

第155研究部会
係船システムの研究
報告書

昭和52年3月

社団法人

日本造船研究協会

本研究は、昭和49年度及び昭和50年度の2年間にわたって、合理的な係船システムに関する調査及び検討（外的条件、港湾設備、作業の分析とその安全性、係船設備の性能及び制御等）を行うとともに各係船システムにおける諸力の静的及び動的解析法の改善ならびに開発により係船力計算法の精密化を進めてきた。

昭和51年度は3カ年研究の最終年度として昨年度までの調査検討結果をもとに開発された計算プログラムを使用して各係船システムに対して系統的な実例計算を実施し、その検討を行うことにより係船システムの設計条件、多岐にわたる問題点の解明を行った。

は し が き

本報告書は日本船舶振興会の昭和51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。

第155研究部会委員名簿（敬称略，五十音順）

部会長	栖原二郎（九州大学）	
幹事	秋元 脩（日本鋼管）	安藤輝男（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）
	直井 洋（東京タンカー）	中村昭和（川崎重工業）
	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）
委員	米倉邦彦（三菱重工業）	
	安部光弘（三井造船）	岡 実（日本海事協会）
	奥村好問（石川島播磨重工業）	小保方恒雄（三井造船）
	加藤復雄（シェル船舶）	柿原英祐（佐世保重工業）
	鞠谷宏士（東京商船大学）	笹路真三（日本海事協会）
	平 貴夫（日本鋼管）	出口暢昭（住友重機械工業）
	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）	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）
	宮崎政男（日立造船）	米沢駒爾（川崎重工業）

調査小委員会委員名簿（敬称略，五十音順）

主査	秋元 脩（日本鋼管）	
委員	安藤輝男（大阪商船三井船舶）	奥村好問（石川島播磨重工業）
	小保方恒雄（三井造船）	柿原英祐（佐世保重工業）
	片山圭四郎（海技大学校）	片山 勇（出光タンカー）
	加藤復雄（シェル船舶）	鞠谷宏士（東京商船大学）
	笹路真三（日本海事協会）	平 貴夫（日本鋼管）
	高橋節夫（川崎重工業）	出口暢昭（住友重機械工業）
	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）	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 ）

計 算 ・ 実 験 小 委 員 会 委 員 名 簿 （ 敬 称 略 ， 五 十 音 順 ）

主 査	宝 田 直之助 （ 住友重機械工業 ）		
委 員	伊 藤 健 （ 三 菱 重 工 業 ）	岡 実 （ 日 本 海 事 協 会 ）	
	奥 村 好 間 （ 石 川 島 播 磨 重 工 業 ）	小 保 方 準 （ 住 友 重 機 械 工 業 ）	
	柿 原 英 祐 （ 佐 世 保 重 工 業 ）	川 隅 一 道 （ 佐 世 保 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 ）	
	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 ）	
	宮 崎 政 男 （ 日 立 造 船 ）	森 藤 順 一 （ 日 本 鋼 管 ）	
	米 沢 駒 爾 （ 川 崎 重 工 業 ）		
討 議 参 加 者	伊 藤 弘 武 （ 石 川 島 播 磨 重 工 業 ）	伊 藤 康 弘 （ 日 立 造 船 ）	
	池 淵 哲 朗 （ 川 崎 重 工 業 ）	上 島 雄 助 （ 佐 世 保 重 工 業 ）	
	上 林 幸 雄 （ 石 川 島 播 磨 重 工 業 ）	恵 木 一 昭 （ 三 菱 重 工 業 ）	
	笠 治 雄 （ 日 本 郵 船 ）	城 野 清 治 （ 佐 世 保 重 工 業 ）	
	栗 山 武 （ ジャパンライン ）	小 林 英 章 （ 石 川 島 播 磨 重 工 業 ）	
	小 松 崎 皖 （ 石 川 島 播 磨 重 工 業 ）	斉 藤 和 夫 （ 東 京 タンカー ）	
	坂 本 昭 弘 （ 佐 世 保 重 工 業 ）	塩 沢 健 一 （ 日 本 郵 船 ）	
	高 梨 清 一 （ 三 井 造 船 ）	高 村 静 夫 （ ジャパンライン ）	
	田 島 波 留 生 （ 日 本 郵 船 ）	田 中 英 夫 （ 住 友 重 機 械 工 業 ）	
	千 葉 龍 次 （ 日 本 鋼 管 ）	平 尾 幹 彦 （ 住 友 重 機 械 工 業 ）	
	古 川 静 雄 （ 石 川 島 播 磨 重 工 業 ）	三 谷 弘 敏 （ 川 崎 重 工 業 ）	
	南 野 孝 一 （ 大 阪 商 船 三 井 船 舶 ）	村 尾 尚 文 （ 三 菱 重 工 業 ）	
	山 本 周 平 （ 日 立 造 船 ）		

目 次

緒 言	1
第1編 設 計	3
1 まえがき	3
2 外的条件	4
2.1 日本沿岸の風	4
2.2 日本沿岸の波浪	5
2.3 日本沿岸の潮流	7
2.4 底 質	7
2.4.1 底質の分類と名称	7
2.4.2 海図の底質表示	10
2.4.3 わが国の港湾水域の底質	10
2.5 設定気象海象条件	10
2.6 泊地の観測値によって設定された風速、波高の取扱い	12
2.6.1 泊地における観測値の特徴	12
2.6.2 有義波高が低くなる要因の考察	12
2.6.3 標準状態の解釈と取り扱い	15
2.6.4 索張力変動に関する規則波と不規則波中の比較	16
2.7 セイシュ(Seiche)	25
3 錨 泊	30
3.1 ふれ廻り運動計算	30
3.1.1 係船計画	30
3.1.2 計算条件	31
3.1.3 計算結果	31
3.1.4 計算結果の検討及び評価	36
3.1.5 計算と実船における計測値との比較	39
3.1.6 水槽における模型実験による検討	41
3.1.7 トリムの影響	43
3.2 設 備	43
3.2.1 アンカーの把駐性能	43
3.2.2 艀装品および揚錨機	47
3.2.3 安全性向上のための諸設備	53
3.3 操 船	56
3.3.1 投錨限界速力	56
3.3.2 ウォーク・バック	61
3.3.3 荒天時対策	62
3.4 問題点と今後の方向	63
3.4.1 ふれ廻り運動計算	63

3.4.2	船型の影響	63
3.4.3	揚錨機及び艀装品	63
3.4.4	気象海象条件	64
4.	一点ブイ係船	65
4.1	ふれ回り運動計算	65
4.1.1	計算条件	65
4.1.2	計算結果	66
4.1.3	計算結果の検討及び評価	68
4.2	問題点と今後の方向	69
4.2.1	船型の影響	69
4.2.2	一点係留用ブイ	69
4.2.3	操 船	70
4.2.4	艀装品	70
5.	多点ブイ係船	71
5.1	動的係止力計算	71
5.1.1	係船計画	71
5.1.2	計算条件	71
5.1.3	計算結果	72
5.1.4	計算結果の検討及び評価	77
5.2	操 船	81
5.2.1	ブイの配置	81
5.2.2	操船と係船作業	81
5.3	問題点と今後の方向	82
5.3.1	潮流の週期性及び風の息つきによる影響	82
5.3.2	係留索の弾性による影響	82
5.3.3	操船上の問題点	82
6.	岸壁(ドルフィン)係船	84
6.1	動的係止力計算	84
6.1.1	係船計画	84
6.1.2	計算条件	93
6.1.3	計算結果	93
6.1.4	計算結果の検討及び評価	102
6.2	設 備	107
6.2.1	索	107
6.2.2	機器・金物	114
6.2.3	安全性向上のための諸設備	116
6.3	操 船	120
6.3.1	引船の数と馬力	120
6.3.2	接岸速度	123
6.3.3	岸壁(ドルフィン)のばね定数	123

6.3.4 接岸時の衝撃力	126
6.3.5 係船中の挙動による岸壁（ドルフィン）、船体への力	130
6.4 問題点と今後の方向	133
7 あとがき	135
附 録	136
1. 係船作業のフローチャート	136
(1) 錨泊作業	136
(2) 一点ブイ係船作業	137
(3) 多点ブイ係船作業	138
(4) 岸壁（ドルフィン）係船作業	139
2. 文献紹介	141
(1) 岸壁（ドルフィン）係船	141
(2) 錨泊，一点ブイ係船及び多点ブイ係船	141
3. 引用文献目録	146
第2編 計算プログラムの解説	151
1. 計算プログラムの解説	151
1.1 計算プログラム作製の経緯	151
1.2 本解説書作製の主旨	151
2. 外力・その他の取り扱い	152
2.1 波浪外力	152
2.1.1 座標系	152
2.1.2 縦運動群	152
2.1.3 前後揺	153
2.1.4 横運動群	153
2.1.5 浅水影響	155
2.1.5.1 浅水影響を考慮した流体力係数	155
2.1.5.2 左右揺に対する浅水影響	155
2.1.5.3 大偏角で微速移動する船体に働く流体力とその浅水影響	157
2.2 係留力	159
2.2.1 仮定	159
2.2.2 計算式	159
(1) 海底にチェーンの一部が横わっている場合（slack 状態）の係留力	159
(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）の係留力	159
2.3 風による力及びモーメント	160
2.3.1 本プログラムに用いられた風による力及びモーメント	160
2.3.2 他の文献による風の力及びモーメントとの比較	163
2.3.2.1 船研の実験値	163
2.3.2.2 Exxon の報告	163

2.3.2.3	B. S. R. A. の報告	163
2.4	潮流による力及びモーメント	170
2.4.1	本プログラムに用いられた潮流による力及びモーメント	170
2.4.2	他の文献による潮流力及びモーメントとの比較	172
2.5	波による漂流力及びモーメント	175
3	一点係留ふれ廻りに関する計算	177
3.1	理論計算式	177
3.1.1	基礎条件および座標系	177
3.1.2	運動方程式	177
3.1.3	外力	177
3.1.4	係留索による力	177
3.1.5	幾何学的関係	178
3.2	計算プログラム	179
3.2.1	計算フローチャート	179
3.2.2	計算プログラムの説明	180
3.2.3	INPUT DATA	180
3.2.4	OUTPUT DATA	183
3.3	系統計算結果	186
3.3.1	錨泊	186
3.3.1.1	単錨泊ふれ廻り計算結果	186
(1)	潮流及び風の影響	186
(2)	外力の方向が同一でない場合の影響	186
(3)	水深の影響	186
(4)	波高の影響	186
(5)	錨鎖長さの影響	186
3.3.1.2	計算結果の考察	202
3.3.2	1点ブイ係留	203
3.3.2.1	1点ブイ係留ふれ廻り計算結果	203
(1)	潮流及び風の影響	203
(2)	外力の方向が同一でない場合の影響	203
3.3.2.2	計算結果の考察	216
4	多点係留動的計算	217
4.1	理論計算式	217
4.1.1	基礎条件及び座標系	217
4.1.2	運動方程式	218
4.1.3	係留チェーンによる力	219
4.1.4	係留チェーンの幾何学的関係	219
4.2	計算プログラム	220
4.2.1	計算フローチャート	220
4.2.2	計算プログラムの説明	220

4.2.3	計算モデルの制限条件	223
4.2.4	INPUT DATA	223
4.2.5	OUTPUT DATA	225
4.3	系統計算結果	238
4.3.1	計算モデル	238
4.3.2	計算結果	238
4.3.2.1	定常外力と定常張力	238
4.3.2.2	船体動揺	241
4.3.2.3	係留チェーン張力の動的応答	241
4.3.3	計算結果の考察	247
4.3.3.1	定常外力と定常張力	247
4.3.3.2	船体動揺とチェーン変動張力	247
4.3.3.3	定常張力と変動張力	248
4.3.3.4	張力の水平成分とチェーンの水平距離	248
4.3.3.5	係留チェーンの初期張力の影響	248
4.3.3.6	外乱の入射方向による影響	250
4.3.3.7	計算結果のまとめ	251
4.4	今後の問題点	251
5.	ドルフィン係留動的計算	254
5.1	理論計算式	254
5.1.1	基礎条件及び座標系	254
5.1.2	係留中の船体運動方程式	254
5.1.2.1	船体運動方程式	254
5.1.2.2	解の設定	255
5.1.2.3	解を求めるための連立方程式	255
5.1.3	係留索による力	257
5.1.3.1	座標系の設定	257
5.1.3.2	回転による変位の求め方	257
5.1.3.3	索の復原力	258
5.1.4	係留中に変動風圧を受けた時の船体運動方程式	262
5.1.4.1	変動風圧の設定	262
5.1.4.2	変動風圧についての運動方程式	262
5.2	計算プログラム	263
5.2.1	計算フローチャート	263
5.2.2	計算プログラムの説明	263
5.2.3	INPUT DATA	264
5.2.4	OUTPUT DATA	266
5.3	系統計算結果	270
5.3.1	計算条件	270
5.3.2	計算結果	270

5.3.2.1	波浪の影響	270
5.3.2.2	変動風の影響	270
5.3.3	計算結果の考察	286
5.3.3.1	計算結果の解析	286
(1)	波長による影響	286
(2)	波高による影響	286
(3)	波の入射角による影響	286
(4)	水深の影響	286
(5)	船型による影響	286
(6)	索種による影響	286
5.3.3.2	計算結果のまとめ	287
5.4	ドルフィン係留静的計算(参考)	287
附録	係留に関する文献紹介	289
結 言		293

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，及び停泊地付近に於ける船の微速操船，接岸及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及び勘にのみ頼る事は不可能で，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。

本研究に於ては昨年度までに2年間にわたって，合理的な係船システムに関する調査及び検討（外的条件，港湾設備，作業の分析とその安全性，係船設備の性能及び制御等）を行うと共に各係船システムに於ける諸力の静的及び動的解析法の改善並びに開発により，係船力計算法の精密化を進めてきた。

本年度は最終年度として昨年度までの調査検討結果を基に，開発された計算プログラムを使用して各係船システムに対して系統的な実例計算を実施し，その検討を行う事により，係船システムの設計条件，多岐にわたる問題点の明確化を行ったものである。

第 1 編 設 計

1. ま え が き

本年度は錨泊、一点ブイ係船、多点ブイ係船及び岸壁（ドルフィン）係船の各係船システムに対する動的係止力計算を25万トン型～100万トン型タンカーに対して、系統的に実例計算を行った。この計算結果に対して昨年度までの調査研究を基として、係船システムの設計のための諸条件についての評価検討を行い問題点の明確化を行った。また同時に昨年度に引続き調査を一部の項目については追加施行し、今後の係船システムの設計に役立つようとりまとめを行った。

取りまとめの方針としては、船体の動的挙動が設計、実際の操船並びにその関連事項に及ぼす影響の把握と問題点の解決に重点を置いた。

本研究により係船システムの大要を明確化する事が出来たが検討の結果、その完全な解明には多岐にわたる関連分野に於いて未解決な多くの問題点を解明する事が必要となったため、まだ結論を出すに至らなかった部分もあるが、これらについても従来見逃がされていた種々の問題点を明確にし、更に検討すべき点を摘出出来たものと考えらる。

実例計算に用いた巨大タンカーの主要目は次表に示す通りである。

	100万トン型タンカー		70万トン型タンカー		45万トン型タンカー		25万トン型タンカー	
	満 載 時	バラスト時	満 載 時	バラスト時	満 載 時	バラスト時	満 載 時	バラスト時
L/B	5.5		5.0		5.3		6.36	
Lpp (m)	476.0		404.0		360.4		310.0	
B (m)	86.6		80.8		68.0		48.71	
D (m)	45.7		40.3		31.6		24.5	
d (m)	33.4	11.5	29.6	10.1	22.5	9.2	19.0	12.3
Cb	0.83	0.76	0.82	0.77	0.82	0.77	0.852	0.80
排水量 (mt)	1,173,000	368,000	813,000	253,400	464,000	178,000	250,540	162,270

但し、岸壁（ドルフィン）係船の45万トン型については6.1.1を参照されたい。

2. 外 的 条 件

係船システムの計画のためには、設置される環境に応じた気象、海象条件の設定が必要となる。巨大タンカーの係船の対象とされる地域は日本沿岸及びベルシャ湾と考えられる。昭和49年度報告書にあるごとく、ベルシャ湾は蔽囲された形状で、その気象、海象は日本沿岸に比べて穏かであるので、日本沿岸を対象として考えれば充分である。以下に日本沿岸の風、波浪、潮流及び底質の概要を誌し、これに基づき、本研究を進めるために設定された気象、海象条件及び設定された風速及び波高の取扱いについて述べる。なお、セイシュ(Seiche)は時として係船に大きな影響を与える事があるので末尾にこれについて述べる。

2.1 日本沿岸の風

日本に於いては、四季により大きく左右されており、また観測地点の局地的影響も少くないので、岬、港湾に於ける観測結果を総合すると、平均風速 10 m/s までの年間発生頻度は大きくバラついている。しかし平均風速 15 m/s までの風の年間発生頻度は特定の岬を除くと $97\% \sim 100\%$ に達しており、 15 m/s を超えた風の発生は極めて少い。

一方、台風、低気圧、突風、季節風は時として日本沿岸に大きな災害をもたらすが、その影響は太平洋岸、日本海岸、日本列島の南北に於いて異っている。海岸測候所の年間最大風速の観測記録によれば、太平洋岸では三陸、東北海岸以北で 30 m/s を超えているところは少く、南下するにつれて増加し、南部では一部を除き 30 m/s を超えている。一方、北海道東南岸では台風は必ずしも優勢でなく、低気圧、春期、冬期の強風が優勢であるが、南下するにつれて台風の影響が遙かに強大になっている。一部の岬では年間最大風速が 20 m/s 以下になった事はないが、その他の地域では 20 m/s 以下の事があり、台風以外には 20 m/s 以上の風が少い事を示している。日本海岸では冬期に季節風による強風の発生が多く、九州西南部及び奥羽海岸で顕著である。年間最大風速は殆んどの地区で年によっては 20 m/s より弱く、台風或いは低気圧の進路如何によっては必ずしも 20 m/s 以上の風が定常的に発生しているようには考えられない。

急激な気圧の変化によって生ずる突風は進行速度も早く、待避等の態勢を整える余裕を与えないので、危険を伴うものであるが、観測結果によれば平均風速 20 m/s を超えるものは年間10回程度発生しているが 25 m/s を超えるものは少い。

船型が大型化するにつれて泊地も陸岸より遠ざかり、それだけ気象、海象状況も厳しくなるものと考えられる。現在観測されているものはすべて陸上風或いは沿岸風である。これと海上風との関係については、観測資料も多少あるが、泊地の設置が想定される海上 $2 \sim 3\text{ km}$ に於ける観測結果がないので、現在のところ推定する根拠がないのが実状であるが、米国の観測資料より敢えて推定すれば $20\% \sim 30\%$ の増加と考えられる。

風速の鉛直分布については、平坦な地形を対象として、対数法則、べき法則がある。対数法則は極く下層のみを対象とする場合は便利であるが、相当の高度に於ける風速を対象とする場合、べき法則の方が多くの実験結果と一致する。海上風についてはまだ実測が少く今後の実測による検討がまたれるところであるが、現在のところ $1/7$ べき指数をもった次式の採用が一般的のようである。

$$V_Z = V_{10} (Z/10)^{1/7}$$

V_Z, V_{10} ……高度 $Z^m, 10^m$ に於ける風速

風速はたえず変動しており、一般にガストと呼ばれているが、平均風速とその観測時間内に於ける最大瞬間風速との比であるガストファクターはその風速の評価時間によって変るが、普通はダインス、3杯または風車型発電式風速計の瞬間値と10分間平均風速が使用され、平地に於いては大体 $1.2 \sim 1.5$ 程度と考えられており、海上 12.2 m に於いての観測結果として冬期平均 1.42 、夏期平均 1.36 の数値も得られている。一般に平均風速が強くなるほど小さくなり、平均風速が 70 Kts を超えると収れんする実験結果が出ている。

2.2 日本沿岸の波浪

各地の岬、港湾に於ける観測結果によれば有義波高 $2\text{ m} \sim 3\text{ m}$ までの年間発生頻度は大きくバラついているが、 4 m までの波高は一部の海岸を除くと $96\% \sim 100\%$ の発生頻度で 4 m を超える波高の発生は少い。日本沿岸の波は太平洋岸と日本海岸ではその地形、風域が異なるので全く趣きを異にしている。太平洋岸は台風の影響が南部海岸で大きく、台風襲来時には 80 m 程度の波高も発生しているが、数年に一回程度である。日本海岸は冬期季節風の影響が大きく最大波高も $7\text{ m} \sim 8\text{ m}$ に達する事もあるが、通常は $4\text{ m} \sim 5\text{ m}$ が最大波高と考えて良い。太平洋岸と日本海岸の波の特性を示すと表 2.2.1 の通りである。昭和 43 年より行われている拠点観測については昭和 49 年度報告書を参照されたい。

表 2.2.1

項 目		太 平 洋 岸	日 本 海 岸
地 形		複雑地形の特性大きい	単調地形差少い
風 域	対 岸	無限大に近い	約 800 km
	風 速	最大 $40\text{ m/s} \sim 60\text{ m/s}$	最大 20 m/s
	移 動 速 度	$20\text{ km/H} \sim 80\text{ km/H}$ で変化が大 きい	全境一様の影響を受ける
うねり		熱帯性低気圧長周期のうねりを伴う	なし
波高と周期の変化		複雑、6種類に分けられている	単 調
エネルギー・スペクトラム の変化		複雑、単周期と長周期の共存	単周期と長周期の共存なし
波 高 と 周 期		台風 風波 $4\text{ m} \sim 5\text{ m}$, $10\text{ sec} \sim 12\text{ sec}$ うねり $3\text{ m} \sim 4\text{ m}$, $14\text{ sec} \sim 15\text{ sec}$ 但し 33 m , 19.8 sec あり $18\text{ sec} \sim 20\text{ sec}$ を考える要あり 冬春うねりなし $2\text{ m} \sim 3\text{ m}$, $6\text{ sec} \sim 10\text{ sec}$ 静穏時でも $0.4\text{ m} \sim 0.5\text{ m}$, $9\text{ sec} \sim 10\text{ sec}$	春～秋 $2\text{ m} \sim 3\text{ m}$, $7\text{ sec} \sim 8\text{ sec}$ 冬（新潟） $3\text{ m} \sim 4\text{ m}$, $8\text{ sec} \sim 10\text{ sec}$ 夏 静穏 $6\text{ sec} \sim 8\text{ sec}$

2.3 日本沿岸の潮流

運輸省港湾局による「気象海象条件図」には日本各地の潮流が示されているが、流速によって分類すると

2.5Kts 以上……銚子沖、紀伊水道、崎戸崎沖、平戸島沖、壱岐沖、関門海峡、来島海峡

2.0Kts～2.5Kts…津軽海峡、佐多岬沖

1.5Kts～2.0Kts…浦賀水道、御前崎沖、伊良湖水道、瀬戸内海の狭い水道

1.0Kts～1.5Kts…伊勢湾中央、大阪湾西側、尻屋崎沖、秋田沖、塩屋岬沖、館山沖

であるが、巨大タンカーの入域可能な水深と広さを持つ地点 15 箇所を選定すると、その流速と流向は表 2.3.1 及び図 2.3.1 の如くである。これによると流速 $1\text{ Kts} \sim 1.5\text{ Kts}$ で流向は略一定しており、パスは流れに平行に建設する事が可能と云える。

潮流の垂直方向の分布については、一般に海面或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云われており、一部観測の結果はあるが必ずしも一様でなく場所及び潮流の速度によって変るものようであり、定説はないようである。

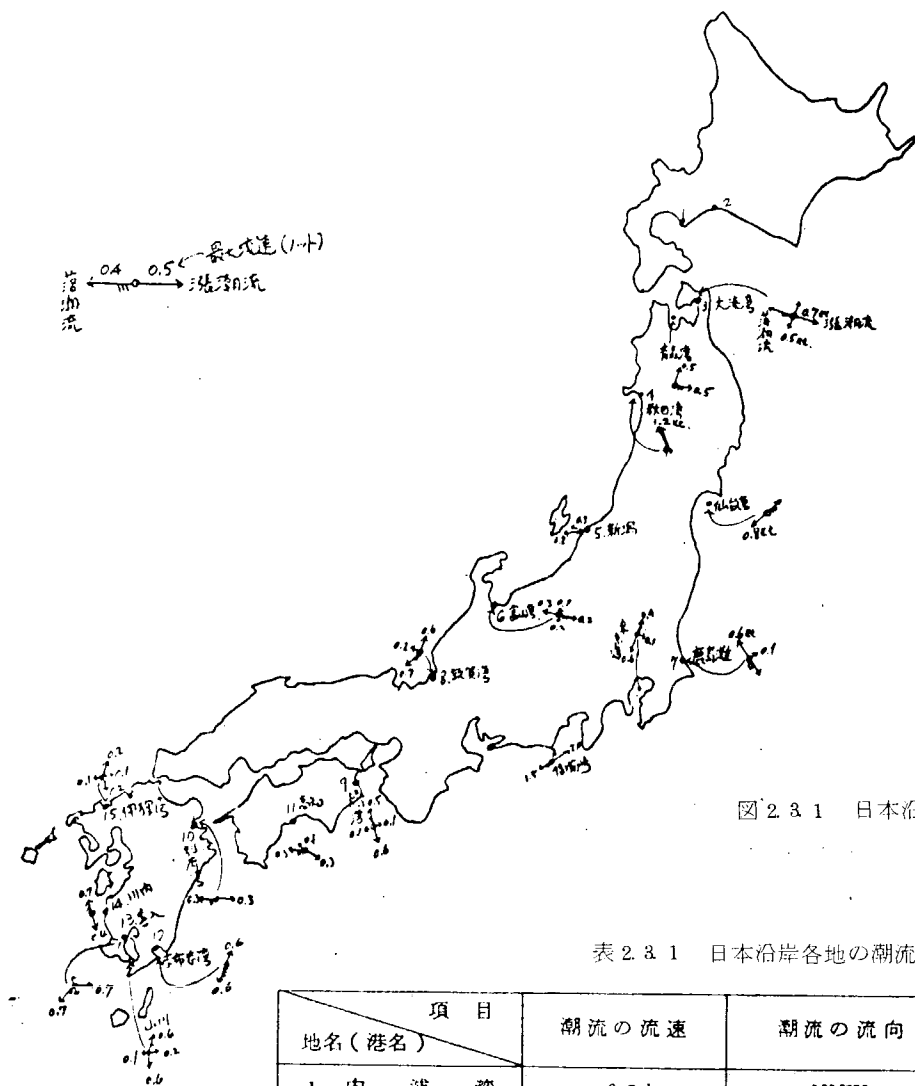


図 2.3.1 日本沿岸の潮流条件図

表 2.3.1 日本沿岸各地の潮流

項目 地名(港名)	潮流の流速	潮流の流向	備考
1. 内 浦 湾 (室 蘭)	0.7 kt	NNW	外防波堤南方附近
2. 苫 小 牧	1.0 kt	W↔E	
3. 陸 奥 湾 (大 湊)	0.7 kt	W↔E	
4. 秋 田 湾 (秋田船川)	1.2 kt	N↔S	
5. 新 潟 沖	0.9 kt	E	海岸より1km沖
6. 富 山 湾 (伏木富山)	0.3 kt	NW↔SE	
7. 鹿 島 沖	0.6 kt	N↔S	
8. 若 狭 湾 (敦 賀)	0.5 kt	E	湾中央
9. 紀 伊 水 道 (橋 湾)	0.5 kt		湾口附近
10. 別 府 湾	0.5 kt	S	湾中央
11. 土 佐 湾 (須 崎)	0.4 kt	SSE	湾口附近
12. 志 布 志 湾	0.5 kt	N	海岸より1km沖
13. 鹿 児 島 湾 (喜 入)	0.5 kt	S	3号棧橋附近
14. 八 代 海 (川 内)	0.7 kt	N↔S	河口附近
15. 伊 万 里 湾	0.3 kt	SE	湾口附近

2.4 底 質

2.4.1 底質の分類と名称

海底土質は一般に、その粒径によって表2.4.1のように分類され、その組成によって表2.4.2のように分類されるとともに三角座標で示される。

表2.4.1 粒径分類

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2.4.2 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

また、海上保安庁水路部では、港湾、航路、泊地について底質調査を行い、「標準底質」標本または表2.4.3の基準により底質を判別しており、これをベースとして海図図式による底質を海図に表示している。

なお、Pianc (Permanent International Association of Navigation Congresses, 常設国際航路会議協会) では表2.4.4のように土質を分類している。

表2.4.3 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	—	—

表 2.4.4 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			
Sands (砂)		Coarse 2 ～ 0.6 Medium 0.6 ～ 0.2 Fine 0.2 ～ 0.06			乾燥時に僅かの 粘性
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 もへこまずのか困難)		1.34を超える。			
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		

さらに, トリニダット沖の海底堆積土の調査結果から, 粘土について表 2.4.5 に示す分類が発表されている。

ここで, 一般に, 土は土粒子による骨組を主体とし内部に水, 空気, 水蒸気を含むから, 固体, 液体および気体の 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ある。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す。そして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。従来からしばしば用いられてきた硬泥, 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。

表 2.4.5 粘 土 分 類

分 類 用 語	訳 語	剪 断 強 度
Extremely Soft Clay	極 軟 弱 粘 土	$< 50 g/cm^2$
Very Soft Clay	軟 弱 粘 土	$50 \sim 120 g/cm^2$
Soft Clay	弱 粘 土	$120 \sim 250 g/cm^2$
Medium Stiff Clay	普 通 粘 土	—
Stiff Clay	硬 質 粘 土	—

注: 普通粘土, 硬質粘土については該当地盤なく, 剪断強度を示していない。

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、その工学的性質の一つとして重要な剪断抵抗は、砂質土では内部摩擦を主とし、粘性土では粘着力が主体となる。そして両者の混合土の場合、一般的応用の目的には表 2.4.6 に示す工学的性質をもつものと判断の基準を与えている。

表 2.4.6 混合土の工学的性質

砂に含まれる粘土量(%)	混合土の工学的性質	備 考
< 20	砂 質 土	粘土 20%……砂質限界
20 ~ 40	中 間 領 域	
> 40	粘 性 土	粘土 40%……粘土質限界

海底土質を錨泊などの係駐力検討という立場からみると、粒径や組成分類だけではなく、そのかたさ、強さ（剪断力）、粘性土、砂質土としての性質などが重要となる。実際の底質調査の例からみると、分類では粘土であっても「含水比高く軟弱で深度とともにかたくなる」「非常に軟弱で深度とともにかたくなる」「深度とともにややかたくなる」などの現場判定を必要とすることになる。そして、特に問題となる粘性土については、港湾土木、土質力学、航海者などによる表現の不統一が複雑化に拍車をかける形となっていることも否めない。表 2.4.7 は、いわゆる泥と呼ばれるものについての表現を比較して示したものである。

表 2.4.7 粘性土の表現

慣用または常用	Pianc	海 図	旧海軍	土質と粒径
浮 泥 (floating mud)	silt (0.006~0.002 mm)	浮泥またはヘドロ (音測と測鉛による)		コロイド (<0.001 mm)
弱軟泥 (very soft mud)	very soft clay (<0.002 mm) (剪断力 < 0.17 kg/cm ²)	Cy (< 1/256 mm)	軟 泥	粘 土 (0.001~0.005 mm)
軟 泥 (soft mud)	soft clay (剪断力 0.17~0.45)	M (1/256 ~ 1/16 mm)		シルト (0.005~0.0074 mm)
中 泥 (medium mud)	firm clay (" 0.45~0.90) stiff clay (" 0.90~1.34)			
硬 泥 (hard mud)	hard clay (" > 1.34)		硬 泥	(粘土, シルト, 砂の混合により種々の表現がある。)

注：横方向の表現は必ずしも対応しない。なお、表 2.4.5 も参照されたい。

2.4.2 海図の底質表示

海図における底質の表示は、他の表示内容と同じく国際水路局技術決議に準じて行われ、大型船が停泊し海底の下層の底質が表層と異なっていることが判明している水域については、「表層底質(厚さ：単位メートル)/下層底質」の形式で示されることになっている。日本では、東京湾、伊勢湾北部、伊勢湾、伊良湖水道、東京湾北部、東京湾中部、浦賀水道、喜入港などが上記の表示となっている。

2.4.3 わが国の港湾水域の底質

海図に表示されているわが国の港湾水域の底質(主として表層)は表2.4.8のとおりである。

表2.4.8 わが国港湾水域の底質

港湾水域名	底 質	港湾水域名	底 質	港湾水域名	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	界泉北	M	下関六連	MS, SSh, fSSh
新潟	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	c S, M	喜入	S, M
川崎	M	水島	SSh	金武中城	f S, SM, M
横浜	M	坂出	c S, S, SSh	中城	f S, MSSh, MS
清水	M, f S	鹿川	M	油谷湾	M, f S
渥美	M	菊間	SSh, fSSh	秋田湾	f S, 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, c S		

注：S (Sand)……砂, P (Pebbles)……円礫, M (Mud)……どろ, Sh (Shells)……貝がら, f (Fine)……こまかい, G (Gravel)……礫, c (Coarse)……あらい,

2.5 設定気象海象条件

一般に日本沿岸では地域により多少の差はあるが、通常平均風速 15 m/s までの風にさらされており、また有義波高 4 m までの波に岬及び港湾は洗われている。

海上風は現在測候所に観測されている陸上風或いは沿岸風より厳しいものと予想されるが、現在のところ外国の参考値より推定すると $20\% \sim 30\%$ 増しと考えられる。

一方、日本沿岸は台風、低気圧の影響により、強風、高波が発生している。しかし、台風、低気圧の径路によっては年間最大平均風速が 20 m/s 以下の地域もあり、台風、低気圧以外の影響による 20 m/s 以上の強風は無いと云って良く、また台風、低気圧に伴う突風は予知が困難で移動速度も速く危険であるが、平均風速 20 m/s 以上のものは年10回程度である。

高波も台風または低気圧により太平洋岸で $5 \text{ m} \sim 8 \text{ m}$ 、日本海岸で $6.5 \text{ m} \sim 8 \text{ m}$ の波高に達するものもあるが、数年に一度程度であり通常の波高は $4 \text{ m} \sim 5 \text{ m}$ である。

台風、低気圧については予報に基づきその動向に充分注意を払う事により、事前に対策をたてて実施する事が出来る時間的余裕が取れない事はないと考えられる。

従って、以上のような状況から、日本沿岸で開放された海域に係船された場合、巨大タンカーが遭遇する最も苛酷な風速、波浪として最大平均風速 20 m/s (10 分間平均、海上 10 m)、瞬間最大風速 26 m/s (ガストファクターを 1.3 とする)、及び最大有義波高 4 m を想定すれば充分と考えられる。

一方、潮流については係船可能と考えられる地点では流速 $1\text{ Kts} \sim 1.5\text{ Kts}$ で流向は略一 定しており、バースは流れに平行して建設する事が可能と云えるのでバース直角方向に最大流速の 60% と考えれば充分であり、船体正横方向から 1.0 Kts を最大値と考えれば妥当であろう。

しかしながら、錨泊を除き本船の離接岸、接標作業には引船或いは綱取船による作業が必要となって来る。

日本海難防止協会の調査によるわが国の現存港湾に係船作業限界は表 2.5.1 の如くであり、また各種研究団体が示している係船作業時の海象、気象条件を整理すると表 2.5.2 のようになっている。

表 2.5.1

限界条件	風および波		運航者・アンケート		管理者・アンケート	備 考
荷役作業中断	平均風速		$15 \sim 20\text{ m/s}$		$15 \sim 20\text{ m/s}$	①うねりの波高は風波より小さい 10 m が多い。 ②運航者はうねりに特に留意すべきであるとしている。
	波高	風波	$1.0 \sim 2.0\text{ m}$		$1.0 \sim 2.0\text{ m}$	
		うねり	$1.0 \sim 2.0\text{ m}$		$1.0 \sim 2.0\text{ m}$	
荒天時の係留可能限界	平均風速		満載	$15 \sim 25\text{ m/s}$	$15 \sim 30\text{ m/s}$	運航者では 20 m/s が最も多い。管理者は 15 m/s と 30 m/s 同数
			半載	$15 \sim 20\text{ m/s}$		
離岸作業可能限界	平均風速		$10 \sim 20\text{ m/s}$		15 m/s	運航者では 15 m/s が最も多い。
接岸作業可能限界	平均風速		$10 \sim 15\text{ m/s}$		15 m/s	運航者の値は水路通航可能限界

表 2.5.2

シーバース型式 条 件		固定棧橋 " ドルフィン	多点係留ブイ	一点タワー係留	一点ブイ係留
接岸条件	風速	$13 \sim 15\text{ m/sec}$			
	波高	$1 \sim 2\text{ m}$	$1.5 \sim 2.5\text{ m}$		
荷役条件	風速	$15 \sim 18\text{ m/sec}$	$13 \sim 18\text{ m/sec}$	$15 \sim 21\text{ m/sec}$	
	波高	$1 \sim 3\text{ m}$		$1 \sim 3.5\text{ m}$	$1 \sim 4.5\text{ m}$
係留条件 (荷役中止)	風速	$26 \sim 27\text{ m/sec}$	$15 \sim 27\text{ m/sec}$	$25 \sim 31\text{ m/sec}$	
	波高	3 m	$2.5 \sim 3\text{ m}$	$3 \sim 4.5\text{ m}$	$3.5 \sim 5.0\text{ m}$

各研究団体が示している係船作業の条件では、接岸時が最も小さな値であり、次が荷役中、更に荷役をしない係留時の順で制限値が大きくなっており、バースの型式としては固定式棧橋(含ドルフィン)、多点ブイ係留、一点タワー係留、一点ブイ係留の順でより厳しい気象、海象条件に耐えると評価されている。

従って、接離岸時の作業限界は、作業船の作業限界に左右されており、わが国の主要港湾に於ける作業船の作業限界は最大平均風速 $7\text{ m/s} \sim 18\text{ m/s}$ 、最大有義波高 $0.7\text{ m} \sim 2.5\text{ m}$ 、潮流 $0 \sim 3\text{ Kts}$ の範囲となっているが、巨大タンカーの係船が予想される沖合ではその作業限界の向上の検討が強く望まれ少くとも最大平均風速 20 m/s 、最大有義波高 2 m 以上で充分その能力を発揮出来る作業船の出現が期待される。

以上の如く日本沿岸に於ける風及び波浪の観測結果及び港湾に於ける現状特に作業船の作業限界の検討を行った結果、

本研究を進めるための気象、海象条件として最大平均風速 20 m/s (10分間平均, 海上 10 m), 最大瞬間風速 26 m/s (ガストファクター 1.3 として), 最大有義波高 $2\text{ m} \sim 4\text{ m}$, 潮流 (船体正横) 1.0 Kts を設定する事とした。

この気象、海象条件は海岸或いは港湾の観測所に於いて、それぞれ独立に観測されたものを根拠として、それぞれ独立に選定したものであり、その相関は明らかでない。しかし現実の海面を想定して不規則波中の問題として取扱う場合、何らかの相関がなければならないし、また波高 2 m が作業船の作業限界より設定されたことも考慮しなければならない。

2.6 泊地の観測値によつて設定された風速、波高の取扱い

2.6.1 泊地における観測値の特徴

特定の港湾に泊地を設置する場合、風、波は詳細に観測されその特性を明らかにすることができるので問題はないが、一般的に観測の統計値を利用して係留限界を設定する場合には次のことに注意する必要がある。

- (1) 風速の最高値、平均値などと風向、吹送距離、吹送時間などの関係が明らかでない。
- (2) 波高、波長、特に風浪についての観測値と前記の風の観測値との関連が明らかでない。

このことは係留問題を風による影響と波浪強制力の影響を分離して取扱う場合には問題にならないが、総合して取扱う場合には実際の海象、気象に比較して過大あるいは過小な条件を設定する可能性が大きい。特に係留力、運動等を不規則波中の問題として取扱い、期待最大値、ダウンタイムなどを統計処理によって求めようとすると風と波の関係が明らかでない場合には波のエネルギースペクトルの設定さえ困難になる。

全国的な観測による統計値を集計して標準値を設定すると、風速、風向と波の関連なしに整理されたものから結論づけられるので特に前記の傾向が顕著である。さりながら全国的にこれらに関連づけて一つの標準値を設定することは現実的に困難なことである。また、これらの観測値について厳密な意味では風と波とは関連がないといえるが、同一地点で観測されたものであるので、全く関連がないと断定できない一面もある。

一般に観測された風速と波高をその風速で完全発達した波と比較すると波高が非常に低いのが特徴であり、この原因として考えられる要素としては吹送時間が短い、吹送距離が制限されたか、により波が完全発達していないか、浅水影響により平衡状態に達しているか、これらの複合によるものかなどの他に風による波の発達はないが、うねりの進入によって観測された波高であるかなどが考えられる。これらの要素を本研究部会で標準値として設定された風速 20 m/sec 、有義波高 2.0 m を例に若干考察してみる。

2.6.2 有義波高が低くなる要因の考察

本研究部会では全国港湾の海象、気象の統計値より、風速 20 m/sec 、有義波高 2.0 m を標準値と設定されたが、観測有義波高には 4.0 m も含まれているが、曳船などの作業限界を考慮して $H_{1/3} = 2.0\text{ m}$ と設定されたものである。したがって有義波高は $2.0\text{ m} \sim 4.0\text{ m}$ で考えてみよう。

- (1) 吹送時間が十分でない発達途上の若い波

20 m/sec の風速で波が完全発達するには最小吹送時間は 3.8 時間であり、陸地に近い泊地では吹送時間不十分の想定は十分あり得る。この時の波エネルギースペクトルの取扱いは次の通りである。

図 2.6.1 である風速で完全発達の波エネルギースペクトルを上記、これに対する共累積スペクトラム (C.C.S.) を下にあらわす。 $H_{1/3} = 2.83 \sqrt{E}$ であるから $E = (H_{1/3} / 2.83)^2 = E_a$ とすれば与えられた風速と有義波高に対しては C.C.S. は E_a 以上にはなり得ない。すなわち、 a 点で水平になる。この点が f_a であれば波エネルギースペクトルは f_a の右側 (斜線部) だけを考えればよい。なお、 f_a の所で突然断絶するかどうかは疑問であるが、有義範囲としては上限 $5/100 E$ 、下限 $3/100 E$ を無視しても支障ないので実用上は斜線部だけを取扱えばよいことになる。ピアソン、モスコビッチのスペクトルで取扱った場合、水面上 19.5 m の高さで 20 m/sec の風が吹き、波が十分発達したとすればエネルギースペクトル、共累積スペクトラムは図 2.6.2 であらわすことができる。この場合 $H_{1/3} = 8.54\text{ m}$ である。

$$H_{1/3} = 4.0 \sigma \text{ より } \sigma^2 = 0.25, f_a = 0.157 (H_{1/3} = 2.0 m)$$

$$\sigma^2 = 1.0, f_a = 0.105 (H_{1/3} = 4.0 m)$$

が得られる。 $H_{1/3} = 2.0 m$ に対するスペクトルは
 $20 m/sec$ の風に対する下限の誤差 $3/100 E =$
 0.139 に比較的近いので誤差が多いものと思わ
 れる。

(2) 有限な吹送距離によるエネルギー・スペクトルの
 設定

先づ S-M-B 法及び Wilson の改良式により、
 $H_{1/3} = 2.0 m$ に対する吹送距離を求める。風速
 $20 m/sec$ の風を水面上 $19.5 m$ より水面上 1.0
 m に換算すると $U_{10} = 18.43 m/sec$, また
 Davenport の式によれば $U_{10} = 18.2 m/sec$
 となる。以上により風速 $18.2 m/sec$, $H_{1/3} = 2.0$
 m とすれば吹送距離 $= 29 km$, 有限吹送距離にお
 ける風波のエネルギー・スペクトルを大型試験水槽
 ならびに博多湾の風波の観測資料を解析して求めた光易式¹⁾

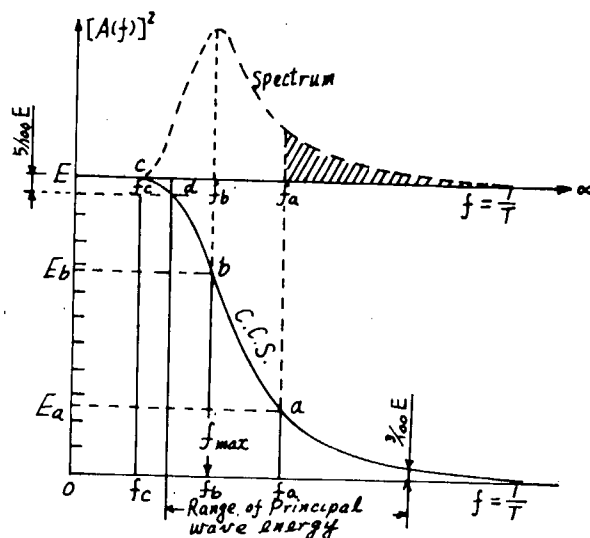


図 2.6.1 波エネルギー・スペクトルと共累積スペクトルの関係

$$S(f) = 1.15 \times 10^{-4} \left(\frac{g F}{U_{10}^2} \right)^{-0.312} \cdot g^2 f^{-5} \exp \left[-99.6 \left(\frac{g F}{U_{10}^2} \right)^{-1.32} \left(\frac{U_{10} f}{g} \right)^{-4} \right] \dots (2.6.1)$$

によって求める。(F: 吹送距離)

(3) 吹送時間, 吹送距離ともに制限された場合

十分に発達していない波の平均波周期を求める。

$$P-N-J \text{ 法の図表により } H_{1/3} = 2.83 \sqrt{E}, H_{1/3} = 2.0 m (6.562 Ft)$$

$$E = 5.376 Ft^2, \text{ 吹送距離無限大とすれば吹送時間} = 4.0 \text{ Hrs}$$

$$E = 5.376 Ft^2, \text{ 吹送時間無限大, 吹送距離} = 40 \text{ N.Miles}$$

この両図(COS曲線と吹送距離線)により $f_i = 0.17 (sec^{-1})$: 存在する最小周波数(これより長い波は存在しない)

$$\frac{T}{T} = 0.285 v \cdot F (3.03/v \cdot f_i)$$

$$F (3.03/v \cdot f_i) = 0.3964 \quad \text{より}$$

$$\frac{T}{T} = 0.285 \times 3.888 \times 0.3964 = 4.39 (sec)$$

以上の推定平均波周期と有義波高を ISSC のスペクトラムに代入する。

$$S(f) = 0.11 H_w^2 T_w (T_w f)^{-5} \exp [-0.44/(T_w f)^4] \dots (2.6.2)$$

ただし, T_w : 平均周期 ($= 4.39 sec$), H_w : 有義波高 ($= 2 m$)

以上 3 ケースについて結果をまとめると図 2.6.3 となる。

吹送時間を制限すると, これから発達する筈の波を途中で切っているの、他の場合に比較して周波数の小さい所は切れている。(2.6.1) 式と (2.6.2) 式によるものは周波数範囲は酷似しているが, (2.6.1) 式によるものが全体に高いスペクトルとなる。

(4) より低い風速の風が吹続した後に $20 m/sec$ の風が吹いた場合

前節までは $20 m/sec$ の風に着目して解釈を試みたが, $20 m/sec$ 以下の風が相当時間吹続した後に $20 m/sec$ あるいはそれ以上の風速の風が吹いた場合を考えてみる。何れの風速においても $H_{1/3} = 2.0 m$ を超えることはないとする。この意味は観測値により $H_{1/3} = 2.0 m$ が得られているとすれば, これを超えないで周波数の可能性を求めること

になる。

この推算方法は前節までの方法でもよいが、ここでは S-M-B. Wilson の図表より各風速に対する $H_{1/3} = 2.0$ m になる吹送時間、吹送距離、平均波周期を求め Bretschneider の式

$$S(f) = 0.430 (\bar{H}/g\bar{T}^2)^2 \cdot g^2 f^{-5} \text{Exp.} [-0.675 (\bar{T})^{-4} f^{-4}] \dots\dots\dots (2.63)$$

でスペクトルを求める。ここに $\bar{H}$: 平均波高, $\bar{T}$: 平均周期

図 2.64 は風速 10 m/sec から 2 m/sec ごとに 26 m/sec までのスペクトルを求めたものである。図 2.65 は $H_{1/3} = 4.0 m$ として風速 12 m/sec より 26 m/sec までのスペクトルを示した。(2.62) 式によるものと (2.63) 式による結果は殆んど一致する。

(5) 浅水影響

浅水影響によって平衡状態に達し、有義波高がある値以上に達しないことがある。特に調査された泊地が既存の港湾で、大型船、超大型船用の泊地でない場合は水深が浅いのでこの影響があらわれる。浅海域での波浪は水深によってその形は制約を受けるが、井島、松尾²⁾の平衡領域のスペクトルは、

$$\left. \begin{aligned} E(\omega) &= 0.81 \times 10^{-2} h^{5/2} \cdot g^{1/2} \cdot F\left(\frac{\omega^2 h}{g}\right)^{1/2} \\ F\left[\left(\frac{\omega^2 h}{g}\right)^{1/2}\right] &= \frac{\left(\tanh \frac{2\pi h}{Lw}\right)^2}{\left(\frac{2\pi h}{Lw}\right) \cdot \left(\frac{\omega^2 h}{g}\right)^{1/2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2.64)$$

であらわされる。(2.64) 式とピアソン・モスコビッツのスペクトルにより、水深 10 ~ 50 m 、風速 10 ~ 30 m/sec の間で平衡領域のスペクトルを求めると、図 2.66.1 ~ 図 2.66.3 となる。

図によると平衡領域においては実線 (P.M. スペクトル) と破線で囲まれた下の部分しか波浪は存在しないから水深 10 m 以下では風速 10 m/sec 以上で水深影響があらわれ、水深 20 m 以上では風速 15 m/sec までは水深影響無視できる。

水深 30 m 以上では風速 17.5 m/sec までは影響なし、風速 22.5 m/sec に対して水深影響を無視出来るためには 50 m 以上の水深が必要である。

これらの計算結果から考察すると次のことがいえる。

- (イ) 水深影響は可成り広い範囲にわたって認められる。
- (ロ) 特に周波数の高い部分でも比較的低い風速において強い影響を受ける。
- (ハ) このことは吹送時間が短い発達途上の若い波に対しても影響があることを示している。
- (ニ) 以上の考察によれば、既存の港湾における観測統計値は吹送時間、吹送距離とともに可成り水深影響を受けた波高であるといえる。

本研究部会で対象としている超大型タンカーに対する泊地の水深は 40 m 程度であり、20 m/sec の風速では水深影響はあらわれない。特に周波数の大きい部分では計算上影響はあるが、この周波数に対しては船体運動の応答はないので無視して支障はない。

但し、既存の港湾における波高の観測統計値が、前記の影響を含んだものであるとの前提にたてば、同一地域であっても水深が深くなれば波高が観測統計値とは可成り異ったものになることが予想され、既存港湾の観測統計値をそのまま超大型船の標準値と設定することに対して疑問があるので設定値は十分余裕のあるものとする必要がある。

また中小型船の係留問題、特に設計限界などを求めるために不規則波中の取り扱いをするに当っては水深の波エネルギー・スペクトルに及ぼす影響を十分考慮しなければならない。

(6) うねりに対する考慮

泊地においては風浪だけでなく、泊地を離れたところで発生した波が減衰して“うねり”として進入することも考

えなければならない。係留に対しては周期の短い風浪より、周期の長いうねりが重要であり、特に横運動については一層重要である。今、泊地で $L_w = 200\text{ m}$ 、 $H = 2.0\text{ m}$ のうねりが観測されたとする。 $L_w = (g/2\pi)T^2$ より $T = 11.32\text{ sec}$ 、減衰域のうねりの周期 T_D 、波高 H_D 、吹送距離の終端における周期 T_F 、波高 $(H_{1/3})_F$ とすると、 $T_D/T_F = 1.20$ で $T_F = 9.43\text{ sec}$ 、最小吹送距離 $F_{\min} = 200\text{ N.Miles}$ で減衰距離 200 N.Miles とすれば $H_D/H_F = 0.52$ 、 $H_F = 1.3\text{ Ft} (3.96\text{ m})$ 、風速 $25\text{ Kts} (12.86\text{ m/sec})$ 、 19 Hrs が得られる。

これらの数値は Bretschneider の図表から得られるが、その意味するところは、
 風速 12.86 m/sec の風が 19 時間吹き続け、その吹送距離が 200 N.Miles で吹送距離の終端が泊地より 200 N.Miles 離れているとき、廻折がおこらずに泊地に進入したとき、発生域で $H_{1/3} = 3.96\text{ m}$ 、 $L_w = 139\text{ m}$ の波が泊地では $L_w = 200\text{ m}$ 、 $H_w = 2.0\text{ m}$ のうねりとなることを意味する。

なお、この組み合わせは無限にあり、上記は 1 例を示すものである。厳密に言えばエネルギーの減衰、浅水影響などを考慮しなければならないが、うねりは Sinusoid として取扱ってよいので、うねりの場合は規則波理論そのものとして計算結果を取扱ってよいだろう。

2.6.3 標準状態の解釈と取り扱い

以上種々の場合を考察したが

- (1) 全国港湾の観測統計値の有義波高と風速に着目して波エネルギースペクトルを設定すると、前記風速による完全発達した波エネルギースペクトルとは全く異なったものになる。
- (2) 風速 (20 m/sec) と有義波高 (2.0 m) を結びつけると、吹送時間、吹送距離ともに制限された状態を考えるのが妥当である。
- (3) 巨大船泊地に対しては風速 20 m/sec 程度では浅水影響は考慮する必要はないが、水深 3 m 以下の既存大型船を含んだ中小型船泊地では 20 m/sec の風速でも水深影響があらわれる。
- (4) 既存泊地の波高に関する観測統計値は吹送時間、吹送距離の制限のみならず、水深影響を含んでいると考えてよく、同一地域といえども水深の深い巨大船泊地の海象の直接情報と見做し得ないことに注意しなければならない。
- (5) 海面は全く平穏な状態から突然高い風速の風が吹くことは稀であり（突風現象はあるが、波の発達には大きな影響はないので、波エネルギーに着目している限りにおいては無視できる）実際の状況設定にはより低い風速の風が吹続して、これに高い風速の風が重なったとする想定が安全側となろう。
- (6) 運動の応答を考慮するとき、波エネルギースペクトルの最大値より、周波数範囲がより重要である。この観点から設計基準を求めるための波エネルギースペクトルの設定には前記(2)(5)の項目により、図 2.6.4 の①より⑥まで、図 2.6.5 の①より⑥までの包絡線で考えた方がよい。
- (7) 前記(6)の設定による包絡線の囲む面積は最初に設定した E (20 m/sec 及び $H_{1/3} = 2.0\text{ m}$ あるいは 20 m/sec 及び $H_{1/3} = 4.0\text{ m}$) よりも大きく、 $H_{1/3} = 2.83\sqrt{E}$ は 2.0 m 、 4.0 m よりも高くなるが、何れも E の絶対値が小さいので運動量には大きな影響は及ぼさない。
 （参考までに $H_{1/3} = 4.0\text{ m}$ に対する包絡線によって設定されたスペクトルに対する C.C.S. を求めると $\sigma^2 = 1.355\text{ m}^2$ 、 $\sigma = 1.164\text{ m}$ 、 $H_{1/3} = 4.0\sigma = 4.65\text{ m}$ となる）
- (8) 以上の設定による波エネルギースペクトルを図 2.6.7 に示したが、 $H_{1/3} = 2.0\text{ m}$ に対して設定されるものは低く、このスペクトルを使用して運動量を求めても極めて微小であり無視できる程度である。このことと(4)に述べた観測統計値の特性を加味し、PLAN C の本船の退避限界としての最大波高に近い $H_{1/3} = 4.0\text{ m}$ に対する包絡線で設定したスペクトルを使用して規則波に対する比較、期待最大値に対する統計処理を試みることにした。
- (9) うねりに対しては規則波中の取り扱いをそのまま適用する。

以上本研究部会において設定された係留に対する気象、海象の標準値の解釈を中心に一般的に泊地における観測統計値の特性とその取り扱いに関する注意を述べたが、沖合の波のみを対象として設計基準を設ける一般問題と異なり、

各種の要素を含んでいる係留，泊地に対する気象，海象条件の標準値を画一的に定めることは極めて困難であり，また，たとえ標準値が設定されていても動的計算を行う前に数値の設定，解釈などを慎重に行う必要がある。

2.6.4 索張力変動に関する規則波と不規則波中の比較

以上の設定に基づき索張力の変動に関し，規則波中と不規則波中の値を比較してみる。規則波中の索張力変動は第2編第4章，第5章に示された値をとればよいが，不規則波中の変動は $[\Delta T/ha]^2 \cdot [S(f)]$ の形で変動スペクトルを求め，これに対するC.C.S.を求めれば $\Delta T_{1/3}$ が求められる。ドルフィン係留におけるFORE BREAST LINE について $\alpha = 30^\circ$ に対する変動値を1000，700，450，250型のパラスト状態を例にとれば図2.6.8～図2.6.11となる。なお， $H_{1/3} = 2.0\text{ m}$ の包絡線で設定された波スペクトルに対する $[\Delta T/ha]^2 \cdot [S(f)]$ 及びC.C.S.は図2.6.12となり，250型以上の船型に対しては応答はなく，250型に対しても殆んど無視し得る程度である。求められた索張力変動有義値を規則波中の変動値と比較するため変動有義値に対する有義周期を求めこれに対応する規則波値と比較してみる。

有義周期はゼロアップクロス法により

$$m_0 = \int_{-\infty}^{\infty} [\Delta T/ha]^2 S(f) df \quad (= \sigma^2) \quad \dots\dots\dots (2.6.5)$$

$$m_2 = (2\pi)^2 \int_{-\infty}^{\infty} f^2 [\Delta T/ha]^2 S(f) df \quad \dots\dots\dots (2.6.6)$$

$$\tilde{T}_0 = 2\pi \sqrt{m_0/m_2} \quad \dots\dots\dots (2.6.7)$$

で平均周期を求め

$$\tilde{T}_0 \div 0.9 T_{1/3} \quad \dots\dots\dots (2.6.8)$$

により求める。

次に応答の極値の確率分布がRayleigh 分布で近似し得るなら次の関係が成立する。

ある応答 x が一定値 x_1 を超える回数と x の変動回数の比を $q(x > x_1)$ とし標準偏差を σ とすれば

$$q(x > x_1) = \exp(-x_1^2/2\sigma^2) \quad \dots\dots\dots (2.6.9)$$

これを図示すると図2.6.13となる。この意味するところは有義値 $= 2\sigma$ の関係から $\Delta T_{1/3}$ を超える値は14%であり，最大値 $= 3\sigma$ であることである。

以上をまとめると表2.6.1及び図2.6.14となる。

表2.6.1 索(FORE BREAST LINE)張力変動値の比較

索 船 型	FORE BREAST LINE				FORE SPRING LINE	
	250型	450型	700型	1000型	450型	1000型
状 態	パ ラ ス ト 状 態				パ ラ ス ト 状 態	
① 不規則波中の索張力変動有義値 $\Delta T_{1/3}$ (ton)	390	404	1692	633	251	723
② 同上有義周期 (sec)	1209	1318	1341	1317	139	1511
③ 同上に対応する規則波中の変動値 $\Delta T/ha$ (ton/m)	210	380	2160	640	300	1100
④ $2.325 \Delta T/ha$ (ton/m)	4883	8835	50220	14880	6975	25575
⑤ $\Delta T_{1/3}/(2.325 \Delta T/ha)$	0.799	0.457	0.337	0.425	0.360	0.283
⑥ $1.5 \Delta T_{1/3}/(2.325 \Delta T/ha)$	1.20	0.686	0.506	0.638	0.540	0.424
⑦ $\Delta T_{1/3}/(\Delta T/ha)$	1.86	1.06	0.78	0.99	0.84	0.66

注 ③は $H_{1/3} = 2.0\text{ m}$ に対するもの，④は $H_{1/3} = 4.65\text{ m}$ に対するもので， $2.325 \times ③$ となる。

これらの意味するところは

- (1) 400型以上で図2.6.7で設定したスペクトラムを使用して最大期待値を求めても $H=2.0\text{ m}$ の規則波を超えない。
- (2) 船型による波浪応答の傾向がよくあらわれている。
- (3) うねりの場合は規則波で考えればよいので、 $H=2.0\text{ m}$ の規則波に対する変動値を求めれば図2.6.7で設定した $H_{1/3}=4.65\text{ m}$ のスペクトルに対する最大変動値もカバーできる。

勿論これらは変動値の応答如何であることはFORE BREAST LINE, FORE SPRING LINEの比較でよくわかる。上記の結論は最も変動量の大きいFORE BREAST LINEについて求めたものであり、目安としては大きな誤りはないといえよう。

- 〔注〕
1. 本節の風速は必ずしも海上10 mには統一しなかった。
 2. 本節の計算では使用しなかったが風速、吹送距離、有義波高、有義周期は次の光易式を用いると便利である。

$$\frac{g H_{1/3}}{U^2} = 2.2 \times 10^{-3} \left(\frac{g F}{U^2} \right)^{1/2}$$

$$\frac{g T_{1/3}}{2 \pi U} = 5.1 \times 10^{-2} \left(\frac{g F}{U^2} \right)^{1/3}$$

3. 波の方向と風の方向が異なる場合は、スペクトルの方向性が強くあらわれることが知られている。この場合は方向が同一であるとして取扱っている単純な不規則波の取扱いはできない。但しこの方向性は海域によって異なるので本研究部会の各プログラムではスペクトルの方向性は無視している。

参 考 文 献

- | | |
|---------------------------|--------------------------|
| (1) 光易恒：風波のスペクトルの発達(2) | 第17回海岸工学講演会論文集 昭和45年土木学会 |
| (2) 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 昭和44年土木学会 |

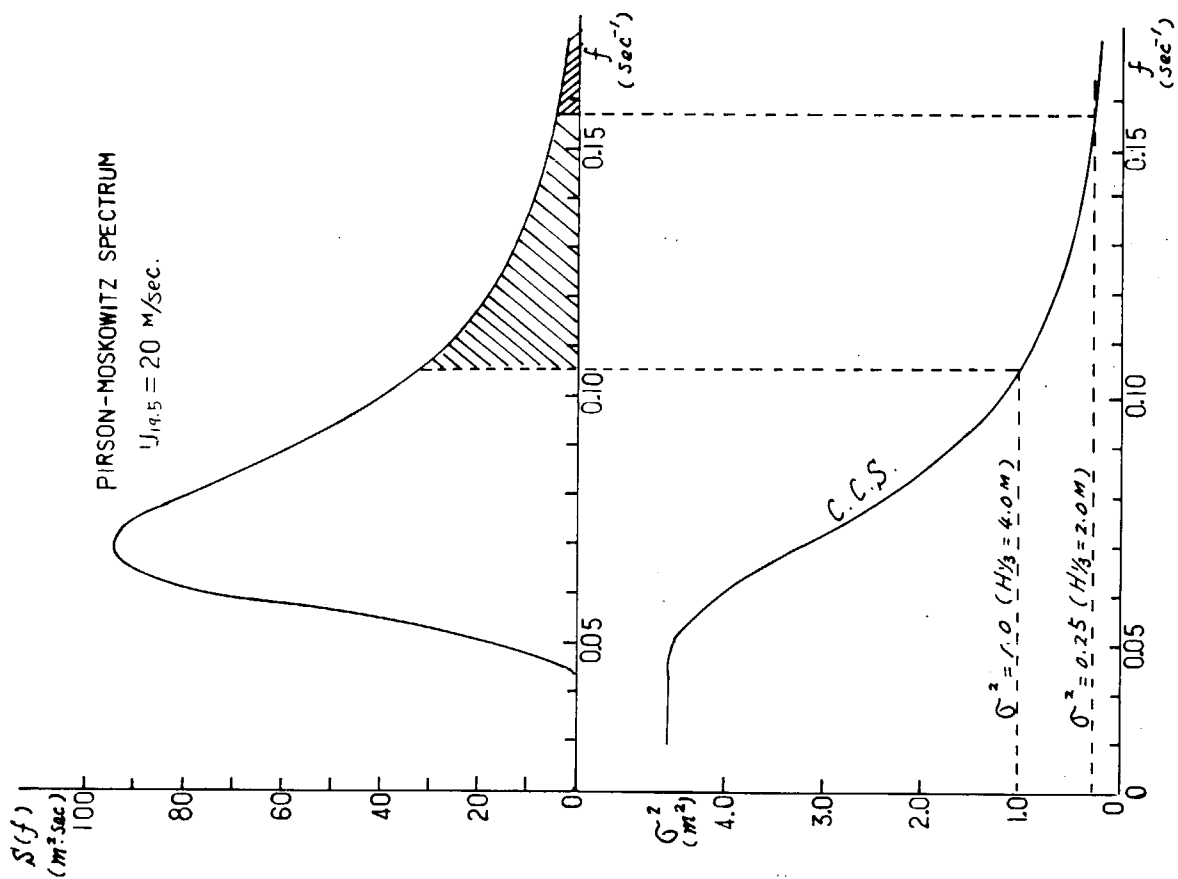


図 2.6.2 風速 20 m/sec に対する波エネルギースペクトルと C.C.S.

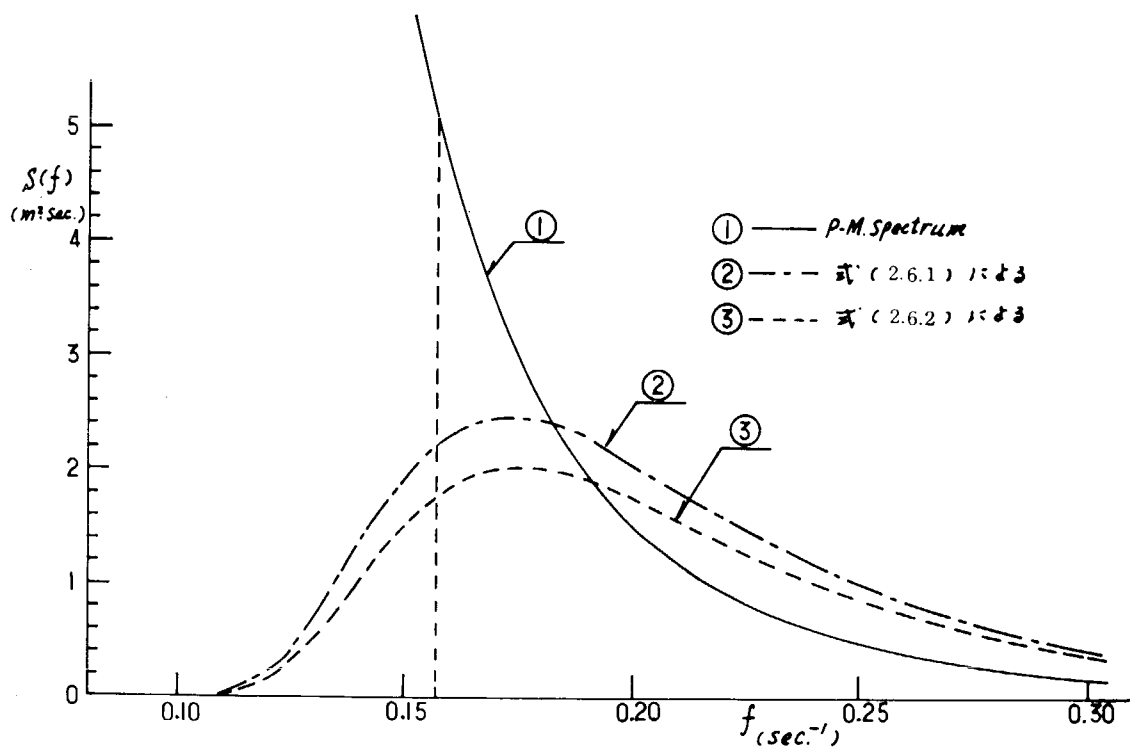


図 2.6.3 各種方法によって求めた風速 20 m/sec, 有義波高 2.0 m に対する波エネルギースペクトル

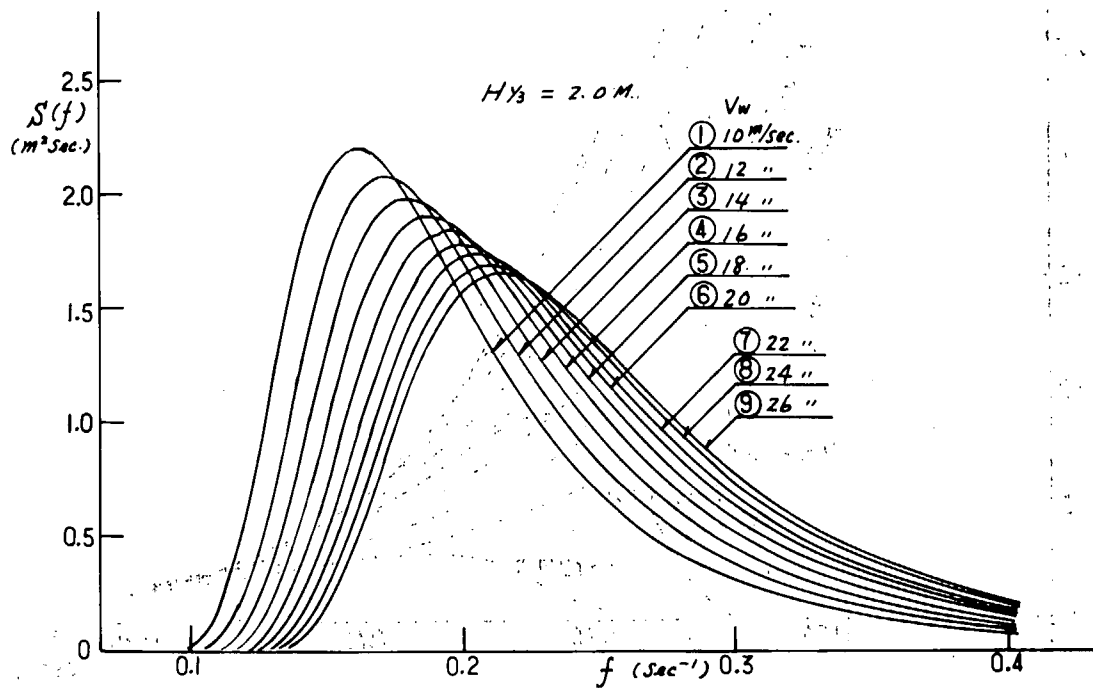


図 2.6.4 各風速と有義波高 2.0 m との組合せで求めた波エネルギースペクトル

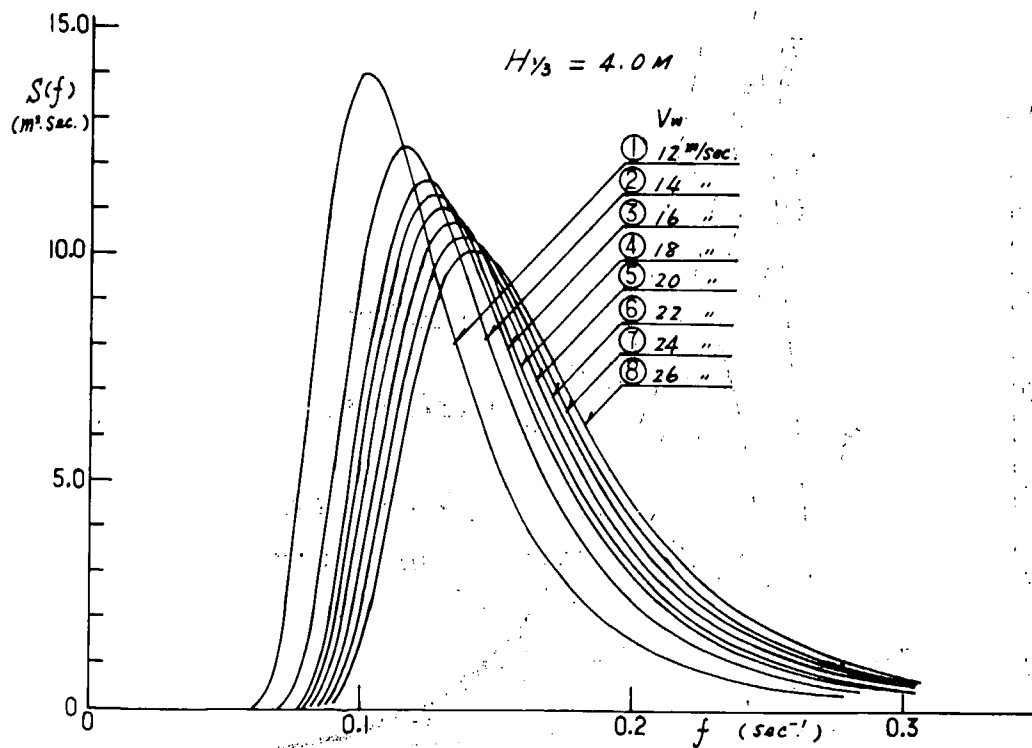


図 2.6.5 各風速と有義波高 4.0 m との組合せで求めた波エネルギースペクトル

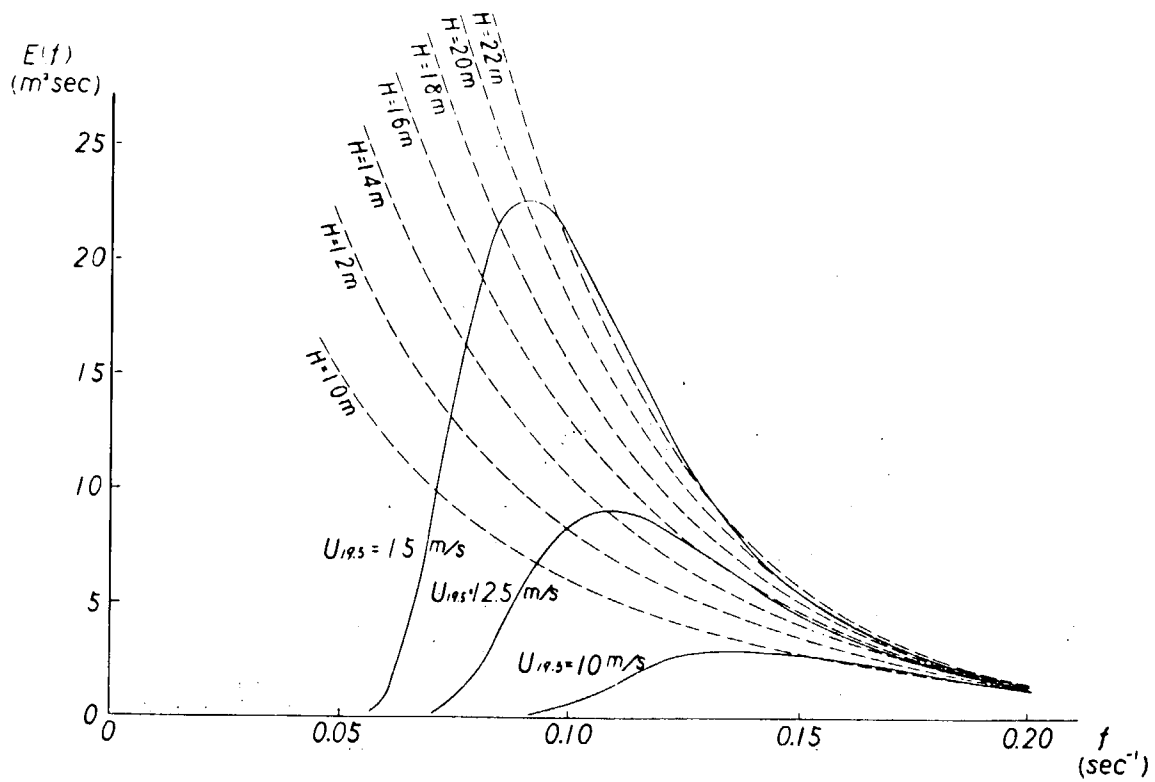


図 2.6.6-1 波エネルギースペクトルに対する水深影響 ($U = 10 \sim 15 \text{ m/sec}$, $H = 10 \sim 22 \text{ m}$)

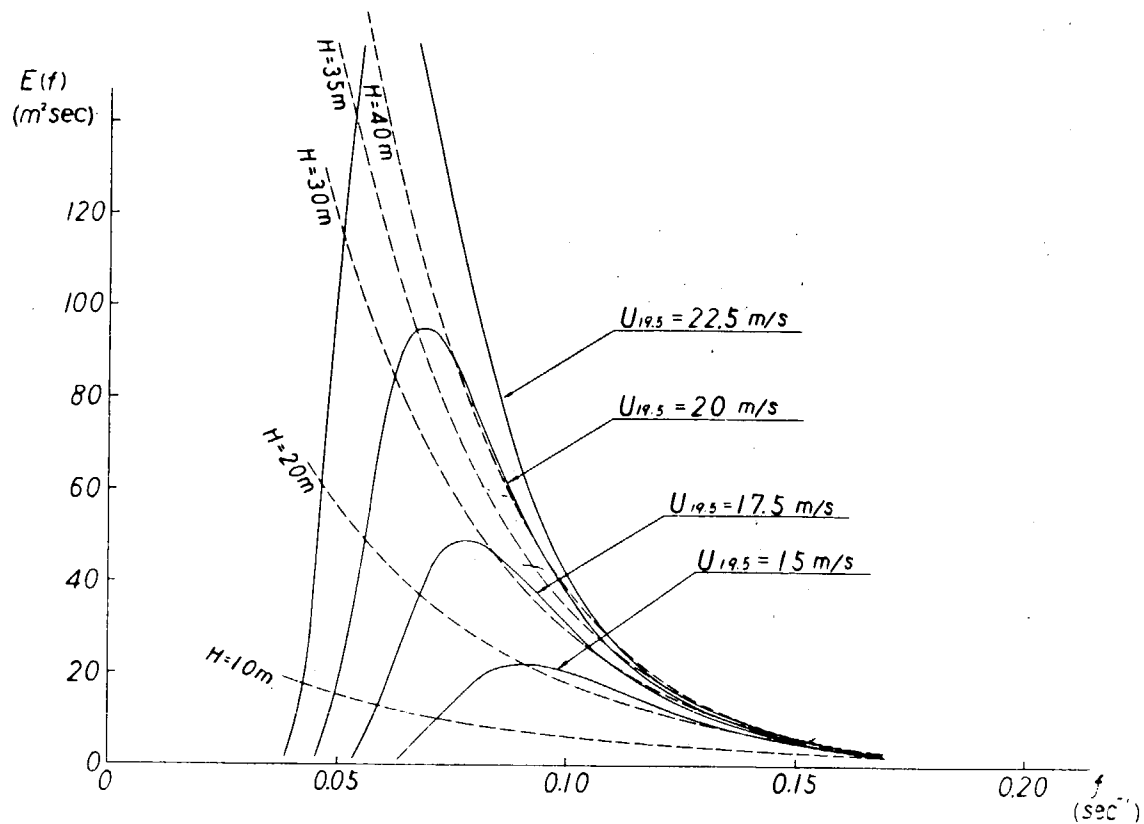


図 2.6.6-2 波エネルギースペクトルに対する水深影響 ($U = 15 \sim 22.5 \text{ m/sec}$, $H = 10 \sim 40 \text{ m}$)

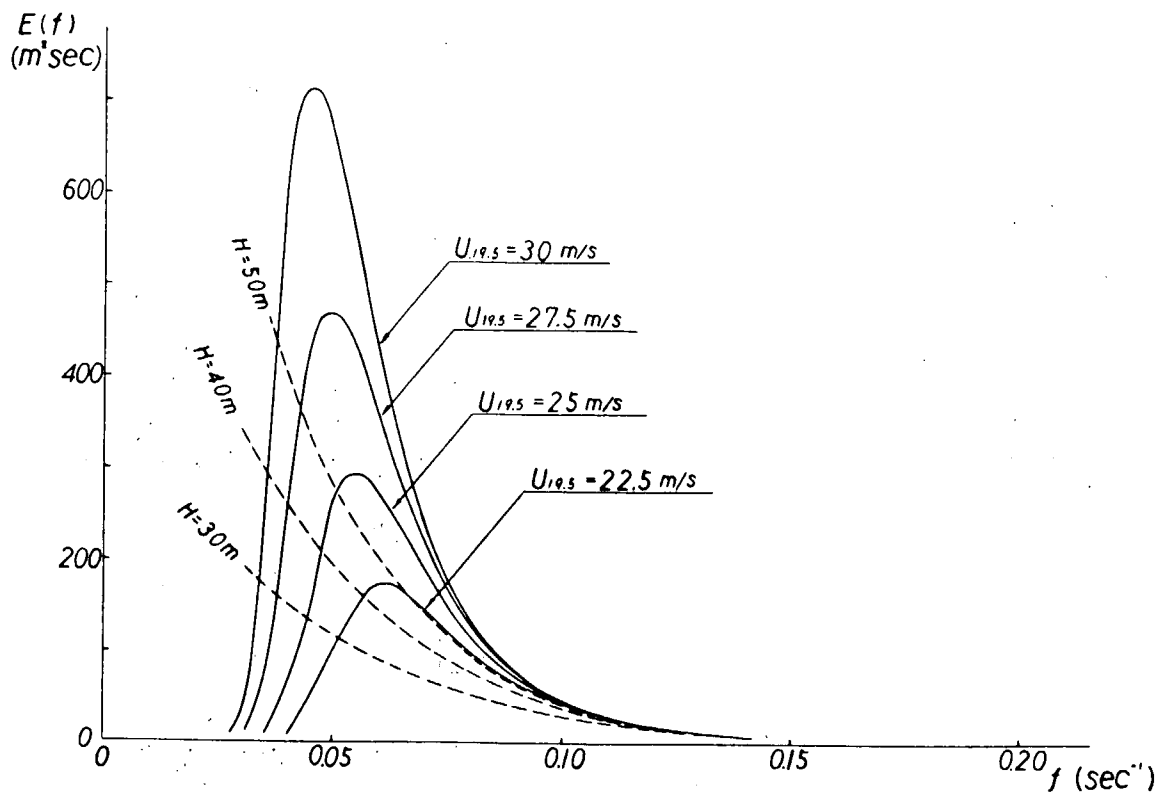


図 2.6.6-3 波エネルギースペクトルに対する水深影響 ($U = 22.5 \sim 30 \text{ m/sec}$, $H = 30 \sim 50 \text{ m}$)

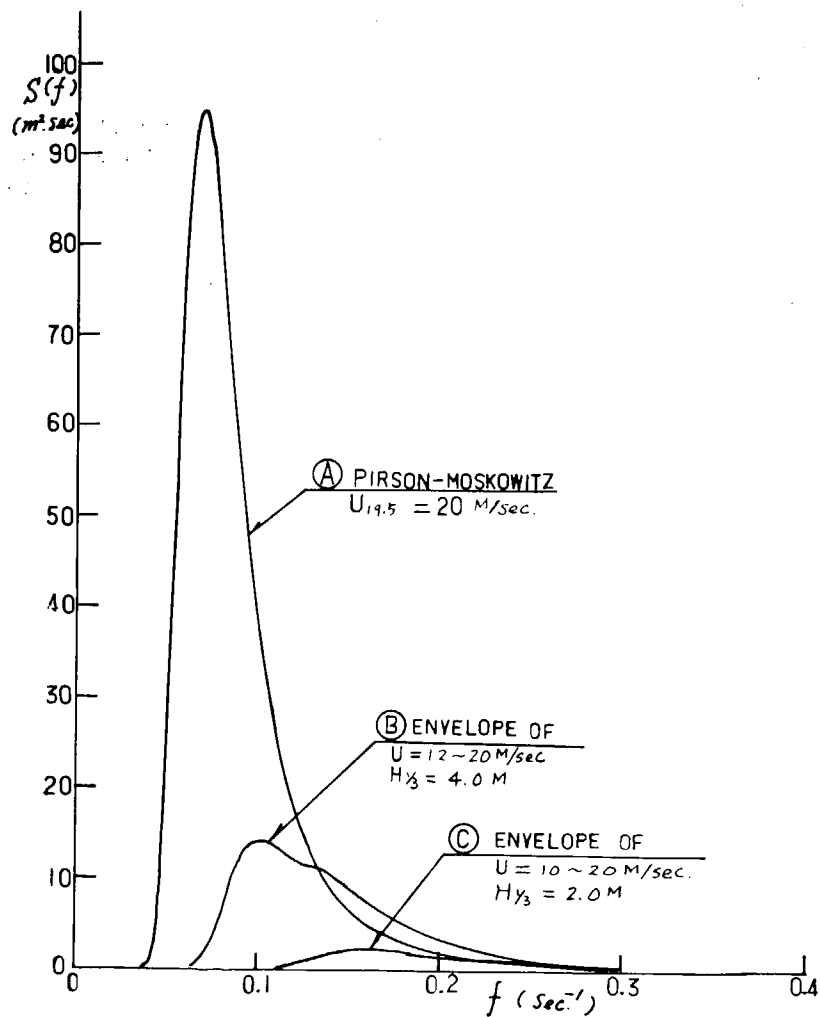


図 2.6.7 設定したスペクトルの比較

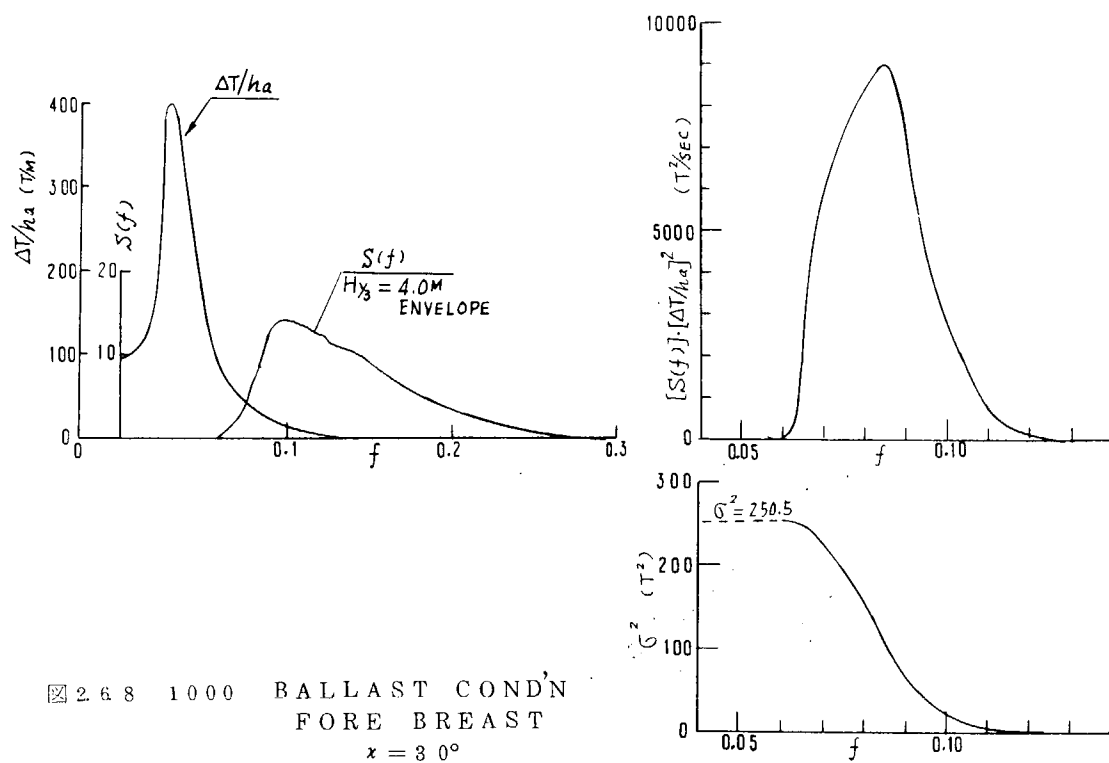


图 2.68 1000 BALLAST COND'N
FORE BREAST
 $x = 3.0^\circ$

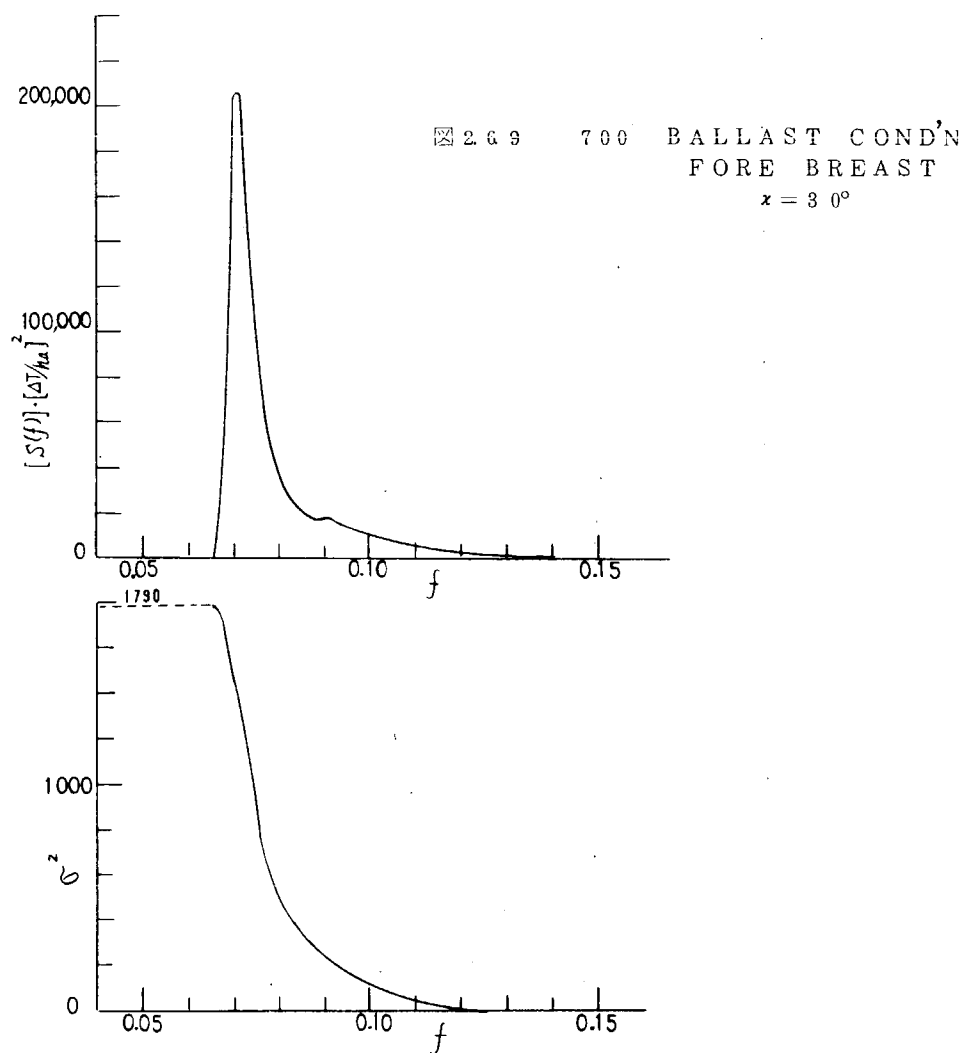
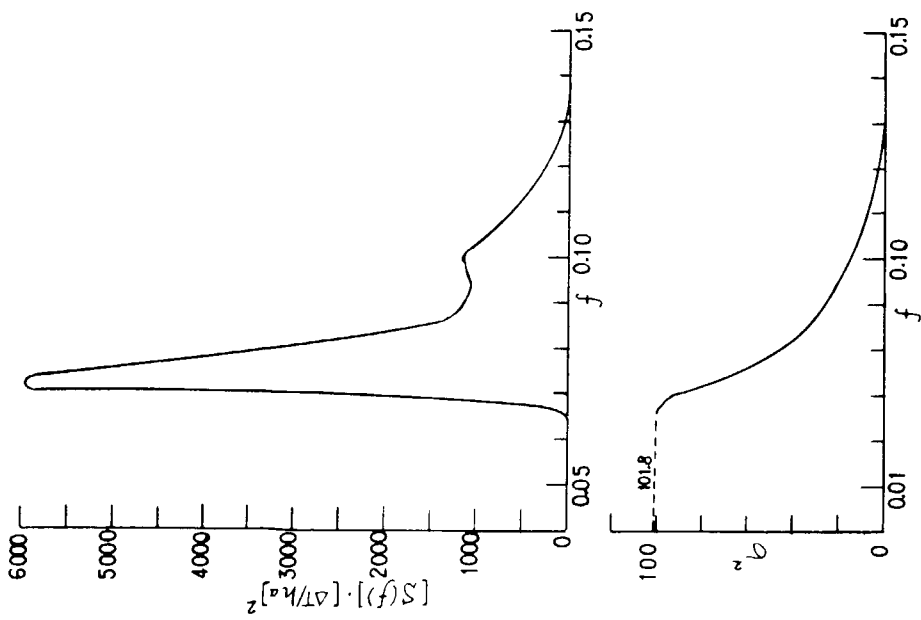
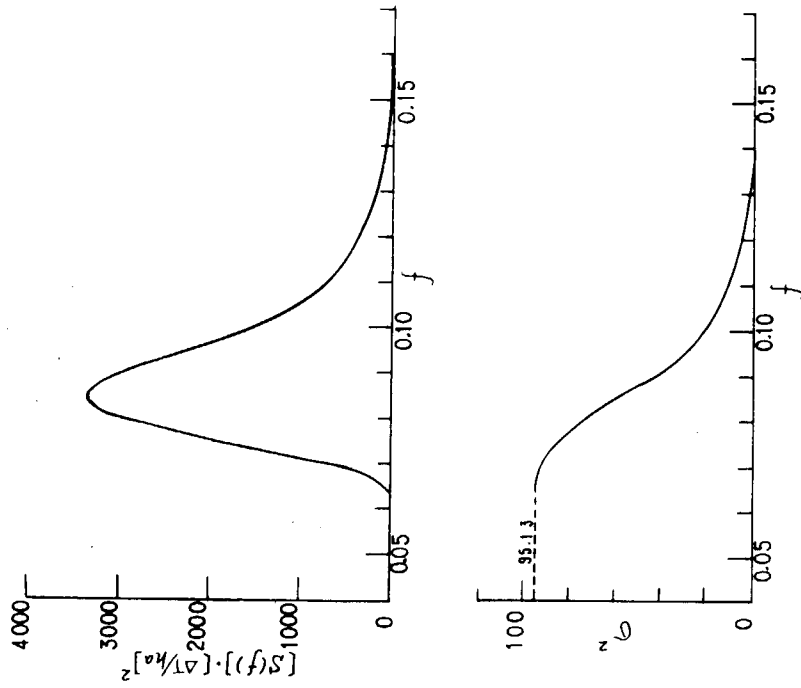


图 2.69 700 BALLAST COND'N
FORE BREAST
 $x = 3.0^\circ$



2.6.10 450 BALLAST COND'N
FORE BREAST
 $\lambda = 30^\circ$



2.6.11 250 BALLAST COND'N
FORE BREAST
 $\lambda = 30^\circ$

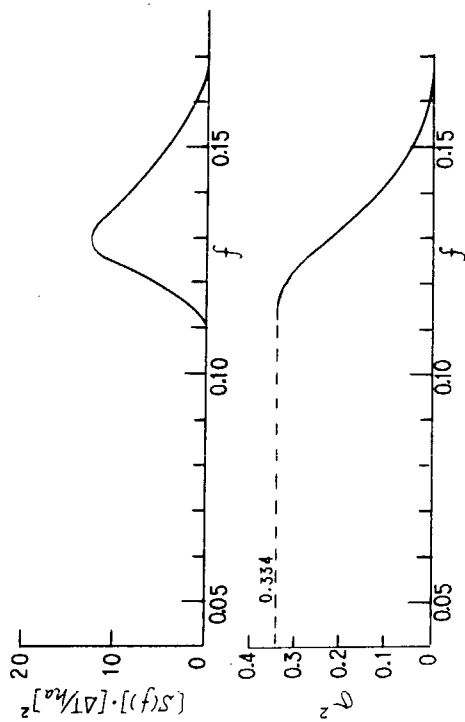


図 2.6.12 250 型 BALLAST COND'N
FORE BREAST $\alpha = 30^\circ$
($H_{1/2} = 20 \text{ M}$)

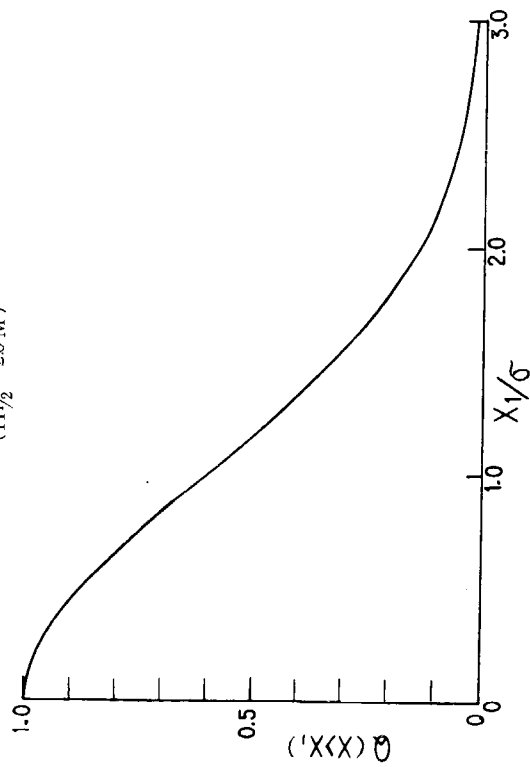


図 2.6.13 頻度と標準偏差の関係

- | | | |
|------------------------|----|--|
| Fore
Breast
Line | ① | $\Delta T_{1/3} / \Delta T_0 (H = 2 \text{ m})$ |
| | ② | $1.5 \Delta T_{1/3} / \Delta T_0 (H = 4.65 \text{ m})$ |
| | ③ | $\Delta T_{1/3} / \Delta T_0 (H = 4.65 \text{ m})$ |
| Fore
Spring
Line | ①' | $\Delta T_{1/3} / \Delta T_0 (H = 2 \text{ m})$ |
| | ②' | $1.5 \Delta T_{1/3} / \Delta T_0 (H = 4.65 \text{ m})$ |
| | ③' | $\Delta T_{1/3} / \Delta T_0 (H = 4.65 \text{ m})$ |

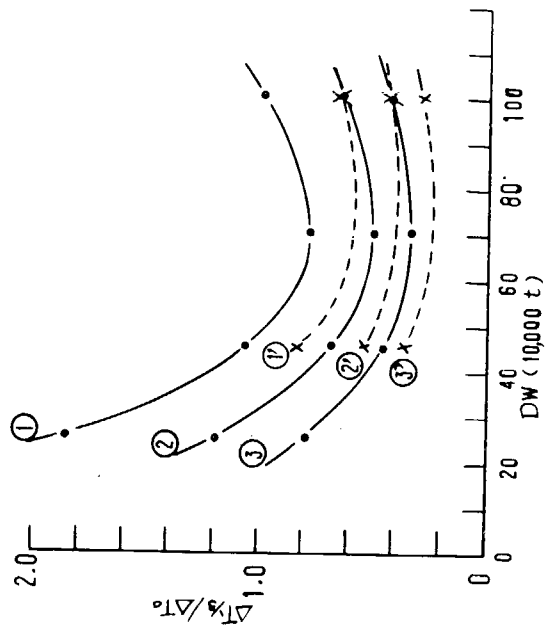


図 2.6.14 索張力変動値の比較

2.7 セイシュ (Seiche)

Forel がスイスのジュネーブ湖において行った観測が、セイシュを学問的にとらえた最初の研究と言われており、その後多くの海洋気象学者により調査と観測が行われ理論づけられて来た。

セイシュそのものは最近になって知られたことではなく古くより知られていた現象で、外国のみならずわが国においても長崎地方ではアビキ、下田地方ではヨタと呼ばれて昔から知られている。このように港湾土木工学、海洋気象学の面では100年以上にわたる研究の結果、理論的解明も進んでいるが、そのほとんどが振動のmodeと周期の決定に関するもので、発生原因や発達減衰の機構についてはあまり多くない。

また、セイシュによる船舶の被害も統計上少なからずあるが、そのほとんどが小型船であり、セイシュについての認識が船舶関係者になかったため、今までは単なる波浪現象として見逃がされて来たと言えよう。しかしながら、近年セイシュに起因する巨大船の係船索の切断事故が続発したため、造船、海務関係者の間で注目を集め始めている。Exxon は1976年3月に出した“Marine Research Program Shipboard Mooring Guide” Report No. EE8 TMR. 76においてセイシュについて次の如く注意を喚起している。

Seiche :

Sometimes, very long period waves are present in harbors which are very difficult to detect visually. These waves are known as seiches and are potentially dangerous because of their ability to disturb moored vessels. They are capable of forcing a moored vessel to move slowly in a cyclic manner causing high mooring loads.

Movements with periods of one to three minutes are very typical. This movement is best observed by noting the rise and fall of the mooring line catenaries.

If a moored vessel is responding in this manner, the amount of ship motion may be modified by changing the tautness of the mooring system (either by slackening off or heaving in mooring lines). Actual measurements of line loads for moored VLCC's show that harbor seiche can cause tanker mooring loads to increase by 15 to 20 tons.

セイシュとは湖や入口のせまい港湾などで、内部の水が外力の変化に応じて一定の周期をもった自由振動を起す現象を言い、その振動は縦振動のみならず横振動となることもある。日本では湾の一端が外海と通じ自由に水が出入りできる場合に湾内に卓越して現れる振動を特に潮汐の副振動 (secondary undulation of tides) と称して湖の場合の振動と区別して来たが現象の本質は同じであり、かつ外国ではこのような使いわけはほとんど見られないので、最近ではセイシュに統一される傾向にある。

港湾におけるセイシュの発生原因としては

津 波

暴 風

雷 雨

低気圧前線にともなう長周期波

波浪に起因する長周期波

海潮流

等が挙げられる。すなわち、気圧変化、風の衝撃圧、局部的降雨による一時的な流入の増加、地震にともなう津波等により誘発されて自己振動を起すものである。

表2.7.1は宇野木早苗博士がまとめられた日本の各港湾における最大及び次大のセイシュ観測記録である。(第6回海岸工学講演会講演集による)

表 2.7.2 は 1965 年アメリカ土木学会 (ASCE) において B.W. Wilson が発表したセイシュ周期の観測記録である。

また図 2.7.1 は港湾のセイシュの例として宮津の潮候曲線よりとったものを示す。

これらから見られる如くセイシュは周期が非常に長いいため水粒子の水平運動が大きく、係船中の船舶を大きくゆり動かす。このため荷役作業の中断、係船索の切断、船体の岸壁、ドック、栈橋、防波堤との衝突による損傷が生じる。また、大きな湾では多量のエネルギーを要するため波高は低くなり、周期の長いことと併せて目視観測が難しく、巨大船ではセイシュの現象に気付かずにて、係船索に過大な荷重がかゝって切断する事故が発生している。

図 2.7.2 は前述の EXXON の Shipboard Mooring Guide に示されている巨大船における係船索の荷重変動を表したものである。

このようにセイシュを含む長周期波の存在は港湾土木関係者、船舶運航関係者及び造船関係者として無関心ではられないものとなって来ており、被害対策も種々研究されている。例えば Surge の波高を減ずる方法として港口幅を適度にせばめるとか、エネルギーを吸収させるため港の外側に緩衝水域を設けた港がある。また、船の運動を抑制するような係船方式の研究も行われているがまだ実用的ではない。

また船の接触による圧力を緩和させるため岸壁、栈橋、防波堤に緩衝装置や保護装置を設ける研究も行われている。このようにいろいろと研究されているが、まだ確実に有効でかつ船の動作（航行、荷役）を妨げないと言える方法の確立にまでは至っていない。

このような現状において対策としては、セイシュの起因となる現象があった場合にはセイシュが発生するものと予想して、船舶運航者が万全の準備を行っておくことが望ましい。

表2.7.1 日本各港湾のセイシュ最大と次大 (観測期間1956年まで)

地名	年月日	周期 (分)	波高 (cm)	気象現象	地名	年月日	周期 (分)	波高 (cm)	気象現象
稚内	1956-1-7 1956-12-22	39 53	99 91	M(Lj, CF) M(Ln)	串本	1952-11-5 1952-2-18	12 20	143 125	T(Agnes) F
網走	1956-12-22 1956-11-18	3 6	53 47	M(Ln) NE方にL	下津	1953-8-27 1953-4-3	18 16	57 36	SF CF
釧路	1952-11-5 1952-3-4	46 42	95 54	カムチャッカ地震 十勝沖地震	和歌山	1953-8-29 1954-9-7	25 25	56 51	SF T(No.12)
函館	1956-6-13 1958-3-2	55 55	87 56	Lj(E) Lj(F)	淡輪	1953-2-12 1953-7-5	7 30	29 29	SF SF
八戸	1948-10-5 1948-10-30	80 60	38 37	Ln(F) 弱いCF	大阪	1953-6-6 1954-11-1	110 300	48 32	T(Judy) Lj(CF)
宮古	1947-4-1 1947-4-2	47 27	145 140	移動性High Lj	神戸	1955-9-27 1956-9-10	- -	58 52	T(No.22) T(No.12)
鮎川	1952-11-5 1955-12-26	7 8	192 117	カムチャッカ地震 Lj	呉	1954-7-26 1953-3-11	15 15	17 11	Lj(CF) Lj(CF)
小名浜	1952-11-5 1952-1-3	12 23	155 79	カムチャッカ地震 Lp	高松	1954-1-2 1953-5-12	14 28	23 20	Lp, Lj 2本のF
銚子	1952-8-4 1950-10-12	17 5	75 64	十勝沖地震 T(Ruby)	小松島	1952-11-5 1956-9-25	35 40	63 35	カムチャッカ地震 T(No.15)
名洗	1955-12-26 1956-9-27	40 35	88 38	Lj T(No.15)	松山	1956-5-13 1950-6-20	14 13	98 90	弱いCF
布良	1944-12-7 1943-10-3	22 5	233 169	熊野灘地震 T	宇和島	1950-7-18 1952-6-5	29 8	180 55	T(Grace) 弱いCF
東京	1952-11-5 1955-8-3	70 105	45 20	カムチャッカ地震 CF(Lj)	清水	1952-11-5 1941-11-19	24 20	121 119	カムチャッカ地震 日向灘地震
品川	1937-10-16 1938-1-13	76 82	12 9	L M	高知	1953-9-25 1950-9-3	18 17	29 27	T(No.13) T(Jane)
岡田	1953-11-26 1953-12-24	4 2	34 19	房総沖地震 弱いSF	油津	1952-11-5 1954-9-9	30 4	120 110	カムチャッカ地震 T(No.12)
伊東	1946-12-21 1949-8-30	13 6	70 66	南海道地震 T(kitty)	鹿児島	1951-6-22 1950-12-7	19 8	34 25	F CF
内浦	1946-12-21 1952-11-5	16 9	204 87	南海道地震 カムチャッカ地震)	名瀬	1959-2-3 1958-2-7	15 16	235 120	CF Lj
御前崎	1952-2-18 1952-11-7	15 26	77 69	CF 弱いL	富江	1942-4-14 1940-2-29	28 33	130 126	High High
舞阪	1953-9-25 1940-8-11	7 5	52 35	T(No.13) L	女神 (長崎)	1955-3-22 1943-1-3	36 35	125 118	2本のF -
名古屋	1956-9-25 1956-10-30	140 86	77 75	T(No.15) Lp, Lj	外ノ浦	1956-4-19 1956-4-11	34 27	108 104	L -
鳥羽	1953-9-25 1950-5-13	9 9	37 22	T(No.13) CFと強いT	境	1956-3-16 1956-6-6	50 45	50 41	Lj Lp
尾鷲	1954-9-17 1953-9-25	20 4	60 56	T(Lorna) T(No.13)	宮津	1952-6-6 1954-9-26	50 45	67 59	弱いCF T(No.15)
浦神	1953-9-25 1953-11-26	13 13	88 51	T(No.13) 房総沖地震	岩崎	1951-1-9 1951-2-26	23 17	61 56	M M

(注) M:冬の季節風 F:前線 CF:寒冷前線 T:台風 SF:停滞前線 L:低気圧

Lp:日本の太平洋側を通った低気圧 Ln:日本の北方を通った低気圧 Lj:日本海を通った低気圧

表272 外国港湾において観測されたセイシュ

港 湾 名	国 名	周 期 (分)					
St. Johns Harbor	Bay of Fundy, Canada	74	42				
Narragansett Bay	Rhode Is., U.S.A.	44	46				
Vermillion Bay	La., U.S.A.	180	120				
Galveston Bay	Texas, U.S.A.	75					
San Pedro Bay	Los Angels, Calif., U.S.A.	55-60	27-30	15	9-11	2-5	
San Francisco Bay	Calif., U.S.A.	116	47	34-41	24-27	17-19	
Hilo Bay	Hawaii, U.S.A.	20-25	10	7			
Guanica	Puerto Rico, Caribbean	45					
Lerwick	Scotland	28-30					
Port of Leixoes	Near Porto, Portugal	20-25	13-15	3-5			
Bay of Naples	Italy	48	17-18				
G. of Venice - G. of Trieste	N. Adriatic Sea	210- 240	60	40	10	5	
Euripus. (G. of Talanta)	Greece, betw. Is. Euboe and mainland	105	60				
Algiers	Algeria, N. Africa	20-26					
Casablanca	Morocco, N. Africa	35-40	18-20				
Table Bay, Capetown	South Africa	58-62	38-43	25-30	18-21	14-17	10-11
Algoa Bay, Port Elizabeth	South Africa	69-75	57	42-52	35	20-25	16-17
Tamatave	Madagascar	15	8-10	1-2			
Tuticorin, G. of Mannar	India - Ceylon	180					
Wellington	New Zealand	28					
Lyttleton	New Zealand	156					

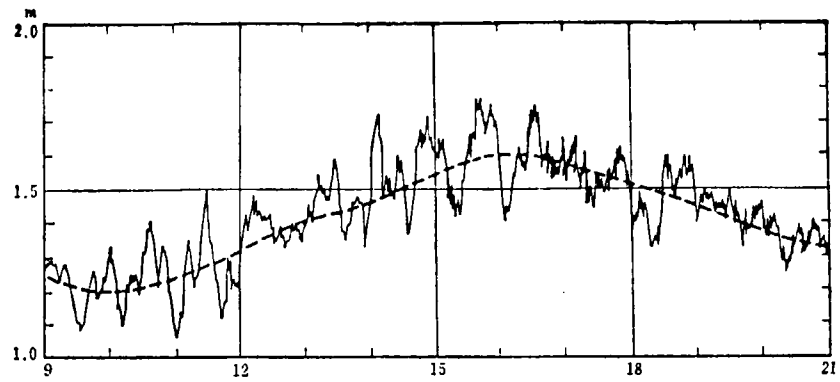


図 2.7.1 港湾のセイシュ (点線は潮汐をあらわす),
1953年9月25日の宮津の潮候曲線よりとる

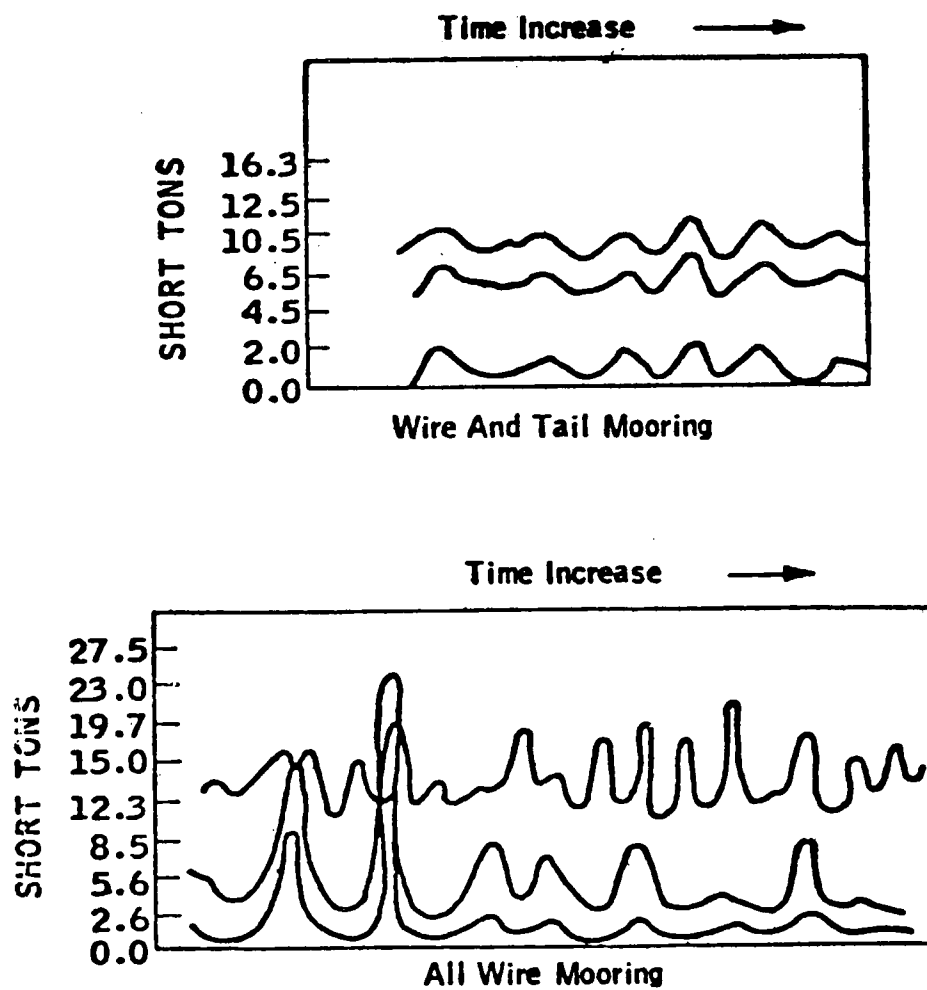


図 2.7.2 セイシュによる係船索荷重の変動

3. 錨 泊

3.1 ふれ廻り運動計算

錨泊における係止力は荒天時の港外退避を含めた係船を想定し、船型および主要目はまえがきに示す4種類の船尾船橋型大型タンカーを対象とした。

係止力計算については上記4船型のうち、100万トン型および25万トン型の2船型について、それぞれ満載およびバラスト状態について計算を行い、70万トン型および40万トン型については、この計算結果より推定するものとした。

3.1.1 係船計画

(1) 錨および錨鎖

各船型が装備する錨および錨鎖は、IACSの算出基準により表3.1.1の如く設定した。

表3.1.1 各船型における錨および錨鎖

船 型	係船型式	錨			錨 鎖				
		型 式	重 量	把駐力(t)	径 種 類 (mm)	破断試験 荷重 (t)	単 重 (kg/m)	装備長さ (m)	繰出長さ (m)
100万トン型	単錨泊	AC14型 高把駐力	362	253/398	168 第3種	1,725	618	385	350
70万トン型	"	"	293	205/322	151 "	1,455	499	385	350
40万トン型	"	"	208	145/228	127 "	1,095	353	385	350
25万トン型	"	"	152	106/167	109 "	840	260	385	350

注 1 錨の把駐力の欄は、上の数値は底質が砂の場合を示し、下の数値は泥に対するものを示す。把駐係数については本報告書3.2.1錨の把駐性能に記載の数値を使用した。

2 錨鎖の繰出し長さは、全量を繰出さず、1連(275m)を錨鎖庫内に残すものとして350mを設定した。

(2) 揚錨機の要求性能

上述の4船型が装備すべき揚錨機の要求性能はIACS、ISOに基き、表3.1.1に対応するものとして表3.1.2に示す。

表3.1.2 揚錨機の要求性能

船 型	定格捲上げ荷重(t)	過負荷捲上げ荷重(t)	ブレーキ力 (t)
100万トン型	134	201	777
70万トン型	108	163	655
40万トン型	77	115	493
25万トン型	57	85	378

3.1.2 計算条件

(1) 船型による条件

本プログラムによる計算では表 3.1.3 に示す値を使用した。

表 3.1.3 単錨泊ふれ廻り計算データ

	100万トン型タンカー		25万トン型タンカー	
	満 載 状 態	バラスト状態	満 載 状 態	バラスト状態
Lpp	476.0 m	476.0 m	310.0 m	310.0 m
B	86.6 m	86.6 m	48.71 m	48.71 m
D	45.7 m	45.7 m	24.5 m	24.5 m
d	33.4 m	11.5 m	19.0 m	12.3 m
Δ	1,173,000 ton	368,000 ton	250,540 ton	162,270 ton
Kt/B (横慣動半径比)	0.317	0.291	0.3231	0.3186
GM	10.3 m	40.7 m	6.28 m	9.7 m
ZG (水面がGより上を+)	8.3 m	- 8.7 m	5.47 m	0.41 m
XG (Gが ☒ より前を+)	14.8 m	15.33 m	10.26 m	12.7 m
船楼および甲板室正面積	833.0 m ²	833.0 m ²	518.6 m ²	518.6 m ²
" " 側面積	792.0 m ²	792.0 m ²	468.8 m ²	468.8 m ²
水深	40.0 m	40.0 m	22.8 m	-22.8 m

(2) 水 深

水深は満載状態にて $H/d = 1.2$ とし、表 3.1.3 に示すものを使用した。

(3) 錨および錨鎖

錨および錨鎖は表 3.1.1 に示すものを使用した。

錨鎖は単純なカタナリーとして取扱っており、弾性伸び、流体力、海底での摩擦は考慮しないものとした。計算の途中で破断試験荷重を超えるような張力が発生した場合は、Output にその旨を Remark し、計算は破断試験荷重を最大張力として続行する。

錨の把駐力は計算上では特に考慮せず無限大とした。したがって実際の係船では錨鎖張力が大きくなると走錨の現象が生ずるが、本計算では走錨しないものとしているので錨鎖張力は破断試験荷重まで大きくなる。

(4) 外 力

風および潮流は一様流でかつ方向は一定として計算を行った。また、波についてはベースを波高 2.0 m、波長は $\lambda/L = 0.4$ で定常力としての漂流力のみを考慮した。

3.1.3 計算結果

(1) 錨鎖張力におよぼす風と潮の影響

図 3.1.1 に 100 万トン型タンカーの計算結果を、図 3.1.2 に 25 万トン型タンカーの計算結果を示す。こゝに示すものはそれぞれ計算結果の一例であり、詳しくは本報告書の第 2 編を参照されたい。この計算は潮流、風および波は同一方向から船体に働くものとした。

100 万トン型の満載状態では図 3.1.1 に見られる如く、風速が小さい時に錨鎖が破断荷重に達するが、計算の範囲では風速が大きくなっても（最大 60 m/sec）張力はあまり大きくならない。

一方、25万トン型の満載状態については、風速が小さい範囲で破断張力が発生するのは100万トン型と同様であるが、潮流によっては風速がZeroに近づくに従って張力は再び減少する。また風速が40～50m/secでは、潮流の如何にかかわらず錨鎖は破断張力に達する。(図3.1.2参照)

100万トン型および25万トン型のバラスト状態は25万トン型の満載状態と同様の傾向を示しており、潮流の大きさによっては風速が小さくなるにつれて張力が破断に達する場合と、逆に張力が小さくなる場合がある。

(2) ふれ廻り運動におよぼす風と潮の影響

図3.1.3(a)はふれ廻り運動における船首角の変化について、図3.1.3(b)は前後方向の移動量についてそれぞれ一例を図示したものである。

ふれ廻り運動(船首角、左右及び前後移動)においては、いずれの場合でも潮流が大きいほど、また風速が小さいほどその振幅は大きくなる。

潮流および風速の大きさによる振幅の変化の度合は、100万トン型の方が25万トン型よりも大きい。

一方、ふれ廻り時の前後方向の最大移動量は、いずれの場合も潮流、風速共に大きいほど増大して行く。

図3.1.4はふれ廻りの周期を示すが、いずれの場合も潮流、風速共に小さいほど周期は長くなる。

(3) 潮流と風・波との相対角の影響

本計算は潮流と風・波が互いにある角度を持って船体に作用する場合の計算であるが、100万トン型、25万トン型共に、ほぼ同じ傾向を示している。

図3.1.5は100万トン型タンカーについての計算例であるが満載状態では潮流と風波との相対角が0°から90°になるにつれて錨鎖の張力及びふれ廻り運動の振幅は小さくなる。

ところがバラスト状態ではふれ廻り運動の振幅は満載状態と同じく、相対角が大きくなるにつれて減少しているが、錨鎖の張力は相対角が90°になると破断に達している。

(4) 水深、波高および錨鎖の長さによる影響

図3.1.6に100万トン型タンカーについての水深、波高および錨鎖の長さによる影響についての計算結果を示す。潮流および風は同一方向から船体に働くものとした。

(イ) 水深による影響

水深を3点変えて計算した結果、満載状態では水深が深くなると一たんは錨鎖張力は減少するが、ある程度以上深くなると再び張力は増大する。しかし、バラスト状態では水深が増加すると共に錨鎖張力は増大する。なお、ふれ廻り運動の振幅に対する水深の影響は殆んどない。

(ロ) 波高による影響

同様に波高を3点計算した結果、満載状態では波高が増大すると錨鎖張力は著しく増加するが、バラスト状態では殆んど変化がない。なお、ふれ廻り運動の振幅は満載・バラスト両状態ともに波高の変化による影響は殆んど受けない。

(ハ) 錨鎖の長さの影響

図は満載状態において錨鎖の長さを変化させた時の結果である。

錨鎖が短い場合、錨鎖張力は増大するが、ある程度以上(本計算においては850m以上)長くなると錨鎖張力は殆んど変化しない。なお、ふれ廻り運動の振幅および周期は錨鎖の長さによる変化は殆んどない。

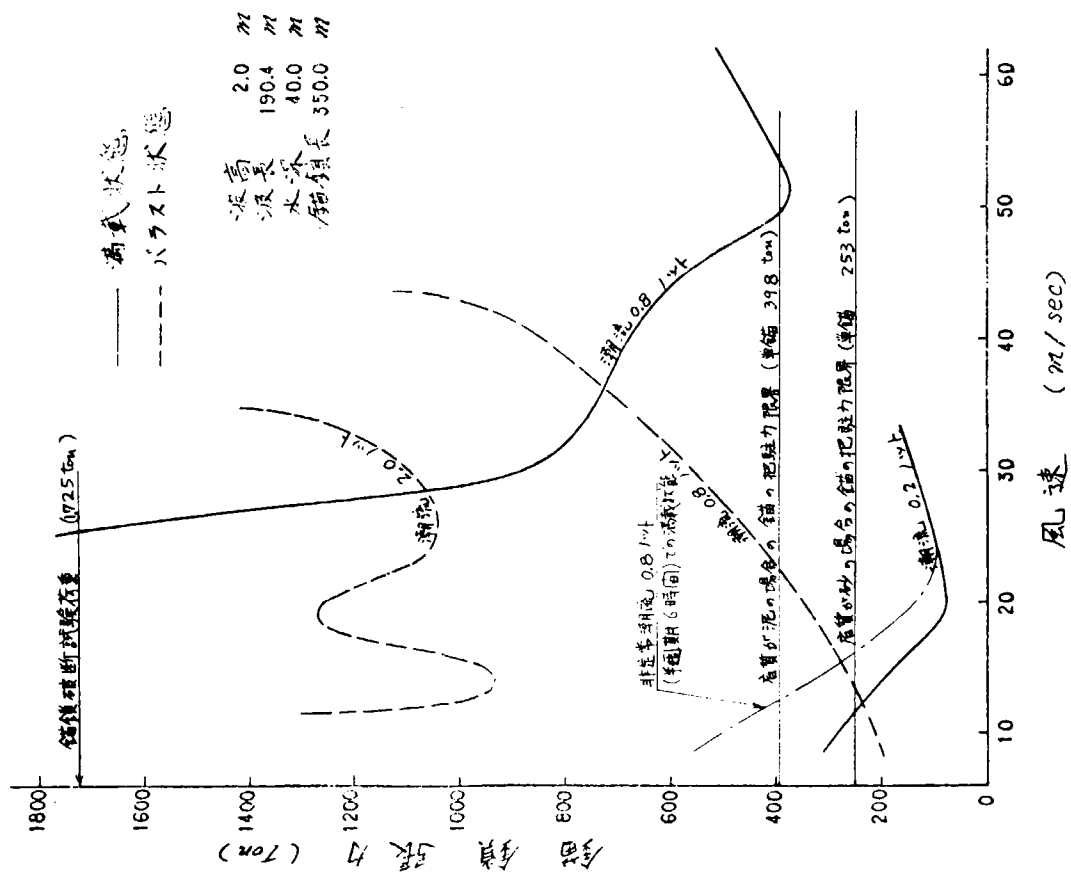


図 3.1.1 100 万トン型タンカー錨泊ふれ廻り計算

風・潮 — 錨鎖張力

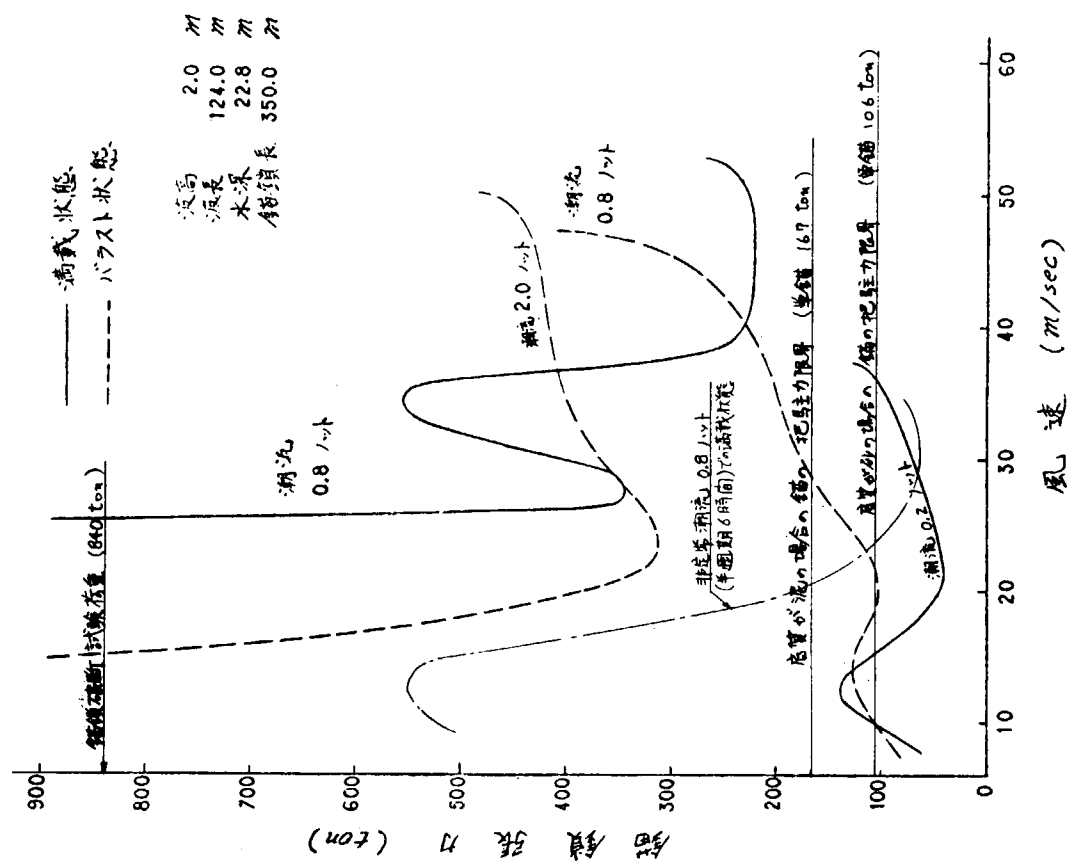
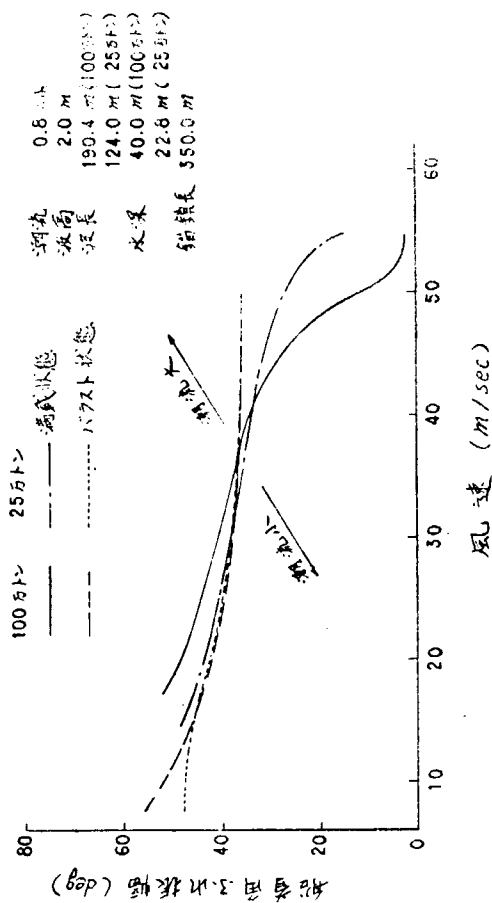


図 3.1.2 25 万トン型タンカー錨泊ふれ廻り計算

風・潮 — 錨鎖張力

(a) 風・潮——ふれ廻り船首角



(b) 風・潮——前後移動量

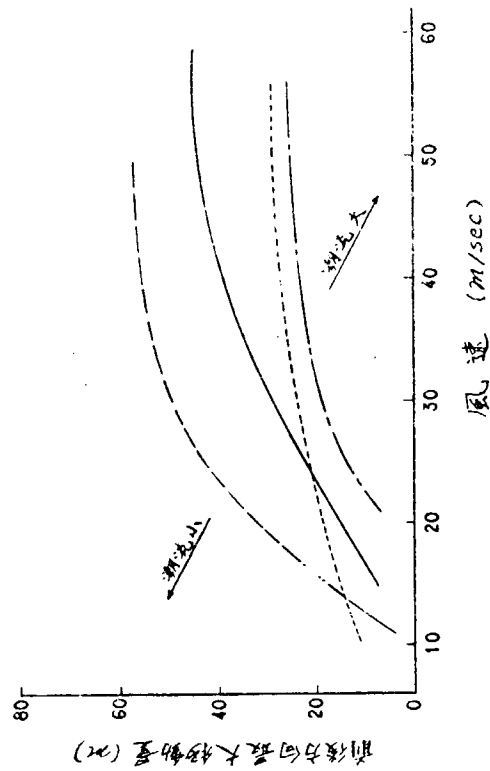


図 3.1.3 100万トン型および25万トン型タンカー—錨泊ふれ廻り計算

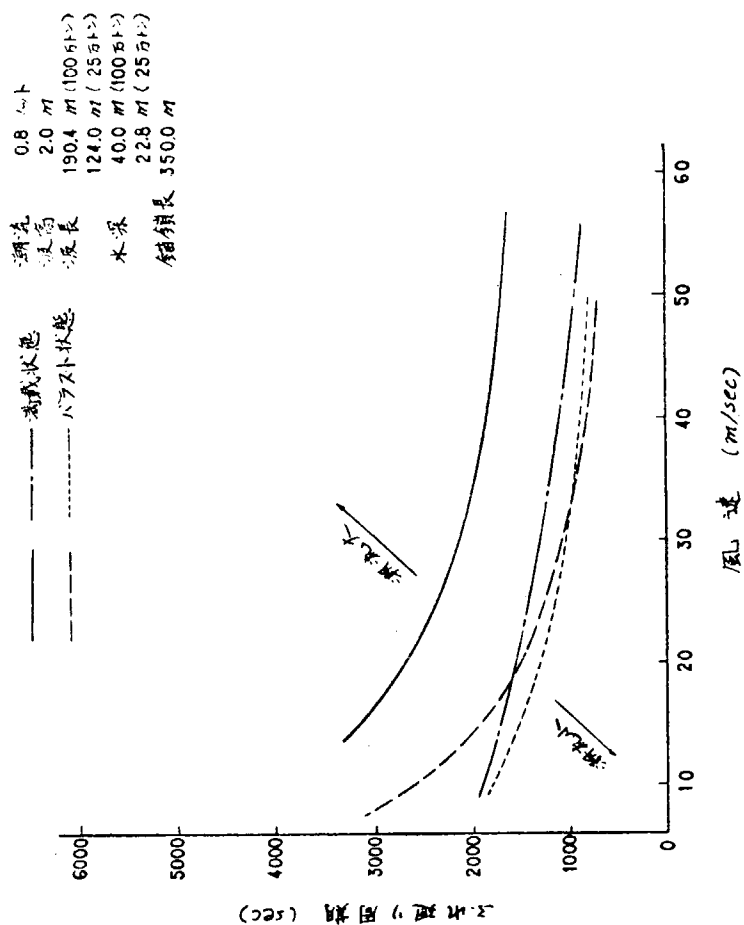


図 3.1.4 100万トン型および25万トン型タンカー—錨泊ふれ廻り計算

風・潮——ふれ廻り周期

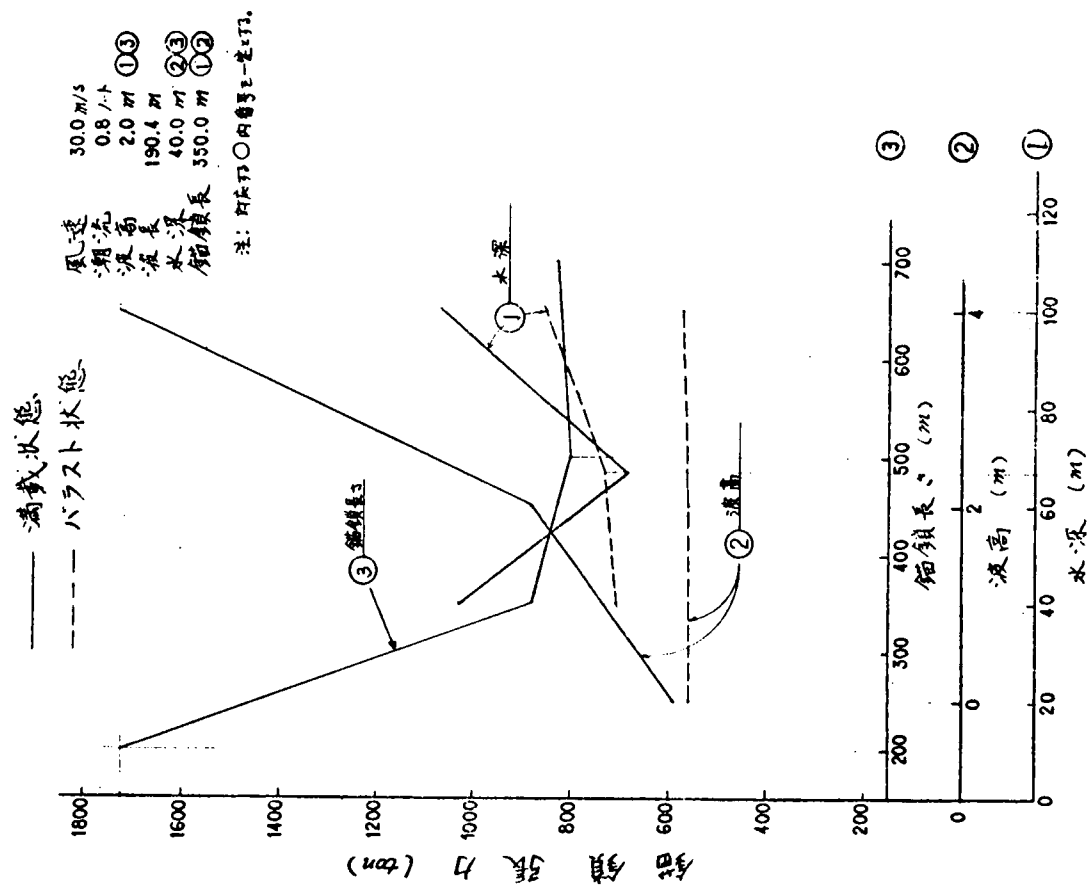


図 3.1.6 100万トン型タンカー錨泊ふれ廻り計算

水深、波高および錨鎖長さによる錨鎖張力への影響

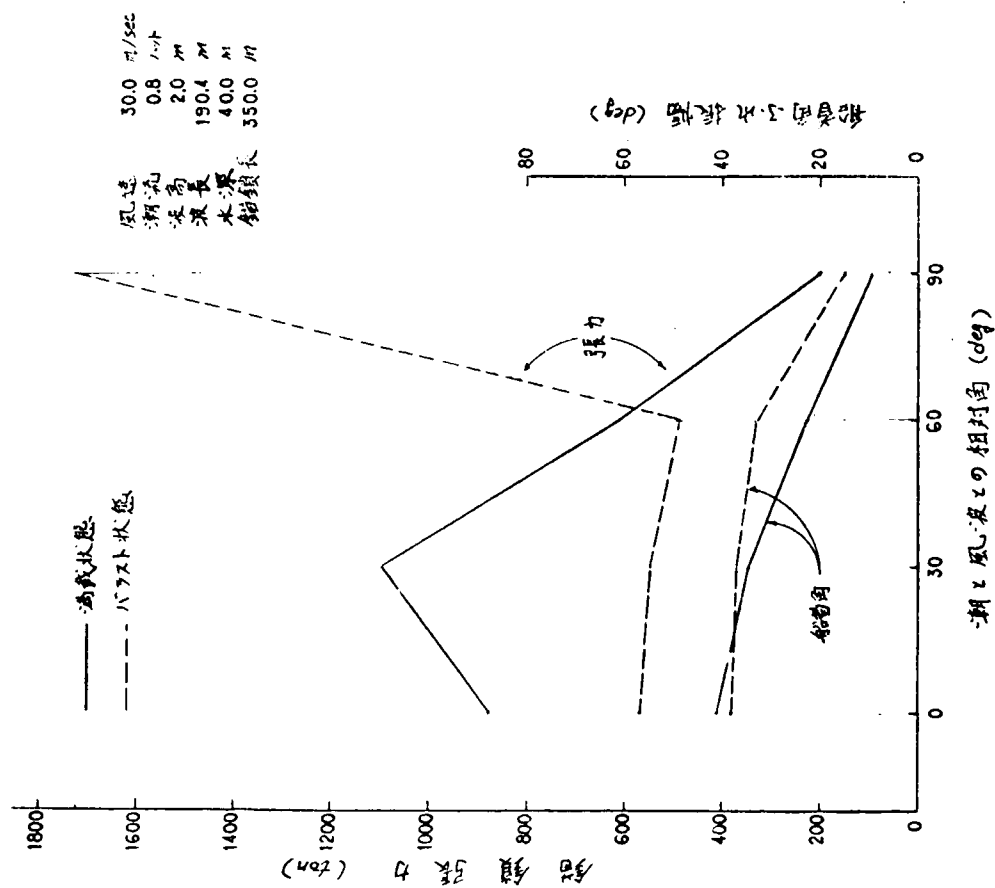


図 3.1.5 100万トン型タンカー錨泊ふれ廻り計算

潮流と風・波との相対角の影響

3.1.4 計算結果の検討及び評価

(1) 船型について

本プログラムによる計算では、外力の係数および流体力係数として船尾船橋型大型タンカーでの値を使用している。したがって風圧中心は船尾にあり、中央船橋型の船、或いはコンテナ船の如く、タンカーと著しく異った船型の船では風圧中心が船首寄りとなり風圧力、流圧力、流体力係数（付加質量等）も異なるのでその船型に応じたデータを使用する必要がある。

(2) 錨鎖張力におよぼす風と潮の影響

本計算結果から、ある一定の持続潮流のもとでは錨鎖張力が破断に達するのは次のような2つのケースがあることが判った。

④ 風速が小さい範囲でのふれ廻り運動振幅が増大するために破断する場合

⑤ 風速が大きいとき、ふれ廻り運動は小さくても静的圧力が増大して破断する場合

ここで⑤のケースについては、今まで一般的に認められて来た事柄であるが、④のケースについては今まで言及されたこともなく、本研究によって初めて現れた結果で、まことに注目すべき事柄である。この④のケースについての計算結果を簡単にまとめると次のように言える。

“ふれ廻り運動は潮流によってひき起され、風はむしろふれ廻り運動を減少させる働きをする。”

もちろん本計算プログラムは本項(1)で述べた如く、船尾船橋型の大型タンカーについて適用可能であり、本計算もそのような船型のみを対象として行っているので、別の船型、船種についても同じ結果となるとは限らない。

ところで本計算結果では、潮流影響の大きい満載状態において最も顕著にこの傾向が現れており、10.0万トン型、25万トン型ともに潮流が0.6ktから0.8ktになると風速の小さい方が錨鎖張力は破断に達しているが、風速が増すにつれて張力はあるところまでは減少している。

一方、バラスト状態についても似たような傾向はあるが、潮流の比較的大きな場合に限られる。むしろ風速が大きくなると潮流のいかにかわらず錨鎖張力が増大しており⑤のケースとなっている。

現実の状態を考えた場合、錨鎖の破断試験荷重と錨の把駐力の間に大きな差があるため（表3.1.1および図3.1.1、図3.1.2参照）、実際には錨鎖が破断に到るよりも先に必ず走錨を起すことになる。

現在20万トン以上のタンカーは数多く就航しており、潮流が1.0kt以上の場所での錨泊の例も枚挙にいとまないが、ケース④のように風速が小さいときに、走錨や錨鎖の破断を起して、大きな問題を生じたと言った例はないようである。

そこで本計算結果と現実（ただし定量的に確められた結果ではなく経験的なものであるが）との差異の原因について種々検討を行った結果、大体次のように言える。

(イ) 計算プログラムに関して根本的なプログラムミスはないか？

これについては、すでに2年間にわたって検討されて来ており、運動方程式およびデバッグミス等の単純ミスはないと思われる。また、3.1.6にて述べるが、住友重機械工業(株)が東大の千葉水槽にて行った模型実験からもケース④の傾向のあることは立証されており、本計算プログラムにはミスはないと考える。

(ロ) 次に計算プログラム上、考慮すべきFactorで欠除しているものはないか？

これに関しては、細かいものまで考えれば多数あることは確かである。本計算プログラムでは無視したFactorの中で大きなものを拾ってみると、

(a) 錨鎖に働く流体力

(b) 錨鎖の弾性伸び

(c) 錨鎖と海底の摩擦力

がある。

先づ

(a)については風速の小さい時のふれ廻り運動の周期が1時間あるいはそれ以上であることを考えると、それほど大きな影響を与えるとは思われないため無視しうる。

次に

(b)についてもHawser や Steel Wire Rope では弾性伸びはかなり大きいので無視出来ないが、錨鎖の場合はこれらに較べて無視しうるほど小さい。

最後に

(c)については本計算プログラム上では考慮に入れていないが、錨泊時の係留力に与える影響を考えた場合、無視し難いものである。

一般に錨鎖の把駐力は次式で表わされる。

$$\text{錨鎖の把駐力} = k_c \cdot w \cdot \ell$$

ここに k_c : 錨鎖の把駐力係数

w : 錨鎖の単重 (ton/m)

ℓ : 錨鎖の海底をはっている部分の長さ

いま100万トンタンカーの満載状態でのふれ廻り計算を例にとって考えてみる。外力として同一方向から風速30 m/sec, 潮流0.8 kt, 有義波高2 m, 波長190.4 m, 水深40 mの場合にふれ廻り半周期の間に錨鎖が把駐力として船体に対してなす仕事量は、図3.1.7より計算すると、

$$\text{錨鎖の仕事量} = k_c \cdot w \cdot A \doteq 18,000 \text{ ton-m}$$

注：錨鎖の把駐力係数 k_c は昭和50年度の研究報告で泥の場合の Starting friction $k_c = 1.0$ としているが、これは真直ぐに引いた場合で、錨鎖を横に引いた場合については、福谷恒男、鞠谷宏士の「錨鎖把駐力に関する実験研究」（日本航海学会論文集，第51号，昭・49・7）から真直ぐ引きの約2倍と見なして $k_c = 2.0$ を使用した。

一方、船体がふれ廻り半周期の間に流体に対してなす仕事量は、重心の左右方向速度だけで考えると、同じく図3.1.7より次のように計算される。

$$\text{船体の仕事量} = \int_0^{y_L} \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C(\alpha) \cdot d \cdot L \cdot V_{Gy}^2 \cdot dy_L \doteq 30,000 \text{ ton-m}$$

ここに $C(\alpha)$: 抵抗係数

V_{Gy} : 重心の左右方向速度 (m/sec)

y_L : 重心の左右方向行程 (m)

実際には抵抗力（上の式中の $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C(\alpha) \cdot d \cdot L \cdot V_{Gy}^2$ ）は潮流と船体運動との相対速度に関係するから船体の仕事量はもっと大きいはずであるが、それでも錨鎖の仕事量は船体の仕事量と較べて無視出来ないものであり、逆に言うならば錨鎖の把駐力を考慮すればふれ廻りの振幅は小さくなり、錨鎖の張力も小さくなることが予想される。したがって錨鎖を十分に繰り出した場合の錨泊では風速が小さい範囲で錨鎖張力が大きくなる現象は少ないと思われるが、錨鎖が十分長くなく、かつ taut に近い場合、或いは海洋構造物の鉄塔のようなものに一点係留する場合等、錨鎖の把駐力が期待できないような係留ではやはりこの現象は注意を要する。

(f) 一般に潮流は一樣流でなく時間と共に変化しているので、一例として満載状態において0.8 ktの潮流が半周期6時間で逆転する場合を計算した結果、図3.1.1および図3.1.2に非定常潮流として示す如くなった。これによると船が大きくなって Response が小さくなるほど錨鎖張力は小さくなって来るのでこの影響を無視出来ないものであろう。

(g) 現実の錨泊の状況に関しては、

(a) 錨鎖が破断張力に達する前に走錨現象を起しているはずであるが、張力が大きくなるピークは数秒間にしかすぎないので走錨しても気がついていないのではないのか？

(b) 同時に風速が小さい場合のふれ廻り
周期は長いので、本船上ではふれ廻り現象に気がつかないのではなかろうか？

これらについては直ちに結論づけられない問題であるので、今後更に調査検討を続けるべきであろう。

(3) 潮流と風、波との相対角の影響

一般に潮流と風波とが相対角を持てば、その合力ベクトルの大きさは小さくなり、錨鎖の張力も小さくなる。これは満載状態での計算結果にその傾向がよく現われている。ところがバラスト状態で相対角が 90° の場合、船首の向きは風によって規制されて、船首が風に立つため潮流は真横から船体に働き、潮流力は最大となる。この場合ふれ廻り運動の大きさでなく静的な外力の大きさが錨鎖を破断張力に到らしめるため、錨鎖の把駐力によるdamping効果は期待できない。したがって強風下にバラスト状態で潮流と風とが直角の相対角を持つときは十分な注意が必要であると言えよう。

(4) 水深の影響

満載状態では水深が増すと浅水影響が減少することから潮流力は減少し、錨鎖の張力も減少する。しかしながら錨鎖の長さが一定の場合、ある程度以上水深が増大すると、カテナリーがtautになりやすくなり錨鎖の張力がかえって増加する。

またバラスト状態ではもともと浅水影響が殆んどないため水深増加はそのまま錨鎖張力の増大につながる。

(5) 波高の影響

満載状態では浅水影響のため漂流力が大きくなり、波高とともに錨鎖の張力が増大する結果となった。しかしバラスト状態では浅水影響が小さいため、通常考えられる泊地における波高の範囲では、漂流力は他の外力に較べて小さく波高変化の影響は受けないものと思われる。

(6) 錨鎖の長さの影響

本計算の範囲では錨鎖が短いとき張力が大きくなり、ある程度以上長くなると張力は一定となっているが、これは錨鎖が短い時カテナリーがtautになりやすくなるためであろうと思われる。このことはふれ廻り運動の振幅周期が

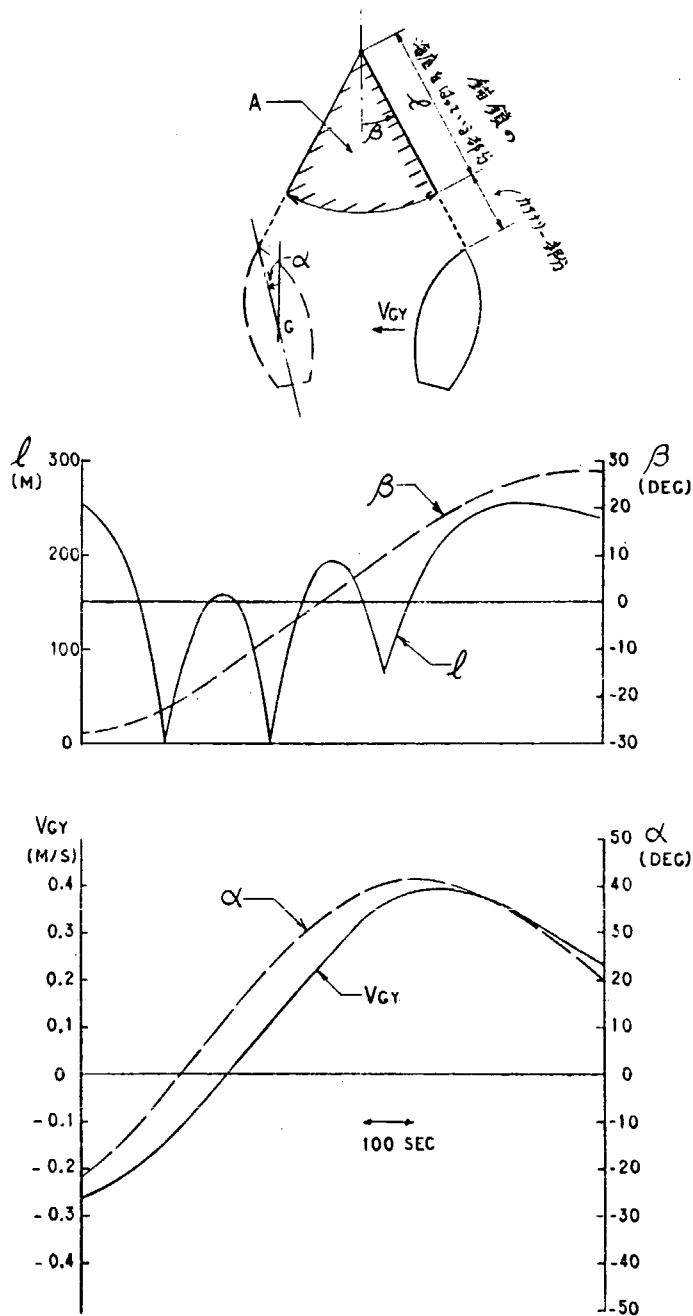


図 3.1.7 錨鎖および船体のふれ廻りによる仕事量

錨鎖の長さに関係なく一定であることから推定される。

このことから水深が $H/d = 1.2$ の場合においては錨鎖の繰出し長さ 350 m を境にして長い方で、張力変動が安定しており、錨装数による装備長さはほぼ妥当な値と言える。ただ従来のVLCCと100万トン型とでは錨泊水深を比較すると100万トン型の方が深い場所となると思われるので今後は更に錨泊水深と繰出し錨鎖長さの関係を検討することが必要となろう。

3.1.5 計算と実船における計測値との比較

昭和51年9月にジャパンライン(株)所属のタンカーR丸が瀬戸内海の家島付近で錨泊中に台風17号の襲来を受けたが、この時に計測されたふれ廻り運動の記録をもとに、本計算プログラムでシミュレーションし、比較検討を行った。R丸の主要目、錨装品を表3.1.4に示す。

表3.1.4 R丸主要目および錨装品

DEAD WEIGHT	2 7 7.0 0 0 ton
Lpp	3 2 0 0 0 m
B	5 4.5 0 m
D	2 7 0 0 m
d	2 1 0 0 m
錨	20000 kg JIS型
錨鎖	111 mm ϕ 第3種(破断力865 ton)

R丸の錨地での状況は次の通りであった。

風速：平均 30 m/sec 潮流：最大 0.5 kt 水深： 35 m 底質：泥

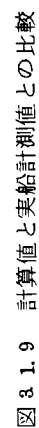
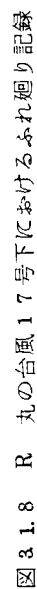
本船の吃水： $df = 19.45\text{ m}$ $da = 19.23\text{ m}$ $dm = 19.34$

係船状態：左舷錨による単錨泊、繰出し錨鎖長さ 300 m (水面下)

図3.1.8にR丸のコースレコーダで計測した記録の一部を示す。

このときのR丸のふれ廻り運動は小さいので錨鎖のひきづりは殆んどないと考えられる。シミュレーション計算の結果を図3.1.9に示すが、この計算には表3.1.1に示す25万トン型標準タンカーの数値を使用しておりR丸とは要目等に若干の差異がある。

R丸の錨鎖張力および走錨の有無については計測不可能なため、その面からの判断は出来ないが、ふれ廻り振幅、ふれ廻り周期および平均的船首角共に非常によく一致していることが判る。



3.1.6 水槽における模型実験による検討

(本実験は計算結果を評価するために住友重機械工業㈱が独自で実施され、本委員会としてその結果の提供) を受けたものである。

錨鎖と海底との摩擦力が、かなり大きくふれ廻り運動を拘束する可能性については3.1.4.2)で述べたが、そのような影響が少ないような場合について、東大の千葉水槽で行った模型実験の結果と計算値とを比較したところ、本計算プログラム自体の妥当性が評価できたと言える。

使用した模型船はSR-154部会で使用している5-27型模型で、その要目は表3.1.5に示す。

表3.1.5 SR-154 5-27模型要目

	模 型	実 船 換 算
L	2.50 m	464.0 m
B	0.50 m	92.8 m
D	0.284 m	
d	0.183 m	34.0 m
Δ	18773 kg	—
C_b	0.82	0.82
ℓ_{cb}	— 310 %	— 310 %
$K\ell/L$	0.249	
船楼および甲板室正面積	360.0 cm^2	
" " 側面積	310.0 cm^2	
係留鎖長さ	3.0 m	
" 単重	0.1 kg/m	
水 深	約 2.50 m	

本実験は計算値との比較を目的としたものであって、実船への換算を目的としたものではない。したがって錨鎖或いは潮流の速さなど、実船に換算すると実際にはあり得ないものとなっている。

実験は満載状態で行っており、またこの実験は図3.1.10に示すように水槽中に立てた固定柱に鎖で係留して行ったもので、鎖と底面の摩擦は全くない。

図3.1.11に計算値と実験値との比較として鎖の張力、ふれ廻り船首角振幅、ふれ廻り周期を示している。また図3.1.12は計測の一例であるが、これによるとふれ廻り周期は傾向的によく一致しているが、計算値の方が20%程度長めになっている。また鎖の張力についても大体一致している。

模型試験における実験値からは

32cm/secの流れでは潮流力が大きくて風の影響が顕著ではないが、20cm/secの流れで

の実験値からはふれ廻りを引き起すのは潮流であって、風はむしろふれ廻りを小さくする働きをする現象が読みとれる。

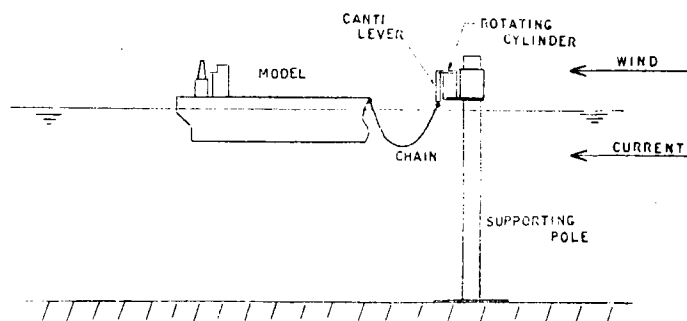


図3.1.10 ふれ廻り模型実験

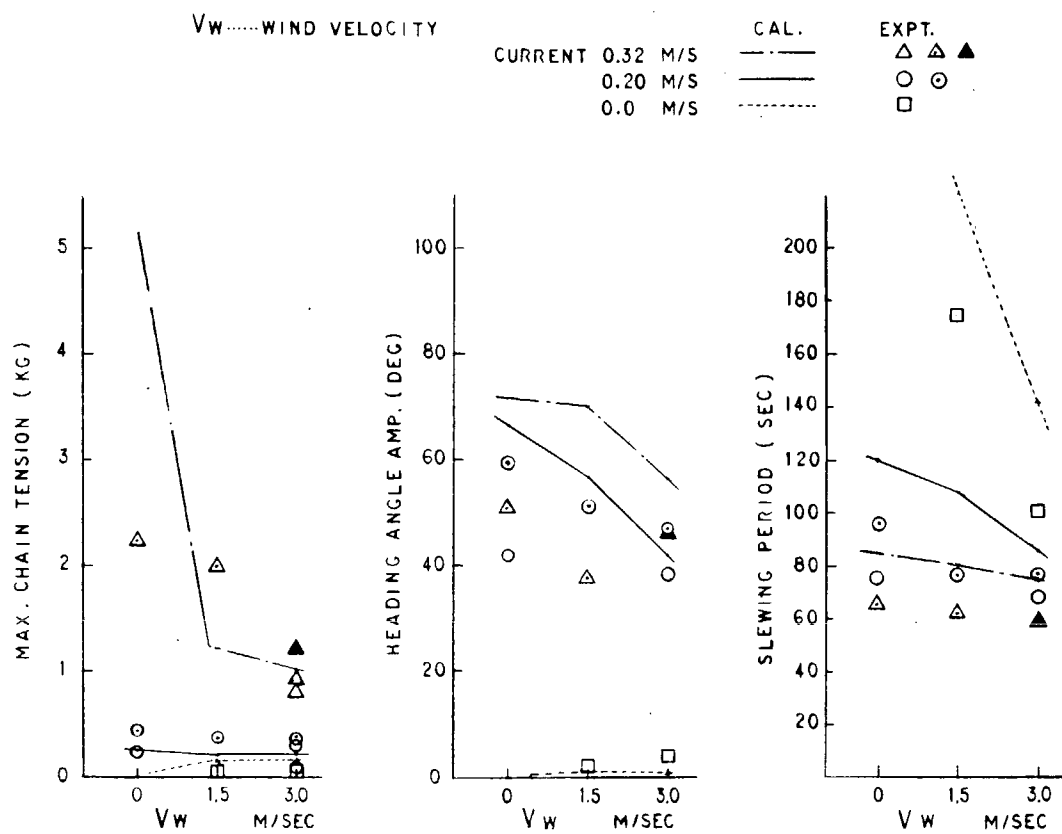


図 3.1.11 計算と実験との比較

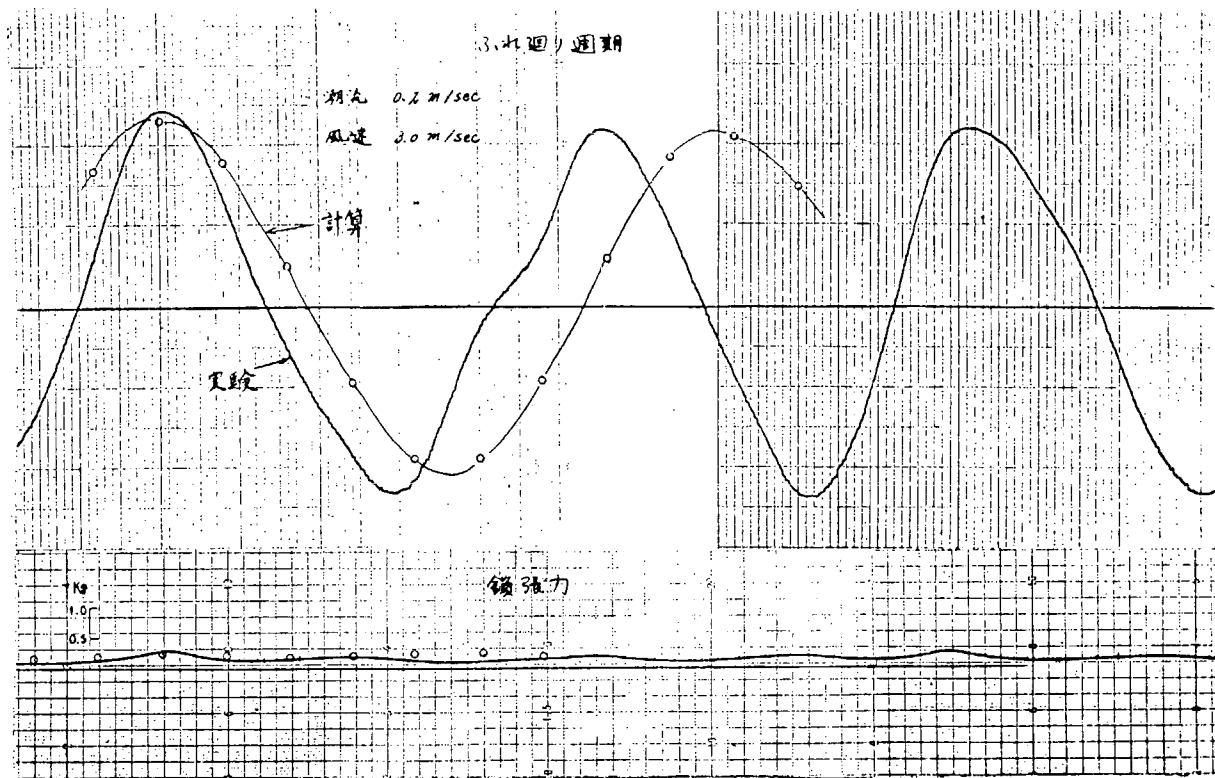


図 3.1.12 模型実験によるふれ廻り周期と鎖張力

3.1.7 トリムの影響

本計算ではトリムの影響は考慮していない。従来船首トリムによりふれ廻り運動が軽減されると見做されているが、ここでは本計算および実験を通じてトリム影響に対する定性的な一般論を述べておく。

ふれ廻り運動は風と潮流によって引き起されると考えられるが、水線上と水線下の船体に及ぼす風、潮流の流圧、および流圧の着力点の相関で増減する。

一般に船尾船橋型の大型タンカーでは、満載状態、あるいは潮流速が大きい時など潮流力が大きい場合は、流圧の着力点が船尾寄りであるほど、換言すれば船尾トリムであるほどふれ廻り運動は減少するものと考えられる。潮流影響より風影響が大きい場合、例えば吃水が浅いか、風速が大きい時では船首トリムの状態にした方がふれ廻りは減少すると考えられる。

図 3.1.13 は 3.1.6 で述べた模型実験でトリムに変化をつけた場合の例であるが、船首トリムが、トリム ZERO および船尾トリムに比較してふれ廻り振幅は大きくなることを示している。

以上を要約するとトリム影響は水線上の風圧面積と風圧の着力点、水線下の潮流力とその着力点および風速、潮流流速によって左右され、一義的に結論づけるのは危険であると言えよう。

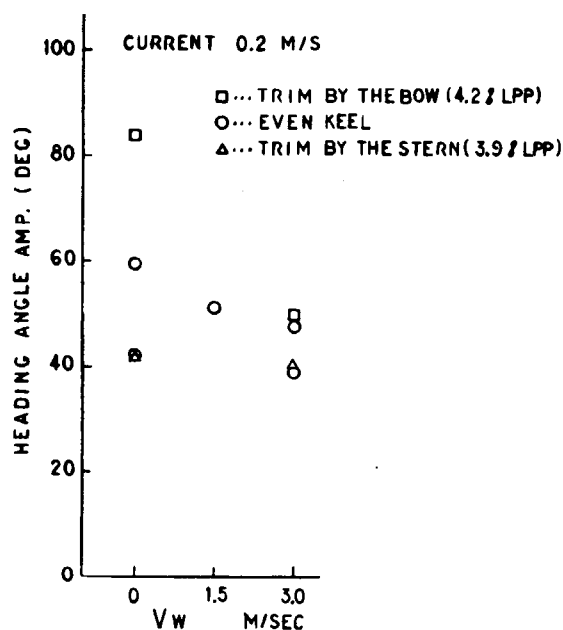


図 3.1.13 トリムの影響

3.2 設 備

3.2.1 アンカーの把駐性能

(1) アンカーの把駐特性

アンカーの把駐特性は、把駐力の大きさと姿勢安定の良さによって評価される。

外力をうけてアンカーが引けると、ストックアンカーはストックが左右の揺れを抑えて安定したかき込みを与えるが、その反面、ストックがアンカーを土中へ食込むことを妨げ、把駐力の増大を抑えている。ストックレスアンカーは、両爪で土中にかき込むので、土中に没入するにつれて把駐力を次第に増大させるが、両爪に働らく土圧のアンバランスで不安定な回転モーメントを生じ、アンカーを横転させるか浮上させることが多い。この姿勢の不安定さがなければ、図 3.2.1 に示すように把駐性能の秀れた A の型のものとなるが、これにはストックに替る安定板を両爪の端に取り付ける必要がある。これは、アンカー全体の形状を決める場合、設計上の問題として重要な点であって、浦、山本の最近の研究において、基礎実験から縦と横の姿勢不安定の要因は底質土の不均一性の外にアンカー各部の重量配分、面積配分にあるとし、その影響を一層明確なものとした。

(2) 底質と把駐力

アンカーの把駐力は底質により大きく変えることはよく知られている。アンカーを土中で水平に引張ったときの抵抗値は、埋没位置の土のせん断抵抗に支

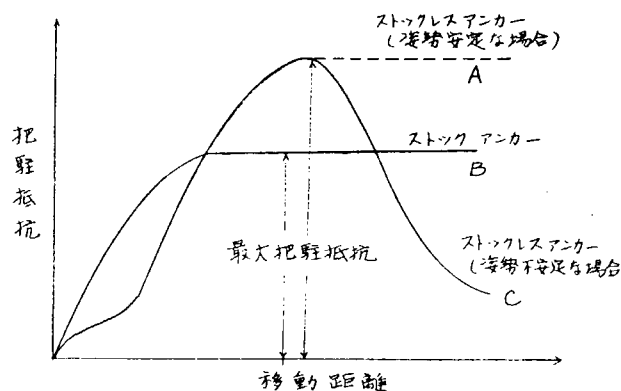


図 3.2.1 姿勢安定性からみた把駐力特性曲線

配される受働土圧である。

海底の土質は粘着力(C)をもつ粘性土と土粒子間に摩擦力をもつ砂質土の混合土であるから、せん断抵抗は両者の影響をうけて垂直面積Aの受働土圧(En)も粘着力と摩擦力とが存在する次の形の式で表わされる。

$$E_n = \frac{1}{2} r A h N_\phi + 2 C A \sqrt{N_\phi}$$

式中 $N_\phi : \tan^2 \left(45^\circ + \frac{\phi}{2} \right)$

ϕ : 土粒子の摩擦角

r : 土の単位体積の重さ

h : 地表面からの深さ

第1項はアンカーの重量Wに比例し、第2項は受圧面積Aに比例する。したがって、把駐力は砂質土ではアンカーの自重の影響をうけ、粘着土では爪面積の大きさに強く影響されることになる。

この把駐力を端的に表わす値として把駐係数が用いられる。これはアンカーの重さに対する比で示した把駐力対重量比(a ratio of holding power to anchors weight)である。この係数値は底質の影響をうけ最近まで旧日本海軍南部大佐の把駐係数値(1927)が広く使われてきたが、高把駐力アンカーの開発にともない、JIS型も含む在来型アンカーの実験値が予想より小さいものであることがわかってきた。表321はG.L. Dantonの船舶運用の専門書に表示されている値であり、Hall型、Taylor型、Bayer型等を含む在来型(Admiralty Standard Stockless anchor, 以下ASS型という)の把駐係数は、高把駐力アンカーAC14型(Admiralty Cast type No. 14)と比較して半分以下の低い性能のものである。わが国のJIS型はHall型を原型としたものであるから当然ASS型に属する。

表321 底質と把駐係数 (G.L.Danton)

Sea bed	AC14	A.S.S.
Red clay, sand Shingle	10.0	3.9
Blue clay thin layer of mud sand	13.6	3.1
Soft mud	8.2	1.6
Flat, smooth rock thin layer of silt	2.8	1.9

しかしながら、これらの係数値は常にこの値をとるものでなく、あるときは表値よりも大きく、ときには小さいことは当然のことながらありうる。これは、底質土の硬さなど性状の差に影響され、また投下されたアンカーの気まぐれな爪のかき込み姿勢に原因がある。

室内実験のように底質を比較的整定しやすい模型実験でさえ、把駐抵抗の計測値は変動係数にしてsandで約10%、Soft clayで20%程度のばらつきがみられる。ましてやmudのように含水量の多少で、へどろといわれるきわめてゆるい性状のfloating mudからvery soft mud, soft mud, medium mud, hard mudと名称も変る性状に至る底質土では、それらの粘着力の違いが直接把駐力の大きさに影響する。それゆえ、このようなアンカーの把駐係数をどの値をとり入れてそのときの底質の代表的な把駐係数とみなすか、これには少々論議の余地がある。

ここではデータの最頻度値をとらず、アンカー把駐抵抗の計測値の度数分布は模型実験結果から推して正規分布型をなすものと仮定し、把駐抵抗計測値の平均値($\bar{\lambda}$)の確率偏差(γ)を用いて

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

と定義したものを代表値とする。

例えば、J I S 型ストックレスアンカーと A C - 1 4 型アンカーのこれまでの実物実験の計測値から S R 1 5 5 昭和 5 0 年度報告書に述べたごとく表 3 2 2 の値がえられる。

表 3 2 2 標準把駐係数 ($\bar{\lambda} - \gamma$)

	Sand	mud	Remark
J I S - Stockless	3 5	3 0	1 トン以上の計測値
A C 1 4	7 0	1 1. 0	

確率偏差 (γ) を用いたのは、平均値 ($\bar{\lambda}$) から $\pm \gamma$ の範囲内で全データの 50 % が収まるから、表 3.3.2 の値は投下されたアンカーの把駐力が 4 回のうち 1 回は標準把駐係数以下、つまり 7 5 % の確率でこの把駐係数以上になる可能性を含むものである。

(3) 弱軟泥中の J I S 型ストックレスアンカーの把駐力

日本海難防止協会では、粘性土中におけるアンカーの把駐力を知るため、石川島播磨重工業㈱横浜工場第 3 突堤の北側海底で、1 トン、5 トン、1 0 トンの J I S 型ストックレスアンカーについて軟泥粘性土中における把駐力実験を行った。

実験した現場の底質土は含水量のきわめて多い非常に軟かい泥で、アンカーが埋没した深さ 1 ~ 5 m の層では、単位体積重量 $\gamma = 1.34 \text{ gr/cm}^3$ 、粘着力 $C = 0.016 \text{ kg/cm}^2$ の概して very soft mud といわれ、いわゆる「へどろ」に近い性状の mud である。

この実験結果は表 3 2 3 に示すように、他の実験結果と比較して低い値である。他の粘性土中における実験では、底質の性状が今ひとつはっきりしないので一概に比較することはできないが、上述のような弱軟泥においては把駐力がこの程度まで低下することに十分留意すべきである。

実験結果をまとめると要点は次のとおりである。

- J I S 型ストックレスアンカーの把駐係数は 1.4 ~ 2.9 であり、チェーンの抵抗係数は約 0.2 であった。把駐係数にはばらつきはあったが、確率密度分布が正規分布に従うとみると、7 5 % の確率で標準把駐係数 ($\bar{\lambda}$) は 1.7 以上であるといえる。
- 爪を下向き固定して静置した正常なかき込み状態と自由落下させた場合とでは、初めの埋没深度に差が認められたが、引張った後の把駐力には特に差は認められなかった。
- 把駐力の最大値は、引張り距離がシャングの長さの約 1 0 倍以上で現われ、その後一定値となり、値の起伏はない。
- 弱軟泥中の把駐力はアンカーの姿勢にはあまり影響されず、粘着力で大きく左右されると思われる。

しかしながら、これとは別に J I S 型ストックレスアンカー (3 5 トン型) を船台ウィンチで引張った日本鋼管㈱清水工場沖、底質 Silt and mud における実物実験では、アンカー自重に対する把駐係数にして 3.9 ~ 6.1 の値を記録している。したがって、単に mud とみた識別だけで軟泥中における把駐力を低くみることはできない。mud の幅広い性状の変化に対し把駐力を適確に推定するには、なお研究する必要がある。

表 3 2 3 弱軟泥における J I S 型ストックレスアンカーの把駐実験結果

供試アンカー (自 重)	投 下 方 式	アンカー自重 に 対 す る 把 駐 係 数	最大把駐力ま での引張り距 離対シャンク の長さ	平 均 引 張 り 速 度 (m / 分)	投 錨 時 の 埋 没 深 さ (m)	各 平 均	全 平 均
1 トン型 (8 2 0 k g)	爪下向き固定静置	1 8 1	1 4. 7	3. 0	1. 4	1. 9 7	全把駐係数の 平均値 1. 9 5 7 (1. 9 2 8)
	自 由 落 下	1. 8 1 *	1 7. 6	6. 3	2. 0		
	"	2. 9 3 **	1 9. 4	1 2. 1	—		
	"	1. 4 4	1 7. 6	6. 8	1. 6		
	"	1. 4 4 ◎	1 4. 7	6. 3	0. 6		
5 トン型 (4 9 6 9 k g)	爪下向き固定静置	1. 6 3	1 6. 1	2. 6	2. 0	1. 5 3	標準偏差 0. 5 1 6 (0. 5 8 6)
	自 由 落 下	1. 3 3	1 1. 3	4. 4	4. 9		
	"	1. 6 3	1 4. 5	2. 2 ~ 2. 9	4. 3		
1 0 トン型 (9 4 8 0 k g)	自 由 落 下	2. 5 5	9. 4	2. 3	6. 6	2. 2 8	変動係数 2. 6 % (3. 0 %)
	"	2. 1 3	1 5. 7	2. 8	2. 0		
	"	1. 6 5	1 2. 2	3. 8	4. 0		
	爪下向き固定静置	2. 7 8	1 2. 2	1. 7 ~ 2. 5	2. 4		
Chain			引張距離				上記の括弧内 の値は自由落 下の値のみを 平均したもの
32 mm φ	静 置	0. 1 8 9	3. 0 m	5. 0	—	0. 1 9 2	
60 mm φ	"	0. 1 9 4	4. 5 m	3. 3	—		

注) *は引張り途中で放置し, **はそれを 17 時間後に再び引張り測定したもの。

◎は投下後 28 時間放置したもの。

(4) 投下方式といかりかき

ウィンドラスのブレーキをゆるめて一気にチェンを走出させて投錨する普通投錨法と、ウィンドラスを逆回転させながらチェンをゆっくりと伸ばして投錨するウォークバック方式の深海投錨法とでは、どちらの方がいかりかきをよくするだろうか。

いま投下されたストックレスアンカーが海底に着地してから爪がかき込むまでの姿勢をモデル化して過程をたどると、図 3 2 2 のようになる。

着地時の埋没深さや姿勢は、底質のかたさや落下距離、つまり水深の大きさにより異なるが、図の着地姿勢①は底質の柔い海底に投下されたアンカーの状態とみて差支えない。この状態から図の右の方へアンカーを引張ると、没入したアンカーは海底面上にはい上って②の姿勢となり、トリッピングバームに働く土圧と爪の重さで回転モーメントを生じ、爪先端を下げ、③の平らな姿勢を経てかき込む姿勢④へと移る。もし爪を下に向ける土圧の回転モーメントが弱ければ、②または③の姿勢のままアンカーは移動することになる。したがって、できるだけ早くかつ確実に③の姿勢から④の姿勢へと移行させることが得策ということになる。

爪がかきにくい J I S 型ストックレスアンカーでは、姿勢②のままで走錨する可能性が強いので、このような底質

では、勢いよくアンカーを投下せず、ウォークバック方式でアンカーをおろし、海底に平置させた④の姿勢からウィンドラスのブレーキを始めてアンカーを引く方が、爪のかく公算を高くすることができるという考え方がある。しかし底質がmudのようなゆるい性状の粘着性土では、アンカーを勢よく投下すれば十分埋没した①の姿勢になるので、姿勢①から②への移行過程でアンカーの全面に付着したmudが粘着力として強く働き、このためウォークバック方式よりも把駐力が大きくなるはず、という見方も出てくる。さらに錨泊期間も長くなれば、それだけ埋没は進み、アンカーの上面を覆う粘土の層も厚く、次第に圧密される結果、ますます把駐力が増強されよう。この推察は底質がmudの場合、ウォークバック方式よりも普通投錨法の方が良いという考え方である。

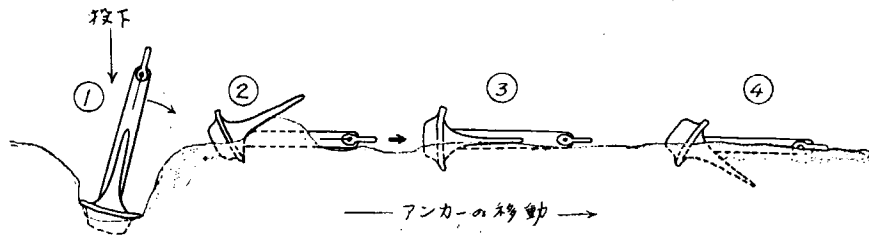


図 8.2.2 投下着地から爪がかき込むまでの姿勢

前述の日本海難防止協会の行った実物実験結果の表 8.2.3 では、爪を下向けの固定姿勢から引張ったものと自由落下時から始めたものとの把駐力に、さして差はみられないところから推察すると、mud では粘着力の大小に強く影響されるので、爪が正常にかいていようがまいがその姿勢に関係なく、ほぼ粘着力に見合った把駐力が得られるようである。したがって、特に爪をかかせるためのウォークバック方式は、この場合必要のないものと思われるし、投錨作業時間の面からいえばむしろ不利な面もある。

また底質がsandの場合は、模型実験ではゆるやかなsandのため爪が上を向いて走錨することが多かったが、実際の海底は固くよくしまった底質であるから、普通投錨法でも爪は比較的良好にかいており、爪の $\frac{1}{2}$ まで土中に貫入した浮腰の姿勢が観察されている。

したがって超大型船のように、ブレーキの力量からウォークバック方式をとらざるをえないという場合は別として、従来行われている一気にチェーンをゆるめてアンカーを投下させる普通投錨方法は、底質の如何にかかわらず、アンカーの把駐力を低下させるものではないように思われる。しかし、爪をかかせる方法としてはウォークバック方式の方に利があるかも知れないが、この点はもう少し実物アンカーで実験回数を重ねて確める必要がある。

このほか、把駐力を減少させる用錨上の問題として、伸出した錨鎖が水深に対して短いためにシャンクを持上げて把駐力を減少させる問題がある。模型実験では、把駐力が水平引張りにくらべて半減するシャンクの持ち上り角度は、H.L.Dove によれば、 15° 、W.H.Leahy によれば 30° といわれる。

3.2.2 艀装品および揚錨機

(1) 錨鎖系における強度

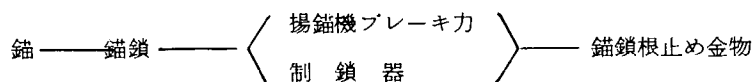
50年度の報告の中に示されている如く、緊急投錨による衝撃、強風、強潮流による船体振れ回りの衝撃により錨、錨鎖、揚錨機及び船体に与える損傷例は少ない。

そこで 錨—錨鎖—ホーズパイプ—制鎖器—揚錨機—チェーンパイプ—錨鎖根止め金物—船体構造といった一連の錨鎖系統における強度を考えた場合、すべてが一様の強度であると何処が破壊するか予想することが出来ず、操作者にとっては不安である。そこで理想としては、Rapture Disc 的存在を錨鎖系内に設けておくことが好ましい。しかしながら、この場合、最弱個所の強度基準を設定することは非常に難しいことである。

強度の順から言えば船体構造は最も強い事が要求され、次に錨鎖、錨の順に強いことが望ましいと言えよう。また、制鎖器、錨鎖根止め金物についても考え方によっては錨鎖と同じ強度を要すとされる。そして錨鎖系の理想的強度の

基準を仮に決め得たとしても、実際の強度はバラツキを有すると考えられるので強度順序にもバラツキが生じるであろう。

今、ホーズパイプ、チェーンパイプ及び船体構造を除き



の錨鎖系の現状を見直してみた場合、どこがweak pointであろうか、或いは条件によって強度の低下がどの程度あるであろうか。この点について調べた結果は次の通りである。

(イ) 錨鎖と錨の関係

IACSにおいて錨鎖強度、錨強度は次の如く定められている。

錨鎖の径を d (mm) とすると、

$$\text{錨鎖単重 } W = 0.0218 d^2 \quad (\text{kg/m})$$

$$\text{錨鎖破断試験荷重 } B_c \quad (\text{kg})$$

$$\text{第1種錨鎖に対して} \quad B_c = 1.0 d^2 \quad (44 - 0.08 d)$$

$$\text{第2種} \quad " \quad B_c = 1.4 d^2 \quad (44 - 0.08 d)$$

$$\text{第3種} \quad " \quad B_c = 2.0 d^2 \quad (44 - 0.08 d)$$

$$\text{錨鎖耐力試験荷重 } P_c \quad (\text{kg})$$

$$\text{第1種錨鎖に対して} \quad P_c = 0.7 d^2 \quad (44 - 0.08 d)$$

$$\text{第2種} \quad " \quad P_c = 1.0 d^2 \quad (44 - 0.08 d)$$

$$\text{第3種} \quad " \quad P_c = 1.4 d^2 \quad (44 - 0.08 d)$$

$$\text{普通型錨重量 } A \quad (\text{kg})$$

$$\text{第1種錨鎖に対して} \quad A = 0.98 d^2$$

$$\text{第2種} \quad " \quad A = 1.25 d^2$$

$$\text{第3種} \quad " \quad A = 1.65 d^2$$

$$\text{高把駐力型錨} \quad A_h = 0.75 A \quad (\text{kg})$$

$$\text{第1種錨鎖に対して} \quad A_h = 0.735 d^2$$

$$\text{第2種} \quad " \quad A_h = 0.9375 d^2$$

$$\text{第3種} \quad " \quad A_h = 1.2375 d^2$$

$$\text{普通型錨耐力試験荷重 } P_a = 210 \times A^{\frac{2}{3}} \quad (\text{kg})$$

$$\text{従って第1種錨鎖に対して} \quad P_a = 210 (0.98 d^2)^{\frac{2}{3}}$$

$$\text{第2種} \quad " \quad P_a = 210 (1.25 d^2)^{\frac{2}{3}}$$

$$\text{第3種} \quad " \quad P_a = 210 (1.65 d^2)^{\frac{2}{3}}$$

$$\text{高把駐力型錨耐力試験荷重 } P_h a = 250 \times A_h^{\frac{2}{3}} \quad (\text{kg})$$

$$\text{従って第1種錨鎖に対して} \quad P_h a = 250 (0.735 d^2)^{\frac{2}{3}}$$

$$\text{第2種} \quad " \quad P_h a = 250 (0.9375 d^2)^{\frac{2}{3}}$$

$$\text{第3種} \quad " \quad P_h a = 250 (1.2375 d^2)^{\frac{2}{3}}$$

(ロ) 錨の強度

錨の強度については各船級協会ともに耐力試験を主体として規定しており、その時の試験荷重は前述の計算式により求めるものとしている。また耐力試験は下記の如く静的に荷重をかけるものであり、この点からみて衝撃等動的荷重に対する強度は明確でない。また、第3種錨鎖を例にとると、

$$B_c/P_a = \frac{d^{2/3} (44 - 0.08d)}{14665}$$

となり錨の強度は錨鎖に較べて $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{5}$ と小さく、錨が破壊して把駐能力を失って走錨と同様の状態となるおそれがある。

NK 鋼船規則 L編 2章 アンカー

2.1.8 耐力試験

-1. アンカーは、その構造により錨腕ごとに又は同時に2個の錨腕ごとに、又、表裏転換できる錨腕ではその各位置につき、アンカーの重量（ストックアンカーでは錨鋸を除いた重量）に応じ、表L2.1に掲げる耐力試験荷重を錨爪の先端から錨腕の長さの $\frac{1}{3}$ の箇所に加え、割れ、変形その他の異常を生じないものでなければならない。但し、各試験ごとに最初耐力試験荷重の $\frac{1}{10}$ を加えたときの標点距離と、全荷重に達し再び $\frac{1}{10}$ 荷重に戻したときの標点距離の差は、20 mmまでは差し支えない。（図3.2.3参照）

-2. 高は駐力アンカーの場合は、そのアンカーの重量の $\frac{4}{3}$ 倍の重量を有する普通アンカーに対する耐力試験荷重をもって高は駐力アンカーの耐力試験荷重とする。

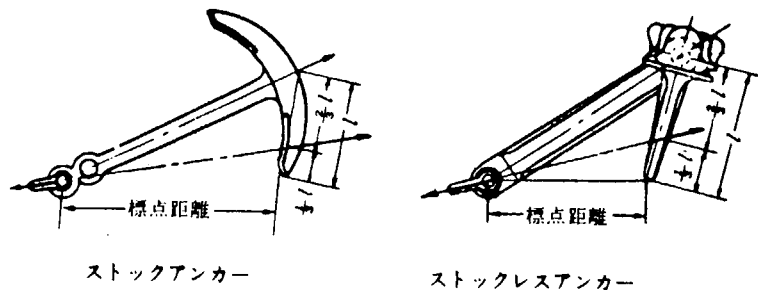


図 3.2.3

(イ) 錨鎖の強度

錨鎖の強度については前述の如く IACS より決まっているが、これも静的な最小基準強度を示したものであり実際の極限強度については信頼すべき計算式もなく、不明確なのが現状である。

国内大手錨鎖メーカー3社について調査した結果は次の通りである。

(a) 破断試験について

- (i) 試験機の容量： 3社とも1200t以上の引張試験機を有しているが、将来の巨大船に対しては容量不足となる。
- (ii) 破断試験の現状： 小径錨鎖については実際に破断に至るまで試験を行うこともあるが、大径のものでは危険でもあるので破断までは荷重をかけることはなく、Rule に規定されている破断荷重までかけて止めている。
- (iii) 実際の破断強度の予想： 3社ともに経験的に Rule の破断試験荷重の125～140%で破断するものと考えている。

(b) 曲げ、捩れ、疲労による強度低下について

- (i) 曲げについて： ホーズパイプベルマウスでは錨鎖が曲げを受けることになるが、これに対する強度低下率算定のための研究は殆ど行われておらず不明確である。
- (ii) 捩れについて： 1社がLR船級協会の要求により、6 links について270° twist の上引張った例

がある。その場合、破断試験荷重の約120%にてShearで破断したが理論的裏付けはない。

- (iii) 疲労について： 海洋構造物用錨鎖として繰返し引張り、摩耗、耐食性の研究を各社ともに始めているが、まだ公表出来る段階には至っていない。

(c) 動的荷重に対する強度

現時点では実験的なものはなにもなく、不明確である。

(二) 揚錨機ブレーキ力

IACSに基いた揚錨機ブレーキ力の考え方は③において後述するとおり、錨鎖の破断試験荷重の45%が最小保持力となっているので、錨鎖の破断より先にSlipを生じることになる。

(三) 制鎖器の強度

JISに各型式の制鎖器の規格があるが、強度については対応する錨鎖の破断試験荷重に対して安全率を1以上としている。これはIACSの考え方と同じである。

即ち、強度的には錨鎖と同じと言えよう。

(四) 錨鎖根止め金物の強度

JISにケーブルクレンチとして規格化されているが、実情は各社によってまちまちである。JISではその強度は次の条件で決めている。

- (a) 錨泊時の外力（風力、潮流など）は考慮しない。
 - (b) 錨鎖が制動することなく走出したときの衝撃力は考慮しない。
 - (c) ピンの強度は錨および錨鎖の全量をささえられる強度以上とし、かつ錨鎖の破断試験荷重の約0.2倍とする。
- 以上から見て、現状の錨鎖系の強度は不明確な点も多いが強度の順序としては、

錨鎖 > 制鎖器 > 揚錨機ブレーキ力 > 錨 > 錨鎖根止め金物

となっており、このことから次のことが考えられる。

- (i) 錨鎖が破断することはないが走錨またはこれと同じ状態となる。
- (ii) 錨鎖が破断するか、全量を走出落失する。

これらはいずれも船の係止力はなくなるので、座礁や他船との衝突を避けられるならば大事故にはならないであろう。したがって船体強度が最強であるとの前提に立てば、船体を損傷して沈没させたり、タンカーの場合油の流出事故を防ぎうる点から、現在の錨鎖系の強度のあり方は妥当なところと言えよう。

(2) 揚錨機の捲上げ能力

船級協会としては、従来は揚錨機の要目について、ほとんどふれていなかったが、近年IACSにおいてRule化が検討され、とり入れる方向にある。また、ISOはIACSとリエゾンとして規格化を行っており、1976年春のSub-Committee(SC-10)において最終決議がなされ、現在ISOのTechnical Committee(TC-8)に上提されつつある。

ISOの規格案はIACSと相互協議を行っているので食い違いは全くないと言えよう。またTechnical Committeeにおいて承認されると、International Standard(IS)として発行され、ISOに加盟している各国はその規格についてISをとり入れたもので規格化することになる。各船級協会の動きから見てもこの2～3年のうちにはIACS=ISOの線で改正されることになろう。

ISOの揚錨機的能力は、錨鎖の種類第1種、第2種、第3種について、それぞれの径d(mm)に対して決めており要求値は表3.2.4に示す通りである。

表 3 2 4 揚錨機の錨鎖別能力 (ISOによる)

	第 1 種 錨 鎖	第 2 種 錨 鎖	第 3 種 錨 鎖
定 格 捲 上 げ 荷 重 (N)	$375d^2$	$425d^2$	$475d^2$
過 負 荷 捲 上 げ 荷 重 (N)	$5625d^2$	$6375d^2$	$7125d^2$
呼 称 捲 上 げ ス ピ ード	0.15 m/sec 以上		

注:

- 1 能力は1個のCable Lifter に対するものである。
- 2 定格捲上げ荷重は30分間連続におけるものとする。
- 3 過負荷捲上げ荷重は定格捲上げ荷重の1.5倍とし、2分間連続におけるものとするが、捲上げスピードは規定せず呼称スピードより減じてよい。
- 4 呼称捲上げスピードは、水中3連の錨鎖を吊下げた状態から2連捲上げた時の平均スピードを言う。

これについて現行JISの揚錨機的能力と比較をすると、まず錨の重量、錨鎖の重量、錨鎖の径の関係は表3.2.5に示す通りである。

表 3 2 5 錨重量、錨鎖重量および錨鎖径の関係

	第 2 種 錨 鎖	第 3 種 錨 鎖
A/d^2	1.25	1.65
W/d^2	0.0218	0.0218

ここに A = 普通型錨重量 (kg) W = 錨鎖重量 (kg/m) d = 錨鎖径 (mm)

これによりJISの揚錨機の力量をISOと同様に錨鎖径 d で表すと表3.2.6の通りである。(ISOはSI単位)

表 3 2 6 現行JISによる揚錨機力量

		第 2 種 錨 鎖	第 3 種 錨 鎖
定 格 捲 上 げ 荷 重 (N)	普通型・連結型 $= 1.35(2 \cdot A + 80 \cdot W)$	$573d^2$	$681d^2$
	片舷型 $= 1.35(A + 80 \cdot W)$	$4042d^2$	$4582d^2$
超 負 荷 捲 上 げ (N)	普通型・連結型	定格捲上げ荷重の1.2倍以上	
	片舷型	定格捲上げ荷重の1.5倍以上	
定 格 捲 上 げ ス ピ ード		9 m/min (0.15 m/sec) 以上	

- 注: 1 過負荷捲上げ荷重は捲上げ速度に関係なく、約5分間連続捲上げ可能な最大荷重とする。
- 2 定格捲上げスピードは、定格荷重を捲上げるときの速度とし、原則として9 m/minとする。但し、上の許容差は制限しないが下の許容差は-3%とする。

ため荷重についてはNを使用しているが、 $10\text{ N}=\text{kg}$ として扱っているのを、これにならうものとする。)

ISOとJISの比較では片舷型においてJISは若干不足するのでISO規格に移行した場合原動機馬力の増加が必要となる。

IACS (ISO) による揚錨機の容量決定の根拠は下記をベースとしている。

風力 ビューフォート スケール 6
潮流 3 kts
水深 100 m

50年度報告にもあるとおり、極端に深い場所での錨泊は極めて少なく、一般には70～80 m水深を考えておけばよく、揚錨機の過負荷捲上げ能力から見ても十分な余裕があるものと言えよう。しかしながら船の大型化にともなって100 mを超える深海投錨も増えるものと思われることと、この場合、海底（特に粘土質の海底）に埋没した錨を引き上げる場合の引起し力および地切り力によって能力が不足することも考えられるので、この点についての調査、検討を今後も続けることが必要であろう。

また捲上げ能力の増大に伴う原動機出力のUPおよび機械まわりの極大化に対し、もっとも効率のよい駆動方式、材料の研究も併せて行うべきであろう。

(3) 揚錨機のブレーキ力

IACS, ISOにおける揚錨機要目の規格化の中にはブレーキ力についても含まれており、その最小ブレーキ力を現行JISとの比較において表3.2.7に示す。

表3.2.7 IACS, ISOと現行JISによるブレーキ力

	IACS	ISO	現行JIS
Cable Stopper 有りの場合の ブレーキ力 (kg)	※注1 0.45 Bc	0.45 Bc	※注2 $0.2\text{ Pc} \approx 0.14\text{ Bc}$
Cable Stopper 無しの場合の ブレーキ力 (kg)	1.0 Bc	船級協会の要求による	

ここに

Bc = 錨鎖の破断試験荷重 (kg)

Pc = 錨鎖の耐力試験荷重 (kg)

注：

1 但しCable Stopper の強度は 1.0 Bc 以上とすること。

2 $\text{Bc}/\text{Pc} = 1.4 \sim 1.43$

Cable Stopper無しの場合のブレーキ力は現行JISの約7倍とすることになるが、現状の様なDrum Brakeでは構造的に無理であろう。しかし一般にはCable Stopperは装備している例が殆んどであり、特に大型船では考えられないことであるのでCable Stopper無しの場合は対象外とする。一方、Cable Stopper 装備の場合でも現行JISよりも約3倍のブレーキ力が必要となる。

100万トン型、70万トン型、40万トン型及び25万トン型の4船種についてブレーキ力を示すと表3.2.8の如くなる。なお、参考として現行JISによるブレーキ力も併記した。

50年度研究報告の中のアンケート結果からも見られる如く、揚錨機ブレーキに対する不安感の使用側が多い。そしてこの中にはブレーキ力に対する不安も相当ある様に見受けられる。

よってIACSがブレーキ力を増す方向に進んだことは好ましいことであるが、また反面ブレーキ力の増加によっ

表 3.2.8 各船型別ブレーキ力

	100 万トン型	70 万トン型	40 万トン型	25 万トン型
錨鎖径 (種類)	168 mm (第3種)	151 mm (第3種)	127 mm (第3種)	109 mm (第3種)
錨鎖破断試験荷重	1725 t	1455 t	1095 t	840 t
IACSによる ブレーキ力 (0.45Bc)	777 t	655 t	493 t	378 t
現行JISによる ブレーキ力 (0.14Bc)	242 t	204 t	154 t	118 t

て今後検討を必要とすべきことが生れて来るので、これについて述べる。

- (イ) ブレーキ力設定の条件が明確でない。Dry Condition と Wet Condition によりブレーキ力は大きな差があるが現在のところでは Dry Condition での設計であり、雨、波しぶきを受けた場合のブレーキ力低下率は今後の研究に待つことになる。
- (ロ) 現状のバンドブレーキではドラム径、幅が大きくなりすぎて实际的でないので新しいブレーキ方式の研究が必要である。現在のバンドブレーキとした場合のブレーキドラムの概略寸法を表 3.2.9 に示す。
- (ハ) 人力によるハンドル操作力は表 3.2.9 に示す如く非常に大きなものとなり、多人数を必要とした危険でもあるため機械化が必要となる。
- (ニ) ブレーキのスリップによる錨鎖の走出を防止するため、その時のブレーキ力を検知する手段が必要である。

表 3.2.9 各船型におけるブレーキドラム寸法及びブレーキハンドル操作力

	100 万トン型	70 万トン型	40 万トン型	25 万トン型
ブレーキ力	777 t	655 t	493 t	378 t
ブレーキドラムの径	約 3,000 mm	約 2,650 mm	約 2,450 mm	約 2,000 mm
ブレーキバンドの幅	約 500 mm	約 400 mm	約 360 mm	約 250 mm
ブレーキハンドル操作力	約 150 kg	約 140 kg	約 90 kg	約 90 kg

注：

1. ブレーキ力には Dry Condition におけるものとする。
2. ブレーキライニングの当り面の効果は 100 % とする。
3. ブレーキハンドル操作力は現在、国内某社が行っている方式を基準とした。

3.2.3 安全性向上のための諸設備

(1) 錨鎖送出速度の制御装置

錨鎖の無制動落下速度は、緊急時には急速落下の必要がある反面、操作上、不安を感じることなくブレーキをかけられる速度が要求される。

速度制御装置の必要性について、操船者がどのように感じているか、50 年度報告書 (P.68) のアンケート結果によれば、その装置を必要とするものは 41 % で、不要とするもの 26 % に対し、1.5 倍となっている。但し、不明とするもの 33 % については、同報告書において、装置が開発途上にあり、ま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く、このためであると述べている。

巨大船に於いては、前項に述べたブレーキ力の増大に伴い、この装置の必要性が増してくるものと思われる。

錨鎖送出速度の推定に関しては、50年度報告書(P.108～P.109)に若干述べられているが、送出速度の設定は、更に検討の余地があるように思われる。

3.3.2項で述べられるように、既存の20万トンクラスの船に於いてさえ、ウォークバックを行っていることは、送出速度の設定にあたって、次の事を考慮しなければならないことを示していると思われる。即ち、錨鎖送出速度は、

① 揚錨機のブレーキ力に見合ったものであること。

② ブレーキ操作員に不安感を与えないものであること。

③ 錨の着底時衝撃力によるアンカー破損の心配のないものであること。

上記の問題点に対し、錨鎖送出速度の制御装置は、ブレーキ力、ブレーキ構造、錨の強度等を総合的に勘案した上で、設計／製作されねばならない。

これらの諸問題は、今後の検討に譲ることとし、ここでは、既存の装置の紹介にとどめておく。

(イ) 投錨用流体ブレーキ

投錨用流体ブレーキは、M社により開発されたもので、カタログによれば、大略次のようである。

流体ブレーキの代表的利用例として水動力計があり、水を作動液としている。投錨用流体ブレーキは、機械としての保守管理の点から、潤滑油を作動液としているほかは、同様の構造をなしている。即ち、ウインドラスの駆動軸に、インペラを取り付け、その外周に対向する羽根を有するステータを設けその間に充填する作動液体が羽根間を移動するときの運動量の変化を熱に変えて吸収するようになっている。基本仕様としては、水深50mに於いて、着底時のアンカー速度が約3.5m/secになるように設計されていて、50万トン型タンカー用のものまで試設計され、試作機として、23万トン型タンカーに装備されたほか、リグにも装備され、実用に供することになっている。

投錨時に於けるアンカーおよびチェーンは、ウインドラスからホースパイプを通じて懸架された状態で海水中を落下してゆく。この時、落下距離に比例して時々刻々その重量が増し、かつ落下速度の2乗に比例する海水抵抗を受けることになる。(これらの運動については、50年度報告書、P108～109参照)

この投錨用流体ブレーキは、落下速度が10m/secを越すと手動ブレーキの操作上危険であり、操作員の適性や経験に関係なく、また不安を感じることなく操作できるのは、3～4m/secと言われている点を考慮して、水深50mの時のアンカー着底速度を約3.5m/secとして設計している。

(ロ) アンカースピードリミター

アンカースピードリミターは、投揚錨システムの自動化および省力化のひとつの項目として、T社により開発されたもので、カタログによれば、大略、次のようである。

従来のバンドブレーキを使用し、スプリングON、油圧OFFの型式を採用している。即ち、ブレーキはスプリングの力により締め付けられ、油圧力によりゆるむ構造である。ここで、油圧は、チェーンホイールの回転により駆動される油圧ポンプにより与えられるが、単独に油圧ポンプユニットを装備することもできる。このブレーキをゆるめるための油圧は、油圧シリンダーに取り付けられる流量制御弁によりコントロールされるので、落下速度は、一定の制限速度まで、錨鎖の送出につれて、無段階に徐々に増えてゆくことになる。また、油圧ポンプは吐出回路に絞り弁を設けているので、この調節により落下速度特性を任意に設定することが可能である。

なお、減速に必要な運動エネルギーの吸収は、バンドブレーキの締め付けにより、摩擦熱に変換し、大気へ自然放熱するものとなっている。

装置計画例としては、次のようである。

船 型	: 278,000 トン型タンカー
ウィンドラス	: 53 ton $\times$ 9 m/min
ブレーキ力	: 127 ton
ブレーキ構造	: バンドブレーキ, スプリングONタイプ
油 圧 源	: ジブシーホイル駆動

錨鎖送出速度の設定値: 1.5 ~ 2 m/SEC at 80 m depth

(1) アンカー・ケーブル・スピード・リミター

本装置は、西独のK社の開発になるもので、30隻程の船舶に搭載されている。日本ではF社がライセンスであるが、本装置の概要はカタログによれば次のようである。

バンドブレーキを使用し、スプリングにより締めつけ、油圧によりスプリング力に抗してブレーキもゆるめる構造であることは(1)と同じである。油圧源も(1)と同じように、ジブシーホイルの回転または、単独のポンプユニットから得ることができる。手動によるブレーキは、(1)がスピードリミッタシステムから切り離して使用するのに対し、本装置は、油圧シリンダーのピストンをハンドホイールの回転によるネジ軸にて調節する方式を取っている。即ち、何らかの理由にて、油圧システムに不具合が生じた場合、(1)が従来型の手動ハンドブレーキになるのに対し、本装置は、あくまでスプリング力によりバンドブレーキを締めつけ、手動ネジ軸によりスプリング力に抗してバンドブレーキをゆるめる方式である。

本装置では、錨鎖の落下速度を4 m/sec以下の適当な値とすることを目標としており、落下速度は(1)と同じく適宜設定できる。

(2) ブレーキ操作装置のあり方

ブレーキ構造としては、鋼板にアスベスト材をライニングした帯ブレーキが、通常使用されている。巨大船では、所要ブレーキ力の増大に伴って、ライニング材の改良と共に、ディスクブレーキ等のブレーキ構造そのものの改良が必要になるであろう。帯ブレーキでは、適当なライニング材を見出すことが困難であると考えられ、ブレーキ構造の制動板の大きさが大きくなり過ぎて、製造上の点からも問題視されてきている。一部の甲板機械メーカーに於ても、ディスクブレーキの検討がなされているようであるが、今後の研究開発の進展を待ちたい。

一方、ブレーキの操作は、従来、手動が一般的であったが、VLCCの出現を見るに至って、油圧シリンダーとスプリングを利用したブレーキ操作装置が生れている。100万トン型の巨大船では、これらの必要性は増加すると思われる。

また、船型の大型化に伴い、甲板機械のリモート・コントロール化が進むにつれて、ブレーキ操作のリモート・コントロール化も同時に要求されてきたが、この点からもブレーキ装置の油圧または、メカニカル駆動が要求されてきている。これらの装置には、ブレーキ力を油圧より得るもの或いは、スプリングで得るもの（油圧をブレーキのリリースに使用する）等があるが、一長一短があり、また、100万トン型巨大船に於いては、錨鎖送出速度の制御と組み合わせたものなど、新しい操作装置が考えられ、やはり今後の研究開発が望まれる。

(3) 走錨探知装置

走錨探知の方法は、操船者が気象、海象、海底地質などの資料を基に、レーダー、トランシットによる計測または目視により船体移動量および船体方向を見出し、走錨の有無を察知しているのが現状である。このことは、船型の大小に拘らず、錨泊に於ける問題点の一つであるが、船の巨大化と共に、科学的走錨探知の必要性が高くなると云えよう。

錨位置の探知は、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）を装備する方法が常識的であり、この他にも浮標式が考えられる。前者は技術的に、後者は精度的に、現時点では今すぐに実用的であるとは云い難い。しかしながら、走錨状況を検知するよりも、船体の移動状況および錨鎖張力の状況を把握することの方が、

現実的と思われる。

(イ) 船位検知装置

既存の航海計器をできる限り利用することを念頭に置けば、次の検知方式が考えられる。(詳細は50年度報告書(P.110,111)参照。)

- i) 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
- ii) 衝突予防用レーダーによるブラウン管表示
- iii) 衝突予防用レーダーとジャイロコンパスの組合せ

上記のような装置で、船位検知は可能ではあるが、走錨の危険性の判定のために、操船者の判断または、それに代わる予め用意された諸資料(水深、吃水、錨鎖繰り出し長さ、錨の把駐力等)に基く走錨警報点の設定が必要になると考えられる。

(ロ) 錨鎖の張力検知装置

前述のように錨鎖張力の状況を知ることは、走錨検知の点から有効と考えられるが、現状、錨鎖の張りぐあいを目視で観測することにより推定されている。

検知装置としては、次のようなものが考えられる。(詳細は、50年度報告書(P.112~114)参照。)

- (a) 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
- (b) 制鎖器台とストッパーとの間にロードセルを取りつけ計測する方法
- (c) 制鎖器のローラの軸にロードセルを取付け計測する方法
- (d) 制鎖器とホースパイプとの間にローラを設け、ローラとその台との間にロードセルを取付け計測する方法
- (e) 制鎖器のストッパーに歪ゲージはり、歪値より錨鎖張力を求め計測する方法

上記の方法では、装置の保護、耐久性および耐湿性など、十分注意する必要がある、実用化までにはなお、検討を要するものと思われる。

3.3 操 船

3.3.1 投錨限界速力

在来船の常識では、錨泊するにしろ行脚を減少するにしろ投錨時の速力は2ノットまでとされてきたが、超大型船の運航者の間では「従来と同じ要領で操作すると、錨鎖張力の過大からブレーキがスリップして焼損するか錨鎖を切断するおそれがあるので、行脚をつけた投錨はとてできない」といわれる。このため、できるだけ行脚をとめた状態から投錨し、あとは風潮にまかせて錨鎖を徐々に伸ばす方法がとられている。

そこで超大型船のウインドラスのブレーキ力ではどの程度の行脚であれば安全に投錨できるものなのか、ブレーキの焼損や錨鎖切断という問題は一応おいて、ブレーキ力とアンカーの把駐力の関連において限界速力を考えてみる。

錨泊時の投錨操船には前進投錨法と後進投錨法があり、普通、後進しながら錨鎖を伸ばす後進投錨法が行われる。

後進投錨法(図3.3.1)は、惰性で前進中機関後進をかけ、前進行脚がなくなしてから投錨し、前進投錨法(図3.3.2)では前進行脚をもったまま投錨するという違いはあるが、ウインドラスのブレーキをかけた時点(位置 x_1)から船が停止するまでに至る間の動作はいずれの場合も変らないとみてよい。

ウインドラスのブレーキがきいてから船が停止するまでの船とアンカー及び錨鎖の動きをとらえると、図では次のようになる。

- a) 位置 x_1 で締めたブレーキ力はそのまま保持され、スリップしないものとする、海底にはった錨鎖が立ち上るにつれて錨鎖カテナリー部の吸収エネルギーは船の運動エネルギーを吸収し、船の行脚を減少させる。
- b) このとき船の水平力(または錨鎖の水平張力 H)がアンカーと錨鎖でもつ限界係駐力(H_m)以内であれば船は位置 x_2 で停止する。

c) もし $H > H_m$ になればアンカーは動き出し、船は走錨抵抗によって残存の運動エネルギーを吸収されつつ、ついに位置 x_3 で停止する。

上記の b) の場合は錨鎖のカテナリー-の位置エネルギーの変化量が船の運動を吸収するエネルギーとして船を停める場合で、投錨操作としては最も安全な限界速力を与えるが、c) の場合はブレーキ力がアンカーの把駐力よりも大きいから限界速力も高くなる。もしこのときアンカーの爪が海底の岩に引っかかったりすると強大な係止力のため、ブレーキを焼損するか錨鎖を切断するかの事故につながる。

試算に際し、ここでいう投錨限界速力は投錨直前の船速でなく、ウインドラスのブレーキをかけた時点(図の位置 x_1) の船の速力 (v_1) とし、まず、ブレーキ力は瞬時に働き、上述のいずれの場合もブレーキがスリッブせず錨鎖が走り出さないものとする。

- (1) アンカーが動くことなく錨鎖の吸収エネルギーだけで船を停める場合の限界速力

投錨時の船速は小さいので船の海水抵抗を無視すると、位置 x_1 における船の運動エネルギー (E_k) は、見掛け質量係数を K 、排水量を Δ 、重力加速度を g とおけば

$$E_k = \frac{1}{2} K \cdot \frac{\Delta}{g} \cdot v_1^2 \quad \dots\dots\dots (3.3.1)$$

となり、また錨鎖自身の伸びは考えず、完全なカテナリー-曲線をなすものとする、錨鎖の吸収エネルギー (E_p) は次式で与えられる。

$$E_p = \int_{x_1}^{x_2} H \cdot dx = \frac{w' \cdot y^2}{2} \cdot E(Z) \quad \dots\dots\dots (3.3.2)$$

ただし $E(Z) = 2Z^2 \cdot \sin h^{-1} \frac{1}{\sqrt{2Z}} + (1-Z) \sqrt{1+2Z} - 1$

式中の Z は錨鎖の水平張力 H を錨鎖 $1m$ あたりの水中重量 w' とベルマウスの海底から高さ y で無次元化した $Z = H/w'y$ で、図 3.3.3 は Z に対する水平移動 X と $E(Z)$ の関係を示したものである。

ここにブレーキをかけた時点の限界速力 (v_1) は $E_k = E_p$ の関係から目安の式として

$$v_1 = y \cdot \sqrt{w' \cdot g \cdot E(Z) / K \cdot \Delta} \quad \dots\dots\dots (3.3.3)$$

となり $K = 1.07$, $w'/w = 0.87$ とおけば次のようになる。

$$v_1 = 2.82 y \sqrt{w \cdot E(Z) / \Delta} \quad \dots\dots\dots (3.3.4)$$

ただし w = 錨鎖 $1m$ あたりの重量

この算式を用いて次の各場合の限界速力を試算してみる。

- a) 現行 JIS に基づくブレーキ力が働いた場合

JIS が準拠している IACS によれば第 3 種錨鎖の重量、強度は次の如く定められている。錨鎖の径を d (mm) とすると

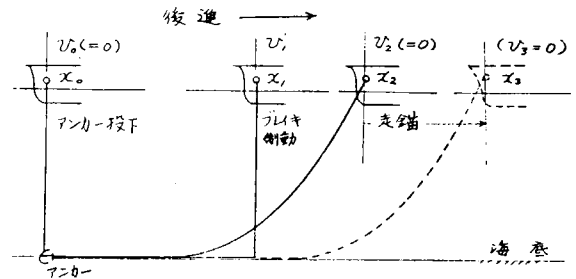


図 3.3.1 後進投錨法

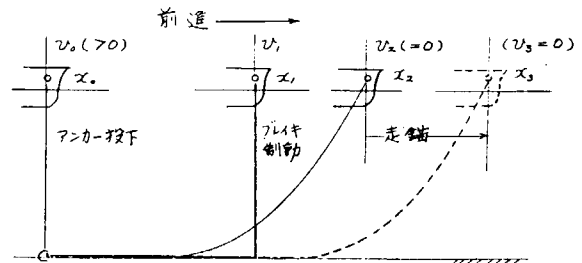


図 3.3.2 前進投錨法

$$\text{錨鎖 } 1 \text{ m あたりの重量 (w)} = 0.0218 d^2 \quad (\text{kg/m})$$

$$\text{錨鎖の耐力試験荷重 (Pc)} = 1.4 d^2 (44 - 0.08 d) \quad (\text{kg})$$

$$\text{錨鎖の破断試験荷重 (Bc)} = 2.0 d^2 (44 - 0.08 d) \quad (\text{kg})$$

JISのブレーキ力は錨鎖耐力試験荷重の20%と定めているから、船が停止(位置 x_s)したときの錨鎖張力は $0.2 P_c$ を越えないものであればよい。ウインドラスの錨鎖に働く張力をベルマウス下端の錨鎖張力(T)と等しいものとする、 $T = 0.2 P_c$ であり、また錨鎖の水平張力(H)と、ベルマウスの海底からの高さ(y)との間には

$$T = w' y + H \quad (w' = 0.87 w \text{ とする})$$

の関係があるから、(3.3.4)式の $E(Z)$ 算出に必要な Z は次の式から求まる。

$$Z = \frac{T}{w' y} - 1 = \frac{6496 - 1.181 d}{y} - 1 \quad \dots\dots\dots (3.3.5)$$

表3.3.1はこの場合の限界速力を求めたもので、船の要目はSR155昭和50年度報告書を参照し、水深は70万トン型以上は40m、40万トン以下は30mとした。この結果から、現行JISのブレーキ力では、満載時で約 $\frac{1}{4}$ ノット、バラスト時で $\frac{1}{2}$ ノット程度の限界速力となるが、走錨させないためには錨鎖を満載時で8節、バラスト時で10節以上伸ばす必要があり、また搭載アンカーは把駐係数7~8以上の高把駐力アンカーでなければ8~10節程度の伸出量では走錨することになる。

b) 限界係駐力に対応するブレーキ力が期待できる場合

次に錨鎖を一杯伸ばした場合(350m)、そのときの限界係駐力に耐えるブレーキ力が期待できるものとし、走錨することなく船の行脚をとめる場合の限界速力を求めてみる。

各船型に搭載されたアンカーの把駐係数(λ)は砂で7、泥で11の標準的な値をもつ高把駐力アンカーとし、錨鎖の抵抗係数(c)は自重に対し砂で $\frac{3}{4}$ 、泥で1.0の値をとるものとした。

限界係駐力は、アンカーと錨鎖による係駐力と等しくなる走錨直前の水平外力として求められるから、錨鎖の伸出量

$L_c(m)$ に対する限界係駐力(H_m)は次式で与えられる。

$$H_m = \frac{w}{2} (A - \sqrt{A^2 - 4B}) \quad \dots\dots\dots (3.3.6)$$

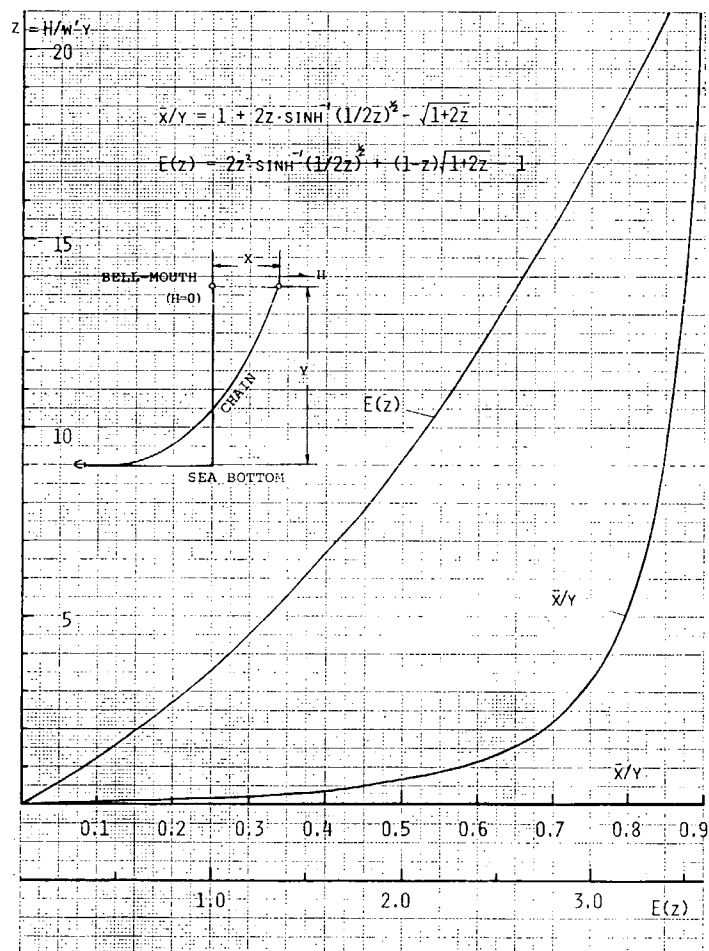


図3.3.3 Z~X, E(Z)曲線

表 3 3 1 投 錨 限 界 速 力 (ブレーキ力 0.2 P c の場合)

船 型	100万トン型		70万トン型		40万トン型		25万トン型	
吃 水 状 態	満載時	バラスト時	満載時	バラスト時	満載時	バラスト時	満載時	バラスト時
L p p (m)	4760	"	4040	"	3604	"	3100	"
B (m)	866	"	808	"	680	"	4871	"
D (m)	45.7	"	40.3	"	31.6	"	24.5	"
d m (m)	334	11.5	296	10.1	225	9.2	190	12.3
Δ (m t)	1,173,000	369,000	813,000	260,200	464,000	178,000	250,540	162,270
アンカー重量 W a (t)	362	"	293	"	208	"	152	"
第 3 種 錨 鎖 径 d (m m)	168	"	151	"	127	"	109	"
" 単 重 w (k g / m)	538	"	434	"	307	"	226	"
水 深 h (m)	40	"	40	"	30	"	30	"
* 海底面上ベルマウスまでの								
高 さ y (m)	486	70.5	475	67.0	364	49.7	339	40.6
限 界 速 力								
v ₁ (m / s)	0.14	0.31	0.15	0.34	0.14	0.28	0.16	0.22
v _{1k} (k t)	0.26	0.61	0.29	0.65	0.27	0.54	0.31	0.43
カテナリーの長さ S (m)	204	262	206	260	187	217	185	202
カテナリー下部に必要なアンカーの把駐係数 H / W a	5.98	6.71	6.28	6.98	6.84	6.64	7.24	7.14

注) * 満載時のベルマウスの上面上の高さは $(D - \text{満載吃水}) \times 0.7$ と設定し、バラスト時はこれに吃水の変化を加算した。

$$\text{ただし } A = 2E + 2.3y \cdot q \cdot c^2$$

$$B = E^2 - (y \cdot q \cdot c)^2$$

$$E = \lambda + Lc \cdot q \cdot c$$

$$q = w / Wa$$

Hm が求まるとこれに対応したブレーキ力はベルマウスの錨鎖張力 (T) と等しいとみて、前述の $T = Hm + w' \cdot y$ の関係から求まり、Hm の無次元値 $Z = Hm / w' \cdot y$ を使って (3.3.4) 式から限界速力をうることができる。

表 3.3.2 はそれらの計算結果で、これから判るように錨鎖を一杯まで伸ばした状態 ($Lc = 350m$) で、ブレーキを締めた時点の船の限界速力は、満載時で $1/3$ ノット、バラスト時で $2/3$ ノットを越えない程度のものであるから、投錨したのちブレーキを締めるまでに伸出錨鎖と船の海水抵抗を考慮しても、 $1/2$ ノット以上の行脚で在来船のような要領で前進投錨することは好ましくないように思われる。

もし、ブレーキ力が IACS や ISO の提案する錨鎖破断試験荷重 (Bc) の 45% まで増強されると、表 3.3.2 に示す必要なブレーキ力 (T/Bc) よりも大きくなるので走錨を起し、限界速力はさらに高くなる。

表 3.3.2 限界係駐力に対応するブレーキ力と限界速力

船 型		100万トン型		70万トン型		40万トン型		25万トン型	
吃 水 状 態		満載時	バラスト時	満載時	バラスト時	満載時	バラスト時	満載時	バラスト時
吃 水 (m)		33.4	11.5	29.6	10.1	22.5	9.2	19.0	12.3
水 深 (m)		40	40	40	40	30	30	30	30
y (m)		48.6	70.3	47.5	67.0	36.4	49.7	33.9	40.6
限界係駐力対アンカー重量比 Hm/Wa 及びブレーキ力 T の錨鎖破断試験荷重 Bc , 耐力試験荷重 Pc 比									
底 質 泥 $\left(\begin{array}{l} \lambda = 11 \\ c = 1 \end{array} \right)$	Hm/Wa	12.10	11.26	12.14	11.38	12.66	12.04	12.81	12.47
	T/Bc	0.27	0.26	0.26	0.25	0.25	0.24	0.24	0.24
	T/Pc	0.38	0.37	0.37	0.36	0.36	0.35	0.35	0.34
底 質 砂 $\left(\begin{array}{l} \lambda = 7 \\ c = 3/4 \end{array} \right)$	Hm/Wa	8.41	7.87	8.44	7.94	8.77	8.37	8.87	8.65
	T/Bc	0.19	0.19	0.18	0.18	0.18	0.17	0.17	0.17
	T/Pc	0.27	0.27	0.26	0.26	0.25	0.25	0.24	0.24
ブレーキをかけるときの限界速力 v_{1k} (kt)									
底 質 泥 の v_{1k}		0.33	0.75	0.42	0.77	0.33	0.66	0.37	0.52
底 質 砂 の v_{1k}		0.30	0.66	0.32	0.69	0.30	0.58	0.33	0.46

(2) アンカーが動く場合等の限界速力

鞠谷 (ウインドラスのブレーキ力について, 日本航海学会論文集 55 号, 昭和 51 年 8 月) はこの場合の錨鎖水平張力の最大値 (H_{max}) を次式で与え, この値が規格のブレーキ力に対応する錨鎖水平張力に等しくなるような v_1 が投錨時の行脚の限界値を示すものとした。

$$H_{max} = R_0 \left(\frac{M}{M+m} + \frac{1}{M} \sqrt{\left(\frac{A v_1}{B} \right)^2 + 1} \right) \dots\dots\dots (3.3.7)$$

$$\text{式中} \quad A^2 = K \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m} \right), \quad B = \frac{R_0}{M}$$

ただし R_0 = 走錨抵抗, M = 船の質量, m = アンカーの質量, K = カテナリー錨鎖がもつ水平移動に対するバネ定数である。

前述の表の計算結果からみると, 強いブレーキ力とは逆に在来型のような低い把駐性能のアンカーを使用すると明らかに走錨することが考えられる。この場合の鞠谷の計算結果では「解析の上から, 超大型船の投錨行脚について在来船と同様に行っても問題はない」とされているので, ブレーキ力を増強した場合, 限界速力もさらに大きくなることが予想される。しかし実際には, アンカーの把駐力が底質に対しばらついた値であり, 伸出錨鎖に対する制動方法, その設備の強度, 行脚の探知, 船の逆転停止性能に問題が残るので, やはり超大型船の投錨操船には在来船よりもさらに慎重な操作が望まれる。

このほか, アンカーが岩などにひっかかり錨鎖伸出量すべてが海底から浮き上り錨鎖に強大な張力がかかる場合も考えられる。350m 伸出量全部がカテナリー曲線をなすとみた試算では (3.3.4), 式の限界速力は 100 万トン型で満載時約 0.5 ノット, バラスト時約 0.9 ノットとなり, これに必要なブレーキ力は錨鎖破断試験荷重の 40% にもなる。したがって錨鎖が t_{aut} になる場合では, 錨鎖張力が急増し, ブレーキ力の不足をきたし, 錨鎖は取付け根本か

ら切断し走出してしまいう危険な事態をまねく。

いずれの場合も巨大船では極力行脚を抑え、殆んど停止に近い状態で投錨することが肝要であり、安全運航の面から、在来船のような用錨を考えて操船することは、現状では無理なように思われる。

3.3.2 ウォーク・バック

現在、巨大船の操船者が行っている深海投錨法は、①錨が着底するまでウォーク・バックする②着底前、着底後とも全量ウォーク・バックする③一定量海中にウォーク・バックした後、通常の投錨をする、の三通りに大別できる。

このように、例外なくウォーク・バックしている主な理由は

- ① アンカーの無制動落下速度に対するブレーキ性能の良否
- ② 錨が海底と衝突するときの衝撃力
- ③ 錨鎖の高速走出時の跳躍や振動

などから生ずる錨、錨鎖、揚錨機の不測の損傷を防止することが挙げられるが、とくにブレーキ力に対する不安が強く、また実際に、ブレーキ損傷の事例が散見されている。

巨大船の深海投錨法は、今後の揚錨機器の性能向上とあわせ検討すべき事柄ではあるが、少くとも有効な錨鎖走出速度の制御装置が開発されるまでは(3.2.3参照)、適当な長さの錨鎖をウォーク・バックした後に投錨することが望ましいことには変りはない。

しかし、着底までのウォーク・バック乃至全量ウォーク・バックは、錨、錨鎖、揚錨機の損傷防止には有効ではあるが、一方、投錨動作の迅速さに欠け、また本船の行脚の判断を誤ったり、海図上の水深誤差が大きいと錨を海底にひっかけ、かえって揚錨機器の損傷事故を惹起する恐れもある。その点、近い将来 IACS 規準が適用されることになれば、ブレーキ力は現行 JIS 規格の約 3 倍となるので、着底までのウォーク・バックないし全量ウォーク・バックするよりは、むしろ一定量ウォーク・バックした後に通常の投錨を行う方が安全であろう。

一定量ウォーク・バックする場合、どの程度錨鎖を繰出すのが適切であるかを決定する要素としては、錨・錨鎖・揚錨機の材質および機構等のハード面、および揚錨機操作者の不安感等の心理面の双方を考慮する必要がある。

50 年度調査報告書によれば、手動ハンド・ブレーキ付揚錨機で、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 $3 \sim 4 \text{ m/sec}$ と云われているが、このときの落下距離は約 3 m に過ぎず、これを錨～海底間の落下距離としてウォーク・バックするのは実用上適当ではない。

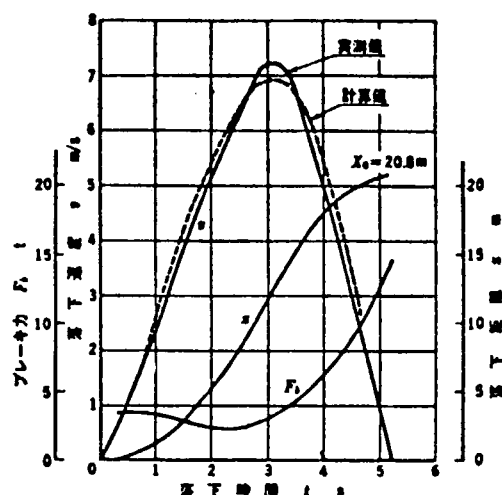


図 3.3.4 アンカー落下速度の実測値と計算値の比較
(昭.45.2.9 実施)

表 3.3.3 錨の投下高さ

水 深	錨と海底との距離
40～60 m	平均 12.2 m
60～80	" 12.1
80～100	" 19.3
120	(全量捲出し)

注) 50 年度のアンケート調査で得られた巨大船のウォーク・バックの実績のうち、着底までのウォーク・バックおよび全量ウォーク・バックしたもの(25%)を除き、それ以外のウォーク・バック量を、アンカーと海底との距離で示したものである。

前年度のアンケート調査で得られた巨大船のウォーク・バックの実績によれば、水深40～60mおよび60～80mの錨～海底間の投下距離は、ともに12m程度で、このときの落下速度は約7m/secとなるが、100万トン型船においても、この程度の落下距離を予想するのが实际的ではないかと考えられる。

従って、揚錨機操作者の不安感を除去するよう、ブレーキ操作法の改良および揚錨機器の信頼性の向上を図り、或いは錨鎖走出速度の制御装置を設置して、ウォーク・バックなしでも投錨可能とすることが望ましい。

3.3.3 荒天時対策

20万トンクラスの巨大船が実際に行っている荒天錨泊法としては、単錨泊乃至振れ止め錨泊の二方式が挙げられる。双錨泊は実行可能ではないが、巨大船にとって实际的とはいえず難しく、現実に採用されていない(50年度調査報告参照)。従って、上記二方式にタンカーの特質を生かしたバラスト増張り及びトリム調整で、相当程度の荒天は凌げるといえるのがこれまでの基本的な考え方であった。

しかし、本委員会でのふれ廻り計算の結果、これまでのところでは、潮流による船体のふれまわり運動が、予想以上に大きな錨鎖張力を生じている場合のあることが判明し、従来の係止力の考え方について再検討する必要性のあることが提起されている。

たゞ現在のところ、この潮流効果が実船に及ぼす影響の大きさについては未確認であり、錨泊法の安全性向上のために、今後さらに研究する必要がある。

(1) 振れ止め錨泊

東京商船大学で実施された31万トンタンカーの風洞実験の結果、バラスト状態($V/V_{max} = 0.335$ 及び 0.474)での風の影響によるふれまわり運動は次のように解析されている(50年度調査報告参照)。

- a) ふれまわり運動の大きさは、喫水が増加するほど、またトリムが船首につくほど小さくなり、錨鎖張力の大きさは、ふれまわり運動の大きさよりも、激しさの影響が大きい。
- b) ふれまわり運動における船の姿勢は、船のコンディションで定まると考えられる。
- c) 錨鎖にShock loadがかかる時期は、船首が風に立ってから、次に大きく落される時に起り、この時の回頭角加速度は非常に大きい。
- d) Shock loadは、実験結果では正面風圧の1.2～2.7倍である(計算結果ではこれよりさらに大きく、7～8倍以上となっている)。

上記結果より明らかなように、潮流のないときの船の走錨の主要因は、船のふれまわりによる船体風圧抵抗の増加と、錨鎖のShock loadの合力が錨の把駐力を上廻るためと考えられる。従って、潮流の影響が無視できるような錨地においては、①バラストを増張りしてできる限り喫水を深くする②船首トリムとする③ライディング・ケーズルを一杯のばす④反対舷の錨を投下して水深の1.5倍程度の錨鎖を繰出し、ふれまわりを極力抑制することが望ましい。

(2) 二錨泊

荒天時には、錨の把駐力の増大をはかることが先決であり、従って二錨泊法を採用することが望ましい。たゞ二錨泊の場合、両舷錨鎖に常に均等に張力がかかるとは考えられないので、必ずしも把駐力が倍増すると期待することはできない。

なお、船体を受ける風圧抵抗は、船尾船橋型の大型タンカーの場合、海潮流による船体のふれまわり運動を抑制する効果があると考えられはじめているが、この現象は解明の端初に着手したところであり、風潮流の大小と喫水の大小との相関関係などについて、今後さらに研究を進める必要がある。

(3) 沖出し

荒天による想定外力が錨の把駐力を越えるおそれのあるときは、走錨の危険を避けるため、湾外に沖出しする必要がある。しかし、実際にその外力の大きさを定量的に決めることは今のところむずかしく、そのときの海潮流の影響、

風向、風速、波高・うねりの高さ等の外的条件の他に、錨地附近の地形、広さ、水深、底質や錨地および航路の輻輳度等の環境条件、ならびにバラスト増張りの可否、天候や視界の予想等総合的な判断が必要となる。

満載状態では浅水影響のため漂流力が大きくなり、波高とともに錨鎖の張力が増大することが判明している。外洋に面した錨地や、うねりが侵入しやすい港湾で、錨の把駐力不足が懸念されるような荒天が予想されるときは、早期に沖出しする配慮が必要であろう。

(4) 緊急捨錨

船体に作用する外力の大きさが錨の把駐力を越えたときは、走錨現象が生じ、相当程度の速力で走錨する例が多い。このような場合、錨はほとんど安定性を失って回転しているか、或いはマッド・アンカーとなっていると考えられ、再び投錨し直すか、状況によっては沖出しする以外に方法はない。

また、他船の走錨や火災発生等のため、自船に災害が及ぶおそれのあるときは、短時間内に捨錨して緊急離脱する必要がある。

緊急離脱の際、揚錨するか、錨を dredge して姿勢を立て直すか、或いは緊急捨錨するかは、そのときの港湾状況や気象・海象条件に応じて判断されねばならないが、緊急時対策実施上、本船設備として保守の容易な緊急捨錨装置を設置するのが望ましい。

3.4 問題点と今後の方向

3.4.1 ふれ廻り運動計算

計算結果より得られたふれ廻り運動は潮流によって引き起され風はむしろふれ廻り運動を減少させる働きをする。多くの場合錨鎖に働く張力も風速の小さい範囲で大きくなるとの結論は、今までの研究あるいは運航、操船の実務に当たっている人の経験からの常識に反することであり注目すべきものである。

この結論については、住友重機械工業㈱が行った水槽実験でも同様な傾向が得られ定性的にはほぼ間違いないものと思われるが、船型、船の状態が変われば結果も異なったものとなる。

また、定量的に考えた場合、今までの運航実績から1ノットあるいはそれ以上の潮流の中でも大きなふれ廻りを起した例が報告されていないことからこの点さらに検討を加える必要がある。その要因については、一つに3.1.4(2)(ロ)で述べたごとく錨鎖と海底面との摩擦力によるふれ廻り運動の減衰効果があると思われるが、この効果を考慮するためには計算プログラムの改良とともに、錨鎖の海底面との摩擦力について実験あるいは実船での計測が今後必要となろう。合わせて錨鎖の海中での挙動についても数学モデル化についても考える余地がある。

また、外力が変動する場合の例として、3.1.4(2)(イ)では潮流の方向及び大きさが周期的に変化した場合、ふれ廻り運動が定常に至らなく、張力の最大値が減少することを示したが、今後、潮流の変動を計算プログラムに取り入れることを考えるとともに、実際の泊地における潮流の実体（流速のみでなく水深方向の分布等）を調査する必要がある。風の変動についても同様な検討が必要であろう。

波浪による船体の動揺の影響については、一点係留プログラムでは考慮していない。第5章でのドルフィン係留の計算では係留索は船体の動揺に影響を与えないことを明らかにしているが、錨泊でも同様であることは推定できる。したがって、錨鎖の張力については船体動揺による変動分を加え合せれば良いので、これをプログラムに組込むことは容易であるが、当面は多点係留計算等で得られた変動分で勘案してもさほど大きな誤差はないと考えられる。

3.4.2 船型の影響

3.1に述べたふれ廻りの運動計算からは、25万トン型と100万トン型の相対的傾向は量的増大を除いて顕著な差異は認められない。

3.4.3 揚錨機及び錨装品

現在IACSにて決まっている錨装数と錨装品の関係は、錨の重量と錨鎖径は大型化につれて増加させているが、錨

鎖長さについてはある点より上は一様に片舷 38.5 m となっている。

波浪の影響は大型船の方がレスポンスが少くなるので大型化による悪影響はない。しかし、錨泊時の絶対水深が深くなる事により錨鎖が Taut になり易くなり、25 万トン程度の船舶と比べて、錨鎖の長さに余裕が少いと云う事になる。

現行 Rule では高把駐性能の錨の使用を義務づけていないため、一般には J I S 型または A S S 型錨が多く使用されている。しかし、把駐能力の差が大きいことから言って今後の巨大船では A C 1 4 型またはこれと同等以上の高把駐性能を有する錨を採用する事が望ましい。また同時に錨鎖は第 3 種錨鎖がその破断強度の点から優れているので、これを使用する例が増すものとするが、錨鎖の把駐性能を考えた場合、S H E L L 等が行っている如く、錨鎖径にマージンを付けて Size up するのも安全性向上のため有効であろう。

現存大型船ではウォーク・バックによる投錨法が採用されているが、能率も悪く歓迎されている訳でなく、大型化に伴う錨の強度及び安定性、揚錨機の錨落下速度制御機構、ブレーキの材質、機構の研究開発と相俟って解決される事が望まれる。

3.4.4 気象海象条件

50 年度の錨泊の実態調査の結果によれば、現存大型タンカーに於いては、荒天に際しては約 10 節の錨鎖が繰出されており、相当部分の錨鎖が海底に横たわって、この抵抗が振れ廻り運動及び錨鎖の張力の軽減に大きく寄与しているものと想像される。荒天に対する対策として表 3.4.1 の如き回答を得ている。

表 3.4.1

気象・海象 状 態		平均風速	平均波高	平均うねり高さ
バラスト	振れ止め錨泊	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
満載	振れ止め錨泊	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

これによれば通常の単錨泊の限界はバラスト状態で平均風速 25.3 m/s、波高 3.3 m、うねり 3.3 m、満載状態で平均風速 28.9 m/s、波高 3.4 m、うねり高さ 3.4 m 程度と考えられているようである。

しかし、ふれ廻り計算の結果によれば、潮流の強さ如何によっては、より風、波浪の穏かな状態で走錨の可能性のある事を示しており、従来、より強い風、より強い波浪、より強い潮流が最も厳しい条件をもたらすと云う考え方を変えて、風、波浪及び潮流のそれぞれの強さの組合せのある範囲が、気象、海象条件であるとの考え方を採る必要が出て来る。

現在の荒天とは風、波浪が強い事を称し、既述のように、バラスト増張り、トリム調整、錨鎖の伸長、振れ止め錨泊、二錨泊、沖出しにより荒天対策が施行されて来ているが、振れ廻り計算の結果からは、バラスト増張り、トリム調整に際して潮流と風の影響を分離して取扱い、その可否、方法をその時の載荷状態に応じて処理する事が必要となると考えられる。

4. 一点ブイ係船

4.1 ふれ廻り運動計算

一点ブイ係船におけるふれまわり計算は、まえがきに示す船型および主要目の4種類の船尾船橋型大型タンカーを対象として検討することとした。

ふれ廻り計算については、上記4船型のうち、100万トン型および25万トン型の2船型についてそれぞれ満載およびバラスト状態について計算を行い、70万トン型および40万トン型については、この計算結果より推定するものとした。

4.1.1 計算条件

(1) 初期配置

計算開始時の初期配置を図4.1.1に示す。

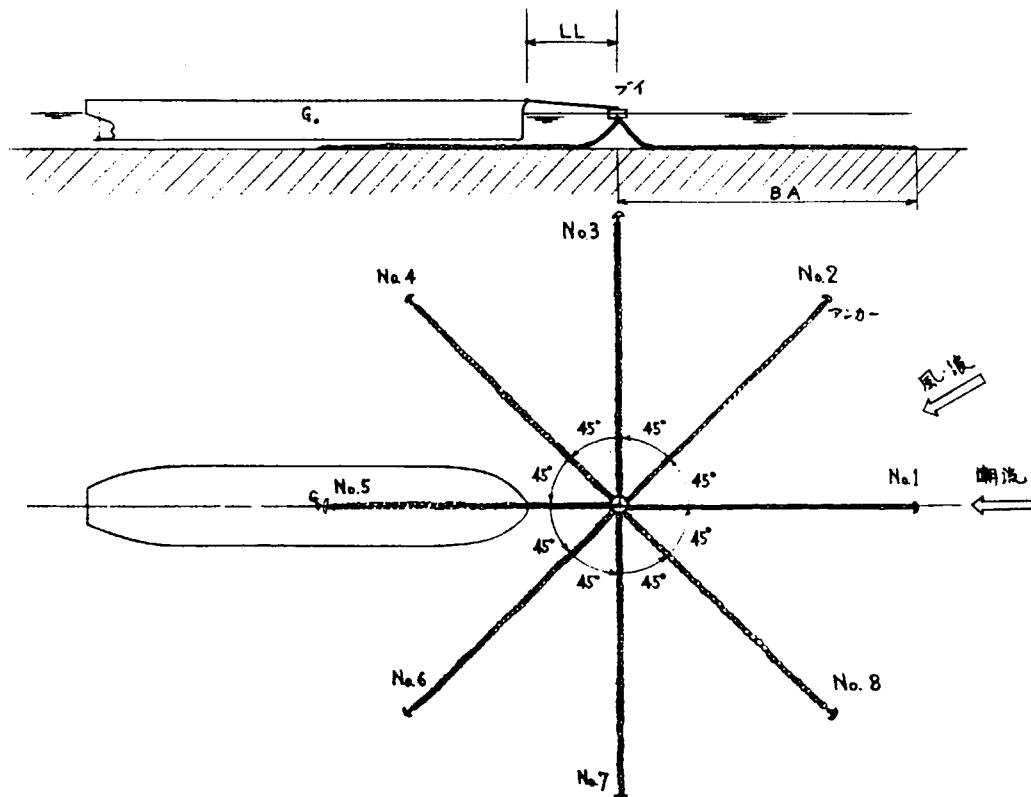


図 4.1.1 初期配置

(2) 船型および水深

単錨泊と同じく、表3.1.3に示す値を使用した。

(3) 一点係留ブイ

本プログラムによる計算データとしての一点係留ブイは、表4.1.1に示す値を使用した。

チェーンは、単純なカタナリーとして取り扱っており、弾性伸び、流体力、海底での摩擦は考慮しないものとした。計算の途中で破断試験荷重を超えるような張力が発生した場合は、アウトプットに、その旨を注記し、計算は、破断試験荷重を最大張力として続行している。なお、ブイと船体とは、剛体で接続され、ブイの質量は、船体のそれと比較して小さいので無視し得るものと考えた。

表 4.1.1

		100万トン型	25万トン型	備 考
チェーン	径 (mm)	100	68	
	種類	3種	3種	
	破断試験荷重 (t)	720	360	
	単重 (Kg/m)	236	107	
	本数	8	8	
1本当りの長さ (m)		350	290	
ブイと船体間の水平距離 (m)		100	50	図 4.1.1 の "LL"
ブイとアンカー間の水平距離 (m)		331	279	図 4.1.1 の "BA"

(4) 外力

単錨泊と同じく、風および潮流は一樣流でかつ方向は一定として計算を行った。また、波については、有義波高 2.0 m、波長は $\lambda/L=0.4$ で定常力としての漂流力のみを考慮した。

4.1.2 計算結果

第2編に示す計算モデルを見れば明らかなように、一点ブイ係留と単錨泊の計算の差はあまり大きくない。即ち、ブイを支持する8本のチェーンはゆるく張られているため、振れまわりにおいて作用するのは、多くの場合に1本のチェーンだけであり、ブイの運動が非常に大きな場合のみ隣りのチェーンの働きが効くようになってくる。従って隣のチェーンの効きと、剛体で結んだブイと船体間の距離の影響が単錨泊との差ということになる。本項では、単錨泊の計算結果との比較を主に述べておくこととする。

(1) 錨鎖張力におよぼす風と潮の影響

100万トン型タンカーの計算結果を

図 4.1.2 に、25万トン型タンカーの計算結果を図 4.1.3 に示す。各図に示されているように、単錨泊で得られたものと同様、風速の小さい範囲でチェーンが破断に達するという傾向が、一点ブイ係船にもあらわれている。100万トン型の満載状態では、ある一定潮流のもとで、風速が減少すると、チェーンが破断荷重に達する。

25万トン型の満載状態でも上述の傾向は同じであるが単錨泊に見られた、潮流によっては、風速がゼロに近づくに従って張力が再び減少するという傾向は見られない。

100万トン型および25万トン型のバラスト状態は、一定潮流のもとで風速が減少すると、チェーンの張力が急激に増加するという傾向が見られるのは、満載状態と同じであるが、同時に、潮流によっては風速がゼロに近づくに従って張力が再び減少するという傾

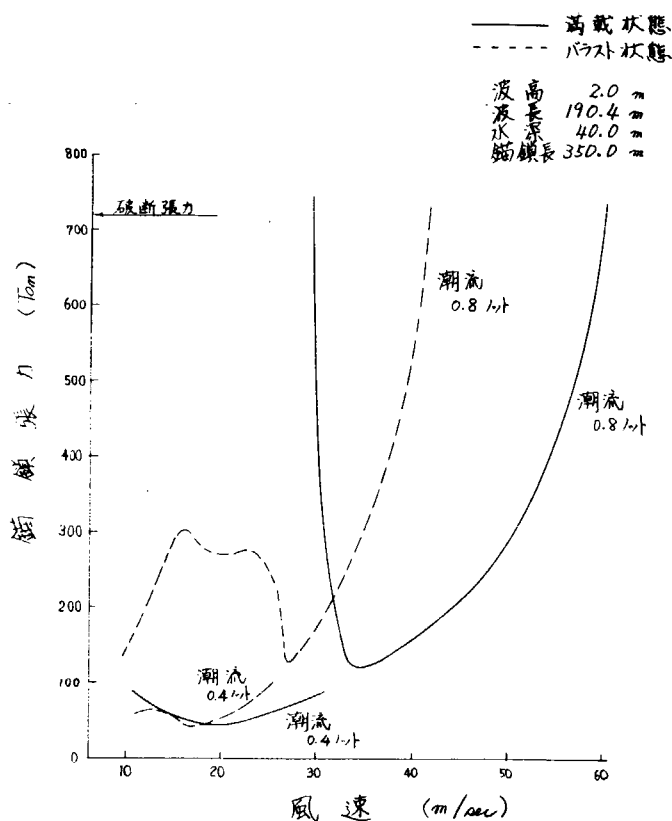


図 4.1.2 100万トン型タンカー 一点ブイふれ廻り計算

向が見られるのは、満載状態とは異なる。

(2) ふれまわり運動に及ぼす風と潮の影響

ふれまわり運動における船首角の変化と前後方向の移動量について、図 4.1.4 に示す。

ふれまわり運動は、いずれの場合でも潮流が大きいほど、また風速が小さいほどその振幅は大きくなる。

ふれまわりの周期については、図 4.1.5 に示す。

ふれまわり周期は、潮流の影響は小さく、風速でほぼ決定される傾向にあり、特に 100 万トン型の場合に顕著である。

100 万トン型の場合の満載状態の周期は、バラスト状態の 2 倍程度であるが、25 万トン型の場合、両状態の比は、それより小さい値となっている。

(3) 潮流と風、波との相対角の影響

図 4.1.6 に 100 万トン型、25 万トン型の場合について示す。

100 万トン型の場合、満載状態では、潮流と風波との相対角が、 30° から 60° の間でチェーン張力が増加し、破断に達するが、バラスト状態では、相対角が 60° を越えると増加し始め、 90° で、破断に達する。

25 万トン型の場合、満載状態では、100 万トン型と同様だが、バラスト状態では、相対角が 60° でピーク値に達している。

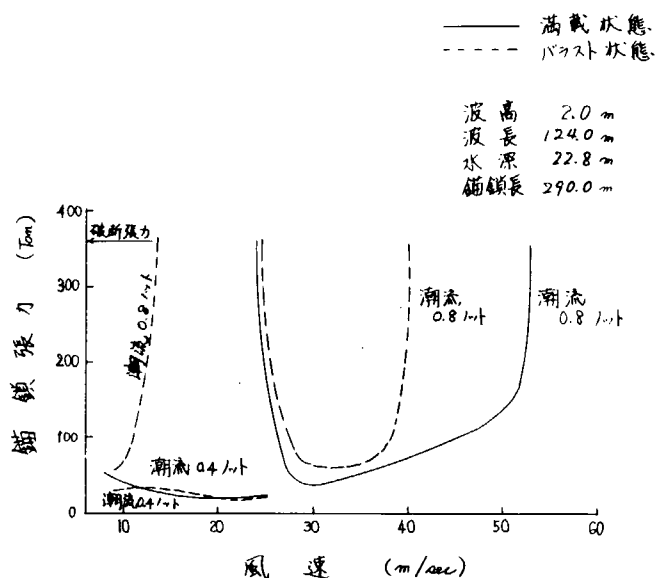


図 4.1.3 25 万トン型タンカー 一点ブイふれ廻り計算

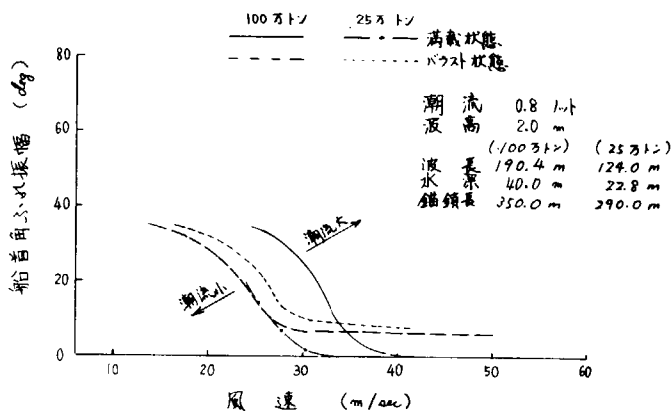


図 4.1.4 ふれ廻り計算

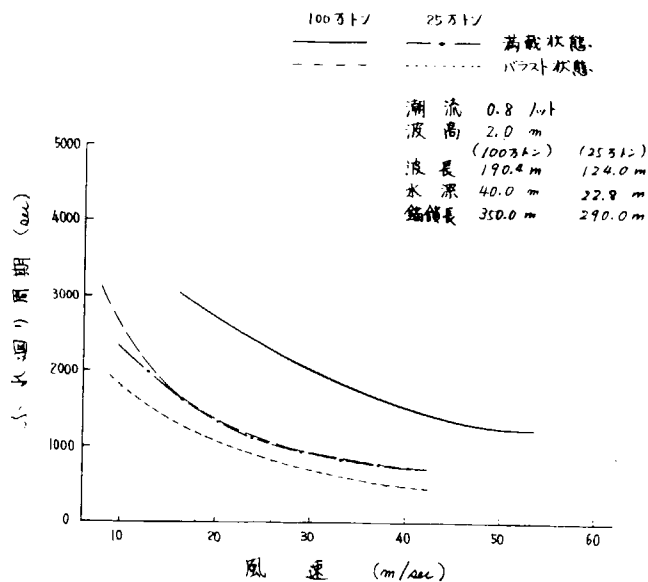


図 4.1.5 ふれ廻り計算

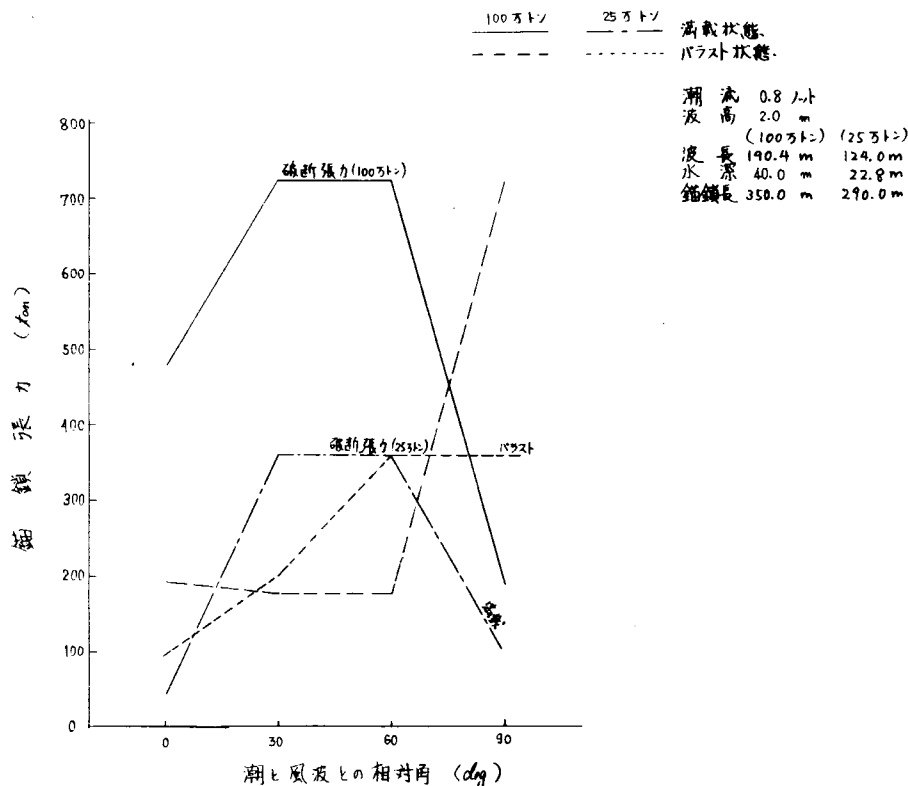


図 4.1.6 ふれ廻り計算

4.1.3 計算結果の検討及び評価

(1) 船型について

本プログラムによる計算は、単錨泊と同様に、外力の係数および流体力係数として、船尾船橋型大型タンカーでの値を使用している。

(2) 一点ブイ係留について

計算条件として使用した一点ブイと、既存の設備とを比較すると、表 4.1.2 のようになっている。

本計算では、ブイと船体との結合を索の代わりに剛体としたことが、実際との相違点であり、今後の検討課題として残さざるを得なかった。

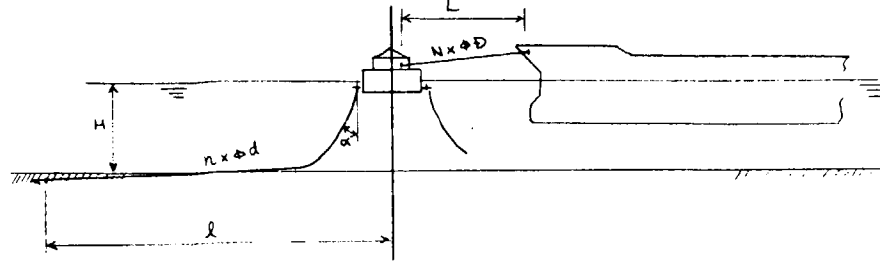
(3) 錨鎖張力に及ぼす風と潮の影響

本計算においては、単錨泊の場合と本質的な差はない。

チェーンと海底との摩擦力について単錨泊と比較してみる時、チェーン単重が、約 $1/3$ 、ふれまわり幅が約 $1/2$ (100万トン型満載状態、風速 30 m/sec 、潮流 2 knot の場合) となっていて、1本当りのチェーンの仕事量は $1/6$ であり、船体の仕事量は、周期が同程度だから約 $1/4$ となる。従ってチェーンの本数 (たとえば、注目しているチェーンのブイに関して対称なチェーンだけを考えても2本) を考慮すれば、単錨泊と同程度以上に、チェーンのひきずりが問題であると云えよう。

但し、実際と同じ程度の初期張力を与えた時、1本の索の張力変動がブイを介して他の索に直ちに影響するであろうことを考えると、単錨泊とは大きく異なる可能性がある。同様に、ブイと船体との接続が剛体であることは、ブイのマスが船体のマスに比べて無視できないような場合には、一点ブイ係留独自の傾向が出てくると考えられる。さらに、ブイは一定の吃水を有するので、ブイの沈下による係止力の増加にも、ブイ形状によっては、考慮する必要があると思われる。一方、単錨泊の場合は、走錨現象があり得るが、一点ブイ係船の場合は起り得ないので、本計算結果の如く、たとえば 20 m/sec の以下の風速で、潮流が 0.6 kt の時にチェーンが破断すると云ったことは、現実

表 4.1.2 一点ブイ係船設備データ



	既 存 の 設 備				計 算 用 設 定 値			
	西部石油 宇 部	昭和石油 三菱石油 川 崎	MINA AL FAHAL	ANGLE- SEY	25万トン型	40万トン型	70万トン型	100万トン型
係留可能最大船型 (DWT) 水 深 (H)	20万トン 20.76m	25万トン 30m	54万トン 36.6m	75万トン 34.7m	25万トン 25.2m	40万トン 27m	70万トン 35.5m	100万トン 40.0m
ブイラインの種類 N × φ d L	ナイロン 2×120φ 46m	ナイロン 2×120φ 46m	ポリアミド66 2×120φ 45.7m	ポリアミド66 2×145φ 45.7m	ナイロン — 50m	ナイロン — 65m	ナイロン — 80m	ナイロン — 100m
チェーンの種類 n × φ d ℓ	2種 8×76φ 260m	2種 8×76φ 260m	3種 6×102φ 425m	3種 8×127φ 305m	3種 8×68φ 290m	3種 8×78φ 300m	3種 8×92φ 325m	3種 8×100φ 350m
pre-tension angle	40°	32°	28°	30°	24°	—	—	24°
備 考	三菱重工提供資料による。		シエル船舶提供資料による。			計算せず。		

には耳にしていないので、上述の計算モデルと実際上の差異を考慮した検討が望まれる。

(4) ブイラインについて

ブイと船体とは、通常、チェーンと合成繊維索で結合されている。本計算では、その張力は剛体で結合するものと仮定したために直接、数値としては表示されていないが、チェーンの張力のベクトル和がそれに相当する。ピークの値が問題であることを考えると、2本以上のチェーンに同時に大きな張力を持つことは少いので、ベクトル和は、ほとんどピーク値を示す1本のチェーンの張力自体とほぼ等しいと考えてよいであろう。

(5) 潮流と風・波との相対角の影響

単錨泊と同様の評価ができると考えられる。

(6) 水深、波高およびトリムの影響

特に計算は行っていないが、計算モデルの類推から、単錨泊の結果がそのままあてはまると考えてよいであろう。

4.2 問題点と今後の方向

4.2.1 船型の影響

一点ブイ係留に於ては、4.1に述べたふれまわり計算からは、25万トン型と100万トン型の相対的傾向に顕著な差異は認められない。

4.2.2 一点係留用ブイ

本計算では、一点係留用ブイについては仮定のものを使用した。"ふれまわり運動が潮流によって引き起され、風はむしろ、ふれまわり運動を減少させる働きをする"ということは、一点ブイ係留についても云えることであり、風速が遅くても一定以上の潮流があれば張力が大になるので注意を要する。また、本計算上の仮定が実際の一点ブイ係留と

若干異っている点があるが、今後の検討に待つこととしたい。主なものを拾っておくと次のようである。

まず、単錨泊と同様に

(1) ブイ用チェーンと、海底の摩擦力をチェーンおよびブイラインの張力把握のために、計算プログラムに組み入れる必要がある。

(2) 潮流の周期性を考慮したアウトプットを求め、実際のケースとの比較が望まれる。

また、一点ブイ係留独自の研究課題として、

(3) ブイと船体とを剛体ではなく、索で結合した場合の影響はどうか。

(4) ブイラインの長さの違いによる影響はどうか。

さらに今年度の検討に於いては、一点係留用ブイが、100万トン型の場合でも、既存のブイのサイズアップということを前提としたが、ブイの立場からの100万トン型用ブイのあり方についても検討が望まれる。この意味に於いて、初期張力の設定値についても、今後の検討が望まれる。また、大型浮遊構造物への係留が考慮されている現状、これの運動を考慮した検討が望まれる。

4.2.3 操 船

満載状態の巨大船の場合、計算上は、弱潮流であっても係留索に破断に達する張力が生ずることがある。実際上は潮流が一樣流でなく時間とともに変化するため、張力への影響も緩和されていると考えられるが、潮流による係留索張力の増大には注意を要する。この点に関し、従来の一点ブイバースでは、一定以上の吃水を常時保持するよう要求するところが多いが、潮流及び風速の状況によっては、必ずしも安全策とは云いきれない面があり、今後さらに調査研究してゆく必要がある。

また、バラスト状態の場合は、潮流による係留索の張力は満載状態のときほど急増しないが、風速の影響は大きくなる。風速が大きくなると、潮流によるふれまわりを抑制する効果が現れるが、ふれまわりが小さいにもかかわらず、船体前後運動の周期で索張力が変動し、破断する恐れがある点に注意を要する。

潮流と風向が相対角をもつ場合、バラスト状態では船首は風に立ち、潮流を真横からうけるようなときは、係留索は破断荷重にまで達することがある。

4.2.4 艀 装 品

このように、係留索の張力は潮流、風力、船の吃水と相関関係があるが、係留中に想定外界条件を超えるような荒天となり、係留継続が本船及びバース施設にとり危険であると判断した場合には、フローティング・ホーズの切り離しの後、緊急離標を断行する必要がある。係留索に張力があるときは、現方式の Towing bracket 及び Bow stopper はともに索の解放が不可能であるので、これらの係留装置にはクイック・リリース装置（含安全装置）が組込まれている必要がある。とくにブイ、チェーン、フローティング・ホーズ等に損傷を与えることなく離脱するためには、ふれまわり時の船体姿勢を巧みにとられるタイミングが大切で、索張力の有無にかかわらず、瞬時に係留索を切り離せる装置であることが望ましい。

5. 多点ブイ係船

5.1 動的係止力計算

波浪強制力による船体動揺を考慮した係止力計算を行った。使用プログラムは第2編に詳述する多点係留動的計算プログラムである。

対象船型は、まえがきに示した25万トン型、70万トン型及び100万トン型の船尾船橋型タンカーとする。本プログラムの風圧力、潮流力、流体力係数は船尾船橋型タンカーのものが組み込まれているので、著しく異なる船型の場合は、これらの係数を入れ替えて使用する必要がある。

なお本章では便宜上、船体動揺を考慮した計算を動的計算、船体動揺を無視した計算を静的計算と称している。

5.1.1 係船計画

(1) 係留バース

計算対象船型が25万トン型以上であることを考えて、オール・ブイ・バースとした。またブイの数は4個とした。

(2) ブイ係留チェーン

ブイ係留チェーンの仕様は次の条件で計算し表5.1.1に示す通りとした。

- (イ) 70万トン型の場合は、SR155 50年度報告書の最大張力(約480トン)をブイの許容水平外力とした。他の船型については排水量の2/3乗に比例させて各々のブイ許容水平外力を推定した。
- (ロ) チェーンは第3種とし、ブイ許容水平外力に対し3.2の安全率を取りチェーン径を算出した後、摩耗代として10%～15%チェーン径を増加させた。

表 5.1.1 ブイ係留チェーンの仕様

項 目 \ 船 型	25万トン型	70万トン型	100万トン型
ブイ許容水平外力 (ton)	219	480	613
チェーン径 (mm)	114	175	205
チェーン破断力 (ton)	906	1,837	2,320
チェーン水中単重 (ton/m)	0.285	0.67	0.92

(3) 本船の係留

係留索は4本とし、船首尾方向に対し各々75°の角度で張られ、その長さは各船型共に150mとした。また、その船体係留点は、図5.1.1に示すように、2本を船首端の上甲板上、残る2本を船尾端の上甲板上とした。

5.1.2 計算条件

(1) 船型による条件

本プログラムによる計算には表5.1.2に示す値を使用した。

(2) 水深

水深は (水深) / (満載吃水) = 1.2 とし、

表5.1.2に示す値を使用した。

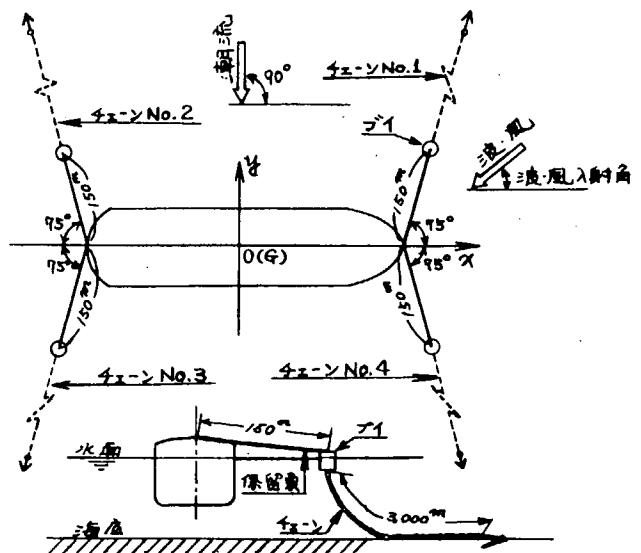


図 5.1.1 本船の係留

(3) 本船係留索

本船係留索とブイ係留チェーンは常に同一鉛直面上にあり、係留索の弾性は無視し、質量のない剛体として取り扱った。即ち船体係留点の水平移動量はブイの水平移動量と同一とした。

表 5.1.2 多点ブイ係船計算データ

船 型	25万トン型タンカー		70万トン型タンカー		100万トン型タンカー	
	満載状態	バラスト状態	満載状態	バラスト状態	満載状態	バラスト状態
Lpp (m)	310.0		404.0		476.0	
B (m)	48.71		80.8		86.6	
D (m)	24.50		40.3		45.7	
d _m (m)	19.00	12.30	29.6	10.1	33.4	11.5
△ (mt)	250540	162270	813000	253400	1173000	368000
GM (m)	6.28	9.70	10.95	36.8	10.3	40.7
OG (水面がGより上を+) (m)	5.47	0.41	7.44	-7.60	8.3	-8.7
OG (OがGより前を+) (m)	-10.26	-12.70	-12.48	-5.91	-14.8	-15.33
縦貫動半径 (m)	77.31	74.28	105.0	105.0	116.6	123.8
横貫動半径 (m)	15.74	15.52	25.03	23.43	27.45	25.20
ブリッジ正面積 (m ²)	518.6		815.0		833.0	
ブリッジ側面積 (m ²)	468.8		709.0		792.0	
水深 (m)	22.8		35.52		40.08	

(4) ブイ及びブイ係留チェーン

ブイは上下動しないものとし、ブイに働く流体力は無視している。

チェーンは単純なカテナリーとして扱い、その弾性、海底面との摩擦及びチェーンに働く流体力等は考慮していない。また計算途中でチェーンがT_{aut}になると計算時間が長くなるので、これを避けるため、チェーン長さは十分長く各々3000mとし、破断力も仮りに10¹⁰トンを入力した。このようにしても、カテナリーの性質上、海底に横たわっている部分は計算に関係ないので、計算値の信頼性を阻害しない。

(5) 外力

風、潮流は一様流と考え定常力として取り扱った。潮流は常に船体真横方向より1ノットで作用し、風と波は常に同一方向より船体に作用しその船首方向に対する入射角は0°、30°、60°、90°の4状態とした。風速は21m/sec、波は波高2m、(波長)/(船長さ)=0.4とした。

なお、潮流力、漂流力は方向性が強いので、船首尾方向には働かず常に船体真横方向にのみ作用するものとした。

5.1.3 計算結果

(1) 定常外力

船首尾方向及び船体真横方向に作用する力及び船体重心回りのモーメントの計算結果を図5.1.2に示す。また船体真横方向外力に占める風圧力、漂流力、潮流力の割合を表5.1.3に示す。

船体真横方向外力は船首尾方向外力に比し圧倒的に大きい。船首尾方向外力は風圧力のみであり、当然ながらバラスト状態の方が満載状態より大きく、船型が大きくなるほどその差が大きくなる。また70万トン型及び100万ト

ン型のバラスト状態での船首尾方向外力の最大値は風入射角 0° で生じず、 30° 近辺で生じている。

表 5.1.3 船体真横（ y 軸）方向外力に占める風圧力、漂流力、潮流力の割合

船 型	成分 波・風入射角	25万トン型			70万トン型			100万トン型		
		風圧力	漂流力	潮流力	風圧力	漂流力	潮流力	風圧力	漂流力	潮流力
満 載 状 態	0°	0	0	100	0	0	100	0	0	100
	30°	133	181	68.6	15.2	134	71.4	14.5	12.0	73.5
	60°	173	36.6	46.1	21.4	28.4	50.2	21.8	25.8	52.4
	90°	18.2	42.0	39.8	23.0	33.1	43.9	23.9	30.1	46.0
バ ラ ス ト 状 態	0°	0	0	100	0	0	100	0	0	100
	30°	39.8	11.2	49.0	72.2	1.7	26.1	71.1	1.4	27.5
	60°	47.2	21.5	31.3	81.3	3.0	15.7	81.5	2.4	16.1
	90°	47.2	25.2	27.6	82.5	3.6	13.9	83.0	2.8	14.2

(単位：パーセント)

船体真横方向外力は各船型共に満載状態の方が大きく、波、風入射角が 90° になるほど大きくなる。 70 万トン型及び 100 万トン型のバラスト状態での船体真横方向外力の大半は風圧力であり、また漂流力は微小である。一方、 25 万トン型では漂流力はかなりの重要性をもってくる。満載状態についても、 25 万トン型は他船型と比べて漂流力の占める割合が大きい。これは表 5.1.2 から分る通り 25 万トン型は満載及びバラスト状態共に他船型より dm/D が大きく、水面下面積の比率が大きいためである。

船体重心回りモーメントで負の値が出ているのは、風圧力の着点力が船体重心より船首方向にあり、風圧力が他の外力より圧倒的に大きい場合に生じている。なお、風圧力の着点力が船体重心より船首方向にあるのは、各船型共にバラスト状態での風入射角 30° の場合と満載状態での風入射角 30° と 60° である。

(2) 船体の定常変位

定常外力による船体の水平移動量及び回頭角を図 5.1.3 に示す。

25 万トン型の船首尾方向変位は他船型の約半分であり、満載状態とバラスト状態との差は殆んどない。 70 万トン型の場合は 100 万トン型とほぼ等しく、バラスト状態の変位が大きい。これらは船首尾方向外力の傾向とほぼ同一である。

船体真横方向変位も船体真横方向外力の傾向とほぼ同一である。ただ 70 万トン型と 100 万トン型の変位がほぼ等しくなっている。

回頭角は満載状態の方がバラスト状態より大きく 30° から 60° で最大となっている。また、 70 万トン型の回頭角は 100 万トン型より大きくなっている。

(3) 静的計算によるチェーン張力

各チェーンの張力を図 5.1.4 に示す。

最大チェーン張力は各船型共チェーン $\#1$ または $\#2$ に生じており、満載状態の方がバラスト状態より大きい。チェーン $\#1$ 及び $\#2$ の張力は船体真横方向外力の傾向に類似している。

(4) 船体動揺

チェーン張力に影響を及ぼす Surge, Sway, Roll, Yaw の4つのモードの動揺振幅を図 5.1.5 に示す。

波浪中の船体動揺の応答値は概ねバラスト状態の方が大きい。Roll, Sway は波入射角 90° に於て、Yaw は 60°

に於てその最大値を示す。また、船型の大小と応答の大小の間に相関関係は見い出せない。

(5) 動的計算によるチェーン張力

船体動揺を考慮した場合の各チェーンに生ずる最大張力値を図 5.1.4 に併記した。但し、チェーン No. 3 及び No. 4 の動的計算値は静的計算値にほとんど等しく、図が煩雑になるため、静的計算値のみを記した。

チェーン No. 1 及び No. 2 の最大張力は波・風入射角 60° までは満載状態の方が大きい、 90° 近辺になると、100 万トン型を除いてバラスト状態の方が大きくなっている。特に 25 万トン型の値が大変大きくなっている。

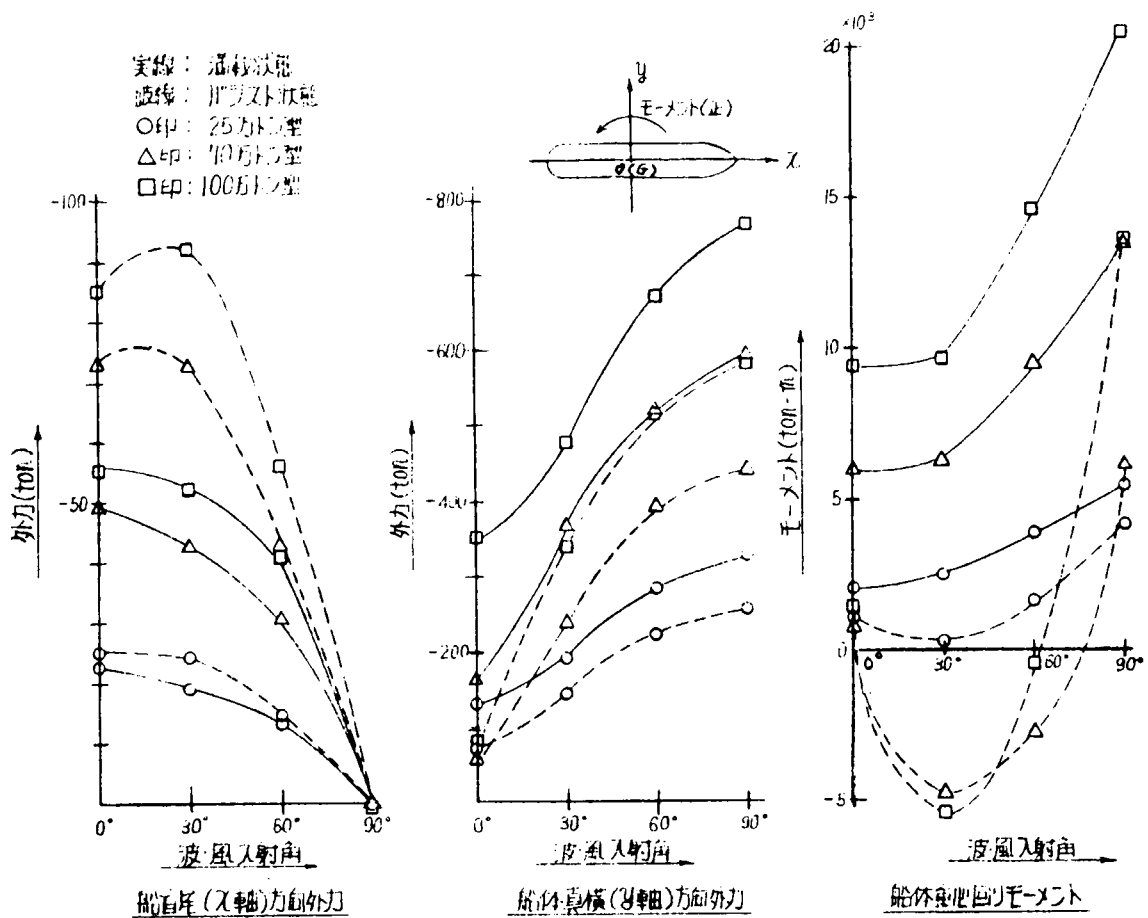


図 5.1.2 定常外力

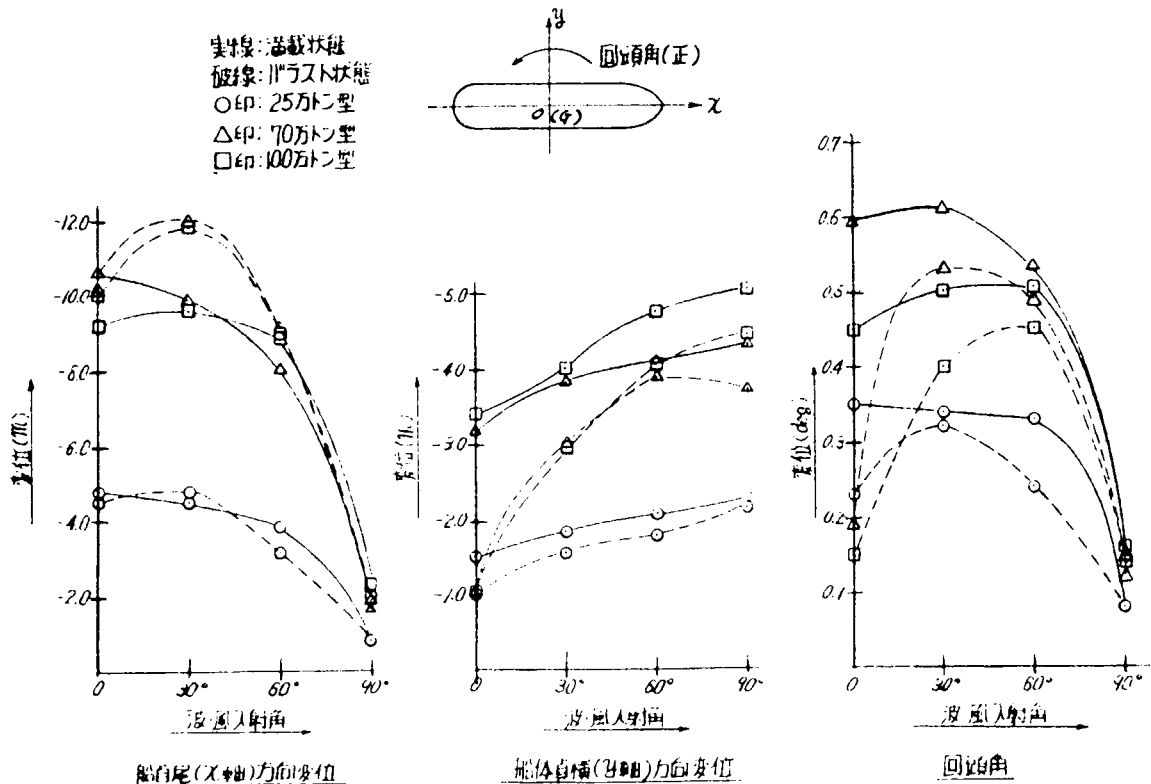


図 5.1.3 船体の定常変位

実線：満潮状態
 破線：干潮状態
 ○印：25万トン型
 △印：70万トン型
 □印：100万トン型

●印：25万トン型
 ▲印：70万トン型
 ■印：100万トン型

静的計算値

動的計算値

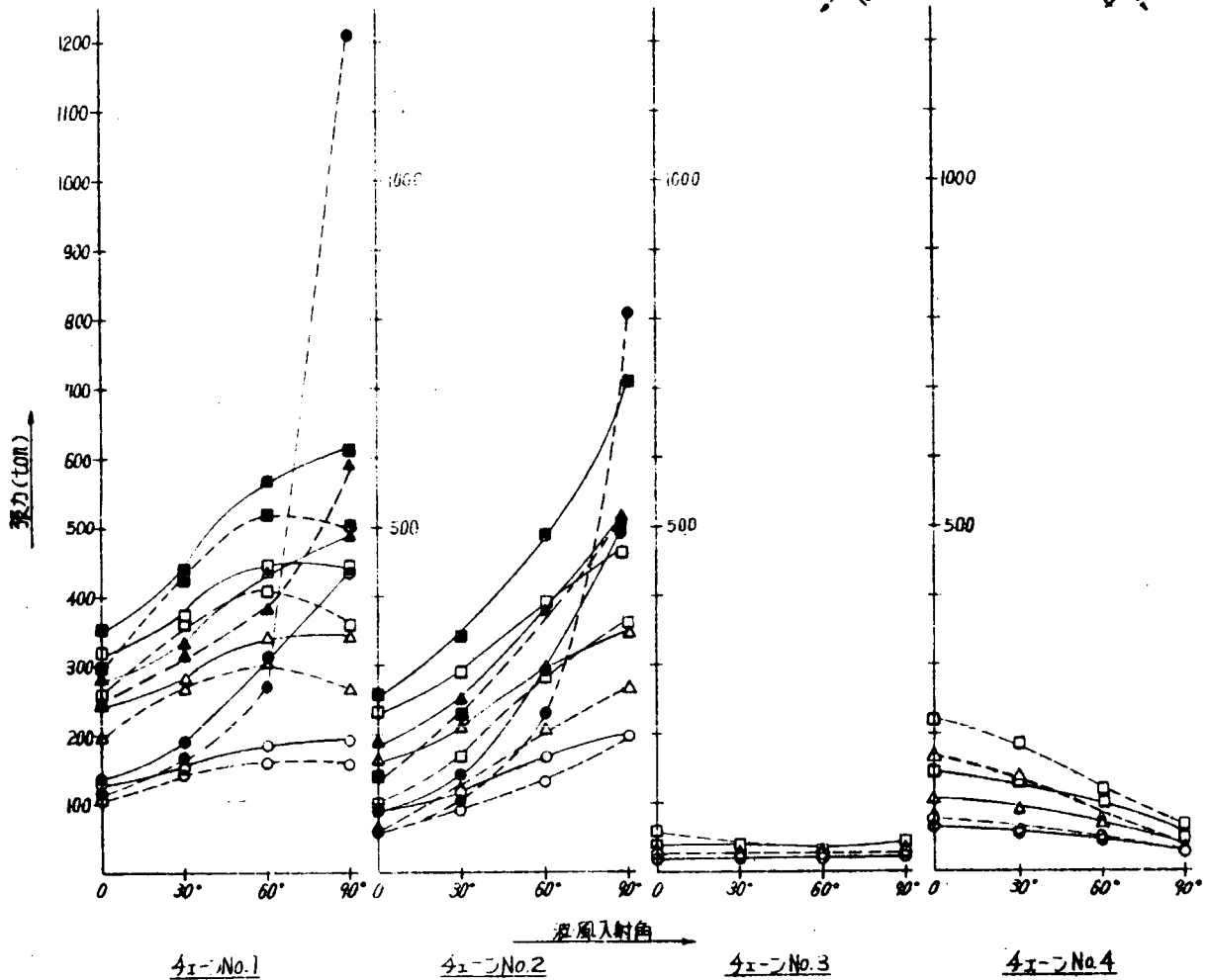
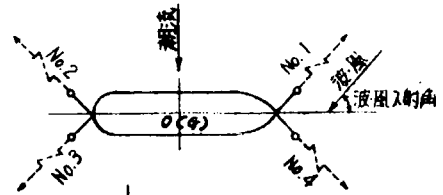


図 5.1.4 チェーン張力

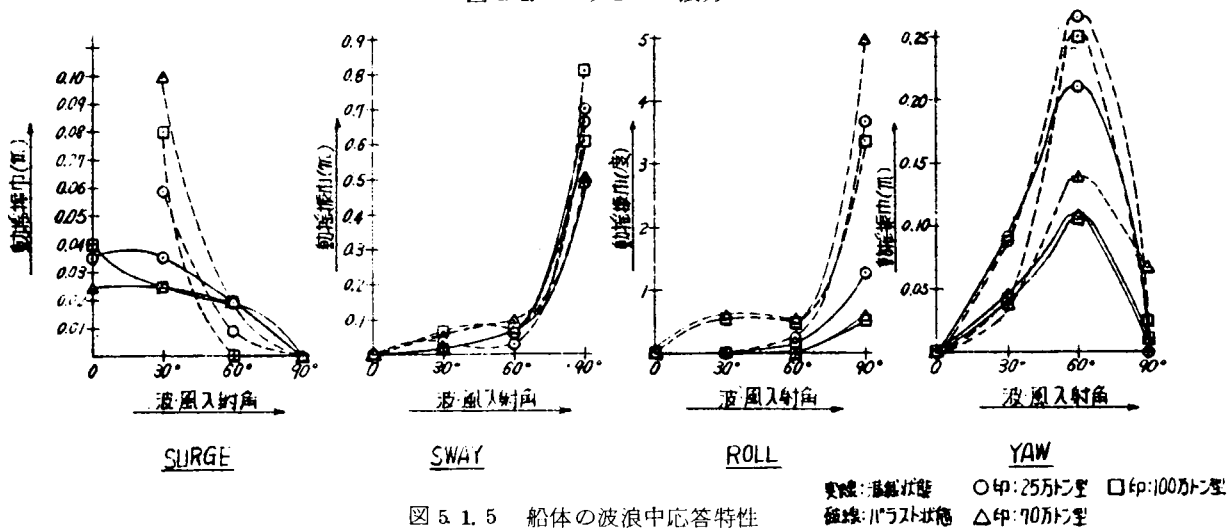


図 5.1.5 船体の波浪中応答特性

5.1.4 計算結果の検討及び評価

(1) 静的計算によるチェーン張力

チェーンの最大張力は風上側のNo.1 またはNo.2 のチェーンに生じるのでこれらのチェーンについて考える。

これらチェーンの張力と船体真横方向外力とは波・風入射角に対してほぼ同一の傾向を持っていること、また、船体真横方向外力が船首尾方向外力より卓越している点から考えて、チェーンNo.1 及びNo.2 の張力は船体真横方向外力に左右されていると考えられる。よって船体真横方向に多くの係留索を取れるようにブイを配置すべきである。

静的計算結果は全て「5.1.1 係船計画」で述べたブイ許容水平外力以内におさまっている。

満載状態では潮流力が船体真横方向外力に占める割合は約50%以上であるので、潮流を船首尾方向から受けるようにバースを設置するとチェーン張力はかなり減少するであろう。

この計算では風、潮流共に一様流としたが、実際は時間と共に変化しており、この方面の解明が望まれる。

(2) 動的計算によるチェーン張力

ここでは船体とブイ間の係留索を剛体としているため、船体動揺による船体係留点の移動量が、即ち、ブイの移動量となり、チェーンのカテナリーを変化させることになる。また、船体動揺の慣性力は非常に大きく、チェーンの張力では船体動揺を殆んど拘束出来ない。

一方、チェーンのカテナリーは非線型バネであり、カテナリーがTautに近づくに従い、そのバネ定数が非常に大きくなる性質がある。よって定常外力によりTaut近くなったチェーンを船体動揺により移動させると大変大きな張力が生ずることになる。その端的な例が25万トン型バラスト状態でのチェーンNo.1 である。25万トン型のバラスト状態で波・風入射角90°で異常に大きな張力となる理由はSwayとRollの位相差にも起因している。即ち、この状態での25万トン型のSwayとRollの位相差は180°であり、他船型では0°となっている。よってSwayとRollによる船体係留点の水平変位は、25万トン型では互にたし合わされる結果となるのに対し他船型では逆に差し引かれる結果になっている。

よって、船体動揺がチェーン張力に及ぼす影響の度合は静的計算結果で得たチェーンのカテナリーの状態によって変ると言える。図5.1.4に記さなかったが、チェーンNo.3 及びNo.4 は殆んど船体動揺の影響を受けず、チェーンNo.1 及びNo.2 は大きな影響を受けている。

ブイの許容水平外力以内におさまっているのは25万トン型では波・風入射角30°まで、70万トン型では60°まで、100万トン型では全ケースとなっている。この計算には種々条件があるが、船型が小さくなるほど波浪影響を受け易いと言える。

また、波の入射角が船体真横方向に近づくほど波浪影響が大きくなるので多点係船バースは波の侵入方向を船首尾方向とするよう設計するのが必須条件と言える。

この計算は前述の如く、係留索を剛体と考えたが、実際は弾性体であり、チェーンのカテナリーのバネ定数が大きい時には船体動揺による船体係留点の移動量は係留索で大部分を吸収することになり、この計算程大きな張力を生じないと考えられる。これについては5.1.4(6)項に於て考察する。

また、ブイも上下動しないものとしたが、ブイの沈下によりチェーン張力は減少すると考えられるので、この点も今後の解明を望みたい。

(3) 初期張力の影響

100万トン型満載状態に於て、波、風、潮流を船体真横から受ける状態で、係留チェーンの初期張力を50トン、111トン、150トンと変えた場合の風上側チェーンNo.1の動的計算による最大張力及び船体変位量の計算結果を図5.1.6に示す。

初期張力を増すと、船体変位量は減少する。しかし、船首尾方向変位と回頭角はある程度以上初期張力を増しても、さほど小さくならない。また、船首尾方向変位変化と回頭角変化の傾向はよく似ている。

最大張力は初期張力を増すことにより増加している。風下側のチェーンは船体を外力の作用方向に引っ張っている
ので、この索を繰り出し張力を減じれば、風上側の張力も減少するので荒天時対策として有効である。

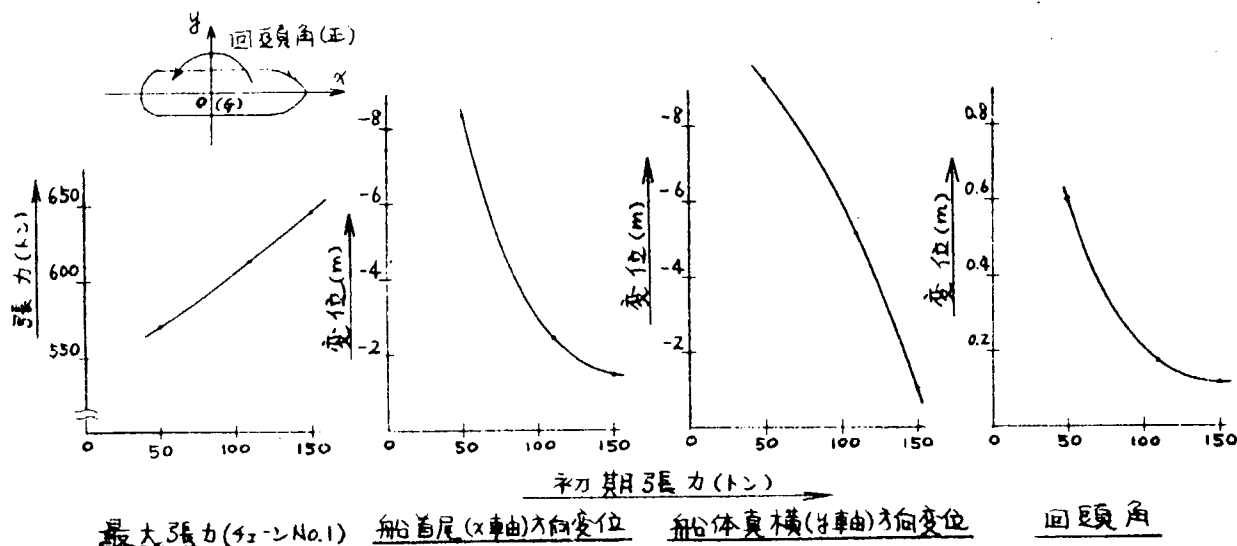


図 5. 1. 6 初期張力変位に伴う張力と変位の変化

(4) 船体移動量

陸側ホース及び本船側ショアーコネクションの損傷防止のために船体移動量は少なくする必要がある。この船体移動量は移動量の絶対値で評価されるものではなく、水深との関係に於て評価されるべきものとする。即ち、初期係留点から船体移動後の地点までの海底となす角度が評価の対象となる。最大水平移動量は各船型共に波・風入射角 30° のバラスト状態で生じており、その海底となす角度は表 5. 1. 4 の通りとなる。

表 5. 1. 4 船体水平移動距離が海底となす角度

船 型	項 目	水 平 移 動 距 離	水 深	角 度
25 万 トン 型		5.0 m	22.8 m	12.4°
70 万 トン 型		12.4 m	35.52 m	19.2°
100 万 トン 型		12.3 m	40.08 m	17.1°

25 万トン型の移動距離は他船型の半分以下である。70 万トン型の移動距離は 100 万トン型よりわずかに大きい。これは船型影響と言うより、初期張力、チェーン単重、水深等の計算条件の影響と考えられる。

いずれにしても 20° 以上の移動をバースが許容するならば各船型共に多点ブイ係船は可能と言える。

なお、船体移動量を少なくするには、次のような設計をすると良い。

イ. 本船側係留索はバネ定数の大きな索、即ち、繊維索より鋼索を使用し、また鋼索でも I.W.R.C ロープを使用する。

ロ. 初期張力は大きいほどよいので、係船機力量一杯の初期張力を与えておく。

ハ. ブイの移動量も少ない方がよいので、チェーン 1 本によるシングル・レグ係留ブイとせず、複数本のチェーンで係留するマルチ・レグ係留ブイとすること。また、この係留チェーンにも適当な初期張力を与えておく。

(5) 係止能力

ここでは本船係止能力の観点から巨大タンカーの多点ブイ係船が可能か検討する。

係船装置及び配置は岸壁（ドルフィン）係船計算で採用されたものを使用し、ブイへの索取りは図 5. 1. 7 の通りと

する。

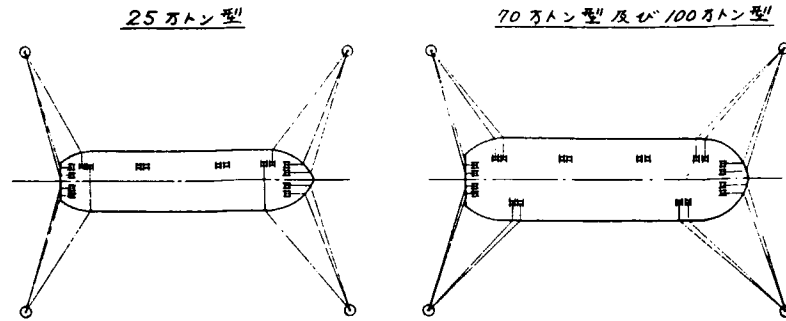


図 5. 1. 7 プイへの索取り

1つのプイに3から4本の索を取るが、簡単に各々表5. 1. 5に示す仮想の索1本として取り扱う。

表 5. 1. 5 係留索の仕様

船 型	2 5 万 ト ン 型		7 0 万 ト ン 型		1 0 0 万 ト ン 型	
	装 備 索	仮 想 索	装 備 索	仮 想 索	装 備 索	仮 想 索
索 の 種 類	38 ϕ (6 $\times$ 37) S. W R	—	56 ϕ I. W. R. C.	—	60 ϕ I. W. R. C.	—
破 断 力 (t)	7 2	1 8 0	2 0 0	6 0 0	2 3 3	6 9 9
ヤング率 (t / cm ²)	8 0 0	同 左	1, 0 0 0	同 左	同 左	同 左
断 面 積 (cm ²)	5. 6 6	1 4. 1 5	1 6. 0	4 8. 0	1 8. 5	5 5. 5
索 長 さ (m)	1 5 0	同 左	同 左	同 左	同 左	同 左
バネ定数 (t / m)	3 0. 2	7 5. 5	1 0 6. 7	3 2 0. 0	1 2 3. 3	3 7 0. 0

注. 3または4本の索の内2本は100%係止力に寄与し、残る1本または2本は各々50%の寄与率と仮定した。

よって係留索が3本の場合の仮想索の破断力は装備索1本の破断力の2.5倍、4本の場合は3倍としている。断面積についても同様の扱いをしている。また、70万トン型、100万トン型のヘッド及びブスターンの索は繊維索で計画されているが、これは他の鋼索と同一の索に取り替えて多点係留するものとした。

次に本船の係止能力であるが、これは最大索張力に対する使用索の安全率で考える。静的計算及び動的計算結果より索の安全率を計算すると表5. 1. 6及び表5. 1. 7に示す通りとなる。

表 5. 1. 6 静的計算結果による索安全率

船 型	2 5 万 ト ン 型		7 0 万 ト ン 型		1 0 0 万 ト ン 型	
	満 載	バラスト	満 載	バラスト	満 載	バラスト
0°	1. 4 5	1. 7 8	2. 5 3	3. 1 0	2. 2 3	2. 7 4
30°	1. 2 4	1. 3 5	2. 1 6	2. 2 3	1. 9 0	1. 9 7
60°	1. 0 0	1. 1 6	1. 8 0	2. 0 4	1. 5 9	1. 7 5
90°	0. 9 3	1. 1 7	1. 7 2	2. 2 5	1. 5 2	1. 9 4

表 5. 1. 7 動的計算結果による索安全率

船 型	2 5 万 ト ン 型		7 0 万 ト ン 型		1 0 0 万 ト ン 型	
	満 載	バ ラ ス ト	満 載	バ ラ ス ト	満 載	バ ラ ス ト
0°	1.47	1.82	2.41	2.58	2.23	2.70
30°	1.04	1.14	1.97	2.07	1.75	1.81
60°	0.60	0.70	1.46	1.72	1.33	1.46
90°	0.37	0.15	1.23	1.07	1.05	1.50

注. 索張力としては全てチェーン張力を水平張力に換算した値を使用した。

設計条件として索安全率をいくりにするかは難しい問題であるが、計算条件が厳しいことを考え、仮に最小1.5とする。25万トン型では、バラスト状態での波・風入射角0°の時しか索安全率が1.5を超えておらず、25万トン型は係留不可能と言える。無論、索切断の危険を冒すなら索安全率1.0まで可能であり、波・風入射角30°までは可能である。70万トン型及び100万トン型は船体動揺の影響を無視すれば全ての状態で係留可能と言え、船体動揺を考慮すれば波・風入射角が30°以下であれば係留可能と言える

以上の通り、計算条件の気象・海象条件下での25万トン型の多点係留は難しいが、70万トン型及び100万トン型は係留能力のみ考えれば、波の入射角を30°以下となるようバースを設計するなら、多点係留可能と言える。

(6) 索の弾性の影響

ここでは係留索の弾性を考慮した場合、船体動揺の影響を受けた索張力はどうなるかを大雑把に検討してみる。

バネ定数 K_1 及び K_2 の2つの線型バネが直列に結合されており、力 F によって各々のバネが Δl_1 及び Δl_2 伸びたとする。また、このバネ系全体の伸びを Δl とすると、次の関係式が成り立つ。

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2, \quad F = K_1 \cdot \Delta l_1 = K_2 \cdot \Delta l_2$$

$$\text{これより} \quad F = \frac{K_1 \cdot K_2}{K_1 + K_2} \cdot \Delta l \quad \dots\dots\dots (5.1.1)$$

次にチェーンのカテナリーのバネ定数であるが、これは非定常バネであり取り扱いが難しい。ここでは水平張力 T_1 と T_2 の区間でチェーンのカテナリーは線型バネであると仮定し、次のようにしてバネ定数を推定する。

$$l = f(T_h) = \frac{T_h}{w} \cosh^{-1} \left(1 + \frac{w \cdot h}{T_h} \right) - h \sqrt{1 + \frac{2 T_h}{w \cdot h}} + h \quad \dots\dots\dots (5.1.2)$$

$$\text{チェーンのカテナリーバネ定数} = K = \frac{T_2 - T_1}{l_2 - l_1} \quad \dots\dots\dots (5.1.3)$$

ここで l = チェーンに働く水平張力が零の状態より、水平張力 T_h によってブイが移動した水平距離。(図5.1.8を参照のこと。)

h = 水深, w = チェーンの水中での単重

$$l_1 = f(T_1), \quad l_2 = f(T_2)$$

計算の方法は、静的計算で得た水平張力を T_1 とし、動的計算で得た水平張力を T_2 とする。5.1.2式より各々の l を求め、5.1.3式より K を求める。この K と係留索のバネ定数及び $\Delta l = l_2 - l_1$ を(5.1.1)式に代入し F を求める。この F が船体動揺により加わった水平張力である。よって船体動揺を考慮した水平張力(T)は $T = T_1 + F$ となる。 T と T_2 との間に大きな差があれば、いま得た T を T_2 とし上記の計算を繰り返せばよい。但し、 Δl は初めに求め

た値を使用すること。この Δl は船体係留点の移動量であり、この計算の間は不変のはずであるからである。

この方法で25万トン型の波・風入射角 90° のバラスト状態について計算すると3回の繰り返し計算で、 $T_2 = 230.6$ トン、 $T = 229.4$ トンを得る。また、ブイの移動量は索の弾性を考慮すると約 0.4 m、剛体索とすると約 1.4 mとかなりの差がある。なお、ここで使用した値は $T_1 = 153$ トン、初期の $T_2 = 1,200$ トン（チェーン張力に換算した値）、 $h = 22.8$ m、 $w = 0.285$ t/m、索のパネ定数 $= 7.55$ t/mである。これは、船体動揺により剛体の係留索では1,200トンの索張力になるが、パネ定数 7.55 t/mの係留索を考えると約230トンにしかならないことを示している。但し、この計算では係留索の固縛点である船体係留点とブイの運動を無視し、その位相差を考慮していないので、詳細計算ではもう少し大きくなると考えられる。

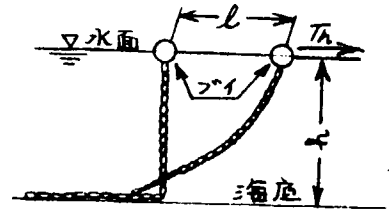


図 5.1.8

この計算例は極端な例であるが、船体動揺が索張力またはチェーン張力に及ぼす影響を考える時には、索の弾性は無視出来ない。よって動的計算値が静的計算値に比し、異常に大きい時はチェックする必要がある。

5.2 操 船

5.2.1 ブイの配置

多点ブイ係留施設は、一般的に狭少な泊地を有効的に利用する目的で設置され、岸壁係留施設に比し設置費用は安価であるが、操船上気象・海象の影響を受けやすい欠点がある。

多点ブイは、通常3～7個のブイから成り、殆んどの場合、船首は本船の両錨を投錨して保持し、船尾部はブイに係留する方法が採られている。船首保持用に本船主錨を使用する方式とするか、またはオールブイ方式とするかは、進入針路とバース配置状況、バース附近の卓越風や海潮流の方向、曳船の利用可能隻数やブイ設置費用との見合いなどから決められるようである。その他、変型係留方式として陸上ピットを一部利用するもの、船首保持用として本船アンカーおよびブイ各1個を使用するもの、SWAMPED MOORING LEGS（アンカー、チェーンおよびこれに接続するワイヤーが海底に沈めてあり、係留時にワイヤーエンドを引揚げて使用する）を一部使用するもの、などがある。

5.2.2 操船と係留作業

低速接近時の針路と船位保持法、検知・計測諸装置および操船補助装置については、49年度報告書に詳細に記述されており、ここでは、現在V L C Cが実際に多点係留している操船法（7ブイ・バース）を基本に述べる。

(1) 本船主錨を使用する方法

- (イ) 通常、操舵目標として陸上物標、ビーコン、ブイ等を使用し、風圧・潮流等の外力による船体圧流を調節しながら一線上を低速進航中、第1錨(右舷錨)を投下する(図5.2.1①)。本船は右舷錨鎖を繰出しながら低速前進を続け、第2錨(左舷錨)を投下する(同②)。

第1錨鎖の繰出し長さは約10～11節であるが、第1錨の投下が早過ぎると、第2錨投錨地点まで進出するだけの錨鎖が足りず、やり直しせざるをえない。また、第1錨投下が遅すぎると第2錨との挟角が不足し、係留後の横方向の抵抗力が減少する。そのため、第1錨投下地点は、ブイまたは他の適当な標識等で明示されるのが普通である。このように、船首を本船の錨で保持するためには、錨を正確に予定地点に投下して確実に把駐させ、かつ錨鎖の長さも充分に保って係留力を増大させる必要がある。

多点ブイ係留の際、バースによっては、曳船の援助なしに独力で錨設定を行っているところもあるが、U L C C以上の巨大船の場合には、予定地点に正確に投錨し、かつ錨・錨鎖・揚錨機等に過大な荷重を与えないだけの低速操船を行う必要上、曳船の援助は不可欠であろう。

- (ロ) 第2錨を投下した後、第1錨鎖を捲込み、かつ第2錨鎖を繰出しながら後退でバースに入っていくが(同③)、曳船を使用しない場合には、充分に風潮流を考慮に入れ、これを利用する。逆に風潮流の判断を誤ったり、或いは作

ULCC以上の巨大なマスを、風潮流に左右されず或いは依存することなく、船体を安全かつ迅速に90°回頭させるためには、相当数の曳船の援助が必要となる。

-

5.3.1 潮流の周期性及び風の息つきによる影響

変動風による影響については岸壁係船計算で、ある周期において船体運動と同調し、索張力が非常に大きくなると報告されており、また、潮流の変動については錨泊計算において大きな影響力があると報告されている。これらの傾向がそのまゝ多点ブイ係船に適用出来る訳ではないが、見逃し得ない要素であると考えられるので、今後この方面の研究がなされることを期待したい。

5. 1. 4 (6)に於て検討したように、係船索の弾性は船体動揺による索張力の増加を緩和する要因であり、ブイ係留チェーンのカテナリーがTaut状態に近いほど索の弾性影響が大きい。

5.3.3 操船上の問題点

(1) 本船主錨を使用する場合

- そのため、①錨鎖は、Tautになって把駐力が減少することのないように、十分な長さとする。②両舷錨鎖の挟角は60°から90°の範囲とする。そのためには、船の長さ及び本船所有の錨鎖長を考慮した正確な投錨地点に両アンカーを投下する必要がある、投錨の良否により船首部保持力が左右される。

- 横方向に SWAMPED MOORING LEGSを設置して、この弱点を補うことができるが、ブイ係留に比べ作業量

が増大する。

(イ) ULC Cクラス以上の多点ブイ・バースが実現するとすれば、一定の係止力を確保する関係上、ブイ自体の係止力を高めるか、或いはブイの数を増加する必要がある、本船側の係留設備の配置も、ブイの配置状況に適合しなくてはならない。しかし、これ等のタンカーは、必ずしも多点ブイ係留専用として設計されるとは考えられないので、実際の係留上索配置に無理を来し、かつ作業量が増大することが予想される。

(ロ) 多点ブイ・バースに特有な長い係留索が使用されるため、係留時、離標時とも作業に時間がかかり、安全上にも問題がある。また長い係留索とするため、係留索同士を結合する必要も生じ、係留索数の増加に伴って作業量も増大する。

また、本船装備の係留索が大口径の鋼索であるときは、ブイへの運搬困難となる。

(ハ) 荒天時に多点ブイ・バースを離脱する際、ブイ側で係留索を放すために、凌波性の高い作業船が必要となり、かつ操作が簡単な固縛金物が必要となる。

また、係留索捲上げ中、係留索をプロペラに捲込まぬようロープ全部を捲上げ、かつ揚錨していたのでは、緊急離脱に間に合わない。係留索をワイヤーとし、係船機に解放装置を設置すれば脱出時間は短縮できるが、解放されたワイヤーが曳船作業に支障を来さないよう注意を要する。このような緊急離脱を行った後での再係留は非常に厄介で、作業に長時間を要することであろう。

何れの場合も、揚錨作業が終了するまでの間の船体保持と、離脱針路への向首のために、曳船の援助が不可欠である。

(ニ) 係留、離標に要する時間は、一点ブイ係留や岸壁係留に較べて長くなり、船の稼働率は低下する。また、緊急離標や再係留の場合も同様で、不稼働損失が大きくなる。

以上の如く、双錨泊方式の多点ブイ係留には多くの問題点があり、巨大タンカー係留用多点ブイ・バースとしては、むしろオール・ブイ・バース方式の方が实际的であると考えられる。

(2) オール・ブイ・バース方式

本船主錨を使用する場合と共通な問題点も多いが、主錨の代りにブイを使用することにより、安定した船首保持力が得られ、かつ適切なブイ配置が可能のため横方向の係止力も増大する。

(イ) 100万トン型タンカーを岸壁係留する場合の係船索所要本数は、現在のところ38本(70φダブル・ブレード12本、40φIWRC26本)または20本(70φダブル・ブレード8本、60φIWRC12本)と計算されている。これらの係留索は、オール・ブイ・バース係留時には左右両舷にふり分けて使用されるので、岸壁係留時の係止力の半分の効果しか発揮できない。

(ロ) そのほか、係留索が長くなること、鋼索の運搬が困難になることなど、主錨を使用する場合と同様の問題があるが、とくに緊急離脱の困難性は軽視できない。何れの場合も、天候及び海上状態が悪化してからバースからの離脱には、作業船、曳船等の完璧な援助が必須条件であり、しかも、作業の困難性と危険性の大きさを考えれば、事実上不可能なケースが多いと思われる。従って、このような悪条件に立至る前に、早期に離脱する必要がある。

6. 岸壁（ドルフィン）係船

6.1 動的係止力計算

6.1.1 係船計画

(1) 船舶の主要寸法

巨大船の岸壁係船時の係止力の考察のための対象船として100万トン型SBT (Segregated Ballast Tanker)及び70万トン型SBTを採用した。100万トン型SBTは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、最も現在の超大型船の船型に近いと考えられる $L/B=5.5$ のものを使用した。

本研究は100万トンタンカーに対する考察が中心となっているが、この研究結果が一般にも使用されるために、対象船として、現在の45万トン型、及び25万トン型タンカーを加えた。

各対象船の主要寸法関係は表6.1.1に示す通りである。

表 6. 1. 1 対 象 船 の 主 要 寸 法

項目 \ D W		1 0 0 万	7 0 万	4 5 万	2 5 万
T Y P E		S B T	S B T	S B T	Conventional
L / B		5.5	5.0	5.3	6.86
LBP	MLD (M)	476.0	404.0	360.4	310.0
B	MLD (M)	86.6	80.8	68.0	48.71
D	MLD (M)	45.7	40.3	32.0	24.5
d	MLD (M)	33.4	29.6	25.0	19.0
Cb		0.88	0.82	0.82	0.852
プロペラ数		2	1	1	1
プロペラ直径 (M)		9.5	10.3	9.8	8.7
BALLAST CONDITION	dm	11.5	10.1	12.0	12.3
	Cb	0.76	0.77	0.77	0.80
ブリッジ前面積(M ²)		833	815	706	559.5
ブリッジ側面積(M ²)		792	709	651	458

(2) 岸壁の寸法及び配置

45万トン及び25万トンタンカーの係留岸壁としては喜入4号バースを考えたが、100万トン用バースは現在存在しないので45万トンタンカーが喜入4号バースに係船された場合を参考に以下のように定めた。

○ 船側とプレスト、ヘッド／スターンライン用ドルフィンとの距離 (ℓ_0)

$$\ell_0 = \frac{45.7 - 11.5}{32 - 9} \times 60 = 89 \text{ m}$$

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)

$$L = L_{0A} + 2 \left(\ell_0 + \frac{B}{2} \right) = 764 \text{ m}$$

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

(シーバース築造基準によれば、 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)

$$\ell_1 = 35 \text{ m}$$

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)

$$\ell_2 = (L_{pp} \times 0.2) - \ell_1 = 60 \text{ m}$$

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)

$$\ell_3 = 97 \text{ m}$$

$$\ell_4 = \ell_5 = 95 \text{ m}$$

ブレストラインが大略船体と直角になるように、また $\ell_3 \div \ell_4 \div \ell_5$ となるように決めた。

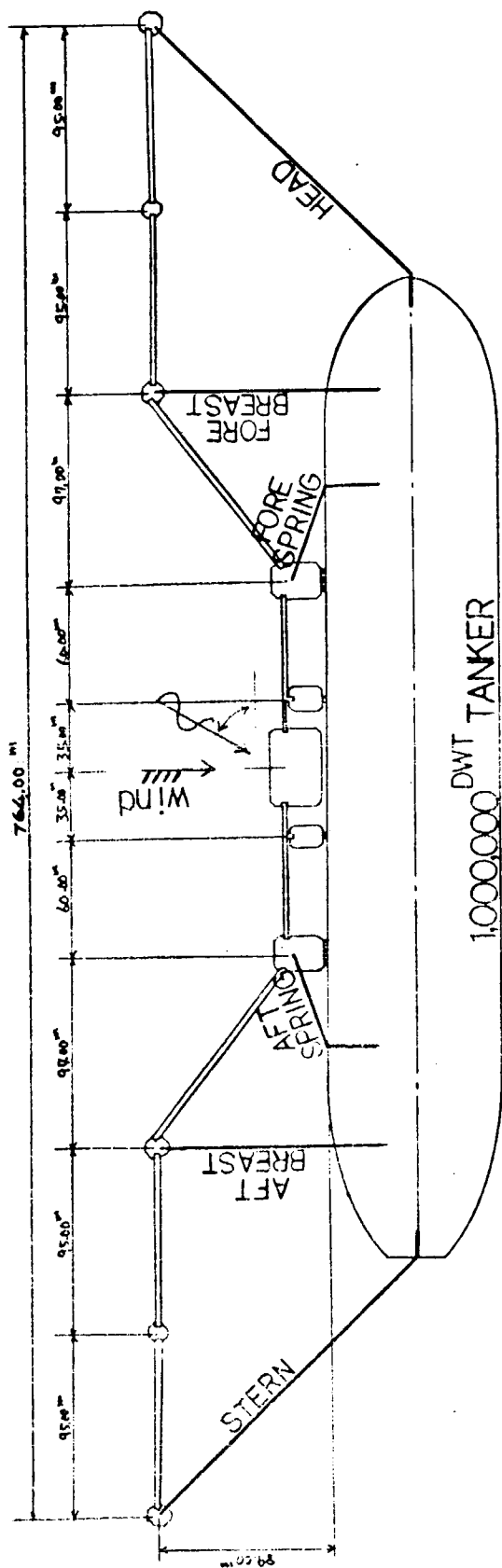
- ドルフィン上ボラードの海面よりの高さ

有義波高を $2 \sim 4 \text{ m}$ とし、それに 2 m 加え 6 m あれば充分と考え海面上 2 m とした。

上記の各項を考慮したバース配置を図 6.1.1 に示す。

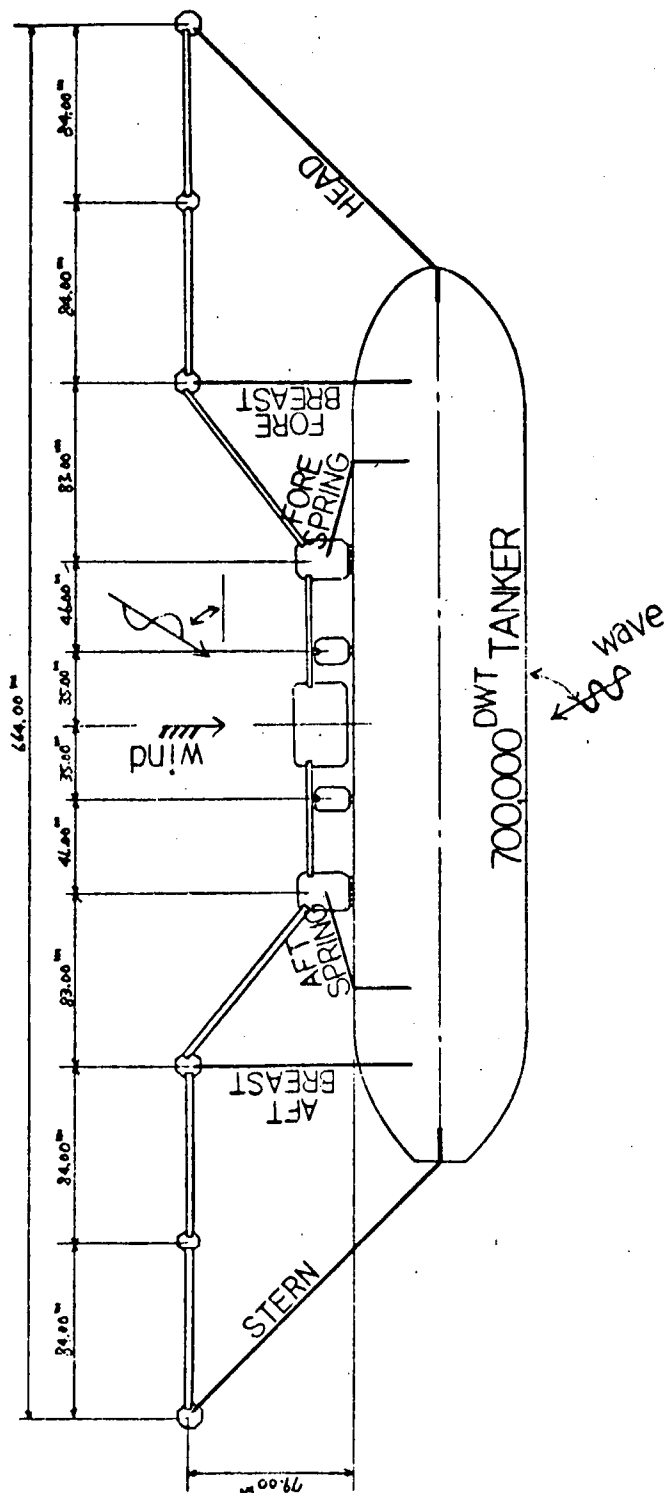
70 万トン用バースは 100 万トン用を船型に比例させて小さくしたものと考えた。

各対象船がバースに係船された状態は図 6.1.2 ～ 6.1.4 に示す通りである。



1000000 DWT TANKER		MOORING CONDITION	
$L_{pp} \times B \times D, d = 476.0^m \times 86.6^m \times 45.7^m, 33.4^m$		WIND VELOCITY $21^{1/2} + 6.3 \cos \omega t$	
MOORING ROPE		WAVE AMPLITUDE $h_a = 1^m$ (wave height 2^m)	
HEAD	70 $\rightarrow$ DOUBLE BLADE NYLON $\times 4^*$	COURSE 15, 30, 60°	
FB	60 $\rightarrow$ I.W.R.C. $\times 4^*$		
FS	60 $\rightarrow$ I.W.R.C. $\times 2^*$		
AS	60 $\rightarrow$ I.W.R.C. $\times 2^*$		
AB	60 $\rightarrow$ I.W.R.C. $\times 4^*$		
STERN	70 $\rightarrow$ DOUBLE BLADE NYLON $\times 4^*$		
FENDER	NUMBER	sets	
	8		
	SPRING CONSTANT	1300 TON/M (FOR WIND)	
		100 TON/M (FOR WAVE)	

圖 6.1.1 1,000,000 DWT 係 船 配 置



700000 DWT TANKER

$L_{PP} \times B \times D, d = 404.0^m \times 80.8^m \times 40.3^m, 29.6^m$

MOORING CONDITION

WIND VELOCITY $21\frac{1}{2} + 6.3 \cos \omega t^{\frac{1}{2}}$

WAVE AMPLITUDE $h_a = 1^m$ (wave height 2^m)
COURSE 15, 30, 60°

MOORING ROPE

HEAD	70 ϕ DOUBLE BLADE NYLON $\times 4^*$
FB	56 ϕ I.W.R.C. $\times 4^*$
FS	56 ϕ I.W.R.C. $\times 2^*$
AS	56 ϕ I.W.R.C. $\times 2^*$
AB	56 ϕ I.W.R.C. $\times 4^*$
STERN	70 ϕ DOUBLE BLADE NYLON $\times 4^*$

FENDER

NUMBER 8 sets

SPRING CONSTANT 1300 TON/M (FOR WIND)
100 TON/M (FOR WAVE)

圖 6.1.2 700000 DWT 係 船 配 置

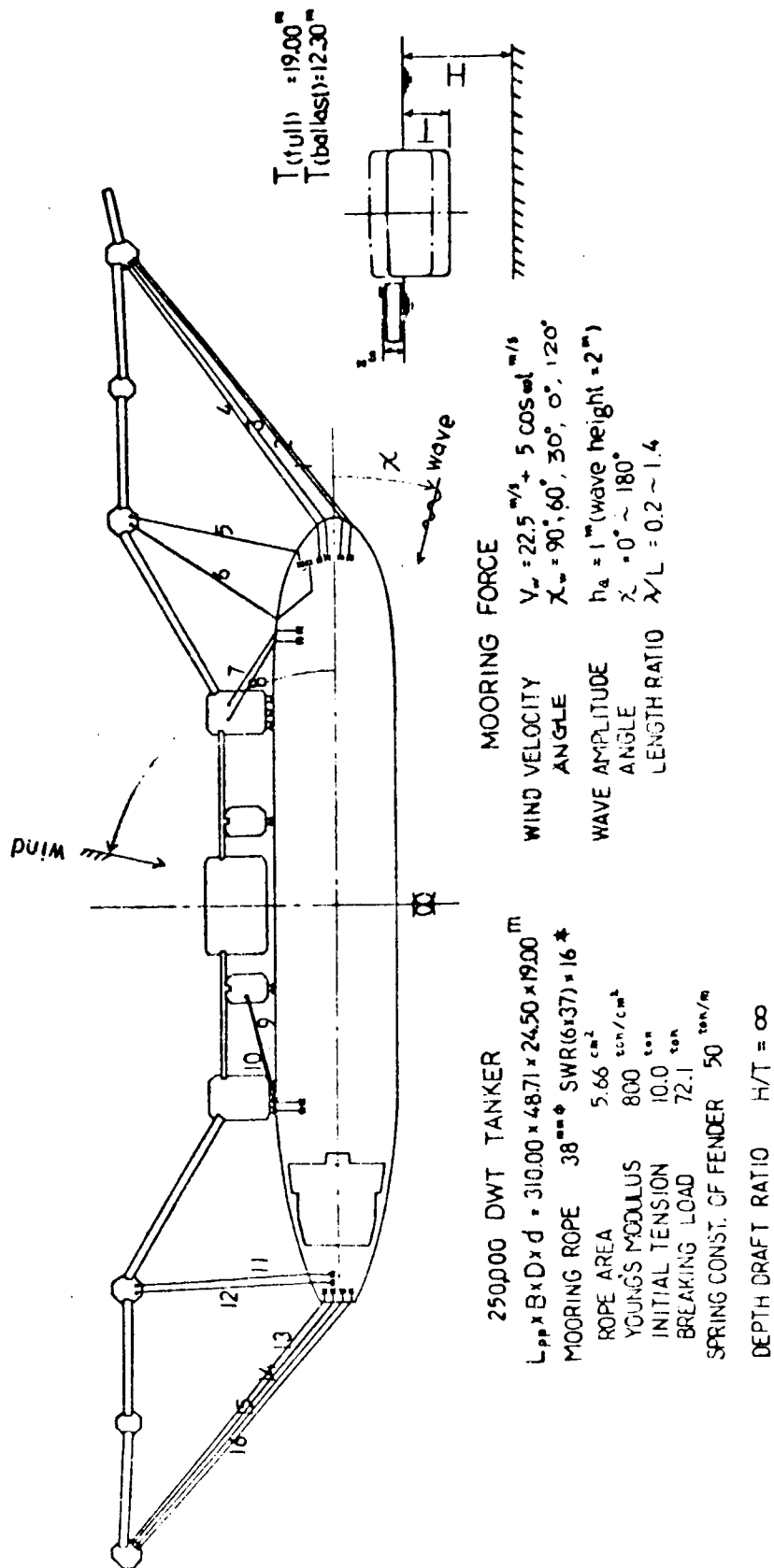


图 6.1.4 250,000 DWT 係船配置

(3) 索及び索配置

巨大タンカー（100万DWトン）の係船索を選定するに際し、以下の両極端な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。

係船索の選定は、一般には選定された索で係止力の計算を行った場合に各索の張力が、各索の破断力を安全率で割った値以下になるように行われる。

しかし、本項で選定した索は6.1.3の計算のための選定であり、本来の索の選定に関しては6.2.1で詳しく検討されている安全率と6.1.3の計算結果より後述することとする。

100万トンタンカーのヘッド、スターンラインは曳船による索取りを考えて繊維索とし、ケース1,2について次のように索及びその本数を決めた。

ケース1 ヘッド、スターンラインは70φダブルブレード繊維索 その他40φIWRCで合計索数38本。

ケース2 ヘッド、スターンラインは70φダブルブレード繊維索 その他60φIWRCで合計索数20本。

このように決めた理由は6.1.1で述べた条件と本索配置で静的計算を行った結果得られる各索の張力が、各索の破断荷重に対し仮にとった安全率2.5内にあるようにしたためである。

また、ヘッド、スターンラインは繊維索であるため、初期張力をかけなければ係止力に全く寄与しないので、40Tの初期張力をかけて他の索への助けとした。

70万トンについては100万トンから比例的類推で決め、45万トン、25万トンについては現存の条件をそのまま使用した。

各船型の索配置及び使用索のデータは表6.1.2～6.1.5に示す通りである。

表 6. 1. 2 係船索配置データ表

100万トン

	舷側金物				索				
	Xからの 距離(M)	Lからの 距離(M)	ドルフィンピット 上の高さ (M)		Lとの角度 (船首方向 より)(°)	水平面投影 長さ (M)	甲板上長さ (M)	索種類×本数	初期張力 (T)
			FULL	BALLAST					
HEAD	-250.0	0	11.1	84.5	45°	187.0	17.5	(70φダブルプレートFR×6) 70φダブルプレートFR×4	40
BREAST FORE	-192.0	43.8	6.7	29.7	90°	90.0	27.9	(40φIWRC×8) 60φIWRC×4	5
SPRING FORE	-141.0	43.8	6.3	29.1	161°	49.8	28.9	(40φIWRC×5) 60φIWRC×2	5
SPRING AFT	143.5	43.8	6.8	27.8	19°	51.8	28.9	(40φIWRC×5) 60φIWRC×2	5
BREAST AFT	192.0	41.0	6.9	27.5	90°	91.8	26.6	(40φIWRC×8) 60φIWRC×4	5
STERN	250.0	0	7.7	27.8	135°	187.0	15.0	(70φダブルプレートFR×6) 70φダブルプレートFR×4	40

索データ

索種類	DIA (M/M)	BREAK. TEN. (T)	SECT. AREA (CM²)	ヤング率 (T/CM²)
70φダブルプレートF. R	70	107.0	38.5	988
60φIWRC	60	283.0	18.5	1000.0
40φIWRC	40	104.0	8.1	1000.0

()内；ケース1
()なし；ケース2

表 6. 1. 3 係船索配置データ

70万トン

	舷側金物				索				
	Xからの 距離(M)	Lからの 距離(M)	ドルフィンピット 上の高さ (M)		Lとの角度 (船首方向 より)(°)	水平面投影 長さ (M)	甲板上長さ (M)	索種類×本数	初期張力 (T)
			FULL	BALLAST					
HEAD	-212.5	0	9.5	29.6	45°	169.0	17.0	70φダブルプレートFR×4	30
BREAST FORE	-164.0	40.4	5.1	24.8	90°	80.0	27.0	56φIWRC×4	5
SPRING FORE	-128.0	40.4	4.7	24.2	161°	49.7	27.0	" × 2	5
SPRING AFT	128.0	40.4	4.7	24.2	19°	49.7	27.0	" × 2	5
BREAST AFT	164.0	39.2	5.3	24.6	90°	81.0	25.8	" × 4	30
STERN	212.5	0	6.1	24.7	135°	169.0	15.0	70φダブルプレートFR×4	

索データ

索種類	DIA (M/M)	BREAK. TEN. (T)	SECT. AREA (CM²)	ヤング率 (T/CM²)
70φダブルプレートFR	70	107.0	38.5	988
56φIWRC	56	200.0	16.0	1000.0

表 6. 1. 4 係船索配置データ表
45万トン

	舷 側 金 物				索				
	Aからの 距離(M)	Bからの 距離(M)	ドルフィンピット 上の高さ (M)		Bとの角度 (船首方向 より) (°)	水平面投影 長さ (M)	甲板上長さ (M)	索 種 類 × 本 数	初期張力 (T)
			FULL	BALLAST					
HEAD (1~4)	-185.0	0	2.6	15.6	50	130	10	40φSWR × 4	10
BREAST F. (5)	-148.0	28.5	1.6	14.6	80	63	17	" × 1	"
" (6)	-145.0	30.0	"	"	80	62	18	" × 1	"
" (7)	-127.0	33.0	"	"	63	65	50	" × 1	"
" (8)	-127.0	33.0	"	"	63	65	50	" × 1	"
SPRING F. (9)	-102.0	34.0	"	"	170	65	17	" × 1	"
" (10)	-102.0	34.0	"	"	170	65	17	" × 1	"
SPRING A (11)	97.0	34.0	"	"	10	55	50	" × 1	"
" (12)	100.0	34.0	"	"	10	63	50	" × 1	"
BREAST A (13)	117.0	32.0	"	"	125	73	15	" × 1	"
" (14)	117.0	32.0	"	"	125	73	15	" × 1	"
" (15)	172.0	13.5	"	"	80	75	18	" × 1	"
" (16)	172.0	18.0	"	"	80	75	17	" × 1	"
STERN (17~20)	192.0	0	2.6	15.6	127	125	10	" × 4	"

索 デ ー タ

索 種 類	DIA (M/M)	BREAK. TEN. (T)	SECT. AREA (CM ²)	ヤ ン グ 率 (T/CM ²)
40φSWR	40	86.6	6.29	1000.0

表 6. 1. 5 係船索配置データ表
25万トン

	舷 側 金 物				索				
	Aからの 距離(M)	Bからの 距離(M)	ドルフィンピット 上の高さ (M)		Bとの角度 (船首方向 より) (°)	水平面投影 長さ (M)	甲板上長さ (M)	索 種 類 × 本 数	初期張力 (T)
			FULL	BALLAST					
HEAD (1~4)	-166.8	0	2.3	9.0	41.6	138.2	18.5	38φSWR × 4	10
BREAST F. (5)	-154.7	15.2	1.3	8.0	87.0	76.8	24.0	" × 1	"
" (6)	-127.2	24.9	"	7.0	62.9	74.5	13.5	" × 1	"
SPRING F. (7)	-117.4	26.2	"	"	151.7	42.5	13.5	" × 1	"
" (8)	-114.6	26.4	"	"	150.1	39.9	13.5	" × 1	"
SPRING A (9)	83.7	26.4	"	"	13.2	50.0	14.5	" × 1	"
" (10)	86.5	26.4	"	"	12.5	52.7	14.5	" × 1	"
BREAST A (11)	154.1	14.7	"	"	94.4	77.3	13.5	" × 1	"
" (12)	157.0	13.5	"	"	92.2	78.4	12.0	" × 1	"
STERN (13~16)	170.5	0	"	"	137.6	135.4	7.5	" × 1	"

索 デ ー タ

索 種 類	DIA (M/M)	BREAK. TEN. (T)	SECT. AREA (CM ²)	ヤ ン グ 率 (T/CM ²)
38φSWR	38	72.1	5.66	800.0

6.1.2 計算条件

(1) 定常風および変動風

定常風として、風速 21.0 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 21.0 m/sec については49年度報告書2.3.1に示すように平均 20 m/sec を考えれば良く、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), $20 \times 1.05 = 21.0\text{ m/sec}$ とした。

さらに変動風として、昭和49年度および昭和50年度報告書に示すように、ガストファクター(突風率)を30%として風速 27.3 m/sec をとり各風向にて静的つり合いを求めた。

本年度は上記の方法に加えて、変動風($\pm 6.3\text{ m/sec}$)による船体応答の特性(分散, 最大応答変位期待値)を確率論的方法により、100万トンタンカー船型を対象にして船首・尾のプレストラインに働く索張力変化 ΔT を求め、両者の方法を比較するとガストファクター21~22%をとった値に相当する。このことから、風速による外力は垂直方向の修正係数5%, ガストファクター30%をとった風速 27.3 m/sec で静的計算を行えば妥当であるということができよう。

(2) 潮流

潮流速度は昭和50年度報告書6.2.2「潮流」の項に基づき、船首・尾方向に1.5節、真横方向に1.0節が作用し各方向にそれぞれの分力の合計が作用するものとした。

また、浅水影響についても $H/d = 1.2$ (H :水深, d :吃水)の場合を考慮し、潮流低抗力を求めたが H/d を計算ベース1.1から1.2としても影響は少ない。

(3) 波

有義波高は昭和49年度に行った「日本沿岸およびベルシャ湾の気象海象の調査結果」、昭和50年度報告書「5. 錨泊, ブイ係船」および係船作業, 曳船, 網取船等の作業船の作業限界より 2 m とした。

波方向はシーバスの計画, 建設に際してその地域の気象, 海象を充分調査すると同時にその環境を出来るだけ緩和させる設計をするという前提に立って $15 \sim 60^\circ$ とした。

さらに波長 λ は風のない場合等のうねりの影響をみるためもあり、広範囲の計算を行ったが、実際に設置されうると考えられるシーバスでは上記の調査結果より $\lambda \leq 200\text{ m}$ とみることができる。

なお、計算実験小委員会において昭和49年度, 昭和50年度に引続いて本年度までに25万トン ($H/d = \infty$), 45万トン ($H/d = 1.1, 1.2$ および 1.5), 70万トン ($H/d = 1.2$) および100万トン ($H/d = 1.2$) 船型を対象とし、有義波高 2 m , 波方向 $15^\circ, 30^\circ$ および 60° , λ/L (λ :波長, L :船長)について数点をとり計算実験を行ってきており、その結果から $ha = 1.0\text{ m}$ (ha :波振幅), $H/d = 1.2$ でもって代表させてよいであろう。

6.1.3 計算結果

巨大船の岸壁係船における係止力を検討するために、係船中の系に加えられる力を次の要素に分けて、計算し考察を加えた。

① 潮流及び定常風による静的な力

この2要素により系に加えられる力により各索に加わる張力は静的なつりあい計算を行い、明らかにした。

② 変動風による動的な力

風の変動部分を規則的な周期風として索張力への影響を計算し、その結果に実際の風が不規則であるので、統計的手法による検討を加えた。

③ 波浪による動的な力

波あるいはうねりによる係船中の船の応答及びそれにもなう索張力の変動を動的計算を行い求めた。

(1) 潮流及び風の静的外力による索張力

潮流については船首・尾方向に1.5ノット、横方向に1.0ノットの条件で、風については定常風に変動風を加えた。
27.3 m/sec. の風速で、静的計算を行って得られた結果を表6.1.6に示す。

ヘッド、ブレスト、スプリング、スターンの各グループごとに最大張力を与える風向と、その時のグループごとの合計索張力と各索1本あたりの張力及びその破断荷重に対する%が表より得られる。

また、風について定常風と変動風に分け定常風部分のみをあつかった（潮流は上記条件に同じ）静的計算の結果を同じように表6.1.7に示した。この計算では風について、6.1.2では21.0 m/sec. 変動風6.3 m/sec. となっているが、45万トン、25万トンについてはこの考えが確立する前に計算が行われていた関係で、定常風22.5 m/sec. 変動風5 m/sec. となっている。

表6.1.6（風速27.3 m）は、(3)の波浪外力による索張力変動成分と合せて用い、表6.1.7（風速21.0/22.5 m/sec.）は(2)の変動風による索張力変動成分と(3)の波浪による変動成分と合せて用いばよい。

(風速 27.8 m/sec)

表 6.1.6 風，潮流による静的索張力

船型	索			FUL L の場合の索張力				BALLAST の場合の索張力			
	名	索種 × 本数	破断荷重 (T)	初期張力 (T)	最大張力 (T)		破断荷重に 対する %	最大張力 (T)		破断荷重に 対する %	最大張力発生 風 向
					合計張力	索 1 本分		合計張力	索 1 本分		
100 万トン	HEAD	70φFR × 6	107	40	242	40.4	45°	246	41.0	45°	38
	BREAST F.	40φIWRC × 8	104	5	160	20.0	70°	289	36.1	70°	35
	SPRING F.	" × 5	"	"	118	23.7	150°	172	34.8	160°	33
	SPRING A.	" × 5	"	"	110	22.0	15°	182	36.3	30°	35
	BREAST A.	" × 8	"	"	202	25.2	120°	302	37.7	100°	36
100 万トン	STERN	70φFR × 6	107	40	242	40.6	145°	245	40.9	140°	38
	HEAD	70φFR × 4	107	40	162	40.5	45°	164	41.1	45°	38
	BREAST F.	60φIWRC × 4	233	5	218	54.5	70°	852	87.9	70°	38
	SPRING F.	" × 2	"	"	120	60.1	150°	173	86.5	160°	37
	SPRING A.	" × 2	"	"	111	55.5	15°	183	91.5	30°	39
70 万トン	BREAST A.	" × 4	"	"	260	65.1	120°	364	91.1	100°	39
	STERN	70φFR × 4	107	40	163	40.7	145°	164	41.1	150°	38
	HEAD	70φFR × 4	107	30	122	30.5	40°	124	31.0	45°	29
	BREAST F.	56φIWRC × 4	200	5	166	41.4	70°	265	66.8	70°	33
	SPRING F.	" × 2	"	"	98	49.0	150°	187	68.4	165°	34
45 万トン	SPRING A.	" × 2	"	"	98	46.5	15°	145	72.4	0°	36
	BREAST A.	" × 4	"	"	200	49.9	120°	275	68.8	90°	35
	STERN	70φFR × 4	107	30	123	30.7	145°	124	31.0	100°	29
	HEAD	40φSWR × 4	86.6	10	88	21.9	65°	110	27.5	65°	32
	BREAST F.	" × 4	"	"	123	30.8	80°	157	39.3	70°	45
25 万トン	SPRING F.	" × 2	"	"	59	24.6	155°	46	23.2	165°	27
	SPRING A.	" × 2	"	"	39	18.5	0°	39	19.5	0°	23
	BREAST A.	" × 4	"	"	127	31.8	95°	156	39.0	90°	45
	STERN	" × 4	"	"	98	24.5	120°	118	28.2	100°	33
	HEAD	88φSWR × 4	72.1	10	67	16.7	65°	84	20.9	65°	29
25 万トン	BREAST F.	" × 2	"	"	48	24.0	75°	66	33.0	70°	46
	SPRING F.	" × 2	"	"	44	22.1	145°	52	26.2	90°	86
	SPRING A.	" × 2	"	"	39	19.5	55°	42	21.2	65°	29
	BREAST A.	" × 2	"	"	56	28.0	95°	78	36.6	90°	51
	STERN	" × 4	"	"	74	18.4	120°	84	21.0	100°	29

表 6. 1. 7 風，潮流による静的索張力

風速 21.0 m/sec (100 万)
 22.5 m/sec (45 万 , 25 万)

船型	索				FULL の場合の索張力				BALLAST の場合の索張力			
	名	称	索種 × 本数	破断荷重 (T)	初期張力 (T)	最大張力 合計張力	最大張力発生 風向	破断荷重に 対する %	最大張力 合計張力	最大張力発生 風向	破断荷重に 対する %	破断荷重に 対する %
100 万トン	HEAD		70φFR × 6	107	40	241	40.2	50°	242	40.4	45°	38
	BREAST F.		40φIWRC × 8	104	5	108	13.5	70°	126	15.8	70°	15
	SPRING F.		" × 5	"	"	68	13.5	145°	99	19.7	160°	19
	SPRING A.		" × 5	"	"	69	13.7	55°	112	22.4	80°	22
	BREAST A.		" × 8	"	"	131	16.4	120°	133	16.6	100°	16
ケ-ス1	STERN		70φFR × 6	107	40	242	40.8	135°	242	40.4	130°	38
	HEAD		70φFR × 4	107	40	162	40.4	45°	162	40.6	45°	38
	BREAST F.		60φIWRC × 4	233	5	165	41.3	70°	186	46.5	70°	20
	SPRING F.		" × 2	"	"	69	34.6	145°	99	49.5	160°	21
	SPRING A.		" × 2	"	"	70	34.9	15°	112	56.0	80°	24
100 万トン	BREAST A.		" × 4	"	"	188	47.1	120°	192	48.0	100°	21
	STERN		70φFR × 4	107	40	162	40.5	135°	162	40.6	145°	38
	HEAD		70φFR × 4	107	80	121	80.3	45°	122	80.5	45°	29
	BREAST F.		56φIWRC × 4	200	5	125	31.3	70°	140	35.0	70°	18
	SPRING F.		" × 2	"	"	55	27.7	150°	79	89.4	165°	20
70 万トン	SPRING A.		" × 2	"	"	58	29.0	15°	88	44.2	0°	22
	BREAST A.		" × 4	"	"	144	36.0	120°	145	36.2	100°	18
	STERN		70φFR × 4	107	30	122	30.4	145°	122	30.5	145°	29
	HEAD		40φSWR × 4	86.6	10	78	19.6	65°	84	21.1	65°	24
	BREAST F.		" × 4	"	"	108	27.0	80°	114	28.4	70°	38
45 万トン	SPRING F.		" × 2	"	"	42	21.0	155°	88	18.8	165°	22
	SPRING A.		" × 2	"	"	32	16.0	0°	32	16.0	0°	18
	BREAST A.		" × 4	"	"	109	27.8	100°	118	28.1	90°	32
	STERN		" × 4	"	"	84	21.0	140°	86	21.4	100°	25
	HEAD		38φSWR × 4	72.1	10	59	14.8	65°	67	16.8	65°	23
25 万トン	BREAST F.		" × 2	"	"	40	20.0	75°	49	24.8	70°	34
	SPRING F.		" × 2	"	"	38	18.9	145°	41	20.8	90°	28
	SPRING A.		" × 2	"	"	38	16.5	55°	34	16.9	65°	23
	BREAST A.		" × 2	"	"	46	22.8	95°	58	26.7	90°	37
	STERN		" × 4	"	"	64	16.0	120°	68	17.0	100°	24

(2) 変動風による索張力変動成分

(イ) スペクトル解析の意味

船体に作用する風荷重 (P) は、風速分布を平均風速 ($\bar{U}$) を中心とした Sine Wave ($\bar{U} + u \sin \omega t$) と仮定すれば、

$$\begin{aligned} P &= \frac{1}{2} \rho C A (\bar{U} + u \sin \omega t)^2 \\ &= \frac{1}{2} \rho C A \bar{U}^2 + \rho C A \bar{U} u \sin \omega t + \frac{1}{2} \rho C A u^2 \sin^2 \omega t \quad \dots\dots\dots (6.1.1) \end{aligned}$$

このうち、第1項の静荷重は静的なバランス問題として(1)の静的計算で取扱っている。第3項の高次項を無視すれば、風の変動荷重 ($f(t)$) としては、

$$f(t) = \rho C A \bar{U} u \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (6.1.2)$$

となる。この変動荷重に対する応答は、100万トン (索取りはケース2)、70万トン、45万トン、25万トンについて計算し、 ω ベースのグラフとして第2編5章に示してある。しかし、現実の風速分布については、不規則な波形であり、 ω を一意的に定められないから、 ω ベースの応答は、一度変動風のパワースペクトルを用いたスペクトル解析によって得られる標準偏差、最大期待値等の統計量によって評価しなおす必要がある。このため、以下で、このスペクトル解析を行い、さらに、その結果と変動風の突風率 (ガストファクター) との関係調べることにする。

(ロ) 索張力の周波数応答関数

索張力の周波数応答関数を $X(\omega)$ とすれば、

$$T(\omega) = X(\omega) u(\omega) \quad \dots\dots\dots (6.1.3)$$

ただし、 $T(\omega)$: 周期変動索張力 (片振幅)

$u(\omega)$: 周期変動風速 (片振幅)

ある変動風速 U_a について、任意の ω_i に対する T_i が既知であれば、 $X(\omega_i)$ は、次式で求められる。

$$X(\omega_i) = T_i / U_a \quad \dots\dots\dots (6.1.4)$$

(ハ) 変動風速のスペクトル

変動風のパワースペクトルは、Davenport のパワースペクトルを用いる。パワースペクトルは次式で現わされる。

$$S_u(\omega) d\omega = 4.0 K \bar{U}^2 \frac{x}{(1+x^2)^{5/4}} dx \quad \dots\dots\dots (6.1.5)$$

ただし、 ω : 変動風の円周波数

K : 表面粗度係数 (海上では 0.003)

$\bar{U}$: 平均風速

$S_u(\omega)$: 変動風のパワースペクトル

右上図は、 $\bar{U} = 22.5 \text{ m/s}$ (——線), 21.0 m/s (.....線)

における、パワースペクトル (周波数ベース) である。

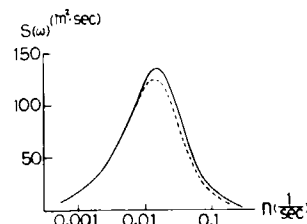


図 6.1.5

(ニ) 索張力増分の最大期待値

索張力増分の応答スペクトルを $S_T(\omega)$ とすれば

$$S_T(\omega) = |X(\omega)|^2 S_u(\omega) \quad \dots\dots\dots (6.1.6)$$

標準偏差 (σ) と、スペクトルとの関係式は、次のようになる。

$$\sigma^2 = \int_0^\infty S_T(\omega) d\omega = \int_0^\infty |X(\omega)|^2 S_u(\omega) d\omega \quad \dots\dots\dots (6.1.7)$$

いま、応答の極大、極小の確率分布がRayleigh分布で近似しうると仮定する。ここで、応答の周期を変動風スベクトルのピーク付近の70秒とし、係留の時間も1昼夜とすれば、応答の波数は約1,250個となる。この場合の索張力増分の最大期待値(Tmax)と標準偏差(σ)との関係は、Longuet - Higgins によって計算された表により次のようになる。

$$T_{\max} = 278\sigma \dots\dots\dots (6.1.8)$$

(イ) 実例計算

下表に実例計算結果を計算条件とともに記す。

計算は各船型のプレストラインについて行い、張力変動の最大期待値を①欄に示す。

表 6.1.8

	船 型	2 5 0 型		4 5 0 型		7 0 0 型		1 0 0 0 型	
	載 荷 状 態	B A L L A S T							
	風 向	9 0 ° (真横)							
	平 均 風 速	2 2.5 m / s				2 1.0 m / s			
	最大風速 (変動風片振幅)	2 7.5 m / s (5 m / s)				2 7.3 m / s (6.3 m / s)			
	索 名	FORE BREAST	AFT BREAST	FORE BREAST	AFT BREAST	FORE BREAST	AFT BREAST	FORE BREAST	AFT BREAST
	標 準 偏 差 値 (トン)	4.9	5.1	5.0	4.6	7.0	7.0	9.0	10.9
①	最 大 期 待 値 (トン)	13.6	14.2	13.9	12.8	18.5	19.5	25.0	30.3
②	平均風速での静的計算による最大索張力	24.3	26.7	28.4	28.1	35.1	36.2	46.5	48.0
③	① + ②	37.9	40.9	42.3	40.9	53.6	55.7	71.5	78.3
④	最大風速での静的計算による最大索張力	33.0	36.6	39.3	39.0	66.3	68.8	87.9	91.1

なお、索張力の周波数応答関数 $X(\omega)$ ($=T_i/u_a$)の計算に当っては、図 6.1.6 に示すような索張力応答曲線を用いた。図中、破線の部分については、実線から推定して引いたものである。

④ 欄の値は①の静的計算の結果の表 6.1.6 より得た値であるので最大風速が27.3 m/sec となっている。250, 450型については少し違いが問題はないと考えられる。

(ロ) 変動風による動的計算と

ガストファクターの関係

(a) 表 6.1.8 の③は平均風速の静的計算の値に変動風による索張力の変動の最大期待値を加えた値を示している。また④は、平均風速+変動風速を風速として静計算を行った値を示している。ここで100万トン、70万トンの場合は④の方が大きい。45万トン、25万トンについてはやや、③の方が上まわっている。

これは図 6.1.5 と図 6.1.6 を見て分るよ
うに45万トン、25万トンのプレス

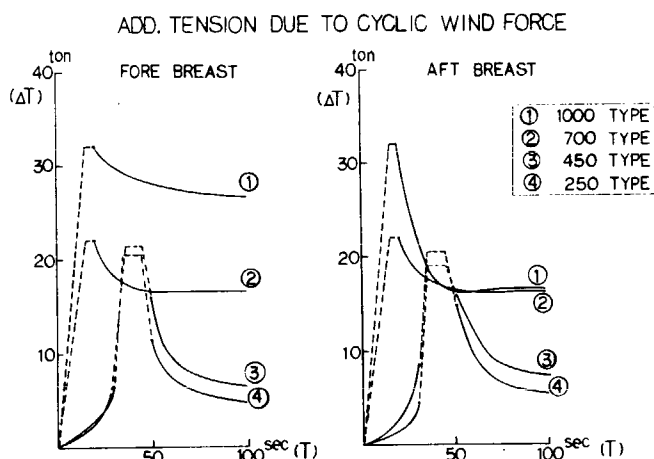


図 6.1.6

トラインの周期的変動風に対する応答のピークが風周期30～50秒で現われ、これが丁度風速20 m/sec 近傍の風のパワースペクトルの極大値を与える周波数0.02～0.03に等しいため、変動風による索張力の変動成分の最大期待値が大きくなったためである。

また、そのもとには岸壁係船条件でFenderのパネ定数を

25万トンに対して	50Ton/m	8 Sets
45万トン	100Ton/m	8 Sets
70万トン 100万トン	1300Ton/m	8 Sets

として計算したため、100万トン、70万トンに比して45万、25万トンの索張力のピークが周期の長い所であらわれたためである。

フェンダーの選択により、45万トン、25万トンも④が③を上まわるようににはできる。

実際の25万トン以上の入れるバースのフェンダーは

喜入4号バース	abt 2300 Ton/m (total)	
伊勢湾共同バース	abt 700 Ton/m	8 Sets
東燃川崎バース	abt 500 Ton/m	6 Sets

のように大きいので、45万、25万トンについても③はもっと小さくなる。

以上のように見て来ると、変動風による索張力の変動分の計算は行わなくても変動部分をガストファクターで扱い、平均風速+変動風を風速とする静的計算を行った値でほぼ風による張力は得られることになる。

- (b) 参考までに100万トンタンカーで(索張りはケース2)バラスト状態について、各索への初期張力は0とし、潮流も0とし、風だけを受ける静的計算を行った。風速はガストファクター1.3を考え、21.0 m/sec, 27.3 m/sec の2ケースをとったが、各風速を90°方向(真横)から受けた時のブレストラインの張力は次のようになった。

風 速 (m/sec)	索 張 力 (Ton)	
	FORE BREAST	AFT BREAST
21.0	53.6	62.1
27.3	90.5	104.9

27.3 m/secの索張力の値は21.0 m/secの値の(1.3)²倍になっている。ここで表6.1.8に示したこの索への動的成分に対応するガストファクターを求めると

$$\sqrt{\frac{53.6 + 25.0}{53.6}} = 1.21$$

$$\sqrt{\frac{62.1 + 30.3}{62.1}} = 1.22$$

となる。

(3) 波浪外力による索張力変動成分

(4) 波浪外力による張力変動の特性

ドルフィンに係留された船の係留索は、波あるいはうねりにより張力が変動する。波浪外力により船が運動し、それにより索の伸びが変化し、張力の変動を生ずるためである。

この波浪外力による索張力変動成分について、第2編5章に示す動的計算を行った。この結果より得た係留系の波浪外力による運動及び索張力変動成分についての特性を次に示す。

(a) 波浪外力による係留中の船体の運動

係留索復原力は船体の Buoyancy に比して非常に小さいため、波浪外力による船体の運動は、係留索の拘束力ととめることができない。

そのため船体は波浪外力に対してほぼ自由に運動する。

(b) 波長による索張力の変化

波長の長い波になるほど船体運動は激しくなり索張力の変動成分も大きくなる。外洋に面してうねりの侵入する可能性のあるドルフィンには注意が必要である。

(c) 波高による索張力の変化

他の条件が同じ場合船体運動の変位は波高にほぼ比例すると考えられる。従って索張力変動成分も波高にほぼ比例するので、波高 4 m の張力変動は波高 2 m の時の値のほぼ 2 倍の値となる。

(d) 波の入射角による索張力の変化

係留中の船に対する波の入射角が船首尾方向に近くなるに従って船体運動は小さくなり索張力変動が少なくなる。逆に計算結果は入射角が 60° を越えると非常に大きな索張力変動が発生することを示している。

従って入射角は 30° 以下におさえることが望ましい。

(e) 水深の影響

水深が浅くなるに従って船体運動が大きくなり索張力変動も大きくなる。特に横運動への影響が大きい。

(f) 船の大きさの影響

同一の波浪条件では船型が大きくなっても船体の変位量はあまり変らない。

以上の様な特性があるが、これらの計算結果より、波浪条件を波高 2 m、波長 200 m、波入射角 30° 、水深比 1.2 としてこれに対する索張力(1本分)の計算結果を表 6.1.9 に示し、また、表 6.1.10 には入射角 60° の場合(他の条件は上記の通り)の結果を示した。なお詳しい計算結果は第2編5章にグラフで示してあるので参照されたい。

(4) 波浪外力による索張力変動成分に対する対策

上で見て来たように、波浪外力による索張力の変動成分は、波浪外力により船体が索がないと同じように自由に運動し、運動の結果生じた索長の変化によって発生している。従って、例えばプレストライン 4 本では波浪による張力変動成分が大きいからといってこれを 5 本に変えてもこの成分には変化がなく、新しく加えた索にも前と同じ波浪による張力変動が発生する。(但し、静的張力は $4/5$ となる)

もし張力変動成分を下げたければこの索のパネ定数を小さくする方法しかない。そのためには索の種類を変えるか、索の長さをなるべく長くするといったことが考えられる。表 6.1.9 及び表 6.1.10 をみると 100 万トン、70 万トンのヘッド、スタンラインの変動索張力がごく小さいが、これはこの索に繊維索がつかわれておりパネ定数が小さいためである。

表 6.1.9 波による変動索張力成分

(波入射角 30°)

条 件			変動索張力 ΔT (TON)					
COND.	船 型	H/T	HEAD	BREAST (FORE)	SPRING (FORE)	SPRING (AFT)	BREAST (AFT)	STERN
FULL	100万トン (ケース2)	1.2	0.3	2.8	2.0	2.4	2.2	0.1
	70万トン	1.2	0.2	2.4	1.2	1.6	2.4	0.3
	45万トン	1.2	1.0	1.0	7	7	1.0	7
	25万トン	∞	6	1.0	5.0	3.0	6	7
BALL.	100万トン (ケース2)	3.49	0.5	4.4	2.4	2.4	3.2	0.1
	70万トン	3.52	0.4	4.0	4.8	2.8	4.0	0.5
	45万トン	3.13	7	7	8	5	1.2	1.0
	25万トン	∞	9	1.7	1.3	7	1.1	7

◎ 波の条件

- ・ 波入射角 船首より 30°
- ・ 波 高 $H = 2m$
- ・ 波 長 $200m$
- ・ 水深喫水比 $H/T = 1.2$

(FULL LOADに対して $H/T=1.2$, BALLASTの水深は同じとする)

◎ 索取り 6.1.1に示す通りであるが100万トンについては, ケース2の索取りである。

表 6.1.10 波による変動索張力成分

(波入射角 60°)

条 件			変動索張力 ΔT (TON)					
COND.	船 型	H/T	HEAD	BREAST (FORE)	SPRING (FORE)	SPRING (AFT)	BREAST (AFT)	STERN
FULL	100万トン (ケース2)	1.2	0.7	5.6	5.6	6.0	8.0	0.8
	70万トン	1.2	1.2	7.2	8.0	8.3	11.2	1.2
	45万トン	1.2	4.5	5.0	2.7	2.5	6.0	4.0
	25万トン	∞	1.0	2.9	1.2	8	4.1	1.6
BALL.	100万トン (ケース2)	3.49	1.0	10.8	8.8	4.4	7.2	1.1
	70万トン	3.52	2.2	20.0	15.2	10.4	18.0	2.0
	45万トン	3.13	5.0	6.2	2.8	1.9	5.6	5.2
	25万トン	∞	4.5	5.0	9.2	4.0	9.1	3.7

波入射角以外の条件は表 6.1.9に同じ。

(イ) 索取りを変えた時の変動張力の変化

H: 波高

E : 索のヤング率

A : 索の断面積

 l : 索長

とすると

$$\Delta T \propto H \times E \times A \times \frac{1}{l} \quad (6.1.9)$$

の比例関係が成立するので、第2編5章の計算結果及び表6.1.9、表6.1.10より船型及び索配置がほぼ同じ場合の各索の種類及び長さを変えた時の索張力変動分の概略の予想をすることができる。

6.1.4 計算結果の検討及び評価

岸壁（ドルフィン）に係船中の船体に加わる力、そして索に生ずる張力について前節では静的外力（潮流及び定常風）、変動風圧、波浪外力の各要素について計算を行い、その特性を明らかにした。

その結果変動風圧による索張力成分については、変動風速を定常風に加えた静的計算を行えばほぼ充分であること、波浪外力による船体運動は索の張力により拘束できず、船体は波浪外力に対し自由に運動するため、これによる索張力変動成分は索本数をふやしても低下せず、索のバネ定数を小さくすること等でしか低下できない点が判明した。

ここでは 6.1.1 で与えられた係船計画で 6.1.2 の条件のもとに安全に係留するために必要な索本数を予想し、また、これまでの係船配置索取りの考えを変えた場合の検討を行ってみた。

(1) 必要索本数

6.1.1の配置で索の種類も変えないで、これまでの結果を用いて100万トンをはじめとする各船型について、最終的に必要な索本数を試算する。計算条件は潮流縦方向1.5ノット、横方向1.0ノット、風はガストファクター1.3とし、風速27.3 m/sec、波高2 m、波長200 m、入射角30°とする。

索安全率は62で詳述するが、鋼索で2.0繊維索で2.8とする。

上記条件内で船体を安全に係止するためには各索が

$$\left(\frac{T_s}{n} + t_w \right) \times F_s < t_b \dots\dots\dots (6.1.10)$$

を満す必要がある。

但し T_s : 潮風による索張力のグループ毎の合計値 (表 6.1.6 参照)

n : グループ（プレストフォア-とかスプリングフォア-といった）毎の索本数

t_w : 波浪による1本の索張力変動成分 (表 6.1.9, 表 6.1.11 参照)

F_s : 安全率 鋼索 2.0

纖維素 2.8

 t_b : 索破断荷重 (1 本分)

100万トンについてはケース2の索取りでしか波浪外力による索張力変動成分の計算がなされていないのでケース1の索取りでの変動成分について次のように推定する。ケース1とケース2は、配置は同じで索種と本数のみ異なるので、6.1.3(3)の6.1.9式を用いればよい。ヘッド、スタンラインは索種が同じなので本数は異なるが1本あたりの変動成分は等しい。鋼索についてはヤング率の比、すなわち $(\frac{81}{185} = 0.4378)$ で変動成分は変る。従って次の表のよう

になる。

表 6.1.1.1 波浪による索張力変動成分 (Ton)
100万トン(バラスト状態)

	Head	Breast fore	Spring fore	Spring aft	Breast aft	Stern
ケース 1	0.5	1.9	1.0	1.0	1.4	0.1
ケース 2	0.5	4.4	2.4	2.4	3.2	0.1

索張力は大体バラスト状態が大きいので索本数はバラスト状態で 6.1.1.0 式を用いて決めることとする。25万トンの波浪外力による索張力変動は満載状態の方が大きい水深吃水比 (H/T) を ∞ で計算をしているので 25万トンについてもバラスト状態で必要索本数は決める。

なお 100万トン 70万トンのヘッドスタンラインの様な繊維索で他のすべての索が鋼索の時はその索への張力はほぼ初期張力のみになるので、索本数をふやすと同時に初期張力を下げる必要がでてくる。

表 6.1.1.2 各船型必要索本数

船 型 索グループ	100万トン		70万トン	45万トン	25万トン
	ケース 1	ケース 2			
Head	7 *	5 *	4	4	4
Breast fore	9 *	5 *	5 *	5 *	4 *
Spring fore	5	2	3 *	2	3 *
Spring aft	5	2	3 *	2	2
Breast fore	8	5 *	5 *	5 *	3 *
Stern	7 *	5 *	4	4	3 ▽

- 索種、配置等は 6.1.1 に示す通り
- 100万トンケース 1, 2 ともヘッドスタンラインの初期張力は 30 Ton とする。
- * マークのついているものは増加したもの、▽ マークは減少したもの。
- 本表の本数は計算上のもので実際は前後部で対称な本数の索が取られる。
- 安全率の値を変えれば本表の本数も変化する。

(2) 索取りを変えた場合の索張力の変化

巨大船の岸壁 (ドルフィン) 係船の索配置として、これまで検討して来たものは大まかには図 6.1.7(A) に示すようなものであった。

しかし、バースの設計、索の配置については各方面で、種々の提案や意見がだされている。

例えば最近の "OCIMF" の "Mooring Study of VLCC'S Moored at piers / Sea is lands" Draft Two では図 6.1.7(B) に示すものが "ideal VLCC berth" とされている。

また操船上、問題がなければヘッド、スタンラインは必要ない等の意見を出しているところもある。

そこで、100万トンタンカーの岸壁係留の索取りとして、6.1.1で示したケース1,2に加えて、ケース1の索取りを変化させ、図6.1.7(0)に示すようなヘッド、スターンラインをとらない場合やヘッド、スターンラインの初期張力を変化させると条件を変え静的計算を行い索張力の変化を見た。

ケース1と追加したケース3,4,5は表6.1.13に示すような索本数と初期張力を与えている。またその計算結果については、索張力の値の大きいバラスト状態について、各ケースの各索の張力と風向の関係をグラフで図6.1.8に示す。

表 6.1.13

		CASE 1		CASE 3		CASE 4		CASE 5	
		索本数	初期張力	索本数	初期張力	索本数	初期張力	索本数	初期張力
HEAD	(70φFR)	6	40T	6	10T	-	-	-	-
BREAST FORE	(40φIWRC)	8	5	8	5	8	5T	12	5T
SPRING FORE	(")	5	"	5	"	5	"	5	"
SPRING AFT	(")	5	"	5	"	5	"	5	"
BREAST AFT	(")	8	"	8	"	8	"	12	"
STERN	(70φFR)	6	40	6	10	-	-	-	-
合 計 索 本 数		38		38		26		34	
グ ラ フ マ ー ク		—						--- --	

各ケースの索の取り方の特徴は次の通りである。

CASE 1 : 6.1.1で設定したベースになるケース

CASE 3 : CASE1 のヘッド、スターンラインの初期張力を40Tから10Tにおとした。

CASE 4 : CASE1 のヘッド、スターンラインを全て取り除いた

CASE 5 : CASE1 のヘッド、スターンラインを全て取り除きかつ各索の張力がCASE1と同程度になるように索をふやした。

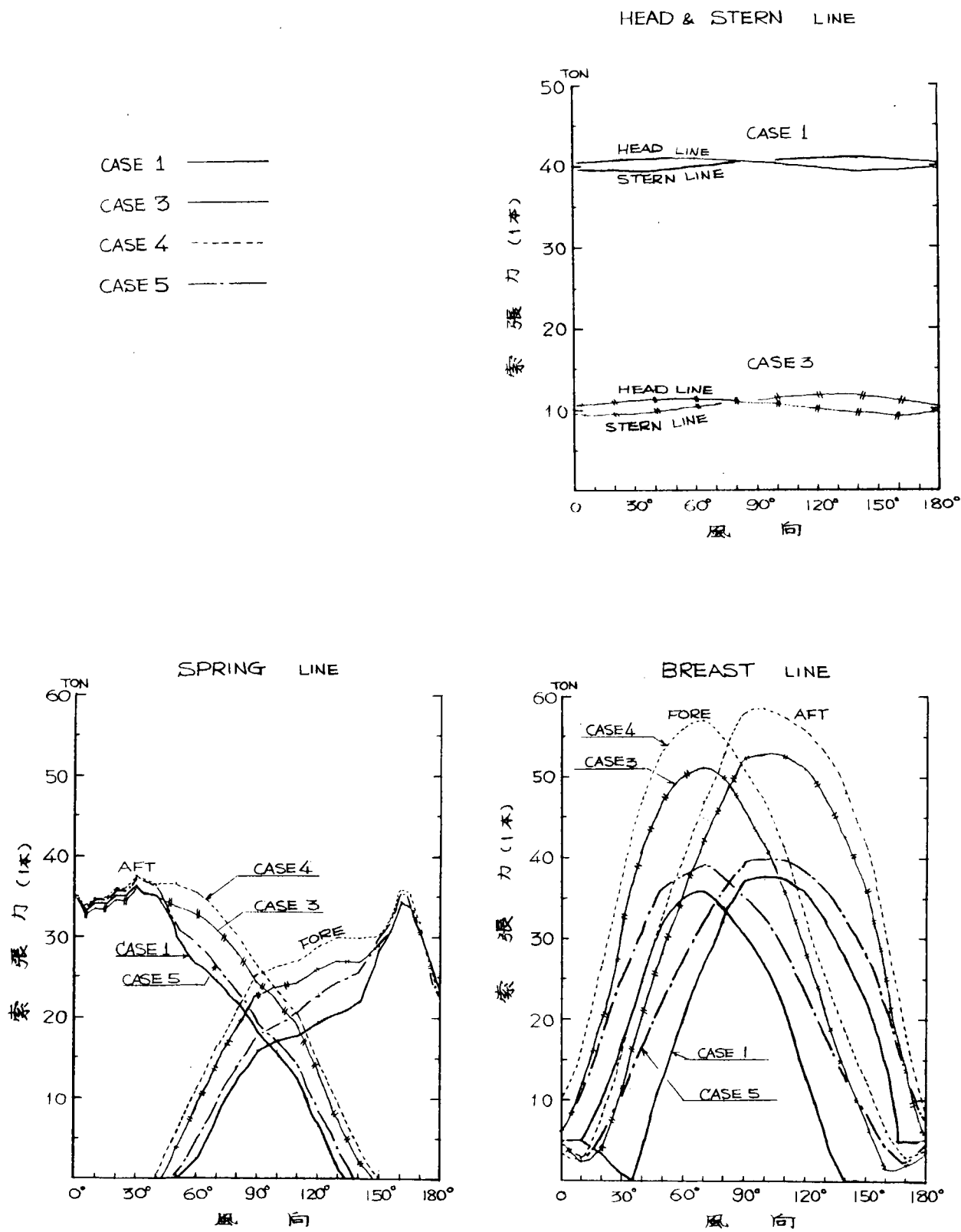


図 6.1.8 100万トンタンカー索の取り方と張力変化

(バラスト状態)

この計算結果より次の事が考察できる。

- a) スタンライン、ヘッドラインを取らなくて、合計索数でケース1より4本すくない34本の索取りでケース1と同程度の索張力におさえることができる。ヘッド、スタンラインに40φ1WR0を使用する場合は合計索数は、38本以上になるので、プレスト、スプリングラインのみによる係船が一番索本数は少なくてすむことになる。
- b) 係止力に問題をかぎればスプリングラインが船体の縦の動きをとめ、プレストラインが横の動きをとめることになり、図6.1.7(A)のように取られたヘッド、スターンライン（船体縦中心線と45°をなす）の役割は小さいものとなる。特にヘッド、スターンラインが繊維索の場合は著しい。CASE 3とCASE 4はヘッド、スターンラインに初期テンション10Tかけた繊維索計12本をつけた場合と、それを全て途いた場合であるが、スプリング、プレストラインの張力はほぼ同じになっている。CASE 1では初期張力を40T与えているため、この初期張力の分だけプレストラインの張力は下っている。スプリングラインについては一番張力が大きくなる点ではスタン、ヘッドの初期張力も相殺されるのでヘッド、スターンラインの状態の影響を受けていない。

- c) 図6.1.7(D)に示すようにヘッド、スターンラインを船体縦中心線に直角の索配置にし、索を40φ1WR0を使用し追加の静的計算を行い、プレストラインの位置による索張力の変化を見てみたが、CASE 5のプレストラインの本数と同じヘッド、スタンラインの本数でほぼ同じ索張力となった。

これは船体に加わるモーメント要素が比較的小さかったためと思われる。但し、条件によりモーメント要素も増えるので、プレストラインはなるべく〇より遠くに取った方がよい。

- d) 以上のことより、係止力をうるためにはなるべく船体縦中心線に平行に取られたスプリングラインと同中心線に直角にかつ〇よりなるべくはなして取られたプレストラインのみでよいことになる。あとは操船上の問題と波浪による動的船体応答により生ずる張力変動成分をなるべく小さくする上から索のバネ定数を小さくした方がいい点を考慮する必要があるだろう。

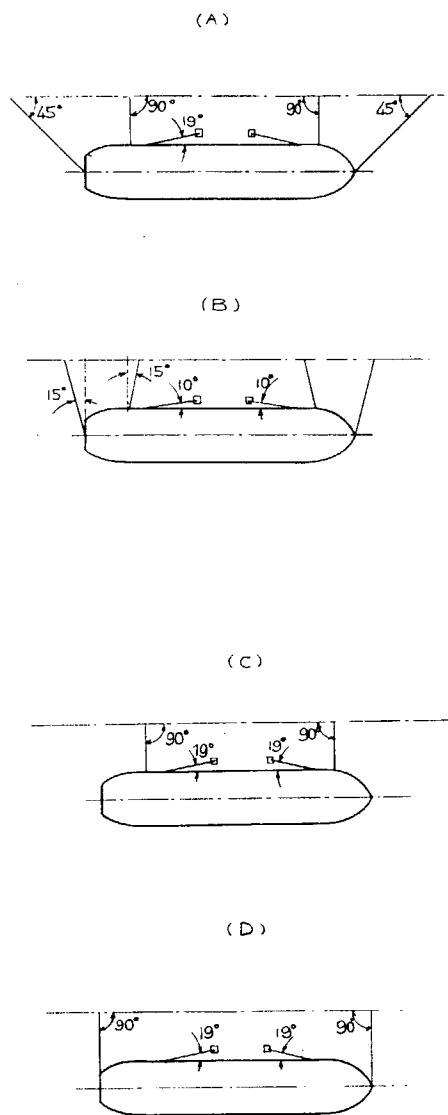


図 6.1.7 索取り例

6.2 設 備

6.2.1 索

(1) 索の安全率

係留設備計画を行うに際して問題となる安全率について、JSDS-4「大型船の係船装置計画指針」ではワイヤロープで2.5、化繊索で3.8と記載している。しかし、最近、索を消耗品と考え安全率を低くする考え方も生まれて来ている。本項では安全率の具体的内容について項目ごとに、それぞれ考慮しながら値を求める方法を述べる。

$$\text{安全率} = \frac{1}{A \times B \times C \times D \times E}$$

A 項 : 常時保持強度

B 項 : 端末加工効率

C 項 : フェアリーダ等の係留金物による曲げ効率

D 項 : 使用期間中の強度低下

E 項 : 衝撃関係による強度低下

A 項 : 常時保持強度

ロープ自体の特性により規定される負荷最大荷重を制限する値。ワイヤロープの場合、その弾性限界まで負荷できるものと考えられ、例えば、釧山保安局のロープに対する解説では、その値をロープ切断荷重の70%と考えている。その他の文献でも50%~70%位と考えているものが多い。この値以上の負荷が加わると素線の相互影響により素線に傷がつき、繰り返し荷重に対する著しい強度低下をもたらすものと考えられる。

繊維索の場合には、鋼索の弾性限界のような値は特に存在しないが、図6.2.1上に示されたように反復荷重による強度低下は繊維索にも生じる。この実験結果より推察して60%~65%の負荷を繰り返し掛ける事は危険と思われる、この程度の強度を常に保持すべきと考える。

B 項 : 端末加工効率

係船索は岸壁側のビットあるいはフック等にアイスブライスを直接掛けるので、ロープの端末加工効率が問題となる。

(i) ワイヤロープ

アイスブライス	(d ≤ 16)	90%
	(d ≤ 26)	85%
	(d ≤ 38)	80%
	(d ≤ 38)	75%
ショートスブライス		70%~90%

(ii) 繊維索

アイスブライス	3 打	8 打
ナイロン	93%	90%
ビニロン	95%	90%
ポリプロピレン	88%	85%
ショートスブライス	3 打	8 打
ナイロン	90%	92%
ビニロン	88%	88%
ポリプロピレン	85%	90%

一応、上記のような実験結果が報告されているが、アイスブライスをを行う技術の差により効率も異ってくる。

アイスブライス部は新品時に於ける弱点であるが、係留中摩耗しないため、強度低下が小さく時間の経過と共に他の摩耗部にWeak point が移動することを考慮して安全率の算定から除外して良いとも考えられる。損傷を受けた部分を切除してショートブライスを本船上で行う場合は、初期よりこのショートブライスの効率を見込むべきである。しかし最近では強度保持上、予備索を使用しショートブライス作業を行わない場合もあり本船の実作業を十分に想定し、設備計画を行う初期よりこのB項について考慮せねばならない。また、船上加工を行わないとすると、ローブメーカーから出荷する際に圧縮止め、合金ソケット止め等の機械加工を行えばI. W. R. C. でも加工効率を100%近くまで引き上げることも可能である。

大型船の場合、最近全ワイヤーローブ方式を推奨される場合が多々あり、この場合、HEAD/STERN LINE にSYNTHETIC TAIL を用いて張力を調整する事がある。直接アイスブライスとアイスブライスを結ぐ事もあるが、ステンレス鋼で作製したシャックルを用いて結ぐ場合もある。SYNTHETIC TAIL を行うに際してはジョイント法による効率やシャックルの強度を当然考慮せねばならない。

O項： フェアリーダー等の係留金物による曲げ効率

B. S. R. A. Report でもこの問題を取り上げ、FIBRE CORE とWIRE COREと大別して効率を示している。しかしローブの曲げ引張りによる強度低下は本来そのローブ構造によって異なるものであり、B. S. R. A. Report のように大雑把な分類は不可能と考えられる。また効率も図6.2.2に示すように、実験データからすると、より安全側に考える事が必要な場合も生じる。繊維索も曲げ比率によって強度低下が起る。

図6.2.3の実験結果によると多少のバラッキもあるが、係船金物とローブ径の比が5以上であれば、90%程度の効率と考えられる。

D項： 使用期間中の強度低下率

この項は、使用頻度及び使用期間と表裏一体をなすものであり、実験室のデータでなく、実船での使用例より逆算すべきである。図6.2.4に繊維索の実船使用後の破断試験結果を示す。

現在、係船索の取り替えは使用者の判断により新品と交換しており、この図に示されたものも使用者がある程度劣化したと感じたものと想像される。全体的に約50%程度の強度低下を生じたような状態になると危険性を感じてくるものと思われ、このD項は繊維索の場合(1-0.4)～(1-0.5)をとればだいたい実績に合うものと思われる。

タンカーで3～4年使用のナイロンローブという条件の基で劣化原因を推測するとほぼ下記となる。

- | | |
|--------------|-----|
| (1) 外部摩耗 | 50% |
| (2) 内部摩耗 | 10% |
| (3) 紫外線による劣化 | 20% |
| (4) 疲労 | 20% |

ナイロン以外の繊維索も同様の劣化状況と推測されるが、NK規格で総合的判断により各種ローブのマニラ索に対する直径軽減率が決められている。この各種ローブ間の比率をD項に組み入れていくのも一法である。なお、NK規格は現在変更中であり50年度報告書に記載の値より多少厳しくなっている。ワイヤーローブについての使用後破断試験結果がなく、劣化原因を推察することは現在の所不可能である。一般に10%の素線切断の時、20%位の強度低下を起こしていると言われており、この値を目安に交換する場合が多い。そこで、係船索もこの程度で交換するとD=0.8となる。

E項： 衝撃関係による強度低下

この項はA項索の常時保持強度の評価に含まれるものと考えられ、この強度低下は静的荷重に加算される負荷最大荷重を制限する値の中の動的荷重より発生すると考える。

クレーン構造規格では衝撃係数として 1.2 としているが、係船索の場合に起きる衝撃等に対しては将来の解明によることとしたい。

衝撃等による強度低下には静的荷重に対する衝撃荷重の比率及びロープ劣化による衝撃エネルギー吸収能力の低下等が含まれると推定される。

実際に安全率を求めるには、各項を各船の係留設備計画に沿って、それぞれの値を求め算出する事になる。B、C 項については荷重個所が異なるためどちらか厳しい値の方を採用すれば良い。参考に例を示すと次のようになる。

(a) ワイヤロープ

A = 0.6~0.7 (弾性限界を 60%~70% と考える)

B : 省略 (ショートスプライスを行なわないものとし、B 項は省略する)

C = 0.83~0.86 (金物径を索径の約 1.0 倍~1.2 倍とする)

D = 0.8 (強度低下 20% で交換するものとする)

E = — (衝撃荷重は A 項に含まれると考える)

$$\text{安全率} = 1 / \left(\begin{array}{cc} 0.6 & 0.83 \\ 0.7 & 0.86 \end{array} \times 0.8 \right) = \begin{array}{c} 2.5 \\ 2.0 \end{array} \begin{array}{c} 1 \\ 8 \end{array}$$

(b) 繊維索

A = 0.6~0.65

B = 0.9 (B・C 項どちらか厳しい値とする)

C = 0.86~0.9 (曲げ比率を 4~5 の係留金物とする)

D = 0.6 (タンカーで 3~4 年と考える)

E = — (衝撃荷重は A 項に含まれると考える)

$$\text{安全率} = 1 / \left(\begin{array}{cc} 0.6 & 0.86 \\ 0.65 & 0.9 \end{array} \times 0.6 \right) = \begin{array}{c} 3.2 \\ 2.8 \end{array} \begin{array}{c} 3 \\ 5 \end{array}$$

但し、これらの値はロープの実破断荷重に対する値であり、メーカー規格値は 10% 程度の余裕を持っている。結局、一般的にはメーカー規格値に対する安全率を考えているので、その値はワイヤロープで約 1.89~2.28、繊維索で約 2.59~2.94 となる。

この考え方では、係船索への衝撃荷重のかかり方、これに対する劣化した索の衝撃エネルギー吸収能力等未解明のため、曲げ及び劣化により強度低下した索に対して、更に 60%~70% の荷重が上限であるとしたものであるが、今後上記の衝撃荷重と索との関係が明確となれば、より合理的な安全率の設定が可能と考えられる。

以上のような一つの考え方を有効に生かすには実例から数値を求める必要があるが、今までほとんど使用後の破断試験は行われていない。今後、船主協会等で追跡調査を行う予定との事であり、そのような結果あるいは各研究機関、メーカー等の関連実験により係船索の安全率について考え方を確立していく必要があろう。

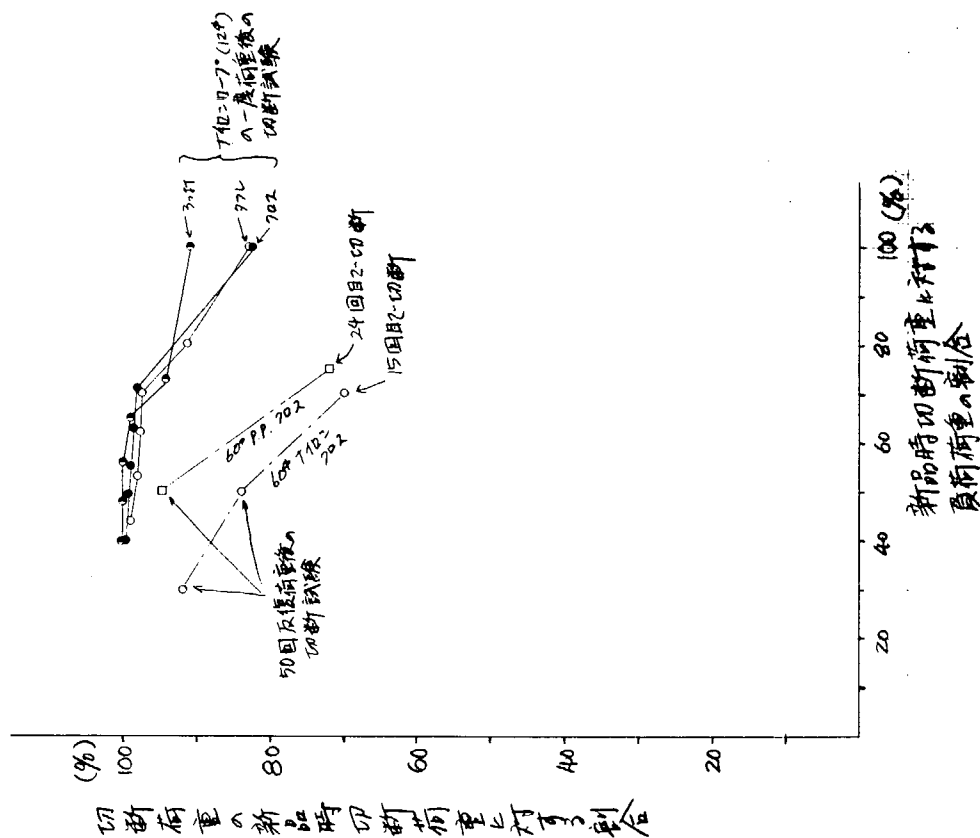


図 6.2.1 反復荷重による強度低下

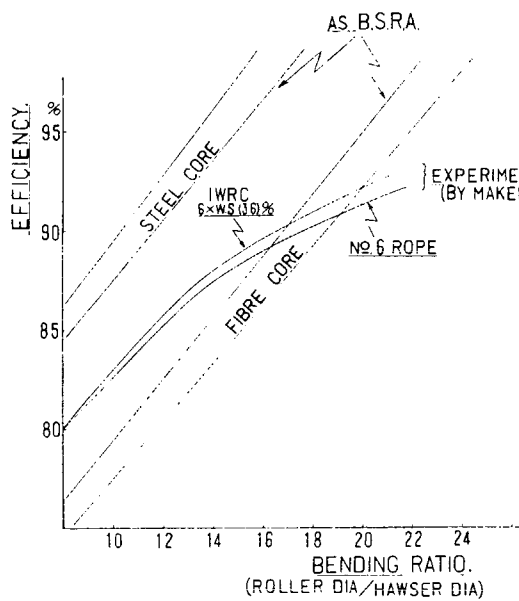


図 6.2.2 鋼索の曲げ引張り試験

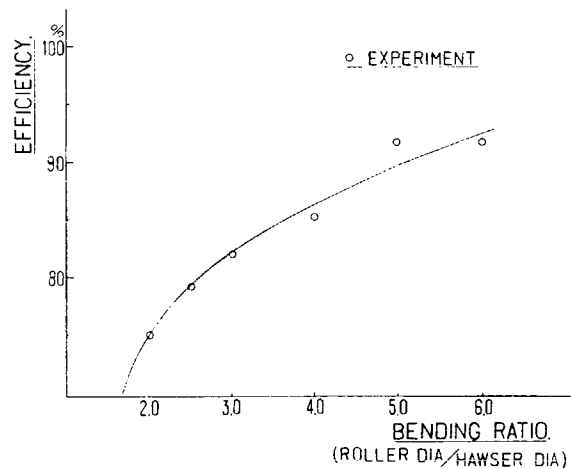


図 6.2.3 繊維索の曲げ引張り試験

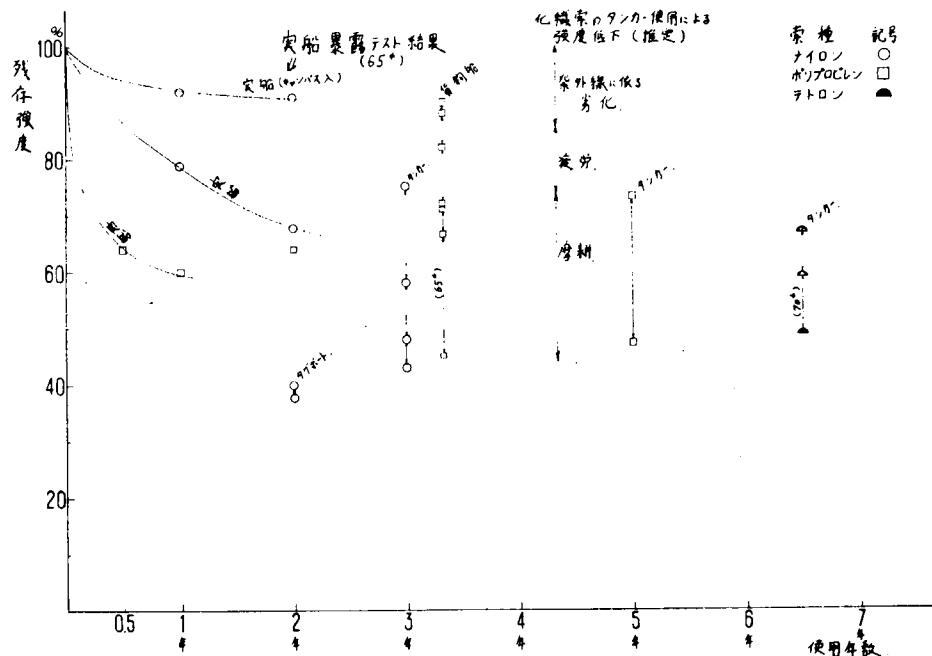


図 6.2.4 実船使用後の化繊索破断試験結果

(2) 係船索の強度低下判断基準

クレーン、エレベーターなどに用いられる鋼索の強度低下判断基準には、使用時間による取替え基準（寿命）と損傷状態による判断基準が確立されている。

係船索用鋼索は、従来より経験的に外見上の状態判断に従って新品との取替えが行われているが、明確な強度判断基準は確立されていない。

廃棄処分にした係船用鋼索の残存強度試験は殆んど実施されておらず、使用時間による取替え基準もいまだ不明確である。

係船用繊維索は、鋼索と同様に経験的な外見上の状態判断に従って新品との取替えが行われているが、廃棄処分にした索の残存強度試験や工場における暴露試験などが行われ、使用時間による取替え基準はほぼ確立している。一方、損傷状態による強度低下判断基準は、一般鋼索とは異なり、不明確である。

以上の如き状況により、鋼索、繊維索それぞれについて、寿命と損傷状態の両方から強度低下判断基準を示すこととし、係船索としての判断基準が確立していない分野については、一般的基準及び日本の船会社における常識的な基準を暫定的に採用することとする。

(a) 鋼索

(i) 寿命

日本の船会社における常識的な取替え基準は4～6年である。

今後、廃棄処分としたものを強度試験し、現状の使用期間が妥当かどうか検討する必要がある。

(ii) 損傷状態による判断基準

(1) 素線の断線

一般に素線の断線本数が分散された状態で10%に達すると、切断荷重は10%あまり低下し、断線が集中すると切断荷重は20%程度低下する。

係船索の使用実態から断線の集中を標準と考えるべきである。

一方、鋼索は一般に強度低下が20%に達したら廃棄処分とすることから、係船索の損傷のひどい部分を取り

あげ、素線の断線数が1ピッチ間に10%に達したら新品と取替えるべきである。

たとえばJIS6号の場合、 $6 \times 37 \times 10\% \div 20$ ，即ち1ピッチ間に素線の断線20本が使用の限度である。

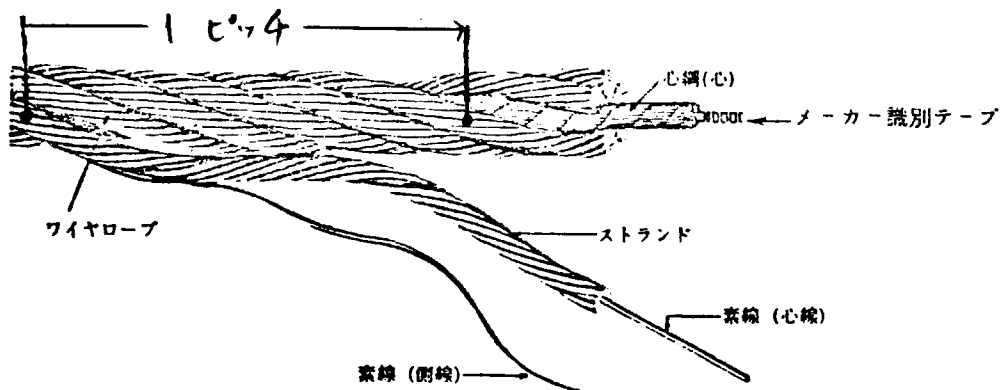


図 6 2 5

(iii) 直径の減少

鋼索は一般に公称径よりも5%程度太く作られている。例えば公称径40mmの鋼索の直径は42mm程度である。公称径が7%減少すると切断荷重が20%程度低下するので、公称径を1~2mm程度下廻ったら取替えるべきである。

鋼索は、外部摩耗、内部摩耗(内部素線同志の摩擦による)外部腐蝕、内部腐蝕(内部に水がしみこんで腐蝕する)などの原因により直径が減少するが、内部の状態は、直径の減少以外に探知の方法がない。(スパイキでストランドのこじあけて見ることは型崩れの原因となり好ましくない。)定期的に鋼索の傷みのひどい部分をノギスで計測して判断する必要がある。ノギスによる径の計り方は下図の通りである。

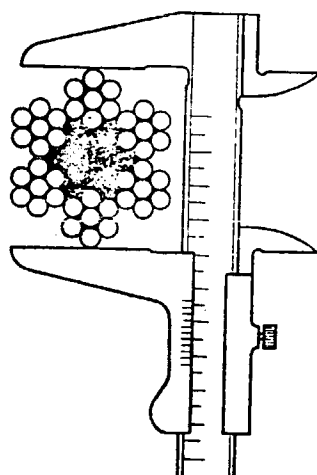


図 6 2 6

(iii) 腐蝕

鋼索表面の油膜がなくなって発錆した場合、素線の表面を指でこすってサビが落ち、きれいな表面が表われたら腐蝕による強度低下はないと考えられる。素線の表面が点蝕(pitting)していて、穴が深い場合、素線の強度は相当低下している。低下の度合いは点蝕の範囲によって決まると考えられるが、素線の断線に

準じて1ピッチ間に素線の10%以上に及んでいる場合は、取替えるべきであろう。pittingが生ずる以前に、サビ落とし、塗油等の処置を行うことが大切である。

(Ⅳ) キンク

型崩れのうち特にキンクによる強度低下が著しい。

プラスキンク（よりが加わる方向）とマイナスキンク（よりが戻る方向）があるが、マイナスキンクの方が強度低下率が大きい。強度低下率が10%を超えたら取替えるべきである。

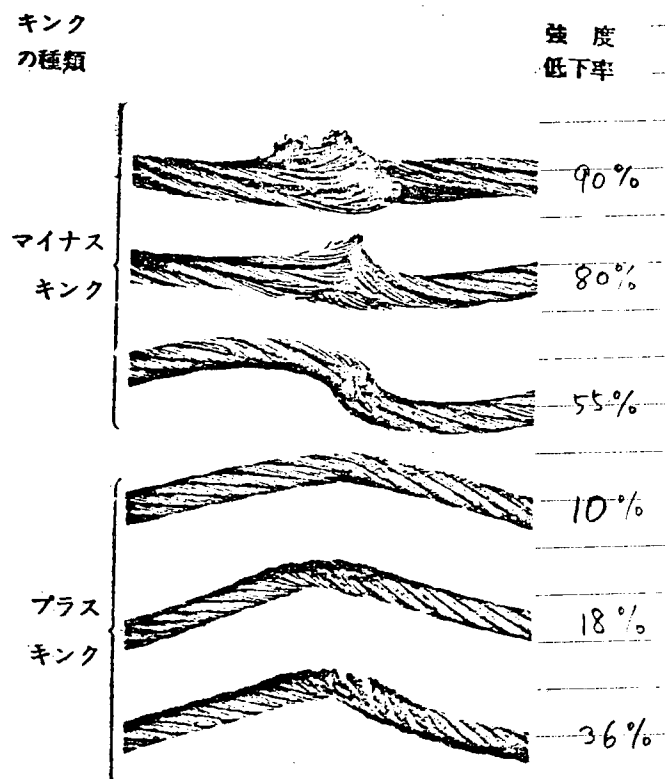


図 6.2.7

(b) 繊維索

(i) 寿命

使用中の強度低下率（安全率のD項）は使用開始後4年で、40%となることが実績として確かめられている。

寿命は4年を基準とし、使用頻度、保護の状態を考慮して決定すべきである。

(ii) 損傷状態による判断基準

(i) 繊維の断線

新品の索を一部切断して、引張り試験を行った結果、エイト・ロープの1ストランドを切断した索の強度低下率は10%であった。

エイトロープの各ストランドのうちヤーンを各2本（1ストランド当たりヤーン数14本）切断した索の強度低下率は12%であった。

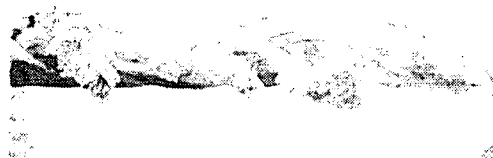


図 6.2.8

以上の結果から、繊維のうち10%以上切断されたら廃棄処分とすべきであろう。

前図は繊維が切れて強度低下が著るしく、危険な状態で使われている索の例である。

(ii) キンク型崩れ

索を強い力でねじったために生ずる型崩れやキンクは大幅な強度低下をもたらす。

プラスキンクで10%程度、マイナスキンクで25%程度の強度低下をきたすので、型が復元しない場合は廃棄処分とすべきである。

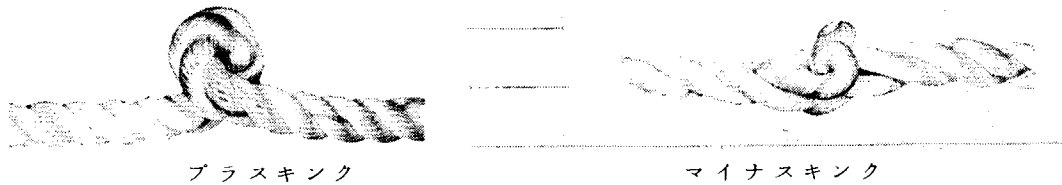


図 6.2.9

(iii) 摩耗疲労

索の表面がすり減って黒ずみ硬くなっている索は、繊維の切断や索の型崩れが生じていなくても、強度は相当低下している。

張力をゆるめても索がやわらかくならない場合は、疲労により永久伸びが生じており、廃棄処分とすべきである。

下図は、強度低下率が25%の索の例である。



図 6.2.10

(iv) 直射日光への暴露

繊維索を直射日光に暴露すると1年後に20%、2年後に30%、4年後に40%程度低下することが実船実験で明らかとなっている。

航海中にキャンパスカバーで直射日光から保護すれば、強度低下率は上記の1/10程度に減少させることができると思われる。

6.2.2 機器・金物

本項では6.1.3「計算結果」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考え方について記述する。

(1) 使用係船索

使用繊維索については、最近高張力低伸度のものが開発されており、上記高張力索（例えば、ダブルブレード繊維索）の使用を前提としている。

鋼索については型崩れせず素線の疲労の少ない、平行撚りの鋼索（例えば、JIS 21号、IWRC）を用いるものとし、外部塗油、ドラム巻き、handlingの機械化等を配慮すれば係船索として十分使用に耐えらるゝと考えられる。

索の仕様比較は昭和50年度報告書6.5.6「索」に示しているので参照されたい。索の本数及び配置は6.1.1「係船計画」による。

(2) ウィンチのブレーキ力

ウィンチのブレーキ力についてJISは使用索破断荷重の $1/24$ 、LRの規定値として索の破断荷重の80%があり、さらにOCIMFではMin. breaking loadの60%を要求しているように、ぎりぎりまでブレーキで保持するという考えをとっている。

(3) ウィンチの巻き込み力、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、繊維索が用いられる。繊維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繊維索は係船中、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出来るだけ繊維索の初期張力を大きくしておく必要がある。

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が、必要な繰出し速度を得るために、定格での巻き込み速度を早くし 20 m/min 以上とするか、無負荷高速繰出し機構を持つことが望ましい。

鋼索用ウィ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 $5\sim6\text{ m/min}$ で充分である。(昭和50年度報告書 6.3.3「船舶係船設備要目」参照)。

(4) 係船索の特性に係船機の機能

係船索としては鋼索と繊維索があるが、弾性係数が大きく伸び率の少ない鋼索と弾性係数が小さく伸び率の大きい繊維索とでは船舶の係止に関して大きな差がある。

(イ) 鋼索のみの場合

例えば、径 40 mm (IWRC)長さ 100 m の鋼索を例にとると、 1 m の伸びに対して索張力の増加は

$$\Delta T = \frac{\lambda \cdot E \cdot A}{L} = \frac{1}{100} \times 10000\text{ T/cm}^2 \times 787\text{ cm}^2 = 78.7\text{ TON}$$

にもなり、荷役による吃水の変化に対して索の頻繁な調整が必要であり、また、うねり等による船の動きに対してあまり強く張り過ぎると切断する危険もあるなど欠点も多い。しかし、逆に風等の定常外力に対して船位の保持機能は高くうねりの比較的少ない港湾では鋼索による係留が最も良い。OCIMFの報告書でもVLCCの係船索としては全部鋼索を推奨している。

(ロ) 繊維索のみの場合

繊維索の場合は鋼索と異り、船位がずれても索張力の増加は非常に少ない。例えば径 70 mm のダブルブレードロープで長さ 100 m の場合 1 m の索の伸びに対して索張力の増加は

$$\Delta T = \frac{\lambda \cdot E \cdot A}{L} = \frac{1}{100} \times 9.38\text{ T/cm}^2 \times 38.5\text{ cm}^2 = 3.6\text{ TON}$$

と非常に少く、吃水変化、うねり等による索張力の変化は少ない。しかし、風、潮流等の定常外力に対しては船位保持能力は少く、船位のずれによるチクサンジョイントの切断、油洩れ等の事故の発生の可能性もあり、前述のOCIMFの報告書では全繊維索のシステムは認めていない。

(ハ) 鋼索、繊維索併用の場合

(a) 全鋼索、全繊維索システムは前述のように一長一短があるが、鋼索の先端に繊維索を結合し、一本の索としての弾性係数を鋼索と繊維索の中間にするという方法もある。6.2.3(5)参照。

(b) (a)で述べた方式は一本の繊維索についてであったが、本報告書の計算例で示すようにヘッド/スターンラインのみ繊維索とし、残りのプレスト、スプリングラインは鋼索とする方式が巨大船でよく使用されている。この場

合には繊維索の初期張力の選択が重要となる。即ち、初期張力が少なければ外力が増加した場合、鋼索のみが増加の外力を受け持つ事となり索が張られていないとの大差ないことになる。従って繊維索の初期張力を上げておく必要があるが、外力の小さい時から必要以上に張力を上げておくという欠点もある。いずれにしても鋼索と繊維索を併用する時は両者の特性を充分理解して使用する必要がある。

(≡) 自動張力調整方式

係船システムの特性を単に係船索の特性のみに依存するのでなく係船機自体にも索張力調整能力を持たせたものが、いわゆるオートテンション方式であり、一時期相当数の船舶で使用され、また現在でも使用している船もある。OCIMFの報告書ではオートテンションにする係船は認めず、すべてブレーキ係止を要求している。これはオートテンション方式の場合、巻込、繰出しの不感帯が大きいこと、また、特に前部／後部スプリングおよびヘッド／スターンラインが風、潮流等の外力を受けると互いに相反する作用を行い、これら外力に対して船位保持が出来ず、チクサン等の荷役機器を損傷し、油洩れ等の事故を起す可能性があるからである。

従ってオートテンション方式を採用する場合には位置保持性能を持つことが必要であり、現在新しい方式のものも開発されているので6.2.3に記述する。

6.2.3 安全性向上のための諸設備

(1) 一般

巨大船の係船の安全性向上のための諸設備については49年度および50年度報告書の係船設備の省力化、自動化の項で述べているように種々の設備が開発あるいは実用化されている。

今年度は、動的計算結果を参照し、特に巨大船の安全性向上という観点から必要となるであろう諸設備について、その目的別に分類すると次のようになる。

(イ) 索の過大張力の防止：索張力検出装置

索張力イコライジング

係船機自動制御システム（張力調整）

繊維索端末

(ロ) 索の摩耗、損傷の防止：分割ドラム

係船金物形状

(ハ) 船舶の安全：接岸速度計

船位検出装置

係船機自動制御システム（船位保持）

油圧ブレーキ

ストームワイヤー（岸壁側装備）

(ニ) その他（作業の安全性向上）：索運搬装置

クイックレリーズ式ビット（岸壁側装備）

係船索吊り上げ装置（同上）

船舶一岸壁間の交信設備

遠隔制御装置

勿論、以上の設備は全部設置する必要はなく、船型、ドルフィン配置、使用索に応じて、また乗組員数、あるいは経済性なども考慮して十分な安全性が得られるように取捨選択して採否を決めればよいわけである。

(2) 索張力検出装置

係船中船舶の索張力の値を正確につかむ事は安全性向上のためには最も必要な基本的なことである。しかし現状は乗組員が定期的に見廻り、目視あるいは足で蹴るなどにより大略の張力を推定し、必要に応じて索張力を調整すると

いう方法が一般的である。しかし、これでは有効な索張力の配分が出来ず一部の索にのみ荷重がかかったり、また外力の急変に対応出来ず、索の切断という事故にもつながる危険性もあるので索張力検出装置は特に巨大船の係留装置に必要なものと言える。

索張力の計測方法としては係船機と独立に計測する方式と、係船機内部に検出機構を組込む方式があるが、以下代表的なものを列記する。

- (i) 3ローラー方式：海洋開発の作業船などに最も一般的に使用されている方式で、中央のローラーに加わる索方向の垂直成分を油圧またはストレングージにより検出し、索張力に換算するものであるが、高価格であることが難点といえる。
 - (ii) デッキローラー方式：前述の3ローラー方式を簡略化し、デッキローラーに加わる索方向の垂直成分をストレングージで検出し、索張力に換算するものであるが、誤差が比較的大きい。
 - (iii) 係船機内部に検出機構を組込む方式としては
 - (a) 索張力によるフレームの歪み量から張力を検出する方式
 - (b) 係船機ドラムブレーキのテンションバーのかわりに油圧の検出シリンダを取り付け油圧力より張力を検出する方式
 - (c) ドラム駆動軸に固定のレバーと軸にフリーな減速ギアとの間に推力受圧シリンダをはさみ、ドラム軸にかかるトルクとバランスする油圧を発生させて張力を検出する方式などがあるが、いずれもまだ試験機の段階である。
 - (iv) 油圧力と回転方向より張力を検出する方式：係船機の油圧力と張力の関係はウインチ状態（巻込、繰出、停止）によって異なるが、油圧－張力換算器に記憶させておき、作動時の油圧、ウインチ状態を検出し、更に、ワイヤ巻層数の補正を加える事により索張力を求める方式であり、実用的には十分な精度が得られる。
- (3) 索張力イコライジング
- 索の本数が多い場合には同一方向への索の本数も多くなる。この場合計算上は各索が同一張力である事を前提としているが、索の張力が不均一の場合には特定の索のみに過大な張力がかかり、最悪の場合は切断事故にもなる可能性がある。そのための対策として索張力イコライジング機能を係船機に持たせる事が有効な手段であり、その方式として、
- (i) 自動張力係船機（オートテンションウインチ）を採用し、同一方向の索の張力を同一にセットする方式。この方式も一時かなり使用されたが係船機の不感帯の範囲が大きく、索張力のイコライジング機能を必ずしも満足せず、また船位保持機能もないのでその使用を禁止している港もあり、最近のOSIMFの報告書でも本方式は認めていない。
 - (ii) 電動油圧方式の場合、各係船機へ供給する油圧力を同一にする方式
 - (iii) 1ウインチ、2ドラムの場合、差動歯車機構を利用して2つのドラムの索張力を機械的にイコライズする方式などがあるが、後述の自動制御システム、即ち、各索の張力を検出し、適正な張力を指令する方式の中には当然索張力イコライジングの機能を持っている。

(4) 係船機自動制御システム

船舶を安全に係留するという目的から既に述べた索張力検出装置、索張力イコライジングをはじめとする種々の装置があるが、これを更に進めて索張力、船位等を自動的に調整する係船機の自動制御システムが開発されている。これについては50年度報告書にもある程度詳細に記述されているので、概要のみの記述にとどめる。

(i) 蒸気係船機の自動制御システム

考え方の基本は「索の調整は、吃水変化に対する索のゆるみまたは張り過ぎのみを防止するのみで、外力に対しては耐えるだけで索の繰り出し、巻込みは行わない。」というもので、操作は原則として各係船機にブレーキをかけておき、1台ずつ順々にブレーキをはずし、あらかじめ設定させた張力 T_1 、 T_2 の間になるように調整し、調整後再びブレーキをかけておくという操作をタイマーのセットにより遠隔自動操作を行うもので、乗組員が一定時間

毎に索張力を調整する事が不要になり、且つ索張力のイコライジング機能も合わせ持つシステムである。

(ロ) 電動油圧係船機の自動制御システム

本システムは、船舶の接岸、荷役中の変化する外力条件のもとでも索張力を適正值に保持すると共に、船位も一定許容範囲内に保つ事を目的に開発されたものである。構成要素としては

電動油圧ウインチ	1 式（索張力は油圧および回転方向より演算）
船位センサー	2 式
コンピューターおよび附属機器	1 式
集中監視盤	1 式

などである。このシステムの特徴は、単にグループごとの索のイコライジングだけでなく、外力の大きさ、方向等も考えて系全体として張力の最適配分が出来ると同時に使用されている索の特性も変え得る事である。即ち、係船索は外力に対して耐える強さが要求されると同時に、波等による船舶の周期運動に対しては逃げて過大張力を防ぐことも要求されるが、従来の鋼索、繊維索は両者を完全に満足する事は出来ない。

そのために(5)で述べるように鋼索の先端に繊維索をつけて全体として両者の中間の弾性係数を得るなどの対策もあるが、本システムは、船位のずれた張力を比例させる比例制御機構を内蔵しているので、この制御係数を変えることにより索の弾性係数を変えたと同じ結果が得られ、外的条件に合致した索を使用したのと同じ効果が期待出来るという大きな特徴を持っている。

更にその上に船位保持機能も有しているため、乗組員の索の見廻りが廃止出来るなど、省力化も期待出来る。

(5) 繊維索端末

鋼索の場合には伸び率が少いため、船の動揺などにより大きな張力が発生する。この現象を避けるために、索の長さを長くするのも一つの方法であるが、既存の岸壁、シーバースでは出来ないで、その代りに鋼索の先端に繊維索を結合して伸びを繊維索で吸収して鋼索の負担を軽減する方法があり、外力の変動により船が動揺し易い港または大きな潮汐差、荷役能率が大きい場合、或は索が極端に短い場合などに有効である。しかし、この繊維索端末及びその結合部も充分強度を持ったものにしないとかえって弱点を作ることになるので注意が必要である。OCIMFの報告書でも繊維索端末の強度は鋼索より25%増しとし長さも最小11m、更に鋼索と繊維索の結合部は摩耗を防ぐため、MANDALまたはTONSBERGと同様なシャックルを使用し、更に繊維索部分は18ヵ月ごとには交換が必要とされている。

(6) 分割ドラム

普通のドラムでは、張力が加わった索が下に巻かれている索の間にくい込み、索が損傷したりくい込んだ索が抜けなくなる事がある。

これらの問題を解決するために考案されたのが分割ドラムであり、ドラム内に中間フランジを設け、巻取りドラムと張力ドラムに分割し、索にかかる張力は張力ドラム上の数巻きで吸収し、巻取りドラムに巻かれている索の部分には張力の影響がないようにする方式であり、索の保護という点では効果がある。但し、索を所定長さに繰出したあとと張力ドラムに数巻残るように調整する必要があり、港ごとに索の繰出し長さが異なる場合、また同一港でも繰出し索長さが短かく、吃水等の変動の大きい場合など索の割り振りの再調整の煩わしさが残る。

(7) 係船金物形状

フェアリーダ、ショックなどの係船金物は、係船システムの中で比較的簡単に考えられているが、その形状、特に索が直接接する部分の径の選定は、索の寿命に大きな影響を与えるので注意が必要である。

最近のOCIMFの報告書では、クローズドショック（フェアリーダ）の最小径は鋼索径の1.2倍、ローラーショック（フェアリーダ）ペDESTALの最小径は鋼索径の1.0倍を要求している。

(8) 接岸速度計

巨大タンカーの接岸時の速度は、岸壁またはドルフィン強度により多少異なるが、一般には 10 cm/sec 以下とせねばならない。巨大タンカーをこのような微速で操船することは熟練したパイロットでも困難なことであり、現在は、超音波または電波等を利用した接岸速度計が開発されている。

(イ) ドップラーソナー

これは船底に設けられた送波器（送受波器兼用）から一定周波数の超音波ビームを海底に向けて発射すると、海底より反射される超音波は、海底に対する船速に応じたドップラー偏位を受け、受波器によって受信される。

この受信周波数と送信周波数のズレを比較検出、演算処理し船速に変換するものである。この型式のものはパイロット及び船長が常に船速（対地速度）を見ながら操船することができ、最小識別速力は 0.02 kt （ 1.0 cm/sec ）程度である。

(ロ) 接岸速度計（岸壁装備）

超音波を利用する場合には、水中に送受波器を設置し、そこから沖合に到着したタンカーに向けて超音波パルスを発射し、船体に反射されてもどってきた超音波パルスを再び受信して接岸速度を演算し表示するものである。

この方法によれば接岸速度だけでなく岸壁からの船体迄の距離も又計測可能である。

これに対し電波を利用する場合には、ドップラーレーダーの原理によるもので接近する船にマイクロウェーブのビームを当て、反射波の周波数変化を測る事により船速を計測するものである。

いずれの場合も、船速の表示は岸壁側で行なわれるため測定値は無線電話により船内のパイロット又は船長に連絡しなければならないというわずらわしさはあるが最小識別速度及び精度は高い。

(9) 係留中の船位検出装置

係留中の船舶の船位については現在目視判定によっているが、これを自動的に正しく把握することは係船の安全上からも必要なことであり、将来の自動化の一要素としても重要なものである。現在開発されているものはトートワイヤー方式とITV方式がある。

(イ) トートワイヤー方式

この方法は船と陸との間に一定張力を与えたワイヤーを張り、このワイヤーの長さや傾斜角度を測定し、その測定値により演算をし、ヒール、トリム、旋回によっておきる測定値への影響を補正し、船の変位を求める方法である。

(ロ) ITV方式

船上にITVを設置し、岸壁側の適当な位置に周囲のものより明るいマーク（光源）を設けた被測定物体を置きITVによりこの最明点を写し、基準点よりの最明点のX-Y方向へのずれを検出することにより船体の前後方向および左右方向の変位を、また一定距離はなれて2台のTVカメラを取りつけることにより船の回転角を計測する方法である。

一方、積荷量および潮位の変化による船上のカメラと岸壁側りのターゲットの距離の変動の影響の補正は1定間隔の2個のターゲットを同時計測することにより可能である。

(ハ) その他

電波式、超音波式など原理的には船位計に利用出来る方式もあるが、係留中の船位検出装置としてはまだ開発されていない。

09 油圧ブレーキ

係船機のブレーキ力は6.2.2(2)で述べたように最近の船級協会の要求は索の破断力の80%、またOCIMFの報告書では索の破断力の60%というようにぎりぎりまでブレーキで係止するという考えになっている。

これをVLC以上の巨大タンカーに適用するとブレーキ力は非常に大きく人力で操作した場合の必要トルクも大き

くなり、また、操作者の個人差により各係船機のブレーキ力が異なり外力の大きい時充分な係止力を発揮出来ない事もあるので、油圧ブレーキが望ましいと言える。

(11) 岸壁側の係船設備

船舶が安全確実に係留出来るためには船側のみでなく岸壁側にもある程度 of 設備が必要となる。中には船舶、岸壁いずれに設けてもよいものもあるが、いずれに設けるかは全体のシステムの中で選択すべきであろう。

岸壁側の設備としては(8)で述べた接岸速度計が代表的なものと言えるが、その他次のものを装備することが望ましい。

(イ) 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。

(ロ) 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。

(ハ) 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用ベ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。

(ニ) その他

風向、風力、潮流計、曳船、本船との交信設備等。

(12) その他船上係船設備

以上述べた諸設備は、主に安全という観点からの設備であるが乗組員の作業の省力化も安全につながることになる。その意味では遠隔制御装置、索運搬装置、タグライン引上げ係止装置なども特に巨大船には必要な設備といえる。遠隔制御装置については49年度報告書を、また索運搬装置については50年度報告書に記述があるので参照されたい。またタグライン引上げ係止装置については、現状はタグラインウインチ程度で係止については人力に頼っているが、今後は係止まで含めて一人で操作出来る装置の開発が必要となるのであろう。

6.3 操 船

6.3.1 引船の数と馬力

昨年度の報告書によれば、巨大船の係船に必要な引船について、種々の文献調査を行っているが、その根拠が今一つ不明確であった。その主な理由は、風圧力係数、潮流横力係数、浅水影響等を如何に考慮しているかであった。そこで本年度は、各船型(100万トン、70万トン、40万トン、25万トンの4種)について、これまでに検討を加えてきた諸数値を用い、簡単な試算を行うこととした。

(1) 引船船隊のTotal pull 計算条件

- 船型は6.1.1に示すものと同じ。
- 風圧力および潮流力については、50年度報告書(才2編「4.3 風による力及びモーメント」および「4.4 潮流による力及びモーメント」)によった。
- 上記の計算式に於いて、外力条件としては、船体真横方向の風10, 15, 20 m/sec の3種類とした。同方向の潮流1.0 knot を採用した。
- 浅水影響については、満載状態で $H/d = 1.2$ として考える。

(2) Total pull 計算結果

上記の計算条件に基づいて、引船船隊のTotal pull を表6.3.1および図6.3.1に示す。

表 6 3 1 引船船隊のトータル・ブル

		船 型	100万トン型			70万トン型			40万トン型			25万トン型		
		L/B	5.5			5.0			5.3			6.4		
要 目	船の主寸法(Lpp×Bm×Dm)	m	4760×866×45.7			4040×808×40.3			3604×680×32.0			3100×4871×24.5		
	吃水(Full/ Ballast)	m	334/115			296/101			250/120			190/123		
	船楼等の側面投影面積	m ²	792			709			469			469		
風 圧 力	空 気 の 密 度	ton/sec·m ²	0.000125			0.000125			0.000125			0.000125		
	風 速		20	15	10	20	15	10	20	15	10	20	15	10
	相 対 風 向	degree	90			90			90			90		
	風 圧 力 係 数	—	0.95			0.95			0.95			0.95		
	風 圧 力 (Full)	ton	164	92	41	124	70	31	76	43	19	56	31	14
	風 圧 力 (Ballast)	ton	440	248	110	332	187	83	208	117	52	108	61	27
潮 流 力	水 の 密 度	ton/sec·m ²	0.10461			0.10461			0.10461			0.10461		
	潮 流 速 度	m/sec	0.5144			0.5144			0.5144			0.5144		
	水深と吃水の比 (Full/Ballast)	—	12/35			12/35			12/25			12/19		
	潮 流 の 入 射 角	degree	90			90			90			90		
	潮流横力係数 (Full/Ballast)	—	169/118			169/118			169/128			169/158		
	潮 流 力 (Full)	ton	372			280			211			138		
ブ ル	潮 流 力 (Ballast)	ton	90			67			60			80		
	トータル・ブル (Full)	ton	536	464	413	404	350	311	287	254	230	194	169	152
	トータル・ブル (Ballast)	ton	530	338	200	399	254	150	268	177	112	188	141	107

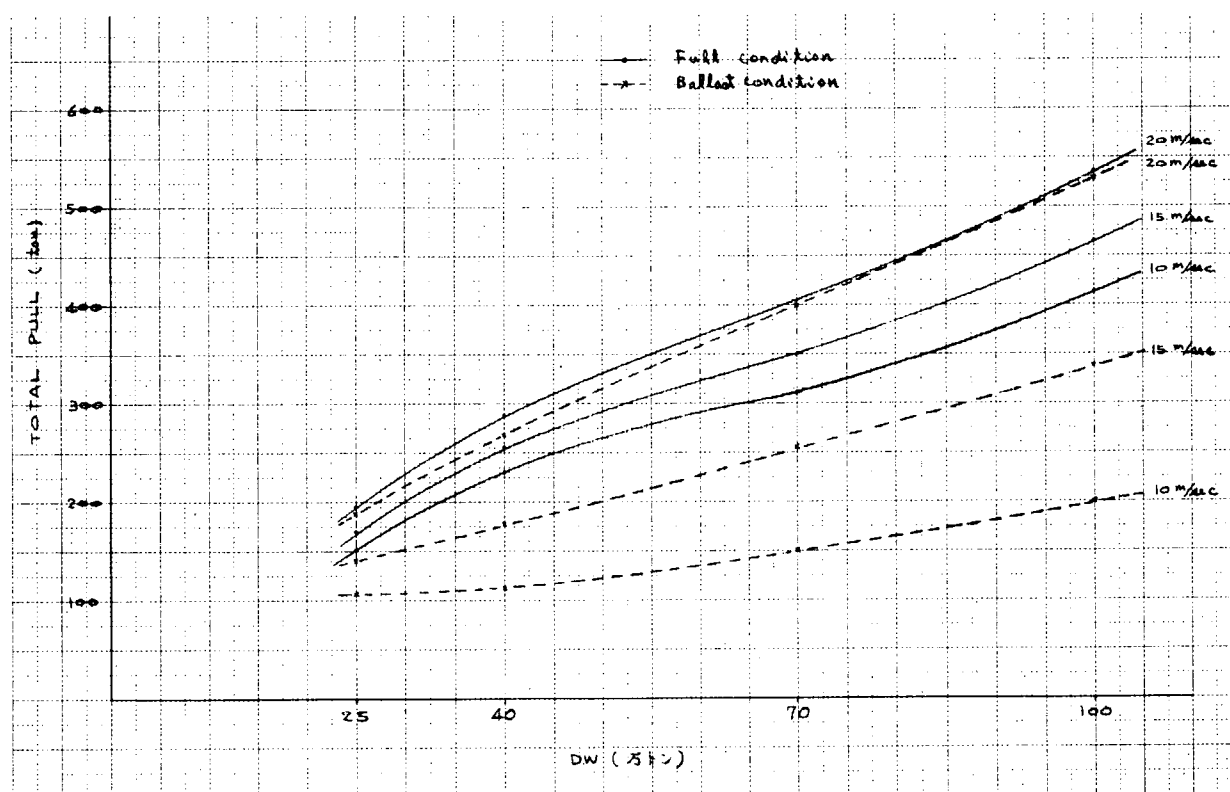


図 6.3.1 引船船隊のトータル・プル

(3) 引船船隊の数と馬力

パイロットが制御可能な引船の数は、一般に 6 隻と云われている。今、引船の数を 6 隻引船の推力を 100ps/ton とすると、各船型別の引船船隊の構成は次の如くなる。

	100 万トン		70 万トン		40 万トン		25 万トン	
	Full	Ballast	Full	Ballast	Full	Ballast	Full	Ballast
20 m/sec	536t	530t	404t	399t	287t	268t	194t	188t
	6-9000ps	6-8900ps	6-6800ps	6-6700ps	6-4800ps	6-4500ps	6-3300ps	6-3200ps
15 m/sec	464t	338t	350t	254t	254t	177t	169t	141t
	6-7800ps	6-5700ps	6-5900ps	6-4300ps	6-4300ps	6-3000ps	6-2900ps	6-2400ps
10 m/sec	413t	200t	311t	150t	230t	112t	152t	107t
	6-6900ps	6-3400ps	6-5200ps	6-2500ps	6-3900ps	6-1900ps	6-2600ps	6-1800ps

ここでは、舵船の性能、曳航力の減少率については、時に考慮していないので、実際の引船船隊の構成は、上表とは異なったものとなる。

(4) 検討および評価

○ 上述の計算には、波による漂流力、本船の接岸速度を考慮していないが、引船船隊の Total pull の概略検討には、必要ないであろうと考えた。

○ 所要引船船隊の数と馬力は、50年度報告書(P4～P21)に述べられているように、種々の考え方があり、

単純に定まるわけではなく、本計算は、上述の条件のもとでの試算例であり、たとえば、風速の設定は、波高による引船の作業性を考慮したものでなければならないはずである。

○引船船隊の設定にあたっては、一般論として論ずるのは困難で、泊地の設定後、その気象、海象条件に見合ったものを検討する方が望ましいと考えられる。

○引船1隻あたりの所要馬力については、オーシャン・タグとして、25,000馬力のものが現存し、50,000馬力程度のもも検討されていることを考慮すると、100万トン型の場合の引船として、舵船の性能、曳航力減少率をも勘案して、より大型の新規引船船隊を建造する方が望ましいと考えられる。

6.3.2 接岸速度

わが国及び諸外国の代表的な大型シーバースでは接岸速度を棧橋、ドルフィンの設計強度の面より規制しており、15 cm/sec以下としているところが多い。一方、操船上からも12 cm/sec～15 cm/secの値は妥当なところであろうとの判断がなされているが、鹿島及び京葉シーバースに於ける10万DWT～25万DWTタンカーの実測では約6 cm/sec程度のものが多く、10 cm/secを超えたものは極めて少ない。

また、喜入港に於けるGLOBTIC LONDON の場合は33 cm/secを示している。同港では接岸速度計が設置されており、時々刻々接岸速度が表示され、それに応じた引船への操船の指示が可能であり、安全な接岸が出来るようになっている。

オランダのロッテルダム港に於いても同様な設備を設ける事により安全な接岸が計られている。その計測結果によれば、接岸直前1.0 mにて10 cm/sec以下でその内90%が5 cm/sec以下と判断され、今後のコントロールによって理想的な接岸が期待されている。

巨大タンカーの接岸するバースでは、接岸速度のコントロールは必須条件になるものと考えられるので、より低速度の、より安全な接岸が期待出来る。

6.3.3 岸壁（ドルフィン）のばね定数

(1) 構造の概要

図6.3.2および6.3.3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、ローディングプラットフォームを中心として、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、ローディングプラットフォ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。

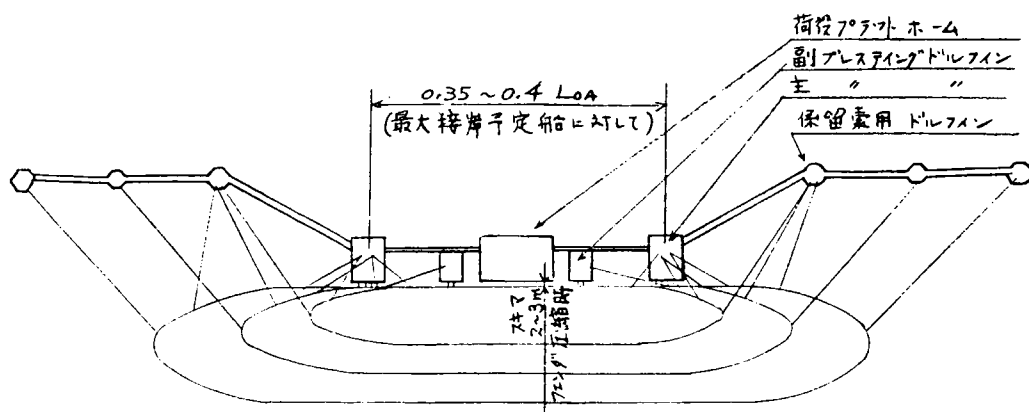


図 6.3.2 喜入4号バース平面

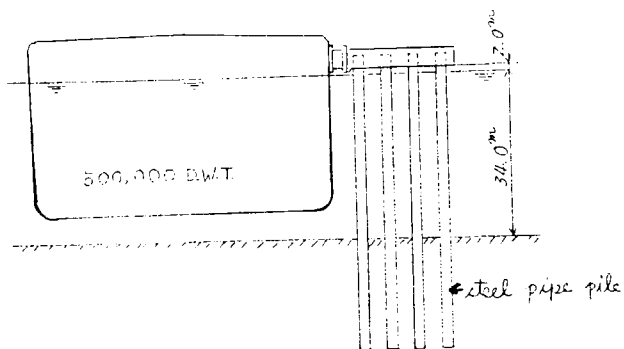


図 6.3.3 喜入 4 号バース（断面）

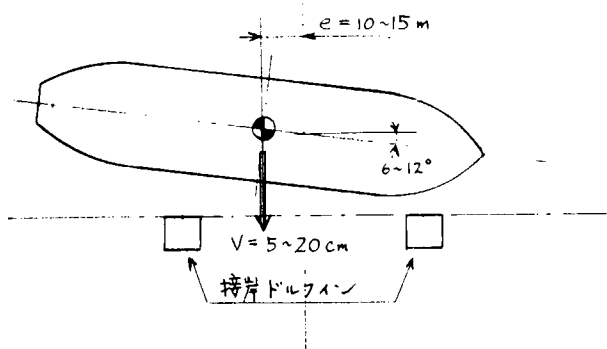


図 6.3.4 設計条件

(2) 設計条件

喜入 4 号バースの設計条件は下記のとおりである。

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

なお、参考として表 6.3.2 に各所シーバースの設計条件をまとめた。

表 6.3.2 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	岸壁 (t/m) ばね定数
喜入 4 号	500,000	20.0	1,100	1,248	約 2,290
喜入 3 号	450,000	17.0	813	1,300	1,910
東燃扇島	250,000	15.0	350	462	1,470
新日鉄広畑	200,000	12.0	125	270	1,050

(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。図 6.3.5 は鋼管杭下部構造全フェンダー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。

フェンダー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、構造全体の特性曲線を図 6.3.6 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 6.3.5 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、

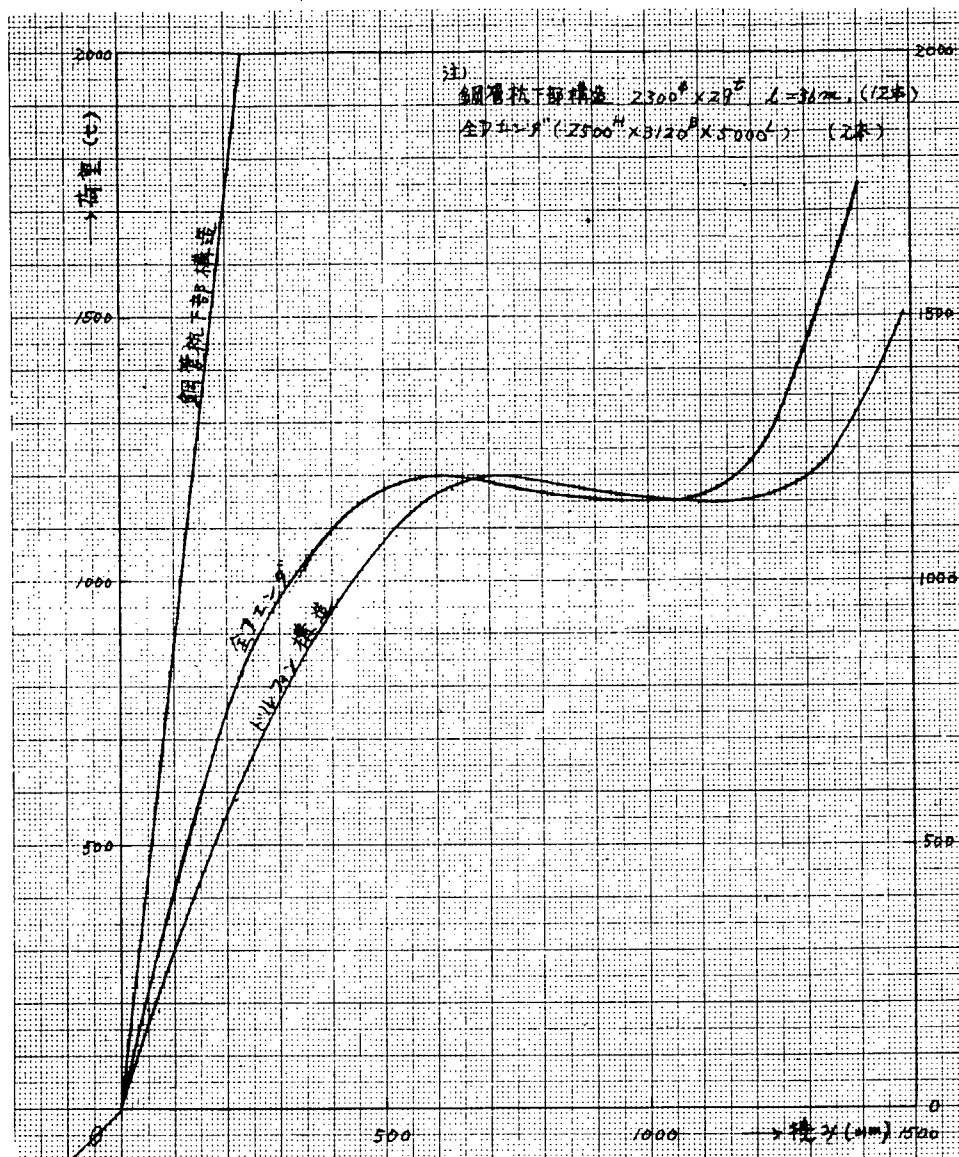


図6.3.5 鋼管杭下部構造，全フェンダーおよびドルフィン構造特性曲線

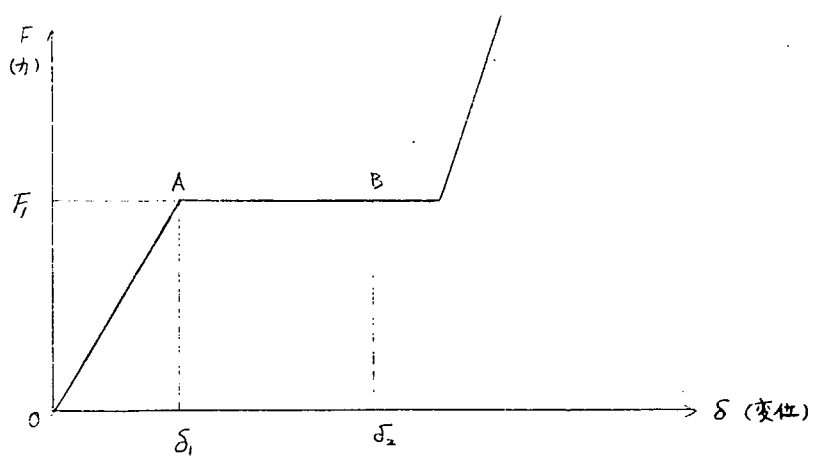


図 6.3.6 荷重－変曲線のモデル

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

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、鋼管杭とフェンダーの荷重-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 $F_1 = 1.180t$ 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） $1.280t$ 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%強がフェンダーで吸収され、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 $1.06m$ 、 $0.13m$ であるから、鋼管杭式ドルフィン構造のばね定数は、フェンダー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、フェンダー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、フェンダーの特性は、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ーをドルフィン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。

6.3.4 接岸時の衝撃力

(1) 計算式及び一般解

理論計算式及びその解については、造船研究 Vol. 2, No. 4, 昭和36年1月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6.3.7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。

$$\left. \begin{aligned} Mv\xi \frac{d^2\xi}{dt^2} &= Mv\eta \frac{d\eta}{dt} \frac{d\theta\alpha}{dt} + X \\ Mv\eta \frac{d^2\eta}{dt^2} &= -Mv\xi \frac{d\xi}{dt} \frac{d\theta\alpha}{dt} + Y \\ Iv \frac{d^2\theta\alpha}{dt^2} &= (Mv\xi - Mv\eta) \frac{d\xi}{dt} \frac{d\eta}{dt} + N \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.3.1)$$

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、図6.3.2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、かつ、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。

$$Mv\phi = Mv\xi \cos^2\varphi + Mv\eta \sin^2\varphi \dots\dots\dots (6.3.2)$$

以上の仮定または近似を用いると (6.3.1) 式は、次式のように整理される。

$$\left. \begin{aligned} Mv\phi \frac{d^2 x}{dt^2} + k(x + \ell \cos \theta \cdot \theta \alpha) &= 0 \\ Iv \frac{d^2 \theta \alpha}{dt^2} + k(\ell^2 \cos^2 \theta \cdot \theta \alpha + \ell \cos \theta \cdot x) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots (6.3.3)$$

ただし k : ドルフィンのはね定数

ℓ : 重心から接触点までの距離

(6.3.3)式に $t = 0$ における運動の初期条件 $x = 0$, $\theta \alpha = 0$ 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 $\theta \alpha$ は

$$x = \frac{1}{Iv + \ell^2 \cos^2 \theta Mv\phi} \left\{ -(\omega_0 Iv - I \cos \theta Mv\phi v_0) \ell \cos \theta t + \frac{(v_0 + \ell \cos \theta \omega_0) Iv}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \right\} \quad (6.3.4)$$

$$\theta \alpha = \frac{1}{Iv + \ell^2 \cos^2 \theta Mv\phi} \left\{ (\omega_0 Iv - \ell \cos \theta Mv\phi v_0) t + \frac{(v_0 + \ell \cos \theta \omega_0) \ell \cos \theta Mv\phi}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \right\} \quad (6.3.5)$$

$$\text{ただし, } K = k \left(\frac{1}{Mv\phi} + \frac{\ell^2 \cos^2 \theta}{Iv} \right)$$

従って、接岸力 p は

$$p = k(x + \ell \cos \theta \cdot \theta \alpha) \quad \dots\dots\dots (6.3.6)$$

または

$$p = (v_0 + \ell \cos \theta \cdot \omega_0) \frac{k}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \quad \dots\dots\dots (6.3.7)$$

(2) 接岸時衝撃力の計算

100万DWタンカー主要目下下記の通りである。

$$L \times B \times D \times d : 476 \times 86.6 \times 45.7 \times 33.4 \text{ (m)}$$

$$\text{満載排水量} : 1,173,000 \text{ (mt)}$$

$$Z \text{軸まわりの質量慣性モーメント (環動半径: } 0.25L = 119\text{m} \text{として)} : I = 1.695 \times 10^9 \text{ (t-m}^2\text{)}$$

一方、バースとしては、接岸ドルフィン間距離190mの鋼管杭式ドルフィンを考える。

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ェンダーの大きさを無視し、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、

$Mv\phi \div Mv\eta$ と考えて良く、従って

$$K_1 = k \left(\frac{1}{Mv\eta} + \frac{\ell^2 \cos^2 \theta}{Iv} \right)$$

$$P_1 = v_0 \frac{k}{\sqrt{K_1}} \sin \sqrt{K_1} t$$

また、最大接岸力 $P_1 \text{ max}$ は

$$P_1 \text{ max} = v_0 \cdot \sqrt{K} / \sqrt{\frac{1}{Mv\eta} + \frac{\ell^2 \cos^2 \theta}{Iv}} \quad \dots\dots\dots (6.3.8)$$

ここで、 θ' が微小な場合には、 $\ell \cos \theta$ 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、船体重心が荷役ブラットホーム中央にある場合、 $\ell \cos \theta = (1/2 \times \text{ドルフィン間隔}) = 95 \text{ (m)}$ で $P_1 \text{ max}$ 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 $\ell^2 \cos^2 \theta = 0$ 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、ドルフィン一基当りで支持する船体質量は $Mv\eta/2$ であり、かつ、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

$$P_2 \max = v_0 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot Mv\eta}{2}} \dots\dots\dots (6.3.9)$$

なお、船体が ξ 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、船体に対する反力は変らないと考える。

(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、(6.3.8)式において v_0 を $v_0 + \ell \cos \theta \cdot \omega_0$ とおけばよい。

本船の付加質量係数を、 $Mv\eta/M = 2.07$ 、 $lv/I = 1.66$ とし、またドルフィンのばね定数 k は、喜入4号バースの数値を採って $k = 2,300 \text{ t/m}$ として $P_2 \max$ を求めた結果を図6.3.8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(6.3.8)式中の $\ell \cos \theta$ を変化させて最大接岸力 $P_1 \max$ を計算した結果を図6.3.9に示す。ただし、接岸速度 $v_0 = 0.05 \text{ m/s}$ とした。図6.3.9において $\ell \cos \theta = 95 \text{ m}$ の場合、船体重心は荷役プラットフォームの中央にあり、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6.3.9において $\ell \cos \theta = 95$ 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 ξ 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。

(3) 考 察

本計算で想定した $2,300 \text{ t/m}$ のばね定数を有する防舷材の表面積は約 $5.7 \times 3.5 \times 2$ 組=ドルフィンである。一方、 $V_0 = 0.05 \text{ m/sec}$ 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、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復圧を生じないドルフィンバースも築造可能であろう。

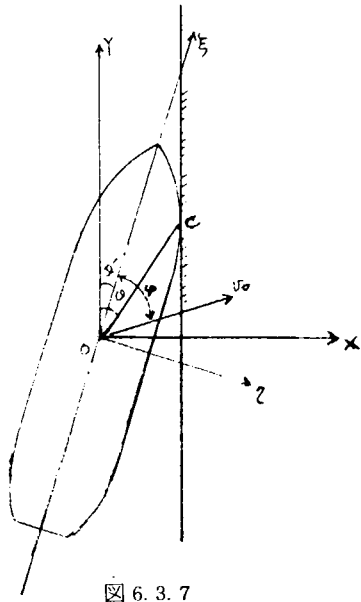


図 6. 3. 7

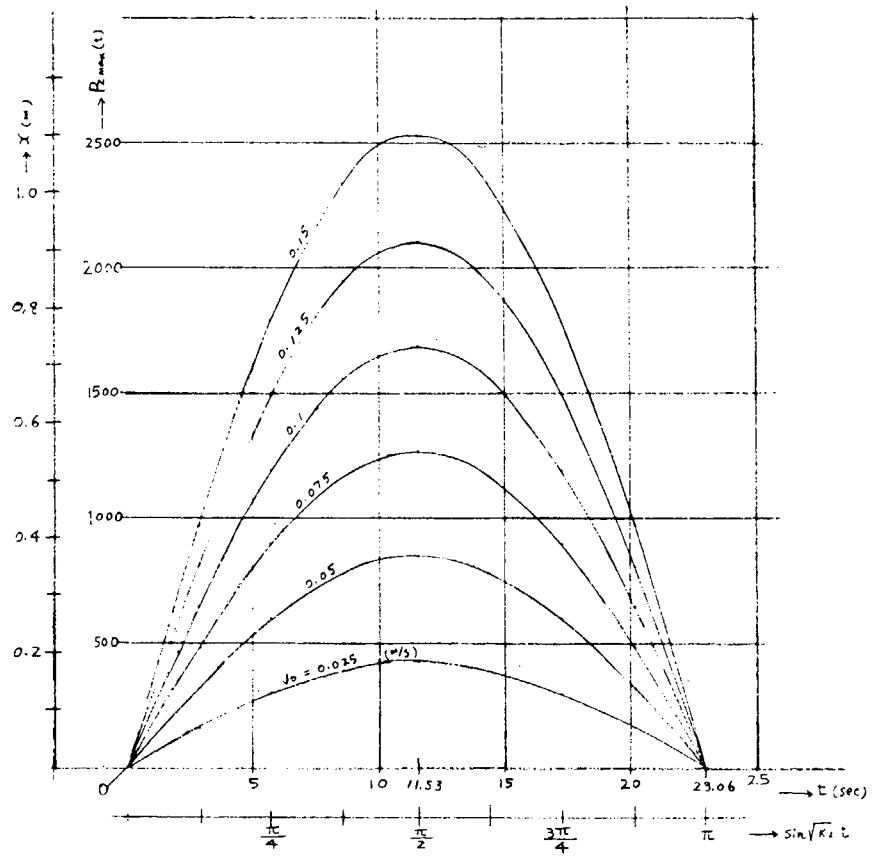


図 6. 3. 8 平行接岸時の衝撃力 (2 点接触)

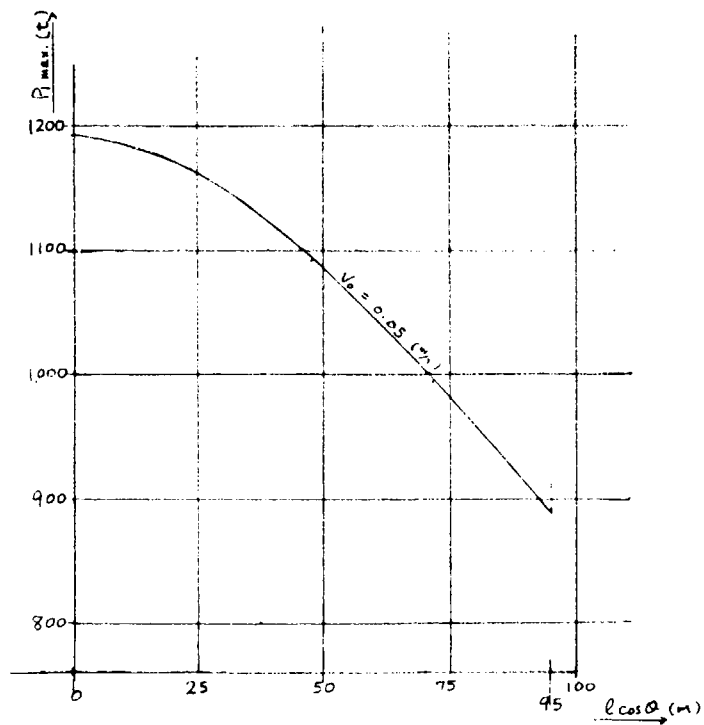


図 6. 3. 9 一点接触時の重心位置の影響

6.3.5 係船中の挙動による岸壁（ドルフィン），船体への力

船が大型化するにつれて接岸エネルギーの吸収のため剛度の高いFender が使われ，またFender の個数がふえてきた。そこで，係留索の強度とは別にFender の挙動，すなわちFender から船に与える荷重によって船が損傷する可能性の検討が必要となってきた。

Dolphin のFender の役割としては次の2つが挙げられる。

- 接岸エネルギーの吸収
- 係留中の運動エネルギーの吸収

このためには

- 接岸衝突エネルギーをFender の歪50%
- 静的荷重による歪を50%程度以内におさえる。

以上の2つの条件を満足するようにFender を選択しているように思われる。Fender の船体に与える荷重を調べるため，100万トンBallast condition の場合をSway 方向のみ考えてSimulation を行った。

(1) 計算方法

船体はSway 運動のみ行いけると運動方程式は次のようになる。

$$M\ddot{y} + D\dot{y} + Ky = F_y \dots\dots\dots (6.3.10)$$

ただし

M : ($= M_0 + M_A$) 船体見掛質量

D : 減衰係数

K : パネ定数（索とFender による）

F_y : 風と潮を入れたSway 方向の静的外力と波浪外力

なお，波浪外力，流体係数は4章の説明に従い計算された数値を使用し， y について逐次積分で求めた。

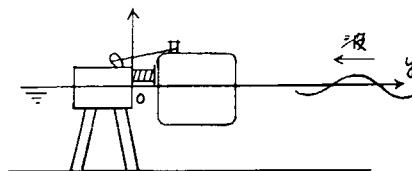


図 6.3.10

係留復原力 Ky はFender と索のパネ定数を合成したものとするFender の反力 F_f は，図6.3.11， F_r 図6.3.12 の様になる。



図 6.3.11

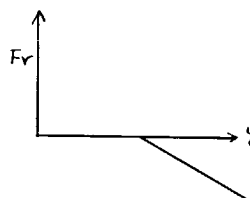


図 6.3.12

従って系としての反力 $Ky (= F_f + F_r)$ は図6.3.13 のようになる。

(Fender の反力+索の反力)

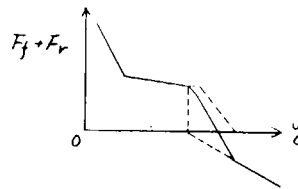


図 6.3.13

(2) 計算条件

計算は、100万トンBallast condition についてSimulation した。Berth arrange は、6.1.1.に基づいている。

波は波高2m, 入射角60°の場合で波長 $\lambda/L = 0.4, 0.6, 1.0$ の3ケースについて計算を行った。その他の条件については以下に示す。

静的外力	{	900 ton	ドルフィンから船体を離す方向
		-900 ton	ドルフィンにおしつける方向
Fender	{	個数6個	
		船体への接触面積	2.0 m ²
		バネ定数	1095 ton/m
索	{	索は横方向成分と	10本相当
		バネ定数	1998 ton/m
		初期張力	15 ton

静的外力の900 ton については、100万トンBallast condition の時90°の方向から風速22.5m, 潮流1 KNOT を受けたときの外力である。(SR155, 50 年度報告書6.3章より) また、Fender のデータは、SR155, 50 年度報告書4章より引用した。流体力、索の sway 方向成分は、才2編才4章で説明した式により計算されている。索の本数は10本程度としデータは1本あたりの値である。

(3) 計算

計算の一例を図6.3.15に示す。

100万トンTankerのBallast Condition について計算した。

[条件]

$$100\text{万トンTanker} = L \times B \times D \times d_{\text{full}} \times d_{\text{ball}} = 476.0 \times 86.6 \times 45.7 \times 33.4 \times 11.5$$

○波について $\lambda/L = 0.6$, 入射角 $\alpha = 60^\circ$, 波高 $H = 2\text{ m}$

$$\text{○波浪外力 } F_W = 230.37 \cos\left(\frac{2\pi}{16.09}t + \epsilon\right) \text{ (ton)} \dots\dots\dots (6.3.11)$$

$$\text{円周波数 } \omega = 0.39041$$

$$\text{周 期 } T = 16.09 \text{ sec}$$

$$\text{○静的外力 } = -900 \text{ (ton)}$$

風 速 22.5 m/s 真横90°(ドルフィンに船体をおしつける方向)

潮 流 1 KNOT

よって外力 F_y は次式で与えられる。

$$F_y = 230.37 \cos\left(\frac{2\pi}{16.09}t + \epsilon\right) - 900 \text{ (ton)} \dots\dots\dots (6.3.12)$$

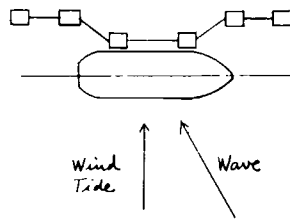


図 6 3 14

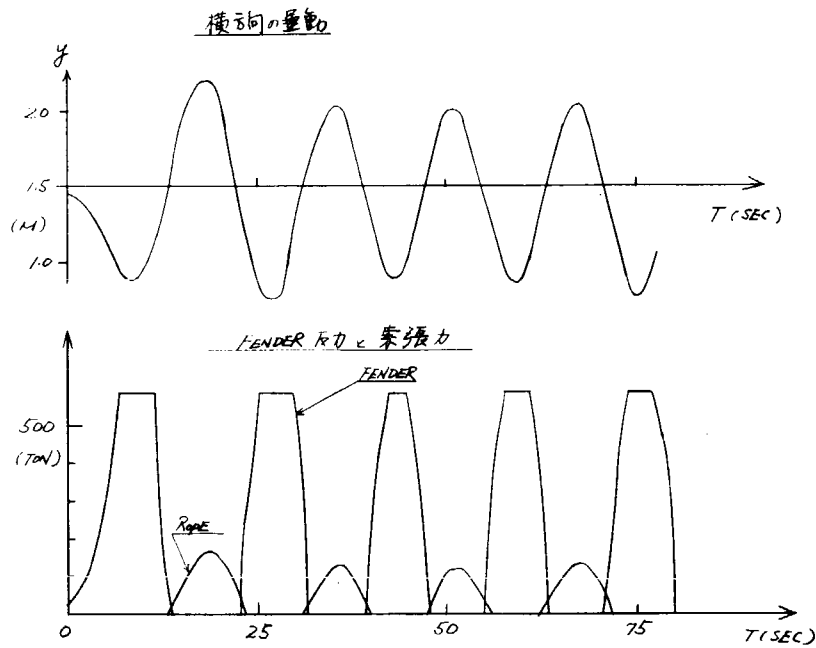


図 6 3 15 Fender の応答

(4) 計算結果

結果を表 6 3 3 に示す。Fender rope の反力はそれぞれ 1 個，1 本あたりの最大値である。

表 6 3 3 Simulation 計算結果

λ/L	周期 T (sec)	FENDER の反力 (TON)	ROPE の 反力 (TON)	外力 (TON)			SWAY (M) (両振幅)
				MAX	MIN	定常力	
0.4	11.86	0	103	1628	172	900	0.129
0.4	11.86	275	145	-172	-1628	-900	0.219
0.6	16.09	44	171	2204	-1404	900	0.789
0.6	16.09	591	126	1404	-2204	-900	1.190
1.0	25.09	856	640	4650	-2850	900	4.897
1.0	25.09	1496	563	2850	-4650	-900	2.950

Fender 1 個の面積が 2.0 m^2 ，船体の外板の許容圧力を 2.0 ton/m^2 と仮定すると 1 個当たり最大許容反力は 400 ton となる。計算結果を最大許容反力との関係を図 6 3 16 に示す。

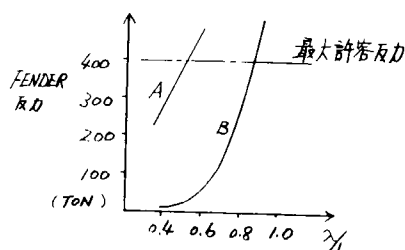


図 6.3.16

A：定常力が船体をドルフィンにおしつける方向に作用する時

B：定常力が船をはなす方向に作用する時

この図より定常力が船をFenderにおしつける方向に作用している時

$\lambda/L = 0.5$ 程度で、また定常力が船をFenderから離す方向に作用する時 $\lambda/L = 0.8$ 程度で、船体に損傷を与える可能性が生じてくる。

(5) まとめ

(a) 定常力（静的外力）がDolphinに船体をおしつける方向に作用する場合、Fenderの反力に注意する必要がある、外力がDolphinから離す方向に作用する時、索張力に注意する必要がある。

(b) Fenderの剛性を高くすると船体に損傷を与える可能性が高くなる。また個数を増やすと、係留系としてのFenderの剛性が高くなり、その結果共振周波数が高くなり短い波長で共振する可能性がある。

(c) 船を設計する際には、フェンダーの剛性にも注意し、外板の補強に留意した方がよいと考える。

このためには

- Fenderの剛性をやわらかくする。
- 船の局部強度を高める。
- 特殊なハイドロリックフェンダーを使用し、状況に合わせて応答を変化させる。

などの対応策が考えられるが、更に深い検討を要する。

以上の簡単な計算により剛性が高いFenderを使用している場合に波長の長い波をうけると、船体を損傷させる可能性のある事を示したがさらにRollも考慮し、Runge, Kutta gill法により検討すればより詳細な検討が可能となる。

6.4 問題点と今後の動向

昨年度までは、風、潮流のみを考えた静的計算をベースとして巨大タンカー（100万DWT）の岸壁（ドルフィン）係留の可能性と省力化機器および安全性向上のための諸設備について検討を行った。本年度は動的計算の結果を取り入れ、風、波浪等による動的影響を含めた考え方、更に索の摩耗、省化等も考慮した安全率の考え方なども取り入れて、巨大船（100万DWT）も含めた大型タンカーの係留システムについての検討を行った。

その結果 大型タンカーの場合

風：平均風速 2.0 m/s ，突風率 1.3 垂直方向の修正係数 1.05

潮流：船体直横方向 1.0 knots ，船体前後方向 1.5 knot 浅水影響 $H/d = 1.2$

波：船首方向 30° より波高 2 m ，波長 200 m

の条件下では、上記の外力すべてをベースとして鋼索の場合、安全率 1.9～2.9、繊維索の場合、安全率 2.6～2.9で計画すれば充分安全に係留可能であるとの結論を得ることが出来た。

しかし、実際のシーバース建設地の気象・海象条件は上記と異なるがその場合でも、例えば風、潮流がより大きい場合は静的係止力を増すように索の本数を増すか、索の径を増すなどの対策により安全係留が可能であり、また、波の影響がより大きい場合、即ち、波高、波長が大きいとか波の方向が船首方向 30° 以上の場合は波に無理にさからわぬようなバネ定数を持った索系（フェンダーを含めた）を採用するなどの対応策によりある限度内では安全係留が可能である。特に今後の問題点としては、巨大タンカーの係留を考える場合、単に索だけでなくフェンダーの剛性を高くし過ぎぬよう適切なものを選定し、必要なら船体外板を補強するとか、外的条件に合致した船、索、フェンダーを含めた全体として合理的なシステムの計画が必要である。

更に、索の劣化の正確な判定と適正な保守交換，安全性向上のための諸設備（船舶および岸壁）の合理的な選択，岸壁と船舶および船舶作業員間の情報の双方の適正な伝達，などソフト，ハード両面の対応策が必要であろう。

岸壁（ドルフィン）係留に関するその他の問題点としては，非常時の離岸があげられる。

即ち，あらかじめ風波の増大が船の係留限界を越えると予想される時は事前に荷役中止，離岸することになるが，引船の作業限界がネックになっているので，荒天時でも作業に支障のない全天候型作業船の開発が望まれる。また巨大タンカーになれば引船の所要馬力（隻数）も多く，相互の連絡等に問題が生ずる恐れがあるので本船にスラスターをつけ引船の隻数を少なくするとか，また強力な引船を配置して数を減らし，外板構造を補強しておくとか，船舶，ドルフィン，引船を含め全体として合理的なシステムを採用すべきであろう。

7. あとがき

動的計算の結果、岸壁（ドルフィン）及び多点ブイ係船については、設定条件（但し有義波高 $2m$ ）の下で、波向が船首尾方向に対して 30° 以内であれば係船可能との定量的把握が出来た。然し一点ブイ係船、錨泊については波浪による係船中の船舶の運動解析に多くの計算量を必要とするため十分な定量的把握は出来なかったが、その運動の機構を明確にかむ事が出来た。

即ち 25 万トン型～ 100 万トン型タンカーを比較すると、一般に大型化に伴い、波浪へのレスポンスは鈍化し、大型化に依る質的な変化はなく、量的拡大を考慮する事により、現在の延長線でも可能であろうと考えられる。

勿論、量的拡大に伴う設備の巨大化、操船の困難性は生じて来るが、設備は今後の研究により解決可能と考えられる。但し、操船については多点係船の場合、困難を生ずる可能性があるので、今後の研究による点が多い。

ふれ廻り運動の計算によって得られた「強潮流時の錨泊、一点ブイ係船に於いては、風速の小さい時に振れ廻りが大きく、従って張力も大きい。風が強くなるとふれ廻りが減少し、張力も減少する傾向にある」との結果は誠に注目すべき事である。本研究では時間の制約もあり実際の状況との定量的比較が可能とまでいかなかったが、実験及び実船計測の一例との対比により、この傾向が確かめられており、現実にも多かれ少かれこの現象が起きている事が想像される。今後更に解明が進められ、定量的把握が出来る事が期待される。これにより各係船システム相互の位置付け、合理的な荒天時対策が行われ、巨大船に適したより安全なより合理的係船システムの開発の可能性が期待される。例えば振れ廻り止め用の船上設備多点ブイの利点を生かした多数錨による錨泊等も一考に値するかも知れない。

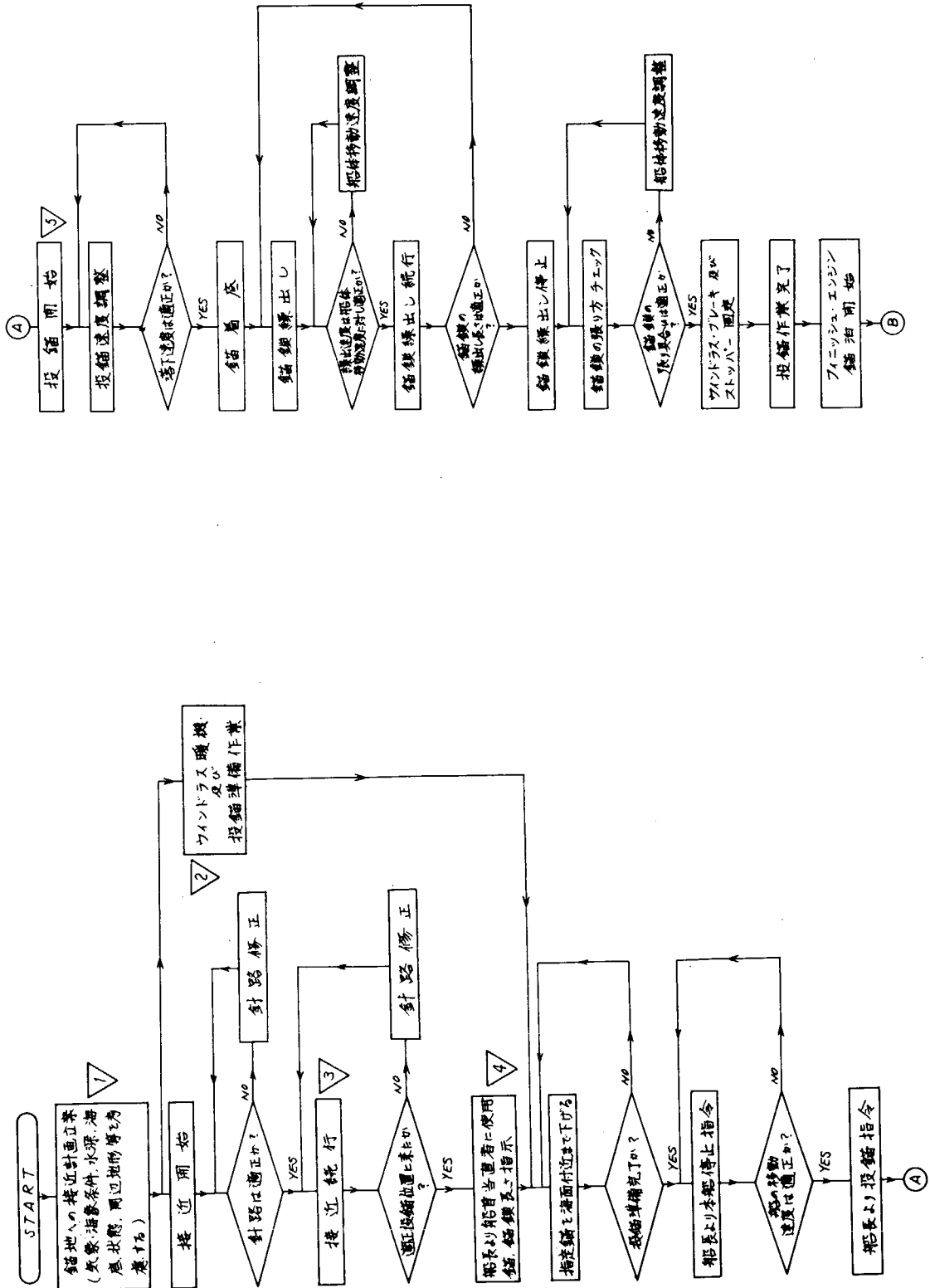
巨大化する事によりその操船は従来の経験或いは勘のみに頼る判断の領域を越える点がある事が予想される。本研究の如き理論的解明の成果の内、運航者の操船の実際に役立つと思われるものについては、出来るだけ利用しやすい形で提供する事が、安全な運航に大いに寄与するものと考えられるので、今後の課題として検討すべきであろう。これらの資料は係船システム全般にわたり操船者側、建造者側或いは才三者（例えば港湾）で作成するものと多岐にわたるものと考えられ、又その内容についても種々あるものと考えられるが、出来るところから手をつけて提供する事は極めて有意義であり、今後の関係者の協力が望まれる。

設計条件の設定、設計指針の作成を目標として作業を行って来たが解明出来なかった点があり、これらについては夫々のシステムの項に記述してあるが、問題点を明確化出来たものと考えている。今後の研究により現実に即し精密化される事が望まれる。

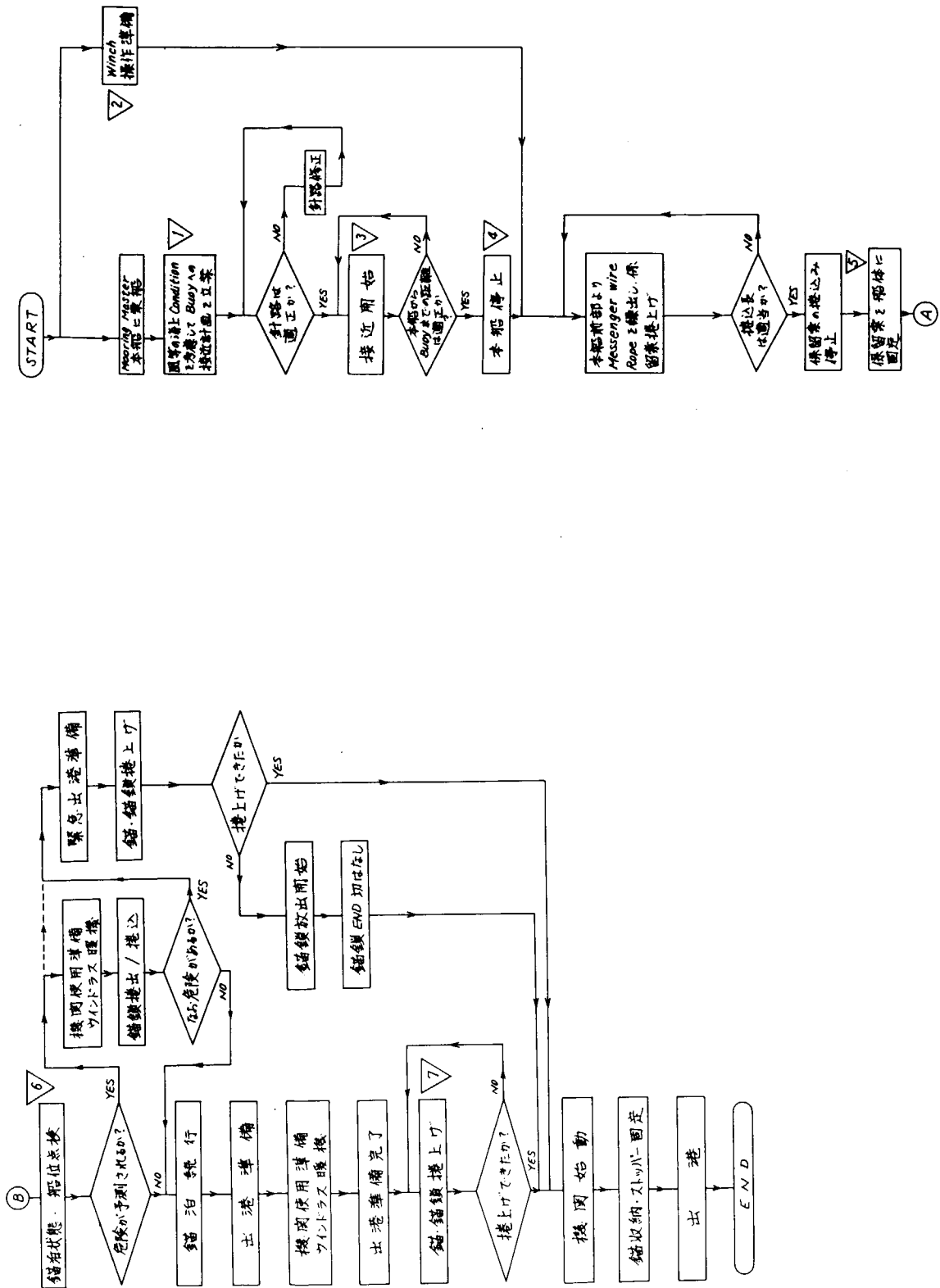
特に本研究に於いては、運航者による運航実務のノウハウが研究の進展に裨益する所大であった。運航者の経験を設計者にフィードバックし、設計者はそれを理論化して研究を進め、再び運航者へフィード・バックする事が発展につながると思われ、今後とも相互の協力を大いに期待したい。

附録1 係船作業のフローチャート

(1) 錨泊作業

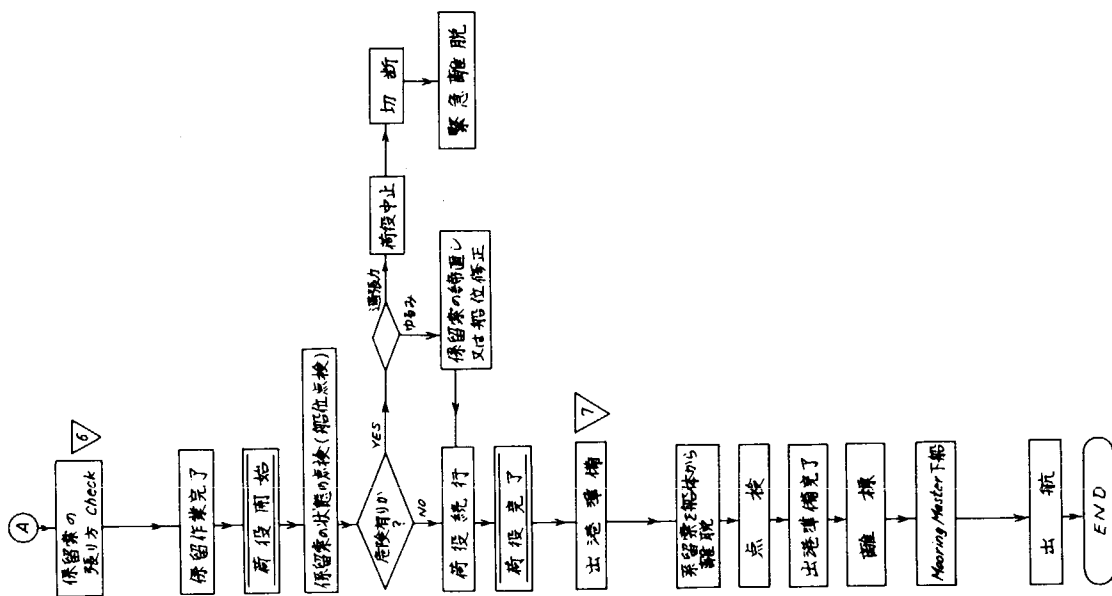
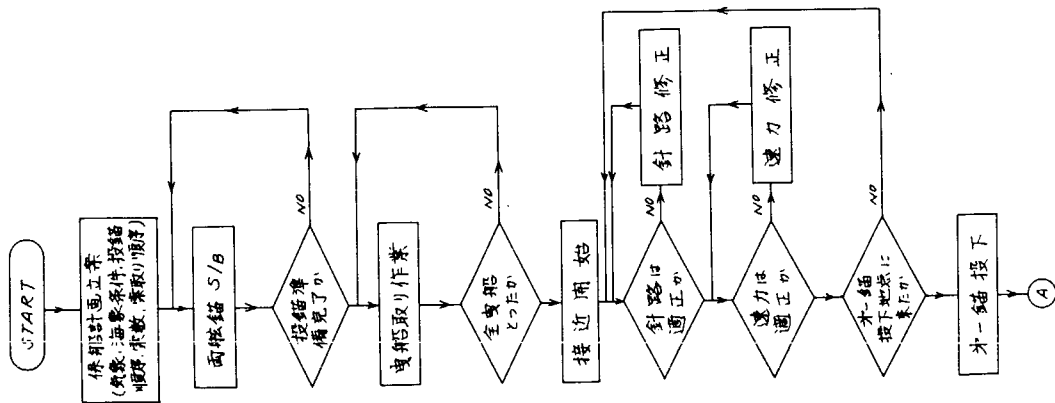
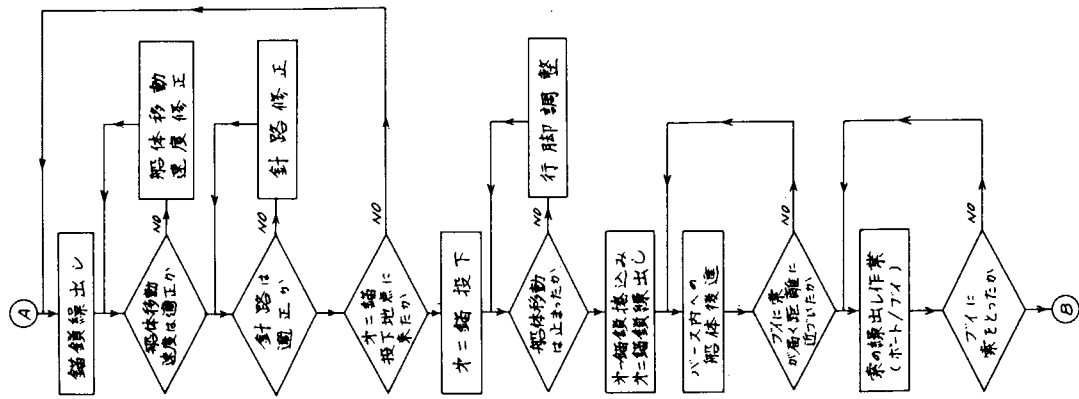


(2) 一点ブイ係船作業

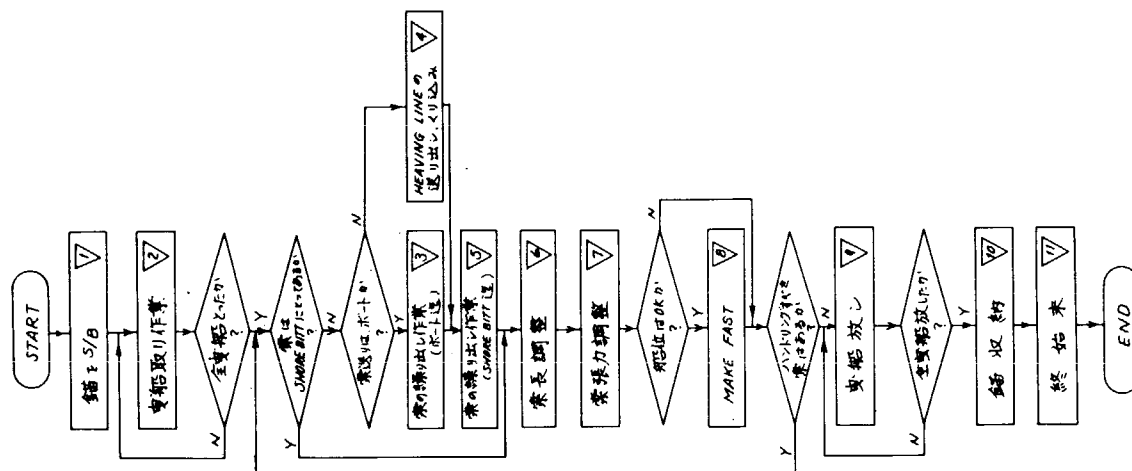


(3) 多点ブイ係船作業

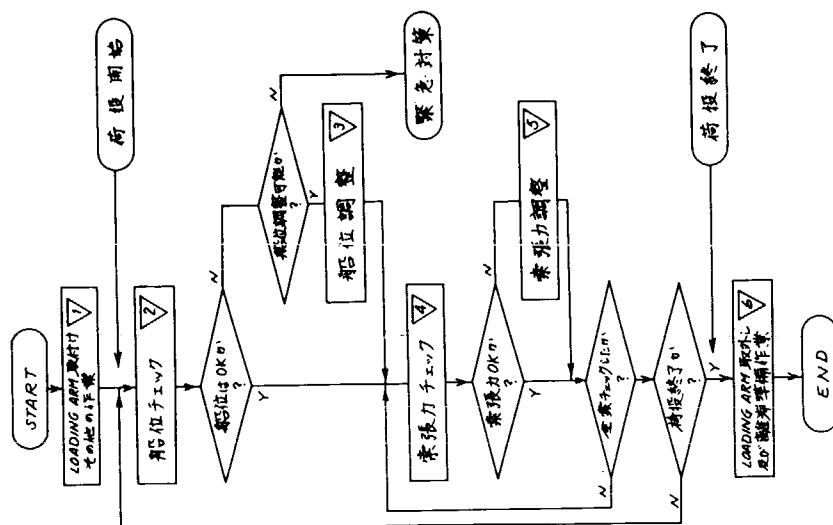
(a) 接標作業



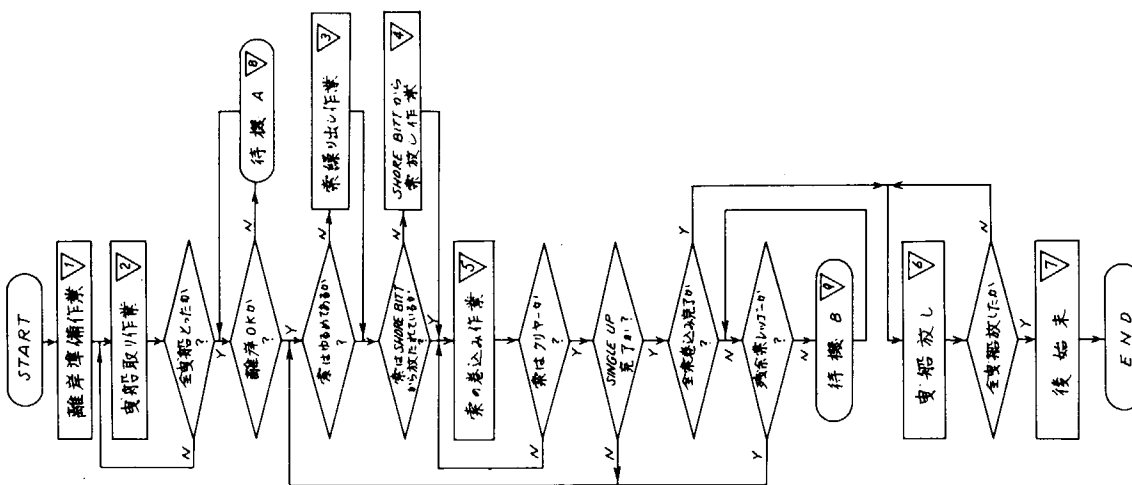
(b) 接岸作業



(c) 係留・荷役中作業



(d) 離岸作業



附 録 2 文 献 紹 介

付録3の引用文献集に示す如く、巨大タンカーの係船についてはShell, Exxon等のMajor Oil CompanyがGuidanceあるいは基準を出しており、岸壁（ドルフィン）係船については、最近OCIMFで集大成されている。以下に各係船システムについて代表的なものを参考として要点を紹介する。

(1) 岸壁（ドルフィン）係船

MOORING STUDY OF VLCC'S MOORED AT PIER/SEA ISLANDS (DRAFT-TWO) BY Oil Companies International Marine forum (OCIMF)はOCIMFのOil Port Committee内にVLCCを安全に係留し、公害を起す可能性のある事故を少なくする目的で、Mooring Task Forceを作り研究して来た結論をとりまとめた報告書の案で、1977年のOCIMFの総会に提出し、承認を得ることになっているものである。この研究会にはEXXON, SHELLはじめ主要石油会社が参加しておりVLCCの係船（主にpier/sea Island）の考え方が集約されており、今後の世界的な指針の一つとなるものであるので、要点のみを簡単に紹介しておく。

〔 要 点 〕

(a) VLCCの係船索の本数の決定

VLCCに装備の係船索数の決定にあたり、下記の条件を使用する。

(1) 風 : 60 Knots 全方向、水面上10m, 30秒平均

(2) 潮流: 次のいずれかの値を採用

3 Knots 0°または180°方向

2 Knots 10°または170°方向

3/4 Knots 横方向荷重が最大になる方向

(3) 水深 $H/d = 1.1$

(4) 風, 潮流の係数: 本文参照

(5) 許容索荷重 : 新しい索の最小破断荷重 (Minimum Breaking Load = MBL) の55%を越えぬこと。

(b) 係船機器

(i) 係船機ブレーキ: 一定荷重以上でSlipすること。

保持能力は新しい索のMBLの60%以上をRecommendする。

(ii) 鋼 索 : VLCCは標準として鋼索 (IWRC)

径 : 42mm以上

強度: 6×37 組成のもので 180 Kg/mm^2 以上

破断荷重: 115 ton 以上

形 式: 普通撚り, Z撚り (右撚り)

引抜き亜鉛メッキ

長 さ: 275m以上

(iii) 係船金物 : クローズドショック/フェアリーダの最小径は鋼索径の1.2倍

ローラーショック/フェアリーダ, ベデスタルの最小径は鋼索径の1.0倍

(iv) バース上の係船機器: クイックリリースフックは設けるべきである。

バース上の係船機器は係止力を増すのに有効であるが、船上の機器との関連で考慮の必要がある。

(2) 錨泊, 一点ブイ係船及び多点ブイ係船

(a) EXXON "SHIPBOARD MOORING GUIDE"

このガイドはEXXON INTERNATIONALのTANKER DEPT.及びESSO EUROPEのMARINE DEPT. の協力によりまとめられたもので

I. INTRODUCTION

II. MOORING FORCES

III. SHIPBOARD MOORING EQUIPMENT

IV. MOORING OPERATIONS AT PIERS/SEA ISLANDS

V. MOORING AT A MULTIPLE BUOY MOORING

VI. SINGLE POINT MOORING SYSTEMS

よりなっている。この中でⅡでは外力の考え方について述べているが、具体的な数値は殆んど示されておらず、Ⅲ、ⅣもOCIMFのMOORING STUDY OF VLCC'S MOORED AT PIERS/SEA ISLANDS (DRAFT TWO)に殆んどが採り入れられたため、ここではⅤとⅥに絞って紹介する。

(Ⅴ) 多点ブイ (MBM) における係船

MBMとは通常3～7個の係船用ブイからなる係船施設で、比較的海象、気象条件の温和な場所に設置したものが多く、ブイの配置等の例について図示している。

イ) BERTHINGの方法：MBMに本船を入れる手順について例を図示して説明している。

ロ) 係船方法：本船がバースに入った後の索とり方法について説明している。

ハ) バースの配置と錨の使用について：本船の錨により船首部を保持するが通常一般であり、その場合の錨鎖のなす角度は60°～90°とすべきである。この角度が小さいと横方向の係止力が不十分となるし、大きすぎると船尾方向の動きに対する係止力が不足する。図によりその関係を説明している。錨鎖の繰出し長さは、水平方向に張力が働くように十分な長さを繰出すべきである。

ニ) 係船索の初期張力：MBMのブイは荷重が小さいと移動するので、ホース及びマニホールドの損傷を防止するために、係船索にはウインチの捲込力量一杯までの初期張力を与えておくべきである。

ホ) プレベンターラインの使用：本船の係船索が損傷した場合のバックアップとしてプレベンターライン（鋼索）を設けてある。このプレベンターラインは38～51φと人力が操作するのには難しい点もあり、ビットに留める際に使用するストッパーを本船上に設けておくことが望ましい。

ヘ) 作業限界：船首方向からの波高が10ft、それ以外の波高が5ftに近づくときは荷役を中止して離脱すべきである。また、MBMバースでは横または斜方向の風が25～30ktsを超えると保持できないのが普通である。潮流は通常横方向1kt、船首尾方向2ktsが限界である。

(Ⅵ) 一点ブイ係船 (SPM) 方式

SPMは1～数本のホーサーでブイまたは塔に係船する。タンカーは風、潮流、波によりブイの周囲を自由にふれ廻る。タンカーの係留するSPMにはCALMとSALMの2つの基本型がある。この他に固定構造物に係船するBOW MOORING TOWERがある。これらについて図示している。

イ) SPM係留機器及び装置：TOWING BRACKET 大型バナマチック、バウストッパー等の装備の必要性、一般的な配置例について図示している。

また、ビットの径と対応する使用荷重についても示している。

ロ) SPM係留に対する準備：シャックル、ストロップロープ、メッセンジャーロープ等の特殊用具はターミナルによっては用意されていて、パイロットの乗船時にタンカーに横込まれる。このため、デリックをタンカー側で用意する必要がある。

ハ) SPM係船作業：典型的なSPM係船の手順について説明している。

ニ) 係船索に高荷重がかかることの防止またはブイへの乗上げの防止：一旦係留したあとターミナル側が本船のブイ

への乗上げ防止あるいは係船索の張力を保持するため、微速後進をかけることを要求することがある。これら要求を受入れる場合には十分に注意する必要がある。10 rpm 以下の回転を長時間要求され、LO 注油が不十分となりスタントゥープベアリングを損傷した例が多い。

また、多くのターミナルでは、本船のヨーイングを抑制し、係船索に過大な荷重がかかるのを防ぐため、長時間 25 rpm の後進を要求している。

V L C C の連続後進能力を調べたところ、タービン船で損傷なく実施できるのは1/3 程度の隻数しかなかった。ゆえにこれらの要求を同意する前に船側でその適否を確認することが必要である。

(b) SHELL "SINGLE BUOY MOORINGS, 1974"

このガイドはShell International marine Ltd が1973年に発行した'Digest of Charterers' Requirements for Crude and Product Carriers'のうちSPMに関する1974年改正版である。この改正により200,000 DWT以上のタンカーと200,000 DWT未満60,000 DWT以上のタンカーの2種類に分けて示している。

① 200,000 SDWT以上の船舶

a) 設計

- 1) 全ての船舶に径76 mmのチェンを保持しうるバウストッパーを2組装備すること。バウストッパーは200 tの荷重に耐えうること。
- 2) 各バウストッパーは船首に設けた大型パナマショックに対応させること。この大型パナマフェアリーダは船体中心線から等距離に設け、その間隔は約2 mとする。(本文の図面S 774/2参照)大型パナマフェアリーダは600 mm×450 mmより大きい寸法のものとする。(本文の図面S 341/1参照)
- 3) 大型パナマフェアリーダからバウストッパーを通してベデスタルフフェアリーダに導けるようにする。
- 4) バウストッパーのチェン溝をチェンが自由に通過できるよう垂直面のアラインメントを行っておくこと。
- 5) バウストッパーの前端と大型パナマフェアリーダとの距離は27~37 mに押さえること。
- 6) バウストッパーのメーカーとしてはAKD Engineer Ltd.がある。

b) 係留

- 7) 2本のチェンは一つずつ船上に引上げ、別々のフェアリーダを通して各バウストッパーに係止する。このため船側はメッセンジャーロープを用意する。
- 8) チェンはバウストッパーのつめを下げることでより固定される。これによりチェンはストッパーの溝に正しく納まる。
- 9) チェンはスリッブロープを放すことによりつめが離れて水中に落下する。

② 200,000 SDWT未満で60,000 SDWT以上の船舶

a) 設計

- 1) ①と同じバウストッパー1組を装備すること。
- 2) バウストッパー及び大型パナマフェアリーダは船体中心線上に設けること。(本文の図面S 773/1参照)大型パナマフェアリーダは①と同じ。
- 3) ①と同じ
- 4) ①と同じ
- 5) ①と同じ
- 6) ①と同じ

b) 係留

- 7) 76 mmのチェン1本により係留する。このチェンはパナマフェアリーダを通してバウストッパーにより係止す

る。このため、メッセンジャーロープを船側で用意する。

8) ①と同じ

9) ①と同じ

(c) "DESIGN CRITERIA for SINGLE POINT MOORING TERMINALS" by J.M. Langeveld

この論文はASCE(アメリカ土木学会)が行った1973年のAnnual and Environmental Engineering MeetingのSession No. 23 "Deep water offshore moorings" Part Iで発表されたものである。講演者のLangeveldはShell Internationale Petroleum Maatschappij B.V.のCivil Engineering Divisionにおける長である。以下に今回参考とした主要部分の概要を記す。

I 序文:

Offshore Tanker Berthとして考えた場合、Fixed Jettyと多点ブイ方式(MBMまたはCBM)の間に位置づけられる。

II SPMのための場所の選定

- ① Maneuvering Aredについて: 想定する船の最大寸法に対して十分な水深(船の満載吃水に対して十分なもの、また荒天時も考慮すること)が得られること。また、最小水深線からの最小半径はSHELLの経験からは4L(Rough Condition), 3L(静かな海域)としている。
- ② Turning Circleについて: 100 ft水深における200,000 DWTクラスタンカーのTurning Circleの半径は約1,300 ftになる。

III SPMの設計及び運用上考慮すべき外的条件

- ① 水位: 潮位を含めて水位に関する情報は必要である。これはブイのみでなく、船の船底下クリアランスにも影響する。
- ② 潮流: 潮流はタンカーの操船、バースにおける位置、係止力及び海面下のフローティングホースの挙動にも影響するので設計条件として重要である。
- ③ 風: ブイそのものよりもむしろ船への影響が大きい点で重要である。スコールの有無についても調査の必要がある。
- ④ 波: SPMにおける最も重要な要素である。特に波高は作業限界を決める要因となっている。波高と作業限界の関係は次のように考えている。
 - i) 係船及びホース接続のための作業船の作業限界は有義波高6~8 ft(波長による)
 - ii) 荷役限界は10~12 ftで、この波高に達する場合はホースを外す。
 - iii) 係留限界は最悪の気象、海象でも安全であること。係止力には波高のみでなく波長も関連するので波の周期が最も重要な要素である。
- ⑤ 視界: 係船作業上必要な条件となる。
- ⑥ 底質と海底の状況: SPM設計上必要な条件である。底質はブイの固着方法に影響を及ぼす。
- ⑦ 寒冷温度と氷結: 低温は油のポンピングに影響を与えるので、温度、氷着、氷結について調査が必要である。

IV SPM方式設計上の問題点

- ① 全般: SPM方式における荷重の推定が重要であるが、Factorの数が多く、また、その変化が多いため、信頼出来る計算式がいまだに確立されていない。ShellとしてはSPM方式の設計に際してはモデルテストを行って、その結果と実物の計測データとを比較して決めている。
- ② SPM系統に作用する力: ブイとタンカーの関係を次の如く2個の自由度をもつバネ系列に置換して考える方法がある。

オ1系列： タンカー（質量）と係船索（バネ系）

オ2系列： ブイ（質量）とブイ用錨鎖（バネ系）

この方法では次の事柄が計算を困難としている。

- i) オ1バネ系の不連続性
- ii) 両バネ系列が非直線的である。
- iii) 船とブイの6種類の運動の影響

またN.R.Maddoxの論文によるエネルギー法によるアプローチやその他の方法もあるが、いずれも完全ではない。

簡略法としては本船の錨鎖の使用荷重を係止力と考えるやり方もあるが、結論としては外的条件の資料を基にしてモデルテストを行って確認することが最良の方法である。

③ 係船索： Shell が種々の実験を行った結果、組打ちナイロン索を標準とすることを決めた。

また、係船索は2本を同時に使用するため、最大使用荷重を次の如く決めている。

$$\text{最大使用荷重} \leq 0.8 \times \text{索の破断荷重}$$

ロープに永久歪を残さないためには、最大使用荷重を破断荷重の40%以内とすべきであるが、2本同時使用の場合、荷重は均等とせず2:1の配分とする。かつ最大使用荷重は極端な条件下でしか起らないと考えられるので、上記の如く破断力の80%とした。

これにより、12インチ(97φ)の最大使用荷重は120t、15インチ(120φ)の最大使用荷重は180tと設定している。

係船索の最適長さはモデルテストにより検討されて来た。この結果Shellとしては

100,000 DWT以下の船に対しては 110 ft (35.5 m)

100,000 DWTを超える船に対しては150 ft (45.5 m)

を標準として採用している。

最近の経験によると連続した波の作用により係船索のアイスブライス部で曲げが繰返されるため、ロープが早く損傷する例が生じている。このための対策としてGROMMET型特殊シンブルが開発され、これを使用している。

④ ブイ本体： 最大荷重がかかった状態でも十分なフリーボードが確認できることが必要である。このためブイは10°以上の傾斜をさせない。

その他ブイの構造、付属品、配置について説明を行っている。

⑤ 錨によるブイの係止： 波によりブイが絶えず動きまわるとは錨鎖を摩耗させることになるので、錨鎖に

5～10tのプリテンションを与えて動く量を感じている。

その他錨鎖の長さ、錨の型式等について説明している。

附録3 引用文献目録

1. The British Ship Research Association : Research Investigation for The Improvement of Ship Mooring Method
 - 1st Report 1967
 - 2nd Report 1969
 - 3rd Report 1971
 - 4th Report 1973
2. Shell : Mooring Panel Report Feb. 1965
3. Shell International Marine : Mooring Policy, 1975
4. Exxon Research and Engineering Company :
Marine Outfit Requirement for Tankers Larger Than 70 KDWT, Jan, 1976
5. Exxon Research and Engineering Company :
Marine Research Program Shipboard Mooring Guide, Report No. E. E. B. TMR 76, March 1976.
6. Oil Companies International Marine Forum :
Coefficient and Procedures for Predicting the Effect of Wind and Current on VLCCs, 1975.
7. Oil Companies International Marine Forum :
Mooring Study of VLCCs Moored at Pier/Sea Islands (Draft Two.), Nov. 1976.
8. 日本造船学会 : 大型船の係船装置設計指針 JSDS-2, 昭和39年
9. Oil Companies International Marine Forum :
Buoy Mooring Forum Hose Standard, 2nd Edition, Dec. 1974.
10. American Bureau of Shipping : Rules for Building and Classing Single Point Moorings, 1975.
11. J. M. Langeveld : Design Criteria for Single Point Mooring, ASCE, 1973.
12. J. Mascenik : SPMs for Deep Water Petroleum Terminals, 18th International Tankers Commission, 1974.
13. 日本造船研究協会 : SR-106 船舶の高度集中制御方式の研究報告書, 昭和45年3月
14. " : SR-155 巨大タンカーの係船システムの研究報告書, 研究資料 No. 236, 昭和50年3月
15. " : SR-155 巨大タンカーの係船システムの研究報告書, 研究資料 No. 251, 昭和51年3月
16. " : 造船研究 Vol. 2, No. 8, 昭和36年1月
17. " : RR-9 環境による船用材料の劣化に関する調査研究報告書, 昭和51年3月
18. P. Bastard : The Million Ton Tanker Crude Oil Terminal Super Ocean Carrier Conference, 1974.
19. PIANC : Big Tanker and Their Reception, 2nd IOTC Report, 1974.
20. U. S. Department Commerce Marine Administration :
Evaluation of Offshore Terminal System Concept.

21. 港湾局建設課 : シーバース築造基準(総則) 昭和49年
22. 日本船主協会 : 大型タンカー用シーバースの現状調査結果について 船舶通報 49.50, 昭和49年
23. 石油海事協会 : オイルターミナルとタンカーの係留について 昭和49年
24. タンカー協会 : 超大型タンカーの係船設備の調査研究 昭和47年
25. 日本海難防止協会 : 巨大化タンカーの安全対策に関する調査研究 昭和46年
26. " : 海上気象の統計的調査研究報告 昭和45年
27. " : 超大型船の港内操船に関する研究 昭和43年
28. " : 船舶係留の安全性に関する研究 昭和45年
29. " : 港湾に於ける海難防止上の問題点に関する研究 昭和46年
30. " : 東京湾安全対策調査 昭和45年
31. " : 大規模シーバース安全対策調査 昭和46年
32. " : 超大型船操船の手引き 昭和45年
33. 日本作業船協会 : 作業船設計基準 昭和46年
34. " : 現有作業船一覧表
35. " : 巨大船に対する操船用引船に関する調査研究報告 昭和42年
36. " : 巨大船操船用引船の性能に関する調査研究報告 昭和43年
37. 国際海運集会所 : タンカーに於けるヘリコプター作業の手引
38. 日本港湾コンサルタント協会 : 大型オイルタンカーと引船
39. 国際油槽船協会 : 大型タンカーと引船
40. 阪神パイロット : 曳船操船の実際
41. 船長協会 : シーバース調査作業部会報告
42. Berthing the Very Large Tankers, S&SR, Oct. 24, 1969.
43. 海難審判庁裁決録
44. J.U. Brolsma, J.W. Oosterboan : Docking and Mooring of a VLCC Inside a Harbour.
45. 港湾技術研究所 : 大型タンカーの接岸力調査 港湾技研資料 No. 176, 1974年3月
46. 長沢 準 : 接岸時の船体損傷防止に関する研究 日本造船学会会報 106,107,108号
47. N.Iizuka : The Safety of Mooring, INTASAFCON III, 1975.
48. 日本海難防止協会 : 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
49. " : " " 昭和49年度
50. " : " 完了報告書 昭和50年度
51. " : 荒天錨泊法に関する実験研究 昭和40年度
52. " : 実物アンカー実験部会資料 昭和50年度
53. 鞠谷 他 : 錨鎖把駐力に関する実験研究 日本航海学会論文集 51号 昭和49年7月
54. 同 上 : 模型錨の把駐抵抗と姿勢の関係について, 錨の把駐力の基礎的研究(其の2) 日本航海学会論文集 52号 昭和49年12月
55. A.K. Buckle : Anchoring and Mooring Equipment on Ships, RINA Spring Meeting 1974.
56. 志波 久光 : 錨鎖と艀装数について NK研究報告 124号
57. Bruce Anchor Ltd : Bruce Anchor, Jan. 1974.

58. 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 149号 昭和48年6月
59. 横田 他 : 錨の把駐力に関する実船実験, 日本航海学会誌 27号 昭和37年6月
60. 本田, 片上, 高尾 : 短錨鎖に於ける走錨抵抗, 日本航海学会誌 29号 昭和38年6月
61. 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 昭和40年2月
62. 白石 隆義 : 荒天錨泊に伴う外力と把駐力との関係(第1,2報) 鉄研速報 №58-256, 昭和33年11月,
№59-337, 昭和34年12月
63. 防衛庁技研 : アンカーの把駐力の比較研究 技研報 682号 昭和32年3月
64. 鞠谷 宏士 : 錨鎖把駐力に関する実験研究 日本航海学会論文集 51号 昭和49年7月
65. 佐藤, 小倉 : 錨かきに関する実船実験(第1,2報) 航海訓練所調査時報 38号(1967年6月), 49号
(1968年6月)
66. Dove H.L. : Development of Anchors, T.I.N.A. Vol. 102, 1960.
67. Farrel K.P. : Improvements in Mooring Anchors, T.I.N.A. Vol. 92, №4, Nov. 1950.
68. Nippon Chuzo Ltd. : Report on Actual Test for Holding Power of High Holding
Power Anchors, Dec. 1975.
69. 倉田, 藤下 : 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, №9, 昭和36年
70. R.W. Beck : Anchor Performance Tests, OTC №1537, May 1972.
71. 本田 他 : アンカー落下時の水抵抗に関する模型実験 日本航海学会論文集 54号
72. 東鉄工所, 荏原製作所 : ブリッジリモコン揚錨係船装置 造船技術 1973年5月
73. 福田 他 : 投錨用流体ブレーキ 西部造船会会報 45号
74. W.J. Fox : Marine Auxiliary Machinery, George News
75. 米原 訳 : 船用機関工学 天然社発行
76. 生産技術協会 : 機関計画内規
77. 日本オートマチック・コントロール株式会社 : Anchor Tension Measurement Application
78. 鞠谷 宏士 : ウィンドラスのブレーキ力について 日本航海学会論文集 №55, 昭和51年8月
79. 庄司 邦昭 : 係船浮体の運動と係船索の張力に関する研究 日本造船学会論文集 Vol. 138 昭和50年
12月
80. 浦, 山本 : アンカーの方向安定に関する基礎的研究 日本造船学会講演発表 昭和51年10月
81. Danton G.L. : The Theory and Practice of Seamanship, 15th Edition, 1975.
82. Dove H.L. : Investigation on Model Anchors, TINA Vol. 92, 1950.
83. Leahy W.H. & Farrine J.M. : Determining Anchor Holding Power from Model Tests,
SNAME Vol. 43, 1935.
84. 橋本 進 : 黒汐丸の振れ廻りと錨鎖張力
85. " : ある時の黒汐丸の振れ廻り(振れ廻り再考察)
86. P.S. Gkenshaw : Naval Ship Handling
87. A.M. Knight : Modern Seamanship
88. 東光山丸の観測記録
89. 鮫島 他 : 荒天錨泊法に関する実験研究(第1報) 単錨泊について
90. 米田 他 : " (第2報) 双錨泊, 振れ止め錨泊について
91. " " (第3報) 船尾機関船橋船及び油槽船について
92. " " 風浪中の錨泊について

93. 橋本 他 : 単錨泊中の振れ廻りについて
94. 志波 久光 : 船の振れ廻りと錨鎖の張力
95. 米田 他 : ブイ係留中の船の振れ廻り運動の風洞実験
96. " : " " II
97. " : " " III
98. Instrumentation of A 1000 Ton Hylon Single Point Mooring Hawser, OTC-2210, 1975.
99. 日本海洋開発産業協会編 : 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於ける第2次技術調査及び第1次設計基準調査報告書, 昭和49年度
100. 鞠谷 他 : 超大型船のドルフィン係留模型実験, (第1報) 強風中の実験 日本航海学会第45回講演集 昭和46年
101. " : " " (第2報) 風浪中の実験 日本航海学会第46回講演集 昭和47年
102. 日本造船学会 : 自動ムアリングウインチ設計指針 JSDS-2 昭和39年12月
103. 三菱MEウインチ 三菱重工技報 Vol. 19, №3, 1972
104. 白木 武 : 係船装置の合理化に関するウインチの研究 カヤバニユース船舶編 1973年5月
105. 係船中船位自動制御の開発 三井造船技報 昭和50年1月
106. 日本舶用機器開発協会 : 係船自動制御システムの開発事業報告書 昭和51年3月
107. 沢田 一男 : 係船索の現状と今後の指針(其の1)(係船用ワイヤーロープ) 造船技術 昭和49年11月
108. 原 博正 : " (其の2)(係船用繊維索) 造船技術 昭和49年11月
109. 運輸省船舶局 : 日本沿岸の風速頻度並に波浪頻度表 昭和39年9月
110. 各港湾管理部 : 重要港湾計画資料
111. 運輸省港湾局 : 海象気象条件図
112. 運輸省第二港湾建設局 : 日本沿岸の波の性質に関する研究 昭和36年6月
113. 気象庁 : 日本各地の年最大風速(1929~1966) 順位と出現確立 気象庁観測技術資料 34号, 昭和41年1月
114. " : 日本各地の風速階級別日数表(1950~1957) 気象庁研究時報
115. " : 日本の強風の研究 気象庁研究時報 9巻1号, 3号, 7号, 11巻9号
116. 川鍋 安次 : 日本海の季節風と波 気象庁気象研究ノート 115号, 1973
117. 気象庁 : 日本海の強風と高波について 気象庁技術報告 83号, 1973
118. 坂本 他 : 日本沿岸の波の一般分布 第8回海岸工学講演会講演集 1961.
119. 坂本 他 : 太平洋岸の台風による波の特性と其の推定法 " "
120. 高橋 他 : 鹿島港に於ける波浪観測について 第13回海岸工学講演会講演集 1966.
121. 板尾 他 : 日本沿岸の波について(中部沿岸における波の統計的分布) 第13回海岸工学講演会講演集 1966.
122. 長崎 作治 : 日本海(佐渡沖)に於ける灯標に作用した最大波高について 第17回 同上 1970.
123. 光易 恒 : 博多港の風と波(冬期季節風による結果) 第18回 同上 1971.
124. 浜口 博司 : 中予海岸に於ける波の推算と問題点 第16回 同上 昭和43年
125. 井島 武士 : 本州沿岸の波の特性について 船舶 昭和31年
126. 港湾技術研究所 : 波浪に関する拠点観測年報(昭和45, 46, 47年) 港湾技術資料 137, 158, 178号

127. 米国海軍水路部 : H.O. Sailing Direction
128. 英国海軍水路部 : B.A. Sailing Direction
129. 海上保安庁水路部 : 水路誌
130. 土木学会 : 本州四国連絡橋技術調査報告書 昭和42年7月
131. John J. Hyer : 海洋工学ハンドブック
132. 小倉 伸吉 : 潮汐 岩波全書 昭和49年
133. 宇野木早苗 : 港湾のセイシュと長周期波について 第6回海岸工学講演会講演集, 1959.
134. 佐藤 他 : 波の変形 土木講座 17巻 昭和47年
135. 土木学会 : 水理公式集
136. 宇野木 他 : 湾内の水面傾斜とサーフ・ビートの発生について 第12回海岸工学講演会講演集 1965.
137. 中村 重久 : 高知港の津波と振動特性に関する模型実験 第17回 同上 1970.
138. 宇野木 他 : 清水港の振動特性 第19回 同上 1972.
139. B.W. Wilson : Seiches and Other Causes of the Motion of Ships Already Moored
ASCE 1965.
140. J.T. O'Brien : Seiches and Other Causes of the Motion of Ships Already
Moored, ASCE 1965.
141. F. Biesel : Probabilistic Aspects of Seiche Action on Ships, ASCE 1965.
142. 光易 恒 : 風波のスペクトルの発達 (2) 第17回海岸工学講演会講演集 昭和45年
143. 井島, 松尾 : 砕波後の波の研究 (2) 第16回 " " 昭和44年

第2編 計算プログラムの解説

1. 計算プログラムの解説

1.1 計算プログラム作製の経緯

昭和49年本研究部会発足と同時に第106研究部会で開発された岸壁係留に対する静的係留プログラムから発展して、波浪強制力を加味した動的係留プログラムを開発し、その計算結果を利用して研究を進めることが考えられた。初年度は模索の時期で、第106研究部会の静的プログラムを使用して一般的な係留を認識するとともに典型的な係留方式として一点係留、多点係留、ドルフィン係留の3方式が選定され、これらに対する動的計算プログラムを開発されることが策定された。同時に流体力の解明のために若干の実験的解明が必要であることが認識された。

一点係留に対しては操縦性の運動方程式を基調に、多点、ドルフィン係留に対しては、耐航性の運動方程式を適用することで波浪強制力による船体運動を算定することにより、係留力、係留索鎖に対する動的影響力を把握する試みが行われた。理論的にはこれらに関連する要素を盛り込んだ計算プログラムの開発は可能であるが、実用計算プログラムとしては複雑であり、計算費用が高むことが判明し、第2年度はこれらのプログラムの実用改良に作業の中心をおき、併せて、船体が微速で移動するときの流体力に及ぼす浅水影響、左右揺に対する浅水影響に関する模型実験を行い、その結果をプログラムに盛り込むなどの努力が行われた。

第3年次は各計算プログラムの完成と系統的な実例計算を行うことによって巨大船の係留に関する基礎資料が求められた。

現在完成した各計算プログラムは、前記経済的な理由から多くの割愛を余儀なくされた結果であるが、動的特性の本質は盛り込まれたものである。

但し、係留索の非線型弾性特性、係留索鎖の海底との摩擦による影響、走錨の影響など、今後取り入れなければならない問題も多く取り残した。

1.2 本解説書作製の主旨

係留問題は複雑であり、ある分野が解明されてもそれだけでは対処できず、各分野の総合的な発展をまたなければ解決できない広がりを持っている。

経緯に述べた通り、本プログラムで今後取り入れるべきこととして取り残した問題も多く、外力等の取扱い、浅水影響なども現在妥当であると考えて設定したものも今後改良、訂正しなければならない流動性を包含している。

本解説はプログラムを組むときに便利であり、計算結果を判断する場合、各サブルーチンの性格を把握していた方が誤りがないこと、各要素の今後の発展に対して滞りなく改良するため等の目的をもって、できるだけ詳しく記述し、計算結果も第1編と重複して掲載した。但し、計算結果の考察は第1編に集約し省略した。

2. 外力・その他の取り扱い

2.1 波浪外力

規則波中で動揺する船体に働く波浪外力は、ストリップ法を用いて表わすことができる。¹⁾

以下に船速がない場合の規則波中における連成運動方程式を、縦運動群、前後揺、横運動群に分けて記述し、有限水深の影響を考慮した波浪外力の式を示す。

なお、座標系ならびに記号の使い方は、参考文献(2)に従った。

2.1.1 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2.1.1.1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_G, y_G, z_G 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, ϕ 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。

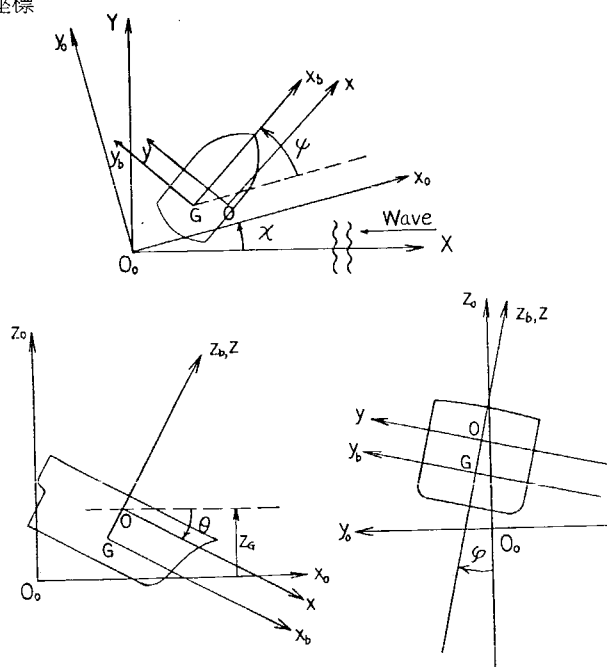


図 2.1.1.1 座 標 系

2.1.2 縦 運 動 群

$$\left. \begin{aligned} (M + a_{zz}) \ddot{z}_G + b_{zz} \dot{z}_G + c_{zz} z_G + a_{z\theta} \ddot{\theta} + b_{z\theta} \dot{\theta} + c_{z\theta} \theta &= F_z c \cos \omega t + F_z s \sin \omega t \\ (J_\theta + a_{\theta\theta}) \ddot{\theta} + b_{\theta\theta} \dot{\theta} + c_{\theta\theta} \theta + a_{\theta z} \ddot{z}_G + b_{\theta z} \dot{z}_G + c_{\theta z} z_G &= M_\theta c \cos \omega t + M_\theta s \sin \omega t \end{aligned} \right\} \dots (2.1.2.1)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} a_{zz} &= \int_L M_H dx, \quad b_{zz} = \int_L N_H dx, \quad c_{zz} = 2\rho g \int_L b dx, \quad a_{z\theta} = -\int_L x M_H dx, \quad b_{z\theta} = -\int_L x N_H dx \\ c_{z\theta} &= -2\rho g \int_L b x dx, \\ a_{\theta\theta} &= \int_L x^2 M_H dx, \quad b_{\theta\theta} = \int_L x^2 N_H dx, \quad c_{\theta\theta} = 2\rho g \int_L b x^2 dx, \quad a_{\theta z} = a_{z\theta}, \quad b_{\theta z} = b_{z\theta}, \quad c_{\theta z} = c_{z\theta} \end{aligned} \right\} (2.1.2.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \begin{bmatrix} F_z c \\ F_z s \end{bmatrix} &= \omega \zeta_A \left\{ -\int_L N_H \frac{\sinh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left. + \int_L M_H \frac{\sinh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (kx \cos \chi) dx \right\} \\ &\quad + 2\rho g \zeta_A \int_L \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (kx \cos \chi) \cdot \int_0^b \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \cos(ky \sin \chi) dy dx \end{aligned} \right\} (2.1.2.3)$$

$$\left. \begin{aligned} \left[\begin{matrix} M_{\theta c} \\ M_{\theta s} \end{matrix} \right] &= \omega \zeta_A \left\{ - \int_L N_H x \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \left[\begin{matrix} \sin \\ \cos \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left. \left[\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \right] \omega \int_L M_H x \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \left[\begin{matrix} \cos \\ \sin \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) dx \right\} \\ &\quad \left[\begin{matrix} - \\ + \end{matrix} \right] 2\rho g \zeta_A \int_L x \left[\begin{matrix} \cos \\ \sin \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) \cdot \int_0^{\frac{b \cosh k(z+h)}{\cosh kh}} \cos(ky \sin \chi) dy dx \end{aligned} \right\}$$

2.1.3 前後揺

前後揺については元良の方法³⁾に従う。よって有限水深の影響は考慮していない。

$$(M+A_{xx})\ddot{x}_0 = F_{xc} \cos \omega t + F_{xs} \sin \omega t$$

$$\left[\begin{matrix} F_{xc} \\ F_{xs} \end{matrix} \right] = -\rho g \zeta_A k \cos \chi \int_L \int_b^b e^{-0.5kz} t(x, y) \left[\begin{matrix} \sin \\ \cos \end{matrix} \right] (kx \cos \chi - ky \sin \chi) dx dy \quad (2.1.3.1)$$

2.1.4 横運動群

$$\left. \begin{aligned} (M+a_{yy})\ddot{y}_0 + b_{yy}\dot{y}_0 + c_{yy}y_0 + a_{y\phi}\ddot{\phi} + b_{y\phi}\dot{\phi} + c_{y\phi}\phi + a_{y\varphi}\ddot{\varphi} + b_{y\varphi}\dot{\varphi} + c_{y\varphi}\varphi \\ = F_{yc} \cos \omega t + F_{ys} \sin \omega t \\ (J_\phi + a_{\phi\phi})\ddot{\phi} + b_{\phi\phi}\dot{\phi} + c_{\phi\phi}\phi + a_{\phi\varphi}\ddot{\varphi} + b_{\phi\varphi}\dot{\varphi} + c_{\phi\varphi}\varphi + a_{\phi y}\ddot{y}_0 + b_{\phi y}\dot{y}_0 + c_{\phi y}y_0 \\ = M_{\phi c} \cos \omega t + M_{\phi s} \sin \omega t \\ (J_\varphi + a_{\varphi\varphi})\ddot{\varphi} + b_{\varphi\varphi}\dot{\varphi} + c_{\varphi\varphi}\varphi + a_{\varphi y}\ddot{y}_0 + b_{\varphi y}\dot{y}_0 + c_{\varphi y}y_0 + a_{\varphi\phi}\ddot{\phi} + b_{\varphi\phi}\dot{\phi} + c_{\varphi\phi}\phi \\ = M_{\varphi c} \cos \omega t + M_{\varphi s} \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (2.1.4.1)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} a_{yy} &= \int_L M_s dx & b_{yy} &= \int_L N_s dx & c_{yy} &= 0 \\ a_{y\phi} &= \int_L x M_s dx & b_{y\phi} &= \int_L x N_s dx & c_{y\phi} &= 0 \\ a_{y\varphi} &= \int_L M_s (l_{sr} - \overline{OG}) dx & b_{y\varphi} &= \int_L N_s (lw - \overline{OG}) dx & c_{y\varphi} &= 0 \\ a_{\phi\phi} &= \int_L x^2 M_s dx & b_{\phi\phi} &= \int_L x^2 N_s dx & c_{\phi\phi} &= 0 \\ a_{\phi\varphi} &= \int_L x M_s (l_{sr} - \overline{OG}) dx & b_{\phi\varphi} &= \int_L x N_s (lw - \overline{OG}) dx & c_{\phi\varphi} &= 0 \\ a_{\varphi y} &= a_{y\phi} & b_{\varphi y} &= b_{y\phi} & c_{\varphi y} &= 0 \\ a_{\varphi\varphi} &= \int_L (I_R - 2M_s l_{sr} \overline{OG} + \overline{OG}^2 M_s) dx & b_{\varphi\varphi} &= 0.45 a_{\varphi\varphi} & c_{\varphi\varphi} &= W \cdot GM \end{aligned} \right\} \quad (2.1.4.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \left[\begin{matrix} F_{yc} \\ F_{ys} \end{matrix} \right] &= \omega \zeta_A \sin \chi \left\{ \left[\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \right] \int_L N_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \left[\begin{matrix} \cos \\ \sin \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left. - \omega \int_L M_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \left[\begin{matrix} \sin \\ \cos \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) dx \right\} \\ &\quad - 2\rho g \zeta_A \int_L \left[\begin{matrix} \sin \\ \cos \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) \int_{-dx}^0 \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin \chi) dz dx \\ \left[\begin{matrix} M_{\phi c} \\ M_{\phi s} \end{matrix} \right] &= \omega \zeta_A \sin \chi \left\{ \left[\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \right] \int_L x N_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \left[\begin{matrix} \cos \\ \sin \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left. - \omega \int_L x M_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \left[\begin{matrix} \sin \\ \cos \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) dx \right\} \\ &\quad - 2\rho g \zeta_A \int_L x \left[\begin{matrix} \sin \\ \cos \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) \int_{-dx}^0 \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin \chi) dz dx \\ \left[\begin{matrix} M_{\varphi c} \\ M_{\varphi s} \end{matrix} \right] &= \omega \zeta_A \sin \chi \left\{ \left[\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \right] \int_L (lw - \overline{OG}) N_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \left[\begin{matrix} \cos \\ \sin \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) dx \right. \\ &\quad \left. - \omega \int_L (l_{sr} - \overline{OG}) M_s \frac{\cosh k(-Tm+h)}{\sinh kh} \left[\begin{matrix} \sin \\ \cos \end{matrix} \right] (kx \cos \chi) dx \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.4.3)$$

$$+2\rho g \zeta_A \int_L \left[\frac{\sin}{\cos} \right] (kx \cos \chi) \left\{ \int_0^b \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin \chi) dy \right. \\ \left. + \int_{-dx}^0 \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin \chi) dz + \overline{OG} \cdot \int_{-dx}^0 \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \sin(ky \sin \chi) dz \right\} dx$$

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。

[2.1] の 参 考 文 献

- (1) 田才福造, 高木又男; 規則波中の応答理論およびその計算法 耐航性に関するシンポジウム 昭和44年
- (2) 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
- (3) 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

付記 前年度報告書では誤字, 式の誤りがあったので本報告ではそれらを訂正した。

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
χ	: 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, $\sigma = S/2bT$
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_ϕ	: 船の船首揺質量慣性モーメント $J_\phi = Mky^2$
J_φ	: 船の横揺質量慣性モーメント $J_\varphi = Mky^2$ (ky : 横環動半径)
$a_{zz} \dots, b_{\varphi\psi}, c_{\varphi\psi}$	: 斜波中の運動方程式の係数
$F_{zc}, F_{zs}, \dots, M\varphi_c, M\varphi_s$	: 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)

2.1.5 浅水影響

2.1.5.1 浅水影響を考慮した流体力係数

水深が浅くなると物体に作用する流体力に水深の影響があらわれてくる。運河や狭い水路を航行する船に、この浅水影響があらわれるのはよく知られている。超大型船の係船についても浅水影響の問題がいくつか考えられる。

そのうちのひとつに浅海域における船の動揺の問題がある。この場合の浅水影響は船に相対的な水深（たとえば、水深／吃水， H/T ）によるだけでなく、波の波長にも依存するが、停泊地に場所を限れば伝播してくる波は、それほど長いものではなく、せいぜい100m前後とされている。それで、このような海象を想定した場合、 $H/T < 1.5$ になると浅水影響が著しくあらわれてくると言われており、事実超大型船の場合 H/T は、この付近であるので、これを無視できないと考えられる。

そこで本研究部会では、特異点分布法を用いて、2次元radiation問題を解き、浅水影響を考慮した付加質量、減衰係数等の流体力係数を求めた。また、それらの結果を他の計算法による結果と比較して、両者が、よく一致することから、本計算法の有効性を確認した。（昭和49年度報告書参照）

2.1.5.2 左右揺に対する浅水影響

浅水の流体力に関する理論計算法は比較的多く発表されているが、実験方法が困難なため、実験的に検証した結果は意外に少い。本研究部会では2次元木製模型を用いて強制左右揺の実験を実施して、前節の理論計算法による結果が、実験結果とよく一致することを検証した。（昭和50年度報告書参照）

純左右揺の線型運動方程式を次のようにあらわす。

$$\left(\frac{\bar{W}}{g} + \bar{M}_s\right) \ddot{y} + \bar{N}_s \dot{y} = F_s \quad \dots\dots\dots (2.1.5.1)$$

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

g : 重力の加速度

模型船を $y = y_a \sin \omega t$ の正弦運動させた場合の流体力 F_s を

$$F_s = -F_a \sin(\omega t - \epsilon_s) \quad \dots\dots\dots (2.1.5.2)$$

として(2.1.5.2)を(2.1.5.1)に代入すれば

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_s &= \frac{F_a \cos \epsilon_s}{y_a \omega^2} - \frac{\bar{W}}{g} \\ \bar{N}_s &= \frac{F_a \sin \epsilon_s}{y_a \omega} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (2.1.5.3)$$

となり、無次元係数 M_s 、 N_s は

$$\left. \begin{aligned} M_s &= \frac{\bar{M}_s}{\rho(B/2)^2 L} \\ N_s &= \frac{\bar{N}_s}{\rho(B/2)^2 \omega L} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (2.1.5.4)$$

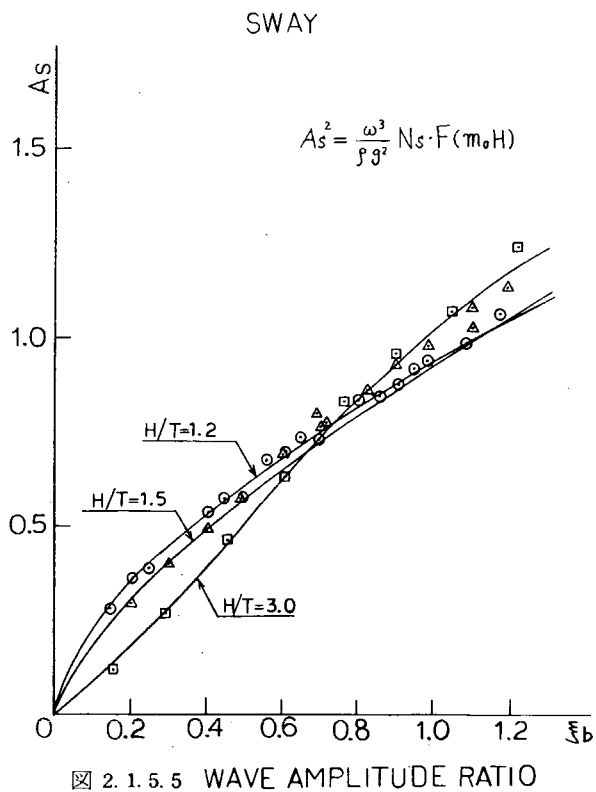
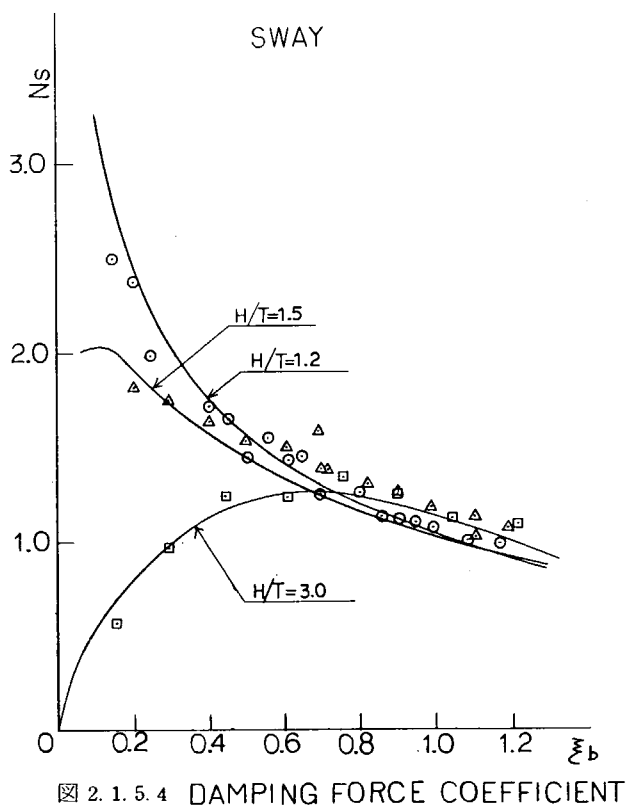
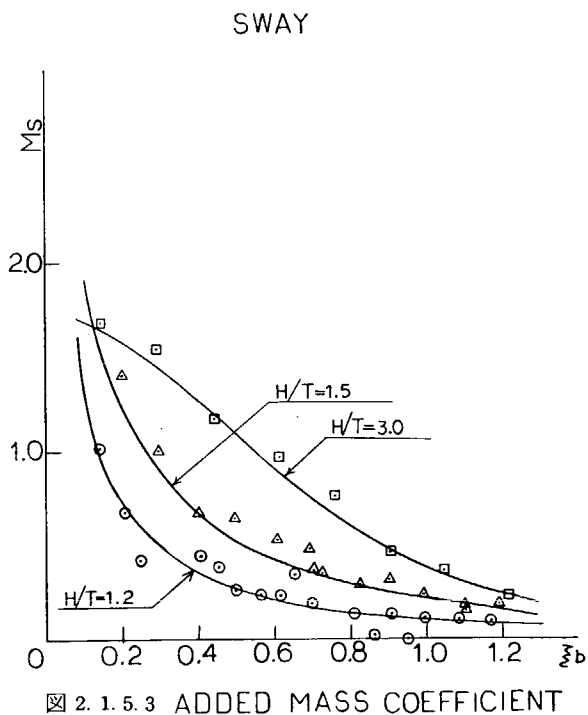
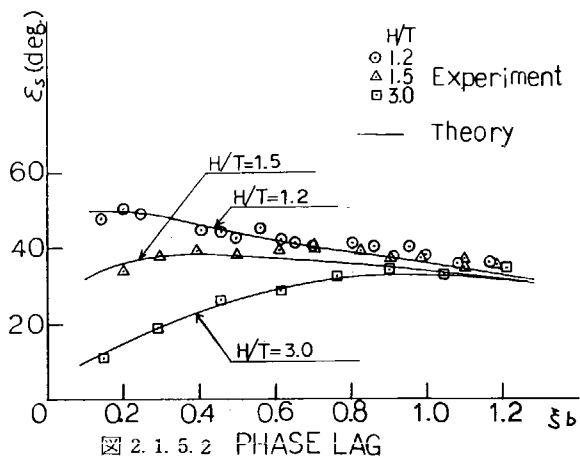
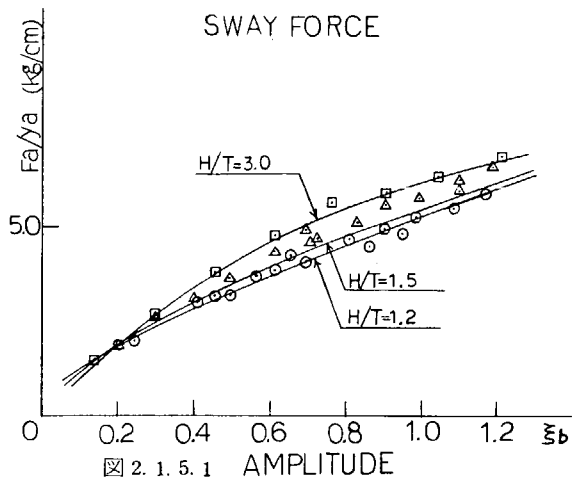
ρ : 流体の密度

B : 模型船の幅

L : 模型船の長さ

となる。

実験結果と計算結果を図2.1.5.1～図2.1.5.5に示した。



2.1.5.3 大偏角で微速移動する船体に働く流体力とその浅水影響

離接岸時および泊地附近における巨大船の微速操船運動や係船運動、係船力及び曳船で巨大船を移動する時の抵抗を知るため、大偏角で微速移動する船体に働く流体力、および流体力に及ぼす浅水影響を求める必要がある。本研究部会は、船舶技術研究所と共同でタンカーの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た。(昭和50年度報告参照)

その結果は、

$$C_Y = \frac{F_r}{\frac{1}{2} \rho V^2 L \cdot d} \quad \dots\dots\dots (2.1.5.5)$$

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho V^2 L^2 \cdot d} \quad \dots\dots\dots (2.1.5.6)$$

但し F_r : 船体に作用する流体力の横成分 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 $kg \cdot sec^2/m^4$

v : 風速 m/sec

とすると、 C_Y 、 C_M は水深・喫水比をパラメーターとして図2.1.5.6、図2.1.5.7の通りに求められた。よってこの結果を使用する。

(注) その他、浅水影響に関係するものに波による漂流力があるが、これについてはN.S.M.Bでの実験値を使用している。〔2.5〕波による漂流力及びモーメントの項を参照のこと。

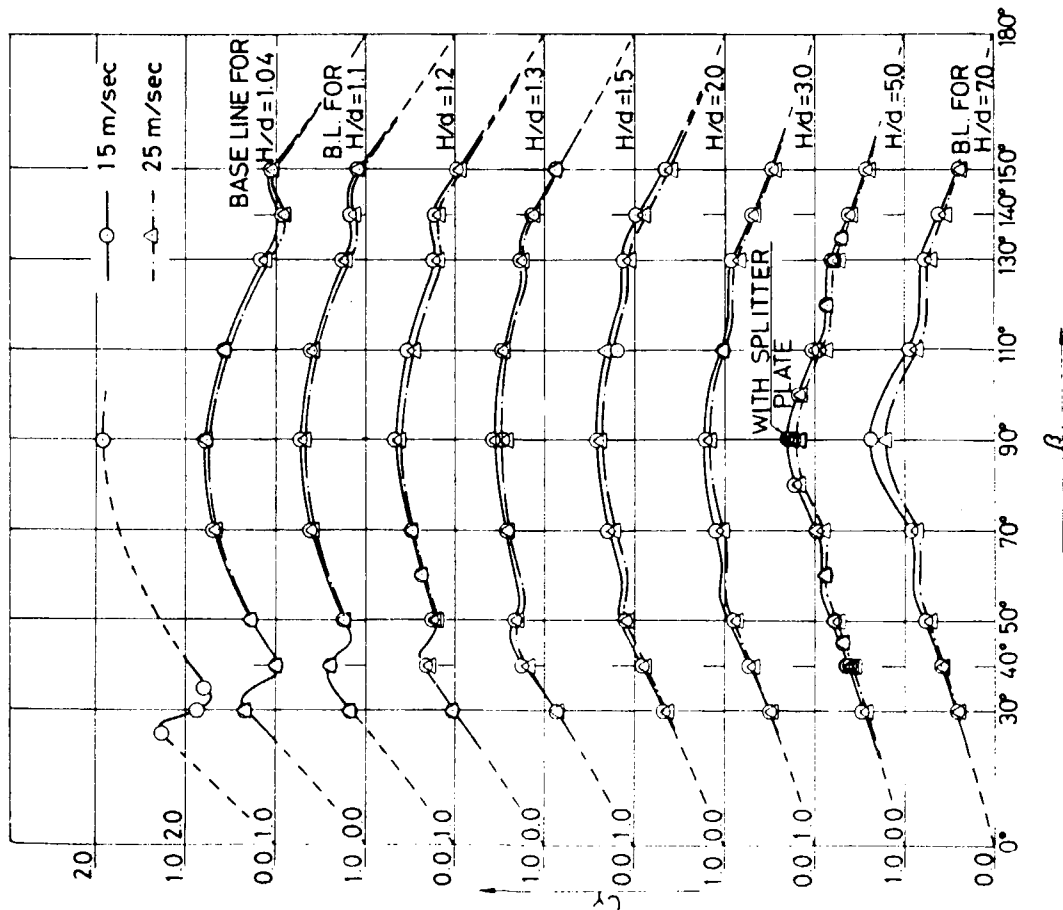


図 2.1.5.6. $C_Y - \beta$ 曲線

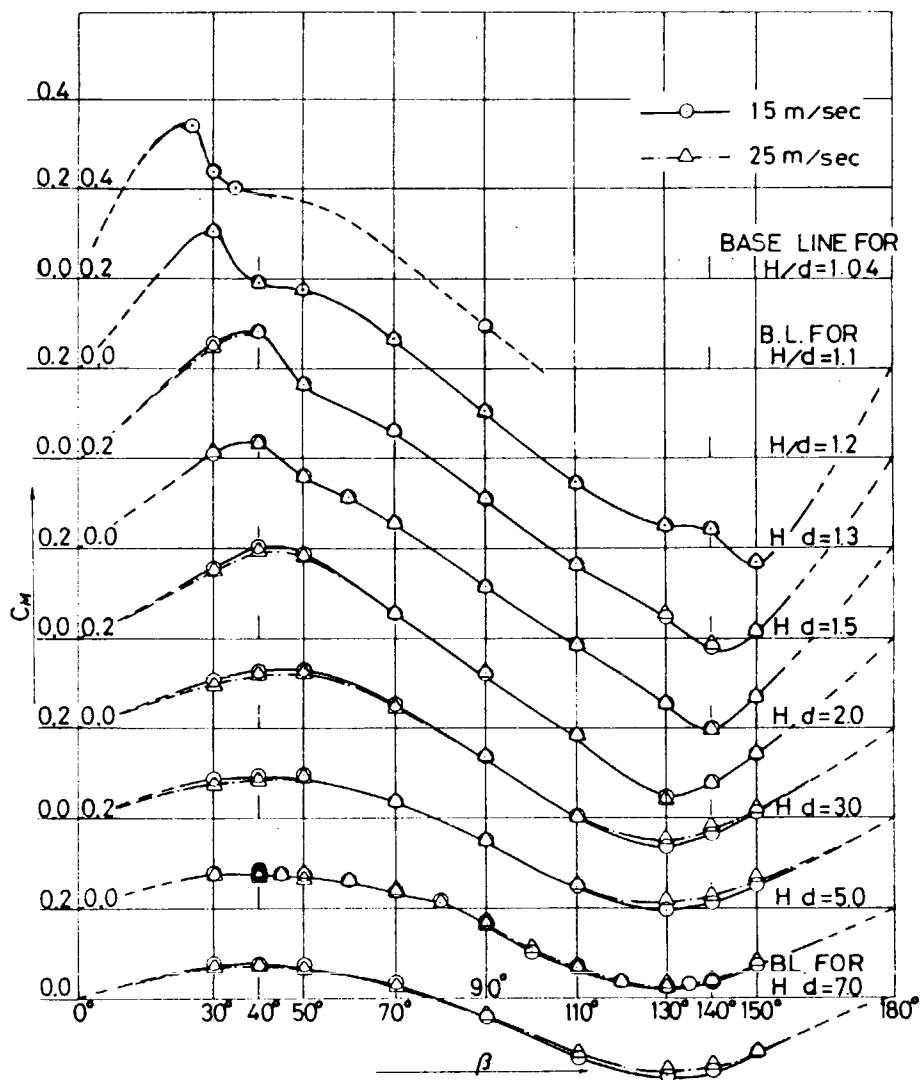


図 2.1.5.7 $C_M - \beta$ 曲線

2.2 係留力

2.2.1 仮定

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が、次のような仮定をしている。

- a) チェインの伸びおよびチェーンに働く流体力は無視する。
- b) チェインと海底面との摩擦は考えない。
- c) チェインの単位長さ当り重量（単重）は一定とする。
- d) チェイン自体の動的効果は考えない。

入力として

S_0 : チェインの長さ

W : 単重

TTX : 破断張力

H_0 : 着鎖点間水平距離

V_L : 船（またはブイ）側着鎖点の海底からの高さ

V_A : 固定着鎖点の海底からの高さ

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。

2.2.2 計算式

- (1) 海底にチェーンの一部が横たわっている場合（slack 状態）の係留力（図 2.2.2.1, I）

$$V_0 = V_L - V_A \dots\dots\dots (2.2.2.1)$$

$$\frac{V_0}{a} = \cosh \left\{ \frac{H_0 - S_0 + \sqrt{V_0 (V_0 + 2a)}}{a} \right\} - 1 \dots\dots\dots (2.2.2.2)$$

より a を求める。 $a \doteq T_H / W$ (単位あたりの水平力)

$$\bar{S} = \sqrt{V_0 (V_0 + 2a)} \dots\dots\dots (2.2.2.3)$$

$$T_H = a \cdot W \dots\dots\dots (2.2.2.4)$$

$$T_v = \bar{S} \cdot W \dots\dots\dots (2.2.2.5)$$

ここで $\bar{S}$: チェインのカテナリー部分長さ

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 2.2.1.1, II）には

$$a = \frac{S_0^2 - V_0^2}{2V_0} \dots\dots\dots (2.2.2.6)$$

$$\bar{S} = S_0 \dots\dots\dots (2.2.2.7)$$

となり式 (2.2.2.4), 式 (2.2.2.5) から T_H , T_v が求まる。

- (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）の係留力

..... (図 2.2.2.1, III)

$$S_0^2 - V_0^2 = 4a^2 \sinh \frac{H_0}{2a} \dots\dots\dots (2.2.2.8)$$

より a を求める。また

$$V_0 = 2a \sinh \frac{2H' + H_0}{2a} \sinh \frac{H_0}{2a} \dots\dots\dots (2.2.2.9)$$

より H' を求める。ここで

$$\bar{S} = a \cdot \sinh \frac{H' + H_0}{a} \dots\dots\dots (2.2.2.10)$$

となり、式 (2.2.2.4) 及び式 (2.2.2.5) から T_H , T_v が求まる。

図 2.2.2.1, IV に示すように、一点係留プログラムではチェーンの両端が海底と離れ、かつチェーンも海底と離れている場合も計算できる。この場合 taut 状態と同じ式になる。

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図 2.2.2.2 (V), (VI) に示すように張力を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。

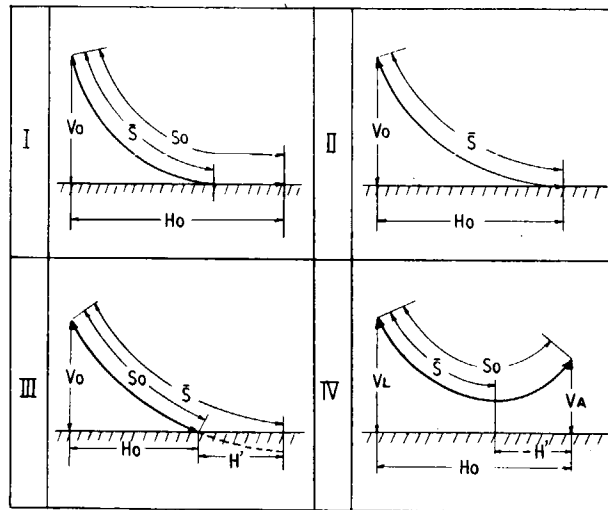


図 2.2.2.1 カテナリーの形状

	CATENARYの状態	KSW	備 考
(I)	$H_0 < 0$ AND $V_0 < 0$	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	$T_H = T T X \frac{H_0}{\sqrt{H_0^2 + V_0^2}}$ $T_V = T T X \frac{V_0}{\sqrt{H_0^2 + V_0^2}}$
(VI)	TAUT 状態で張力が TTX を超えた時	4	$T_H = T T X \frac{T_H}{\sqrt{T_H^2 + T_V^2}}$ $T_V = T T X \frac{T_V}{\sqrt{T_H^2 + T_V^2}}$

図 2.2.2.2 カテナリーの状態による張力計算方法

2.3 風による力及びモーメント

2.3.1 本プログラムに用いられた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。

$$R_w = 1/2 \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot V_w^2 \cdot (A_f \cos^2 \varphi_w + A_s \sin^2 \varphi_w) \dots \dots (2.3.1.1)$$

$$A_f = B \times (D - d) + A_{fb} \dots \dots \dots (2.3.1.2)$$

$$A_s = A_{sd} + 1.05 \times L_{pp} \times (D - d) \dots \dots \dots (2.3.1.3)$$

ここで R_w …… 風圧力

L_{pp} …… 船の垂線間長

B …… 船 幅

D …… 船の深さ

d …… 吃 水

A_{fb} …… 船楼及び甲板室の正面投影面積

As_d " " 側面投影面積
 ρ_w 空気の密度 ($0.000125 \text{ ton sec}^2 / m^2$)
 C_w 風圧力係数 (後述)
 V_w 風 速
 φ_w 相対風向
 a 風圧中心から船首端までの距離
 θ 風圧力角

図 2 3 1 1 に a , φ_w , θ の関係を示す。

船に働く力及びモーメントは次式で表わされる。

$$F_{wx} = -R_w \cos \theta \quad (2.3.1.4)$$

$$F_{wy} = -R_w \sin \theta \quad (2.3.1.5)$$

$$F_{wz} \doteq 0 \quad (2.3.1.6)$$

$$M_w \varphi = -F_{wy} \cdot Z_w \quad (2.3.1.7)$$

$$M_w \theta = F_{wx} \cdot Z_w \quad (2.3.1.8)$$

$$M_w \phi = F_{wy} \cdot x_w \quad (2.3.1.9)$$

ここで、 F_{wx} , F_{wy} , F_{wz} は風圧力の x , y , z 軸方向成分を表わし、 $M_w \varphi$, $M_w \theta$, $M_w \phi$ は風圧力による x , y , z 軸回りモーメントを表わす。また、 x_w は風圧中心の x 座標で実験値 a によって決まる。 Z_w は風圧中心の Z 座標で $(D-d)/2 + OG$ で近似する。ただし、 OG は重心から自由表面までの距離。

なお、 C_w , a , θ は船研辻豊治氏他¹⁾による実験値であり、その値を表 2 3 1 1 に示す。

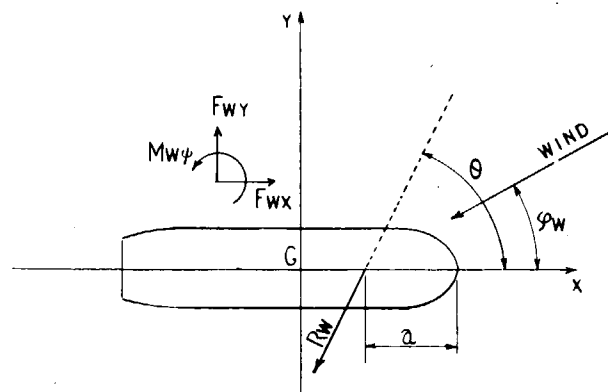


図 2 3 1 1 風向と風圧力の関係

表 2.3.1.1 風圧力及びモーメントレバー係数

ϕ_w (度)	満 載 状 態 風 圧 の			バ ラ ス ト 状 態 風 圧 の		
	θ	Cw	a/L	θ	Cw	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

2.3.2 他の文献による風の力及びモーメントとの比較

本研究部会では2.3.1に述べた通り、風圧力及びモーメントはHughesの実験式と船研の実験結果を使用した、その他に幾つかの報告がある。本節ではこれらの報告を比較して参考とする。

船尾船橋を有する巨大タンカーの風圧力を対象にした以下3つの報告は風洞実験結果を無次元化し、実船に適用するための計算式を示しているが、各報告の実験値、計算式を25万トンタンカーに適用して結果を比較してみる。

2.3.2.1 船研の実験値¹⁾

本研究部会の各計算プログラムで使用している実験値で、船研の水槽で送風機を使用し、縦方向、横方向の風圧力、モーメントを計測したものをHughesの実験式で無次元化して整理したものである。実験値については前節に述べた通りである。この実験に用いた模型は、船尾船橋を有する15万トンタンカーを対象にした長さ1.5mのもので、実験状態は満載、バラストの2状態であり、バラスト状態については船尾トリムの状態である。

2.3.2.2 Exxon の報告²⁾

船尾船橋を有する15.5, 23, 40, 50万トンタンカーを対象に、ミシガン大学で模型風洞実験を行った結果であり、実験状態は満載、バラスト両状態である。

実験結果は以下に述べる実験式を用いて無次元化し、4隻の船の平均値を示している。

$$F_{wx} = C_{xw} \left(\frac{\rho_w}{7600} \right) V_w^2 \cdot A \text{ (ton)} \dots\dots\dots (2.3.2.1)$$

$$F_{wy} = C_{yw} \left(\frac{\rho_w}{7600} \right) V_w^2 \cdot B \text{ (ton)} \dots\dots\dots (2.3.2.2)$$

$$M_w = C_{mw} \left(\frac{\rho_w}{7600} \right) V_w^2 \cdot A_L L_{pp} \text{ (ton-m)} \dots\dots \text{Xまわり} \dots\dots (2.3.2.3)$$

A …… 正面投影面積 (m²)

B …… 側面 " (m²)

V_w …… 風 速 (m/sec)

θ_w …… 相対風向 (degree)

C_{xw}, C_{yw}, C_{mw} をθ_wの関数として求めている、実験値は図2.3.2.1～図2.3.2.3に示した。

2.3.2.3 B.S.R.A. 報告³⁾

実験内容の詳細については不明であるが数隻の中央船橋または船尾船橋を有するタンカーについて風洞実験を行い、次式のような無次元化によって実験結果を整理している。

$$R = C_{dw} B V_w^2 \times 10^{-3} \text{ (lb)} \dots\dots\dots (2.3.2.4)$$

$$F_{wx} = R \cos \beta \text{ (lb)} \dots\dots\dots (2.3.2.5)$$

$$F_{wy} = R \sin \beta \text{ (lb)} \dots\dots\dots (2.3.2.6)$$

$$M_w = C_{mw} \cdot B \cdot V_w^2 \cdot L_oA \times 10^{-3} \text{ (lb-ft)} \dots\dots\dots \text{Xまわり} \dots\dots (2.3.2.7)$$

B …… 側面投影面積 (feet²)

L_{oA} …… 船の全長 (feet)

V_w …… 風 速 (feet/sec)

α …… 相対風向 (degree)

C_{dw}, β, C_{mw} を相対風向αの関数として求めている。図2.3.2.4～図2.3.2.6に実験結果を示す。

以上の各実験値、実験式を行い、250トン型タンカーで風圧力、風圧力モーメントの計算を行った。

なお、25万トン型タンカーは各係留計算に用いたものである。計算結果は図2.3.2.7～図2.3.2.12に示す。但し、風速は20 m/sec の場合である。この計算結果を見るとかなりの差があり、角度によっては他の実験値の半分ほどの値を示すことがある。3つの実験の対象船が船尾船橋をもつほぼ相似に近い形状のタンカーなら、その実験結

果の無次元化方法が異っても、同じような形状のタンカーにスケール・アップしたらほぼ同じ風圧力を示すはずである。ところが下の表でわかるように船尾船橋をもつタンカーといっても実験対象船の形状にかなりの差があることがわかる。

	船 full	研 ballast	Exxon		25万トンタンカー	
			full	ballast	full	ballast
LoA / free board	377	20.6 (183)	50~60	17~20 (30)	585	264 (22)
A_{HL} / A_L	0.758	0.862	0.760 ~0.820	0.915 ~0.935	0.792	0.895
$2A_L / LoA^2$	0.0706	0.114	0.050 ~0.065	0.120 ~0.140	0.0435	0.0856
A_{HT} / A_T	0.369	0.544	0.365 ~0.440	0.630 ~0.680	0.341	0.534
L / B	61		5~7		64	

() は ballast の free board の full の free board に対する比

LoA 船の全長

A_L 水線上の側面投影面積

A_{HL} // 船体の側面投影面積 (上部構造物含まず)

A_T 水線上の正面投影面積

A_{HT} // 船体の正面投影面積 (上部構造物含まず)

Exxon のレポートでは水線上の船体形状を表わす各々のパラメーターの風圧力やモーメントの無次元値への影響を示している。それによると A_{HL} / A_L は風圧力モーメント係数に主に影響し、 $2A_L / LoA^2$ (aspect 比) は主に横方向風圧力係数に、2次的には風圧力モーメント係数へ影響する。また、 A_{HT} / A_T は主に縦方向風圧力係数へ影響する。以上の観点より図2-3-27~図2-3-212の25万トンタンカーでの計算値を見ると、 A_{HL} / A_L は Exxon に比べ船研のそれは full, ballast 共に小さく図2-3-27, 図2-3-28の風圧力モーメントの計算値に明瞭に出ている。 $2A_L / 2LoA^2$ は満載では Exxon に比べ船研のそれは大きく、図2-3-29の横方向風圧力は高めに出的。一方、バラストでは船研の $2A_L / LoA^2$ は Exxon のそれに比べやや小さく図2-3-210はほぼ同じ値を示す。縦方向風圧力については横力に比べ絶対値が小さいためか A_{HT} / A_T だけでは説明できないようである。上記の表でわかるように今回計算した25万トンタンカーは船研の実験船にやや近いようである。実験値を用いて実船の風圧力、モーメントを計算する際どのような実験値を使うかによって値が大きく変わる。そこで実験に用いた船の上記パラメーターの範囲について十分吟味して実験値を使用しなければならないと思われる。

[2.3 参 考 文 献]

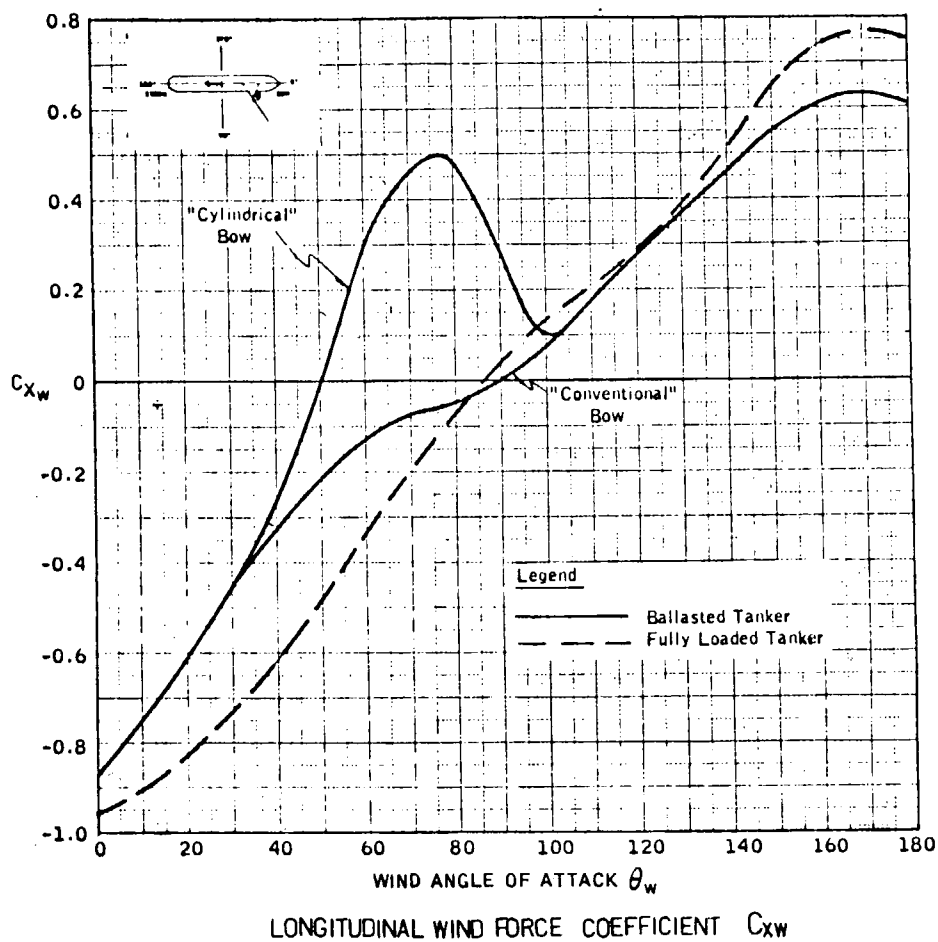
- (1) 辻 豊次, 菅 信, 岩井 聡, 久々宮久

「巨大船の風圧力および斜航時の水圧力について」

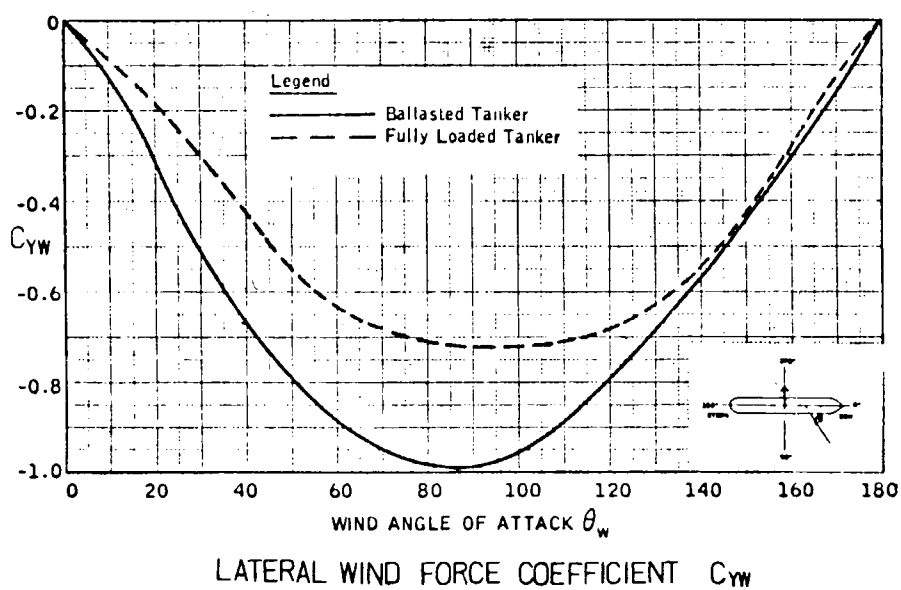
第9回 船研研究発表会講演概要 1967年11月

- (2) Exxon Research and Engineering CO. 「Coefficients and Procedures for Predicting the Effects of Wind and Current on VLCC' S」 Report for the Oil Companies International Marine Forum. December 1975.

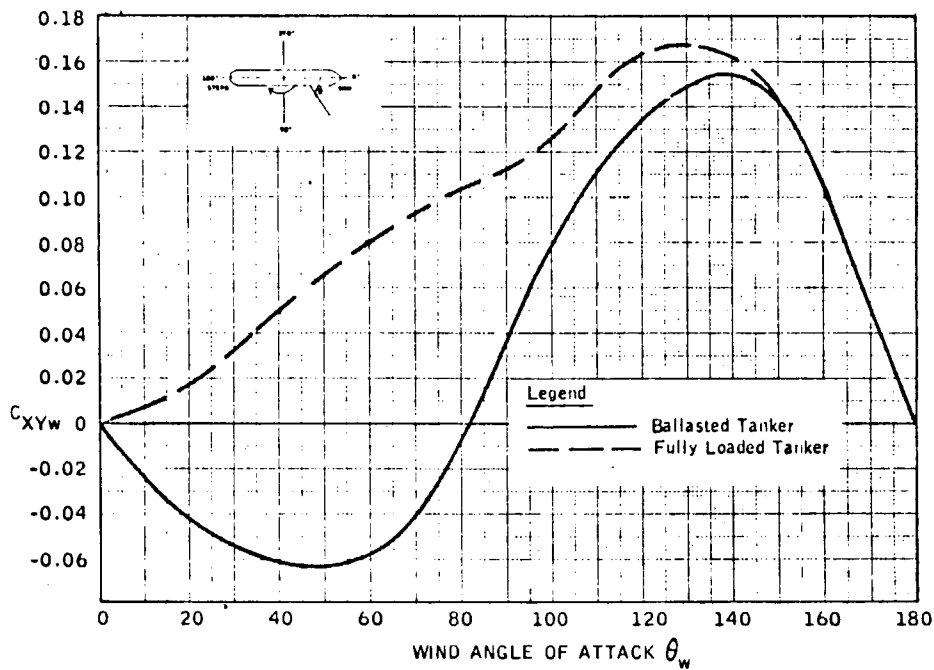
- (3) B.S.R.A. Report NS.256, Appendix II.



2.3.2.1

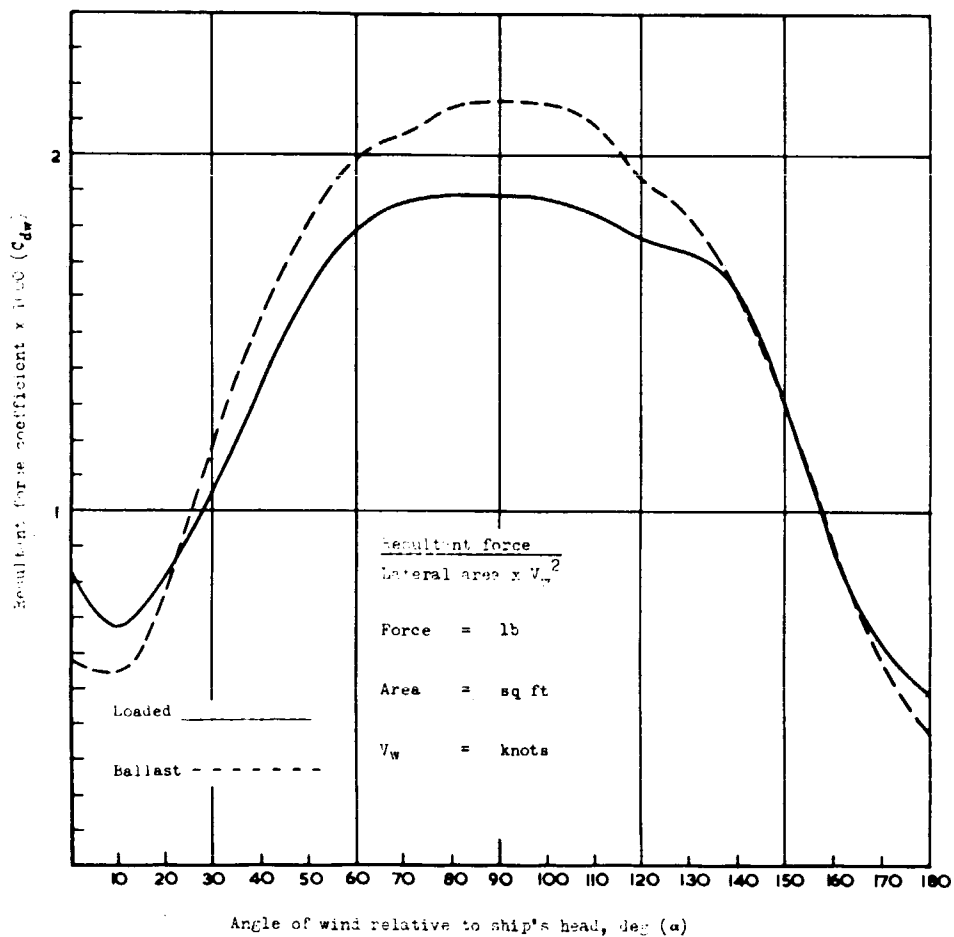


2.3.2.2



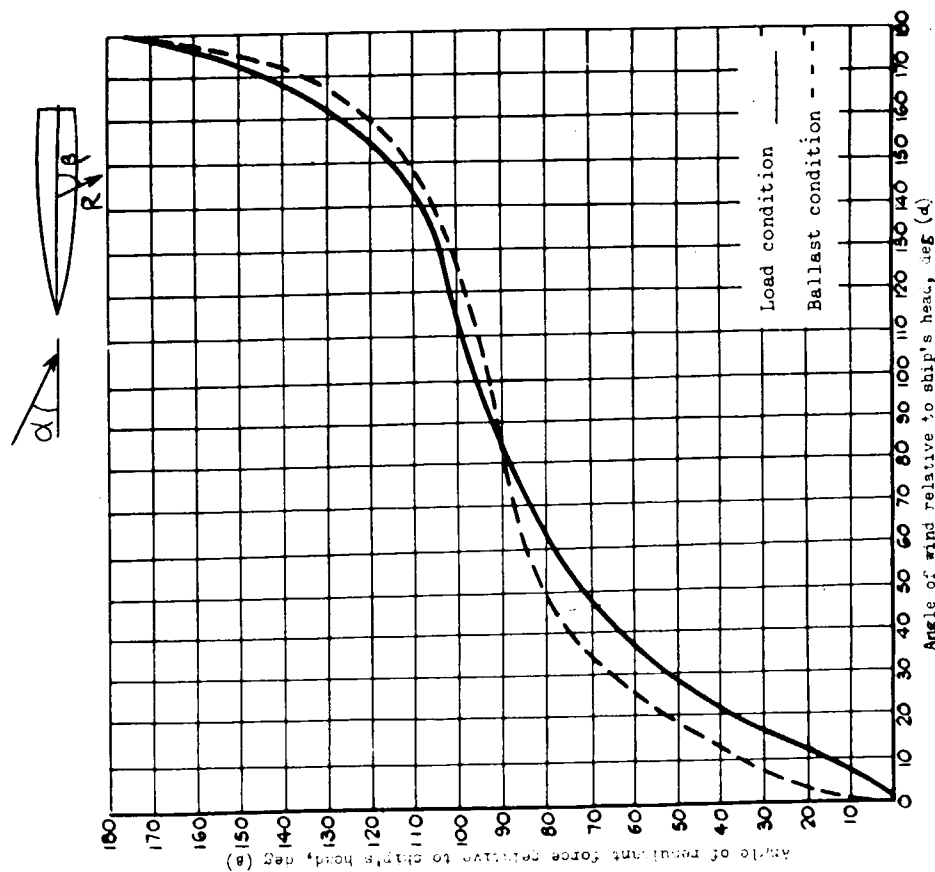
WIND YAW MOMENT COEFFICIENT C_{XYW}

2 3 2 3



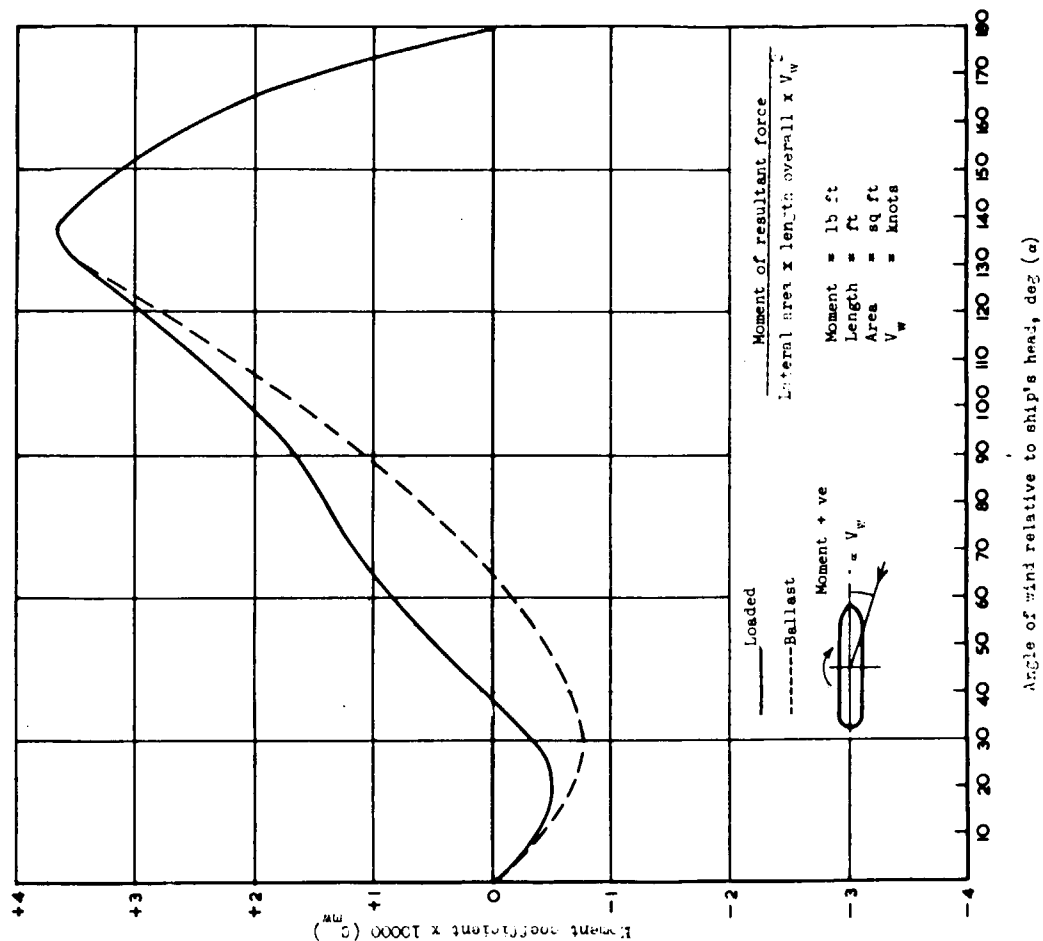
WIND FORCES ON MOORED SHIPS.
TANKER, SUPERSTRUCTURE ALL AFT.
RESULTANT FORCE COEFFICIENT.

2 3 2 4



— RELATION BETWEEN WIND DIRECTION AND DIRECTION OF RESULTANT FORCE. SUPERSTRUCTURE AFT.

2 3 2 5



— WIND FORCES ON MOORED SHIPS. TANKER, SUPERSTRUCTURE ALL AFT. MOMENT OF RESULTANT FORCE COEFFICIENT.

2 3 2 6

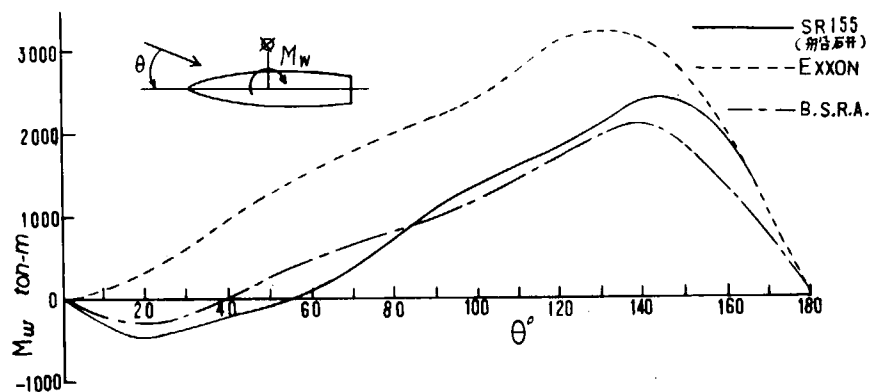


図 2.3.2.7 風圧力モーメント M_w (満載状態)

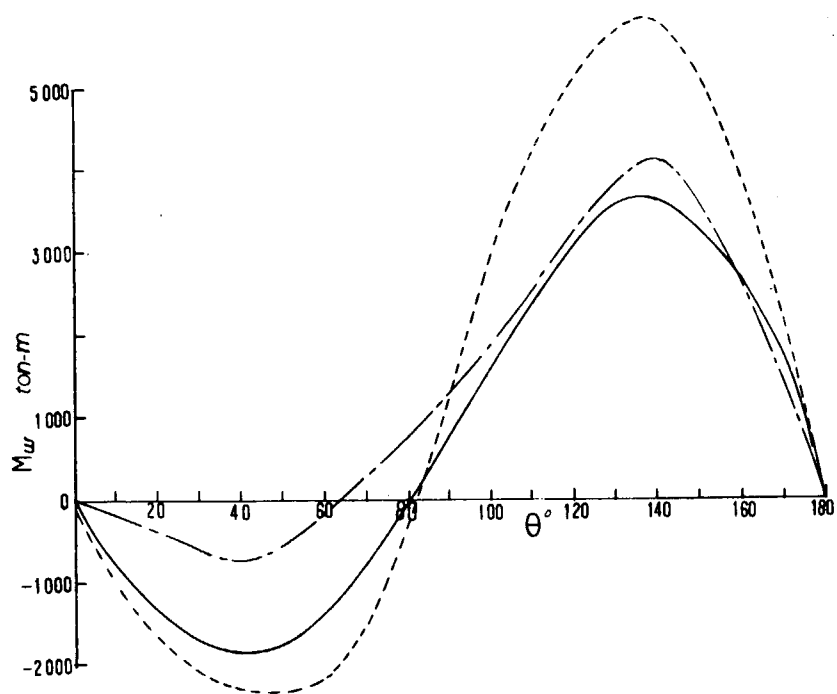


図 2.3.2.8 風圧力モーメント M_w (バラスト状態)

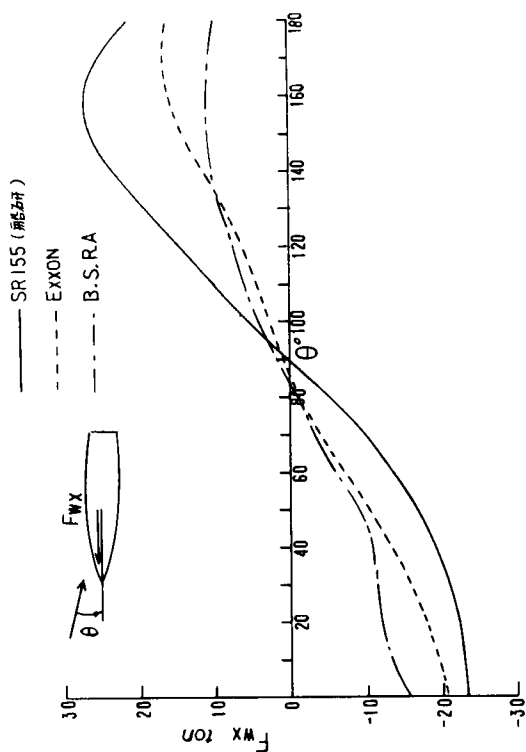


図 2.3.2.11 縦方向風圧力 F_{wx} (満載状態)

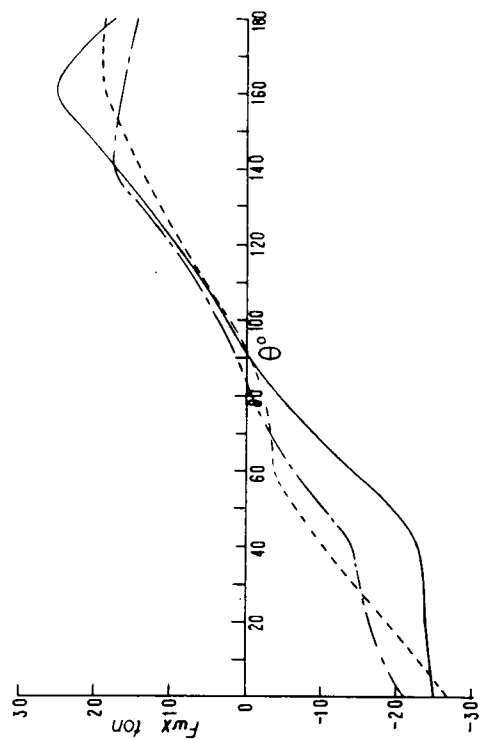


図 2.3.2.12 縦方向風圧力 F_{wx} (バラスト状態)

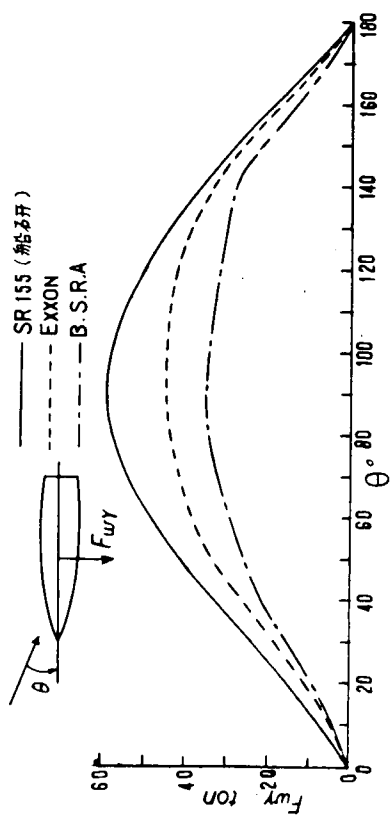


図 2.3.2.9 横方向風圧力 F_{wy} (満載状態)

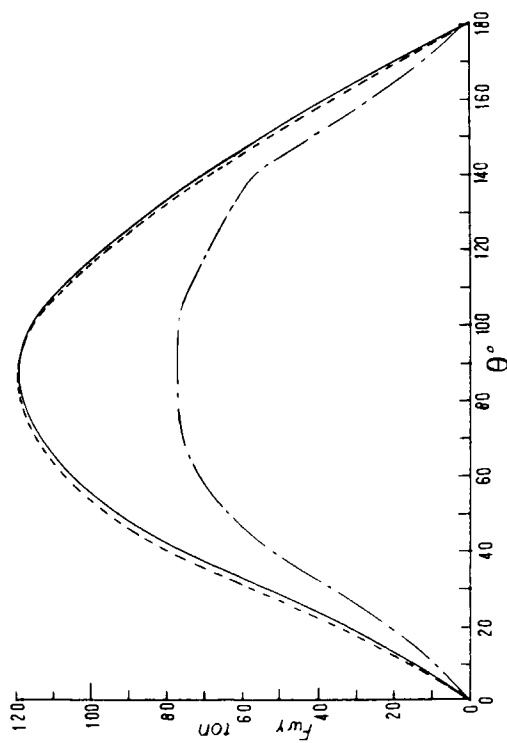


図 2.3.2.10 横方向風圧力 F_{wy} (バラスト状態)

2.4 潮流による力及びモーメント

2.4.1 本プログラムに用いられた潮流による力及びモーメント

潮流と船体運動との相対流速により船体に働く力及びモーメントを次式で表わす。

$$F_{cx} = 1/2 \cdot \rho_c \cdot C_F \cdot (1.3 + \Delta k) \cdot V_{cx}^2 \cdot S \quad (2.4.1.1)$$

$$F_{cy} = 1/2 \cdot \rho_c \cdot C_Y \cdot V_c^2 \cdot L_{pp} \cdot d \quad (2.4.1.2)$$

$$Mc\phi = 1/2 \cdot \rho_c \cdot C_M \cdot V_c^2 \cdot L_{pp}^2 \cdot d - Mc\phi' \quad (2.4.1.3)$$

$$C_F = 0.463 \cdot (\log_{10} Rn)^{-2.6} \quad \text{摩擦抵抗係数} \dots\dots (2.4.1.4)$$

$$S = \nabla^{2/3} \cdot (3.4 + 0.5 L / \nabla^{1/3}) \quad \text{浸水面積} \dots\dots (2.4.1.5)$$

$$Mc\phi' = 0.125 \cdot \rho_c \cdot \dot{\alpha} \cdot |\dot{\alpha}| \cdot C_Y(90^\circ) \cdot \{ (L/2 - X_G)^4 + (L/2 + X_G)^4 \} \cdot d \dots\dots (2.4.1.6)$$

ここで ρ_c …… 海水の密度 (0.10461 ton-sec²/m²)

V_c …… 相対流速

V_{cx} …… 相対流速のx軸方向成分

Rn …… レイノルズ数

∇ …… 排水容積

$\dot{\alpha}$ …… 船の旋回角加速度

X_G …… ∇ から重心までの距離

F_{cx} , F_{cy} はそれぞれ流圧力のx, y軸方向成分を表わし $Mc\phi$ は流圧力によるz軸回りのモーメントを表わす。 Δk は浅水影響係数であり文献(1)によるものを表2.4.1.1に数値で示した。 C_Y , C_M については「2.1.5.3」に述べた風洞試験結果より、流圧力の横力係数及びモーメント係数で、表2.4.1.2及び3に数値を示す。図2.4.1.1に V_c , V_{cx} , F_{cx} , y の関係を示す。

なお、多点係留及びドルフィン係留プログラムでは F_{cx} は無視している。

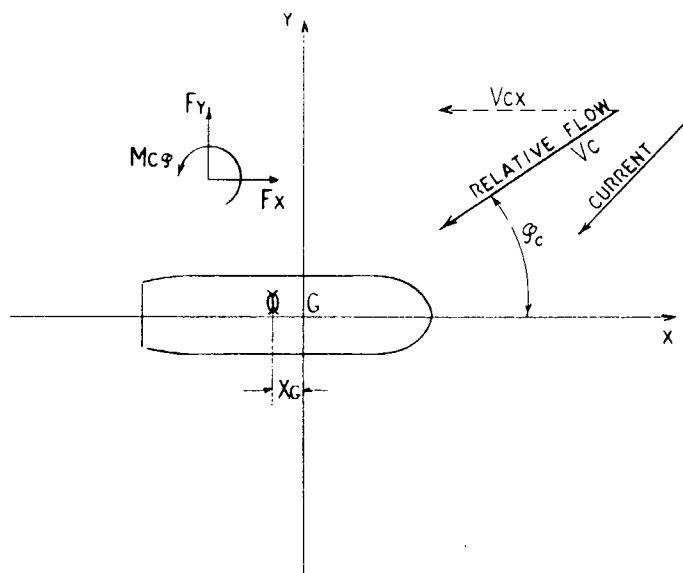


表2.4.1.1 浅水影響係数

H/d	Δk
1.1	1.30
1.2	1.07
1.3	0.93
1.5	0.65
2.0	0.32
3.0	0.11
5.0	0.02
7.0	0.00

図2.4.1.1 潮流と潮流力との関係

表 2.4.1.2 流 圧 力 係 数 C_Y

φ_c (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	0.93	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 2.4.1.3 流圧力モーメント係数 C_M

φ_c (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	0.082	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	-0.159
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

2.4.2 他の文献による潮流及びモーメントとの比較

船体のような細長い物体に流れがあたっている場合、直進付近における異常現象は別として、偏角が小さい場合と大きい場合とでは流れ場の性質が異なってくる。偏角が小さい場合は、小縦横比翼の翼端渦に似た自由渦を持つ全体として安定した流れ場が形成され、Reynolds 数（以後 Re 数と書く）による流れ場の変化は小さく、渦系の作る循環により生じる揚力が支配的流体力で、Bolley 流のモデル等により理論的にもある程度の流体力の推定は出来る。一方、偏角が大きい場合は、剥離した流れは下流側で複雑な渦流を含む乱れた後流域を形成し、後流域での圧力未回復による抵抗が支配的流体力となり、よく知られた円柱まわりの流れ等から類推して、この流れ場は、 Re 数とともに大きく変化し、それにつれて流体力係数も大きく変化する事が予想される。

船体のような複雑な 3 次元物体まわりの大偏角時の高 Re 数流れを計算で求める事は現状では不可能で、実験にたよらざるを得ない。実験方法としては水槽試験と風洞試験があり、水槽試験は造船関係では比較的やりやすい方法であるが、造波の影響を避けるように速度を低くとるため、 Re 数をあまり高く取る事は出来ない。風洞試験は、水槽試験にくらべて Re 数は高く取りやすいが、鏡像モデルを使うため流れの対称性という問題がある。

これまで、潮流力とその浅水効果を調べるため、いくつかの実験が行われて来たし、本研究部会でも昨年度風洞による模型試験を行ったが、これらの実験結果の間にはかなりの差が見られる。そこで、表 2.4.2.1 に示す資料について、以下に比較と若干の考察を行ってみる。

図 2.4.2.1 は深水域での横力係数 C_Y の偏角 β による変化の様子で、例えば SRI の N 丸と T 丸は、同じ Re 数域、同じタンカー船型であるが図のような差があり、異った船の data の比較から Re 数の影響を見つける事はかなり難しい事がわかる。N 丸では $\beta = 90^\circ$ でトリップワイヤーをつけ、ワイヤーの位置をかえたところ C_Y もそれにつれて変化したと報告されており、部分的な乱流化によるものと思われ、模型船と実船では C_Y は明らかに異なるであろう事を示している。

図 2.4.2.6 は水深による C_Y の変化の様子で、水深が深いときは 3 者のあいだには定性的な差は見られないが、水深吃水比 H/d が小さくなるにつれて 3 者の差ははっきりして来る。本研究部会の風洞試験（図 2.4.2.2）では、 H/d が小さくなるにつれて失速現象がはっきりと現われて来るようになり、かつ失速角も小さくなって行き、失速後は C_Y はあまり大きくならない。これに対し、N 丸の水槽試験（図 2.4.2.4）でははっきりした失速現象はあらわれず、深水時と同様に小偏角時の安定した流れから大偏角時の乱れた後流を持つ流れへ、偏角の増加とともにゆるやかに移行しているようで、 H/d が小さくなるにつれて C_Y は全体的に急激に大きくなっていく。

NSNB の実験（図 2.4.2.3）は上記 2 者の中間的性質を示しており、 $H/d = 1.10$ で失速現象らしいものが出ているが、SR 155 ほどははっきりはしていない。また、 H/d が小さくなるにつれての C_Y の伸びは、SR 155 よりは大きい。N 丸ほどはない。

圧力中心位置（図 2.4.2.5）については、大偏角には大体似たような値を示しており、ここには図は出していないが、 H/d による変化も小さい。小偏角時には若干の差が出ている。

図 2.4.2.6 は、浅水時の C_Y を深水時の値 $C_{Y\infty}$ で割った値、つまり浅水影響係数 k を示す。同図には偏角 β は 30° と 90° の場合しか示していないが、図 2.4.2.6 からわかるように、 β による k の変化は、N 丸では殆んど変化せず、NSMB では少し差があり、DTMB では 1 本の曲線ですべての β を代表している。これに対し SR 155 の実験では、小偏角では失速による減少を除けば、他の実験と同様に $H/d \rightarrow 1.0$ につれて k は急激に増加し、その値は N 丸と同程度であるが、偏角が大きくなるにつれて k の増加率は減少し、 $\beta = 90^\circ$ 付近で最低となり、他の実験にくらべて k は β により大きく変化している。

$H/d \rightarrow 1.0$ につれて 2 次元に近い流れになるとすれば、 C_Y は小偏角では 2 次元対称翼の揚力係数に、大偏角では平板あるいは楕円柱等の 2 次元物体の抵抗係数に近づくと予想される。小偏角の場合は 2 次元対称薄翼の揚力係数 $C_L = 2\pi \sin \beta$ よりいづれも小さい値を示しているが、大偏角では SR 155 の風洞試験の値が平板の抵抗係数 $C_D = 1.98$

に近づいているのに対し、他の実験値は $H/d \rightarrow 1.0$ につれて、平板等の抵抗係数よりはるかに大きい C_Y を示すようになる。水槽試験では、例えば N 丸では、船速は浅水時においても critical speed $V=\sqrt{gH}$ より充分小さく、造波抵抗が大ききいてくるとは考えられない。浅くなるにつれて船底の増速した流れにより摩擦抵抗成分が大きくなるとともに、有効 Re 数ともいえるものが高くなり、最も Re 数の高い SR155 の場合は層流剥離後乱流再付着を起すようになるのではないかとあるいは、自由表面条件の違いにより、風洞と水槽では流れの状態が違うのではないかと原因として種々の可能性を考える事は出来るが、ここにあげた資料だけでは想像の域を出ない。

以上、見て来たように、実験ごとに C_Y の値そのものの他に、浅水影響の現われ方にも差があり、今後は流れの観察を伴う系統試験による data の積み重ねにより、scale effect の機構を定量的に追求する事が必要であろう。

現状では、どの data を用いてどういう方法で実船性能を推定すればよいかという data と方法をきめる事は困難であるが、本研究部会では、一応、Re 数がこれまでの実験よりも高い事、 $H/d \rightarrow 1.0$ で 2 次元流れに近い性質を示している事、造波の影響を含んでいない事をもって、昨年度行った風洞試験の結果をそのまま計算に用いる事にしている。

しかし、上にのべた理由は、風洞試験の結果が実船の値に近い事を必ずしも保証するものではなく、ある程度の幅を持って考えておく必要がある。

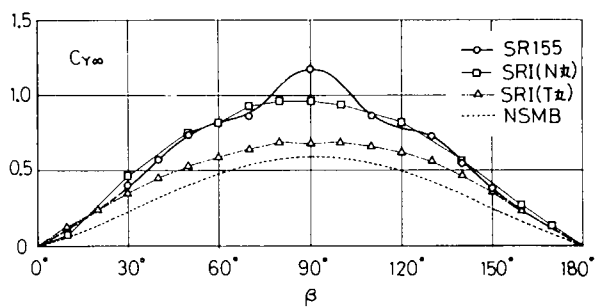


図 2.4.2.1 深水域における C_Y の比較

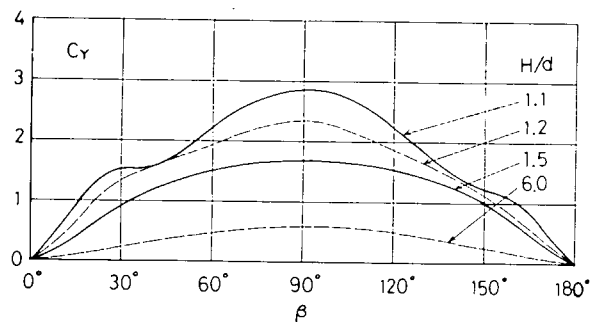


図 2.4.2.3 NSMB の data ($Re \approx 1.5 \times 10^5$)

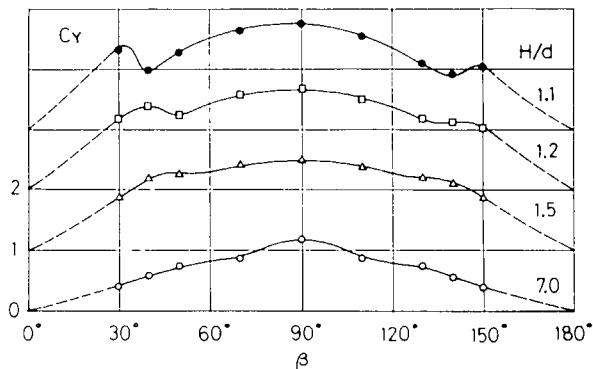


図 2.4.2.2 SR155 の data ($Re \approx 5 \times 10^5$)

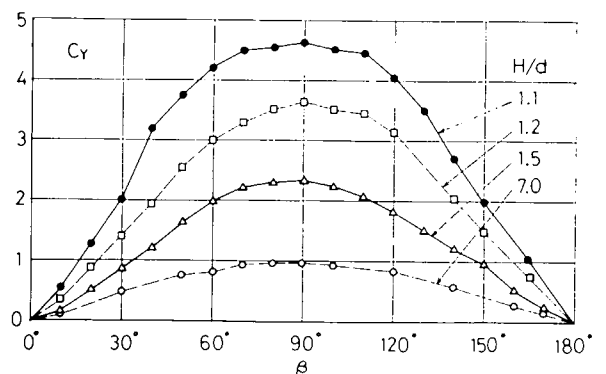


図 2.4.2.4 SRI の data N 丸 ($Re \approx 5 \times 10^4$)

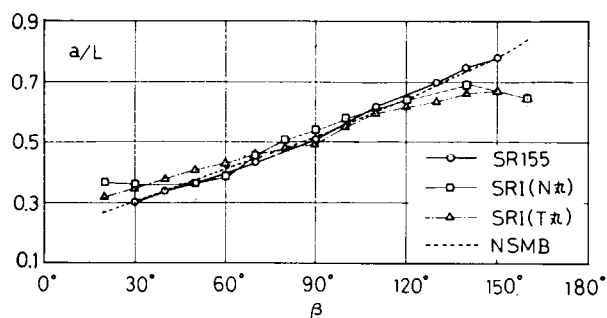


図 2.4.2.5 深水域における圧力中心位置
(a/L : 流体力の中心位置の船首よりの距離/船長)

表 2.4.2.1 比較に用いた資料

	SR155	SRI	SRI	NSMB	DTMB
船 型	タンカー	タンカー(N丸)	タンカー(T丸)	タンカー	
実験方法	風洞	水槽	水槽	水槽	水槽
模型船長	1.5 m	3.0 m	3.0 m		
Re 数*	4.6×10^5	5×10^4	4.1×10^4	$(1.2 \sim 1.8) \times 10^5$	
F_n 数		0.026	0.052		
H/d	1.04 ~ 7.0	1.1 ~ 7.0	∞	1.05 ~ 6.0	1.1 ~ 8.0
文献番号	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)

* SR155及びSRIの実験は船中Bを使ってRe数($=VB/\nu$)を出しているが、NSMBでは何を使っているかは不明。もし船長を使っているとするは、船中を使ったRe数は $(2 \sim 3) \times 10^4$ となる。

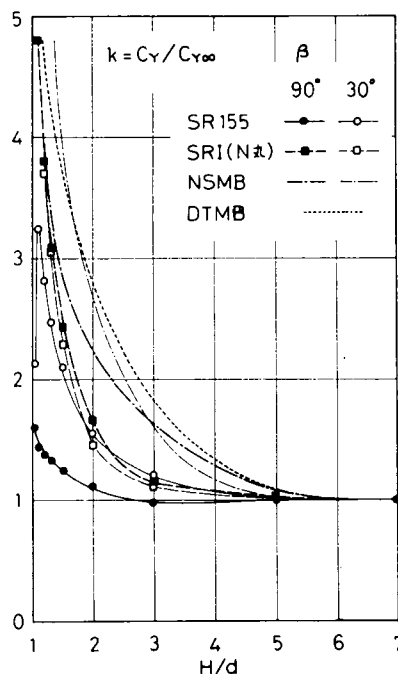


図 2.4.2.6 浅水影響係数の比較

〔 2.4 〕 の参考文献

- (1) 塩沢政夫 他「浅水影響について (第2報): 肥大船型の浅水時抵抗試験」

第26回船研研究発表会講演概要 1975.12月

- (2) 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 日本造船研究協会研究資料No.251, 昭和51年3月
森信篤, 山本徳太郎, 森政彦, 渡辺巖: 船体に作用する流体力の浅水影響に関する風洞試験, 第26回船研研究発表会講演概要, 1975年12月

- (3) 辻豊次, 森信篤, 山内保文: 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

- (4) 〔 2.3 〕の参考文献(1)

- (5) 〔 2.3 〕の参考文献(2)

- (6) Stuntz G.R., Taylor R.T.: Some Aspect of Bow Thruster Design, TSNAME, vol.74, 1964

2.5 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。

$$F_{DY} = 1/2 \cdot \rho_C \cdot g \cdot h_W^2 \cdot L_{pp} \cdot \sin \varphi_d \cdot |\sin \varphi_d| \cdot R_T^2 \quad (2.5.1)$$

$$M_{D\varphi} = -F_{DY} \cdot x_G \quad (2.5.2)$$

ここで, h_W …… 入射波の振幅

φ_d …… 波の入射角

R_T は N. S. M. B で行われた Series - 60 模型試験 ($C_B = 0.80$) $L/B = 7$, $B/d = 2.5$) より得られた自由状態における漂流力係数である。¹⁾ F_{DY} は漂流力の y 軸方向成分を表わし, その他の成分は無視する。また, 漂流力は船体中央位置に作用すると仮定すれば重心及び z 軸回りのモーメントは式 (2.5.2) で表わされる。

文献(3)に示されるように, 漂流力に対する浅水影響は $H/d = 1.1$ ではかなり大きいが $H/d = 4.0$ になるとほとんどなくなる。そこで図 2.5.1 及び表 2.5.1 ~ 3 に示すような方法で浅水中での漂流力を推定した。

表 2.5.1 の浅水影響係数 I を用いて浅水時の横揺周期 (T_s) を推定する。²⁾

$$T_s = C(H/d) \cdot T_d \quad (2.5.3)$$

T_d …… 深水中での横揺周期

同じく表 2.5.1 の浅水影響係数 II 及び表 2.5.2 の浅水影響係数 III を用いて浅水影響の大きさを (R_s) で推定する。

$$R_s = \rho(H/d) \cdot R(K) \quad (2.5.4)$$

$$K_s = 4\pi^2 d/g \cdot T_s^2$$

$$K = 4\pi^2 d/g \cdot T^2$$

T …… 入射波の周期

最終的な漂流力係数 (R_T) は

$$R_T = R_D + R_s \quad (2.5.5)$$

ここで R_D は深水中での漂流力係数であり数値を表 2.5.3 に示す。

不規則波中の取り扱いについて, 最近 slow drift oscillation の問題が着目されている。例えば中村等の実験結果³⁾からも低周期の漂流力が存在することが確認されており, 係留系の固有周期と同程度の周期をもつならば当然影響があるので今後検討をする必要がある。なお, 文献(1)では不規則波中の漂流力は

$$F_{DY} = \frac{1}{16} \cdot \rho_C \cdot g \cdot \zeta_W^{2/3} \cdot L_{pp} \sin \varphi_d \cdot |\sin \varphi_d| \cdot R_T^2 \quad (2.5.6)$$

$\zeta_W^{1/3}$: 有義波高 (全振幅)

R_T : 平均波周期に対応する規則波中の漂流力係数

であらわしている。この場合には本研究部会で使用している規則波中の漂流力, 式 (2.5.1) の $1/2$ の大きさになる。

[2.5] の 参 考 文 献

- (1) F. M. Remery & G. Van Oortmersson (N. S. M. B)

“ The Mean Wave, Wind and Current Forces on Offshore Structures and Their Role in the Design of Mooring Systems ” O. T. C. Paper No 1741

- (2) 岩井 聰: 「浅い水域での横揺について (第1報) 非連成横揺れ」

日本航海学会論文集 49 号, 昭和 48 年 7 月

- (3) 中村彰一 他「係留浮体の長周期漂流に関する一実験」

関西造船協会誌第 163 号 昭和 51 年 12 月

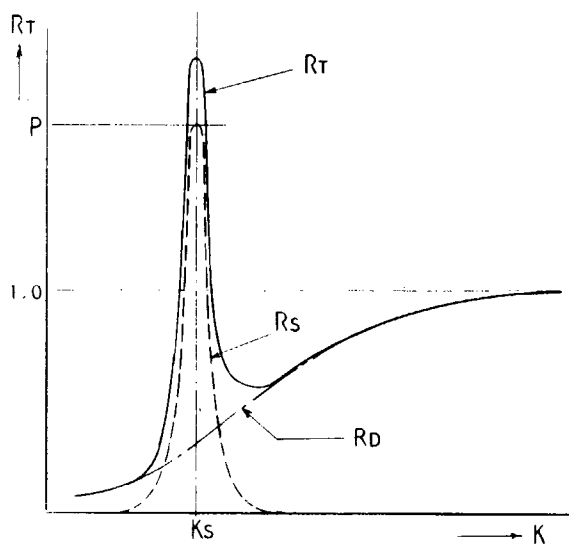


図 2.5.1 漂流力の求め方

表 2.5.1

H/d	浅水影響係数Ⅰ (C)	浅水影響係数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 2.5.2

K	浅水影響係数Ⅲ (R)
$K_s \pm 0$	1.000
$K_s \pm 0.05$	0.798
$K_s \pm 0.10$	0.423
$K_s \pm 0.15$	0.175
$K_s \pm 0.20$	0.045
$K_s \pm 0.25$ 以上)	0.000

表 2.5.3

K	漂流力係数 (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

3. 一点係留ふれ廻りに関する計算

3.1 理論計算式

3.1.1 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3.1.5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。^{注2)}

座標系は図3.1.1.1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3.1.1.2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。

注2) 錨泊の場合はブイと船体との間の部材がないものとして計算する。したがって形式上ブイが船体に固定されているものとする。

3.1.2 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 $u, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$ とすれば、運動方程式は下記となる。

$$\left. \begin{aligned} (M+M_x) \dot{u} - (M+M_y) vr &= F_x - T_H \cos(\alpha - \beta) \\ (M+M_y) \dot{v} + (M+M_x) ur &= F_y + T_H \sin(\alpha - \beta) \\ (J_\phi + J_{\phi r}) \dot{r} &= M_\phi + T_H \sin(\alpha - \beta) \ell_p \end{aligned} \right\} 3.1.2.1$$

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

$J_\phi, J_{\phi r}$: 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_ϕ : 外力によるモーメント

T_H : チェインの全水平張力

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($\bar{GP}$)

3.1.3 外力

運動方程式に含まれる外力の項は次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_{cx} + F_{wx} + F_{Dx} \\ F_y &= F_{cy} + F_{wy} + F_{Dy} \\ M_\phi &= M_{c\phi} + M_{w\phi} + M_{D\phi} \end{aligned} \right\} 3.1.3.1$$

但し、添字 C, W, D は各々潮流力、風圧力、波の漂流力を示し、その内容は第2章に従う。

3.1.4 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。

$$T_H = \sum_i^N \{ -T_{Hi} \cos(\theta_i - \beta) \} \quad \dots\dots\dots 3.1.4.1$$

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2章に従って計算した。

3.1.5 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。

$$\left. \begin{aligned} X_c &= \sum_i A_{xi} \\ Y_c &= \sum_i A_{yi} \end{aligned} \right\} \quad 3.1.5.1$$

但し、 $A_i (A_{xi}, A_{yi})$ は i 番目のアンカの位置

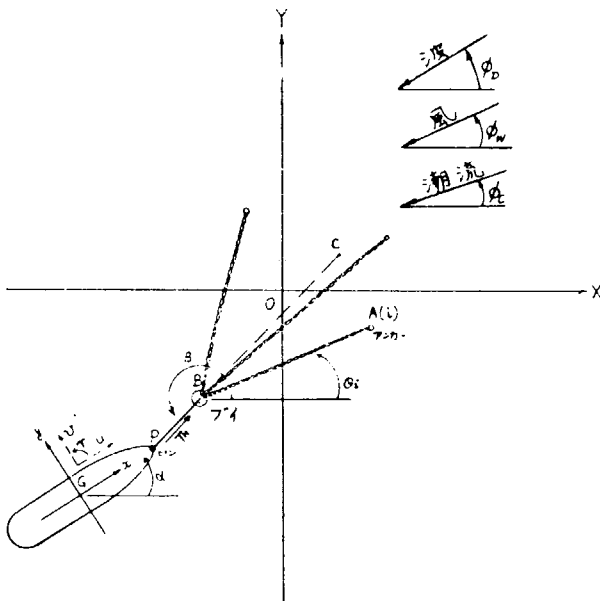


図 3.1.1.1 座標系

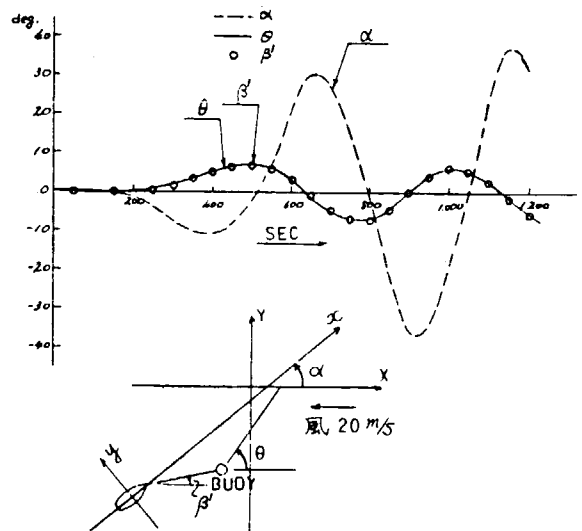


図 3.1.1.2 Buoyの運動を考慮したふれ廻り運動

3.2 計算プログラム

3.2.1 計算フローチャート

図3.2.1.1に計算フローチャートを示した。

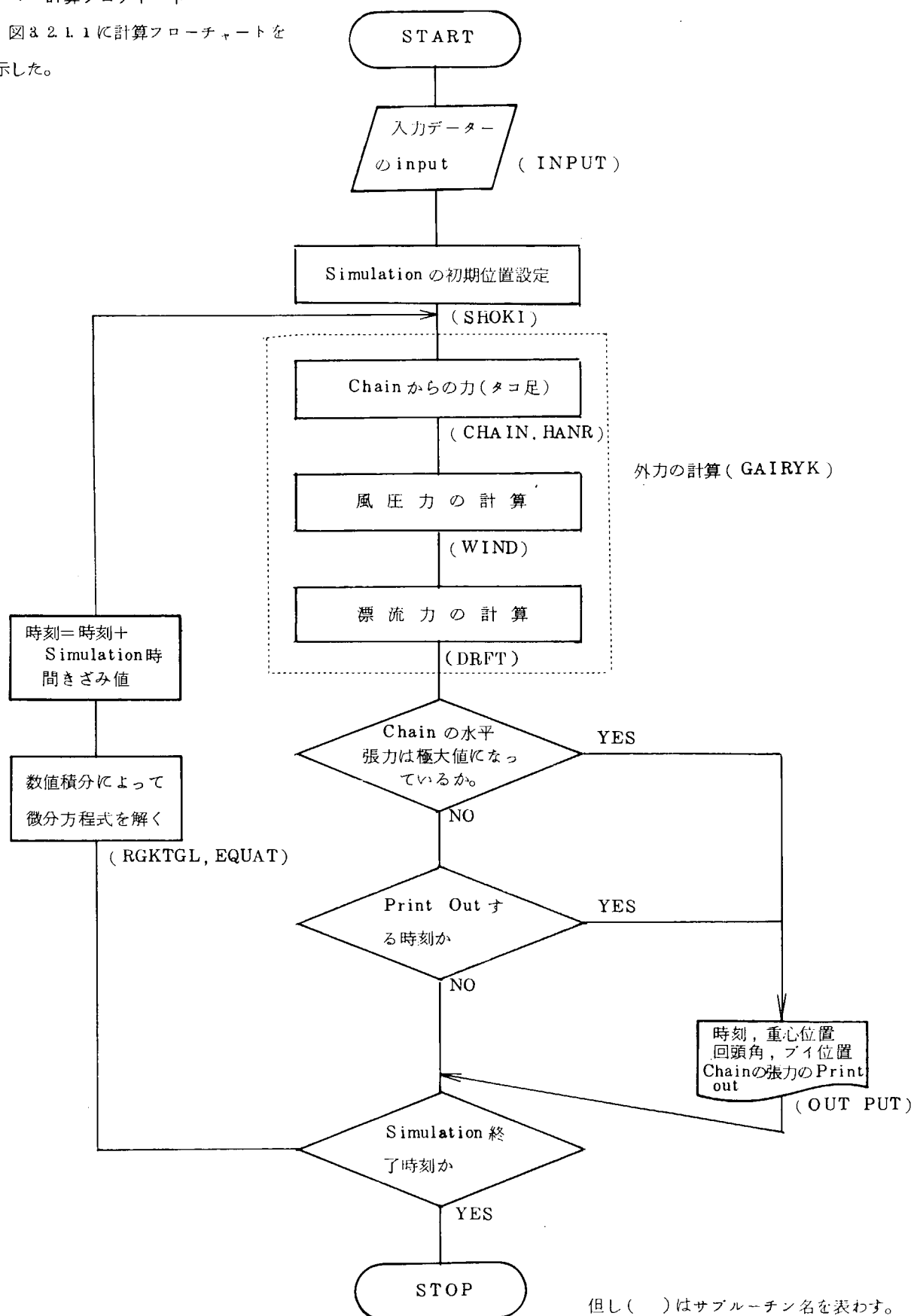


図3.2.1.1 計算フローチャート

3.2.2 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式(3.1.1.1)をルンゲ・クッタ・ギル法によって数値積分して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3.1.1.1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が成立する点とし、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が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)

3.2.3 INPUT DATA

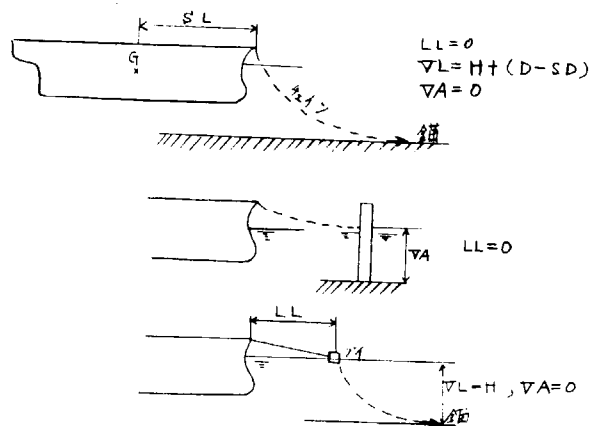
以下に示す DATA を Input する。なお、DATA SHEET の記入例を表3.2.3.1に示す。

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	;	吃水(m)
H	;	水深(m)
FZ	;	重心から水線までの距離(水線が重心より上の場合+ " " 下の符号)(m)
AFB	;	船楼及び甲板室の正面投影面積(m ²)
ASD	;	" 側面 " (m ²)
RK	;	横慣動半径/B
GM	;	重心と横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 " 下の符号)(m)
ICONDI	;	Full load の場合1, Ballast condition の場合2
VC	;	潮流(knots)
VW	;	風速(m/sec)
PHAIC	;	潮流角(degree)*
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当りの重量(ton/m)
SO	;	チェーンの全長(m)

TTX ; チェインの破断張力 (ton)
 VL ; チェインの船またはブイ側接続点の海底よりの高さ
 VA ; チェインの固定点の海底よりの高さ
 NCAT ; チェインの本数 (ブイ係留ではタコ足の本数)
 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)
 ISTART ; 以下の6つの初期値を Input する時1, しないとき0
 ALFA ; 船の回頭角
 ALFA ; 船の回頭角速度 } 時計回りを正
 XD ; 船の重心のX方向速度
 YD ; " Y "
 XO ; " X座標
 YO ; " Y "

* 風, 潮流, 波の方向は船首から見て時計回りを負, 反時計回りを正とする。

注;



3.2.4 OUTPUT DATA

シミュレーション結果の例を表3.2.4.1にブイ係留(8本タコ足)の場合を示す。

TIME	;	シミュレーションの経過時刻(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	;	チェーンの番号
TON	;	チェーンの張力(ton)
PEAK	;	チェーンの張力極大値のとき「O」をプリント
BRAKE	;	チェーンがSlackのとき「S」, Toutのとき「T」, 破断のときは「*」をプリント

表 8 2 4 1

SINGLE POINT MOORING SIMULATION OF 250000 TON TANKER(FULL LOAD)

* PRINCIPAL DIMENSIONS *									
DISPLACEMENT		250540. TON		FRONT AREA OF SUPER ST. 518.6 SQ.M					
LPP		310.00 M		PROFILE AREA OF SHIP. ST. 468.2 SQ.M					
B		48.71 M							
D		24.50 M							
DRAFT		19.00 M							
ZG		5.40 M							
XG		10.20 M							
GM		6.20 M							
KI/B		0.325							
* CONDITIONS *									
SEA DEPTH		22.8 M							
WIND SPEED		30.00 M/SEC		CURRENT SPEED		0.80 KNOTS		WAVE HEIGHT	
INITIAL ATTACK ANGLE		60. DEG		INITIAL ATTACK ANGLE		0. DEG		WAVE LENGTH	
								INITIAL ATTACK ANGLE	
								60. DEG	
* MOORING LINE ETC. *									
ANCHOR-HUDDY LINE:									
NO. OF LINE		8		BUOY-SHIP LINE		LENGTH OF LINE			
						50.00 M			
LENGTH OF LINE		200.00M							
DEPTH OF LINE		22.80M							
UNIT WEIGHT		0.107 TON							
BRAKING TENSION		300.00 TON							
INITIAL FORCE & MOMENT									
		CURRENT		WIND		WAVE			
LONG. FORCE (TON)		-2.271		-27.420		0.000			
TRANS. FORCE (TON)		0.000		-90.571		-105.335			
TURN. MOMENT (TON-M)		0.000		1206.789		1069.19M			
INITIAL TENSION NO. 1		21.875 TON							
		2		10.110 TON					
		3		4.111 TON					
		4		2.877 TON					
		5		2.657 TON					
		6		2.877 TON					
		7		4.111 TON					
		8		10.110 TON					

(前のページの続きです)

※ SIMULATION BY LUNGE-KUTTA-GILL METHOD ※

CALCULATION INTERVAL 10.00 SEC

PRINT-OUT INTERVAL 300.00 SEC (EXCEPT PEAK POINT)

SHIP #				BUOY #		TENSION #			
TIME(SEC)	XG(M)	YG(M)	HEADING(DFG)	XR(M)	YR(M)	NO.	TON	PEAK	BRAKE
0.0	(-202.00)	0.00	0.00	(-7.26)	-0.00	1	21.07		5
						2	10.11		5
						3	4.11		5
						4	2.88		5
						5	2.66		5
						6	2.80	0	5
						7	4.11	0	5
						8	10.11	0	5
80.0	(-202.04)	-8.35	1.73	(-7.49)	-0.52	1	24.60		5
						2	11.87		5
						3	4.35		5
						4	2.91	0	5
						5	2.64		5
						6	2.81		5
						7	3.91		5
						8	9.57		5
160.0	(-201.92)	-28.64	9.02	(-9.22)	-0.93	1	90.97		5
						2	21.90		5
						3	4.60	0	5
						4	2.80		5
						5	2.53		5
						6	2.67		5
						7	3.78		5
						8	12.80		5
180.0	(-201.00)	-34.62	11.57	(-9.43)	-0.89	1	115.54	0	5
						2	23.23	0	5
						3	4.58		5
						4	2.78		5
						5	2.42		5
						6	2.66		5
						7	3.80		5
						8	13.71	0	5
220.0	(-197.00)	-46.56	17.15	(-8.80)	-0.58	1	60.04		5
						2	17.09		5
						3	4.40		5
						4	2.80	0	5
						5	2.58		5
						6	2.72		5
						7	3.90		5
						8	12.80		5
230.0	(-195.84)	-49.51	18.61	(-8.74)	-0.50	1	56.90		5
						2	16.38		5
						3	4.36		5
						4	2.80		5
						5	2.48	0	5
						6	2.73		5
						7	3.93		5
						8	12.87		5
240.0	(-194.67)	-52.46	20.07	(-8.77)	-0.42	1	58.57		5
						2	16.17		5
						3	4.32		5
						4	2.79		5
						5	2.55		5
						6	2.73	0	5
						7	3.94		5
						8	13.02		5
288.0	(-189.74)	-63.84	25.67	(-9.30)	-0.19	1	85.80	0	5
						2	17.76		5

3.3 系統計算結果

3.3.1 錨泊

3.3.1.1 単錨泊ふれ廻り計算結果

本計算は一点係留プログラムを用いて単錨泊のふれ廻り計算を行なったものであり、プログラム及び入出力の方法については3.2を参照のこと。表3.3.1.1に100万トン型及び25万トン型タンカーの満載、バラスト両状態の計算データを示す。なお、両船とも船型は船尾船橋型である。

(1) 潮流及び風の影響

図3.3.1.2～1.7は100万トン型及び25万トン型の満載及びバラスト状態のふれ廻り計算結果である。外力は全て同一方向から船体に働き特別な場合を除き大きさは定常である。

図3.3.1.2～5 100万トン型 満載状態

図3.3.1.6～9 100万トン型 バラスト状態

図3.3.1.10～13 25万トン型 満載状態

図3.3.1.14～17 25万トン型 バラスト状態

図3.3.1.2, 6, 10, 14はふれ廻り時の錨鎖張力のピーク値を示している。図中、破線で示すのは潮流が非定常の場合の計算例で、潮流は最大0.8ノットで流向は6時間ごとに反転するものとした。

図3.3.1.3, 7, 11, 15はふれ廻り時の回頭運動及び船体重心の左右運動振幅を示している。

図3.3.1.4, 8, 12, 16はふれ廻り時の船体重心の前後運動振幅及び船体に外力が働かない時(図3.3.1.1)からふれ廻り時の船体重心前後運動の最大移動量を示している。

図3.3.1.5, 9, 13, 17はふれ廻り周期を示している。

(2) 外力の方向が同一でない場合の影響

図3.3.1.18～2.1は風波と潮流とが互いにある角度をもって船体に働く場合の計算結果である。

図3.3.1.18, 19 100万トン型 満載及びバラスト状態

図3.3.1.20, 21 25万トン型 満載及びバラスト状態

図3.3.1.18, 20はふれ廻り時の錨鎖張力のピーク値を示している。

図3.3.1.19, 21はふれ廻り時の回頭運動振幅及び潮流の方向に対する平均的な船首角を示している。

(3) 水深の影響

図3.3.1.22, 23は100万トン型 満載及びバラスト状態について水深を変化させた場合の計算結果である。

図3.3.1.22はふれ廻り時の錨鎖張力のピーク値を示している。

図3.3.1.23はふれ廻り時の回頭運動振幅を示している。

(4) 波高の影響

図3.3.1.24, 25は100万トン型 満載及びバラスト状態について波高を変化させた場合の計算結果である。

図3.3.1.24はふれ廻り時の錨鎖張力のピーク値を示している。

図3.3.1.25はふれ廻り時の回頭運動振幅を示している。

(5) 錨鎖長さの影響

図3.3.1.26, 27は100万トン型 満載状態について錨鎖長さを変化させた場合の計算結果である。

図3.3.1.26はふれ廻り時の錨鎖張力のピーク値を示している。

図3.3.1.27はふれ廻り時の回頭運動振幅及びふれ廻り周期を示している。

表 3 3 1 1 単錨泊ふれ廻り計算データ

	100万トンタンカー 満 載 状 態	100万トンタンカー バ ラ ス ト 状 態	25万トンタンカー 満 載 状 態	25万トンタンカー バ ラ ス ト 状 態
L _{pp}	4760 m	4760 m	310.0 m	310.0 m
B	86.6 m	86.6 m	48.71 m	48.71 m
D	45.7 m	45.7 m	24.5 m	24.5 m
d	33.4 m	11.5 m	19.0 m	12.3 m
▽	1,173,000 ton	368,000 ton	250,540 ton	162,270 ton
K _t /B	0.317	0.291	0.3231	0.3186
GM	10.3 m	40.7 m	62.8 m	9.7 m
ZG (水面がGより上 +)	8.3 m	- 8.7 m	5.47 m	0.41 m
XG (Gが錨より前 +)	14.8 m	15.33 m	10.26 m	12.7 m
船楼及び甲板室正面積	833.0 m ²	833.0 m ²	518.6 m ²	518.6 m ²
〃 側面積	792.0 m ²	792.0 m ²	468.8 m ²	468.8 m ²
錨 鎖 長 さ	350.0 m	350.0 m	350.0 m	350.0 m
錨 鎖 単 重	0.618 ton/m	0.618 ton/m	0.26 ton/m	0.26 ton/m
錨 鎖 破 断 張 力	1,725.0 ton	1,725.0 ton	840.0 ton	840.0 ton
水 深	40.0 m	40.0 m	22.8 m	22.8 m

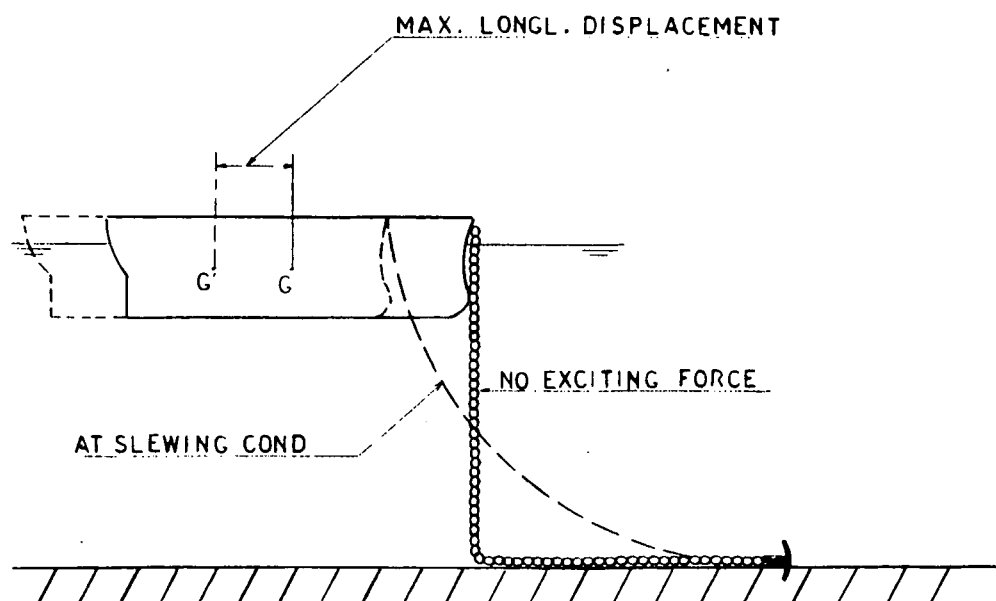


図 3 3 1 1 外力が働かない場合の船の位置

(イ) 錨鎖張力

1,000,000 DWT TANKER FULL LOAD

SINGLE ANCHORING

WAVE HEIGHT 2.0 M
WAVE LENGTH 190.4 M
SEA DEPTH 40.0 M
CHAIN LENGTH 350.0 M

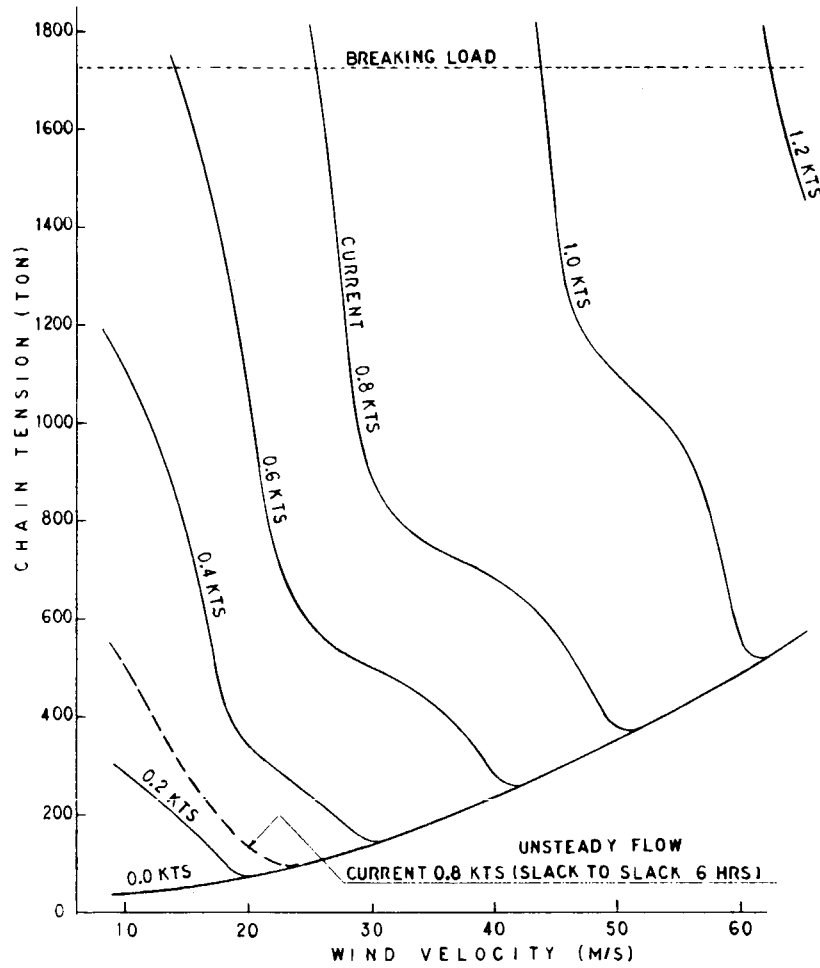
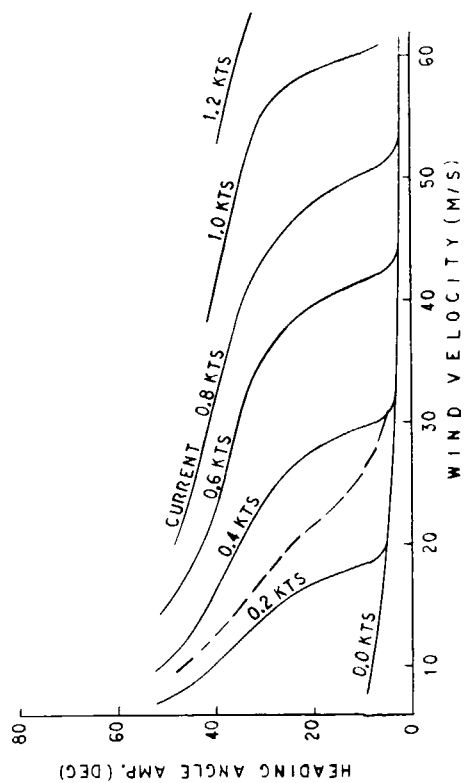
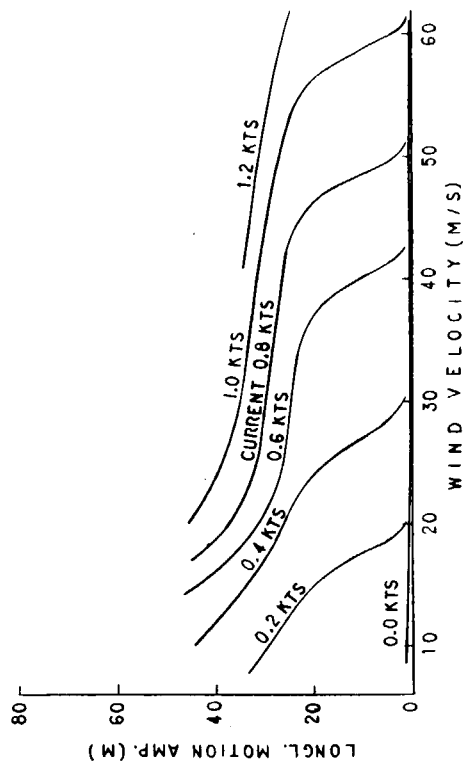


図 3 3 1. 2 潮流及び風の影響 (1 0 0 万トン型 満載状態)

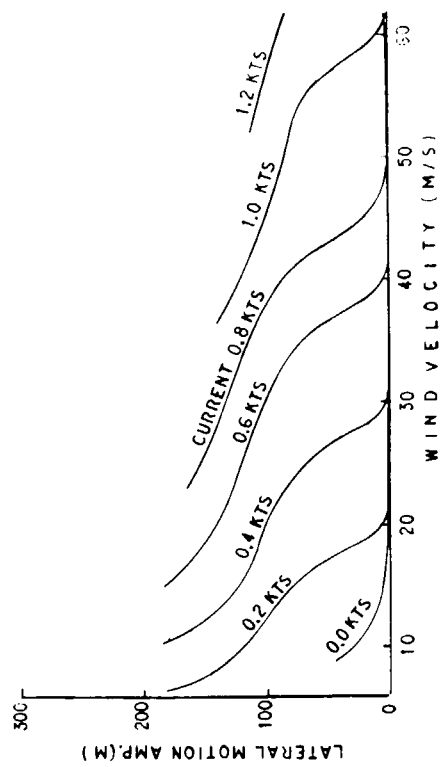
(甲) ふれ廻り回頭運動振幅



(乙) ふれ廻り前後運動振幅



(イ) ふれ廻り左右運動振幅



(ロ) ふれ廻り前後運動最大移動量

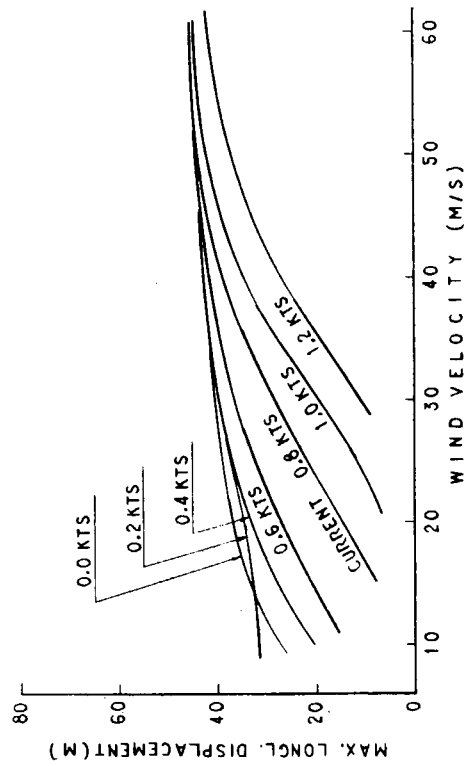


図 3.8.1.3 潮流及び風の影響 (100万トン型 満載状態)

図 3.8.1.4 潮流及び風の影響 (100万トン型 満載状態)

(イ) 錨鎖張力

1,000,000 DWT TANKER BALLAST

WAVE HEIGHT 2.0 M
WAVE LENGTH 190.4 M
SEA DEPTH 40.0 M
CHAIN LENGTH 350.0 M

SINGLE ANCHORING

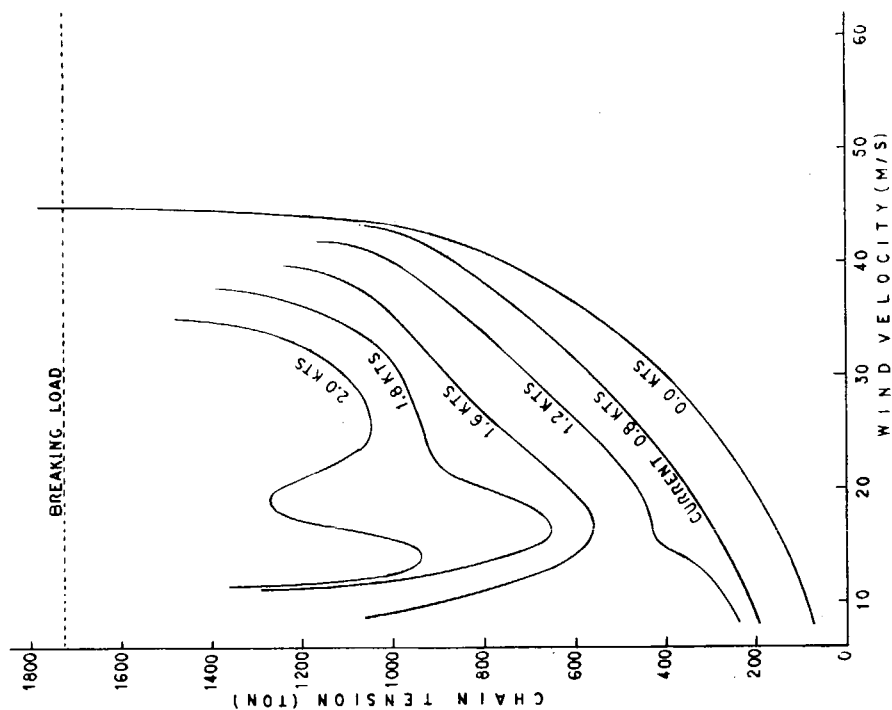


図 3.3.1.6 潮流及び風の影響 (100万トン型 バラスト状態)

(ロ) ふれ廻り周期

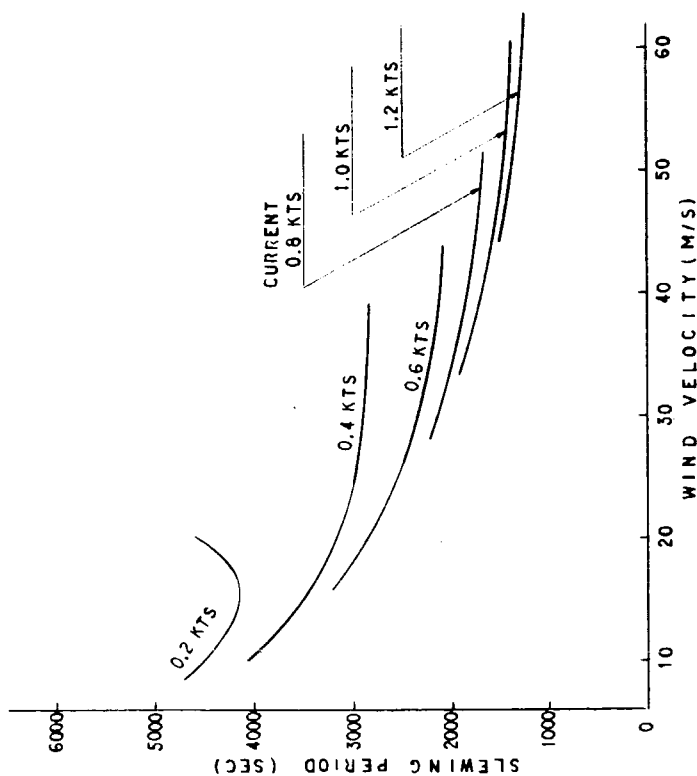
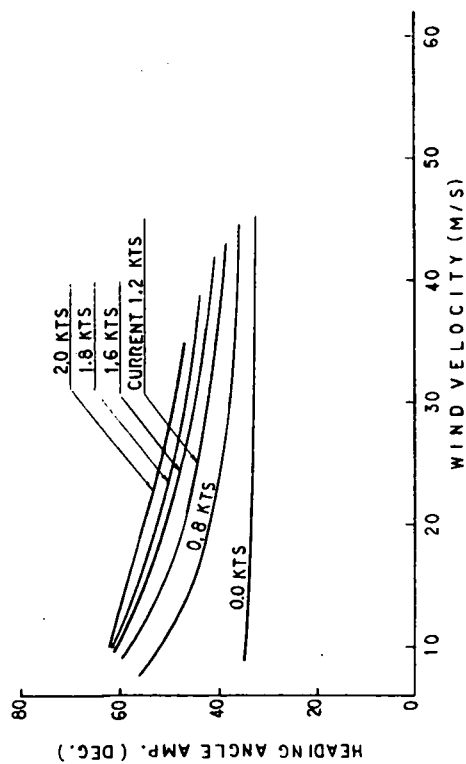
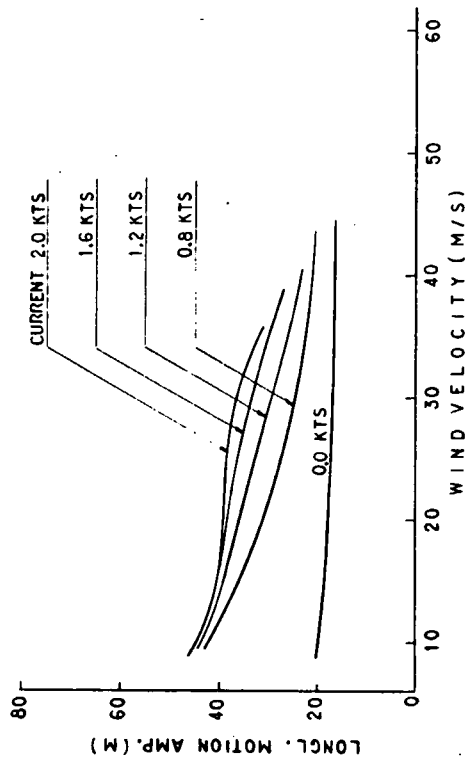


図 3.3.1.5 潮流及び風の影響 (100万トン型 満載状態)

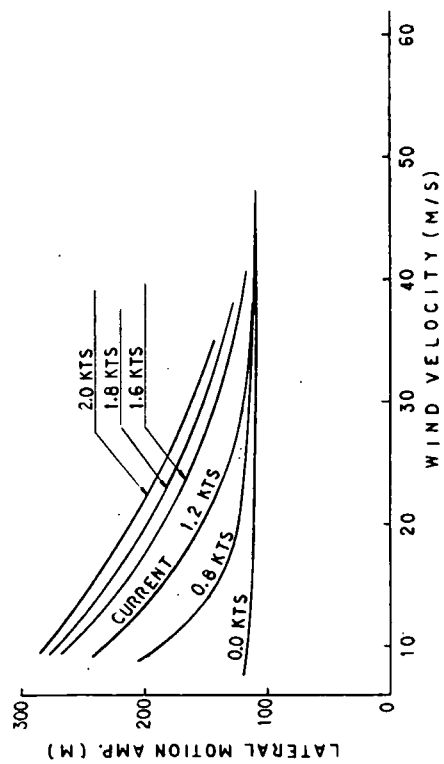
(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ハ) ふれ廻り前後運動振幅



(ニ) ふれ廻り左右運動振幅



(ホ) ふれ廻り前後運動最大移動量

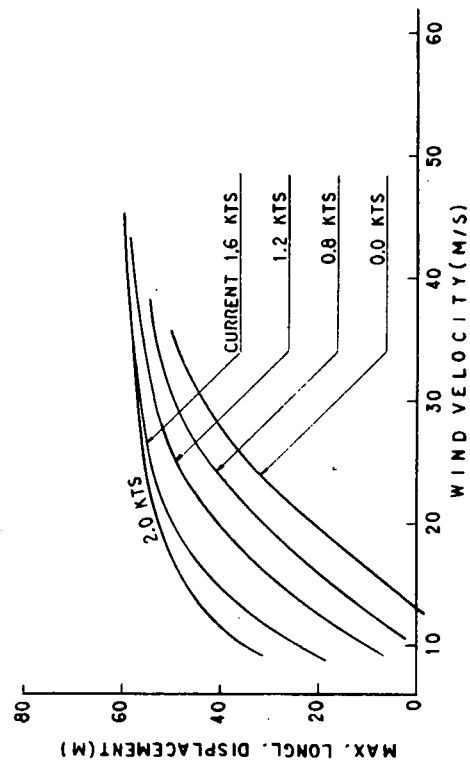


図 3.3.1.7 潮流及び風の影響 (100万トン型 バラスト状態)

図 3.3.1.8 潮流及び風の影響 (100万トン型 バラスト状態)

(1) 錨鎖張力

250,000 DWT TANKER FULL LOAD

WAVE HEIGHT 2.0 M
WAVE LENGTH 124.0 M
SEA DEPTH 22.8 M
CHAIN LENGTH 350.0 M

SINGLE ANCHORING

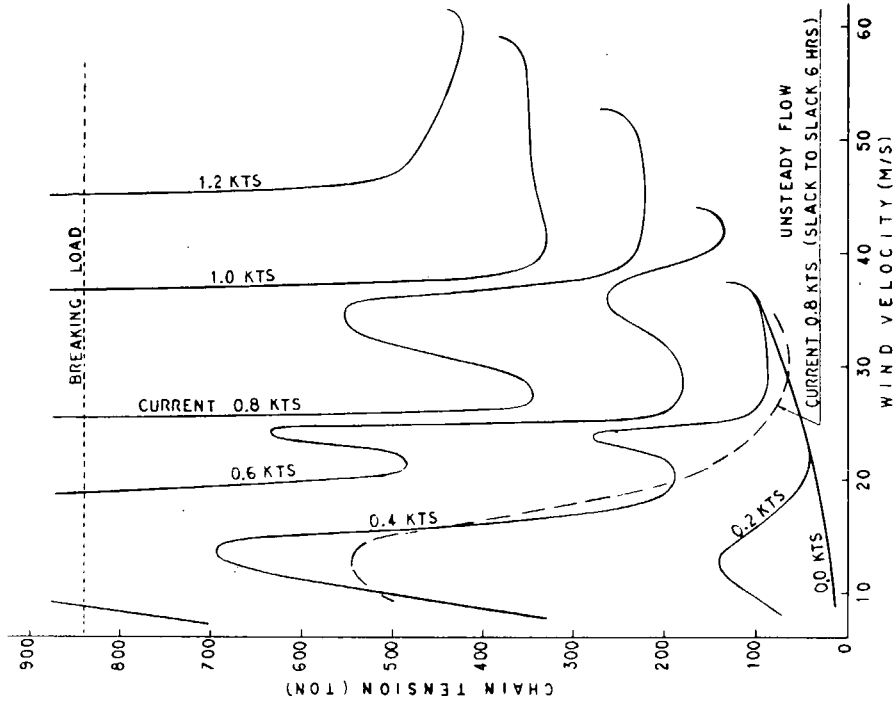


図 3.3.1.10 潮流及び風の影響 (25万トン型 満載状態)

(2) ふれ廻り周期

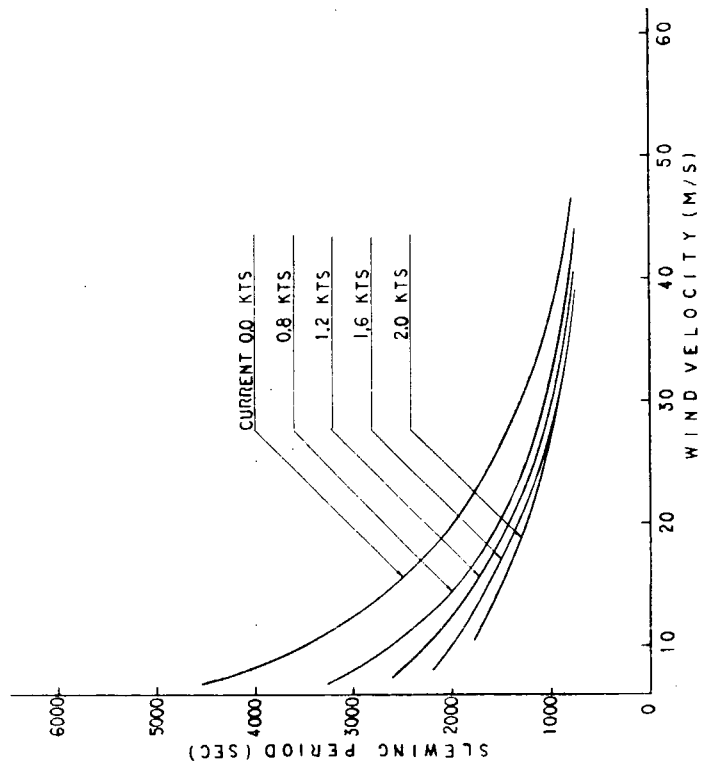
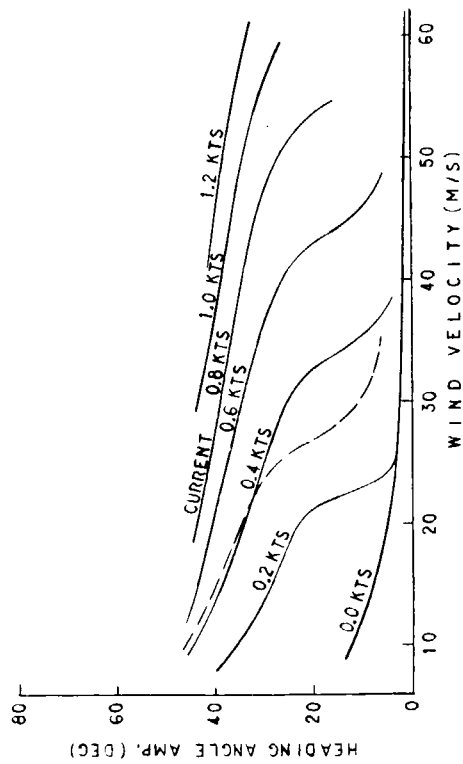
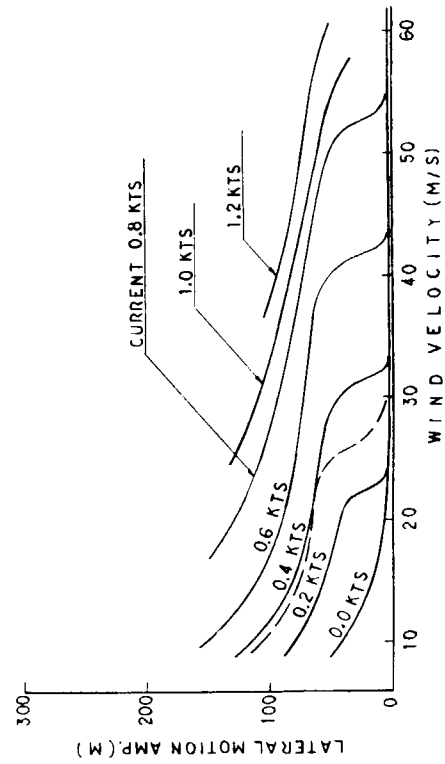


図 3.3.1.9 潮流及び風の影響 (100万トン型 バラスト状態)

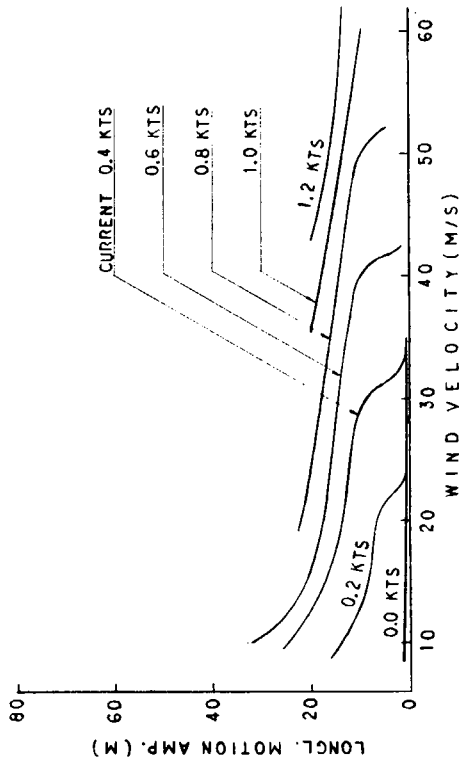
(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ハ) ふれ廻り左右運動振幅



(ニ) ふれ廻り前後運動振幅



(ホ) ふれ廻り前後運動最大移動量

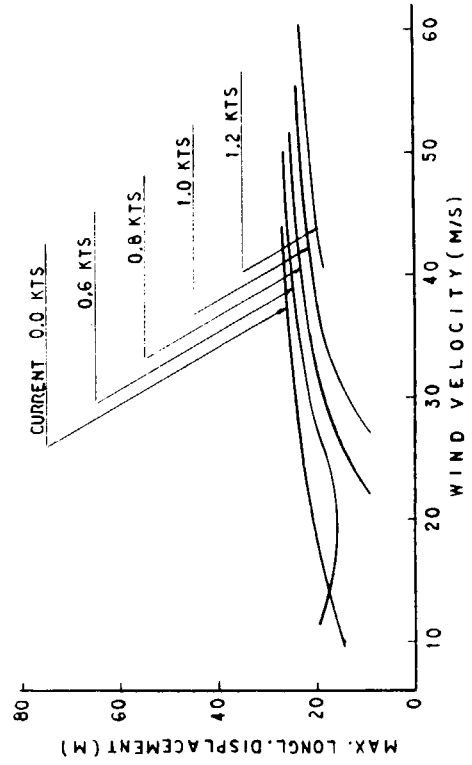


図 3.3.1.11 潮流及び風の影響 (25万トン型 満載状態)

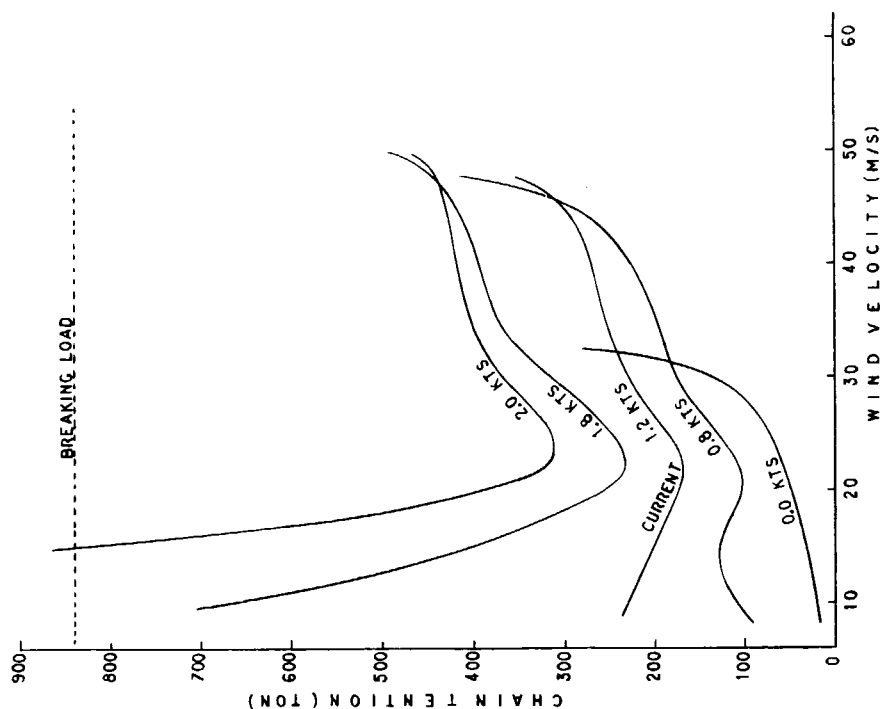
図 3.3.1.12 潮流及び風の影響 (25万トン型 満載状態)

(イ) 錨鎖張力

250,000 DWT TANKER BALLAST

WAVE HEIGHT 2.0 M
WAVE LENGTH 124.0 M
SEA DEPTH 22.8 M
CHAIN LENGTH 350.0 M

SINGLE ANCHORING



(ロ) ふれ廻り周期

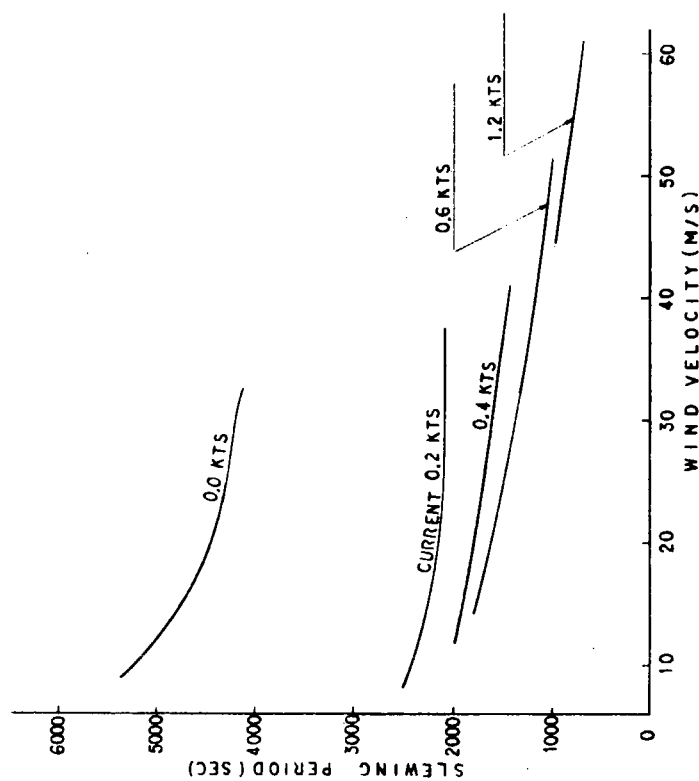
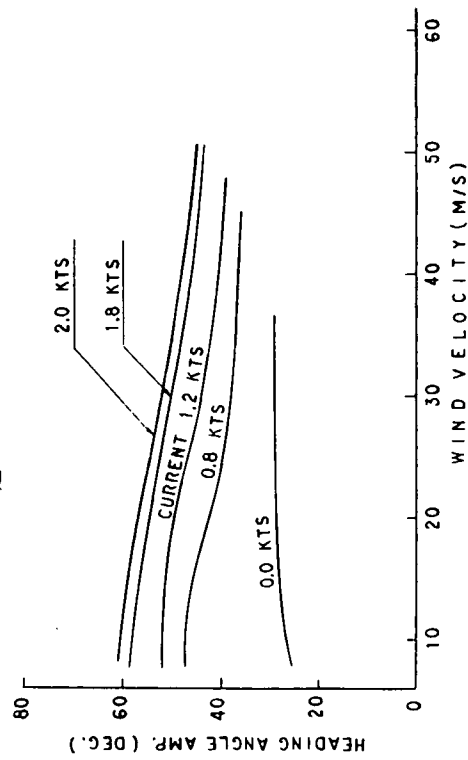


図 3.3.1.13 潮流及び風の影響 (25万トン型 満載状態)

図 3.3.1.14 潮流及び風の影響 (25万トン型 バラスト状態)

(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ハ) ふれ廻り左右運動振幅

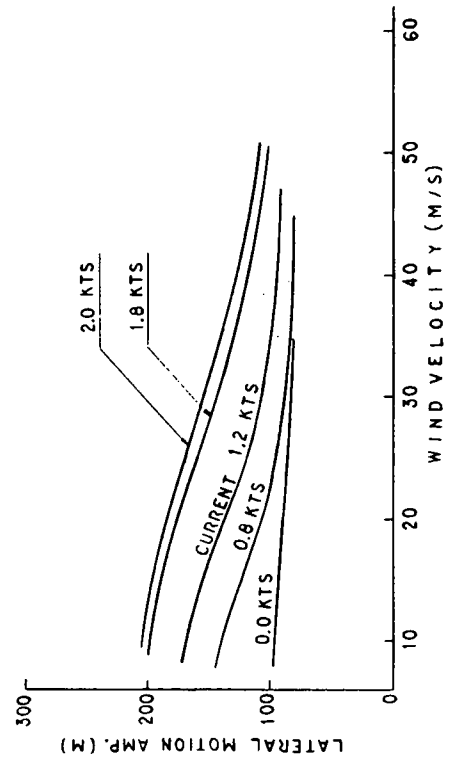
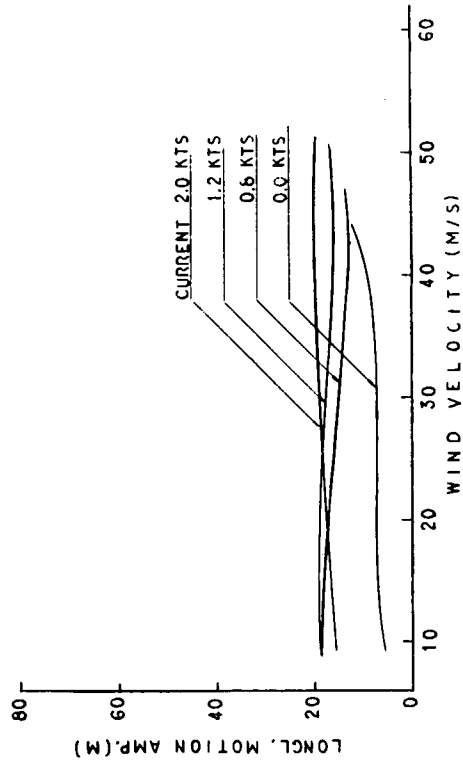


図 3.3.1.15 潮流及び風の影響 (25万トン型 バラスト状態)

(ニ) ふれ廻り前後運動振幅



(ホ) ふれ廻り前後運動最大移動量

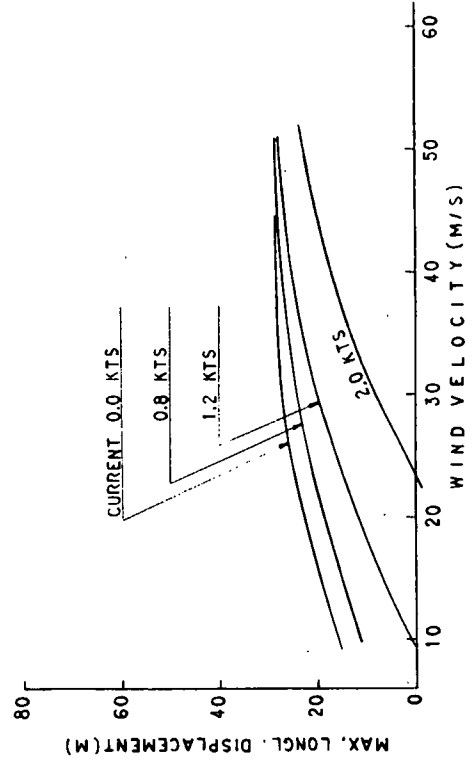


図 3.3.1.16 潮流及び風の影響 (25万トン型 バラスト状態)

(イ) ふれ廻り周期

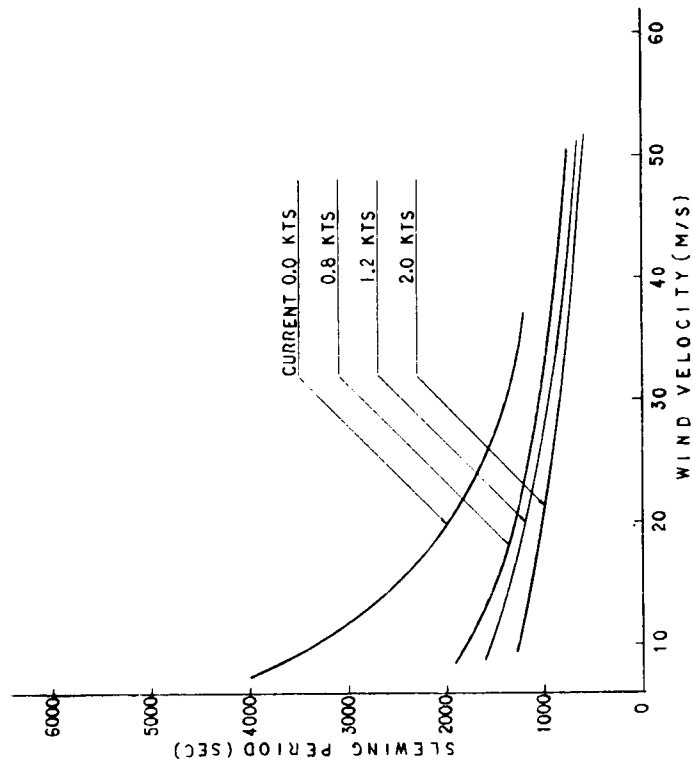


図 3.3.1.17 潮流及び風の影響 (25 万トン型 バラスト状態)

(イ) 錨鎖張力

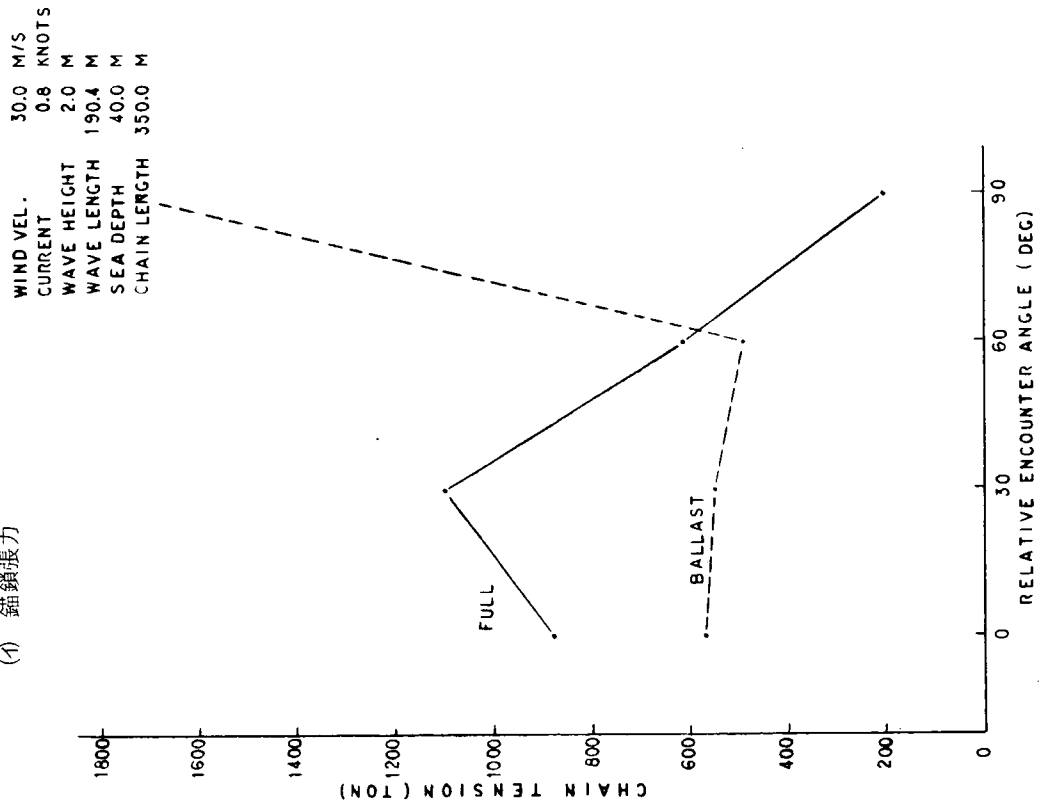
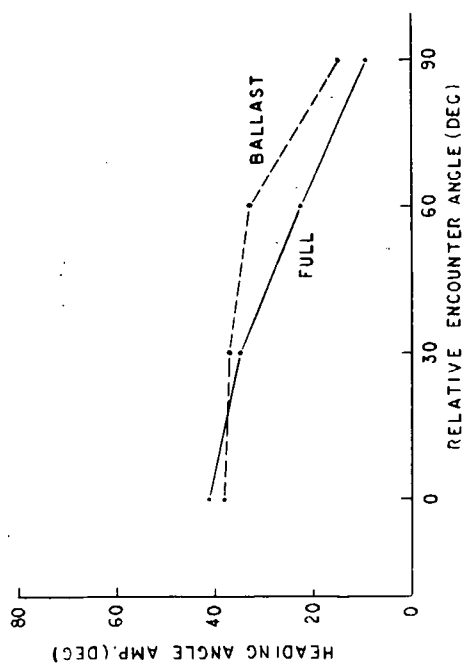
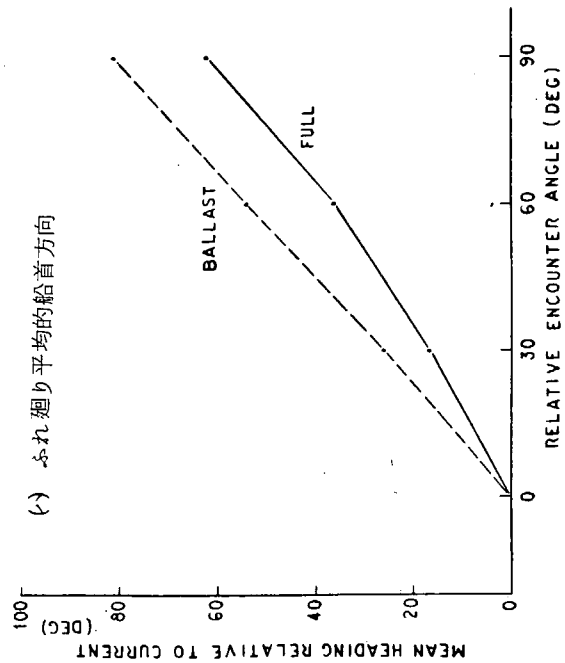


図 3.3.1.18 外力の相対角の影響 (100 万トン型)

(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ハ) ふれ廻り平均的船首方向



(イ) 錨鎖張力

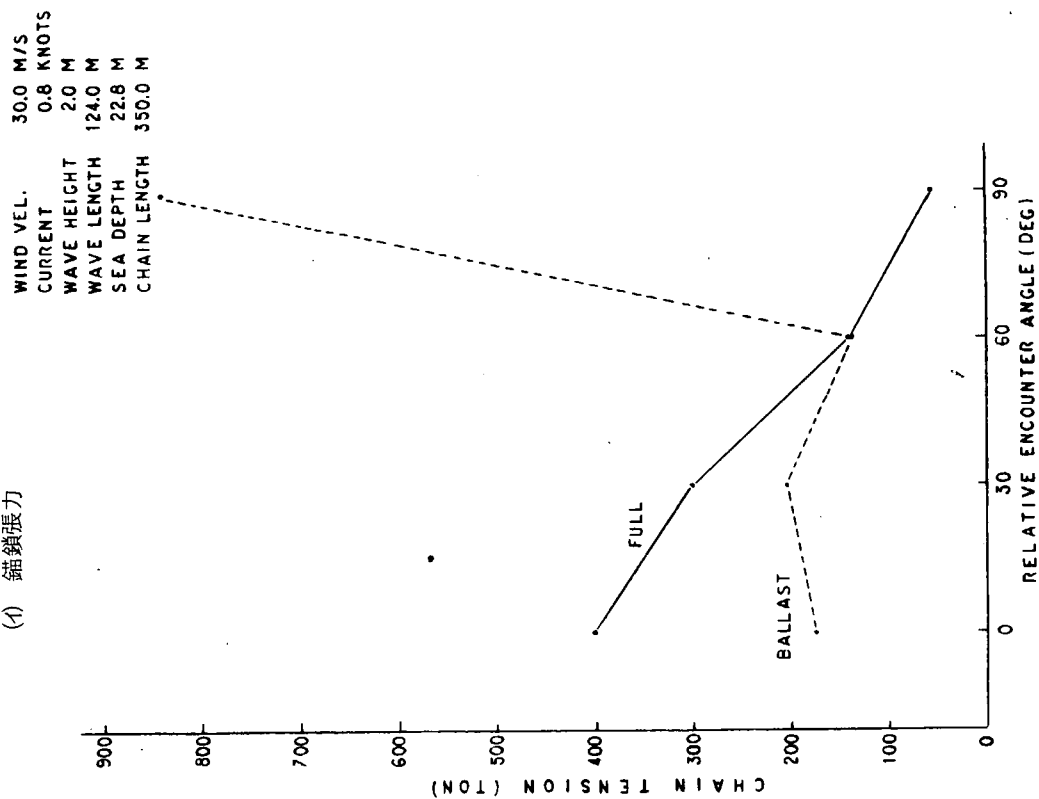
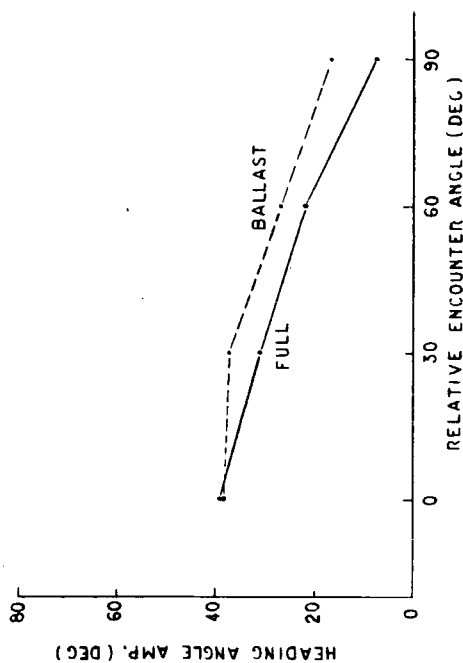


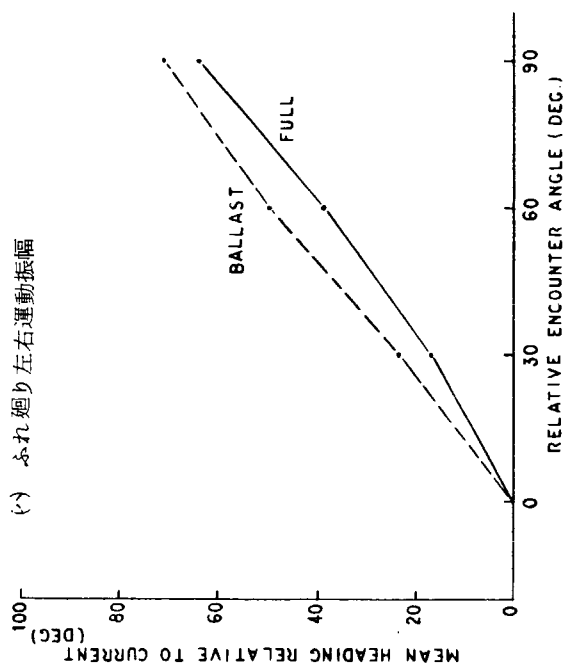
図 3.3.1.20 外力の相対角の影響 (25万トン型)

図 3.3.1.19 外力の相対角の影響 (100万トン型)

(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ハ) ふれ廻り左右運動振幅



(イ) 錨鎖張力

WIND VEL. 30.0 M/S
CURRENT 0.8 KNOTS
WAVE HEIGHT 2.0 M
WAVE LENGTH 190.4 M
CHAIN LENGTH 350.0 M

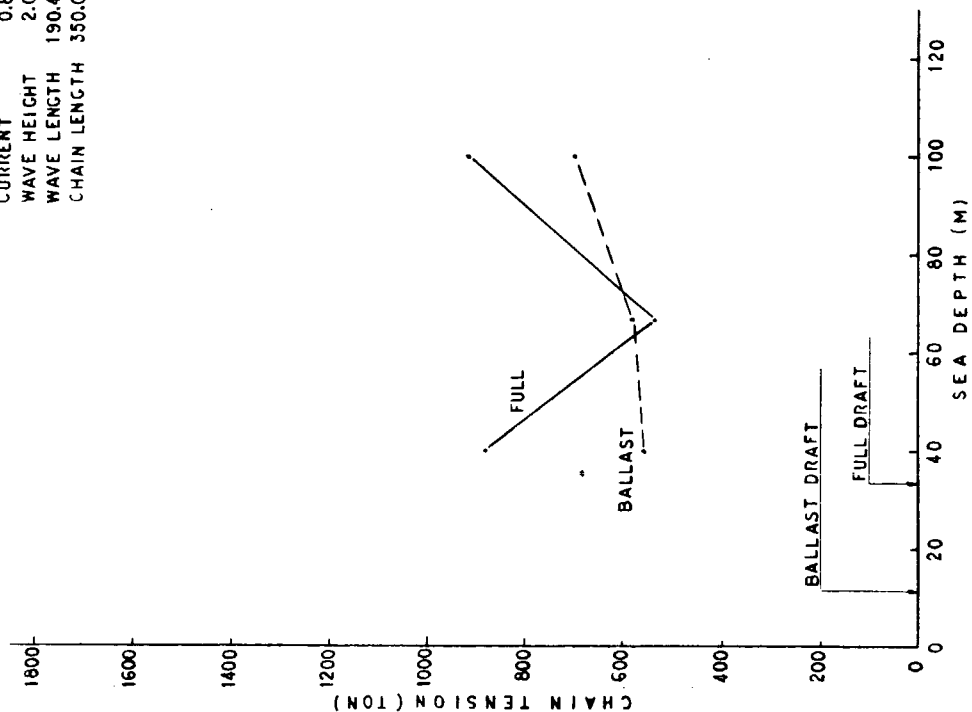


図 3.3.1.21 外力の相対角の影響 (25万トン型)

図 3.3.1.22 水深の影響 (100万トン型)

(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅

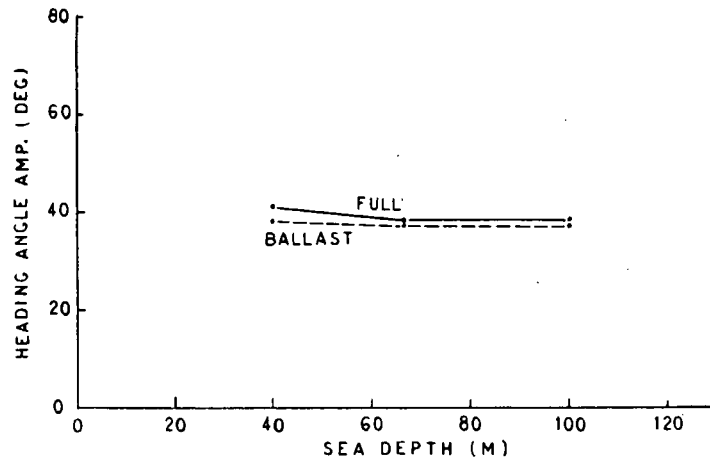


図 3 3 1. 23 水深の影響 (100万トン型)

(イ) 錨鎖張力

WIND VEL. 30.0 M/S
CURRENT 0.8 KNOTS
WAVE LENGTH 190.4 M
CHAIN LENGTH 350.0 M

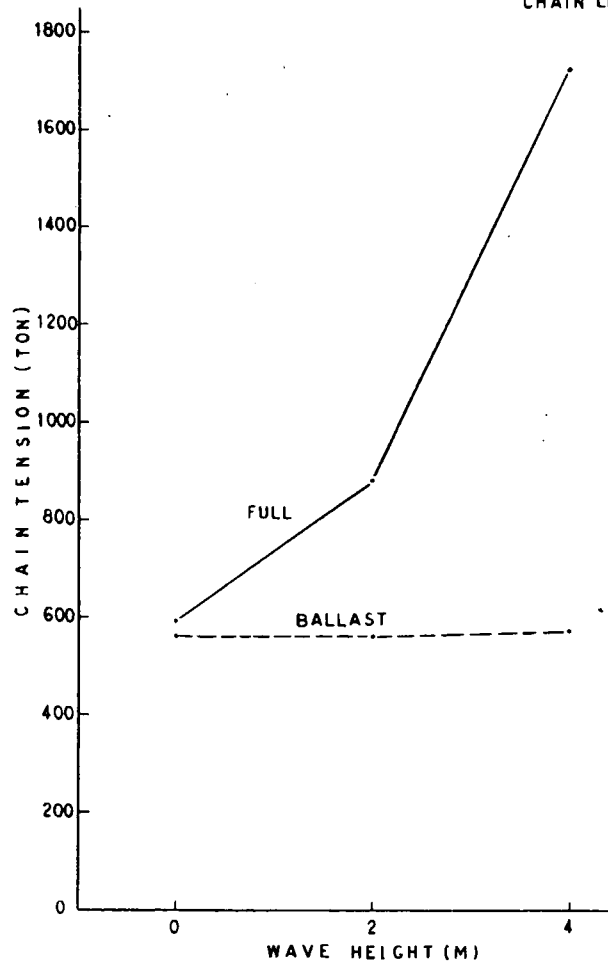


図 3 3 1. 24 波高の影響 (100万トン型)

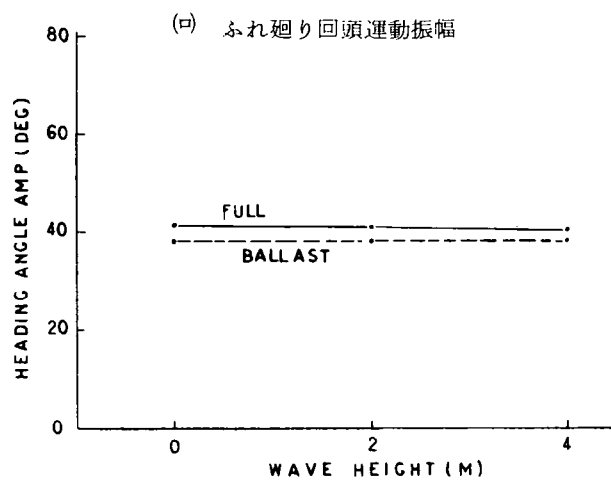


図 3 & 1. 25 波高の影響 (100万トン型)

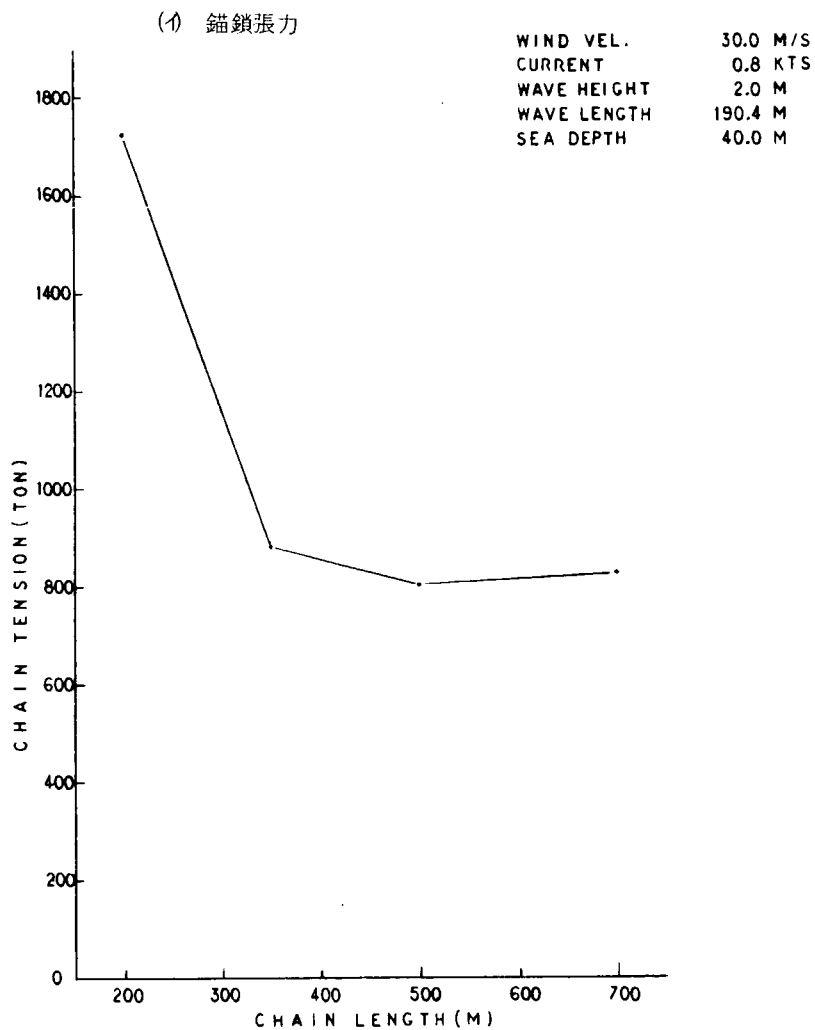
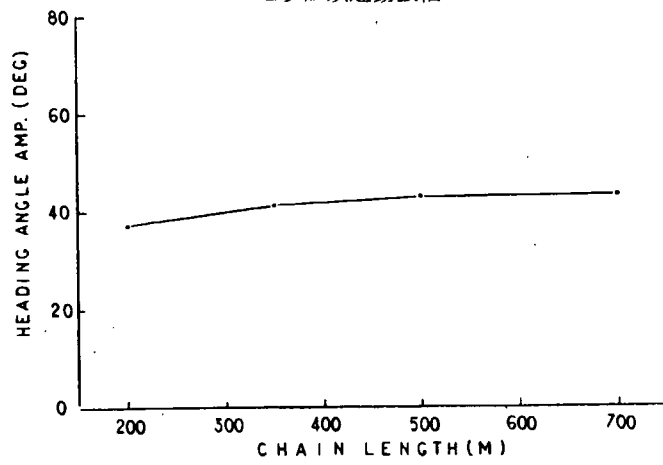


図 3 & 1. 26 錨鎖長さの影響 (100万トン型 満載状態)

(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ハ) ふれ廻り周期

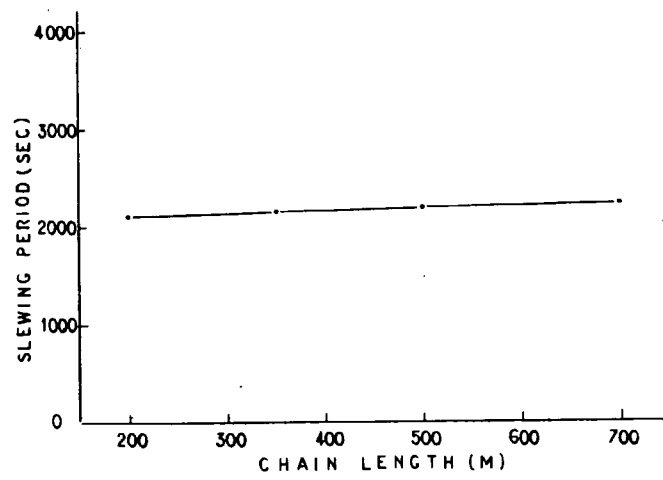


図 3.8.1.27 錨鎖長さの影響 (100万トン型 満載状態)

3.3.1.2 計算結果の考察

(1) 潮流及び風の影響 (図 3.3.1.2 ~ 1.7)

すでに第 1 編第 3 章にて述べたごとく“ふれ廻りは主に潮流によって引き起され風はむしろふれ廻りを減少させる働きをする”すなわち、風速の小さい範囲では小さな潮流のもとでもふれ廻りは大きくなり錨鎖は破断に達する。

この傾向は 100 万トン型満載状態で最もよく現われており、風速が 60 m/sec になるとふれ廻りはほとんどなく、潮流が 1 ノット以下ならば錨鎖張力も 500 トン程度である。しかし、100 万トン型バラスト状態、25 万トン型満載、バラスト両状態では潮流がある程度以下になると風速の減少とともに、ふれ廻り振幅は大きくなっても錨鎖張力は減少する。また、張力の大きさに極大極小が生じる。すなわち、25 万トン型やバラスト状態では 100 万トン型満載状態に比べて風の影響が相対的に強くなり、潮流力と風圧力との兼ね合いによりふれ廻りの状態が変化するものと思われる。このように風の影響が大きい場合は風速が大きくなると錨鎖は破断に達する。この場合、ふれ廻り振幅は小さく、前後方向の最大移動量が大きいことから、ふれ廻りの影響よりも外力の静圧力の増大による影響が大きいと考えられる。

なお、計算結果と現実の錨泊との相違、すなわち、現実には潮流によってふれ廻りが大きくなって錨鎖が破断した例はない(国内船)という点については第 I 編第 3 章に述べているように、本計算プログラムには錨鎖と海底との摩擦力が含まれていないことが大きな要因であると考えられるが、外国船では錨鎖破断の報告もあり、傾向としては前記の通りであると考えてよい。今後摩擦力の考慮が必要であるが、摩擦力をとり入れると錨鎖の形状、張力の方向が変わり、復原力は更に増すことが予想される。

(2) 外力の方向が同一でない場合の影響 (図 3.3.1.18 ~ 2.1)

風波と潮流との方向が異なる場合(相対角を持つ場合)、合力の絶対値は全て同一方向の場合に比べて減少する。したがって、満載状態では 100 万トン、25 万トン型とも外力の方向が同一の場合に比べて相対角が増すにつれてふれ廻りは減少し、錨鎖張力も減少する傾向にある。しかしながら、風の影響が大きいバラスト状態ではふれ廻り振幅は小さくなるが、相対角 90° で船首は風にたち潮流がほぼ真横から船体に働くため潮流力が非常に大きくなり錨鎖張力は破断に達する。

(3) 水深の影響 (図 3.3.1.22 及び 2.3)

水深の変化は潮流力、漂流力の浅水影響成分に影響を与え、錨鎖の長さが変わらないときには、カテナリーの形状が変わる。水深が増加すると潮流力は減少するため、ふれ廻り振幅はわずかではあるが減少している。

錨鎖の張力についても満載状態では水深の増加とともにはじめ減少するが、ある程度以上水深が増すと錨鎖がいわゆる taut 状態になるため、逆に増加していく。バラスト状態ではほとんど浅水影響がないため、水深増加は錨鎖張力の増加につながる。また、本計算プログラムでは運動方程式の操縦性微係数は近似的にある一定値を与えているが、厳密に考えればこの係数にも浅水影響があることからこの点検討の必要がある。

(4) 波高の影響 (図 3.3.1.24 及び 2.5)

漂流力は通常は余り大きな影響を与えないと思われるが、浅水影響がある場合は注意を要する。例えば 100 万トン型満載状態では浅水影響のため波高が 4 m になると漂流力は非常に大きくなり錨鎖は破断に達する。ただし、ふれ廻り振幅は波高によってほとんど変化しないことから、ちょうど潮流と風との中間的な働きをするものと考えられる。バラスト状態では浅水影響はほとんどないため、波高変化による錨鎖張力及びふれ廻り振幅への影響はほとんどない。

漂流力に対する浅水影響についてはデータ不足であり、今後の研究課題であるとともに、不規則波の取扱い、特に低周期振動の問題についても検討の要がある。

(5) 錨鎖長さの影響 (図 3.3.1.26 及び 2.7)

水深の変化と同じく錨鎖が短くなるとカテナリーが taut 状態になり易くなるために錨鎖張力は増加する

100 万トン型満載状態では、繰出し長さが 350 m 以上になると錨鎖張力はほとんど変化しない。なお、ふれ廻り

振幅及びふれ廻り周期については錨鎖長さに関係なくほぼ一定である。

曳航船の安定、不安定の理論では曳航索の長さは大きな影響力を与え、通常索は長い方が安定になるようであるのに本計算では錨鎖長さがほとんど安定、不安定に関係しないことは、一つに本計算プログラムが近似的であり、安定、不安定を決定する係数として欠除しているものがあると同時に曳航船の理論では静的つ合い位置まわりの安定、不安定であり、本計算のようなシミュレーションによるものとは性質が異なることも考えられる。

3.3.2 1点ブイ係留

3.3.2.1 1点ブイ係留ふれ廻り計算結果

本計算は一点係留プログラムを用いてブイ係留（タコ足一点ブイ）のふれ廻り計算を行ったものであり、プログラム及び入出力の方法については3.2を参照のこと。表3.3.2.1に100万トン型及び25万トン型の満載、バラスト両状態の計算データを示す。船型は錨泊計算と同じものである。

また、ブイの質量は無視している。図3.3.2.1には船体～ブイ～チェーンの位置関係を示している。

(1) 潮流及び風の影響

図3.3.2.2～1.7は100万トン型及び25万トン型の満載及びバラスト状態のふれ廻り計算結果である。外力は全て同一方向船体に働くものとする。

図3.3.2.2～5 100万トン型 満載状態

図3.3.2.6～9 100万トン型 バラスト状態

図3.3.2.10～13 25万トン型 満載状態

図3.3.2.14～17 25万トン型 バラスト状態

図3.3.2.2, 6, 10, 14は係留船舶のふれ廻りによってブイチェーンに働く張力のピーク値を示している。ただし、ここでの張力は、ブイを保持する8本のチェーンのうち最大となるNo.1チェーン（図3.3.2.1）の張力である。

図3.3.2.3, 7, 11, 15はふれ廻り時の船体回頭運動及び船体重心の左右運動振幅を示している。

図3.3.2.4, 8, 12, 16はふれ廻り時の船体重心の前後運動振幅及び船体に外力が働かない時（図3.3.2.1）からふれ廻り時の船体重心前後運動最大移動量を示している。

図3.3.2.5, 9, 13, 17はふれ廻り周期を示している。

(2) 外力の方向が同一でない場合の影響

図3.3.2.18～2.1は風波と潮流とが互いにある角度をもって船体に働く場合の計算結果である。

図3.3.2.18, 19 100万トン型 満載及びバラスト状態

図3.3.2.20, 21 25万トン型 満載及びバラスト状態

図3.3.2.18, 20は、船体のふれ廻りによるブイチェーンに働く張力のピーク値を示している。

図3.3.2.19, 21はふれ廻り時の回頭運動及び左右運動振幅を示している。

表3.3.2.1 ブイ係留ふれ廻り計算データ

	100 万トンタンカー		25 万トンタンカー	
	満 載 状 態	バラスト状態	満 載 状 態	バラスト状態
Lpp				
B				
D				
d				
▽				
Kt/B	単錨泊ふれ廻り計算データに同じ(表3.3.1.1)			
GM				
ZG				
XG				
上 構 正 面 積				
側 面 積				
チェイン本数	8 本		8 本	
チェイン長さ	350 m		290 m	
チェイン単重	0.236 t/m		0.107 t/m	
破 断 強 度	720 ton		360 ton	
ブイ～船体距離	(LL)* 100 m		50 m	
初期ブイ～アンカー-水平距離	(BA)* 331 m		279 m	
水 深	40.0 m		228 m	

* は図3.3.2.1参照

(イ) ブイチェーン張力

1,000,000 DWT TANKER FULL LOAD

BUOY MOORING

WAVE HEIGHT 2.0 M
WAVE LENGTH 190.4 M
SEA DEPTH 40.0 M

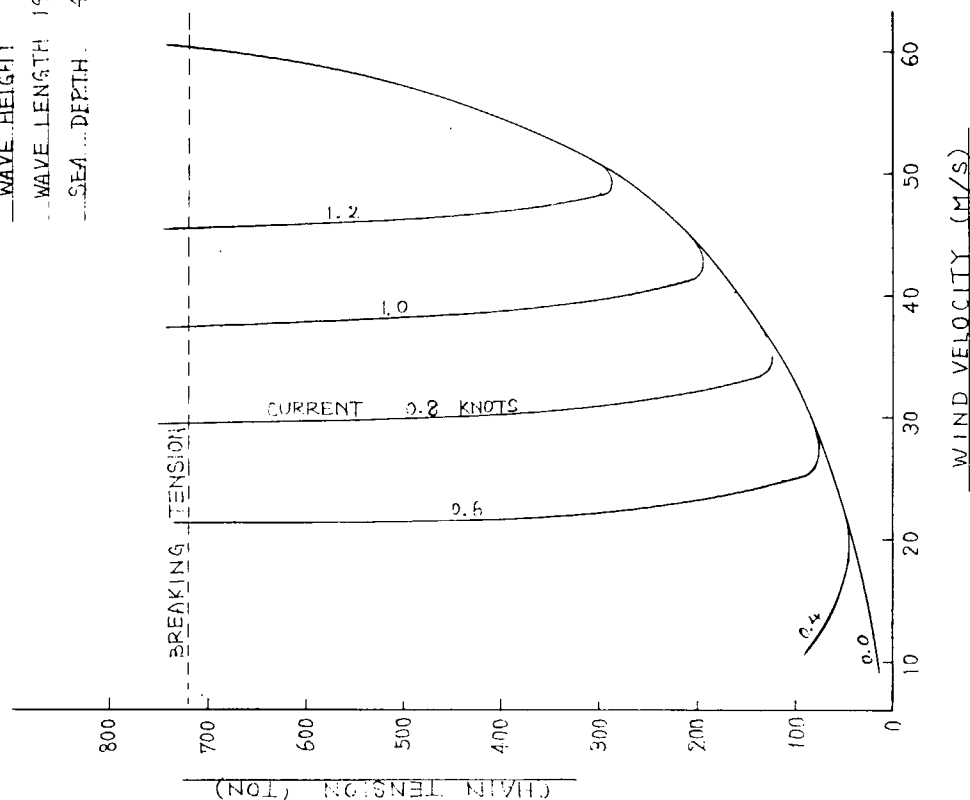


図 3.3.2.2 潮流及び風の影響 (100万トン型 満載状態)

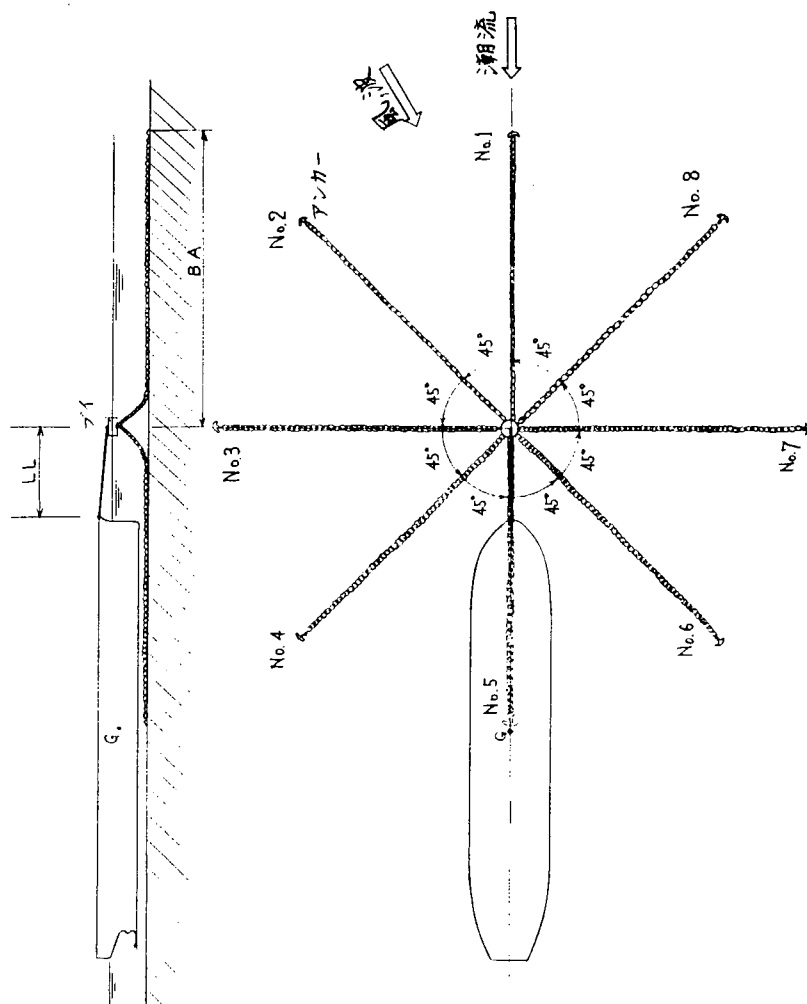
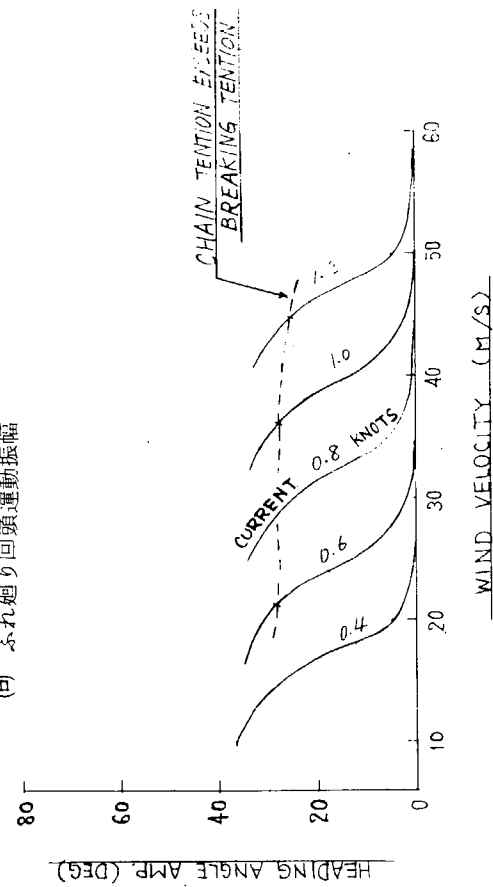
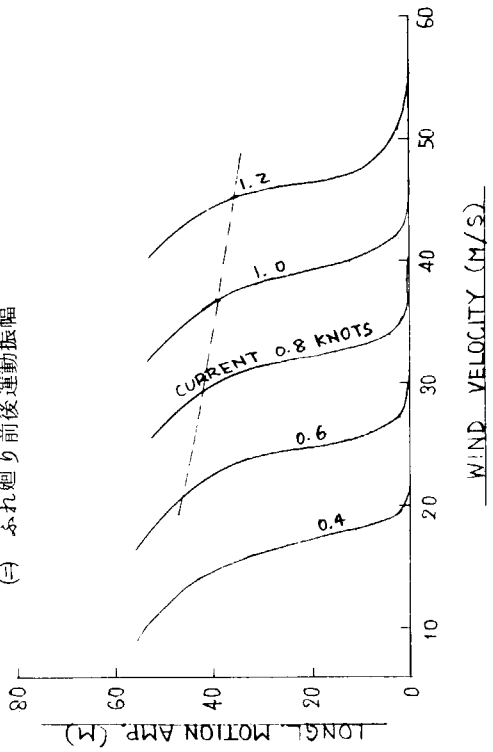


図 3.3.2.1 初期配置

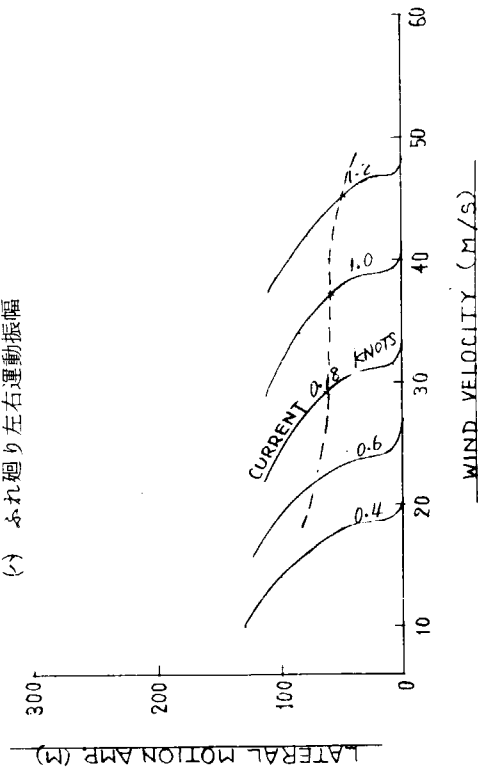
(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ニ) ふれ廻り前後運動振幅



(イ) ふれ廻り左右運動振幅



(ハ) ふれ廻り前後運動最大移動量

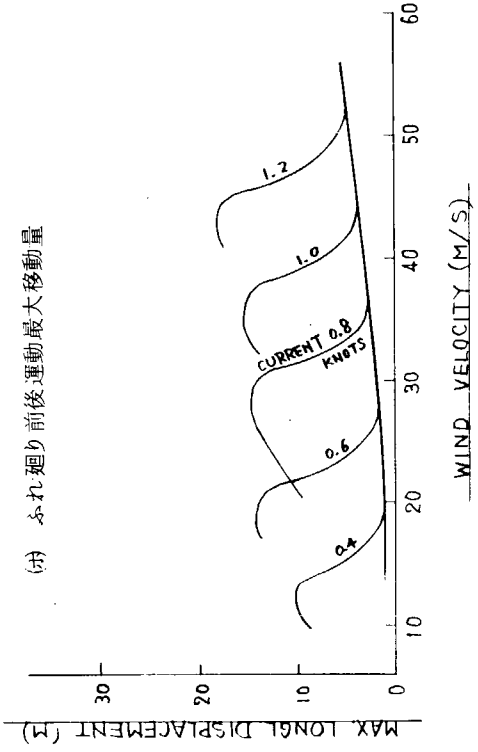
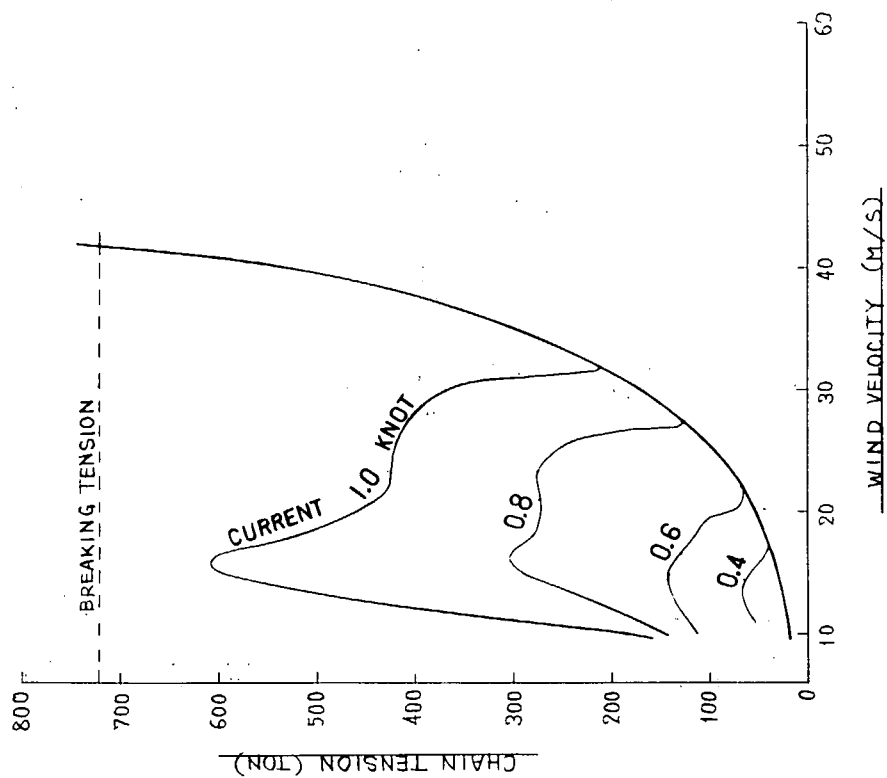


図 3.3.2.3 潮流及び風の影響 (100万トン型 満載状態)

図 3.3.2.4 潮流及び風の影響 (100万トン型 満載状態)

(1) ブイチェーン張力
 1000000 DWT TANKER BALLAST
 BUOY MOORING

WAVE HEIGHT 2.0M
 WAVE LENGTH 190.4M
 SEA DEPTH 40.0M



(2) ふれ廻り周期

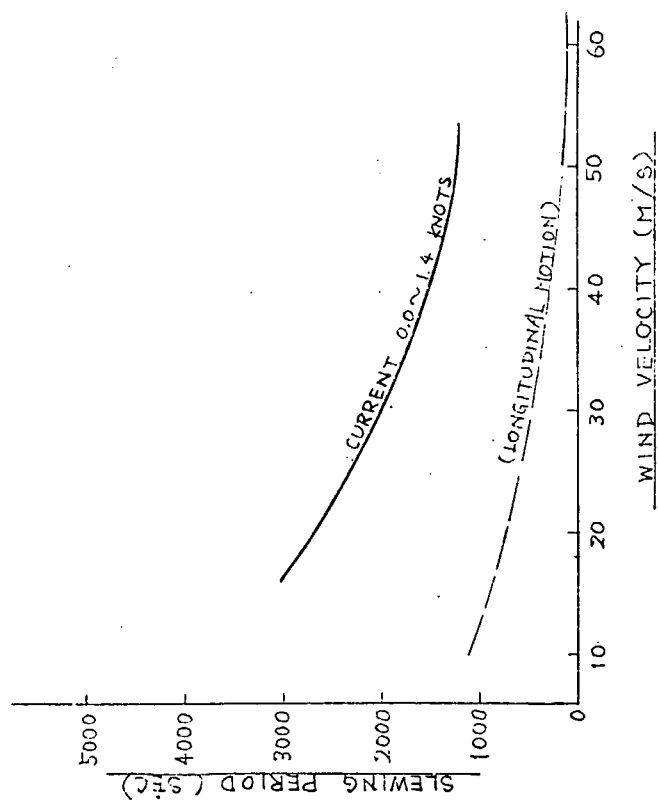
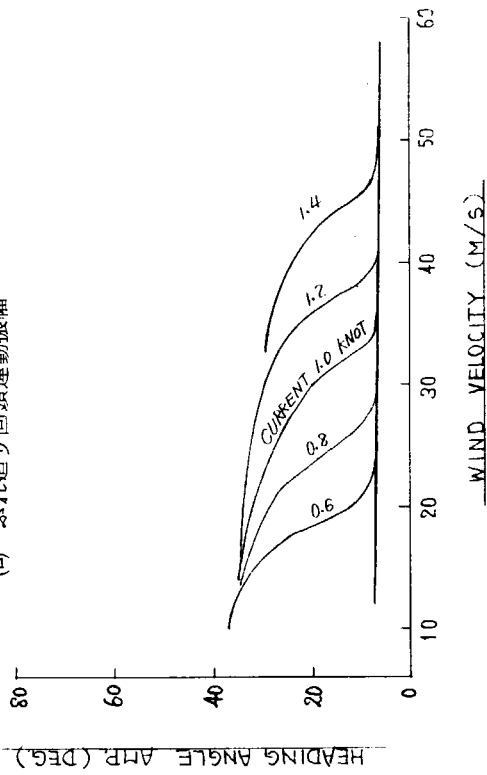


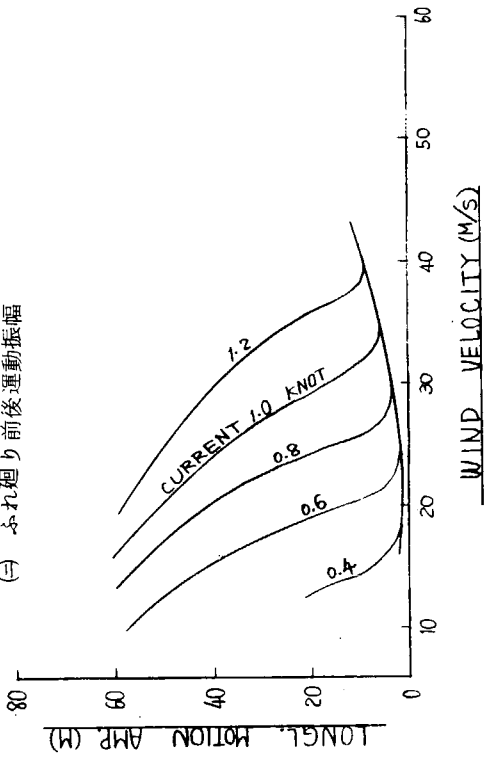
図 3.3.2.5 潮流及び風の影響 (100万トン型 満載状態)

図 3.3.2.6 潮流及び風の影響 (100万トン型 バラスト状態)

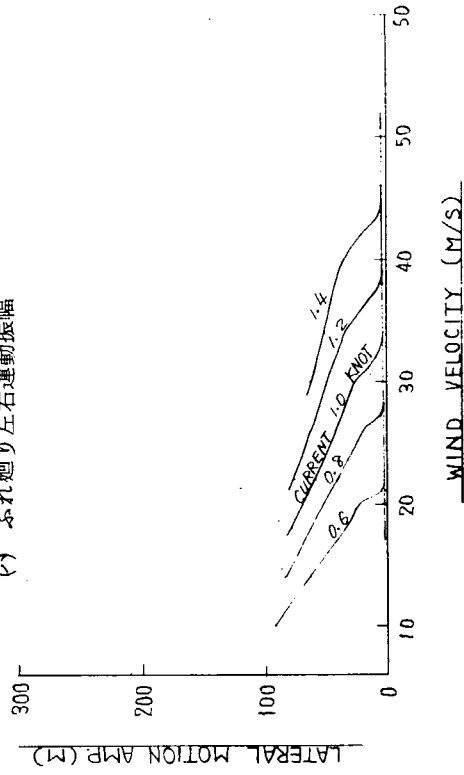
(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ハ) ふれ廻り前後運動振幅



(リ) ふれ廻り左右運動振幅



(ヘ) ふれ廻り前後運動最大移動量

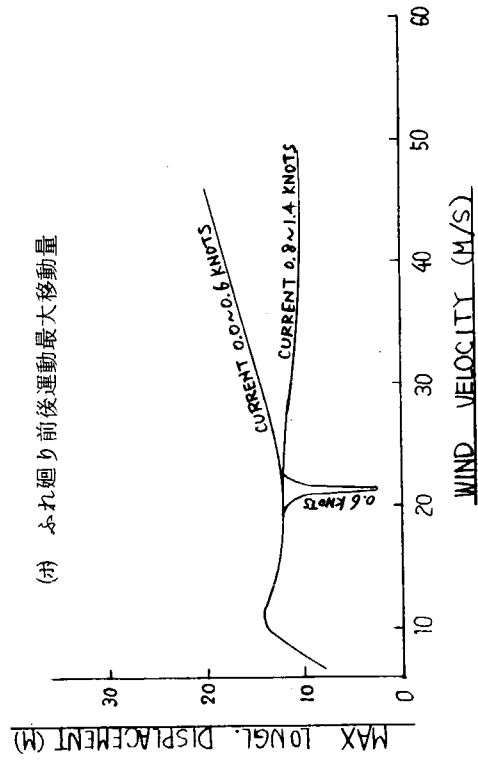


図 3.3.2.7 潮流及び風の影響 (100万トン型 バラスト状態)

図 3.3.2.8 潮流及び風の影響 (100万トン型 バラスト状態)

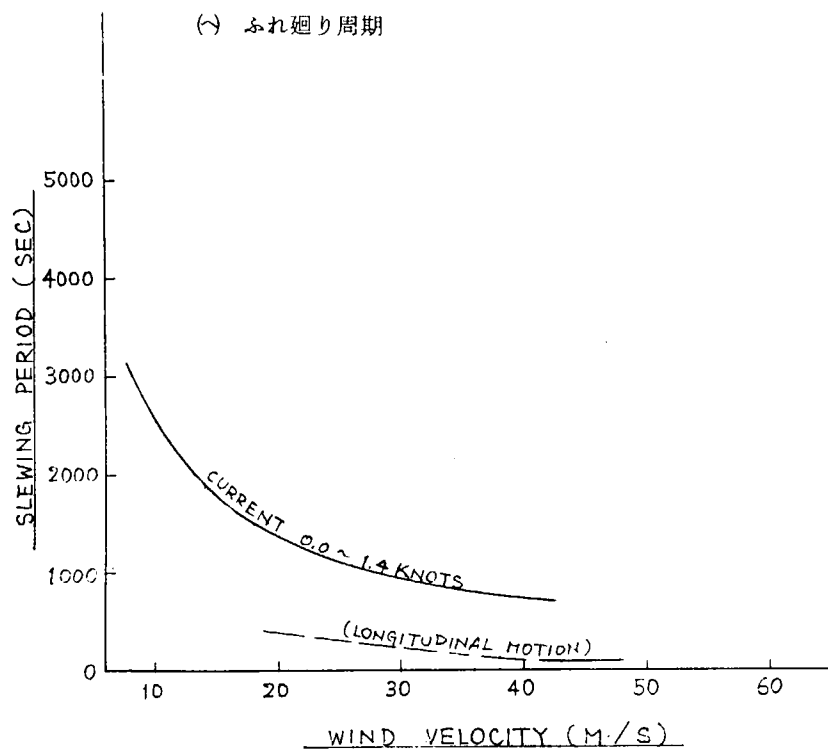


図 3.3.2.9 潮流及び風の影響 (100万トン型 バラスト状態)

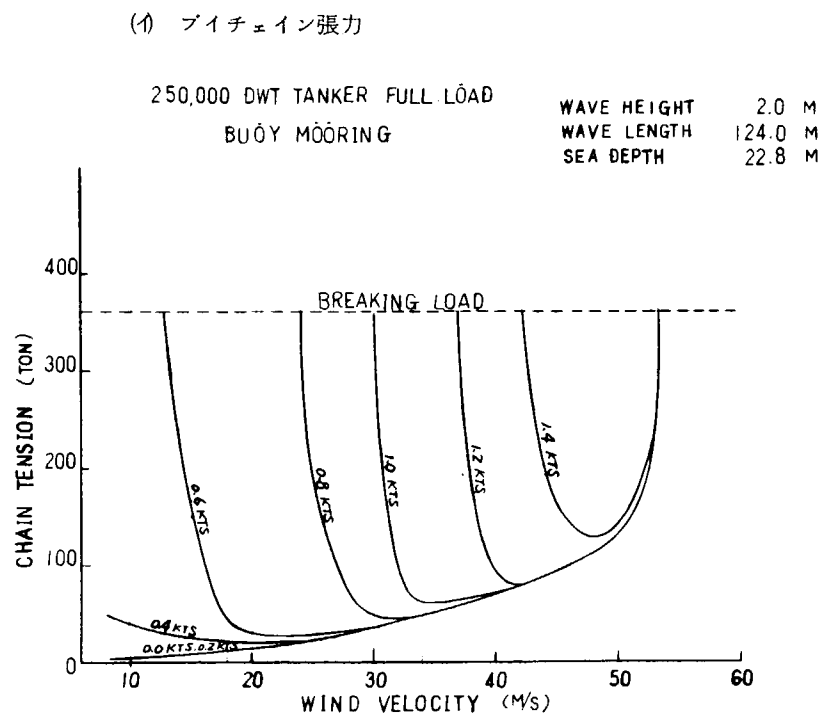
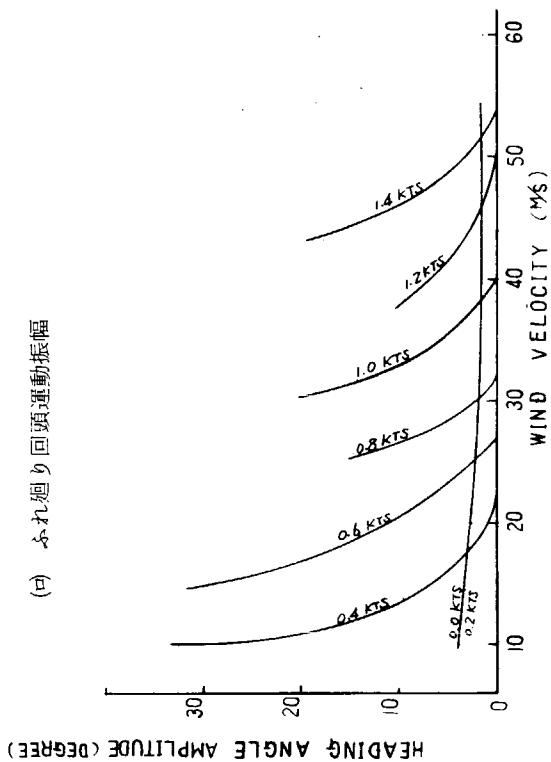
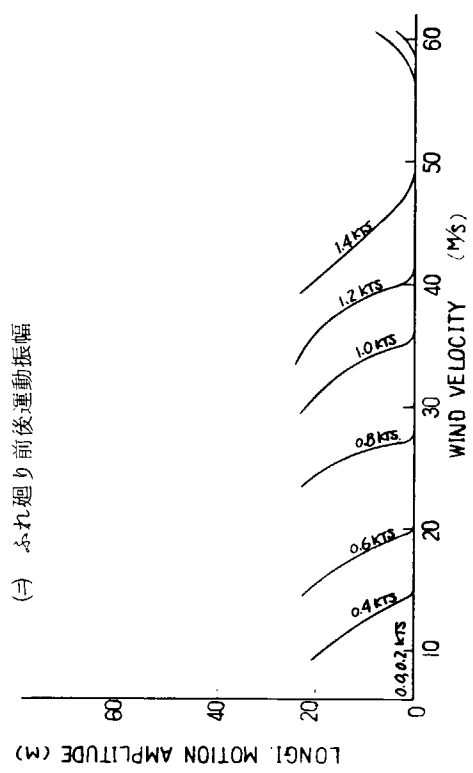


図 3.3.2.10 潮流及び風の影響 (25万トン型 満載状態)

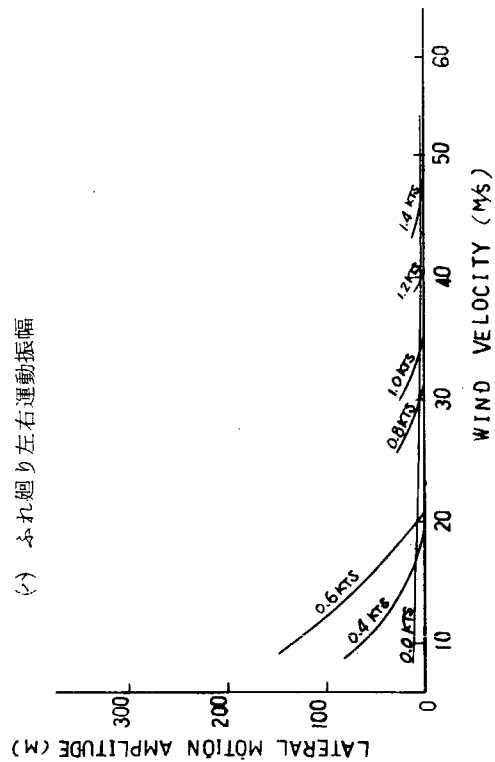
(甲) ふれ廻り回頭運動振幅



(乙) ふれ廻り前後運動振幅



(甲) ふれ廻り左右運動振幅



(乙) ふれ廻り前後運動最大移動量

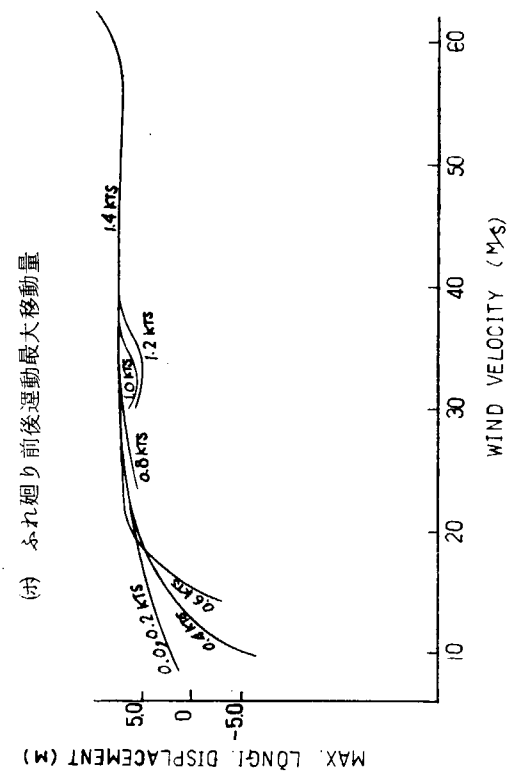


図 3.3.2.11 潮流及び風の影響 (25万トン型 満載状態)

図 3.3.2.12 潮流及び風の影響 (25万トン型 満載状態)

(-) ふれ廻り周期

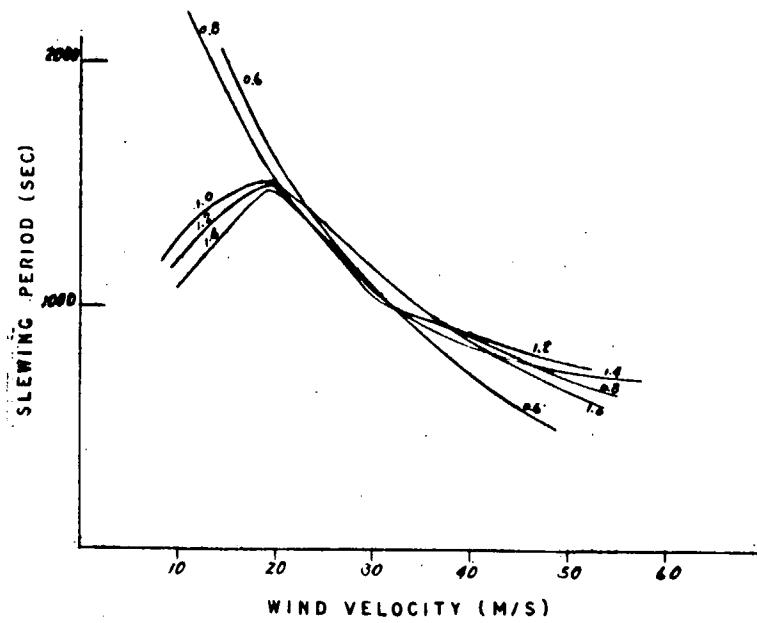


図 3 3 2 13 潮流及び風の影響 (25 万トン型 満載状態)

(イ) ブイチェーン張力

250,000 DWT TANKER BALLAST

BODY MOORING

WAVE HEIGHT 2.0 M
WAVE LENGTH 124.0 M
SEA DEPTH 22.8 M

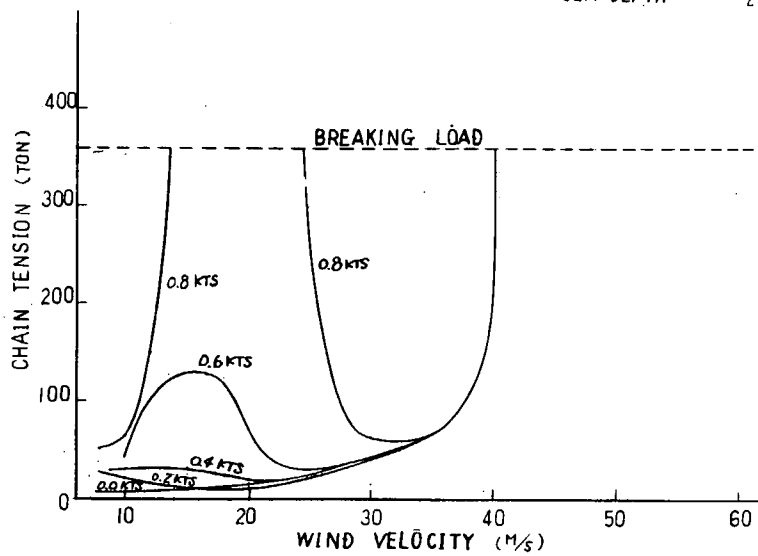
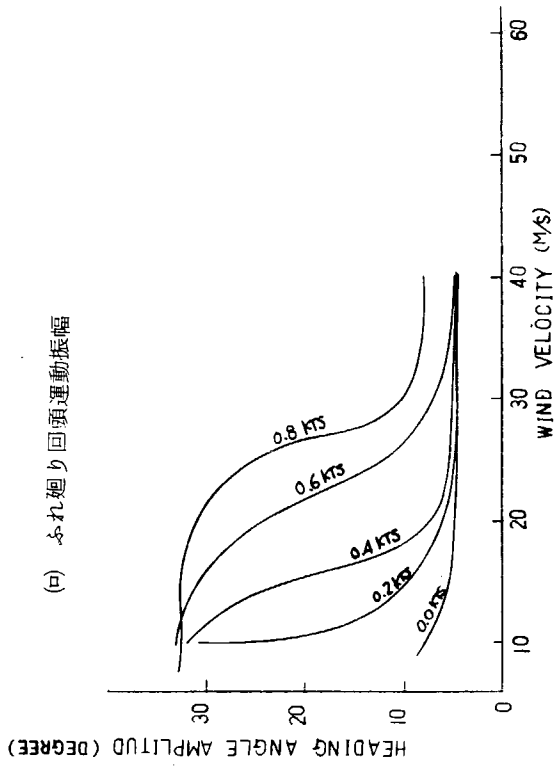
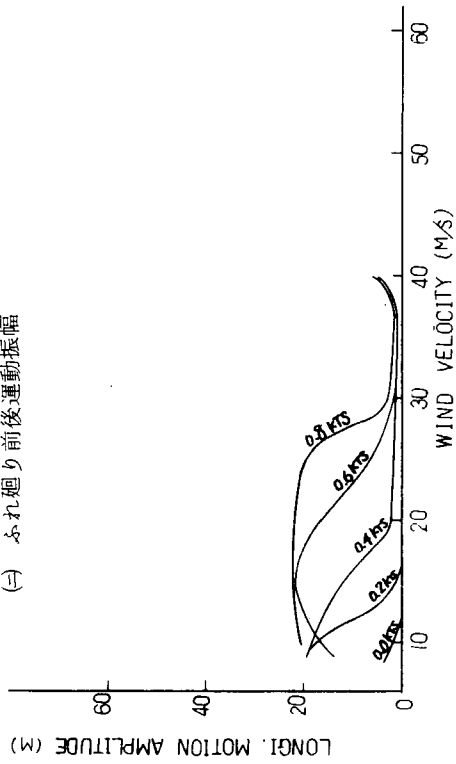


図 3 3 2 14 潮流及び風の影響 (25 万トン型 バラスト状態)

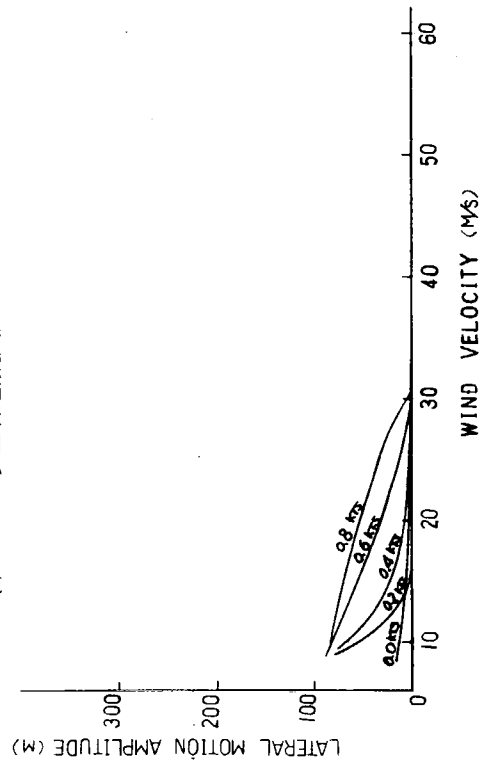
(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ニ) ふれ廻り前後運動振幅



(リ) ふれ廻り左右運動振幅



(ハ) ふれ廻り前後運動最大移動量

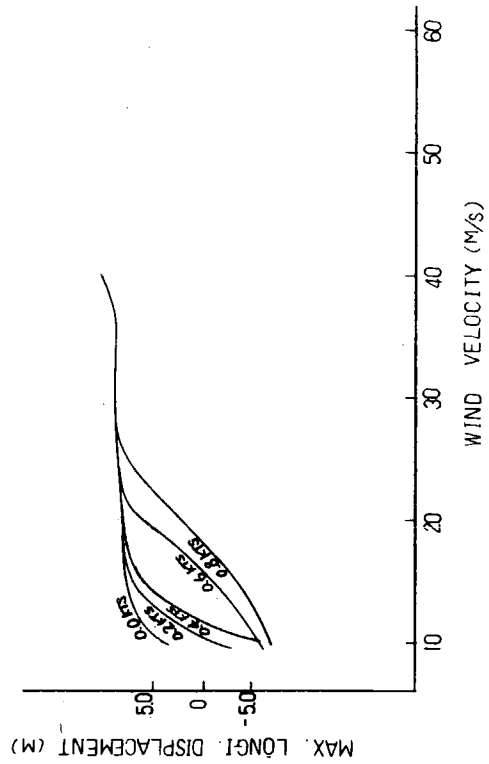


図 3.2.15 潮流及び風の影響 (25万トン型 バラスト状態)

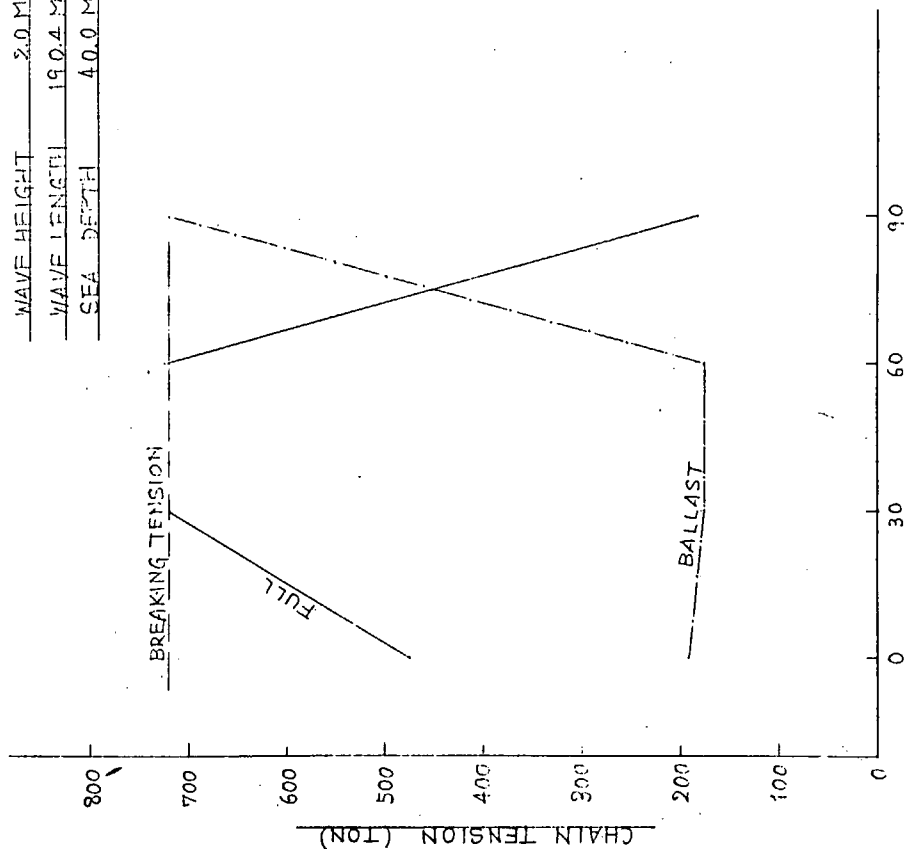
図 3.2.16 潮流及び風の影響 (25万トン型 バラスト状態)

(イ) ブイチェーン張力

1000000 DWT TANKER (FULL & BALLAST)

BUOY MOORING

WIND VELOCITY 30 M/S
CURRENT VELOCITY 0.8 KNOTS
WAVE HEIGHT 2.0 M
WAVE LENGTH 190.4 M
SEA DEPTH 400.0 M



RELATIVE ENCOUNTER ANGLE (DEG.)

図 8.2.18 外力の相対角の影響 (100万トン型)

(ク) ふれ廻り周期

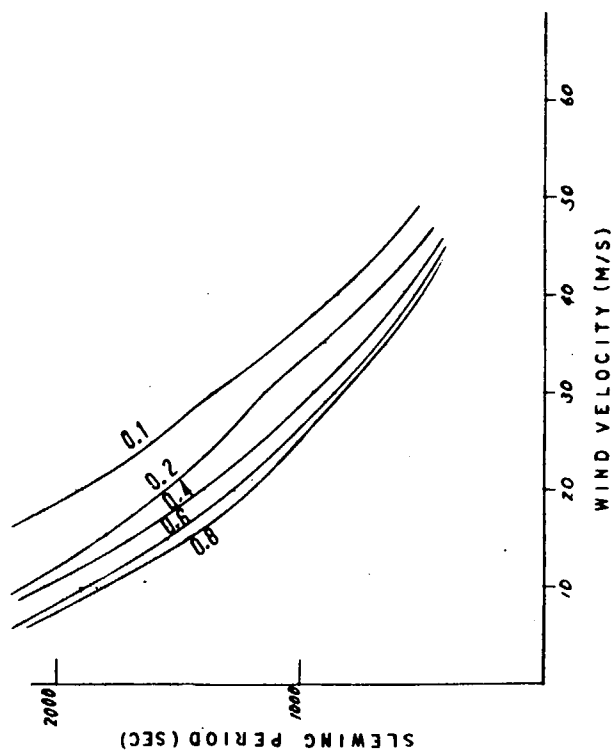
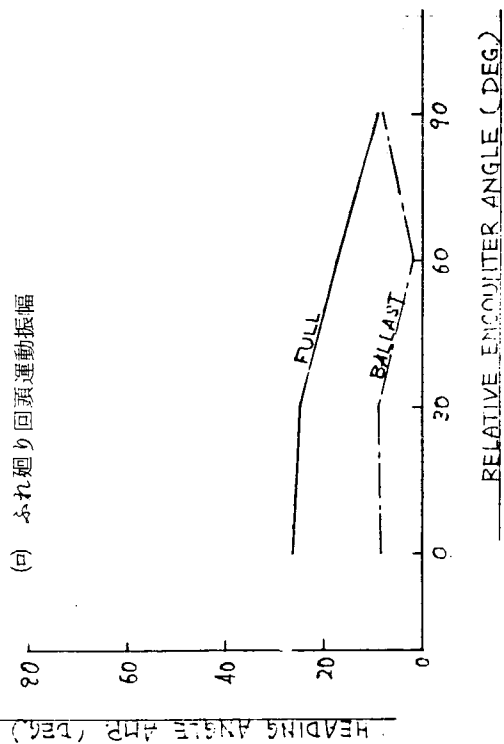


図 8.2.17 潮流及び風の影響 (25万トン型 バラスト状態)

(ロ) ふれ廻り回頭運動振幅



(ハ) ふれ廻り左右運動振幅

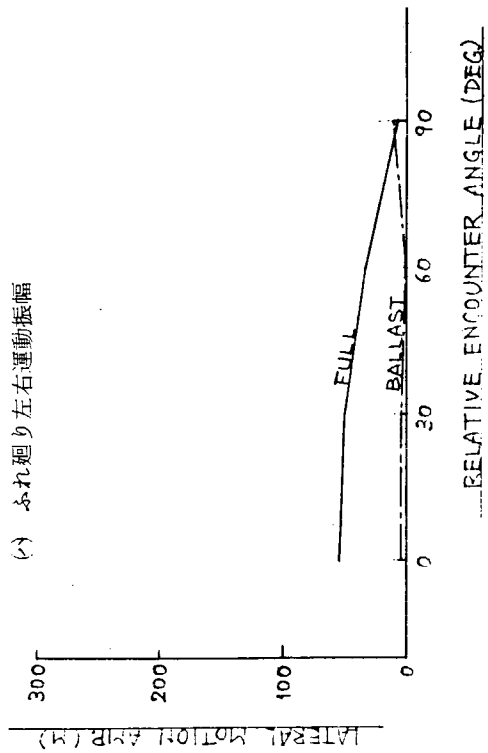


図 3.3.2.19 外力の相対角の影響 (100万トン型)

(イ) ブイチェイン張力

250000 DWT TANKER (FULL & BALLAST)

WIND VELOCITY 30 M/S
CURRENT VELOCITY 0.8 KNOT
WAVE HEIGHT 20 M
WAVE LENGTH 1240 M
SEA DEPTH 22.8 M

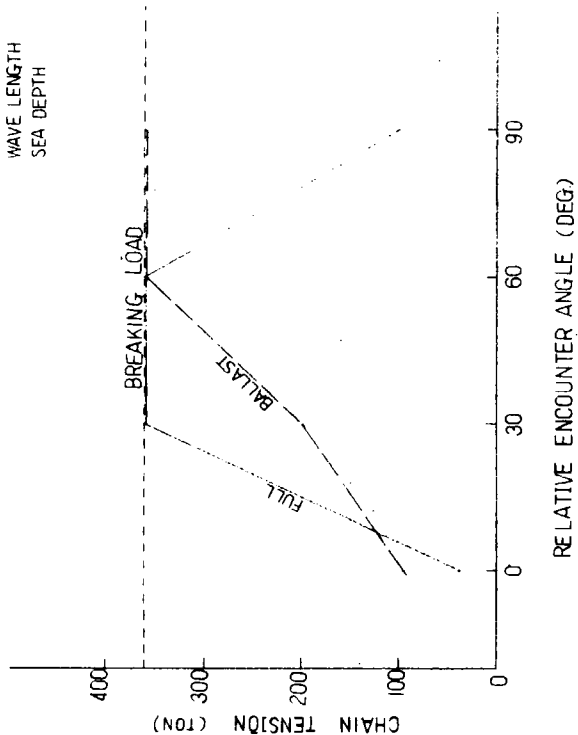


図 3.3.2.20 外力の相対角の影響 (25万トン型)

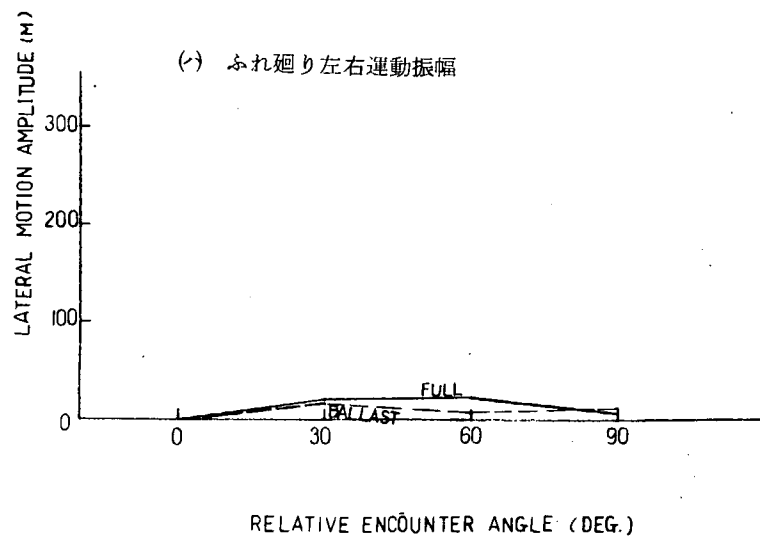
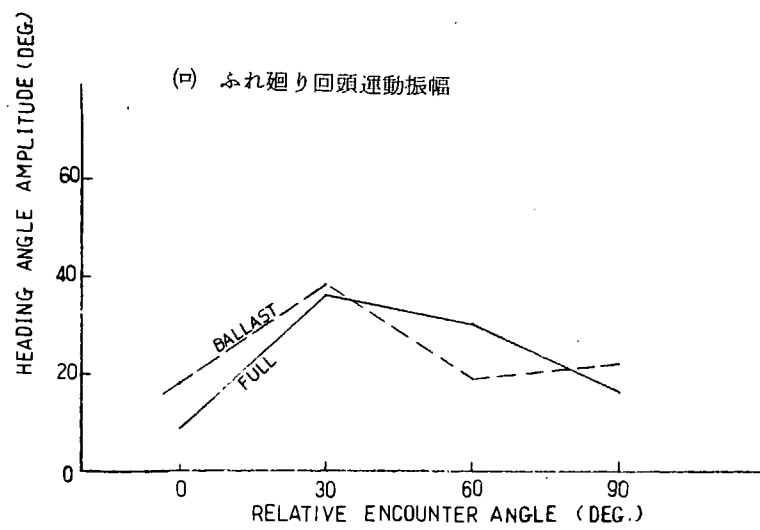


図 3 3 2 21 外力の相対角の影響 (25 万トン型)

3.3.2.2 計算結果の考察

計算モデルを見れば明らかなように、ブイ係留と単錨泊の計算の差は余り大きくない。すなわち、ブイを支持する8本のチェーンは比較的ゆるく張られているため、振れ廻りにおいて作用するのは多くの場合に1本のチェーンだけであり、ブイの運動が非常に大きな場合のみ隣のチェーンの働きが効くようになってくる。従って、この隣のチェーンの効きと剛体で結んだ Buoy～Ship間の距離の影響が単錨泊との差ということになる。本項では単錨泊の計算結果との比較を主に述べていく。

(1) 潮流及び風の影響（図3.3.2.2～17）

ほとんどの傾向は単錨泊で得られたものと同一と言える。ただ単錨泊では25万トン型満載状態が100万トン型、25万トン型バラスト状態と同じく、潮流によっては風速が0に近づくと張力が減少するが、ブイ係留では100万トン及び25万トン型の満載状態は共に大変似た傾向を持ち、単錨泊100万トン型満載状態と同じく風速が小さい時に破断に達する。バラスト状態のカーブも単錨泊と比較すると単純な形状を示し、何らかの共振現象を想起させる。

100万トン型（特に満載状態）の前後方向最大移動量の傾向が25万トン型及び単錨泊と大きく異っている。

ふれ廻り周期に関して特に100万トン型に顕著だが潮流の影響は小さく、風速でほぼ決定される傾向にある。また、風速を大きくすると振れ廻りは小さいにもかかわらず船体前後運動の周期で索張力が変動し破断することになるが、この周期も100万トン型計算結果の図に書き入れた。100万トン型では満載状態の周期がバラスト状態のその2倍程度であり、25万トンでの両状態の比はそれより小さい値となっている。

(2) 外力の方向が同一でない場合の影響（図3.3.2.18～21）

単錨泊計算結果と略々同じ傾向を得ている。

(3) その他のパラメータについて

水深の影響、波高の影響、チェーン長さの影響について計算は行なわないが、計算モデルの類推から単錨泊の結果がそのままブイ係留もあてはまるものと考えられる。

(4) 計算結果の検討及び評価

前述のように本計算におけるブイ係留は単錨泊計算と本質的な差はなく、3.3.1.2の内容がそのまま適用できる。

但し、今回のように複数のチェーンがたるんで配置されるのではなく、全部が taut に張られている場合など、1本の索の張力変動がブイを介して他の索に直ちに影響する場合は単錨泊とは大きく異なる可能性があり、ブイ係留独自の問題が発生する可能性がある。

4. 多点係留動的計算

数カ所で係留されている船体が、風、波、潮流の外乱によって、どのような挙動を示すか、また、この船体の挙動によって、係留索また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チェーンの張り方、艀装品等の設計への目安をつける事を目的とする。

4.1 理論計算式

4.1.1 基礎条件及び座標系

図 4.1.1.1 に示すように、船体は 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_1 は船体係留点、 A_1 はアンカー位置、 B_1 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

$O_1 - x_1 y_1 z_1$: 船体固定座標 ただし、 $\overline{O_1 G}$ 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運動について取扱うことにする。ここでは、問題を簡単に取り扱うため、次のような仮定を行う。

- (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、常に同一鉛直面上にあるものとし、ブイと船体係留点の距離は

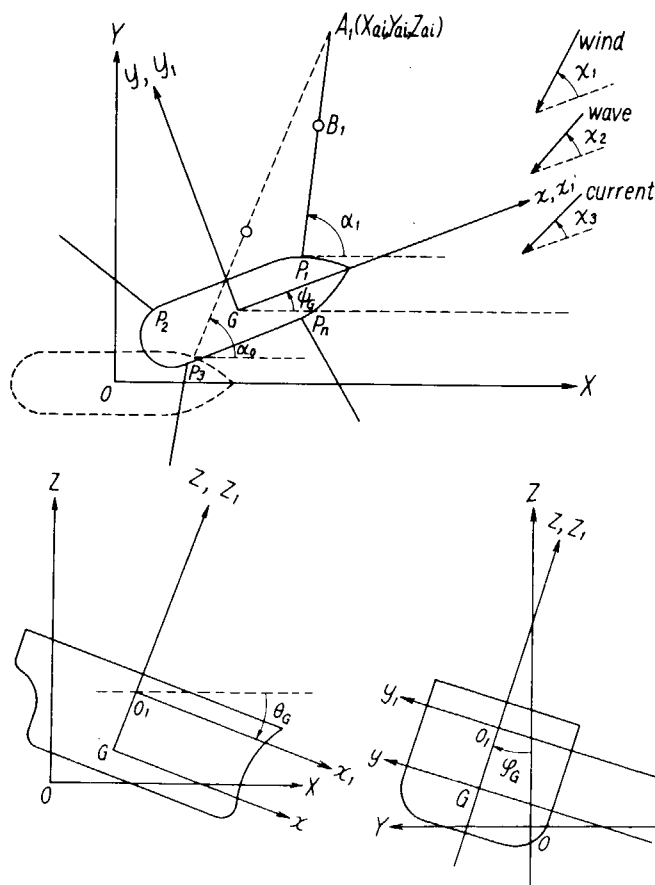


図 4.1.1.1 座 標 系

変化しないものとする。また、ブイに関する流体力は考慮しない。

- (4) 係留チェーンは、たえずカテナリの形状をなすものとし、チェーンは伸びないものとする。また、チェーンの運動は考慮しない。
- (5) 係留チェーンが着底している部分の海底は平坦であり、海底面とチェーンの摩擦はないものとする。
- (6) アンカーは走錨しないものとする。
- (7) 係留方位角の変化は微小なものとする。
- (8) 船体に対する、風、波、潮流の方向は常に一定とする。

4.1.2 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、 $x_G, \theta_G, z_G, y_G, \phi_G, \varphi_G$ とすれば、重心まわりの運動方程式は、次のように表わされる。

$$(m + a_{xx}) \ddot{x}_G + \sum_n H_{xn} = F_{Ex} + F_{Dx} + F_{Cx} + F_{Wx} \quad (4.1.2.1)$$

$$\begin{aligned} & (J_\theta + a_{\theta\theta}) \ddot{\theta}_G + b_{\theta\theta} \dot{\theta}_G + c_{\theta\theta} \theta_G + a_{\theta z} \dot{z}_G + b_{\theta z} \dot{z}_G + c_{\theta z} z_G + \sum_n (H_{\theta n} + V_{\theta n}) \\ & = M_{E\theta} + M_{D\theta} + M_{C\theta} + M_{W\theta} \end{aligned} \quad (4.1.2.2)$$

$$\begin{aligned} & (m + a_{zz}) \ddot{z}_G + b_{zz} \dot{z}_G + c_{zz} z_G + a_{z\theta} \dot{\theta}_G + b_{z\theta} \dot{\theta}_G + c_{z\theta} \theta_G + \sum_n V_{zn} \\ & = F_{Ez} + F_{Dz} + F_{Cz} + F_{Wz} \end{aligned} \quad (4.1.2.3)$$

$$\begin{aligned} & (m + a_{yy}) \ddot{y}_G + b_{yy} \dot{y}_G + a_{y\phi} \ddot{\phi}_G + b_{y\phi} \dot{\phi}_G + a_{y\varphi} \ddot{\varphi}_G + b_{y\varphi} \dot{\varphi}_G + \sum_n H_{yn} \\ & = F_{Ey} + F_{Dy} + F_{Cy} + F_{Wy} \end{aligned} \quad (4.1.2.4)$$

$$\begin{aligned} & (J_\phi + a_{\phi\phi}) \ddot{\phi}_G + b_{\phi\phi} \dot{\phi}_G + a_{\phi y} \dot{y}_G + b_{\phi y} \dot{y}_G + a_{\phi\varphi} \ddot{\varphi}_G + b_{\phi\varphi} \dot{\varphi}_G + \sum_n H_{\phi n} \\ & = F_{E\phi} + F_{D\phi} + F_{C\phi} + F_{W\phi} \end{aligned} \quad (4.1.2.5)$$

$$\begin{aligned} & (J_\varphi + a_{\varphi\varphi}) \ddot{\varphi}_G + b_{\varphi\varphi} \dot{\varphi}_G + c_{\varphi\varphi} \varphi_G + a_{\varphi y} \dot{y}_G + b_{\varphi y} \dot{y}_G + a_{\varphi\phi} \ddot{\phi}_G + b_{\varphi\phi} \dot{\phi}_G \\ & + \sum_n (H_{\varphi n} + V_{\varphi n}) = M_{E\varphi} + M_{D\varphi} + M_{C\varphi} + M_{W\varphi} \end{aligned} \quad (4.1.2.6)$$

ここで、H, V はそれぞれ係留チェーン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、係留チェーンから受ける水平分力によるものだけを考慮すれば良い。

式の右辺の添字 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であることを示す。

- 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_φ : Roll 方向の質量慣性モーメント
- n : チェーンの本数

潮流力、風圧力、波による漂流力の各船体運動方向成分の値は、それぞれ、(2.4.1.1 ~ 2.4.1.6), (2.3.1.1 ~ 2.3.1.9), (2.5.1 ~ 2.5.5) の各式で計算される。

流体力係数 $a_{\theta\theta}$ $b_{\varphi\varphi}$ は、それぞれ (2.1.2.2) 式および (2.1.4.2) 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。

$$a_{xx} = \frac{m}{10} \quad \dots\dots\dots (4.1.2.7)$$

また、波浪強制力は、(2.1.2.3), (2.1.3.1), (2.1.4.3) の各式で計算する。

これらの運動方程式は、ルンゲ・クッタ法で数値計算する事が出来る。

4.1.3 係留チェインによる力

(1) 係留チェインによる復原力

1本の係留チェイン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 (2.2.2.1 ~ 2.2.2.10) 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 は次のようにして求められる。

$$\left. \begin{aligned} H_{xi} &= T_H \cdot \cos \alpha_i \\ H_{\theta i} &= T_H \cdot \cos \alpha_i (z_{pi} + \overline{O_i G}) \\ H_{yi} &= T_H \cdot \sin \alpha_i \\ H_{\phi i} &= T_H \cdot \sin \alpha_i \cdot x_{pi} - T_H \cdot \cos \alpha_i \cdot y_{pi} \\ H_{\varphi i} &= T_H \cdot \sin \alpha_i \cdot (z_{pi} + \overline{O_i G}) \\ V_{\theta i} &= T_V \cdot x_{pi} \quad (\text{ブイ係留の場合, } V_{\theta} = 0) \\ V_{zi} &= T_V \quad (\text{ブイ係留の場合, } V_z = 0) \\ V_{\varphi i} &= T_V \cdot y_{pi} \quad (\text{ブイ係留の場合, } V_{\varphi} = 0) \end{aligned} \right\} \quad (4.1.3.1)$$

ただし、 $i = 1 \sim n$ である。

4.1.4 係留チェインの幾何学的関係

(1) アンカー、ブイ、係留点間の幾何学的関係

チェイン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 $P_i (x_{pi}, y_{pi}, z_{pi})$ は、空間固定座標を用いて表わすと、

$$\begin{pmatrix} X_{pi} \\ Y_{pi} \\ Z_{pi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_G \\ Y_G \\ Z_G \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 & -\varphi_G & -\theta_G \\ \phi_G & 1 & -\varphi_G \\ -\theta_G & \varphi_G & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{pi} \\ y_{pi} \\ z_{pi} \end{pmatrix} \quad (4.1.4.1)$$

$i = 1 \sim n$

となる。従って、ブイが無い場合の $\overline{P_i A_i}$ の水平距離 H_{oi} 及び、垂直距離 V_{oi} は、

$$\left. \begin{aligned} H_{oi} &= \sqrt{(X_{pi} - X_{ai})^2 + (Y_{pi} - Y_{ai})^2} \\ V_{oi} &= Z_{pi} - Z_{ai} \end{aligned} \right\} \quad (4.1.4.2)$$

$i = 1 \sim n$

となる。また、ブイ有りの場合、ブイと係留点間の距離は、常に一定の位置を保ち、係留点、ブイ、アンカーは同一
鉛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'_{oi} 、
 V'_{oi} は、次のように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} H'_{oi} &= H_{oi} - \overline{P_i B_i} \\ V'_{oi} &= -Z_{ai} \end{aligned} \right\} \quad (4.1.4.3)$$

$i = 1 \sim n$

ここで、 $\overline{P_i B_i}$ は、係留点とブイとの距離を示す。

(2) 係留方位角

係留チェインの方位角 α_i は、船体が外力を受けて変位するにつれて変化する。船体係留点 $P_i (X_{pi}, Y_{pi}, Z_{pi})$

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。

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left(\frac{Y_{ai} - Y_{pi}}{X_{ai} - X_{pi}} \right) \dots\dots\dots (4.1.4.4)$$

$i = 1 \sim n$

4.2 計算プログラム

4.2.1 計算フローチャート

プログラムのフローチャートを図 4.2.1.1 に示す。

4.2.2 計算プログラムの説明

本計算プログラムは、与えられた船型データ、海象条件データをもとに、流体力係数、波浪強制力、さらに波による漂流力、風圧力、潮流力（これら3力は、いずれも定常外力として考慮している。）を計算し、与えられた係留条件での船体の挙動、係留チェーン張力の変動をシミュレーション時刻の経過に従ってルンゲ・クッタ法で数値計算してゆくものである。

ここで計算する流体力係数、波浪強制力は、いずれも浅水影響を考慮したものである。

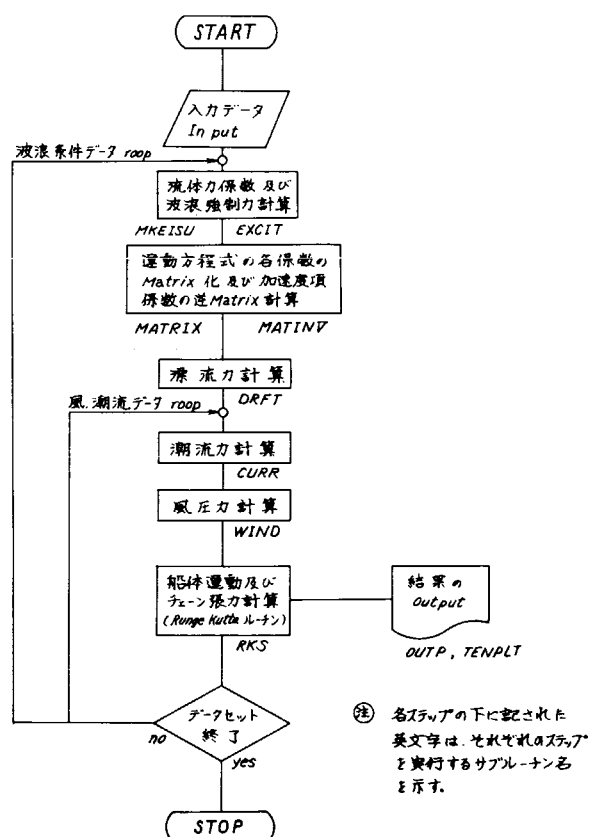


図 4.2.1.1 プログラム・フローチャート

波による漂流力、風圧力、潮流力は、満載、バラストのいずれかの状態を指定する事により、それぞれの場合について、 x 方向、 y 方向、 z 方向、 x 軸まわり、 y 軸まわり、 z 軸まわりの成分の値を計算する。

船体の挙動、係留チェーン張力の計算は、次の手順で行っている。

- (1) ある時刻での船体の、 x 方向、 y 方向、 z 方向、 x 軸まわり、 y 軸まわり、 z 軸まわりの変位と速度が与えられた時、船体係留点の位置を空間固定座標におきかえ、各係留チェーンの水平、垂直方向距離及び係留方位角を求める。

- (2) 係留チェーンの求められた水平、垂直方向距離をもとに、そのチェーンの水平、垂直方向張力成分を計算する。
- (3) 各チェーンの水平、垂直方向張力成分を、船体x方向、y方向、z方向、x軸まわり、y軸まわり、z軸まわりに分解し、係留チェーンによる各運動モード方向の復原力とする。
- (4) 係留チェーンによる復原力、波浪強制力、定常外力、流体力係数を用いて、船体運動に関する12元連立1次方程式を解き、船体の6方向の運動成分の速度と加速度を求める。
- (5) 船体の6方向運動成分の速度、加速度をもとに、新しい時刻(シミュレーション時間刻みを1刻み前進させた時刻)での船体x方向、y方向、z方向、x軸まわり、y軸まわり、z軸まわりの変位と速度を求める。

この5つのステップの計算をルンゲ・クッタ法を用いてくり返しながシミュレーションの時間を1刻みずつ前進させてゆくものである。

なお、本プログラムでは、急激な過渡現象が現れることをさけるため、各外力については、計算開始から20秒間で定常になるように0から徐々に増加させるようにしているが、この初期の数値計算上の外力変化の影響が長く残り、係留チェーン張力、船体変位の計算結果には、非常に長周期の変動が見られ、あたかも外力が長周期の変動外力であるようになっている。これは、数値計算上生じた過渡現象であり、本計算で意味のある計算値は、この長周期の振動が消えたあとの値である。

本プログラムでは、船体の変位と係留チェーン張力変動の計算結果を刻々ラインプリンタに打ち出すとともに、図4.2.2.1～4.2.2.5のようにグラフ化してout-putする。

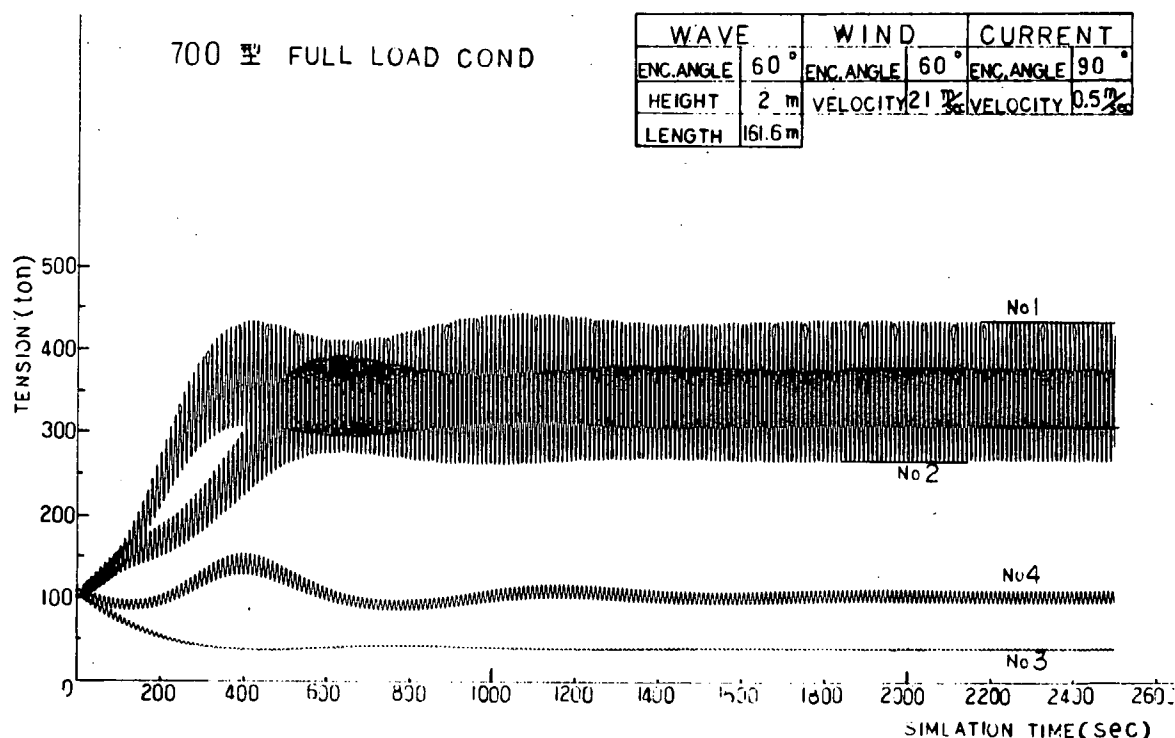


図4.2.2.1 張力変動

700 型 FULL LOAD COND $\lambda=60$

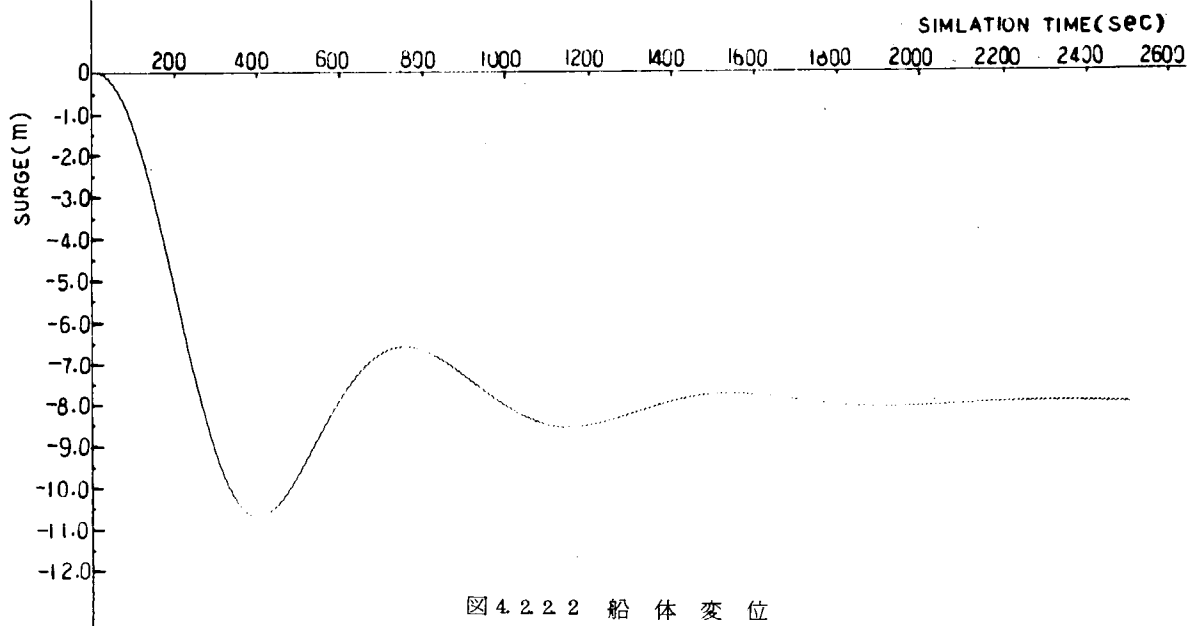


图 4.2.2.2 船体变位

700 型 FULL LOAD COND $\lambda=60$

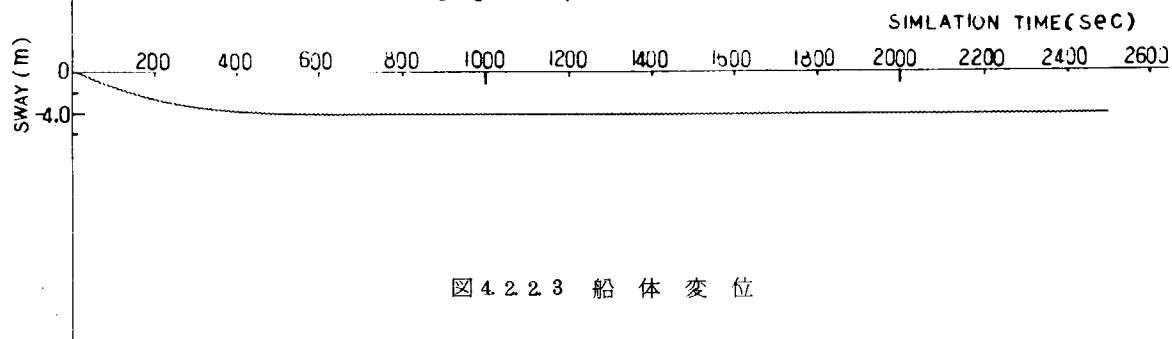


图 4.2.2.3 船体变位

700 型 FULL LOAD COND $\lambda=60$

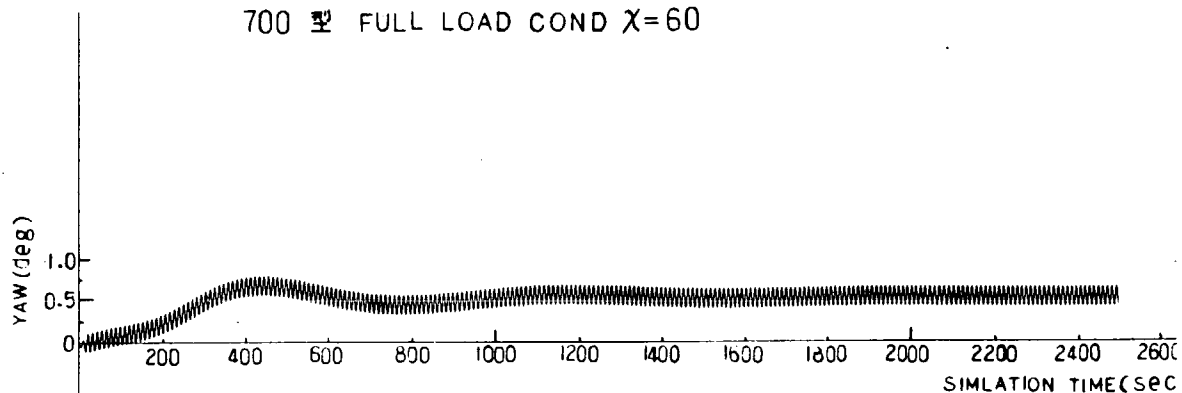


图 4.2.2.4 船体变位

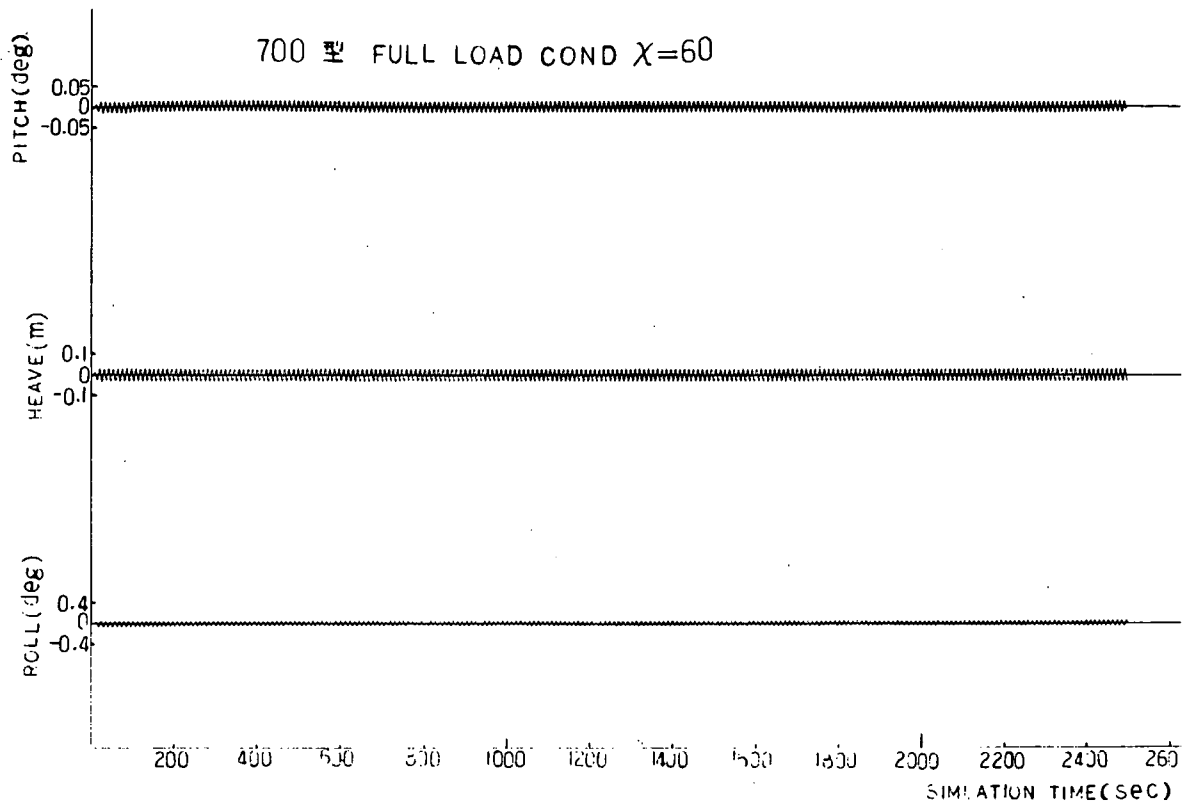


図 4.2.2.5 船 体 変 位

4.2.3 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事。
- (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, ブイ係留の場合, ブイ, 船体間の距離は全て同一とする。
- (4) 係留索は, 各々その全長にわたって均質なものとする。

4.2.4 INPUT DATA

(1) 船体関係

NAME ; 船名, あるいは記事 (ブランクを含め, 48 文字以内)

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 (メタセンターが上の場合 + の符号) (m)

OG ; 重心から水線までの距離 (水線が上の場合 + の符号, 下の場合 - の符号) (m)

XG ; 重心と Midship との距離 (midship が前の場合 + の符号, 後の場合 - の符号) (m)

RXX ; 縦慣動半径 (m)

RYY ; 横慣動半径 (m)

IMAX ; Strip 法で流体力を計算する際の船体断面データの数

ICONDI ; 満載状態の場合は 1, バラスト状態の場合には 2 を input する。

XX ; RLを10分割した場合の断面の位置 (A. P. では $XX=0.0$, F. P. では $XX=10.0$ となる。)
 DSX ; 各断面の吃水をmidshipでの吃水で割った値
 BX ; 各断面の半幅をmidshipでの半幅で割った値
 SG ; 各断面の面積を、その断面の幅と吃水で割った値
 XX, DSX, BX, SGは、それぞれIMAXに対応する数だけinputする。
 YE ; x方向, y方向, z方向, x軸まわり, y軸まわり, z軸まわりの初期変位および初速。
 (m, degあるいはm/sec, deg/sec)

(2) 外力関係

LMAX ; 入射波の波長のケース数
 MMAX ; " 波高 "
 NMAX ; " 波向 "
 RW ; " 波長 (LMAX に対応する数だけinputする) (m)
 HW ; " 波高 (MMAX " ") (m)
 XW ; " 波向 (NMAX " ") (deg)
 HD ; 水深 (船体位置での水深) (m)
 IXW ; 風向のケース数
 IVW ; 風速 "
 IXC ; 潮流向 "
 IVC ; 潮流速 "
 XWND ; 風向 (IXWに対応する数だけinputする) (deg)
 VW ; 風速 (IVW " ") (m/sec)
 XCRT ; 潮流向 (IXCに対応する数だけinputする) (deg)
 VC ; 潮流速 (IVC " ") (m/sec)
 AFU ; 船楼及び甲板室の正面投影面積 (m^2)
 APU ; " 側面 " (m^2)

(3) 係留関係

NCABL ; 係留チェーン本数
 XM ; 船体係留点の重心まわりの船体固定座標値 (x, y, z) (m)
 ALP ; 初期係留方位角 (deg)
 S0 ; 係留チェーン全長 (m)
 VV ; " の垂直距離 (m)
 HH ; " の水平距離 (m)
 TTX ; " の破断強度 (Kg)
 WC ; " の水中単重 (Kg/m)
 XM, ALP, S0, V, H, TTX, WCは、NCABL に対応する数だけinputする。
 ICASE ; ブイ無しの場合は1, ブイ有りの場合には2をinputする。
 OB ; 船体とブイとの距離

(4) 数値計算関係

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 ; " 減小 " "
 JS ; 結果をoutputする際の間隔

インプットデータシートを表 4.2.4.1 ~ 4.2.4.5 に示す

4.2.5 OUTPUT DATA

(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)

(2) 外力関係

A ; Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll 方向の付加質量係数行列 (kg あるいは $kg \cdot m$)
 B ; Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll 方向の減衰係数行列 (kg/sec あるいは $Kg \cdot m/sec$)
 C ; Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll 方向の復原力係数行列 (Kg/sec^2 あるいは $Kg \cdot m/sec^2$)
 A66 ; Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll 方向の加速度項係数行列 (船の質量, 慣性モーメント及び付加質量, 付加慣性モーメント) (Kg あるいは $Kg \cdot m$)
 AINV ; A66 の逆行列
 AMC ; Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll 方向に寄与する波浪強制力の $\cos$ 成分 ($Kg \cdot 重$ あるいは $Kg \cdot 重 \cdot m$)
 AMS ; Surge, Pitch, Heave, Sway, Yaw, Roll 方向に寄与する波浪強制力の $\sin$ 成分 ($Kg \cdot 重$ あるいは $Kg \cdot 重 \cdot m$)

FDY } ; 船体 y 方向, z 軸まわりに寄与する, 波による漂流力 ($Kg \cdot 重$ あるいは $Kg \cdot 重 \cdot m$)
 MDPU }

FCY } ; 船体 y 方向, z 軸まわりに寄与する, 波による潮流力 ($Kg \cdot 重$ あるいは $Kg \cdot 重 \cdot m$)
 MCPU }

FWX } ; 船体 x 方向, y 方向, x 軸まわり, y 軸まわり, z 軸まわりに寄与する風圧力 ($Kg \cdot 重$ あるいは $Kg \cdot 重 \cdot m$)
 FWY }
 MWP }
 MWY }
 MWPU }

(3) 係留関係

XM ; 船体係留点の重心のまわりの船体固定座標値 (m)

S 0 ; 係留チェーンの全長 (m)
 V V ; " 垂直長さ (m)
 H H ; " 水平長さ (m)
 A L P ; " 初期係留方位角 (deg)
 W C ; " 水中単重 (Kg・重/m)
 T T X ; " 破断強度 (Kg・重)

(4) 数値計算関係

T B ; シミュレーション開始時刻 (sec)
 T E ; " 終了時刻 (sec)
 H ; " の初期時間刻み幅 (sec)
 H M A X ; 時間刻み幅最大 (sec)
 H M I N ; " 最小 (sec)
 A L F A ; 刻み幅を増大させるための判定定数
 B E T A ; " 減小 "
 J S ; 結果をoutputする際の間隔

(5) 動的解析結果

1) ラインプリンター出力

Y E (1) }
 Y E (3) }
 Y E (5) }
 Y E (7) } 各時刻ごとの、船体 x 方向, y 方向, z 方向, x 軸まわり, y 軸まわり, z 軸まわりの変位量 (m
 Y E (9) } あるいは deg)
 Y E (11) }

T E N ; 各時刻ごとの各係留チェーン張力変動値 (Kg・重)

シミュレーション終了時刻 20 sec 前からは次の諸量が output される。

H H ; 各時刻ごとの係留チェーンの水平長さ (m)
 F H ; " " の水平張力 (Kg・重)

シミュレーション終了時刻には、次の諸量が output される。

Y E (1) ; シミュレーション終了時刻における、船体 x 方向, y 方向, z 方向, x 軸まわり, y 軸まわり, z
 Y E (12) 軸まわりの変位量と速度 (m, deg あるいは m/sec, deg/sec)

A P ; シミュレーション終了時刻での係留方位角 (rad)

H H ; " " 係留チェーンの水平長さ (m)

ラインプリンターには、動的解析結果の他に、入力データ、各種外力計算結果等が、表 4.2.5.1 ~ 4.2.5.8 のように出力される。

2) 作図出力

T E N ; 各時刻ごとの係留チェーン張力値
 縦軸.....張力 (1cmで100ton)
 横軸.....時刻 (1cmで100sec)
 Y E (1) ; 各時刻ごとの船体 x 方向変位量
 縦軸.....船体 x 方向変位量 (1cmで1m)

横軸.....時刻 (1cmで100sec)

Y E(7) ; 各時刻ごとの船体y方向変位量

縦軸.....船体y方向変位量 (1cmで1m)

横軸.....時刻 (1cmで100sec)

Y E(9) ; 各時刻ごとの船体z軸まわり変位量

縦軸.....z軸まわり変位量 (1cmで0.5deg)

横軸.....時刻 (1cmで100sec)

Y E(3)

Y E(5) ; 各時刻ごとの船体Pitch, Heave, Roll変動

Y E(11) } 縦軸.....Pitch変動 (1cmで0.1deg)

Heave変動 (1cmで0.2m)

Roll変動 (1cmで0.4deg)

横軸.....時刻 (1cmで100sec)

但し、本プログラムでは、ラインプリンターへのoutputルーチンと、作図出力ルーチンは連動しているため、ラインプリンターに出力されるものと同じ時間間隔でデータが出力される。本計算では、 $H=0.1\text{sec}$ の場合には $JS=10$ 、 $H=0.1\text{sec}$ の場合には $JS=5$ として、いずれも1sec間隔でデータを出力している。

表 4.2.4.1

DATA SHEET

PAGE / OF

JOB NUMBER		PROBLEM		NAME		DATE	
多点係留動的計算プログラム インポートシート							
* の中の値だけをパンチする事							
SHIP FORM DATA							
NAME							
WS RL B D DS GM OG XG RXX RYY TRL RDAMP							
IMAX ICNDI							
* 記入しなくても良い。							
S.S. XX DSX BX SG							
NAME ; 船名 or 記号 XG ; 重心からmid shipまでの長さ(m)							
WS ; 排水量 (kg) RXX ; おね慣動半径 (m)							
RL ; 全長 (m) RYY ; 横 " " (m)							
B ; 全幅 (m) TRL ; 横揺周期 (sec)							
D ; 型深さ (m) RDAMP ; 縦型減衰係数							
DS ; 吃水 (m) IMAX ; strip法による計算のこの断面への値							
GM ; 重心から水面までの距離 (m) ICNDI ; (=1) ; 满载状態							
OG ; 重心から水面までの距離 (m) (=2) ; 輕荷状態							
XX ; 重線間距離と分割した場合位置表示							
DSX ; 吃水比(吃水:mid ship吃水で割った値)							
BX ; 半幅比(半幅:mid ship半幅で割った値)							
SG ; 面積係数(断面積:mid ship面積で割った値)							
各断面ごと。							

49 6 100 200 M

DATA SHEET

表 4.2.4.2

PAGE 2 OF

JOB NUMBER	PROBLEM	NAME	DATE		
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 13 XX DSX BX SG ① LMAX : 波長のケース数 MMAX : 波高のケース数 NMAX : 波向のケース数 RW : 波長 (m) HW : 波高 (m) XW : 波向 (degree) YE(I) I=1, 11, 2 船体初期位置 (Surge Path, Heave, Sway, Yaw Roll) m, rad YE(I) I=2, 12, 2 船体初速 (" ") m/sec, rad/sec					
YE(1)	YE(3)	YE(5)	YE(7)	YE(9)	YE(11)
YE(2)	YE(4)	YE(6)	YE(8)	YE(10)	YE(12)
***** INCIDENT WAVE DATA *****					
LMAX	MEAX	NMAX			
RW	I = 1, LMAX				

DATA SHEET

表 4.2.4.3

PAGE 3 OF

JOB NUMBER	PROBLEM	NAME	DATE
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 HW I = 1, HMAX XW I = 1, NMAX HD ***** WIND AND CURRENT DATA *****			
IXW	IVW	IXC	IVC
XWND	YV	XCRT	VC
***** CABLE DATA *****			
NCABL			
AFU	APU		
HD : 水深 (m) IXW : 風向の度 IVW : 風速 " IXC : 潮流向の度 IVC : 潮流速 " XWND : 風向 (degree) YV : 風速 (m/sec) XCRT : 潮流向 (degree) VC : 潮流速 (m/sec) AFU : 上部構造の投影面積 (前面) (m²) APU : " (側面) (m²) NCABL : 係留索本数			

表 4. 2. 4. 4

DATA SHEET

PAGE 4 OF

JOB NUMBER	PROBLEM	NAME	DATE
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 ALP XM (X軸) XM (Y軸) XM (Z軸) WC			
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 SO V H TTX			
1 2 3 4 5 6 ALP ; 係留角 (degree) XM ; 係留索の船体側取付点 (x,y,z) (m) SO ; " " 全長 (m) V ; " " 垂直長さ (m) H ; " " 水平長さ (m) TTX ; " " 破断強度 (kg) WC ; " " 水中重量 (kg/m)			
1 2 3 4 5 6 ALP ; 係留角 (degree) XM ; 係留索の船体側取付点 (x,y,z) (m) SO ; " " 全長 (m) V ; " " 垂直長さ (m) H ; " " 水平長さ (m) TTX ; " " 破断強度 (kg) WC ; " " 水中重量 (kg/m)			

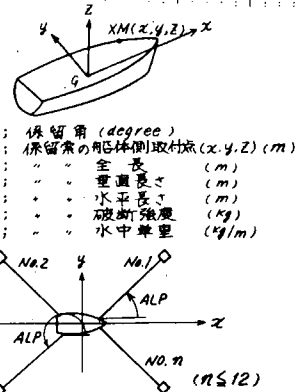


表 4. 2. 4. 5

DATA SHEET

PAGE 5 OF

JOB NUMBER	PROBLEM	NAME	DATE
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 SO V H TTX			
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 ICASE			
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 ICASE ; (=1) ; プイ無し (=2) ; プイ有り OB ; 船体 ↔ プイ間距離 (m) TB ; シミュレーション開始時刻 (sec) H ; 初期時間さみ幅 (sec) TE ; シミュレーション終了時刻 (sec) HMIN ; 時間さみ最小 (sec) HMAX ; " 最大 (sec) ALFA ; さみ幅増大係数 BETA ; " 減小 JS ; OUTPUT 間隔			
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 ICASE ; (=1) ; プイ無し (=2) ; プイ有り OB ; 船体 ↔ プイ間距離 (m) TB ; シミュレーション開始時刻 (sec) H ; 初期時間さみ幅 (sec) TE ; シミュレーション終了時刻 (sec) HMIN ; 時間さみ最小 (sec) HMAX ; " 最大 (sec) ALFA ; さみ幅増大係数 BETA ; " 減小 JS ; OUTPUT 間隔			
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 ICASE ; (=1) ; プイ無し (=2) ; プイ有り OB ; 船体 ↔ プイ間距離 (m) TB ; シミュレーション開始時刻 (sec) H ; 初期時間さみ幅 (sec) TE ; シミュレーション終了時刻 (sec) HMIN ; 時間さみ最小 (sec) HMAX ; " 最大 (sec) ALFA ; さみ幅増大係数 BETA ; " 減小 JS ; OUTPUT 間隔			

表 4.2.5.1

D 1	250000 TCN TANKER SIMULATION (FULL)																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
-----	---------------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

付加質量係数

表 4.2.5.2

*** B ***									
減衰係数	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.8650421E+11	0.9034146E+03	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.9034146E+08	C.1309242E+08	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.0	0.0	0.0	0.1157779E+03	0.180950E+08	-0.6210741E+08	0.0	0.0
	C.0	0.0	0.0	0.0	0.180950E+08	0.6843391E+11	0.5747254E+09	0.1171935E+10	0.0
*** C ***									
復原力係数	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	C.9518147E+11	C.8911642E+03	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	C.8911642E+08	0.1400437E+03	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
*** AMS ***									
波浪強制力 (cos項)	Surge	-0.127013E-06	0.034194E+03	Pitch	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	Heave	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
波浪強制力 (sin項)	Roll	-0.127013E-06	0.034194E+03	Yaw	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	Roll	-0.127013E-06	0.034194E+03	Roll	-0.127013E-06	0.034194E+03	0.0	0.0	0.0
*** A60 ***									
加速度項 係数行列 (質量+付加質量)	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	C.421073E+12	-C.3003411E+09	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	-C.3003411E+09	0.102450E+09	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
*** AINV ***									
A 6 の 逆行列	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	C.203717E-11	C.720757E-11	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	C.720757E-11	C.975104E-08	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	C.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

表 4. 2. 5. 3

SHIP MOORING SYSTEM DYNAMIC CALCULATION

250000 TON TANKER SIMULATION (FULL)

DISPLACEMENT 250540 TONS
 LENGTH B.P. 310.000 M
 BREADTH 48.710 M
 DEPTH 24.500 M
 DROUGHT 15.000 M

NO. 1

WAVE: LENGTH 124.00 M WIND: SPEED 21.00 M/SEC CURRENT: SPEED 0.71 M/SEC
 HEIGHT 2.00 M ENCOUNTER ANGLE 90.00 DEG. ENCOUNTER ANGLE 90.00 DEG. ENCOUNTER ANGLE 90.00 DEG.

NO OF CABLE= 4		ICASE=2		VERTCL		HULZTL		STRUCT	
NO		WEIGHT		LENGTH		HULZTL		STRUCT	
係留ポイント デ - タ	1	75.000	3000.335	22.800	2995.700	0.9599999E+14			
	2	105.000	3000.335	22.800	2995.700	0.9599999E+14			
	3	255.000	3000.335	22.800	2995.700	0.9599999E+14			
	4	285.000	3000.335	22.800	2995.700	0.9599999E+14			
船体留点 デ - タ	1	151.74	C.0	C.0					
	2	-173.26	C.0	C.0					
	3	-173.26	C.0	C.0					
	4	151.74	C.0	C.0					
NO		PLY-SHIP							
NO		1							
		150.00							

2	150.00
3	150.00
4	150.00

数値計算用 データ	T BIGA	KIZAMI	T END	H MIN	H MAX	ALFA	BETA
多一	0.0	0.10000	600.00000	0.10000	10.00000	0.0	100.00000
JS							10

480.64844	-1.87332	-	1	0.1d3d0	1.17939
481.64657	-1.86671	-	9	0.17833	0.62318
482.64551	-1.86009	-	2	0.17552	-0.16988
483.64404	-1.85337	-	8	0.17605	-0.88992
484.64258	-1.84657	-	3	0.17413	-1.25485
485.64111	-1.83969	0.04513	3	0.18312	-1.12096
486.63965	-1.83273	0.03888	3	0.18637	-0.54015
487.63818	-1.82576	0.03172	3	0.18769	C.25980
488.63672	-1.81884	-0.01162	3	0.18648	0.96453
489.63525	-1.81214	-0.03608	3	0.18260	1.29731
490.63379	-1.80576	-0.06665	3	0.17678	1.12852
491.63232	-1.79953	-0.03929	3	0.17152	0.52523
492.63086	-1.79328	-0.01675	3	0.17152	-0.27666
493.62939	-1.78695	0.01266	3	0.17015	-0.96375
494.62793	-1.78053	0.03585	3	0.17348	-1.26673
495.62646	-1.77404	0.04525	3	0.17750	-1.06614
496.62500	-1.76748	0.03674	3	0.18059	-0.44008
497.62354	-1.76090	0.01346	3	0.18164	-0.36581
498.62207	-1.75441	-0.01537	3	0.18012	1.03481
499.62061	-1.74810	-0.03845	3	0.17594	1.30434

CABLE TENSION (KG)

係 留 チ ェ イ ン 張 力

400.76502	411342.957	451014.687	13350.5858	21739.3711	0
401.76416	491376.687	521330.125	13190.2305	21130.3242	5
402.76270	387048.500	342528.957	13547.1523	21919.0430	9
403.76123	243553.262	242307.312	14351.8945	24024.1602	2
404.75977	156453.812	158391.812	13992.5781	27036.5117	8
405.75830	120877.625	122395.625	16257.5594	29811.9727	3
406.75684	112425.000	110068.667	16483.2385	30697.2539	3
407.75537	128204.437	130068.750	15932.2305	29042.0000	3
408.75351	177065.625	150710.812	14934.4102	25985.9570	3
409.75244	275577.062	307360.687	13973.2401	23135.9523	3
410.75096	425471.062	470390.062	13377.1404	21175.0484	3
411.74951	480622.562	513171.957	13284.2734	20950.7266	3
412.74805	365721.187	36667.275	13713.0003	21905.7734	3
413.74658	228380.937	227429.125	14577.6033	24126.8164	3
414.74512	151106.125	151422.612	15638.1933	27123.6758	3
415.74365	118262.000	120296.500	16455.6436	28685.9922	3
416.74219	113006.312	117061.262	16576.5180	30221.1016	3
417.74072	132348.687	135401.875	15925.5234	28327.3584	3
418.73926	186565.937	202168.312	14893.9102	25263.4687	3
419.73779	258094.250	326377.312	13953.5961	22547.2422	3
420.73633	446014.437	465665.500	13412.6016	21037.3281	3
421.73486	477152.625	501675.000	13390.4766	20307.1055	3
422.73340	344447.250	347462.750	13891.0858	21916.4727	3
423.73193	214500.125	213747.062	14013.0506	24233.3945	3
424.73047	144594.125	145275.812	15887.0078	27202.3164	3
425.72900	116110.625	118456.750	16644.5453	29520.9609	3
426.72754	114019.750	118478.375	16656.8359	25708.4258	3
427.72607	137057.375	145454.437	15917.3516	27616.1211	3
428.72461	197834.625	214825.750	14853.6523	24009.3945	3
429.72314	316574.312	350444.187	13940.3516	22095.0430	3
430.72168	460578.250	504095.875	13456.6406	20732.9805	3
431.72021	465123.125	486627.750	13506.6484	20683.4648	3
432.71875	323775.625	326023.687	14080.2187	21940.8545	3
433.71729	201871.625	201427.750	15057.9727	24343.9766	3
434.71582	138841.875	135761.687	16134.6680	27256.0742	3
435.71436	114429.125	117661.562	16823.6641	29315.8633	3
436.71289	115420.937	120320.687	16721.8008	29171.8359	3
437.71143	142463.000	151740.562	15057.1055	26511.9375	3
438.70956	205809.312	228679.625	14311.8945	23566.2930	3
439.70850	346762.812	372921.562	13832.2812	21631.1602	3
440.70703	472248.937	515633.937	13510.8750	20440.6328	3

表 4.2.5.6

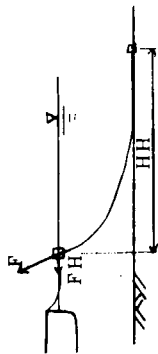
TIME	SURGE(M)	PITCH(DEG)	HEAVE(M)	SWAY(M)	YAW(DEG)	ROLL(DEG)
352.83594	479356.750	-0.91376.61	15930.0195	82.7344		
353.83447	337627.912	334829.00	15126.6484	152.2187		
354.83301	205442.937	206751.8	14158.1445	184.5781		
355.83154	142376.500	142140.1	13347.6477	17.4023		
356.83008	115838.187	117573.61	12958.0156	51.2227		
357.82861	115400.125	119306.312	13016.6484	32304.2266		
358.82715	140889.312	148455.125	14158.1445	25737.6211		
359.82568	206138.375	221444.562	14158.1445	26271.9766		
360.82422	331654.125	360518.250	13347.6477	23484.7422		
361.82275	474782.000	507696.875	12958.0156	22049.4922		
362.82129	464419.500	475327.500	13016.6484	12105.4766		
363.81982	314561.125	314236.537	13567.5883	23645.2109		
364.81836	197023.125	195039.875	14470.4766	26474.8945		
365.81689	136840.187	137057.375	15431.6719	29836.8359		
366.81543	114326.502	114426.250	16008.4531	32102.4257		
367.81356	117040.312	121416.062	15862.8164	31730.5898		
368.81250	146563.625	155139.812	15088.0094	28986.0508		
369.81104	218626.000	235968.812	14108.6757	25599.0117		
370.80957	351824.125	383474.437	13332.8008	23012.5254		
371.80811	464372.875	517699.375	12961.8945	21790.0547		
372.80664	447055.625	456784.875	13127.5609	22037.8086		
373.80518	296487.502	294365.012	13743.7031	23735.9141		
374.80371	185829.687	184432.750	14687.6016	26045.5742		
375.80225	131563.375	132500.667	15036.6477	29904.6125		
376.80078	113228.062	115051.875	16136.8457	31844.3867		
377.79932	115067.502	124048.750	15891.0430	31106.3003		
378.79785	193021.812	162655.562	15050.1836	28240.5625		
379.79639	232311.062	251863.625	14065.2656	24943.6016		
380.79492	371915.667	406560.812	13326.2461	22560.5547		
381.79346	450421.312	523128.250	13036.6484	21547.5625		
382.79199	428536.125	456102.975	13254.1016	21553.4336		
383.79053	277624.750	275789.375	13954.3008	23628.7695		
384.78906	175744.667	174630.250	14914.4219	26792.8594		
385.78760	127691.457	128745.250	15846.7344	29424.9922		
386.78613	112544.875	115400.125	16262.5056	31517.5703		
387.78467	121616.937	127157.500	15911.5453	30442.5530		
388.78320	160169.312	171014.875	15011.5687	27405.2773		
389.78174	247149.500	265070.250	14027.7612	24555.6133		
390.78027	391893.125	429415.000	13334.1680	24133.5352		
391.77881	492718.957	524162.250	13106.2305	21527.2305		
392.77734	400000.937	414430.625	13354.1562	21942.1836		
393.77588	260031.562	258456.000	14156.7500	23523.0203		
394.77441	166625.437	166148.437	15150.5008	26426.9844		
395.77295	124025.437	125410.375	16053.7305	25551.1952		
396.77146	112365.312	115525.000	16377.7305	31135.6652		
397.77002	124675.687	130817.875	15926.1406	29751.1172		
398.76855	166216.250	160346.187	14973.3750	26715.8956		
399.76709	263041.562	287627.250	13997.6484	23706.1055		
400.76562	-2.30342	-0.03155	-0.05001	-3.40037	0.24712	1.27048
401.76416	-2.49545	-0.04585	-0.08755	-3.48027	0.24151	1.20041
402.76270	-2.49700	-0.04196	-0.09075	-3.27623	0.23601	0.60762
403.76123	-2.47965	-0.02183	-0.05835	-2.87163	0.23309	-0.11937
404.75977	-2.47166	0.00665	-0.03306	-2.42603	0.23348	-0.65306
405.75830	-2.46350	0.03229	0.05346	-2.11217	0.23635	-1.24615
406.75684	-2.45521	0.04505	0.06905	-2.05149	0.24015	-1.14387
407.75537	-2.44682	0.03992	0.08976	-2.26800	0.24322	-0.58570
408.75391	-2.43835	0.01893	0.05532	-2.67852	0.24438	0.26952
409.75244	-2.42991	-0.00969	-0.00078	-3.12370	0.24307	0.92931
410.75098	-2.42162	-0.03474	-0.05655	-3.42824	0.23916	1.29099
411.74951	-2.41358	-0.04641	-0.09014	-3.46571	0.23337	1.15354
412.74805	-2.40564	-0.04013	-0.08836	-3.23208	0.22805	0.57181
413.74658	-2.39765	-0.01633	-0.05193	-2.61192	0.22557	-0.22666

表 4. 2. 5. 7

TIME	SURGE(M)	PITCH(DEG)	HEAVE(M)	SWAY(M)	YAW(DEG)	ROLL(DEG)
500.61914	-1.74222	-0.04677	-0.09273	-3.45373	0.17000	1.06971
501.61768	-1.73642	-0.03763	-0.06367	-3.11700	0.16513	0.42363
502.61621	-1.73026	-0.01355	-0.04178	-2.73246	0.16320	-0.38137
503.61475	-1.72405	0.01377	0.01651	-2.31236	0.16088	-1.03059
504.61328	-1.71804	0.03612	0.06337	-2.07227	0.15824	-1.26944
505.61182	-1.71250	0.04323	0.09345	-2.10529	0.15726	-1.00357
506.61035	-1.70642	0.04433	0.09194	-2.34921	0.15518	-0.33673
507.60889	-1.70026	0.03963	0.03833	-2.64076	0.15294	0.46533
508.60742	-1.69447	-0.01301	-0.02025	-3.25787	0.15110	1.09761
509.60596	-1.68847	-0.04056	-0.07088	-3.448515	0.14864	1.30219
510.60449	-1.68300	-0.04652	-0.08365	-3.44397	0.146375	1.00341
511.60303	-1.67764	-0.05452	-0.07375	-3.11836	0.15918	0.31915
512.60156	-1.67223	-0.00927	-0.03452	-2.67278	0.15781	-0.48422
513.60010	-1.66674	0.01934	0.02428	-2.26818	0.15963	-1.08994
514.59863	-1.66116	0.04006	0.07359	-2.06107	0.16339	-1.26274
515.59717	-1.65552	0.04479	0.09409	-2.13183	0.16739	-0.93367
516.59570	-1.64982	0.03167	0.07774	-2.45374	0.17011	-0.23083
517.59424	-1.64414	0.00586	0.03095	-2.90252	0.17058	0.56962
518.59277	-1.63859	-0.02253	-0.02793	-3.30296	0.16842	1.15309
519.59131	-1.63312	-0.04239	-0.07584	-3.49592	0.16370	1.29087
520.58984	-1.62834	-0.04593	-0.09399	-3.40345	0.15787	0.93008
521.58838	-1.62343	-0.03174	-0.07526	-3.06425	0.15370	0.21251
522.58691	-1.61847	-0.00542	-0.02700	-2.61380	0.15284	-0.58152
523.58545	-1.61343	0.02276	0.03187	-2.22755	0.15504	-1.14139
524.58398	-1.60831	0.04172	0.07829	-2.05489	0.15898	-1.24129
525.58252	-1.60312	0.04402	0.09405	-2.16294	0.16293	-0.85697
526.58105	-1.59791	0.02878	0.07298	-2.51056	0.16543	-0.12317
527.57959	-1.59271	0.00150	0.02334	-2.90337	0.16560	0.66593
528.57812	-1.58746	-0.00346	-0.00669	-3.34638	0.16315	1.30000

シミュレーション終了20秒前からは、
各係留チェインの

- (1) チェイン張力の水平成分 FH
(2) チェインの水平長さ HH



を out put する。

556.53711	175904.437	190033.68	22816.9452
557.53564	277710.062	306237.00	20569.1875
558.53418	425749.812	47CC93.92	15157.8555
559.53271	483624.812	513785.75	18820.7695
560.53125	365354.437	370644.06	19589.4297
561.52979	28619.812	228082.81	21369.9766
562.52832	151232.687	151768.68	23755.3281
563.52686	118218.812	120320.68	25773.3945
564.52539	112805.375	116891.629	26221.6875
565.52393	131835.312	139537.875	24782.8711
566.52246	185916.687	201378.582	22596.1953
567.52100	236043.687	326950.187	20249.0352
568.51953	443381.875	437761.187	18584.4102
569.51807	476238.750	501876.500	18796.9414
570.51660	345006.312	368385.875	15703.7305
571.51514	214566.875	214263.437	21586.1641
572.51367	144866.250	145434.437	23573.8906
573.51221	116173.687	118435.062	25835.0781
574.51074	113677.000	118283.625	26620.5078
575.50928	136677.687	144949.125	24395.8914
576.50761	156575.500	213757.062	21978.9453
577.50635	315503.437	348503.562	15500.9414
578.50488	454193.312	562559.812	16940.3320
579.50342	45475.500	486627.750	16300.7500
580.50195	324896.562	326743.537	15977.7617
581.50049	202515.312	201822.187	21821.8477
582.49902	135147.437	139901.875	24139.3164
583.49756	114552.375	116976.562	25883.2734
584.49609	115375.375	120076.937	25834.7031
585.49463	142117.375	151166.125	24315.0039
586.49316	205125.687	227485.437	21627.3945
587.49170	335686.375	370786.937	16731.6406
588.49023	471888.687	513581.000	18727.7631
589.48877	451856.312	468665.500	18334.1466
590.48730	305491.250	306052.250	20010.3789
591.48584	191118.875	190435.500	22075.4561
592.48437	134143.687	135042.187	24422.4180
593.48291	113329.125	115867.750	25914.8242
594.48145	117295.875	122347.625	25975.0078
595.47998	148270.687	158086.250	23643.7305
596.47852	22472.537	242435.062	21211.0117
597.47705	356483.562	393311.612	15472.3437
598.47559	461947.875	520621.062	16042.1654
599.47412	435624.000	448504.062	18845.5000

表 4.2.5.8

TIME	SURGE (F)	PITCH (DEG)	HEAVE (M)	SWAY (M)	YAW (DEG)	ROLL (DEG)
500.61514	-1.74222	-C.04677	-C.C.9273	-3.45373	C.17996	1.66971

CABLE TENSION (KG)

TIME	1	2	3	4	5	6
500.61914	469375.000	495420.125	14009.8906	15489.7670		
*****	DISPLACEMENT AND SPEED AT TERMINAL TIME	*****	*****			

**** TERMINAL TIME= 600.67324 ****

SURGE PITCH HEAVE SWAY YAW ROLL DISPLACEMENT-13666+01 -38335E-01 -3205E+01 0.1295E+0C 0.4791E+02
 SURGE PITCH HEAVE SWAY YAW ROLL SPEED-1110E-02 0.1695E-01 0.2481E-01 0.3748E+00 -3281E-02 -7641E+02
 0.2598852E+C4 0.0598852E+C4 0.2991835E+04 0.2993255E+04 (各チェーンのTerminal timeでの水平長さ) m
 0.1308815E+C1 0.1831870E+C1 -0.1d32477E+01 -0.1308335E+01 (各チェーンのTerminal timeでの係留方位角) rad

4.3 系統計算結果

前節に述べた多点係留動的計算プログラムを用いて、船体がブイ係留されている場合の船体に働く外力、船体の挙動、係留チェーン張力等を計算し、検討を加えた。計算に用いた船型は、25万トン型、70万トン型、100万トン型の船尾船橋型のタンカーで、満載、バラスト両状態について海象条件を種々かえて系統計算を行った。

4.3.1 計算モデル

計算に用いた3船型の満載、バラスト両状態についての主要寸法等を表4.3.1.1に示す。

係留方式は、計算の都合上、図4.3.1.1に示すように、船体x方向に対して、 75° 、 105° 、 -75° 、 -105° の4点对称ブイ係留とし、係留点は、船首、船尾端のデッキ上とした。係留チェーンデータ及び船体係留点データを表4.3.1.2～4.3.1.3に示す。本計算で想定した係留装置の限界強度は、係留チェーン張力に換算すると、25万トン型で230ton、70万トン型で500ton、100万トン型で650tonである。

海象条件を表4.3.1.4に示す。海象条件については、潮流入射角を船体が最も大きな力を受けるとされる角度、即ち、船首に対して 90° 方向とし、波と風は常に同方向で、船首に対して 0° 、 30° 、 60° 、 90° の4状態とした。波長は、船体が漂流力を大きく受ける波長（ $\lambda/L=0.4$ 、 λ =波長、 L =船長）を選び、水深は、泊地での係留を考えて、満載状態で、水深と吃水の比を1.2とした。潮流速、風速については、調査の結果、頻度の高い値として、それぞれ1kt（0.5m/sec）、21m/secとした。数値計算のためのデータは、表4.3.1.5に示すとおりである。

今回の計算では、計算中チェーンが破断に至ることをさけるため、チェーンの破断強度を 10^{10} tonとし、さらにチェーンのカテナリがtautになることをさけるため、チェーン全長は、いずれも3000mと充分長くとして計算した。

表4.3.1.1 船体の主要寸法

	25万トン型 満 載	25万トン型 バラ ス ト	70万トン型 満 載	70万トン型 バラ ス ト	100万トン型 満 載	100万トン型 バラ ス ト
L_{pp} (m)	310.0	310.0	404.0	404.0	476.0	476.0
B (m)	48.71	48.71	80.8	80.8	86.6	86.6
D (m)	24.50	24.50	40.3	40.3	45.7	45.7
$d_{\text{マ}} (m)$	19.00	12.30	29.6	10.1	33.4	11.5
W (ton)	250540.0	162270.0	813000.0	253400.0	1173000.0	368000.0
GM (m)	6.28	9.70	10.95	36.8	10.3	40.7
OG (水線の方が上→+)	-5.47	0.41	7.44	-7.60	8.3	-8.7
$\text{マ}G (\text{マ}の方が前→+)$	-10.26	-12.70	-12.48	-5.91	-14.8	-15.33
k_{xx} (m)	77.31	74.28	105.8	105.0	116.6	123.8
k_{yy} (m)	15.74	15.52	25.05	23.43	27.45	25.20
AFU (m^2)	518.6	518.6	815.0	815.0	833.0	833.0
APU (m^2)	468.8	468.8	709.0	709.0	792.0	792.0

※ AFU；ブリッジ前面積

APU；ブリッジ側面積

4.3.2 計算結果

船体動揺、チェーン張力等、各応答のシミュレーション計算結果は、時間的に変動する型であらわれているが、図4.3.2.1に定義されるような最大張力、平均張力、平均変位等を計算結果から求め、以下の議論を進めることとする。

4.3.2.1 定常外力と定常張力

船体を受ける水平方向定常外力の各成分の、波、風入射角による変化を図4.3.2.2に示す。x方向の定常外力は

表 4.3.1.2 係留チャエインデータ

船型	係留方法	So (m)	V (m)	H (m)	OB (m)	初期水平張力 (ton)	限界水平張力 (ton)	水中単重 (ton/m)	破断強度 (ton)
25万トン型	75°, 105°, -75°	300.00	22.8	299.57	150.0	33.0	219.0	0.285	1 × 10 ¹⁰
70万トン型	-105°の4点対称	◇	35.52	299.10	◇	82.0	480.0	0.67	◇
100万トン型	ブイ係留	◇	40.08	298.97	◇	111.0	613.0	0.92	◇

表 4.3.1.3 船体係留点データ (重心を原点にとる)

	チャエイン底	x (m)	y (m)	z (m)
25万トン型満載	1	151.74	0.0	10.97
	2	-173.26		
	3	-173.26		
	4	151.74		
25万トン型バラスト	1	149.30	0.0	12.61
	2	-175.70		
	3	-175.70		
	4	149.30		
70万トン型満載	1	199.52	0.0	18.14
	2	-224.48		
	3	-224.48		
	4	199.52		
70万トン型バラスト	1	206.09	0.0	22.60
	2	-224.48		
	3	-224.48		
	4	206.09		
100万トン型満載	1	235.20	0.0	20.60
	2	-259.80		
	3	-259.80		
	4	235.20		
100万トン型バラスト	1	234.67	0.0	25.50
	2	-260.33		
	3	-260.33		
	4	234.67		

表 4.3.1.4 海象条件

波, 風入射角	波高	波長 (λ/L)	水深 (m)	風速	潮流向	潮流速
0°, 30°	2 m	0.4	228 m (25万トン型)	21.0 m	90°	0.5 m/sec
60°, 90°			355.2 m (70万トン型)			
4状態			400.8 m (100万トン型)			

表 4.3.1.5 数値計算データ

シミュレーション開始時刻 (sec)	シミュレーション初期時刻 (sec)	シミュレーション終了時刻 (sec)	時間さきみ幅最大 (sec)	時間さきみ幅最小 (sec)	さきみ幅増大判定数	さきみ幅減少判定数	out put 間隔
0.0	0.1	200.00	100.0	0.1	0.0	100.0	10
	0.2	270.00		0.2			5

上段は25万トン型, 下段は70万トン型, 100万トン型

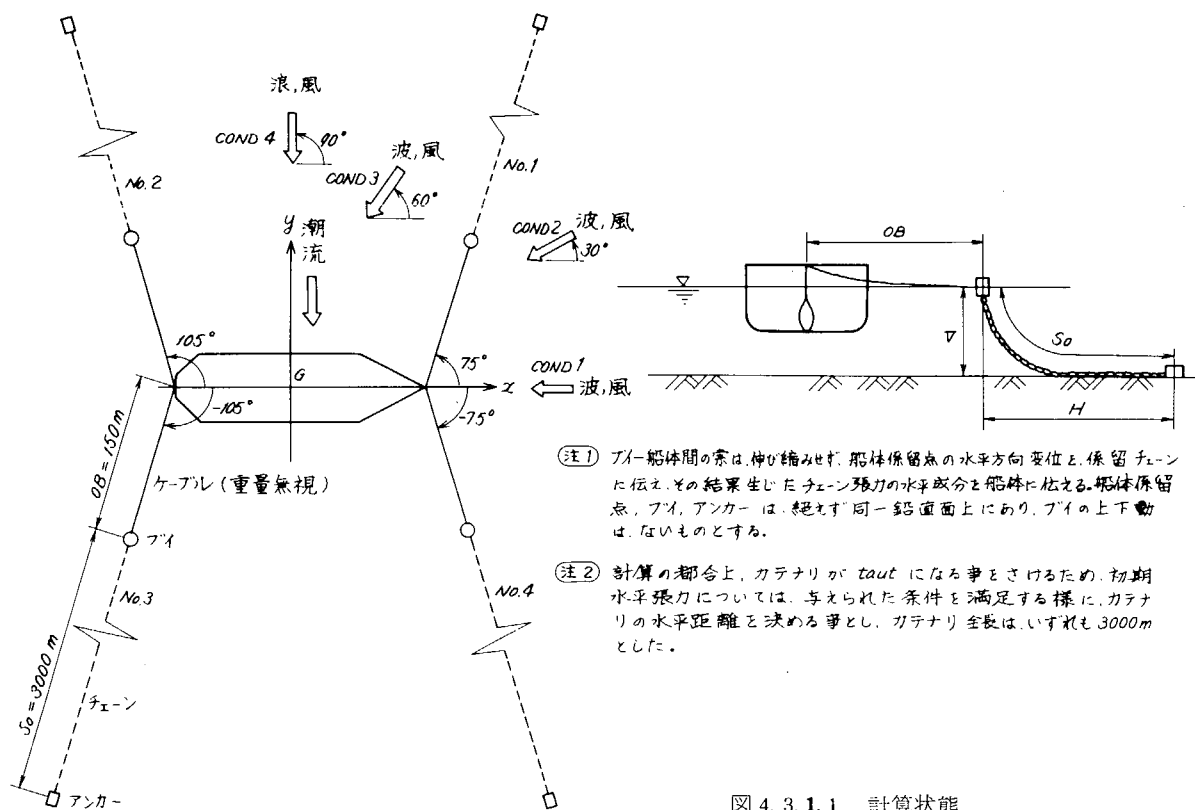


図 4.3.1.1 計算状態

どの船型でもバラスト状態の方が大きく、バラストと満載両状態での差は大型になるほど大きい。それぞれの最大値は、波、風入射角 $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$ で生じており、その最も大きな値は、100万トン型のバラスト状態で 90 ton、最も小さな値は、25万トン型の満載状態で 25 ton である。y 方向の定常外力は、x 方向とは逆に各船型とも満載状態の方がバラスト状態より大きな値を示しており、両状態とも波、風入射角が大きくなるに従って増加している。どの船型、状態でも、波、風入射角 90° の外力は 0° における値の 2 倍以上であり、その最大値は、100万トン型の満載状態で最も大きく、760 ton であり、最も小さな 25万トン型バラスト状態では 250 ton を示している。船体重心まわりの回頭方向モーメントは、100万トン型と 70万トン型のバラスト状態で、波、風入射角 $30^{\circ}, 60^{\circ}$ において負の値を示した他は全て正である。最大値は、各船型とも波、風入射角 90° の場合に生じ、100万トン型の満載で 20000 ton-m、最小値 100万トン型及び 70万トン型のバラストで -5,000 ton-m である。

これらの定常外力を受け、船体に変位した結果生じる、各船型、各状態での係留チェーンの定常張力の、波、風入射角による変化を各チェーンごととにわけ、図 4.3.2.3 に示す。どの船型でも風上側の No. 1, 2 のチェーン張力が大きく、いずれもバラストよりは満載の方がより大きい。また、波、風入射角が大きくなるにつれて大きくなる傾向がある。この波、風入射角による変化の傾向は、定常外力の y 方向成分の変化に類似している。チェーン No. 1, 2 とも最も大きな張力値は、100万トン型の満載で 500 ton、以下 100万トン型バラストで 440 ton、70万トン満載で 370 ton、70万トン型バラストで 300 ton、25万トン型満載で 220 ton、25万トン型バラストで 170 ton である。本計算で想定した係留チェーンの破断強度は 25万トン型で 230 ton、70万トン型で 500 ton、100万トン型で 650 ton であるが、これらの値と風上側チェーンの定常張力値を比較すると、船型が小さいほど限界に近い値を示していることがわかる。図 4.3.2.4 に定常外力を受けて生じる船体の水平方向定常変位の波、風入射角による変化を各船型、状態ごととにわけて示す。どの方向についても 25万トン型の場合の変位量は、他の船型の半分、ないしはそれ以下である。x 方向変位は、波、風入射角 $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$ の時に最も大きく、100万トン型、70万トン型では 7 m ~ 10 m、25万トン型では 5 m の変位量を示す。y 方向変位は、波、風入射角 90° の時に最も大きく、100万トン型、70万トン型で 4 m ~ 5 m、25万トン型で 2 m となっている。このように、

定常変位量は、定常外力の傾向とは逆に x 方向の方が大きいという結果になっている。

4.3.2.2 船体動揺

本計算では、ブイ係留を扱っており、この場合に係留チェーン張力に影響を及ぼす船体動揺は、Surge, Sway, Roll, Yaw の4つのモードである。図4.3.2.5に、この4つのモードについて、各船型、状態ごとの船体動揺の応答を横軸に波入射角をとって示す。これによれば、各船型、状態での応答特性の波入射角による変化は、いずれもほぼ同じような傾向を示し、概してバラスト状態の方が応答値は大きい。波入射角が $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$ の時は、どのモードも応答値は小さいが、 $60^{\circ} \sim 90^{\circ}$ の場合には、大きな応答を示すモードが出てくる。すなわち、波入射角 60° においては、Yawの運動振幅が大きくなり、中でも25万トン型バラスト状態の場合に最も大きな応答を示している。波入射角 90° では、SwayとRollが大きな応答を示しており、Swayでは、満載、バラストによる差はあまりなく、 $0.5\text{ m} \sim 0.8\text{ m}$ の動揺振幅を示している。また、Rollの場合は、バラスト状態での応答が特に大きく、動揺振幅は $3.5^{\circ} \sim 5^{\circ}$ にもなるが、船型の大小と応答の大小の相関は見られない。

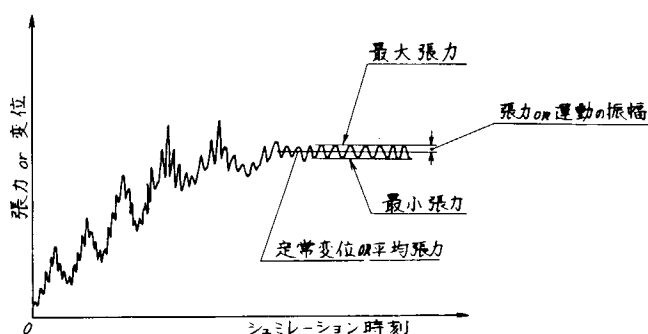


図 4.3.2.1 用語の定義

4.3.2.3 係留チェーン張力の動的応答

船体運動による動的影響を考慮した係留チェーン張力の波、風入射角による変化を各船型について、各チェーンごとにおいて、図4.3.2.6～4.3.2.8に示す。但し、本計算では、ブイ、船体間の索は全く伸び縮みしないものとして扱っているため、船体係留点の変位は、そのままチェーンに影響している。風上側のNo.1,2チェーンの張力は、波、風入射角が大きくなるにつれて大きくなっているが、特にバラスト状態では、船型が小さいほどその傾向が極端に現われ、波、風入射角 90° で25万トン型では最大張力が1200 ton, 70万トン型で600 ton, 100万トン型で500 ton程度となっている。一方、満載状態では、バラスト状態ほど極端でなく、25万トン型と70万トン型では500 ton, 100万トン型では700 ton程度の張力値を示している。

表 4.3.2.1 定常外力及びモーメント表(25万トン型)

(単位 ton or ton-m)

力の方向	状態 波風入射角 外力の種類	満 載				バ ラ ス ト			
		0°	30°	60°	90°	0°	30°	60°	90°
x 方 向	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	-230.4	-193.3	-134.4	0.31	-250.6	-244.3	-142.7	-0.8
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	-230.4	-193.3	-134.4	0.31	-250.6	-244.3	-142.7	-0.8
y 方 向	漂 流 力	0.0	-34.39	-103.18	-137.6	0.0	-16.05	-48.13	-64.2
	風 圧 力	0.0	-25.28	-48.79	-59.4	0.0	-57.00	-105.55	-119.9
	潮 流 力	-130.14	-130.14	-130.14	-130.1	-70.13	-70.13	-70.13	-70.1
	合 計	-130.14	-189.81	-282.11	-327.1	-70.13	-143.17	-223.82	-254.2
x 軸まわり	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	0.0	207.82	401.05	488.3	0.0	371.06	687.13	780.7
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	0.0	207.82	401.05	488.3	0.0	371.06	687.13	780.7
y 軸まわり	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	-189.42	-158.89	-110.05	2.6	-163.14	-159.04	-92.90	-5.5
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	-189.42	-158.89	-110.05	2.6	-163.14	-159.04	-92.90	-5.5
z 軸まわり	漂 流 力	0.0	352.86	1058.60	1411.5	0.0	203.8	611.30	815.1
	風 圧 力	0.0	-124.64	591.33	1714.3	0.0	-1043.1	665.0	2266.6
	潮 流 力	2267.80	2267.80	2267.80	2267.1	1111.2	1111.2	1111.20	1111.2
	合 計	2267.80	2496.02	3917.73	5392.9	1111.2	271.9	1656.0	4192.9

表 4.3.2.2 定常外力及びモーメント表(70万トン型)

(単位 ton or ton-m)

力の方向	状態 波風入射角 外力の種類	満 載				バ ラ ス ト			
		0°	30°	60°	90°	0°	30°	60°	90°
x 方 向	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	-492.1	-430.5	-31.0	0.7	-73.3	-73.1	-43.3	2.6
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	-492.1	-430.5	-31.0	0.7	-73.3	-73.1	-43.3	2.6
y 方 向	漂 流 力	0.0	-49.80	-149.4	-199.2	0.0	-4.0	-11.9	-15.9
	風 圧 力	0.0	-56.31	-112.4	-138.0	0.0	-170.6	-320.4	-365.2
	潮 流 力	-264.22	-264.22	-264.2	-264.2	-61.8	-61.8	-61.8	-61.8
	合 計	-264.22	-370.33	-526.0	-601.4	-61.8	-236.4	-394.1	-442.9
x 軸まわり	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	0.0	720.19	1437.5	1764.9	0.0	-548.5	-325.0	2738.8
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	0.0	720.19	1437.5	1764.9	0.0	-548.5	-325.0	2738.8
y 軸まわり	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	-629.39	-550.63	-396.0	9.2	-549.8	1279.7	2403.2	-19.1
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	-629.39	-550.63	-396.0	9.2	-549.8	1279.7	2403.2	-19.1
z 軸まわり	漂 流 力	0.0	621.47	1864.4	2485.9	0.0	23.5	70.4	93.9
	風 圧 力	0.0	-411.96	1675.1	5067.0	0.0	-5885.1	-3673.0	5108.8
	潮 流 力	6000.5	6000.5	6000.5	6000.0	898.7	898.7	898.7	898.7
	合 計	6000.5	6210.21	9540.0	13552.9	898.7	-4962.9	-2703.9	6101.4

表 4.3.2.3 定常外力及びモーメント表(100万トン型)

(単位 ton or ton-m)

力の方向	状態 波風入射角 外力の種類	満 載				バ ラ ス ト			
		0°	30°	60°	90°	0°	30°	60°	90°
x 方 向	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	-5.56	-5.29	-4.04	1.0	-8.55	-9.19	-5.68	-3.4
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	-5.56	-5.29	-4.04	1.0	-8.55	-9.19	-5.68	-3.4
y 方 向	漂 流 力	0.0	-5.76	-17.29	-23.05	0.0	-4.13	-1.24	-1.65
	風 圧 力	0.0	-6.92	-14.65	-18.25	0.0	-21.45	-42.02	-48.31
	潮 流 力	-35.13	-35.13	-35.13	-35.13	-8.29	-8.29	-8.29	-8.29
	合 計	-35.13	-47.81	-67.07	-76.43	-8.29	-30.153	-51.55	-58.25
x 軸まわり	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	0.0	999.4	2117.0	2636.7	-717.8	-772.2	-477.2	4057.9
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	0.0	999.4	2117.0	2636.7	-717.8	-772.2	-477.2	4057.9
y 軸まわり	漂 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	風 圧 力	-803.6	-764.1	-583.2	138	0.0	1801.6	3529.3	-28.3
	潮 流 力	/	/	/	/	/	/	/	/
	合 計	-803.6	-764.1	-583.2	138	0.0	1801.6	3529.3	-28.3
z 軸まわり	漂 流 力	0.0	852.9	2559.0	3411.6	0.0	63.2	189.7	253.0
	風 圧 力	0.0	-589.5	2587.0	7911.9	0.0	-6921.3	-2159.2	12005.0
	潮 流 力	9399.0	9399.0	9399.0	9399.2	1433.9	1433.9	1433.9	1433.9
	合 計	9399.0	9662.4	14545.0	20722.7	1433.9	-5424.2	-535.6	13691.9

表 4.3.2.4 係留チェーンの水平張力及びカタナリの水平長さ表(25万トン型)

(単位 ; ton 及び m)

波, 風 入 射 角	チェーン 番	満 載 状 態				バ ラ ス ト 状 態			
		最 大 値		平 均 値		最 大 値		平 均 値	
		水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ
0°	1	122.0	139.3	127.2	138.6	98.8	105.5	98.0	105.5
	2	79.3	111.8	78.9	111.4	50.1	90.0	50.1	90.0
	3	9.7	37.4	9.6	37.5	13.4	52.0	13.4	52.0
	4	57.2	94.3	56.0	93.8	63.4	101.1	63.4	101.1
30°	1	172.6	166.1	143.5	150.6	157.5	158.0	132.2	142.5
	2	130.8	144.3	108.5	130.8	90.2	119.7	79.8	111.8
	3	9.5	37.2	8.9	35.8	10.6	40.0	10.3	38.7
	4	52.0	90.4	46.5	85.2	58.5	97.5	49.1	87.7
60°	1	296.6	218.0	179.2	165.7	256.4	202.5	180.8	163.7
	2	272.1	209.5	159.0	155.4	215.7	185.5	127.2	134.5
	3	10.9	40.2	9.1	36.1	4.9	54.5	12.1	42.0
	4	47.2	86.3	37.1	75.6	45.0	86.0	34.0	71.6
90°	1	432.0	262.6	233.6	192.9	1200.0	438.0	639.7	319.7
	2	480.0	276.8	255.5	201.5	800.0	357.5	431.5	262.4
	3	18.0	52.4	14.2	45.9	21.5	57.0	11.9	41.9
	4	26.2	63.5	20.2	54.0	27.5	65.1	15.5	48.2

表 4.3.2.5 係留チェーンの水平張力及びカタナリの水平長さ(70万トン型)
(単位; ton 及び m)

波, 風 入 射 角	チェーン No	満 載 状 態				バ ラ ス ト 状 態			
		最 大 値		平 均 値		最 大 値		平 均 値	
		水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ
0°	1	246.8	1600	239.6	158.1	232.2	155.0	232.2	155.0
	2	158.0	127.5	160.9	129.1	66.2	80.5	66.2	80.5
	3	14.8	37.0	16.9	38.4	31.2	53.5	31.2	53.5
	4	118.4	110.5	107.1	104.7	199.2	143.0	199.2	143.0
30°	1	304.4	178.6	286.0	172.5	289.2	173.0	264.0	166.0
	2	224.3	152.8	211.6	148.4	143.2	121.0	130.0	116.0
	3	15.9	36.0	14.8	35.5	17.0	38.0	16.5	38.0
	4	100.5	102.0	97.5	99.8	128.2	114.0	126.0	114.0
60°	1	410.6	208.2	349.7	191.0	347.2	189.0	282.0	172.0
	2	352.2	192.9	299.3	176.5	263.1	165.8	198.0	149.0
	3	15.3	40.2	17.1	38.7	17.0	38.0	19.3	41.0
	4	100.5	94.6	80.5	90.1	61.5	77.5	66.0	81.0
90°	1	456.0	218.9	353.5	191.8	555.0	241.6	275.0	168.5
	2	488.0	226.6	374.0	198.2	555.0	241.6	275.0	168.5
	3	30.3	53.3	27.6	50.8	46.0	67.2	38.0	60.6
	4	45.5	66.8	40.5	62.7	62.0	78.5	43.0	65.5

表 4.3.2.6 係留チェーンの水平張力及びカタナリの水平長さ表(100万トン型)
(単位; ton及びm)

波, 風 入 射 角	チェーン No	満 載 状 態				バ ラ ス ト 状 態			
		最 大 値		平 均 値		最 大 値		平 均 値	
		水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ	水平張力	水平長さ
0°	1	313.1	164.0	316.0	164.0	258.1	188.0	258.1	148.0
	2	223.1	137.0	221.0	137.0	98.1	89.5	98.1	89.0
	3	33.1	49.5	29.4	46.0	55.1	66.0	55.1	66.0
	4	153.1	113.0	149.0	112.0	222.1	117.0	221.1	137.0
30°	1	398.1	186.0	378.0	178.0	385.0	182.0	328.0	167.0
	2	299.1	159.0	281.0	155.0	180.6	123.5	177.0	122.0
	3	24.1	42.0	26.4	43.7	33.1	50.0	32.4	49.0
	4	138.1	107.0	132.0	105.0	186.1	125.5	150.0	112.0
60°	1	524.1	212.0	447.0	196.0	477.1	203.0	410.0	187.0
	2	452.1	197.0	388.0	182.0	335.6	169.0	282.0	165.0
	3	26.3	43.6	24.7	41.7	33.4	50.0	26.4	44.0
	4	119.1	99.0	109.0	95.0	135.1	106.0	126.0	102.0
90°	1	565.0	220.7	437.0	193.0	455.4	197.5	359.8	172.8
	2	662.0	238.9	467.0	198.0	463.3	199.4	365.2	175.4
	3	43.0	57.6	38.5	53.9	47.3	60.6	42.0	56.7
	4	65.5	72.3	58.0	67.6	82.0	81.5	60.6	70.1

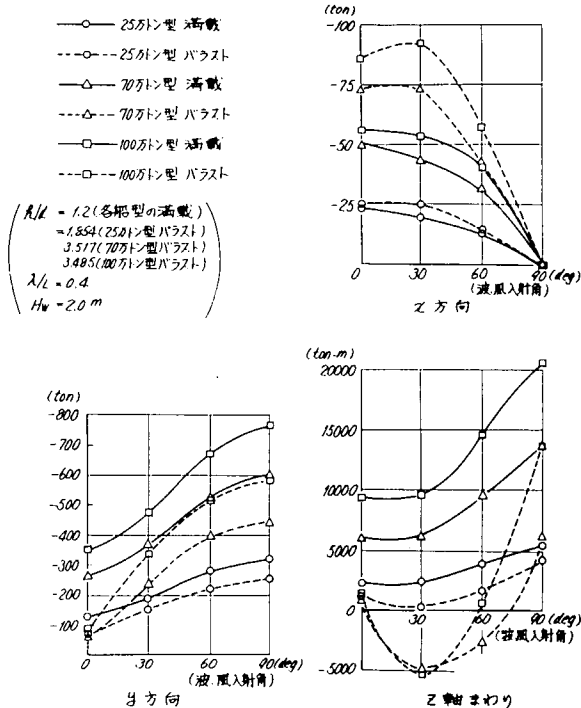


図 4.3.2.2 定常外力

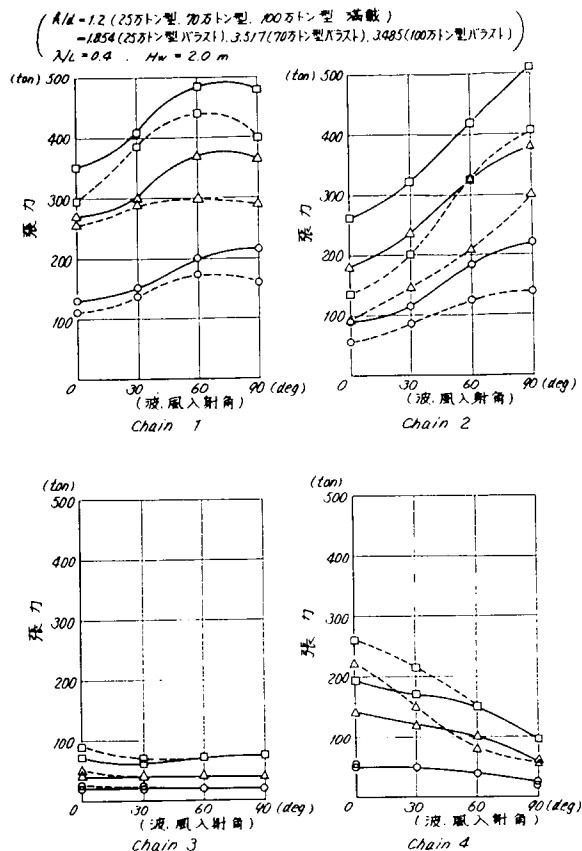


図 4.3.2.3 定常チェーン張力

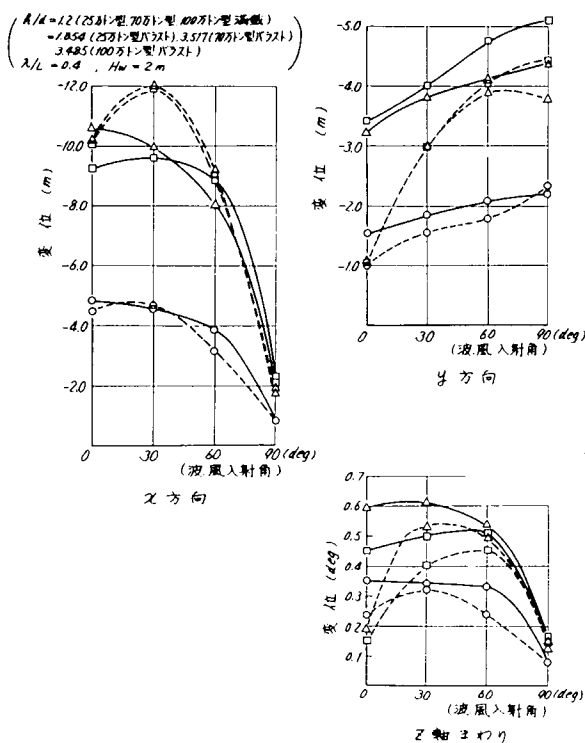


図 4.3.2.4 船体の定常変位

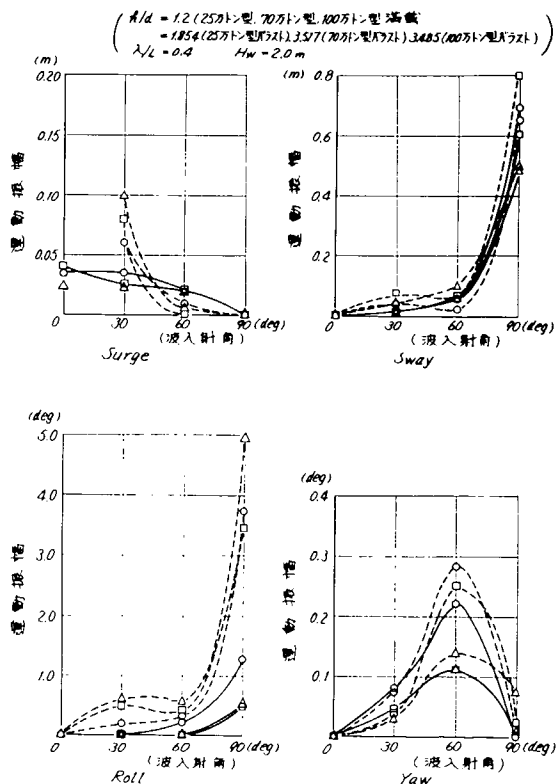


図 4.3.2.5 船体の波浪中応答特性

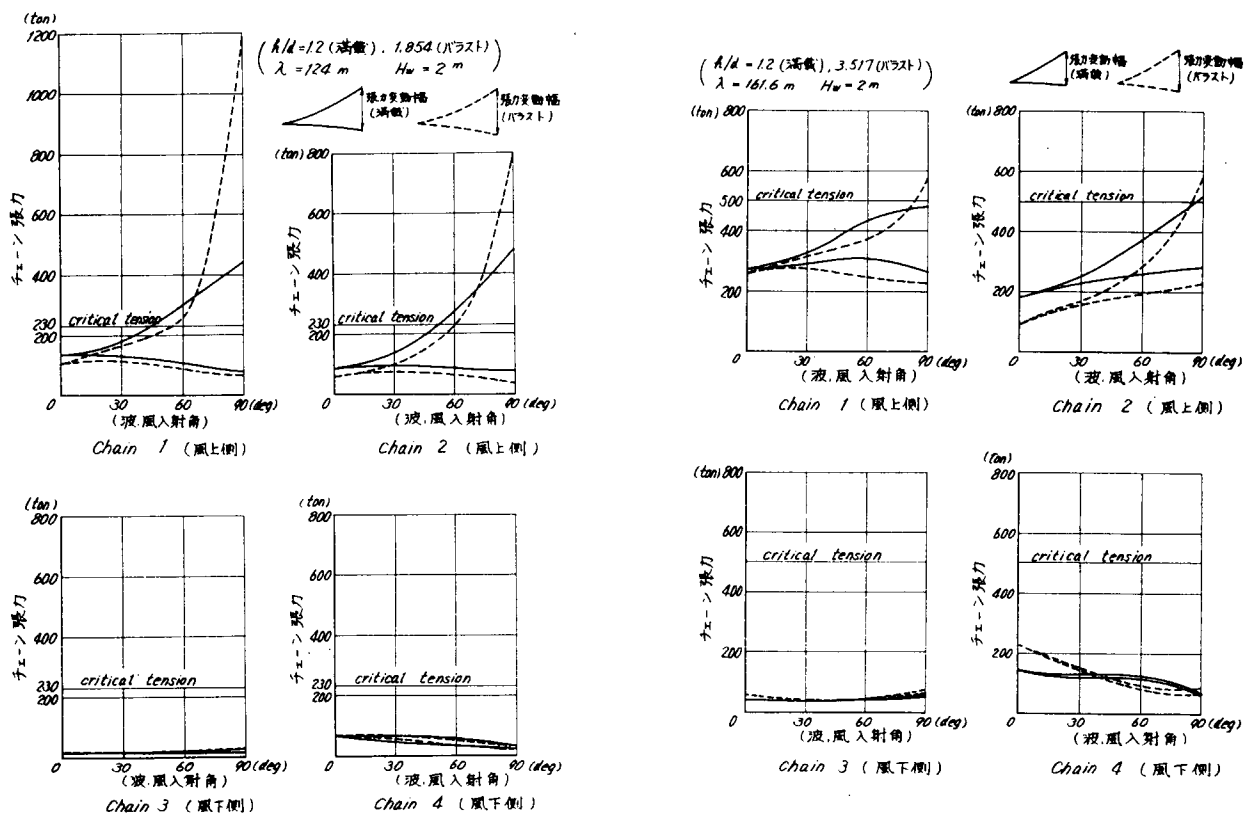


図 4.3.2.6 係留チェーン張力変動 (25 万トン型)

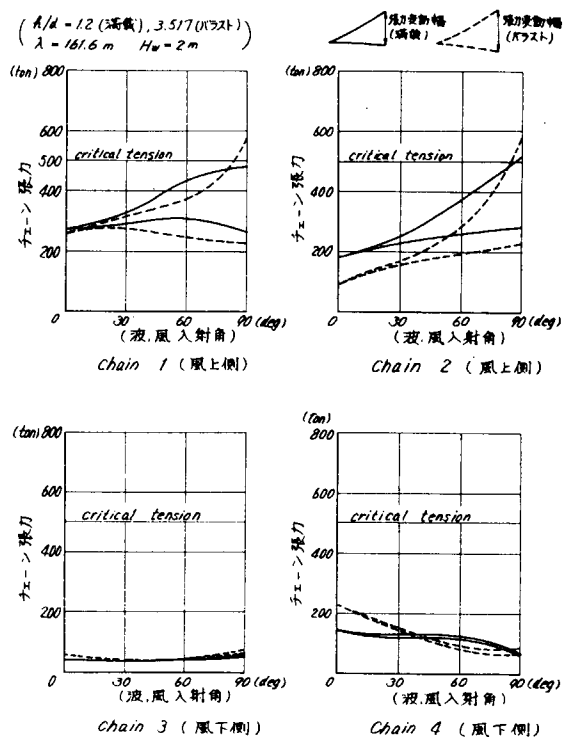


図 4.3.2.7 係留チェーン張力変動 (70 万トン型)

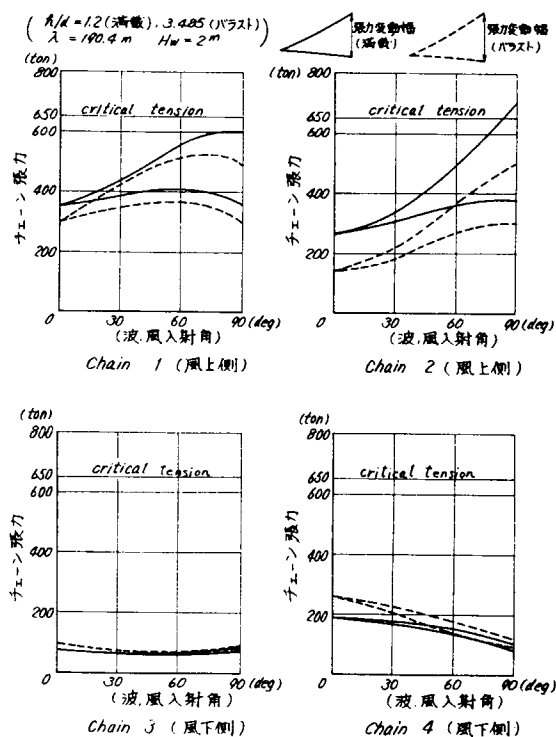


図 4.3.2.8 係留チェーン張力変動 (100 万トン型)

4.3.3 計算結果の考察

4.3.3.1 定常外力と定常張力

各船型、状態における定常外力の波、風入射角による変化、及びそれらが係留チェーンの張力に及ぼす影響について検討する。

x方向の力については、本計算プログラムでは潮流力及び漂流力の値は小さいとして無視しているので、この方向で現われている力は風による力である。このx方向の力は、各船型ともバラスト状態の方が満載状態より風圧面積が大きくなるため、大きな値を示しており、その差は、船が大きくなるほど大きい。この事は、バラスト状態での吃水と満載状態での吃水の差が、船が大きくなるほど大きいことから明らかである。つぎに、y方向の力について見ると、x方向とは逆に各船型とも満載状態の方がバラスト状態より大きな値を示している。これは、水面下に働く潮流力と漂流力の和が風圧力よりも大きいためである。

これらの定常外力と静的につり合う、チェーンの定常張力の傾向をみると、風上側チェーン張力は、y方向の定常外力の傾向に類似していることから、この方向の定常外力の影響を強く受けているものと思われる。本計算で想定した係留チェーンは、25万トン型では約100 ton、70万トン型では約150 ton、100万トン型では約200ton以上になるとそれぞれのカテナリのパネ係数は急に大きくなり始める。どの船型、状態でも風上側のチェーン張力はこの値を越えており、カテナリは、定常外力だけでかなり張った状態になっているものと思われる。従って、これらの風上側チェーンは、船体がわずかに水平移動しても、その船体移動がチェーン張力に及ぼす影響は、かなり大きいと思われる。

船体のx方向平均変位が、y方向より大きく出ている。これについては本計算のような 7.5° 、 10.5° のチェーン配置では、小さな力でもx方向の変位が大きくなる特性があることを示しているものと解釈できる。

4.3.3.2 船体動揺とチェーン変動張力

ここでは船体運動と、その影響を受けた係留チェーン張力の動的影響について考案する。

波入射角 0° 、 30° の状態では、船体動揺はいずれも小さく、満載、バラスト両状態での差も少ない。従って、船体運動によって生じる船首、船尾端のデッキ上の船体係留点の水平方向変位の振幅は、どの船型、状態でも数センチ～十数センチ程度のものである。次に、波、風入射角 60° 、 90° での船体動揺特性を見ると、Swayモードでは、満載、バラスト両状態での差はあまり見られないが、入射角 60° ではYaw、 90° ではRollのモードにおいて、それぞれバラスト状態の方が動揺振幅は大きくなっている。本計算の場合、船体係留点はデッキ上にあり、そこから重心位置までのレバーは、どの船型、状態でも大きいので、Roll運動が船体係留点の水平変位に及ぼす影響は大きい。この船体係留点の水平変位は、船体運動の大きなバラスト状態の方が、満載状態に較べて大きく、特に、波、風入射角 90° の状態では、船体のSwayとRoll（同調周期に近い状態である。）の連成により、非常に大きくなり25万トン型で約1.5m、70万トン型で約1.4m、100万トン型では約0.8mの振幅の水平変位をしている。

船体を動揺させる波浪強制力は、係留索、チェーンによる復原力に較べれば、どのモードでも格段に大きいので、波浪強制力による船体動揺の振幅は、係留索、チェーンがあってもほとんど変化しない。（このことは、昭和50年度SR-155報告書の「多点係留動的計算」の項で述べてある。）一方、係留索、チェーンの方は、ブイ、船体間の索が伸び縮みしないとしているので、チェーンのカテナリがtautに近い状態になっていたとしても、船体動揺による船体係留点の変位分だけチェーンは伸び縮みすることになる。従って、船体運動がチェーン張力に及ぼす影響は、係留チェーンのカテナリがさほど張っていない場合には、そのパネ係数は小さいため少ないが、チェーンのカテナリが張って、パネ係数が大きくなっている場合には、その影響は非常に大きくなる。

波、風入射角が 0° 、 30° の場合、風上側のチェーンのカテナリは、入射角 60° 、 90° の場合よりはゆるく、そのため、さらに各モードの船体運動はいずれも小さい。従って、係留チェーン張力には、船体動揺による影響はあまりあらわれず、定常チェーン張力の傾向がそのままあらわれ、満載状態の方がバラスト状態より大きなチェーン張力

値を示しているものと思われる。次に、波、風入射角が 60° 、 90° の場合には、4.3.3.1で述べた通り、入射角 0° 、 30° の状態よりも大きくなった定常外力によって、風上側のチェーンのカテナリは相当張っており、そのバネ係数もかなり大きくなっている。その上、この状態では、船体動揺による船体係留点の水平変位も大きくなるため、係留チェーンはさらに伸び縮みすることになり、チェーンの張力変動は、バラスト、満載、両状態とも非常に大きくなる。満載、バラスト両状態を比較すると、定常チェーン張力値は満載状態の方が大きい、前述の通り、船体動揺による係留点の水平方向の振幅は、概してバラスト状態の方が大きい、風上側チェーンの最大値はバラスト状態の方が大きくなる場合がかなり出て来ている。波、風入射角 90° の場合、バラスト状態では最大張力は、25万トン型が最も大きく1200tonである。本計算の場合、波、風入射角 90° では、SwayとRollの位相差は、25万トン型では 180° であり、70万トン型、100万トン型では 0° となっている。従ってSwayとRollによる船体係留点の水平変位は、25万トン型では互にたし合わされる結果となるのに対し、70万トン型、100万トン型では、逆に差し引かれるため、25万トン型に対し、70万トン型、100万トン型では、係留点の水平変位は、かなり小さくなっている。このため、チェーンの最大張力値は、定常張力値の最も小さい25万トン型の場合に最も大きくなっている。

4.3.3.3 定常張力と変動張力

定常外力とのつり合いから得られる静的計算での係留チェーン定常張力と、船体動揺による影響まで考慮した動的計算で得られた張力の平均値を各状態ごとに比較し、表4.3.3.1に示す。

これによると、風下側のチェーンあるいは風上側であっても、波、風入射角が小さい場合、即ち、定常外力によるチェーン張力が大きくないため、カテナリもさほど張っていない、かつ船体動揺もあまり大きくない場合には、静的計算で得られた定常張力値と、動的解析から得られた平均張力値はほぼ一致している。しかし、波、風入射角が大きくなり、定常外力が増大し、カテナリが張った状態でも船体運動も大きい場合には動的計算での張力の平均値は、定常張力値よりはるかに大きな値となっている。これらのことから、次のような事が考えられる。波、風入射角が小さい場合には、チェーンのカテナリも比較的ゆるく、船体動揺のチェーンに及ぼす影響も少ないので、静的計算でも係留チェーン張力の概略値が得られる。しかし、波、風入射角が大きい場合には、風上側チェーンのカテナリはtautに近い状態となり、カテナリの非線型バネ影響が強く現われることが考えられる。このような場合、この非線型バネ影響を考慮し、さらに船体運動による影響まで考慮した動的計算で張力値を計算しておけば、安全側の値が得られるものと思われる。

次に、各計算状態における1チェーンの係留力について、変動張力の定常外力によるチェーン定常張力に対する割合を求め、各船型、各状態ごとに整理し、表4.3.3.2に示す。この表から変動張力に対する割合は、船型が大きくなると、むしろ小さくなる傾向になっている。このことは、大型船の操船の難しさや大型化した係留装置の取扱いの難かしさを除いて考えると、船型が大きくなっても多点係留の難かしさはそれほど増大しないことを意味するものと思われる。

4.3.3.4 張力の水平成分とチェーンの水平距離

表4.3.2.4～4.3.2.6に各チェーン張力の水平成分とチェーンのカテナリ部分の水平距離を示す。チェーンの水平成分は、ブイを介して、ブイ、船体間の索に作用するものである。

チェーンのカテナリの水平距離は、25万トン型のバラスト状態で、波、風入射角 90° の場合に440mを示した他は、全て300m以下となっている。このことより、本計算で想定したチェーン全長3000mよりはるかに短いチェーンでも充分taut状態を免れることがわかった。

本計算では、ブイ、船体間の索の伸びを考慮していないが、この索の伸びを考慮した場合については、第1編の5.1.3を参照されたい。

4.3.3.5 係留チェーンの初期張力の影響

100万トン型の満載状態について、波、風、潮流入射角 90° の状態、係留チェーンの初期張力を50ton、

表 4.3.3.1 動的計算の平均張力値と静的計算値（定常張力値）との比較

単位 ton

波，風 入射角	チェイン No	2 5 万 ト ン 型				7 0 万 ト ン 型				1 0 0 万 ト ン 型			
		満 載		バ ラ ス ト		満 載		バ ラ ス ト		満 載		バ ラ ス ト	
		平 均 張 力	定 常 張 力	平 均 張 力	定 常 張 力	平 均 張 力	定 常 張 力	平 均 張 力	定 常 張 力	平 均 張 力	定 常 張 力	平 均 張 力	定 常 張 力
0°	1	127.7	130	105.3	110	271.6	270	256.0	255	350.0	350	295.0	295
	2	85.5	90	56.0	55	181.5	180	90.0	90	260.0	260	135.0	135
	3	16.2	20	19.9	25	38.6	40	55.0	50	70.0	70	92.0	90
	4	63.5	25	69.9	55	142.0	140	223.0	220	190.0	195	259.0	260
30°	1	151.6	150	139.3	135	307.9	300	300.0	290	410.0	410	385.0	385
	2	116.5	115	85.9	85	235.5	235	163.0	145	320.0	320	200.0	200
	3	15.4	20	16.5	25	38.7	40	40.0	40	61.0	60	67.5	70
	4	53.3	50	58.9	50	120.1	120	147.0	150	170.0	170	215.0	215
60°	1	205.5	200	175.5	175	372.5	370	308.0	300	485.0	485	440.0	440
	2	183.0	185	144.4	125	322.1	325	206.0	210	425.0	420	320.2	325
	3	15.7	20	18.4	20	38.7	40	40.0	40	61.6	70	67.5	70
	4	44.2	40	41.4	40	120.1	100	81.0	60	146.0	150	155.0	150
90°	1	258.3	215	634.8	160	377.1	365	403.8	290	480.0	480	396.4	400
	2	281.8	220	422.0	140	397.1	380	403.8	300	539.3	510	402.7	405
	3	20.9	20	21.0	20	51.3	40	62.6	40	74.8	70	79.0	70
	4	26.2	25	26.5	20	64.4	55	74.3	60	94.0	95	98.8	95

表 4.3.3.2 （波周期の張力変動振幅／定常張力）

（風上側 風1チェーン）

波， 風入射角	船 型	満 載 状 態				バ ラ ス ト 状 態			
		満 載		バ ラ ス ト		満 載		バ ラ ス ト	
		2 5 万 ト ン 型	7 0 万 ト ン 型	1 0 0 万 ト ン 型	2 5 万 ト ン 型	7 0 万 ト ン 型	1 0 0 万 ト ン 型	2 5 万 ト ン 型	7 0 万 ト ン 型
0°		0.063		0.003	0	0	0	0	0
30°		0.181		0.066	0.061	0.178	0.043	0.097	0.097
60°		0.475		0.166	0.157	0.498	0.205	0.168	0.168
90°		0.833		0.277	0.257	3.386	0.604	0.242	0.242

111ton, 150tonと変えた場合の風上側チェーンNo.1の最大張力の変化と船体の水平方向平均変位を調べ、図4.3.3.1に示す。これによると、初期張力を増せば最大張力も大きくなり、また、船体の平均変位量はいずれも減少している。そして最大張力の増加量は、初期張力の増加量を上まわっている。この初期張力の増加量と最大張力の増加

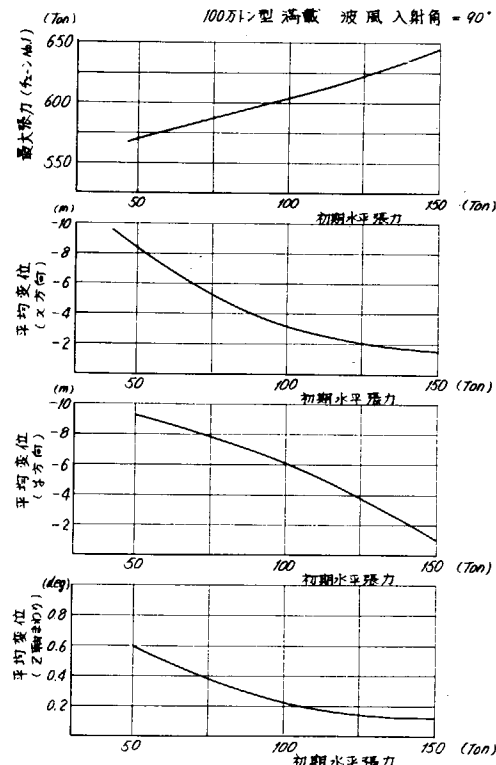


図4.3.3.1 初期張力の変化による張力、変位の変化

量の差は海象条件がさらに厳しくなり、波による船体動揺が大きくなって、船体係留点の変位の振幅が大きくなり、チェーンのカテナリがより taut に近くなれば急激に増加するものと思われる。海象条件が厳しくなった場合には、船体が流されて、係留装置や他の船と接触することをさけるため、係留チェーンを強く張るのが一般的方法である。しかし、船体運動が大きくなった場合には、係留スペースに余裕があれば、逆に索を少しゆるめ、最大張力を低くする方法も考えられる。

次に係留チェーン配置に関する検討をしてみる。本計算のような、 75° 、 105° 係留の場合には、x 方向の動きを拘束する力が、y 方向に較べてかなり小さくなるため、初期張力値を少々大きくしても、x 方向の船体変位は、あまり小さくならないことがわかる。また、本計算の場合、y 方向の外力が x 方向の外力より、概してかなり大きく、その外力のほとんどを風上側のチェーンNo.1 及び2で受けているので、図4.3.1.1において船体が -x 方向に移動する場合、係留チェーンにより船首は +y 方向に引かれ、船尾は -y 方向に流される。従って x 方向の船体変位量が小さくならなければ、z 軸まわりの変位も小さくならぬことになる。

4.3.3.6 外乱の入射方向による影響

船体を係留する場合によっては、風、波、潮流がそれぞれ別方向から入射する場合がある。ここでは、そのような場合の船体の挙動、チェーン張力等を考察し、厳しい外乱入射角について検討する。

4.3.3.2で述べたように、波入射角が大きくなると係留チェーン張力に影響する船体動揺は大きくなる。特に横波中では、船体の Sway, Roll の運動が非常に大きく、またこの動揺による船体係留点の水平変位の振幅も非常に大きく、全ての波入射角の中で最も大きい。従って、波のみを考慮する場合には、横波中が最も厳しい状態と思われる。

次に定常外力について検討すると、波入射角は横波中が最も厳しい事がわかっているため、70万トン型満載、バラストの両状態について風および潮流をそれぞれ $0^\circ \sim 90^\circ$ まで 30° おきにとりて組み合わせを変え、外力の合力ベクトル量、合モーメント量、風上側のNo.1, No.2のチェーン張力の水平成分の概算値を出してみた。これらの結果の中か

ら、合ベクトル量の大きなもの5ケース、モーメントの大きなもの3ケースをとり出し、表4.3.3.3に示す。概略計算は、船体の移動を全く無視した静的計算であり、しかも、外力はチェーン№1, 2, 4, の3本のみで受けるものとして、いるため、あまり精度は良くないが、ほぼ傾向をつかむことは出来る。これによれば、波、風、潮流全て90°方向から入射する場合の係留チェーン張力に較べて、他のケースでのそれは、小さいか、あるいは同程度で、特別大きな値を示しているものは見当たらない。従って、定常力を考えた場合でも、波、風、潮流全て90°方向から入射する場合を想定すれば、それが最も厳しい条件と考えてよいものと思われる。25万トン型、100万トン型についての検討は行わなかったが、ほぼ、同様の結果が得られるものと思われる。

表 4.3.3.3. 風、潮流入射角の変化によるチェーン張力の水平成分の変化(概算値)
(70万トン型、満載、バラスト)

70万トン型 満載	入射角	波 (deg)	90	90	90	90	90	90	90	90
		風 (deg)	90	60	90	60	30	30	0	60
		潮流 (deg)	90	90	60	60	90	30	30	30
	船体長手方向 (ton)		-0.7	-31	-0.7	-31	-43	-43	-49	-31
	船体長手直角方向 (ton)		-603	-577	-558	-532	-521	-436	-380	-492
	重心まわり回頭方向 (ton-m)		13565	10172	908	-2485	8085	-13727	-13315	-11640
	チェーン張力	№1 (ton)	360	354	362	360	334	265	230	286
		№2 (ton)	389	362	336	313	332	239	218	274
70万トン型 バラスト	入射角	波 (deg)	90	90	90	90	90	90	90	90
		風 (deg)	90	90	90	60	0	30	30	30
		潮流 (deg)	90	60	30	90	90	30	60	0
	船体長手方向 (ton)		3	3	3	-43	-43	-73	-73	-73
	船体長手直角方向 (ton)		-445	-432	-406	-400	-389	-212	-240	-187
	重心まわり回頭方向 (ton-m)		6150	3845	3457	-2632	-4937	-7537	-7149	-5791
	チェーン張力	№1	288	287	275	294	295	222	233	208
		№2	306	307	280	259	248	160	174	156

4.3.3.7 計算結果のまとめ

計算結果、及びそれに関する考察をまとめると次のようになる。

- (1) 本計算で想定した程度の海象条件においては、図4.3.2.6～4.3.2.8に示される係留チェーン張力変動の結果から、巨大タンカーでも波、風入射角0°～30°の範囲であれば、多点係留は可能と考えられる。
- (2) 操船及び係留作業上の問題を除けば、船が大型になっても船体動揺による張力変動はさほど大きくならないので、多点係留の難しさは、さして増加しない。
- (3) 横波中など船体動揺がかなり大きく、船体動揺が係留張力に大きく影響を及ぼすような場合には、船体動揺まで考慮した動的計算による係留張力計算法は有効な手段となりうる。

以上は、本プログラムを用いた計算結果に関するまとめであり、本計算で想定した係留装置の中には、いまのところ、まだ現実的とは言えないものもある。実際の機装を考慮した場合の検討は第1編の5.1.3を参照されたい。

4.4 今後の問題点

ここでは、今回開発したプログラムについて、より現実的な使いやすいものにするため、巨大タンカーの安全係留に関する計算法という観点から、本プログラムの問題点、望まれる改良点を挙げる。

(1) 計算時間

表 4.4.1 に、本計算に要した電子計算機の C. P. U. time (計算時間) を示す。どのケースもかなり長い C. P. U. time を要した事がわかる。計算時間を短縮させるためには、計算時間刻みを粗くするか、または動的計算を定常外力とのつり合い状態から開始することである。前者は、係留チェーンが t_{aut} に近くなると大幅に精度が低下するおそれがあり、最適時間刻み幅の選定が難しい。後者は、本プログラムを若干修正すれば可能であり、計算結果の精度には影響を及ぼさず、数値計算上の過渡状態を短縮出来るため、有効な手段と考えられる。

(2) 外力の取扱い

潮流の周期的変動、風の息づき等を考慮出来れば、より現実 に即したシミュレーション計算が出来る。これを行うには、風、潮流等の外力を船体運動及びチェーン張力計算ルーチンの中で、風速、潮流速等を時間の関数として刻々計算するように変更すればよい。

(3) Surge 方向の減衰係数

本計算で使用している船体運動方程式では、Surge 運動の減衰係数を考慮していない。これは、本プログラムで数値計算上の過渡状態を長びかせる大きな原因となっている。適切な減衰係数を選定する必要がある。

この他、係留索鎖の弾性伸び、ブイの運動、ブイ係留鎖の海底との摩擦など考慮すべき事項が多く残されたが、これらの問題は今後の解明をまたなければならないものもあり、また計算プログラムに取り入れる場合には計算時間が大幅に増大する恐れもあるので、慎重に取扱い必要がある。

表 4.4.1 C.P.U time 比較 表

型	状 態	波, 風 入射角	Simulation time (sec)	C. P. U time (sec)	定 常 状 態 に 達した時刻 (sec)	機 種
25 万 ト ン 型	満 載	0°	2000	506	まだ達せず	IBM370-168
		30°	〃	539	〃	〃
		60°	〃	649	2000	〃
		90°	〃	847	1600	〃
	バラスト	0°	2000	2182	まだ達せず	HITAC8700 (057)
		30°	〃	2235	〃	〃
		60°	〃	2243	〃	〃
		90°	〃	557.3	1800	IBM370-168
70 万 ト ン 型	満 載	0°	2700	1505	まだ達せず	HITAC8700 (057)
		30°	〃	1514	〃	〃
		60°	2500	333.9	2200	IBM370-168
		90°	1500	221.6	1400	〃
	バラスト	0°	2700	1623	まだ達せず	IBM370-158
		30°	〃	1643	〃	〃
		60°	1300	899	〃	〃
		90°	2700	438	2400	IBM370-168
100 万 ト ン 型	満 載	0°	2700	340		〃
		30°	〃	〃		〃
		60°	〃	〃		〃
		90°	〃	〃		〃
	バラスト	0°	2700	1623	まだ達せず	IBM370-158
		30°	〃	1662	〃	〃
		60°	〃	1626	〃	〃
		90°	〃	426.1	2500	IBM370-168

(注) 但し, 25万トン型は, 0.1秒きざみ, 70万トン型, 100万トン型は0.2秒きざみで計算を行っている。

参 考 文 献

- (1) Zarnick, E. E, [The Dynamics of a Ship Moored by a cable System under Sea State Excitation]

Doctor Thesis of Catholic University of America (1972)

- (2) 高木又男, 新井信一, 梶野佳子; 「係留浮体の規則波中の運動に関する理論計算」日本造船学会論文集

第135号 (6, 1974)

5. ドルフィン係留動的計算

5.1 理論計算式

5.1.1 基礎条件及び座標系

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。
- フエンダーの反力は、線型バネとして考慮するが、ドルフィン自体の剛性がフエンダー、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。

座標系は図 5.1.1.1 に示す。

5.1.2 係留中の船体運動方程式

5.1.2.1 船体運動方程式

座標系を図 5.1.1.1 のように設定する。

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。

$$\text{Surge} \quad \frac{w}{g} \ddot{x} = \int_L \frac{dF_x}{dx} dx + X_m$$

$$\text{Sway} \quad \frac{w}{g} \ddot{y} = \int_L \frac{dF_y}{dx} dx + Y_m$$

$$\text{Heave} \quad \frac{w}{g} \ddot{z} = \int_L \frac{dF_z}{dx} dx + Z_m$$

$$\text{Roll} \quad \frac{I\phi}{g} \ddot{\phi} = \int_L \frac{dM_y}{dx} dx + \phi_m$$

$$\text{Pitch} \quad \frac{I\theta}{g} \ddot{\theta} = \int_L \frac{dM_z}{dx} dx + \theta_m$$

$$\text{Yaw} \quad \frac{I\psi}{g} \ddot{\psi} = \int_L \frac{dM_x}{dx} dx + \psi_m \quad \dots\dots\dots (5.1.2.1)$$

① ② ③

①…………慣性力

②…………流体力を示す。(Damping, 復原力, 波浪外力が含まれる。)

③………… $X_m \sim \psi_m$ は、索張力(索の復原力)の各方向成分を示す。(5.1.3 節参照)

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。

$$\text{Surge} \quad a_1 \ddot{x} + a_2 \dot{x} + a_3 x - X_m = F_x$$

$$\text{Heave} \quad A_{11} \ddot{z} + A_{12} \dot{z} + A_{13} z + A_{14} \ddot{\theta} + A_{15} \dot{\theta} + A_{16} \theta - Z_m = F_z$$

$$\text{Pitch} \quad A_{21} \ddot{z} + A_{22} \dot{z} + A_{23} z + A_{24} \ddot{\theta} + A_{25} \dot{\theta} + A_{26} \theta - \theta_m = M_\theta$$

$$\text{Sway} \quad a_{11} \ddot{y} + a_{12} \dot{y} + a_{13} y + a_{14} \ddot{\psi} + a_{15} \dot{\psi} + a_{16} \psi + a_{17} \ddot{\phi} + a_{18} \dot{\phi} + a_{19} \phi - Y_m = F_y$$

$$\text{Yaw} \quad a_{21} \ddot{y} + a_{22} \dot{y} + a_{23} y + a_{24} \ddot{\psi} + a_{25} \dot{\psi} + a_{26} \psi + a_{27} \ddot{\phi} + a_{28} \dot{\phi} + a_{29} \phi - \psi_m = M_\psi$$

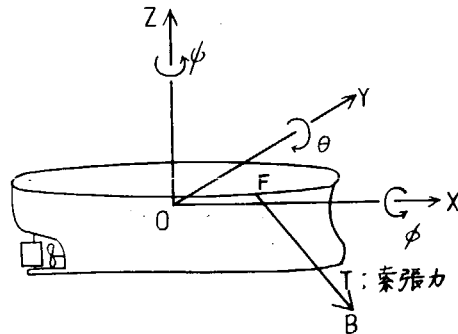


図 5.1.1.1 座 標 系

$$\text{Roll} \quad a_{31}\ddot{y} + a_{32}\dot{y} + a_{33}y + a_{34}\ddot{\phi} + a_{35}\dot{\phi} + a_{36}\phi + a_{37}\ddot{\phi} + a_{38}\dot{\phi} + a_{39}\phi - \phi_m = M\phi \quad \dots\dots\dots (5.1.2.2)$$

流体力諸係数については3つの連成運動を考慮し、2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。

5.1.2.2 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。

$$\begin{aligned} F_x &= F_{x0} \cos(\omega t - \varepsilon_{fx}) \\ &= F_{xc} \cos \omega t + F_{xs} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (5.1.2.3) \end{aligned}$$

ω : 波の周期, ε_{fx} : 位相遅れ

$F_y, F_z, M\phi, M\theta, M\psi$ 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ように表わす事ができる。

(y, z, ϕ, θ, ψ)についても同様である。

$$\begin{aligned} x &= x_0 \cos(\omega t - \varepsilon_x) \\ &= x_c \cos \omega t + x_s \sin \omega t \\ x_0 &= \sqrt{x_c^2 + x_s^2} \\ \varepsilon_x &= \tan^{-1} \frac{x_s}{x_c} \\ \ddot{x} &= -\omega^2 x = -\omega^2 x_c \cos \omega t - \omega^2 x_s \sin \omega t \\ \dot{x} &= -\omega x_c \sin \omega t + \omega x_s \cos \omega t \quad \dots\dots\dots (5.1.2.4) \end{aligned}$$

5.1.2.3 解を求めるための連立方程式

(5.1.2.4)式の関係より、船体運動方程式(5.1.2.2)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、

$$A(12, 12) \times X(12) = B(12) \quad \dots\dots\dots (5.1.2.5)$$

$A(12, 12)$; 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5.1.2.1 参照

(5.1.2.5)式を解けば、船体の周期運動の変位($\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta \phi, \Delta \theta, \Delta \psi$)が求まる。

表 5.1.2.1 12元1次連立方程式の係数マトリックス

	$-a_1\omega^2 + (a_5 - A_x)$	$-B_x$	0	$-F_x$	0	$-D_x$	0	$-C_x$	0	$-E_x$	0	F_{xc}
	$-a_2\omega$	$-a_1\omega^2 + (a_3 - A_x)$	0	$-B_x$	0	$-F_x$	0	$-D_x$	0	$-C_x$	$-E_x$	F_{xs}
	$-A_y$	0	$-a_{11}\omega^2 + (a_{13} - B_y)$	$a_{12}\omega$	$-a_{14}\omega^2 + (a_{16} - F_y)$	$a_{15}\omega$	$-a_{17}\omega^2 + (a_{19} - D_y)$	$-a_{18}\omega$	$-a_{20}\omega^2 + (a_{22} - C_y)$	$-E_y$	0	F_{yc}
	0	$-A_y$	$-a_{12}\omega$	$-a_{14}\omega^2 + (a_{16} - B_y)$	$-a_{15}\omega$	$-a_{17}\omega^2 + (a_{19} - F_y)$	$-a_{18}\omega$	$-a_{20}\omega^2 + (a_{22} - D_y)$	0	$-C_y$	$-E_y$	F_{ys}
	$-A_y$	0	$-a_{21}\omega^2 + (a_{23} - B_y)$	$a_{22}\omega$	$-a_{24}\omega^2 + (a_{26} - F_y)$	$a_{25}\omega$	$-a_{27}\omega^2 + (a_{29} - D_y)$	$-a_{28}\omega$	$-a_{30}\omega^2 + (a_{32} - C_y)$	$-E_y$	0	M_{yc}
	0	$-A_y$	$-a_{22}\omega$	$-a_{24}\omega^2 + (a_{26} - B_y)$	$-a_{25}\omega$	$-a_{27}\omega^2 + (a_{29} - F_y)$	$-a_{28}\omega$	$-a_{30}\omega^2 + (a_{32} - D_y)$	0	$-C_y$	$-E_y$	M_{ys}
	$-A_\phi$	0	$-a_{31}\omega^2 + (a_{33} - B_\phi)$	$a_{32}\omega$	$-a_{34}\omega^2 + (a_{36} - F_\phi)$	$a_{35}\omega$	$-a_{37}\omega^2 + (a_{39} - D_\phi)$	$-a_{38}\omega$	$-a_{40}\omega^2 + (a_{42} - C_\phi)$	$-E_\phi$	0	$M_{\phi c}$
	0	$-A_\phi$	$-a_{32}\omega$	$-a_{34}\omega^2 + (a_{36} - B_\phi)$	$-a_{35}\omega$	$-a_{37}\omega^2 + (a_{39} - F_\phi)$	$-a_{38}\omega$	$-a_{40}\omega^2 + (a_{42} - D_\phi)$	0	$-C_\phi$	$-E_\phi$	$M_{\phi s}$
	$-A_z$	0	$-E_z$	0	$-F_z$	0	$-D_z$	0	$-A_{11}\omega^2 + (A_{13} - C_z)$	$A_{12}\omega$	$-A_{14}\omega^2 + (A_{16} - E_z)$	F_{zc}
	0	$-A_z$	0	$-B_z$	0	$-F_z$	0	$-D_z$	$-A_{11}\omega^2 + (A_{13} - C_z)$	$-A_{12}\omega$	$-A_{14}\omega^2 + (A_{16} - E_z)$	F_{zs}
	$-A_\theta$	0	$-B_\theta$	0	$-F_\theta$	0	$-D_\theta$	0	$-A_{21}\omega^2 + (A_{23} - C_\theta)$	$A_{22}\omega$	$-A_{24}\omega^2 + (A_{26} - E_\theta)$	$M_{\theta c}$
	0	$-A_\theta$	0	$-B_\theta$	0	$-F_\theta$	0	$-D_\theta$	$-A_{21}\omega^2 + (A_{23} - C_\theta)$	$-A_{22}\omega$	$-A_{24}\omega^2 + (A_{26} - E_\theta)$	$M_{\theta s}$

$A_x \sim E_\phi$ は素のバネ定数 (5.1.3 節 参照)

ω : 入射波の周期

5.1.3 係留索の力

5.1.3.1 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、重心を原点にとる。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に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)

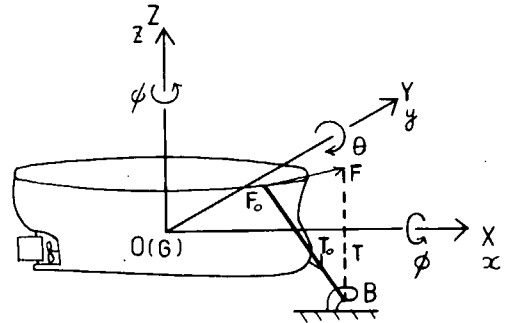


図 5.1.3.1 座 標 系

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。

5.1.3.2 回転による変位の求め方

座標系を図5.1.3.2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。

図 5.1.3.2 座 標 の 回 転

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。

$$\vec{OF}_0 = (X_{F0}, Y_{F0}, Z_{F0})$$

$$\vec{OF} = (X_F, Y_F, Z_F)$$

$$\text{図 5.1.3.2 より} \quad X_F = X_{F0} - \Delta\phi Y_{F0} + \Delta\theta Z_{F0}$$

$$Y_F = \Delta\phi X_{F0} + Y_{F0} - \Delta\phi Z_{F0}$$

$$Z_F = -\Delta\theta X_{F0} + \Delta\phi Y_{F0} + Z_{F0}$$

$$\therefore (X_F, Y_F, Z_F) = (X_{F0}, Y_{F0}, Z_{F0}) \begin{pmatrix} 1 & \Delta\phi & -\Delta\theta \\ -\Delta\phi & 1 & \Delta\phi \\ \Delta\theta & -\Delta\phi & 1 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (5.1.3.1)$$

$$\vec{OF} = \vec{OF}_0 \cdot F$$

$$\text{とすると} \quad F = \begin{pmatrix} 1 & \Delta\phi & -\Delta\theta \\ -\Delta\phi & 1 & \Delta\phi \\ \Delta\theta & -\Delta\phi & 1 \end{pmatrix} \quad F: \text{回転座標変換マトリックス} \dots\dots\dots (5.1.3.2)$$

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

$$\vec{OF} = \vec{OF}_0 \cdot F + (\Delta x, \Delta y, \Delta z) \dots\dots\dots (5.1.3.3)$$

となる。

5.1.3.3 索の復原力

(1) バネ定数の設定

索の伸びを $\Delta\ell$ とすると張力の増分 ΔT は次の式となる。

$$\Delta T = \frac{EA}{L_0} \Delta\ell \quad E: \text{Young 率}$$

$$\dots\dots (5.1.3.4) \quad A: \text{Rope の断面積}$$

L_0 : Rope の全長 $\ell_0 + \ell_d$

よって Rope のバネ定数 k は

$$k = \frac{EA}{\ell_0 + \ell_d} \dots\dots\dots (5.1.3.5)$$

ただし, Rope の Catenary, Hysterisys 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。

(2) 索張力 T の計算

$$T = T_0 + \Delta T \quad T_0: \text{初期張力}$$

$$= T_0 + k\Delta\ell \dots\dots\dots (5.1.3.6)$$

ベクトル表示をすると

$$\vec{\ell}_0 = \vec{F_0B}, \quad \vec{\ell} = \vec{FB}$$

$$\Delta\ell = |\vec{FB}| - |\vec{F_0B}| \dots\dots\dots (5.1.3.7)$$

$$\therefore T = T_0 + k(|\vec{FB}| - |\vec{F_0B}|) \dots\dots\dots (5.1.3.8)$$

索張力ベクトル $\vec{T}$ と索ベクトル $\vec{\ell}$ は同じ方向であるので,

$$\frac{\vec{T}}{T} = \frac{\vec{\ell}}{\ell} \quad \therefore \vec{T} = \frac{T}{\ell} \vec{\ell} \dots\dots\dots (5.1.3.9)$$

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。

$$X \text{ 成分} \dots\dots\dots X_m = \vec{T} \cdot \vec{i_x} = \frac{T}{\ell} \cdot \vec{\ell} \cdot \vec{i_x} = \frac{T}{\ell} (X_B - X_F)$$

$$Y \text{ 成分} \dots\dots\dots Y_m = \vec{T} \cdot \vec{i_y} = \frac{T}{\ell} \cdot \vec{\ell} \cdot \vec{i_y} = \frac{T}{\ell} (Y_B - Y_F)$$

$$Z \text{ 成分} \dots\dots\dots Z_m = \vec{T} \cdot \vec{i_z} = \frac{T}{\ell} \cdot \vec{\ell} \cdot \vec{i_z} = \frac{T}{\ell} (Z_B - Z_F) \dots\dots\dots (5.1.3.10)$$

($\vec{i_x}, \vec{i_y}, \vec{i_z}$) $\dots\dots\dots$ (XYZ) 軸方向の単位ベクトル

($\vec{\ell} \cdot \vec{i_x}$) は内積を示す。

$$\vec{\ell} = ((X_B - X_F), (Y_B - Y_F), (Z_B - Z_F))$$

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。

$$\phi_m = -Y_m Z_F + Z_m Y_F$$

$$\theta_m = X_m Z_F - Z_m X_F$$

$$\psi_m = -X_m Y_F + Y_m X_F \dots\dots\dots (5.1.3.11)$$

よって, n 本の Rope による外力をまとめると,

$$X_m = \sum_{i=1}^n X_{mi} = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{\ell_i} (X_{B_i} - X_{F_i})$$

$$Y_m = \sum_{i=1}^n Y_{mi} = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{\ell_i} (Y_{B_i} - Y_{F_i})$$

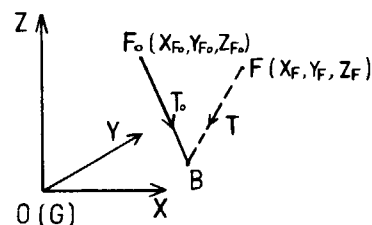
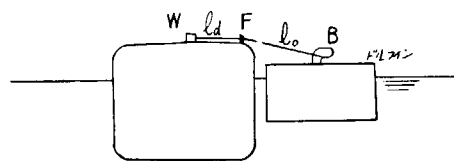
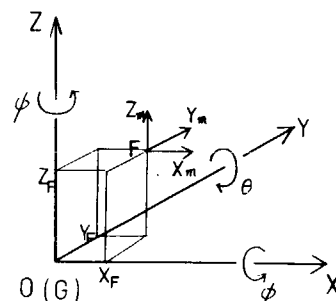


図 5.1.3.3 索張力ベクトル



$$\begin{aligned}
Z_m &= \sum_{i=1}^n Z_{mi} = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{\ell_i} (Z_{B_i} - Z_{F_i}) \\
\phi_m &= \sum_{i=1}^n \phi_{mi} = \sum_{i=1}^n (-Y_{mi} Z_{F_i} + Z_{mi} Y_{F_i}) \\
\theta_m &= \sum_{i=1}^n \theta_{mi} = \sum_{i=1}^n (+X_{mi} Z_{F_i} - Z_{mi} X_{F_i}) \\
\phi_m &= \sum_{i=1}^n \phi_{mi} = \sum_{i=1}^n (-X_{mi} Y_{F_i} + Y_{mi} X_{F_i}) \cdots \cdots (5.1.3.12)
\end{aligned}$$

まず、変位後の索長 ℓ を求めると

$$\ell = |\overrightarrow{FB}| = |\overrightarrow{FoB} - \overrightarrow{FoF}|$$

ここで図 5.1.3.3 より

$$\overrightarrow{FoB} = ((X_B - X_{Fo}), (Y_B - Y_{Fo}), (Z_B - Z_{Fo})) = (\alpha, \beta, r) \text{ とする。} \cdots \cdots (5.1.3.13)$$

また式 (5.1.3.1) より

$$\overrightarrow{FoF} = (\triangle X, \triangle Y, \triangle Z) \text{ とすると,}$$

$$\triangle X = -\triangle \phi \cdot Y_{Fo} + \triangle \theta \cdot Z_{Fo} + \triangle x$$

$$\triangle Y = \triangle \phi \cdot X_{Fo} - \triangle \theta \cdot Z_{Fo} + \triangle y$$

$$\triangle Z = -\triangle \theta \cdot X_{Fo} + \triangle \phi \cdot Y_{Fo} + \triangle z \cdots \cdots (5.1.3.14)$$

$$\therefore \overrightarrow{FB} = ((\alpha - \triangle X), (\beta - \triangle Y), (r - \triangle Z))$$

$$\ell = \sqrt{(\alpha - \triangle X)^2 + (\beta - \triangle Y)^2 + (r - \triangle Z)^2} \cdots \cdots (5.1.3.15)$$

2 次の微小項 $\triangle X^2, \triangle Y^2, \triangle Z^2 \div 0$ とする。

$$\div \sqrt{(\alpha^2 + \beta^2 + r^2) - 2(\alpha \triangle X + \beta \triangle Y + r \triangle Z)}$$

$$\ell_0^2 = \alpha^2 + \beta^2 + r^2 \text{ より}$$

$$\div \sqrt{\ell_0^2 - 2(\alpha \triangle X + \beta \triangle Y + r \triangle Z)}$$

$$= \ell_0 \sqrt{1 - \frac{2}{\ell_0^2} (\alpha \triangle X + \beta \triangle Y + r \triangle Z)} \cdots \cdots (5.1.3.16)$$

$\triangle x^2 \div 0$ とすると,

$$\sqrt{1 - \triangle x} = 1 - \frac{\triangle x}{2} \quad \frac{1}{1 - \triangle x} = 1 + \triangle x \cdots \cdots (5.1.3.17)$$

であることより

$$\ell = \ell_0 \left\{ 1 - \frac{1}{\ell_0^2} (\alpha \triangle X + \beta \triangle Y + r \triangle Z) \right\}$$

$$\triangle p = (\alpha \triangle X + \beta \triangle Y + r \triangle Z) \cdots \cdots (5.1.3.18)$$

とすると $\triangle p^2 \div 0$ である。

$$\ell = \ell_0 - \frac{\triangle p}{\ell_0}$$

$$\therefore \triangle \ell = \ell - \ell_0 = -\frac{\triangle p}{\ell_0} \cdots \cdots (5.1.3.19)$$

$$\frac{1}{\ell} = \frac{1}{\ell_0} \left(1 + \frac{\triangle p}{\ell_0^2} \right) \cdots \cdots (5.1.3.20)$$

式 (5.1.3.6) と式 (5.1.3.16) より

$$T = T_0 + k \triangle \ell$$

$$= T_0 - \frac{k}{\ell_0} \triangle p$$

式 (5.1.3.10) より

$$\frac{T}{\ell} = (T_0 - \frac{k}{\ell_0} \triangle p) \times \frac{1}{\ell_0} \left(1 + \frac{\triangle p}{\ell_0^2} \right) = \frac{1}{\ell_0} \left(T_0 + \frac{T_0}{\ell_0^2} \triangle p - \frac{k}{\ell_0} \triangle p - \frac{k}{\ell_0^3} \triangle p^2 \right)$$

$$\therefore \frac{T}{\ell} = \frac{T_0}{\ell_0} + \left(\frac{T_0}{\ell_0^3} - \frac{k}{\ell_0^2} \right) \triangle p \cdots \cdots (5.1.3.21)$$

次に式 (5.1.3.10) より

$$\frac{T}{\ell} (X_s - X_r) = \frac{T}{\ell} (\alpha - \triangle X) = \alpha \left\{ \frac{T_0}{\ell_0} + \left(\frac{T_0}{\ell_0^3} - \frac{k}{\ell_0^2} \right) \triangle p \right\} - \triangle x \left\{ \frac{T_0}{\ell_0} + \left(\frac{T_0}{\ell_0^3} - \frac{k}{\ell_0^2} \right) \triangle p \right\}$$

$$\triangle x \times \triangle p \div 0$$

$$= \alpha \left\{ \frac{T_0}{\ell_0} + \left(\frac{T_0}{\ell_0^3} - \frac{k}{\ell_0^2} \right) \triangle p \right\} - \triangle x \frac{T_0}{\ell_0} \quad \dots\dots\dots (5.1.3.2.2)$$

となる。

各成分について計算すると

$$\begin{aligned} X_m &= A_x \triangle x + B_x \triangle y + C_x \triangle z + D_x \triangle \phi + E_x \triangle \theta + F_x \triangle \phi + G_x \\ Y_m &= A_y \triangle x + B_y \triangle y + C_y \triangle z + D_y \triangle \phi + E_y \triangle \theta + F_y \triangle \phi + G_y \\ Z_m &= A_z \triangle x + B_z \triangle y + C_z \triangle z + D_z \triangle \phi + E_z \triangle \theta + F_z \triangle \phi + G_z \\ \phi_m &= A_\phi \triangle x + B_\phi \triangle y + C_\phi \triangle z + D_\phi \triangle \phi + E_\phi \triangle \theta + F_\phi \triangle \phi + G_\phi \\ \theta_m &= A_\theta \triangle x + B_\theta \triangle y + C_\theta \triangle z + D_\theta \triangle \phi + E_\theta \triangle \theta + F_\theta \triangle \phi + G_\theta \\ \phi_m &= A_\phi \triangle x + B_\phi \triangle y + C_\phi \triangle z + D_\phi \triangle \phi + E_\phi \triangle \theta + F_\phi \triangle \phi + G_\phi \quad \dots\dots\dots (5.1.3.2.3) \end{aligned}$$

ただし、G項については定数部であるので(5.1.2.2)式では考慮しない。それぞれ係数 $A_x \sim G_\phi$ については、(5.1.3.1.2)式より2次以下の微小項を無視する事により、式(5.1.3.2.2)と同様に展開すれば(5.1.3.2.5)、(5.1.3.2.6)のように式がまとまる。

ここで、

$$K = \frac{1}{\ell_0^2} \left(\frac{T_0}{\ell_0} - k \right) \quad \dots\dots\dots (5.1.3.2.4)$$

ℓ_0 : 索の初期長さ

T_0 : 初期張力

k : バネ定数

5.1.3.3項(1)参照

X_m	Y_m	Z_m
$A_x = \alpha K \alpha - \frac{T_0}{\ell_0}$	$A_y = \beta K \alpha$	$A_z = r K \alpha$
$B_x = \alpha K \beta$	$B_y = \beta K \beta - \frac{T_0}{\ell_0}$	$B_z = r K \beta$
$C_x = \alpha K r$	$C_y = \beta K r$	$C_z = r K r - \frac{T_0}{\ell_0}$
$D_x = \alpha K (r Y_{F0} - \beta Z_{F0})$	$D_y = \beta K (r Y_{F0} - \beta Z_{F0}) + \frac{T_0}{\ell_0} Z_{F0}$	$D_z = r K (r Y_{F0} - \beta Z_{F0}) - \frac{T_0}{\ell_0} Y_{F0}$
$E_x = \alpha K (\alpha Z_{F0} - r X_{F0}) - \frac{T_0}{\ell_0} Z_{F0}$	$E_y = \beta K (\alpha Z_{F0} - r X_{F0})$	$E_z = r K (\alpha Z_{F0} - r X_{F0}) + \frac{T_0}{\ell_0} X_{F0}$
$F_x = \alpha K (\beta X_{F0} - \alpha Y_{F0}) + \frac{T_0}{\ell_0} Y_{F0}$	$F_y = \beta K (\beta X_{F0} - \alpha Y_{F0}) - \frac{T_0}{\ell_0} X_{F0}$	$F_z = r K (\beta X_{F0} - \alpha Y_{F0})$
$G_x = \frac{T_0}{\ell_0} \alpha$	$G_y = \frac{T_0}{\ell_0} \beta$	$G_z = \frac{T_0}{\ell_0} r$

..... (5.1.3.2.5)

ϕ_m	θ_m	ϕ_m
$A_\phi = -Z_F A_y + Y_F A_z$	$A_\theta = Z_F A_x - X_F A_z$	$A_\phi = -Y_F A_x + X_F A_y$
$B_\phi = -Z_F B_y + Y_F B_z$	$B_\theta = Z_F B_x - X_F B_z$	$B_\phi = -Y_F B_x + X_F B_y$
$C_\phi = -Z_F C_y + Y_F C_z$	$C_\theta = Z_F C_x - X_F C_z$	$C_\phi = -Y_F C_x + X_F C_y$
$D_\phi = -Z_F D_y + Y_F D_z$	$D_\theta = Z_F D_x - X_F D_z$	$D_\phi = -Y_F D_x + X_F D_y$
$E_\phi = -Z_F E_y + Y_F E_z$	$E_\theta = Z_F E_x - X_F E_z$	$E_\phi = -Y_F E_x + X_F E_y$
$F_\phi = -Z_F F_y + Y_F F_z$	$F_\theta = Z_F F_x - X_F F_z$	$F_\phi = -Y_F F_x + X_F F_y$
$G_\phi = -Z_F G_y + Y_F G_z$	$G_\theta = Z_F G_x - X_F G_z$	$G_\phi = -Y_F G_x + X_F G_y$

..... (5.1.3.2.6)

(イ) 索張力の計算

船体運動による索張力の増分は、5.1.2.2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 (5.1.3.6) より、

$$\Delta T = k\Delta\ell \quad \Delta\ell : \text{索の伸び}$$

式 (5.1.3.19) より

$$\begin{aligned} \Delta\ell &= -\frac{\Delta p}{\ell_0} \\ &= p\Delta X + q\Delta Y + r\Delta Z \quad \dots\dots\dots (5.1.3.27) \end{aligned}$$

p, q, r : 索方向ベクトル $\vec{FB}$ 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

(5.1.3.12) 式より

$$(\Delta X, \Delta Y, \Delta Z) = \vec{OF} - \vec{OF_0}$$

$$\therefore \Delta X = -\Delta\phi Y_{F_0} + \Delta\theta Z_{F_0} + \Delta x$$

$$\Delta Y = \Delta\phi X_{F_0} - \Delta\theta Z_{F_0} + \Delta y$$

$$\Delta Z = -\Delta\theta X_{F_0} + \Delta\phi Y_{F_0} + \Delta z \quad \dots\dots\dots (5.1.3.28)$$

$$p = -\frac{1}{\ell_0} (X_B - X_{F_0})$$

$$q = -\frac{1}{\ell_0} (Y_B - Y_{F_0})$$

$$r = -\frac{1}{\ell_0} (Z_B - Z_{F_0}) \quad \dots\dots\dots (5.1.3.29)$$

ここで、 $\Delta\ell$ を周期関数とすると

$$\Delta\ell = \Delta\ell_0 \cos(\omega t - \epsilon)$$

$$\Delta\ell_0 = \sqrt{\Delta\ell_c^2 + \Delta\ell_s^2} \quad \Delta\ell_c, \Delta\ell_s \text{ は } \Delta\ell \text{ の } \sin, \cos \text{ 成分}$$

$$\epsilon = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta\ell_s}{\Delta\ell_c} \right) \quad \dots\dots\dots (5.1.3.30)$$

として表現できる。

ここで、 $\Delta\ell$ の $\cos, \sin$ 成分を分離すると、

$$\Delta\ell_c = p\Delta X_c + q\Delta Y_c + r\Delta Z_c$$

$$\Delta\ell_s = p\Delta X_s + q\Delta Y_s + r\Delta Z_s \quad \dots\dots\dots (5.1.3.31)$$

($\Delta X_c, \Delta X_s, \Delta Y_c, \Delta Y_s, \Delta Z_c, \Delta Z_s$) はそれぞれ船体運動の変位の $\cos, \sin$ 成分で表現できる。

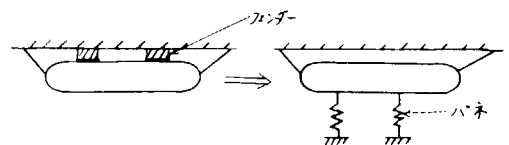
$$\Delta X_c = -\Delta\phi_c Y_{F_0} + \Delta\theta_c Z_{F_0} + \Delta x_c$$

$$\Delta X_s = -\Delta\phi_s Y_{F_0} + \Delta\theta_s Z_{F_0} + \Delta x_s \quad \dots\dots (5.1.3.32)$$

以下の項も同様に表現できる。

(ロ) 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つけている時には、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に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。

5.1.4 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(5.1.2.2)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

5.1.4.1 変動風圧の設定

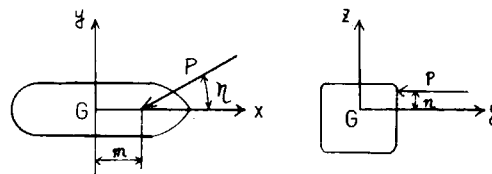
風速変化を次のように定義する。

$$v = v_0 + v_1 \cos(\omega w t + \varepsilon w) \dots\dots\dots (5.1.4.1)$$

このとき、船体の受ける風圧力 p は次式のようになる。

$$\begin{aligned} p &= c v^2 \\ &= c v_0^2 \left\{ 1 + \frac{2v_1}{v_0} \cos(\omega w t + \varepsilon w) + \left(\frac{v_1}{v_0}\right)^2 \cos^2(\omega w t + \varepsilon w) \right\} \\ &\doteq c v_0^2 + 2 c v_0 v_1 \cos(\omega w t + \varepsilon w) \dots\dots\dots (5.1.4.2) \end{aligned}$$

(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5.1.4.1 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。

5.1.4.2 変動風圧についての運動方程式

(5.1.4.2)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)は次のように書き表わせる。

$$\begin{aligned} \text{Surge} \quad F_x &\equiv F_{wx} = F_{wcx} + F_{wvx} = c v_0^2 \cos \eta + 2 c v_0 v_1 \cos \eta \cos(\omega w t + \varepsilon w x) \\ \text{Sway} \quad F_y &\equiv F_{wy} = F_{wcy} + F_{wvy} = c v_0^2 \sin \eta + 2 c v_0 v_1 \sin \eta \cos(\omega w t + \varepsilon w y) \\ \text{Yaw} \quad F_\phi &\equiv F_{w\phi} = F_{wc\phi} + F_{wv\phi} = c v_0^2 (-m) \sin \eta + 2 c v_0 v_1 (-m) \sin \eta \cos(\omega w t + \varepsilon w \phi) \\ \text{Roll} \quad F_\phi &\equiv F_{w\phi} = F_{wc\phi} + F_{wv\phi} = c v_0^2 n \sin \eta + 2 c v_0 v_1 n \sin \eta \cos(\omega w t + \varepsilon w \phi) \\ &\dots\dots\dots (5.1.4.3) \end{aligned}$$

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。

(5.1.4.3)の風強制項を(5.1.2.2)の運動方程式に代入すると、

$$\begin{aligned} \text{Surge} \quad a_1 \ddot{x} + a_2 \dot{x} + a_3 x &= F_{wvx} + F_{wcx} \\ \text{Heave} \quad A_{11} \ddot{z} + A_{12} \dot{z} + A_{13} z + A_{14} \ddot{\theta} + A_{15} \dot{\theta} + A_{16} \theta &= 0 \\ \text{Pitch} \quad A_{21} \ddot{z} + A_{22} \dot{z} + A_{23} z + A_{24} \ddot{\theta} + A_{25} \dot{\theta} + A_{26} \theta &= 0 \\ \text{Sway} \quad a_{11} \ddot{y} + a_{12} \dot{y} + a_{13} y + a_{14} \ddot{\phi} + a_{15} \dot{\phi} + a_{16} \phi + a_{17} \ddot{\phi} + a_{18} \dot{\phi} + a_{19} \phi &= F_{wvy} + F_{wcy} \\ \text{Yaw} \quad a_{21} \ddot{y} + a_{22} \dot{y} + a_{23} y + a_{24} \ddot{\phi} + a_{25} \dot{\phi} + a_{26} \phi + a_{27} \ddot{\phi} + a_{28} \dot{\phi} + a_{29} \phi &= F_{wv\phi} + F_{wc\phi} \\ \text{Roll} \quad a_{31} \ddot{y} + a_{32} \dot{y} + a_{33} y + a_{34} \ddot{\phi} + a_{35} \dot{\phi} + a_{36} \phi + a_{37} \ddot{\phi} + a_{38} \dot{\phi} + a_{39} \phi &= F_{wv\phi} + F_{wc\phi} \\ &\dots\dots\dots (5.1.4.4) \end{aligned}$$

(5.1.4.4)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(5.2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、運動解は次のように表示できる。

$$\begin{aligned}
 x_w &= x_{w0} \cos(\omega_w t - \varepsilon_{wx}) = x_{wc} \cos \omega_w t + x_{ws} \sin \omega_w t \\
 z_w &= 0 \\
 \theta_w &= 0 \\
 y_w &= y_{w0} \cos(\omega_w t - \varepsilon_{wy}) = y_{wc} \cos \omega_w t + y_{ws} \sin \omega_w t \\
 \phi_w &= \phi_{w0} \cos(\omega_w t - \varepsilon_{w\phi}) = \phi_{wc} \cos \omega_w t + \phi_{ws} \sin \omega_w t \\
 \phi_w &= \phi_{w0} \cos(\omega_w t - \varepsilon_{w\phi}) = \phi_{wc} \cos \omega_w t + \phi_{ws} \sin \omega_w t
 \end{aligned}$$

(5. 1. 4. 5)

5.1.2節と同じようにして、(5. 1. 4. 5) 式の関係をも (5. 1. 4. 4) 式へ代入し、(5. 1. 4. 4) 式中、周期変動成分の $\cos$, $\sin$ 成分との比較を行って船体の変位を計算する。その結果を 5.3.2 項に示す。

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。

5.2.2 計算プログラムの説明

本計算は、定常状態における振幅を計算するプログラムである。プログラムの構成は、索の復原力、流体力係数、波浪外力、12元連立一次方程式の作成ならびに解法、索張力の計算の部分に分かれている。流体力係数、波浪外力の計算プログラムについては4章、5章で説明されているものと同様のものである。

なお、1 ケースの計算時間は IBM 370 で c p u 140 sec 程度である。

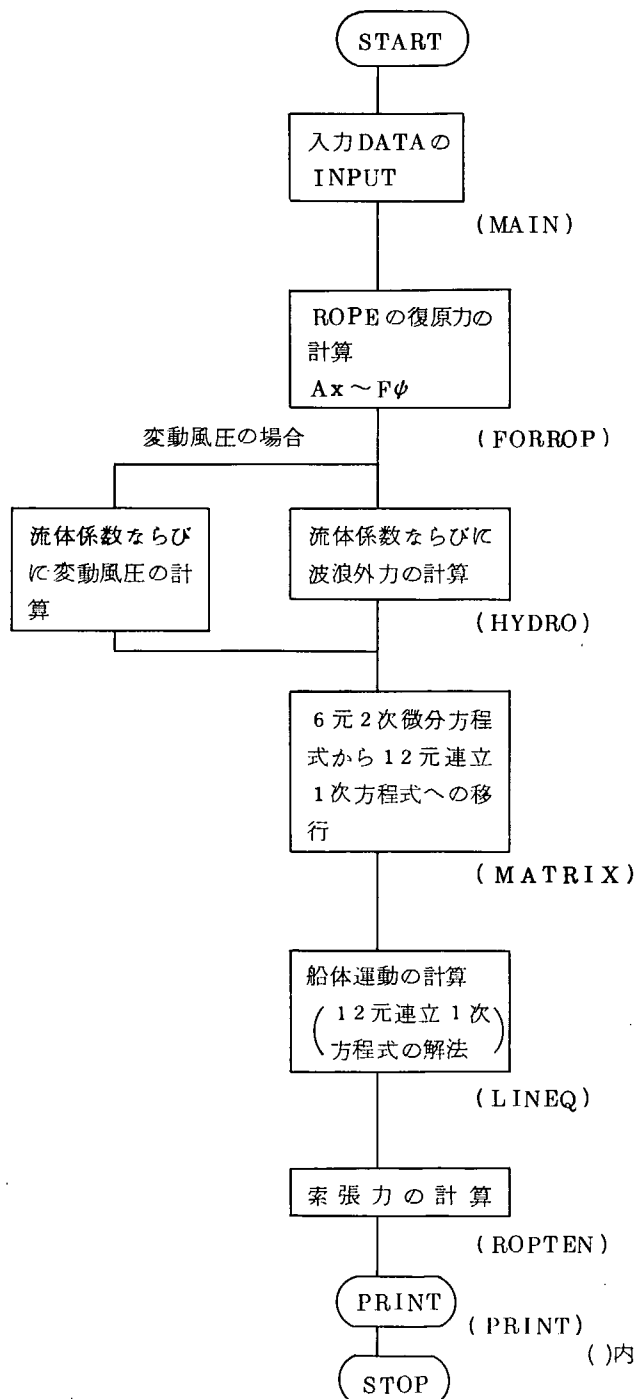


図5. 2. 1. 1 計算フローチャート

5.2.3 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 + (m)
ZOG	;	"	Z方向の距離 上向き + (m)
XB	;	ドルフィン上BITのX座標	(m)
YB	;	"	Y座標 (m)
ZB	;	"	Z座標 (m)
XF	;	船体上フェアリーダーのX座標	(m)
YF	;	"	Y座標 (m)
ZF	;	"	Z座標 (m)
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	Lpp (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 + (m)
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×喫水)
BX	;	Section における半幅比	B _x /B
RKAI	;	波進入角	α (Rad) 船首方向O
HT	;	水深喫水比	H/T
HA	;	波振幅	h _a (m)
RL	;	波長 船長比	λ/L
XKT	;	横慣動半径比	K _T
XKL	;	縦慣動半径比	K _T
ALPAE	;	Effective extinction coeff of roll	α_e

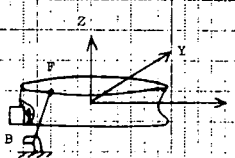
次にINPUT DATA SHEET を示す。

DATA SHEET

月 日
PAGE / OF

プログラム名

所属課 氏名

No.	1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80																																																																															
	(係留配置の INPUT)																																																																															
	II INPUTする ROPE の数																																																																															
I 6	(整数右づめ)																																																																															
																																																																																
2 F 8.3	X LCG ZDO (M) (右図の座標に従う) B : Bit (XB, YB, ZB) F : Fairleader (XF, YF, ZF) (M)																																																																															
10 F 8.3	FREE FORMAT なので、かならず小数点をつける ROPE の断面積 Young 率 DECK E Initial Tension AREA (cm ²) EYOUNG (ton/cm ²) RLD (M) INI-TEN (ton)																																																																															
	※ Fender の Input のとき、 $K = \frac{EA}{\ell}$ XB=XF, ZB=ZF, YB-YF = ℓ として K より逆算して EA を求める。																																																																															
	1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80																																																																															

II の
数だけ
Input

DATA SHEET

月 日
PAGE 2 OF

プログラム名

所属課 氏名

No.	1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80																																																																															
	(船体要目の INPUT)																																																																															
	COMMENT																																																																															
A 4.0	NX Square Station の数																																																																															
1 5	≤ 20 SL (LPP) B T (d) CM (C) LCG OD (下向き 正) W (mm) GM (M)																																																																															
8 F 10.0	SS (1 ~ NX) の順に書く。 AP=0 FP=1.00 とする。 $SS = \frac{X}{LPP} \times 1.00 + 5.0$																																																																															
7 F 10.0	HO $\left(\frac{Bx}{B \cdot dx} \right)$ 半幅喫水比 Bx, dx : Section にあける船幅、喫水 (1 ~ NX) の順に書く。																																																																															
	S-I-G $\left(\sigma = \frac{S}{Bx \cdot dx} \right)$: 断面係数 S : Sectional Area (1 ~ NX) の順に書く。																																																																															
	B-X $\left(\frac{Bx}{Bm} \right)$: 半幅比 (1 ~ NX) の順に書く。																																																																															
	上記 SS, HO, σ , bx については、造船便覧 P.1-4 7 参照																																																																															
	1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80																																																																															

DATA SHEET

月 日
PAGE 3 OF

プログラム名

所属 氏名

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
	(波の DATA INPUT)																																																																															
2F100	RKAL (RAD)										HT										RKAI : x 波との出会角 Heading Angle (rad) 船首方向=0°																																																											
	HA										RL										HT : H/T 水深/喫水比																																																											
																					HA : ha 波振幅 (M) = $\frac{1}{8} \times \text{波高}$																																																											
	XKT										KKL										RL : λ / L_{PP} 波長、船長比																																																											
																					XKT : 横揺動半径比 $I_{\phi} = (XKT \times B)^2 \times \frac{W}{g}$ I_{ϕ} : 横揺動モーメント (ROLL)																																																											
P100	ALPAE																				KKL : 縦揺動半径比 $I_{\theta} = I_{\phi} = (KKL \times L_{PP})^2 \times \frac{W}{g}$ (PITCH, YAW)																																																											
																					ALPAE : a_e Effective extinction coeff. of Roll																																																											
																					c/f 笠木山丸 $\alpha_e = 0.225$ $a_{38} = 2 \times \alpha_e \times a_{37}$																																																											

5.2.4 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
- CCC (6 , 6) ; ROPEの復原力のバネ定数 式 5.1.3.2 5 , 5.1.3.2 6 の値 (ton - m)
- DXC ; ΔX_c 式 5.1.3.3 2 の値
- DXS ; ΔX_s "
- DYC ; ΔY_c "
- DYS ; ΔY_s "
- DZC ; ΔZ_c "
- DZS ; ΔZ_s "
- DPC ; ΔP_c 式 5.1.3.2 7 の値
- DPS ; ΔP_s "
- TO ; ΔT 索張力の変動分 (ton) $TO = k \times \Delta \ell$
- DELTAL ; $\Delta \ell$ 索の伸び
- KK ; k 索のバネ定数 (ton / m)
- RLENTH ; ROPEの長さ (m)
- EPSPD ; 位相遅れ (RAD)

** COEFFICIENTS OF EQUATION OF MOTION **

*** 450 TYPE SHIP FULL LOAD SHALLOW ***

	*** COEFFI. OF EQUATION OF MOTION AND EXCITING FORCE ***										升力項	Fe	Fs
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+03	-1.675E+04
SURGE												-1.608E+02	4.086E+02
(TON-M)													
OMEGAE =	0.62933												
G	9.80600												
	IER = 0												

Lpp = 360.4 m B = 68.0 M d = 25.0 m H/H = 1.5 ha = 1 m
W = 5196/8.0 ton

(M)

DXC	DXS	DYC	DYS	DZC	DZS	DPC	DPS				
	0.03		-0.01		0.37		-0.00		-0.03	-0.05	40.34
	0.02		-0.02		0.37		-0.00		-0.03	-0.05	37.58
	0.01		-0.02		0.37		-0.00		-0.02	-0.05	35.37
	0.01		-0.02		0.37		-0.00		-0.02	-0.04	33.71
	-0.04		-0.03		0.29		-0.02		0.01	-0.02	18.70
	-0.05		-0.03		0.29		-0.02		0.01	-0.02	17.68
	-0.05		-0.03		0.25		-0.02		0.02	-0.01	13.44
	-0.05		-0.03		0.24		-0.03		0.02	-0.01	12.71
	-0.05		-0.03		0.20		-0.04		0.03	-0.01	7.13
	-0.05		-0.03		0.20		-0.04		0.03	-0.01	5.76
	-0.05		-0.03		-0.22		-0.12		0.11	0.02	-5.86
	-0.05		-0.03		-0.23		-0.12		0.11	0.02	-6.10
	-0.05		-0.03		-0.26		-0.13		0.12	0.02	-13.85
	-0.05		-0.03		-0.27		-0.13		0.12	0.02	-14.57
	-0.02		-0.03		-0.38		-0.15		0.14	0.01	-29.04
	-0.02		-0.03		-0.39		-0.15		0.14	0.01	-30.12
	0.01		-0.02		-0.43		-0.16		0.13	0.00	-38.70
	0.01		-0.02		-0.43		-0.16		0.13	-0.00	-40.47
	0.02		-0.02		-0.43		-0.16		0.13	-0.00	-42.82
	0.03		-0.02		-0.43		-0.16		0.13	-0.01	-44.59
	-0.06		-0.03		0.16		-0.04		0.04	-0.01	-16.27
	-0.06		-0.03		0.15		-0.04		0.04	-0.01	-15.21
	-0.06		-0.03		0.14		-0.04		0.04	-0.01	-14.16
	-0.06		-0.03		0.06		-0.06		0.06	-0.00	-5.70
	-0.06		-0.03		-0.09		-0.09		0.09	0.01	9.10
	-0.06		-0.03		-0.18		-0.11		0.10	0.01	17.56
	-0.06		-0.03		-0.19		-0.11		0.11	0.01	18.62
	-0.06		-0.03		-0.20		-0.11		0.11	0.01	19.68

**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	12.26613	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		-0.23832
		15.77044	0.15774		99.97757	100.00000		-0.26732
OR D		14.81534	0.14819		99.97757	100.00000		-0.30009
(B3016)		8.33928	0.08341		99.97757	100.00000		-0.81880
		12.86011	0.12863		99.97757	100.00000		0.76439
		20.61220	0.20617		99.97757	100.00000		0.55122
		21.62790	0.21633		99.97757	100.00000		0.53404
		22.64941	0.22655		99.97757	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 SQRT(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

5.3 系統計算結果

5.3.1 計算条件

前述のドルフィン係留動的計算の説明にしたがい、25,45,70,100万トン型タンカーについて波浪外力と変動風圧に対する係留索の周期的張力変動を計算した。計算条件は

- 船型；25万，45万，70万，100万トンの4種
- 状態；満載，バラストの両状態
- 水深；満載状態に対しては水深喫水比 $H/T=1.1, 1.2, 1.5$ の3状態とし，バラスト状態は満載状態と同一とする。
- 係船配置；図5.3.1.1～4に示す。
- 波；波高2m，（波振幅 $h_a=1.0$ m）

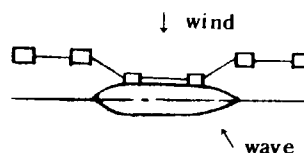
入射角 $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$

波長 $\lambda/L=0.2\sim1.4$

- 風；風速 Gust Factor = 1.3とし 21 ± 6.3 m/sec

風向 $60^\circ, 90^\circ$

風周期 $20\sim100$ sec



なお船体の流体力係数については $T = \sqrt{\frac{2\pi Lw}{g} \cot h \frac{2\pi h}{Lw}}$ で逆算した波長 Lw での値を使用した。

5.3.2 計算結果

5.3.2.1 波浪の影響

波浪外力の系統と計算結果の図番を表5.3.2.1に示した。図5.3.2.1～図5.3.2.18は船体変位と索張力変化をそれぞれの船型ごとに示している。

5.3.2.2 変動風の影響

変動風に対しても波浪影響と同様に表5.3.2.2及び図5.3.2.19～図5.3.2.26に示した。何れも波振幅，波傾斜（ $h_a, moha$ ）で無次元化した。

表5.3.2.1 波浪外力に対する計算

図番 5.3.2	TYPE	CONDITION	H/T	入射角 α
5.3.2.1-2	25万トン	FULL	∞	$0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$
3,4	〃	BALLAST	∞	$0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$
5,6	45万トン	FULL	1.5	$0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$
7,8	〃	BALLAST	3.13	$0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$
9,10	〃	FULL	1.2	$30^\circ, 60^\circ$
9,10	〃	FULL	1.1	30°
11,12	70万トン	FULL	1.2	$15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$
13,14	〃	BALLAST	3.52	$15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$
15,16	100万トン	FULL	1.2	$15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$
17,18	〃	BALLAST	3.49	$15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$

$\lambda/L=0.2\sim1.4$

表 5.3.2.2 変動風圧 (周期20~100sec) に対する計算

図番 5.3.2.	TYPE	CONDITION	H/T	風速の定義 m/s	風向角
19,20	25万トン	BALLAST	∞	$22.5 + 5 \cos \omega t$	$60^\circ, 90^\circ$
21,22	45万トン	BALLAST	3.13	$22.5 + 5 \cos \omega t$	$60^\circ, 90^\circ$
23,24	70万トン	FULL	1.2	$21 + 6.3 \cos \omega t$	90°
23,24	〃	BALLAST	3.52	〃	90°
25,26	100万トン	FULL	1.2	〃	90°
25,26	〃	BALLAST	3.49	〃	90°

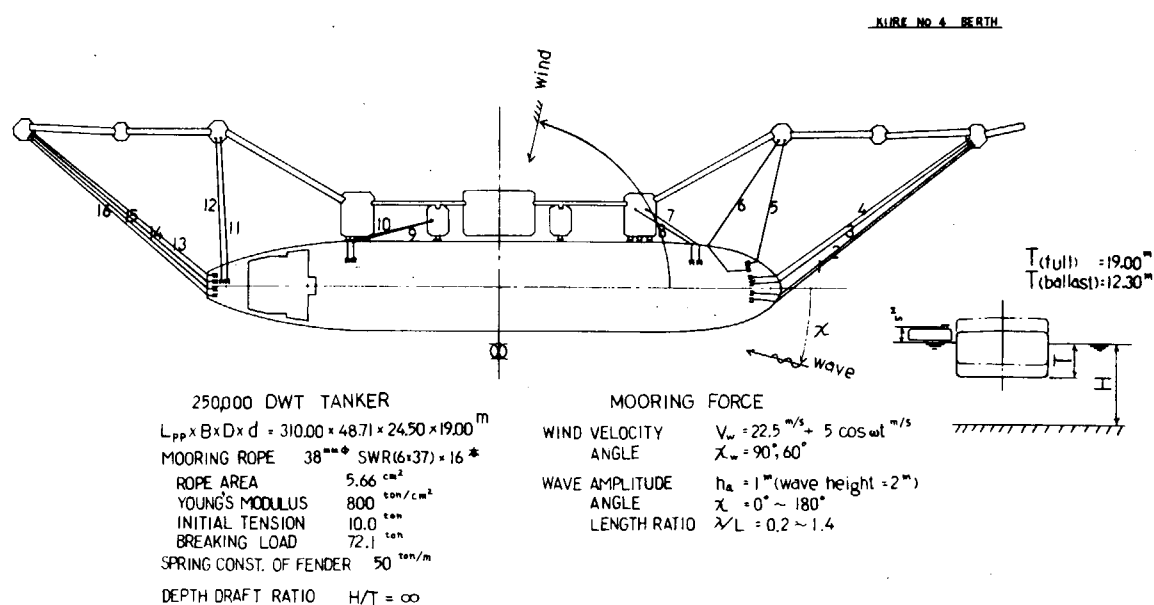


図 5.3.1.1 250,000 DWT 係船配置

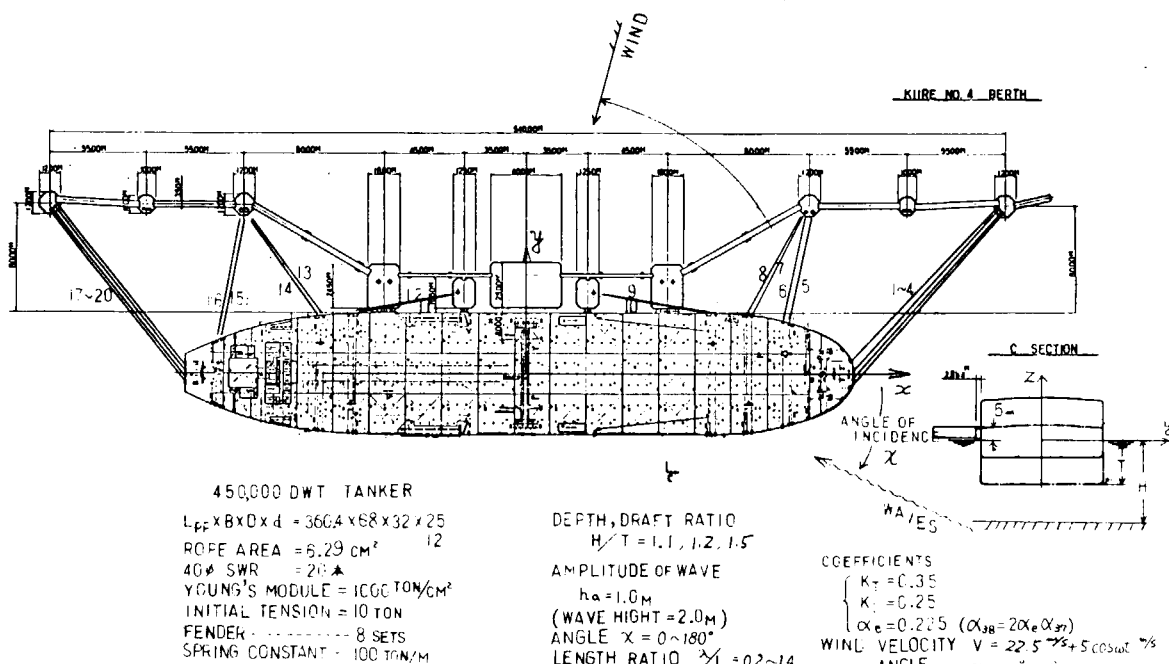
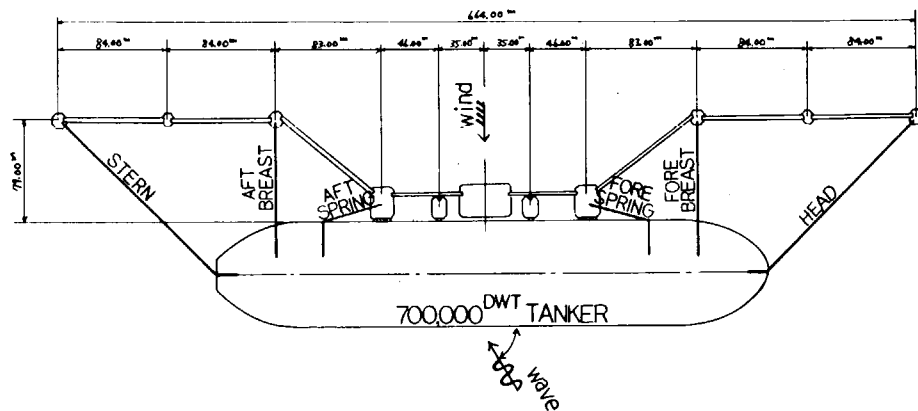


図 5.3.1.2 450,000 DWT 係船配置



700,000 DWT TANKER
 $L_{pp} \times B \times D, d = 404.0\text{m} \times 80.8\text{m} \times 40.3\text{m}, 29.6\text{m}$

MOORING CONDITION

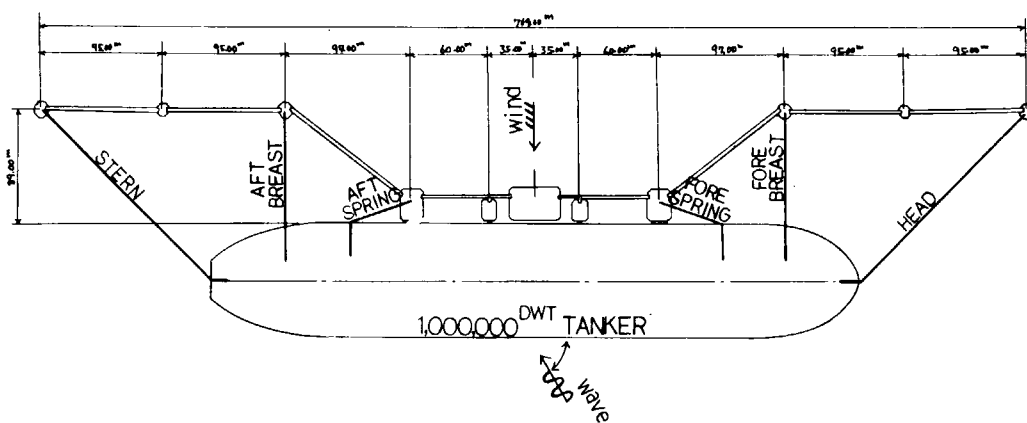
MOORING ROPE

HEAD	70mm	DOUBLE BLADE NYLON	$\times 4^*$	$E = 9.38 \text{ T/cm}^2$
FB	56mm	I.W.R.C.	$\times 4^*$	$E = 1000 \text{ T/cm}^2$
FS	56mm	I.W.R.C.	$\times 2^*$	"
AS	56mm	I.W.R.C.	$\times 2^*$	"
AB	56mm	I.W.R.C.	$\times 4^*$	"
STERN	70mm	DOUBLE BLADE NYLON	$\times 4^*$	$E = 9.38 \text{ T/cm}^2$

WIND VELOCITY	$21^{1/2} + 6.3 \cos \omega t^{1/2}$
COURSE	90°
WAVE AMPLITUDE	$h_a = 1\text{m}$ (wave height 2m)
COURSE	$15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$

FENDER	NUMBER	8 sets
	SPRING CONST.	$100 \text{ ton/m} \dots \dots \text{WAVE}, 1300 \text{ ton/m} \dots \dots \text{WIND}$

图 5.3.1.3 700,000 DWT 係船配置



1,000,000 DWT TANKER
 $L_{pp} \times B \times D, d = 476.0\text{m} \times 86.6\text{m} \times 45.7\text{m}, 33.4\text{m}$

MOORING CONDITION

MOORING ROPE

HEAD	70mm	DOUBLE BLADE NYLON	$\times 4^*$	$E = 9.38 \text{ T/cm}^2$
FB	60mm	I.W.R.C.	$\times 4^*$	$E = 1000 \text{ T/cm}^2$
FS	60mm	I.W.R.C.	$\times 2^*$	"
AS	60mm	I.W.R.C.	$\times 2^*$	"
AB	60mm	I.W.R.C.	$\times 4^*$	"
STERN	70mm	DOUBLE BLADE NYLON	$\times 4^*$	$E = 9.38 \text{ T/cm}^2$

WIND VELOCITY	$21^{1/2} + 6.3 \cos \omega t^{1/2}$
COURSE	90°
WAVE AMPLITUDE	$h_a = 1\text{m}$ (wave height 2m)
COURSE	$15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$

FENDER	NUMBER	8 sets
	SPRING CONST.	$100 \text{ ton/m} \dots \dots \text{WAVE}, 1300 \text{ ton/m} \dots \dots \text{WIND}$

图 5.3.1.4 1,000,000 DWT 係船配置

25ft TYPE SHIP FULL LOAD, $V=0$, $H/T=\infty$, $\lambda/L=1$

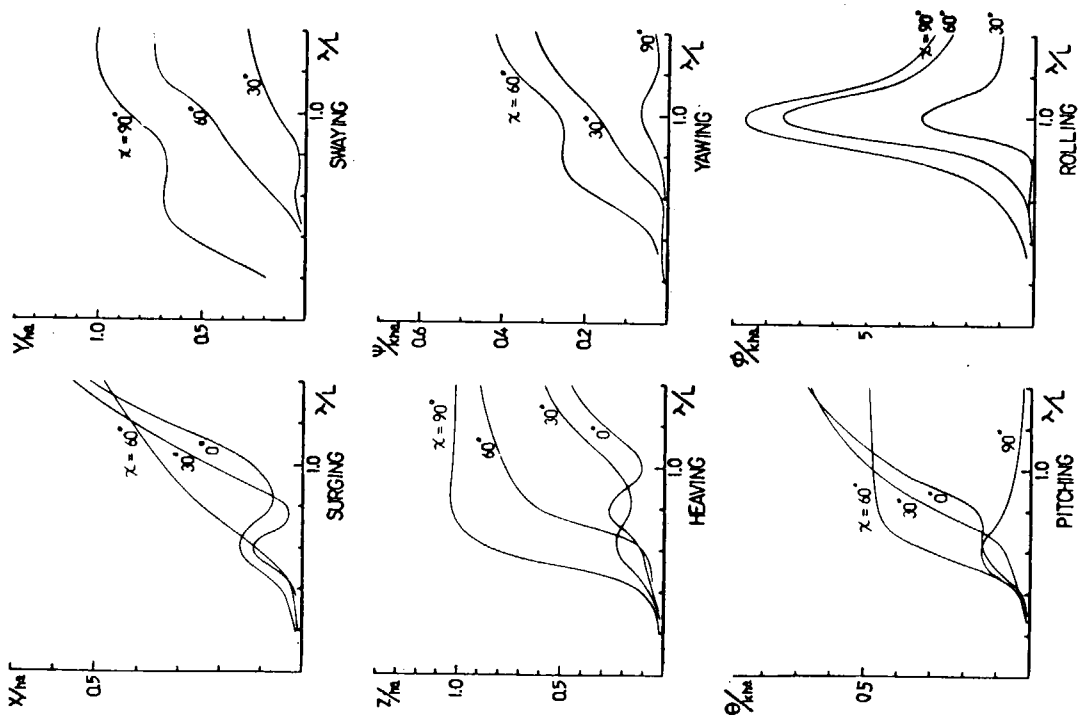


図 5.3.2.1 25万トン船体変位 (FULL)

25ft TYPE SHIP FULL LOAD, $V=0$, $H/T=\infty$, $\lambda/L=1$

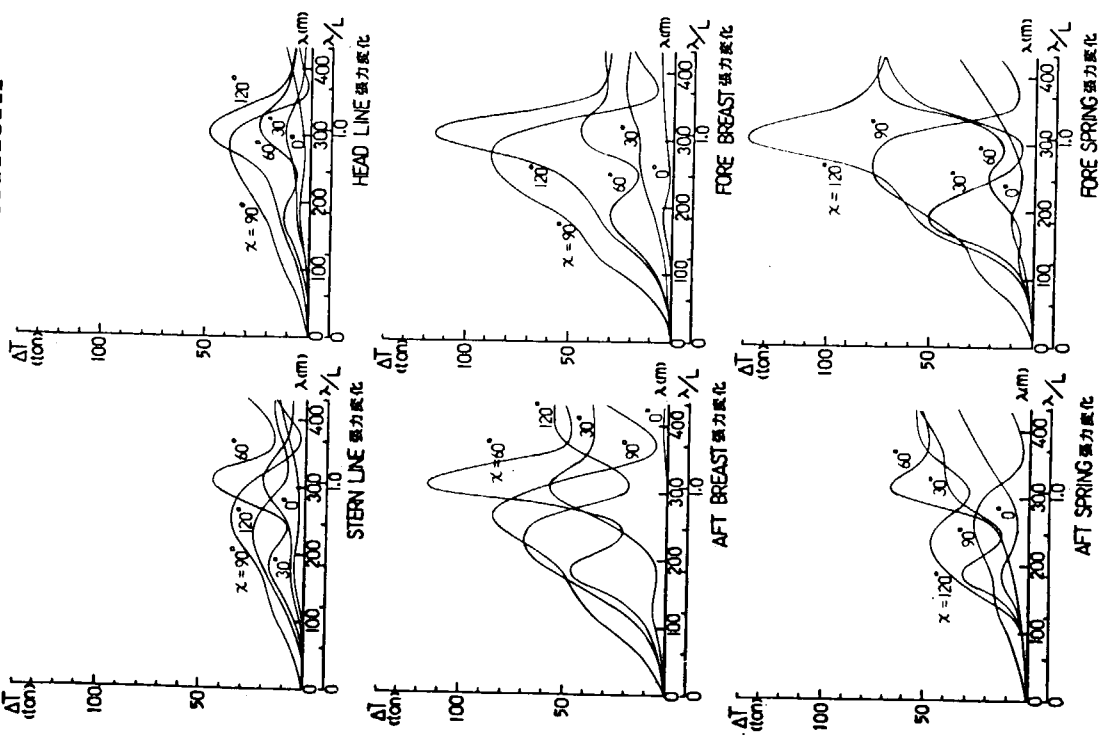


図 5.3.2.2 25万トン索張力変化 (FULL)

25% TYPE SHIP BALLAST $V=0, H/T=\infty, h_a=1^m$

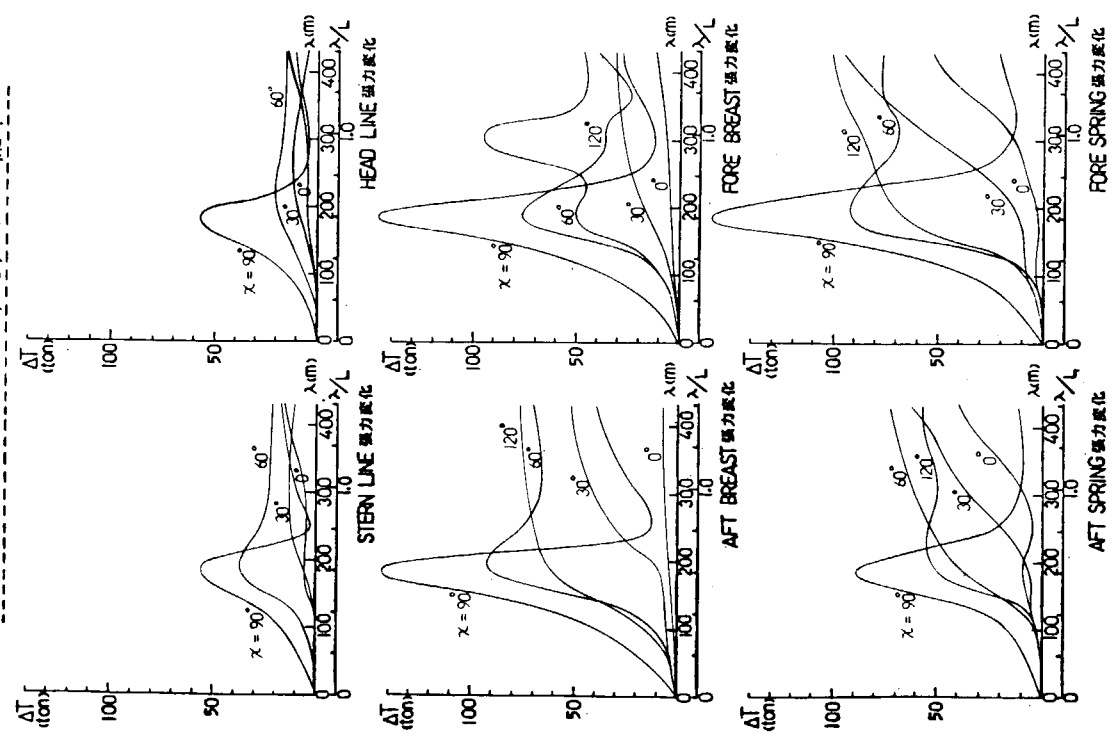


図 5.3.2.4 25万トン索張力変化 (BALL)

25% TYPE SHIP BALLAST $V=0, H/T=\infty, h_a=1^m$

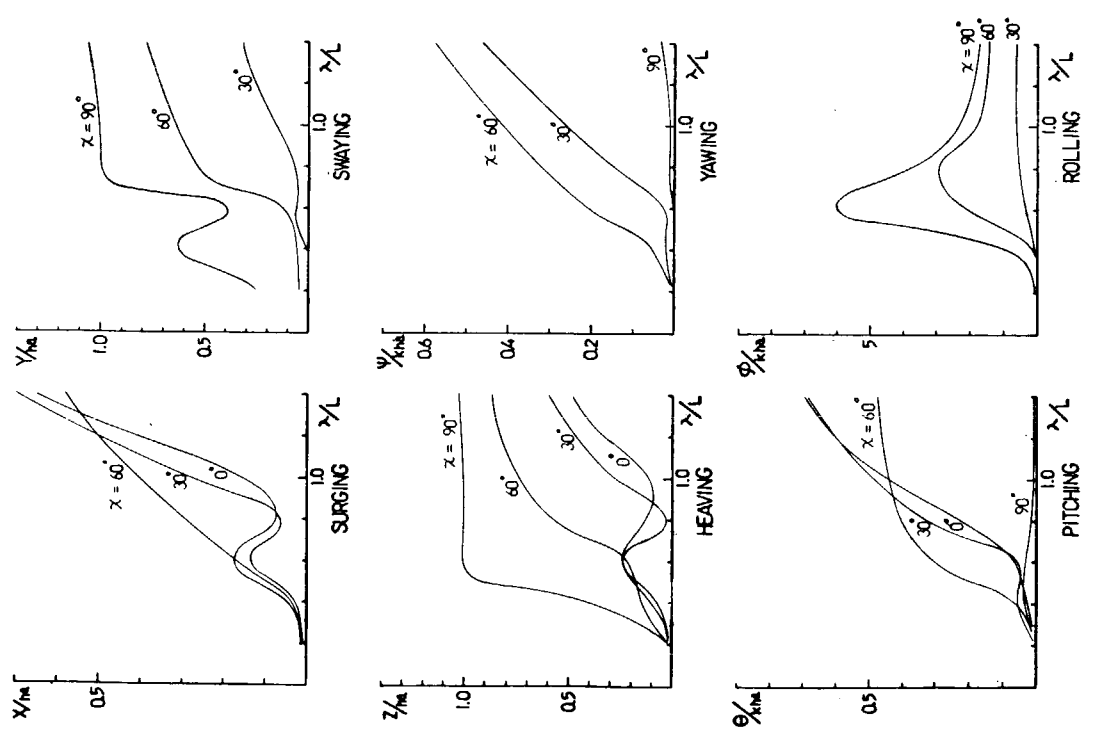


図 5.3.2.3 25万トン船体変位 (BALL)

45° TYPE SHIP FULL LOAD $V=0$ $H/T=1.5$ $h_b=1^m$

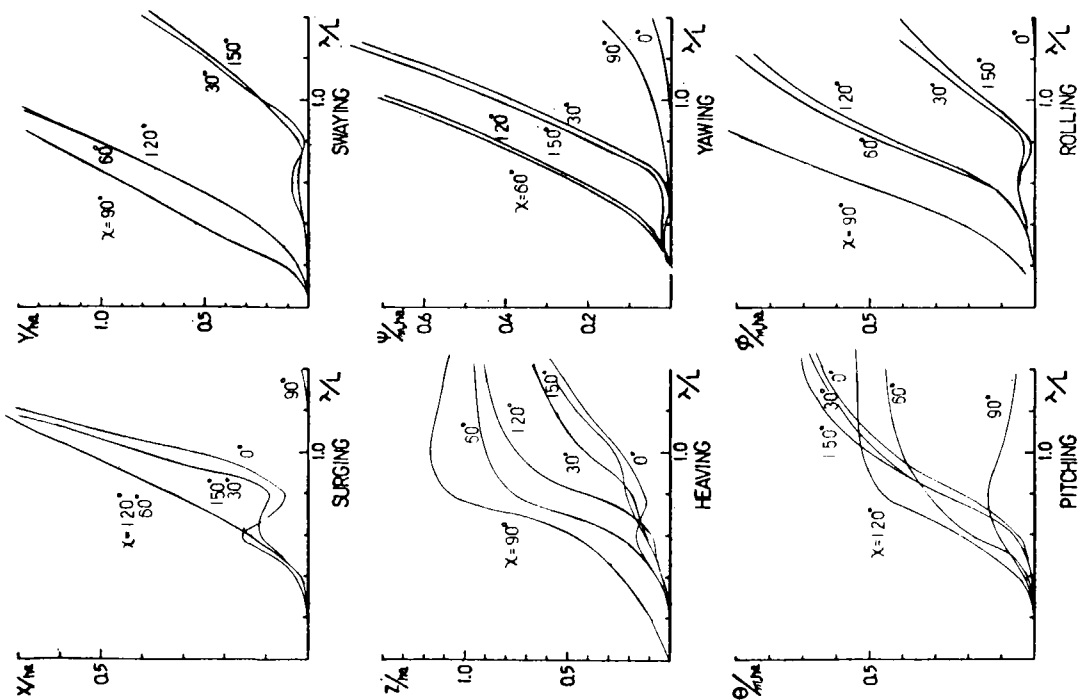


図 5.3.2.5 45万トン船体変位 (FULL)

45° TYPE SHIP FULL LOAD $V=0$ $H/T=1.5$ $h_b=1^m$

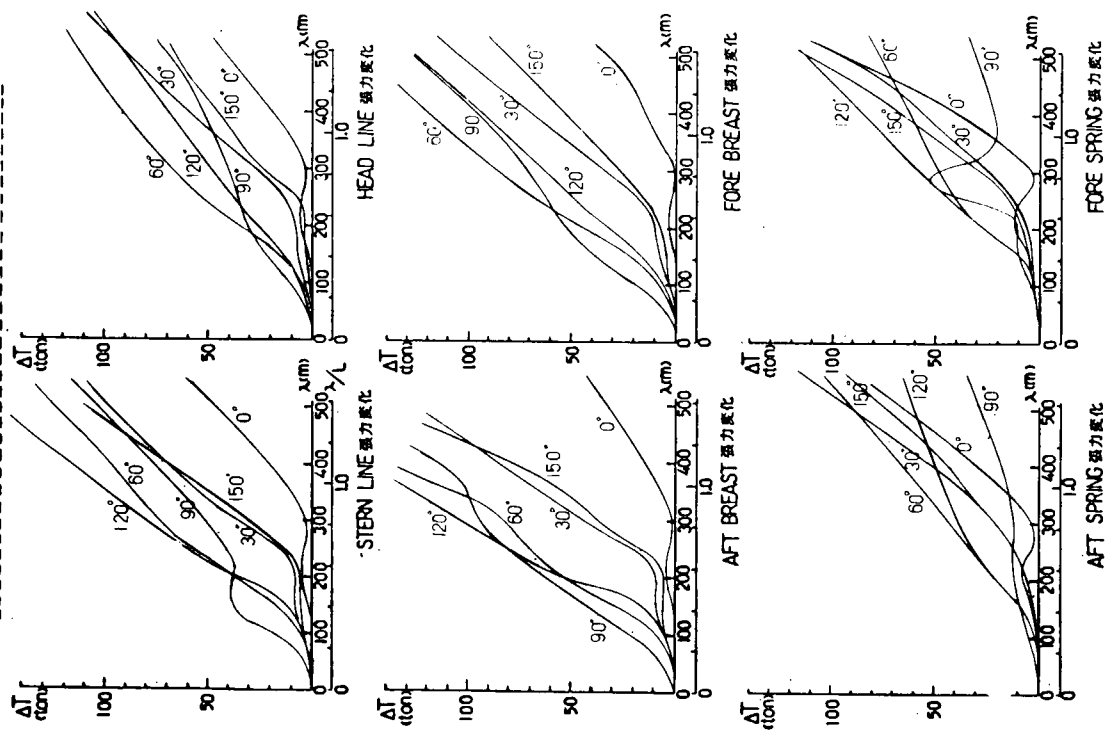


図 5.3.2.6 45万トン索張力変化 (FULL)

45% TYPE SHIP BALLAST $V=0$ $H/T=3.13$ $\lambda/L=1$

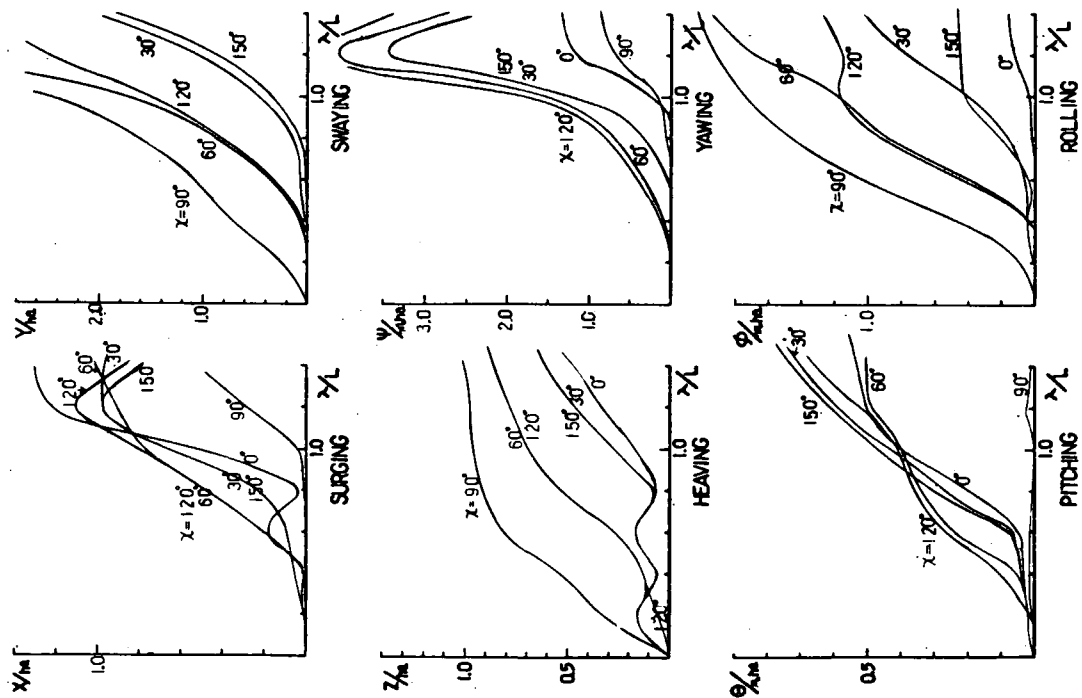


図 5.3.2.7 45万トン船体変位 (BALL)

45% TYPE SHIP BALLAST $V=0$ $H/T=3.13$ $\lambda/L=1$

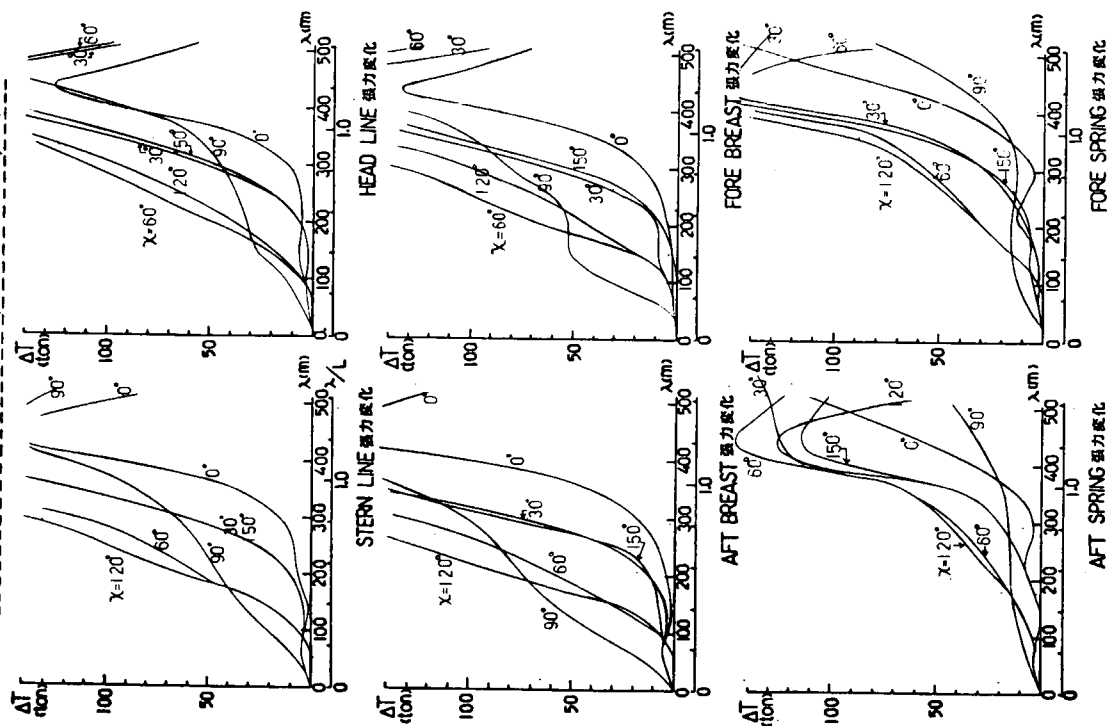


図 5.3.2.8 45万トン索張力変化 (BALL)

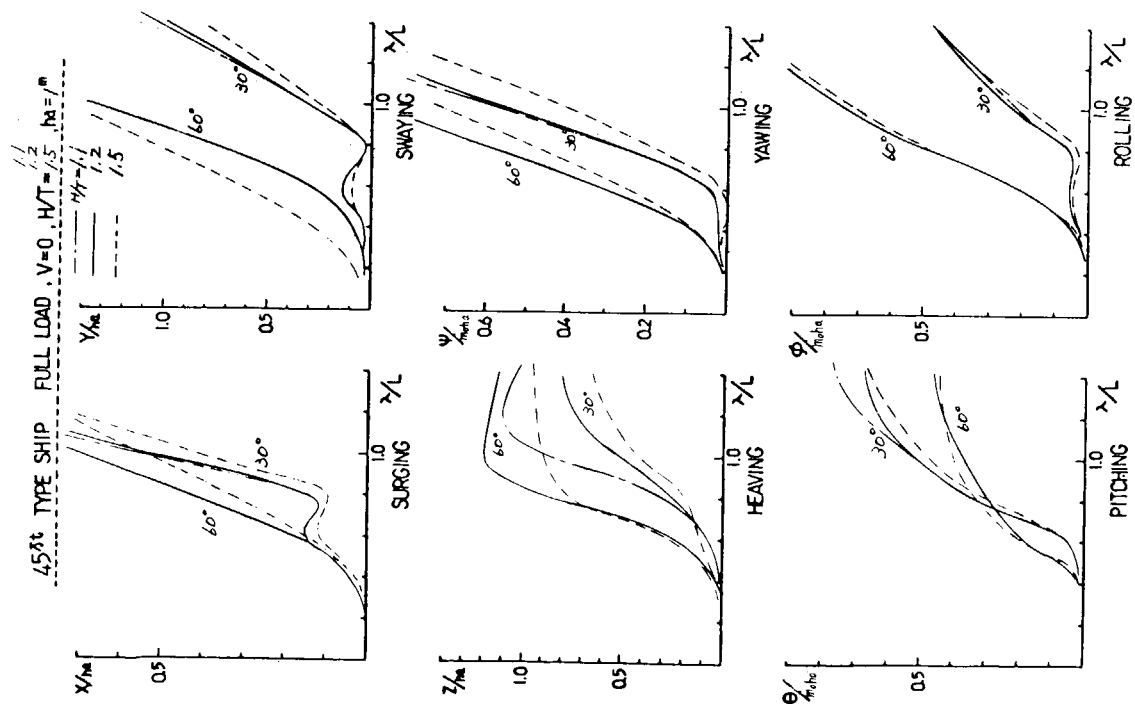


図 5.3.2.9 45万トン船体変位 (FULL), 水深変化

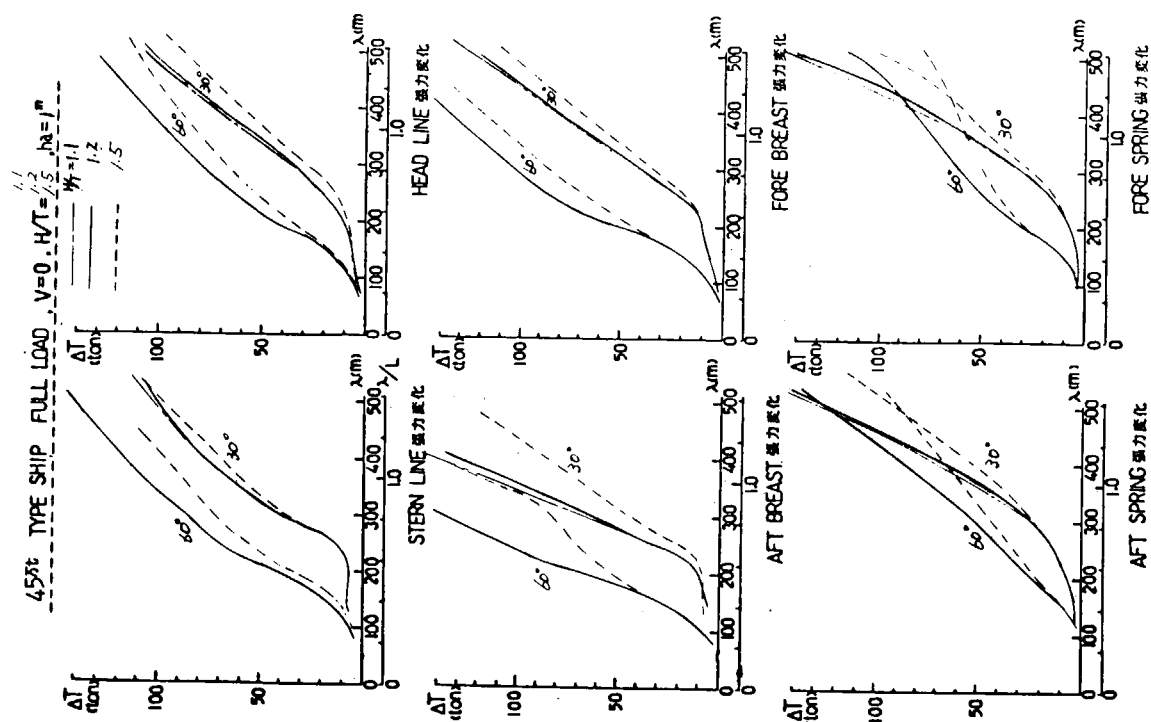


図 5.3.2.10 45万トン索張力変化 (FULL), 水深の変化

70% TYPE SHIP FULL LOAD, $V=0$, $H/T=1/2$, $\mu=1^\circ$

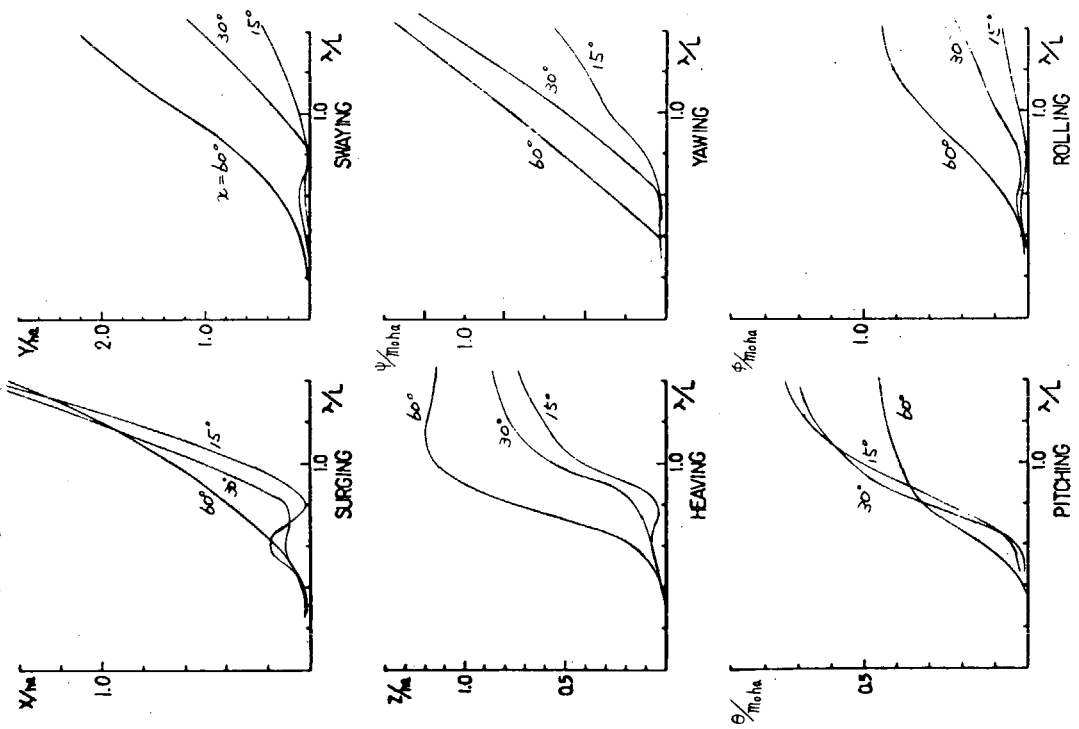


図 5.3.2.11 70 万トン船体変位 (FULL)

70% TYPE SHIP FULL LOAD, $V=0$, $H/T=1/2$, $\mu=1^\circ$

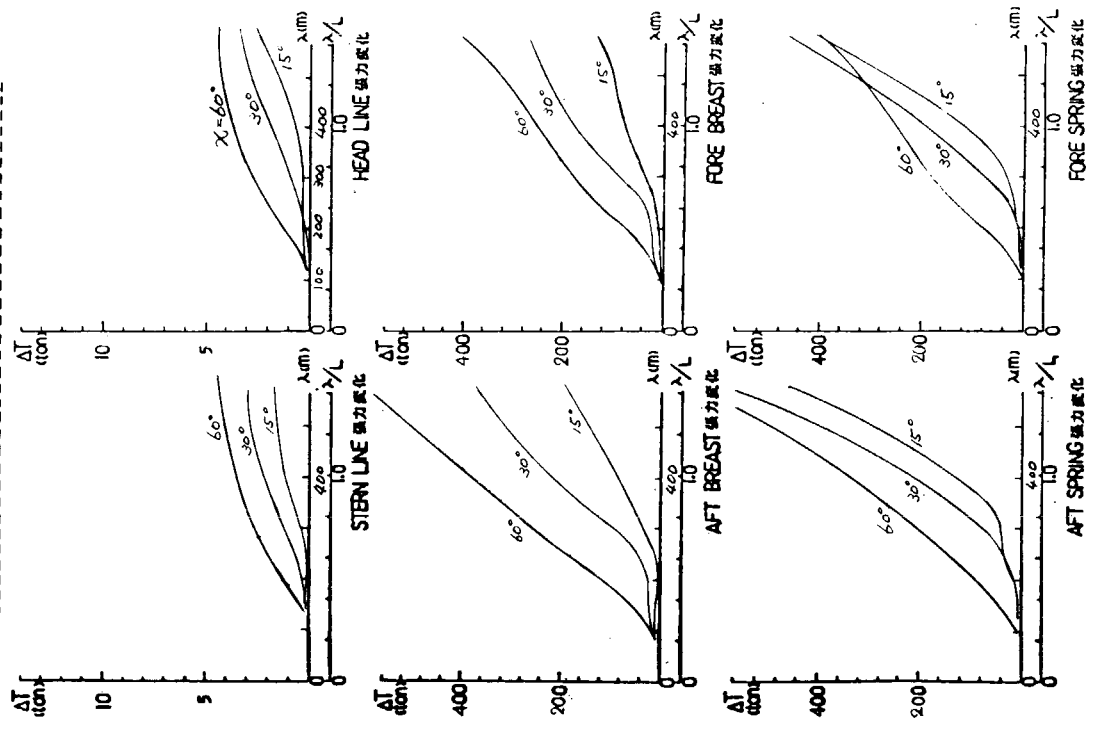


図 5.3.2.12 70 万トン索張力変化 (FULL)

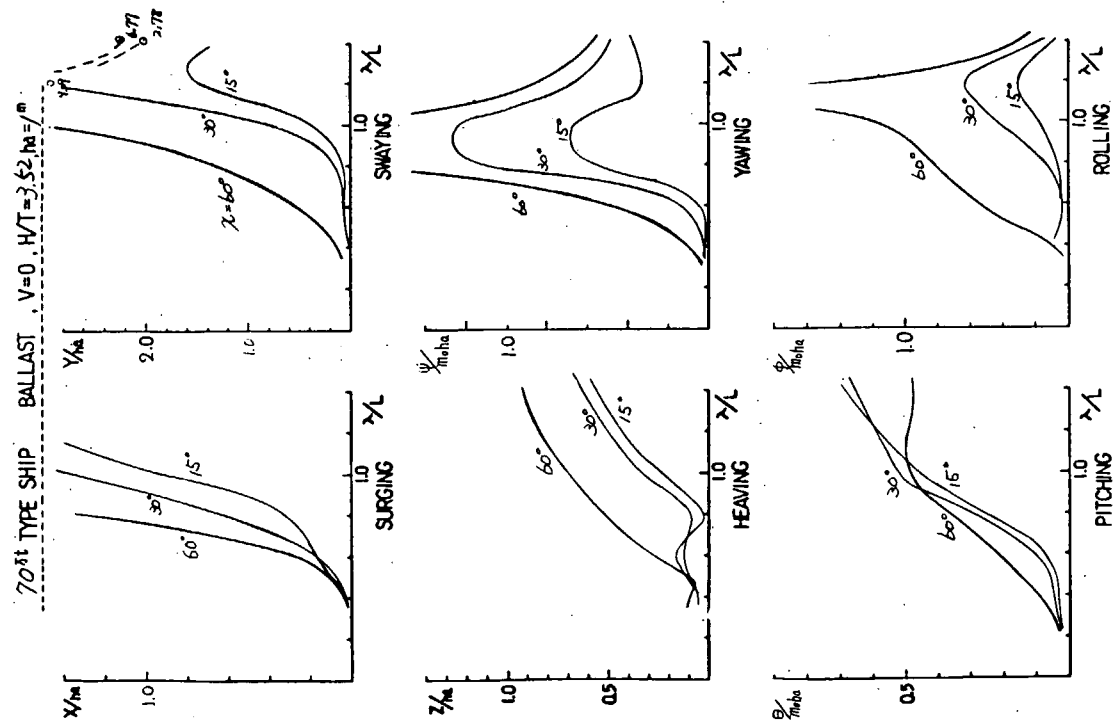


図 5.3.2.13 70万トン船体変位 (BAL L)

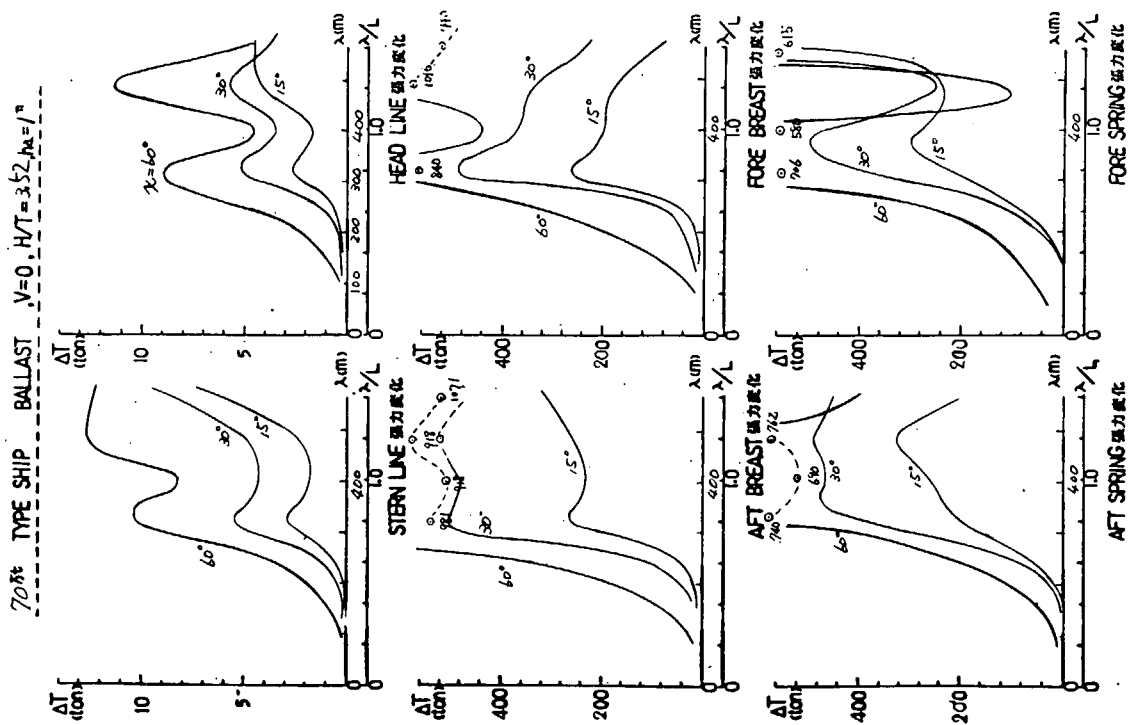


図 5.3.2.14 70万トン索張力変化 (BAL L)

100% TYPE SHIP FULL LOAD $V=0$, $H/T=1/2$, $\lambda_0=1^m$

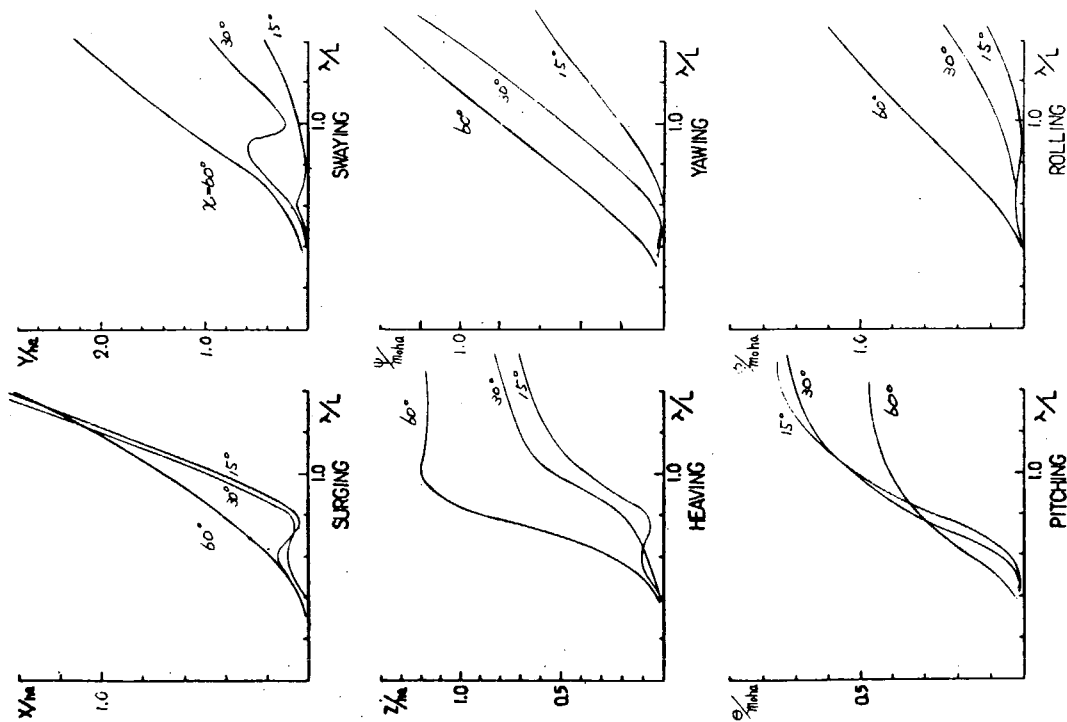


図 5.3.2.15 100万トン船体変位 (FULL)

100% TYPE SHIP FULL LOAD $V=0$, $H/T=1/2$, $\lambda_0=1^m$

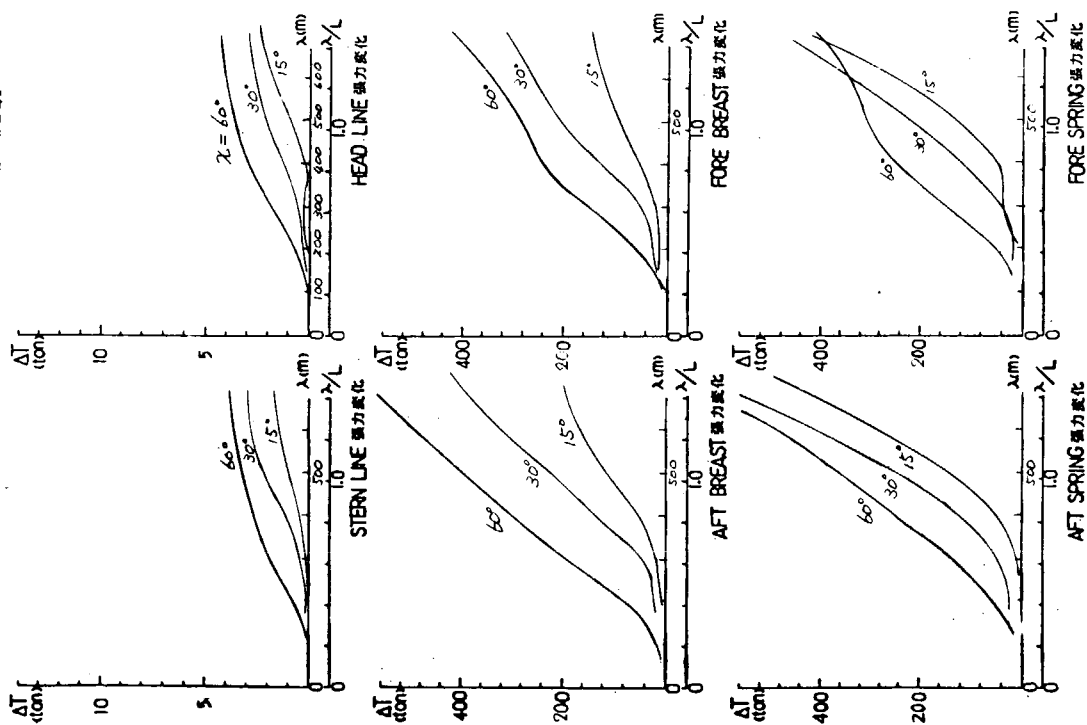


図 5.3.2.16 100万トン索張力変化 (FULL)

100 8t TYPE SHIP BALLAST $V=0$, $H/T=3.49$, $\eta_a=1^m$

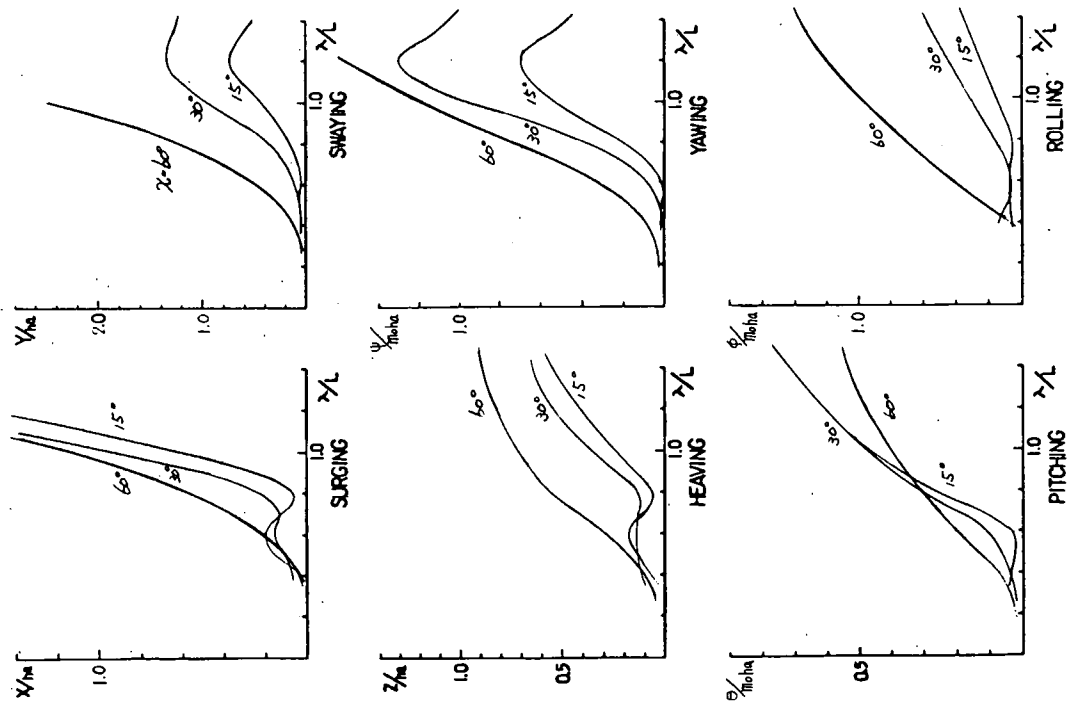


図 5.3.2.17 100 万トン船体変位 (BAL L)

100 8t TYPE SHIP BALLAST $V=0$, $H/T=3.49$, $\eta_a=1^m$

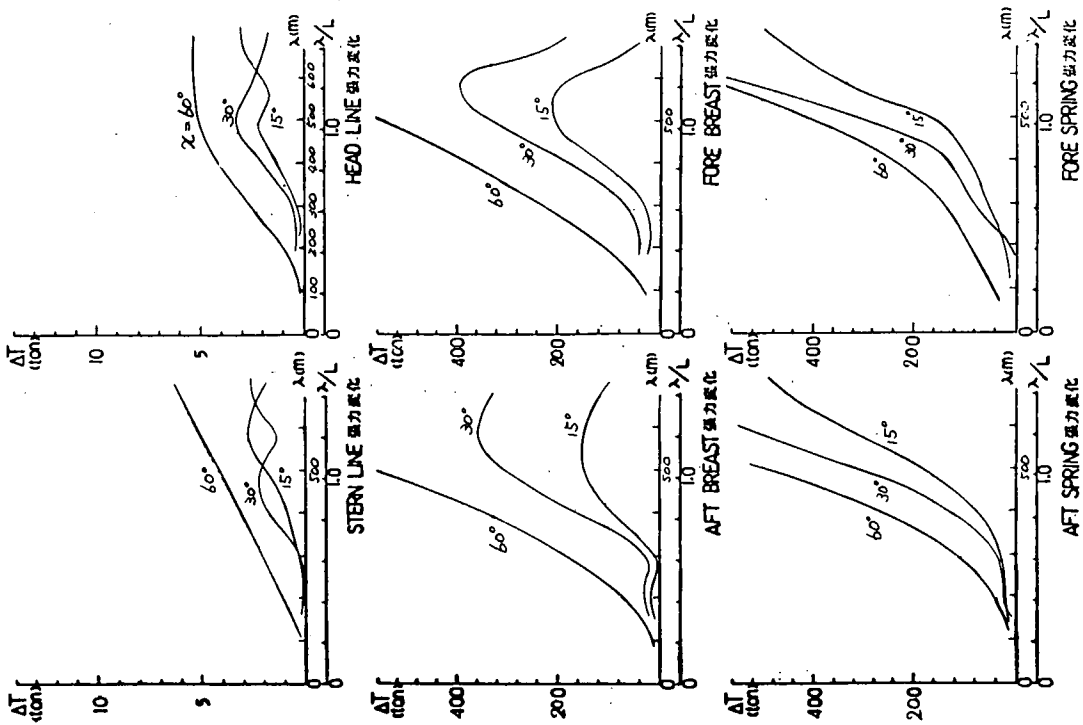


図 5.3.2.18 100 万トン索張力変化 (BAL L)

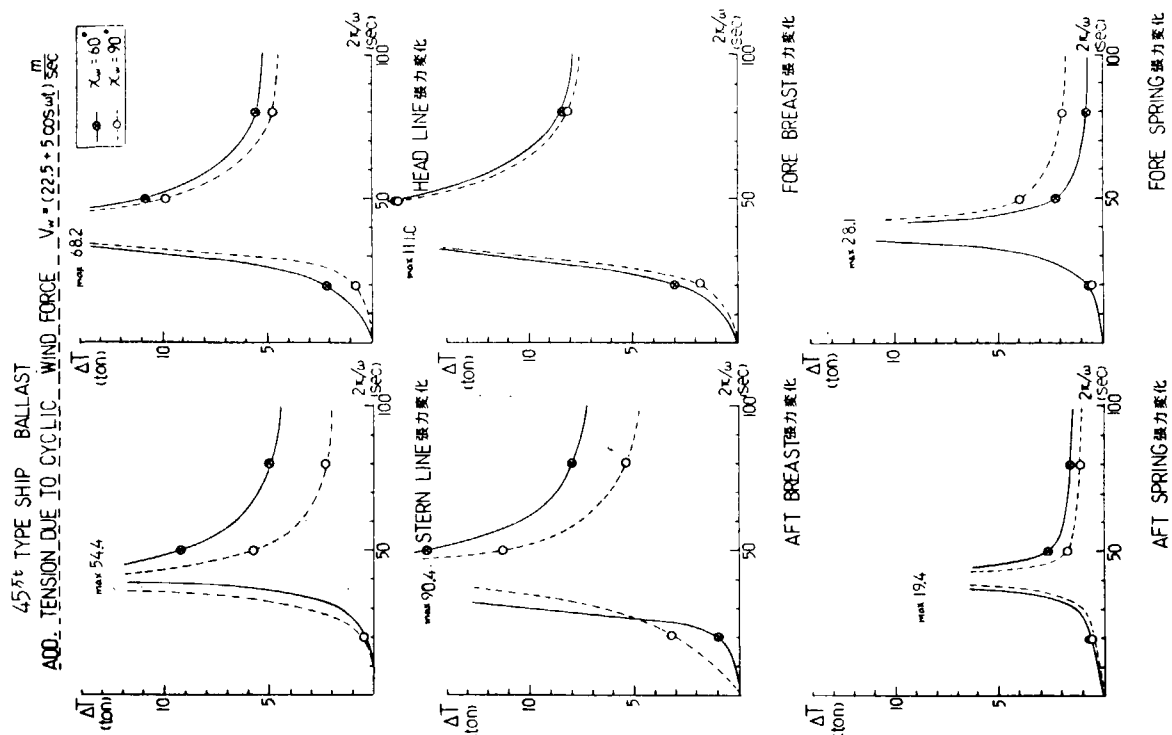


図 5.3.2.22 45万トン風速変動による索張力変化

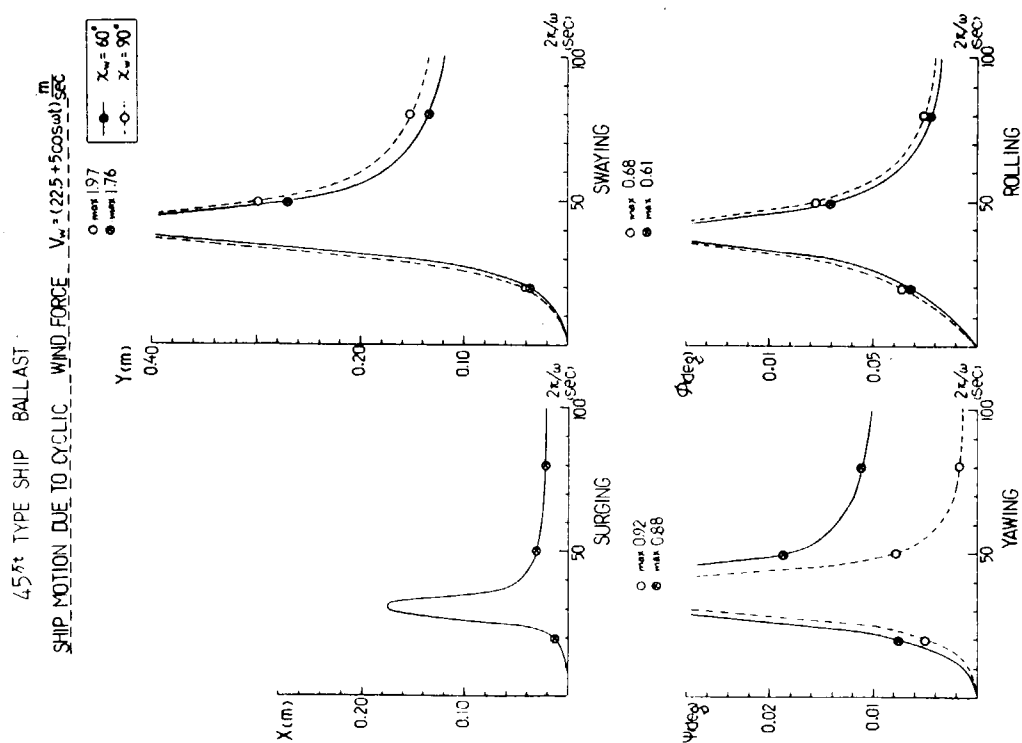


図 5.3.2.21 45万トン風速変動による船体変位

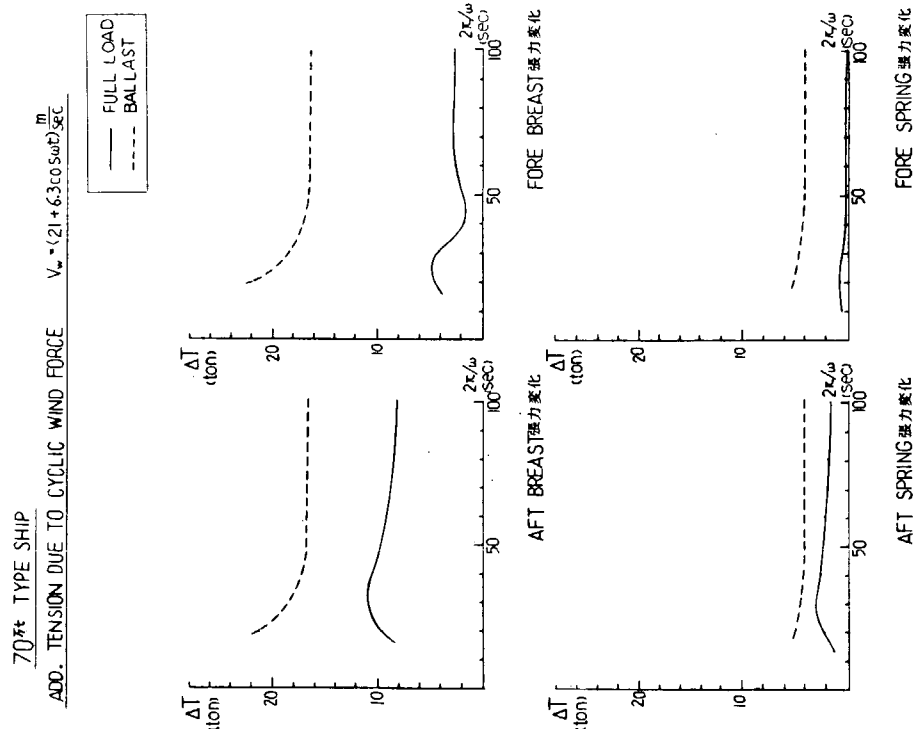


図 5.3.2.24 70 万トン風速変動による索張力変化

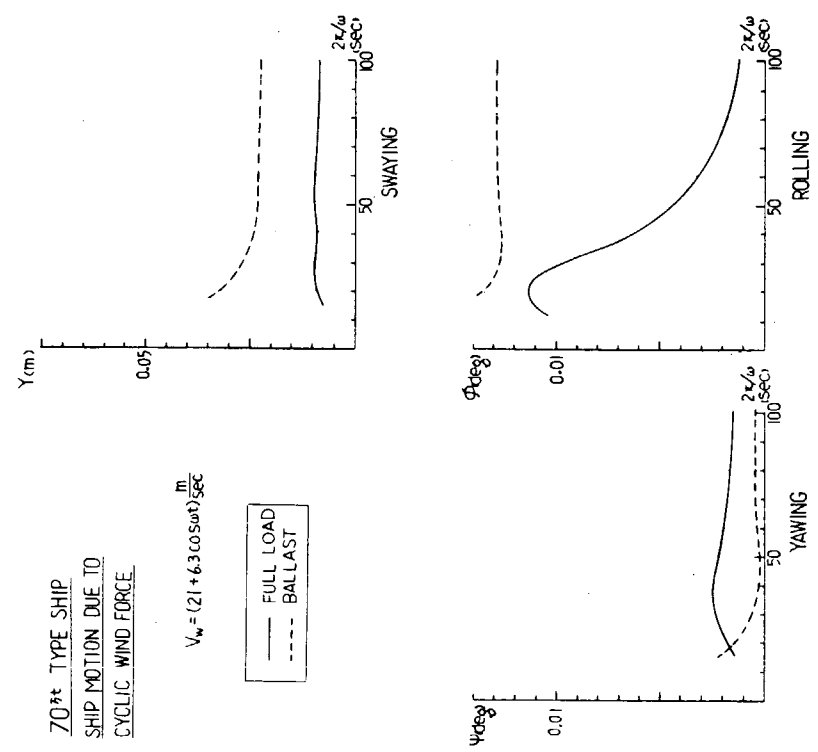


図 5.3.2.23 70 万トン風速変動による船体変位

5.3.3 計算結果の考察

5.3.3.1 計算結果の解析

5.3.2による計算結果から次のような事がわかった。波浪外力による索張力変動は次に述べる種々の要因によって変化する。

(1) 波長による影響

波長が長くなると船体運動が激しくなり索張力の変動も大きい。よって索破断の危険性も増える。外洋に面してうねりの進入する可能性のあるドルフィンには十分に注意を要する。

(2) 波高による影響

船体運動の変位は波長一定の場合、波高にほぼ比例すると考えられる。したがって波高が大きくなるにつれ索張力変動は大きくなる。船体運動、索張力変動ともに波高により無次元化されている。これにより異なる波高の影響を調べる事ができる。

(3) 波の入射角による影響

係留中の船に対する波の入射角が船首尾方向に近くなるにともない船体運動が小さくなり索張力変動が小さくなる。また、離接岸作業の時に横方向の波をうけない方がよいと考える。第1編 6.1.3にもあるように、できるだけ入射角 30° 以内とする方がよいと思われる。

(4) 水深の影響

水深が浅くなるにしたがって船体運動が大きくなり索張力変動も大きくなる。特に横運動の影響が大きい。

(5) 船型による影響

船型が大きくなるにつれ係船配置も図 5.3.1.1～4 のように大きくなり、ほぼ相似に近い。また、索は長く、径は太くなり剛性が高くなる。しかし、船の大きさにかかわらず船体運動の変化量はあまり変りない。従って、索の剛性が高くなるに従い索張力変動分が大きくなる。しかし、100万トン、70万トンの HEAD, STERN LINE のように繊維索の使用により剛性が低くなり索張力変動が非常に小さくなる。

(6) 索種による影響

係留索復原力は船の Buoyancy にくらべて非常に小さい。よって波浪外力による船体運動は索種の違いにより変化しないと考えられる。従って同じ位置にとられた索の剛性を高くすると索張力変動は大きくなり波に対して敏感になる。逆に繊維索のような柔らかい索を使用した場合には索張力変動は小さくなる。破断張力の高い索を選ぶと剛性が高くなり波浪外力の変動に対する索張力変動も高くなると考えられる。

今、5.3.2計算結果のグラフの索張力変動分 ΔT は波の振幅 h_a 、索のヤング率 E 、索の断面積 A 、索の長さ l により比例関係にある。

$$\Delta T \propto h_a \times E \times A \times \frac{1}{l}$$

よってこれより、同じような船型、索配置の場合には、索種、索長が異なっても索張力変動の概略の予想を立てる事ができる。

波浪外力は周期的に変動し、大きさは、風圧力、潮流力などより大きい。しかし、振動成分であるので船体の位置を動かす力にはならず、振動させるだけである。また、この運動は係留力などにより拘束されずに係留索がない場合とほぼ等しい運動をする。船を固定しようとすれば非常に大きい波浪外力そのものが、係留装置に加わる事になる。従って、安全に係留するための一つの方法としては、Loading Connection などの許容範囲内である程度の船体運動を許容しながら係留索で船体位置を保持するようにすればよい。索に関しては剛性のできるだけ低いものとし、できるだけ長くとり方がよい。

(とくに Breast line など)

次に変動風速による検討の結果、次の事がわかった。5.3.2.2に示すような係留系の運動（とくに横運動）について、系としての固有周期が比較的短い所に存在する。風速の変動の周期と固有周期が一致すると共振する。しかし、風速が連続的に周期的に変動する可能性はあまりないと考えられる。また、固有周期をはずれたところでの索張力変動は非常に小さい。変動風の問題について Spectrum解析により検討した結果、静的定常力としての風圧力に対し、一定比率を乗じて考慮すればよいという結果が出ている。（第1編6.1.3参照）

5.3.3.2 計算結果のまとめ

これまでの検討により次のような事がわかった。

- ① 波浪外力による係留索張力変動成分は、波高、波長、波入射角などにより、大きく変化する。とくに波長による影響が大きい。
- ② 波浪外力による索張力が減少するためには次の要因があればよい。波入射角が船首尾方向に近くなる。波高が小さくなる。波長が短くなる。索の剛性（バネ定数）を減らす。索を長く取る。（特に横方向 Breast など）これらの条件がある時、索張力変動は小さくなる。
- ③ 波浪についての条件が相当に緩和されたドルフィンにおいては波浪に対する動的な索張力変動分は小さく静的な計算（風、潮のみ）だけでも索の強度 check は可能となる。
- ④ ドルフィン設置の際は波の入射角に考慮を要する必要がある。
- ⑤ 係留系として Rope の剛性が高い時、索の本数が増える時、剛性の高い Fender を使用している時は系としての固有周期が短くなり変動する外力と共振する可能性に注意する必要がある。
- ⑥ 動的な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く取る方がよい。とくに Breast は横運動（Sway, Yaw, Roll）の影響を受けやすいので長い方がよい。

これまでの検討は船体運動を規則運動としてとりあつかってきた。しかし、係留系の問題点としては非線形問題として解決すべき点が多い。たとえば Fender の応答の非線形性、係留索のたるみの問題、初期張力の影響あるいは外力の強さが急に変動する場合など種々の検討すべき項目が考えられる。これを解決するためには、ルンゲ・クッタ・ギル法などによるシミュレーション・プログラムを作成し、検討した方がよいと考える。

最後にドルフィン動的計算については、西部造船会係留小委員会の援助があった事を報告しておく。

[5] の参考文献

NATO ADVANCED INSTITUTE "Analytic Treatment of Problems in the Berthing and Mooring of Ships"

5.4 ドルフィン係留静的計算（参考）

本研究の中で用いたドルフィンの静的計算プログラムはSR106で開発された電算プログラムを一部修正したものである。以下にこのプログラム中に使用されている風圧抵抗及び潮流抵抗の式と関連する係数を示す。

(1) 風 圧 抵 抗

2.3 風による力及びモーメントの項参照

(2) 潮 流 抵 抗

イ 縦潮流抵抗

$$R_w = \frac{0.1212 A_w s \cdot V_{wp} (|V_{wp}| + 0.33)}{1,000} \quad (\text{ton}) \quad \dots\dots\dots (5.4.1)$$

$$V_{wp} = V_w \cos \beta \quad \dots\dots\dots (5.4.2)$$

$$A_w s = (1.7 d + C_b \cdot B) L_s \quad \dots\dots\dots (5.4.3)$$

ここに

V_w 潮流速 (m/sec)

β 相对潮流方向偏角 (deg)

A_{ws} 浸水面積 (m²)

C_b 方形係数

ロ 横潮流抵抗

$$R_v = \frac{73.2 A_v \cdot V_{wn}^2}{1,000} \text{ (ton)} \dots\dots\dots (5.4.4)$$

$$V_{wn} = V_w \sin \beta \dots\dots\dots (5.4.5)$$

$$A_v = 1.05 L_s \cdot d \dots\dots\dots (5.4.6)$$

ここに

A_v 水線下側面投影面積 (m²)

ハ 推進器抵抗

$$R_p = \frac{26.4 D_p^2 \cdot V_{wp} \cdot |V_{wp}| \cdot n}{1,000} \text{ (ton)} \dots\dots\dots (5.4.7)$$

ここに

D_p プロペラの直径 (m)

n プロペラの数

附 録 係留に関する文献紹介

以下の文献は本委員会計算実験小委員会にて配布された資料である。第1編の参考文献と重複するものは除いている。

1. OTC 関係

o OTC 1974

John A. Gault, William R. Cox (IERA) No.2062
Method for Predicting Geometry and Load Distribution in an Anchor Chain
from a Single Point Mooring Buoy to a Buried Anchorage.

Gary L. Chambell 他 (Standard Oil) No.2061
Southern California Spread Mooring Installation.

Herman Bomze, Frederic R. (Harris) No.2072
Analytical Determination of Ship Motions and Mooring Forces.

G. Van Oortmerssen (N.S.M.B.) No.2100
The Berthing of a Large Tanker to a Jetty.

G.F.M. Remery (N.S.M.B.) No.2066
Mooring Forces Induced by Passing Ships.

o OTC 1975

J.A. Pinkster, G.F.M. Remery (N.S.M.B.) No.2212
The Role of Model Tests in the Design of Single Point Mooring Terminals.

William L. Kiely 他 (SOFEC) No.2213
Design, Fabrication, Installation and Operation of a single Anchor Leg
Mooring (SALM) Tanker Terminal in 300 Feet of water.

Theodore T. Lee (U. of Hawaii), S.Nagai (Osaka City U.) No.2211
On the Determination of Impact Forces, Mooring Forces and Motions of
Supertankers at Marine Terminal.

o OTC 1976

D.G. Owen, B.T. Linfoot (Heriot-Watt U.) No.2490
The Development of Mathematical Models of Single-Point Mooring
Installations.

J.E.W. Wichers (N.S.M.B.)

No.2548

On the Slow Motions of Tankers Moored to Single Point Mooring Systems.

R.E. Haring (Exxon)

No.2711

Single-Point Tanker Mooring Measurements in the North Sea.

O. Dangles (S.P.N.A)

No.2722

Two Years Experience with the SBS

Alan C. McClure

No.2505

Ship Motions in Shallow Water.

2. その他

John J. Filson (MESI)

Single-Point Mooring Units Analyzed

The Oil and Gas Journal Sept., 1974.

J.M. Langeveld (Shell)

Design Criteria for Single-Point Mooring Terminals

Journal of the Waterways Harbors and Coastal Engineering Division

Nov., 1974.

志波久光 「船の振れ回りと錨鎖の張力」

日本海事協会研究報告 Vol.1 S.45.12

Ernest E. Zarnic (The Catholic U.)

The Dynamics of a Ship Moored by a Cable System under Sea State
Excitation

1972

津嘉山朝邦 「船舶の接岸に対する強度」

日本海事協会々誌 №151 Apr. 1975

野尻信弘 (IHI) 「浅海における大形係留浮体の外力および運動特性」

石川島播磨技報 第15巻第4号 S.50.7

W.B. Van Berlekom 他

Large Tankers-Wind Coefficients and Speed Loss due to Wind and Sea
The Naval Architect Jan. 1975.

結 言

船舶の巨大化に伴って、係船時に於ける船の安全性に関する検討の必要性は増大し、従来の経験による係船に関する設計法では不十分となる。そのため、気象、海象、係船作業、係船関係諸設備の性能に関する詳細な検討及び研究を行うと共に、係船時に遭遇すると想定される最も苛酷な状件に於ける船体の静的及び動的運動に関する基礎的研究が必要である。

本報告に於ては、上記の諸点を種々の係船方式の場合について詳細に検討し、それぞれについて安全な係船が可能であるか否か、また安全な係船のために必要な条件及び検討すべき問題点を明らかにし、係船システムの計画または設計の考え方を確立し、これらに必要な計算プログラムを作製した。

これらの研究成果は巨大船のみならず、中小型船についても適用可能で、これにより今後船型の大小にかかわらず、係船関係全般の設計合理化及び開発に役立つものである。

特に巨大船については、本報告に示したように、泊地の局地的気象、海象データの整備及び係船設備の設計に関して十分な検討と指摘した点についての研究開発を行えば原則的には可能である事を明らかにした。

3年間にわたる本研究を終るにあたり、関係者各位の御尽力に対し深く感謝の意を表します。