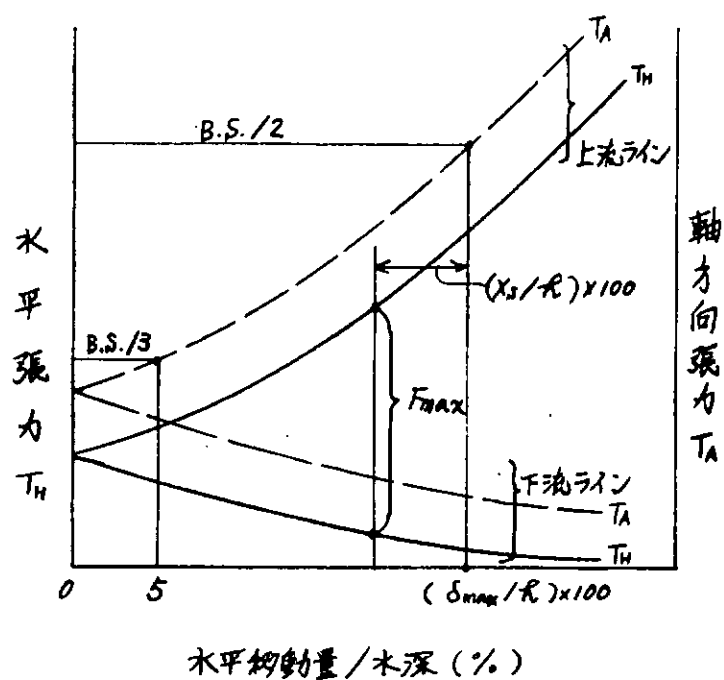
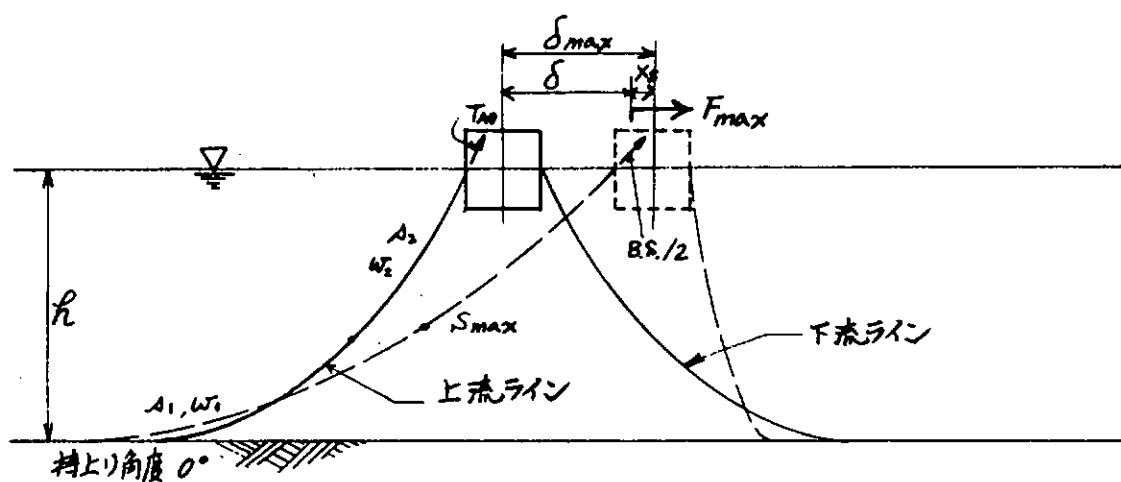


図 3.3.1 記号説明図

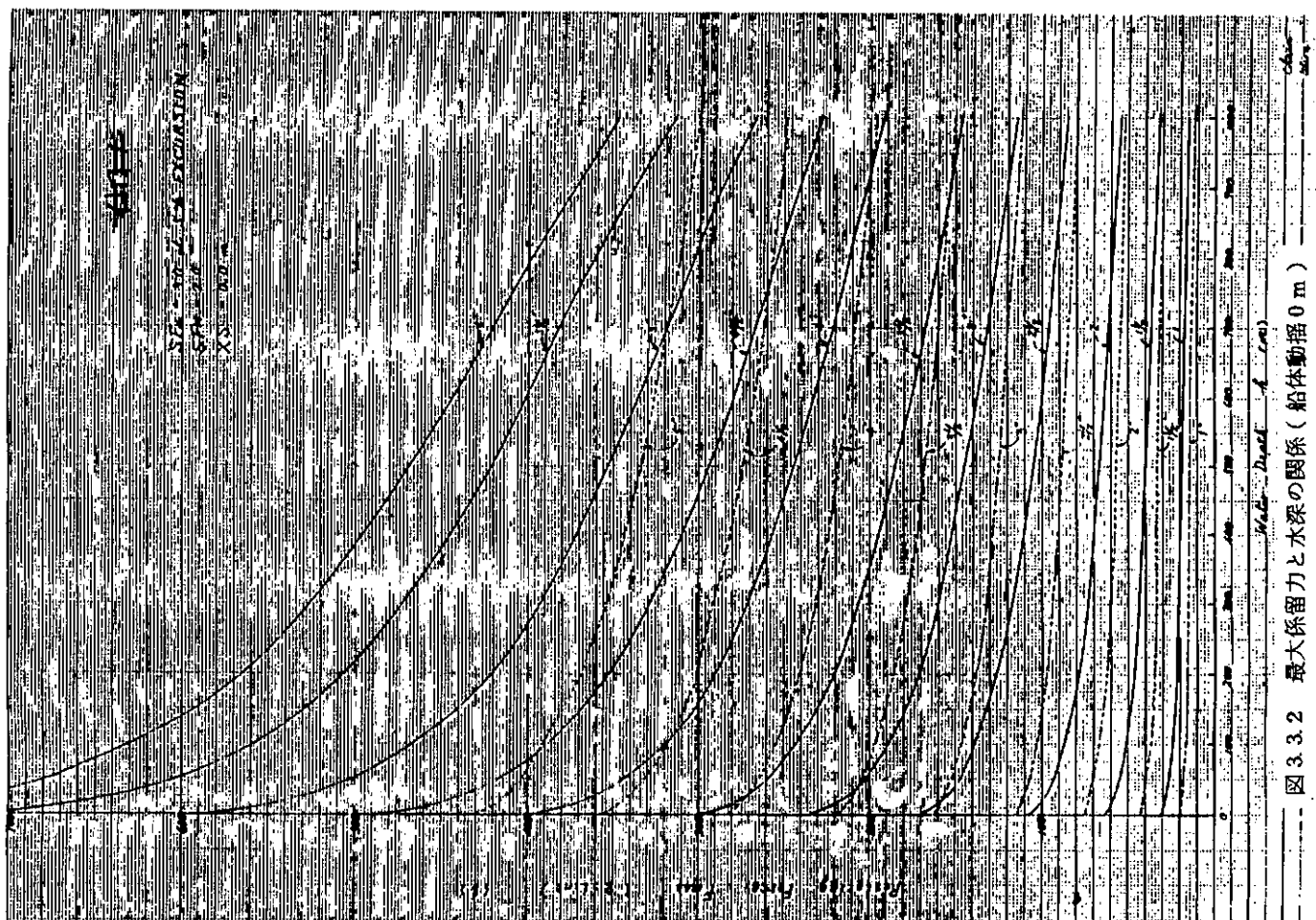


図 3.3.2 最大係留力と水深の関係 (船体動揺 0m)

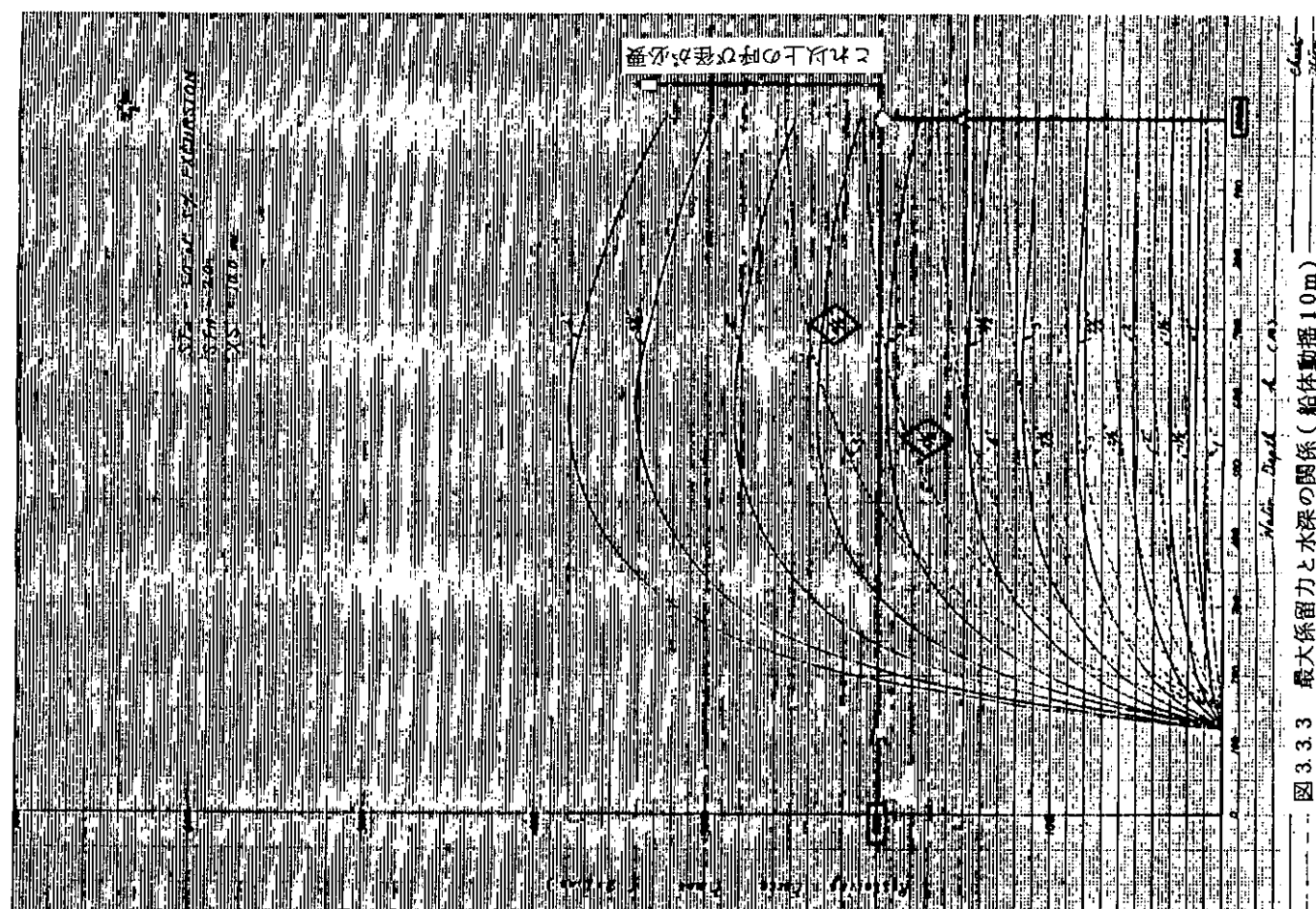


図 3.3.3 最大係留力と水深の関係 (船体動揺 10m)

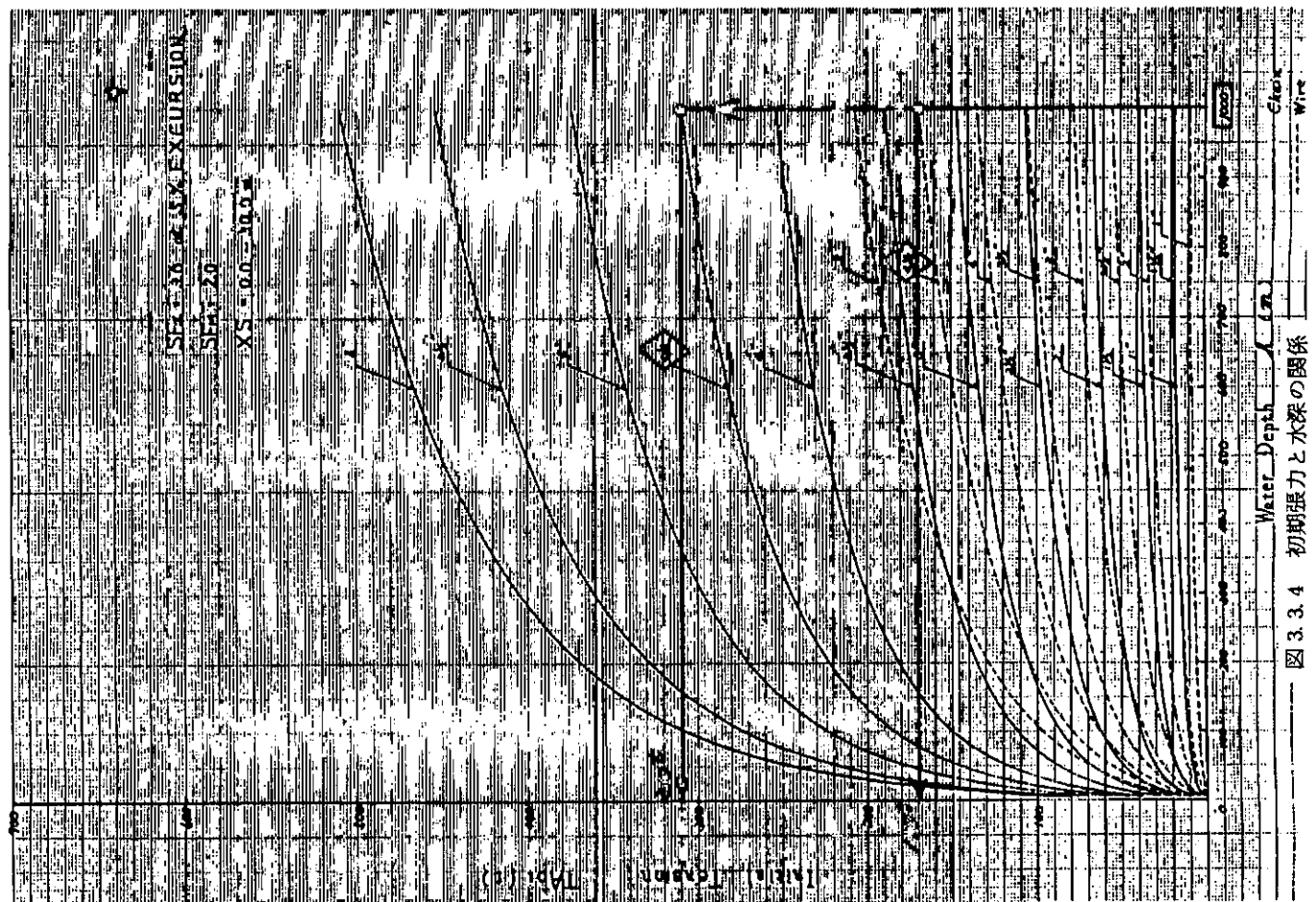


図 3.3.4 初期張力と水深の関係

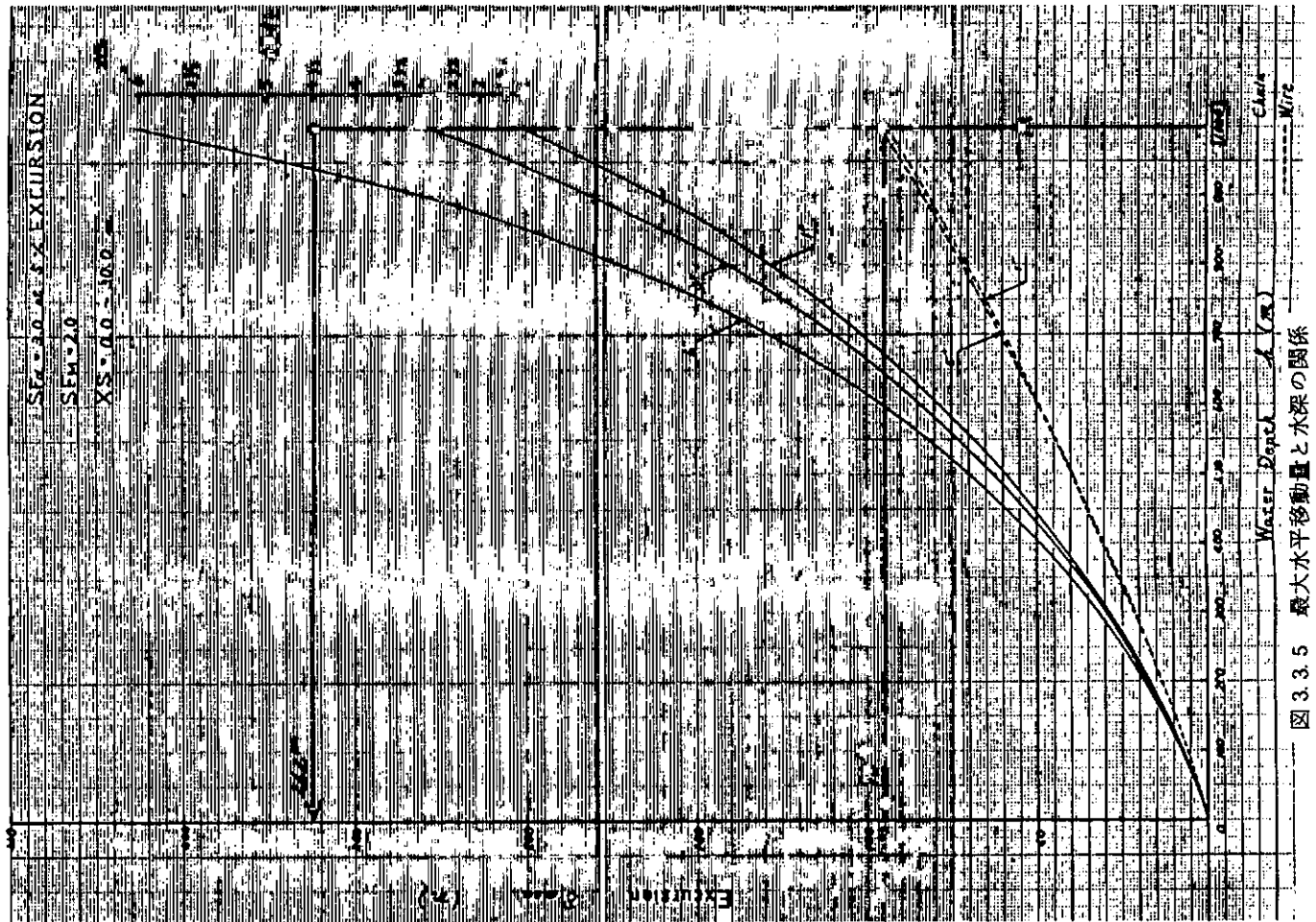


図 3.3.5 最大水平移動量と水深の関係

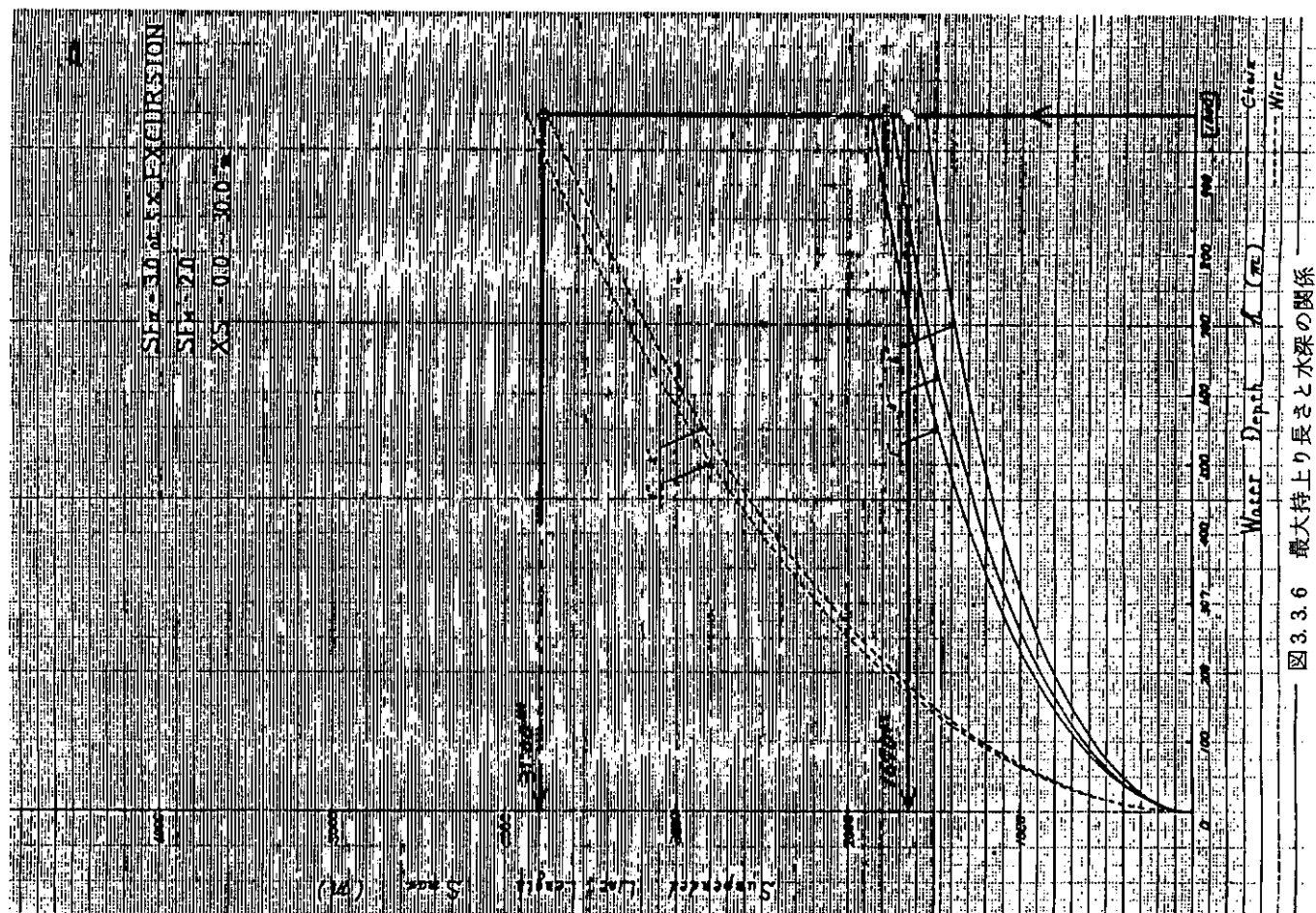


図 3.3.6 最大持上り長さと水深の関係

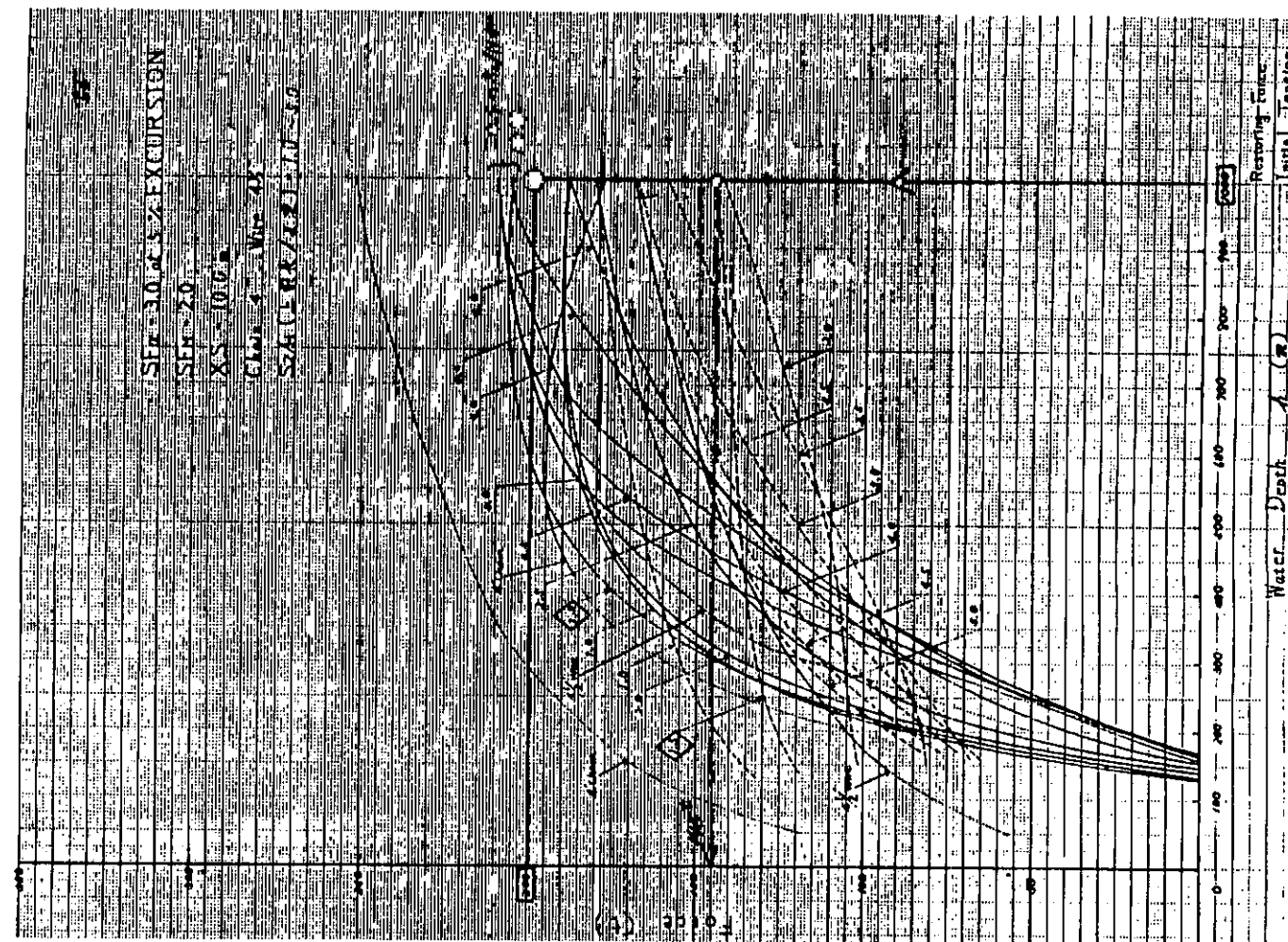


図 3.3.7 4" 複合索・鎖の最大係留力と水深の関係

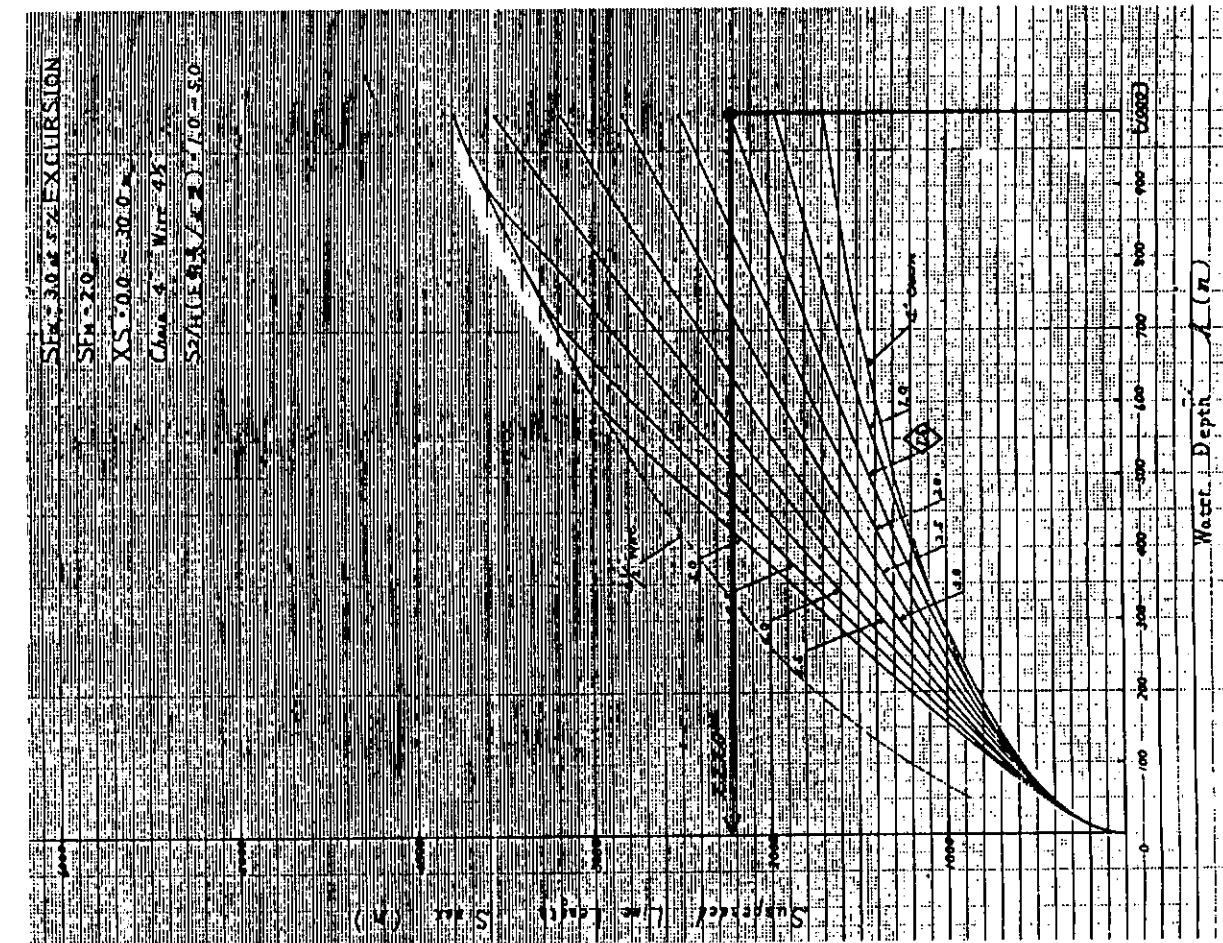


図 3.8 4" 複合索・鎖の最大持ち上り長さと水深の関係

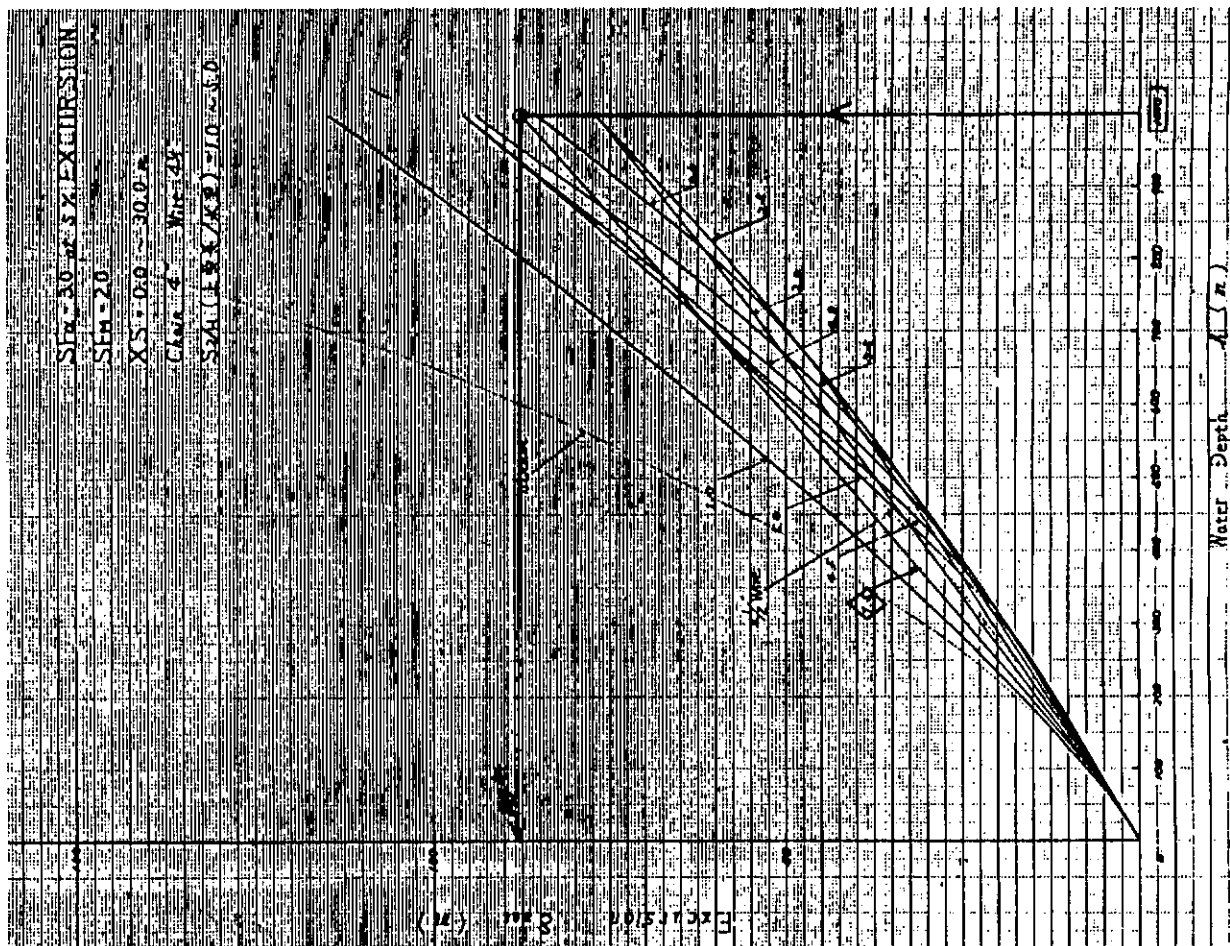


図 3.9 4" 複合索・鎖の最大水平移動量と水深の関係

3.4 海洋構造物の深海係留システムにおける運動数値シミュレーション 手法の検討

3.4.1 運動計算式

係留系は通常非線形で表わされる場合が多く、このとき浮体の運動は非線形微分方程式を数値的に解くことによって求められる。ここでは簡単な浮体及び係留系をとり上げ、規則波中及び不規則波中運動シミュレーション結果の比較検討を行っている。すなわち、

図 3.4.1 に示すような係留系を有する 2 次元浮体（半円筒断面、幅 0.215 m）が $t = 0$ において波の作用を受けた後の運動を考える。今、簡単のため運動は連成を無視した左右揺れのみとし、係留系は図 3.4.2 に示すように、線形及び非線形のものを仮定する。

浮体の運動方程式としては、メモリー影響関数と動揺速度との畳み込み積分により表わされた流体力係数を用いて表現されたもの（T. D.）と、実用計算法として広く用いられている周波数に依存した流体力係数を用いて表現された運動方程式（F. D.）がある。

(1) 周波数領域で記述された運動方程式：F. D.

$$\{M_1 + a_{11}(\omega)\} \ddot{x}_1 + b_{11}(\omega) \dot{x}_1 + C_{11}(x_1) = F_{w1}(\omega_1 t) \quad (3.4.1)$$

ただし、 M_1 ：2 次元浮体の質量、 x_1 ：左右揺れ

$a_{11}(\omega)$ 、 $b_{11}(\omega)$ ：周波数 ω に対する流体力係数

$C_{11}(x_1)$ ：係留系に基づく復原力

$F_{w1}(\omega_1 t)$ ：波に基づく外力で波浪強制力と波漂流力の和として与えられる。このうち

波浪強制力は規則波の場合

$$F_{1w1}(\omega_1 t) = \begin{cases} \frac{i\rho g \zeta_a}{K} \frac{1}{A_1} e^{i\epsilon_1} e^{i\omega t} & (t \geq 0) \\ 0 & (t < 0) \end{cases} \quad (3.4.2)$$

により、また

波漂流力は無係留状態における漂流力係数から求めている。

ここに、 S_a ：波振幅、 ω ：波周波数、 $K = \frac{\omega^2}{g}$ ：波数

$\frac{1}{A_1}$ ：左右揺れによって生じる進行波振幅比

ϵ_1 ：左右揺れに対する発散波の位相差

(2) 時間領域で記述された運動方程式：T. D.

$$\{M_1 + a_{11}(\infty)\} \ddot{x}_1 + \int_0^t K_{11}(t-\tau) \dot{x}_1(\tau) d\tau + C_{11}(x_1) = F_{w1}(\omega_1 t) \quad (3.4.3)$$

ただし、 $a_{11}(\infty)$ ： $\omega = \infty$ における付加質量係数

$K_{11}(t)$ ：左右揺れに対するメモリー影響関数⁶⁾

3.4.2 線形係留系に対する計算結果の比較

図 3.4.3～図 3.4.5 は線形係留系（ α ：バネ定数を $\rho g b \zeta_a$ で無次元化した値）に対するもので、比較を簡単にするため波漂流力を除いている。結果は波周波数 ω の無次元値 $\omega = \omega \sqrt{b/g}$ をパラメーターとし、横軸に時刻 t を、縦軸には左右揺れ変位の無次元値 $x = x / \zeta_a$ （ ζ_a ：波振幅）を取って表示されて

いる。

これらの図から線形係留系を仮定してもそのバネ定数が小さくなるに従って、また、波周波数が小さくなるにつれF.D.とT.D.の計算結果に差異のあることが認められる。

過渡状態における左右揺れはF.D.、T.D.いずれの場合も自由動揺項と強制動揺項の和として与えられる。しかし、F.D.においては波周波数に対応する流体力係数を仮定するため、過渡状態の自由動揺成分を正しく求められない。この差異を見るため、自由左右揺れについてF.D. ($\omega = 1.0$ の流体力係数を用いる)とT.D.による計算を行っている。その結果を図3.4.6に示す。図中、実線はT.D.による結果を、点線はF.D.によるものである。この図からバネ定数 α が小さくなるにしたがってT.D.とF.D.の差が大きくなることが分る。

図3.4.7はバネ定数 $\alpha = 0.2$ に対する自由左右揺れ(点線)と $\omega' = 0.7$ の規則波中での左右揺れ(実線)を比較したものである。計算結果はいずれもT.D.によるもので、これより、T.D.で求められた左右揺れは自由動揺で与えられる大きな変位に波に基づく強制動揺が重畳されたものであることが分る。一方、F.D.による規則波中左右揺れは自由動揺の減衰力係数が正しくないため、T.D.との計算結果に差異が生じた。従って、小さいバネ定数を持つ係留浮体の運動をF.D.で数値計算する場合は、あらかじめ固有周期を求め自由動揺成分を修正する必要がある。²⁾このことは、T.D.では固有周期に対応した同調現象も含め瞬時瞬時の運動に応じた流体力係数を自動的に選定できるのに対し、F.D.では流体力係数を固定しているために、このような差を生じたものと考えられる。

3.4.3 非線形係留系に対する計算結果の比較

係留問題に関連して半円筒断面を用いた研究としては庄司⁴⁾の報告がある。そこでは、図3.4.8に示されるような非線形係留系に対する実験及び計算との比較を行っている。図3.4.9及び図3.4.10はその一部を転載したものである。ただし、この場合運動方程式右辺の外力として波に基づく外力のほかに風に基づく外力を考慮している。図中、点線は実験値、実線は計算値(この計算式は前出のF.D.に対応している)である。

図3.4.11、図3.4.12はそれぞれ図3.4.9及び図3.4.10に対応した状態に対するT.D.、F.D.による計算結果を比較したものである。この中、図3.4.12のT.D.による左右揺れには分数調波が認められ、F.D.に比べ実験との対応のよいことが分る。

図3.4.13は上述と同じ係留状態に対し不規則波を適当に仮定し両者の比較を行ったものである。計算の初期においてT.D.とF.D.による差が顕著にみられる。

3.4.4 まとめ

不規則外力下の係留浮体の運動を数値シミュレーションするにあたり、その運動方程式を数値積分しなければならない。従来使用されているF.D.法は流体力の係数を固定しているのに対し、T.D.法によれば時々刻々の流体力が正しく導入される。

本年度は、係留力が線形の場合と非線形の場合について、T.D.およびF.D.の両方の計算を実施して比較検討した。その結果、両者には有意な差がみられ、一部の実験結果との比較ではF.D.よりT.D.の方がよりよい結果を与えた。

従って、今後、基本的にはT.D.による手法を運動の数値シミュレーションに取り入れて行くべきであ

るといえるまた、係留浮体の水槽実験を実施し、その結果を十分つき合わせて検討し、数値シミュレーション手法の精度を高めていく必要がある。

参 考 文 献

- 1) 池渕哲朗：非線形係留系で係留された浮体の不規則波中の運動と係留力の計算法について、日本造船学会海洋工学委員会性能分科会資料 (1980)
- 2) 小林正典，藤平徹：係留構造物の不規則波中の応答について、日本造船学会海洋工学委員会性能分科会資料 (1982)
- 3) Oortmerssen, G. Van: The Motions of a Moored Ship in Waves, Publication No 510, Netherland Ship Model Basin, (1976)
- 4) 庄司邦昭：係留浮体の運動と係留索の張力に関する研究、日本造船学会論文集 第138号, (1975)
- 5) 高木又男：漂流力について、日本造船学会, 第2回海洋工学シンポジウム, (1976)
- 6) 高木又男, 斎藤公男：非周期的造波問題の周波数領域での取扱い(第1報), 関西造船協会誌, 第182号, (1981)
- 7) 日本造船研究協会 第179研究部会報告書, 研究資料No 346 (1982)
- 8) 日本造船研究協会 第187研究部会報告書, 研究資料No 352 (1982)

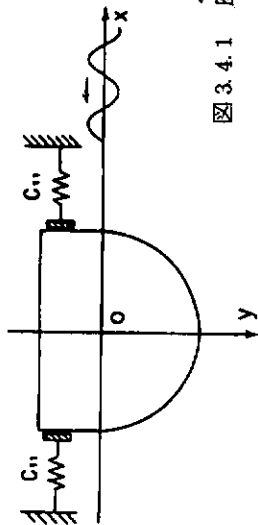


図 3.4.1 座標系

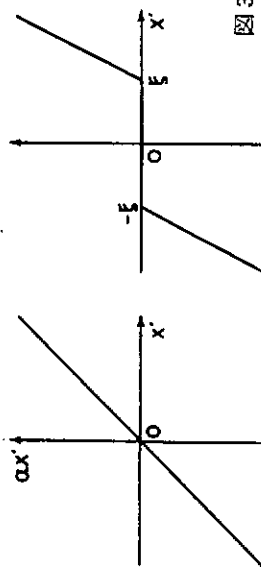


図 3.4.2 計算に用いた
係留系の特性

Linear type Non-linear type : Rope

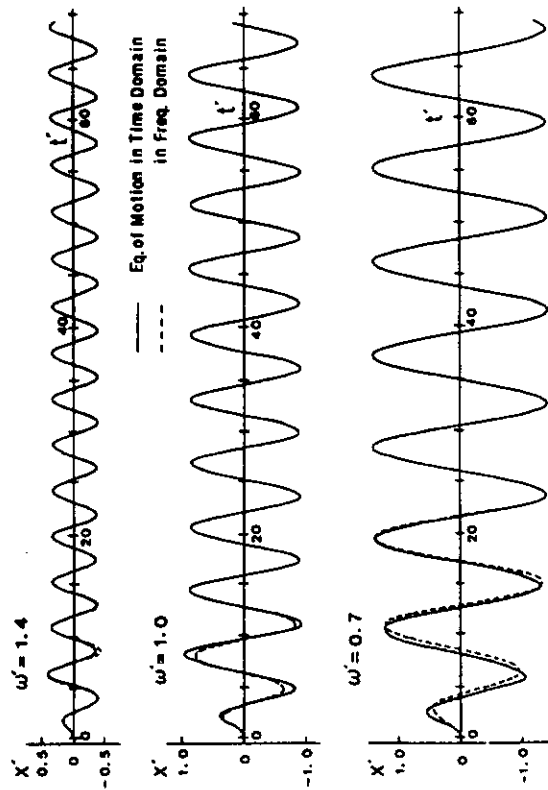


図 3.4.3 左右揺れ数値シミュレーションのタイムヒストリー
($\alpha = 2.0$)

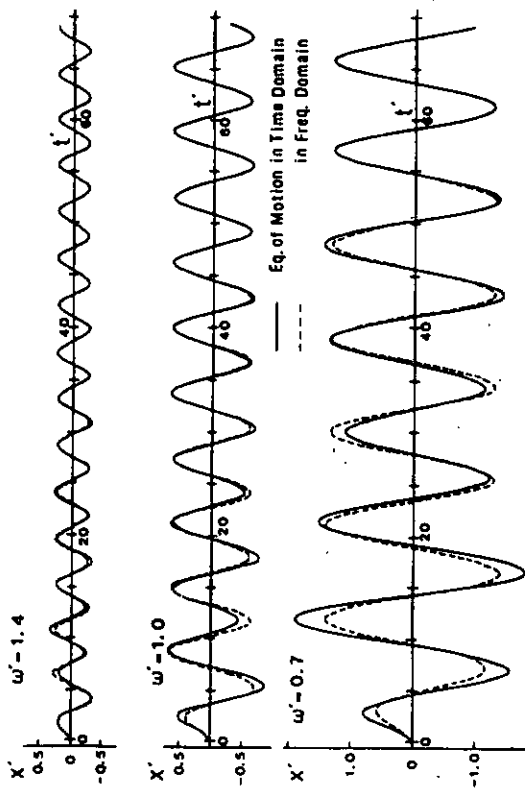


図 3.4.4 左右揺れ数値シミュレーションのタイムヒストリー
($\alpha = 1.0$)

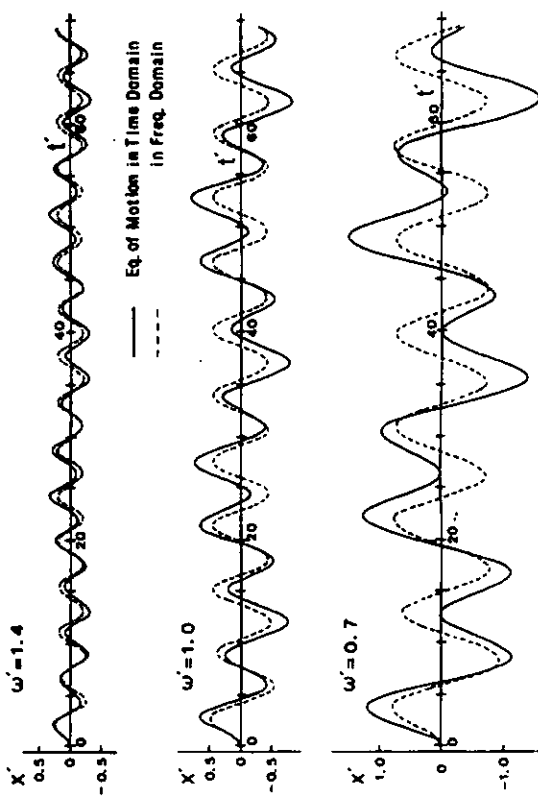


図 3.4.5 左右揺れ数値シミュレーションのタイムヒストリー
($\alpha = 0.2$)

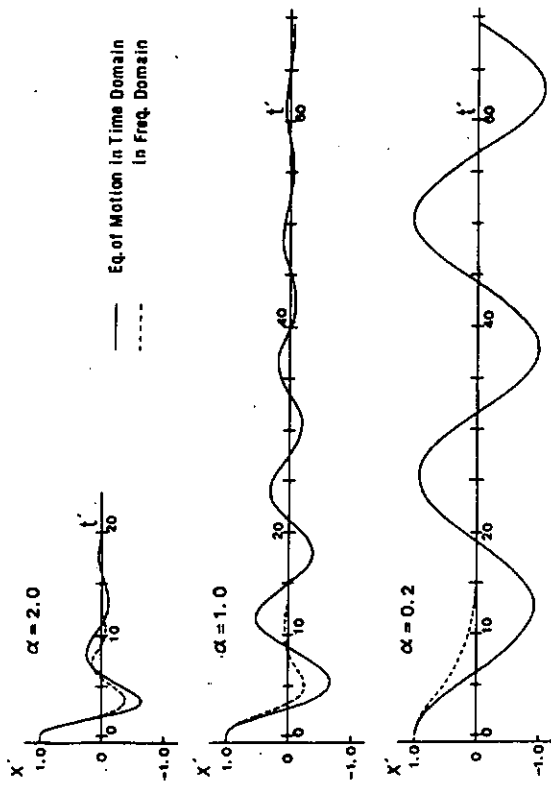


図 3.4.6 自由左右揺れ成分の比較

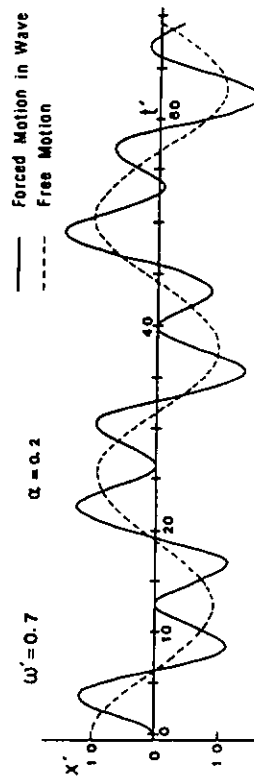


図 3.4.7 規則波中左右揺れと自由左右揺れ成分の比較

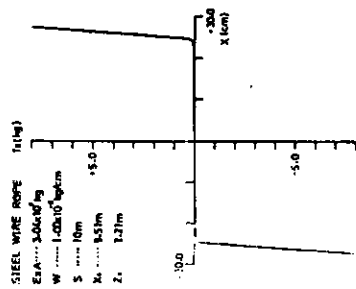


図 3.4.8 索の特性⁴⁾
(Steel Wire Rope)

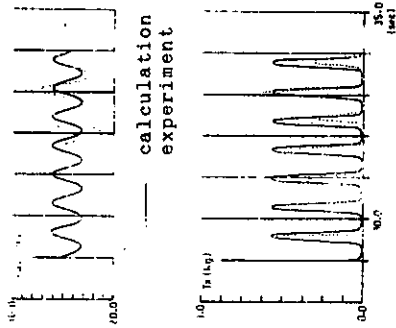


図 3.4.9 浮体の運動と係留索の張力⁴⁾
(Wave: $\omega=9.0 \text{ rad/s}$, Wind: $F_W=20\text{kg}$)

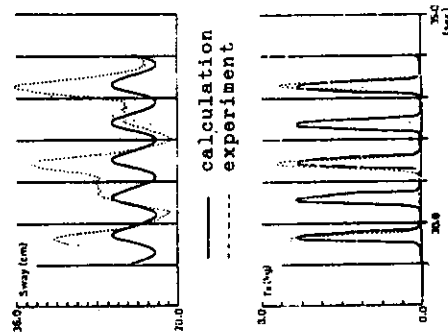


図 3.4.10 浮体の運動と係留索の張力⁴⁾
(Wave: $\omega=7.0 \text{ rad/s}$, Wind: $F_W=20\text{kg}$)

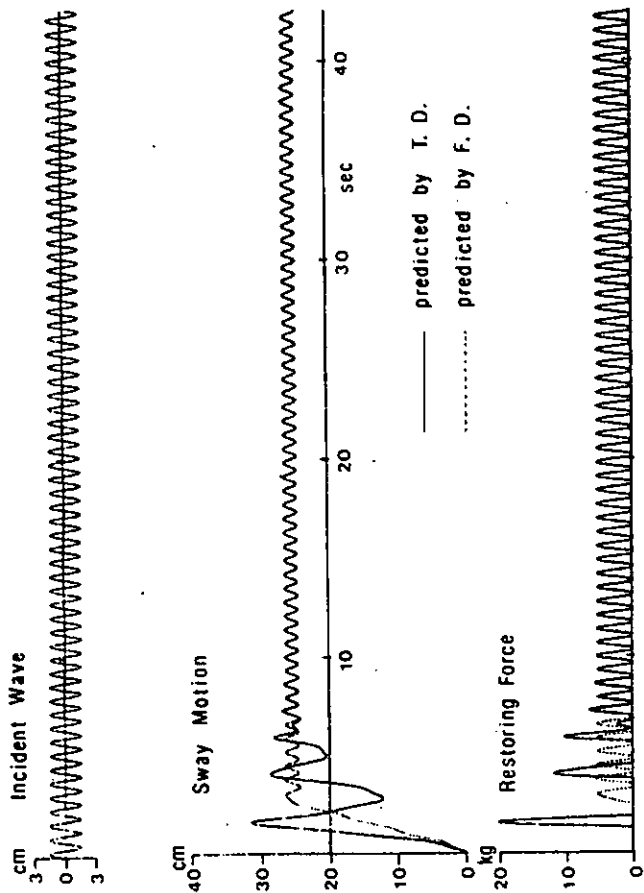


図 3.4.11 規則波中数値シミュレーションの比較 ($\omega=9.0 \text{ rad/s}$)

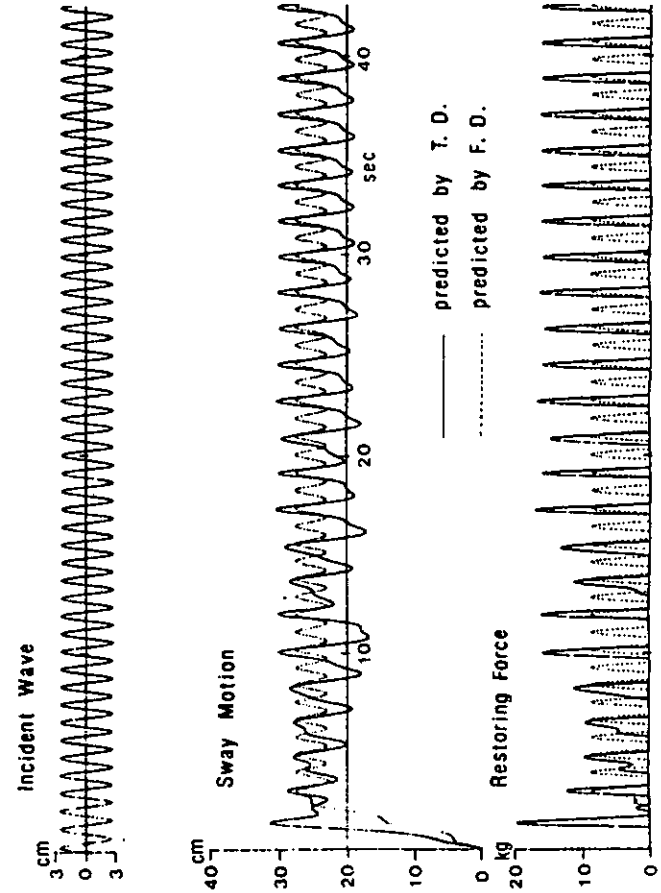


図 3.4.12 規則波中数値シミュレーションの比較 ($\omega=7.0 \text{ rad/s}$)

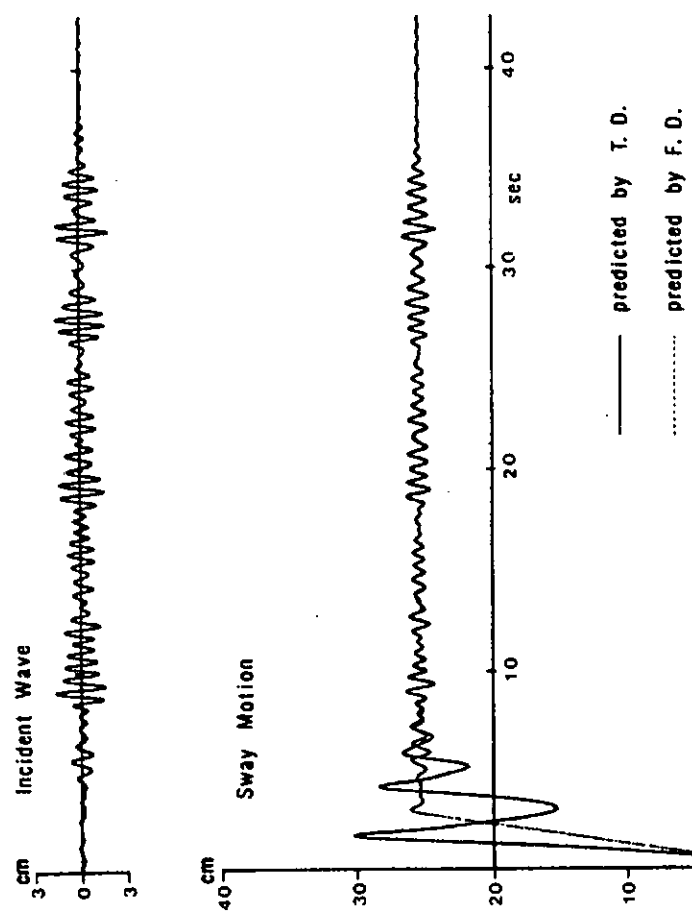


図 3.4.13 不規則波中数値シミュレーションの比較

第 4 章 係留用要素機器

4.1 現況調査

4.1.1 新係留索・鎖

大水深における係留特性を向上させるには、比強度の増加が有効であり、そのためには

- (1) 強度（破断強度、疲労強度など）の増加
- (2) 水中重量の低減（カタナリー係留では下限がある）

等が必要となる（昨年度報告書参照）

以上の観点から新係留索・鎖（係留要素）について特許および実用新案等の調査を行なった結果を以下に示す。

(1) 強度の増加関連

強度の増加に関連するものとして、流体力学的緩衝材を用いる型式のものを図 4.1.1.1 に弾性体による緩衝材を用いる型式のものを図 4.1.1.2～図 4.1.1.4 に示す。

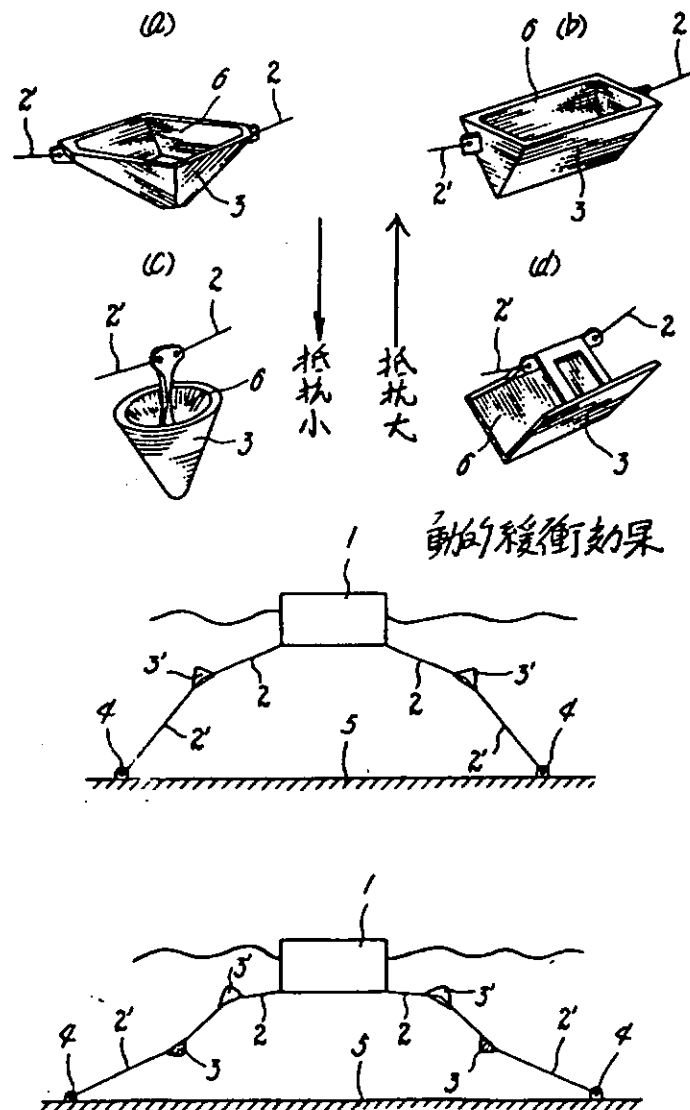
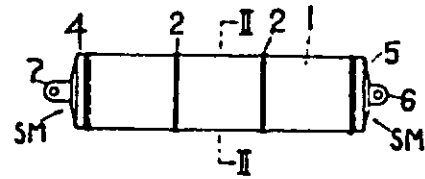


図 4.1.1.1 特許第 991126 号（昭 54. 3. 27）

- (1) 円筒形のゴム状弾性体の軸線方向に複紋区域を形成するように両端部並びに中間に金属リングを埋設加熱形成し、その成形したゴム状弾性体の中空部に、相反する方向へ揺動する揺動軸のそれぞれ一端に圧接板を、他端にロープを結合する取手を形成した揺動機構を設けたロープの衝撃吸収装置。
- (2) 複紋区域の一部又は全部のゴム状弾性体に硬



度差を与えた実用新案登録請求の範囲第1項記載のロープの衝撃吸収装置。

- (3) ゴム状弾性体の複紋区域の幅に大小の変化を与えた実用新案登録請求の範囲第1項記載のロープの衝撃吸収装置。

図 4.1.1.2 実開昭56-75339 (昭56.6.19)

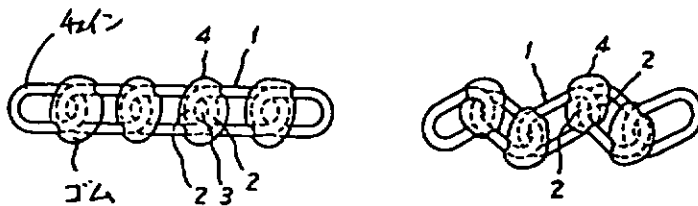


図 4.1.1.3 特開昭54-146393 (昭54.11.15)

- 目 的** 圧縮弾性体を挟む一対の面版を連結する一対のレバ状関節リンクに係留索をつなぐことにより、圧縮弾性体の過圧縮による破損を防止し、かつ係留索に生ずる張力衝撃の緩和を図る。
- 構 成** 圧縮弾性体1は、一対の面版2に挟持され、一対の面版2には関節リンク5、6が枢動連結されている。関節リンク5、6の連結点にはピン4によりシャツクル3が枢動連結され、シャツクル3には係留索がそれぞれつながれている。このように構成しているので、シャツクル3、3間に引張り力が作用すると、この引張り力に伴うシャツクル3、3間に大きな歪を生えることができ、大きいエネルギー吸収が得られ、従つて係留索の張力衝撃を有効に緩和することができる。

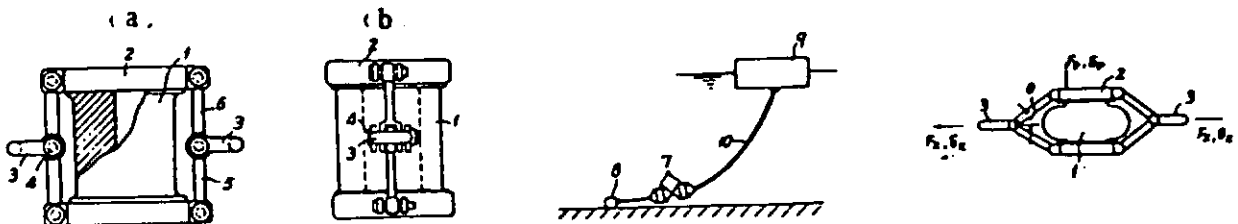
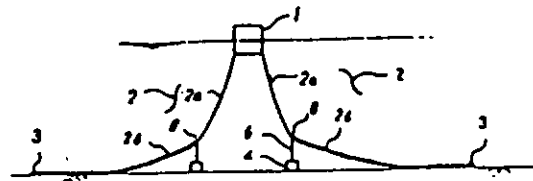


図 4.1.1.4 特開昭55-79785 (昭55.6.16)

(2) 水中重量の低減関連

水中重量の低減に関連するものとして複合索・鎖を図 4.1.1.5 に中間ブイを図 4.1.1.6 に、中間シンカーを図 4.1.1.7 に示す。

洋上に浮体を複数係留ラインによつて係留する係留装置において、該係留ラインは、鋼索、又は繊維索等からなる第1の係留ラインと、鉛鎖等からなる第2の係留ラインとからなり、該第1の係留ラインの一端は浮体に取り付けられると共に他端は第2の係留ラインの一端に接続され、該第2の係留ラインの他端は鉛又はシンカーに取り付けられ、且つ上記係留ラインには中間シンカーが補助

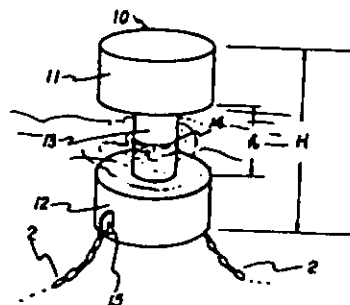


ラインを介して設けられ、上記浮体の静止時に於いて、該中間シンカーは係留ラインの立上がり点付近の海底に着底すると共に該補助ラインが緊張すべく構成したことを特徴とする深海における浮体係留装置。

図 4.1.1.5 実開昭 57-117295 (昭 57. 7. 20)

目 的 中間ブイの左右揺れ及び上下揺れを小さくし、索組の摩耗を低減する。

構 成 中間ブイ 10 は、上方および下方に円筒状の浮体 11、12 を設け、その何れよりもその平面形の小さい円筒 13 で結合してある。一般にこの様な形状の浮体は、排水量のわりに復原力が小さいが、上下揺、横揺等の同調を起こさせる周期が短くなり、浮体長さの十数倍の波長の波以下ではほとんど揺れない。一方、浮遊構造物 1 自体が揺れるような大風に出た場合この中間ブイ 10 の特性は変位によつて大量のポテンシャルエネルギーを蓄えうることである。従つて、大きな復原力を発揮でき、索組 2 等に不必要な荷重を加えない。



波揺し形状の
友用

図 4.1.1.6 特開昭 55-79787 (昭 55. 6. 16)

目 的 水中重量の変動を絞断時の抗力として活用することにより、絞断器の小型化を計る。

構 成 位置 S_1 にある係留浮体が、波浪又は風雨等により、位置 S_2 まで移動するとそれに伴う係留ラインの伸長力下で張力は高くなり係留ラインは i_1 から i_2 の状態に移る。このときまず絞断器 1 内の筒状弾性体 11 は抗力を生じながら、圧縮され、それにつれて、絞断器 1 の筒状弾性体 9 で囲われた可変容積室 12 の内容積も減少し絞断器 1 の浮力が減じ、絞断器 1 の水中重量の増加が抗力に加わる。従つて、係留浮体を位置 S_2 に向けて引きもどす力は筒状弾性体 11 の復元力と、絞断器 1 の見かけの重量の増加分とが、係留ラインに作用し、小型の絞断器で大きい復元力を生じる。

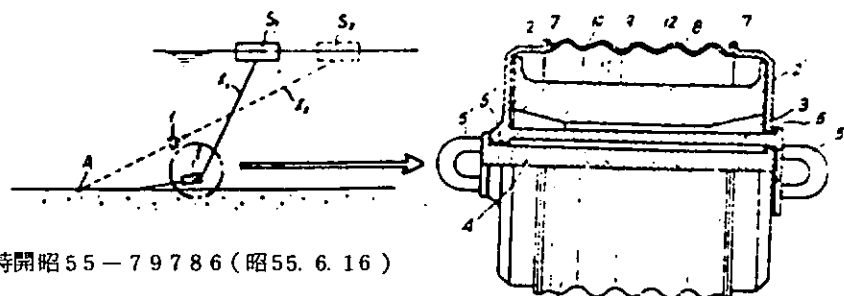


図 4.1.1.7 特開昭 55-79786 (昭 55. 6. 16)

4.1.2 深海施工法

昨年度、深海域での一時係留、永久係留された海洋構造物の施工法についての全般的資料調査を行なった。このうち、一時係留に関するものは従来のドラッグ・アンカとチェーンやワイヤ等から構成される係留システムがほとんどであった。また、各種海底土質条件に対応するため従来アンカーに代る高把駐力アンカが開発されつつあり、これに関わる設置作業法が施工の中心であった。

一方、永久係留に関連した施工法は構造物の形状、種類、その係留装置によってかなり異なる。しかしながら、調査したものは概念的なものがほとんどであった。

今年度はEXXON社がメキシコ湾でGuyed TowerをCONOCO社が北海TLPを建設する段階に近づいており、次第に永久係留構造物の施工法に関する資料を入手できると期待し引き続き調査を実施した。

この結果、新たに得られたもので、比較的具体的に施工手順が述べられた資料を整理して紹介したい。

(1) 一般的な深海施工手順

深海施工法の調査の対象としたものは、

- ① 深海係留された作業船のアンカ設置
- ② SALMの据付
- ③ TLPの据付
- ④ Guyed Towerの施工
- ⑤ Articulated Tower, その他の施工である。

今年度は主として、②～④に関連するものが大半を占めたのでこれを中心とし、従来の固定式構造物の施工^{1)・2)}手順も考慮して、深海施工法を包括的にまとめてみた。この結果、多くの場合は図4.1.2.1に示されるような順をおって施工が進められると思われる。

図の施工手順に述べられた個々の要素技術は後述するが、概ね、図のような流れで行われると考えられる。

とりわけ深海施工固有というべきものではないが、深海での特徴的作業は

- ④ 作業船用の係留システム、位置出しセンサーの設置、水中作業、監視機器の準備
 - ⑥ 浮体や基礎構造の位置制御しながらのロウリング（没設・降下）作業
 - ⑦ ガイドラインやタガーを組合わせた接近・接合作業
- であろう。

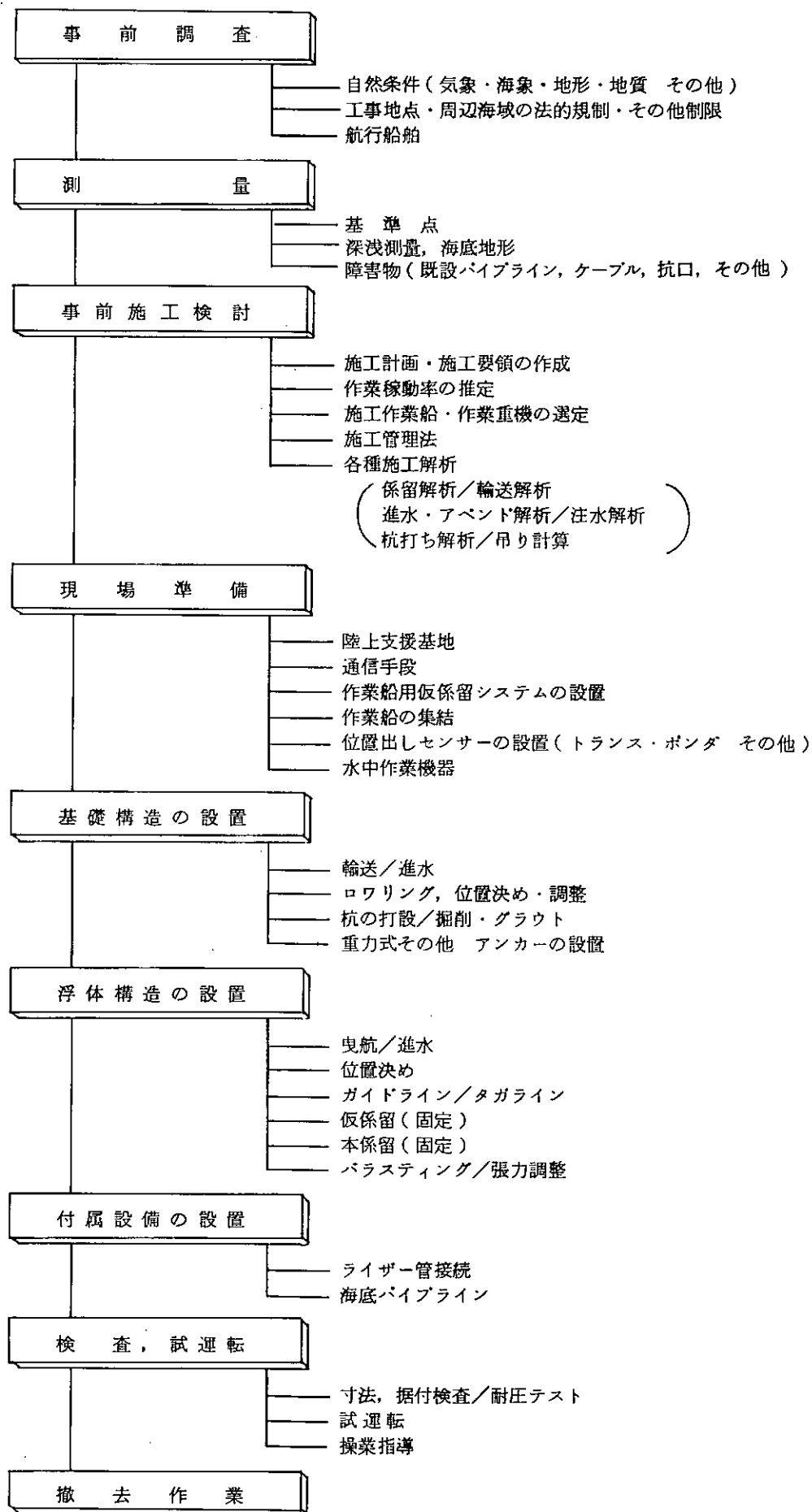


図 4.1.2.1 深海施工の流れ

(2) 深海施工例

ここでは、構造物ごとに固有な施工について以下に報告する。

(a) SALMの施工

生産される石油の払い出しのために、深海で用いられる永久係留構造物としてSingle Anchor Leg Mooringがあり、昨年度HONDOプラットホーム用のSALMの施工法を紹介した。それは基礎構造に浮体本体を機械的に接続するものであった。

ここに述べるものは、³⁾図4.1.2.2に示すように、基礎構造物を海底に杭固定する場合の施工方案である。

施工は、①曳航、②アペンド・注水 ③仮設アンカ・浮力タンクを用いたロウリング ④位置決め ⑤基礎構造（ベース）の固定 ⑥構造パイ部の沈設 ⑦接続・浮力調整 ⑧水中ホースの接続 の順序で進められると報告されている。

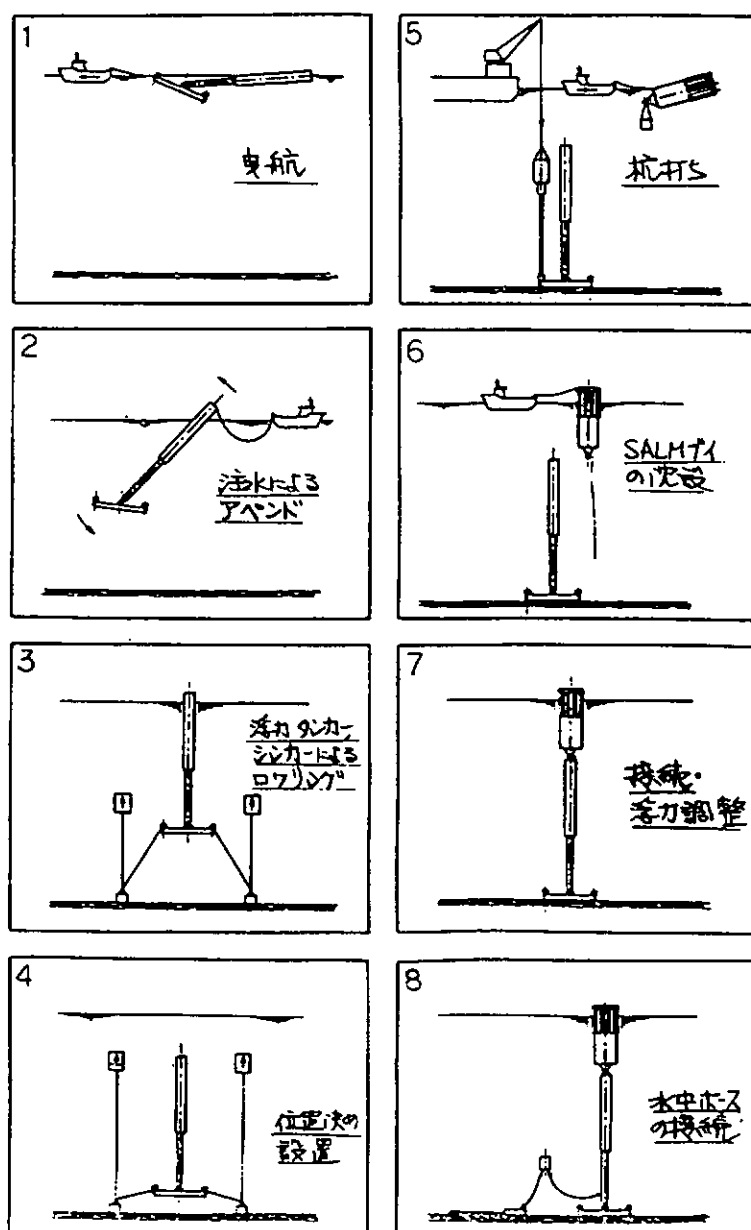


図4.1.2.2 SALMの施工手順

(b) TLPの施工

1984年秋ごろを目度CONOCO社はTLPの据付けを行なおうとしている。現在までの実績として、DOT社が縮尺モデルを実験的に設置した例や運輸省港湾局が⁴⁾TLP構造の観測ブイを設置した例等があるにすぎず、実施例は極めて少い。それで、発表された論文や雑誌、特許等に述べられた概念を整理することとした。このうち、全体の施工技術は昨年度概要を示したし、図4.1.2.1の手順で、ほぼ施工が行われると考えられるので、ここでは割愛する。

TLPの施工ではとりわけ、テザーあるいは tendon を下部構造に接続する作業が主となる。そのため、TLPの施工はテザー材やテザーの設置法により施工法が分類されよう。

(i) 既設の基礎構造へ浮体からテザーを降ろして継ぐ方法

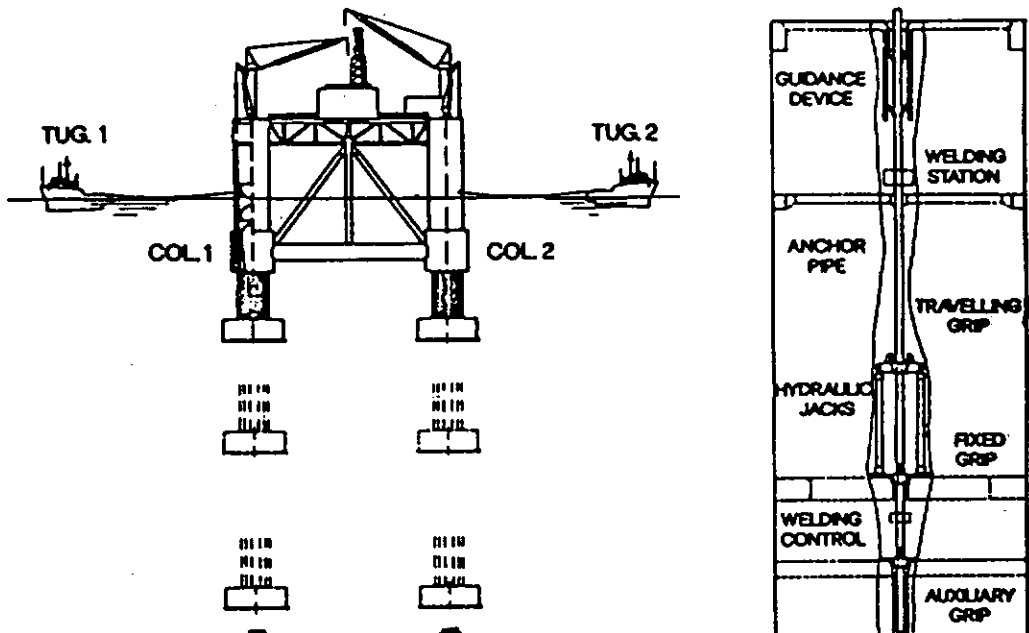
CONOCO社の考えている方法で、水中ハンマーで打設し杭固定された海底の基礎構造物をあらかじめ施工しておく。現地到着した浮体を仮係留する。浮体のコラム内で、両端がネジ継手で構成されるテザー管を継がないでは順々に降ろしていく。

最終的に海底の基礎構造に機械的に定着させる。

この作業でガイド・ラインが補助的に用いられ、テザー管相互の間隔をスペーサーで制御しながら吊り降ろすことも行われる。

(ii) 基礎構造とテザーを同時に吊り降ろす方法

TECONOMARE社⁵⁾(図4.1.2.3)やSTANDARD OIL、DOT社が提案しているもので、基礎のアンカ構造とテザーを同時にロウリングしていく方法である。この場合、一般に基礎構造としては、重力式アンカが用いられる。



(レグ内の構造)

図 4.1.2.3 TLPの一施工法案 (TTLP)

またテザーが、鋼管であれば、TECONMARE社のいうようにネジ継手でなく、フラッシュバット、エレクトロ・ビーム溶接などでテザーを継ないでいくことになると予想されている。

(iii) テザーを接続した基礎構造をあらかじめ施工し、浮体を水面で継ぐ方法

Offshore Company (Houston)や図4.1.2.4に示すAlan Grant & Partners(英)のCable-Stayed Submerged Buoyant Oil Production Platform⁶⁾(CASUB)では、はじめに基礎構造を設置し、それにテザーを継いでおく工法が提案されている。テザー上端にはブイを取りつけておき、浮体の到着をまつ。浮体とテザーとの接続は水面もしくは水面付近の水中で行なうことも可能であろう。

(c) Guyed Towerの施工

Guyed Towerの全体的施工法はEXXON社の案を、即ち、①タワーの施工、②ガイラインの敷設法を昨年度報告した。これ以外に、日本海洋開発産業協会もガイド・タワーに関する施工法を検討しており、これを紹介する。

検討したGuyed Towerは基礎構造がケーソンで構成されタワー部とケーソン部の施工の仕方について表4.1.2.1に示すように4つの据付け法があると述べている。そしてこのうちケーソンの据付け後、タワーを接続して設置するのが一番実用性があると報告している。

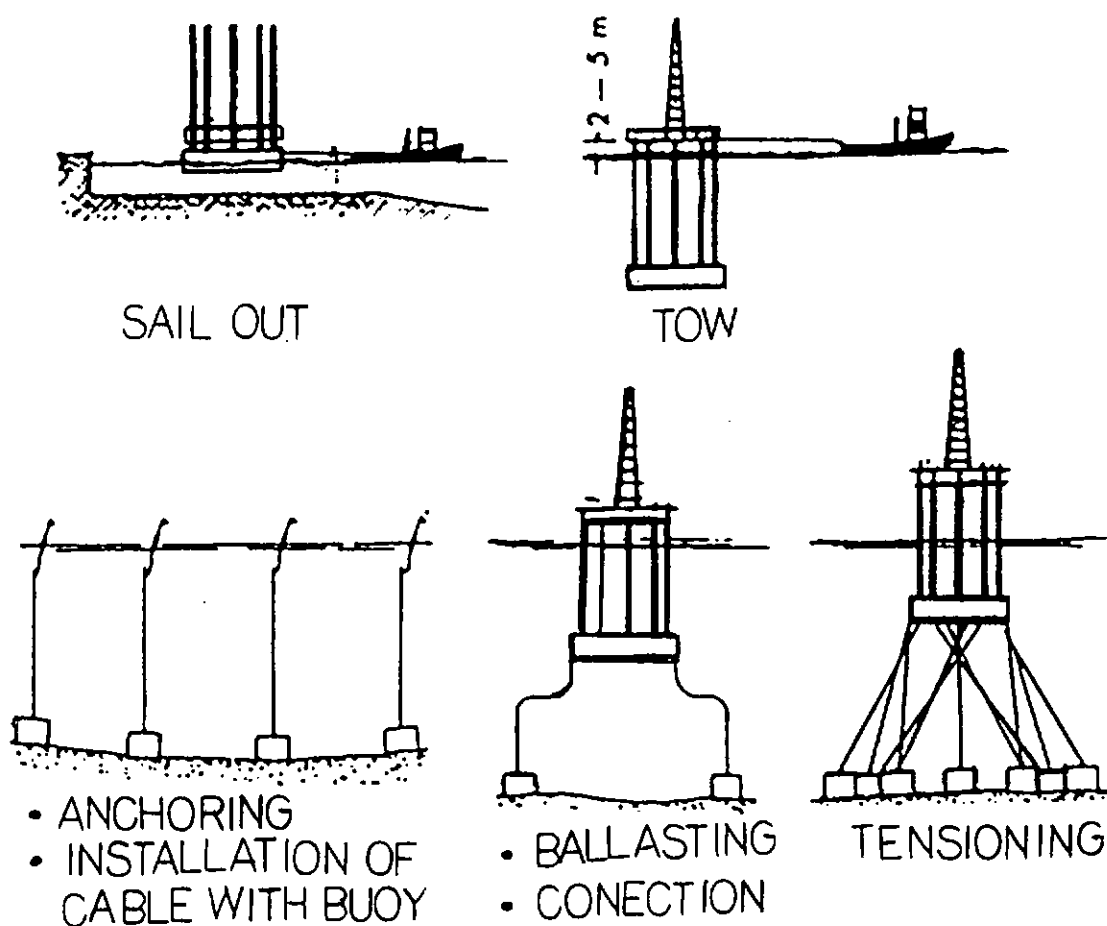


図4.1.2.4 TLPの一施工法案(CASUB)

表 4.1.2.1 ブラットホームの各種建造曳航据付け方式

案	概 要	概 略 図
①	1. タワーとケーソンを別々に陸上で一体建造	
	2. タワーとケーソンを別々に曳航 3. タワーとケーソンを別々に据付け	
②	1. タワーとケーソンを別々に陸上で一体建造	
	2. 洋上でタワーとケーソンを接合 (1) 建造ヤード近傍で一体化 (2) 現地で一体化 3. 曳航 (1)の時 一体で曳航 (2)の時 別々に曳航 4. 一体化状態で据付け	
③	1. ケーソン全体とタワー下部を陸上で建造	
	2. 1.の状態での状態で曳航 3. タワー中央部と上部を陸上で建造、現地で曳航 4. 洋上でタワー中央部と上部を接合しながら据付け	
(a) タワーを接合する場所	1. ケーソン全体とタワー下部を陸上で建造 2. 1.の状態での状態で曳航 3. タワー中央部と上部を陸上で建造、現地で曳航 4. 洋上でタワー中央部と上部を接合しながら据付け	
(b) タワーを接合する場所	1. (a)に同じ 2. " 3. " 4. 水中でタワー中央部と上部を接合しながら据付け	

全体の施工は図 4.1.2.1 に前述した順序で行われるとしている。

また、施工水深を 250 M に想定して検討を行ない、ケーソンの位置決めにはトランスポンダーが、ケーソンの沈設には圧気管理や注水作業が必要になると考えている。

この圧気管理はケーソン構造が外圧（主として水压）に対して弱い場合に必ず要求されるもので沈設とともに変化する外圧に内圧をバランスさせるというものである。

ひきつづいて、タワー部は図 4.1.2.5 に示すように固定式海洋構造物であるジャケット施工で行われる
8)

クレーン・アベンドや注水アベンドを行ないタワー部を立てる。

ケーソンとの接続は水中カメラによる監視と位置制御ワイヤーを用いて行われるものとしている。

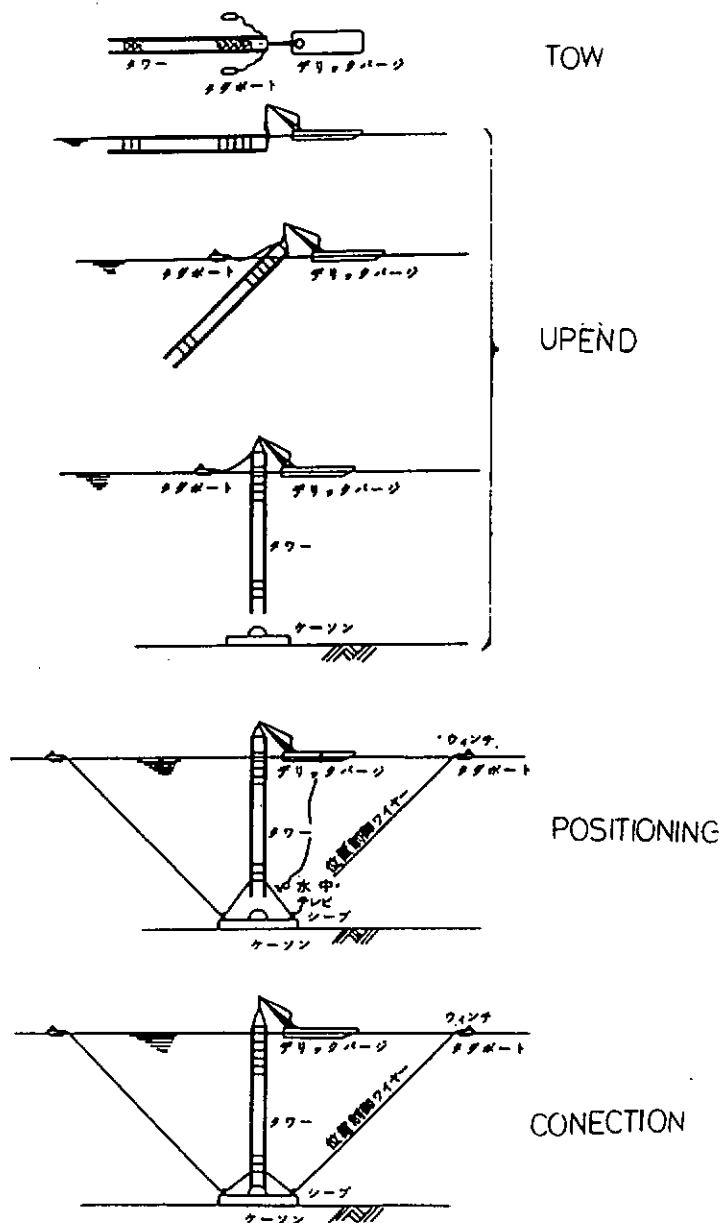


図 4.1.2.5 据付要領

(4) 深海施工にかかわる技術

SALM, TLP, Guyed Tower および昨年度報告した Buoyant Tower 等の施工にあたって特に必要となると考えられるものを整理して示したい。

(a) 曳航

浮体構造, 基礎構造物の種類, ヤードから現地までの輸送距離や海象条件によって, 浮遊曳航するか, 進水バージ等に搭載して曳航輸送される。バージ輸送の場合は現地にて進水しバージから降ろす。⁹⁾

これらの作業実施の為に次の施工検討がなされよう。

i) 浮遊曳航

- ① 曳航抵抗によるタグボートの選定
- ② 曳航中の浮体の安定
- ③ 曳航中の浮体の強度, 振動, 疲労

ii) バージ輸送

- ① 曳航中の安定
- ② 固縛材の設計
- ③ 構造物の安全性
- ④ 進水

(b) アベンド

海面に自然浮遊した状態の浮体構造を一度, 鉛直に立てる作業が次に行われ, これはアベンド作業といわれ従来ジャケットの施工で用いられている方法が利用されると予想され, それは以下のような技術から構成されよう。⁸⁾

i) 注水制御

- ① 自然注水
- ② 強制注水

ii) クレーン・アベンド

- ① クレーンによる荷重制御
- ② クレーンによる位置制御

このため ①作業時の浮体の水理的安定性, ②注水時間と姿勢解析, ③クレーン荷重の推算等を行ない, 施工管理が進められよう。

(c) 位置保持/ロウリング/接続

基礎構造を杭井口上や所定の位置に据付けするため, また既に設置した基礎構造上へ, 浮体構造を接続したり, TLPのテザー基礎構造への定着を安全かつすみやかに行なうため次のような補助機器が用いられると予想される。¹⁰⁾

i) 位置出し

- ① トランス・ボンダー
- ② 平面位置測定機器(エレクトロロジック, サテライトシステム, その他)

ii) モニタリング

- ① T. V.
- ② ソナー

㊦ 水中作業船 (R. C. V.)

III) 接近技術

㊦ ガイドライン

㊦ タガーライン

㊦ 引き込み装置 (ラッチインシステム 他)

等の装置・機器を利用した施工技術が必要となり、このためディスプレイ装置を含むコンピュータシステム等が考えられている。

IV) ロウリング

定まった位置へ基礎構造物やレグを吊り降ろしていく際に、耐潮流・波浪性を有する施工法を採用することになる。

耐潮流性に関しては ①ガイドライン、タガーラインの組合せ、②水中浮遊時の安定性、③場合によってスラスター等の駆動装置の利用など考えられ、一方、耐波浪性に関しては、①大型作業船や高安定作業船、②ヒープ・コンベンセータの利用等があげられよう。

(d) 基礎構造の定着

基礎構造の定着は重力式アンカー、杭¹¹⁾アンカーが海底土管、必要把持力との関連で選択的に用いられ、基礎構造の種類に応じて次の検討が必要となる。

i) 重力式基礎構造

㊦ 所定位置へのアンカーの沈設

㊦ アンカーのバラストニング

㊦ 所要性能の確認

ii) 打設杭

㊦ 長尺杭のアベンド

㊦ 杭の立て込み・操入

㊦ 水中ハンマーによる打ち込み管理

㊦ 杭の水中切断

iii) 掘削・グラウト杭

㊦ ドリリング技術

㊦ グラウト施工管理

基礎構造の設置には例えば、TLPのテザー設計を満足させるため、基礎構造の厳しい据付けの精度が要求されている事を考えると、①向き、②勾配、③位置等の据付け管理が重要となると思われる。

参 考 文 献

- 1) 「海洋開発における基礎構造物の現状 — 施工技術」 社団法人, 土質工学会, 海洋建設研究委員会
- 2) 北島昭一編著「海洋施設の設計と施工」 土木学会編 新体系土木工学 85巻, 技報堂出版
- 3) "Offshore Mooring Terminals", ROGER MARID社 カタログ
- 4) 山口晶敬, "波浪観測ブイ・テンション・ログ・ブイ", 土木技術, 35巻, 10号, 昭和55年10月
- 5) G. Sebastiani et.al. "Characteristics and Dynamic Behavior of Technomare's Tension Leg Platform", International Symposium on Hydrodynamics in Ocean Engineering, The Norwegian Institute of Technology, 1981.
- 6) Alan Grant & Partners of Cobham England, JUNE, 1974-VOL. №6 (雑誌名?)。
- 7) "海洋石油生産プラットフォーム開発調査報告書", 社団法人, 日本海洋開発産業協会, 昭和57年3月
- 8) K. Sekita, "Evaluation of Upending Operations", Offshore - South East Asia 82 Conference, 9-12, Feb. Singapore.
- 9) Lyle D. Finn et.al. "Field Test of a Guyed Tower" Offshore Technology Conference, May 8-11, 1978, №3131.
- 10) Peter G. S Dove et.al. "Deepwater High Capacity Moorings" Offshore Technology Conference, May 4-7, 1981. №4050.
- 11) J. G. Mayfield et.al. "Installation of the Pile Foundation for the Cogvac Platform", Offshore Technology Conference, April 30-May 3, 1979, №3497.

4.1.3 維持補修及び塗装

深海域に係留された海洋構造物は、長期間海水、風雨、波浪、生物付着等の苛酷な自然環境下であり、しかも定期的な入渠補修が困難なものもあるので、洋上における維持補修方法の技術が問題となる。ここでは、係留機器に関して維持補修方法の実績報告書がないので、一般に行われている海洋構造物の水中検査方法、水中清掃方法、水中溶接及び水中切断方法、水中塗装方法について現状を記述することにする。

(1) 水中検査法

水中非破壊検査技術は、陸上で使用されている非破壊検査技術を水中に適用するという方法で発達してきており、原理的には、水中独自のものはなく、使用されている機器も基本的には、陸上用のものを水密耐圧容器に入れ、絶縁性及び耐水性を持たせただけというものが多い。現在、陸上での技術が確立している検査方法のうち、浸透検査法を除く下記の方法が水中で実際に使用されている。

(i) 水中カメラ及び水中テレビ検査法

(ii) 超音波検査法

(iii) 磁粉検査法

(iv) 放射線透過検査法

(v) 渦流検査法

(vi) 防食電位測定法等

上記の検査方法のうち、わが国では、水中カメラ、水中テレビ技術を除くと、水中放射線透過検査法、水中磁粉探傷検査法などの二三の基礎的研究が公表されているものの、実例は殆んど報告されていない。これに対し、北海などでは、水中超音波探傷装置、水中磁粉探傷装置などが開発され、実用された事例が報告されている。

水中カメラ及び水中テレビ検査法は、ダイバー及びインスペクターの目視によるもので、装置としては、ダイバー操作のシステム、有人潜水船に装備するシステム、無人潜水機に装備するシステム等がある。その他の水中非破壊検査法の特徴について表 4.1.3.1～2 に示す。表 4.1.3.1 のうち、現在実績が多いものとしては、超音波検査、磁粉検査、放射線透過検査、渦流検査であるが、これらはダイバーにより行われるため、検査可能な水深及び時間の制約があり、ダイバーレスの防食電位測定法、A. E. 等による非破壊検査法の技術開発が最近注目されつつあるが、表 4.1.3.3 に示す如く実施例は極く僅かである。

表 4. 1. 3. 1 各種非破壊検査法の特徴 (1/2)

検査法	原理	機器の構成	特長
超音波検査法	・超音波は物体中、一定速度ではつきりとしたビームとして進行するが、(密度)×(音速)の異った材料表面や傷で反射する為、超音波の伝達と反射により材料の欠陥を見る方法。	・陸上用のポータブルタイプのものを水密耐圧ケースに入れ、探触子を防水にした一体型式と探触子のみを防水にし、本体は海上に置きその間を水中ケーブල්でつなぐ分離型式のものがある。	① ノイズの発生により複雑な形状は判読が困難。 ② 検査表面は、ウォータージェットで清掃する為、保護被覆が除かれる。
磁粉検査法	・鉄鋼のような強磁性体を磁化すると、表面または表面に極く近い傷の部分に磁束が漏洩して磁極ができる為、色磁粉により傷を明瞭にする方法。	・陸上用の機器を水密耐圧構造にし、電磁探査針、または永久磁石とガンに装填された磁性粉末のインタ及び紫外線ラインより成る。	① 検査表面は、ニードルガンかワイヤーブラシで清掃する為、保護被覆が除かれる。 ② 周囲の水の動きで感度がにぶる。 ③ 内部亀裂の発見はできない。
放射線透過検査法	・X線やγ線の強い透過力と感光作用を利用し、透過写真撮影により欠陥を調べる方法。	・X線方式は、陸上用の機器のX線管部を耐圧構造にし、電源部や制御部は海上に置かれるが、γ線方式は陸上用の物がほとんどで無改造で使用する為、γ線方式が頻繁に使用される。	① 他の方法と違い使用には特別資格が必要。 ② 複雑な形状は判読が困難。 ③ 放射線フィルムが放射線源に相対して則り付けられる形状しか使用できない。 ④ ある程度離して撮影する場合には、放射線の減衰防止対策が必要。
渦流検査法	・交流を流したコイルにより、金属材料は電磁誘導によって表面に過電流を生じるが、この過電流は周波数、材質、寸法、傷等により影響される為、反作用としてコイルのインピーダンスの変化を健全部と比較することにより傷を検査する方法。	・超音波と同様に一体型式と分離型式がある。	① 水中探傷器が小さい為、狭い個所に使用出来る。 ② 材質変化、寸法変化、形状変化なども検出する為、溶接部などではノイズが出現する。 ③ 表面付近の欠陥のみで、平滑な表面を必要とし、全体の清掃が必要。

表 4. 1. 3. 1 各種非破壊検査法の特徴 (2/2)

検査法	原理	機器の構成	特長
防食電位測定法	・構造物と海水との電位差を測定することにより、腐食の進行状態を知る。	・手持ち式の指示電極と電圧計より構成されるものと、指示電極は前もって構造物に永久的に装備され、ケーブリングで水面上の電圧計に結合された固定式のものがある。	・固定式は、陰極防食システムの陰になった局所の点検は出来ない。
ACOUSTIC EMISSION (A. E.)	・構造物が、外力により変形あるいは破壊する際には、ひずみエネルギーが開放され弾性波が生ずる。この現象 A. E. を常時モニターして、構造物に欠陥が生じたり、欠陥が拡大したりすることによる A. E. の変化を発見する方法。	・構造物の水中部の数個所に高感度のトランスデューサーを取り付け、水上のモニター、記録、解析などの機能を有する装置と水中ケーブリングで結合されたもの。	・弾性波の形状により、欠陥の種類や大きさ、到達時間の比較解析により発生位置が判別できるが、正確な位置、種類、大きさは他の NDT が必要。 (使用例は極く僅か)
応力測定法	・構造物内の応力をストレインゲージでモニタリングし、検査の必要を個所を知る。	・ストレインゲージとモニタリング装置より構成される。	・ゲージ数は経路上限定されるので、装着位置の決定が重要となる。
高度測定法	・ブラットフォームのいろいろな点の沈下の測定により、構造物に生じている応力を、設計分析により求め、応力が上昇した所を知り、検査の必要を個所を知る。		・現在 未実施
振動計測法	・構造物の振動モードを水上でモニターすることにより、部材欠陥による振動モードの変化を知り、欠陥個所を知る。	・水中の固定された加速計と水上のモニタリング装置	・補助部材等の欠陥は発見が困難。
その他の方法として、従来よりよく行われている外観検査（ダイバーによる目視、水中カメラ、テレビ等による監視）があり、現在研究開発段階のものとして、反発ハンマーの利用や音響ホログラフィーがある。			

表 4. 1. 3. 2 各種非破壊検査法により検知し得る情報

検査法	欠陥の種類	形状	寸法	厚さ方向の位置
超音波検査法	(内部欠陥) 欠陥の発生が予想できる位置。	走査方法により、平面状、円柱状、球状など判別。	溶接部の探傷の場合、溶接線に沿った走査により、欠陥長さの判定は実際と良く一致、欠陥の厚さ方向は判定誤差大。	標準試験片との比較により、ブラウニング上の欠陥エコーの位置から正確に判定。
磁粉検査法	(表層部欠陥) 磁粉模様から判別	左 同	表面上の長さ測定	不 可
放射線透過検査法	(内部欠陥) 放射線フィルムに記録された欠陥パターンにより判別	欠陥パターンにより判別	欠陥パターンにより 2 次元的な広がり判定	立体撮影により可能
渦流検査法	(表層部欠陥) 不 可	うず電流の波形変化により判別	表面開口欠陥の深さは、標準試験片との比較により判定。	不 可

非破壊検査法による検知し得る情報

種類： 欠陥の種類……内部欠陥（割れ、溶込不良、スラグ巻込み、ブローホール、融合不良）

形状： 欠陥の形状……平面状、円柱状、球状、線状

寸法： 欠陥の寸法……長さ、深さ、広がり

厚さ方向の位置： 欠陥が存在する位置の検査表面からの距離

表層部欠陥（割れ、ピンホール、線状きず）

表 4. 1. 3. 3 各種 N D T 機器

検査法	機器名	特 徴	メーカー名等
超音波	Ultra scan III	探傷用、超音波探傷装置と水中TVカメラを組合わせたシステム	(米) SYLVESTER UNDERSEAS INSPECTION
	SDM-2	厚み測定用、Krautkramer-Branson 社の DM-2 厚み計を水中用に改良したもの	(米) DEEPSTAR DEVELOPMENT CORPORATION
	NDT-123U	厚み測定用、陸上用ポータブル厚み計 NDT-123 を水中用に改良したもの	(米) NORTEC CORPORATION
	Mermaid	厚み測定用	(英) BALTEAU SONATEST LTD.
	Seaprobe SP200	厚み測定用	(英) BAUGH & WEEDON LTD.
	PA1011	探傷用	
	Ultrasonic Torch	探検子の位置決め、簡素化及び走査を自動化した探傷システム	(英) HARWELL
	不 詳	探検子の走査を自動化した探傷システム	(英) THE MATEVAL NDT CO. LTD.
	USM 2M	探傷用 陸上用のものを専用の水密耐圧ケースに入れたもの	
	DM-1	厚み測定用 同 上	(西独) WELLS-KRAUTKRAMER LTD.
磁 粉	DM-2	厚み測定用 同 上	
	DM-U	厚み測定用	
	CORROSCAN	パイプ等の腐食量の測定用、船上のモニター及びレコーダーと組合わせたシステム	(ノルウェー) DET NORSKE VERITAS
	Underwater M-P-I System	探傷用、3種類の磁化装置が使用可能なシステム	(英) OILFIELD INSPECTION SERVICES LTD.
	R&D 11	探傷用、Magnatlux 社のものを水中用に改良したもの	(伊) SUB SEA OIL SERVICES S.P.A
	M.M.M. System	磁気テープを使用した探傷システム	(西独) INSTITUT DR. FÖRSTER
	mpi System	船上でモニタリングする探傷システム	(英) OSEL OFFSHORE SYSTEMS ENG. LTD.
	Nautilus	探傷用、7放射線を使用した小型軽量なシステム	(英) OILFIELD INSPECTION SERVICES LTD.
	不 詳	7放射線と超音波を組み合わせて使用する探傷システム	(英) COMEX UNDERWATER INSPECTION LTD.
	AMLEK MK 6A	探傷用、陸上用ポータブルタイプの探傷器 MK 6 A のプローブのみを防水したもの	(英) INERTIA SWITCH LTD.
放射線	UNDER WATER HALEC	探傷用、機器全体を防水構造にしたもの	(英) HOCKING ASSOCIATES(ELECTRONICS)LTD.
渦 流	Bathycorrometer	腐食状態測定用	(英) ROXBY ENGINEERING LTD.
防食電位	Remote Potentential Monitoring System	腐食状態測定用	(英) WILSON WALTON INTERNATIONAL LTD.
A ・ E	SS-3	腐食状態測定用	(ノルウェー) CORRINTEC SCANDINAVIA A/S
	ACOUST-SUBSEA	モニタリングシステム	(英) EXXON NUCLEAR CO. LTD.
	(不 詳)	モニタリングシステム	(英) UNIT INSPECTION CO.

(2) 水中清掃法

海洋構造物の水中検査又は水中塗装を行う場合、検査面又は塗装面の生物付着等を取り除く必要がある。実用化されている水中清掃法としては、エアスクレーパー法、ウォータージェット法、Sea Mesh法等がある。

エアスクレーパー法は、エアモーターによりブラシ又はカッターを回転させる方法で、操作方法により次のように分割される。

(a) ダイバー操作方法

直接ダイバーが水中で装置を操作する方法で、仏国製の油圧ユニットとナイロン又はワイヤー製の回転ブラシより構成されるBrush Buoy 又はBrush Kartがあり、日本製のものとしては、回転時に吸着力を発生させ、オペレーターの身体的負担を少なくしたMUC(MITSUI UNDERWATER CLEANING)等がある。

(b) 水面上直接操作方法

水面上より直接装置を操作する方法で、英国製のブラシの付いたテレスコピック軸で40フィート深さまで清掃可能なBrush Boatがあり、また豪州製の3個の回転ブラシとダイバー座席のある装置等がある。

(c) 遠隔操作方法

米国製のSCAMPは、直径1.8m、厚さ50cmの船上より遠隔操作される自走式の子清掃装置であり、中央部に吸着用のインペラーと3個の子清掃回転ブラシ(ポリプロピレン製又は鋼製)が取付けられている。

ウォータージェット法は、高圧水(300~600kg/cm²)をウォータージェットガン(ノズル)から噴射し、その高圧、高速流により清掃する装置であり、エア・スクレーパーより能率よく複雑な形状にも実施することができる。また、コンプレッサーエア(15kg/cm²)に砂粒子を混合し、ウォータージェットガンと併用するとサンドブラastingを行うことができる。

Control Dynamics社のSea Mesh法は、網状の導電物質を爆発させ圧力波により除去する方法。導電物質の取付けに2~8時間要するが、清掃が70~80秒と瞬時に行得るのが特徴である。

(3) 水中溶接法

現在実用化されている水中溶接法は、いかに地上での溶接施工状態に近い状態を作り出して、水中での溶接を行なうかということに主眼をおいた保護形式によるものが一般的である。

水中溶接法に関し表4.1.3.4.“主な水中溶接法の概要”に示すように形式別に分類し、以下にそれぞれの概要を述べる。

(i) 湿式

水中で直接アークをとばして溶接を行なう方法で、手軽に使用できかつ経済的であることが特長である。

一方治金的には、周囲の水の影響を直接受けるため、アーク熱による水の分解に伴う水素のビクアップや、急冷により溶接部の脆化と水素割れが起きやすい。

このため適用材料はほとんど軟鋼材に限られる。

又作業性の点からは、地上に比べ作業者の安定性が悪い上に、溶接時のガスバブルの発生および水の汚濁に溶接線の目視が難しく、高度の潜水および溶接技能が必要となる。

(ii) 局部空洞形成式

MIGまたはCO₂溶接法において溶接個所の水を水ジェットにより排除し、シールドガスの被包効果を高めて溶接を行う方法である。

この方式の欠点は湿式法ほどではないが、溶接部が相当急冷される点にある。このため適用材料は今のところ軟鋼材に限られる。

作業性の欠点としては、溶接中のシールドガスによるバルブのため溶接箇所を直視できないこと、および隅肉溶接への適用が難しいことがあげられる。

(iii) 簡易ボックス式

溶接箇所を透明な材料で作られた簡易ボックスでとり囲み、その中の水を不活性ガスにより排除して溶接を行うもので、ハイドロテック社(米)考案によるPDS(PORTABLE DRY SPOT)という装置がその一端である。

この方法の長所は、溶接部品質が乾式溶接のそれと同時のものを期待でき、しかも乾式法に比べ低コストで施工できる点にある。一方、長時間あるいは大深度での作業には安定性及び安全性の確保が乾式法に比べ難しい点が短所となっている。

(iv) 乾式

チャンバにより溶接箇所および作業者とも囲み、その中の水をガスで排除してチャンバ内に気相空間を作りその中で溶接作業を行う方法である。

チャンバ内の気相空間を作業水深に応じた高気圧に保つ"ハイパーバリック(HYPER BARIC)法"と、圧力容器内を大気圧に保つ"大気圧下法"の2形式があり、いずれも大気中と同等の溶接部品質を保持することができ、しかも長時間にわたる大水深作業に於ても作業の安定性、安全性を得られる長所があるが、他方コストが高くつく欠点がある。メキシコ湾あるいは北海を中心として既に多くの施工実績があるが、現在も多くの企業が、関連システムの開発、改良に取り組んでいる。

(v) その他

上記の外にも各種の溶接法について

水中で使用できるか否か、あるいはどのような条件を満たせば満足すべき継手が得られるのか、種々試みられている。これらのうち水中に於る平板へのボルトの溶接法として水中スタッド溶接は取扱が容易でかつ高度な溶接技術を要しないという特長があり、又水中爆発接合は特別な施工技術及び装置を必要とせず極めて操作が簡単という長所があり、いずれも既に実用化の域に達しているとみなせる。

これらの外の溶接技術ははまだ研究開発の途上にあると考えられる。

(4) 水中切断法

水中切断技術の開発も水中溶接技術の開発と同じように、地上で使用されている切断技術をいかにしたら水中でも十分な性能を維持でき、作業性及び安全性の低下を防げるかということで進められてきた。

水中切断法に関し表4.1.3.5."主な水中切断法の概要"に示すように形式別に分類し、以下にそれぞれの概要を述べる。

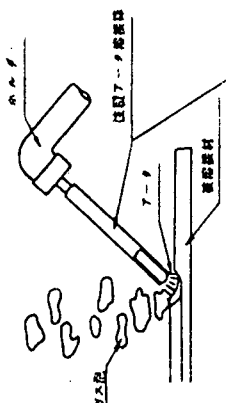
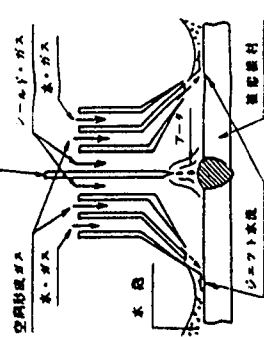
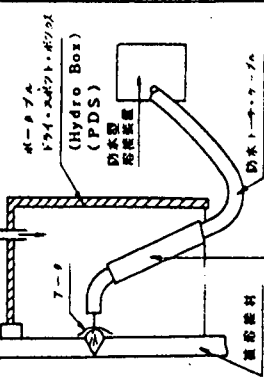
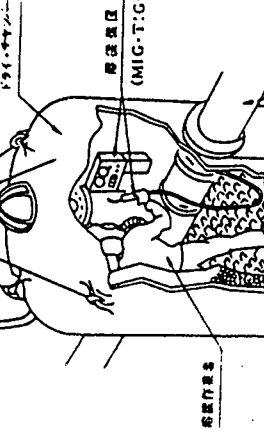
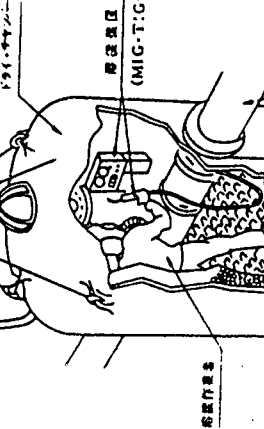
(i) ガス切断

切断原理は空気中のものと同様である。即ち、鋼をガス炎によって燃焼温度まで予熱し、酸素の高速ジェット流を予熱金属に直接当て、鋼を酸化および溶融する、酸素ジェット流は酸化物および溶融物を吹き飛ばしスカーフを形成する。

このガス切断法は一般に軟鋼、低合金鋼および酸化されやすい材料の切断に使用される。耐食鋼あるいはチタンを除く非鉄金属の切断にはあまり適していない。

軽くて持ち運びのできる装置で構成され、ダイバーの感電やダイバー装備の電解腐食等の電氣的障害が無い長所があるが、他方水の分解により作られた水素による爆発の危険性があること、後述の酸素アーク切断よりは作業者の熟練度が要求されかつ切断速度が遅い短所がある。

表 4.1.3.4 主な水中溶接法の概要

項目	方式	説 明	局 部 空 洞 形 成 式		乾 式		乾 式 法
			局 部 空 洞 形 成 式	簡 易 ボ ッ ク ス 式			
概 説 図							
適用溶接法	SMA	手 動	MIG(MAG)	自 動	SMA, MIG(MAG)	手 動, 半 自 動	SMA, TIG, MIG(MAG), その他 手 動, 半 自 動
適用継手形状	全 継 手		突合せ継手		全 継 手		全 継 手
適用鋼材	軟鋼～50キロハイテン		軟 鋼 相 当		軟鋼～60キロハイテン		軟鋼～60キロハイテン
作業者の安全性	×		◎	◎	△	○	○
溶接技量	かなり高度な技量必要		自動のため不必要		高度な技量を要す		大気中作業と比べ同等の技量を要す
実接作業水深	20m (本溶接の場合)		原理的には深さ限界がない。 但し、使用実績なし。		80m		300m
継手性能	×		急冷組織・低塑性水素量比較的大	△	○	○	○
施工コスト	比較的高価		高価 (設備投資費大)		比較的高価 (ボックスの製作費に依存)		高価 (乾式チャンバの製作費大)
備 考	継手性能が問題		溶接場所の目視性不良が問題。 。装置が高価		ダイの安全性確保が問題		装置が高価であることが問題

(ii) 水カーテン式水中ガス切断

切断原理はガス切断と同一である。ガス切断では炎の安定および母材予熱部の冷却防止を目的とした保護ガスとして空気を使用しているが、水カーテン式水中ガス切断では保護ガスを全く使用せず、切断器先端ノズルの外側に水カーテンを形成させるためのノズルを設けることにより、切断品質、切断速度を大気中の切断結果とほぼ同等になる様改善したものである。予熱ガスとしてはLPガスに30%程度のメチルアセチレンを混合したガスを使用する。この場合LPガスとアセチレンガスの物理特性により予熱ガスの液化圧力が決まるので、使用水深は比較的制限をうけやすい。

(iii) 酸素アーク水中切断

基本原理は予熱熱源として炎の代わりにアークを使用すること以外はガス切断法と同一であり、現在最も広く使用されている水中切断法である。

切断用電極の開発は、ほとんどアメリカ海軍が第2次大戦中に行っており、今日の酸素アーク水中の切断用電極の基礎となっている。

この酸素アーク水中切断技術は作業が容易であり、ほとんどの金属ですべての板厚を切断できる。電極は軽く取扱いが簡単で、消耗電極も安価である。

全ての電気アーク水中切断技術にあてはまる欠点は感電の危険性と電解により生成される酸素／水素混合ガスによる爆発の危険性である。他の短所としては、電極の頻繁な交換を要し、この時電流のON/OFFスイッチ操作を行うため、作業者と水上の補助者との間の密接な協力が必要なことである。

(iv) 金属アーク切断

この切断技術は水中被覆アーク溶接法と同様の装置および消耗材料を使用する。両者の相違はメタルアーク切断ではより高い電流密度を必要とすることである。

切断機構からすれば、アークによる熔融の一種であり、これには発熱反応や熔融金属を除去するためのガスの吹付はいっさい関与していない（代わりに水ジェットを用いて、熔融金属を除去する方法がある。―― 四国工業技術研究所が開発）。

ほとんど全ての金属を切断することが出来る。

(v) プラズマアーク切断

この切断技術はプラズマ溶接法と同様の装置を使用する。プラズマ切断と溶接の相違点は、切断の場合、高電流および高速ガス流とすることである。

高温、高速のプラズマジェットは、従来のガス切断に比べ、飛躍的な切断能力を有するので、軟鋼はもとよりステンレス鋼の切断も問題なく行うことが出来る。

現在は原子炉部品の解体用として商業化されているが一般的海洋構造物に対しては未だ実用例はない。

大深度での切断法として将来大きくクローズアップされてくるものと思われる。

(vi) その他

爆発切断は、従来より水中サルベージ作業に使用されていたが、切断あるいは破断のされ方が極めて不規則なうえに近接部材を損傷させる危険性が高く使用範囲が限定されていた。

しかし、最近になって成形爆薬チャージ（金属ケース内に爆薬を詰めたもので、起爆時にメタルライナーが崩壊し、高速金属粒子ジェットとして被切断機材に衝突する）が開発され、これにより高級かつ正確な切断手段として使用範囲が広がった。

又、従来から非金属の切断や超厚板鋼材の切断に用いられていた切断法にサーミックランス（酸素槍切断）

がある。

サーミックランスは鋼管内に鉄筋をつめた構造になっていてこの鋼管の中心を通した酸素を先端から吹出し、この先端部を外部熱源により加熱し、管内につめた鉄筋を高温で発熱燃焼させて被切断部を熔融させて切断するものである。この方法では酸素を使用するので、もえ残った酸素が水分解により生成した水素と反応していわゆる " スチーム爆発 " を起こす危険がある。従ってサーミックランスによる切断作業はダイバーにとって相当危険な作業となる。作業水深も比較的浅い所に限られる。

(5) 水中塗装法

水中塗装を行う場合、付着した生物や腐食面の除去及び清掃等がきわめて重要であるが、これらの現状技術は本章(2) " 水中清掃法 " で既に述べられた通りである。水中での塗装には、水中硬化型塗料とその塗料の特性に合致した水中塗装機が必要となる。

水中硬化型塗料にはエポキシ樹脂系塗料、ポリエステル樹脂系塗料等が実用化されており、硬化剤としてはポリアミド樹脂等が使用されている。

水中塗装方式に関する現状技術を分類すると

- (i) 水中塗装面に何らかの方法で塗装空間を作り塗装する方法
- (ii) 直接水中で塗装する方法

の2つに大別される。これらの現状技術の具体的内容はSR182 研究部会「海洋構造物の重防食に関する研究」報告書にて既に包括的に報告されているので、本報告書では詳細説明を省略する。

4.1.4 海底土質及び把駐力

昨年度は海底土質の状態定数の推定法、海底土質の種類と特性、把駐力係数の求め方、各種アンカーの把駐力等について調査した。

本年度は、深海係留に有効なアンカーを抽出することを目的として、アンカーに要求される性能、浮遊式海洋構造物のアンカーの装備実績、各種アンカーの把駐力を文献により調査した。

以下にその結果を述べる。尚、各種アンカーの深海係留への適用性については「4.1.5 高把駐力アンカー」で述べることにする。

(1) アンカーに要求される性能と条件^{1), 2), 3)}

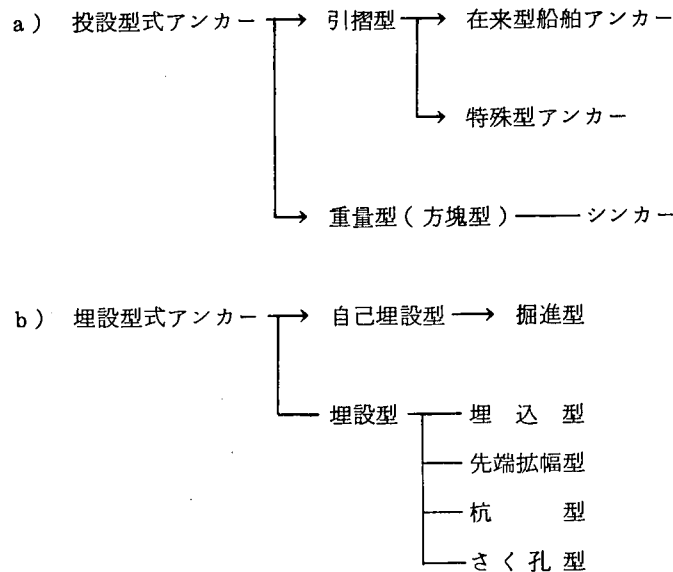
アンカーに要求される性能と条件は

- (a) 底質に関係なく常に把駐性能（把駐力、安定性）が良いこと。
- (b) 取扱い、据え付けが容易であること。
- (c) 製造コストが安いこと。

などであり、基本的には浅海係留と深海係留とで相違はない。しかし、深海係留では据え付けの難易がより重要な要素となる。

(2) アンカーの種類

アンカーの型式は非常に種類が多く、分類法もそれぞれ異なっている。ここでは、昨年度の報告書に従い、投設型式アンカーと埋設型式アンカーとに大別し、それらを細分類すると次のようになる。



投設型式アンカーは、海面上から投下させて海底に落下した状態で把駐力を発生するものである。

引摺型は、或る程度引摺ることによりアンカーの爪が海底土質に食い込んで把駐力がアンカーの自重より大きくなるものである。一方、重量型はコンクリート、鉄、砂、礫等の方塊を海底に沈め、垂直方向の把駐力は自重で、水平方向の把駐力は海底土質との摩擦で発生するもので、一般にシンカーと呼ばれているものである。

埋設型式アンカーは、海底土質内に埋没して把駐力を発生するものであり、埋設方法により、水中ジェット起爆または自由落下等により海底土質に埋没する自己埋設型と人為的に海底土質に没設する埋設型とがある。

引摺型は在来型船舶、セミサブリグ等に広く装備され、主に比較的短期間の係留用として使用され、重量型と埋設型式アンカーはブイ、海洋温度差発電(Ocean Thermal Energy Conversion - OTEC)、テンションレグプラットフォーム(TLP)、ガイドタワー等に装備(計画)され、主に長期間の係留や半永久的な係留用として使用されている。

(3) アンカーの装備実績

次の浮遊式海洋構造物について、アンカーの装備実績を製品カタログ、文献により調査した。

- (a) セミサブ リグ
- (b) ブイ
- (c) OTEC
- (d) TLP
- (e) ガイド タワー

以下にその結果を述べる。尚、記載内容が製品カタログ、文献で異なっているものについては、製品カタログの内容を優先させた。

(a) セミサブ リグ^{4),5)}

セミサブ リグの係留要目とアンカータイプ毎の装備実績数を表 4.1.4.1 に示す。また、それらのアンカーのいくつかを図 4.1.4.1 に示す。

表 4.1.4.1 より、セミサブ リグのアンカーはすべて引摺型アンカーであり、その中でも LWT アンカーが最も多く使われていることがわかる。

また、一般にリグでは所有者(船主)は同じタイプのアンカーを装備する傾向があるが、Danforth アン

カーの装備実績は減少し、Bruce TS (TSとはtwin shankを意味する)、Stevin MK III, Stevfix, Flipper-Deltaといった特殊型アンカーを装備したセミサブ リグが最近増加していることがわかる。

(b) ブイ

表 4.1.4.2 より、ブイのアンカーとしては、試験用として比較的短期間設置されるものを除き、重量型 (シンカー) や埋設型アンカーが使われていることがわかる。

(c) OTEC^{6),7)}

OTECの計画は数多くなされているが、実機はなくテストプラントもハワイで海上実験を行なったMini OTECとOTEC-1だけのようである。

Mini OTECとOTEC-1の係留概要図を図 4.1.4.2 と図 4.1.4.3 に示す。

Mini OTECではアンカーとしてコンクリート製シンカー (重量15t) が使われ、海底土質がハワイ特有の低粘度溶岩が流下固化してできた固くて滑らかなもののため、アンカーの滑下防止のためにアンカーは鋼製の "Shear Key" を有すると共にワイヤロープで海岸の杭に結びつけられている。

一方、OTEC-1では、破断強度260tのチェーンアンカーが使われている。これは長さ3m、重量16.8tの径51mmのチェーン7房を中央の径70mmのチェーンに結び一体としたものである。

計画の例としてRosenblatt社とLockheed社の係留要目を表 4.1.4.4 に示す。これらの計画では、埋込型アンカーを採用しているようである。

(d) TLP^{8),9),10)}

TLPは計画、試作がほとんどで、実機は1984年に北海のHutton Field に設置予定で、現在建造中のCONOCO社のTLPだけである。

試作機、実機設計例の主要目と概要図を表 4.1.4.4 と表 4.1.4.5 に示す。

アンカーとしては、パイル或いはシンカーを採用しているものが多い。

CONOCO社のHutton Field TLPの係留システムを図 4.1.4.4 に示す。

アンカーは杭型アンカーの一種で、杭打ちによって海底面に固定された基礎テンプレートにLEG下端に設けられたアンカーコネクタを浮体からの遠隔操作によってロックするシステムになっている。

(e) ガイド タワー^{11),12),13)}

ガイドタワーの実機としては、1984年にメキシコ湾の水深約300mの海域に設置される予定のExxon社のガイドタワーだけである。実機の概略図を図 4.1.4.5 に示す。アンカーとしては実機設計のための海上大型模型実験ではBossアンカーが使われたが、実機では杭型アンカーが採用されている。

(4) 引摺型アンカーの把駐力^{14),15)}

各種のアンカーの把駐力については既に昨年度、調査されているが、本年度はセミサブ リグに装備されることが多い特殊型アンカーを主体に製品カタログ、文献により把駐力の補足調査を行なった。調査結果を表 4.1.4.6 から表 4.1.4.9 と図 4.1.4.6 から図 4.1.4.12 に示す。これらの図表より、LWT, Danforth アンカーでは把駐力係数はアンカー重量の増加に従って小さくなり、セミサブ リグで使用されることの多い重量が15tから20tの範囲では1.0前後の把駐力係数しか期待できないことがわかる。これに対して、Bruce アンカーでは把駐力係数はアンカー重量に関係なくほぼ一定で、4.0以上の把駐力係数を期待できることがわかる。Bruce TS アンカーのデータはないがBruce アンカーと同程度と思われる。又、Stevin, Stevfix アンカー等、最近装備実績が増加しているアンカーも2.0以上の把駐力係数が期待できるようである。

表 4. 1. 4. 1 セミサブ・リグのアンカー装備実績
(文献 4) 5) カタログによる)

NO.	アンカーのタイプ	記録数	備 考
1	LIGHT WEIGHT TYPE (LWT)	70	最も安価のタイプ
2	DANFORTH	15	最近の安価タイプ
3	MOORFAST	11	
4	STATO	2	
5	STAYRITE	3	
6	STEVIN	3	
7	FLIPPER-DELTA	4	
8	OFFDRILL	2	
9	BRUCE	4	
10	BRUCE TS	6	
11	STEVDIG	2	
12	STEVIN MK III	4	最近の安価タイプ
13	STEVFIX	5	最近の安価タイプ
21	STEVIN or BRUCE	1	
22	STEVDIG or FLIPPER-DELTA	1	
31	(BALDT)	7	(ノーカ-る)
32	(VICINAY)	6	(ノーカ-る)
**	(not mentioned)	26	

表 4.1.4.2 ブイのアンカー装備例

アイの名称	アンカー	既設国	備考
Richardson のアイシステム	チェーンアンカー	国4.1.4.2	
Waspine Effect アイシステム (WEBS)	屈足アンカー 10,000 lbs.	国4.1.4.3	
MOMAD 西側良港基地システム	モノコクアンカー 500 lbs.	国4.1.4.4	水深 11250 ft
モンスタ-アイ	Danforth アイ 500 lbs.	国4.1.4.5	既設使用
沖巻観測アイ	Danforth アイ 10 t	国4.1.4.6	
沖巻監視中継所	シンカー 重量 160 t	国4.1.4.7	水深 192 m
TUTEM 2点係留	アンカー 720 t (シンカー)	国4.1.4.8	水深 540 m

表 4.1.4.3 Rosenblatt 社と Lockheed 社の OTEC 試設計
(文献 7) による)

		Rosenblatt 社	Lockhead 社
		12型(4)保留台8型(4)保留台8型(4) 留射 OTEC オバーク OTEC 船形 OTEC	サンション・シニア メボーク OTEC
A	N	C	
		保持力 452t をも 保持力 251t をも 300m にして 27 水中重量ペース つ 22t バワー機 つ 13t バワー機 14t 力増込入 永年保証付家賃 の増込入アンコ 力増込入アンコに 2 倍、 除却 0.9 米重 8165 力 229t / 1 個 R のコンクリー R のコンクリー	
A	E	S	
		保架強度 1138t 延架強度 936t 延中強度 1315t 36m、長さ 4m の 11.4cm チューブ 10.5 cm チューブ の 12.4cm チューブ 1500m 1500m 同 1173 ~ 1752 同	を防止し高圧 の鋼シムルケー ション。
F	I	M	
		ポリマレン管ポリマレン管耐腐ノック 破断延架強度 116t 延架強度 978t 延中強度 1215t 41(4cm x 2.6A) 12.4cm x 2.6A 12.4cm x 2.6A 通風設計済 ワイヤ 1.35mm ツイア 1.56mm (R43~921m) (8x37 IWRC) (9x37 IWRC) (6x97 IWRC)	バーズ、エニパー、 ターナル、レイ ス、 5433t 全方向に 30° 傾 き角 272° ABS 等級と相 容。バーナルジョ イントで連結し た 5 台コンプレッ ションの行間照射シ ャール。 水深：999.7m 浮力：1.270t
A	N	S	
		引張り 454t 引張り 431t	
要 求 特 性	m	1470	1470
水 深	t	233	190
初期張力			272~313
運動半径	m	144	102
オペレーション時	m	244	147
飯 取 時	m	164	347
オペレーション時/水底光		9.8	8.5
飯 取 時/水底		16.6	26.9
最大ライン引張り力			
オペレーション時	t	389	313
飯 取 時	t	572	394
総(係留サイン)長/水底		1.94	2.10
			1.66~2.23
30年 (耐用年数) 価格		73.8	43.8
			90.0
			62.0

表 4.1.4.4 TLP の試作機・実機設計例の主要目・特性値
(文献 8)による)

特 性	設計例 DOT Deep Oil X-1 ⁽¹⁾ 試 作 機	Aker TPP ⁽²⁾ 機 念 設計	AMOCO VM ⁽³⁾ 機 念 設計	CONOCO TLP ⁽⁴⁾ 試 作 機
上部構造型式	3角型コラム・ワ ーバル	4角型コラム・ワ ーバル	4角型コラム・フ ーディング	4角型コラム・フ ーバル
係 留 方 式	鋼索・重力式アンカ ー	鋼索・パイル打込式 アンカー	ライザー兼用鋼索・ 骨組一体構造重力式 アンカー	鋼索・パイル打込式 アンカー
柱 排 水 量 (tonnes)	(630)	31,000	—	51,700
上部構造重量 (tonnes)	435	30,000	(16,950)	35,000
起初緊張力 (tonnes)	—	8,000	—	12,500
甲 板 寸 法 (m)	一辺 36.6	67.2×64.0	48.8×48.8	78.0×74.0
上部構造全高 (m)	20.1	63.5	64.9	64.5
作業時水深 (m)	—	31.0	36.3	30.0
設置水深 (m)	71	(300/1,000)	(230~910)	147
コ ラ ム 数	3	4(主)+2(副)=6	4	5(主)+2(副)=8
主コラム外径 (m)	3.0	14.0	9.1	14.6
没水浮力体数	3(主)+3(副) =6(水平円型)	2(水平箱型)	4(筒型円型)	4(水平箱型)
没水浮力体寸法 (m)	1.5φ(主)、0.9φ(副)	11.0(高)×8.5(幅)	18.2φ	11.5(高)×7.5(幅)
係留脚柱数	2×3=6	5×4=20 (3×4=12)	—	3×4=12
係留脚柱部	IWRC (鋼索)	PWS (鋼索)	円 管	厚肉円管
係留脚柱寸法	索外径 7.3 cm	形 規 格 7 mm 索綱本数 360 (400)	外径 47.3 cm	23.0 cm (外径) 7.5 cm (寸法)
係留脚柱轉動性 (tonnes)	—	1.45×10 ⁶	—	9.36×10 ⁶
起初緊張力/上部構造重量	—	0.26	—	0.22
起初轉動性/上部構造重量	—	187	—	232

表 4.1.4.5 各種 TLP concept の分類 (文献 9) による)

概 念 図	①	②	③	④
	垂 直	垂 直	垂 直	垂 直
	強度部材	強度部材	強度部材	強度部材
	鋼索, 鋼線, 鋼管など	鋼 索	鋼 索	鋼索, 鋼線, ロッド, 鋼管など
そ の 他	バラストタンク付アンカー, バイル併用	シンカー	バ イ ル	シンカー
	○アンカー設置は比較的容易 ○レグ損傷時の安定性及び移動性は良い ○北海輸送用の試設計例 (LR認定済) 排水量 31000t 係留索 16本-φ178mmワイヤ ○海上実験 (Deep Oil X-1) 実施済み 排水量 435t, L37m, H20m 水深 61m	○レグ損傷時の安定性及び移動性は良い ○試設計例 L/B=80~90m 水深 152~503m 16~24本ワイヤ使用 初期張力 1000t ワイヤ ○初期の材料係留方式を、垂直係留方式に再設計	○レグ損傷時の安定性及び移動性は良い ○係留索の途中に、自動切離し装置を有する	○SBB (Submerged Buoyant Basement) 方式
	Deep Oil Technology (米)	ARGE TLP (独)	Texasco Development Corp. (米)	Jersey Production Research Co. (米)
	⑤	⑥	⑦	⑧
概 念 図				
	垂 直	垂 直	斜 の	斜 の
	強度部材とライザー管を兼用	強度部材	強度部材	強度部材
	ライザー管 (鋼管)	鋼索+浮遊したライザー管	鋼 索	伸縮性円筒浮力部材 (ロッド)
	アンカー, バイル併用	バ イ ル	ア ン カ ー	浮遊シンカー
そ の 他	○レグ損傷時の安定性は良い ○試設計例 排水量 30000t 係 留 32本-外径473mmパイプ ○ライザーの振動 (フラッタ) を減ずるため、心出し部材を利用	○レグ損傷時の安定性及び移動性は良い ○強度部材としては、鋼索を用い、ライザー管は浮遊させておく	○SBB方式 ○海上実験実施済み 排水量 124t 水深 30m 係留索 6本-25mmワイヤ	○SBB方式 ○レグ部材として、伸縮性の円筒浮力部材を使用
	AMOCO, Standard Oil Co. (米)	Pan American Petroleum Corp. (米)	Inter Continental Marine Development Ltd. (英)	California Research Corp. (米)

表 4.1.4.6 Stevin, Stevfix, Stevmud Hook
アンカーの把駐力
(カタログによる)

アンカー・タイプ*	底質	把駐力係数
STEVIN	Sand	28
	Mud	18
	Hard soil	17-32
STEVFIX	Sand	40
	Mud	25
	Hard soil	40
	Very soft mud	40 ^{*注}
STEV Mud	Mud	35
HOOK	Sand	50
	Mud	40
	Hard soil	60

*注 Mud adapter と付加しの場合

表 4.1.4.7 Delta アンカーの把駐力
(カタログによる)

Anchor weight kilo pounds	Dimensions in millimeters								Holding power tons
	A	B	C	D	E	F	G	H	
120 (265)	1250	683	1488	36	25	30	30	30	2-4 tons
420 (925)	1800	988	2878	52	38	35	35	35	6-8 tons
550 (1210)	2000	1088	2388	52	38	35	35	35	10-12 tons
700 (1550)	2150	1167	2478	52	38	35	35	35	12-14 tons
1000 (2200)	2500	1368	2878	65	40	770	18-20 tons		
1350 (3000)	2800	1525	3238	70	45	850	23-25 tons		
1850 (3830)	3000	1814	3400	80	50	900	28-30 tons		
1800 (4000)	3120	1703	3580	80	50	950	30-32 tons		
2250 (5000)	3250	1772	3738	90	50	980	38-40 tons		
2750 (6000)	3500	1900	3870	90	55	1080	42-45 tons		
3250 (7000)	3700	2018	4250	90	65	1120	50-55 tons		
4000 (8800)	4000	2177	4600	100	70	1220	60-70 tons		
5500 (12000)	4500	2425	5175	110	75	1350	78-80 tons		
7000 (15480)	4800	2583	5584	125	85	1450	88-120 tons		
10000 (22000)	5400	2940	6300	140	105	1650	120-150 tons		
13500 (30000)	6000	3250	6900	150	115	1850	150-200 tons		

or any intermediate weight

表 4.1.4.8 Baldt, Pool, Beyers, C.Q.R., Stock, LWT, Danforth, Delta, Stevin アンカーの把駐力
(カタログによる)

		Dry soil				Soil with 1 foot of water			4.5 mtr water in flood current		
		G	N	D	%	N	D	%	N	D	%
Baldt	1600	7.1	3.6	31.3	6.25	5.6	24.0				
Pool	1000	6.4	4.6	29.6	6.0	4.0	26.6				
Beyers	1084	3.5	4.4	66.0	4.0	3.4	34.0				
C.Q.R.	400	10.0	3.6	18.0	12.0	4.8	33.3				
Stock	1035	6.0	2.6	55.0	5.4	3.0	21.4				
LWT	1450								15.2	10.3	27.2
Danforth	45	38.0	5.0		56.0	4.8					
Danforth	900	15.1	5.2	29.4	11.1	5.0	31.0		14.7	11.5	38.0
Delta „B“	50	16.0	3.4		15.0	2.4					
Delta „b“	1000	13.6	6.0		18.0	5.2	16.6		23.6	12.3	12.6
Delta „ts“	1350	19.5	6.4		14.6	6.0	20.0		14.8	14.0	11.5
Stevin 30°	950				17.0	5.2					
Stevin 32°	950				15.5	6.2	24.6		33.6	10.5	31.0 ¹⁾
Stevin 36°	950	23.5	5.8	14.6	16.2	6.6	29.1		22.5 ²⁾	8.0	37.5
Stevin 40°	950	22.3	5.8	13.4							

G = anchor weight in kg.

N = holding efficiency = $\frac{\text{holding power}}{\text{anchor weight}}$

D = drag in meter

¹⁾ = Breaking out in % of holding power

(the measurements of the breaking-out power of the Stevin anchor happened with stormy waves in 4.5 mtr water, so is not very reliable)

²⁾ = Test stopped due to wire break

表 4.1.4.9 Stockless, Stato の把駐力 (文献 14) による)

Test	Site	Anchor	Anchor Weight (lb)	Anchor Load (lb)	Effective Moorings Load (lb)	Anchoring (Anchor Alone) - Efficiency	(Peak Load) Anchor Drag Distance (ft)	Chain Efficiency ^{b,c}	Remarks
(a) Stockless Anchor									
1/5	San Diego Site 1 Fine Sand	Stockless - SK	5,950	>35,000	>49,438	>8.3 (5.9)	12	2.2	1/5 - chain connector
2/5		35°J-F; Stab.	5,950		88,200	14.8	50	--	ported; load built
3/5			5,950		84,100	14.1	22	--	quickly; anchors held
1/4		Stockless - SK	5,350	20,000	43,119	8.1 (3.7)	21.7	3.5	Anchor held errat-
3/4		48°J	5,350		34,545	6.4	6.9	1.0	ically with drag
2/4			5,350	17,800	28,013	5.2 (3.2)	43.3	(1.0)	
1/13		Stockless - SK	11,370	51,500	70,340	6.2 (4.5)	9.1	2.3	Anchor held stably
		35°J-F; Stab.							during drag
2/13		Stockless ^d - SK	11,370		65,972	5.8	11.5	2.8	
		35°J-F; Stab.			76,640	6.7	29.4		
1/20		Stockless - SK	5,950	51,500	148,463	>11.0 (8.6)	27	2.6	(Shank-to-shackle)
2/20		35°J-F; Stab;	5,950	53,800	133,676	9.9 (9)	23.1	2.6	
		Tandem							
1/21			5,950	44,500	128,773	9.6 (7.8)	25.2	2.0	(Crown-to-shackle)
2/21			5,950	56,500	131,705	9.8 (9.4)	25.6	2.1	
1/22			5,950	50,000	129,947	9.7 (8.4)	25.7	1.8	(Grounding-to-shackle)
9	Indian Island Mud	Stockless - SK	5,950	20,600	40,952	4.8 (3.5)	57.3	0.9	(10-1/2/13) ^e
10		48°J-F; Stab.	5,950	19,600	40,873	6.9 (3.3)	65	(0.8)	(12-1/2/14) ^e
13		Stockless - SK	5,950		23,760	4.8	45	(0.8)	(5-1/2/8) ^e
14		48°J; Stab.	5,950		26,465	4.1	--	(0.8)	(6/8-1/2) ^e
7		Stockless - SK	11,370	35,900	57,427	>5.1 (3.1)	41.3	0.8	(16/20) ^e
		48°J-F; Stab.							
8		Stockless - SK	11,370	30,300	39,900	3.5 (2.7)	47.4	0.9	(13/16) ^e
		48°J; Stab.							
21		Stockless - SK	10,500		32,031	3.1	43.5	(1.1)	
		48°J;							
11		Stockless - SK	5,950	27,000	61,656	>4.6 (4.5)	58	(0.8)	(Shank-to-shackle)
12		48°J-F; Stab;	5,950	22,000	77,352	3.7 (3.7)	89.2	(0.8)	(Crown-to-shackle)
		Tandem							
1	Guam 0-7 ft mud over corally sand	Stockless - SK	5,950	21,000	36,667	5.8 (3.5)	14.9	(0.8)	5-7 ft mud
2		48°J-F; Stab	5,950	56,000	87,866	11.4 (9.4)	35.7	(0.8)	No mud
20		Stockless - 20K	22,000		120,500	5.5	21.6	(0.8)	5-7 ft mud
21		48°J-F; Stab	22,000		101,600	4.8	42.7	(0.8)	
22		Stockless - 20K	22,000		117,600	5.3	32.3	(0.8)	<2 ft mud
23		48°J; Stab	22,000		121,500	5.5	24.7	(0.8)	
(b) STATO Anchor									
1/8	San Diego Fine Sand	STATO - 1K	1,070	7,000	15,532	14.5 (6.5)	6	3.4	Anchor rotated at 6
		35°J, 16" Stab							ft
2/8		STATO ^f - 1K	1,070	11,500	15,818	14.9 (10.7)	5.5	1.4	Anchor rotated at
		35°J; 26"		12,000	18,465	17.2 (11)	23.9		peak load
1/14		STATO - 3K	3,000	31,000	67,386	19.1 (10.3)	19.3	3	Anchor rotated at
2/14		37°J; 34"	3,000	35,000	52,605	17.5 (11.7)	7.5	1.8	peak load
		Stab. (a)							
3/14		STATO ^f - 3K	3,000		35,133	11.7	11.4	3.2	Anchor rotated, held
		37°J; 52" Stab		40,000	58,492	19.5 (13.4)	29.8		erratically
4/14		STATO - 3K	3,000	44,700	85,415	28.5 (21.6)	39.8	2.9	Anchor held stably
		31.5°J; 52" Stab							
5/14		STATO - 3K	3,000		48,997	16.3	11.5	3.1	Anchor rotated at
		31.5°J; 34" Stab. (a)							peak load
1/19		STATO - 6K	6,000	105,000	132,762	22.1 (17.5)	25.5	2.3	Anchor rotated at
2/19		32°J; 44"	6,000	72,500	93,192	15.5 (12)	13.6	3.6	peak load
3/19		Stab. (a)	6,000	68,000	94,094	15.7 (11.3)	13.8	3.7	
1/24	San Diego Site 2 1-3 ft mud over fine sand	STATO ^f - 3K	3,000	44,400	59,008	19.7 (14.8)	16.6	1.4	Anchor embedded
		31.5°J; 52" Stab		42,500	50,625	16.9 (14.2)	30.2		quickly then held
									erratically after
2/24			3,000	59,498	19.8	9.4	(1.4)		peak load
3/24			3,000	52,500	70,913	23.6 (17.5)	12.5	1.3	
1	Indian Island ^f Mud	STATO - 1K	1,070	14,600	21,650	20.2 (13.6)	47.4	0.8	Anchor embedded
		50°J; 26" Stab (a)							quickly; began to
									rotate at 40-ft drag
23		STATO - 3K	3,500	37,000	73,503	21.0 (10.5)	58.2	1.4	Anchor held stably
		48°J; 52" Stab							(15/19) ^g
25		STATO - 6K	6,600		107,198	18.2	45.6	1.6	Anchor rotated
		50°J; 44" Stab (a)							steadily during
									embedment
									(18-1/2/22) ^g
14	Guam ^f 0-7 ft mud over corally sand	STATO - 3K	3,500	14,000	15,925	4.55 (4)	45.6	0.9	No mud
		50°J; 52" Stab							
15		STATO - 3K	3,500		56,312	16	42.6	0.9	No mud
16		32°J; 52" Stab.	3,500	44,000	60,200	17 (12.5)	26	1.0	Tested w/100' wire
									at shank; no mud
		STATO - 6K	6,600	45,000	48,500 ^h	>7.7 (6.8)	42.4	0.9	5-7 ft mud;
		34°J; 67" Stab							1ft extended stabilizer
									broke and caused roll
19		STATO - 6K	6,600		105,700	16		0.8	1-2 ft mud
		32°J; 44" Stab (a)							
3		STATO - 1K	1,070		17,332	16.2	49.3	0.6	5-7 ft mud, extended
		50°J; 40" Stab.							stabilizer broke
									during test

*Total deck load alone (chain efficiency x chain weight on surface).

^bParanthetical values were estimated.^cBased on in-water weight.^dAnchor had two peak loads.^eIndicates penetration of crown/fluke tip in foot.^fAll STATO anchors at Indian Island, and Guam had mud palms.

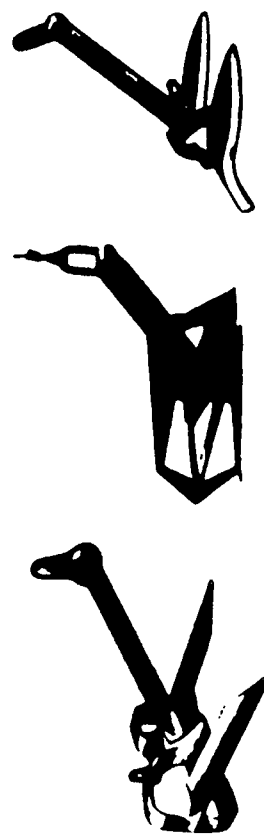
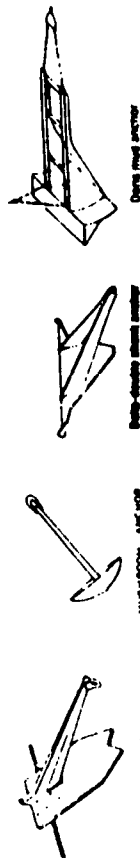
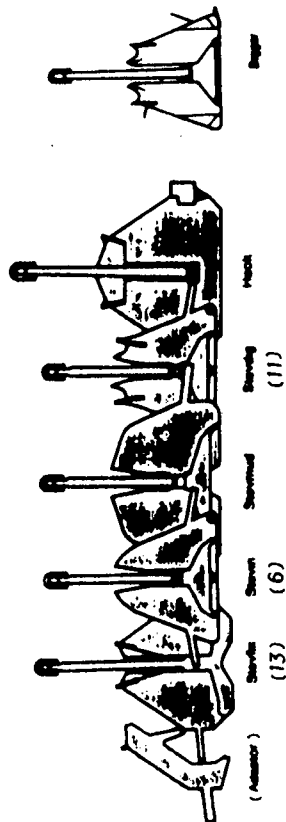
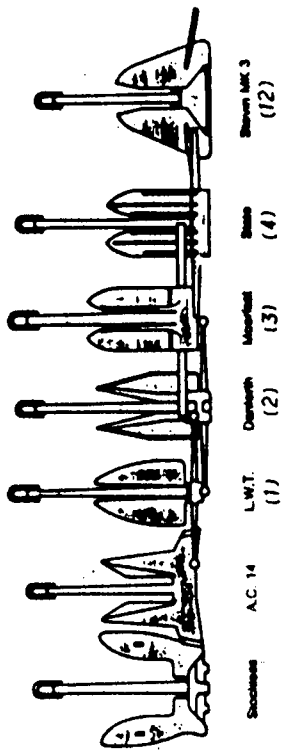
NOTES:

J = fixed open flukes

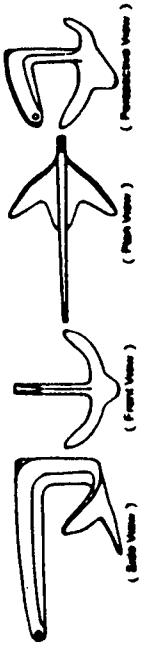
(a) = normal stabilizer length

Stab = anchor fabricated with stabilizers

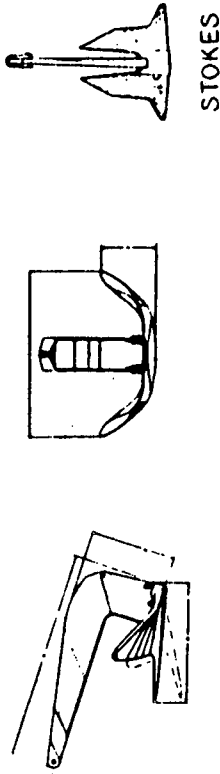
J = fluke angle



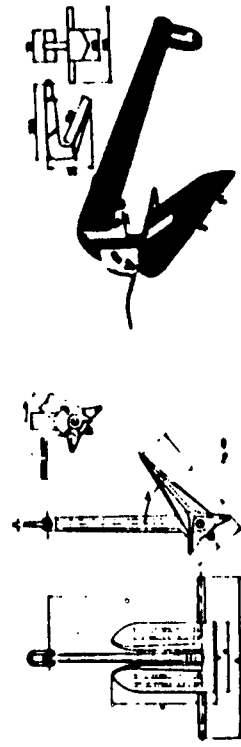
FLIPPER-DELTA (17) SNUG-STOWING



BRUCE (9)



BRUCE TS (10)



OFFDRILL (8)

KC-RIG5 (Absolute-roll-stable stable-fluke member)

図 4.1.4.1 引摺型アンカー (注: アンカー名の下の数字は表 4.1.4.1 に対応)

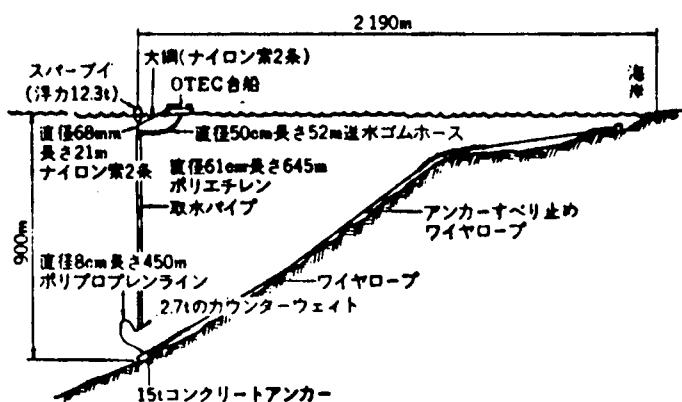


図 4. 1. 4. 2 Mini-OTEC の係留システム
((文献 7) による)

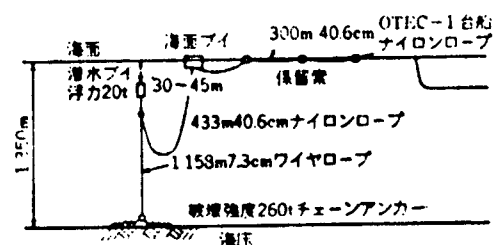


図 4.1.4.3 OTEC—1 点係留システム
(文献 7) による)

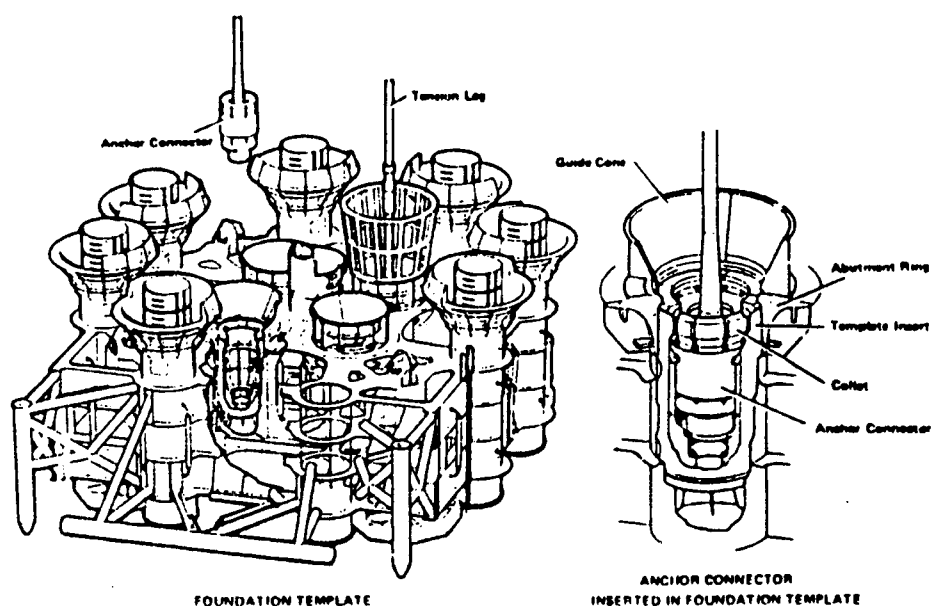
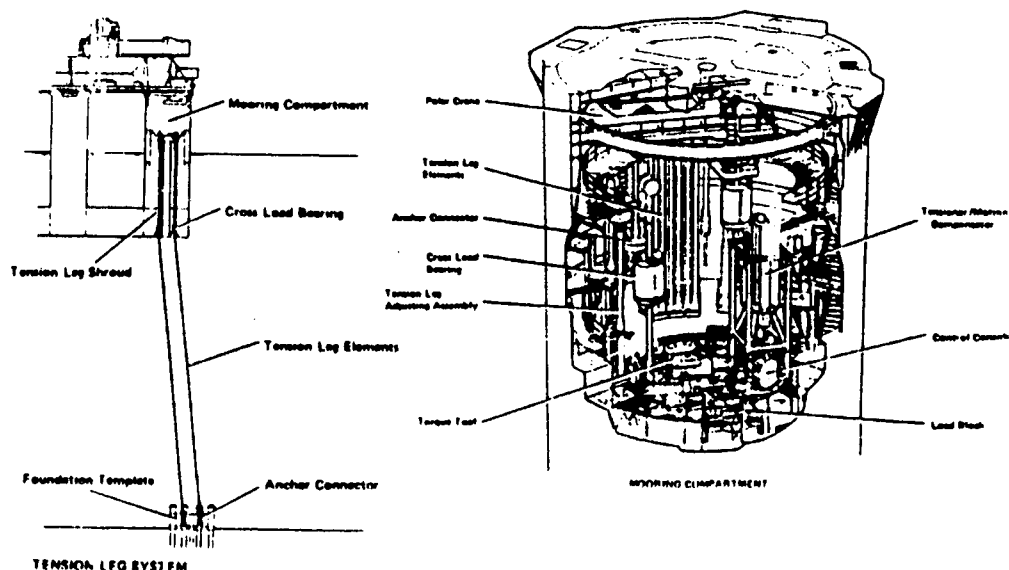


図 4.1.4.4 CONOCO 社の Hutton Field TLP の係留システム
(文献 10) による)

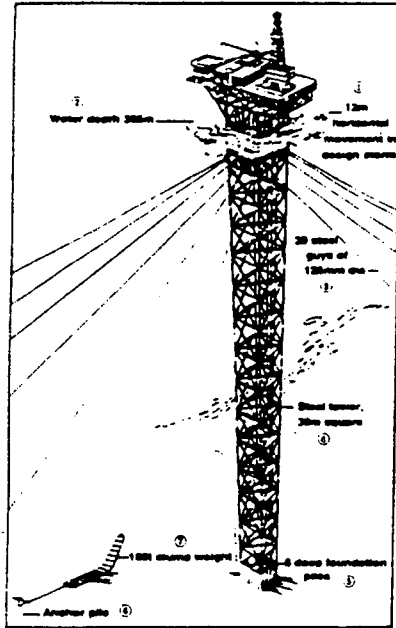


図 4.1.4.5 Exxon 社のガイドタワー概要図
(文献13)による)

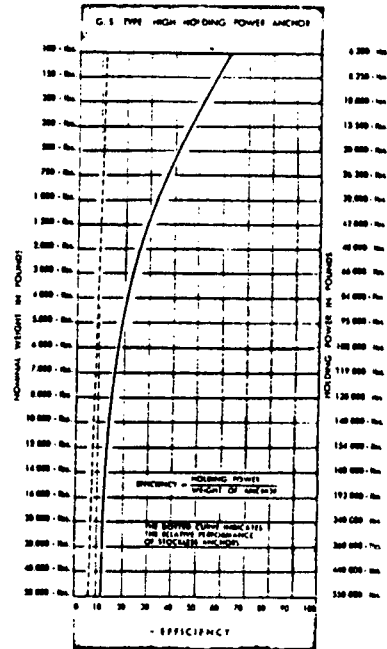
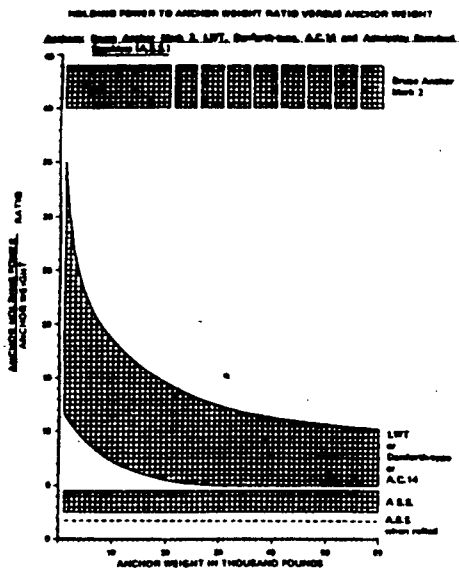


図 4.1.4.6 Danforth アンカーの把駐力
(カタログによる)



Anchor Weight	Typical Holding Power—Ratio* (Cable angle = 90° or less)		
	LWT/Danforth-type	Bruce Mark 2	Steel
4,000 lb	—	—	30
—	—	2,000 lb (11,000 kg)	80
20,000 lb	—	—	110
—	—	8,000 lb (42,000 kg)	200
30,000 lb	—	—	190
45,000 lb	—	—	275
—	—	14,331 lb (65,000 kg)	570
60,000 lb	—	—	280
—	—	10,000 lb (45,000 kg)	370

Notes:

1. The spread of efficiency for a given anchor weight reflects the effect of good or poor holding ground (for example, firm sand or soft mud).
2. The efficiency of the Bruce anchor is constant throughout the range giving a holding power advantage which increases with increasing anchor weight. Hence, a 14,331 lb Bruce anchor Mark 2 can out-perform LWT or Danforth-type anchors in the range 45,000 lb to 60,000 lb.
3. The continuous portion of the efficiency curves for the Bruce anchor Mark 2 is that for the range of anchors presently available. The discontinuous portion indicates the potential of the design.

図 4.1.4.7 Bruce, LWT, Danforth, AC14, A.S.S. アンカーの把駐力
(カタログによる)

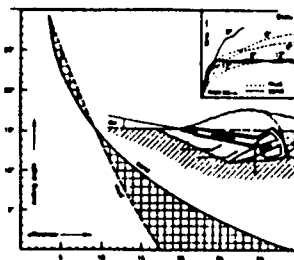


図 4.1.4.8 Stato アンカーの把駐力
(カタログによる)

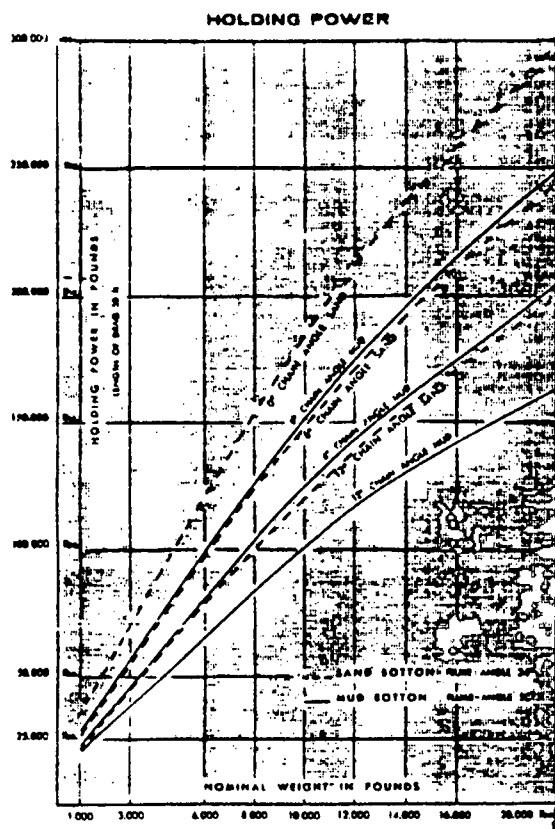


図 4.1.4.10 Offdrill アンカーの把駐力
(カタログによる)

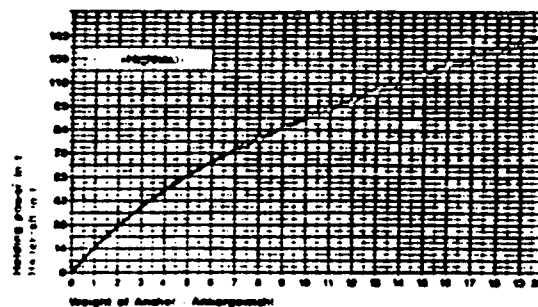


図 4.1.4.9 AC 14 アンカーの把駐力
(カタログによる)

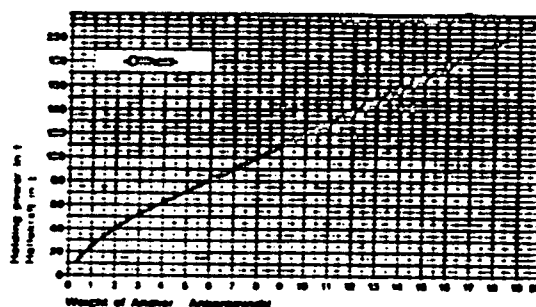
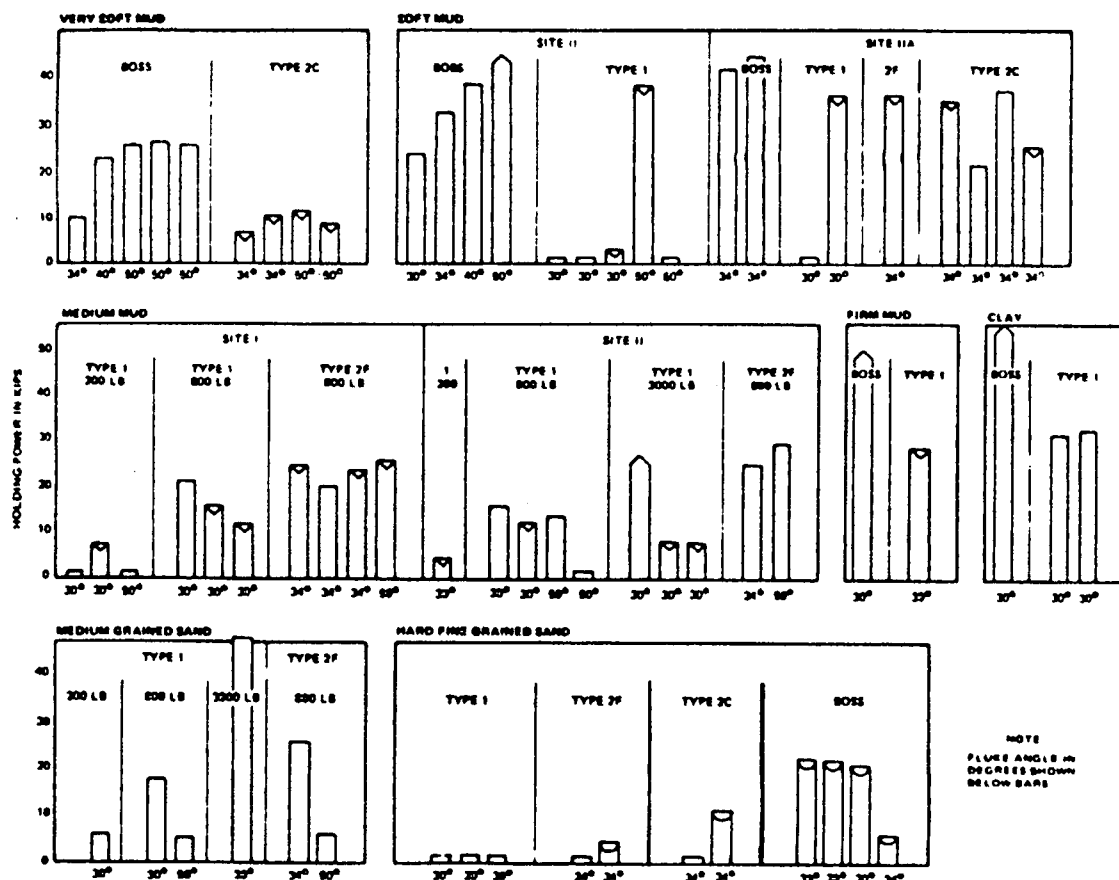


図 4.1.4.11 Danforth アンカーの把駐力
(カタログによる)



注：TYPE 1：LWTタンカー
TYPE 2：Stato アンカー

図 4.1.4.12 LWT, Stato, Boss アンカーの把駐力
(文献15)による)

参 考 文 献

- 1) 翁長 一彦：アンカーの把駐性能，船舶 Vol.40 №12，1967
- 2) 本田啓之輔：現用商船アンカーの把駐性能，船舶 Vol.43 №7，1970
- 3) Peter G. S., et. al : DEEPWATER HIGH CAPACITY MOORINGS, OTC 4050, 1981
- 4) H. CLARKSON & COMPANY LTD. : THE OFFSHORE DRILLING RESISTER, A Directory
of Self-Contained Mobile Sea-going Rigs, 1982
- 5) 1981-82 Directory of Marine Drilling Rigs, OCEAN INDUSTRY, Sep. 1981
- 6) James G. Wenzel : MINI-OTEC AND DAM-ATOLL WAVE ENERGY SYSTEM, UJNR 11th
Joint Marine Facilities Panel, May 1982
- 7) 長崎 作治：海洋浮遊構造物の係留設計，山海堂，昭和56年6月
- 8) 米家 卓也：大水深用石油掘削・生産プラットフォームとしてのTension Leg Platform (TLP)について
(その1 開発研究の概要と展望)，日本海事協会会誌 №174, 1981
- 9) 片山正敏ら：減衰装置付テンション レグ プラットフォームの波浪中応答解析，三菱重工技報 Vol.18
№3, 1981
- 10) Jeff Tetlow : Hutton TLP Mooring System, OTC 4428, 1982
- 11) Lyle D. Finn, et. al : FIELD TEST OF A GUYED TOWER, OTC 3131, 1978
- 12) 片山正敏ら：大水深向揺動型プラットフォームの波浪中応答，第5回海洋工学シンポジウム，日本造船学会，
昭和56年1月
- 13) 画期的なプラットフォーム プロジェクト，OCEAN AGE 1981年11月 (GUYED TOWER FOR GULF
OF MEXICO, OFFSHORE ENGINEER, April 1980)
- 14) Robert J. Taylor : PERFORMANCE OF CONVENTIONAL ANCHORS, OTC 4048, 1981
- 15) R. W. Beck : Anchor Performance Tests, OTC 1537, 1972

4.1.5 高把駐力アンカー

(1) 高把駐力アンカーの種類

昨年度の調査結果と「4.1.4 海底土質及び把駐力」の調査結果より、高把駐力アンカーとしては、次のようなアンカーがあげられると思われる。

- (a) 特殊型アンカー：Bruce, Bruce TS, Stevin, Stevin MKIII, Stevfix, Stevmud, Hook (引摺型)
- (b) 重量型アンカー(シンカー)
- (c) 埋設型式アンカー：自己埋設型, 埋設型

上記のアンカーの中で装備実績の多いのは、特殊型アンカー、重量型アンカーと埋設型の埋込型アンカー、杭型アンカー、さく孔型アンカーである。

(2) 各種高把駐力アンカーの深海係留への適用性¹⁾

使用するアンカーを決める際に、設置場所の海底土質とアンカーの把駐性能との関係、据え付け工事の難易、コスト等が重要な要素であることは、浅海係留と深海係留とで同じであるが、深海係留では据え付け工事の難易、コストがより重要な要素となる。

OTECの係留計画で行なわれた各種アンカーの深海係留への適用性の検討結果を表4.1.5.1に示す。表4.1.5.1より、海底土質がソイルの場合は重量型アンカー(シンカー)が、ロックの場合は杭型アンカー、さく孔型アンカーが適しているといえる。しかし、セミサブ リグのように比較的短期間で移動する構造物では引摺型の特殊型アンカーが適していると思われる。

参 考 文 献

- 1) J. M. Atturio, et. al.: HIGH-CAPACITY, DEEP-WATER, FREE-FALL ANCHOR, OCEANS' 77

4.2 浅海係留と深海係留との相違点

4.2.1 係留諸元の実績にもとづく係留特性の推定

半潜水式リグの実績調査結果から、最大係留力を推定した結果を図4.2.1.1に示す。同図は表3.3.4に示した付図3をもとに、稼働水深に対応して実機に使用されている索鎖の径をプロットしたものである。近似的に全体係留系の最大係留力は、ライン本数を N とすると、同図の縦軸を $N/4$ 倍することにより求まる。多くの場合 $N=8$ であることから、最大係留力は $160\text{t} \sim 260\text{t}$ 程度と推定できる。

次に、係留ライン長さの実績を水深に対してプロットしたものを図4.2.1.2に示す。同図は表3.3.4に示した付図13をもとにしている。鎖係留の場合、全係留ライン長さから水上部のライン長さを引き去った後の水深相当の余長を考えれば、最大持上り長さの推定値と多くのライン長の実績は良く一致しているが、索係留の場合、実績は最大持上り長さ(水深に対応する所要最大カタナリーライン長さ)の推定値を下回っていることが多い。また、複合索鎖係留の場合、実績は索単独と鎖単独の中間にあり、複合索鎖の特徴がうかがえる。

以上の比較結果から、3.3.6項で述べた手法によって、係留系の初期計画を実施することは、ほぼ妥当であると考えられる。

なお、図4.2.1.1は船体動揺(水平)が $\pm 5\text{m}$ であると仮定した場合を示しているが、この $\pm 5\text{m}$ の船体動揺は最大波振幅 1.5m (波高: 3.0m)の波浪中に於る船体の水平動の応答倍率を約 0.4 とした場合に¹⁾対応している。

表 4.1.5.1 Comparison of Anchor Types for High Capacity
Mooring in Water Depths From 500 to 6,000m
(文献1)による)

Factors	Anchor Types			
	Drag	Plate	File	Deadweight
Technical Feasibility				
Fabrication	fair ^a	fair ^a	good	good
Transport	good	good	fair	fair
Installation	complex ^b	complex ^c	complex	simple
Short-Term Performance				
Uplift efficiency, soil ^d	fair	good	good	fair
Lateral efficiency, soil ^d	good	good	fair	fair
Performance in rock	NA	NA	good ^e	poor ^f
Loading direction limits	uni-	omni-	omni-	omni-
Number of anchors	several	several	several	one
Long-Term Performance				
Line abrasion	poor	poor	good	good
Repetitive load	fair	fair	poor	good
Cost Installed	high	high	high	moderate ^g
Overall Suitability				
On soil	poor	poor	fair	good
On rock	NA	NA	good	poor

^aCasting facilities not available for larger required sizes.

^bAccurate positioning and anchor setting required for multi-point moor.

^cBridling of flukes very difficult; launchers for larger flukes would require considerable development.

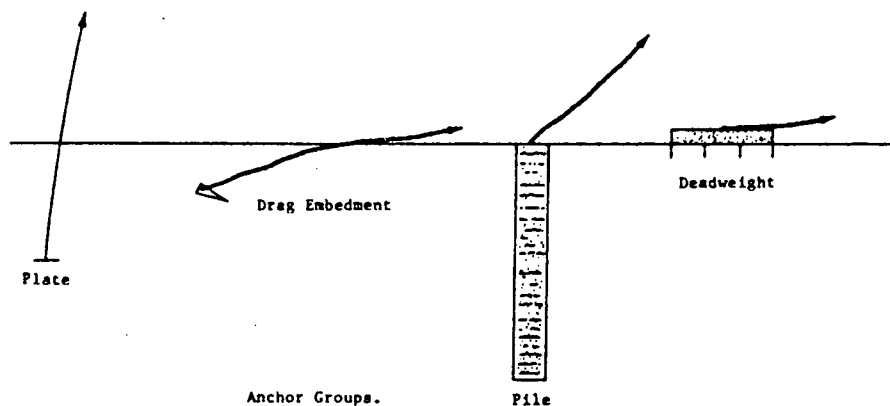
^dEfficiency = component of load capacity/air weight of anchor.

^eAssumes competent rock at seafloor.

^fFor deadweight replaced by controlled lowering; deadweights, if free-fallen, would be rated about the same, assuming damage to the anchor on landing can be minimized.

^gAssumes that free-fall emplacement is used.

Note: NA = not applicable.



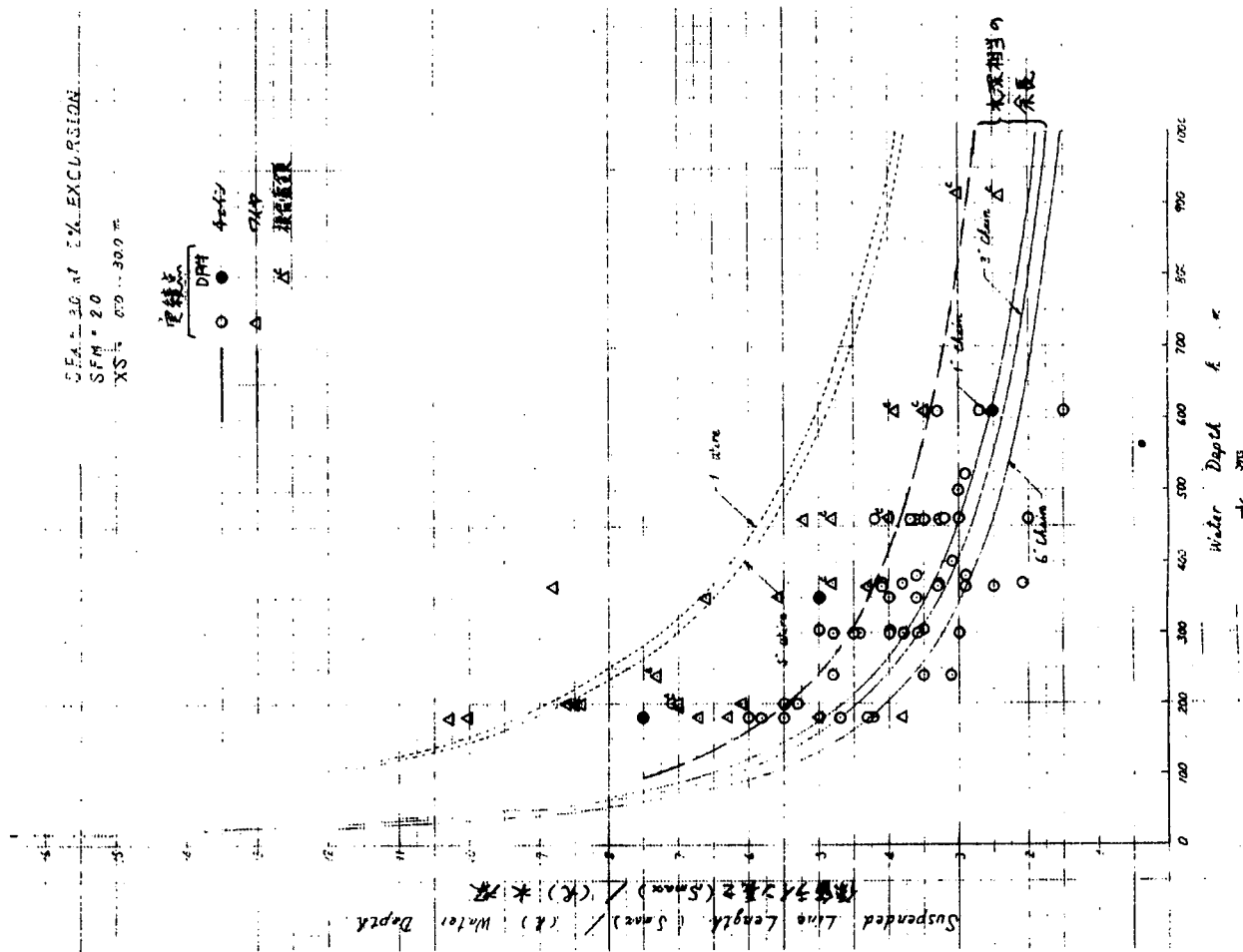


図 4.2.1.2 ライン長と水深の関係

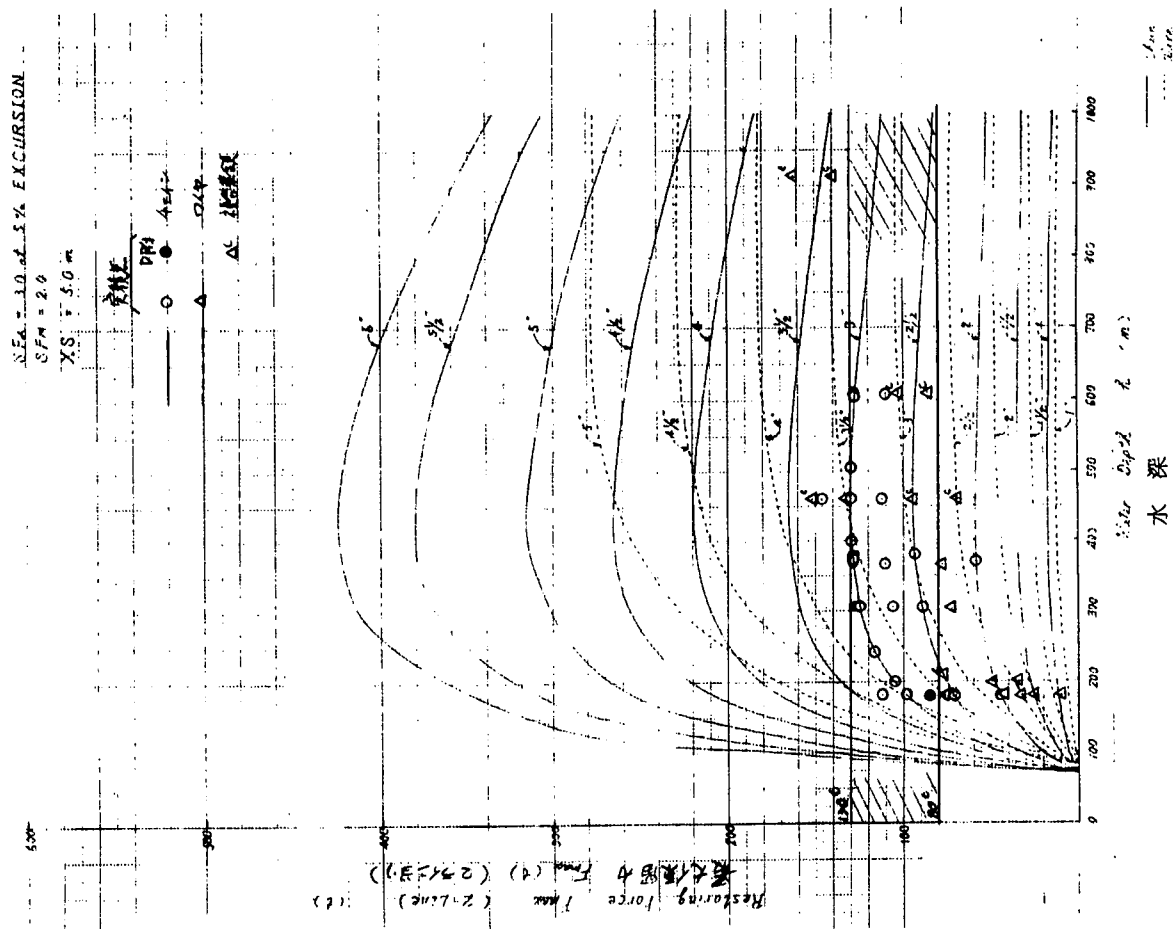


図 4.2.1.1 最大係留力と水深の関係

参 考 文 献

- 1) API RP2P ; API RECOMMENDED PRACTICE FOR THE ANALYSIS OF SPREAD MOORING SYSTEMS FOR FLOATING DRILLING UNITS, Draft Copy for Committee Use Only, 5/21/81

4.2.2 索鎖, アンカー以外の係留用要素機器

浅海係留と深海係留とで係留用要素機器に相違が見られるのは多点係留方式であり, TLP, ガイド タワー方式は本来, 深海係留用に開発されたものであるから, 浅海係留と深海係留との相違は多点係留方式についてのみ調査することとした。

なお, TLP, ガイド タワー方式については, それらの方式の特殊機器についても調査した。

以下に, その結果を述べる。

(1) 多点係留方式

水深増加の影響を最も受ける機器はウィンチとウィンドラスである。水深が増加すると索鎖も長くなり, 径も太くなるので大容量のウィンチ或いはウィンドラスが要求される。セミサブ リグに使用されているウィンチ, ウィンドラスの一例を図 4.2.2.1 に示す。

また, 水深が 450 m 以深ではワイヤとチェーンの複合索鎖方式が用いられることが多く, 複合索鎖用係留機器が要求される。複合索鎖用係留機器は大別すると, チェーンとワイヤの着脱をリグ上で実施する Disconnect system とチェーンとワイヤを恒久的に結合する Continuous system に分類される。Disconnect system と Continuous system の概念図と使用例を図 4.2.2.2 に示す。

(2) TLP 方式¹⁾

TLP 方式で使用される特殊機器は開発各社のデザイン毎に異なると思われる。CONOCO 社の Hutton Field TLP の係留システムを図 4.1.4.11 に示す。

(3) ガイド タワー方式^{2),3)}

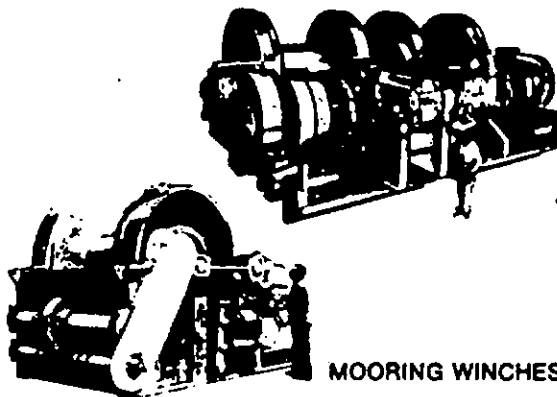
Exxon 社が実機設計のために行なった海上大型模型実験の模型に使用された特殊機器を図 4.2.2.3 に示す。クランプウェイトは, 中間ウェイトの重量を或る程度の長さに分布させることにより, 急激な持上がりによる衝撃的な張力の発生を防止するためのものである。

参 考 文 献

- 1) Jeff Tetlow : Hutton TLP Mooring System, OTC 4428, 1982
- 2) Lyle D Finn, et.al : FIELD TEST OF A GUYED TOWER, OTC 3131, 1978
- 3) 片山正敏ら : 大水深向揺動型プラットフォームの波浪中応答, 第 5 回海洋工学シンポジウム, 日本造船学会,

昭和 56 年 1 月

COMBINATION WINCH/WINDLASS UNITS FOR DRILL RIGS



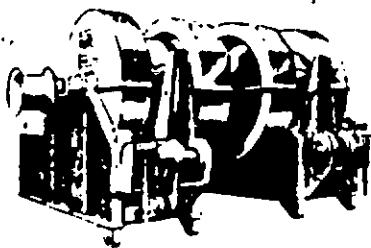
MODEL NO.:	ETW-300/44	DMW-250/32
Drum Size		
Flange Diameter	118"	94"
Barrel Diameter	53"	40"
Barrel Length	78"	62.5"
Maximum Cable Size	3"	2 1/2"
Cable Capacity	6,000' of 3"	3,000' of 2 1/2"
Number of Drums	2	2
Chain Size	2 1/4"	2"
Number of Wildcats	2	2

MOORING WINCHES FOR DRILL RIGS

MODEL NO.:	ETW-350	ETW-300	AED-295	DMW-250	DMW-150
Drum Size					
Flange Diameter	128"	118"	100"	94"	74"
Barrel Diameter	53"	53"	45"	40"	30"
Barrel Length	84.5"	78"	52.5"	69.5"	46"
Maximum Cable Size	3 1/2"	3"	2 1/4"	2 1/2"	2 1/4"
Cable Capacity	5,000' of 3 1/2"	6,000' of 3"	3,800' of 2 1/4"	5,000' of 2 1/2"	3,130' of 2 1/4"
Number of Drums*	1 or 2	1 or 2	1 or 2	1 or 2	2

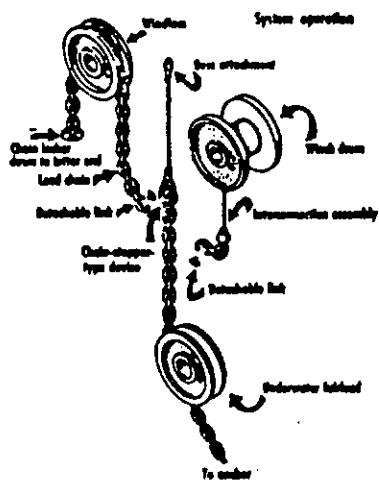
*Two drum units are arranged in a side-by-side configuration.

MOORING WINDLASSES FOR DRILL RIGS

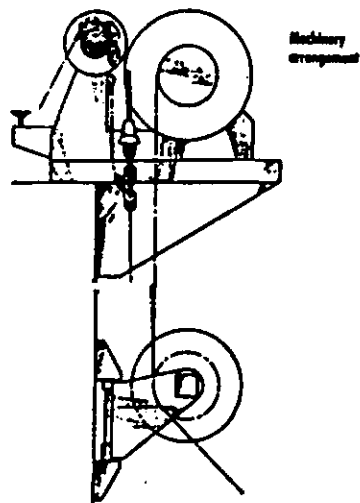


MODEL NO.:	WMD-48	WMD-44	WMD-48HD	WMD-52	WMD-60
Chain Size	3"	2 1/4"	3"	3 1/4"	3 1/4"
Brake Holding Power-Pounds	1,080,000	800,000	1,215,000	1,215,000	1,090,000
Still Pulls Up To-Pounds	535,000	450,000	678,000	680,000	957,000
Releaseable Chain Stopper	Yes	Yes	Yes	Yes	No
Wildcat Dog	No	No	No	No	No
Number of Wildcats	1 or 2	1 or 2	1 or 2	1 or 2	1

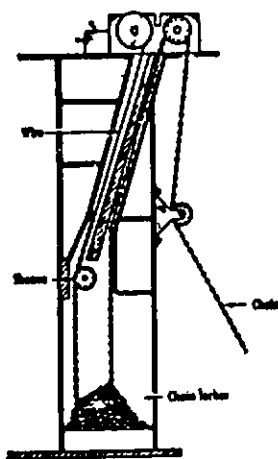
図 4.2.2.1 リグ用ウインチ, ウインドラス



Disconnect system 概念図



Disconnect system 図例



Continuous system 概念図



Ocean Ranger 使用例

図 4.2.2.2 複合索鎖用係留機器

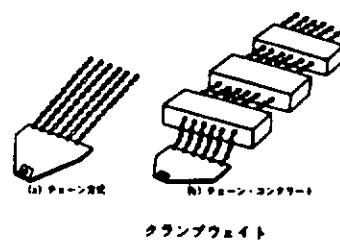
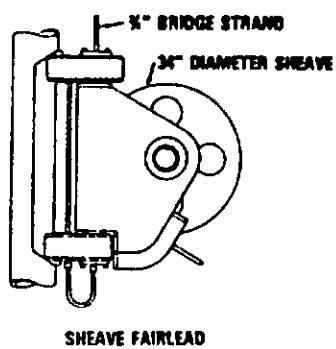
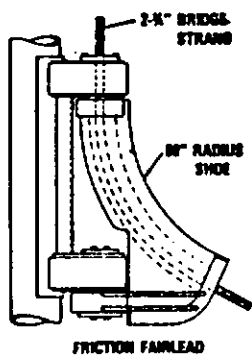


図 4.2.2.3 ガイドタワーの係留用特殊機器
(文献2)3)による)

4.3 索

4.3.1 鋼索の構造とその特性

前年度は、索の構造とコーティングの概要について調査したが、本年度は鋼索（以下ワイヤロープという）の中で、特に非自転索に重点をおき、その種類等について調査した。

(1) 非自転索とは

鋼線を一定のピッチで捻り合わせたワイヤロープは、一般に張力が負荷されると捻りが戻る方向に回転しようとする力が働く。これをワイヤロープの自転力という。クレーン等で荷を吊り上げるとき、ワイヤロープを1本で吊ると、吊り荷が回転するし、2本掛以上の複数本で吊ると高揚程では、ワイヤロープがからみ合い現象が見られるが、これらはいずれもワイヤロープの自転力によるものである。このワイヤロープの自転力は、ワイヤロープのキンクの発生と密接な関係があり係留ケーブルの様に長尺で使用する場合にも重要な問題となる。

この様なワイヤロープの自転力をできるだけ小さくするために特別に設計されたワイヤロープとして非自転索がある。

(2) 非自転索の種類

非自転索の種類とその構造を図4.3.1に示す。

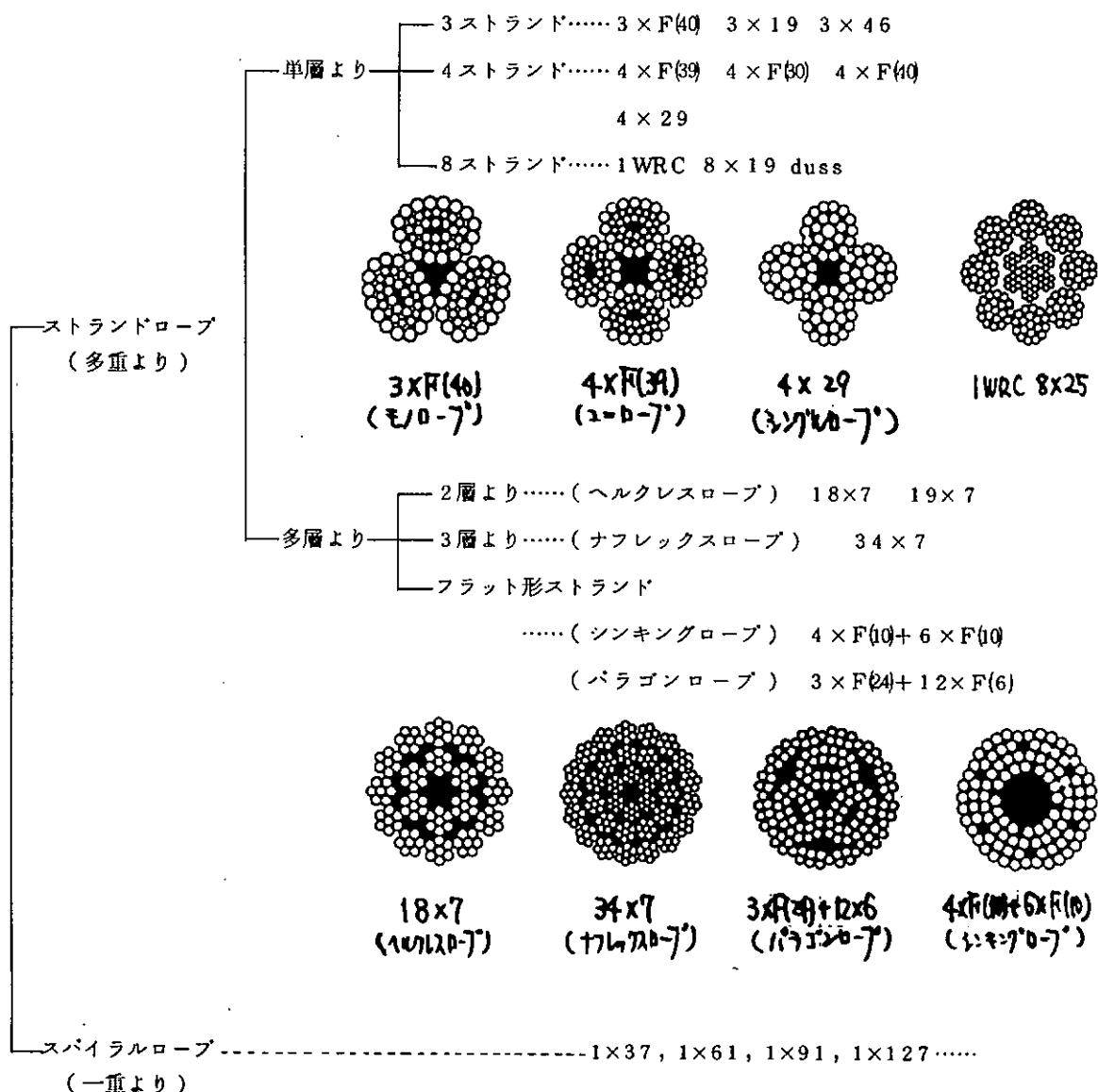


図4.3.1 非自転索の種類

単層ストランドロープの場合には、3ストランド、4ストランドロープが主体であり、これらのロープは、ストランドとロープのより方向を逆にし、かつ、夫々のよりの長さ（以下ピッチという）を調整することによってその回転力を相殺させて、ロープの自転力を小さくしている。この3ストランド、4ストランドロープは非自転性にすぐれ、かつ形くずれを生じにくいことから、日本における非自転索の主流となっており、製造メーカーが独自の商品名で市場に出している。例えば、ユニロープ、モノロープ、シングルロープ等と呼ばれている。これらのロープは構造も多少異っているが、いずれもクレーンの巻上索や送電線工事の延線ワイヤとして好成績をあげている。外国では、アメリカのU. S. Steel 社が深海係留など海洋ケーブルとして、3ストランドロープ（3×19、3×46）のTorque-Balanced Rope を推奨している。

単層ストランドロープには、8ストランドロープもあるが、これは主としてアメリカでSpin-Resistant Rope と呼ばれ、クレーンの巻上索に使用されているが非自転性はあまり良くないと言われている。

多層よりストランドロープは、ストランドが2～3層より合わされたもので、各層のより方向とピッチによって夫々の回転力を相殺し、全体のロープとしての自転力を小さくしている。

このロープでは、2層よりのヘルクレスロープ、3層よりのナフレックスロープが主体で、この他ストランドがフラット形になっているシンキングロープ、バラゴンロープなどがある。

多層よりストランドロープは、理論的にも非自転性が得られ易い構造であるが、反面、構造が複雑であるためロープの形くずれが生じ易く使用中のトラブルの発生が多いのが欠点である。しかし、単層ストランドロープよりも柔軟性が良く取扱い性が良いことから、欧米ではクレーンの巻上索などに多層ストランドロープが主流として使用されている。

一重よりのスパイラルロープでも各層のより方向とピッチを選ぶことによって理論的に非自転に近いものが得られる。しかし、スパイラルロープは、主として静索として使用されるもので、非自転索としての使用例はない。

(3) 非自転索の規格

日本におけるワイヤロープの規格としては、JIS G3525やJSSC（日本鋼構造協会）規格の他、NKなど船級協会の規格があるが、いずれの規格にも非自転索は含まれておらず、非自転索の規格は各製造メーカーの仕様に依っている。

しかし、欧米の主要国では非自転索を規格で定めている。外国の規格と非自転索の種類を表4.3.1に示す。

表4.3.1. 外国の規格と非自転索の構造

国 名	規 格	構 造	国 名	規 格	構 造
(共通)	ISO 2408-1973	・17×7, 18×7, 19×7	ド イ ツ	DIN 3069-1972	・18×7
		・34×7, 35×7		DIN 3071-1972	・34×7
		36×7, 37×7		DIN 3070-1972	・4×F(10)+6×F(10)
アメリカ	FS RR-W-410 _C	・18×7,	ノルウェー	N S 5216-1972	・18×7
	API 9A-1976	・18×7, 19×7			
イギリス	BS 302-1968	・17×7, 18×7	ソ 連	GOST 7681-66	・18×7
		・34×7		GOST 7682-55	・19×36
		・3×F(24)+12×F(6)		GOST 7683-55	・34×7
				GOST 16827-71	・18×WS(36)
				GOST 16828-71	・6×WS(36)+12×7

(4) 非自転索の自転特性

ワイヤロープの自転特性は、荷重に対する回転角と自転トルクの大きさによって示されるが、通常非自転索と言われるロープでも完全な非自転性ではなく、若干の回転は存在し自転トルクも有している。一般のロープと区別して、どの程度の自転性能を有しているロープを非自転索と呼ぶかについては明確ではないが、製造メーカの技術資料や公表されているデータから見れば、おおむね、回転角や自転トルクが一般のストランドロープの1/10以下と書えるようである。

ワイヤロープの自転性に関する理論解析としては、単純なばね理論に基づいた池田¹⁾、上野¹⁾らの研究があるが、これでは複雑な集合体であるロープの実状に合致しない面が多かった。一方、大和田²⁾、会田³⁾、中井⁴⁾らは、スパイラルロープやストランドロープについて、ロープを構成する素線、ストランド同士の間の接触荷重を考慮した解析を行い、この理論と実験とが極めてよく合致していることを確認しており、この解析方法がロープの自転特性の解明に極めて有効であるとしている。

中井⁴⁾、奥谷⁵⁾らが示した非自転索の荷重一回転角の関係の2.3の例を図4.3.2に、また、荷重一回転トルク⁴⁾の関係の2.3の例を図4.3.3に示す。また、表4.3.2に中井⁴⁾が示した各種ロープの自転性係数(回転角)を示す。

表 4. 3. 2 各種ロープの自転性係数R

ロープ 構 造	ロープ 径 mm	自転性係数R(α)	
		実 験 値	理 論 値
6× 7C/L	12	91	83
6× 7C/L	32	88	88
6× 7O/O	32	56	53
6×19O/O	16	112	97
6×24G/O	20	118	123
6×24G/O	23.4	158	145
6×37O/O	12.8	147	155
6×37O/O	18	144	133
6×37G/O	50	144	140
7× 7C/L	32	40	36
7× 7G/O	32	25	23
18× 7O/O	19.4	5	4
18× 7O/O	30.3	5	4

(注) 自転性係数Rとは、ロープの切断荷重の1/6の荷重に対するロープ径の10倍の長さ当りのねじれ角と定義したもの

(5) 自転トルクとキンクの発生について

ワイヤロープに張力を負荷すると、自転力(トルク)が発生し、そのトルクが張力との関係において、ある荷重⁶⁾以上になるとロープにキンクが発生する。Liu⁶⁾は、キンク発生の理論解析をチモシェンコの座屈理論から行い、軸力Fのもとでキンク発生を抑えるためには、ロープに発生するトルクTを

$$T < 2 \sqrt{F E I}$$

(ただし E：弾性係数
I：断面二次モーメント)

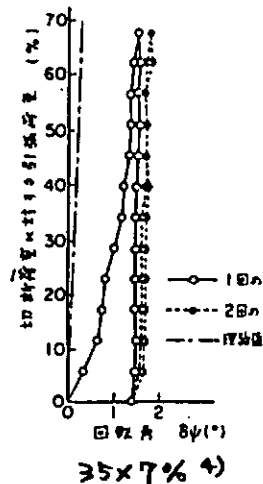
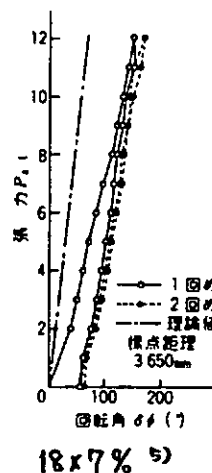
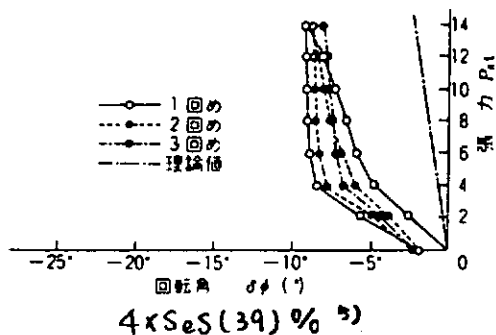
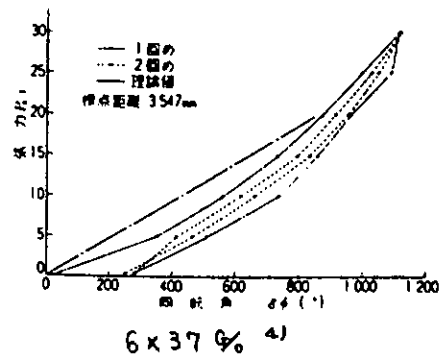
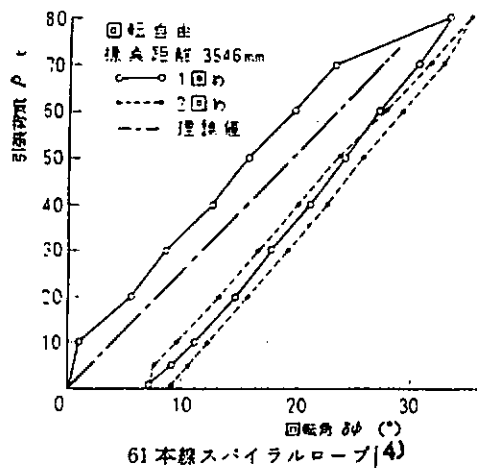


図 4.3.2 各種ロープの荷重 - 回転角線図

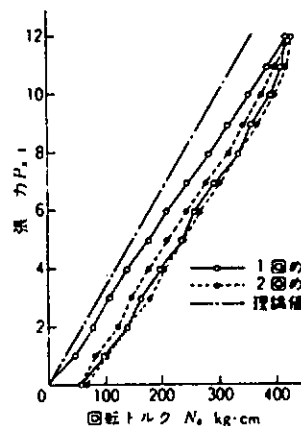
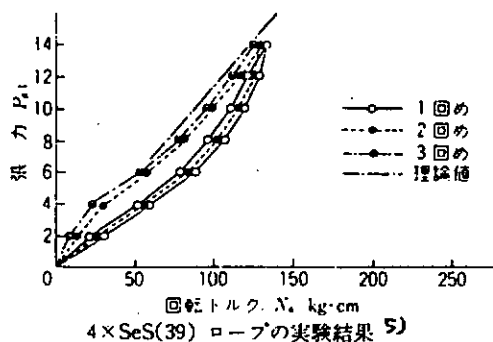
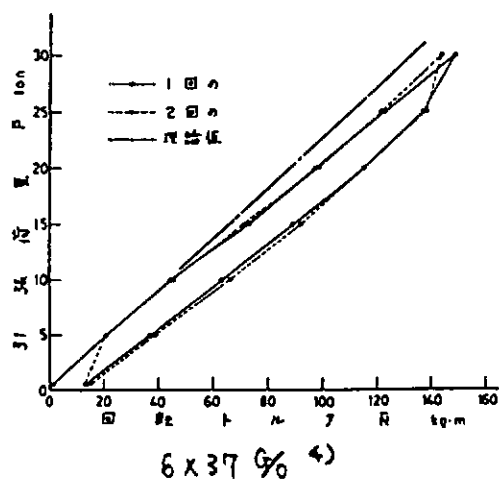
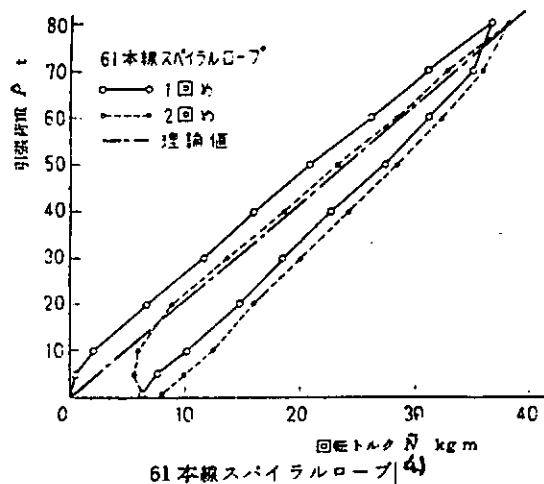


図 4.3.3 各種ロープの荷重 - 回転トルク線図

としなければならないとしている。また、Ross⁷⁾は、別な方法でキンク発生⁷⁾の理論解析を行っているが、これによれば、トルクTは

$$T < \sqrt{2FEI}$$

としている。Liuが2.3のロープについて行った実験での平均値からすれば

$$T < \sqrt{\frac{8}{3}FEI}$$

という結果が得られている。

また、ワイヤロープを緊張状態から、急激にゆるめるとキンクを発生するが、Rossは、そのゆるみ δ を

$$\delta < \pi EI/T$$

とすることがキンク発生を防ぐ条件だとしている。

ワイヤロープにキンクが発生すると、その部分では強度は低下する。キンクを発生したままロープを引張るとロープの種類によって多少異なるが、切断荷重は半減すると言われ、またキンクを生じたロープをいかに上手に伸ばしても、その部分の切断荷重は約20%低下すると言われている。⁸⁾

キンクの状態	強度低下率(%)
プラスキンクを生じたままのワイヤロープ	約45
マイナスキンクを生じたままのワイヤロープ	約60

4.3.2 鋼索の強度

(1) プレテンション加工の影響

ワイヤロープにプレテンション加工を施すと、ワイヤロープの引張特性など諸特性が改善されることがよく知られている。これは、多数の索線をより合わせたワイヤロープでは、製綱時の燃りの不均一など構造上の不安定な要素があるが、これらが除去され安定した状態になるためと言われている。⁹⁾

プレテンション加工の方法としては、最も一般的なのは、ワイヤロープの切断荷重の40～60%の荷重を一定時間保持し、これを繰返す方法である。その他50%以上の高荷重を短時間与える方法もある。

プレテンション加工の効果としては、主として次の特性に影響が大きい。

(a) 引張特性

プレテンション加工の施されていない、ワイヤロープの荷重-伸び曲線の代表的なモデルは、図4.3.4に示す曲線Aのとおりで、初期の構造上の伸び(初期伸び)が大きく、弾性係数が小さい。これにプレテンション加工を施すと、曲線Bのようになり、初期伸びは減少し、弾性係数も高くなる。この弾性係数の変化はプレテンション荷重が高い程、また、荷重の保持時間が長い程大きくなる。図4.3.5および図4.3.6にプレテンション加工の条件と弾性係数の変化の一例を示す。⁹⁾また、プレテンション加工による効果はワイヤロープの種類によっても異なるが、各種のワイヤロープの引張特性の変化を表4.3.3に示す。¹⁰⁾

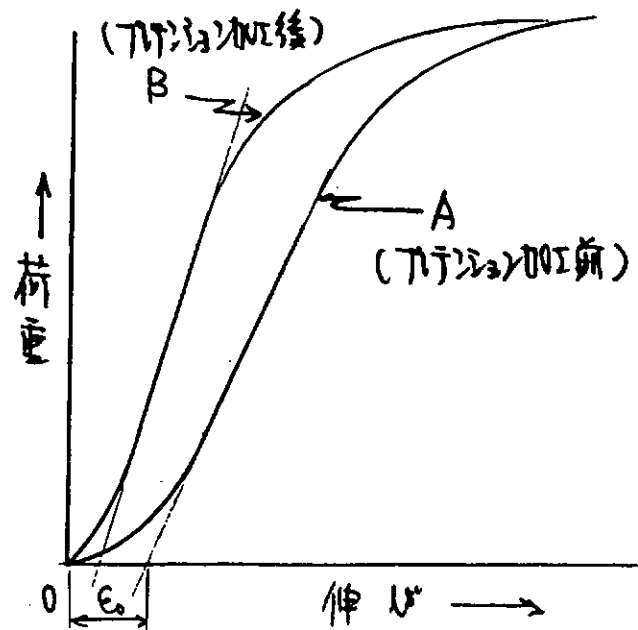


図 4.3.4 ワイヤロープの荷重伸び曲線

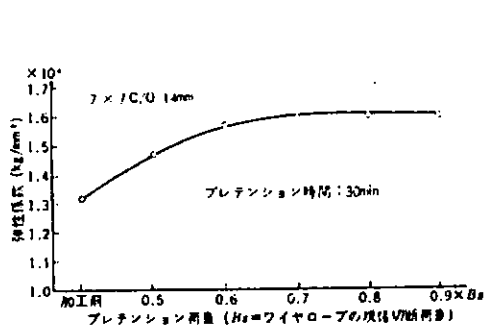


図 4.3.5 プレテンション荷重と弾性係数との関係 (1例)⁹⁾

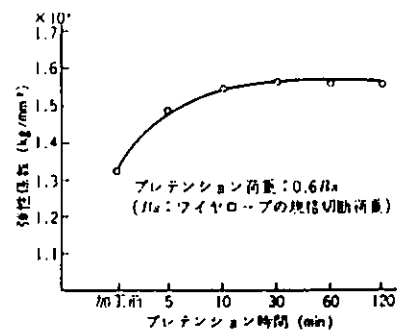


図 4.3.6 プレテンション時間と弾性係数との関係⁹⁾

表 4.3.3 ワイヤロープの種類と弾性係数¹⁰⁾

ワイヤロープの種類	プレテンション加工前		プレテンション加工後	
	弾性係数 kgf/mm ²	初期伸び %	弾性係数 kgf/mm ²	初期伸び %
1WRC 6×19 Class	9,000	0.5	12,000	0.2
1WRC 6×37 Class	8,500	0.5	11,500	0.3
7×7	13,000	0.2	15,000	0.1
7×37	12,000	0.3	14,000	0.1
1×37	15,000	0.1	17,000	0.05
1×91	14,000	0.2	16,000	0.1
ロックドコイルロープ	15,000	0.1	16,000	0.05

(2) 疲労強度

ワイヤロープに荷重を長時間保持するプレテンション加工を施すと、ワイヤロープの曲げ疲労特性が良くなると言われる。^{9),11),12)} また、この効果は、プレテンションの荷重の増大に伴って大きくなる傾向があるが、荷重が大きくなりすぎるとストランド索線相互間に著しい圧痕を生じ、逆に耐疲労性が悪くなるので、プレテンション荷重は通常、ワイヤロープの切断荷重の50%程度が適当とされている。^{9),11),12)}

図4.3.7にプレテンション荷重と耐疲労性の関係を示す。

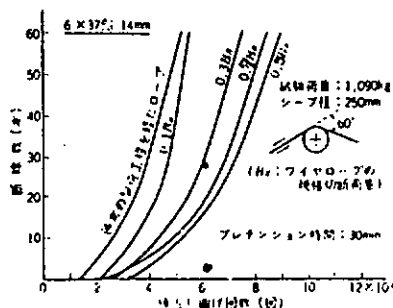


図4.3.7 プレテンション条件と耐疲労性との関係⁹⁾

図4.3.8に大津留らが行った実験の結果を示す。大津留らは、プレテンション荷重を15分間保持後、さらに5～15回の繰返し曲げを与えた供試材でu字曲げ疲労試験を実施しているが、その結果、プレテンション荷重が小さい(30～40%BL)ときに耐疲労性が向上し、荷重が60%を越えると逆に耐疲労性が低下したとしており、これは、引張応力の他に曲げ応力が加わり過負荷になったためであるとしている。¹³⁾

Preload B.L.	Static N	15min N ₁ /N ₀	Static N	15min N ₁ /N ₀	Static N	15min N ₁ /N ₀
70%	24,377 32,772 41,932 33,051	0.79	35,182 37,466 33,218 30,056	0.80	24,182	—
60%	37,304 39,987 36,066	0.91	34,473 46,461 53,061 55,346	1.14	41,510 39,728 37,504	0.95
50%	46,833 46,288 42,828	1.09	44,353 45,564 47,704	1.10	42,966 54,299 44,011	1.13
40%	42,458 46,856 54,402	1.15	51,836 60,404 48,976	1.23	51,328 47,450 54,861	1.23
30%	53,495 47,128 54,937	1.24	—	—	—	—
Non Preload (N ₀)	N ₁ -33,641 N ₂ -37,999 N ₃ -42,161 N ₄ -48,725 N ₅ -42,333 N ₆ -41,289 N ₇ -64,416 N ₈ -42,765 N ₀ -ΣN/8=41,666					

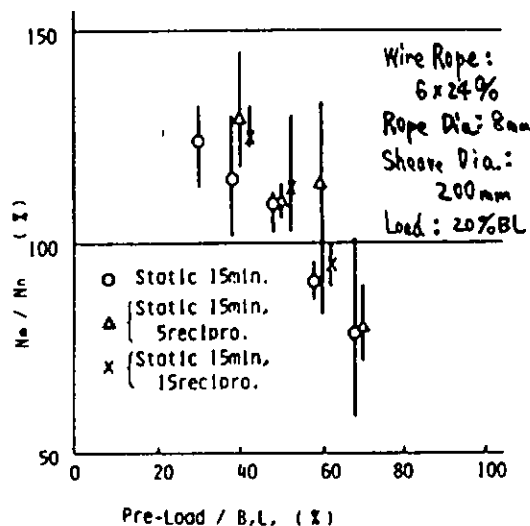


図4.3.8 プリロードの効果(一次曲げ疲労試験)¹³⁾

ワイヤロープに規格切断荷重の60%以上の高荷重を短時間負荷することでも疲労特性が向上するとの報告がある。¹⁴⁾ Smithらは、ワイヤロープに周期的に高荷重(過荷重)を負荷することにより、引張疲労試験での寿命は過荷重を負荷しないワイヤロープに比べて、1オーダー長くなるとしている。Smithらが行った試験結果を図4.3.9に示すが、過荷重としての最適荷重は、ワイヤロープの切断荷重の75%程度で、ワイヤロープの降伏荷重に相当するときであるとしている。また、Smithらは、その後行った試験の結果から、寿命延長の大¹⁵⁾

部分は、最初の過荷重の負荷によって達成され、その後の周期的な過荷重はわずかに延命に寄与するにすぎないとしており、実用上過荷重の負荷は、最初の1回だけでも十分に有益であるとしている。図4.3.10に過荷重の負荷回数と寿命との関係を示す。

また、田中らは、ワイヤロープに切断荷重の60%以上の荷重を1分間負荷した後行った引張疲労試験の結果で、この過荷重が大きければ大きい程その疲労強度が高くなるとしている。図4.3.11にその結果を示す。

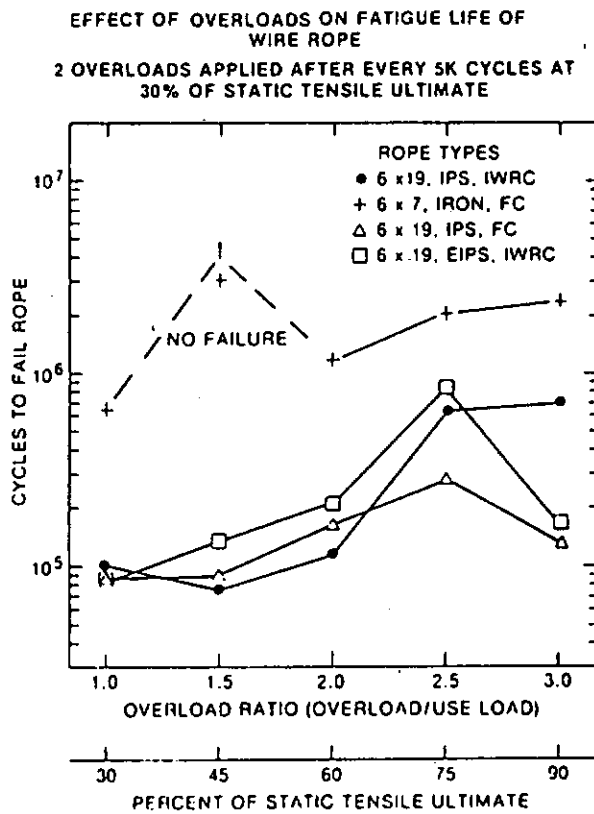


図4.3.9 Cycles to failure vs overload ratio¹⁴⁾

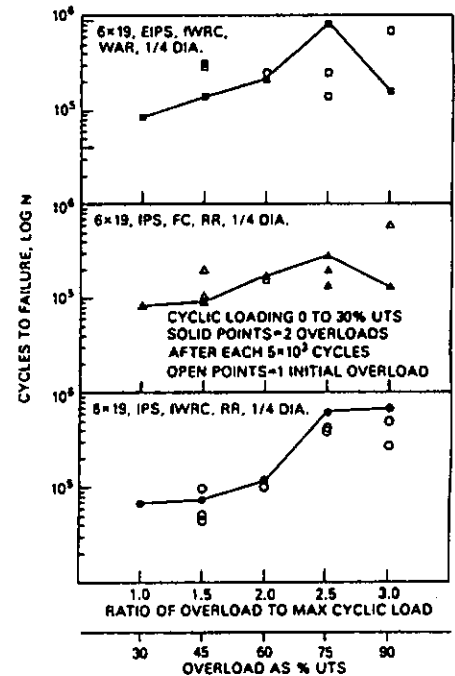


図4.3.10 Effects of various overloads on the fatigue life of three different types of rope.¹⁵⁾

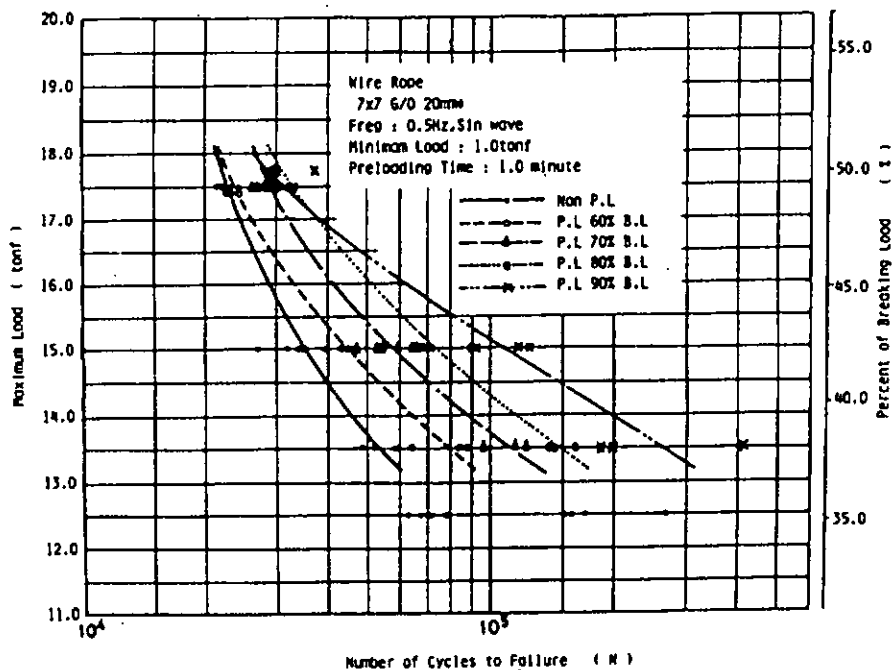


図4.3.11 プリロードと引張り疲労試験結果¹⁶⁾

4.3.3 鋼索の部分片振り引張疲労試験

(1) 目的

鋼索の静的強度は、JISやBS (British Standard)等の各国の規格やNK、NV等の船級協会の規則によって定められているが、動的強度については、規格等はなく、各方面から疲労試験の結果が報告されているのみである。前年度の当部会の報告書で、それらのデータがまとめられている。しかし、これらの試験結果では、供試体が各種にわたり、試験条件も異なるため疲労強度のバラツキがかなり大きくなっている。

そこで、供試材の種類および試験条件を限定して、部分片振り引張疲労試験を実施し、主として鋼索の径と疲労強度の関係を調査した。

(2) 供試ロープ

(a) ロープの諸元

表 4.3.4 ロープの諸元

構 成	より方	めっきの有無	種別	ロープの径 ϕ		外層索線径 ϕ	計算断面積 mm^2 (3)	切断荷重 tf	
				公 称	実 際			規 格(4)	実 際
IWRC (1) 6×WS34G/0	普 通 Zより	亜鉛 めっき	(2) B種	22.4	23.02	1.28	243.5	34.6	37.8
				31.5	32.78	1.85	496.8	68.4	76.6
				41.2	43.58	2.36	837.0	117	130

(注) (1) ロープの構成は次のとおり。(断面は右図)

$$7 \times (1+6) + 6 \times (1+7 + (7+7) + 14)$$

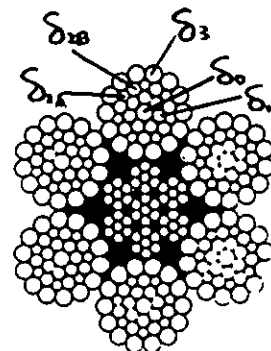
$$\phi_0 \quad \phi_1 \quad \phi_{2A} \quad \phi_{2B} \quad \phi_3$$

(2) 種別のB種は索線の公称引張強さが

180 kgf/mm²を示す。

(3) 計算断面積は、実素線径より算出した。

(4) 規格切断荷重は、JISG 3525に準拠した。



(b) 主要索線の諸元

ロープの主要索線（外層線）の諸元を表 4.3.5 に示す。

表 4.3.5 主要索線の諸元

ロープの径 ϕ	外層索線径 ϕ	鋼 種	引張強さ kgf/mm ²	ねじり回数 (100d)回	亜鉛付着量 g/m ²
22.4	1.28	SWRH72A	192.1	42	124
31.5	1.85	SWRH77B	184.7	34	192
41.2	2.36	SWRH77B	183.1	31	269

備考 (1) 鋼種は、JISG 3506(硬鋼線材)による。

(2) 索線はいずれも溶融亜鉛めっき後、伸線加工を施している。

(3) 引張強さ、ねじり回数、亜鉛付着量は、外層索線14本の平均値である。

また、これらの試験方法は、JISG 3525によった。

(3) 試験方法

(a) 供試体

供試体の形状を図 4.3.12 に示す。なお、両端は支圧形ソケット（材質は S 4 5 C）とし、定着のための鑄込み材としては、エポキシ樹脂に亜鉛粉末を混合したものを採用した。

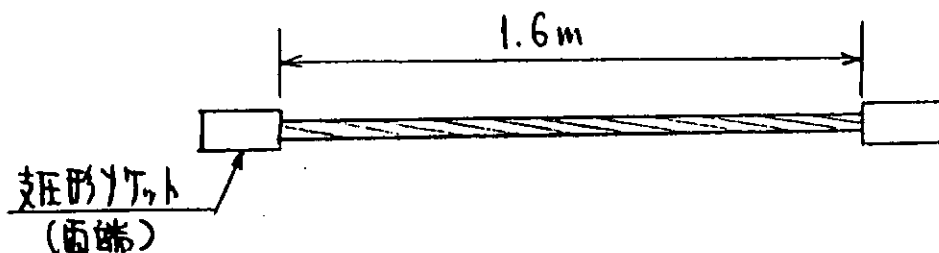


図 4.3.12 供試材の形状

(b) 試験設備

試験は、50^{tf} パルセータ型引張疲労試験機で実施した。

供試体のセット状況等の概要を図 4.3.13 に示す。荷重は、最下部のロードセルにより検出した。

(c) 試験条件

試験条件は、表 4.3.6 に示しているが、本試験では平均荷重をワイヤロープの規格切断荷重の約 1/5 で一定にし、荷重振幅を変化させた。従って、最小荷重が常に負荷されており、部分片振り引張疲労試験である。

なお、荷重の繰返し速度は 250 cpm (4.2Hz) で行った。

(d) 試験の終了点

試験の終了点は、次のいずれかに達したときとした。

- ① ワイヤロープが切断（1 ストランド以上が切断）したとき
- ② 繰返し回数が 4×10^6 以上になったとき

(4) 試験結果

試験の結果を表 4.3.6 及び図 4.3.14、図 4.3.15 に示す。また、本試験の結果を従来のデータ（前年度 本報告書）として図 4.3.16 及び図 4.3.17 に示した。

試験の結果および試験後の供試体の状況をまとめると次のとおりである。

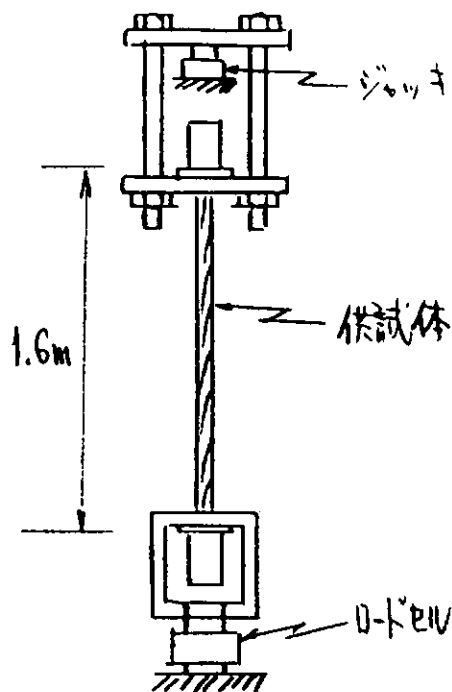


図 4.3.13 試験設備の概要

- ① 図 4.3.14は、各ワイヤロープの切断までの繰返し回数による疲労強度を示しているが、この S-N 線図では、ワイヤロープの径による差異がはっきりと認められ、径が細いほど疲労強度が高くなった。この傾向は応力範囲の大きさに関係なく同じで、各ワイヤロープ径の S-N 線図はほぼ平行となった。(注) 3.1.5 mm の場合には、 $\sigma_R = 50.3 \text{ kgf/mm}^2$ で端末加工部で切断したデータは異常値として扱い、これを除いて S-N 線図を描いた。)

これらの S-N 線図より、各ワイヤロープの 2×10^6 回での時間強度を求めると

$$2.4 \text{ mm} \cdots \cdots \sigma(A \times 10^6) \div 49 \text{ kgf/mm}^2$$

$$3.1.5 \text{ mm} \cdots \cdots \sigma(A \times 10^6) \div 40 \text{ kgf/mm}^2$$

$$4.1.2 \text{ mm} \cdots \cdots \sigma(A \times 10^6) \div 32 \text{ kgf/mm}^2$$

であり、その差はかなり大きい。

- ② 図 4.3.16, 図 4.3.17に本試験の結果と既に発表されたデータとの比較を示したが、本試験の結果は全体に疲労強度が高くなった。特に従来のデータの 30 mm 以上との比較では、その差が顕著である。

また、 2×10^6 回での時間強度で比較すると、従来のデータでは $\sigma(A \times 10^6)$ は概ね、 20 kgf/mm^2 程度であるが、本試験の結果では、いずれも 30 kgf/mm^2 以上であった。

- ③ ワイヤロープの切断は、端末加工部で生じたのが 1 本だけで、他は全て端末加工部以外のワイヤロープで生じた。
- ④ ワイヤロープ部での切断位置は、1 本を除き他は供試体の中央部より上側(試験機の引張のクロスヘッド側)で、端末加工部に近い部分(約 10 cm 以内)が端末加工部から 30 ~ 40 cm はなれたところであった。
- ⑤ 切断部以外で側ストランドの索線の断線が多く見られるが、比較的切断部付近に集中している傾向がある。
- 側ストランドにおける断線の発生は、大部分がストランド同士が接触し合う部分であり、この部分では索線同士の接触による摩耗のため大きな圧痕が生じていた。
- ⑥ IWRC (鋼心) は、どの供試体においても断線が多発しており、特に側ストランドが切断した付近では、切断もしくはそれに近い状態であった。

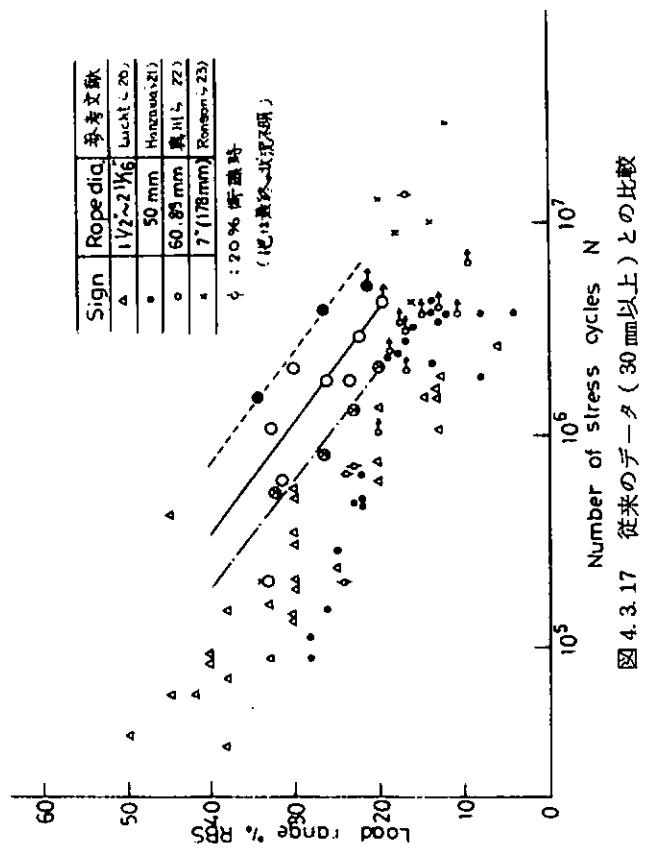
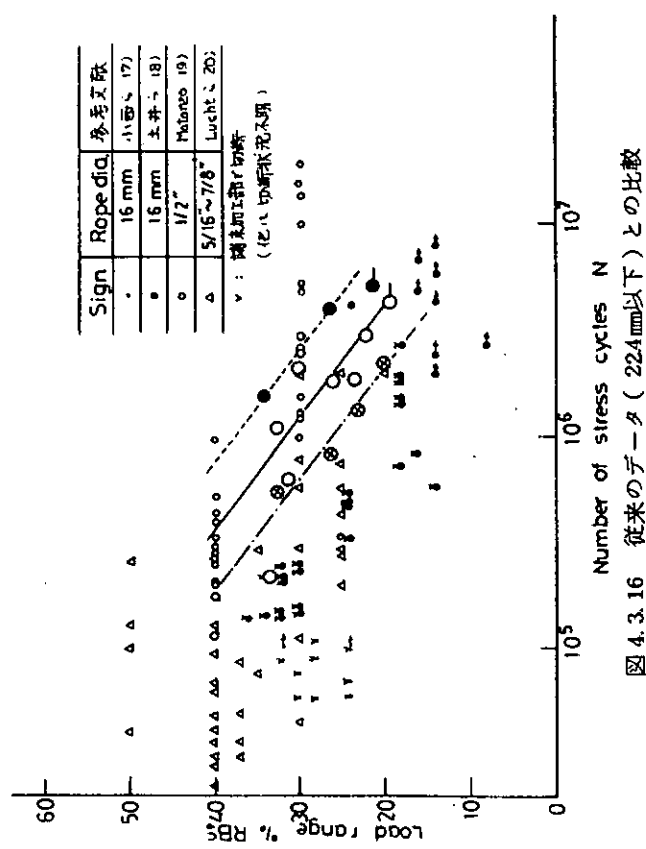
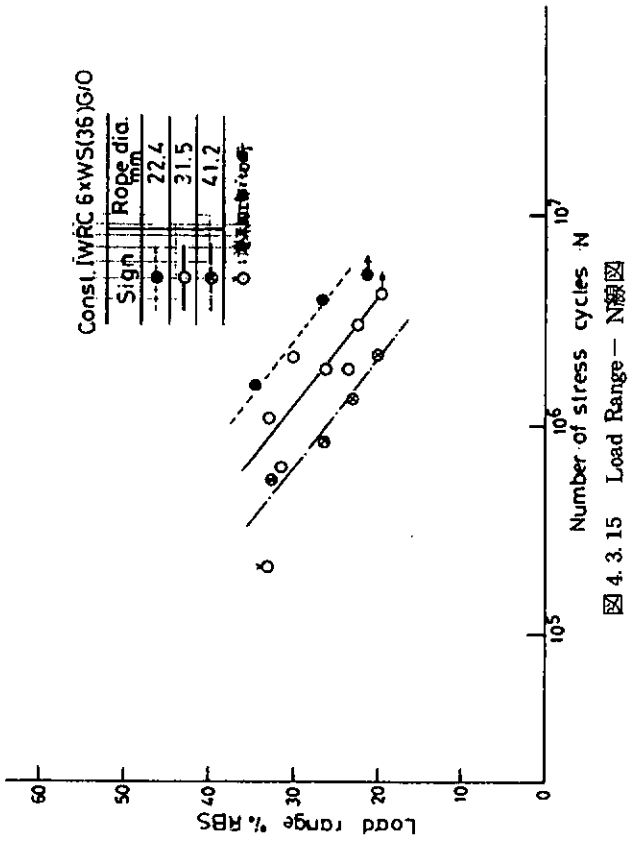
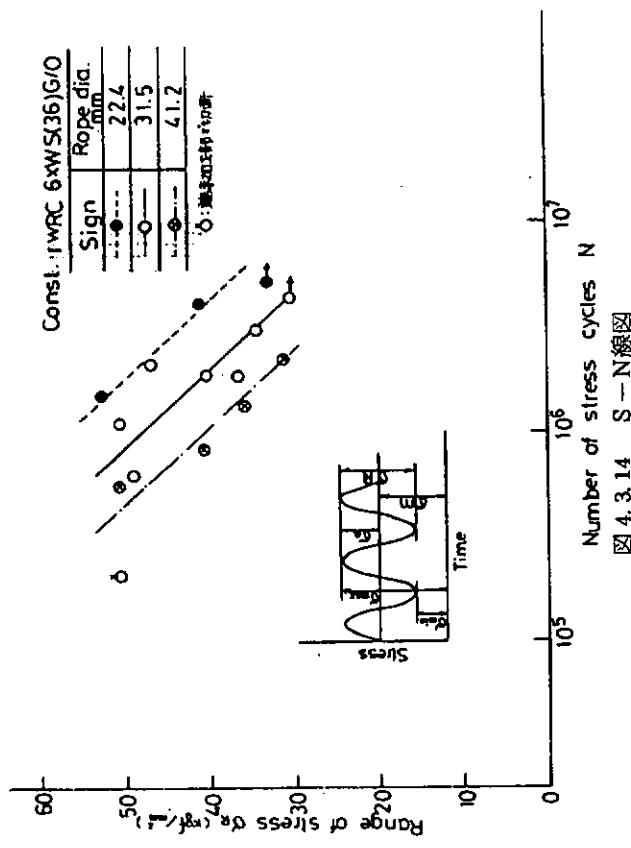
表 4.3.6 試験結果

ロープの径 mm	試験 順序	荷 重 (応 力)			tf (kgf / mm ²)		荷 重 比 % R B S	応 力 比 $\sigma_{min} / \sigma_{max}$	最終繰返し回数 $\times 10^6$ 回	終 了 時 の 状 況
		最 大	最 小	平 均	範 囲 (δ_R)					
22.4	6	11.0(45.2)	3.0(12.3)	7.0 (28.7)	8.0(32.9)	21.2	0.27	5.2153	切断せず	
	3	12.0(49.3)	2.0(8.2)		10.0(41.1)	26.5	0.17	3.9674	 2 ストランド切断	
	5	13.4(55.0)	0.6(2.5)		12.8(52.5)	33.9	0.05	1.5166	 3 "	
31.5	1	21.5(43.3)	6.5(13.1)	14.0 (28.2)	15.0(30.2)	19.5	0.30	4.3351	切断せず	
	15	22.5(45.2)	5.5(11.1)		17.0(34.2)	22.2	0.25	3.0082	 2 ストランド切断	
	8	23.0(46.3)	5.0(10.1)		18.0(36.2)	23.5	0.22	1.8664	 "	
	2	24.0(48.3)	4.0(8.1)		20.0(40.2)	26.1	0.17	1.8717	 "	
	9	25.5(51.3)	2.5(5.0)		23.0(46.3)	30.0	0.10	2.1086	 "	
	14	26.0(52.3)	2.0(4.0)		24.0(48.3)	31.3	0.08	0.6241	 "	
	4	26.5(53.3)	1.5(3.0)		25.0(50.3)	32.6	0.06	0.2095	 ソケット内で 2 ストランド切断	
	7	26.5(53.3)	1.5(3.0)		25.0(50.3)	32.6	0.06	1.1007	 1 ストランド切断	
41.2	11	36.5(43.6)	10.5(12.5)	23.5 (28.1)	26.0(31.1)	20.0	0.29	2.1814	 2 ストランド切断	
	13	38.5(46.0)	8.5(10.2)		30.0(35.8)	23.1	0.22	1.3257	 "	
	12	40.5(48.4)	6.5(7.8)		34.0(40.6)	26.2	0.16	0.8330	 "	
	10	44.0(52.6)	2.0(2.4)		42.0(50.2)	32.3	0.05	0.5533	 3 ストランド切断	

備考 (1) 応力は、荷重をロープの計算断面積で除した。

(2) 荷重比は (荷重の範囲/ロープの実際切断荷重) $\times 100$ で求めた。

(3) 終了時の状況の図で $\times$ 印は切断位置を示す。図で左側が試験機の上側を示す。



(6) 考 察

本試験では、今まで公表されたデータに比べて

(イ) ワイヤロープの径の違いによる疲労強度の差異，いわゆるサイズ効果が認められた。

(ロ) 各ワイヤロープの疲労強度そのものが全体に高い。

(ハ) ワイヤロープの切断位置は，大部分がワイヤロープ部であった。

ということが，明確に現われたことである。

ワイヤロープの疲労特性に影響する要因としては，前年度の本部会の報告書で次の様な要因を挙げている。

① 試験方法として

(イ) 破断寿命の定義とその判定法

(ロ) 端末処理方法

(ハ) 供試体の長さ

(ニ) 繰返し速度

② ワイヤロープに関して

(イ) 索線の強度，疲労特性

(ロ) ワイヤロープの構成，太さ

(ハ) ワイヤロープのより方，よる技術

(ニ) ワイヤロープの心材，オイルの種類

これらの中で特に大きな影響を与えるのは，①の(イ)(ロ)，②の(イ)(ロ)であると思われる。本試験の結果で疲労強度が従来のデータより全体に高くなった原因をこれらの要因について，比較してみると

(i) 破断寿命については，従来のデータでも一部のデータを除いて試験の終了点をワイヤロープの切断時としているので，本試験と差はない。

(ii) ワイヤロープの端末処理方法については，従来のデータの試験では亜鉛または，その合金によるソケット加工か，スウェージ加工による方法が大部分であり，試験の結果として，その端末加工部で切断しているものが多い。本試験では，このような端末加工部での切断をできるだけ避けるため，ソケットへの鋳込み材にエポキシ樹脂を用いた。その結果，本試験では端末加工部での切断は1本のみで他は全てワイヤロープ部であった。従って，本試験の結果は端末加工の影響を受けずにワイヤロープ本来の疲労強度が得られたと言える。

端末加工でのソケットへの鋳込み材については，Hanzawa²¹⁾らは 亜鉛合金，エポキシ樹脂，ポリエステル樹脂等での試験を行い，エポキシ樹脂がソケット内での断線の発生が少なく，また強度的にも強く最もすぐれているとしている。

(iii) 索線の強度，特に引張強さは，ワイヤロープの疲労強度に影響を及ぼすと考えられるが，これらについて公表されたデータはない。

本試験で用いた供試体の索線の引張強さは，183～192 kgf/mm²と比較的高い方に属するが，従来のデータの160～180 kgf/mm²級と大差のあるものではない。

(iv) ワイヤロープの構成としては，従来のデータのものは一部，太径の9ストランドロープや細径の3ストランドロープが含まれるが，大部分が6ストランドロープの平行よりであり，本試験の供試材と類似している。

以上の様に見ると本試験の結果が従来のデータと大きく異なるのは，端末処理の方法とこれによるワイヤロープの切断位置の違いである。本試験では，ワイヤロープが端末加工部でなくワイヤロープ部で切断したので，端末加工の影響を受けずにワイヤロープ本来の疲労強度が得られ，端末加工部での切断の多い従来のデータに

比べ、必然的に疲労強度が高くなったと言える。ワイヤロープの疲労試験では、ワイヤロープの切断位置が、その疲労強度を左右すると言っても過言ではない。

次に、本試験の主目的である疲労特性に対するワイヤロープのサイズ効果については、本試験の結果では、サイズ効果が明確に認められ、ワイヤロープの径が細くなるほど疲労強度が高くなった。サイズ効果については、前年度の本部会の報告の中で、各方面からのデータを集めて考察されているが、そこでは「概して、ロープ径の大きい方が疲労特性は悪い²¹⁾」としている。しかし、Hanzawa²¹⁾らは、50mm以上の太径のワイヤロープでの試験において、ワイヤの径が太くなるほど言い換えれば、ワイヤロープの径が太くなるほど疲労強度は高くなるし、その理由として索線相互間の接触面積の違いや、それによる摩擦また圧痕のつき方の違い等を挙げている。一方、Beeman²⁴⁾らは、引張疲労ではなく、曲げ疲労試験の結果であるが、切断荷重の50%以上の高荷重域では、太径ロープ(3")は、細径ロープ(2"以下)に比べて寿命は著しく低下するとしている。

以上の様に疲労強度に対するワイヤロープのサイズ効果については明確ではない。ワイヤロープの疲労強度におけるサイズ効果に影響を及ぼす要因としては、次の様な要因が挙げられる。

- (イ) 索線の引張強さ、靱性
- (ロ) 索線の材質(鋼種)及び加工度
- (ハ) 索線の疲労強度
- (ニ) ワイヤロープのより線技術
- (ホ) 供試体の長さ

しかし、以上の要因がどの様にワイヤロープの疲労強度に影響を及ぼすかについては、従来のデータがなく判断はできないが、少なくとも索線の疲労強度が大きく影響するであろうことは十分に予想される。鋼線の鋼種や引張強さ、靱性等と鋼線の疲労特性(回転曲げ疲労)²⁵⁾については、吉野の研究がある。吉野が示した鋼線の鋼種及び引張強さと疲労限の関係を図4.3.18に、また鋼線の捻回値(ねじり回数)と疲労限の関係を図4.3.19に示す。これらによれば、鋼線の引張強さの上昇と共に疲労限は上昇するが、引張強さが高くなりすぎると逆に疲労限が低下する。そして、そのピークは引張強さが175~185 kgf/mm²であるとしている。本試験の供試材の索線の引張強さは、183~192 kgf/mm²であり、このピークから大きくはずれることはない。また、図4.3.19によれば鋼線の靱性を示す指針とされるねじり回数と疲労限との間には相関が見られる。一般に、異った線径で同じ引張強さの索線を得ようとする場合、太い線径ほどねじり回数が小さくなると言われる。本試験の供試材でも、太いワイヤロープ径の索線ほどねじり回数は低下した。従って、太いワイヤロープの索線ほどその疲労限が低かった可能性は考えられる。しかし、これがワイヤロープの疲労特性に影響を与えたか否かは想像の域を出ない。

以上、本試験の結果に見られたサイズ効果について考察を試みたが、その決定的な理由を見出すには、索線の疲労強度とワイヤロープの疲労強度との関係を解明するなど、今後の研究が必要である。

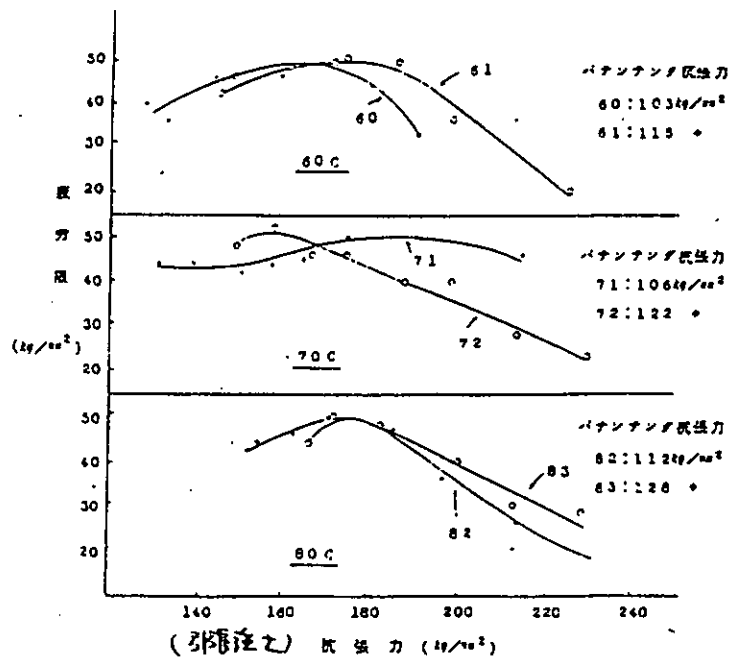


図 4.3.18 疲労限と抗張力の関係

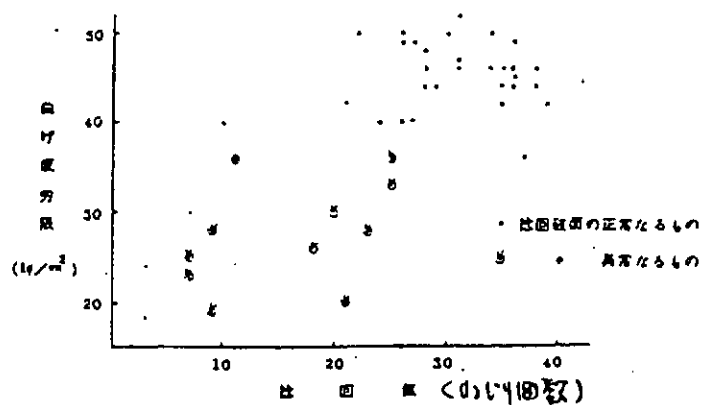


図 4.3.19 疲労限と捻回値の関係

(7) 結論

- ① 2.24 mm～4.12 mmまでの引張疲労試験の結果では、各ワイヤロープ径に対するS-N線図はほぼ平行で、ワイヤロープの径の違いによる疲労強度の差異が明確に現われ、疲労強度に対するサイズ効果が認められた。

各ワイヤロープ径の繰返し回数 2×10^6 回での時間強度は

$$2.24 \text{ mm} \cdots \sigma (A \times 10^6) \div 4.9 \text{ kgf/mm}^2$$

$$3.15 \text{ mm} \cdots \sigma (A \times 10^6) \div 4.0 \text{ kgf/mm}^2$$

$$4.12 \text{ mm} \cdots \sigma (A \times 10^6) \div 3.2 \text{ kgf/mm}^2$$

であり、細いロープ径ほど疲労強度が高くなった。

- ② 各ワイヤロープの疲労強度は、従来のデータに比べて全体に高くなった。この原因は、本試験でのワイヤロープの切断位置が1本の例外を除き、端末加工部でなくワイヤロープ部であったためと思われる。すなわち、切断位置がワイヤロープの疲労強度を左右すると言える。

従来のデータとの比較を、時間強度で見れば従来のデータでは、 2×10^6 回での時間強度 $\sigma (A \times 10^6)$ は概ね、 20 kgf/mm^2 程度であるのに対し、本試験の結果は、いずれも 30 kgf/mm^2 以上であった。

- ③ 疲労試験のための端末処理加工方法としては、エポキシ樹脂による定着が極めて有効である。本試験でも1本の例外を除き、他は端末加工部以外のワイヤロープ部で切断しており、ワイヤロープ自身の正確な疲労強度が得られたと言える。

参 考 文 献

- 1) 池田, 上野: 「非自転性鋼索の機構」 第5回ワイヤロープ研究会講演集。p83 (昭. 33. 1)
- 2) 大和田: 「撚線の機械的特性に関する研究」 東京大学生産技術研究所報告 4巻 6号 (昭. 30. 3)
- 3) 会田, 佐藤, 中井: 「多層よりスパイラルロープの自転性について」
日本機械学会論文集 Vol. 34. №258 (昭. 43)
- 4) 中 井: 「ワイヤロープの機械的特性に関する研究」 学位論文(1969)
- 5) 奥谷, 神吉, 倉内: 「ワイヤロープの自転についての解析と二、三の実験」
R & D (神戸製鋼技報) Vol. 22. №1 (1972)
- 6) Liu F. C.: 「Kink formation and rotational response of single and multi-strand electromechanical cables」
Technical Note N-1403 Civil Engineering Laboratory, Naval Construction Battalion Center, Oct. 1975
- 7) Ross A. L.: 「Cable Kinking analysis and prevention」
Transaction of the ASME, Journal of engineering for Industry, Feb. 1977
- 8) 兵庫県安全衛生協会連合会編: 「玉掛ワイヤロープの管理基準」 (昭. 48)
- 9) ワイヤロープ便覧編集委員会編: 「ワイヤロープ便覧」
- 10) 例えば 神鋼鋼線工業㈱ 技術資料: 「構造用ワイヤロープ」
- 11) 新保, 熊谷: 「Pretensionが鋼索の疲労試験に及ぼす影響について」
第4回ワイヤロープ研究会講演集 p50. (昭. 30. 12)
- 12) 新保, 熊谷: 「麻心入りロープの疲労性に及ぼすPre-tensionの影響について」
第6回ワイヤロープ研究会講演集 p121. (昭. 33. 1)
- 13) 大津留, 岡田, 田中: 「ワイヤロープの疲労寿命に及ぼすブリロードの影響」
第38回船舶技術研究所研究発表会講演集 p130. (1981. 12)
- 14) Smith H. L., Stonesifer F. R. and Seibert E. R.
: 「Increased fatigue life of wire rope through periodic Overload」
OTC 3256 (1978)
- 15) Stonesifer F. R. and Smith H. L.
: 「Tensile fatigue in wire rope」 OTC 3419 (1979)

- 16) 田中, 大津留, 岡田, 上野: 「ブリロードの引張疲労寿命に及ぼす影響について」
昭和57年全国地下資源関係学会合同秋季大会分科研究会資料 p15. (昭. 57. 10)
- 17) 小西, 西村, 島田: 「ワイヤロープの静的試験および繰返し引張疲労試験」 材料試験 7 (1958) 160
- 18) 土井, 川端, 篠原: 「中心ワイヤロープ入りストランドロープ」 材料 Vol. 25. №276 (1978)
- 19) Matanzo F. : 「Axial fatigue of corroded wire rope in seawater OTC 1579 (1972)
- 20) Lucht W. A., Denecker F. W.
: 「Factors affecting wire rope life in a marine environment」
OTC 2924 (1977)
- 21) Hanzawa M., Yokota H., Toda Y., Yokoyama K.
: 「Fatigue behavior of large-diameter wire ropes」
Society of petroleum engineers journal (June 1982)
- 22) 奥 川: 「吊橋ハンガーロープの引張および疲労試験」 本四技報 Vol. 2 №5. (1978)
- 23) Ronson K. T. : 「Ropes for deep water mooring」 OTC 3850 (1980)
- 24) Beeman G. H. : 「Factors affecting the service life of large-diameter wire rope」
〔Battelle の報告〕 March 1978
- 25) 吉 野: 「高抗張力鋼線の製造におよぼす諸因子並びに鋼線とワイヤロープの疲労に関する研究」 学位論文

4.4 鎖の強度に関する実験

4.4.1 文献調査

チェーンの強度、とくにその腐食疲労強度に関するデータは、前年度報告書に述べたように、必ずしも多くない。その後、この一年間に公表されたデータとしてはHelvoirt¹⁾、および、浅野²⁾のものがあるに過ぎない。

Helvoirt は3" オイルリグ用スタッド付チェーンの静歪計測と、28体に対するASTM規格の人工海水を用いた疲労実験(荷重範囲400KN)を行っている。その結果、応力集中率は、ベンド部内側で4となっている。一方、疲労実験の結果からは、破壊モードが2種類(スタッドの溶接端部からの破断5体、ベンド部からの破断11体)あり、それらの平均寿命は 2.2×10^6 サイクルで、寿命の対数の標準偏差が0.12である事を示している。なお、スタッド溶接端部からの破断を除くと平均寿命は、 2.35×10^6 サイクルとなっている

浅野らは、呼び径40mmの第3種チェーンについて人工海水中で疲労実験を行い(最も長期間のもので1.5ヶ月)空気中での実験結果と比較して、とくに中間、高サイクル領域で強度低下が著しいことを示している。さらに、7ヶ月間人工海水中に浸漬した後空気中で疲労実験を行ったものの強度は、人工海水中でのそれより強度が高いことも併せて示し、腐食・疲労の相乗効果が明瞭であることを指摘している。さらにAPI規格に則って、スタッドの全周を溶接したものは、溶接止端部からのき裂発生が多くなり、かえって疲労強度を低める結果になることも示している。

4.4.2 疲労強度に関する実験

(1) 実験の目的

海洋構造物の設置海域が深海にまで拡大されてくると、3.3節に詳しく述べられているように、係留の初期張力が増大する。このような状態でチェーンだけの係留様式が採用できるかどうかは疑問のあるところであるが、ここでは仮に、500m以上の水深に対してチェーンの単一係留様式を採用する場合を想定し、呼び径3"～4"のチェーンについて3.3節の方法に則って初期張力の大きさを計算すると、3.3節付図9より、初期張力の破断荷重に対する比は、0.27～0.3程度の値となる。一方、通常の状態では変動張力と初期張力の和が破断荷重の1/3を超えることはないとして、その場合の応力比(最小荷重/最大荷重)を計算すると、0.6～0.9の値を採る(表4.4.1参照)。深海域での係留鎖の疲労強度を評価する場合には、前述のように平均応力が大きくなることから、その影響を無視することは危険側の評価をすることになる。そこでここでは、応力比を0.05から0.75まで変化させて、平均応力がチェーンの疲労強度におよぼす影響を実験的に調べることにした。

(2) 供試チェーン

疲労試験に供したチェーンは、呼び径40mmの第3種5リンクチェーンで、スタッド端部形状、スタッド溶接、ショットブラスト施工等についてはAPI規格を適用した。図4.4.1に供試チェーンの形状を示す。両端のリンクは加力用ピンとのとり合いのため、厳密には他のリンクと異った応力状態になると思われる。したがって、端部のリンクから破断した場合には、得られたデータにあいまいさが残ることになる。これを防ぐため両端のリンクは呼び径44mmとした。

全ての供試チェーンについて、NK規格による耐力試験を実施した。試験荷重は91.4トン、切断荷重は131トンである。チェーンを製作するために用いた丸鋼(JIS SBC70に相当)の化学成分、および機械的性質を表4.4.2に示す。また、耐力試験を実施した同一ロットのチェーンから切り出した材料の機械的性質も表4.4.2に併記する。

(3) 応力計測

疲労実験に先立ち、チェーンリンク表面にひずみゲージを貼付して、静的応力計測を実施した。計測の対象としたチェーンは、SRA-21、およびSRA-22の2体であり、5トンから95トンの間で段階的に引張力を載荷し、ひずみ計測を行った。結果のひずみ分布図を、表4.4.3の要領で示す。

表 4.4.3 ひずみ分布図一覧

図 番	供試体名	サイクル	引張荷重 (Ton)	備 考
図 4.4.2 (a)	SRA-21	第1サイクル	50	50 Ton は 載荷過程、 95 Ton は 最高荷重 である。
図 4.4.2 (b)			95	
図 4.4.2 (c)		第10サイクル	50	
図 4.4.2 (d)			95	
図 4.4.2 (e)	SRA-22	第10サイクル	50	

ただし、ここで各図中におけるひずみの値は、各サイクルの5トン載荷時の値を零点として換算し直したものである。

また、図4.4.3には、荷重—ひずみ関係の一例として、図4.4.2(a)中に★印で示した点の載荷後10サイクル間のひずみの履歴を示す。これらの結果から次のことが言える。

- (i) 最大応力はベンド部内側で生じる。この部分では、材料の塑性化のため、最初の1サイクルで大きなひずみの流れが生じるが、10サイクル程度で安定したヒステリシスループを描くようになる。
- (ii) ヒステリシスループが安定した後の、5～95トンの荷重幅に対するひずみ範囲でひずみ集中度($K\epsilon$)を定義すると、その値はおよそ3.5である。
- (iii) SRA-21とSRA-22とでは、全体的に前者の方が $K\epsilon$ の値が大きい。これは、リンクの形状が一つ一つで異なるためであると考えられる。これら2つの供試チェーンは、ともにひずみ計測を行ったリンク以外のリンクで疲労破壊をしていることから、最大の $K\epsilon$ の値はここで得られた値よりも更に大きいと考えられる。
- (iv) ここで得られたひずみ集中度 $K\epsilon = 3.5$ は、従来得られている値³⁾と良く一致している。

(4) 疲労試験

前述のように本実験の主目的は、平均荷重の疲労強度に与える影響を明らかにすることである。そこで、応力比を0.05～0.75の間で4種類、荷重範囲(最大荷重—最小荷重)を18トン～90トンの間で5種類とし、それらの組み合わせにより表4.4.4に示すような荷重ケースを選んだ。実験は100トンおよび200トンの油圧サーボ式疲労試験機を用い、荷重制御で0.8～5Hzの繰り返し速度の下で行った。試験結果を表4.4.5、図4.4.4に示す。図中、縦軸はリンク平行部での公称応力を材料の公称引張強度(70kg/mm²)で除して無次元化した値を示す。また白ぬき記号、黒印記号はそれぞれ、ベンド部からの破断およびスタッド溶接止端からの破断を示す。これによれば、低サイクル領域ではベンド部から、高サイクル領域では1体の例外を除きスタッド溶接止端部から破断している。一方、図中の3本の直線は、平均荷重の影響を見るため同一の応力比のデータを結んだものであり、応力比が大きくなるにつれ疲労強度が低下する。完全片振り($R = 0.05$)と $R = 0.5$ のものとは、時間強度でおよそ25%の差がある。

図4.4.5は、従来得られているデータに今回得られたデータ³⁾を加えたものである。今回のデータは、従来の

ものの中でいくぶん強度が高目であったORQチェーンと同等の強度を有している。図中の曲線は、これらのデータのおよその中央線を示す。

(5) チェーン材料の疲労強度

チェーンの疲労強度を評価する基準を得るため、チェーン用丸鋼と、耐力試験後のチェーンのそれぞれから、図4.4.6に示す砂時計試験片（WES規格による）を切り出し疲労試験を行った。チェーン用丸鋼の場合はその中心から試験片を切り出し、チェーンの場合は図4.4.7に示す要領で切り出した。試験は10トン油圧サーボ式疲労試験機を用い、試験片のくびれ部の径方向ひずみを制御して、0.1～0.5 Hzの繰り返し速度で実施した。き裂の観察は、拡大率10倍の工学顕微鏡を用いて行い、長さ約0.1 mmのき裂を発見した時点なき裂発生寿命（Nc）と定義した。

表4.4.6に疲労試験結果を示す。また、図4.4.8にチェーン用丸鋼から切り出した試験片の結果を、図4.4.9にチェーン本体からのものの結果をそれぞれ示す。図中、縦軸は試験片軸方向のひずみ振幅を、横軸はき裂発生寿命を示す。また、図中の2つの直線は、弾性ひずみ振幅および塑性ひずみ振幅と、き裂発生寿命との関係を、対数軸上で最小2乗法により直線回帰したものである。図4.4.8と図4.4.9とを比較すると、弾性ひずみ振幅および塑性ひずみ振幅とき裂発生寿命との関係は、チェーン用丸鋼とチェーン切出材とで差があるが、全ひずみ振幅とき裂発生寿命との関係は、両者でほとんど差がないことがわかる。

(6) 考 察

(a) チェーンの疲労強度減少係数

図4.4.10にチェーン本体から切り出した材料とチェーンとの疲労試験結果の比較を示す。縦軸は両者ともひずみ振幅で示す。チェーン切出材の場合は全ひずみ振幅で示し、チェーンの場合は公称ひずみ振幅で示す。

ここで公称ひずみ振幅は、破断応力を70 kg/mm²と仮定して図4.4.5で得られた中央線から公称応力振幅を計算し、この値をヤング率（21000 kg/mm²）で除して求めたものである。また横軸は、チェーン切出材の場合はき裂発生寿命（Nc）、チェーンの場合は破断寿命（Nf）を示す。2つの曲線の時間強度比は約4となり、先に得られた応力集中度3.5とほぼ等しくなる。チェーンの疲労強度減少係数Kfは、およそ4として良いであろう。

(b) 平均応力の影響

平均応力の影響を考慮に入れた疲労強度線図として、いくつかの線図が提案されているが、ここでは最も一般に用いられている $\sigma_m = \sigma_a$ 線図を使用する。図4.4.11において、縦軸は応力振幅（応力範囲の半分）横軸は平均応力を示し、縦軸上の一点と $\sigma_m = \sigma_B$ の点を結ぶ直線または楕円上の点は同じ疲労寿命を有するとされる。これらをそれぞれ直線則または楕円則と呼ぶ。ある引張平均応力と応力振幅の組み合わせ（ σ_m, σ_a ）と同等の完全片振り（R=0）試験の応力振幅は、（ σ_m, σ_a ）と（ $\sigma_B, 0$ ）を通る直線または楕円と、R=0（ $\sigma_m = \sigma_a$ ）の直線との交点として求められる。いま、それらの応力振幅の値をそれぞれ、 σ_{a0} 、 $\sigma_{a\infty}$ とすると、

$$\sigma_{a0} = \frac{\sigma_B \cdot \sigma_a}{\sigma_B + \sigma_a - \sigma_m} \quad (4.4.1)$$

$$\sigma_{a0} = \sqrt{\frac{\sigma_B \cdot \sigma_a}{\sigma_B^2 + \sigma_a^2 - \sigma_m^2}} \quad (4.4.2)$$

と表わされる。

直線則を用いて公称応力振幅を補正し、完全片振り（応力比 $R=0$ ）の状態にした疲労強度線図を図 4.4.12 に示す。また、図 4.4.13 には、楕円則を用いて補正した線図を示す。両者とも破断応力はミルシートの値 75.4 kg/mm^2 を用いて補正している。楕円則による結果はまだ大きなばらつきを有するのに対して、直線則による結果は全てのデータがほぼ 1 本の直線のまわりにまとまり、応力比による差がなくなる。

本実験結果によれば、チェーンの疲労強度におよぼす平均応力の影響を評価する方法として、公称応力振幅と公称平均応力とに対して直線則を適用する手法が最も適切であることが判明した。以上の結果を用い、図 4.4.5 に示した中央線を応力比 $R=0$ と考えて求めた、各応力比に対する疲労強度線図を図 4.4.14 に示す。

参 考 文 献

- 1) L. C. van Helvoirt ; " Static and Fatigue Tests on Chain Links and Chain Connecting Links " , OTC 4179. 1982
- 2) 浅野皓三他 ; " チェーンの疲労強度 " , NK係留研究委員会資料 1982
- 3) 日本造船研究協会第187研究部会報告書, 1982

表 4.4.1 初期張力と破断荷重の比及び応力比

チェーンの 呼び径	水	深	(m)
	500	750	1000
76φ(3")	0.272 <0.63>	0.295 <0.78>	0.310 <0.86>
87φ(3 ¹ / ₂ ")	0.273 <0.64>	0.297 <0.78>	0.311 <0.87>
102φ(4")	0.275 <0.64>	0.297 <0.78>	0.313 <0.88>

注； 数字は、初期張力／破断荷重を示す。<>内は応力比を示す。

表 4.4.2 機械的性質および化学成分

	機 械 的 性 質				化 学 成 分 (%)				
	降 伏 点 (kg/mm ²)	引張強度 (kg/mm ²)	伸び (%) (1)	絞り %	C	Si	Mr	P	S
チェーン用丸鋼	63.0	78.0	20.4	62.3	0.33	0.24	1.53	0.020	0.020
チェーン本 体	61.0	75.4	22.9	67.3					

注； (1) 標点間距離 70mm

表 4.4.4 疲労試験荷重ケース，最小荷重～最大荷重

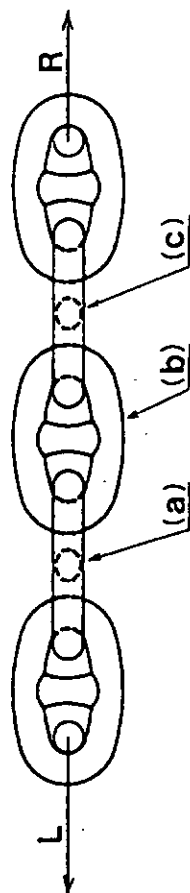
応力比 荷重範囲(1)	0.05	0.3	0.5	0.75
18	—	—	18～36	54～72
26	1～27	11～37	26～52	78～104
40	2～42	17～57	40～80	—
60	3～63	26～86	—	—
90	5～95	—	—	—

注； (1)荷重範囲＝最大荷重－最小荷重

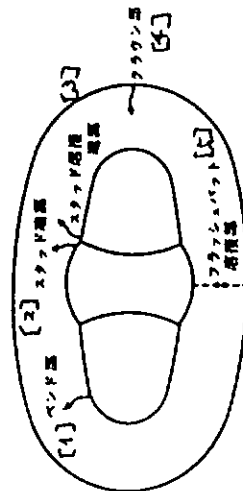
表 4. 4. 5 疲 勞 試 験 結 果

供 試 体 No	荷 重 範 囲 (Ton)	応 力 比	破 断 寿 命	破 断 リ ン グ ⁽¹⁾	破 断 位 置 ⁽²⁾
SRA- 1	40	0.05	5.04×10^5	(a)	(3)
2	"	"	2.47×10^5	(b)	(3)
3	"	0.3	5.64×10^5	(b)	(3)
4	"	"	3.89×10^5	(b)	(1)
5	60	0.05	1.06×10^5	(b)	(1)
6	"	"	7.87×10^4	(a)	(1)
7	"	0.3	5.17×10^4	(b)	(1)
8	"	"	6.91×10^4	(c)	(1)
9	26	0.5	1.07×10^6	(c)	(1)
10	"	"	8.89×10^5	(a)	(3)
11	"	0.3	$>2.01 \times 10^6$	-	-
12	"	"	$>2.01 \times 10^6$	-	-
13	18	0.75	1.42×10^6	(a)	(3)
14	"	"	$>2.00 \times 10^6$	-	-
15	26	0.05	$>2.00 \times 10^6$	-	-
16	"	"	$>2.00 \times 10^6$	-	-
17	40	0.5	2.35×10^5	(c)	(1)
18	"	"	2.03×10^5	(c)	(1)
19	18	0.5	$>2.10 \times 10^6$	-	-
20	"	"	$>2.15 \times 10^6$	-	-
21	90	0.05	1.37×10^4	(a)	(1)
22	"	"	1.62×10^4	(a)	(1)
23	26	0.75	- (3)	-	-
24	40	0.05	2.71×10^5	(c)	(3)
25	"	0.3	4.07×10^5	(c)	(1)
26	"	0.5	1.05×10^5	(b)	(1)

注： (1) 破断リンク



(2) 破断位置



(3) 最大荷重104トンが耐力試験荷重に比して大きすぎ、チェーンの
のびが著しく、試験機のストロークを越えたため中断。

表 4.4.6 チェーン材料の疲労試験結果

試 験 片 No (1)	弾性歪振幅 ϵ_{ea}	塑性歪振幅 ϵ_{pa}	全歪振幅 ϵ_{ta}	亀裂発生寿命 Nc	Nc 時亀裂長さ (mm)	破断寿命 Nf
SM- 1	0.00333	0.0239	0.0272	129	0.1	164
2	0.00306	0.00636	0.00942	1232	0.1	1949
3	0.00298	0.0165	0.0195	235	0.2	389
4	0.00278	0.0111	0.0138	492	0.1	769
5	0.00223	0.00458	0.00682	1745	0.1	3873
6	0.00199	0.00289	0.00489	3475	0.1	8251
8	0.00248	0.00825	0.0107	728	0.1	1536
9	0.00278	0.0133	0.0161	313	0.1	611
11	0.00166	0.00118	0.00284	30050	0.1	43582
12	0.00181	0.00170	0.00352	10084	0.1	19726
13	0.00231	0.00567	0.00799	1850	0.1	2930
14	0.00187	0.00234	0.00421	6500	0.1	13805
SC- 1	0.00337	0.0239	0.0273	129	0.1	208
2	0.00307	0.0162	0.0193	213	0.1	407
3	0.00289	0.0108	0.0137	510	0.1	875
4	0.00259	0.00612	0.00871	1207	0.1	2248
6	0.00226	0.00269	0.00495	3972	0.1	8643
7	0.00247	0.00410	0.00657	2628	0.1	4741
8	0.00217	0.00210	0.00418	6222	0.1	14529
9	0.00260	0.00851	0.0111	663	0.1	1386
10	0.00253	0.00518	0.00771	1716	0.1	3134
11	0.00193	0.00085	0.00278	30130	0.1	52577
12	0.00343	0.0308	0.0342	92	0.1	145

注 ; (1) SM-xx ; チェーン用丸鋼

SC-xx ; チェーン切出材

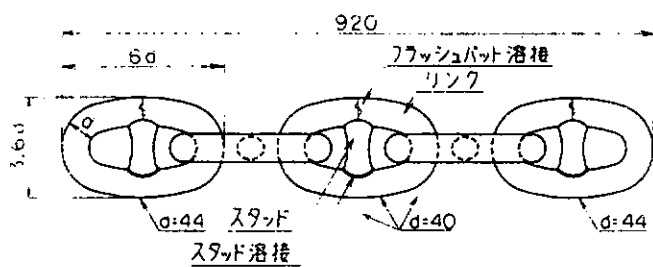


図 4.4.1 供試チェーンの形状

(a) SRA-21 第1ワイヤル 50ton

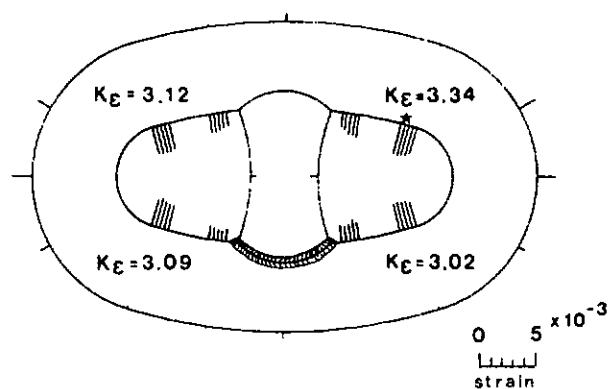


図 4.4.2 応力計測結果 (a)

(b) SRA-21 第10ワイヤル 95ton

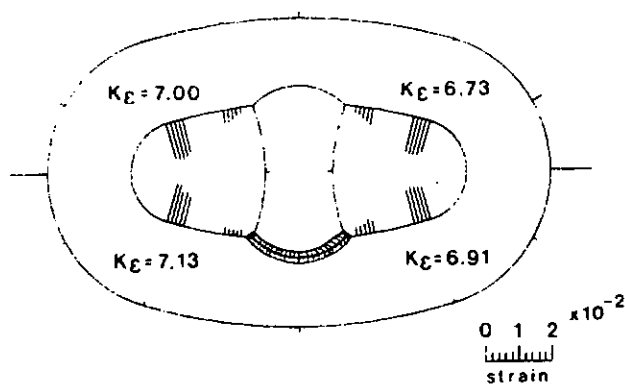


図 4.4.2 (b)

(c) SRA-21 第10ワイヤル 50ton

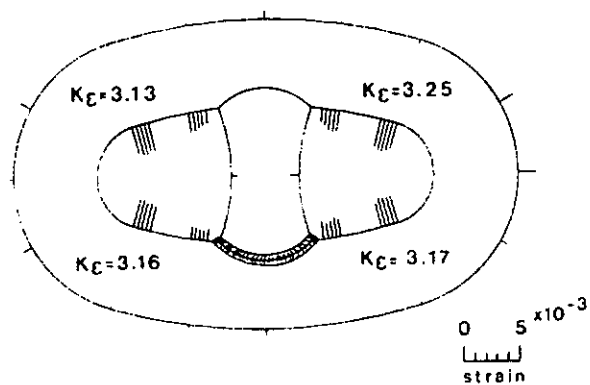


図 4.4.2 (c)

(d) SRA-21 第10ワイヤル 95ton

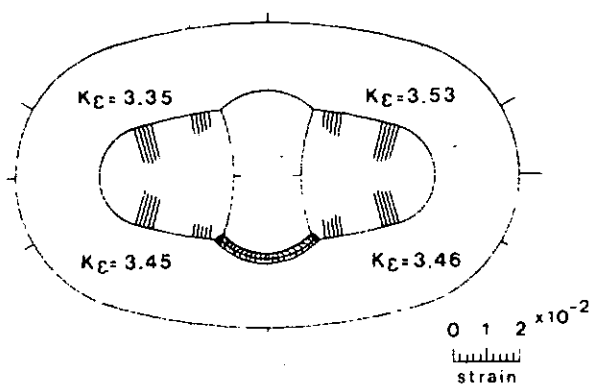


図 4.4.2 (d)

(e) SRA-22 第10ワイヤル 95ton

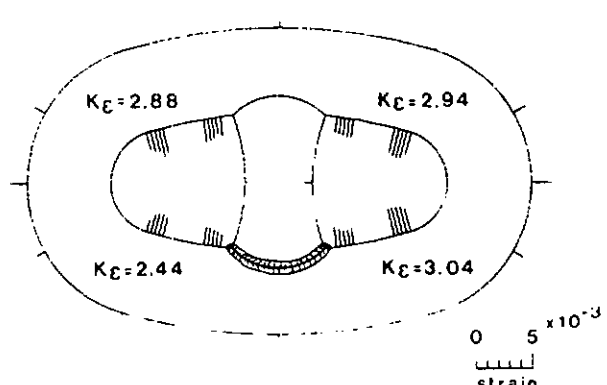


図 4.4.2 (e)

TEST SPEC = SRA-21

N-ID = 1 CYCLE = 1 LOAD = 5,000
 N-ID = 4 CYCLE = 10 P-ID = 21 LOAD = 5,000
 CASE NO. = 1 X-CH = 33 Y-CH = 1

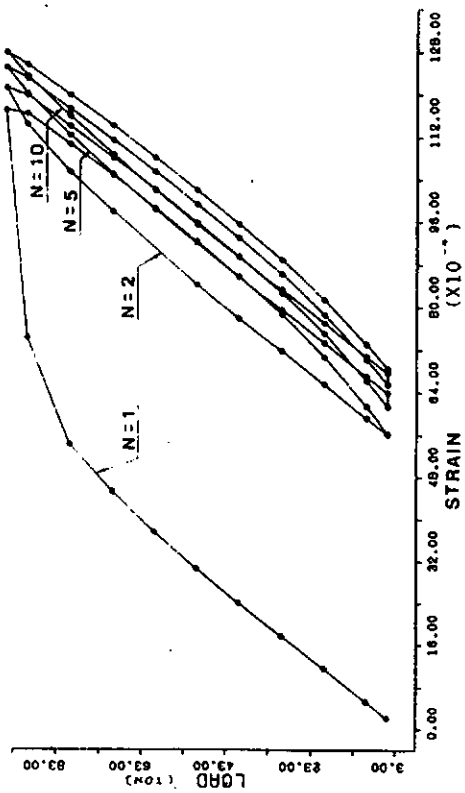


図 4.4.3 荷重—ひずみ履歴曲線

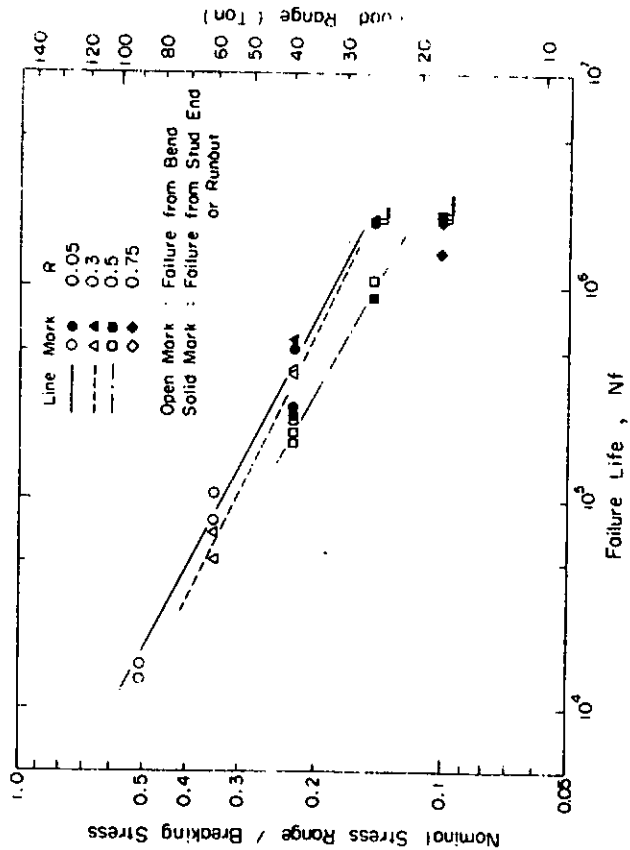


図 4.4.4 チェーン疲労試験結果

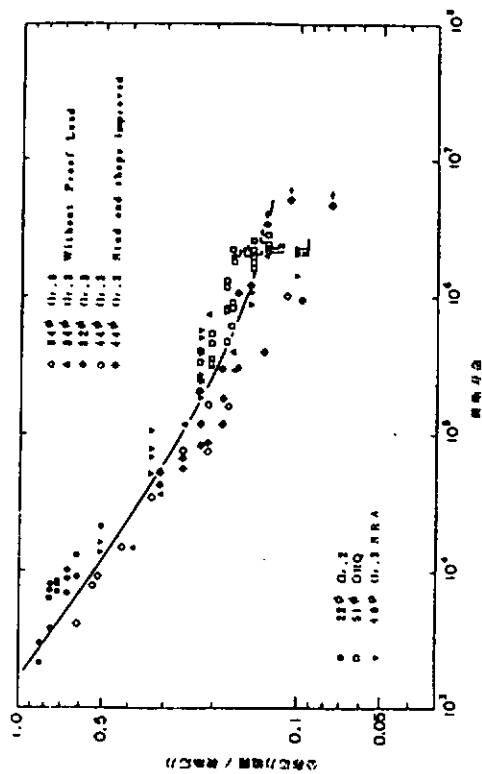


図 4.4.5 チェーンの疲労強度

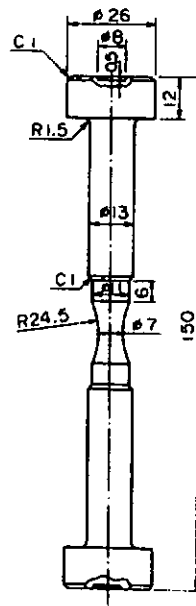


図 4.4.6 砂時計形試験片

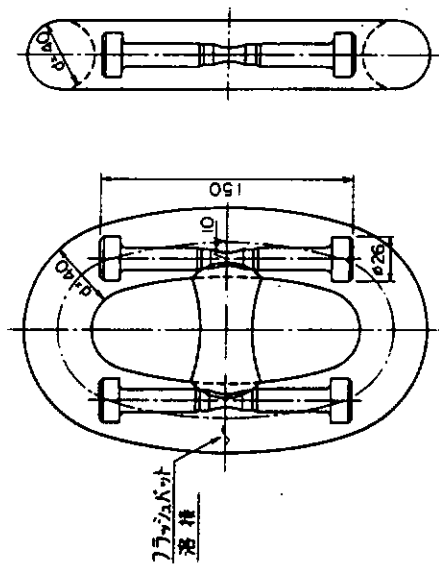


図 4.4.7 砂時計形試験片切出要領

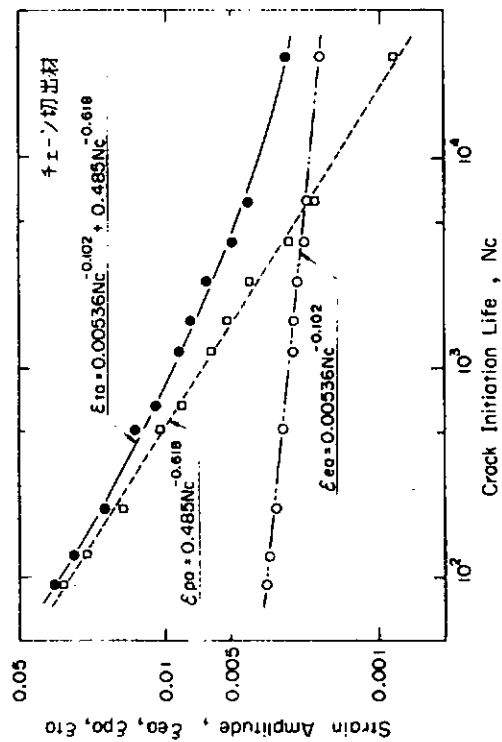


図 4.4.8 チェーン材料疲労試験結果

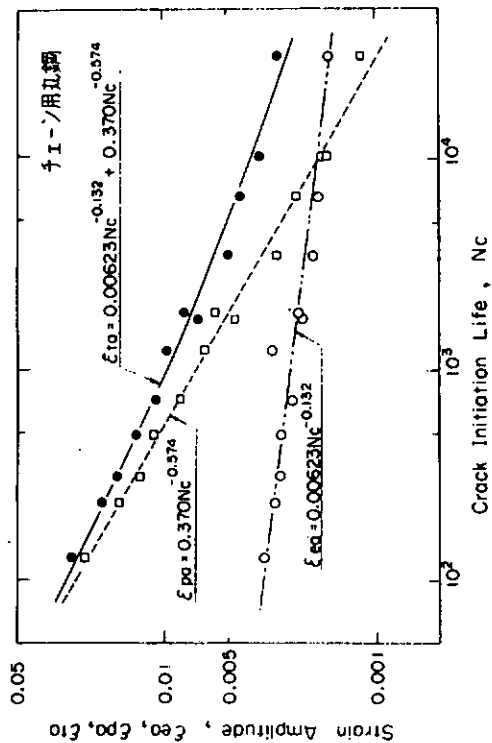


図 4.4.9 チェーン材料疲労試験結果

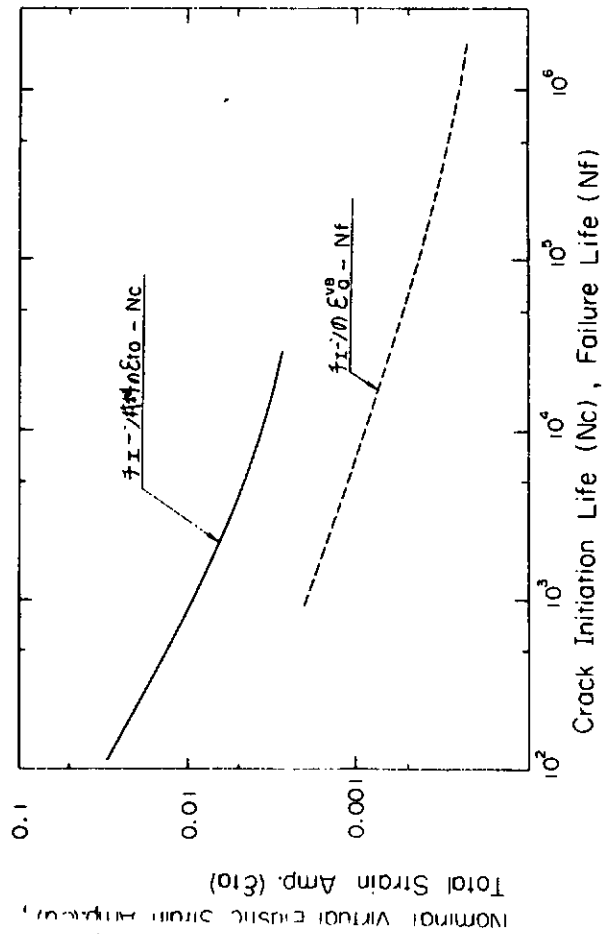


図 4.4.10 チェーンおよびチェーン材料の疲労強度

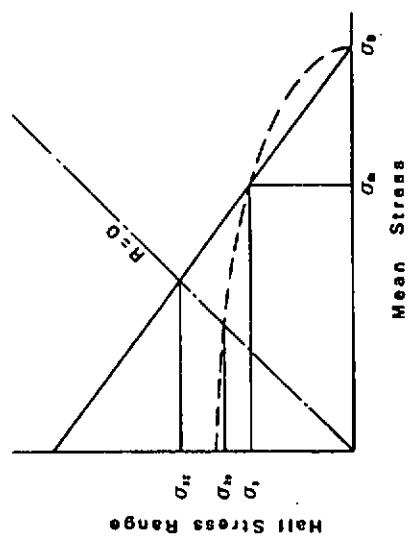


図 4.4.11 平均応力 - 応力振幅線図

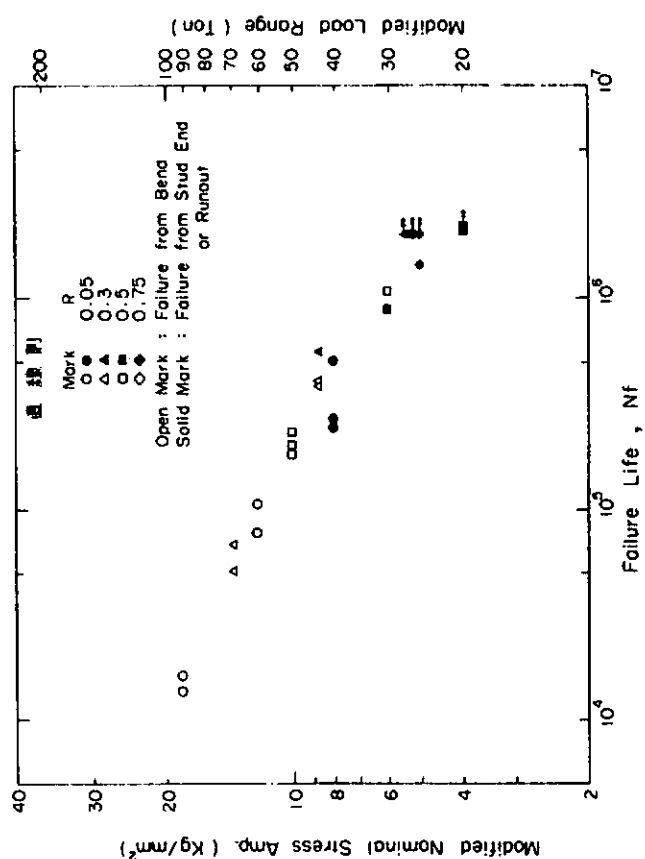


図 4.4.12 直線則により補正した疲労試験結果

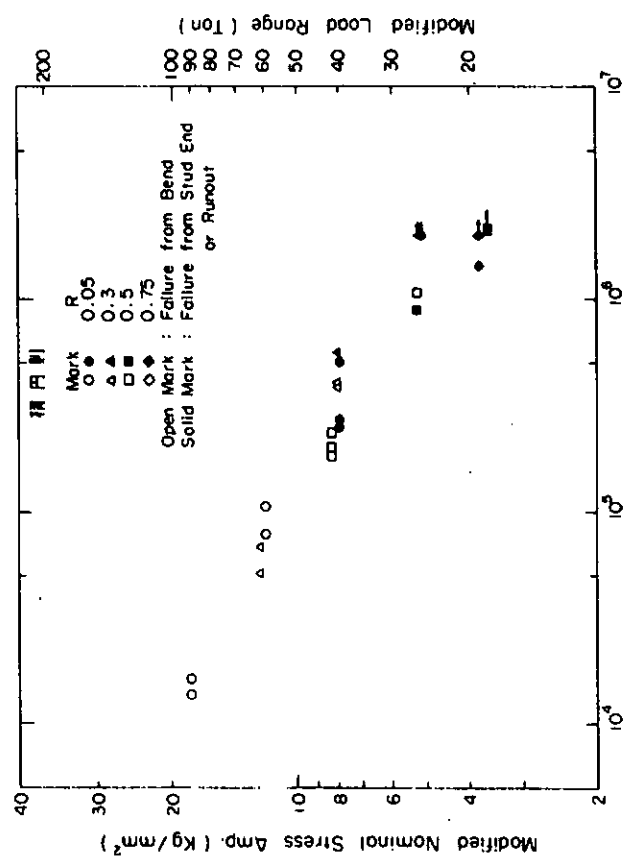


図 4.4.13 楕円則により補正した疲労試験結果

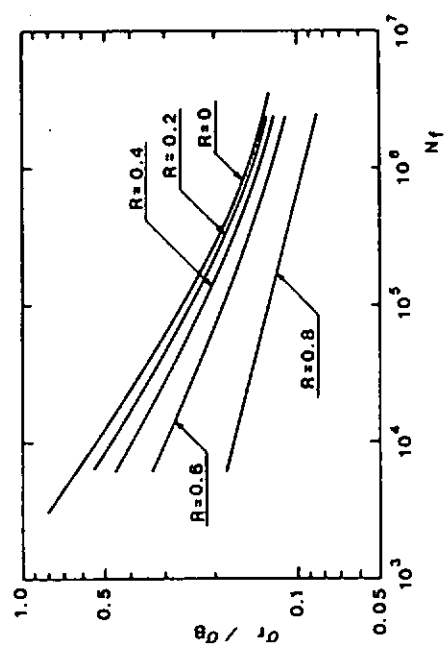


図 4.4.14 各応力比に対するチェーンの疲労強度線図

4.5 索・鎖の生物付着

海洋構造物を索鎖係留した場合、海洋構造物の没水部は勿論、索鎖にも生物付着があり、その量が多量で、厚ければ海洋構造物全体の重量や流体力に変化を与え、ひいては系全体の動的応答にも変化を与えることは十分考えられる。⁵⁾
従ってここでは、海洋構造物も含めて索・鎖の生物付着に関する文献調査を行った。

4.5.1 付着生物の種類および特性

(1) 付着生物の種類

付着生物の種類は調査を実施した海域（地理的位置、水温、海流等）、水深、期間、付着対象物等の特性によって大きく異なり、一定した結果は得られていないが北米¹⁾⁵⁾、北海⁶⁾、日本近海等にみられる肉眼の大形付着生物の主なものは下記の通りである。（顕微鏡的小形付着生物としては菌類、珪藻類、原生動物類等が含まれるがここでは言及しない。）

海藻類 (Algal)

フジツボ類 (Barnacles)

ホヤ類 (Tunicates)

苔虫類 (Bryozoa)

イガイ類 (Mussels)

ヒドロ虫類 (Hydroids)

(2) 付着過程と時間的変化¹⁾⁸⁾

海洋生物が海中の構造物、装置などに付着する場合の過程は、まず海中の菌類が表面に付着して増殖し、粘稠膜を形成する。この上に珪藻類が付着するが、これは2週間位で肉眼でみることのできる褐色がかった透明な寒天状の層となり、スライムと呼ばれるものになる。

この後から大形の生物の付着が始まるわけであるが、最初に付着するのは、その場所に浮遊しているフジツボ、コケムシなどの幼体類であり、その種類と量とは幼体の繁殖期に深く関係している。大形生物では成長の速い生物がまず優占種となり、遅いものがこれにつづくのが一般的パターンである。例えば、マイアミのテストパネルを使った実験では、4週間後には一面にフジツボ類が付着したが、10週間後にはこのフジツボ類の上いくつかのホヤ類がみられた。更に16週間後になるとホヤ類は数、量ともに増加していく。このころになると、フジツボ類は大形に成長するが、その数は逆に減少していき、ホヤ類におおわれていない個体でも多くのものは死んでしまう。26週間後になるとホヤ類のほかに苔虫類が加わり、これらが完全に優占種となり、フジツボ類はその下に埋ってしまう。

この段階からイガイが成長を始め、苔虫類等を侵食し、ついには死滅させてしまう。

このようにして、付着作用は各種生物の相互作用を通じて生物学的遷移を行いながら、約2年間で最終安定状態に至る。この最終安定状態で優占種はケースバイケースで異なっており、また必ずしも同一種で占められるというわけでもない。

従ってこの最終安定状態になると下のものは食物や酸素不足で死滅し、又自重も加わり全面的あるいは部分的にはがれ落ちたりして、そのサイクルをくり返すので、層の厚みは自動的に制限される。

(3) 付着生物の一般的特性¹⁾

生物の付着作用は一般的に次記の代表的な環境条件によって、その種類、量が異なる。

(a) 海域（地理的位置、水温、海流等）

(b) 陸からの距離

(c) 水 深

(d) 材 質

(a) 海 域

(i) 地理的位置

世界のあらゆる海域での付着生物を模式的に示すことは資料も乏しく難しいが、いくつかの成果があがっている北米、北海、日本近海についてとりまとめる。これらについては、付着量の実測例(4.5.2)として後述する。

(ii) 水 温

熱帯海域や深海のように周年水温が余り変化しないところでは、付着活動は一年中行われることが多い。一方温帯海域のように水温の季節変動が大きい海域では冬期になると水温が低下し、産卵、再生産などの繁殖活動は抑制されるが停止してしまい、水温の上昇する春まで極端に減少する。

繁殖開始水温は種によって異なるが大体15℃前後である。しかし、同じ温帯域でも種によっては北方海域では水温が低くなる冬季だけに上記の如く繁殖が止まり、南方海域では高水温の夏だけに繁殖が止まることもある。又、夏と冬には水温等の繁殖条件が余り適さず春と秋だけに繁殖する場合もある。

²⁾
(iii) 海 流

幼生の付着は海水の流れにも大きく左右され、流速が約1ノット以上になると付着が極度に減少する。

(b) 陸からの距離

付着生物は沿岸水と沖合水との接点を境として種類、質ともに変化する。一般には付着は陸に近い程激しくなる。付着生物の幼体は大部分沿岸域に生息していて、沖合まで浮遊することは少ないからである。

付着の沖合限界は陸からの地理的距離よりは、むしろ沿岸水の及んでいる範囲によってお⁶⁾、特に沿岸海流の影響を強く受け、幼体は沖合へ浮遊することがある。北海でも沿岸から約110マイル離れた沖合のプラットフォームにも、沿岸の生物が密に付着していて、海流の影響であることが報告されている。

(c) 水 深

各生物種には固有の生息深度があり、これらが各々の深さに応じて分布しているのが普通である。

海面下250m程度までの生息分布を図4.5.1に模式的に示す。この図から水深により次の如く3つに大別される。

i) 藻、イガイ、ホヤ類が生息する水深30m程度まで

ii) フジツボ、苔虫類が生息する水深70~80m程度まで

iii) ヒドロ虫類のように水深に対し、ほぼ一定の分布密度になっている場合⁴⁾

i) およびii) の場合は水深と共に分布密度が低下しているが、総じて水深が30m以深になると付着の総量は減少してゆくようである。

一方、フジツボ類について詳しく調査した別の報告を図4.5.2に示す。この図はさまざまな深度におけるブイ鎖のデータを集め、A~Mの各種フジツボの度数分布を表示したものである。

これによると深海に多く生息するフジツボもあり、北海でも深海でフジツボが付着することが報告されている。⁶⁾

さらに、図 4.5.3 に示すように海底の傾斜の異なる 2 つの海域において、岸から同じ距離（4 マイル）離れた範囲で水深による付着量の変化を調査したところ

- i) 付着量は深海になるにつれて減少してゆく。
- ii) 緩やかな傾斜の場合は、沖合になるに従って付着量は減少してゆく。
- iii) 急激な傾斜の場合は、沖合距離には余り関係せず、付着量は緩やかな傾斜の場合より少ない。

ことが報告されている。

(d) 材 質

各種材質による付着量の調査としては、マイアミ沖でフジツボについて実験を行っている。それを図 4.5.4 に示す。これによると、表面がなめらかで、孔をもたず、繊維質を含まず、また特に固い材質面では付着は殆んど起らなかった。最も付着が激しかったのはアスベストで、木材がこれに次いでいる。一方、付着量の少ないものはプラスチック等のように表面がごく平らで滑らかな物質に限られていた。

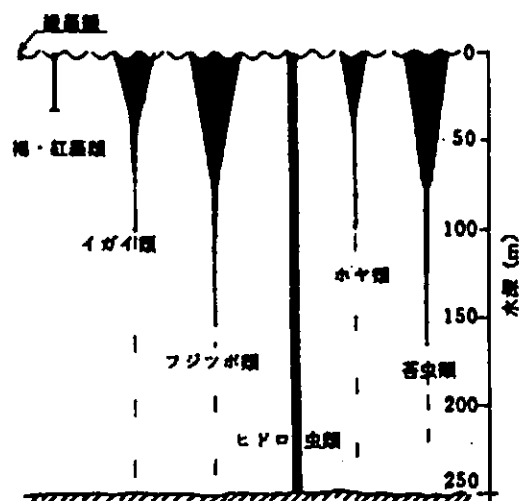


図 4.5.1

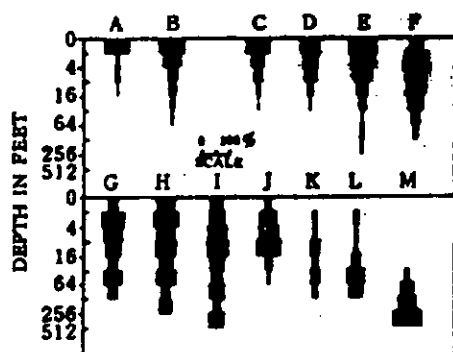


図 4.5.2

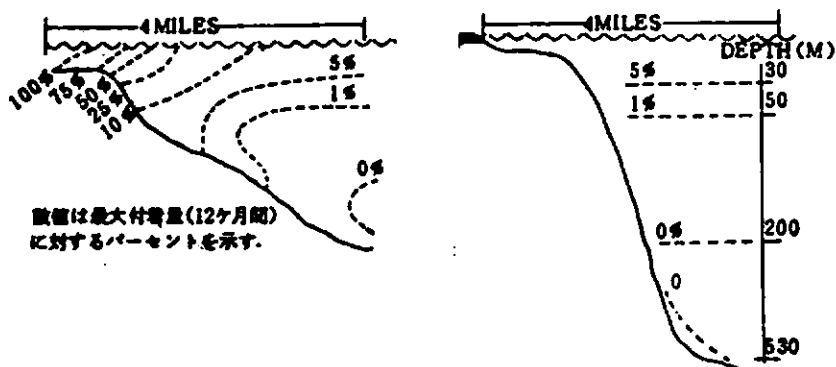


図 4.5.3

3)
一方、長崎港で実施した各種有機材料に対する生物付着の調査では他の材質に比し、フロンが付着しにくいことが報告されている。

4.5.2 生物付着量の実測例

いくつかの成果があがっている北米、北海、日本近海について以下記述する。

北米のルイジアナ沖のプラットフォームで実測されたものを図 4.5.5 に、北米沿岸のブイで実測されたものを図 4.5.6 に各々示す。

これによると、ルイジアナ沖では付着生物の厚みは最大 50 mm 程度であるが、この測定は固い生物（フジツボ、貝類）を対象としたものであり、軟かい生物（ヒドロ虫、こけ虫）も含めると 10～30 ft の水深で 125 mm の厚みに達している。一方、北米沿岸の場合は 150 kg/m² 程度（付着生物の比重を 1 とすれば、150 mm 厚に相当）付着している。

6)
北海の英国セクターにあるプラットフォームに対して実測した結果によると、沿岸あるいは浅い水深（約 25 m レベルまで）におかれたプラットフォームには、イガイ類が急速に 100～200 mm 厚の層を成して付着している。

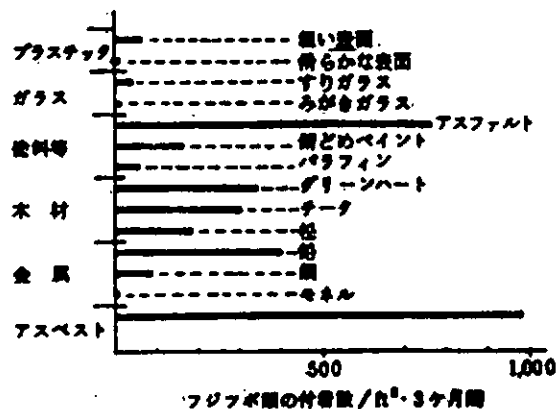


図 4.5.4

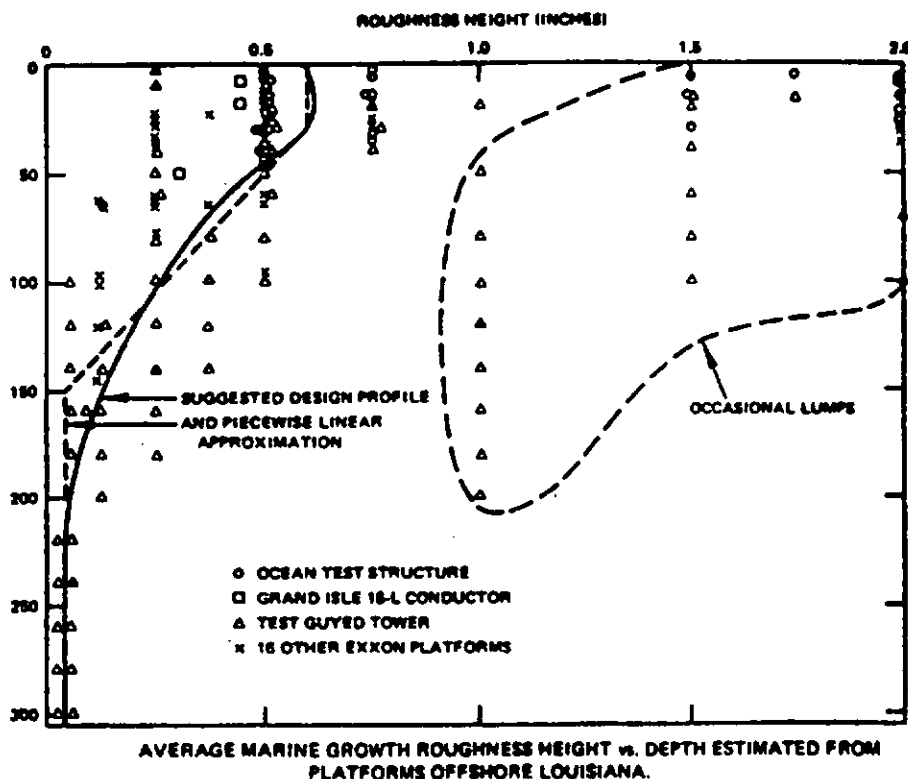
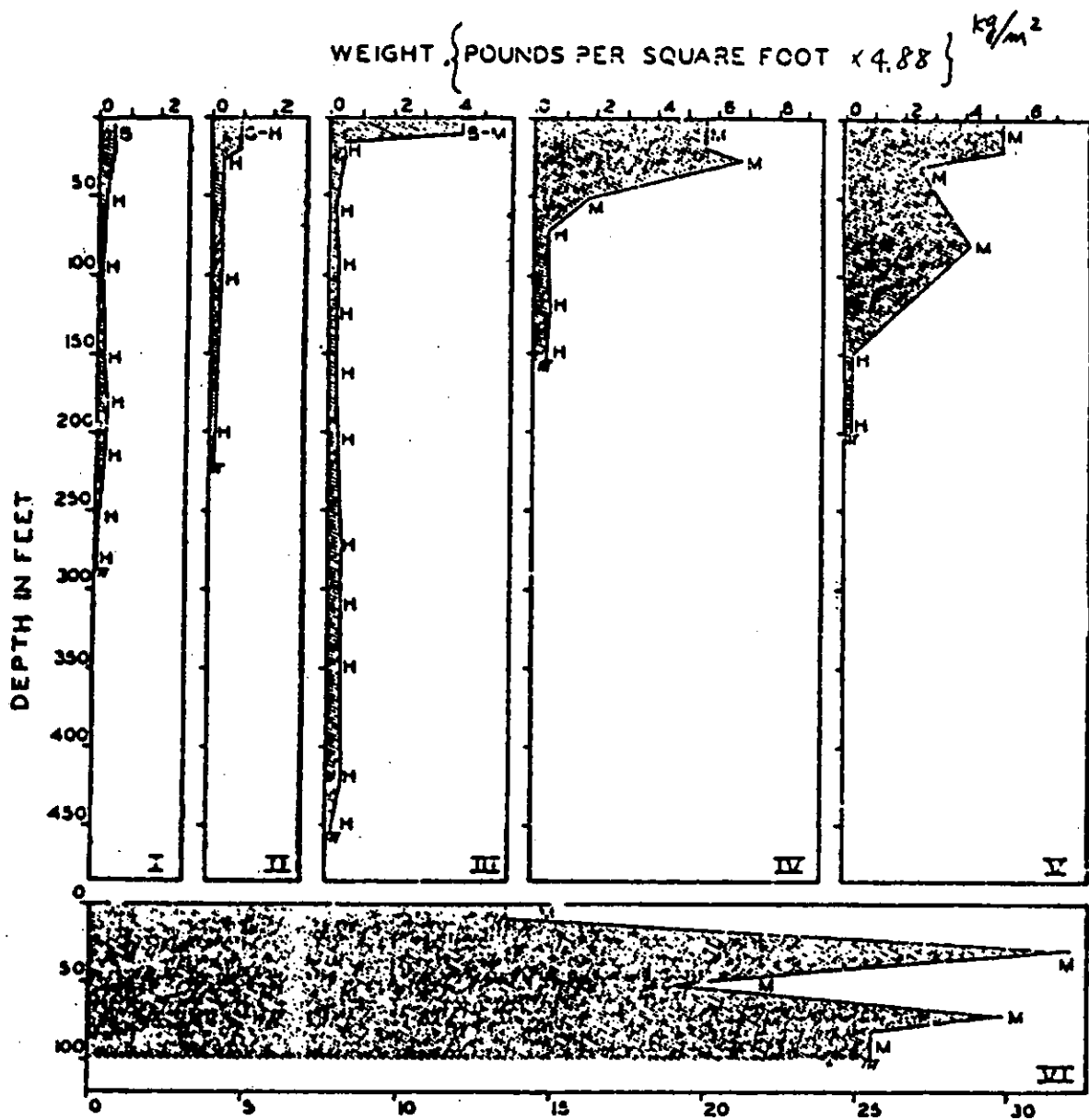


図 4.5.5



G.B barnacles (フジツボ)

I ~ VIは各計測場所を示す。

H hydroids (ヒドロ虫)

M mussels (イガイ)

図 4.5.6 北米沿岸のブイに付着した付着生物とその量

これらは、プラットフォームの荷重に多大な影響を与えるので2~3年毎に除去している。

日本近海では、阿賀沖プラットフォームで水深40m付近まで付着生物が年間数十mmに達する例が報告されている。

浮魚礁の調査⁷⁾によると、ブイには多く付着するが、係留索についてはデータがまちまちであり、定量的にもとらえていない。

参 考 文 献

- 1) 海洋の付着生物 日本船用機関学会誌 第16巻 第3号 昭56
(工技院報告書 海底付着生物に関する調査の要約版)
- 2) 海洋構造物と付着生物 Ocean Age 1980-7 Vol.12
- 3) 生物付着と防汚性の調査 社内資料(エコール用原稿)
- 4) Marine Fouling and Its Prevention U. S. Naval Institute 1952
- 5) Biological and Engineering Parameters for Macrofouling Growth on Platforms
Offshore Louisiana Oceans '81
- 6) Marine Growth on North Sea oil and Gas Platforms OTC 3860 '80
- 7) 浮魚礁開発の現状について Ocean Age 1981-7 Val.13
- 8) 海洋構造物の水中検査 ECOR日本委員会 '78 №20

第 5 章 結 言

以上は、昭和 57 年度において第 187 研究部会が海洋構造物の深海係留に関する調査研究として実施した内容である。

本年度の調査研究において特筆すべき事項は、昭和 56 年度における文献調査によって摘出された究明すべき課題の中で特に重要課題として実験方案を作成した係留用索・鎖に働く流体力及び係留用索・鎖の疲労強度に関して系統的な実験を実施し、各特性を明確化することができた。これらの成果は、今後海洋構造物の深海係留に関する技術開発及び数値計算の精度向上等に活用できる極めて貴重な資料となるものである。

本研究部会においては、昭和 56 年度及び昭和 57 年度における調査研究結果を踏えて昭和 58 年度以降においても海洋構造物の深海係留に関する共通的・基礎的な技術課題について文献の補足調査、数値計算及び実験的研究を行い、より実用的な係留技術が確立できるよう各委員及び事務局が一体となって精力的に活動するように努力致したい。