

日本船舶振興会昭和49年度補助事業
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 No. 216

第134研究部会

船体構造部材の許容応力に関する研究

報 告 書

昭和50年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和49年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として、日本造船研究協会が第134研究部会においてとりまとめたものである。

委員名簿（敬称略、五十音順）

第134研究部会

部会長	秋田好雄（日本海事協会）	
幹事	安藤文隆（船舶技術研究所）	飯田国広（東京大学）
	池田一夫（神戸製鋼所）	大浦啓義（佐世保重工業）
	梅崎一夫（三菱重工業）	堺由輝（川崎重工業）
	清水作造（石川島播磨重工業）	田代新吉（日本海事協会）
	土屋九一（三井造船）	寺沢一雄（大阪大学）
	中田宣久（三井造船）	永元隆一（三菱重工業）
	秦数実（日本鋼管）	服部堅一（住友重機械工業）
	服部陽一（日立造船）	原洋一（日立造船）
	樋口道之助（日本鋼管）	平川賢爾（住友金属工業）
	藤田謙（東京大学）	本間康之（東京大学）
	真能創（防衛大学校）	三沢敏夫（住友重機械工業）
	宮成恭慶（石川島播磨重工業）	森正浩（三菱重工業）
	八木順吉（大阪大学）	安川度（川崎重工業）
	山口勇男（日本海事協会）	山越道郎（九州大学）
	山本善之（東京大学）	吉識恒夫（三井造船）
	渡辺昌建（三菱重工業）	
委員	川上益男（広島大学）	黒岩道昌（名村造船所）
	柴田伸（三保造船所）	鈴木省輔（函館ドック）
	辻寿一（大阪造船所）	繩田卓生（三菱重工業）
	松野光伸（日本郵船）	山本秀雄（白浜鉄工所）
	幸村晟二郎（石川島造船化工機）	

信頼性小委員会

主査	真能創（防衛大学校）	
委員	板垣浩（横浜国立大学）	牛尾英明（横浜国立大学）
	後川理（石川島播磨重工業）	大勝孝司（東京大学）
	岡吉則（日本海事協会）	河辺寛（防衛大学校）
	西村允男（日本海事協会）	本間康之（東京大学）
	南真和（三井造船）	森正浩（三菱重工業）
	安川度（川崎重工業）	山口勇男（日本海事協会）

目 次

概 要	1
1. 船体構造部材の許容応力	5
1. 1 トータルシステムによるタンカーの縦応力計算結果とその評価(三菱重工業)	5
1. 1. 1 供試船の要目及び積付状態	5
1. 1. 2 規則波中の船体運動及び波浪変動荷重計算結果	5
1. 1. 3 規則波中における変動応力	5
1. 1. 4 長期予測計算結果	5
1. 2 バルクキャリアのHull Girder強度計算結果とその評価(三井造船)	18
1. 2. 1 供試船船型	18
1. 2. 2 規則波中の船体運動及び波浪外力応答値	19
1. 2. 3 波浪外力及び応力の長規分布	19
1. 2. 4 考 察	19
参考文献	19
2. 損傷の形態と許容応力の関連(三菱重工業)	24
2. 1 目 的	24
2. 2 C/S TOTAL HULL GIRDER STRENGTH 計算システムの概要	24
2. 3 構造解析プログラムの概要	24
2. 4 計算供試船型の主要目及び積付状態	25
2. 5 波浪変動荷重計算結果	25
2. 6 規則波中における変動応力	26
2. 7 不規則波中における変動応力の長期予測計算結果	26
2. 8 結 言	26
3. 解析法と安全率及び荷重の正確な評価	42
3. 1 横強度トータルシステム仕様書案作成の概要(三菱重工業)	42
3. 1. 1 システムの目的とその概要	42
3. 1. 2 波 浪 外 力	43
3. 1. 3 船体構造解析	44
3. 1. 4 統 計 解 析	50
参考文献	50
3. 2 船体構造強度に関するトータルシステムの開発の概要(日本海事協会)	51
3. 2. 1 システムの概要	51
3. 2. 2 解析法の概要	52
3. 2. 3 主な入出力項目と制限条件	57

3.2.4	計 算 例	58
3.2.5	今後の研究課題	64
4.	部材に働く応力状態	65
4.1	ラッキング現象について(大阪大学、日立造船)	65
4.1.1	船体に加わる外力と船体の構造応答	65
4.1.2	ラッキング量の計算法	66
4.1.3	数 値 計 算	73
4.1.4	結 言	76
	参 考 文 献	76
4.2	波浪中の船体横強度に及ぼす相対変位の影響(日本鋼管)	76
4.2.1	計算対象モデル	76
4.2.2	変動水圧の計算	77
4.2.3	計算結果及び考察	77
4.3	斜波中の船体変位(石川島播磨重工業)	85
4.3.1	計 算 対 象 船	85
4.3.2	荷 重 条 件	85
4.3.3	構造のモデル化	85
4.3.4	計算結果	85
4.4	構造方式と付加応力の調査(川崎重工業)	87
4.4.1	供試船の概要	87
4.4.2	計 算 法	87
4.4.3	計算結果及び考察	88
4.5	規則波中のタンカーの横強度部材に生じる変動応力(佐世保重工業)	95
4.5.1	目 的	95
4.5.2	供 試 船	95
4.5.3	計 算 法	95
4.5.4	計 算 結 果	98
4.5.5	ま と め	100
	参 考 文 献	100
4.6	規則波におけるタンカーのトランスリング応力分布(三井造船)	108
4.6.1	供 試 船	108
4.6.2	計算結果の概要	109
4.6.3	考 察	111
	参 考 文 献	111
4.7	タンカーの横桁リングの応力の長期予測(日立造船)	117
4.7.1	対 象 船	117

4. 7. 2 計 算 法	117
4. 7. 3 計算結果と考察	128
4. 7. 4 結 言	137
参 考 文 献	137
5. 部材の重要性と安全率（三菱重工業）	138
5.1 まえがき	138
5.2 計 算 法	138
5.3 計 算 条 件	138
5.4 計 算 結 果	140
5.5 考 察	141
6. 使用材料と許容応力の検討（防衛大学校，九州大学）	156
6.1 軟鋼及び高張力鋼の疲労強度	156
6.2 荷 重 条 件	158
6.3 縦強度材不連続部の応力集中係数	158
6.4 損傷発生率	159
6.5 疲労強度からみた縦強度材の許容応力	163
6.6 結 言	163
参 考 文 献	163
7. 工作，保守点検と安全率（東京大学，防衛大学校，横浜国立大学）	164
7.1 まえがき	164
7.2 上甲板及び船底構造の破壊様式	164
7.3 防撓板の強度	164
7.4 パネルの強度解析	166
7.5 数 値 計 算	167
7.6 コンテナ船の静水曲げ応力の長期分布	169
7.7 む す び	172
参 考 文 献	173

概要

従来、船体構造部材の許容応力は、主として経験的な面から決定されてきた。そのため、部材ごとに許容応力がかなり異なったり、また、その相違について合理性が乏しかった。

そこで本研究部会では、船体構造部材を安全に、より合理的に設計するため、今まで経験のみに頼っていた許容応力に対し、新しい解析法にも適用するような合理的許容応力を設定することを目的として、本年度は下記の項目について研究を行った。以下、研究の概要について述べる。

なお本研究は、本年度を第3年度として、5カ年間にわたり継続される予定である。

(1) 船体構造部材の許容応力の検討

1.1) トータルシステムによるタンカーの縦応力計算結果とその評価の概要(三菱重工業)

前年度に引き続き、三菱の縦強度トータルシステムにより21万トンタンカーのバラスト状態における縦強度の検討を行った。

バラスト状態について、満載状態の場合と同様に、

- (a) 船体運動及び波浪変動荷重
- (b) 規則波中における変動応力及び応力の長期予測値

を計算した。長期予測値については、満載状態の計算結果と比較し、さらに従来の方法(二乗和平均)と比較した。バラスト状態の場合でも、二乗和平均による簡便法でかなり良好な近似値が得られることがわかった。

1.2) バルクキャリアのハルガーダ強度計算結果とその評価(三井造船)

11万トン型バルクキャリアについて、昨年度の満載状態での計算に引き続き、本年度は Heavy Ballast 状態の計算を行い、昨年度の計算と比較検討した。

縦曲げモーメント及び縦剪断力は、満載状態よりもバラスト状態の方が 10 ~ 20 % 程度大きくなっているが、水平曲げモーメント及び水平剪断力は、逆にバラスト状態の方が小さい。その分布状態は両状態ともほぼ同様の形である。直応力、剪断応力とともに、満載状態よりもバラスト状態の方が大きい。

(2) 損傷の形態と許容応力の関連(三菱重工業)

三菱重工で開発した Open Ship 専用のトータルハルガーダ計算プログラムを使用して、長さ 245 m のコンテナ船の縦強度計算を行った。その結果、次のような事柄がわかった。

- (a) 垂直曲げ応力は $\sqrt{L/\lambda} = 1.1$ の正面向波時に最大応答を示し、水平曲げ応力及び warping 応力は、船尾から 60° 方向 $\sqrt{L/\lambda} = 1.7$ の波を受けたときに最大の応答を示す。
- (b) 10^{-8} の長期予測値は 1.1 ~ 1.2 kg/mm² であった。(本船の静水中曲げ応力は 6.5 kg/mm² である)
- (c) 各成分応力を三乗和平均して合成した合成応力と、トータルシステムで計算した Total 応力とを比較したところ、本船の場合 30 % 前後の相違があった。

(3) 解析法と安全率及び荷重の正確な評価

3.1) 横強度トータルシステム仕様書案作成の概要(三菱重工業)

本システムは、規則波中において船体に作用する荷重と、それにより船体各部に生ずる変動応力を求め、短期、長期海面における変動応力の発現確率を計算するものである。

本システムは、大別して 3 つのステップより成り、第 1 はストリップ理論より船体運動や変動水圧を求め、波浪外力を計算するステップであり、第 2 は構造解析のステップ、第 3 は統計処理のステップである。

本システムの主な特徴は次のとおりである。

- (a) 構造解析には森の方法を使用して立体の影響を考慮して応力を求めた。
- (b) 全体的に計算精度が保たれるように注意し、例えばコーナ部の応力等については楔理論を使用して簡易化をはかつ

た。

3.2) 船体構造強度に関するトータルシステムの開発の概要(日本海事協会)

本システムは3.1)と同様、横強度解析を目的とした船体構造強度に関するトータルシステムであって、ストリップ法による波浪外力の計算、有限要素法による構造解析及び統計処理の3つのステップから成っている。

この種のプログラムはコンピュータの計算時間が膨大となるため、本プログラムでは下記のような近似化を行った。

(a) 荷重は、実荷重をそのまま作用させずに、多数の点に作用させた単位荷重による各応力を求め、実荷重の大きさに応じてその応力和を求めた。

(b) 有限要素法においては、構造ユニット→サブ構造→集合サブ構造→全体構造とサブストラクチャー法を使用した。

本年度はこのプログラムの開発をほぼ終り、24万トン型タンカーについてテスト計算を行った。上記の近似化については、次年度以降、その精度を検討し順次改良する予定である。

4) 部材に働く応力状態

4.1) ラッキング現象について(大阪大学、日立造船)

船体が斜波を航行する場合、捩り変形のほかにラッキング現象が生ずる。前者の捩り変形は、横断面の形状は変形前と同一であるが、ラッキングの場合は横断面の形状が変形する。今年度はこれらの現象の本質を把握するため、ボックスガーダについて計算を行った。その結果、横隔壁がラッキングによる変形量の減少にきわめて有効であることがわかった。

また、20万トン級タンカーの場合、ラッキングによる甲板と船底外板の水平撓みの差は10mm以下で、それによるトランスリングの付加応力は0.5kg/mm²以下であることが判明した。

4.2) 波浪中の船体横強度に及ぼす相対変位の影響(日本鋼管)

波浪中における縦通部材の相対変位を、平面格子構造モデルによる簡易計算法と立体有限要素法による精密計算法とで行い、両者の計算結果を比較検討した。

本年度は、25万トン型タンカーの満載状態において、(a)静水中 (b)斜向波($\sqrt{L/\lambda} = 1.0, 1.2$) (c)真横波の各ケースにおける相対変位の計算を行った。その結果、各々の計算法で得られた相対変位量は非常によく一致しており、波浪中における縦通部材の相対変位の計算は平面格子モデルによる簡易計算で充分であるとの結論を得た。

4.3) 斜波中の船体変位(石川島播磨重工業)

25万トン型タンカーのホールド部を立体骨組構造にモデル化して、斜波中の船体変位を計算した。その結果、ラッキングによる応力は1kg/mm²以下で、前年度の計算結果を再確認した。

4.4) 構造方式と付加応力の調査(川崎重工業)

船体が波浪中を航行中、船体構造に生ずる変動応力に関する調査の一部として、変動応力が構造方式によりどのように異なるかを調査した。本年度は、ストラットレス、バーチカルメイン構造方式の27万トン型タンカーのトランスリングについて計算を行った。

変動荷重は、向波航行中の付加対称荷重と、横波航行中の付加非対称荷重を考えた。応力解析は格子構造計算と平面有限法とを組合せた計算法を使用した。これらの計算結果から、静荷重に対する応力分布形と付加荷重に対する付加応力分布形との間には、大きな相違はないが、相対変位の相違によると思われる分布形の違いが見られた。

4.5) 規則波中のタンカーの横強度部材に生じる変動応力(佐世保重工業)

25万トン型タンカーを対象船として、 10^{-8} 確率レベルと等価であるといわれる波高10mの規則波中の船体運動を計算し、これより波浪荷重及び内圧の変動を求め、平面骨組計算法でトランスリングに生ずる応力の変動を調査した。

解析の結果、以下の点が明らかになった。

(a) 応力の変動状態はsin状でないことが多い、変動応力の平均値は一般に静水中での応力と一致しない。

- (b) 最大応力、応力振幅ともに横波の場合が大きい。
- (c) グッドマン修正により等価面振応力振幅に変換した場合、ストラットの付根部の片振幅は 8 kg/mm^2 程度である。

4.6) 規則波中におけるタンカーのトランスリング応力分布(三井造船)

27万トン型タンカーを対象船として、規則波中における船体運動及び加速度による動的内圧、変動外圧等を総合的に考慮して、立体横強度解析を行い、規則波中においてトランスリングに生ずる応力分布について以下の諸点に関する検討を行った。

- (a) 斜波中におけるトランスリングの応力分布
- (b) Heading Angle の変化と応力応答
- (c) 応力応答の \cos 波形の適合性

4.7) タンカーの横桁リングの応力の長期予測(日立造船)

23万トン型タンカーを対象船として、正面衝撃波を航行する場合の横部材に生ずる変動応力の長期予測を行った。変動圧力は実際は非線型であるが、今回の計算ではこれを線型と仮定し、また応力計算に際しては、縦部材の相対変位の影響を無視し、横桁リング1個をとり出して平面計算を行った。その結果、累積確率 10^{-8} レベルの横桁リングの曲げ応力は、高いところで $8 \sim 10 \text{ kg/mm}^2$ 、剪断応力は $4 \sim 5 \text{ kg/mm}^2$ 程度である。また、これと同じ応力を生ずる等価規則波は、波長が船長に等しく、波高が $30 \sim 40 \text{ m}$ 程度の波であることが判明した。

(5) 部材の重要性と安全率(三菱重工業)

20万トン型タンカーを対象船として、船体運動計算から得られたタンク内荷油の加速度による動圧及び波浪変動圧の時々刻々の値を求め、同一時刻に特定位置の横桁リングに作用する荷重を求め、横桁リングの応力の時々刻々の変化を求めた。この結果、次のような事柄が判明した。

- (a) 波浪変動圧ならびにタンク内荷油の動圧によって横桁リングに生ずる応力は、ほぼ全般的に正弦状の変動をしている。
- (b) 応力の変動は、船底側にある部材ほど静水中の応力レベルを中心として上下対称に変動するが、デッキに近い部材ほど静水中の応力レベルからの偏差が著しくなり、非線形性の影響が大きくなる傾向にある。

(6) 使用材料と許容応力の検討(防衛大学校、九州大学)

船体に応力集中部が存在するとき、疲労損傷の発生確率の見地から、縦強度部材の許容応力が軟鋼と60キロ級高張力鋼とで、どのように異なるかを検討した。

S-N線図は山口等の片振り疲労試験結果を用い、これを数式化して近似した。両振荷重の疲労強度は片振りの1.2倍とし、変動応力と平均応力との関係は片振り強度と両振り強度を結んだ直線となると仮定し、疲労限は存在しないものと仮定して解析を行った。

また、疲労強度のバラツキについては、標準偏差が0.135の対数正規分布に従うものと仮定した。

一方、船体構造部材に加わる波浪応力の分布はワイブル分布とし、極値は 10^{-8} における値を平均値として、標準偏差を0.1とした。

以上のような仮定で、軟鋼、高張力鋼について、応力集中率3～6の場合について疲労被害度を計算し、これより損傷発生率を求めた。また、応力集中率5、損傷発生率0.1以下の条件で許容応力を求めた。この結果、高張力鋼の許容応力は σ_B ベースで考えるより低くとる必要があることが明らかになった。

(7) 工作、保守点検と安全率(東京大学、防衛大学校、横浜国大)

わが国で建造される船舶はJSQSで規定される程度の工作精度をもっていると考えられる。ここでは、このような工作精度を有する大型タンカーの上甲板と船底構造の安全度を信頼性理論により検討するための予備調査として、下記のような解析を行った。

上甲板及び船底は、面内荷重と横荷重とを同時に受ける防撓構造であり、その破壊様式は防撓板全体の破壊と、防撓材で囲まれたパネルの破壊の2つに分けられる。防撓板全体の強度については、板を弾性直交異方性板と見なし、降伏を生

する組み合わせ荷重を強度の基準とした。また、パネルについては座屈及び降伏を基準とした。上記の方法で 12 隻のタンカーに対する強度計算を行った。

次に、荷重関係の資料整備のため、10 隻のコンテナー船の 87 航海の横付け記録を調査し、静水曲げモーメントの長期分布を調べたところ、これがワイブル分布で近似できることが判明した。

1. 船体構造部材の許容応力

1.1 トータルシステムによるタンカーの縦応力計算結果とその評価（三菱重工業）

前年度に引き続き、三菱の縦強度トータルシステムにより、21万トンタンカーのBallast Conditionに対する縦強度の検討を行った。

なお、本トータルシステムは、前後揺による軸力及びワーピングによる曲げ応力は小さいため無視している。断面各部の応力計算は薄肉断面梁の剪断撓みを考慮した曲げ理論及び捩りに関するSaint Venantの理論により、また、船体運動及び波浪変動荷重計算は、Ordinary - Strip - Methodにより求めている。なお、統計処理にあたっては、短期予測に用いる波スペクトルとしてISSCのスペクトルを、また、長期予測に用いる海象データとしてWALDENの北大西洋のデータを用いている。

1.1.1 供試船の要目及び積付状態

前年度と同様、21万DWTタンカーを供試船として、そのBallast Conditionについて計算を行った。供試船要目を表1.1.1に、船型パラメーターを表1.1.2に示している。また、積付状態を図1.1.1に、中央断面の部材寸法を図1.1.2に示している。

1.1.2 規則波中の船体運動及び波浪変動荷重計算結果

前記データに基づき、Ordinary-Strip-Methodを用いて、規則波中における船体運動及び波浪変動荷重を計算した。なお、船速はフルード数で0.15とし、基準波高は10mとして計算した。

図1.1.3～図1.1.7に規則波中における船体運動応答値を示すが、横軸に $\sqrt{L/\lambda}$ を、縦軸に各応答値の無次元値を示している。また、図1.1.8～図1.1.26に規則波中における船体各断面の波浪荷重を示すが、横軸に船長方向の各Section番号を、縦軸に各応答値の無次元値を示している。

これらの図より次のことがわかる。

- i) 曲げモーメントは、ほぼ船体中央部で最大、また、剪断力はほぼS.S (Square Station) 3 & S.S. 7付近で極大となっており、従来の傾向と同じである。
- ii) また、Shear Centerまわりの捩りモーメントも、従来と同様の傾向を示している。

1.1.3 規則波中における変動応力

前項で得られた規則波中における波浪荷重より、規則波中を一方向に航走する船体の各断面に生じる変動応力が求まるが、その振幅をWeather SideとLeeward Sideの各々について $\sqrt{I/\lambda}$ ベースで図示する。図1.1.27～図1.1.40にS.S.3 & S.S.7断面の剪断応力を示している。

これらの結果は、Full Load Conditionの結果とほぼ同様の傾向を示している。しかし、いずれの場合も波角度の違いによって応力の最大位置がかなり異なっており、これらについては、今後検討を加えて行くつもりである。

1.1.4 長期予測計算結果

規則波中における波浪荷重、変動応力の応答値、及び海象データを用いて、トータルシステム及び従来の方法による変動応力の長期予測値を求めた。なお、従来の方法とは、垂直方向荷重、水平方向荷重の各々の長期予測値から応力成分を別々に求め、これらの自乗和平方根をとることにより、合成応力を求めるものである。

図1.1.41～図1.1.45に波浪荷重の長期予測結果を示す。なお、横軸に累積確率の対数を、縦軸に波浪荷重の無次元値を示している。また、図1.1.46～図1.1.49に船体中央断面における曲げ応力の長期予測値を、図1.1.50～図1.1.53にS.S.3 & S.S.7断面における剪断応力の長期予測値を示す。なお、応力の長期予測値については、比較のため前年度報告したFull Load Conditionの結果も示している。図中、実線及び破線はトータルシステムによる値を、また、●印及び×印は従来の方法による値を示している。さらに、一点鎖線は、船の一生でFull及びBallastの状態が半々とした場合の応力の長期予測値を示している。なお、横軸は累積確率の対数を、縦軸は応力値を示してい

る。

以上の計算結果より、本船ではトータルシステムにより得た応力の長期予測値と、従来の方法により得たそれとが、かなり一致しており、従来の方法でもかなりよい近似値を与えていることがわかる。しかし、本船1船のみの解析から両者の定性的関係を結論づけるのは危険であり、今後、さらに多くの対象船について計算を行い、充分な検討を加えることが必要であろう。

なお、表及び図中に用いた記号を表 1.1.1 に示している。

表 1.1.1 表及び図中で用いた記号

L	船の長さ	h_A	波振巾	z_A	heaving 振巾
B, B_0	船の巾	$K \cdot h_A$	最大波傾斜	θ_A	Pitching 振巾
y_w	船の各断面の巾	x	波方向角	y_A	Swaying 振巾
d_0	船の各断面の吃水	F_n	フルード数	ψ_A	yawing 振巾
d	船の各断面の吃水	g	重力加速度	ϕ_A	rolling 振巾
s_0	船の各断面の断面積	ρ	海水の比重	Q	長期累積確率
s	船の各断面の断面積	F	剪断力		
λ	波長	M	曲げ(振り)モーメント		

表 1.1.2 供試船の要目

BALLAST	
Length between Perpendiculars (L)	310.00 m
Breadth Moulded (B_0)	48.71 m
Depth Moulded (D)	24.50 m
Draught Moulded (d_0)	12.30 m
Displacement (W)	158.657 t
Block Coefficient (C_b)	0.8100
Midship Coefficient (C_m)	0.9888
Water Plane Area Coefficient (C_w)	0.8573
Centre of Gravity from Midship (x_G)	9.62 m
Centre of Gravity below Water Line (z_G)	0.41 m
Metacentric Radius (GM)	9.70 m
Longitudinal Radius of Gyration (K_L)	0.2494 L
Transverse Radius of Gyration (K_t)	0.3222 B_0
Rolling Period (TR)	11.9 sec

表 1.1.3 供試船の船型データ

S. S.	2yw/Bo Ballast	d/do Ballast	s/go Ballast
A. P.	0.041	0.081	0.002
1/2	0.226	1.007	0.150
1	0.524	1.007	0.377
1-1/2	0.749	1.006	0.595
2	0.898	1.005	0.773
2-1/2	0.978	1.004	0.902
3	1.000	1.003	0.976
3-1/2	1.000	1.002	1.000
4	1.000	1.002	1.002
4-1/2	1.000	1.001	1.001
5	1.000	1.000	1.000
5-1/2	1.000	0.999	0.999
6	1.000	0.998	0.998
6-1/2	1.000	0.998	0.998
7	1.000	0.997	0.997
7-1/2	1.000	0.996	0.996
8	1.000	0.995	0.995
8-1/2	1.000	0.994	0.988
9	0.936	0.994	0.902
9-1/2	0.706	0.993	0.651
F. P.	0.041	0.081	0.002

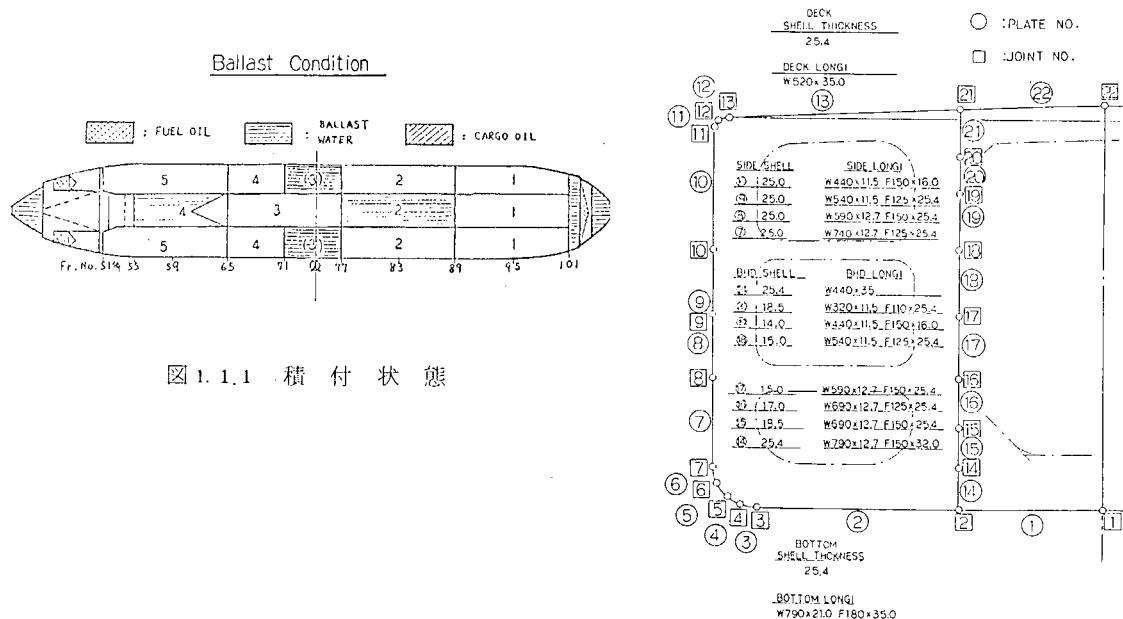


図 1.1.1 積付状態

図 1.1.2 中央横断面の寸法

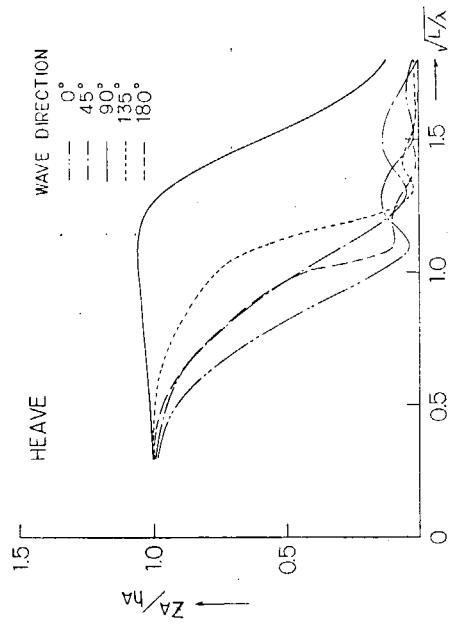


図 1.1.3 規則波中船体運動(HEAVING)

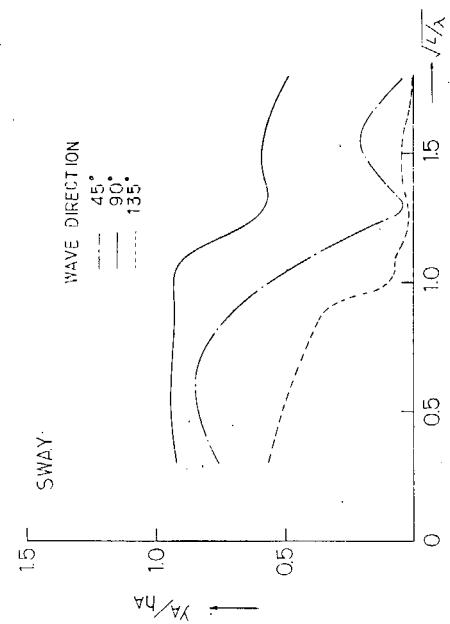


図 1.1.5 規則波中船体運動(SWAYING)

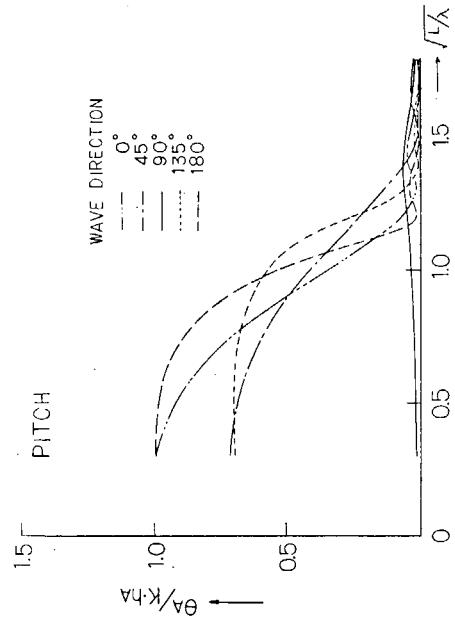


図 1.1.4 規則波中船体運動(PITCHING)

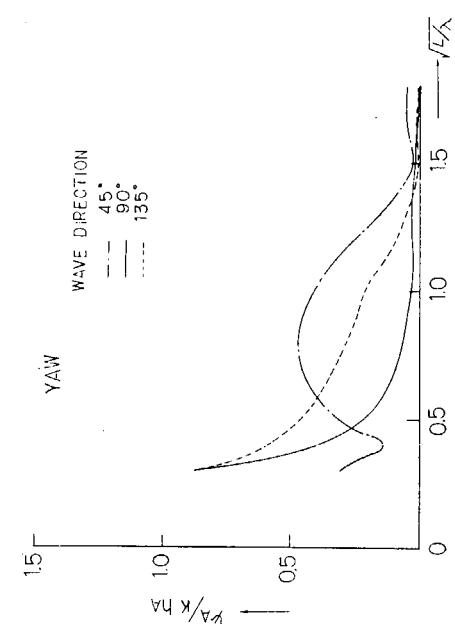


図 1.1.6 規則波中船体運動(YAWING)

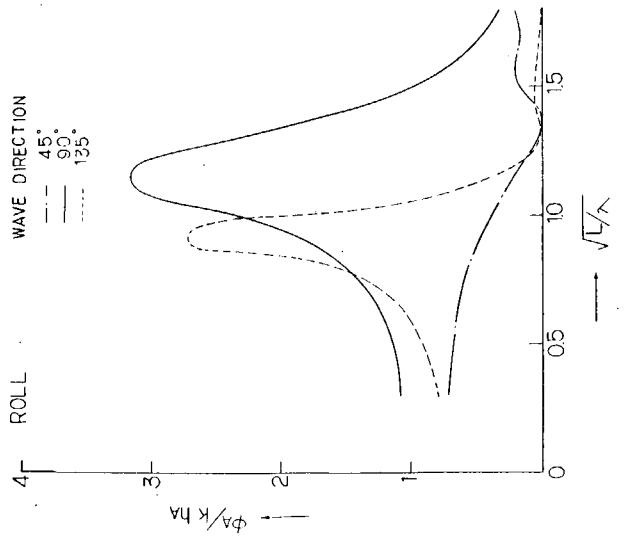


図 1.1.7 規則波中船体運動 (ROLLING)

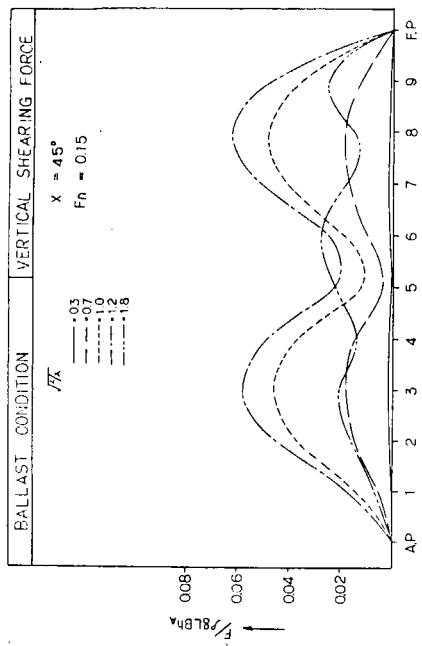


図 1.1.9 規則波中波浪変動荷重 (VERTICAL SHEARING FORCE)

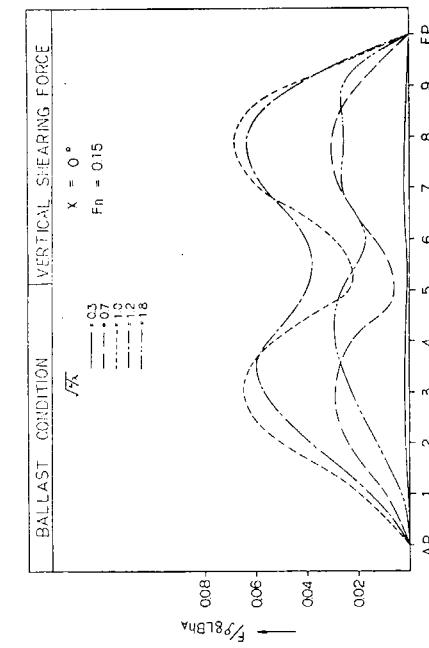


図 1.1.8 規則波中波浪変動荷重 (VERTICAL SHEARING FORCE)

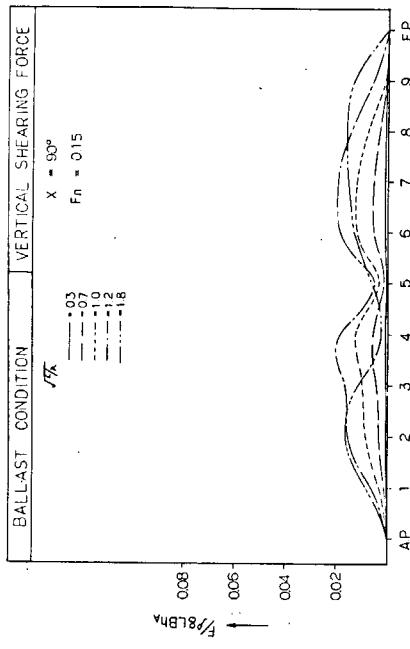


図 1.1.10 規則波中波浪変動荷重 (VERTICAL SHEARING FORCE)

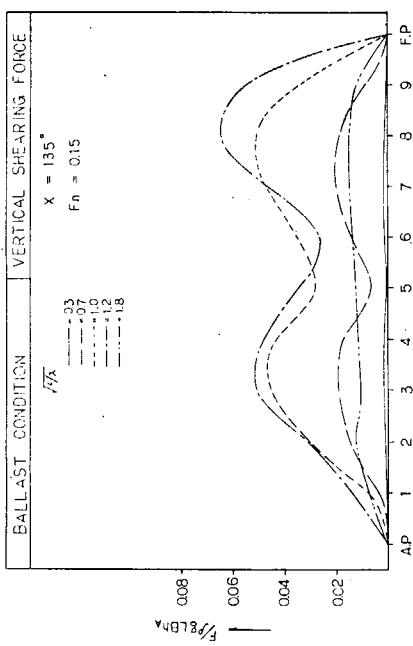


図 1.1.1 規則波中波浪変動荷重(VERTICAL SHEARING FORCE)

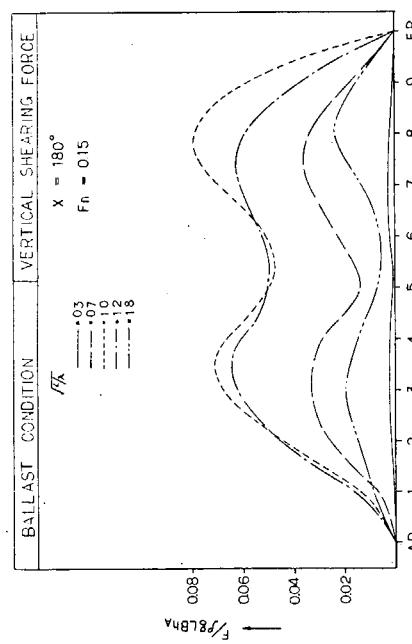


図 1.1.2 規則波中波浪変動荷重(VERTICAL SHEARING FORCE)

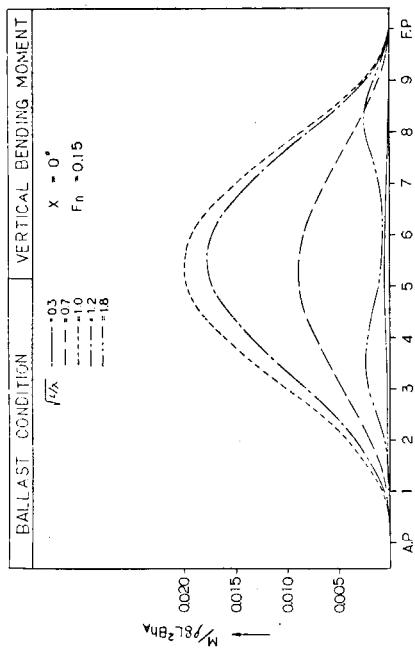


図 1.1.3 規則波中波浪変動荷重(VERTICAL BENDING MOMENT)

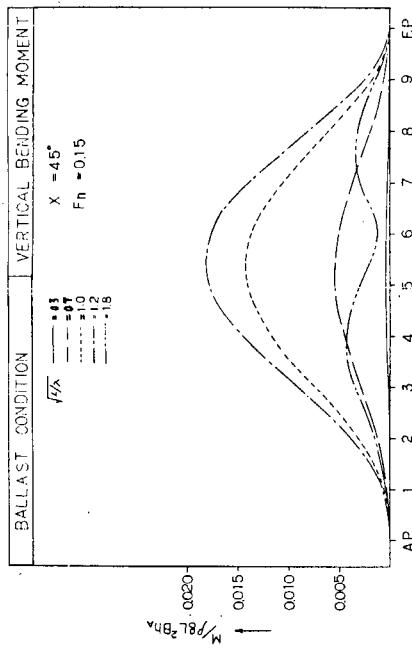


図 1.1.4 規則波中波浪変動荷重(VERTICAL BENDING MOMENT)

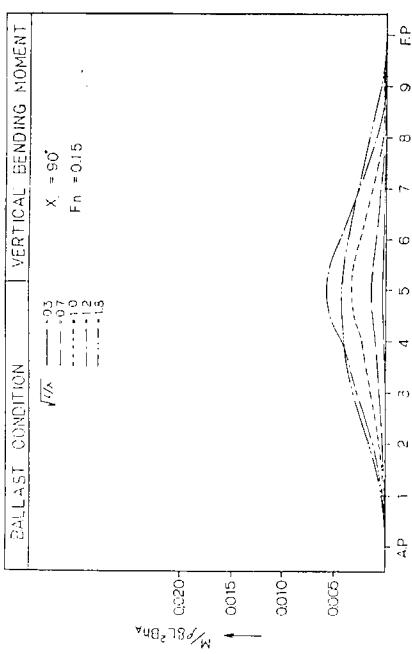


圖 1.1.15 規則波中波浪變動荷重(VERTICAL BENDING MOMENT)

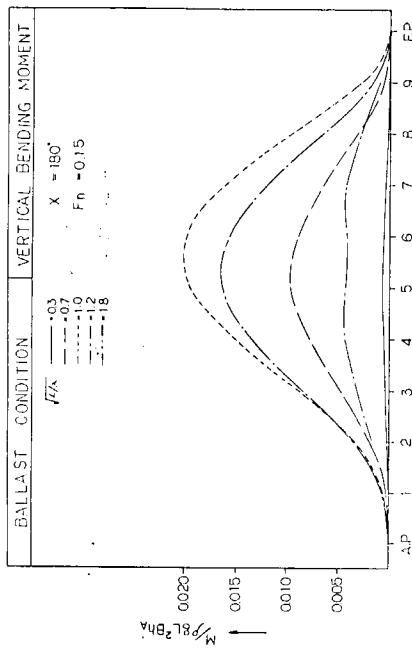


圖 1.1.17 規則波中波浪變動荷重(VERTICAL BENDING MOMENT)

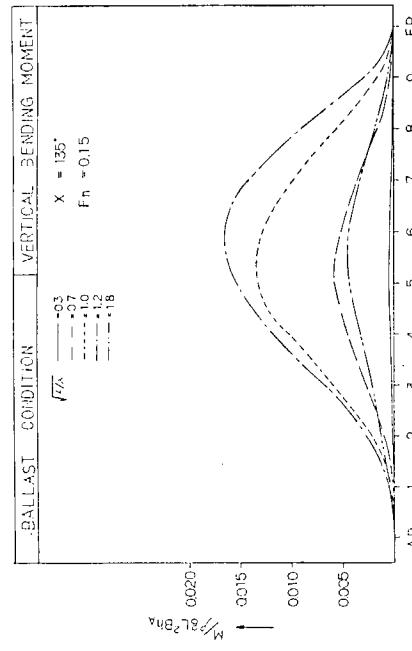


圖 1.1.16 規則波中波浪變動荷重(VERTICAL BENDING MOMENT)

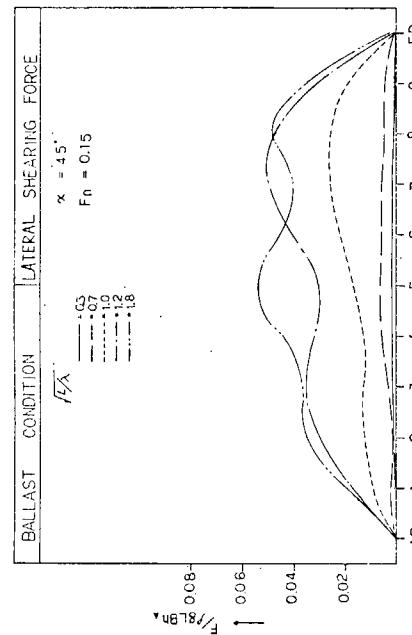


圖 1.1.18 規則波中波浪變動荷重(LATERTAL SHEARING FORCE)

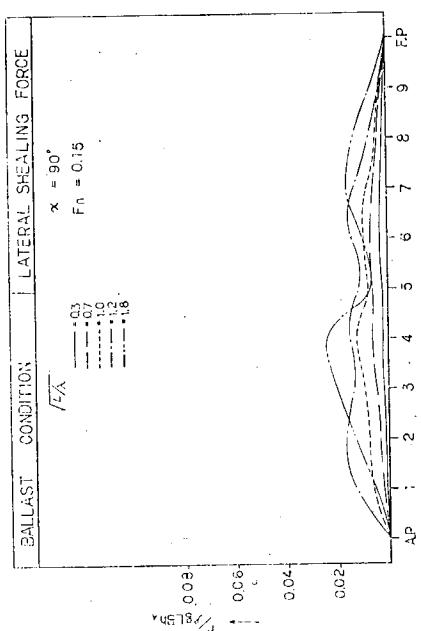


図 1.1.19 規則波中波浪変動荷重(LATERAL SHEALING FORCE)

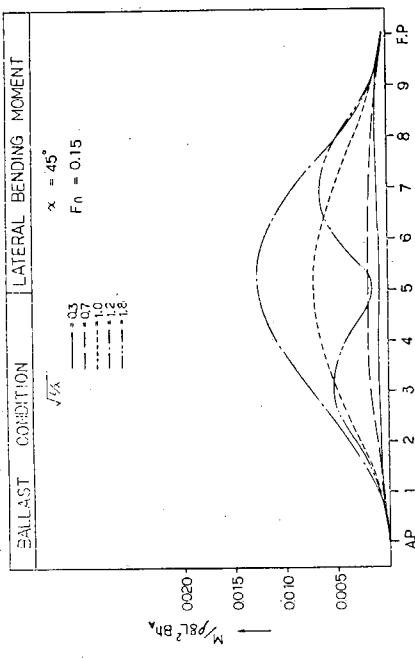


図 1.1.21 規則波中波浪変動荷重(LATERAL BENDING MOMENT)

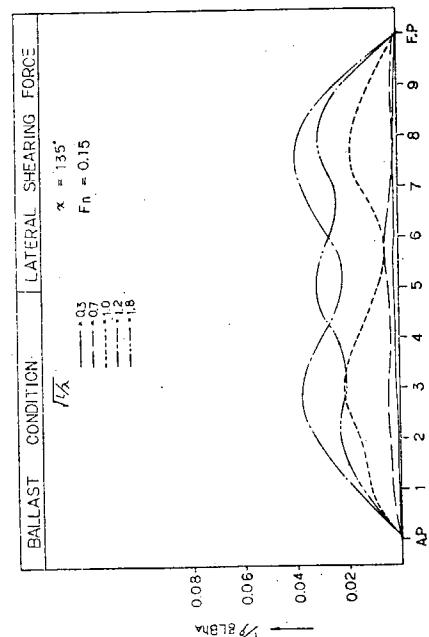


図 1.1.20 規則波中波浪変動荷重(LATERAL SHEARING FORCE)

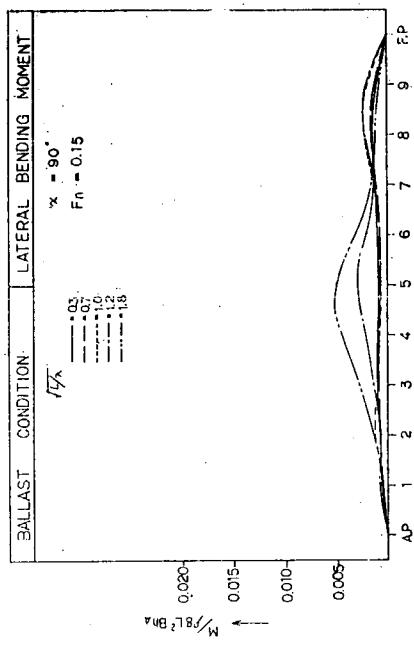


図 1.1.22 規則波中波浪変動荷重(LATERAL BENDING MOMENT)

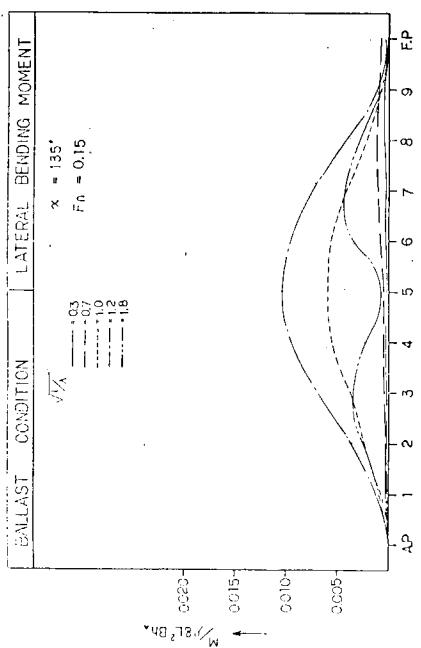


図 1.1.23 規則波中波浪変動荷重(LATERAL BENDING MOMENT)

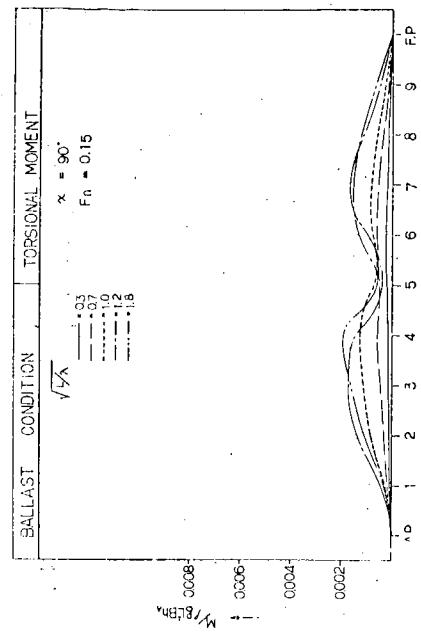


図 1.1.25 規則波中波浪変動荷重(TORSIONAL MOMENT)

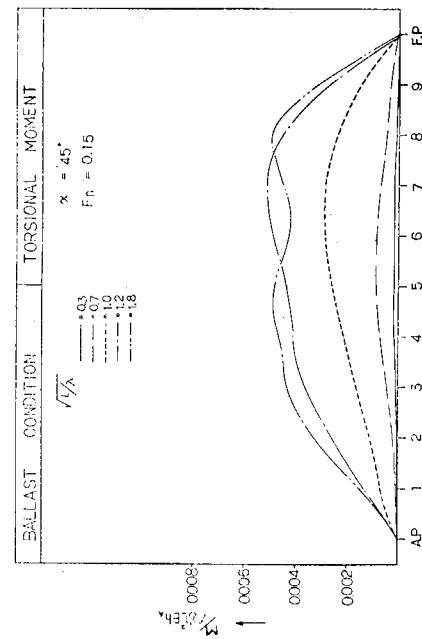


図 1.1.24 規則波中波浪変動荷重(TORSIONAL MOMENT)

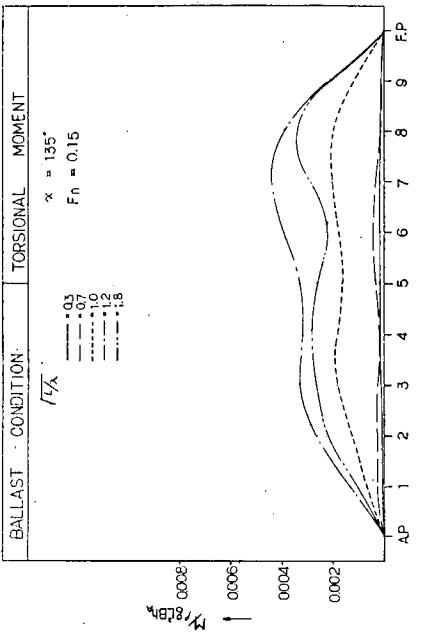


図 1.1.26 規則波中波浪変動荷重(TORSIONAL MOMENT)

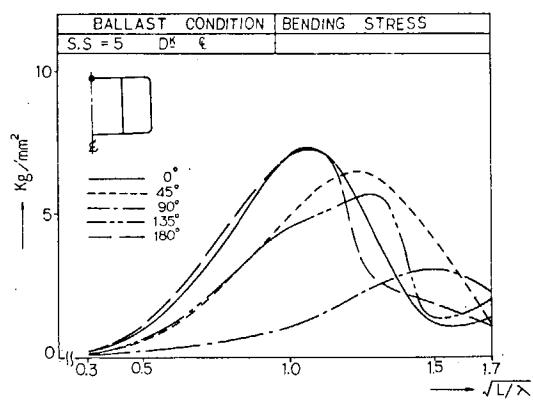


図 1.1.27 規則波中変動応力(BENDING STRESS)

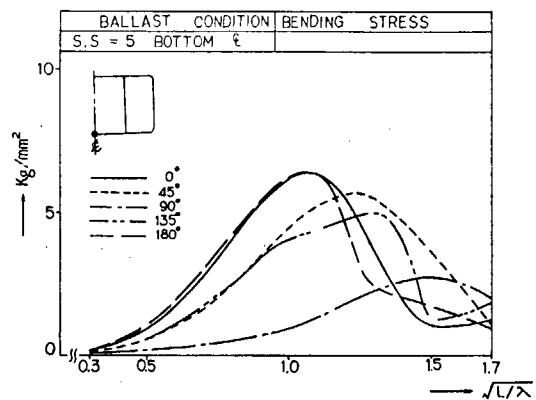


図 1.1.28 規則波中変動応力(BENDING STRESS)

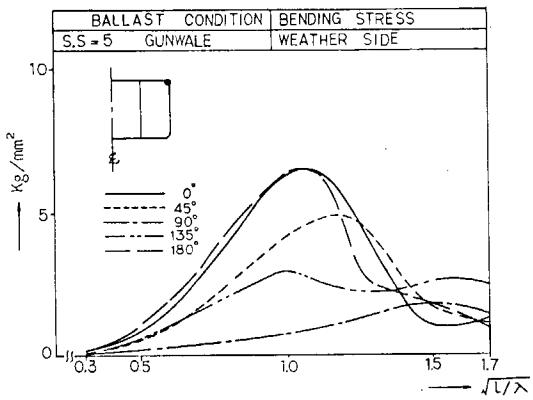


図 1.1.29 規則波中変動応力(BENDING STRESS)

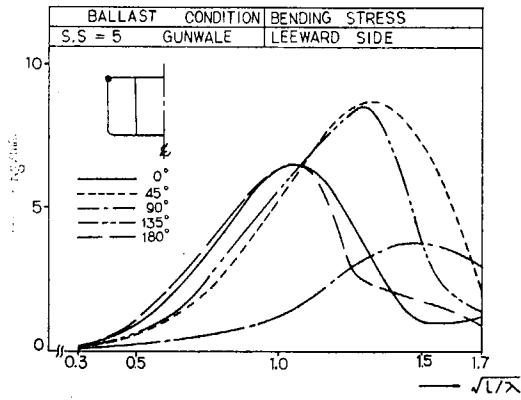


図 1.1.30 規則波中変動応力(BENDING STRESS)

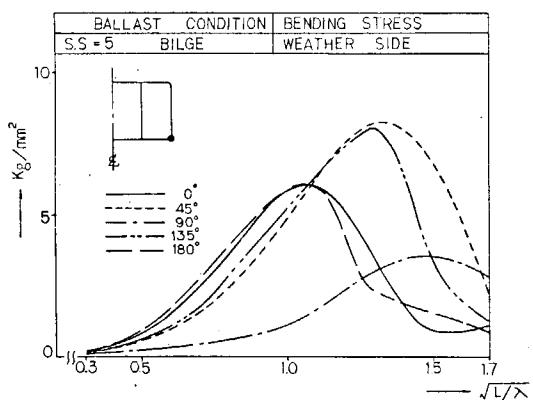


図 1.1.31 規則波中変動応力(BENDING STRESS)

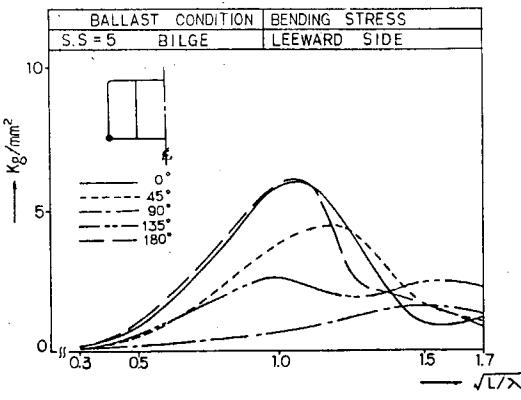


図 1.1.32 規則波中変動応力(BENDING STRESS)

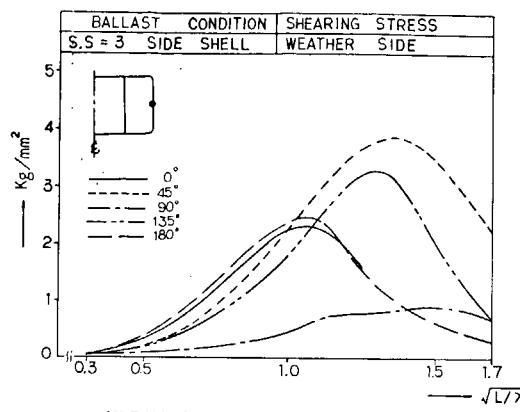


図 1.1.3.3 規則波中変動応力(SHEARING STRESS)

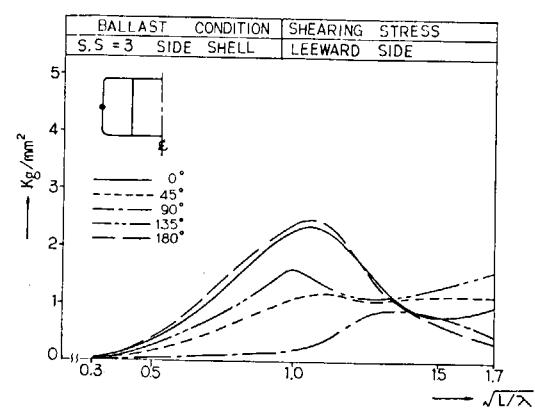


図 1.1.3.4 規則波中変動応力(SHEARING STRESS)

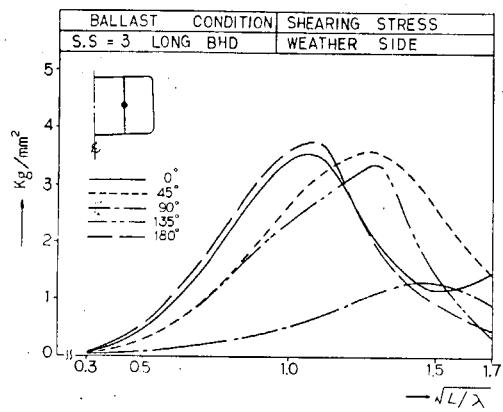


図 1.1.3.5 規則波中変動応力(SHEARING STRESS)

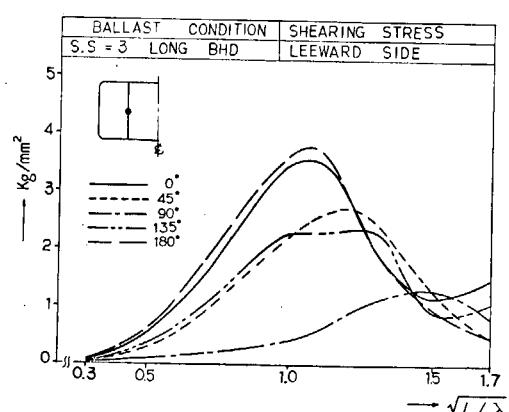


図 1.1.3.6 規則波中変動応力(SHEARING STRESS)

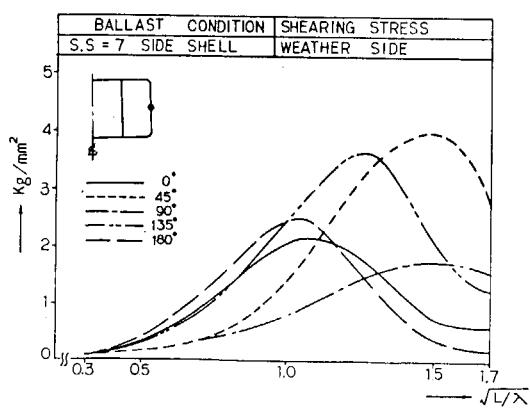


図 1.1.3.7 規則波中変動応力(SHEARING STRESS)

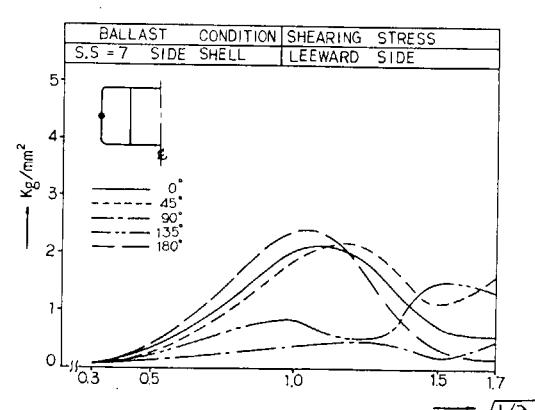


図 1.1.3.8 規則波中変動応力(SHEARING STRESS)

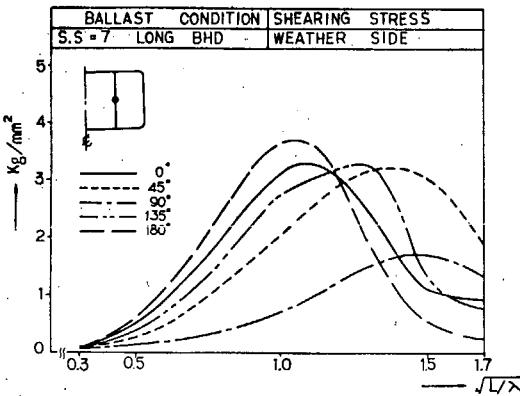


図1.1.39 規則波中変動応力(SHEARING STRESS)

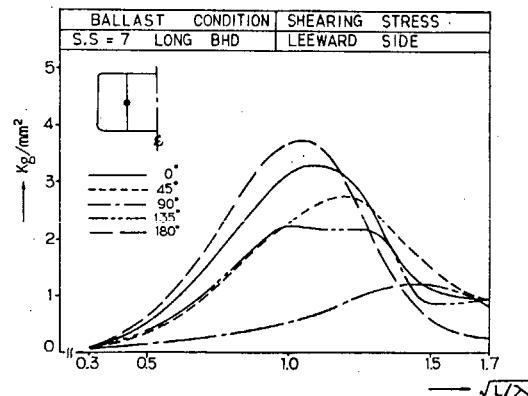


図1.1.40 規則波中変動応力(SHEARING STRESS)

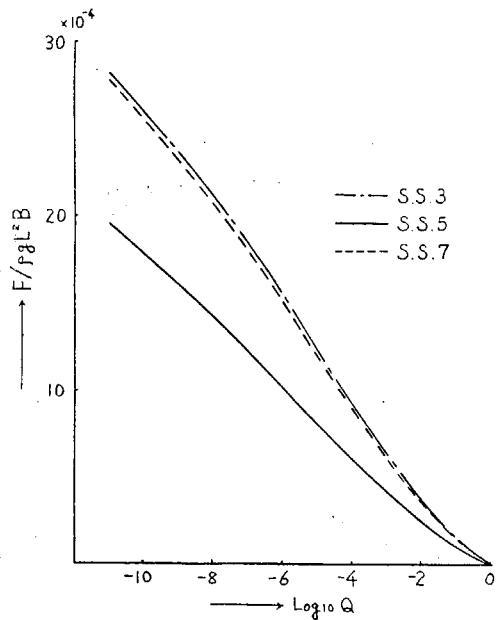


図1.1.41 VERTICAL SHEARING FORCEの長期予測値

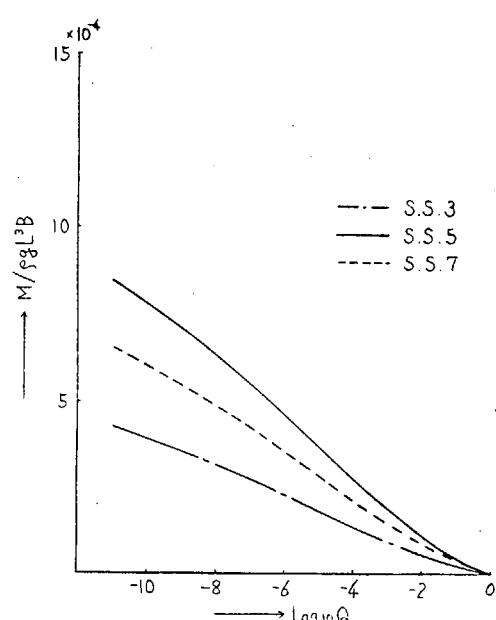


図1.1.42 VERTICAL BENDING MOMENTの長期予測値

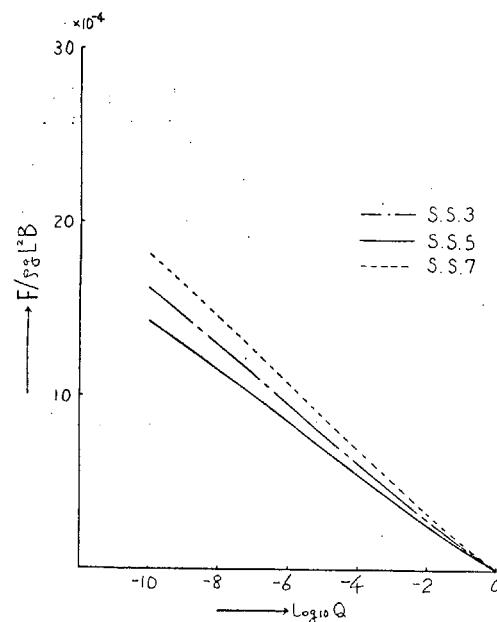


図1.1.43 LATERAL SHEARING FORCEの長期予測値

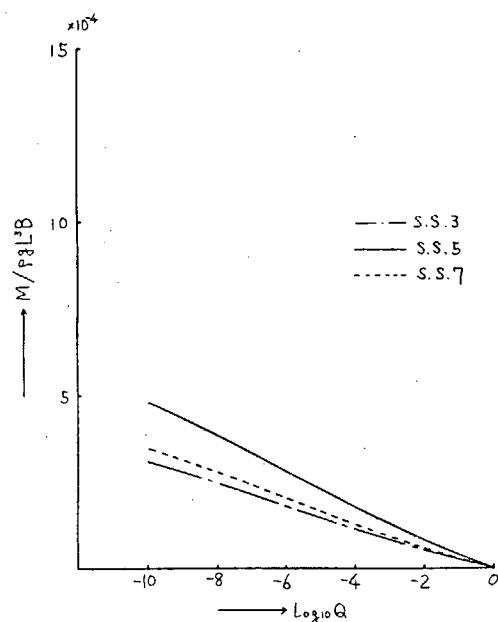


図1.1.44 LATERAL BENDING MOMENTの長期予測値

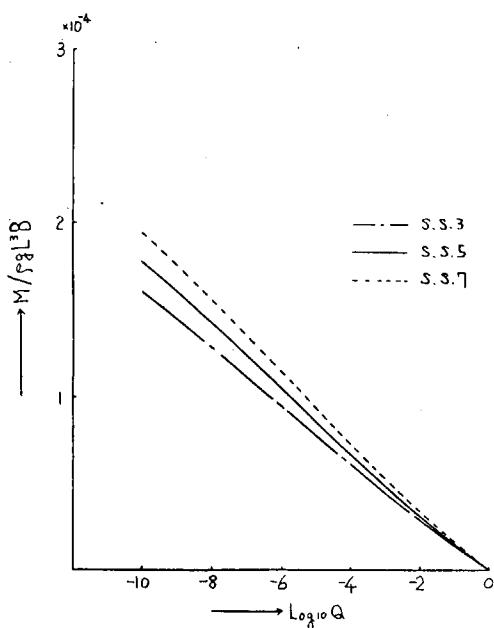


図 1.1.4.5 TORSIONAL MOMENT の長期予測値

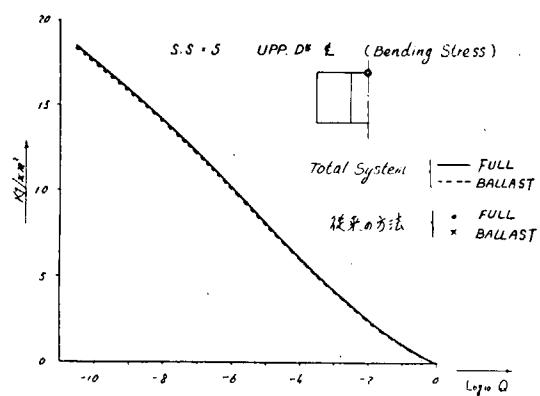


図 1.1.4.6 BENDING STRESS の長期予測値

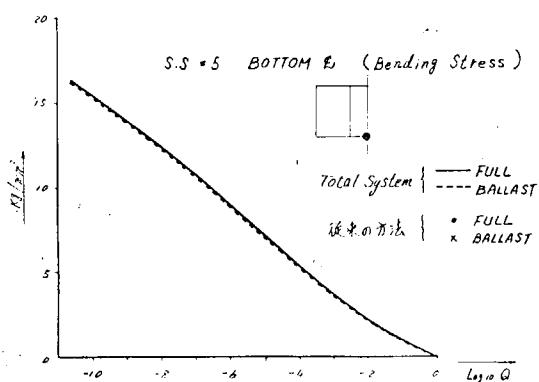


図 1.1.4.7 BENDING STRESS の長期予測値

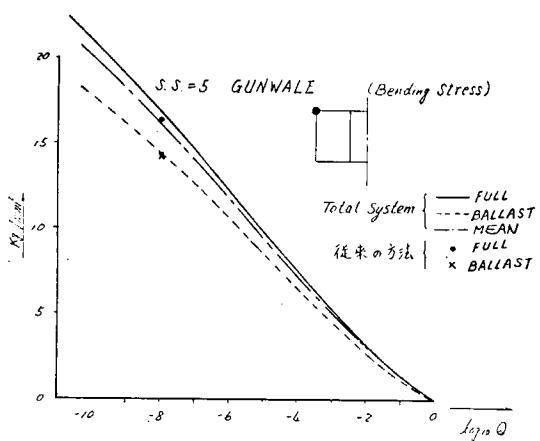


図 1.1.4.8 BENDING STRESS の長期予測値

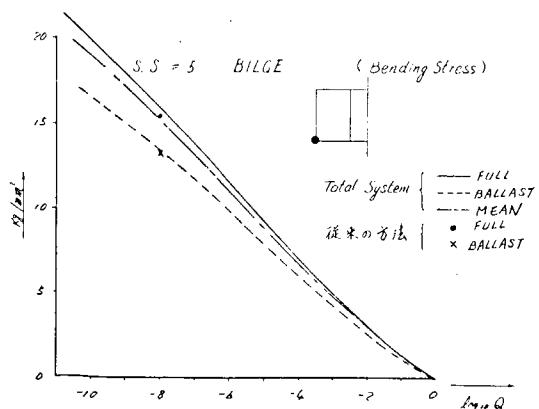


図 1.1.4.9 BENDING STRESS の長期予測値

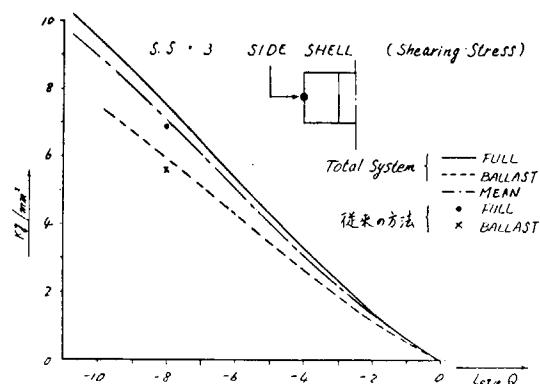


図 1.1.5.0 SHEARING STRESS の長期予測値

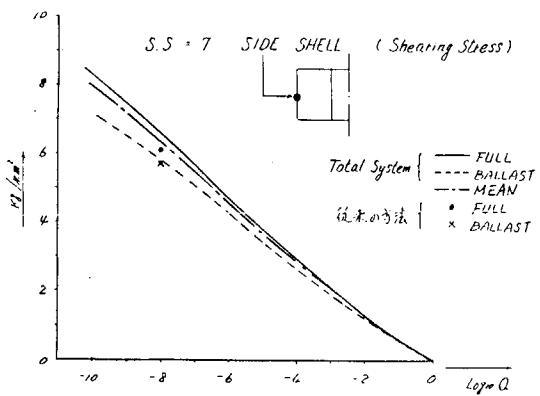


図 1.1.5.1 SHEARING STRESS の長期予測値

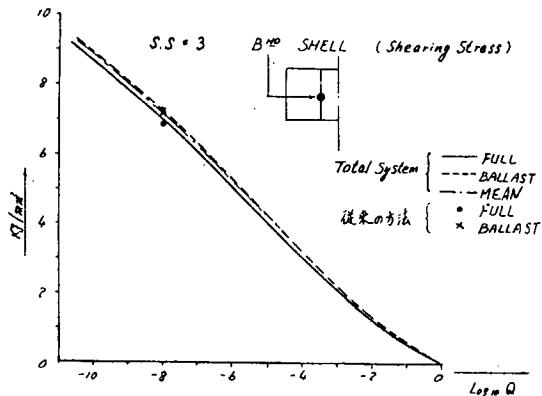


図 1.1.5.2 SHEARING STRESS の長期予測値

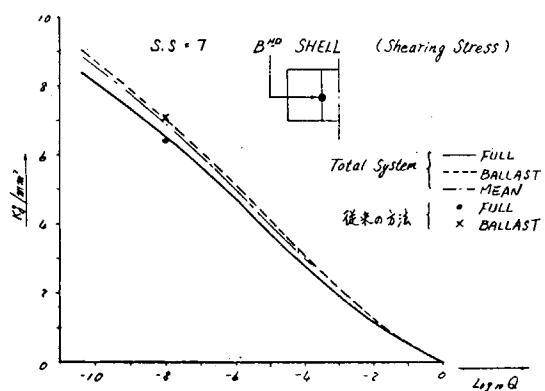


図 1.1.5.3 SHEARING STRESS の長期予測値

1.2 バルクキャリアの Hull Girder 強度計算結果とその評価（三井造船）

昭和 48 年度の報告書において、110, 400 DWT Bulk Carrier に對し、その満載状態における Hull Girder Strength の検討を行ったが¹⁾、本年度はこれに引き続き、同船のバラスト状態に對して同様の検討を行った。

1.2.1 供試船船型

供試船は前年度と同じ NK 船級 110, 400 DWT バルクキャリアー（昭和 45 年度ルール）である。載荷状態としては本年度は Heavy Ballast Condition を選定した。Strip 法による船体運動及び波浪外応答計算は昨年度同様波長 16 ケース、Heading Angle 7 ケースにつき行った。

表 1.2.1 に Strip 法計算の主要データを示す。

表 1.2.1 Data for Ship Motion and Wave Load Calculation

L _{pp}	249.00 M	G M	6.71 M
B	39.60 M	K G	11.38 M
D	22.40 M	Radius of Gyration	
d	9.20 M	" (Longl)	59.76 M
Displacement	74.482 Ton	(Trans.)	15.38 M
C _b	0.8019	Rolling Period	11.90 sec
Trim	0.54 M	Ship Speed	16.3 knots
I _{cb}	-9.30 M	Loading Cond. Heavy Ballast
X G	-8.27 M		
Waves :			
$\sqrt{L/\lambda}$	0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8		
x	0°, 30°, 60°, 90°, 120°, 150°, 180°		

1.2.2 規則波中の船体運動及び波浪外力応答値

前記主要データに基づき Strip 法プログラム²⁾にて計算した船体運動応答値を図 1.2.1～5 に示す。本図において ζ は波振幅、 k は波数である。また規則波中において船体に負荷する波浪外力応答値の船長方向分布の一例 ($\lambda/L = 1.0$ の場合) を図 1.2.6～9 に示す。前年度の満載状態の計算結果と比較して見ると、分布形状は類似しているが、縦曲げモーメント、縦剪断力の応答値は今回のバラスト状態におけるものの方が 1～2 倍大きく、水平曲げモーメント及び水平剪断力は満載状態の方が大きくなっている。

1.2.3 波浪外力及び応力の長期分布

上記応答値に基づき I S S C - 1 9 7 0 波スペクトル及び Walden の北大西洋波浪長期発現頻度データを用いて波浪外力の長期予測を行った³⁾。発現確率 10^{-8} における波浪外力期待値の船長方向分布を図 1.2.10 に示す。

次に船体横断面内において前年度と同じ位置に a, b, c……, j 点を選び、各点について昨年度と同様の手法によって発現確率 10^{-8} における縦及び水平曲げ応力並びに縦及水平剪断応力の期待値を計算し、図 1.2.11～1.3 にその結果を示す。また、各応力成分の位相を考慮した combined stress の予測値に関しては、前年度の計算結果によると、combined stress と各応力成分の自乗和平均値とが比較的良く一致していることから、今回は発現確率 10^{-8} に相当する自乗和平均値のみを計算し、その結果を図 1.2.14, 1.5 に示す。

これらの図を前年度の満載状態の結果と比較すると、曲げ応力の最大値が船体中央部 Round Gunnel 部 (b 点) に生じていること、剪断応力の最大値が No. 1 Cargo Hold 後端 Bilge Hopper 端の船側外板 (f 点) にて生じていること等、応力分布の傾向は良く一致している。一方、その大きさは曲げ応力、剪断応力とも約 2 kg/mm^2 程、いずれもバラスト状態の方が大きくなっている。

1.2.4 考 察

以上を総合すると今回の計算結果について以下のようないくつかの特徴を挙げることが出来よう。

- (1) 曲げ応力は船体中央にて、また剪断応力は station 3, 8 付近にて最大値が生ずる。これは前年度の満載状態における計算と同様である。
- (2) 船体横断面において曲げ応力の最大値は Round Gunnel 部に生じ、剪断応力の最大値は Bilge Hopper 上端の船側外板に生ずる。その値は満載状態に比べて 2 kg/mm^2 程度大きい。
- (3) 本船の場合、Heavy Ballast Condition における発現確率 10^{-8} に対する応力値は表 1.2.2 のようになる。

なお表 1.2.2 には参考のために Full Loading Condition における値も示してある。

以上、前年度及び本年度にて 110 型 Bulk Carrier の 2 載荷状態における応力の予測計算を行ったが、その結果、直応力及び剪断応力の予測値として表 1.2.2 のような値を得た。これらの値は、現行の各船級協会の許容応力値とほぼ同程度の値となっている。しかしこれらは応力集中の生じていない箇所での応力値であり、 Hatch Corner 等応力集中部における応力値に関しては今後なお検討する余地があると思われる。

参 考 文 献

- 1) S R 1 3 4 報告書 日本造船研究協会研究資料 No. 1 9 5
(昭和 49 年 3 月)
- 2) 小林正典ほか ; “船舶の耐航性に関する理論計算プログラム”
三井造船技報第 8 号
(昭和 48 年 4 月)
- 3) 福田淳一 ; “船体応答の統計的予測”
日本造船学会耐航性に関するシンポジウム (1969)

表 1.2.2 Stresses at Probability Level 10^{-8}

	平均応力 (kg/mm ²)		変動応力 (kg/mm ²)	
	Full	Ballast	Full	Ballast
中央部 Round Gunnel 部 曲げ応力 (高張力鋼)	-5.8	-2.8	15.8	17.7
中央部 Bilge Circle 部 曲げ応力 (軟鋼材)	4.3	2.1	13.6	13.3
No 1 Cargo Hold 後端 Bilge Hopper 上端の船側外板剪断応力	2.8	1.1	8.0	10.0

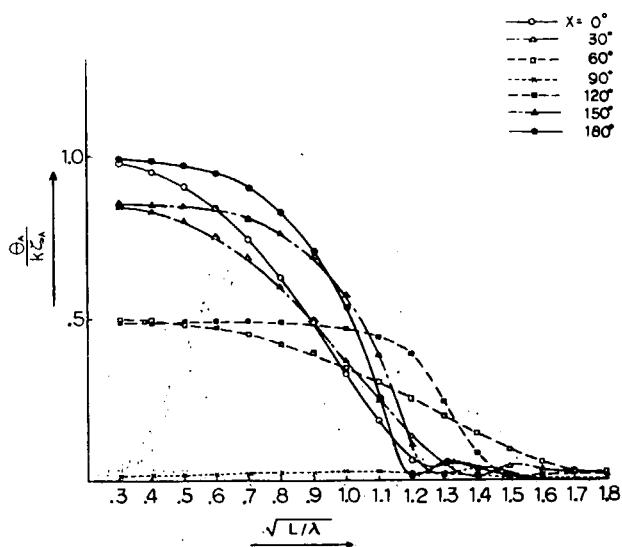


図 1.2.1. RESPONSE AMPLITUDES OF PITCHING

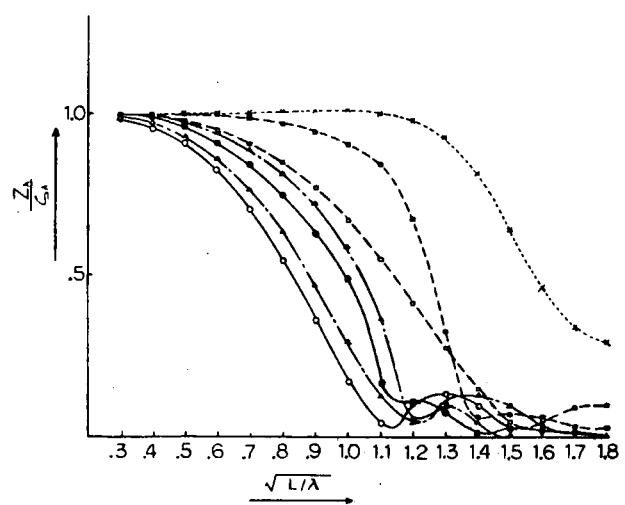


図 1.2.2. RESPONSE AMPLITUDES OF HEAVING

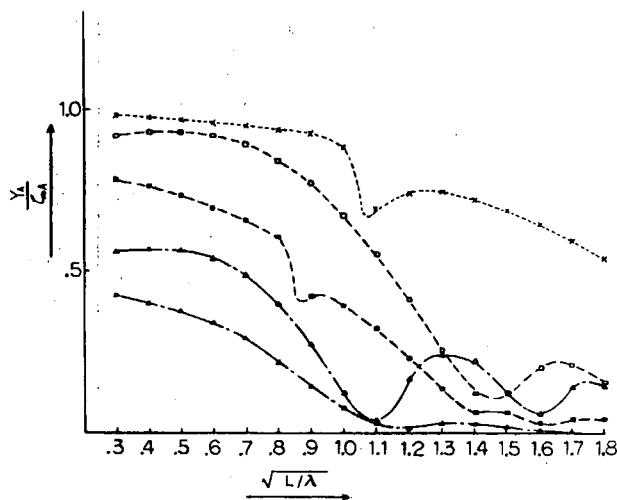


図 1.2.3. RESPONSE AMPLITUDES OF SWAYING

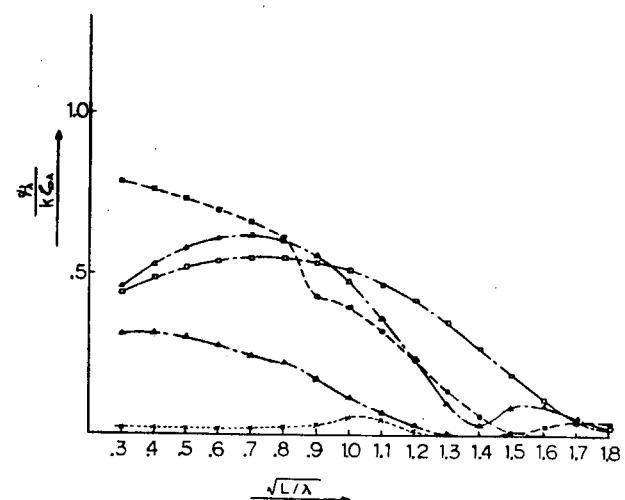


図 1.2.4. RESPONSE AMPLITUDES OF YAWING

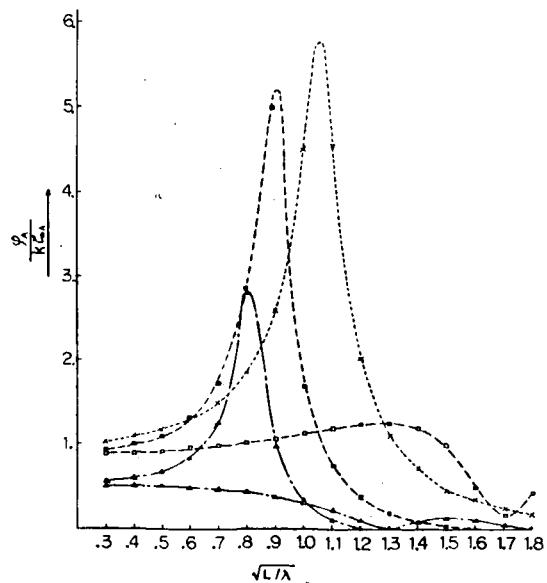


図 1.2.5. RESPONSE AMPLITUDES OF ROLLING

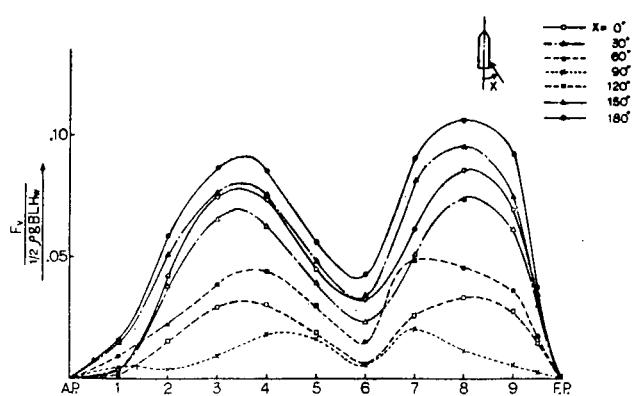


図 1.2.6. RESPONSE AMPLITUDES OF VERTICAL SHEARING FORCE ($\sqrt{L/\lambda} = 1.0$)

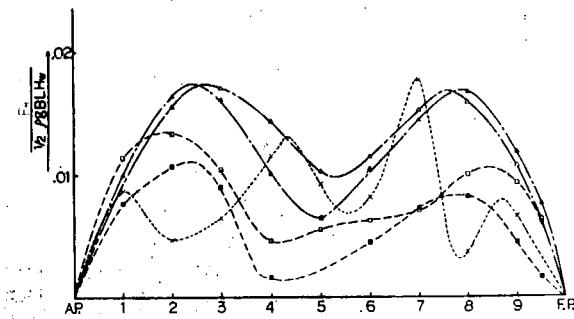


図 1.2.7 RESPONSE AMPLITUDES OF HORIZONTAL SHEARING FORCE. ($\sqrt{L/\lambda} = 1.0$)

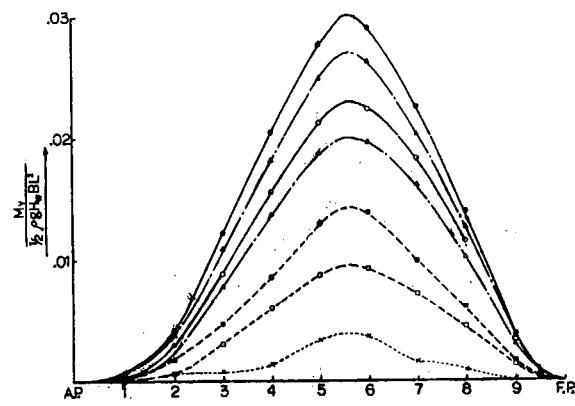


図 1.2.8 RESPONSE AMPLITUDES OF VERTICAL BENDING MOMENT ($\sqrt{L/\lambda} = 1.0$)

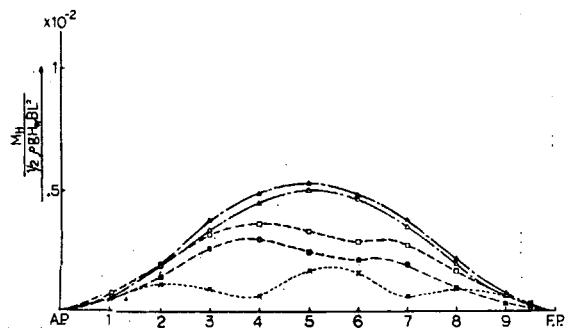


図 1.2.9 RESPONSE AMPLITUDES OF HORIZONTAL BENDING MOMENT ($\sqrt{L/\lambda} = 1.0$)

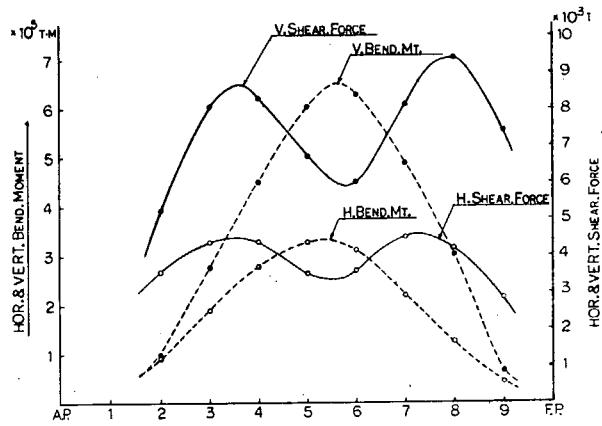


図 1.2.10 WAVE-INDUCED LOADS AT PROBABILITY LEVEL 10^{-8}

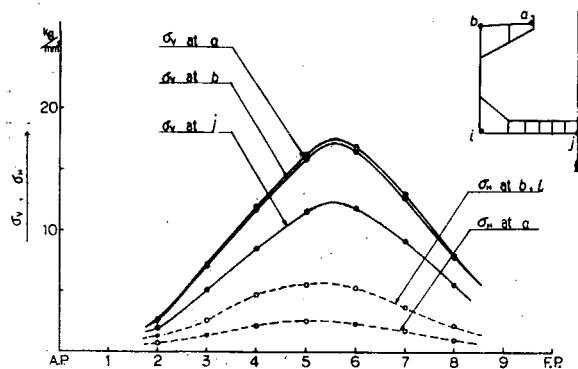


図 1.2.11 VERTICAL & HORIZONTAL BENDING STRESS

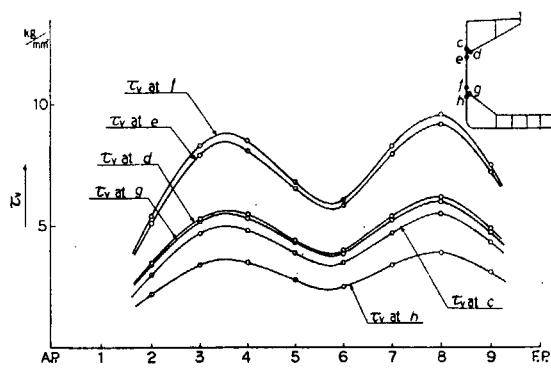


図 1.2.12 VERTICAL SHEARING STRESS (τ_v)

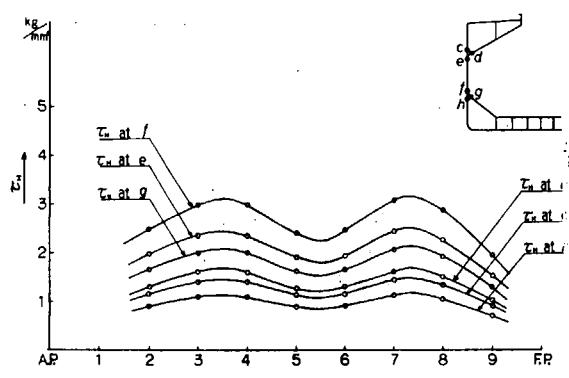


図1.2.1.3 HORIZONTAL SHEARING STRESS (τ_H)

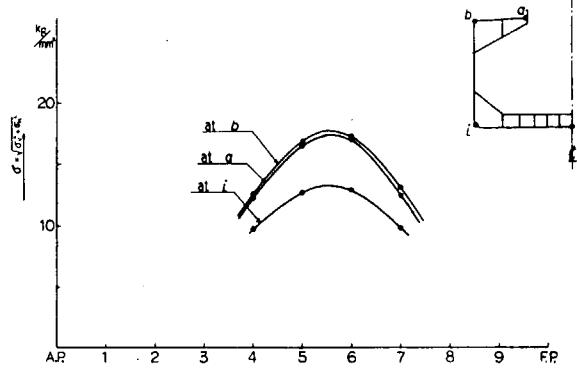


図1.2.1.4 ROOT MEAN SQUARED $\sqrt{\sigma_V^2 + \sigma_H^2}$
BENDING STRESS

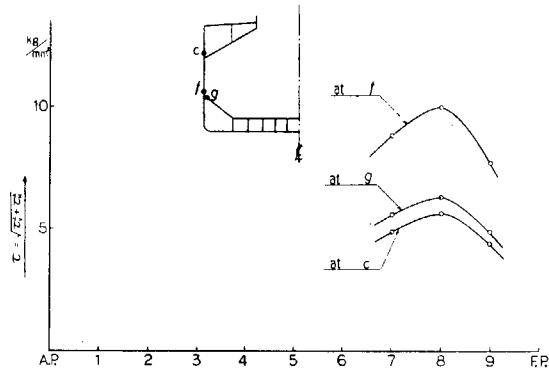


図1.2.1.5 ROOT MEAN SQUARED $\sqrt{\tau_V^2 + \tau_H^2}$
SHEARING STRESS

2 損傷の形態と許容応力の関連（三菱重工業）

2.1 目的

C O N T A I N E R S H I P (以下 c/s と略す) の縦強度に関する許容応力を検討するため、TOTAL HULL GIRDER STRENGTH 計算を実施した。本来、この種の検討においては、各種船型に対してシリーズ計算を行い、その結果と縦強度不足が原因で生じた損傷の事例とを比較検討して広範な結論を得るべきであるが、本年度は三菱神戸造船所で建造された c/s を 1 隻計算しただけであるので、その計算結果の報告のみにとどめた。

2.2 C/S TOTAL HULL GIRDER STRENGTH 計算システムの概要

本システムの全体構成を図 2.2.1 に示す。本システムは図に示すように種々のプログラム群から構成されており、主な機能を挙げると下記の 4 つになる。

i) 船体運動解析

Ordinary-Strip-Method を用いて船体運動を計算し、規則波中における波浪荷重を計算する。

ii) 船体構造解析

剪断曲げ理論及び曲げ捩り理論に基づいて、船体を構造解析し、影響係数を求める。

iii) 応答関数計算

船体運動解析から得られた波浪荷重より等価節点力を計算し、これと構造解析により求められた影響係数とから応答関数を求める。

iv) 統計解析

求められた応答関数、I S S C 波スペクトルおよびWaldenによる北大西洋の波浪データとを用いて、線形重ね合わせ理論により統計解析し、不規則波中における応答の短期予測及び長期予測をする。

2.3 構造解析プログラムの概要

船体運動解析および統計解析の手法はすでに説明されているので、構造解析プログラムについてその概要を紹介する。

(1) 構造のモデル化

i) 船体を輪切りにして多数の segment に分割し、図 2.3.1 に示すように、各 Segment を Bare Hull, Deck 構造及び Trans. Bulkhead の 3 構造に分離し、Bare Hull は薄肉変断面梁、Deck 構造は面内変形格子構造、そして Trans. Bulkhead は面外変形格子構造として取扱う。

ii) 多数の segment に分割された Bare Hull は各 segment 内で一様断面の Multi-Cell 構造とし、剪断曲げ理論及び曲げ捩り理論に従うものと仮定する。

iii) Deck 構造の形式は三列倉口型、二列倉口型、一列倉口型及びこれらを組み合わせた型を骨組構造として PATTERN 化している。また、機関室部の Upper Deck, 2nd Deck 等も多数の梁要素で置き換えるようしているが、上部構造の影響は考慮していない。Deck 構造と Bare Hull とは接合部の局部変形を考慮して、バネを介して接合されるようにモデル化している。Deck 構造は Bare Hull の曲げ変形及びり変形に抵抗する。

iv) Trans. Bulkhead は、Bi-Moment のみを分担して Bare Hull の捩り変形に抵抗し、Bare Hull の曲げ変形には影響がないものと仮定する。

(2) 外力のモデル化

外力は図 2.3.2 に示すように、Bare Hull の分割点において Bottom Center Line に集中して加わる力の成分に分解して考える。変位と荷重との関係式は垂直曲げに関するものは Bare Hull の重心位置で考え、水平曲げ及びりに関するものは Bare Hull の剪断中心位置で考える。

以上の構造モデル化及び仮定に基づいて、構造解析を実施する。

2.4 計算供試船の主要目及び積付状態

三菱神戸造船所で建造された 1,800 個積 c/s を供試船として計算した。

表 2.4.1 に供試船の要目を、表 2.4.2 に船型パラメータを示す。供試船は非常に Fine な船型を有しているため、船体運動計算に際し Lewis Form で近似することにより前後部で原船型とかなり異なってくるが、そのため波浪荷重計算結果に現われてくる影響は調査していない。

計算に用いた供試船の積付状態は吃水 11 M に対応する Service Condition の Homogeneous Loading 状態で、静水中では Hogging 状態にある。

図 2.4.1 に供試船の概略構造図を示し、図 2.4.2 に断面性能の分布を示した。

2.5 波浪変動荷重計算結果

波振巾は 5 M、波長は $\sqrt{L/\lambda}$ で 0.4 ~ 2.3 の 20 種類。波方向角は Following Wave が $\alpha = 0^\circ$ 、Head Wave が $\alpha = 180^\circ$ とし、 30° きざみで 7 種類、合計 140 種類の規則波に対する波浪変動荷重を計算した。船速はフルード数で 0.185、すなわち 1.76 ノットとした。これは、Service Speed の $2/3$ の速さであるが、船体運動計算プログラムの計算精度から制約を受けたためである。

規則波中を航走する時の MIDSHP における最大垂直曲げモーメントを図 2.5.1 に、同じく水平曲げモーメントを図 2.5.2 に示した。また、船長方向の りモーメント分布を $\alpha = 60^\circ$ と $\alpha = 120^\circ$ との場合について図 2.5.3 ~ 図 2.5.6 に示した。ただし、振りモーメントは Bottom Center Line 回りのものである。

垂直曲げモーメントは $\alpha = 180^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.1$ のとき最大となり、水平曲げモーメントは $\alpha = 60^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.6$ のとき最大となり、そして振りモーメントは $\alpha = 60^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.7$ のとき最大となつた。また、 $\alpha = 60^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.6$ の規則波中における垂直曲げモーメントは最大垂直曲げモーメントの約 60% となり、この規則波中における全体応力は、垂直曲げ応力、水平曲げ応力及び Warping 応力が垂直して大きくなることが推量される。

表 2.4.1 PRINCIPAL DIMENSIONS

LENGTH	(O. A.)	26100 M	
LENGTH	(B. P.)	" L "	24500 M
BREADTH	(MLD)	" B "	3220 M
DEPTH	(MLD)	" D "	2400 M
DRAFT	(MLD)	" d "	1100 M
BLOCK COEFFT. (MLD)	" Cb "	0.5718	

表 2.4.2 Breadth and Draught

s.s.	zyw/B_{M}	d/d_{M}
A.P.	0.248	0.135
1/2	0.549	0.500
1	0.760	0.700
1 1/2	0.894	0.850
2	0.970	1.028
2 1/2	0.998	1.023
3	1.000	1.018
3 1/2	1.000	1.014
4	1.000	1.009
4 1/2	1.000	1.005
⊗	1.000	1.000
5 1/2	1.000	0.995
6	0.998	0.991
6 1/2	0.972	0.986
7	0.908	0.982
7 1/2	0.794	0.977
8	0.629	0.972
8 1/2	0.434	0.968
9	0.251	0.963
9 1/2	0.100	0.956
F.P.	0.100	0.954

2.6 規則波中における変動応力

応力の計算点はすべて左舷側の LONG BHD の UPPER DECK レベルのものであり、右舷側が Weather Side, 左舷側が Leeward Side になっている。 $x = 60^\circ$ の各波長の規則波中における変動応力を、Warping 応力が高くなる機関室前部と MIDSCHIP の位置の計算点について、図 2.6.1 及び図 2.6.2 にそれぞれ示した。また、各図には参考値として正面波中における垂直曲げ応力の値を図示した。図 2.6.1 を見ると Warping 応力が $\sqrt{L/\lambda} = 1.7$ すなわち $\lambda/L = 0.346$ のかなり波長の短かい規則波中において非常に大きくなっていることは、捩りモーメント計算に検討の余地があるように思われる。なお、応力は波振幅 1 M 当りのものである。

2.7 不規則波中における変動応力の長期予測計算結果

長波頂不規則波のスペクトルは ISSC スペクトルを用い、短波頂不規則波のスペクトルは、成分波の方向性エネルギー分布が波の平均進行方向より $\pm 90^\circ$ の範囲に $(\cosine)^2$ 分布すると仮定して ISSC スペクトルを修正したものを用いた。

波方向角 $x = 60^\circ$ の長波頂及び短波頂の短期海面における変動応力の標準偏差を、機関室前部と MIDSCHIP の位置の計算点について、図 2.7.1 ~ 図 2.7.4 に示し(波振幅 1 M 当りのもの)、同じく変動全応力の累積確率を図 2.7.5 ~ 図 2.7.8 に図示する。また、図 2.7.9 ~ 図 2.7.12 には 10^8 期待値に相当する変動応力を図示した。これらの図を見ると変動全応力の期待値は、機関室前部においては Warping 応力が支配的となって、 $x = 60^\circ$ の方向性を持った波のときに最大となり、MIDSCHIP においては垂直曲げ応力が支配的となって $x = 210^\circ$ のとき最大となることがわかる。図 2.7.13 と図 2.7.14 には短波頂海面において波方向角の発現確率が一様であると仮定したときの 10^{-8} 及び 10^{-9} 期待値における船長方向変動応力分布を示した。これらの図において Warping 応力が前後部においてジャンプしているが、この要因は船体構造が Double Hull から Single Hull に移行していく個所であり断面係数の取り方にジャンプがあったためである。しかし、断面剛性は図 2.4.2 に示すようになめらかに減少させており、船体中央部における計算値には問題がないと思われる。なお、図 2.7.13 には 1974 年 NK 鋼船構造規則による波浪縦曲げモーメントを用いて計算した垂直曲げ応力の値を参考値として記入した。

代表波を用いて個別に各成分応力を計算し、これらを自乗和平方根の方法で合成して全応力を求める簡便法が C/S にも適用できるかどうかを表 2.7.1 により検討したが、今回の計算結果に限るならば、簡便法による全応力の推定には問題があるようと思われる。

2.8 結 言

本船の静水中曲げ応力が 6.5 kg/mm^2 であり、中央部における 10^8 最大期待値が $11 \sim 12 \text{ kg/mm}^2$ であるので、この異常値における許容応力を 18 kg/mm^2 とするが、絶対値としての評価は今後の研究を待ちたい。

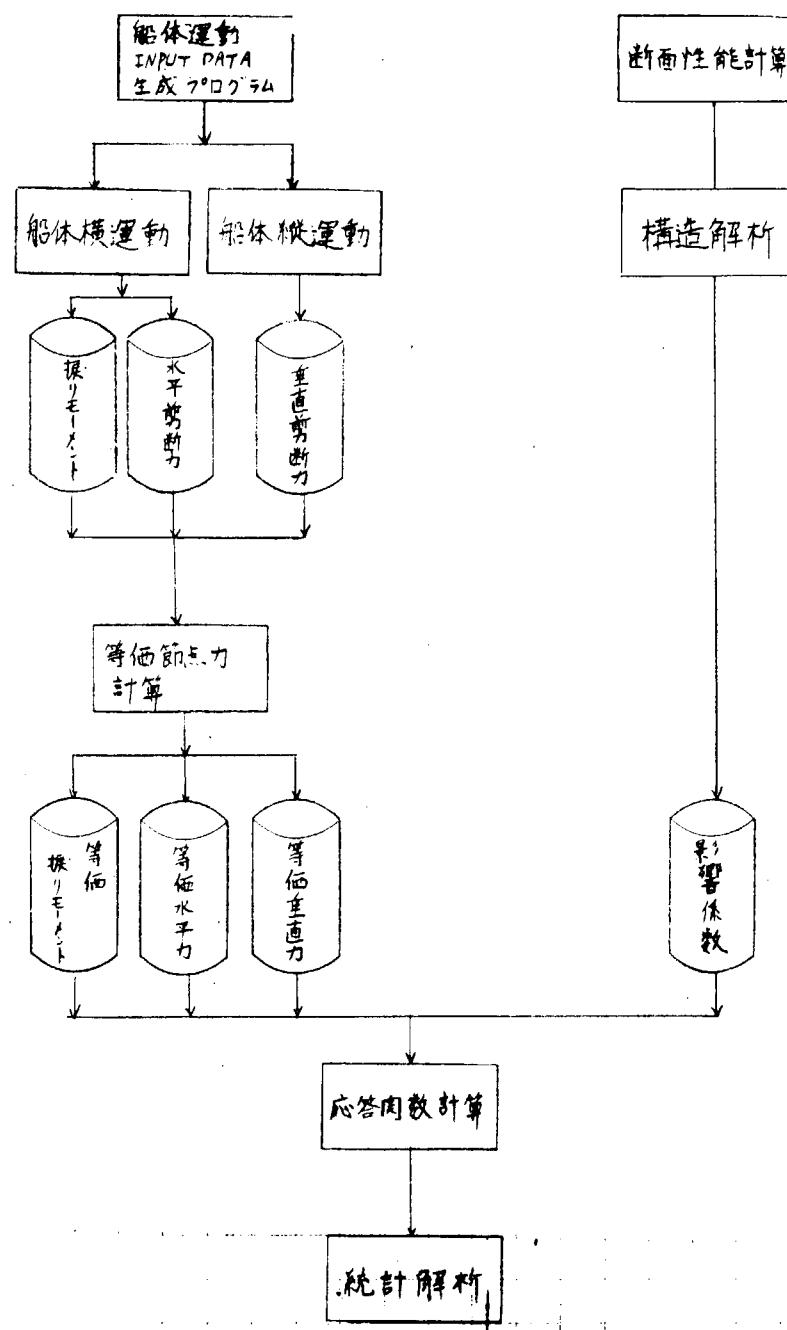


図 2.2.1 TOTAL HULL GIRDER SYSTEM FLOW

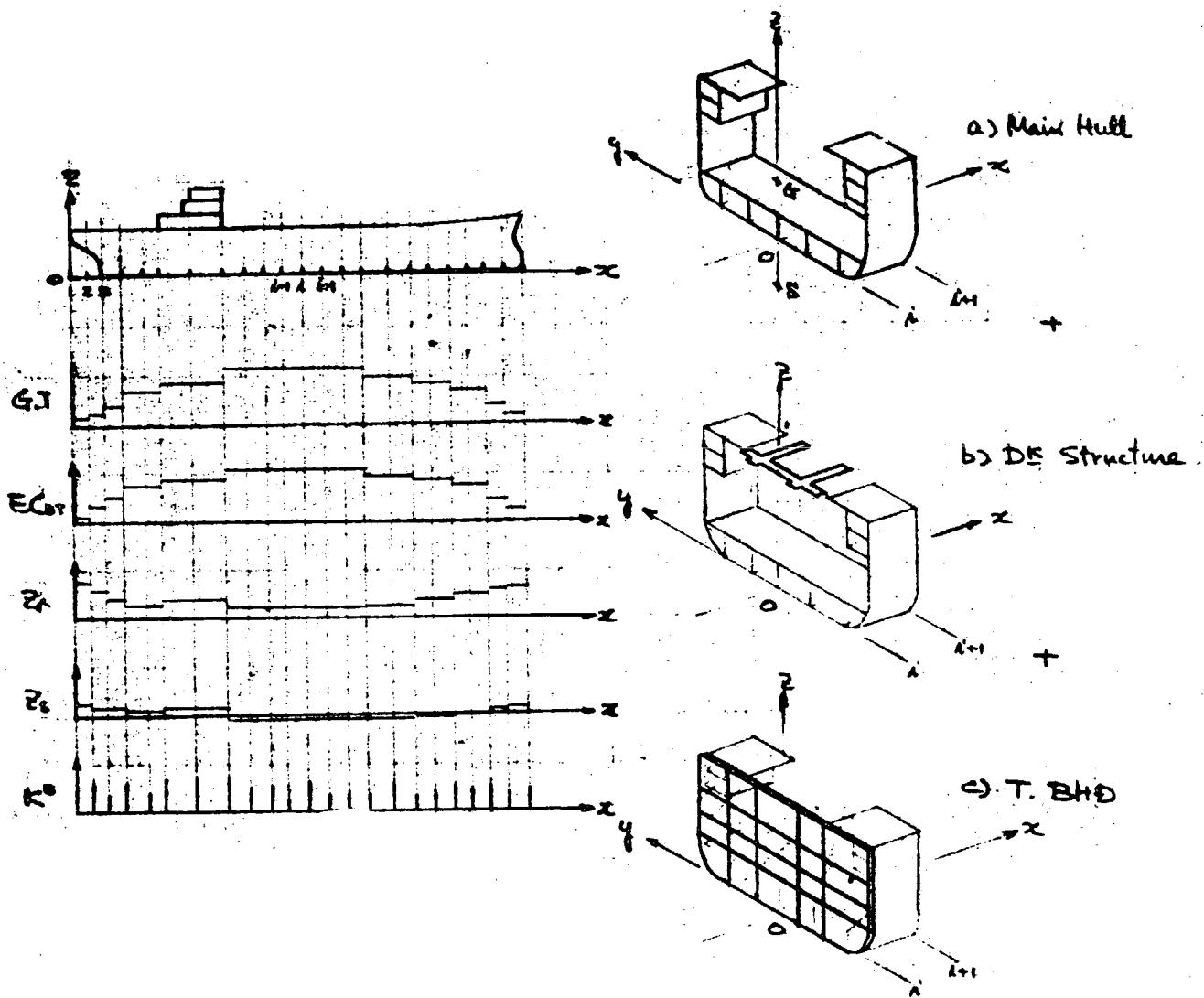
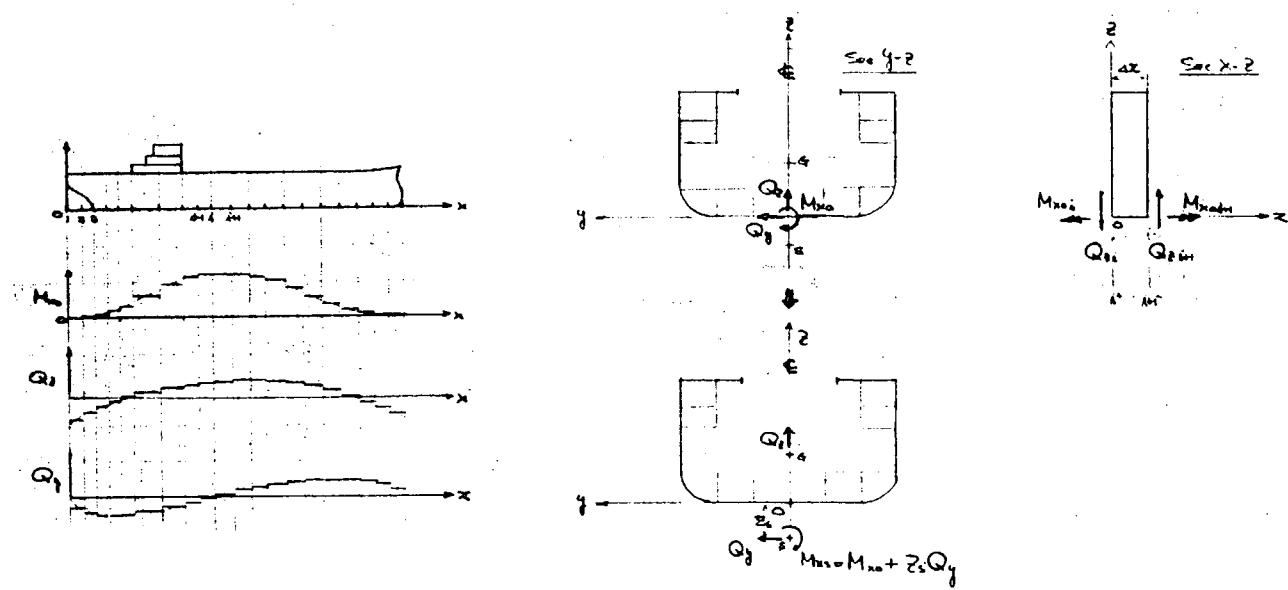


図 2.3.1 構造のモデル化



(1) 荷重のモデル化

(2) 荷重のふり分け

図 2.3.2 外荷重のモデル化

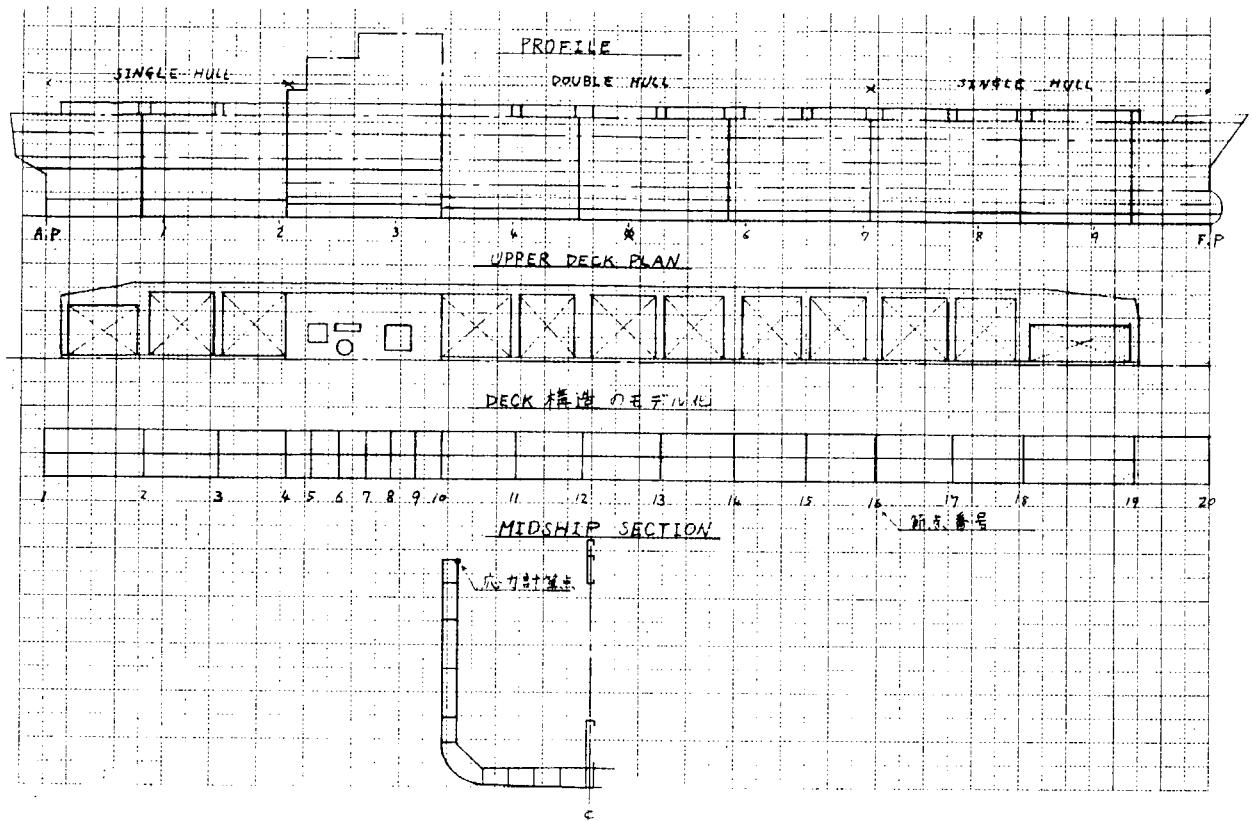


図 2.4.1 概略構造図



図 2.4.2 断面性能の分布

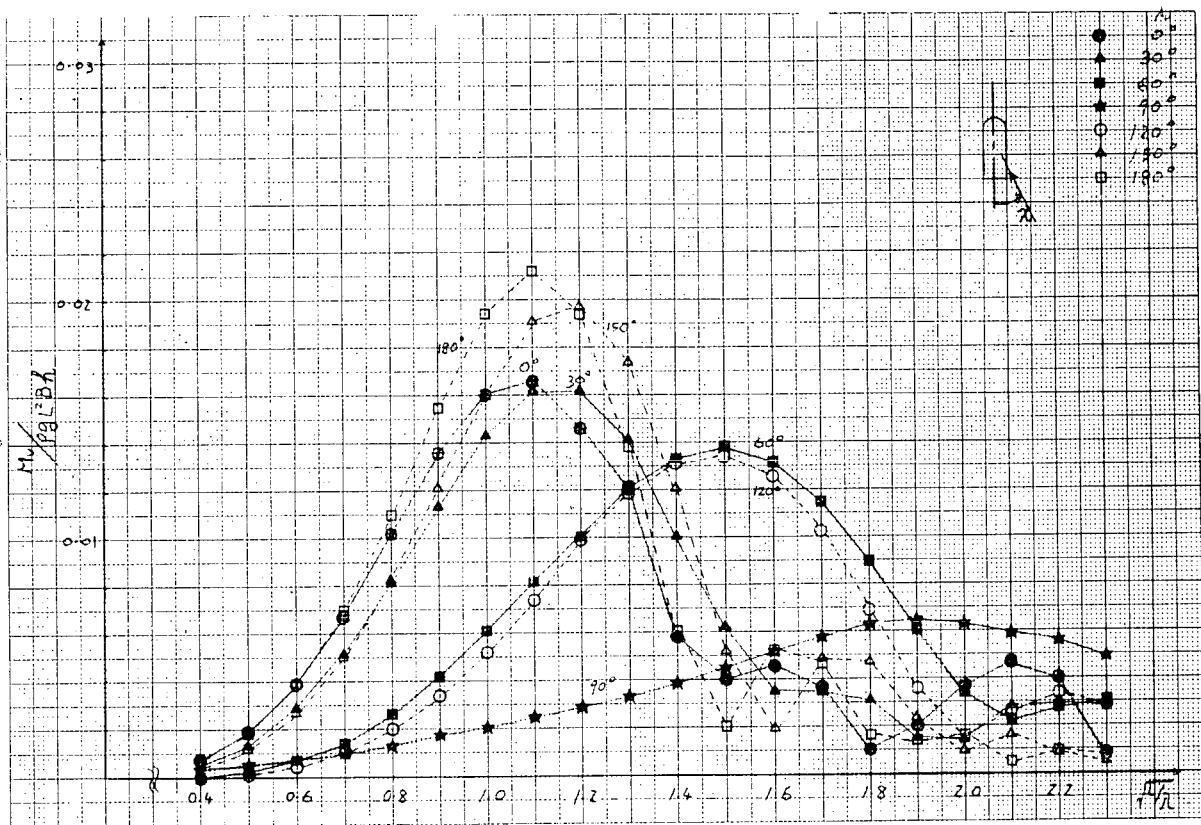


図 2.5.1 VERTICAL BENDING MOMENT AT MIDSHIP ($F_n=0.185$)

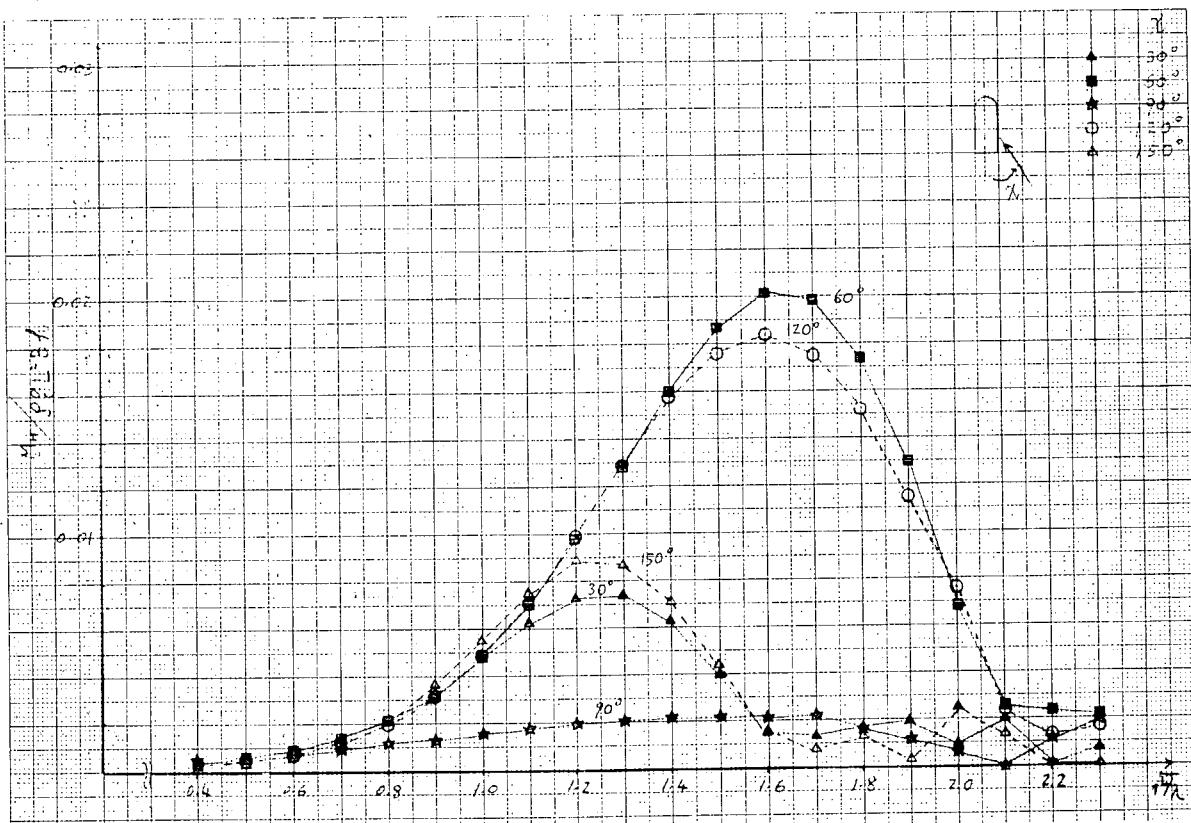


図 2.5.2 HORIZONTAL BENDING MOMENT AT MIDSHIP ($F_n=0.185$)

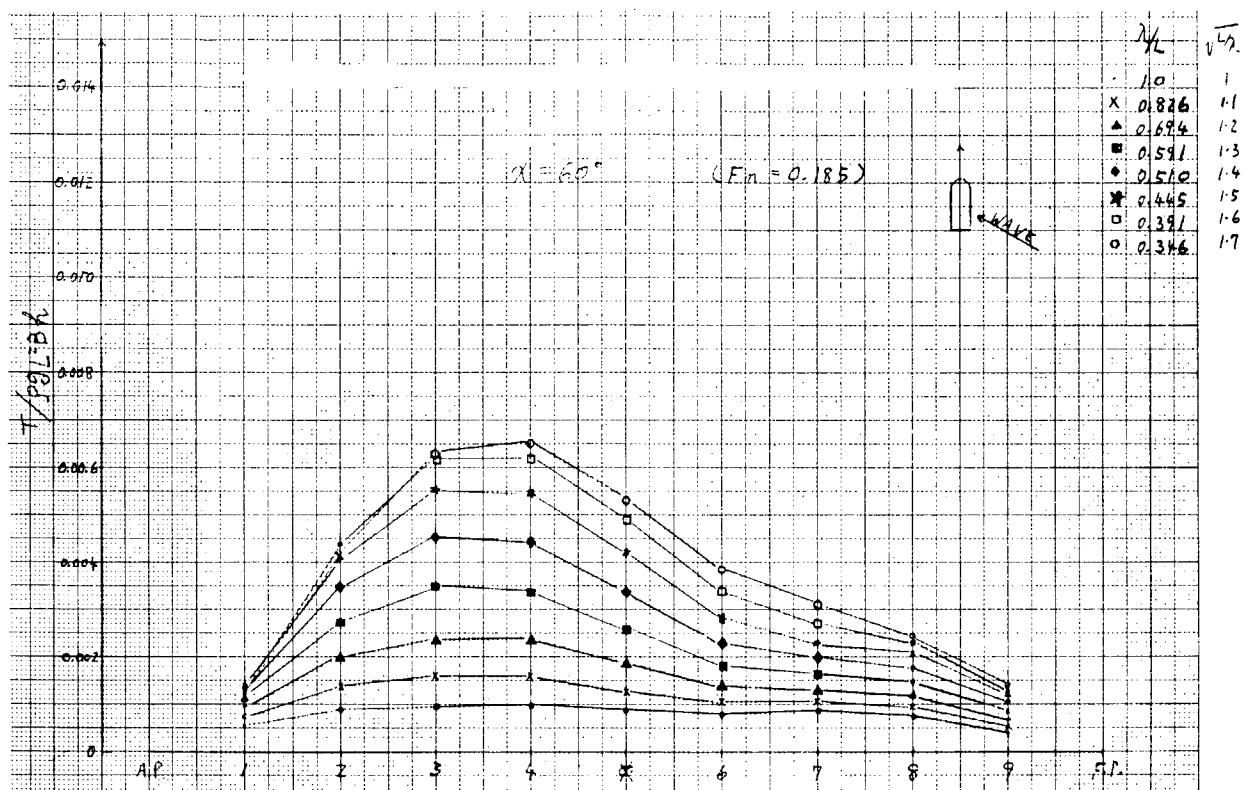


图 2.5.3 TORQUE about bottom center line ($F_n = 0.185$)

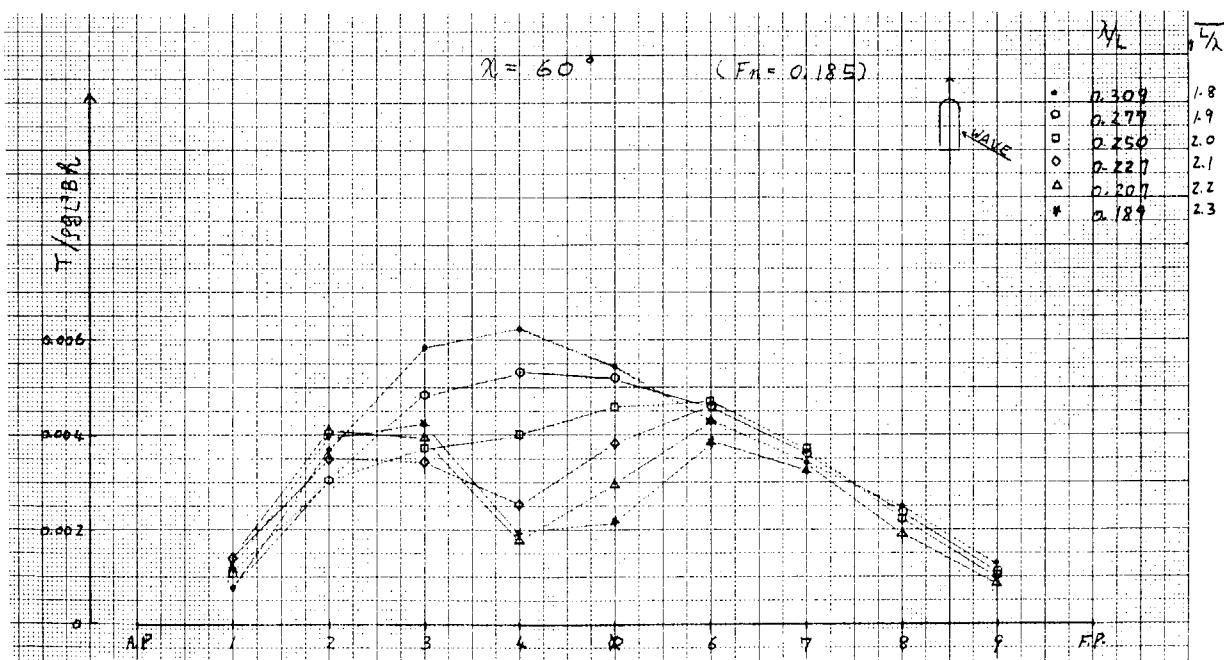


图 2.5.4 TORQUE about bottom center line ($F_n = 0.185$)

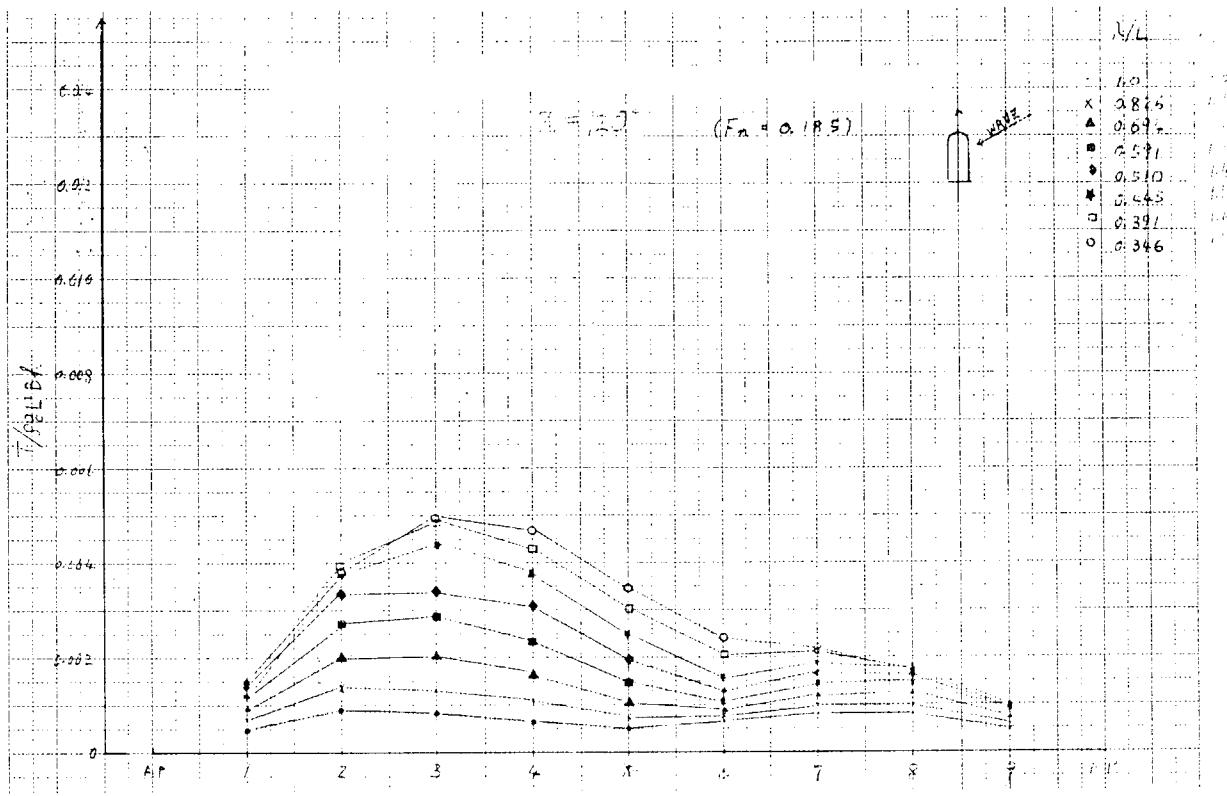


図 2.5.5 TORQUE about bottom center line ($F_n = 0.185$)

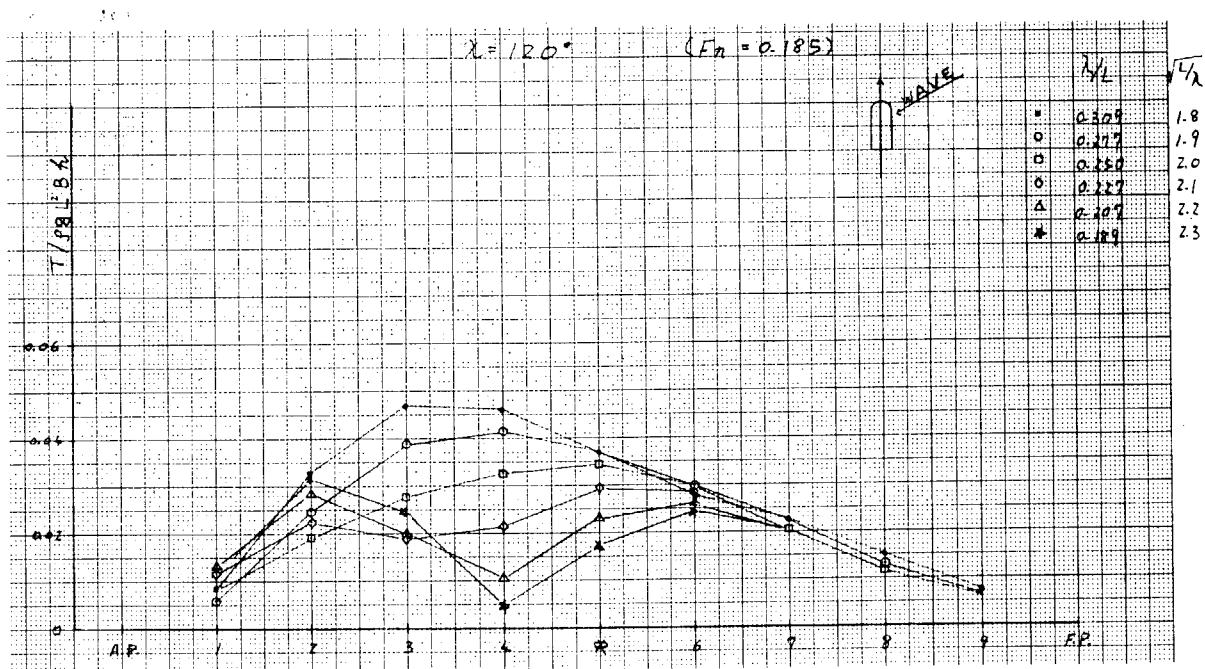


図 2.5.6 TORQUE about bottom center line ($F_n = 0.185$)

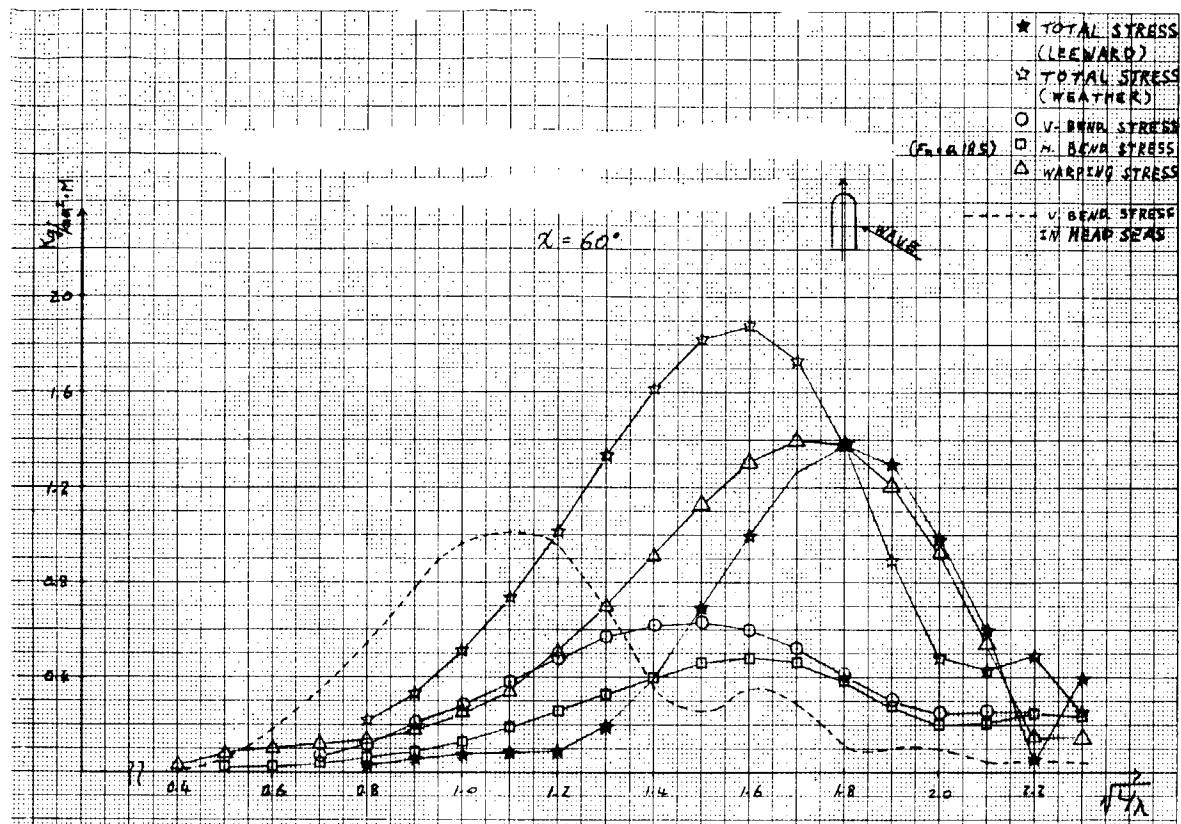


图 2.6.1 DISTRIBUTION OF RESPONSE AMPLITUDE
at the section in front of house wall ($F_n = 0.185$)

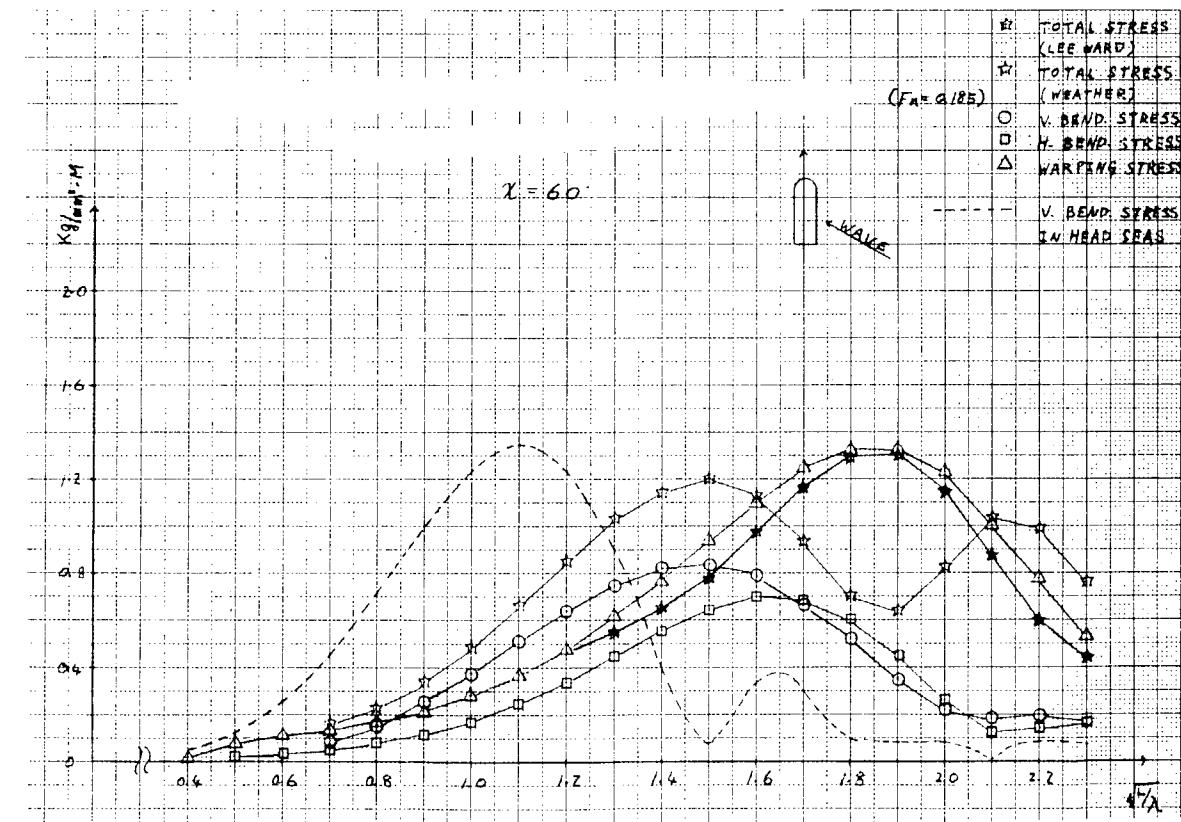


图 2.6.2 DISTRIBUTION OF RESPONSE AMPLITUDE
at midship section ($F_n = 0.185$)

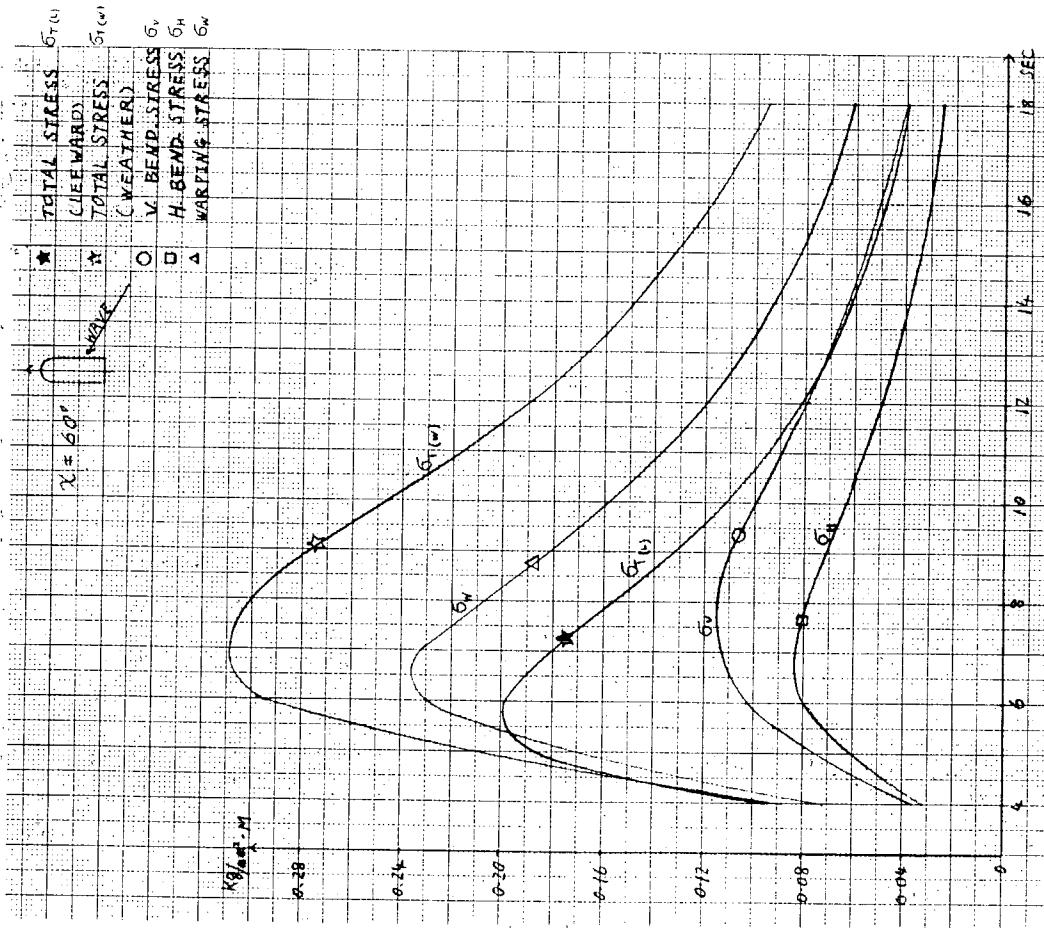


FIG. 2.7.1 STANDARD DEVIATION IN IRREGULAR SEAS
at the section in front of the house wall
in long crested waves ($F_N = 0.185$)

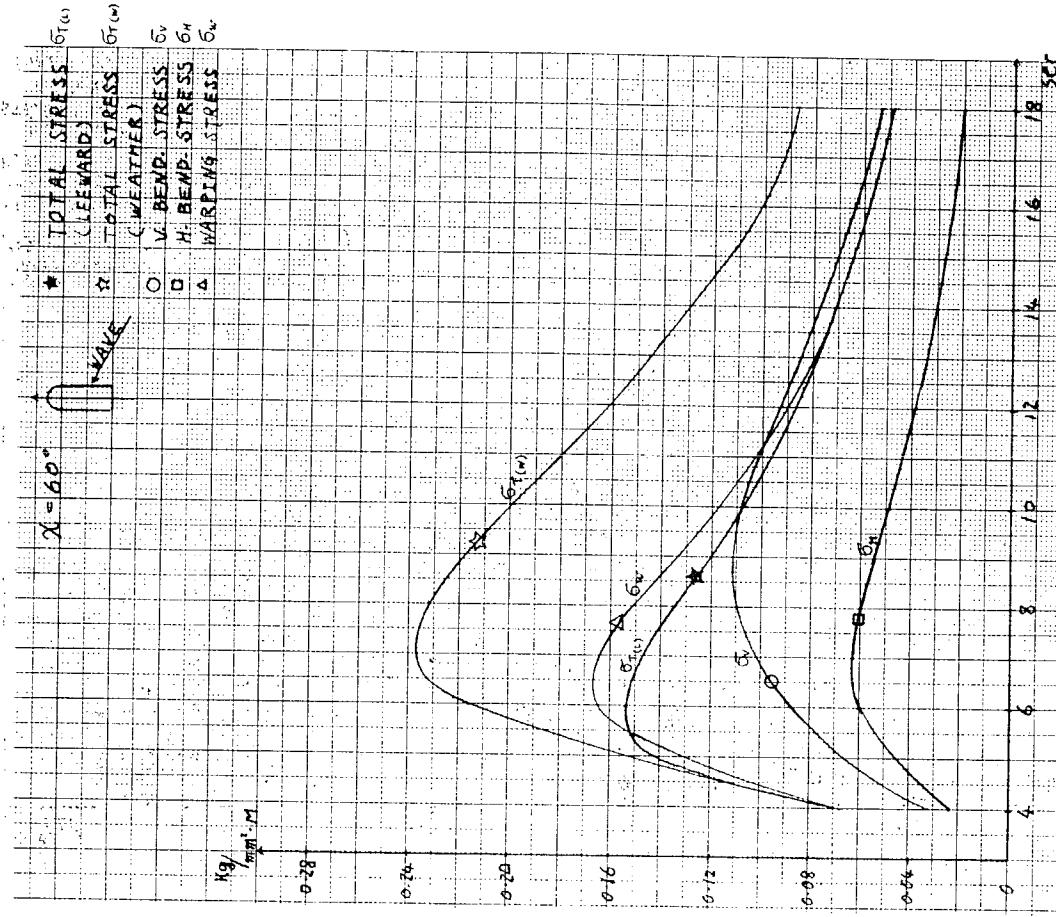


FIG. 2.7.2 STANDARD DEVIATION IN IRREGULAR SEAS
at the section in front of the house wall
in short crested waves ($F_N = 0.185$)

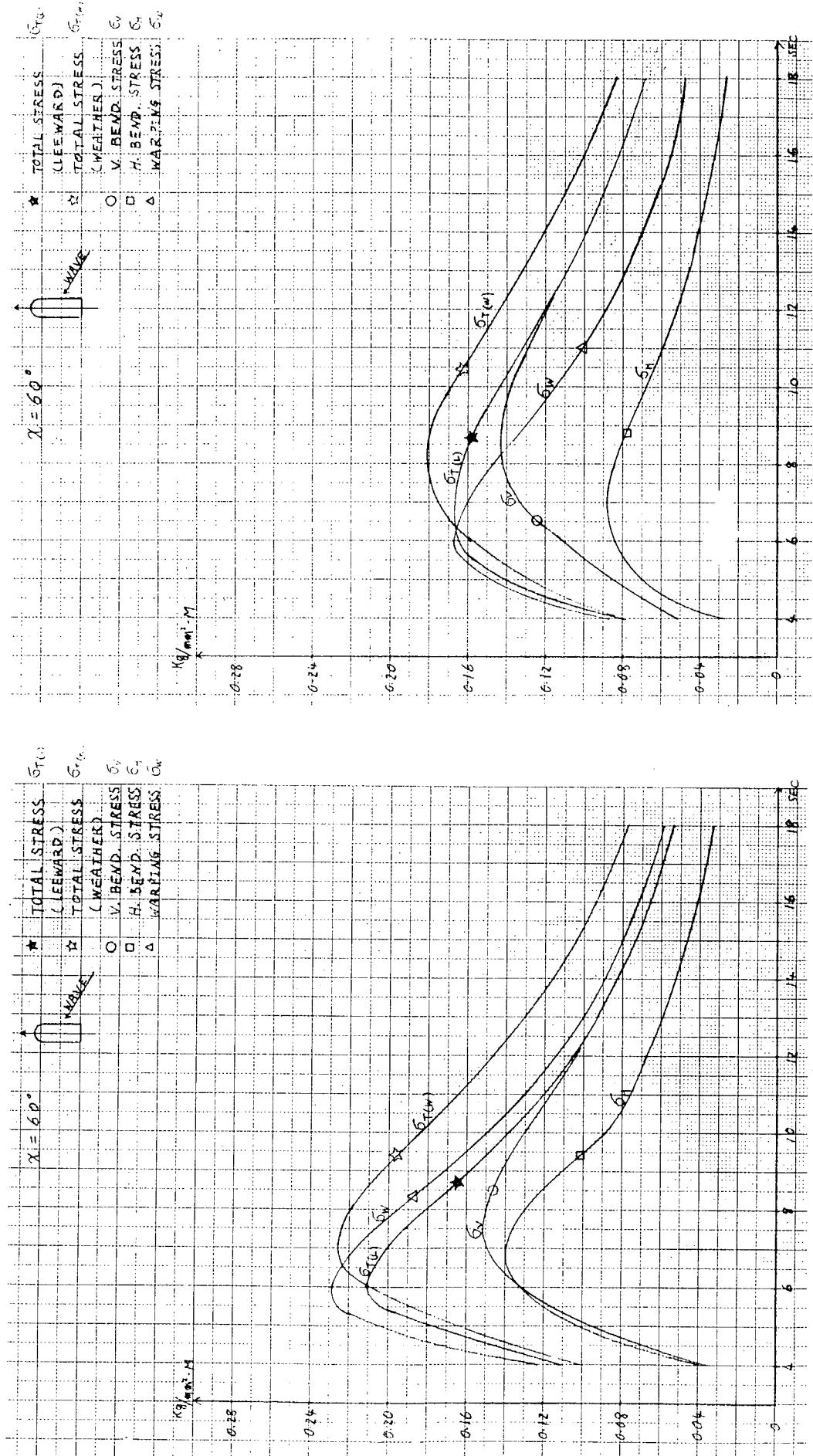


Fig. 2.7.3 STANDARD DEVIATION IN IRREGULAR SEAS
at midship section in long crested waves ($F_n = 0.185$)

Fig. 2.7.4 STANDARD DEVIATION IN IRREGULAR SEAS
at midship section in short crested waves ($F_n = 0.185$)

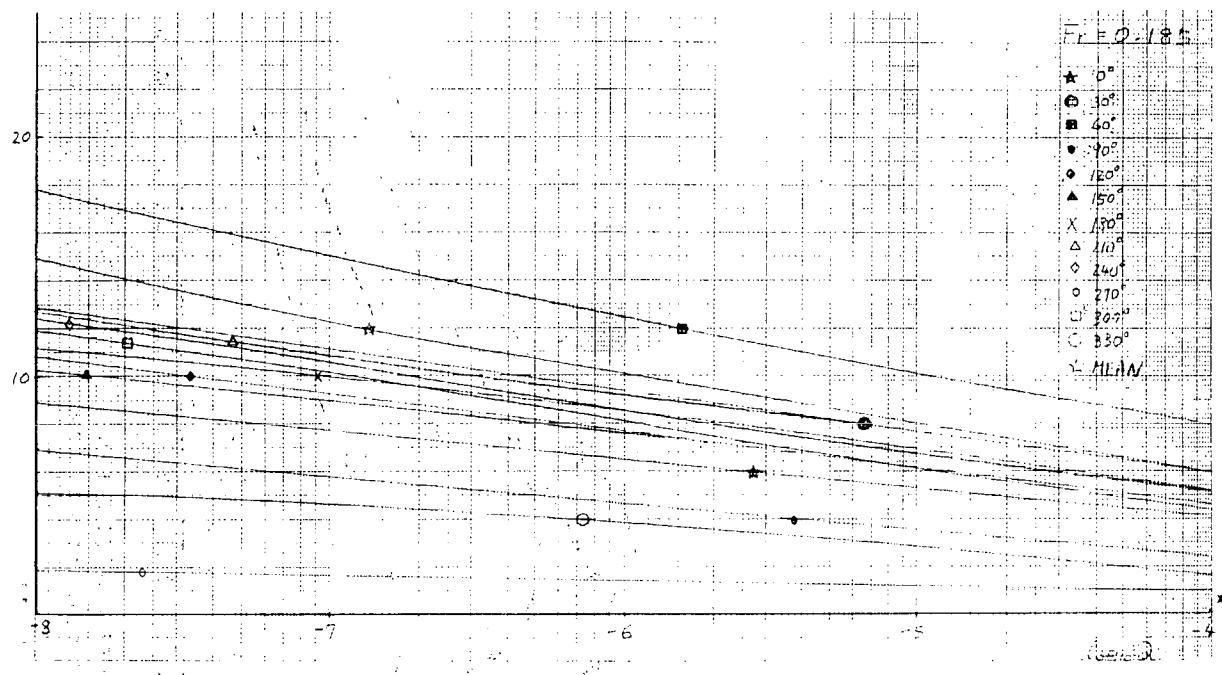


図 2.7.5 Long Term Distribution of the TOTAL STRESS
in Long Crest Waves in the North Atlantic Oceans
at the section in front of the house wall

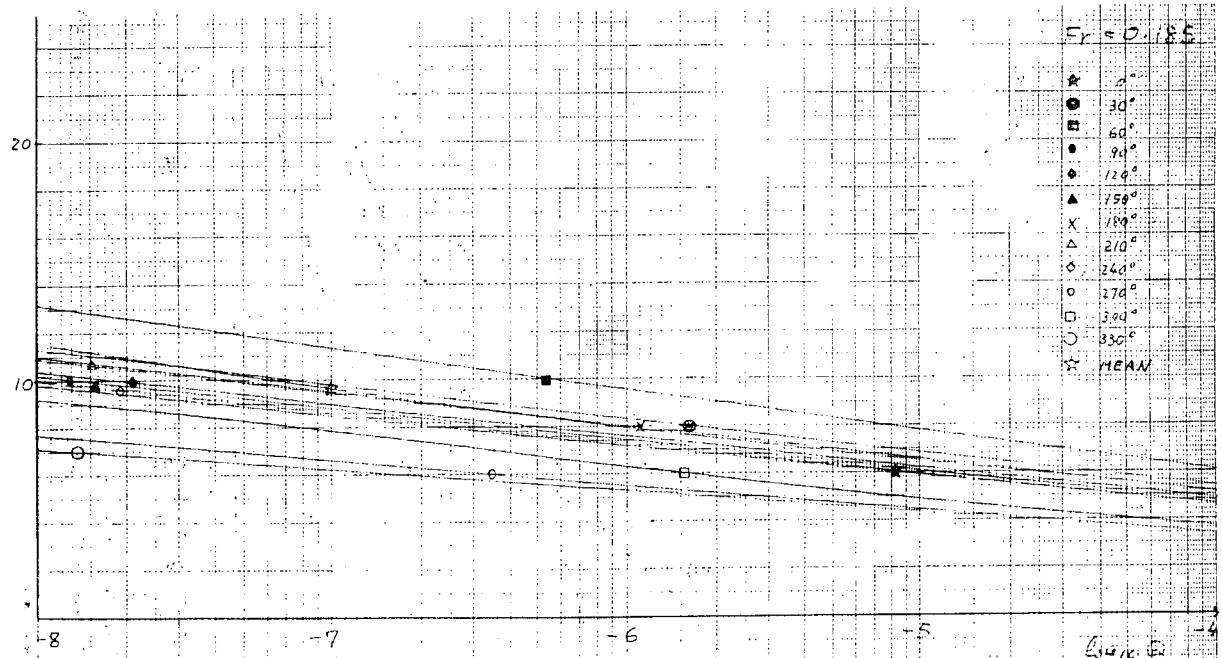


図 2.7.6 Long Term Distribution of the TOTAL STRESS
in Short Crest Waves in the North Atlantic Oceans
at the section in front of the house wall

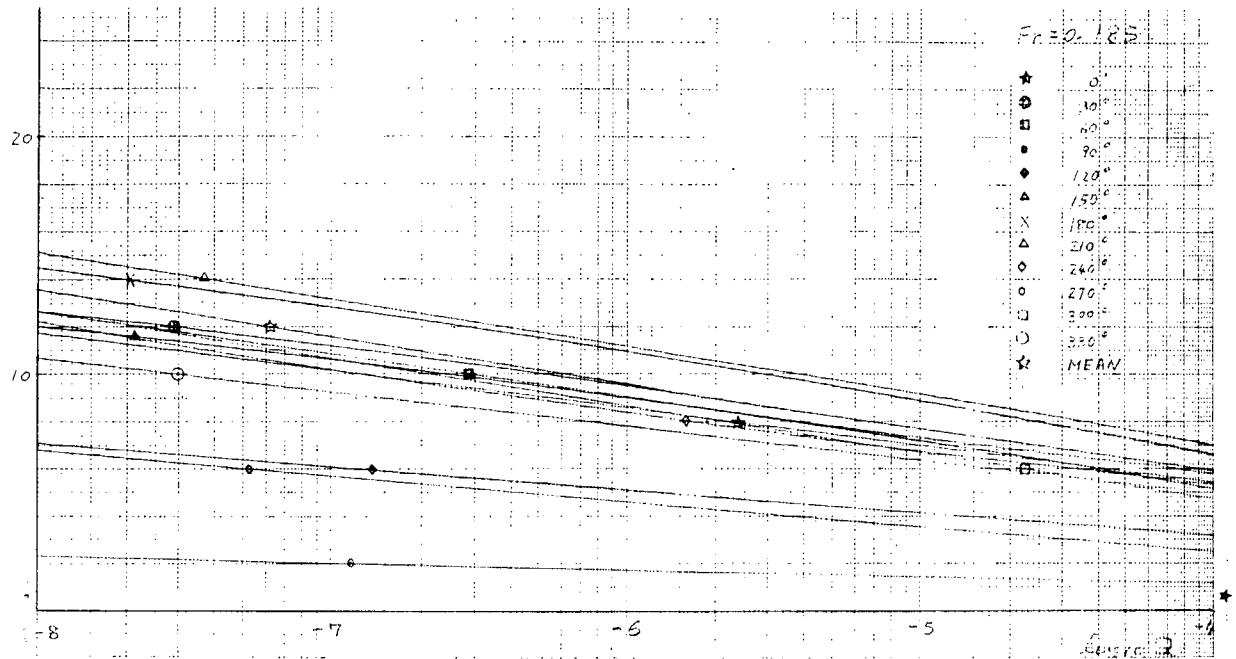


図 2.7.7. Long Term Distribution of the TOTAL STRESS
in Long Crest Waves in the North Atlantic Oceans
at the midship section

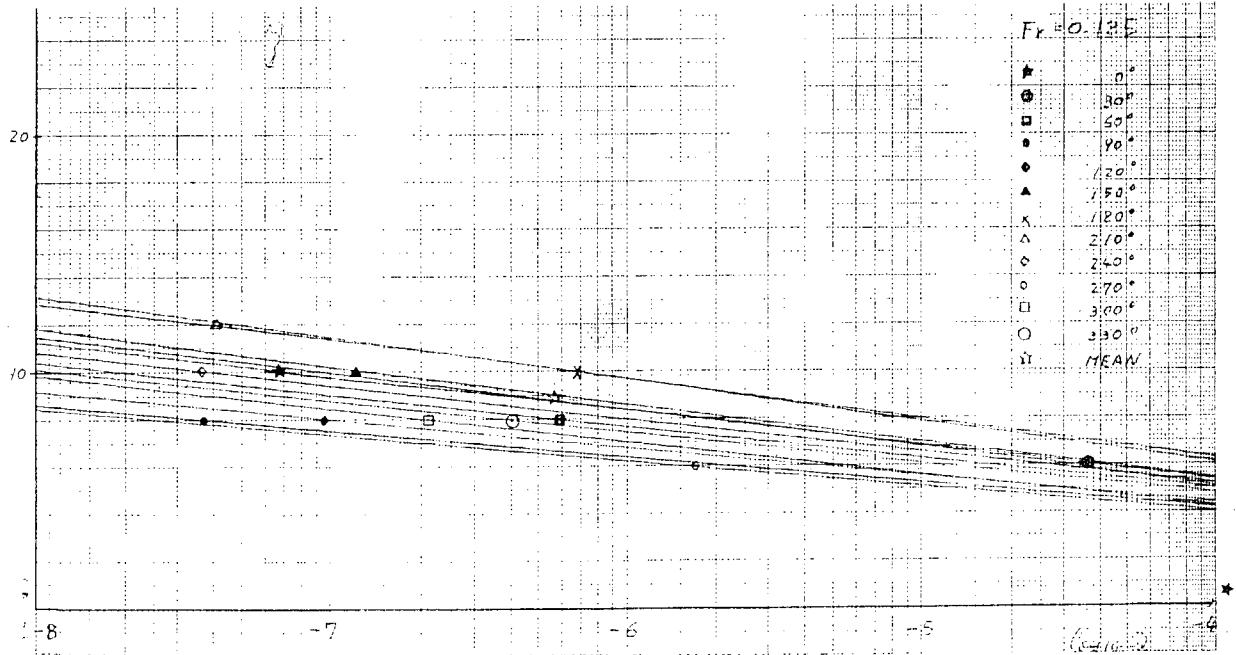


図 2.7.8 Long Term Distribution of the TOTAL STRESS
in short crest Waves in the North Atlantic Oceans
at the midship section

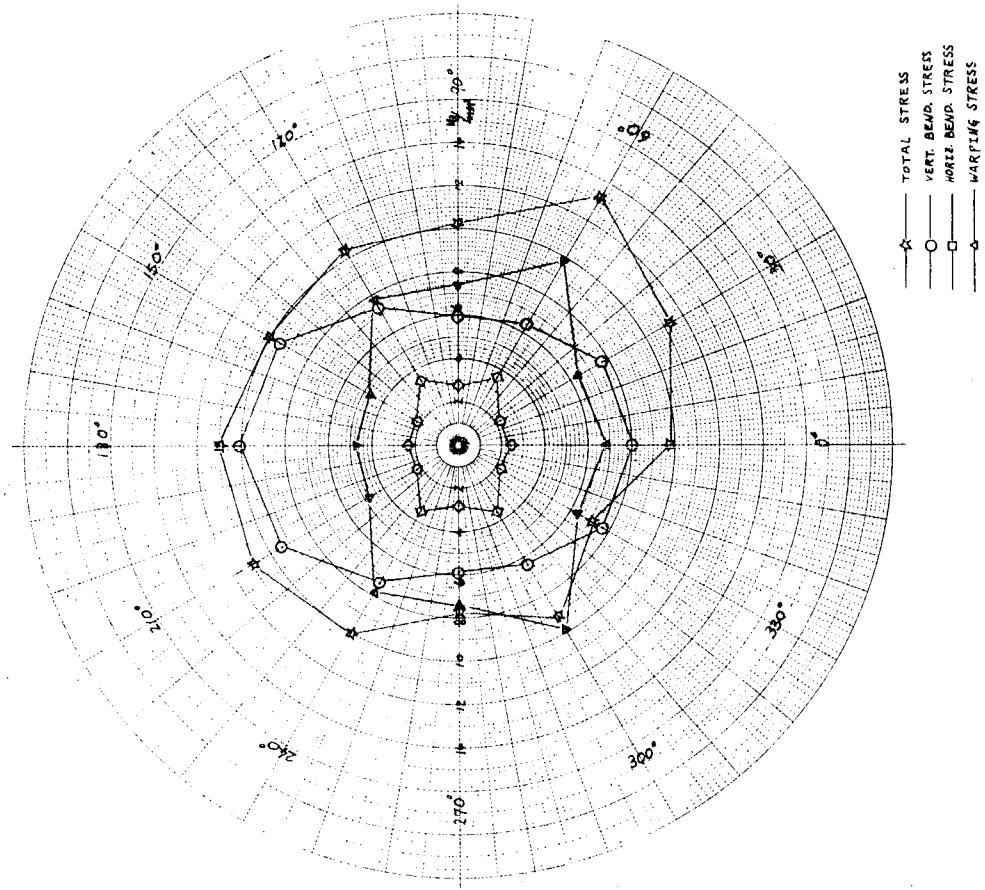


FIG. 2.7.10 LONG TERM PREDICTION OF 10^{-8} PROBABILITY
at the section in front of the house wall
in short crested waves

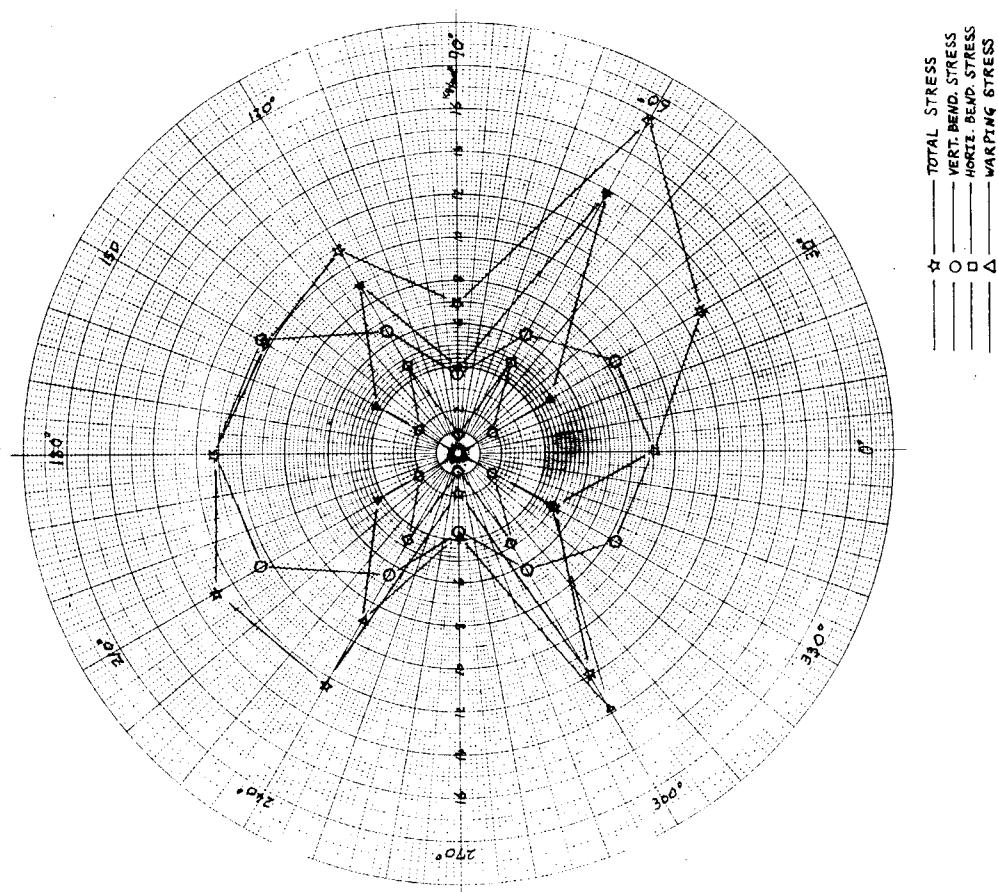


FIG. 2.7.9 LONG TERM PREDICTION OF 10^{-8} PROBABILITY
at the section in front of the house wall
in long crested waves

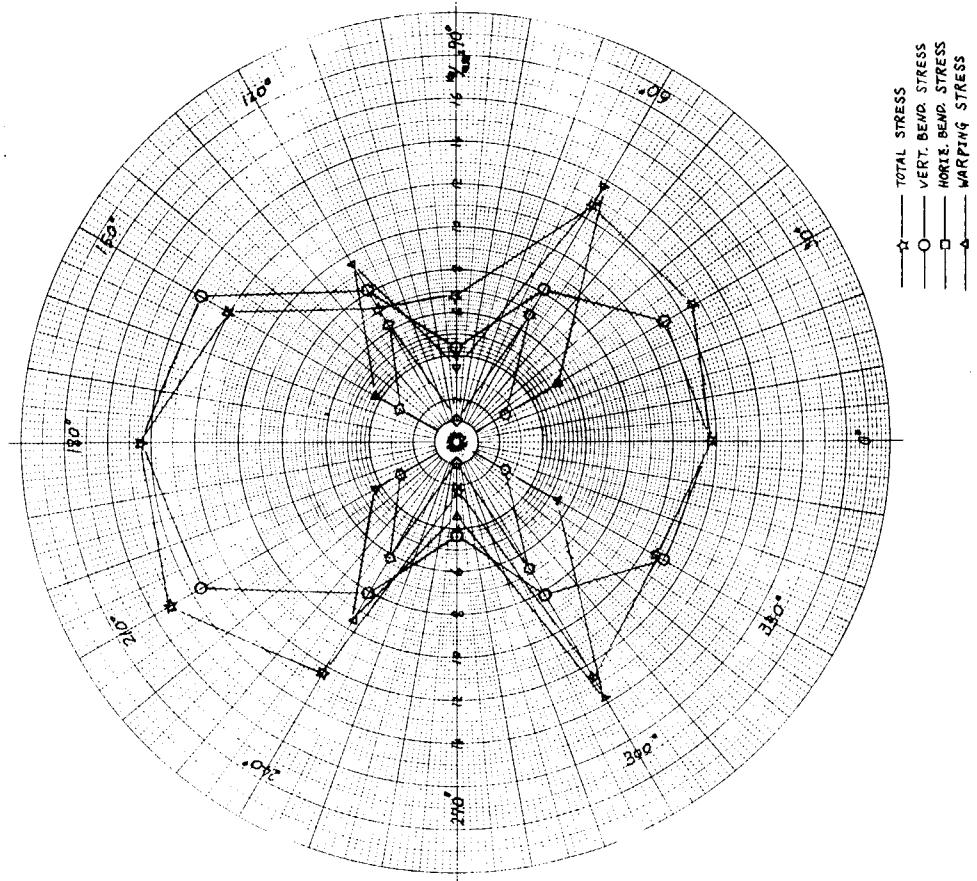


FIG. 2.7.11 LONG TERM PREDICTION OF 10^{-8} PROBABILITY
at midship section
in long crested waves

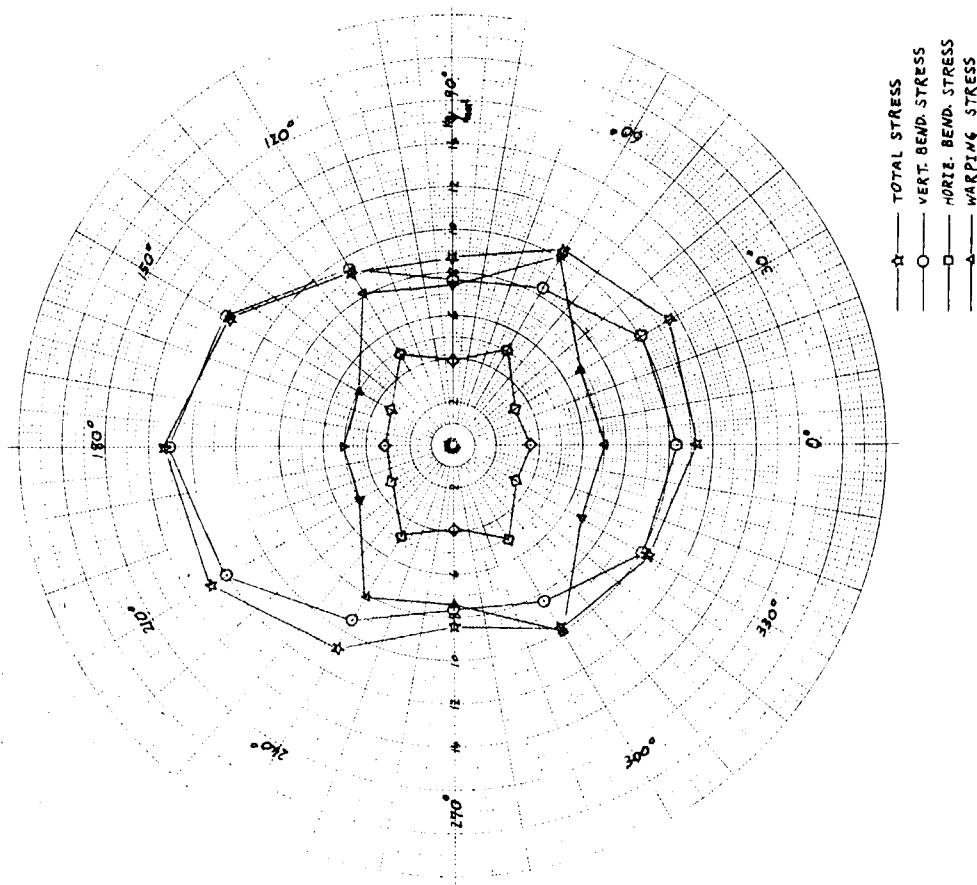


FIG. 2.7.12 LONG TERM PREDICTION OF 10^{-8} PROBABILITY
at midship section
in short crested waves

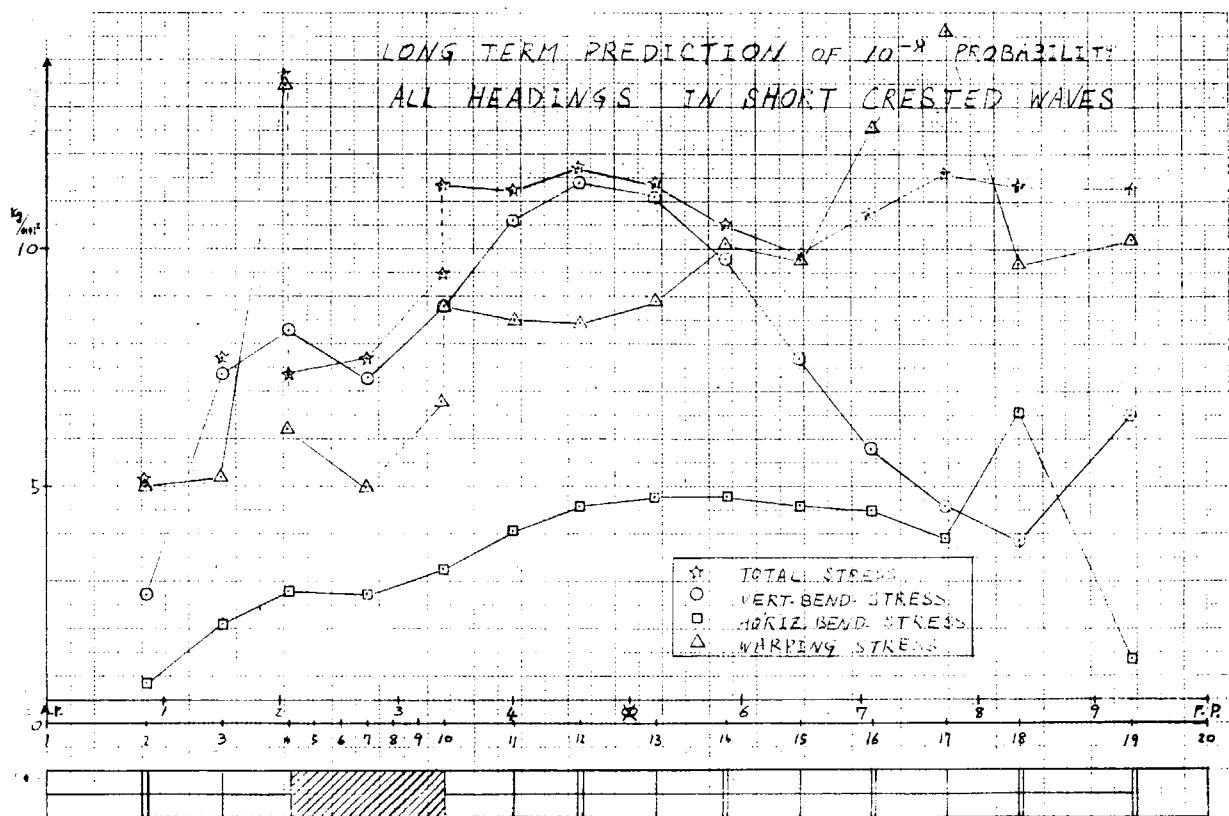


图 2.7.13 LONG TERM PREDICTION OF 10^{-8} PROBABILITY
ALL HEADINGS IN SHORT CRESTED WAVES

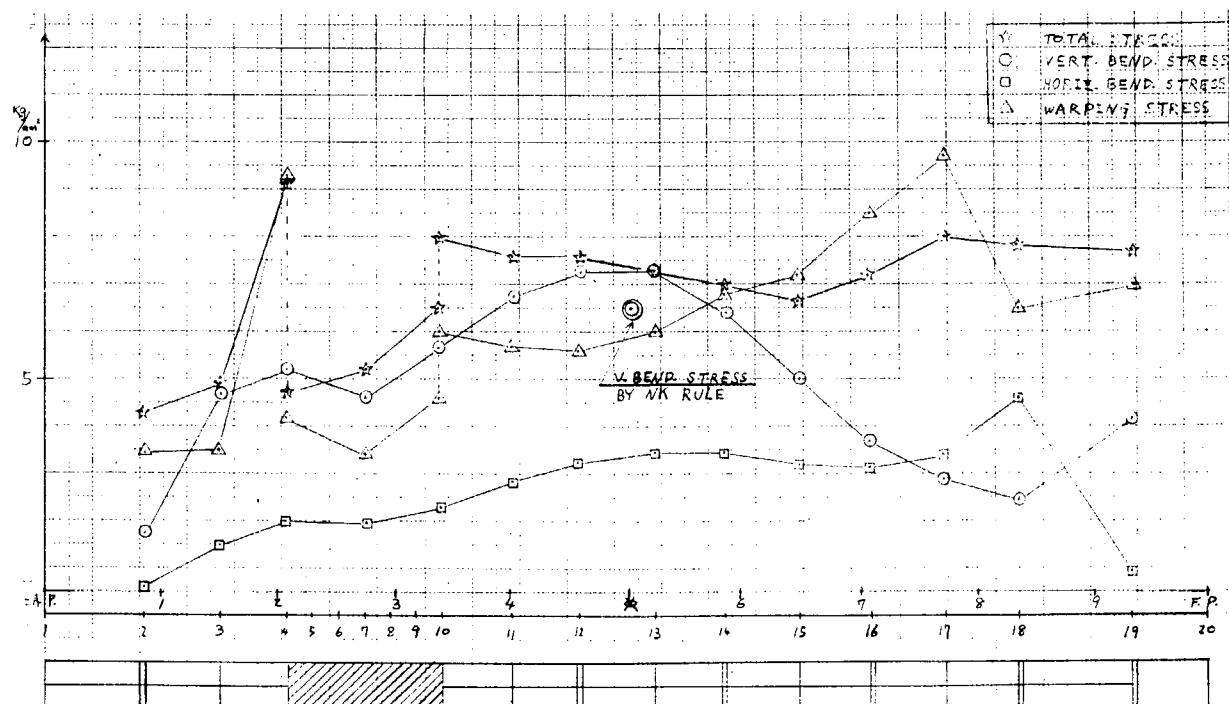


图 2.7.14 LONG TERM PREDICTION OF 10^{-5} PROBABILITY
ALL HEADINGS IN LONG CRESTED WAVES

表 2.7.1 LONG TERM DISTRIBUTION IN LONG CRESTED WAVES
of ALL HEADINGS AT PROBABILITY LEVEL 10^{-6}

SECT.NO	σ_V	σ_H	σ_W	σ_T	$\sqrt{\sigma_V^2 + \sigma_H^2 + \sigma_W^2}$	$\sigma_T / \sqrt{\sigma_V^2 + \sigma_H^2 + \sigma_W^2}$
2 +	2.2	0.75	4.35	5.4	4.93	1.095
3 --	7.35	2.3	6.05	7.9	9.79	0.807
3 +	4.2	1.45	2.8	4.3	5.25	0.819
4 --	7.55	2.7	11.75	11.5	14.23	0.808
4 +	5.5	2.3	5.4	5.95	8.04	0.740
7 --	5.8	2.4	4.0	6.05	7.44	0.813
7 +	5.75	2.5	4.75	6.8	7.87	0.864
10 --	6.95	2.8	5.9	8.1	9.54	0.849
10 +	7.2	2.95	7.7	10.0	10.95	0.914
11 --	8.3	3.55	7.2	9.2	11.55	0.797
11 +	8.55	3.7	7.6	9.6	12.02	0.798
12 --	9.1	4.05	6.95	9.3	12.15	0.766
12 +	9.25	4.1	7.65	9.6	12.68	0.757
13 --	8.85	4.2	7.25	9.0	12.19	0.738
13 +	9.0	4.4	8.0	9.3	12.82	0.725
14 --	7.8	4.15	7.8	8.25	11.79	0.700
14 +	8.2	4.4	9.75	9.25	13.48	0.686
15 --	6.1	3.9	8.0	7.4	10.79	0.686
15 +	6.45	4.25	10.07	9.4	13.20	0.712
16 --	4.1	3.4	8.3	7.2	9.86	0.730
16 +	5.15	4.55	13.6	9.25	15.24	0.607
17 --	2.85	3.2	7.15	5.85	8.34	0.702
17 +	4.35	5.55	18.5	15.0	19.80	0.758
18 --	1.9	3.35	10.55	11.0	11.23	0.979
18 +	4.3	8.45	6.3	8.8	11.38	0.773
19 --	5.1	1.2	8.7	9.65	10.16	0.95

NOTE σ_V VERTICAL BENDING STRESS
 σ_H HORIZONTAL BENDING STRESS
 σ_W WARPING STRESS
 σ_T TOTAL STRESS
UNIT kg/mm^2



3. 解析法と安全率及び荷重の正確な評価

3.1 横強度トータルシステム仕様書案作成の概要（三菱重工業）

最近、電子計算機の大型化、高速化に伴い、船体の強度解析や波浪中における船体運動等の計算がかなり高い精度で求められるようになつた。波浪中の船体縦曲げモーメントについては、以前からストリップ法で求められ、統計的にその長期予測値が得られるようになっているが、波浪変動圧力については最近になって福田等により、その長期予測値の傾向が発表され、船体の横強度について外力の点より色々の考察推論がなされている。

船体の横強度解析にとって最も重要な外力の一つは波浪による変動圧力である。しかしながら現在の方法による長期予測値では船体各点の最大期待値は得られるが、各計算点間の相関が得られず、ある時刻における波浪変動圧力の分布は得られない。これまでの横強度解析はこのような長期予測値から適当に変動圧力の分布を指定して、これを外力として解析を行つてゐるが、この結果が果して最も荷重条件になっているか否かはよく判つてない。この点について詳しい検討するにはまず規則波中における船体各部材の変動圧力を求め、これを統計処理することにより直接応力の長期予測を得る必要がある。しかしながら、膨大な計算となるので計算法を開発する前にその仕様書を作成してみた。

以下、その概要を述べる。

3.1.1 システムの目的とその概要

本システムは規則波中において船体に作用する荷重とそれにより、船体各部に生じる変動圧力を求め、その極大値の分布がレーベー分布すると仮定して短期、長期海面における変動応力の発現頻度を計算するものである。

図 3.1.1 IC 計算プログラムの概略フローチャートを示す。

STEP 1 では規則波中における船体運動、変動圧力計算を行う。計算法は Ordinary Strip Method で SR 131 でシリーズ計算を行つてゐるのと同じ方法である。船体運動の計算結果はチェック用にアウトプットされ、後続計算用のデーターは磁気テープに入る。変動圧力の計算結果も同様に処理される。

STEP 2 では規則波中における船体の部材各部に生じる変動応力の計算を行う。計算法は森等の方法による。立体強度計算法を今回トータルシステム用に拡張したものを考える。この STEP は大きく 3 段階に分かれている。まず、最初は変動圧力計算によって得られた船体表面の変動圧力の分布を単位荷重に分解して外力ベクトルを作成する。その次に単位荷重、船体運動の単位加速度に基づく槽内の荷重及び計算時の積付状態の静荷重による船体各部の応力を求め、最後にそれらを重ね合せて規則波中における変動応力を求める。

STEP 3 では変動応力の短期、長期予測計算を行う。

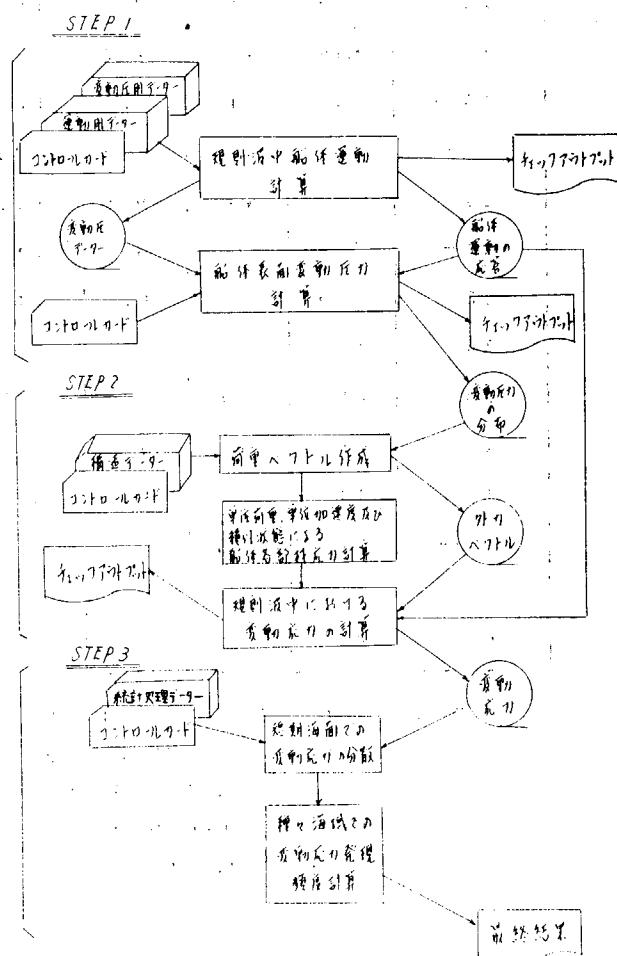


図 3.1.1 横強度トータルシステムフローチャート

3.1.2 波浪外力

(1) 船体運動

船体運動の解析には田才、福田等のいわゆる O.S.M (Ordinary Strip Method) を用いる。運動方程式を以下のように表わす。

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \ddot{\zeta} + A_{12} \dot{\zeta} + A_{13} \zeta + A_{14} \ddot{\varphi} + A_{15} \dot{\varphi} + A_{16} \varphi &= F_\zeta \\ A_{21} \ddot{\zeta} + A_{22} \dot{\zeta} + A_{23} \zeta + A_{24} \ddot{\psi} + A_{25} \dot{\psi} + A_{26} \psi &= M_\varphi \\ a_{11} \ddot{\eta} + a_{12} \dot{\eta} + a_{13} \eta + a_{14} \ddot{\psi} + a_{15} \dot{\psi} + a_{16} \psi + a_{17} \ddot{\theta} + a_{18} \dot{\theta} + a_{19} \theta &= F_\eta \\ a_{21} \ddot{\eta} + a_{22} \dot{\eta} + a_{23} \eta + a_{24} \ddot{\psi} + a_{25} \dot{\psi} + a_{26} \psi + a_{27} \ddot{\theta} + a_{28} \dot{\theta} + a_{29} \theta &= M_\psi \\ a_{31} \ddot{\eta} + a_{32} \dot{\eta} + a_{33} \eta + a_{34} \ddot{\psi} + a_{35} \dot{\psi} + a_{36} \psi + a_{37} \ddot{\theta} + a_{38} \dot{\theta} + a_{39} \theta &= M_\theta \end{aligned} \right\} \quad (3.1.1)$$

各係数については文献 1) と同じである。

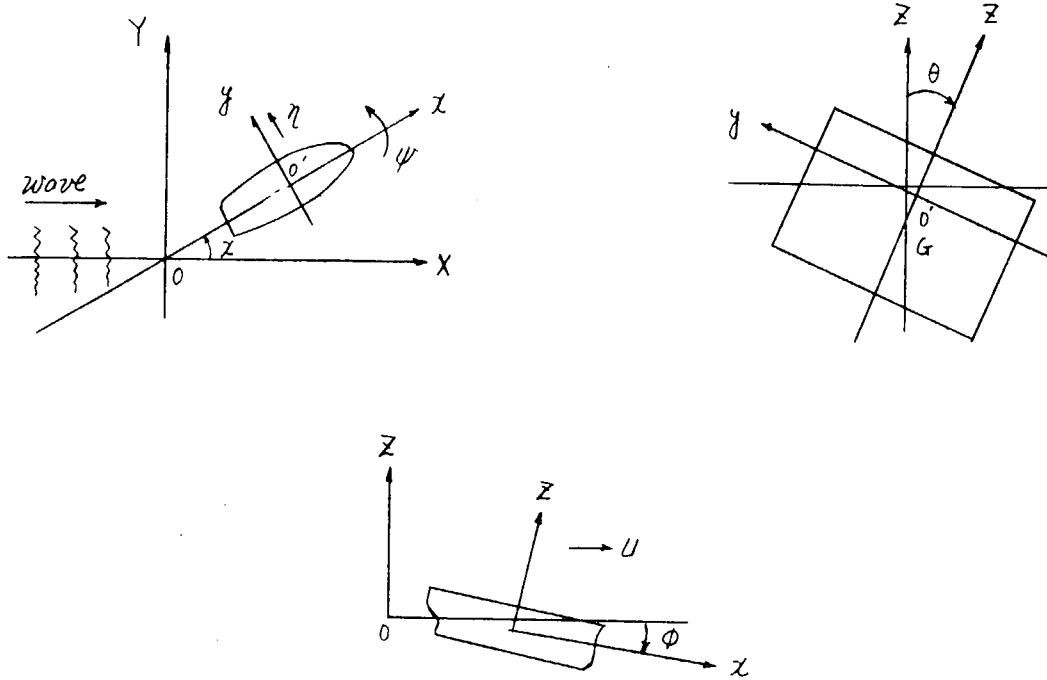


図 3.1.2 波浪外力座標系

なお、Roll Damping については非線形の影響を入れる。造波 Damping だけを考えたのでは、実験値に比べ過大の値を与えることが分っているので a_{38} の項は半実験的に実用の面から次のように修正する。

$$a_{38} = a_{38w} w + a_{38v} v + a_{38u} u \quad (3.1.2)$$

a_{38w} : 従来の Potential theory で計算される造波減衰に相当する係数

a_{38v} : 半ば実験的に得られる N 係数のうち粘性減衰に相当する係数

a_{38u} : 船速の影響を表わす係数

$$\left. \begin{aligned} a_{38w} &= \frac{1}{2} \int \rho N_y (Z_G - l_w)^2 dx \\ a_{38v} &= \frac{2}{\pi} \omega \theta a_{37} \left(\frac{1}{2} N_{10} + N_{BK} \right) \cdot \theta \circ \\ a_{38u} &= \frac{V}{L} \left(\frac{d\theta}{2} \right)^2 \int \rho S_y dx \end{aligned} \right\} \quad (3.1.3)$$

α_{38} が θ の関数になっているので以上を逐次近似的に繰り返し計算すると重心周りの船体運動として次の解を得る。

$$\left. \begin{array}{l} \zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t + \epsilon_\zeta) : \text{Heave} \\ \phi = \phi_0 \cos(\omega_e t + \epsilon_\phi) : \text{Pitch} \\ \eta = \eta_0 \cos(\omega_e t + \epsilon_\eta) : \text{Sway} \\ \psi = \psi_0 \cos(\omega_e t + \epsilon_\psi) : \text{Yaw} \\ \theta = \theta_0 \cos(\omega_e t + \epsilon_\theta) : \text{Roll} \end{array} \right\} \quad (3.1.4)$$

位相差とは波頂が最も来た時を時間の基準に取り運動の進みを正とする。

(2) 水圧分布

船体運動の解が得られれば、これらの解を利用して田才の方法により船体表面に働く変動水圧を計算することが出来る。

$$\text{変動水圧} P' = P'_0 \cos(\omega_e t + \epsilon_p) = P'_c \cos \omega_e t - P'_s \sin \omega_e t \quad (3.1.5)$$

と表わすと、水圧分布は次式で表わされる。

$$P = P_V + P_H + P_R + P_W + P_* \quad (3.1.6)$$

ただし、
 P_V : Pressure due to vertical motion

P_H : Pressure due to horizontal motion with respect to O

P_R : Pressure due to rolling motion with respect to O

P_W : Pressure due to regular wave

P_* : 静水圧

のような 5 種類の圧力の和の形で求められる。

3.1.3 船体構造解析

(1) 計算法の概要

2)

油送船の立体強度計算法（森等の方法）を両舷を含めた縦曲げ及び水平曲げに拡張して適用する。対象とする部分は船首、船尾部を除く平行部で最大 5 タンク程度とする。構造様式としては、中心線縦げたを有する 2 列の縦通隔壁又は中心線縦げたを有しない 2 列の縦通隔壁をもつた形式とし、トランスリングは 1 本ないし 2 本のストラットを有するものとする。解析は縦曲げと水平曲げを別個に取扱いトランスリングの解析には変断面梁の面内骨組計算を用いそのコーナ部応力は楔理論によって算出する。

この立体強度計算法によって、船底及び船側の多数の領域にそれぞれ単位分布水圧が働いた場合と与えられた積荷状態で 6 成分の単位の加速度によって、荷油の内圧が生じる場合の各々について指定された位置における主縦通部材の変形と部材力及び指定されたトランスリング内の部材力と応力を求める。単位分布水圧が働く領域は、船の長さ方向には 1 タンクの長さの半分を 1 分割とし幅方向には 3 分割程度、および船側は 7 分割程度を考える。単位分布水圧としては、一様分布水圧と三角分布水圧を考える。

これらの各単位分布水圧と単位加速度に対する主縦通部材及びトランスリングの変形、部材力及び応力を影響係数として、これと規則波中の運動計算と変動圧力計算によって得られる外荷重ベクトル（各領域の単位分布水圧及び単位加速度が何倍になるかを示すベクトル）によって考えている規則波中の構造部材の応答を知ることが出来る。

そのフローチャートを図 3.1.3 に示す。

(2) ランスリングの面内骨組計算

ランスリングを構成する各部材は剛体部、変断面部及び一様断面部から成るものとし、軸力、曲げ及びせん断による変形を考慮した剛性マトリックスを用いて面内骨組解析を行う。

等価節点力で置き換えられた各単位分布水圧と単位加速度による荷油の内圧及び主縦強度部材位置における支持反力を求める。

ランスリングの拘束条件と水圧のかけ方を図 3.1.4～図 3.1.6 に示す。図 3.1.7 に単位加速度による荷油の内圧の一例を示す。

船体の縦曲げと水平曲げを主縦通強度部材がランスリングによって相互に結合された合成梁として取りあつかう場合、これによってランスリングから伝えられる外荷重 $R_{ij}(0)$ とランスリングが主縦強度部材によって弾性的に支持されていることを表わすペネ定数 $R_{ij}(1)$ が得られる。

また、ここで得られた部材力とそれを用いて“楔理論”によって算出されるコーナ部の応力は以下の縦曲げと水平曲げ解析によって求められる主縦強度部材の相対変位の大きさとともに単位分布水圧及び単位加速度に対する影響係数となる。

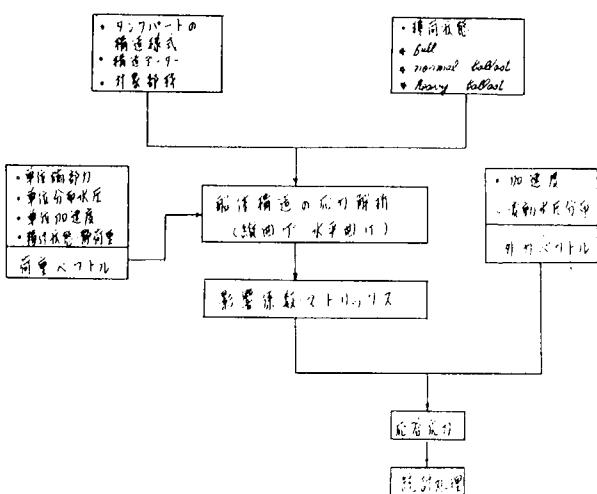


図 3.1.3. 船体構造解析フローチャート

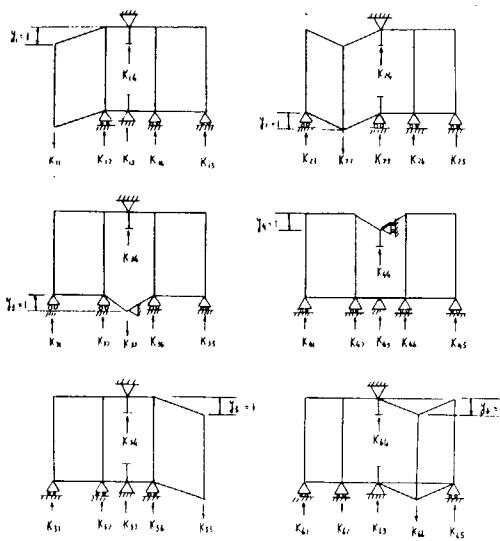


図 3.1.4 拘束条件(縦曲げ)

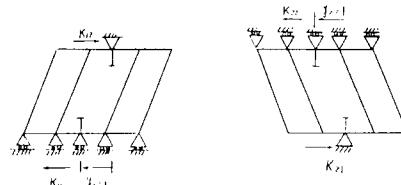


図 3.1.5 拘束条件(水平曲げ)

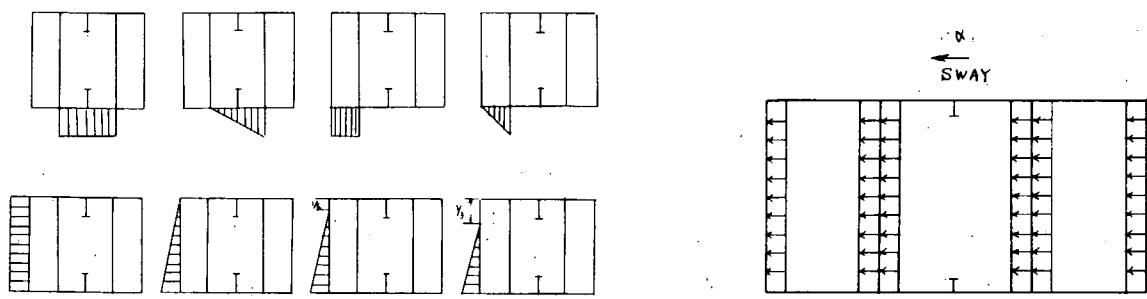


図 3.1.7 単位加速度による荷油の内圧の一例

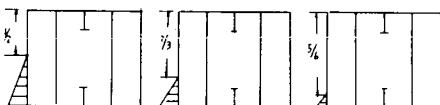


図 3.1.6. 単位分布水圧および解析

単位運動水圧への分解例

$$\begin{aligned} & \text{船体の} \\ & \text{運動水圧} \\ = & \Delta \text{DAB} - \Delta \text{CA} + \Delta \\ - \Delta \text{DAC} & - \Delta \text{EAD} \\ - \Delta \text{FAE} & \end{aligned}$$

他も同様

(3) 相対変位計算

以下縦曲げ、水平曲げについて相対変位の計算方法の概要を述べる。

(a) 縦曲げ

(I) 座標系と符号の定義

座標系と符号の定義(文献2)を参照)を

図3.1.8に示す。

(II) トランスリング間における主縦強度部材の基礎式

(1) 力と変形の関係

せん断力とせん断変形

$$S_i = R'GAs_i \left(\frac{dZ_i}{dx} - \varphi_i \right) \quad (3.1.7)$$

曲げモーメントと曲率の関係

$$M_i = -EiI_{ii} \frac{d\varphi_i}{dx} \quad (3.1.8)$$

軸力と軸方向変形

$$N_i = EiA_{ii} \frac{du_i}{dx} \quad (3.1.9)$$

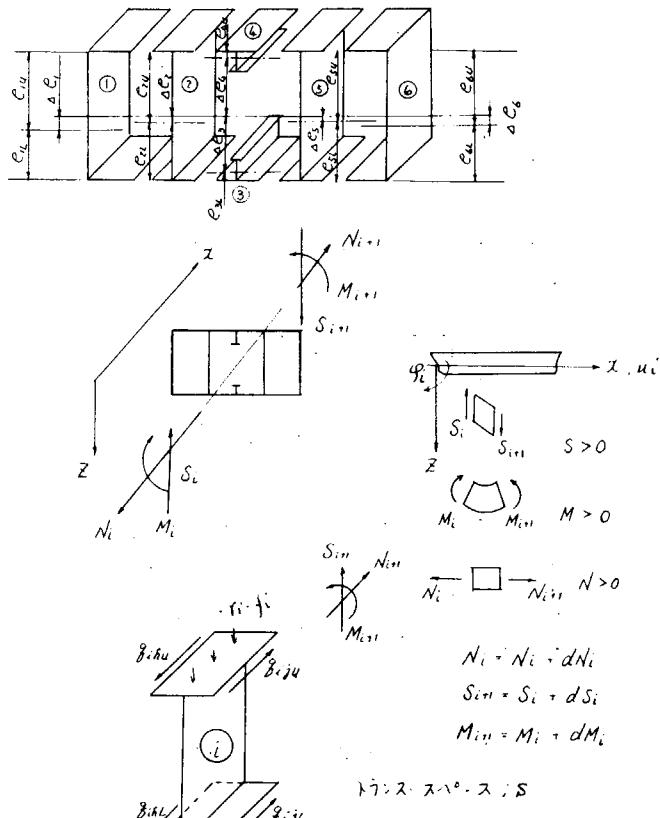


図 3.1.8 座標系の定義とモデル化(縦曲げ)

(□) 外荷重及び結合力

自重と外力

$$f_i = -R_i(0)/S + w_i \quad (3.1.10)$$

相互干渉力

$$r_i = -\sum_{j=1}^6 \{ R_{ij}^j \cdot (1)/S \} z_j \quad (3.1.11)$$

甲板の結合力

$$q_{iju} = \frac{G t_{iju}}{b_{iju}} \{ (u_i + e_{iu} \varphi_i) - (u_j + e_{ju} \varphi_j) \} \quad (3.1.12)$$

船底外板の結合力

$$q_{ijL} = \frac{G t_{ijL}}{b_{ijL}} \{ (u_i - e_{jL} \varphi_i) - (u_j - e_{jL} \varphi_j) \} \quad (3.1.13)$$

(△) 力の釣合い

せん断力

$$\frac{d S_i}{d x} = -f_i - r_i \quad (3.1.14)$$

モーメント

$$\frac{d M_i}{d x} = S_i + e_{iu} (q_{iju} - q_{ihu}) - e_{it} (q_{ijL} - q_{ihL}) \quad (3.1.15)$$

軸力

$$\frac{d N_i}{d x} = -(q_{iju} - q_{ihu}) - (q_{ijL} - q_{ihL}) \quad (3.1.16)$$

(△) 以上(□), (△), (△)によりトランスリング間の主縦強度部材の最終的な平衡方程式はマトリックスベクトルによって次のように表わされる。

$$\frac{d \mathbf{Y}}{d x} = [V] \mathbf{Y} + \mathbf{W} \quad (3.1.17)$$

ここで

$$\mathbf{Y} = \{ u_1 \sim u_6 \sim \frac{d u_1}{d x} \sim \frac{d u_6}{d x}, \quad y_1 \sim y_6 \sim \frac{d y_1}{d x} \sim \frac{d y_6}{d x}, \quad \varphi_1 \sim \varphi_6 \sim \frac{d \varphi_1}{d x} \sim \frac{d \varphi_6}{d x} \}$$

[V] 係数行列 (3 6 行 × 3 6 列)

\mathbf{Y} 変位ベクトル (3 6 行)

\mathbf{W} 外荷重ベクトル (3 6 行)

である。

(III) 境界条件

境界条件は、計算範囲の両端及び中間の Trans Bulkhead 位置で考える。端部モーメント、端部せん断力は船体を両端で支持された 1 本の梁と考えて 3.1.3(2) の単位荷重が加わった時の計算範囲両端での曲げモーメントとせん断力である。

両端での支持条件

(1) 端部モーメント M_A , M_F 及び端部せん断力 S_A , S_F を各部材の剛性に比例して配分する。

(2) 縦通隔壁部材は横隔壁位置で支持されている。

(3) 中心線縦桁は Vertical Web で結合され、その Vertical Web は横隔壁で支持されている。

中間の条件

- (1) 縦通隔壁部材は横隔壁によって相互に支持されている。(→ 横隔壁のせん断変形)
- (2) 中心線縦桁部材は Vertical Web で結合され、その Vertical Web は横隔壁で支持されている。
- (b) 水平曲げ

(I) 座標系と符号の定義(略)

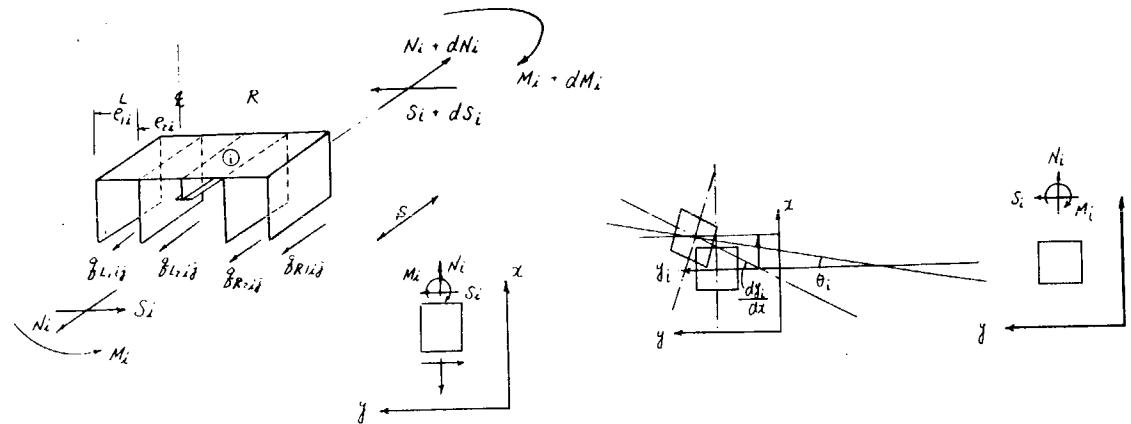


図 3.1.9 座標系の定義とモデル化(水平曲げ)

(II) トランスリング間における主縦強度部材の基礎式

(A) 力と変形の関係

$$S_{i}(x) = R_i G A w_i \left[\frac{dy_i(x)}{dx} - \theta_i(x) \right] \quad (3.1.18)$$

$$M_{i}(x) = -E I_i \frac{d\theta_i(x)}{dx} \quad (3.1.19)$$

(B) 外荷重及び結合力

$$\text{外力 } f_i = -R_i(0)/S \quad (3.1.20)$$

$$\text{相互干渉力 } r_i = -\sum_{j=1}^2 \{ R_{ij}^j(1)/S_i y_i \} \quad (3.1.21)$$

$$\text{結合力 } q_{L1ij} = \frac{G t L^2}{d} (e_{1i}\theta_i - e_{1j}\theta_j) \quad (3.1.22)$$

$$q_{L2ij} = \frac{G t L^2}{d} (e_{2i}\theta_i - e_{2j}\theta_j) \quad (3.1.23)$$

$$q_{R1ij} = \frac{G t R1}{d} (e_{1j}\theta_j - e_{1i}\theta_i) \quad (3.1.24)$$

$$q_{R2ij} = \frac{G t R2}{d} (e_{2j}\theta_j - e_{2i}\theta_i) \quad (3.1.25)$$

(C) 力の釣合い

$$\frac{dS_i(x)}{dx} = -r_i - f_i \quad (3.1.26)$$

$$\frac{dM_i(x)}{dx} = S_i + e_{i1} + (q_{L1ij} - q_{R1ij}) + e_{i2} (q_{L2ij} - q_{R2ij}) \quad (3.1.27)$$

縦曲げの場合と同様にして水平曲げについては図 3.1.9 に示すようなトランスリング間の主縦強度部材のモデル化を行い、最終的な平衡方程式として縦曲げの場合と同じ形で次式を得る。

$$\frac{d \mathbf{Y}}{dx} = [V] \mathbf{Y} + \mathbf{W} \quad (3.1.28)$$

ここで

$$\mathbf{Y} = \left\{ y_1, y_2, \frac{dy_1}{dx}, \frac{dy_2}{dx}, \theta_1, \theta_2, \frac{d\theta_1}{dx}, \frac{d\theta_2}{dx} \right\}^T$$

[V] 係数行列 (8 行 × 8 列)

\mathbf{Y} : 変位ベクトル (8 行)

\mathbf{W} : 外荷重ベクトル (8 行)

である。

(4) 影響係数の計算

前述のトランスリングの平面骨組計算及び主縦強度部材の相対変位計算により単位荷重ベクトルに対する下記に示す各種の影響係数を求めることが出来る。

(a) 主縦強度部材

(I) 部材力

縦曲げ、水平曲げに対して長さ方向の任意の位置におけるせん断力、曲げモーメント軸力を求める。

(II) 主縦強度部材のせん断応力及び直応力

船の長さ方向の任意の位置における図 3.1.10 の点の応力を求める。

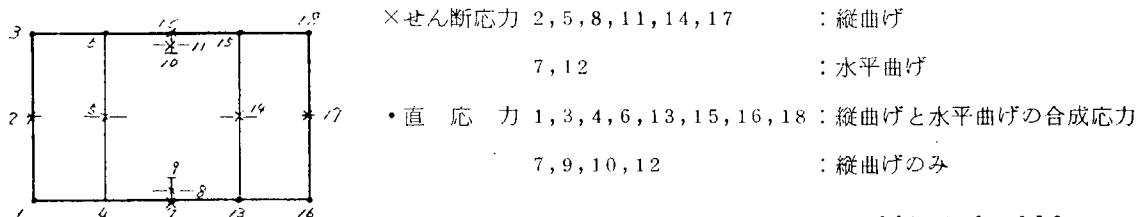


図 3.1.11 主縦強度部材の直応力

各部材の一様弾性体部の中央の点、その他に指定された

点の Face 直応力が求められる。(ストラットでは上下 2

点のフェイス直応力が求められる。)

(b) ウエブのせん断応力

各部材の両 R-E-N-D の点で求められる。

(II) コーナー部面材の直応力

円弧型の場合は各コーナー 45° の点、直線型の場合は各コ

ーナーの $\frac{1}{2}l$ の点、その他に指定されたコーナーの点で求める。

コーナー部の直応力は楔理論によって求める。

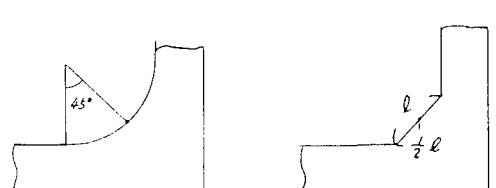


図 3.1.12 コーナー部面材の直応力計算点

3.1.4 統計解析

以上より求めた各点での応答応力等を統計処理する。

統計処理項目は各指定点の次のようなものである。

(1) 主縦強度部材

1. 相対変位
2. 部材力
3. 直応力
4. せん断応力

(2) トランジング部材

1. 平行部材力
2. " フェイスの直応力 (ストラットは上下)
3. " web のせん断応力
4. コーナ部フェイス直応力

(3) 局部部材

1. 小骨 (ロジ) 部材の全体変形局部変形を合成した直応力 (上下)
2. パネルの局部応力

ただし、前項まで得られた各種応答は瞬時的なものである。

統計処理をする時は各波長に対する応答振幅が欲しいのでこの振幅を次のようにして求める。

まず、各種応答が次のように表わされると仮定する。

$$\sum_{n=0}^N (a_n \cos n \omega t + b_n \sin n \omega t)$$

1周期の間で何点か計算し最小自乗法により $a_0, a_1, b_1, \dots, a_N, b_N$ を決定する。

統計処理に用いる振幅としては第1次周波成分の $\sqrt{a_1^2 + b_1^2}$ を用いる。

統計的予測の方法は主に参考文献によった。

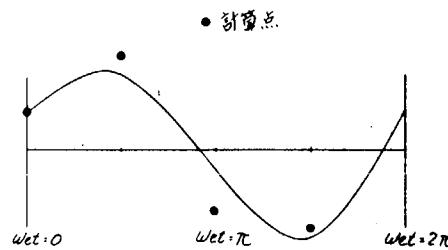


図 3.1.1.3 応答振幅の求め方

参考文献

- 1) 福田他：“波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧および横強度に関する理論計算”
造船 129号
- 2) 森他：“On the transverse strength of oil tanker”
造船 121号
- 3) 福田淳一：“船体応答の統計的予測” 耐航性に関するシンポジウム S 44

3.2 船体構造強度に関するトータルシステムの開発の概要（日本海事協会）

日本海事協会においては、船体横強度の解析を目的とする船体構造強度に関するトータルシステムの電算プログラムの開発を計画し、本年頭より開発作業に着手した。今回、このプログラムの基本的な部分を完成し、当 S R 1 3 4 部会における研究調査を兼ねたテスト船についての計算結果が得られ、本年度の開発目標を達成したので、その概要と計算結果について報告する。

なお、本プログラムは完成したばかりであり、計算結果の精度、処理方法の妥当性などについて引き続き検討を行い、精度の向上を図って行かなければならない。

3.2.1 システムの概要

(1) 目的

このシステムは、規則波中の船体に作用する変動荷重及びこの荷重によって、船体構造部材に生ずる応力の応答を求め、さらに、波浪スペクトルや不規則波に関する頻度観測データなどを用いて統計解析を行い、短期長期海面における発現頻度を計算するものである。

(2) 全体構成と主な機能

船体構造強度解析トータルシステムは、概略図 3.2.1 に示す構成となっている。すなわち、機能的に大別すると、(a) 船体運動解析と水圧分布計算、(b) 船体構造解析、(c) 構造に生ずる応力の応答関数計算、(d) 統計処理という 4 個のプログラム群から構成される。また、プログラムは FACOM 230-55 用 FORTTRAN で書かれている。

次に、上記 4 個のプログラム群の機能の概略を述べる。

(a) 船体運動解析と水圧分布計算

ここでは、まず規則波中における船体運動を Ordinary Strip Method によって解析して船体運動の応答を計算し、次にハルガーダの断面力分布及び船体各部の加速度分布を求める。さらに、指定された横断面における波浪外力の変動圧力分布を計算する。

(b) 船体構造解析

構造解析は、計算対象構造部分を含む 1 ないし 2 タンク（倉）を取り出して、有限要素法による立体構造解析を行う。この場合、船体構造の対称性を利用して、片舷のみの構造について対称条件と逆対称条件の下に解析する。荷重については、荷重点をあらかじめ設定しておく、これら各荷重点に加わる単位荷重ならびに、解析部の前後端断面の単位断面力に対する指定部材の応力（影響係数）を求めておく。

(c) 応答（応力）関数計算

応答関数計算では、まず倉内荷重と加速度から求まる変動内圧荷重と波浪外力の変動圧力を構造解析の荷重点に振り分けて各荷重点の荷重密度を計算し、さらに、ハルガーダの断面力分布から、構造解析部両端の断面力を計算する。この場合、荷重は左右対称成分と逆対称成分に分けておく。

次に、各荷重条件における指定部材の応力を、上記(c)で求められている単位荷重に対する応力値の線形結合するわち荷重密度と影響係数の積として求める。

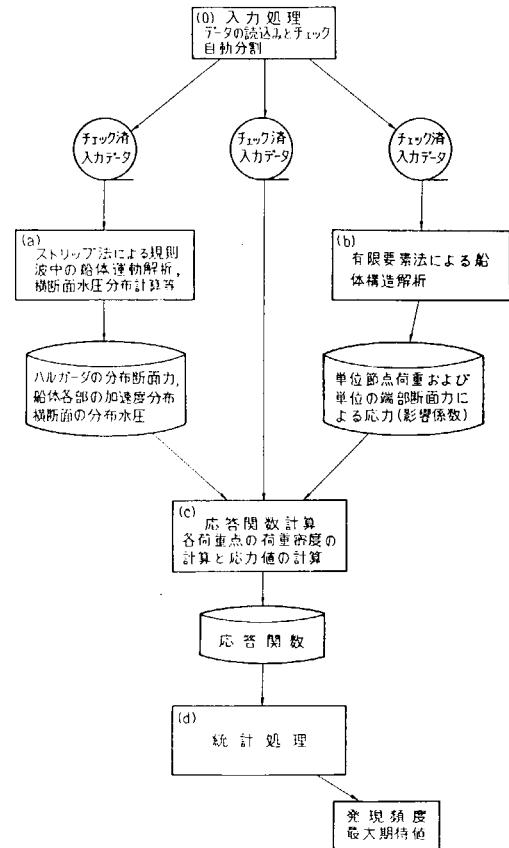


図 3.2.1 システム構成の概略

(d) 統計處理

統計処理では、前ステップ(c)で得られた応答関数と波浪スペクトルから変動応力の短期確率を計算し、さらに海洋波の頻度観測データを用いて、異常値についての長期発現頻度を求める。または、指定された確率レベルに対する最大期待値を求める。

3.2.2 解析法の概要

(1) 船體運動解析

規則波中の船体運動解析には、 Ordinary Strip Method を用いる。プログラムのこの部分は、すでに開発された N K の船体縦強度解析トータルシステムのものを用いるもので、解析法についてもすでに文献 1), 2) に述べてあるので、ここでは説明を省略する。

船体運動解析において導かれる流体力と慣性力から、船体の長さ方向に分布している単位長さ当たりの荷重を求め、さらに、ハルガーダの任意断面における軸力、せん断力、曲げモーメント等の断面力を求めておき、これを構造解析対象部の端部力とするが、この断面力の求め方についても、上記縦強度解析トータルシステムの場合と同様であり、内容は文献2)を参照されたい。

また、船体運動の6成分が求められた場合、任意の点の加速度は、船体重心よりその点までの距離を用いて、それぞれの運動による加速度を線型結合することにより得られる。これらの他に船体が、縦揺及び横揺をしている場合、前後方向及び左右方向に重力加速度の成分が発生するので、これも考慮している。

(2). 橫斷面變動水壓分布計算

図 3.2.2ないし図 3.2.4において、船体運動が次のように表わされているとする。

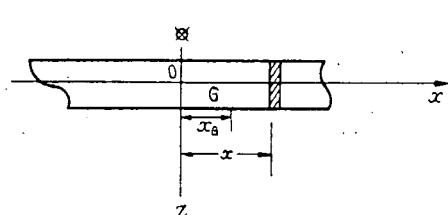


图 3.2.2

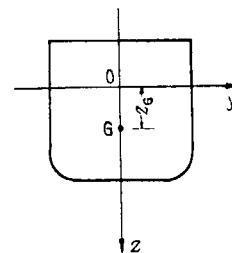


图 3.2.3

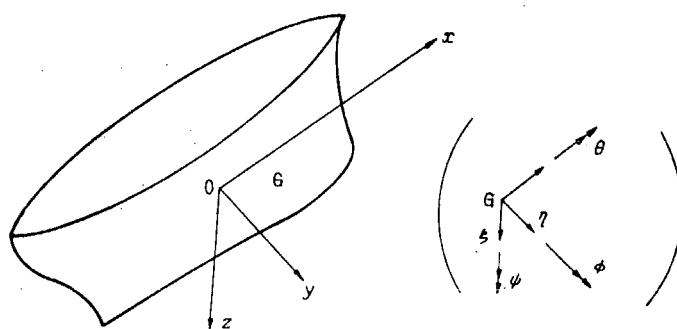


図 3.2.4.

$$\left. \begin{array}{ll} \text{上下摇} & \zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\zeta) \\ \text{纵 摆} & \phi = \phi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\phi) \\ \text{左右摇} & \eta = \eta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\eta) \\ \text{艏 摆} & \psi = \psi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\psi) \\ \text{横 摆} & \theta = \theta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\theta) \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.1)$$

x の位置における断面は、上下運動 Z 、左右運動 Y および x 軸まわりの回転運動 θ をしている。ただし式(3.2.1)の船体運動が、船体重心 G に関するものであるのに対し、 Z 、 Y 、 θ は図3.2.3のO点に関するものである。これら3つの運動による圧力及び規則波による圧力が変動水圧として働いている。

一例として、 Z による圧力を考える。 Z による圧力 P_v は、 Z の速度による圧力 P_{vZ} 、加速度による圧力 $P_{v\ddot{Z}}$ の他に、静的吃水からの上下による静水圧の変動 P_{vH} の3項に分けられ、それぞれは次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} P_v &= P_{vH} + P_{vZ} + P_{v\ddot{Z}} \\ P_{vH} &= \rho g Z \\ P_{vZ} &= -\rho g \frac{\dot{Z}}{w_e} P_{dH}'' \\ P_{v\ddot{Z}} &= -\rho g \frac{\ddot{Z}}{w_e} P_{aH}'' \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (3.2.2)$$

ここで、 P_{dH}'' 、 P_{aH}'' 計算については文献3)に詳しい。

同様にして、 Y 、 θ 及び規則波による各圧力 P_H 、 P_R 、 P_w が計算され、これらを重ね合わせることにより、全変動圧力が求められる。詳細は文献3)、4)、5)を参照されたい。

以上のようにして求められた変動圧力と、静水圧との和が水圧として断面に働いている。本システムでは、負圧は存在しないものとし、図3.2.5(a)のような圧力分布を、図3.2.5(b)のように修正して外圧を計算している。

(3) 構造解析

(a) 解析方法

解析は、有限要素法による立体構造解析を行う。要素はメンブレン要素及び棒要素を用いる。また、同一構造が繰返し現われる特徴を活して、サブストラクチャー法を採用する。荷重ベクトルは、各荷重点に作用する単位の荷重成分である。多く

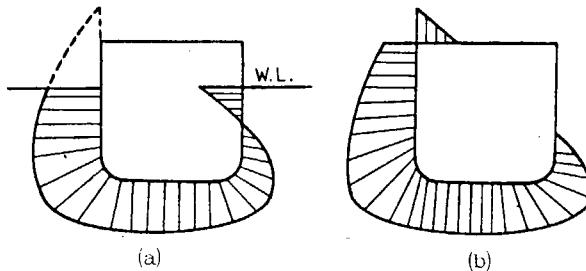


図3.2.5

の荷重ベクトルについて、剛性方程式を効率よく解くために、剛性マトリックスの処理はIn-Coreで行う必要がある。従って、全体構造を組立てた時のマトリックスの大きさを、計算機の容量から、元数×バンド幅を27,000以下とする。全体構造を、この制限以内に納めるためには、サブストラクチャーで、不必要的自由度を極力消去してから、全体を組立てるようしなければならない。一方サブストラクチャーのレベルを無暗に増すことは、上記のように荷重ベクトルが多いことから得策ではない。ここでは、全体構造は通常1貨物タンク(倉)程度と考えて、次のような(図3.2.6参照)

4レベルからなるサブストラクチャーのTree構造を考えることとした。

- (I) 構造ユニット
- (II) サブ構造
- (III) 集合サブ構造
- (IV) 全体構造

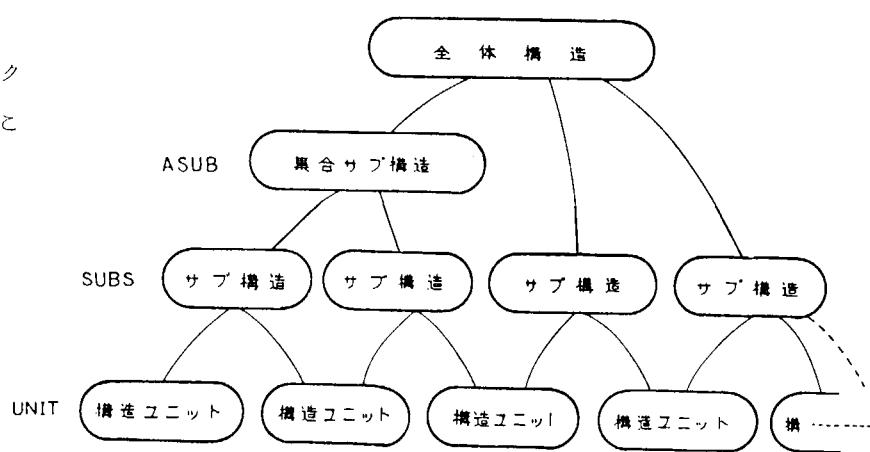


図3.2.6 サブストラクチャーTree構造

座標系は、サブ構造以上はすべて統一座標系を用い、構造ユニットの場合のみ、局所座標系を用いることが出来る。すなわち、構造ユニットからサブ構造を組立てるときのみ座標変換を行うが、この場合の変換は軸交換のみに限ることとする。

(b) 構造ユニット

構造ユニット（以下単に「ユニット」又はUNITと略す）は、X-Y平面で表わされる二次元構造とし、平板メンブレン要素及び棒要素から成るものとする。

ユニットは図3.2.7の例に示すように、いくつか（10個以内）のセル（Cell）から構成されており、インプットデータはセル単位で与える。セルとは次のようなものである。

- (I) 四辺形又は五辺形で、一边のみが円弧でもよい。
- (II) セル内は板厚一定の直交異方性板である。
- (III) 棒要素は、セルの周辺のみに付く。

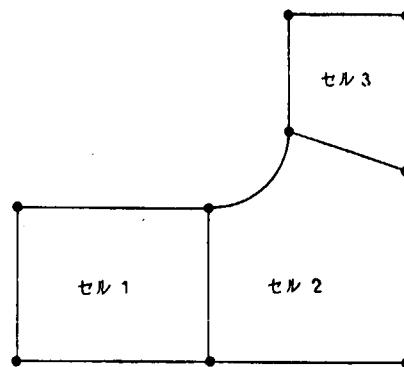


図3.2.7 構造ユニットの例

ユニットのインプットデータは、セルの構成と周辺の分割数を与えることによって、セル内は自動分割される。板要素は、三角形または四辺形で、Pianのハイブリッドモデル⁶⁾による未定係数7個のものであり、棒要素は通常の4自由度線形変位関数によるものである。

ユニット（制限：節点数70以下、要素数150以下）は、内点消去によって、10点以内の外点に関する等価剛性で表わす。消去は次の3種を考える。

- (I) 独立内点消去：通常の内点消去によって消去される。
- (II) 補間による消去：線分の中間点の自由度を両端点の線形補間によって消去する。この場合、補間はx, yの2自由度又はそのいずれか一方の自由度のみのいずれでもよい。
- (III) 従属内点の消去：内点の中で、ある外点（Master Joint）に従属している節点（Slave）の消去である。

この場合、Slaveの変位は、Masterの主軸方向変位と回転変位によって決まる。すなわち、図3.2.8でA-Cを剛体変位する線分とみなす。

次にユニットの荷重は、内点のみにかけられるものとする。

前にも述べたように、荷重は単位節点荷重として取扱うが、応力解析を行う部材の近傍では、荷重分布を出来る限り正確に表わすために、荷重点を密に分布させる必要上、ユニットの内点にも荷重点を設けなければならない。しかし、荷重ベクトルの総数をなるべく少くするため、応力計算点から離れた部分では、荷重点を粗く分布させることによって、荷重ベクトルの総数を減らすことができる。すなわち、ユニットではその外点にかけるべき荷重は、サブ構造を組立てた時点で加わるものとする。このようにすることによって、同一ユニットを応力計算点の近傍でも離れた場所でも使用することができる。すなわち、後者の場合は、等価剛性のみを使用し、荷重ベクトルは使用しないこととすればよい。

(c) サブ構造と集合サブ構造

サブ構造（以下SUBSといいう）は、ユニットを組立てた後に、独立内点消去（補間、従属などは使用しない）を行う。船体構造を考える場合、一般に船体横方向の輪切りサブストラクチャーを作ると効率的である。輪切りのSUBSを全体構造に組立てたとき、剛性マトリックスのバンド幅は、SUBSの外点自由度と等しくなるので、これをなるべく少なくした方がよい。本システムではこれを60以下としている。しかし、隔壁付近のように複雑

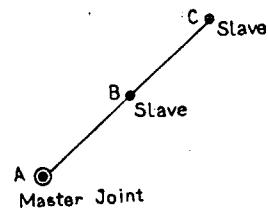


図3.2.8

な構造部分では、外点自由度 60 以内の SUBS にモデル化することが困難な場合があるので、いくつかの SUBS で構成される集合サブ構造（以下 ASUB という）を考える。ASUB は、消去後の自由度制限を 80 以内とし、その他の機能は SUBS と同一である。

(d) 全体構造

SUBS 及び ASUB を組立て、これらの外点変位を求める。この全体構造の剛性方程式の求解はコレスキーの三角分解法を用いる。プログラムでは、剛性マトリックスの三角分解を行った後、これを In-Core 内に常駐させておき、多くの荷重ベクトルを繰り返し Core 内に読み込んで、マトリックス積の演算のみで、各荷重ベクトルに対する変位ベクトルを計算する。剛性マトリックスは一次元配列で表わし、バンド幅可変のバンドマトリックスとして処理するが、バンド幅 × 元素数を 27000 以下とする。

荷重ベクトルは、各構成サブストラクチャーおよび直接荷重の節点荷重のほか、計算モデルの両端断面の単位断面力成分を考えなければならないが、端部荷重については、次項に述べる。

(e) 端部荷重のかけ方

船体運動解析の結果から、断面力として次の 6 成分が得られている。

左右対称成分	軸力 (F_z)
	垂直せん断力 (F_y)
	垂直縦曲げモーメント (M_x)
左右逆対称成分	水平せん断力 (F_x)
	水平曲げモーメント (M_y)
	振りモーメント (M_z)

これらの断面力を、解析対象の両端断面上にある節点の節点力に分ける。このために、まず両端断面の諸断面定数（断面積、せん断有効断面積、主軸まわりの断面二次モーメント及び St. Venant の振り剛性）を計算する。この場合、振り剛性は薄肉断面要素を用いた有限要素法による St. Venant の振り解析法⁷⁾によって求める。しかも後に、単位の断面力成分による端部断面上の部材の応力と等価な節点力を計算する。

(4) 荷重密度計算

タンク内の液体による内圧の変動を求める際には、タンクの重心位置において、船体運動による加速度、及び重力加速度から、合加速度を求め、タンクに一様にこの加速度が働く場合の内圧を計算する。これは加速度の方向により内圧分布のパターンが異なり、内圧を、重力加速度によるもの（静的）と船体運動加速度によるもの（動的）と区別して計算し、両者を重ね合わせるという取扱いができないためである。

まず、図 3.2.9 のようなタンクの重心 G に原点を置き、x, y, z 方向の単位ベクトルを $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ とする。

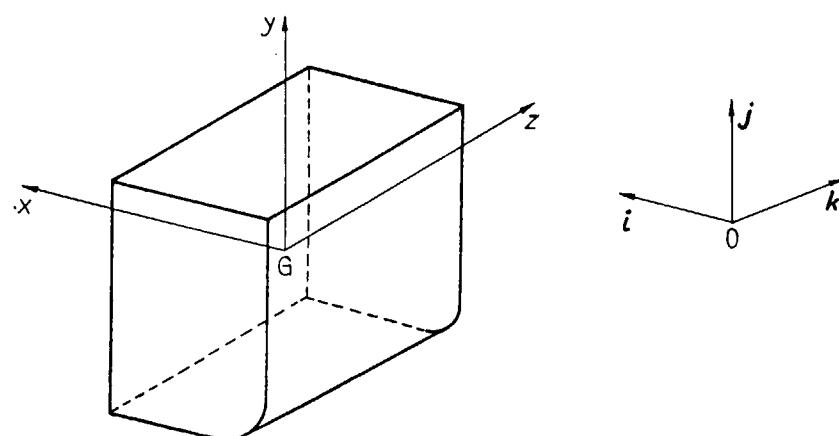


図 3.2.9

ある時刻における x , y , z 方向の変動加速度を, a_x , a_y , a_z とすると, y 方向には重力加速度 g が働いているので x , y , z 方向の加速度ベクトルは次のようになる。

$$\left. \begin{array}{l} \mathbf{a}_x = a \times \dot{\theta} \\ \mathbf{a}_y = (a_y + g) \mathbf{j} \\ \mathbf{a}_z = a_z \mathbf{k} \end{array} \right\} \cdots \cdots \quad (3.2.3)$$

よって、合加速度は

$$\mathbf{A} = \mathbf{a}_x + \mathbf{a}_y + \mathbf{a}_z = A_y \mathbf{j} \cdots \cdots \quad (3.2.4)$$

と表わされる。ただし、 \mathbf{j} は \mathbf{A} 方向の単位ベクトルである。

次に、新座標系 X , Y , Z を導入し、そのうち Y 軸は \mathbf{j} の方向に一致させる。ここで、タンク形状で、 Y 座標が最大の点がこの状態における head point となる。任意の位置における圧力は、head point からその点までの、 Y 座標における隔りを h として、次のように表わされる。

$$P = \rho \cdot A_y \cdot h \cdots \cdots \quad (3.2.5)$$

$$A_y = \sqrt{a_x^2 + (a_y + g)^2 + a_z^2}$$

(5) 応答関数計算及び統計解析

前(2), (4)で説明したように、本システムでは荷重が線型とならず、規則波に対する応力の応答も不規則なものとなる。よって、応力の応答関数は縦強度のトータルシステム^{1), 2)} で示したように振幅と位相差のみで表わすことは出来ない。規則波中の応答が、時間的にどのような変動をするかは、もはや予測がつかず、時々刻々の荷重状態を求めてそれに対する応答を計算することにより、時間的な変動状態を知る他はない。

例えはある規則波中で、船体構造部材のある部分に生ずる応力の時間的変動は、図 3.2.10 のように得られる。

この状態ではもはや振幅、位相差といえるものは存在せず、ただ周期のみが規則波のそれと同じであるにすぎない。この応答を用いて応力の統計処理を行うに際しては充分な理論的検討が必要である。考えられる手法としては、上のような変動を単弦波に近似してしまう。または、フーリエ解析を行つて、複数個の単弦波に分解する等々があるが、本システムではまず第一段階として前者の方法を採用した。

具体的には、図 3.2.10 のような変動の最大値 σ_{max} 、最小値 σ_{min} を求め、 $\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ を振幅とする単弦

波をもって、この規則波に対する応力の応答関数とし、これをもとに、従来の線型重ね合わせ理論により統計解析を行い、応力の短期、長期予測を行っている。統計解析法は、N K の船体縦強度解析トータルシステムと同様であり、文献 1), 2) に述べてあるので、説明は省略する。

今回採用した変動応力の処理方法は、かなり思い切った近似であり、その妥当性及び今後の精密化は、緊急な検討課題である。この応力変動については、3.2.4 の(2)に実際の例を示す。(図 3.2.17 参照)

3.2.2 の参考文献

- 1) 秋田好雄他：日本造船学会論文集 第 135 号（昭 49），P 229
- 2) 日高正孝、筒井康治、湯浅通史、日笠則明、日本海事協会会誌 No. 149 (1974)，P 32
- 3) 田才福造：“An Approximate Calculation of Hydrodynamic Pressure on the Midship Section Contour of a Ship Heaving and Pitching in Regular Head Waves”

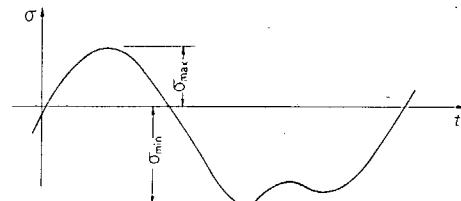


図 3.2.10

- 4) 田才福造: "Hydrodynamic Force and Moment Produced by Swaying and Rolling Oscillation of Cylinder on the Free Surface",
九大応力研究所英文報告, Vol. IX, No. 35 (1961)
- 5) 田才福造: "Beam Sea Conditionにある船体に働く変動圧力" 西部造船会会報第35号(1968)
- 6) T. H. H. Pian "Derivation of Element Stiffness Matrices by Assumed Stress Distributions", AIAA Journal, Vol. 2, No. 7
- 7) 川井忠彦, 藤谷義信 "梁理論の精密化に関する二, 三の試み(その3)- Saint Venantの振り問題(続)
一" 生産研究 第25巻第7号(昭和48年7月)

3.2.3 主な入出力項目と制限条件

ここでは、3.2.1(2)で述べた4つのプログラム群について、これら相互間のインターフェースとなる入出力項目の主なものについて説明し、各プログラム群の中での入出力やチェック用出力等については省略する。

(1) 船体運動、水圧分布計算関係

インプットデータ

- 船殻重量, オフセット, 重心位置, 横揺れ慣性二次モーメント等
- 水圧分布, 加速度, 断面力等の計算位置(解析対象位置)指定
- 船速(5ケース以内)
- 出会角(12区分以内)
- 波長(20区分以内)
- 波高(10区分以内)

アウトプットデータ

- 指定点(解析対象両端部)の断面力
- 指定タンク(解析対象タンク)における加速度
- 指定横断面の波浪変動水圧分布

これらは、振幅と位相の組の値が出力される。

(2) 構造解析関係

インプットデータ

- U N I T の定義データ(節点配置, 消去点, 荷重点, 材料定数, 寸法等)
- S U B S の定義データ(構成ユニット, 消去点, 荷重点, 拘束点等)
- A S U B の定義データ(構成 S U B S, 消去点, 荷重点, 拘束点等)
- 端部断面の形状, 寸法と荷重点配分を定義するデータ
- 全体構造の定義データ(構成サブストラクチャー, 荷重点, 拘束点等)

自由度×バンド幅≤27,000

荷重ベクトル総数≤1,500

アウトプットデータ

- 指定要素の応力値(各荷重点の単位荷重による影響係数)(応力成分数160以下)
- 影響係数の並び(応力値の並びと荷重点の対応を示すデータ)

(3) 荷重密度と応力応答関数計算

インプットデータ

- 荷重要素(タンク内圧、波浪外圧等)の記述
- 荷重点配置と各荷重要素の荷重点への配分法
- 荷重点と構造要素との対応
- 上記(1)及び(2)のアウトプットデータ
　　アウトプットデータ
- 応答関数(応力)

(4) 統計解析関係

インプットデータ

- 船速、出合角、波長、波高、周期等の区分及びケース数
- 応力設定レベル(5ケース以内)
- 発現確率レベル(5ケース以内)
- 波浪統計資料(Walden, Hogben, その他)
- 応答関数(上記(3)のアウトプットデータ)

アウトプットデータ

- 指定の応力設定レベルに対する発現確率
- 指定の発現確率レベルに対する最大期待値

3.2.4 計算例

次に、このプログラムのテスト計算の対象として採用した船の要目、計算条件について述べ、計算結果例を示す。

(1) 対象船の主要目、計算条件

テスト対象船は、240'000 DWT型、Vertical Main 方式構造のタンカーで、当 S R I 3 4 部会において Type-SHIP を基にして定めた標準構造船である。主要目、運動関係諸性能を表 3.2.1 に示し、中央横断面を図 3.2.1.1 に示す。

表 3.2.1 主要目及び諸性能

L _{pp}	3 0 4.0	T r i m	6 mm (\approx evenkeel)
B	5 2.4	d _f	2 0.2 7 9
D	2 5.7	d _a	2 0.2 8 5
		d _{mean}	2 0.2 8 2
△	2 7 1.5 4 4.4 1 0 t	$\otimes F$	- 1.1 8 4 m
C _b	0.8 2 0	$\otimes G$	7.3 9 5 m
C _p	0.8 2 2	K G	1 3.1 1 4 m
C _g	0.9 9 8	G M _{trans}	8.7 5 4 m
C _w	0.8 9 7	κ_{pitch} / L	0.2 3 8
C _{vp}	0.9 1 4	κ_{yaw} / L	0.2 3 8
		κ_{roll} / B	0.3 2 3

船体運動解析における、計算条件は表 3.2.2 に示すとおりで、貨物油タンク配置及び載貨状態の概略を図 3.2.1.2 に示す。

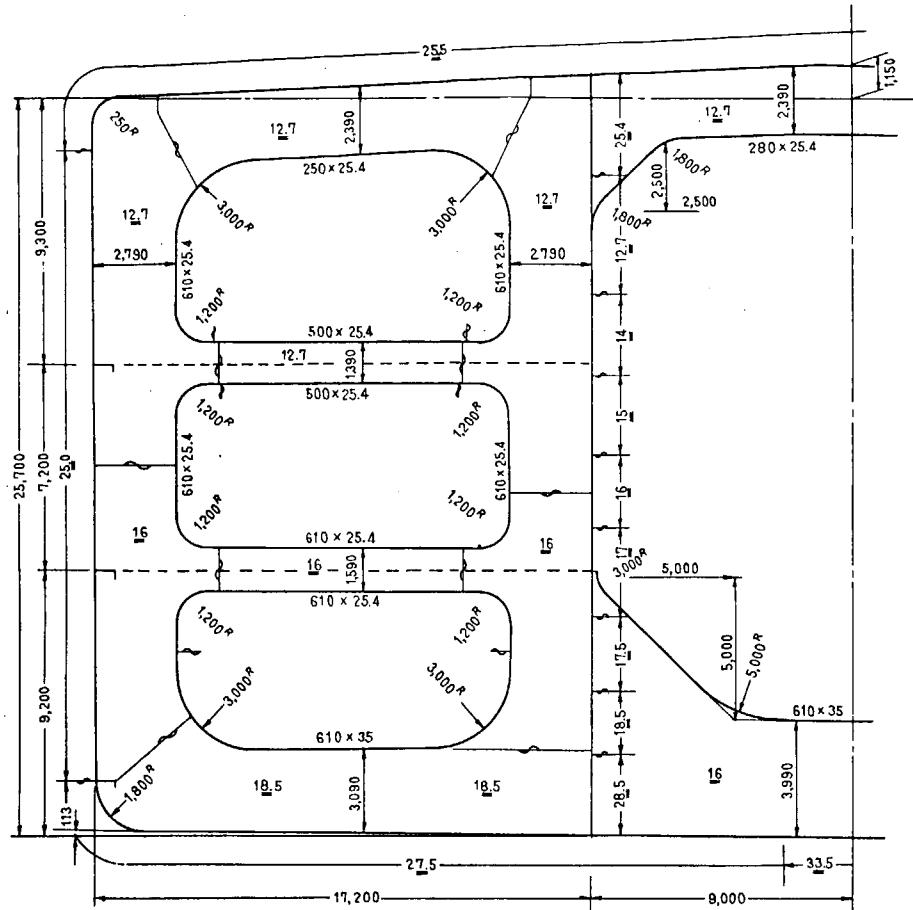


図 3.2.1 1 テスト船中央横断面図

表 3.2.2 計算条件

船速	1 5.9 2 knot ($F_n = 0.15$)	1 case
出会角(ϕ)	0° から 45° きざみで 315° まで	8 case
波長(λ)	$\sqrt{L/\lambda} = 0.4$ から 0.2 きざみで 1.8 まで	8 case
波高(H)	4 m から 4 m きざみで 16 m まで	4 case

構造解析は、図 3.2.1 3 に概略図を示すように、6 Tans. Space 分の長さの 1 タンクのモデルを考え、タンク中央部の Trans. Ring を解析対象 Ring とした。構造寸法は船体中央部のものとし、荷重は、船体運動解析で得られた値で、船首から 0.2 L の点の前後各 3 Trans. の部分（図 3.2.1 2 の※印の範囲）の変動荷重を用いた（すなわち、図 3.2.1 3 の構造が 0.2 L Fore の位置にあるものと仮想して解析したことになる。）タンク内荷重は、C. Tank, Wing Tank とも満載で、両端 W. T. Bhd の前後方向の荷重は無視した。

応力の応答関数を求めるための周期のきざみは、1 周期を 1 / 8 等分した。

(2) 計算結果

図 3.2.1 4 以下に計算結果の数例を示す。

まず、図 3.2.1 4 及び図 3.2.1 5 は、解析対象断面とした船首から 0.2 L の横断面水圧分布の一例である。

図 3.2.1 6 は、構造解析における有限要素メッシュ分割の一例で、図は Wing Tank 内 Trans. Ring の Deck Trans. 部分の分割を示す。

DISTRIBUTION OF HYDRAULIC PRESSURE
(8 SECTION)

$$\begin{aligned} F_N &= 0.15 \\ H &= 8\text{m} \\ \psi &= 135^\circ \\ \sqrt{\lambda} &= 0.8 \end{aligned}$$

$\omega_{et} = 0$
 $= \frac{\pi}{2}$
 $= \pi$
 $= \frac{3\pi}{2}$

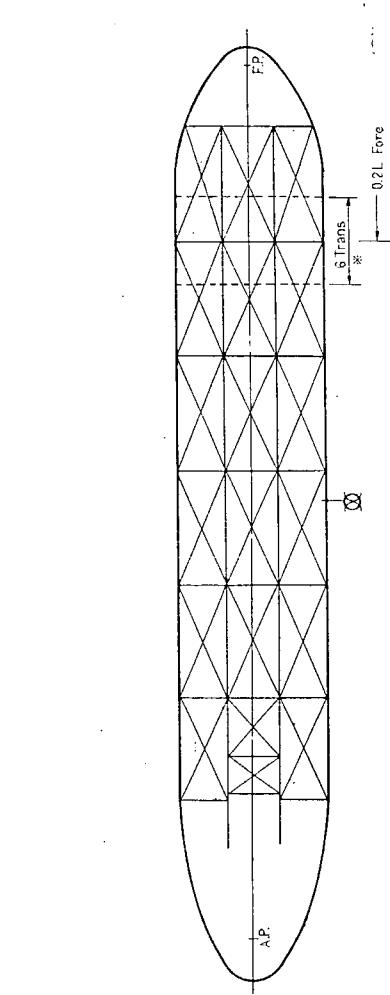


図 3.2.1.2 貨物油タンクの配置及び積付状態概略図

- 60 -

DISTRIBUTION OF HYDRAULIC PRESSURE
(8 SECTION)

$$\begin{aligned} F_N &= 0.15 \\ H &= 8\text{m} \\ \psi &= 135^\circ \\ \sqrt{\lambda} &= 1.4 \end{aligned}$$

$\omega_{et} = 0$
 $= \frac{\pi}{2}$
 $= \pi$
 $= \frac{3\pi}{2}$

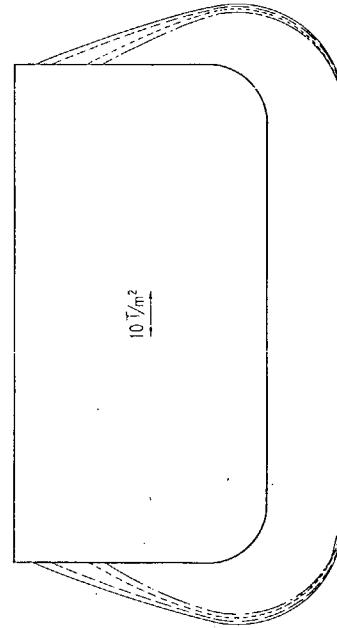


図 3.2.1.4

図 3.2.1.5

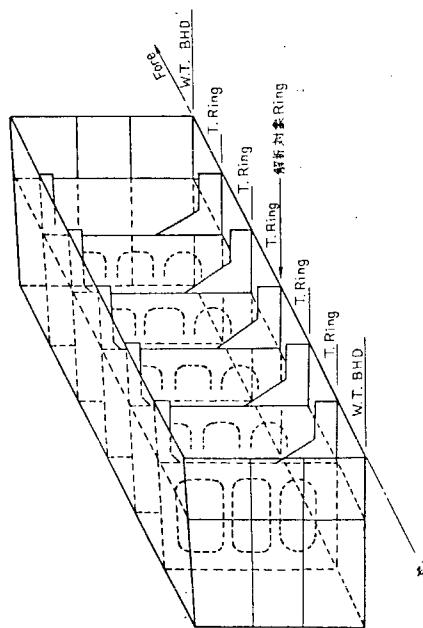


図 3.2.1.3 解析対象の構造モデル

図 3.2.1 7 以下に応答関数及び統計解析の結果を示すが、これらは、Wing Tank 内 Bottom Trans. の三叉部角隅の面材の軸応力について示したものである。

図 3.2.1 7 は、先に 3.2.2 の(5)で説明した応力の変動振幅の採り方についての実例を示したものである。図の(a)は、一周期間の変動応力の計算値をそのままプロットしたもので、同図(b)は、各変動値と平均値との差を波高 H で割ったもので、この振幅値が統計解析の応答関数として扱われる。同図(c)は、(a)(b)と同一ケースで、波高のみが変わった場合を示したものである。

図 3.2.1 8 は一周期内応力変動の例である。

図 3.2.1 9 及び図 3.2.2 0 に、応答関数の一例を示す。

最後に、上記応答関数を用いて、統計解析を行った結果の確率分布図を図 3.2.2 1 に示す。この場合、波浪統計資料としては、Walden の Whole Year のデータを用い、全方向等確率として計算した。

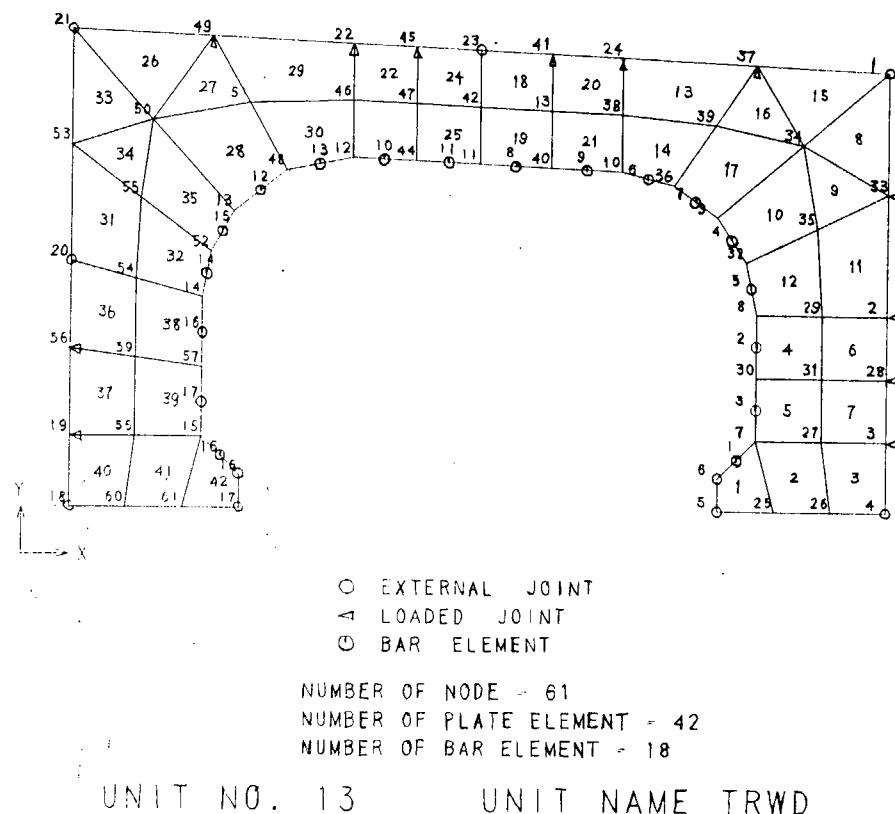


図 3.2.1 6 メッシュ分割の一例 (Wing Tank の Deck Trans. 部分)

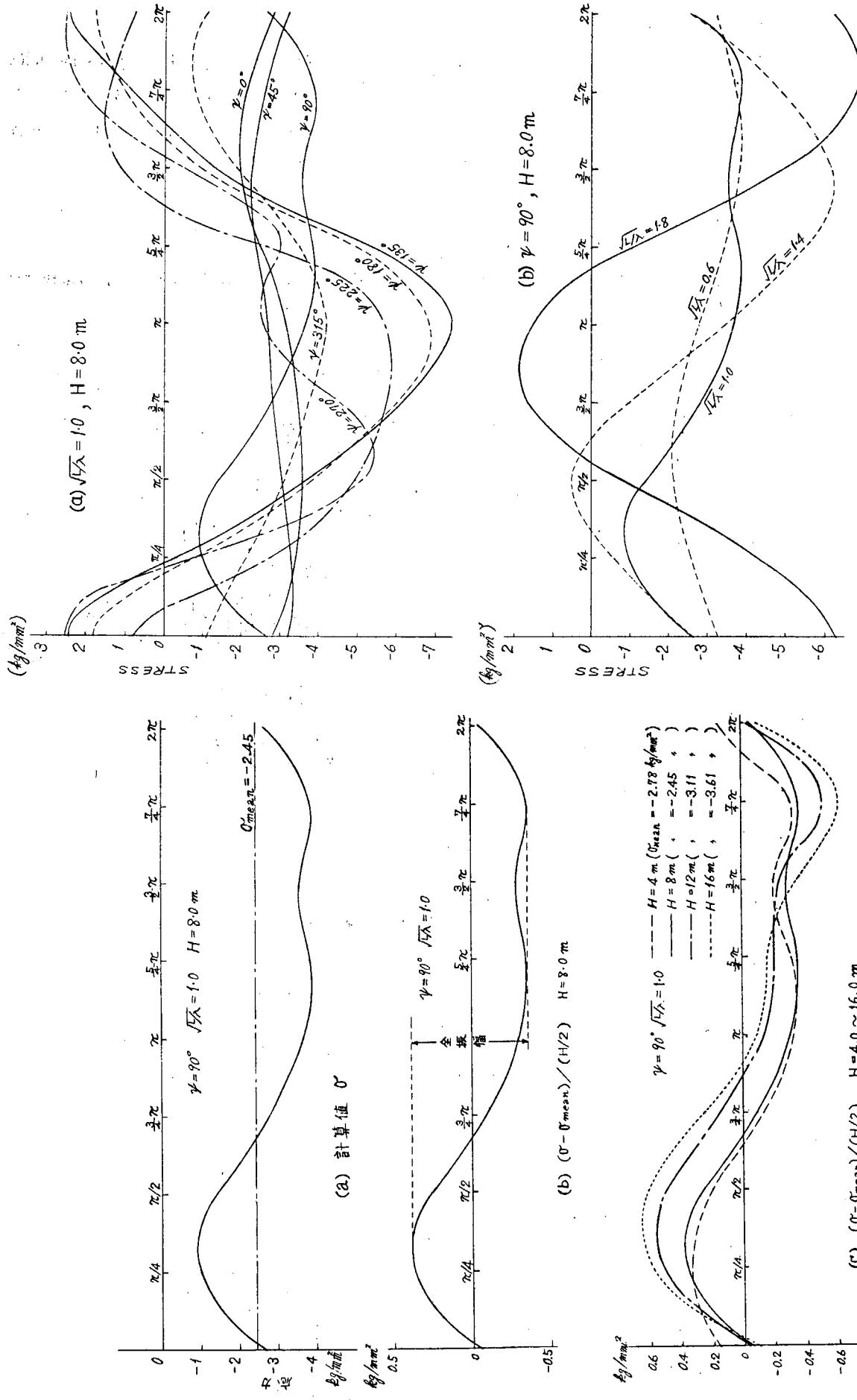


図 3.2.18 一周期内の応力変動例

図 3.2.17 変動応力振幅のとり方

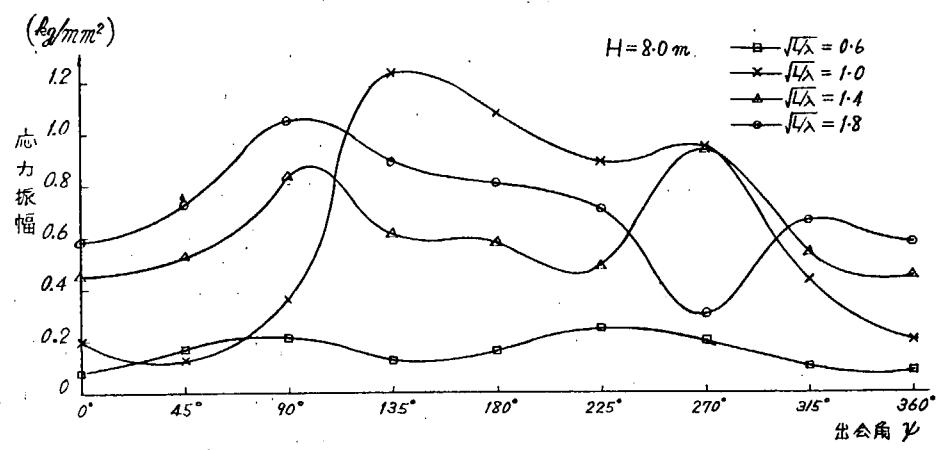


図 3.2.19 応力応答関数

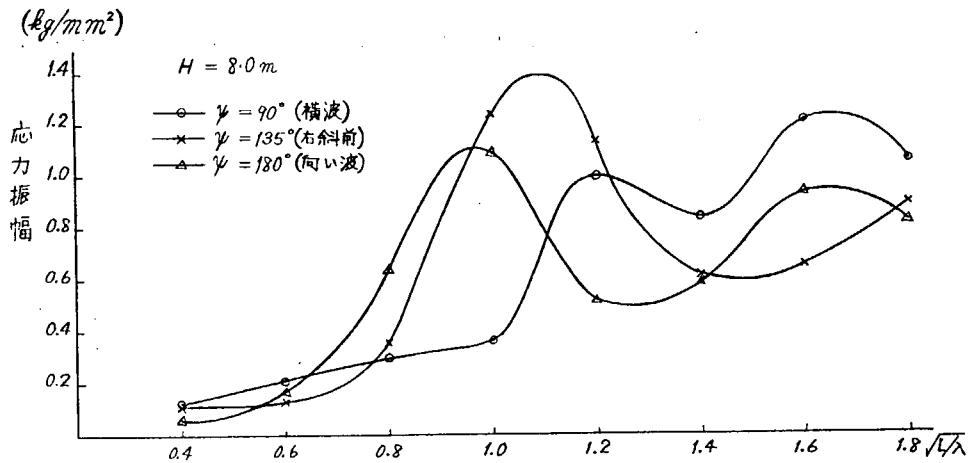


図 3.2.20 応力応答関数

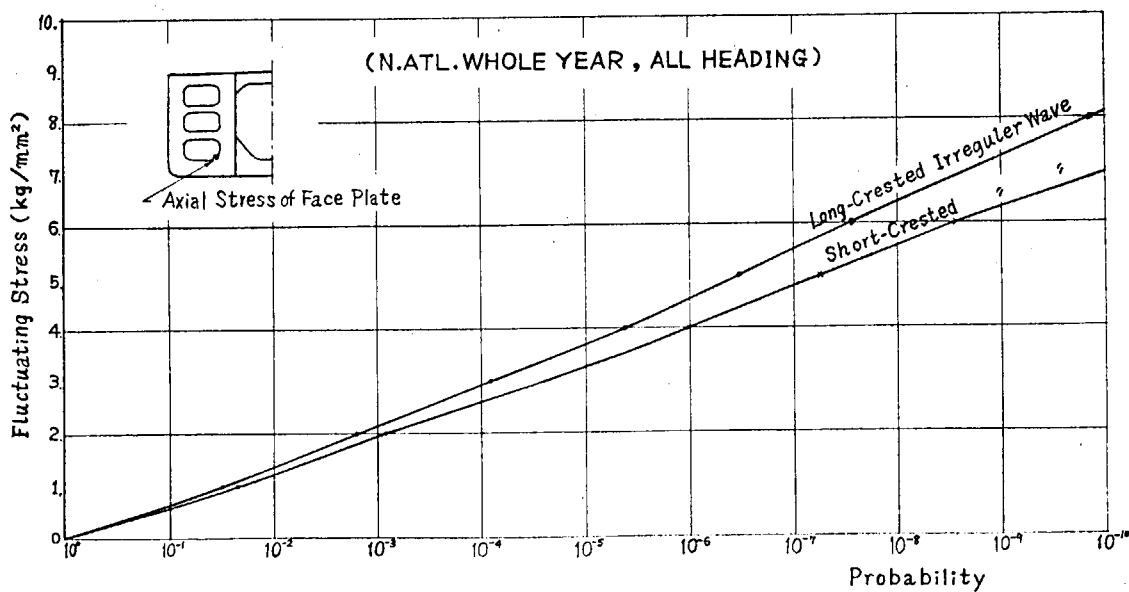


図 3.2.21 確率分布図 (Wing Tank, B^m Trans. 三叉部面材応力)

3.2.5 今後の研究課題

以上、NKの横強度に関するトータルシステムの概要と計算例について述べた。

現在のシステムは、構造解析対象範囲の前後端断面では、船体運動解析から求められる断面力を断面内の部材配置に応じて分布させて解析している。従って、解析対象範囲外の荷重によるこの前後端断面内のせん断変形や断面のゆがみの影響は入っていない。この点については、船全体の縦強度解析を行って求められる断面変形を強度変位として与えて境界条件とすれば解決できるが、計算時間が大幅に増すこととなるので、他の方法を考える必要がある。

また、構造解析で、実荷重をそのまま作用させずに、多数の点に作用させた単位荷重による各応力を求めておいて、実荷重とこれらの応力との積和として実際の応力を求めているため、この応力の精度や、メッシュ分割をかなり大きくしているために局部応力の精度がどの程度期待できるか等の点についても早急に調査の必要がある。

統計解析についても、応答関数が静水中の値からずれた値を中心として変動し、かつ、規則波と同じ正弦波形の変動はしないので、現在の統計解析理論をそのまま適用することは不適当な面がある。この点については、今後の理論の発展に待つところが大きい。

さらに、疲労強度や座屈強度等との関連づけや、設計面で使用する判定基準等の作成を行い、いわゆるトータルシステムとして完成させることが今後の課題である。

4. 部材に働く応力状態

4.1 ラッキング現象について（大阪大学、日立造船）

タンカーが斜め波中を航行する場合、船体中心線に関して非対称な荷重を受ける。このため船体には捩れ変形やラッキングを生ずることになる。ここで捩れ変形とは各断面がはじめの位置から回転するような変形であり、断面形状そのものははじめの形状のままに保たれるので、外板や甲板などの皮材にはせん断応力を生ずるが、横桁リンクには影響を及ぼさない。これに反してラッキング現象では断面全体が回転し、しかもはじめはたとえば長方形であった断面形状が変形後は平行四辺形になるというように断面形状そのものの変形を伴うので皮材のみならず横桁リンクにも応力を生ずることになる。

従来このラッキング現象について述べたものが殆んど見当らないので、ここではその本質を把握するために簡単な例として両端で支持された箱型梁の中央に、梁の深さの2等分線に関して逆対称な集中荷重が加わる場合について検討する。

4.1.1 船体に加わる外力と船体の構造応答

ある時刻において船体に加わる外力に慣性力も含めて考えると、その合力は必ず0になる。従って外力（以下慣性力も外力の1種と考える）が加わった状態での船体の構造応答を求めるには、まず船体を例えば両端で支持し、これに外力を適切に分解して加え、それぞれの船体構造応答を求め、最後にそれら船体構造応答を重ね合わせればよい。

外力を分解する際は前後方向は船体中央に関して、左右方向は船体中心線に関して、上下方向は深さを2等分する線に関して対称な成分と逆対称な成分とに分解することが出来る。

いま事柄を単純にするため、前後方向には一様で左右方向には非対称な図4.1.1のごとき荷重状態を考える。そうするとこの荷重は図4.1.2(b)のような船体中心線に関して対称な荷重と同図(c)のような逆対称な荷重に分けることが出来る。しかし図4.1.2(b)の対称荷重によってはラッキングは起らないので、逆対称荷重のみを考えればよく、さらに面外力による変形はラッキング現象と直接関係がないので無視することにすると、結局図4.1.3のような荷重が加わる場合について検討すればラッキング現象の本質が把握出来ると思われる。

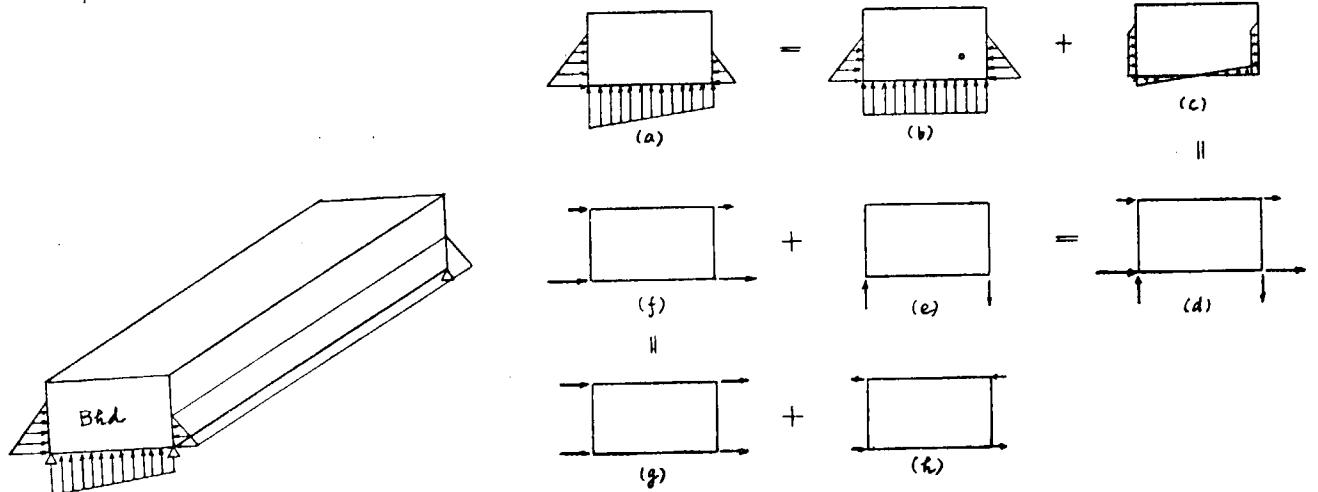


図4.1.1

図4.1.2

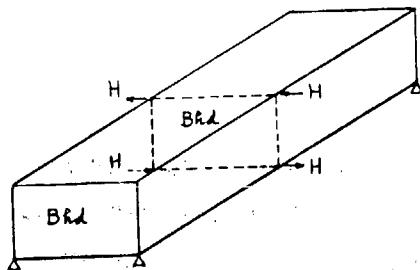


図 4.1.3 本節で考えるモデル

4.1.2 ラシキング量の計算法

(1) 中間に隔壁がない場合

(a) 水平荷重が加わる場合

図 4.1.3 のように端部を支持された

箱型梁の中間に水平荷重 H を加えたとき、この箱型梁の各要素の荷重状態および変形形状は図 4.1.4 のようになる。

図 4.1.4において甲板および船底外

板の曲げ挠みをそれぞれ w_{b1} , w_{b2}

とおくと、これと外力 H およびせん断

流 r との間には次のような関係がある。

$$EI_d w''_{b1} = -Hx + b \int_0^x r dx_1 \quad \dots \dots \quad (4.1.1)$$

$$EI_d w''_{b2} = Hx - b \int_0^x r dx_1 \quad \dots \dots \quad (4.1.2)$$

一方船側外板の曲げ挠みを v_b とおくと、

$$EI_s v''_b = -h \int_0^x r dx_1 \quad \dots \dots \quad (4.1.3)$$

また甲板及び船底外板のせん断挠みをそれぞれ w_{s1} 及び w_{s2} とおくと、

$$GA_d w'_{s1} = H \quad \dots \dots \quad (4.1.4)$$

$$GA_d w'_{s2} = -H \quad \dots \dots \quad (4.1.5)$$

(4.1.1) より

$$EI_d w_{b1} = -\frac{1}{6} Hx^3 + \frac{1}{2} bx^2 \int_0^x r dx_1 - bx \int_0^x rx_1 dx_1 + \frac{1}{2} b \int_0^x rx_1^2 dx_1 + c_1 x + c_2 \quad (4.1.6)$$

(4.1.2) より

$$EI_d w_{b2} = \frac{1}{6} Hx^3 - \frac{1}{2} bx^2 \int_0^x r dx_1 + bx \int_0^x rx_1 dx_1 - \frac{1}{2} b \int_0^x rx_1^2 dx_1 + c_3 x + c_4 \quad (4.1.7)$$

(4.1.3) より

$$EI_s v_b = -\frac{1}{2} hx^2 \int_0^x r dx_1 + hx \int_0^x rx_1 dx_1 - \frac{1}{2} h \int_0^x rx_1^2 dx_1 + c_5 x + c_6 \quad \dots \dots \quad (4.1.8)$$

(4.1.4) より

$$GA_d w_{s1} = Hx + c_7 \quad \dots \dots \quad (4.1.9)$$

(4.1.5) より

$$GA_d w_{s2} = -Hx + c_8 \quad \dots \dots \quad (4.1.10)$$

積分定数 c_1, c_2, \dots, c_8 は次の境界条件より定められる。

$$x = 0 \text{ かつ } w_{b1} = \frac{H}{K}, \quad w_{b2} = 0, \quad w_{s1} = 0, \quad w_{s2} = 0 \quad \dots \dots \quad (4.1.11)$$

$$x = L \text{ かつ } w'_{b1} = 0, \quad w'_{b2} = 0, \quad v'_b = 0 \quad \dots \dots \quad (4.1.12)$$

$$(4.1.1.1) \text{より } C_2 = E I_d \frac{H}{K}, C_4 = 0, C_6 = 0, C_7 = 0, C_8 = 0$$

(4.1.1.2)より

$$C_1 = -\frac{1}{2} H l^2 - b l \int_0^l r dx_1 + b \int_0^l r x_1 dx_1 \quad \dots \quad (4.1.1.3)$$

$$C_3 = -\frac{1}{2} H l^2 + b l \int_0^l r dx_1 - b \int_0^l r x_1 dx_1 \quad \dots \quad (4.1.1.4)$$

$$C_5 = h \int_0^l r dx_1 - h \int_0^l r x_1 dx_1 \quad \dots \quad (4.1.1.5)$$

残る未知数は r であるが、これは甲板と船側外板の接合部の曲げ歪の連続条件から求められる。この接合部における甲板及び船側外板の曲げ歪をそれぞれ ϵ_d および ϵ_s とおくと、これらはそれぞれ次のように表わされる。

$$\epsilon_d = \frac{w_{b1}''}{b/2} \quad \epsilon_s = \frac{v_b''}{h/2}, \quad \text{しかるに } \epsilon_d = \epsilon_s$$

であるから、

$$\frac{w_{b1}''}{b/2} = \frac{v_b''}{h/2} \quad \therefore w_{b1}'' = v_b'' \frac{b}{h} \quad \dots \quad (4.1.1.6)$$

(4.1.1.6) に (4.1.1) 及び (4.1.3) を代入し、

$$\frac{-Hx + b \int_0^x r dx_1}{E I_d} = \frac{-h \int_0^x r dx_1}{E I_s} \frac{b}{h} \quad \therefore \int_0^x r dx_1 = \frac{I_s}{I_d + I_s} \frac{H}{b} x \quad \dots \quad (4.1.1.7)$$

(4.1.1.3), (4.1.1.4) 及び (4.1.1.5) に (4.1.1.7) を代入し、

$$C_1 = \frac{I_d}{2(I_d + I_s)} H l^2$$

$$C_3 = -\frac{I_d}{2(I_d + I_s)} H l^2$$

$$C_5 = \frac{I_s}{2(I_d + I_s)} \frac{h}{b} H l^2$$

これら積分定数を (4.1.6), (4.1.7), (4.1.8), (4.1.9) 及び (4.1.10) に代入し、

$$E I_d w_{b1} = \frac{I_d}{6(I_d + I_s)} H x (3l^2 - x^2) + E I_d \frac{H}{K} \quad \dots \quad (4.1.1.8)$$

$$E I_d w_{b2} = -\frac{I_d}{6(I_d + I_s)} H x (3l^2 - x^2) \quad \dots \quad (4.1.1.9)$$

$$E I_s v_b = \frac{I_s}{6(I_d + I_s)} \frac{h}{b} H x (3l^2 - x^2) \quad \dots \quad (4.1.2.0)$$

$$G A_d w_{s1} = H x \quad \dots \quad (4.1.2.1)$$

$$G A_d w_{s2} = -H x \quad \dots \quad (4.1.2.2)$$

中央横断面 ($x = l$) における変形を求める。 (4.1.1.8) ~ (4.1.2.2) より

$$E I_d (w_{b1})_x = l = \frac{I_d}{3(I_d + I_s)} H l^3 + E I_d \frac{H}{K} \quad \dots \quad (4.1.2.3)$$

$$EI_d(w_{b2})_{x=l} = -\frac{I_d}{3(I_d+I_s)} \frac{Hl^3}{b} \quad \dots \quad (4.1.24)$$

$$EI_s(v_b)_{x=l} = \frac{I_s}{3(I_d+I_s)} \frac{h}{b} Hl^3 \quad \dots \quad (4.1.25)$$

$$GA_d(w_{s1})_{x=l} = Hl \quad \dots \quad (4.1.26)$$

$$GA_d(w_{s2})_{x=l} = -Hl \quad \dots \quad (4.1.27)$$

(b) 垂直荷重が加わる場合

いま考えているのは図4.1.3のような箱型梁に水平荷重が加わり、中間に隔壁がない場合であるから、垂直力はないが、(2)で中間に隔壁がある場合を検討する際、隔壁から垂直反力が働くので、以下に箱型梁の中央に右玄側には下向き、左玄側には上向きの垂直荷重Vが加わる場合の式を導く。この場合箱型梁の各要素の荷重状態および変形状態は図4.1.5のようになる。

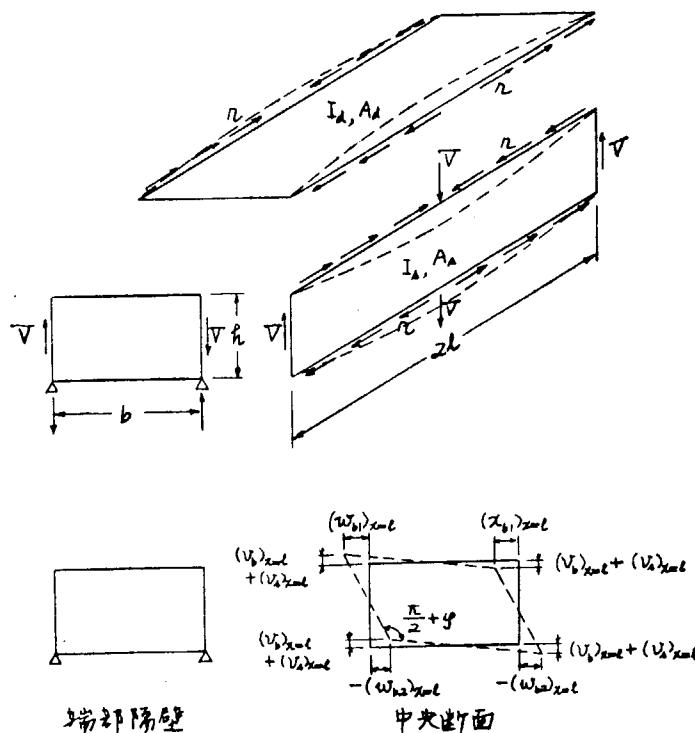


図4.1.5

この場合の解は(a)で導いた水平荷重が加わる場合の式の各変数を次のように置き換えばよい。

$$H \rightarrow V, w_{b1} \rightarrow v_b, w_{s1} \rightarrow v_s, v_b \rightarrow w_{b1}, v_b \rightarrow -w_{b2}$$

$$h \rightarrow b, b \rightarrow h, I_d \rightarrow I_s, I_s \rightarrow I_d, A_d \rightarrow A_s, K \rightarrow \infty$$

従って(4.1.18)～(4.1.27)より次式が得られる。

$$EI_s v_b = \frac{I_s}{6(I_d+I_s)} V x (3l^2 - x^2) \quad \dots \quad (4.1.28)$$

$$EI_d w_{b1} = \frac{I_d}{6(I_d+I_s)} \frac{b}{h} V x (3l^2 - x^2) \quad \dots \quad (4.1.29)$$

$$EI_d w_{b2} = -\frac{I_d}{6(I_d+I_s)} \frac{b}{h} V x (3l^2 - x^2) \quad \dots \quad (4.1.30)$$

$$GA_s v_s = V x \quad \dots \quad (4.1.31)$$

中央横断面 ($x = \ell$) における値は次のようになる。

$$EI_s(v_b)_{x=\ell} = \frac{I_s}{3(I_d + I_s)} v \ell^3 \quad \dots \dots \quad (4.1.3.2)$$

$$EI_d(w_{b1})_{x=\ell} = \frac{I_d}{3(I_d + I_s)} \frac{b}{h} v \ell^3 \quad \dots \dots \quad (4.1.3.3)$$

$$EI_d(w_{b2})_{x=\ell} = -\frac{I_d}{3(I_d + I_s)} \frac{b}{h} v \ell^3 \quad \dots \dots \quad (4.1.3.4)$$

$$GA_s(v_s)_{x=\ell} = v \ell \quad \dots \dots \quad (4.1.3.5)$$

(c) 断面の変形

図 4.1.6 のような A B C D なる断面が変形して A' B' C' D' になったとする。このとき断面の変形を表わす角として頂点の角変位 ϕ と対角線の角変位 θ の 2 つを考える。 ϕ 及び θ を w_1, w_2 及び v で表わしてみる。

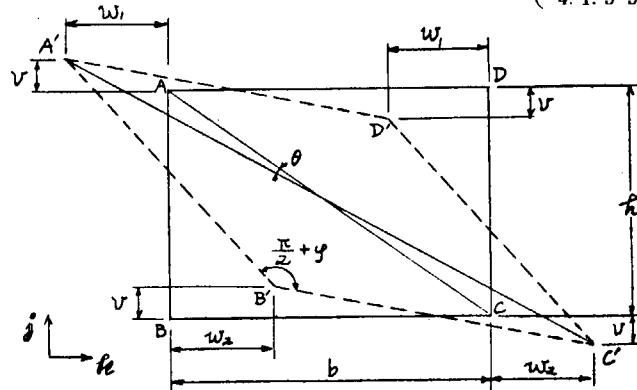


図 4.1.6

図のような単位ベクトル j k をとり、またベクトル $\vec{BA}, \vec{BC}, \vec{AC}, \vec{B'A'}, \vec{B'C'}, \vec{A'C'}$ をそれぞれ $\mathbf{h}, \mathbf{b}, \mathbf{d}, \mathbf{h}', \mathbf{b}', \mathbf{d}'$ とおくと、これらは次のように表わされる。

$$\mathbf{h} = h \mathbf{j}$$

$$\mathbf{b} = b \mathbf{k}$$

$$\mathbf{d} = -h \mathbf{j} + b \mathbf{k}$$

$$\mathbf{h}' = h \mathbf{j} - (w_1 + w_2) \mathbf{k}$$

$$\mathbf{b}' = -2v \mathbf{j} + b \mathbf{k}$$

$$\mathbf{d}' = -(h + 2v) \mathbf{j} + (b + w_1 + w_2) \mathbf{k}$$

従って

$$\mathbf{h}' \cdot \mathbf{b}' = -2hv - b(w_1 + w_2)$$

しかるに

$$\mathbf{h}' \cdot \mathbf{b}' = |\mathbf{h}'| \cdot |\mathbf{b}'| \cos\left(\frac{\pi}{2} + \phi\right)$$

$$\therefore \cos\left(\frac{\pi}{2} + \phi\right) = \frac{\mathbf{h}' \cdot \mathbf{b}'}{|\mathbf{h}'| \cdot |\mathbf{b}'|} = \frac{-2hv - b(w_1 + w_2)}{hb}$$

$$\therefore \sin\phi = \frac{2v}{b} + \frac{w_1 + w_2}{h}$$

$$\therefore \phi = \frac{2v}{b} + \frac{w_1 + w_2}{h} \quad \dots \dots \quad (4.1.3.6)$$

また

$$\mathbf{d} \times \mathbf{d}' = (-h \mathbf{j} + b \mathbf{k}) \times \{-(h + 2v) \mathbf{j} + (b + w_1 + w_2) \mathbf{k}\}$$

$$= \{h(w_1 + w_2) - 2bv\} \mathbf{i}$$

ただし \mathbf{i} は紙面の裏から表に向う単位ベクトルとする。

しかるに、

$$|\mathbf{d} \times \mathbf{d}'| = |\mathbf{d}| \cdot |\mathbf{d}'| \sin \theta$$

$$\therefore \theta = \sin \theta = \frac{|\mathbf{d} \times \mathbf{d}'|}{|\mathbf{d}| \cdot |\mathbf{d}'|} = \frac{h(w_1 + w_2) - 2bv}{h^2 + b^2} \quad (4.1.3.7)$$

水平荷重Hが加わる場合の ϕ 、 θ を求める。この場合

$$v = (v_b)_{x=\ell}$$

$$w_1 = (w_{b1})_{x=\ell} + (w_{s1})_{x=\ell}$$

$$w_2 = -(w_{b2})_{x=\ell} + (w_{s2})_{x=\ell}$$

従って(4.1.2.5)より

$$v = \frac{H\ell^3 h}{3E(I_d + I_s)b} \quad (4.1.3.8)$$

また(4.1.2.3)、(4.1.2.4)、(4.1.2.6)、(4.1.2.7)より

$$w_1 = \frac{H\ell^2}{3E(I_d + I_s)} + \frac{H}{K} + \frac{H\ell}{GA_d} \quad (4.1.3.9)$$

$$w_2 = \frac{H\ell^3}{3E(I_d + I_s)} + \frac{H\ell}{GA_d} \quad (4.1.4.0)$$

(4.1.3.6)及び(4.1.3.7)、(4.1.3.8)、(4.1.3.9)及び(4.1.4.0)を代入し、

$$\phi = \left\{ \frac{2\ell^3(h^2 + b^2)}{3E(I_d + I_s)b^2h} + \frac{1}{Kh} + \frac{2\ell}{GA_dh} \right\} H \quad (4.1.4.1)$$

$$\theta = \frac{1}{h^2 + b^2} \left(\frac{2H\ell h}{GA_d} + \frac{Hh}{K} \right) \quad (4.1.4.2)$$

次に垂直荷重Vが加わる場合の ϕ 、 θ を求める。この場合は

$$v = (v_b)_{x=\ell} + (v_s)_{x=\ell}$$

$$w_1 = (w_{b1})_{x=\ell}$$

$$w_2 = -(w_{b2})_{x=\ell}$$

従って(4.1.3.2)、(4.1.3.3)、(4.1.3.4)、(4.1.3.5)より

$$v = \frac{V\ell^3}{3E(I_d + I_s)} - \frac{V\ell}{GA_s} \quad (4.1.4.3)$$

$$w_1 = w_2 = \frac{V\ell^3 b}{3E(I_d + I_s)h} \quad (4.1.4.4)$$

(4.1.3.6)、(4.1.3.7)、(4.1.4.3)、(4.1.4.4)を代入し、

$$\phi = \left\{ \frac{2\ell^3(h^2 + b^2)}{3E(I_d + I_s)bh^2} + \frac{2\ell}{GA_sb} \right\} V \quad (4.1.4.5)$$

$$\theta = -\frac{1}{h^2 + b^2} - \frac{2b\ell}{GA_s} V \quad (4.1.4.6)$$

(2) 中間に隔壁がある場合

この場合断面に働く力及び隔壁に働く力は図4.1.7のごとくである。

断面の変形を表わす角変位 ϕ は(4.1.4.1)において H の代りに $H - \frac{F}{2}$ として求められる ϕ と(4.1.4.5)の $2V$ の代りに $C - \frac{Q}{2}$ として求められる ϕ の和となる。すなわち、

$$\phi = \left\{ \frac{2\ell^3(h^2+b^2)}{3E(I_d+I_s)b^2h} + \frac{1}{Kh} + \frac{2\ell}{GA_d h} \right\} \left(H - \frac{F}{2} \right)$$

$$= \left\{ \frac{\ell^3(h^2+b^2)}{3E(I_d+I_s)bh^2} + \frac{\ell}{GA_s b} \right\} Q$$

また横隔壁のせん断応力を τ_b 、横隔壁の板厚を t_b とおくと、

$$F = \tau_b t_b b \quad \dots \quad (4.1.4.7)$$

$$Q = \tau_b t_b h \quad \dots \quad (4.1.4.8)$$

(4.1.4.7)及び(4.1.4.8)を(4.1.4.6)に代入して整理すると、

$$\begin{aligned} \phi &= \left\{ \frac{2\ell^3(h^2+b^2)}{3E(I_d+I_s)b^2h} + \frac{1}{Kh} + \frac{2\ell}{GA_d h} \right\} H \\ &\quad - \tau_b t_b \left\{ \frac{2\ell^3(h^2+b^2)}{3E(I_d+I_s)bh} + \frac{b}{2Kh} + \frac{b\ell}{GA_d h} + \frac{\ell h}{GA_s b} \right\} \end{aligned} \quad \dots \quad (4.1.4.9)$$

一方横隔壁の角変位は

$$\phi = \frac{\tau_b}{G} \quad \dots \quad (4.1.5.0)$$

断面の ϕ と横隔壁の ϕ は等しいので、(4.1.4.9)の右辺と(4.1.5.0)の右辺を等置して τ_b を求めるときのようになる。

$$\tau_b = \alpha \frac{H}{t_b b} \quad \dots \quad (4.1.5.1)$$

$$\alpha = \frac{t_b(\beta + 2r + 2)}{t_b(\beta + r + \kappa + 1) + \frac{A_d h}{\ell b}} \quad \dots \quad (4.1.5.2)$$

$$\beta = \frac{2GA_d\ell^2(h^2+b^2)}{3E(I_d+I_s)b^2} \quad \dots \quad (4.1.5.3)$$

$$r = \frac{GA_d}{2\ell K} \quad \dots \quad (4.1.5.4)$$

$$\kappa = \frac{A_d h^2}{A_s b^2} \quad \dots \quad (4.1.5.5)$$

また端部隔壁のせん断剛性 K は次のように表わされる。

$$K = \frac{Gb t_e}{h} \quad \dots \quad (4.1.5.6)$$

ここで、 t_e ：端部隔壁の板厚

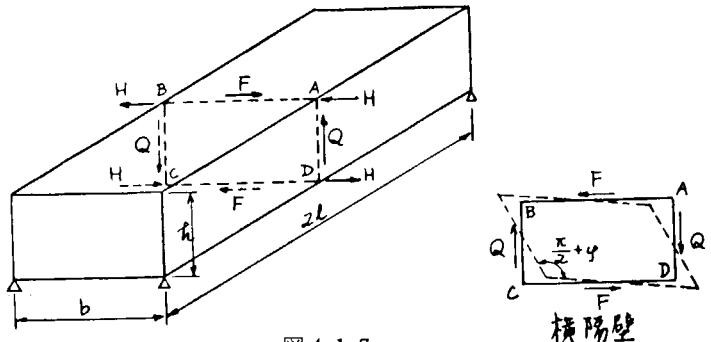


図 4.1.7

横隔壁

従つて

$$r = \frac{A_d h}{2 \ell b t_e} \quad (4.1.57)$$

(4.1.5.1)を(4.1.5.0)に代入し,

$$\phi = \frac{H}{E b t} - \frac{E}{G} \frac{\alpha}{\frac{t_b}{t}} \quad (4.1.58)$$

また対角線の角変位 θ は(4.1.4.2)において H の代りに $H - \frac{F}{2}$ として求められる θ と(4.1.4.6)にて V の代りに $-\frac{Q}{2}$ として求められる θ の和になる。

すなわち,

$$\theta = \frac{1}{h^2 + b^2} \left(\frac{2 \ell h}{G A_d} + \frac{h}{K} \right) \left(H - \frac{F}{2} \right) + \frac{1}{h^2 + b^2} \frac{b \ell}{G A_s} Q \quad (4.1.4.7)$$

(4.1.4.8), (4.1.5.1)を代入し, (4.1.5.3), (4.1.5.4)及び(4.1.5.5)の関係を考慮して変形すると

$$\theta = \frac{\ell H}{G A_d h} \frac{h^2}{h^2 + b^2} \left\{ 2 - \alpha \left(1 + r - \kappa \frac{b^2}{h^2} \right) + 2 r \right\} \quad (4.1.59)$$

いま甲板, 船底外板及び船側外板の板厚がすべて同一で t であるときは;

$$A_d = b t$$

$$A_s = h t$$

$$I_d = \frac{1}{12} b^3 t$$

$$I_s = \frac{1}{12} h^3 t$$

$$\frac{t_b}{t} (\beta + 2 r + 2)$$

$$\alpha = \frac{\frac{t_b}{t} (\beta + r + \kappa + 1) + \frac{h}{\ell}}{\frac{t_b}{t} (\beta + r + \kappa + 1) + \frac{h}{\ell}} \quad (4.1.60)$$

$$\beta = 8 \frac{G}{E} \frac{(b^2 + h^2) \ell^2}{(b^3 + h^3) b} \quad (4.1.61)$$

$$r = \frac{h t}{2 \ell t_e} \quad (4.1.62)$$

$$\kappa = \frac{h}{b} \quad (4.1.63)$$

このとき(4.1.5.8)の ϕ 及び(4.1.5.9)の θ は次のようになる。

$$\phi = \frac{H}{E b t} - \frac{E}{G} \frac{t}{t_b} \alpha \quad (4.1.64)$$

$$\theta = \frac{H}{E b t} \frac{\ell}{h} \frac{E}{G} \frac{h^2}{h^2 + b^2} \left\{ 2 - \alpha \left(1 + r - \kappa \frac{b^2}{h^2} \right) + 2 r \right\} \quad (4.1.65)$$

また甲板のせん断応力 τ_d は,

$$\tau_d = \frac{H}{b t} - \frac{F}{2 b t}$$

(4.1.4.7) 及び (4.1.5.1) より

$$\tau_d = \left(1 - \frac{\alpha}{2}\right) \frac{H}{bt} \quad \dots \dots \dots \quad (4.1.6.6)$$

一方船側外板のせん断応力 τ_s は、

$$\tau_s = \frac{Q}{2ht}$$

(4.1.4.8) 及び (4.1.5.1) より、

$$\tau_s = \frac{\alpha}{2} \frac{H}{bt} \quad \dots \dots \dots \quad (4.1.6.7)$$

(3) 振り理論との比較

材料力学の振り理論によると、図 4.1.8 のような薄肉閉断面に振りモーメント T が加わると、断面内にはせん断流が一定になるようにせん断応力 τ_t が分布する。板厚 t を一定とするとせん断応力 τ_t も一定となり、

$$\tau_t = \frac{T}{2bht} \quad \dots \dots \dots \quad (4.1.5.6)$$

図 4.1.9 のような箱型梁の場合は

$$T = Hh \quad \dots \dots \dots \quad (4.1.5.7)$$

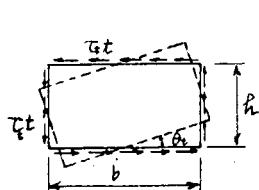


図 4.1.8

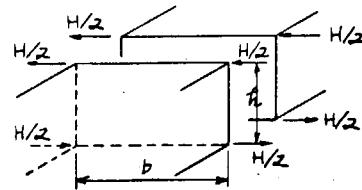


図 4.1.9

また振り角 θ_t は

$$\theta_t = \frac{T\ell}{4A^2G} \cdot \frac{s}{t} \quad \dots \dots \dots \quad (4.1.5.8)$$

ここで、

$A = bh$: 周囲に囲まれる面積

$s = 2(b+h)$: 周長

4.1.3 数値計算

次のような場合について計算を行う。

$$b/h = 2, \ell/h = 4$$

甲板、船底外板及び船側外板の板厚はすべて同一とし、これを t とおく。そうすると

$$\beta = 8 \times \frac{1}{2.6} \frac{(2^2+1) \times 4^2}{(2^3+1) \times 2} = 13.6752$$

$$r = \frac{1}{2 \times 4} \frac{t}{t_e} = \frac{0.125}{t_e/t}$$

$$\kappa = 0.5$$

$$\alpha = \frac{\frac{t_b}{t} (13.6752 + \frac{2 \times 0.125}{t_e/t} + 2)}{\frac{t_b}{t} (13.6752 + \frac{0.125}{t_e/t} + 0.5 + 1) + 0.25} = \frac{\frac{t_b}{t} (15.6752 + \frac{0.25}{t_e/t})}{\frac{t_b}{t} (15.1752 + \frac{0.125}{t_e/t}) + 0.25}$$

$t_e/t = 1$ とすると、

$$\alpha = 1.0494 - \frac{0.0173}{\frac{t_b}{t} + 0.0165}$$

(4.1.6.4) 及び (4.1.6.5) より

$$\frac{E b t}{H} \phi = \frac{2.7285}{\frac{t_b}{t} + 0.0165}$$

$$\frac{E b t}{H} \theta = 6.5899 - \frac{0.0315}{\frac{t_b}{t} + 0.0165}$$

(4.1.6.6) 及び (4.1.6.7) より

$$\frac{b t}{H} \tau_d = 0.4753 + \frac{0.0086}{\frac{t_b}{t} + 0.0165}$$

$$\frac{b t}{H} \tau_s = 0.5247 - \frac{0.0086}{\frac{t_b}{t} + 0.0165}$$

また振り理論によるせん断応力 τ_t 及び振り角 θ_t については (4.1.5.6), (4.1.5.7), (4.1.5.8) より次のようにになる。

$$\frac{b t}{H} \tau_t = 0.5$$

$$\frac{E b t}{H} \theta_t = 7.8$$

t_b/t を横軸にとって $\frac{E b t}{H} \phi$, $\frac{E b t}{H} \theta$, $\frac{E b t}{H} \theta_t$ 及び $\frac{\tau_d}{b t}$, $\frac{\tau_s}{b t}$, $\frac{\tau_t}{b t}$ を図示すると図 4.1.10, 図 4.1.11 のようになる。

これらの図から、中間の隔壁の剛性が増すと θ はへり、 θ が増すことがわかる。すなわち中間の隔壁は甲板のせん断応力を外板に伝える役割を果している。また中間の隔壁の剛性を無限大にしたとき θ の収斂値が振り理論から求められる振り角 θ_t と一致しない。これらの理由の 1 つは端部隔壁の変形の影響である。しかし端部隔壁の剛性も無限大にして ($t_e \rightarrow \infty$) その変形の影響を補正しても、 θ の収斂値は θ_t と一致しない。

この理由は次の通りである。すなわち振り理論では断面内のせん断応力はせん断流が一定となるように分布するものとしている。これに対して本理論では図 4.1.7において甲板のせん断力は外力と横隔壁からの反力の差 $H - \frac{F}{2}$ であり、船側外板のせん断力は横隔壁からの反力 $\frac{Q}{2}$ であるが、 F 及び Q は (4.1.4.7), (4.1.4.8) にみるよう にそれらによるせん断応力が等しい、という条件から決定される。従って甲板のせん断力 $H - \frac{F}{2}$ によるせん断流と船側外板のせん断力 $\frac{Q}{2}$ によるせん断流は必ずしも等しくならない。これが本理論で中間の隔壁の剛性を無限大としたときの θ が、振り理論から求められる振り角 θ_t と一致しない理由であると思われる。

なお実船の場合は数枚の横隔壁のほかに多くの横桁リングが配置されており、またラッキングの原因となる荷重も図 4.1.3 のような中央集中荷重ではなく分布荷重であるので、ここで考えた場合とは多少異なる。しかし実船のラッキングの量のオーダを調べるために、大胆ではあるが、ここで導いた式を実船に適用してみる。

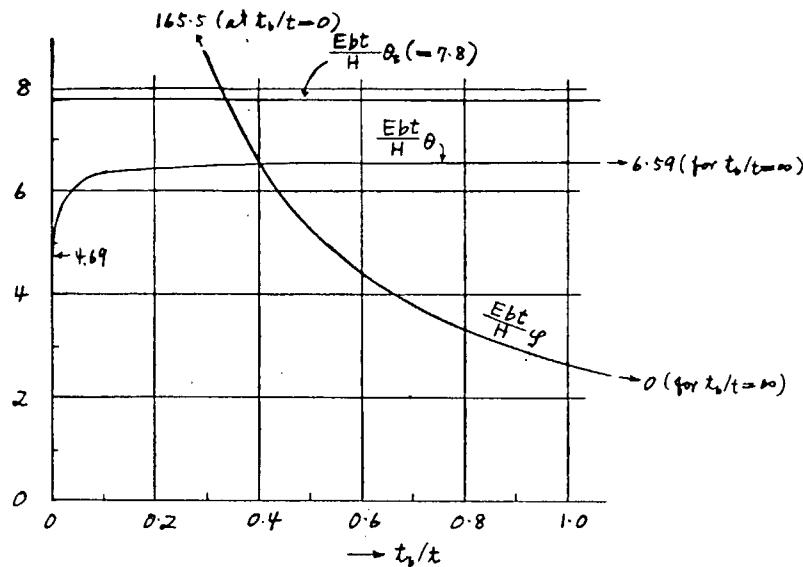


図 4.1.1.0 中間隔壁の剛性を変えたときの箱型梁断面の角変位

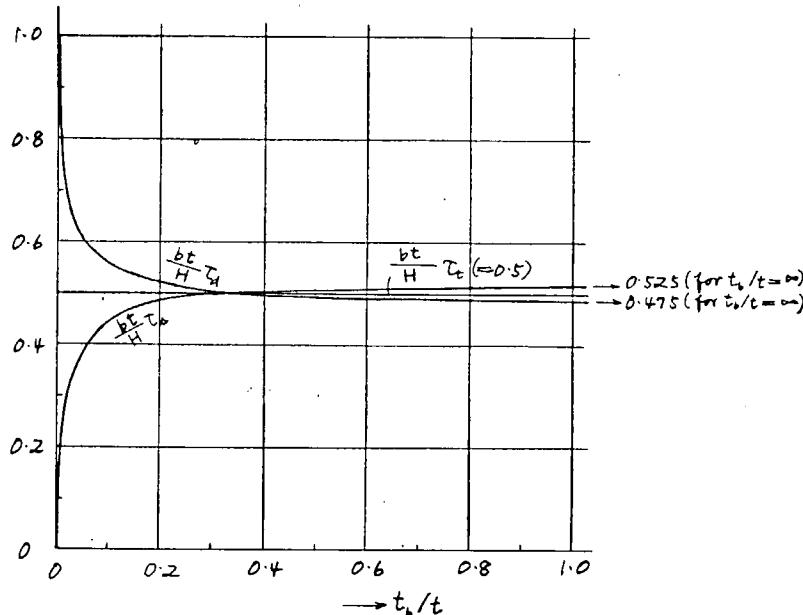


図 4.1.1.1 中間隔壁の剛性を変えたときの箱型梁各部のせん断応力

図 4.1.2(a)の左舷及び右舷の船側荷重をそれぞれ F_1 および F_2 とすると同図(b)及び(c)の船側荷重はそれぞれ $\frac{F_1+F_2}{2}$ 及び $\frac{F_1-F_2}{2}$ である。次に同図(c)の荷重から(d)の荷重を導く場合、船側荷重 $\frac{F_1-F_2}{2}$ は甲板及び船底外板 $(1 : 2)$ の割合で配分されるものとすれば同図(d)の甲板及び船底外板の荷重はそれぞれ $\frac{1}{6}(F_1-F_2)$ 及び $\frac{2}{6}(F_1-F_2)$ である。従って同図(g)及び(h)の荷重はそれぞれ $\frac{3}{12}(F_1-F_2)$ 及び $\frac{1}{12}(F_1-F_2)$ である。

すなわちラッキングの原因となる荷重 H は、

$$H = \frac{1}{12}(F_1-F_2)$$

となる。いま載荷重量の 20 万トン級タンカーを考え、これが斜波中を航行する際の左右舷の水圧差を、SR134-K18-6 を参照して $10 \text{ t}/\text{m}^2$ とする。またこれの荷重面積の長さを貨物油タンク部の長さの $1/2$ 程度として 120 m 、高さを 25 m とすると

$$F_1-F_2 = 10 \times 120 \times 25 = 30,000 \text{ t} \quad \therefore H = 30,000 / 12 = 2,500 \text{ t}$$

いま $t_d/t = 1$ とすると、図 4.1.1 1 より

$$\frac{E b t}{H} \phi = 2.68$$

$b = 50 m$, $t = 2.5 mm$ とすると

$$\phi = 2.68 \times 2.500 \times \frac{1}{50 \times 0.025 \times 2.1 \times 10^7} = 2.55 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

甲板及び船底外板の水平変位の差は、船の深さを $28 m$ として、

$$2.55 \times 10^{-4} \times 28,000 = 7 mm$$

本部会昭和 48 年度報告書によれば、この水平変位の差が $25 mm$ いどの場合で横桁リングに加わる付加応力は、 $1 kg/mm^2$ 以下 のオーダーである。上記 $7 mm$ という値は貨物油タンク部の中央に 1 枚横隔壁がある場合の値であり、実船の値よりかなり大き目の値と思われるが、かりにこれだけのラッキングが起ったとしても、それによる横桁リングの付加応力は $0.5 kg/mm^2$ 以下のオーダーと考えられ、まず問題ないと思われる。

4.1.4 結 言

タンカーのラッキング現象の本質を把握するため箱型梁の中央に、梁の深さの 2 等分線に関して逆対称な集中荷重が加わった場合について検討した。これから次のような結論が得られた。

- (1) 箱型梁の中央の横隔壁の剛性を増すとラッキングの量は急激に減少する。
- (2) 上記横隔壁は甲板のせん断応力を船側外板に伝える役割を果す。
- (3) 実船のラッキング量及びそれによる横桁リングの付加応力は小さく問題にならないと思われる。

参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会 第 134 研究部会
船体構造部材の許容応力に関する研究 昭和 48 年度報告書 昭和 49 年 3 月

4.2 波浪中の船体横強度に及ぼす相対変位の影響（日本鋼管）

（平面格子構造モデルによる相対変位計算法の検討）

波浪中における横強度計算に対しても、縦通部材の相対変位の影響はかなり大きいと予想される。ただし、船側水圧も含めた波浪荷重中での相対変位の計算は非常に手数がかかるので、多くのケースについて行うのは困難と思われる。そこで、従来より用いられている平面格子構造モデルを用い、波浪外力の上下方向成分のみを負荷した簡易計算により相対変位を近似することを考え、この手法による結果について立体 FEM 計算との比較により検討した。

既に 48 年度の研究において 25 万 DWT タンカーの BALLAST 時の斜波中における状態については、平面格子による簡易計算法と立体 FEM 計算の結果が良く一致することが確かめられたが、今年度はこれを更におしそうして FULL LOAD 時における波浪中の相対変位に対する比較検討を行った。

4.2.1 計算対象モデル

計算対象には 3 LONG L. BHD CENTERGIRDERLESS

方式の 25 万 DWT TANKER を選んだ。主要目及びタンク配置を図 4.2.1 に示す。

荷重条件は、バラストタンクを除くすべてのタンクに $r = 0.85$ の荷油を満載した状態を考えた。

計算範囲は前年度と同じく中央部 5 タンク長さとし、図 4.2.2 に示すような平面格子モデルと立体 FEM モデルに置換した。ただし、FEM 計算では、TRANS. BHD

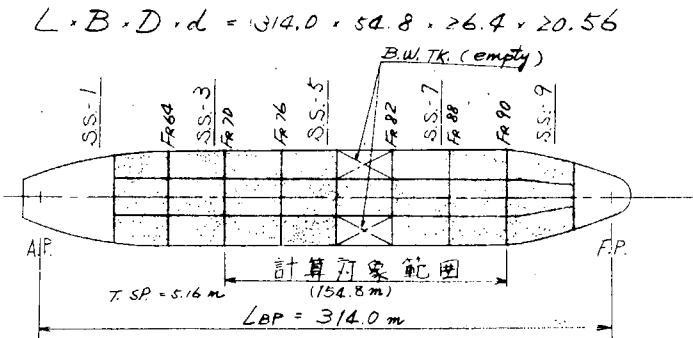


図 4.2.1 計算対象船

にかかる水圧は無視し、バラストタンク以外は 2 TRANS 分を 1 本の部材にまとめてモデル化した。また、一般に 5 タンク長さ程度を計算範囲にとれば、中央部の上下方向相対変位に及ぼす境界条件の影響は無視できると言われていることから、両端において縦通部材を固定として計算した。

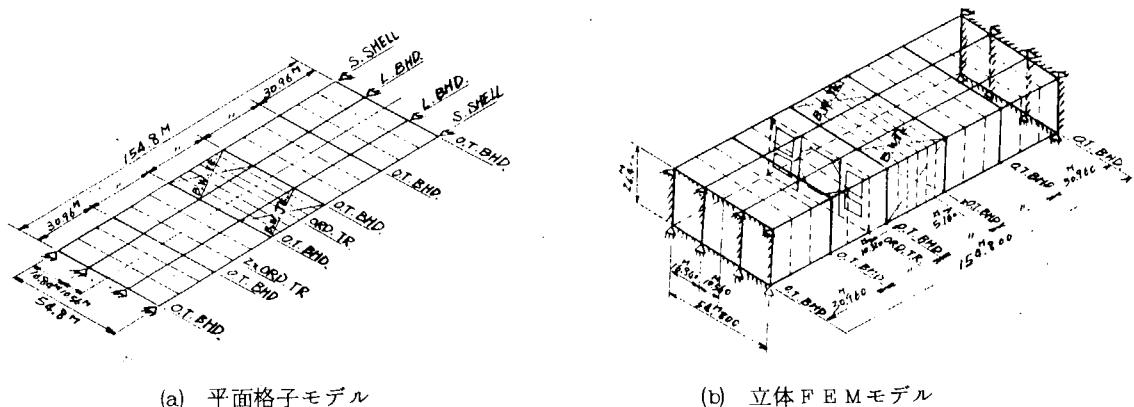


図 4.2.2 計算モデル

4.2.2 変動水圧の計算

対象船の満載状態における変動水圧の計算をストリップ法により下記のバリエーションで行った。

船速	$V / \sqrt{Lg} = 0.1$
波高	$H_w = 1.0 m$
波長	$\sqrt{L/\lambda} = 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6$
出会角	$\beta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ$
時刻	$t = 0, T/8, T/4, 3T/8, T/2, 5T/8, 3T/4, 7T/8$

(ただし、 $\beta = 0^\circ$ は追波をまた $t = 0$ は船体中央が波の山に位置した場合を示す)

これらのケースの変動圧分布を検討した結果、相対位移計算法の比較計算に用いる荷重条件として、変位量が大きいと予想される斜め向い波と真横波の状態から“ $\beta = 135^\circ$ ” “ $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ ” “ $\beta = 135^\circ$ ” “ $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$ ” “ $\beta = 90^\circ$ ” “ $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ ” の 3 ケースを選出した。更に平水中及び“ $\beta = 90^\circ$ ” “ $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ ”における変動水圧のみの場合についても計算した。これら 5 ケースの荷重条件をまとめると下記のようになる。

LOADING 1 STATIC CONDITION

- | | | | | | |
|----|---|------------------------|--------------------------|------------|-------|
| II | 2 | $\beta = 135^\circ$ | $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ | H w = 10 m | t = 0 |
| II | 3 | $\beta = 135^\circ$ | $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$ | H w = 10 m | t = 0 |
| II | 4 | $\beta = 90^\circ$ | $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ | H w = 10 m | t = 0 |
| II | 5 | Loading 4における変動外圧のみを負荷 | | | |

Loading 2～4 の 3 ケースの変動外圧分布について、図 4.2.4 に船の長さ方向の分布を、また図 4.2.5(a)～(c)に各断面の分布を無次元値で示す。

平面格子計算には、これらの荷重のうち上下方向成分のみを負荷し、立体 F E M 計算には船側及び縦通隔壁にかかる水平方向成分も負荷した。ただし、DECK 面より上方の変動圧は無視し、タンク内荷重の加速度による影響は、前年度の報告から変動圧の傾斜を均一化する方向に作用することが判っているので考慮しないことにした。

1.2.3 計算結果及び考察

計算結果は図 4.2.3(a)に示すように、右舷の LONG L. BHD. 下部を基準として、左舷 LONG L. BHD. 下部及び両舷 SIDE SHELL のビルジ部における上下方向相対変位の前後方向分布の形でまとめ比較することにした。ここで、立体 FEM 計算におけるバラストタンク中央の変形を見ると図 4.2.6 に示すように、静水圧中及び斜波中では回転変形はほとんどないと言えるが、 $\beta = 90^\circ$ の直横波ではかなり大きく出ている。相対変位の計算には、この回転成分を除外

する必要があるので、この場合は、SIDE SHELL と LONGL.BHD. の平行度が充分であることから、右舷 LONGL.BHD に直角に引いた線を基準として、これに対する変位差を相対変位として扱うこととした(図 4.2.3 (b) 参照)。この手法を用いた $\beta = 90^\circ$ のときの各 BHD 位置における変位状態と相対変位量を図 4.2.7 に示す。

5 ケースの荷重状態における最終的な相対変位の比較計算結果を図 4.2.8 ~ 図 4.2.12 に示す。

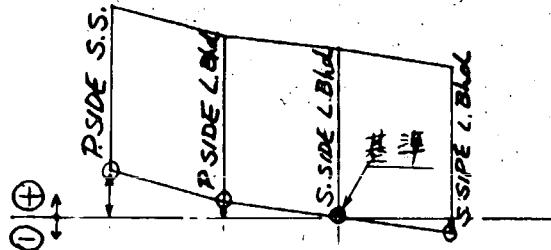


図 4.2.3(a) 相対変位算出点

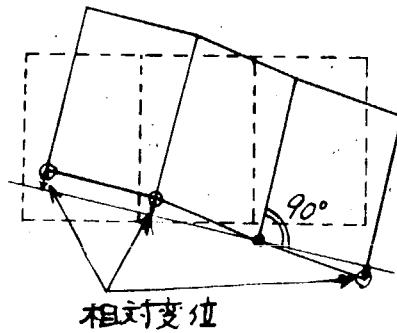


図 4.2.3(b) タンクテスト時の相対変位

これらの結果から以下のことが考察される。

(1) FULL LOAD 時における $\beta = 135^\circ$ の斜波中の相対変位量は今回の荷重状態においては、平水中と同じくそれ程大きくなく、平面格子と立体 FEM の計算結果を比較すると、変位分布の傾向は大体合っていると言える。

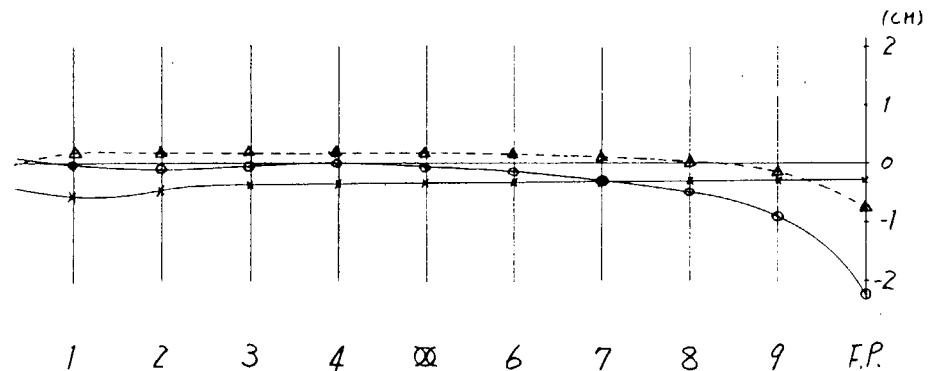
ただし、変位量そのものに若干の差が見られるが、その絶対値は小さく、バラストタンク中央のトランクに作用する応力値を見ても図 4.2.13 に示すように、高々 1 kg/mm^2 程度であり、全体の応力分布に応ぼす影響も小さいので、問題とはならないと考えられる。

(2) $\beta = 90^\circ$ の真横波では相対変位量はかなり大きくなるが、平面格子と立体 FEM の両計算方式による結果は、相対変位分布傾向及び変位量の絶対値ともほぼ一致している。

(3) 以上の結果と 4.8 年度の研究結果とを合わせて考えると、波浪中における縦通部材の上下方向相対変位の計算は、平面格子モデルに波浪荷重の上下方向成分のみを負荷した近似計算法で実用上問題ないと思われる。

$t = 0$ $\times - \times$ $\beta = 90^\circ$ $\sqrt{\rho g H_w} = 1.0$
 $H_w = 10^M$ $\circ - \circ$ $\beta = 135^\circ$ $\sqrt{\rho g H_w} = 1.0$
 $\cdots \Delta - \Delta \cdots$ $\beta = 135^\circ$ $\sqrt{\rho g H_w} = 1.2$

WATER LINE



W.L. (P. SIDE)

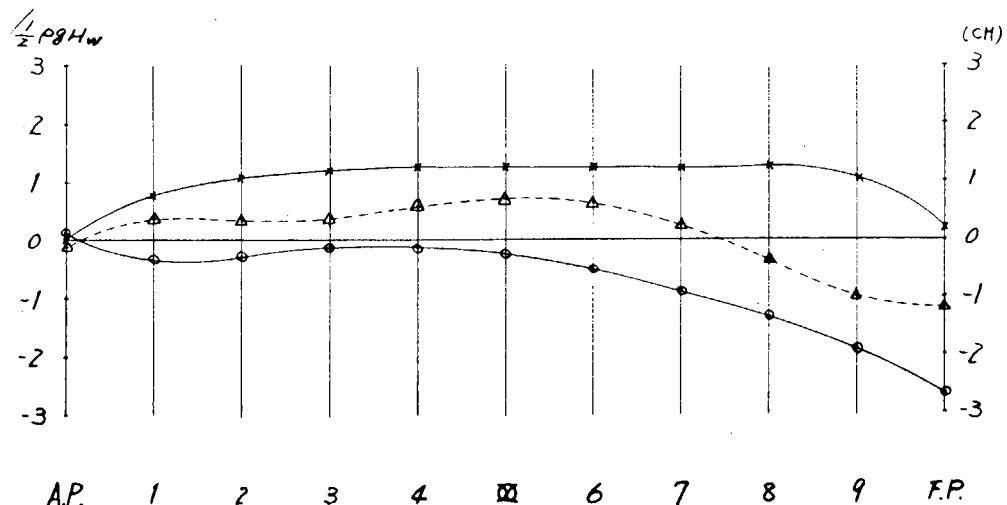
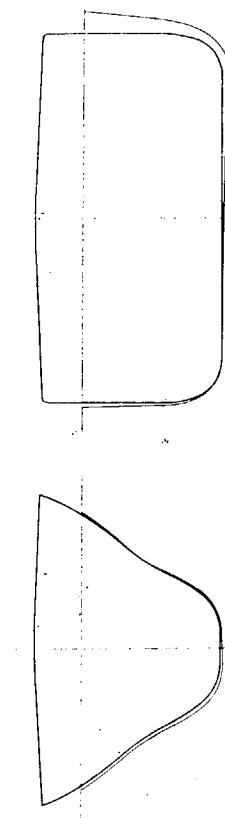
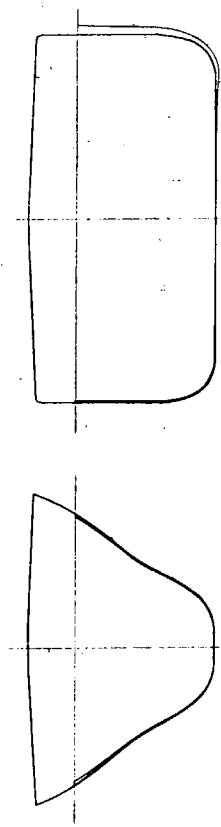
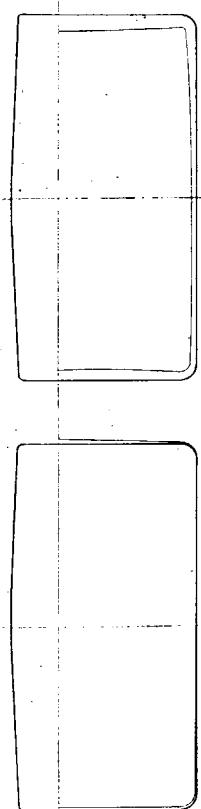


図 4.2.4 変動圧の前後方向分布

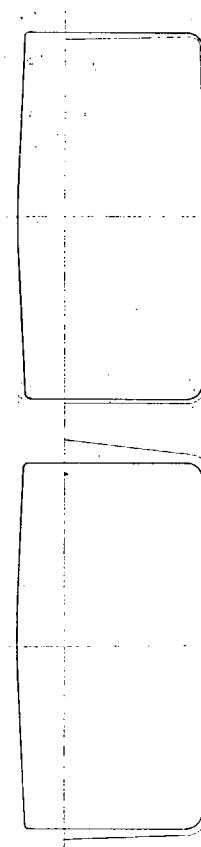
S.S.No.1 S.S.No.3



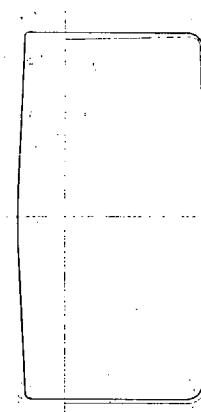
S.S.No.5



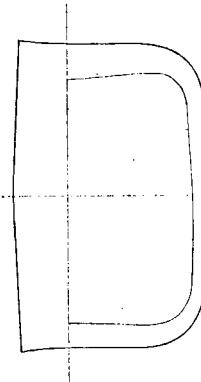
S.S.No.7



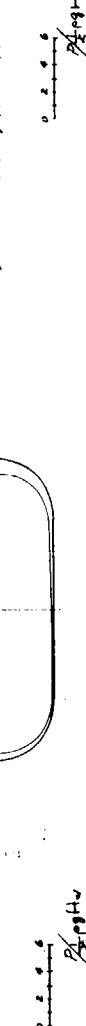
S.S.No.1 S.S.No.5



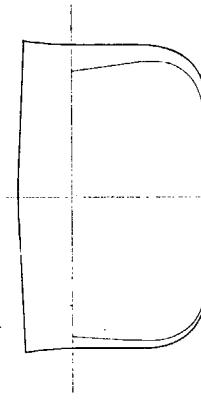
S.S.No.9



Land Cont 2
 $B = 135^\circ, \sqrt{g/a} = 1.0, HW = 10^m$



S.S.No.9



Land Cont 3
 $B = 135^\circ, \sqrt{g/a} = 1.2, HW = 10^m$

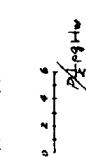


図 4.2.5-(a) 変動圧力分布

図 4.2.5-(b) 変動圧力分布

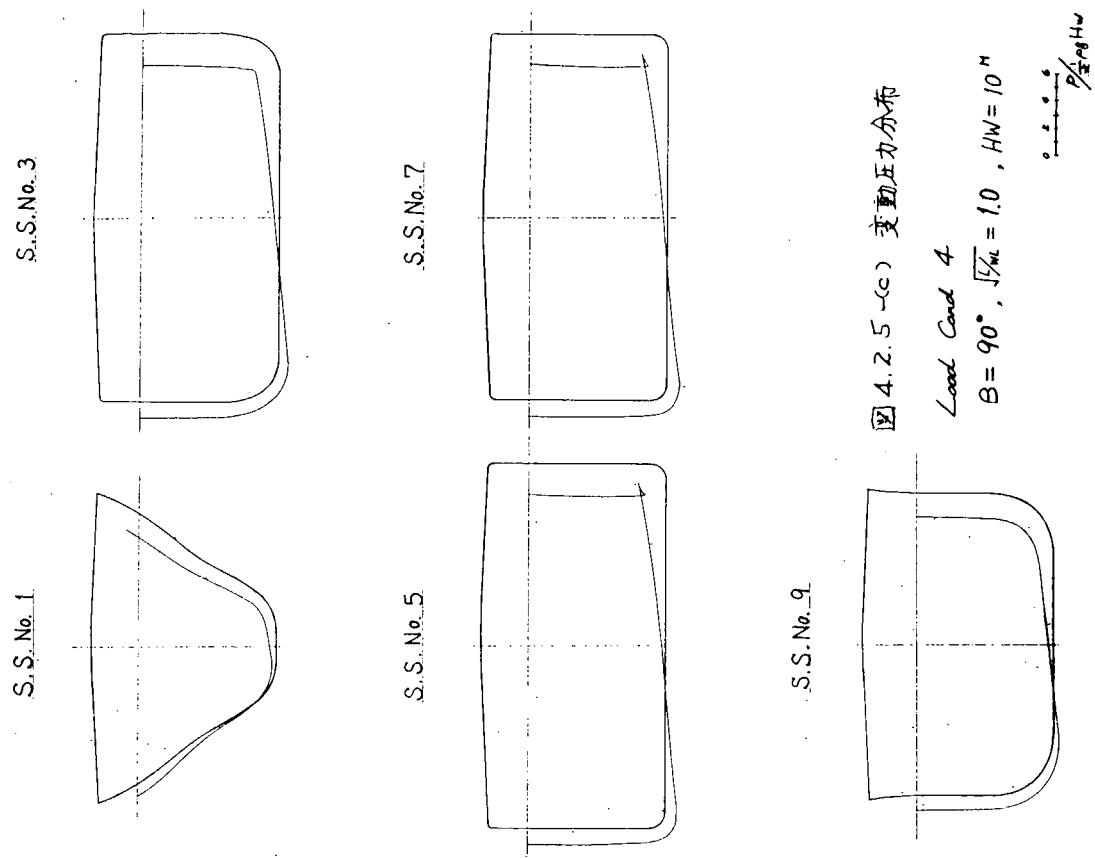
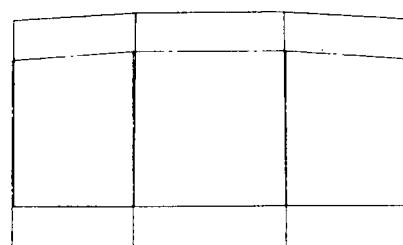


図 4.2.5-(c) 変動圧力分布

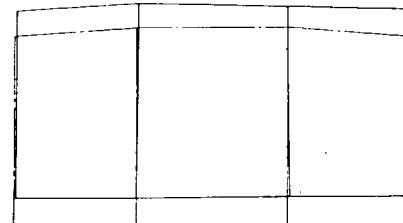
Load Case 4
 $B = 90^\circ$, $\sqrt{K_H} = 1.0$, $H_W = 10^m$



図 4.2.5-(c) 変動圧力分布

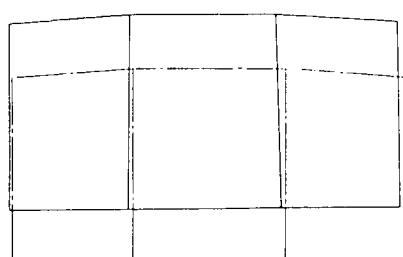


Ballast Tank 中央の変形
(a) Loading 1 Static Condition

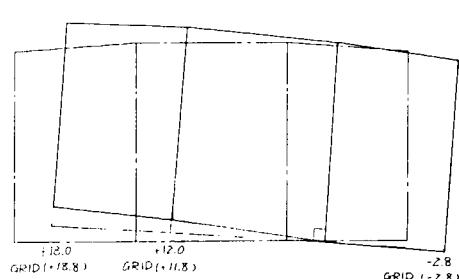


Ballast Tank 中央の変形
(b) Loading 2 $B = 135^\circ$ $\sqrt{K_H} = 1.0$ $H_W = 10^m$

— 变形前
— 变形后



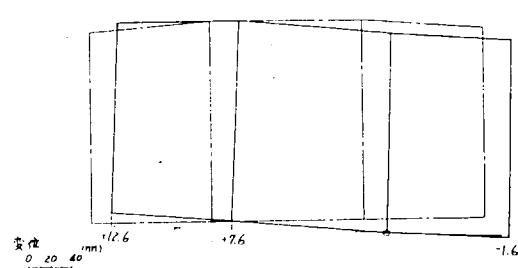
Ballast Tank 中央の変形
(c) Loading 3 $B = 135^\circ$ $\sqrt{K_H} = 1.2$ $H_W = 10^m$



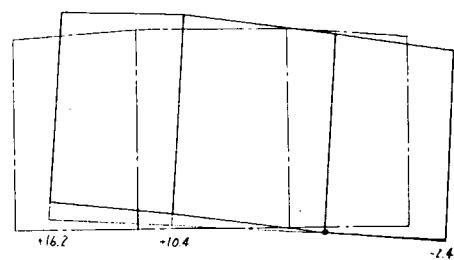
Ballast Tank 中央の変形
(d) Loading 4 $B = 90^\circ$ $\sqrt{K_H} = 1.0$ $H_W = 10^m$

図 4.2.6 立体FEM計算における変位状態 (Ballast TK 中央トランス)

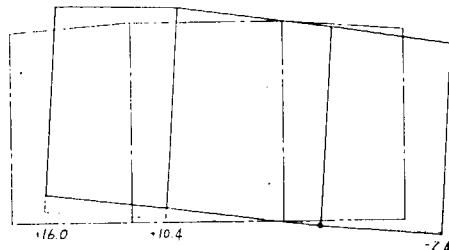
FR. 88 O.T. BHD.



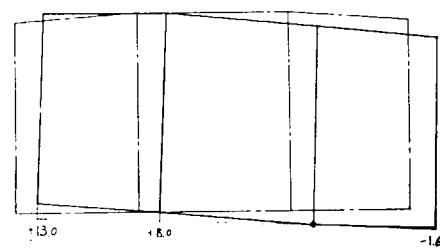
FR. 82 O.T. BHD.



FR. 76 O.T. BHD.

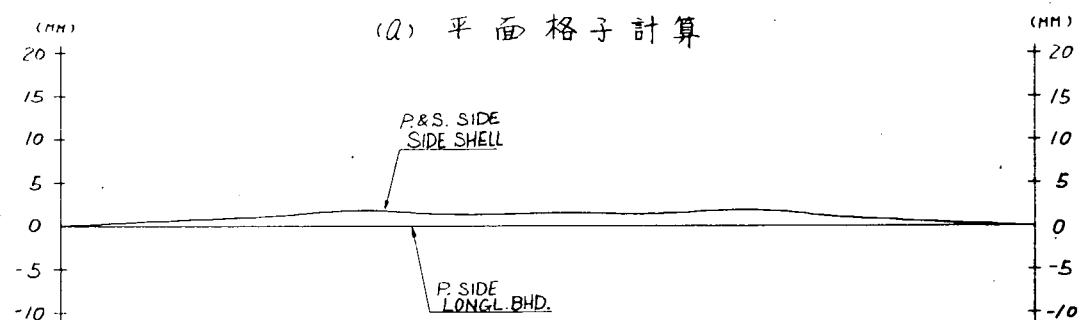


FR. 70 O.T. BHD.

図 4.2.7 BHD 位置での変形 ($\beta = 90^\circ$ $\sqrt{L_e/\lambda} = 1.0$ $H_w = 10^m$)

LOADING 1 STATICAL CONDITION

(a) 平面格子計算



(b) 立体 FEM 計算

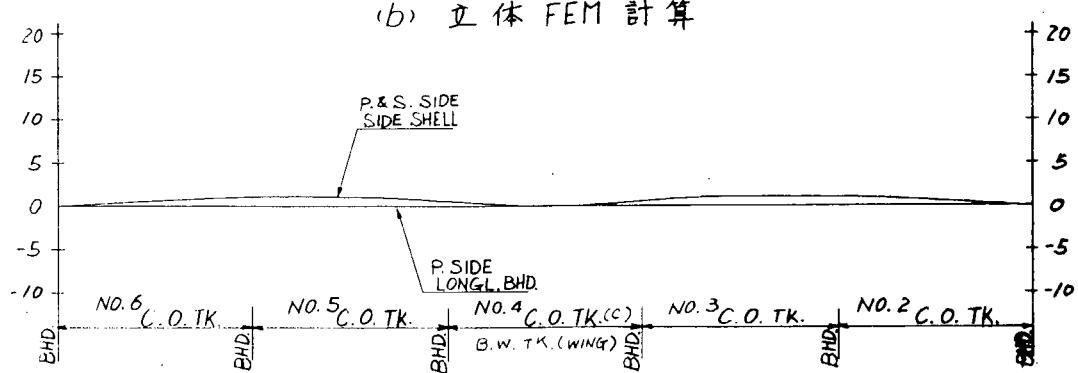


図 4.2.8 相対変位計算結果比較

LOADING 2 $B = 135^\circ \sqrt{L/WL} = 1.0$

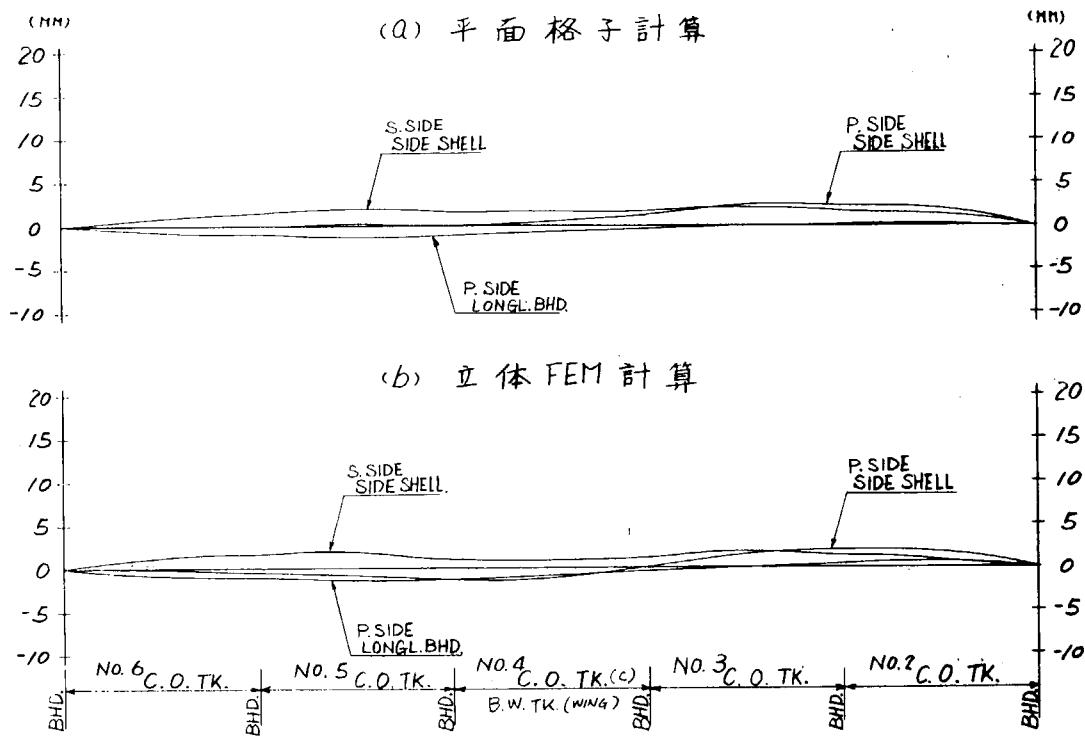


図 4.2.9 相対変位計算結果比較

LOADING 3 $B = 135^\circ \sqrt{L/WL} = 1.2$

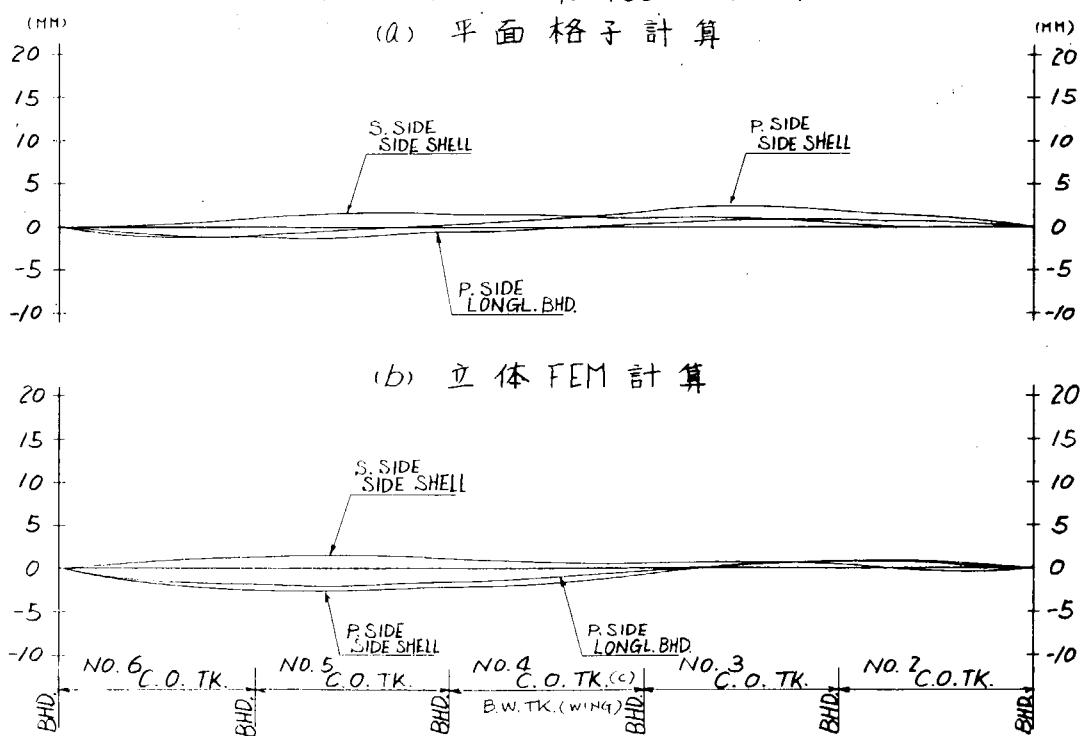


図 4.2.10 相対変位計算結果比較

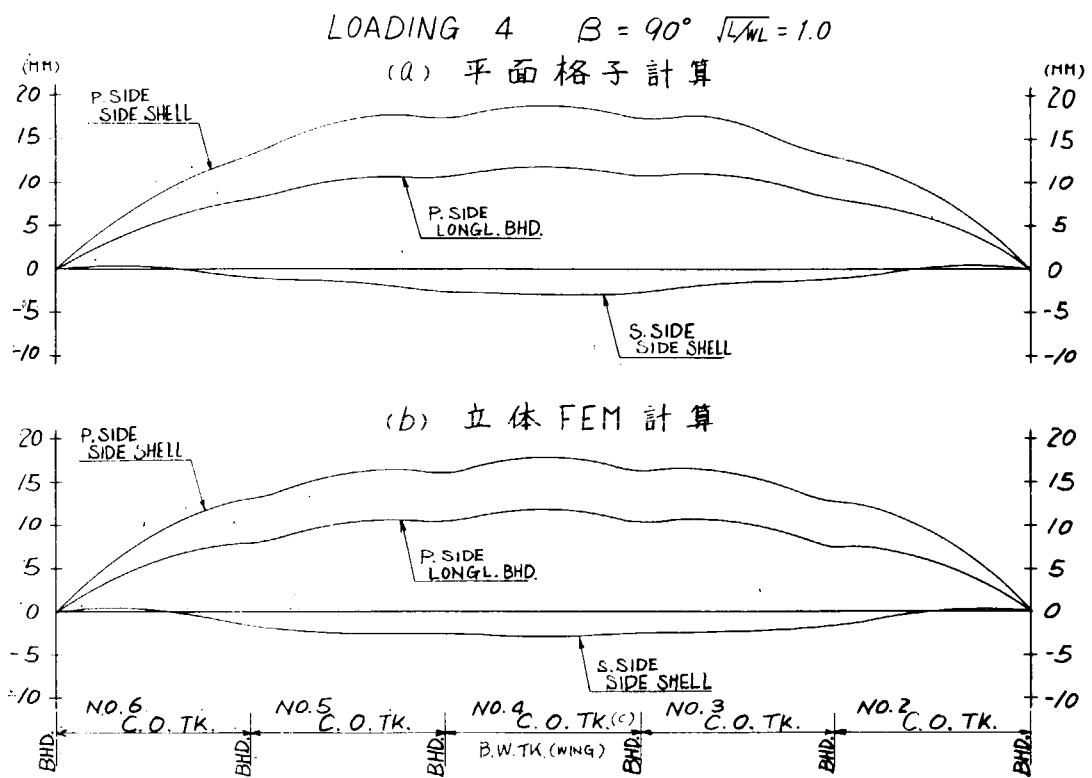


図 4.2.1.1 相対変位計算結果比較

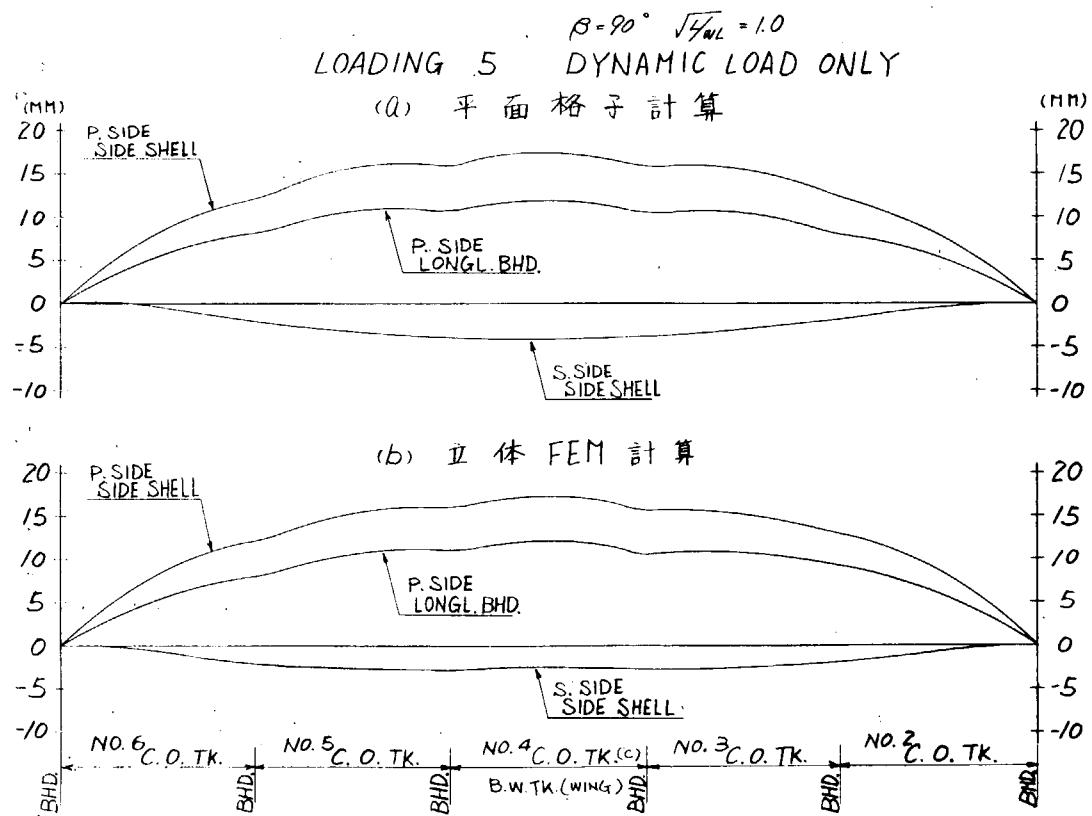


図 4.2.1.2 相対変位計算結果比較

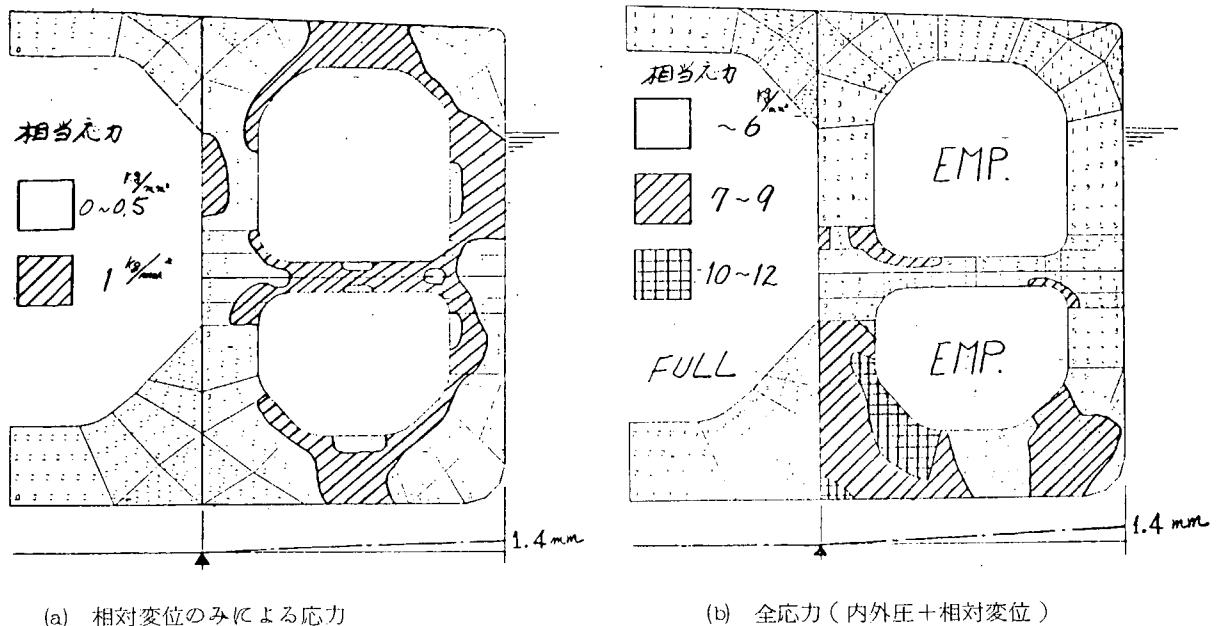


図 4.2.1-3 相対変位による応力及びその全応力との比較(相当応力)

(STATIC CONDにおけるバラストタンク中央トランス)

4.3 斜波中の船体変位 (石川島播磨重工業)

船体に左右舷非対称荷重が働く場合の船体変位を 250 型タンカーの HOLD PART を立体骨組構造にモデル化して計算した。

4.3.1 計算対象船

25万トンタンカー

$$L \times B \times D \times d = 320m \times 54.5 \times 27 \times 20.710$$

4.3.2 荷重条件

出会い角 $\alpha = 130^\circ$ 波長と船長比 $\lambda/L = 1.40$ 波高 $H_w = 9.28m$ (NK 波高) として変動水圧を求め静水圧に付加して外圧とした。

図 4.3.1 は HOLD PART の外圧分布と HOLD の横付状態を示した。

4.3.3 構造のモデル化

※ 4.8 年度の研究報告 5.6.2 に示されている方法で船体の HOLD PART を立体骨組構造にモデル化した。

HOLD PART の前後端は固定と支持の二条件で検討した。

※ 縦通材は船体の縦曲げに対しては SIDE SHELL とし、BHD 間、及び L.BHD と L.BHD 間に、また水平曲げに対しては深さ D の中央に、それぞれ船の長さ方向にスリットがある梁と仮定。

4.3.4 計算結果

図 4.3.2 は HOLD 中央部の横断面の変形を示した。

HOLD の前後端を支持と仮定した場合の計算結果の横断面の回転変形が FEM の計算結果と比較して大きい。

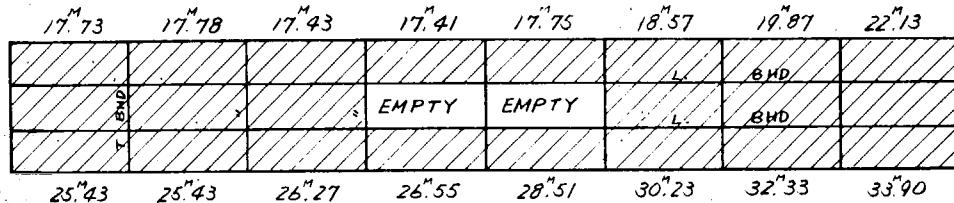
これは計算に用いた立体骨組のモデル化では外板の連続性が無視されており、捩り剛性が実際よりも小さく評価されているために、HULL GIRDER としての変形成分が大きくなっているためである。

前後端を固定とすれば、捩りによる端部の反り変位が拘束されるので回転変位が小さくなる。

図 4.3.3 は FEM と立体骨組の HOLD 中央の TRANS.BHD 断面の変形を比較した結果 (モデルは LONGI. STIFF. と TRANS.RING を省略した簡略モデルとした) を示す。前後端固定の場合は両者はよく一致している。

図 4.3.2 の結果より HULL GIRDER の回転成分を除き、横断面の水平方向のゆがみ、いわゆるラッキング変形を求める DECK ~ BOTTOM 間で 17 mm となる。

この値は 48 年度の研究報告 5.3 に示されている船体を垂直平面格子構造にモデル化して求めたラッキング量 26.3 mm とオーダは一致する。上記の報告によればラッキング 26.3 mm によるトランク部材の付加応力は 1 kg/mm 以下であるので今回の計算例でも、ラッキングによる付加応力は 1 kg/mm 以下と推定される。



数値は船側 BILGE 位置の水頭 (m) を示す。

図 4.3.1 荷重条件

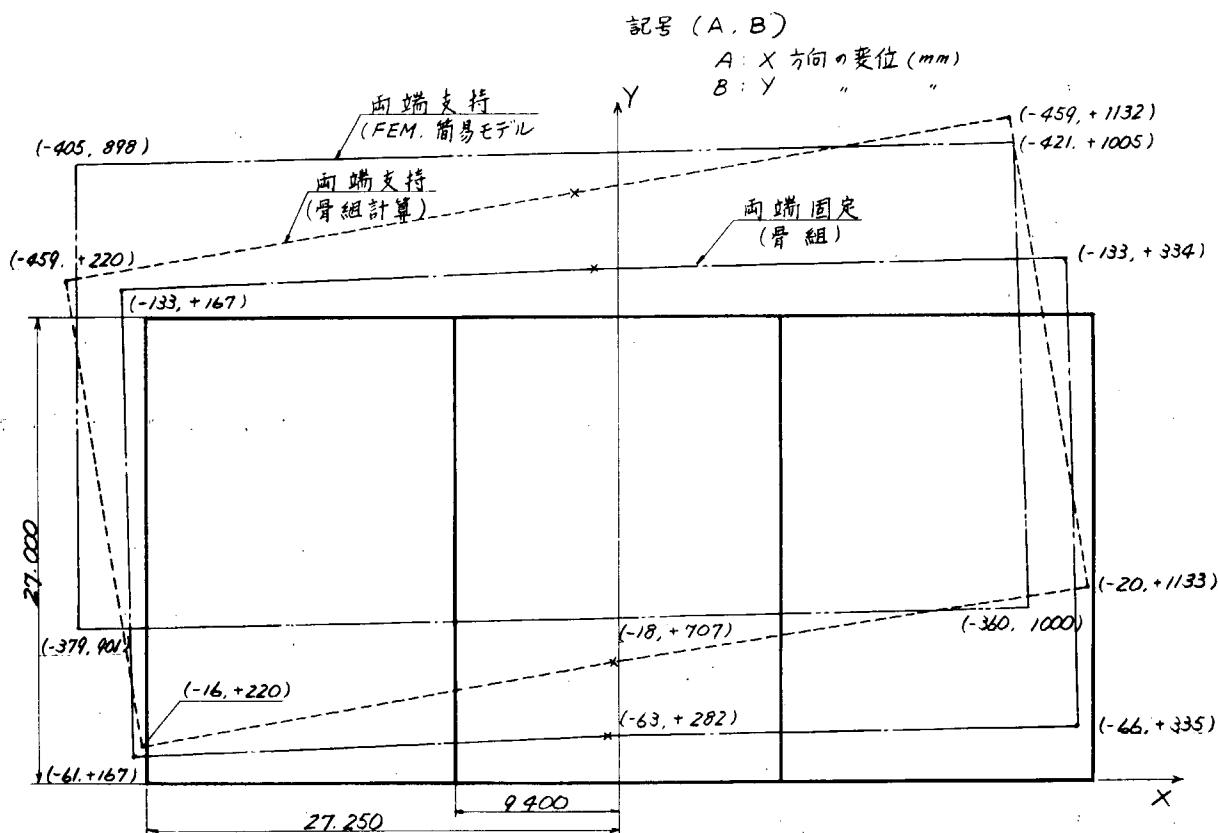


図 4.3.2 船体中央断面の変形

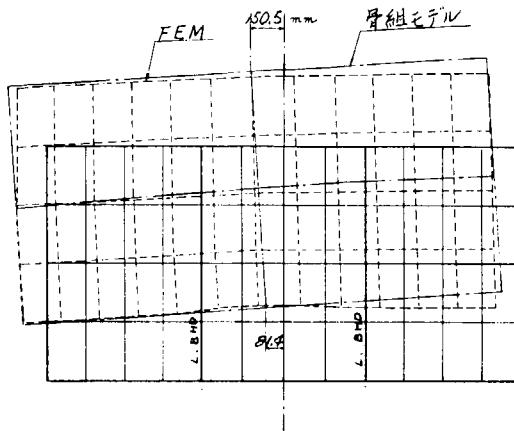


図 4.3.3 F E M と骨組モデルの比較(両端固定)

4.4 構造方式と付加応力の調査(川崎重工業)

船が波浪中を航行している時に船体構造に生ずる変動応力についての調査の一部として、変動応力が構造方式によってどのように異なるかを調査することとした。

本年度は、その一段階として、ストラットレスバーチカルメイン構造方式の270型タンカーのトランスリングに生ずる付加応力を計算したので、以下に報告する。

次年度はこれと異なる構造方式の船について同様の応力解析を行い、本年度の計算結果と比較検討を行う予定である。

4.4.1 供試船の概要

L p p = 321.0 m

B m l d = 55.2 m

D m l d = 27.0 m

d m l d = 21.0 m

270,000 DWT OIL TANKER

タンク配置を図 4.4.1 に、中央横断面図を

図 4.4.2 に示す。

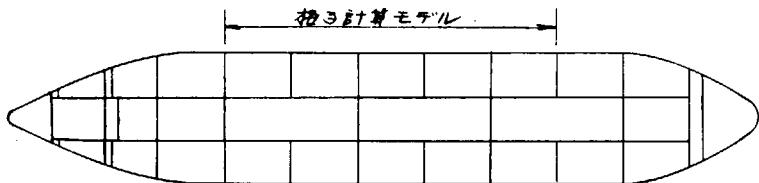


図 4.4.1 タンク配置

4.4.2 計算法

応力計算は、格子計算にトランスリングの平面有限要素法を組合せた計算法によって行なった。変動荷重はストリップ法による計算結果等を参考にして基準変動荷重を仮定し、これを用いた。

(1) 計算モデル

格子計算モデルを図 4.4.3 に示す。図に示すようにモデルは 5 タンク長さとし、非対称荷重に対しては両舷モデルとした。

トランスリングの平面有限要素法モデルのメッシュ分割は計算結果の応力図(例えば図 4.4.6)に見られるようなものとし、要素は 4 角形 9 節点、3 角形 6 節点の膜要

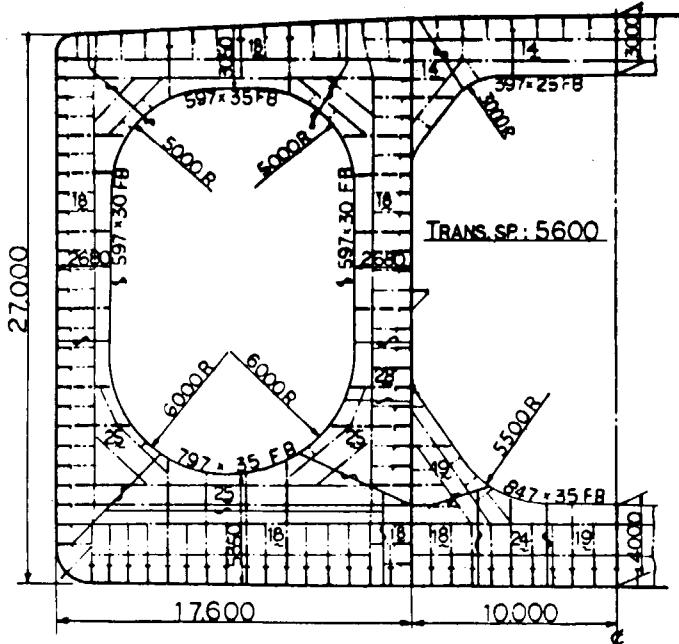


図 4.4.2 中央横断面

素を用いた。節点総数は両舷モデルで約1,700である。スキンの有効幅はトランクススペースの60%とし棒要素でモデル化し、さらにフェースプレート、ウェブスティフナ、ブレケット類は適宜棒要素としてモデル化した。また、格子計算と同様、非対称荷重に対しては両舷モデルとした。

(2) 荷重

荷重としては、船体の自重は無視し、タンク内圧、及び外圧のみを考慮した。

(a) 積付状態

舷側タンクにバラストを積んだバラスト状態を探り上げることとした。格子モデル内のバラスト水の配置状態を図4.4.3に示す。

(b) 変動荷重

変動応力を求める場合の荷重状態としては、波浪中で船体の受けるあらゆる変動荷重のうち、船体構造各部材にとってもっとも苛酷となる瞬間荷重を考えるべきであると思われるが、ここでは便宜上、代表的荷重状態について応力解析を行うものとし、向波中の対称運動状態と横波中の非対称運動状態の2つの荷重状態を探り上げることとした。

これらの荷重状態における荷重分布を定める方法としてストリップ法による方法が考えられる。しかし、異なる2隻の船について応力解析を行い、構造方式の違いによる変動応力の相違を調べようとする本調査の目的からすれば、それぞれの船についてストリップ法で変動荷重を求めるという方法は適当でない。すなわち、船型によって船の運動特性が異なるために、変動荷重が異なり、従って変動応力が異なることが考えられ、船型の違いと構造の違いの両者の影響が混在して問題が複雑になる恐れがある。従ってここでは、変動応力の一つの基礎データを得るという目的を重視して、上述の2つの荷重状態における変動荷重を近似的に代表する一定の基準変動荷重を設定して計算をすることにした。

(I) 対称運動状態における荷重

いくつかの船のストリップ法による計算結果及び実船計測結果を参考にして 10^{-8} レベルで生じる程度の最大上下加速度として0.5gを考えることとした。なお、このときの外圧分布も同様にして適当に仮定した。

(II) 非対称運動状態における荷重

前項と同様の方法で基準荷重状態を仮定したが、この場合、横波中で生じるタンク内圧の変動荷重は船体の傾斜による荷重変動が大きいこと、また外圧については傾斜状態とはかなり異なった圧力分布となることを考慮した。横揺の大きさについては不明確な点も多いのでここでは一応横揺角15°程度を考えて基準荷重を設定した。以上のようにして基準変動荷重を設定したが、これらは基礎データを得るという目的で定めたものであり絶対値としてはある確率レベルの変動荷重として必ずしも正しい値を与えているわけではない。

設定した基準変動荷重を図4.4.4に示す。また、これらの荷重は格子計算モデルに対してもモデル全域にわたり一様に分布させた。

(3) 境界条件

格子計算モデルは図4.4.3に示すように両端で各部材とも単純支持とした。

トランクリングの平面有限要素法モデルは、外板、縦隔壁に格子計算で得られたせん断力を上下に一様に分布させた。また非対称荷重に対しては、さらに甲板及び船底外板に水平方向せん断力を与え、モデル内でモーメントがバランスするようにした。荷重条件を図4.4.5に、支持条件を図4.4.8および図4.4.10に示す。

4.4.3 計算結果及び考察

計算結果を図4.4.6～図4.4.11に示す。なお、比較のため本計算法による静水中直立状態の応力解析結果もあわせて図示した。これらの計算結果から次のようなことがわかる。

(1) 対称付加荷重

付加応力は全体に静応力の 50% 程度の値となっている。また、外圧分布が静水中と異なることによる縦隔壁の相対位の相異のために生じたと思われる応力分布形の相異がみられる。

(2) 非対称付加荷重

付加応力は静応力の 40% 程度の値となっている。また応力の分布については縦隔壁付立桁の付加応力の方が、外板付立桁の付加応力よりわずかに大きく、また甲板側の付加応力が、船底側のそれよりもやや大きいということが特徴的である。

なお、計算結果に対する詳細な検討は、次年度の計算結果を含めての比較検討にゆずることにする。

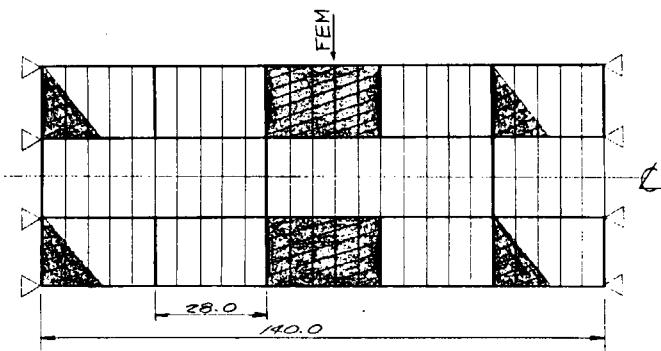
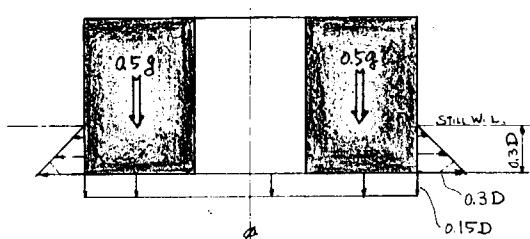


図 4.4.3 格子計算モデル

対称荷重状態



非対称荷重状態

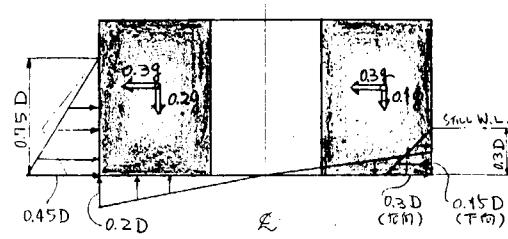


図 4.4.4 基準変動荷重

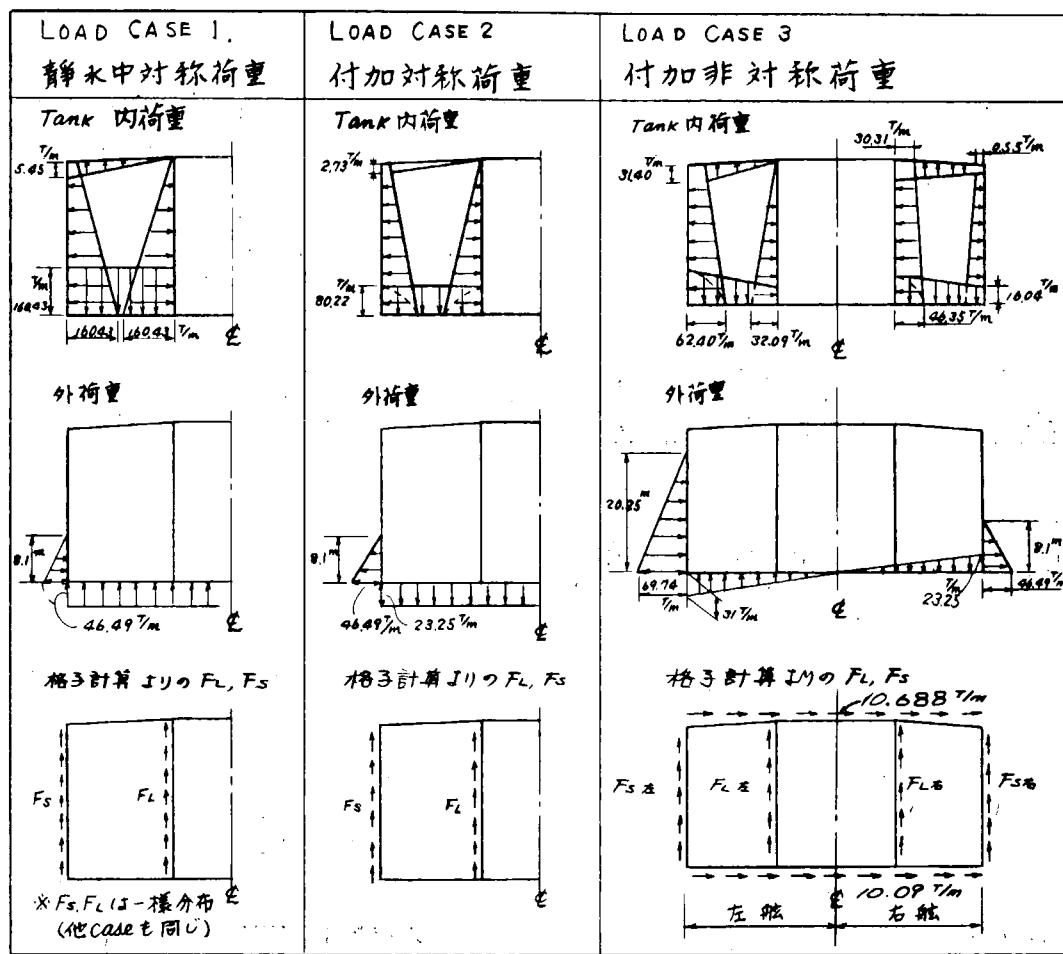


図 4.4.5 荷重条件

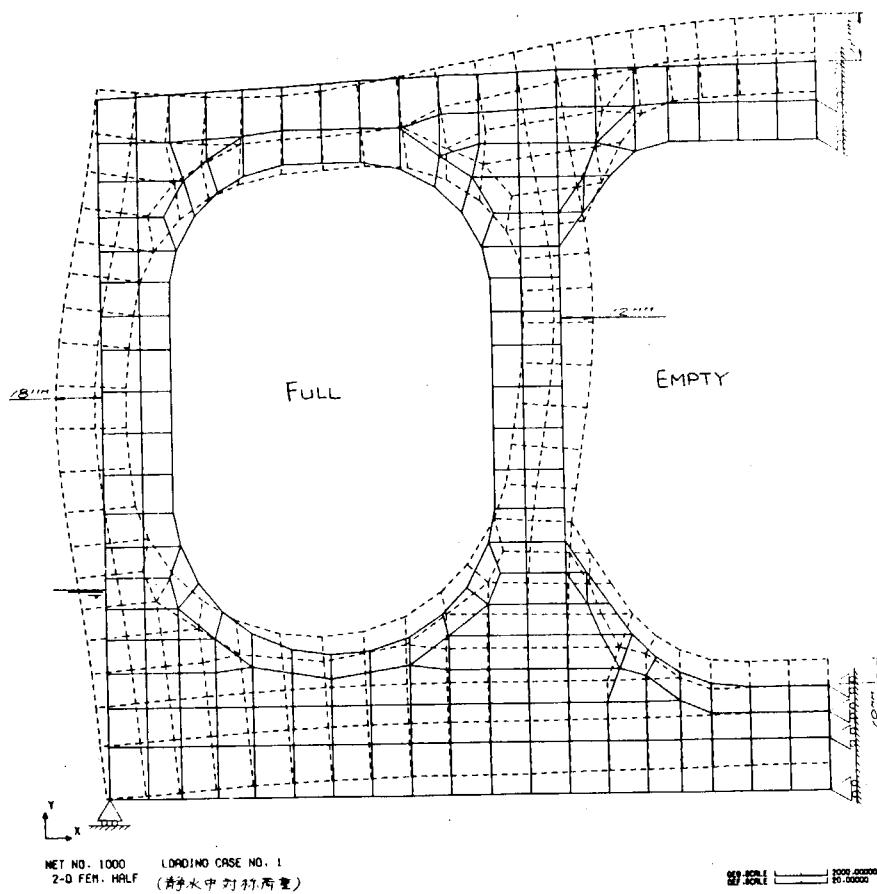


図 4.4.6 静水中対称荷重時の変位

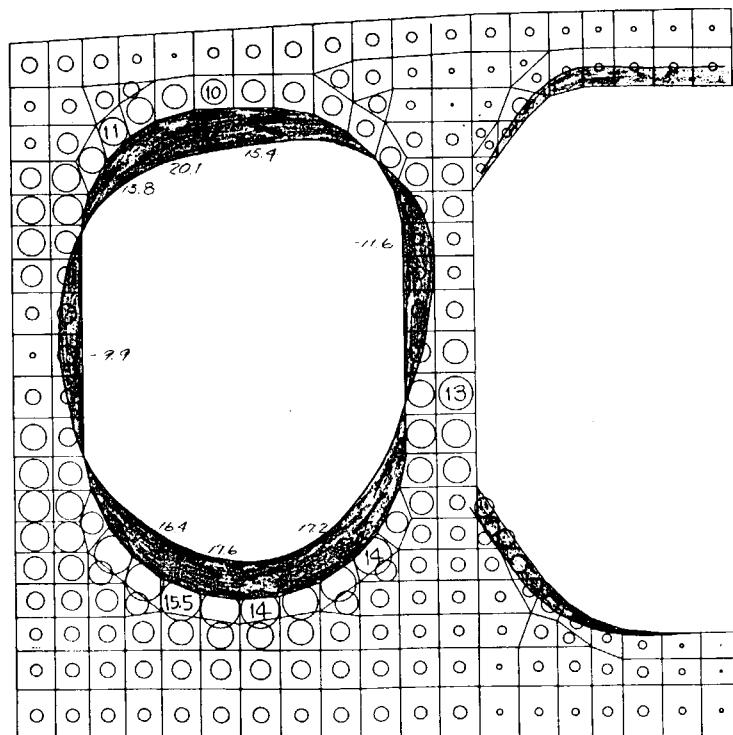


図 4.4.7 静水中対称荷重時の応力

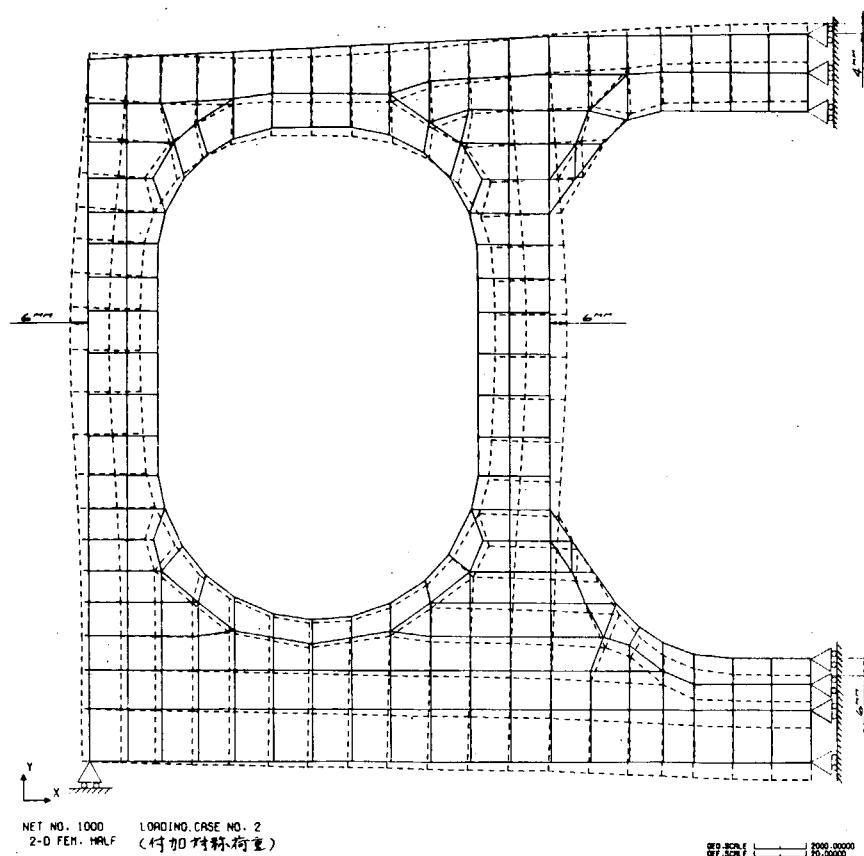


図 4.4.8 付加対称荷重時の変位

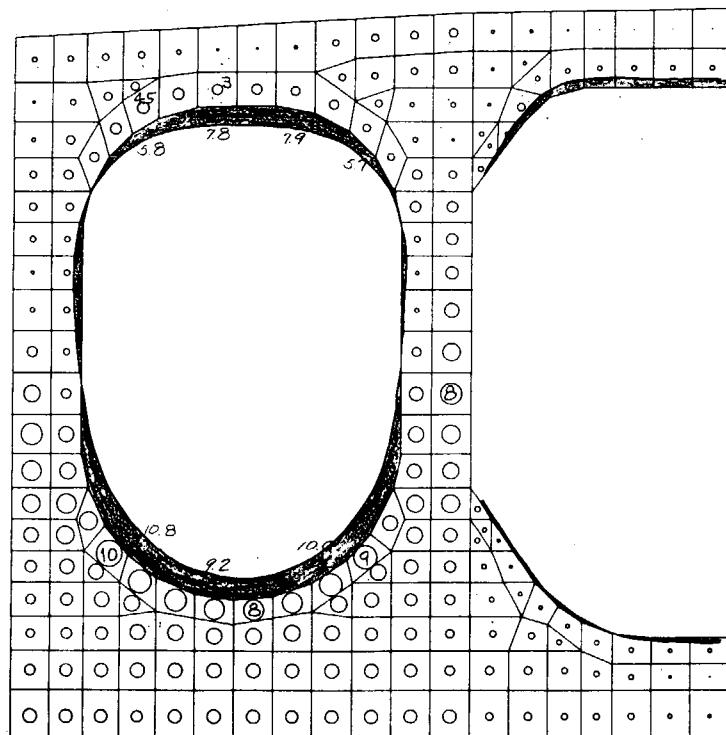
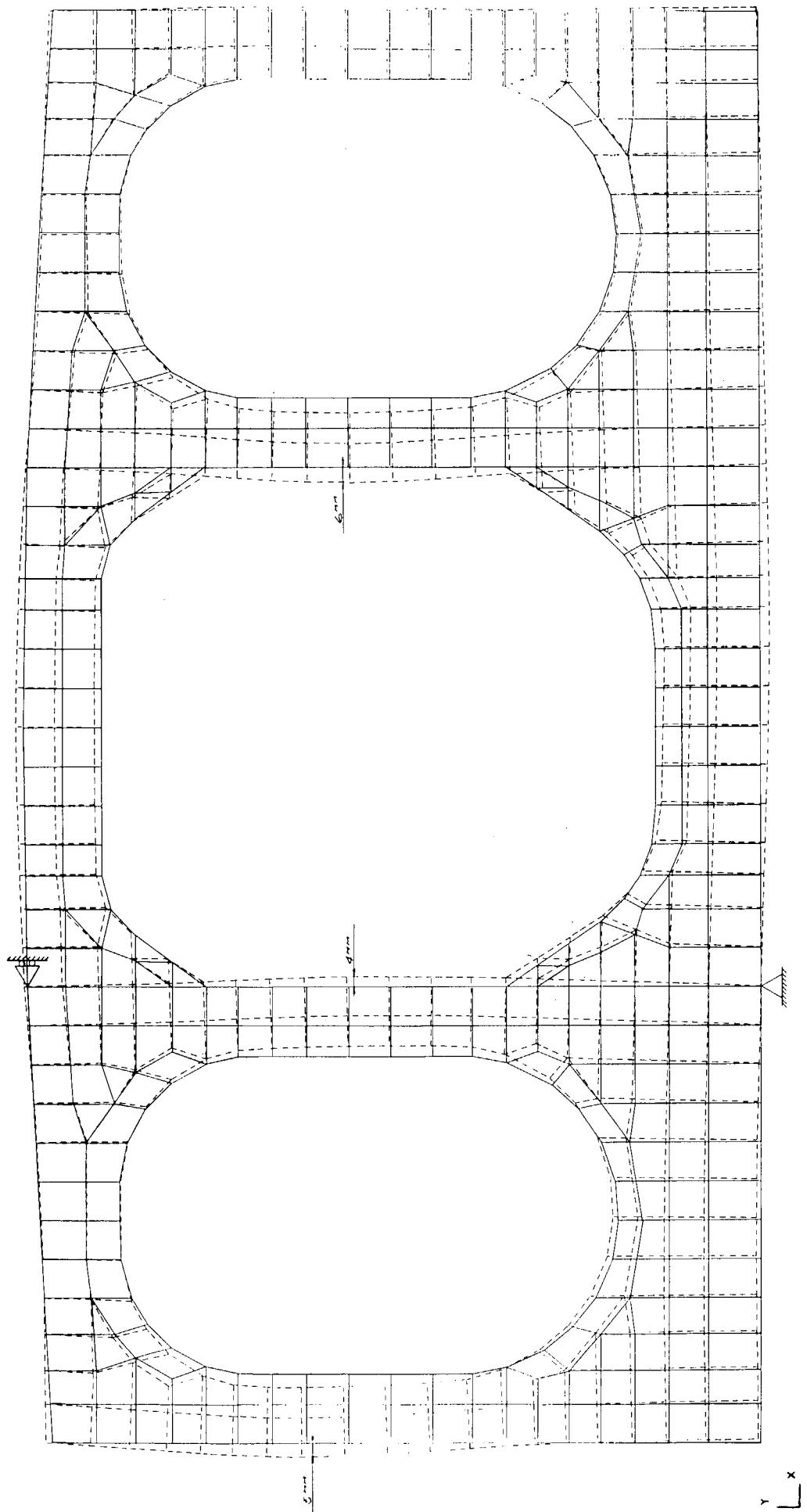


図 4.4.9 付加対称荷重時の応力

CLOSING
OPENING

NET NO. 1000 LOADING CASE NO. 1
2.0 TON FULL MODEL

図 4.4.10 付加非対称荷重時の変位



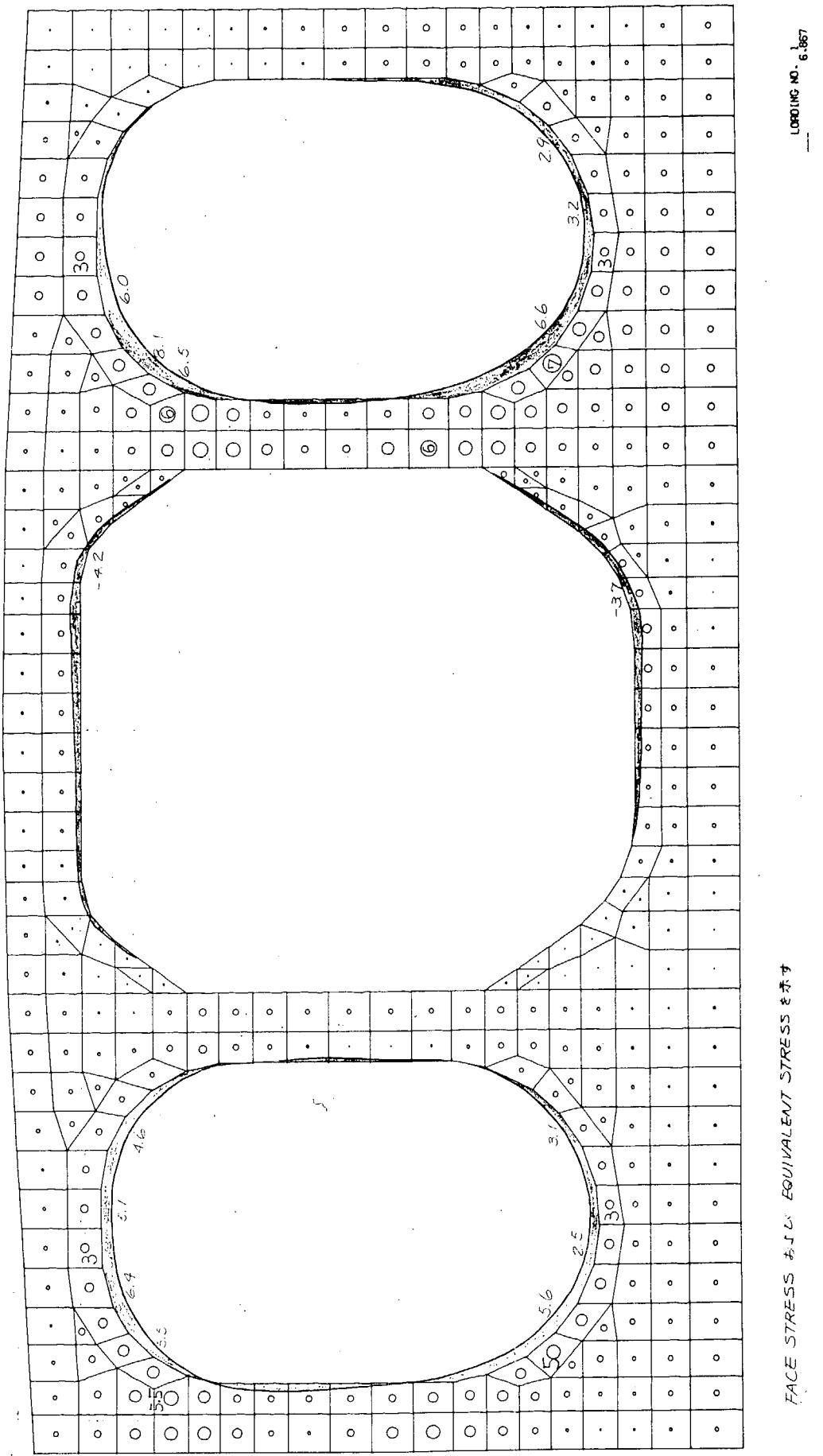


図 4.4.11 付加非対称荷重時の応力

4.5 規則波中のタンカーの横強度部材に生じる変動応力（佐世保重工業）

4.5.1 目的

一般に、タンカーの横強度は、静止直立状態における静的対称荷重のもとで、解析が行われてきた。

しかし、実際には船が波浪中を航行する場合は、船体運動に基づく変動外圧、荷油・脚荷水による変動付加荷重が作用し、横強度部材に変動応力が生じる。

このような変動荷重下における強度解析の手順としては、まず規則波中を航行する船体の運動を Strip 法により求め、ついで船体運動に基づく変動外圧、変動タンク内圧を計算し、これらの変動荷重を Trans.Ring に作用させ構造解析を行う。

以上の手順により求めた横強度部材の応力が出会い周期 T_e の間に、どのような変動をするのか、また、変動応力の最大値は静的解析により求められる応力に比べ、どの程度増大するのか、更に疲労の問題と関連して変動応力の振幅がどの程度になるかを調べることを目的とする。

4.5.2 供試船

供試船の主要目は、次の通りである。

D.W.T. 251,000 LT Oil Tanker

主要寸法 $L_{pp} \times B \times D = 324.0 \text{ m} \times 53.5 \text{ m} \times 25.7 \text{ m}$

喫水 Full Cond. $d = 20.1 \text{ m}$

Ballast Cond. $d = 10.3 \text{ m}$

船速 Full Cond. $V_s = 16 \text{ kt}$

Ballast Cond. $V_s = 17.2 \text{ kt}$

構造様式 2-Longitudinal BHD., Center Girderless, One Strut 方式

CLASS NK

本船の一般配置図、中央横断面図を図 4.5.1(a), (b)に示す。

4.5.3 計算法

(1) 計算モデル

One Trans.Ring (Trans.Space 5.4m)を取り出し平面骨組解析を行う。Trans.Ring 骨組モデルを図 4.5.2 に示す。

モデルの拘束状態は図 4.5.3 に示すように、Side Shell, Long BHD. の位置で上下方向変位、及び Bottom Shell, Deck Plate 位置で水平変位を拘束する。

(2) 計算条件

計算条件は次の通りである。

積付状態：

Full Cond. (Center Tk. Oil Full, Wing Tk. Empty)

Ballast Cond. (Center Tk. Sea Water Full, Wing Tk. Empty)

積付状態を図 4.5.4 に示す。

波高：10m (波の谷から山まで)

波長： $\sqrt{L/\lambda} = 0.8, 1.0, 1.2$

出会い角： $= 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ (図 4.5.5 参照)

計算時刻：出会い周期 T_e の 6 等分時

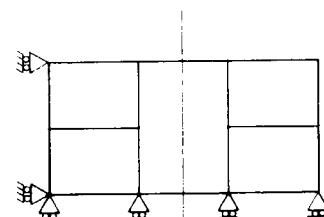


図 4.5.3 モデルの拘束状態

以上、 2 (積付) $\times 3$ (波長) $\times 3$ (出会い角) $\times 6$ (時刻) = 108 ケース

の計算を行った。

なお、設定した波高 10m は 4.6 節によれば横強度部材に対しては、発現確率 10^{-8} 程度の等価波高に相当する旨報告されている。

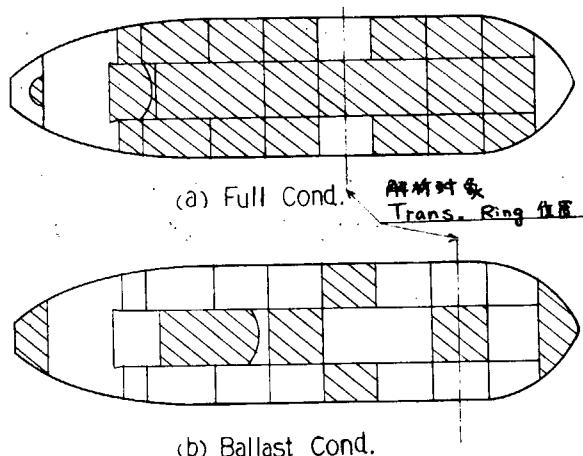


図 4.5.4 積付状態

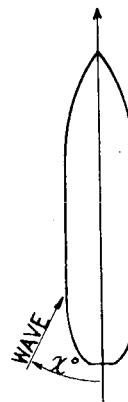


図 4.5.5 出会角

(3) 荷重の計算

Trans. Ring に作用する荷重は、次の 2 つに分けられる。

- 船体表面の圧力
- 荷油・脚荷水による圧力

両者を重ね合わせて Trans. Ring に作用する荷重を求める。

(a) 船体表面の圧力

図 4.5.6 の点、1 ~ 19 の船体表面水圧(静水圧 + 変動圧)を文献 1 に述べられたのと同じ方法による(2)の計算条件のもとに求める。点間の水圧は 2 次補間して求める。Upper Deck Level で水圧が 0 でない場合は図 4.5.6 に示すように折り返して Deck に作用させる。船側で負圧になる場合は変動圧として負圧は考えない。

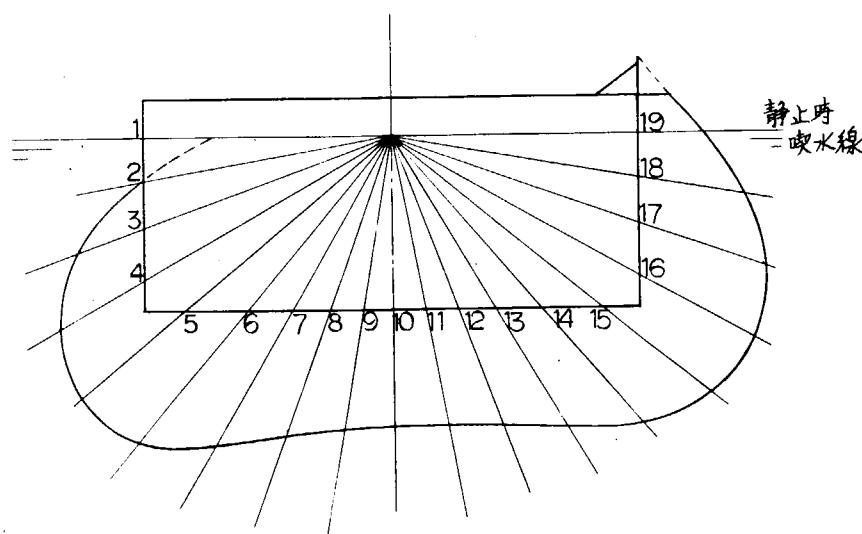


図 4.5.6 船体表面水圧の計算点

船体表面の圧力分布を Full Cond. $\chi = 90^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ 及び Ballast Cond. $\chi = 90^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ の場合を例にとり図 4.5.7 に示す。

(b) 荷油・脚荷水によるタンク内圧力

荷油・脚荷水によるタンク内圧力は静水圧及び船体運動により生ずる変動圧より成るが、これらのうち影響の大きい以下の成分のみを考慮した。

- 垂直方向の加速度に基づく圧力
- 水平方向の加速度に基づく圧力
- Rolling による傾斜静水圧
- 直立静止時の静水圧

なお、変動圧の計算に際し、タンク上部にはわずかながら大気と通じる空気層があり、また空気のタンク内への流入は自由と仮定して変動圧のゼロレベルを設定した。

(i) タンク内的一点における加速度

図 4.5.8 に示すように船体に固定した座標

軸として船首方向に x 軸、右舷方向に y 軸、垂直下方に z 軸をとる。船体運動解析から次のように、重心 G について運動成分が表わされるとする。運動成分の正方向は図 4.5.8 に示すようにとる。

$$\left. \begin{array}{l} \text{Surging : } \xi = \xi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon \xi) \\ \text{Swaying : } \eta = \eta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon \eta) \\ \text{Heaving : } \zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon \zeta) \\ \text{Rolling : } \theta = \theta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon \theta) \\ \text{Pitching : } \phi = \phi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon \phi) \\ \text{Yawing : } \psi = \psi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon \psi) \end{array} \right\} \quad (4.5.1)$$

解析対象の Trans. Ring 位置及び重心 G の位置の Midship からの距離をそれぞれ X 、 X_G とし、タンク内的一点 P の座標を (x, y, z) とする。 y は船体中心から右舷方向を正、 z は Upper Deck から下方を正に測るものとする。(図 4.5.9 参照)

以上により $P(x, y, z)$ における垂直方向、水平方向の加速度 a_V, a_H は次のように表わされる。

$$\left. \begin{array}{l} a_V = \ddot{\zeta} - (x - X_G) \dot{\phi} + y \ddot{\theta} \\ \quad = -\omega_e^2 \{ \zeta - (x - X_G) \phi + y \theta \} \\ a_H = \ddot{\eta} + (x - X_G) \dot{\psi} \\ \quad = -\omega_e^2 \{ \eta + (x - X_G) \psi \} \end{array} \right\} \quad (4.5.2)$$

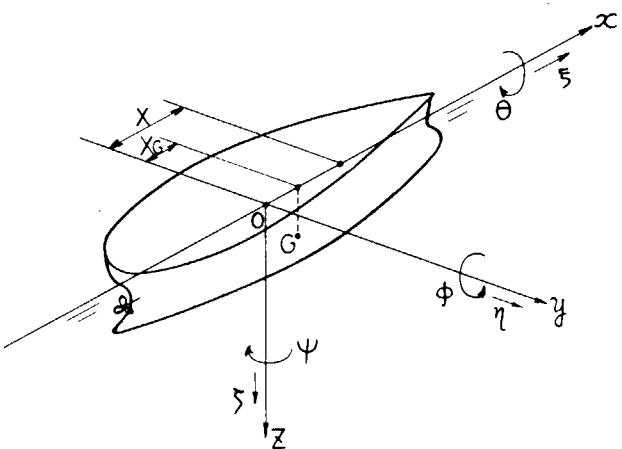


図 4.5.8 座標軸の定義

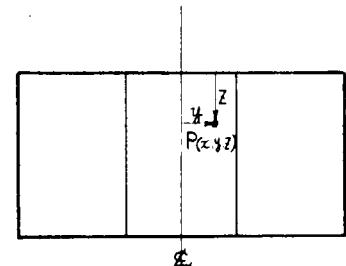


図 4.5.9 加速度計算点の座標

ここで垂直加速度に Rolling による項 $y \ddot{\theta}$ を付加しているが、これは Wing Tk. のように回転中心から遠いレバーをもつ点では Rolling の影響を考慮するためである。

なお、本計算では Full Cond. の場合も Ballast Cond. の場合も Center タンクに荷油・脚荷水を満載するので Rolling の項が a_V に及ぼす影響はきわめて小さい。

(ii) 垂直加速度に基づくタンク内変動圧 P_V

図 4.5.10 に示すように垂直加速度に基づくタンク内圧 \bar{P}_V は一般に、

$$\bar{P}_V = \frac{\gamma}{g} z (g + a_V)$$

で表わされ、このうち変動圧 P_V は

$$P_V = \frac{\gamma}{g} z \cdot a_V \quad (4.5.3)$$

で表わされる。

γ は油または海水の密度、 g は重力加速度とする。

(iii) 水平加速度に基づくタンク内変動圧 P_H

図 4.5.1.1 に示すように

$$P_H = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{b}{2} |a_H| - ya_H \right) \quad (4.5.4)$$

で表わされる。

b はタンクの幅とする。

(iv) Rolling による傾斜静水圧 P_θ

図 4.5.1.2 に示すように

$$P_\theta = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{b}{2} |\theta| + ya_\theta \right) \quad (4.5.5)$$

と表わされる。

(v) 静水圧 P_S

静止直立時の静水圧は

$$P_S = \gamma z \quad (4.5.6)$$

と表わされる。

(vi) Total の圧力 P_T

(4.5.3)～(4.5.6)により Total の圧力

P_T は、

$$P_T = P_V + P_H + P_\theta + P_S \quad (4.5.7)$$

で与えられる。

P_S を除くタンク内変動圧の分布を Full Cond. $\chi = 90^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ 及び Ballast Cond. $\chi = 90^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ の場合を例にとり図 4.5.1.3 に示す。

(c) Trans. Ring に作用する荷重

Trans. Ring に作用する荷重は(a)及び(b)で求められた圧力を重ね合せて求めることができる。計算例として Full Cond. $\chi = 90^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ 及び Ballast Cond. $\chi = 90^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ の場合を図 4.5.1.4 に示す。

4.5.4 計算結果

Trans. Ring 面材の表面の点 A～I, A'～I' (図 4.5.2 参照)の曲げ応力と軸応力を合成した直応力を計算した。Weather Side が A～I 点であり “ダッシュ” のついた点は構造対称点である。なお、曲げ応力、軸応力ともに Trans. 部材の平行部の断面定数を用いて計算した。

(1) 直応力の 1 周期における変動

直応力の 1 周期における変動の様子を Full Cond. $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ 及び Ballast Cond. $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ の場合を例

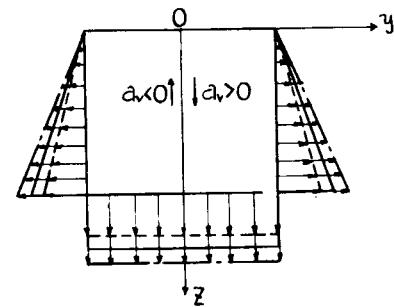


図 4.5.1.1 垂直加速度に基づくタンク内変動圧

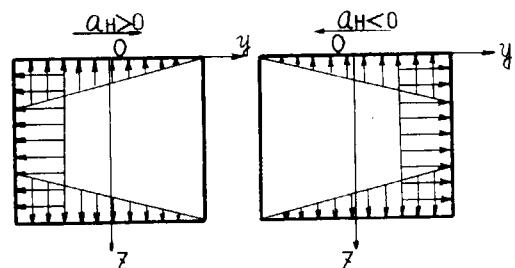


図 4.5.1.1 水平加速度に基づくタンク内変動圧

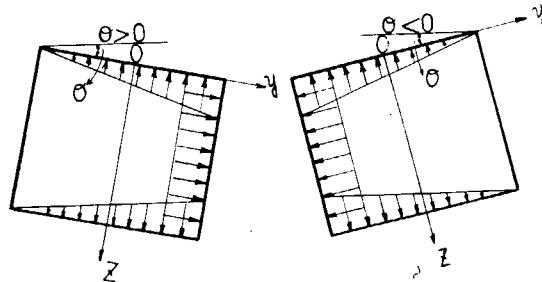


図 4.5.1.2 Rolling による傾斜静水圧

で与えられる。

Trans. Ring に作用する荷重は(a)及び(b)で求められた圧力を重ね合せて求めることができる。計算例として

Full Cond. $\chi = 90^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ 及び Ballast Cond. $\chi = 90^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ の場合を図 4.5.1.4 に示す。

す。

にとり、それぞれ図 4.5.1-5(a), (b)に示す。 $t = \frac{0}{6} T_e$ は、波の谷が Midship の船体中心線上にきた時刻である。なお、図中の“Static”は静止直立状態における直応力を示している。図 4.5.1-5(a), (b)をみると次のことが言える。

- (i) 直応力の変動波形は船体表面の圧力において負圧を無視したこと、Upper Deck Level で圧力がゼロでない場合、折り返して Deck に作用させたこと、及びタンク内圧のゼロレベルの変更等の要因による非線型挙動の影響を受けて、角周波数 ω_e の正弦波形から歪んだ変動をしている。
- (ii) 直応力は静止直立時の応力値を基準に変動していない。すなわち、直応力の平均値は静止直立状態の応力値からはずれている。
- (iii) しかしながら直応力の変動は、その平均値を基準にして大旨、角周波数 ω_e の正弦波形的変動をしていると考えられる。

(2) 最大応力

ある1点の直応力の1周期間における最大値(以下最大応力と呼ぶ)が出会い角、波長によりどう推移するかをFull Cond., Ballast Cond.の場合についてそれぞれ図 4.5.1-6 に示す。

図中の出会い角 $\chi = 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ$ の場合の計算は行っていないが上記出会い角における最大応力は、構造対称点の $\chi = 135^\circ, 90^\circ, 45^\circ$ の場合の値を用いることができる。

また、今回の計算では追波($\chi = 0^\circ$)、迎波($\chi = 180^\circ$)の場合の計算は行っていないので便宜上、曲線を連続させた。図 4.5.1-6 より次のことがわかる。

- (i) 最も大きな応力が生じるのは、Full Cond. では C 点で約 16 Kg/mm^2 であり、その他の点ではほぼ 10 Kg/mm^2 であり、その他の点ではほぼ 14 Kg/mm^2 以下である。
- (ii) 注目すべきことは Ballast 時の E 点は静止直立状態で約 17 Kg/mm^2 の大きな値を示し、規則波中での応力も約 20 Kg/mm^2 とそれほどふえないのでに対して、Full Cond. 時の C 点は静止直立状態で約 2 Kg/mm^2 程度であるが規則波中で約 16 Kg/mm^2 の高い応力が生じていることである。この時の船体運動を調べると Heaving 及び Rolling がそれぞれほぼピーク値を示しており、これらの運動が相乗り合い左舷 Deck に波をかぶる程の厳しい荷重分布状態にあった。
- すなわち、静止直立状態における応力がさほど問題にならない場合でも、船体運動によって高い応力が生じることがあり船体運動を考慮することが船体強度の検討にいかに必要であるかを示している。
- (iii) 出会角について最大応力を注目すると、本計算ケースの範囲内では、Full Cond., Ballast Cond. ともに追波($\chi = 45^\circ$)の場合、最大応力は小さく、横波($\chi = 90^\circ$)をうける場合は大きい。

(3) 等価応力振幅

波浪中を航行する船は繰返し荷重をうけることになり、船体に生ずる応力の振幅がどの程度かを知ることは疲労の問題において重要な問題である。

そこで本計算結果を用い、応力振幅の検討を行うため1周期間における直応力の最大値及び最小値を求め、更に、平均値の影響を除くため図 4.5.1-7 に示すように、Goodman Correctionを行って両振応力振幅に換算し、これを等価応力振幅とした。

なお、鋼の極限強さ σ_u の値は 40 Kg/mm^2 を用いた。

等価応力振幅が出会い角、波長によりどう推移するかを

Full Cond., Ballast Cond. の場合について図 4.5.

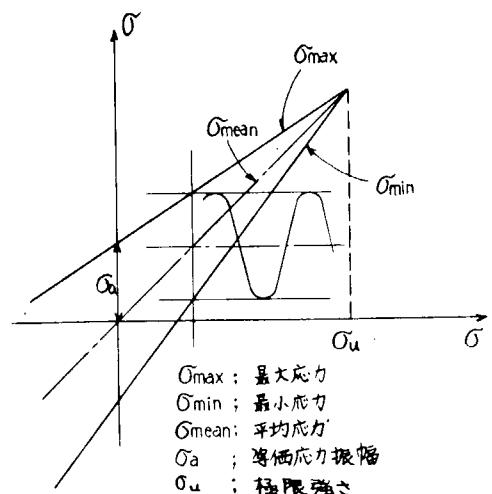


図 4.5.1-7 Goodman Correction

18に示す。 $\chi = 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ$ の場合の値は(2)に述べたことと同様に求められる。

図4.5.18より次のことがわかる。

- (i) 等価応力振幅はFull Cond. の時C点で最も大きく約8 kg/mmであり、その他の点では、ほぼ5 kg/mm以内である。

両振応力振幅5 kg/mmの値はJIS規格鋼材(S S 11を例にとる)で、海水腐食雰囲気中、繰返し回数 10^7 、両振振幅での疲労強さが文献2)によれば5.5 kg/mm程度であり、C点を除けば大体この値以内に入っている。しかも本計算条件では、 10^8 回に1回の割合で遭遇すると考えられる波高10mの波に継続して出会う場合であるから等価応力振幅5 kg/mmの値はかなり安全側にあるものと考えられる。

- (ii) コースに着目して等価応力振幅を調べると、本計算ケースの範囲内では、Full Cond., Ballast Cond.いずれの場合も追波($\chi = 45^\circ$)は小さく、横波($\chi = 90^\circ$)を受ける場合は大きい。

4.5.5 まとめ

以上を総合して次のようにまとめることが出来る。

- (1) Trans. 部材に生じる変動応力は正弦波形の変動から歪んだ変動を示し、その平均値は静止直立状態の応力値からずれている。しかしながら、変動応力は大抵その平均値を基準として周波数 ω_e の正弦変動をしていると考えられる。
- (2) 波高10mの規則波中で最も大きな応力は、Full Cond. でVertical Web側Strut基部に約16 kg/mm、Ballast Cond. でVertical Web下部ブラケット付近に約20 kg/mm生じている。
- (3) 平均応力の影響を除くため、Goodman Correctionを行って等価な両振応力振幅に換算して応力振幅を調べると、Full Cond. でVertical Web側Strut基部で約8 kg/mmであるが、その他の点では、ほぼ5 kg/mm以内である。この値はJIS規格鋼材の海水腐食雰囲気中、繰返し回数 10^7 での両振の場合の疲労強さ5.5 kg/mm程度以内に納っている。本計算の応力振幅5 kg/mmの値は 10^8 回に1回の割合で遭遇すると考えられる波高10mの波に継続して出会う場合であるので、かなり安全側にあると考えられる。
- (4) 最大応力、応力振幅ともに本計算ケースの範囲内では横波($\chi = 90^\circ$)を受ける場合は大きく、追波($\chi = 45^\circ$)の場合は比較的小さい。
- (5) 静的解析では、小さな応力で問題がなくても、運動による影響を考えると応力値がかなり増大する場合があり、船体運動を考慮した解析が必要である。

終りに本計算では、応力値をTrans. 部材平行部の断面定数を用いて計算しているが、コーナ部は応力集中、有効幅の低下等の影響が考えられるのでもっと詳しい検討が必要であろう。

また、積付状態がCenter Tk. Full, Wing Tk. Emptyの場合のみを解析したが、Center Tk. Empty, Wing Tk. Fullの場合の解析、更に出会い角 $\chi = 0^\circ, 180^\circ$ の場合の検討を行う必要があると考えられる。

参考文献

- 1) 福田淳一他
波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧及び横強度に関する理論計算
日本造船学会論文集 第129号 昭和46年6月
- 2) 疲れ強さの設計資料 (Ⅲ) 環境効果
日本機械学会

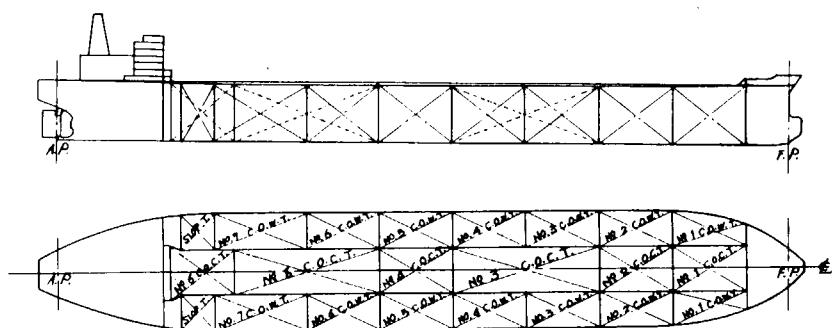


図 4.5.1(a) 一般配置図

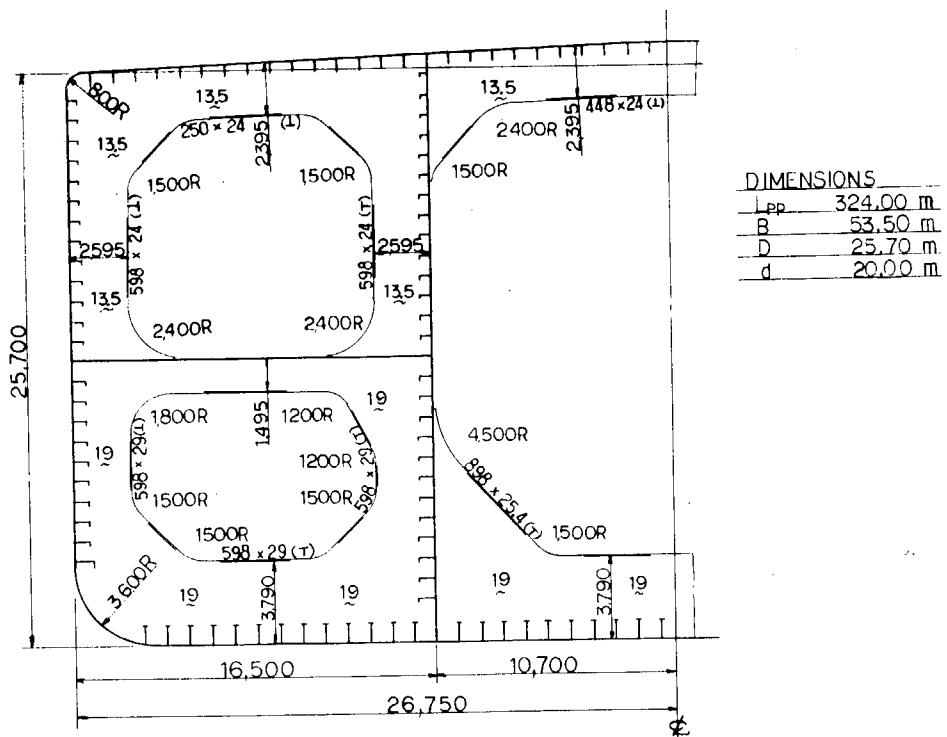


図 4.5.1(b) 中央横断面図

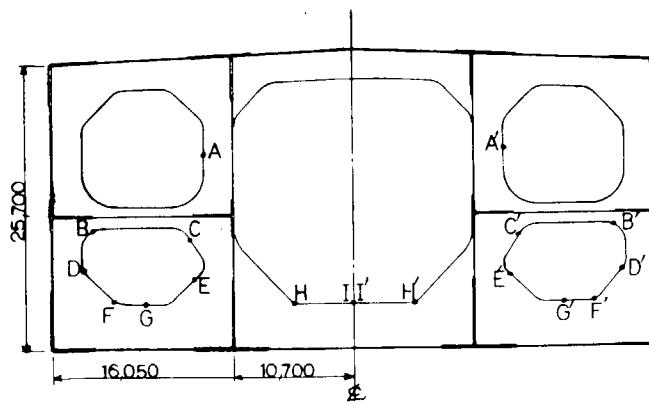


図 4.5.2 Trans. Ring 骨組モデル

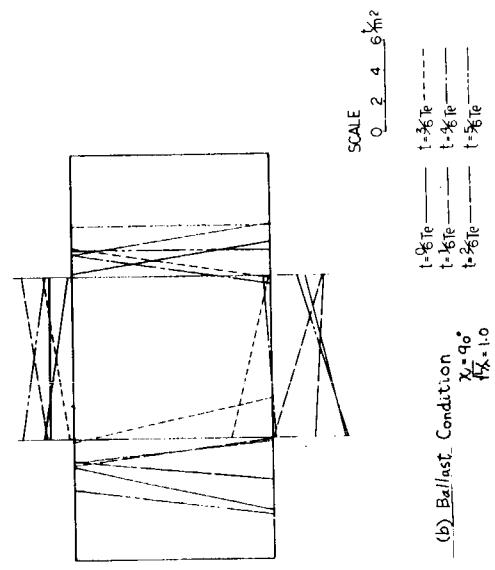
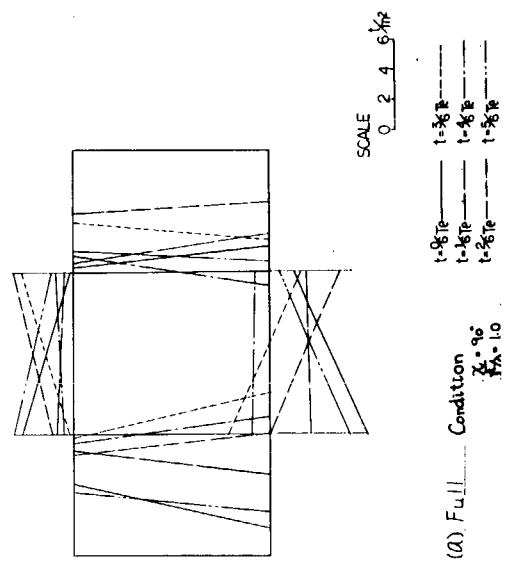
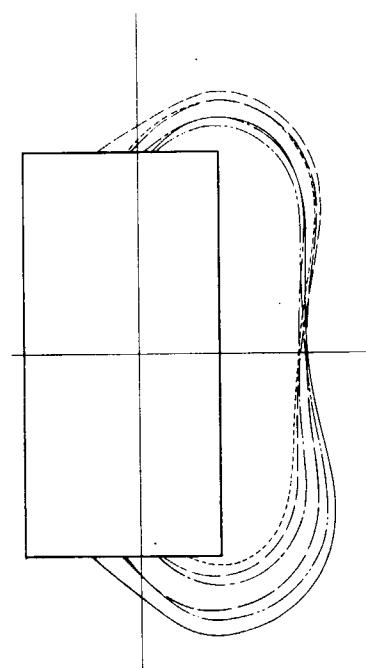
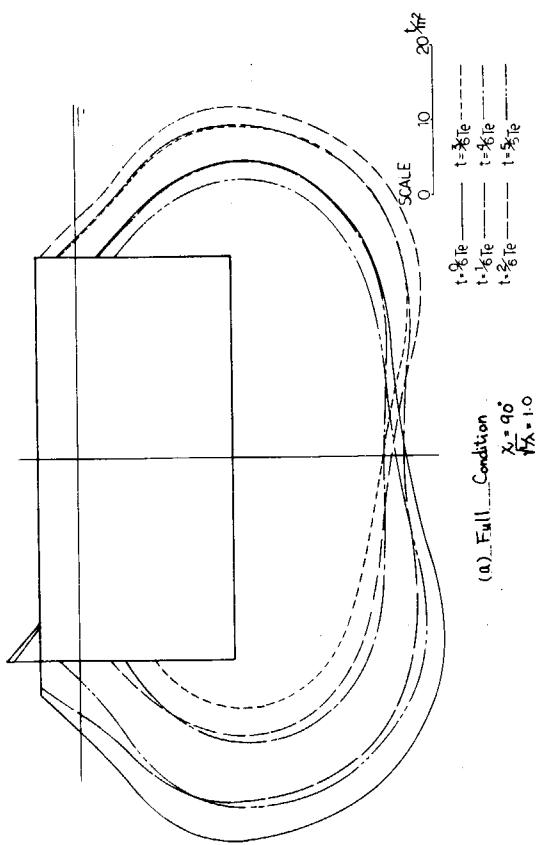
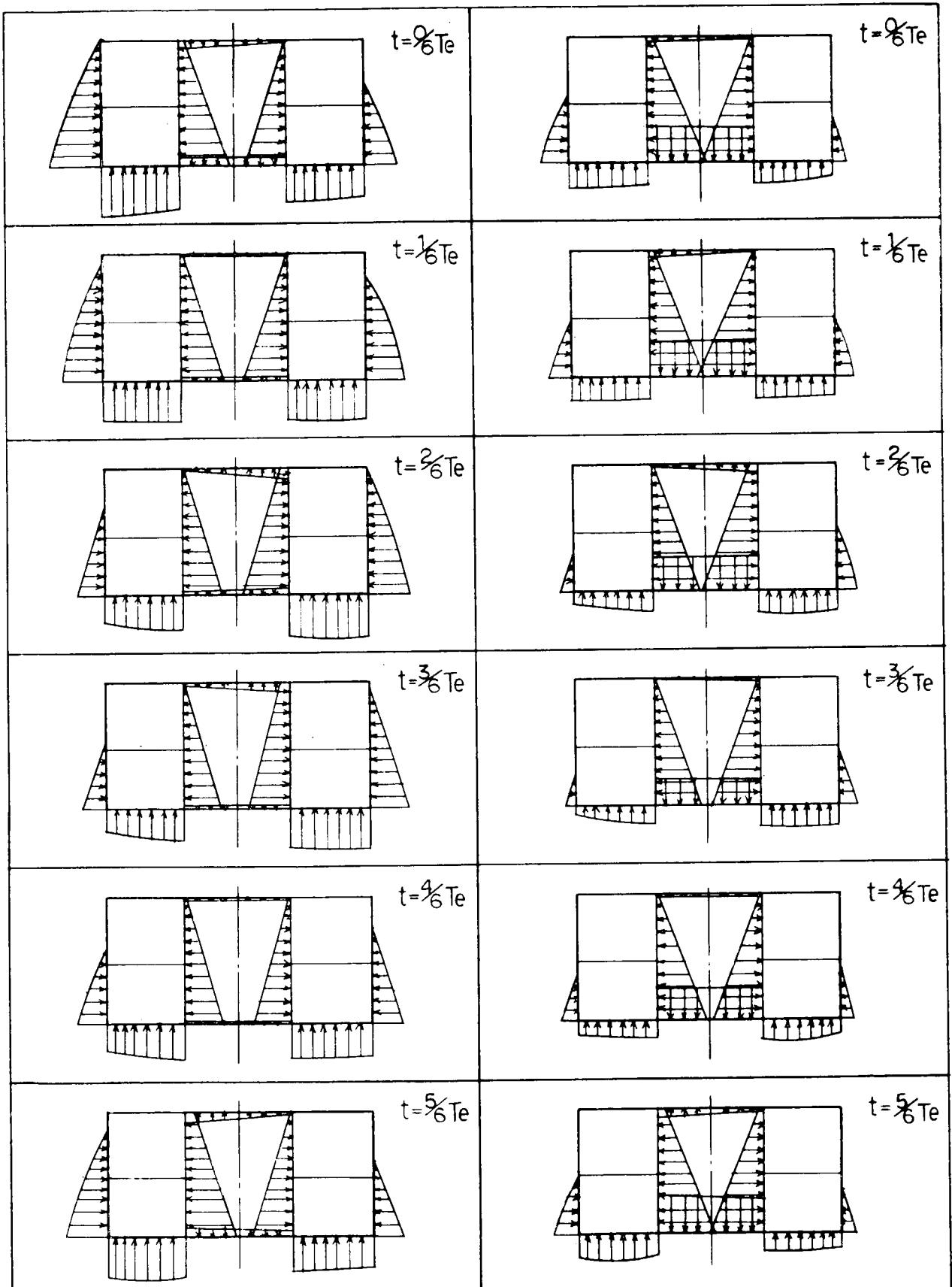


図 4.5.7 船体表面水圧分布

図 4.5.13 タンク内変動圧分布(静止直立時の静水圧を除く)



(a) Full Cond.

$$\chi = 90^\circ \quad \sqrt{\lambda} = 1.0$$

(b) Ballast Cond.

$$\chi = 90^\circ \quad \sqrt{\lambda} = 1.0$$

SCALE
0 20 40

図 4.5.14 Trans. Ring に作用する荷重の時間変動

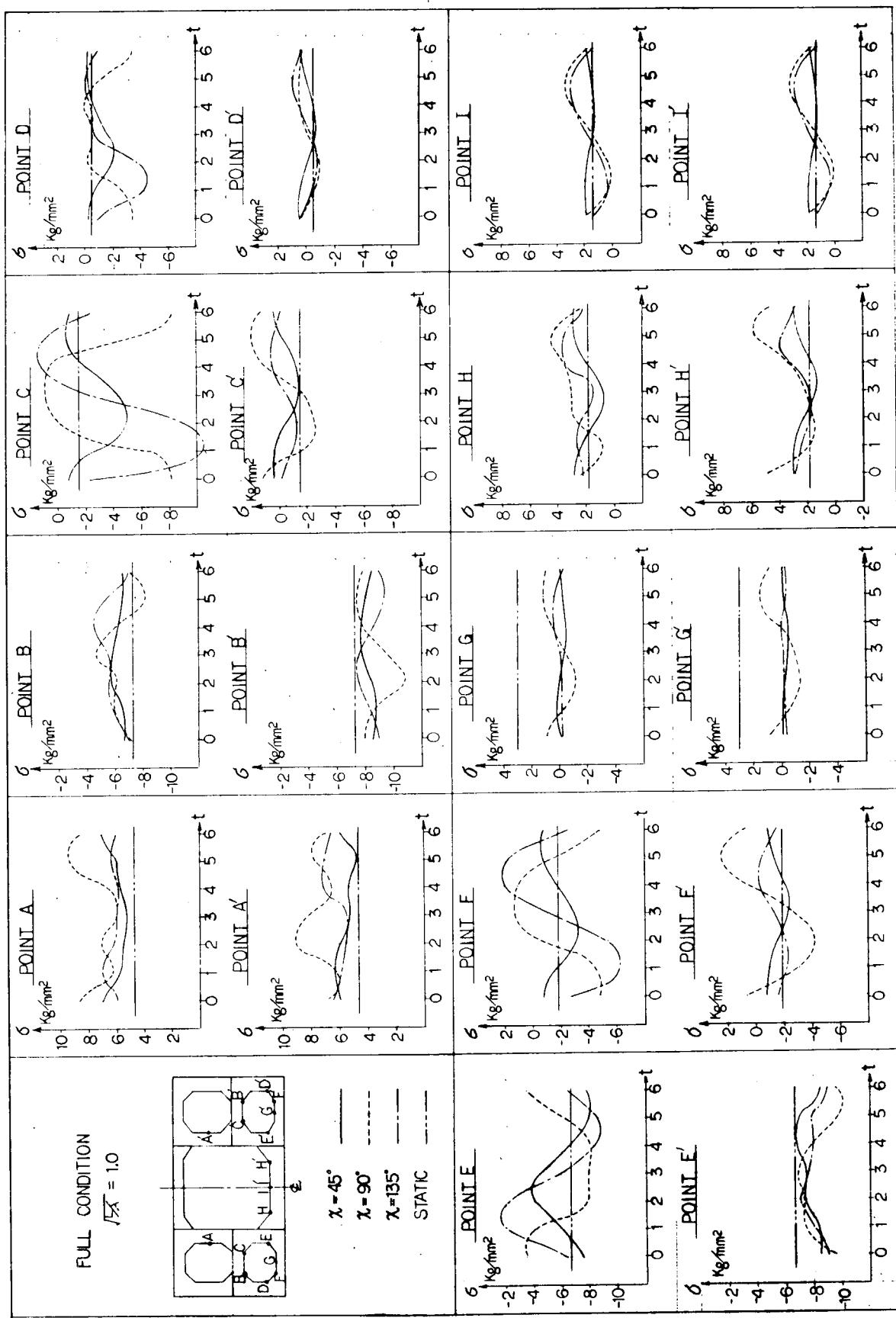


図 4.5.15(a) 1 周期間の直応力の変動(Full Condition)

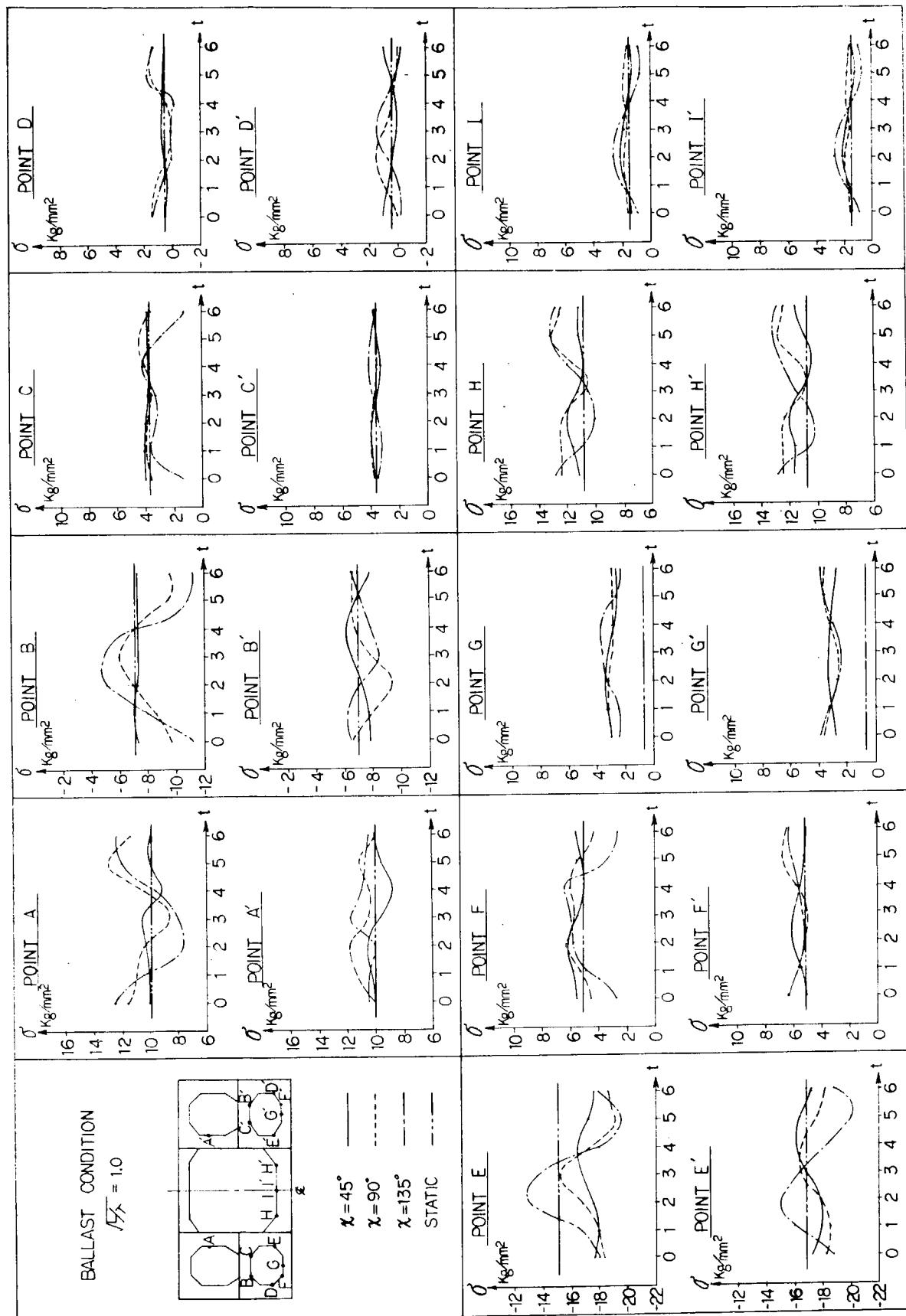


図 4.5.15(b) 1 周期間の直応力の変動 (Ballast Condition)

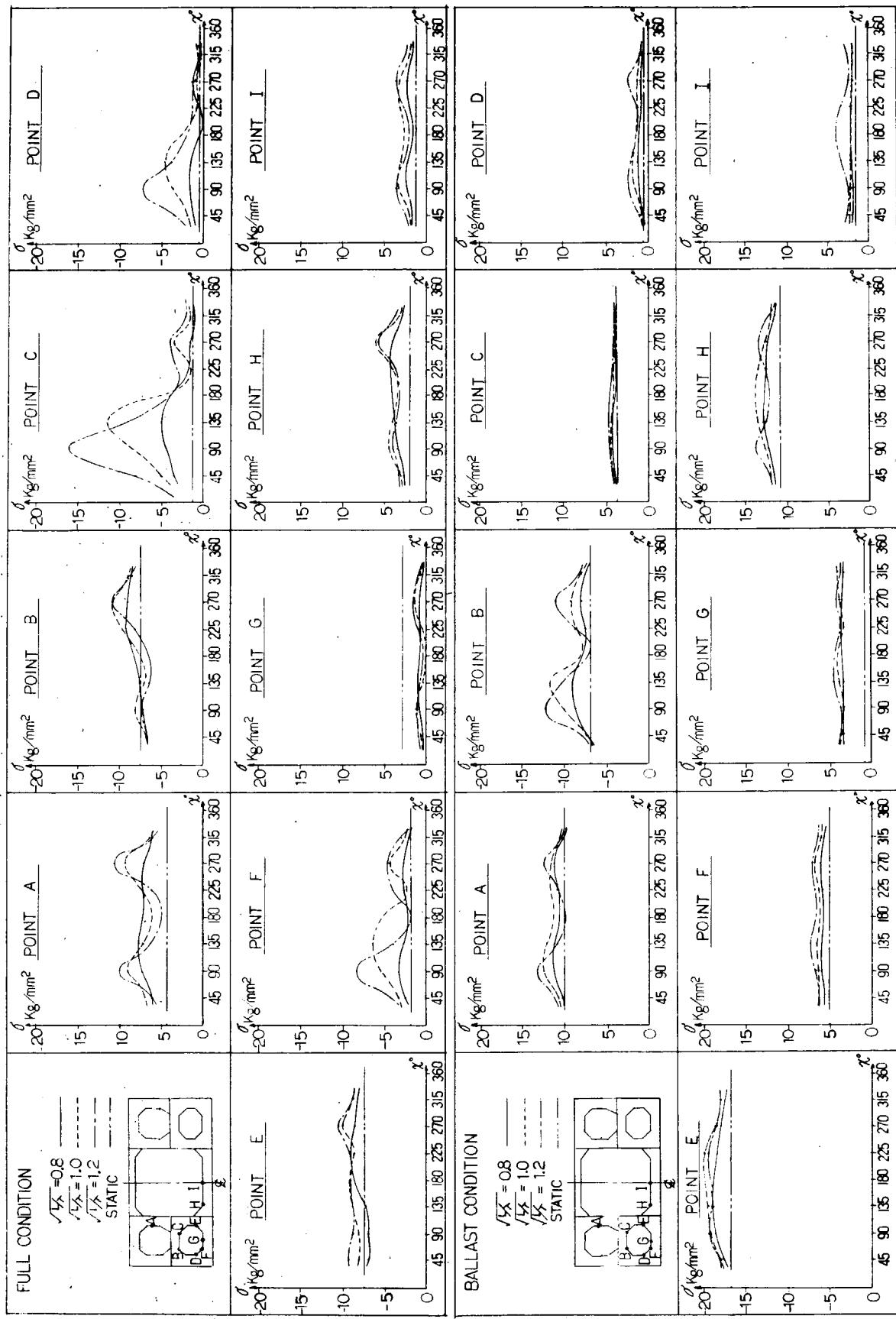


图 4.5.16 最大应力

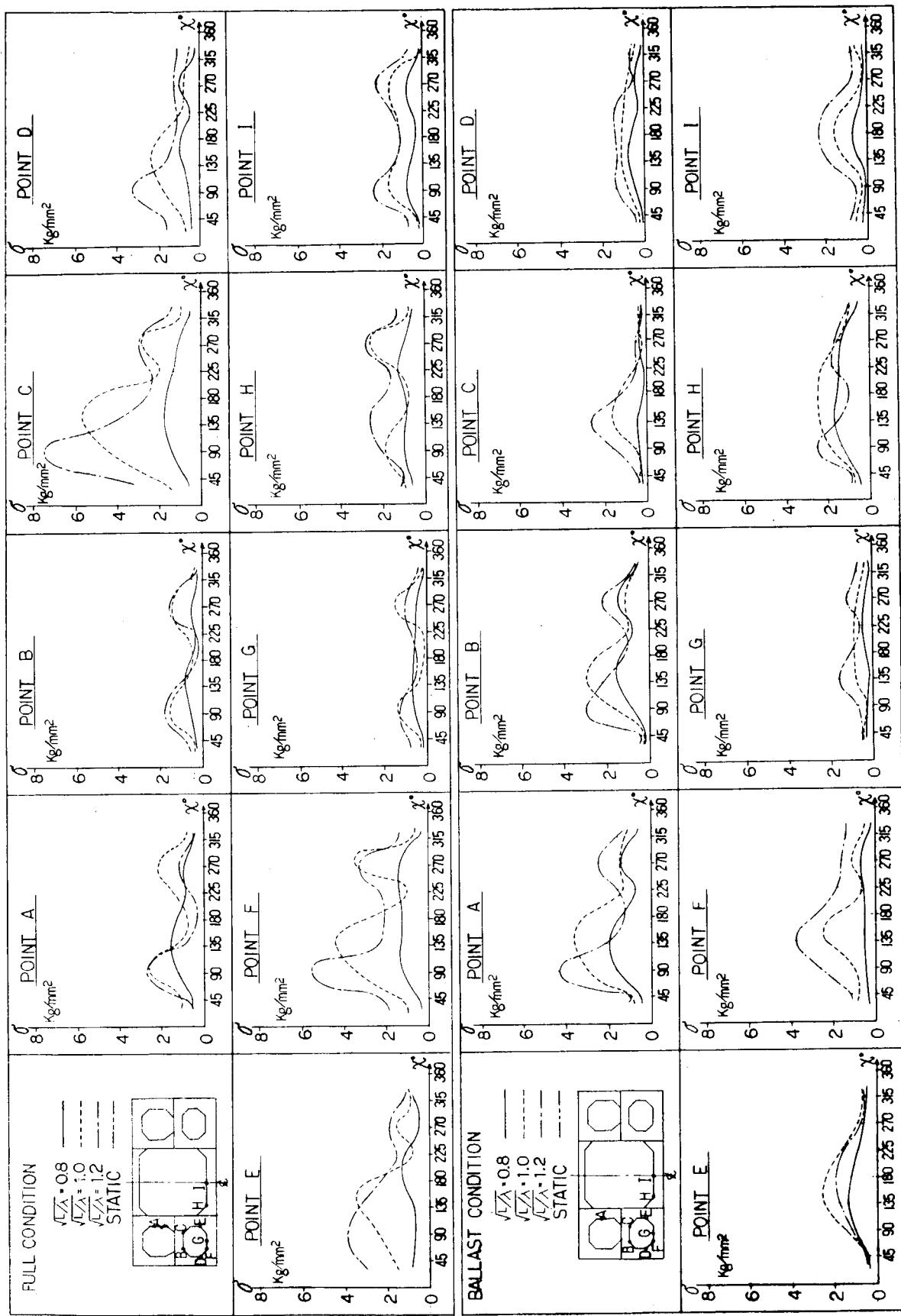


図 4.5.18 等価応力振幅

4.6 規則波中におけるタンカーのトランスリング応力分布（三井造船）

現在タンカーの横強度は、Up-right 状態における静的対称荷重のもとで生ずる応力値が所定の許容応力以下となるよう設計されているのが一般であるが、このような荷重下における応力値は、実際の波浪中をタンカーが航行することによって生ずる動的付加荷重を含めた非対称荷重下において生ずる応力値とはかなり異なるものであることが予想される。

そこで今回、270,000 DWT タンカーを対象に、規則波中における船体運動及び加速度による動的内圧、変動外圧等を総合的に考慮した立体強度解析を行い、規則波中においてトランスリングに生ずる応力分布について以下の諸点に関する検討を行って見た。

(a) 斜波中におけるトランスリングの応力分布

(b) Heading Angle の変化と応力応答

(c) 応力応答の cos 波形への適合性

なお、規則波中の船体応答計算はストリップ法により、横強度解析は立体骨組計算により行った。

4.6.1 供試船

解析に供した船型は三井造船建造の L R 船級 270,000 DWT タンカーである。その構造配置概要を図 4.6.1 (a) に示す。

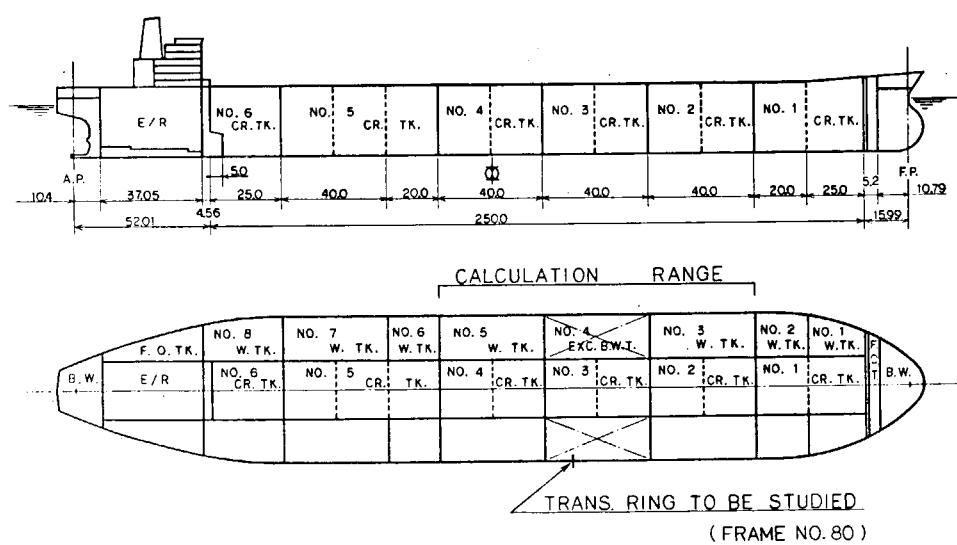


図 4.6.1 (a) TANK ARRANGEMENT

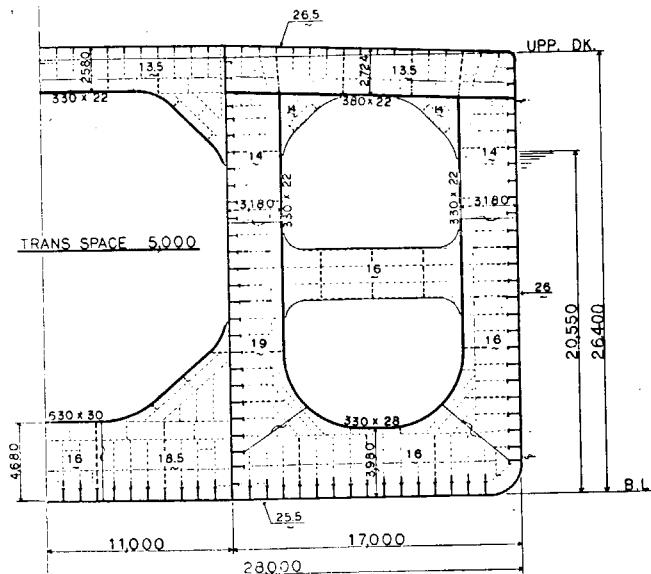


図 4.6.1 (b) MIDSHIP SECTION

また、規則波中における船体運動及び波浪変動圧の応答計算は三井造船のストリップ法プログラム¹⁾により行うが、その主要データをTable 4.6.1に示す。応答計算は波長16ケース、Heading Angle 7ケースにつきそれぞれを行い、載荷状態としてはFull Loading Conditionを選定した。なお変動圧応答は、station 3からstation 8までの6断面、各断面ガースに沿って19点、計114点につき計算した。

表 4.6.1 Data for Wave Loads Calculation

Lpp	318.00 M	lcb	-9.07 M
B	56.00 M	KG	-8.70 M
D	26.40 M	GM	8.95 M
d	20.55 M	KG	14.13 M
Trim	0.68 M	Radius of Gyration (Longl)	76.32 M
Displacement	311.000 TON	" (Trans)	16.40 M
Cb	0.8253	Rolling Period	11.02 sec
Cw	0.8974	Ship Speed	15.2 knots
Cg	0.9985	Load Cond.....	Full Loading
Waves :			
$\sqrt{L/\lambda}$	0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8		
χ	0°, 30°, 60°, 90°, 120°, 150°, 180°		

4.6.2 計算結果の概要

(1) 規則波中の船体運動及び変動圧応答

前記主要データに基づきストリップ法によって計算した船体運動の応答値を図4.6.2～4.6.6に示す。また Midship Section の中心線上船底外板(A点)、ビルジ部外板(B点)及び吃水線外板(C点)の3点における変動圧の応答値を代表例として図4.6.7～4.6.11に示す。これらの図によると、B, C点における変動圧は、Heading Angle の変化により異なった波長で3箇所にピークを生じており、最大応答値はWeather sideにおいては $\chi = 120^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.1$, leeward sideにおいては $\chi = 150^\circ$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$ にて生じている。A点における応答には顕著なピークは見られない。

(2) 変動圧の予測と強度解析用規則波の決定

前記応答値を用いて、ISSC-1970の波スペクトル及びWaldenの北大西洋波浪長期資料によって変動圧の長期予測を行った。²⁾ 図4.6.12にA, B, C各点における変動圧の長期分布を示す。

以上の結果を総合勘案して、以下の横強度計算に用いる規則波として、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.1$, Heading Angle $\chi = 120^\circ$ のものを選定した。その理由は、横揺(図4.6.1), 加速度, 変動圧等横強度を支配する諸要素に関して、この波が最も苛酷であると思われるためである。また波高としては、Midship ビルジ部(B点)での変動圧最大値を特定の発現確率における期待値に等しくするような波高を探ることとした。今回の場合、発現確率 10^{-6} に相当する変動圧をビルジ部に生ぜしめるような波高は10.0 m, 10^{-4} では4.7 mとなる。

(3) $\sqrt{L/\lambda} = 1.1$, $\chi = 120^\circ$, 波高10mなる規則波中におけるトランスリング応力計算

前述のようにして選定した規則波($\sqrt{L/\lambda} = 1.1$, $\chi = 120^\circ$, 波高10m)中における船体運動、加速度、変動圧を求め、各々の位相を考慮の上、立体骨組解析による応力計算を行った。解析範囲は図4.6.1に示すごとく16.4バラストタンクを中心にして3タンク間とし、応力分布はFr. 80トランスリングについて求めた。なお本計算において、吃水面より上方での変動圧は吃水面における変動圧に相当する水頭を想定して計算しているが、上甲板へ加わる変動圧は無視しており、従ってデッキトランス近傍の応力計算値は信頼性が薄い。

図4.6.13に、Weather sideビルジ部に加わる変動圧が最大となる時刻(t_1)及び最小となる時刻(t_2)にお

いてトランスリングに加わる圧力分布を示す。図 4.6.1 4, 4.6.1 5 に同時刻におけるトランスリング面材の直応力及び桁板の剪断応力分布計算結果を示す。また図 4.6.1 6 は Up right 状態における応力分布を示す。トランスリング内の代表的な点における応力値をまとめて表 4.6.2 に掲げる。これらによると、今回の計算に用いた波高 10 m

表 4.6.2 Stresses at Selected Points in
Fr. 80 Transverse Ring

(Kg/m²)

No.	Position	In Regular Wave $\sqrt{L/\lambda} = 1.1, \chi = 120^\circ, H_w = 10m$		still Water
		at t_1	at t_2	
1	Wing Tank Bottom Trans (Bilge Side)	σ - 24.4	- 0.3	- 10.0
		τ - 9.0	0.0	- 4.0
2	Wing Tank Bottom Trans (L-Bhd Side)	σ - 15.2	- 7.9	- 16.4
		τ 6.0	2.2	6.0
3	Center Tank Bottom Trans	σ 6.2	- 1.6	1.8
		τ 4.2	0.0	0.3
4	Strut in Wing Tank	σ - 16.0	- 0.5	- 4.5
		τ 1.7	- 1.5	0.4

t_1 : the time when the fluctuating pressure at weather side bilge part becomes maximum

t_2 : the time when the fluctuating pressure at weather side bilge part becomes minimum

なる斜め規則波（発現確率 10^{-8} に相当する変動圧をビルジ部に生ぜしめる波）中においては、 ウィングタンクボトムトランスのコーナ部、 同じくデッキトランスの船側側コーナ部、 ストラット基部、 及びセンタータンクデッキトランスのコーナ部に高応力が発生している。特にウィングタシクデッキトランスコーナ部及びストラット基部では局部的に塑性域に達している。デッキトランスコーナ部の正確な応力計算及び破壊挙動は、 吃水面上方に作用する変動圧の推定精度とも関連し今後更に検討を要する点であろう。

次に波の一周期間 ($T = 13$ 秒) における応力変動の様子を調べるために波の一周期間における 8 時刻について解析を行った。図 4.6.1 7 ~ 4.6.2 0 には、 センタータンクとウィングタンクの各コーナ部及びストラット平行部における直応力及び剪断応力をプロットしており、 これに最小自乗法により当てはめた \cos 波の振幅と位相を付記してある。本図に見られるように、 各点における応力応答は比較的良好 \cos カーブに適合しているが、 平均応力は各点とも静水中における値からずれており、 特にウィングタンクボトムトランスの縦通隔壁側コーナ部においてはそれが著しい。このような現象は変動荷重の加わる様子を考えて見ると容易に予想されることではあるが、 横強度部材の応力の予測計算において、 エネルギースペクトル法の適用上注意を要する点であろう。

次に Heading Angle χ に対する応力の変動を調べるために、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.1$ 、 及び波高 10 m を固定し Heading Angle を 0° から 180° まで 30° おきに変化させて、 各々ビルジにおける変動圧が最大となる時刻での応力を求めた。図 4.6.2 1 にその結果を示す。これを見るとウィングタンクボトムトランス及びストラット平行部の応力が $\chi = 120^\circ$ にて最大のピークを生じていることに対応している。また図 4.6.7 ~ 4.6.1 1 に見られるように本船の場合 $\chi = 90^\circ$, 150° においても変動圧のピークが生じていることから、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.1$ 以外の波長に対してもトランスリングの応力にピークが生じるであろうと類推される。従って本船の場合苛酷な海象においては斜め向かい波あるいは横波は極力避けて航海すべきである。

4.6.3 考 察

以上、斜め規則波中においてタンカーの横強度解析を行いトランスリングに生ずる応力を検討したが、その結果を要約すると次のようになる。

- (1) 規則波中におけるトランスリング応力の応答はほぼ \cos 波形に適合するが、
- (2) その平均応力は静水中における応力値からずれるので、今後エネルギースペクトル法による予測計算等を行う際、注意を要する。
- (3) 本船の満載状態においては、斜め向かい波及び横波中にてトランスリングに応力のピークが生ずる。

参 考 文 献

- 1) 小林正典ほか：
"船舶の耐航性に関する理論計算プログラム"
三井造船技報第 82 号(1973)
- 2) 福田淳一：
"船体応答の統計的予測"
日本造船学会耐航性に関するシンポジウム(1969)

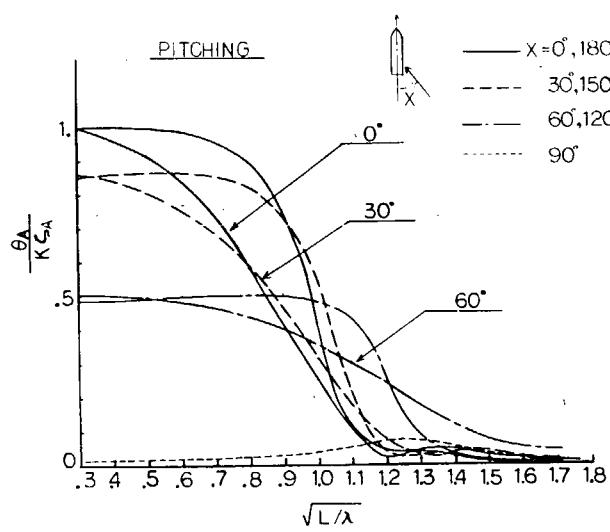


図 4.6.2 RESPONSE AMPLITUDES OF SHIP MOTION

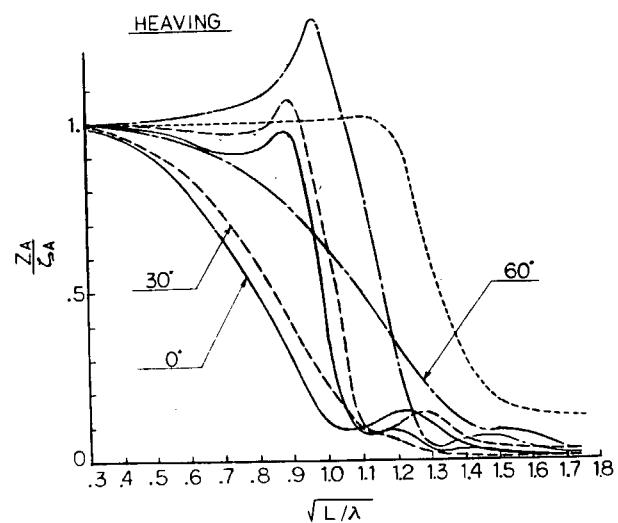


図 4.6.3 RESPONSE AMPLITUDES OF SHIP MOTION

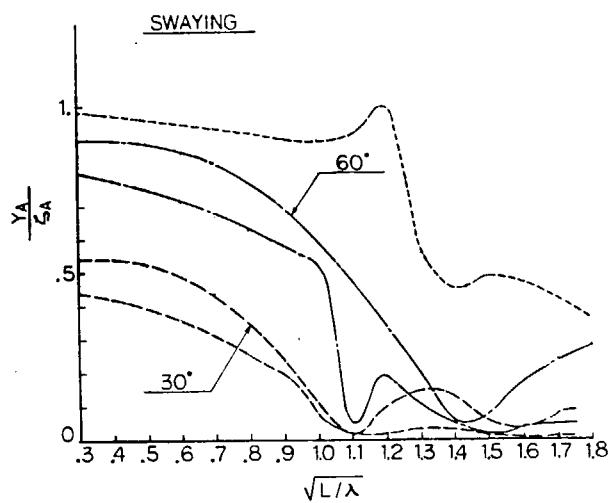


図 4.6.4 RESPONSE AMPLITUDES OF SHIP MOTION

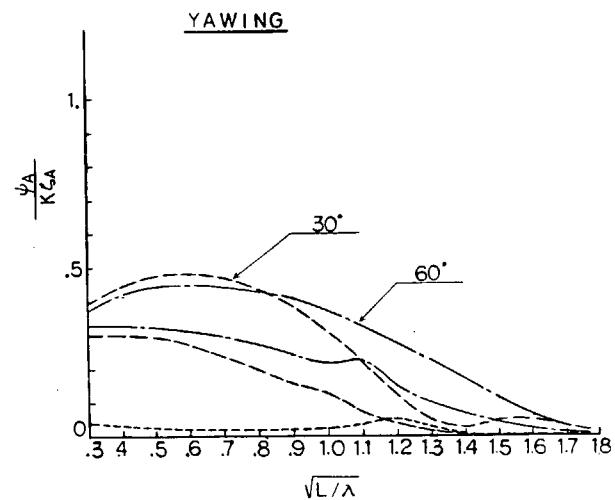


図 4.6.5 RESPONSE AMPLITUDES OF SHIP MOTION

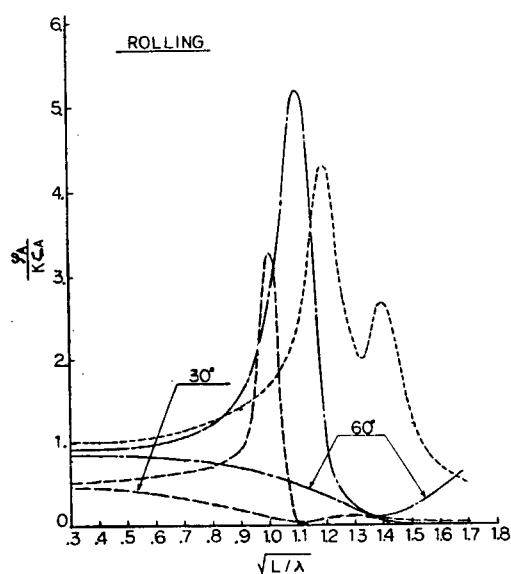


図 4.6.6 RESPONSE AMPLITUDES OF SHIP MOTION

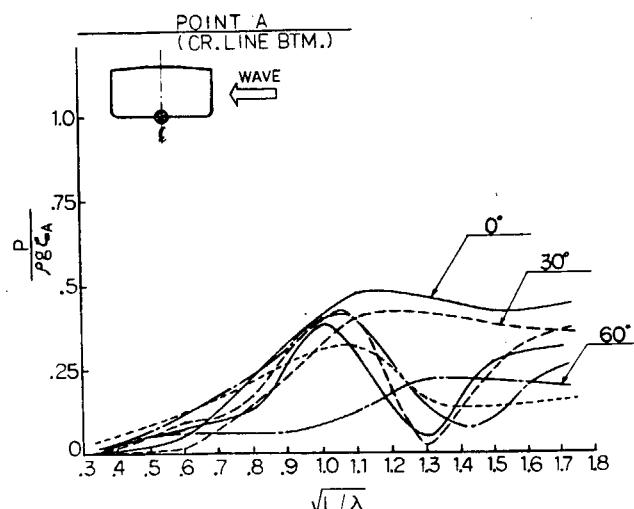


図 4.6.7 RESPONSE AMPLITUDES OF FLUCTUATING PRESSURE AT MIDSHP SEC.

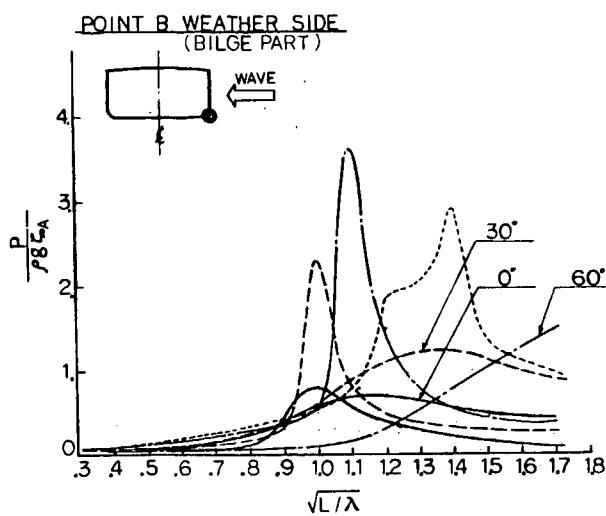


図 4.6.8 RESPONSE AMPLITUDES OF FLUCTUATING PRESSURE AT MIDSCHIP SEC.

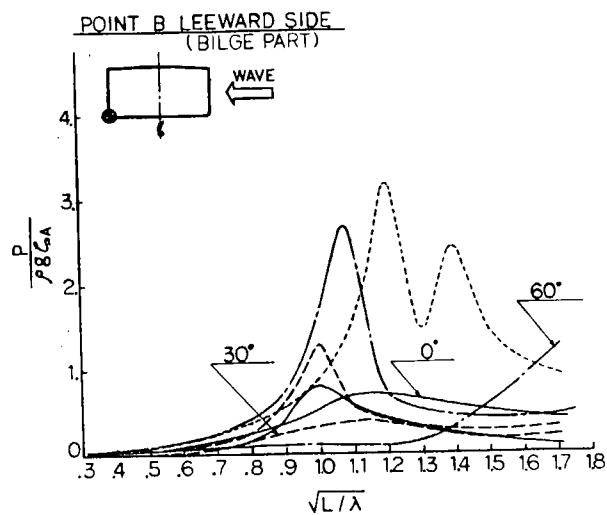


図 4.6.9 RESPONSE AMPLITUDES OF FLUCTUATING PRESSURE AT MIDSCHIP SEC.

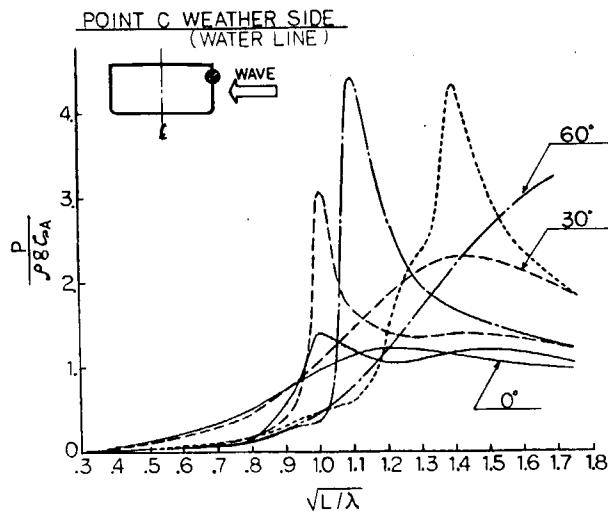


図 4.6.10 RESPONSE AMPLITUDES OF FLUCTUATING PRESSURE AT MIDSCHIP SEC.

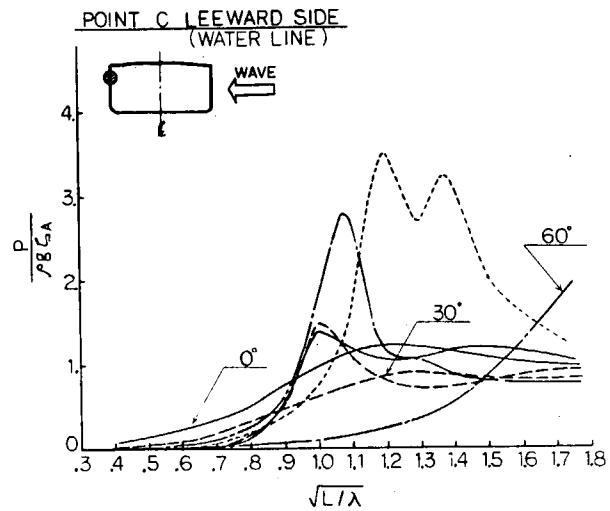


図 4.6.11 RESPONSE AMPLITUDES OF FLUCTUATING PRESSURE AT MIDSCHIP SEC.

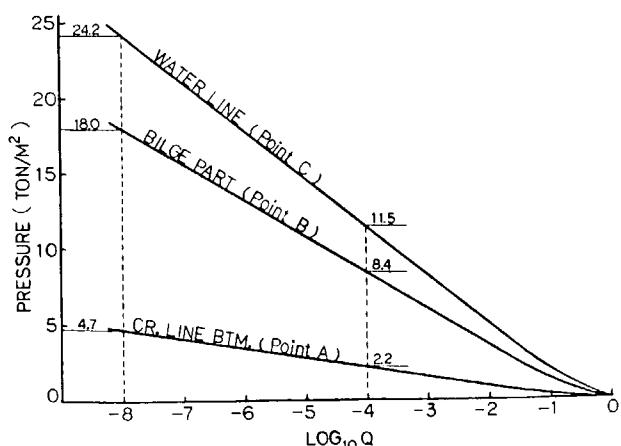


図 4.6.12 LONG-TERM DISTRIBUTION OF FLUCTUATING PRESSURE IN THE NORTH ATLANTIC, WHOLE YEAR

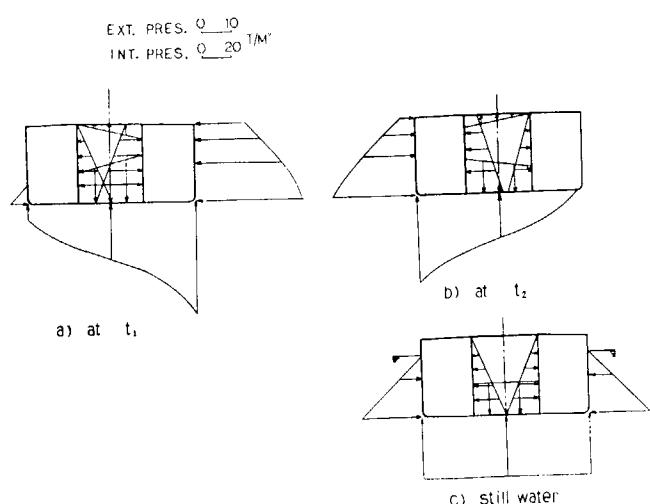


図 4.6.13 PRESSURE DISTRIBUTION IN FR.80 TRANSVERSE RING

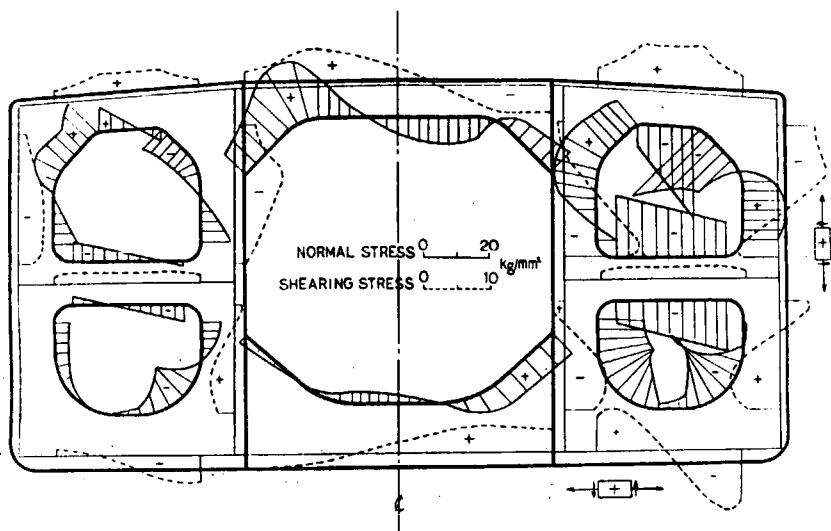


図 4.6.14 STRESS DISTRIBUTION IN FR.80 TRANSVERSE RING
(AT TIME t_1)

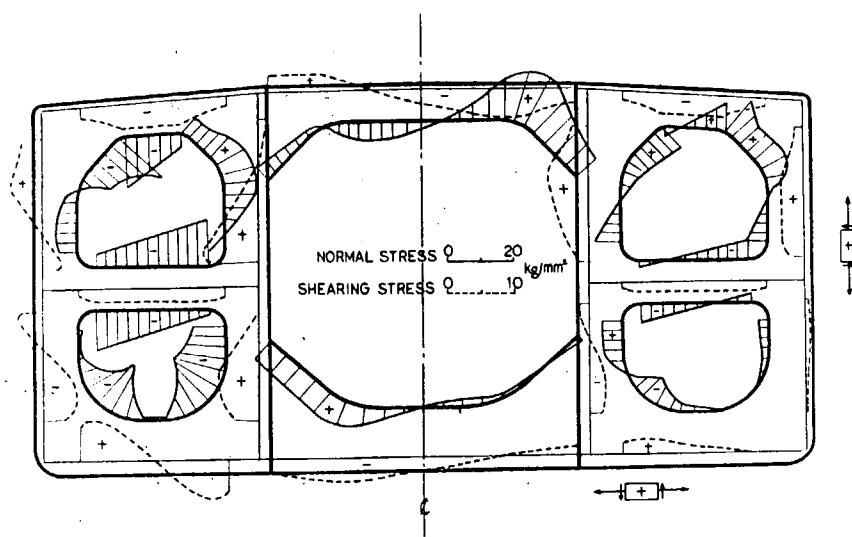


図 4.6.15 STRESS DISTRIBUTION IN FR.80 TRANSVERSE RING
(AT TIME t_2)

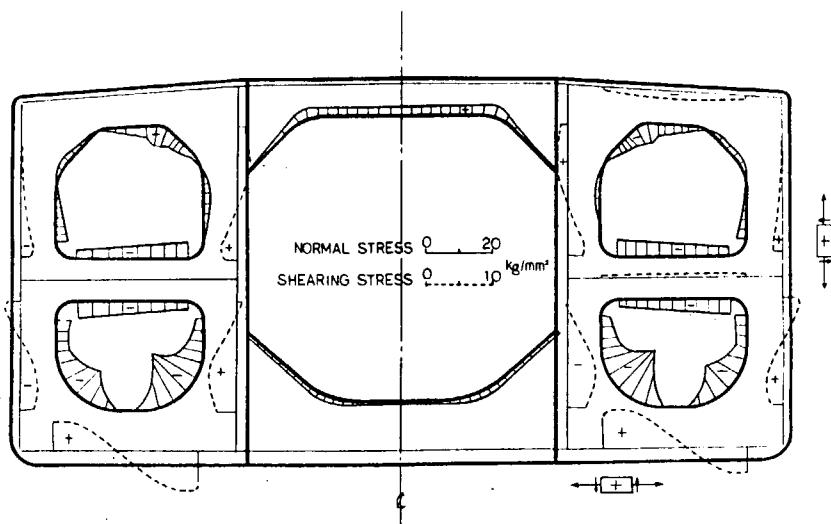


図 4.6.16 STRESS DISTRIBUTION IN FR.80 TRANSVERSE RING
(IN STILL WATER)

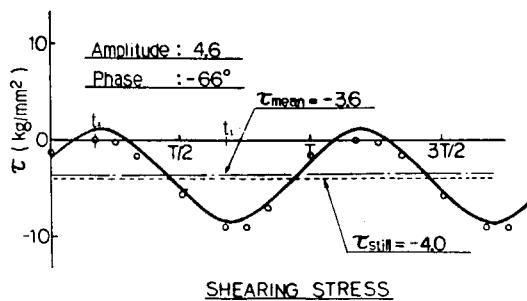
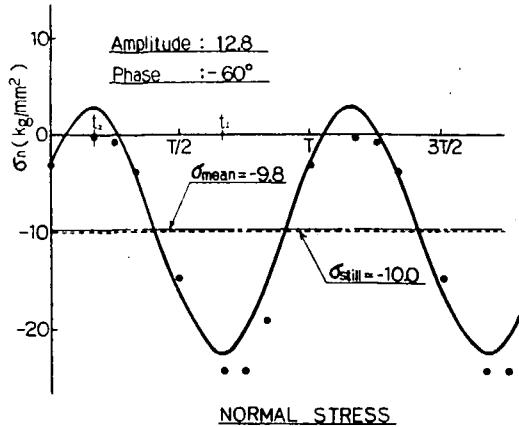


図 4.6.17 STRESS FLUCTUATION DURING ONE WAVE PERIOD ($T=13$ SEC) (POINT 1. WG.TK.BTM. TRANS. BILGE SIDE)

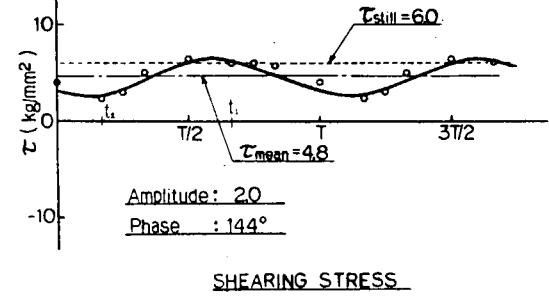
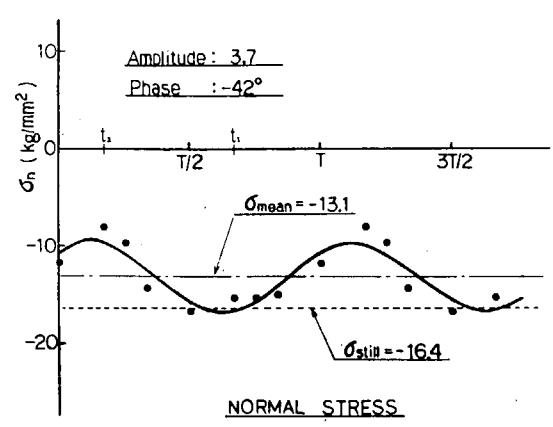


図 4.6.18 STRESS FLUCTUATION DURING ONE WAVE PERIOD ($T=13$ SEC) (POINT 2. WG.TK.BTM. TRANS. L.BHD SIDE)

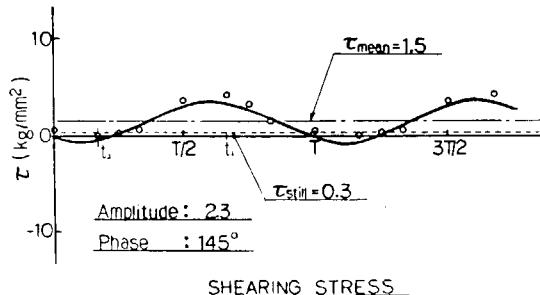
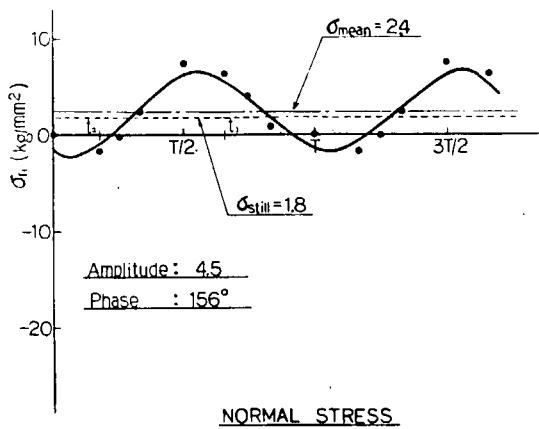


図 4.6.19. STRESS FLUCTUATION DURING ONE WAVE PERIOD ($T=13$ SEC) (POINT 3. CR.TK.BTM. TRANS.)

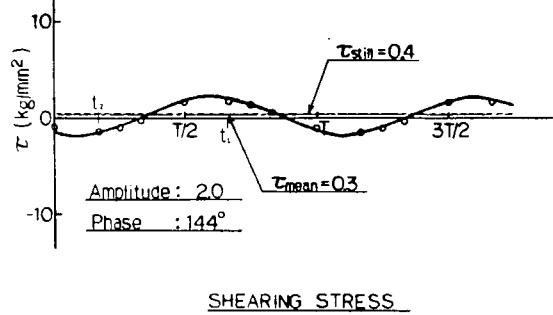
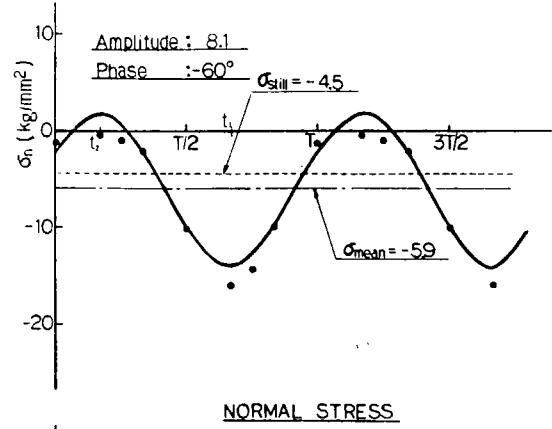


図 4.6.20 STRESS FLUCTUATION DURING ONE WAVE PERIOD ($T=13$ SEC) (POINT 4. STRUT IN WG.TK.)

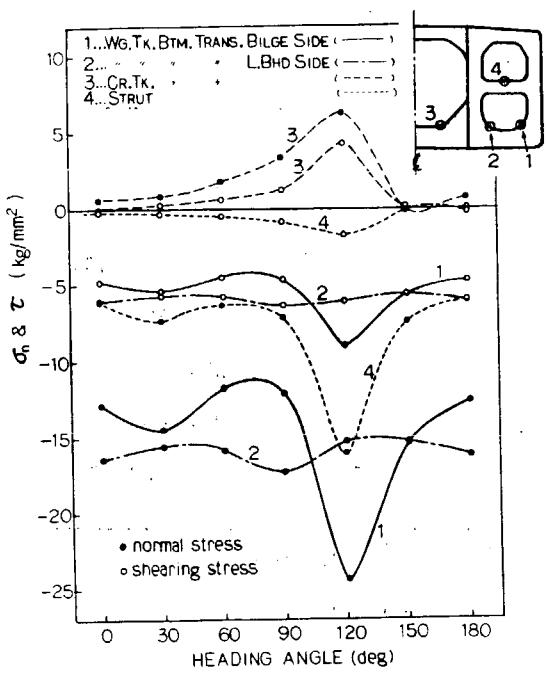


図 4.6.21 STRESS VARIATION FOR
VARIOUS HEADING ANGLES

4.7 タンカーの横桁リングの応力の長期予測(日立造船)

供試船として載荷重量 23万トンタンカーをとり、これが正面向い波中を航行する場合に、横部材に働く波浪応力の長期予測を行ったので結果を報告する。ただこの波浪応力の原因である変動圧力には、静圧力との和が負にはなり得ないというような非線型性があるが、これを考慮すると計算が複雑になるので、今回はすべて線型であるとして計算した。また応力計算に際しては縦部材の相対変位の影響を無視し、横桁リング 1 個をとり出した平面計算によった。

4.7.1 対象船

3.2 の NK の船体構造強度に関するトータルシステム計算でとり上げた供試船と同一の船を対象とする。

本船の主要寸法は次のとくである。

$$L \times B \times D \times d = 304.0 \text{ m} \times 52.4 \text{ m} \times 25.7 \text{ m} \times 19.8 \text{ m}$$

DW 23万トンタンカー

この船の中央部のタンク配置を図 4.7.1 に、中央横断面図を図 4.7.2 に示す。その他の主要目は表 3.2.1 を参照されたい。

4.7.2 計算法

今回実施した計算は正面向い波中のものなので、横運動は起らないが、以下の算式は一般の斜め波中を航行する場合について導く。

(1) 応答関数

(a) 船体運動

図 4.7.3 に示すように空間固定座標系 O - XYZ を定め、規則波は OX の方向に進行するものとする。船の平均進行方向は OX と μ の角度をなす Ox_0 方向をとるものとし、新たに空間固定座標系 $O - x_0 y_0 z_0$ を定める。船体固定座標系を $o - xyz$ とし、 o は水線面の船体中心線上船体中央にとる。船は一定速度を保ち、規則波中を前後揺れ、左右揺れ、横揺れ、縦揺れ及び船首揺れをしながら、平均進行方向は Ox_0 の方向をとるものと仮定する。規則波の隆起（上向きを正とする）は、表面波については次式で表わされる。

$$\begin{aligned} \zeta &= \zeta_A \cos(kX - \omega t) \\ &= \zeta_A \cos(kx \cos \mu - ky \sin \mu - \omega_E t) \end{aligned} \quad (4.7.1)$$

ここで、

ζ_A : 波振幅

$k = 2\pi/\lambda$: 波数

λ : 波長

$\omega = \sqrt{2\pi g/\lambda}$: 波の円周波数

$\omega_E = \omega - kV \cos \mu$

$= \omega (1 - F_n \sqrt{2\pi L/\lambda} \cos \mu)$: 船と波の出会いの円周波数

$F_n = V/\sqrt{Lg}$: フルード数

V : 船速

g : 重力加速度

(4.7.1) 式より $t = 0$, $x = 0$, $y = 0$ のとき $\zeta = \zeta_A$, 従って波の山が船体中央の船体中心線に来た時を時間の原

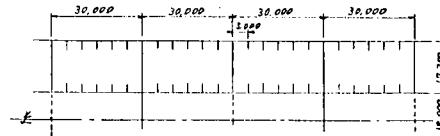


図 4.7.1 タンク配置

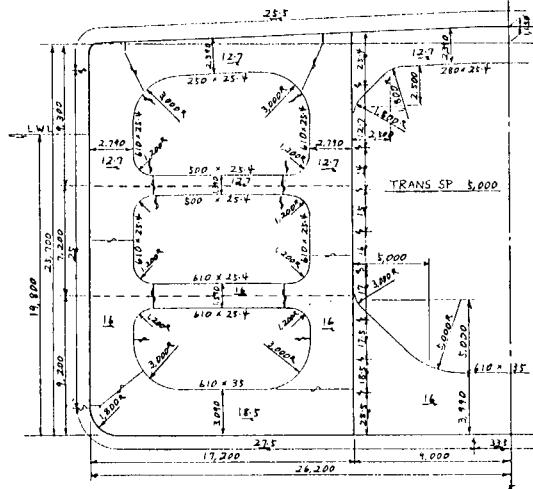


図 4.7.2 中央横断面図

点にとっていることになる。

このような規則波中を進行する船は、波との出会い周期と同周期で位相がずれた運動をする。すなわち船体運動成分は次のように表わされる。

$$\left. \begin{array}{l} \text{前後揺れ } x_0 = x_{OA} \cos(\omega_E t + \epsilon_x) \\ \text{左右揺れ } y_0 = y_{OA} \cos(\omega_E t + \epsilon_y) \\ \text{上下揺れ } z_0 = z_{OA} \cos(\omega_E t + \epsilon_z) \\ \text{横揺れ } \varphi = \varphi_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\varphi) \\ \text{縦揺れ } \theta = \theta_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\theta) \\ \text{船首揺れ } \phi = \phi_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\phi) \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.2)$$

ここに、

$x_{OA}, y_{OA}, z_{OA}, \varphi_A, \theta_A, \phi_A$: 各運動成分の片振幅

$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \epsilon_\varphi, \epsilon_\theta, \epsilon_\phi$: 各運動成分の位相角

$x_0, y_0, z_0, \varphi, \theta, \phi$ は図 4.7.4 の向きを正とする。

各運動成分の片振幅 x_{OA}, y_{OA}, \dots 及び位相角 $\epsilon_x, \epsilon_y, \dots$ はストリップ法によって求めることができる。 x_{OA}, y_{OA}, \dots は波振幅 ζ_A に比例するので、次のように表わすことができる。 f_x, f_y, \dots が船体運動の応答関数である。

$$\left. \begin{array}{l} x_{OA} = \zeta_A f_x (\sqrt{L/\lambda}, \mu, F_n, \text{船の諸係数}) \\ y_{OA} = \zeta_A f_y (\quad " \quad " \quad) \\ z_{OA} = \zeta_A f_z (\quad " \quad " \quad) \\ \varphi_A = \theta_{WA} f_\varphi (\quad " \quad " \quad) \\ \theta_A = \theta_{WA} f_\theta (\quad " \quad " \quad) \\ \phi_A = \theta_{WA} f_\phi (\quad " \quad " \quad) \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.3)$$

ここで、

$\theta_{WA} = k\zeta_A$: 最大波傾斜角

(b) 船体表面変動水圧

ストリップ法によって船体運動が求められると、それから船体表面変動水圧を求めることが出来る。ある波長 λ 及び波向き角 μ のもとで、時刻 t におけるある横断面内での船体表面変動水圧 $p_e(s, t)$ の分布は例えば図 4.7.5 の破線あるいは鎖線のようになる。これを数式で表わすと次のようなになる。

$$p_e(s, t) = p_A(s) \cos\{\omega_E t + \epsilon_p(s)\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.4)$$

$p_A(s)$ は水線位置から、外板に沿って測った距離が s なる点の

変動水圧の片振幅であって、波振幅 ζ_A に比例するので、次のように表わすことができる。

$$p_A(s) = \rho g \zeta_A \bar{p}_A(s) \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.5)$$

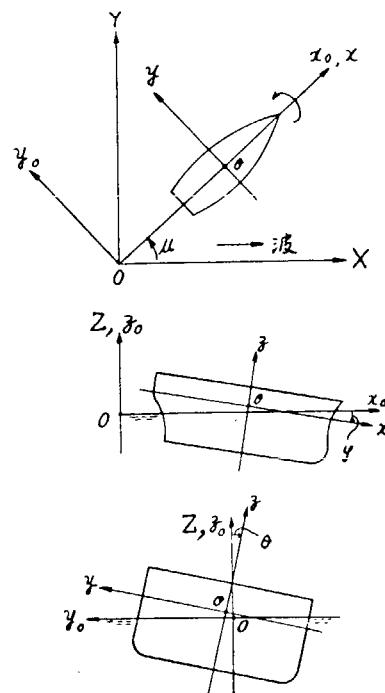


図 4.7.3 座標系

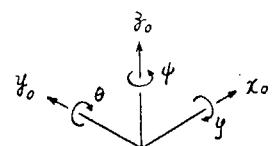


図 4.7.4 各運動成分の正の向き

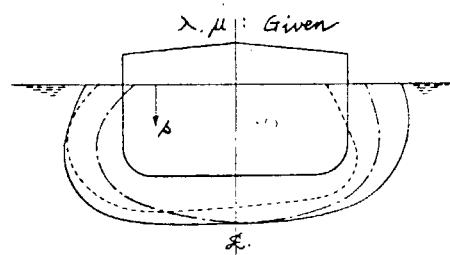


図 4.7.5 船体表面変動水圧

ここで、

ρ : 海水の密度

$p_A(s)$ の分布は例えば図 4.7.5 の実線のようになる。また $\epsilon_p(s)$ は同じ点の変動水圧の位相角であって、 s の関数である。 $(\epsilon_p$ が s に無関係であれば時間 t が変わっても $p_e(s, t)$ は $p_A(s)$ と“相似的に”変動するので取り扱いが容易であるが、実際には ϵ_p は s によって変るので、 $p_e(s, t)$ の分布形状も複雑に変化する。) 波長 λ 、波向き角 μ 及び横断面位置が与えられれば、 $\bar{p}_A(s)$ 及び $\epsilon_p(s)$ は一義的に定められる。

次に(4.7.4)式を次のように変形する。

$$\begin{aligned} p_e(s, t) &= p_A(s) \cos \epsilon_p(s) \cos \omega_E t - p_A(s) \sin \epsilon_p(s) \cdot \sin \omega_E t \\ &\equiv p_{ec}(s) \cos \omega_E t - p_{es}(s) \sin \omega_E t \end{aligned} \quad (4.7.6)$$

ここで、

$$\left. \begin{array}{l} p_{ec}(s) = p_A(s) \cos \epsilon_p(s) \\ p_{es}(s) = p_A(s) \sin \epsilon_p(s) \end{array} \right\} \quad (4.7.7)$$

(4.7.5)式の関係を考慮すると $p_{ec}(s)$ 及び $p_{es}(s)$ は次のように表わされる。

$$\left. \begin{array}{l} p_{ec}(s) = \rho g \zeta_A \bar{p}_{ec}(s) \\ p_{es}(s) = \rho g \zeta_A \bar{p}_{es}(s) \end{array} \right\} \quad (4.7.8)$$

ここで、

$$\left. \begin{array}{l} \bar{p}_{ec}(s) = \bar{p}_A(s) \cos \epsilon_p(s) \\ \bar{p}_{es}(s) = \bar{p}_A(s) \sin \epsilon_p(s) \end{array} \right\} \quad (4.7.9)$$

このように変形すれば、 $p_e(s, t)$ は $\bar{p}_{ec}(s)$ の分布形に相似な分布形と $\bar{p}_{es}(s)$ の分布形に相似な分布形を重ね合わせたものであることがわかる。

なお、実際には変動水圧に静水圧を加えた圧力が負圧になることはあり得ないという条件があるが、この条件を考えると非線型になり、以下の取扱いが非常に複雑になる。今回の計算は横強度トータル・システム計算の第1段階であるので、簡単のためこの条件は考えないことにする。また、変動水圧は水面以下にのみ作用するものとし、水面以上の点での変動水圧を無視する。このように仮定すると以下すべて線型的取扱いが可能となる。

(c) 倉内荷油の変動圧力¹⁾ (内圧)

例えば、中央タンクに荷油を満載し船側タンクは空の場合を考える。

(i) 上下方向の運動に基づく変動圧力

図 4.7.6 のようにタンク頂板からの深さ z_1 に比例した変動圧力 $p_v(z)$ を生ずる。 $p_v(z)$ は次式から求められる。

$$p_v(z) = \frac{r_c}{g} z_1 \{ z_0^2 - (x - x_G)^2 \theta \} \quad (4.7.10)$$

ここで、

$$x_1 = D_1 - d - z \quad (4.7.11)$$

r_c : 荷油の単位体積当たりの重量

(ここでは $r_c = 0.82 \text{ t/m}^3$ とする)

D_1 : 船体中心線における船の深さ

d : 奥水

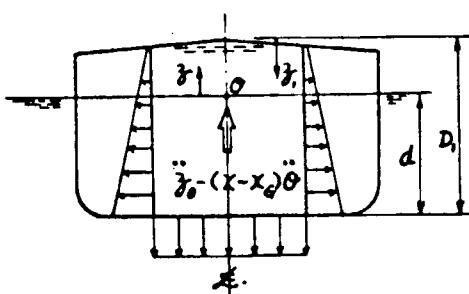


図 4.7.6 上下方向の運動に基づく荷油の変動圧力

z : 喫水線から考えている点に至る距離 (喫水線より上方を正)

$x - x_G$: 船体重心から考えている点までの距離 (重心より前方にある場合を正とする)

z_0, θ : 上下揺れによる変位及び縦揺れ角 ((4.7.2) 式参照)

((4.7.2)式の第3式及び第5式を (4.7.10) 式に代入し,

$$\begin{aligned} p_v(z) &= -\frac{r_c}{g} z_1 \omega_E^2 z_{OA} \cos(\omega_E t + \epsilon_z) + \frac{r_c}{g} z_1 (x - x_G) \omega_E^2 \theta_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\theta) \\ &= \frac{r_c}{g} z_1 \omega_E^2 \{ -z_{OA} \cos \epsilon_z + (x - x_G) \theta_A \cos \epsilon_\theta \} \cos \omega_E t \\ &\quad - \frac{r_c}{g} z_1 \omega_E^2 \{ -z_{OA} \sin \epsilon_z + (x - x_G) \theta_A \sin \epsilon_\theta \} \sin \omega_E t \\ &= p_{vc}(z) \cos \omega_E t - p_{vs}(z) \sin \omega_E t \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.12) \end{aligned}$$

ここで,

$$\left. \begin{aligned} p_{vc}(z) &= \frac{r_c}{g} z_1 \omega_E^2 \{ -z_{OA} \cos \epsilon_z + (x - x_G) \theta_A \cos \epsilon_\theta \} \\ p_{vs}(z) &= \frac{r_c}{g} z_1 \omega_E^2 \{ -z_{OA} \sin \epsilon_z + (x - x_G) \theta_A \sin \epsilon_\theta \} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.13)$$

いま,

$$\bar{p}_v(z) \equiv p_v(z) / (\rho g \zeta_A) \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.14)$$

とおくと, $\bar{p}_v(z)$ は次のように表わされる。

$$\bar{p}_v(z) = \bar{p}_{vc}(z) \cos \omega_E t - \bar{p}_{vs}(z) \sin \omega_E t \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.15)$$

ここで,

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_{vc}(z) &= \frac{r_c}{\rho g} \frac{z_1 \omega_E^2}{g} \{ -\frac{z_{OA}}{\zeta_A} \cos \epsilon_z + (x - x_G) \frac{\theta_A}{k \zeta_A} k \cos \epsilon_\theta \} \\ \bar{p}_{vs}(z) &= \frac{r_c}{\rho g} \frac{z_1 \omega_E^2}{g} \{ -\frac{z_{OA}}{\zeta_A} \sin \epsilon_z + (x - x_G) \frac{\theta_A}{k \zeta_A} k \cos \epsilon_\theta \} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.16)$$

(ii) 左右方向の運動に基づく変動圧力

左右方向の運動に基づく変動圧力は中心線の両側で符号が逆となり, その絶対値は中心線からの水平距離 y に比例する。すなわち中心線から左舷側に y なる点における変動圧力 $p_h(y)$ は, 次式のようく表わされる。

$$p_h(y) = -\frac{r_c}{g} y \{ y_0 + (x - x_G) \dot{\phi} \} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.17)$$

ここで,

$y_0, \dot{\phi}$: 左右揺れによる変位及び船首揺れ角 ((4.7.2) 式参照)

((4.7.2)式の第2式及び第6式を代入し,

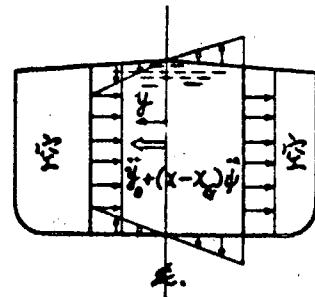


図 4.7.7 左右方向の運動に基づく荷油の変動圧力

$$\begin{aligned} p_h(y) &= \frac{r_c}{g} y \omega_E^2 y_{OA} \cos(\omega_E t + \epsilon_y) + \frac{r_c}{g} y (x - x_G) \omega_E^2 \phi_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\phi) \\ &= \frac{r_c}{g} y \omega_E^2 y_{OA} \cos \epsilon_y \cos \omega_E t - \frac{r_c}{g} y \omega_E^2 y_{OA} \sin \epsilon_y \sin \omega_E t \\ &\quad + \frac{r_c}{g} y (x - x_G) \omega_E^2 \phi_A \cos \epsilon_\phi \cos \omega_E t - \frac{r_c}{g} y (x - x_G) \omega_E^2 \phi_A \sin \epsilon_\phi \sin \omega_E t \\ &= \frac{r_c}{g} y \omega_E^2 \{ y_{OA} \cos \epsilon_y + (x - x_G) \phi_A \cos \epsilon_\phi \} \cos \omega_E t \end{aligned}$$

$$-\frac{r_c}{g} y \omega_E^2 \{ y_{OA} \sin \epsilon_y + (x - x_G) \phi_A \sin \epsilon_\phi \} \sin \omega_E t \\ \equiv p_{hc}(y) \cos \omega_E t - p_{hs}(y) \sin \omega_E t \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.17)$$

ここで、

$$\left. \begin{array}{l} p_{hc}(y) = \frac{r_c}{g} y \omega_E^2 \{ y_{OA} \cos \epsilon_y + (x - x_G) \phi_A \cos \epsilon_\phi \} \\ p_{hs}(y) = \frac{r_c}{g} y \omega_E^2 \{ y_{OA} \sin \epsilon_y + (x - x_G) \phi_A \sin \epsilon_\phi \} \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.18)$$

いま、

$$\bar{p}_h(y) \equiv p_h(y) / (\rho g \zeta_A) \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.19)$$

とおくと、 $\bar{p}_h(y)$ は次のように表わされる。

$$\bar{p}_h(y) = \bar{p}_{hc}(y) \cos \omega_E t - \bar{p}_{hs}(y) \sin \omega_E t \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.20)$$

ここで、

$$\left. \begin{array}{l} \bar{p}_{hc}(y) = \frac{r_c}{\rho g} \frac{y \omega_E^2}{g} \{ \frac{y_{OA}}{\zeta_A} \cos \epsilon_y + (x - x_G) \frac{\phi_A}{k \zeta_A} k \cos \epsilon_\phi \} \\ \bar{p}_{hs}(y) = \frac{r_c}{\rho g} \frac{y \omega_E^2}{g} \{ \frac{y_{OA}}{\zeta_A} \sin \epsilon_y + (x - x_G) \frac{\phi_A}{k \zeta_A} k \sin \epsilon_\phi \} \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.21)$$

(iii) 横揺れに基づく変動圧力

横揺れに基づく変動圧力としては、近似的には傾斜による静圧の增加分だけを考えればよく、したがって中心線から左舷側に y の距離にある点の変動圧力 $p_r(y)$ は、次式のようになる（図 4.7.8 参照）。

$$p_r(y) = r_c \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \varphi \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.22)$$

ここで、

φ : 横揺れ角 ((4.7.2)式参照)

$$\varphi = \varphi_A \cos (\omega_E t + \epsilon_\varphi)$$

とおくと、(4.7.22) 式は次のようなになる。

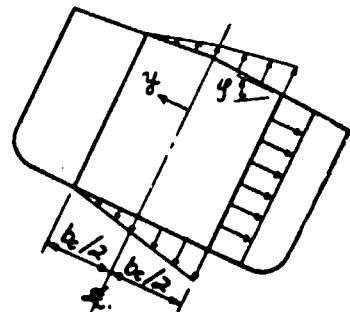


図 4.7.8 横揺れに基づく荷油の変動圧力

$$\begin{aligned} p_r(y) &= r_c \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \varphi_A \cos (\omega_E t + \epsilon_\varphi) \\ &= r_c \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \varphi_A \cos \epsilon_\varphi \cos \omega_E t - r_c \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \varphi_A \sin \epsilon_\varphi \sin \omega_E t \\ &\equiv p_{rc}(y) \cos \omega_E t - p_{rs}(y) \sin \omega_E t \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.23) \end{aligned}$$

ここで、

$$\left. \begin{array}{l} p_{rc}(y) = r_c \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \varphi_A \cos \epsilon_\varphi \\ p_{rs}(y) = r_c \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \varphi_A \sin \epsilon_\varphi \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.24)$$

いま、

$$\bar{p}_r(y) \equiv p_r(y) / (\rho g \zeta_A) \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.25)$$

とおくと、 $\bar{p}_r(y)$ は次のように表わされる。

$$\bar{p}_r(y) = \bar{p}_{rc}(y) \cos \omega_E t - \bar{p}_{rs}(y) \sin \omega_E t \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.26)$$

ՀՀԿ,

$$\left. \begin{aligned} \overline{p_{rc}}(y) &= \frac{r_c}{\rho g} \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \frac{\varphi_A}{k\zeta_A} k \cos \epsilon_\varphi \\ \overline{p_{rs}}(y) &= \frac{r_c}{\rho g} \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \frac{\varphi_A}{k\zeta_A} k \sin \epsilon_\varphi \end{aligned} \right\} \quad (4.7.27)$$

(d) 変動圧力の重ね合せ

(4.7.6) 式, (4.7.12) 式, (4.7.17) 式及び (4.7.23) 式で表わされる各種変動圧力を図 4.7.9 のように重ね合せたものが, 変動圧力 $p(y, z, t)$ である。すなわち,

$$p(y, z, t) = p_c(y, z) \cos \omega_E t - p_s(y, z) \sin \omega_E t \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.28)$$

ՀՀԿ,

$$\left. \begin{aligned} p_c(y, z) &= p_{ec}(s) - p_{vc}(z) - p_{hc}(y) - p_{rc}(y) \\ p_s(y, z) &= p_{es}(s) - p_{vs}(z) - p_{hs}(y) - p_{rs}(y) \end{aligned} \right\} \dots \quad (4.7.29)$$

しま、

とおくと、

ՀՀԿ,

$$\left. \begin{array}{l} \overline{p}_c(y, z) = \overline{p}_{ec}(s) - \overline{p}_{vc}(z) - \overline{p}_{hc}(y) - \overline{p}_{rc}(y) \\ \overline{p}_s(y, z) = \overline{p}_{es}(s) - \overline{p}_{vs}(z) - \overline{p}_{hs}(y) - \overline{p}_{rs}(y) \end{array} \right\} \dots \quad (4.7.32)$$

(e) 横桁リングに生ずる波浪曲げモーメント及び波浪剪断力

(4.7.28)式より時刻 t における変動圧力 p (y, z, t) の分布形は $p_c(y, z)$ の分布形に相似な分布形と $p_s(y, z)$ に相似な分布形を重ね合せたものである。従って $p_c(y, z)$ なる圧力分布及び $p_s(y, z)$ なる圧力分布をそれぞれ個別に計算モデルに加え、それによる曲げモーメント $M_c(y, z)$, $M_s(y, z)$ 及び剪断力 $F_c(y, z)$, $F_s(y, z)$ の分布を求める(図4.7.10参照)。そうすると計算モデル中の点 (y, z) の、時刻 t における波浪曲げモーメント $M(y, z, t)$ 及び波浪剪断力 $F(y, z, t)$ は次のように表わされる。

$$M(y, z, t) = M_c(y, z) \cos \omega_E t - M_s(y, z) \sin \omega_E t \\ \equiv M_A(y, z) \cos(\omega_E t + \epsilon_M) \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.33)$$

$$\mathbf{F}(\mathbf{y}, \mathbf{z}, t) = \mathbf{F}_c(\mathbf{y}, \mathbf{z}) \cos \omega_E t - \mathbf{F}_s(\mathbf{y}, \mathbf{z}) \sin \omega_E t$$

$$\equiv \mathbf{F}_A(\mathbf{y}, \mathbf{z}) \cos(\omega_E t + \epsilon_E) \quad \dots \dots \dots \quad (4.7.34)$$

۱۸

$$\left. \begin{aligned} M_A(y, z) &= \sqrt{\{M_c(y, z)\}^2 + \{M_s(y, z)\}^2} \\ F_v(v, z) &= \sqrt{\{F_v(v, z)\}^2 + \{F_z(v, z)\}^2} \end{aligned} \right\} \quad (4.7.35)$$

$$\left. \begin{aligned} \cos \epsilon_M &= M_c(y, z) / M_A(y, z), \quad \sin \epsilon_M = M_s(y, z) / M_A(y, z) \\ \cos \epsilon &= F_c(y, z) / F_A(y, z), \quad \sin \epsilon = F_s(y, z) / F_A(y, z) \end{aligned} \right\} \dots \quad (4.7.36)$$

10 李

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}(y, z, t) &\equiv M(y, z, t) / (\rho g \zeta_A S \ell^2) \\ \bar{F}(v, z, t) &\equiv F(v, z, t) / (\rho g \zeta_A S \ell^2) \end{aligned} \right\} \dots \quad (4.7.37)$$

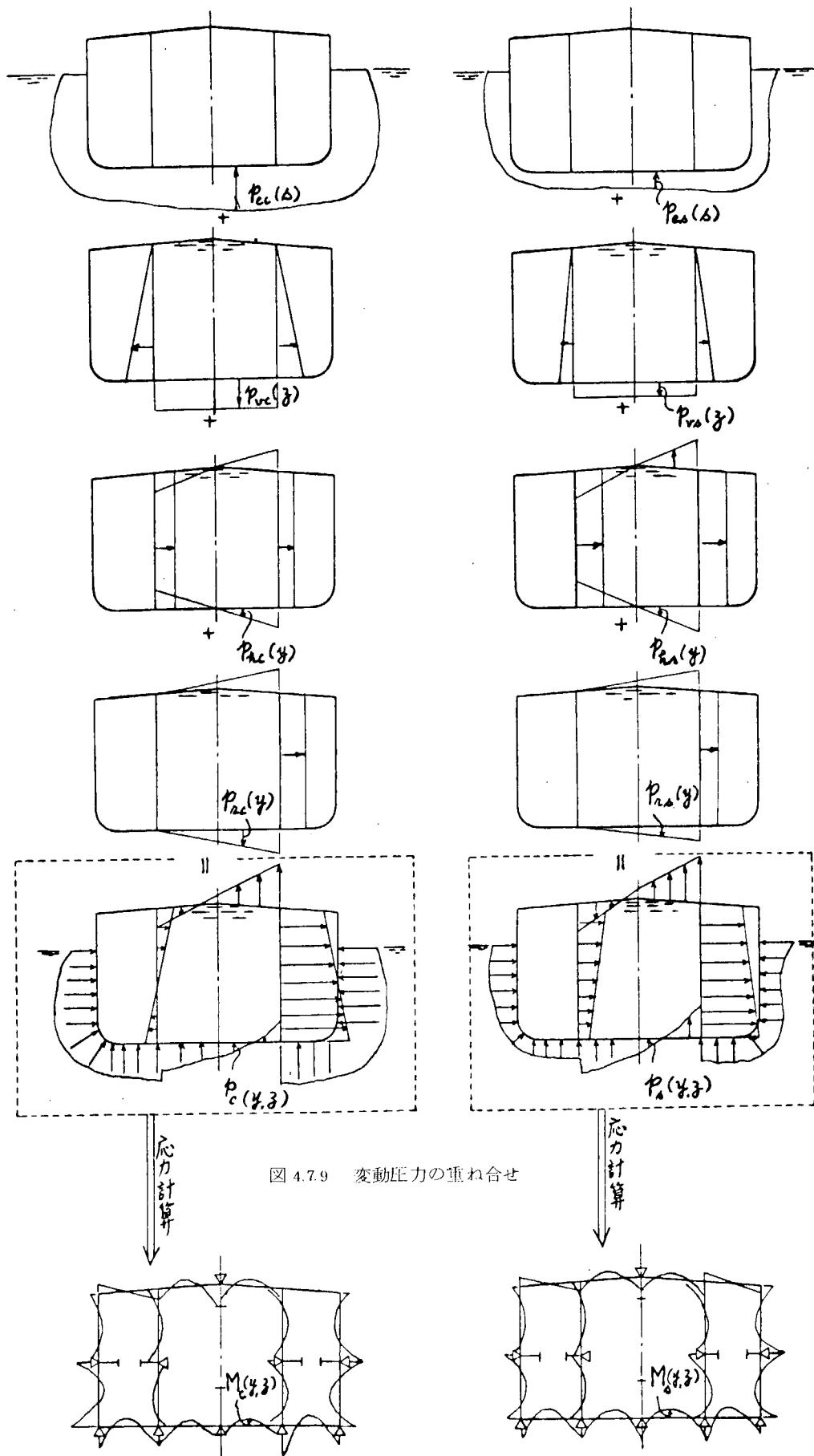


図 4.7.9 変動圧力の重ね合せ

図 4.7.10 内 力 分 布

とおく。ここに、

S : 横桁距離

ℓ : 無次元化の際用いる、スパンの基準値

そうすると $\bar{M}(y, z, t)$ 及び $\bar{F}(y, z, t)$ は次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}(y, z, t) &= \bar{M}_A(y, z) \cos(\omega_E t + \epsilon_M) \\ &\equiv \bar{M}_c(y, z) \cos \omega_E t - \bar{M}_s(y, z) \sin \omega_E t \\ \bar{F}(y, z, t) &= \bar{F}_A(y, z) \cos(\omega_E t + \epsilon_F) \\ &\equiv \bar{F}_c(y, z) \cos \omega_E t - \bar{F}_s(y, z) \sin \omega_E t \end{aligned} \right\} \quad (4.7.38)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_A(y, z) &= M_A(y, z) / (\rho g \zeta_A S \ell^2) \\ \bar{M}_c(y, z) &= M_c(y, z) / (\rho g \zeta_A S \ell^2) \\ \bar{M}_s(y, z) &= M_s(y, z) / (\rho g \zeta_A S \ell^2) \\ \bar{F}_A(y, z) &= F_A(y, z) / (\rho g \zeta_A S \ell) \\ \bar{F}_c(y, z) &= F_c(y, z) / (\rho g \zeta_A S \ell) \\ \bar{F}_s(y, z) &= F_s(y, z) / (\rho g \zeta_A S \ell) \end{aligned} \right\} \quad (4.7.39)$$

$\bar{M}_A(y, z)$ 及び $\bar{F}_A(y, z)$ はそれぞれ曲げモーメントおよび剪断力の応答関数である。

ここでは横桁リング1本のみをとり出し、これの縦部材間の相対変位を無視した計算を行うこととする。また今回は正面に向い波の場合についてのみ計算するので図4.7.11のような片玄のみの計算モデルを考える。これに無次元化された外力 \bar{p}_c および \bar{p}_s を加え、得られた曲げモーメント及び剪断力をそれぞれ $S \ell^2$ および $S \ell$ で除したものが \bar{M}_c , \bar{F}_c および \bar{M}_s , \bar{F}_s となる。

(2) 不規則波中で船体の横桁リングに働く曲げモーメント及び剪断力

短期長波頂不規則波海面において、船が一定速度を保ち、かつ波の平均進行方向に対して一定の針路を保って航行している場合を考える。

海面の有義波高を H 、平均波周期を T とすると、海面の波スペクトルは次のような ISSC スペクトルで近似的に表わすことが出来る。(図4.7.12 参照)

$$[f(\omega)]^2 = 0.11 H^2 \omega_1^{-1} (\omega/\omega_1)^{-5} \exp \{-0.44 (\omega/\omega_1)^{-4}\} \quad (4.7.40)$$

ここで、

$$\omega_1 = 2\pi/T \quad : \text{波の平均円周波数}$$

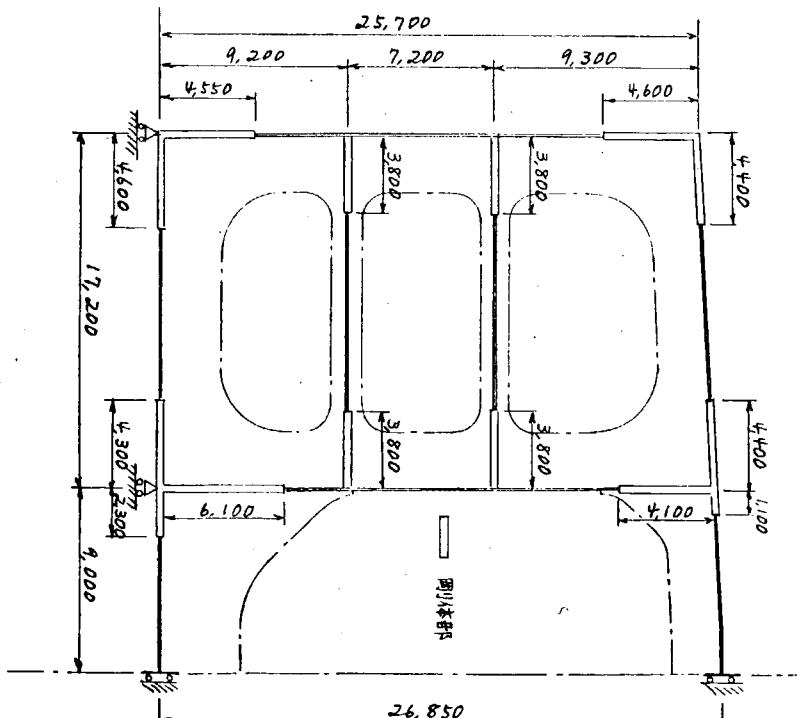


図 4.7.11 計算モデル

このような波スペクトルで表わされる短期長波頂不規則波海面を航行している船の横桁リング内のある点の曲げモーメント及び剪断力の分散は、線形重ね合せの理論に基づくスペクトル計算によって次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} R_M^2 &= \int_0^\infty \left(\frac{M_A}{\zeta_A} \right)^2 [f(\omega)]^2 d\omega \\ R_F^2 &= \int_0^\infty \left(\frac{F_A}{\zeta_A} \right)^2 [f(\omega)]^2 d\omega \end{aligned} \right\} \quad (4.7.41)$$

いま、

$$\left. \begin{aligned} \bar{R}_M &= R_M / (\rho g S \ell^2 H) \\ \bar{R}_F &= R_F / (\rho g S \ell H) \end{aligned} \right\} \quad (4.7.42)$$

とおくと (4.7.42) 式、(4.7.41) 式及び (4.7.39) 式の第1式、第4式より

$$\left. \begin{aligned} \bar{R}_M^2 &= \int_0^\infty \frac{[f(\omega)]^2}{H^2} \bar{M}_A^2 d\omega \\ \bar{R}_F^2 &= \int_0^\infty \frac{[f(\omega)]^2}{H^2} \bar{F}_A^2 d\omega \end{aligned} \right\} \quad (4.7.43)$$

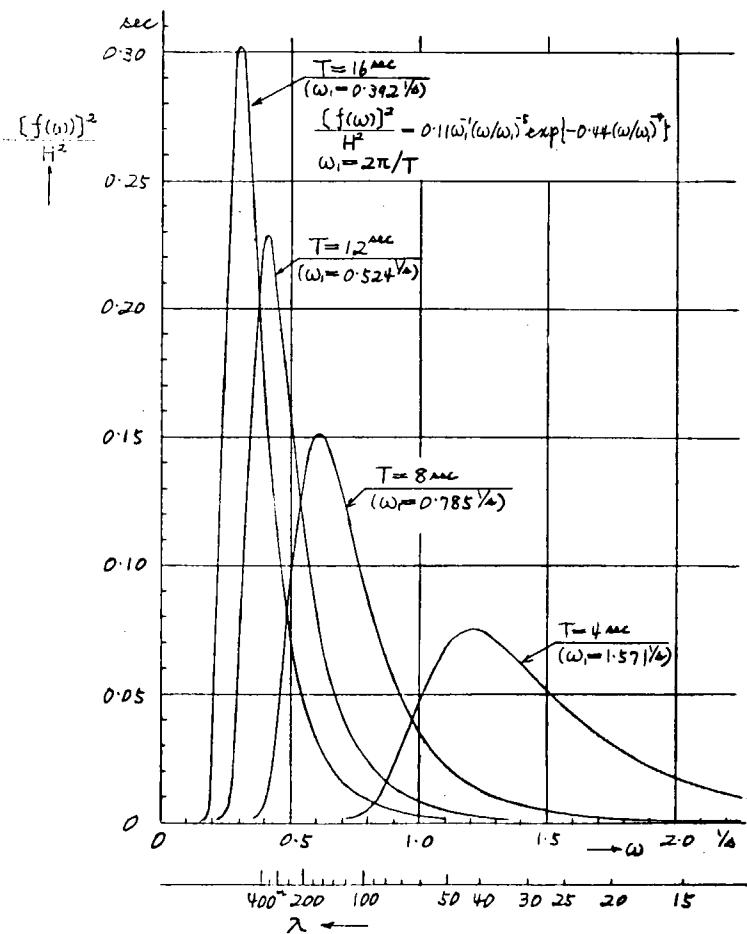


図 4.7.1.2 ISSC 1964 波のエネルギースペクトル

(3) 横桁リングの波浪曲げモーメント及び波浪剪断力の長期予測

有義波高 H 、平均波周期 T の短期長波頂不規則波海面において、船が一定速度を保ち、かつ波の平均進行方向に対して一定の針路を保って航行している場合には、横桁リング内のある点の曲げモーメントの極大値がある M_1 を超える確率は次式によって与えられる。

$$q(M > M_1) = \exp\left(-\frac{M^2}{2R_M^2}\right) = \exp\left[-\frac{(M_1 / (\rho g S \ell^2 L))^2 - L^2}{2(R_M / (\rho g S \ell^2 H))^2 - H^2}\right] \\ = \exp\left(-\frac{\bar{M}_1^2}{2\bar{R}_M^2} - \frac{L^2}{H^2}\right) \quad \dots \quad (4.7.44)$$

ここで、

$$\bar{M}_1 = M_1 / (\rho g S \ell^2 L) \quad \dots \quad (4.7.45)$$

同様に同じ点の剪断力の極大値がある値 F_1 を超える確率は次式で与えられる。

$$q(F > F_1) = \exp\left(-\frac{F^2}{2R_F^2}\right) = \exp\left[-\frac{(F_1 / (\rho g S \ell L))^2 - L^2}{2(R_F / (\rho g S \ell H))^2 - H^2}\right] \\ = \exp\left(-\frac{\bar{F}_1^2}{2\bar{R}_F^2} - \frac{L^2}{H^2}\right) \quad \dots \quad (4.7.46)$$

ここで、

$$\bar{F}_1 = F_1 / (\rho g S \ell L) \quad \dots \quad (4.7.47)$$

そこで、船がある海域において長期間にわたって、つねに一定速度を保ちかつ波の平均進行方向に対して一定の迎角を保って航行しているものとすれば、横桁リングのある点の曲げモーメントの極大値がある値 M_1 を超える長期の累積確率 Q_{M1} 及び同じ点の剪断力の極大値がある F_1 を超える長期の累積確率 Q_{F1} はそれぞれ次のように与えられる。

$$Q_{M1} = \int_0^\infty \int_0^\infty q(M > M_1) p(H, T) dH dT \\ = \int_0^\infty \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\bar{M}_1^2}{2\bar{R}_M^2} - \frac{L^2}{H^2}\right) p(H, T) dH dT \quad \dots \quad (4.7.48)$$

$$Q_{F1} = \int_0^\infty \int_0^\infty q(F > F_1) p(H, T) dH dT \\ = \int_0^\infty \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\bar{F}_1^2}{2\bar{R}_F^2} - \frac{L^2}{H^2}\right) p(H, T) dH dT \quad \dots \quad (4.7.49)$$

ここで、

$p(H, T)$: 有義波高 H , 平均波周期 T なる海面の発現確率

(4) 横桁リングの波浪応力の長期予測

(a) 平行部

(3)で累積確率 Q とそれに対応する曲げモーメント M 及び剪断力 F の関係が求められる。しかるに横桁リングの平行部では M 及び F に対応する応力 σ_1 及び τ_1 は、

$$\sigma = M/Z \quad \left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} \quad \dots \quad (4.7.50)$$

$$\tau = F/A_w$$

ここで、

Z : 断面係数

A_w : ウエブの断面積

と求められるので、これから簡単に累積確率 Q とそれに対応する曲げ応力 σ 及び剪断応力 τ の関係が求められる。

(b) コーナ部

コーナ部の応力計算法は種々あるが、ここでは西牧らの方法²⁾を用いる。西牧らによれば図4.7.13のようなコーナ部の境界1及び境界2における応力 σ_1, τ_1 及び σ_2, τ_2 が与えられると、任意の点Cにおける面材の直応力 σ 及び面材とウエブの結合部の剪断応力 τ は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \lambda_{\sigma 1} \sigma_1 + \lambda_{\sigma 2} \sigma_2 \\ &+ \frac{\lambda_{\tau 1} \tau_1 - \lambda_{\tau 2} \tau_2}{\alpha} \varphi \\ \tau &= \frac{-\sigma_1 + \sigma_2}{\varphi} \mu_\sigma \alpha + \mu_{\tau 1} \tau_1 + \mu_{\tau 2} \tau_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \quad (4.7.5.1)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{\sigma 1} &= (1+2\beta) (1-\beta)^2, \\ \lambda_{\sigma 2} &= \beta^2 (3-2\beta), \\ \lambda_{\tau 1} &= \beta (1-\beta)^2, \\ \lambda_{\tau 2} &= \beta^2 (1-\beta) \\ \mu_\sigma &= 6\beta (1-\beta), \\ \mu_{\tau 1} &= (1-3\beta) (1-\beta), \\ \mu_{\tau 2} &= \beta (\beta-2) \\ \alpha &= A_f / (t_w R), \quad \beta = \theta / \varphi \end{aligned} \right\} \dots \dots \quad (4.7.5.2)$$

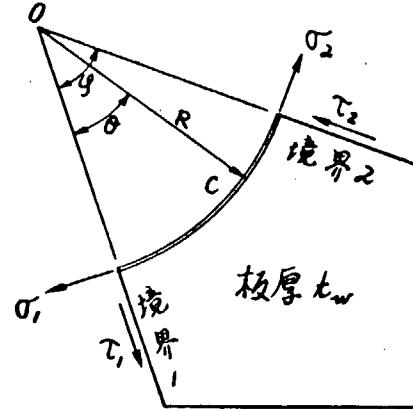


図 4.7.1.3 コーナ部

A_f : 面材の断面積

t_w : ウエブの板厚

R : コーナ部の半径

(4.7.29) 式の $p_c(y, z)$ 及び $p_s(y, z)$ によるコーナ部の面材の直応力 σ_c 及び σ_s は次のように表わすことが出来る。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c &= \lambda_{\sigma 1} \sigma_{c1} + \lambda_{\sigma 2} \sigma_{c2} + \frac{\lambda_{\tau 1} \tau_{c1} - \lambda_{\tau 2} \tau_{c2}}{\alpha} \frac{\pi}{2} \\ \sigma_s &= \lambda_{\sigma 1} \sigma_{s1} + \lambda_{\sigma 2} \sigma_{s2} + \frac{\lambda_{\tau 1} \tau_{s1} - \lambda_{\tau 2} \tau_{s2}}{\alpha} \frac{\pi}{2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \quad (4.7.5.3)$$

ここで、

$\sigma_{c1}, \sigma_{c2}, \tau_{c1}, \tau_{c2}$: $p_c(y, z)$ による境界 1 および境界 2 における応力

$\sigma_{s1}, \sigma_{s2}, \tau_{s1}, \tau_{s2}$: $p_s(y, z)$ による境界 1 および境界 2 における応力

時刻 t における応力 σ は、

$$\sigma = \sigma_c \cos \omega t - \sigma_s \sin \omega t \equiv \sigma_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\sigma) \dots \dots \quad (4.7.5.4)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \sigma_A &= \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_s^2} \\ \cos \epsilon_\sigma &= \sigma_c / \sigma_A \quad \sin \epsilon_\sigma = \sigma_s / \sigma_A \end{aligned} \right\} \dots \dots \quad (4.7.5.5)$$

しかるに $\sigma_{c1}, \sigma_{c2}, \tau_{c1}, \tau_{c2}; \sigma_{s1}, \sigma_{s2}, \tau_{s1}, \tau_{s2}$ は波振幅 ζ_A に比例するので、 σ_c, σ_s も ζ_A に比例し、

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c &= \bar{\sigma}_c \zeta_A \\ \sigma_s &= \bar{\sigma}_s \zeta_A \end{aligned} \right\} \dots \dots \quad (4.7.5.6)$$

と表わせる。従って、

$$\sigma_A = \bar{\sigma}_A \zeta_A \dots \dots \quad (4.7.5.7)$$

ここで、

$$\bar{\sigma}_A = \sqrt{\bar{\sigma}_c^2 + \bar{\sigma}_s^2} \dots \dots \quad (4.7.5.8)$$

従って $\bar{\sigma}_A$ を応答関数として、コーナ部の直応力 σ の分散 R_σ^2 が次のように求められる。

$$R_\sigma^2 = \int_0^\infty [\bar{\sigma}_A]^2 [f(\omega)]^2 d\omega \dots \dots \quad (4.7.5.9)$$

さらにこの直応力の極大値がある値 σ_1 を超える確率は次式によって与えられる。

$$q(\sigma > \sigma_1) = \exp\left(-\frac{\sigma_1^2}{2R_\sigma^2}\right)$$

$$= \exp\left[-\frac{(\sigma_1/\sqrt{L})^2}{2(R_\sigma/\sqrt{H})^2} \frac{L^2}{H^2}\right] \quad \dots \quad (4.7.60)$$

そこで、船がある海域において長期間にわたってつねに一定速度を保ち、かつ波の進行方向に対して一定の迎角を保って航行しているものとすれば、横枠リングのコーナ部のある点の直応力の極大値がある値 σ_1 を超える長期の累積確率 Q_{σ_1} は次のように与えられる。

$$Q_{\sigma_1} = \int_0^\infty \int_0^\infty q(\sigma > \sigma_1) p(H, T) dHdT \quad \dots \quad (4.7.61)$$

$$= \int_0^\infty \int_0^\infty \exp\left[-\frac{(\sigma_1/\sqrt{L})^2}{2(R_\sigma/\sqrt{H})^2} \frac{L^2}{H^2}\right] p(H, T) dHdT$$

4.7.3 計算結果と考察

今回は満載状態で正面向い波中を航行する場合についてのみ計算する。すなわち波向き角 $\mu = 180^\circ$ とする。また船速は対象船の満載時航海速力をとることとし、 $F_n = 0.15$ とする。

(1) 船体運動

正面向い波を対象としているので、左右揺れ、横揺れ、船首揺れは起らない。残る3つの運動成分のうち前後揺れは以後の計算に関係しないので、結局上下揺れと縦揺れのみを考えればよい。そこで上下揺れおよび縦揺れの応答関数を求める

と図4.7.14および図4.7.15のようになる。

図4.7.14は上下揺れ振幅 z_{OA} を波振幅 ζ_A で除した値 z_{OA}/ζ_A を、また図4.7.15は縦揺れ振幅 θ_A を最大波傾斜角 $k\zeta_A$ で除した値 $\theta_A/(k\zeta_A)$ を、いずれも $\sqrt{L/\lambda}$ に対して表したものである。また上下揺れ及び縦揺れの位相角 ϵ_z 及び ϵ_θ を同じく $\sqrt{L/\lambda}$ に対して図示すると、それぞれ図4.7.16及び図4.7.17のようになる。

(2) 船体表面変動水圧

一般に変動圧力は前部の方が大き

いので、以後の応力計算のもとになる変動圧力も出来るだけ前方の断面のものをとる方が意味があると思われる。し

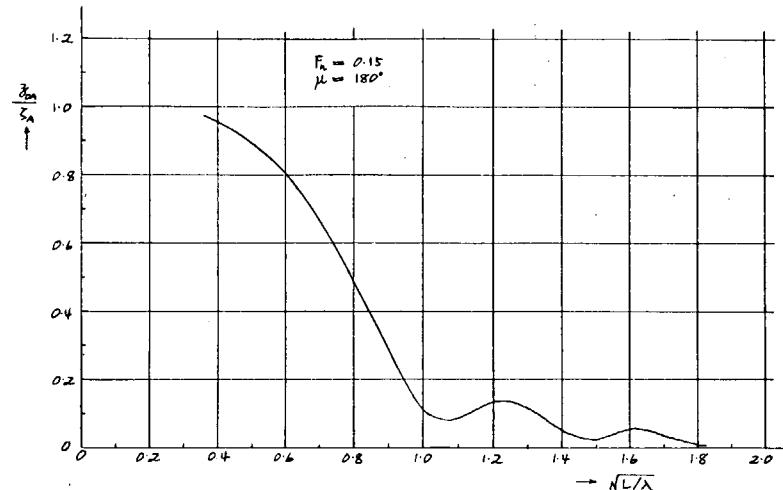


図 4.7.14 上下揺れの応答関数

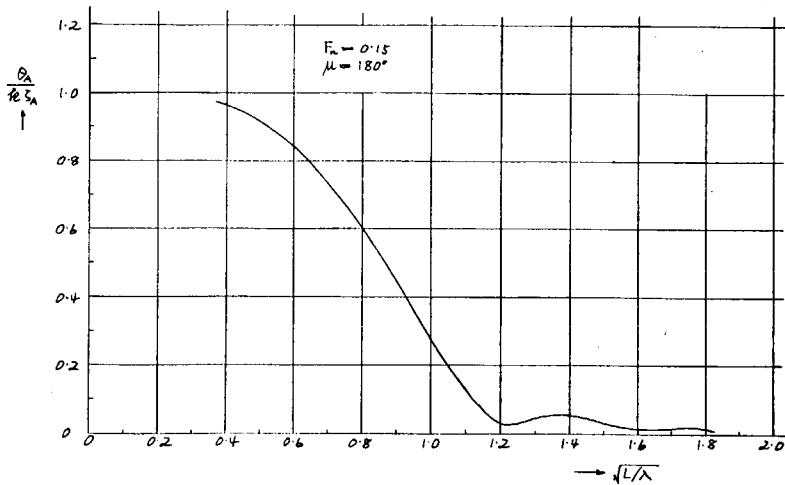


図 4.7.15 縦揺れの応答関数

かし、応力計算は図 4.7.11 のようにやせを考へない計算モデルについて行うことにしてるので、あまり前方の変動圧力をとると実状に合わなくなる。このようなことから変動圧力を求める位置を square station no. 8 とすることにする。この断面における船体表面変動水圧の振幅 p_A を $\rho g \zeta_A$ で除して無次元化した値 $\bar{p}_A \equiv p_A / (\rho g \zeta_A)$ の分布及びこの変動水圧の位相角の分布を図示するとそれぞれ図 4.7.18 及び図 4.7.19 のようになる。

また (4.7.9)式で定義される

$\bar{p}_{ec}(s)$ 及び $\bar{p}_{es}(s)$ の分布は図 4.7.20 及び図 4.7.21 のようになる。(4.7.6)式及び(4.7.8)式より、 $\bar{p}_{ec}(s)$ 及び $\bar{p}_{es}(s)$ はそれぞれ $t = 0$ 及び $t = \frac{3\pi}{2}/\omega_E$ なる時刻における無次元化された船体表面水圧であることがわかる。

(3) 倉内荷油の変動圧力

今回は正面に向い波を対象としているので、4.7.2(1)(c) で述べた倉内荷油の変動圧力のうち上下方向の運動に基づく変動圧力 p_v のみが表われる。また考察の対象とする横桁リング位置では中央タンクは満載、船側タンクは空とする。

(4.7.16)式による \bar{p}_{vc} および \bar{p}_{vs} の分布を図示すると図 4.7.22 および図 4.7.23 のようになる。(4.7.12)式、(4.7.14)式および(4.7.15)式より \bar{p}_{vc} および \bar{p}_{vs} はそれぞれ $t = 0$ 及び $t = \frac{3\pi}{2}/\omega_E$ なる時刻における無次元化された変動圧力分布であることがわかる。

(4) 波浪曲げモーメント及び波浪剪断力の応答関数

(2)で求めた \bar{p}_{ec} 、 \bar{p}_{es} 及び(3)で求

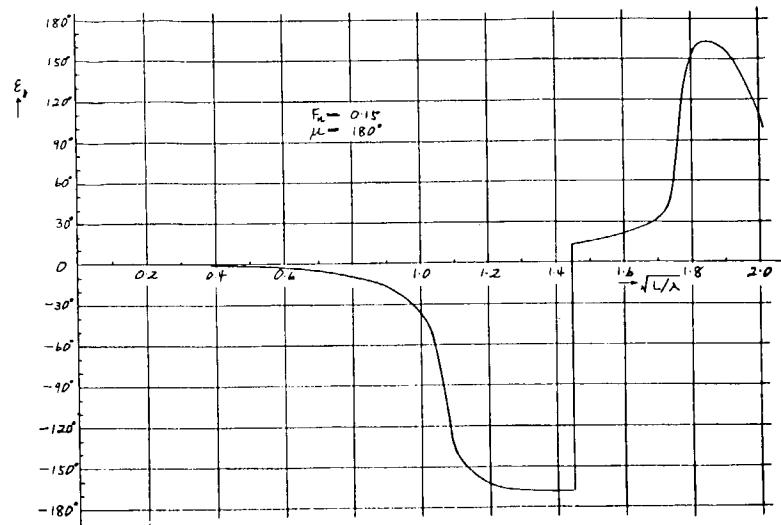


図 4.7.16 上下揺れの位相角

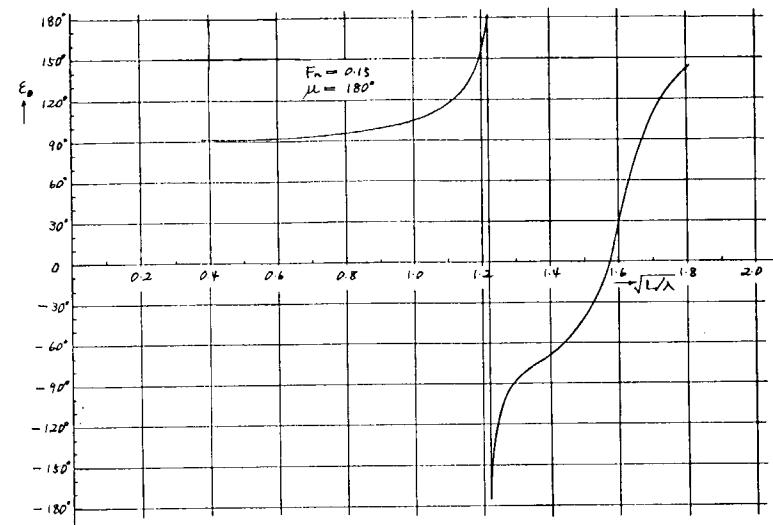


図 4.7.17 縦揺れの位相角

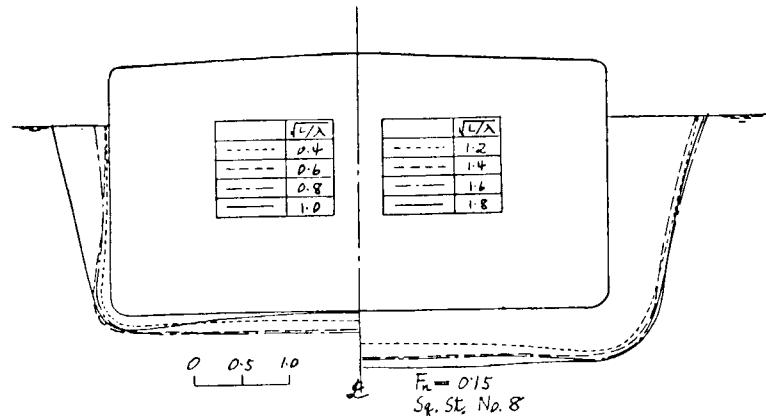


図 4.7.18 $\bar{p}_A \equiv p_A / (\rho g \zeta_A)$ の分布 ($\mu = 180^\circ$)

めた p_{vc} , p_{vs} を (4.7.32) 式に従って重ね合わせ、得られた外力 \bar{p}_c 及び \bar{p}_s を図 4.7.11 のような計算モデルに加える。その結果求められた各部材の曲げモーメントを無次元化したものを図 4.7.24 及び図 4.7.25 に示す。無次元化の際用いるスパンの基準値 ℓ の値としては種々のとり方が考えられるが、ここでは船側タンクの幅 b_w をスパンの基準値とすることにする。図 4.7.24 の \bar{M}_c は \bar{p}_c に、図 4.7.25 の \bar{M}_s は \bar{p}_s に対応する無次元化された曲げモーメントであって、それぞれ時刻 $t = 0$ 及び $t = \frac{\pi}{2} / \omega_E$ における値である。

次に \bar{M}_c 及び \bar{M}_s を合成して \bar{M}_A ($= \sqrt{\bar{M}_c^2 + \bar{M}_s^2}$) を求めると図 4.7.26 のようになる。これは各点における波浪曲げモーメントの無次元値の 1 出会周期間での最大値を結んだものである。換言すれば \bar{M}_A は各点の無次元化された波浪曲げモーメントの片振幅であり、波浪曲げモーメントの応答関数である。図 4.7.26 に示す特定点 A, B, C 及び D における \bar{M}_A を、横軸に波長に関するパラメタ $\sqrt{L/\lambda}$ をとって表わすと図 4.7.27 のようになる。

同様に \bar{p}_c 及び \bar{p}_s に対応する無次元化された剪断力 \bar{F}_c 及び \bar{F}_s を図 4.7.28 及び図 4.7.29 に、また \bar{F}_c 及び \bar{F}_s を合成して求められる波浪剪断力の応答関数 F_A ($= \sqrt{\bar{F}_c^2 + \bar{F}_s^2}$) の分布を図 4.7.30 に示す。また図 4.7.30 に示す特定点 A, B, C, E, F 及び G における \bar{F}_A を、横軸に $\sqrt{L/\lambda}$ をとって表わすと図 4.7.31 のようになる。

なお図 4.7.27 及び図 4.7.31 には、本船の場合 ($L = 304 m$), $\sqrt{L/\lambda}$ に対応する ω の値も併記してある。

(5) 波浪曲げモーメント及び波浪剪断力の標準偏差

(4.7.43) 式による波浪曲げモーメント及び波浪剪断力の標準偏差無次元値 \bar{R}_M 及び \bar{R}_F を、横軸に $\sqrt{L/\lambda}_e$ をとつて図示すると図 4.7.32 及び図 4.7.33 のようになる。ここで λ_e は考へている海面の平均波周期 T と等しい波周期をもつ規則波の波長であつて次式で与えられる。

$$\lambda_e = \frac{g T^2}{2\pi} \quad \dots \quad (4.7.62)$$

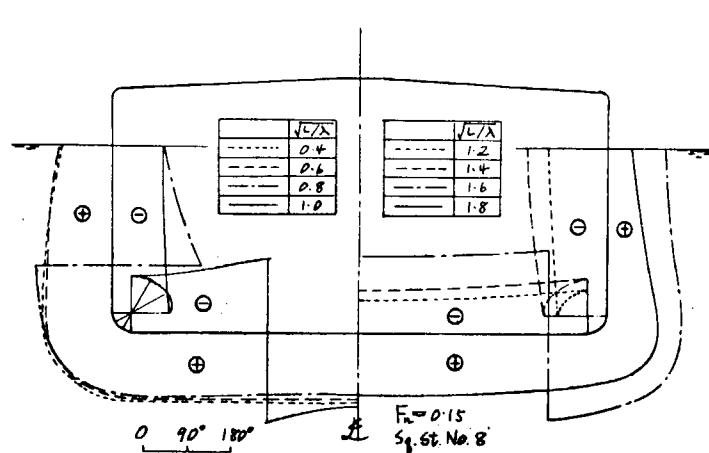


図 4.7.19 ϵ_p の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

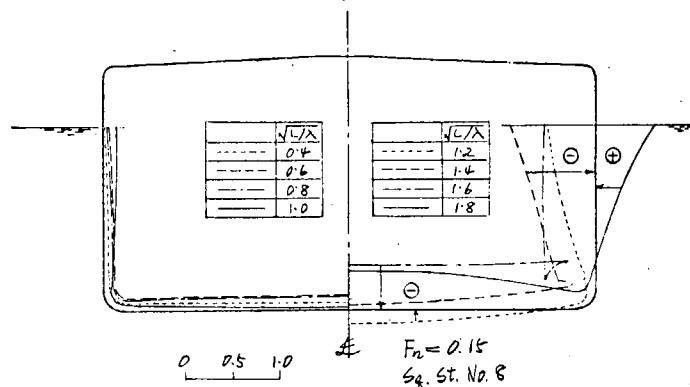


図 4.7.20 $\bar{p}_{ec} = \bar{p}_A \cos \epsilon_p$ の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

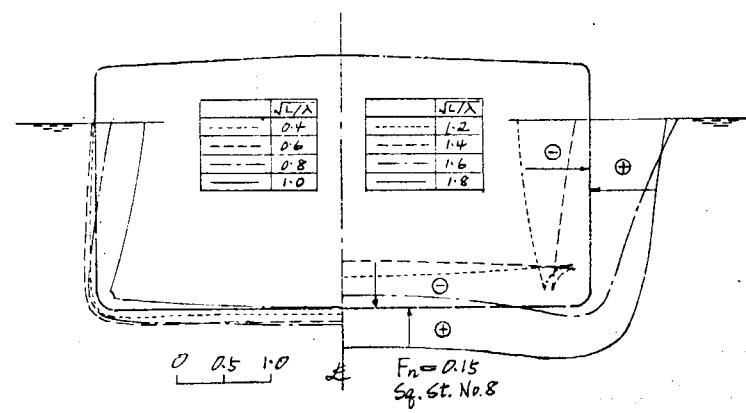


図 4.7.21 $\bar{p}_{es} = \bar{p}_A \sin \epsilon_p$ の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

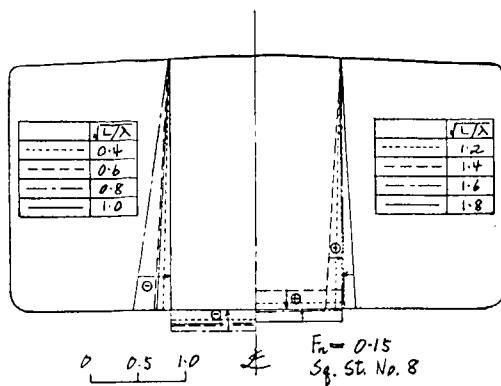


図 4.7.22 \bar{p}_{vC} の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

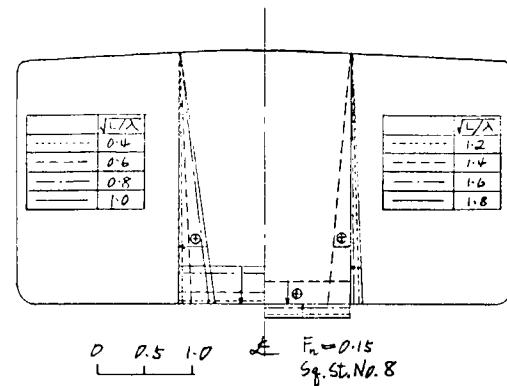


図 4.7.23 \bar{p}_{vs} の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

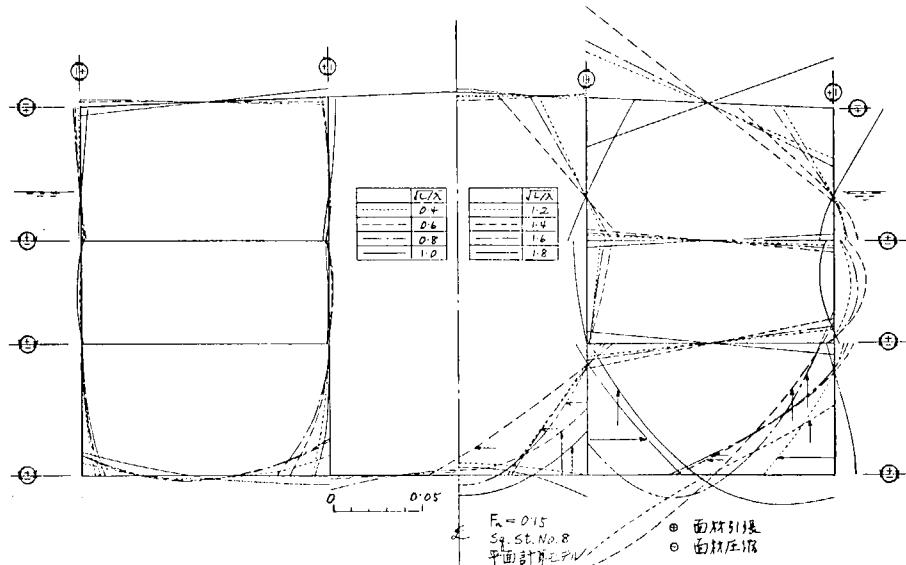


図 4.7.24 $\bar{M}_c \equiv M_c / (\rho g \zeta_A S b w^2)$ の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

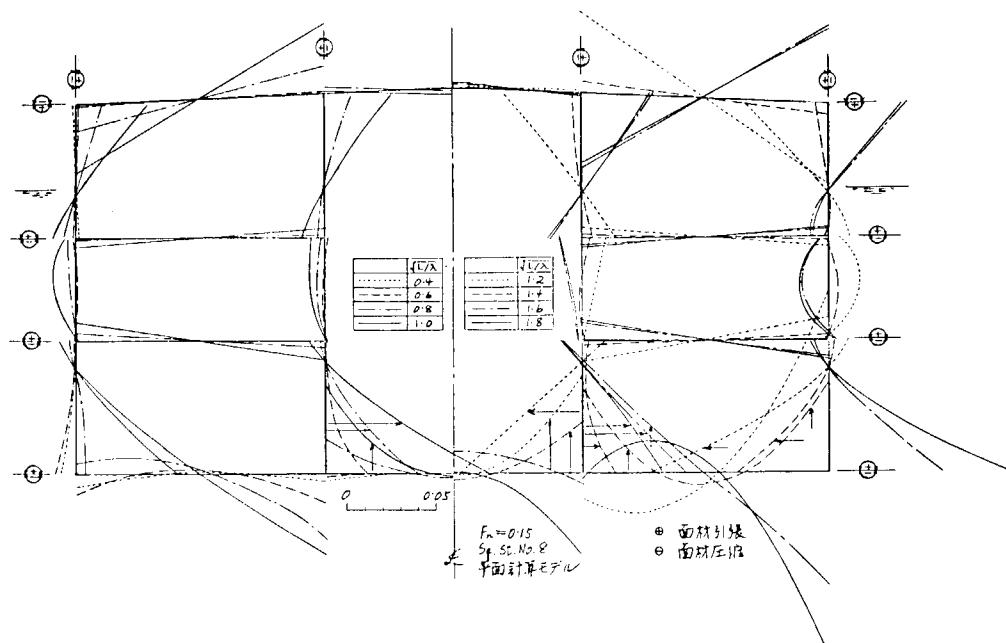


図 4.7.25 $\bar{M}_s \equiv M_s / (\rho g \zeta_A S b w^2)$ の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

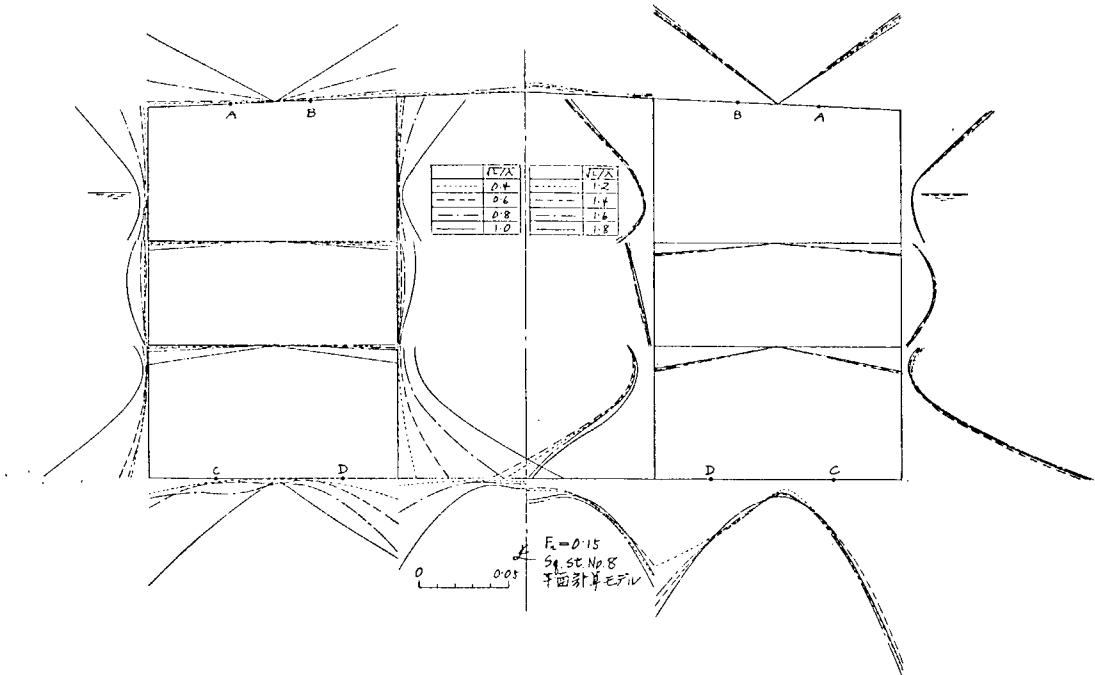


図 4.7.26 $\bar{M}_A \equiv M_A / (\rho g \zeta_A S bw^2)$ の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

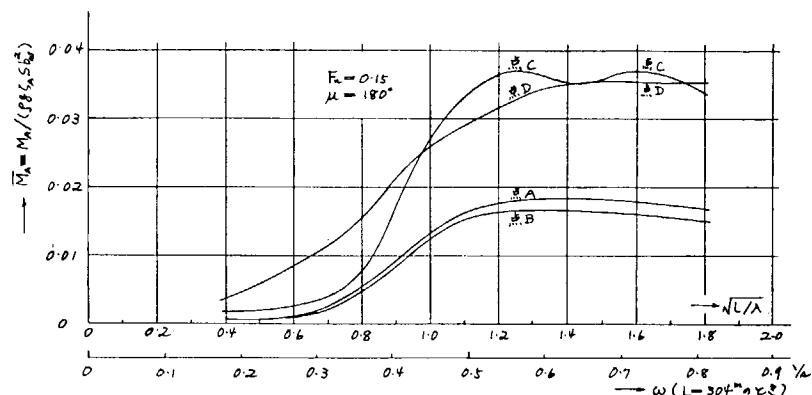


図 4.7.27 横横リングの特定点における波浪曲げモーメントの応答関数

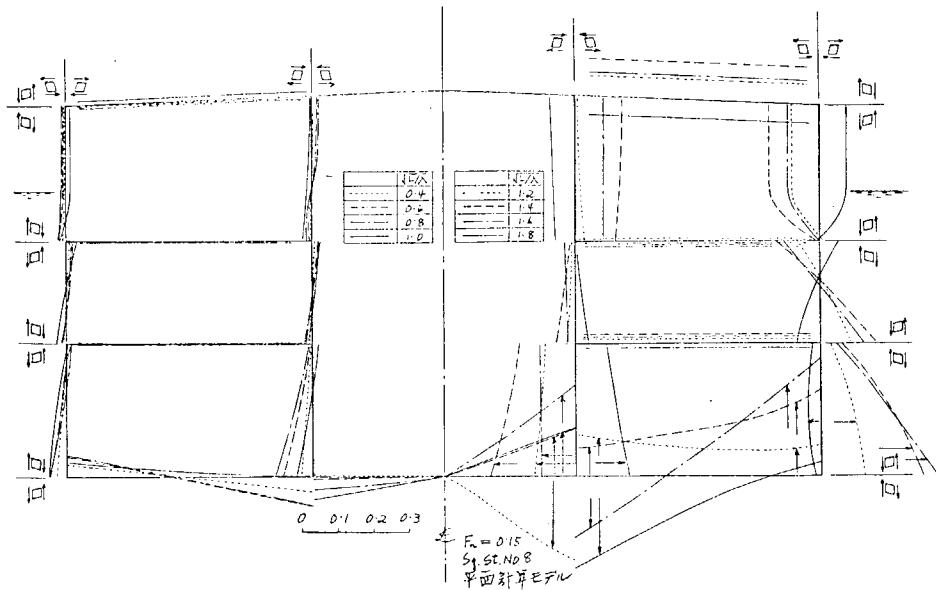


図 4.7.28 $\bar{F}_c \equiv F_c / (\rho g \zeta_A S bw)$ の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

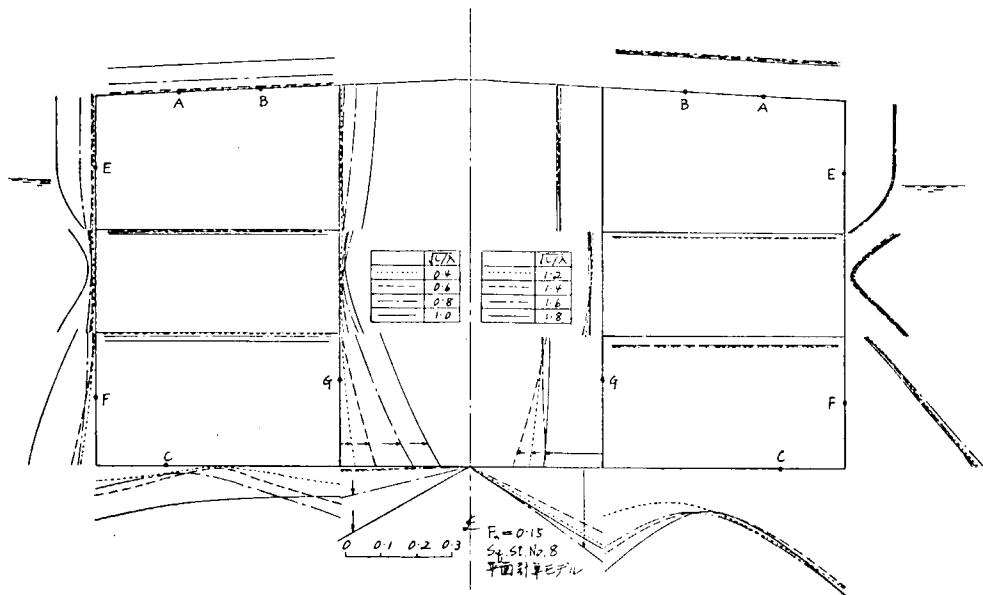


図 4.7.29 $\bar{F}_s \equiv F_s / (\rho g c_A S b_w)$ の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

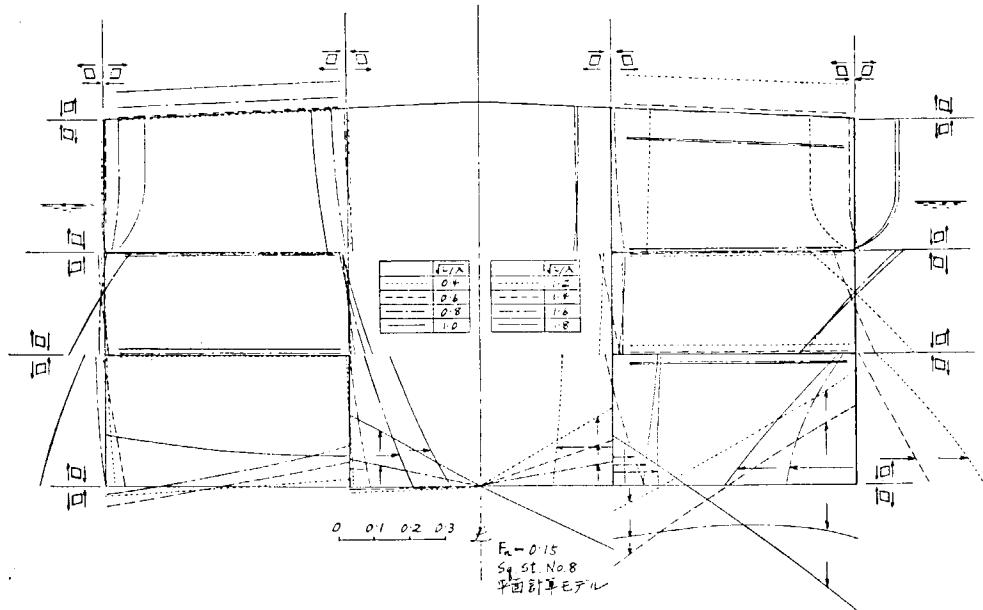


図 4.7.30 $\bar{F}_A \equiv F_A / (\rho g c_A S b_w)$ の分布 ($\mu = 180^\circ$ のとき)

図 4.7.32 及び図 4.7.33 には本船の場合に ($L = 304 m$) , $\sqrt{L/\lambda_e}$ に対応する T の値も併記してある。

なお今回は \bar{R}_M 及び \bar{R}_F のものとなる応答関数 \bar{M}_A 及び \bar{F}_A は $\sqrt{L/\lambda} = 0.4 \sim 1.8$ に対して求めたが、図 4.7.27 及び図 4.7.31 からわかるように \bar{M}_A 及び \bar{F}_A は $\sqrt{L/\lambda} = 1.8$ においてはまだ一定値に収束していない。従って (4.7.43) 式の積分を行って \bar{R}_M 及び \bar{R}_F を求めるには $\sqrt{L/\lambda} > 1.8$ の範囲の \bar{M}_A 及び \bar{F}_A が必要となる。このような短波長に対しては応答関数を求めるべくストリップ法を適用すること自体に種々問題があるようであるので、今回は大胆ではあるが、 \bar{M}_A 及び \bar{F}_A はいずれも $\sqrt{L/\lambda} = 1.8$ における値より $\sqrt{L/\lambda}$ に対して直線的に減少するものとし、 $\sqrt{L/\lambda} = 4.4$ で 0 になるような分布形を仮定した。このため T が 6 sec 位より小さい範囲では図 4.7.32 の \bar{R}_M 及び図 4.7.33 の \bar{R}_F に多少の誤差が含まれていると思われる。ただ長期予測結果は \bar{R}_M , \bar{R}_F の最大値及びそれに対する横軸の値でほぼきまってしまうので、この誤差による影響はあまり受けないと考えられる。

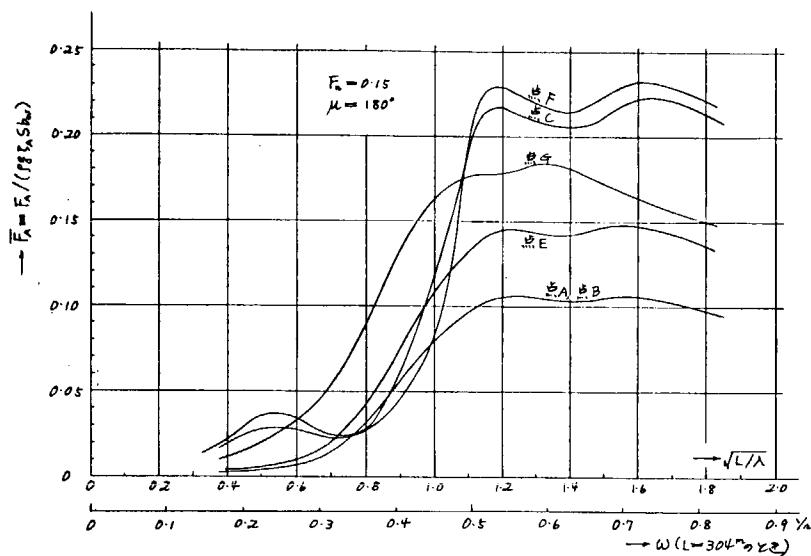


図 4.7.3.1 横桁リングの特定点における波浪剪断力の応答関数

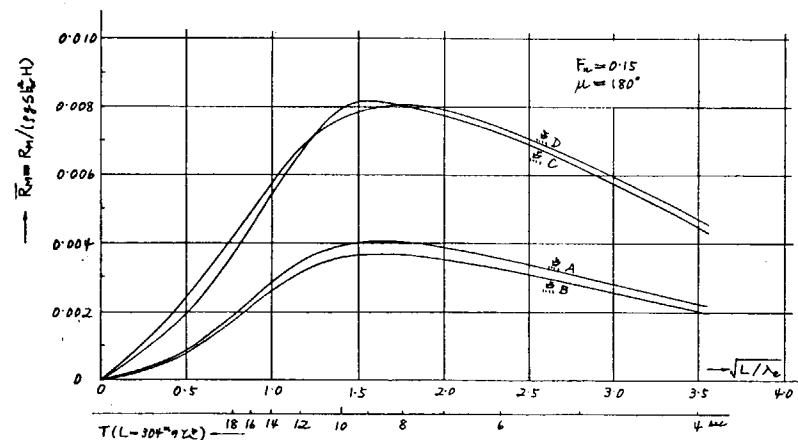


図 4.7.3.2 横桁リングの特定点における、波浪曲げモーメントの標準偏差無次元値

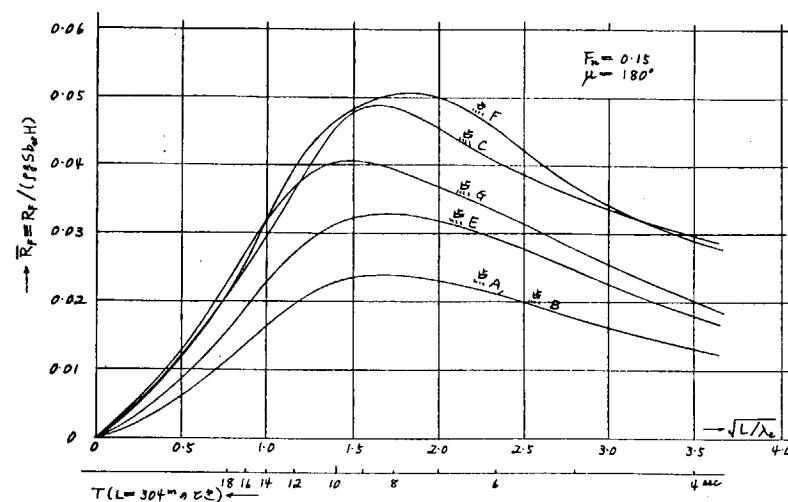


図 4.7.3.3 横桁リングの特定点における、波浪剪断力の標準偏差無次元値

(6) 波浪応力の長期予測結果

Walden の北大西洋における長期の波浪発現頻度資料^{3),4),5)} のうちWhole year 対するもの^{3),5)} を用いて、横桁リングの面材に生ずる波浪曲げ応力及びウェブの剪断応力の、累積確率 10^{-8} 対応する長期期待値を求める。と図 4.7.3.4 の船体中心線の左側のようになる。同図中に特定点 A, B, C, D, E, F 及び G (これらは図 4.7.2.6 及び図 4.7.3.0 中の点 A, B, C, D, E, F 及び G と同じ点である) における波浪応力と累積確率の関係を示すと図 4.7.3.5 のようになる。

これから次のことがわかる。すなわち、累積確率 10^{-8} 対応する波浪曲げ応力は点 A, B, C および D 付近が高くなり、その値は $8 \sim 10 \text{ kg/mm}^2$ のオーダーである。また同じ累積確率に対する波浪剪断応力は点 A, B, E, F 及び G 付近が高くなり、その値は $4 \sim 5 \text{ kg/mm}^2$ のオーダーである。

またすでに述べたように、今回の計算はすべて線型であると仮定しているが、実際には静水面付近より上方では船体表面水圧の非線型性の影響がある。この影響を考えると図 4.7.3.4 の船体中心線の左側の波浪応力の分布形状も甲板横桁及び船側横桁や縦隔壁横桁の上方では多少変ってくると思われる。

なお図 4.7.3.4 の船体中心線の右側には静水中の応力分布を示す。

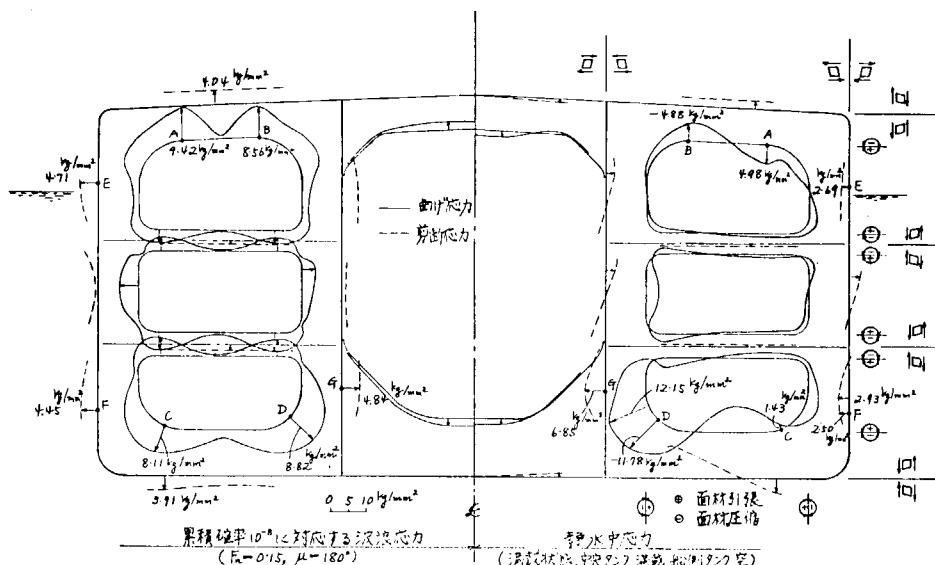


図 4.7.3.4 横桁リングに生ずる波浪応力の長期期待値及び静水中応力

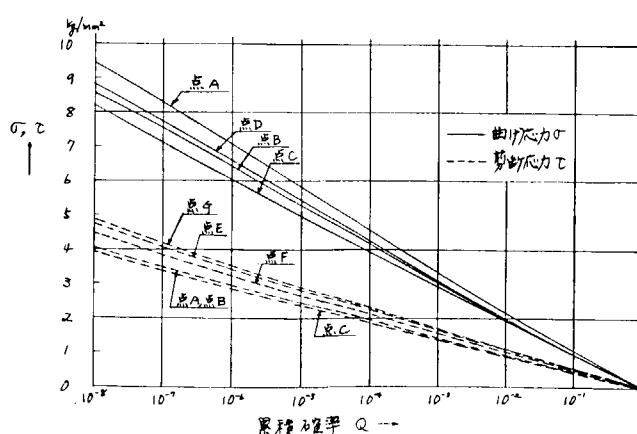


図 4.7.3.5 累積確率と特定点の応力の関係

(7) 等価規則波

(6)で正面向い波中を航行する場合の横桁リングの波浪応力の長期予測結果について述べたが、これと同じ応力を生ずる等価規則波を求めてみる。

まず波長 λ が船の長さ L に等しく、波高が 20 m の規則波中を航行する際、横桁リング内各点の波浪応力分布は図 4.7.3.6 の船体中心線の左側のようになる。これと図 4.7.3.4 に示す累積確率 10^{-8} に対応する波浪応力から、各点の等価波高を求めると図 4.7.3.6 の船体中心線の右側の分布図のようになる。換言すれば、横桁リング内各点の、累積確率 10^{-8} に対応する波浪応力は、波長が船長に等しく、波高が図 4.7.3.6 の船体中心線の右側の分布図の値に等しい規則波を航行する際生ずる波浪曲げ応力に等しい。図 4.7.3.6 より横桁リング各点の、累積確率 10^{-8} の波浪応力に対応する等価波高は概ね $30\sim40\text{ m}$ のオーダーであることがわかる。

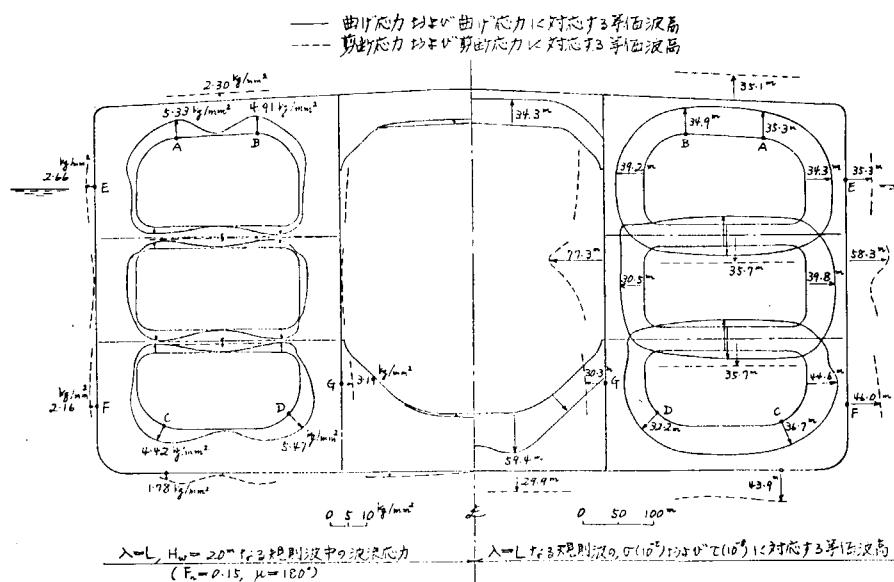


図 4.7.3.6 横桁リングに生ずる波浪応力の長期期待値に対応する等価規則波

(8) 今後の問題点

今回は横強度トータルシステム計算の手はじめとして、正面向い波に対する計算を行った。しかし横桁リングにとって過酷なのは正面波ではなく横波あるいは斜め波であるので、来年度はすべての方向の波についての計算を行うことをとしたい。

今回の検討に際しては、次のような仮定を設けている。

- 変動圧力は静水圧との和が負圧になり得ないという非線型があるが、今回はこれを無視し、すべて線型の取扱いをする。
- 変動水圧は静水面以下にのみ作用するものとし、静水面以上の点での変動水圧は無視する。
- 応力計算に際しては、縦部材間の相対変位を無視した図 4.7.11 のような平面モデルを考える。

これらの仮定の影響がどの程度であるかを把握する必要があるが、これについては 3 章に述べたようにこれらの仮定を設けない、より精密な計算を引き続き来年度以降実施していく予定なので、その結果を待って比較検討することとしたい。

また(5)に述べたように波浪曲げモーメント及び波浪剪断力の応答関数は $\sqrt{L/\lambda} = 1.8$ でも一定値に収束しないので、それより $\sqrt{L/\lambda}$ が大きい範囲の値も必要となるが、このような短波長に対してストリップ法を適用することに種々問題があるようである。この点に関して今後の研究が望まれる。

4.7.4 結 言

以上載荷重量 23 万トンタンカーについて正面向い波中で横枠リングに生ずる波浪応力の長期予測を行った。

今回の正面向い波に対する計算の結果、累積確率 10^{-8} に対応する波浪曲げ応力は、高いところで $8 \sim 10 \text{ Kg/mm}^2$ 、波浪剪断応力は $4 \sim 5 \text{ Kg/mm}^2$ のオーダーであることがわかった。またこれと同じ応力を生ずる等価規則波は波長が船長に等しく、波高が $30 \sim 40 \text{ m}$ 程度の波であることが判明した。

来年度はすべての方向の波に対して同様の計算を行う予定である。

参 考 文 献

- 1) 福田淳一・永元隆一・小沼守・高橋実

波浪中の船体運動および模強度に関する理論計算

日本造船学会論文集第 129 号 昭和 46 年 6 月

- 2) 西牧興・原洋一・榎原憲治・松石正克・堀徹

標準ユニット法による船体局部強度解析

日立造船技報第 31 卷第 2 号 昭和 45 年 5 月

- 3) 福田淳一 長期の波浪曲げモーメント異常値の傾向について

日本造船学会論文集第 123 号 昭和 43 年 6 月

- 4) 福田淳一 波浪中の船の Deck Wetness に関する長期予測

日本造船学会論文集第 124 号 昭和 43 年 12 月

- 5) 福田淳一 応答の統計的予測

日本造船学会耐航性シンポジウムテキスト 昭和 44 年 7 月

5. 部材の重要性と安全率（三菱重工業）

5.1 まえがき

これまでの船体構造設計は、静水中において船体に作用する荷重を主体とし、これに波浪変動圧の期待値を加えてこれを設計荷重として構造解析を行い、得られた応力を横強度実船実験あるいは実船損傷例等の解析から設定した許容応力と比較検討することにより設計を行っているのが実状である。これまでの理論解析結果と損傷例との対比により、構造どの部分が重要であるか、現計算法の下で、どの程度の安全率を見込めばよいか、などについては経験工学的に求めてきている。しかしながら更にこれらについての合理的な設定が必要と考えられるため、なお検討が続けられている。

一方、最近の研究により船体に作用する荷重及び応答解析の精度が高まり、現象の解明がより定量化してきているので、各規則波中における時々刻々の応力を求め、これから更に合理的な強度判定規準を設定する事が試みられようとしている。

本章では、その初步的な研究として横桁リングの応力が波浪中でどの様に変化するかを調べるため、前年度に縦強度トータルシステムの計算を行った 20 万トンのタンカーについて、代表的な規則波中すなわち正面向波及び真横波中における船体運動計算結果を用いて、波浪及び槽内荷油の位相差を考慮した荷重を求め横桁リングの応力解析を行い、波浪中で応力がどの様に変化するか、傾向を求めてみたので、これらについて報告する。

5.2 計算法

横桁リングに作用する荷重として、船体表面は波浪変動圧力と Rolling による傾斜を考慮した静外圧を、また槽内圧力としては Rolling による傾斜を考慮した静内圧に船体の上下及び水平加速度によって生じる荷油の慣性力を動圧として加味している。Heave, Pitch, Roll などの船体運動成分及び波浪変動圧の相互の位相差を考慮して、任意の Wet において横桁リングの各部に作用する圧力を求めたあと、平面骨組構造としての応力解析を行う。応力解析は左右舷非対称な荷重が作用するので、両舷分の構造を対象とし、簡単のため相対たわみは無視している。またコーナ部の応力はくさび法により求める。

5.3 計算条件

表 5.3.1 は、供試船の主要目を、また図 5.3.1 は横桁リングの形状及び寸法を示したものである。表 5.3.2 は計算条件をまとめたものである。この表中船体運動及び波浪変動圧は Full Load Condition におけるものであり波浪変動圧が最も厳しくなる。正面向波の場合は F P より 0.15 L 及び真横波の場合は MIDSHP 位置における値である。また積付条件は、Center Tank Full ($r = 0.85$) , Wing Tank Empty, Draft = 19 m ($r = 1.025$) の状態を想定した。

また船と波との相対関係については、正面向波の場合、波の山が船の長さの中央、また真横波の場合には波の山が船体中心線上にあるときを $t = 0$ にとり、 $\omega_e = 0 \sim 2\pi$ (ω_e : 波との出会い円周波数) 間を調査した。

表 5.3.1 供試船の主要目

LENGTH BETWEEN PERPENDICULARS (L)	310.00 m
BREADTH MOULDED (B _o)	48.71 m
DEPTH MOULDED (D)	24.50 m
DRAUGHT MOULDED (d _o)	19.00 m
DISPLACEMENT (W) (FULL LOAD)	250,536t
BLOCK COEFFICIENT (C _B)	0.8519
MIDSHIP COEFFICIENT (C _M)	0.9947
WATER PLANE AREA COEFFICIENT (C _w)	0.9031
CENTRE OF GRAVITY FROM MIDSHIP (X _G)	10.26 m
CENTRE OF GRAVITY BELOW WATER LINE (z _G)	5.47 m
METACENTRIC RADIUS (GM)	6.28 m
LONGITUDINAL GYRADIUS (K _L)	0.2494L
TRANSVERSE GYRADIUS (K _T)	0.3231B _o
ROLLING PERIOD (T _R)	14.0 sec.

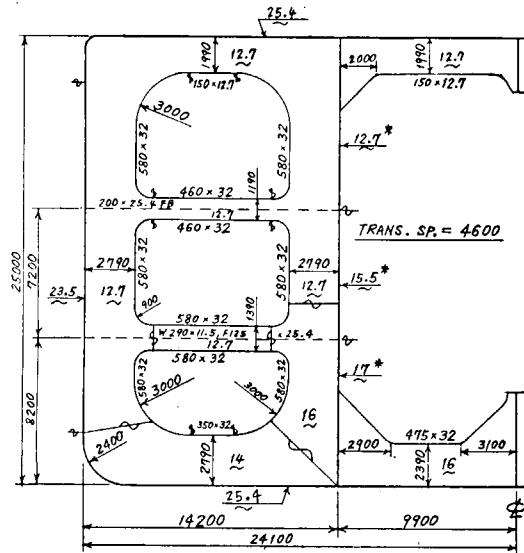
図 5.3.1 横横リングの形状および寸法
(*印の板厚は代表値)

表 5.3.2 計 算 条 件

規則波の種類		正面向波		真横波	
√L/h		1.0		1.2	
フレード数		0.15		0.15	
波高(m)		10.0		10.0	
船体運動データ		振幅	位相(DEG)	振幅	位相(DEG)
HEAVE	2.30m	-97.7	5.47m	-61.9	
SWAY	-	-	2.73m	-83.0	
SURGE	-	-	0.0	0.0	
PITCH	3.05°	178.1	1.10°	-2.8	
ROLL	-	-	9.41°	120.9	
YAW	-	-	0.31°	-69.6	
波浪変動圧 (図5.3.2参照)	位置	振幅(±/m²)	位相(DEG)	振幅(±/m²)	位相(DEG)
1	12.25	159.5	13.182	103.3	
2	11.25	158.0	12.71	105.	
3	10.35	156.5	12.095	107.	
4	9.0	154.0	11.275	109.	
5	6.35	149.0	8.661	112.	
6	4.25	142.5	5.843	115.	
7	3.55	137.5	4.10	117.9	
8	3.10	134.0	3.024	120.	
9	2.95	132.0	2.25	123.	
10	2.90	131.0	1.737	130.	
11	9と同じ		1.23	132.6	
12	8 "		0.974	161.1	
13	7 "		0.82	-168.	
14	6 "		0.974	-137.5	
15	5 "		1.076	-124.5	
16	4 "		1.025	-130.	
17	3 "		0.974	-144.	
18	2 "		0.999	-145.5	
19	1 "		1.148	-141.1	

上表註、 1) 船体運動データは船の重心位置におけるもの

2) 波浪変動圧は正面向波は $8\frac{1}{2}$ SECTION,

真横波 MIDSIP 位置におけるもの

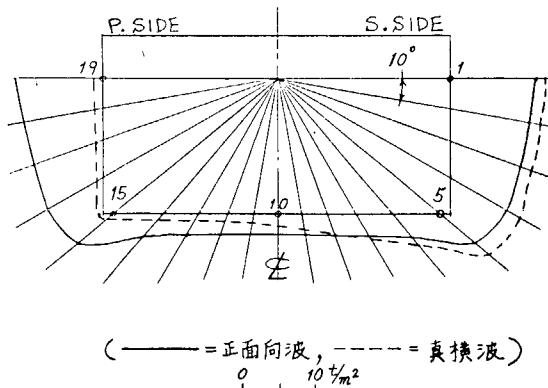


図 5.3.2 波浪変動圧力計算点

5.4 計算結果

(1) 正面向波の場合

(a) 横桁リングに作用する荷重

図 5.4.2 は $\omega et = 0 \sim 7\pi/4$ のときの荷重分布図を示したもので、図中の実線は動圧を考慮したもの、点線は静水中の圧力分布である。図 5.4.3 は主要点の圧力の時間的変化を示したもので、実線は船側外板の下端または点線は縦通隔壁の下端における槽内圧力である。図 5.4.4 は船体運動加速度によって荷油に生ずる動圧の時間的変化を中心タンクの底部について調べたもので、その振幅は最大 4.5 t/m^2 である。

(b) 横桁リングの主要点の応力の時間的変化

図 5.4.5 は図 5.4.1 に示した応力計算位置の応力の時間的な変動を示したもので、同図の上段の図は部材力を示し、記号 P, S 及び M はそれぞれ軸力 (t),せん断力 (t) 及び曲げモーメント (t - m) であり、図中に静水時の部材力 (SW) を併記した。

また、同図の下段の図の実線は面材の直応力であり、点線はウェブの平均せん断応力である。図中①は内外圧の変動圧力を考慮したもの②は波浪変動圧力を考慮しているが、槽内荷油については静水圧 (Rollingによる静水圧の変化も無視) のみ考慮した場合、また SW は内外圧とも静水時のものである。図 5.4.6 は図 5.4.1 に示すコーナ部主要点の応力を示したもので、①, ②及び SW の意味は図 5.4.5 の場合と同様である。

(2) 真横波の場合

(a) 横桁リングに作用する荷重

図 5.4.7 は、荷重分布図を示したもので、点線は静水時の荷重、実線は内外動圧を考慮したもの、また鎖線は実線のうち左右舷対称な荷重成分を示す。

図 5.4.8 は船側外板の下端の圧力を、また図 5.4.9 は縦通隔壁下端の荷油内圧の時間的変化を調べたものあり、図中 SYM はこれらの荷重のうち左右舷対称成分を示す。

図 5.4.10 は船体運動加速度による荷油の動圧 (慣性力) の大きさを、中央タンク底部について示したもので、点線は水平加速度によって生じる荷油動圧を示したものである。図から明らかな様にこの圧力の最大振幅は約 4 t/m^2 である。

(b) 横桁リングの主要点の応力の時間的変化

図 5.4.11 は図 5.4.1 に示した計算点の応力の時間的変化を示したもので、図示方法は図 5.4.5 と同様とした。

図 5.4.12 は図 5.4.1 に示すコーナ部主要点の応力を示したもので、図示方法は図 5.4.6 と同様である。

5.5 考 察

前項に示した計算結果から次のことがいえる。

(1) 横枠リングに作用する荷重

- 波浪変動圧は船側外板下端点で、その最大片振幅は正面向波の場合で約 6.5 t/m^2 (図 5.4.3)，また真横波の場合約 8.5 t/m^2 (図 5.4.8) 程度である。
- 槽内内圧の変動圧力は縦通隔壁下端点で、その最大片振幅は正面向波の場合で約 4.5 t/m^2 (図 5.4.3)，また真横波の場合約 5.5 t/m^2 程度 (図 5.4.9) である。
- 船体運動加速度によって荷油に生じる動圧は、中央タンク底部において正面向波の場合その片振幅は 4.4 t/m^2 (図 5.4.4)，また真横波の場合 3.5 t/m^2 程度 (図 5.4.10) である。なお、真横波の場合船体水平加速度によって生じる動圧を図 5.4.10 の中に点線で示しているが、この影響は小さい。
- 波浪圧力及び槽内圧力は同一の ω_{et} において両者が共に最大となっており、両者の位相差は見られない。(図 5.4.3, 図 5.4.8 及び図 5.4.9)

(2) 横枠リングに生じる応力

(a) 発生応力の変動モード

表 5.5.1 は横枠リング主要点の発生応力の時間的変化を次の 4 段階にクラス分けしたものである。

- 変動のモードが正弦波的で STILL WATER 時の応力レベルを中心としている。
- 正弦波的であるが、STILL WATER 時の応力レベルから若干偏心したレベルを中心として変動している。
- 上記 2 で偏心の大きいもの。
- 変動モードが非線型的である。

この表から次のことがいえる。

- 真横波の場合は全般的に正面向波の場合に比べ、STILL WATER 時の発生応力レベルから若干ずれた応力レベルを中心として上下に変化しているが、これは Rolling による静的傾斜の影響が表われているためと思われる。
- 船底に近い部材ほど正弦波的であり、変動の中性軸も STILL WATER 時の発生応力レベルに近いが、甲板に近く部材ほど、中性軸と STILL WATER 時の応力レベルの偏心が大きくなり、非線形的傾向も顕著となる。
- 上記(iii)は一般的な傾向であるが、船側横枠および縦通隔壁下端部 (5-4 および 9-4) の曲げモーメントが非線形的である。これは本計算で船側横枠及び縦通隔壁下端点の上下方向変位を拘束したことが考えられる。

(b) 槽内動圧の有無による影響

本計算では船体運動加速度によって槽内荷油に生じる動圧を考慮しているが、この影響を無視したときの発生応力を比較した。

正面向波の場合は応力差は $1 \sim 2 \text{ Kg/mm}^2$ 程度でそれほど大きくない。また真横波の場合も $1 \sim 3 \text{ Kg/mm}^2$ 程度の差である。また、(1)で述べた様に一部を除き、外圧と内圧は cancel する場合の方が多く、内圧の変動を無視し、外圧のみを考慮した従来の計算の方が、シビアとなる。

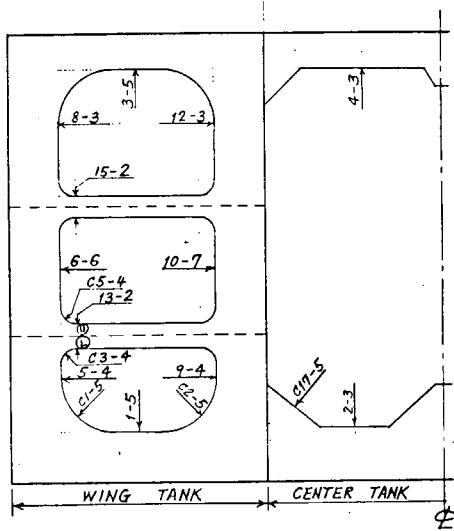


図 5.4.1 応力計算点

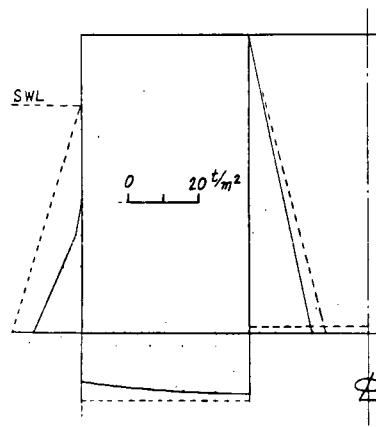


図 5.4.2 (a) 荷重分布図(正面向波, $\omega e t = 0$)

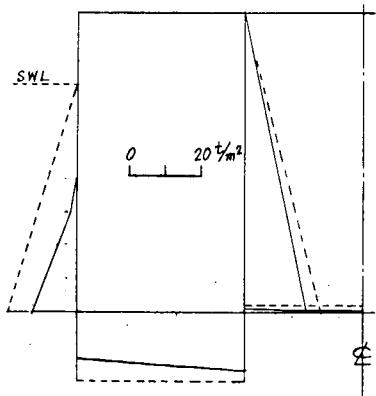


図 5.4.2 (b) 荷重分布図(正面向波, $\omega e t = \pi/4$)

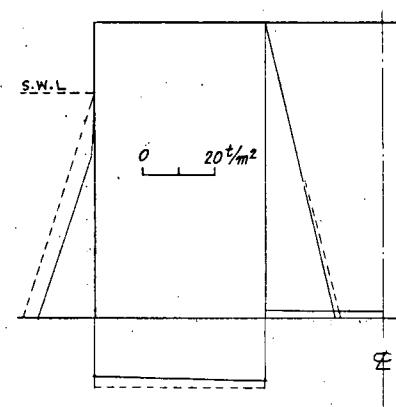


図 5.4.2 (c) 荷重分布図(正面向波, $\omega e t = \pi/2$)

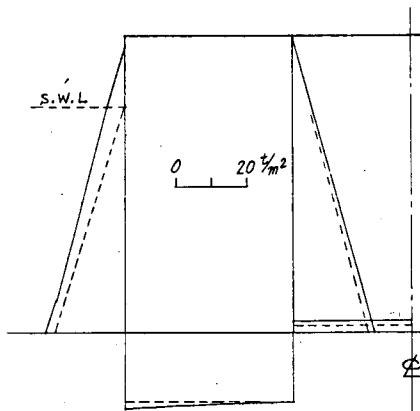


図 5.4.2 (d) 荷重分布図(正面向波, $\omega e t = 3\pi/4$)

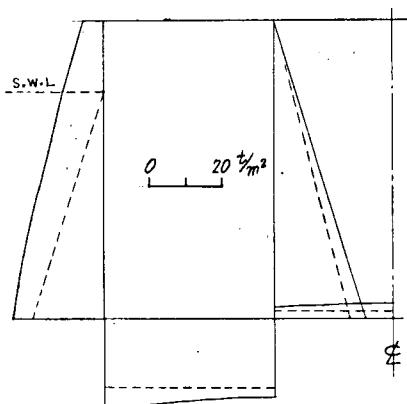


図 5.4.2 (e) 荷重分布図(正面向波, $\omega e t = \pi$)

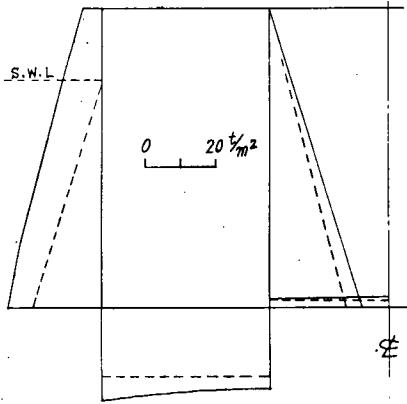


図 5.4.2 (f) 荷重分布図(正面向波, $\omega e t = 5\pi/4$)

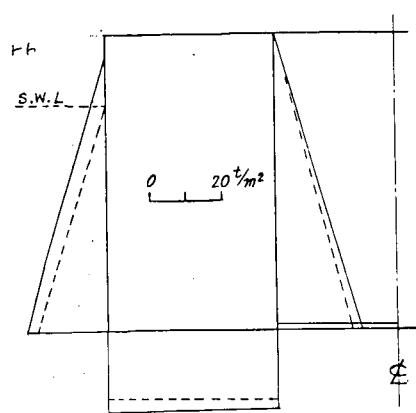


図 5.4.2 (g) 荷重分布図(正面向波, $\omega_e t = 3\pi/2$)

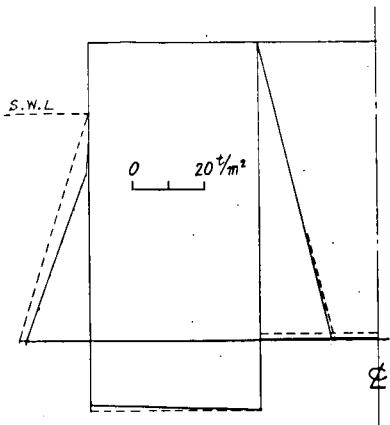


図 5.4.2 (h) 荷重分布図(正面向波, $\omega_e t = 7\pi/4$)

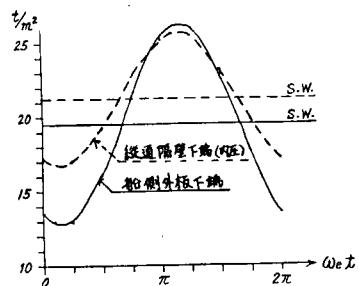


図 5.4.3 主要点の圧力(正面向波)

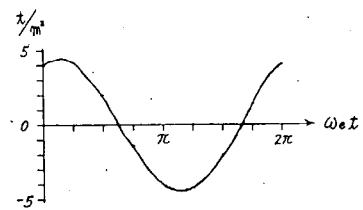


図 5.4.4 船体運動加速度による荷油の動圧
(中央タンク底部, 正面向波)

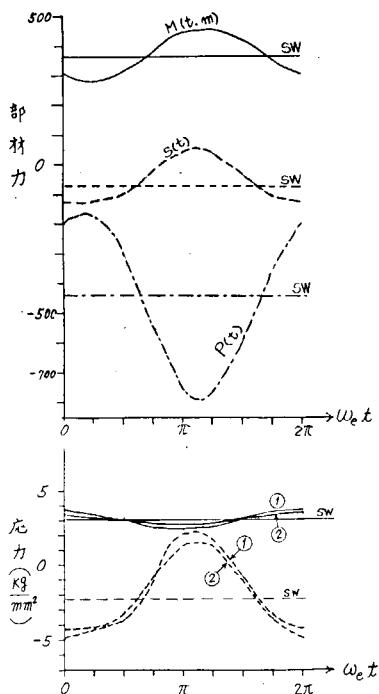


図 5.4.5 (a) 1-5 (正面向波)

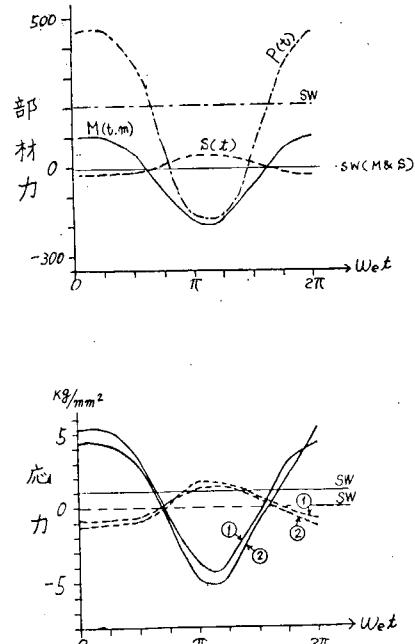


図 5.4.5 (b) 2-3 (正面向波)

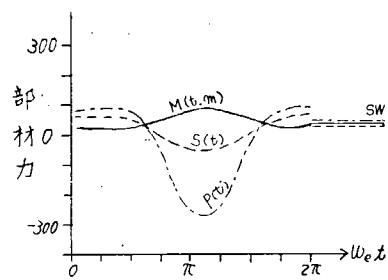


図 5.4.5 (c) 3-5 (正面波)

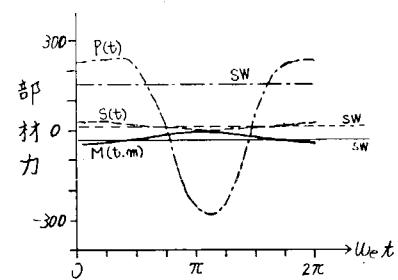


図 5.4.5 (d) 4-3 (正面波)

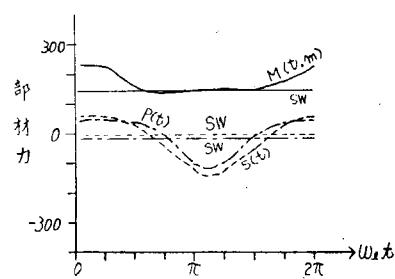


図 5.4.5 (e) 5-4 (正面波)

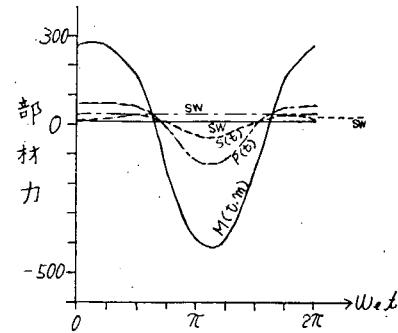


図 5.4.5 (f) 6-6 (正面波)

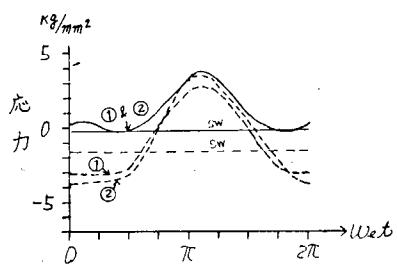
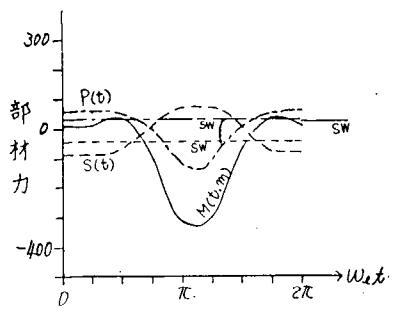
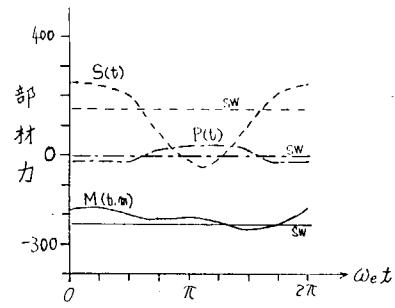
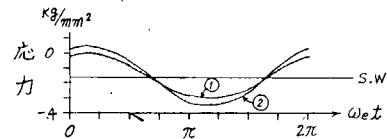


図 5.4.5 (g) 8 - 3 (正面向波)



b) 部材力



a) 部材応力

図 5.4.5 (h) 9 - 4 (正面向波)

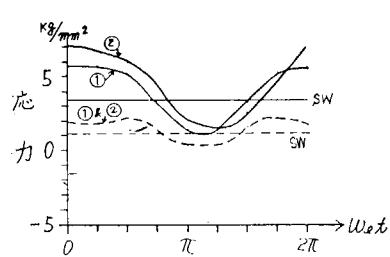
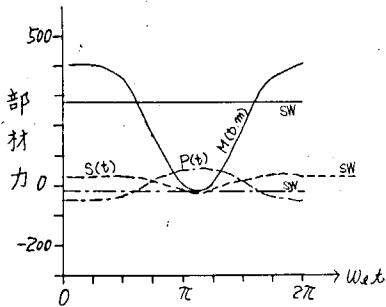


図 5.4.5 (i) 10 - 7 (正面向波)

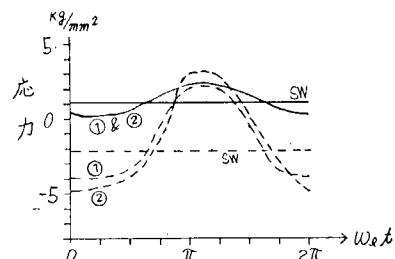
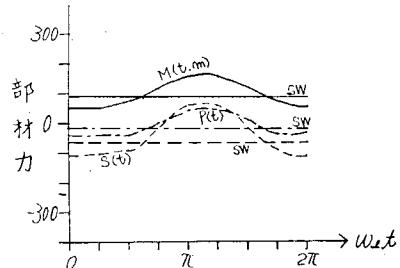


図 5.4.5 (j) 12 - 3 (正面向波)

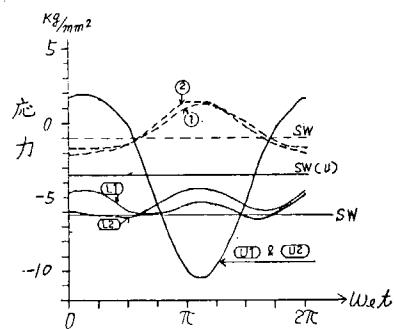
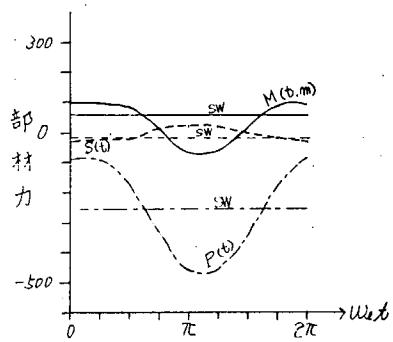


図 5.4.5 (k) 13-2 (正面向波)

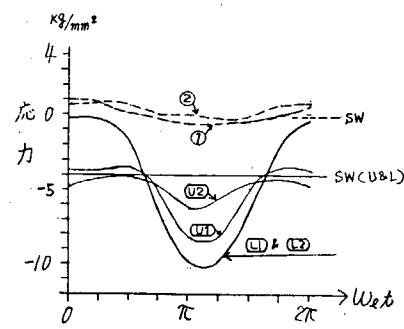
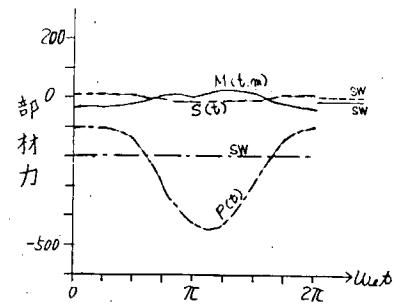


図 5.4.5 (l) 15-2 (正面向波)

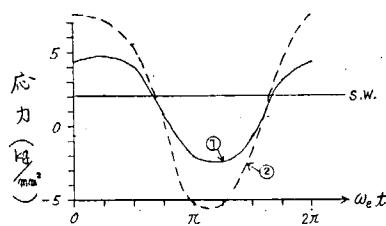


図 5.4.6 (a) C17-5 (正面向波)

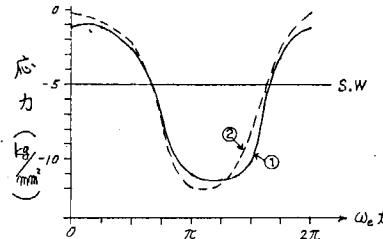


図 5.4.6 (b) C1-5 (正面向波)

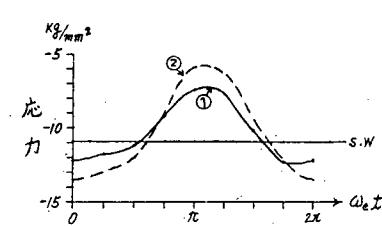


図 5.4.6 (c) C2-5 (正面向波)

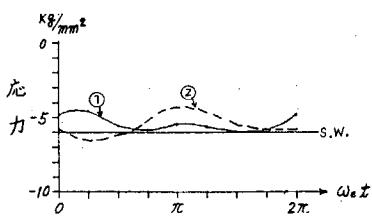


図 5.4.6 (d) C3-4 (正面向波)

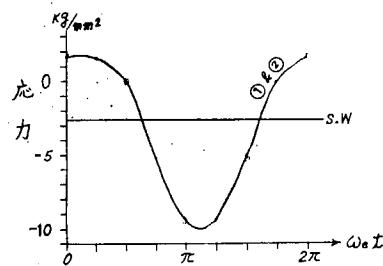


図 5.4.6 (e) C5-4 (正面向波)

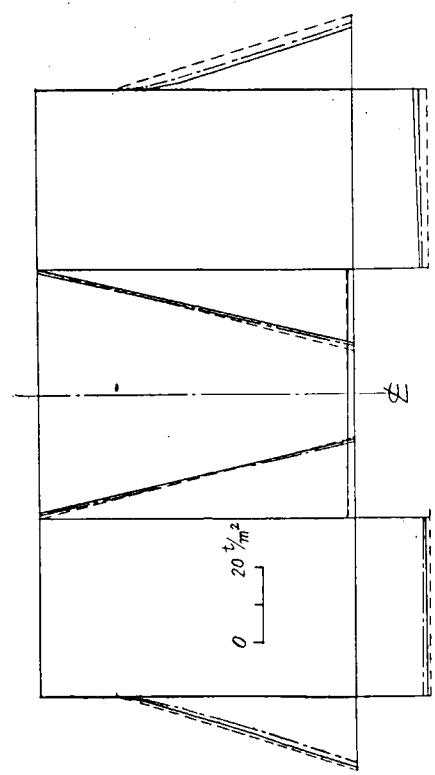


图 5.4.7 (a) 荷重分布図 (真横波, $\omega et = 0$)

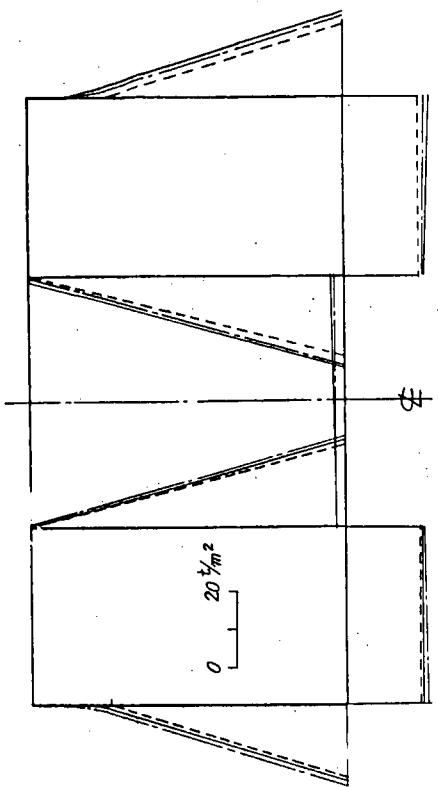


图 5.4.7 (c) 荷重分布図 (真横波, $\omega et = \pi$)

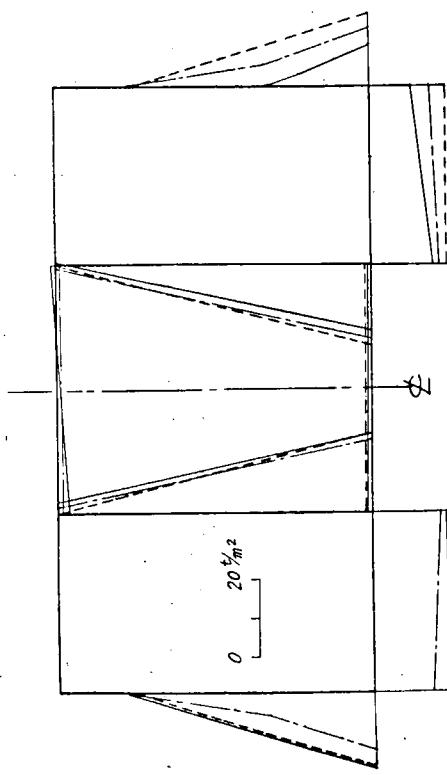


图 5.4.7 (b) 荷重分布図 (真横波, $\omega et = \pi/2$)

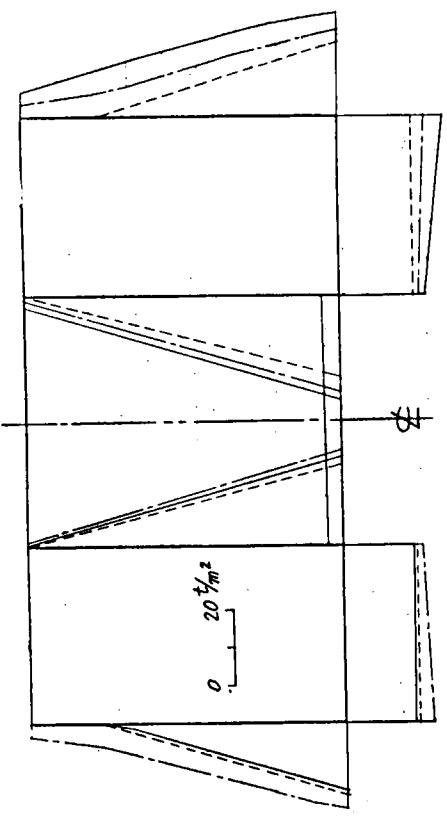


图 5.4.7 (d) 荷重分布図 (真横波, $\omega et = 3\pi/2$)

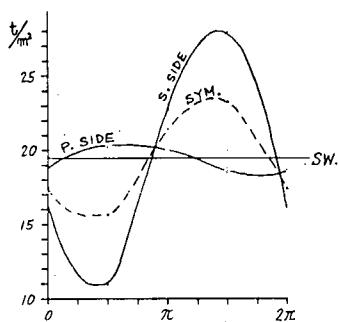


図 5.4.8 船側外板の下端における外圧（真横波）

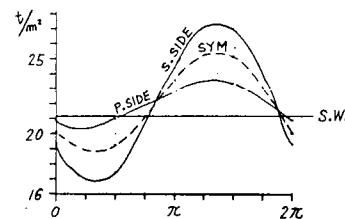


図 5.4.9 L-BHD 下端における荷油内圧（真横波）

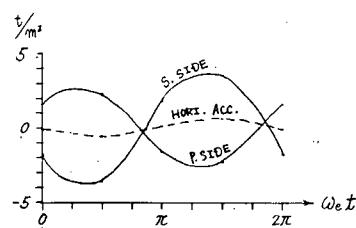


図 5.4.10 船体運動加速度による荷油動圧
(中央タンク底部, 真横波)

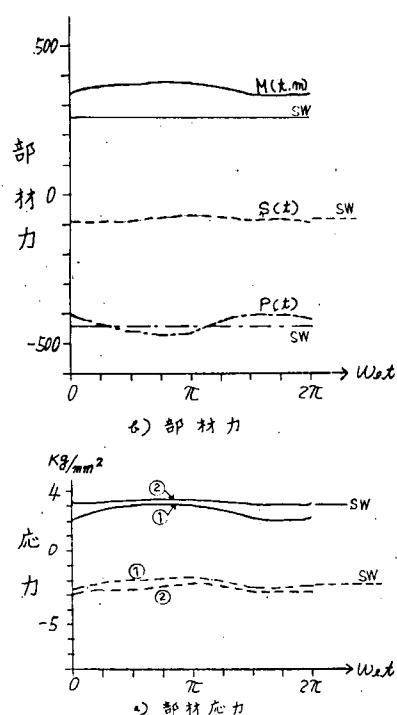


図 5.4.11 (a) 1-5 (真横波, 左舷側)

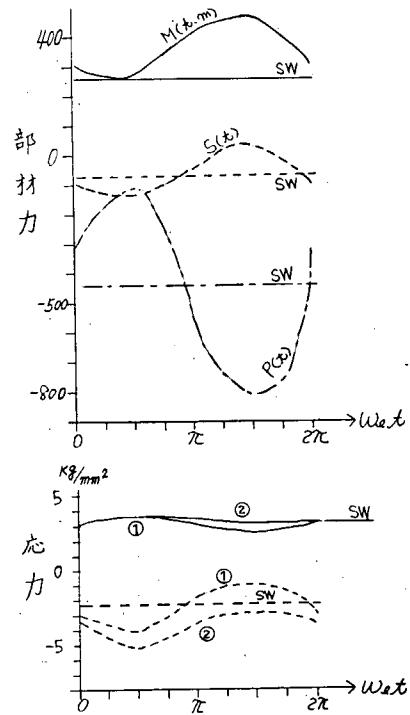


図 5.4.11 (b) 1-5 (真横波, 右舷側)

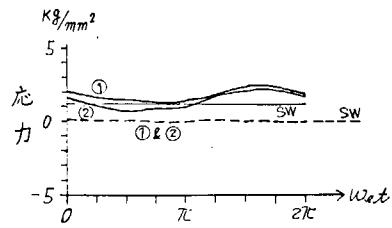
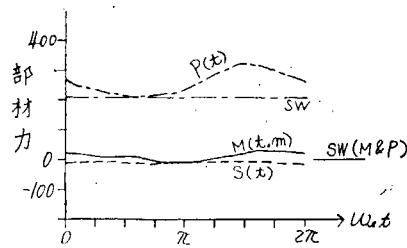


図 5.4.11 (c) 2-3 (真横波, 左舷側)

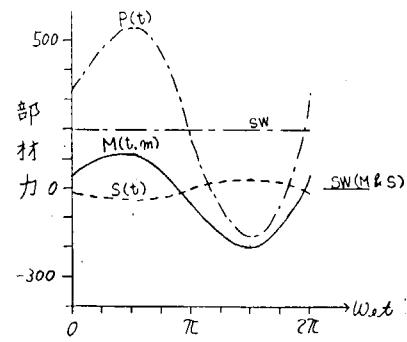


図 5.4.11 (d) 2-3 (真横波, 右舷側)

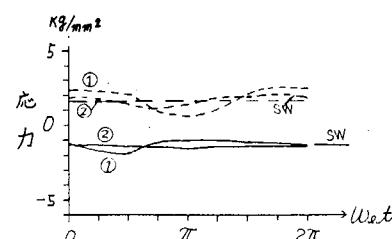
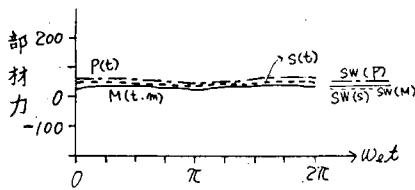


図 5.4.11 (e) 3-5 (真横波, 左舷側)

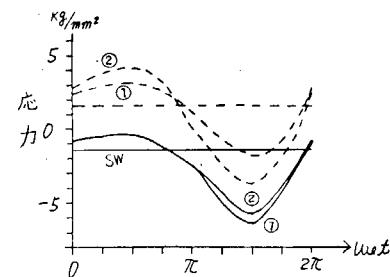
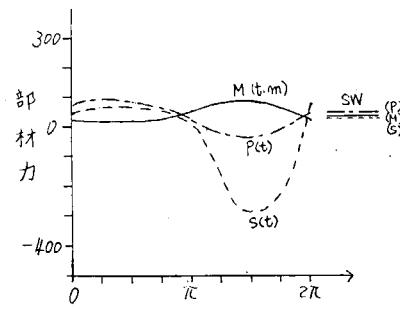


図 5.4.11 (f) 3-5 (真横波, 右舷側)

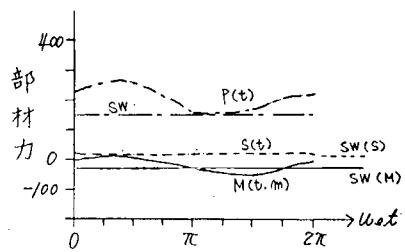


図 5.4.1 1 (g) 4-3 (真横波, 左舷側)

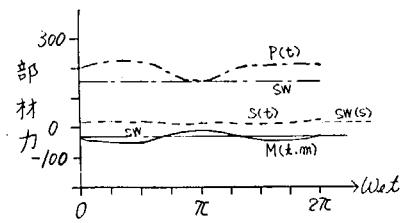


図 5.4.1 1 (h) 4-3 (真横波, 右舷側)

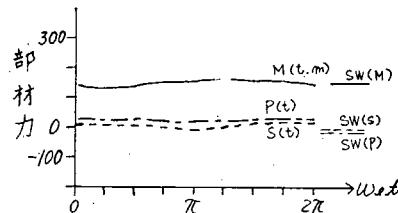


図 5.4.1 1 (i) 5-4 (真横波, 左舷側)

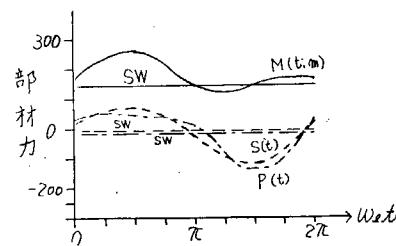


図 5.4.1 1 (j) 5-4 (真横波, 右舷側)

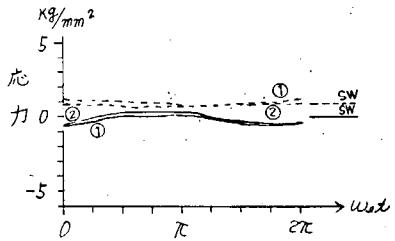
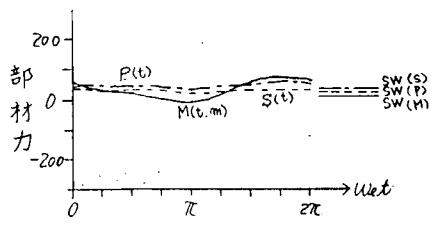


図 5.4.1 1 (k) 6-6 (真横波, 左舷側)

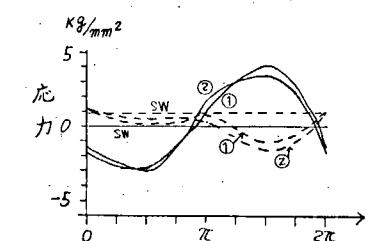
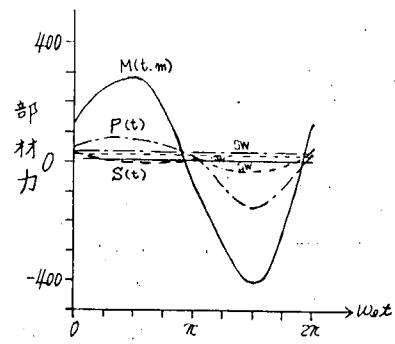


図 5.4.1 1 (1) 6-6 (真横波, 右舷側)

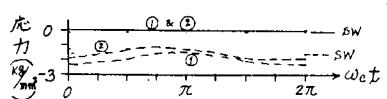
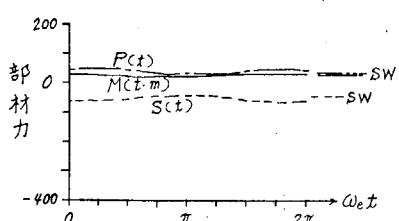


図 5.4.1 1 (m) 8-3 (真横波, 左舷側)

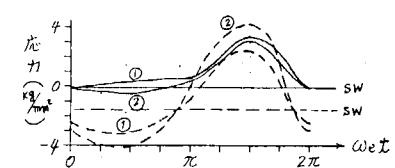
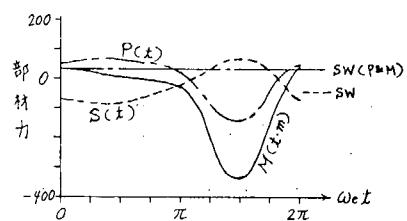


図 5.4.1 1 (n) 8-3 (真横波, 右舷側)

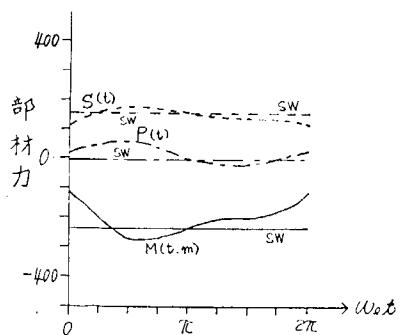


図 5.4.1 1 (o) 9-4 (真横波, 左舷側)

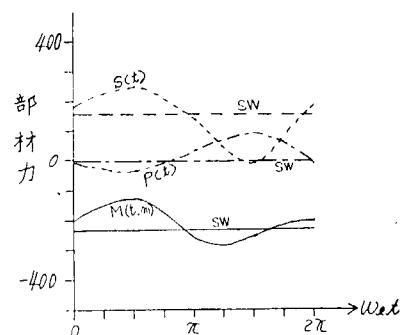


図 5.4.1 1 (p) 9-4 (真横波, 右舷側)

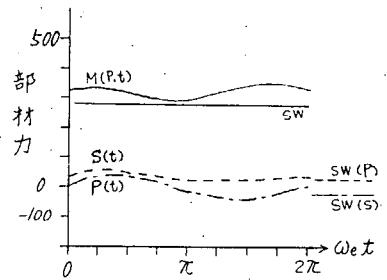


図 5.4.1 1 (q) 10-7 (真横波, 左舷側)

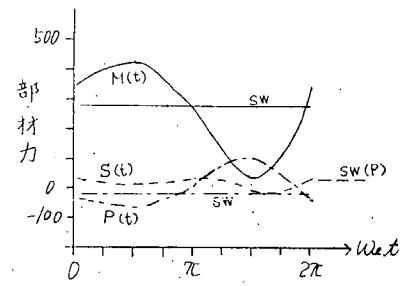


図 5.4.1 1 (r) 10-7 (真横波, 右舷側)

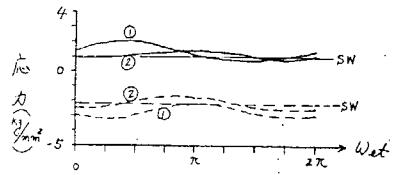
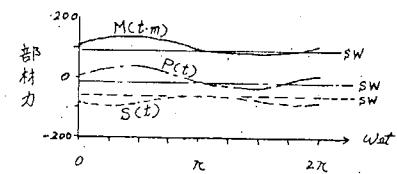
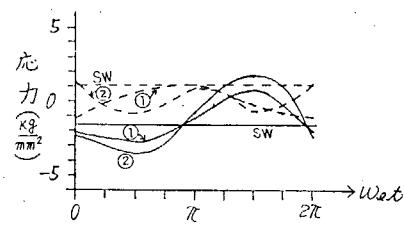
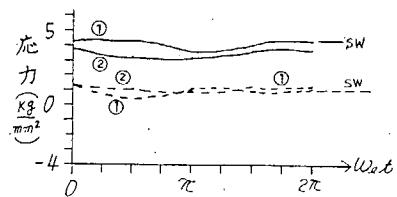


図 5.4.1 1 (s) 12-3 (真横波, 左舷側)

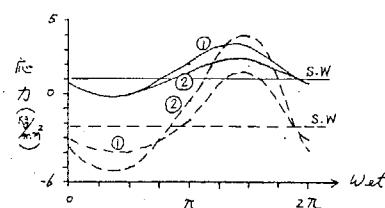
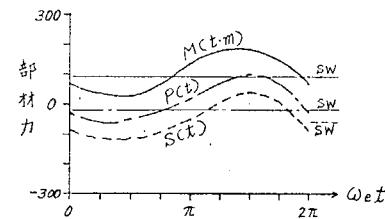


図 5.4.1 1 (t) 12-3 (真横波, 右舷側)

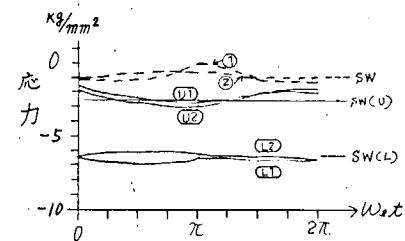
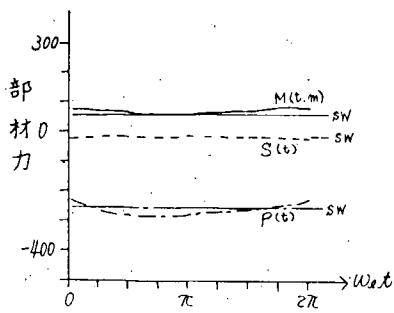


図 5.4.1 1 (u) 13-2 (真横波, 左舷側)

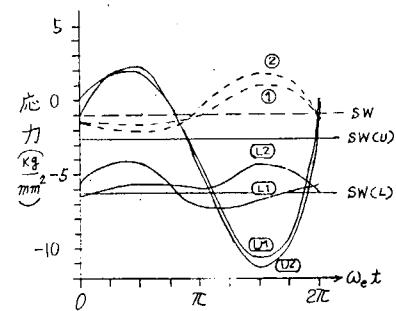
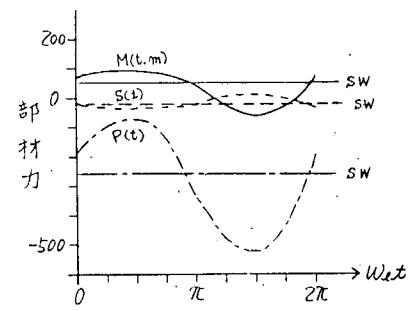


図 5.4.1 1 (v) 13-2 (真横波, 右舷側)

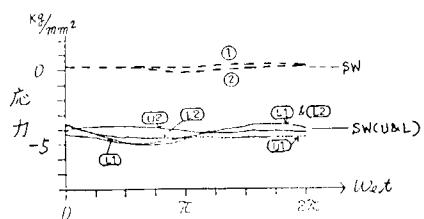
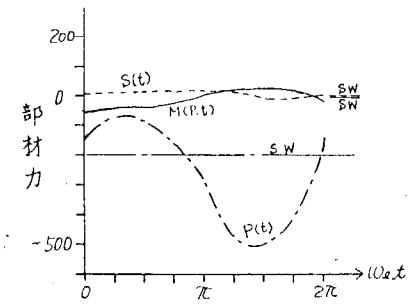
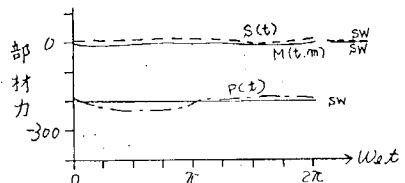


図 5.4.1 1 (w) 15-2 (真横波, 左舷側)

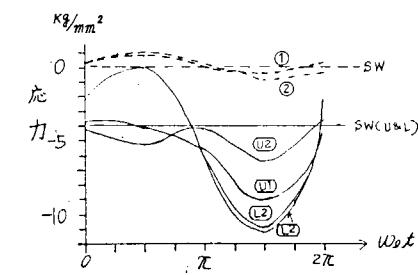


図 5.4.1 1 (x) (真横波, 右舷側)

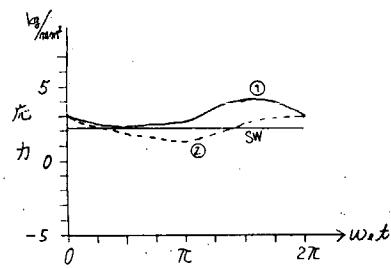


図 5.4.1 2 (a) C 17-5 (左舷側, 真横波)

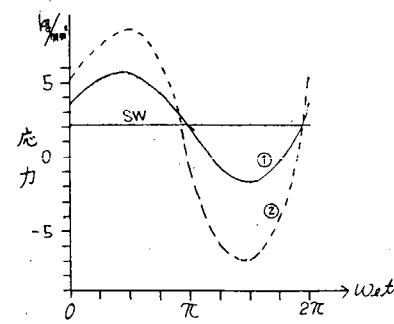


図 5.4.1 2 (b) C 17-5 (右舷側, 真横波)

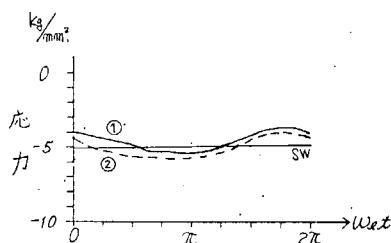


図 5.4.1 2 (c) C 1-5 (左舷側, 真横波)

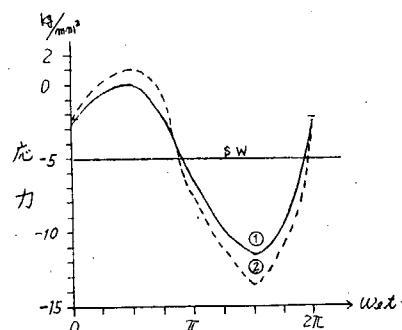


図 5.4.1 2 (d) C 1-5 (右舷側, 真横波)

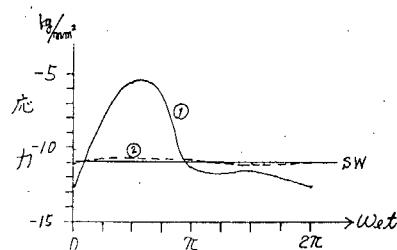


図 5.4.1 2 (e) C 2-5 (左舷側, 真横波)

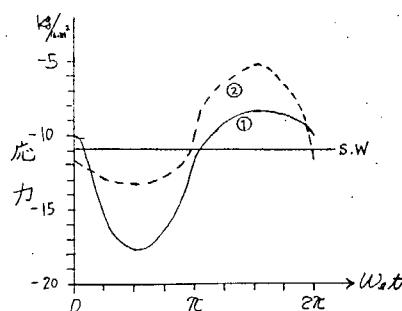


図 5.4.1 2 (f) C 2-5 (右舷側, 真横波)

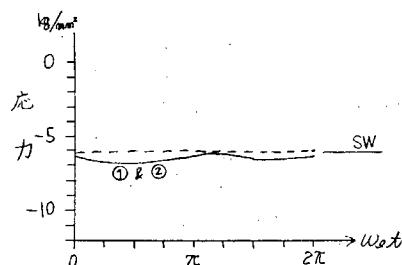


図 5.4.1 2 (g) C 3-4 (左舷側, 真横波)

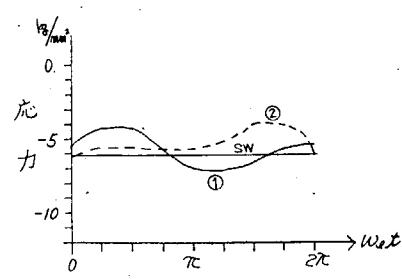


図 5.4.1 2 (h) C 3-4 (右舷側, 真横波)

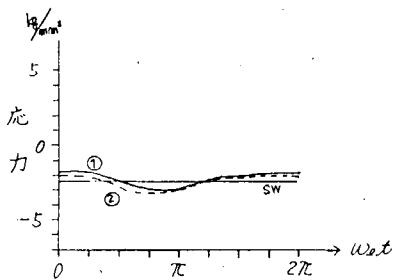


図 5.4.12(i) C5-4 (左舷側, 真横波)

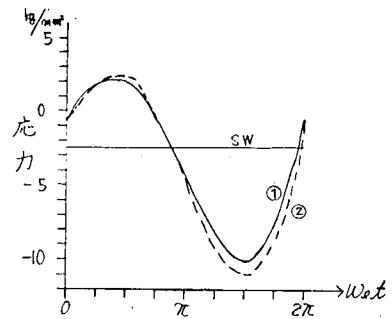


図 5.4.12(j) C5-4 (右舷側, 真横波)

表 5.5.1(a) 発生応力のモード分類(1)

		軸 力	曲げ モーメント	せん 断 応 力	面 材 直 応 力
2-3	正面波	2	1	1	2
	真横波 P	3	1	1	2
	S	1	1	1	1
1-5	正面波	1	1	1	1
	真横波 P	1	3	1	1
	S	1	3	1	1
5-4	正面波	2	4	2	4
	真横波 P	3	2	2	2
	S	4	4	2	4
6-6	正面波	2	2	2	2
	真横波 P	2	2	2	2
	S	4	2	4	2
8-3	正面波	2	3	2	3
	真横波 P	2	2	2	2
	S	4	4	2	4
9-4	正面波	1	4	2	2
	真横波 P	2	4	1	4
	S	2	4	2	2
10-7	正面波	2	2	2	2
	真横波 P	1	4	1	3
	S	2	2	3	2
12-3	正面波	2	2	2	2
	真横波 P	2	2	2	2
	S	2	2	3	2
13-2	正面波	1	2	2	1/3
	真横波 P	2	2	2	2/2
	S	2	2	3	3/4
15-2	正面波	1	2	1	3/1
	真横波 P	1	1	1	1/1
	S	2	2	1	4/3
3-5	正面波	3	2	2	3
	真横波 P	1	1	1	4
	S	4	2	4	4
4-3	正面波	3	1	1	3
	真横波 P	4	2	3	1
	S	3	1	1	3

表 5.5.1(b) 発生応力のモード分類(2)

コーナー番号		面材直応力
C 17-5	正面波	1
	真横波 P	3
	S	1
C 1-5	正面波	1
	真横波 P	1
	S	2
C 2-5	正面波	2
	真横波 P	4
	S	2
C 3-4	正面波	4
	真横波 P	3
	S	1
C 5-4	正面波	2
	真横波 P	2
	S	3

6. 使用材料と許容応力の検討（防衛大学校 九州大学）

船体構造材に高張力鋼を使用したときの許容応力の決定方法については、前年度に調査した。今年度はこれを一步進め、縦強度材に高張力鋼を使用したときの疲労強度からみた許容応力（昭和48年度報告書¹⁾参照）を、疲労強度や想定荷重のバラツキを考慮して検討する方法を導き、この方法による疲労強度を基準にした使用材料と許容応力の関係について検討を加えた。

6.1 軟鋼及び高張力鋼の疲労強度

船体構造材の疲労強度についての過去の研究をまとめた結果が本部会、昭和48年度報告書¹⁾に示されている。一般にS-N線図（荷重制御）は図6.1の形になる。応力振幅 σ_a が相当高応力の場合も考えると、図のOABC（またはOA'B'C'）の形になるが、今回対象とする縦強度材では σ_a （波浪応力）は普通小であり、現行の疲労強度基準からすると、その最大値をとっても 10 Kg/mm^2 程度とみられる。また、船体は腐蝕環境下にあり、 σ_a はランダム変数であることを考えると、S-N線図は同図でABまたはA'B'で示される直線であるとして取扱える。従って、 σ_a と破断寿命Nの関係は次式で与えられる。

$$\log N = b - a \log \sigma_a \quad \dots \quad (6.1)$$

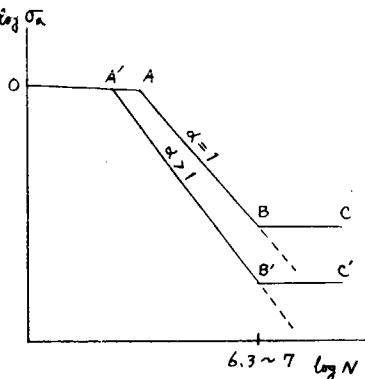


図 6.1 S-N線図

ここに、 b 、 a …係数、平均応力 σ_m 、形状係数 α 等によって定められる。

山口等²⁾の軟鋼(SS41, SM41), 高張力鋼(HT60)の平滑及び切欠き試験片に対する片振荷重試験結果から、(6.1)の係数 $a_0 b_0$ を求めると次式で近似できる。

$$\left. \begin{array}{l} a_0 = 6.39 \alpha^{-2.78} + 4.02 \\ b_0 = 9.19 \alpha^{-2.27} + 8.70 \end{array} \right\} \text{軟 鋼} \quad \left. \begin{array}{l} a_0 = 6.01 \alpha^{-1.65} + 3.62 \\ b_0 = 9.91 \alpha^{-1.52} + 8.62 \end{array} \right\} \text{高張力鋼} \quad \dots \quad (6.2)$$

上式において、 $\alpha = 1$ の場合の係数は前記文献¹⁾に示されるS-N線図の $R = 0$ ($R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$) の場合にほぼ一致する。

σ_a が大きくなきときの両振荷重 ($R = -1$) に対する疲労強度は、片振荷重のときのそれの1.2倍であるとすると、この場合のS-N線図を示す係数 a は(6.2)で与えられ、 b は同式で求められる値に $a \log 1.2$ を加えたものになる。 σ_m 及び N が与えられたとき、 σ_a の変化は図6.2にPQRで示す折線となるが、QRの部分もPQの延長線で近似させても、 σ_m が小さいときは誤差は小さい。前述のように縦強度材に働く静水中の応力 (σ_m)、波浪応力ともに大きくなきから、上記の近似による誤差は問題にする程度でない。

σ_a がPQであらわされるとすると、 $\sigma_m - N - \sigma_a$ の関数は次式で与えられる。

$$\sigma_a = \frac{1}{5} [6 \{10^{f(N)}\} - \sigma_m] \quad \dots \quad (6.3)$$

$$\text{ここで, } f(N) = \frac{b_0}{a_0} - \frac{1}{a_0} \log N$$

(6.3)より σ_m が与えられたときの σ_a と N の関数を求めるとき、 σ_m が0の

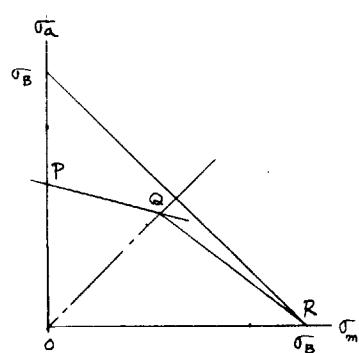


図 6.2 σ_m と σ_a の関係

場合の他は(6.1)であらわされるような直線にはならないが、曲率は小さいので近似的に $N = 10^4$ 及び 2×10^6 のときの値をとり、これを結ぶ直線であらわせるとし、すべての場合の S-N線図を(6.1)であらわすこととする。表6.1は σ_m 、 α が種々の値をとるときの係数 a 、 b を求めた結果を示す。

任意の σ_a に対する寿命はバラツキがあり、それは σ_a によって若干変化するが、一応寿命は対数正規分布に従い、 $\log N$ の標準偏差 S は σ_a に関係なく一定値であるとすると、表6.1に示す係数は損傷発生率 P_f が 50% に対応するものであり、任意の P_f に対応する S-N線図は図6.1の A-B または A'-B' に平行な直線となる。 N が対数正規分布に従うと

表 6.1 S - N 線 図

材 料	α	σ_m Kg/mm^2	a	b	備 考
軟 鋼 (SS) 41	3	0	4.3 2 1 4	9.8 0 1 2	$\log N = b - a \log \sigma_a$ σ_a … 応力振幅 σ_m … 平均応力 α … 応力集中係数
		4	4.0 0 9 9	9.3 1 8 5	
		8	3.6 9 1 3	8.8 3 4 3	
	4	0	4.1 5 5 5	9.4 2 4 1	
		4	3.8 1 8 7	8.9 1 7 5	
		8	3.4 7 2 3	8.4 0 7 9	
	5	0	4.0 9 2 8	9.2 6 2 1	
		4	3.7 4 1 3	8.7 4 1 4	
		8	3.3 7 8 6	8.2 1 6 9	
	6	0	4.0 6 3 9	9.1 7 9 2	
		4	3.7 0 3 4	8.6 4 9 9	
		8	3.3 3 0 9	8.1 1 6 4	
高 張 力 鋼 (HT) 60	3	0	4.6 0 0 9	1 0 8 5 0 0	
		4	4.3 7 5 3	1 0 4 6 4 2	
		8	4.1 4 6 9	1 0 0 7 8 1	
	4	0	4.2 3 0 2	1 0 1 5 9 8	
		4	3.9 9 2 2	9.7 6 4 0	
		8	3.7 5 0 1	9.3 6 6 9	
	5	0	4.0 4 2 3	9.7 9 8 4	
		4	3.7 9 4 2	9.3 9 3 4	
		8	3.5 4 1 0	8.9 8 6 1	
	6	0	3.9 3 2 6	9.5 8 1 9	
		4	3.6 7 6 9	9.1 6 9 6	
		8	3.4 1 5 1	8.7 5 4 2	

表 6.2 隅肉継手の疲労強度 (σ_a (Kg/mm^2))

継 手 型 式	片 振 り			両 振 り		
	$N = 2 \times 10^6$	$N = 5 \times 10^6$	a	$N = 2 \times 10^6$	$N = 5 \times 10^6$	a
連続凹 継続千鳥	4.2	3.5	(5.00)	5.0	4.2	(5.00)
	3.6	3.0	(5.00)	4.2	3.5	5.00
連続 千鳥 継続 並列	10.0	9.0	8.33	13.3	(12.0)	10.00
	7.8	7.0	9.09	11.1	(10.0)	(9.09)
連続平	6.8	6.0	8.33	10.0	(9.0)	(8.33)
	5.7	5.0	7.14	9.3	(7.9)	(5.56)

表 6.3 $N = 2 \times 10^6$ における疲労強度推定値

α	1.5	2.5	3.5	4.5
σ_a (Kg/mm^2)	9.9	6.1	5.0	4.5

いうことは、(6.1)において係数 b が平均値が b 、標準偏差は S の正規分布に従う確率変数であると考えればよい。

母材の Se については高橋³⁾、飯田等⁴⁾が調べており、スロット部のスチフナ基部溶接部の疲労強度については SR120 部会⁵⁾においても調査している。これらを総合し、さらに σ_a 、 σ_m の主な範囲を考えると、 Se は 0.135 程度とみられる。この値は溶接継手に対する値 (0.26 ~ 0.30) よりは当然小となるが、実船の環境を考えると若干大きくなることも考えられる。

6.2 荷重条件

静水応力 σ_m は後述のように、コンテナ船、一般貨物船では正規分布に従うとみなせる。また、タンカー等の専用船ではバラスト状態、満載状態がそれぞれ別個の正規分布に従うとみなせる。専用船の σ_m のバラツキを示す標準偏差は資料に乏しいが、コンテナ船等と比べると相当小さいと考えられるので、バラツキは無視しても大きな誤差はないと思われる。

波浪応力 σ_a は指數分布に従うとみなせる。波浪応力の繰返し数は 10^8 とし、波浪応力は超過確率が 10^{-8} になる特性極値 σ_{ext} で示すこととする。 σ_a の確率密度関数 $p(\sigma_a)$ 、超過確率 $Q(\sigma_a)$ はそれぞれ次式で与えられる。

$$\left. \begin{array}{l} P(\sigma_a) = \frac{1}{\lambda} \exp [-(\sigma_a / \lambda)] \\ Q(\sigma_a) = \exp [-(\sigma_a / \lambda)] \end{array} \right\} \quad (6.4)$$

ここに、 $\lambda \cdots \sigma_a$ の平均値

上記の σ_{ext} と λ の関係は次式で与えられる。

$$\sigma_{ext} = (8 \ln 10) \lambda = 18.42 \lambda \quad (6.5)$$

なお、今回は専用船ではバラスト状態で σ_m が正の値のときは満載では負の値となり、バラスト状態で σ_m が負のときは満載では正となり、 σ_m が負のときの疲労被害は無視することとした。また、両状態の航海時間は等しいとして、 σ_a の繰返し数は 5×10^7 とした。

実船の遭遇海象は個々の船によって異なる上に、 σ_a の長期分布推定時の誤差が考えられるから、 σ_{ext} も確率変数とみるのが合理的といえる。この場合 σ_{ext} がどのような分布になるかということについては資料はないが、一応中位値が σ_{ext} 、標準偏差は $0.1 \sigma_{ext}$ であり、分布は対数正規分布に従うものとする。

6.3 縦強度材不連続部の応力集中係数

6.3.1 開口寸法

船紀協会の開口に対する基準の1例として、NKの場合をとると次のようになる。

だ円孔 $a/b \leq \frac{1}{2}$, $a \leq 0.06B$ ($a \leq 900 \text{ mm}$) タンカー

" ", $a \leq 0.03(B - b_h)$ ($a \leq 450 \text{ mm}$) 貨物船

円孔 $a \leq 0.03B$ ($a \leq 450 \text{ mm}$) タンカー

$a \leq 0.015(B - b_h)$ ($a \leq 200 \text{ mm}$) 貨物船

($B \cdots$ 船の幅, $b_h \cdots$ 倉口幅, $a, b \cdots$ 図 6.3 参照)

無限板中に上記の開口がある場合は、 α は 2 (だ円孔) または 3 (円孔) であり、また倉口隅の α も 3 程度であるから、開口が正確に工作されなければ、開口周辺の応力集中率は 3 程度とみてよい。

しかし、これらの開口縁に工作時の切欠き等が検査時の見落し等で存在するとすると、 α が 3 以上になるから、 α が 3 以上の開口もある確率で存在するとみるのが妥当と思われる。

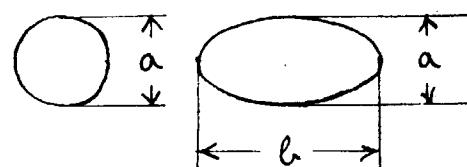


図 6.3 開口寸法

6.3.2 隅肉溶接部

き装品取付、上部構造物取付、横隔壁との継手等によって、図6.4に示すような隅肉溶接継手が縦強度材にある場合を考える。造船協会電気溶接研究委員会報告から、隅肉溶接部の疲労強度を求めるとき、表6.2のようになる。

(6.2)より求められる切欠き試験片の時間強度と(軟鋼)と表6.2の結果を比較すると、表6.2は σ_a が小さい場合の値なので、S-N線図の勾配は小さく、対応する α は見出しえない。よって、Nが 2×10^6 のときの時間強度を

(6.2)より求めた結果(表6.3)と比較すると、これらの継手の時間強度は大体 α が1.5~4.5程度のときのそれと一致する。これらは欠陥のないときの値であるから、実船の継手では α がこれ以上の値の場合も或る確率で存在すると考えられる。

なお、今回は対象としていないが、文献2)によると、横縁の突き合わせ継手の疲労強度は大体 α が2(手溶接)~3(自動溶接)のときの母材の疲労強度と一致する。

以上から、縦強度材にある開口、隅肉溶接のひどい欠陥のあるものの α を5とし、縦強度材の不連続部における損傷発生率を推定することとする。

6.4 損傷発生率

波浪応力の繰返し数をnとすると、 $\sigma_a \sim \sigma_a + d\sigma_a$ の波浪応力の負荷回数の期待値n(σ_a)は次式で与えられる。

$$n\sigma_a = (n/\lambda) \exp[-(\sigma_a/\lambda)] d\sigma_a \quad \dots \quad (6.6)$$

応力振幅が σ_a のときの寿命は(6.1)で与えられるから、この範囲の波浪応力による疲労被害度dDは次のようになる。

$$dD = \frac{n}{\lambda} 10^{-b} (\sigma_a)^a \exp[-(\sigma_a/\lambda)] d\sigma_a \quad \dots \quad (6.7)$$

よって、全波浪応力による疲労被害度Dは次式で求められるものとする。

$$D = 10^{-b} \int_0^{ky} \sigma_{ext} (n/\lambda) (\sigma_a)^a e^{-(\sigma_a/\lambda)} d\sigma_a \quad \dots \quad (6.8)$$

ここで、 $ky = \log n/8 \log 10$

nを 5×10^7 とすると、Dは次式で求められる。

$$\begin{aligned} D &= 10^{(7.7-b)} \left(\frac{\sigma_{ext}}{8 \ln 10} \right)^a \Gamma(a+1) \\ \log D &= 7.7 - b + a \log \sigma_a - 1.265a + \log \Gamma(a+1) \end{aligned} \quad \dots \quad (6.8)$$

Dが1に達すると損傷が発生するとすると、次の不等式が成立するときに損傷が発生する。

$$b - a \log \sigma_{ext} \leq 7.7 + g(a) \quad \dots \quad (6.9)$$

ここで、 $g(a) = -1.265a + \log \Gamma(a+1)$

前述のように、bは平均値はb、標準偏差0.135の正規分布に従う確率変数とみなす。 σ_{ext} は中位値が σ_{ext} で、標準偏差は $0.1\sigma_{ext}$ の確率変数で、分布は対数正規分布に従うとする。(6.9)の $a \log \sigma_{ext}$ は平均値は $a \log \sigma_{ext}$ 、標準偏差は $0.045a$ の正規分布に従う確率変数とみなせる。よって(6.9)の左辺は平均値標準偏差がそれぞれ次式で与えられる正規分布に従う確率変数とみなす。

$$\left. \begin{array}{l} \text{平均値} = b - a \log \sigma_{ext} \\ \text{標準偏差} = s_t = \{0.135^2 + (0.045a)^2\}^{1/2} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (6.10)$$

(6.9)と(6.10)から、損傷発生率 P_f は次式であらわされる。

$$P_f = \phi(u) \quad \dots \quad (6.11)$$

ここで、 $u = \{7.7 + g(a) - (b - a \log \sigma_{ext})\}/s_t$

$$\phi(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^u e^{-u^2/2} du$$

表6.4および図6.4～6.9は軟鋼および高張力鋼について、 σ_m 、 σ_{ext} 、 α を種々変化させた場合の P_f を求めた結果を示す。

表6.4 平均応力が0のときの疲労損傷発生率

α	σ_{ext} (Kg/mm ²)	損傷発生率 P_f	
		軟 鋼 (SS41)	高 張 力 鋼 (HT60)
3	5	0.00	0.00
	10	1.47×10^{-12}	0.00
	15	8.31×10^{-5}	3.93×10^{-13}
	20	6.88×10^{-2}	6.56×10^{-7}
4	5	0.00	0.00
	10	2.85×10^{-9}	0.00
	15	4.00×10^{-3}	1.15×10^{-8}
	20	3.44×10^{-1}	4.46×10^{-4}
5	5	0.00	0.00
	10	6.32×10^{-8}	3.55×10^{-15}
	15	1.67×10^{-2}	1.74×10^{-6}
	20	4.56×10^{-1}	7.97×10^{-3}
6	5	0.00	0.00
	10	2.96×10^{-7}	4.71×10^{-13}
	15	3.25×10^{-2}	2.82×10^{-5}
	20	6.51×10^{-1}	3.44×10^{-2}

表6.5 縦強度材の許容値

材 料	軟 鋼			高 張 力 鋼 (HT60)		
$\kappa = \sigma_m / \sigma_{ext}$	0	0.5	1.0	0	0.5	1.0
σ_{ext} の許容値 (Kg/mm ²)	16.8	12.4	9.8	23.1	17.2	13.6
$\sigma_{ext} + \sigma_m$ の許容値 (Kg/mm ²)	16.8	18.5	19.7	23.1	25.8	27.1
材 料 係 数	1	1	1	0.73	0.72	0.73
断面係数比 $Z/Z_{\kappa=0}$	1	1.36	1.71	1	1.35	1.71

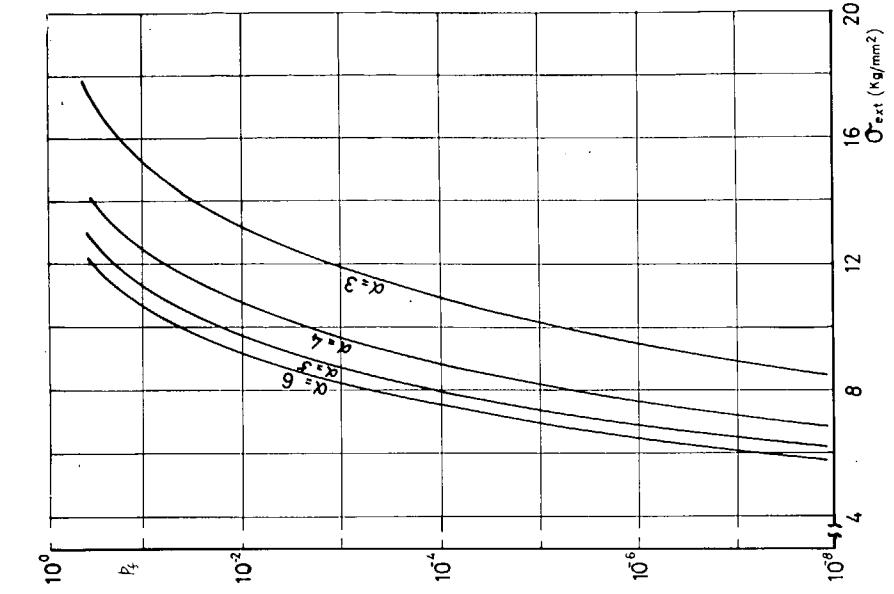


図 6.6 $\sigma_m = 8$ のときの P_f

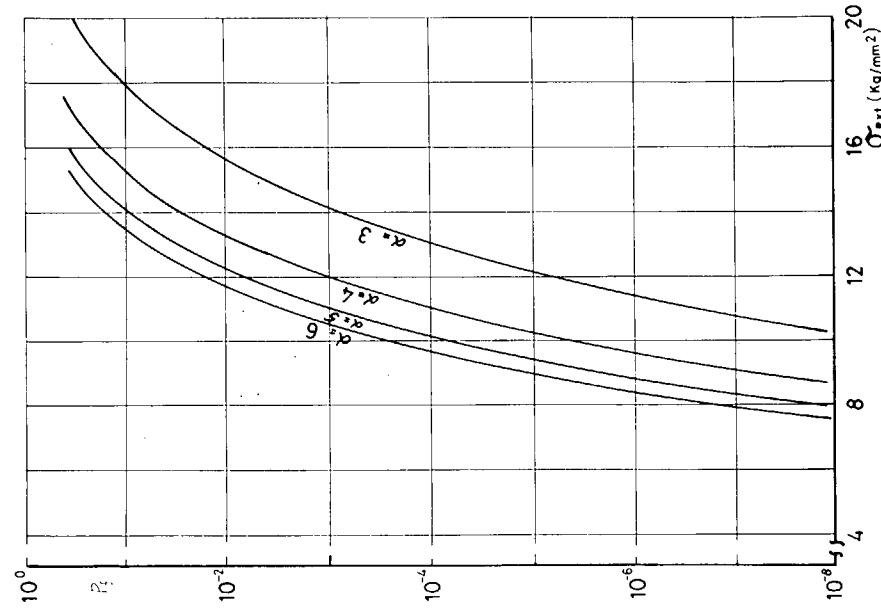


図 6.5 $\sigma_m = 4$ のときの P_f

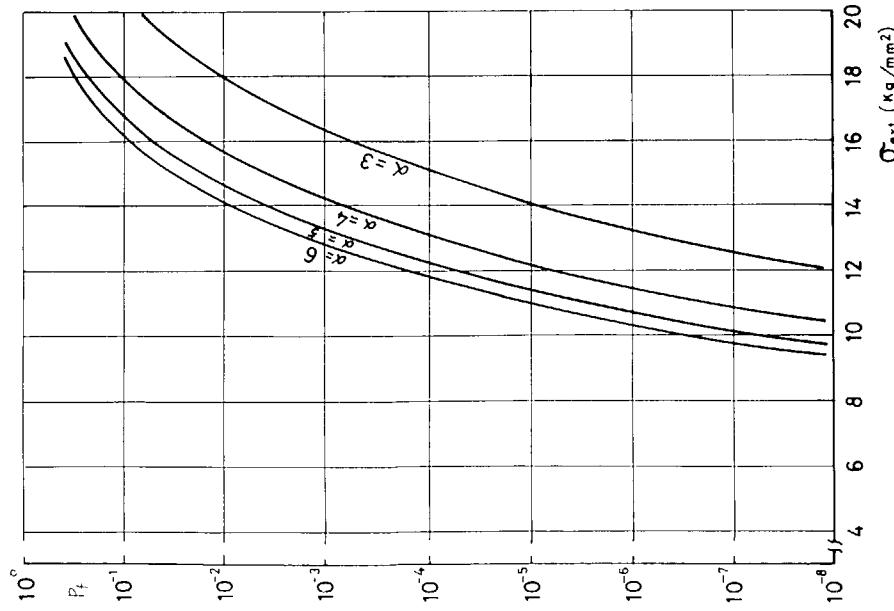


図 6.4 $\sigma_m = 0$ のときの P_f

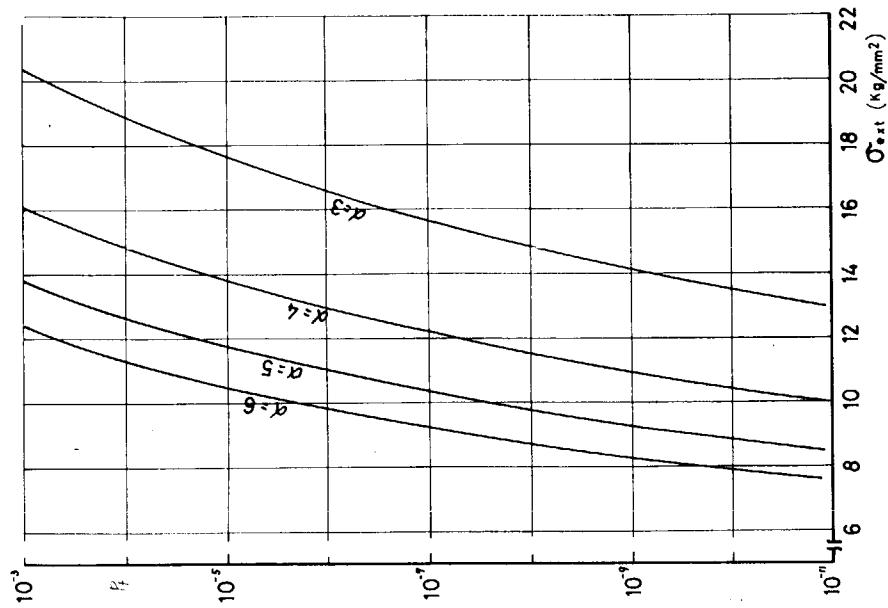


図 6.9 $\sigma_m = 8$ のときの P_f

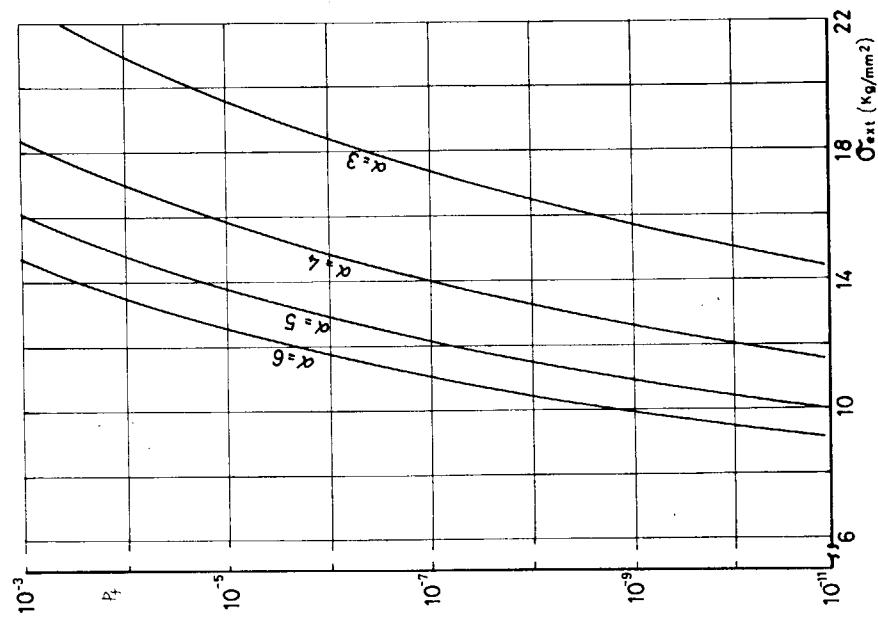


図 6.8 $\sigma_m = 4$ のときの P_f

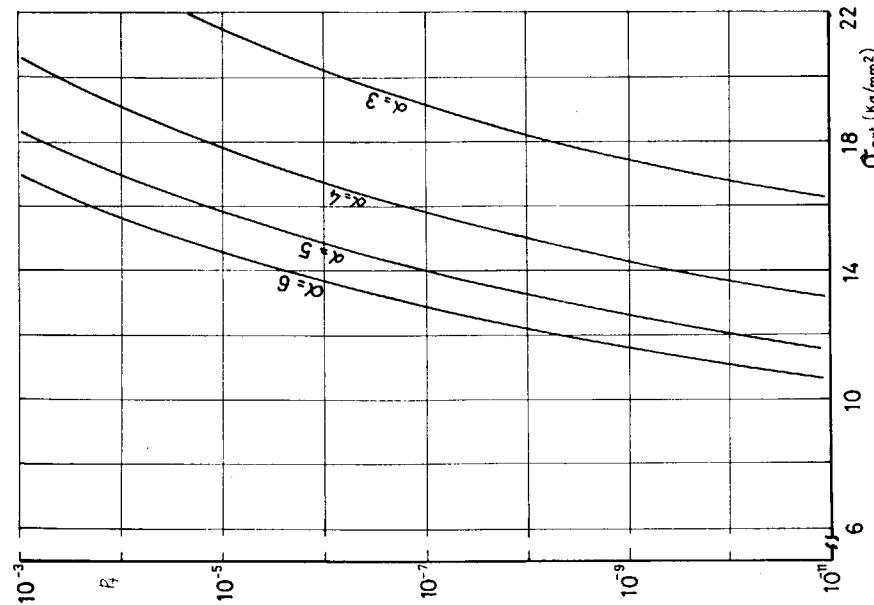


図 6.7 $\sigma_m = 0$ のときの P_f

6.5 疲労強度からみた縦強度材の許容応力

6.5.1 許容損傷発生率

タンカーを対象に、船体中央部3タンクの上甲板部あるいは船底部にある前記の縦強度材に設けられる開口、隅肉溶接による不連続部の数を考えると、甲板ロンジの空気孔、船底ロンジのドレン孔まで含めると、その数は数千に達する。これらの不連続部に α が 5 以上に相当する欠陥の発生率は決して高いものではない。しかし、不連続部の数からみて、検査もれの欠陥が1隻につき10個には達しないが、数個程度は存在すると見ることは、過度に安全側の想定条件とはいえないと思われる。この想定条件からすると P_f は 0.1 以下にする必要があるので、ここでは α が 5 の場合について P_f が 0.1 以下であることを許容応力を導く条件とする。

6.5.2 縦曲げ応力の許容値

一般に船体の断面係数は静水曲げモーメントの値によって変化する。しかし、静水曲げモーメントは設計時にこれをある程度変化させることができあるが、波浪曲げモーメントの想定極値は船の寸法、肥せき係数等が与えられるとほぼ一定値となる。よって、ここにおいては波浪曲げモーメントの極値（超過確率が 10^{-8} になる特性極値） σ_{ext} を基準とし、次式に示す設計時の想定（許容）曲げ応力 σ_{mo} と σ_{ext} の比 κ をパラメータとして、 α が 5 の不連続部の P_f が $1/10$ になる σ_{ext} の値を求める表 6.5 のようになる。

本計算において想定した材料の疲労強度等のバラツキをあらわす標準偏差は、実船における腐蝕の影響等を考えると過小な値であることは明らかである。標準偏差が大となれば、このような場合には P_f は増加するから、許容応力は小とする必要がある。また、今回は無視しているが、 σ_{mo} が負の値にならないときは P_f はさらに増加する。これらのことを考えると縦強度材の疲労強度は従来考えられていたほど、余裕があるとはいえない。

また、疲労強度を対象とすると、高張力鋼の材料係数は α_B ベースよりも大きな値になる。また、静水応力の増加とともに必要な船体断面係数の増加率は、軟鋼でも高張力鋼でもほぼ等しい。

6.6 結 言

縦強度材の疲労強度からみた許容応力が材料によって如何に変化するかを検討した結果、縦強度材の疲労強度はそのバラツキを考えると、従来考えられているほど余力があるとはいえない。また、高張力鋼の許容応力は α_B ベースで考えるより低くとる必要があることが明らかになった。船体の所要断面係数は静水曲げ応力の増加とともに増加させる必要があるが、その増加率は軟鋼も高張力鋼もほぼ等しい。

本報告は疲労寿命のバラツキを考慮した許容応力を求める方法を導くことが主要な問題であったから、最終の数値計算の想定条件には検討の余地が残されている。しかし、軟鋼と高張力鋼の許容応力の比較だけから考えると、想定条件の変化はほとんど問題にならない。高張力鋼は HT 60 を対象としたが、HT 50 は大体軟鋼と HT 60 の中間にくるとみて大きな誤差はないといふられる。

参 考 文 献

- 1) 第 134 研究部会：船体構造部材の許容応力に関する研究報告書、日本造船研究協会研究資料 No. 195 (昭和 49 年)
- 2) 山口勇男、寺田泰治、新田 謙：船体用鋼板の疲労強度について、日本造船学会論文集第 115 号 (昭和 39 年)
- 3) 高橋幸伯：船体構造における疲れの問題、東京大学学位論文 (昭和 36 年)
- 4) 飯田国広、井上 雄：低サイクル疲労寿命の分布形状に基づいた疲労設計曲線の一考察、日本造船学会論文集第 133 号 (昭和 48 年)

7. 工作, 保守点検と安全率(東京大学, 防衛大学校, 横浜国立大学)

7.1 まえがき

わが国の造船所において建造される船舶の船殻構造は「日本鋼船工作法精度標準 (JSQS)」に規定されている程度の工作上の誤差をもつことが許されていると考えてよい。JSQSによると、想定されている標準範囲内に納まるものが95%, 許容限界を越えるものは0.3%以下と言うことである。本章ではこのような工作精度に基づいて建造された大型タンカーの上甲板及び船底構造の安全度を信頼性理論を用いて検討する。

船体強度の信頼性解析をする場合に問題となるのは、材料強度及び荷重に関する統計的資料が乏しいことである。縦強度解析について見ると、波浪曲げモーメントについては比較的資料は得やすいが、静水曲げモーメントの長期分布については資料が乏しい。本部会では解析の精度を向上させるために、コンテナ船の航海記録 (Storage plan)を調査し、静水曲げモーメントの分布形を調査した。

7.2 上甲板及び船底構造の破壊様式

上甲板及び船底はそれぞれ Sagging 及び Hogging による面内圧縮と甲板上に流入した海水及び船底に作用する水圧による横荷重を同時に受ける防撓板構造である。このような構造の破壊は防撓材と板が一体となった防撓板全体としての破壊と防撓材で囲まれたパネルの破壊とに分けられ、またこのような防撓板あるいはパネルの強度を解析する場合には座屈及び塑性崩壊が検討の対象となろう。

以上の考察から次の破壊様式が考えられる。

- a) 防撓板の塑性崩壊
- b) 防撓板の全体座屈
- c) 防撓材で囲まれたパネルの座屈
- d) " " の塑性崩壊
- e) 防撓材の横倒れ

防撓板としての破壊を考えている a) 及び b) のうち、この研究では a) のみをとり上げる。また、c) 及び d) については、大型タンカーでは縦構造方式が採用されているため、この種の破壊は生じないとされているが、現在建造されている船がこの種の破壊に対しどの程度の安全度を有するかをしらべるため、これらについても検討する。

7.3 防撓板の強度

7.3.1 塑性崩壊

(1) 防撓構造のモデル化

防撓板の塑性崩壊強度を求める際に、計算を容易にするため簡単な構造モデルにおきかえる必要がある。そのモデルとしては、

- a) 防撓材に着目し、これにプレートの有効幅を加えた梁
- b) 格子構造
- c) 直交異方性板

が考えられるが、本年度は直交異方性板として扱うことにする。この場合、初期撓みを有する異方性板として挙動を追跡し、最高荷重を求めることは可能であるが、そのような手法をこの研究に適用することは困難であるため、ここでは初期撓みを有する周辺支持の弾性板として挙動を求める中央部に降伏（初期降伏）を生ずるときの荷重を強度の目安とする。

(2) 初期撓みを有する直交異方性板の挙動¹⁾

適合条件式と平衡式

横荷重 \bar{q} 、面内荷重 P_y を受ける周辺支持の異方性板の適合条件式は、

$$J_x \frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2J_{xy} \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + J_y \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ + 2 \frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} - \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad \dots \quad (7.1)$$

平衡式は、

$$D_x \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2D_{xy} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_y \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \bar{q} + \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 (w + w_0)}{\partial x^2} \\ + \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 (w + w_0)}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} - \frac{\partial^2 (w + w_0)}{\partial x \partial y} \quad \dots \quad (7.2)$$

境界条件、

$$x = \pm a/2 \quad N_{xy} = \tau_{xy} h = - \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} = 0$$

$$P_x = \int_{-b/2}^{b/2} \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} dy = 0$$

$$y = \pm b/2 \quad N_{xy} = \tau_{xy} h = - \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} = 0$$

$$P_y = \int_{-a/2}^{a/2} \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} dx \equiv - \bar{N}_y a$$

$$x = \pm a/2 \quad w = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0$$

$$y = \pm b/2 \quad w = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0$$

ここで、

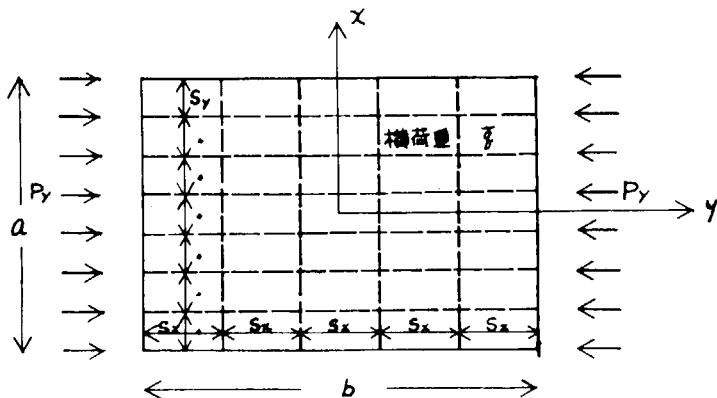


図 7.3.1 防撓板の形状

w_0	: 初期撓み	J_x	: $1/E h_y$
w	: 附加撓み	J_y	: $1/E h_x$
w_t	: $w_0 + w$	h_x	: x 方向の平均板厚
D_x	: $EI_x / S_x (1 - \nu^2)$	h_y	: y "
D_y	: $EI_y / S_x (1 - \nu^2)$	$2J_{xy}$: $\frac{1}{E} \left[\frac{1+\nu}{h_p} - \frac{\nu}{h} \right]$
D_{xy}	: 振り剛性		

I_x, I_y	板の有効巾を含めた防撓材の断面 2次モーメント	$N^* : \bar{N}_y b^2 / \pi^2 D_y$
I_{px}, I_{py}	板のみの断面 2次モーメント	$q^* : \bar{q} b^4 / \pi^4 h D_y$
h_p	板 厚	$\beta : a/b$
\bar{h}	$2h_x h_y / (h_x + h_y)$	$r : I_{xy} / \sqrt{J_x \cdot J_y}$
P_x	x 方向の全荷重	$\eta : D_{xy} / \sqrt{D_x \cdot D_y} = \sqrt{I_{px} \cdot I_{py} / I_x \cdot I_y}$
P_y	y "	$\rho : a / b \sqrt{D_y / D_x}$
\bar{q}	単位面積当たり横荷重	

境界条件を満足する (7.1), (7.2) 式の解をエネルギー法によって求める。

仮定する変位

初期撓み w_0 及び荷重による附加撓み w を次のように仮定する。

$$\left. \begin{aligned} w_0 &= h \sum_m \sum_n a_{mn} \cos \frac{m\pi}{a} x \cos \frac{n\pi}{b} y \\ w &= h \sum_m \sum_n b_{mn} \cos \frac{m\pi}{a} x \cos \frac{n\pi}{b} y \end{aligned} \right\} \quad (7.3)$$

$m = 1, 3, 5, \dots$ $n = 1, 3, 5, \dots$

計算の手順

(7.3) 式を (7.1) 式へ代入し、積分して F を求める。

F 及び (7.3) 式で与えられる撓みを (7.2) 式へ代入し、仮想仕事の原理を用いて b_{mn} に関する 3 次の代数方程式が得られる。

この b_{mn} に関する連立方程式を iteration によって解き、附加撓み w を求める。

最大応力が降伏応力に等しくなる荷重 P_y , \bar{q} と初期撓みの関係を求める。

7.4 パネルの強度解析

7.4.1 座屈

面内荷重を受ける平板の初期撓みと最高荷重の関係については多数の研究²⁾が発表されている。この研究では図7.4.1に示す結果を用いて初期撓みを有するパネルの座屈強度を求める。

7.4.2 塑性崩壊

初期撓みを有する矩形板が一定の横荷重と面内荷重を受けるときの崩壊を考える。防撓板の場合と同様に板を弾性として扱い、周辺支持の条件下に中央点に降伏を生ずる荷重を強度とする。

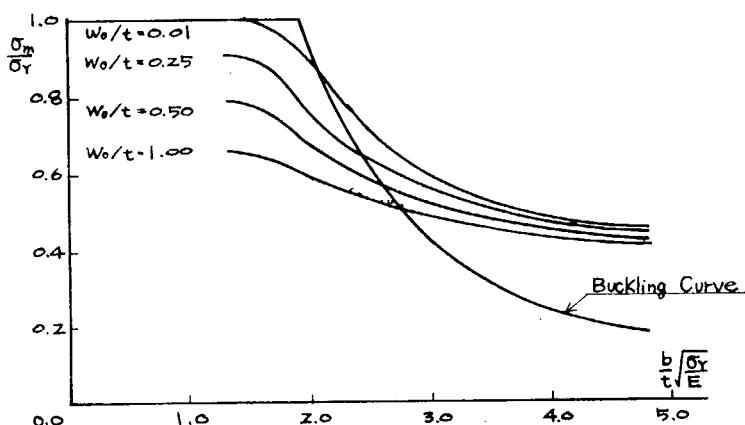


図 7.4.1 初期撓みと最高荷重

等方性板の場合には異方性板に対する係数を次のようにおけばよい。

$$D_x = D_y = D_{xy} = E h^3 / 12 (1 - \nu^2)$$

$$J_x = J_y = 1 / E h$$

$$\eta = 1, r = 1$$

7.5 数値計算

7.5.1 防撓板の塑性崩壊

表 7.5.1 に掲げた船のうち E , F , G , H , I 及び K について、上甲板及び船底を直交異方性板としてモデル化するために必要なパラメータを表 7.5.2 及び表 7.5.3 に示す。これらの数値を用い与えられた横荷重に対し、初期撓みと強度の関係を求めることができる。

計算結果の一例を図 7.5.1 に示す。なお本計算では上甲板及び船底に作用する横荷重 \bar{q} として、それぞれ 4.5 m 水頭及び吃水静水圧を用いている。

7.5.2 パネルの座屈

E 船上甲板

パネル寸法 900×900

板 厚 25.5

$$b/t\sqrt{\sigma_y/E} = 1.193$$

初期撓みと最高荷重の関係は図 7.5.2 のようになる。

7.5.3 パネルの塑性崩壊

E 船上甲板

パネル寸法 900×5,100

板 厚 25.5

初期撓みと初期降伏荷重の関係は図 7.5.3 のようになる。

表 7.5.1 船の主要寸法

Ship Name	(m) L × (m) B × (m) D × (m) d	(ton) DW	(ton) A	C_b	(kt) V_s	L/B	L/D	B/D	Longitudinal Bending Stress in Still Water (Midship) kg/mm ²	
									B _m	D _K
A	205.06×30.50×15.80×12.237	50,839	62,747	0.797	16.5	6.72	12.98	1.93	3.4	-3.9
B	213.00×32.00×16.90×12.993	60,584	73,023	0.804	15.5	6.66	12.60	1.89	6.9	-7.9
C	230.00×35.30×18.00×12.489	70,891	85,919	0.814	15.3	6.52	12.78	1.96	1.6	-1.9
D	216.00×40.20×21.80×15.101	103,690	121,110	0.799	15.6	6.12	11.28	1.84	5.2	-5.9
E	260.00×43.50×22.80×17.032	138,539	160,771	0.815	15.4	5.98	11.40	1.91	0.8	-1.0
F	270.00×44.00×25.00×17.833	155,455	179,949	0.829	14.8	6.14	10.80	1.76	4.3	-5.1
G	281.00×46.20×25.00×17.034	157,825	183,138	0.840	16.1	6.08	11.24	1.85	-1.2	1.4
H	302.00×50.40×24.30×18.436	204,540	236,250	0.814	16.1	5.99	12.43	2.07	0.3	-0.3
I	314.00×54.80×26.40×20.530	261,354	297,960	0.825	15.8	5.73	11.89	2.08	1.1	-1.3
J	326.00×49.80×23.20×17.685	209,413	241,881	0.830	16.5	6.55	14.05	2.15	5.3	-6.4
K	330.00×54.50×35.00×27.074	372,698	425,674	0.853	15.0	6.06	9.43	1.56	3.9	-4.6
L	360.00×62.00×36.00×28.000	477,000	547,301	0.852	14.7	5.81	10.00	1.72	22	-2.5

表 7.5.2 上甲板の形状寸法

船名	E	F	G	H	I	K
防撓板の巾 a	18,000	18,000	17,010	21,400	21,120	18,800
防撓板の長さ b	5,100	5,100	4,500	5,000	5,160	4,080
甲板の厚さ h_p	25.5	27	33	30	25.5	30
スチフナー	深さ d	450	400	375	400	450
	板厚 h_s	32	30	25	30	35
	y 方向スチフナーのスペース S_y	900	900	945	1,070	960
	x 方向スチフナーのスペース S_x	5,100	5,100	4,500	5,000	5,160
						4,080

表 7.5.3 船底構造の形状寸法

船名	E	F	G	H	I	K
防撓板の巾 a	18,000	18,000	17,010	10,700	21,120	18,800
防撓板の長さ b	5,100	5,100	4,500	5,000	5,160	4,080
船底の板厚 h_p	26.5	27	33	29.5	30	33.5
スチフナー	ウェブの深さ d	798	798	748	795	810
	ウェブの板厚 h_s	16	15.5	15	16	17
	フランジの巾 b_f	200	200	180	250	200
	フランジの板厚 h_f	32	34	27	35	37
	y 方向スチフナーのスペース S_y	900	900	945	1,070	960
	x 方向スチフナーのスペース S_x	5,100	5,100	4,500	5,000	5,160
						4,080

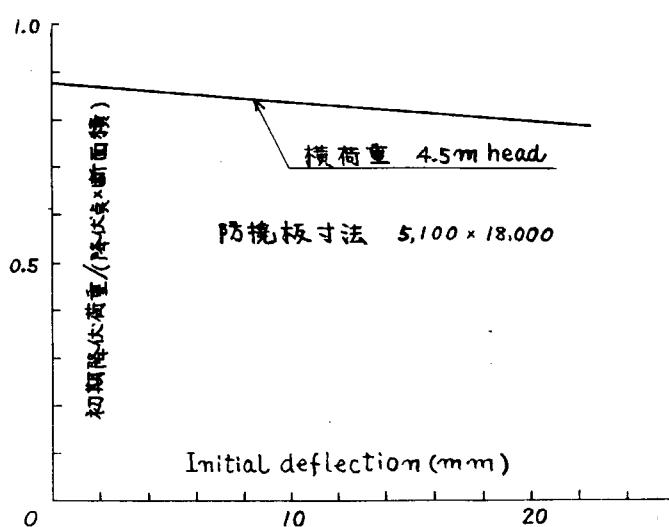


図 7.5.1 E 船上甲板（防撓板）の強度

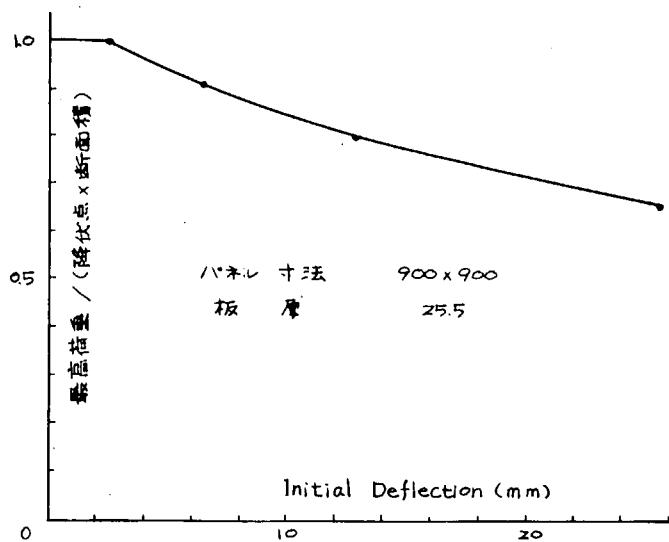


図 7.5.2 E 船上甲板 (パネル) の座屈強度

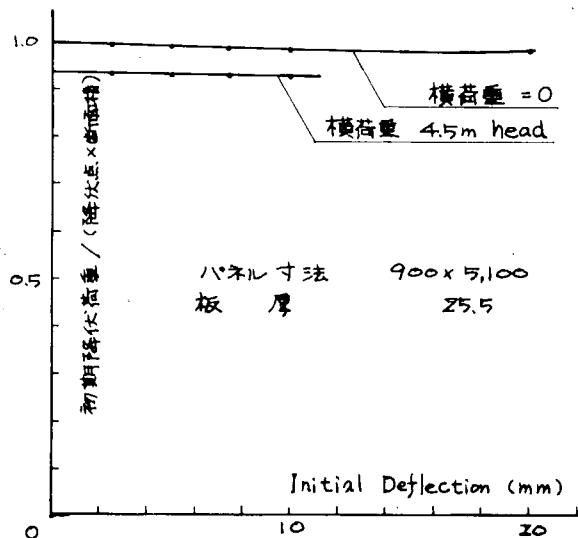


図 7.5.3 E 船上甲板 (パネル) の崩壊強度

7.6 コンテナ船の静水曲げ応力の長期分布

7.6.1 調査対象船および調査方法

調査対象船としては表 7.6.1 に示す 10 隻のコンテナ船を選び、各船が所属する海運会社に依頼して、各船約 1 年間の載貨状態についての記録を集めた。これらの記録から各船の各航海時の船体中央における静水曲げモーメントを計算し、その頻度分布を求めた。

コンテナ船は各航海において数個所の港で荷役を行うため、その間の静水曲げモーメントの変化を精密に追跡すると非常に複雑なものとなる。よって、例は日本 - アメリカ航路であれば、往航は日本の主要港を出港時の載貨状態、復航はアメリカにおける主要港を出港時の載貨状態をとることとした。なお数隻の船については、各港ごとの静水曲げモーメントの変化を追跡し、精密な頻度分布を求め、前述の方法による結果と比較する予定である。

表 7.6.1 調査対象船

船名	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
L _{pp} × B × D	250 32 20	250 32 24	250 32 20	250 32 24	170 25 17	250 32 24	250 32 24	250 32 19	200 32 19	200 32 19
Gross tonnage	38,000	35,000	38,000	38,000	92,000	50,000	50,000	35,000	33,000	33,000
往航 (計 87)	7	5	6	10	16	6	6	10	8	13
航海数 復航 (計 83)	7	5	6	10	16	5	4	10	7	13
期間	73.3	72.11	73.5	72.5	73.1	73.4	72.10	73.3	73.10	73.4
至	74.2	73.10	74.3	74.3	74.6	74.3	73.4	74.1	74.11	74.10
主要航路	日本 アメリカ 西岸	日本 ヨーロッパ 西岸	日本 アメリカ 西岸	日本 ヨーロッパ	日本 オーストラリア	日本 ヨーロッパ	日本 ヨーロッパ	日本 アメリカ 西岸	日本 アメリカ 西岸	日本 アメリカ

7.6.2 静水曲げモーメントの長期分布

図 7.6.1～3 にそれぞれ全航海、往航、復航の静水曲げモーメントの頻度分布を示す。調査対象船は大きさも種々のものがあり曲げモーメントの絶対値では示せないので、静水曲げモーメントの基準値を船の大きさに応じて仮定し、これで除して無次元化した。

文献 4) によると貨物船 "Wolverine State" の静水曲げモーメントの分布については、往航と復航では同一であるが、平均値は相当大きく異なると推定している。今回の調査結果では往復航間に大きな差は認められず、全航海を単一の分布であるとみなせる。これは航路によって異なると思われるが、今後さらに調査を進める予定である。

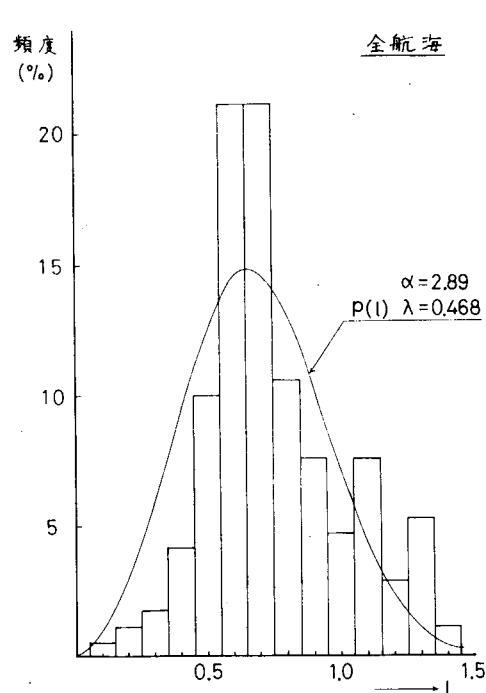


図 7.6.1

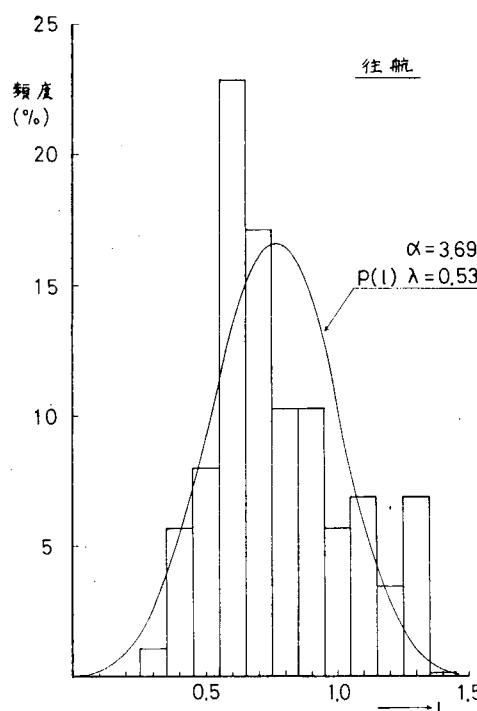


図 7.6.2

図中の曲線はこれを次式で示すワイブル分布で近似させたときの確率密度曲線である。

$$P(\ell) = \frac{\alpha \ell^{\alpha-1}}{\lambda} \exp[-\ell^\alpha/\lambda] \quad \dots \dots \dots \quad (7.6.1)$$

ここで、 $\ell = L/L_0$ (無次元化した静水曲げモーメント)

$\lambda, \alpha \dots$ ワイブル分布の分布形を示すパラメータ

なお、全航海の分布形を変動係数の形であらわすと、平均値は 0.78、標準偏差は 0.30 であり、0.38 となる。前記の文献 4) では "Wolverine State" の静水曲げモーメントの平均値は往航で $40,000 \text{ ft} \times t$ (hog)，復航で $157,500 \text{ ft} \times t$ (hog) であり、標準偏差はいずれの場合も $30,400 \text{ ft} \times t$ と想定しており、変動係数は前者が 0.76、後者が 0.19 となる。また、Mansour はマリナー型貨物船の静水曲げモーメントについて、平均値を $180,000 \text{ ft} \times t$ (hog)，標準偏差を $164,000 \text{ ft} \times t$ と想定しており、変動係数は 0.091 となる。⁵⁾

コンテナ船の静水曲げモーメントの分布形は貨物船のそれに近いと考えられ、平均値が低い文献 4) の往航を除くと、これらの静水曲げモーメントの分布形に対する想定条件は、標準偏差をやや過小に見積っているといえる。ただし、航路による差というものが考えられるから、なお検討を要する問題である。

7.6.3 静水曲げモーメントの長期分布の影響

一般に縦強度の解析においては、静水曲げモーメントはある分布形に従う確率変数であるとはみなさないで、設計時の想定値を固定して論じられてきた。このような想定条件で設計された船の縦強度は、静水曲げモーメントの変化を考えるとどのようなものになるかについて考察する。

船体強度 S は平均値は m_s 、標準偏差は σ_s の確率変数であり、全縦曲げモーメントの極値 Z は平均値が m_z 、標準偏差が σ_z の確率変数であるとすると、損傷発生確率 P_f は次式で与えられる確率変数 M が負の値をとる確率と一致する。

$$M = S - Z \quad \dots \dots \dots \quad (7.6.2)$$

P_f は M の分布形が与えられなければ定められないが、Mansour は S 及び Z の分布形が未知であるとしても、それが一定の分布に従うなら、次式で与えられる r が一定値のときは P_f も一定値になることを示した。

$$r = \frac{m_M}{\sigma_M} = \frac{m_s - m_z}{(\sigma_s^2 + \sigma_z^2)^{1/2}} \quad \dots \dots \dots \quad (7.6.3)$$

ここで、 $m_M \dots M$ の平均値

$\sigma_M \dots M$ の標準偏差

Z は波浪曲げモーメント W (平均値 m_w 、標準偏差 σ_w) と静水曲げモーメント L (平均値 m_ℓ 、標準偏差 σ_ℓ) の和となる。波浪曲げモーメントは指数分布に従い、基準荷重としては超過確率が $1/n_w$ ($n_w \dots$ 波浪曲げモーメントの繰返し数、普通 10^8 とする) % なる特性極値 W_o をとるものとする。極値統計理論から m_w 、 σ_w は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} m_w &= \{1 + 0.5772 \lambda\} W_o \\ \sigma_w &= 1.2825 \lambda W_o \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (7.6.4)$$

ここで、 $\lambda = 1/(1_n n_w)$

静水曲げモーメントの基準値を L_0 (一定値) とし、船体は次式の θ' が一定値になるように設計されるものとする。

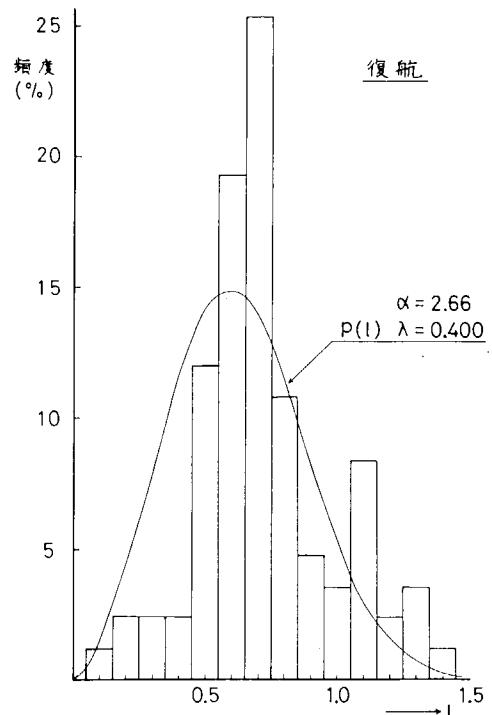


図 7.6.3

$$\theta' = \frac{m_s}{L_o + W_o} = \frac{m_s}{W_o (1 + \kappa)} \quad \dots \dots \dots \quad (7.6.5)$$

$$C \in \mathcal{C}, \quad x = L_0 / W_0$$

この場合は、

$$\left. \begin{array}{l} m_z = L_0 + m_w \\ \sigma_z = \sigma_w \end{array} \right\} \dots \quad (7.6.6)$$

となるから、これらの値を(7.6.3)に代入すれば、 r は求められる。なお、 θ' はいわゆる安全率に相当するものであり、上記の基準荷重に対する縦曲げ応力が 1.5 Kg/mm^2 、縦曲げ応力が σ_Y (2.4 Kg/mm^2) に達すると損傷が発生するとすると、 θ' は 1.6 になるから、この値を代入し、さらに S の変動係数は 0.13 として r を求めると、図 7.6.4 の $\sigma_e = 0$ の曲線が得られる。

静水曲げモーメントの変化を考慮すると、

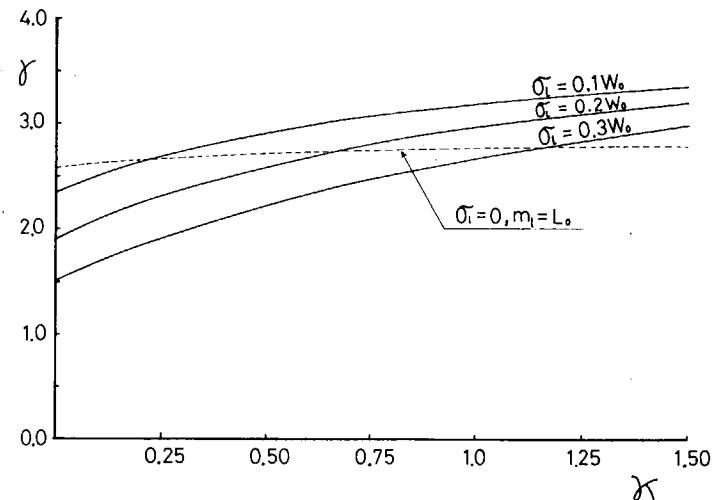
$$\left. \begin{aligned} m_z &= m_\ell + m_w \\ \sigma_z &= (\sigma_\ell^2 + \sigma_w^2)^{1/2} \end{aligned} \right\} \dots \quad (7.6.7)$$

となる。前記の調査結果を参考に、

とし、 σ_ℓ が $0.1 W_0$, $0.2 W_0$, $0.3 W_0$ のときの r を求めると、同図各曲線が得られる。

σ_L が $0.3 W_0$ の場合は κ が 1 で L の変動係数が 0.3 の場合に相当する。専用船等では σ_L は相当小くなると考えられるから、 σ_L が 0.1～0.2 W_0 のときの値が対応するものとみられる。

τ は ν の関数でもあるが、変化は複雑であるが m_ℓ が増加すると τ は低下する傾向にある。これからみると、今までの解析方法では m_ℓ/ν を0.78としても、 P_f を若干過小にみていることになる。



7. 6. 4

7.7 むすび

信頼性解析を行う場合には工作精度を表わす確率変数 — たとえば初期撓み、部材寸法の誤差 — に対する強度分布を求めねばならぬが、この研究のように強度が closed form で得られない場合には何回もの数値解析が必要となる。このような理由から強度解析は極力簡単化し、1回の解析に要する時間を減らさねばならない。このため必ずしも満足できる方法ではないがモデル化した近似計算により初期撓みと強度の関係を求めた。

コンテナ船静水曲げモーメントの分布について調査した結果では、これがワイブル分布で近似できることが明らかになった。静水曲げモーメントが変化する場合、船体強度解にどのような影響があるかについては来年度にさらに詳しく調査したい。なお、本調査に協力され、貴重な資料を作製の上提供された海運会社海務部および乗組員の方々には、篤く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) Post - Buckling Behavior of Stiffend Plates with Small Initial Curvature under Combined Load, A. Mansour.
Intern National Shipbuilding Progress, Vol. 18, No. 202, 1971
- 2) たとえば
有限帯板法による平板の大たわみ解析
上田幸雄 他
関西造船協会誌 昭和49年9月
- 3) 船体縦強度解析に関するトータルシステム
—タンカーの縦強度—
秋田好雄 他
造船学会論文集, Vol. 135, No. 135, 1974
- 4) Ship Structure Committee : Load Criteria for Ship Structural Design, Final Report on Project SR-198, "Load Criteria", 1973
- 5) A. E. Mansour : Probabilistic Design Concepts in Ship Structural Safety and Reliability, T. S. N. A. M. E. Vol. 80, 1972
- 6) A. E. Mansour : Approximate Probabilistic Method to Ship Longitudinal Strength, M. I. T. Report No. 738, 1973