

第 155 研 究 部 会
巨大タンカーの係船システムの研究
報 告 書

昭和 51 年 3 月

社 団 法 人
日 本 造 船 研 究 協 会

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和50年度補助事業「巨大タンカーの研究」の一部として日本造船研究協会第155研究部会においてとりまとめたものである。

本研究は、巨大タンカーの係船に関する安全性確保の見地から、単に係留の問題だけでなく、これら接・離岸の作業及び所要係船設備を含む一連のシステムとして捉え、合理的な係船システム設計要件を明らかにすることを目的として、昭和50年度には、3カ年計画の第2年度として、接離岸時の外的条件、緊急時の対策及び岸壁パネ定数についての調査、係船設備の主要目決定のための調査検討、浅水影響に関する実験、各種係船方式に対する動的係船力解析プログラムの開発等を行った。

第155研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	栖原二郎	（九州大学）		
幹事	秋元脩	（日本鋼管）	飯塚登	（大阪商船三井船舶）
	漆谷一雄	（日立造船）	大島正直	（三井造船）
	翁長一彦	（船舶技術研究所）	片上圭四郎	（海技大学校）
	片山勇	（出光タンカー）	小山永敏	（横浜国立大学）
	高橋久雄	（石川島播磨重工業）	宝田直之助	（住友重機械工業）
	谷道夫	（川崎重工業）	直井洋	（東京タンカー）
	中村彰一	（大阪大学）	野中晃二	（船舶技術研究所）
	花野敏夫	（三菱重工業）	松岡史香	（佐世保重工業）
	米倉邦彦	（三菱重工業）		
委員	安倍光弘	（三井造船）	伊藤弘武	（石川島播磨重工業）
	岡実	（日本海事協会）	小保方恒雄	（三井造船）
	加藤復雄	（シェル船舶）	鞠谷宏士	（東京商船大学）
	小林和夫	（川崎重工業）	笹路真三	（日本海事協会）
	篤一夫	（佐世保重工業）	徳田迪夫	（日本郵船）
	徳永健	（三菱重工業）	殿村三郎	（川崎重工業）
	平尾幹彦	（住友重機械工業）	福地信義	（長崎大学）
	藤本芳雄	（ジャパンライン）	本田啓之輔	（神戸商船大学）
	松浦和春	（日本鋼管）	宮崎政男	（日立造船）

調査小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主査	秋元脩	（日本鋼管）		
委員	飯塚登	（大阪商船三井船舶）	伊藤弘武	（石川島播磨重工業）
	小保方恒雄	（三井造船）	片上圭四郎	（海技大学校）
	加藤復雄	（シェル船舶）	片山勇	（出光タンカー）
	鞠谷宏士	（東京商船大学）	小林和夫	（川崎重工業）
	笹路真三	（日本海事協会）	篤一夫	（佐世保重工業）
	徳田迪夫	（日本郵船）	徳永健	（三菱重工業）
	殿村三郎	（川崎重工業）	直井洋	（東京タンカー）
	根本久司	（三井造船）	平尾幹彦	（住友重機械工業）

藤 本 芳 雄	(ジャパンライン)	本 田 啓之輔	(神戸商船大学)
宮 崎 政 男	(日 立 造 船)	森 藤 順 一	(日 本 鋼 管)

計算・実験小委員会委員名簿 (敬称略, 順不同)

主 査 員	宝 田 直之助	(住友重機械工業)		
	伊 藤 健	(三 菱 重 工 業)	伊 藤 弘 武	(石川島播磨重工業)
	岡 実	(日本海事協会)	小保方 準	(住友重機械工業)
	川 隅 一 道	(佐世保重工業)	小 林 和 夫	(川 崎 重 工 業)
	小 林 正 典	(三 井 造 船)	坂 尾 稔	(川 崎 重 工 業)
	笹 路 真 三	(日本海事協会)	杉 浦 正 憲	(日 立 造 船)
	篤 一 夫	(佐世保重工業)	徳 永 健	(三 菱 重 工 業)
	根 本 久 司	(三 井 造 船)	野 中 晃 二	(船舶技術研究所)
	花 野 敏 夫	(三 菱 重 工 業)	福 井 靖	(石川島播磨重工業)
	福 地 信 義	(長 崎 大 学)	松 浦 和 春	(日 本 鋼 管)
	宮 崎 政 男	(日 立 造 船)		

目 次

緒 言	1
第1編 調 査	3
1. まえがき	3
2. 接離岸時の外的条件	4
2.1 作業船に関する条件	4
2.1.1 引船の推進器とボラード・ブルの関係	4
2.1.2 引船の曳航力減少率	5
2.1.3 引船の曳航設備	5
2.1.4 各種作業船の作業員数	5
2.1.5 本船D.W.T.別の引船のトータル・ブル	6
2.1.6 引船船隊のあり方	9
2.1.7 9,000馬力オーシャン・タグの例	11
2.2 海象条件	11
2.2.1 各種作業船の海象条件の現状	11
2.2.2 ヘリコプターに関する条件	12
2.2.3 引船の設備基準から見た海象条件	12
2.2.4 文献に見る海象条件	12
2.2.5 作業性より見た外界条件としての波高	14
2.3 各種作業船に関する資料	15
2.3.1 1,000PS以上の引船	15
2.3.2 引船に関する接離岸時の運用上の規則	18
2.3.3 綱取船	19
2.3.4 ブイ係留作業船	20
2.3.5 交通艇	20
2.4 考 察	20
3. 緊急時対策	22
3.1 まえがき	22
3.2 係船システム関連の海難事故例の分析	22
3.3 緊急事態の想定	22
3.3.1 錨 泊	23
3.3.2 岸壁係船	23
3.3.3 ブイ係船	24
3.3.4 フローチャートによる緊急事態の想定	25
3.4 原因とその分類	33
3.5 対策の立案	33
3.5.1 緊急時対策A	34
3.5.2 緊急時対策B	35
3.6 緊急時対策の評価	36

3.7	操船に関する提言	36
3.8	考 察	37
4.	巨大船用係船岸壁のばね定数	42
5.	錨泊、ブイ係船	46
5.1	作業方針	46
5.2	錨泊法の現状	46
5.2.1	アンケート調査の趣旨、方法	46
5.2.2	アンケート調査内容	47
5.2.3	考 察	70
5.3	係止力計算	74
5.3.1	外的条件	74
5.3.2	振れ回りによる係止力の極点	74
5.3.3	底 質	85
5.3.4	アンカー及びチェーンの把駐力	89
5.3.5	係止力計算	94
5.4	揚錨機的能力	104
5.4.1	出 力	104
5.4.2	巻揚速度	106
5.4.3	落下速度	108
5.5	走錨および錨鎖張力検知	109
5.5.1	走錨検知装置	109
5.5.2	張力検知装置	112
5.6	ブイ係船用ロープ	114
5.7	考 察	116
6.	岸壁係船	117
6.1	作業方針	117
6.2	外力条件の設定	117
6.2.1	風	117
6.2.2	潮流	117
6.2.3	波	120
6.3	巨大タンカー（100万D.W.トン）の係船設備計画	120
6.3.1	船舶及び岸壁の主要寸法、配置	120
6.3.2	静的係船力計算	121
6.3.3	船舶係船設備要目	132
6.3.4	岸壁係船設備要目	134
6.4	巨大タンカー（100万D.W.トン）の係船作業	134
6.4.1	係船時の作業フロー	136
6.4.2	作業上の問題点とその対応策	136
6.4.3	対応策の評価	138
6.5	係船設備の省力化・自動化	140

6.5.1	一 般	140
6.5.2	波浪中の船体運動と索張力の変化	140
6.5.3	係船機の省力化・自動化(蒸気式係船機)	145
6.5.4	係船機の省力化・自動化(油圧式係船機)	148
6.5.5	索運搬設備	151
6.5.6	索	158
6.5.7	その他の関連機器	164
6.6	考 察	166
7.	あとがき	168
第2編	計算及び実験	171
1.	計算実験小委員会の概要	171
1.1	実験実施の概要	171
1.1.1	浅水中を微速で移動する船体に作用する流体力に関する模型実験	171
1.1.2	二次元模型による強制左右揺実験	171
1.2	動的計算	171
1.2.1	一点係留ふれ廻り計算プログラム	171
1.2.2	多点ブイ係留計算プログラム	171
1.2.3	ドルフィン係留計算プログラム	172
1.3	接岸時の衝撃力	172
1.4	今後の予定	172
2.	浅水中を微速で移動する船体に作用する流体力に関する模型実験結果	173
2.1	経緯と概要	173
2.2	風洞, 計測用器材および試験の種類等	173
2.3	試験結果と考察	173
2.3.1	試験結果の表示	173
2.3.2	流体力計測試験	174
2.3.3	伴流の非対称性の影響	174
2.3.4	境界層の計測	174
2.4	むすび	175
3.	二次元模型による強制左右揺実験結果	179
3.1	経緯と概要	179
3.2	実験方法	179
3.2.1	供試模型船	179
3.2.2	試験水槽と装置	179
3.2.3	実験解析法	179
3.3	実験結果と考察	180
4.	外力その他の取り扱い	184
4.1	波浪外力	184
4.1.1	座標系	184
4.1.2	縦運動群	184

4.1.3	前後揺	185
4.1.4	横運動群	185
4.2	係留力	186
4.2.1	海底にチェーンの一部が横たわっている場合	187
4.2.2	海底の着鎖点においてチェーンが海底とある角度を持っている場合	187
4.3	風による力及びモーメント	189
4.4	潮流による力及びモーメント	191
4.5	波による漂流力及びモーメント	193
4.6	浅海域と波エネルギースペクトル	196
5.	一点係留ふれ廻りに関する計算	199
5.1	理論計算式	199
5.1.1	基礎条件および座標系	199
5.1.2	運動方程式	199
5.1.3	外力	199
5.1.4	係留索による力	199
5.1.5	幾何学的関係	201
5.2	計算プログラム	201
5.2.1	計算フローチャート	201
5.2.2	計算プログラムの説明	202
5.2.3	INPUT DATA	202
5.2.4	OUTPUT DATA	203
5.3	計算結果	206
5.3.1	実験結果との比較	206
5.3.2	70万トンタンカーふれまわり計算(単係留)	210
5.3.3	タコ足ブイの場合の計算	220
5.4	今後の課題	221
6.	多点係留動的計算	223
6.1	理論計算式	223
6.1.1	基礎仮定及び座標系	223
6.1.2	運動方程式	223
6.1.3	係留索による力	224
6.1.4	係留索の幾何学的関係	224
6.2	計算プログラム	225
6.2.1	プログラムの構成	225
6.2.2	計算モデルの制限条件	226
6.2.3	INPUT DATA	226
6.2.4	OUTPUT DATA	227
6.3	実例計算及び考察	229
6.3.1	計算モデル	229
6.3.2	計算結果及び考察	232

6.3.3	むすび	233
6.4	今後の課題	233
6.4.1	多点係留動的計算プログラムの意義	233
6.4.2	計算時間について	233
6.4.3	系統計算について	233
7.	ドルフィン係留動的計算	240
7.1	計算条件	240
7.2	係留中の船体運動方程式について	240
7.2.1	船体運動方程式	240
7.2.2	解の設定	241
7.2.3	解を求めるための連立方程式	241
7.3	係留索による復原力	243
7.3.1	座標系の設定	243
7.3.2	回転による変位の求め方	243
7.3.3	索の復原力の計算	244
7.4	係留中に変動風圧を受けた時の船体運動方程式	248
7.4.1	変動風圧の設定	248
7.4.2	変動風圧についての運動方程式	248
7.5	計算プログラム	249
7.5.1	計算フローチャート	249
7.5.2	計算プログラムの説明	249
7.5.3	INPUT DATA	250
7.5.4	OUTPUT DATA	250
7.6	静的索張力計算結果	254
7.7	実例計算	255
7.7.1	計算条件	255
7.7.2	波浪中の変位	255
7.7.3	波浪中の索張力の変化	256
7.7.4	変動風圧を受けた時の変位，索張力について	256
7.8	計算結果の解析	256
7.9	考 察	265
8.	接岸時の衝撃力	266
8.1	計算式および一般解	266
8.2	接岸時衝撃力の計算	267
8.3	考 察	268
9.	あとがき	271

緒 言

船舶の巨大化に伴って船体に働く風、波、潮流などの外力も巨大なものとなるので、安全な係船を確保することおよび碇泊地附近における船の微速操船、接岸および離岸作業などの広義の係船作業の安全確保については、従来のように操船者の経験および勘にのみ頼ることは不可能で、これらを一連の係船システムとして捉え、これに対する事前の十分な研究が必要である。

本年度においては、昨年度に引続き係船時における外的条件および作業条件に関する調査を行なうとともに、緊急時対策の検討および各種係船法について、巨大船を含む中型以上の船舶の係船力および安全性確保に関する船の運動力学的研究を行ない、併せて操船に関する各種の実際的な諸問題との関連について検討を行なった。

なお、静力学的計算法によれば巨大船の係船は標準的な外的条件に対しては一応可能であることが判明したが、船の運動による動的効果を考慮すると、安全な係船が可能であるためには各係船法および各碇泊地毎に許容される外的条件はそれぞれ異った制限条件を受けることがあることが分った。従ってこれを明確にするためにコンピュータの使用による動的計算プログラムの開発を行ない、またその計算に必要なデータを得るための実験を行なった。

来年度においては、これらの調査結果およびプログラムを使用して種々の実例に関する検討を行ない、係船システムの設計のための諸条件および設計指針などについて検討を行なう予定である。

第 1 編 調 査

1. ま え が き

昭和 4 9 年度報告書に今後の課題として

- (1) 巨大船の係船システムをトータル・システムとして捕え、どのような機器設備を設定し、どのような手順で作業し、また操作を行えばよいか、安全かつ合理的な係船システムの可能性の検討
- (2) 大型化の直接の影響を受ける錨及び投揚錨装置の検討の続行
- (3) 接離岸時の外的条件（引船等の能力、作業限界）
- (4) 緊急時の対策

の調査が残されていると挙げられている。したがって、本年度は上記課題の研究調査を進めるため、5 0 年度作業計画に基き、調査小委員会内に錨泊及びブイ係船、岸壁係船の二つの設計グループを設けることにより、(1)接離岸時の外的条件、(2)緊急時の対策及び(3)岸壁バネ定数についての調査、(4)錨泊及びブイ係船、(5)岸壁係船用設備の主要目決定のための設計及び調査作業を行なった。

係船システムのプロセヂューアは

(イ) 入	港	本船自航
(ロ) 錨	泊	本船係船設備使用
(ハ) アプローチ		本船自航及び引船使用
(ニ) 接	岸	引船使用
(ホ) 係	留	本船及び陸上係船設備使用
(ヘ) 離	岸	引船使用
(ロ) 出	港	本船自航

と考えられるが、巨大船の場合には、本船の移動のためには本船あるいは陸上の係船設備は一切使用せず、本船の自航もしくは引船によるものと考え、また本船自航時の問題は原則として採り上げず、上記(ロ)(ニ)(ホ)及び(ヘ)を研究の対象として考えることとして作業を行った。

尚、昨年度の報告書に将来の問題として、陸上設備を含めた新しい係船システムの調査検討についての必要性が述べられているが、本年度作業では採り上げていない。

2. 接離岸時の外的条件

船の係船システムについて考える時、本船の具備する設備のみならず、本船の係船を支援する作業船等についても考慮しなければならないことが、昨年度の調査報告にて指摘されている。例えば、ある港では、波高 1.5 m にて、本船の係船作業ができないことになっているが、これは主に作業船に起因するものと想像されたが、明確ではなかった。

今年度は、上記のような疑問を明確化する意味で、係船システムの外濠ともいべき種々の条件を調査した。

外的条件としては、本船の離接岸時のみを考慮することとし、従って、引船を主な対象として調査を行ない、調査項目としては、次のような考え方で選んだ。

- (1) 本船を支援する作業船には、どんなものがあるか。
- (2) 各作業船の設備的限界は無いか。
- (3) 各作業船の作業人員数はどうか。
- (4) 引船船隊のあり方はどうか。
- (5) わが国の引船の実態はどうか。
- (6) 各作業船に対する海象条件の限界値は何か。

これらの現状調査により、巨大タンカー（100万D.W.トン）の場合の外的条件の設定が可能になるよう検討考察を加えることとした。但し、100万トン型の場合の具体的な外的条件の数値の設定は、今後の検討によることとした。

2.1 作業船に関する条件

ここでは、作業船自体に関する条件について調査したことを述べる。作業船としては、引船・綱取艇・ブイ係留作業船・交通艇が考えられるが、引船以外の作業船については、専用船は隻数も少く、引船が準用されている実情に鑑み、引船に関する調査が主要なものとなった。

2.1.1 引船の推進器とボラード・ブルの関係

引船の性能としては、そのボラード・ブルが必要であるが、一般には、引船は主機関の連続最大出力で表現されることが多いので、その関係を明かにしておく。（文献〔2.01〕による）

$$Tb = \frac{P \times tb}{100} \quad (\text{ton})$$

ここに

Tb：引船のボラード・ブル(t)

P：主機関の連続最大出力(PS)

tb：単位ボラード・ブル(t/100PS)

単位ボラード・ブルは、推進器の種類別によって異なり、一般には、表 2.1.1 のようになっている。

表 2.1.1

推進器の種類	単位ボラード・ブル	
	文献〔2.01〕	文献〔2.12〕
フォイトシュナイダー型(V.S.P.)	-	1.0 t/100PS
可変ピッチプロペラ型(C.P.P.)	1.2 t/100PS	-
コルトノズル+可変ピッチプロペラ型	1.4 t/100PS	1.35 t/100PS
コルトノズルラダー+可変ピッチプロペラ型	1.4 t/100PS	-
Z 型	-	1.5 t/100PS

なお、船長協会VTR委員会の資料によれば、表2.1.2のようになっている。

表2.1.2

推進器の種類	単位ボラード・ブル	
	前進	後進
フォイトシュナイダー型(V.S.P.)	0.95 t/100PS	0.84 t/100PS
可変ピッチプロペラ型(C.P.P.)	1.29	0.81
コルトノズル+可変ピッチプロペラ型	1.34	0.73
Z 型	1.32	1.20
固定ピッチプロペラ型(F.P.P.)	1.04	0.85

2.1.2 引船の曳航力減少率

引船の大きさ、即ち、ボラード・ブルを決定する時には、曳航力の減少率を考慮に入れなければならない。文献〔2.01〕によれば、次のようにして求めることができる。

$$e = \frac{Rt}{Tb}$$

ここに

e : 曳航力減少率

Rt : 曳航時の曳航力(t)

Tb : 引船のボラード・ブル(t)

曳航力減少率eは、船速率fの関数として表わされ、次の図2.1.1にて与えられる。

ここに、船速率fとは、

$$f = \frac{\text{引船の定格出力時の曳航時の曳航速度}}{\text{引船の定格出力時の独航速度}}$$

従って、本船の横引き抵抗が与えられれば、引船のボラード・ブルが求められることになる。(引船の隻数については2.1.6参照)

2.1.3 引船の曳航設備

引船の曳航設備として、Towing hookは必須のものであるが、文献〔2.01〕によれば、Towing hookに要求される一般的性能は、

- (1) 波浪による急激なあおりによるショックを吸収し、引索が離脱しないこと。
- (2) 曳航中でも離脱が安全、簡単に行えること。
- (3) 引索は上下、水平にフックは追従して動くこと。

等であるが、巨大タンカー(100万D.W・トン)用の引船の曳航設備としては、更に具体的に検討を加える必要がある。

また、Towing hookの力量としては、ボラードブルの20%増しとして算定されるが、経験的に定められているものである。現在、力量50tonまでのものが標準品として市販されている。

2.1.4 各種作業船の作業員数

作業員数については、2.3項の資料から次のように言える。

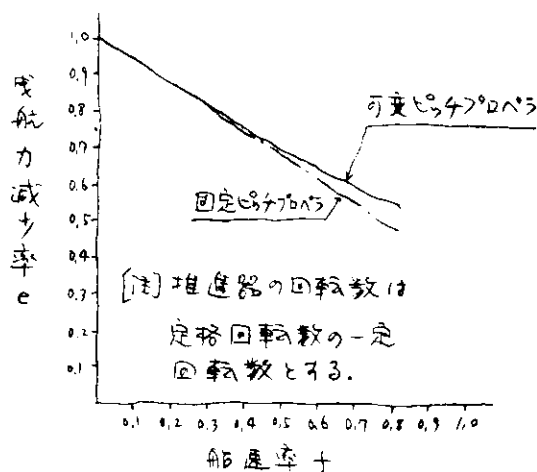


図2.1.1

引 船 甲板部員 2 ～ 15 人
機関部員 2 ～ 8 人

綱 取 船 3 ～ 5 人
ブイ係留
作 業 船 2 ～ 14 人
交 通 艇 2 ～ 4 人

(詳細は 2.3「各種作業船に関する資料」を参照のこと)

従って、作業員数については係船システムを考える上でネックになるようなことはなさそうである。

2.1.5 本船D・W・T別の引船のトータル・プル

本問題については、種々の調査および見解が発表されており、これらを下記する。

(1) 文献に見る一般的表現

(イ) 文献〔2.14〕 大型オイルタンカーと引船(S.41)

(日本港湾コンサルタント協会)

$$\text{Total PS} = 7.4 \times (\text{DWT})^{0.6}$$

例 150型～180型の場合

1 - 1500 PS

2 - 2000 PS

2 - 2500 PS

本報告書は、20万トン型タンカーは、日本に於いては未だ建造されていなかった時の調査研究で、次のような基本方針で求められた。

- 作業限界の風速を 8 m/sec とし、変動率を 25 % とする。従って、風圧計算に於ける風速は 10 m/sec とする。
- 潮流は 0.1 m/sec とし、タンカーの対地移動速度を 0.15 m/sec とする。従って、水抵抗計算に於ける潮流の速度は 0.25 m/sec とする。
- 横移動抵抗は、 $0.064 \times (\text{DWT})^{0.6}$ で与えられ、引船の作用振れ角を 30° と考える。

(ロ) 文献〔2.02〕 巨大船に対する操船用引船に関する調査研究報告書

(S.42 日本作業船協会)

DWT	～60	～80	～100	～130	～160	～200
Total PS (入 港 時)	5,000	6,000	7,500	9,000	12,000	14,000
Total PS (出 港 時)	5,000	6,000	7,000	8,500	10,000	11,000

本報告は、根岸丸・徳島丸・日章丸の実績調査をベースに計算より求めたものである。

(ハ) 文献〔2.06〕 超大型船の港内操船に関する調査研究

(S.43 日本海難防止協会)

	～150	～175	～200	～225	～250	～300
Total pull (ton)	39	43	48	51	56	63

	～400	～500	～600
Total pull	75	87	98

本報告は、外板強度から見た引船の押力を与えている。

(イ) 文献〔 2 0 3 〕 巨大船に対する操船用引船の性能に関する調査研究報告書

(S . 4 3 日本作業船協会)

引船船隊の所要スラスト=巨大船の全抵抗× 1.5

本報告では、10 万トン型タンカーについて、実船調査と水槽試験により所要スラストを求めている。但し、風圧/水圧係数は日本海難防止協会の値を使用している。

文献〔 2 1 2 〕は、この関係式により Total PS と DWT の関係を次のように与えている。

	～60	～100	～160	～200	～260	～300
Total PS	4800	6700	8800	9900	11700	13000

風速は 10 m/sec , 潮流は 0.25 m/sec とし、浅水影響を考慮している。(上表は h/d = 1.4)

(ロ) 文献〔 2 2 1 〕 巨大船の錨泊 (雑誌 : 作業船) S . 4 4

Berthing the very large tankers (SB&SR) Oct. 24.1969

DWT	～50	～100	～150	～200	～250	～312	～500	～1,000
Total Pull	60 ^t	80 ^t	94 ^t	105 ^t	115 ^t	124 ^t	150 ^t	195 ^t
引 船 船 隊	2-30 ^t or 4-15 ^t	4-20 ^t	4-23.5 ^t	4-26.25 ^t	4-28.75 ^t	4-31 ^t	4-37.5 ^t	4-48.75 ^t or 6-32.5 ^t

船体抵抗は Lord ralyleigh の式で表わし、風速 33 kt とし、潮流を無視、接岸速度を 1.52 ～ 7.6 m/min としている。

(ハ) 文献〔 2 0 9 〕 巨大タンカーの安全対策に関する調査報告

(S . 4 6 日本海難防止協会)

$$\text{Total pull} = k \times \text{DWT} \times 10^{-4} \text{ ton}$$

ここに

引船が 3 隻の場合 $k = 14 \sim 20$

" 4 隻 " $k = 5 \sim 12$

" 5 隻 " $k = 7 \sim 8$

(SBM の場合は 25 % 減少)

本報告はアンケートにより 1 万 ～ 2.5 万トン型までのものについて調査し、上記の関係式にまとめたものである。

(ニ) 文献〔 2 1 8 〕 大型タンカーと引船 (国際油槽船協会)

150 型タンカーの場合に必要な引船の馬力は次のとおり。

風 速	15 m/sec	10 m/sec	5 m/sec	0 m/sec
PS	15700	12000	9500	8700
PS/DW	0.11	0.08	0.063	0.058

(2) 国内主要港に於ける実態

各調査検討報告書に於いて、引船船隊のトータル・プルが一般化された形で与えられているが、国内主要港に於いて実態が如何になっているかを文献により調査した。

(イ) 文献〔217〕を取りまとめたものを表2.1.3に示す。

表2.1.3

ドック	DWT	引 船 船 隊	合計馬力	風 速
三井千葉	70,300	1-1,300PS 1-1,650PS 2-2,080PS	7,110PS	最大20m/sec
浅野船渠	60,100	1-1,060PS CPP 1-1,760PS VSP 1-1,800PS VSP 1-2,090PS VSP	6,710PS	20m/sec
日本鋼管	48,000	1-2,000PS CPP 1-1,400PS VSP 1-2,200PS VSP 1-1,760PS VSP 1-800PS P	8,160PS	平均 12~14m/sec
日 立	200型	1-3,000PS CPP 2-2,000PS 不明 1-3,000PS Z	10,000PS	最大15m/sec

(ロ) 文献〔220〕をとりまとめたものを表2.1.4に示す。

表2.1.4

港 湾	DWT(max)	引 船 船 隊	合 計 馬 力	係 船 方 法
四日市大協シーバース	230	1-2,000~2,500PS	2,500 PS	S B M
東燃扇島シーバース	250	6-?	18,000 PS	ドルフィン
丸善千葉	108	2-3,600 PS	7,200 PS	イモドコ
日石下松南栈橋	50	2-6,300 PS	12,600 PS	多 点
日石室蘭シーバース	100	4-?	10,460 PS	ドルフィン
三菱商事鹿ノ川栈橋	125	4-?	13,000 PS	ドルフィン
菊間太陽石油第1シーバース	130	4-3,500 PS	14,000 PS	多 点
〃 第2シーバース	70	3-?	10,000 PS	ドルフィン
出光徳山シーバース	274	5-?	20,000 PS	多 点
京葉シーバース	260	4-?	16,000 PS	ドルフィン
出光苫小牧シーバース	280	-	DWTの8%以上	ドルフィン
東燃清水原油バース	200	7-?	11,000 PS	ドルフィン
富士興大崎シーバース	240	7-?	19,000 PS	ドルフィン

港 湾	DWT(max)	引 船 船 隊	合 計 馬 力	係 船 方 法
昭和四日市シーバース	270	1 - 3,000 PS	3,000 PS	SPM(シェル)
日新タンカー六連油槽所	100	3 - 2,000 PS	6,000 PS	多 点
日海石富山シーバース	150	1 - 2,600 PS	2,600 PS	イモドコ
西部石油宇部シーバース	250	2 - 3,000 PS	6,000 PS	SPM(シェル)
中部渥美シーバース	250	3 - 3,000 PS	9,000 PS	SPM(三菱)

(3) まとめ

引船船隊のトータル・ブルについて、(1)項の調査内容を図 2.1.2 及び図 2.1.3 に示す。

一見して判るように、ばらつきが大きいのが、理由は次のように考えられる。

- (イ) 従来の調査検討は、20 万トン型から 30 万トン型までを検討目標とし、実態調査が数万トンクラスまでのものが多く、かつ、1 万トンクラスの場合と 20 万トンクラスの実態調査を同一レベルの標本として整理している。
- (ロ) 計算式で与えられる場合、風速や潮流の値、あるいは、風圧係数、水抵抗係数が異っている。

上記(イ)の実績調査のばらつきの大きさは、(2)項の調査でも明らかであり、(1)(ロ)で述べた文献〔209〕による調査報告では、トータル・ブルのみを捉えることの困難さを示している。

従って、これらの種々の研究報告から判ることは、

- (i) 実績調査は、少くとも 20 万トンクラス以上のデータに限定し、
- (ii) 各種係数（風圧、水抵抗、浅水影響）の数値を明確にする。

ことを必要とする。

ここでは、100 万トン型の巨大船については、

従来の調査研究から引船船隊のトータル・ブルを定量的に求めることは困難であると言わざるを得ない。

なお、注意すべきは文献〔203〕の研究報告であり、外板強度については、引船の隻数とからめて検討する必要がある。

2.1.6 引船船隊のあり方

引船船隊のあり方としては、次のように言われている。

(1) 引船の最高軸馬力

個々の引船については、公称馬力の 80% を越えるものもあるが、引船船隊として見ると 75% 程度であり、稼働時間について平均で見ると 30～35% 程度である。（文献〔202〕）

(2) 引船の所要馬力

引船の 1 隻当りの最大所要出力は、航行中舵船として使用する場合の条件により定まる。しかし、引船船隊の所要総馬力は、一般には離着岸作業時の条件によって決まるが、隻数を多くしても遊びが出るし、1 隻あたりの馬力が小さくなり、舵船としての効果が薄れる。（文献〔202〕）

(3) 引船の隻数

パイロットがコントロール可能な隻数として次のように言われている。

- (イ) 文献〔203〕および〔209〕では 6 隻
- (ロ) 文献〔211〕では 10 隻
- (ハ) あるパイロットの意見では 6 隻

また、例えば、引船 2 隻をひとつの引船グループとして作業できるならば、パイロットは 6 グループ、即ち、12 隻の引船をコントロールすることも可能性があると考えられる。ただし、この場合、パイロットと引船グループまたは引船グループ間に適切な通信連絡装置が必要なことは言うまでもない。

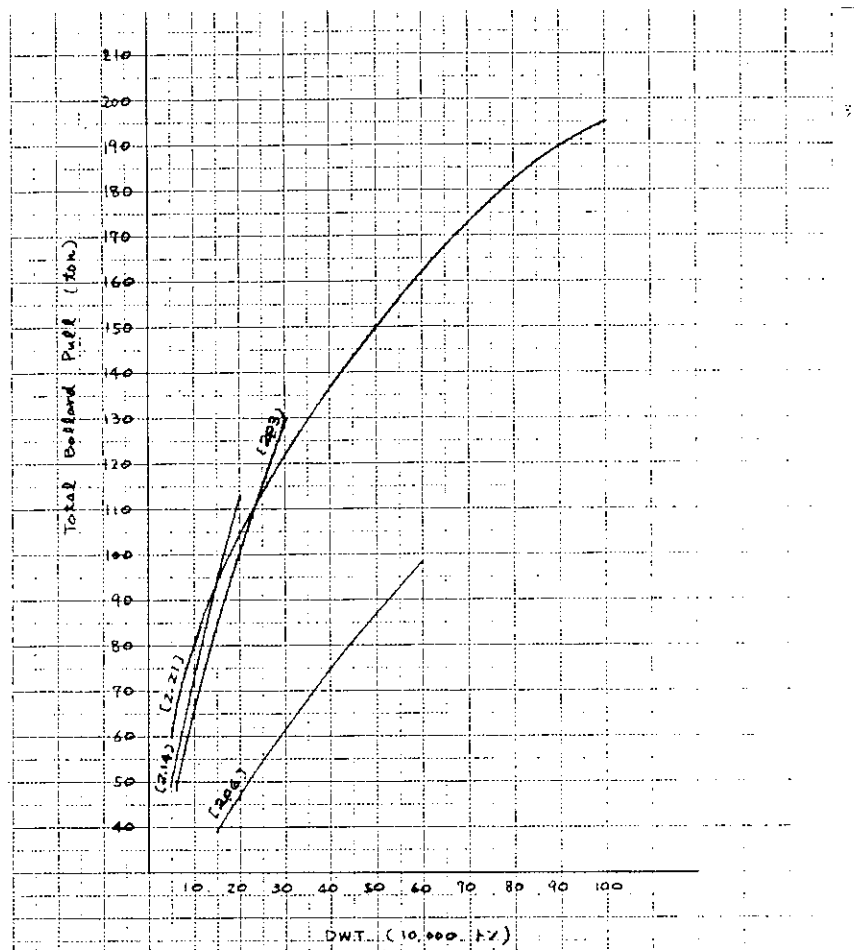


図 2.1.2 DWT 別タグボートのトータル・プル

[] 内は文献 NO. を示す。

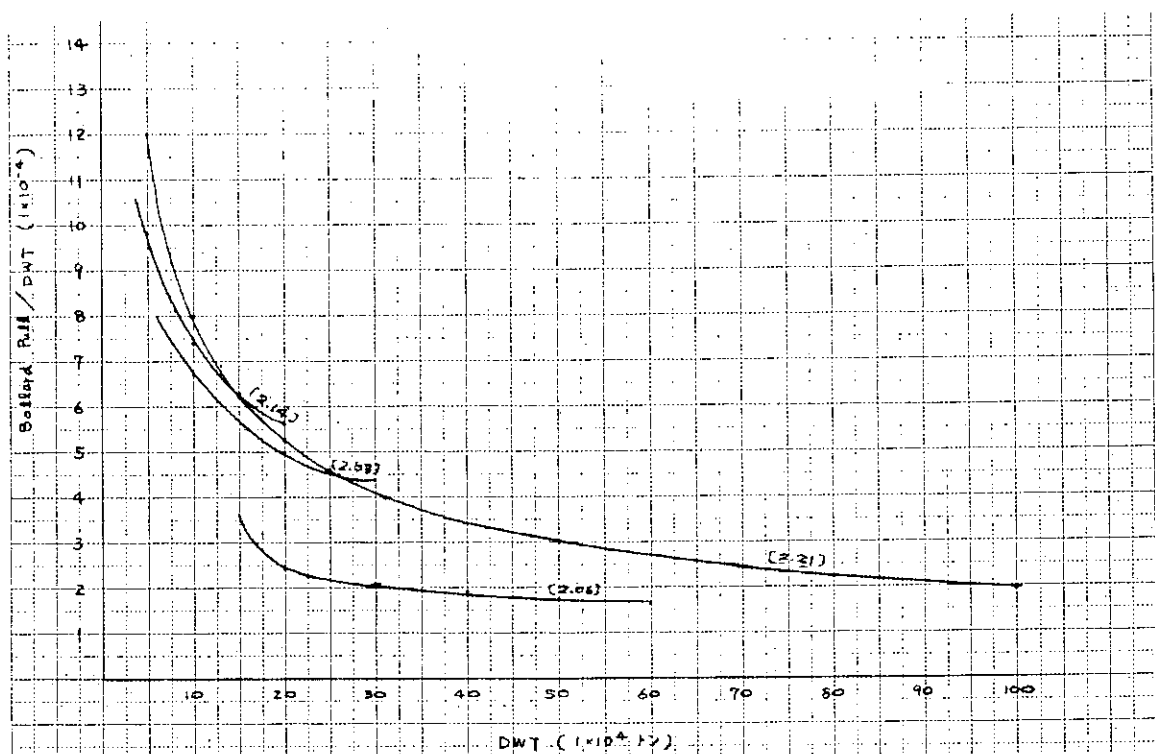


図 2.1.3 Bollard pull/DWT ~ DWT

[] 内は文献 NO. を示す。

2.1.7 9,000馬力オーシャン・タグの例

巨大タンカー（100万D.W.トン）の引船について考える時、従来よりも大型の引船が必要となることもあるであろう。北海近辺では12,000馬力クラスの引船も稼働中であるが、ここでは、参考として、文献〔2.22〕から9,000馬力の外航タグボートの要目を記載しておく。

Loa	77.5 m
Lpp	68.5 m
Bm	12.35 m
Dm	6.9 m
d	5.75 m
Gross ton	1,539 tons
Horse power	9,000 HP (Indicated)
Speed	20 knots (Free running)
定員	乗組員 31名 作業員 20名
Towing winch	2 - drums 付

（各ドラムは、62φのWire rope 1000 mを巻き取ることができる。）

2.2 海象条件

本項では、各種作業船等の稼働に制限を与える海象条件について調査した。各作業船等の限界海象条件は、港湾規則によって定まっていますが、その根拠が今一つ明確ではないが、引船の設計規準あるいは限界波高の簡単な計算によってその裏付けを得ることを試みた。

2.2.1 各種作業船の海象条件の現状

詳細は2.3「各種作業船に関する資料」に示す。

(1) 引船

2.3.2の接離岸時の運用上の規制は、引船が前提となっており、これを引船に関する現在の外的条件と考えることも良からう。

- (イ) 最大風速（平均）は7～18 m/secの間にあるが、15 m/secという数字が圧倒的に多い。
- (ロ) 波高（ $H_{1/3}$ ）は0.7～2.5 mの間にあるが、1.5 mという数字が大半である。
- (ハ) 潮流については、0.3～3 knotの間にあるが、特に制限を加えていない港湾の方が多い。
- (ニ) 本船の接岸速度については、0.2～1.5 cm/secの間にある。しかし、この問題は引船の外的条件として考える必要は無く、むしろ本船側の外板強度の問題あるいは岸壁／ブイの強度の問題として捉えるべきであろう。

(2) 網取船

- (イ) 平均風速の限界値は7～20 m/secの間にあるが、概ね10～15 m/secと考えてよい。
- (ロ) 波高（ H_{max} ）は0.8～2.0 mの間にあり、概ね1.0～1.5 mと考えてよい。

(3) ブイ係留作業船

- (イ) 平均風速は15 m/secと考えてよい。
- (ロ) 波高は1.5 mと考えてよい。

(4) 交通艇

1例しか調査できなかったが、一般には引船がこの任に当たっているものと考えてよいと思われる。

2.2.2 ヘリコプターに関する条件

ロッテルダムに於いては、ヘリコプターが交通艇の代わりに使用されることが多いが、参考として、その条件を文献〔213〕より抜萃しておく。

(1) 計器飛行装置を備えている場合

最低雲高	45.7 m
最低水平視程	800 m
最大風速	55 kt

(2) 計器飛行装置を備えていない場合

最低雲高	91.4 m
最低水平視程	1,000 m
最大風速	55 kt

2.2.3 引船の設計基準から見た海象条件

2.2.1に於いて、各港湾規則から見た制限条件を調査したが、ひるがえって作業船、特に引船について、その設計基準としては、如何になっているかを文献〔201〕により次に示す。

(1) 作業時の海気象による外力

作業時に考慮すべき海気象による外力は、特殊な場合を除き少なくとも下記外力が同時に働くものとする。

- (イ) 最大瞬間風速 16 m/sec
- (ロ) 潮流 3 kt
- (ハ) 波高 0.5 m (1/3有義波)

(2) 休止時、回航時の海気象による外力

- (イ) 休止時の最大瞬間風速 50 m/sec
- (ロ) 休止時の潮流 3 kt
- (ハ) 回航時の最大瞬間風速 25 m/sec

2.2.4 文献に見る海象条件

これまでに国内主要港における規制値、作業船の設計基準としての規制値を調査したが、外国文献では、次のようになっている。

- (1) Progress report on solution of waves, tide, current and hurricane problem in coastal operation (Oil & Gas Journal, 1950 vol 49)

海上作業と波高の関係

作業の種類		波 高 (m)		
		安全で能率のあがる作業	能率上制限を受ける作業	危険でしかも(または)低能率の作業
長さ18~27mの船員用ボート	航行	0 ~ 2.4	2.4 ~ 4.5	> 4.5
	桟橋での船員の乗降	0 ~ 0.9	0.9 ~ 1.5	> 1.5
長さ9~15mの監督員用高速艇	航行	0 ~ 0.6	0.6 ~ 1.2	> 1.2
	桟橋または浮遊設備での職員乗降	0 ~ 0.6	0.6 ~ 1.2	> 1.2
大型水陸両用飛行機	着水及び離水	0 ~ 0.45	0.45 ~ 0.9	> 0.9
	水上でのボート、飛行機間の乗換	0 ~ 0.3	0.3 ~ 0.6	> 0.6
小型水陸両用飛行機		0 ~ 0.3	0.3 ~ 0.6	> 0.6

注：波高は平均最大波の波高を示す。

(2) Big tankers and their reception

PIANC 11th International Oil Tanker Commission (1970~1974)

	Conventional berth	Multi buoy mooring	Single tower mooring	Single buoy mooring
係留可能な風速	15 m/sec			
係留可能な波高	1.0 ~ 2.0 m	1.5 ~ 2.0 m	2.0 ~ 2.5 m	2.0 ~ 2.5 m
揚荷可能な風速	20 m/sec			
揚荷可能な波高	1.5 ~ 2.0 m	2.0 ~ 2.5 m	2.5 ~ 3.0 m	3.0 ~ 4.5 m
本船の退避限界としての風速	30 m/sec			
本船の退避限界としての波高	-	2.0 ~ 3.0 m	3.0 ~ 4.0 m	3.5 ~ 5 m
Type of assistance required for mooring	tugs and line boats	line boats tugs desirable	line boats tugs convenient	line boats
Type of assistance required for leaving berth	tugs and line boats	line boats	none	none

注：波高について

(i) 波高は有義波高とみなす。

(ii) Choppy seas can restrict the manoeuvring of line boats in waves up to 1.8m, while swells will permit their operation in waves up to 2.5m. These limits are very much affected by the type of line boat.

また、本報告では、引船と綱取ボートの限界波高について次のように述べている。

It is usually accepted that good tug boats and line boats can operate with short waves up to 2.5m and long waves up to 3.0m.

(3) SPM: for deep water petroleum terminals 18th Annual Tanker Conference

		Offshore pier	SPM	Multi-Buoy Berth
While berthing	波 高	0.9 ~ 1.2 m	1.8 ~ 2.4 m	1.8 ~ 2.4 m
	風 速	13 m/sec	13 m/sec	13 m/sec
While moored	波 高	1.2 ~ 3 m	4.5 m以上	0.9 ~ 3 m
	風 速	26 m/sec	30 m/sec	13~26 m/sec
While transferring cargo	波 高	1.2 ~ 3 m	3 ~ 3.6 m	0.9 ~ 3 m
	風 速	18 m/sec	20 m/sec	13~18 m/sec
Tugs required	yes		none	Not usually
Launches required	Sometimes		yes	yes

注：波高は1/3有義波高を示す。

また、本報告では、Launches のSPMに於ける限界波高について、次のように述べている。

A tanker can remain moored at an SPM in over 15 foot significant seas in combination with winds and currents. However, launch operations are precluded in 6 to 8 foot seas (depending on wave period and type of launch) and winds of approximately 25 knots. Therefore, although a vessel can remain moored or leave the berth during more severe weather, it can berth only during periods when launch operations are possible.

(4) The million ton tanker crude oil terminal (Le Havre)

本報告では, swell について次のように述べている。

It has been verified on model tests that these vessels could stand the station swells on the order of 13 to 16 feet. The unloading operations could then be carried out in swells of 10 feet. The action or assistance of tugs would be the only thing restricted when the extent of the swells exceeds 7 feet.

(5) Design criteria for single point mooring terminal (Shell)

(i) mooring launch の操作限界は有義波高にて,

Choppy sea : max 1.8 m

Long swell : max 2.4 m

(ii) Cargo handling の操作限界は有義波高にて,

3 ~ 3.6 m

2.2.5 作業性より見た外界条件としての波高

作業船の外界条件として, 風速・潮流・波高等を調査したが, 何れも同じような数値であることが判る。

ここで視点を変えて, 波高について作業性から見た場合, その限界値を検討する。

一般に, 0.3 G の加速度で人間の能力は半減と言われており, 作業船上で作業する場合も 0.3 G の加速度が生じる波高が, 限界値と考えてみる。

今, ボートが波の上にあるものとして, 時刻 t の時の変位 Z は,

$$Z = Z_0 \cos \omega t$$

ここに会合周期 ω は

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

規則波の周期 T は波長 λ の時,

$$T = \sqrt{\frac{2\pi}{g}}$$

加速度の最大値は

$$\ddot{Z} = Z_0 \omega^2 = 0.3 g \quad \therefore Z_0 = \frac{0.3}{\omega^2} g$$

今, Heaving と Pitching が 1 : 1 で contribute するとして半波高は $h_a = \frac{Z_0}{\sqrt{2}}$ で与えられる。

従って, 波高は $h = 2 \times \frac{Z_0}{\sqrt{2}}$ となるが, 実際には不規則波なので, ピーク時の 80 % に相当するとみなせば,

$$\begin{aligned} h\omega &= \frac{h}{0.8} \\ &= \frac{1}{0.8} \times \frac{2}{\sqrt{2}} \times \frac{0.3}{\omega^2} g \\ &= \frac{\sqrt{2}}{0.8} \times \frac{T^2}{4\pi^2} \times 0.3 \times g \\ &= 0.085\lambda \end{aligned}$$

heaving & pitching は波長 λ と船の長さとの比 L , $\lambda/L = 1.0 \sim 1.2$ の時, 最も烈しくなるので, 船の長さが与えられれば, 波高が求められることになる。

今, 2.3 項の資料より各作業船の L_{pp} を調べると,

引 船	2.5 ~ 4.5 m
網取ボート	1.5 m
ブイ係留作業船	2.0 m
交 通 艇	1.0 m

従って、 $\lambda/L = 1.0 \sim 1.2$ の時の波高は、

引 船	$L_{pp} = 2.5 m$	$h = 2.1 m \sim 2.5 m$
	$L_{pp} = 4.5 m$	$h = 3.8 m \sim 4.6 m$
網取ボート	$L_{pp} = 1.5 m$	$h = 1.3 m \sim 1.5 m$
ブイ係留作業船	$L_{pp} = 2.0 m$	$h = 1.7 m \sim 2.0 m$
交 通 艇	$L_{pp} = 1.0 m$	$h = 0.85 m \sim 1.0 m$

従って、作業艇から見た場合、各港湾の実績値は妥当と見て良いであろう。

2.3 各種作業船に関する資料

2.3.1 1,000 PS以上の引船

(出典：〔2.2.3〕現有作業船一覧表)

引 船 (作業船協会)						乗 組 定 員	
所在港湾	総 吨 数	船体長さ(m)	主機馬力(PS)	速力(kt)	航行区域	甲板部	機関部
小 樽	147.55	24.91	500×2	12.0	平 水	5	5
釧 路	131.61	26.06	500×2	12.0	"	5	3
"	151.97	27.80	750×2	13.0	"	4	3
秋 田	192.08	29.50	1,000×2	12.6	沿 海	5	5
塩 釜	174.00	26.80	600×2	12.0	限定沿海	5	3
東 京	155.50	25.20	500×2	11.8	平 水	4	4
金 沢	146.10	22.00	500×2	11.4	沿 海	7	1
衣 浦	17.30	26.00	730×2	13.1	平 水	4	2
名古屋	181.26	28.26	750×2	12.8	沿 海	6	5
"	180.91	30.76	750×2	12.9	"	6	5
"	179.38	30.74	750×2	12.2	"	6	5
"	195.80	28.50	1,000×2	13.2	"	6	5
"	183.90	30.77	750×2	13.0	"	6	5
"	185.91	27.50	1,050×2	12.0	"	5	4
"	117.23	23.20	550×2	12.0	"	5	3
"	172.23	25.00	1,200×2	12.5	"	5	3
堺泉北	240.23	33.00	990×2	11.0	"	5	5
博多港	130.20	24.50	500×2	11.3	"	5	3
横 浜	180.94	38.37	1,150×2	12.5	"	5	3
名古屋	131.64	26.62	600×2	12.8	平 水	3	3
相 生	190.94	28.06	750×2	13.0	沿 海	5	4
"	180.90	25.77	950×2	12.5	"	4	2
呉	136.97	28.19	500×2	11.0	平 水	4	4

引 船 (作業船協会)							
所在港	総 屯 数	船体長さ(m)	主機馬力(PS)	速力(kt)	航行区域	乗 組 定 員	
						甲板部	機関部
呉	184.07	25.77	950×2	11.5	沿 海	4	3
"	226.89	30.51	750×2	12.0	近 海	8	4
"	347.91	35.16	1,650×2	13.7	"	9	4
室 蘭	196.87	31.68	950×2	13.3	沿 海	4	2
"	191.74	27.00	1,200×2	12.5	"	4	2
釜 石	166.51	29.32	900×2	11.2	"	3	2
"	189.19	29.05	1,175×2	13.3	"	3	2
横 浜	118.94	25.70	500×2	11.2	平 水	3	2
室 蘭	167.54	27.00	850×2	11.0	"	3	3
"	171.86	28.63	600×2	10.0	沿 海	3	3
"	166.50	29.22	900×2	11.0	"	3	3
神 戸	194.07	31.68	1,000×2	13.0	"	5	3
水 島	177.94	28.05	1,150×2	13.0	"	5	3
堺	174.80	26.15	1,150×2	12.5	"	5	3
神 戸	281.34	31.80	1,500×2	13.1	"	5	3
"	198.04	29.08	1,500×2	13.4	"	5	3
"	176.08	29.06	1,000×2	12.5	"	5	3
"	152.83	26.50	500×2	10.0	"	5	4
"	186.14	28.80	500×2	8.0	"	4	2
"	174.55	28.63	500×2	8.0	平 水	5	5
日 明	113.29	25.17	1,300	13.0	沿 海	6	2
北九州	298.88	38.50	2,200	13.0	近 海	8	3
佐世保	273.53	32.57	2,350	11.7	平 水	5	6
"	157.17	27.91	1,100	9.0	沿 海	4	3
舞 鶴	133.44	22.50	650×2	11.0	"	3	3
浦 賀	129.66	25.75	500×2	8.2	平 水	6	4
和歌山	103.84	23.61	1,200	12.0	沿 海	3	2
"	197.47	27.51	1,400×2	13.0	"	3	3
"	199.82	27.50	1,650×2	14.0	"	3	3
"	172.88	26.15	1,200×2	13.0	"	3	2
"	268.34	30.74	1,650×2	14.0	"	3	3
大 阪	362.56	36.54	1,900	12.0	近 海	9	5
"	294.85	36.61	1,700	12.0	"	9	5
津久見	142.56	24.01	1,000×2	12.0	沿 海	3	2
横 浜	125.27	24.55	1,000	12.0	"	7	3
東 京	78.62	25.00	1,000	12.0	"	3	2
大 阪	196.75	27.43	550×2	10.0	平 水	4	4
神 戸	82.29	20.51	1,000	11.0	沿 海	4	2

引 船 (作業船協会)							
所在港湾	総 吨 数	船体長さ(m)	主機馬力(PS)	速力(kt)	航行区域	乗 組 定 員	
						甲板部	機関部
堺	194.04	26.99	1,150×2	12.5	沿 海	4	3
水 島	198.99	27.31	1,350×2	13.4	"	4	3
"	198.68	26.91	1,350×2	13.0	"	4	3
福 山	197.41	27.31	1,350×2	13.3	"	4	3
岩 国	266.74	29.20	1,650×2	13.3	"	4	4
"	226.82	28.05	1,650×2	13.8	"	4	4
"	289.80	31.68	1,500×2	13.4	"	4	4
呉	158.77	25.62	850×2	12.5	"	4	3
徳 山	199.59	26.92	1,650×2	13.5	"	4	3
"	192.88	29.97	1,050×2	13.1	"	4	3
舞 鶴	133.87	22.50	650×2	11.5	"	4	3
喜 八	288.98	31.68	1,500×2	13.4	"	4	4
"	277.25	29.00	2,100×2	13.6	"	4	4
"	277.27	29.00	2,100×2	13.4	"	4	4
沖 縄	113.53	25.03	500×2	11.5	"	4	3
香 港	186.43	27.51	750×2	12.5	"	4	3
大 阪	178.57	28.11	1,000	11.7	平 水	4	3
土 生	234.93	32.56	960×2	12.5	沿 海	5	5
尾 道	149.52	26.40	600×2	12.8	"	5	5
川 崎	149.28	26.40	600×2	12.5	平 水	4	3
舞 鶴	138.22	26.75	500×2	10.0	沿 海	2	3
ベルシア	937.85	57.95	5,500	14.0	遠 洋	15	8
沖 縄	482.09	42.00	2,600×2	12.3	"	13	7
大 阪	181.24	25.00	1,000×2	10.8	沿 海	5	1
呉	171.82	25.00	1,000×2	12.0	"	4	2
ホンコン	367.04	36.00	1,350	11.9	近 海	10	7
呉	244.75	30.10	1,200	11.4	"	9	5
横須賀	162.32	27.00	1,100	12.0	沿 海	4	2
門 司	123.32	23.50	1,000	9.3	"	4	2
大 阪	80.70	23.50	1,000	9.0	"	3	1
呉	180.51	24.50	1,000×2	12.3	"	5	3
シンガポ-ル	380.00	36.00	1,125×2	13.0	近 海	4	2
"	380.00	36.00	1,125×2	13.0	"	4	2
呉	380.00	36.00	520×2	12.5	"	4	2
大 阪	13.50	34.00	1,400	12.0	沿 海	5	2
横 浜	135.77	25.00	1,300	12.0	"	5	3
宇 野	224.00	29.44	925×2	12.0	"	6	4
"	174.00	26.45	500×2	10.0	"	6	4

引 船 (作業船協会)							
所在港湾	総 吨 数	船体長さ(m)	主機馬力(PS)	速力(kt)	航行区域	乗組定員	
						甲板部	機関部
横須賀	224.00	29.44	925×2	12.0	沿 海	6	4
神 戸	183.29	28.80	900×2	12.0	平 水	5	2
"	185.65	26.99	1,100×2	12.8	"	4	2
"	136.43	23.54	800×2	12.3	"	4	2
長 崎	300.60	32.39	1,500×2	12.5	沿 海	3	4
"	420.90	42.10	800×2	8.0	平 水	4	6
横 浜	129.55	25.70	720×2	12.5	沿 海	4	4
"	185.81	27.00	1,035×2	12.6	"	4	4
下 関	231.18	26.52	600×2	10.0	"	4	4
"	152.90	28.50	850×2	12.5	"	5	3
室 蘭	189.61	26.50	1,100×2	12.0	"	3	3
"	167.40	27.65	880×2	12.2	"	3	3
北九州	183.11	25.77	1,000×2	12.0	"	4	2
"	139.35	24.63	1,800	11.0	"	4	2
東 京	223.25	32.10	1,440×2	12.0	"	5	3
"	163.16	27.71	1,320	12.0	"	5	3
鹿 島	108.24	22.23	1,000	12.0	"	5	3
"	135.25	24.00	1,000	12.0	"	5	3
室 蘭	171.00	28.63	1,200	12.0	"	4	2
神 戸	499.00	45.80	5,200	15.0	近 海	11	4
"	180.16	27.43	1,500	9.0	沿 海	9	3
"	117.80	26.37	1,100	11.0	"	4	2
"	373.51	30.52	3,200	9.5	"	8	5

2.3.2 引船に関する接離岸時の運用上の規制

№	港 湾	最大風速	波 高	着 棧速度	流 速
1.	東燃清水シーバース	平均15m/sec	H _{1/3} 1.5 m	15 cm/sec	な し
2.	丸石大分1号栈橋	平均10~15m/sec	1.5 m	10 cm/sec	0.5 kt
3.	出光北海道シーバース(苫小牧)	平均12m/sec	0.7 m	15 cm/sec	1.0 kt
4.	京葉シーバース	平均13m/sec	0.8~1.0 m	12~15 cm/sec	0.3 kt
5.	出光・徳山シーバース	平均15m/sec	1.0 m	な し	な し
6.	菊間太陽石油7万DWTシーバース	平均15m/sec	0.8 m	20 cm/sec	1.0 kt
7.	太陽石油菊間第一シーバース	平均15m/sec	1.3 m	な し	な し
8.	三菱商事・鹿の川バース	平均15m/sec	1.0 m	10 cm/sec	な し
9.	出光姫路シーバース	平均10m/sec	1.0 m	な し	な し
10.	日石室蘭シーバース	平均15m/sec	1.0 m	15 cm/sec	な し
11.	下松・日石南栈橋	平均15m/sec	な し	15 cm/sec	な し

No.	港 湾	最大風速	波 高	着 棧速度	流 速
12.	鹿島石油 20 万トンバース (鹿島)	平均 7~17 m/sec	0.5~1.5 m	7~15 cm/sec	なし
13.	千葉丸善石油シーバース	平均 10~13 m/sec	0.8~1.0 m	15 cm/sec	1.0 kt
14.	東亜燃料浮島シーバース (川崎)	平均 12~13 m/sec	1.5 m	10 cm/sec	なし
15.	京浜川崎シーバース	平均 15 m/sec	1.5 m	なし	なし
16.	京浜横浜シーバース	平均 15 m/sec	1.5 m	0.2~0.5 cm/sec	なし
17.	東邦・尾鷲シーバース	平均 15 m/sec	1.0 m	なし	なし
18.	シェル石油・野田浜シーバース (神戸)	平均 10~18 m/sec	1.5 m	なし	なし
19.	神戸 M.K.S. シーバース	平均 15 m/sec	1.0 m	なし	なし
20.	東亜燃料工業扇島シーバース (川崎)	平均 12~13 m/sec	1.5 m	10 cm/sec	なし
21.	大協四日市シーバース	平均 15 m/sec	1.5 m	なし	なし
22.	アジア石油・函館シーバース	平均 15 m/sec	2.5 m	なし	なし
23.	昭石・新潟シーバース	平均 15 m/sec	1.5 m	なし	3.0 kt
24.	西部石油・宇部シーバース	平均 13 m/sec	1.5 m	微速	2.0 kt
25.	日海石・富山シーバース	平均 15 m/sec	1.5 m	なし	1.0 kt
26.	日新タンカー・六連バース	平均 10~15 m/sec	1.5 m	微速	なし
27.	昭石四日市シーバース	平均 13 m/sec	1.0 m	なし	なし
28.	富士興産大崎シーバース	平均 12 m/sec	1.5 m	12 cm/sec	なし
29.	中電渥美シーバース (福江)	平均 15 m/sec	1.5 m	なし	なし

2.3.3 網 取 船

No.	港 湾	総トン数	作業員数	風速(平均)	波 高 (Hmax)	Lpp
1.	東燃清水シーバース	4.8 ton	4 P	10~15 m/sec	1 m	13 m
2.	九石大分 1 号棧橋	13~30	3	10~15	1.5	11.45~20
3.	出光北海道シーバース (苫小牧)	39~74	3	12	0.7	17~20
4.	京葉シーバース	40	3	13	0.8~1.0	15
5.	出光徳山シーバース	15~18	3~4	15	1.5	12.8~21.7
6.	菊間太陽石油 7 万 D.W.T. シーバース	7	4	15	1.2	8.5
7.	太陽石油・菊間第一シーバース	7	4	15	1.2	8.5
8.	三菱商事・鹿の川バース	4~5	4	15	1.0	11.8
9.	出光・姫路シーバース	11~106	3~5	13~15	2.0	12.65~22.89
10.	日石室蘭シーバース	10~13	2	15	1.0	10.44~13.34
11.	下松・日石南棧橋	4.7	3	7~15	なし	9.5
12.	鹿島石油 20 万トンバース (鹿島)	5~10	2~3	なし	なし	9.3~10
13.	千葉丸善石油シーバース	32~35	3	15	1.0~1.5	20.4~27
14.	東亜燃料浮島シーバース (川崎)	10.82	4	12~13	1.5	11.0
15.	東亜燃料工業扇島シーバース (川崎)	10.82	4	12~13	1.5	11.0
16.	アジア石油・函館シーバース	17~24	5	15	2.5	14.05~16.29
17.	西部石油・宇部シーバース	94~119	3~4	12	1.0	21.9~24.7

No.	港 湾	総トン数	作業員数	風速(平均)	波 高 (Hmax)	Lpp
18.	日海石富山シーバース	22~27 ^{ton}	3 ^p	15 ^{m/sec}	1.5 ^m	15.45~15.67
19.	昭石四日市シーバース	70~90	4	15~20	1.5	23.5~24.5
20.	富士興産大崎シーバース	19	4~5	10~12	2.0	13.20~14.50

2.3.4 プイ係留作業船

No.	港 湾	総トン数	作業員数	風速(平均)	波 高 (Hmax)	Lpp
1.	京浜川崎シーバース	90 ^{ton}	4 ^p	15 ^{m/sec}	1.5 ^m	22.60
2.	京浜横浜シーバース	80	14	15	1.5	22.0
3.	大協四日市シーバース	83.74	4	15	1.5	22.70
4.	昭石新潟シーバース	59.8	8	15~18	3.0	23.05
5.	中電瀬田シーバース(福江)	37~54	2~3	15	1.5	16.28~20.22

2.3.5 交 通 艇

No.	港 湾	総トン数	作業員数	風速(平均)	波 高 (Hmax)	Lpp
1.	日新タンカー 六連バース	10~18 ^{ton}	2~4 ^p	13~15 ^{m/sec}	1.0~1.5 ^m	9.5~12.8

2.4 考 察

本船の係船システムとしての外的条件としての作業船等について種々調査してきたが、その内容は次のように要約できる。

- (1) 引船のボラード・ブルは推進器により異なるが、100PS当り1.0~1.5 tonの間にある。
- (2) 引船船隊の設定を行なう時には、船速率による曳航力の減少を考えなければならない。
- (3) 引船の曳航設備としては、市販の標準品としてボラード・ブルが50 tonまでのものがあるが、9,000PSのOCEAN TUGの設備については、詳細は不明であった。
- (4) 各種作業船の作業員数は、一般に最低2人、多くても15人であった。
- (5) 引船のトータル・ブルについては、今回の調査ではばらつきが大きく、これらから巨大タンカー(100万D.W.T.)に対する結論を定量的に出すことは困難である。
- (6) 引船船隊として、パイロットがコントロール可能と言われる隻数は6~10隻とされるが、船隊の公称馬力は、実際に必要とする馬力の25%増と言われている。なお、個々の引船の最大所要馬力は、舵船として使用される条件により定まる。
- (7) 引船に関する外的条件としての海象条件は、我が国の主要港に於いては、

最大平均風速 7~18 m/sec

波高(H1/3) 0.7~2.5 m

潮 流 0~3 kt

の数値の範囲に入っている。

- (8) 上記の値について、引船の設計基準、外国の諸文献により調査したが、妥当な所と言えよう。

上述の現状調査の上に立って、次のような今後の検討が望まれる。

- (1) 一般に作業船と呼称されている中で、最も調査/検討すべきものは引船であり、巨大タンカー(100万D.W.T.)

を対象とした場合、その作業限界の向上の検討が強く望まれる。

綱取ボート、ブイ係留、作業船、交通艇については、23項に於いて現状の姿は明らかとなった。通常の家象条件の下では、これらは、巨大タンカー(100万D.W.T.)の係船を支援する作業船としても稼働できるであろうが、反面、強風/高波の限界条件の下で、少くとも引船と同等の条件の下で、稼働できる作業船が望まれ、大型の引船が綱取ボートとして作業可能なドルフィンの配置あるいは綱取りボートを必要としない係船索配置、または綱取装置の検討もひとつのアプローチの方向であろう。

(2) 引船船隊のあり方について検討を加える必要がある。

(3) 本船の横移動抵抗は、実験により諸数値を求めるが、この時の風圧/水抵抗を与える風速/潮流等は、ある荷役ターミナルを設定することにより、その場所の統計値を採用することとなるが、もし、現状の引船を使用することを前提にすれば、上述の調査内容を限界条件とすることができよう。しかし、引船の隻数の増加が予想されるので、引船船隊のあり方について、更に詳しい検討が必要であろう。また、引船船隊を新規に建造することが予想されるときは、引船の稼働限界をひきあげる方向にて、家象条件を設定できることとなる。

(4) 引船船隊のコントロール可能隻数は6~10隻と言われているが、明確な裏付けはないようである。経済性を考え、個々の引船の馬力をあまり大きくしないように、引船のグループ化も考えられるのではないだろうか。引船のグループ化とは、現状1隻の引船が受け持っている作業を2隻でやることのできるのではなかろうかという意味である。但し、この時には、パイロットと引船あるいは引船間の通信連絡装置に考慮を払うことは言うまでもない。この意味で、引船船隊の使用方をsimulationによって検討しておくことも必要となるであろう。

(5) 引船船隊として、同一馬力のものを揃えることが望ましいと一般に言われるが、曳航力の減少率、推進器の差異によるボラード・ブルの相違、実績としての稼働率による公称馬力、舵船としての引船の大きさ等についても勘案する必要がある。

(6) 引船船隊の構成によっては、外板強度についても検討する必要がある。

3. 緊急時対策

3.1 まえがき

係船システムの正常な運用がなんらかの原因によって破られ、その結果、船舶はいわゆる緊急事態に陥り、そこから離脱できなくなった場合、海難が発生することがある。係船システムに関連する海難を防止するには、係船システムの正常な運用を阻害する要因を探究し、これらの要因を解消するための方策を準備しなければならない。

緊急事態から離脱する方策は、緊急事態を予防する方法と発生後これを処理する方法との2つに分けることができる。まず、緊急事態とはいかなることを指すのかを具体的に把握する必要がある、そのため

(1) 係船システムに関連する事故例の分析

(2) 昨年度に報告した係船システムのフローチャートの正常な運用を阻害する要因を検討し、放置しておけば海難の発生が予測される状況についての検討

を行ない、これにより緊急事態の現象を把握し、ついで

(3) 上記(1)(2)の結果にもとづき、緊急事態を予防するための方策及び発生後の処理方法を提案し、評価を行なうこととする。

なお、本対策は係船システムに直接関連する項目についてのみであるが、係船システムに間接的に関連する項目（操船等）についても問題点の提起を行なうこととする。

3.2 係船システム関連の海難事故例の分析

過去に発生した海難事故例（係船システム関連事故例一覧表参照）について事故の状況と原因を錨泊、岸壁係船、ブイ係船それぞれについて、要約すると次の通りとなる（カッコ内は事故例を示す）。

(1) 錨泊

- (イ) 突風による走錨、船体坐礁、船体切断（錨泊 1, 2）
- (ロ) 緊急投錨の結果、錨鎖切断、錨、錨鎖海没、揚錨機損傷（錨泊 3）
- (ハ) 揚錨中、揚錨機故障による錨、錨鎖走出、海没（錨泊 4）

(2) 岸壁係船

- (イ) 台風のなかを避難出港し、浸水転覆（岸壁係船 1）
- (ロ) 栈橋火災、爆発による係船索焼き切れ、漂流、坐礁（岸壁係船 2）
- (ハ) 機関操作の誤りによる栈橋との衝突（岸壁係船 3）
- (ニ) 接岸速度過大のため、岸壁に衝突（岸壁係船 4, 5, 6, 7, 8）
- (ホ) 強風のもとで接岸作業中、風浪により、曳船と本船が接触（岸壁係船 9, 10）
- (ヘ) うねりにより係船索切断（岸壁係船 11）

(3) ブイ係船

- (イ) 強風下でブイ取作業中、係船索切断（ブイ係船 1）
- (ロ) うねりによりブイと船首が接触（ブイ係船 2）
- (ハ) 船首がブイに接近しすぎたため、船首がブイ・チェーンを引っ掛け、ブイ転覆、海没（ブイ係船 3）
- (ニ) うねりによりブイ係船索切断（ブイ係船 4）

3.3 緊急事態の想定

錨泊、岸壁係船、ブイ係船それぞれの Operation flow に従って、想定されるあらゆる緊急事態を摘出し、過去の

事故例を参照しつつ緊急事態の原因の想定及びその分類を試みた。(3.3.4フローチャートによる緊急事態の想定参照)

3.3.1 錨泊

(1) 揚錨機運転不能

歯車、蒸気シリンダーなどの破損、ブレーキ焼損などの原因により揚錨機が運転できない状態となった場合、錨泊はできなくなる。船が錨地に接近した後、揚錨機が運転不能に陥ると錨泊のための余裕水面が少ない場合、坐礁、乗揚げ、錨泊船との衝突の危険が生じる。

(2) 錨落下速度調整不能

投錨作業中、操作の失敗やブレーキ焼損などの原因により錨の落下速度が過大になると、揚錨機の損傷、錨鎖切断、錨喪失などの事故が発生する。

(3) 錨の損傷

錨が過大な落下速度で岩盤のうえに投下されると、衝撃のため、変形、亀裂、折損などの損傷が発生する。錨が損傷して本来の把駐力を失なうと走錨の原因となる。

(4) 錨鎖切断、錨、錨鎖喪失

船体荷力が過大のため、錨鎖に過大な張力が加わったり、緊急投錨による衝撃、強風、強潮流による船体振れ廻りの衝撃などの原因によって錨鎖切断し、錨、錨鎖を喪失すると錨泊不能Unseaworthy となり、不稼働による経済的損失が発生する。

(5) 走錨

強風、強潮流による圧流、底質不良による把駐係数減少などの原因により錨鎖伸出量が相対的に不足した場合、走錨する。錨泊海域が浅瀬、暗岩に近かったり、附近に錨泊船が存在する場合、坐礁、乗揚げ、衝突などの危険が生じる。

3.3.2 岩壁係船

(1) 曳船故障による操船支援不能

巨大船の接離岸操船は、曳船の推力に依存しており、曳船が故障すると接離岸作業は不能に陥る。船体が移動中に曳船が故障すると船体荷力制動不能となり、他船や岸壁との接触などにより重大海難が起こる。

(曳船は一般に信頼性が高く、曳船の故障は少ないが、操作の失敗による事故が考えられる。)

(2) 索の繰出し不能による接岸作業の停滞

係船機、作業船、陸上キャブスタン等の故障のために索取り作業が停滞し、その間に気象・海象が急変すると船体の姿勢維持が困難となり岸壁との接触などの事故が発生することがある。

(3) 索長及び索張力調整不能による索の緊張、切断

接岸作業中に突風、強潮流など急激な外力変化が起こり、船体が移動し、それに対応して索長や索張力が調整できない場合、索が緊張し、切断するおそれが生ずる。

(4) 初期張力不足によるMake fast不十分

係船機の力量低下、故障あるいは索の強度低下などの原因により初期張力が不足した場合、そのまま接岸していると係船力が不十分となる。外力が変化した場合、船体離棧、Loading arm 損傷、油もれなどの事故が発生する。

(5) 船位調整不能による船体離棧

船体が過大な風潮圧を受けた場合及び喫水、トリムの変化に対応して索張力を調整しなかった場合、船体離棧、索の切断、Loading arm 損傷による油もれなどの事故が発生する。

(6) 棧橋火災、爆発

外部原因による不可抗力の災害である。

(7) 係船金物の損傷

係船金物が損傷すると係船索取りが出来なくなったり、取った索が損傷されてMooring force が低下し、外力の変化により、索切断、船体離棧などの緊急事態の原因となる。

3.3.3 ブイ係船

(1) 係船機運転不能

係船機が故障して係船索の捲上げができなくなるとブイ係船が不能となる。一般に船首には揚錨機（独立型）が2基、係船機が2基程度あるから係船不能に陥ることは稀ではあるが、動力源が停止した場合は係船不能となる。

(2) 船体停止不能

前進慣力が大きすぎたり、風潮による圧流が大きくて船体がブイに接近しすぎて、ブイ・チェーンやブイに船首が接触すると、ブイ損傷、ブイ転覆、沈没などの事故が発生する。

(3) 係船索の固定不十分

係船索を固定するための設備が損傷して固定できなくなるとブイ係船が完了せず、フローティングホースの接続はできなくなり、不稼動時間が生じ、経済的損失が発生する。固定が不十分のため係船力が不足すると、外力が変化した場合、係船索切断、フローティングホース損傷、油もれなどの事故が発生する。

(4) 係船索の過度の緊張

気象海象の変化によって係船索に過大な張力が加わった場合、係船索の強度が低下していると索が切断し、フローティングホース損傷、油もれの事故が発生することがある。

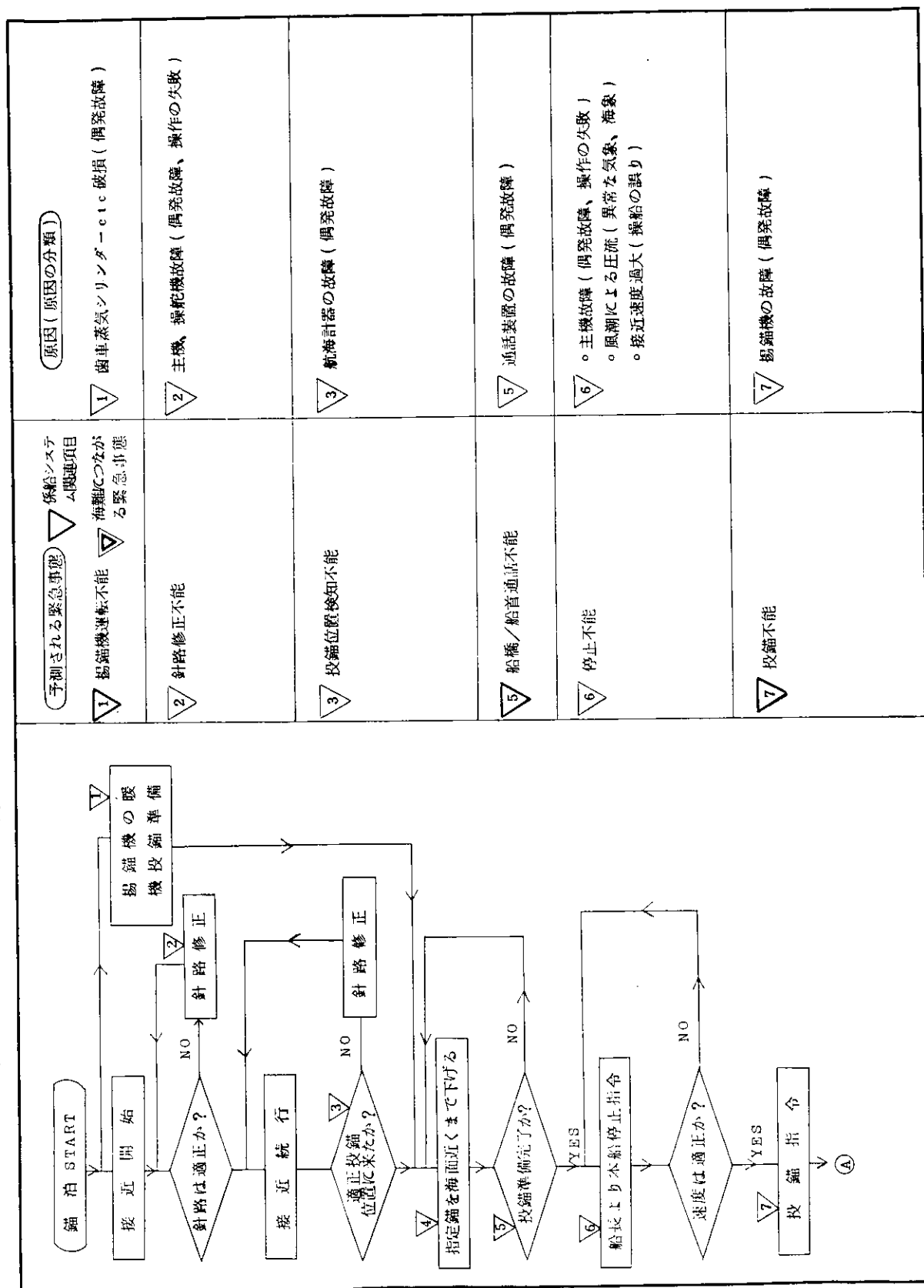
(5) 係船索に過大な張力が加わった状態での索切離し不能

強風強潮流のもとでブイ解纜作業を行なう場合、係船索に過大な張力が加わり、索をゆるめてlet go することが出来なくなることがある。気象・海象が収まるまで待機するかまたは曳船の支援を受けなければならない。その間、不稼動時間が生じ、経済的損失が発生する。

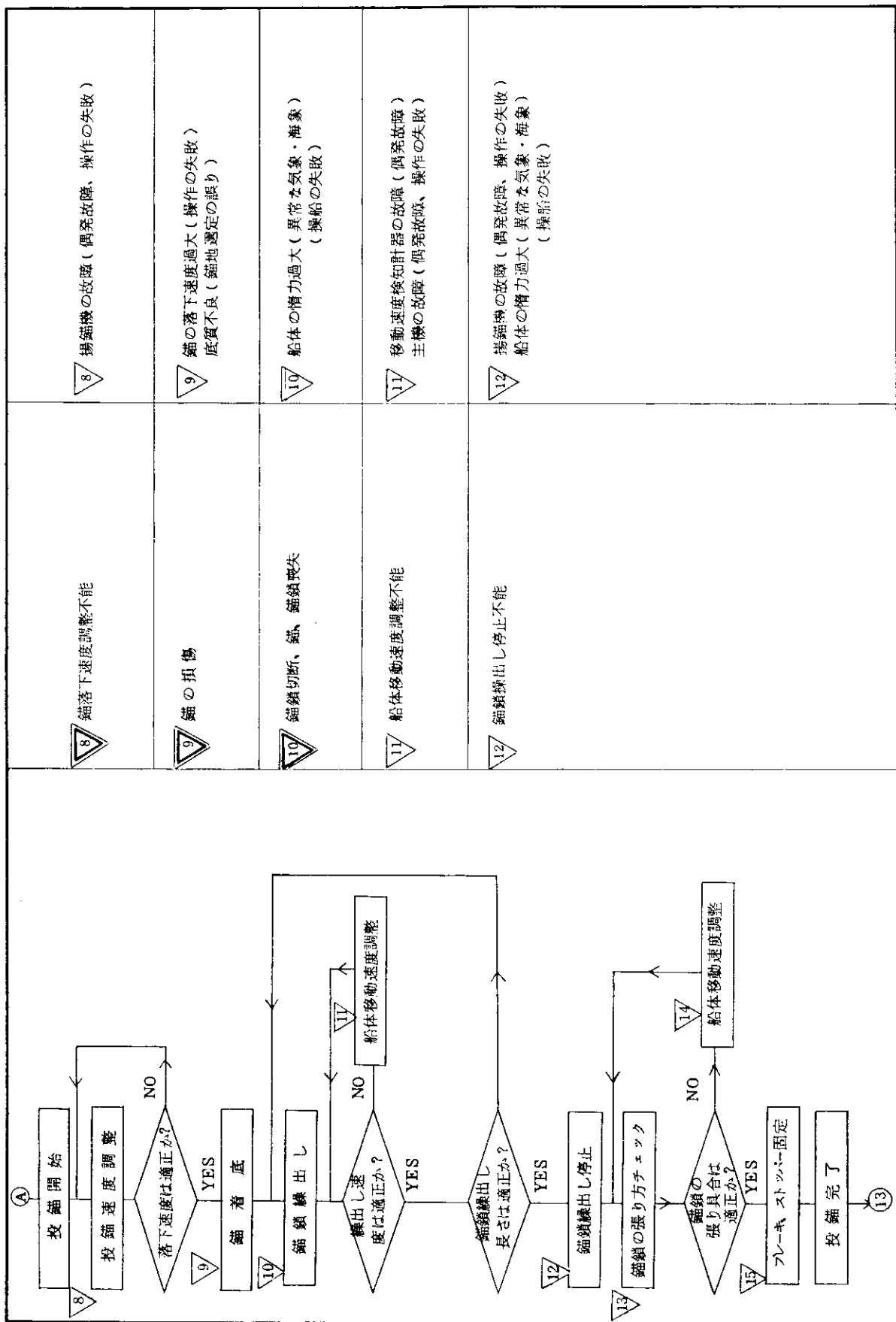
(6) 船位修正不能

風圧、潮流圧の船体に対する相対方位が大幅に変動する際、船首がブイに接触することがあり、その結果、ブイの損傷、油もれなどの事故が発生する。

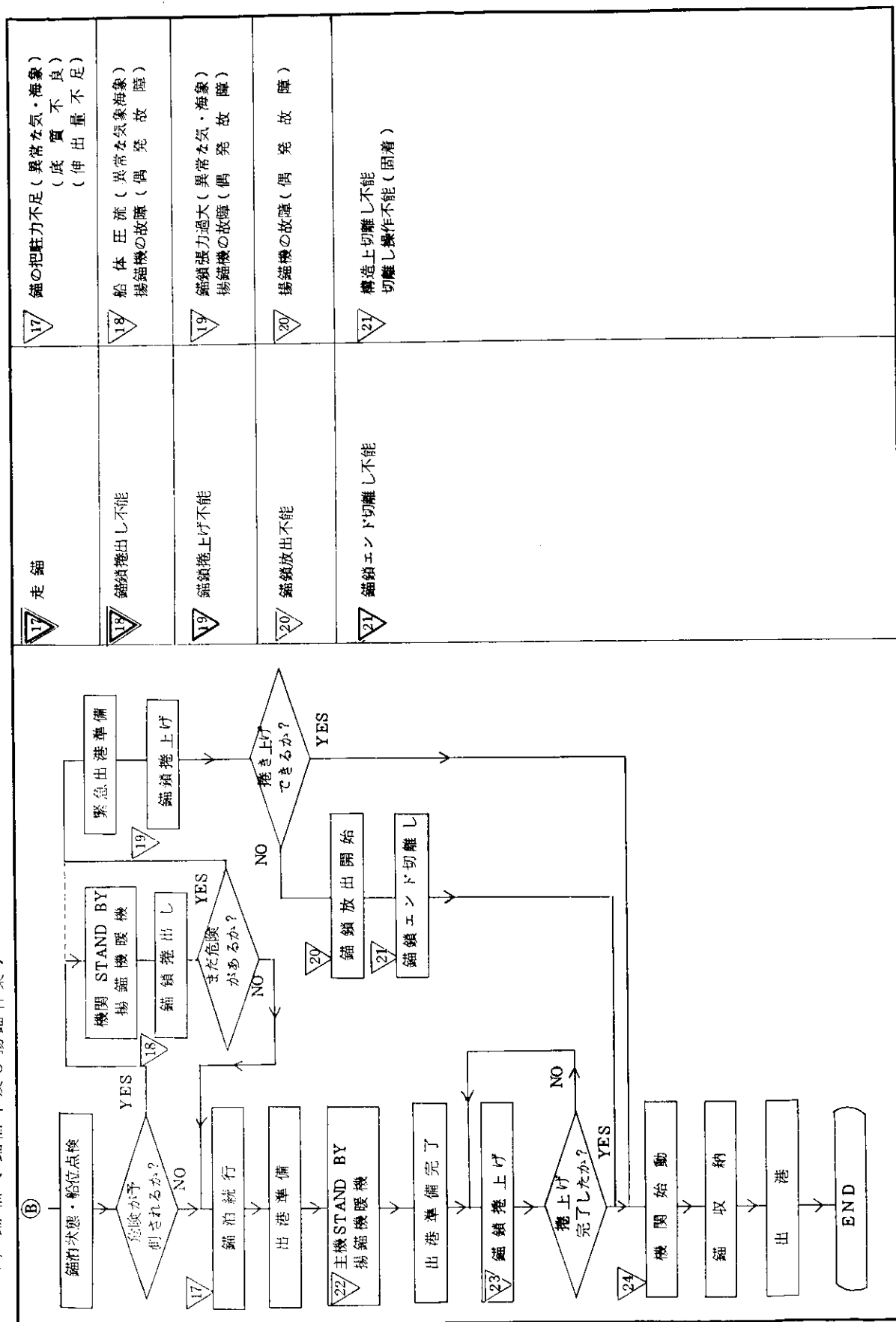
3.3.4 フローチャートによる緊急事態の想定 (1) 錨泊 (錨準備作業)



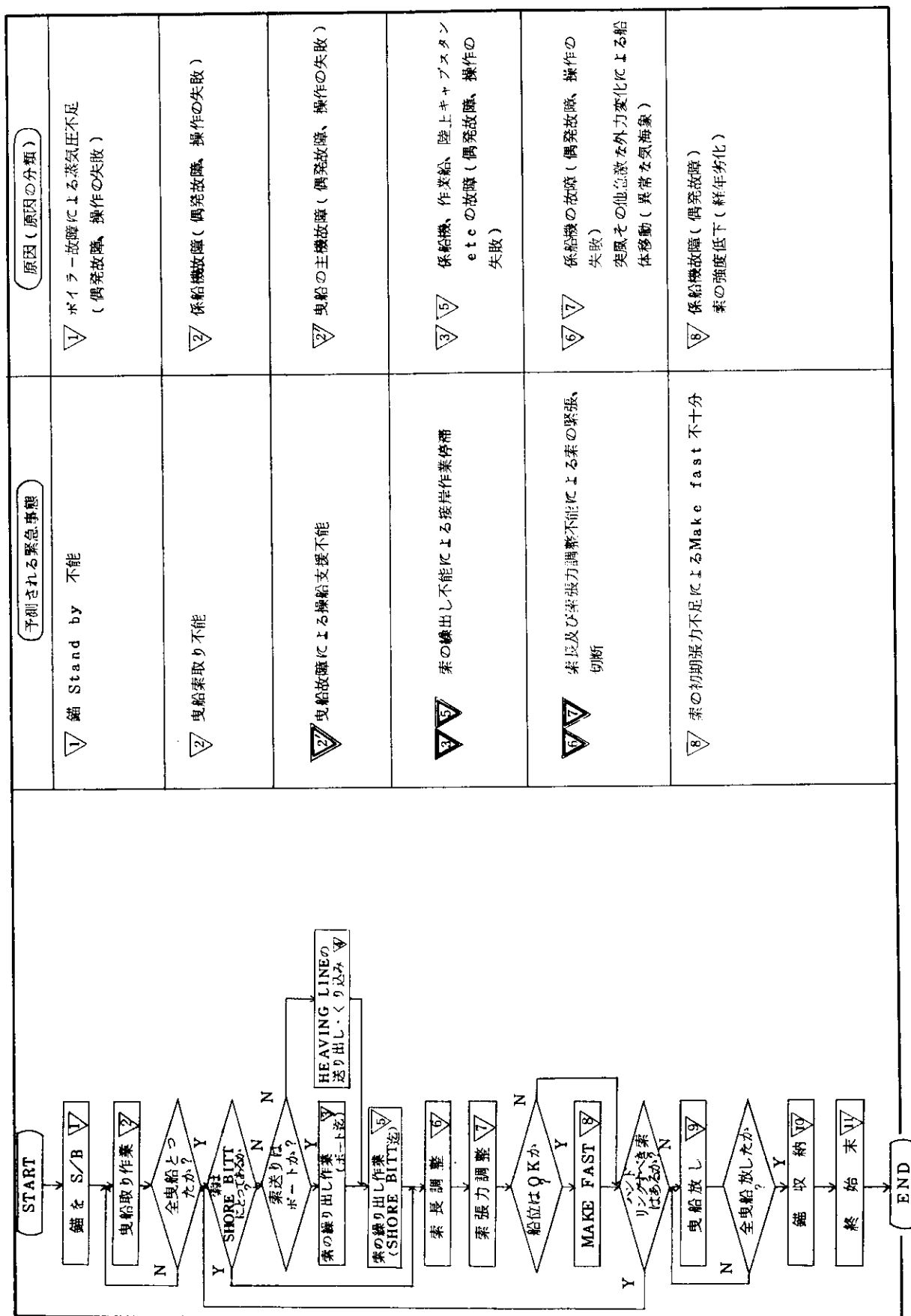
(1) 錨泊（投錨作業）



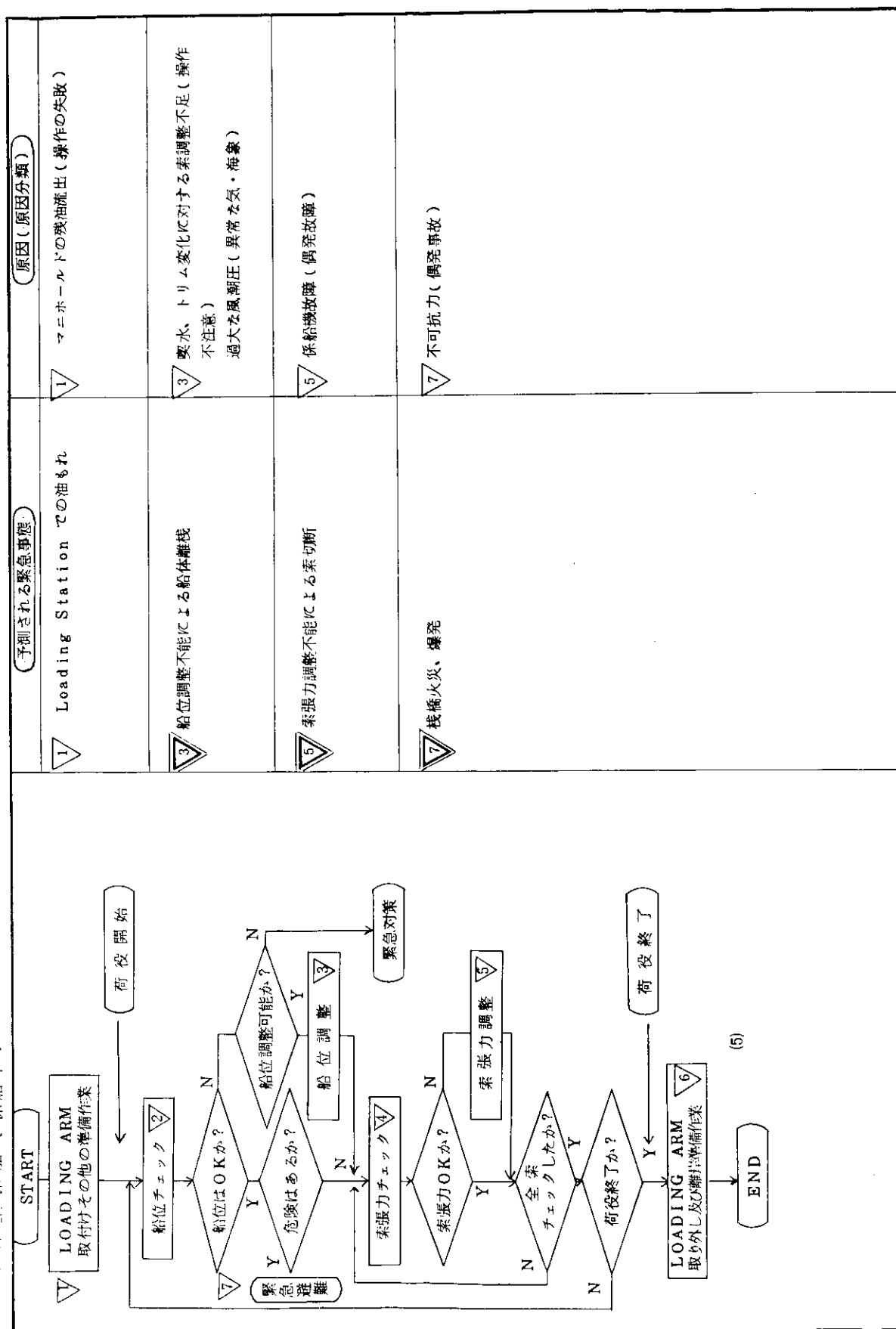
(1) 錨泊 (錨泊中及び揚錨作業)



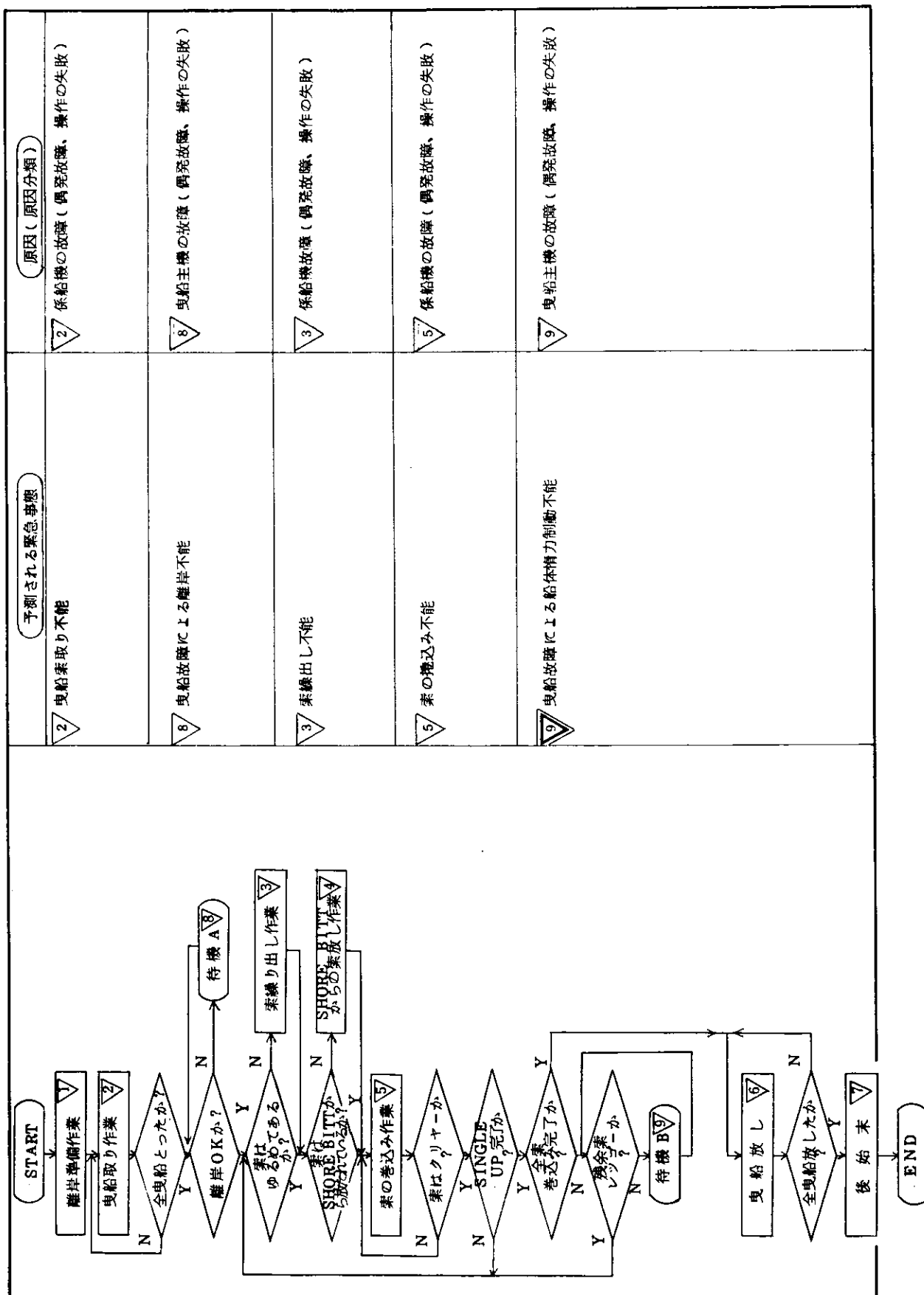
(2) 岸壁係船（接岸作業）



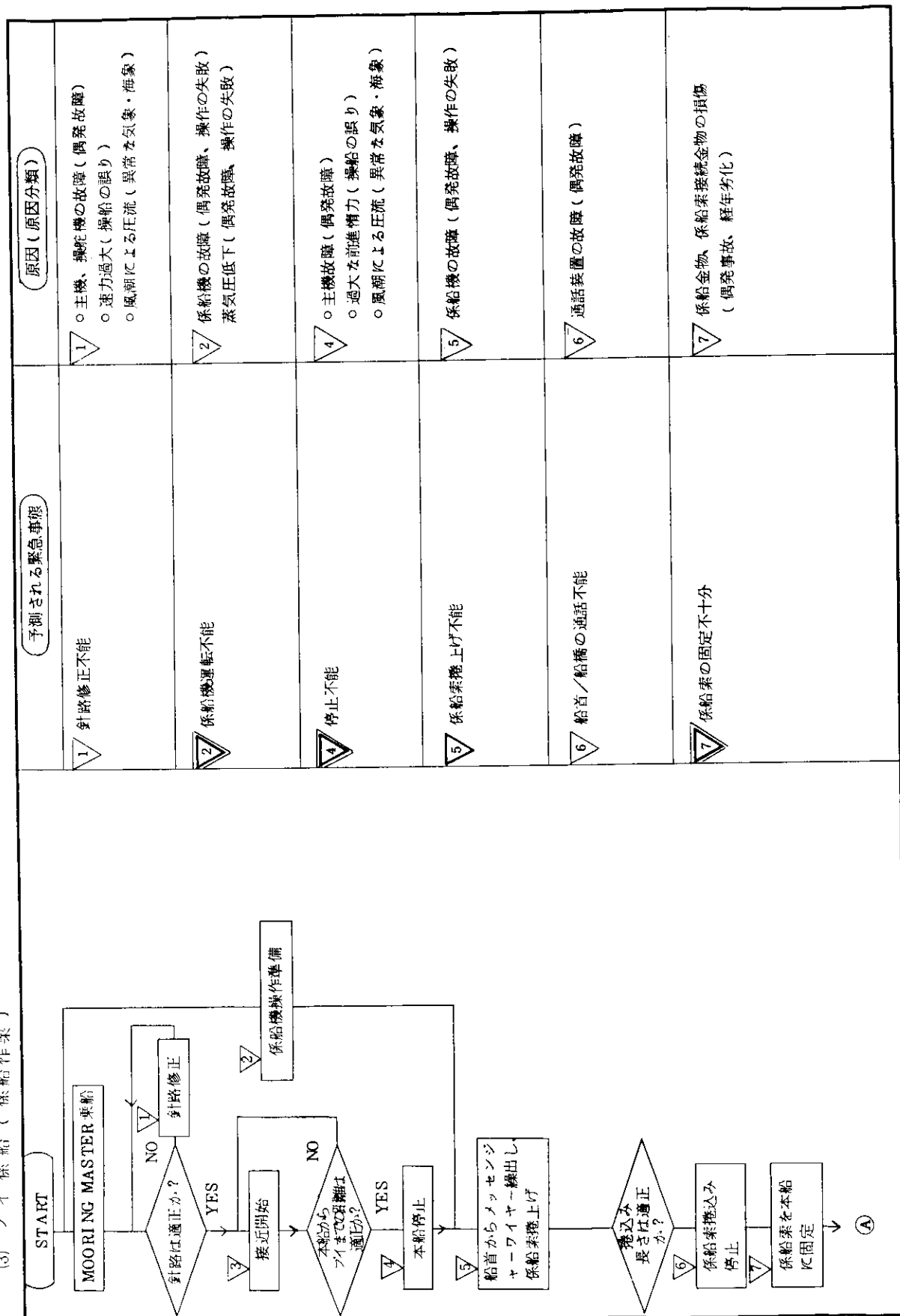
(2) 岸壁係船（係船中）



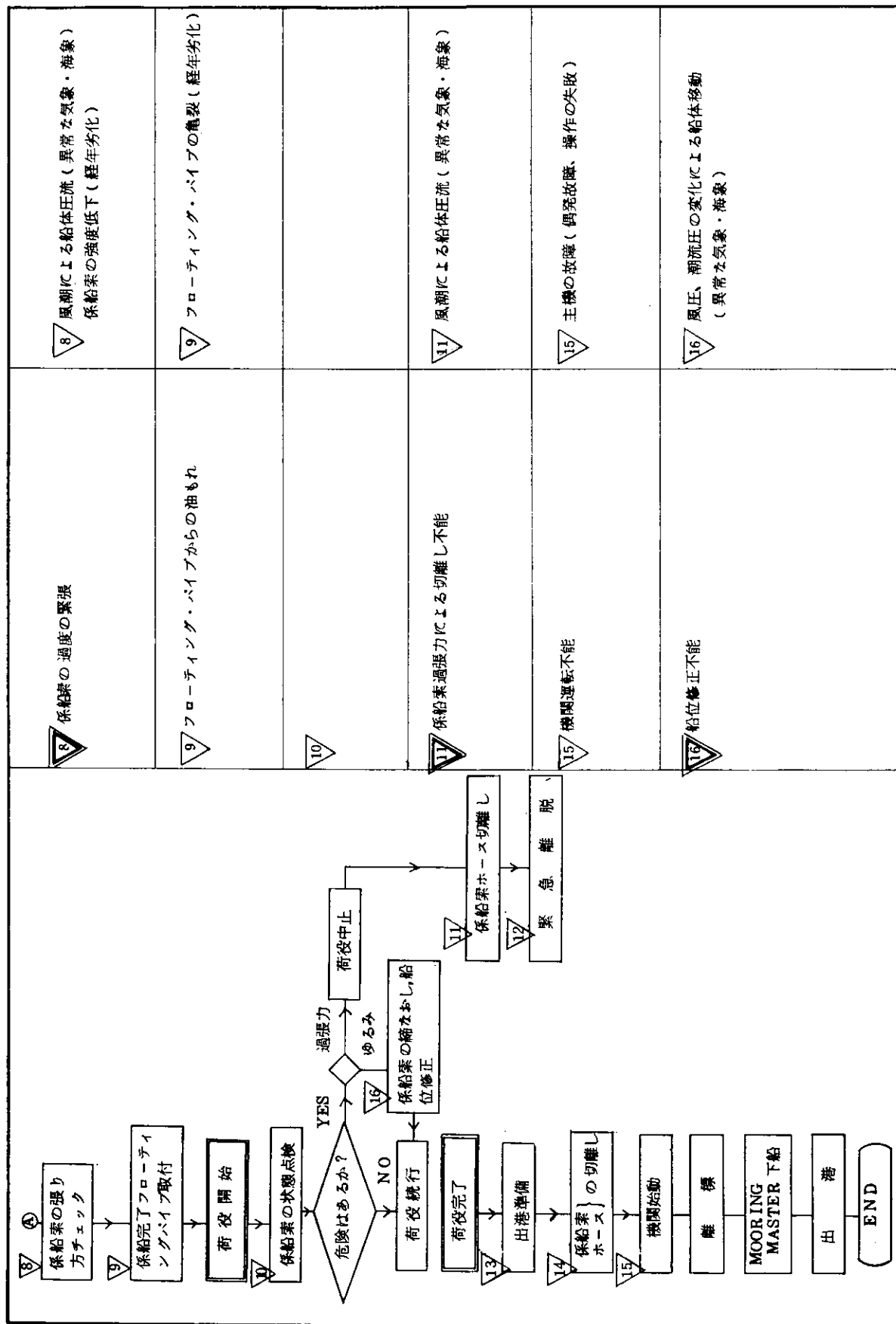
(2) 岸壁係船（離岸作業）



(3) ブイ係船（係船作業）



(3) ブイ係船（係船中）



3.4 原因とその分類

事故例及び緊急事態の想定の結果、係船システムに関連する緊急事態の現象とその原因が明らかになった。これらの緊急事態の原因を錨泊、岸壁係船、ブイ係船それぞれのグループに共通する原因、各分野に特定の原因という観点から分類すると次の通りである。

(1) 3 グループ共通の原因

(イ) 異常な気象・海象及びその情報の不足

(注：異常な気象・海象とは、係船の各分野について設定した外力限界を超える風速、潮流とする。)

(2) 岸壁係船、ブイ係船に共通する原因

(イ) 曳船の故障及び操作の失敗

(ロ) 係船索張力調整不能及び索の強度低下

(ハ) 係船索接続金物の損傷（Berth側及び本船側）

(3) 錨泊に特定の原因

(イ) 錨、錨鎖の損傷、切断及び喪失

(ロ) 錨の把駐力の減少

(ハ) 揚錨機の故障及び操作の失敗

(4) 岸壁係船に特定の原因

(イ) 栈橋火災

(ロ) 係船機の故障及び操作の失敗

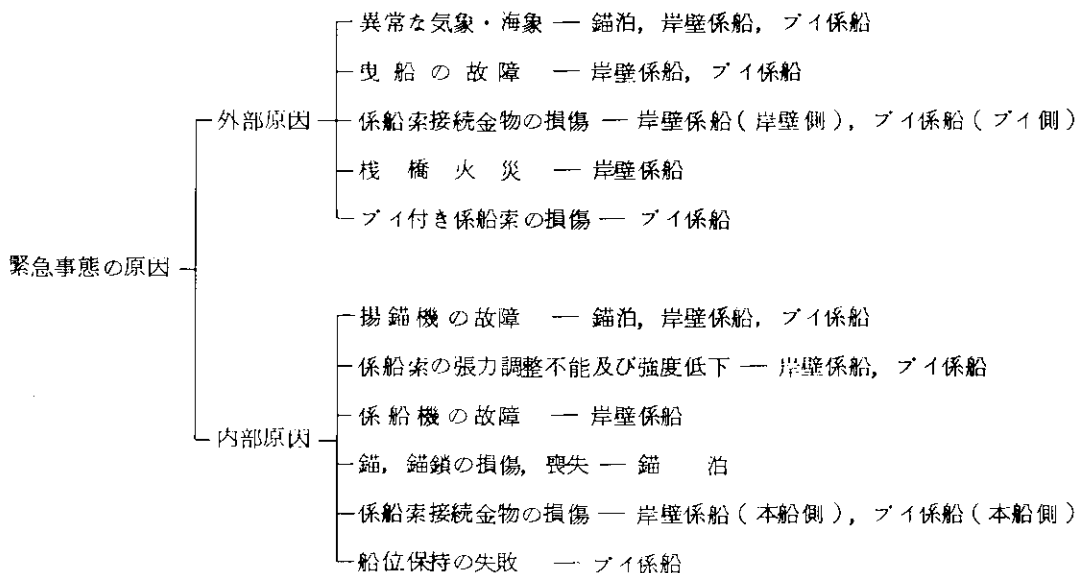
(5) ブイ係船に特定の原因

(イ) 船体、ブイ間の距離保持の失敗

(ロ) ブイ付き係船索の強度低下

以上の諸原因を船の係船システム自体に由来する原因、即ち、内部原因と船以外の係船システムに由来する原因、即ち、外部原因に分類すると次の通りである。

— 関連分野 —



3.5 対策の立案

緊急時対策としては、設備の改善あるいは新技術の開発（Hard的対策）と判断基準、操作技術など取扱い方法の改善（Soft 的対策）の2つの方向が考えられる。対策立案の方法として、まず主な緊急事態の現象をとりあげて、それら

に対する対策（これを緊急時対策 A とする。）を立案し、ついで個々の緊急事態の原因に対する対策（これを緊急時対策 B とする）を立案し、両者あいまってあらゆる緊急事態に対処できる対策とすることを目標とする。

3.5.1 緊急時対策 A

A：錨泊、B：岸壁係船：C：ブイ係船

関連分野	主要な緊急事態	関連事故例 (一覧番号による)	緊急時対策（○印：Soft 的対策）
A	1. 走 錨	1. ジュリアナ号 2. 空 光 丸	1. 走錨検知器の開発 ② 緊急捨錨技術の開発 走錨中、障害物が至近のため、揚錨が間に合わない場合、短時間内に捨錨して機関を始動する必要がある。錨鎖走出自動制御装置と関連して研究する必要がある。
B	1. 船 体 離 棧		① 風潮波浪の状況に応じた船体運動及び船体抵抗値の想定に必要な資料の作成 2. 索張力検出装置の開発 索を切断させずに使用するには、過大な張力を索にかけないような対策が必要であるが、そのような対策を実施するために、まず張力を検出することが前提条件である。 3. 船位自動検出装置の開発 船体の移動を許容範囲内に保持するために、船位を常時、自動的に検出する必要がある。 4. Loading Arm 緊急切離し装置の開発 緊急離棧作業を行なう際のポンプ停止、パイプ内の残油処理、Loading Arm 切離しなど一連の作業を迅速に行なうためのシステム的な検討を行なう必要がある。 5. 索張力イコライジング装置の開発 索張力を均衡させ、各索の能力を十分に発揮させることが、係船力確保上の必要条件である。
C	1. ブイと船首との接触	2. C 号 3. T 丸	1. ブイ/船首間の距離検知器の開発 ブイ係船作業中及び係留中に接触事故を起こすことがあり、事故防止のために、まず両者の距離検知をする必要がある。 2. ブイ/船首間の距離を一定に保つための技術開発 (現時点では、転流時や突風来襲時に船首に曳船を配備することとで対処している。)

3. 5. 2. 緊急時対策 B

A：錨泊，B：岸壁係船，C：ブイ係船

原因の 類 別	緊急事態の原因	関連分野	緊 急 時 対 策
外 部 原 因	1. 異常な気象・海象	A. B. C	① 気象・海象・波浪Dataを解析しLocalな気象予測を行なう装置と技術の開発 記憶機能のある気圧計が開発されている。各種気象Dataの変化率，現時点の風向風速を知れば，最大風速，最低気圧などのLocalな予測が可能と考えられ，気象予報の業務をBerthごとに行なう。 ② 気象・海象予測に基づいた緊急避難Time Scheduleの設定。
同 上	2. 曳船の故障及び操作の失敗	B. C.	1. 曳船の機器の信頼性及び操作技術の向上 2. 曳船の余裕推力の確保
外内部 (岸壁)	3. 係船索の強度低下	B. C.	1. 係船索の経年劣化防止方法の研究開発 ② 使用中の係船索の強度判定基準の設定
内 部	4. 係船索接続金物の損傷	B. C.	1. 繊維索鋼索それぞれの性質に適した金物の装備。たとえば鋼索用トランベット型フェアリーダーなど
内 部	5. 揚錨機の故障及び操作の失敗	A. B. C.	1. 揚錨機の信頼性と操作技術の向上 2. 錨鎖走出速度自動制御装置の開発
内 部	6. 錨，錨鎖の喪失及び損傷	A.	1. 錨鎖張力計の開発
内 部	7. 錨の把駐力の変化	A.	1. 錨の把駐力係数の検討 2. 高把駐力錨の装備 3. 底質分布海図（より精確な）の作製 投錨予定地点の底質とその把駐力係数を事前に知ることができれば，適切な錨鎖伸出量を決定できる。錨泊のための海図が作製されることが望まれる。
外 部	8. 棧橋火災	B.	1. Fire Wire自動調整装置の開発 2. 係船索の緊急解纜法の開発 曳船がFire Wireを引いて本船を離棧させる場合，本船の係船索がMake Firstされたまゝでは，離棧できなくなり，緊急避難の機を失うかそれがある。曳船の引出しに対応して係船索を解纜しなければならない。

3.6 緊急時対策の評価

緊急時対策の現時点における開発の段階と、その実現に対する要望の程度について次のランク付けを行なう。

(1) 開発の段階

- (a) 実用化または実船実験段階
- (b) 試作研究段階
- (c) 研究に着手していない。

(2) 要望の程度

緊急度により(a)(b)とする。

関連分野	緊急時対策（○印：Soft的対策）	開発段階	要望程度
A. B. C.	① 気象・海象観測Data 解析計器及び解析技術，予測技術，緊急避難基準	a	a
A. B. C.	② 外力の状況に応じた船体運動及び船体抵抗値の想定に必要な資料	a	a
A	③ 錨の把駐力係数の再検討	b	a
A	4. 本船保有錨鎖長さ及び直径の再検討	c	b
A	⑤ 緊急捨錨技術	a	b
A	6. 走錨検知器	c	a
A	7. 錨鎖走出自動制御装置	a	a
A	8. 錨鎖張力計	a	b
B. C.	9. 係船索経年強度劣化判定基準	a	a
B. C.	10. 係船索経年劣化防止法	a	b
B	11. Fire Wire自動調整装置	a	a
B	12. 係船索の緊急解纜法	a	a
B	13. 船位自動検出法	a	a
B	14. 索張力コライジング装置	b	a
B	15. 索張力検出装置	a	a
C	16. ブイ，船首間の距離検知装置	c	a
C	17. ブイ，船首間の距離を一定に保つための技術	c	b

3.7 操船に関する提言

係船システム関連事故例は，巨大タンカーの操船について，次のような問題を提起しているものと考えられる。

- (1) 巨大タンカーの操船中における風圧，潮流圧は変動するものであり，またそれらの圧力を受ける船体姿勢は刻々に変化する。

このような変動する圧力に対応して，主機とタグボートを操作し，船体惰力を許容限度内に保持しつつ所期の目的をはたさねばならない。

従来より，主として経験的技術知識によってこの目的をはたしてきたが，船体の巨大化は，未経験の分野における試行錯誤の許されない操船が要求されることになり，経験の延長で対処することは非常に困難となるだろう。従って，操船者は外力の状態及びこれに対応する巨大タンカーの操縦性能を熟知することがますます重要となるであろう。そのため，操船者が操船方法を決定し，主機及びタグ・ボートを適切に操作するための有効な情報を操船者に提供する必要がある。

操船の要訣は船体の惰力を主機及びタグ・ボートで制動可能な範囲内に保持することにある，というのが通念である。

巨大タンカーの場合、惰力保持が現存タンカーよりも一層困難になると考えられ、このような困難性を軽減するため、「相対風向風力及び潮流に対応した船体抵抗値一覧表」といった操船技術資料の検討を行なうことが望まれる。

また、このような困難性に対処するために、外力及び船体運動を Input し、主機及びタグボートの操作指示を Output する「タグボート操縦制御盤」といった操船援助装置の開発が望まれる。

(2) 巨大タンカーの操船は、地域的な気象・海象や地形上の制約などの特殊事情によって大きい影響を受ける。

地域的な特殊事情は、その地域に最適の操船方法を確立することによって有効な対策が見出されるものであろう。

特定の港湾における操船経験の積重ねによって得た技術知識と、操船 Simulator の開発による科学的手法の組合せによって、港湾ごとに船型別、condition 別の最適操船方法を確立することが望まれる。

3.8 考 察

過去に発生した係船システムに関連する事故の分析の結果として導かれた緊急事態の大部分は、3.6 緊急時対策の評価一覧表に示す如く、巨大タンカーの係船システムの自動化省略化のために開発が望まれている新しい技術の採用によって、未然に防止される可能性があることが明らかとなった（49年度報告書 4.4 項参照）。

これらの新技術は、人間の判断能力、処理能力を十分に発揮させるための情報提供や機械力確保を目標としたものであり、係船システムの運用は操船者の技術能力に依存している点で従来と本質的に異なるものでないことを十分認識する必要があると思われる。

一方、Tanker Berth の形式や構造物の配置は世界各国千差万別である。係留の安全に対する考え方の相違や地域的な特殊事情が、様々な Berth を生む背景となっていると考えられる。地域的な特殊事情に対しては、それぞれの地域別に Berth 側で対策を実施するのが効果的かつ経済的であろう。しかしながら、係留の安全に関する基本的な考え方は、今後国際的な統一が計られることが望まれる。

従来より、係船基準を Berth 側が設定し、船側が基準を満たし得る装置を装備してきたが、係船システムの安全かつ効果的な運用を Berth 側と船側が共同で研究する気運がより一層盛り上がる事が強く望まれる。

参 考 文 献

(1) 海難審判庁裁決録

関連項目	船種（船名） 噸 数	事故発生日時 場 所	事 故 の 状 況 と 原 因
錨 泊 1	貨物船（空光丸） 11,463 G/T	70/ 1/31 小 名 浜 港 外	台湾坊主の急速な接近による突風のため走錨し、防波堤のテトラポットに船首が乗揚げた。
錨 泊 2	タンカー（ジュリアナ号） 11,684 G/T	70/11/30 新 潟 港 西 防 波 堤 沖	揚錨作業中、北々西、風速15～20m/SECにより走錨し、船体圧流されて座礁した。
錨 泊 3	鉱石専用船（不明） 14,846 D.W.	72/ 9 不 明	入港のため低速航進中、曳船との衝突をさけるために緊急投錨したところ、錨鎖が12節目の中間で切断し、錨、錨鎖海没、Windlass 損傷した。
錨 泊 4	タンカー（K丸）	73/ 6/ 3 ヨチボリ港外 （ノルウェー）	水深53mに錨泊中、走錨し、直ちに揚錨作業を開始。揚錨中Windlass主軸の中間クラッチが外れ、錨鎖走出、ブレーキ焼損し、制動不能となり錨、錨鎖海没。
岸壁係船 1	貨客船（洞爺丸） 4,337 G/T	54/ 9/26 函 館 港 外	台風（瞬間最大風速32m/SEC）のなかを避難のために出港したが、高波のため侵水し、転覆した。
岸壁係船 2	タンカー（ルイザ号） 31,396 D.W.	65/ 6/ 5 バンダ・マシュール （イラン）	栈橋の火災、爆発により係船索が焼き切れ漂流第3栈橋に乗揚げ、そのあと浅瀬で転覆、沈没した。
岸壁係船 3	タンカー（ヘイムバート号） 58,260 D.W.	65/ 5/23 室 蘭 港 内	Turning Basinで曳船を使わずに180°回頭を試みたが、回りきれず、過大な前進惰力で船体がドルフィンに衝突した。
岸壁係船 4	タンカー（バレンティアン号） 50,757 G/T	68/ 2/29 千 葉 港	曳船を取っていたが、過大な前進惰力で岸壁に接近したため、曳船による制動が及ばず、ドルフィンに衝突した。
岸壁係船 5	L. P. G. （B丸） 29,470 D.W.	73/ 3/25 千 葉 港	曳船を船首尾に各1隻取って接岸作業中、接岸速度がやや過大（栈橋ドップラー・ソナーによる）であったため、船首が栈橋に接触した。

損 害	摘 要
船体が2つに分断され、沈没。乗組員13名死亡	台湾坊主の発達が著るしく、急速に接近したため、気象情報の入手と荒天対策が後手にまわり、適切な避泊を行なう時期を失なった。 単錨泊7節、南々東風速17m/SECと南からのウネリにより走錨した。
船体が2つに分断され、積荷の原油7,200 K. L. が流出した。	新潟沖は冬季の季節風に対してOpen であり、季節風の吹き出し前に両津湾（佐渡島）などに避泊すべきであった。走錨に気付いて、急拠揚錨作業を行なったが、間に合わなかった。緊急捨錨による危険からの離脱の必要性を示唆する事故である。
錨1個、錨鎖12節海没、Windlass 大破（シャフト曲損等）	前進惰力を緊急制動するための用錨法を検討する必要があることを示唆する事故である。
錨1個、錨鎖片舷全量海没、錨鎖根付け、外板一部損傷、Windlass 一部破損、損害額2500万円	風力4、潮流2ノットで走錨した。
転覆、全損、死者1155名	台風の通過位置、時刻などの情報の入手と避泊決定が遅れたため、強風下で港外避難せざるを得なくなり、船尾開口部より浸水し転覆した。
第1、2栈橋全焼、損害50億円、乗組員29名、栈橋従業員2名死亡	第2～6栈橋係留中のタンカーのうち2隻は自力で、3隻は曳船により脱出し、損害は軽微だった。 栈橋火災時の緊急離岸が迅速に行なえるような技術開発の重要性を教える事故である。
積荷原油が流出し、火災発生、損害27億円、死亡10名	100トン、190トンの曳船を待機させていたが、これを使わなかった。 本船の操縦性能を十分把握せずに操船したパイロットの判断の誤りが事故の主な原因である。
船首凹損、ドルフィン倒壊	曳船による制動が可能な範囲の適度な前進惰力を保持しなかった操船の誤り。
栈橋フェンダー損傷（修理費17万円）	栈橋に設置された接岸速度計を十分に活用しなかったことが、事故の背景と考えられる。

岸壁係船 6	タンカー（O丸） 不 明	74/ 7/20 千 葉 港	過大な接岸速度で棧橋に接近し、5隻の曳船の全速後進による制動も及ばず、船体がドルフィンに衝突した。
同 上 7	タンカー（C号） 272,000 D.W.	74/ 9/28 カ ー グ 島	接岸作業中、船首が過大な接岸速度にて棧橋に接触した。
同 上 8	タンカー（O号） 231,723 D.W.	74/10/24 ラベラ(フランス)	曳船6隻を使用して接岸作業中、曳船による横押し力がやや大きくなったので、後進で曳かせたが、船首付近が岸壁フェンダーに強く接触した。
同 上 9	タンカー（T丸） 81,744 G/T	72/12/10 ダス・アイランド (アラブ首長国)	15m/SECの強風のもとで接岸作業中、曳船が本船の船尾に深くもぐりこみ、波浪による曳船のローリングにより、本船外板に曳船が激突した。
同 上 10	タンカー（M丸） 227,756 D.W.	73/ 1/11 カ ー グ 島	風力6～7の強風のもとで接岸作業中、波浪により曳船が激しく動揺し、本船船側に数回激突した。
同 上 11	タンカー（不明） 237,750 D.W.	74/ 1/12 鹿 島 港	20万屯バースに接岸荷役中、北からのウネリによって船体動揺し、スプリング2本(ワイヤー1本、ホーサー1本)が切断した。
ブイ係船 1	貨物船（T丸） 2,914 G/T	63/ 9/24 函 館 港	12m/SECの強風下でブイ係船作業中、ブイ・ロープ(ワイヤー28m/m)が過度の緊張により切断した。
同 上 2	鉱石専用船（C号） 77,388 D.W.	73/ 8/29 ボタニー港 (オーストラリア)	曳船3隻の援助のもとでSBMに係船作業中、潮流とウネリのため、左舷2番艀付近とSBMが接触した。
同 上 3	タンカー（T丸） 130,608 G/T	74/ 7/18 姫 路 港	SBMに係船作業中、船首がSBMの錨鎖を引っかけたため、SBMが転覆し、海没した。
同 上 4	タンカー（不明） 49,870 D.W.	70/ 1/18 富 山 港	SBMに係船揚荷中、北西のウネリにより船首がブイに接触、係船索2本切断、曳船の援助によりホース切離し、ブイ解纜した。

ドルフィン破損, 損害額 5,000 万円, 船体の損傷は不明	接岸速度限界 12 cm/SEC に対し, 船首側 15 cm/SEC, 船尾側 20 cm/SEC であった。
栈橋破損, 損害額 3,500 万円, 船体の損害は軽微	パイロットは本船に装備されたドップラー・ソナーの情報を十分利用しなかった。
船首水線付近に長さ 6 m, 巾 3 m, 深さ 20 cm (最大) の外板凹損を生じた。	フェンダーが衝撃力を吸収しきれなかった場合, 船側外板に大きい損傷を与え, 積荷の原油が流出する危険性が高いことを示唆する事故である。
曳船船橋破損, 損害額 450 万円, 本船の損害は不明	当港の接岸作業限界は 15 m/SEC と設定されている。経験的な設定値が, このような事故例により確認されたことになる。
曳船及び本船外板損傷 (損傷状況不明)	曳船索を取ることが出来ず, 接岸を断念した。
係船索 2 本切断 (チクサン・アームは異常なかった)	北西の風 8 m/SEC で冬季としては静穏で, ウネリも比較的弱かった。岸壁係船がウネリの侵入に対して抵抗力が弱いことを示唆する事故である。
作業船の甲板員が 2 名, ロープ切断の衝撃で海中に転落し, 死亡した。	係船索の経年劣化による強度低下を防止することの重要性を示唆する事故である。
船側外板凹損, 損害額 660 万円, SBM 損傷, 損害額 276 万円	この SBM は冬季 (南半球) ウネリの侵入と潮流により, しばしば接触事故を起こしており, 立地条件不良である。
SBM 海没, 損害額 2 億 7 千万円	SBM への接近方向, 接近速度減速計画, 曳船の使用方法などブイ係船作業における操船技術の研究, 判断基準の設定などを行なう必要がある。
係船索 2 本 (ホーサー, 110 m/m, 40 m) 切断, ブイ損傷, 損害額 4,350 万円, ブイ解纜の際, フローティングホースの支えワイヤー・ボルトが切断した。	北西の風 6 ~ 7 m/SEC, 北西からのウネリが大きく, 船体動揺が激しかった。

4. 巨大船用係船岸壁のばね定数

係船用バースの構造形式は、対象船舶の大きさ、取扱い貨物の種類、立地条件などを考慮して決定されるが、大型タンカーを対象として考える場合には、吃水が大なるために建設地点が必然的に沖合に移行せざるを得ないこと、また貨物が液体でありパイプによる輸送が可能であるために、栈橋頂面の面積を必要としないことなどの理由から、水面上から海底地中に達する鋼杭を打込み、その上に必要最小面積のコンクリートの台を設けた鋼管杭式ドルフィン構造の係船岸壁が経済的であり、また採用例も多い。よって、ここでは鋼管杭式栈橋のばね定数について調査を行なうこととした。

(1) 構造の概要

図 4.1 および 4.2 は鋼管杭式ドルフィンバースの代表的な例である日石、喜入 4 号バースの平面および断面図である。バースは、ローディングブラットホームを中心として、前後に接岸用ドルフィンおよび係留索用ドルフィンを配置し、各ドルフィン間を歩路で継いでいる。船体は接岸用ドルフィンと接して係留されるが、ローディングブラットホームおよび係留索用ドルフィンと船体の間には常に隙間が保たれるように配置されている。従って、接岸時の船体運動による荷重は 2 個の接岸用ドルフィンのみで支持することになる。

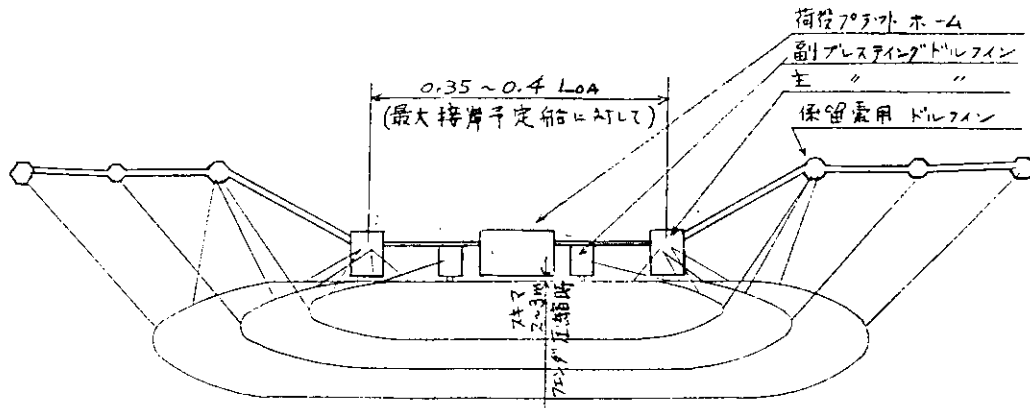


図 4.1 喜入 4 号バース平面

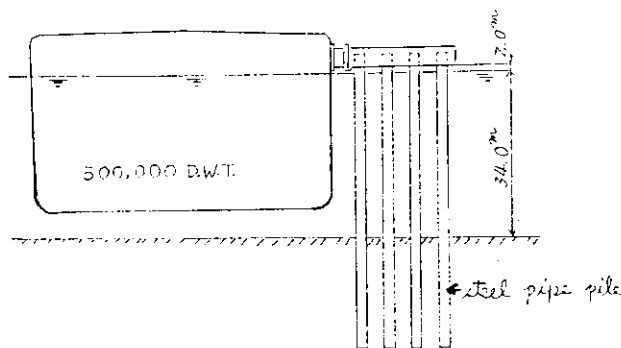


図 4.2 喜入 4 号バース (断面)

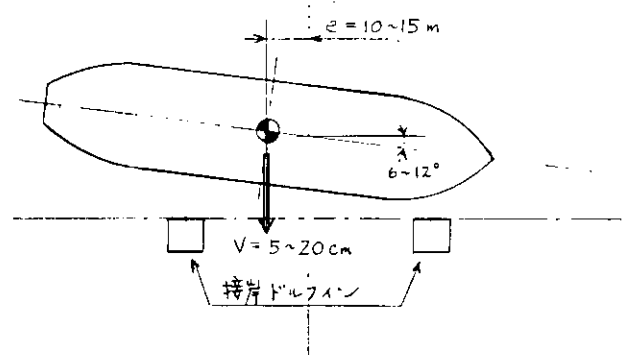


図 4.3 設計条件

喜入 4 号バースの場合には、接岸ドルフィンは縦横 $2.45 \times 18m$ のコンクリート頭部とこれを支える縦横 $4 \times 3 = 12$ 本の鋼管杭からなり、杭は $2,300\phi$ 、壁厚 $26 \sim 34mm$ 、材質 SM50B で海底 $27m$ の深さまで打込まれている。各杭は頭部（上部構造部）において連結されているが、水中には水平支持材を持たない。従って、上部構造に加わる水平荷重の支持力は杭の断面二次モーメントと本数によって定まり、水深が大となるに従って、大径の杭を使用することが重量節減に通じ、一般に有利となるが、結果として大径杭では、負荷時の水平変位量は小さくなり、また、ばね定数は小径杭

に比して大きくなる傾向にある。

主ブレストイングドルフィンの船体との接触部には、2,500H×5,000L×3,120Bのゴム製フェンダ2個が設けられ、船体の運動エネルギーを吸収する構造になっている。

(2) 設計条件

バースの築造を担当したT社のカタログによれば、喜入4号バースの設計条件は下記のとおりである。

- (i) 最大対象船舶 : 50万DWトン
- (ii) 船体の接岸速度 : 5~20cm/sec
- (iii) 船体がバース法線となす角度 : 6~12°
- (iv) 船体への反力(面圧) : 20t/m²以下
- (v) 船体の初期回転角速度 : $\omega = 0$
- (vi) 接岸時の潮流 : $V_w = 0$
- (vii) 剪断荷重 : 垂直荷重×0.3

なお、参考として表4.1に各所シーバースの設計条件をまとめた。

表4.1 シーバースの設計条件例

	(DW.T.) 最大対象船舶	(cm/sec) 最大接岸速度	(ton.m) 有効接岸エネルギー	(ton) ドルフィン反力	(mm) 鋼管杭径
喜入4号	500,000	20.0	1,100	1,248	2,300φ
喜入3号	450,000	17.0	813	1,300	1,500φ
東燃扇島	250,000	15.0	350	462	1,500φ
新日鉄広畑	200,000	12.0	125	270	800φ 600φ

(3) 鋼管杭ドルフィン構造のばね定数

鋼管杭は地中深く打込まれ、海底地盤に固定されている。また、頭部はコンクリートによって各杭が一体となるように固定されるため、頭部の回転は拘束され、水平方向の変位のみが許容される。このように鋼管杭ドルフィンは一端固定、一端回転固定の梁と考えてモデル化出来る。この場合、水平方向の変形に対するばね定数は、この梁を片持梁と考えた場合の4倍となる。図4.4は2,300φ×3,600ℓ×29tの鋼管杭および2,500h×3,120b×1,000ℓのフェンダの荷重一撓み曲線である。この場合、鋼管杭1本当たりのばね定数は720t/mである。図4.5は鋼管杭下部構造(2,300φ×3,600ℓ×29t×12本)、全フェンダ(2,500h×3,120b×5,000ℓ×2列)および、これらを合成した構造全体の荷重一撓み曲線である。ここで、鋼管杭下部構造のばね定数は約8,640t/mであるが、フェンダの特性曲線が非線型であるため、構造全体のばね定数も非線型となっており、諸計算に使用するのに不便である。よって、このばね定数を線型化することを考える。

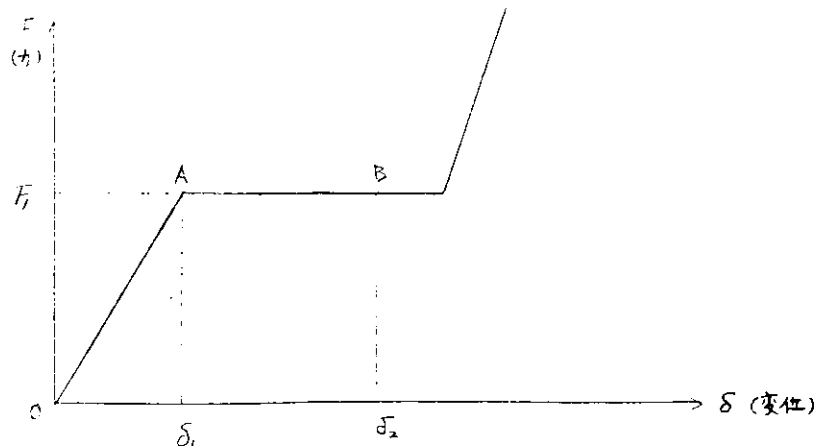


図4.5の構造全体の特性曲線を図

図4.6 荷重一撓み曲線のモデル

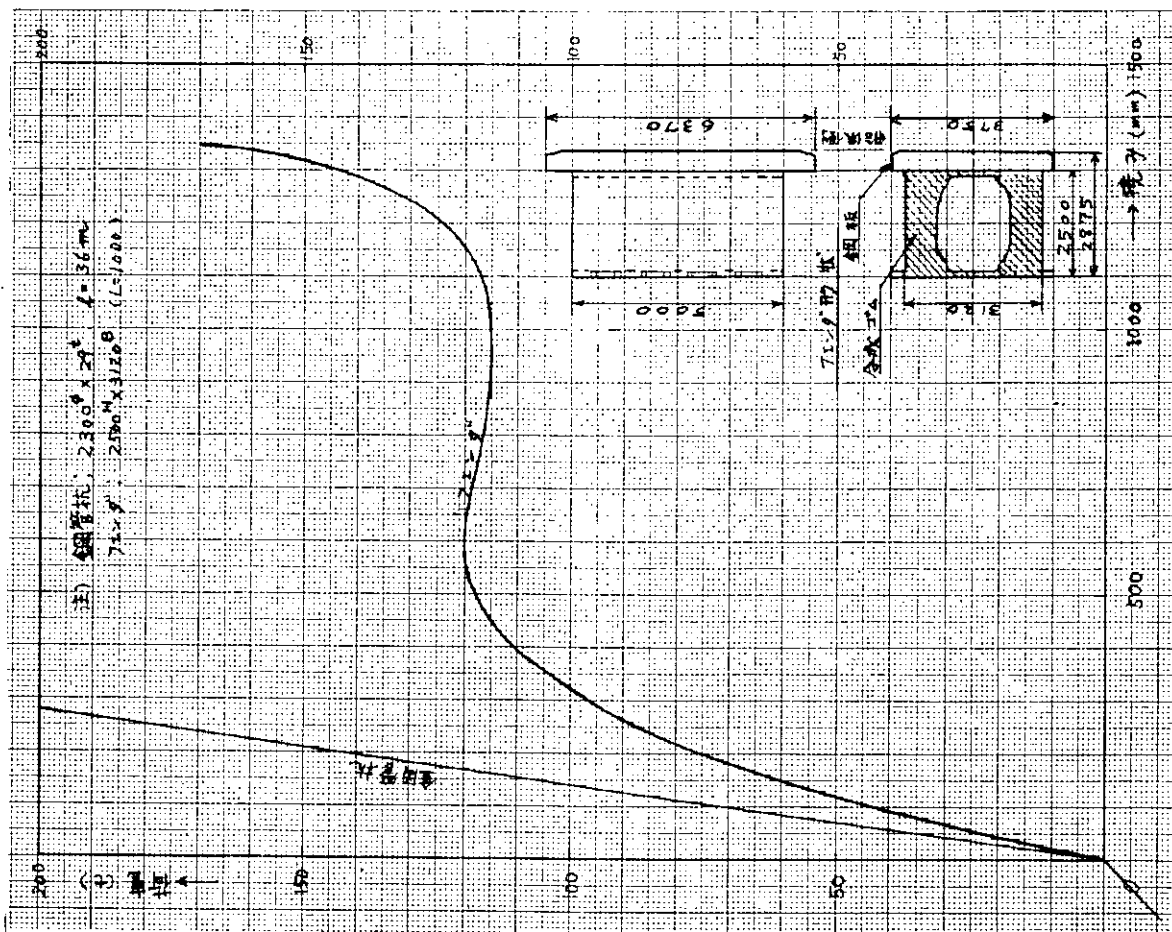


図 4.4 鋼管杭およびフエングダの特性曲線

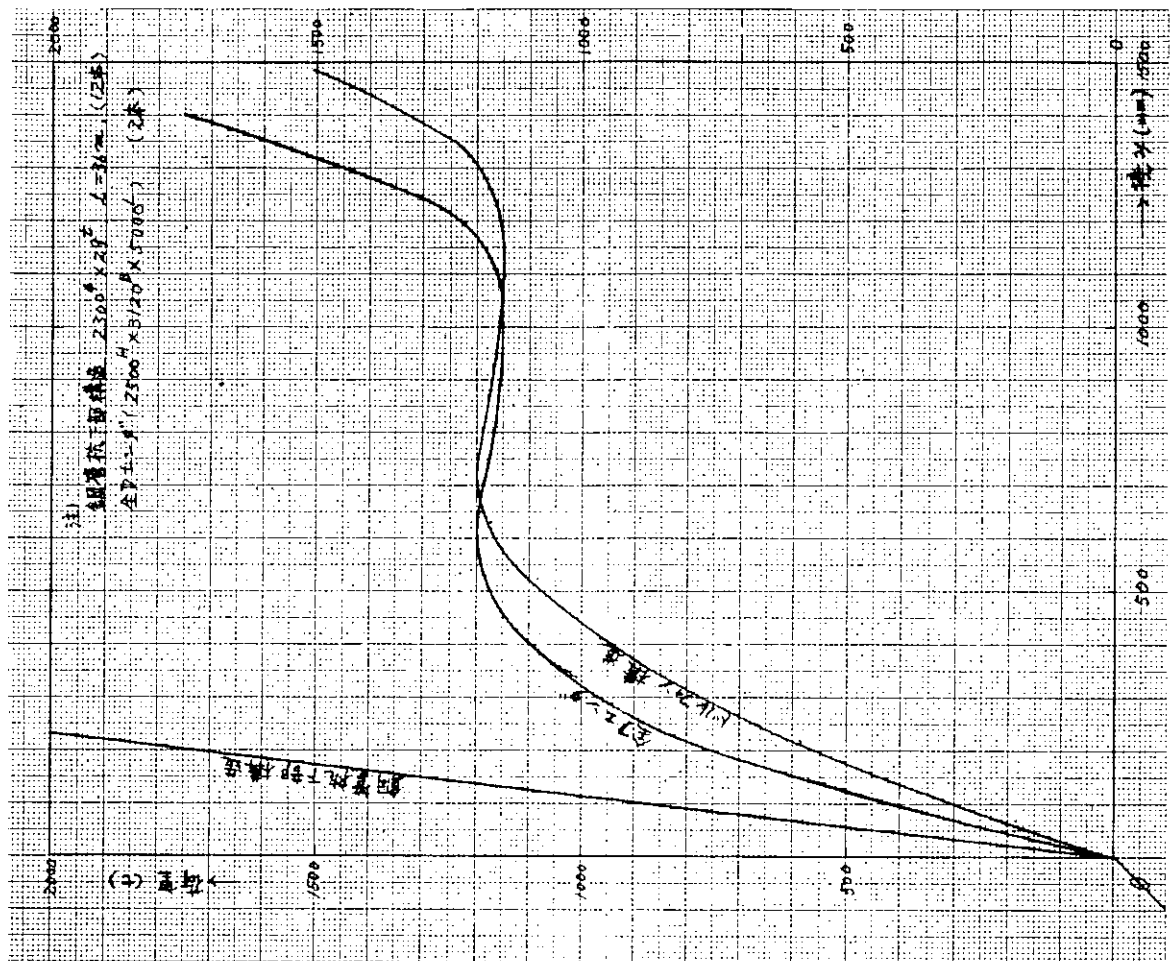


図 4.5 鋼管杭下部構造, 全フエングダおよびドルフィン構造特性曲線

4.6 のようにモデル化する。ここで現在の使用状態（設計条件のドルフィン反力で有効接岸エネルギーを吸収した状態）は、B 点の位置であるから、図 4.5 の構造全体の特性曲線を図式積分し、有効接岸エネルギーに相当する変位を求めると $\delta_2 = 1.19\text{ m}$ となる。また F_1 も図上から $F_1 = 1.180\text{ t}$ となるから、エネルギーの釣合は、

$$\frac{1}{2} F_1 \delta_1 + F_1 (\delta_2 - \delta_1) = \text{有効接岸エネルギー}$$

この式に各値を代入して δ_1 を求めると $\delta_1 = 0.515\text{ m}$ となり、

ばね定数 k は $k = F_1 / \delta_1 = 2.290\text{ t/m}$

(4) 考 察

ここでは、鋼管杭とフェンダの荷重—撓み曲線を別個に求め、これらを合成してドルフィン構造全体の荷重—撓み曲線を求めた。この結果として得られたドルフィン反力 $F_1 = 1.180\text{ t}$ は、喜入 4 号バースの設計条件であるドルフィン反力（公表値） 1.280 t を若干下廻っているが、これは図式積分の誤差によって生じたものであろうが、この差は実用上はほとんど問題とならぬ程度と考える。また、以上の検討から有効接岸エネルギーの 90% 強がフェンダで吸収され、鋼杭構造で吸収されるエネルギーはわずか 10% 弱であることが判った。これを変位について見ると両者の変位はそれぞれ 1.06 m 、 0.13 m であるから、鋼管杭式ドルフィン構造のばね定数は、フェンダの特性によって支配されるといえる。従って、100 万トン級タンカー用のシーバースは、その設置場所の外界条件にもよるが、鋼管杭ドルフィン構造によって築造可能と考える。また、フェンダについてはより低反力で、高エネルギーを吸収し得るものを設けることが望ましいのは言うまでもないが、フェンダの特性は、材質、形状、寸法によって、様々に変化するから一概に特性を設定することは出来ない。しかしながら、当面の検討用の条件としては、現在ドルフィン 1 基当たり 2 組使用されているフェンダをドルフィン 1 基につき、2～3 組増設することを考えれば良いと思われる。

5. 錨泊，ブイ係船

5.1 作業方針

錨泊においては、外界条件の変動に対する処置は船長の長い経験に基く判断により適切に処置されることが多く、必ずしも統一された基準はないようである。また、旧海軍時代よりの水深と錨鎖長の関係式が使用されているが、近年急激に船型が大型化されて来っており、従来の比較的小型でかつ瘠型の船舶とは様相が異って来ていることも考えられ、また、巨大船の錨泊ブイ係船設備の基本要目の検討のためには、近年建造された大型船に於ける第一線の船長の実際の処置及び意見を調査し、その結果を客観化することが必要かつ重要であるので、現状、特に荒天時の調査を行なうこととした。

一方、係止力の計算のための設計条件については必ずしも確立された方式はなく、船級協会に於ける義装数の決定のための外力条件も、主として錨、錨鎖の強度に対する条件としての検討であり、そこに採用されている条件と実際の状態との相関は必ずしも明確でない。係止力を左右する外界条件としては、風、潮流、波による力、及び水深、底質が考えられ、これに対応する錨の把駐力、錨鎖の操り出し長さが検討の対象となって来る。このため、巨大船を対象として、錨泊地と想定される地域につき底質の想定を行なうとともに、この底質に対応する錨、錨鎖の把駐係数の想定を行なうこととした。一方、錨泊時、ブイ係船時に本船は風波により、振れ回り運動を起し、これにより錨鎖またはムアリングロープに最大荷重のかゝる極点が現われることが知られている。本船の運動については、計算実験小委員会にて研究を行っているので、ここでは、文献により上記の極点の調査を行ない、静的係止力計算にこれを加味することにより、外的条件の検討を行なうこととした。錨、錨鎖については、現行船級協会の規則に則ったものを採用することとして、主要目の検討を行なうこととした。

次に、巨大船に於いては、その寸法の巨大化の故に水深も相対的に深くなり、所謂、深海投錨と云われる水深で使用される可能性もあるので、揚錨機的能力、落下速度、捲上げ速度がどうあるべきであるが、操作面、機械面よりの検討を行なうとともに、昨年度の報告書にも述べられている如く、張力検知、走錨検知が安全上最も重要と考え、この検討を行なうこととした。一方、ブイ係船については、略、錨泊と同様の問題を抱えていると考えられるが、今回は巨大船のブイ係船用ロープの入手性を中心として作業を行なうこととした。

5.2 錨泊法の現状

在来船の錨泊法としては単錨泊、振れ止錨泊、二錨泊及び双錨泊があり、永年に亘る経験の蓄積及び幾多の研究資料に基づいてその時点における外力や環境条件に適応した錨泊方法が採用され、また、それぞれの把駐力の目安についても一応の解明がなされていると考えられる。

一方、巨大船については船体の巨大化に伴う投錨水深の増大、船体惰力の急増、運動性能の鈍化等のため二錨を用いた在来の荒天錨泊の実施が困難となり、結果的に単錨泊乃至振れ止錨泊が一般化するに至ったように思われる。また、荒天時対策として、タンカーの特性を生かしたバラストの増張り、トリムの調整等によるふれ廻りの抑制や風圧抵抗の減少などの方法も考えられるが、船体の巨大化が急速なあまり錨泊法乃至用錨法や安全対策の資料が未整備の状態であり、操船者側、造船所側ともに今後研究を要する技術的問題が多々残されていると思われる。

5.2.1 アンケート調査の趣旨、方法

巨大船錨泊の安全性を確保するためには、まず巨大船が実際に遭遇し、あるいは遭遇すると予想される過酷な外界条件を設定し、これに対処できる錨泊法の検討、今後必要とされる係船諸設備の改善・性能向上およびそれらの制御・自動化の開発等幅広い研究が必要となって来る。

ところが現状では、巨大船の荒天錨泊（含一点ブイ係留）の実態や外界条件と錨泊方式の関係、深海投錨や緊急投錨などの用錨法に不明な点が多く、そのため今回、実際に巨大船の運航に従事している現役船長を対象にアンケートを実施して錨泊及び一点ブイ係留の実態を調査し、問題点を正確に把握した上で今後の係船システムの改善に取り組むことと

した。

アンケートは本研究調査小委員会の関係船会社（大阪商船三井船舶，出光タンカー，日本郵船，シェル船舶，東京タンカー，ジャパンライン）所属の15万重量トン以上の大型船乗船経験船長を対象に実施したが，15万重量トン未満の船舶の回答も一部採用したものがある。

5.2.2 アンケート調査内容

(1) 実施期間・回答率

アンケート調査書は前記6社宛に昭和50年5月に発送し，回答締切は昭和50年9月末としたが実際には11月末日までに返送されたものを集計した。

発送数221通，発送数58通で回答率26%となり，うち15万DWトン以上が51通（23%），15万DWトン未満は7通（3%）であった。

(2) 錨泊中の荒天

(イ) 荒天（強風）錨泊の経験度数

錨泊中に荒天を経験した人数は回答者58名中30名，52%で約半数の船長が荒天を経験している。しかし，2回以上の荒天を経験している船長もいるので経験度数では36件となり総件数の56%となる。

(ロ) 荒天錨泊船の重量トン数

錨泊中荒天に遭遇した36件の船舶を階級1万DWトンで区分し図5.2.1で示した。このうち15万DWトン未満の件数が5件あるが何れも12万DWトン以上なので集計から除外しなかった。なお，モード階級は23～24万DWトンの11件である。

(ハ) 荒天錨泊船の載貨状態

各船の標準バラストコンディションは造船所別，船型別で異なるため一概に律することはできないが，いまパーマネント・バラスト・コンディションを夏期満載重量トン数の20%未満，ノーマル・バラスト・コンディションを50%未満，ヘビー・バラスト・コンディションを70%未満と仮定して荒天錨泊船の載貨状態を大別すれば，P.B.Cond.は1隻（3%），N.B.Cond. 17隻（50%），H.B.Cond. 4隻（12%），満載状態12隻（35%）となる。

(ニ) 錨型式

荒天錨泊船の所有主錨の型式は，JIS型22件（67%），AC-14型10件（30%），その他1件（3

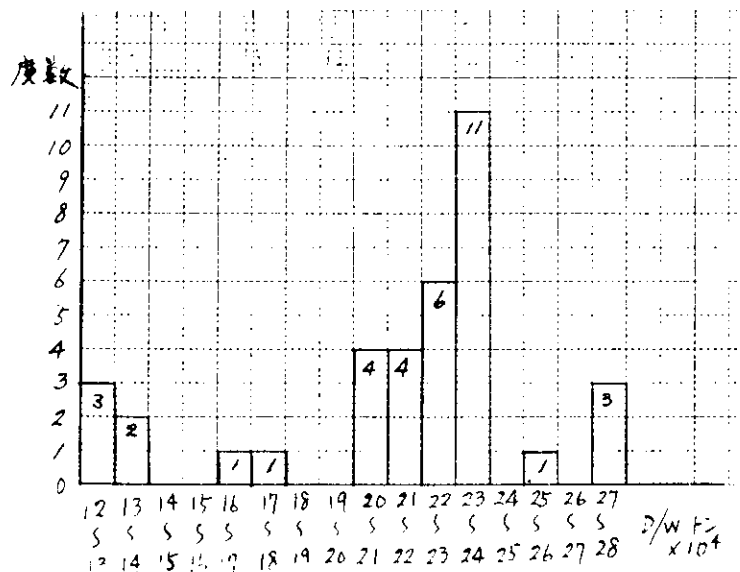


図 5.2.1 重量トン数別経験度数

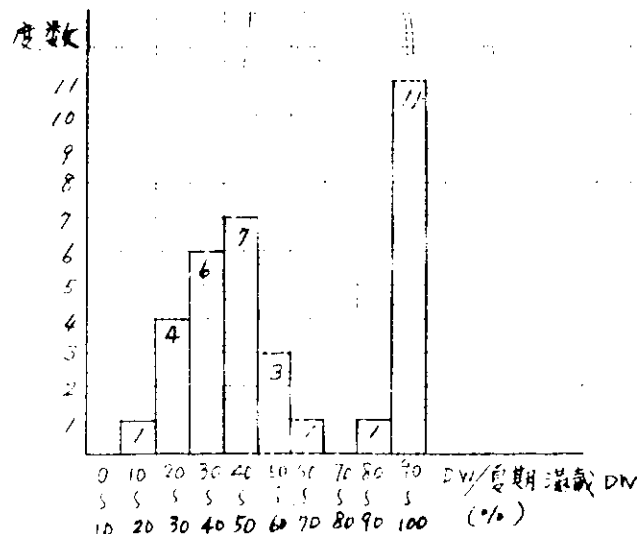


図 5.2.2 載貨状態

巨大船舶の錨泊および一点ブイ係留に関するアンケート

1. 錨泊中の悪天(強風)

(1) 錨泊中に強風にあつたことがありますか。

(イ) ある (ロ) ない

(2) 前項で「ある」と回答された方は、次項に記入して下さい。(現在その船を下船している等のため不明な点はblankで結構です。)

項 目	事 例 1.	事 例 2.
(イ) 船 名		
(ロ) 船の長さ(全長)	m	m
(ハ) 重量トン数	トン	トン
(ニ) 夏期満潮吃水	m	m
(ホ) 主錨の型式	a) JIS型 b) AC14型 c) その他 型	a) JIS型 b) AC14型 c) その他 型
(ヘ) 主錨1ヶの重量	kg	kg
(ト) 錨鎖の径	mm	mm
(チ) 錨鎖の重量	kg/m	kg/m
(リ) 錨鎖の長さ	右 節 左 節	右 節 左 節
(ニ) 錨鎖1節の長さ	a) 25m b) 27.5m	a) 25m b) 27.5m
(ホ) 強風にあつた港名 (錨地名又はバース名)		
(ヘ) その時の吃水	F m, A m	F m, A m
(ト) 繰出した錨鎖の長さ	右 節(水面/デッキ) 左 節(水面/デッキ)	右 節(水面/デッキ) 左 節(水面/デッキ)
(チ) 錨地水深	m	m
(リ) 底 質	(海図記号, 測図得, その他)	(海図記号, 測図得, その他)

-1-

(7) 巨大船舶の錨泊一般に関しご意見がありましたらご記入下さい。

2. 一点ブイ係留中の悪天(強風)

(1) 一点ブイ係留中強風にあつたことがありますか。

(イ) ある (ロ) ない

(2) 前項で「ある」と回答された方は、次項に記入して下さい。

項 目	事 例 1.	事 例 2.
(イ) 船 名		
(ロ) 船の長さ(全長)	m	m
(ハ) 重量トン数	トン	トン
(ニ) 夏期満潮吃水	m	m
(ホ) 港 名(バース名)		
(ヘ) 吃 水	F m, A m	F m, A m
(ト) 風 速	a) 平 均 m/s b) 瞬間最大 m/s	a) 平 均 m/s b) 瞬間最大 m/s
(チ) 海 象	a) 海潮流 KTS b) 波 高 m c) 波周期 sec	a) 海潮流 KTS b) 波 高 m c) 波周期 sec
(リ) 船首のふれ	a) 右 舷 度 b) 左 舷 度 c) ふれの周期 min	a) 右 舷 度 b) 左 舷 度 c) ふれの周期 min
(ニ) 船体動揺の程度		
(ホ) ナイロン係留索の径		
(ヘ) 荒天による係留索損傷の有無	a) あり(程度:) b) なし	a) あり(程度:) b) なし
(ト) 荒天による係留索切断事故の有無	a) あり b) なし	a) あり b) なし
(チ) 損傷又は切断箇所		
(リ) 損傷又は切断の主たる原因として考えられるものは何ですか。		

-3-

(外) 風 速	a) 平 均 m/s b) 瞬間最大 m/s	a) 平 均 m/s b) 瞬間最大 m/s
(内) 海 象	a) 海潮流 KTS b) 波 高 m c) 波周期 sec	a) 海潮流 KTS b) 波 高 m c) 波周期 sec
(リ) 船首のふれ	a) 右 舷 度 b) 左 舷 度 c) ふれの周期 min	a) 右 舷 度 b) 左 舷 度 c) ふれの周期 min
(ニ) 船体動揺の程度 (ローリング等)		
(ホ) 把舵状況の良否 (走錨の有無等)		
(ト) 附近走錨船の有無		
(チ) その他参考となる事項 があればご記入下さい		

(3) 強風中、錨鎖にかかる張力を緩和する目的で主機を前進に使用しましたか。

また、それは有効でしたか。

(イ) 使用した a) 有効であった

b) かえつて過剰の張力を与えたので直ぐ止めた

(ロ) 使用しなかった

(4) 走錨はどのようにして検知して居ますか。優先順位をつけて下さい。

(イ) 物標の見通し難

(ロ) レーダーによる他船他物との距離

(ハ) 船位の連続チェック(レーダー使用も含む)

(ニ) ドブラー・ソナー

(ホ) その他:

(5) 走錨を検知したとき直ちに採る対策は何ですか。

(6) 現装備の錨の把舵力に信頼感がありますか。

(イ) もてる

(ロ) まあまあである

(ハ) もてない

(ニ) わからない

(ホ) その他:

-2-

3. 外界条件と錨泊方式

(1) 通常の錨泊方式

(イ) 今までに乗船した最大船型を記入して下さい。

LOA: m, Bm: m, Dm: m, d: m

(ロ) 上記の巨大船舶が水深30m、底質泥の錨地に投錨するものとするは、

a) 錨鎖の長さは一般にどの程度繰出しますか(下欄X節)。

b) 他の錨泊船に対し最小どの位の距離を保つようになりますか(最少離隔距離)。

項目	条件	1日程度の錨泊		数日に亘る錨泊	
		バラスト状態	満 船	バラスト状態	満 船
錨鎖の長さ(X 節)		節	節	節	節
他船との最小離隔距離		m	m	m	m

(2) 荒天時の錨泊

東京湾又は鹿児島湾内で錨泊中大型台風の接近ないし通過が予想された場合

一般的に採る対策は次の項目のどれですか。○印をご記入下さい。

項目	条件	東 京 湾 内		鹿 児 島 湾 内	
		バラスト状態	満 船	バラスト状態	満 船
単錨泊で錨鎖を一杯のはず					
上記の依ふれ止錨投下					
二錨泊(注1参照)					
双錨泊(注2参照)					
沖へ退避					

注 1) こうという二錨泊とは、左右舷の錨鎖が各平行な場合とします。

2) こうという双錨泊とは、左右舷の錨鎖が相当な角度で開いている場合とします。

3) バラストの増張りも突触する場合は◎印として下さい。

-4-

- 13) (2)の錨泊方式は、予想される荒天の程度を考慮して決定すると思いますが、その予想される外力がどの程度以上の場合ですか。

項目	条件	バラスト状態			錨		
		風速	波高	うねり	風速	波高	うねり
ふれ止め錨投下		m/s	m	m	m/s	m	m
二錨泊		m/s	m	m	m/s	m	m
双錨泊		m/s	m	m	m/s	m	m
中へ退避		m/s	m	m	m/s	m	m

-5-

- (イ) 投錨時、揚錨機のブレーキに不安は感じませんでしたか。また異常はありませんでしたか。
- a) 感じなかった（異常もなかった）
- b) 感じた（異常があつた）
- c) ブレーキは使用しなかった（全量ワーク・バック）
- (ロ) 加速便自動制御の必要がありますか。
- a) 必要がある
- b) 必要なし
- c) わからない
- (ハ) 揚錨時、揚錨機出力に不足と感じましたか。
- a) 不足と感じた（状況）
- b) 不足とは思わない
- c) 不明
- (ニ) その他保母投錨で感じたことがありましたらご記入下さい。
- 15) 揚錨時の主機使用
- 揚錨作業中逆錨となる時に主機を前進速度に切替たことがありますか。その理由は何ですか。
- (イ) ある
- a) 同航等の乗船の航行のため
- b) 気象、海象の外力に対抗するため
- (風速 m/s 潮流 XTS 波高 m のとき)
- c) その他：
- (ロ) ない

5. その他

- 11) 巨大船の主錨を損傷したことがありますか（爪の曲損も含む）。
- (イ) ある (ロ) ない
- 「ある」と回答された方は次の項目に記入して下さい。
- (イ) 主錨の型 a) 2018型 b) A114型 c) その他 型
- (ロ) 主錨の重量： kg
- (イ) 損傷部分：
- 12) 主錨を損傷したことがありますか。
- (イ) ある (ロ) ない

-7-

4. 主錨の使用法について

(1) 巨大船の双錨泊

- (イ) 巨大船が双錨泊することの難しさはどの程度ですか。該当項目に○印して下さい。

- a) 本船自力でも錨役定ができる（通常の操船範囲内）
- b) 曳船の援助を必要とする
- c) 曳船の援助があつても設定困難

- (ロ) 3-12荒天錨泊の項で、双錨法を採用しないと回答された方は、その理由を下記項目から選んで下さい（何項目でも構いません）。

- a) 用錨上錨鎖や船体に損傷を与えるおそれがある
- b) 小回りのきく操船困難（又は慣力の制御困難）
- c) 錨鎖がからむと厄介
- d) 双錨泊とすれば万一の場合に機敏な行動がとれない
- e) タンカーであればバラスト増張り等の別の対策でしのげる
- f) 労多し割合に有効性が少ない
- g) その他：

(2) 緊急投錨の有効性

- 巨大船の緊急投錨は制動上有効だと考えますか（allow and 程度の慣力があつたとして）。

- a) 有効でない（切断するか全量走出する）
- b) しないよりはしましたが有効性は疑問に思う
- c) 有効である
- d) わからない

(3) 操船のための錨を使用したことがありますか（投錨回頭など）。

- (イ) ある
- a) 効果的に使用した
- b) 効果なし
- c) 錨鎖や揚錨機に無理が行つたので今後はやらない
- (ロ) ない

(4) 保母投錨

- (イ) 巨大船乗組中に投錨した最大水深は何米ですか。_____m
- (ロ) ワーク・バックした長さ_____m（水面/デッキ）

-6-

「ある」と回答された方は次の項目に記入して下さい。

- (イ) 錨鎖の径： _____mm
- (ロ) 錨鎖の種類： a) 才1種 b) 才2種 c) 才3種
- (ハ) 損傷の区別： a) 切断 b) 挫屈 c) 全量走出
- 13) 一点ブイ保留の場合、作業上及び安全上下記のどちらがよいと考えますか。
- (イ) ロープをボラードに係止する方法（在来方式）
- (ロ) チェーンをバウ・ストッパーに係止する方法
- 14) 一点ブイ保留用バウ・ストッパーおよび本船錨鎖に、緊急一斉離脱装置（タイツク・リリース装置）が必要と考えますか（本船錨鎖のタイツク・リリース装置は、ボーストア内の錨鎖庫外壁に設置することとなる）。

項目	本船錨鎖	バウ・ストッパー
是非必要である		
あれば役立つこともあろう		
なくともよい		

15) 巨大船でセンター・シヤツフルを外したことがありますか（本船内で）。

- (イ) ある（所要時間： _____）
- (ロ) ない

16) このアンケートで設問された以外に、巨大船の錨泊又は一点ブイ保留につきご意見があればお書き下さい。

以上

-8-

%)でJIS型が過半数を占めている。

なお、後述するように、今回のアンケートで走錨を回答した件数4の錨型式はJIS型が3件、その他が1件である。

(b) 錨地水深と吃水

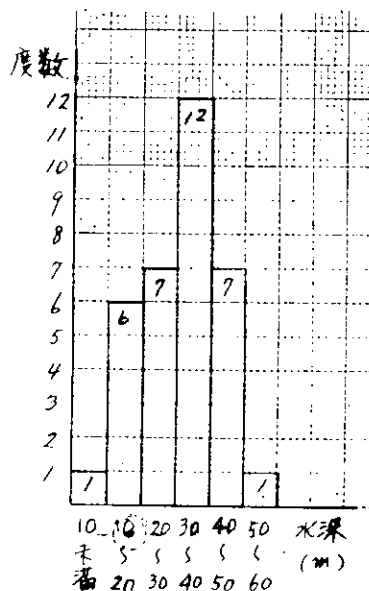


図 5.2.3 錨地水深

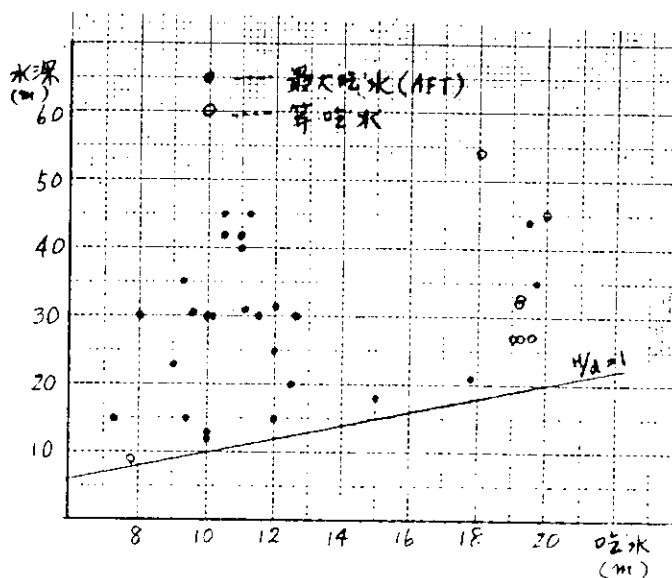


図 5.2.4 吃水と錨地水深

荒天錨泊時の水深と度数の関係は図 5.2.3 に示した通りで、水深のモードは 30～40 m、全階級の平均水深は 29.7 m、標準偏差は 10.3 m である。なお、モード水深 30～40 m の階級内だけの平均水深は 31.6 m である。

また、錨泊時の水深に対する吃水の関係については、一般に吃水が増大すれば当然錨地水深も増大する傾向をみせている。吃水に対する水深の底辺は物理的に制約されても上辺は比較的自由性があるが、現実には積揚地ターミナルの錨地で水深が限定されることが多い。

表 5.2.1 荒天錨泊時の底質

(c) 錨泊地点の底質

荒天錨泊時の底質回答件数 25 件のうち 72% が泥 (M)、8% が泥と砂 (MS) で泥質の合計が 80% に達している。また、7 件 (約 30%) が実際に測得したと報告しており、操船者が荒天錨泊時の底質に如何に注意を払っているのかがえる。

底質	M	MS	S	FS	SH	計
件数	18	2	2	2	1	25
%	72	8	8	8	4	100

錨地の底質と把駐力の関係を概観するために荒天時の平均風速を導入したのが図 5.2.5 である。しかし、走錨船 4 件のうち 2 件の底質が不明であること、および走錨の原因が波浪やうねりの影響、軽荷状態による風圧抵抗の増大など他の要因が強く作用しているため、底質と風力の相関関係だけでは把駐状況を判定するには無理がある。

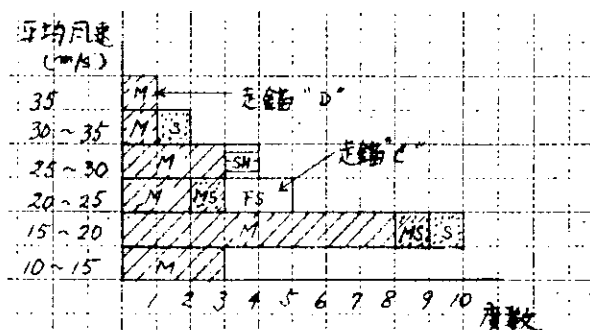


図 5.2.5 錨地の底質と平均風速

(f) 錨鎖伸出量

(a) 錨鎖伸出量と頻度

荒天錨泊時の錨鎖伸出量を8節以下とした巨大船は比較的少なく、9節以上伸出した件数は総数35件のうち29件、83%に達している。また、35件のうち振れ止錨泊乃至二錨泊とした件数は8件(23%)があるが、双錨泊が皆無であるのは注目値する。

図5.2.6の走錨4件(A~D)の走錨内容は表5.2.2の通りである。

荒天時の錨鎖伸出量のモードは10節、平均伸出量は9.7節、標準偏差は1.8節である。いま、錨地水深を(H)の最多度数の階級内平均値31.6mとし

て旧海軍の錨鎖伸出量を求めると $4D + 145 \div 271(m)$ となり、巨大船の錨鎖伸出量の最多度数10節としたときの錨鎖長 $27.5 \times 10 = 275(m)$ に近似する。しかし、巨大船の場合、(C)項で述べるようにこの式を他の水深の場合にまで適用するのは相当無理がある。

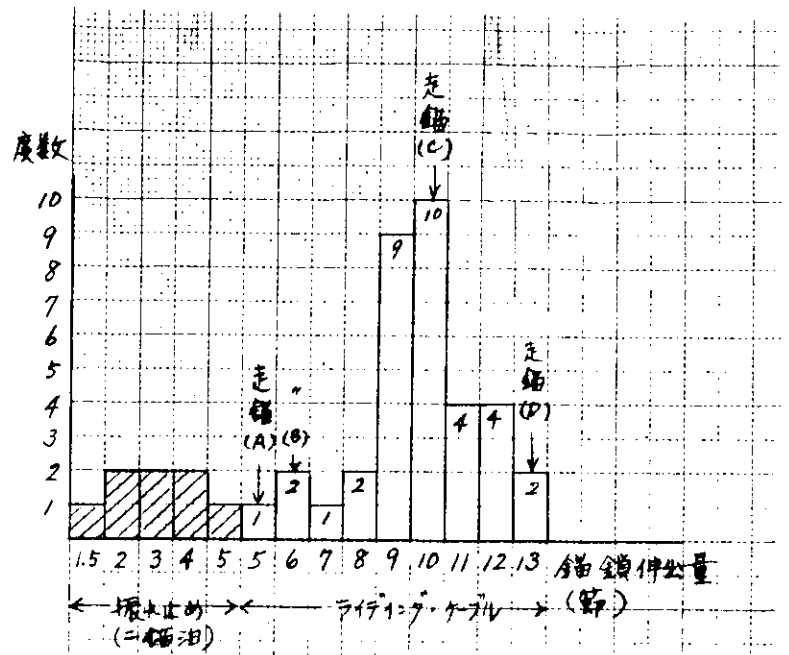


図 5.2.6 錨鎖伸出量と頻度

表 5.2.2 走錨内容

	DW/S, DW	錨鎖長 錨型式	水深	底質	風速		摘 要
					平均	瞬間最大	
A	27%	5 ^{SS} 水中 JIS	9m		17m/S	20m/S	入渠前slop処理船を横着けしていたため風圧抵抗大であった。
B	64%	6 ^{SS} 水中 JIS	30m		15m/S	22m/S	走錨発見後10 ^{SS} 水中まで伸出した。
C	47%	10 ^{SS} 水中 JIS	25m	M	35m/S	40m/S	
D	満船	13 ^{SS} 甲板 5 その他	54m	f.s.	20m/S	35m/S	Pitching, Rollingし、船首に青波拘う。大時化の後、風力多少落ちてから投錨したが、外洋のうねり直接投入した。

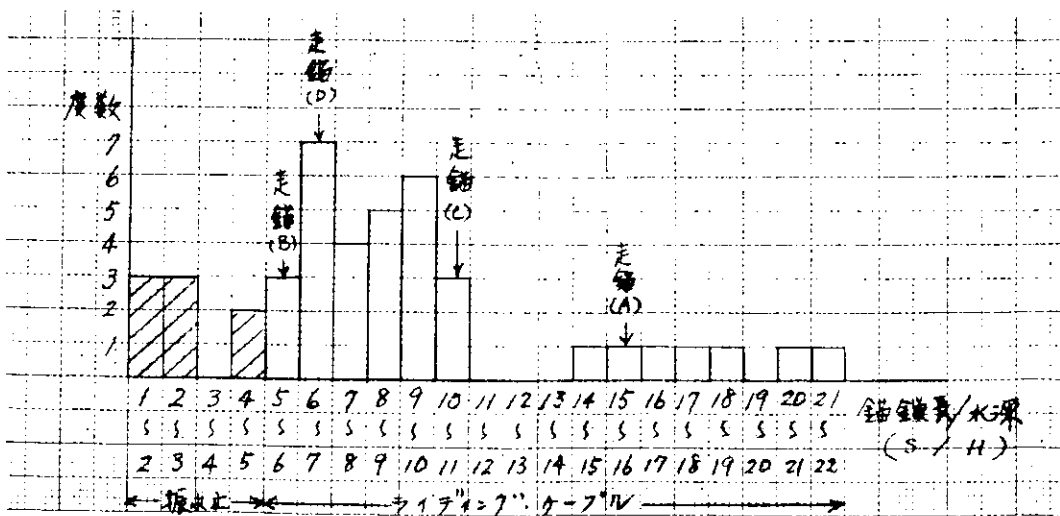


図 5.2.7 錨鎖伸出量/水深と頻度

(b) 錨鎖伸出量／水深と頻度

操船者が錨鎖伸出量を決定する要素の一つは錨地の水深であると考えられるので、伸出錨鎖長（ S ）を水深（ H ）で除して得た度数分布を図 5.2.7 図に示した。最大頻度は $S/H = 6 \sim 7$ の階級であるが全体の平均は $S/H = 9.82$ であり、分布幅が相当大きくなっている。これは錨鎖長（ S ）と水深（ H ）が比例的に変動していないためである。その理由は、たとえ水深が比較的浅い錨地であっても極端に繰出し錨鎖長を短かくすることはないこと、また、荒天時には安全上さらに長く繰出すことが可能なため S/H は大きな値となりやすく、他方深い錨地では本船保有の錨鎖長以上は伸出できないため、 S/H は低い値となるので、深海投錨の機会が多い V.L.C.C の S/H の分布範囲は必然的に広くなると思われる。

(c) 錨鎖伸出量／水深と投錨水深

錨地水深（ H ）と錨鎖伸出量（ S ）／水深（ H ）との関係で顕著な特徴は錨地が深くなるにつれて S/H が大幅に減少してゆくことである。

図 5.2.8 上の曲線は、錨鎖 10 節を水中まで伸出したときの水深に対応する S/H であるが、プロットされた各点が曲線の周囲に集まっているのは、相当数の船が水深との関係なく、10 節前後伸出していることを意味している。したがって、旧海軍の荒天錨泊時の錨鎖伸出量計算式は結果的に使用されていないケースが多いといえよう。

(d) 錨鎖伸出量と載貨状態（ DW/S ・ DW ）

積載状態（ DW/S ・ DW ）と錨鎖長の関連をプロットしたのが図 5.2.9 である。通常バラスト状態であれば当然錨鎖を充分伸長するので満船状態より長いものと予想されたが、両者の間に殆んど差異がみられなかった。載貨状態を 45%未満、45～74%、75%以上に分類したときの平均錨鎖伸長量はそれぞれ 9.4 節、10.4 節、9.7 節となっており、満船空船を問わず大量の錨鎖を伸出するのが基本的な荒天対策として実施されていることがわかる。

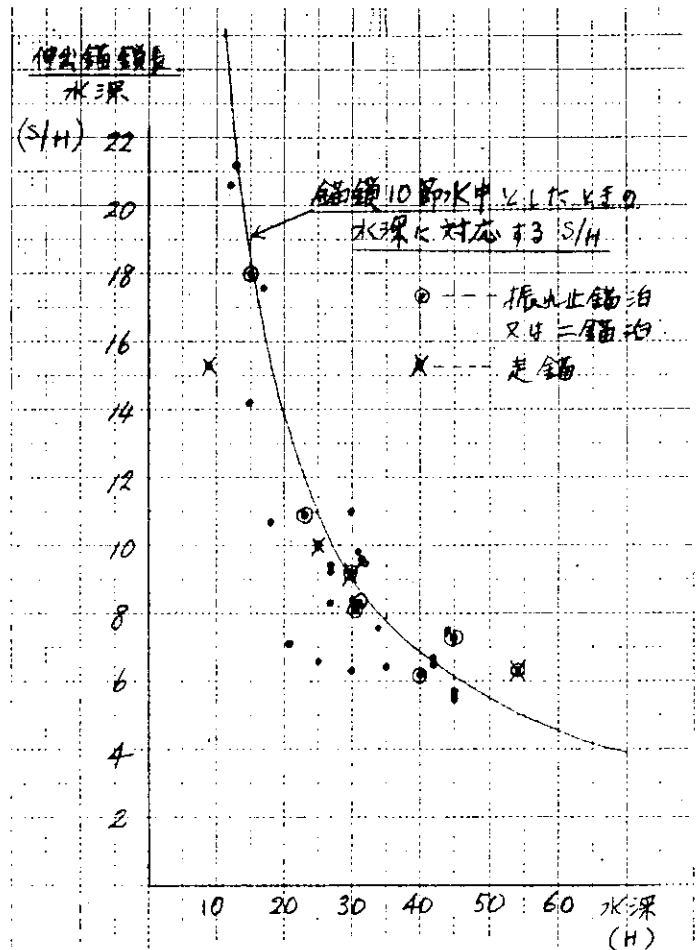


図 5.2.8 錨鎖伸出量／水深と投錨水深

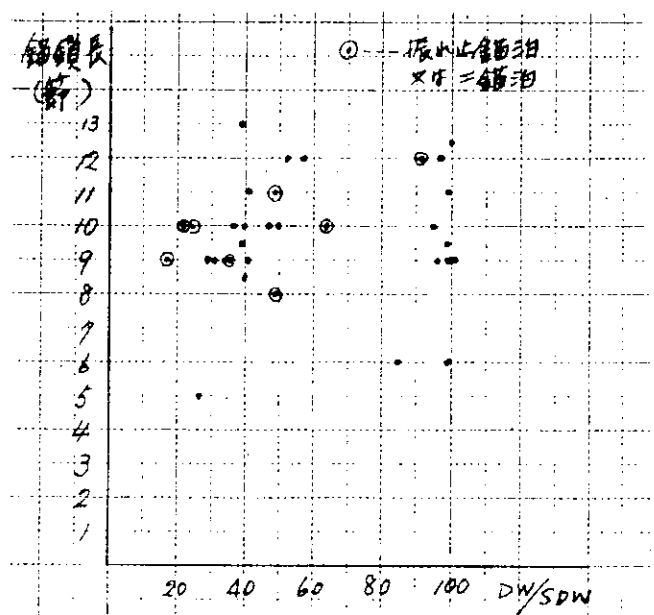


図 5.2.9 錨鎖長と載貨状態 (%)

表 5.2.3 載貨状態と錨鎖長

錨鎖長		5	6	7	8	8.5	9	9.5	10	11	12	12.5	13	計	平均
載貨状態	0~45%	1				1	6	1	4	1			1	15件	9.4節
	45~75				1				3	1	2			7	10.4
	75~100		1	1			3	1	1	1	2	1		11	9.7
計		1	1	1	1	1	9	2	8	3	4	1	1	33件	9.7節

(イ) 気象・海象状況

(a) 風速

表 5.2.4 風速頻度

風速 (m/S)	10~15	15~20	20~25	25~30	30~35	35~40	40	計
平均風速件数	3	17 (A,B)	7 (D)	5	3	1 (C)		36
瞬間最大風速件数		3	13 (A,B)	9	4	5 (D)	1 (C)	35

表 5.2.4 中 A~D は走錨を示すが (表 5.2.2 参照), 15~20 m/S で走錨した A, B 2 件は入渠前等の主として, 風圧抵抗に対する把駐力不足に基因する要素が強く, 必ずしも主錨のデザイン不良とは考えられないようである。

(b) 気象・海象と船主のふれ角度

表 5.2.5 船首の振れ角度

気・海象 載貨状態	AV. 10~15 m/S		AV. 15~20 m/S		AV. 20~25 m/S		AV. 25~30 m/S		AV. 30~35 m/S		AV. 35 m/S	
	振角 度	振周 期	振角 度	振周 期	振角 度	振周 期	振角 度	振周 期	振角 度	振周 期	振角 度	振周 期
45% 未満			32° 分 72.5	0.8 5s	*30° 3m		90° 1m	2KT 横揺 1°				
			35° 分 25		{ 振れ止錨使用 により振れ角 度半減す }		*75°					
			80°	(走錨)	50°	1m	KT 3	66°				
			30°	KT 3~4	相当大 3m		KT 2					
			30°	m 25	{ 横揺片舷 10°, 潮流で横風となる }							
			*55°	m 15	2 0.8	KT 15						
			平均 52°		平均 68°		平均 77°					
45% 75			60° 分 10	m 2	7 1	KT			*40° 2m		50° (走錨) DW47%	
75% 以上	15°	m 2.5	10°		60°	3.5m 5.0	KT 0.5	50°	4~5m	1KT	*80° 5m	4KT
			30° 分 60	m 4~5	1KT	{ 船首青波掬 り, うねり 大 (走錨) }		{ 横揺 2~3° }	{ 甲板止を波が通り 抜けた。 錨鎖と潮流の中間 に向首する。 }			
			30°	m 1								
			平均 23°		平均 70°			50°			80°	

注 1) * 振れ止錨泊又は二錨泊

2) ふれ角度は左右両舷の合計角

各船の遭遇した気象・海象はデータの内容に多様性があるので画一的な集計は避け表 5.2.5 に集約したが、相当過酷な荒天錨泊を経験しているのがわかる。全体的には同一載貨状態でも風力が大となればなるほど、そして軽荷状態であればあるほど船首のふれ角度が増大する傾向を示しているが、船首のふれ角度から走錨への危険状態を判別するにはデータが不十分である。

船首のふれ角度をRiding Cable 側とふれ止錨側とに分けた場合、Riding Cable 側のふれ角度が小となるもの 3 件、大となるもの 2 件、左右同角度が 3 件となって両者の間に殆んど差がない。

(j) 把駐状況の良否

表 5.2.4 の風速頻度によれば全体の 97% が平均風速 1.5 m/S 以上、44% が 2.0 m/S 以上の荒天に遭遇しているにも拘らず、把駐状況については総件数 35 件のうち 29 件 (83%) が把駐良好乃至走錨なし、と回答している。また、回答のなかった 2 件を除外した場合には、肯定的意見はさらに 88% と増大する。この実績が現装備主錨の把駐力に対する信頼感として後述の集計に表われたものと思われる。

表 5.2.6 把駐状況

極良・良・走錨なし	29 件	83%
走錨	4	11
回答なし	2	6
計	35 件	100%

(k) 附近、錨泊船の走錨の有無

附近走錨船なし、の 25 件 (71%) は上記 (j) の 29 件 (83%) に対応する数値であるが巨大船荒天錨泊時よりも 12% 多くなっている。

表 5.2.7 附近錨泊船の走錨状況

多数あり・あり	8 件	23%
なし	25	71
不明・無回答	2	6
計	35 件	100%

(l) 強風中、錨鎖の張力緩和を図るための主機使用

表 5.2.8 強風中の主機使用

使用した	有効であった	1 件	3%
	かえって過度の張力を与えたので直ぐ止めた	—	—
使用しなかった		30	86
無回答・その他 (荒天錨泊経験なし)		4	11
計		35 件	100%

表 5.2.8 のうち無回答・その他の 4 件を除外すれば強風中に主機を使用しなかった割合は 97% になる。このように荒天錨泊中に主機を使用しない理由としては、船首のふれ廻りによる船首方向と錨鎖方位のずれ、船体横力調節の困難さ、錨鎖に与える過度の張力等が挙げられる。

(a) 走錨検知法

荒天錨泊中の本船の走錨検知法に優先順位をつけ延件数で集計したのが図 5.2.10 である。レーダによる他船・他物との距離測定法、物標の見通し線を利用する法および船位を連続的にチェックする法の三方法は延件数ではそれほど優劣はない。即ち、各船とも単一の方法で走錨を検知しているわけではなく、優先順位に差はあっても多方面から情報を入手し総合的に判断していることを示すものと思われる。ドブラー・ソナーの利用度は 15 件にし過ぎないが、これはドブラー・ソナー装備の有無を設問していなかったため、その利用度を把握できなかったのは残念であった。

その他としてコメントされたものは次の通りである。

- 左右のふれ廻り角、周期の変化 (不規則)、風力、船首方位の変化等 (コース・レコーダ併用) 4 件
- 錨鎖の張り工合 (張り放しまたは小刻みに振動すると走錨) 2 件

○ 陸上レーダによる船位チェック

1 件

○ 暴風雨中は目視による見通し線利用は困難。レーダも物標識別が困難となることあり

2 件

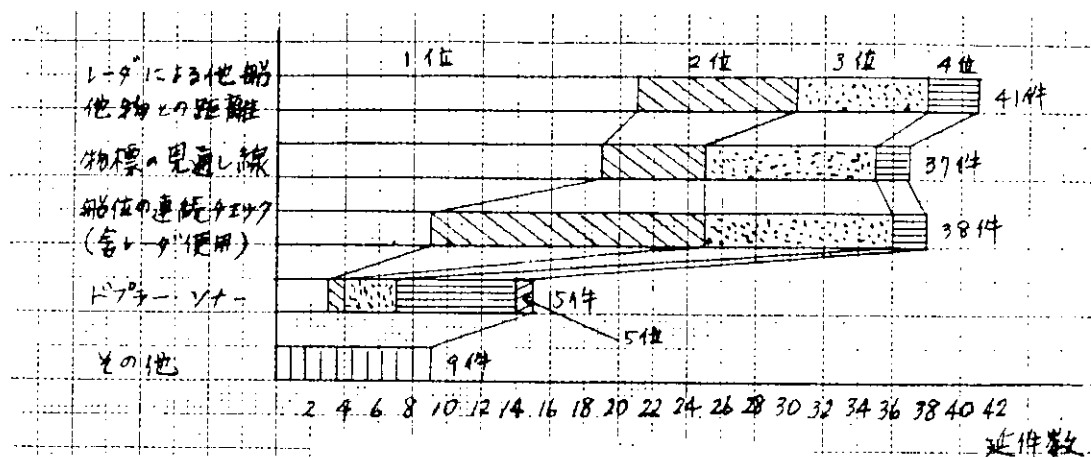


図 5.2.1.0 走錨検知法

(2) 走錨検知時の対策

走錨を検知したとき直ちに採る対策は、錨地の広狭、他船他物等の障害物の存在等の環境条件や天候の見通し、本船の載貨状態など総合的な判断のもとで決定されるのが普通だと考えるべきで、一律に規定するには無理がある。内容的には従来の方と変るところはないが、在来船に比較して対処方法が困難かつ所要時間も長くなることが予想されるため、巨大船は(4)-(イ)で後述するように先づ他船・他物との最小離隔距離を大きくとって安全性の向上を図る傾向が生ずる。

表 5.2.9 走錨検知時の対策

主機使用(含主機S/B)	29件
反対舷錨投下	17
錨鎖繰出し	7
転錨	5
航行(沖出し)	4
計	62

(3) 現装備主錨の把駐力に対する信頼感

表 5.2.1.0 現装備主錨の把駐力に対する信頼感

信頼度	平均風速	15m/S 未 満	15~20	20~25	25~30	30~35	35m/S	荒天錨泊 経験なし	計
もてる	3①	4	3	1	2②		4	17件	39%
まあまあもてる		7 (A,B)	2	3	1	1(C)	6	20	45
もてない				1	1③			2	5
不明			1④				4⑤	5	11
計	3	11	6	5	4	1	14	44件	100%

注 1) 表中(A, B, C)は走錨船を示す。

2) ① 風速14m/Sまでは信頼もてるがそれ以上は不明(1件)

② 結果的にはもてたが不安心(1件)

③ 満船ならもてる(1件)

④ 空船ならもてない(1件)

⑤ 錨爪が確実に把駐しているかどうか疑問(1件)

現装備の主錨把駐力に対する信頼感は相当高く、「もてる」「まあまあもてる」の合計が全体の84%に達している。ただ、この中には比較的弱い荒天経験によるものおよび荒天錨泊の経験なしで回答している件数も含まれているのでこれらを除外し、現実に風速15m/S以上の荒天錨泊を経験した件数のみに絞れば、「もてる」は10件(38

%)、「まあまあもてる」は14件(54%)、「もてない」は2件(8%)となり、信頼を置いている件数の合計は24件、全体の92%という高率に達している。

また、実際に走錨した4件の場合、1件は無回答であるが、他の3件はいずれも「まあまあもてる」と回答している。

錨の信頼感については回答者より数多くの意見が附記されていた。この項はとくに重要なので生の意見の一部を下記に引用する。

(a) 肯定的意見

- 余程特殊な錨地でない限り空船満船とも30m/Sの風に対しては何ら心配ない。本船の錨に対しては全面的に安心である(JIS型)。
- 投錨時の爪の状況と底質が良ければ十分信頼できる。風速30m/Sでも走錨の危険がなかった(JIS型、ふれ止錨泊)。
- 水深・底質・吃水等の影響は受けるが、風速30m/S程度までは信頼できる。但し、空船時は注意が必要(JIS型2件)。
- 信頼度に不安なし(JIS型2件、AC-14型1件)。
- 計算よりも案外把駐力があるようだ(JIS型)。

(b) 否定的意見

- 不安がある。現在のものは小さ過ぎはしないか。
- 把駐力不足である。繰装数による錨の重量より約25%増の重量が欲しい。船混みの港が多く錨鎖伸出量が大とすれば船体ふれ廻り範囲大となり危険である(AC-14型1件、JIS型2件)。

(c) 批判的意見

- 吃水、底質・風力・潮流等多くの条件があり何とも言えない(3件)。

(d) 要望事項

- 巨大船は港外の深い錨地に錨泊せざるをえないので、有効把駐力が減少しがちとなる。高把駐力錨の使用が望まれる。また、当然JIS型の改良が必要である(2件)。
- 巨大船の主錨把駐力のデータ不足のため不安を感じる。今後の研究に期待する。旧海軍の式は信頼できるか、実験的データが欲しい(2件)。

表 5.2.1.1 荒天経験度数

(3) 一点ブイ係留中の荒天

(i) ブイ係留中の荒天(強風)経験度数

一点ブイ係留中に荒天を経験した数は、回答者58名中10名で全体の17%にしか過ぎず、件数では11件、全体の19%である。

荒天経験あり	10名 (11件)	17%
〃 なし	48	83
計	58名	100%

(ii) 荒天遭遇船の重量トン数

一点ブイ係留中荒天に遭遇した11件の船舶を階級1万DWTンで区分したのが図5.2.1.1である。このうち15万DWTン未満のものが4件入っているが、データ不足となるため集計から除外しなかった。

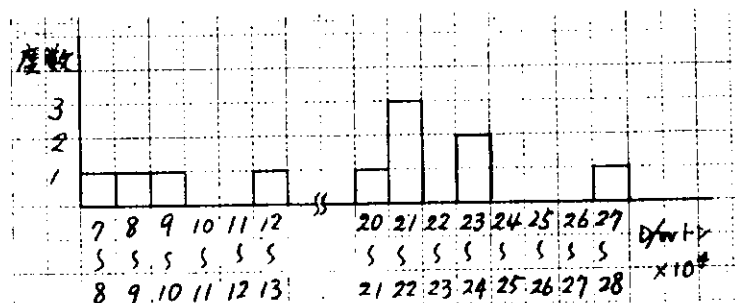


図 5.2.1.1 DWT別経験度数

(イ) 荒天時の載貨状態

荒天錨泊時の例にならないパーマナント・バラスト・コンディションを夏期満載DWトンの20%未満、ノーマル・バラスト・コンディションを50%未満、ヘビー・バラストコンディションを70%未満と仮定して載貨状態を区分すれば、P.B. Cond., N.B. Cond. およびH.B. Cond. とそれぞれ2隻(18%)、満載状態は3隻(27%)となる。

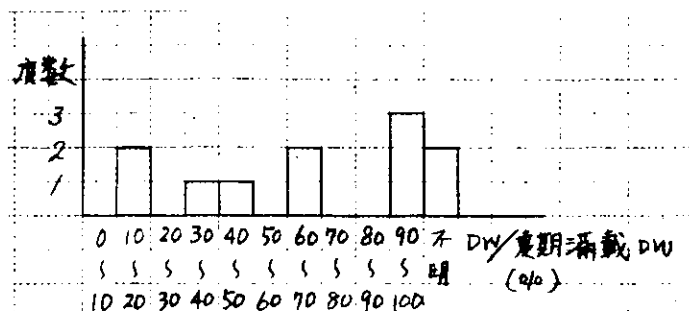


図 5.2.12 載貨状態

(ロ) 気象・海象状況

表 5.2.12 風速頻度

(a) 風速

表 5.2.12 中㊸は係留索の損傷1件(D/W 276,000)を含むが、損傷程度は不詳である。また、㊹はバラスト増張りし主機を時々前進に使用した旨の説明があった

風速	15~20	20~25	25~30	30	計
平均風速件数	8 ㊸	2 ㊹	1		11
瞬間最大風速件数	3	4	3	1	11

(D/W 97,000)が、荒天中の船首の振れ角度(表 5.2.13 参照)は相当大きくなるため(当該船で左右各50度)、20万D/W トン以上の巨大船の場合でも主機使用によって係留索の張力緩和が図れるかどうか不明である(荒天錨泊中の主機使用の項参照)。

表 5.2.13 船首のふれ角度

(b) 気象・海象と船首のふれ角度

データが非常に乏しく、かつばらつきが大きいので現状での解析には無理がある。船体動揺については6件全部が「殆んどなし」または

気・海象 載貨状態	平均 15~20		20~25 m/S	
	振角度	波周期 波高 潮流	振角度	波周期 波高 潮流
45% 未満	180°	2KT		
45 ~ 75%	6°	0.8m	15~20°	6m
	20~30°	2m 6~7S		
75% 以上	25°	1m 1KT		
	30°	4~5m 1KT		

「なし」であった。また、極端にふれ角度の大きいものは、風圧力に起因するものよりも潮流の影響によるのではないかと推察される。

(ハ) 係留索の損傷・切断事故

表 5.2.14 係留索の損傷

係留索の切断事故は1件もないが、損傷例は1件ある。損傷索の径、係留方法損傷部分、損傷状況などは一切不明であるが、回答者の挙げた損傷原因は「係留索の強度不足」ということであった。

	損傷	切断
あり	1	-
なし	10	11
計	11	11

(4) 錨泊法の規準

(イ) 乗船した最大船型

これまでは回答者の経験や実績の調査に主眼を置いてきたが、これ以降の設問では回答者個々人のもつ錨泊基準を抽出し、操船者サイドからの意見・要望を折り込みながら錨泊のパターン化を行なうことを目論んだ。

まず、回答者が今までに乗船した最大船型を集計することであるが、ここでは錨泊基準が船の長さを一つの物指しに使用されることが多いため、 L_{0A} の10m階級別度数を求め図 5.2.13 に示した。

モード階級 320~330 m
で極偏倚型分布となり、総件
数 56 の平均は 319.5 m, モ
ード階級内の平均は 323.7 m,
標準偏差は 20.3 m である。

(a) 平常時の錨鎖伸長量

(a) 錨泊期間および載貨状態
と伸出量

(1) 項の巨大船が水深 30
m, 底質泥の錨地に投錨す
ると想定したときの伸出錨
鎖長(節)を錨泊期間を 1

日程度および数日間に亘る場合に分け、それぞれ満船状態・バラスト状態の両方についてプロットしたのが図 5.
2.1 4 である(総件数 56 × 4)。

1 日程度の錨泊ではバラスト、満船ともに 6~7 節を中心とした鋭いピークを持ち、かつ、両者が各同一モー
ドとなっているのは、錨泊期間が短いため、天候等の外力の影響を考慮する度合が少なくてすむためであろう。一
方、数日間に亘る錨泊の場合も類似図形となっているが全体的に 1~1.5 節右方へ移動し、満船状態では 7~8

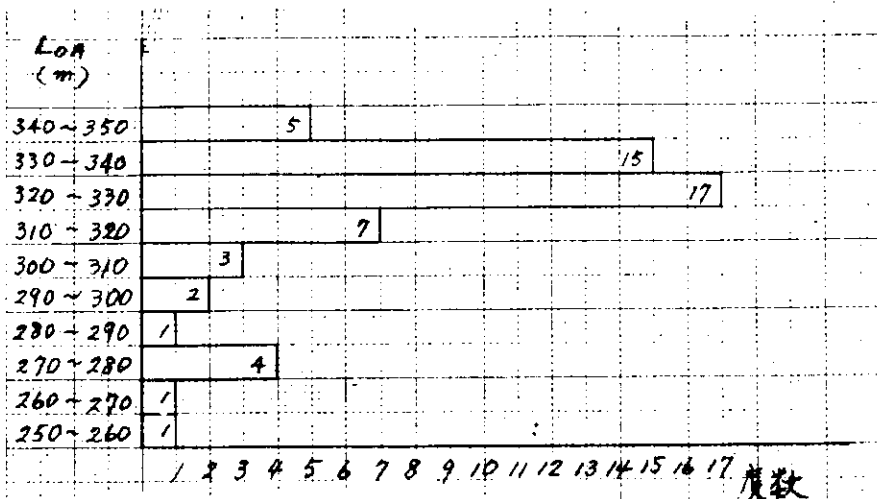


図 5.2.1 3 乗船巨大船の長さ

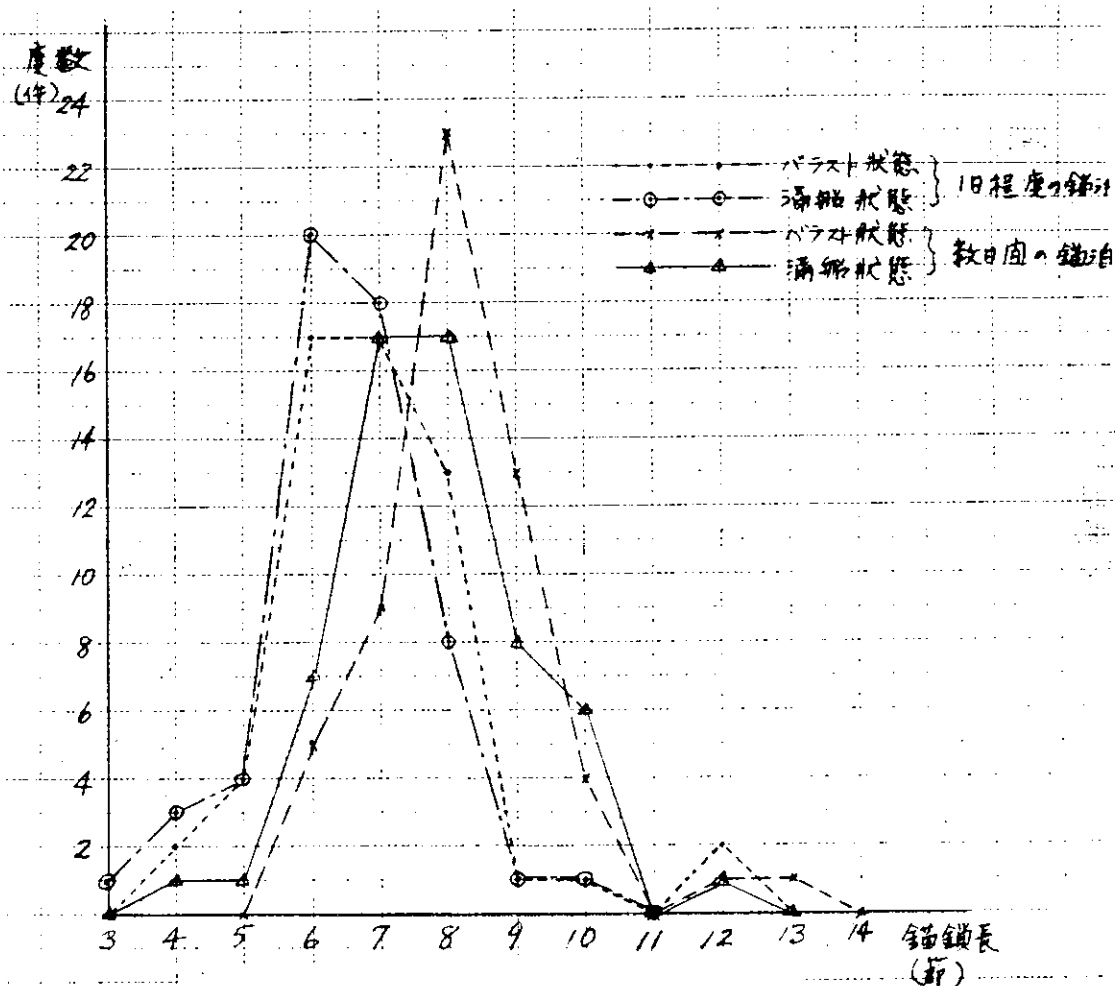


図 5.2.1 4 錨泊期間・載貨状態と伸出量

節を中心に、バラスト状態では8節を中心とした鋭いピーク状をなしている。また、同一期間内でのバラスト、満船状態を比較してみるとバラスト状態の方が満船時より平均約0.5節長く繰出してあり、バラストで数日間錨泊するケースが最も伸出力が大きい。

1日程度のバラスト錨泊の場合、6～8節伸長する頻度は47件で84%を占め、満船の場合は46件、82

%となっている。同様に数日間のバラスト錨泊時7～9節伸長する頻度は45件80%、満船時で40件71%となる。

旧海軍の錨鎖伸出力 = $3D + 90$ によれば錨鎖長は180m(水深30m)となるが、数日バラスト錨泊時の平均伸出力8.2節を用いれば225.5mとなって旧海軍より45.5m長くなり、1日満船錨泊時の平均伸出力6.5節をとれば178.8mとなって畧等しくなる。

巨大船 L_{OA} のモード323.7mを用いて錨地所要面積を求めれば、上記錨鎖長8.2節(1節=27.5m)の場合の錨地直径は3.39L、6.5節繰出した時は3.10Lとなる。なお、荒天錨泊時の錨鎖長モード10節のときの錨地直径は3.70Lである。

(b) 載貨状態と錨鎖伸出力

満載時よりもバラスト状態の方の錨鎖伸出力が大きくなる傾向は明白であるが個人差が相当ある。件数分布は1日錨泊・数日錨泊とも全く同じパターンであるが、バラスト時の伸出力2.6件とバラスト/満載時とも伸出力同じの2.3件とは余り差がない。しかし、その内容には多少ニュアンスの異なるものがあり、たとえば1日錨泊の場合は短期間であるのでバラスト・満載を同等に取扱おうとする考え方と長期錨泊の場合はバラスト・満載を問わず錨鎖を一杯伸ばして安全第一主義でゆく考え方の違いがあるように思われる。

(c) 他船との最小離隔距離

1日錨泊、数日錨泊のバラスト・満載時のそれぞれの最小離隔距離の件数分布はよく近似した傾向を示し、とくに1日錨泊のバラストと満載の分布は酷似している。

第1のピークは1,000mに、第2のピークは1,500mに集中しているが、1,000mという距離は2隻の巨大船が互に約6節の錨鎖を伸ばしてふれ合ったときの最短距離に相当する。巨大船操船者の立場からは、理論的にはともかく、安全上の見地からより大きな離隔距離を望むのは当然であり、これが第2のピーク(1,500m)に集中したのかとも推測される。さらに数日に亘る錨泊の際には1,800～2,000mに第3のピークがあり、6L程度の距離を保つこ

表 5.2.15 錨鎖伸出力

項目 状態		平均伸出量	モ ー ド	標準偏差
一 日	バラスト	6.86節	6.5節	1.3節
	満 船	6.50	6	1.3
数 日	バラスト	8.20	8	1.3
	満 船	7.77	7.5	1.4

表 5.2.16 載貨状態と錨鎖伸出力

伸出力状況	錨泊期間	
	1日	数日
バラスト状態の方が伸出力大	2.6	2.6
バラスト・満載とも伸出力同じ	2.3	2.3
満載状態の方が伸出力大	7	7

表 5.2.17 最小離隔距離

区分 最小離隔距離	1日程度の錨泊		数日に亘る錨泊	
	バラスト	満 船	バラスト	満 船
600m	1	1		
700	5	5		
800	7	5	5	5
900	3	4	3	2
1,000	17	15	9	8
1,100	1	2	1	
1,200	2	1	5	7
1,300	3	3	1	3
1,400	1	1	2	2
1,500	7	10	8	9
1,600	1	1	1	1
1,700				
1,800	1	2	6	3
1,900	2	2	6	5
2,000	1		5	6
3,600				
計	52	52	52	52
平均離隔距離	1,113m	1,142m	1,398m	1,433m
標準偏差	3.44L	3.53L	4.32L	4.43L

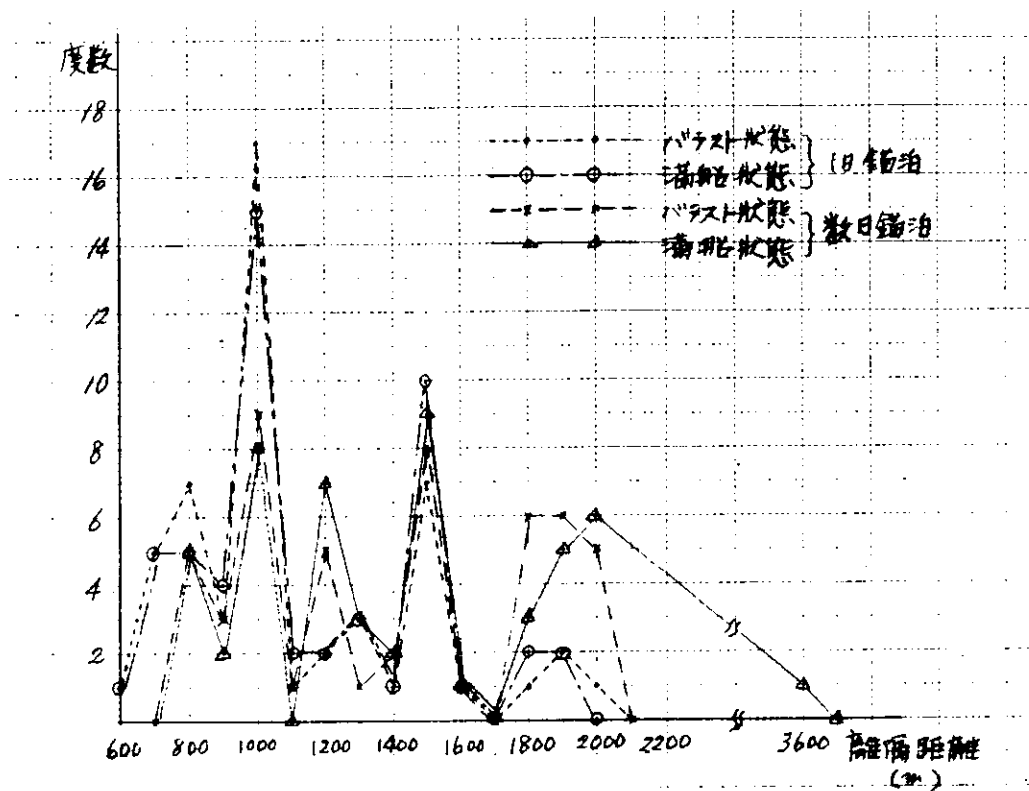


図 5. 2. 1 5 最小離隔距離

との必要性を表している。

表 5. 2. 1 7 中最下欄の平均離隔距離に使用した L は総平均の L_{0A} 323.7mであり、錨鎖伸出量の場合とは逆に満船時の方がバラスト時よりも離隔距離を大きくとっている。これは満船時の運動性能の低下を考慮に入れたためと推察される。

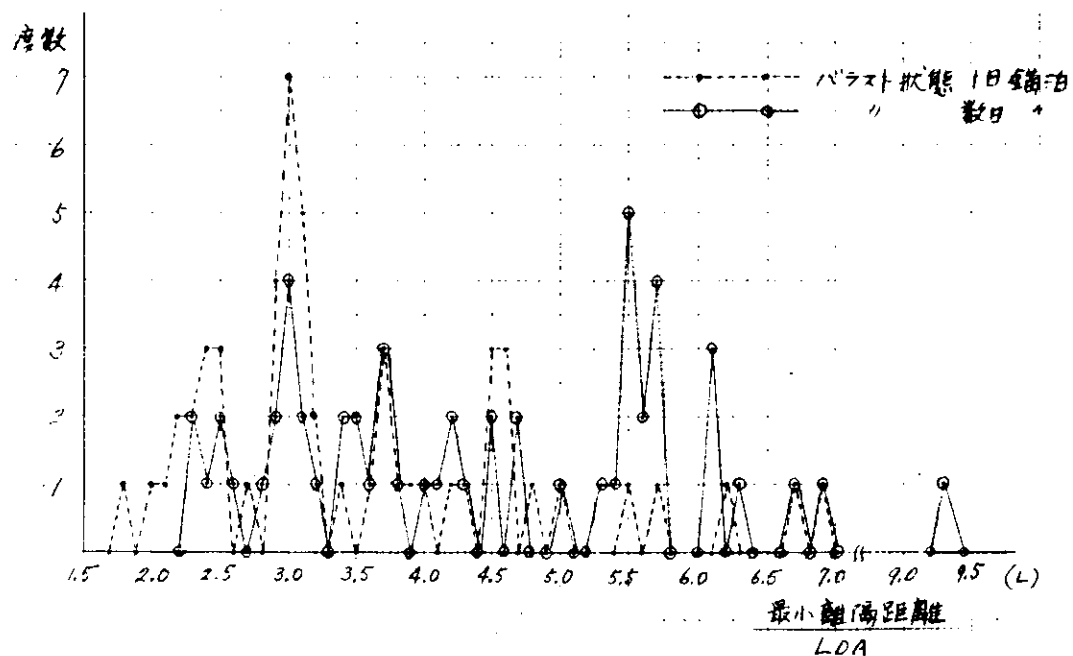


図 5. 2. 1 6 L_{0A} と最小離隔距離

最小離隔距離は本船の長さとは無関係には考えられず、これを最小離隔距離/ L_{0A} の度数分布で表わしたのが図 5. 2. 1 6 である。分布状態の概観はバラスト・満船時ともほぼ同一傾向を示しているが、期間の長短別ではやや相

違がみられる。即ち、1日程度の錨泊は3.0Lをピークとしその前後に2.5L及び3.7Lを従属させた第1グループと4.5Lの第2グループとから成立っているが、数日に亘る錨泊の場合はピークの位置が1日錨泊より全体に右方に移動し、かつ5.5L～5.7Lに第3のグループが存在する。

表 5.2.18 最小離隔距離

2.5 L = 809 m (0.44 哩)	半径 = $L_{OA} + 3$ 節相当分	1 日 錨 泊
3.0 L = 971 m (0.52 哩)	" = " + 6 節 "	
3.7 L = 1,198 m (0.65 哩)	" = " + 10 節 "	
4.5 L = 1,457 m (0.79 哩)		数 日 錨 泊
5.7 L = 1,845 m (1.0 哩)		

注) L = 323.7 m とした

表 5.2.19 の平均離隔距離は前出メートル表示の離隔距離に較べ 0.1 L 程度大きくなっている。また、1日程度の錨泊の場合、最多度数が 3.0L にも拘らず平均値が 3.54～3.59L となっているのは離隔距離の分布に相当なばらつきのあることを意味しており、距離を短縮するには物理的限界があるが大きとることに制約はないことに原因があるためである。

表 5.2.19 平均離隔距離

区分 距離	1 日 程 度 の 錨 泊		数 日 に 亘 る 錨 泊	
	バラスト	満 船	バラスト	満 船
平均離隔距離	3.54 L	3.59 L	4.38 L	4.43 L

(⇒) 荒天錨泊法

東京湾または鹿児島湾内で錨泊中大型台風が接近ないし通過が予想された場合、巨大船操船者がとらうとする錨泊法をまとめた。台風の規模、勢力範囲、通過時の距離、速度や船混み状況など一切の条件を無視した設問なので回答の厳密性を期待するのは無理であるとしても大体の傾向は知ることができよう。

表 5.2.20 荒天錨泊法

対策 状態	単錨泊で 錨鎖を一杯のはず		左記のあとふれ止 錨投下		二錨泊		双錨泊		沖出し		計 (件) (%)	
	件	%	件	%	件	%	件	%	件	%	件	%
東京湾内バラスト	5	7%	32	43%	4	5%	6	8%	27	37%	74	100
" 満 載	9	13	31	46	3	5	4	6	20	30	67	100
鹿児島湾内バラスト	3	6	13	25	2	4	2	4	31	61	51	100
" 満 載	6	12	12	24	2	4	1	2	29	58	50	100
計	23	10%	88	36%	11	5%	13	5%	107	44%	242	100

注) ここでいう二錨泊とは左右舷の錨鎖が畧々平行な場合とし、双錨泊とは左右舷の錨鎖が相当な角度で開いた場合とした。

東京湾内の荒天錨泊法の主力は、満船・バラスト時ともに単錨泊プラスふれ止錨泊で全体の 50～59% に達し、次いで湾外退避が 30～37% となっている。鹿児島湾の場合には逆に湾外退避が全体の 60% 前後であり、湾内で単錨泊または振れ止錨泊実施率は 31～36% となっているが、これは鹿児島湾錨地の水深、遮蔽度、底質等荒天錨泊のマイナス要因を配慮したためであろう。

双錨泊とする件数は 13 件で全体の 5% しかなく、このことは後述する「荒天錨泊時に双錨泊を採用しない理由」によって説明される。

錨泊中のバラスト増張り実施率は非常に高く、東京湾内バラスト時の単錨泊または振れ止錨泊船についてはその

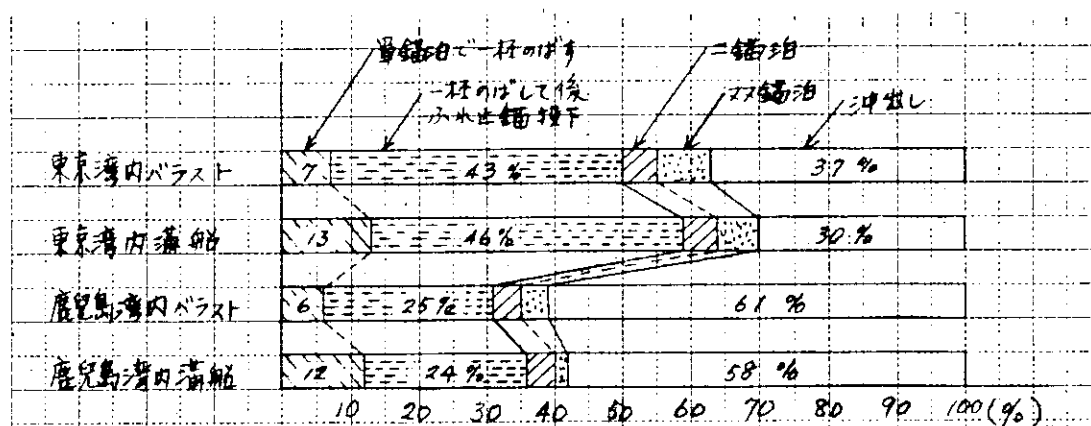


図 5.2.17 荒天錨泊法

8.6%が、二錨泊または双錨泊船についてはその9.0%が、そして湾外退避船については7.0%が増張りすると回答している。また、鹿児島湾内錨泊船の場合は錨泊法の如何を問わず全件数がバラスト増張りを実施し、沖出し船の実施率は6.8%なので東京湾からの退避船と畧同率である。

表 5.2.2.0 「荒天錨泊法」の中には段階的に錨泊法の変更乃至沖出しする過程を示すものが相当数みうけられたので、これを下記にまとめる。

(a) 東京湾バラスト時

- 振れ止錨泊から二錨泊または双錨泊に移行するもの 2 件
- 双錨泊から風の状況でハンマーロックに移行するもの 1 件
- 単錨泊から直接沖出しするもの 13 件 (沖出し全体の 48%)
- 振れ止錨泊から沖出しするもの 11 件 (" 41%)

(b) 東京湾満船時

- 振れ止錨泊から双錨泊に移行するもの 3 件
- 双錨泊から風の状況でハンマーロックに移行するもの 3 件
- 単錨泊から直接沖出しするもの 12 件 (沖出し全体の 60%)
- 振れ止錨泊から沖出しするもの 6 件 (" 30%)

(c) 鹿児島湾バラスト時

- 単錨泊から直接沖出しするもの 25 件 (" 81%)
- 振れ止錨泊から沖出しするもの 3 件 (" 10%)

(d) 鹿児島湾満船時

- 単錨泊から直接沖出しするもの 21 件 (" 72%)
- 振れ止錨泊から沖出しするもの 4 件 (" 14%)

本項の設問に対して附記されたコメントを要約すると次のように分類できる。

(a) トリム・吃水関係 (4 件)

- バラスト増張り、船首トリムとする。この条件が整えば沖出し不要とするもの 2 件あり。

(b) 錨泊法 (2 件)

- 二錨泊・双錨泊は実際のでない。
- 船首が 3.0°以上ふれる時は風速の如何に拘らず振れ止め錨を投下する。

(c) 沖出し関係 (5 件)

- 東京湾からの沖出しは、湾内緯度、余裕時間等から決定する。
- タンカーは万一を考慮し、早目に沖出しの決断を下すことが重要。

○ 鹿児島では台風接近時湾外退避の指示がでる。

(d) 錨地 (2 件)

○ 鹿児島は水深大、底質不良で適当な錨地が少ない。

○ 東京湾、大阪湾等は台風接近時避泊船で過密状態となる。錨地の絶対量不足のため避泊が遅れ、湾外に出るしかない。

(h) 予想外力と錨泊方式

前項の荒天錨泊方式と予想外力との関係をバラスト、満船状態に分て集計し、外力別に図で示した。外力は風速、波高およびうねりの三種とし、風速については振れ止錨泊および沖出しの基準のとり方に比較的明確なパターンがみられる。即ち、バラスト状態では、振れ止錨投下の目安が予想風速 $20 \sim 25 \text{ m/s}$ 、沖出しが $25 \sim 30 \text{ m/s}$ を中心としたピーク状をなしており、満船状態での振れ止錨投下の目安は $30 \sim 35 \text{ m/s}$ 中心のピーク状、沖出しは $25 \sim 35 \text{ m/s}$ を頂部とする緩丘状となっている。他方、二錨泊および双錨泊とする予想風速の発生頻度はほぼ平坦状をしており、件数の少ないせいもあるが明確な目安は見出せない。

波高およびうねりの影響と錨泊方式はバラスト・満船とも類似図型となっている。しかし、波やうねりの高さや錨泊法それぞれの把持性を直結させることは至難であり、そのため、回答数が他の場合より少なく、かつ頻度分布もバラツキが多かった。波浪やうねりの大きさが把持力に与える影響については、これまで殆んど解明されていないため、操船者としては各人の経験と見解だけを基盤に錨泊方式ないし沖出しの決断を迫られているのが現状ではないだろうか。

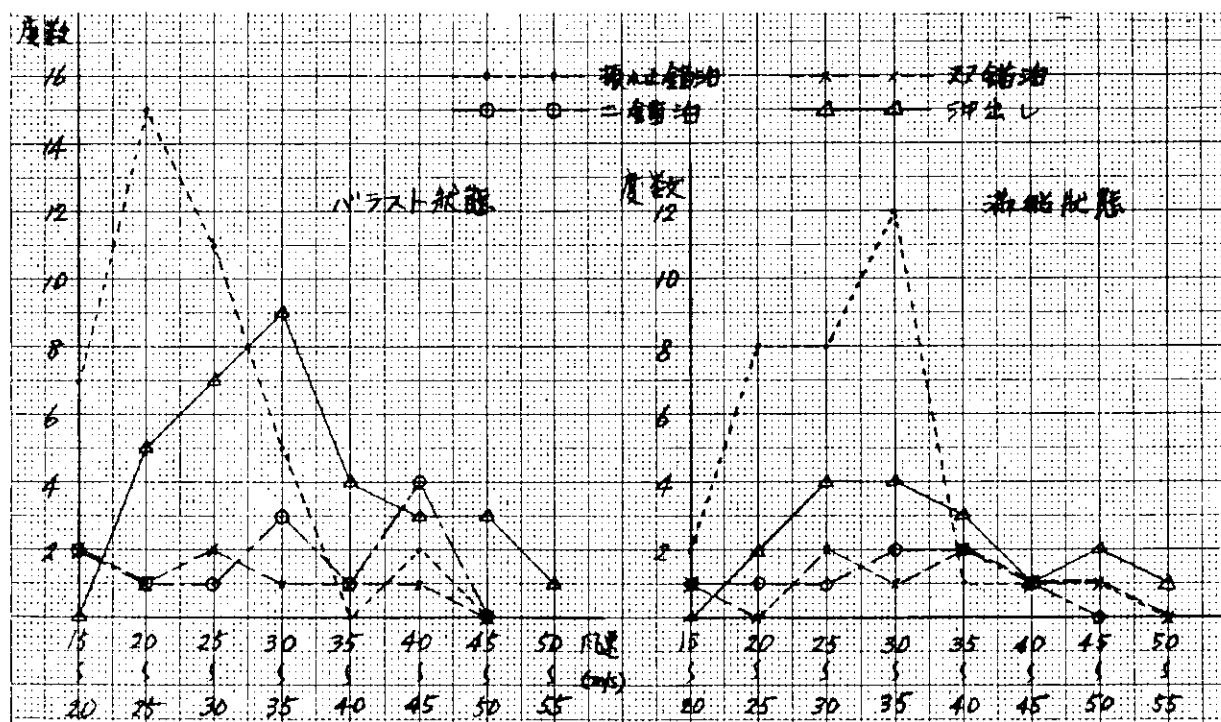


図 5.2.18 予想風力と錨泊方式

表 5.2.2 1 錨泊方式と平均予想外力

気・海象 状態		平均風速	平均波高	平均うねり高さ
バラスト	振れ止錨泊	25.3 m/s	3.3 m	3.3 m
	二・双錨泊	30.8	3.1	2.9
	沖出し	33.4	4.6	4.7
満船	振れ止錨泊	28.9	3.4	3.4
	二・双錨泊	32.5	3.3	3.0
	沖出し	36.7	5.5	4.3

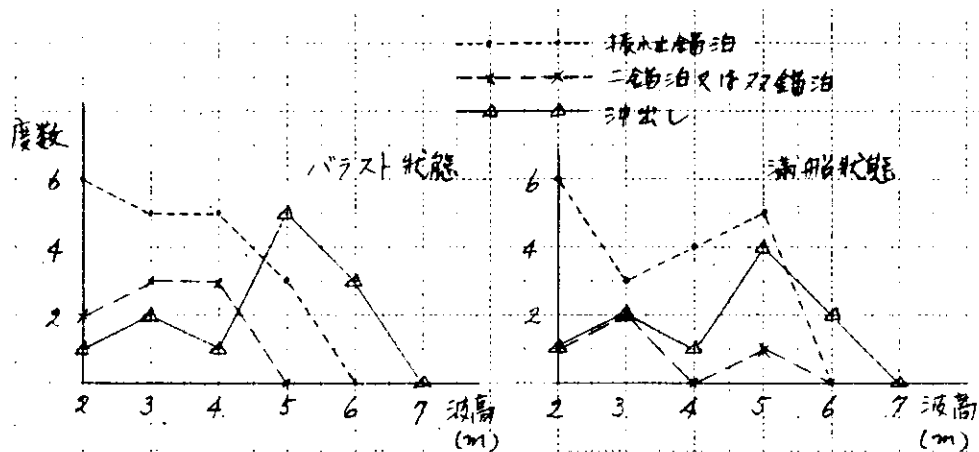


図 5.2.1.9 予想波高と錨泊方式

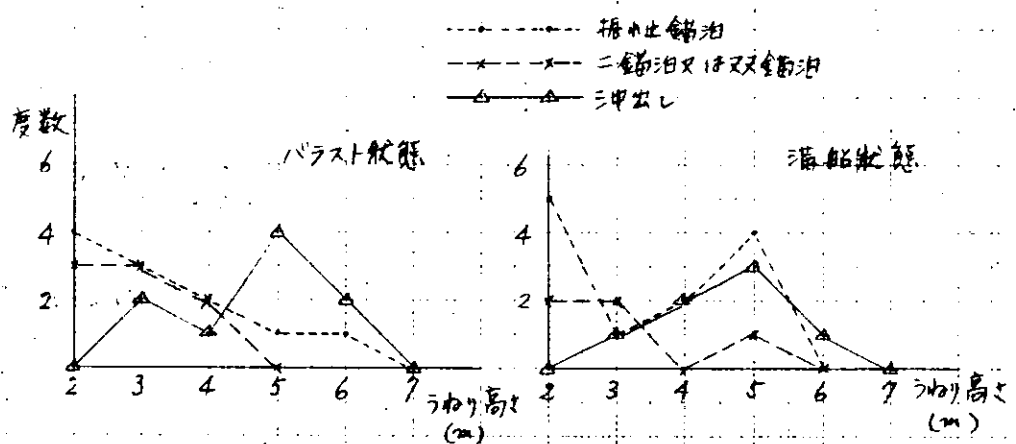


図 5.2.2.0 予想うねり高さと錨泊方式

(5) 用 錨 法

(1) 巨大船の双錨泊の困難度

回答件数 53 件のうち、本船独力でも通常の操船範囲内で双錨泊ができるとする件数は 25 件で全体の 47% あり、タグの援助を必要とするもの及びタグがあっても錨の設定困難とするもの計 26 件で 49% と、肯定否定の両意見がほぼ同数である。しかし、独力で錨設定可能とする件数の中には条件付きのものが多くみられ、例えば広い時のみ、好天時のみ、風が

弱い時のみ、バラスト時のみ、やり直しを考えるとタグ必要などの件数が 6 件あるのでこれを「タグの援助が必要」

独力で設定可能

タグの援助が必要

タグあっても困難

その他

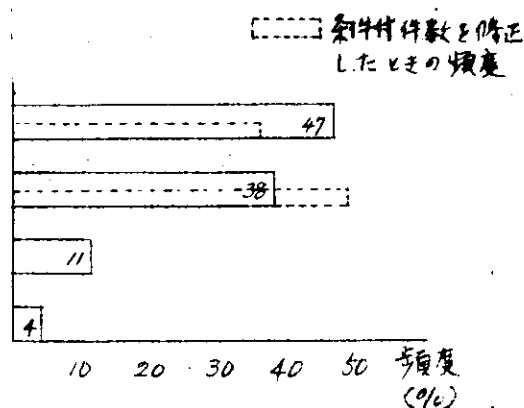


図 5.2.2.1 双錨泊の困難度

の分類に入れて修正すれば、肯定的意見は19件(36%)、否定的意見は32件(60%)となって肯定的意見は全体の約3分の1に減少する。

注1) その他2………双錨泊の必要を感じたことなし、経験なし(各1件)。

2) 独力設定可能25件のうち15万D/W トン未満3件を含む。

(d) 荒天時に双錨泊を採用しない理由

(4)-(イ)荒天錨泊法の中で、東京湾および鹿児島湾内で双錨泊すると回答した件数は総件数242件のうち13件、全体の5%に過ぎず、他の95%は単錨泊、振れ止錨泊、二錨泊または沖出しの何れかである。双錨泊をしないとする理由を集計したのが図5.2.2.2である。

注) 「その他」の内訳

- a) 風速10m/s 以上の場合第2錨投下地点が予定より外れ易い。
- b) 単錨泊で錨泊困難なら寧ろ沖出しする。
- c) 錨鎖がからむとかえって把駐力が減少する。

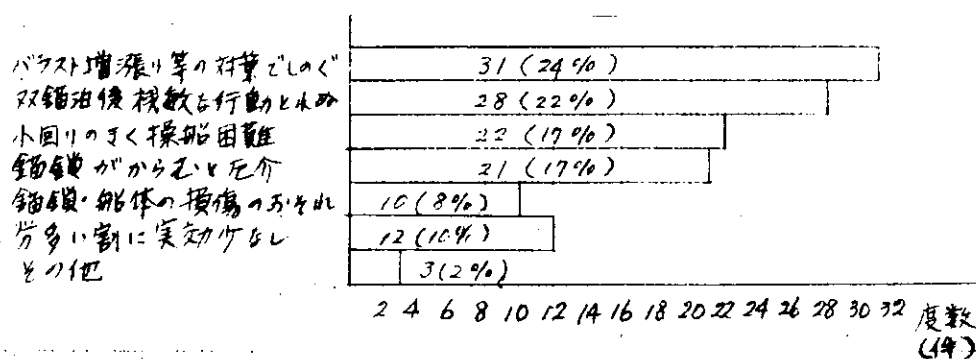


図5.2.2.2 双錨泊を採用しない理由

表5.2.2.2 双錨泊の困難度と採用しない理由の関連

双錨泊の困難度と、双錨泊を採用しない理由の関連は表5.2.2.2となり、独力で錨設定ができると回答した件数の64%もの多数が実際には双錨泊を採用しないことになる。

独力で双錨泊可能	25件	双錨泊をしない件数	→	16件	64%
タグの援助が必要	20件	"	→	20件	100%
タグあっても困難	6件	"	→	6件	100%

(e) 緊急投錨の制動効果

Slow ahead 程度の惰力があった場合の緊急投錨の効果について、58件の回答のうち「有効でない」および「有効性に疑問」とする意見は全体の74%もある。また、有効であるとする回答の中には下記の条件付きまたは錨鎖の切断事故等を覚悟の上とするものが4件あり、これを「有効でない」方へ入れれば、否定的意見は81%になる。

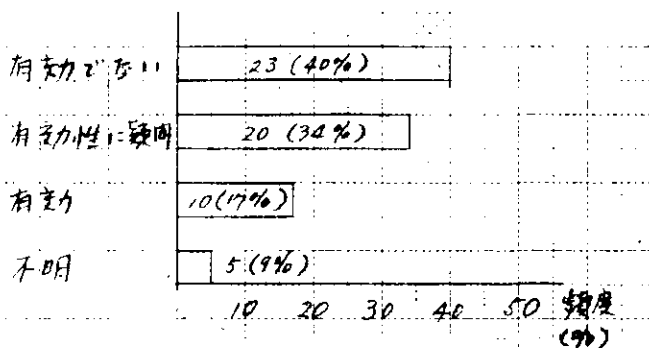


図5.2.2.3 緊急投錨の効果

(a) 「有効でない」のうち、絶対不可、危険性あり、ブレーキに問題あり(計3件)。

(b) 「有効性に疑問」のうち、切断/走出しない程度で止めるのが困難、底質が岩・さんご礁であれば切断可能性大、疑問に思うのでなく有効性を期待する(計3件)。

(c) 「有効」のうち

- バラスト時のみ有効、満船時は切断可能性大。
- 切断の可能性大であり、万止むを得ない時に限る。
- ブレーキ損傷・全量走出・切断は覚悟の上。
- 手を拱いているわけには行かぬ。有効でないとは言えぬ（以上計5件）。

(d) 「わからない」のうち、

緊急度による、経験なし、
分らないが多分有効でな
いと思う（計3件）。

(二) 操船上の用錨

投錨回頭など操船上主錨を使用

使用した経験があるのは総件数

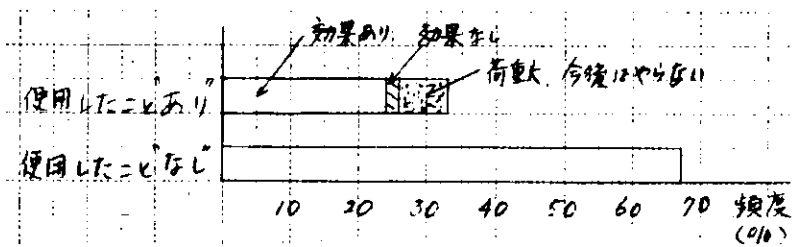


図 5.2.2.4 操船上の用錨

49のうち16件（33%）で全体の1/3を占めている。また、効果的使用の件数12のうちには15万D/Wトン2件（何れも12万D/Wトンクラス）が含まれており船型の大小を考慮する必要があるかもしれない。

効果的に使用した状況として、横風着機時のドラッキングおよび狭隘な錨地での正確な投錨の2例が報告されている。また、今後やらない理由としては、錨鎖・揚錨機に無理な荷重をかけること及び捲上げ速さが遅いため作業に時間がかかりすぎること等が挙げられている。

(三) 深海投錨

(a) ウォーク・バック率

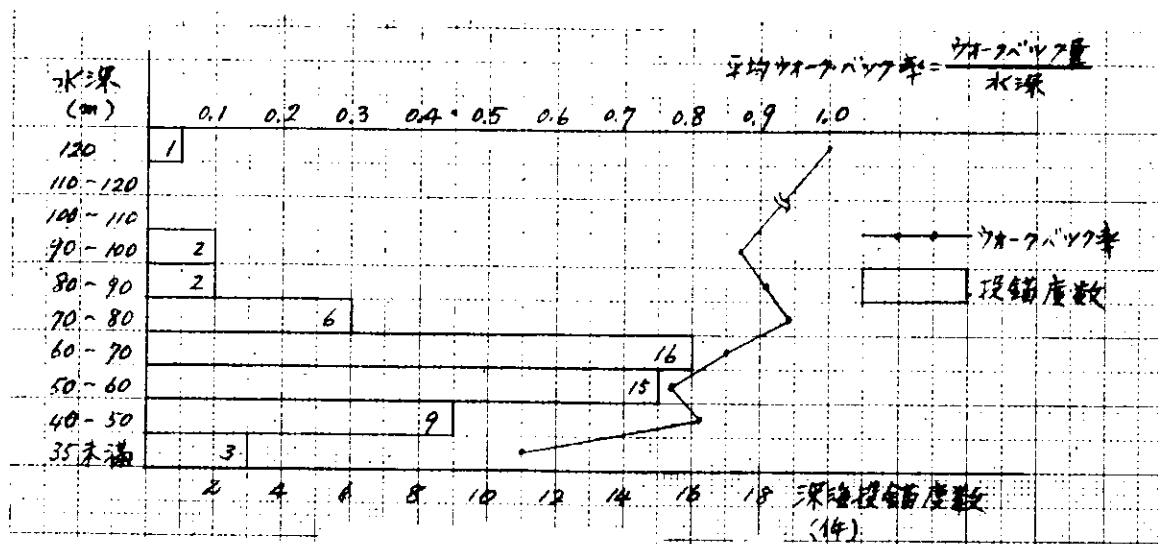


図 5.2.2.5 深海投錨度数とウォーク・バック率

巨大船乗船中投錨した最大水深とその度数及び10m水深の平均ウォーク・バック率を図5.2.2.5に示した。錨地水深としては50～70mの頻度が最も高いが水深70m以上の投錨度数も11件ある。投錨水深が深くな

るにつれてワーク・バック率も上昇する傾向を示しており、水深40m以上の平均ワーク・バック率は0.84、水深70m以上では平均0.93である。

ワーク・バック率1.0以上が13件あるが、その内訳は「着底まで捲出し」が8件、最後まで「全量捲出し」が5件（水深120m、90m、65m、60m×2）となっている。

また、ワーク・バック率が0.5未満の3件は何れも水深35m以下と浅い。

(b) 深海投錨時のウィンドラス・ブレーキに対する不安

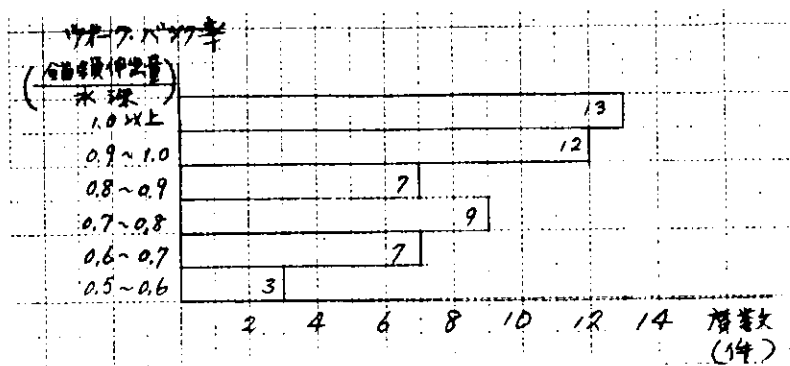


図 5.2.2.6 ワーク・バック率毎の度数

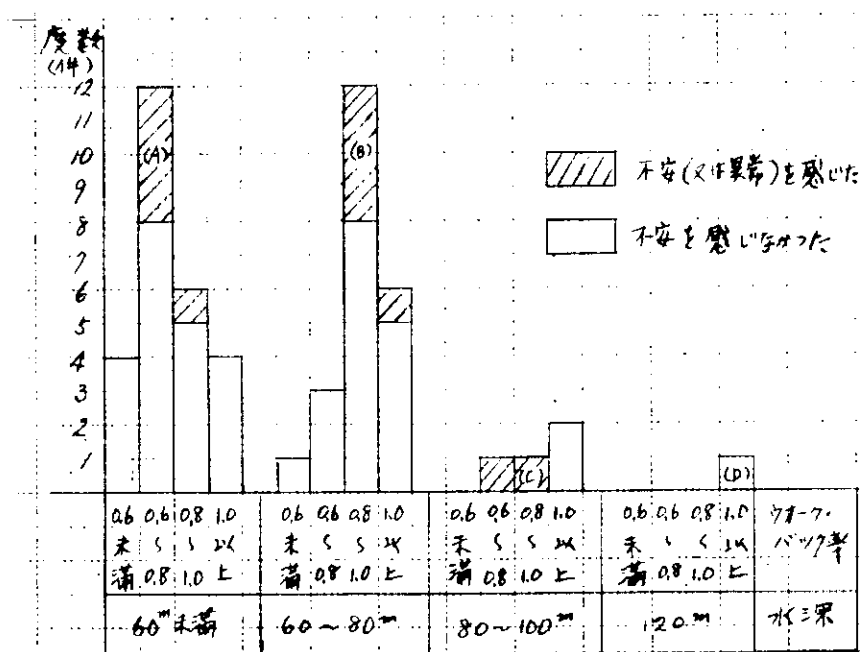


図 5.2.2.7 ワーク・バック率とブレーキに対する不安

注) A……手動ブレーキのため2、3人で締めても走出止まらず(1件)

B……うねりによる動揺と重なり錨鎖抑止困難(1件)

C……ブレーキ焼損, 走出止まらず(1件)

D……ワーク・バック, ブレーキ締めつけ, 捲き込みテストを繰返ししながら繰出した(1件)

不安感の分布状態をみると、ワーク・バック率の大小と不安感とは必ずしも明確な相関関係は見出せないが、水深60m以上の深海投錨ともなると1.0以上ワーク・バックしない場合は不安感がかなり強い傾向が読取れる。ワーク・バック率1.0以上の場合でも、着底までの捲出し8件のうち1件は不安感を示しており、また、全量ワーク・バックした場合は(D)のようにウィンドラスの捲上げ能力に不安を感じている例もある(次項揚錨機出力参照)。

一般に操船者は投錨時の行脚には細心の注意を払っており、とくに深海投錨時にはできる限り行脚を殺してウィンドラス・ブレーキの負担軽減を図っているが、このときのドブラー・ソナーの効用が非常に大きいとのコメントがあった。また、現在の蒸気ウィンドラスは小型船の型式を大型化したにすぎず、ブレーキ力不足・ブレーキ焼損防止のためにブレーキシステムに何らかの新型式の開発が望まれる、との批判もある。

(c) 錨鎖の加速度制御装置

巨大船の深海投錨頻度が増大するに伴い、何らかの方法で加速度制御を行わなければ錨・錨鎖の損傷を招くおそれがある。操船者の立場からその装置を必要とするものは41%であるが、不要ないし不明が過半数を占めている。その理由は加速度制御装置が開発途上にあり未だ一般的認識が十分でないこと、および制御方式への信頼性に実感がないことなどのため従来の方法を重視しているのではないかと推測される。このことは表5.2.2.3「不安感と自動制御の必要性」でも明らかな如く、不安を感じているのに自動制御を不要とするものが9%、不明が27%もある。

「不安なし」36件のうち10件は全量捲出し、または着底まで捲出しであり、そのためブレーキに対する不安感/自動制御の必要性の関係に「不明」の回答が多くなっている。

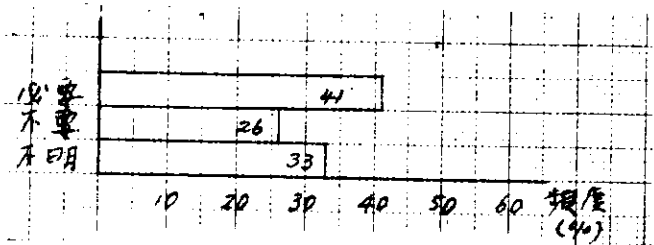


図 5.2.2.8 加速度制御装置の必要度

表 5.2.2.3 不安感と自動制御の必要性

自動制御 \ 不安感	不安 (異常あり)		不安 (異常) なし	
	不安	不安なし	不安	不安なし
必要	7件	6.4%	10件	2.8%
不要	1	9	12	3.3
不明	3	2.7	14	3.9
計	11件	10.0%	36	10.0%

(c) 揚錨機関係

(a) 揚錨機出力

出力不足として下記の状況が附記されているが、そのうち「蒸気不足ときどきあり」の原因が設計不良によるものか本船側の操作不適當によるものか明確でない。

- 無理な深海投錨（水深120m）であったため止むを得ない（1件）。
- 水深100mで37日間錨泊後揚錨に手間どった（1件）。
- 風潮流が強い時だましましやと捲く（3件）。
- 錨鎖が船底をくぐっているとき非常に揚がり難い（1件）。
- 蒸気不足ときどきあり（2件）。

不明1件とは、通常の揚錨時は出力不足を感じないが深海投錨時の揚錨能力は経験がないので分らない、とするものである。

表 5.2.2.4 揚錨機出力の適否

不 足		不足でない		不 明		計	
9件	1.8%	40件	8.0%	1件	2%	50件	10.0%

(b) 揚錨時の主機使用

揚錨作業中立錨となる前に主機を前進微速にかけたことのある件数は、総件数

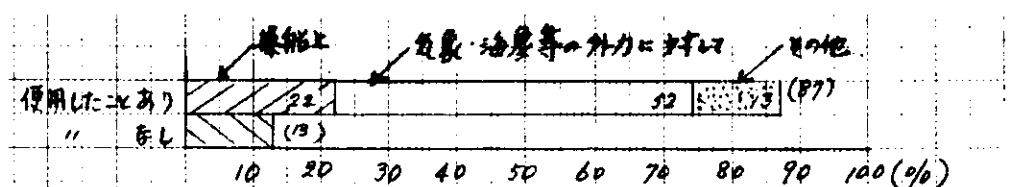


図 5.2.2.9 揚錨中の主機使用

63のうち55件で

全体の87%を占め

ている。その内訳の

うち最大の理由である気象・海象の外力の程度を

表5.2.2.5に示す。

「その他」の内訳：

- 通常揚錨開始時に主機をTouch ahead
にかけないと錨鎖が張り過ぎる（とくに満船時）
（5件）。
- 船体惰力によらないと起錨しないことがある
（1件）。
- 捲けなくなったとき（1件）。
- 前進微速のみでなく種々用いる（1件）。

操船者がこのように高い頻度で揚錨作業中に主機を発動する理由のうち、前項の回答で「出力が不足とは思わない」が80%もあるので、出力問題を除外するとすれば、錨鎖張力の緩和、揚錨速度の低下防止、揚錨中の外力による走錨防止及び立錨と同時に進航を開始するため等が考えられる。

(6) その他

(i) 巨大船の主錨損傷

(a) 損傷頻度

総件数55件のうち5件の損傷があり、全体の9%となる。原因は設問していないので不明であるが重要な属具であるのに損傷率が高すぎると思われる。

(b) 損傷状況

型式別の損傷ではJIS型2

件、AC-14型3件でJIS型は何れもシャンク折損、AC-14型はクラウン部損傷2件、シャンク損傷1件となっているが、発生件数が少ないため損傷傾向を見出すには無理がある。

表5.2.2.6 主錨損傷状況

型	重 量	損 傷 部 ・ 状 況
J I S	21 トン	シャンク折損
J I S	19	航海中シャンク折損、材質上の欠陥
A C 1 4	10.4	クラウン部クラック
A C 1 4	14	クラウン底部のヘッドピン受けクラック
A C 1 4	14.6	クラウンよりシャンクの1/4付近損傷、材質不良

(ii) 巨大船の錨鎖損傷

総件数51件のうち3件（6%）の損傷があり、主錨の損傷率よりはるかに少ない。

損傷内容は下記の通りであるが、詳細な状況は主錨損傷と同様不明である。

- 全量走用 1件
- 錨鎖切断 1件
- 挫屈（φ93mm） 1件

(iii) 一点ブイ係留時の望ましい係留方式

一点ブイ係留の場合、本船上での係留索防止方法として(a)ロープをボラードに係止する方法（在来方式）、(b)シュミットタイプのようにチェーンをバウ・ストッパーに係止する方法がある。それぞれ一長一短があるが、実際の運用に当る操船者の立場からみた場合、作業上及び安全上どちらが望ましいかを集計した。

表5.2.2.5 気象・海象と揚錨中の主機使用

気・ 海象の 程度	風速 (m/S)				波 高 (m)				海潮流 (KT)			
	6	8	10	15	0.2	1	3	4	0	1	2	3
頻度	1	1	6	4	1	5	1	1	3	6	2	5

バウ・ストッパー方式を望ましいとする割合は41%に達しており全体的傾向は知ることができるが、回答のないのが33%も占めているのは両方式の係留のどちらかまたは両方を経験していないため比較できないのが原因ではないかと推測される。

上記両方式のみならず、一点ブイ係留方法全般について附記されていたコメントを下記に引用する。

- バウ・ストッパー方式の方が安全上よいが、チェーンの引揚げ時間を要し、タグがないと係留位置に船を保つのが困難(2件)。
- 外地での一点ブイ係留時にタグの援助のない場所が多く、一度係留に失敗すると外力の影響等により船首を適当な位置に保持するのが困難である。時間のかゝらない係留装置の開発が望ましい。
- 満船で一点ブイ係留時1～2隻のタグが必要。
- 世界各地の一点ブイ係留方式が異なるので本船装置が適合できず安全上、作業上不具合である。

(⇒) 巨大船錨鎖及びバウ・ストッパーのクィック・リリース装置

巨大船が錨泊中何らかの理由で緊急離脱するため錨鎖のクィック・リリース装置が「是非必要」及び「あれば役立つこともあろう」と云う肯定的意見は総件数58のうち24件、全体の41%となっている。一方、無回答が全体の45%もあるのは、緊急一斉離脱装置を装備する日本船が少ないため、実際に錨泊中に緊急離脱の必要性を感じ、または考えた頻度が低いことも推定される。

一点ブイ係留中の場合は「是非必要」及び「あれば役立つこともあろう」の合計が33件、全体の57%で錨泊時よりも高くなっており、それだけブイ係留中の緊急離脱の必要度が高いと考えられる。この場合の無回答も40と相当多いが、クィック・リリース装置の未装備船の多いこと、及び緊急離脱の必要性に迫られた度数が少ないこと、などがその理由に挙げられよう。

一点ブイ係留を離脱する前にはホーズ切り離し作業があるが、離脱に要する合計時間を短縮するためにはクィック・リリース装置の必要性が高いと考えられる。

(⇒) ケンター・シャックルの解放

巨大船が何等かの理由で独自にケンター・シャックルを解放した経験があるのは、総件数52のうち僅か1件のみであった。この1件もシャックル解放ではなく鎖環切断で約4時間を要しており、本船内でのケンター・シャックルの解放は事実上不可能に近いと考えられる。

5.2.3. 考 察

(1) 荒天錨泊

(イ) 錨鎖伸出量

荒天時の錨鎖伸出量は錨地水深、底質、載貨状態、気象・海象等の外的条件を度外視して決めることはできない

表 5.2.2.7 一点ブイ係留の望ましい係留方式

区分	頻度	件 数	%
ローブをボラードに係止する方法(在米方式)		15	26
チェーンをバウ・ストッパーに係止する方法		24	41
回 答 な し		19	33
計		58	100

表 5.2.2.8 クィック・リリース装置の必要性

区分	種別	本 船 錨 鎖		バウ・ストッパー	
是 非 必 要		6件	10%	15件	26%
あれば役立つこともあろう		18	31	18	31
なくともよい		8	14	2	3
回 答 な し		26	45	23	40
計		58	100	58	100

はずであるが、現実に荒天に遭遇した実績の集計結果によれば、風力の強弱とか水深の大小あるいは載貨状態等を考慮して伸出量を決めるというよりも、本船所有の錨鎖（片舷）をできる限り繰出し（平均約10節）自己のもてる最大把駐力を初めから十分に利用して船体の安全を図ろうとする傾向が非常に強い。したがって、巨大船の荒天錨泊では旧海軍の式（ $4D+145$ ）は適用されていないとほぼ断定してもよいと思われる。

錨鎖伸出量の限界は、即ち、本船の錨鎖装備量であり、VLCCの艀装数から要求される錨鎖長は770mであるので片舷平均14節となるが、巨大船の深海投錨の頻度増や上記のような荒天錨泊の実施状況等から錨鎖の適正保有量につき、さらに検討する必要があるように思われる。

(四) 予想外力と錨泊方式

実績による巨大船の荒天錨泊方式は単錨泊乃至振れ止錨泊が殆んどで、双錨泊が1件も報告されていないのは注目される。この理由は、理論的にはともかく、巨大船にとって双錨泊の実施が曳船の援助なしでは相当厄介であり、また、双錨泊を実施したとしても緊急時に機敏な行動がとり難くなること、船体や錨鎖に損傷を生ずるおそれがあるなどの弊害が大きくなるためであろう。むしろ、タンカーの特質を生かしたバラストの増張り及びトリム調整で十分に荒天を凌げるという多くの意見があり、巨大船の荒天錨泊法としての双錨泊は实际的でないとも言えよう。

荒天時の予想外力の程度と振れ止錨投下、二錨泊、湾外退避の段階を定量的に関連づけることは至難であり、今回のアンケートにおいても操船者が経験的に妥当と考える振れ止錨投下及び沖出しの目安については一応のパターンが得られたが、波高やうねりの大きさに対しては明確なパターンがみられず、外力と把駐力との関連については今後さらに研究する必要がある。

(五) 走錨検知及び対策

巨大船の走錨検知法は、在来船同様の方法がそのまま重用されており、できる限り多方面の情報を多量に収集して総合的な判断を下そうとしていることには変りがない。たゞドブラー・ソナーの利用が目立ち始めており、今回のアンケートでは設問不足のためその利用率を確認できなかったが、ドブラー・ソナーの機能を生かした独立の、あるいは他の従来の計器類と結合した走錨検知装置が開発されれば荒天錨泊中の安全性はより高まるであろう。

強風下での船首のふれ廻りは相当に大きいので、載貨状態や風力の強弱に応じたふれ角度の大小、周期や規則性等から限界把駐力を判別する方法を調査してみるのも一法かと思われる。

走錨時の対策も従来の方法と全く異なるところはない。たゞ強風中に錨鎖にかかる張力を緩和する目的で主機を前進に使用した例は1件しかなく、他の船では主機を使用する必要を認めなかったのか、または使用することに困難性があったのか（船首方向と錨鎖方位のずれ、船体惰力の調節等）現時点では不明である。

(六) 主錨の把駐状況と把駐力に対する信頼度

今回集計された荒天は、過酷な条件のものが相当あったにも拘らず走錨船は4隻に止まり、また、走錨原因も止むを得ない事由によるものが多かったと解される。その結果、現装備の主錨の把駐力に対する信頼度は非常に高く、現実に風速15m/s以上の荒天錨泊経験件数のうち92%が「信頼できる」または「まあまあ信頼がもてる」と回答しており、前記走錨船のうち3隻もこれに含まれている（他の1隻は無回答）。

ただ、海底の錨の把駐状態を確認する方法がないため果して十分な把駐余力があったのか、あるいは走錨寸前であったのかを知る術がなく、主錨把駐力に対する信頼性の高さにも拘らず、できる限り錨鎖を繰出そうとする基本的対策が生じてくるのではないかと考えられる。従って、高把駐力錨の採用が望まれるのは当然であるが、それと平行的に実物実験による把駐性能の解析を行ない、主錨の型、寸法、重量や合理的な錨鎖伸出量等の検討をすすめる必要がある。

(2) 一点ブイ係留中の荒天

一点ブイ係留中の荒天経験の頻度は荒天錨泊に比べて少なく、かつ15万D/Wトン未満がその1/3を占めるため、

巨大船の荒天中の挙動を解析するには資料不足であり、こゝでの考察は省略する。

このうち97,000D/W トン1隻がブイ係留中バラストを増張りし主機を時々前進に使用した例が報告されているが、一般に強風下の船首のふれ角度が相当大きく、かつブイまでの距離が近いため20万トン以上の巨大船でも主機使用が可能か否かについては荒天錨泊の場合と同様に疑問が残る。

(3) 平常時の錨泊

(イ) 錨鎖伸出量

水深30m、底質泥に錨泊した場合の錨鎖伸出量の最多度数は満船1日程度の錨泊で6～6.5節、数日に亘る場合で7.5～8.2節の範囲に分布し、また、バラスト時は満船時より0.5節程度それぞれ長く繰出している。旧海軍の式(3D+90)に適合するのは最も条件のよい満船状態での1日錨泊(平均伸出量6.5節)の場合であり、それ以外は全般的にこれより伸出量が大きくなっている。従って、旧海軍の式は巨大船操船者にとって参考程度にしかわれていないのではないかと考えられる。

伸出した錨鎖長による所要錨地の直径は $L_{0A} = 3.23m$ として3.1L～3.4L(6.5節～8.2節)となり、荒天錨泊の実績による直径は3.7L(10節)必要となる。

(ロ) 最小離隔距離

他船との最小離隔距離のとり方は1,000m, 1,500m, 1,800～2,000mの3グループに大別することができる。1,000mという距離は2隻の巨大船が互に約6節の錨鎖を伸ばしてふれ廻ったときの最短距離に相当し、上記の錨地直径3.1Lに一致する。

また、船の長さの要素を除去するため、最小離隔距離を各船ごとの L_{0A} で除した錨地直径を集計すると3L, 4.5L, 5.7Lの3グループに分けることができ、この大きさは上記1,000m, 1,500m, 1,800～2,000mの分類にほぼ合致する。このようなグループに分れた理由は回答者の本質的な見解の相違というよりも、むしろ、理論的に可能な最小離隔距離と現実的な投錨感覚の何れに重点を置くかにより生じたものと推察される。即ち、操船上及び錨泊中の安全上一つの限界可能値が3Lとするグループと、現実的な余裕水域をある程度見込んで4.5Lとするグループ及び操船者の心理的負担が軽減し、かつ現実にも多用されている5.7Lをとるグループというふうに説明することができよう。

(4) 用錨法

(イ) 曳船と双錨泊

巨大船が双錨泊を実施する場合曳船の援助なしに独力で錨設定可能とする回答件数は全体の36%ある。その反面、これ等の船が荒天錨泊時に双錨泊を行なうとする件数は全体の5%に過ぎず、実績では零である。この間のギャップは、双錨泊を実施しようとするなら不可能なわけではないが、その効果や諸種の制約等デメリット面を考えれば敢えて強行する必要はない、あるいはその必要を認めない、と解釈することができる。

(ロ) 緊急投錨

Slow ahead 程度の前進力を制動するための緊急投錨について全体の17%がその効果を認めている。しかし、その中には錨鎖切断を覚悟の上、とするような条件付きがあるので、これを除外すれば肯定的意見は9%に減少する。

疑問の趣旨は、錨鎖やウィンドラスの強度的及び機能的な可能性を単純に探究しようと試みたものであったが、緊急投錨の意義は単に物理的な有効無効を問う以前の問題であるとするような形而上的の見解が根底にあるのを見落すことができない。

(ハ) 深海投錨とウィンドラス

集計された深海投錨時の水深はセート階級60～70mであるが、70m以上の投錨回数も相当数に上り、水深が深くなればなるほどワーク・バック率は上昇する傾向がある。例えば、水深50～60mのワーク・バック

率は0.77, 70～80mでは0.94である。

大量にワーク・バックするためには、行脚を殆んど停止させる必要上投錨に要する時間が長くなり、かつ投錨地点が不正確になるのは避け難い。また、急速な錨鎖走出は投錨担当者に危険感を与え、かつ実際にウィンドラス・ブレーキの焼損や制動不能を招くおそれがある。以上の点及び巨大船が深海投錨の機会の多いことを考慮し、ウィンドラス・ブレーキ力の増強または錨鎖の加速度（自動）制動装置の開発を図る必要がある。

揚錨速度の適・不適については今回の設問で採り上げていないが、立錨となる前に主機を使用した頻度が全体の87%という高率を占めている反面、ウィンドラスの出力が不足でないとする頻度が80%もあることから推察して、主機使用の目的の一つが立錨前の走錨防止にあるとするなら、揚錨速度についても検討してみる必要があるかもしれない。

5.3 係止力計算

5.3.1 外的条件

船舶の錨泊時の係止能力は、錨泊時の本船周囲の環境条件、即ち、風圧力、潮流圧力、波圧力などの外力と、泊地の位置、水深、底質などの条件と、これに対応する本船設備の容量によって定まる。以下に、巨大タンカーの錨泊時の必要係止能力設定の前提となる、環境条件について検討する。

(1) 風圧力及潮流圧力

前年度報告によれば、係留時の風力の基準として、最大平均風速 20m/s (突風率 1.3) を採ることが提案されている。この数値は、陸上観測点については、年間の強風発生頻度の 99% 以上を含んでいるので、比較的陸地に近い係船バースの条件としては妥当な条件と言えよう。しかし、巨大タンカーの錨泊地は、係船バースより相当沖合に設定されると予想されるので、巨大タンカーの錨泊に対して設定すべき風力の基準としては、海上の強風の程度と発生頻度を考慮に入れる必要がある。

調査結果では海上風は陸上風の 1.3 ～ 1.8 倍程度と報告されているが、資料は多くなく、また地域によってかなり差があるとされている。従って、ここでは、海上風速を陸上風速の 1.5 倍とし、 $20 \times 1.5 = 30\text{m/s}$ を錨泊時の最大風速とする。

一方、前年度報告によれば、日本沿岸においては、潮流は湾口、水道などで $2 \sim 2.5\text{kt}$ を示しているが、巨大タンカーが錨泊し得るような水深があり、しかもふれ廻りを許す面積を有する水面においては、 1kt を超える潮流の存在は稀なようである。一方ベルシャ湾内の石油積出港付近においては 3kt 程度の潮流、海流の合計値が観測されているが、風は、日本沿岸の冬期に比して穏かであり、 20m/s を超える風の発生頻度は 0.1 % と報告されている。

従って、日本近海に於いては風速 30m/s 、潮流 1kt 、ベルシャ湾内に於いては風速 20m/s 、潮流 3kt を考えるのが妥当と思われる。

(2) 波浪および波圧力

外力としては考慮の必要があるが、今回は静的計算を考えているので、条件は定めない。

(3) 水深

従来の実績(前年度調査および今年度錨泊法の現状調査)を見ると、バースに付属する錨地の水深は入港予定船の満載吃水の 1.3 倍程度が最小水深となっており、深い所では 2.3 d 程度となっている。

従って、本節における検討においても水深 $H = 1.3d \sim 2.5d$ とすれば検討条件としては充分であろう。

(4) 底質

前年度の報告および今年度の底質調査報告によれば、底質は、錨地の立地条件によって異なり、粘土から砂まで種類は広範に変化するので、ここでは泥及砂の両方の場合を考えることとする。

(5) 上記の結果より錨泊の係止力計算の検討の条件としては風速 30m/s 、潮流 1kt 、風速 20m/s 、潮流 3kt 、水深 $1.3d \sim 2.5d$ 、底質泥及砂として作業を進めることとする。

(6) 一点ブイ係留状態については、上記錨泊条件と同等に考えれば充分であろう。

5.3.2 振れ回りによる係止力の極点

(1) 一点係船時の船の振れまわり運動

今一点係船のもとでは、船は一条のロープ(ないしは数本一組のロープ)または錨鎖でつながれており、岸壁係船に比べ自由に運動出来る状態にある。したがって、この状態で風、潮流等が独立にまたは組合された形で存在し、なおかつ船におよぼす力がある限界を超えると船が振れまわりの現象を示すことが知られている。船に働らく外力の大きさと方向が一定なる状況を想定すると静力学的な釣合点において船が静止すると考えられるが、実際には外力の性質、変動等で船は振れ動く。

この現象は古くから実船での観察、模型船を使つての振れまわり実験により確められている。また他方、昨今の計

算によるシミュレーションによってもほぼ裏付けられている。特に与えられた条件下での動的な取扱いでは静止釣合点が存在しても静止を続ける事が出来ないとされている。

このような不安定な状況下では船は容易に振れまわり運動を始め、外力系に変動がなければ一定の定常振動をもって本船の最も安定な状態であると考えられる。模型船による風のみでの実験では、次のように報告されている。すなわち、「模型船を風向に対し、十分振らせておいて自由にすると模型船の振れまわり振幅は急速に減衰し、逆に模型船を風向に立てておいて放すと振れまわり振幅はぐんぐん増幅する。しかし、いずれの場合にもその載荷状態、トリム、錨鎖長によって定まる一定振幅に収束した。」上記の報告によりわかるように外力系のみならず、本船側の各状態（載荷、トリム、錨鎖長）および本船の固有値（船種、船楼、甲板室の位置、船の抵抗値、質量等々）によって振れの状況が創られていくことが察知される。運動の実態は観測例によれば計算で出るような綺麗な形のサイクルとはなっていない。これは外力の断続的な変動、新たな外乱要因の参加等によると解いてよいと考えられる。

そこで船の振れまわり運動を説明すべき必要性は以下の点に集約されるであろう。すなわち

- (イ) 船の振れまわり時、ロープまたは錨鎖に異常な衝撃力が加わり切断の恐れがある。したがって、予めロープ、錨鎖に掛かる最大張力を知ることが必要である。
- (ロ) 船の振れによる計画張力の増大が、錨鎖による把持力を超過し、走錨の原因となる恐れがある。したがって、最小必要な錨鎖繰出し長さを知ることが船の運航者にとって大切なことである。
- (ハ) 船の振れまわりにより本船に係船することにより占有する海面積（もしくは区域）を知るとは泊地における不用意な他船との衝突を防止する意味で大切である。
- (ニ) 錨泊地の設定、ブイ設定、ブイ仕様計画に当って当該海域における気象海象による船の振れ幅、衝撃力が必要不可欠な要素である。これは本船側の係船装置の計画にとっても必要なデータとなる。

大体上記(イ)～(ニ)の理由から船の振れ角、衝撃力を予想把握することが必要と云える。特に今後大型化するであろうタンカーの増大を考える時、船が泊地において係船中または係船前後の操船時、他船との衝突、座礁、岸壁との衝突、走錨等々の重大事故を起させぬために船の大きさ、係船方法、外力系の変動、大きさ等々により一定水面の占有が必要であることは当然で、災害防止の見地から泊地における他船との間隔、地点の撰定、新しい泊地の立地条件設定のためにも船の振れまわり運動を把握することは大切なことである。

船の振れまわりの観察記録は多数あるようであるが、そのいずれもが運動解析を目的としてデータ収集をしていないため、定性的、定量的に十分な資料とは云えない。したがって、模型船による実験に求め一連の実験が報告されてきている。これらにより多くの貴重なデータ及び振れまわりの性質に関する示唆が与えられている。ただし、その多くが比較的小型船の縮尺模型であるが、幸い31万トンタンカーの模型実験の記録があるので、これをもって定性的判断の根拠とすることにする。

(2) 文献資料に基づく振れ回り運動の態様

一般に一点錨泊ないしブイ係船している船の運動を横から観察すると、一進一退の運動をしているが、単なる直線運動ではない。一般に図5.3.1のような運動、すなわち、回転中心の軌跡が8の字を描くとして示されている。

しかし実際には図5.3.1のように綺麗な8の字運動ではなく、風の息つき、風向きの変動、うねり、錨鎖孔が船体の片側にあることなどの不整形要因で不規則な8の字を描く。例えば、北斗丸模型による振れ回り運動を写真撮影し、船の重心位置をプロットしたものを図5.3.2に示す。

模型は原型の1/100、755mm×110mm×75mm 風速12.5m/s、錨鎖は右舷より取ってある。

図からわかるように左右対象でない。また軌跡の曲線も一様滑らかではない。

次に模型でなく実船の観察記録の例を図5.3.3に示す。これからわかるように実船が自然環境におかれた場合、規則性のない複雑な運動をする。この記録より船の振れまわり運動の規則を引出すことは不可能に近い。

図5.3.2においてみられる不規則な点で特徴的なものは、風向に対する船首の振れまわりは左右同じではないこと

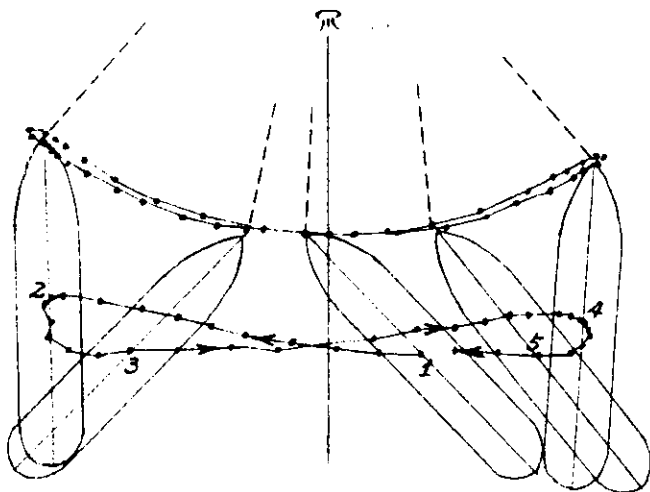


図 5.3.1

船は風に逆ったかたちで反対側に進行し、
振れまわった附近で方向を変え元の方へ
同様に進行する。

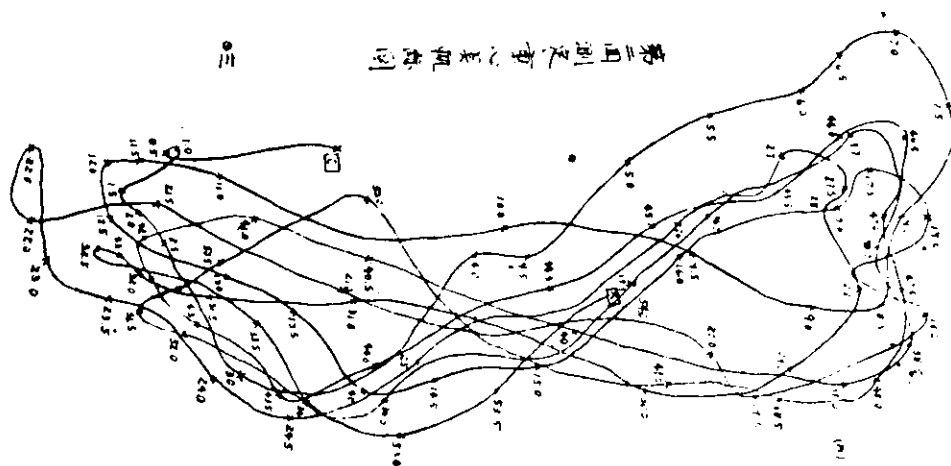


図 5.3.2

である。本模型では右舷錨鎖を使用しているために右舷に小さく、左舷に大きい。一方図 5.3.7 からわかるように錨鎖線と風向となす振れ角はおおむね左右対象であるが、やや右に大きく振れている。残念ながら錨を通る風向の線を中心とした船の重心位置の左右の振れ距離の違いは図 5.3.2 からでは判別出来ない。ところでこの左右非対象なるのは右舷錨鎖によるものと考えられる。大型船振れまわりの例として東京商船大学 鞠谷教授の行った 31 万トンタンカーの模型船の例を図 5.3.4 に示す。

図 5.3.4 からわかるように静水中で理想的な試験を行うと奇麗なサイクリルを描く。また、図中 15 秒、30 秒経過の状態で最大錨鎖張力を与える。但し、これについては後で触れる。

(3) 錨鎖に働く最大張力

今問題となるのは荒天時の振れまわりであるが、この状態での船の運動は非常に複雑であって、現状では完全に理論的解明は困難であると考えられている。何故なら、いくつかの実験結果からわかることは潮流のない定常風下においても複雑な運動をするので、自然の状況の許では風向の長時間、短時間にわたる変動、風速の変動、波浪、うねりの影響、高

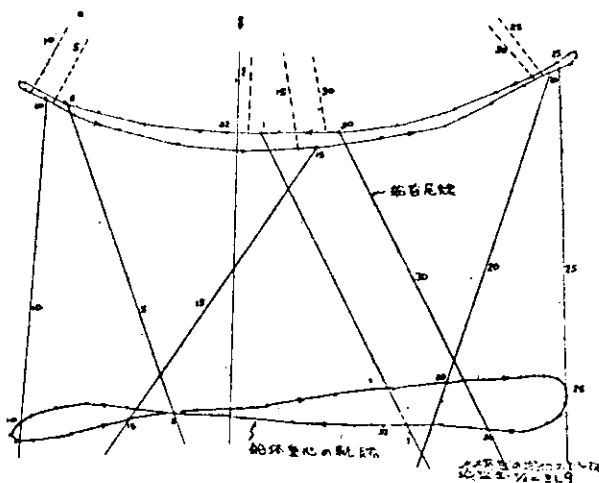


図 5.3.4

潮の影響、潮流の変動等々が複雑に絡み合っている存在するので、船はより一層複雑に運動すると考えてよい。そこで問題の錨鎖張力の極点の大きさ及び存在する位置は模型船実験による他に術はなく、以下その目的で行なわれた31万トン型タンカーの模型で報告されている点を述べる。勿論、荒天時における錨鎖張力計測の例が全然ない訳ではなく、一例としてキジャ台風に遭遇した折の黒沙丸での計測結果を図5.3.5に示す。計測報告書の中で「最大振れまわり角附近では錨鎖にかかる張力は最大となる」とされているが、そのような規則性を断言するのは図5.3.5のみからでは困難と思われる。

(4) 振れ回り実験

(1) 31万トンタンカー模型による振れ回り実験

(a) 実験の方法

本実験の目的は、31万トンタンカーの進水後、艤装中に台風遭遇した際「沖出し錨泊によって荒天をしのげるかどうかを調査することである。したがって、風速は風洞実験設備の関係で、 30 m/sec および 42 m/sec の2種につき行なっている。模型船の要目及び状態は表5.3.1及び表5.3.2に示してある。模型船体はひの木、上甲板以上は薄い真鍮板製で、甲板は船の状態作製を可能とするために取外し式とした。排水量およびトリム調整可能なように模型間にバラスト搭載を行っている。

計測は水槽上方に取付けた35mm写真機により、250枚取りの長尺フィルムを用い、1秒ごとに写真を取る。

船の位置を示すことができるように仮底板は黒色塗装し、白線で10cmごとにマス目を描いた。これにより船位、船の向き、錨鎖の方向を読み取る。

なお、本実験は石川島播磨重工の要請で東京商船大学において風洞実験されたものである。

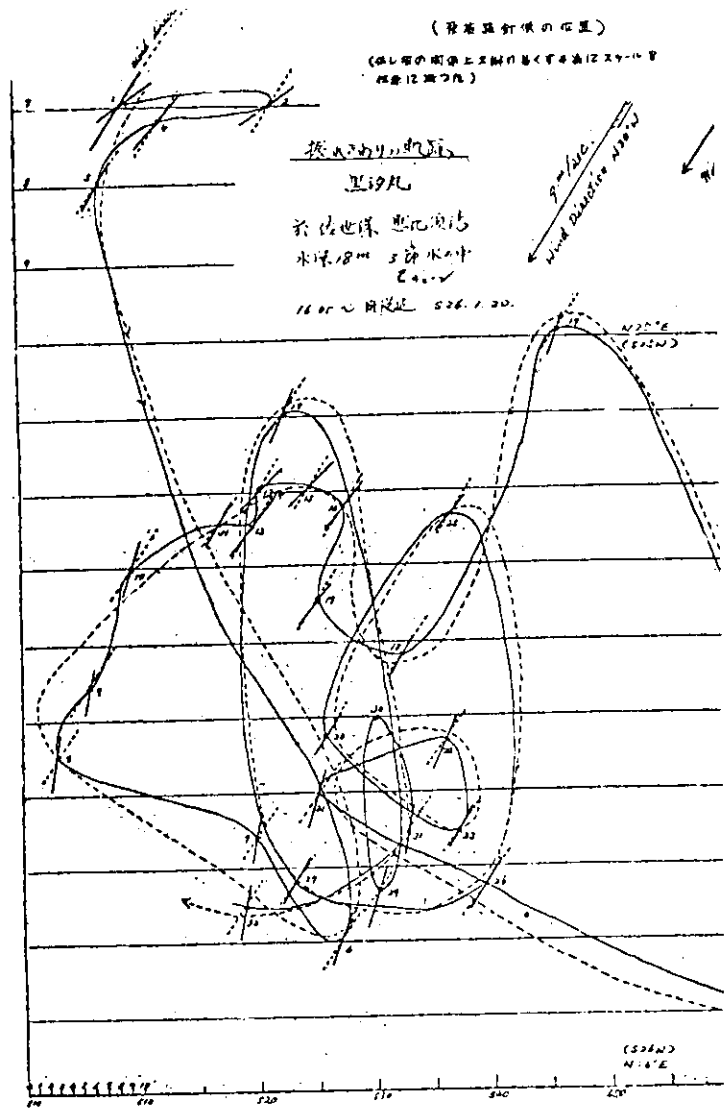


図 5.3.3

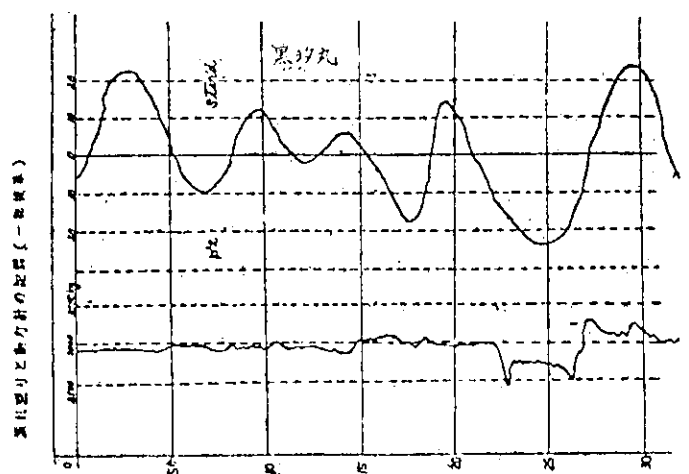


図 5.3.5

(b) 実験の結果

解析の結果の一部を表

表 5.3.1

5.3.3, 図 5.3.4 及び図

5.3.6 に示す。

この実験の結果次のように考えられる。

(i) 船の振れまわり運動

の大きさは吃水が増加するほど、またトリムが船首につくほど小さくなり、錨鎖張力の大小には振れまわり運動の大きさよりもはげしさの影響が大きいと考えられる。

(ii) 表 5.3.3 から振れまわり運動の ϕ , $\phi - \theta$

は風速がある値以上になると風速を変えてもほぼ同じ値を示す。このことから振れまわり運動における船の姿勢は船の Condition により定まるのではないかと考えられる。

(iii) 錨鎖に Shock Load

が掛っているが、その時期は船首が風に立つ

てから次に大きく落される時に起っている。この時の船の回頭角速度は非常に大きい。

(iv) Shock Load は実験結果では正面風圧の 1.2~2.7 倍に達している。Shock Load につづき一般に第 2 の山が見られる。これは錨鎖の自己振動によるものと考えられている。

(v) Shock Load が掛かる時期以外での錨鎖の水平張力はその姿勢における船の風圧よりよほど小さな値となっている。

上記(iii)に関し、後述する小型船、三島船等では一般に錨鎖線と船首尾線が一線になった直後に見られる。これらの差は錨泊、ブイ泊による違いか、船尾楼船と三島船によるのかは資料不足で何とも云えないが、あるいは船の姿勢、錨鎖孔の位置によって定まる性質のものかも知れない。文献〔5.16〕では運動方程式より(iii)と同様結論を下している。

(c) 日聖丸模型による振れ回り実験

(a) 実験の方法

実験は表 5.3.4 及び表 5.3.5 に示す模型及び状態で行い、Trim, Displacement および錨鎖の重さや状態が振

項 目	実 船	模型船	備 考
L.O.A.	346.0 ^m	1571 ^{mm}	
L.P.P.	330.0	1500	1/220
B	53.3	242	
D	32.0	145	
d _{max}	24.1	109.5	
錨 単重量	20 ^t 3	8 ^g 9	
錨鎖重量	285.7 ^{kg}	27.4 ^g	113 ^g
風速換算率		6.9	1/2
30% 風速換算率		31.9	12 ^g
錨鎖錨鎖長	300 ^m	1360 ^{mm}	
水深	16 ^m	73 ^{mm}	
実船風速	30 ^{m/sec}	4.36 ^{m/sec}	
	42 ^{m/sec}	6.10 ^{m/sec}	
満載排水量 (V _{max})	270870 ^{ton}	34,830 ^g	
排水量 (V ₁)	124020	11647	
平均吃水 (d ₁)	8 ^m 62	39.2 ^{mm}	
排水量比 (V ₁ /V _{max})	0.335	0.335	
吃水比 (d ₁ /d _{max})	0.358	0.358	
横揺周期	13 ^{sec}	0.94 ^{sec}	
GM	12.16 ^m	5.53 ^{mm}	
縦揺動半径	0.517	0.517	
正面風圧 30 ^{m/sec}	83.8 ^t	36.68 ^g	
42 ^{m/sec}	164.2 ^t	71.78 ^g	
排水量 (V ₂)	175860 ^{ton}	16516 ^g	
平均吃水 (d ₂)	12 ^m 00	54.6 ^{mm}	
排水量比 (V ₂ /V _{max})	0.474	0.474	
吃水比 (d ₂ /d _{max})	0.498	0.498	
横揺周期	14 ^{sec}	0.95 ^{sec}	
正面風圧 30 ^{m/sec}	75.8 ^t	33.8 ^g	
42 ^{m/sec}	148.5 ^t	64.68 ^g	

表 5.3.2

Cond. 1			Cond. 2		
船 船 号	TRIM 状態	風 速	船 船 号	TRIM 状態	風 速
1	EVEN KEEL	30	7	EVEN KEEL	30
2	"	42	8	"	42
3	TRIM BY THE HEAD	30	9	TRIM BY THE HEAD	30
4	"	42	10	"	42
5	TRIM BY THE STERN	30	11	TRIM BY THE STERN	30
6	"	42	12	"	42

れ回り運動および錨鎖張力におよぼす影響をしらべた。

実験方法は、船の Condition を前記表のようにととのえ、錨鎖は中央錨鎖孔より出し、錨部は底板に固定した。錨鎖長は風洞の大きさと関係があり、風洞端部の返し波の影響を受けない範囲で、観測に便利な最長長さ 150cm (実船換算 192m 7.7 節) とした。風速はダンパーの開度により定めた。送風の開始は船を任意の位置において行つたが、1 週期半くらいではほぼ定常運動になったので、定常運動に入るまでの運動は観測していない。

運動の状態は風洞上部より 8mm 撮影機 (リビヤ) を用い、原則として 0.5 秒間隔で撮影し、これを Editor にかけて各瞬間の船及び錨の状態を読み取った。読み取りを便利にするために底板には 10cm 間隔のマス目盛を入れておいた。水深は 16cm (実船換算 20.5m) とした。

錨鎖張力の測定は、錨部より取り出せる張力計を自作してみたが、測定される張力が、10gr 程度の order であるために参考にする程度で十分の目的を達し得なかつたので、水面上に出ている錨鎖長を読み取り、計算によつて張力を求める方法を取った。

(b) 実験結果

実験 I について

実験 I の Cond-

ition は Light Load, by the stern (実船換算 Trim 2M84) で、Light Load としては最も一般的な状態であり、荒天錨泊の観点よりすれば最も風圧の大きい最悪の状態であると考えられる。我々はこの状態を標準状態と考え以後の実験はこの実験と比較することとする。したがってこの実験では風速を 5 段階にかえて運動の大要をつかむことにした。その解析結果は表 5.3.6 及び図 5.3.7 に見る通りである。

表 5.3.3 実験結果の実船換算値 (一部抜粋)

実験条件	$V(m/sec)$	T	$X(m)$	$\theta(^{\circ})$	$\varphi(^{\circ})$	$P_{max}(H)$	P_{max}/P_w
1	29.8~30.3	19.13	S. 118.8 P. 70.4	S. 34.0 P. 27.0	S. 43.0 P. 49.0	P. 205.5	2.45
2	41.2~41.8	15.02	S. 134.2 P. 101.2	S. 31.5 P. 28.0	S. 43.0 P. 35.0	P. 412.0	2.51
3	30.1	18.08	S. 77.0 P. 55.0	S. 28.5 P. 16	S. 28.5 P. 31.0	P. 153.0	1.83
4	41.8~42.3	14.22	S. 103.4 P. 77.0	S. 25.5 P. 21.0	S. 28.0 P. 24.0	P. 206.0	1.25
5	30.0~30.1	20.28	S. 136.4 P. 101.2	S. 36.0 P. 31.0	S. 53.0 P. 48.0	P. 228.0	2.72
6	41.8~42.3	16.40	S. 176.0 P. 143.0	S. 37.0 P. 36.0	S. 52.0 P. 48.0	P. 438.0	2.64
7	30.0~30.8	21.40	S. 6.6 P. 55.0	S. 23.5 P. 13.0	S. 30.6 P. 19.5	P. 82.0	1.08
8	41.8~42.4	17.51	S. 37.4 P. 48.4	S. 19.5 P. 20.0	S. 14.5 P. 21.0	P. 166.5	1.12
9	29.8~30.1	24.05	S. 13.2 P. 39.6	S. 21.5 P. 5.0	S. 11.5 P. 16.0	P. 68.5	0.90
10	40.8~42.2	17.40	S. 46.6 P. 17.6	S. 16.5 P. 20.0	S. 17.5 P. 21.0	P. 139.0	0.94
11	30.1~30.5	24.22	S. 50.6 P. 35.2	S. 23.5 P. 17.0	S. 29.5 P. 27.0	P. 111.8	1.48
12	40.2~42.6	18.48	S. 88.0 P. 55.0	S. 27.0 P. 20.0	S. 28.0 P. 22.0	P. 189.0	1.27

V : 風速 (m/sec)

T : 振れまわりの平均周期 (秒)

X : 重心の風向に垂直な重力の平均値 (m)

θ : 風向と錨鎖線の両者の角度 (度)

φ : 風向と船首尾線の両者の角度 (度)

P_{max} : 錨鎖の張力の最大値 (ton)

P_w : 正面風圧 (ton)

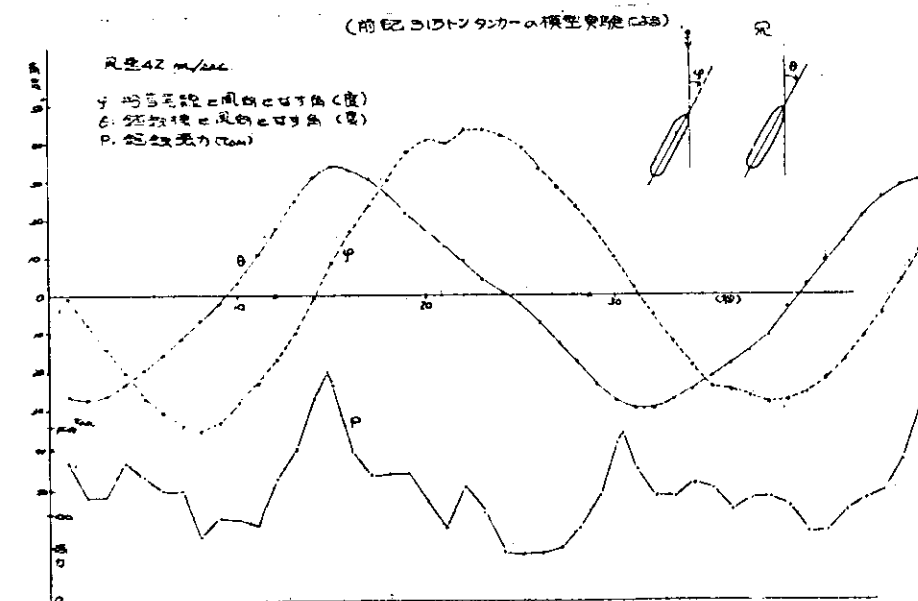


図 5.3.6

表 5. 3. 4

	Light Load			Full Load		
	実 船	模型換算	模 型 船	実 船	模型換算	模 型 船
	M	mm	mm			
L	128. 00	1, 000. 0	1, 000. 0	—	—	—
B	17. 50	136. 7	136. 7	—	—	—
D	10. 40	81. 2	81. 2	—	—	—
	t	gr	gr	t	gr	gr
Displacement	6. 440	3, 070. 8	3, 072. 0	13, 450	6, 413. 5	6, 414. 5
	M	mm	mm	M	mm	mm
Draft {	F.	2. 52	19. 7	7. 63	59. 6	65. 0
	A.	5. 97	46. 6	8. 23	64. 3	71. 0
	M.	4. 25	33. 2	7. 94	62. 0	68. 0
	M	mm	mm	M	mm	
KG	6. 35	49. 6	49. 6	6. 55	51. 2	—
GM	1. 69	13. 2	13. 4	0. 89	7. 0	—
Kr	5. 78	45. 2	—	—	—	—
	S	S	S	S	S	S
Tr	12. 2	1. 08	1. 04	12. 3	1. 09	1. 07
	M			M	mm	
GM _L	266. 0	2, 078. 0	—	144. 0	1, 125. 0	—
K _L	42. 7	333. 6	—	55. 7	435. 2	—
	S	S	—	S	S	—
T _P	7. 28	0. 64	—	7. 02	0. 62	—
	M ²	cm ²	—		cm ²	
正面投影面積	370	225. 83	—	285	173. 95	—
側面 — " —	1, 490	909. 42	—	999	609. 74	—
積 装 数	3, 773	—	—	—	—	—
	kg	gr				
錨 重 量	3, 685	1. 76	—	—	—	—
	kg/m	gr/m	gr/m			
錨 鎖 重 量	74. 92	4. 57	18. 5	—	—	—
Cargo	0	—	—	8, 633 t	—	—
Fuel Oil	約 500 t	—	—	約 500 t	—	—
Feed water	" 140 t	—	—	" 120 t	—	—
Others	" 1600 t	—	—	" 350 t	—	—

表 5. 3. 5

実験番号	船の Condition	錨鎖の状態	ダンパー 開 度	風速	実船換 算風速
I - 1	Light Load Trim { F. 25. 4 mm A. 47. 8 M. 36. 6	中央錨鎖 150cm	3	m/S 3. 6	m/S 20. 2
2			5	4. 5	25. 3
3			8	6. 3	35. 4
4			10	6. 9	38. 8
II - 1	Even Keel { F. 36. 4 A. 36. 4 M. 36. 4 By the head { F. 41. 0 A. 32. 0 M. 36. 5 Load Stern Anchor { F. 25. 4 A. 47. 8 M. 36. 6	中央錨鎖 150cm	5	4. 7	26. 4
2			8	6. 3	35. 4
3			5	4. 6	25. 9
4			8	6. 3	35. 4
5		船尾中央錨鎖 150cm	5	4. 6	25. 9
6			8	6. 3	35. 4
III - 1	Light Load By the stern	中央錨鎖 150cm	5	4. 6	25. 9
2		途中に重錘をつる	8	6. 4	36. 0
IV - 2	— " —	中央錨鎖 150cm	5	4. 7	26. 4
3		錨鎖 4 重部 64 cm	8	6. 5	36. 5
V - 1	— " —	span を取る	5	4. 6	25. 9
2			8	6. 5	36. 5
VI - 1	Full Load	中央錨鎖 150cm	3	3. 0	16. 9
2			5	4. 4	24. 7
3			8	5. 9	33. 2
4			10	6. 7	37. 7
VII - 1	Trim { F. 65. 0 A. 71. 0 M. 68. 0	錨鎖の途中に 重錘をつる	5	4. 5	25. 3
2			8	5. 9	33. 2
3			10	6. 7	37. 7

表 5.3.6 (実験結果の実船換算値)

実験番号	風 速	T	φ	θ	$\varphi - \theta$	y/L	u	p 正面 風圧
	m/s	min					kt	
I	1 20.2	12.5	41	41	66	1.30	2.18	4.08
	2 25.3	9.5	44	43	63	1.46	2.62	5.17
	3 35.4	8.0	46	46	66	1.78	3.70	4.32
	4 38.8	7.3	48	48	64	1.79	4.36	4.47
II	1 26.4	8.8	37	34	49	1.09	2.02	2.57
	2 35.4	6.9	36	30	47	1.19	2.46	2.88
	3 25.9	8.7	31	26	41	0.85	1.56	2.02
	4 35.4	7.0	33	26.5	43	1.12	2.46	2.88
	5 25.9	6.8	25	15	34	0.53	1.31	2.02
	6 35.4	4.8	26	14	34	0.56	1.69	2.64
III	1 25.4	8.4	34	39	62	0.86	1.64	2.70
	2 35.4	7.1	43	44	65.5	1.45	3.38	3.60
IV	2 26.4	8.9	32	36	63	0.65	1.42	2.15
	3 36.6	7.0	39	37	62	1.17	3.05	3.26
V	2 24.8	16.9	21	9	27	0.27	0.27	1.62
	3 33.2	9.9	18	12	25	0.36	0.48	1.42
VII	2 33.2	6.7	4.5	4.5	8	0.035	0.11	2.13

 T …… 振れ回り平均週期 φ …… 風向と船首尾線のなす角の最大値平均 θ …… 風向と錨鎖線のなす角の最大値平均 $\varphi - \theta$ …… 船首尾線と錨鎖線のなす角の最大値平均 y …… 重心の風向に直角な動きの巾の平均値 L …… 船の長さ u …… 重心の移動速度の最大値平均 p …… 錨鎖水平張力の最大値平均

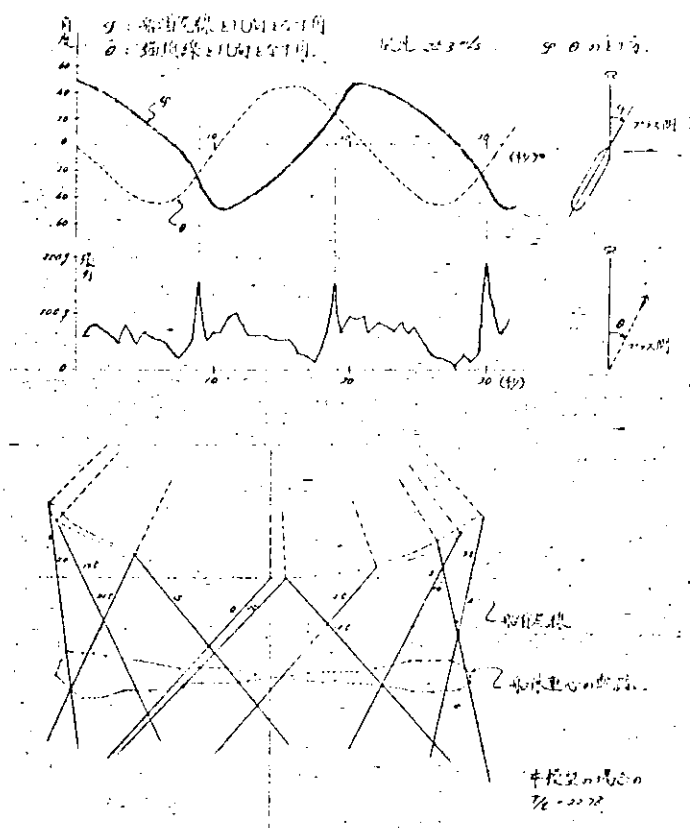


図 5. 3. 7

錨鎖を十分伸ばすとふれまわり運動が安定することは前述したが、図 5. 3. 8 に掲げた 1 例がそれをよく示している。

船が風に立った状態（すなわち $\theta = \varphi = 0$ ）は、正面風圧抵抗と錨鎖の張力が平衡した力学的つりあい位置ではあるが、これは不安定なつりあい位置である。ただし、船首トリムが十分大きく風圧中心が水抵抗の中心より後方に移る場合、船尾機関の船で船橋その他上部構造物が比較的船尾に偏し、そのため風圧中心が水抵抗の中心より後方に退く場合などには、この状態が安定な静止平衡位置になる。これを除けば一般

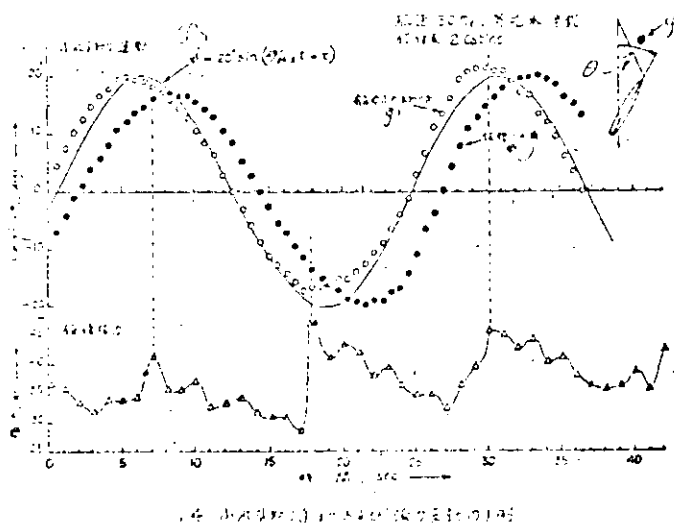


図 5. 3. 8 ふれまわり運動および張力の変動の 1 例

の三島型船の普通のトリム状態においては、不安定な平衡位置である。したがって物理的には実現できないから、わずかな外乱を機に運動を始める。しかしこの系には初めの $\theta = \varphi = 0$ 以外には静的つりあい位置が存在しないから、もし安定な状態があるとすれば、それはある振幅の定常振動である。これがふれまわり運動にほかならない。

グラフからわかるように Shock Load は $\varphi = \theta$ では起きていない。一見 $\varphi = \theta$ なる点近傍にあると見られるが、図 5. 3. 4 の θ のとり方と符号を一致させると $\varphi = \theta$ なる点から大きく外れる。この図からすると、船の振れまわり角の最大点で Shock Load が現れると考えるのが自然と考えられる。

(4) 北斗丸模型による振れまわり実験

図 5.3.9 からすると θ の Peak において Shock Load が発生しているのがわかる。Shock Load の大きさは右舷側に振れた時が左舷側よりも大きい。 $\varphi = \theta$ なる点が図 5.3.2 のように現れない。

今船の姿勢を一連のものとして表してみると以下のようなはっきりした特徴が表現されている。

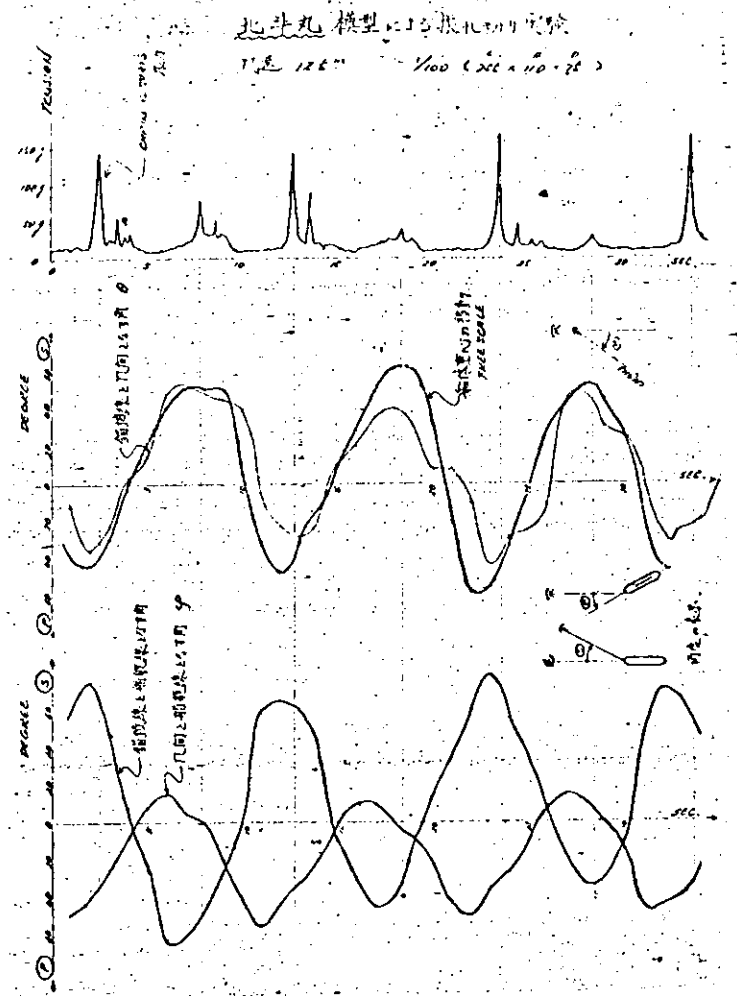


図 5.3.9

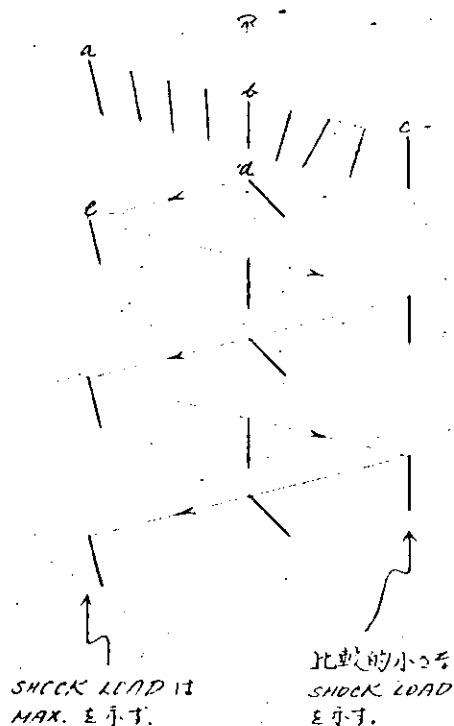


図 5.3.10

左側の最大振れ点で、ある角を持ち向きは図の通りで、右側では $\varphi = 0$ である。

錨鎖と風向と一致する点を中央と考えると、この中央点における船の姿勢は船の移動方向により $\varphi = 0$ & 50 の繰返しを行う。

船首が右方向に向くのは bc の間だけで復路に相当する cd またそれ以外の区間でも船首が右方向を向くことはない。

a, b, c, d, e のパターンを繰返す。

図 5.3.9 を参照のこと。

図 5.3.7 で示す日聖丸の船の姿勢と比べると相当様相が異なる。

(一) 船型の異なる船の模型による実験例

実験の目的は、単錨泊状態については三船型の比較ができるようにした。そのために船の

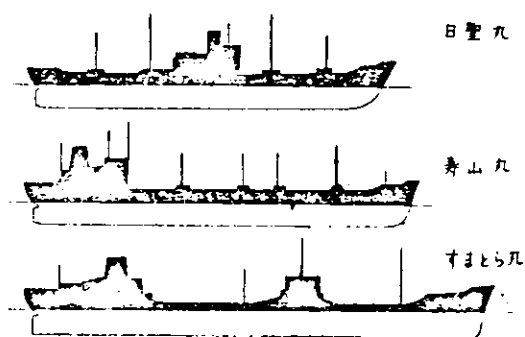


図 5.3.11

Condition は Light load では By the head, Even keel および By the stern をえらび、Full load では Even keel とし、風速はダンパー開度を 5 および 8 と一様にした。

双錨泊では主として運動が安定し、振れ廻り運動を止め得る錨鎖の開き角度を見出すことを目的とした。そのために船の Condition は最も条件の悪い Light load by the stern とした。

(a) 実験結果

単錨泊について

三船型の単錨泊実験の結果をダンパー開度 5 (実船換算風速 24m/s 附近) の場合についてとりまとめると表 5.3.7 のようになる。また開度 8 (33m/s 附近) の場合の結果もほぼ同じようになる。これ等のことから次のことがいえる。

Light load condition においては日聖丸に比較して寿山丸、すまら丸ともに船の振れ回り運動はずっと小さくなっている。そして両船とも Full load condition ではほとんど振れ回らず周期も測定できない。

また錨鎖の水平張力については、Light load by the stern のときは三船ともかなりはげしい Shock load がみられる。

Even keel では日聖丸の場合にはまだかなりの Shock load がみとめられたのであるが、すまら丸では Shock がかなり小さくなっており、寿山丸では Shock がほとんどみとめられない。By the head および Full load even keel のときは三船とも Shock load はほとんどみとめられない。

表 5.3.7 で寿山丸やすまら丸の H/P がかえって日聖丸より大きくなっているのがみられるが、これは実験時の H の最大値をとったためであって、錨鎖水平張力の変動の曲線を見ると、寿山丸、すまら丸ともに日聖丸

表 5.3.7 ダンパー開度 5 の場合

Condition	船 名	φ	θ	$\varphi - \theta$	y/L	T	H/p	実 船 換算風速
Light Load by the stern	日 聖 丸	44°	43°	63°	1.46	9.5	5.17	25.3
	寿 山 丸	31	28	43	1.04	14.5	5.06	23.5
	すまら丸	38	35	53	1.15	16.4	6.54	25.2
L.L. even keel	日 聖 丸	37	34	49	1.09	8.8	2.57	26.4
	寿 山 丸	25	20	34	0.65	11.4	2.77	23.9
	すまら丸	27	26	41	0.66	14.8	2.70	25.2
L.L. by the head	日 聖 丸	31	26	41	0.85	8.7	2.02	25.9
	寿 山 丸	18	13	25	0.45	9.7	2.13	24.2
	すまら丸	21	19	35	0.44	12.8	2.86	25.2
Full Load even keel	日 聖 丸	21	9	22	0.27	16.9	1.62	24.8
	寿 山 丸	4	25	9	0.07	測定できず	2.17	23.7
	すまら丸	8	9	17	0.08	"	2.58	24.2

- φ …… 船首尾線と風向のなす角の最大値平均
 θ …… 錨鎖線と “ “
 $\varphi - \theta$ …… 船首尾線と錨鎖線のなす角の最大値平均
 y …… 船の重心の風向に直角な方向の移動距離平均
 L …… 船の長さ
 T …… 振れ回り周期平均値の実船換算値
 H …… 錨鎖水平張力の最大値
 P …… 正面風圧

に比較してなだらかであることがみとめられる。

これ等の結果を生んだ理由について考察するために、三船の排水量比、喫水比、正面投影面積比および側面投影面積比を Light load condition について比較すると次のようになる。

	日 聖 丸	寿 山 丸	すまとら丸
排水量比 = $\frac{\text{実験排水量}}{\text{満載排水量}}$	0.478	0.476	0.594
喫 水 比 = $\frac{\text{実験喫水}}{\text{満載喫水}}$	0.536	0.513	0.622
正面投影面積比 = $\frac{\text{正面投影面積}}{L^2}$	0.0226	0.0200	0.0130
側面投影面積比 = $\frac{\text{側面投影面積}}{L^2}$	0.0908	0.0836	0.0658

これ等の値および表 5.3.7 を参照すると、寿山丸については日聖丸と実験時の Condition はほぼ同一であるが、投影面積比および実船換算風速が小さいから、風圧力は寿山丸の方が日聖丸よりやや小さいといえる。しかしそれだけの理由で寿山丸の振れ回り運動が表 5.3.7 にみられるほどに小さくなるとは考えられないのであって、主な理由は寿山丸の上部構造物の配置が日聖丸に比較して後方にかたまっているために風圧力分布が根本的に異なり、風圧力中心が後方に移動していることにありと判断される。しかしながら寿山丸型については風洞試験結果がないので決定的なことを言うことが出来ないのは残念である。

すまとら丸については、Light load condition とはいえ、7,500 吨の Ballast 状態であるから、排水量比が日聖丸にくらべてずっと大きくまた喫水比も大きくて、船が沈んでおりしたがって質量、水圧力ともに相対的にはかなり大きいわけである。

船の振れまわりに関し実船計測例、一点錨泊模型船実験二例、中型の鉄石運搬船、タンカーの模型船実験の結果を看た訳であるが、それぞれのケースについては妥当な結論が全ての計測例に当てはめると必ずしも一致しない面が如実に現われている。一例が Shock Load の発生する点で φ , θ ベースで考えると一般に通用する定性的なものに限定出来ない。 $\varphi = \theta$, $\theta \max$, $\varphi \max$ etc と Shock Load の発生は一定していない。Shock Load の大きさは発生点を考慮の外に置いても正面風圧の場合、小型船の場合 3 ~ 5 倍、大型タンカーの場合 1.5 ~ 3 倍位と云う値が推定される。一般に通用する形に統一的表现が出来ないため、調査の結果は単一のものではなく併記とならざるを得ない。

振れまわり防止に関しては、満載出来なければ半載でも吃水を深くする、トリムは船首とする、開き角度の大きい双錨泊、出来るだけ短い振れ止め錨泊、錨鎖単重を増加させ把駐力を減らさずカテナリーを短かくする、等々あるが、末尾の文献を参照していただきたい。

模型船による実験では風のみ力が加わるのであるが、実際は汐流、うねり等々が重なり合って単純な答は出ないであろうと思われる。更に巨大タンカーの場合の想定にはやはり組織的な実験が待たれる次第である。

5.3.3 底 質

(1) 底質の分類と名称

海底土質は、その粒径によって、礫、砂（粗砂、細砂）、シルト、粘土、コロイド（表 5.3.8）に分類されるとともに、その組成によって、砂、砂質ローム、ローム、シルト質ローム、砂質粘土ローム、粘土質ローム、シルト質粘土ローム、砂質粘土、粘土、シルト質粘土（表 5.3.9）に分類され、三角座標（図 15.3.12）で示される。

表 5.3.8 粒径による分類

礫		2.0 mm 以上
砂	粗砂	0.42 ~ 2.0
	細砂	0.074 ~ 0.42
シルト		0.005 ~ 0.074
粘土		0.001 ~ 0.005
コロイド		0.001 mm 以下

表 5.3.9 組成分類

名 称	組 成 分 %		
	砂	シルト	粘 土
砂 (sand)	80~100	0~20	0~20
砂質ローム (sandy loam)	50~80	0~50	0~20
ローム (loam)	30~50	30~50	0~20
シルト質ローム (silty loam)	0~50	50~100	0~20
砂質粘土ローム (sandy clay loam)	50~80	0~30	20~30
粘土質ローム (clay loam)	20~50	20~50	20~30
シルト質粘土ローム (silty clay loam)	0~30	50~80	20~30
砂質粘土 (sandy loam)	55~70	0~15	30~45
粘土 (clay)	0~55	0~55	30~100
シルト質粘土 (silty clay)	0~15	55~70	30~45

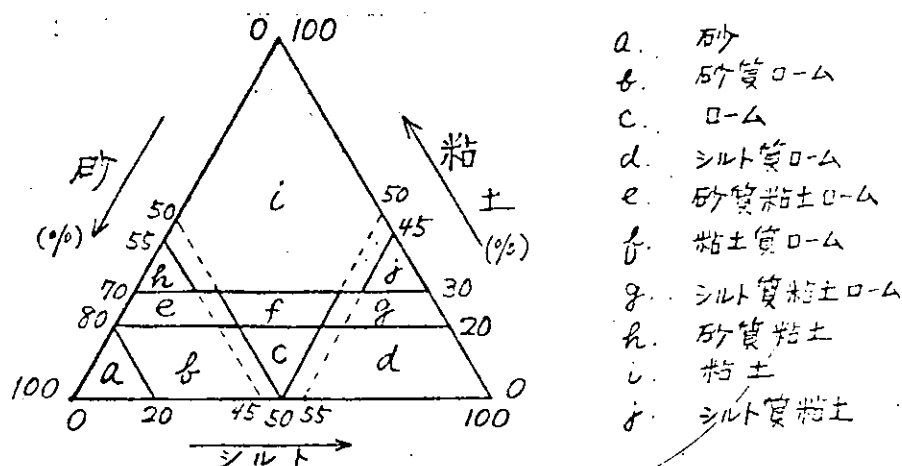


図 5.3.12—三角座標

海上保安庁水路部では、港灣、航路、泊地について底質調査を行ない、「標準底質」標本または表 5.3.10 の基準によって底質を判別している。

表 5.3.10 底質の判別基準

底質種別	粒径(ミリメートル)	底質種別	粒径(ミリメートル)
Cy (Clay)	1/256 以下	Gr (Granule)	2 ~ 4
M (Mud)	1/256 ~ 1/16	G (Gravel)	4 ~ 64
fS (fine sand)	1/16 ~ 1/4	Sn (Shingle)	64 ~ 256
S (sand)	1/4 ~ 1/2	St (stone)	256 以上
cS (coarse sand)	1/2 ~ 2	—	—

なお、Pianc (Permanent International Association of Navigation Congress : 常設国際航路会議協会) では、表 5.3.11 のように土質を分類している。

表 5. 3. 11 Pianc の土質分類

種 類		粒 径 (mm)	識 別	強 さ な ど	
Boulders (巨 礫)	Granular (粒) 非 粘 性	200を超える			
Cobbles (大 礫)		200~60			
Gravels (礫)		Coarse(粗) 60~20 Medium(中) 20~ 6 Fine(細) 6~2			
		Coarse(2~0.6 Medium 0.6~0.2 Fine 0.2~0.06			
Sands (砂)					
Silts (シルト)	粘 性	Coarse 0.06~0.02 Medium 0.02~0.006 Fine 0.006~0.002	粒子は肉眼で識 別不能。乾燥し たかたまりは指の 力で粉末となる。	しばしば Fine sand または粘土と混合さ れている。	
Clays (粘 土)		0.002 未満、ただしシ ルトと粘土は粒径だけ の分類では、その区別 が不正確である。	強い粘性と塑性 をもち、ダイレタ ンシーはない。 乾燥したかたまり は粉末にならない。	かたさ(その状態)	剪断力 kg/cm ²
				V. Soft(指でたやすく おしつぶせる)	0.17 未満
				Soft(指でたやすくこね ることができる)	0.17~0.45
				Firm(強く指でおさな いとこねられない)	0.45~0.90
				Stiff(指でこねられない。 親指でへこませられない)	0.90~1.34
Hard(固く、親指の爪で もへこまずのが困難)					
Peats and Organic soils (有機質土)	有機質		黒または茶色、 しばしばつよい 有機質のにおい をもつ		

ここで、一般に土は土粒子による骨組が主体で、その内部に水、空気、水蒸気を含むので、固体、液体、気体の3相から成り立っている。したがって、本来、粒径による分類区分として粘土はあっても泥はないと考えるべきで、泥は粒径分類のシルト、粘土、コロイドのように細粒土で含水量の多いゆるい状態のものをさし、さらに非常にゆるい状態の粘土水という方が適当とも思われるものをヘドロまたは浮泥といっている。そして、硬泥、軟泥といった泥の呼称には明確な含水量が示されていないのである。

一方、海底土を性質全般から分類すれば、非粘性土(砂質土)と粘性土とに分けられ、一般に砂に20%の粘土が含まれるまでは、外力を受けても粘土粒子に直接作用しないので、これを砂質限界としている。粘土含有量が40%以上になると粘土だけの場合の工学的性質にひとしくなるので、これを粘土質限界としている。また、両限界の間は中間領域とよんでいる。そして、やや大まかな言い方をすれば、土質のもつ工学的性質の一つとして重要な剪断抵抗は、非粘性土つまり砂質土では内部摩擦が主であり、粘性土では粘着力が主体となる。

(2) 底質の把駐力への影響

海図に記載されている底質は、海上保安庁水路部の調査による判別基準をベースとして、海図図式による表層底質が表示されてきた。しかし、大型船が停泊し海底の下層の底質が表層のものと異なる水域では、両層の底質を海図上に記載する必要があるから、現在一部の港湾(たとえば、伊勢湾、喜入港など)の海図では「表層底質(厚さ、単位メートル)／下層底質」の形式で表示されており、錨泊の安全確保にとって望ましい措置と言えよう。

しかし、実際の海底土質では、古くから言われている軟泥(Soft mud)とか硬泥(Hard mud)のような不明確な表現に対応すると思われる状況が特に表層付近(アンカーの把駐力に影響を与える深さの範囲)に存在し、しかもヘドロ層がその上層にあることによって、問題は複雑となる。

粘着力のはたらかない砂の場合、前年度報告書で述べたように、その内部摩擦角が大きいほど、砂とアンカーのフリュークとの摩擦角が大きいほど、アンカーの把駐力は増大すると考えられる。砂は固めるほど内部摩擦角は大きくなるから、固くしまった砂、なめらかでない砂（摩擦が大きい砂）は把駐力を大きくする。

粘性土の場合は、次のように考えられている。

投下されたアンカーは、海底地盤の支持力と釣合う深さまで埋没し、水平移動時には埋没深さに対応する底質の受動土圧の力をうけ、揚錨時には鉛直または斜め上方に引かれるための引抜き抵抗をうけることになる。まず、投下されたアンカーが静止するまでに對抗する粘性土の力学的要因としては、粘性土の動的剪断抵抗あるいは動粘性抵抗が考えられ、これらの種類や大きさは、土質の種類も関係するが、最もその含水比の影響をうける。含水比の大きいヘドロなどの場合は剪断抵抗というより粘性抵抗に近く、粘性抵抗の大きさを決定する粘性係数は液体とみなしたときの比重に密接に関係する。また粘性抵抗はアンカーの落下速度に比例する。含水比の小さいつまり比較的固い海底地盤の場合は、その粘性土の移動剪断抵抗が重要となる。

アンカーがある埋没深さで静止した状態の地盤支持力は、土被り圧と粘着力とによって支配されることになる。

つぎに、引張力をうけてアンカーが水平移動をするときの抵抗力は、土質の受動土圧抵抗であり、この場合アンカーの受圧面積を水平方向の投影面積そのものとするよりは、粘性土の付着力影響などを考え、アンカーの大きな輪郭でかこまれた面積とみる方が妥当とされている。

さらに揚錨の場合は、アンカーの重さ、粘性土の土被り重量と剪断抵抗、アンカー表面の付着力、背面の吸引力による引上げ抵抗がはたらくことになる。

つまり、アンカーにおよぼす粘性土の抵抗は、地盤に発生する破壊すべり線とその面に生ずる剪断抵抗、すなわち、粘着力とアンカーの自重が大きな役割を果たしていると言える。

実際の海底土質には、砂と粘土の混合土質も多いが、この場合、ランキンの土圧理論の定性的な扱いをベースとして、土の工学的性質、アンカーの挙動に関する不確定要素をすべて砂および泥状粘土の単一土質での模型的実験結果に含まれるとみて仮定し、それぞれの把駐係数と土質の混合率とから、各種混合土における把駐力を推定する試みがなされている。

(3) わが国の港灣水域の底質

底質がどのようにアンカーの把駐力とかかわりをもつかという問題は、土質工学のたすけを得ながら解明の方向に向っているが、たとえば、粘性土について考えると、埋没アンカーの姿勢確認の困難さやアンカー形状の複雑さなどからみても投下アンカーの支持力状態を予測することはむずかしいし、引張られているアンカーの姿勢変化を確認してその把駐力を理論的に評価することも非常に困難である。また、揚錨時のサクシヨンの予測も簡単ではない。したがって、粘性土地盤の極限破壊状態を塑性理論によって解明し、それをアンカーの実体に合わせて適応させることが課題となる。しかも、海図に記載されている底質（実際の海底土質）との対応の明確化が重要である。

表 5.3.12 わが国港灣水域の底質

港灣水域名	底 質	港灣水域名	底 質	港灣水域名	底 質
苫小牧	S, P	四日市	M/MS	宿毛湾	M, SSh
室蘭	S, M	尾鷲	M	岩国	M
函館	M, S, MSh	由良湾	Mf S, M	徳山下松	M, SM
陸奥湾	M, MS	田辺湾	M	宇部	M
塩釜	M, S	下津	M	大分	M
山田湾	MS, M, MSh	堺泉北	M	下関六連	MS, SSh, fSSh
新島	M, S	神戸	M, MS	志布志湾	M, MS, S
富山	M	橘湾	M, MS	崎戸島	SSh

鹿 島	S, SSh	撫 養 湾	S, Sh, GSh	伊 万 里 湾	SM
館 山 湾	M	姫 路	M	別 府 湾	M
千 葉	M, M/S	淡 路 南 西	cS, M	喜 入	S, M
川 崎	M	水 島	SSh	金 武 中 城	fS, SM, M
横 浜	M	坂 出	cS, S, SSh	中 城	fS, MSSh, MS
清 水	M, fS	鹿 川	M	油 谷 湾	M, fS
渥 美	M	菊 間	SSh, fSSh	秋 田 湾	fS, fSSh, SM
常 滑	M/SG, M/MS	松 山	MS, GSSh		
名 古 屋	M, M/SM, M/SG	須 崎 湾	M, MS, cS		

5.3.4 アンカー及びチェーンの把駐力

アンカーの把駐力が底質によって大きく変動することはよく知られており、両者の関係については旧海軍の軍事図書にみられる標準把駐係数（以下に述べる把駐係数とは把駐力対アンカー重量比とする）——底質が軟泥で10、秒で7、岩で5——が代表地として使われてきた。

しかし、幾多の実験結果を整理してみると、実測値はかなりばらついたものであり、また、外国の文献から例えば図

5.3.13〔5.20〕、表

5.3.13のような係数値を

知らされると、実際の把駐力はそれほど大きいものではなく、上述の係数値の1/2に近い値ではなかろうとか、あるいは泥より砂の方が鉤かきの良い底質ではなかろうか、といった疑問がもたれ、旧海軍時代からの把駐係数値をあらためて見直す必要があるといわれるようになってきた。

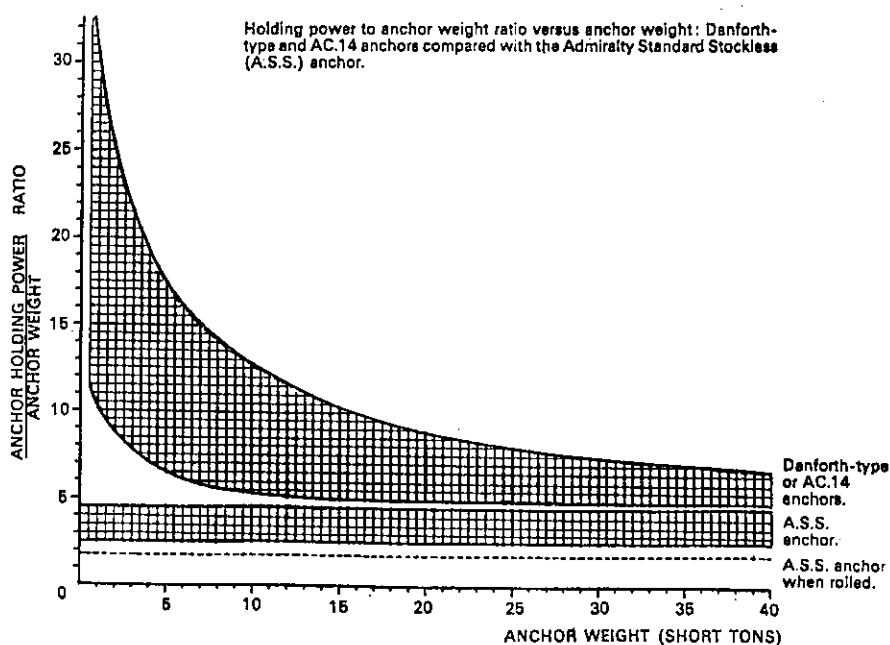


図 5.3.13

表 5.3.13 文献にみられる把駐係数値の一例

Type of anchor	Holding power		
	Shingle/sand	Rock with layer mud and sand	Blue clay
AC-14	8	2.4	10
A.S.S.*	3.5	1.8	3 to 4

〔注〕* A.S.S. (Admiralty Standard Stockless anchor) は在来型のアンカーの意味で、Hall 型を原型とした JIS 型もこの類に属する。

これは海底の土質が粘性土、砂質土といったちがいがだけでなく、場所により底質土の硬さなど性状に差があり、また投下されるアンカーの気まぐれなかき込み姿勢にも原因があつて、把駐力にかかわるさまざまな要素が複雑にからみ合

っているためである。

さりとて、どの値をとってアンカーの代表的な把駐係数とみるか、これは論議を呼ぶところである。ここでは既存のアンカーの実験資料を根拠に、実物アンカーの標準把駐係数の決め方を提案し、これにもとづいて超大型船に多く搭載されている高把駐力アンカーのAC-14型 (Admiralty Casting No 14) と従来のJIS型ストックレス (以下JIS型という) の把駐係数を求めてみる。

- (1) 模型実験で得られた把駐抵抗値のばらつきとその代表値の表わし方

細かい砂と泥を別々に入れた水槽で20kg型アンカーを毎回引く速さを少しずつ変えてゆくと、移動速度に対する最大把駐抵抗対重量比 (E_d/W 以下これを把駐係数という) は、JIS型では図5.3.14、AC-14型では図5.3.15のような値のばらつきを示した。いずれの場合も広く散らばっているが、JIS型よりも爪面積の大きいAC-14型の方が値のばらつきは大きい。また、JIS型をけん引速度範囲を広げて100回引いた H_d/W をけん引速度を横軸にプロットしてみると、底質砂では図5.3.16のような変動を示した〔5.21〕

これらの実験結果を無作為の標本抽出とみて実験ごとに得られた把駐係数 ($\lambda = H_d/W$) の平均値 ($\bar{\lambda}$)、標準偏差 (σ) とその変動係数 (C%) を求めると、表5.3.14、表5.3.15の値となる。

表5.3.14 JIS型模型アンカーの H_d/W の散分度

底質	けん引速度	実験データ数	$\bar{\lambda}$	σ	C (%)
Sand	毎回変速	100	4.36	0.48	11.0
"	定速	50	4.18	0.47	11.2
"	毎回変速	30	4.13	0.45	10.8
Clay	"	30	4.83	1.06	22.0

注) けん引速度範囲は変速の場合1cm～6cm/sec, 定速の場合は2cm/secとした

表5.3.15 AC-14型模型アンカーの H_d/W の散分度

底質	けん引速度	実験データ数	$\bar{\lambda}$	σ	C (%)
Sand	毎回変速	30	6.41	2.19	34.2
Clay	"	30	6.59	1.57	23.8

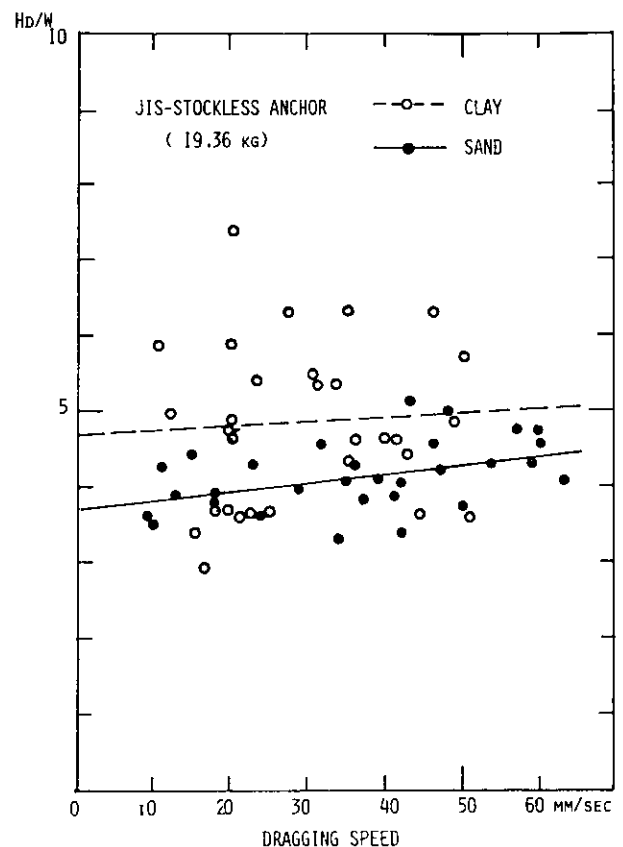


図5.3.14

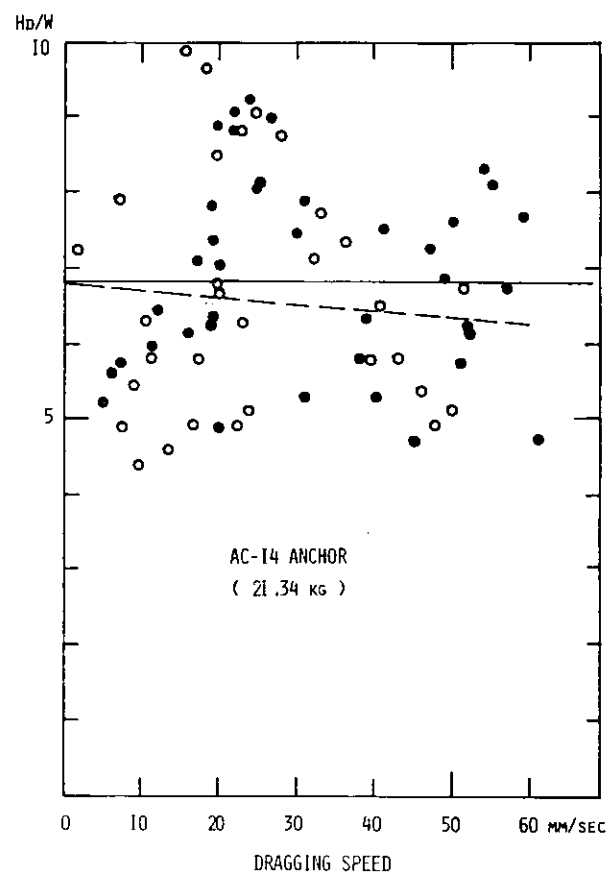


図5.3.15

特にJIS型を底質

砂で実験ごとけん引速度を変えて得た100回けん引の H_d/W の度数分布をとると図5.3.17のようになり、その平均値($\bar{\lambda}$)と標準偏差(σ)を使って正規分布曲線を描けば図に併記した山型の曲線となる。表5.3.16は度数分布が正規分布型と認めてよいかどうかの適合性を調べた χ^2 検

定表では、正規性の仮設は1%水準で棄却される。すなわち、ある底質に対するアンカーの把駐係数の分布はよい近似で正規分布型であるとみて差支えない。

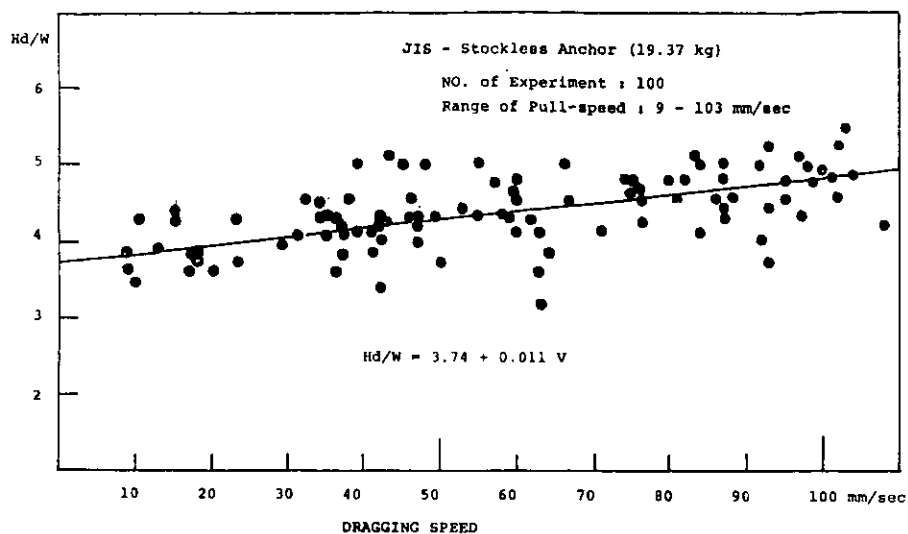


図 5.3.16

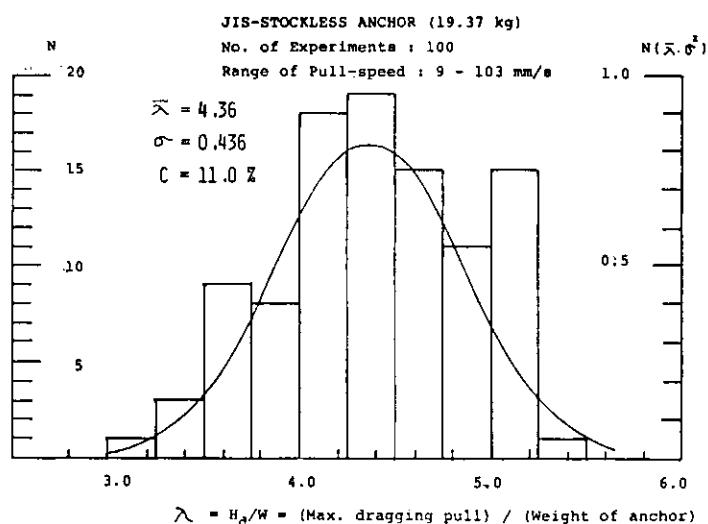


図 5.3.17

表5.3.16 図5.3.17の正規分布 χ^2 適合性検定

級 限 界	度 観 測 (f_i)	数 期 待 (F_i)	$(f_i - F_i) / F_i$
3.00 以下	0	0.23	0.23
3.00 ~ 3.25	1	0.80	0.05
3.25 ~ 3.50	3	2.63	0.05
3.50 ~ 3.75	9	6.52	0.94
3.75 ~ 4.00	8	12.48	1.61
4.00 ~ 4.25	18	18.32	0.01
4.25 ~ 4.50	19	20.50	0.11
4.50 ~ 4.75	15	17.67	0.40
4.75 ~ 5.00	11	11.73	0.05
5.00 ~ 5.25	15	5.93	13.87
5.25 ~ 5.50	1	2.31	0.74
5.50 以上	0	0.88	0.88
計	100	100.00	18.94
$\chi^2 = 18.94$, d.f. = 10 - 3 = 7 , $P < 0.01$			

このような型の分布を示す把駐係数の代表値は、その平均値 ($\bar{\lambda}$) をとるのは当然なことだろう。しかし個々の最大把駐抵抗がアンカーの移動速度と何らかの相関々係をもつとみれば、別な表現で代表値を示すことができる。値のばらつきを最大把駐抵抗値のアンカー移動速度 (V) に対する回帰直線の周りにおける散らばりとみれば、回帰直線式の $V=0$ における完全静止係駐時の最大把駐抵抗 — 静止把駐力 — をアンカーのそのときの底質に対する代表的な把駐力とみることができよう〔5.22〕〔5.23〕。

JIS型についていえば、図5.3.16に示す $H_d/W=3.74 + 0.011V$ の回帰直線の式からは、3.74の値が静止把駐力のアンカー重量に対する係数值 — 静止把駐係数ということになり、もう一つの別な見方の代表的な把駐係数となろう。しかし、この値は表5.3.14の平均値 $\bar{\lambda}=4.36$ と比べて常に小さいとは限らず、アンカーの移動速度が高くなるにつれ、かき込み姿勢の浮上りで減少するような場合では（例えば図5.3.15）、平均値よりも静止把駐係数の方が $\bar{\lambda}$ よりも大きくなることもある。このあたりの両者の関係はアンカーの形状に原因があるようであるが明らかでない。また、実物アンカーの実験では模型アンカーのように数多くのデータを得ることは無理であろうし、水槽内の供試底質のような比較的整な底質状態でもない。

このように考えると、実物アンカーの計測値から代表的な把駐係数を表示するには、便宜の一手法としてやはり統計的手段によらざるをえない。すなわち、把駐抵抗の計測値は正規分布型の変動を示すという仮定にたち、その平均値に若干の偏差を考慮して求めた値を把駐力の代表値とする、というのが妥当な進め方といえよう。

(2) 実物アンカー実験の把駐係数值

内外の文献から〔5.24〕～〔5.32〕、アンカーの把駐係数をアンカーの重量を横軸にプロットしてみると、図5.3.18のようになる。実験海面の底質がくわしくないで Sand,

Mud の2種に分けたが、Sandとは砂含有60%以上のものとしMudはシルト、粘土40%以上のものとした〔5.33〕。またMudはヘドロのような浮泥状のものから粘土質の多い固練り状のものまで色々な性状をもつのでMudにおける把駐力は計測値が実験ごとに大きくばらつく。そのため平均値としてまとめた場合、Sandの係数值よりも低くなるおそれがある。したがってMudをVery soft mud（弱軟泥）とかSoft mud（軟泥）といった形でさらに区分けする必要もあるが、ここでは資料が不十分なので考えないことにする。

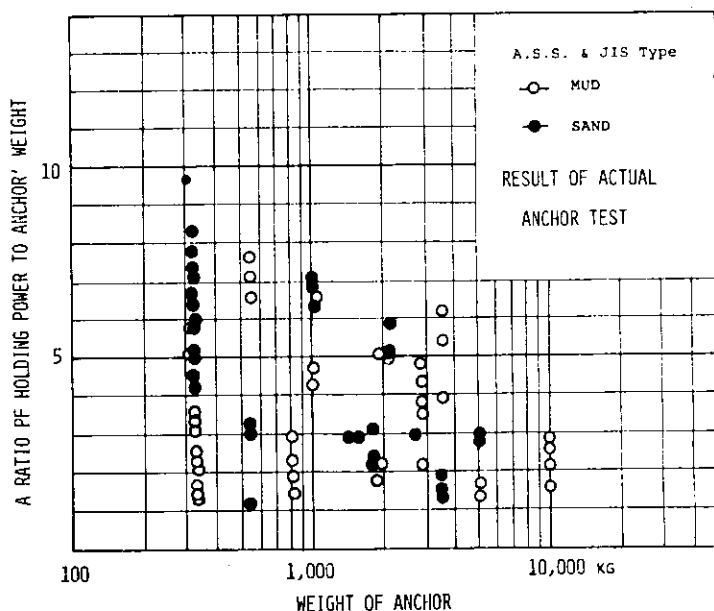


図 5.3.18

(3) 実物アンカーの標準把駐係数の決め方

実物アンカーの把駐力計測結果を整理す

るにしてもデータが少なくそれぞれ計測要領もちがうので、模型実験で得られるように数多くのデータから静止把駐力を求めることはむずかしい。現在の段階ではある程度大まかな便法を採らざるをえない。

そこで一つの提案として標準把駐係数を次の値とする。

すなわち、アンカー把駐力の計測値の度数分布は正規分布をなすという仮定にたち、その平均値 ($\bar{\lambda}$) を最頻度値とし、確率偏差 (r) を用いて

$$\text{標準把駐係数 } (A) = \bar{\lambda} - r$$

と定義する。ここでいう確率偏差とは $r = 0.6745\sigma$ (σ =標準偏差) で、平均値から $\pm r$ の範囲に全データの

50%が収まるというものである。

計測値が上述の標準把駐係数(A)以下になる確立 P

$$P(\lambda > \bar{\lambda} - r) = \int_{-\infty}^{-0.6745} \phi(Z) dZ = 1/4$$

$$\text{式中 } \phi(Z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{Z^2}{2}\right), \quad Z = (\lambda - \bar{\lambda})/\sigma$$

となるので、この考え方にしたがえば、4回の測定値の

うち1回の割でそのときどきの把駐係数($\lambda = Hd/W$)

が標準把駐係数($\bar{\lambda} - r$)以下になる可能性があるとい

うことになる。したがって、海上構造物の係止問題を扱うとき、平均値または最頻度値を使う場合よりも比較的安全サイドの値といえよう。

そこで標準把駐係数(A)を求めるにあたり、次の計算条件をおく。

- 1) 平均値($\bar{\lambda}$)は重さ1トン以上の実物アンカーの把駐係数の算術平均値とする。(表5.3.17)

しかし、AC-14型についてはデータ数が少ないので、今回は重さ500kg以上のものとした。(表5.3.18)

表 5.3.17 実物JIS型ストックレス(1トン以上)

	Sand	Mud
$\bar{\lambda}$	3.64	3.55
σ	1.86	1.57
C	51 %	44 %
n	16	20

注) nはデータ数

表 5.3.18 実物AC-14型(500kg以上)

	Sand	Mud
$\bar{\lambda}$	8.76	12.55
σ	1.97	6.75
C	22 %	54 %
n	9	8

- 2) 実物アンカーの把駐係数の散分布の変動は、予測値として模型実験結果の変動係数(C%)と同一と考え、表5.3.19の値をとるものとする。

表 5.3.19 把駐係数の変動係数の予測値

	JIS - Stockless	AC-14 type
Sand	10 %	35 %
Mud	20 %	25 %

- 3) アンカーの標準把駐係数($A = \bar{\lambda} - r$)を定義にしたがい、表5.3.20、表5.3.21の要領で求める。

表 5.3.20 JIS型ストックレス

	Sand	Mud
$\bar{\lambda}$	3.64	3.55
C	10 %	20 %
σ	0.36	0.71
r	0.24	0.48
$\bar{\lambda} - r$	3.40	3.07

表 5.3.21 AC-14型

	Sand	Mud
$\bar{\lambda}$	8.77	13.23
C	35 %	25 %
σ	3.07	3.31
r	2.07	2.23
$\bar{\lambda} - r$	6.70	11.00

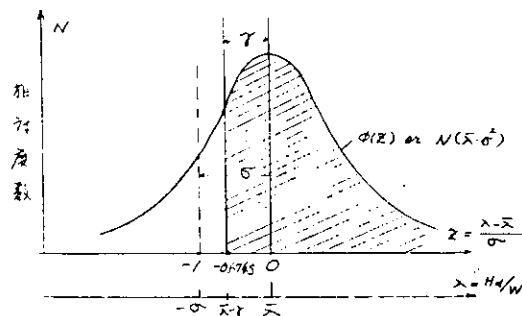


図 5.3.19 標準把駐係数($\bar{\lambda} - r$)の位置づけ

(4) JIS型ストックレスアンカーとAC-14型アンカーの標準把駐係数値

以上の考察から表 5. 3. 22 に示す係数値が得られた実物アンカーの実験資料から求めうる標準値である。そして実際投下したアンカーの把駐係数がこの値以下になる可能性も 25% の割合で含んでいる値でもある。特に Mud の海底における性状は一つの言葉の表現でまとめられるものでなく、Floating mud, Very soft mud, Soft Mud, Medium mud, Hard Mud といわれるように〔5. 34〕, その言い表わし方にも段階的な内容のちがいがある。

これは把駐力と最も関係のある上の物理的性質, つまり粘着力のちがいがあり, この幅広い性状のちがいを単に Mud と称して表記の把駐係数値を決めたところに問題が残されている。これがどの階層の Mud に対する値であるか残念ながら明確に出来ない。

もう少し底質の判った実物アンカーの実験値が数多く得られるようになれば, 投下アンカーの着底深度の Mud 層のおおむね Very soft mud (弱軟泥), Soft Mud (軟泥) ぐらいの区分けした底質で上述の標準把駐係数を与えることもできようが, また, 表示することが望ましいが, いまのところ今後の実験や資料にまつ外はない。

表 5. 3. 22 JIS型ストックレスとAC-14型の標準把駐係数

	Sand	Mud
JIS-Stockless	3.5	3.0
AC-14 type	7.0	1.1

(5) アンカーチェーンの摩擦抵抗係数

文献によれば, アンカーチェーンの把駐力つまり摩擦抵抗力はチェーンの自重に対しおよそ表 5. 3. 23 の値をとるといわれている。〔5. 30〕

表 5. 3. 23 アンカーチェーンの摩擦抵抗係数

	Sand	Mud
Starting friction	3/4	1.0
Sliding friction	3/4	0.6

5. 3. 5 係止力計算

一点係留状態における係止力または係留索張力は, 5. 3. 2 節に述べたとおり, ふれ回りによる動的影響によって著しく増加する。

しかし, この動的影響は簡単に求めることが出来ないで, ここでは従来行なわれたふれ回りに関する模型実験結果を用いて静的計算により, 外力の最大値を推定し, 一万, 船級協会規則によって備えつけられるアンカーおよびアンカーチェーンの寸法を求め, 両者の比較を行なって, 船の巨大化と一点係留時の安全性の関係を検討することとした。

(1) 風向と係留索 (アンカーチェーン) 張力について

図 5. 3. 20 のような係留状態を考える。ふれ回り実験によれば索張力 Th_w が最大となるのは $\beta = 0, \varphi_a = 0$ の場合であるとされている。一般に $\varphi_a \leq \alpha$ であるから, $Th_w = R_a \cos \alpha$ とおき Th が最大となる φ_a を求めてみる。

100 万トン型タンカーの満載およびバラスト状態について, $0 \leq \varphi_a \leq 90^\circ$ の範囲で Th_w が最大となる φ_a を求めた結果を図 5. 3. 21 に示した。

満載状態については $\varphi_a = 15^\circ$, バラスト状態では $\varphi_a = 35^\circ$ において, $R_a \cos \alpha$ が最大となるが, その最大値は正面風圧 ($\varphi_a = 0$) に対して 102.3~102.4% の範囲にある。従って $\beta = 0$ の場合, Th_w としては正面風圧 ($\varphi_a = 0$) として計算を行なっても結果は殆んど変わらないといえる。

(2) 潮流方向について

前年度の静的係止力計算結果から, 横形状抵抗が他の摩擦抵抗などに比して卓越した値を示すことは明らかである

が、文献〔5.07〕によれば流圧偏角は流向偏角の変化に関係なく、ほぼ正体正横方向に作用すると述べられている。従って一点係留状態を考える場合には、船首尾線方向に作用する外力として摩擦抵抗および推進器抵抗を考えれば良く、結果として潮流方向を船首正中と考えることになる。

(3) 係止力計算

以上の条件の下では、船体に作用する外力または必要係止力 R_T は

$$R_T = R_w + R_a + R_d \quad (5.3.1)$$

ここに、 R_w は船体没水部の摩擦抵抗で

$$R_w = 0.1212 \times A_{ws} \times V_w(V_w + 0.33)/1000 \quad (t) \quad (5.3.2)$$

ただし A_{ws} : 水線下没水面積 (㎡)

V_w : 潮流速さ (m/s)

また、 R_a は風圧抵抗であって

$$R_a = \delta \times C_a \times V_a^2 \times A_f / 2000 \quad (t) \quad (5.3.3)$$

ただし δ : 空気の密度

C_a : 形状抵抗係数

A_f : 正面風圧面積 (㎡)

V_a : 風速 (m/s)

さらに R_d は推進器抵抗で

$$R_d = 26.4 D_p^2 \times V_w^2 \times n / 1000 \quad (t) \quad (5.3.4)$$

D_p : プロペラ直径 (m)

n : プロペラ数

一方、係止力を決定するアンカーおよびアンカーチェーンの寸法、重量は、船体寸法から定まる係装数 EN を基礎に、次のような関係がある。すなわち、

$$EN = \Delta^{\frac{2}{3}} + 2Bh + \frac{A_s}{10} \quad (5.3.5)$$

アンカー重量 JIS 型 $W_0 = 3EN/1000 \quad (t)$

高把駐力型 $W_h = 0.75 \times 3EN/1000 \quad (t)$ } (5.3.6)

アンカーチェーン単位重量

$$\text{第2種チェーン } W_2 = 0.0219 \times 0.875^2 \times 3EN = 0.0168 \times 3EN \quad (kg/m) \quad (5.3.7)$$

$$\text{第3種チェーン } W_3 = 0.0219 \times 0.875^4 \times 3EN = 0.0128 \times 3EN \quad (kg/m)$$

(5.3.5) 式において、右辺第1項は摩擦抵抗に対応し、また第2項は風圧抵抗に対応すると考えて良いであろう。また、第3項は大型タンカーの如く、上部構造が比較的小さい場合には、他の二項に比して極く小さい値となるから、これを無視することとし、また(5.3.1)式右辺第3項も同様の理由で無視することとすれば、ある定まった船型について(5.3.1)式と(5.3.5)式の間には

$$\frac{R_T}{EN} = \frac{R_w + R_a}{\Delta^{\frac{2}{3}} + 2Bh} \quad (5.3.8)$$

ただし、 R_w, R_a は満載状態における値なる関係が成立つと考えることができる。

さらに(5.3.2)式および(5.3.3)式において風速および潮流を一定とすれば(5.3.8)式は

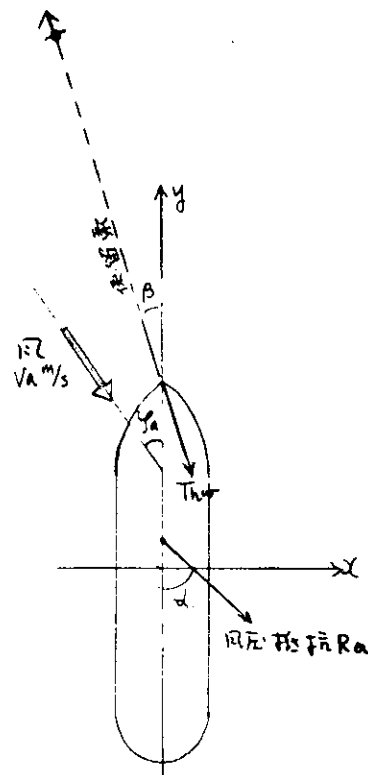


図 5.3.20

$$\frac{R_o}{EN_o} = \frac{A_{ws} + A_s}{\Delta \frac{2}{3} + 2Bh} \quad (5.3.9)$$

のように書くことが出来る。従って、主要寸法の異なる各種船型について右辺の各項を計算して比較を行なえば、満載状態における各船型の係止力の差を検討することが出来る。さらに、各船型について、満載およびバラスト状態の浸水面積比および正面風圧面積を求めれば、バラスト状態における係止力の差を比較検討することが可能である。

例として、49年度静的係止力計算に就いて、100万トン、70万トン、40万トン、27万トンタンカーの4船型を選び(5.3.9)式の各項を求めた結果を表5.3.25に示す。

なお、参考のために各船の主要目を表5.3.24に掲げる。

表5.3.26に見られるとおり、各船型について必要係止力と艀装数の間には27万トン型以外の船型については一定の関係があることが認められる。なお、検証のために、各船について風速20~30m/s、潮流1~3ktの範囲について、満載、バラストの両状態における必要係止力を求めた結果および船級協会規則によるアンカーの把駐力を図5.3.22~図5.3.25に示した。

ただし、計算に当り風圧抵抗については、本船のふれ回りの抵抗増加を静止時の抵抗の3倍と考え(5.3.2節参照)、また、アンカーの把駐力は5.3.4節に述べられた標準把駐係数をとった。なお、表5.3.26に船級協会規則による艀装品および把駐力を示した。

図5.3.22~5.3.25の内容を比較すると前述の仮定のとおり各船に作用する外力と艀装品寸法の間に関係が認められ、アンカーの形式と底質を同一とした場合には各船型の差異に拘らず、係止可能な外界条件(風速、潮流)が一定となることが判った。また、各船型ともバラスト状態の必要係止力は満載状態の必要係止力に対してほぼ一定の増加率を示し、その値は約50%増となる。

つぎに、アンカーチェーンの寸法および必要保有量について検討する。水中にあるアンカーチェーンがカタナリーを形成しつつ海底に接すると考え、また、チェーンの上端が水面にあると考えれば、水深および必要係止力に応じて必要伸出量Sは次式で求められる。

$$S = \sqrt{H(H + \frac{23R_T}{w})} \quad (m) \quad (5.3.10)$$

ここで H : 水深 (m)

R_T : 必要係止力 (t)

w : アンカーチェーン単位空中重量 (t/m)

これまでの検討から、船型に拘らず $23R_T/w = \text{一定}$ と考えられるから必要伸出量は船型の大小には関係せず水深Hの函数となり、同一水深の場所に錨泊する場合、伸出量は等しくなる。また、各船のチェーン保有量Lcは各船とも770mであり、一定であるから気象条件、水深、底質が等しければ各船の係止力Tは

$$T = C_{HA} \times W + C_{HO} \times (Lc - S)w = \text{const.}$$

C_{HA} : アンカーの把駐係数

C_{HO} : アンカーチェーンの把駐係数

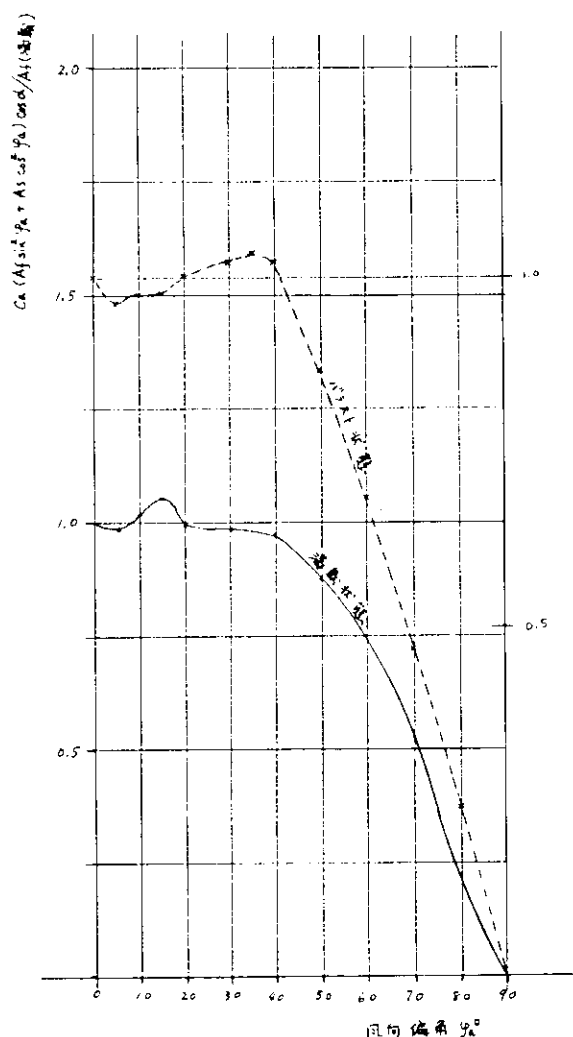


図 5. 3. 21

表 5.3.24 各船主要目

DW		100万	70万	40万	27万
L/B		5.5	5.0	5.3	5.87
L p p	(m)	476.0	404.0	360.4	320.0
B	(m)	86.6	80.8	68.0	54.5
D	(m)	45.7	40.3	31.6	27.0
d	(m)	33.4	29.6	22.5	21.0
Cb		0.83	0.82	0.82	0.83
排水量	(mt)	1,173,000	813,000	464,000	312,300
プロペラ数		2	1	1	1
“ 直径	(m)	9.5	10.3	9.8	9.4
バラスト時 d (m)		11.5	10.1	9.2	10.2
“ Cb		0.76	0.77	0.77	0.79
正面風圧 面積	満 載 時(m^2)	1,898	1,680	1,325	924
	バラスト時(m^2)	3,760	3,255	2,229	1,513
	面積比 = $\frac{\text{バラスト}}{\text{満 載}}$	1.98	1.93	1.68	1.63
浸 水 面積	満 載 時(m^2)	6,124.1	4,693.1	3,388.1	2,005.2
	バラスト時(m^2)	40,634	31,916	24,507	19,326
	面積比 = $\frac{\text{バラスト}}{\text{満 載}}$	0.664	0.680	0.723	0.964

表 5.3.26 各船機装品と把駐力

DW		100万	70万	40万	27万
機 装 数 EN		16,051	13,026	9,225	6,745
主アンカー 重 量 (t)	普 通 型	48.2	39.1	27.7	20.2
	高把駐力型	36.2	29.3	20.8	15.2
アンカーチェーン 径 (mm)	第 2 種	192	173	146	124
	第 3 種	168	151	127	109
アンカーチェーン 重 量(t/m)	第 2 種	0.807	0.655	0.467	0.337
	第 3 種	0.618	0.499	0.353	0.260
主アンカー※ 把駐力 (t)	普 通 型	1446/1687	873/1369	831/ 970	624/ 728
	高把駐力型	3982/2534	3223/2051	2288/1456	1672/1064
アンカチェーン※ 把駐力(t/m)	第 2 種	0.807/0.605	0.655/0.491	0.467/0.350	0.337/0.253
	第 3 種	0.618/0.464	0.499/0.374	0.353/0.265	0.260/0.195

註：把駐力（※印）欄は 底質泥に対する把駐力 / 底質砂に対する把駐力 を示す

5.3.2.5 受圧面積、浸水面積と積装数の関係

船 型	100万トン	70万トン	40万トン	27万トン
正面風圧面積 Af	1,898	1,680	1,325	924
浸水面積 Aws	61,241	46,931	33,881	20,053
Af + Aws	63,139	48,611	35,205	20,977
2Bh	4,313	3,862	2,883	1,973
$\Delta^{\frac{2}{3}}$	11,121	8,703	5,988	4,599
$2Bh + \Delta^{\frac{2}{3}}$	15,434	12,565	8,871	6,572
$Af + Aws / 2Bh + \Delta^{\frac{2}{3}}$	4.091	3.869	3.969	3.192
比	1.0	0.963	0.988	0.794

なる関係が成り立つ。または (5.3.6) (5.3.7) 式から w (2種チエン) = 0.0168W または w (3種チエン) = 0.0128W の関係があるから

$$T_2 = W \{ C_{HA} + 0.0168 \cdot C_{HO} (L_c - S) \}$$

$$\text{または } T_3 = W \{ C_{HA} + 0.0128 \cdot C_{HO} (L_c - S) \}$$

各船型について水深と伸出量を計算した結果を図 5.3.26 および図 5.3.27 に示す。なお表 5.3.26 からアンカーおよびチエンの種類と底質ならびにチエンの接地長の関係を求め、100万トンタンカーの積装品の合計把駐力を示したのが図 5.3.28 である。また、100万トンタンカーの外力と泊地の水深、およびアンカーおよびチエンを総合した把駐力の関係を図 5.3.29 に示した。本図では先に設定した外的条件である風速 20 m/s 時潮流 3kt、風速 30 m/s 時潮流 1kt を用い、風速と潮流は反比例するとして外力を計算し、一方、本船保有の片舷分チエンを全量伸出したとき (但し、水面から船体上に至る長さを考慮せず) 水深に応じて海底に接地するチエン長さを求め、総合把駐力を図上で求めた結果である。即ち(A)点は JIS 型アンカーおよび第 2 種チエンを装備した場合バラスト状態底質泥の条件における許容限界風速が約 22.5m/s であることを示し、また、同船が満載状態であれば、限界風速が約 28.5m/s、(B)点であることを示している。

本図によれば、高把駐力アンカーを装備すれば、水深/吃水比 1.5 程度の泊地ではバラスト状態でも風速 25m/s 程度まで耐えられることが判り、また、バラスト増張りなどの対策がとられれば安全性が大きく増加することがわかる。

(4) 計算結果の考察

本計算においては、頭初に船尾船橋型タンカーでは L/B、L/D、Cb などに差がなければ、外力から直接計算によって求めた係止力と積装数から定まるアンカーチエンによる把駐力の比が、船型の大小によらず一定となり、錨泊可能な外界条件 (風速、潮流、水深) などとも一定となることを示した。従って、ここでは本計算結果と錨泊の実状とを比較することによって、100万トンタンカーの係止力を検討する。

本計算では、単錨泊状態のみを考えふれ回りによる係留索張力の増加率を 3 倍としたが、実状は荒天時にはふれ止め錨を使用して、ふれ回りを抑制するのが通例であり、また、大型船ではふれ回りが小さくなると言われているので本計算のように模型実験結果を直接使用して求めた限界値には多少余裕のあることが予想される。しかしながら、30 m/s 級の風速を対象とした場合には、JIS 型アンカー装備船はアンカーチエンの把駐力が加算されなければバラスト状態の本船を係止出来ないことは明らかであり、実態調査例で、チエン伸出量が水深に比して可成り大きい値となっていることが、この点を経験的に裏書きしていると考えて良いであろう。更に、ここで考慮を要する点は、船型の大型化が吃水増加を伴うことであって、同一水深であっても大型船では船底間隙が減少するため、大水深の泊地

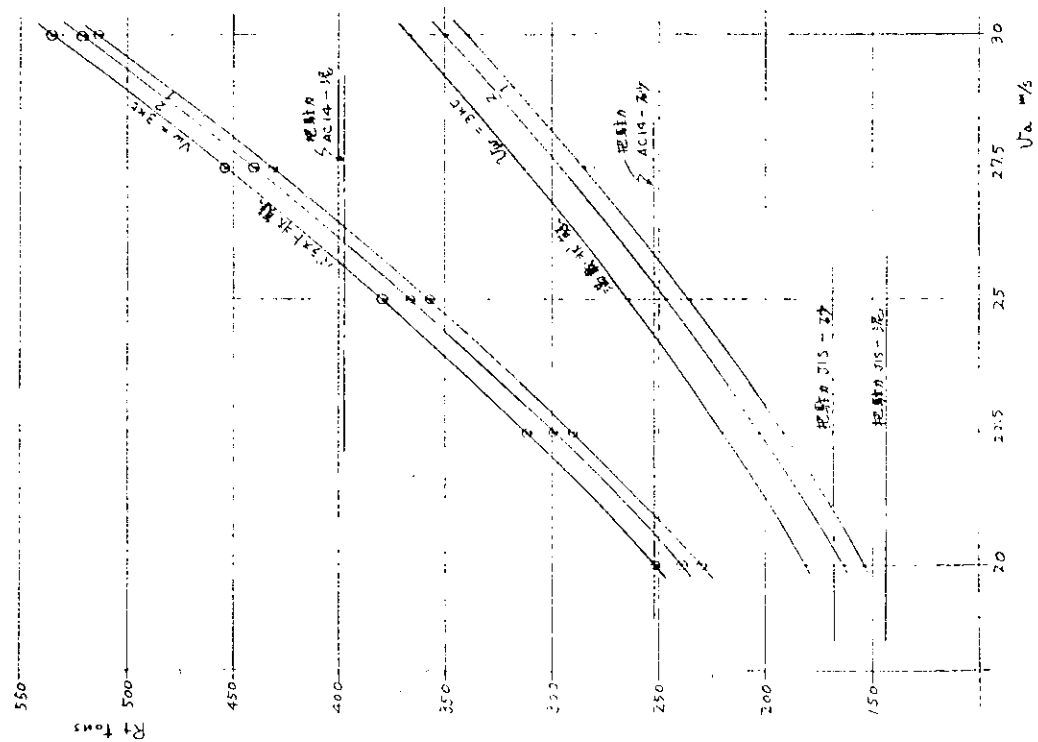


表 5.3.22 100 トン型鋼全抵抗とアンカー把持力

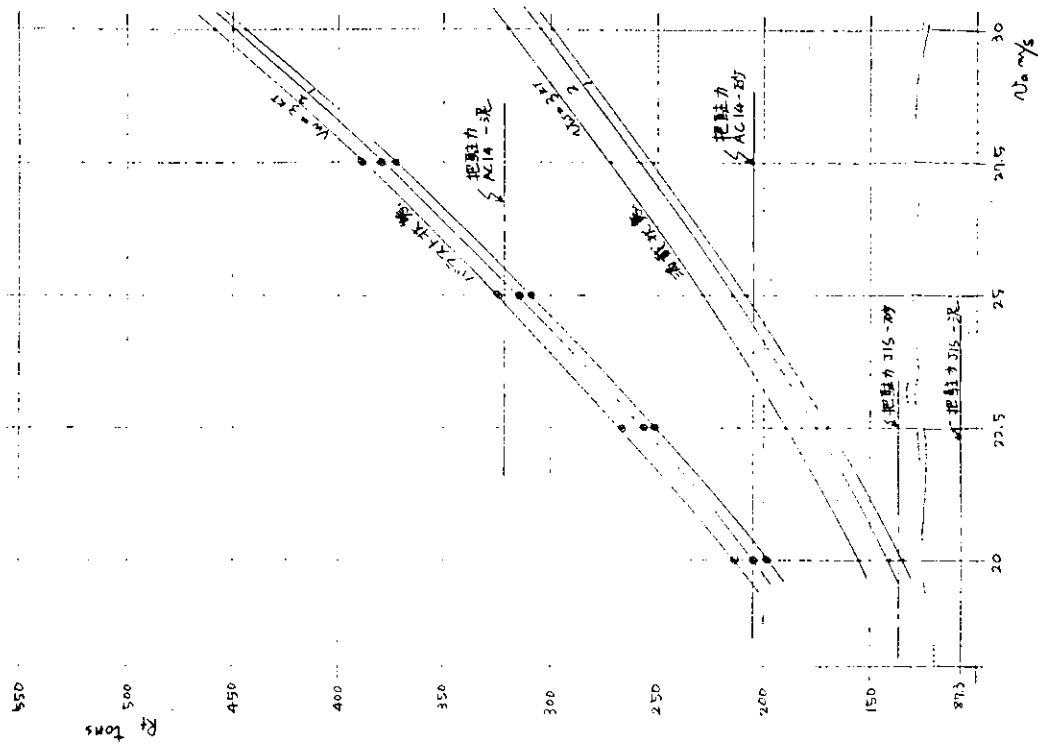
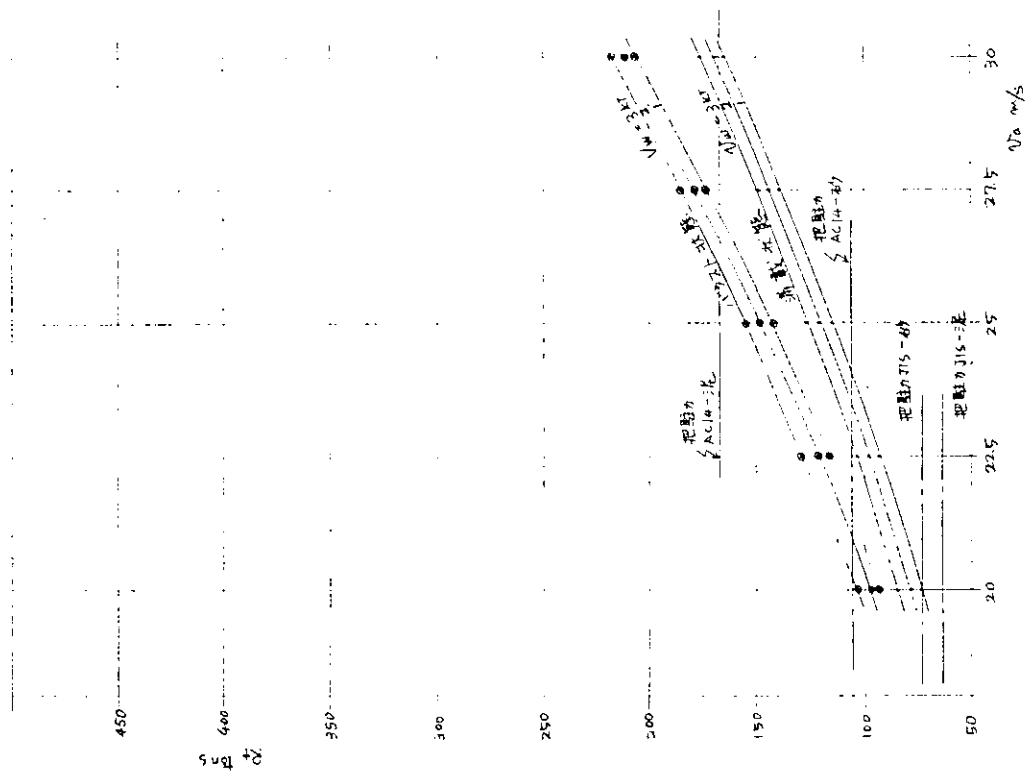
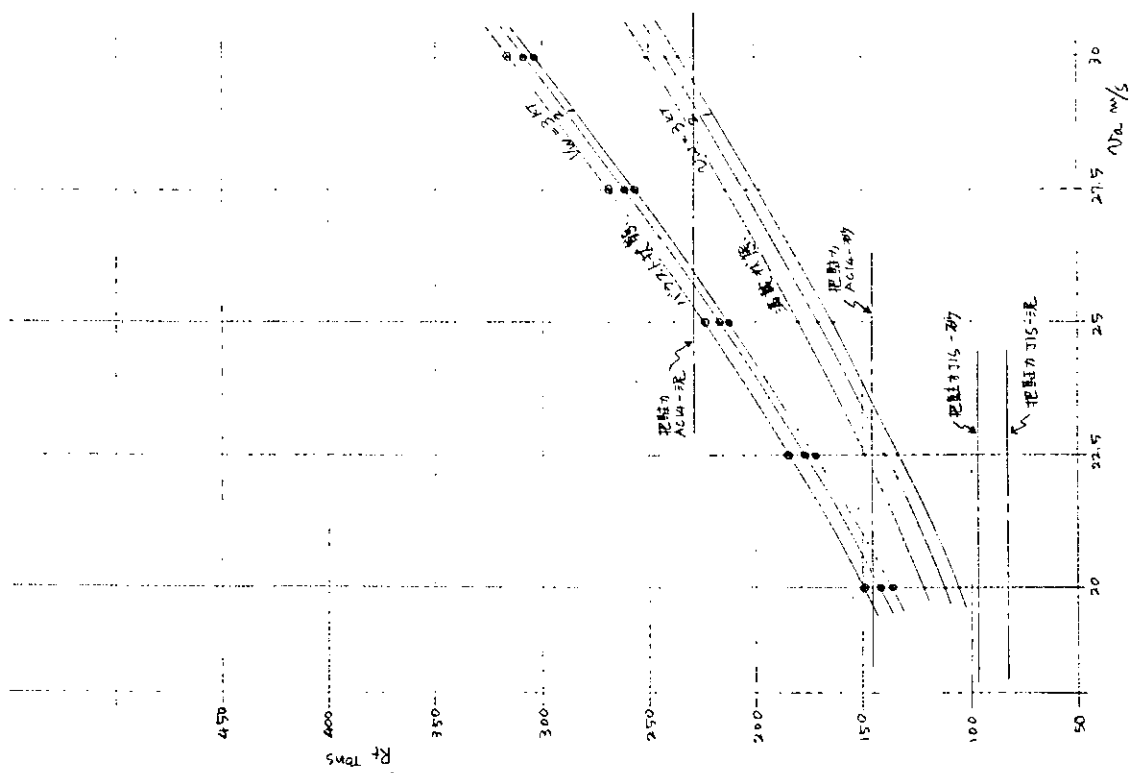


表 5.3.23 70 トン型鋼全抵抗とアンカー把持力



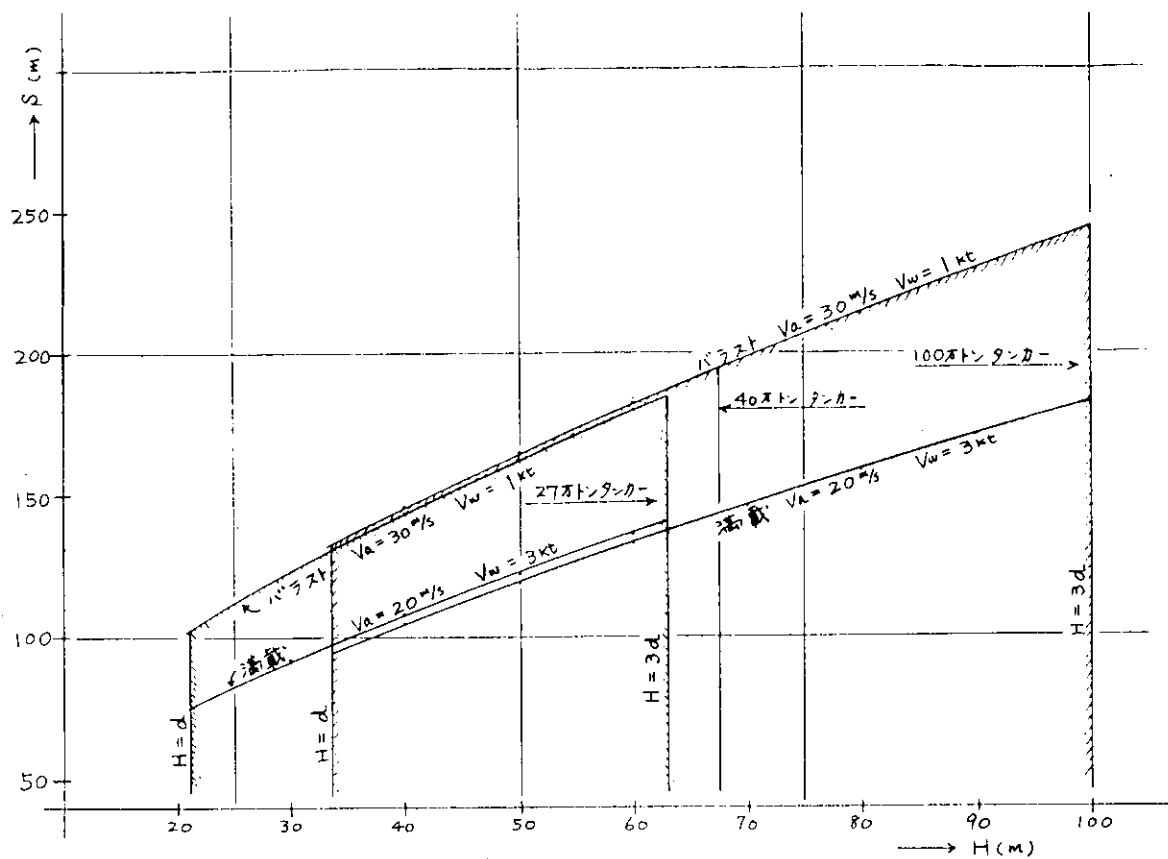


図 5.3.26 2種チエン必要伸出量

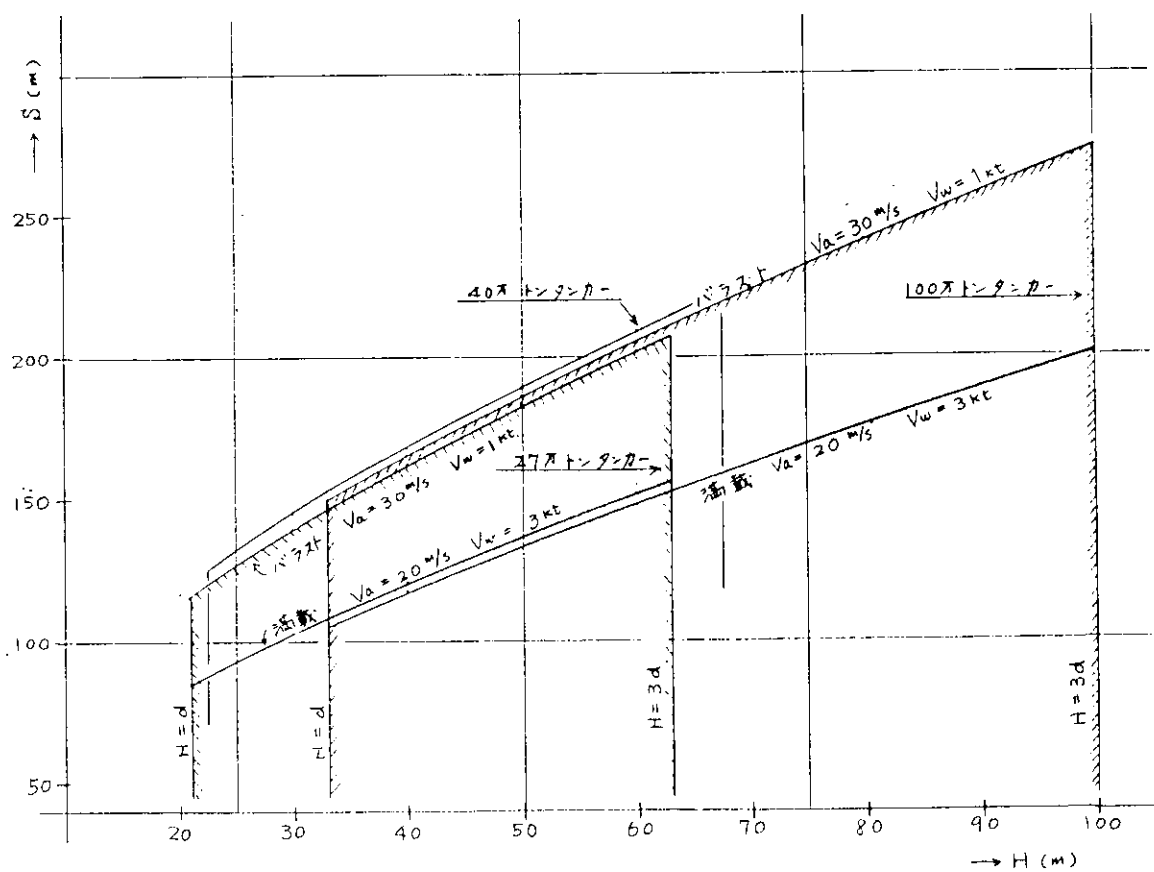


図 5.3.27 3種チエン必要伸出量

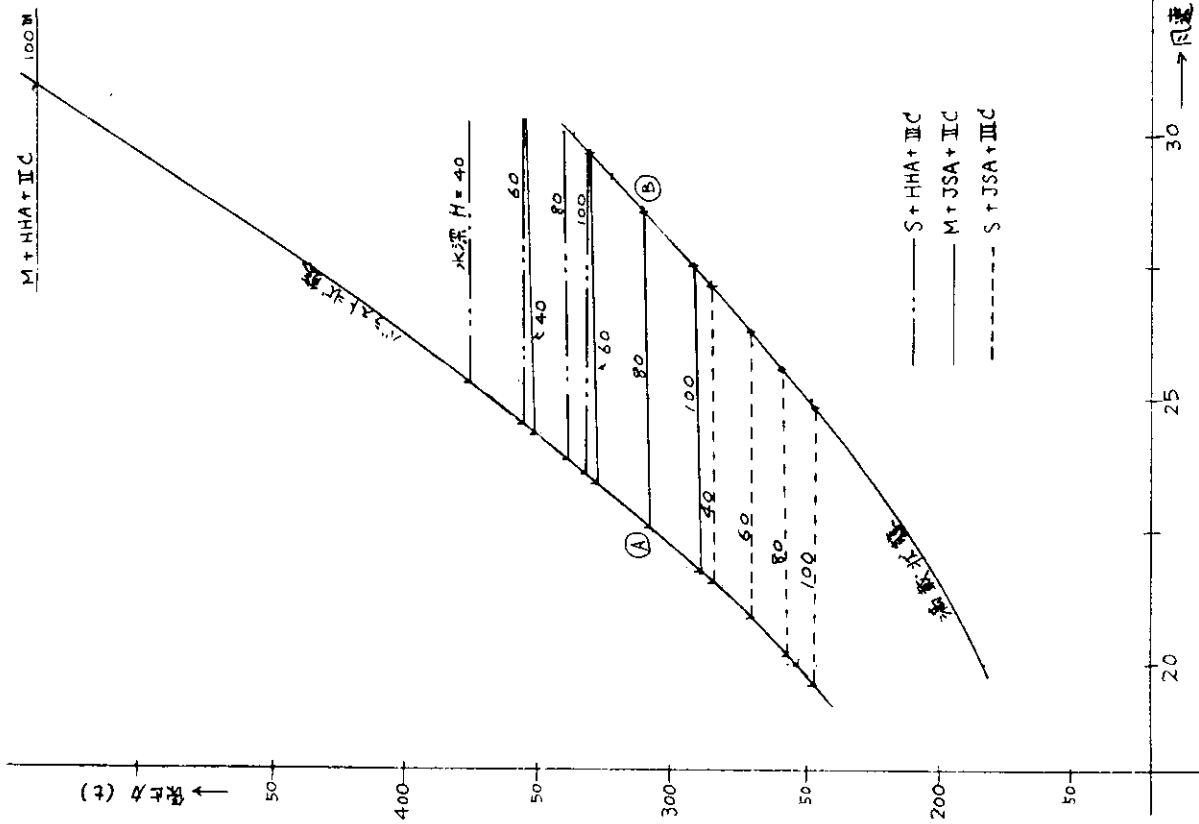


図 5.3.2.9 風速、水深と限界係止力

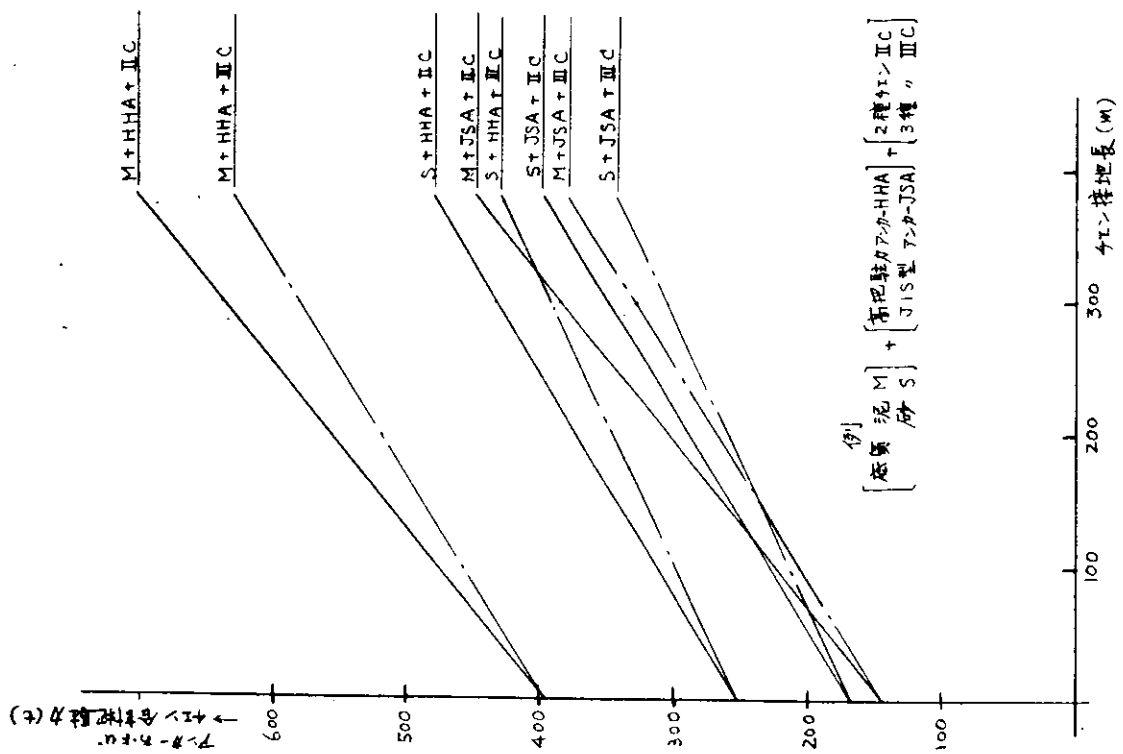


図 5.3.2.8 チェーン接地長と合計把駐力

が選ばれると予想される。従って、保有チェーンが一定であれば、結果として係止力が小さくなることになる。

以上の検討から、巨大タンカーでは25万トンタンカーより艀装品を多少増強する必要があると判断され、JIS型アンカー使用の際には、第2種チェーンを組合わせて把駐力の増加を計ることが望ましく、また、高把駐力錨と第2種チェーンを組合わせて採用されれば、バラスト状態においても想定外力に抗して錨泊することは一層安全になると考えられる。

5. 4 揚錨機 の 能力

5. 4. 1 出 力

(1) 現状

揚錨機の出力は、一般には錨装数から求められる錨重量と錨鎖径に基づき算出される。計算式は船級協会により与えられる場合が多いが、今、各規則の現状を調査してみると、次のようになっていることが判る。

(イ) 錨重量～錨鎖径～錨鎖重量の関係

船級協会の規則によれば、表 5. 4. 1. のようになっている。

表 5. 4. 1.

	第 2 種	第 3 種
$\frac{A}{d^2} (Kg/mm^2)$	1. 3	1. 7
$\frac{W}{d} (Kg/mm^2)$	0. 6	0. 6

ここに、

A : : 錨重量

W : 錨鎖一連の重量

d : 錨鎖径

(ロ) 各規則による揚錨機出力の要求算式

主な規則の算式は表 5. 4. 2. のようになっている。

表 5. 4. 2.

	NOMinal pull (P _N)	Stalling pull (P _S)	備 考
LR (Information)	$4.25 d^2$	$6.4 d^2$	
A B S	—	—	
D N V	$1.25(1 \times A + 80 \times \frac{W}{27.5})$	$1.5 P_N$	With one cable lifter
	$1.25(2 \times A + 2 \times 40 \times \frac{W}{27.5})$	$1.2 P_N$	With two cable lifters
N K	—	—	
B V (Recommendation)	$6.5 d^2$	$1.25 P_N$	
G . L .	$4 \times A$	$2 P_N$	

U S S R	$1.13(1 \times A + 100 \times \frac{W}{27.5})$	$2 P_n$	
I A C S (R e c o m m e n - d a t i o n)	$4.25 d^2$	—	
S N A M E	$1.45(1 \times A + 55 \times \frac{W}{27.5})$	$1.45(1 \times A + 185 \times \frac{W}{27.5}) \times r'$	With one cable lifter
	$1.45(1 \times A + 2 \times 55 \times \frac{W}{27.5})$	$1.45(1 \times A + 185 \times \frac{W}{27.5}) \times r'$	With two cable lifters
J I S	$1.35(1 \times A + 80 \times \frac{W}{27.5})$	$1.5 P_n$	With one lifter
	$1.35(2 \times A + 2 \times 40 \times \frac{W}{27.5})$	$1.5 P_n$	With two cable liftters

ここに A : 錨重量 r' : 錨および錨鎖の水中重量
W : 錨鎖一連の重量
d : 錨鎖径

表 5. 4. 2. の計算式を、表 5. 4. 1. の関係を使って

$$P = k d^2$$

ここに
p : 揚錨機出力
d : 錨鎖径
k : 係数

の形に書き換えると、k の値は表 5. 4. 3. のようになる。

表 5. 4. 3.

	Nominal pull の場合		Stall pull の場合	
	第 2 種	第 3 種	第 2 種	第 3 種
L R	4.25	4.25	6.4	6.4
A B S	—	—	—	—
D N V	3.81	4.31	5.71	6.46
N K	—	—	—	—
B V	6.5	6.5	8.13	8.13
G L	5.2	6.8	10.4	13.6
U S S R	3.93	4.39	7.86	8.78
I A C S	4.25	4.25	—	—
S N A M E	3.63	4.21	6.66	7.17
J I S	4.11	4.65	6.17	6.98

(2) 考察

表 5.4.3.に見るように、現状の各規則の要求値は、ばらつきが大きく、これらから 100 万トン型の揚錨機の出力を設定することは困難である。

5.2 の調査に揚錨機の出力不足という回答が若干見られるが、その理由は明確でなく、数量的に把握するのは現状では困難であるので、ここでは次のように考えておくこととする。

Nominal pull : IACS の算式を採用

Stall pull : JIS にならつて Nominal pull の 150% とする。

5.4.2 巻揚速度

(1) 文献による調査

巻揚速度は、一般には 9 m/min という値が採用されており、100 万トン型設計のために、その根拠を調査した。

各文献の抜萃を、次に示す。

(4) 機関計画内規

生産技術協会 初版 1953 (旧海軍制定; 1937)

1.2.12 揚錨装置力量

(昭和 12.8.3 制定, 昭和 17.8.12 改正) 機関計画内規 0314

1. 水上艦船

艦船建築規程に依る外次の力量となすを標準とする。

イ 機力揚錨装置

	巻 上 げ 荷 重			巻下げ荷重	巻上げ及巻下げ速度 (m/min)
	公試排水量3000トン以上の艦船	公試排水量3000トン未満の艦船	河川艦艇		
前部揚錨装置	主錨重量×7.5	主錨重量×7	主錨重量×10	主錨重量×2	9
後部揚錨装置	ストリーム錨重量×6			ストリーム錨重量×2	
備 考 1. 特務艦艇は艦型及び役務に応じ本表を準用のこと。 2. 無負荷速度は計画速度の約 125% とするを標準とする。					

(ロ) 船用機関工学 (第 5 分冊)

訳 米原令敏訳 天然社

初版 1965

原本 MARINE ENGINEERING

H. L. SEWARD SNAME

初版 1942

9. 揚 錨 機

通常、船の仕様書は揚錨機を30秒、60秒またはそれ以上の深さから5～6秒/分（それぞれ30～36呎/分）以上の速度で捲揚げ得ることを要求する。故に要求される鎖の張力は錨の重量のみによるのではなく、指定された深さの鎖の重量から水による浮力の合計を差引いた値によつて定められるものである。

揚錨機の制動機は場合によつては、錨と鎖が深さ各15秒落下する間完全に制動機を弛めた状態で深さ15秒、30秒、45秒および60秒まで落下した時錨と鎖を停止させ、また停止の状態に保ち得ることを要求される。このような場合にはこの自由落下の動的な効果が設計上の重要な考慮事項となる。錨と鎖の落下は水の摩擦と擾乱、錨鎖管、錨鎖車、甲板管および鎖管の摩擦等不確定な要素によつて妨げられる。これらの要素が不確定であるということは、錨が落下する際鎖が時折錨鎖管から全く離れて、また時には錨鎖車からさえも全く離れて浮いて走るのが観察されるという事実によつて証明される。しかしながら多数の試験結果より、15秒自由落下の最後における錨の速度が錨の重量や鎖の寸法とは無関係に自由落下の速度の約60%、すなわち普通の物理学の記号を用いれば $v = 0.6\sqrt{2gh}$ であることが判つてゐる。

(*) MARINE AUXILIARY MACHINERY

W. J. FOX, GEORGE NEWNES LTD, LDN. (第3版)

初版 1952

WINDLASSES

The size and weight of the anchor and cable are fixed for each class and tonnage by the Board of Trade. The length of the cable is usually 100 fathoms, and its full load-hauling speed is usually fixed at about 25 ft/min; after the anchor has been broken out and the load is reduced, the natural speed-torque characteristic of its prime mover is arranged to speed up the windlass to an average speed of about 50 ft/min. For some waters, where the stream is running at a fast rate, the speed at which the cable can be brought in is important. The anchor is

lowered at as fast a speed as possible, usually in bursts for every 5 fathoms with the anchor free to drop.

The speed and pull at the warping ends are fixed by the size of the vessel. The pull required to haul in a ship against wind and tide is about 8 tons for a 5,000 ton vessel to about 30 tons for a 20,000 ton vessel. The speed ranges from a stalled condition at these pulls to about 150-200 ft/min when hauling in a light hawser. Arrangements are made to limit to about double the normal the stress that can be applied when hauling in or restraining the cable. This is a stress which is equal to that known as the proof-stress limit of the cable.

(2) 考察

文献調査に見るように、巻揚速度は $25 \text{ ft}/\text{min} \sim 36 \text{ ft}/\text{min}$ ($7.6 \text{ m}/\text{min} \sim 11 \text{ m}/\text{min}$) と設定しているのみで、理由は明確でない。特に、(イ)は 1937 年に制定された旧海軍内規であるが、この時既に現行と同じ $9 \text{ m}/\text{min}$ という数字が見られることは、この値の歴史的追求によつては、その理論的根拠を探ることの困難さを示しているものと考えられる。従つて、ここでは、現行と同じ $9 \text{ m}/\text{min}$ を 100 万トン型の場合にも適用することとおく。

5.4.3 落下速度

錨の無制動落下速度の設定にあつては、基本的には、次のように考えることができる。

(1) 運航者側から見た場合

本船の運航上、急速落下の事態の発生も考えられるので、早くすることができることが望ましい。

(2) 揚錨機側から見た場合

従来の実績としては、約 $2.5 \sim 3.0 \text{ m}/\text{sec}$ が、機構上特に軸受部の制限から来る最大値と云われている。

(3) 操作者から見た場合

手動バンドブレーキ付の揚錨機では、不安を感じることなく、ブレーキを操作できる落下速度は $3 \sim 4 \text{ m}/\text{sec}$ と云われる。

かつ、大型船では自動制御装置を求める声が多い。

これらは、相互に矛盾したことを含んでおり、錨の無制動落下速度を一義的に設定するのは困難である。

無制動落下速度の設定にあつては、ブレーキのあり方と無関係に考えることはできない。将来方向として、バンドブレーキ以外のブレーキ機構が採用されるならば、上記(3)に述べた落下速度の数値は、変つてくるだろうし、自動制御装置の要否／あり方にも異つた意見が出ることも予想される。

現状のバンドブレーキを採用することを前提とすれば、無制動落下速度を $3 \sim 4 \text{ m}/\text{sec}$ とし、そのための自動制御装置を装備することが必要であろう。

一方、ディスクブレーキなどのような新しい機構のブレーキが採用され、その操作に不安を与えることが少くなれば、落下速度の設定値を高く取ることもできるであろう。

無制動落下速度について、文献〔5.38〕および〔5.39〕に於いて述べられていることを参考のために下記に紹介しておく。

錨鎖の無制動落下時の運動方程式は、錨鎖の水面下の移動距離 x に対して

$$(A + Bx) \frac{d^2 x}{dt^2} + C \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 - Dx - E = 0$$

ここに

A：スタート時に於ける錨および錨鎖の質量と、回転部の等価質量

B：単位長さ当りの錨鎖の質量

C：錨の海水中に於ける抵抗力係数

D：錨鎖の海水中における単位長さ当りの重量

E：スタート時に於ける錨鎖の懸垂重量と錨の海水中の重量

文献〔5.38〕に於いて、上記の理論値は実測値と比較されており、これを図 5.4.1 に示す。

図 5.4.1 に於いて、最大速度は $7 \text{ m}/\text{sec}$ 強を示しているが、この時点ではブレーキをかけ始めており、最終速度は不明である。

なお、上記の理論式の計算値を図 5.4.2 に示す。

文献〔5.39〕に於いては、上述の運動方程式より錨鎖の項を無視し、錨単独の自由落下速度を与えており、終速度を下記の式にて求めている。

$$V = \sqrt{\frac{2W(1-r_s/r_f)}{C_D \rho_B \cdot A}}$$

ここに、

W：錨重量

r_B ：海水の比重

r_f ：錨の比重

C_D ：錨の抗力係数

ρ_B ：海水の密度

A：錨底部の投影面積

文献〔5.39〕に於ては、模型試験により $C_D = 0.6$ を求め、さらに、実船における投錨試験（運輸省第2港湾建設局横浜調査設計事務所作成“投錨試験報告書”S・49 3月）により、終速度を計測し、 $C_D = 1.2$ と推定している。さらに、 $\sqrt{\frac{W}{A}} = 1.39 \sqrt[6]{W}$ なる関係式を使用し、実船の錨の無制動落下速度は、次式で与えられるとしている。

$$V = 4.7 \sqrt[6]{W}$$

5.5 走錨および錨鎖張力検知

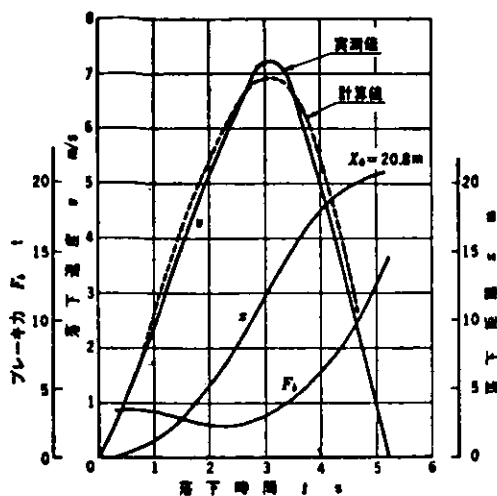
錨泊の安全性向上のために今後の開発および研究が望まれる計測装置、制御装置については昭和49年度の研究報告書に述べられているが、今回そのうちでも特に必要度の高いと思われる走錨検知装置および錨鎖張力検知装置について仕様概要の検討を行なったものである。

5.5.1 走錨探知装置

走錨検知の方法としてまず錨の位置を検知し、投錨地点からの変位量および移動速度から走錨を判定するやり方がもつとも確実な方法と考えられる。このためには音響式探知を採用し、錨に発信器（または応答装置）、本船側に応答装置（または発信器）を装備するのが常識的な方法である。しかしながら、錨に発信器（または応答装置）を装備するについては錨自身の強度、形状を損なわないこと、発信器の強度、大きさ、精度、耐久性が充分であることなど要求される仕様がきわめて高度であるので、今すぐにこれらが解決されて実用性のある製品が可能となるとは考え難い。他の錨位置検知方法としては浮標式が考えられるが精度面でかなりの疑問がある。

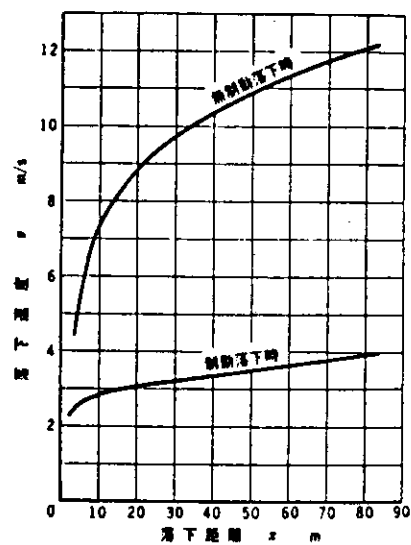
一方、現在操船者が走錨の有無を判断している資料は気象、海象、海底地質、船体移動量、船体方向などであり、このうち船体移動量および方向についてはレーダー、トランシットによる計測および目視に頼っているのが現状であるが、超大型給では錨泊地から適当な距離に計測基準点（陸地）を見つけ出せるかどうか懸念される。

また、走錨しているか否かを判断するよりも走錨する以前にその危険性を把握し適切な処置を行なうことの方が重要であることは言うまでもなく、その意味では錨位置の検知よりもむしろ船体の移動状況および錨鎖張力の状況



アンカー落下速度の実測値と計算値の比較
(昭.45.2.9実施)

図 5.4.1



流体ブレーキによる制動落下速度

図 5.4.2

を正確に把握することの方が大事であると同時に、現時点においてはより現実的な走錨検知方式であると考えられる。したがって、ここでは船体移動状況の検知法の改善および後述する錨鎖張力検知装置の開発を主眼として検討を行なった。

(1) 船位検知装置の基本仕様

目標とすべき基本仕様として次のとおり定めた。

(イ) レーダー、ドップラソナーなど既存の航海計器をできうるかぎり利用する。

(ロ) 検知項目

ⅰ) 船体移動量(投錨地点を原点とする平面座標として)

ⅱ) 移動速度および方向(対地速度)

ⅲ) 船体方向(回転角)

(ハ) 測定範囲および精度

ⅰ) 船体移動量: 原点を中心とした半径 1.5Km の円内 $\pm 5m$

ⅱ) 移動速度 : $0 \sim 5m/sec$ $\pm 5cm/sec$

ⅲ) 船体方向 : $0 \sim 360^\circ$ $\pm 1^\circ$

(ニ) 使用環境など

水深: $40 \sim 100m$ 、船底から海底までの距離: $3 \sim 90m$

海底地質: 砂、ヘドロ、泥、その他: 船体のローリング、ピッチングなどを考慮すること

(ホ) 記憶機能および計算機能

ⅰ) 投錨地点(座標原点)の記憶 : 投錨時にスイッチを入れるなどの方法で命令を与える。

ⅱ) 最初の錨鎖方向の記憶 : 上記の原点と最初の停船位置(原点の場合と同一の要領で記憶させる)から求める方式またはプロッターで船位の軌跡を記録する方式

ⅲ) 安全区域限界の計算 : 水深、吃水、錨鎖繰り出し長さ、海底地質などをインプットし、限界値を計算する。

ⅳ) 単位時間当り平均移動速度の計算: 瞬間速度の他にたとえば 30 秒(または 1 分)平均の速度を計算する。

(ヘ) 警報

船位がある限界を超えた場合および平均速度がある限界を超えた場合に警報を発する。

(ト) 表示項目および表示要領

ⅰ) 船体移動量: プロッターまたはブラウン管による図示

ⅱ) 船体方向: ジャイロコンパスからの信号による方式など。図示またはデジタル表示

ⅲ) 瞬間速度: 縦方向、横方向別。ドップラソナーなどによる。

ⅳ) 平均速度: デジタル表示

ⅴ) 警報ランプおよびブザー

(2) 検知方式

(1)に述べた基本仕様を満足しうるものとして下記のような検知方式が考えられる。

(イ) ドップラソナーとジャイロコンパスの組み合わせによる X Y プロッター表示

この方式の場合は新たに X Y プロッターおよび積算計を装備する必要がある。

ドップラソナーとしては音速補正として水温に対してサーミスターによる自動補正装置を備えたものとして下記のような性能のものがある。

ⅰ) 測定範囲: 船体前後方向 $0 \sim 15.43m/sec$

左右方向 $0 \sim 5.14m/sec$

ii) 測定精度: $\pm (1\% + 0.01) m/sec$ 、移動量として $\pm 2\%$ 程度

iii) 動作深度: $0.5 \sim 150 m$

ジャイロコンパスの精度は $\pm 0.5^\circ$ 程度が期待できる。

船体移動量の精度は(1)の基本仕様の要求値を満足していないが $\pm 2\%$ 程度であれば特に問題はないと考えられる。問題点としてはヘドロの影響が考えられるが、海底に静止したヘドロについてはその表面からの反射波で測定可能であると思われるのでさして問題はなく、海中に浮遊したものの悪影響のみが心配される。しかし、水深が浅い時にプロペラを後進方向に回転させるような場合以外は船尾部のセンサーはヘドロの影響をほとんど受けないと思われるので、それほど大きな精度の狂いはないと予想される。

(ロ) 衝突予防用レーダーによるブラウン管表示

船首部にもレーダースキャナーを装備している場合は船尾部のものと併用することにより船体方向(回転角)も計測することができる。したがって演算機能に多少変更および追加を行えば、船位検知装置として使用できるものと考えられる。

なお、暴風雨下での計測を考慮して雨による影響を避けるために円偏波付10cm波を使用するのが望ましい。

レーダーの方位分解能は 1° 程度であるので問題点としては本船からターゲットまでの距離が長い時の誤差が挙げられる。(たとえばターゲットまでの距離が10Kmの場合、船位の誤差は17.5mとなる。)したがって陸から遠く離れて錨泊する場合には安全区域限界の設定を充分安全側に行なうなどの注意が必要である。

また、移動速度の計測はドップラーソナーによる方法も考えられる。

(イ) 衝突予防用レーダーとジャイロコンパスの組み合わせ

(ロ)に述べた船首部のレーダースキャナーの代わりにジャイロコンパスで船体方向(回転角)を計測する方法も考えられる。

この場合、レーダーの演算機能に変更および追加が必要であること、円偏波付10cm波の使用が望ましいことなどは(ロ)の方式と同一である。

(3) 走錨の危険性の判定

走錨しているか否かの判断は上記の船位検知装置および後述の錨鎖張力検知装置と水深、吃水、錨鎖繰り出し長さなどから比較的簡単に行ないうるが、走錨する以前にその危険性を把握するには種々の要素を総合的に判断しなければならない難しさがある。すなわち、風速、潮流およびうねりの大きさ、風、潮およびうねりと船との相対角度、錨鎖展張角度、海底地質、錨の姿勢、錨鎖と錨の相対角度、錨鎖張力およびその変動などを総合的に判断する必要がある。さらに周囲の環境(障害物や他船の有無など)によつて船体がどこまで移動しても良いかの判断がなされなければならない。

各要素を詳細に検討すればある程度の判定基準をまとめるのは不可能ではないかもしれないが、これを実用化するにはまだかなりの研究および調査が必要と思われるので、この検討は将来の課題と言える。

一方、船体の移動状況および錨鎖張力の状況を精度良く、迅速に、直観的に表示することは操船者が適確な判断をするうえにおいておおいに助けになるとと思われる。

したがって、走錨の危険性の判定、すなわち警報点の設定に関しては検知装置で複雑な計算をすることなく、次のような簡単な方法とするのが現実的であると考えられる。

(イ) 特に警報点を定めず操船者の判断にまかせる。またはその都度操船者の判断で警報点を設定する。

(ロ) 水深、吃水、錨鎖繰り出し長さ、錨の把駐力(海底地質によつて異なる)などからその度限界値(これを超えたら走錨しているという値)を計算し、ある安全率を考慮して警報点を設定する。

5.5.2 張力検知装置

現在錨鎖張力の大きさは、錨鎖のはりぐあいを目視で観測することにより推定されている。しかし、船が巨大化するに従い次のような問題が生じてきた。

- (イ) 乾舷が増大し、錨鎖のはりぐあいを目視により観測することが困難となつてきた。
- (ロ) 船の応答が遅いため、緊急事態をすばやく離脱することが困難となつてきた。
- (ハ) 事故が発生した場合、大災害になる可能性がある。従つて錨鎖張力の大きさ及び変動状態を正確につかむことによつて錨鎖の破断、走錨などの緊急事態に対して事前に十分対処しうるようにすることが重要となつてきた。

錨鎖張力の検出方法は錨泊時、投錨時揚錨時によつてそれぞれ異なるが、ここでは主として錨泊時の張力計測方法について考慮した。

(1) 検知装置

錨泊時の張力を計測する方法としてロードセルあるいは歪ゲージを用いて計測する方法について述べる。

- (イ) 制鎖器台下端の鎖車側をヒンジとし、錨側の下端にロードセルを設け計測する方法（図 5.5.1）
- (ロ) 制鎖器台とかんぬきの間にロードセルを取りつけ計測する方法（図 5.5.2）
- (ハ) 制鎖器のローラーの軸にロードセルを取付け計測する方法（図 5.5.3）
- (ニ) 制鎖器とホースパイプ間にローラーを設け計測する方法（図 5.5.4）
- (ホ) 制鎖器のかんぬきあるいはタンクに歪ゲージをはり、歪値より錨鎖張力を求め計測する方法（図 5.5.5）

(2) 各検知装置の考察

錨泊時は制鎖器で錨鎖をロックしているため、検知位置としては、制鎖器部から錨までが考えられる。また、投錨時の錨の激しい落下による装置の保護及び装置の耐久性、耐湿性について十分考慮する必要がある。

(イ)の場合 制鎖器部のヒンジの強度及び投錨時のロードセルの保護に問題がある。

(ロ)の場合 ロードセルをかんぬきと制鎖器の間にいかにしてうまく取付けるか問題である。

(ハ)(ニ)の場合 ロードセルにかかる荷重は錨鎖張力の $\frac{1}{2}$ 以下になるが、投揚錨時にはロードセル設置位置にくさびを打込むなど衝撃力に対するロードセルの保護に注意する必要がある。また、測定精度をあげるためには、錨鎖角度 θ を正確に推定しておくことが必要である。(ニ)は張力測定のためのみに使用するため、制作、操作の面で便利である。ただし、この装置の取付けスペースが必要である。

(ホ)の場合 耐湿性、耐久性にすぐれたゲージ、例えば防水型ゲージなどを用い、ゲージを保護するため、鋼製のカバーを備えればよい。しかし、この場合、実際に張力を計測する前に歪と張力の関係を求めるため、キャリブレーションを行うことが必要である。

これらの装置は暴露部に位置し、投揚錨時には激しい衝撃が発生する。そのため、装置の耐湿性、耐久性、検知装置の保護には十分注意する必要がある、実際にこの装置を実用化するまでには、多くの問題がある。

ロードセルを使用する場合は、衝撃に対する保護、取付けに問題があり、歪ゲージを使用する場合は、耐久性、耐湿性の問題及びキャリブレーションを行なわなければならない。装置の製作の難易さ、計測の容易さなどを考えると、(ハ)あるいは(ニ)が最つとも実用的であると考えられる。

(3) 計測方法

錨鎖張力の計測は(2)で述べた検知装置を用い、増幅器 (Dynamic meter) 及びレコーダー (電磁オシログラフ又はデータレコーダ) を設け、張力を記録し、F'cle deck にある control stand 及び船橋に張力を表示するメータを備えることが可能である。

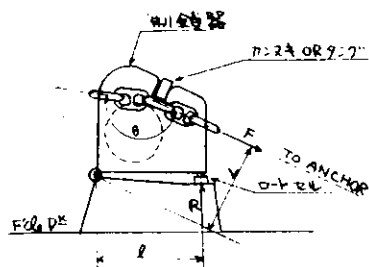


図 5. 5. 1

F：鎖鎖張力

R：ロードセルに加わる荷重

但し、ロードセルは左右1個、計2個設ける

$f_1 \cdot f_2$ ：各々のコードセルにかかる荷重

θ ：鎖鎖角度

$$R = \frac{R \cdot L}{L} = \frac{(f_1 + f_2) L}{L}$$

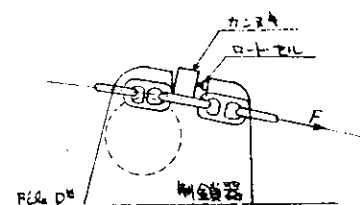


図 5. 5. 2

$$F = f_1 + f_2$$

但し、ロードセルは左右1個計2個設ける

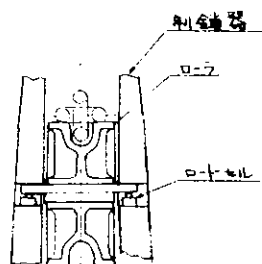


図 5. 5. 3

$$F = \frac{R}{2 \cos \theta} = \frac{f_1 + f_2}{2 \cos \theta / 2}$$

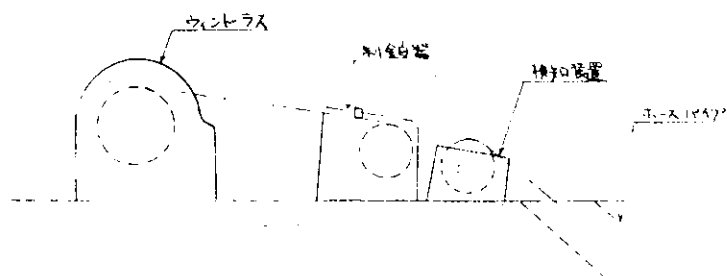


図 5. 5. 4 - 1 検知装置取付け位置

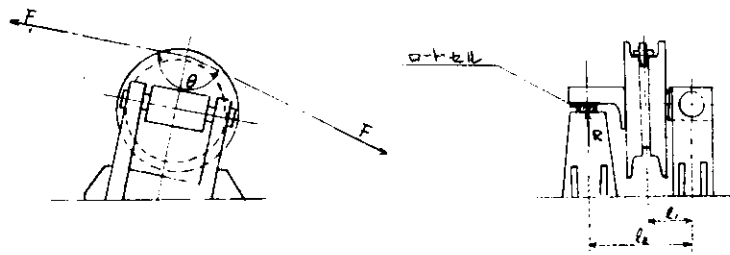


図 5.5.4 - 2 検知装置

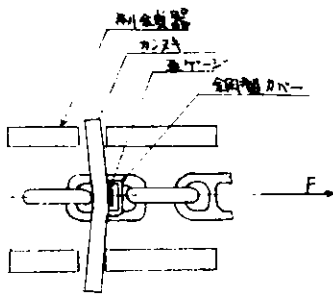


図 5.5.5

$$F = \frac{R \cdot l_2}{2 l_1 \cos \theta / 2}$$

カンスキ又はタンクに歪ゲージをはり歪値より張力Fを求める。

5.6 ブイ係船用ロープ

巨大船一点係船式ブイの実現の可能性と制限条件について検討を試みたが、ブイ本体についてはその設計および製造に関するノウハウによるところが多く充分な資料の入手が困難である反面、社団法人日本海洋開発産業協会の研究における70万トンタンカー用の係船ブイの試設計ではCALM型を採用し、既存のものより多少寸法を大きくする程度で良いことが示されている。この研究によれば、今後に残された課題として 1) 荷役ホースの耐用の面からのブイとホースのより良い接続方式の検討および 2) ブイ周辺でのタンカーの振れまわりの挙動の検討が挙げられているが、前者はブイ設計者あるいは製造者においていずれ解決されるべきものであり、後者は当研究部会における研究（特に動的挙動解析）などが解決の糸口になると考えられる。

100万トンタンカー用の係船ブイに関しても問題点は上記の2点に絞られると推察される。したがって、ブイ本体については以上の調査にとどめ、ここでは巨大船一点係船用ロープの実現性を調査した結果を述べる。

一点係船用ロープとしては取り扱いやすさの面から軽量、柔軟性が要求されると同時に引張強度が大きいことが必要であるためにナイロンロープが多く使用されているので、ここでもナイロンロープについて調査した。その製造可能最大径、破断強度の現状および近い将来の計画は、表5.6.1に示すとおりである。

表 5. 6. 1

	メーカー	編 み 方	直 径 mm	破断強度 ton	備 考
現 状	国 産	三つよりまたは クロス編み	180	469	最大長さ 148m
	S 社 (アメリカ)	2-in-1 Braided	168 (21 inch circ.)	600	
将 来	国 産	2-in-1 Braided	168 (21 inch circ.)	600	
	S 社 (アメリカ)	2-in-1 Braided	240 (30 inch circ.)	1,200	破断強度は直径168mm のものからの推定値

注 2-in-1 Braided とは素線を比較的太く編んだ芯ロープを細かく編んだロープで被覆した編み方でブイ係船用に開発されたものである。

次にブイから船へのロープの継ぎ方についてみると、2本のロープをY字型に展張する方式に初まつて、数本のロープの端をデルタリングでまとめて1個所から船内に引き込む方式までさまざまなやり方があるが、Offshore Technology Conferenceのレポートによれば、図5.6.1に示すように特殊シンプルを用いて2本のロープを束ねた方式が最新の方式として紹介されており、張力がそれぞれのロープにほぼ均等にかかることが期待できるので良い方法であると判断される。

1-21" Circ. Nylon Strop • 2-Tension Members

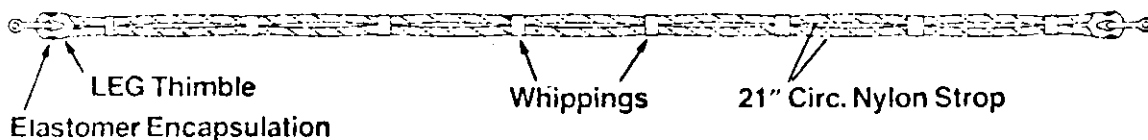


図 5. 6. 1.

破断強度については上記のレポートによれば、直径168mm(2-in-1 Braided)のロープを使用した場合に1,000 ton、すなわち単体の強度600 tonの1.7倍になりうるとしている。したがって、直径240mm(2-in-1 Braided)のロープを使用した場合には $1,200 \times 1.7 = 2,000$ tonの破断強度が期待できる。

以上より、巨大船一点係船用のロープとしては、図5.6.1に示すように2本を1組とした方式で、現状では破断強度1,000 tonまでが可能であり、近い将来では2,000 tonまでが可能になると推定される。

100万トンタンカーの一点係船用ロープとしてどの位の強度のものが必要であるかは別途行なわれる係船力の検討の最終結果を待たねばならないが、いずれにしてもかなりのものになると考えられ、船体への引き込み口であるチョックにおいてロープが損傷を受けないためにロープの先端に取りつけてあるチェーンもまた巨大化することが予想される。現在50万トン級までを対象に考えられている係船装置では直径76mm(グレードU-3)のチェーンが用いられておりこれは先取り索をワーピングエンドで巻き上げて船内に引き込んだ後手動のチェーンストッパーで固定されるが、チェーンの巨大化にともないその巻き上げおよび固定方法などにつき機械化、省力化を計ることあるいはロープを傷つけることなく船内に引き込み、これを固定する方法を開発することなどが必要であると考えられる。

5.7 考 察

前節までに100万Tタンカーを対象として錨泊及びブイ係船について、現存V・L・C・Cの錨泊の実状調査を含み、現在得られる資料をもととして、その主要目決定のための検討及び揚錨機の主要機能についての検討を行つて来た。そして現存のV・L・C・Cと100万Tタンカーを比較検討した結果、船級協会により規定されている機装品を採用することにより、現存V・L・C・Cと同等の外界係中のもので、錨泊可能の見透しが得られたものとする。しかし、100万Tタンカーの場合 (1)現存V・L・C・C、U・L・C・Cより錨泊地点の水深が深くなること。(2)錨泊地点が沖合になるため、悪条件の気象、海象に曝される頻度が多くなることを考えると定性的に不利になる点是否めず、アンケートの調査結果及び係止力計算の項でも述べられている如く、巨大化すればするほど錨鎖伸出量の余裕が少くなる傾向がある。これは、高把駐力錨または2種錨鎖の採用によりカバー出来るものと考えられるが、実船の設計に当つては錨地水深等の具体的な調査と相まつての検討がのぞましいと云えよう。揚錨機の主要機能についてもその方向づけを行つたが、今後の具体的検討が必要である。

ブイ係船については、係船用ロープの入手法について調査を行い、その可能性を確認したが、係止力については錨泊と同様に現存V・L・C・Cの延長で考えることにより特に問題はないと考えられる。

しかしながら 本年度の検討は静的計算に風の影響を考慮に入れたものであり、実際の船は風、潮流及び波浪により複雑な運動を行なうので来年度は現在計算実験小委員会で作成されるプログラムを採用して動的挙動を考慮に入れた検討を行う予定である。

6. 岸 壁 係 船

6.1 作業方針

岸壁係船について、昨年度行なった作業は調査関係では、日石喜入基地でのGLOBT I K T O K Y O / L O N D O N 号の作業実態の調査なども含め現存船の作業内容と問題点について考察する（49年度報告書P・93～125）と同時に、巨大化した場合の作業上の問題点および省力化、自動化の動向について調査した。（49年度報告書P・133～155）一方、計算関係では27万トン、40万トン、100万トンの船舶について種々の条件を与えて静的計算を行ない、索の所要数初期張力等について考察した。（49年度報告書P・181～240）

本年度は昨年度の作業をより具体的に進めるために、船型を100万トン型に絞り、次の項目について作業を行なうこととした。

- (1) 風、潮流等の外力条件の再検討
- (2) 上記条件にもとづく静的計算（プログラムは昨年と同一のものを使用）
- (3) 船舶および岸壁の設備要目の決定
- (4) 作業上の問題点の摘出と省力化、自動化のあり方の検討
- (5) 省力化、自動化の現状調査

100万トン型に限らず、巨大船の場合には係船の問題の検討にあたり、船の動的挙動と索張力の変化の問題を抜きにしては考えられないのであるが、本年度は簡単な計算による船の運動、索張力の変化を求め索の安全率等の考察を行なうにとどめ、来年度に、計算実験小委員会作成の動的プログラムを使用して具体的な検討を行なうこととした。

6.2 外力条件の設定

6.2.1 風

風は27.3 m/sec の 風が吹いているものとし、風向は0° から5° おきに180° までそれぞれ定常に吹いているものとし、各風向にて静的つり合いを求め、その内各索別に最大テンションを生ずる位置での索の安全率等を考えることとした。

風速27.3 m/secについては49年度報告書2.3.1にも示すように平均20 m/sec を考えれば良いようであり、それに対し垂直方向の修正係数を5%とし（49年度報告書2.3.2，4.4.1参照），またガストファクター（突風率）として30%加えれば充分であろうと考えられるので

$$20 \times 1.05 \times 1.3 = 27.3 \quad \text{m/sec} \quad \text{とした。}$$

また、各風向に対する合力偏角、合力係数、中心距離比についてはRINA（文献6.1）による無次元化の方法も検討したが取扱い易さの面から昭和49年度報告書の表4.2.7をそのまま採用した。

6.2.2 潮 流

係船力計算を行う上での外力条件として、潮流速度は昨年度報告書に基づき、船首尾方向に1.5節真横方向に1.0節が作用するものとして本年度の岸壁係船検討に採用した。

また、昨年度の静的計算には浅水影響が考慮されていなかったが、本年度は各種の浅水影響計算式を比較し、浅水影響を考慮した動的計算（来年度実施予定）と静的計算とのギャップを少なくする意味である程度の浅水影響を考慮することとした。

- (1) 潮流速度及び方向
 - (イ) 船首尾方向

一般に巨大タンカー用棧橋は、最大潮流方向に並行に建設されるものと考えられ、昨年度の日本沿岸及びベルシ

ヤ湾の潮流調査の結果より最大1.5節を考慮することとした。

(ロ) 真横方向

最大潮流方向は時間及び季節等により方向が変化することが当然考えられる。昨年度の報告書ではこの点を考慮し最大潮流速度1.5節の約60%、即ち、1節の潮流が真横からくると考えるのが妥当としている。

上記の如く、船首尾方向に1.5節、真横方向に1節の潮流が同時に作用したものと考え、本年度の静的計算を行った。

(2) 浅水影響

浅水影響を考慮した潮流抵抗計算式には数種報告されており、浅水影響を考慮した場合としない場合では潮流抵抗力は2～3倍相違する。

各種横潮流抵抗 (R_y) 計算式を表6.2.1に示す。

表 6. 2. 1

出典	計算式 (ORIGINAL)	注1) 簡略計算式		H/d=1.1のとき のSR155との比
		H/d = 1.1	H/d = 7	
SR155 (50年度静的 計算式)	$R_y = \frac{7.32 A_v \times V_{wn}^2}{1,000}$	水深と関係なく一定 $R_y = 0.077 V^2 L_{ppd}$		1.0
BSRA	$R_y = C_{ic} \times \frac{L_{wl} d V^2}{2240} \times K$ (K: 修正係数)	$R_y = 0.1711 V^2 L_{ppd}$ (K = 5.6)	$R_d = 0.031 V^2 L_{ppd}$ (K = 1.0)	2.23
船研 (水槽実験 昭和45年)	$R_y = C_y \frac{1}{2} \rho V^2 L_{ppd} / 1000$	$R_y = 0.2456 V^2 L_{ppd}$ ($C_y = 4.7$)	$R_y = 0.052 V^2 L_{ppd}$ ($C_y = 1.0$)	3.19
SHELL (昭和49年K造船所 問合せによる)	$R_y = \frac{1}{2} C_r R V^2 L_{wl} d$	$R_y = 0.1172 V^2 L_{ppd}$ ($C_r = 2.2$)	$C_r = 1.0$ とすると $R_y = 0.059 V^2 L_{ppd}$	1.52
船研 (昭和50年 風洞実験)	$R_y = C_r \frac{1}{2} \rho V^2 L_{ppd} / 1000$	$R_y = 0.094 V^2 L_{ppd}$ ($C_y = 1.8$)	$R_y = 0.073 V^2 L_{ppd}$ ($C_y = 1.4$)	1.22

注1) 簡略計算式とはORIGINAL 計算式を L_{ppd} , d , V ベースに変換し、メートル、トン単位に書き改めたものである。

以上の如く浅水影響を考慮した場合には、係船設備を大幅に増強する必要が生じるため、本年度の静的係船力計算に際しては満載状態 ($H/d = 1.1$ の場合) では、船研の実験結果が発表されていなかったことから暫定的にSHELLベースの浅水影響を考慮しておくこととした。

なお、満載状態で $H/d = 1.1$ はバラスト状態では $H/d = 3.2$ となり、浅水影響が問題とならなくなるので、バラスト状態ではSR155の式をそのまま使用した。

SHELL方式潮流抵抗計算式

$$\text{縦方向潮流抵抗力} \quad F_x = \frac{1}{2} C_x \rho V^2 B d$$

横方向潮流抵抗力 $F_y = \frac{1}{2} C_y \rho V^2 L_w l d$

ρ ……海水密度 (Kg sec²/m⁴)

d ……吃水 (m)

L_{wL} ……水線長さ (m)

B ……幅 (m)

V ……潮流速度 (m/s)

C_x, C_y ……抵抗係数

	H/d=1.1	H/d=1.5	H/d=1.9
C_x	0.4	0.4	0.4
C_y	2.2	2.0	1.6

(3) 垂直方向の潮流速度の分布

浅水影響を考慮する場合、潮流速度の垂直方向分布状態が疑問点として提起される。

垂直方向の潮流速度分布について一般には、海面あるいは海面の少し下で潮流速は最強であり、その下は深さを増すに従って次第に減少すると言われている。

しかるに、小倉伸吉氏は著作「潮汐」(文献6.2)の中で下記の如く述べている。

海岸から離れた沖合に於ける潮流は海面からの深さによって流速も流向も多少異っているが、その差は場所によっても異り一通の法則を持って律することは出来ない。例えば、著者が北部黄海沖合の6点に於ける調査によれば、平均的には下記の数値分布をしている。

更にまた、日本沿岸に於ける潮流速度の垂直分布について、海上保安庁水路部の計測(1940年)によれば、下記の通りである。

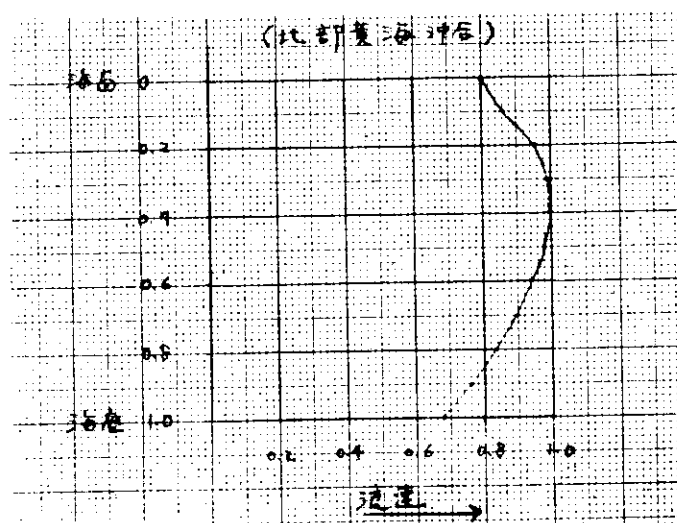


図 6.2.1 海面下潮流速度分布(北部黄海沖合)

表 6.2.2 下関海峡潮流速度分布 (単位:ノット)

計測場所	1) 海 面	海面下 5.0 m	海面下 7.5 m	海底上 3.0 m	水 深
下関海峡A	0.0 5	0.1 1	0.0 9	0.0 9	10.5~13m
" B	0.2 0	0.1 6	0.1 9	0.2 3	12.0~12.7m
" C	0.2 4	0.2 1	0.1 9	0.1 7	12.0 m

注 1) 海面下約 2.5 m の水深に於ける潮流

以上の如く、海面下の潮流速度分布状態は必ずしも一様ではなく、場所及び潮流速度により変わるものである。

傾向的には2節～5節程度の強い潮流の場合は、海面潮流速度とはほぼ同程度の潮流が海底にも存在するものといえよう。

更に、昨年度の潮流分布の調査結果が海面下いくらの水深での値を指すものか明らかでない。従って、本部会では浅水影響を考慮するに際して、潮流速度の垂直分布による修正は行わないこととした。

6.3.2 波

本年度の静的係船力計算には上記波浪は考慮されているが、6.5.2「波浪中の船体運動と索張力の変化」の項で波を考慮した準動的考察を行うにとどめた。

波浪及び浅水域での動的係船力計算は現在計算実験小委員会で検討中であるのでこの導入は来年度に考えることとする。

6.3 巨大タンカー(100万DWトン)の係船設備計画

巨大タンカー(100万DWトン)の係船設備要目を決定するに際し、以下の両極端の2ケースが考えられる。

ケース1 索の径を人力操作可能限界値(鋼索40φ、ホーサー70φ)とし、本数を増加させる。

ケース2 索の本数を現状程度(20本)とし、使用索の径を大きくし、省力化を行なう。

ケース1及びケース2のいずれも乗組員の作業量、作業の難易度及び初期投資の多面を総合的に検討して決定されるべきものであり、現時点でどちらかのケースに決定出来るものではない。従って以降の係船設備の検討はケース1及び2の両者について行うこととした。

もちろん、実際の係船設備には経済性、係船作業の合理化に対する時代の要請等により、ケース1およびケース2の中間的仕様のものも当然考えられる。

6.3.1 船舶及び岸壁の主要寸法・配置

(1) 船舶の主要寸法

供試船型は100万トン型SBT(SEGREGATED BALLAST TANKER)とし、SR152(新構造方式強度計算に関する研究)で採用されているものの内 $L/B=5.5$ のものを使用した。

理由は係留のあり方をつきつめて考えていく内では100万トンタンカーは一つの巨大化の極であり、この船型を検討しておけば係留に対する諸々の問題点が出てこようとの考えからである。

また $L/B=5.5$ のものはその内最も現在の超大型船の船型に近いと考えられる故採用した。

主要寸法の概略は下記の通りである。

$$L_{pp} = 476 \text{ m} \quad (L_{OA} = 12 + 476 + 12 = 500 \text{ m})$$

$$B = 86.6 \text{ m}$$

$$D = 45.7 \text{ m}$$

$$d_{full} = 33.4$$

$$d_{ball} = 11.5$$

$$Cb_{full} = 0.83$$

$$Cb_{ball} = 0.76$$

$$\text{Propeller dia} = 9.5 \text{ m} \quad 2 \text{ 軸}$$

$$\text{Bridgeの風圧側面積} = 792 \text{ m}^2$$

$$\text{Bridgeの風圧正面積} = 833 \text{ m}^2$$

(2) 岸壁の寸法及び配置

図6.3.1に喜入4号バースに4.7万トンを係船した場合の配置を示す。

100万トン用バースとしては現在は存在しないので47万トンのものを参考に以下のように定めた。

- 船側とブレスト，ヘッド／スターンライン用ドルフィンとの距離（ l_0 ）

$$l_0 = \frac{45.7 - 11.5}{32 - 9} \times 60 = 8.9 \text{ m}$$

バラスト状態に於けるフリーボードの差にて求めた。

（索のくり出し角度を同一にすると考えた）

- バースの全長（ L ）

$$L = L_{0A} + 2 \left(l_0 + \frac{B}{2} \right) = 76.4 \text{ m}$$

ヘッド，スターンラインともPRDJECTIONに於て 45° となるよう考えた。

（シーバース築造基準（文献6.3）によれば， 45° がMIN.と考えられる）

- 最も内側のドルフィンまでの距離（ l_1 ）

$$l_1 = 3.5 \text{ m}$$

喜入4号バースと同一と考えた。

- スプリング用ドルフィンまでの距離（ l_2 ）

$$l_2 = (L_{pp} \times 0.2) - l_1 = 6.0 \text{ m}$$

外板のやせてくる位置を線図より見て船体中央より $\pm 20\%$ と考えた。

- その他のドルフィンまでの距離（ l_3, l_4, l_5 ）

$$l_3 = 9.7 \text{ m}$$

$$l_4 = l_5 = 9.5 \text{ m}$$

ブレストラインが大略船体と直角になるように，また $l_3 \div l_4 \div l_5$ となるように決めた。

- ドルフィン上ボラードの海面よりの高さ

有義波高を2～4mとし，それに2m加え6mあれば充分と考え海面上2mとした。

上記の各項を考慮したバース配置を図6.3.2に示す。

索は，計算上は各索に分解できるが第1次近次として索本数及び張力の大略を知るのを目的としたため，各グループ各々に代表的な索をとり，それにより代表させた。

6.3.2 静的係船力計算

- (1) 索及び索取り Input Data

表6.3.1 索及び索取り Input Data

Rope Name	From Nid	From C, L.	Height		Leng. Proj.	Leng. Deck	Rope kind
			Full	Ballast			
Head	-25.00	0.0	11.1	34.5	187.0	17.5	F R
BR F	-19.20	43.3	6.7	29.7	90.0	27.9	SWR
SP F	-14.15	43.3	6.3	29.1	49.3	28.9	SWR
SP A	14.35	43.3	6.3	27.3	51.3	28.9	SWR
BR A	19.20	41.0	6.9	27.5	91.3	26.6	SWR
Strn	25.00	0.0	7.7	27.8	187.0	15.0	F R

KIRE NO. 4 BERTH

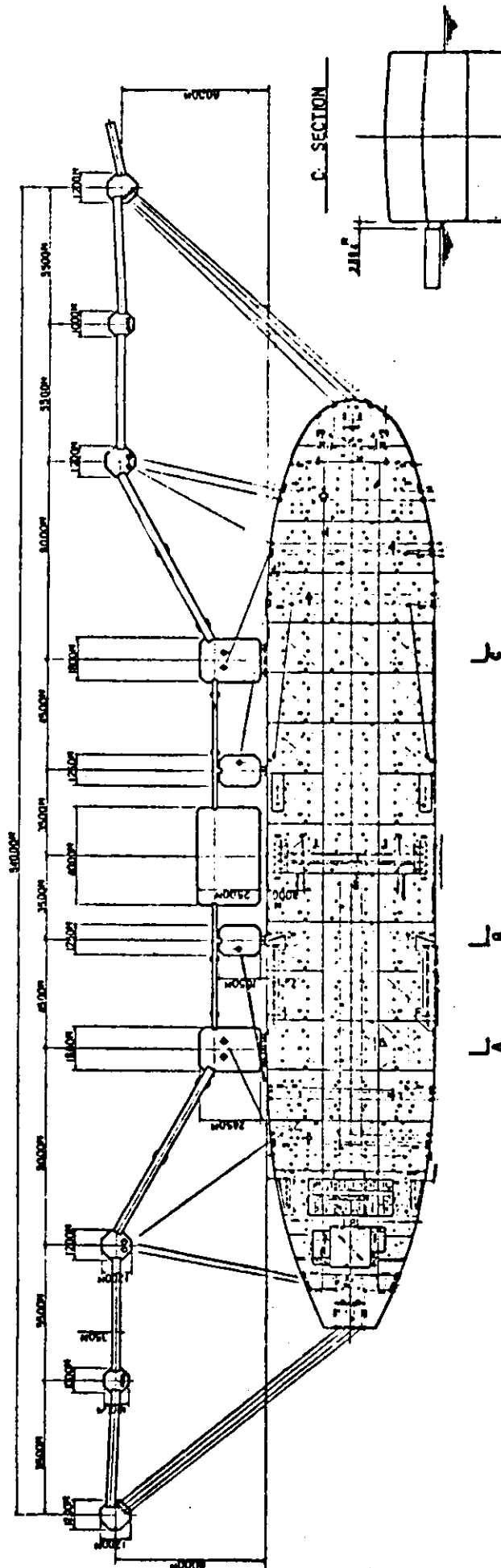
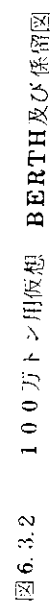


図 6.3.1 喜入 4 号 BERTH 47 万トン係船図



使用索

70φ	ダブルブレード索		
	Break	Tension	107.0 T
	Rope	Area	38.5 cm ²
	Young	率	9.38 T/cm ²
40φ	IWRC		
	Break	Tension	104.0 T
	Rope	Area	8.1 cm ²
	Young	率	1000.0 T/cm ²
60φ	IWRC		
	Break	Tension	233.0 T
	Rope	Area	18.5 cm ²
	Young	率	1000.0 T/cm ²

なお、70φダブルブレード索のヤング率は次のように推定した。

即ち、断面積を $\frac{\pi}{4} d^2$ にて計算できるものとする

$$\text{ヤング率} = \frac{\text{外力}}{\frac{\pi d^2}{4} \times \frac{\Delta S}{S}}$$

今、図 6.5.23 によると 80 mm φダブルブレードロープは外力 165 KT に於て $\frac{\Delta S}{S} = 0.35$ であるので

ヤング率 = 9.38 T/cm² となるのでこの値をダブルブレード索のヤング率として使用した。

ロープ初期張力は次のように考えた。

ヘッド、スターンティンは曳船による索取りを考えて繊維索とならざるを得ないと考えられる。そこで係船中に他の鋼索の助けになるように初期張力を 40 T とした。そのため索はダブルブレード索とし、破断張力は 107 T のものを使用した。

他の索についてはロープのカテナリーをとる意味で 5 T とした。

また計算は次の 2 つのケースを考えた。

ケース 1 : 索本数に制限をもうけず (Try & Error の結果、合計 38 本となった) 従来の方
法で取り扱える 40 φ の IWRC を使用した場合

ケース 2 : 索本数を合計を従来の約 20 本におさえ、索径に制限をもうけず (Try & Error の
結果 60 φ IWRC となった) に索取りを考えた場合

以上の 2 つのケースで計算し、自動化、省力化のあり方、また索のイコライズの必要性等の検討をすることにする。

(2) 計算結果

Output を以下のように添付した。

Full Load に於ける外力計算値 表 6.3.2

Ballast 状態に於ける外力計算値 表 6.3.3

ケース 1 : 索を合計 38 本使用した場合

Full 表 6.3.4

B a l l a s t

表 6.3.5

ケ-ス 2 : 索を合計 20 本使用した場合

F u l l

表 6.3.6

B a l l a s t

表 6.3.7

これらの O u t p u t より風向きが 0° から 180° まで変化する内各索につき最大張力を抜き出すと以下のようになる。

表 6.3.8 索張力 O u t p u t D a t a

項 目	索 名	索 種 類	索 本 数	初 期 張 力	最 大 張 力	
					F u l l	B a l l a s t
ケ-ス:1 合 計 38 本 の 場 合	H e a d	70φダブルブレード	6	40T	40.55T	40.95T
	BR F	40φIWRC	8	5	25.27	35.95
	SP F	" "	5	5	19.77	34.27
	SP A	" "	5	5	27.51	36.28
	BR A	" "	8	5	29.04	37.72
	S t r n	70φダブルブレード	6	40	40.61	40.92
ケ-ス:2 合 計 20 本 の 場 合	H e a d	" "	4	40	40.69	41.10
	BR F	60φIWRC	4	5	65.26	87.88
	SP F	" "	2	5	48.61	86.51
	SP A	" "	2	5	69.37	91.52
	BR A	" "	4	5	72.87	91.07
	S t r n	70φダブルブレード	4	40	40.72	41.08

結果について次のことがいえる。

- 今索の安全率を 2.5 とすると

70φダブルブレードについては $107\text{T} / 2.5 = 42.8\text{T}$

40φIWRC については $104\text{T} / 2.5 = 41.6\text{T}$

60φIWRC については $233 / 2.5 = 93.2\text{T}$

となり、いずれも安全率 2.5 の範囲に入ることになる。

- ケ-ス 1, 2 とも風圧力の方が大きく影響する。

B a l l a s t 状態の方が索にとってきつい。

- 満載状態では潮流がまさっておりその結果

船体がドルフィンからはなれているが、バラスト状態では風向きが 30° から 35° になって初めてドルフィンからはなれ、また $135^{\circ} \sim 150^{\circ}$ でドルフィンに接している。これはバラスト状態では、上記の範囲で初期張力が外力にまさり船体をドルフィンに引きつけていることが考えられる。

- 船体移動量はいずれもバラスト状態の方が大きい

前後の移動量は 38 本の場合 443mm (風向 30°)

20本の場合 510 mm (風向25°及び160°)

ドルフィンよりの移動量は38本の場合 458 mm (風向90°)

20本の場合 544 mm (" ")

と非常に小さい範囲におさまっている。

表 6.3.2 Full load に於ける外力計算値

TIDE RESISTANCE(ION)	23.315
FORM RESISTANCE(ION)	495.830
PROPELLER RESISTANCE(ION)	12.422

表 6.3.3 BALLAST 状態に於ける外力計算値

TIDE RESISTANCE(ION)	4.186
FORM RESISTANCE(ION)	111.329
PROPELLER RESISTANCE(ION)	2.837

* CHECK WRITE OF GAIRYOKU DATA *

WIND ANGLE	LONG. FORCE	TRANS. FORCE	MOMENT ($\pi \cdot m$)	WIND RESISTANCE
0.00	127.65	495.83	0.00	91.91
5.00	126.08	503.73	1128.57	90.68
10.00	129.37	512.34	1335.91	95.07
15.00	132.70	531.12	2015.63	103.17
20.00	126.08	544.53	3108.98	114.24
25.00	123.78	589.81	3131.48	128.50
30.00	126.56	607.98	2669.22	144.31
35.00	125.71	629.21	1904.72	160.89
40.00	125.15	650.69	1474.31	178.82
45.00	122.22	673.14	1266.00	197.23
50.00	116.39	625.43	475.04	215.27
55.00	113.72	716.04	-209.64	233.51
60.00	104.71	736.33	-1144.76	250.19
65.00	95.41	754.25	-2091.15	265.22
70.00	83.27	749.32	-3256.54	277.71
75.00	68.29	781.51	-4759.48	287.53
80.00	56.30	789.80	-6296.95	294.69
85.00	44.17	764.34	-7388.65	298.69
90.00	35.74	705.55	-8559.88	299.72
95.00	22.74	703.61	-9921.96	298.06
100.00	10.19	787.86	-11398.70	293.15
105.00	-4.15	779.67	-12835.31	296.63
110.00	-17.14	767.87	-14244.05	277.13
115.00	-29.02	755.57	-16072.67	267.69
120.00	-39.74	742.74	-17620.38	258.10
125.00	-50.44	726.34	-19103.92	246.00
130.00	-59.45	709.64	-19718.95	234.04
135.00	-67.53	690.06	-18213.27	219.98
140.00	-77.62	670.39	-17264.82	208.14
145.00	-86.05	648.95	-17128.20	195.66
150.00	-88.94	624.95	-15979.52	179.49
155.00	-86.64	600.36	-14180.22	160.95
160.00	-81.00	577.57	-12451.13	142.51
165.00	-74.13	555.49	-9513.17	125.03
170.00	-61.91	535.29	-6103.73	105.32
175.00	-49.29	518.62	-3416.50	88.04
180.00	-49.26	495.83	-0.01	85.00

* CHECK WRITE OF GAIRYOKU DATA *

WIND ANGLE	LONG. FORCE	TRANS. FORCE	MOMENT ($\pi \cdot m$)	WIND RESISTANCE
0.00	143.49	111.33	0.00	141.46
5.00	141.03	152.30	4290.49	140.13
10.00	145.15	124.32	6715.84	141.14
15.00	145.45	254.67	9893.63	199.27
20.00	150.38	316.06	12668.60	249.93
25.00	150.31	392.55	15704.17	315.62
30.00	157.15	465.01	16935.37	384.23
35.00	153.64	537.13	17227.95	450.34
40.00	151.82	606.48	17676.96	515.89
45.00	143.00	669.12	17259.10	574.13
50.00	129.52	718.83	17350.22	619.73
55.00	116.88	767.81	15624.21	665.61
60.00	103.90	799.96	13111.61	695.40
65.00	89.48	836.77	10359.31	720.14
70.00	72.97	865.08	7175.68	756.63
75.00	54.28	893.93	1938.80	774.05
80.00	41.30	806.43	-1868.55	785.85
85.00	27.96	907.17	-7576.45	796.12
90.00	7.02	908.17	-11378.95	796.85
95.00	-15	899.33	-13129.17	788.04
100.00	-6.41	881.19	-16490.41	769.98
105.00	-12.53	858.16	-17774.66	747.09
110.00	-24.21	826.67	-13835.34	716.07
115.00	-42.97	790.73	-7488.43	681.23
120.00	-57.56	747.95	-30303.37	639.90
125.00	-71.21	705.55	-2557.66	599.35
130.00	-84.40	657.65	-33805.25	553.92
135.00	-99.02	610.24	-24435.15	510.06
140.00	-105.09	550.99	-25316.34	463.43
145.00	-111.08	510.05	-25111.20	415.84
150.00	-124.04	461.88	-2537.93	374.25
155.00	-130.61	406.48	-29503.69	325.67
160.00	-146.57	339.04	-23846.24	274.67
165.00	-144.34	276.51	-18084.43	224.05
170.00	-130.48	207.61	-10769.64	167.86
175.00	-110.54	151.23	-5463.37	127.72
180.00	-93.90	111.33	-0.01	100.92

表 6.3.4

索を合計38本使用した場合 (EULL LOAD)

FINAL ROPE TENTION (TON)											
WIND ANG. (DEG)	0.	5.	10.	15.	20.	25.	30.	35.	40.	45.	
D X (M)	.242	.238	.244	.248	.226	.209	.211	.201	.192	.178	
D Y (M)	.031	.039	.046	.062	.094	.118	.133	.153	.172	.193	
AMP (RAD)	.0007	.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	.0007	.0003	
P (TON)	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	
NAME	RND.	RANG.	INI.TEN.								
HEAD	A.	45.0	40.0	40.42	40.44	40.45	40.49	40.50	40.51	40.53	40.54
BRF	B.	90.0	5.0	10.65	11.49	12.11	13.52	15.91	17.47	18.47	19.54
SPF	S.	161.0	5.0	.00	.00	.00	.00	.00	.00	.00	.00
SPA	S.	19.0	5.0	26.47	26.14	26.82	27.51	26.34	25.62	26.30	26.16
BRA	B.	90.0	5.0	3.62	3.82	4.13	4.91	6.90	8.61	9.73	11.31
STRN	A.	135.0	40.0	39.65	39.66	39.65	39.66	39.72	39.78	39.80	39.84
											40.55
											22.05
											.00
											25.49
											14.38
											39.93

WIND ANG. (DEG)	50.	55.	60.	65.	70.	75.	80.	85.	90.	95.	
D X (M)	.155	.148	.134	.120	.103	.079	.061	.045	.029	.010	
D Y (M)	.215	.233	.250	.264	.277	.287	.294	.297	.298	.297	
AMP (RAD)	.0003	.0002	.0002	.0002	.0001	.0000	.0000	.0001	.0001	.0002	
P (TON)	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	
NAME	RND.	RANG.	INI.TEN.								
HEAD	A.	45.0	40.0	40.54	40.55	40.54	40.53	40.50	40.47	40.43	40.40
BRF	B.	90.0	5.0	23.15	24.06	24.66	25.11	25.04	24.68	24.31	23.71
SPF	S.	161.0	5.0	.00	.62	2.11	3.58	5.19	7.16	8.64	9.83
SPA	S.	19.0	5.0	24.32	24.39	24.01	23.55	22.79	21.52	20.52	19.60
BRA	B.	90.0	5.0	16.28	17.77	19.46	21.03	22.57	24.17	25.45	26.33
STRN	A.	135.0	40.0	39.99	40.07	40.08	40.13	40.19	40.25	40.30	40.34
											40.37
											22.81
											12.26
											17.19
											27.74
											40.42

WIND ANG. (DEG)	100.	105.	110.	115.	120.	125.	130.	135.	140.	145.	
D X (M)	-.010	-.031	-.051	-.070	-.088	-.102	-.115	-.125	-.137	-.147	
D Y (M)	.292	.285	.275	.265	.254	.241	.227	.211	.194	.177	
AMP (RAD)	-.0003	-.0003	-.0004	-.0004	-.0005	-.0005	-.0006	-.0006	-.0005	-.0006	
P (TON)	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	
NAME	RND.	RANG.	INI.TEN.								
HEAD	A.	45.0	40.0	40.27	40.22	40.15	40.10	40.05	40.00	39.96	39.93
BRF	B.	90.0	5.0	21.56	20.34	19.35	17.25	15.73	14.35	13.09	11.79
SPF	S.	161.0	5.0	13.42	14.70	15.74	16.65	17.42	18.10	18.60	18.92
SPA	S.	19.0	5.0	15.75	14.06	12.41	10.87	9.43	7.88	6.50	5.13
BRA	B.	90.0	5.0	28.23	29.62	28.76	28.97	29.04	28.56	27.93	27.01
STRN	A.	135.0	40.0	40.44	40.50	40.53	40.56	40.59	40.60	40.61	40.61
											39.89
											9.28
											19.77
											2.10
											24.86
											40.60

WIND ANG. (DEG)	150.	155.	160.	165.	170.	175.	180.				
D X (M)	-.149	-.141	-.130	-.115	-.092	-.070	-.063				
D Y (M)	.157	.134	.113	.099	.083	.069	.050				
AMP (RAD)	-.0006	-.0005	-.0005	-.0004	-.0003	-.0002	-.0001				
P (TON)	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000				
NAME	RND.	RANG.	INI.TEN.								
HEAD	A.	45.0	40.0	39.83	39.83	39.84	39.86	39.90	39.94	39.95	
BRF	B.	90.0	5.0	8.21	7.45	6.87	6.74	7.02	7.29	7.08	
SPF	S.	161.0	5.0	10.43	10.53	10.33	10.02	10.21	12.44	11.84	
SPA	S.	19.0	5.0	1.14	.60	.64	.72	1.41	2.23	1.59	
BRA	B.	90.0	5.0	23.22	21.20	19.21	16.85	14.29	12.15	9.79	
STRN	A.	135.0	40.0	40.57	40.52	40.46	40.39	40.31	40.23	40.18	

表 6. 3. 5

索を合計38本使用した場合 (BALLAST)

FINAL POPE TENTION (TON)											
WIND ANG. (DEG)	0.	5.	10.	15.	20.	25.	30.	35.	40.	45.	
D X (M)	3.82	3.60	3.72	3.76	4.01	4.13	4.43	4.42	4.13	3.63	
D Y (M)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.025	0.046	0.065	0.080	0.151	0.218	
AMP (RAD)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0001	0.0003	0.0005	0.0007	0.0008	0.0000	0.0000	
P (TON)	340.457	306.020	265.358	211.146	169.032	112.407	59.484	1.986	0.000	0.000	
NAME	RNO.	RANG.	INT.TEN.								
HEAD	6.	45.0	40.0	40.46	40.44	40.45	40.48	40.60	40.70	40.82	40.88
RRF	8.	90.0	5.0	5.00	5.00	5.00	6.21	9.76	13.75	17.22	20.10
SPF	5.	161.0	5.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
SPA	5.	19.0	5.0	34.68	32.86	33.91	33.94	34.96	34.82	36.28	35.41
BRA	8.	90.0	5.0	5.00	5.00	5.00	4.58	3.37	2.00	0.81	0.00
STRN	6.	135.0	40.0	39.53	39.55	39.54	39.52	39.45	39.40	39.32	39.29

WIND ANG. (DEG)	50.	55.	60.	65.	70.	75.	80.	85.	90.	95.	
D X (M)	3.03	2.43	2.14	1.83	1.46	1.01	0.69	0.32	-0.014	-0.030	
D Y (M)	2.73	3.27	3.57	3.22	2.10	0.36	0.448	0.458	0.58	0.450	
AMP (RAD)	0.0008	0.0007	0.0006	0.0005	0.0004	0.0002	0.0001	0.0001	0.0003	0.0003	
P (TON)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
NAME	RNO.	RANG.	INT.TEN.								
HEAD	6.	45.0	40.0	40.74	40.91	40.88	40.86	40.81	40.72	40.65	40.56
RRF	8.	90.0	5.0	11.80	34.30	35.04	35.93	36.13	34.97	34.13	32.51
SPF	5.	161.0	5.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
SPA	5.	19.0	5.0	30.04	27.55	26.62	25.89	24.63	22.93	21.73	20.45
BRA	8.	90.0	5.0	12.55	14.93	19.95	23.47	26.69	30.11	32.45	35.35
STRN	6.	135.0	40.0	39.71	39.88	39.98	40.09	40.21	40.35	40.44	40.56

WIND ANG. (DEG)	100.	105.	110.	115.	120.	125.	130.	135.	140.	145.	
D X (M)	-0.040	-0.063	-0.090	-0.139	-0.172	-0.201	-0.227	-0.279	-0.322	-0.335	
D Y (M)	0.432	0.411	0.380	0.346	0.305	0.265	0.219	0.169	0.117	0.106	
AMP (RAD)	0.0006	0.0005	0.0007	0.0008	0.0009	0.0010	0.0011	0.0011	0.0012	0.0011	
P (TON)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
NAME	RNO.	RANG.	INT.TEN.								
HEAD	6.	45.0	40.0	40.34	40.29	40.160	40.00	39.89	39.77	39.66	39.52
RRF	8.	90.0	5.0	27.02	25.03	20.79	16.88	12.95	9.27	5.58	1.79
SPF	5.	161.0	5.0	17.13	17.30	17.90	19.03	19.64	20.13	20.44	22.73
SPA	5.	19.0	5.0	15.80	14.51	12.19	9.31	6.51	3.86	1.11	0.00
BRA	8.	90.0	5.0	37.72	34.94	37.18	34.97	35.77	34.35	32.29	29.75
STRN	6.	135.0	40.0	40.73	40.75	40.90	40.85	40.88	40.89	40.89	40.91

WIND ANG. (DEG)	150.	155.	160.	165.	170.	175.	180.				
D X (M)	-0.357	-0.377	-0.414	-0.393	-0.337	-0.275	-0.224				
D Y (M)	0.021	0.073	0.050	0.026	0.000	0.000	0.000				
AMP (RAD)	-0.0010	-0.0008	-0.0005	-0.0003	0.0000	0.0000	0.0000				
P (TON)	87.050	117.598	170.165	207.700	246.610	286.383	330.774				
NAME	RNO.	RANG.	INT.TEN.								
HEAD	6.	45.0	40.0	30.39	30.40	30.40	30.47	30.59	30.67	30.73	
RRF	8.	90.0	5.0	0.00	0.00	1.70	3.36	5.00	5.00	5.00	
SPF	5.	161.0	5.0	28.71	30.78	34.79	33.90	30.78	26.07	22.14	
SPA	5.	19.0	5.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
BRA	8.	90.0	5.0	27.55	19.03	14.64	9.93	5.00	5.00	5.00	
STRN	6.	135.0	40.0	40.86	40.79	40.74	40.60	40.42	40.34	40.28	

表 6.3.6

索を合計20本使用した場合 (FULL)

FINAL ROPE TENSION (TON)

WIND ANG. (DEG)				7.	8.	10.	15.	20.	25.	30.	35.	40.	45.
D X (M)				0.453	0.440	0.441	0.471	0.499	0.510	0.509	0.476	0.450	0.400
D Y (M)				0.000	0.003	0.016	0.032	0.051	0.072	0.138	0.204	0.267	0.326
AMP (RAD)				0.0000	0.0000	0.0002	0.0003	0.0005	0.0008	0.0007	0.0008	0.0008	0.0007
P (TON)				109.963	160.070	172.779	89.544	40.212	17.933	0.000	0.000	0.000	0.000
NAME	RND.	RANG.	INIT. TEN.										
HEAD	4.	45.0	40.0	40.56	40.55	40.63	40.71	40.83	40.93	41.01	41.05	41.10	41.10
RRF	4.	90.0	5.0	5.00	6.43	11.80	19.96	26.95	35.96	45.35	55.02	64.39	72.19
SPF	2.	141.0	5.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
SPA	2.	19.0	5.0	87.09	87.71	84.99	85.03	87.72	87.46	91.52	89.57	88.60	83.59
BPA	4.	90.0	5.0	5.00	4.51	7.67	0.00	0.00	0.00	4.17	13.56	22.39	31.63
STRN	4.	135.0	40.0	39.63	39.45	39.40	39.35	39.29	39.22	39.31	39.43	39.54	39.68

WIND ANG. (DEG)				57.	55.	50.	55.	70.	75.	80.	85.	90.	95.
D X (M)				0.377	0.274	0.225	0.192	0.154	0.107	0.075	0.037	0.010	0.027
D Y (M)				0.375	0.223	0.453	0.434	0.502	0.524	0.534	0.543	0.544	0.536
AMP (RAD)				0.0007	0.0007	0.0016	0.0005	0.0004	0.0002	0.0001	0.0001	0.0002	0.0003
P (TON)				0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
NAME	RND.	RANG.	INIT. TEN.										
HEAD	4.	45.0	40.0	41.00	41.04	40.99	40.96	40.91	40.82	40.76	40.68	40.58	40.53
RRF	4.	90.0	5.0	79.58	87.67	85.66	87.51	87.58	85.52	83.81	80.51	76.86	74.20
SPF	2.	141.0	5.0	0.00	0.00	2.16	8.21	14.59	21.00	25.43	29.98	34.03	37.57
SPA	2.	19.0	5.0	75.94	69.41	63.12	50.96	57.33	52.75	49.54	46.13	39.98	37.49
BPA	4.	90.0	5.0	37.33	40.05	54.93	62.06	69.41	75.58	80.35	86.26	90.16	90.65
STRN	4.	135.0	40.0	39.83	39.98	40.10	40.21	40.32	40.45	40.54	40.65	40.75	40.78

WIND ANG. (DEG)				100.	105.	110.	115.	120.	125.	130.	135.	140.	145.
D X (M)				0.447	0.441	0.496	0.439	0.473	0.403	0.231	0.300	0.339	0.377
D Y (M)				0.521	0.501	0.474	0.443	0.407	0.371	0.330	0.283	0.237	0.189
AMP (RAD)				0.0004	0.0004	0.0003	0.0007	0.0003	0.0009	0.0010	0.0010	0.0011	0.0011
P (TON)				0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
NAME	RND.	RANG.	INIT. TEN.										
HEAD	4.	45.0	40.0	40.46	40.41	40.38	40.15	40.03	39.93	39.83	39.67	39.56	39.45
RRF	4.	90.0	5.0	69.32	65.27	56.64	49.67	40.45	33.14	25.61	17.58	9.97	2.88
SPF	2.	141.0	5.0	39.51	39.10	40.87	44.40	46.90	48.27	49.65	50.15	61.65	65.14
SPA	2.	19.0	5.0	34.45	31.66	24.63	10.26	17.49	6.49	0.12	0.00	0.00	0.00
BPA	4.	90.0	5.0	91.67	90.49	90.38	89.54	87.08	84.21	80.01	74.49	69.76	62.08
STRN	4.	135.0	40.0	40.82	40.82	40.89	40.94	40.97	40.99	40.99	41.04	41.04	41.03

WIND ANG. (DEG)				150.	155.	160.	165.	170.	175.	180.
D X (M)				0.452	0.471	0.513	0.492	0.473	0.347	0.291
D Y (M)				0.116	0.099	0.075	0.051	0.023	0.003	0.000
AMP (RAD)				0.0012	0.0010	0.0009	0.0005	0.0002	0.0000	0.0000
P (TON)				14.264	44.502	73.899	100.138	122.875	140.276	181.303
NAME	RND.	RANG.	INIT. TEN.							
HEAD	4.	45.0	40.0	39.22	39.74	39.23	39.30	39.44	39.57	39.65
RRF	4.	90.0	5.0	0.00	0.00	0.00	0.00	1.69	4.57	5.00
SPF	2.	141.0	5.0	72.43	74.72	86.51	95.44	77.41	65.72	55.87
SPA	2.	19.0	5.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
BPA	4.	90.0	5.0	55.14	42.03	39.00	27.44	14.95	6.29	5.00
STRN	4.	135.0	40.0	41.07	41.02	40.97	40.84	40.63	40.45	40.36

表 6.3.7. 索を合計 2.0 本使用した場合 (BALLEAST)

FINAL ROPE TENSION (TON)											
WIND ANG. (DEG)	5.	10.	15.	20.	25.	30.	35.	40.	45.		
D. X (M)	.258	.254	.260	.266	.243	.227	.230	.220	.212	.198	
D. Y (M)	.149	.156	.162	.176	.204	.225	.239	.256	.273	.292	
AMP (RAD)	.0002	.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	
P (TON)	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	
NAME	RND.	RANG.	INT.	TEN.							
HEAD	4.	45.0	40.0	40.53	40.59	40.61	40.64	40.65	40.65	40.68	40.69
BRF	4.	90.0	5.0	35.53	37.22	39.47	41.30	44.10	49.21	51.73	53.38
SPF	2.	161.0	5.0	.30	.00	.00	.00	.00	.00	.00	.00
SPA	2.	19.0	5.0	66.76	65.92	67.64	69.37	66.42	64.58	66.27	65.87
BRA	4.	90.0	5.0	21.02	21.43	22.04	22.61	27.62	31.09	33.33	36.53
STRN	4.	135.0	40.0	39.79	39.70	39.79	39.79	39.85	39.90	39.92	39.96

WIND ANG. (DEG)	50.	55.	60.	65.	70.	75.	80.	85.	90.	95.	
D. X (M)	.175	.161	.144	.129	.111	.087	.067	.051	.035	.014	
D. Y (M)	.311	.328	.344	.357	.369	.377	.383	.387	.387	.386	
AMP (RAD)	.0002	.0002	.0002	.0001	.0001	.0000	.0000	.0001	.0001	.0002	
P (TON)	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	
NAME	RND.	RANG.	INT.	TEN.							
HEAD	4.	45.0	40.0	40.53	40.59	40.63	40.65	40.52	40.55	40.52	40.49
BRF	4.	90.0	5.0	53.50	62.69	64.03	64.93	65.29	64.80	64.08	63.32
SPF	2.	161.0	5.0	.30	.00	2.93	6.39	10.25	15.08	19.71	21.55
SPA	2.	19.0	5.0	61.14	57.80	58.01	56.60	54.48	51.11	48.48	46.11
BRA	4.	90.0	5.0	46.56	49.82	53.36	56.57	59.70	62.97	65.59	67.39
STRN	4.	135.0	40.0	40.10	40.14	40.20	40.24	40.29	40.36	40.41	40.44

WIND ANG. (DEG)	100.	105.	110.	115.	120.	125.	130.	135.	140.	145.	
D. X (M)	-.006	-.029	-.049	-.069	-.087	-.103	-.116	-.127	-.140	-.150	
D. Y (M)	.382	.376	.367	.358	.348	.336	.324	.309	.294	.279	
AMP (RAD)	.0002	.0003	.0003	.0004	.0005	.0005	.0005	.0005	.0005	.0005	
P (TON)	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	
NAME	RND.	RANG.	INT.	TEN.							
HEAD	4.	45.0	40.0	40.40	40.34	40.29	40.24	40.18	40.14	40.10	40.07
BRF	4.	90.0	5.0	57.92	55.22	52.21	48.92	45.82	43.00	40.41	37.75
SPF	2.	161.0	5.0	30.81	34.15	36.93	39.39	41.51	43.44	44.90	45.96
SPA	2.	19.0	5.0	34.47	32.31	28.30	24.55	21.07	17.39	14.13	10.94
BRA	4.	90.0	5.0	71.25	72.04	72.32	72.75	72.87	71.89	70.61	68.74
STRN	4.	135.0	40.0	40.56	40.60	40.63	40.66	40.69	40.71	40.71	40.71

WIND ANG. (DEG)	150.	155.	160.	165.	170.	175.	180.				
D. X (M)	-.152	-.146	-.135	-.120	-.096	-.074	-.067				
D. Y (M)	.261	.243	.226	.209	.194	.182	.165				
AMP (RAD)	.0005	.0005	.0004	.0003	.0002	.0002	.0001				
P (TON)	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000				
NAME	RND.	RANG.	INT.	TEN.							
HEAD	4.	45.0	40.0	39.98	39.98	39.98	40.00	40.05	40.08	40.09	
BRF	4.	90.0	5.0	30.41	29.86	27.66	27.38	27.94	28.46	28.02	
SPF	2.	161.0	5.0	48.26	45.10	43.35	40.33	35.99	31.74	30.49	
SPA	2.	19.0	5.0	1.73	.94	1.12	1.64	3.64	5.96	4.66	
BRA	4.	90.0	5.0	41.90	54.98	52.92	47.99	42.79	38.42	33.60	
STRN	4.	135.0	40.0	40.58	40.64	40.59	40.52	40.44	40.38	40.32	

6.3.3 船舶係船設備要目

本項では 6.3.2「静的係船力計算」で得られた係船索の本数、強度、配置等をもとに、係船機器の主要目の検討を行ったものであり、以下に要目決定に際しての検討事項について記述し主要目については表 6.3.9 にまとめて示す。

(1) 使用係船索

使用せんい索については、最近高張力、低伸度のものが開発されており、本項ではこの高張力索を前提に要目を決定した。索の仕様比較を 6.5.6 に示すので参照のこと。

索の本数及び配置は 6.3.2「静的係船力計算」による。

(2) ウインチ型式

ケース 2 の場合、索運搬装置が完備されていれば特に中央部のウインチを片舷専用型とする必要はないが、索張力の調整方法及び係船作業ロープがケース 1 従来型ウインチ配列の場合とどのように異なるかを見出すため、中央部ウインチは片舷専用型とした。また、ケース 2 では鋼索に働く係船力が約 90 t にもなり、ウインチの構造操作性、安全性等を考慮して 1 ドラム／ウインチとした。

(3) ウインチのブレーキ力

ウインチのブレーキ力について J I S は使用索破断荷重の 1 / 2.4 と規定しているが、I A C S 要求を折り込んだ NV の規定値（索の破断荷重の 50 %）を採用した。

(4) ウインチの巻き込み力、巻き込み速度

一般にヘッドライン及びスターンラインの一部または全部は先取索として取扱われるため、せんい索が用いられる。せんい索と鋼索とを混用した場合両者の有する伸長率の違いからせんい索は係船中、張力が殆んど変化しない。このため、全索が有効に係船力に寄与するためには出来るだけせんい索の初期張力を大きくしておく必要がある。

ケース 2 の場合、せんい索の初期張力を 40 t とすれば、係船中の鋼索とせんい索の最大索張力が概略同程度となり、効率のよい索張力の分担が得られるので巻き込み力は 40 t とし、ケース 1 はケース 2 に倣うこととした。

ヘッドライン及びスターンラインは他の索に比べ長く、また先取索として早い繰出し速度が要求されるため、定格巻き込み速度は 20 m / min とした。

鋼索用ウインチは索張力の調整のことを考えれば係船中の最大索張力以上の定格力量を有することが望ましい。しかしながら、索張力の調整を行う時の索の巻き込み速度は、定格速度を必要とせずせいぜい 5 ~ 6 m / min で充分である。従って現在 40 t × 20 m / min の蒸気ウインチの性能が低速（5 ~ 6 m / min）で約 55 t の巻き込み力を得られることから推定し、80 t × 15 m / min のウインチであれば、低速に於いて最大索張力以上の巻き込み力を得られるものと思われる。

表 6.3.9 船舶係船設備要目表

項 目		ケ-ス1 索本数=38本のとき	ケ-ス2 索本数=20本のとき	備考
索	索の配置	Head 6×70φ Hawser	Head 4×70φ Hawser	
		F. breast 8×40φ IWRC	F. breast 4×60φ IWRC	
		F. Spring 5×40φ "	F. Spring 2×60φ "	
		A. " 5×40φ "	A. " 2×60φ "	
		A. Breast 8×40φ "	A. Breast 4×60φ "	
		Stern 6×70φ Hawser	Stern 4×70φ Hswser	
		計 38本	計 20本	

項	目	ケース1 索本数=38本のとき	ケース2 索本数=20本のとき	備考
	使用索強度	70φ Hawser.....107t 40φ IWRC 104t	70φ Hawser107t 60φ IWRC..... 233t	
	索の長さ	Spring及びBreast ... 200m Head及びStern ... 300m	Spring及びBreast ... 200m Head 及び Stern ... 300m	
MOORING WINCH	Winch の 型 式	両舷兼用型 Wire&Hawser 用共 2~3 Drum/winch	中央部は片舷専用型 Wire Rope 用は One Drum/winch Hawser 用 は 2 Drum/winch	
	Winchの 台 数	16~20	28	
	Winch brake力	Hawser 用 54t Wire 用 54t	Hawser 用 54t Wire 用 117t	
	Winch 定格巻込力	Hawser 用 40t Wire 用 30t	Hawser 用 40t Wire 用 80t	
	6) 低速時巻込 力 (5~6m/分)	Hawser 用 42t以上 Wire 用 36 "	Hawser 用 42t以上 Wire 用 91 "	
	Winch 巻込み速度	Hawser 用 20m/分at40t Wire 用 15 " " 30t	Hawser 用 20m/at40t Wire 用 15 " " 80t	
	(無負荷時) 参考値)	(70m/分)	(70m/分)	
その他の Winch	Fire wire 用 Winch	リモコン付専用Winchを設 ける。	無し 遊んでいる Mooring Winch を使用する。	
	Tug line 巻上げ用 キャブスタン	必要個所に設ける	必要個所に設ける。	
自動化 省力化	Mooring winch のControl	Speed Brake 及び Clutch を local Remo-con する。		

項 目		ケース1 索本数＝38本のとき	ケース2 索本数＝20本のとき	備考
自動化 省力化	索張力検出	全索について検出し、指示は Local Control Stand 及び 中央制御室に集中指示する。	同 左	
	船位検出	行う。中央制御室に指示する。	同 左	
	索張力調整 及び船位保 持	Total System として考慮する 詳細は 6.5「係船設備の省力化自動 化」の項参照。	同 左	
	索運搬装置	全索行えるようにする。	同 左	

6.3.4 岸壁係船設備要目

船舶が安全確実に接岸及び係留出来るために岸壁側設備として以下の物を装備することが望まれる。

(1) 接岸速度計

接岸中の船舶の接岸速度及び岸壁までの距離を検出指示することにより、接岸作業をより安全かつスムーズに行わせしめるに大いに役立つ。

原理的には電波を利用したものと超音波を利用したものがある。作動原理及び仕様についてはSR155昭和49年度の報告書（P142～P144）を参照のこと。

(2) クイックリリース式ビット

係留中の火災（岸壁、自船または他船）に対して迅速に避難するために係船索を緊急解放する必要がある。特に係船索数の増加する巨大タンカーでは、リモコンによりクイックリリースできるビットが望ましい。

(3) ストームワイヤー

気象、海象について地域的特性のある港では、増し取り用ロープを岸壁側に装備することも必要である。この場合索張力検出装置を有するのが望ましい。

(4) 係船索吊り上げ装置

索取り船から岸壁上のビットまで係船索を吊り上げる省力化装置は、巨大タンカー用に限らず現在のVLCC用バースでも設備することが作業の安全性からも要望される。

(5) その他

風向、風力、潮流計、曳船、本船との交信設備等。

6.4 巨大タンカー（100万DWトン）の係船作業

前節までの検討を通じ、巨大船の増大した係船力に対処する方法として二つの方向が示された。即ち、

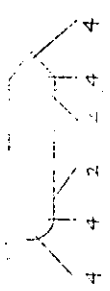
ケース1 : 索の径を制限し、索数の増加による。

ケース2 : 索数を制限し、索径の増大による。

便宜のため6.3.3の要目を下記に要約して示す。

上記二つの方向のうち、ケース1については49年度報告書にて検討がなされている。（P133～P140）従って、本節ではケース2について検討を行なうことにする。

表6.4.1

			ケ - ス 1 (索数 38本)	ケ - ス 2 (索数 20本)
索	配 置	ヘッドライン		
		スターンライン		
		ブレストライン		
	索 径 索 長 (強度)	スプリングライン	ホーサー 70φ 300m (107t) ワイヤー 40φ 200m (104t)	ホーサー 70φ 300m (107t) ワイヤー 60φ 200m (233t)
ウイ ン チ	型 式		ワイヤー用 2~3 Drum/Winch ホーサー用	ワイヤー用 1 Drum/Winch ホーサー用 2 Drum/Winch
	配 置 の 例	■ ウィンドラス ■ ウィンチ (ワイヤー用) □ ウィンチ (ホーサー用)	両舷兼用 	片舷専用 

6.4.1 係船時の作業フロー

100万トン型船舶においても船に設備された係船機器と索を現行VLCC並みの作業員が取扱って行なうという前提に立てば、係船作業そのものも基本的には従来行なわれているものと変り無いと考えられる。ここに現行VLCC並みの意味は次のとおり。

定 員 : 船長、航海士3名、甲板部8名、計12名

ただし、離接岸作業時には部外より2名の応援が出る。

作業時間 : 索繰出しより錨収納まで1時間程度を目途とする。

作業のフローチャートについては緊急時対策3.3.4項参照されたい。

6.4.2 作業上の問題点と対応策

ケース2について、作業上の問題点とその対応策の検討を行なう。ケース2の特色は機器の性能と配置のグレードアップをはかり、人力による索操作をできるだけ省略しようとするものである。

表中、作業の欄の数字は、3.3.4項の作業フローチャートの▽印の番号に対応する。

(1) 準備作業

作 業	作 業 上 の 問 題 点	望 ま れ る 対 応 策
▽注油 ▽暖管 ▽暖機	○ ウインチ、ウインドラスの大型化による保守、整備の困難 ○ ウインチ、ウインドラスの大型化による運転、操作の困難	○ 機器の集中給油または無給油化 ○ 弁、ハンドル操作の機力化とコントロールスタンド設置によるリモコン化。
▽索繰出し	○ 索径過大によるHandlingの困難 ○ ウインチ、ウインドラス大型化による操作上の困難。	○ ウインチの配置を人力による索操作が不要となるよう考慮する。 (索搬出装置との組み合わせも考えられる) ○ 操作のリモコン化

(2) 係留作業

作 業	作 業 上 の 問 題 点	望 ま れ る 対 応 策
▽錨の用意	○ ウインドラス大型化による ○ コンプレッサー、ブレーキ ○ クラッチ、操作の困難 ○ 視界不良 ○ 指揮、統括の困難	○ コントロールスタンドによるウインドラス操作のリモコン化 ○ 錨鎖長計、張力計 ○ 指揮者／作業者の交信方法の検討
▽曳船取り	○ タグラインとして本船ワイヤー使用の場合人力による操作はほとんど不可能 ○ タグのラインの場合甲板上への引上げは人力では無理	○ 本船ウインチの配置を、タグライン用として使用可能なよう考慮する。 ○ タグライン巻上げ装置の考慮。(ウインチを使えるようにする。)

作 業	作 業 上 の 問 題 点	望 ま れ る 対 応 策
▽ 曳船取り	○ ウインチ大型化による操作困難 ○ 作業エリア拡大による統括の困難	○ コントロールスタンドによるリモコン化 (索の状態を監視しながらウインチ操作できるようにする) ○ 指揮者／作業者の交信方法の検討
▽ ホーサーは綱取りボート の線出し(ワイヤ)	○ 索の重量大による岸壁引上げ困難 ○ ウインチ大型化による操作の困難 ○ 作業エリア拡大による統括の困難	○ 岸壁にライン巻き上げキャブスタンの設置 ○ コントロールスタンドによるリモコン化 (索の状態を監視しながらウインチ操作できるように) ○ 交信方法の検討
▽ 索長・索張力調整	○ ウインチの大型化，高張力による操作の困難 作業の危険 ○ 適当な索長，索張力の判定が困難 ○ 作業エリア拡大による指揮統括の困難	○ コントロールスタンドによるリモコン化 ○ 索長計，索張力計 ○ イコライジング装置 ○ 交信方法の検討
▽ MAKE FAST	○ ウインチ大型化による操作困難 高張力による作業の危険	○ コントロールスタンド，リモコン化
▽ 曳船 放し	(曳船取りに同じ)	
▽ 錨 収納	(錨の用意に同じ)	

(3) 係留中，荷役中作業

作 業	作 業 上 の 問 題 点	望 ま れ る 対 応 策
▽ 他インクア のロープ	(特に問題なし)	
▽ チェック 船位	○ 適切な船位の判定が困難	○ 船位検出装置
▽ 船位調整 索張力調整 チェック	○ 適切な索張力の判断が困難 ○ 吃水変化に対し索張力を所定の値に保つことが困難 ○ 荷役，安全，渉外等作業の種類が増えるので 限られた人員で監視のみに従事することはむづかしい。	○ 索張力計 ○ イコライジング装置 ○ 船位検出装置 ○ 荷役制御室で係留に関する情報の集中監視を可能とする。

作 業	作 業 上 の 問 題 点	望 ま れ る 対 応 策
	○ ウインチ大型化による操作困難 高張力による危険	○ コントロールスタンドによるリモコン化
⚙️ログ 取ア 外デ しイ ムン	(特になし)	

(4) 離岸作業

作 業	作 業 上 の 問 題 点	望 ま れ る 対 応 策
▽ 準 作 備 業	○ エンジントライアルのときは索の監視が必要。	○ 索張力計 ○ イコライジング装置
▽ 曳 取 船 り	(接岸時に同じ)	
▽▽▽ 索索索 繰放捲 出し込 し み	○ ウインチ大型化による操作困難 ○ 作業エリア拡大による統括困難 ○ 船首ではプロペラを出来るだけ早く使用可能とするため、索の捲き込みは早い方がよい。	○ コントロールスタンドによるリモコン化 ○ 交信方法の検討 ○ 索の状態を監視しながらウインチ操作出来るようにする。
▽ 曳 放 船 し	(接岸時と同じ)	
▽ 後 作 業 束	○ ウインチ大型化による操作困難	○ コントロールスタンド、リモコン化

6.4.3 対応策の評価

これまでの作業により、巨大タンカー（100万DWトン）の係船機器については、係船力の増大に対処するため、数量の増加または、1台当りの大型化のいずれかの方向を採ることになり、それらを現行VLCC並みの作業人員と作業時間で取扱うためには、何らかの対応策が必要であることが明らかになった。表6.4.2は、その対応策を整理し、ケース1、ケース2のそれぞれの場合における必要の程度を評価したものである。

(必要の程度の強い順にA～Cで表す)

表 6.4.2

対 応 策	ケース 1	ケース 2
係船機の集中給油，無給油化	A	A
係船機操作の機力化	A	A
係船機操作の遠隔集中制御	A	B _{註1}
索搬出装置	A	B _{註2}
索長計，索張力計	A	A
索張力イコライジング装置	A	B _{註3}
船位検出装置	A	A
索張力の集中監視	A	B _{註4}
曳船索捲上げ装置	A	C _{註5}
高張力，軽量索の装備	B	A
作業用の交信手段の開発	A	A
岸壁キャブスタンの増強	A	A

註 1 係船機を舷側寄りに設備し，索の状態を監視しながらハンドル操作ができることが理想的である。

註 2 ある程度の搬出作業は必要であろう。

註 3 索の数が少ないのでケース 1 ほどの必要性はない。

註 4 全 上

註 5 使用していない反対舷用の係船機で代用できる。

船型の大型化により係船作業中でも索作業の困難度は増加する。従来，係船作業の自動化にあたって，ネックとなっていたのは次のような事情であった。

① 係船機の数が多いため一船当りでは自動化に莫大な費用を要する。

② その反面，係船作業自体は船舶の稼働中のきわめて短いピークに集中しているため投資効率が上がらない。

しかし，現実には係船作業が船内作業のピークであり，索作業が係船作業のピークである以上，この作業の合理化をはからなければ，巨大船の効率的な運航は期待できない。実際の問題として，巨大タンカーの係船設備として想定したものを現行VLCC並みの作業員と時間とで行うためには，ケース 1，ケース 2 のいずれの場合も省力化，自動化が必要であることが作業フローと問題点の検討を通じて判って来た。ここで両者のどちらを採用かは設計思想のレベルで判断によることとなる。更に，係船機器とはやや趣を異にするが，巨大タンカーの係船作業を考える場合，ぜひとも考慮しなければならない問題として，作業者の安全確保と統括制御の困難がある。索作業は特に危険性が高く，岸壁，曳船，機器操作員への指示を誤ると重大な事故を招く可能性があり，指揮者は常に作業域全体を監視して適切な指示を与えなければならない。しかし，巨大タンカーでの作業域は艀首部，艀尾部いずれにおいても約 50 メートル四方にわたり，一人の指揮者が統括すべき索の数は，ケース 1 では 19 本に及ぶ（ケース 2 は 10 本）。このように広い作業域で，危険性の高い作業を円滑に行なうためには，指揮者／作業員また作業員／作業員の有効な交信手段の開発が必要となるであろう。

6.5 係船設備の省力化・自動化

6.5.1 一般

6.4で巨大タンカー（100万DWトン）係船作業時の問題点を摘出し、その対応策について述べているが、巨大タンカーに対しては次に述べるような理由により、情報の検出、伝達、表示を含めた機器の省力化、自動化が必要になってくる。即ち

- (1) 設備数量の増加（ケース1）による作業量および作業時間増大に対する対応策
- (2) 機器の大型化（ケース2）による人力操作の限界を越えることと作業者同志の視界の減少に対する対応策
- (3) 乗組員数が増えないことによる相対的な乗組員数の減少（特にケース1）に対する対応策
- (4) 作業面積増大に伴う作業者への必要な情報の伝達の方法

などが考えられる。これらの対応策としての省力化、自動化については必ず採用しなければならぬものもあるが、船型機器の大きさ、数量、乗組員数、棧橋のある海象、気象条件、陸上側の支援体制の程度、その他ケースバイケースで決定されるべきものも多く、一般論としては述べにくい点がある。

普通、係船設備（係船機、索径etc）は風、潮流等の定常外力をベースに決定されているため、質量の大きい巨大船になるほど質量に対して係船設備の力量、索径などが相対的に小さくなり船の運動を阻止する力はほとんどなくなる。従って索がアンバランスに張られていたり、船が波に同調し、大きな運動、変位が起ったときに索張力への影響も船が大きくなるほど大きくなり、破断等の確率も大きくなる。これら動的問題については来年度に検討の予定であるが、6.5.2に於ても波による船の運動と索張力の変化についても検討し、波の影響が無視し得ぬものであることが分った。

省力化、自動化の動向については、49年度に一般的調査を行ない49年度報告書（P142～P156）に記述しており、その後、特に新しいものは出現していないが、係船機（蒸気および油圧）、索運搬装置で開発済および開発中のもので実用化の近いものについてはより詳しく記述し、更に係船索についても従来より高弾性の繊維索（ダブルブレード）が海洋機器などでは使われているが、これらについての調査も行った。

6.5.2 波浪中の船体運動と索張力の変化

岸壁を建設する場合には出来るだけ波の影響の少ない場所を選定するのが原則であるが、ここ数年来船型の大型化に伴ない、ドルフィン棧橋など沖合につくられることが多く、特に日本海側、北海道地方の港は風、波の影響を比較的大きく受ける場合が多い。巨大タンカー用の棧橋がどのような場所に建設されるか、将来のこととしても環境保全、漁業権の問題などもあり、かなり沖合の風波の影響を受け易い所に建設される可能性が多い。

本年度作業も静的計算をベースに検討したが、特に沖合の棧橋の場合、波の影響は無視できない。これらについては来年度検討することにするが、本章では東京商船大学で行なわれた実験結果をベースに簡単に船体運動と索張力の変化について考察を行ないたい。

東京商船大学で行なわれた実験については文献6.4、6.5に詳細に記述があるが、240,000D/Wタンカーの1/150の縮尺模型を用い、風速25m/S、35m/Sの定常風で波なしの場合と風速35m/Sで波長1/3L～2/3Lの4ケースについての実験を行なっている。係留索は全て径40mmとしA方式はヘッドライン、スタンライン各3本、スプリングライン前後各2本合計10本、B方式は、プレストライン前後各3本、スプリングライン前後各2本合計10本とした。実験の結果を要約すると次の通りである。

- イ 風のみの場合には風速35m/secでも安全にしのぎ得る可能性がある。
- ロ 係留中の船の運動したがって索張力やドルフィン荷重の変動は波の周期に等しい周期を主にもっており、波浪の強制力に左右されることが大きい。
- ハ 波については波長の影響が最も大きく、波長が長いと索張力やドルフィン荷重が大きくなる。同波長の浪では波高の高いほど大きくなる。
- ニ 船の運動の状態は風波向きにより異なるが、索張力やドルフィン荷重には横移動の影響が最も大きく、次いで横揺

れ船首揺れ，縦揺れである。縦移動は船首尾方向の風波で影響する。

ホ 現状の係留方法では波長が船の長さの $1/3$ 以上の波では安全に係留できるといえない。また $1/3L$ の波でも船首尾方向 30° 以内でないといふのである。このような波に対しては抜本的な係留方法を開発しなければならない。

ヘ 波の入る場合はバースの向きは，波の方向に平行にすることが良い。

実験結果より

定常風 35 m/sec のみの場合と，定常風 35 m/sec ＋波の場合の索張力の最大値を比較してみると，前者が索1本当たり約 100 ton であるのに対して，後者は波長により少し差はあるがほぼ 300 ton 前後になっており約3倍にも達している。仮に6.2.1で決めている風速条件の 27.3 m/sec としても約 250 ton 前後程度で索の破断力をはるかに越えたものになるわけである。

以下巨大タンカー（ 10.0 万DWトン）の例について簡単な計算を行ってみる。主要寸法は49年度の報告書にある船型のうちから $L/B=5.5$ のもの（6.3.1と同じ船型）とした。

$$L_{pp} \times B_m \times D_m \sim d_m = 476.0\text{ m} \times 86.6\text{ m} \times 45.7\text{ m} \sim 33.4\text{ m}$$

$$C_b = 0.83$$

$$C_{\omega} = 0.998$$

$$I_{cb} = 14.89$$

$$\Delta_r = 1.173.000\text{ ton}$$

$$GM = 15.0\text{ m}$$

$$KG = 23.9$$

横慣動半径 $K_x = 30.3\text{ m}$ (K_x/b) 値は加藤氏の式による

$$\text{横揺周期 } T = \frac{2\pi K_x}{\sqrt{g \cdot GM}} = 15.7\text{ sec}$$

外力条件としては，定常外力は既に静的計算で計算しているので，変動外力だけを考慮計算を行ない，後で加えれば最大索張力を求めることが出来るので波のみを考えることにする。波としては次のケースを選んだ。即ち周期 15.7 sec は船の固有周期に等しい波，また波高 4 m は考えられる最大波高である。

$$(A) \quad \text{周 期} \quad 15.7\text{ sec} \quad \text{波高} \quad 1.5\text{ m} \quad \text{波長} \quad 384.5\text{ m}$$

$$(B) \quad \text{周 期} \quad 10 \quad \text{波高} \quad 4 \quad \text{波長} \quad 156.0 \quad "$$

波長（L）と周期（T）の関係は深海波を想定し

$$L = \frac{g}{2\pi} T^2 \quad \text{の式を用いた。}$$

計算を単純化するため真横から来る波を考えると，船体運動としては索張力に与える影響が大きいRollとSwayだけを考えた。

$$\text{Rollの運動を} \quad \phi = A_\phi \cos(\omega_e t + \alpha)$$

$$\text{Swayの運動を} \quad y = A_y \cos(\omega_e t + \beta)$$

と置いて振幅 A_ϕ ， A_y と位相差 α ， β は船体の各断面をLewis Formに近似し，ストリップ法により流体力を求める計算プログラムを使用して求めた。索張力は図6.5.1のように係留されたプレストラインについて計算した。

初期張力を0として，フェアリーダとピットの間の距離（ l_1 ）は

$$l_1 = \sqrt{6.7^2 + 8.9^2} = 89.25 \text{ である。}$$

フェアリーダ・ウインチ間距離（ l_2 ）を 27.0 m とすれば

ウィンチフェアリーダ間距離 270m

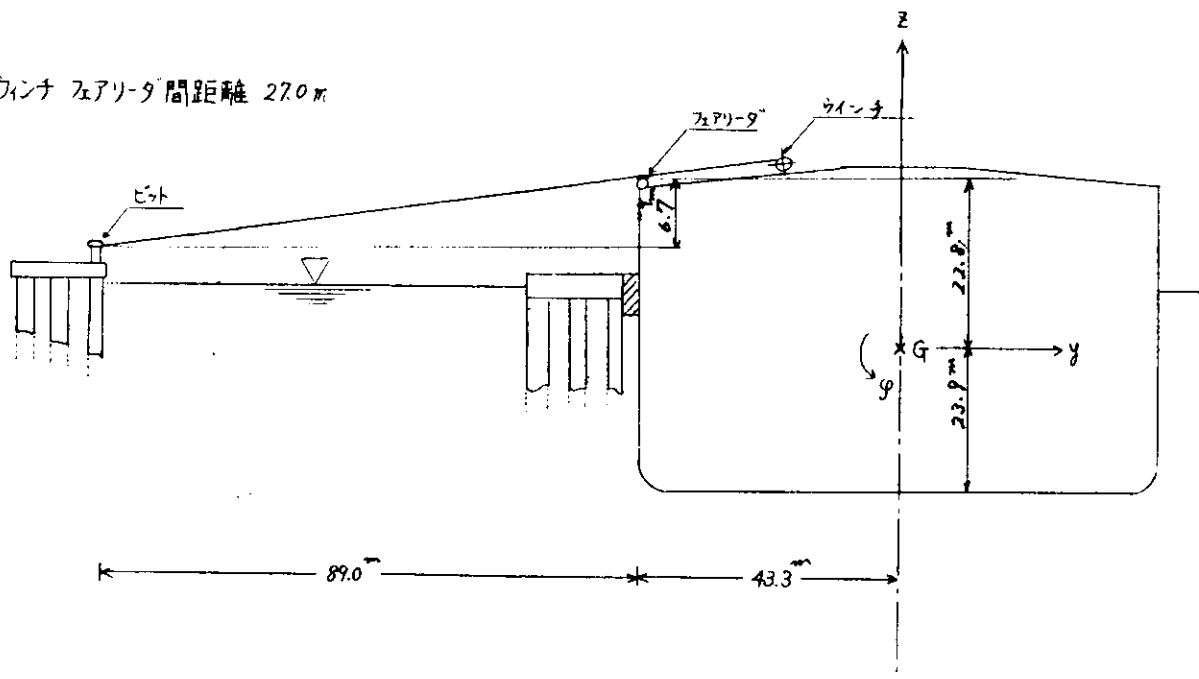


図 6.5.1

索の自然長 (l_0) は $l_0 = l_{10} + l_{20} = 116.25\text{m}$ となる。

いま、船体が波浪中で $y\text{m}$ sway し、 ϕ (rad) Roll したときの y 、 ϕ の正負の関係は図 6.5.2 の如くなっている
のでフェアリーダとピットの距り (l_1) は

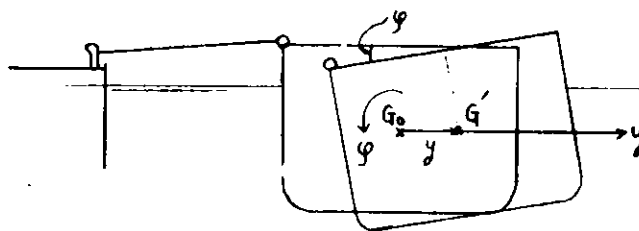


図 6.5.2

$$l_1 = \sqrt{(89.0 + y - 22.8\phi)^2 + (6.7 - 43.3\phi)^2}$$

$$= \sqrt{7965.89 + 178y - 4638.62\phi + y^2 + 2394.73\phi^2 - 45.6y\phi}$$

ϕ 、 y が小さいと考えると次のように近似出来る。

$$l_1 \div 89.25 (1 + 0.0112y - 0.2912\phi)$$

従って歪は

$$\varepsilon = \frac{l_1 - l_0}{l_0} = \frac{8925}{11625} (0.0112y - 0.2912\phi)$$

$$= 0.0086y - 0.2236\phi \text{ となる。}$$

40 IWRC のバネ定数は $E = 10000 \text{ Kg/mm}^2$

$$A = 810 \text{ mm}^2 \text{ より } EA = 8100 \text{ ton}$$

従って索張力 (T) は

$$T = EA\varepsilon = 69.7y - 1811.0\phi \text{ (トン) となる。}$$

前述の計算プログラムにより計算された Sway, Roll および索張力は次式のようになる。

$$\begin{aligned}
 \text{(A) Sway} &: y = 0.600 \cos(\omega_e t - 2.623) \text{ [m]} \\
 \text{Roll} &: = 0.1386 \cos(\omega_e t - 3.090) \text{ [rad.]} \\
 &= 7.94 \cos(\omega_e t - 3.090) \text{ [deg.]} \\
 T &= 4.182 \cos(\omega_e t - 2.623) - 251.0 \cos(\omega_e t - 3.09) \\
 &= 215 \cos(\omega_e t - 0.037) \text{ [Ton]} \\
 \omega_e &: 0.40 \text{ [1/sec]}
 \end{aligned}$$

図 6.5.3 に Sway, Roll, 図 6.5.5 に索張力の変化を図示する。

$$\begin{aligned}
 \text{(B) Sway} &: y = 0.7673 \cos(\omega_e t - 1.664) \text{ [m]} \\
 \text{Roll} &: = 0.0145 \cos(\omega_e t + 1.482) \text{ [rad.]} \\
 &= 0.831 \cos(\omega_e t + 1.482) \text{ [deg.]} \\
 T &= 5.348 \cos(\omega_e t - 1.664) - 26.26 \cos(\omega_e t + 1.482) \\
 &= 79.7 \cos(\omega_e t - 1.66) \text{ [Ton]} \\
 \omega_e &: 0.6283 \text{ [1/sec]}
 \end{aligned}$$

図 6.5.4 に Sway, Roll, 図 6.5.5 に索張力の変化を図示する。

以上の概略計算でも明らかな如く、波の大きさ、周期等によっては索張力は非常に大きな値になることがわかる。定常外力のために索張力が過大になっているのであれば、索の強度、あるいは数を増すことによって解決するが、波による船の運動による索張力の過大は、船体自身の質量が大きく、単に索の強度あるいは数を増すことによって解決不可能である。

このために考えられたのが、オートテンション機能を持ったいわゆるオートテンションウインチである。しかしこのウインチは、機械の内部摩擦のため外力が大きくなると繰り出すが、外力が元に戻っても捲き込まず、更に小さな外力になってはじめて捲込みが始まるという欠陥があり、そのため船位の保持ができないので最近では大型船にはほとんど使用されていない。従って、波の影響を受ける棧橋の場合には船体運動あるいは索のアンバランスによる過張力は逃げ、しかも定常外力に対しては船位の保持能力のある次の機能を持った新しい係船システムの開発が必要となる。

- (a) 各グループ内の索張力をイコライズすること。
- (b) 各グループの相互の索の不均衡の是正（必ずしも同一張力にすることではなく、船位、外力を考えた各グループ間の索をバランスさせる）すること。

(A) 波周期 15.7 sec 波高 15m

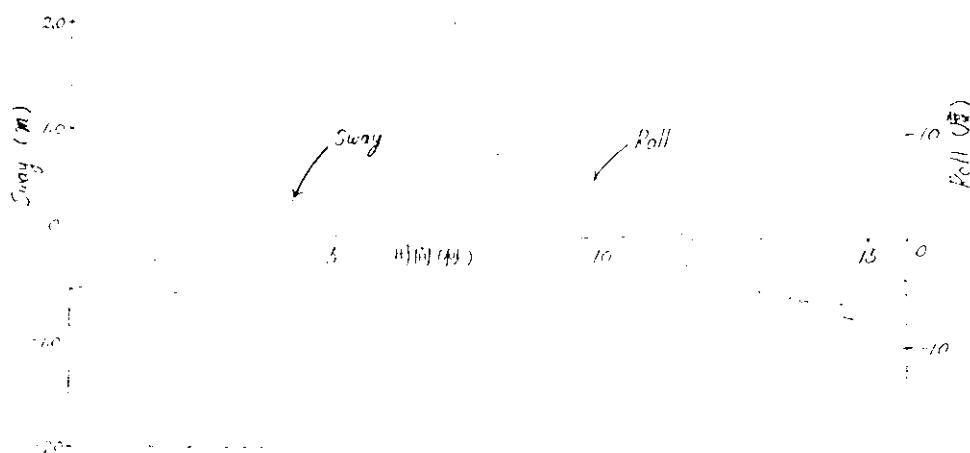


図 6.5.3

(B) 波周期: 10.0 sec 波高: 4.0 m

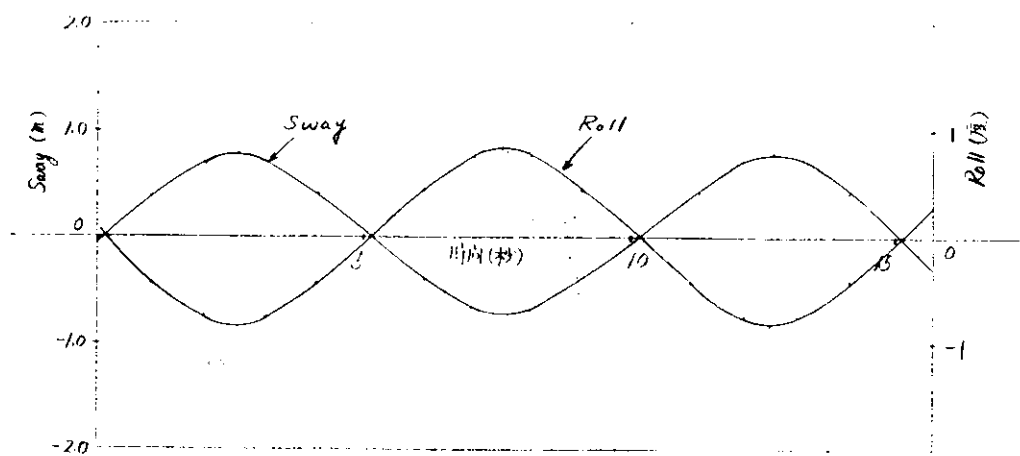


图 6. 5. 4

索张力

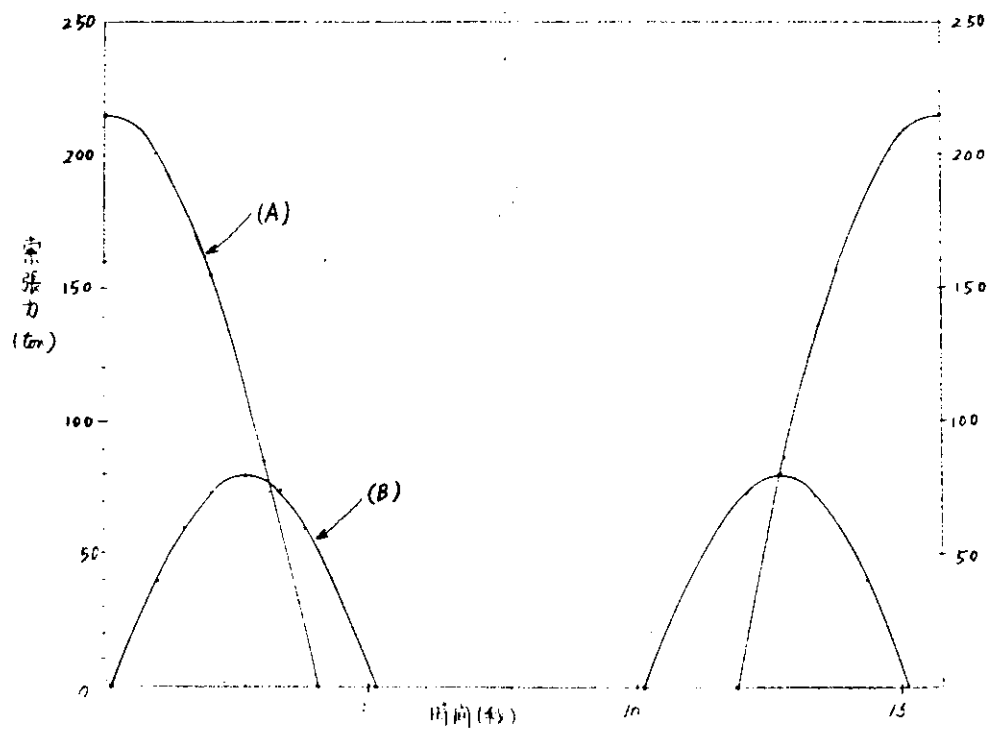


图 6. 5. 5

(C) 波による船体の運動に伴う索張力の過大を防ぎかつ船位保持機能を失なわぬこと。

6. 5. 3 係船機の省力化自動化（蒸気式係船機）

(1) 従来は下記のようなものが考えられてきた。

(イ) 索張力の検出

索張力を検出し、その変化を目でみながらウインチ操作しようとするものである。これはすでに実用化されている。（Brissonneau, SR-106 報告書）

また両者とも Low Tension, High Tension の時の Alarm も出せるように出来る。

(ロ) Equalizing 各索の張力を均一にすること。

SR106で油圧的に Equalizing する方法を検討したが、可成り複雑な手法である。

(ハ) A・T・ウインチ

索張力が大きくなれば繰り出し、小さくなれば巻き込む方式である。この Winch は非常に広範囲に使用されたが、船位が動くということと現在ベルシャ湾では使用禁止されている。

船位が動く原因は次の通りである。

- (a) 外力でゆるんだ側の索を巻き込む。これは絶対に禁止されるべきことであるが、この動作を行なうので、外力がなくなっても索を巻き込んだ分だけ最初の保船状態と異なったバランス系となる。
- (b) 外力のかかった側の索を繰り出す。これもバランスをくずす原因となる。外力が索に均一に働いていれば索切断の心配がないので繰り出す必要はない。その心配のあるときは港外へ待避すると考えている。
- (c) お互いの索がひきあっている。H・LとS・Lが互いに引き合っているため、Winchの繰り出し荷重と巻き込み荷重の差の分だけの効果しかない。

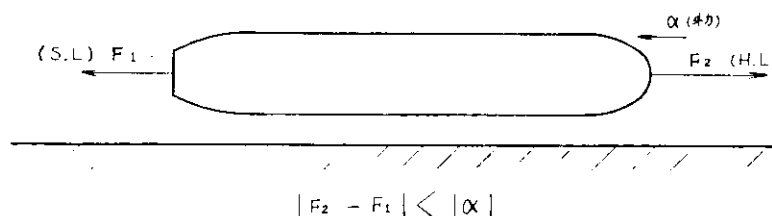


図 6. 5. 6

の状態では船は流される。即ち保船力としては $|F_2 - F_1|$ しか働いていないことになる。

以上が従来考えられた保船中の索調整手法であるが、いずれも船体の動きそのものとは無関係に索の張力だけを考慮して打った対策で根本的な解決策とは思えない。また機構的に複雑であるとか、船位を動かしてしまう心配もある。

これらの問題を解決し船体の動きから保船と言うものを本質的に考えようとしたもののうちの 하나가以下に述べる I 社の P・T・System である。

(2) P・T System のポイント

P・T System とは

「吃水変化に対応する索のゆるみ、または張り過ぎだけを防止できるように吃水変化に対応する量だけ索調整を行ない常時必要な索張力を保っておける手法。従ってどんな外力がかかってもまずは耐えるだけで、索の繰り出し、巻き込みはやらない」

即ち、各索 1 本を考えてみると図 6. 5. 7 に示すような状態を常にキープできるようにすることである。

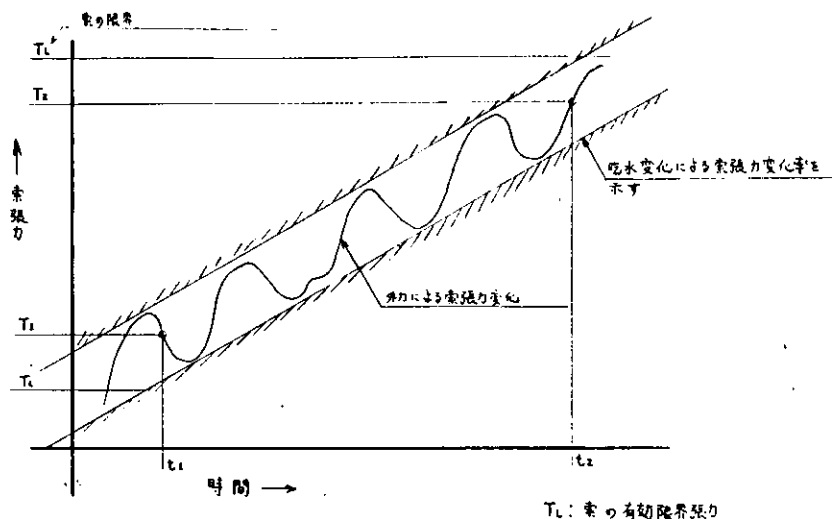


図 6. 5. 7

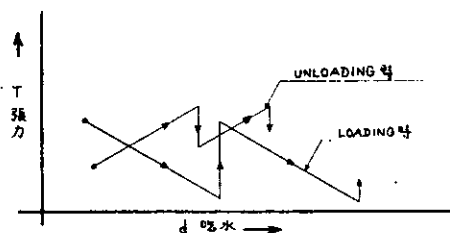


図 6. 5. 8

- (イ) t_1 時に於て索張力 T_1 とすれば、 t_2 時には索張力は T_2 附近にいく。常に外力が働いているので、 T_2 はある範囲 (図 6.5.7 斜線内) 内の値を示す。
- (ロ) $T_2 > T_1$ (Unloading 時)、 $T_2 < T_1$ (Loading 時) いずれに於ても同様の傾向となる。
- (ハ) 少し位の外力があっても常に船位が移動しない T_1 、 T_2 を求め常時索張力が $T_1 \sim T_2$ の範囲にあるようにすればよい。

(3) P・T・S systemの実機への適用

以上の性能を満足するものを実機へ適用したものが図 6.5.9 のようなものである。

- (イ) Unloading 時 … 常時索張力が増す傾向にある。

初期張力 T_1 の設定

係船索に与える初期張力が $T_1 = 3^t \sim 5^t$ になるように減圧弁で Steam Press. をさける。

エンジンアイドリング

T_1 の設定が出来たら、クラッチを外しエンジンをアイドリングする。アイドリングスピードが速いと、クラッチの on/off がうまくいかない。また蒸気の消費量の問題があるので、止め弁をシャットしておき更にニードル弁で流量調整をしておく。

張力再調整

一定の時間経過すると吃水の変化とともに索張力は増加してくる。ある張力と思える時間にクラッチを入れ、ブレーキを外すと索は繰り出され、索張力は初期張力 T_1 へ戻る。

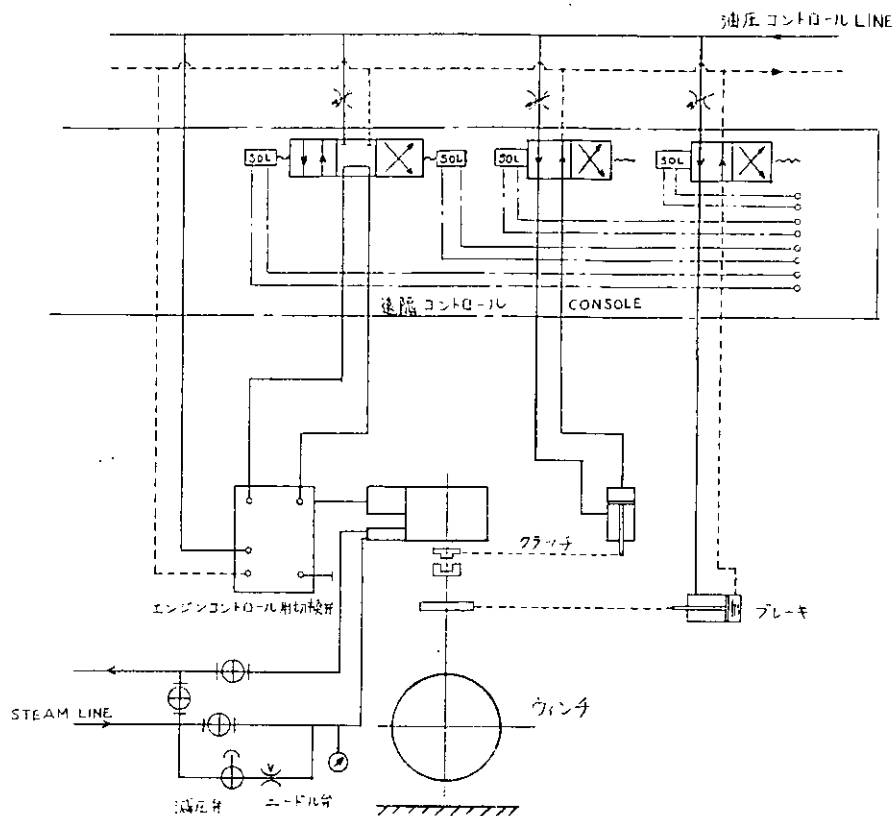


図 6.5.9 Steam winch の例

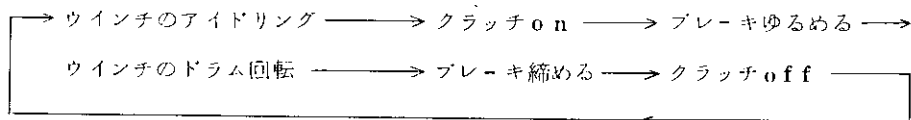
以上を各索で繰り返せば、各索は常時索調整が出来て有効に使用でき、しかも自動調整をやっても船位を動かす心配のないシステムが成り立つと言う考え方である。なお、ブレーキ、クラッチ等はTimer Setにより自動的に切り換え得るようにする必要がある。

(ロ) Loading 時 … 常時索張力が減る傾向

初期張力はウインチ能力の最大をとればよいので、減圧する必要はない。

それ以外はUnloading時と同様の操作を繰り返せばよい。

即ち以下の繰り返してウインチを操作する



(ハ) 各ウインチの操作

各ウインチの操作をグループ単位でやる場合と個々に順次操作する場合の2つの方法があるが、船位を動かさないために個々で操作した方がよいと考えている。即ち、ドラム数20あれば、 $1/20$ の係船力が一時的に変っても殆んど船位が動く心配はないと考えられるからである。

このような考え方で各ウインチのドラムを順次前述の要領で遠隔制御され、あらかじめSetされたTimerにより作動させればLoading, Unloading, 潮汐等によるゆるやかな張力変化に対しては常時理想的な係船状態を維持できると考えられる。

6.5.4 係船機の省力化・自動化（油圧式係船機）

M社N社共同で、電動油圧ウインチ（高圧）を使用した自動制御方式を開発したが、その基礎実験用のシミュレーションモデルについては49年度報告書（P149～150）に述べているので省略するが、現在実用化用ウインチとその制御システムの開発を、日本船用機器開発協会と共同開発しているので、その油圧ウインチおよび制御の概略とそのシステムを実船に適用した場合に得られるであろう機能について以下紹介する。

(1) 自動化ウインチ

本ウインチは実用化試験用に製作したもので主な要目は

定格（主ドラム）	20 / 8 ton × 10 / 20 m / min
ドラム寸法	590 φmm × 980 l mm
ワイヤー	44 φmm swr × 200 m
油圧ポンプ（主）	可変型量型 定格回路圧 18.0 Kg / cm ²
原 動 機	5.5 KW 4 P 440 v 60 HZ

であり、図6.5.10に外形図を、図6.5.11に油圧系統図を示す。なお、本ウインチは以下に示すように特徴を有している。

(イ) 速度制御と圧力制御の選択ができる。

速度制御のときは油圧ポンプの傾転角を制御することにより、圧力制御の時は油圧ポンプは捲込側に一定吐出量で吐出されるよう制御される。

(ロ) 索張力～油圧変換器を持っている。

張力設定器に指令張力を与えると圧力サーボ弁が作動し、油圧回路はある圧力になる。この圧力は圧力-張力変換器に入力され、圧力変換器よりの信号はウインチドラムの状態（巻込、停止、繰出）検出器の信号と合成演算され、張力として張力計に指示される。この場合ワイヤーの巻尺／数の影響も考慮して修正される。

(ハ) 回転数およびワイヤー繰出量が検出できる。

ウインチドラムの回転速度はパルス発信器の信号より演算され、同時にワイヤー巻き層数、ワイヤー繰出量も合わせて演算表示される。

(2) ウインチの制御

本ウインチは機側あるいは遠隔のコントロールスタンドより制御される。手動制御の場合は、通常ウインチと同様速度制御を行ない自動制御の場合には圧力制御を行なう。制御の基本は位置に比例した比例制御（P動作）と速度に比例した微分制御（D動作）、更にその上にON-OFF制御を組合せたものでその概略フローチャートを図6.5.12に示す。なお、ウインチの機能および制御については特許出願中である。

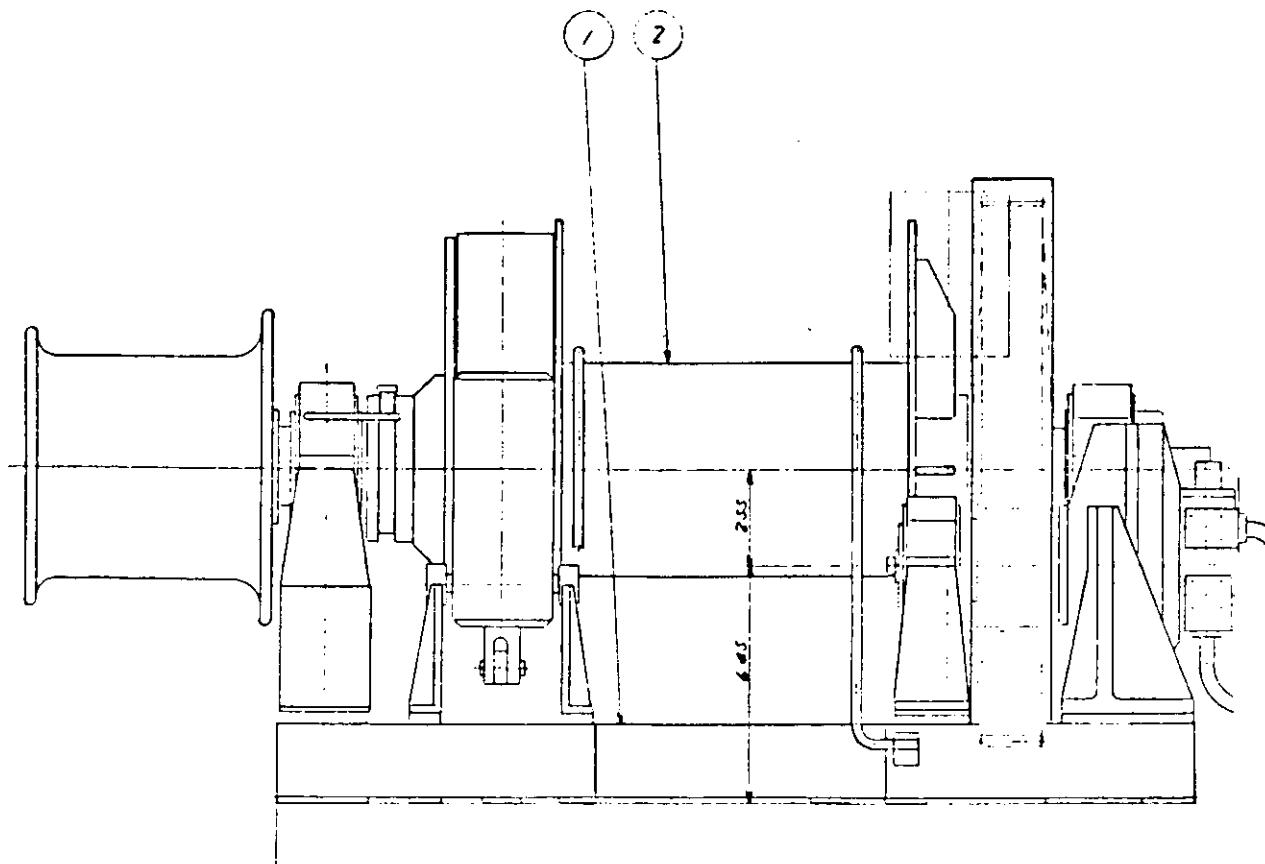
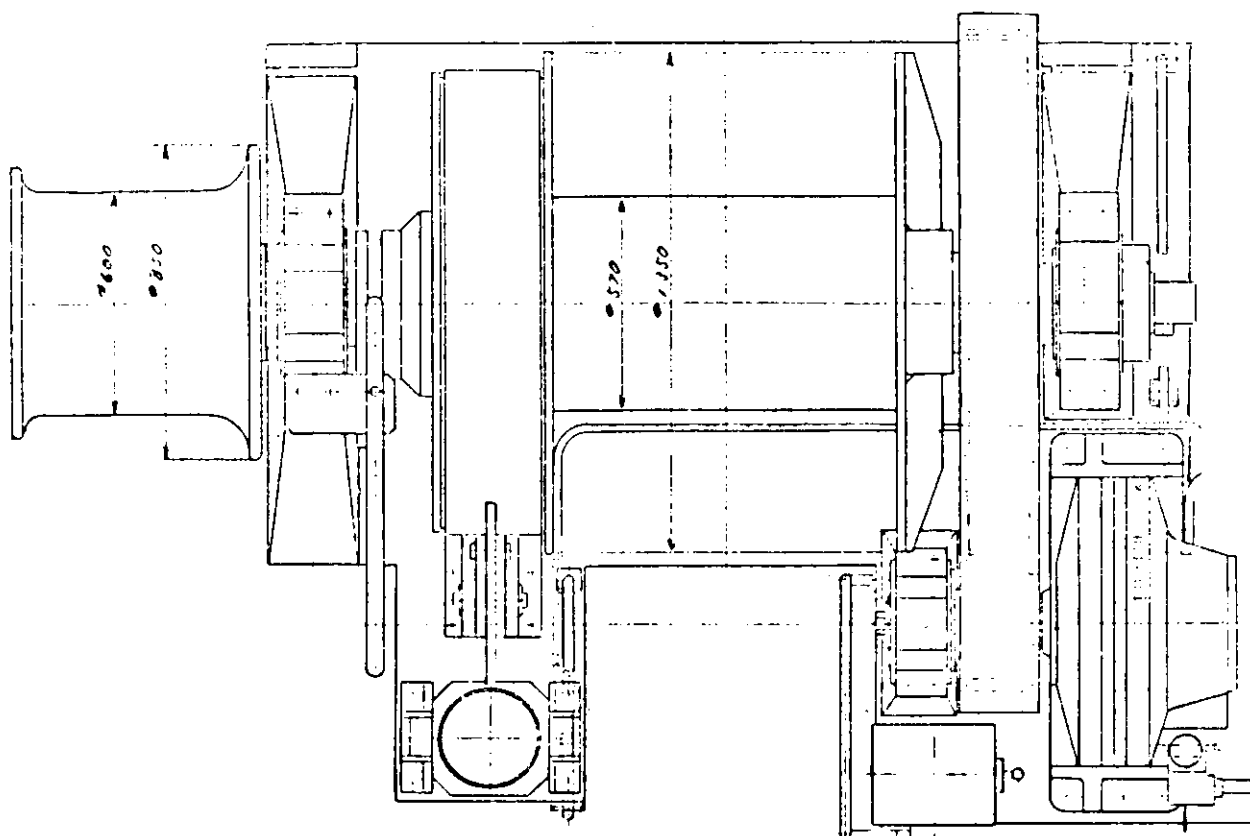
(3) 実船への適用

以上述べたウインチおよび制御方式を実船へ適用した場合に必要な設備としては、次のものである。

自動化ウインチ	必要数	（索張力検出器は内蔵しているため不要）
船位センサー	2 式	（ヒール、トリム検出器も含む）
コントロールコンソール	1 式	
コンピューターおよび附属機器	1 式	

これによって得られる機能としては(a)索張力調整と(b)船位保持である。

従来のオートテンションシステムは、索張力が過大になれば繰出し、過少になれば巻き込むことになっているが、繰出張力と巻込張力の差、いわゆる不感帯が大きいため、外力の増大により船位が移動した場合、その外力がなくなっても索張力は元に戻らず、索張力の不均一が生じ、そのため船位が更にずれるという欠陥があった。また仮に、不感帯の極く小さい機械効率のよいウインチであっても索張力の均一化までであり船位保持は本質的に持ち得ないもの



6. 5. 1 0

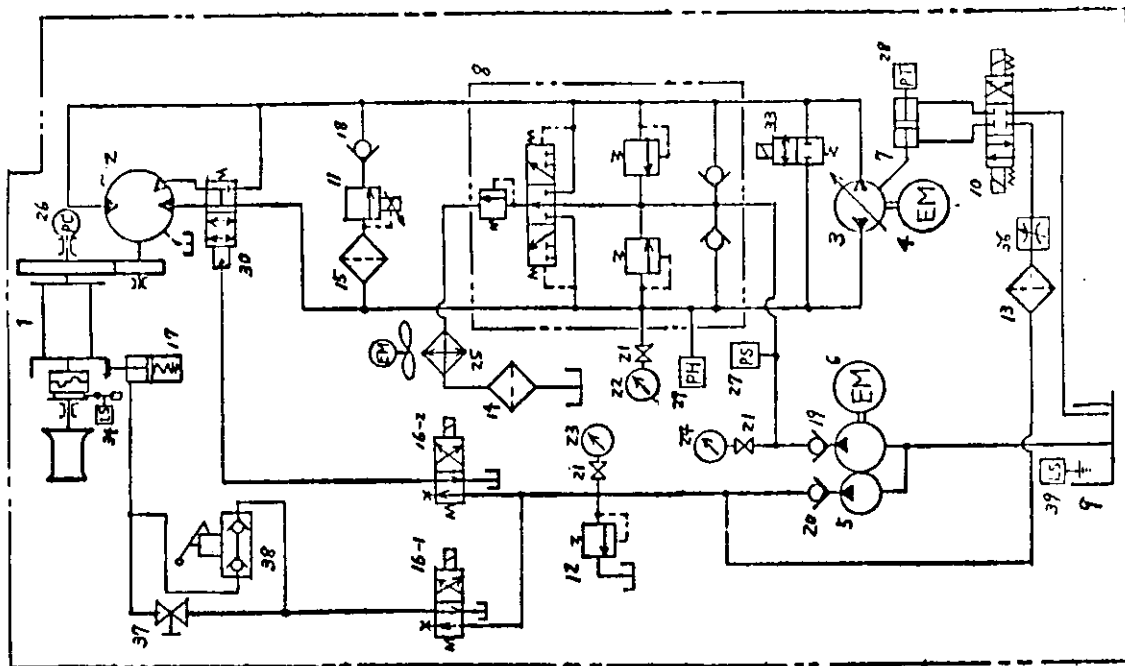


图 6.5.1.1

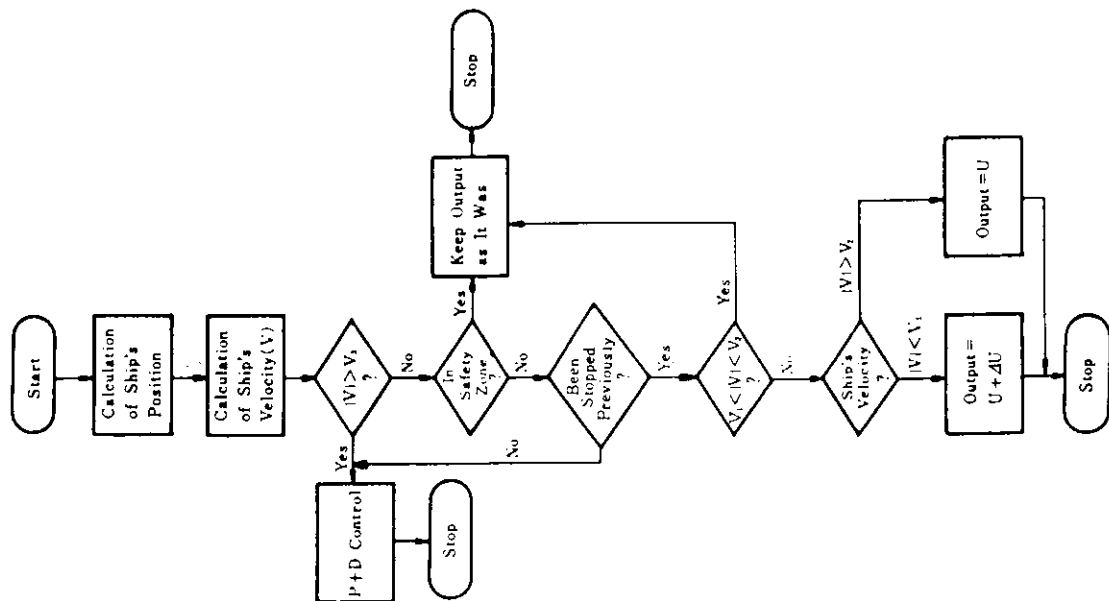


图 6.5.1.2

である。

本制御システムを採用すれば上記(a),(b)の機能が両方とも満足することが出来ると同時に、岸壁係船中の索の見廻り索調整作業が不要になり、省力化も実現できる。

6.5.5 索運搬設備

係船索の運搬設備として、

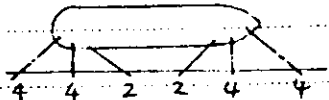
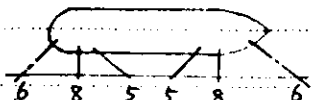
イ メッセンジャーウインチ方式

ロ ボールウインチ

ハ オクラ

等について前年度報告書に述べた。このうち、前年度では鋼索の運搬にメッセンジャーウインチを用いた方法について検討し、巨大船として適用可能であることがわかった。この方法は多数のリードローラーを甲板上に配置して索（鋼索）がリードローラー上を舷側まで移動するもので、リードローラーの間隔は索の剛性と繰出速度との関連からローラスパンに対して索の垂れ下がりが繰出しに支障ない程度に配置する必要があるため、繰出しにウインチの押出機構を利用するためには相当数のリードローラーが必要であった。繰出しにはメッセンジャーロープのセット及びメッセンジャーウインチによる引出し等の人力作業を要するものの、係船索の繰り出しは手堅く行なわれるが、一方甲板上に配置された多数のリードローラーのメンテナンスが困難であり、このためにかなりの時間を要するなどの問題があった。

繊維索については操作性がよいので運搬設備を設けなくても人力での取扱いが可能で特に問題はないと思われる。人力操作の軽減、省メンテナンス及び省力化を目的として下記の仮定における索運搬設備について検討を行なった。

		索 数 2 0 本 の 場 合	索 数 3 8 本 の 場 合
索 配 置			
索 径	ヘッド、スタンライン	70φダブルブレードロープ	70φダブルブレードロープ
	プレスト、スプリングライン	60φIWRC	40φIWRC
ウインチ配置	プレスト、スプリングライン	両舷の舷側に配置	両舷兼用型（船体中央附近）
索運搬設備	ヘッド、スタンライン (繊維索)	1. 人力による繰出し 2. メッセンジャーロープによる引出し	同 左
	プレスト、スプリングライン (鋼索)	1. ボールウインチ方式 2. ロープ樋方式	1. ボールウインチ方式 2. 台車方式

(1) 繊維索の運搬

ヘッドライン及びスタンラインに使用されるロープ（70φダブル、ブレードロープ）は6.5.6.で述べる如く、強度は従来のナイロンロープに比較して約30%向上、柔軟性はほぼ従来の8つ打ちロープと同程度で、強度、柔軟

性および操作性の点で扱いよいロープと言える。しかし、重量では従来の三つよりロープに比較し約5%増加するが操作性がよいので一般的には人力での繰出作業が可能である。

(イ) 運搬装置

ヘッドライン及びスタンラインの運搬はプレスト、スプリングラインに比較し、運搬距離が比較的短いことと、使用索が繊維索のため操作性よく運搬設備を設けなくても人力で繰り出しができる。また、メッセンジャーロープをフェアリーダローラを介してウインチのワーピングエンドに取り繰出すこともできる。

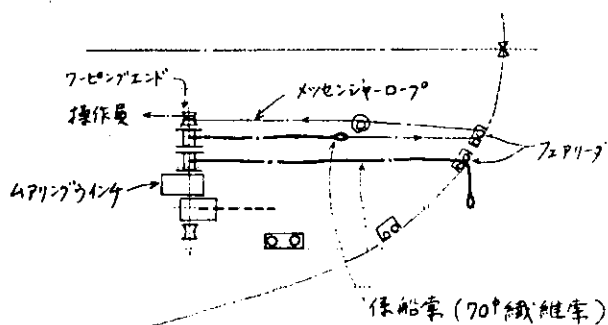


図 6. 5. 1 3

(ロ) 運搬順序 (メッセンジャーロープによる引出し)

入港前の作業として、ドラムに巻かれた係船索の先端アイスブライスを引き出し用のメッセンジャーロープを結び舷側のフェアリーダに通したあと、メッセンジャーロープの端をウインチのワーピングエンドに戻す。ウインチを巻き出しながらワーピングエンドにて順次メッセンジャーロープを巻き取れば係船索はウインチドラムより繰出される。

先端が舷側のフェアリーダに達したならば、アイスブライスを舷外に出す。舷外より水面まではある程度人力により引出せば、舷外の垂れ下り部分のロープ重量により、以後ウインチのみで繰出しが可能になる。

水面より陸岸までの運搬および陸岸への係止は前年度に述べた方法と同様とする。

(2) 鋼索の運搬

(イ) ボールウインチ方式

ボールウインチはI社及びK社により共同開発されたもので、係船索(鋼索、繊維索)の繰り出しや離岸時の巻き込みを自動的に行なうことが出来る新しいウインチで密接して配置された2個の空気入り球状タイヤとこれを駆動する油圧モーター、移動台車などから構成されている。このウインチを舷側のフェアリーダに接近して設置すれば、大径鋼索(60φIWR.C)の場合でもムアリングウインチを特に両舷の舷側に配置しなくても、索の運搬が可能である。適用索径は現在鋼索で26~40φであるが、更に60φまで使用できるよう開発は可能であるとのことである。

(i) 主要仕様

形 式	B430形
適用索径	鋼索 26~40φ 繊維索 16~80φ
駆 動 力	150~300Kg (油圧力50~70Kg/cm ² 時)
抗 力	70~100Kg
繰出 速度	最高90m/min (油量50ℓ/min時)

駆動方式 油 圧 式

重 量 4 5 0 Kg

(ii) 構 造

ロープを繰り出す部分に空気入りのゴムタイヤを使用しているため、ロープの結び目などの断面の急激な変化に対してもスムーズに対応することが出来るので、アイスブライスや、サツマ部の繰り出しも極めてスムーズに行なうことができる。また、タイヤを逆転させるだけでこれらロープの巻込みも自動的、連続的に行なうことができ、ロープの着脱もタイヤを回転させながら転倒させることによって簡単に行なえる。

図 6.5.14 に本装置の構造を示す。

油圧モーター軸にウォームネジが直結されており、ウォームネジからウォームホイールを経て1対のボールタイヤが駆動される。したがってボールタイヤはそれぞれ反対方向に同一回転数で回転し、索を所定の方向に繰り出し、あるいは巻込みを行なう。またボールタイヤの部分は油圧シリンダで起倒できる構造になっており、さらにボールウインチ全体が走行することの出来る機能をもっている。

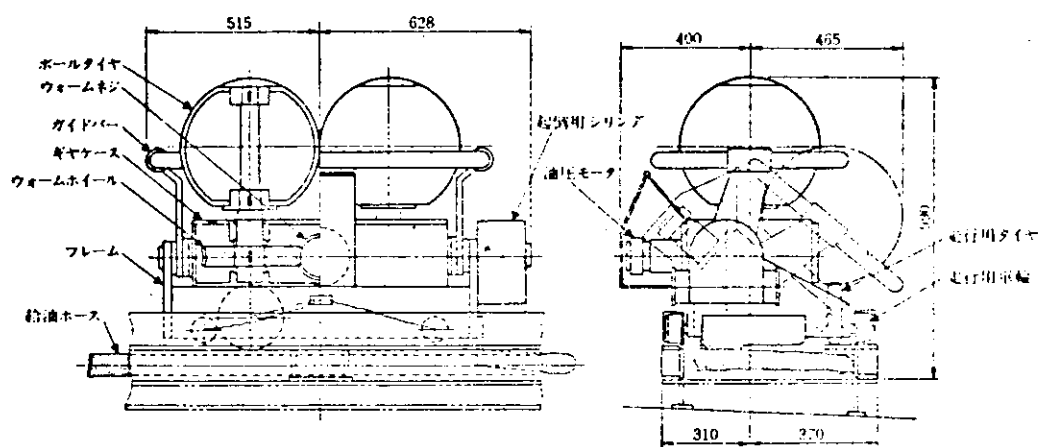


図 6.5.14 全体組立図

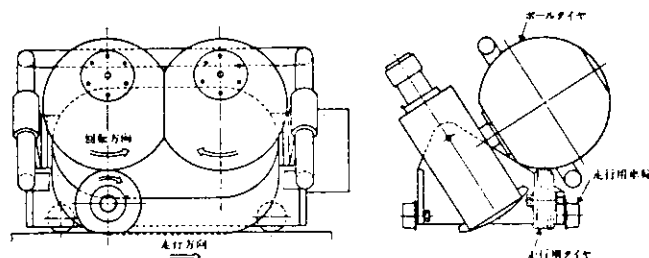


図 6.5.15 走行状態

(iii) 特 長

① 係船作業の機械化が可能

従来人手、人力にまかせて行なっていたロープの繰り出し、喰い込みのはずし、ダクリインの引き上げ等をすべてボールウインチで行なうことができる。

② あらゆるロープの繰り出し、巻込みができる。

繊維索をはじめ鋼索など直径20～80mmまでの各種ロープの繰出し、巻込みが可能。

③ 係船作業の自動化が可能

同ウインチは操作が簡単で単独運転及びムアリングウインチとの連動も可能なのでロープの繰出し、巻込み作業を自動化できる。

④ 係船作業の省力化が可能

同ウインチは一人の操縦者で運転できるので、従来のように数人の作業員でムアリングウインチのドラムからロープを引出し舷外に繰出すという重労働から作業員を解放できる。

⑤ 安全性の向上

人手がいるのは最初に細い先取りロープをボールウインチ上に導く時だけで、後はロープに手をかける必要がないので安全性が向上する。

(iv) ボールウインチの特性

① ボールウインチの駆動力（張力）とモータ

駆動油圧との関係を図 6.5.16 に示す。

図に示すようにウインチのもつ駆動力は索の種類と索径の大きさにより変化し、一般に同一駆動油圧力では索径の小さい程、また繊維索より鋼索の方が大きい駆動力となる。これは本機が両タイヤ間に索をはさみ込み、摩擦により繰出す機構を採用しているために索径の大きいほどはさみ込みの効果が悪くなるものと推察される。

② 一般にムアリングウインチを巻込む時に索に若干の張力を与えながら巻込めば、ドラム上でダンゴ巻きになりにくく有効に巻込むことができる。図 6.5.17 はボールウインチが索によって回転させられた場合に索に発生する張力試験結果を示す。ボールウインチを介してムアリングウインチを巻込めば、ボールタイヤのアイドリングにより索に適当な張力（約 50 Kg 程度）を発生させ、ダンゴ巻きのない状態で巻きとることが出来る。

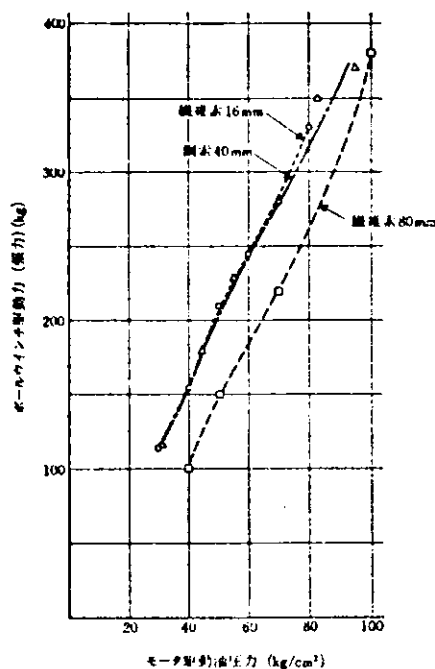


図 6.5.16 駆動力

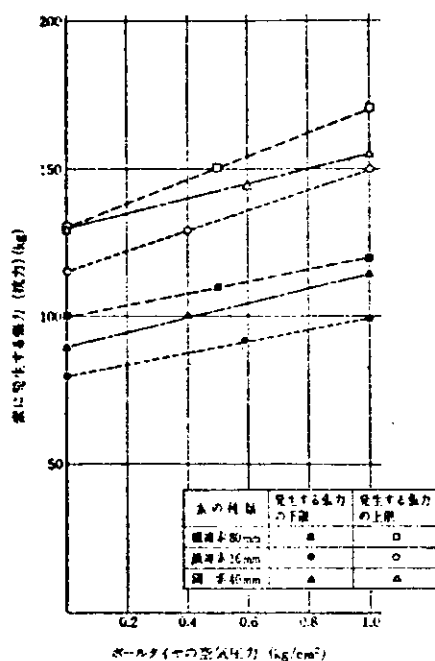


図 6.5.17 索に発生する張力（抗力）

(v) 運搬順序 (図 6.5.18 参照)

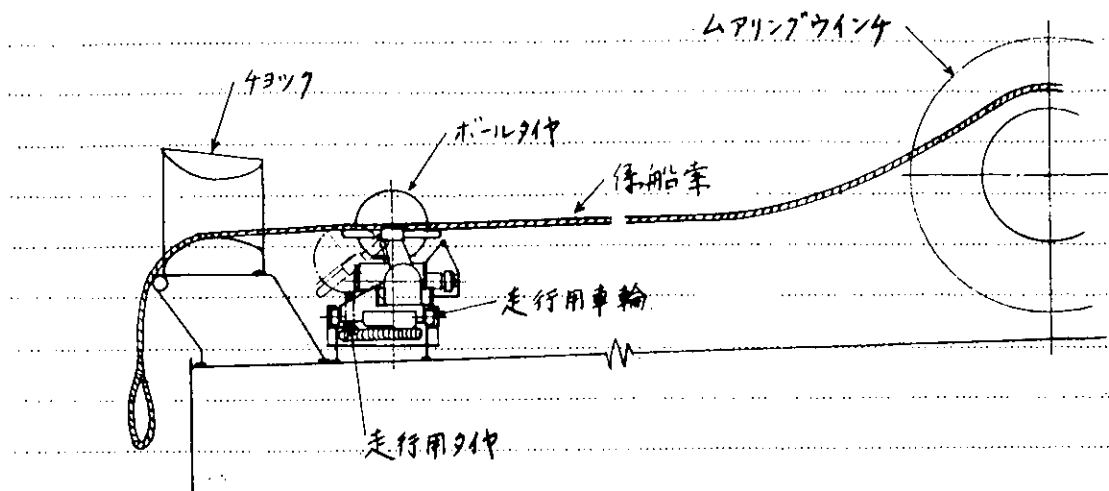


図 6.5.18

1. 油圧ポンプユニットのスイッチを入れる。
2. ボールウインチ格納用ストッパピンを外す。
3. 格納位置からフェアリーダまたはチョックの前までボールウインチを走行させる。
4. ボールタイヤを起すことによりボールウインチの準備は完了する。
5. ウインチドラムに巻かれた係船索のアイスブライスに先取索（ナイロン3撚りロープ20φが適当）を結び先取索を舷側のボールウインチまで引っ張って行き、両ボールタイヤの山と山との間にはさむ。
6. ムアリングウインチとボールウインチは連動されている（単独にボールウインチのみ駆動することもできるのでムアリングウインチを繰出し方向に操作するとボールウインチは駆動をはじめ、先取索は両ボールタイヤ間に食い込み、先取索をメッセンジャーとしてムアリングウインチより繰出された係船索を舷側へ引き出し始める。
7. 係船索のアイスブライスがボールタイヤを越えたところで先取索を取り外す（以降の作業に差し支えなければ必ずしも先取索を取外す必要はない）。
8. 先取索を取り外した後、係船索をそのまま繰り出す。係船索のアイスブライスがフェアリーダまたはチョックから舷外に出たら係船準備作業は完了する。
9. 先取索または係船索を係船準備作業中ボールタイヤから外すときは、索をゆるめて上へ持ち上げ、持ち上げた索を巻込み側にボールタイヤを少し廻せば簡単に外すことができる。
10. 係船のために緊張した係船索をボールタイヤから外すときは、ボールタイヤを倒しながらボールタイヤをいずれかの方向に少し廻せば外すことができる。
11. 係船索をムアリングウインチに巻きとる作業

緊張した係船索をボールタイヤに食い込ますには10項の逆を行えばよい。

係船索を食い込ませた後、ムアリングウインチに巻きとる作業にはボールウインチの操作は特に必要がない（中立位置にセットしたままでよい）ボールウインチを介してムアリングウインチにより巻き込む場合は、索を介してボールウインチを空転させそれだけで索に適度な張力を与えながら巻き込むことが可能であり、だんご巻きを防止することが出来る。

(ロ) ロープ樋方式

〔ムアリングウインチを両舷の舷側に配置した場合〕

係船索として60φIWRC（m当り重量15.8Kg）のハンドリングは従来より一般的にいわれてきた人力に

よるハンドリング限界径（40φ）を遙かに越えたものであり、作業に於ける人力操作は極く一部を除き対象としない。従って索運搬上より考えた場合、ウインチドラムを舷側にできるだけ寄せて配置し、運搬距離を極力短縮することが装置上有利である。

(i) 運搬装置

図 6.5.19 に示す如く、ウインチドラムとチョックとの間にロープ樋（固定）を設け、ロープ繰出時及び巻込時とも人力操作することなく、係船索は樋の中を移送する。ムアリングウインチにはロープ押出機構及びロープシフターが必要となる。

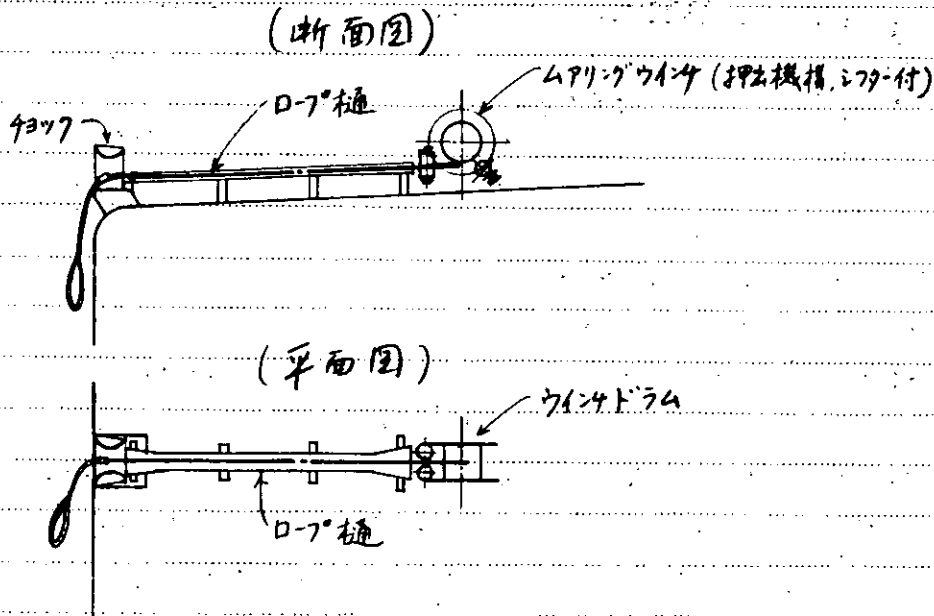


図 6.5.19

係船索の先端には繊維索のアイスブライス（ペンダント）を取付けチョックの通過を楽にするとともに陸岸ピット等への係止作業の負担を減らすことが出来る。

係船索と繊維索の連結には特殊連結金物を用いる。

(ii) 運搬順序

繰出し作業としてはドラムに巻かれた係船索の先端をロープ樋に置きウインチを巻き出せばウインチの押出機構によって索は樋に沿って舷側のフェアリーダへ繰出される。先端がチョックに達したならば、ペンダントを舷外に出すのみで作業は比較的容易に行なわれるものと思われる。樋は舷側に近く波浪の影響を受け易いので十分な強度のものとする必要がある。

この装置の実施にあたっては更に実験等により作動の確認が必要と考えられる。

(c) 台車方式

〔ムアリングウインチを船体中央附近に配置した場合〕

ムアリングウインチと舷側のフェアリーダまでの距離は約 40 m になり、係船索（40φ IWRC、m 当り重量約 7 Kg）をこの間運搬するには、人力では重労働であり、省力化のためには現在開発されているものの中では前述のボールウインチが最も適しているが、設備投資より考えた場合、動力および特殊な機構を必要としない単純な装置として台車による方法が考えられる。

(i) 運搬装置（図 6.5.20 参照）

船体中央附近に配置されたムアリングウインチと舷側のチョックとの間に索運搬用台車が走行できるガイドレ

ール（二条）を設ける。台車がガイドレール上を移動し、係船索を運搬する方法とする。台車には3～4個の車輪を取り付けレール上を自由に走行できるようにする。

運搬は係船索の先端を台車に固定し、ムアリングウインチによる押し出しとワイヤロープの剛性を利用して、台車がデッキキャンバー勾配をガイドレールに沿って舷側へ移動するもので、台車には作業員（一人）がつくものとする。ロープ引張り抵抗を考慮し、適当間隔にロープ摺れ（丸棒）を甲板に取付ける。

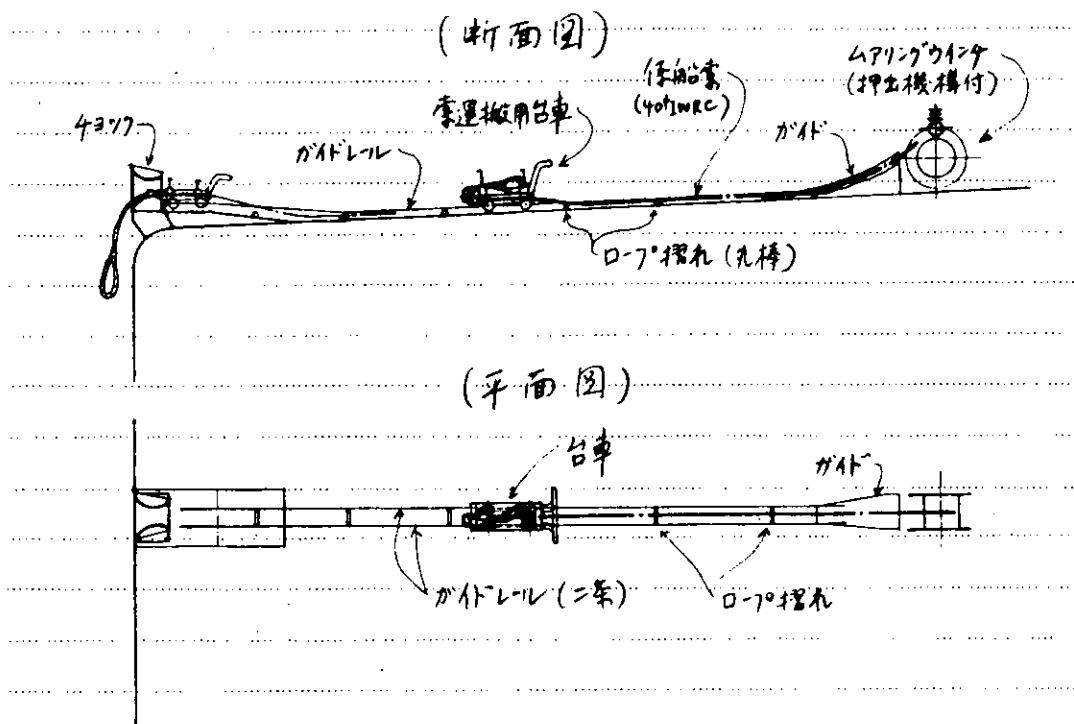


図 6. 5. 2 0

(ii) 運搬順序

1. ドラムに巻かれた係船索をガイドに沿わせて甲板上へ巻出す
2. この位置で台車に係船索を固定する
3. 固定が終ればウインチを巻出す
4. 索が押出されるにつれて台車が舷側方向へ移動し始める。台車には作業員がつく。
5. 台車はキャンバー勾配をガイドレールに沿って舷側のフェアリーダーまで移動する
6. チョックに達したならば台車をチョックの開口部に近づけ係船索の先端のアイスブライス（繊維索）を舷外へ引出したあと固定金物を外し、台車より係船索を解放する。
7. ウインチの巻き出しを停止する。
8. 台車は次のドラムに移動し、同様な繰出し作業を行なう。
9. 舷側より陸岸ビットへの索運搬は従来の方法と同じで、陸岸より本船上へ送られてくる先取ロープを係船索のアイスブライスに結び陸岸のキャプスタンにて巻き込んで陸岸のビットへ係止する。

(iii) 索運搬用台車及びガイドレール

台車は係船索（40φ I WRC）運搬用途に適した小型軽量の構造のものとして、3～4個の走行車輪（コロ入り）、索固定金物（ワンタッチ式）及び手押ハンドルからなっている。装備台数はウインチグループごとに1～2台とする

ロープにテンションをかけた場合、燃りによるロープの自転（約4回転/200m程度）が考えられるが、索

運搬時は無負荷状態であり運搬距離40mであればほとんど問題とならないと考える。ガイドレールは平板または丸棒とし、甲板上に障害物等ある場合にはその部分に緩やかなスロープを設ける。

以上の装置についても実施にあたっては更に実験等により作動の確認が必要と考える。

6.5.6 索

船舶の大型化に伴ない、係船索もより強力なものが必要となり、そのためにロープ径の大径化、ロープ構成の変革及び高抗張力化が行なわれて来た。ロープの大径化はハンドリング作業から限界があり、現在では係船索の選定にあたってロープ構成を再検討し、鋼索においては、柔軟性をある程度犠牲にしても高強度の要請からIWRCロープ（Independent Wire Rope Core）の採用の傾向が強くなっている。

一方、繊維索においては、荷重時の伸びが多いなどの欠点もあるが、従来の合成繊維索の中では最も強度的に優れたナイロンロープの使用が多い。ロープ構成においては3つ打ちロープの欠点を補った8つ打ちロープの使用が多い。この種のロープを用いてもすでにロープ径は作業限界に達している現状であるが、新しい構造の組打ちロープ（ダブルブレードロープ）が最近開発され巨大船用係船索として注目されている。

(1) 鋼 索

現在6×37（JIS6号）めっき種が、主に巨大船用係船索として使用されているが、船体の巨大化に伴ってより強力なワイヤーの必要から、最近麻心の代りにワイヤーロープを組み込んだIWRCロープ（JIS18号etc）も使用されている。この種のSteel core ropeは図6.5.21に示すように、従来の6×37に比較して強度が約25%増加するが、反面ロープ重量の増加、柔軟性に劣り人力による取扱が容易でない等の欠点がある。これらの索の使用に当って巨大船においては前項で述べた如く、索運搬装置を設け人力操作の軽減を計る必要がある。

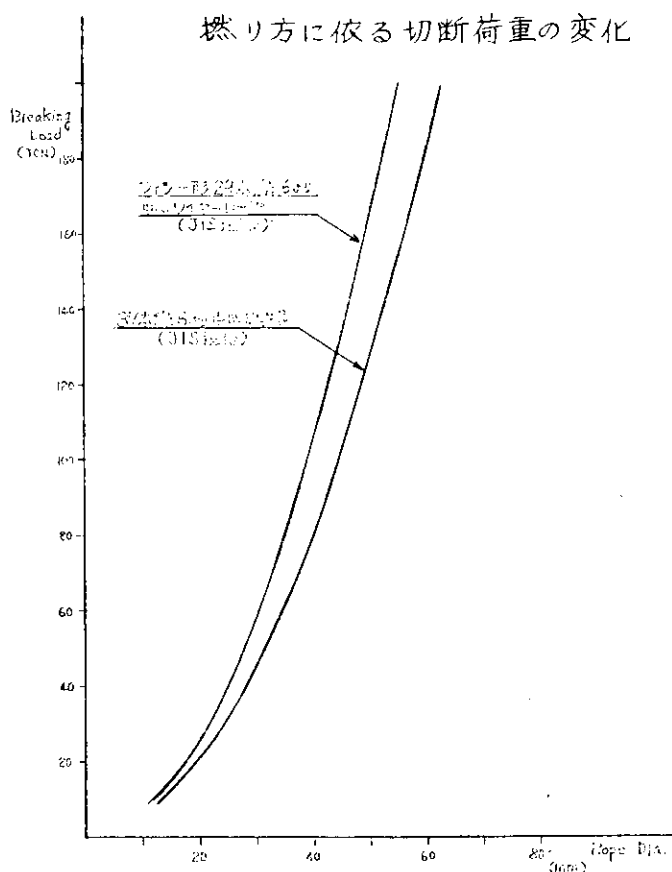
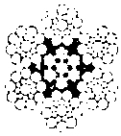


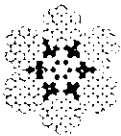
図 6.5.21

(イ) IWRC ロープ基本構成

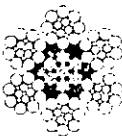
シール形

6 × S (19) IWRC	
	構成 シール型 中心ワイヤロープ 7 × 7 + 6 × (1+9+5)
より方	群通ラング ZまたはS
用途	機械用、さく井用など

ウォーリントン形

6 × W (19) IWRC	
	構成 ウォーリントン型 中心ワイヤロープ 7 × 7 + 6 × (1+6+6+4)
より方	群通ラング ZまたはS
用途	機械用、林業用など

フィラー形

6 × Fi (17) IWRC	
	構成 フィラー型 中心ワイヤロープ 7 × 7 + 6 × (1+4+(4)+6)
より方	群通ラング ZまたはS
用途	機械用など

注、構成について上記は一例を示すもので用途に応じ選定する必要がある。

(ロ) 索線区分

区 分	摘 要
G 種 (150Kg/mm ² 級)	めっき (めっき後伸線したものを含む)
A 種 (165 ")	裸及びめっき後伸線したもの
B 種 (180 ")	裸
C 種 (195 ")	裸

注 B種はめっき可能

220~230Kg/mm²級も製作可能

(ハ) 係船索としてのIWRC ロープ (表6.5.1~3 参照)

強度、柔軟性、耐摩耗性、形くずれ等総合的にみてウォーリントン型およびシール形、索線構成としては6 × 2 9 IWRC, 6 × 3 6 IWRC, 6 × 4 1 IWRC Class が適している。

参 考

Tanker の Mooring rope

("Shell" Mooring Policy Nov. 1975) より

Wire Size	Recommended construction
3 2 - 4 0 mm	(6 × 3 6) Equal lay and independent wire rope core
4 4 mm	(6 × 4 1) " " "

All wires of ultimate strength 180Kgf/mm²

(二) IWRC ロープ規格

(i) ウォーリントンシール形 6 × ws (36) IWRC

表 6. 5. 1

(T 社)

6 × WS (36) IWRC

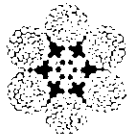
構 成	ウォーリントンシール型 中心ワイヤロープ 7 × 7 + 6 × (11 + 7 + (7 + 7) + 14)
よ り 方	普通 2 または S ラング
用 途	機械用など

ロープ の 径 mm	上 層 鋼 線 径 mm	計 算 断 面 積 mm ²	切 断 面 積			単位重量 kg/m	
			種 別				
			A 種	B 種	C 種		
(省 略)							
30	1.73	446	57.4	57.6	57.0	3.57	
31.5	1.83	492	63.3	69.0	73.8	4.37	
32	1.86	507	65.3	71.2	76.2	4.51	
33.5	1.94	556	71.6	78.1	83.5	4.95	
34	1.97	573	73.7	82.4	86.0	5.10	
35.5	2.05	624	80.4	87.7	93.8	5.56	
36	2.08	642	82.6	90.2	96.4	5.71	
37.5	2.16	697	89.7	97.8	105	6.20	
38	2.21	716	92.1	100	107	6.37	
40	2.30	793	102	111	119	7.05	
42	2.44	874	112	123	131	7.78	
42.5	2.48	895	115	126	134	7.95	
44	2.55	955	123	135	144	8.53	
45	2.62	1003	129	141	151	8.93	
46	2.66	1045	135	147	157	9.33	
47.5	2.74	1118	144	157	166	9.95	
48	2.78	1142	147	160	171	10.2	
50	2.90	1235	158	174	185	11.0	
52	3.03	1340	172	184	201	11.9	
53	3.07	1352	175	185	205	12.4	
54	3.12	1445	186	203	217	12.9	
56	3.25	1554	200	216	233	13.8	
58	3.35	1657	215	234	250	14.9	
60	3.50	1784	230	250	268	15.9	
62	3.60	1905	245	267	285	16.9	
63	3.65	1967	253	275	295	17.5	
64	3.70	2030	261	285	305	18.1	
66	3.81	2155	278	303	324	19.2	
68	3.92	2291	295	322	344	20.4	
70	4.04	2422	312	341	—	21.6	
72	4.16	2555	331	—	—	22.9	
74	4.28	2714	349	—	—	24.1	
75	4.34	2788	359	—	—	24.9	
76	4.40	2863	368	—	—	25.5	
78	4.53	3015	388	—	—	26.8	
80	4.60	3172	408	—	—	28.2	

(ii) ウォーリントンシール形 6×WS (41) IWRC

表 6.5.2

(T社)

6 × WS (41) IWRC						
		構成	ウォーリントンシール型 中心ワイヤロープ 7 × 7 + 6 × (1+6+8+8)+16			
		より方	普通ラング ZまたはS			
		用途	大型機械用、海洋開発用など			
ロープの径 mm	上層巻線径 mm	計算巻線径 mm	切 断 面 積 t			単位質量 kg/m
			A 種	B 種	C 種	
30	1.54	445	174	115	65.1	3.57
31.5	1.53	452	183	122	72.9	4.37
32	1.55	507	193	129	75.2	4.51
33.5	1.73	555	216	137	82.4	4.95
34	1.75	573	237	144	84.9	5.10
35.5	1.83	625	264	160	92.6	5.55
36	1.85	642	277	165	95.2	5.71
37.5	1.94	697	297	175	103	6.20
38	1.97	716	321	192	105	6.37
40	2.05	793	402	210	118	7.05
42	2.18	874	433	221	130	7.78
42.5	2.21	895	445	224	133	7.95
44	2.27	959	473	233	142	8.53
45	2.34	1004	479	239	149	8.93
46	2.37	1049	485	245	155	9.33
47.5	2.44	1118	484	255	166	9.95
48	2.46	1142	487	258	169	10.2
50	2.54	1239	555	271	184	11.0
52	2.70	1340	622	286	199	11.9
53	2.74	1397	629	293	206	12.4
54	2.78	1445	680	300	214	12.9
56	2.90	1554	706	315	230	13.8
58	2.95	1627	735	331	247	14.5
60	3.12	1794	830	372	254	15.9
62	3.21	1905	845	384	262	16.9
63	3.25	1967	853	387	262	17.5
64	3.30	2030	861	391	261	18.1
66	3.40	2159	928	406	320	19.2
68	3.50	2292	995	413	343	20.4
70	3.60	2439	1033	437	350	21.2
72	3.70	2563	1131	456	361	22.9
74	3.81	2714	1149	476	402	24.1
75	3.87	2789	1159	486	413	24.8
76	3.92	2853	1165	497	424	25.5
78	4.04	3015	1188	516	---	26.8
80	4.10	3172	1208	540	---	28.2
82	4.22	3332	1239	---	---	29.6
84	4.34	3497	1260	---	---	31.1
85	4.40	3581	1261	---	---	31.8
86	4.47	3665	1272	---	---	32.6
88	4.53	3838	1284	---	---	34.1
90	4.60	4014	1317	---	---	35.7

(iii) ファイラー形 6×Fi (29) IWRC (JIS 18号)

表 6.5.3

6 × Fi (29) IWRC (JIS 18号)

構 成

ファイラー型 中心ワイヤロープ

7 × 7 + 6 × (1+1+7)+14

よ り 方

普通ラング ZまたはS

用 途

機械用、建設機械用、クレーン用など

IWRC

ロープの径 mm	上層巻線径 mm	計算巻線径 mm	切 断 面 積 t			単位質量 kg/m
			A 種 IWRC	B 種 IWRC	C 種 IWRC	
(省 略)						
30	1.73	455	58.3	62.0	67.5	3.96
31.5	1.83	502	64.3	68.4	74.4	4.37
32	1.86	515	65.4	70.5	76.5	4.51
33.5	1.94	558	72.8	77.3	84.7	4.94
34	1.97	585	74.9	79.6	86.7	5.05
35.5	2.05	638	81.7	86.8	94.5	5.55
36	2.08	655	84.0	89.3	97.2	5.70
37.5	2.18	712	91.2	96.9	105	6.19
38	2.21	731	93.5	99.5	108	6.35
40	2.30	810	104	110	120	7.04
42	2.44	893	114	122	132	7.76
42.5	2.45	914	117	124	135	7.95
44	2.55	980	125	133	145	8.52
45	2.62	1025	131	140	152	8.91
46	2.65	1071	137	145	159	9.31
47.5	2.74	1142	146	155	169	9.93
48	2.78	1165	149	159	173	10.1
50	2.90	1261	162	172	187	11.0
52	3.02	1368	175	185	203	11.9
53	3.07	1421	182	194	211	12.4
54	3.12	1475	189	201	219	12.8
56	3.25	1587	203	216	235	13.8
58	3.35	1702	218	222	252	14.8
60	3.50	1827	233	248	—	15.8

数字はJISです。

(2) 繊維索

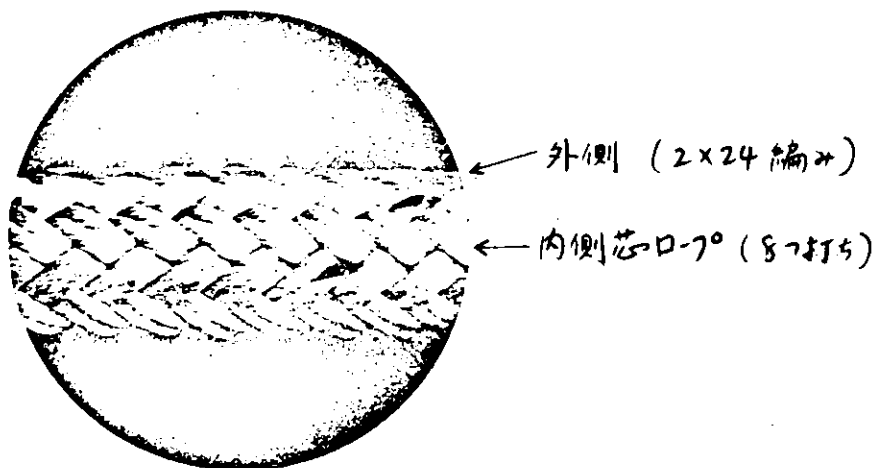
合成繊維索はその材質、構成により多くの種類のものがあるが、総合的に判断してマニラロープより優れており、以前から係船索として用いられてきた。特に巨大船においては強度の高いナイロンロープが主としてヘッドライン及びスタンラインに使用されている。ロープの撚り方については長い間3つ打ちロープが使用されてきたが、現在では三つ打ちロープの欠点を補った八つ打ちロープが主流となっている。

係船索はハンドリングを必要とする作業なので、取扱いが容易なこと、強度が高く、外力による衝撃に対し適当なる弾性を有することなどが基本的に要求されるが、従来3つ打ち、8つ打ち構造でロープの引張り強度を増加させるためにはロープの直径を太くしてきたが、巨大船ではすでにロープ径は作業者がロープを操作できる限界（両手作業で直径80mm）に達しているといえる。従来の合成繊維索、特にナイロンロープの一つの欠点である伸びの多い点などをロープ構造面から検討を加えた新しい構造の組打ちロープ（ダブルブレードロープ）が開発され、係船索として次のような特徴をもっている。（表6.5.4，6.5.6，6.5.7参照）このロープはすでに係船索としてNK承認を取得し、径の軽減率（表6.5.4）が定められている。

(1) ダブルブレードロープの構造 (T社)

引揃えて編組された内側の芯ロープを、外側からさらに編組したロープで包んだ構造。

強い引張り強さと、適度な伸びを備えた完全な強力体として、1本のロープに設計されている。



(2) ダブルブレードロープの特徴 (T社)

(イ) 引張り強さが著しく向上

ナイロンにおいては、3打ちロープ、エイトロープの同分径と比較して約30%向上。（図6.5.22）

(ロ) 破断時の伸びが大幅に減少

3打ちロープ、エイトロープにくらべ約1/3減少し、ロープ操作上の不安が減った。（図6.5.23）

(ハ) キンクが発生しない。

ロープの撚り崩れ、型崩れがない。

(ニ) 重量

ロープの繊維密度が向上したため、3打ちロープにくらべ約5%重い。

(ホ) スプライス（接続加工）

組紐構造であるが、アイススプライス、ショートスプライスが容易に行なえる。

(c) 柔軟性，操作性

繰返し荷重のあとも硬くならず，操作性に優れている。

(d) 耐 摩 性

ロープの外面に突起がなく，外層ストランドの摩耗が局所的な損傷になりにくい。

(3) ダブルブレードロープの規格（3つ打ち，8つ打ちと対比）

表 6.5.4

項目 直径	ダブルブレードロープ		ナイロンエイトロープ		ナイロンロープ（3打ち）	
	重量／100m	引張り強さ	重量／100m	引張り強さ	重量／100m	引張り強さ
40	104 Kg	38.0 t	96.5 Kg	28.1 t	97 Kg	27.8 t
42	113.5	41.3	106	30.7	107	30.4
45	130.5	46.9	120	34.5	122.5	34.6
50	160	57.0	153	43.5	151.5	42.1
55	193	68.2	185.5	52.0	183.5	50.3
60	229.5	80.3	224	61.5	219.5	59.1
65	269	93.5	261	70.6	261	68.5
70	312	107	302	81.2	300.5	78.7
75	361.5	124	346.5	92.4	346.5	89.5
80	412	140	395	106	394	101
85	462	156	436	115	438	116
90	518.5	175	490.5	128	491.5	126
95	578.5	194	550	142	547.5	139
100	639.5	215	605	157	606.5	153

(注) 引張り強さは，標準引張強さを表示

(4) 合成繊維索の直径軽減表（NK規格）

表 6.5.5

合 成 繊 維 索 名		マニラロープとの径比
ビニロン系	クレモナ1号	85%
ポリエチレン系	ハイゼックス	85%
ポリプロピレン系	PPスパン	80%
	PPモノ	
	バイレンマルチ	75%
	ダンライン	75%
	リーレン	75%
ポリエステル系	テトロン	70%
ポリアミド系	ナイロン	70%
ポリアミド系	ナイロン ダブルブレード	65%

(5) 摩擦及び耐候比較試験結果 (T社)

表 6.5.6

〔摩擦試験比較結果〕

Dia 12m/m	ナイロン索			ポリプロピレン索		
	ダブルブレード ロープ	エイト ロープ	3つ打 ロープ	ダブルブレード ロープ	エイト ロープ	3つ打 ロープ
引張強さ (K-T)	4,830	3,800	3,400	2,985	2,200	2,145
伸び率 (%)	34.0	52.0	51.0	30.0	41.0	43.0
500回摩擦後 引張強さ (K-T)	4,550	2,700	2,820	2,600	1,510	1,410
摩 擦 力 強力保持率	94.3	71.0	82.9	87.1	68.6	65.7

表 6.5.7

〔耐候試験比較結果〕

Dia 12m/m	ナイロン索			ポリプロピレン索		
	ダブルブレード ロープ	エイト ロープ	3つ打 ロープ	ダブルブレード ロープ	エイト ロープ	3つ打 ロープ
引張強さ (K-T)	4,380	3,800	3,400	2,985	2,200	2,145
伸び率 (%)	34.0	52.0	51.0	30.0	41.0	43.0
100時間照射後 引張り強さ (K-T)	4,645	3,716	3,296	2,945	2,136	2,140
100時間照射後 強力保持率 (%)	96.2	97.8	96.9	98.7	97.1	99.8
200時間照射後 引張強さ (K-T)	4,495	3,553	3,283	2,860	1,930	2,100
200時間照射後 強力保持率 (%)	93.1	93.5	96.6	95.8	87.7	97.9

6.5.7 その他の関連機器

省力化、自動化に関する機器類については、前年度ならびに本報告書の各章に述べられている通りであるが、ここでは安全及び通信面より望まれる機器等について列記、その実用化と普及を提起する。

(1) 索強度低下検知

鋼索に対しては、その索線の破断数により強度低下を判別されるが、繊維索については経年劣化の資料も少なく経験的判断によって換装されている。

(2) イヤホン付ヘルメット

係船作業手順を取り決め、あらかじめ作業者に徹底させると同時に、作業に当っては指揮者の指示の受信を可能としておく。通常と異った作業を行なう場合は特に効果あると思われるのでこの普及が望まれる。

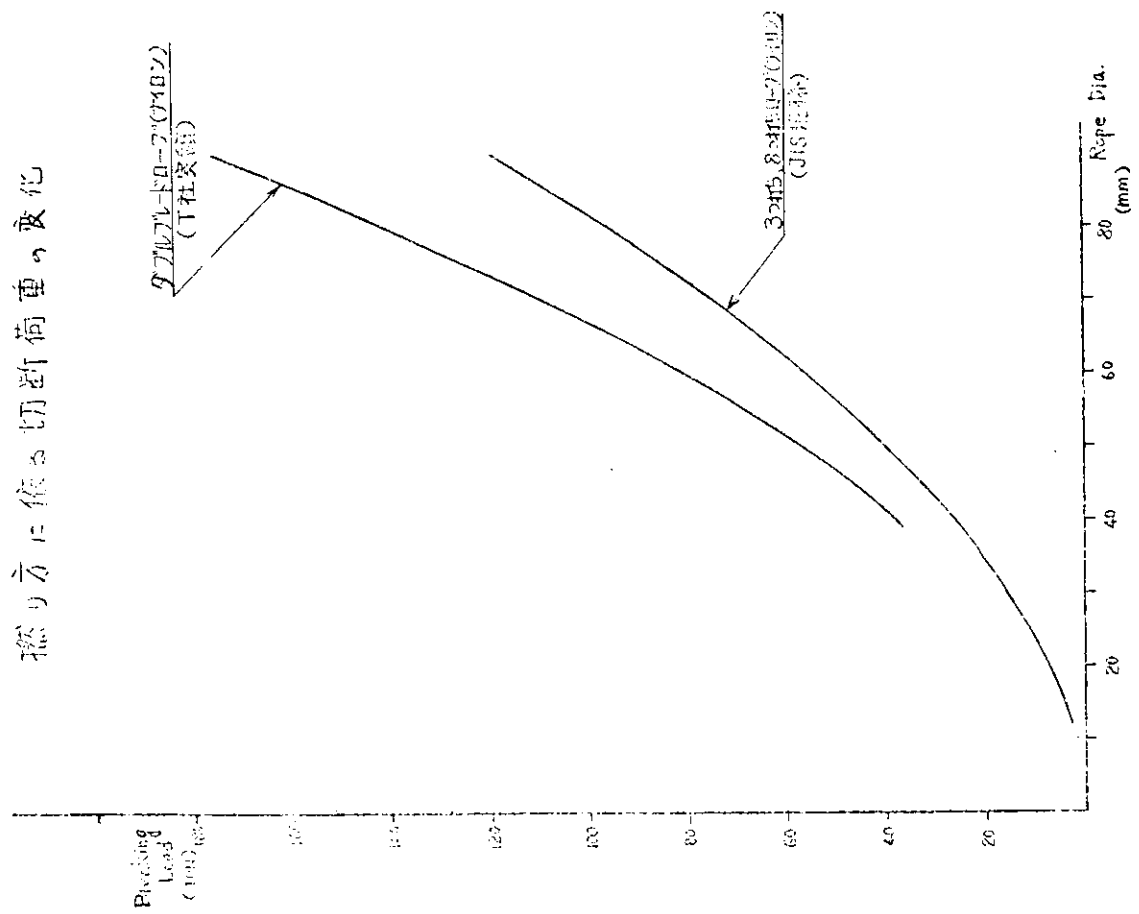


図 6.5.2.2

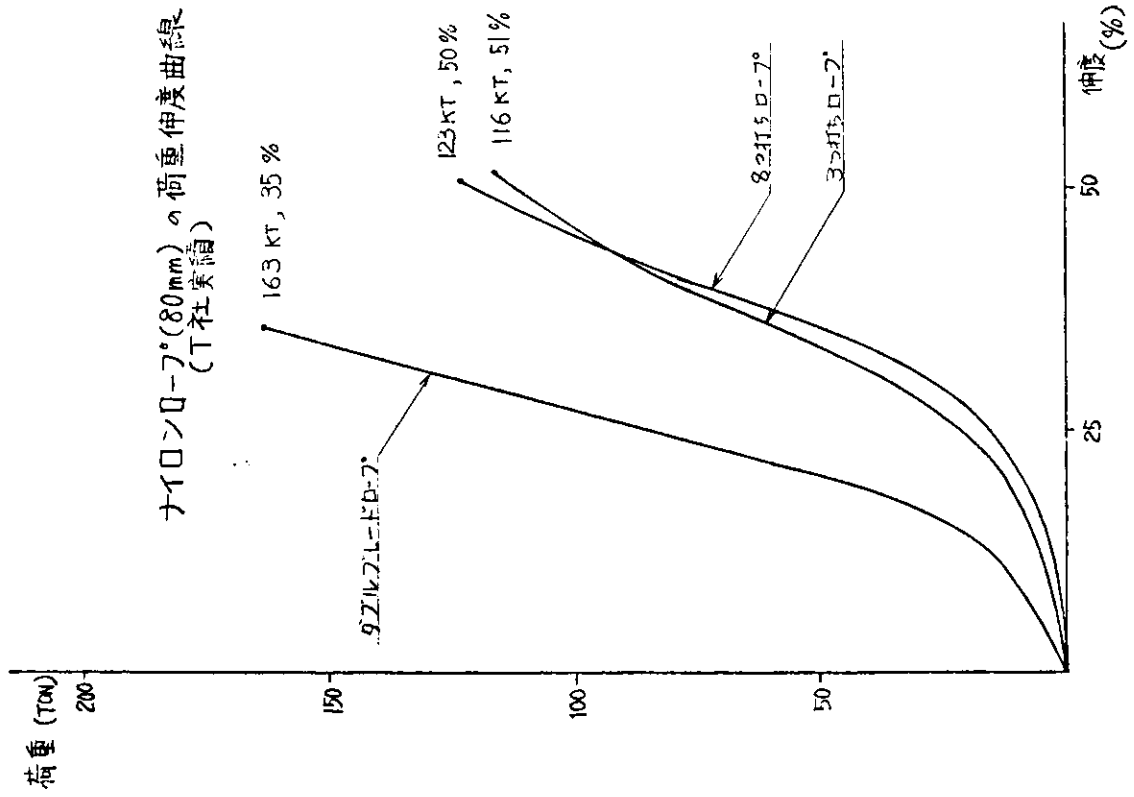


図 6.5.2.3

6.6 考 察

本章では巨大タンカー（100万DWT）岸壁係留についての可能性と問題点を検討し、巨大タンカー（100万DWT）の場合でも係船設備をそれに適合したものにすれば、可能であるとの見通しが得られた。検討の具体的方向としては従来と同じ索配置について

（ケース1） 索径を乗組員が扱える程度に押えて索本数を増す場合

（ケース2） 索数はVLC C並みにして索径を増し、機械化を前提とする場合

の2ケースを取り上げ、静的計算を行ない設備計画を立てた。実際にはこの両極端の中間のケースも考えられるが、いずれにしてもVLC C並みの限られた乗組員で作業するとすれば、省力化、自動化と安全対策が望まれる。

一方、現在建設されている大型船用の棧橋の中にも沖合いに設置され波浪の影響を受ける場合があり、船の運動による索張力の過大のため索切断の事故も起きているが、100万トン型船舶用の棧橋も当然のことながら波浪の影響を受ける沖合いに設置されると予想され、波浪のための船体運動の影響も無視し得なくなり、過大索張力を吸収し、かつ船位保持機能を失わない安全性向上のための索、機器のシステムが望まれる。

以上の各問題点に対してそれぞれの場合の採用が望まれる対応索を整理すると次のようになる。

(1) 設備数量の増加に伴う作業量の増加と作業時間の増大をVLC C並みの定員で行なうための対応策（ケース1）

- ウインチのブレーキ、クラッチ制御弁の遠隔集中制御
- 索張力計
- グループ別イコライザーまたは索張力集中制御
- 機械の集中給油または無給油化
- 指令、情報の伝達手段の合理化

(2) 機器の大型化による人力操作困難と作業者の視界減少に対する対応策（ケース2）

- ウインチのブレーキ、クラッチ制御弁の遠隔集中制御
- 1ドラム、1ウインチの採用
- 索運搬の機械化またはウインチの舷側配置
(接岸舷の固定化が可能ならなおよい)
- 指令、情報の伝達手段の合理化

(3) 船体運動による索張力の過大防止および安全性の向上のための対策

- 高強度、軽量索の採用
- 索張力計および船位計
- グループ別イコライザー
- 索張力集中制御または自動制御

設備計画に際して考えるべき他の問題は、索の安全率のとり方である。従来は静的計算をベースに2.0～2.5程度をとっているが、安全率の時に考慮すべき項目として、

- (a) 定常外力（風、潮流等）に対する耐力
 - (b) 変動外力、即ち船の運動に対する索張力の吸収力（この場合索の配置、機器の特性も含めて）
 - (c) 索の摩耗、劣化等の経年変化
- などがある。

従来の安全率 k_s は
$$k_s = \alpha_s \times \frac{(a)+(b)+(c)}{(a)}$$

但し、 α_s は索の破断強度と耐力強度の比であり、索の種類により異なる値で表わしていた。しかし巨大船の場合には外力条件、索配置、索の種類、係船機の特性などにより、(b)の値にかなりの差

が出ると考えられるので、安全率 k_a

$$k_a = \alpha_a \times \frac{(a)+(b)+(c)}{(a)+(b)} \text{ という形で } (a)+(b) \text{ をベースに考えた方がよい。}$$

但し、(b)の値は必ず動的計算を必要とするわけではなく、動的計算をベースとしたものより、種々なケースについての標準値を出しておき、それを使用するという方法でもよい。来年度は計算実験小委員会作成の動的計算プログラムを使用して、種々なケースについて計算すると同時に、安全率についても検討を行なう予定である。

7 あとがき

今年度は昨年度の作業に引続き、より具体的な検討を行うため巨大タンカー（100万Tタンカー）の錨泊、ブイ係船及び岸壁係船設備の主要目決定のための設計及び調査と接離岸時の外的条件、緊急時の対策及び岸壁パネ定数の調査を行ったわけであるが、静的計算による検討の結果では現存のVLC CまたはULC Cの延長として係船システムを考えることは可能であり、同時に岸壁構造上も同様に可能であるとの見透しが得られたものと考ええる。

接離岸時の外的条件については、浅水影響による横曳抵抗の増加を考えると、巨大タンカーの場合、曳船の作業限界の向上によるところが大きいと考えられる。また、緊急時の対策は昨年度採り上げた問題点の確認の形となったが、見方を変えた調査により、同一の結果が出たことはその妥当性を裏付けているものといえよう。

来年度は、動的挙動を採り入れた検討を行うことにより、本年度までの調査事項の追加を行い、係船システムの設計条件指針の作成を行う予定である。

引用文献目録

- | | | |
|-----------|---|----------------|
| [2.0 1] | 作業船設計基準 (S 4 6) | 日本作業船協会 |
| [2.0 2] | 巨大船に対する操船用引船に関する調査研究報告 (S 4 2) | " |
| [2.0 3] | 巨大船操船用引船の性能に関する調査研究報告書 (S 4 3) | " |
| [2.0 4] | 荒天錨泊法に関する実験研究 (S 4 0) | 日本海難防止協会 |
| [2.0 5] | 海上気象の統計的調査研究 (S 4 5) | " |
| [2.0 6] | 超大型船の港内操船に関する研究 (S 4 3) | " |
| [2.0 7] | 船舶係留の安全性に関する研究 (S 4 5) | " |
| [2.0 8] | 港湾における海難防止上の問題点に関する研究 (S 4 6) | " |
| [2.0 9] | 巨大タンカーの安全対策に関する調査研究 (S 4 6) | " |
| [2.1 0] | 東京湾安全対策調査 (S 4 5) | " |
| [2.1 1] | 大規模シーバース安全対策調査 (S 4 6) | " |
| [2.1 2] | 超大型船操船の手引き (S 4 5) | " |
| [2.1 3] | タンカーに於けるヘリコプター作業の手引き | 国際海運集会所編 |
| [2.1 4] | 大型オイルタンカーと引船 | 日本港湾コンサルタント協会編 |
| [2.1 5] | 本シーバース事情 | |
| [2.1 6] | 雑誌「パイロット」 | |
| [2.1 7] | 雑誌「ドックマスター」 | |
| [2.1 8] | 大型タンカーと引船 | 国際油槽船協会 |
| [2.1 9] | 曳船操船の実際 | 阪神パイロット |
| [2.2 0] | シーバース調査作業部会報告 | 船長協会 |
| [2.2 1] | 雑誌「作業船」S・45年、3月、第68号
「巨大船の錨泊」
原典：Shipbuilding and Shipping Record, Oct 24, 1969 | |
| [2.2 2] | 雑誌「Marine Engineering」May 1963 | |
| [2.2 3] | 現有作業船一覧表 | 日本作業船協会 |
| [3.0 1] | 海難審判庁裁決録 | |

- [5.0 1] 黒汐丸の振れ廻りと錨鎖張力 橋 本 進
- [5.0 2] ある時の黒汐丸の振れ廻り (振れ廻り再考察) "
- [5.0 3] NAVAL SHIP HANDLING P. S. GKENSHAW
- [5.0 4] MODERN SEAMANSHIP A.M.KNIGHT
- [5.0 5] INSTRUMENTATION OF A 1000TON NYLON SINGLE POINT HAWSER OTC-2210
- [5.0 6] 東光山丸の観測記録 SR155-調18-7 より
- [5.0 7] 超大型船の操船の手引 X錨泊及び係留法 日本海難防止協会
- [5.0 8] 荒天錨泊法に関する実験研究 (第1報) 単錨泊について 鯨 島 他8名
- [5.0 9] 同題名 (第2報) 双錨泊, 振れ止め錨泊について 米 田 他5名
- [5.1 0] " (第3報) 船尾機関船橋船及び油槽船について "
- [5.1 1] " 風浪中の錨泊について 米 田 他7名
- [5.1 2] 単錨泊中の振れ廻りについて 橋 本・市 原
- [5.1 3] ブイ係留中の船の振れ廻り運動の風洞実験 米 田 他4名
- [5.1 4] " " " II 米 田 他8名
- [5.1 5] " " " III 米 田 他6名
- [5.1 6] 「船の振れ回り」と錨鎖の張力 志 波 久 光
- [5.1 7] 研究報告 第124号 錨鎖の繰巻数に就いて "
- [5.1 8] 大型専用船の錨泊の安全に関する調査研究中間報告書 (昭和48年度) 日本海難防止協会
- [5.1 9] 同 上 (49年度) "
- [5.2 0] "Bruce anchor" Reeflet of Bruce Anchor Ltd. January 1974
- [5.2 1] 中村, 本田 : アンカーの把駐性に関する実験的研究 関西造船協会誌
No 149 昭 48・6
- [5.2 2] 本田, 片上, 高屋 : 短錨鎖における走錨抵抗, 日本航海学会誌 No 29 昭 38.6.
- [5.2 3] 日本海難防止協会 : 船舶係留の安全性に関する調査研究中間報告 昭和44年度
- [5.2 4] 横田 他10名 : 錨の把駐力に関する実船実験, 日本航海学会誌 No 27 昭37.6
- [5.2 5] 近畿地方建設局本州四国連絡道路調査事務所 : アンカー試験報告書 昭 40.2
- [5.2 6] 白石 隆 義 : 荒天錨泊に伴う外力と把駐力との関係 (第1報)
鉄研速報 No 58~256 昭 33.11
- [5.2 7] 防衛庁技研 : アンカーのはちゆう力の比較研究 技研報 No 682 昭 32.3
- [5.2 8] 佐藤, 小倉 : 錨かきに関する実船実験 (第2報) 航海訓練所調査時報 No 49 1968. 6
- [5.2 9] Dove H.L.: Development of anchors R.I.N.A.Vol. 102, 1960
- [5.3 0] Farrel K.P. : Improvements in Mooring Anchors R. I. N.A.Vol. 92
No 4. 1950. 10
- [5.3 1] NIPPON Chuzo Ltd.: Report on Actual Tests for Holding Rower of
High Holding Rower Anchors 1975・12
- [5.3 2] 日本海難防止協会 : 実物アンカー実験部会資料 昭 50年度
- [5.3 3] 倉田 進・藤下利男 : 砂と粘土の混合土の工学的性質に関する研究
運輸省研究報告 Vol.11 No. 9. 昭 36.
- [5.3 4] R.W.Beck : Anchor Performance Tests OTC No 1537 1972.5

- [5.35] 機関計画内規 生産技術協会編 生産技術協会発行
- [5.36] 船用機関工学 米 原 令 敏 訳 天然社 発行
- [5.37] MARINE AUXILIARY MACHINERY
W・J・FOX 著 GEORGE NEWNES 発行
- [5.38] 投錨用流体ブレーキ 福田 昭三 他著 西部造船学会会報第45号
- [5.39] アンカー落下時の水抵抗に関する模型実験 本田啓之輔 他著 日本航海学会論文集第54号
- [5.40] 「SR106 報告書」 昭和45年3月
- [5.41] 「SR155 #」 昭和50年3月
- [5.42] 「Anchor tension Measurement Application」
日本オートマテック・コントロール株式会社
- [5.43] 石油の海洋備蓄システムの技術検討に関する調査，フローティングタイプにおける
第2次技術調査および第1次設計基準調査報告書 日本海洋開発産業協会編 昭和49年度
- [5.44] Instrumentation of a 1000 Ton Nylon Single Point Mooring
HawserOffshore Technology Conference
(Paper Number OTC 2210) 1975
- [6.1] Large Tankers - Wind W・B・Van Berlekon The Royal Ins 1974
Coefficients and Shldd P・Tragarah titution of
Loss Due to Wind and A・Dellhag Naval Archite
Sea ets
- [6.2] 潮 汐 小 倉 伸 吉 岩 波 全 書 昭49
- [6.3] シーバース建造基準 (総則) 港 湾 局 建 設 課
- [6.4] 超大型船のドルフィン係留模型実験 鞠 谷 宏 士 日本航海学会 昭46
(第1報) 強風中の実験 岩 井 聡 第45回講演会集
- [6.5] 超大型船のドルフィン係留模型実験 鞠 谷 宏 士 日本航海学会 昭47
(第2報) 風浪中の実験 岩 井 聡 第46回講演会集

第2編 計算及び実験

1. 計算実験小委員会の概要

昭和49年度事業計画において実施した静的計算結果、準備した動的計算プログラムの開発、流体力の解明に関する実験に対し、昭和50年度はプログラムの開発、実験実施に主眼をおいた。小委員会の活動は動的計算、流体力の解明、実験の各区分に大別され、小委員会開催は概ね毎月1回、各区分の作業活動会合は必要に応じて開催された。これらについては前年度同様であるが、本年度は西部造船会の協力を得たことを報告しておく。

1.1 実験実施の概要

水深喫水比が小さい状態で移動する場合の抵抗増加率を求めるための実験は前年度準備を終り本年度は実験を実施したが、更に本年度は係留問題で大きな要因である横運動に関する2次元模型による左右強制動揺試験が実施された。

1.1.1 浅水中を微速で移動する船体に作用する流体力に関する模型実験

長さ1.5Mの $L/B = 5.0$ 、 $C_b = 0.82$ の巨大船の満載喫水線下の鏡像模型を用いた風洞実験を実施し、横力係数 C_Y 、モーメント係数 C_M 、流体力の中心位置と船首部との距離などを偏角、水深喫水比を変化して求めたもので、偏角は $0^\circ \sim 180^\circ$ の間9段階、水深喫水比は1.04～7.0の間で9段階に変化して測定されたもので、結果は図表化し、横曳抵抗の算定、浅海における潮流影響の算定などに有用な資料が得られた。

1.1.2 二次元模型による強制左右揺実験

前年度に行われた浅水中の流体力の理論的計算法に対して実験的検証を行うために実施したもので、予算、時間の制約により、係留問題では船体の縦運動より横運動がより大きな要素であること及び横運動の振幅特性のピーク値に水深影響があらわれ易いことから、長さ約1Mの70万トン型タンカー中央断面の2次元模型を用い、長さ60Mの水槽内に設けられた長さ24Mの水路内で左右強制動揺試験を実施した。水深喫水比を3段階に変化した結果、Sway Force, (Amplitude, Phase Lag), Added Mass Coeff't, Damping Force Coeff't, Wave Amplitude Ratioなど求められたが、実験値、理論値のよい一致を見た。

これらの実験結果は以下の各係留方式に対する計算プログラムの中に取り入れられた。

1.2 動的計算

巨大タンカーの泊地の立地条件から錨泊、ブイ係留方式が増加することが予想されるが、前年度の調査、静的計算結果からドルフィン係留の可能性もあるので、一点、多点ブイ係留とともにドルフィン係留の3方式に対する計算プログラムの開発が行われた。

1.2.1 一点係留ふれ廻り計算プログラム

一点ブイ係留における問題点は、ふれ廻り現象による係留索張力変化に波浪強制力による張中変化が重複することである。本プログラムは従来実験的に求められていた、ふれ廻り現象を計算で求めるもので、開発されたプログラムによる計算結果と実験結果を比較すると全面的な一致は見られないが、実験値も個々の実値結果は妥当と思われる解釈が行われるが、各実験結果を横断的に統一解釈するには未だしの感があり、全面的に一致することが必ずしも正しいともいえないので、現状では略々満足すべき結果が得られると判断する。

計算実例としては70万トン型タンカーに対して24状態について行った。

今後波浪影響による張力変化をどのように取り入れ真の動的解析を可能にするか問題である。

1.2.2 多点ブイ係留計算プログラム

本計算プログラムは多点ブイにより船体移動が拘束された状態で波浪を受けた場合の波浪強制力による係留索の張力変化を求めることを主体にしたものであり、風、潮流の影響下のこのような状態に対する実験例もないので、実験的にプログラムの妥当性を検証することはできないが、従来経験的に云われていた傾向を示している。計算時間が長いことから実用計算プログラムとしてはなお改良の余地があると思われる。

計算例としては70万トン型タンカーに対して6状態について行った。

1.2.3 ドルフィン係留計算プログラム

本計算プログラムは西部造船会に依託し、同会委員である本小委員会が主体となって開発したもので、波浪中で係留状態にある船体運動を求め、船体変位に伴う索の張力変化を求めるものであるが、係留中の船体運動方程式を慣性力、流体力、索張力の3群に整理し、流体力は前後、縦、横運動の連成運動に分離、索張力は6自由度すべての達成を考え、6元2次微分方程式を12元1次連立方程式に変換して求めたものである。また、変動風速を仮定し、この影響の無視し得るHeave, pitchを除いた各運動に対し前記方程式の外力の項に変動風圧成分を入れることにより変動風速の影響を求めている。

計算実例としては25万、45万トン型タンカーに対し各々約100状態について行い、ある程度の一般的傾向を求めている。

1.3 接岸時の衝撃力

ドルフィンに接岸する場合に船体の受ける衝撃力を把握して、船体構造に適切な対策を施す必要がある。調査小委のドルフィンバネ常数の調査結果に基づき、100万トン型タンカーに対して接岸速力を変化した場合の衝撃力の変化を求めた。

1.4 今後の予定

開発した計算プログラムの見直し、船型、外力、索張などの変化に対する計算実例の範囲を拡張し、一般的な設計基礎資料を求めることが主眼になるが、各プログラム相互の検証が必要である。

2. 浅水中を微速で移動する船体に作用する流体力に関する模型実験結果

2.1 経緯と概要

離接岸時および碇泊地附近における巨大船の微速操船運動や係船力を調べるには、大偏角で微速移動する船体に働く流体力、および流体力におよぼす浅水影響を求める必要がある。

この場合、粘性が大きな役割をなすが、船体のような複雑な物体まわりの、しかも大偏角時の高 Reynolds 数流れを計算で求める事は、現状では不可能で、流体力を求めるには模型実験にたよらざるを得ない。

水槽における模型試験よりこれらの流体力を求めようとする、まず模型船の移動速度を対応する実船の Froude 数にあわせると非常に低くなり、流体力も速度の約 2 乗で減小するため精度よい計測が出来なくなる。次に速度を上げると、今度は Froude 数の影響を受ける事になる。さらに、どちらの場合も Reynolds 数は実船にくらべてはるかに小さいという問題点を持つ。

これらの事を考慮し、Reynolds 数も余り小さくならず、かつ Froude 数の影響も受けないように、鏡像模型を用いて風洞試験で流体力とその浅水影響を求める事にし、昨年度は風洞試験用の実験装置の設計、製作を行ない、今年度はその装置を用いて実験を行ない所要の Data を得るとともに、浅水影響が従来考えられていたよりもかなり小さい事や、流れの変化による流体力の変化の様子等をつかむ事が出来た。

2.2 風洞、計測用器材および試験の種類等

風洞は航空宇宙技術研究所の調布の突風々洞を使わせてもらった。風洞の吹口の大きさは $2.0\text{ m} \times 2.0\text{ m}$ の角型で、吹口と吸口との間に図 2.2.1 に示すような計測枠を設けて、その中心に上下に軸を通し（以下この軸を主軸と呼ぶ）、この主軸に固定した動力計を介して模型船を保持し、主軸を回して模型船に所定の偏角を与えるようにした。又水底に対応する 2 枚の木製の平板（以下この平板を水底板と呼ぶ）は計測枠の四すみにあるねじ軸で支えられ、この 4 本のねじ軸を連動して回すことにより、上下 2 枚の水底板と模型船との間隔を同時に同量だけ変えられるようにした。主軸にはスオードをつけ、2 枚の水底板はその中央をスオードを介して主軸に固定できるようにした。

動力計は図 2.2.2 に示すように 2 枚の平板を中心より等距離で矩形に配置された 4 本の棒ばねで連結し、上の板は主軸に下の板は模型船にそれぞれ固定し、模型船に流体力が作用した時に生ずる 2 枚の板の平行移動量を差動トランスで検出するようにしたもので、計測時には模型船内に格納される。

模型船は巨大タンカーの満載喫水線下の鏡像模型で長さ 1.5 m の木製のものを用い、その正面線図と船首尾形状を図 2.2.3 に示す。

風速は風洞中心線上で水底板の前端に取りつけたビトー管で計った。

試験は表 2.2.1 に示すような諸元の組合せについて流体力の計測を行った。この外に伴流の非対称性の影響の調査のための試験と境界層の計測試験も準備をしたが諸種の事情で十分な試験はできなかった。

表 2.2.1 実験状態

項 目	変化の範囲		
風 速 (v)	15 m/s	25 m/s	
偏 角 (β)	30°	40°	50°
(船首向き 0° とし)	70°	90°	110°
	130°	140°	150°
水深 / 満載喫水	7.0	5.0	3.0
(H / d)	2.0	1.5	1.3
	1.2	1.1	(1.04)

2.3 試験結果と考察

2.3.1 試験結果の表示

計測した流体力は無次元化し、横力係数 C_r 、モーメント係数

C_m 、および流体力の中心位置の船首よりの距離 a と船長 L との比 a/L を水深 H と喫水 d との比 H/d と偏角 β との関数としてあらわした。（図 2.3.1.1 参照）

$$C_Y = \frac{F_r}{\frac{1}{2} \rho v^2 L d}$$

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho v^2 L^2 d}$$

但し

F_r : 船体に作用する流体力の横力成分 (kg)

M : 重心まわりのモーメント (図面上反時計方向を正) (kg-m)

ρ : 空気の密度 (kg・sec²/m³)

v : 風速 (m/sec)

2.3.2 流体力計測試験

船の鏡像模型のような形の場合に臨界レイノルズ数が存在するか否かは今の所明らかでないので、この風洞で前述の鏡像模型を用いて試験できるレイノルズ数の範囲で円柱の臨界レイノルズ数の付近のように C_Y が急激に変化する所があるか否かを確認するために、試験に先立ち H/d を 5.0, β を 90° とし、風速を 10 m/sec ~ (5 m/sec) ~ 30 m/sec と変化させて横力を計測した結果図 2.3.2.1 に示すように R_n が $1.8 \times 10^5 \sim 6.0 \times 10^5$ の範囲では R_n の増加に伴って C_Y はわずかに減少するもその差は約 4 % とわずかであった。よって流体力計測試験では流体力を風速 15 m/sec と 25 m/sec の 2 点で計測し、 H/d , β の変化に伴い C_Y が急激に変化しない事を確認しながら試験をすすめた。試験結果を C_Y , C_M および a/L の形とし、 H/d をベースに β をパラメーターにして図 2.3.2.2 ~ 2.3.2.4 に示す。 H/d が 1.04, β が 90° のときの C_Y の値は約 1.92 で 2 次元の平板の場合の C_Y の値の 1.98⁽¹⁾ に極く近似している。

しかし先にやや高い試験速度で行った流体力に及ぼす浅水影響の水槽試験で得た値⁽²⁾と比較すると H/d が大きい部分では余り著しい差異はないが H/d の小さい部分では C_Y の値はかなり小さく且つ β の変化に伴う C_Y の変化の傾向も若干異っている。更に各水深における横力係数 C_{YH} と深水における横力係数 C_{Y00} との比 $k (= C_{YH}/C_{Y00})$ を β が 40° ~ 140° について H/d をベースにしたものを図 2.3.2.5 に示す。但し一般に浅水影響は H/d が 7.0 以上では無視できると考えられているので、今回は H/d が 7.0 のときの C_Y の値を C_{Y00} として用いた。この図より分るように H/d が 5.0 位までは k は約 1.0 で浅水影響は無視できる。 β が 90° のときは H/d が 5.0 から 3.0 までは心もち小さくなり、その後漸増し、2.0 をこすと急増する。その他の β の値では H/d が 5.0 をこすと漸増し、3.0 をこすと急増する。又剝離のために C_Y の曲線がうねっている所にかかる部分では k の曲線も急変しているが大体近似した傾向で変化しており、 β が 90° をはなれる程 k の曲線の立ち上がり方が少しづつ急になっている。

実船の場合には移動速度をもっているので多少なりとも F_n の影響を受け、その受け方も速度によりちがうから、今回の試験結果を実船に適用する場合には、実船の R_n と F_n を十分考慮して適用しなければならない。

2.3.3 伴流の非対称性の影響

風洞で鏡像模型を用いて試験をするとき、伴流の非対称性の影響を受ける場合があると言われているので、今回の試験でも Splitter plate をつけてその影響の程度を調べた。

Splitter plate の大きさは 2.0 m × 1.0 m で、長辺の中央に切り込みをつけ Splitter plate の長辺と船体中心線が一致するようにし、計測枠より 6 本の細いワイヤーで支えた。 $H/d = 5.0$, $\beta = 90^\circ$ で試験した所 Splitter plate が支点を節とした 3 節振動を起し、補強しても振動を抑えきれなかったので、風速も 15 m/s の一点にとどめた。試験の結果の C_Y は図 2.3.2.2 の中に・で示すように Splitter plate のない場合と変りなかったが、本質的に伴流の非対称性の影響がなかったのか又は別の原因で影響が出なかったのか確認できなかった。

2.3.4 境界層の計測

H/d が小さくなった場合、船底と水底板にそった境界層が風下側の舷側をこえる前につながり、計測結果に影響を及ぼす恐れがあったので、船の重心より船首側の平行部のほぼ中央付近で両舷のビルジサークルの起点、船体中心線および両者の中間の合計 5 ケ所でピトー管を用いて上下方向の風速分布をしらべた。試験は諸種の制約から H/d が 1.1, β

が 90° の場合のみであるが図 2.3.4.1 に示すように両境界層は風下側の舷側線でもつながっていない事が確認された。

2.4 む す び

巨大船がごく低速で移動する場合の船体に作用する流体力とそれに及ぼす浅水影響を鏡像模型を用いて風洞試験により求めた結果、次の諸点が明らかになった。

- 1) 船体に作用する流体力は C_F の値であらわすと β が 90° の深水のときは約 1.30 である。 H/d が 1.04 のときは約 1.92 で 2 次元の平板の場合の値 1.98 に近似している。流体力に及ぼす浅水影響は β が 90° のときは H/d が 3.0 位まではほとんど無視できるが、それより小さくなると漸増し 2.0 をこすと急増する。その他の β では H/d が 5.0 位まではほぼ無視できるが、それより 3.0 位までは漸増し、それより小さくなると急増し、 β が 90° よりはなれる程増加の割合がます。
- 2) この試験で得た C_F , C_M , a/L を実船に適用するときには、実船の R_n , F_n を十分考慮して適用するを要する。
- 3) 船体と水底板にそった境界層は H/d が 1.1 のときでも風下側の舷側線においてもつながっていないことが確認された。

参 考 文 献

- 1) HOERNER "FLUID DYNAMIC DRAG" 1965
- 2) 辻 豊治外 2 名 "斜航する船体に働く水圧力について" 船舶技術研究所報告 第 6 巻第 5 号 昭和 44 年 9 月

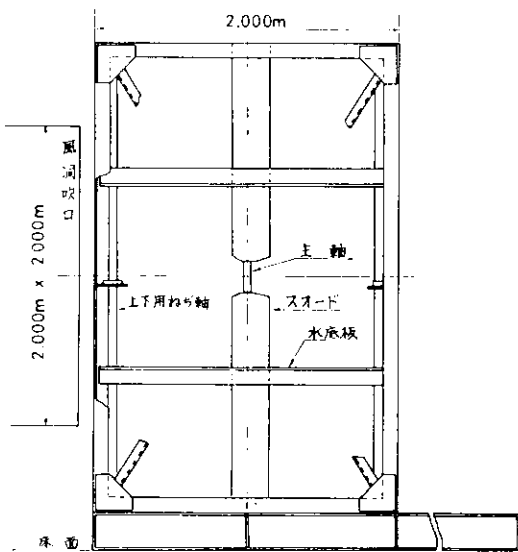


図 2.2.1 計測枠

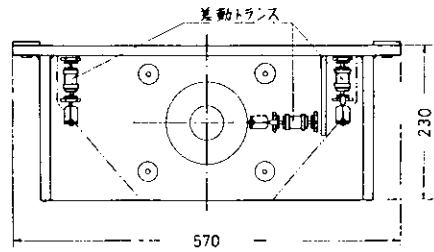
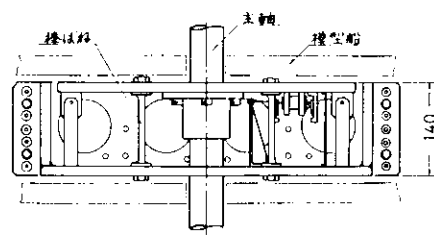
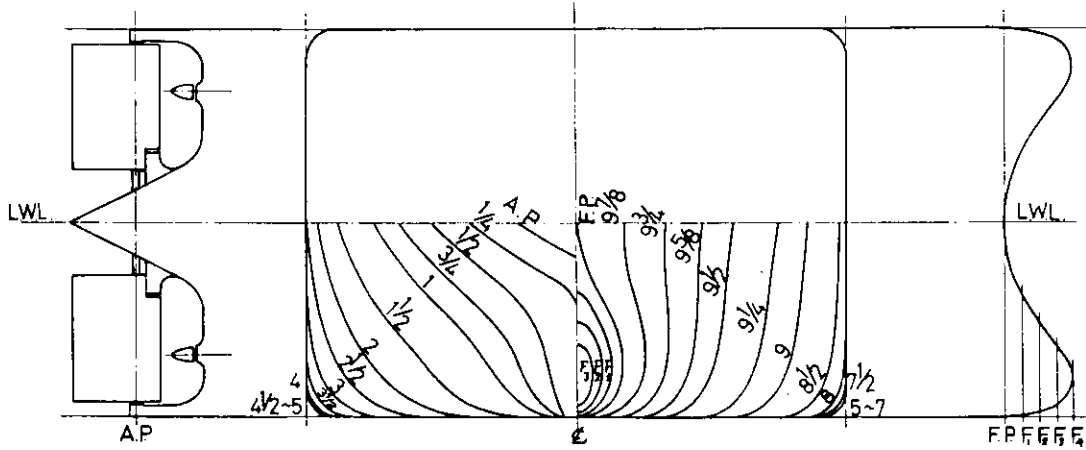


図 2.2.2 動力計

L	1.500m
L/B	5.00
C _B	0.820



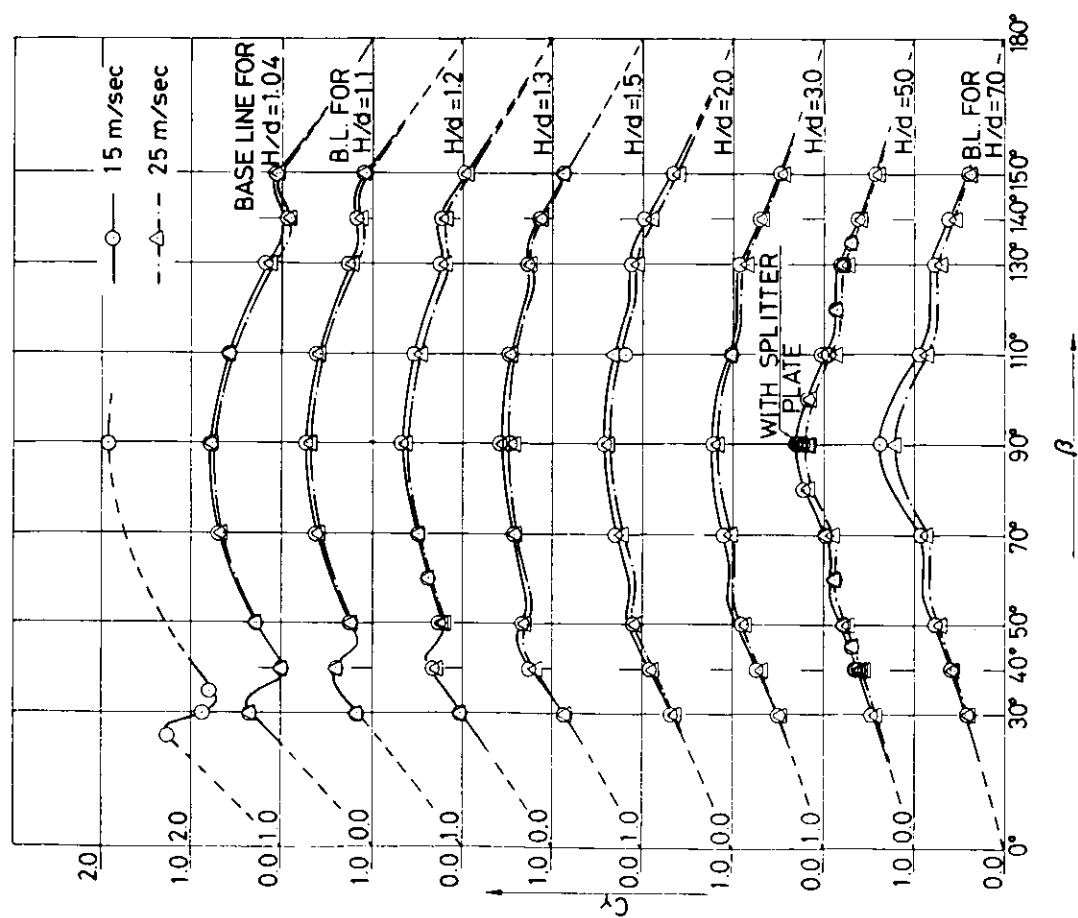


图 2.3.2.2 $C_Y - \beta$ 曲线

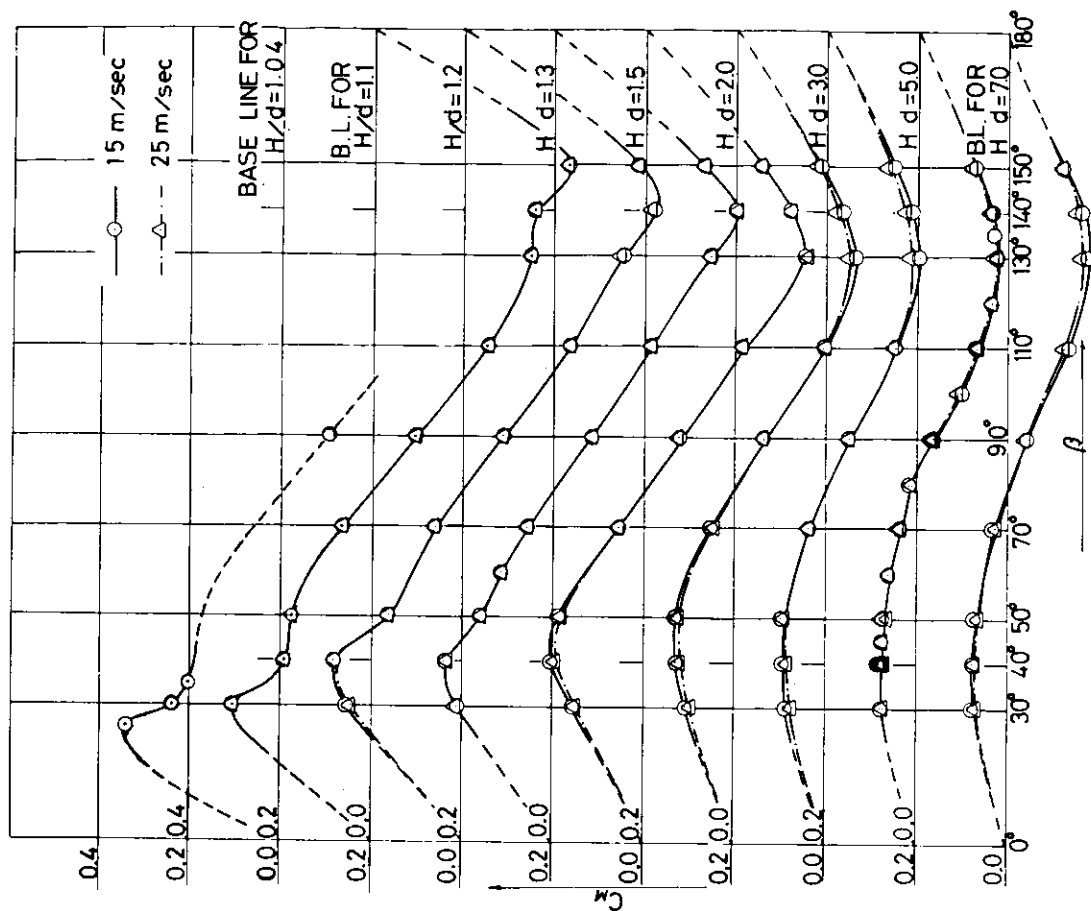


图 2.3.2.3 $C_X - \beta$ 曲线

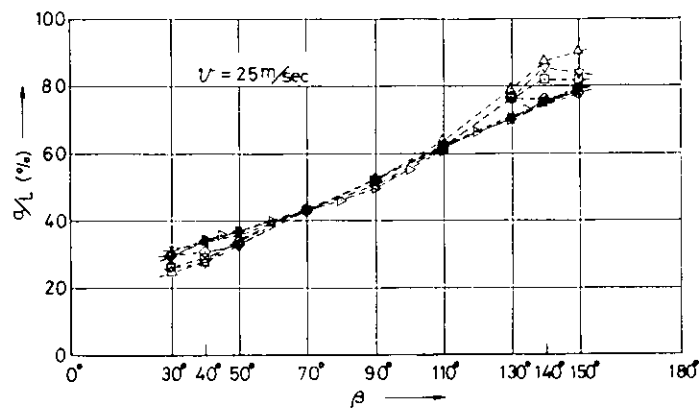
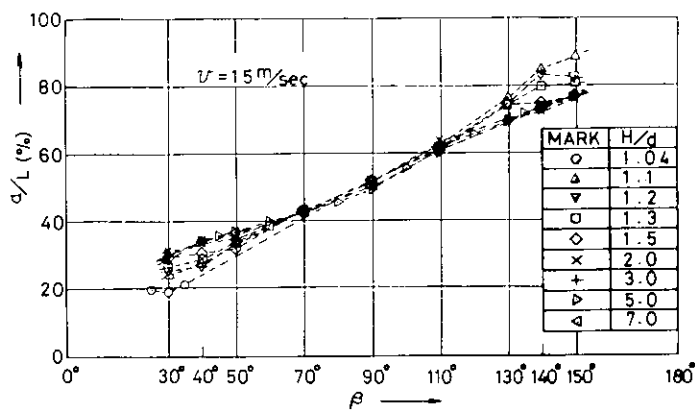


図 2.3.2.4 $a/L - \beta$ 曲線

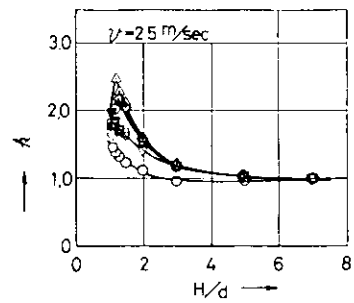
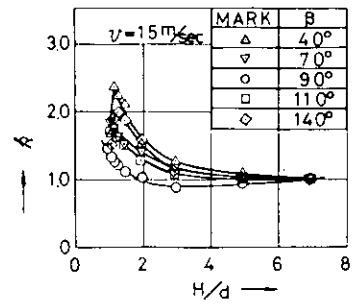


図 2.3.2.5 $k - H/d$ 曲線

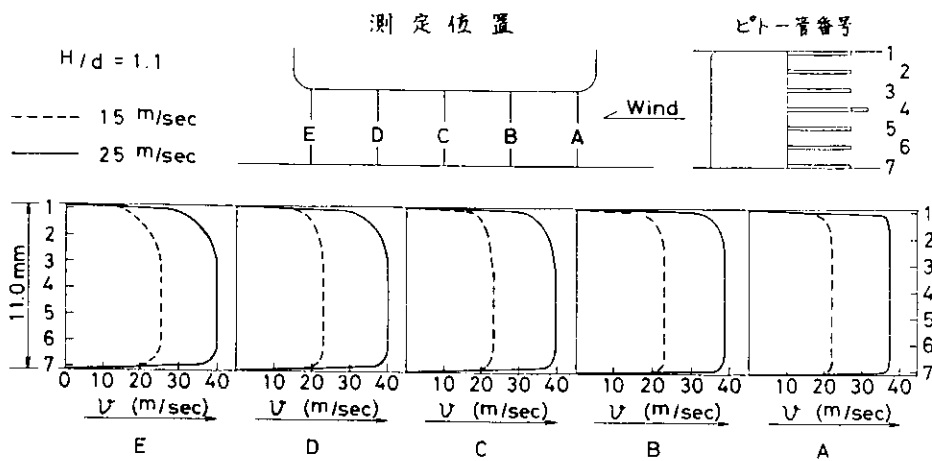


図 2.3.4.1 風速分布

3. 二次元模型による強制左右揺実験結果

3.1 経緯と概要

昨年度は浅水の流体力の理論計算法を示し、その計算結果を他の計算法によるものと比較して、本計算法の妥当性が確認された。しかるにこれらの計算法が実際に有効なものかを検証するには、2次元模型を用いて、水深を変えて強制動揺実験を行い、流体力諸係数を求め、理論計算のそれらと比較すればよい。ところが、このような実験は以外と難かしいためか、理論計算に比べて報告例は少なく、最近では高木¹⁾の強制上下揺実験があるだけである。そこで本年度は、2次元運動のうち、水深がかなり小さいところでも実験が比較的容易で、係船問題でも重要な運動である左右揺について強制動揺実験を行い、理論計算の妥当性を確認することとした。

3.2 実験方法

3.2.1 供試模型船

70万トン型中央横断面の2次元木製模型で、その主要目、断面図を表3.2.1.1、図3.2.1.1に示す。

3.2.2 試験水槽と装置

浅水2次元実験であるので、水位を自由に定めることができ、しかも2次元流れを確保するのに都合のよい幅の狭い長水槽が必要である。しかしながら、そのような水槽は手近にないので、神戸商科大学の浅水槽(60m(長)×6m(幅)×1.5m(標準水位))の中に水路を設け、これを2次元水槽とした。この水路は、幅が1m、深さが1mの断面形状を有し、長さが約24mであり、その材質は中央部では透明アクリル樹脂、その他では耐水ベニヤ板である。

強制動揺装置は、スコッチ・ヨーク機構の定変位型である。

検力計は、ステンレススチールの部材を削り出しによって板バネとし、その板バネの撓みを差動トランスによって検出する機構のものをを用いた。この検力計は、検定の結果、精度のよいことがわかった。

運動は、検力計とほぼ同じ高さに置いたポテンシオメーターを用いた運動計によって計測した。

図3.2.2.1、図3.2.2.2に実験状況を示す。

3.2.3 実験解析法

検力計から直接得られる信号は、ノイズや非線型力を含むものであり、線型運動方程式を用いて、これを解析するためには、運動に対応する周期の成分力を分離する必要がある。このために本実験では、ローパス・フィルターを用いた。運動の信号にも同じローパス・フィルターを通すことにより、振幅位相の変化を力と同じになるようにした。ローパス・フィルターを通った信号は、電磁オシロ上に写し出され、振幅位相が読み取られた。図3.2.3.1、図3.2.3.2に計測例を示す。

さて、純左右揺の線型運動方程式は次のようになる

$$\left(\frac{\bar{W}}{g} + \bar{M}_s\right) \ddot{y} + \bar{N}_s \dot{y} = F_s \quad (3.2.3.1)$$

ここで $\bar{W}$: 模型重量

$\bar{M}_s$: 付加質量

$\bar{N}_s$: 造波減衰力係数

ここで、模型船を $y = y_A \sin \omega t$ の正弦運動させた時の流体反力 F_s を

$$F_s = -F_A \sin(\omega t - \epsilon_s) \quad (3.2.3.2)$$

とすれば、 $\bar{M}_s$ および $\bar{N}_s$ は、この式を(3.2.3.1)式に代入すればよく

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_s &= \frac{F_A \cos \epsilon_s}{y_A \omega^2} - \frac{\bar{W}}{g} \\ \bar{N}_s &= \frac{F_A \sin \epsilon_s}{y_A \omega} \end{aligned} \right\} \quad (3.2.3.3)$$

となり、無次元係数 M_s , N_s は

$$\left. \begin{aligned} M_s &= \frac{\overline{M}_s}{\rho(B/2)^2 \omega} \\ N_s &= \frac{\overline{N}_s}{\rho(B/2)^2 \omega^2} \end{aligned} \right\} \rho: \text{流体の密度} \quad (3.2.3.4)$$

となる。

なお、本実験では、2つの検力計を用いたので、 F_s は次式のようなになる。つまり2つの検力計の力と位相をそれぞれ F_1 , F_2 , ε_1 , ε_2 とすると

$$\begin{aligned} F_s &= -F_1 \cos(\omega t - \varepsilon_1) - F_2 \cos(\omega t - \varepsilon_2) \\ &= \sqrt{A^2 + B^2} \sin(\omega t - \tan^{-1}(B/A)) \end{aligned} \quad (3.2.3.4)$$

$$\text{ここで } A = F_1 \cos \varepsilon_1 + F_2 \cos \varepsilon_2$$

$$B = F_1 \sin \varepsilon_1 + F_2 \sin \varepsilon_2$$

$$\text{よって } F_A = \sqrt{A^2 + B^2}, \quad \varepsilon_s = \tan^{-1}(B/A) \quad (3.2.3.5)$$

となる。

3.3 実験結果と考察

実験状態として水深 H を3状態、 $H = 26.4, 33.0, 66.0 \text{ cm}$ (水深/吃水 (H/T) = 1.2, 1.5, 3.0) にとり、各状態について、 $\xi_0 (\frac{\omega^2}{g} \frac{B}{2})$ を変えて実験を行った。運動振幅は、できるだけ大きくするように試みたが装置の制約から片振幅 0.5~3.0 cm の範囲を用いた。水深 66 cm ($H/T = 3.0$) は、無限水深との比較を目的としたもので、この比較によって実験の精度が確認できると考えたからである。図 3.3.1, 図 3.3.2 に計測された力と運動振幅の比 F_y/y_A と、位相差 ε_s を示す。図からわかるように、 $H/T = 3.0$ の時は、振幅、位相とも理論値とよい一致を示している。 $H/T = 1.2, 1.5$ の F_y/y_A については、 ξ_0 が大きいところでは、実験点にばらつきがみられるが、これは、運動振幅を小さくしたこの ξ_0 の範囲では、実験的な誤差が入りやすいことによるものだと考えられる。しかしながら、全体的にみて、理論値と計算値の一致はかなりよいと言える。図 3.3.3, 図 3.3.4 は、この力と位相より、前述の解析法に従って、付加質量、減衰力係数を求めた結果を無次元係数で示した。

図 3.3.3 の付加質量係数で、 $H/T = 3.0$ の時、実験値と理論値は、よく一致しているが、これは、左右揺の慣性力は、粘性影響を殆んど受けないで、理論計算と一般によく一致する²⁾ という結果に合っていて、この実験の精度が確認された。 $H/T = 1.2, 1.5$ の時も理論値とよく合っている。図 3.3.5 は、減衰力係数 N_s より、 A_s を求めた結果を示しているが、これも理論値とよく合っている。

参 考 文 献

- 1) 高木幹雄：“浅海域における船体運動について(その1)”昭和50年8月、西部造船会会報 第50号
- 2) 田才福造、高木又男：“規則波中の応答理論および計算法”昭和44年7月、耐航性に関するシンポジウム

表 3.2.1.1 主 要 目

長	(L)	0.995m
幅	(B)	0.600m
深	(D)	0.420m
吃水	(T)	0.220m
断面積係数 (σ)		0.998
羊角吃水比	(H_0)	1.365

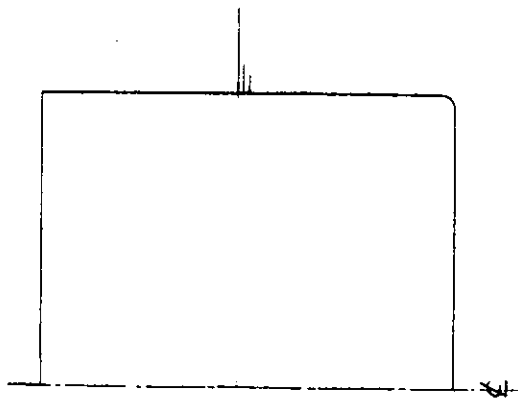


図 3.2.1.1 供試模型断面図

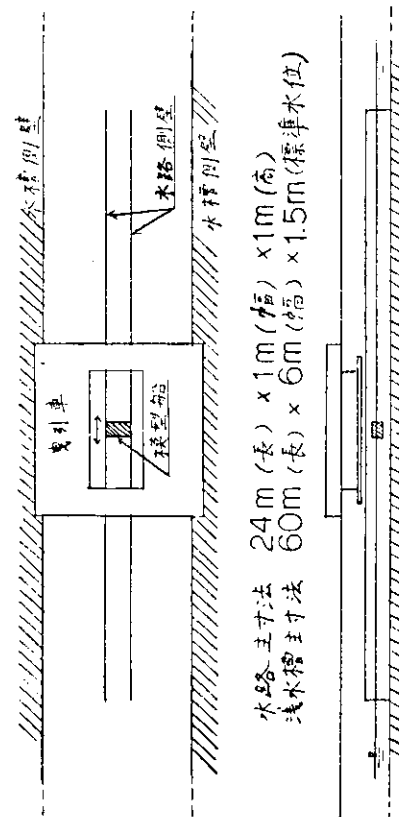


図 3.2.1 浅水槽での実験状況 (1)

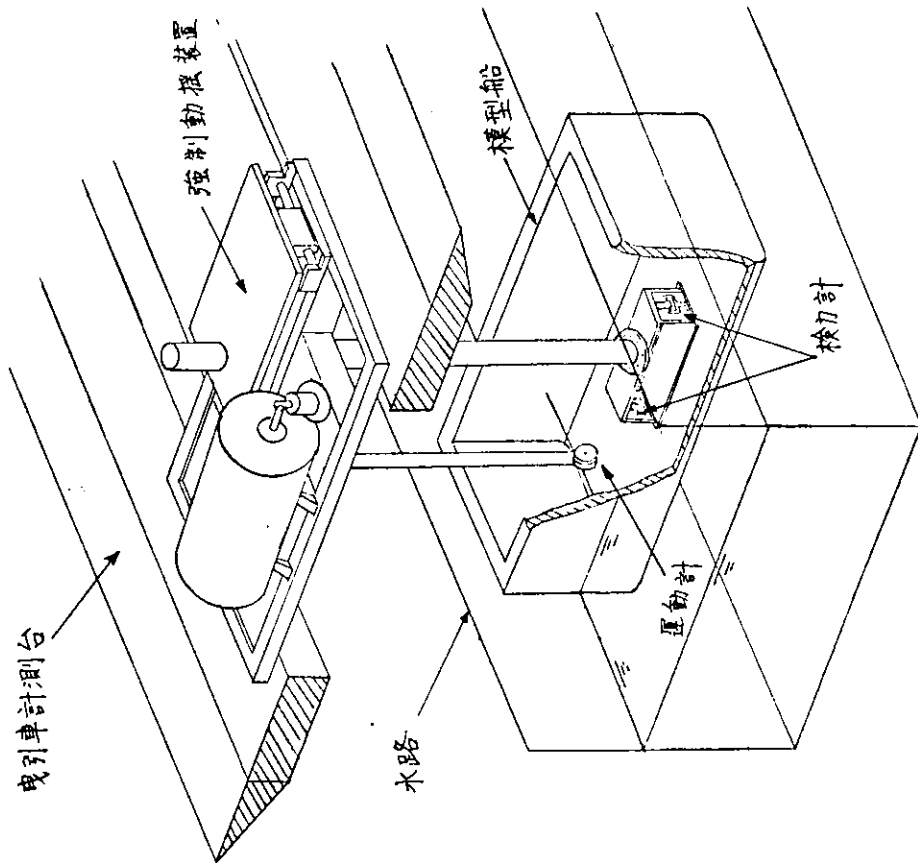


図 3.2.2 浅水槽での実験状況図 (2)

実験番号 153. $\xi_b = 0.90$, $T(\text{周期}) 1.158(\text{s})$, $H/T = 3.0$

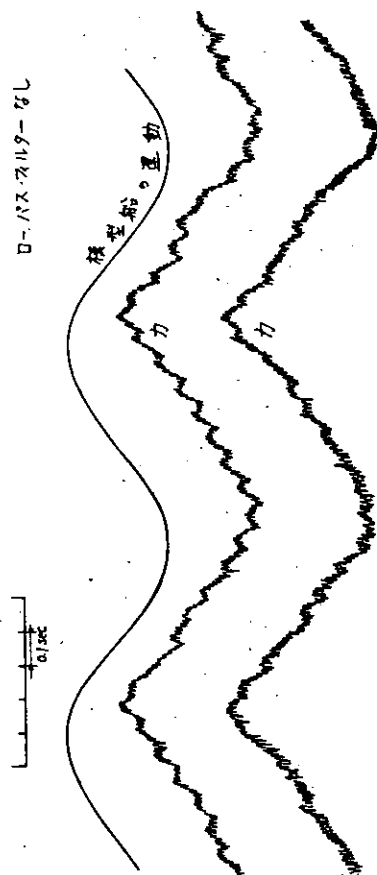


図 3.2.3.1 計測例

実験番号 153. $\xi_b = 0.90$, $T(\text{周期}) 1.158(\text{s})$, $H/T = 3.0$

ロ-パス・フィルターあり

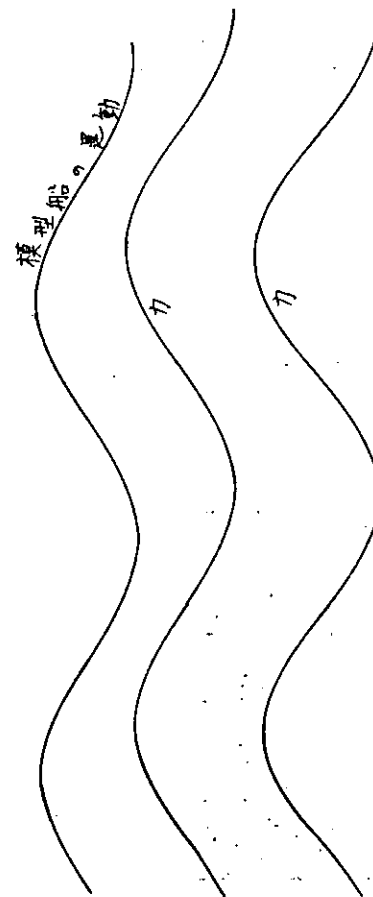


図 3.2.3.2 計測例

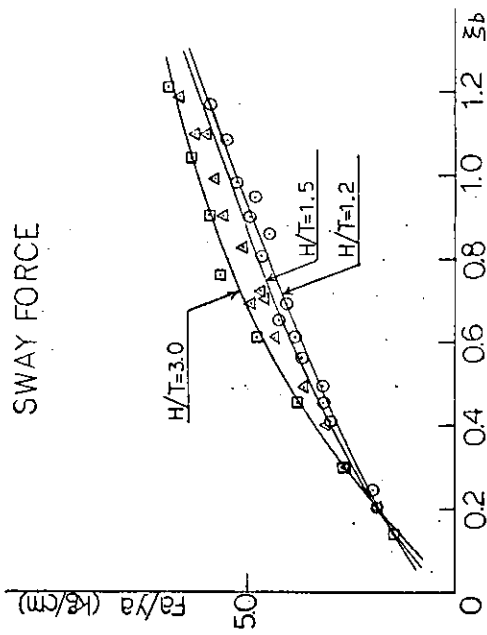


図 3.3.1 AMPLITUDE

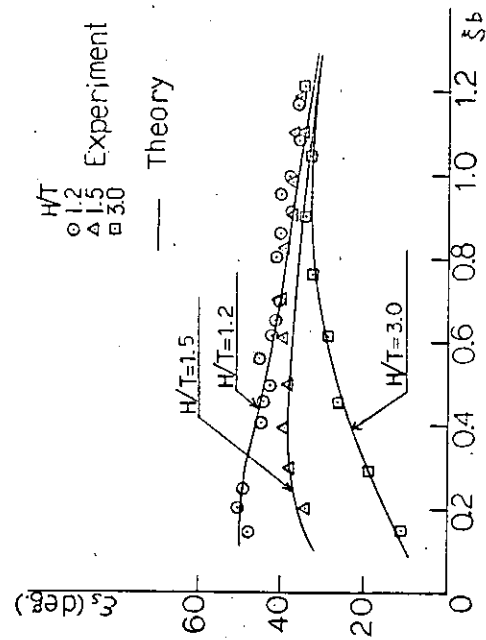


図 3.3.2 PHASE LAG

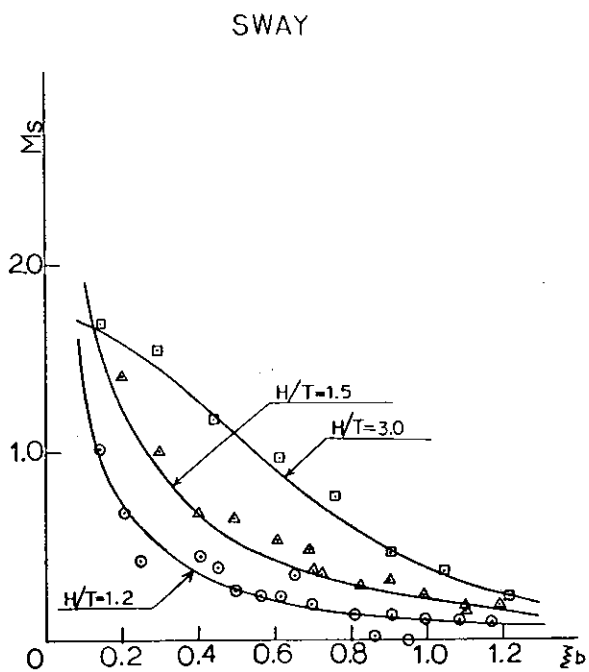


图 3.3.3 附加质量系数

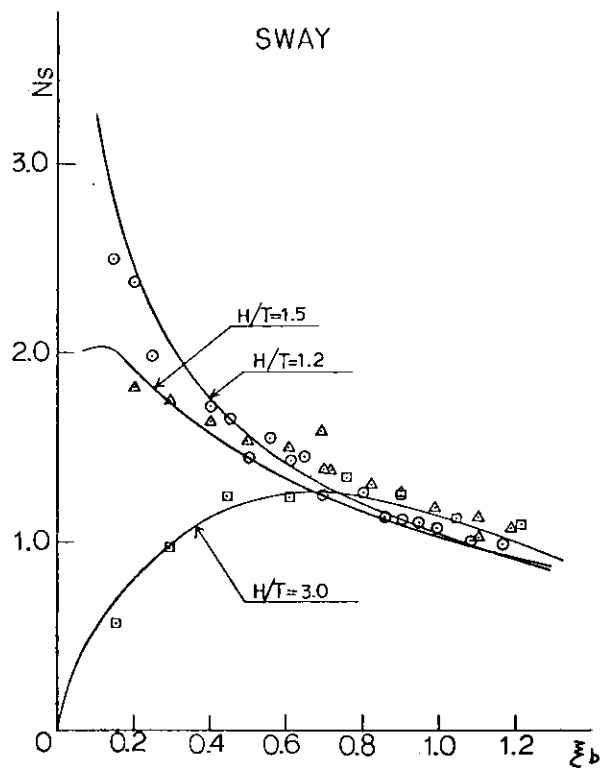


图 3.3.4 阻尼力系数

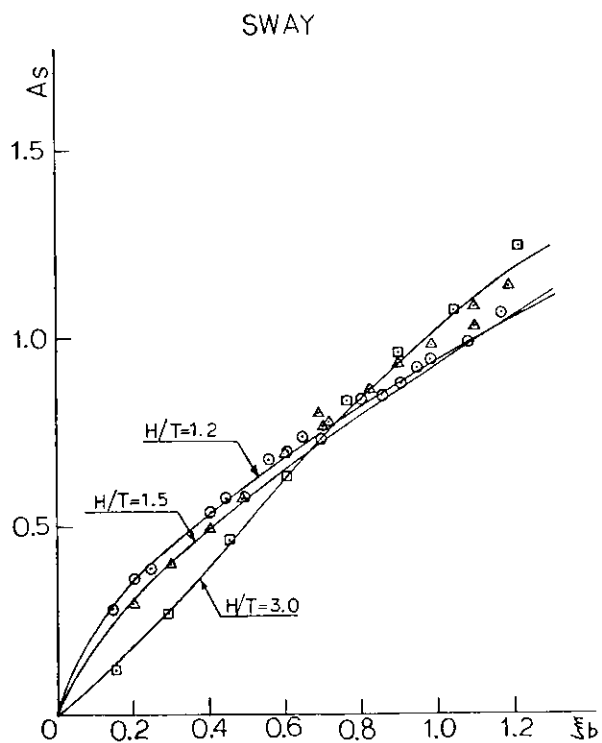


图 3.3.5 波幅比

4. 外力・その他の取り扱い

4.1 波浪外力

浅水影響を考慮した付加質量等の2次元流体力諸係数が求まれば、ストリップ法による耐航性の運動方程式は、これらを用いて表わすことができる。

以下に本研究部会で用いた式を示す。これは参考文献(1)に従ったものである。

4.1.1 座 標 系

船は、静止空間座標系のX軸とxなる角度をもつ座標系の近傍で、6自由度の微小定常周期運動をしているものと仮定し、座標系を図4.1.1のように定める。すなわち

$O_0 - XYZ$: 静止空間座標

$O_0 - x_0 y_0 z_0$: 静止空間座標

$G - x_b y_b z_b$: 船体固定座標

(原点を重心Gにおく)

$O - xyz$: 船体固定座標

(原点を静止自由表面におく)

x_0, y_0, z_0 は、それぞれ重心Gの前後揺、左右揺および上下揺の運動の変位を示す。また、 x_b, y_b, z_b 軸まわりの回転運動をそれぞれ φ, θ, ψ 、とすれば、これらは横揺、縦揺および船首揺の運動の角変位を示す。

以下に、船速がない時の連成運動方程式を、縦運動群、前後揺、横運動群に分けて示す。

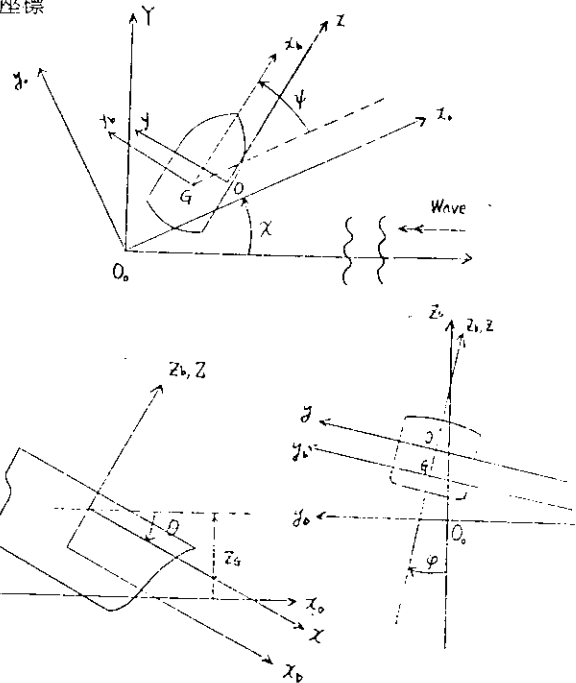


図 4.1.1.1 座 標 系

4.1.2 縦 運 動 群

$$\left. \begin{aligned} (M + a_{zz}) \ddot{z}_0 + b_{zz} \dot{z}_0 + c_{zz} z_0 + a_{z\theta} \ddot{\theta} + b_{z\theta} \dot{\theta} + c_{z\theta} \theta &= F_z c \cos \omega t + F_z s \sin \omega t \\ (J_\theta + a_{\theta\theta}) \ddot{\theta} + b_{\theta\theta} \dot{\theta} + c_{\theta\theta} \theta + a_{\theta z} \ddot{z}_0 + b_{\theta z} \dot{z}_0 + c_{\theta z} z_0 &= M_0 c \cos \omega t + M_0 s \sin \omega t \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4.1.2.1)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} a_{zz} &= \int_L M_H dx, \quad b_{zz} = \int_L N_H dx, \quad c_{zz} = 2\rho g \int_L b dx, \quad a_{z\theta} = -\int_L x M_H dx, \quad b_{z\theta} = -\int_L x N_H dx \\ c_{z\theta} &= -2\rho g \int_L b x dx, \\ a_{\theta\theta} &= \int_L x^2 M_H dx, \quad b_{\theta\theta} = \int_L x^2 N_H dx, \quad c_{\theta\theta} = 2\rho g \int_L b x^2 dx, \quad a_{\theta z} = a_{z\theta}, \quad b_{\theta z} = b_{z\theta}, \quad c_{\theta z} = c_{z\theta} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4.1.2.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{F_z c}{F_z s} &= \omega \zeta_A \left\{ -\int_L N_H \frac{\sinh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left[\begin{matrix} - \\ + \end{matrix} \right] \omega \int_L M_H \frac{\sinh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} kx \cos \chi dx \\ &\quad \left[\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \right] 2\rho g \zeta_A \int_L \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (kx \cos \chi) \cdot \int_0^b \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \cos(ky \sin \chi) dy dx \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4.1.2.3)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{M_0 c}{M_0 s} &= \omega \zeta_A \left\{ -\int_L N_H x \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (kh \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left[\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \right] \omega \int_L M_H x \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \end{aligned} \right\}$$

$$\left[\begin{array}{c} + \\ - \end{array} \right] 2\rho g \zeta_A \int_L x \left[\begin{array}{c} \cos \\ \sin \end{array} \right] (kx \cos \chi) \cdot \int_0^b \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \cos(ky \sin \chi) dy dx$$

4.1.3 前後揺

前後揺については元良の方法⁽²⁾に従う。よって有限水深の影響は考慮していない。

$$(M+Ar_x)x_0 = F_{xc} \cos \omega t + F_{xs} \sin \omega t$$

$$\begin{bmatrix} F_{xc} \\ F_{xs} \end{bmatrix} = -\rho g \zeta_A k \cos \chi \int_L \int_b^b e^{-0.5kz} t(x, y) \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (kx \cos \chi - ky \sin \chi) dx dy \quad (4.1.3.1)$$

注1) 本項は造波減衰力だけでなく粘性減衰力を考慮している。

参考文献

- (1) 小林正典他；船舶の耐航性に関する理論計算プログラム（その1. 理論計算式） 三井造船技報 82号, 昭和48年
- (2) 元良誠三；Gravity Dynamometer による波浪中抵抗試験および Surging について 造船協会論文集 94号 昭和29年

4.1.4 横運動群

$$\begin{aligned} (M+a_{yy})\ddot{y}_0 + b_{yy}\dot{y}_0 + C_{yy}y_0 + A_{yy}\ddot{\phi} + b_{y\phi}\dot{\phi} + C_{y\phi}\phi + a_{y\phi}\ddot{\psi} + b_{y\psi}\dot{\psi} + C_{y\psi}\psi \\ = F_{yc} \cos \omega t + F_{ys} \sin \omega t \\ (J_{\phi} + a_{\phi\phi})\ddot{\phi} + b_{\phi\phi}\dot{\phi} + c_{\phi\phi}\phi + a_{\phi\psi}\ddot{\psi} + b_{\phi\psi}\dot{\psi} + c_{\phi\psi}\psi + a_{\phi y}\ddot{y}_0 + b_{\phi y}\dot{y}_0 + c_{\phi y}y_0 \\ = M_{\phi c} \cos \omega t + M_{\phi s} \sin \omega t \\ (J_{\psi} + a_{\psi\psi})\ddot{\psi} + b_{\psi\psi}\dot{\psi} + c_{\psi\psi}\psi + a_{\psi y}\ddot{y}_0 + b_{\psi y}\dot{y}_0 + c_{\psi y}y_0 + a_{\psi\phi}\ddot{\phi} + b_{\psi\phi}\dot{\phi} + c_{\psi\phi}\phi \\ = M_{\psi c} \cos \omega t + M_{\psi s} \sin \omega t \end{aligned} \quad (4.1.4.1)$$

ここで

$$\begin{aligned} a_{yy} &= \int_L M_s dx & b_{yy} &= \int_L N_s dx & C_{yy} &= 0 \\ a_{y\phi} &= \int_L x M_s dx & b_{y\phi} &= \int_L x N_s dx & C_{y\phi} &= 0 \\ a_{y\psi} &= \int_L M_s (l_{sr} - \overline{OG}) dx & b_{y\psi} &= \int_L N_s (lw - \overline{OG}) dx & C_{y\psi} &= 0 \\ a_{\phi\phi} &= \int_L x^2 M_s dx & b_{\phi\phi} &= \int_L x^2 N_s dx & C_{\phi\phi} &= 0 \\ a_{\phi\psi} &= \int_L x M_s (l_{sr} - \overline{OG}) dx & b_{\phi\psi} &= \int_L x N_s (lw - \overline{OG}) dx & C_{\phi\psi} &= 0 \\ a_{\psi y} &= a_{y\psi} & b_{\psi y} &= b_{y\psi} & C_{\psi y} &= 0 \\ a_{\phi\psi} &= \int_L (I_R - 2M_s l_{sr} \overline{OG} + \overline{OG}^2 M_s) dx & b_{\phi\psi} &= 0.45 a_{\phi\psi} & C_{\phi\psi} &= W \cdot GM \end{aligned} \quad (4.1.4.2)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} F_{yc} \\ F_{ys} \end{bmatrix} &= \omega \zeta_A \sin \chi \left\{ \left[\begin{array}{c} + \\ - \end{array} \right] \int_L N_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left. - \omega \int_L M_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \right\} \\ &\quad - 2\rho g \zeta_A \int_L \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (kx \cos \chi) \int_{-dx}^0 \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin \chi) dz dx \\ \begin{bmatrix} M_{\phi c} \\ M_{\phi s} \end{bmatrix} &= \omega \zeta_A \sin \chi \left\{ \left[\begin{array}{c} + \\ - \end{array} \right] \int_L x N_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left. - \omega \int_L x M_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \right\} \\ &\quad - 2\rho g \zeta_A \int_L x \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (kx \cos \chi) \int_{-dx}^0 \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin \chi) dz dx \\ \begin{bmatrix} M_{\psi c} \\ M_{\psi s} \end{bmatrix} &= \omega \zeta_A \sin \chi \left\{ \left[\begin{array}{c} + \\ - \end{array} \right] \int_L (lw - \overline{OG}) N_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \right. \end{aligned} \quad (4.1.4.3)$$

$$\begin{aligned}
& -\omega \int_A (I_{SR} - \overline{OG}) M_s \frac{\cosh k(-T_m + h)}{\sinh kh} \left[\frac{\sin}{\cos} \right] (kx \cos x) dx \Bigg\} \\
& + 2\rho g \zeta_A \int_L \left[\frac{\sin}{\cos} \right] (kx \cos x) \left[\int_0^b \frac{\cosh k(-T_m + h)}{\cosh kh} \sin(kh \sin x) dy \right. \\
& \left. + \int_{-dx}^0 \frac{\cosh k(-T_m + h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin x) dz + \overline{OG} \int_{-dx}^0 \frac{\cosh k(-T_m + h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin x) dz \right] dx \Bigg\}
\end{aligned}$$

記 号 表

g	: 重力の加速度
ρ	: 流体の密度
t	: 時 間
ω	: 円周波数
k	: 有限水深の波数 $\omega^2 = gk \tanh kh$
h	: 水 深
L, B	: 船の長さおよび幅
x	: 船の針路と規則波の進行方向とのなす角
G	: 船体の重心
$\overline{OG}$	: G から静止自由表面までの距離
b, T	: 2次元断面の水線半幅および吃水
S	: 2次元断面の水面下の面積
σ	: 断面積係数, $\sigma = S/26T$
M	: 船の質量
J_θ	船の縦揺質量慣性モーメント $J_\theta = Mkx^2$ (kx : 縦環動半径)
$J\phi$	: 船の船首揺質量慣性モーメント $J\phi = Mxx^2$
$J\phi$	: 船の横揺質量慣性モーメント $J\phi = Mky^2$ (ky : 横環動半径)
$a_{zz} \dots, b_{\phi\psi}, c_{\phi\psi}$	: 斜波中の運動方程式の係数
$F_{zc}, F_{zs}, \dots, M_{\phi c}, M_{\phi s}$	: 斜波中の運動方程式の波浪強制力の sine, Cosine の成分
ζ_A	: 規則波の振幅
dx	: 船体任意断面の吃水
T_m	: 波の orbital motion の代表吃水 上下方向 $T_m = dx/2$ 横方向 $T_m = \sigma dx$
$t(x, y)$	: 任意断面 x における y での深さ
lw	: 減衰モーメント・レバー
l_{SR}	: 付加慣性モーメント・レバー
M_H, N_H	: 上下揺による断面付加質量および減衰力係数 (有限水深)
M_S, N_S	: 左右揺による断面付加質量および減衰力係数 (有限水深)
I_R	: 横揺の x 軸まわりの断面付加慣性モーメント (有限水深)

4.2 係 留 力

係留力は海底から船舶 (またはブイ) の間に張られたチェーンの反力として懸垂線 (Catenary) の理論に基づき計算する。詳細はすでに「49年度報告書 5.4」係留力」の項で述べている。

仮定として次のような項目が挙げられる。

- a) チェーンの伸びおよびチェーンに働く流体力に無視する。
- b) チェーンと海底面との摩擦は考えない。
- c) チェーンの単位長さ当り重量（単重）は一定とする。
- d) チェーン自体の動的効果は考えない。

入力として

S_0 : チェーンの長さ

w : 単 重

TTX : 破断張力

H_0 : 着鎖点間水平距離

V_0 : 着鎖点間垂直距離

が与えられれば船舶（またはブイ）に働く係留力が求められる。

4.2.1 海底にチェーンの一部が横たわっている場合

（slack状態）における係留力（図 4.2.1.1）

$$\frac{V_0}{a} = \cosh \left\{ \frac{H_0 - S_0 + \sqrt{V_0(V_0 + 2a)}}{a} \right\} - 1 \quad (4.2.1.1)$$

より a を求める。

$$\overline{S} = \sqrt{V_0(V_0 + 2a)} \quad (4.2.1.2)$$

$$T_H = aw \quad (4.2.1.3)$$

$$T_V = S w \quad (4.2.1.4)$$

ここで $\overline{S}$: チェーンの Catenary 部分長さ

T_H : 船舶（またはブイ）に働く水平力

T_V : 船舶（またはブイ）に働く垂直力

特別な場合として、チェーンが横たわることなく海底で接する場合（図 4.2.1.2）には

$$a = \frac{S_0^2 - V_0^2}{2V_0} \quad (4.2.1.5)$$

$$\overline{S} = S_0 \quad (4.2.1.6)$$

となり式（4.2.1.3, 4）から T_H, T_V が求まる。

4.2.2 海底の着鎖点においてチェーンが海底とある角度を持っている場合（taut状態）における係留力

（図 4.2.2.1）

$$S_0^2 - V_0^2 = 4a^2 \sinh \frac{H_0}{2a} \quad (4.2.2.1)$$

より a を求める。また

$$V_0 = 2a \sinh \frac{2H' + H_0}{2a} \sinh \frac{H_0}{2a} \quad (4.2.2.2)$$

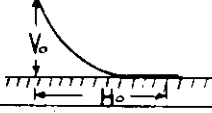
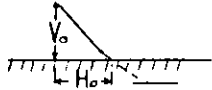
より H' を求める。ここで

$$\overline{S} = a \sinh \frac{H' + H_0}{a} \quad (4.2.2.3)$$

となり、式（4.2.1.3, 4）から T_H, T_V が求まる。

なお、計算実行中に計算された張力が破断張力を越えた場合、あるいは幾何学的チェーンの長さが実際の長さよりも大きくなった場合には表 4.2.2.1.(V), (VI) に示すように張力の破断張力で置き換えて計算がそのまま実行するようにしてある。

表 4. 2. 2. 1

	CATENARYの状態	KSW	備 考
(I)	$H_0 < 0$ AND OR $V_0 < 0$	9	計算不能
(II)	$H_0 + V_0 \leq S_0$	0	$T_H = 0$ $T_V = V_0 W$
(III)	SLACK 状態	1	
(IV)	TAUT 状態	2	
(V)	$S_0 \leq \sqrt{H_0^2 + V_0^2}$ (破断)	3	$T_H = TTX \frac{H_0}{\sqrt{H_0^2 + V_0^2}}$ $T_V = TTX \frac{V_0}{\sqrt{H_0^2 + V_0^2}}$
(VI)	TAUT 状態、で張力が TTX を超えた時	4	$T_H = TTX \frac{T_H}{\sqrt{T_H^2 + T_V^2}}$ $T_V = TTX \frac{T_V}{\sqrt{T_H^2 + T_V^2}}$

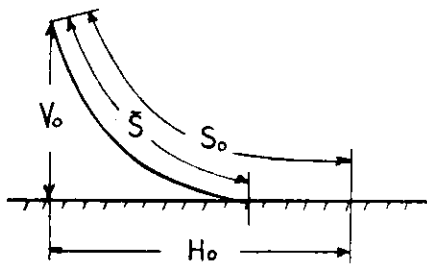


図 4. 2. 1. 1

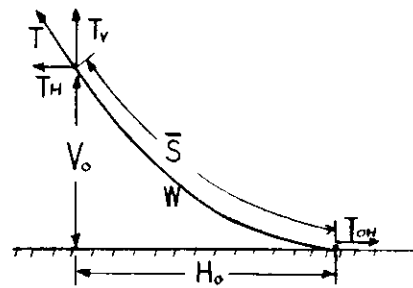


図 4. 2. 1. 2

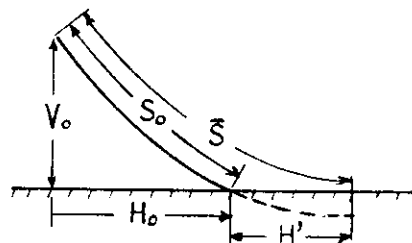


図 4. 2. 2. 1

4.3 風による力及びモーメント

風圧力による計算式はHughesの実験式を用いる。

$$R_w = \frac{1}{2} \rho_w C_w V_w^2 (A_f \cos^2 \varphi_w + A_s \sin^2 \varphi_w) \dots\dots (4.3.1)$$

$$A_f = B \times (D - d) + A_{fb} \dots\dots\dots (4.3.2)$$

$$A_s = A_{sb} + 1.05 L_{pp} \times (D - d) \dots\dots\dots (4.3.3)$$

ここで R_w ……風圧力 (ton)

L_{pp} ……船の垂線間長 (m)

B ……船 幅 (m)

D ……船の深さ (m)

d ……吃 水 (m)

A_{fb} ……船楼及び甲板室の正面投影面積 (m^2)

A_{sb} ……船楼及び甲板室の側面投影面積 (m^2)

ρ_w ……空気密度 (0.00125 ton sec²/m²)

C_w ……風圧力係数 (後述)

V_w ……風 速 (m/sec)

φ_w ……相対風向 (degree)

a ……風圧力中心から船首端までの距離

θ ……風圧力角

図 4.3.1 の a 及び θ が与えられると船に働く力及びモーメントは次式で表わされる。

$$F_{wx} = -R_w \cos \theta \dots\dots\dots (4.3.4)$$

$$F_{wy} = -R_w \sin \theta \dots\dots\dots (4.3.5)$$

$$F_{wz} \doteq 0$$

$$M_{w\varphi} = -F_{wy} \cdot Z_w \dots\dots\dots (4.3.6)$$

$$M_{w\theta} = F_{wx} \cdot Z_w \dots\dots\dots (4.3.7)$$

$$M_{w\phi} = F_{wy} \cdot X_w \dots\dots\dots (4.3.8)$$

ここで、 F_{wx} 、 F_{wy} 、 F_{wz} は風圧力の x 、 y 、 z 方向成分を表わし、 $M_{w\varphi}$ 、 $M_{w\theta}$ 、 $M_{w\phi}$ は風圧力による x 、 y 、 z 軸回りモーメントを表わす。

X_w ……風圧中心の x 座標で実験値 a によって決まる。

Z_w ……風圧中心の z 座標で $(D - d)/2 + OG$ で近似する。但し、 OG は重心から自由表面までの距離。

C_w 、 a 、 θ は辻豊治氏他による実験値¹⁾を用いて計算を行なう。数値を表 4.3.1 に示す。

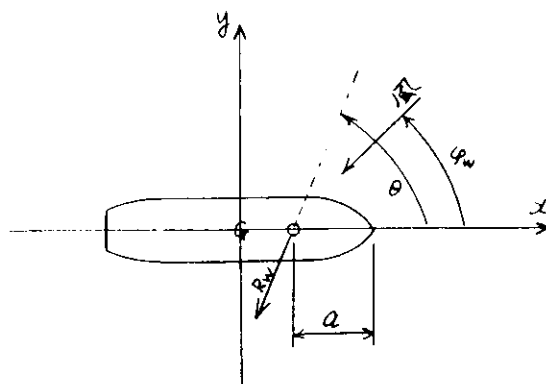


図 4.3.1

表 4.3.1 風 圧 カ デ ー タ

風 向 偏 角 (度)	満 載 状 態 風 圧 の			バ ラ ス ト 状 態 風 圧 の		
	合 力 偏 角 (θ)	合 力 係 数 (R_w)	中 心 距 離 比 (a/L)	合 力 偏 角 (θ)	合 力 係 数 (R_w)	中 心 距 離 比 (a/L)
0	0	1.065	0.00	0	0.82	0.00
5	5	1.030	0.20	17	0.79	0.28
10	10	1.020	0.33	31	0.84	0.33
15	20	1.015	0.38	46	0.925	0.355
20	37	1.010	0.405	55	1.01	0.37
25	47	1.010	0.43	63	1.10	0.385
30	51	1.005	0.45	67	1.155	0.40
35	56	0.995	0.47	71	1.175	0.415
40	60	0.988	0.48	73.7	1.18	0.425
45	64	0.982	0.485	76.3	1.165	0.435
50	68	0.975	0.495	78.6	1.13	0.44
55	70.5	0.973	0.502	80.5	1.105	0.45
60	74	0.969	0.51	82	1.065	0.46
65	77	0.966	0.517	83.5	1.045	0.47
70	80	0.962	0.525	85	1.025	0.48
75	83.5	0.958	0.535	86.5	1.005	0.495
80	86	0.955	0.545	87.5	0.99	0.505
85	88	0.952	0.552	88.5	0.985	0.52
90	90	0.950	0.56	90	0.98	0.53
95	92.5	0.950	0.57	90.5	0.975	0.535
100	95	0.950	0.582	91	0.97	0.545
105	98	0.955	0.595	91.5	0.97	0.55
110	101	0.960	0.61	92.5	0.97	0.57
115	104	0.975	0.63	94.2	0.975	0.585
120	107	1.000	0.65	95.8	0.98	0.60
125	110.5	1.025	0.665	97.5	0.995	0.615
130	114	1.060	0.68	99.5	1.01	0.63
135	118.5	1.095	0.697	102	1.035	0.645
140	123	1.150	0.715	104	1.06	0.665
145	128.5	1.210	0.735	106.5	1.085	0.685
150	134	1.250	0.76	110.5	1.125	0.695
155	139.5	1.265	0.785	115	1.135	0.71
160	145	1.260	0.82	124	1.11	0.72
165	151.5	1.230	0.835	132.5	1.04	0.73
170	158	1.130	0.825	145	0.875	0.735
175	165	1.000	0.815	157	0.72	0.73
180	180	0.985	0.80	180	0.585	0.72

4.4 潮流による力及びモーメント

第2章「浅水中を微速で移動する船体に作用する流体力に関する模型実験結果」に従い潮流による y 方向の力及び z 軸回りのモーメントを次式で表わす。

$$F_{cy} = \frac{1}{2} \rho_c C_Y V_c^2 L_{ppd} \dots\dots\dots (4.4.1)$$

$$M_{c\phi} = \frac{1}{2} \rho_c C_M V_c^2 L_{pp}^2 d \dots\dots\dots (4.4.2)$$

ここで F_{cy} …… y 方向の力 (ton)

$M_{c\phi}$ …… Z 軸回りモーメント (ton・m)

ρ_c …… 水の密度 (0.10461 ton・sec²/m³)

C_Y …… 潮流横力係数

C_M …… 潮流モーメント係数

V_c …… 潮流速度 (m/sec)

C_Y, C_M は第2章の実験値を用いて計算を行なう。数値を表4.4.1, 2に示す。

なお、「49年度報告書4.2.7 潮流及び風」の項で述べられているように潮流力は方向性が極めて大きく潮流の方向にかかわらず常に船の真横方向に働くことから、その他の方向の力は無視する。

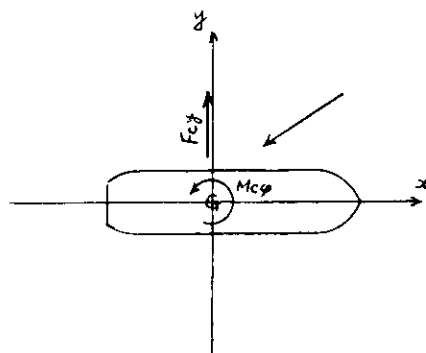


図 4.4.1

表4.4.1 流 压 力 係 数

入射角 (度)	H/d							
	1.1	1.2	1.3	1.5	2.0	3.0	5.0	7.0
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10	0.42	0.38	0.32	0.28	0.22	0.15	0.14	0.14
20	0.86	0.77	0.68	0.54	0.43	0.32	0.28	0.28
30	1.32	1.14	1.02	0.86	0.63	0.47	0.45	0.41
40	1.00	1.41	1.29	1.20	0.88	0.69	0.61	0.57
50	1.26	1.22	1.20	1.29	1.16	0.94	0.79	0.73
60	1.51	1.42	1.35	1.29	1.14	1.02	0.89	0.86
70	1.67	1.59	1.47	1.41	1.24	1.06	0.98	0.89
80	1.75	1.68	1.60	1.48	1.35	1.17	1.14	1.17
90	1.75	1.69	1.63	1.51	1.39	1.18	1.26	1.29
100	1.67	1.65	1.58	1.49	1.38	1.15	1.17	1.18
110	1.57	1.59	1.47	1.47	1.28	1.00	0.98	0.90
120	1.36	1.40	1.35	1.31	1.15	0.74	0.85	0.77
130	1.12	1.24	1.18	1.06	1.08	0.90	0.82	0.73
140	0.89	1.14	1.20	1.12	0.94	0.67	0.61	0.57
150	1.02	1.06	0.94	0.89	0.63	0.47	0.41	0.38
160	0.65	0.69	0.63	0.57	0.42	0.32	0.26	0.28
170	0.29	0.32	0.29	0.28	0.20	0.12	0.12	0.14
180	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

表 4. 4. 2 流圧力モーメント係数

入射角 (度)	H/d							
	1.1	1.2	1.3	1.5	2.0	3.0	5.0	7.0
0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
10	0.120	0.077	0.068	0.043	0.031	0.031	0.028	0.031
20	0.234	0.172	0.142	0.102	0.074	0.062	0.058	0.055
30	0.305	0.250	0.212	0.160	0.105	0.083	0.074	0.071
40	0.191	0.277	0.234	0.196	0.123	0.086	0.074	0.074
50	0.123	0.157	0.163	0.188	0.126	0.083	0.068	0.064
60	0.098	0.105	0.114	0.129	0.098	0.065	0.055	0.049
70	0.068	0.062	0.055	0.055	0.055	0.037	0.034	0.031
80	-0.012	-0.012	-0.012	-0.009	-0.006	0.000	0.012	0.000
90	-0.095	-0.095	-0.083	-0.080	-0.068	-0.049	-0.031	-0.043
100	-0.172	-0.166	-0.154	-0.151	-0.135	-0.108	-0.095	-0.083
110	-0.249	-0.240	-0.215	-0.215	-0.203	-0.151	-0.132	-0.126
120	-0.308	-0.292	-0.277	-0.292	-0.237	-0.187	-0.163	-0.160
130	-0.345	-0.354	-0.345	-0.354	-0.258	-0.200	-0.175	-0.169
140	-0.354	-0.428	-0.403	-0.323	-0.233	-0.185	-0.160	-0.160
150	-0.431	-0.391	-0.332	-0.258	-0.191	-0.148	-0.126	-0.123
160	-0.326	-0.271	-0.231	-0.178	-0.129	-0.102	-0.092	-0.080
170	-0.163	-0.135	-0.117	-0.095	-0.068	-0.055	-0.043	-0.034
180	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

4.5 波による漂流力及びモーメント

波による漂流力及びモーメントは次式により計算する。

$$F_{Dy} = \frac{1}{2} \rho c g h^2 w L_{pp} / \sin \varphi d / \sin \varphi d R_T^2 \quad (4.5.1)$$

$$M_{D\phi} = -F_{Dy} \cdot X_G \quad (4.5.2)$$

ここで hw ……入射波の振幅 (m)

φd ……波の相対角 (degree)

R_T は Lalangas の Series-60 模型試験より得られた自由状態における漂流力係数 (2), (3) である。文献 (2) によれば、この値は平板を用いた理論計算値とよく一致している。

浅水影響については、同じく文献 (2) に従って考慮している。なお、図 4.5.1 にいくつかの理論計算値と実験値との比較を示す。

表 4.5.1 ~ 3 に漂流力諸係数を示し、 R_T の計算方法を以下に述べる。

浅水中での横揺周期 (T_s) を次のように計算する。

$$T_s = C (H/d) \cdot T_d \quad (4.5.3)$$

ここで T_d ……深水中での横揺周期 (sec)

H ……水深 (m)

円周波数は

$$\omega_s = 2\pi/T_s \quad (4.5.4)$$

浅水影響 (R_s) を次の式で計算する。

$$R_s = P(H/\alpha) \cdot R(K) \quad (4.5.5)$$

$$(K_s - 0.25 < K < K_s + 0.25)$$

$$K_s = \frac{\omega_s^2}{g} d \quad (4.5.6)$$

$$K = \frac{\omega^2}{g} d \quad (4.5.7)$$

ω ……入射波の円周波数

漂流力係数 (R_r) は

$$R_r = R_o + R_s \quad (K_s - 0.25 < K < K_s + 0.25) \quad (4.5.8)$$

$$R_r = R_o \quad (K < K_s - 0.25, K_s + 0.25 < K) \quad (4.5.9)$$

となる。また、力は常に船のMidshipに真横に働くものとした。

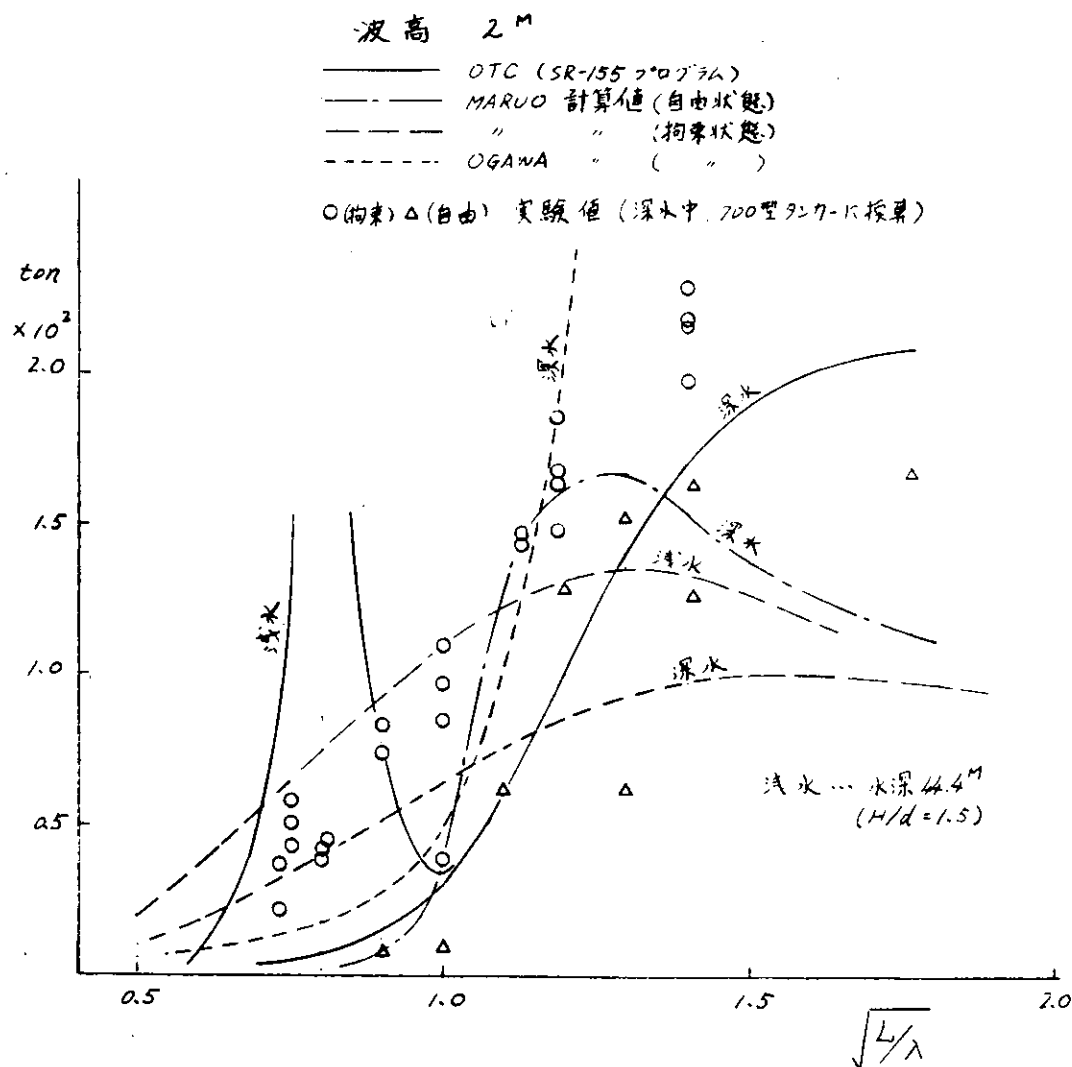


図 4.5.1 70万トン タンカーに対する漂流力

表 4. 5. 2

H/d	浅水影响系数 I (C)	浅水影响系数 II (P)
1.1	2.00	4.85
1.2	1.71	3.57
1.3	1.54	2.82
1.4	1.43	2.25
1.6	1.30	1.44
1.8	1.22	1.06
2.0	1.18	0.81
2.5	1.10	0.39
3.0	1.06	0.16
4.0	1.00	0.00

表 4. 5. 3

K	浅水影响系数 III (R)
$K_s \pm 0.25$	0.000
± 0.20	0.045
± 0.15	0.175
± 0.10	0.423
± 0.05	0.798
0	1.000

表 4. 5. 1

K	漂流力系数 (R _D)
0	0.000
0.1	0.019
0.2	0.072
0.3	0.160
0.4	0.286
0.5	0.446
0.6	0.603
0.7	0.744
0.8	0.846
0.9	0.907
1.0	0.945
1.1	0.972
1.2	0.990
1.3	0.998
1.4	1.000

4.6 浅海域と波エネルギースペクトル

浅海域における波エネルギーの取扱いについては前年度に述べたが、計算式の表示に誤りがあったので訂正するとともに使用し易いように計算結果を図示しておく。

P.M.法 (Pierson-Moskowitz) のスペクトルを次式であらわす。

$$S' \propto (\omega) = \frac{\alpha g^2}{\omega^5} \cdot \rho^{-\beta} \left(\frac{g}{u \omega} \right)^4 \quad (4.6.1)$$

$$\alpha = 0.81 \times 10^{-2}$$

$$\beta = 0.74$$

一方浅海域での波浪の平衡領域の形は水深によって制約を受けると考え、理論と実験を加味した井島、松尾(7)の平衡領域のスペクトルは、

$$\left. \begin{aligned} E(\omega) &= 0.81 \times 10^{-2} h^{5/2} g^{1/2} \cdot F \left(\frac{\omega^2 h}{g} \right)^{1/2} \\ F \left[\left(\frac{\omega^2 h}{g} \right)^{1/2} \right] &= \frac{(\tanh \frac{2\pi h}{Lw})^2}{(\frac{2\pi h}{Lw}) \cdot (\frac{\omega^2 h}{g})^{1/2}} \end{aligned} \right\} \quad (4.6.2)$$

(4.6.1), (4.6.2) 式で求められる結果を水深 10~50 m, 風速 10~30 m/sec の間について、図 4.6.1~図 4.6.3 に示した。

$h < 10m$ では $U_{19.5} > 10m/sec$ で水深影響があらわれ

$h > 20m$ では $U_{19.5} \leq 15m/sec$ までは水深影響は無視できる

$h > 30m$ では $U_{19.5} \leq 17.5m/sec$ には影響を受けない。

$U_{19.5} \leq 22.5m/sec$ に影響を受けないためには $h > 50m$ を満さなければならない。

これらの結果から水深 50 m 以下の泊地において、外力の条件として風速を 20 msec 以上としても波エネルギーは深海における程変化しないので、波浪に対する船体応答は余り大きな変化は期待できないといえよう。

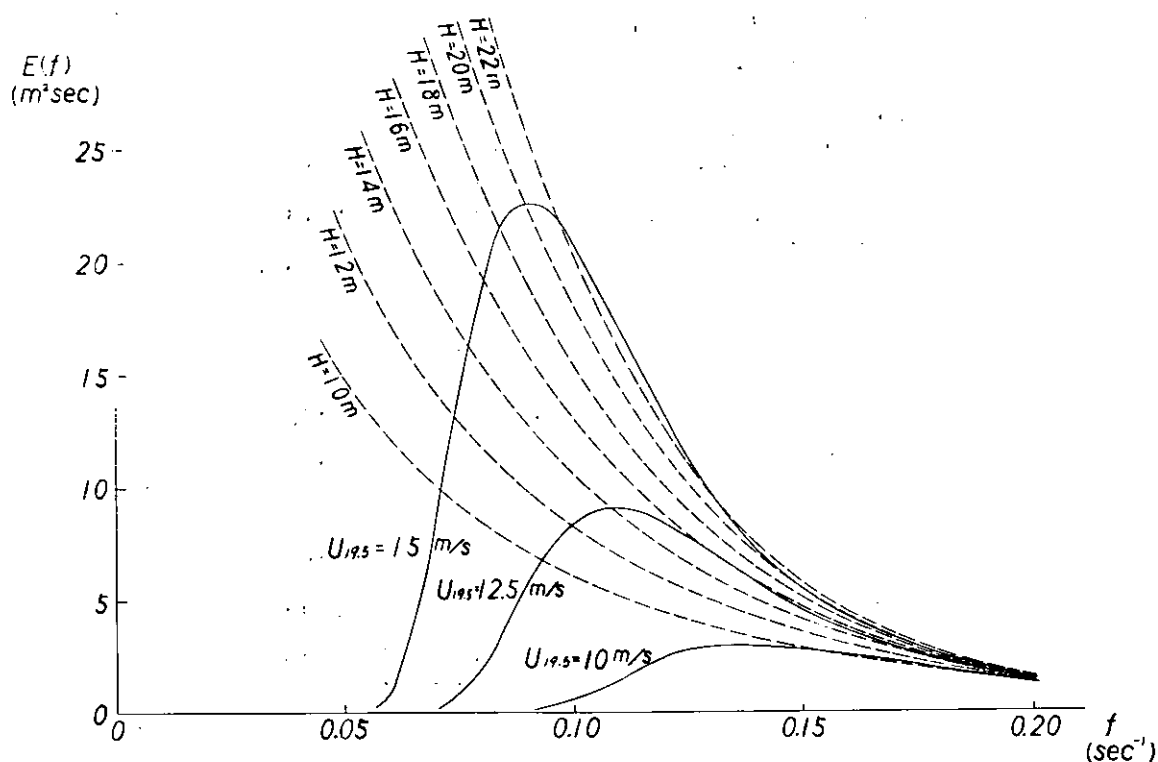


図 4.6.1 波エネルギースペクトルに対する水深影響 ($U = 10 \sim 15 m/sec$, $H = 10 \sim 22 m$)

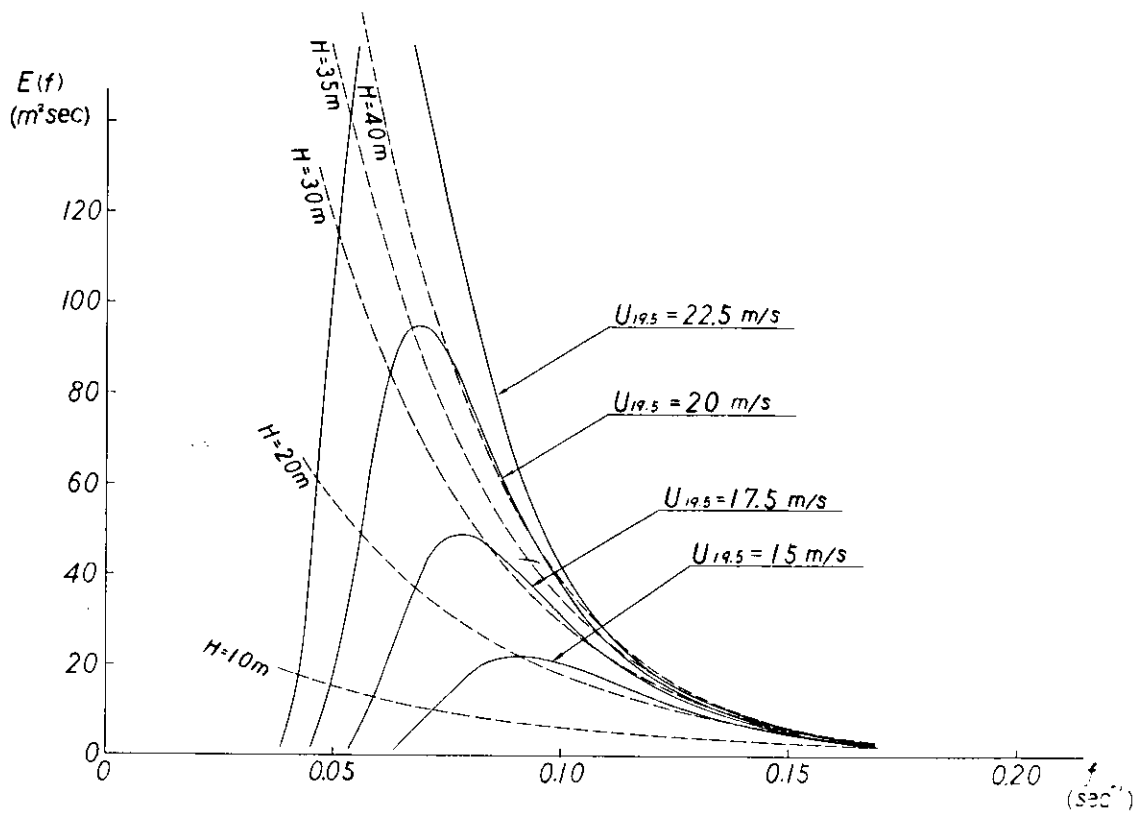


図 4.6.2 波エネルギースペクトルに対する水深影響 ($U = 1.5 \sim 22.5 \text{ m/sec}$, $H = 10 \sim 40 \text{ m}$)

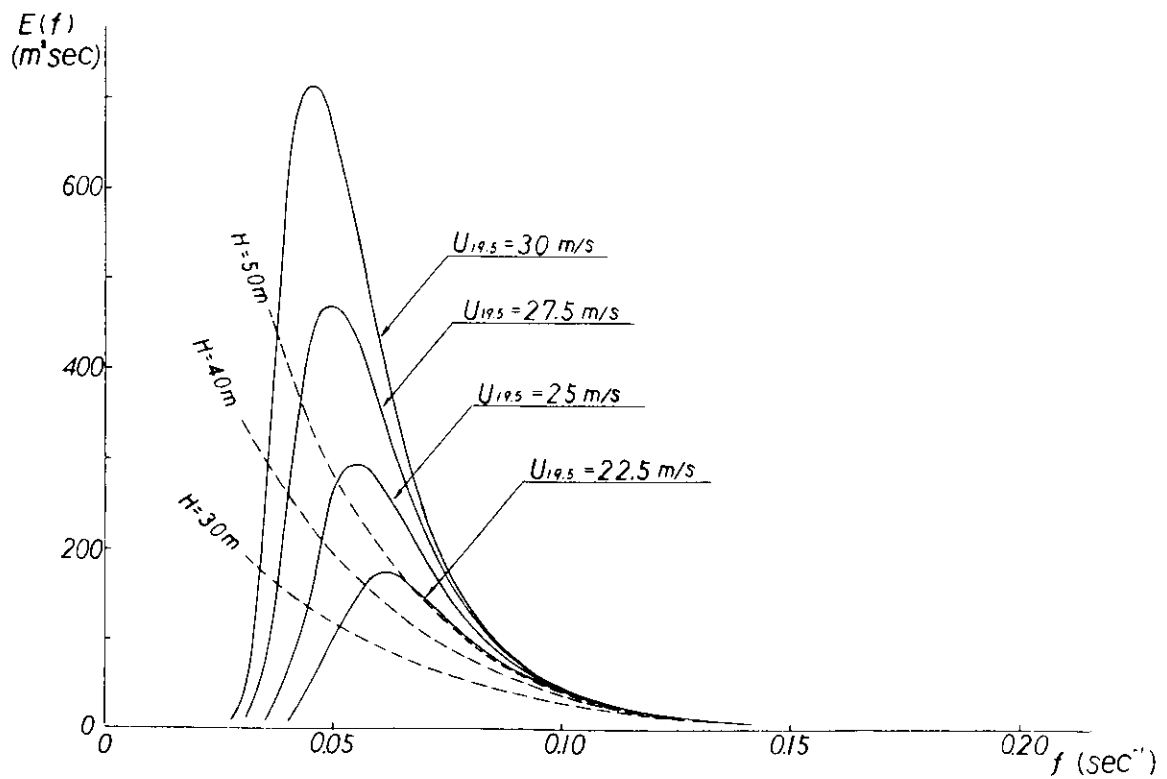


図 4.6.3 波エネルギースペクトルに対する水深影響 ($U = 22.5 \sim 30 \text{ m/sec}$, $H = 30 \sim 50 \text{ m}$)

参 考 文 献

- 1) 辻 豊治 外 「巨大船の風圧力および斜航時の水圧力について」
船研研究発表会
第9回 1967.11
- 2) F.M.Remery & G.Van.Oortmerssen (N.S.M.B)
「The mean Wave, Wind and Current forces on Off shore
Structures and their Role in Design of Mooring Systems」
O.T.C. paper
No. 1741
- 3) C.H.KIM & F.CHOU
「PREDICTION OF DRIFTING FORCE AND MOMENT ON AN
OCEAN PLATFORM FLOATING IN OBLIQUE WAVES」
I.S.P.Vol. 20
Sept. 1973
- 4) H.Maruo 「The Drift of a Body Floating on Waves」
Journal of S.R.
Dec. 1960
西部造船会
51号(予定)
- 6) A.OGAWA 「THE DRIFTING FORCE AND MOMENT ON A SHIP
IN OBLIQUE REGULAR WAVES」
I.S.P.Vol. 19
Sept. 1972
- 7) 井島武士, 松尾隆彦
「砕波後の波の研究(2) 第16回海岸工学講演会論文集
土木学会 1969.

5. 一点係留ふれ廻りに関する計算

5.1 理論計算式

5.1.1 基礎条件および座標系

船体を一点係留した場合、定常な外力によってもふれまわり運動が生じ、係留索の張力は周期的に変動する。この張力変動の特性を調べるため、本報告では下記の仮定で運動方程式を作成し、ルンゲ・クッタ・ギルの方法で解いた。

1. 船体の運動は平面運動のみとし、一般に使用されている操縦性の運動方程式を用いて取扱うことにする。
2. 波浪による船体運動は別途考慮するものとし、本計算には算入しない。
3. ブイはピンを介して剛な部材で船体に接続されていて、その位置は5.1.5に従って決定される。^{注1)}
4. ブイはN本のチェーンで支持されていてチェーンの張力はブイを介して船体に作用する。

座標系は図 5.1.1.1 に示す。

X-O-Y：空間固定座標

x-G-y：船体重心を原点とした船体固定座標

注1) ブイと船体をワイヤで結んだ場合の計算を行なった結果、ブイの質量が小さいため計算時間が膨大となるし(微分方程式を解く時間 step を極度に小さくする必要がある)、図 5.3.1, 2 に示されるように剛体として扱うことの妥当性が確認されたので、この仮定を設ける。

5.1.2 運動方程式

船体固定座標系でx方向、y方向、回転方向の速度成分、加速度成分を各々u, v, r, u, v, rとすれば、運動方程式は下記となる。

$$\left. \begin{aligned} (M+M_x) \dot{u} - (M+M_y) v r &= F_x - T_H \cos(\alpha - \beta) \\ (M+M_y) \dot{v} + (M+M_x) u r &= F_y + T_H \sin(\alpha - \beta) \\ (J\phi + J\phi_r) \dot{r} &= M\dot{\phi} + T_H \sin(\alpha - \beta) l_p \end{aligned} \right\} \quad 5.1.1.1$$

但し記号は次の通り

- M, M_x, M_y : 船体の質量, x及びy方向附加質量
 J ϕ , J ϕ_r : 船首揺慣性モーメント及び附加慣性モーメント
 F_x, F_y : x及びy方向の外力
 M $\dot{\phi}$: 外力によるモーメント
 T_H : チェーンの全水平張力
 α, β : 重心から見た船首方向及びブイから見た船首端の方向
 l_p : 重心から船首端までの距離 ($\overline{GP}$)

5.1.3 外力

運動方程式に分まれる外力の項は次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_{cx} + F_{wx} + F_{dx} \\ F_y &= F_{cy} + F_{wy} + F_{dy} \\ M\dot{\phi} &= M_c\dot{\phi} + M_w\dot{\phi} + M_D\dot{\phi} \end{aligned} \right\} \quad 5.1.2.1$$

但し、添字 C, W, Dは各々潮流力, 風力, 波の漂流力を示し、その内容は第4章に従う。

5.1.4 係留索による力

運動方程式の水平索力T_Hは次式で示される。

$$T_H = \sum_i^n T_{Hi} \cos(\theta_i - \beta) \quad 5.1.3.1$$

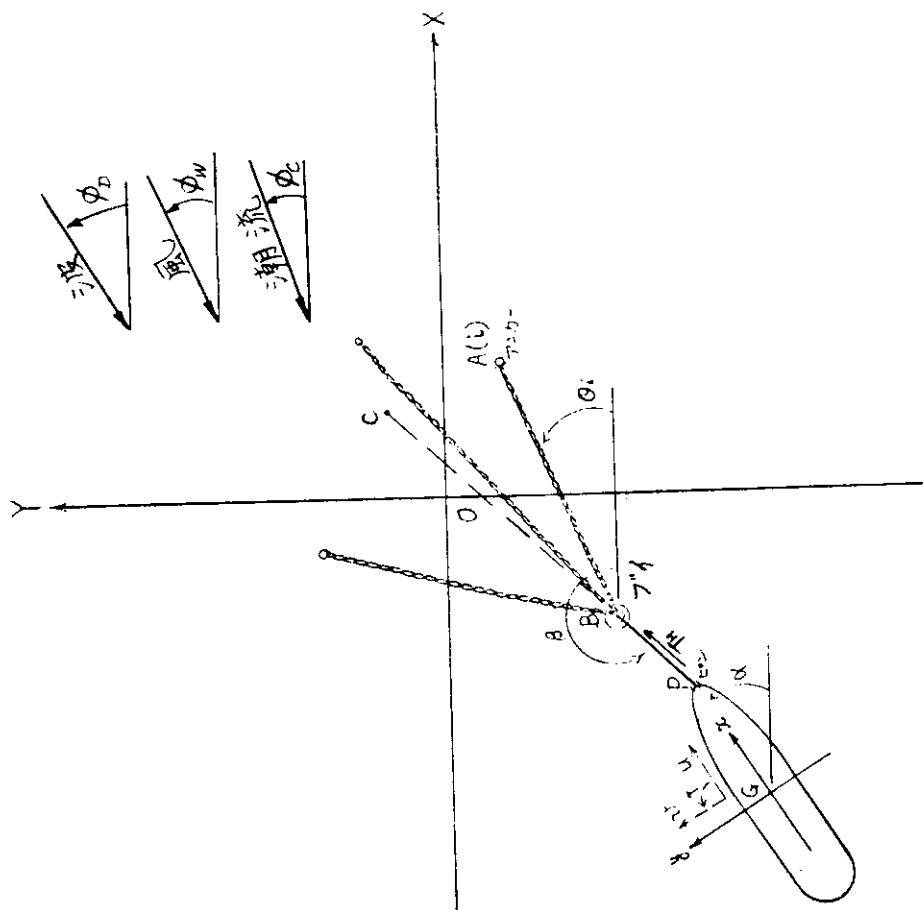


図 5.1.1.1

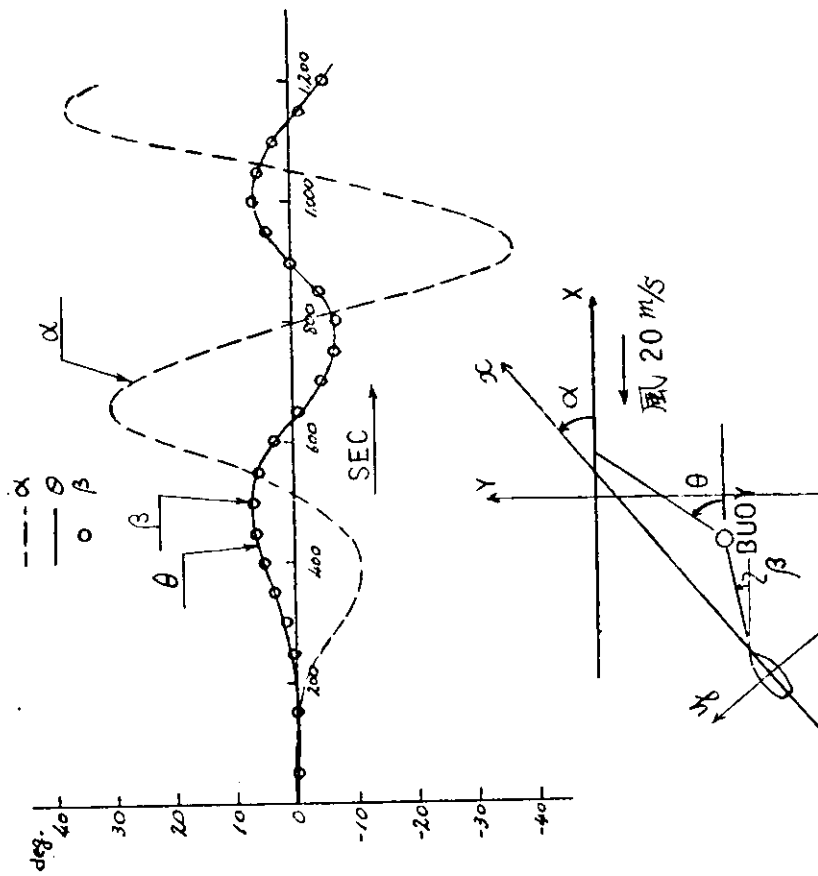


図 5.1.1.2 Buoy の運動を考慮したふれ廻り運動

但し、添字 i は i 番目の索を示し、 θ_i はブイから見たアンカーの方向である。

実際は索自体の伸び、海底をひきずる摩擦力等々の複雑な要素があるが、取り扱いが困難なため、ここでは幾可学的形状からカテナリーとしての張力 T_H を第4章に従って計算した。

5.1.5 幾可学的関係

ブイの位置は船首端 (P) から索の合力の方向の線上にあるのだが、微分方程式を解く段階で微小時間毎に正確な収束計算をすることは容易でないし、有効でない。本計算では次の仮定で近似的な位置を求めている。すなわち振れ廻りの仮想の中心 C (X_c, Y_c) を、配置されたアンカーの重心にとり、ブイは直線 PC 上にあると考えた。

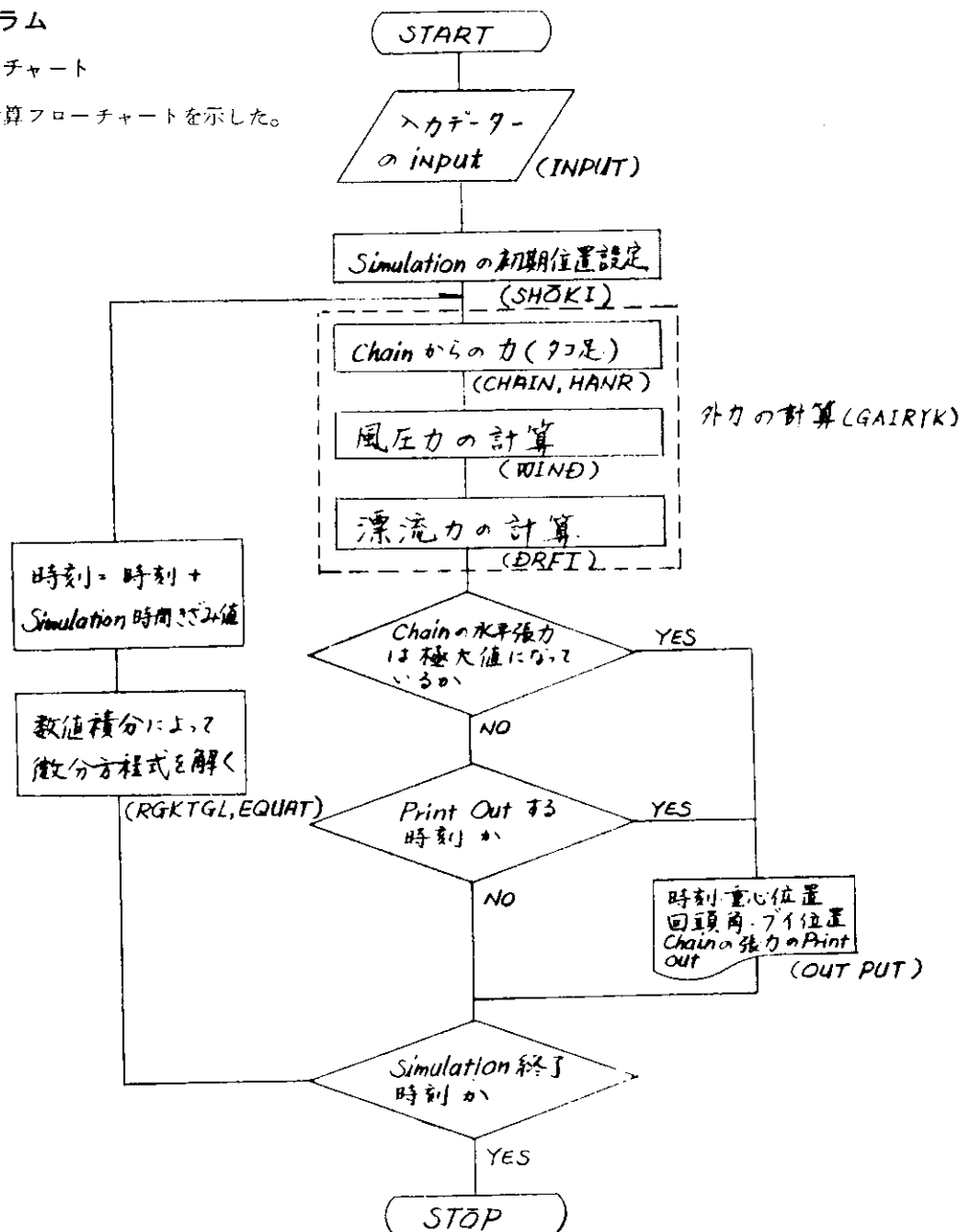
$$\left. \begin{aligned} X_c &= \sum_i A_{xi} \\ Y_c &= \sum_i A_{yi} \end{aligned} \right\} \quad 5.1.4.1$$

但し A_i (A_{xi}, A_{yi}) は i 番目のアンカの位置

5.2 計算プログラム

5.2.1 計算フローチャート

図 5.2.1.1 に計算フローチャートを示した。



但し () はサブルーチン名を表わす。

図 5.2.1.1 計算フローチャート

5.2.2 計算プログラムの説明

本計算プログラムは、各シミュレーション時刻に船体に働く外力をサブルーチンによって計算し、それを用いて運動方程(5.1.1.1)をルンゲ・クッタ・ギル法によって数値積分しつゝシミュレーションを行い、あらかじめ Input した終了時刻に達すれば計算を終了する。

シミュレーション開始時の船体の初期位置については、船の回頭角 0 で重心を図 5.1.1 に示す座標系で X 軸上を移動させ、X 方向の力のつり合いで成立する点とし、この位置からシミュレーションを開始することにする。もしその位置で Y 方向の力のつり合いで成立している場合には、ふれ廻りがでないので Y 方向に初速度を与える。

風圧力、潮流力、漂流力等の外力については、各時刻での船の回頭角を用い、風、潮流・波の各々に対する相対的な角度を求め、風圧力・潮流力・漂流力を計算する。なお潮流に対しては船の重心の移動速度による相対速度を考慮する。

チェーンからの水平張力は、ブイの座標を各時刻に対して求め、アンカーとの水平距離を求めることによって計算される。

計算結果の Print out は、シミュレーションの途中で、あらかじめ Input した間隔で行うとともに、チェーンの水平張力が極大になる時点で行われる。(後述)

5.2.3 INPUT DATA

以下に示すデーターを Input する。

SNA	;	船名 (ブランクを含め72文字以内)
SMS	;	船の排水量 (ton)
LPP	;	垂線間長 (m)
B	;	船 幅 (m)
D	;	船の深さ (m)
SD	;	喫 水 (m)
H	;	水 深 (m)
FZ	;	重心から水線までの距離 (水線が上の場合+、下の付号) (m)
AFB	;	船楼及び甲板室の正面投影面積 (㎡)
ASD	;	" " 側面 " (㎡)
RK	;	横慣動半径/Lpp
GM	;	重心とメタセンターとの距離 (m)
XG	;	重心とmidshipとの距離 (重心が前の場合+、後の付号) (m)
ICONDI	;	Full load の場合 1, Ballast cond'n の場合 2
VC	;	潮流速度 (ノット)
VW	;	風速 (m/sec)
PHAIW	;	風向 (Degree)
RM	;	波長 (m)
HW	;	波高 (m)
PHAID	;	波の方向 (Degree)
LL	;	ブイと船の係留点との距離 (m)
SL	;	船の係留点から船の重心までの距離 (m)
W	;	チェーンの単位長さの重量 (ton/m)
SO	;	チェーンの全長 (m)
TTX	;	チェーンの破断張力 (ton)

NCAT ; チェーンの本数 (タコ足の本数)
 XA ; 錨の X 座標 (*m*)
 YA ; 錨の Y 座標 (*m*)
 TCAL ; 計算の刻み時間 (sec)
 TOUT ; Print Out の刻み時間 (sec)
 TSTART ; シミュレーション開始時刻 (sec)
 TEND ; シミュレーション終了時刻 (sec)

5.2.4 OUTPUT DATA

Printoutされたシミュレーション結果の一部を次に示す。(表 5.2.4.1, 2)

TIME ; シミュレーションの経過時間 (sec)
 XG ; 重心の X 座標 (*m*)
 YG ; 重心の Y 座標 (*m*)
 HEADING ; 回頭角 (Degree)
 XB ; ブイの X 座標 (*m*)
 YB ; ブイの Y 座標 (*m*)
 NO ; チェーン (タコ足) の本数
 TON ; チェーンの水平張力 (ton)
 PEAK ; チェーンの水平張力極大値のとき O を Print
 BRAKE ; チェーンが Slack のとき S を, Tout のときは T を, 破断のときは * を Print

但し, X, Y 座標は 5.1.1 の図 5.1.1.1 の座標系の値とする。

表 5.2.4.1

SINGLE POINT MOORING SIMULATION OF 700,000 DWT TANKER (FULL LOAD)

* PRINCIPAL DIMENSIONS *		FRONT AREA OF SUPER ST. 915.0 SQ.M	
DISPLACEMENT	81300. TON	PROFILE AREA OF SUP. ST. 709.0 SQ.M	
LPP	404.00 M		
B	60.80 M		
D	40.30 M		
CRAFT	29.60 M		
ZG	-7.44 M		
XG	12.48 M		
GM	10.55 M		
KT/B	0.310		
* CONDITIONS *			
SEA DEPTH	44.4 M		
WIND SPEED	21.00 M/SEC	CURRENT SPEED	1.00 KNOTS
INITIAL ATTACK ANGLE	60. DEG	INITIAL ATTACK ANGLE	-30. DEG
		WAVE HEIGHT	2.00 M
		WAVE LENGTH	161.60 M
		INITIAL ATTACK ANGLE	60. DEG
* MOORING LINE ETC. *			
ANCHOR-BLOY LINE		BLOY-SHIP LINE	
NO. OF LINE	1		
LENGTH OF LINE	800.00 M	LENGTH OF LINE	150.00 M
UNIT WEIGHT	0.900 TON		
BRACING TENSION	***** TON		
* INITIAL FORCE & MOMENT *			
LONG. FORCE (TCN)	CURRENT	WIND	WAVE
TRANS. FORCE (TON)	0.0	-30.958	0.0
TURN. MOMENT (TCN-M)	142.336	-112.390	-149.618
	10658.379	1675.051	1867.234
INITIAL TENSION NO. 1	70.902 TON		

表 5.2.4.2

* SIMULATION BY RUNGE-KUTTA-GILL METHOD *

CALCULATION INTERVAL 2.00 SEC
PRINT-OUT INTERVAL 300.00 SEC (EXCEPT PEAK POINT)

TIME(SEC)	* SHIP *			* BUOY *		NO.	* TENSION *		
	XG(M)	YG(M)	HEADING(DEG)	XB(M)	YB(M)		TON	PFAK	BRAKE
0.0	(-315.21,	0.0)	0.0	(20.31,	0.0)	1	30.94		S
300.0	(-315.70,	-11.12)	17.71	(10.66,	39.10)	1	174.41		S
354.0	(-315.94,	-12.12)	23.57	(7.43,	53.54)	1	541.65	0	S
570.0	(-264.37,	25.19)	45.18	(17.07,	134.26)	1	537.73	0	S
600.0	(-255.60,	35.80)	46.99	(21.08,	146.64)	1	307.72		S
776.0	(-212.26,	117.42)	54.71	(40.35,	228.83)	1	334.30	0	S
900.0	(-187.05,	195.04)	53.23	(66.35,	282.89)	1	81.49		S
1200.0	(-150.55,	342.65)	40.67	(123.02,	391.17)	1	41.65		S
1500.0	(-142.86,	449.21)	20.44	(159.15,	431.59)	1	12.33		S
1800.0	(-165.12,	490.45)	7.23	(147.98,	431.52)	1	41.76		S
1972.0	(-175.56,	487.82)	4.65	(135.50,	422.69)	1	101.02	0	S
2100.0	(-187.84,	477.36)	5.00	(132.37,	414.72)	1	76.96		S
2334.0	(-171.10,	454.49)	14.49	(131.06,	421.90)	1	198.19	0	S
2400.0	(-177.94,	449.26)	17.34	(134.47,	425.01)	1	151.49		S
2590.0	(-146.28,	445.68)	26.04	(146.05,	444.55)	1	192.30	0	S
2700.0	(-131.01,	451.53)	29.08	(156.90,	456.79)	1	128.23		S
2849.0	(-109.46,	468.18)	31.81	(171.06,	477.40)	1	150.02	0	S
3000.0	(-85.62,	491.68)	31.44	(188.56,	496.03)	1	97.47		S
3152.0	(-74.12,	518.09)	29.80	(203.51,	514.29)	1	96.47	0	S
3300.0	(-62.08,	542.99)	26.99	(217.84,	528.13)	1	77.41		S
3600.0	(-46.37,	583.11)	21.69	(237.16,	548.46)	1	75.95		S
3644.0	(-44.77,	587.50)	21.07	(239.13,	550.56)	1	76.71	0	S
3700.0	(-37.54,	605.48)	18.54	(247.58,	559.03)	1	76.66		S
4080.0	(-34.00,	611.32)	18.15	(250.79,	563.08)	1	85.31	0	S
4084.0	(-37.93,	611.39)	18.19	(250.85,	563.15)	1	85.31	0	S
4200.0	(-31.87,	612.67)	18.32	(252.47,	564.56)	1	83.70		S
4402.0	(-26.31,	611.71)	19.22	(253.30,	566.14)	1	86.78	0	S
4500.0	(-26.66,	610.05)	19.70	(253.92,	565.99)	1	83.57		S
4800.0	(-21.57,	601.15)	20.78	(250.56,	561.21)	1	70.26		S
5100.0	(-45.81,	585.85)	20.39	(239.21,	547.12)	1	52.44		S
5400.0	(-75.23,	562.99)	17.89	(216.97,	521.12)	1	42.30		S
5700.0	(-115.61,	530.64)	12.78	(183.53,	480.38)	1	39.78		S
6000.0	(-172.10,	486.93)	6.32	(142.15,	426.22)	1	55.46		S
6300.0	(-214.19,	430.71)	3.77	(107.06,	372.19)	1	85.27		S
6600.0	(-227.03,	373.28)	12.89	(92.24,	349.18)	1	130.61		S
6900.0	(-205.43,	344.78)	26.38	(97.80,	360.47)	1	141.50		S
7200.0	(-172.12,	361.34)	23.67	(115.77,	351.86)	1	120.38		S
7500.0	(-147.15,	407.11)	32.31	(139.02,	427.00)	1	90.32		S
7800.0	(-133.30,	456.53)	26.29	(159.04,	453.79)	1	69.67		S
9100.0	(-125.66,	493.00)	21.01	(171.31,	471.01)	1	72.21		S
8400.0	(-117.57,	514.13)	19.10	(179.79,	483.87)	1	86.17		S
8700.0	(-102.65,	527.04)	20.40	(150.15,	498.19)	1	99.75		S
8778.0	(-85.43,	539.71)	22.46	(203.34,	514.19)	1	102.97	0	S
8984.0	(-84.96,	540.14)	22.51	(203.76,	514.68)	1	102.97	0	S
8990.0	(-84.58,	540.35)	22.54	(203.57,	514.92)	1	102.97	0	S
9000.0	(-83.87,	540.89)	22.60	(204.50,	515.53)	1	102.97	0	S
9300.0	(-62.04,	559.40)	23.56	(221.00,	533.50)	1	97.01		S
9600.0	(-45.58,	579.50)	22.92	(236.09,	548.70)	1	88.91		S
9900.0	(-34.95,	595.79)	21.59	(246.77,	558.92)	1	82.93		S
10200.0	(-30.43,	604.25)	20.54	(251.67,	563.26)	1	78.65		S
10500.0	(-32.84,	603.10)	20.06	(250.18,	560.98)	1	71.45		S
10800.0	(-44.02,	591.97)	19.67	(241.29,	550.48)	1	59.65		S
11100.0	(-67.07,	571.16)	18.37	(223.29,	529.45)	1	48.15		S
11400.0	(-102.85,	541.55)	15.04	(195.16,	495.64)	1	42.30		S

5.3 計算結果

5.3.1 実験結果との比較

次の2隻についての実験結果と本プログラムでの計算結果との比較を行なった。

- 1) 日聖丸(三島型貨物船)
- 2) 31万トン型タンカー(船尾船橋型)

これらの実験は共に東京商船大学において実施されたものである。1), 2)

第1編表5.3.5に日聖丸の要目表を、また第1編表5.3.6及び第1編表5.3.4にそれぞれ実験状態及び実験結果を示す。このうち、実験番号I-1に対応するふれ廻りの状況を図5.3.1.1~2に示す。

計算結果は図5.3.1.3~4に示す。なお、本プログラムは船尾船橋船用としてデータが組み込まれている。この為、日聖丸についての計算に当っては風圧力中心位置を若干修正した。文献3)より三島船型と船尾船橋型の風圧中心位置の比較をまとめたものが図5.3.1.5である。これからわかるように三島型船型の方が船尾船橋型に比べて風圧中心は0.04 Lpp程度前方にあることがわかる。

第1編表5.3.1に31万トン型タンカーの要目を示す。風速 $42 m/sec$ の状態における振れまわりの状況を第1編図5.3.4, 6に示す。

一方、計算結果を図5.3.1.5, 6に示す。

表5.3.1.1に実験値と計算値との比較のまとめを示す。この場合、実験値はすべて実船に換算した値である。これからわかることは、実験値と計算値とは振れまわり周期と錨鎖水平張力に大きな差が表われている。

寸法効果だけでなく、錨鎖の張り方などにより実験結果も微妙に異なり、且つ個々の実験結果は定性的に理解されても、これらの実験を横断的に観察して統一された結論を得るに至ってはいないこと、またこれらの微妙な要素を総てシミュレーションで再現することは困難なことであるが、実験と計算、さらに実船の測定値と比較検討し、その差を少なくする必要がある。

表 5.3.1.5

	日 聖 丸		31 万 ト ン タ ン カ ー			
	実験番号 I-1		風 速 $30 m/s$		風 速 $42 m/s$	
	実 験	計 算	実 験	計 算	実 験	計 算
T	7 5 0 sec	4 2 0 sec	1, 1 5 3 sec	7 5 0 sec	9 0 2 sec	5 2 0 sec
α	4 1°	5 8°	4 6°	5 4°	3 9°	5 5°
Y/L	1.3 0	0.8 6	0.5 7 3	0.5 4 2	0.7 1 3	0.6 6 7
P/正面風圧	4.0 8	4.5 0	2.4 5	7.0 8	2.5 1	8.0 以上

T……振れまわり周期

α ……風向と船首尾線のなす角の最大値平均

Y……重心の風向に直角な動きの幅の平均値

P……錨鎖張力の最大値平均

I-1 Light Load by the stern D-3, 3.6 m/s

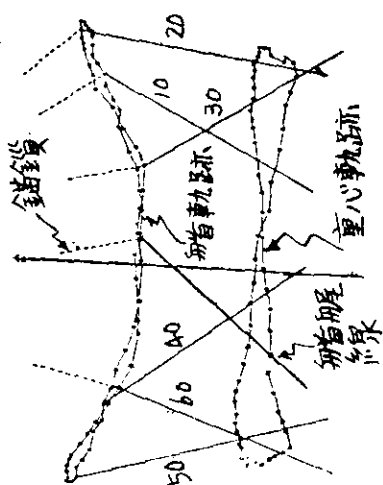


図 5.3.1.1

I-1 & 4 Light Load by the stern

- 船首方位 (D-3, 3.6 m/s) ● 船首方位 (D-10, 6.9 m/s)
- x 錨鎖方位 (" ") Δ 錨鎖方位 (" ")

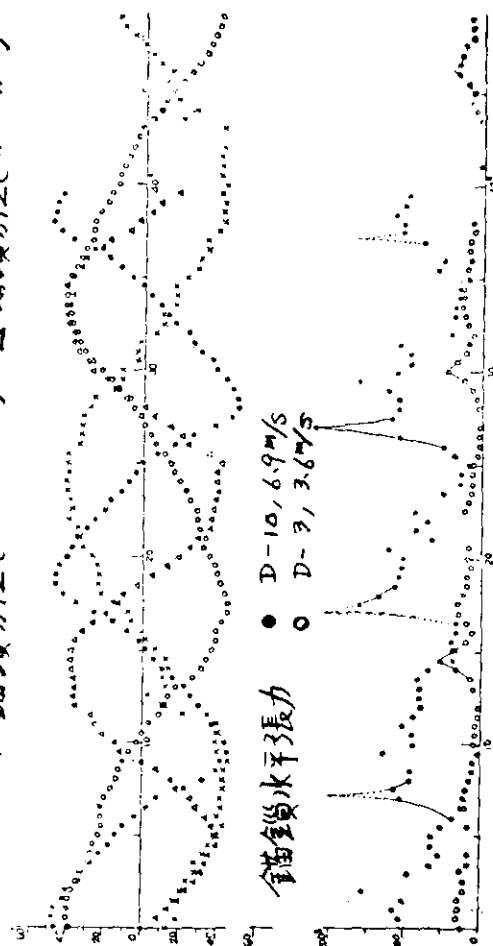


図 5.3.1.2

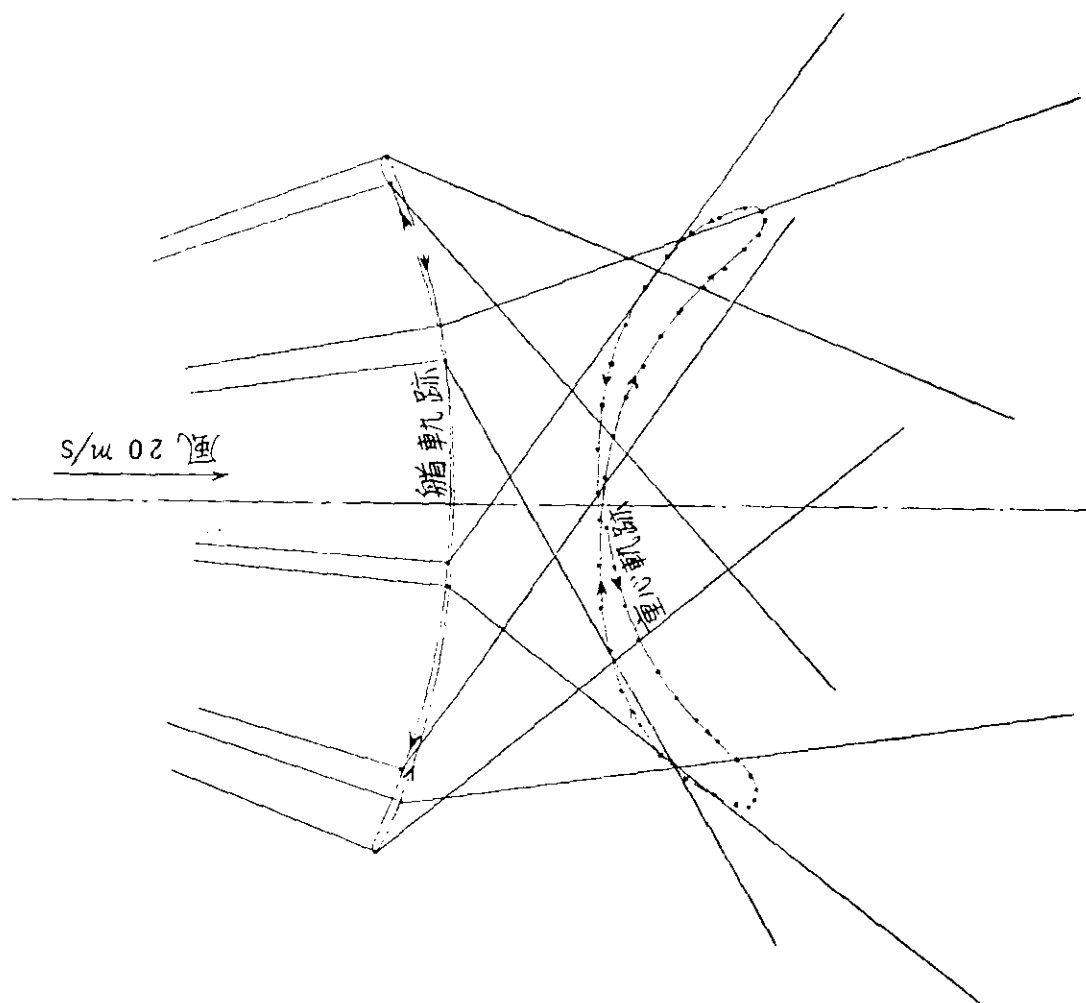


図 5.3.1.3 単錨泊ふれ廻り計算 (日聖丸)

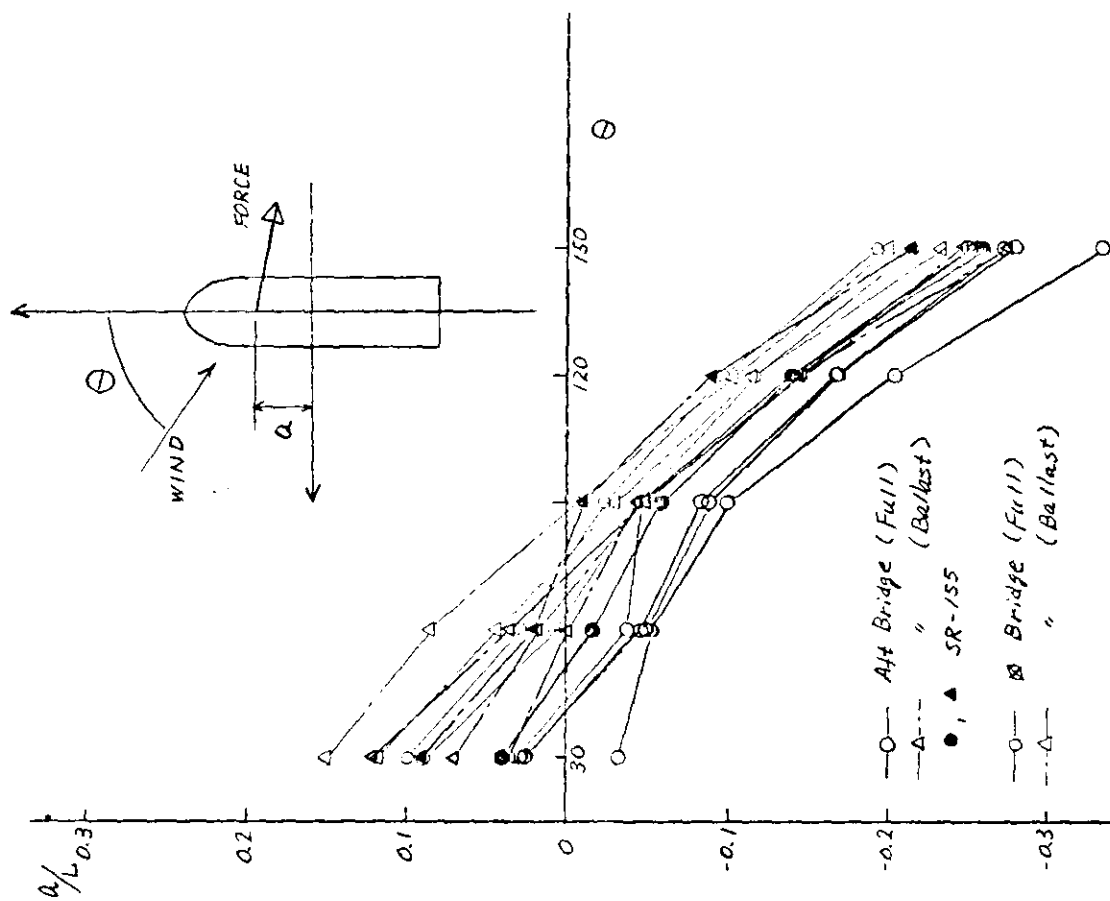


図 5.3.1.3 風圧中心

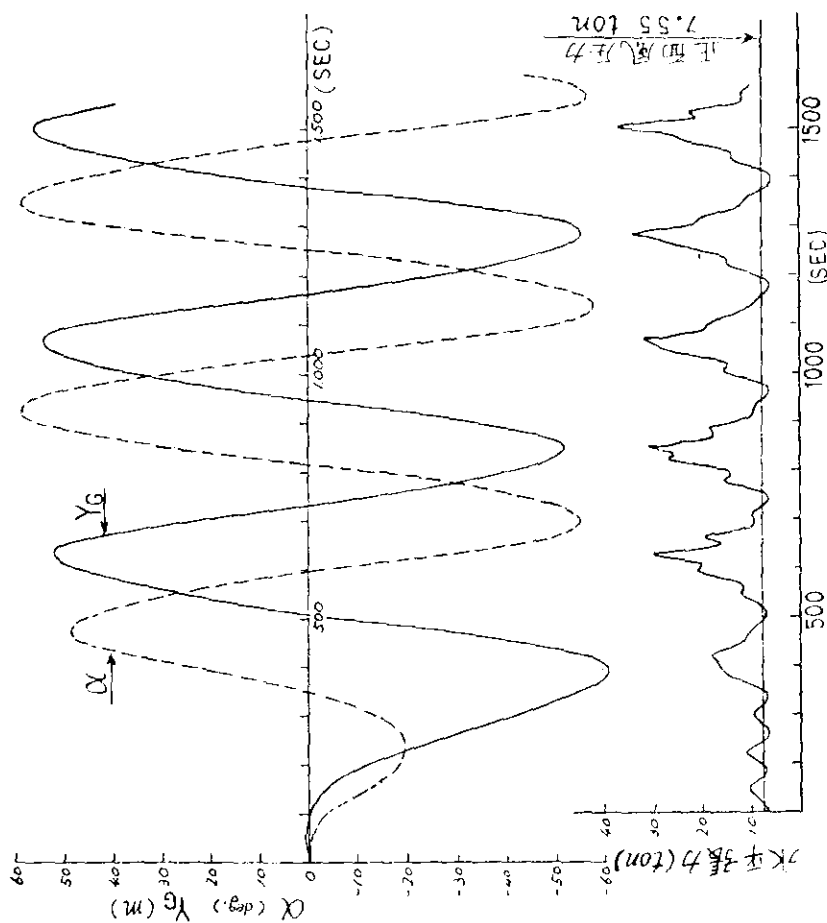


図 5.3.1.4 単錨泊ふれ廻り計算 (日型丸)

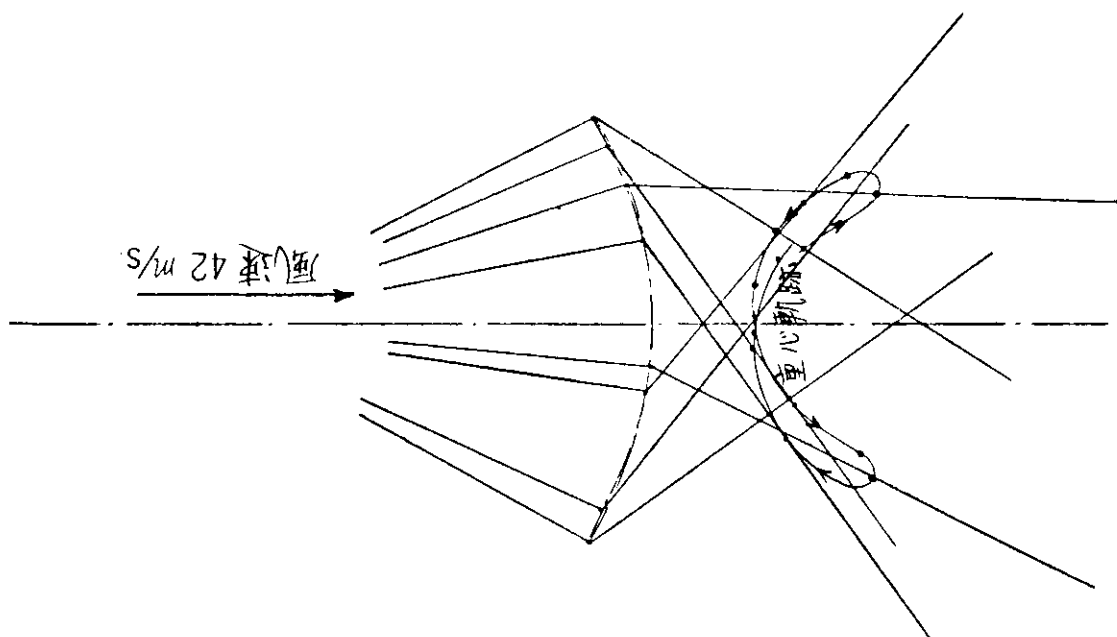


図 5.3.1.5 単錨泊ふれ廻り計算 (31 万トン タンカー)

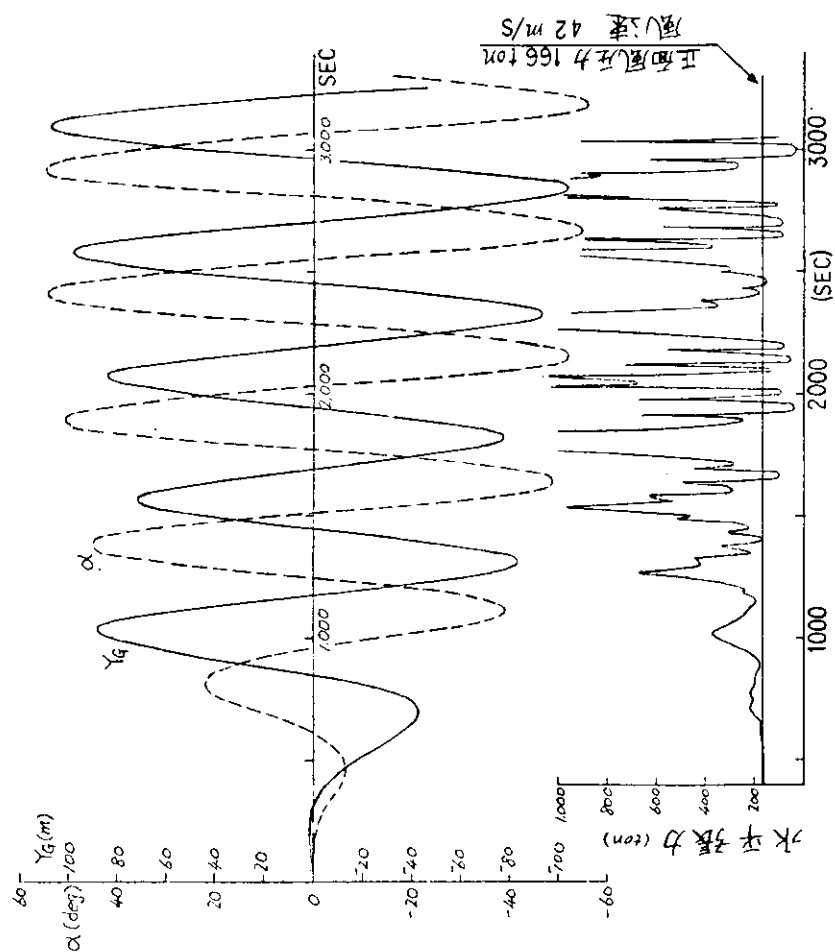


図 5.3.1.6 単錨泊ふれ廻り計算 (31 万トン タンカー)

5.3.2 70万トン タンカーふれまわり計算（単係留）

本船の要目及び計算状態をそれぞれ表 5.3.2.1 及び表 5.3.2.2 に示す。

表 5.3.2.1 700 型タンカー要目表

		満 載 状 態	バラスト状態
Lpp	(m)	4 0 4.0 0	4 0 4.0 0
B	(m)	8 0.8 0	8 0.8 0
D	(m)	4 0.3 0	4 0.3 0
d	(m)	2 9.6 0	1 0.1 0
▽	(ton)	8 1 3.0 0 0	2 6 0.5 0 0
横慣動半径 (Kt/L)		0.3 1 0	0.2 9 1
GM	(m)	1 0.9 5	3 6.8 0
ZG (水面より上+)	(m)	- 7.4 4	7.6 0
XG (艀より前方+)	(m)	1 2.4 8	6.1 6
船楼及び甲板室正面積	(㎡)	8 1 5.0 0	8 1 5.0 0
船楼及び甲板室側面積	(㎡)	7 0 9.0 0	7 0 9.0 0

表 5.3.2.2 計 算 要 目

風 速	(m/s)	2 1.0
風 向	(度)	3 0 , 6 0 , 9 0
潮流速	(ノット)	1.0
潮の入射角	(度)	9 0
波 高	(m)	2.0
波 長	(m)	8 0.8 , 1 6 1.6 , 2 4 2.4
波の入射角	(度)	3 0 , 6 0 , 9 0
ブイ係留索長さ	(m)	8 0 0.0
索重量	(ton/m)	0.9 0 0
破断張力	(ton)	9 9 9 9 9.
船舶係留索長さ	(m)	1 5 0.0
水 深	(m)	4 4.4

計算結果のまとめを表 5.3.2.3 に示す。このうち数例の Simulation output を表 5.2.3.2 および表 5.3.2.4～7 に示す。また、図 5.3.2.1～6 には振れ廻りの状況を示してある。

これらの結果から次のようなことが言える。

- 1) 風波と潮が同一かあるいは 30° の相対角を持つ方向から来る場合、滞載状態では運動は発散する。バラスト状態では運動は定常になるが索に働く張力は同一方向で最大約 1,200 トン、30° 相対角方向では最大 2,000 トン 以上になる。したがって、計算の上では単係留が成立し難くなるのでさらに計算を拡張して検討を加える必要がある。

2) 風波と潮との相対角が 60° の場合、満載状態ではある位置に運動が収束していく傾向にあり索の張力は小さい。また、バラスト状態では運動は定常になるが索の張力は最大2,000トン以上になる。図5.3.2.7には満載状態とバラスト状態との外力の相違を示している。これからわかるように、外力の横方向成分は、満載状態では潮流によるものが最大であるが他の力も同程度働いている。一方、バラスト状態では風による力が圧倒的である。

表5.3.2.3 計 算 結 果

	番号	風・波の 方向(度)	潮 流 の 方向(度)	波 長 (m)	振れ廻り の 状 態	T	Y	ΔY	α	$\Delta \alpha$	P
Full load	1	0	0	80.8	発 散	2,000	—	—	—	—	*
	2	30	0		発 散	2,100	—	—	—	—	*
	3	60	0		収 束	2,200	240	0	32	0	78
	4	60	-30		定 常	4,300	470	280	15	17	130
	5	0	0	161.6	発 散	1,800	—	—	—	—	*
	6	30	0		発 散	2,900	—	—	—	—	*
	7	60	0		収 束	2,100	240	0	32	0	78
	8	60	-30		定 常	4,350	470	260	14	20	140
	9	0	0	242.4	発 散	2,100	—	—	—	—	*
	10	15	-15		発 散	2,300	—	—	—	—	*
	11	60	0		収 束	2,300	240	0	32	0	74
	12	60	-30		定 常	4,350	540	200	15	32	150
Ballast	13	30	30	80.8	定 常	1,050	-540	320	30	146	1,200
	14	30	0		定 常	1,100	-430	330	22	143	*
	15	60	0		定 常	1,160	-790	270	48	143	*
	16	60	-30		定 常	1,200	-830	60	46	41	150
	17	30	30	161.6	定 常	1,200	-540	325	33	143	1,200
	18	30	0		定 常	1,250	-430	340	22	146	*
	19	60	0		定 常	1,250	-790	250	47	133	*
	20	60	-30		定 常	1,150	-790	30	42	32	150
	21	0	0	242.4	定 常	1,170	-70	230	1	147	1,200
	22	30	0		定 常	1,200	-430	340	22	150	*
	23	60	0		定 常	1,200	-800	280	47	127	*
	24	45	-45		定 常	1,400	-560	240	29	102	600

T : 振れ廻りの平均周期(秒)

Y : 重心の振れ廻り中心位置Y座標(m)

ΔY : 重心の振れ廻り幅(m)

α : 艀首角の振れ廻り中心角(度)

$\Delta \alpha$: 艀首角の振れ廻り幅(度)

P : 最終的な艀鎖の最大張力の平均(トン)

*印は2,000トン以上を示す。

3) 風波と潮との相対角が 90° の場合、満載、バラスト両状態とも定常運動になった。振れ廻り振幅は、満載状態が約 250 m 、バラスト状態では約 50 m である。また、索張力は両者とも約 150 トン となった。ここで、注意すべきことは、初期状態において、外力間の相対角は同じでも船との相対角が異なる場合、すなわち表 5. 3. 2 3 の計算番号 24 では同じく計算番号 16、20 と比べて、ふれ廻り振幅、索張力とも大きい。この場合 *Simulation time* を大きくすれば最終的には同程度の値になるのか、あるいは、初期の条件の与え方により外力が同一であっても最終的結果に変化を来たすのかさらに検討する必要がある。

4) 波長の変化の影響は、今回の計算範囲では表われなかった。

なお、計算に要した時間は、IBM-370 MODEL 158 で 1 ケース平均 CPU 5 分であった。ただし、1 ケースとは計算きざみ 2 秒で *Simulation* 12,000 秒（満載状態の場合）である。

次に、索の本数を変えた場合の一例として、4 本タコ足ブイについての計算結果を述べる。

表 5.3.2.4

CALCULATION INTERVAL 2.00 SEC.

PRINT-CUT INTERVAL 300.00 SEC (EXCEPT PEAK POINT)

計算番号 5

* SHIP *			* BUOY *		* TENSION *		
TIME(SEC)	XC(M)	YC(M)	HEADING(DEG)	XB(M)	YB(M)	NC.	TON
0.0	(-322.55,	0.0)	0.0	(16.97,	0.0)	1	49.16
300.0	(-322.53,	1.70)	-0.21	(16.99,	0.83)	1	49.04
426.0	(-322.55,	1.96)	-0.41	(16.97,	0.51)	1	49.15
600.0	(-322.53,	1.93)	-0.77	(16.97,	-0.53)	1	49.16
900.0	(-322.39,	0.69)	-1.67	(17.06,	-4.07)	1	48.61
1200.0	(-322.17,	-2.50)	-2.88	(17.10,	-10.10)	1	48.72
1218.0	(-322.15,	-2.77)	-2.96	(17.10,	-10.54)	1	48.72
1236.0	(-322.13,	-3.05)	-3.04	(17.11,	-10.99)	1	48.73
1380.0	(-321.54,	-5.61)	-3.67	(17.16,	-14.90)	1	48.80
1422.0	(-321.97,	-6.40)	-3.85	(17.19,	-16.13)	1	48.78
1423.0	(-321.86,	-6.61)	-3.88	(17.19,	-16.31)	1	48.78
1500.0	(-321.72,	-8.25)	-4.17	(17.25,	-18.50)	1	48.70
1794.0	(-321.11,	-16.63)	-5.06	(17.57,	-27.98)	1	48.41
1800.0	(-321.10,	-16.83)	-5.07	(17.58,	-28.18)	1	48.41
1802.0	(-321.10,	-16.60)	-5.07	(17.58,	-28.24)	1	48.41
1806.0	(-321.09,	-17.03)	-5.08	(17.59,	-28.37)	1	48.41
1810.0	(-321.08,	-17.16)	-5.08	(17.59,	-28.50)	1	48.41
1814.0	(-321.07,	-17.29)	-5.09	(17.60,	-28.63)	1	48.41
1820.0	(-321.06,	-17.50)	-5.10	(17.60,	-28.82)	1	48.41
1842.0	(-321.02,	-18.24)	-5.13	(17.63,	-29.52)	1	48.41
2100.0	(-320.65,	-27.61)	-4.94	(17.96,	-36.87)	1	48.28
2400.0	(-320.76,	-32.65)	-3.28	(18.24,	-41.53)	1	47.94
2700.0	(-321.45,	-46.80)	0.17	(17.84,	-38.87)	1	49.83
3000.0	(-321.62,	-48.48)	5.91	(16.90,	-24.31)	1	53.20
3300.0	(-311.70,	-37.99)	13.43	(15.64,	5.06)	1	60.06
3500.0	(-311.40,	-7.27)	19.30	(17.20,	46.48)	1	58.25
3600.0	(-305.50,	43.98)	18.96	(22.78,	98.57)	1	43.58
4200.0	(-311.25,	96.53)	9.65	(24.16,	107.69)	1	50.54
4500.0	(-220.76,	129.19)	-11.48	(14.25,	76.86)	1	146.94
4572.0	(-317.27,	131.09)	-18.28	(12.15,	60.21)	1	168.32
4800.0	(-266.55,	100.17)	-39.06	(10.17,	-16.19)	1	163.01
4832.0	(-261.86,	90.23)	-41.29	(10.43,	-29.28)	1	167.37
5100.0	(-211.04,	-27.07)	-45.58	(29.04,	-144.74)	1	60.51
5400.0	(-259.35,	-186.45)	-22.32	(59.54,	-216.35)	1	9.94
5612.0	(-308.88,	-252.70)	10.62	(23.39,	-183.33)	1	4178.27
5700.0	(-282.09,	-257.34)	29.66	(30.26,	-137.22)	1	41.67
5722.0	(-262.51,	-246.63)	50.41	(6.42,	-34.67)	1	4755.22
5952.0	(-212.06,	-144.04)	69.79	(3.33,	28.45)	1	2191.51
6000.0	(-202.72,	-103.91)	68.20	(17.21,	60.58)	1	67.48
6234.0	(-204.85,	104.31)	54.42	(49.53,	216.82)	1	37.90
6300.0	(-210.99,	151.72)	47.16	(60.33,	243.74)	1	27.49
6594.0	(-259.65,	294.08)	-11.43	(30.53,	216.00)	1	*****
6600.0	(-257.76,	295.16)	-12.96	(31.51,	212.66)	1	2525.69
6742.0	(-240.76,	281.34)	-59.42	(7.26,	100.92)	1	*****
6900.0	(-184.56,	169.62)	-78.06	(4.20,	-20.87)	1	1122.91
6908.0	(-184.42,	153.21)	-78.38	(2.06,	-27.57)	1	7020.92
7172.0	(-182.76,	-102.51)	-56.63	(65.29,	-218.10)	1	5.00
7200.0	(-185.50,	-126.43)	-53.31	(70.25,	-232.81)	1	4.69
7500.0	(-275.27,	-291.46)	5.92	(56.55,	-227.95)	1	23.56
7540.0	(-266.50,	-307.26)	14.47	(30.38,	-218.84)	1	*****
7716.0	(-214.07,	-266.75)	68.71	(4.08,	-75.93)	1	*****
7800.0	(-175.70,	-193.45)	69.54	(40.50,	-17.44)	1	1.11
7836.0	(-172.21,	-65.77)	89.39	(8.20,	101.92)	1	6320.94
8100.0	(-171.55,	58.65)	43.92	(97.66,	192.22)	1	0.0

Full load

風, 波 0°

潮 0°

波 長 161.6m

表 5.3.2.5

CALCULATION INTERVAL 3.00 SEC

PRINT-CUT INTERVAL 300.00 SEC (EXCEPT PEAK POINT)

計算番号.7

* SHIP *			* BUOY *			* TENSION *		
TIME(SEC)	XG(M)	YG(M)	HEADING(DEG)	XB(M)	YB(M)	NO.	TON	PEAK BRAKE
0.0	(-319.21,	0.0)	0.0	(20.31,	0.0)	1	30.74	S
300.0	(-319.66,	-24.20)	5.80	(18.69,	-4.23)	1	39.61	S
480.0	(-319.99,	-63.09)	22.07	(5.74,	6.84)	1	524.51	0 S
600.0	(-256.41,	-73.32)	32.98	(12.50,	25.07)	1	197.73	S
706.0	(-274.77,	-68.56)	45.64	(7.36,	55.98)	1	592.71	0 S
900.0	(-231.41,	-19.03)	53.56	(15.72,	119.94)	1	390.07	S
902.0	(-231.05,	-18.32)	53.64	(15.31,	120.70)	1	390.64	0 S
1136.0	(-203.36,	78.02)	60.45	(36.01,	204.17)	1	194.90	0 S
1200.0	(-198.28,	105.74)	58.59	(44.27,	224.74)	1	119.12	S
1500.0	(-158.20,	219.62)	43.33	(73.51,	233.45)	1	27.82	S
1800.0	(-122.50,	231.90)	21.95	(87.40,	295.33)	1	10.41	S
2100.0	(-126.03,	274.94)	1.68	(56.43,	235.26)	1	31.95	S
2286.0	(-301.65,	233.23)	-4.39	(33.18,	183.76)	1	121.24	0 S
2400.0	(-305.63,	176.52)	-2.62	(30.63,	157.72)	1	70.01	S
2620.0	(-309.56,	122.97)	17.48	(19.46,	151.36)	1	710.39	0 S
2700.0	(-272.86,	102.71)	24.71	(26.46,	152.85)	1	120.37	S
2822.0	(-269.78,	87.92)	38.75	(24.42,	172.59)	1	597.01	0 S
3000.0	(-231.25,	58.00)	50.37	(34.51,	205.14)	1	299.09	S
3022.0	(-277.66,	101.49)	51.46	(35.03,	210.00)	1	369.21	0 S
3176.0	(-198.52,	160.51)	53.63	(54.90,	263.16)	1	170.73	0 S
3300.0	(-157.53,	166.89)	53.25	(56.91,	267.97)	1	159.66	S
3600.0	(-156.12,	240.61)	42.02	(82.49,	308.27)	1	36.61	S
3900.0	(-220.16,	282.42)	26.91	(86.50,	308.64)	1	22.39	S
4200.0	(-256.76,	276.30)	13.20	(62.60,	267.97)	1	28.04	S
4500.0	(-288.50,	222.64)	10.33	(41.80,	215.72)	1	115.93	S
4800.0	(-236.03,	156.45)	23.48	(33.13,	194.93)	1	215.45	S
4822.0	(-284.28,	152.59)	24.35	(33.05,	195.24)	1	225.79	0 S
5072.0	(-252.71,	133.69)	39.39	(38.20,	212.43)	1	211.59	0 S
5100.0	(-246.73,	134.49)	40.60	(39.33,	216.71)	1	198.99	S
5323.0	(-222.01,	153.70)	46.46	(50.93,	246.86)	1	144.54	0 S
5400.0	(-216.11,	170.69)	46.76	(55.37,	259.40)	1	120.93	S
5700.0	(-204.20,	225.67)	42.16	(73.20,	294.25)	1	64.66	S
6000.0	(-215.22,	265.76)	31.92	(83.52,	306.51)	1	29.96	S
6300.0	(-236.83,	273.89)	23.18	(76.42,	292.29)	1	33.99	S
6600.0	(-258.52,	249.20)	20.60	(59.69,	265.29)	1	83.07	S
6616.0	(-255.62,	247.28)	20.61	(59.09,	263.69)	1	83.32	0 S
6900.0	(-263.83,	211.49)	24.60	(51.07,	243.61)	1	102.91	S
7006.0	(-261.51,	199.96)	27.61	(49.20,	241.31)	1	127.22	0 S
7200.0	(-250.80,	137.52)	32.98	(50.80,	244.19)	1	109.43	S
7320.0	(-242.12,	186.34)	36.17	(52.10,	250.54)	1	126.42	0 S
7500.0	(-231.21,	193.37)	33.86	(57.69,	262.31)	1	96.57	S
7800.0	(-219.54,	219.06)	39.12	(67.33,	284.37)	1	76.57	S
8100.0	(-219.16,	245.55)	35.10	(74.64,	297.60)	1	56.99	S
8400.0	(-227.22,	259.13)	30.12	(75.48,	297.30)	1	49.98	S
8700.0	(-237.90,	255.59)	27.47	(69.39,	287.57)	1	64.51	S
9000.0	(-242.45,	241.07)	27.90	(64.42,	276.90)	1	77.16	S
9300.0	(-241.51,	227.23)	30.91	(61.81,	272.65)	1	90.69	S
9600.0	(-234.15,	223.50)	34.01	(63.35,	276.74)	1	90.52	S
9900.0	(-227.23,	220.34)	35.21	(67.39,	285.20)	1	79.66	S
10200.0	(-234.52,	241.50)	34.34	(71.16,	292.54)	1	69.96	S
10500.0	(-226.71,	249.90)	32.42	(72.66,	295.12)	1	65.37	S
10606.0	(-227.63,	251.36)	31.76	(72.54,	294.78)	1	65.25	0 S
10800.0	(-230.35,	251.74)	30.80	(71.61,	292.86)	1	66.69	S
11100.0	(-223.78,	247.96)	30.35	(69.29,	238.53)	1	72.36	S

Full load

風, 波 60°

潮 0°

波 長 161.6m

表 5. 3. 2. 6

CALCULATION INTERVAL 2.00 SEC
PRINT-OUT INTERVAL 200.00 SEC (EXCEPT PEAK POINT)

計算番号 17

TIME(SEC)	* SHIP *		HEADING(DEC)	* BUOY *		NC.	* TENSION *		
	XB(M)	YB(M)		XB(M)	YB(M)		TON	PEAK	BRAKE
0.0	(-325.16,	0.0)	0.0	(-14.36,	0.0)	1	73.20	0	S
200.0	(-321.64,	-54.84)	-0.88	(-15.01,	-70.66)	1	113.23	0	S
240.0	(-317.23,	-79.49)	-11.31	(-17.45,	-98.01)	1	124.44	0	S
400.0	(-295.45,	-219.94)	-12.48	(-43.84,	-215.73)	1	91.55	0	S
600.0	(-254.05,	-404.64)	13.31	(-68.37,	-303.50)	1	237.20	0	S
650.0	(-242.34,	-442.17)	24.59	(-69.41,	-305.51)	1	327.67	0	S
764.0	(-196.55,	-496.28)	49.37	(-65.94,	-296.29)	1	236.17	0	S
800.0	(-181.60,	-504.76)	55.40	(-65.33,	-293.16)	1	204.31	0	S
924.0	(-148.14,	-599.96)	68.35	(-67.00,	-290.43)	1	146.56	0	S
1000.0	(-145.27,	-590.07)	70.16	(-59.84,	-270.33)	1	109.40	0	S
1140.0	(-178.05,	-467.39)	62.00	(-53.00,	-252.07)	1	117.94	0	S
1200.0	(-158.12,	-454.26)	54.93	(-52.76,	-251.25)	1	117.19	0	S
1342.0	(-251.57,	-412.74)	24.47	(-60.82,	-286.09)	1	309.03	0	S
1400.0	(-252.42,	-401.15)	9.06	(-72.86,	-314.65)	1	292.28	0	S
1600.0	(-164.05,	-413.29)	-27.20	(-131.48,	-420.11)	1	148.24	0	S
1800.0	(-94.60,	-562.00)	-14.40	(-202.88,	-511.53)	1	91.06	0	S
1918.0	(-55.20,	-662.50)	14.45	(-198.07,	-517.44)	1	438.45	0	S
1984.0	(-51.44,	-701.96)	42.05	(-169.38,	-483.73)	1	880.57	0	S
2000.0	(-82.67,	-705.16)	49.13	(-169.94,	-472.66)	1	649.79	0	S
2056.0	(-50.55,	-697.61)	71.16	(-136.05,	-435.92)	1	519.60	0	S
2162.0	(-14.45,	-638.59)	93.94	(-104.34,	-377.91)	1	241.23	0	S
2200.0	(-15.31,	-612.33)	56.33	(-95.91,	-357.33)	1	149.25	0	S
2320.0	(-59.42,	-536.80)	93.55	(-69.16,	-292.12)	1	109.55	0	S
2400.0	(-112.15,	-456.15)	80.99	(-58.43,	-259.48)	1	73.33	0	S
2504.0	(-201.53,	-470.37)	53.65	(-51.65,	-267.19)	1	533.66	0	S
2570.0	(-242.17,	-451.90)	23.12	(-69.72,	-317.65)	1	1316.27	0	S
2600.0	(-227.56,	-435.89)	7.92	(-84.90,	-344.93)	1	465.50	0	S
2620.0	(-224.41,	-421.45)	-6.12	(-96.66,	-371.59)	1	839.53	0	S
2716.0	(-155.06,	-406.63)	-31.16	(-129.84,	-424.47)	1	374.73	0	S
2800.0	(-105.27,	-431.25)	-29.26	(-162.82,	-463.01)	1	102.94	0	S
2852.0	(-62.05,	-461.30)	-39.95	(-179.93,	-489.90)	1	174.21	0	S
3000.0	(-60.21,	-576.61)	-19.28	(-228.03,	-536.54)	1	58.43	0	S
3074.0	(-79.90,	-640.05)	-1.30	(-220.26,	-541.92)	1	413.31	0	S
3150.0	(-55.77,	-696.39)	31.69	(-181.91,	-502.24)	1	1353.10	0	S
3200.0	(-72.76,	-704.10)	53.60	(-147.87,	-456.33)	1	1044.28	0	S
3204.0	(-71.13,	-703.30)	60.54	(-145.37,	-452.53)	1	1105.61	0	S
3280.0	(-25.16,	-659.97)	88.01	(-111.47,	-395.31)	1	506.15	0	S
3398.0	(-17.35,	-568.60)	102.92	(-77.34,	-322.80)	1	234.52	0	S
3400.0	(-17.86,	-567.20)	102.96	(-76.71,	-321.57)	1	233.47	0	S
3500.0	(-124.10,	-446.27)	79.20	(-43.40,	-221.04)	1	114.48	0	S
3766.0	(-255.86,	-411.30)	13.36	(-66.74,	-309.23)	1	978.60	0	S
3800.0	(-240.65,	-394.79)	-4.20	(-83.55,	-343.78)	1	599.41	0	S
4000.0	(-51.81,	-429.58)	-43.44	(-166.31,	-469.59)	1	125.72	0	S
4200.0	(-55.67,	-594.26)	-16.13	(-221.76,	-543.40)	1	30.77	0	S
4268.0	(-91.42,	-653.91)	3.61	(-217.70,	-535.96)	1	473.41	0	S
4332.0	(-94.17,	-699.28)	34.51	(-178.79,	-498.53)	1	1425.97	0	S
4394.0	(-67.21,	-701.39)	63.14	(-142.35,	-443.33)	1	1041.25	0	S
4400.0	(-55.22,	-694.44)	70.09	(-134.90,	-434.24)	1	526.95	0	S
4458.0	(-21.90,	-654.96)	99.30	(-108.25,	-391.48)	1	469.66	0	S
4574.0	(-15.60,	-562.95)	104.93	(-75.74,	-319.68)	1	217.78	0	S
4600.0	(-22.56,	-543.58)	103.66	(-79.24,	-302.06)	1	156.60	0	S
4800.0	(-157.34,	-432.50)	23.65	(-49.28,	-215.67)	1	156.48	0	S
4816.0	(-253.26,	-429.31)	27.42	(-55.13,	-280.97)	1	969.24	0	S
4844.0	(-255.22,	-437.25)	19.31	(-68.96,	-314.15)	1	927.93	0	S

Ballast

風, 波 30°

潮 30°

波 長 161.6m

表 5. 3. 2. 7

SAMPLE TIME INTERVAL 2.00 SEC

PRINT-OUT INTERVAL 200.00 SEC (EXCEPT PEAK POINT)

計算番号 19

TIME (SEC)	* SURF *		HEADING (DEG)	* BUOY *		NO.	* TENSION *		
	YG (M)	YB (M)		YS (M)	YB (M)		TON	PEAK	BRAKE
0.0	(-321.67, 0.0)		0.0	(17.85, 0.0)		1	43.36	0	S
200.0	(-319.99, -83.22)		-1.51	(18.79, -74.06)		1	63.17		S
320.0	(-307.90, -197.44)		2.62	(29.35, -159.59)		1	105.35	0	S
400.0	(-297.25, -254.77)		7.53	(36.06, -193.16)		1	109.36		S
500.0	(-275.06, -348.11)		18.14	(47.73, -243.00)		1	181.99	0	S
600.0	(-246.78, -417.27)		26.80	(62.63, -279.72)		1	114.73		S
700.0	(-217.25, -481.53)		33.13	(73.75, -317.52)		1	110.69	0	S
800.0	(-195.00, -524.47)		35.00	(99.34, -357.55)		1	79.81		S
1000.0	(-175.28, -621.95)		29.78	(150.13, -443.29)		1	36.65		S
1050.0	(-122.93, -643.42)		27.52	(165.54, -466.22)		1	99.01	0	S
1200.0	(-71.05, -698.53)		24.31	(213.75, -520.84)		1	59.61		S
1400.0	(-4.25, -780.21)		29.97	(262.29, -575.88)		1	107.50		S
1600.0	(50.91, -843.31)		47.31	(277.53, -591.00)		1	129.46		S
1800.0	(86.54, -860.57)		65.44	(267.01, -577.93)		1	79.99		S
1850.0	(91.27, -857.69)		71.52	(255.05, -569.57)		1	115.45	0	S
2000.0	(95.26, -844.14)		75.03	(244.33, -555.05)		1	70.32		S
2100.0	(64.80, -822.20)		74.39	(223.92, -526.36)		1	100.45	0	S
2200.0	(56.21, -816.08)		73.33	(220.95, -532.95)		1	91.41		S
2400.0	(5.53, -791.96)		57.76	(217.52, -536.65)		1	108.91		S
2450.0	(-5.85, -784.62)		49.18	(223.59, -539.04)		1	137.63	0	S
2600.0	(-18.97, -767.54)		23.97	(251.10, -567.89)		1	154.62		S
2624.0	(-16.24, -765.09)		25.48	(257.81, -574.48)		1	160.89	0	S
2800.0	(40.77, -774.39)		11.40	(313.51, -620.42)		1	69.66		S
3000.0	(117.67, -860.56)		23.27	(377.20, -659.74)		1	74.69		S
3104.0	(141.44, -911.08)		39.93	(353.52, -663.67)		1	235.13	0	S
3200.0	(165.66, -934.53)		61.54	(342.73, -645.52)		1	207.69		S
3340.0	(175.49, -935.44)		70.46	(323.21, -626.34)		1	272.67	0	S
3400.0	(151.72, -950.67)		95.53	(273.38, -589.56)		1	132.49		S
3402.0	(151.50, -899.28)		95.71	(272.69, -519.95)		1	162.59	0	S
3594.0	(122.71, -919.39)		96.89	(212.66, -527.05)		1	136.79	0	S
3600.0	(120.34, -913.49)		96.61	(211.14, -525.29)		1	135.73		S
3800.0	(-7.27, -777.13)		62.15	(155.56, -512.54)		1	298.66		S
3850.0	(-42.70, -756.71)		35.59	(220.73, -543.74)		1	556.16	0	S
3972.0	(-10.62, -714.10)		7.59	(259.56, -579.39)		1	235.11	0	S
4000.0	(-15.66, -704.32)		1.63	(370.10, -529.01)		1	229.72		S
4120.0	(28.68, -703.27)		-11.26	(316.61, -621.95)		1	102.59	0	S
4200.0	(76.65, -735.31)		-9.14	(350.09, -642.55)		1	60.28		S
4400.0	(115.94, -874.61)		24.49	(372.97, -665.59)		1	502.99		S
4410.0	(120.21, -881.56)		27.19	(369.92, -668.79)		1	729.01	0	S
4502.0	(128.54, -921.16)		61.43	(219.65, -635.03)		1	1253.39	0	S
4600.0	(174.64, -989.68)		92.76	(266.29, -589.29)		1	540.55		S
4608.0	(176.15, -984.66)		94.66	(262.25, -585.11)		1	646.30	0	S
4750.0	(161.42, -901.21)		111.01	(203.50, -524.96)		1	376.43	0	S
4800.0	(144.62, -780.77)		109.11	(197.72, -505.29)		1	72.21		S
4950.0	(45.14, -740.93)		93.84	(157.74, -464.00)		1	235.75	0	S
5000.0	(13.62, -737.20)		83.48	(161.23, -461.11)		1	106.12		S
5090.0	(-47.56, -743.32)		56.31	(174.96, -492.77)		1	1949.74	0	S
5160.0	(-67.04, -721.84)		24.97	(215.09, -540.36)		1	1274.92	0	S
5200.0	(-51.14, -699.33)		19.63	(241.25, -558.17)		1	155.71		S
5258.0	(-20.40, -678.87)		-6.30	(269.14, -589.91)		1	520.91	0	S
5400.0	(71.22, -655.72)		-19.73	(337.62, -639.29)		1	113.29		S
5426.0	(95.73, -709.24)		-19.41	(349.95, -648.97)		1	154.72	0	S
5600.0	(149.54, -832.03)		11.80	(410.89, -666.05)		1	8.20		S
5692.0	(140.13, -903.22)		30.55	(381.98, -679.16)		1	2729.11	0	S

Ballast

風, 波 60°

潮 0°

波 長 161.6m

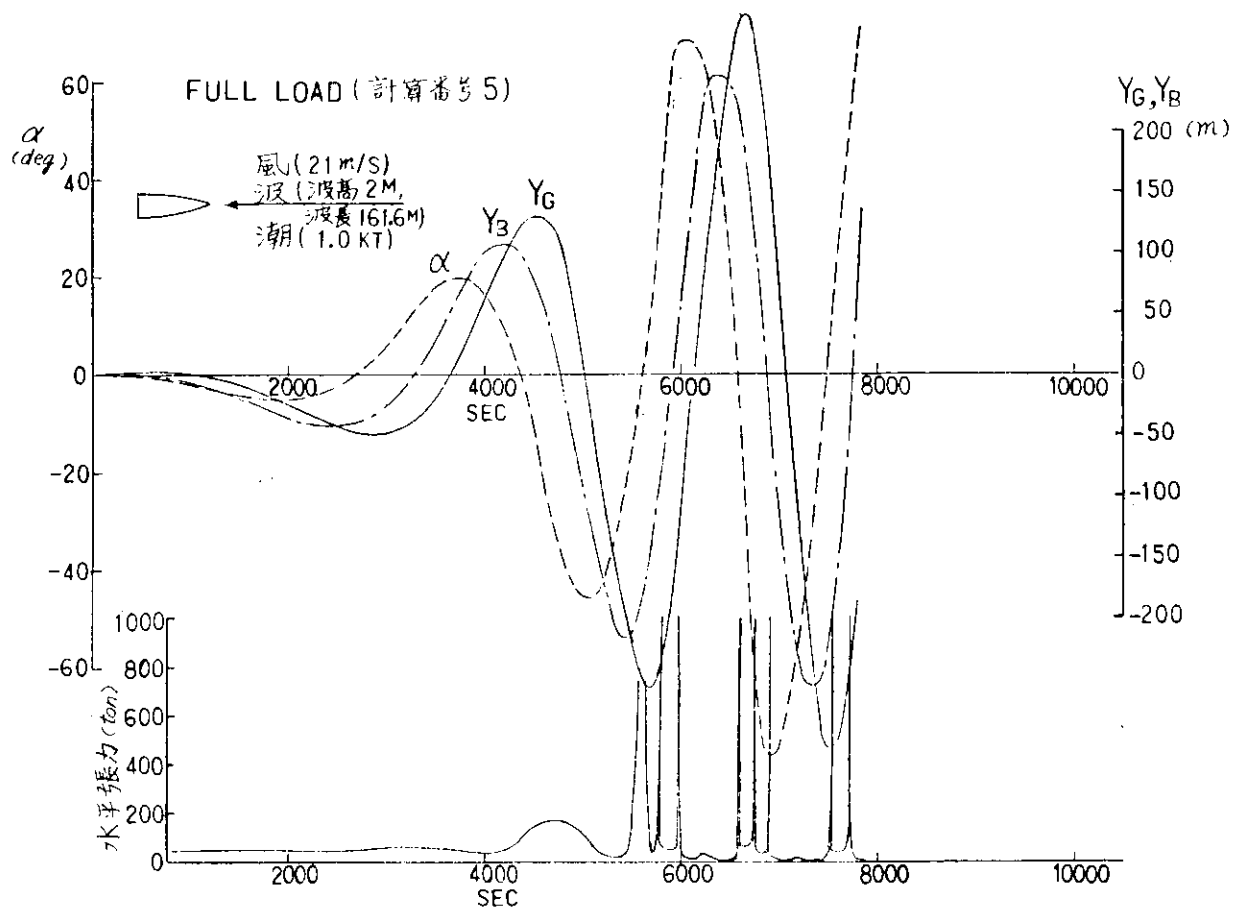


図 5. 3. 2. 1

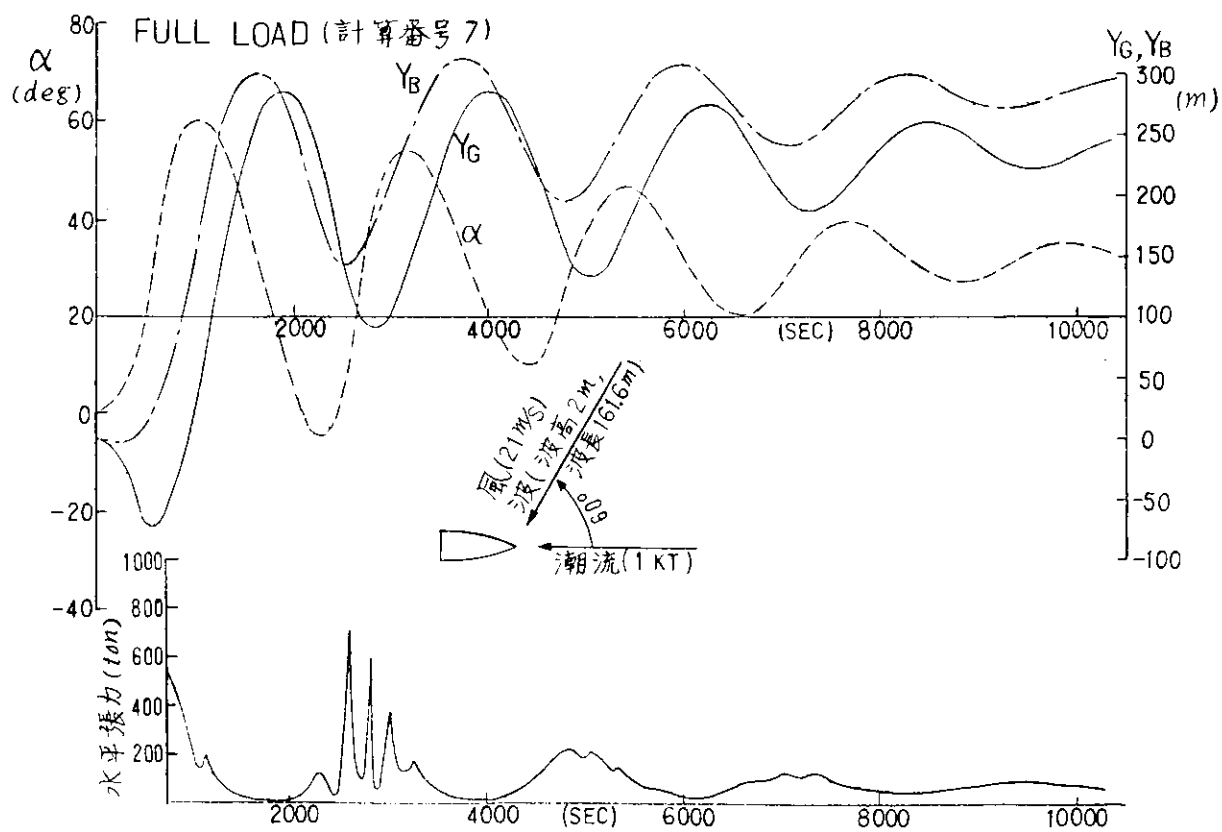


図 5. 3. 2. 2

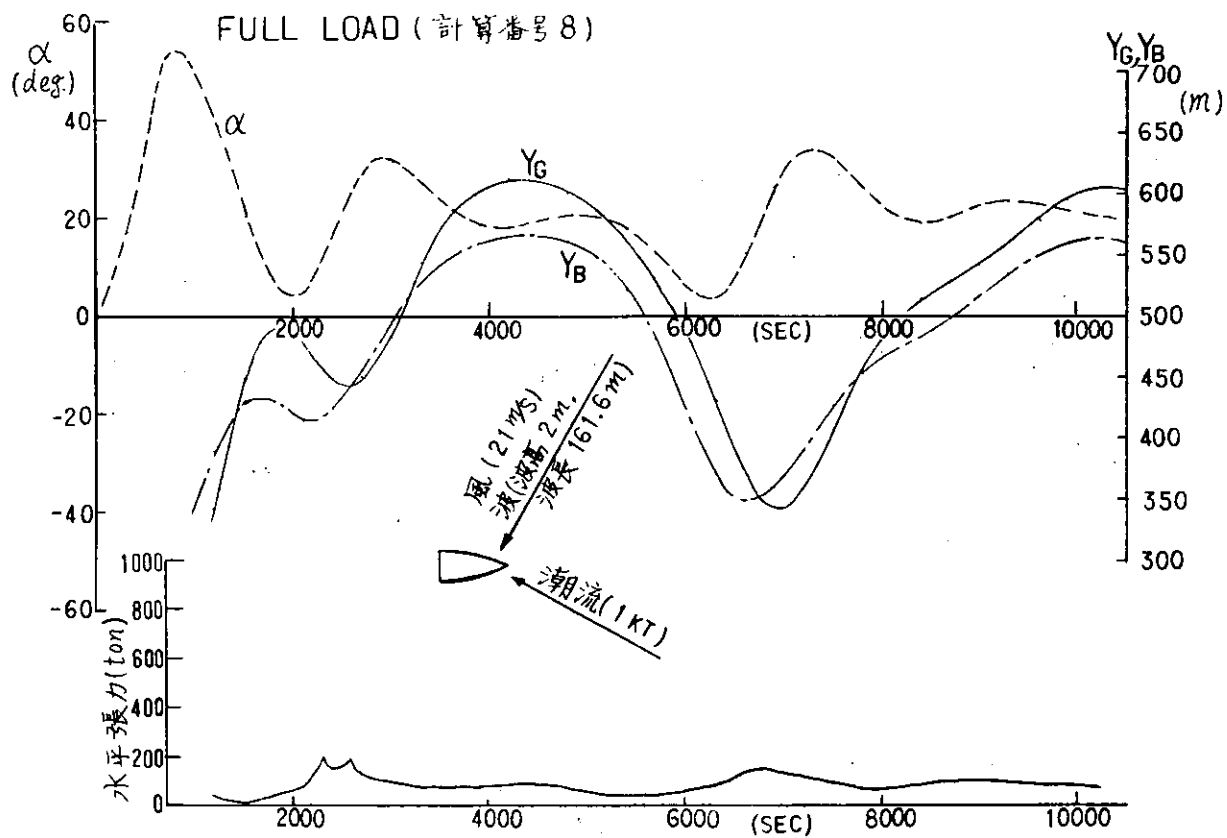


図 5. 3. 2. 3

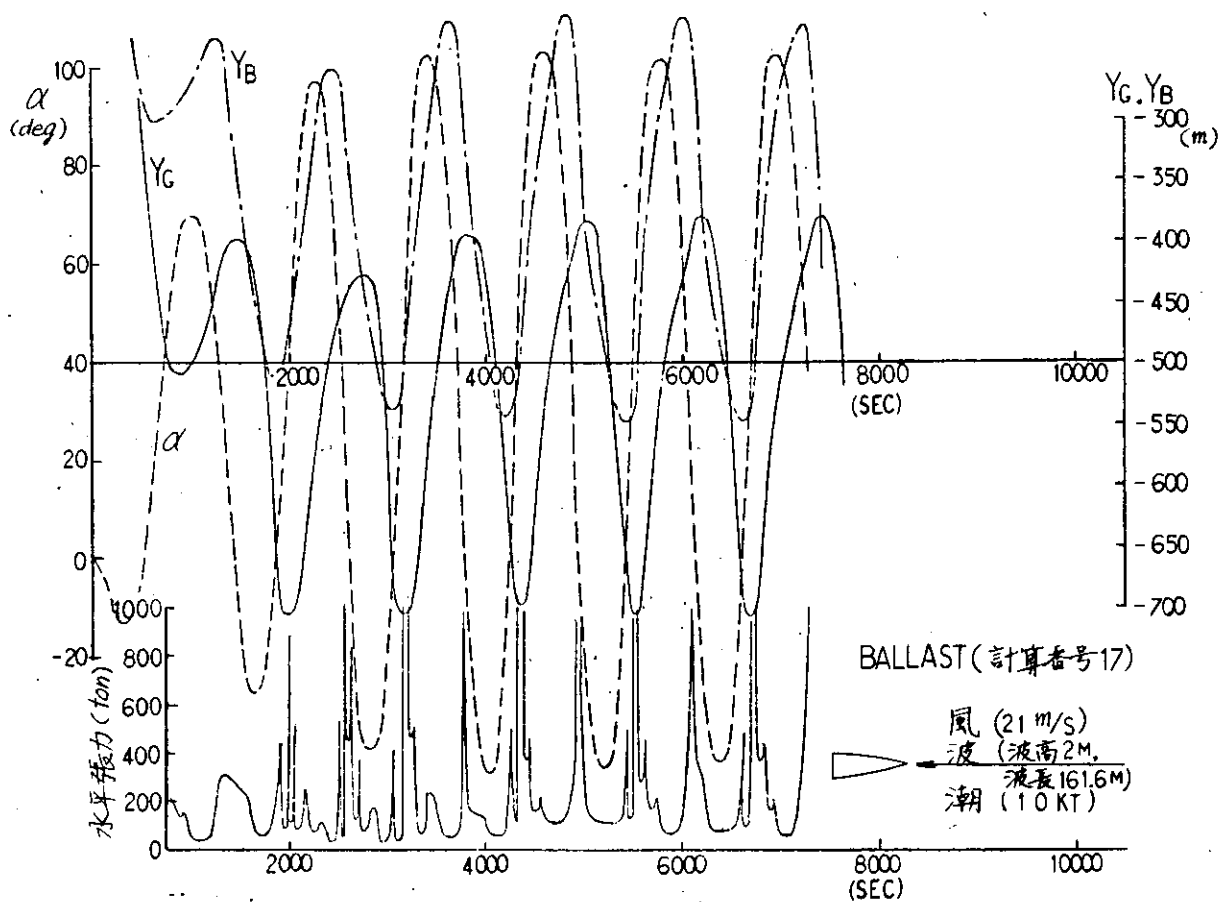


図 5. 3. 2. 4

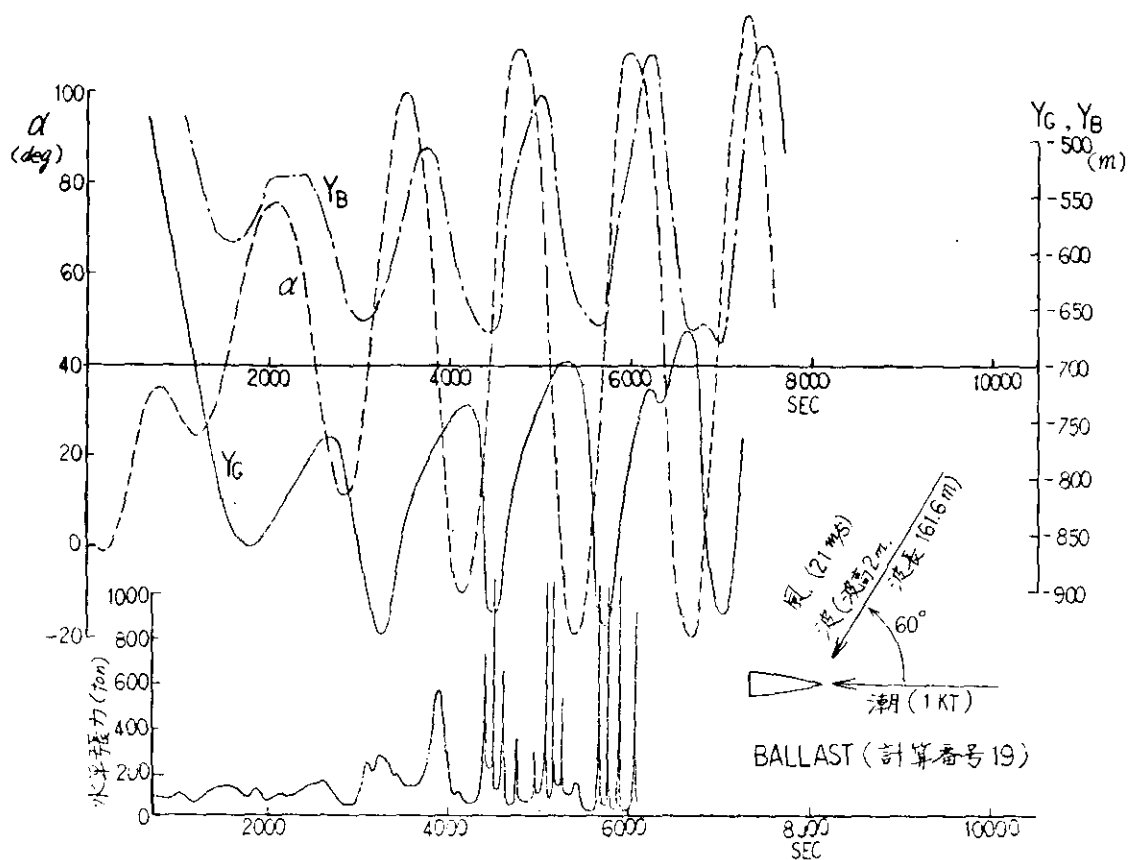


図 5. 3. 2. 5

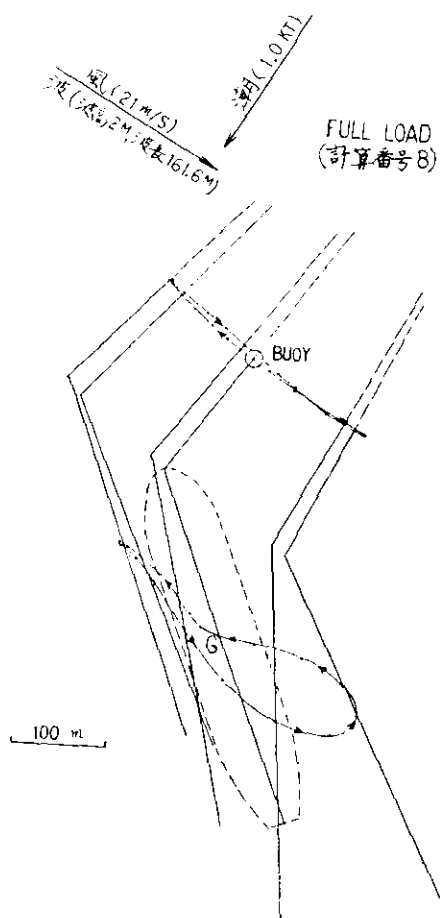


図 5. 3. 2. 6

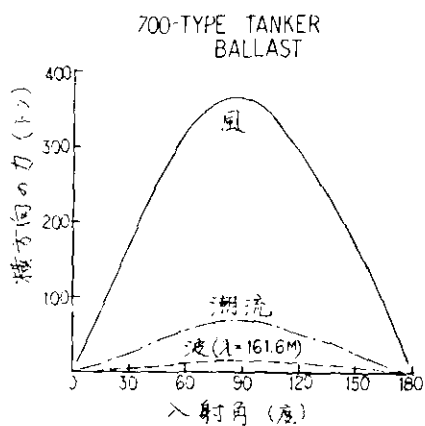
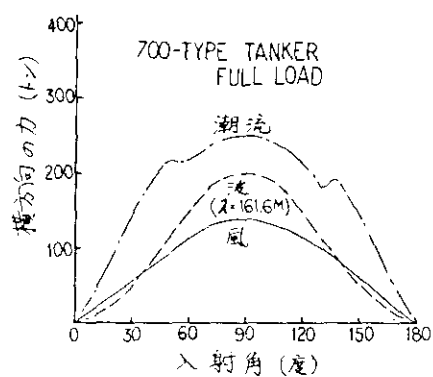


図 5. 3. 2. 7

5.3.3 タコ足ブイの場合の計算

図 5.3.3.1 ～ 2 に満載状態とバラスト状態について各一状態の計算結果を示す。ここで、ブイ係留索及び船舶係留索の要目は表 5.3.3.2 と同じである。また、力が加わらない状態での索水平距離は 770 m とした。

満載状態では 5.3.2 で述べた単係留と比べて、風波及び潮流が同一方向から来る場合でもふれまわり運動は定常になった。ただし、この場合でも索の張力は最大で 2,000 ton 以上になり考えられる破断張力をはるかに越える。

バラスト状態では 5.3.2 の単係留の場合とほとんど変らない。これは、本計算の場合、風波の方向から考えて No.1 の索しか効いていない為であると考えられる。

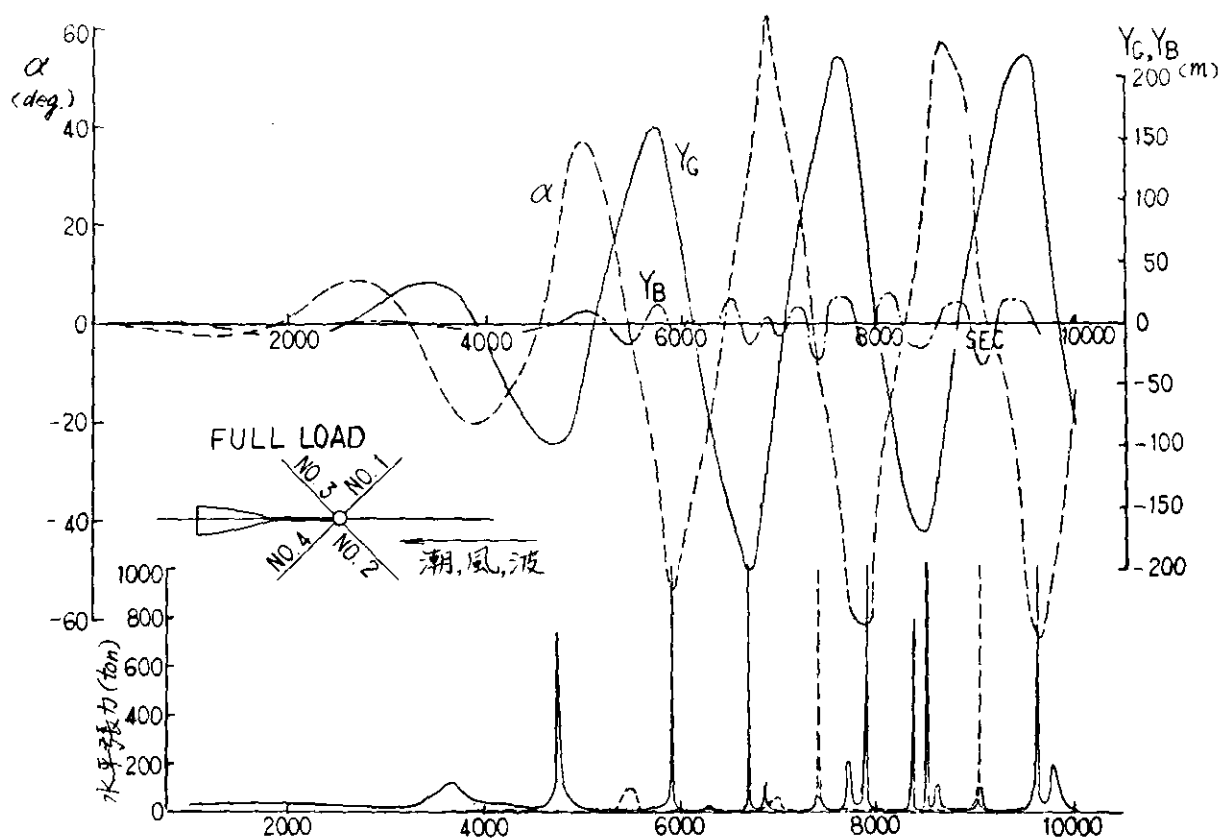


図 5.3.3.1

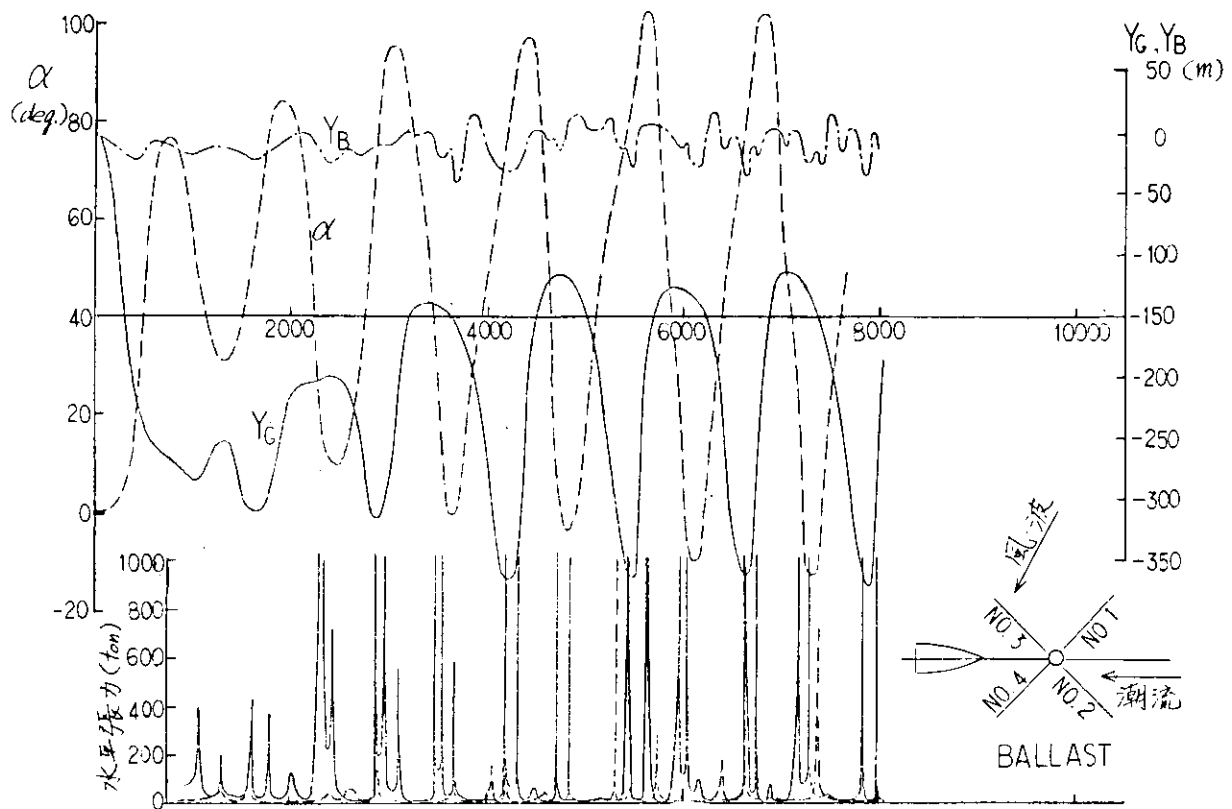


図 5. 3. 3. 2

5.4 今後の課題

5.3.2, 5.3.3より次の点を今後検討する必要があると考えられる。

- 1) 外力の方向によりふれまわり運動は発散，定常，収束のいずれかになることが判った。したがって外力の大きさ，方向を種々変化させた計算を実施することにより，船舶が安全に係留できる為の外力の範囲を求める。
- 2) タコ足ブイは振れまわり運動を小さくできる可能性があり，本数及び初期張力を変化させた場合の計算を行なう必要がある。
- 3) 索の要目を変化させた場合の影響を調べる必要がある。
- 4) 外力は同一であっても初期条件によって最終的な結果が変化することがあり得るのかを検討する。
- 5) 本プログラムでは横付加質量及び付加慣性モーメントについては，SR-131 48年度報告書21万トンタンカー実験結果から $\omega = 0$ における値を推定して使用している。また，前後方向の付加質量は無視した。したがって他船型のふれ廻り計算において，これらの船型要素の相違がどの程度影響するのか浅水影響とも合せて今後検討する必要がある。
- 6) 波浪による周期運動に対して索はほとんど影響力を持たないことが第6，7章で述べられている。したがって，独立した線型運動方程式により波浪中における船体運動を求め，本プログラムによるふれ廻り運動に重ね合わせることで，ふれ廻りによる動的影響だけでなく，波浪強制力による船体運動応答に附随した索張力変動を求めることを検討する必要がある。

参 考 文 献

- 1) 米田謹次郎他 荒天錨泊法に関する実験研究 (第1報) 東京商船大学報告 第11号 昭和35年5月

- | | | |
|-----------------|---|--|
| 2) 鞠谷宏土 | 超大型船の錨泊に関する模型実験 | 日本海難防止協会
大型タンカーによる災害の防止に関する調査
研究資料2 (昭和43年度) |
| 3) F.M.Remery 他 | The Mean Wave, Wind and Current
Forces on Offshore Structures and
Their Role in the Design of Mooring
Systems. | O.T.C.
No. 1741, 1973 |

6. 多点係留動的计算

風，波，潮流による外力をうけるとき，数個所で係留されている船がどのような挙動を示すか，また，係留索又はチェーンにどのような張力が働くかを理論的に求め，多点係留の場合の係留索の張り方，艀装品等の設計への目安をつける事を目的とする。

6.1 理論計算式

6.1.1 基礎仮定及び座標系

図 6.1.1.1 に示すように船は n 点で係留されており，船首方向に対し X_1 方向から風， X_2 方向から波， X_3 方向から潮流が作用しているとする。図中， P_i は船体係留点， A_i はアンカー位置， B_i は中間ブイを示している。但し，図中に示す座標系は次の通りである。

$O - XYZ$: 原点を自由表面に持つ空間固定座標系

$G - xyz$: 原点を重心に持つ船体固定座標系

$O_i - x_i y_i z_i$: 船体固定座標。ただし， $\overline{OG}$ は船が静止しているときの重心 G から自由表面までの距離

これらの系によって，波，風，潮流による外力を受ける場合の船体の運動について取扱うことにする。ここでは問題を簡単に扱うため，次の様な仮定を行う。

- (1) 船体の運動は微小である。
- (2) 係留方法はブイ無し，ブイ有りの両方を考慮する。
- (3) ブイ有りの場合，船体係留点，ブイ，アンカーは常に同一垂直面にあるものとし，ブイと船体係留点の距離は，変化しないものとする。又，ブイに関する流体力は考慮しない。
- (4) 係留索は，たえずカタナリの形状をなすものとし，索は伸びないものとする。又，索の運動は考慮しない。
- (5) 係留索が着底している部分の海底は平坦であるものとする。
- (6) 係留方位角の変化は微小なものとする。
- (7) 船体に対する風，波，潮流の方向は常に一定とする。

6.1.2 運動方程式

重心 G まわりの，Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll の各方向の運動を，それぞれ x_0 , θ_0 , z_0 , y_0 , ϕ_0 , φ_0 とすれば重心まわりの運動方程式は次のように表される。

$$(m + a_{xx})\ddot{x}_0 + b_{xx}\dot{x}_0 + \sum_n H_{xn} = F_{ex} + F_{bx} + F_{cx} + F_{wx} \quad (6.1.2.1)$$

$$(J_{\theta} + a_{\theta\theta})\ddot{\theta}_0 + b_{\theta\theta}\dot{\theta}_0 + c_{\theta\theta}\theta_0 + a_{\theta z}\ddot{z}_0 + b_{\theta z}\dot{z}_0 + c_{\theta z}z_0 + \sum_n (H_{\theta n} + V_{\theta n}) = M_{\theta 0} + M_{D\theta} + M_{C\theta} + M_{W\theta} \quad (6.1.2.2)$$

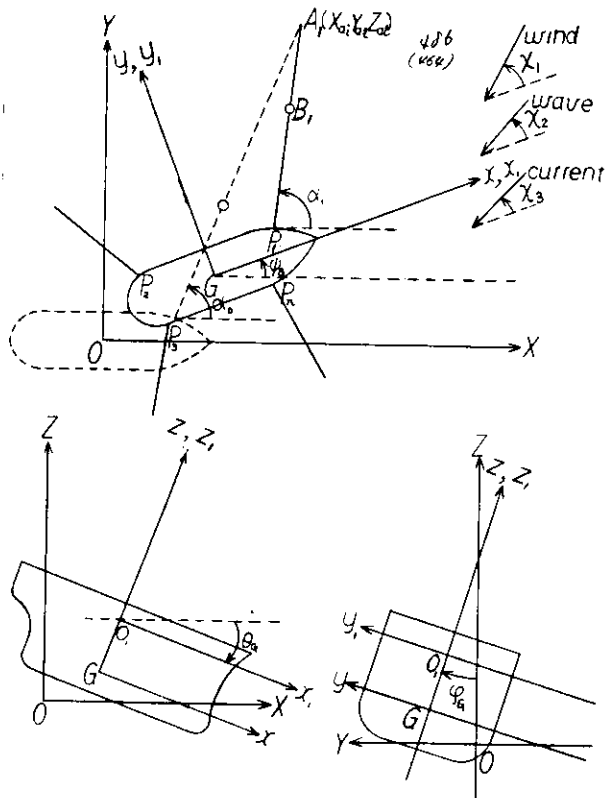


図 6.1.1.1 座 標 系

$$(m+a_{zz})\ddot{z}_0+b_{zz}\dot{z}_0+C_{zz}z_0+a_{z\theta}\ddot{\theta}_0+b_{z\theta}\dot{\theta}_0+C_{z\theta}\theta_0+\sum_n V_{zn}=F_{zx}+F_{Dz}+F_{cz}+F_{Wz} \quad (6.1.2.3)$$

$$(m+a_{yy})\ddot{y}_0+b_{yy}\dot{y}_0+a_{y\phi}\ddot{\phi}_0+b_{y\phi}\dot{\phi}_0+a_{y\psi}\ddot{\psi}_0+b_{y\psi}\dot{\psi}_0+\sum_n H_{yn}=F_{sy}+F_{Dy}+F_{cy}+F_{Wy} \quad (6.1.2.4)$$

$$(J_\phi+a_{\phi\phi})\ddot{\phi}_0+b_{\phi\phi}\dot{\phi}_0+a_{\phi y}\ddot{y}_0+b_{\phi y}\dot{y}_0+a_{\phi\psi}\ddot{\psi}_0+b_{\phi\psi}\dot{\psi}_0+\sum_n H_{\phi n}$$

$$=F_{x\phi}+F_{D\phi}+F_{c\phi}+F_{W\phi} \quad (6.1.2.5)$$

$$(J_\psi+a_{\psi\psi})\ddot{\psi}_0+b_{\psi\psi}\dot{\psi}_0+c_{\psi\psi}\psi_0+a_{\psi y}\ddot{y}_0+b_{\psi y}\dot{y}_0+a_{\psi\phi}\ddot{\phi}_0+b_{\psi\phi}\dot{\phi}_0$$

$$+\sum_n (H_{\psi n}+V_{\psi n})=M_{s\psi}+M_{D\psi}+M_{c\psi}+M_{W\psi} \quad (6.1.2.6)$$

ここで、H、Vはそれぞれ係留索から受ける水平分力および垂直分力による復原力と復原モーメントである。ブイ有りの場合は、係留索から受ける水平分力によるものだけを考慮すれば良い。

右辺の添字 E、D、C、Wは、それぞれ波浪強制力、波による漂流力、潮流力および風圧力を表わす。

m : 船の質量

J_θ : Pitch方向の質量慣性モーメント

J_ϕ : Yaw 方向の質量慣性モーメント

J_ψ : Roll 方向の質量慣性モーメント

n : 索の数

流体力係数 a_{xx} , b_{xx} …… $b_{\psi\psi}$ は、それぞれ (4.1.2.2) 式および (4.1.4.2) の各式で計算される。但し、Surge 方向の付加質量は、次式で与える。

$$a_{xx} = \frac{m}{10} \quad (6.1.2.7)$$

また、波浪強制力は、(4.1.2.3), (4.1.3.1), (4.1.4.3) の各式で計算する。この運動方程式は、ルンゲ・クッタ法で数値計算する事が出来る。

6.1.3 係留索による力

(1) 係留索による復原力

1本の係留索によって船体に働く水平分力 T_H 、垂直分力 T_V は、カテナリの式 (第4章2項参照) によって求められる。

α_i を i 番目の係留索と x 軸とのなす角、 x_{pi} , y_{pi} , z_{pi} を、 O_i を原点とする船体固定座標から見た係留点の座標とすれば、それぞれの運動モード方向の H 、及び V は次の様にして求められる。

$$\left. \begin{aligned} H_{xi} &= T_H \cdot \cos \alpha_i \\ H_{\theta i} &= T_H \cdot \cos \alpha_i (Z_{pi} + \overline{O_i G}) \\ H_{yi} &= T_H \sin \alpha_i \\ H_{\phi i} &= T_H \sin \alpha_i \cdot x_{pi} - T_H \cos \alpha_i \cdot y_{pi} \\ H_{\psi i} &= T_H \sin \alpha_i (Z_{pi} + \overline{O_i G}) \\ V_{\theta i} &= T_V \cdot x_{pi} \quad (\text{ブイ係留の場合, } V_\theta = 0) \\ V_{zi} &= T_V \quad (\text{ブイ係留の場合, } V_z = 0) \\ V_{\psi i} &= T_V \cdot y_{pi} \quad (\text{ブイ係留の場合, } V_\psi = 0) \end{aligned} \right\} \quad (6.1.3.1)$$

ただし、 $i = 1 \sim n$ である。

6.1.4 係留索の幾何学的関係

(1) アンカー、ブイ、係留点間の幾何学的関係

索による水平分力および垂直分力は、船体固定座標での i 番目の係留点 $P_i (x_{pi}, y_{pi}, z_{pi})$ からアンカー点 $A_i (X_{ai}, Y_{ai}, Z_{ai})$ までの水平距離を用いて計算される。

係留点 $P (x_{pi}, y_{pi}, z_{pi})$ は、空間固定座標を用いて表すと、

$$\begin{pmatrix} X_{pi} \\ Y_{pi} \\ Z_{pi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_o \\ Y_o \\ Z_o \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 & -\varphi_o & \theta_o \\ \phi_o & 1 & -\varphi_o \\ -\theta_o & \varphi_o & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_{Pi} \\ Y_{Pi} \\ Z_{Pi} \end{pmatrix} \quad (6.1.4.1)$$

$i = 1 \sim n$

となる。従って、ブイが無い場合の $\overline{\text{PiAi}}$ の水平距離 Hoi 及び垂直距離 Voi は、

$$\left. \begin{aligned} \text{Hoi} &= \sqrt{(\text{Xpi} - \text{Xai})^2 + (\text{Ypi} - \text{Yai})^2} \\ \text{Voi} &= \text{Zpi} - \text{Zai} \end{aligned} \right\} \quad (6.1.4.2)$$

となる。又、ブイ有りの場合、ブイと係留点間距離は常に一定の位置を保ち、係留点、ブイ、アンカーは同一垂直面内にあると考えるから、カテナリの式で、水平、垂直分力を計算する場合に使用する水平、垂直距離 H_{0i} 、 Y_{0i} は次の様に与えられる。

$$\left. \begin{array}{l} \dot{H}_{oi} = \dot{H}_{oi} - \overline{P_i B_i} \\ \dot{V}_{oi} = Z_{ai} \end{array} \right\} \quad (6.1.4.3)$$

$$i = 1 \sim n$$

ここで $\overline{PiBi}$ は、係留点とブイとの距離を示す。

(2) 係留方位角

係留索の方位角 α_i は、船体が外力を受けて変位するにつれて変化する。係留方位角は、船体側係留点 $P_i(X_{pi} \ Y_{pi} \ Z_{pi})$ と、アンカー点 $A_i(X_{ai} \ Y_{ai} \ Z_{ai})$ の座標が求められれば、 α_i は次式で求められる。

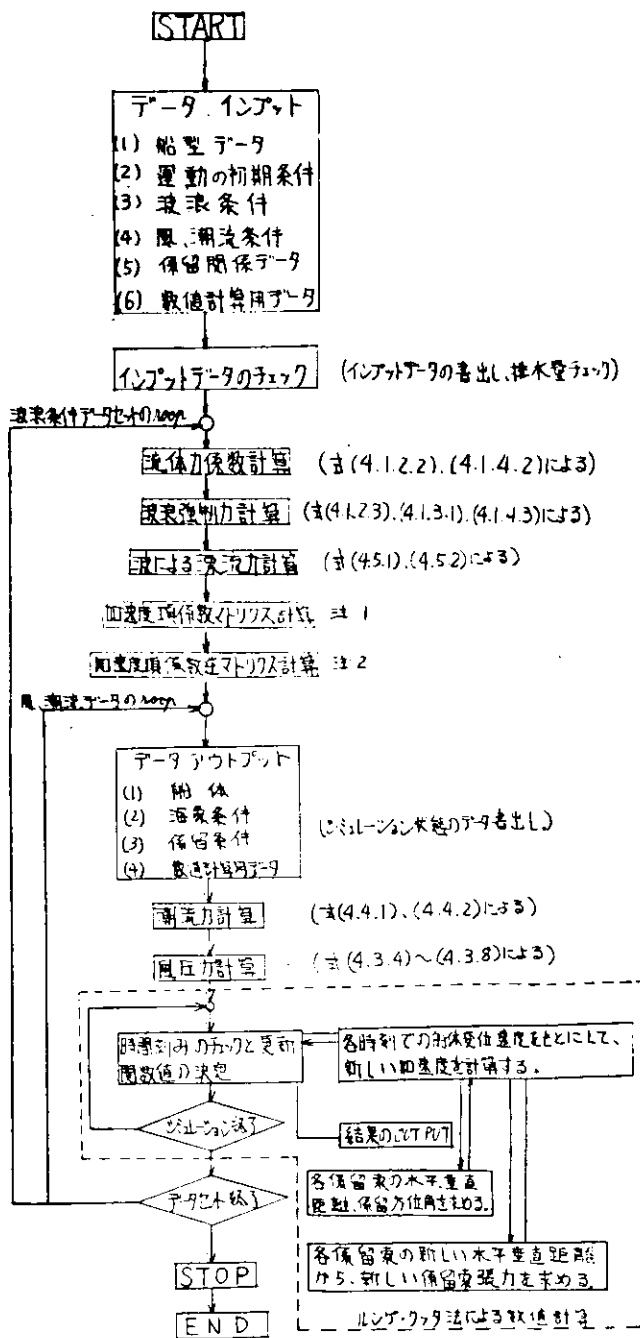
$$\alpha_i = \tan^{-1} \left(\frac{Y_{ai} - Y_{pi}}{X_{ai} - X_{pi}} \right) \quad (6.1.4.4)$$

$$i = 1 \sim n$$

6.2 計算プログラム

このプログラムは、船型データ、海象条件データ、係留関係データ及び数値計算のためのデータを与えれば、浅水影響を考慮に入れた流体力係数を計算し、さらに波浪強制力、漂流力、風圧力、潮流力を計算し、与えられた係留条件での船体の挙動、索張力の変動を、シミュレーション時刻の経過に従って計算してゆくものである。

6.2.1 プログラムの構成



注 1 ; 質量及び付加質量係数マトリクスの計算

注 2 ; 質量及び加質量係数の逆マトリクス の計算

図 6.2.1.1 フローチャート

プログラムのフローチャートを図 6.2.1.1 に示す。

6.2.2 計算モデルの制限条件

- (1) 船体は、 $x-z$ 面について対称である。
- (2) ブイ係留、ブイ無し係留の2方法について考慮してあるが、これら2つの方法は、同時には扱えない。
- (3) 係留本数は12本までとし、係留方位角、係留索の単位重量、船体とブイの距離、ブイとアンカーの水平距離、垂直距離、索の全長(ブイ無しの場合は船体とアンカーの水平距離、垂直距離及び索の全長)は、各々任意に与える事が出来る。
- (4) 係留索は、各々その全長にわたって均質なものとして扱う。

6.2.3 INPUT DATA

以下に示すデータを input する。

NAME	;	船名あるいは記事(ブランクを含め、48文字)
WS	;	排水量(kg)
RL	;	垂線間長(m)
B	;	全幅(m)
D	;	型深さ(m)
DS	;	吃水(m)
GM	;	重心とメタセンターとの距離
OG	;	重心から水線までの距離(水線が上の場合+の符号)(m)
XG	;	重心とmidshipとの距離(midshipが前の場合+の符号)(m)
RXX	;	縦慣動半径(m)
RYY	;	横慣動半径(m)
IMAX	;	ストリップ法で流体力を計算する際の船体断面データの数
ICONDI	;	Full loadの場合1. Ballastの場合2
XX	;	RLを10分割した場合の断面の位置
DSX	;	各断面の吃水をmidshipの吃水で割った値
BX	;	各断面の半幅をmidshipの半幅で割った値
SG	;	各断面の面積をその断面の幅と吃水で割った値
YE	;	Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll方向の初期変位及び初速(mあるいはdeg)
LMAX	;	入射波の波長の数
MMAX	;	" 波高 "
NMAX	;	" 波向 "
RW	;	" 波長(m)
HW	;	" 波高(m)
XW	;	" 波向(deg)
HD	;	水深(m)
IXW	;	風向の数
IVW	;	風速の数
IXC	;	潮流向の数
IVC	;	潮流速の数
XWND	;	風向(deg)
VW	;	風速(m/sec)

XCRT ; 潮流向 (deg)
 VC ; 潮流速 (m/sec)
 AFU ; 船楼及び甲板室の正面投影面積 (㎡)
 APU ; " " 側面 " " (㎡)
 NCABL ; 係留索本数
 XM ; 係留索の船側係留点の船体固定座標 (m)
 ALP ; 初期係留方位角 (deg)
 SO ; 係留索全長 (m)
 V ; " の垂直距離 (m)
 H ; " の水平距離 (m)
 TTX ; " の破断強度 (kg)
 WC ; " の水中単重 (kg/m)
 ICASE ; ブイ無しの場合 1. ブイ有りの場合 2.
 OB ; 船体とブイとの距離 (m)
 TB ; シミュレーション開始時刻 (sec)
 H ; " の初期時間きざみ幅 (sec)
 TE ; " の終了時刻 (sec)
 HMIN ; 時間刻み幅最小値 (sec)
 HMAX ; " 最大値 (sec)
 ALFA ; 刻み幅を増大させるための判定定数
 BETA ; " 減少 "
 JS ; 計算をOutput する際の間隔

6.2.4 OUTPUT DATA

次の諸量を output する。

(1) 船体関係

WS ; 排水量 (ton)
 RL ; 垂線間長 (m)
 B ; 全 幅 (m)
 D ; 型深さ (m)
 DS ; 吃 水 (m)
 A ; Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll 方向の付加質量係数行列 (kg, あるいは kg・m)
 B ; " " " " " " " の減衰係数行列 (kg・sec⁻¹, あるいは kg・m・sec⁻¹)
 C ; " " " " " " " の復原力係数行列 (kg・sec⁻², あるいは kg・m・sec⁻²)
 A₀₀ ; " " " " " " " の加速度項係数行列 (船の質量及び慣性モーメント及び付加質量) (kg あるいは kg・m)

(2) 外力関係

AMC ; Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll 方向に寄与する波浪強制力の cos 成分 (kg あるいは kg・m)
 AMS ; " " " " " " " sin 成分 (")
 FDX ; Surge, Sway, Heave, Roll, Pitch, Yaw 方向に寄与する波による漂流力 (kg あるいは kg・m)
 FDY ;

FDZ
MDP
MDY
MDPU

FCX
FCY
FCZ
MCP
MCY
MCPU

; Surge, Sway, Heave, Roll, Pitch, Yaw 方向に寄与する潮流圧力 (kgあるいは $kg \cdot m$)

FWX
FWY
FWZ
MWP
MWY
MWPU

; Surge, Sway, Heave, Roll, Pitch, Yaw 方向に寄与する風圧力 (kgあるいは $kg \cdot m$)

(3) 係留関係

XM ; 係留索の船側係留点の船体固定座標値 (m)
SO ; 係留索全長 (m)
V ; " 垂直長さ (m)
H ; " 水平長さ (m)
ALP ; " の初期係留角 (deg)
WC ; " の水中単重 (kg/m)
TTX ; " の破断強度 (kg)

(4) 数値計算のためのデータ

TB ; シミュレーション開始時刻 (sec)
TE ; " 終了時刻 (sec)
H ; " の初期時間刻み幅 (sec)
HMAX ; 時間刻み幅最大 (sec)
HMIN ; " 最小 (sec)
ALFA ; 刻み幅を増大させるための判定条件
BETA ; " 減少 "
JS ; 計算をoutputする際の間隔

(5) 動的解析結果

YE (1) ; 各時刻ごとの船体6自由度方向の変位量 (mあるいはdeg)
YE (3)
YE (5)
YE (7)
YE (9)
YE (11)

TEN ; 各時刻ごとの各係留索張力変動

(6) 最終結果

YE(1)~YE(2) ; シミュレーション最終時刻における6自由度方向の変位量と速度 (m, deg, m/sec, deg/sec)

AP ; " " 係留方位角 (rad)

H ; " " 係留索の水平距離 (m)

6.3 実例計算及び考察

6.3.1 計算モデル

本計算では、SR-152で採用された70万トン SBT タンカーを対象に計算を行なった。その基本寸法を表 6.3.1.1 に示す。船型データ、係留データについては、それぞれ Full load, Ballast の2状態について表 6.3.1.2~5 に示す。海象条件は、Full load, Ballast とともに同一であるが、そのデータを表 6.3.1.6 に示す。計算状態は図 6.3.1.1 に示す。

(1) 船体データ

表 6.3.1.1 基本寸法

	FULL	BALLAST
L/B	5.0	5.0
Lpp (mld) (m)	404.0	404.0
B (mld) (m)	80.8	80.8
D (mld) (m)	40.3	40.3
d (mld) (m)	29.6	10.1
Cb	0.82	0.77
排水量 (mt)	813000.0	253400.0
OG (m)	7.44	-7.60
OG (m)	12.48	-5.91
GM (m)	10.95	36.8
K ₁ /L	0.26	0.26
K ₁ /B	0.31	0.29
ブリッジ前面積 (m ²)	815.0	815.0
ブリッジ側面積 (m ²)	709.0	709.0
d _f (m)	29.6	7.4
d _a (m)	29.6	12.8
d _m (m)	29.6	10.1

表 6.3.1.2 船 体 断 面 デ ー タ

(FULL LOAD)

S.S	d/d(%)	b/b(%)	σ
A.P.	0.165	0.2020	0.5200
0.5	1.000	0.5266	0.4084
1.0	↑	0.7444	0.6226
1.5		0.8837	0.7542
2.0		0.9583	0.8511
2.5		0.9961	0.9184
3.0		1.0000	0.9680
3.5		↑	0.9918
4.0			0.9972
4.5			0.9978
5.0			↑
5.5			
6.0			
6.5			↓
7.0			0.9978
7.5			0.9971
8.0		↓	0.9898
8.5		1.0000	0.9679
9.0		0.9794	0.9374
9.5		0.8582	0.9028
	↓	0.5802	
F.P.	0.998	0.0045	21.9054

表 6.3.1.3 船 体 断 面 デ ー タ

(BALLAST)

S.S	d/d (mm)	b/b (mm)	σ
A.P.	1.2 6 8 6	0.0 0 1	0.0 0 1
0.5	1.2 4 0 8	0.1 3 1 2	0.6 9 2 0
1.0	1.2 1 4 1	0.4 0 3 7	0.7 0 6
1.5	1.1 8 9 3	0.6 3 9 6	0.7 7 4
2.0	1.1 6 0 6	0.8 1 0 9	0.8 4 5
2.5	1.1 3 3 8	0.9 2 1 0	0.8 9 9
3.0	1.1 0 8 0	0.9 8 0 2	0.9 4 0
3.5	1.0 8 0 3	1.0 0 0 0	0.9 5 7
4.0	1.0 5 2 5	↑ ↓	0.9 9 4
4.5	1.0 2 6 8		0.9 9 4
5.0	1.0 0 0 0		0.9 9 5
5.5	0.9 7 3 2		0.9 9 5
6.0	0.9 4 5 5		0.9 9 4
6.5	0.9 2 0 7		0.9 9 4
7.0	0.8 9 2 0		0.9 9 4
7.5	0.8 6 5 2		0.9 9 2
8.0	0.8 3 9 4		0.9 7 3
8.5	0.8 1 2 7		0.9 4 9
9.0	0.7 8 4 9	0.7 8 7 1	0.9 3 0
9.5	0.7 5 9 2	0.4 9 7 3	0.9 0 5
F.P.	0.3 3 4 0	0.1 6 4 1	0.7 8 3

(2) 係 留 条 件

ブイ無し，4点係留

1) 船体側係留点座標 (船体固定座標 原点 O_1)

表 6. 3. 1. 4

係留索No	x_1 (m)	y_1 (m)	z_1 (m) ()内は Ballast
1	1 9 9. 5 2	0	1 0. 1 (3 3. 4 0)
2	- 2 2 4. 4 8	0	1 0. 1 (2 7. 3 7)
3	- 2 2 4. 4 8	0	1 0. 1 (2 7. 3 7)
4	1 9 9. 5 2	0	1 0. 1 (2 7. 3 7)

2) 係留索データ

表 6. 3. 1. 5

係留索No	初期係留角(deg)	全長(m)内は Ballast	水平距離(m)	垂直距離(m)内は Ballast	水中単重 (kg/m)	破断強度(kg)
1	4 5. 0	7 9 3. 0 (8 0 0. 0)	7 7 0. 0	5 5. 1 (7 7. 3 6)	9 0 0. 0	1×10^{13}
2	1 3 5. 0	7 9 3. 0 (8 0 0. 0)	7 7 0. 0	5 5. 1 (7 1. 7 0)	9 0 0. 0	1×10^{13}
3	2 2 5. 0	7 9 3. 0 (8 0 0. 0)	7 7 0. 0	5 5. 1 (7 1. 7 0)	9 0 0. 0	1×10^{13}
4	3 1 5. 0	7 9 3. 0 (8 0 0. 0)	7 7 0. 0	5 5. 1 (7 7. 3 6)	9 0 0. 0	1×10^{13}

(3) 海 象 条 件

表 6. 3. 1. 6

条 件	波向 (deg)	波高(m)	波長 (λ/L)	水深(m)	風向 (deg)	風速 (m/sec)	潮流向 (deg)	潮流速 (m/sec)
COND 1	3 0. 0	2. 0	0. 4	4 0. 4	3 0. 0	2 1. 0	9 0. 0	0. 5
COND 2	6 0. 0	2. 0	0. 4	4 0. 4	6 0. 0	2 1. 0	9 0. 0	0. 5
COND 3	9 0. 0	2. 0	0. 4	4 0. 4	9 0. 0	2 1. 0	9 0. 0	0. 5

6. 3. 2 計算結果及考察

図 6. 3. 2. 3，図 6. 3. 2. 4 には Full load の Cond. 1 における各運動変位を，図 6. 3. 2. 6，図 6. 3. 2. 7 には Ballast の Cond. 3 における各運動変位を，横軸にシミュレーション時間をとって示す。これらの図を見ると，Roll, Pitch, Heave の運動は，Full Load, Ballast ともに比較的短時間に定常状態になっており，Surge, Sway, Yaw の平面運動については，係留索系の固有周期と思われる長周期の振動が，Full Load では約 2000 秒，Ballast では約 350 秒まで残っており，定常状態に落ち着くまでは，かなりの時間がかかっている。各運動変位は，定常状態になった所では波周期と同じ周期で振動する振幅がほぼ一定になっている。従って，この各運動変位の定常状態での平均値は，風，潮流，波による漂流力の定常外力のみを受けたときの変位とほぼ等しいものと思われる。

各 condition の定常状態における運動の変位の平均値，波周期で変動する振幅を表 6. 3. 2. 1 に示す。表には係留索のない場合の変動振幅を参考として併記しているが，波による変動振幅は，係留索をつけた場合と，つけない場合で，ほとんど変らない。図 6. 3. 2. 2，図 6. 3. 2. 5 には，Full Load (Cond. 1)，Ballast (Cond. 3) での係留索張力の変動結果を，横軸を時間ベースにとって示す。Full load, Ballast の 2 状態とも張力が定常になるまでは，Surge, Yaw の

平面運動の結果と同じ様に、長い周期の変動の上に波周期と同じ周期の変動が重なったようになっている。今回示したシミュレーション状態では、Full Load, Ballast のいずれの場合も係留索 $\lambda_1, 2$ が大きな張力を示している。表 6.3.2.2 には、各状態における索張力の最大値、定常状態になったときの張力の平均値、および波周期で変動する振幅を示す。最大張力を示す係留索は、今回の計算では Full Load, Ballast いずれの場合も λ_1 の係留索であり、その値は Cond 3 の時に Full Load Ballast とともに最大値となっているが、いずれも 500 ton 以下の値である。Full Load, Ballast 状態での定常外力の各方向成分を表 6.3.2.3 に示す。これを見ると、Full load の場合は、潮流が、Ballast の場合は風圧力が支配的となっていることがわかる。

なお、この項で使用している、最大張力、張力の平均値、波周期で変動する振幅、あるいは、変位の平均値、運動の振幅等の定義は図 6.3.2.1 に示した。

6.3.3 む す び

本年度実施した計算実例の範囲が狭いので多点係留に関する一般的な傾向について言及することはできないが、

- (1) 係留索は波浪強制力による船体運動の応答に対しては殆んど拘束力はなく、索の有無によって船体運動の変化は極めて小さい。
- (2) 各係留状態によって、それぞれ固有の長い周期の振動運動があり、この運動は係留索の張力に大きな影響を与える。
- (3) 上記長周期振動運動は、一点係留ふれ廻りに相当するものであり、両係留方式の難易を論ずる時に興味ある要素となるものと考えられる。

6.4 今後の課題

6.4.1 多点係留動的計算プログラムの意義

本年度開発した多点係留プログラムは、係留索のカテナリの効果を考慮しているため、非線型の運動方程式を数値計算する方式である。従って線型的取扱いをする場合に比較して一回の計算に要する費用は若干かさむ。但し苛酷な海象条件のもとで係留状態をシミュレートする場合には効力を発揮するものと思われるが、この件についてはなお数多くの計算実例を行ってから判断したい。

6.4.2 計算時間について

このプログラムは、時間ベースで船体の変動、係留索張力の変動を計算してゆくものであるが、ある船について、係留状態をシミュレートする際の時間刻み幅の最適値がわかっている場合、他の船をシミュレートする際の最適時間刻み幅は、 $\lambda/\sqrt{m}$ (但し、 λ は波の波長、 m は船の質量)が同じ場合は、次の様に決めればよい。

T_0, λ_0 を最適な値の判明している船の時間刻み幅とその計算状態での波長、 T_1, λ_1 をこれから決定しようとする船の時間刻みと、その時の波長とすると、

$$T_1 = T_0 \sqrt{\frac{\lambda_1}{\lambda_0}} \quad (6.4.2.1)$$

従って今後は、ある船について、 λ ベースで最適時間刻みがどのような値をとるかを検討する必要がある。

6.4.3 系統計算について

海象条件を種々変化させ、ある設定された係留状態での安全範囲を検討する事、あるいは、外力の入射角に対する係留索の最も有効な張り方を検討する事等に留意した系統計算を行う事により、多点係留に関する一般的性質を把握する必要がある。

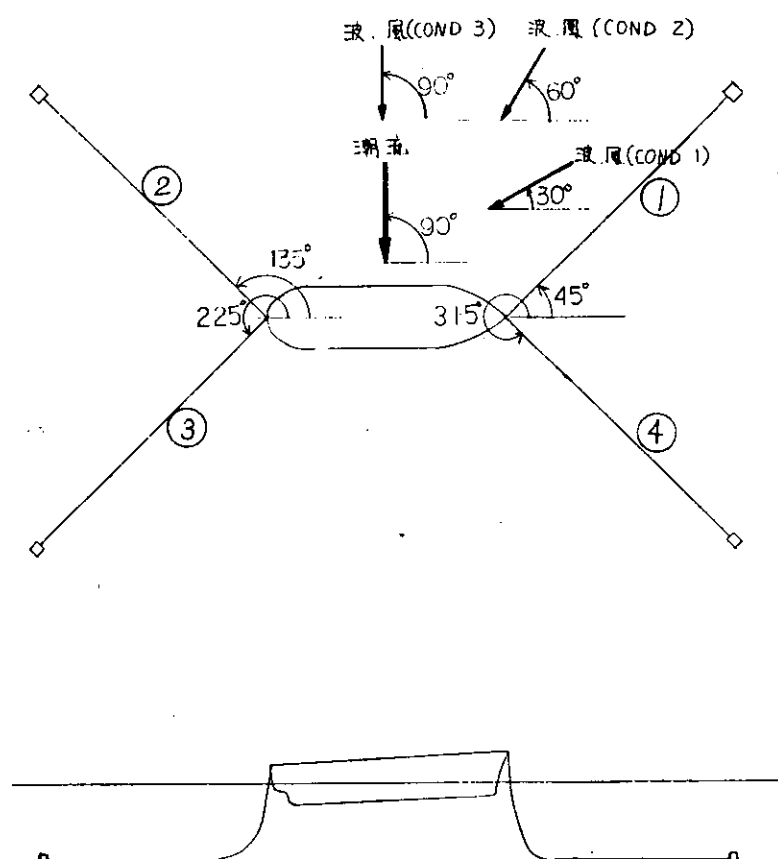


図 6.3.1.1 計 算 状 態 図

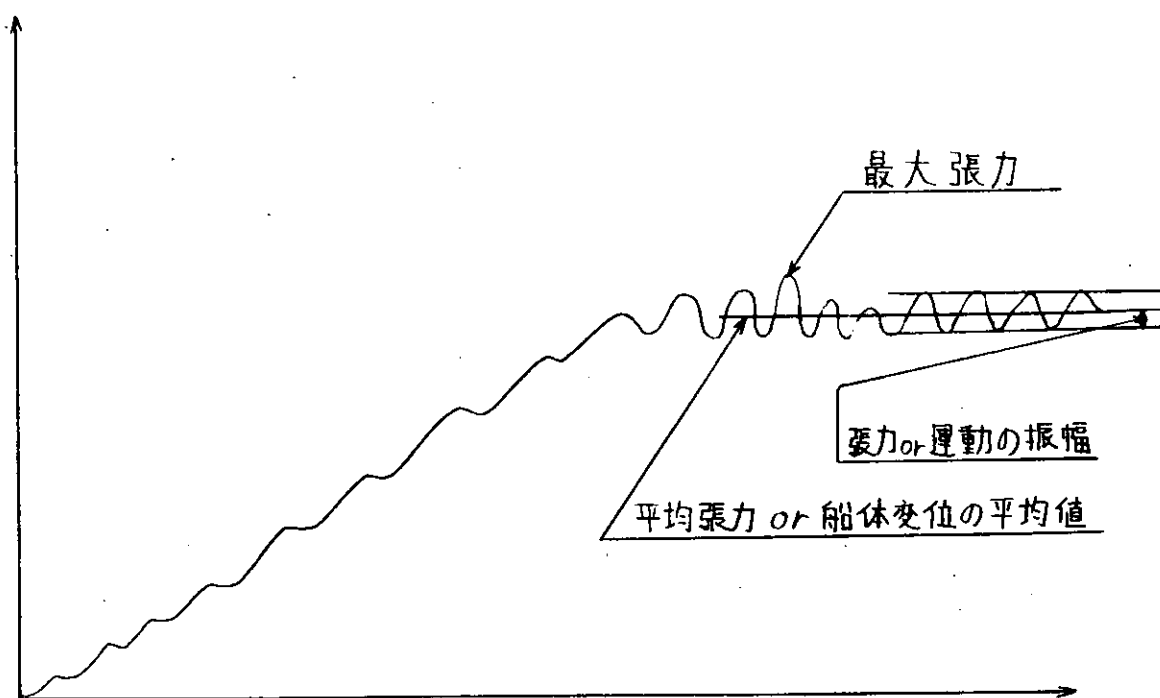


図 6.3.2.1 用 語 の 定 義

700 $\frac{1}{2}$ FULL LOAD COND

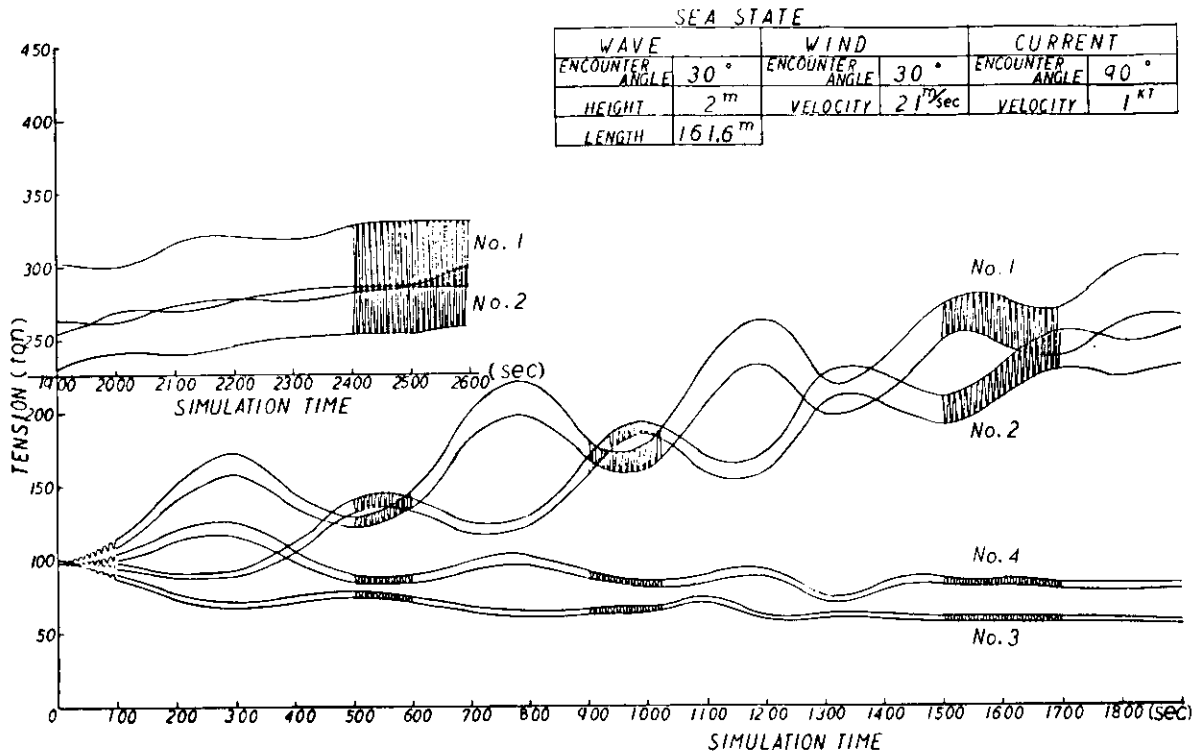


図 6.3.2.2 索 張 力 の 変 動

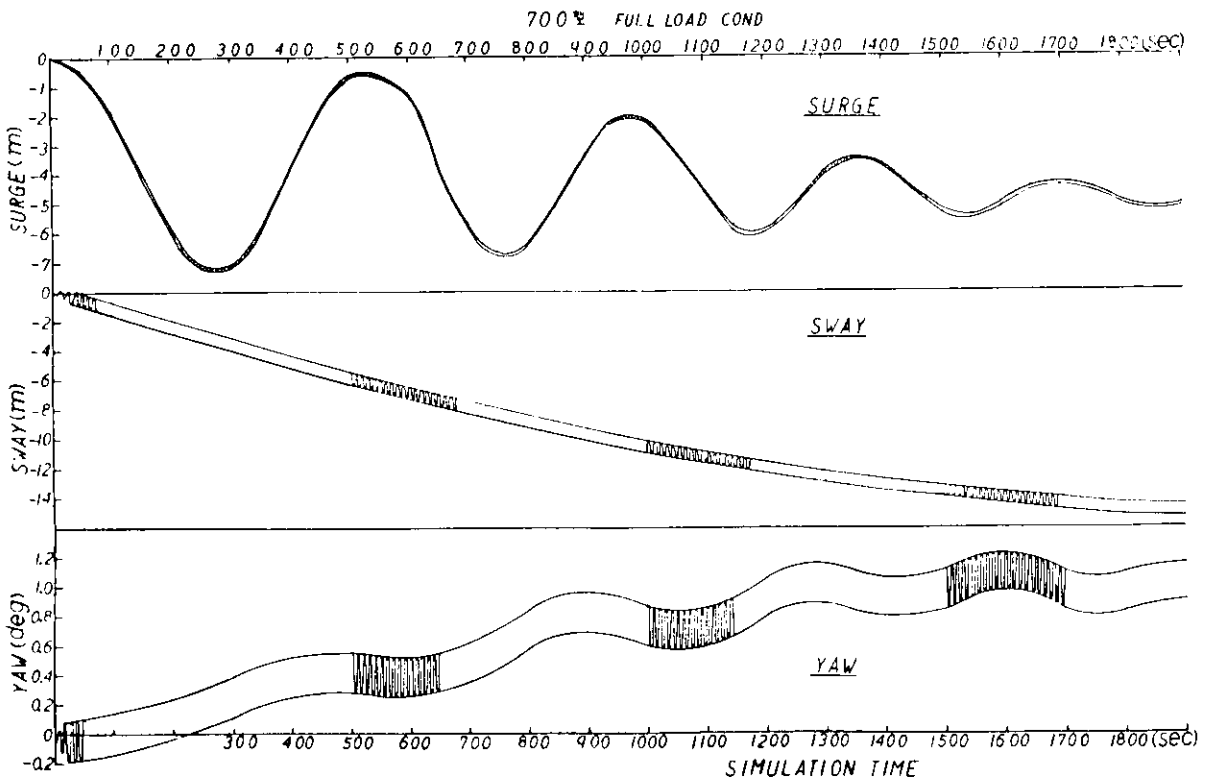


図 6.3.2.3 船 体 の 変 位

700型 FULL LOAD COND

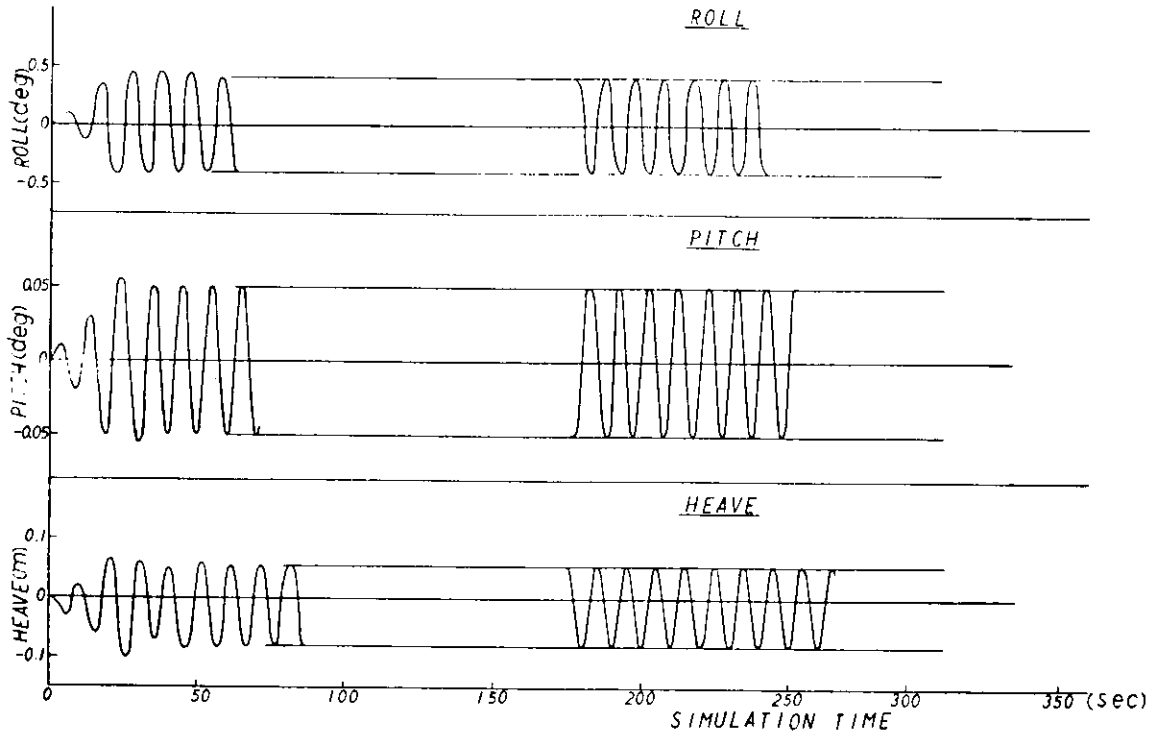


図 6. 3. 2. 4 船 体 の 変 位

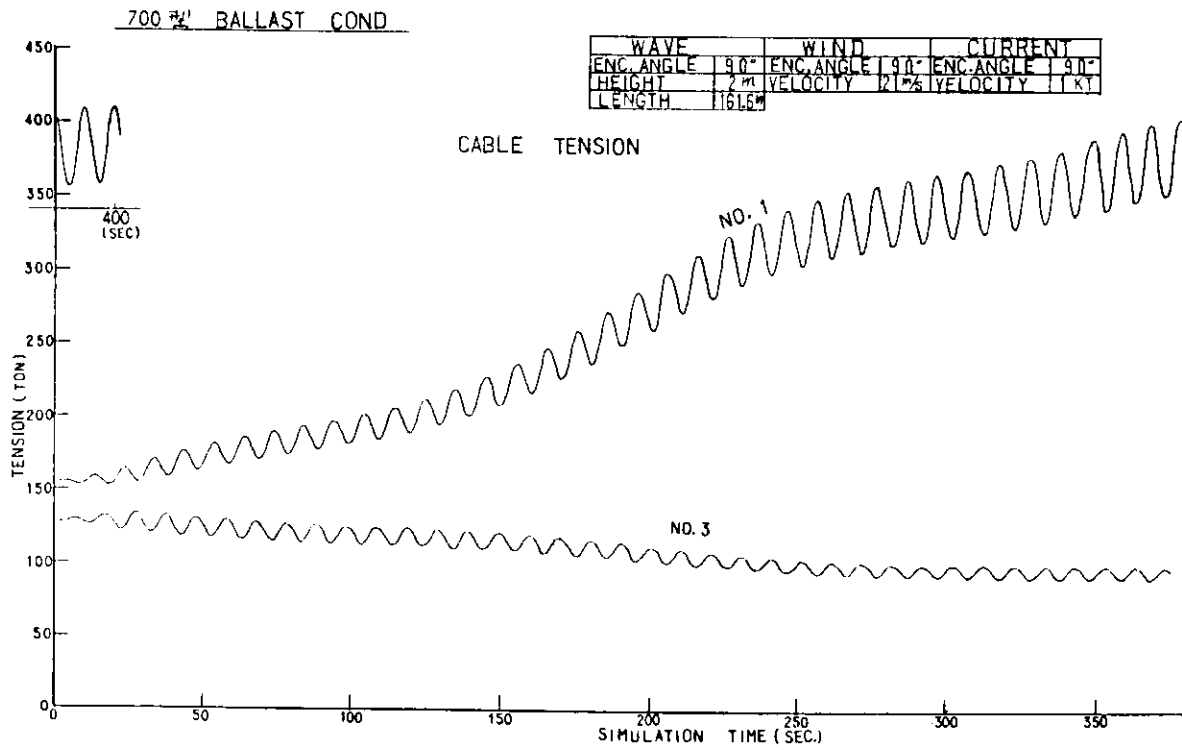


図 6. 3. 2. 5 索 張 力 の 変 化

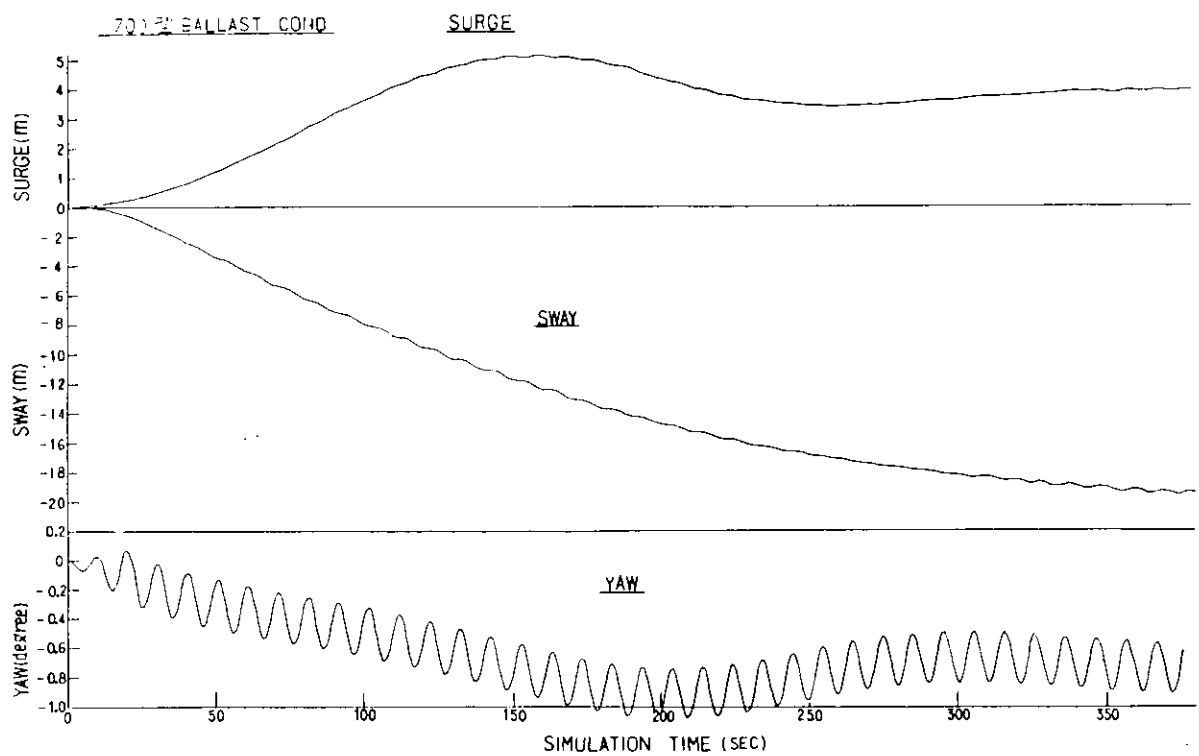


図 6. 3. 2. 6 船 体 の 変 位

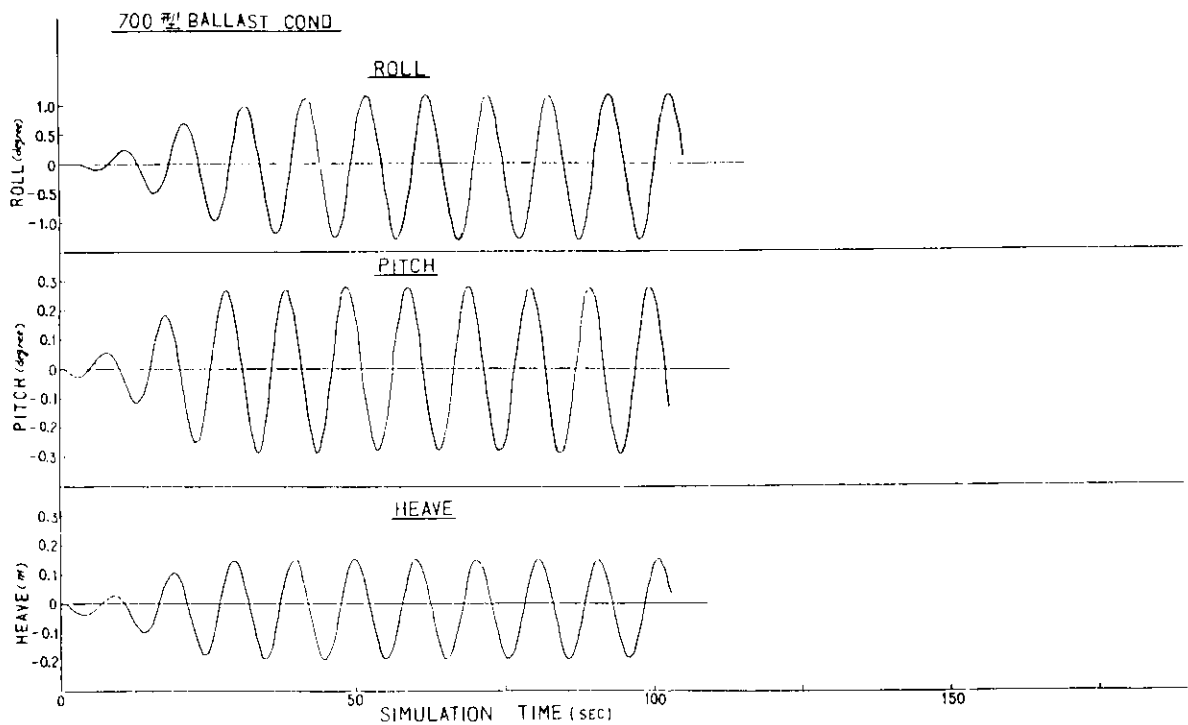


図 6. 3. 2. 7 船 体 の 変 位

表6.3.2.1 船 体 の 変 位

運動方向	海象条件	平 均 変 位 量		運 動 振 幅 ()内は係留索なしの場合	
		Full load	Ballast	Full load	Ballast
Surge	Cond 1	-4.96m	-1.50m	0.05m	0.071m
	Cond 2	-2.32m	2.80m	0.01m	0.018m
	Cond 3	1.32m	3.90m	0.01m	0.10m
Pitch	Cond 1	0.002°	0.008°	0.049° (0.05°)	0.22° (0.22°)
	Cond 2	0.000°	0.000°	0.027° (0.027°)	0.10° (0.10°)
	Cond 3	-0.005°	-0.32°	0.070° (0.070°)	0.30° (0.27°)
Heave	Cond 1	-0.016m	-0.02m	0.070m (0.074m)	0.51m (0.51m)
	Cond 2	-0.012m	-0.02m	0.041m (0.042m)	0.079m (0.079m)
	Cond 3	-0.018m	-0.02m	0.062m (0.062m)	0.17m (0.17m)
Sway	Cond 1	-16.28m	-14.4m	0.38m	0.29m
	Cond 2	-18.62m	-19.0m	0.01m	0.034m
	Cond 3	-19.68m	-18.7m	0.03m	0.075m
Yaw	Cond 1	1.29°	0.12°	0.13°	0.16°
	Cond 2	-1.52°	-0.72°	0.02°	0.018°
	Cond 3	-0.36°	-0.65°	0.12°	0.083°
Roll	Cond 1	-0.019°	-0.04°	0.41° (0.42°)	4.08° (3.93°)
	Cond 2	-0.025°	-0.06°	0.025° (0.025°)	0.28° (0.28°)
	Cond 3	-0.028°	-0.13°	0.100° (0.10°)	1.48° (1.19°)

表6.3.2.2 係 留 索 張 力

(単位 ton)

係留索No	海象条件	最 大 張 力		索 張 力 平 均 値		波の周期による 索張力変動振幅	
		Full load	Ballast	Full load	Ballast	Full load	Ballast
1	Cond 1	336.5	369.0	307.5	315.6	23.0	48.3
	Cond 2	416.2	396.0	412.0	390.0	4.0	6.1
	Cond 3	480.5	410.0	450.0	385.0	28.9	27.5
2	Cond 1	291.0	232.8	273.6	221.9	16.0	11.8
	Cond 2	382.0	318.7	378.9	314.5	3.35	6.5
	Cond 3	475.0	403.0	445.0	362.0	30.6	41.0
3	Cond 1	101.8	134.6	56.5	89.6	0.7	3.8
	Cond 2	98.5	128.1	58.2	94.2	0.25	1.5
	Cond 3	98.5	99.3	63.4	96.0	0.75	4.0
4	Cond 1	98.4	154.1	78.8	113.5	1.75	8.4
	Cond 2	104.7	154.1	66.3	97.2	0.15	0.75
	Cond 3	98.5	154.1	58.7	90.9	0.50	1.6

表 6.3.2.3 定常外力及びモーメント

(単位 ton or ton-m)

力の方向	状態 入射角 力の種類	Full load			Ballst		
		30°	60°	90°	30°	60°	90°
x 軸方向	漂流力	0	0	0	0	0	0
	風圧力	-43.1	-31.0	0.7	-73.1	-43.3	-2.5
	潮流力	0	0	0	0	0	0
	合計	-43.1	-31.0	0.7	-73.1	-43.3	-2.5
y 軸方向	漂流力	-49.8	-149.4	-199.2	-4.0	-11.9	-15.9
	風圧力	-56.3	-112.4	-138.0	-170.6	-320.7	-365.2
	潮流力	-236.1	-236.1	-236.1	-64.1	-67.9	-67.9
	合計	-342.2	-497.9	-573.3	-238.7	-400.5	-449.0
z 軸方向	漂流力	0	0	0	0	0	0
	風圧力	0	0	0	0	0	0
	潮流力	0	0	0	0	0	0
	合計	0	0	0	0	0	0
x 軸まわり	漂流力	0	0	0	0	0	0
	風圧力	720.2	1437.5	1764.9	1279.7	2405.3	2738.8
	潮流力	0	0	0	0	0	0
	合計	720.2	1437.5	1764.9	1279.7	2405.3	2738.8
y 軸まわり	漂流力	0	0	0	0	0	0
	風圧力	-550.6	-396.0	9.2	-548.5	-325.2	-19.1
	潮流力	0	0	0	0	0	0
	合計	-550.6	-396.0	9.2	-548.5	-325.2	-19.1
z 軸まわり	漂流力	-621.5	-1864.4	-2485.9	-23.4	-70.3	-93.7
	風圧力	-1817.4	-1130.2	1622.8	-7901.8	-7472.3	792.1
	潮流力	5053.0	5053.0	5053.0	721.1	764.7	763.2
	合計	2614.1	2058.4	4189.9	-7204.1	-6777.9	-1461.6

表 6.4.1 C.P.U. time 比較表

(単位 sec)

状態 入射角	Full load			Ballast		
	30°	60°	90°	30°	60°	90°
時間刻み幅	0.05	0.05	0.05	0.05	0.01	0.01
シミュレーション Time	3000.0	3000.0	3000.0	3000.0	500.0	400.0
C.P.U. Time	995.7	1224.1	1224.1	995.7	1000.0	3600.0
計 算 機	IBM 370	IBM 370	IBM 370	IBM 370	IBM 370	IBM 370
	MODEL 168	MODEL 168	MODEL 168	MODEL 168	MODEL 168	MODEL 158

7. ドルフィン係留動的計算

7.1 計算条件

波浪中にある係留中の船体運動をもとめ、船体の変位に伴う索の張力変化を計算する。

- 6自由度の船体運動方程式を考慮し、復原力の項に係留索の復原力を取りこむ。
- また、船体の応答を周期関数とし、周期は外力の波の周期と一致させる。
- その結果、船体応答が出た段階で索の張力の変位をもとめる。このとき張力の変動は波の周期と一致する。
- フェンダーの反力は、線型バネとして考慮するが、ドルフィン自体の剛性がフェンダー、ローブに比して高いのでドルフィンについての応答は考慮しない。
- 波の漂流力については風圧力と同じ程度となる事が予想されるが、方向についてはドルフィンに船体をおしつける方向と考えられるのでここでは考慮していない。

7.2 係留中の船体運動方程式について

7.2.1 船体運動方程式

座標系を図 7.2.1.1 の様に設定する。

係留中の船体運動方程式は次の式で示される。

説明を容易にするために重心を座標の原点にとる。

$$\text{Surge} \quad \frac{w}{g} \ddot{x} = \int_L \frac{dF_x}{dx} dx + X_m$$

$$\text{Sway} \quad \frac{w}{g} \ddot{y} = \int_L \frac{dF_y}{dx} dx + Y_m$$

$$\text{Heave} \quad \frac{w}{g} \ddot{z} = \int_L \frac{dF_z}{dx} dx + Z_m$$

$$\text{Roll} \quad \frac{I\phi}{g} \ddot{\phi} = \int_L \frac{dM_{yz}}{dx} dx + \phi_m$$

$$\text{Pitch} \quad \frac{I\theta}{g} \ddot{\theta} = \int_L \frac{dM_{zx}}{dx} dx + \theta_m$$

$$\text{yaw} \quad \frac{I\phi}{g} \ddot{\phi} = \int_L \frac{dM_{xy}}{dx} dx + \phi_m \quad \dots\dots\dots (7.2.1.1)$$

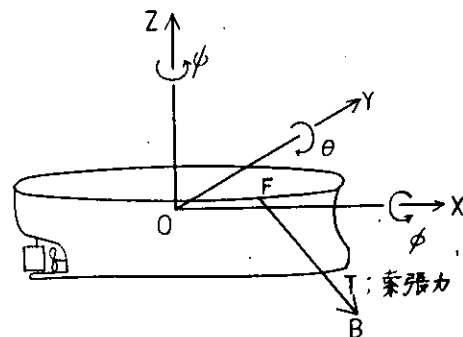


図 7.2.2.1 座 標 系

①……………慣性力

②……………流体力を示す。(Damping, 復原力, 波浪外力を含まれる。)

③…………… $X_m \sim \phi_m$ は、索張力(索の復原力) 各方向成分を示す。(7.3 節参考)

規則波により働く力の項のみ右辺に残して、その他の項は左辺に移して整理すると、上式は次の様な形になる。それぞれの流体係数は、前後運動(Surge)、縦運動(Heave, Pitch)、横運動(Sway, Yaw, Roll)の連成運動の分離した形で計算されている。

$$\text{Surge} \quad a_1 \ddot{x} + a_2 \dot{x} + a_3 x - X_m = F_x$$

$$\text{Heave} \quad A_{11} \ddot{z} + A_{12} \dot{z} + A_{13} z + A_{14} \ddot{\theta} + A_{15} \dot{\theta} + A_{16} \theta - Z_m = F_z$$

$$\text{Pitch} \quad A_{21} \ddot{z} + A_{22} \dot{z} + A_{23} z + A_{24} \ddot{\theta} + A_{25} \dot{\theta} + A_{26} \theta - \theta_m = M_\theta$$

$$\text{Sway} \quad a_{11} \ddot{y} + a_{12} \dot{y} + a_{13} y + a_{14} \ddot{\phi} + a_{15} \dot{\phi} + a_{16} \phi + a_{17} \ddot{\phi} + a_{18} \dot{\phi} + a_{19} \phi + Y_m = F_y$$

$$\text{yaw} \quad a_{21} \ddot{y} + a_{22} \dot{y} + a_{23} y + a_{24} \ddot{\phi} + a_{25} \dot{\phi} + a_{26} \phi + a_{27} \ddot{\phi} + a_{28} \dot{\phi} + a_{29} \phi - \phi_m = M_\phi$$

$$\text{Roll} \quad a_{31}\ddot{y} + a_{32}\dot{y} + a_{33}y + a_{34}\ddot{\phi} + a_{35}\dot{\phi} + a_{36}\phi + a_{37}\ddot{\theta} + a_{38}\dot{\theta} + a_{39}\theta - \phi_m = M\phi \quad \dots\dots\dots (7.2.1.2)$$

流体力諸係数については3つの連成運動を考慮し、4章の記述に基づいて計算されている。

索張力については6自由度すべての連成を考える。

7.2.2 解 の 設 定

波浪外力は周期関数として次のように表わされる。

$$\begin{aligned} F_x &= F_{x0} \cos(\omega t - \varepsilon_{fx}) \\ &= F_{xc} \cos \omega t + F_{xs} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (7.2.2.1) \end{aligned}$$

ω : 波の周期, ε_{fx} , 位相遅れ

$F_y, F_z, M\phi, M\theta, M\phi$ についても同様に周期関数とする。

船体の応答が規則波の周期に一致するものと考え、6方向の各変位を周期関数として次の様に表わす事ができる。

(y, z, ϕ, θ, ϕ) についても同様である。

$$\begin{aligned} x &= x_0 \cos(\omega t - \varepsilon_x) \\ &= x_c \cos \omega t + x_s \sin \omega t \\ x_0 &= \sqrt{x_c^2 + x_s^2} \\ \varepsilon_x &= \tan^{-1} \frac{x_s}{x_c} \\ \ddot{x} &= -\omega^2 x = -\omega^2 x_c \cos \omega t - \omega^2 x_s \sin \omega t \\ \dot{x} &= -\omega x_c \sin \omega t + \omega x_s \cos \omega t \quad \dots\dots\dots (7.2.2.2) \end{aligned}$$

7.2.3 解を求めるための連立方程式

(7.2.2.2)式の関係より、船体運動方程式(7.2.1.2)は、6元2次微分方程式が12元連立1次方程式に変換される。

sin, cos成分の比較により,

$$A(12, 12) \times X(12) = B(12) \quad \dots\dots\dots (7.2.3.1)$$

$A(12, 12)$; 係数行列(流体諸係数+係留索復原力)

$X(12)$; 6方向の変位の cos, sin 成分

$B(12)$; 波浪外力の cos, sin 成分

表 7.2.3.1 参照

(7.2.3.1)式を解けば、船体の周期運動の変位($\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta \phi, \Delta \theta, \Delta \phi$)が求まる。

表 7.2.3.1 12元1次連立方程式の係数マトリックス

$-a_1\omega^3 + (a_3 - A_3)$	$a_1\omega$	$-B_x$	0	$-F_x$	0	$-D_x$	0	$-C_x$	0	$-E_x$	0	F_{xc}	z_c
$-a_1\omega$	$-a_1\omega^3 + (a_3 - A_3)$	0	$-B_y$	0	$-F_y$	0	$-D_y$	0	$-C_y$	0	$-E_y$	F_{xs}	x_s
$-A_y$	0	$-a_1\omega^3 + (a_3 - B_3)$	$a_{12}\omega$	$-a_{14}\omega^2 + (a_{14} - F_3)$	$a_{15}\omega$	$-a_{17}\omega^2 + (a_{17} - D_3)$	$a_{18}\omega$	$-C_3$	0	$-E_3$	0	F_{yc}	y_c
0	$-A_y$	$-a_{12}\omega$	$-a_{14}\omega^2 + (a_{14} - B_3)$	$-a_{15}\omega$	$-a_{17}\omega^2 + (a_{17} - F_3)$	$-a_{18}\omega$	$-a_{19}\omega^2 + (a_{19} - D_3)$	0	$-C_3$	0	$-E_3$	F_{ys}	y_s
$-A_y$	0	$-a_{12}\omega^2 + (a_{12} - B_3)$	$a_{20}\omega$	$-a_{22}\omega^2 + (a_{22} - F_3)$	$a_{25}\omega$	$-a_{27}\omega^2 + (a_{27} - D_3)$	$a_{28}\omega$	$-C_3$	0	$-E_3$	0	M_{yc}	y_c
0	$-A_y$	$-a_{22}\omega$	$-a_{24}\omega^2 + (a_{24} - B_3)$	$-a_{25}\omega$	$-a_{27}\omega^2 + (a_{27} - F_3)$	$-a_{28}\omega$	$-a_{29}\omega^2 + (a_{29} - D_3)$	0	$-C_3$	0	$-E_3$	M_{ys}	y_s
$-A_\phi$	0	$-a_{31}\omega^2 + (a_{31} - B_\phi)$	$a_{32}\omega$	$-a_{34}\omega^2 + (a_{34} - F_\phi)$	$a_{35}\omega$	$-a_{37}\omega^2 + (a_{37} - D_\phi)$	$a_{38}\omega$	$-C_\phi$	0	$-E_\phi$	0	$M_{\phi c}$	ϕ_c
0	$-A_\phi$	$-a_{32}\omega$	$-a_{34}\omega^2 + (a_{34} - B_\phi)$	$-a_{35}\omega$	$-a_{37}\omega^2 + (a_{37} - F_\phi)$	$-a_{38}\omega$	$-a_{39}\omega^2 + (a_{39} - D_\phi)$	0	$-C_\phi$	0	$-E_\phi$	$M_{\phi s}$	ϕ_s
$-A_z$	0	$-E_z$	0	$-F_z$	0	$-D_z$	0	$-A_{11}\omega^2 + (A_{11} - G)$	$A_{12}\omega$	$-A_{14}\omega^2 + (A_{14} - E_z)$	$A_{15}\omega$	F_{zc}	z_c
0	$-A_z$	0	$-B_z$	0	$-F_z$	0	$-D_z$	$-A_{11}\omega^2 + (A_{11} - G)$	$-A_{12}\omega$	$-A_{14}\omega^2 + (A_{14} - E_z)$	$-A_{15}\omega$	F_{zs}	z_s
$-A_\theta$	0	$-B_\theta$	0	$-F_\theta$	0	$-D_\theta$	0	$-A_{21}\omega^2 + (A_{21} - G)$	$A_{22}\omega$	$-A_{24}\omega^2 + (A_{24} - E_\theta)$	$A_{25}\omega$	$M_{\theta c}$	θ_c
0	$-A_\theta$	0	$-B_\theta$	0	$-F_\theta$	0	$-D_\theta$	$-A_{21}\omega^2 + (A_{21} - G)$	$-A_{22}\omega$	$-A_{24}\omega^2 + (A_{24} - E_\theta)$	$-A_{25}\omega$	$M_{\theta s}$	θ_s

ω : 入射波の周期

$A_x \sim F_\phi$ は案のバネ定数 (7.3節参照)

7.3 係留索による復原力

7.3.1 座標系の設定

船体運動はすべて重心Gを中心として考えている。説明を容易にするために、4章の座標原点とは異なり、重心を原点とする。ただし、プログラムのInputは、水線面上の船体中心を原点とする座標を基準として行なわれている。

O—XYZ……船の静止時の重心を原点とする空間固定座標

G—xyz……船の重心を原点とする船体固定座標
(それぞれ右手右ネジ系とする)

F₀ ; 静止時のFair leader の位置

(X_{F0}, Y_{F0}, Z_{F0})

F ; 変位後のFair leader の位置

(X_F, Y_F, Z_F)

B ; ドルフィン上のBit 位置

(X_B, Y_B, Z_B)

船の運動に伴い、O—XYZとG—xyzとの間には相対変位

X(Δx, Δy, Δz, Δφ, Δθ, Δψ)が生じる。船体への着力点はFair leader Fとする。

7.3.2 回転による変位の求め方

座標系を図7.3.2.1のようにとる。

O—XYZ……空間固定座標系

G—xyz……船体固定座標系

船体が静止している時、両方の座標は一致している。

次に船体がO—XYZに対し微小回転(Δφ, Δθ, Δψ)すると、船体上の点F₀(X_{F0}, Y_{F0}, Z_{F0})は、O—XYZに対して変位して、新しい座標F(X_F, Y_F, Z_F)を持つ。

$$\vec{OF}_0 = (X_{F0}, Y_{F0}, Z_{F0})$$

$$\vec{OF} = (X_F, Y_F, Z_F)$$

$$\text{図 7.3.2.1 より} \quad X_F = X_{F0} - \Delta\psi Y_{F0} + \Delta\theta \cdot Z_{F0}$$

$$Y_F = \Delta\phi X_{F0} + Y_{F0} - \Delta\phi Z_{F0}$$

$$Z_F = -\Delta\theta X_{F0} + \Delta\phi Y_{F0} + Z_{F0}$$

$$\therefore (X_F, Y_F, Z_F) = (X_{F0}, Y_{F0}, Z_{F0}) \begin{pmatrix} 1 & \Delta\phi & -\Delta\theta \\ -\Delta\phi & 1 & \Delta\phi \\ \Delta\theta & -\Delta\phi & 1 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (7.3.2.1)$$

$$\vec{OF} = \vec{OF}_0 \cdot F$$

$$\text{とすると} \quad F = \begin{pmatrix} 1 & \Delta\phi & -\Delta\theta \\ -\Delta\phi & 1 & \Delta\phi \\ \Delta\theta & -\Delta\phi & 1 \end{pmatrix} \quad F: \text{回転座標変換マトリックス} \dots\dots\dots (7.3.2.2)$$

さらに平行運動についても同様に、変位を(Δx, Δy, Δz)とすると

$$\vec{OF} = \vec{OF}_0 \cdot F + (\Delta x, \Delta y, \Delta z) \dots\dots\dots (7.3.2.3)$$

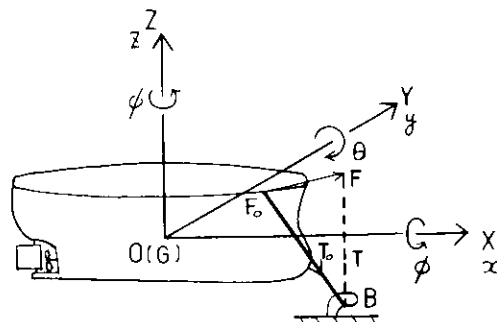


図 7.3.1.1 座 標 系

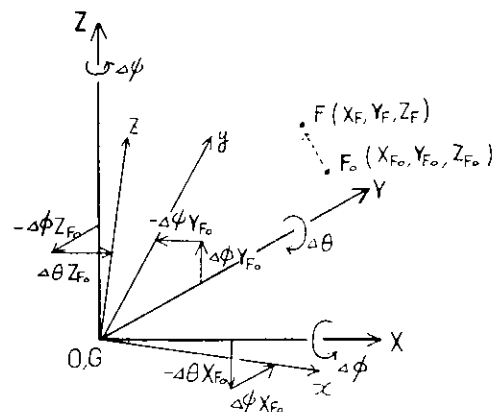


図 7.3.2.1 座 標 の 回 転

となる。

7.3.3 索の復原力の計算

(イ) バネ定数の設定

索の伸びを Δl とすると張力の増分 ΔT は次の式となる。

$$\Delta T = \frac{EA}{L_0} \Delta l \quad E: \text{Young 率}$$

…… (7.3.3.1) A: Rope の断面積

L_0 : Rope の全長 $l_0 + l_d$

よって Rope のバネ定数 k は

$$k = \frac{EA}{L_0 + l_d} \quad \text{…… (7.3.3.2)}$$

ただし, Rope の Catenary, Hysteresis loop については小さいとし, 初期張力が充分大きく設定されている時は, バネ定数 k は一定とする。

(ロ) 索張力 T の計算

$$T = T_0 + \Delta T \quad T_0: \text{初期張力}$$

$$= T_0 + k \Delta l \quad \text{…… (7.3.3.3)}$$

ベクトル表示をすると

$$\vec{l}_0 = \vec{F_0B}, \quad \vec{l} = \vec{FB}$$

$$\Delta l = |\vec{FB}| - |\vec{F_0B}| \quad \text{…… (7.3.3.4)}$$

$$\therefore T = T_0 + k(|\vec{FB}| - |\vec{F_0B}|) \quad \text{…… (7.3.3.5)}$$

索張力ベクトル $\vec{T}$ と索ベクトル $\vec{l}$ は同じ方向であるので,

$$\frac{\vec{T}}{T} = \frac{\vec{l}}{l} \quad \therefore \vec{T} = \frac{T}{l} \vec{l} \quad \text{…… (7.3.3.6)}$$

ここで $\vec{T}$ の X, Y, Z 成分を求める。

Rope による外力の各成分を ($X_m, Y_m, Z_m, \phi_m, \theta_m, \psi_m$) とする。

$$X \text{ 成分} \dots\dots\dots X_m = \vec{T} \cdot \vec{i_x} = \frac{T}{l} \cdot \vec{l} \cdot \vec{i_x} = \frac{T}{l} (X_B - X_F)$$

$$Y \text{ 成分} \dots\dots\dots Y_m = \vec{T} \cdot \vec{i_y} = \frac{T}{l} \cdot \vec{l} \cdot \vec{i_y} = \frac{T}{l} (Y_B - Y_F)$$

$$Z \text{ 成分} \dots\dots\dots Z_m = \vec{T} \cdot \vec{i_z} = \frac{T}{l} \cdot \vec{l} \cdot \vec{i_z} = \frac{T}{l} (Z_B - Z_F) \quad \text{…… (7.3.3.7)}$$

($\vec{i_x}, \vec{i_y}, \vec{i_z}$) …… (XYZ) 軸方向の単位ベクトル

($\vec{l} \cdot \vec{i_x}$) は内積を示す。

$$\vec{l} = ((X_B - X_F), (Y_B - Y_F), (Z_B - Z_F))$$

次に船体重心に作用するモーメント成分については, 変位後の着点 F (Fair leader の位置) より重心 G への Lever を考慮する。Lever を (X_F, Y_F, Z_F) とする。

$$\phi_m = -Y_m Z_F + Z_m Y_F$$

$$\theta_m = X_m Z_F - Z_m X_F$$

$$\psi_m = -X_m Y_F + Y_m X_F \quad \text{…… (7.3.3.8)}$$

よって, n 本の Rope による外力をまとめると,

$$X_m = \sum_{i=1}^n X_{mi} = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{l_i} (X_{B_i} - X_{F_i})$$

$$Y_m = \sum_{i=1}^n Y_{mi} = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{l_i} (Y_{B_i} - Y_{F_i})$$

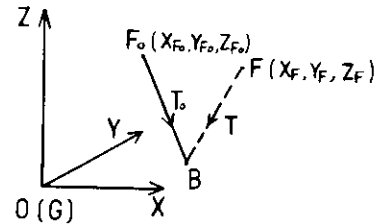
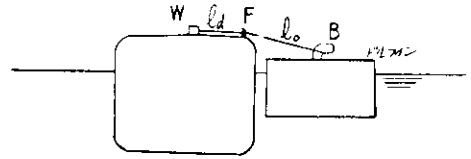
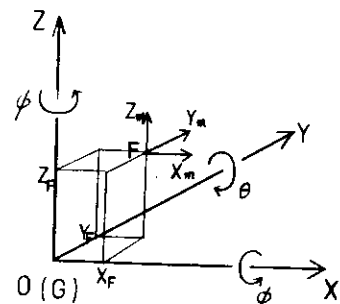


図 7.3.2.2 索張力ベクトル



$$\begin{aligned}
Z_m &= \sum_{i=1}^n Z_{mi} = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{l_i} (Z_{B_i} - Z_{F_i}) \\
\phi_m &= \sum_{i=1}^n \phi_{mi} = \sum_{i=1}^n (-Y_{mi} Z_{F_i} + Z_{mi} Y_{F_i}) \\
\theta_m &= \sum_{i=1}^n \theta_{mi} = \sum_{i=1}^n (-X_{mi} Z_{F_i} - Z_{mi} X_{F_i}) \\
\phi_m &= \sum_{i=1}^n \phi_{mi} = \sum_{i=1}^n (-X_{mi} Y_{F_i} + Y_{mi} X_{F_i}) \cdots \cdots (7.3.3.9)
\end{aligned}$$

まず、変位後の索長 l を求めると

$$l = |\overrightarrow{FB}| = |\overrightarrow{FoB} - \overrightarrow{FoF}|$$

ここで図 7.3.2.2 より

$$\overrightarrow{FoB} = ((X_B - X_{Fo}), (Y_B - Y_{Fo}), (Z_B - Z_{Fo})) = (\alpha, \beta, r) \text{ とする。} \cdots \cdots (7.3.3.10)$$

また式 (7.3.2.1) より

$$\overrightarrow{FoF} = (\Delta X, \Delta Y, \Delta Z) \text{ とすると,}$$

$$\begin{aligned}
\Delta X &= -\Delta \phi \cdot Y_{Fo} + \Delta \theta \cdot Z_{Fo} + \Delta x \\
\Delta Y &= \Delta \phi \cdot X_{Fo} - \Delta \theta \cdot Z_{Fo} + \Delta y \\
\Delta Z &= -\Delta \theta \cdot X_{Fo} + \Delta \phi \cdot Y_{Fo} + \Delta z \cdots \cdots (7.3.3.11)
\end{aligned}$$

$$\therefore \overrightarrow{FB} = ((\alpha - \Delta X), (\beta - \Delta Y), (r - \Delta Z))$$

$$l = \sqrt{(\alpha - \Delta X)^2 + (\beta - \Delta Y)^2 + (r - \Delta Z)^2} \cdots \cdots (7.3.3.12)$$

2 次の微小項 $\Delta X^2, \Delta Y^2, \Delta Z^2 \div 0$ とする。

$$\begin{aligned}
&\div \sqrt{(\alpha^2 + \beta^2 + r^2) - 2(\alpha \Delta X + \beta \Delta Y + r \Delta Z)} \\
l_0^2 &= \alpha^2 + \beta^2 + r^2 \text{ より} \\
&\div \sqrt{l_0^2 - 2(\alpha \Delta X + \beta \Delta Y + r \Delta Z)} \\
&= l_0 \sqrt{1 - \frac{2}{l_0^2} (\alpha \Delta X + \beta \Delta Y + r \Delta Z)} \cdots \cdots (7.3.3.13)
\end{aligned}$$

$\Delta x^2 \div 0$ とすると,

$$\sqrt{1 - \Delta x} = 1 - \frac{\Delta x}{2} \quad \frac{1}{1 - \Delta x} = 1 + \Delta x \cdots \cdots (7.3.3.14)$$

であることより

$$\begin{aligned}
l &= l_0 \left\{ 1 - \frac{1}{l_0^2} (\alpha \Delta X + \beta \Delta Y + r \Delta Z) \right\} \\
\Delta p &= (\alpha \Delta X + \beta \Delta Y + r \Delta Z) \cdots \cdots (7.3.3.15)
\end{aligned}$$

とすると $\Delta p^2 \div 0$ である。

$$\begin{aligned}
l &= l_0 - \frac{\Delta p}{l_0} \\
\therefore \Delta l &= l - l_0 = -\frac{\Delta p}{l_0} \cdots \cdots (7.3.3.16)
\end{aligned}$$

$$\frac{1}{l} = \frac{1}{l_0} \left(1 + \frac{\Delta p}{l_0^2} \right) \cdots \cdots (7.3.3.17)$$

式 (7.3.3.3) と式 (7.3.3.13) より

$$\begin{aligned}
T &= T_0 + k \Delta l \\
&= T_0 - \frac{k}{l_0} \Delta p
\end{aligned}$$

式 (7.3.3.7) より

$$\begin{aligned}
\frac{T}{l} &= (T_0 - \frac{k}{l_0} \Delta p) \times \frac{1}{l_0} \left(1 + \frac{\Delta p}{l_0^2} \right) = \frac{1}{l_0} \left(T_0 + \frac{T_0}{l_0^2} \Delta p - \frac{K}{l_0} \Delta p - \frac{k}{l_0^3} \Delta p^2 \div 0 \right) \\
\therefore \frac{T}{l} &= \frac{T_0}{l_0} + \left(\frac{T_0}{l_0^3} - \frac{k}{l_0^2} \right) \Delta p \cdots \cdots (7.3.3.18)
\end{aligned}$$

次に式 (7.3.3.7) より

$$\begin{aligned} \frac{T}{1} (X_s - X_r) &= \frac{T}{1} (\alpha - \Delta X) = \alpha \left\{ \frac{T_0}{l_0} + \left(\frac{T_0}{l_0^3} - \frac{k}{l_0^2} \right) \Delta p \right\} - \Delta x \left\{ \frac{T_0}{l_0} + \left(\frac{T_0}{l_0^3} - \frac{k}{l_0^2} \right) \Delta p \right\} \\ \Delta x \times \Delta p &\div 0 \\ &= \alpha \left\{ \frac{T_0}{l_0} + \left(\frac{T_0}{l_0^3} - \frac{k}{l_0^2} \right) \Delta p \right\} - \Delta x \frac{T_0}{l_0} \quad \dots\dots\dots (7.3.3.19) \end{aligned}$$

となる。

各成分について計算すると

$$\begin{aligned} X_m &= A_x \Delta x + B_x \Delta y + C_x \Delta z + D_x \Delta \phi + E_x \Delta \theta + F_x \Delta \phi + G_x \\ Y_m &= A_y \Delta x + B_y \Delta y + C_y \Delta z + D_y \Delta \phi + E_y \Delta \theta + F_y \Delta \phi + G_y \\ Z_m &= A_z \Delta x + B_z \Delta y + C_z \Delta z + D_z \Delta \phi + E_z \Delta \theta + F_z \Delta \phi + G_z \\ \phi_m &= A_\phi \Delta x + B_\phi \Delta y + C_\phi \Delta z + D_\phi \Delta \phi + E_\phi \Delta \theta + F_\phi \Delta \phi + G_\phi \\ \theta_m &= A_\theta \Delta x + B_\theta \Delta y + C_\theta \Delta z + D_\theta \Delta \phi + E_\theta \Delta \theta + F_\theta \Delta \phi + G_\theta \\ \phi_m &= A_\phi \Delta x + B_\phi \Delta y + C_\phi \Delta z + D_\phi \Delta \phi + E_\phi \Delta \theta + F_\phi \Delta \phi + G_\phi \quad \dots\dots\dots (7.3.3.20) \end{aligned}$$

ただし、G項については定数部であるので(7.2.1.2)式では考慮しない。それぞれ係数 $A_x \sim G_\phi$ については、(7.3.3.9)式より2微以下の微小項を無視する事により、式(7.3.3.19)と同様に展開すれば(7.3.3.22)、(7.3.3.23)のように式がまとまる。

ここで、

$$K = \frac{1}{l_0^2} \left(\frac{T_0}{l_0} - k \right) \quad \dots\dots\dots (7.3.3.21)$$

l_0 : 索の初期長さ

T_0 : 初期張力

k : バネ定数

7.3.3項(イ)参照

X_m	Y_m	Z_m
$A_x = \alpha K \alpha - \frac{T_0}{l_0}$	$A_y = \beta K \alpha$	$A_z = r K \alpha$
$B_x = \alpha K \beta$	$B_y = \beta K \beta - \frac{T_0}{l_0}$	$B_z = r K \beta$
$C_x = \alpha K r$	$C_y = \beta K r$	$C_z = r K r - \frac{T_0}{l_0}$
$D_x = \alpha K (r Y_{F0} - \beta Z_{F0})$	$D_y = \beta K (r Y_{F0} - \beta Z_{F0}) + \frac{T_0}{l_0} Z_{F0}$	$D_z = r K (r Y_{F0} - \beta Z_{F0}) - \frac{T_0}{l_0} Y_{F0}$
$E_x = \alpha K (\alpha Z_{F0} - r X_{F0}) - \frac{T_0}{l_0} Z_{F0}$	$E_y = \beta K (\alpha Z_{F0} - r X_{F0})$	$E_z = r K (\alpha Z_{F0} - r X_{F0}) + \frac{T_0}{l_0} X_{F0}$
$F_x = \alpha K (\beta X_{F0} - \alpha Y_{F0}) + \frac{T_0}{l_0} Y_{F0}$	$F_y = \beta K (\beta X_{F0} - \alpha Y_{F0}) - \frac{T_0}{l_0} X_{F0}$	$F_z = r K (\beta X_{F0} - \alpha Y_{F0})$
$G_x = \frac{T_0}{l_0} \alpha$	$G_y = \frac{T_0}{l_0} \beta$	$G_z = \frac{T_0}{l_0} r$
		$\dots\dots\dots (7.3.3.22)$
ϕ_m	θ_m	ϕ_m
$A_\phi = -Z_F A_y + Y_F A_z$	$A_\theta = Z_F A_x - X_F A_z$	$A_\phi = -Y_F A_x + X_F A_y$
$B_\phi = -Z_F B_y + Y_F B_z$	$B_\theta = Z_F B_x - X_F B_z$	$B_\phi = -Y_F B_x + X_F B_y$
$C_\phi = -Z_F C_y + Y_F C_z$	$C_\theta = Z_F C_x - X_F C_z$	$C_\phi = -Y_F C_x + X_F C_y$
$D_\phi = -Z_F D_y + Y_F D_z$	$D_\theta = Z_F D_x - X_F D_z$	$D_\phi = -Y_F D_x + X_F D_y$
$E_\phi = -Z_F E_y + Y_F E_z$	$E_\theta = Z_F E_x - X_F E_z$	$E_\phi = -Y_F E_x + X_F E_y$
$F_\phi = -Z_F F_y + Y_F F_z$	$F_\theta = Z_F F_x - X_F F_z$	$F_\phi = -Y_F F_x + X_F F_y$
$G_\phi = -Z_F G_y + Y_F G_z$	$G_\theta = Z_F G_x - X_F G_z$	$G_\phi = -Y_F G_x + X_F G_y$
		$\dots\dots\dots (7.3.3.23)$

(c) 索張力の計算

船体運動による索張力の増分は、7.2.2項で求めたそれぞれの運動の解 ($\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta\phi, \Delta\theta, \Delta\psi$) で表現される。運動が周期関数として表現されるので索張力の変化も周期変動を示す。

式 (7.3.3.3) より、

$$\Delta T = k \Delta l \quad \Delta l : \text{索の伸び}$$

式 (7.3.3.16) より

$$\Delta l = -\frac{\Delta p}{l_0} = p \Delta X + q \Delta Y + r \Delta Z \quad \dots\dots\dots (7.3.3.24)$$

p, q, r : 索方向ベクトル $\overrightarrow{FB}$ の X, Y, Z 軸に対する方向余弦

$\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$: Fair leader F の船体運動 ($\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta\phi, \Delta\theta, \Delta\psi$) による変位量

(7.3.2.10) 式より

$$(\Delta X, \Delta Y, \Delta Z) = \overrightarrow{OF} - \overrightarrow{OF_0}$$

$$\therefore \Delta X = -\Delta\phi Y_{F_0} + \Delta\theta Z_{F_0} + \Delta x$$

$$\Delta Y = \Delta\phi X_{F_0} - \Delta\phi Z_{F_0} + \Delta y$$

$$\Delta Z = -\Delta\theta X_{F_0} + \Delta\phi Y_{F_0} + \Delta z \quad \dots\dots\dots (7.3.3.25)$$

$$p = -\frac{1}{l_0} (X_B - X_{F_0})$$

$$q = -\frac{1}{l_0} (Y_B - Y_{F_0})$$

$$r = -\frac{1}{l_0} (Z_B - Z_{F_0}) \quad \dots\dots\dots (7.3.3.26)$$

ここで、 Δl を周期関数とすると

$$\Delta l = \Delta l_0 \cos(\omega t - \epsilon)$$

$$\Delta l_0 = \sqrt{\Delta l_c^2 + \Delta l_s^2} \quad \Delta l_c, \Delta l_s, \Delta l \text{ の } \sin, \cos \text{ 成分}$$

$$\epsilon = \tan^{-1} + \left(\frac{\Delta l_s}{\Delta l_c} \right) \quad \dots\dots\dots (7.3.3.27)$$

として表現できる。

ここで、 Δl の $\cos, \sin$ 成分を分離すると、

$$\Delta l_c = p \Delta X_c + q \Delta Y_c + r \Delta Z_c$$

$$\Delta l_s = p \Delta X_s + q \Delta Y_s + r \Delta Z_s \quad \dots\dots\dots (7.3.3.28)$$

($\Delta X_c, \Delta X_s, \Delta Y_c, \Delta Y_s, \Delta Z_c, \Delta Z_s$) はそれぞれ船体運動の変位の $\cos, \sin$ 成分で表現できる。

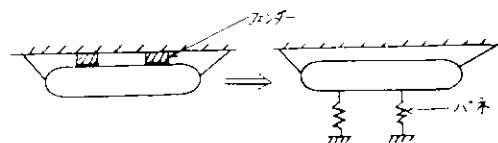
$$\Delta X_c = -\Delta\phi_c Y_{F_0} + \Delta\theta_c Z_{F_0} + \Delta x_c$$

$$\Delta X_s = \underbrace{-\Delta\phi_s Y_{F_0}} + \underbrace{\Delta\theta_s Z_{F_0}} + \underbrace{\Delta x_s} \quad \dots\dots (7.3.3.29)$$

以下の項も同様に表現できる。

(d) フェンダーの取扱いについて

右図のモデルを考えてフェンダーをドルフィンと反対方向から取付けられたバネに置きかえる。この場合、船体がフェンダーを押している時には、フェンダーからの反力がバネの引っ張り力と等価に設定できるが、船体がフェンダーから離れている時にも船体には、なおバネの反発力が作用しているという矛盾が生ずる。



しかし、フェンダーの反力を線形で取り扱うという点から後者の不具合点は無視する事にする。

7.4 係留中に変動風圧を受けた時の船体運動方程式

船体が、ドルフィン係留中、風圧力を受けた時の運動方程式も(7.2.1.2)式で表わされるものと仮定する。右辺の強制項の取扱い方を以下に述べる

7.4.1 変動風圧の設定

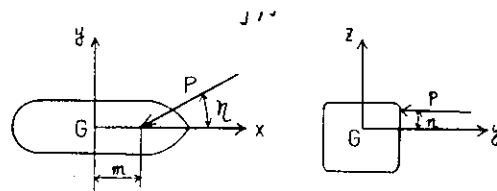
風速変化を次の様に定義する。

$$v = v_0 + v_1 \cos(\omega w t + \varepsilon w) \dots\dots\dots (7.4.1.1)$$

このとき、船体の受ける風圧力 p は次式の様になる。

$$\begin{aligned} p &= c v^2 \\ &= c v_0^2 \left\{ 1 + \frac{2v_1}{v_0} \cos(\omega w t + \varepsilon w) + \left(\frac{v_1}{v_0}\right)^2 \cos^2(\omega w t + \varepsilon w) \right\} \\ &\doteq c v_0^2 + 2 c v_0 v_1 \cos(\omega w t + \varepsilon w) \dots\dots\dots (7.4.1.2) \end{aligned}$$

[ただし、 $c = 1/2 \rho c_a (A F \cos^2 \eta + A s \sin^2 \eta)$ ※]



η, m, n は上図で定義される値

図 7.4.1.1 風圧外力

※ SR155 研究部会“巨大タンカーの係船システムの研究”報告書(昭和50年3月)4.2.6項の風圧抵抗計算式による。

7.4.2 変動風圧についての運動方程式

(7.4.1.2)で計算される風圧力から、船体運動の各方向への風圧力及びモーメント(風強制項)は次の様に書き表わせる。

$$\begin{aligned} \text{Surge} \quad F_x &\equiv F_{wx} = F_{wcx} = F_{wvx} = c v_0^2 \cos \eta + 2 c v_0 v_1 \cos \eta \cos(\omega w t + \varepsilon w x) \\ \text{Sway} \quad F_y &\equiv F_{wy} = F_{wcy} + F_{wvy} = c v_0^2 \sin \eta + 2 c v_0 v_1 \sin \eta \cos(\omega w t + \varepsilon w y) \\ \text{Yaw} \quad F_\phi &\equiv F_{w\phi} = F_{wc\phi} + F_{wv\phi} = c v_0^2 (-m) \sin \eta + 2 c v_0 v_1 (-m) \sin \eta \cos(\omega w t + \varepsilon w \phi) \\ \text{Roll} \quad F_\phi &\equiv F_{w\phi} = F_{wc\phi} + F_{wv\phi} = c v_0^2 n \sin \eta + 2 c v_0 v_1 n \sin \eta \cos(\omega w t + \varepsilon w \phi) \end{aligned}$$

…………… (7.4.2.1)

なお、Heave, Pitchの方向の風圧影響は小さいのでこれを無視する。

(7.4.2.1)の風強制項を(7.2.1.2)の運動方程式に代入すると、

$$\begin{aligned} \text{Surge} \quad a_1 \ddot{x} + a_2 \dot{x} + a_3 x &= F_{wvx} + F_{wcx} \\ \text{Heave} \quad A_{11} \ddot{z} + A_{12} \dot{z} + A_{13} z + A_{14} \ddot{\theta} + A_{15} \dot{\theta} + A_{16} \theta &= 0 \\ \text{Pitch} \quad A_{21} \ddot{z} + A_{22} \dot{z} + A_{23} z + A_{24} \ddot{\theta} + A_{25} \dot{\theta} + A_{26} \theta &= 0 \\ \text{Sway} \quad a_{11} \ddot{y} + a_{12} \dot{y} + a_{13} y + a_{14} \ddot{\phi} + a_{15} \dot{\phi} + a_{16} \phi + a_{17} \ddot{\phi} + a_{18} \dot{\phi} + a_{19} \phi &= F_{wvy} + F_{wcy} \\ \text{Yaw} \quad a_{21} \ddot{y} + a_{22} \dot{y} + a_{23} y + a_{24} \ddot{\phi} + a_{25} \dot{\phi} + a_{26} \phi + a_{27} \ddot{\phi} + a_{28} \dot{\phi} + a_{29} \phi &= F_{wv\phi} + F_{wc\phi} \\ \text{Roll} \quad a_{31} \ddot{y} + a_{32} \dot{y} + a_{33} y + a_{34} \ddot{\phi} + a_{35} \dot{\phi} + a_{36} \phi + a_{37} \ddot{\phi} + a_{38} \dot{\phi} + a_{39} \phi &= F_{wv\phi} + F_{wc\phi} \end{aligned}$$

(7.4.2.2)

(7.4.2.2)の運動方程式で右辺の強制力は、周期変動成分と定数成分とに分けて示されている。定数成分は、船体に静的な変位を起こすが、これは静的なつり合いを考慮することにより計算できる(7.5章参照)。ここで周期変動強制力により、船体が風圧変動周期と一致した周期で運動すると考えれば、運動解は次の様に表示できる。

7.5.3 INPUT DATA

以下に示すDATAをINPUTする。

II ; INPUT するROPEの数
 XCLG ; 船体中心より重心GまでのX方向の距離 FORE +
 ZOG ; " Z方向の距離 上向き +
 XB ; ドルフィン上BITのX座標 (M)
 YB ; " Y座標
 ZB ; " Z座標
 XF ; 船体上フェアリーダーのX座標 (M)
 YF ; " Y座標
 ZF ; " Z座標
 AREA ; ROPEの断面積 (cm^2)
 EYOUNG ; ROPEのYOUNG係数 (TON/cm^2)
 RLD ; ROPEのDeck長さ (m)
 INITE ; ROPEの初期張力 (TON)
 NX ; 船体形状のINPUTのためのSectionの数 ≤ 20
 SL ; 船長 L_{pp} (M)
 B ; 船幅 B (M)
 T ; 喫水 draft (M)
 CM ; Mid ship Coeff. C_M
 RLCB ; 船体重心位置 X方向 (M)
 OG ; " Z方向 下向き +
 W ; 排水量 (ton)
 GM ; GM (M)
 SS ; Section No AP=0 FP=10
 HO ; Section における船幅/喫水
 SIG ; " 断面積/(船幅 $\times$ 喫水)
 BX ; Section における半幅比 B_x/B
 RKAI ; 波進入角 α (Rad)
 HT ; 水深喫水比 H/T
 HA ; 波振幅 h_a (M)
 RL ; 波長 船長比 λ/L
 XKT ; 横慣動半径 KT
 XKL ; 縦慣動半径 KL
 ALPAE ; Effective extinction coeff of roll α_e

7.5.4 OUTPUT DATA

Print out された計算結果の一部を次に示す。

OMEGAE ; ω 波の円周波数
 G ; 重力加速度 g
 IER ; 12 元連立方程式の解法の check IER=0 であればOK

*** COEFFICIENTS OF EQUATION OF MOTION **

*** 450 TYPE SHIP FULL LOAD SHALLOW **

*** COEFF. OF EQUATION OF MOTION AND EXCITING FORCE ***

HEAVE	1.456E+05	1.623E+04	2.188E+04	-6.194E+05	3.294E+05	2.540E+05	-1.646E+03	5.168E+02
PITCH	-6.194E+05	3.294E+05	2.540E+05	1.011E+09	1.504E+08	2.001E+08	-5.249E+04	-8.691E+04
*SWAY *	6.025E+04	1.926E+04	0.0	-3.749E+05	7.636E+02	0.0	-1.108E+03	1.122E+03
*YAW *	-3.749E+05	7.636E+02	0.0	5.429E+08	1.774E+08	0.0	-3.565E+05	-3.291E+05
*ROLL *	-3.263E+04	-1.424E+05	0.0	4.623E+06	3.828E+06	0.0	6.694E+06	-1.675E+04
SURGE							-1.608E+02	4.086E+02

(TON-M)

OMEGAE = 0.62933
G = 9.80600
IER = 0

$Lpp = 360.4 \text{ m}$ $B = 68.0 \text{ M}$ $d = 25.0 \text{ m}$ $H/T = 1.5$ $ha = 1 \text{ m}$
 $W = 519618.0 \text{ ton}$

表 7.2.3.1
の MATRIX の値
(但し実際の / 部分)

SURGE		COS		SIN		SWAY		HEAVE		PITCH		ROLL		YAW		CONST	
SURGE	COS	(1-6)	=	-2.050E+00	0.0	1.734E-03	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.608E-02	
		(7-12)	=	-3.464E-02	0.0	7.915E-01	0.0	1.734E-03	0.0	1.734E-03	0.0	1.734E-03	0.0	1.734E-03	0.0	-1.608E-02	
		(7-12)	=	0.0	-2.050E+00	0.0	0.0	-2.050E+00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	4.086E-02
SWAY	COS	(1-6)	=	1.734E-03	0.0	-2.240E+00	1.212E+00	-1.658E-03	0.0	-1.658E-03	0.0	-1.658E-03	0.0	-1.658E-03	0.0	-1.108E-01	
		(7-12)	=	-6.551E-01	-8.961E+00	2.529E-02	0.0	1.187E+01	4.805E-02	1.187E+01	4.805E-02	1.187E+01	4.805E-02	1.187E+01	4.805E-02	-1.108E-01	
		(1-6)	=	0.0	1.734E-03	-1.212E+00	0.0	-2.240E+00	0.0	-2.240E+00	0.0	-2.240E+00	0.0	-2.240E+00	0.0	-1.108E-01	
HEAVE	COS	(1-6)	=	-1.107E-04	0.0	-1.658E-03	0.0	-3.577E+00	1.021E+00	-3.577E+00	1.021E+00	-3.577E+00	1.021E+00	-3.577E+00	1.021E+00	-1.646E-01	
		(7-12)	=	3.429E-02	0.0	4.994E+01	2.073E+01	9.357E-03	0.0	4.994E+01	2.073E+01	9.357E-03	0.0	4.994E+01	2.073E+01	-1.646E-01	
		(1-6)	=	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.658E-03	-1.021E+00	-3.577E+00	-1.021E+00	-3.577E+00	-1.021E+00	-3.577E+00	-1.021E+00	-3.577E+00	-1.646E-01	
ROLL	COS	(1-6)	=	-3.464E-02	0.0	-6.551E-01	-8.961E+00	3.429E-02	0.0	-6.551E-01	-8.961E+00	3.429E-02	0.0	-6.551E-01	-8.961E+00	3.429E-02	
		(7-12)	=	-8.175E+02	1.031E+03	-4.838E-01	0.0	-1.450E+02	2.409E+02	-8.175E+02	1.031E+03	-4.838E-01	0.0	-1.450E+02	2.409E+02	6.694E-01	
		(1-6)	=	0.0	-3.464E-02	8.961E+00	0.0	-6.551E-01	0.0	-6.551E-01	0.0	-6.551E-01	0.0	-6.551E-01	0.0	6.694E-01	
PITCH	COS	(1-6)	=	7.915E-01	0.0	2.529E-02	0.0	4.994E+01	2.073E+01	4.994E+01	2.073E+01	4.994E+01	2.073E+01	4.994E+01	2.073E+01	-5.249E+00	
		(7-12)	=	-4.839E-01	0.0	-2.001E+04	9.465E+03	-2.073E+01	0.0	-4.839E-01	0.0	-2.001E+04	9.465E+03	-2.073E+01	0.0	-5.249E+00	
		(1-6)	=	0.0	7.915E-01	0.0	2.529E-02	-2.073E+01	4.994E+01	0.0	7.915E-01	0.0	2.529E-02	-2.073E+01	4.994E+01	-5.249E+00	
YAW	COS	(1-6)	=	3.137E+00	0.0	1.187E+01	4.805E-02	9.357E-03	0.0	3.137E+00	0.0	1.187E+01	4.805E-02	9.357E-03	0.0	-3.565E+01	
		(7-12)	=	-1.450E+02	2.409E+02	8.901E+01	0.0	-1.934E+04	1.116E+04	-1.450E+02	2.409E+02	8.901E+01	0.0	-1.934E+04	1.116E+04	-3.565E+01	
		(1-6)	=	0.0	3.137E+00	-4.805E-02	0.0	1.187E+01	0.0	3.137E+00	0.0	1.187E+01	0.0	1.187E+01	0.0	-3.565E+01	
ROPE	SURGE	(1-6)	=	-2.050E+00	0.0	1.734E-03	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.107E-04	0.0	-1.608E-02	
		(7-12)	=	-3.464E-02	0.0	7.915E-01	0.0	1.734E-03	0.0	1.734E-03	0.0	1.734E-03	0.0	1.734E-03	0.0	-1.608E-02	
		(7-12)	=	0.0	-2.050E+00	0.0	0.0	-2.050E+00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	4.086E-02

— (ZON-M)

(M)

DXC	DXS	DYC	DYS	DZC	DZS	DPC	DPS						
	0.03	-0.01			0.37	-0.00	-0.00	-0.03	-0.05	40.34	-1.15		
	0.02	-0.02			0.37	-0.00	-0.00	-0.03	-0.05	37.58	-1.34		
	0.01	-0.02			0.37	-0.00	-0.00	-0.02	-0.05	35.37	-1.49		
	0.01	-0.02			0.37	-0.00	-0.00	-0.02	-0.04	33.71	-1.60		
	-0.04	-0.03			0.29	-0.02	0.01	-0.02	-0.02	18.70	-1.35		
	-0.05	-0.03			0.29	-0.02	0.01	-0.02	-0.02	17.68	-1.51		
	-0.05	-0.03			0.25	-0.02	0.02	-0.01	-0.01	13.44	-2.52		
	-0.05	-0.03			0.24	-0.03	0.02	-0.01	-0.01	12.71	-2.76		
	-0.05	-0.03			0.20	-0.04	0.03	-0.01	-0.01	7.13	1.52		
	-0.05	-0.03			0.20	-0.04	0.03	-0.01	-0.01	5.76	1.77		
	-0.05	-0.03			-0.22	-0.12	0.11	0.02	-5.86	-3.24			
	-0.05	-0.03			-0.23	-0.12	0.11	0.02	-6.10	-3.35			
	-0.05	-0.03			-0.26	-0.13	0.12	0.02	-13.85	-6.44			
	-0.05	-0.03			-0.27	-0.13	0.12	0.02	-14.57	-6.69			
	-0.02	-0.03			-0.38	-0.15	0.14	0.01	-29.04	-11.70			
	-0.02	-0.03			-0.39	-0.15	0.14	0.01	-30.12	-12.09			
	0.01	-0.02			-0.43	-0.16	0.13	0.00	-38.70	-12.85			
	0.01	-0.02			-0.43	-0.16	0.13	-0.00	-40.47	-13.42			
	0.02	-0.02			-0.43	-0.16	0.13	-0.00	-42.82	-14.20			
	0.03	-0.02			-0.43	-0.16	0.13	-0.01	-44.59	-14.78			
	-0.06	-0.03			0.16	-0.04	0.04	-0.01	-16.27	3.95			
	-0.06	-0.03			0.15	-0.04	0.04	-0.01	-15.21	4.17			
	-0.06	-0.03			0.14	-0.04	0.04	-0.01	-14.16	4.38			
	-0.06	-0.03			0.06	-0.06	0.06	-0.00	-5.70	6.09			
	-0.06	-0.03			-0.09	-0.09	0.09	0.01	9.10	9.09			
	-0.06	-0.03			-0.18	-0.11	0.10	0.01	17.56	10.80			
	-0.06	-0.03			-0.19	-0.11	0.11	0.01	18.62	11.01			
	-0.06	-0.03			-0.20	-0.11	0.11	0.01	19.68	11.23			

**CHECK ROPE TENSION ** TO=KK*DELTA **

*** TO DELTA KK	RLNTH	EDSDP***					
ROPE NO 1	12.85830	0.30568	42.06421	132.03317	-0.02839		
2	13.24481	0.29322	45.17091	128.24881	-0.03551		
HEAD 3	13.04189	0.28257	46.15402	125.28271	-0.04201		
4	12.26615	0.27418	44.73790	123.09654	-0.04744		
BREAST 5	21.17973	0.28153	75.23074	66.60938	-0.07208		
6	20.26437	0.26983	75.10104	65.75377	-0.08523		
(F) 7	10.38805	0.19715	52.69212	69.37260	-0.18562		
8	9.44789	0.18229	51.82831	71.36217	-0.21344		
SPRING 9	7.65284	0.10511	72.80574	69.39423	0.21014		
(F) 10	6.57120	0.08871	74.07330	67.91582	0.29800		
SPRING 11	6.37764	0.11157	57.16203	60.03798	0.50440		
(A) 12	6.14940	0.11046	55.66931	62.98857	0.50199		
BREAST 13	13.61988	0.19881	68.50598	76.81673	0.43538		
14	14.77074	0.21245	69.52660	75.46892	0.43027		
(A) 15	27.91080	0.41479	67.28908	75.47720	0.38285		
16	27.88670	0.41889	66.57303	77.48264	0.38163		
STERN 17	16.97327	0.34547	49.13115	118.02458	0.32050		
18	17.10712	0.35439	48.27208	120.30295	0.32033		
19	17.24135	0.36563	47.15533	123.36882	0.32013		
20	17.31229	0.37360	46.33957	125.73703	0.31999		
FENDER 16.74051	0.16744	99.97757	100.00000	100.00000	-0.23832		
OR D 15.77044	0.15774	99.97757	100.00000	100.00000	-0.26732		
(B&C) 14.81534	0.14819	99.97757	100.00000	100.00000	-0.30009		
8.33928	0.08341	99.97757	100.00000	100.00000	-0.81880		
12.86011	0.12863	99.97757	100.00000	100.00000	0.76439		
20.61220	0.20617	99.97757	100.00000	100.00000	0.55122		
21.62790	0.21633	99.97757	100.00000	100.00000	0.53404		
22.64941	0.22655	99.97757	100.00000	100.00000	0.51841		

TON

M

TON/M

M

RAD

船体变位

SURGE(M) SWAY(M) HEAVE(M) ROLL(RAD) PITCH(RAD) YAW(RAD) *

AMPLITUDE = 0.02234 0.06420 0.05252 0.00107 0.00043 0.00216
 DEGREE= 0.06153 0.02473 0.12361
 PHASE(RAD)= -1.04308 -1.16967 -0.55775 0.92721 0.29206 0.19961

*** NON DIM. INDI. ***

無次元表示

HA= 1.000 RAMDA/S.LENGTH= 0.400 SORT(L/RAMDA)= 1.581

DX/HA= 0.022 DY/HA= 0.064 DZ/HA= 0.053 DPAI/KHA= 0.025 DTHEAT/KHA= 0.010 DPSI/KHA= 0.050

CCC (6, 6) ; ROPEの復原力のバネ定数 式 7.3.3.22 , 7.3.3.23 の値 (ton-M)

DXC ; ΔX_c 式 7.3.3.29 の値

DXS ; ΔX_s "

DYC ; ΔY_c "

DYS ; ΔY_s "

DZC ; ΔZ_c "

DZS ; ΔZ_s "

DPC ; ΔP_c 式 7.3.3.24 の値

DPS ; ΔP_s "

TO ; ΔT 索張力の変動分 (ton) $TO = k \times \Delta l$

DELTAL ; Δl 索の伸び

KK ; k 索のバネ定数 (ton/M)

RLENTH ; ROPEの長さ (M)

EPSDP ; 位相遅れ (RAD)

7.6 静的索張力計算結果

SR155 49年度報告書に使用された電算プログラムで静的係留力を計算すれば、次表のようになる。

計算条件 …… 索配置 図 7.7.1.1 , 7.7.1.2 による。

船体 25万トン Full, Ballast, 45万トン …… FULL BALLAST

風 速 22.5 m/s

潮 流 1 knot (真横)

表 7.6.1 25万トンの静的張力計算

Rope			Full			Ballast		
NAME	索種	№	最 大 張 力	最大張力の発生する風向	破断張力に対する割合	最 大 張 力	最大張力の発生する風向	破断張力に対する割合
Head	SWR	1 ~ 4	1 4.6	6 5°	0.2 0	1 6.6	6 5°	0.2 3
Breast	SWR	5	1 9.6	8 0°	0.2 7	2 4.0	7 0°	0.3 3
FORE		6	2 0.4	7 5°	0.2 8	2 4.8	7 0°	0.3 4
Spring	SWR	7	1 9.3	1 4 5°	0.3 7	2 0.5	9 0°	0.2 8
FORE		8	1 9.9	1 4 5°	0.2 8	2 1.6	9 0°	0.3 0
Spring	SWR	9	1 6.0	5 5°	0.2 2	1 6.5	6 5°	0.2 3
AFT		10	1 5.6	5 5°	0.2 2	1 6.1	6 5°	0.2 2
Breast	SWR	11	2 2.7	9 5°	0.3 1	2 6.5	9 0°	0.3 7
AFT		12	2 2.8	9 5°	0.3 2	2 6.6	9 0°	0.3 7
STERN	SWR	13~16	1 5.6	9 5°	0.2 2	1 7.1	1 0 0°	0.2 4

SWR : 38φ SWR 6 × 37

Breaking Force 721 ton

表 7. 6. 2 45万トンの静的索張力計算

Rope			Full			Ballast		
NAME	索種	N_0	最大張力 ton	最大張力の 発生する風向	破断索張力に 対する割合	最大張力 ton	最大張力の 発生する風向	破断索張力に 対する割合
Head	SWR	1 ~ 4	1 6. 6	6 5°	0. 2 1	2 0. 7	6 5°	0. 2 6
Breast FORE	SWR	5	2 4. 6	8 5°	0. 3 1	3 2. 0	7 5°	0. 4 0
		6	2 4. 6	8 5°	0. 3 1	3 1. 9	7 5°	0. 4 0
		7	1 9. 1	7 0°	0. 2 4	2 3. 9	7 0°	0. 3 0
		8	1 9. 1	7 0°	0. 2 4	2 3. 9	7 0°	0. 3 0
Spring FORE	SWR	9	2 0. 3	1 5 5°	0. 2 5	1 9. 5	1 6 5°	0. 2 4
		10	2 0. 3	1 5 5°	0. 2 5	1 9. 5	1 6 5°	0. 2 4
Spring AFT	SWR	11	1 4. 6	1 5°	0. 1 8	1 5. 6	0°	0. 2 0
		12	1 4. 3	1 5°	0. 1 8	1 5. 3	0°	0. 1 9
Breast AFT	SWR	13	2 3. 0	1 2 0°	0. 2 9	2 7. 2	9 0°	0. 3 4
		14	2 3. 0	1 2 0°	0. 2 9	2 7. 2	9 0°	0. 3 4
		15	2 2. 3	9 0°	0. 2 8	2 8. 2	9 0°	0. 3 5
		16	2 2. 5	9 0°	0. 2 8	2 8. 4	9 0°	0. 3 6
Slr	SWR	17~20	1 8. 5	1 2 0°	0. 2 3	2 1. 3	1 0 0°	0. 2 7

SWR : 40φ S.W.R 6×37 Breaking Force 80 ton

風向 : 艏方向からの角度

変位は、艏方向 1.5 M におさまっている。

船幅方向 1.5 M

角度 1°

7.7 実 例 計 算

7.7.1 計 算 条 件

喜入4号バースにおける25万トン、45万トン Tanker について、波浪外力による船の運動ならびに索張力を計算した。

- 対象船型 25万トン 45万トン
- 索配置 図 7. 6. 1. 1 , 7. 6. 1. 2 参照
- 波 高 2 m (波振幅 1 m)
- 波長船長比 $\lambda/L = 0.2 \sim 1.4$
- 波進入角 $\alpha = 0^\circ \sim 15.0^\circ$ (30°おき)

25万トンの計算は、無限水深について行い、45万トンについては、有限水深 (Full …… $H/T = 1.5$, BALL; …… $H/T = 3.13$) で計算した。

7.7.2 波浪中の変位

6自由度の変位 (Surge , Sway , Heave , Roll , Pitch , Yaw) を、波振幅 h_a , 波傾斜 ($K h_a$, $moha$) で無次元化した。

$$\text{無限水深} \quad (H/T = \infty \text{の時}) \quad K = \frac{2\pi}{\lambda}$$

$$\text{有限水深} \quad (H/T = 1.5 \text{ の時}) \quad m_0 = \frac{2\pi}{\lambda}$$

7.7.3 波浪中の索張力の変化

各ケースにおける各 group (Head, Stern, Breast, Spring) の平均値を λ/L ベースにプロットした。

7.7.4 変動風圧を受けた時の変位, 索張力について

風速の変動を 5 m/sec として, 25万トン, 45万トンで Ballast condition について計算した。

$$\text{風速変化} \quad 2.25 \text{ m/sec} + 5 \text{ m/sec} \cos \omega t$$

$$\text{風周期} \quad 2\pi/\omega = 10 \text{ sec} \sim 100 \text{ sec}$$

$$\text{風進入角} \quad \alpha = 60^\circ, 90^\circ$$

流体諸係数については, 周期 20 sec , 50 sec , 80 sec の波長に対する計算を行い, その付近の周期における計算に使用した。25万トンについては, 無限水深とし, 45万トンは有限水深 ($H/T = 3.13$ として計算した。

7.8 計算結果の解析

7.7 による計算結果から次の様な事がわかった。

① 25万トンについて

Full load condition の時, 静的計算結果より索の破断までの余裕は約 50 tons である。波浪外力による張力の変動が 50 tons に達するのは入射角 $\alpha = 90^\circ$ の時, Breast, Spring について波長 $\lambda = 160 \text{ m}$ 以上の時である。この時, 風の変動を考慮すると変動周期 40 sec 付近では各索にかなりの索張力増加があり, 限界の波長は小さくなる。しかし, 入射角によっては張力の変動は大きく異なっている事に留意せねばならない。

次に Ballast condition の場合 Rolling の影響から上記と同様な検討をすると $\lambda = 100 \text{ m}$ 以上の時には破断に達すると考えられる。

② 45万トンについて

浅水影響を考慮した流体係数を使用した, やはり波長が大きくなると運動が非常に大きくなり, その結果, 索張力の増加の度合は無限水深の場合よりも厳しい。特に横運動 (Sway, Yaw, Roll) の増加が著しい。

Full load condition の場合, 静的張力を考慮しても, 波長 $\lambda = 200 \text{ m}$ 付近になると索張力が破断に達する。

波長 $\lambda = 200 \text{ m}$ に相当する波周期は $T = 11.3 \text{ sec}$ 位となる。

$$\text{ただし,} \quad T = \sqrt{\frac{2\pi\lambda}{g}}$$

Ballast condition の場合, Aft Breast line がもっとも厳しく $\lambda = 100 \text{ m}$ 付近で破断に達する。

以上の検討は, 7.6.1 に示した計算条件によるが, 特に索配置で Breast の長さを増加する事により係留可能な限界波長をもっと長くする事ができる。

本計算の場合, 波高 $H_a = 2 \text{ m}$ として波浪条件として非常に厳しい値を使用するため, 比較的短い波長において索が破断に達する結果が出た。

ここで, 式 7.3.3.23 より 波高の変化に対して張力変化はほぼ比例する事が言えるので, 波高がもし低ければ, 更に長い波長に対して係留可能となる。しかし, 波長が長くなれば船の運動が激しくなり, 索の張力の変動も大きくなる事は一般的に言及できる。

一方, 風の変動による張力変化については, ある周期 (40 sec 位) において船体運動と同調するので非常に大きな変動を生ずる。

従って, 索が破断しない条件は, 静的, 動的変化を考慮しても, すべて波高, 波長ならびに変動風速の周期の限界値を設定する事に帰着すると考えられる。

また一方, 波浪外力は他の外力 (風, 潮など) に比較して非常に大きい。索取りする事により増加する復原力は, 一

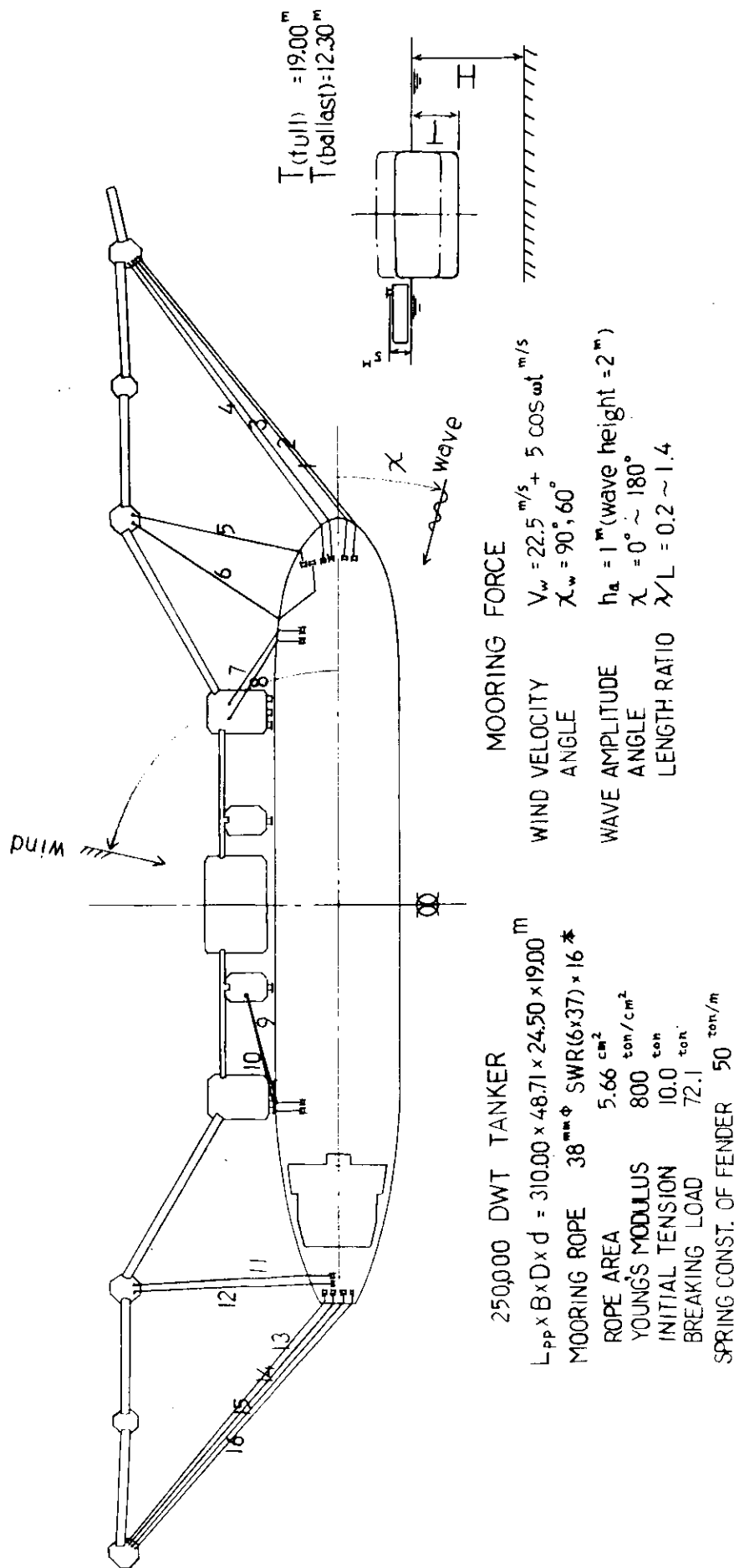


図 7.7.1.1 250,000 DWT 係船配置

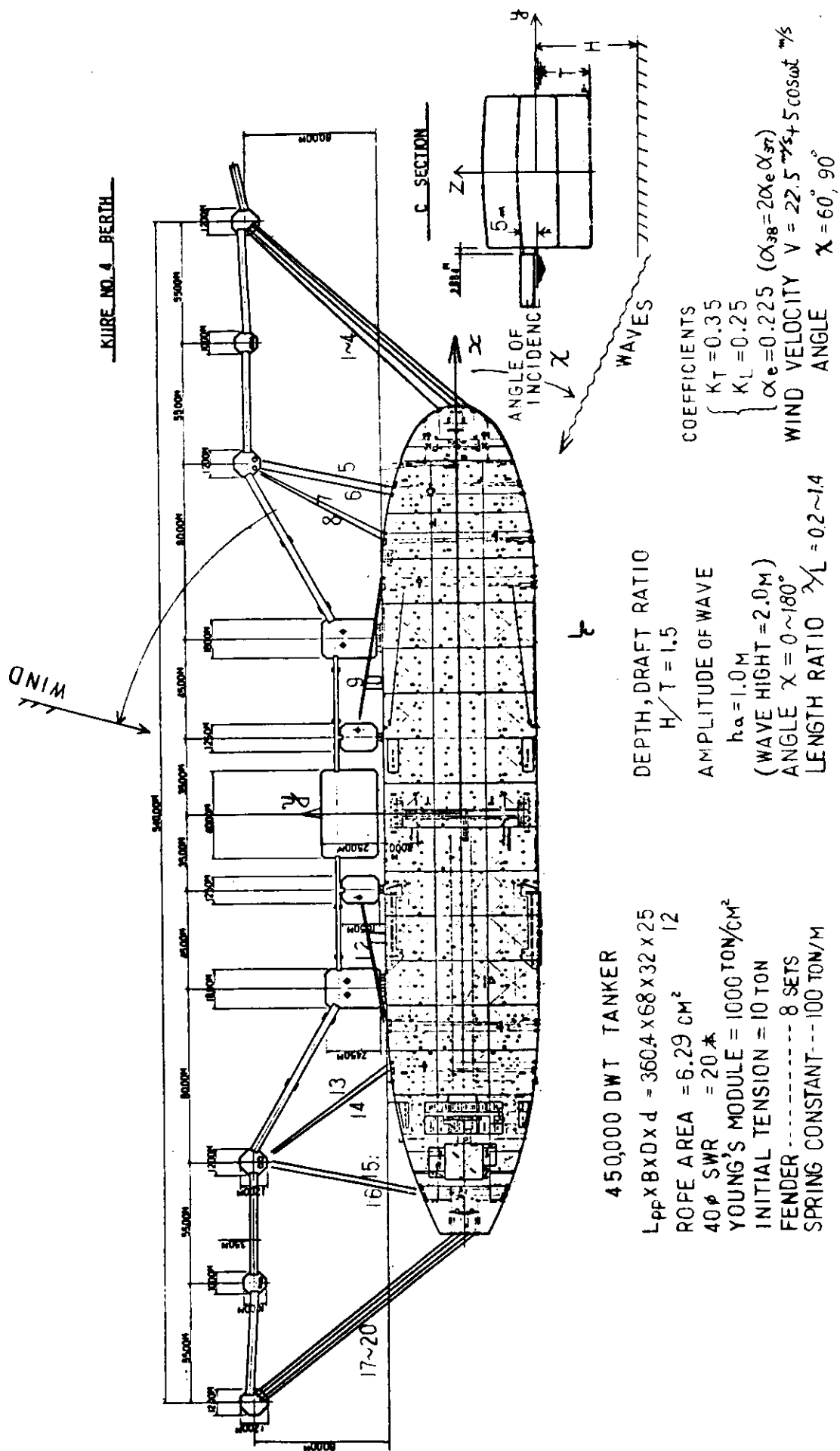


圖 7.7.1.2 450,000 DWT 係船配置

253t TYPE SHIP FULL LOAD, $V=0$, $H/T=\infty$, $\mu=1^m$

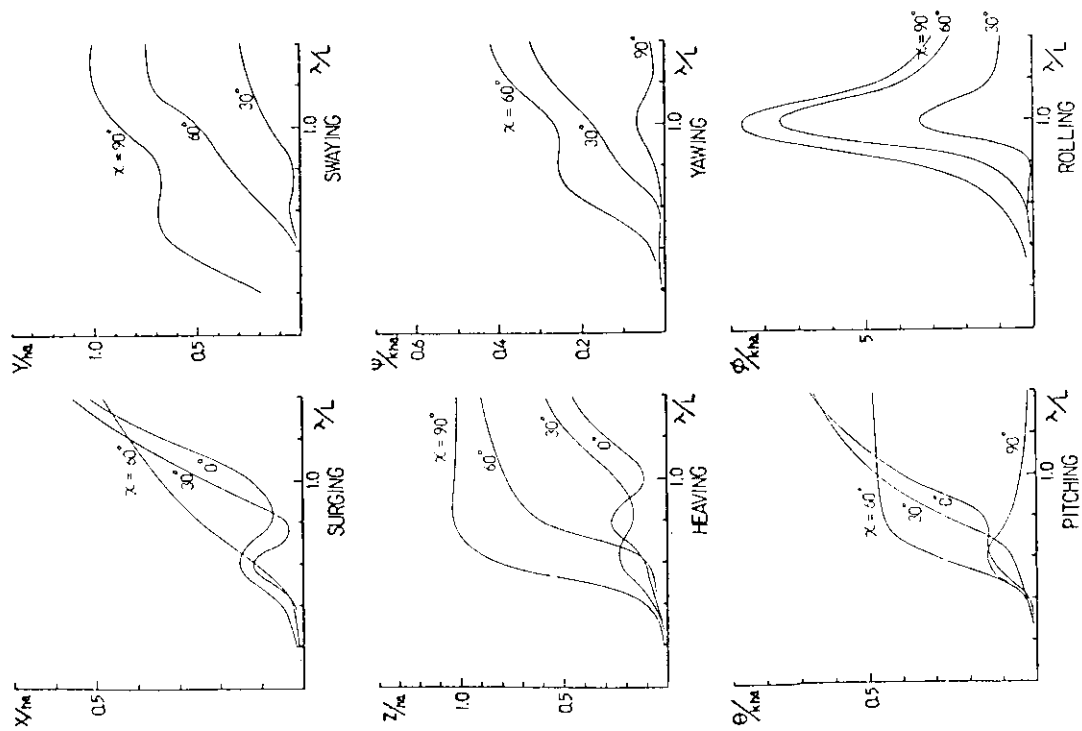


図 7.7.2.1 25万トン 船 体 変 位 (FULL)

253t TYPE SHIP BALLAST, $V=0$, $H/T=\infty$, $\mu=1^m$

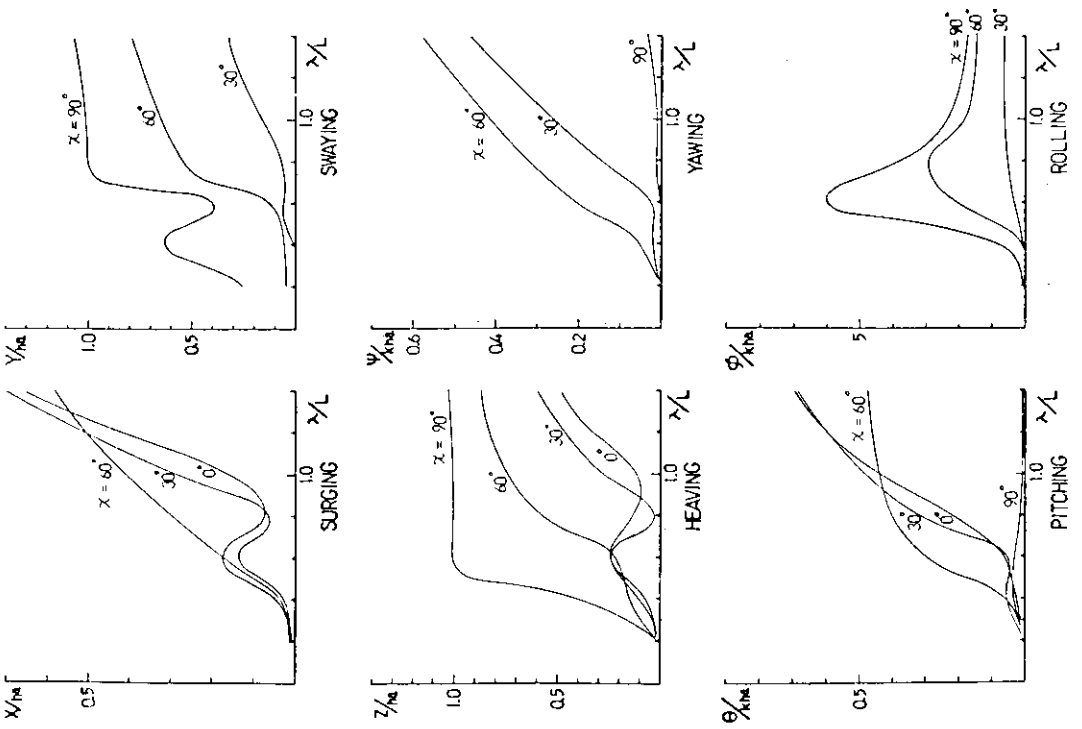


図 7.7.2.2 25万トン 船 体 変 位 (BALL)

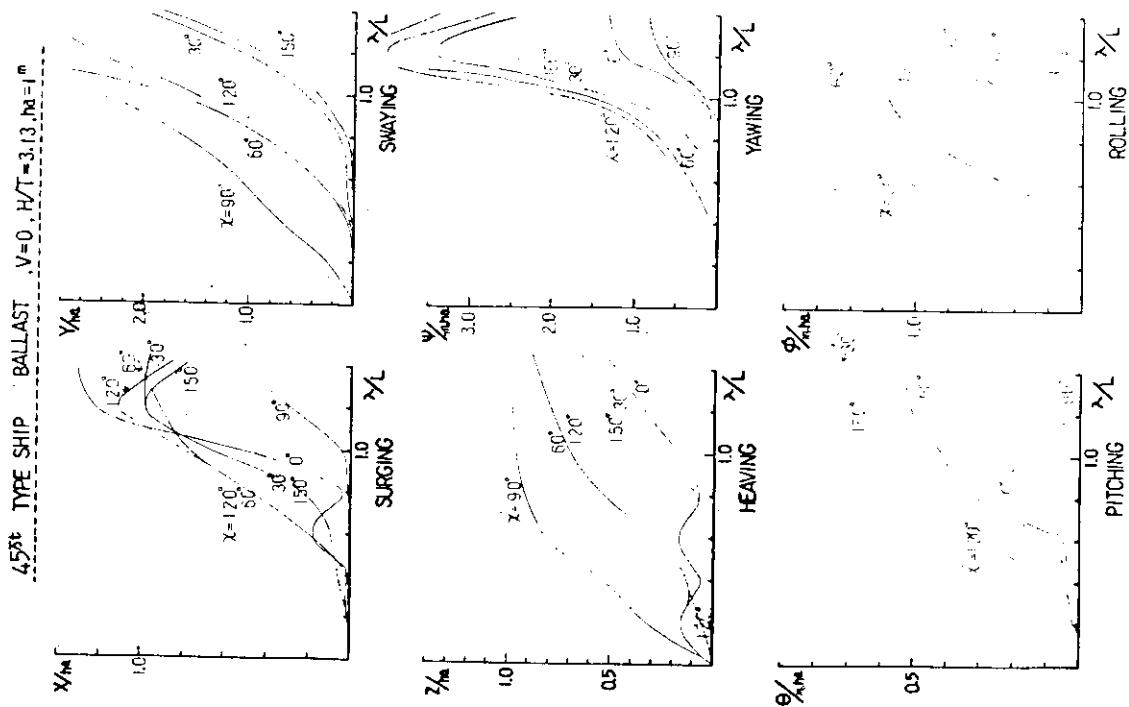


図 7.7.2.4 45万トン 船 体 変 位 (BALL)

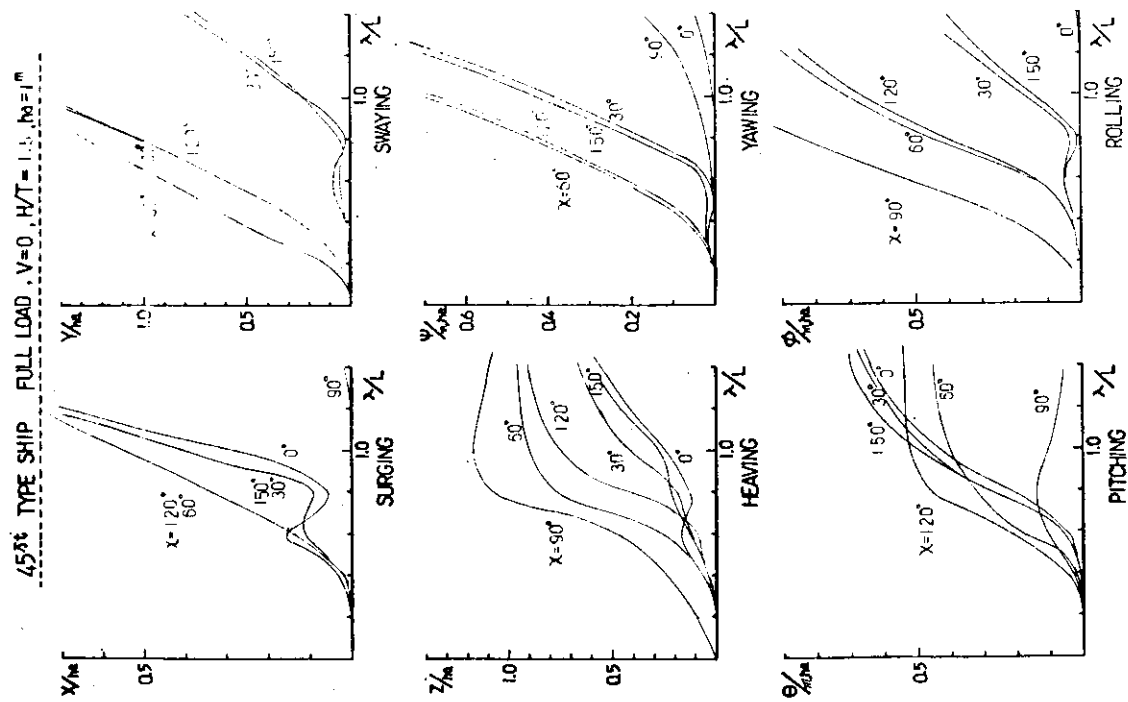


図 7.7.2.3 45万トン 船 体 変 位 (FULL)

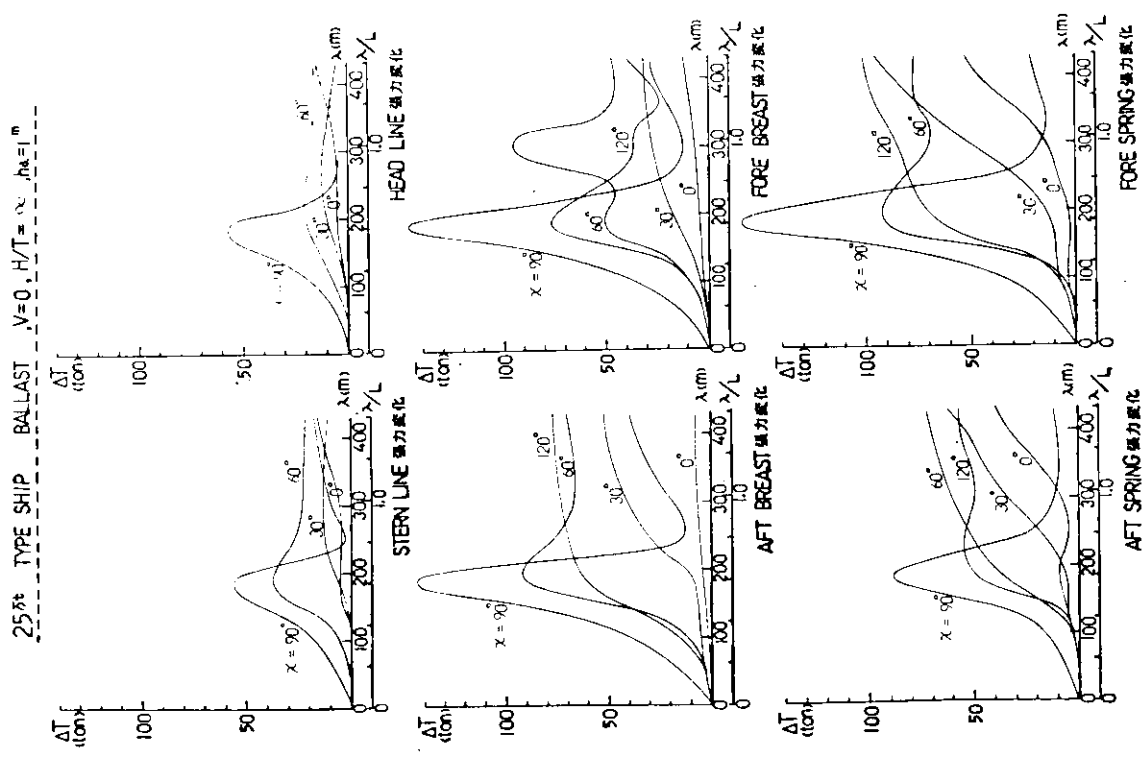


図 7.7.3.2 25万トン 索 張 力 変 化 (BALL)

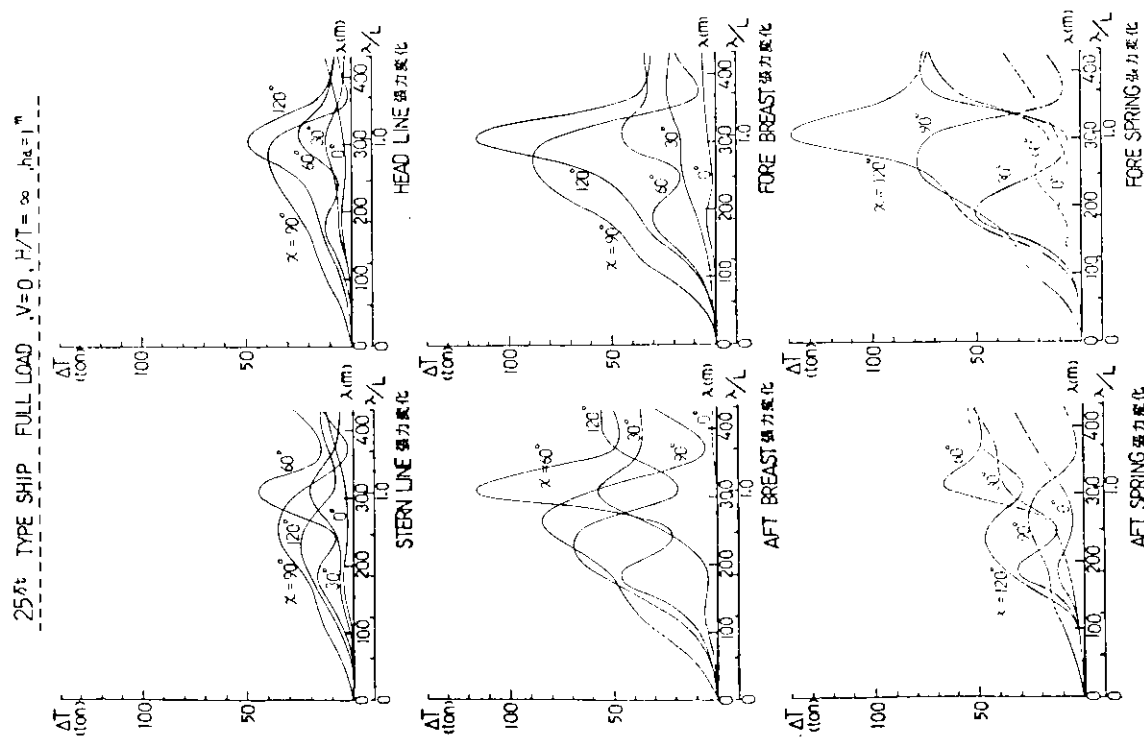


図 7.7.3.1 25万トン 索 張 力 変 化 (FULL)

45° TYPE SHIP BALLAST $V=0$, $H/T=3.13$, $N_2=1^{\circ}$

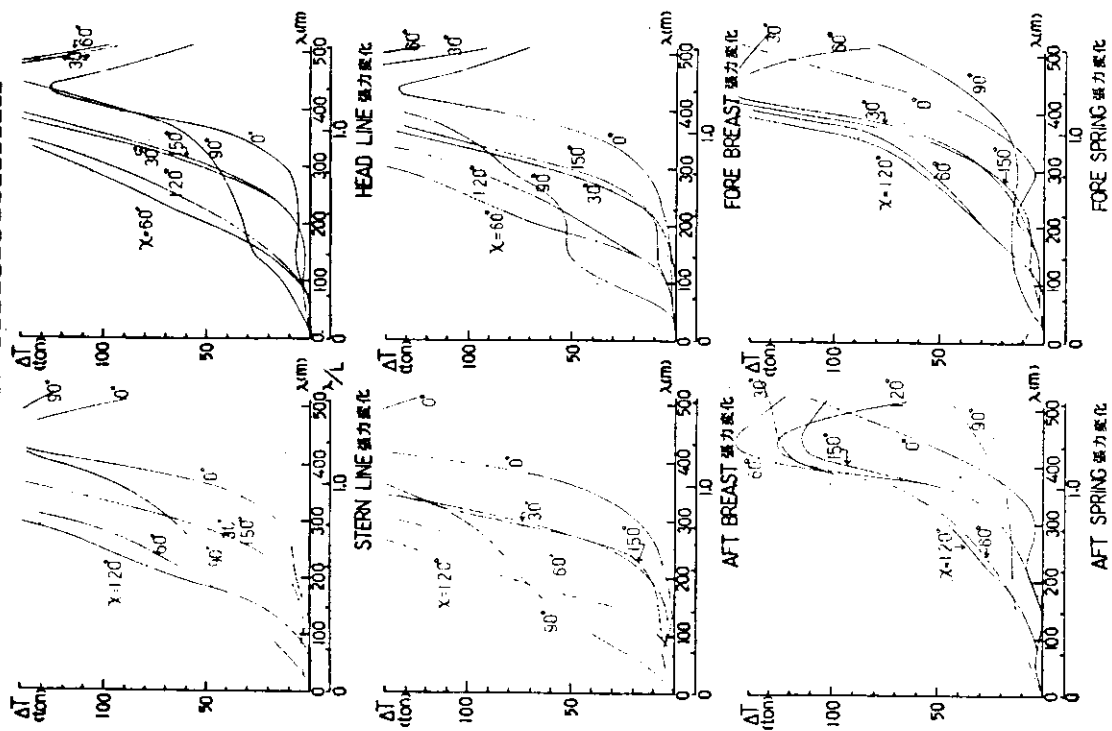


図 7.7.3.4 45万トン 索張力変化 (BALL)

45° TYPE SHIP FULL LOAD $V=0$, $H/T=1.5$, $N_2=1^{\circ}$

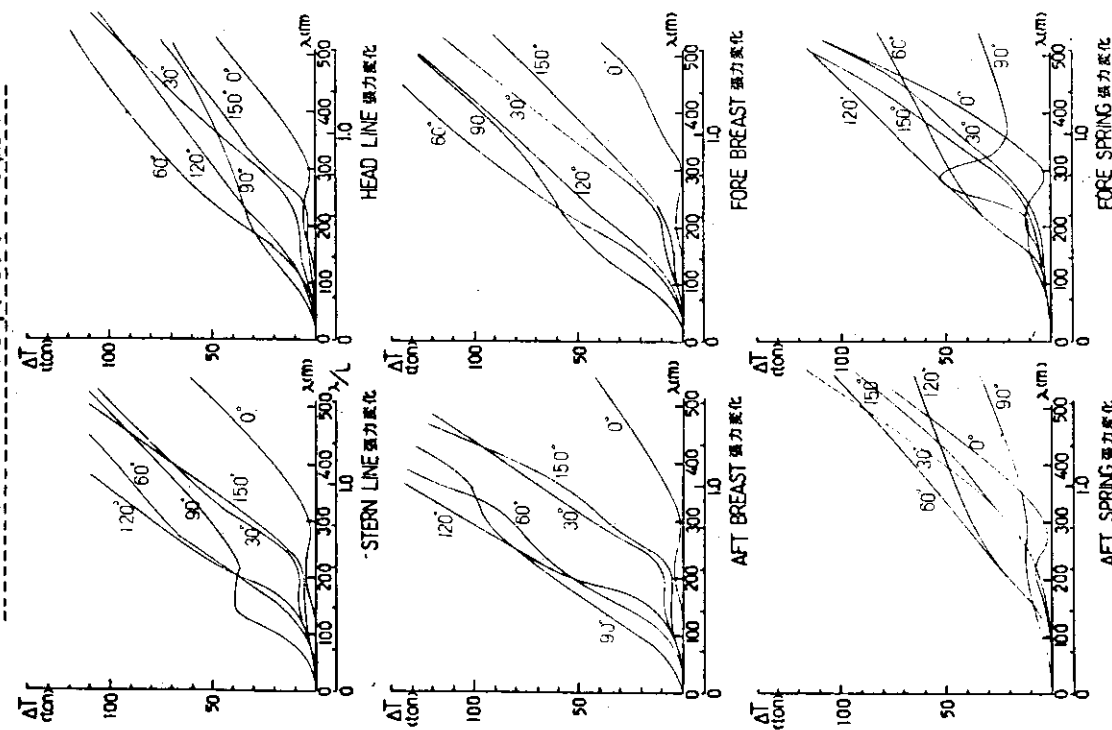


図 7.7.3.3 45万トン 索張力変化 (FULL)

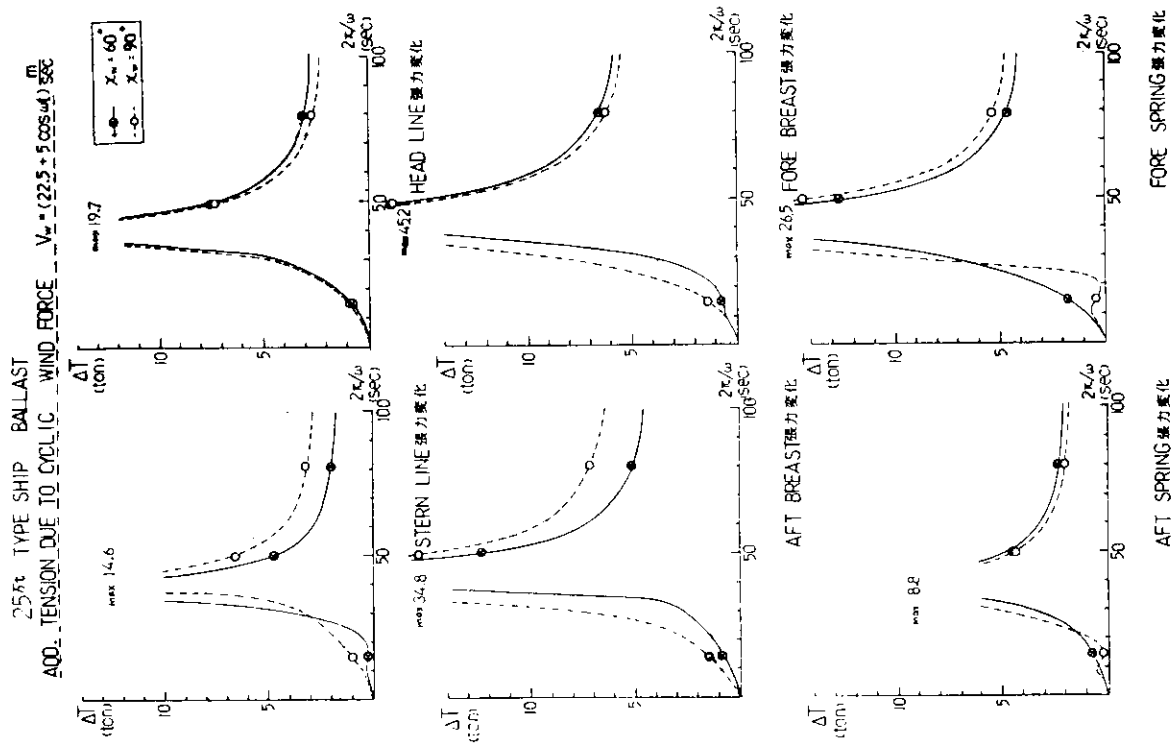


図 7.7.4.2 2.5万トン風速変動による索張力変化

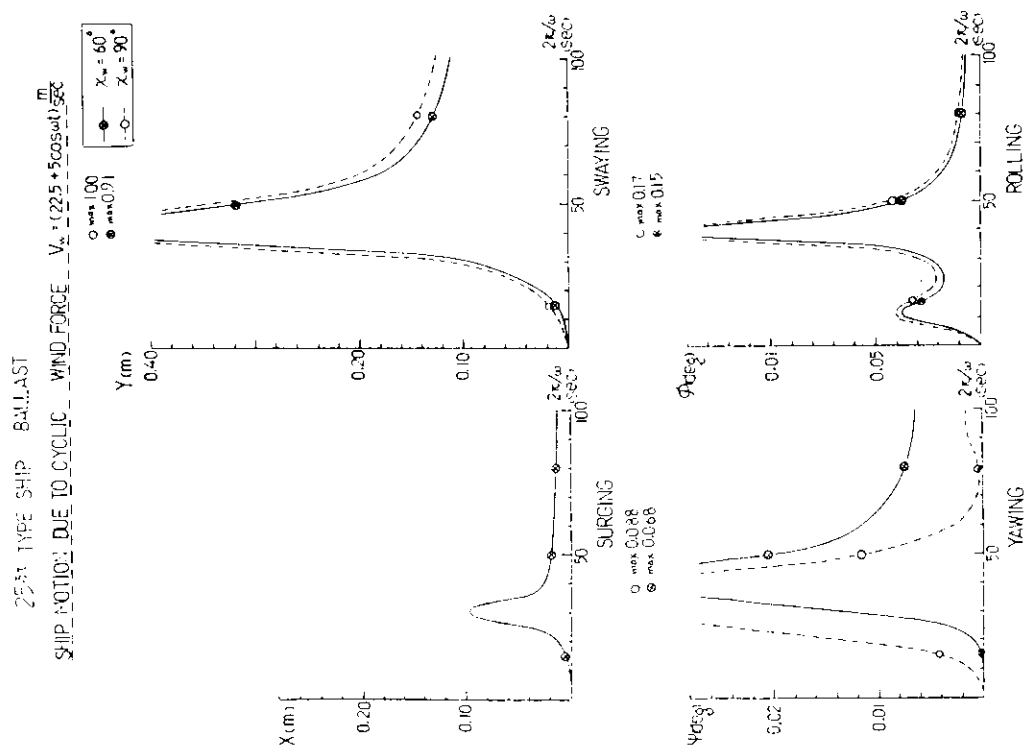


図 7.7.4.1 2.5万トン風速変動による変位

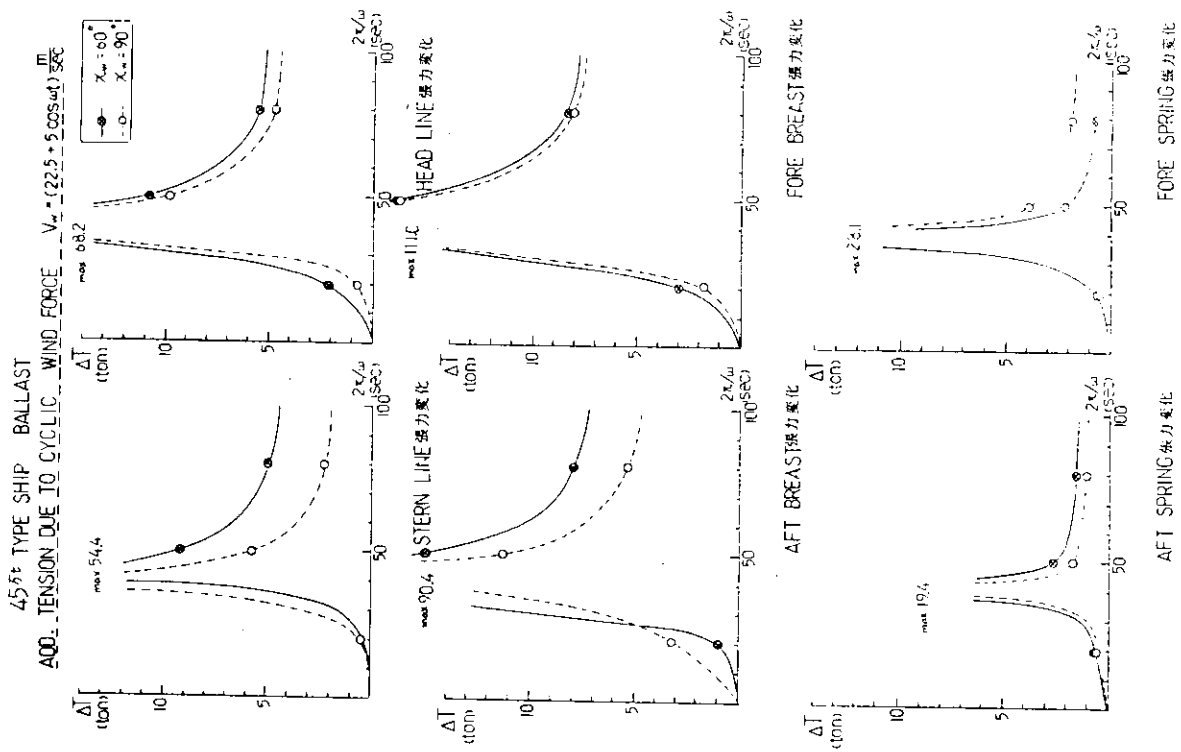


図 7.7.4.4 45万吨風速変動による索張力変化

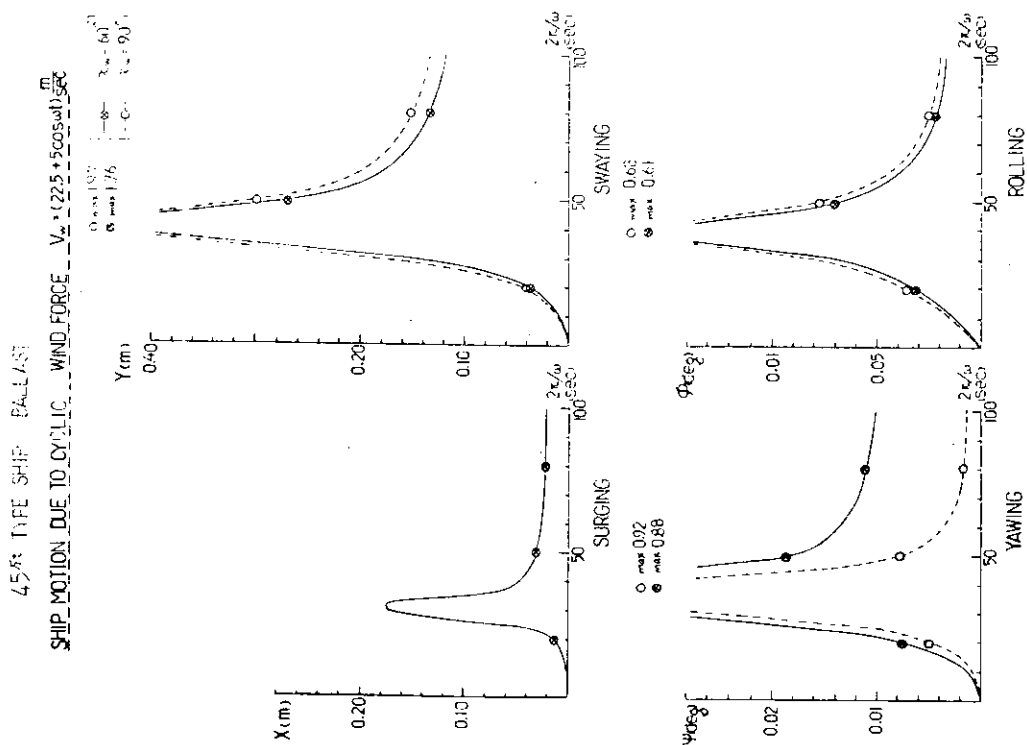


図 7.7.4.3 45万吨風速変動による変位

船の Buoyance による復原力に較べて非常に小さい。従って、波浪外力に対しては、索は船体運動を拘束する効果はない。

しかし、静的外力（風、潮等）は波浪外力に較べて小さいので、索取りにより船体を位置決めすることは容易であると考えられる。

以上の点をまとめると次の事が述べられる。

- (1) 波浪外力に対して索は船体保持に寄与しない。船体は索なしの場合とほぼ等しい運動をする。（波浪外力は非常に大きい。）
- (2) 波浪外力による索の張力変化は船体運動の変化に従属し、波高、波長、入射角をパラメーターとして傾向が変わる。原則として次の事が言える。
 - i) 波長が長いとき索の張力変動が大きい。（特に、横運動が大きくなると危険になる。Roll の同調点は他の運動に較べ同調する波長が短いので注意する必要がある。
 - ii) 入射角が真横に近いとき一般的に張力変動が大きい。
- (3) 動的外力として変動風圧を導入した場合の張力変化は、横方向についての同調周期が 40 sec 付近に存在するので、この付近では変動が激しい。周期 30 sec 以下、あるいは 60 sec 以上では索張力の変動は 10 ton 以下におさまっている。

7.9 考 察

次の様なことがこれまでの検討により明らかとなった。

- ① 動的計算（波浪）では、波浪条件を設定することが重要なポイントとなる。
（海象を正確に把握しないと、波浪に対しての索の安全性については判断が下せない。特に波長の条件がもっとも厳しくなる。）
- ② 波浪についての条件が相当に緩和された港、（外洋に直接面していない内海、港内のドルフィンでは波長の長い波には遭遇しないとして）については動的な張力変動分は小さく、静的な計算だけでも索の強度 check はできると考えられる。
- ③ ドルフィン設置の際、波の入射角に考慮をはらう必要がある。
- ④ 動的外力に対しては、索の安全性を考えるなら、索はできるだけ長い方がよい。とくに Breast line は横運動の影響を受けやすいので、できるだけ長い方がよいと思われる。
- ⑤ 自然界の風の息を定常な周期変動と仮定した場合には、40 sec 付近での同調をひきおこす。これは、40 sec 付近に横運動の周調点が存在する事によると考えられる。

8. 接岸時の衝撃力

船舶が巨大化すると、その運動エネルギーは排水量の増加割合に比例して増加するが、接岸時に岸壁反力を受ける船側構造強度は、タンク内圧から決定され、排水量の増減には直接比例しないのが普通である。従って、巨大船岸壁には、エネルギー吸収量の大きな防舷材を設け、一方では船体を補強し、また接岸速度を制限するなどの対策が採られる必要があるが、万一事故により、油の流出などが発生した場合には、周辺環境への影響が大きいだけに、慎重な検討を要する。ここでは、調査小委員会の調査結果に従い、鋼管杭式ドルフィンに100万DWタンカーを接岸する場合を想定して、船体に加わる衝撃力を検討する。

8.1 計算式及び一般解

理論計算式及びその解については、文献(1)において検討されているので、ここでは概要について述べる。

図8.1.1のように座標軸X, Yを岸壁に直角および平行にとり、原点を船体が岸壁に衝突した瞬間の船体の重心位置とし、また ξ , η , ζ 軸を船体の慣性主軸方向にとると、 ζ 軸方向の運動および、 ξ 軸, η 軸まわりの運動は無視出来るから運動方程式は次のように書ける。

$$\left. \begin{aligned} Mv\xi \frac{d^2\xi}{dt^2} &= Mv\eta \frac{d\eta}{dt} \frac{d\theta\alpha}{dt} + X \\ Mv\eta \frac{d^2\eta}{dt^2} &= -Mv\xi \frac{d\xi}{dt} \frac{d\theta\alpha}{dt} + Y \\ Iv \frac{d^2\theta\alpha}{dt^2} &= (Mv\xi - Mv\eta) \frac{d\xi}{dt} \frac{d\eta}{dt} + N \end{aligned} \right\} \dots\dots (8.1.1)$$

ただし、

$Mv\xi$, $Mv\eta$: ξ , η 方向の運動に対する船体の見掛け質量

Iv : ζ 軸まわりの船体の見掛けの慣性モーメント

$\theta\alpha$: 接岸した瞬間からの船体の ζ 軸を中心とする回転角

X, Y, N : ξ , η , ζ 方向の船体のうける圧力の成分および圧力モーメント

ここで、主題である図8.1.2のようなドルフィン式バースへの接岸を考えると接岸時には船体の速力は微小であり、また、バース構造からして、水面下の水の移動は自由であり、且、船体とドルフィンの接触点は、極端に船首尾に近い位置に来ることはないとして良い。従って、

(i) X, Y, N はドルフィンの反力のみに関係し、また反力は衝突後のドルフィン変位に比例する。

(ii) $\theta\alpha$ は微小であり、接岸直後の接触点Cの慣性主軸上の座標の移動を無視する。即ち、 $\cos(\theta - \theta' + \theta\alpha) \approx \cos(\theta - \theta')$ と考える。

また、船体の運動によって付加する流体の見掛け質量の回転速度による変化を無視し、船がその慣性主軸方向と φ なる方向に運動する場合の見掛け質量 $Mv\phi$ を慣性主軸方向の見掛け質量を用いて、次のように近似する。

$$Mv\phi = Mv\xi \cos^2\varphi + Mv\eta \sin^2\varphi \dots\dots (8.1.2)$$

以上の仮定または近似を用いると(8.1.1)式は、次式のように整理される。

$$\left. \begin{aligned} Mv\phi \frac{d^2x}{dt^2} + k(x + l\cos\theta \cdot \theta\alpha) &= 0 \\ Iv \frac{d^2\theta\alpha}{dt^2} + k(l^2 \cos^2\theta \cdot \theta\alpha + l\cos\theta \cdot x) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots (8.1.3)$$

ただし k : ドルフィンのばね定数

l : 重心から接触点までの距離

(8.1.3) 式に $t = 0$ における運動の初期条件 $x = 0$, $\theta = 0$ および速度 $v = v_0$, 角速度 $\omega = \omega_0$ を与えて解けば, X軸方向の変位 x , Z軸まわりの回転 θ は

$$x = \frac{1}{I_v + l^2 \cos^2 \theta M_v \phi} \left\{ -(\omega_0 I_v - l \cos \theta M_v \phi v_0) l \cos \theta t + \frac{(v_0 + l \cos \theta \omega_0) I_v}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \right\} \quad (8.1.4)$$

$$\theta = \frac{1}{I_v + l^2 \cos^2 \theta M_v \phi} \left\{ (\omega_0 I_v - l \cos \theta M_v \phi v_0) t + \frac{(v_0 + l \cos \theta \omega_0) l \cos \theta M_v \phi}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \right\} \quad (8.1.5)$$

$$\text{ただし, } K = k \left(\frac{1}{M_v \phi} + \frac{l^2 \cos^2 \theta}{I_v} \right)$$

従って, 接岸力 p は

$$p = k (x + l \cos \theta \cdot \theta) \quad (8.1.6)$$

または

$$p = (v_0 + l \cos \theta \cdot \omega_0) \frac{k}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \quad (8.1.7)$$

8.2 接岸時衝撃力の計算

49年度静的係止力計算に用いた100万DWタンカーをモデルに選定し, その主要目は下記のとおりである。

100万DWタンカー主要目

$$L \times B \times D \times d : 476 \times 86.6 \times 45.7 \times 33.4 \text{ (m)}$$

$$\text{満載排水量} : 1,173,000 \text{ (mt)}$$

$$\text{Z軸まわりの質量慣性モーメント (環動半径: } 0.25L = 119\text{mとして)} : I = 1.695 \times 10^9 \text{ (t-m}^2\text{)}$$

一方, バースとしては図 8.1.2 の如く, 接岸ドルフィン間距離 190 m の鋼管杭式ドルフィンを考える。この場合, 接岸時に船体と接触するのは, 前後 2 基の接岸ドルフィンであって, 荷役プラットフォームは, 船体とは接触しない構造である。

このようなバースに船体が接岸する場合, 船体の運動の方向および船体とバースの関係位置の差異によって, つぎのような接岸時の様態の差が考えられ, また船体に作用する反力にも差が生ずる。即ち,

(a) 船体運動に回転を伴わない場合 ($\omega_0 = 0$ の場合)

Y方向の速度成分が無い場合 ($\varphi = 90^\circ - \theta'$ の場合) にはドルフィン付フENDERの大きさを無視し, 点接触と仮定すれば船体が岸壁に対して小角度を有し, 一基の接岸ドルフィンに最初に接触する場合が考えられる。しかし巨大船では, 船体と岸壁間の角度 θ' が微小となるように操船されるのが普通であるから,

$$M_v \phi \approx M_v \eta \text{ と考えて良く, 従って}$$

$$K_1 = k \left(\frac{1}{M_v \eta} + \frac{l^2 \cos^2 \theta}{I_v} \right)$$

$$P_1 = v_0 \frac{k}{\sqrt{K_1}} \sin \sqrt{K_1} t$$

また, 最大接岸力 $P_{1 \max}$ は

$$P_{1 \max} = v_0 \cdot \sqrt{K_1} / \sqrt{\frac{1}{M_v \eta} + \frac{l^2 \cos^2 \theta}{I_v}} \quad (8.2.1)$$

ここで, θ' が微小な場合には, $1 / \cos \theta$ は, 船体寸法とバースの主ドルフィン間寸法によって決まり, 船体重心が荷役プラットフォーム中央にある場合, $1 / \cos \theta = (1/2 \times \text{ドルフィン間隔}) = 95 \text{ (m)}$ で $P_{1 \max}$ は最小となり, また船体重心が接岸ドルフィンと一致した場合 $1^2 \cos^2 \theta = 0$ となって $P_{1 \max}$ は最大となる。また, 接岸時の最も望ましい姿として, 船体が岸壁に平行であり, 重心点が荷役プラットフォームの中心にある

場合には、ドルフィン一基当たりで支持する船体質量は $Mv\eta/2$ であり、且、接岸後船体は回転変位を生じないから

$$K_2 = k \cdot \frac{2}{Mv\eta}$$

最大接岸力 P_2 は

$$P_2 \max = v_0 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot Mv\eta}{2}} \dots\dots\dots (8.2.2)$$

なお、船体が δ 方向の速度成分を有する場合、接触点において剪断力が発生するが、船体と防舷材の間ですべりを生じ、船体に対する反力是不変なと考える。

(b) 船体運動が回転を伴う場合 ($\omega_0 \neq 0$ の場合)

この場合には、接触点が前後ドルフィンの何れか一基となり、(8.2.1)式において v_0 を $v_0 + l \cos \theta \cdot \omega_0$ とおけばよい。

本船の付加質量係数を文献(1)に従い、 $Mv\eta/M = 2.07$ 、 $Iv/I = 1.66$ とし、またドルフィンのばね定数 k を調査小委員会の検討結果に従い、喜入4号バースの数値を採って $k = 2300 \text{ t/m}$ として $P_2 \max$ を求めた結果を図8.2.1に示す。

つぎに、船体の接岸位置が前後にずれた場合の影響について(8.2.1)式中の $l \cos \theta$ を変化させて最大接岸力 $P_1 \max$ を計算した結果を図8.2.2に示す。ただし、接岸速度 $v_0 = 0.05 \text{ m/s}$ とした。図8.2.2において $l \cos \theta = 95 \text{ m}$ の場合、船体重心は荷役ブラットホームの中央にあり、船体とバースの相対位置は図8.2.1を計算した際の設定条件と一致する。よって慣性モーメントの影響を見るために、 $P_1 \max$ 、 $P_2 \max$ を比較してみると次表のようになる。

	$P_1 \max(t)$	$P_2 \max(t)$	$P_1 \max/P_2 \max$
$v_0 = 0.025$	445	422	1.05
$=0.05$	891	844	1.06

即ち、接岸角度が微小 ($\cong 5^\circ$) 以下ならば、 $Mv\phi \cong Mv\eta$ と見做せるから、一点接岸の可能性がある場合にも2点同時接岸と考えて、接岸力を計算しても、実用上は殆んど問題ないと云える。また、図8.2.2において $l \cos \theta = 95$ 付近においては P_1 は直線的な変化を示していることから、重心位置の δ 方向の偏心量が、大きくない範囲では、二基のドルフィンのそれぞれの反力は二点接岸(重心中央)によって求めた反力を偏心量に応じて比例配分しても実用上は差支えないといえよう。

8.3 考 察

今年度の調査小委による防舷材の調査では、本計算で想定した 2300 t/m のばね定数を有する防舷材の表面積は約 $5.7 \times 3.5 \times 2 \text{ 組} = 40 \text{ m}^2/\text{ドルフィン}$ であった。一方、 $V_0 = 0.05 \text{ m/s}$ のとき $P_2 \max$ は 844 t であるから、船体に作用する接岸圧力は、 $844/40 = 21.1 \text{ t/m}^2$ となり、従来の防舷材の設計基準とされている 20 t/m^2 と大差ない。また50年度の調査報告によれば、日石喜入基地においては最終接岸速度は 3 cm/sec と報告されている。従って、現状程度の慎重な操船が実施されるならば、本検討では2組と想定した防舷材の数を増すことによって、100万トンタンカーの船側にも過大な腹圧を生じないドルフィンバースも築造可能であろう。

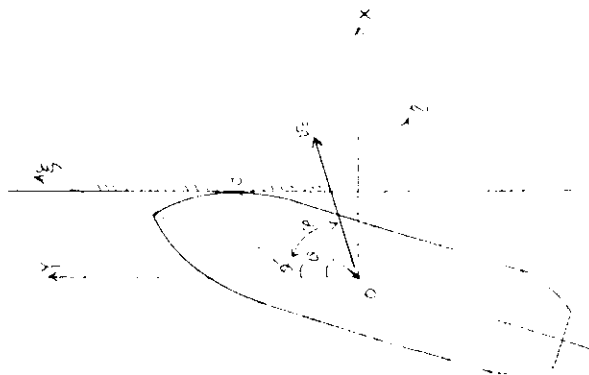


図 8.1.1

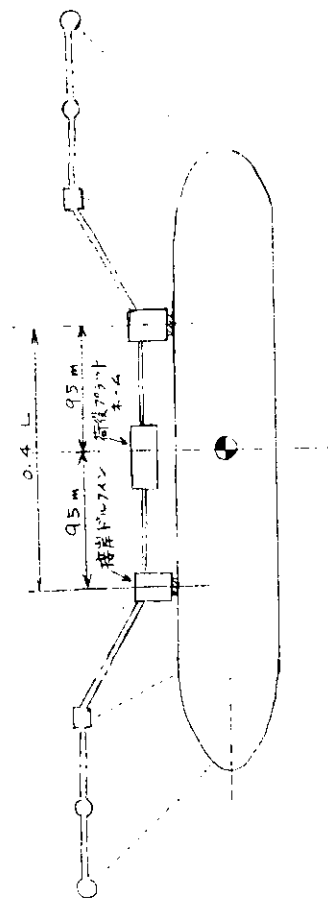


図 8.1.2 ドルフィン配置

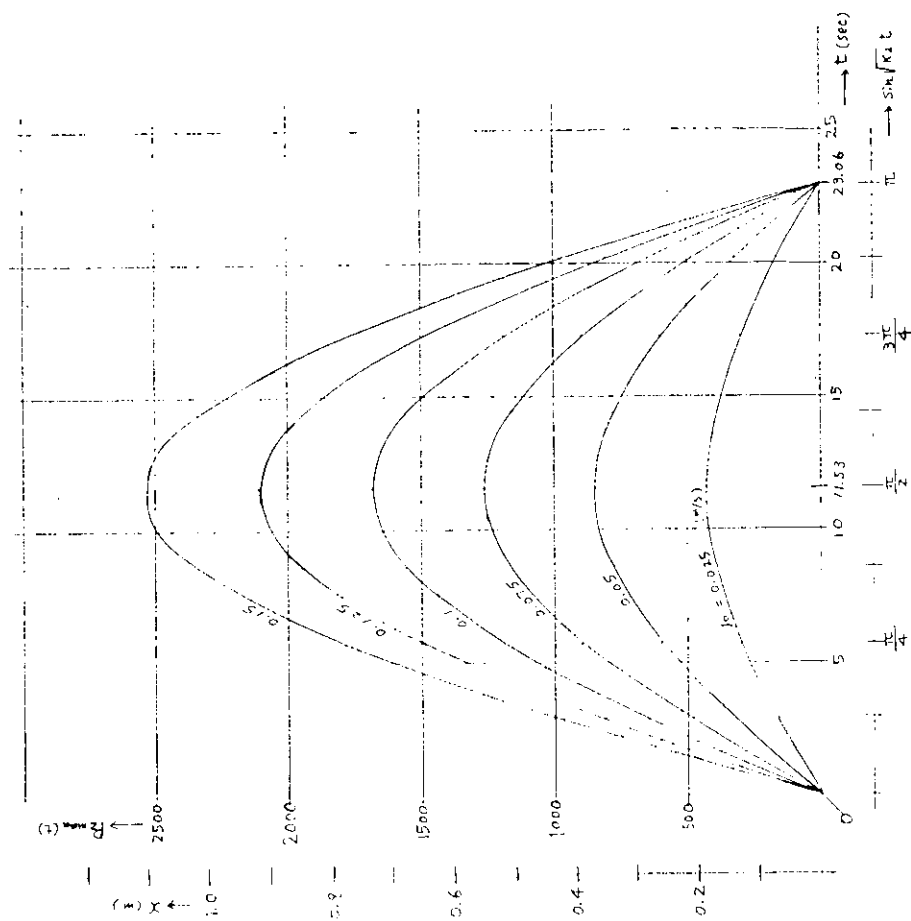


図 8.2.1 平行接岸時の衝撃力 (2点接触)

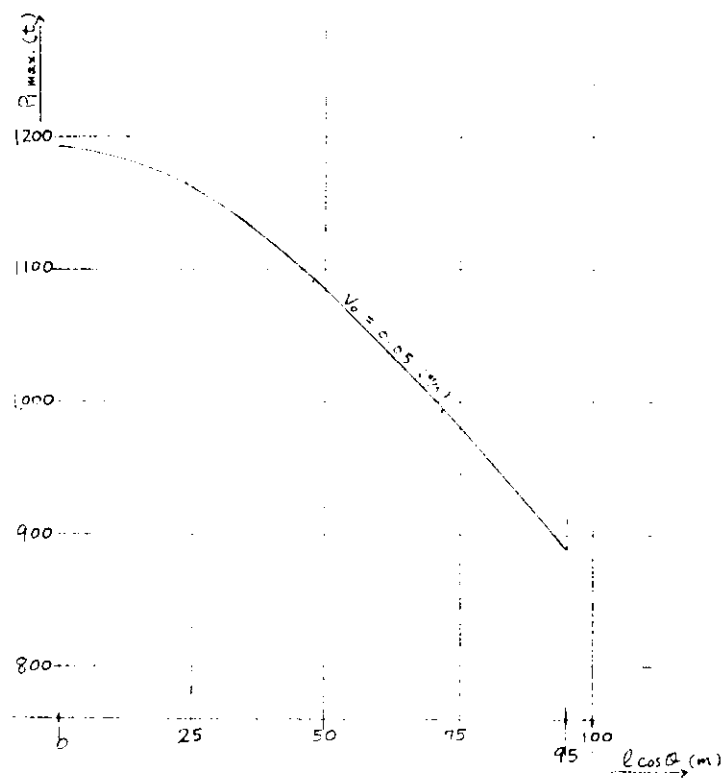


図 8. 2. 2 一点接触時の重心位置の影響

9. あ と が き

本年度は昨年度に引続き、係留問題においては重要な要素である「微速移動をする船体に作用する流体力」「左右揺」に対する水深影響に関する実験を終了し、これらの結果を取り入れて各係留方式に対する動的計算プログラムを開発した。各プログラムは実験と対比できるものは比較検討を行ったが、係留システムの全体系として実施された実験は少く、また実船で計測された例も少いので、十分な検証は得られなかった。今後更に実験例を求めて検証、改善を加える必要がある。しかしながらこれらの各プログラムを使用して実施した実例計算結果は限られた計算例であるに拘らず、多くの示唆に富んだ傾向を示している。例えば係留索の船体運動に対する拘束度合、外力の方向性、周期性に対する各係留法の特徴、波浪強制力による索張力の変動と定常外力による索張力の変化との比率等々である。本年度の計算範囲では結論を報告するまでに至らぬが、系統的な計算を実施することにより各種の設計条件が設定できる見透しが得られたといえる。

来年度は本年度の調査小委の報告に基づき、系統的な計算を実施し、設計条件設定に必要な基本的な資料を提供する予定である。

なお、本編報告の各章の記号、各プログラムの実例計算対象船の要目に若干の相違があるが、記号の統一は短時間に行うと作業分担各委員がプログラムの修正及びそれにとまうデバッグ作業が発生すること、（実例計算は単なる時間的要素）などのため、本年度報告では敢えて統一はしなかった。