

本研究は、モーターボート競走公益
資金による（財）日本船舶振興会の
補助金を受けて実施したものである。

研究資料 No. 405

第 216 研究部会

大型船縦通肋骨材の強度に関する研究

成 果 報 告 書

平成 6 年 3 月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会補助事業として、平成3年度から3ヶ年計画で実施した日本造船研究協会第216研究部会「大型船縦通肋骨材の強度に関する研究」の研究成果をとりまとめたものである。

第216研究部会委員名簿

(敬称略, 順不同)

部会長	藤田 謙(東京理科大学)(H.3~5)	
部会長代理	町田 進(東京大学)(H.3~5)	
代表幹事	前田 恂(石川島播磨重工業)(H.3~4)	熊倉 靖(石川島播磨重工業)(H.5)
委員	藤野 正隆(東京大学)(H.3~5)	永元 隆一(東海大学)(H.3~5)
	冨田 康光(大阪大学)(H.3~5)	井上 肇(船舶技術研究所)(H.3~4)
	青木 元也(船舶技術研究所)(H.5)	筒井 康治(日本海事協会)(H.3~5)
	飯野 暢(石川島播磨重工業)(H.3~5)	近藤 公雄(日立造船)(H.3~5)
	杠 吉行(三井造船)(H.3~4)	渡辺 孝和(三井造船)(H.5)
	谷口 友一(川崎重工業)(H.3~5)	後藤 隆昭(日本鋼管)(H.3~4)
	林 和男(日本鋼管)(H.5)	飯島 正明(住友重機械工業)(H.3~4)
	松井 明夫(住友重機械工業)(H.5)	伏見 彬(三菱重工業)(H.3~5)
	西村 弘道(常石造船)(H.3~5)	
オブザーバ	田中 信行(海上技術安全局)(H.3~4)	斉藤 昌勝(海上技術安全局)(H.5)

幹事会委員名簿

(敬称略, 順不同)

主査	前田 恂(石川島播磨重工業)(H.3~4)	熊倉 靖(石川島播磨重工業)(H.5)
委員	筒井 康治(日本海事協会)(H.3~5)	飯野 暢(石川島播磨重工業)(H.3~5)
	近藤 公雄(日立造船)(H.3~5)	杠 吉行(三井造船)(H.3~4)
	渡辺 孝和(三井造船)(H.5)	谷口 友一(川崎重工業)(H.3~5)
	後藤 隆昭(日本鋼管)(H.3~4)	林 和男(日本鋼管)(H.5)
	飯島 正明(住友重機械工業)(H.3~4)	松井 明男(住友重機械工業)(H.5)
	伏見 彬(三菱重工業)(H.3~5)	川野 始(三菱重工業)(H.3~4)

ワーキンググループ1委員名簿

(敬称略, 順不同)

主査	藤野 正隆(東京大学)(H.3~5)	
幹事	伏見 彬(三菱重工業)(H.3~5)	
委員	浦 環(東京大学)(H.3~5)	内藤 林(大阪大学)(H.3~5)
	河辺 寛(防衛大学校)(H.3~5)	渡辺 巖(船舶技術研究所)(H.3~5)
	谷澤 克治(船舶技術研究所)(H.4~5)	熊野 厚(日本海事協会)(H.3~5)

岡田 哲男(石川島播磨重工業)(H.3~5)	池淵 哲朗(川崎重工業)(H.4~5)
永田 修一(日立造船)(H.3~5)	西畑 彰(三井造船)(H.3~5)
後藤 隆昭(日本鋼管)(H.3~4)	柴崎 公太(日本鋼管)(H.5)
和田 正行(住友重機械工業)(H.3~4)	九嶋 孝憲(住友重機械工業)(H.5)
土岐 直二(三菱重工業)(H.3~5)	戸沢 秀(三菱重工業)(H.3~5)
オブザーバ 前田 恂(石川島播磨重工業)(H.3~4)	熊倉 靖(石川島播磨重工業)(H.5)

ワーキンググループ2 委員名簿

(敬称略, 順不同)

主 査 冨田 康光(大阪大学)(H.3~5)	
幹 事 飯野 暢(石川島播磨重工業)(H.3~5)	
委 員 的場 正明(東京大学)(H.3~4)	町田 進(東京大学)(H.4~5)
	(日本海事協会)(H.5)
吉成 仁志(東京大学)(H.5)	角 洋一(横浜国立大学)(H.3~5)
豊貞 雅宏(九州大学)(H.3~5)	藤井 英輔(船舶技術研究所)(H.3~5)
湯浅 通史(日本海事協会)(H.3~5)	中島 喜之(石川島播磨重工業)(H.3~5)
近藤 公雄(日立造船)(H.3~5)	福岡 哲二(三井造船)(H.3~5)
柳林 茂(三井造船)(H.5)	高坂 明(川崎重工業)(H.3~5)
鶴田 良夫(日本鋼管)(H.3~4)	石川 邦照(日本鋼管)(H.5)
下田 達也(日本鋼管)(H.3~5)	柴崎 公太(日本鋼管)(H.5)
和田 正行(住友重機械工業)(H.3~4)	九嶋 孝憲(住友重機械工業)(H.5)
川地 俊一(住友重機械工業)(H.3~5)	梶本 勝也(三菱重工業)(H.3~5)
川野 始(三菱重工業)(H.3~5)	倉本 美男(三菱重工業)(H.5)
橋本 州史(三菱重工業)(H.5)	征矢 勇夫(新日本製鐵)(H.3~5)
オブザーバ 前田 恂(石川島播磨重工業)(H.3~4)	熊倉 靖(石川島播磨重工業)(H.5)

目 次

1. 緒 言	1
2. 実船荷重調査	3
2.1 実船試験の概要	3
2.2 計測結果	3
2.3 計測時の遭遇海象の特性	4
2.4 まとめ	5
3. 規則波中の波浪荷重	14
3.1 水槽試験の概要	14
3.2 計測結果	14
3.3 まとめ	15
4. 水線面近傍の波浪荷重推定法	21
4.1 各種ストリップ法による計算比較	21
4.2 短波長規則波中の波浪変動圧計算法	21
4.3 半波圧力波形の計算法	21
4.4 まとめ	22
5. 縦通肋骨材の疲労荷重	27
5.1 荷重特性	27
5.2 荷重組合わせの検討	27
5.3 荷重組合わせ略算化	28
5.4 まとめ	29
6. 縦通肋骨材の疲労強度	37
6.1 疲労強度評価曲線の提案	37
6.2 嵐モデルの疲労特性	38
6.3 き裂進展と数値シミュレーション	39
7. 縦通肋骨材の疲労強度評価法と解析手法の検討	44
7.1 疲労強度解析法の現状	44
7.2 疲労強度解析フロー	44
7.3 疲労強度解析に必要な荷重情報	45
7.4 応力計算法及びその組合わせ法	47
7.5 累積被害度の計算法	49
8. 就航船の疲労解析例	51
8.1 T丸のデータを用いた試解析結果	51
8.2 各種就航船の解析結果	52
8.3 就航船解析結果の総合考察	54
9. 縦通肋骨材の疲労強度評価法と設計への適用	57
SR 216の方法 - 提案とその解説 -	58
10. 結 言	64

1. 緒 言

高張力鋼を用いた大型船が就航中、その水線面付近の船側縦通肋骨の隔壁や横桁との取り合い部にき裂が発見された。き裂は肋骨の面材上のフラットバーの回し溶接止端部から発生し、面材を切断後、肋骨のウェブを貫通して外板に達しようとするものもあった。従来、船側縦通肋骨に軟鋼が使用されている場合には疲労強度に余裕を持った船級協会規則に従ってその寸法を決めておけば、損傷の心配は少なかったが、最近、高張力鋼が船側縦通肋骨に使用されるようになって、波浪変動荷重に対する疲労強度の不足によってき裂が発生するようになった。

船側縦通肋骨は波浪、積み荷による局部荷重を分担し、この荷重をフラットバー等を介して隔壁や横桁に伝達するが、更に船体縦曲げによる応力も加わって来る。そして問題を複雑にしているのは第一に水線面の荷重が時系列上非線形であること、第二に波浪による荷重や船体の曲げによる応力がそれぞれ異なった位相で生ずること、第三に肋骨と隔壁や横桁との結合部が不連続で応力集中があることである。

これらの理由により過去において総合的な研究がなされた例がほとんど見られなかったが、損傷の結果生ずる事故の重大性を考慮し、また最近の進歩した計算技術を駆使した疲労強度解析手法を基にした合理的設計手法を確立することが緊急の課題であった。

本研究では平成3年度から5年度までの3箇年に亘り、水線面付近の船側縦通肋骨の疲労強度に着目し、波浪による変動荷重の実船計測と水槽による模型実験、それらの成果を取り込んだ波浪荷重計算法の開発、大型、小型模型による疲労試験の実施と構造物の適確な疲労強度の把握、さらに就航船の損傷実績等の解析を行い、これらの成果の総合的検討の結果、合理的な疲労強度推定法の提案を行うことを目的とした。

この3年間の主な研究とその成果を次に示す。

(1) 荷重ワーキンググループ(WG-1)

水線面付近の波浪変動荷重の複雑な現象を明らかにするため、

- 1) VLCCの就航中に受ける波浪変動荷重の実態を把握するため、約1年間の実船における荷重計測を行い、
- 2) さらに、規則波中における波浪変動荷重と船体曲げモーメントの応答特性の詳細データを得るため、VLCCおよびコンテナ船の相似模型を作り、大型角水槽で波浪中の自航実験を実施した。
- 3) 以上の2点から、荷重推定式上の最大の問題であった大型船の疲労評価上重要な短波長領域(波長/船長比0.2-0.5程度)における荷重特性が明らかになり、その結果を反映するため、各種ストリップ法による船体運動/荷重の比較評価を行うとともに、理論的骨格の研究を行い、縦通肋骨の疲労荷重特性をまとめた。

(2) 疲労ワーキンググループ(WG-2)

船側縦通肋骨材の疲労評価を確立するために

- 1) 該当部位を模擬した要素試験、さらに構造モデル試験片を用いた定荷重および特定航路の海象データに基づく変動荷重(嵐モデル)疲労試験を行い、公称応力範囲に着目したS-N線図と最大嵐のピーク応力範囲に着目したS-N線図を作成した。
- 2) また、実船の試解析、疲労強度評価の実施に備えて評価対象応力、応力履歴、寿命の定義、残留応力と平均応力等、基礎的要因の取扱い法について検討し、平均応力、残留応力等を考慮してホットスポット応力に着目したS-N線図を就航船の疲労強度評価、解析用曲線として提案した。
- 3) 以上の成果をもとに、VLCC "T丸"について各種の疲労強度推定法を用いて疲労強度計算を行い、合理的な推定

法の選択と一層の改良を加えて当部会の手法として提案した。さらに就航中の各種船の損傷、非損傷実績をこの手法で解析し、疲労損傷判定基準を作成した。当初、船側縦通肋骨を主な対象としていたが、研究の進展とともに甲板および船底縦通肋骨についても適用可能な手法であることを確認した。

従来発生したような縦通肋骨の損傷を未然に防止するために、船殻の設計に際し、この手法を用いて縦通肋骨の疲労強度を検討することを提案したい。

2. 実船荷重調査

2.1 実船試験の概要

船側縦通肋骨材の強度の研究に際し、未知の要素の多い水線面近傍の縦通肋骨材に作用する荷重を明らかにするため、大型船による実船計測を行った。対象船はVLCC（T丸）とし、日本・ベルジャ湾間の5航海（往復）、約1カ年間に亘って計測を実施した。本船の主要目を以下に示す。

載荷重量：約235,000 DWT

主寸法：L×B×D－d_{DSS}＝307 m×54 m×29.25m－19.5m

船籍国：日本

計測は、中央部よりやや後方の右舷側No.4サイドタンク（バラストタンク）を中心に計11点の圧力ゲージを設置した。船側の圧力ゲージは満載吃水線直下（約3m下）の位置に重点的に配置した。ここでは、対象部材自身にゲージを貼付しセンサーとする方法を採用した。計測点配置を図2.1.1に示す。計測はヒストグラムレコーダの使用を主とし、ピークカウント法としてはレインフロー法を適用したが、一部時系列データも記録した。計測結果の一例を図2.1.2に示す。

2.2 計測結果

5航海分の頻度データを累積し、整理した結果を表2.2.1に示す。これらの解析結果を基に荷重の各特性について考察した。船長方向に同一のレベルで設置されたP1、P6、P9、P10の各結果を整理し、図2.2.1に示す。復航時の場合について見ると、P10（艙より約140m船首側）では、P1に比べ約20%程度大きくなっていることが判る。従来の知見から見て、向波の状態が卓越していれば、もう少しP10が大きくなったものと予想され、本船の計測期間内では、向波以外の海象に遭遇することが多かったものと推測される。図2.2.2は、横断面を横に引き延ばした状態でプロットすることにより、結果を整理図示したものである。吃水線付近で波浪変動圧の大きくなる実態が認められる。復航時の結果について見ると、吃水線より約3m下のP1と約10m下方のP5との比較から、ほぼ同レベルの圧力変動であることが判る。小波高、短波長の場合（Rolling微小の場合）、P1とP5の差は波のオービタルの減衰の程度がそのまま現われると考えると、 $P5 = a \cdot P1$ ($a \approx 0.5$)となる。一方、大波高、長波長の場合（Rollingありの場合）、船体運動の影響が支配的となり、波の谷で露出することによる頭切れの影響を考えると、図中に示す関係が得られる。これらの関係をP1とP5の最大値間の相関図にプロットしてみた結果を図2.2.3に示す。また、同様の考え方をP1とP4（P1より5m上方）に適用した結果を図2.2.4に示す。いずれのケースにおいても計測データの傾向を良く説明しているものと判断される。図2.2.5はP1とP1位置におけるトランスリング部応力SF-4との相関を調べた結果である。図中示す斜め線は静水中のバラストイング時の結果であり、FEM解析結果ともほぼ一致することを確かめている。応答の大きくなる領域では、この線よりSF-4の応答が上方へいく傾向が認められる。これは、横曲げモーメントによる成分が重畳する方向で作用するためと考えられる。右舷側No.4バラストタンクについて往航（バラスト航海）時の内圧変動計測結果をプロットした結果を図2.2.6に示す。ここで、P1、P2、P8は同一深さに位置する計測点である。99%累積確率値で比較すると、船側位置が大きく、縦通隔壁側が一番小さいとの結果になっており、内圧変動の主要因は、Rollingによる上下方向の加速度変動と考えられる。因みに、往航時のRolling結果（表2.2.1参照）から、平均周期を10秒と仮定して船側位置での加速度変動（レンジ）を求めると0.1Gのオーダーとなり、それに起因する内圧の変動は約1.0～1.5m水頭と得られる。すなわち、実測値とも大略一致するものである。

今回の計測においては、レインフロー法を適用してピークカウントを行った。そこで、レインフロー法と通常、耐航

性分野で使われるゼロアップクロス法とのピークカウント法上の差異について調査した。表 2.2.2 は P1, P5 に対応する位置に対して STF 法に基づくストリップ法により不規則波中短期予測を行い、平均周期まで含めた実測値との比較を行ってみた結果である。ここでは、波浪推算結果に基づく波浪データを使用した。推定値と実測値との対応は平均周期まで含めて比較的良好と言える。今回の結果を見る限り、レインフロー法と通常、耐航性分野で適用されるゼロアップクロス法との差異は大きくないものと思われる。

計測データの統計解析を行い、遭遇海象を基に予測した理論的長期分布との比較を通して、各々の特性について検討した。結果を図 2.2.7~2.2.10 に示す。水線面下 3 m の位置の変動水圧 P1 の長期分布は、水圧が 3 m 付近までは理論長期分布計算値にほぼ一致するが、それより大きい水圧の領域では外れてくる。これらに対して、水線面 11.55 m の位置の P5 は計測値がほぼ理論計算値にそった形となっている。水面下 3 m の点の水圧は水面との相対運動の振幅が 3 m 以上になれば露出することになり、応答が波高に比例する線形の仮定が成り立たなくなる為である。水面から出た場合には、大気圧しか作用しないと非線形性を加味する手順を考える。長期予測結果が図 2.2.11 に示す ADE の線で得られたとして、LWL 下 X m 位置の変動圧力を考えると、プラス側のピーク値は ADE となるが、マイナス側では X m 以上になると水面上に出て圧力は作用しなくなる為、CDE がピーク値を表わすことになる。両者の差の半分を振幅と見なせば、当該部の変動振幅は、BDE で表わせることになる。P1 に見られる実測データの傾向は、こうした考え方の妥当性を肯定しているものと考えられる。

図 2.2.12 は、実船データ（満載）の周波数解析結果の一例である。SF-NU は P1, SF-4 と同一 long 1. の軸応力（中性軸上）であり、大部分が横曲げによる成分と考えられるものである。振幅がピークとなる周波数近傍での位相関係について見ると、P1 と SF-NU は逆位相に近い。T.Ring 部応力 SF-4 にとって、外圧作用時（圧縮応力発生）、軸応力も圧縮となる。従って、水圧と横曲げが重畳する方向で作用すると考えられる。前述の図 2.2.5 に示した傾向が説明出来る。一方、図 2.2.13 は水槽試験より得られた変動水圧（右舷側を計測）と横曲げモーメントの位相関係である。横曲げモーメントは右舷側が圧縮になるように曲げる方向を正と定義しており、位相は横曲げモーメントとの位相差で示している。横曲げ、船側変動圧の卓越する横波状態に注目すると、ほぼ同位相に近いことが判る。すなわち、T.Ring 部のサイドロンジ応力にとって水圧と横曲げは、重畳する方向で作用することになり、実船での傾向とも一致する。

図 2.2.14 は日本とベルシャ湾間の航路を南・東シナ海とインド洋の 2 つに大別して復航時の累積頻度を求めてみた結果である。これより、高い波高は、インド洋にて遭遇したものであることが読み取れるが、それは主として本船の右舷側からのものであることが推測される。

2.3 計測時の遭遇海象の特性

波浪推算をベースとした海象調査を実施した。調査結果を Hogben の Global Wave Statistics の結果と対比して図 2.3.1~3 に示す。図 2.3.3 は、波高の累積確率であるが、両者は比較的良く一致しており、実船計測時の海象が日本一 PG 航路の平均的な海象に近いものであったと思われる。さらに検討を行うため、日々の 23 時間の計測結果（満載時）より平均値、標準偏差を求め航海日数毎の変化を求めた。結果を図 2.3.4~5 に示す。なお、波高は波浪推算によるうねり、風浪の波高の自乗和した値である。ベルシャ湾を出て 10 日間くらいがインド洋海域、マラッカ海峡を通過して約 10 日間で日本に到着する。これよりインド洋海域が波高、変動水圧ともに高く、太平洋海域では低い傾向が見られる。船の針路を noon position から計算し、波向をうねりと風浪の卓越した方として両者の相対角を求め、各航海ごとにとまとめた結果を表 2.3.1 に示す。この結果から 33, 34 次航はインド洋海域では左舷側からの波が多く、35, 36, 37 次航はインド洋海域で右舷側からの波が多かったと推測される。次に、実船計測時の遭遇海象の推算値と Hogben による PG 航路の海象データについて波高頻度分布の統計パラメータを用いて比較を行った。図 2.3.6 は波高（全周期）の頻度分

布をワイブル確率紙にプロットした結果である。また、図 2.3.12 に波周期の頻度分布を同様にプロットした結果を示す。両者ともに低波高、低周期の部分では少し相違があるが、ほぼ同じ統計的性質であると言える。

アラビア海、ベンガル湾における船舶の遭遇波浪について日本船籍の船舶の報告を元にして、波浪情報の統計解析、船との出会い方について調査を行った〔2-1〕、〔2-2〕。波浪観測位置の分布を図 2.3.8 に 1986 年から 1987 年までの分について例示する。統計的性質の特徴として、アラビア海、ベンガル湾両海域共に、夏季が最も波高が高くなり、それらは南西方向から伝播して来、相対的に波周期も長い点が挙げられる。表 2.3.2 に示すのは日本からの代表的な航路の四季別平均波高と平均波周期の一覧である。ベルンガ湾航路は全般的に低波高、短周期の波が多いが、夏季だけは波高が高くなり、波長も長くなる事が分かる。それに比べ、北太平洋の波高レベルは格段に高い。図 2.3.9 及び 10 は、出会い方位を 30 度毎に 12 方位にわけ波高別の頻度分布を示したものである。アラビア海、ベンガル湾では右舷斜め後方および左舷斜め前方よりの遭遇頻度が非常に高く、今回の実船試験での傾向とも一致する。北太平洋についてはこれほどの偏りはない。このように遭遇頻度が偏るのは、この海域の特徴である。

2.4 まとめ

船側縦通肋骨材の強度の研究に際し、未知の要素の多い水線面近傍の縦通肋骨材に作用する荷重を明らかにするため、VICC による実船計測を実施し、荷重と縦通肋骨材に発生する応力等の現象の実態を明らかにした。また、実船試験時の遭遇海象に関する調査・分析を通して日本-PC 間の航路特性を把握すると共に、日本-北米航路といった代表的な他航路との海象上の特性差について検討した。

参 考 文 献

- 〔2-1〕 渡辺，富田，谷沢「北太平洋の波と風（1974-1988）」，船舶技術研究所報告別冊 No. 1，1992
- 〔2-2〕 小川，渡辺「アラビア海航路の船舶が遭遇する海象の特性について」，平成 5 年秋季船舶技術研究所研究発表会講演集，1993 年 11 月

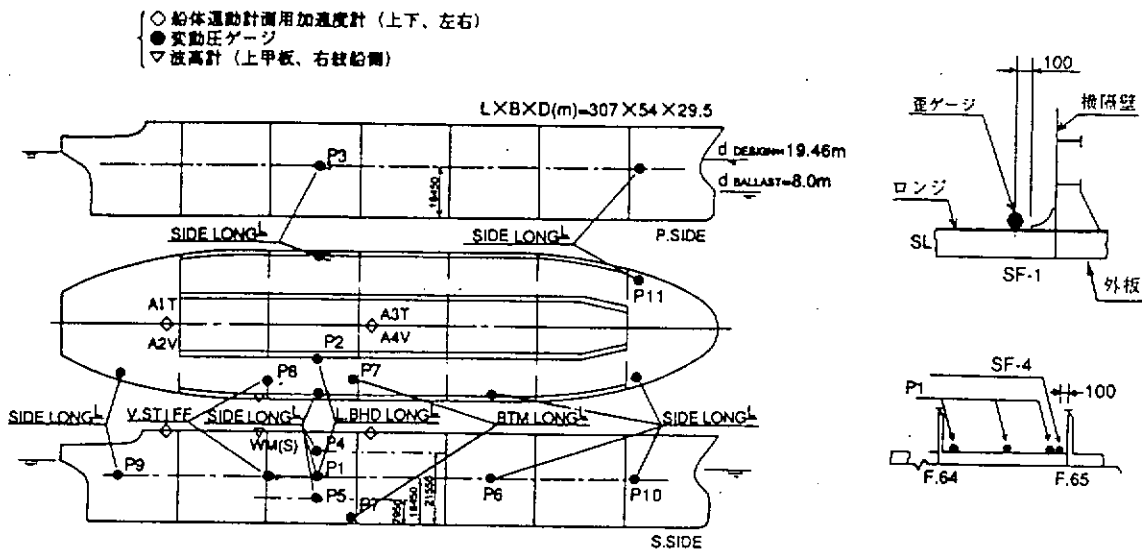


図 2.1.1 実船計測船計測点配置図

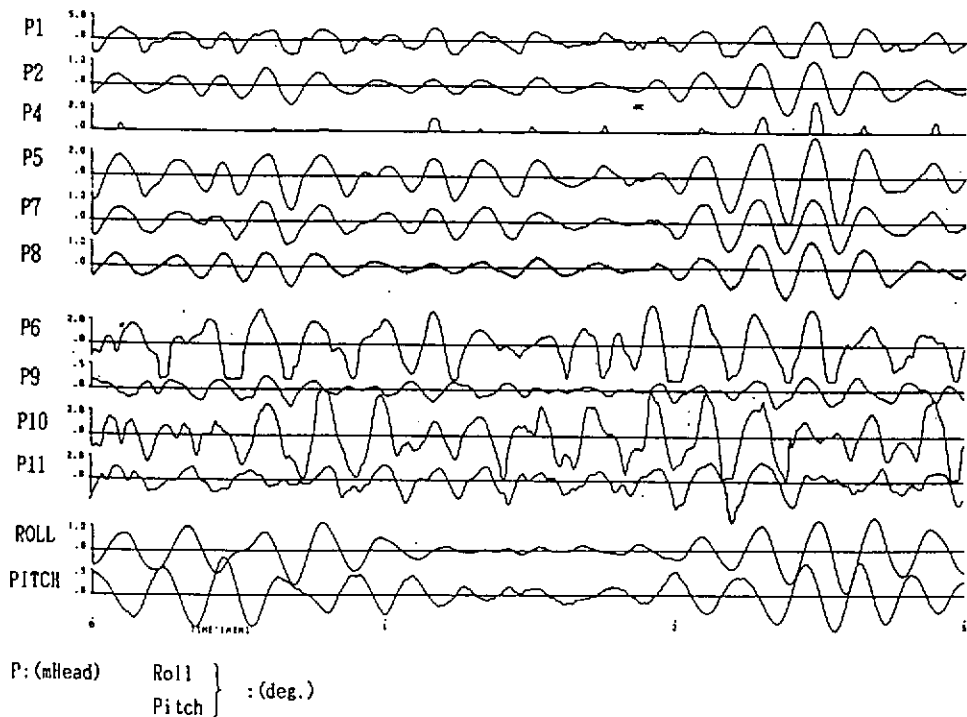


図 2.1.2 時系列波形例 (第 37 次航, 復航)

表 2.2.1 第 33 次航～ 37 次航の累積結果

計測点	位置	復航 (満載)			往航 (バラスト)		
		99%累積確率値	平均値	標準偏差	99%累積確率値	平均値	標準偏差
P1	#4TK(S) SIDE 中段	5.42	1.27	1.15	1.31	0.44	0.32
P2	#4TK(S) L.BHD付Longl. 中段	1.74	0.76	0.45	0.69	0.38	0.19
P3	#4TK(P) SIDE 中段	2.70	0.91	0.66	0.84	0.34	0.19
P4	#4TK(S) SIDE 上段	2.56	0.67	0.58	0.78	0.19	0.16
P5	#4TK(S) SIDE 下段	4.80	1.41	1.10	2.30	0.96	0.64
P6	#2TK(S) SIDE 中段	5.42	1.29	1.17	1.74	0.68	0.47
P7	#4TK(S) BTM Longl.	2.24	1.08	0.57	1.80	0.83	0.50
P8	#4TK(S) T.BHD付V.STIFF中段	1.66	0.73	0.45	1.02	0.49	0.31
P9	ENG.RM(S) SIDE 中段	0.69	0.40	0.22	—	—	—
P10	F.P.TK(S) SIDE 中段	6.28	2.25	1.58	2.09	1.38	0.64
P11	F.P.TK(P) SIDE 中段	4.14	2.25	1.30	3.24	2.19	1.20
SF-1	#4TK(S) 中段 T.BHD 部応力	8.42	2.08	1.89	2.19	0.99	0.61
SF-4	#4TK(S) 中段 T.RING 部応力 (P1 部)	8.85	2.22	1.97	2.24	1.00	0.66
SF-12	#4TK(P) 中段 T.RING 部応力 (P3 部)	4.35	1.57	1.05	3.09	1.08	0.80
WM(S)	相対水位 (S)	6.13	1.44	1.33	4.35	1.19	0.98
WM(P)	相対水位 (P)	3.85	1.25	0.85	5.69	1.56	1.28
ROLL	横揺角	5.00	1.88	1.20	6.43	2.06	1.47

変動水圧 : mHead
 応力 : kgf/mm²

(両振幅)

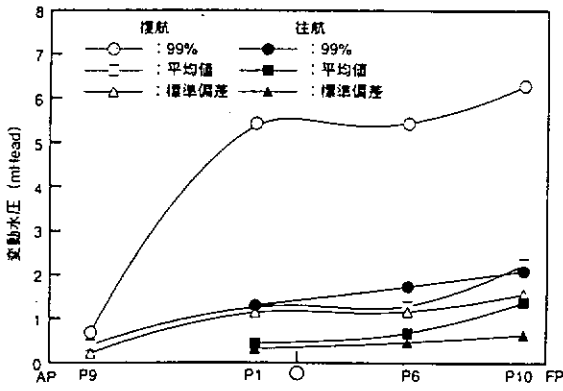


図 2.2.1 変動水圧の船長方向比較

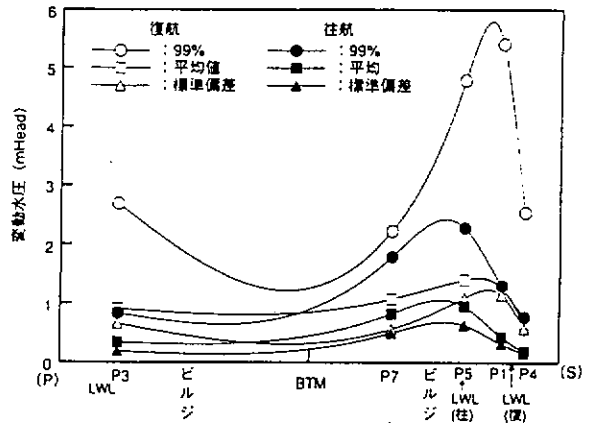


図 2.2.2 変動水圧の横断面内比較

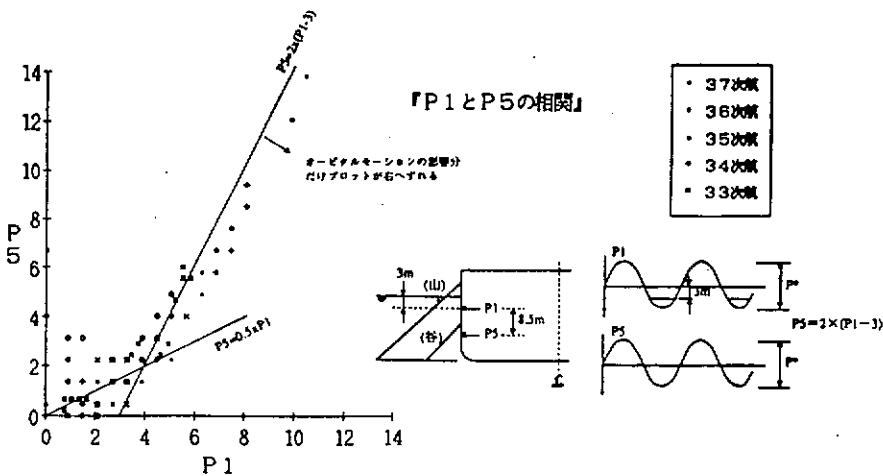


図 2.2.3 同一日 (23 時間計測) の最大値間の相関 (復航)

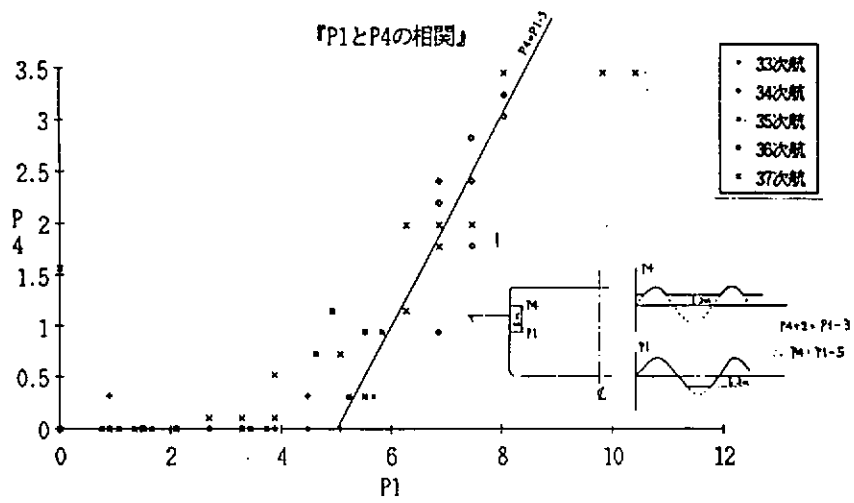


図 2.2.4 同一日 (23 時間計測) の最大値間の相関 (復航)

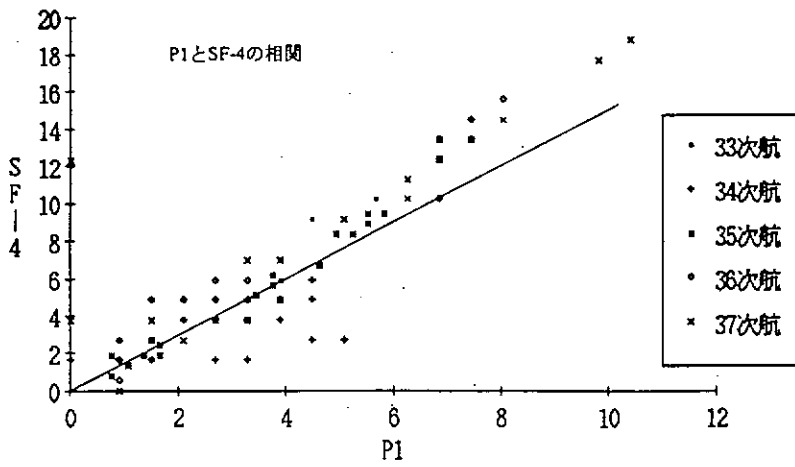


図 2.2.5 同一日 (23 時間計測) の最大値間の相関 (復航)

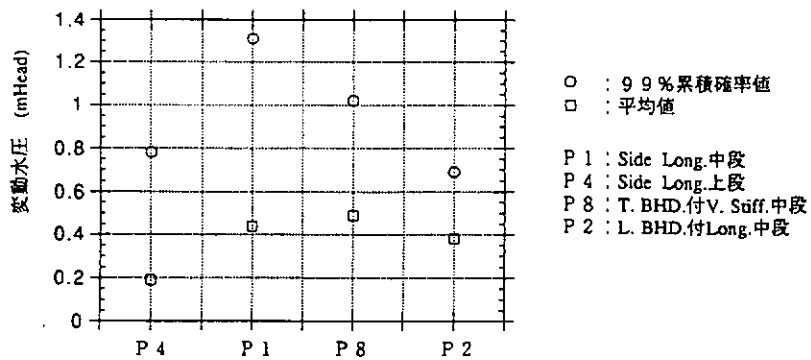


図 2.2.6 内圧変動の程度 (往航)

表 2.2.2 船側変動圧の実測値と推定値との比較（復航：満載時）

Point	月 日	(a) 風浪			(b) うねり			合成波高 H (m)	Strip 法			実測値	
		μ (deg)	H (m)	T (sec)	μ (deg)	H (m)	T (sec)		(a) による①	(b) による②	$\sqrt{Q^2+Q^2}$	圧力値	周期
P 1 #4TK(S) 中役	第36次航 第2日	120	1.0	3	120	2.0	7	2.2	0.4	1.6	1.6 (3.7-6.7)	1.3	5.7
	第36次航 第5日	30	2.0	5	45	3.0	9	3.6	1.1	2.5	2.7 (10.7-12.6)	1.7	10.1
	第37次航 第4日	60	2.0	4	120	2.5	7	3.2	0.8	2.0	2.2 (6.2-6.7)	2.2	7.9
	第37次航 第5日	60	2.5	5	60	3.0	8	3.9	1.5	2.7	3.1 (7.7-10.7)	2.1	8.4
P 5 #4TK(S) 下段	第36次航 第2日	120	1.0	3	120	2.0	7	2.2	0.1	1.0	1.0 (4.5-8.0)	0.9	12.0
	第36次航 第5日	30	2.0	5	45	3.0	9	3.6	0.6	2.0	2.1 (11.7-13.4)	1.2	12.5
	第37次航 第4日	60	2.0	4	120	2.5	7	3.2	0.3	1.2	1.3 (7.8-8.0)	2.0	10.6
	第37次航 第5日	60	2.5	5	60	3.0	8	3.9	0.8	2.0	2.1 (9.2-11.8)	1.7	11.7

圧力：両振幅の標準偏差 m Head
 * : () 内は $T_{0.2}$ (sec)
 ** : ピークカウント数より求めた平均周期 (sec)

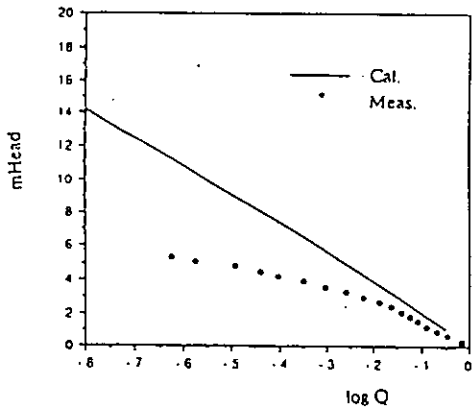


図 2.2.7 P 1 の変動圧振幅（片振幅）の長期分布（復航）

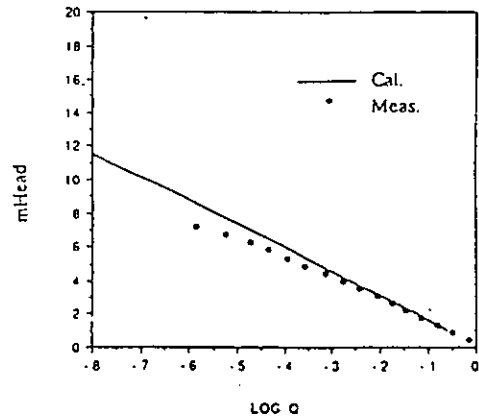


図 2.2.8 P 5 の変動圧振幅（片振幅）の長期分布（復航）

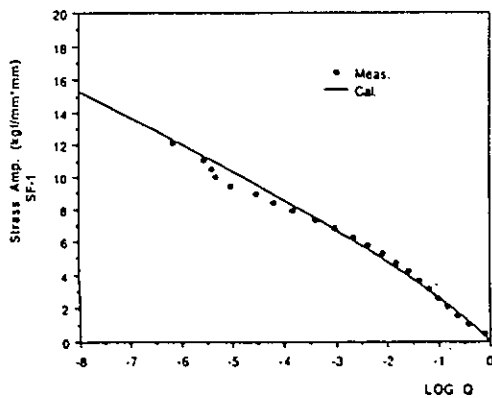


図 2.2.9 SF-1 の応力振幅（片振幅）の長期分布（復航）

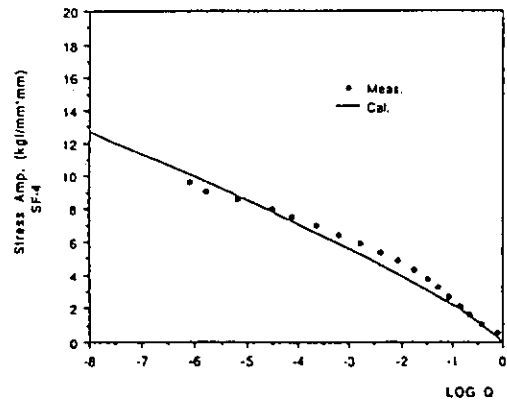


図 2.2.10 SF-4 の応力振幅（片振幅）の長期分布（復航）

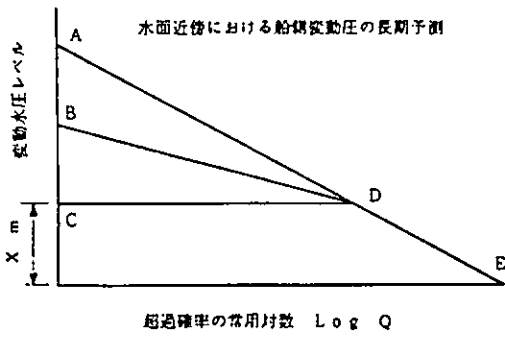


図 2.2.11 水面近傍における推定結果の修正

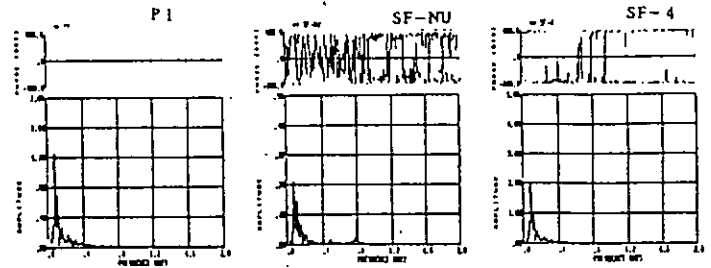


図 2.2.12 周波数解析結果例(37次航復航, 第5日)

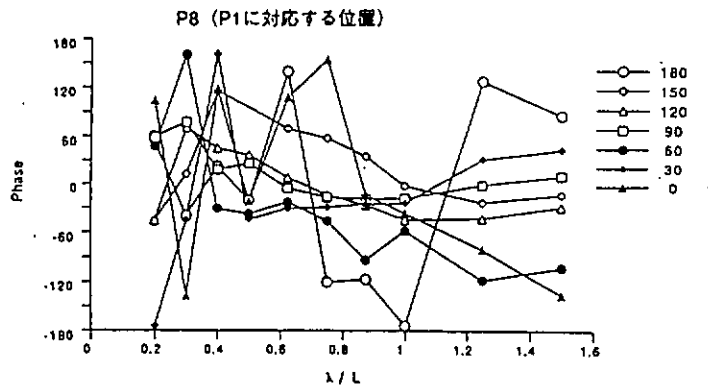
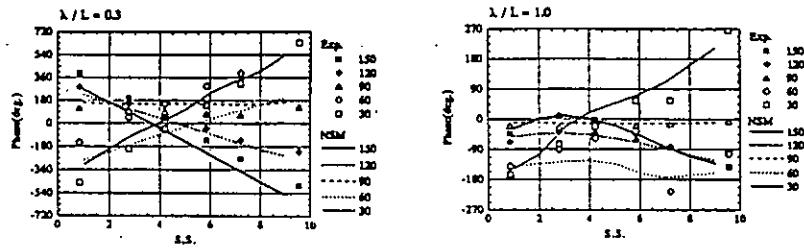


図 2.2.13 変動水圧と横曲げモーメント(中央部)との位相関係 (船研水槽試験結果)

P 1

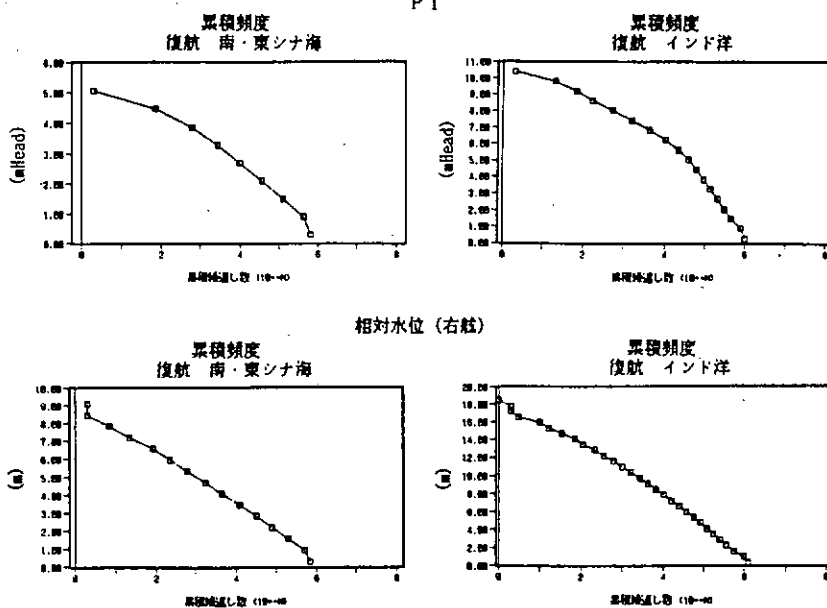


図 2.2.14 海域別全次航累積結果例（復航）

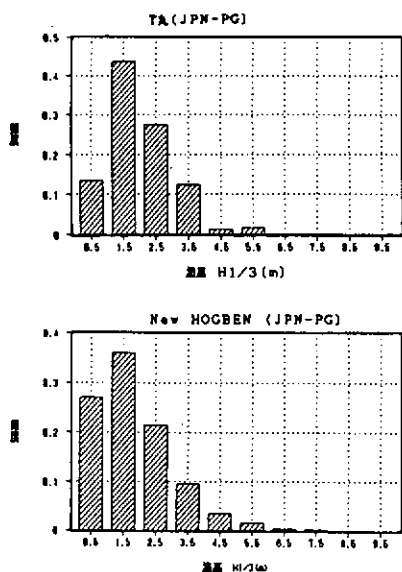


図 2.3.1 波高の頻度分布

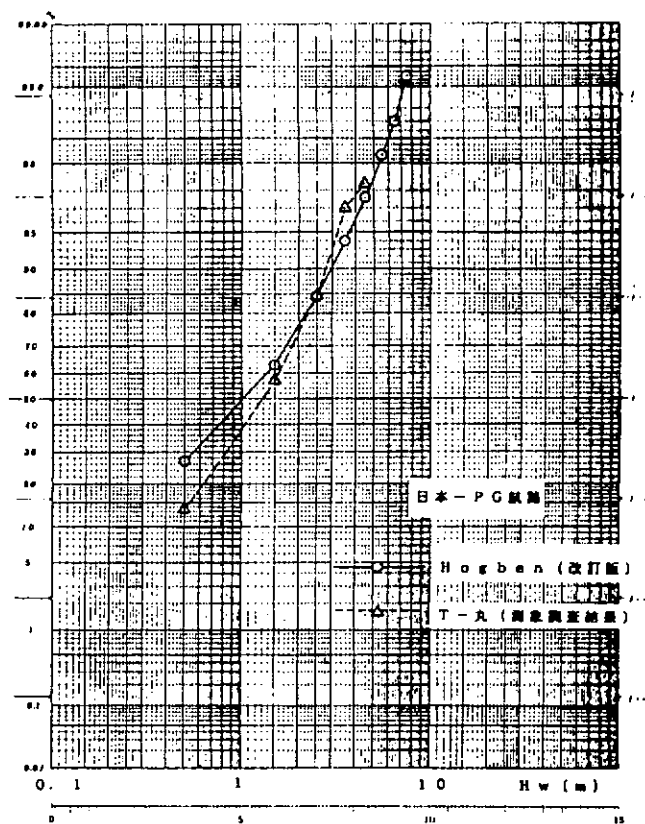


図 2.3.3 波高の累積確率

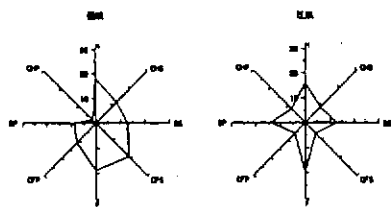


図 2.3.2 相対波向の頻度（日数）

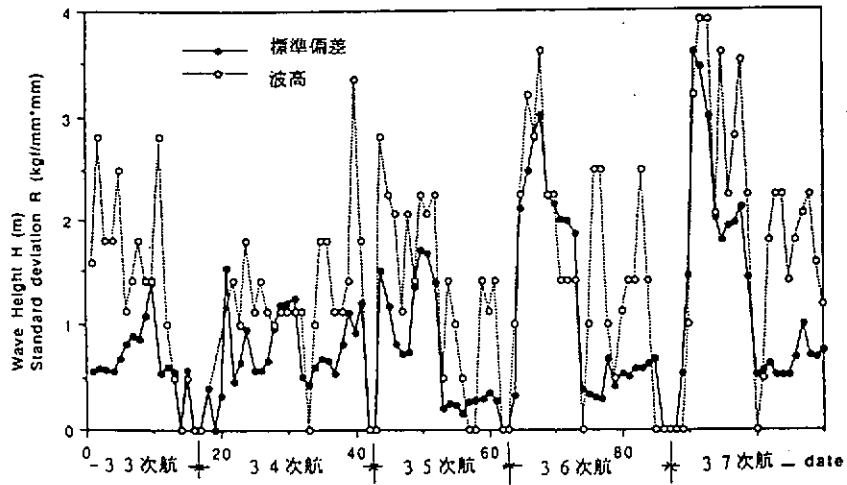


図 2.3.4 P1の満載復航の各航海ごとの遭遇波高, 変動水圧の変化

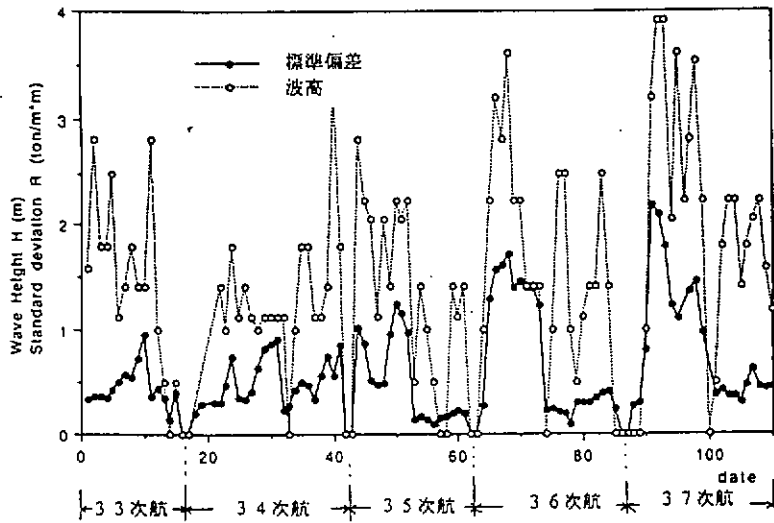


図 2.3.5 SF-1の満載復航の各航海ごとの遭遇波高, 変動応力の変化

表 2.3.1 実船試験時の船の進路と波向との相対角の頻度

	インド洋海域				太平洋側				備考
	右舷	左舷	前	後	右舷	左舷	前	後	
33次航	0	13	0	0					記録無
34次航	3	5	1	2	1	1	3	0	
35次航	7	1	0	3					記録無
36次航	8	0	0	2	3	1	1	2	
37次航	5	1	2	4	3	1	0	3	

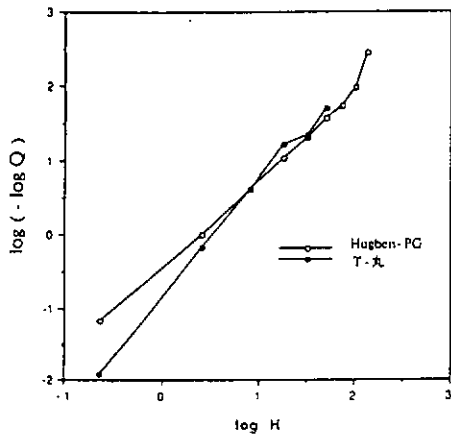


図 2.3.6 T丸とHogbenによるPG航路の波高頻度分布 (全周期)の比較

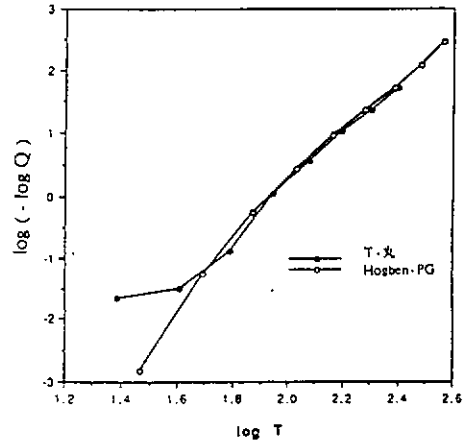


図 2.3.7 T丸とHogbenによるPG航路の波周期頻度分布の比較

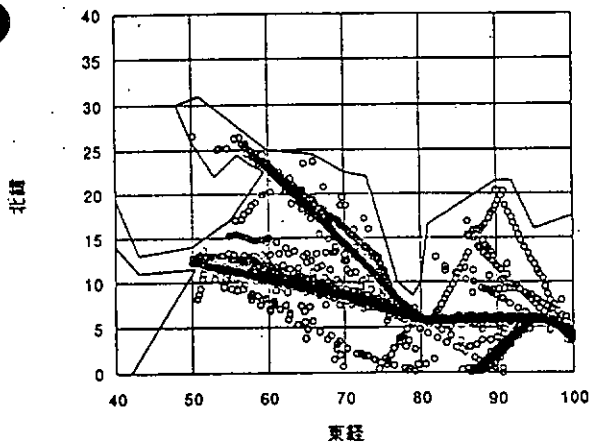


図 2.3.8 ベンガル湾・アラビア海からの船舶の波浪通報位置 (1986, 1987)

表 2.3.2 船舶データからみた航路別平均波高, 波周期

	春		夏		秋		冬		通年	
	Hw	Tw	Hw	Tw	Hw	Tw	Hw	Tw	Hw	Tw
北太平洋 (PW)	2.7	7.0	1.9	5.9	2.7	6.9	3.2	7.7	2.6	6.8
北太平洋 (PW)	2.6	6.8	1.9	6.1	2.6	6.8	3.2	7.6	2.5	6.8
日本-臺灣 (*)	1.9	5.8	1.7	5.6	2.1	6.1	2.3	6.2	2.0	6.9
南支那海航路	1.5	4.9	1.6	4.9	2.0	5.5	2.2	5.8	1.8	5.3
ベルシャ湾 (インド洋)	1.4	5.2	2.8	7.0	1.8	5.2	1.4	4.6	1.8	5.6

(*) 赤道より南方海域でのデータは含まれていない。

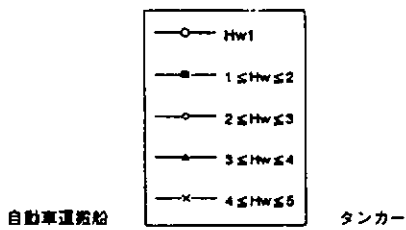


図 2.3.9 波高の遭遇方位別頻度分布 (ベンガル湾・アラビア海)

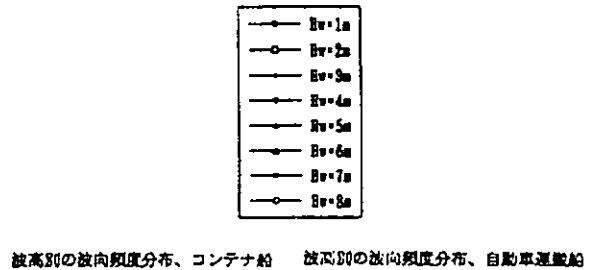


図 2.3.10 波高の遭遇方位別頻度分布 (北太平洋)

3. 規則波中の波浪荷重

3.1 水槽試験の概要

本実験は実際に波浪中を航行する船体に働く波浪荷重の実態を明らかにするとともに、これらの研究に必要な荷重、水圧の実験データを提供するために実施したものである。実験は船側の縦通材にかかる荷重に主眼を置いて実施した。供試模型はVLCC ($L_{pp} = 307\text{m}$)とコンテナ船 ($L_{pp} = 261\text{m}$)の木製相似模型で曲げモーメントを計測するための検力計を取り付けられるよう船体中央で2分割してある。模型概略形状、センサー

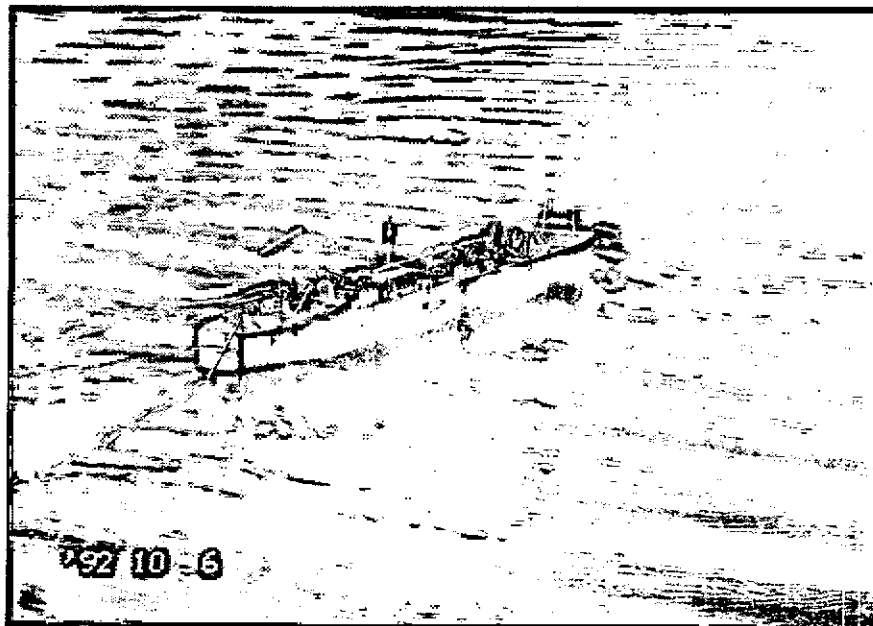


写真3.1 水槽試験の状況 (VLCC)

配置を図3.1に示す。上段はVLCCを、下段はコンテナ船を示す。いずれの船型も実船についても計測が行われている船型である。水槽試験の状況を写真3.1に示す。

実験では水線面近傍付近の水圧を重点的に計測するよう水圧計をその付近に配置した。水面よりやや上に設置する水圧計は水面を出入りする際に温度ショックから逃れられないため良いデータが得ることが難しいといわれてきた。そのため実験では水圧計受圧面を常時薄い水膜で覆うことにより、温度ショックを除去する方法を新たに考案して試みた。これにより水線面近傍で水中に出入りする水圧計でも精度の良い計測ができた。

3.2 計測結果

3.2.1 VLCC模型の結果

すべての実験は規則波中で行ったので、実験結果は応答の振幅の形で整理し、更にそれを波振幅 (ζ_A)あるいは波傾斜 ($\kappa\zeta_A$) 等で割った形で表示してある。比較する推定計算法としては改良NSM (図中ではNSM (Improved) と表記) 名付けたストリップ法を主として、一部在来のNSM法も採用している。計算法の詳細については4.2に示す。

最初に船体運動について報告する。PitchとRollを代表例にして、図3.2と3.3に示す。波長船長比 (λ/L) が1を越えるような領域では運動も大きくなるが、VLCCが普段出会うような波長の波、すなわち $\lambda/L = 0.5$ より短い波の領域では、追い波状態を除き、船体運動は非常に小さいことがわかる。NSMの計算結果は全般的に計測値と良く一致しており、運動についてはNSMの推定は精度が良いことがわかる。

船体中央で計測された垂直および水平曲げモーメントの応答振幅を図3.4と5に示す。正面向かい波と斜め向かい波の場合について、縦曲げモーメントの大きさが波長によってどう変化するかを示す。波長船長比が1の近くで最大になることが判る。NSM (改良NSM) は全般的に良い推定値を与えている。図3.5に示す水平曲げモーメントの応答振幅は、出合角 120° と 30° の場合である。波長船長比が0.6から0.7の付近で最大値を取ることが分かる。これ

に対して NSM の計算結果は基本的な傾向は良く推定できているものの、最大モーメントの大きさを過大に推定する傾向があるようである。これについては実験と計算の重量分布の差が影響を与えていると思われる。

船体表面での水圧については、まず計測された波形例を図 3.6 に示す。 $\lambda/L=0.5$ 、 $\chi=120^\circ$ での同一断面内での水圧計測波形である。波形から水圧計が空中に露出している期間が容易に読み取れる。このように水圧計が露出している間の波形にも温度ショックによるドリフトは見られず、水膜で受圧面を終始覆っていた効果があったことが分かる。

S.S.4 断面での圧力分布計測例を NSM および改良 NSM の計算結果と併せて図 3.7 に示す。NSM の計算結果を点線で、改良 NSM の計算値を実線で示す。横波状態で波上側で高い水圧変動となり、波下側ではほとんど水圧変動がなくなることが実験で表れているが、従来方式の NSM ではうまく説明できないが、改良 NSM 法はこの点を的確に推定できていることがわかる。

3.2.2 コンテナ船模型の結果

コンテナ船の船体運動の代表例として、実験で求めた Pitch, Roll の応答曲線を NSM の計算結果とともに図 3.8 から 3.9 に示す。VICC と同じく、短波長域では、船体運動はかなり小さく、波長船長比 (λ/L) が 1 の付近で運動が大きくなる。NSM の計算結果は全般的に計測値と良く一致しており、この種の船型でも運動については NSM で推定しても良い推定値を与えることが判る。

船体垂直曲げモーメントの応答振幅を図 3.10 に示す。向い波状態の λ/L が 1 の近くで大きくなることがわかる。NSM による推定値は、全般的に良い推定値を与えている。次に水平曲げモーメントの応答振幅を図 3.11 に示す。斜め向かい波 ($\chi=120^\circ$) の波長船長比が 0.4 付近と、斜め追い波 ($\chi=60^\circ$) で波長船長比が 0.8 付近で、同じ程度の最大振幅を与える。NSM の計算結果は、定性的に正しい推定値を与えているものの、全般的に垂直曲げモーメントに比べると一致度は良くない。これについては VLCC のところで述べたように、実験と計算の重量分布の差が大きい一つの要因と考えられる。

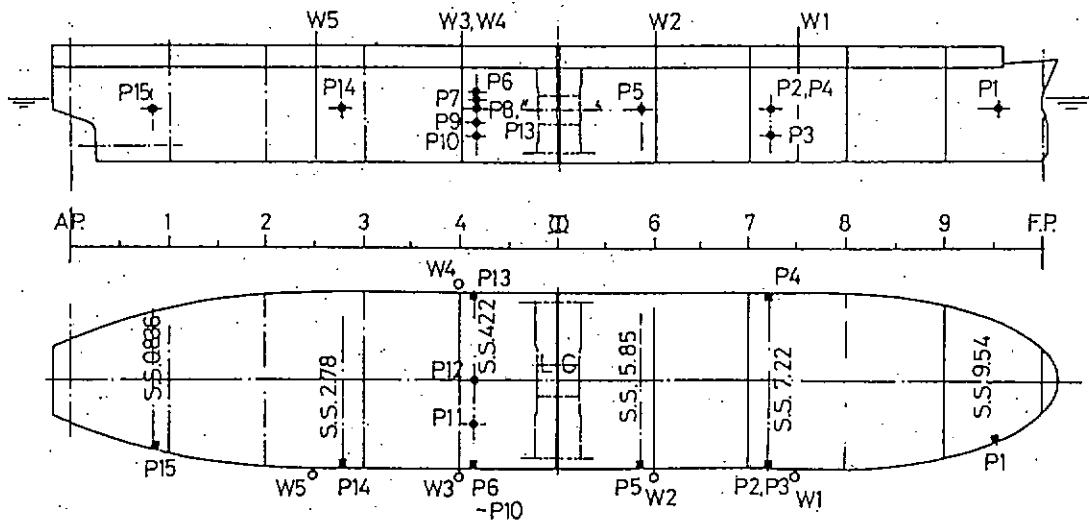
コンテナ船に働く水圧振幅の横断面内分布について調べた結果を図 3.12 に示す。横断面位置 SS.4 における水圧振幅を波高に対する比で表わしたものである。振幅の実験値を白記号で、黒印で相対水位変動から換算した喫水線位置での水圧振幅を示す。改良 NSM による推定値を線で示す。波長が短いので、水面近傍に水圧の大きいところが見られ、それ以外では圧力は小さい。推定計算値は一部の追い波状態を除き、おおむね良い推定となっているようである。

3.3 まとめ

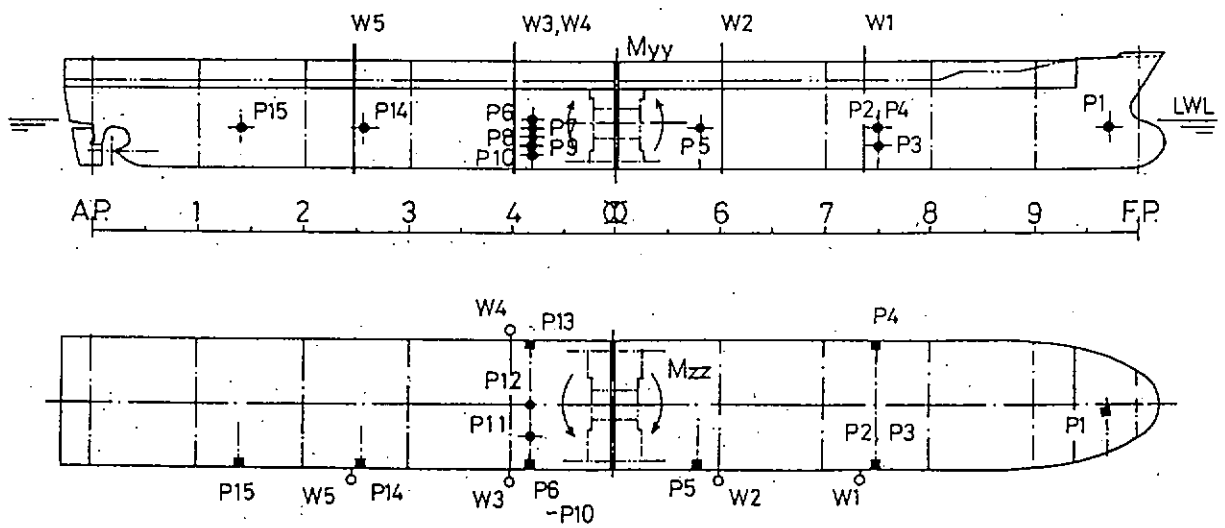
水槽実験により、VLCC とコンテナ船に働く、波浪曲げモーメントと変動水圧を計測し、それらが出合角、波長によってどう変化するかを短波長域に重点をおいて調べた。また、短波長域の水圧の推定精度の向上を図った改良 NSM を用いて、計算による推定がどの程度実験結果を説明できるかを調べた。その結果、

- (1) 短波長域中での波浪変動圧は、水線面付近で大きいが高水深が深くなると急激に減衰する。
- (2) 短波長域では船体運動は小さく、波浪荷重のもとになっているのは波による寄与が大きい。
- (3) 改良 NSM 法は、船体運動、縦曲げモーメント、変動水圧について実験の結果を良く説明する結果を与える。
- (4) 水平曲げモーメントについては計算と実験でやや差がみられるが、重量分布の設定の差が影響しているものと思われる。
- (5) 水線面近傍の水圧計測を行う際水膜で覆った水圧計を使用すると、温度ショックのない良好な結果を得ることができる。

事などがわかった。



(1) VLCC模型



(2) コンテナ船模型

図 3.1 模型船配置図

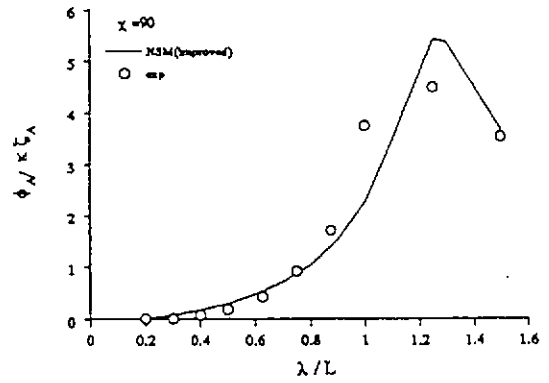
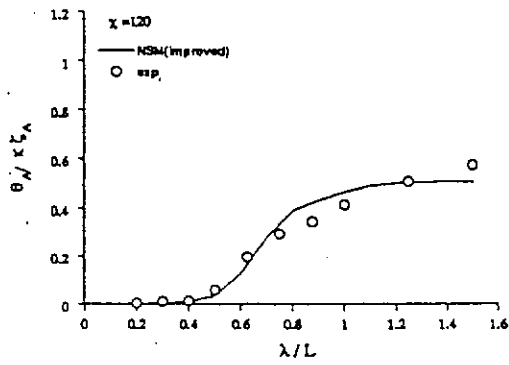
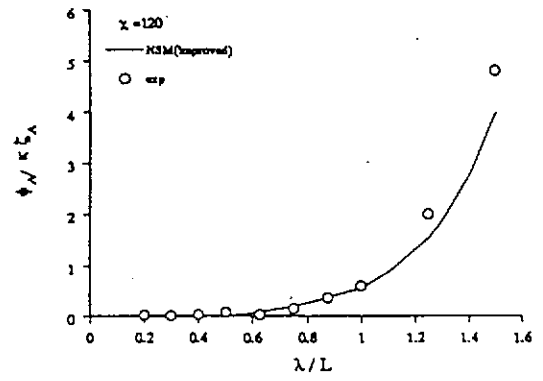
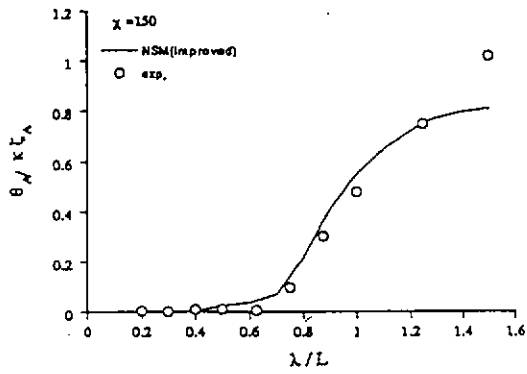


図3.2 ピッチング応答振幅 (VLCC, $F_n=0.13$)

図3.3 ローリングの応答振幅 (VLCC, $F_n=0.13$)

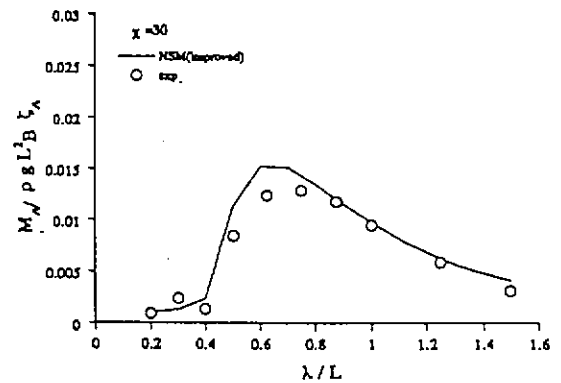
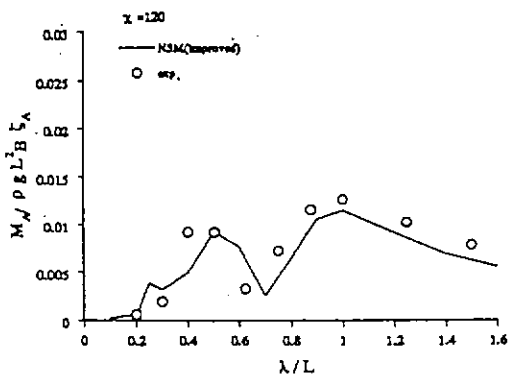
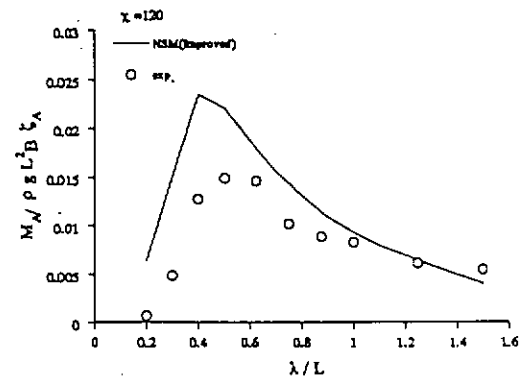
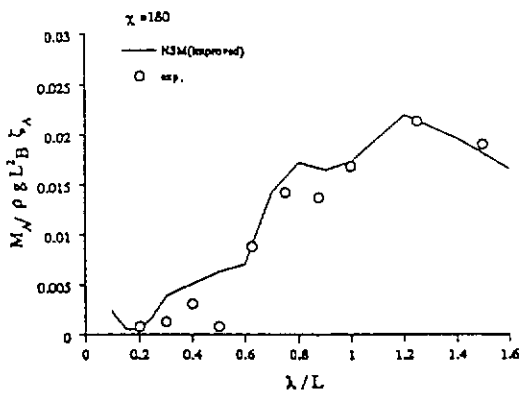


図3.4 垂直曲げモーメントの応答振幅 (VLCC, $F_n=0.13$) 図3.5 水平曲げモーメントの応答振幅 (VLCC, $F_n=0.13$)

$\lambda/L = 0.5, \quad \chi = 120$

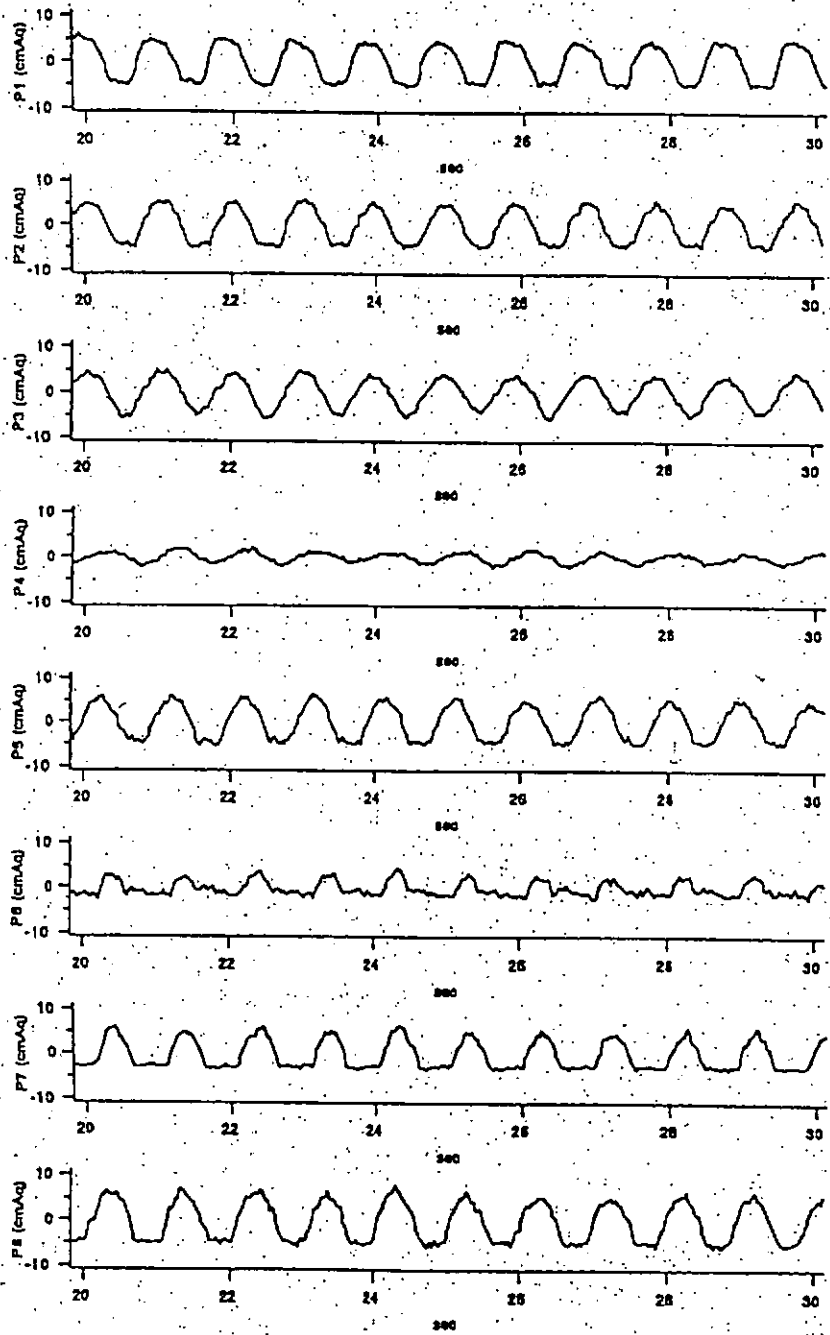


図3.6 水圧波形の計測例

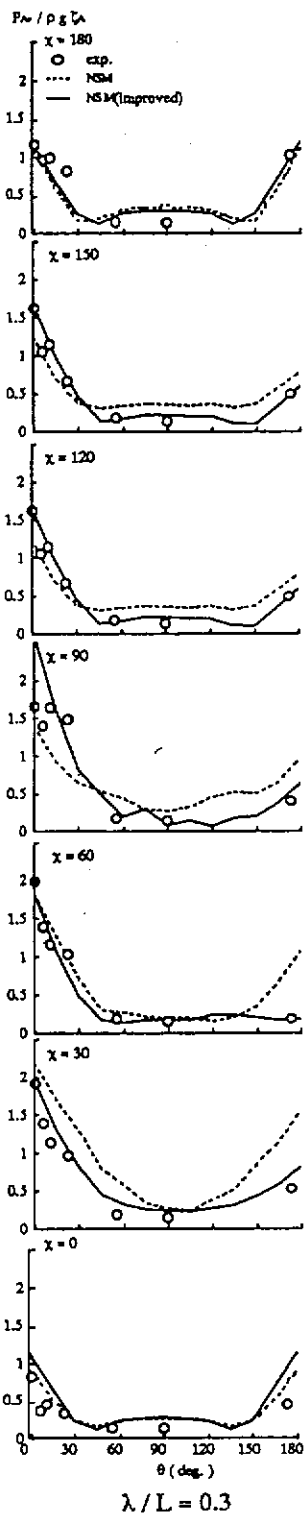


図 3.7 横断面内水圧変動振幅の分布
(VLCC, $F_n=0.13$)

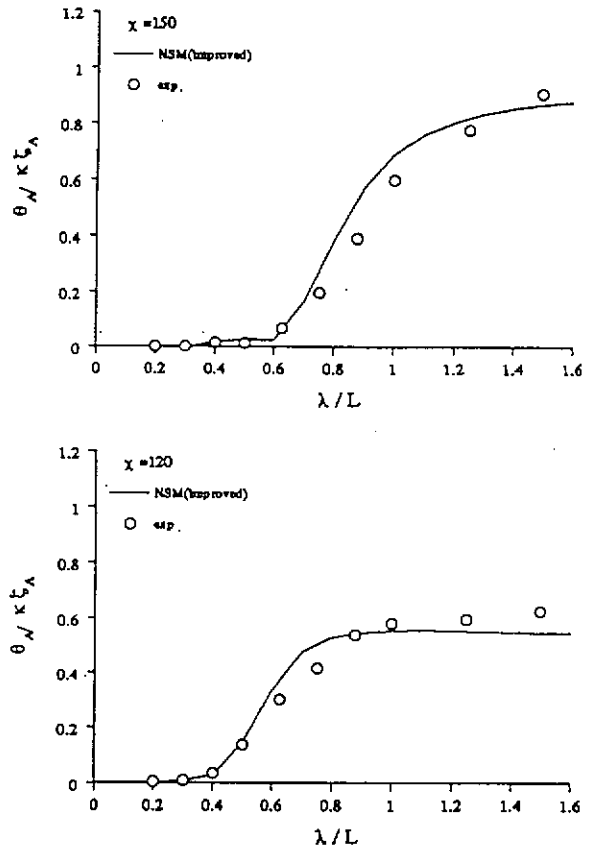


図 3.8 ピッチングの応答振幅 (コンテナ船, $F_n=0.25$)

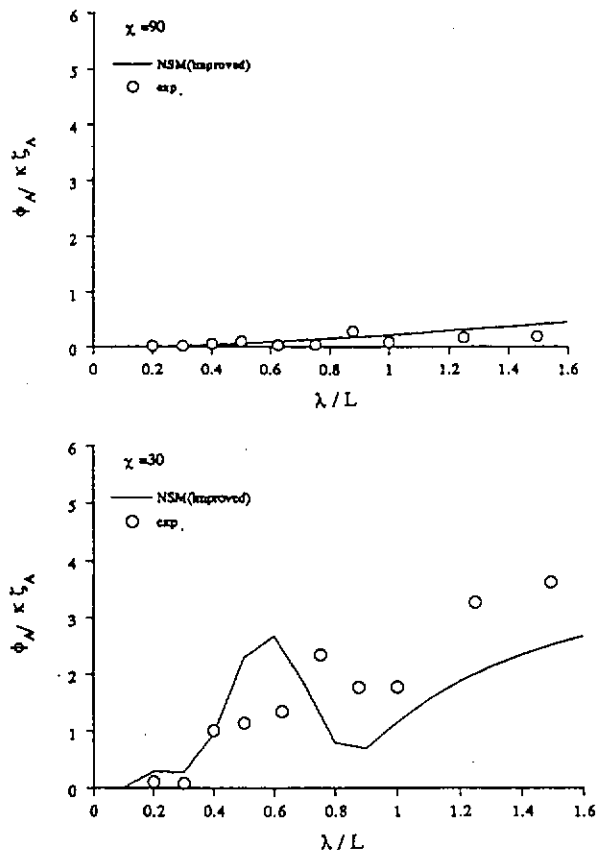


図 3.9 ローリングの応答振幅 (コンテナ船, $F_n=0.25$)

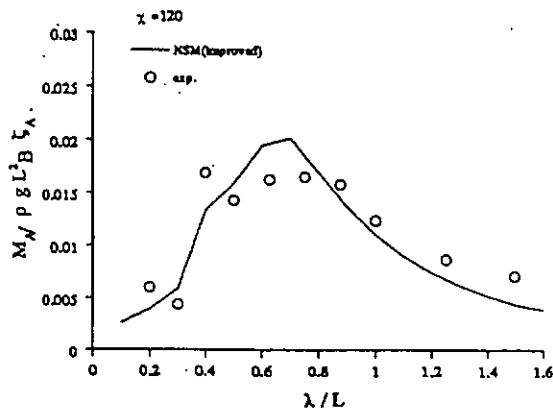
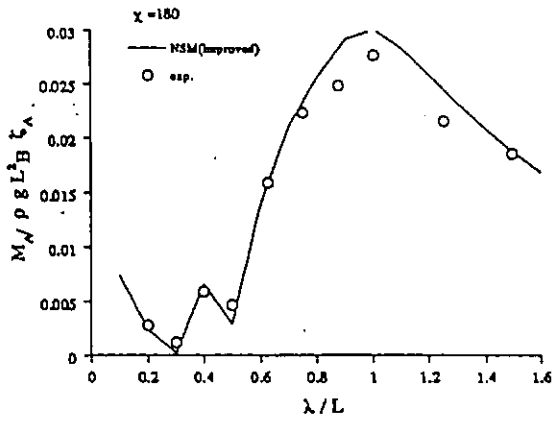


図 3.10 垂直曲げモーメントの応答振幅 (コンテナ船, $F_n = 0.25$)

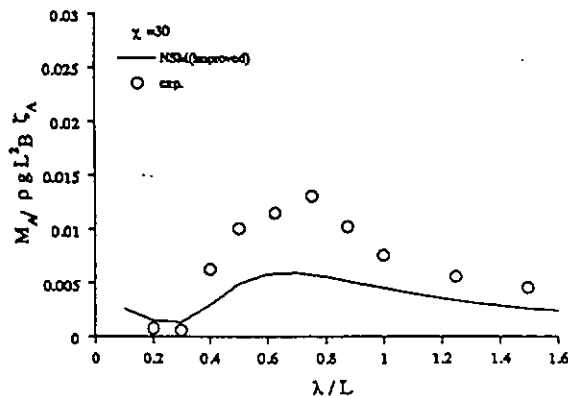
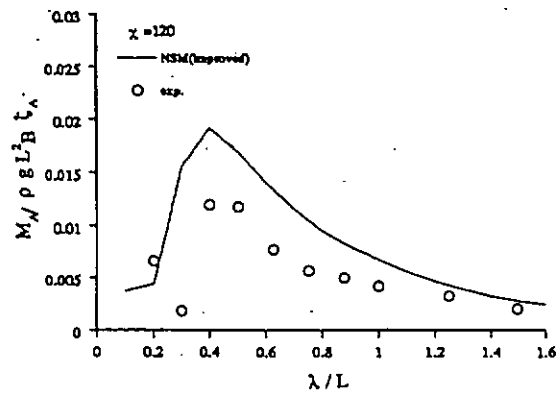


図 3.11 水平曲げモーメントの応答振幅 (コンテナ船, $F_n = 0.25$)

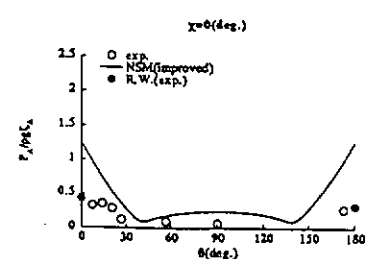
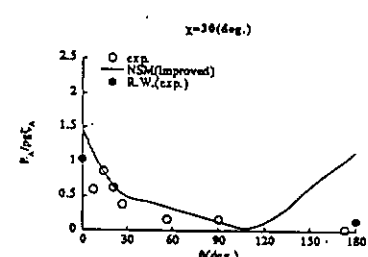
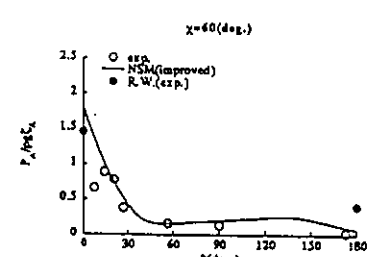
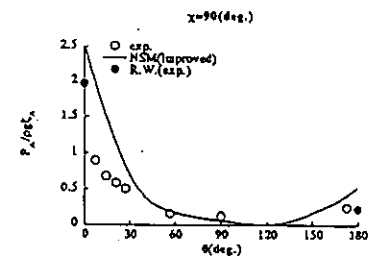
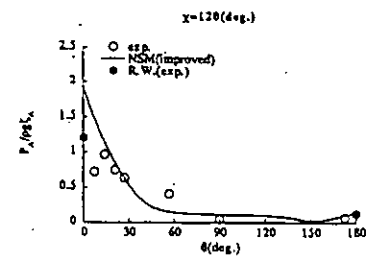
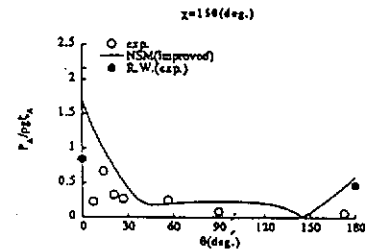
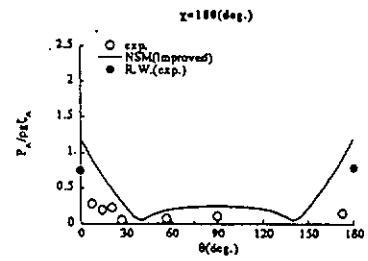


図 3.12 横断面内水圧変動振幅の分布 (コンテナ船, $F_n = 0.25$)

4. 水線面近傍の波浪荷重推定法

4.1 各種ストリップ法による計算比較

現在、波浪荷重の実用計算法として広く用いられているストリップ法の精度を調べることを目的に、各社所有の計算プログラムを用いて、VLCC T丸を対象に比較計算を行った。同時に、水槽試験結果との比較も行った。各社のプログラムには、O.S.M, N.S.M, S.T.F.Mの3種の計算手法が含まれている。

図4.1-1に、計算断面位置を示す。表4.1-2に各社の計算値と計測値の表示法を示す。図4.1-3～図4.1-7は、Pitch, Roll, 縦曲げモーメント, 水平曲げモーメント, 波浪変動圧の周波数応答関数を示す。図4.1-8は、断面内圧力分布を示す。

以上の比較計算から、以下のことがわかった。

- ① 各社のストリップ法計算プログラムによる計算値は、運動、縦曲げモーメント、水平曲げモーメントに関して、水平曲げモーメントの位相を除き、ほぼ同一の結果を与え、水槽試験結果とも良く一致する。
- ② 短波長域の波浪変動圧計算値は、実験値より大きい。これは、波浪変動圧の内、diffraction成分の計算精度が悪いことによる。
- ③ 水線面近傍における波浪変動圧の計算値は半波波形になるため、正弦波形とした計算値は、実験値より大きい。

4.2 短波長規則波中の波浪変動圧計算法

上記のように、ストリップ法による短波長域での波浪変動圧推定精度が悪い原因は、その成分であるdiffraction成分の推定精度が悪いためである。このdiffraction成分の推定精度を上げる方法として、船研法とIHI法が提案されている。

船研法では、diffraction問題を次のようにして解いている。① 2次元流場を支配する波数は、従来の出合円周波数でなく、波の円周波数である。② 船体表面上の境界条件を厳密に満足させる。③ Ursell-田才法を用いて境界値問題を解くが、その際、従来の流れ関数を用いず、速度ポテンシャルを用いる。

IHI法では、diffraction問題を次のようにして解いている。① diffraction potentialを、吹き出しで表現される左右対称なものと同様に吹き出しで表現される左右反対称なものに分け、それぞれに対する境界値問題を解く。境界値問題に現れる周波数としては、左右対称問題については波周波数を、左右反対称問題については出合周波数を用いる。

② 船体表面上の境界条件を厳密に満足させる。③ 肥大船の短波長域での船首での波の反射の影響を考慮するために、船体表面上の境界条件の内、上下方向成分の左右対称項について修正する。

図4.2-1～図4.2-2は、それぞれ、拘束されて前進する船体に働く波浪変動圧に関する実験値とこれら2つの改良計算法による計算結果の比較をしたものである。これらの方法による計算結果は、従来の方法に比べると、短波長域の実験結果をよく説明している。

4.3 半波圧力波形の計算法

水面近傍の船側に働く波浪変動圧の時系列は、船体運動と水位変動の相対運動によって圧力の作用点が空中に露出するため、一部分がカットされた半波波形になる。ここでは、半波圧力波形の取扱い法を規則波中と不規則波中に分けて示している。

規則波中の場合、図4.3-1に示すように、対象とする船側上の点が水面上に露出する時間に対応する時間の圧力時系列計算値をカットするものである。図4.3-2は、断面1で静水面から深さ1.186mの位置の波浪変動圧に半波処理を

した場合としない場合の周波数応答関数を示したものである。半波処理をした場合の周波数応答関数は、計測値の傾向を良く示している。

不規則波中における修正方法は、あるレベルでカットされた圧力波形の分散値を求め、求められた分散値を、極値分布がRayleigh分布になるとして求められた式に代入し、長期予測を行う方法である。この方法には、カットされた波形の極値分布を、カットされた波形から得られた分散値と同じ分散値を持つRayleigh分布と考える仮定が入っている。図4.3-3は、静水面から深さ0.961mと2.336m位置での波浪変動圧について、半波処理をした場合としない場合の長期予測結果を示している。半波処理をした場合の長期予測結果は、実船計測結果の傾向を説明している。

4.4 まとめ

本章では、VLCC T丸に対し、各社所有のストリップ法計算プログラムを用いて比較計算を行い、同時に、水槽試験結果との比較も行った。その結果、現状のストリップ法では、短波長域の波浪変動圧の推定精度が悪いこと、水線面近傍の半波圧力波形を正弦波形として計算するため過大な推定値を与えることがわかった。

それらの対策として、まず、短波長域の波浪変動圧計算法として船研法とIHI法を示した。これらの方法による計算結果は、従来の方法と比べると、短波長域での計測結果をよく説明するので、両方法は、短波長域の波浪変動圧計算法として推奨されるものである。

水線面近傍の半波圧力波形の問題については、規則波中と不規則波中に分けて、その解決法について述べた。これらの方法には、船が平水中を航走するとき生じる船側波高をどのように与えるかという問題が残るものの、この量が相対的に小さいVLCCに関しては、この量を見捨てた半波処理計算から得られた波浪変動圧の周波数応答関数、長期予測結果は、水槽試験結果と実船計測結果の傾向をよく説明していることがわかった。

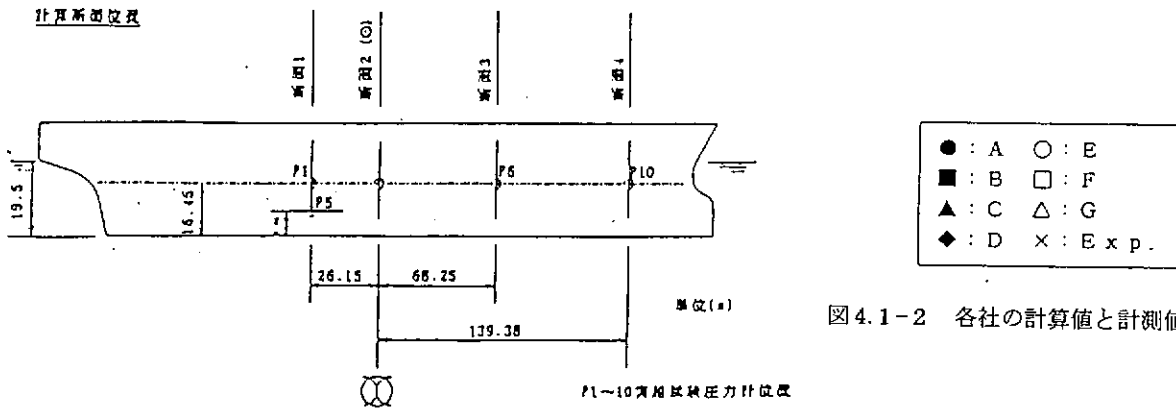


図 4.1-2 各社の計算値と計測値の表示法

図 4.1-1 計算断面位置

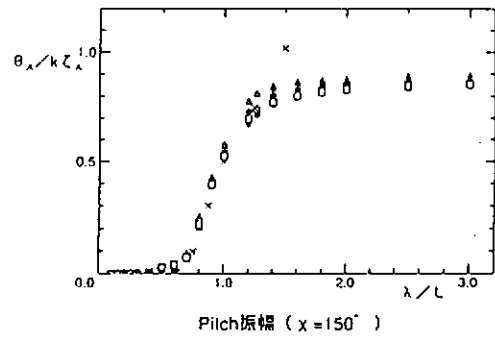
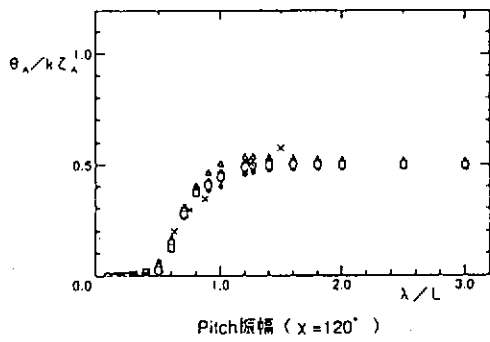


図 4.1-3 Pitchの周波数応答関数

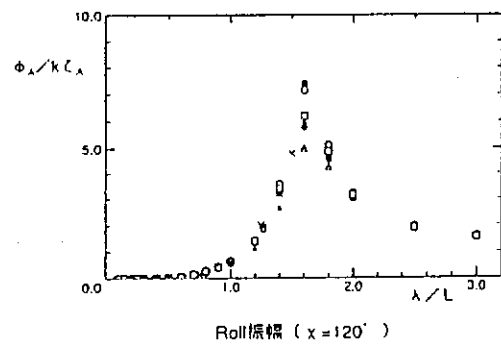
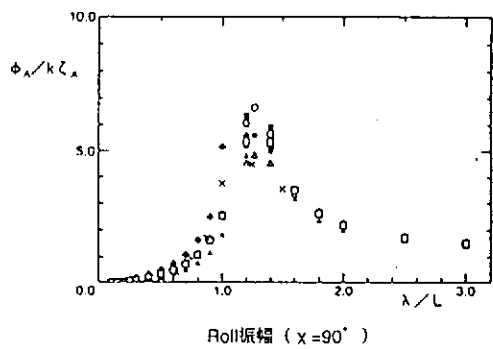


図 4.1-4 Rollの周波数応答関数

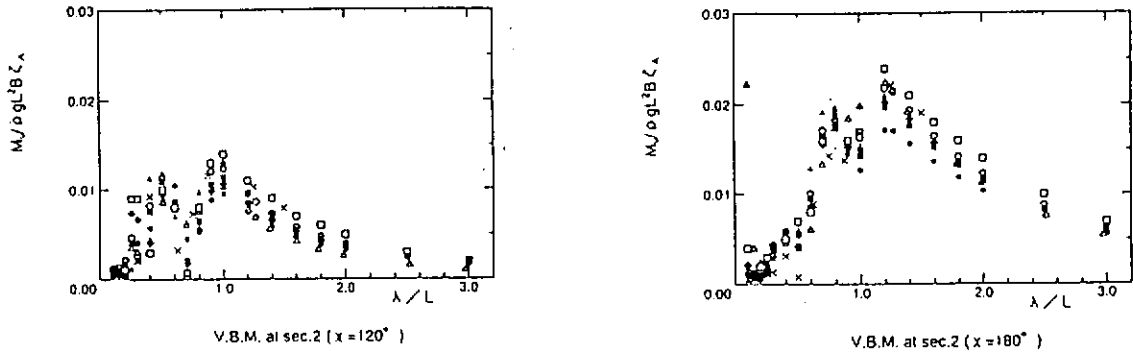


図 4.1-5 縦曲げモーメントの周波数応答関数

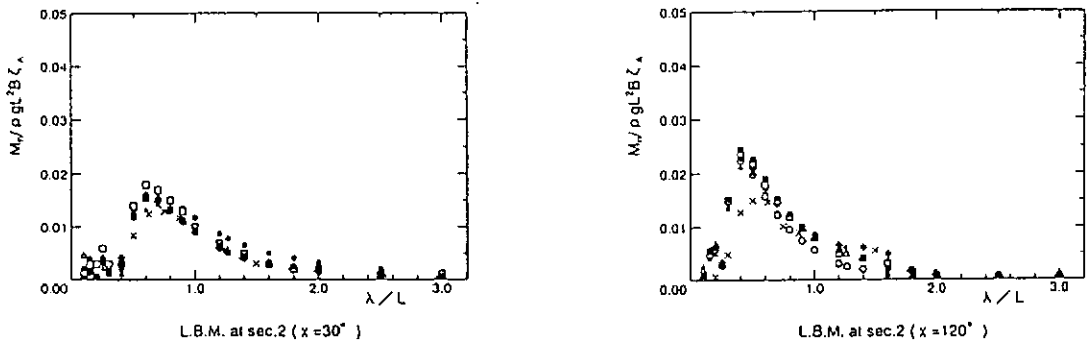


図 4.1-6 水平曲げモーメントの周波数応答関数

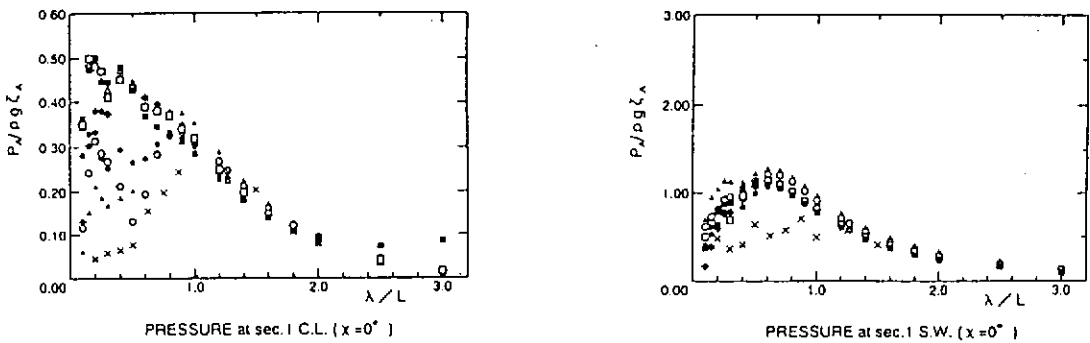


図 4.1-7 波浪変動圧の周波数応答関数

(断面1, 船底中央部及び波上側船底上16.45 m位置)

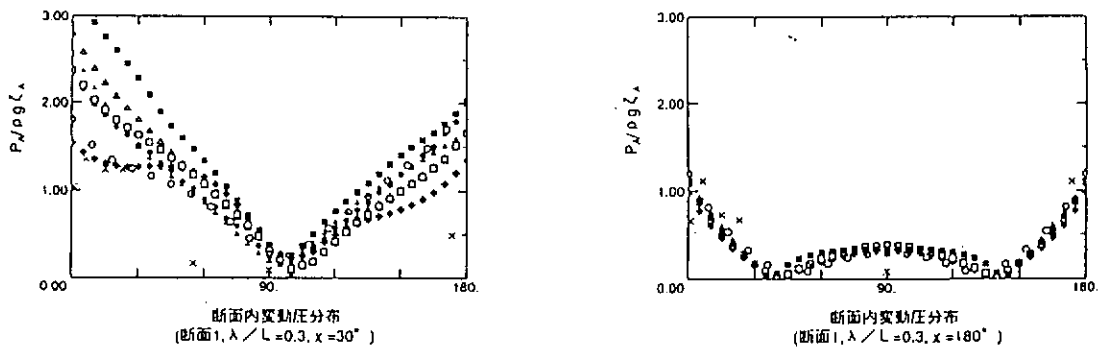


図 4.1-8 断面内変動圧力分布

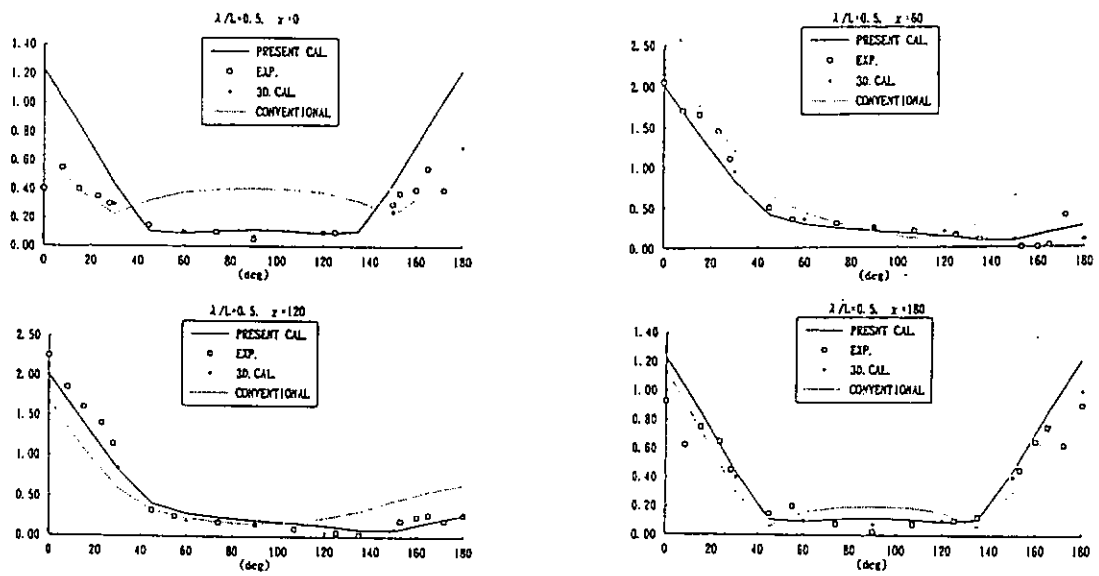


図 4.2-1 船研法による波浪変動圧振幅 (ディフラクション成分) の断面内分布 (SS5, $F_n=0.2$, $\lambda/L=0.5$)

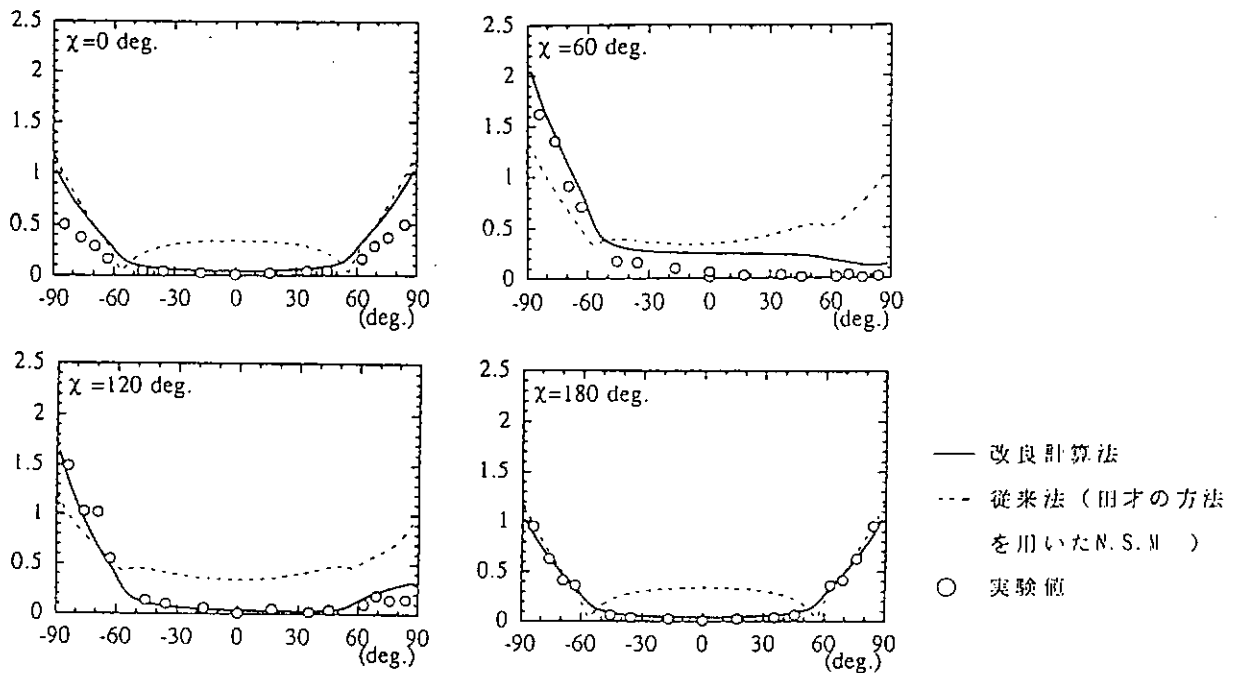


図 4.2-2 IHI法による波浪変動圧振幅 (ディフラクション成分) の断面内分布 (SS5, $F_n=0.1$, $\lambda/L=0.3$)

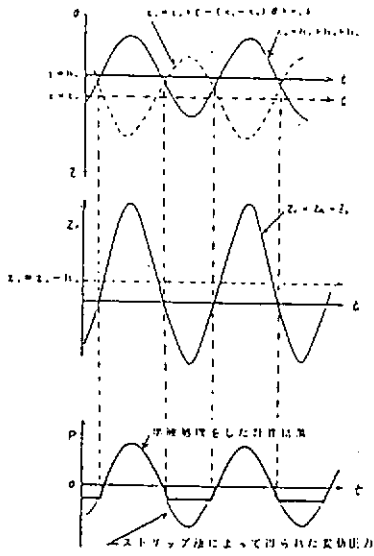


図 4.3-1 規則波の半波処理法

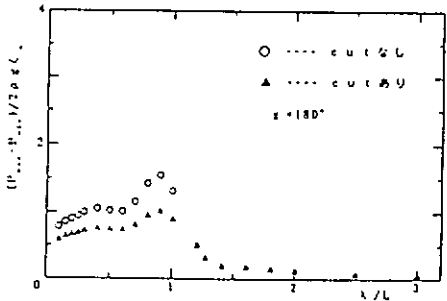
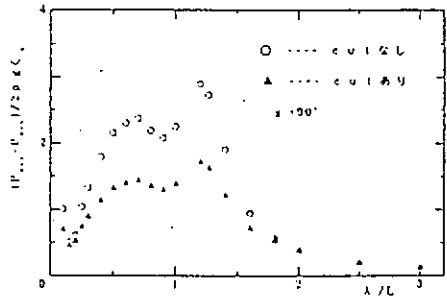
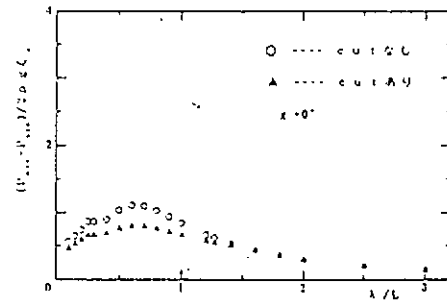


図 4.3-2 半波処理をした場合としない場合の変動圧力の周波数応答関数

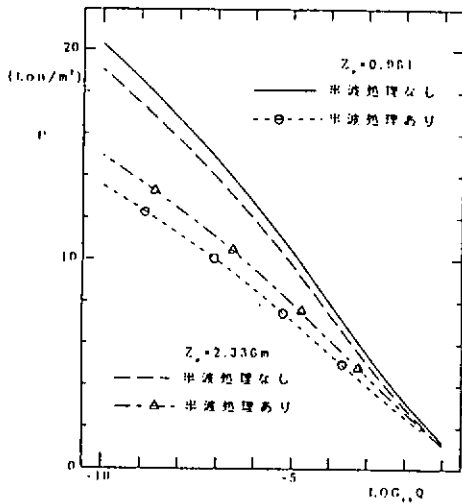


図 4.3-3 波浪変動圧の長期予測

5. 縦通肋骨材の疲労荷重

5.1 荷重特性

本章では前章までの結果を整理し、縦通肋骨材に対する疲労荷重の特性としてまとめた。

(1) 船長方向の比較

実船計測データから、中央部付近では、ほぼ同程度の波浪変動圧であるが、船首部では若干大きくなるものの、従来の知見ほどではない結果が得られた。海象調査からも向波以外の海象に遭遇することが多かったものと推測されるが、そのように仮定すれば、水槽試験結果の傾向とも大略一致する。(図 2.2.1)

(2) 空中露出の影響

吃水線近傍の波浪変動圧力の評価には、空中露出などによる非線形影響を無視することが出来ない。そこで、線形理論計算を有限波高に適用して修正する方法を検討した。図 2.2.3 に示したように、水面から出た場合には、大気圧しか作用しないものとして求めた P1 と P5 の関係は、実測値の傾向を良く表わしていることが明らかになった。長期分布においても、この考え方を拡張して変動圧力がある一定値以上になると水面上に出て圧力は作用しなくなるとして、その点以下の確率レベルに対して、その一定値を採るといった方法が適用できるものと思われる。(図 2.2.7 及び 11)

(3) 水圧と横曲げの位相関係

満載状態では、サイドロンジに対し水圧と横曲げが重畳する方向で作用することがわかった。この傾向は、実船試験結果、水槽試験結果、計算(5.2に示す)に共通して認められる。(図 2.2.5, 2.2.12 ~ 2.2.13)

(4) 縦通肋骨材位置の比較

縦通肋骨材に作用する荷重の位置による差を実船データから調査するため、各所の応力比較を行った。結果を表 5.1.1 に示す。船底、甲板、L. BHD. 付の各ロンジ応力は、船側ロンジに比べて概して低いレベルであることが分かる。また、L. BHD. 付ロンジの応力レベルから見て、内圧の変動は小さいものと思われる。

(5) 内圧変動

内圧変動の程度は、船体運動に基づく加速度変動と対応していることが明らかとなった。従って、内圧の変動を精度良く推定する問題は、船体運動を精度良く推定する問題に帰着される。圧力分布については、従来より図 5.1.1 に示すように、船体加速度を重力加速度と同様に扱う方法(A法)と、船体中心線上で圧力変動が無く、加速度により負圧が生じるとして圧力を求める方法(B法)の2種類の方法が存在する。SR207部会では、内圧変動の推定法としてはB法の方がA法より妥当と考えられるとの結論を得ている〔5-1〕。

5.2 荷重組合わせの検討

横強度部材や局部構造部材の強度評価に必要な作用応力を精度良く推定するためには、位相差をもって作用する複数の荷重成分の影響を反映することが要求される。従来、荷重成分間の位相差を考慮して局部応力を求めるには、膨大なケース数の構造解析を必要とすることから現実的には実施し難いものと考えられてきた。波浪中構造応答の新しい解析手法である“DISAM(離散化解析法)”は、上記欠点を補う合理的、効率的手法と考えられる。ところで複合荷重による応力の長期予測値を求める方法として、相関係数を使うことが考えられる。すなわち、長期予測値において、ある確率レベルに対応する成分応答量 S_i 、 S_j および合成値の応答量 S_t が既知であれば、相関係数 ρ_{ij} は次式で求められる〔5-2〕。

$$\rho_{ij} = \frac{S_t^2 - (S_i^2 + S_j^2)}{2S_i S_j}$$

以下、船側縦通肋骨の実船応力計測点を対象に実施したDISAMによる相関係数の計算例について述べる。満載状態を対象とした。この手法の骨子は、予め、想定する荷重に対応した多数の単位荷重に対する構造応答を求めておき、規則波中における船体運動計算によって加速度、波浪変動圧等が求められると、それら各荷重成分の線形結合によって応力の応答関数を求めようとするものである(図5.2.1)。

ここでは、当該箇所に応力を誘起する荷重として、以下の各成分を考慮した。

- ・外水圧(静水圧+波浪変動圧)
- ・縦曲げモーメント
- ・横曲げモーメント
- ・外水圧によって生じるトランスリング間の相対変位および回転

船体運動・波浪荷重計算には、STF法ベースのストリップ法を適用した。得られた応力の規則波中応答からISSC(1964)スペクトラムを適用して短期予測を行い、さらに、応力HogbenによるGlobal Waves Statisticsの日本-ペルシャ湾間の波浪データ湾間の波浪データを使って長期予測を行った。これより、相関係数を求めると、概ね以下の様な値となる。

$$\cdot \text{外圧と縦・横曲げ} \dots \left\{ \begin{array}{ll} \text{T.RING部} & 0.40 \\ \text{T.BHD部} & 0.36 \end{array} \right.$$

すなわち、船側縦通肋骨材では、直接圧と船体曲げとは重畳する方向で作用する。これは、実船計測データの傾向とも一致する。

5.3 荷重組み合わせの略算化

縦通肋骨の疲労強度の検討に際して、各種荷重による応力の長期予測値を合成する方法として、相関係数を用いる方法がある。ここでは、T丸につき、船側縦通肋骨から船底縦通肋骨にかけての各種相関係数を、大規模な構造解析を実行せず、図5.3.1に示す簡易的な方法で求めた。また、これらについて、DISAMの結果との比較を行い、また、各種荷重に対する応力換算係数が変化した時(応力集中係数の変化や部材材質の変化)の相関係数に対する感度や、相関係数の変化に対する合成応力の感度について検討し、ここで示した略算化法の実用性について考察した。

内圧と外圧の相関係数を表5.3.1、縦曲げ応力と水平曲げ応力の相関係数を表5.3.2、波浪変動水圧(内外差圧)と縦曲げ、水平曲げモーメントによる応力の相関係数を表5.3.3に示す。これらの結果から、設計用の相関係数値として、以下のような設定が考えられる。

外圧と内圧の相関係数については、図5.3.2に示すように、喫水線で $\rho = -0.6$ 、ビルジ部で $\rho = -0.8$ 、船底中央で $\rho = -0.5$ とし、その間は直線補間する。

縦曲げ応力と水平曲げ応力の相関係数については、 $\rho = 0.1$ とする。

波浪変動水圧(内外圧差)と縦曲げ・水平曲げモーメントによる応力の相関係数については、図5.3.3に示すように、喫水線で $\rho = 0.4$ 、ビルジ部で $\rho = 0.7$ 、船底中央で $\rho = 0.6$ くらいが妥当と考えられる。

ところで、変動水圧による応力と曲げ応力の比は船の大きさや設計思想、端部処理によって変わるので、船によらず一律の相関係数を用いるには、その妥当性の検証が必要である。そこで、SL=15に対し、変動水圧による応力換算係数を前項で用いた値から2/3倍~3/2倍に変化させ、そのときの相関係数の変化を調べた。結果を表5.3.4に示す。応力の組み合わせ比が9/4倍に変化しても、相関係数の傾向は全く変わらず、値も0.26から0.31など、0.04~0.06程の変化にとどまっている。

次に、相関係数の変化に対する合成応力の感度を調べる。仮に S_i と S_j の比を α とした時の、相関係数の値と $dSt/$

ρ_{ij}/St の関係をプロットしたものを図 5.3.4 に示す。ここでみられるように、 $\rho=0.4$ とすると、 ρ の変化 0.05 に対して、最悪のケースである $a=1.0$ を用いても、合成応力は 1.8% 変化するに過ぎず、さらに S_i, S_j の片方が優位となる場合は合成応力はさらに変化しなくなる。

以上の検討より、応力換算係数の変化により組み合わせる応力の比が倍半分違ってても、結果的に得られる合成応力は殆ど変化しないと考えられ、シングルハル VLCC について、部材毎に一律の相関係数を用いる事は合理的である。

以上のように、ストリップ法により求めた荷重の応答関数から、各種荷重成分間の相関係数を求めるための略算法についての提案を行った。本方法に基づいて求められた相関係数は DISAM による結果とほぼ一致する事、応力換算係数の変化は、相関係数の傾向にさほど影響を与えない事、さらに相関係数の変化に対する合成応力の感度は低い事から、本手法は実用的に有効であると言える。

5.4 ま と め

就航中 VLCC の約 1 年間の実船計測、VLCC およびコンテナ船の各種規則波中の自航水槽試験、さらに荷重解析法の理論的検討によって得られた主な結果を以下に列記する。

- 1) 荷重計測上従来から問題であった水線面付近の温度ショックを除去するため、実船計測では対象部材自身をセンサーとする方法を、また水槽試験においては、3.1 に述べた通り常時水膜を確保する方法を採用し、信頼性の高い計測データを得ることができた。
- 2) 水線面付近における部材の空中露出による同部圧力の非線形現象について、図 2.2.3, 2.2.7, 3.6 に示すように実船データ並びに水槽試験データの両者からその実態が明らかにされ、荷重推定の参考となる理論モデルが明確になった。結果を図 2.2.11 及び 4.3.1 に示す。
- 3) 大型船の疲労評価上重要な短波長領域の運動・荷重の特性が重点的に明らかにされ、4.2 に述べたように短波長域での波浪変動圧の推定精度が悪い原因は、その成分である diffraction 成分の推定精度の悪さに起因する事が判明した。その結果、図 4.2.1, 4.2.2 に示す通りストリップ法の一部に理論修正を加えることによって、実用的荷重推定法とする事ができることが確認された。
- 4) 波浪変動荷重、内圧変動、船体曲げモーメントの 3 種の荷重成分の把握を明らかにすることにより、本章に示す通り、縦通肋骨の疲労評価上重要な荷重組み合わせ法につき多くの知見を得た。以上を総合し縦通肋骨の疲労評価法の荷重条件を設定した。

参 考 文 献

- [5 - 1] 第 207 研究部会「船殻構造の強度評価と管理目標の定量化の調査研究」総合報告書（平成 5 年 3 月）
- [5 - 2] 福田淳一，新開明二，森山厚夫：“波浪中船体応力長期予測（その 1）-大型油送船縦強度部材の直応力”
日本造船学会論文集 第 144 号（1978）

表 5.1.1 各所の応力比較
(99%累積確率値)

	T丸 (5航海分)	
	Full	Ball
SIDE LONGL. (SF-1:T.BHD)	8.4	2.2
SIDE LONGL. (SF-4:T.RING)	8.9	2.2
BOTTOM LONGL. (SF-23)	3.7	3.0
DECK LONGL. (SA-24)	3.0	3.4
L.BHD.付 LONGL. (SA-10)	2.4	1.5
横曲げ成分 (SF-NU)	1.6	1.4

(kgf/mm²)

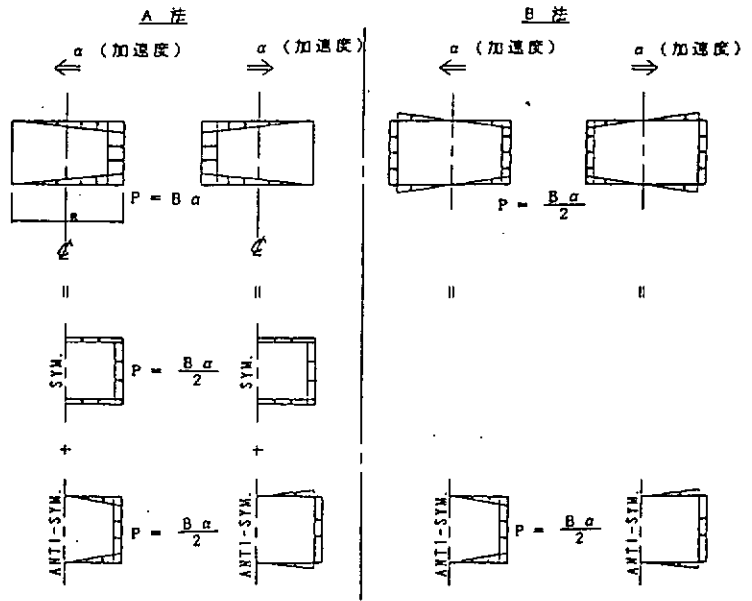


図 5.1.1 A, B法による変動圧力分布の比較 (SR207による)

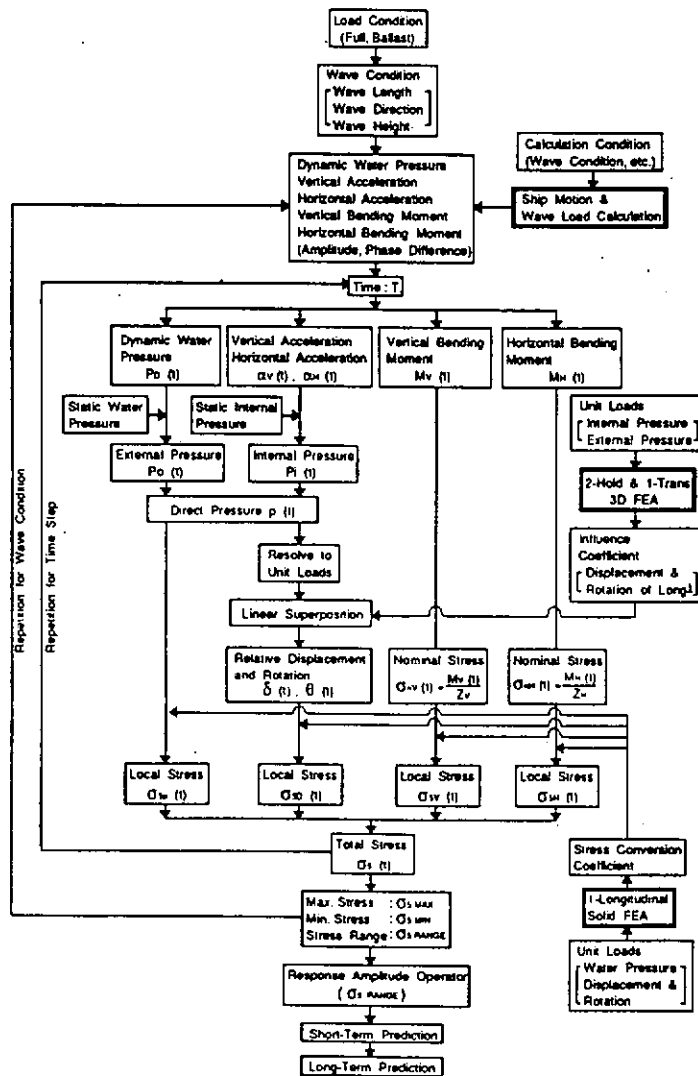


図 5.2.1 解析のフロー

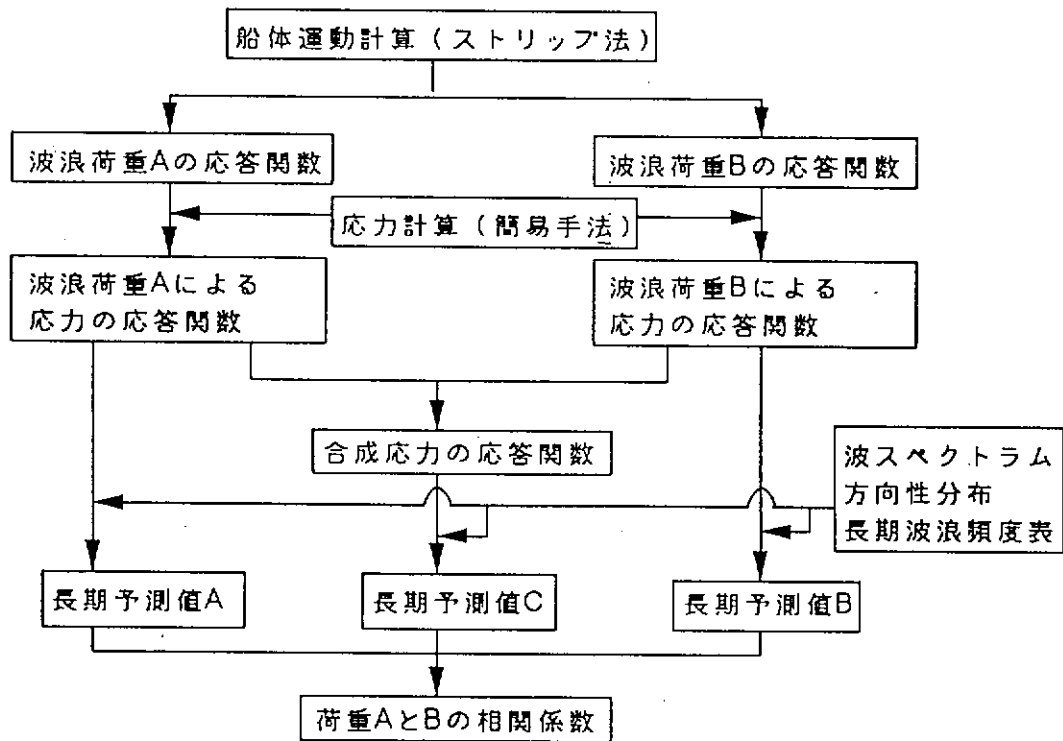


図 5.3.1 相関係数の略算法

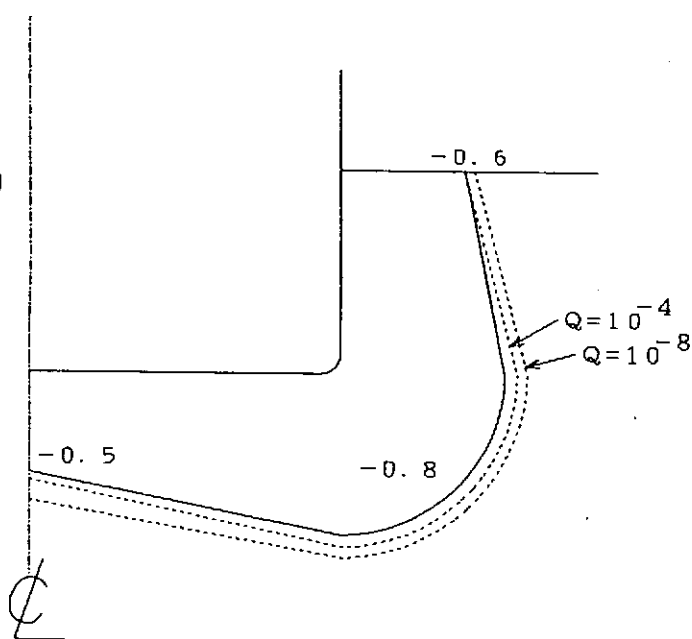


図 5.3.2 外圧と内圧の相関係数

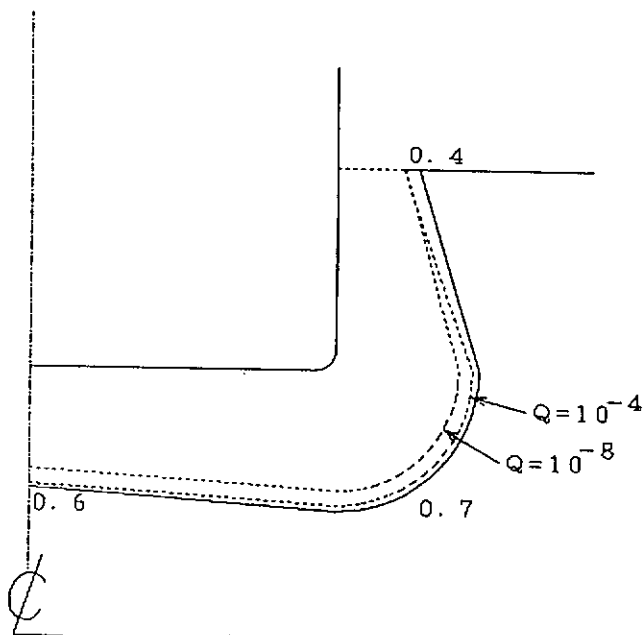


図 5.3.3 変動水圧と縦・水平曲げの相関係数

表 5.3.1 外圧と内圧の相関係数

SECTION 1 (26.15m aft midship)

	Q	外圧	内圧	差圧	ρ
SL-15	10^{-4}	7.72	1.87	6.67	-0.64
	10^{-8}	17.75	4.73	15.02	-0.67
BILGE部	10^{-4}	4.64	3.16	2.42	-0.87
	10^{-8}	11.70	7.99	5.25	-0.93
BOTTOM CENTER LINE	10^{-4}	1.24	2.71	2.26	-0.56
	10^{-8}	2.57	6.72	5.38	-0.66

SECTION 2 (midship section)

	Q	外圧	内圧	差圧	ρ
SL-15	10^{-4}	7.57	1.88	6.61	-0.60
	10^{-8}	17.47	4.72	14.85	-0.65
BILGE部	10^{-4}	4.61	3.13	2.50	-0.86
	10^{-8}	11.64	7.89	5.48	-0.91
BOTTOM CENTER LINE	10^{-4}	1.33	2.69	2.27	-0.54
	10^{-8}	2.77	6.64	5.30	-0.64

<注>

- ・圧力の単位は ton/m^2
- ・SL-15 は BASE LINE 上 16.45m のサイドロンジ
- ・SL-15 の外圧はプログラムの都合上、喫水線位置(19.5m)のものを用いている。

表 5.3.2 縦曲げ応力と水平曲げ応力の相関係数

断面係数 : $Z_v = 371.5 \text{ m}^3$ (SL-15)
 73.9 m^3 (bottom)
 $Z_H = 83.0 \text{ m}^3$

SECTION 1 (26.15m aft midship)

	Q	M_v (T-m)	σ_v	M_H (T-m)	σ_H	σ_{v+H}	ρ
SL-15	10^{-4}	278,441	0.75	243,027	2.93	3.02	-0.01
	10^{-8}	637,738	1.72	583,803	7.03	7.33	0.06
BILGE部	10^{-4}	278,441	3.77	243,027	2.93	4.77	0.00
	10^{-8}	637,738	8.63	583,803	7.03	10.83	-0.05
BOTTOM CENTER LINE	10^{-4}	278,441	3.77	243,027	0.00	3.77	——
	10^{-8}	637,738	8.63	583,803	0.00	8.63	——

SECTION 2 (midship section)

	Q	M_v (T-m)	σ_v	M_H (T-m)	σ_H	σ_{v+H}	ρ
SL-15	10^{-4}	303,552	0.82	266,782	3.21	3.32	0.01
	10^{-8}	691,654	1.86	645,203	7.77	8.08	0.05
BILGE部	10^{-4}	303,552	4.11	266,782	3.21	5.21	0.00
	10^{-8}	691,654	9.36	645,203	7.77	11.84	-0.05
BOTTOM CENTER LINE	10^{-4}	303,552	4.11	266,782	0.00	4.11	——
	10^{-8}	691,654	9.36	645,203	0.00	9.36	——

<注>

- ・ σ_v, σ_H はそれぞれ縦曲げ、水平曲げモーメントによる公称応力 (M/Z)
- ・ 応力の単位は kg/mm^2
- ・ 中立軸位置 13.72m above base line

表 5.3.3 波浪変動水圧（内外圧差）と縦曲げ、水平曲げモーメントによる応力の相関係数

SECTION 1 (26.15m aft midship)

	Q	σ_P	σ_V	σ_{PV}	ρ_{PV}	σ_H	σ_{PH}	ρ_{PH}	σ_{VH}	σ_{PVH}	ρ_{PVH}
SL-15	10^{-4}	5.63	0.90	5.54	-0.18	3.51	7.68	0.38	3.63	7.54	0.29
	10^{-8}	12.68	2.06	12.65	-0.10	8.44	17.71	0.38	8.79	17.40	0.29
BILGE部	10^{-4}	0.89	4.52	5.06	0.54	3.51	3.96	0.41	5.72	6.32	0.63
	10^{-8}	1.94	10.36	11.50	0.53	8.44	9.33	0.37	12.99	14.16	0.56
BOTTOM CENTER LINE	10^{-4}	0.83	4.52	4.99	0.50	0.00	0.83	—	4.52	4.99	0.50
	10^{-8}	1.98	10.36	11.23	0.36	0.00	1.98	—	10.36	11.23	0.36

SECTION 2 (midship section)

	Q	σ_P	σ_V	σ_{PV}	ρ_{PV}	σ_H	σ_{PH}	ρ_{PH}	σ_{VH}	σ_{PVH}	ρ_{PVH}
SL-15	10^{-4}	5.58	0.98	5.44	-0.23	3.86	7.99	0.41	3.98	7.82	0.32
	10^{-8}	12.53	2.23	12.43	-0.13	9.33	18.60	0.44	9.69	18.19	0.33
BILGE部	10^{-4}	0.92	4.92	5.52	0.60	3.86	4.32	0.41	6.26	6.91	0.67
	10^{-8}	2.02	11.23	12.53	0.59	9.33	10.28	0.39	14.20	15.50	0.60
BOTTOM CENTER LINE	10^{-4}	0.84	4.92	5.45	0.58	0.00	0.84	—	4.92	5.45	0.58
	10^{-8}	1.96	11.23	12.33	0.50	0.00	1.96	—	11.23	12.33	0.50

<注>

・ 応力の単位は kg/mm^2

・ σ_P は表 5. 3. 1. の差圧による局部的変動応力で、設計水頭の違いによるロンジのスカントリングの違いを考慮して、次の式による。

$$\sigma_P = 0.844 P_0 \quad (\text{SL-15})$$

$$0.369 P_0 \quad (\text{BILGE部, BOTTOM CENTER LINE})$$

・ $\sigma_V, \sigma_H, \sigma_{VH}$ はそれぞれ縦曲げ、水平曲げモーメントによる応力、及びその合応力に応力集中係数（ここでは 1.2 とした）を掛けたもの。

・ 添字PV, PH, PVH はそれぞれ差圧と縦曲げ、差圧と水平曲げ、差圧と縦・水平曲げの間の相関を示す。

表 5.3.4 波浪変動水圧（内外圧差）と縦曲げ，水平曲げモーメントによる応力の相関係数
～波浪変動水圧による応力の応力集中係数を種々変えた場合

SECTION 1 (26.15m aft midship)

C	Q	σ_P	σ_V	σ_{PV}	ρ_{PV}	σ_H	σ_{PH}	ρ_{PH}	σ_{VH}	σ_{PVH}	ρ_{PVH}
0.563	10^{-4}	3.76	0.90	3.69	-0.20	3.51	6.01	0.37	3.63	5.89	0.27
	10^{-8}	8.46	2.06	8.48	-0.11	8.44	14.05	0.38	8.79	13.68	0.26
0.844	10^{-4}	5.63	0.90	5.54	-0.18	3.51	7.68	0.38	3.63	7.54	0.29
	10^{-8}	12.68	2.06	12.65	-0.10	8.44	17.71	0.38	8.79	17.40	0.29
1.266	10^{-4}	8.45	0.90	8.34	-0.17	3.51	10.33	0.39	3.63	10.19	0.31
	10^{-8}	19.01	2.06	18.95	-0.08	8.44	23.58	0.38	8.79	23.32	0.31

SECTION 2 (midship section)

C	Q	σ_P	σ_V	σ_{PV}	ρ_{PV}	σ_H	σ_{PH}	ρ_{PH}	σ_{VH}	σ_{PVH}	ρ_{PVH}
0.563	10^{-4}	3.72	0.98	3.62	-0.23	3.86	6.35	0.40	3.98	6.20	0.30
	10^{-8}	8.36	2.23	8.32	-0.15	9.33	14.99	0.43	9.69	14.54	0.29
0.844	10^{-4}	5.58	0.98	5.44	-0.23	3.86	7.99	0.41	3.98	7.82	0.32
	10^{-8}	12.53	2.23	12.43	-0.13	9.33	18.60	0.44	9.69	18.19	0.33
1.266	10^{-4}	8.36	0.98	8.21	-0.21	3.86	10.60	0.43	3.98	10.42	0.34
	10^{-8}	18.80	2.23	18.65	-0.13	9.33	24.37	0.44	9.69	24.01	0.35

<注>

- ・ 応力の単位は kg/mm^2
- ・ 計算位置は全て SL-15
- ・ Cは圧力を応力に換算する係数 ($\sigma_P = C \cdot P_0$) で、C = 0.563, 1.266 はそれぞれ C = 0.844 に対して応力集中係数が2/3倍、3/2倍となった場合に相当する。

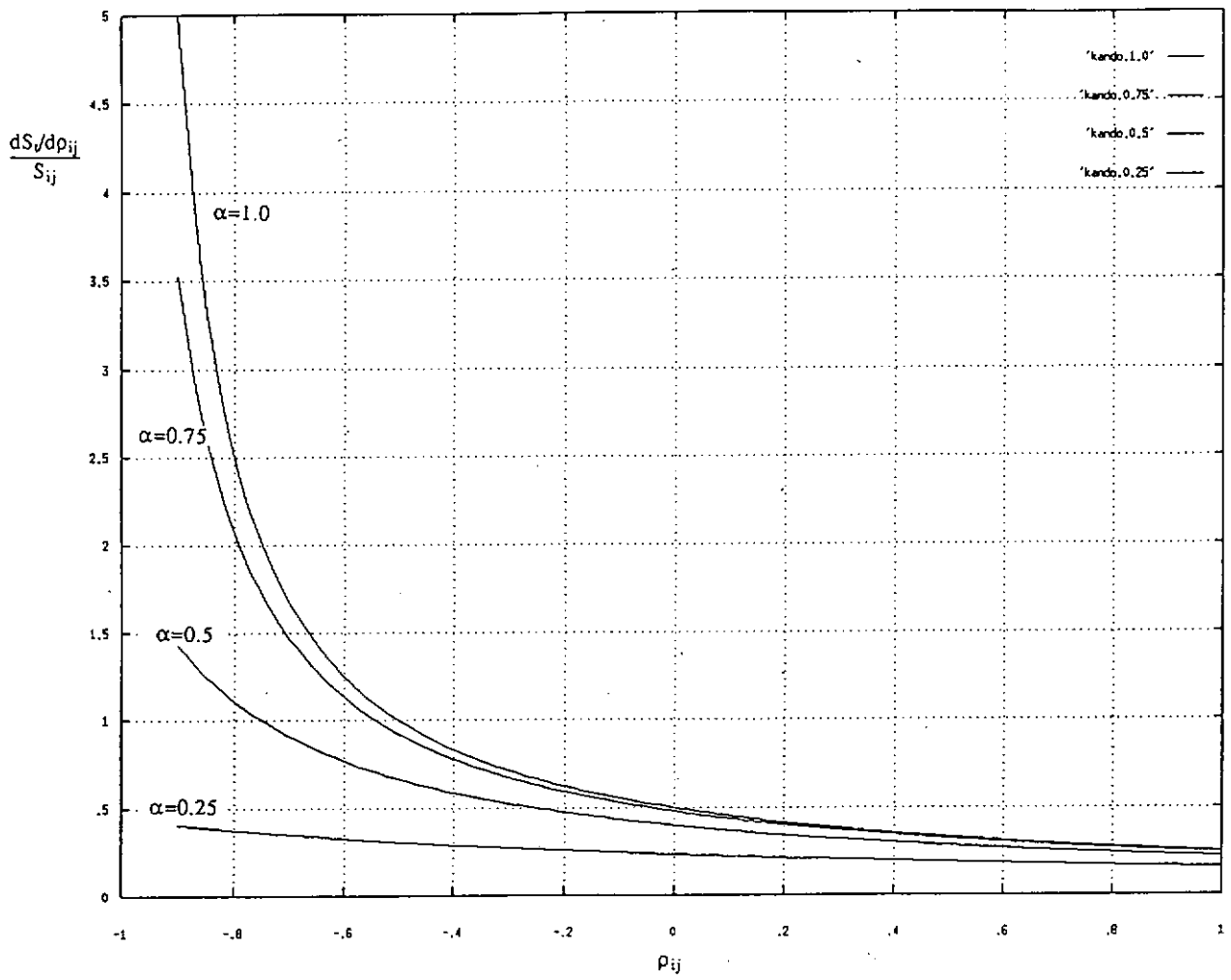


図 5.3.4 相関係数と合成応力の感度

6. 縦通肋骨材の疲労強度

6.1 疲労強度評価曲線の提案

評価対象応力，疲労寿命の考え方：

本研究では評価応力にホットスポット応力を用い，算出にはSR202のB法〔6-1〕を用いる。応力は計測またはFEM解析（シェル要素：板厚程度のメッシュサイズ）で求め，ラグランジェ補間〔6-2〕で応力分布を近似する。本研究に用いた図6.1に示すような小型基礎試験片のFEM解析では，ホットスポット応力と公称応力の比 ξ は1.18であった。疲労寿命は平均応力を考慮したSN線図を用いて求める。なお，ここで用いる平均応力とは，本研究成果として得られた溶接残留応力を加味した平均応力である。

平均応力と溶接残留応力：

図6.2に平均応力の異なる疲労試験の結果を示す。同図から平均応力が疲労強度に影響を及ぼすことがわかる。溶接残留応力が平均応力として疲労強度に影響を及ぼすことは今までも論じられてきたが，定量的に調べたものは少ない。そこで本研究では，この溶接残留応力（ S_{res} ）が疲労強度に及ぼす影響を定量的に調べ，これを平均応力（ S_{m1} ）に換算し通常の外力による平均応力（ S_{mean} ）に加算することにした。溶接残留応力に等価な平均応力 S_{m1} は次式で求められる。

$$k = 0.2166 - 9.243 \times 10^{-4} S_{mean} \quad (6.1)$$

$$S_{m1} = k \cdot S_{res} \quad (6.2)$$

ここで S_{res} が未知の場合には材料の降伏応力を用いればよいであろう。従って，本手法で用いる疲労強度に影響を及ぼす平均応力 S_m は次式によって与えられる。

$$S_m = \xi \cdot (S_{mean} + S_{m1}) \quad (6.3)$$

この平均応力 S_m を用いた時間強度線図（ 10^5 回， 10^6 回）を図6.3に示す。図示された時間強度は平均応力 S_m を用いて次式により求められる。

$$\sigma_5 = 0.2192 S_m + 331.89 \quad (6.4)$$

$$\sigma_6 = 0.3681 S_m + 196.28 \quad (6.5)$$

また，図中の直線Aは各時間強度において寿命に影響を及ぼす平均応力の上限を示している。すなわち， 10^5 回では311MPa， 10^6 回では127MPaが上限となる。すなわち，これ以上の平均応力が存在しても疲労強度には影響を及ぼさないものとする。

疲労強度評価曲線の表示式：

SN線図は次式で表現する。応力はホットスポット応力（ σ_{HSS} ）を用いる。

$$\sigma_{HSS} = C \cdot N_f^m \quad (6.6)$$

上式中の m および C は，式（6.4）と式（6.5）から求めた σ_5 および σ_6 を用いて次式により求める。

$$m = \log(\sigma_6) - \log(\sigma_5) \quad (6.7)$$

$$C = \sigma_5 / 10^{5m} \quad (6.8)$$

ただし， 2×10^6 回を越える範囲では次式によるハイバック修正を行う（添字1が修正前，添字2が修正後），

$$m_2 = m_1 / (2 + m_1) \quad (6.9)$$

$$C_2 = \{ C_1 \cdot (2 \times 10^6)^{m_1} \} / \{ (2 \times 10^6)^{m_2} \} \quad (6.10)$$

ところで，本研究で提案するSN線図は平均応力毎に傾き m が異なるため，ある応力以上（短寿命側）で平均応力

の影響が逆転することになるが、この範囲では平均応力 0 MPa の SN 線図を用いることとする。また、疲労寿命が 10^5 回において、平均応力が 95.9 MPa 以上の SN 線図についても同様の逆転が生じるので、この範囲では平均応力 95.9 MPa の SN 線図を用いることとする。図 6.4 に本手法に従って得られる SN 線図の一例を示す。

溶接継手の品質：

本研究に用いた小型基礎試験片について溶接止端部の形状および応力集中率を計測した。計測は歯型印象材による廻し溶接部のレプリカを採取し、その止端中央断面を切出して 10~20 倍の拡大観察によりフランク角、止端半径等を計測した。その結果を整理し、過去に行われた実船での同様な計測結果〔6-3〕と併せて図 6.5 に示す。同図から、本研究に用いた小型基礎試験片の溶接品質は実船のそれとほぼ同じ範囲にあると判断でき、これらを用いて得られた疲労特性は実船の疲労解析・評価のデータとして適用することは妥当であろう。

疲労試験：

本研究で実施した一定荷重下での疲労試験について、ここで提案した疲労強度評価法を用いて疲労寿命を推定し、実験値と比較した。前出の図 6.1 に示したような小型基礎試験片についての結果を図 6.7 に示す。推定値と実験値とはよく一致しており提案した手法の有効性が確認できた。一方、図 6.6 に示したような構造モデル試験体を用いた結果を図 6.8 に示す。ここで実験値の疲労寿命としてフェース板貫通時を採用している。小型基礎試験片では応力の計算値・実測値は良く合っている構造モデルにおいては計算値が実測値より大きいためかなり短寿命側の推定をする傾向にある。構造体の応力推定精度向上が今後の課題である。

6.2 嵐モデルの疲労特性

実波浪遭遇海象をシミュレートした変動荷重モデル - 嵐モデル -：

船舶が航行中に遭遇する有義波高の時刻歴について、北太平洋航路及び日本~インド洋航路での実波浪遭遇データを基に、その出現が独立過程である比較的低波高の穏やかな海象と、従属過程と考えられる高波高の海象に分けることができ、この二つの海象に船舶はランダムに遭遇することが明らかになった(図 6.9 参照)。この変動荷重モデルを船舶が実航海中に受ける荷重履歴とし、「嵐モデル」と呼ぶ。運行海域により、一生の間に遭遇する嵐の数、嵐中の波の数、波高、波周期などは異なるため、実際の波浪モデルはこれらの資料に基づいて構成される。

嵐モデル条件下での疲労限：

嵐モデル変動荷重下での角まわし溶接継手の疲労限を求めるための実験を行い、疲労限は負荷最大応力の $\frac{1}{2}$ と設定すれば良いことを明らかにした。それ故、上述の嵐モデルにおいて平穏海象と嵐海象との境界波高を最大波高の $\frac{1}{2}$ と設定すれば、平穏海象での疲労被害は無視でき、疲労被害は嵐海象のみにおいて生じることになる。

嵐モデル条件下での疲労特性：

嵐モデル条件下での角まわし溶接継手の疲労強度特性を求めるため、図 6.10 に示す 2 種類の実験を行った。すなわち、同じ大きさの嵐を繰返し負荷し疲労強度を求める実験と、実航海状態をシミュレートした種々の大きさの嵐をランダムに繰返し負荷し疲労強度を求める実験で、それぞれ軸力と曲げ荷重について実施した。

結果の一例を縦軸に超過確率 $Q = 10^{-4}$ で表した最大ホットスポット応力範囲、横軸に破断までの嵐の個数及び平均寿命年数をとって図 6.11 に軸力試験の場合を示した。

同試験結果からハイバック修正により限界累積疲労被害値 f_{cr} を求め、 f_{cr} と平均寿命年数との関係を図 6.12 に示した。

ただし、上述の結果は北太平洋航路を想定したもので、他の海域を航海する場合に適用するには若干の修正が必要であり、また、腐食環境の影響は無視している。

嵐モデルによる疲労強度評価法：

航海中の船舶は平穏海象では疲労被害は受けず、嵐状態でのみ疲労被害を受ける。それ故、船舶の疲労寿命あるいは余寿命は遭遇する嵐の個数により決定する。また、遭遇個数のある期間での平均値で考えれば、平均寿命年数でも評価できる。

航海中に発生する超過確率が $Q = 10^{-4}$ レベルでの溶接継手部の最大ホットスポット応力範囲がFEM解析などにより計算されれば、その応力値をもとに図6.11を用いて疲労寿命が求められる。もし、航海中の頻度分布が得られれば、ハイパッチ修正を行った疲労強度線図を用いて限界累積被害 f_{cr} を計算し、図6.12をもとに疲労寿命が求められる。

6.3 き裂進展と数値シミュレーション

複合応力下の疲労き裂進展形態〔6-4〕：

応力集中部から発生した疲労き裂の2軸応力下での伝播挙動に関しては、初期き裂の伝播方向から伝播経路を大きく変化させる場合があるなど複雑な現象を示すことが知られている。本研究では、実験と数値シミュレーションによってこのような場合の疲労き裂伝播挙動を考察した。疲労き裂伝播試験体の形状および3点曲げ負荷の状況を図6.13に示す。下部I型はりの曲げ剛性を変化させることにより2軸応力範囲比 $R = \Delta\sigma_2 / \Delta\sigma_1$ を0.2から2.0まで変化させた。ここに、 $\Delta\sigma_1$ は連続する長手方向部材上縁の曲げ応力、 $\Delta\sigma_2$ は中央部上下方向部材の平均軸応力である。初期き裂は試験体中央隅部（A部あるいはB部）に設け、その後の伝播形態を検討した。き裂伝播経路比較の一例を図6.14に示すが、実験とシミュレーションには良い一致がみられる。

き裂の遅延減速現象のシミュレーション〔6-5〕：

疲労き裂進展には、繰返し負荷時にき裂先端が引張りで降伏を開始する荷重（RPG荷重）以上の荷重が寄与するとの考え方にに基づき、き裂開閉口のモデル化を含む中央切欠き試験片のRPG荷重計算プログラムを作成した。本計算モデルを一定荷重下でのRPG荷重変化の解析に適用するとともに、最大荷重を低下させた場合のき裂伝播遅延現象についてその後のRPG荷重の変化を計算し、き裂伝播遅延の数値シミュレーションを行った。結果の一例（有効荷重低下率 $\beta = 54\%$ の場合）を実験値とともに図6.15に示すが、数値シミュレーション、実験ともに最大荷重を低下させた直後のRPG荷重上昇が確認された。定量的には、シミュレーションのRPG荷重が実験値よりも大きくなり遅延効果を過大に見積もる傾向があるので、今後改善を要する。

参 考 文 献

- 〔6-1〕 日本造船研究協会第202研究部会：海洋構造物の疲労設計法および溶接部の品質に関する研究，（1991）。
- 〔6-2〕 GUIDE FOR THE FATIGUE STRENGTH ASSESSMENT OF TANKERS:A HULL RULE RESTATEMENT PROJECT REPORT(ABS)，（1992）。
- 〔6-3〕 山本規雄，他2名：疲労強度に影響する溶接形状の実態に関する調査研究，財団法人日本海事協会技術研究所平成3年度研究発表会前刷集。
- 〔6-4〕 角・陳：疲労き裂伝播形態予測のための数値シミュレーション手法の開発，日本造船学会論文集，第173号，（1993）。
- 〔6-5〕 豊貞ほか：投稿中。

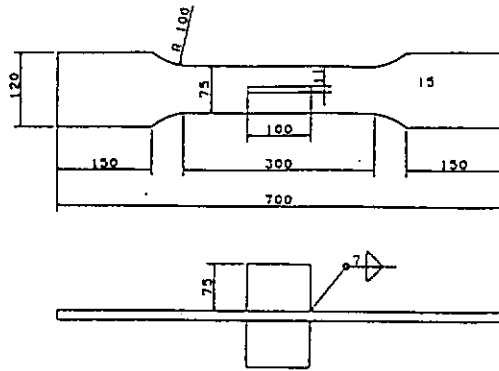
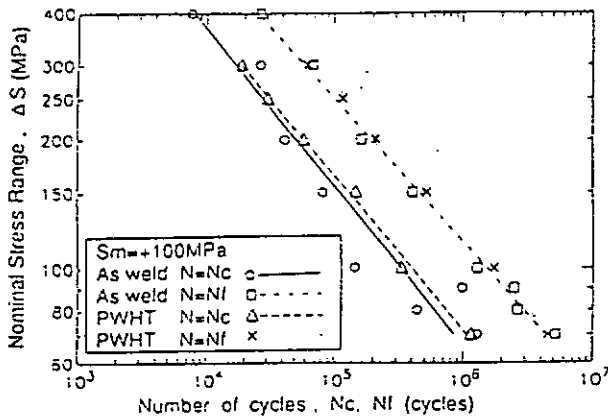
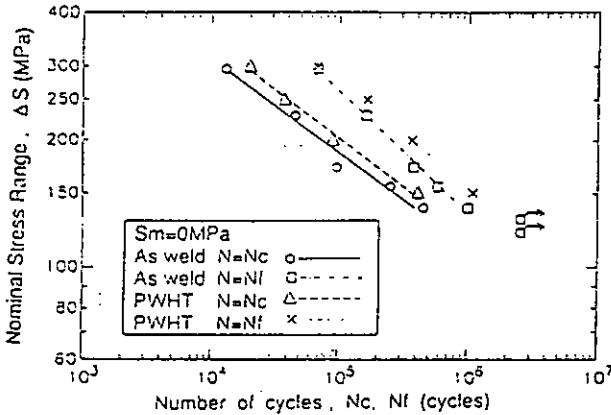


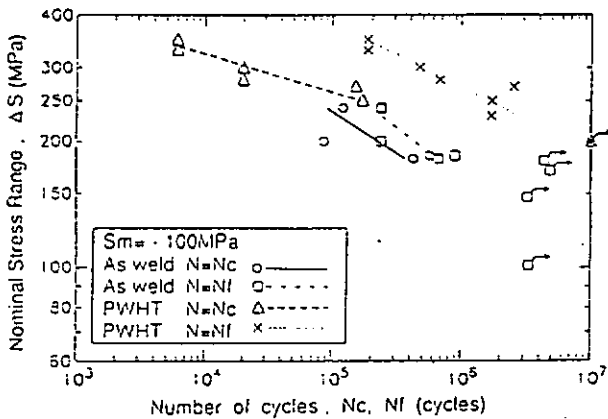
図 6.1 小型基礎試験片形状例



(a) 平均応力 $S_m = +100\text{MPa}$



(b) 平均応力 $S_m = 0\text{MPa}$



(c) 平均応力 $S_m = -100\text{MPa}$

図 6.2 平均応力の異なる疲労試験結果

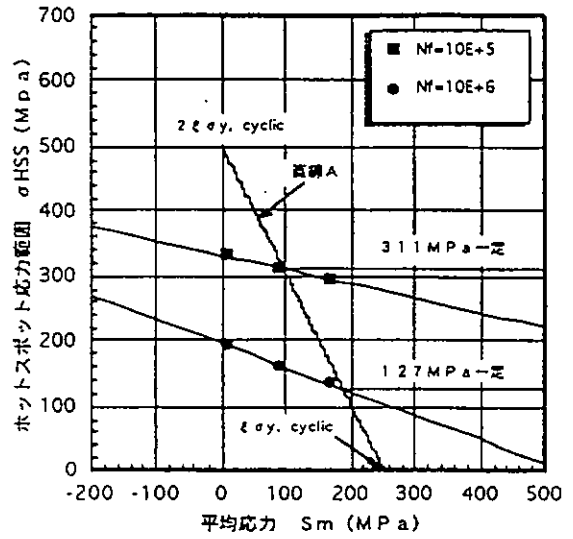


図 6.3 時間強度線図

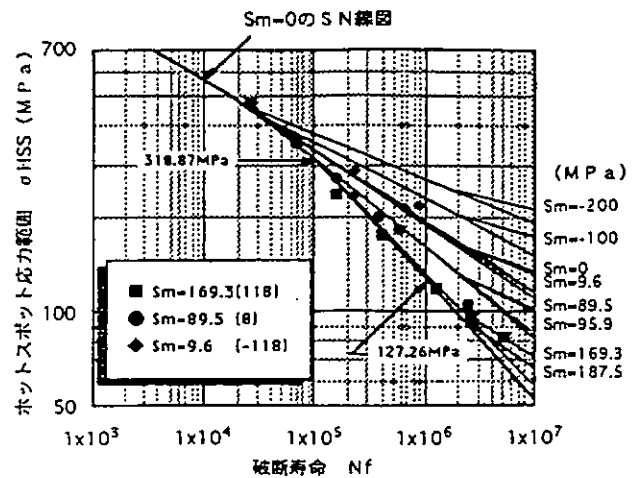


図 6.4 平均応力を考慮したSN線図例

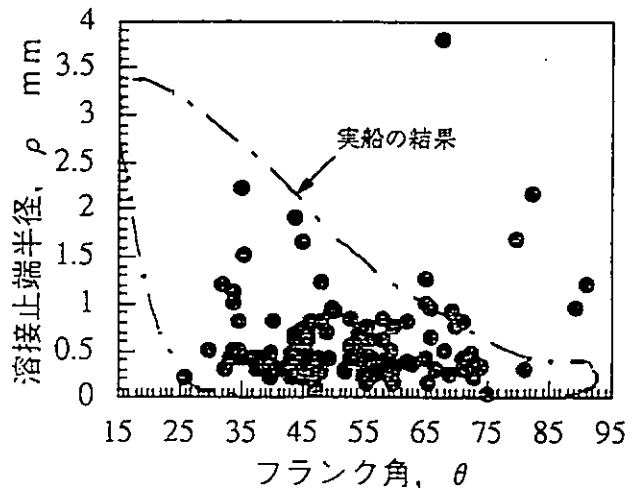
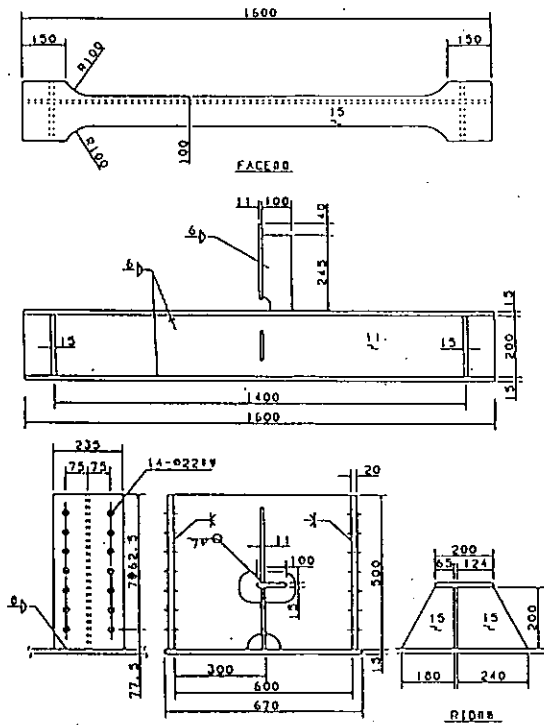
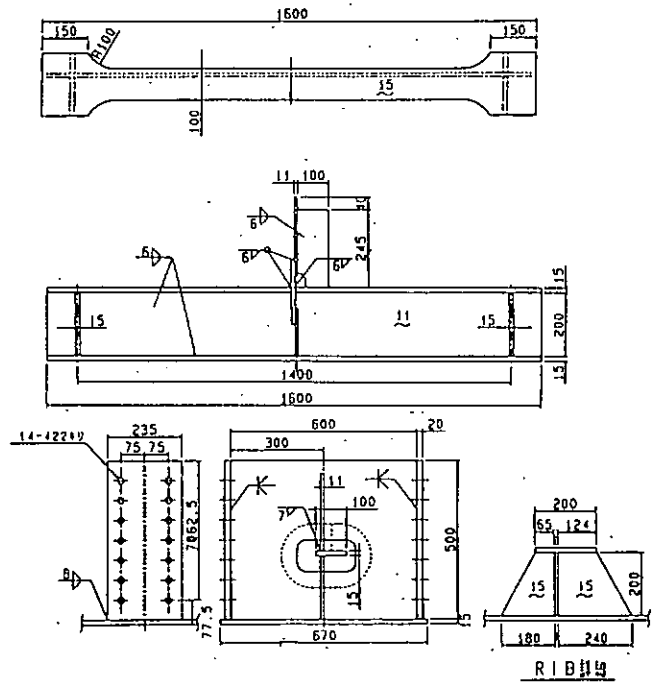


図 6.5 溶接止端部とフランク角の関係



(a) Trans 型



(b) BHD 型

図 6.6 構造モデル試験体形状例

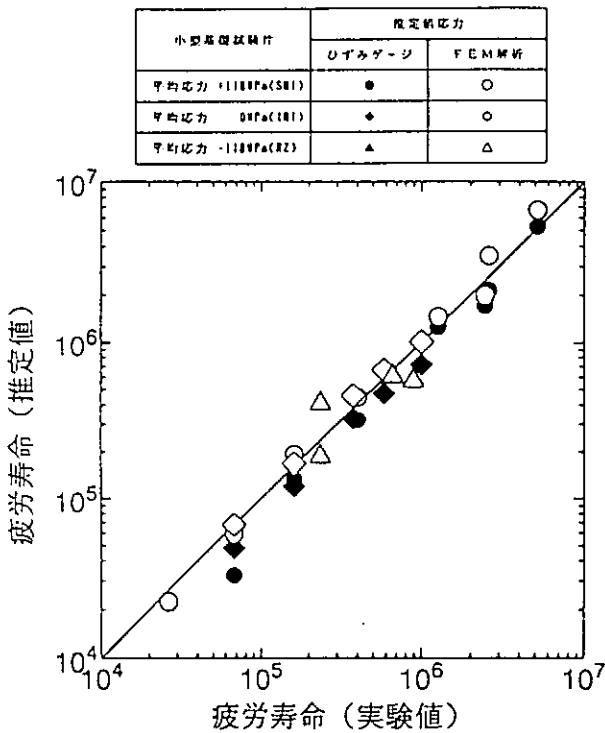


図 6.7 疲労寿命推定値と実験値との比較 (小型基礎試験片)

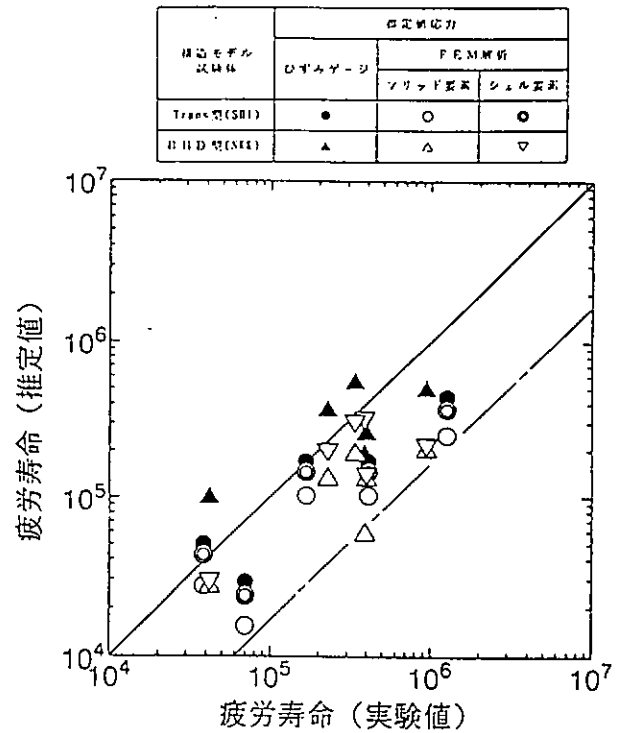


図 6.8 疲労寿命推定値 (板厚貫通) と実験値との比較 (構造モデル試験体)

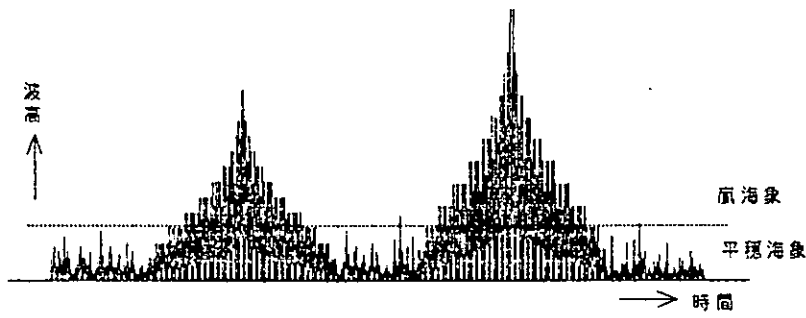


図 6.9 船舶が航海中に遭遇する波高時刻歴モデル

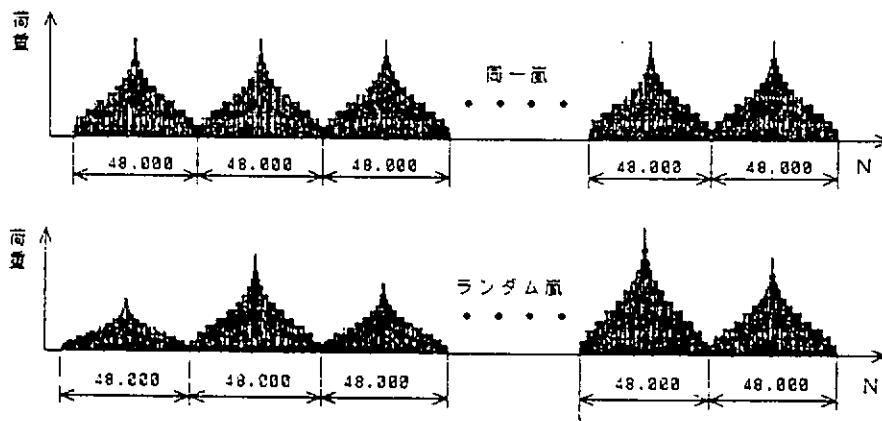


図 6.10 負荷荷重パターン

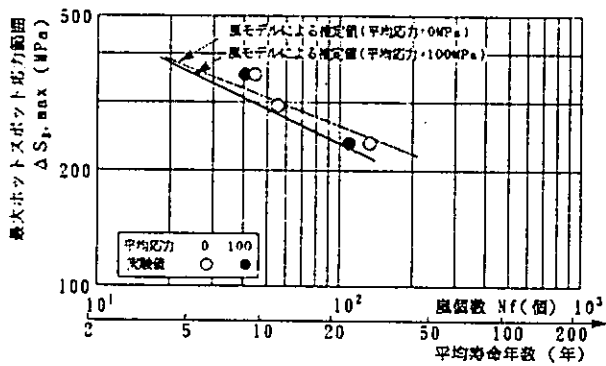


図 6.11 ホットスポット応力による疲労強度線図 ($Q = 10^{-4}$)

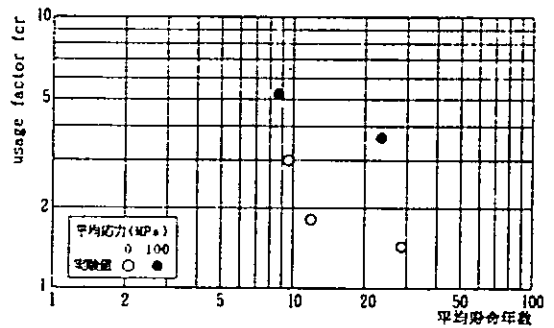


図 6.12 fcr-平均寿命線図 (ハイパッチ修正法による)

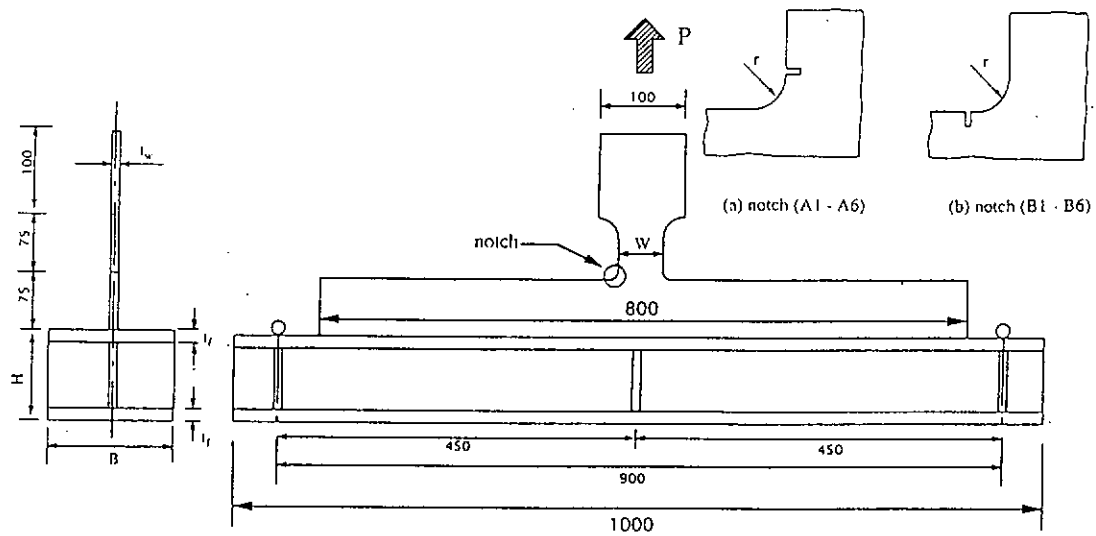


図 6.13 試験体形状

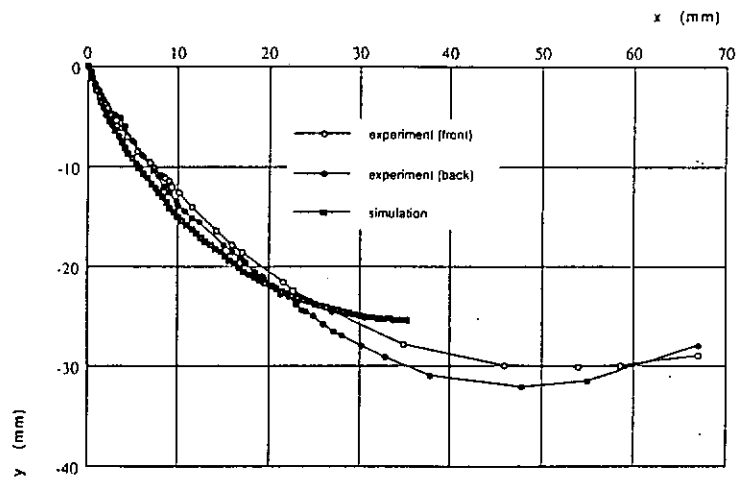
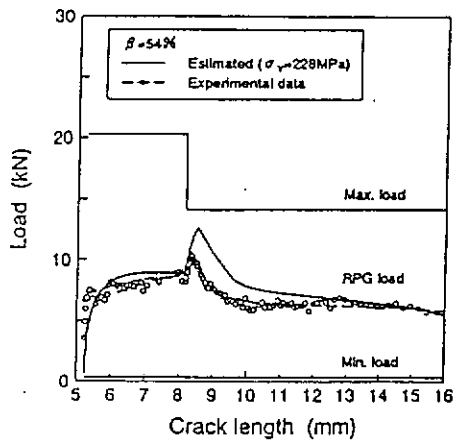
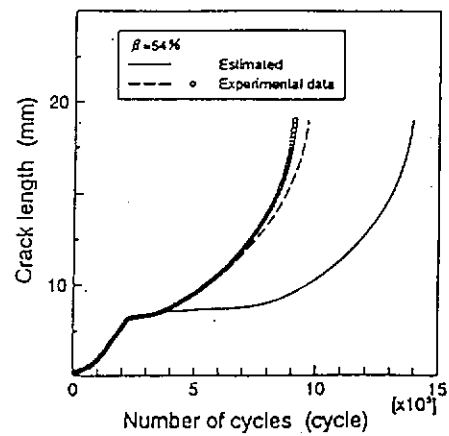


図 6.14 き裂伝播形態の一例 (B5 試験体)



a) RPG 荷重



b) き裂成長曲線

図 6.15 最大荷重を低下させた場合の RPG 荷重とき裂成長曲線 ($\beta = 0.54$)

7. 縦通肋骨材の疲労強度評価法と解析手法の検討

7.1 疲労強度解析法の現状

船舶の疲労強度については、第2世代VLCCの船側縦通肋骨材の疲労損傷発生を契機として、各船級協会においてタンカーの船側縦通肋骨材を中心に疲労強度についての規定を設けている〔7-1, 7-2, 7-3〕。各船級協会の疲労強度関連規則を比較(表7.1)検討した結果、疲労強度に関する基本的な項目のうち共通しているものは、

- ・材料の強度差は考慮しない(溶接部)
- ・平均応力の影響は考慮しない(溶接部)
- ・船側部の変動水圧については非線形性を考慮する
- ・応力の長期分布はワイブル分布とする
- ・疲労限は考慮しない

等である。また、評価法あるいは疲労曲線に関連していずれの協会も、損傷実績に基づくキャリブレーションを行っている。

7.2 疲労強度解析フロー

現在、造船各社で行なわれている船体構造疲労解析フローの中から代表的なものについて述べる。

(1) 船体疲労解析フロー1(レベル1)

これは、現在行なわれている解析手法のなかで、最も理論的に忠実なものであり、規則波中での各波周波数および各出合角毎に応力計算(各荷重成分または組合せ荷重に対して)行ない応力の周波数応答関数を求め、この周波数応答関数を用いて統計処理を行ない、応力変動の頻度分布を求めている。

簡単なフローチャートを図7.1に示す。

(2) 船体疲労解析フロー2(レベル2)

この方法では、解析フロー1に比べて、かなりFEM計算ケース数が少なくて済む。このため、一般商船の設計時に行われる疲労解析は、多くの場合この手法で行われている。

この手法は、大きく分けると最大包絡線荷重を用いる方法と、支配的な荷重成分にもとづく設計波を用いる方法と

表 7.1 各船級協会の疲労強度設計法の比較

項目	A B ¹⁾	N V ¹⁾	N K ²⁾
設計寿命	20年	20年	20年 (10 ³⁾)
材料の強度差	考慮しない	考慮しない	考慮しない
腐食影響	腐食予備厚として考慮	防食措置に対する修正係数	防食措置の必要と規定
評価対象部材	縦通肋骨の横桁&横隔壁貫通部、横桁と外板、船底&横隔壁の継手等	船側縦通肋骨、倉内&甲板肋骨、横隔壁の縦通肋骨、横隔壁及び艀部材材の支持端等	船側縦通肋骨
規定方法	許容応力範囲	ロングの断面係数	ロングの断面係数
平均応力の影響	考慮しない	考慮しない	考慮しない
応力の長期分布	ワイブル分布 (形状係数は、縦通肋骨位置と船体長さから定まる)	ワイブル分布	ワイブル分布
許容応力範囲	詳細構造のタイプ別及び応力長期分布パラメータ毎に規定	応力集中係数及び腐食に対する修正係数を含めて規定	応力集中係数を含めて規定
ハルガーゲの曲げモーメント	垂直及び水平曲げモーメントを考慮する	船側部&隔壁では考慮しない	(実積S-N曲線に含む)
変動水圧	考慮する	船側部では線形波として考慮	疲労用変動荷重として考慮
タンク内圧	考慮する	隔壁では考慮する	(実積S-N曲線に含む)
荷重の組合せ	位相関係を考慮して8ケースの標準組合せ荷重を設定	船体運動及び加速度の最大期待値を組合わせて荷重を設定	(実積S-N曲線に含む)
負圧の取扱い	考慮しない	考慮しない	考慮しない
喫水以上の荷重	静圧換算(45°)	線形波として与える	静圧換算(45°)
疲労曲線	UK DEN Offshore Installation Guidance (平均-2*標準偏差)	MODU設計試験のB曲線を公差3に修正(平均-2*標準偏差)、腐食影響としてサイクル数を1/2にする	実績データからS-N曲線を推定(平均-2*標準偏差)安全率 1.3
疲労限の取扱い	Haibach 修正	修正マイナー	修正マイナー
応力集中係数	詳細FEM解析から求める	詳細FEM解析から求めたTable	詳細FEM解析から求めたTable

に分けられる。

(A) 最大包絡線荷重を用いる方法（レベル 2 A）

これは、対象部材の疲労強度に支配的な荷重成分の周波数応答関数を用いて統計処理を行い、荷重変動の頻度分布を求め、ある発現確率での応力計算を行ない、応力変動の頻度分布が荷重変動のそれに比例するとして、応力変動の頻度分布を推定する方法である。

この場合、応力計算を行なう時の荷重は統計処理された期待値を用いているため、位相を考慮することができず、各部の最大荷重の包絡線（断面内、長手方向とも）を用いて応力計算を行なうことになる。このため、局部荷重としては正しいが、全体の荷重分布に支配される強制変位は大きい値となる可能性がある。

簡単なフローチャートを図 7.2 に示す。

(B) 支配的な荷重成分にもとづく設計波を用いる方法（レベル 2 B）

各荷重成分の頻度分布を求めるまでは、2 A の方法と同じであるが、その後、その期待値に最も支配的と思われる波を設計波として設定し、その設計波を用いて応力計算を行ない、その計算結果をもとに応力の頻度分布を推定する方法である。

設計波の設定の方法として一般に用いられているのは、ある応答成分の任意の発現確率の期待値と同じ値を最も発生しやすいような波をもって設計波とする方法である。すなわち、周波数応答関数で応答がピークとなる波周期、出合角の波で、期待値を応答のピーク値で割った値を波高としたものを設計波として用いている。

簡単なフローチャートを図 7.3 に示す。

(3) 船体疲労解析フロー 3（レベル 3）

これは、船体運動計算等を直接に行わずに簡易算式を用いて荷重を設定して応力計算を行い、この応力値が許容値以下であるかどうかで疲労強度評価を行う方法である。設計者にとっては最も簡単な方法であり、船級規則等で規定するような場合このような手法が多く用いられている。

簡単なフローチャートを図 7.4 に示す。

7.3 疲労強度解析に必要な荷重情報

サイドロンジの疲労強度解析を行なう時に必要な荷重情報について以下に示す。

(1) 各荷重成分の周波数応答関数

- ・任意断面における波浪変動圧（外圧、内圧）

ここで外圧とは、喫水線より上を含み、喫水の変動およびそれによる頭打ちを考慮した動圧（変動）成分と静圧成分のことであることが望ましい。

- ・任意断面における波浪縦・水平曲げモーメントと剪断力、および波浪ねじりモーメント
- ・船体重心位置における 6 自由度の運動または、任意断面における加速度
- ・任意断面における相対水位（波形情報）
- ・上記各周波数応答関数と波高との関係、すなわち各応答値が波高によってうける影響

(2) 波スペクトル

本研究では、ISSC1964 を使用することとした。

(3) 長期波浪頻度テーブル

- ・本研究では、現在得られる航路毎のデータのうちに最も信頼性が高いであろうと思われる Global Wave Statistics [7 - 4] を使用した。

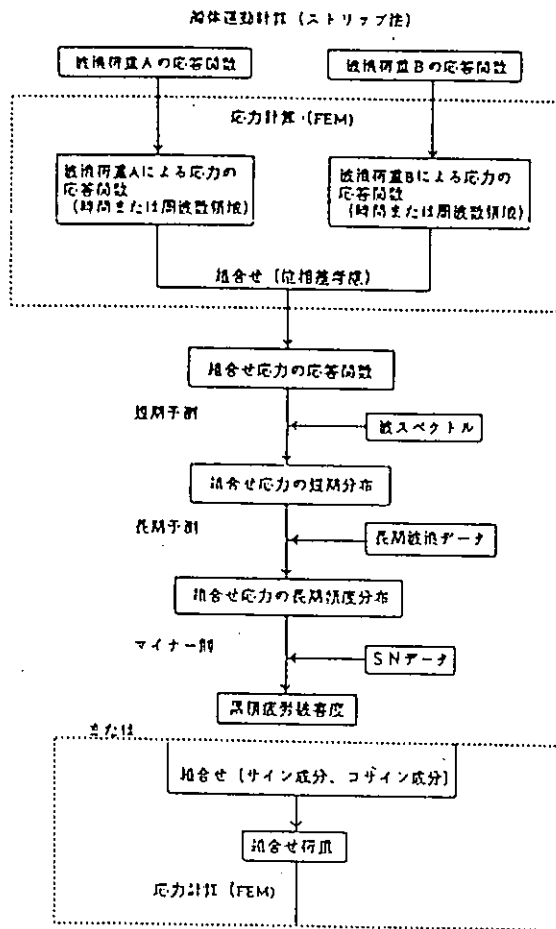


図 7.1 レベル 1

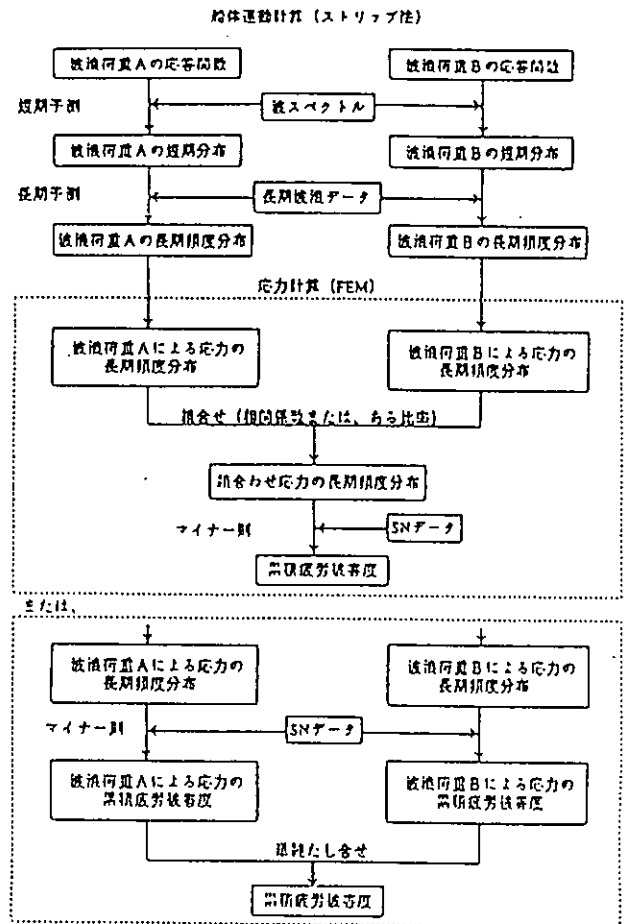


図 7.2 レベル 2 A

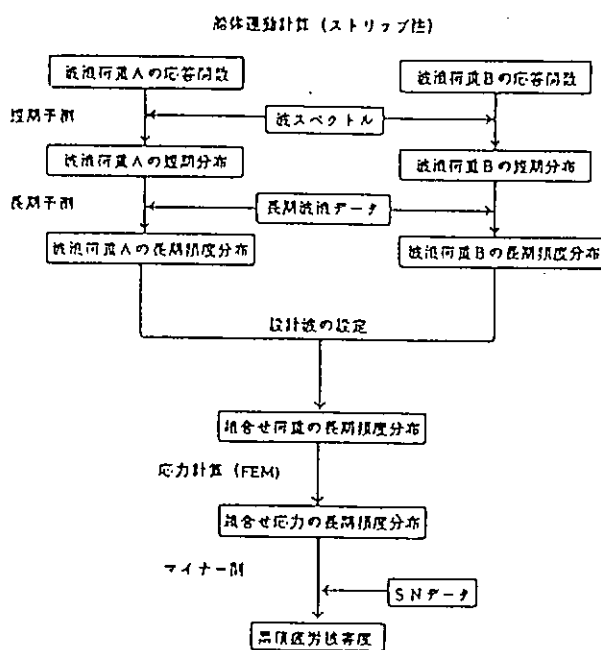


図 7.3 レベル 2 B

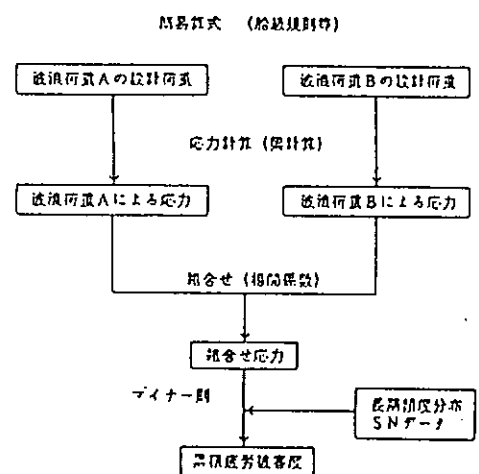


図 7.4 レベル 3

以上の荷重情報を用いて、サイドロンジに作用する組み合わせ荷重（応力）の長期頻度分布を推定し、疲労強度計算を行う。

7.4 応力計算法及びその組み合わせ法

疲労評価に用いる応力はS-N線図の縦軸に対応したものであり、用いるS-N線図によって応力の計算のレベルも異なる〔7-5〕。本SRでは、大型船の縦通肋骨の横隔壁及び横桁との交差部における疲労強度評価を対象として、構造的な不連続に起因する応力集中を考慮したホットスポット応力により評価する。その求め方はSR202で提案されているB法によることとする〔7-6〕。すなわち、溶接止端から評価の対象となる部材の板厚 t の0.5倍と1.5倍の距離の2点の応力から直線外挿した溶接止端の応力により評価する。なお、シェル要素を用いたFEM計算においては、溶接部をモデル化していないため、板厚中心での交差部の応力を溶接止端における応力とみなす。

ホットスポット応力は極めて局所的なものであり、ホットスポット近傍では板厚程度の大きさのシェル（メンブレン&ベンディング）要素を用いたFEM計算を行う必要がある。

波浪中の船体運動は線形計算により比較的精度よく計算できるが、喫水線近傍の船側部に作用する波浪変動圧は、喫水が変動することにより波高に対して非線形となる。この非線形性を考慮した統計的な取扱いについては4.3節で検討されているが、構造解析に際しては波の山、波の谷について喫水の変動を考慮した圧力分布を与えた応力解析をすることにより非線形性を考慮することができる。

大型船の縦通肋骨の疲労強度を評価する場合に考慮すべき荷重成分としては、以下のようなものが考えられる。

- ① 波浪変動外圧
- ② 貨物倉内液圧
- ③ 縦曲げモーメントによる軸力
- ④ 水平曲げモーメントによる軸力
- ⑤ 横隔壁と横桁または横桁間の相対変形による強制変位

上記の荷重のうち⑤の強制変位は全船モデルまたは大規模な部分構造モデルによるFEM解析によって計算する必要があるが、FEM計算をすべての条件について実施することは膨大な時間と手間を必要とするが、実用的な方法として5章に示された手法が提案されており、図7.5のレベル1に相当する。ここでは、更に簡易的なレベル2Aと2Bにおける方法について述べる。

(1) レベル2Aにおける方法（その1：相関係数を用いる方法）

短期海象における複数の荷重間の相関係数の考え方を長期分布に対しても拡張して、次式によりある確率レベルの応力応答値 S_t を各荷重による同じ確率レベルの応力応答値 S_i より推定する。

$$S_t = [\sum_i \sum_j (\rho_{ij} \cdot S_i \cdot S_j)]^{1/2} \quad (7-1)$$

ここで、相関係数 ρ_{ij} は i 番目の荷重と j 番目の荷重の相関係数、

ただし、 $i=j$ の時 $\rho_{ij}=1.0$

相関係数 ρ_{ij} は短期海象のように明確に定義することが出来ないため工学的な判断により決定する必要があり、5章でも検討されている。

なお、 i 番目の荷重と j 番目の荷重により組み合わせ応力 S_{tij} が何らかの方法で求められているときは次式により逆算することが出来、類似船の計算にその値を用いることが可能である。

$$\rho_{ij} = [S_{tij}^2 - (S_i^2 + S_j^2)] / (2 S_i S_j) \quad (7-2)$$

Peak soukan
 File 1 -outwl.data
 File 2 -vert.data
 No.Data= 325

	-1.0	-0.9	-0.8	-0.7	-0.6	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0.1	0	0	0	1	0	1	0	0	1	8	6	7	2	4	0	1	0	0	0	0
0.2	0	0	0	0	0	0	0	1	0	3	5	0	0	1	1	4	2	0	0	0
0.3	1	0	0	0	0	3	0	2	4	9	12	3	1	1	1	0	1	3	0	0
0.4	0	0	0	1	0	1	1	2	6	26	22	3	1	1	1	0	0	1	0	2
0.5	0	0	0	0	0	1	0	2	7	39	37	10	3	0	0	1	0	0	1	2
0.6	0	0	0	0	0	0	0	2	5	7	10	3	2	3	0	1	2	0	1	0
0.7	0	0	0	0	0	1	2	0	4	1	0	1	3	1	1	0	1	0	0	0
0.8	0	0	0	0	1	0	1	0	2	0	0	1	1	0	1	0	1	0	0	0
0.9	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0
1.0	0	0	0	0	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

図 7.5 組み合わせ比率の計算例

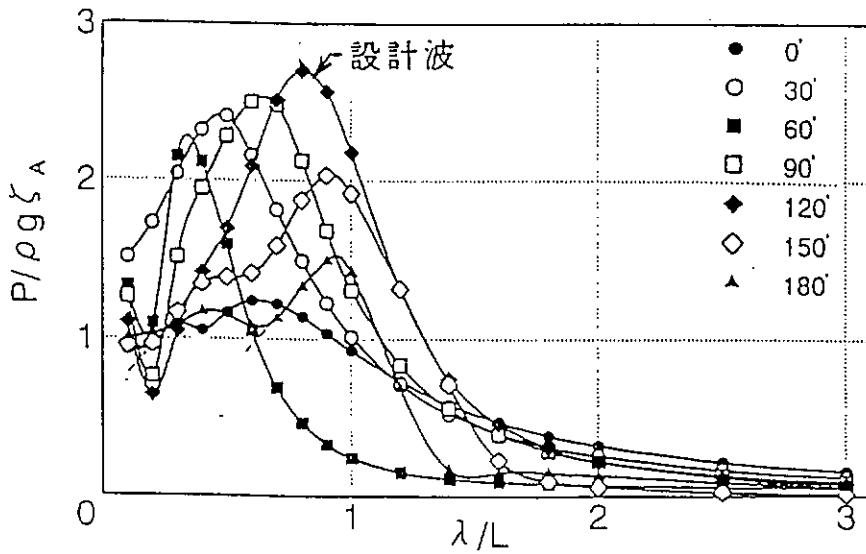


図 7.6 応答関数と設計波の選択例

(2) レベル 2 A における方法 (その 2 : ピーク時比率法)

支配的荷重成分がピークとなった瞬間の組み合わせをすべての規則波について計算し、組み合わせ応答量が最も大きくなるであろう組み合わせを選定する。

計算例を図 7.5 に示す。図中で、縦軸は支配的荷重成分、横軸は他方の荷重成分であり、マトリックス中の数字は、その組み合わせの規則波の個数を表している。この例では、支配的荷重成分が最大 (縦軸が 1) のとき、他方の荷重成分は -0.3 から -0.6 の間にあることを示している。

図中の斜線は、支配的荷重成分の各レベルでの最大値 (最小値) の存在する組み合わせを通る 45 度の傾斜のうち最も外側に位置する斜線であり、支配的荷重成分による応力が他方の荷重成分による応力と同じか大きいとすると、組み合わせ応力の最大値は、図中の斜線上に存在することは明らかである。

本手法では、組み合わせ比率を、この斜線と縦軸が 1 のところの交点としている。すなわち、この例では、縦軸 1 に対し横軸は 0.7 または -0.6 としている。

(3) レベル 2 B における方法 (設計波法)

設計波としては、支配的な荷重の応答関数がピークの値を取る規則波を設定し、その規則波 (波周期 : ω , 波向き : χ) 中の応力解析を実施して、応力振幅を求める。したがってこの場合は、最も厳しい規則波条件の中で応力が最大となる瞬間の各荷重成分による応力が自動的に組み合わせられることになる。図 7.6 は船側縦通肋骨に対して支配的な荷重となる波浪変動圧の応答関数とそこから選ばれた設計波を示している。

上記 3 方法の違いを検討するために、ある船の波浪縦曲げモーメントと波浪横曲げモーメントだけを用いて、ガンウエル部の組み合わせ応力を計算し、比較検討を行った。その結果これらの手法間に有意な差は無いことがわかった。

7.5 累積疲労被害度の計算法

損傷・非損傷の判定を行うにはいくつかの方法が提案されているが、基本的には繰り返し負荷応力ごとにダメージを計算し、これを累積した和がある値になったとき損傷が起きると考えるのが一般的方法である。ここでは対象部材に着目した定荷重疲労特性を用いて代表的考え方であるマイナー則、長寿命領域において疲労限を設定しない評価法である修正マイナー則、ハイパハ修正した S-N 線図を用いた従来からある評価法に加えて嵐モデルによるランダム荷重下の疲労特性を用いた疲労評価法を実施し、検討を進めた。すなわち、部材要素の疲労被害度算定に関して (i) 定荷重疲労試験結果をもとに得られた S-N 線図を用いる方法と、(ii) 実海象データをもとに嵐をシミュレートしたランダム荷重試験結果による S-N 線図を用いる方法を検討した。評価に必要な応力、荷重頻度分布などの考え方はおおよそ次の通りとした。

(1) 評価対象応力

応力および分布を求めるにあたっては、考慮する荷重とその大きさ、これら荷重の重ね合わせの方法、FEM 応力解析時の使用要素の種類、評価対象部近傍のメッシュサイズ等を決定する。対象としているロンジン部材の殆どは非対称断面を有する L_2 タイプであるため、該当部近傍の応力分布を求め、ホットスポット応力を用いた評価を行った。なお、解析には超過確率 $Q=10^{-4}$ レベルにおける荷重を用い、水線面近傍の評価には非線形性を考慮している。

(2) 応力の長期頻度分布

作用する荷重のうち、該部の疲労被害に支配的荷重成分の長期頻度分布を用いる。疲労被害度計算時の分割数について原則は 8 分割とするが、被害度が大きく、かつ疲労限に近い、 10^6 回近辺以上の領域については細分割する。

(3) 累積被害度の計算法

a. 線形被害則による計算法

構造モデルとの寿命対比を行い、小型試験片による結果と整合性を確認した S-Nf 線図をベースに、6章に述べた方法で平均応力、残留応力を考慮した式を提案し、これを用いて疲労被害度を計算する。

b. 嵐モデル変動荷重による計算法

嵐をその大きさにより6レベルに分類し、それぞれを実海象の発生確率と同じとした嵐モデルによるランダム疲労試験を行い、最大嵐(F嵐)のピーク応力範囲と平均寿命年数の関係で整理した線図を作成した。これをもとに寿命を求める。

参 考 文 献

- [7 - 1] : ABS "Guide for the Fatigue Strength Assessment of Tankers" A Hull Rule Restatement
Project Report, June 1992
- [7 - 2] : DNV "Note on Fatigue Damage of Ship Structure and Fatigue Control Requirement in DNV
Rules, 1991
- [7 - 3] : 日本海事協会 平成5年鋼船規則C編およびCS編並びに同検査要領一部改正の解説, 日本海事協会会誌
No.224 1993
- [7 - 4] : N. Hogben "Global wave Statistics" British Maritime Technology 1986
- [7 - 5] : 第207研究部会報告書 「船殻構造の強度評価と管理目標の定量化の調査研究 :
2. 5 管理手法に関する提言」日本造船研究協会, 平成5年3月
- [7 - 6] : 第202研究部会報告書「海洋構造物の疲労設計法及び溶接部の品質に関する研究 :
2. 各種構造要素の疲労強度評価法」日本造船研究協会, 平成3年3月

8. 就航船の疲労解析例

8.1 T丸のデータを用いた試解析結果

疲労強度計算手法の問題点の定量化を目的として、“サイドロンジの疲労強度の試解析”を行うこととした。

ある特定のVLCC (T丸)について、疲労解析レベル1, 2, 3 (7.2章参照)に基づいて試解析を行い、解析方法の違いが結果(疲労寿命推定精度)に与える影響を検討した。解析に用いる荷重データ、応力データ、SNデータ等は、すべて同じとし、純粋に解析手法の違いが疲労寿命の推定精度に与える影響のみを検討することとした。

試解析の結果から、本SRの疲労解析方法(SR216法)の案を決定し、その解析方法にもとづいて就航船の疲労強度解析を実施し、解析結果と実際の現象(損傷分布)とを比較することを通して、本案を改良するとともに、評価基準を設定することとした。

8.1.1 DISAMによる解析結果

図8.1に示すT丸のバラスタタンク内のサイドロンジについてDISAM(解析フロー1)による解析を実施した。DISAMとは、あらかじめ想定した荷重に対応した多数の単位荷重に対する構造応答を求めておき、規則波中における船体運動計算によって波浪変動圧や加速度が求められると、それら各荷重成分の線形結合によって該部の応力を求めるものである。

DISAMによる長期予測結果を図8.2に示す。なお、船体運動計算はSTF法ベースのストリップ法、計算波高は5m、短期・長期予測は福田法、ISSC1964波スペクトル、 $\text{Cos}^2 \chi$ 方向性分布、Global Wave Statisticsの日本-ペルシャ湾の波浪テーブルを用いた。

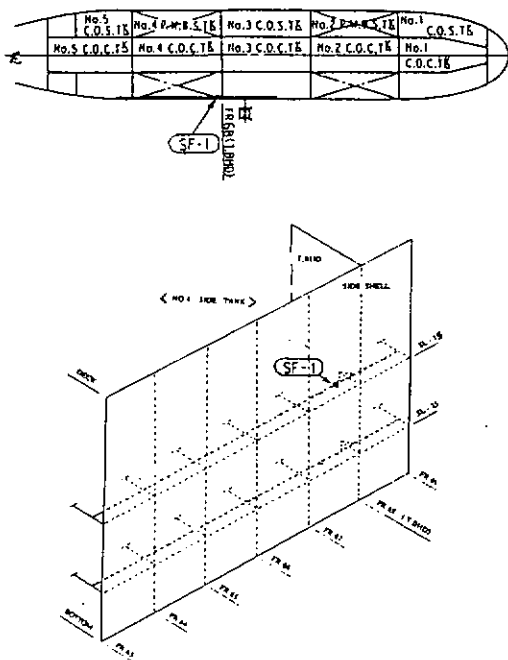


図8.1 計測点(SF-1)

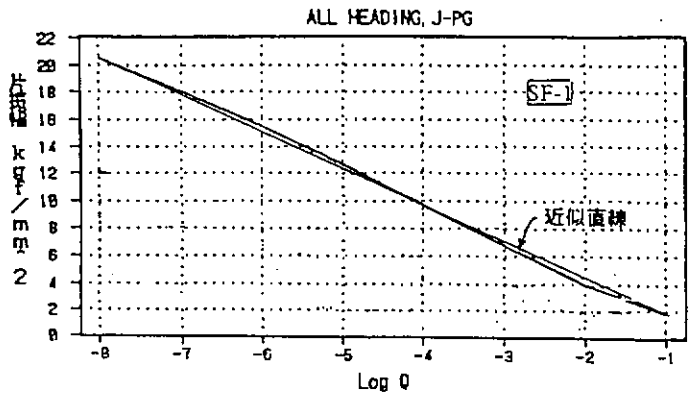


図8.2 応力の長期予測結果

8.1.2 各社試解析結果の比較とその考察

各社の解析結果を、レベル1の手法による計算結果と比較すると、($Q = 10^{-4}$ 相当応力での比較)

- A社 約20%ほど応力値が小さい
- B社 約5%ほど応力値が小さい
- C社 約15%ほど応力値が小さい
- D社 圧力荷重しか考慮しなかったこと等から、約35%ほど応力値が小さい
- E社 圧力荷重しか考慮しなかったこと等から、約35%ほど応力値が小さい
- F社 約35%ほど応力値が小さい

との計算結果が得られ、これらの解析結果から以下のことが分かった。

- ・サイドロンジの疲労解析を圧力荷重のみで行うのは、その精度に問題がある。
- ・応力の組み合わせを行わずに、各応力成分の累積疲労被害度を足し合わせることは、疲労強度を過大に評価する可能性がある。
- ・図8.3と図8.4に示すように応力計算時の超過確率を統一することにより、レベル1とレベル2はかなりの精度で一致する。

これらの結果を踏まえて、SR216の疲労解析手法としてレベル2Aとレベル2Bを定め、各社の就航船の解析を行うこととした。

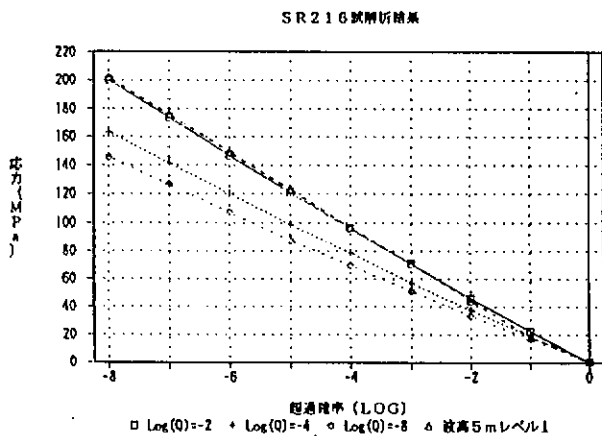


図 8.3 レベル 2 A 解析結果

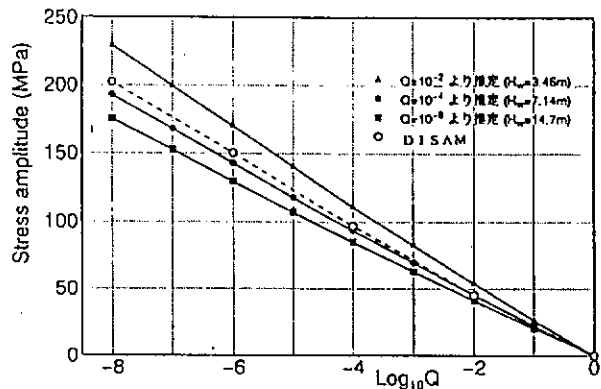


図 8.4 レベル 2 B 解析結果

8.2 各種就航船の解析結果

試解析を通して決定したSR216法の妥当性の検証、また不具合箇所をの改良および合理的な評価基準の設定を目的として、各社建造船の疲労強度解析を実施した。

(1) 損傷解析の対象船

- | | | |
|----|--------|---|
| A船 | VLCC | サイドロンジの隔壁貫通部(損傷) |
| B船 | VLCC | サイドロンジの隔壁貫通部(損傷・非損傷) |
| C船 | VLCC | サイド, L, BHD, デッキ, ボットムロンジのトランス貫通部(損傷・非損傷) |
| D船 | B/C | ビルジタンク内サイドロンジのトランス貫通部(非損傷) |
| E船 | B/C | ビルジタンク内サイドロンジのトランス貫通部(損傷) |
| F船 | オア・オイル | サイドロンジの隔壁貫通部(損傷・非損傷) |
| G船 | コンテナ船 | サイド, ボットムロンジの隔壁貫通部(非損傷) |

(2) 解析方法

解析フロー 2 A, 2 B による。

(ア) 船体運動・波浪荷重計算法

各社が現有しているストリップ法による。

(イ) 船体応答の短期・長期予測

・線形重ね合わせの原理にもとづく福田法による。

a. 波スペクトル ISSC (Modified Pierson-Moskowitz 型)

b. 方向性分布 $\text{Cos}^2 \chi$ 分布

c. 波浪発現頻度表 Hogben Global Wave Statistics (刊行版, 千分比, 通年, 全方向) 各社の対象船の航路にあわせて使用

(ウ) 荷重の組み合わせ方法

・計算に用いる荷重は, 波浪変動外圧・内圧及び波浪縦・横曲げモーメントとする。

・(2 A) 圧力荷重による応力と, 縦・横曲げによる応力は, 各荷重間の比率を用いて組み合わせる。

・(2 B) 設計波の条件下で, 応力(又は支配的荷重成分)が最大となる瞬間の比率でくみあわせる。

(エ) 応力解析荷重の設定法

・応力計算に用いる変動荷重の超過確率は, $Q = 10^{-4}$ 相当とする。

・応力は, 静的状態・変動圧最大・変動圧最小について計算する。

(オ) 応力変動範囲のとり方

・応力計算において非線形性を考慮する。

a. 喫水線より上の荷重分布 喫水線の圧力を静圧換算(45度傾斜)

b. 船側での負圧の取扱い 無視する。(ゼロ)

c. 波高による頭打ち現象 $Q = 10^{-4}$ 相当のみで考慮する。

(カ) 応力の長期頻度分布の推定法

・ $Q = 10^{-4}$ 相当の応力と, 支配的荷重成分のワイブル係数(荷重の長期頻度分布から最小自乗法で計算)を用いて推定する。

(キ) 応力計算法

・応力計算は FEM にて行う。

a. モデル化 シェル要素にて行い, 溶接ビードはモデル化しない。ただし, 可能であれば, ソリッド要素による計算を行い, シェル要素による計算と比較する。

b. メッシュサイズ 応力計算点近傍は板厚相当とする。

c. 評価応力の種類 シェル要素: 表面直応力(膜応力+曲げ応力)

ソリッド要素: 要素表面の主応力

d. 評価応力の計算 ホットスポット B 法 (SR202) による。

(ビードをモデル化しない場合, 部材端位置で計算)

(ク) 累積疲労被害度の計算法

・線形疲労被害則で計算する。

a. 高サイクルの修正 ハイバック修正 (2×10^{-6}) を行った場合と行わない場合(修正マイナー), および疲労限(最大応力レンジの1/2, ただし 200MPa が上限)を考慮した場合について計算す

る。

- b. S-N線図 第6.1章に示すS-N線図を用いる。
- c. 平均応力の修正 第6.1章に示す方法で行う。

8.3 就航船解析結果の総合考察

7隻の就航船についてSR216の手法を適用し、疲労強度解析を行った結果を表8.1に示す。

- (1) この表には先ずハイバック修正によるS-N線図を用いて線形被害則により求めた超過確率 10^{-8} (20年間)に対する累積疲労度の計算結果を示す。
 - 1) この20年累積疲労被害度から損傷発見時と非損傷の確認検査時の累積被害度に換算し、これを嵐モデル変動荷重試験結果から得られた累積疲労被害度図(図6.12)上にプロットすると図8.5となる。この図より、
 - a) 損傷箇所の累積被害度は1.0の近傍にあり、非損傷箇所は概ね1.0以下にある。
 - b) 嵐モデル変動荷重試験結果から得られた実験値の内平均応力(S_m)=0 下限値を通る線と比較すると、この線よりも上にあると損傷が発生している。この線の平均寿命年数20年における累積疲労被害度は約1.5となる。就航船の損傷のない箇所について20年間の累積疲労被害度を同図にプロットすると概ね1.0以下にある。
 - c) 船底および甲板の縦通肋骨についても、ここでは損傷例が少ないが、同様のことが言える。以上の考察より、ハイバックの修正によるS-N線図を用いた場合、疲労による損傷の発生する累積疲労被害度の判定値を1.0とする。
- (2) 嵐モデル変動荷重試験結果(図6.11)を用いて、超過確率 10^{-4} における最大ホットスポット応力範囲から平均寿命年数を推定すると、表8.1に示すように推定年数は発見时就航年数と比較的良く合っている。従って嵐モデルは疲労強度推定法として有力な手法である。不確定要素を考慮して平均寿命の判定値を30年とする。
- (3) SR216の手法を用いて就航船の損傷、非損傷箇所を解析し、その結果と実績を比較した結果、この手法は船側、船底、甲板等の縦通肋骨の疲労強度推定手法として実用可能であることが検証された。
- (4) 以上の考察からSR216の手法を用いて縦通肋骨の疲労強度解析を行い、20年の就航期間内での疲労による損傷の発生を推定するために、表8.2に示す判定基準を提案する。なお腐食による影響はここでは考慮しない。

[縦通肋骨の疲労損傷に対する判定基準]

縦通肋骨の疲労による損傷の発生する判定基準は次による。

- (1) 疲労強度解析はSR216の手法により行う。
- (2) その結果について次の2通りの方法により判定する。
 - 1) 図6.12に示すハイバック修正を加えた線図を使用して、線形被害則により計算した累積疲労被害度が表8.2に示す基準値以上の場合にき裂が発生する。
 - 2) 図6.11に示す嵐モデルによる推定法から求めた平均寿命が同表に示す基準値未満の場合にき裂が発生する。

表 8.1 就航船解析結果（20年間の累積被害度と平均寿命年数）

船名	A 船		B 船		C 船			
船種	VLCC		VLCC		V L C C			
解析対象部材	S. L.	B. L.	S. L. # 1	S. L. # 2	S. L.	B. L.	D. L.	L. L.
損傷有無	あり	なし	あり	なし	あり	なし	なし	なし
発見時就航年数 (年)	3.5		4		4.5			
ハイバツハ修正による累積被害度	4.63	0.01	31.7	7.42	6.74	0.16	0.22	0.00
最大ホットスポット応力範囲	306	79	628	388	347	167	184	69
平均寿命年数 (年)	8.5	> 50	< 2	4.5	6	>50	>50	>50

船名	D 船	E 船		F 船			G 船		
船種	B/C	B/C		O/O船			コンテナ船		
解析対象部材	S. L.	S. L.	B. L.	S. L. # 1	S. L. # 2	S. L. # 3	S. L. # 1	S. L. # 2	B. L.
損傷有無	なし	あり	あり	なし	あり	なし	なし	なし	なし
発見時就航年数 (年)		5	5		4				
ハイバツハ修正による累積被害度	2.47	3.41	4.56	8.2	23.2	7.1	1.70	0.80	0.00
最大ホットスポット応力範囲	267	332	378	460	588	453	281	247	161
平均寿命年数 (年)	16	6	5	3	< 2	3	20	30	> 50

表 8.2 疲労き裂発生の判定基準

推定法	判定基準
線形被害則による推定 ハイバツハ修正 (超過確率 10^{-8} に対応)	累積疲労被害度 = 1.0
嵐モデルによる推定 (超過確率 10^{-4} の最大応力範囲より)	平均寿命 = 30 年

9. 縦通肋骨材の疲労強度評価法と設計への適用 — SR216手法の提案と解説 —

船体構造のように、外力の大きさ（振幅，周期）が変動するような構造物の疲労強度解析は，確率論を用いて統計的に処理する手法が一般的に行われてきた。しかし，理論に忠実に解析を行うためには，膨大な量の応力計算が必要であり，設計段階での適用は実際的ではなく，多くの場合なんらかのかたちで簡略化された手法を用いて疲労強度の検討を行っている。

本SRでは，大型船（主にVLCC）の船側縦通肋骨材の疲労強度解析を行うに当たり，理論に忠実な手法による解析と簡略化された手法による解析を実施し，その結果を比較検討し，最も合理的な簡略化手法を見いだすこととした。また，疲労解析に必要な各種のデータ（荷重データ，SN曲線等）および仮定（頻度分布，頻度数法等）についても，それぞれに対し考察を加え，本SRとしての疲労解析手法を提案する。

本SRの疲労強度解析手法として，8章に述べているように，本報告書中のレベル2を提案している。これらを簡単に説明すると，「ストリップ法で計算された波浪変動荷重を用いて，本船が経験するであろう最大の荷重条件と最小の荷重条件を想定し，応力計算を行って応力変動範囲を求め，荷重の長期頻度分布から応力の長期頻度分布を推定して，累積疲労被害度を計算し，疲労強度を評価する」ということであり，実際の計算方法としては，疲労強度計算荷重の設定法の違いから，図9.1および図9.2に示すようにレベル2Aとレベル2Bの2つがある。

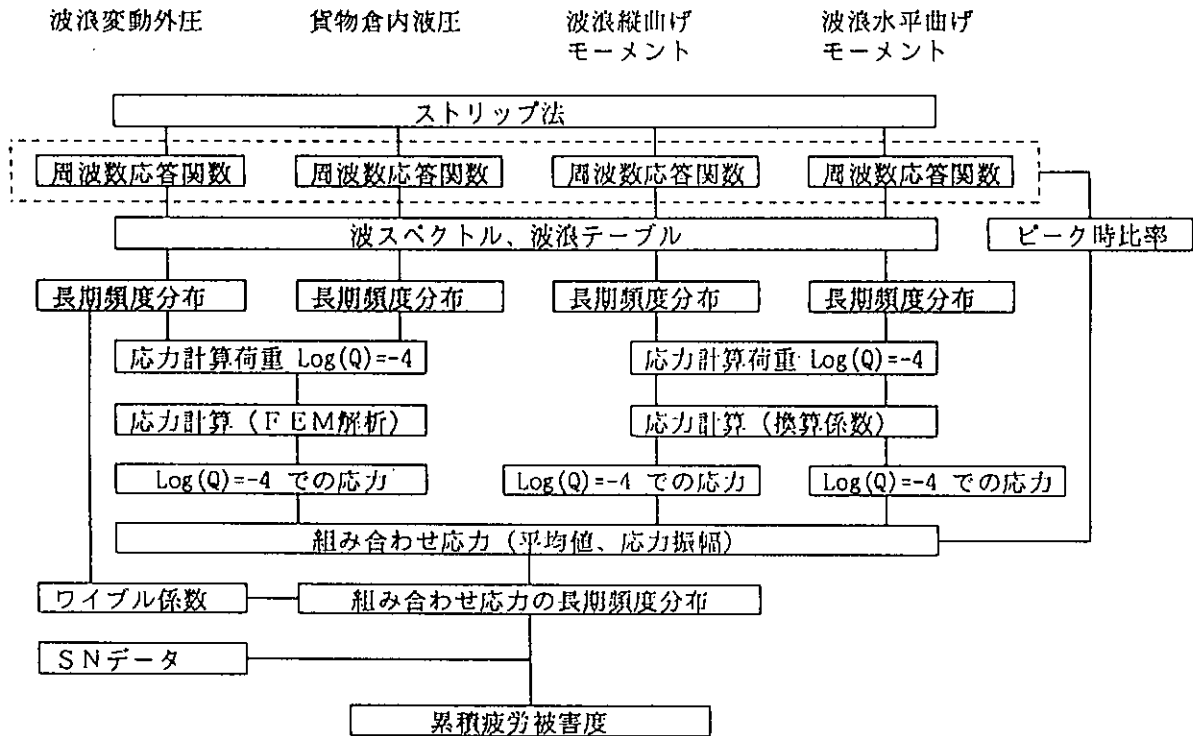


図 9.1 レベル 2 A 疲労解析フロー

(2) 応力計算時の圧力荷重分布

- (2.1) 各荷重成分の $\text{Log}(Q) = -4$ の期待値を応力計算荷重とする。
- (2.2) 応力計算は、圧力荷重と曲げモーメント荷重に分けて行う。
- (2.3) 圧力荷重の荷重ケースは、静水状態、変動荷重最大、変動荷重最小の3ケースとする。
- (2.4) 船側部の圧力荷重分布を設定する場合、変動荷重最大状態での静喫水上の荷重は水線面の圧力を静圧換算したものとし、変動圧最小状態での負圧は無視する(ゼロとする)こととする。
- (レベル2A)
- (2.5) 断面内の圧力分布は、各位置での最大期待値を結んだもの(最大値の包絡線)とする。
- (2.6) 長手方向の荷重分布は、ホールド毎に一定とする。
- (レベル2B)
- (2.7) 設計波として設定した規則波での位相差を考慮した分布。(同時刻分布)
- (2.8) 設計波は、支配的荷重成分のある超過確率(ここでは $\text{Log}(Q) = -4$)の期待値と同じ値を発生するような規則波のなかで、最も発生しやすい波とする。
- 具体的には、応答関数のピークとなる規則波とし、期待値をこの時の応答値で割った値を、応答関数の計算時の波高に掛けたものを波高とする。

(解説)

・船側に作用する波浪変動圧の水線面の上下変動に起因する非線形性(頭打ち現象)を正確に考慮するためには、いくつかの超過確率で応力計算を行うのが好ましいが、本研究では、実用的な見地から、船の一生を通じて繰り返される応力振幅の長期分布の中間のレベル($\text{Log}(Q) = -4$)で考慮することとした。すなわち、この超過確率で応力計算を行い、この値から他の超過確率での値を推定し、応力の長期頻度分布を推定する事とした。(図9.3参照)

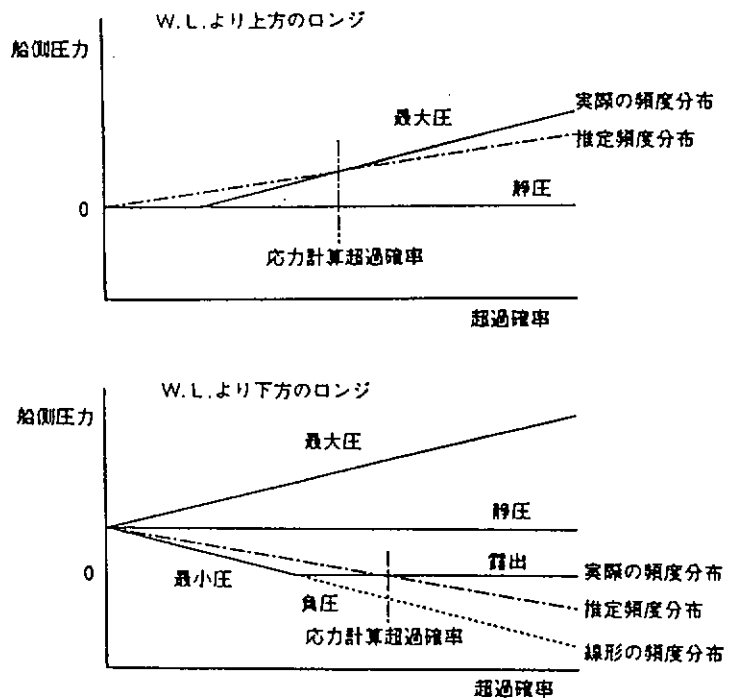


図 9.3 応力変動範囲の取り方

- ・上記の非線形性を考慮したときの変動応力を求める方法として、静圧分と変動圧分を別々に計算してから組み合わせる方法ではなく、静圧と変動圧を組み合わせた状態で応力計算を行う方法を採用している。(図9.4参照)
- ・船側変動圧の非線形性を荷重計算時(短期予測)に考慮する方法を本SRで別途提案しているが、SRの手法ではより簡易的な方法として、この頭打ち現象を応力計算用荷重を設定するときに考慮することとした。

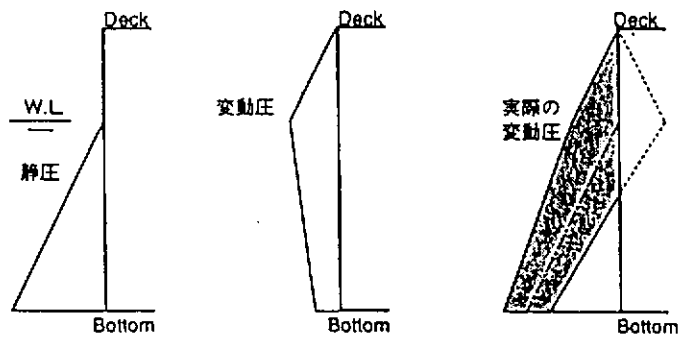


図 9.4 圧力荷重分布

- ・これらの非線形現象の存在については、VLCCでの実船計測結果および水槽試験結果において確認されている。

(3) 応力計算について

(3.1) 応力計算は下記の手順でFEMにて行うこととする。

- ① 部分構造モデル(全体解析)
 - ・1ホール程度以上のモデルとし、全体の変形が正確に計算できるものとする。
 - ・圧力荷重、境界力(剪断力、船体曲げモーメント)
- ② 局部構造モデル(ズーム解析)
 - ・詳細形状を考慮したシェル要素によるモデル、ただし溶接ビードはモデル化しないものとする。
 - ・解析対象部位近傍のメッシュサイズは板厚程度とする。
 - ・圧力荷重、強制変位(桁の変形)、境界力(剪断力、軸力)

(解説)

- ・全船モデルによる解析は、FEMモデルの作成およびその計算に要する時間が膨大であること、またサイドロンジの応力計算結果に与える影響が殆ど無いものと考えられることから、本SRでは行わないこととした。
- ・計算機の能力が許すのであれば、上記のように2ステップに分けず、局部構造モデルを部分構造モデルに組み込んで計算してもよい。

(4) 疲労強度評価応力について

- (4.1) シェル要素の表面応力(膜応力+曲げ応力)を用いる。
- (4.2) 解析対象部位近傍の応力分布は、ラグランジェの補間式を用いて近似し、ホットスポット応力を計算する。
- (4.3) ホットスポット応力の計算方法はSR202B法とする。

(解説)

- ・応力分布の近似については、ラグランジェの補間式による方法と、指数近似式による方法について比較検討し、両者に有意差が無いことを確認した。このため、取扱いの簡単なラグランジェの補間式による方法を採用した。
- ・破壊寿命の計算において、表面応力を用いるのは厳しすぎるのではないかとの意見があったが、表面応力による評価が安全側の結論を導くことを考え、表面応力を用いることとした。

(5) 応力の組み合わせについて

(5.1) 応力の組み合わせ方法は以下とした。

- ・レベル 2 A ピーク時比率法
- ・レベル 2 B 設計波法

(5.2) レベル 2 A ピーク時比率法

支配的荷重成分がピークとなった瞬間の組み合わせをすべての規則波について計算し、組み合わせ応答量が最もおおきくなるであろう組み合わせを選定し、この時の組み合わせ比率を用いる。

(5.3) レベル 2 B 設計波法

設計波として設定した規則波で、組み合わせ応力が最大となる瞬間を選定し、この時の組み合わせ比率を用いる。

(解説)

・応力の組み合わせ方法に関し、相関係数による方法、設計波による方法、ピーク時比率法による方法について検討を行い、これらの3方法に有意差がないことを確認した。したがって、どの方法を用いても良いわけであるが、レベル 2 A では、その取扱いの簡単さから相関係数による方法ではなくピーク時比率法による方法を採用した。なお、レベル 2 B は必然的に設計波による方法である。

・ピーク時比率の計算方法

- ① すべての規則波における最大応答量（最大振幅）を求める。
- ② 最大振幅で正規化した応答関数を求める。
- ③ 支配的荷重成分が最大（ピーク）となる瞬間の組み合わせ比率を求める。
- ④ すべての規則波の $C(\omega, \lambda)$ のうち、組み合わせ応答量が最大となる組み合わせ比率を選定する。

(計算例)



・縦軸は支配的荷重成分、横軸は他方の荷重成分であり、マトリックス中の数字は、その組み合わせの規則波の個数を表している。

・この例では、支配的荷重成分が最大（縦軸が 1）のとき、他方の荷重成分は -0.3 から -0.6 の間にある。

・図中の斜線は、支配的荷重成分の各レベルでの最大値（最小値）の存在する組み合わせを通る 45 度の傾斜のうち最も外側に位置する斜線であり、支配的荷重成分による応力が他方の荷重成分による応力と同じか大きいとすると、組み合わせ応力の最大値は、図中の斜線上に存在する。

・本手法では、組み合わせ比率を、この斜線と縦軸が 1 のところの交点としている。すなわち、この例では、縦軸 1 に対し横軸は 0.7 または -0.6 としている。

・設計波の設定方法

- ① 支配的荷重成分の周波数応答関数のピークの規則波を設計波とする。
- ② 長期予測値とこのピークの値から、規則波中での応答値が予測値と同じとなる波高を計算する。
- ③ 設計波として設定した規則波中の応力解析を実施し、応力振幅を求める。

(6) 組み合わせ応力の長期頻度分布について

- (6.1) 圧力荷重による応力と船体縦・水平曲げモーメントによる応力との組み合わせ応力の長期頻度分布は、 $\text{Log}(Q)=-4$ の組み合わせ応力と支配的荷重成分（サイドロンジでは波浪変動外圧）のワイブル係数を用いて推定することとした。
- (6.2) 長期頻度分布のワイブル係数は、最小二乗法を用いて計算する。

(7) 累積疲労被害度の計算

- (7.1) 静水状態、変動荷重最大、変動荷重最小の3ケースの応力の最大差を応力変動範囲とする。
- (7.2) 累積疲労被害度の計算にあたっては平均応力の影響を考慮することとした。
- (7.3) 累積疲労被害度の計算は、 $N=2 \times 10^6$ においてハイパッハ修正を行ったSN線図を用いて、線形被害則で行う。
- (7.4) 累積疲労被害度の計算は、図9.5に示すSN線図を用いて行うこと。
- (7.5) 累積疲労被害度による寿命推定は、図9.6に基づいて行う。

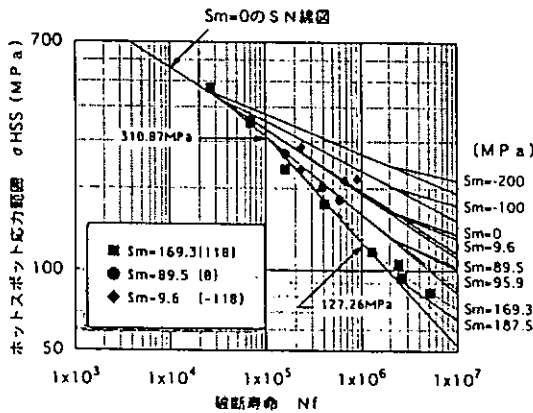


図 9.5 SN線図（定振幅）

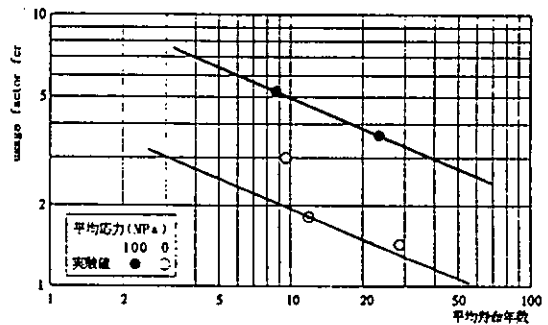


図 9.6 累積疲労被害度と平均寿命の関係

（解説）

- ・本SRで行った疲労試験結果から、溶接継ぎ手部といえどもその疲労強度は作用する変動応力の大きさだけでなく、その絶対値すなわち平均応力の影響をうけることが明らかとなった。したがって、本SRの手法では残留応力の影響も含めて、平均応力を考慮して疲労解析を行うこととし、その修正方法もあわせて提案する。
- ・本SRでの疲労試験データを整理して、平均応力の影響を定量的に表現したSN線図を作成した。また、これとは別に、嵐モデルによるランダム荷重疲労試験を実施し、実働荷重下でのSN線図を作成した。
- ・疲労強度評価応力として、FEM計算の表面応力のホットスポット応力（SR202B法）を採用することとしたため、SN線図もこれによる表示とした。

(8) 嵐モデル疲労試験に基づく疲労強度線図による寿命推定

(8.1) ホットスポット応力から直接に寿命推定を行う場合は、図 9.7 に示す嵐モデル疲労試験で得られた疲労強度線図に基づいて行う。

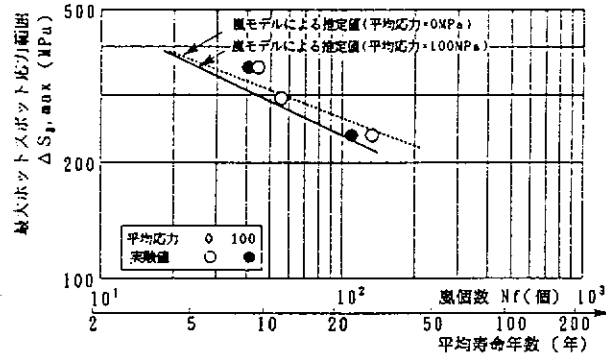


図 9.7 ホットスポット応力による設計線図 ($Q=10^{-4}$)

(9) 疲労強度評価

(9.1) 疲労亀裂発生 の判定基準として、次の(1)および(2)を採用する。

- (1) 20年間の累積疲労被害度の判定基準
ハイパツハ修正による累積疲労被害度 1.0 以下
- (2) 嵐モデルによる推定寿命が30年以上であること

(9.2) 実際の設計においては部材の重要度等を考慮して適当な安全率を持たせること。

(解説)

- ・ 図 9.8 に示す就航船の解析結果を考慮して、上記基準値を定めた。
- ・ 本基準には、腐食による影響は考慮されていない。
- ・ 溶接部の品質は、JSQSの基準値を満足していることを前提としている。

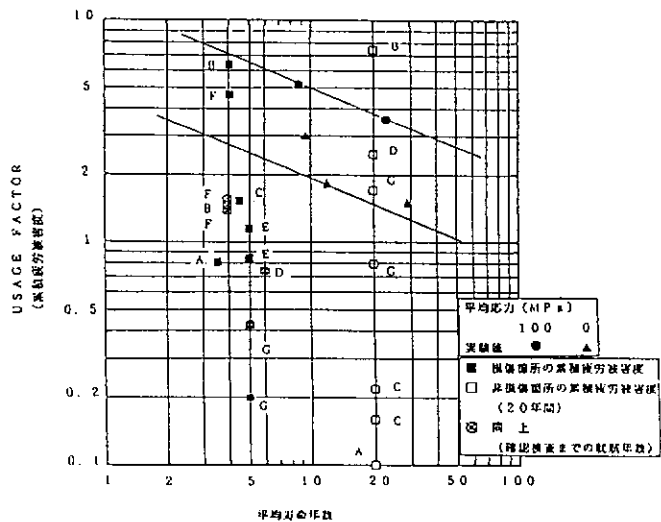


図 9.8 累積疲労被害度 - 平均寿命年数

10. 結 言

高張力鋼を用いた大型船の船側縦通肋骨の損傷を契機として本研究部会が発足した。研究部会はWG1(主として波浪外力の推定を担当)とWG2(主として構造物の疲労強度を担当)の2ワーキンググループに分かれて3年間研究を進めてきた。

この3年間の主な成果は次の通りである。

(1) 荷重ワーキンググループ(WG-1)

就航中VLCCの約1年間の実船計測、VLCCおよびコンテナ船の各種規則波中の自航水槽試験、さらに荷重解析法の理論的検討より得られた主な結果を以下に列記する。

- 1) 荷重計測上従来から問題であった水線面付近の温度ショックを除去するため、実船計測では対象部材自身をセンサーとする方法を、また水槽試験においては、常時水膜を確保する方法を採用し、信頼性の高い計測データを得ることができた。
- 2) 水線面付近における部材の空中露出による同部圧力の非線形現象について、実船計測および水槽試験よりその実態が明らかにされ、荷重推定の参考となる理論モデルが明確になった。
- 3) 大型船の疲労評価上重要な短波長領域の運動・荷重の特性が重点的に明らかにされ、ストリップ法の一部に理論修正を加えることによって、実用的荷重推定法とする事ができることが確認された。
- 4) 波浪変動荷重、内圧変動、船体曲げモーメントの3種の荷重成分の把握を明らかにすることにより、縦通肋骨の疲労評価上重要な荷重組み合わせ法につき多くの知見を得た。以上を総合し縦通肋骨の疲労評価法の荷重条件を設定した。

(2) 疲労ワーキンググループ(WG-2)

(1) 評価に用いる溶接継手の疲労曲線の提案:

船側縦通肋骨材の疲労評価を確立するために、該当部位を模擬した要素試験、さらに構造モデル試験片を用いた定荷重および特定航路の海象データに基づく変動荷重(嵐モデル)疲労試験を行い、一定荷重振幅疲労試験については公称応力範囲に着目したS-N線図と変動荷重振幅試験については最大嵐のピーク応力範囲に着目したS-N線図を作成した。

また実船の試解析、疲労強度評価の実施に備えて評価対象応力、応力履歴、寿命の定義、残留応力と平均応力等、基礎因子の取扱い法について検討し、就航船の試解析をおこなうためホットスポット応力に着目したS-N線図を提案した。疲労強度評価にあたり、従来あまり取り入れていなかった平均応力と残留応力の影響を定量的に考慮する廻し溶接継手の表示式を定荷重振幅疲労試験結果にもとづき提案した。

特定海域における海象を統計的に整理して得られた、一つの嵐の期間、嵐の大きさ、その発生頻度等を考慮する事でパターン化した変動荷重(嵐モデル)を負荷した疲労試験を行い、嵐の最大応力振幅と損傷にいたる嵐の遭遇回数(または運航年数)の関係を求めた。

この両者の関係を以下に述べる就航船の損傷、非損傷の解析に供し、寿命評価適用についての妥当性を論じた。

(2) 強度解析手法の提案と就航船試解析による検証

まず、VLCC“T丸”について現在行われている解析手法中、理論に最も忠実である手法と各種の疲労強度解析手法を用いて計算を行いそれらの結果を比較対照し、合理的な推定法の選択と一層の改良を加えて当部会の船体解析フローを提案した。

さらに、就航中の各種船の損傷、非損傷実績を定荷重振幅疲労結果を用いた累積被害則および嵐モデルによる推定

耐用年数を求め、その妥当性を検証し、疲労損傷判定基準を提案した。当初、船側縦通肋骨を主な対象としていたが、研究の進展とともに甲板および船底縦通肋骨についても適用可能な手法であることを確認した。

従来発生したような縦通肋骨の損傷を未然に防止するために、船殻の設計に際し、この手法を用いて縦通肋骨の疲労強度を検討することを提案する。

なお、現在SR219にて「亀裂伝播解析手法の実用化に関する研究」が実施されており、その成果として疲労によって発生した亀裂成長の推定が可能となり、またSR220で実施中の「バラストタンクの腐食疲労に関する研究」によって、腐食環境中での疲労強度が明らかになることが期待される。更に平成6年度から始まるSR225「残留応力の計測法・推定法の研究」によって疲労強度の根本的解明が新たな進歩を示すことが予想される。将来、これらの成果を取り入れることによって提案の手法に更なる検討を加え、疲労強度推定法の一層の改善を図ることが期待される。