

日本船舶振興会昭和53年度補助事業
“船舶の外力と設計基準に関する研究”

研究資料 No. 308

第157研究部会

船体構造のメインテナンスフリーに 関する研究

報 告 書

昭和54年3月

社団法人

日本造船研究協会

本研究は船体構造のメインテナンスフリーのため、船体の不連続構造部に発生する各種の損傷を防止し、さらに船体構造及び艤装品に対し適切な防食対策を立案するため調査研究を行ったものである。

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和53年度補助事業「船舶の外力と設計基準に関する研究」の一部として、日本造船研究協会が第157研究部会においてとりまとめたものである。

第157研究部会委員名簿

(敬称略、五十音順)

部会長	木原 博	
副部会長	寺沢 一雄	
主査	藤田 譲 (東京大学)	
幹事	荒井 宏範 (日本海事協会) 飯塚 晴彦 (三菱重工業) 石黒 隆義 (新日本製鉄) 大橋 延夫 (川崎製鉄) 賀来 信一 (日本海事協会) 菊池 晋一 (三菱重工業) 楠原 泰四郎 (日本钢管) 积 弘 (日本海事協会) 寺田 泰治 (日本海事協会) 鳥井 朝光 (日本钢管) 野本 喬 (佐世保重工業) 的場 正明 (三菱重工業)	飯田 国広 (東京大学) 池田 一夫 (神戸製鋼) 井上 肇 (船舶技術研究所) 尾上 久浩 (三菱重工業) 川原 正言 (日本钢管) 岸 康太郎 (三井造船) 後藤 太三 (石川島播磨重工業) 恒成 利康 (川崎重工業) 寺本 晋 (三菱重工業) 永井 明 (日立造船) 平川 賢爾 (住友金属工業) 山本 清志 (住友重機械工業)
委員	青塚 剛 (横崎造船) 石川 爽 (東亜ペイント) 板垣 浩 (横浜国立大学) 五十川 幸一 (三保造船) 岡田 陽雄 (大阪造船) 金井 良助 (三菱重工業) 木村 朝夫 (日本防蝕工業) 堺 由輝 (川崎重工業) 鈴木 省輔 (函館ドック) 辻 勇 (九州大学) 永野 侃 (昭和海运) 藤掛 勝正 (新和海运) 松崎 義男 (米島ドック) 八木 順吉 (大阪大学) 横見 敏雄 (大阪商船三井船舶)	秋田 好雄 (日本海事協会) 石橋 敬男 (佐野安船渠) 伊東 達夫 (川崎汽船) 太田 元久 (日本防蝕工業) 小川 泰之輔 (石川島播磨重工業) 金沢 武 (東京大学) 佐藤 邦彦 (大阪大学) 沢柳 政弘 (三井造船) 高屋鋪 尚史 (出光タンカー) 長沢 準 (船舶技術研究所) 服部 堅一 (住友重機械工業) 古川 修 (日本郵船) 真能 創 (防衛大学校) 山口 勇男 (日本海事協会)
討議参加者	阿部 晃 (日立造船) 小川 泰之輔 (石川島播磨重工業)	稲葉 達夫 (三菱重工業) 尾野 英夫 (川崎重工業)

木村朝夫	(中川防蝕工業)	小林邦彦	(川崎製鉄)
小林豊治	(日本防蝕工業)	坂本昭弘	(佐世保重工業)
徳田直明	(石川島播磨重工業)	中村隆英	(佐世保重工業)
西原誠一郎	(三井造船)	福岡哲二	(三井造船)
松本重人	(川崎製鉄)	森俊啓	(三菱重工業)
森信義	(日立造船)	諸星喜義	(住友重機械工業)
山下正弘	(三菱重工業)		

第157研究部会幹事会委員名簿（構造関係）

主査	藤田謙	(東京大学)		
委員	寺沢一雄	他上記委員会幹事と同じ		
討議参加者	阿部晃	(日立造船)	安藤清	(三菱重工業)
	稲葉達夫	(三菱重工業)	尾野英夫	(川崎重工業)
	川崎哲郎	(三菱重工業)	徳田直明	(石川島播磨重工業)
	中村隆英	(佐世保重工業)	西原誠一郎	(三井造船)
	福岡哲二	(三井造船)	森信義	(日立造船)

第157研究部会第1分科会委員名簿（設計マニュアル関係）

主査	寺田泰治	(日本海事協会)		
委員	太田三千雄	(日立造船)	金井良助	(三菱重工業)
	楠原泰四郎	(日本鋼管)	久米範佳	(三井造船)
	竹谷剛	(石川島播磨重工業)	富吉勉之	(川崎重工業)
	山口雄三	(住友重機械工業)		
討議参加者	阿野良彬	(石川島播磨重工業)	井上哲夫	(川崎重工業)
	後藤隆昭	(日本鋼管)	諸星喜義	(住友重機械工業)

第157研究部会第2分科会委員名簿（防食マニュアル関係）

主査	积弘	(日本海事協会)		
委員	浅井孝雄	(日本郵船)	阿部晃	(日立造船)
	石田富之輔	(日本ペイント)	稲葉達夫	(三菱重工業)
	小川信行	(日本ペイント)	片島博和	(住友重機械工業)
	国田公義	(石川島播磨重工業)	斎木昇	(大日本塗料)
	崎谷安男	(川崎重工業)	佐々木義昭	(日本鋼管)
	佐野隆一	(関西ペイント)	佐山昭彦	(川崎汽船)
	嶋谷四郎	(三井造船)	末武幸男	(日本油脂)
	瀬尾正雄		永野侃	(昭和海運)
	二宮守之	(中國塗料)	原田享明	(山下新日本汽船)
	前田茂美	(佐世保重工業)	牧島博	(大日本塗料)
	宮瀬昭夫	(ジャパンライン)	三好貢	
	横尾雅俊	(大阪商船三井船舶)	吉田守男	(東亜ペイント)

討議參加者 柏木栄一(大日本塗料) 川路正(昭和海運)
木津圭二(大阪商船三井船舶) 新沢健(日本ペイント)
永藤繁利(川崎重工業) 橋本定明(関西ペイント)
安田健二(日本海事協会)

目 次

1. まえがき	1
2. 研究の目的と内容	2
3. 船体の不連続構造部における損傷防止に関する研究	5
3.1 防撓材のスニップ端近傍の有限要素法による応力解析	5
3.1.1 研究の目的	5
3.1.2 同一起振力に対する応答値の求め方	5
3.1.3 計算結果	6
3.2 防撓材スニップ端部応力の簡易計算法	9
3.2.1 目的	9
3.2.2 計算モデル	9
3.2.3 I_2 および d'	10
3.2.4 応力重み係数 $\alpha_A, \alpha_B, \alpha_C$	11
3.2.5 FEM計算との対応	11
3.2.6 端部支持条件の効果	11
3.2.7 スパン l の効果	11
3.2.8 防撓板（皮板）板厚 t_M の効果	12
3.2.9 疲労実験結果との関連	12
3.2.10 許容振幅に対する目安	12
3.2.11 実船例との関係づけ	13
3.3 防撓材スニップ端の強度実験	18
3.3.1 実験の目的	18
3.3.2 実験の方法	18
3.3.3 試験結果	19
3.3.4 考察	20
3.4 桁端部構造の強度実験	31
3.4.1 実験の目的	31
3.4.2 試験方法	31
3.4.3 実験の結果	32
3.4.4 考察	33
3.5 桁板開口部の強度実験	52
3.5.1 実験の目的	52
3.5.2 軽目穴構造の剪断座屈実験	52
3.5.3 実験結果	52
3.5.4 実験及び解析との比較、考察	52
3.5.5 まとめ	53
3.6 不連続構造部の疲れ強度の基礎的研究	60
3.6 A.1 研究の目的	60
3.6 A.2 実験内容	60

3.6 A.3 試験結果	60
3.6 A.4 まとめ	60
3.6 B.1 研究の目的	67
3.6 B.2 試験内容	67
3.6 B.3 各試験片の応力集中	67
3.6 B.4 疲労試験結果	67
3.6 B.5 考察	68
3.7 防撓材スニップ端の腐食疲労試験	74
3.7.1 試験の目的	74
3.7.2 試験方法	74
3.7.3 試験結果	74
3.7.4 考察	74
4. 船体局部構造の信頼性解析	78
4.1 概要	78
4.2 肋骨下端の疲労強度	78
4.2.1 模型実験結果	78
4.2.2 累積被害度の計算	78
4.2.3 各構造型式の相対強度	78
4.3 実船の疲労損傷	79
4.3.1 倉内助骨下端の疲労亀裂損傷例	79
4.3.2 損傷の解析	79
4.4.3 実船の損傷と模型実験結果との比較検討	80
4.4 肋骨下端メインテナンスフリーへの考察	80
5 防食対策に関する研究	86
5.1 すみ肉溶接部の塗膜厚分布についての実験調査	86
5.1.1 試験材と実験の方法	86
5.1.2 試験項目	86
5.1.3 実験結果	87
5.1.4 考察	87
5.2 52年度実験の追跡調査	87
5.2.1 腐食試験	88
5.2.2 実験結果	88
5.2.3 顕微鏡観察による膜厚測定	91
5.2.4 考察	91
5.3 実船調査	92
5.3.1 調査対象船舶	92
5.3.2 調査結果	92
5.3.3 考察	92
5.4 艤装品のメインテナンスフリー対策	93

5.4.1 築装品（パイプ関係を除く）のメンテナンスフリー対策と経済性評価	93
5.4.2 パイプ関係のメインテナンスフリー対策	98
6. 結 言	101

1 まえがき

船舶の経済性を論ずる場合には、その建造から運航、保安点検廃船までの全過程について検討することが必要である。特に運航面について言えば、性能がよく、保船に手数も費用もかからない船は有利であり、上述の意味での船の一生を通じての経済性から見て、保安点検の費用の少ない所謂メインテナンスフリー船は、多少初期の建造費が高くても、総合的には有利となり得る。もちろん、他の構造物と同様に、船舶の場合も、船令の若いうちは、メインテナンスの費用は低いのが普通であるが、船令の増加とともに亀裂や変形などの損傷も発生し、またペイント塗膜の劣化や腐食衰耗する部材の新替えなどメインテナンスの費用が急速に増加することはよく知られている。

本研究部会においては、先ず現在運航されている船舶をメインテナンスフリーの立場から総合的に調査し、多発する損傷箇所、修理箇所を集計分析し、衝突、座礁、火災などの海難損傷は別として、通常の航海中の波浪や、貨物からの荷重による損傷や、腐食衰耗箇所について、メインテナンスフリー船とするための船体構造上の対策と配慮について研究調査した。

上述の様に実際の船舶では、建造のコスト、運航のコスト及びメインテナンスのコストが総合的に配慮されるべきで、本当の意味でメインテナンスフリーにするためには、建造時に相当の手当が必要となり必ずしも有利ではなく、寧ろ、適切な構造設計上及び艤装上の配慮によって、比較的少額の建造費の増加で、メインテナンス船として大きな利益をもたらすことがねらいであり、厳密には、「メインテナンスレス」と言うべきところを強調して「メインテナンスフリー」と称しているのである。

本委員会においては、この意味で具体的には「船体構造のメインテナンスフリー」とは、次の内容であるとし、

- (1) 建造後、二回目の定期検査まで、一般損傷による補修工事はほとんどないこと
- (2) 建造後、二回目の定期検査で、防食方法の補修を行えば、船舶の一生を通じて、腐食衰耗による部材の新替え工事がほとんどないこと

表1のフローチャートを掲げて、昭和50年度から5ヶ年計画により、調査研究が進められてきた。

本年度は、その4年目にあたり、計画された調査研究を完了し、これらの結果と前年度までの成果とをあわせて、最終報告として取りまとめたものが、本報告書である。尚、本研究は、S R 200 部会に引継がれ、実際に有用な形（例えばメインテナンスフリーマニュアル）にまで最終的に取りまとめられる予定である。

2 研究の目的と内容

船舶建造にあたって、構造設計、船殻工作、艤装工作を通じて、竣工後のその船舶のメインテナンスを極力容易にする様配慮することは重要なことである。

本委員会は各種船舶の損傷データ及び補修のデータから比較的損傷の多発する箇所及び補修の多い箇所を抽出し、これらの箇所の損傷及び補修発生の防止対策を立てるための基礎資料を得ることを目的として以下の調査研究を行なう。

(1) 船体の不連続構造部における損傷の防止に関する研究

船体構造には、多くの構造不連続部が存在し、応力集中により損傷を発生する可能性がある。損傷調査の結果、特に損傷が多発するのは、防撓材のスニップ端、開口部周辺及び桁端部であることが明らかとなつたのでそれらを防止するための基礎資料を得ることを目的として、以下の研究を行なう。

(i) 防撓材スニップ端の応力解析

有限要素法を用いた計算を行ない、更にこれらの結果を設計に利用するための簡易計算法を確立し、より合理的なスニップ端の設計指針を得る。

(ii) 防撓材スニップ端の小型試験

前項の計算法を裏づけるため小型模型による静的並びに動的（疲労）試験を行なう。また腐食環境での疲労強度も究明する。

(iii) 大型桁端部構造の強度試験

大型模型による桁端部構造の研究を行ない、より合理的な構造法を、見出す。

(iv) 開口部の強度試験

各種開口を有する小型模型による試験と弾塑性解析とにより、より合理的で有効な開口部の補強防撓法を解明する。

(v) 不連続構造部の疲れ強度の基礎的研究

不連続部の疲労解析、特に実際の構造物では、曲げ等により不連続部に応力勾配の存在することが多いので、このような応力勾配の存在する場での疲労強度について解明する。

(2) 船体局部構造の信頼性解析

前節の桁端部構造の例として、貨物船の船首船倉内の特設肋骨の下端部に着目して(i)～(iii)で検討された各種模型が、実際の船舶に採用された場合を想定して、疲労亀裂の発生寿命を推定し、また実際に損傷の報告されている特定の船舶の損傷データを解析して、一般の船舶の場合の局部構造（今回は、特設肋骨下端部）の信頼性解析を行なう。

(3) 防食対策に関する研究

メインテナンスフリーのための防食塗装の品質管理と検査方法を確立するため、大型専用船のバラストタンクの特殊塗装を対象とした実船調査を実施し、塗膜の劣化に影響を持つ因子（例えばビード表面の凹凸、フリーエッジの角など）を分析し、それらの対策を調査研究し、塗装に対する施工要領作成の基礎資料を得るために以下の調査研究を行なう。

(i) 防食小型試験

小型試験片を用いて、塗膜の劣化に最も影響する隅肉ビード表面、エッヂ部等の因子について試験し、対策を検討する。

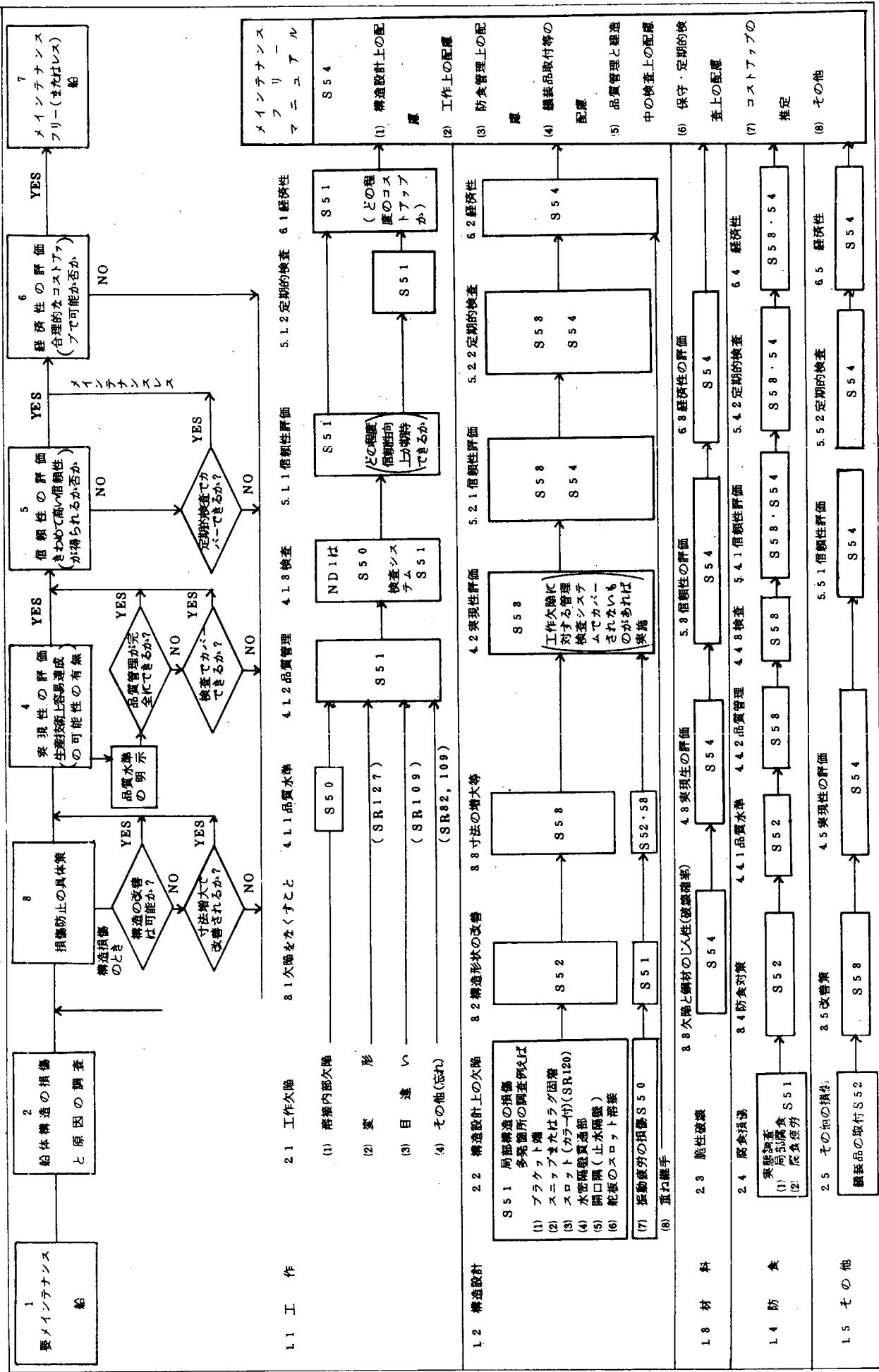
(ii) 防食塗装の品質管理と検査法の確立

実船調査及び前項の試験結果から、管理手法を検討する。

(iii) 艏装品取付部の防食及び強度の改善

実船及びアンケート調査を中心として、艏装品取付部の損傷、腐食の対策を検討し、これらの経済性評価を行う。

表-1 S R 157 船体構造のメインテナンスフリーに関する研究の進め方



S〇〇は研究調査実施年度を示す。

3 船体の不連続構造部における損傷の防止に関する研究

3.1 防撓のスニップ端近傍の有限要素法による応力解析（石川島播磨重工業）

3.1.1 研究の目的

前年度においては図3.1.1のモデル（スパン長 $L = 1500\text{ mm}$ ）の場合につき、スニップ端間隔 d 、防撓材スニップ端高さ h 、主板の板厚 t_M および壁板板厚 t_w を種々変化させて、これらの要因がスニップ端近傍の応力集中にどのような影響を与えるかについて調べた。すなわち図3.1.1のモデルについて、まず板構造としてのモデル化を行ない、有限要素法により1次固有振動モードを計算、これを境界条件として、スニップ端近傍部の三次元応力解析を行なった。その結果次の基本的性質が明らかになった。

- (i) スニップ端近傍のスパン長方向の振動モードは図3.1.2曲げモーメント分布は、図3・1・1のようになる。ここでの応力集中は、基本的には曲げ剛性の不連続によって現われる。従って、防撓材スニップ端部が、このモーメント分布のどこに位置するかによって応力集中の度合が異なることになる。
- (ii) 壁板の曲げ剛性を大きくすると（他のパラメータは一定）モーメント分布の零点の位置は防撓材端E点に近づく。このためA、B点の応力集中は軽減されるが、C点の応力は高くなる。（A、B、C点については図3・1・4参照）
- (iii) スニップ端間隔 d を小さくすると、モーメント零の位置は、相対的に防撓材端E点に近づく。そのため、A、B点特にB点の応力集中が軽減される。しかし、壁板側のすみ肉部C点の応力集中はそれほど軽減されない。
- (iv) 防撓板の板厚 t_M を大きくすることは、曲げ剛性の不連続性を、相対的に小さくし、また曲げ剛性が相対的に大きくなることと相作用して応力集中の軽減に寄与すること大である。
- (v) 防撓材スニップ端の高さ h を小さくすることは曲げ剛性の不連続性を相対的に小さくすることになり応力集中を顕著に軽減させる。

以上の性質は、振動モードとして便宜的にスパン中央点の値が一定値（1mm）の場合の応力値を比較した結果得られたものである。しかしながら起振外力が同じでも、各種寸法を変えれば振幅が異なることが予想される。これは特に前年度一定としていたスパン長 L と防撓材の剛性を変えたときに顕著に現われる。そこで本年度はスニップ端間隔 $d = 25\text{ mm}$ 、防撓材スニップ端高 $h = 15\text{ mm}$ 、防撓板板厚 $t_M = 12\text{ mm}$ および壁板曲げ剛性一定（ $t_w = 12\text{ mm}$ ）と前年度のパラメータを一定に抑え、スパン長 L および防撓材剛性を種々変化させた場合の計算を行ない、これらがスニップ端の応力集中にどのような影響を与えるかを調べた。その際相対的な振幅値を決定するために、次章で述べる近似モデルを採用した。

3.1.2 同一起振力に対する応答値の求め方

図3・1・1のモデルが、壁板を通して伝わってくる起振力に対してどのような応答を示すか、実際には、有限要素法による動的応答計算を行なって応答値を求める方法が考えられるが、計算コストが大きくなる。そこで、次のように1質点一バネ系の強制振動モデルによる近似推定法を試みた。

すなわち1質点バネ系の強制振動方程式

$$\frac{W}{g} \ddot{x} + kx = F \sin \omega t \quad (1)$$

に対する定常状態は

$$x = \frac{F}{k} / (1 - \omega^2/p^2) \cdot \sin \omega t \quad (2)$$

である。ここに $F \sin \omega t$ は、起振外力 h はバネ定数、 p はこのバネ質点系の固有円振動数である。いま同調率

$1/(1 - w^2/p^2)$ を無視すれば、応答振幅の最大値は、 $1/k$ に比例することになる。このバネ常数 k としては、図 3・1・1 のモデルを板構造として、スパン中央部 Q 点に集中荷重下を加えたときのたわみ量を有限要素法によって求めこの逆数値を適当に規準化して用いる。これは対象としている 1 次の固有振動モードを考えれば、ほぼ妥当な近似であろう。

こうして各種寸法について前年度と同様に有限要素法によって振動モードを求め、バネ常数の逆数値を用いてスパン中央部の相対振幅値を与えることによって、スニップ端近傍部の相対変形量を定めることができる。これらを境界条件としてスニップ端近傍部の 3 次元応力解析を行なえば、応力集中を比較することができる。

3.1.3 計算結果

先に述べたように、スニップエンド間隔 $d = 25$ (mm)、防撓材スニップ端高さ $h = 15$ (mm)、防撓板板厚 $t_M = 12$ (mm) は一定とする。これに対してスパン長 $L = 1000, 1500, 2000$ (mm) の各場合について、防撓材 (1) 125×12.5 F. B. (2) $150 \times 90 \times 9\tau$ (3) $200 \times 90 \times 9/14\tau$ (4) $250 \times 90 \times 10/15\tau$ (5) $300 \times 90 \times 11/16\tau$ を取り付けたときのスニップ端近傍部の応力集中を比較する。その際スパン $L = 1500$ mm 防撓材 $150 \times 90 \times 9\tau$ についてのスパン中央点のたわみ量を 1 mm とし、これを基準とした相対値を各寸法について(2)式を用いて定め比較する。

表 3・1・1 は、各寸法についてのバネ常数 k の逆数値を比較したものである。

図 3・1・4～6 は、それぞれスパン長 $L = 1000, 1500, 2000$ (mm) に対して防撓材寸法を変えたときその断面二次モーメントを横軸に取ってスニップ端近傍 A. B. C 点の応力値の変化を示したものである。

これらから、特定のスパン長について、防撓材のたわみ剛性を大きくして、スパン中央点のたわみを小さくする方法は、スニップ端近傍部の応力集中軽減にそれほど寄与せず、かえって応力を高くする場合もあることがわかる。

更に、スニップ端近傍の応力分布を明らかにするために、図 3・1・7 に計算値の 1 例を示した。これは防撓板の表面応力のうちスパン長方向の垂直応力成分についての分布を記したものである。

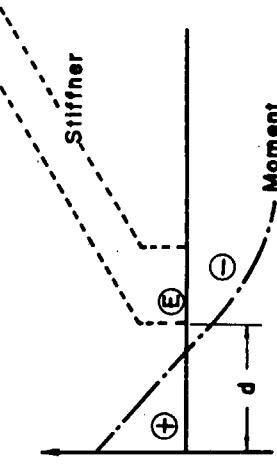


図 3.1.3 スニップ端近傍のモーメント分布

表 3.1.1 相対たわみ剛性

Span(mm)	Stiffner	Relative Flexibilities (1/k)
1000	125×12.5 F.B.	0.78
	150×90×9 T	0.58
	200×90×9/4T	0.52
1500	125×12.5 F.B.	1.99
	200×90×9/4T	1.00
	150×90×9 T	0.72
2000	200×90×9/4T	1.78
	250×90×10/15T	1.07
	300×90×11/16T	0.81
		0.68

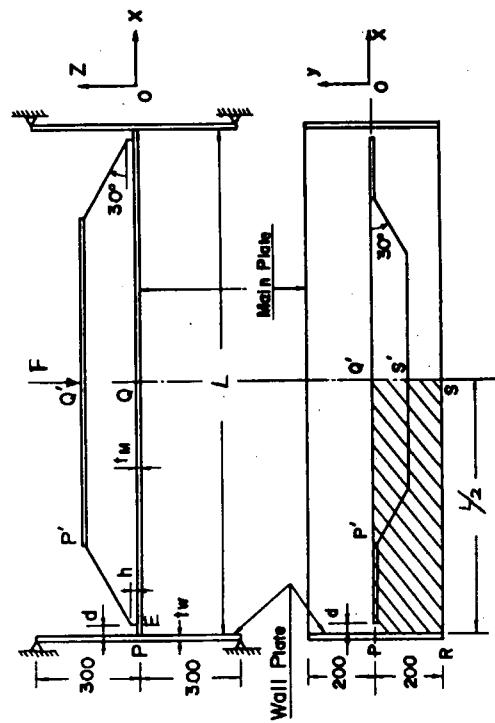


図 3.1.1 解析モデル

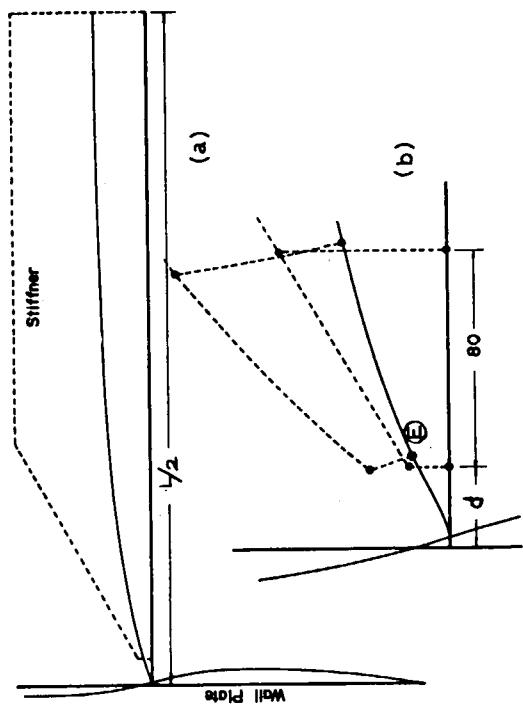


図 3.1.2 スニップ端近傍の振動モード

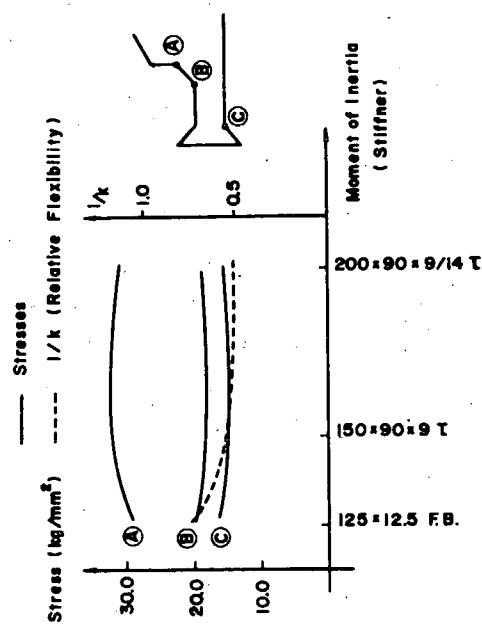


図 3.1.4 スニップ端近傍の応力集中 (スパン = 1,000 mm)

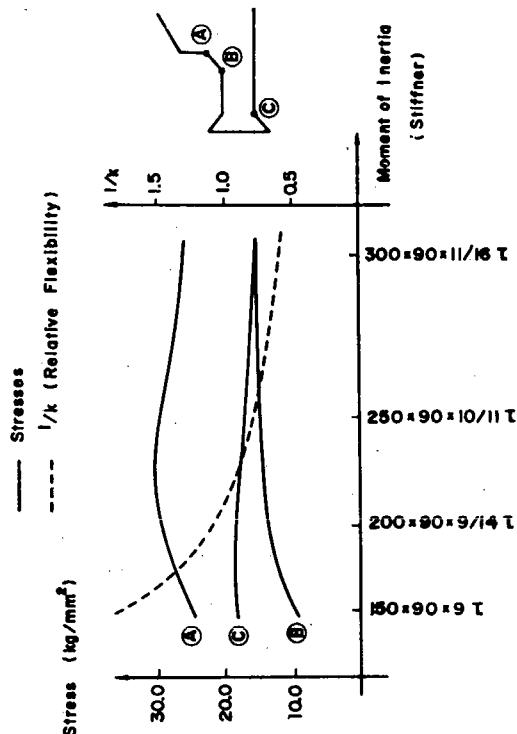


図 3.1.6 スニップ端近傍の応力集中 (スパン = 2,000 mm)

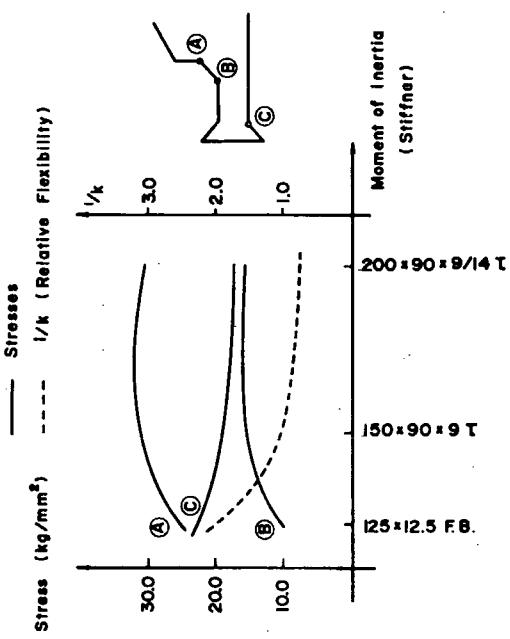


図 3.1.5 スニップ端の応力集中 (スパン = 1,500 mm)

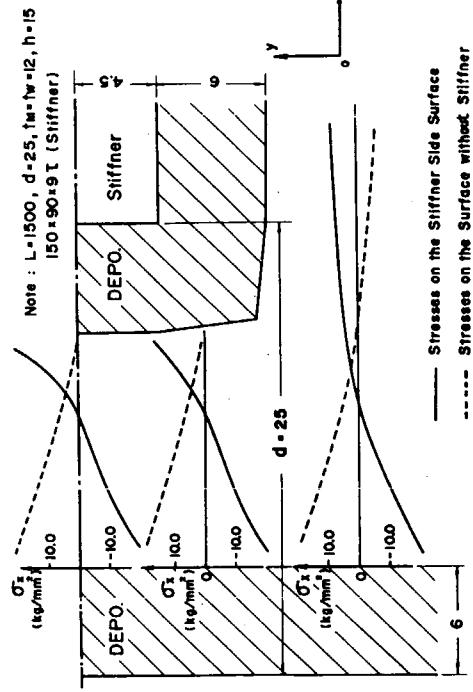


図 3.1.7 スニップ端近傍の応力分布

3.2 防撓材スニップ端部応力の簡易計算法（石川島播磨重工業）

3.2.1 目的

防撓材のスニップ端部の損傷はしばしば報告されており、振動による疲労損傷と考えられる場合がきわめて多く、本研究部会でも種々の実験や解析がなされた。スニップ端部の応力分布は防撓材が有る部分と無い部分の剛性急変のため、それらの剛性比によって微妙に変化する。高応力の発生する箇所は図3・2・1に示すA、BおよびC点であり、それらの内、最も応力の高い箇所にき裂が発生するが、アンダーカットなどの欠陥にも左右されると考えられる。

スニップ端部の応力分布について、3.1節にFEMによる詳細計算の結果が報告されている。本節では、このFEM計算による結果を利用し、簡易計算の精度を確かめ、3.3節の疲労実験結果および実船損傷例との結びつけを行なって、損傷防止のための設計に資することを試みた。

さらに検討を要する部分もあるが、比較的単純な計算による評価について、ある程度目途がたった。今後、問題点のつめを行なって、マニュアルを作成する予定である。

3.2.2 簡易計算モデル

両端スニップの防撓材を図3・2・2に示すように、二段変断面の梁とみなし、支持端に回転ばねを考慮した。振動による荷重分布を単純に等分布荷重におきかえ、 $(I_1/I_2) \gg 1$ を考慮すると、 $x = 0$ （支持端部）における曲げモーメント m_0 は(1)式であたえられる。

$$m_0 = k \theta$$

$$\theta = \frac{w\ell^3}{12E I_1} (0.5 + 3a\beta^2 - 2a\beta^3) / \{ 1 + \frac{k\ell}{E I_1} (0.5 + a\beta) \} \quad (1)$$

ここで、 $a = I_1 / I_2$

$\beta = d' / \ell$ ， d' ：スニップ端有効間隔

I_1 ：板付防撓材の断面二次モーメント

I_2 ： $0 \leq x \leq d'$ の部分の断面二次モーメント = $b_e t_w^3 / 12$

$k = E \cdot t_w^3 \cdot b_w / s$

b_e ： I_2 部の有効幅， t_M ：防撓板（皮板）の板厚

t_w ， b_w ， s ：支持壁のそれぞれ板厚，幅および支持点距離

(1)式より

$$m_0 = \frac{w\ell}{2} \cdot \frac{\ell}{6} \cdot \frac{k\ell}{E I_1} (0.5 + 3a\beta^2 - 2a\beta^3) / \{ 1 + \frac{k\ell}{E I_1} (0.5 + a\beta) \} \quad (2)$$

または、

$$m_0 = \frac{w\ell}{2} \cdot \frac{\ell}{6} \cdot \frac{\ell t_w^3}{I_1} \cdot \frac{b_w}{s} (0.5 + 3a\beta^2 - 2a\beta^3) / \{ 1 + \frac{\ell t_w^3}{I_1} \cdot \frac{b_w}{s} (0.5 + a\beta) \} \quad (2')$$

$w\ell$ は梁にかかる全荷重であるが、単純化して集中質量が加速度加振される場合と同様であるとして、

$$w\ell = \frac{a}{g} \cdot W \quad ; \quad a : \text{加振加速度}$$

g ：重力加速度

W ：梁の重量

とする。

$0 \leq x \leq d'$ における曲げモーメント m_x は、

$$m_x = m_0 + \frac{w\ell^2}{2} \left\{ \left(\frac{x}{\ell} \right)^2 - \frac{x}{\ell} \right\}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{w\ell}{2} \cdot \frac{\ell}{6} (\phi + \psi_x) \\
 &= \frac{a}{g} \cdot \frac{W}{2} \cdot \frac{\ell}{6} (\phi + \psi_x)
 \end{aligned} \tag{3}$$

ここで

$$\begin{aligned}
 \phi &= \frac{\ell t_w^3}{l_1} \cdot \frac{bw}{s} \cdot (0.5 + 3\alpha\beta^2 - 2\alpha\beta^3) / \left(1 + \frac{\ell t_w^3}{l_1} \cdot \frac{bw}{s} \cdot (0.5 + \alpha\beta) \right) \\
 (\phi) &= \frac{k\ell}{E l_1} \cdot (0.5 + 3\alpha\beta^2 - 2\alpha\beta^3) / \left(1 + \frac{k\ell}{E l_1} (0.5 + \alpha\beta) \right) \\
 \psi &= 6 \left\{ \left(\frac{x}{\ell} \right)^2 - \frac{x}{\ell} \right\}
 \end{aligned}$$

図3・2・1においてA, BおよびC点の応力をそれぞれ σ_A , σ_B および σ_C とすると、

$$\begin{aligned}
 \delta_{A, B, C} &= \frac{a}{g} \cdot \frac{W}{2 b_e} \cdot \frac{\ell}{t_M^2} \cdot (\phi + \psi_{A, B, C}) \cdot \alpha_{A, B, C} \\
 &= \frac{a}{g} \cdot \frac{w_0}{2 b_e} \cdot S_{A, B, C}
 \end{aligned} \tag{4}$$

S をストレスファクタと呼称することとし、次式であらわす。

$$S_{A, B, C} = \frac{\ell}{t_M^2} \cdot \frac{W}{w_0} \cdot (\phi + \psi_{A, B, C}) \cdot \alpha_{A, B, C} \tag{5}$$

w_0 は基準梁の重量で、ここでは 150τ , $\ell = 1500$, $t_M = 12$ を用いた。

α は各点の応力の重み係数で、3.2.4に示す方法で求めた。

添字A, BおよびCはそれぞれ各点での値であることを示す。

3.2.3 l_2 および α'

これらの値の設定如何により、曲げモーメントOの位置($x = x_0$)が異なる。ここでは、3.1節のFEM計算結果を参照して定めた。ただし、対象としたスニップ部の形状は図3・2・2に示すように、スニップ角 30° 、スニップ端高さ $h = 15$ である。

(1) l_2 に算入すべき有効幅 b_e

造船学会、構造委員会西部地区部会でスニップ防撓材の固有振動数計算式が提案されている。⁽¹⁾その中で、スニップ端間隔部のばね常数を求めるとき、 b_e として間隔 d をとるとされている。 b_e としては、ほどこの程度のオーダーであろうが、ここではFEM計算の応力分布からみて、若干これより小さく $b_e = 0.8d$ とした。FEM計算との対応はこの方がよかったです。

したがって、

$$l_2 = \frac{0.8 d \times t_M^3}{12} \tag{6}$$

(2) スニップ端有効間隔 α'

曲げ応力Oの点(正しくはスチフナサイドの表面応力Oの点)をFEM計算結果と合致するように d' を設定する。 l_2 に対しては(6)式を用い、防撓材寸法、 t_M , d , t_w および ℓ の組合せ10例について試算した結果、 $t_w = 12$ では次の値の範囲におさまった。

$$d' = (d + 5) \pm 1 \text{ (mm)}$$

たゞし、支持壁板の板厚がうすいと上記より小さく、逆に厚いと大きくなる傾向がみられた。これは今後検討を要する問題であるが、実船では多くの場合 t_w は厚いであろうから、 σ_A , σ_B に対しては安全側である。 σ_C に対してはその影響は σ_A , σ_B ほど大きくない。図3・2・3は 150τ , $\ell = 1500$, $d = 25$, $t_M = 12$ について、

(7)式を用いて $t_w = 9, 12, 14$ と変化させた場合と FEM 計算結果を $t_M = t_w = 12$ の場合の B 点の値の比として示したものである。本計算の範囲では大きな影響はあらわれていない。

そこで、本モデルに対し現段階では、

$$d' = d + 5 \quad (7)$$

とする。

上述の I_2, d' により計算した $m_x = 0$ の位置 (x_0) について、FEM と比較した結果を表 3・2・1 に、また、比較的両者の差が大きいときの (t_w を変化させたとき) x_0 のずれを図 3・2・4 に示した。

3.2.4 応力重み係数 a_A, a_B, a_C

3.1 節の FEM 計算の応力分布曲線より Fig. 3.2.4 に示すような応力重み係数を求めると、

$$a_A = 1.18 \sim 1.43$$

$$a_B = 1.80 \sim 2.0$$

$$a_C = 1.30 \sim 1.4$$

となり、 a_A で約 20%, a_B, a_C で約 10% のばらつきはあるが、ここで、

$$\left. \begin{array}{l} a_A = 1.14 \\ a_B = 2.0 \\ a_C = 1.14 \end{array} \right\} \quad (8)$$

とする。

3.2.5 FEM 計算との対応

3.1 節の FEM 計算による A, B, C 各点の応力と、(3)~(8)式による $S_{A,B,C}$ とを比較した。両計算における $150 \times 90 \times 9\tau, \ell = 1500, d = 25, t_M = t_w = 12$ のときの B 点における各値を基準として、両計算の対応を図 3・2・1 の各図に示したが提案式はかなり実用性があるものと考えられる。

そこで提案式により、各種条件の影響を検討し、スニップ防撓材端部近傍の応力の性質を調査した上で、疲労実験、実船例とのむすびつけを行なうこととする。

注：振動疲労を考慮する場合、部材の振動応答特性を考慮すべきであるが、本報告の段階では、応答倍率の影響は考慮せず、第一ステップとしての考察を行なう。

3.2.6 端部支持条件の効果

前節までの計算は支持壁において $s = 600, t_w = 12, b_w = 300$ として行なったもので回転ばね定数としては、 $k = 1.21 \times 10^3 \text{ t}^{-1}\text{cm}$ となっている。しかし、実船では k がこれより大きい場合が多いと考えられる。

k の影響は(4)式によって検討できるが、 $150 \times 90 \times 9\tau$ で $d = 1500, d = 25, t_M = t_w = 12$ の場合について示したのが、図 3・2・6 である。傾向として $k = 5 k_0$, ($k_0 = 1.21 \times 10^3 \text{ t}^{-1}\text{cm}$ までは比較的大きな変化をするが、それ以上 k が大きくなても影響は少ない。

k が小さければ、当然単純支持に近くなるので、C 点の応力は低いが A, B 点の応力が高くなり、

k が大となればその逆の傾向があらわれる。 $k = 5 k_0$ は $t_w = 20$ のときに、また $k = 2 k_0$ は $t_w = 15$ のときに略匹敵するので、実船の検討にはこの附近の値を使えばよいのであるが、最も簡単に検討を行なうには $k = \infty$ としても十分実用性はあると考えられる。

その場合、(3)式は非常に簡単になり、(3)式のように書ける。

$$\phi = (0.5 + 2 a\beta^2 - 3 a\beta^3) / (0.5 + a\beta) \quad (3')$$

3.2.7 スパン ℓ の効果

防撓材の I とも関係するが、図 3・2・7 には 150τ の場合 ℓ による効果を図示した。図を明瞭にするため、 S_A, S_B のみを記入したが、 S_C の変化は S_A, S_B の変化とは反対傾向になる。

スパン ℓ の増大とともに、 S_A は増大するが、 S_B は或る程度 ℓ が長くなると増加の程度がにぶり、 d が小さく、 t_M が大きいときはかえって ℓ が長い方が S_B は減少することになる。

3.2.8 防撓板（皮板）板厚 t_m の効果

前記の図 3・2・6 でも明らかなように t_M を厚くすれば、各点の応力を低下させる効果がある。

$150 \times 90 \times 9\tau$ で $\ell = 2,000$ および $2,500$ 、 $200 \times 90 \times 9\tau$ で $\ell = 2,500$ のそれぞれについて、 $d = 25$ よび 30 の場合の t_M の効果を図 3・2・7 に示した。

いずれの場合も、 t_M 増大により応力の低下を期待できるが S_C については、 $t_M = 14$ 程度以上では低下の割合は少はない。また、 ℓ が長い方が同じ起振加速度に対しては、振動応答倍率が同じであれば応力は低いことが本図からも推察できる。

3.2.8 スニップ端間隔 d の効果

d は工作上或る程度必要であるが、これが余り大きいと各部応力が高くなり、できる限り小さい方が望ましい。このことは、53年度の本部会報告にも述べられているが、本節による方法で $l = 1,500$ の場合について計算した結果を図 3・2・8 に示す。

各点の応力は d の増加とともに急激に上昇し、特に B 点において顕著である。実船損傷で B 点からのき裂が多いことはこのような性質にも関係すると思われる。

3.2.9 疲労実験結果との関連

3.3 節に小型模型疲労実験結果が報告されている。曲げ試験は 4 点曲げであるので、 A 点、 B 点は同一レベルの曲げモーメントを受け、結局は B 点にき裂が発生している。この $N_c - \delta_R$ 曲線を延長して、 $N_c = 10^7$ における公称応力変動幅を推定すると 4.4 kg/cm^2 である。応力重み係数 $a_B = 2$ として略算式と関係づける。

本疲労試験の $N_c = 10^7$ での公称応力振幅を $\tilde{\sigma}_B$ とすれば、

そのときの重みづけられた応力 σ_B^* は、

$$\sigma_B^* = \tilde{\sigma}_B \times a_B = \frac{440}{2} \times 2 = 440 \text{ kg/cm}^2$$

(4)式にこの値を代入すれば、 $N_c = 10^7$ でき裂が発生するときの S_B は次のように求められる。

$$440 \geq \frac{a}{g} \cdot \frac{W_0}{2 b_e} \cdot S_B$$

$$\therefore S_B \leq 440 \times 2 b_e / \frac{a}{g} \cdot W_0$$

$$= 13.1 b_e / \frac{a}{g} \quad (9)$$

たゞし、 $W_0 = 67 \text{ kg}$ 、 $(150 \times 90 \times 9\tau, \ell = 1500, t_M = 12)$

ここで、き裂発生発現確率を 1% とすれば、3.3 節の結果を 10^7 回まで延長して、

$$\sigma_{B(1\%)}^* = 330 \text{ kg/cm}^2$$

$$\therefore S_B \leq 9.9 b_e / \frac{a}{g} \quad (10)$$

実船における振動加速度を適宣想定すれば、許容の S_B の目安をつけることが出来る。

3.2.10 許容振幅に対する目安

FEM 計算で $150\tau, \ell = 1500, d = 25, t_M = t_w$ のときのスパン中央での振幅を 1 mm としたときの応力、その場合と同一荷重にしたときの他の部材の応力が判っているから、これをもとに B 点の許容応力から、スパン中央での振幅の許容値に対する目安を求める。まず、 $150\tau, \ell = 1500, d = 25, t_M = t_w = 12$ でスパン中央の振幅が 1 mm のとき、 B 点に発生する応力 σ_B は FEM 計算から、 20.7 kg/mm^2 である。

疲労実験から前項の如く σ_B の許容値として 3.4 kg/mm^2 をとれば、

150 τ , $\ell = 1500$ の場合の許容振幅として,

$$1 \text{ mm} \times \frac{3.4}{20.7} = 0.16 \text{ mm}$$

がおおよその目安として考えられる。

同様に、他の場合についておおよその許容振幅を列記すると次のようである。

$125 \times 12.5 \text{ FB}$	$\ell = 1,000$	$\ell = 1,500$	$\ell = 2,000$
	0.1 mm	0.14 mm	—
$150 \times 90 \times 9 \tau$	0.1 mm	0.16 mm	0.28 mm
$200 \times 90 \times 9 / 14 \tau$	0.06 mm	0.1 mm	0.16 mm
$250 \times 90 \times 10 / 15 \tau$	—	—	0.12 mm
$300 \times 90 \times 11 / 16 \tau$	—	—	0.1 mm

これらの値は、 d や支持条件などでも異なるので、ごく、おおよその目安であることに注意を要する。なお、上記は一次の振動モードに限っての所論である。

3.2.11 実船例との関係づけ

特に船尾部では多くの起振力成分があるため、すべての起振力に対して同調をさけることは困難であると同時に、損傷を同調現象で説明することは困難である。そこで、損傷の実例について見直しを行ない、強制振動としての応力という面から、なんらかの許容値についての手がかりを探してみた。実船例は前記西部地区部会の資料を利用して頂いた。

(1) 損傷の傾向

実際の損傷例では図 3・2・4 の A 点の損傷は少なく、主として B 点および C 点からのき裂が多い。 σ_A は σ_B よりも高応力であるのに実例で A 点の損傷が少ないのは次の理由によるものと考える。

- (a) 端部のまわし溶接で、B 点の方に欠陥が出やすい。
- (b) スニップ端間隔が大きいと σ_A , σ_B の大きさの差が小さくなり（図、3.2.8 参照）、欠陥がより出やすい B 点からき裂が発生する確立が高くなる。

C 点については端部回転ばね定数が比較的大きいと σ_C が高くなり、特に FB 材で ℓ が長いとその傾向が助長され、現場溶接の出来にも関係してき裂発生の可能性がある。

また西部地区部会資料によれば、スニップ端損傷 15 例中、FB の損傷例よりも 150 τ , 200 τ , 300 τ の損傷例が多い。FB の損傷は 3 例とも、伝播の形から、C 点から発生しているものと思われ、スパン ℓ が長く（2~3 m）剛性の低い FB では δ_C が最も高くなることから説明できる。（図 3.2.5 参照）

剛性の高い防撓材では振幅は小さくても各部応力が高く、 ℓ が長く回転ばね定数が高い場合は σ_C が σ_B より高くなるが、実船で上記のようなときは、C 点からのき裂があらわれていることがある。

(2) 許容値設定の手法について

前出の西部地区部会資料のうち、防撓材スニップ端部の損傷例、非損傷例について、簡易式を用いて、 S_B および S_C を算出し、図 3・2・10 および 11 にその結果を示した。^註 その際、 d はおのおの設計値をとり k は無限大とした。実際には d は設計値よりも大きくなることが多いであろうし、支持部材による回転ばね定数 k の値もさまざまであろう。そのためもあるって、ばらつきは多いが、実際の値に比べ低目となっていると考える。現在のところ、これらから損傷・非損傷を明確に説明することは困難である。これは、上記のようなばらつきもさることながら、起振力の大きさとその応答、あるいは溶接工作にもよるであろうからである。

（註）き裂発生点は、き裂伝播形状のスケッチから判定した。）

これらの図から、 I/ℓ が大きいことが、必ずしも有利でないともいえそうである。現段階では、データが少

く、はっきりとしたことはいえないが、一応の許容値の目安として、以下が考えられる。

$$S_B < 6$$

$$S_c < 10$$

なお S_B について、実船例と実験例との関係づけを以下に試みた。いま、損傷 S_B 値の平均をとり、これが50%き裂発生の応力に対応するものとすると、(9)式にこの値を代入して変形すれば、

$$a/g = 13.1 \text{ be} / S_B = 13.1 \text{ be} / 7.7 = 1.7 \text{ be}$$

さらに、この a/g を(10)式に代入すれば、 S_B に対して許容値は、

$$S_B = \frac{9.9 \text{ be}}{1.7 \text{ be}} = 5.8$$

となり、 $S_B < 6$ は妥当な線であると考えられる。

これまでの計算では S_B^0 (標準値) = 4.5 としているが、これは、 $150 \times 90 \times 9\tau$, $\ell = 1,500$, $d = 25$,

$t_M = t_w = 12$ の S_B 値である。したがって、本節の図 3・2・5 ~ 3・2・9 のたて軸に対しては、

$$S_B / S_B^0 = \frac{5.8}{4.5} = 1.29 \approx 1.3$$

が、ここで試算した許容 S_B 値に対応する。

(注) 現段階では、応答倍率を無視して実船との対応を行なっている点、データが必ずしも十分でない点など、今後検討を要する。

参 考 文 献

“船尾タンク損傷について”，造船学会構造委員会西部地区部会，昭和52年5月

表 3.2.1 曲げモーメント = 0 の点 (x_0) の FEM 計算との比較

Stiffener	l (m)	d (mm)	t_w (mm)	Present λ_0 (mm)	P λ_0 (mm)	E λ_0 (mm)	N λ_0/d
125×12.5 PB	1.0	25	12	13.6	.54	12.3	.49
	1.5			14.7	.59	15.3	.61
150×9 Inv.A.	1.0			13.0	.52	12.6	.50
	1.5			13.5	.54	14.0	.56
	30	9	12	16.7	.56	16.8	.56
		14	12	14.5	.48	14.9	.50
		12	9	13.5	.45	11.8	.39
			12	15.8	.53	16.1	.54
				14	16.7	.56	.62
	1.5	40	12	14.5	.48	14.9	.50

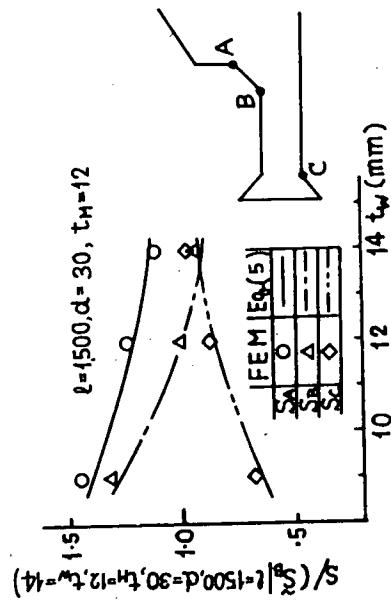


図 3.2.3 支持壁板厚 t_w の効果

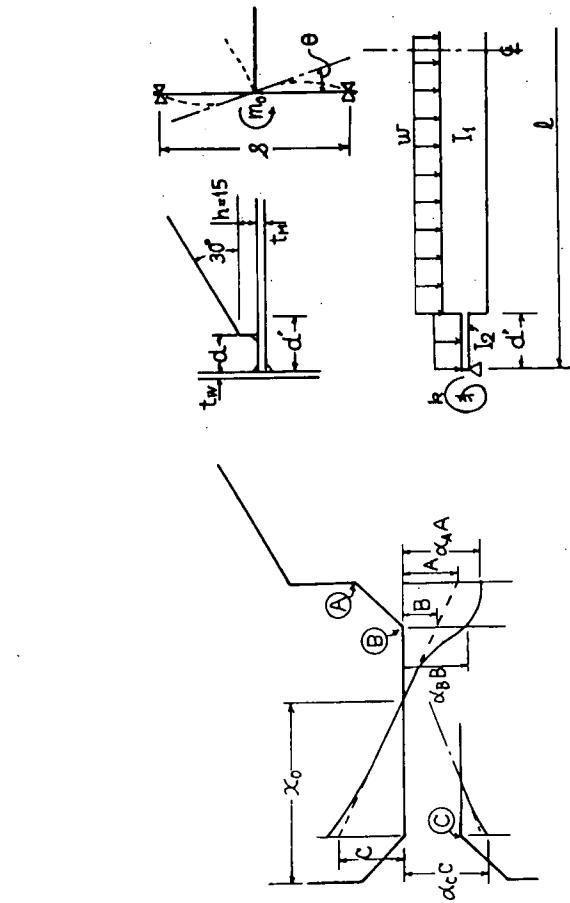


図 3.2.1 スニップ端応力分布説明図

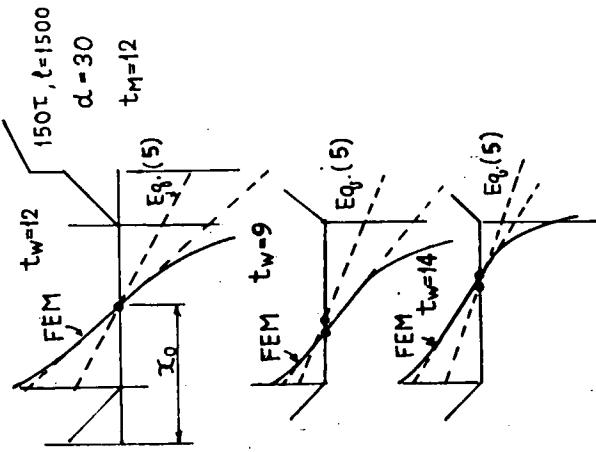


図 3.2.2 計算モデル

図 3.2.4 曲げモーメント = 0 の点 (x_0) のずれに対する t_w の効果

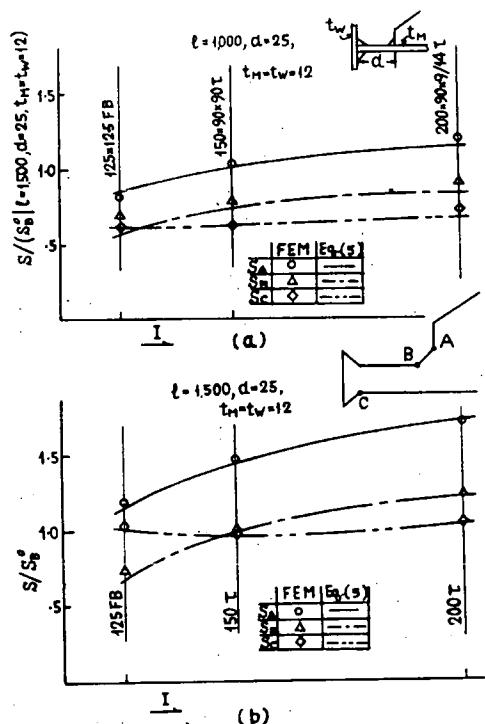


図 3.2.5 スニップ防撓材振動応力の傾向(1)
主としてFEMとの比較

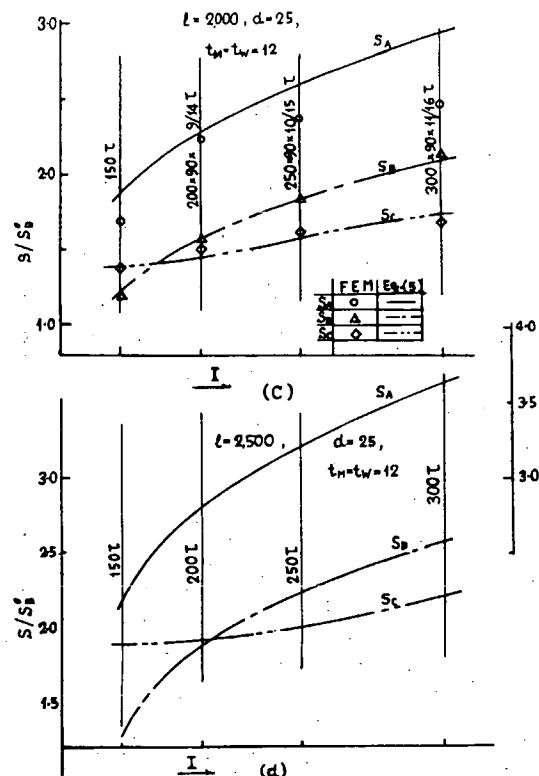


図 3.2.5 スニップ防撓材振動応力の傾向(2)
主としてFEMとの比較

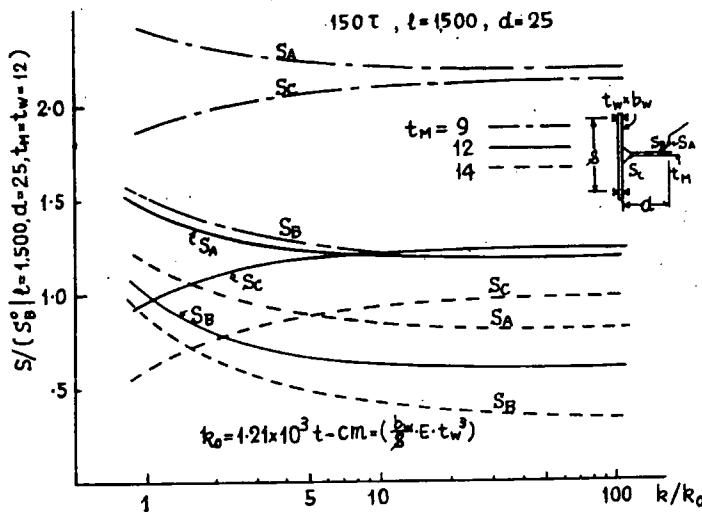


図 3.2.6 支持端固着度の効果

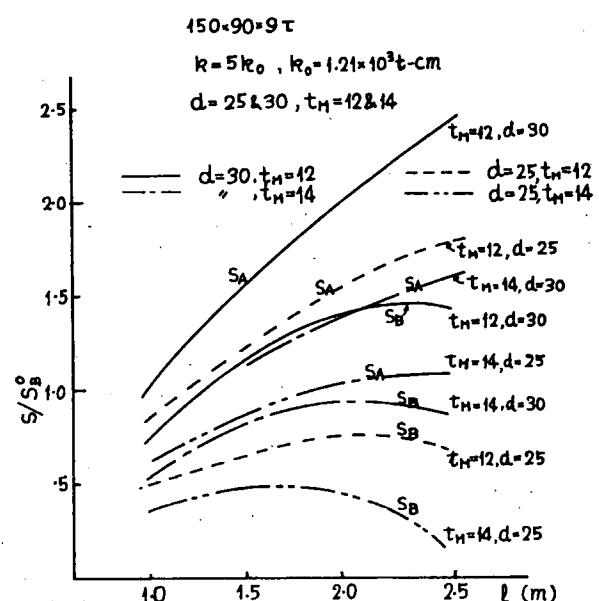


図 3.2.7 スパン ℓ の効果

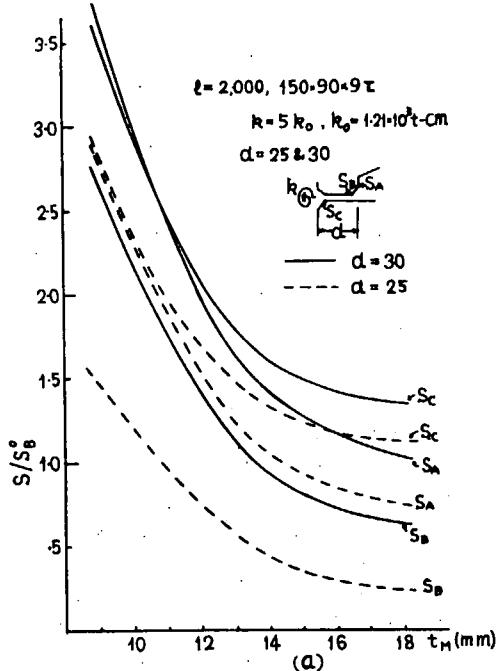


図 3.2.8 防撓板板厚 (t_M) の効果(1)

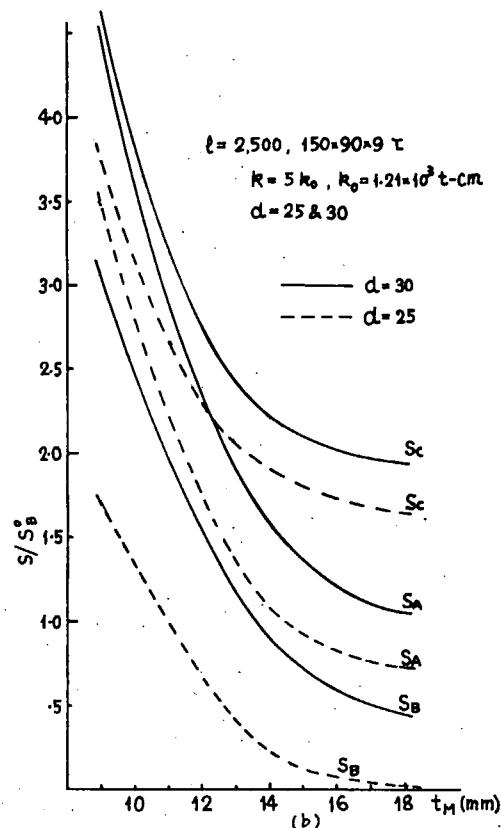


図 3.2.8 防撓板板厚 (t_M) の効果(2)

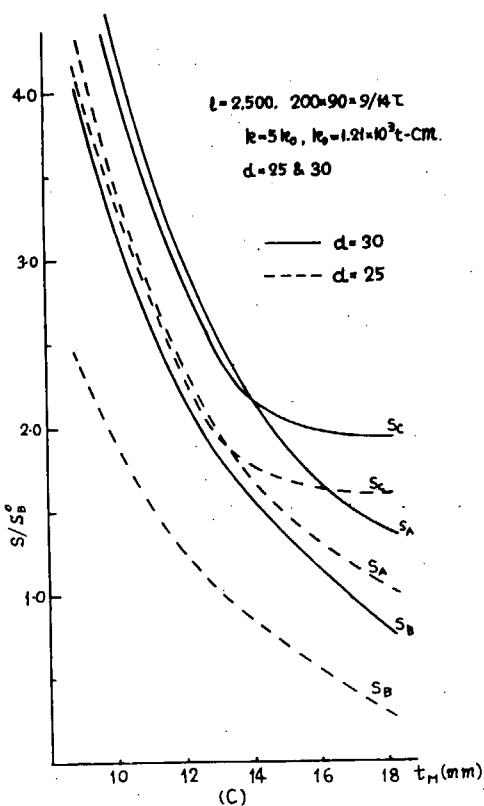


図 3.2.8 防撓板板厚 (t_M) の効果(3)

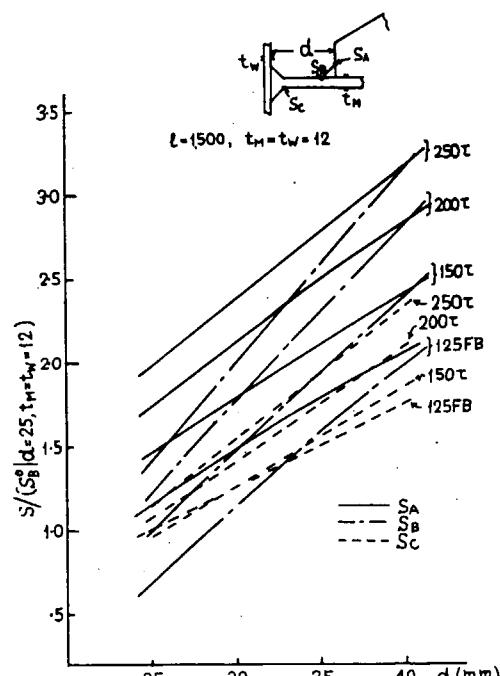


図 3.2.9 スニップ端間隔(d)の効果

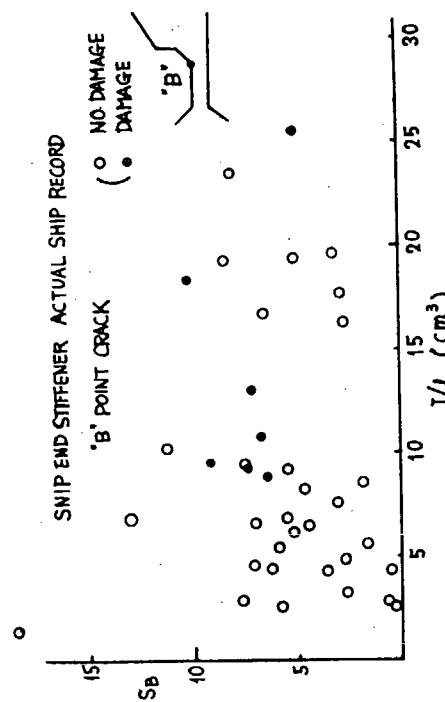


図 3.2.10 スニップ防撓材端部損傷実船例（B点損傷）

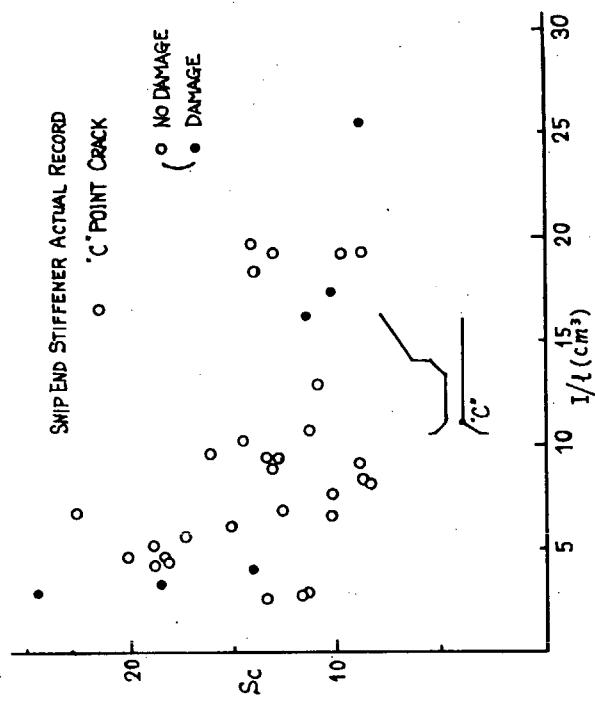


図 3.2.11 スニップ防撓材端部損傷実船例（C点損傷）

3.3 防撓材スニップ端の強度実験

3.3.1 実験の目的

防撓材スニップ端の疲労損傷事故の軽減を計るため、同部の疲労強度を求める目的とする。同部の疲労強度は防撓材構造の形状の影響とスニップ端の局部的な溶接形状の影響を受けるものと考えられる。そこで本研究では、スニップ端の溶接形状とスチフナによる応力集中が疲労寿命におよぼす影響と実験およびFEM解析により検討した。

3.3.2 実験の方法

供試材は板厚10mmのS M41 A材である。また実験に用いた試験片はスニップ端部と模型化した小型の引張および曲げ疲労試験片である。図3・3・1に試験片の形状を示す。引張疲労試験片は防撓材を表裏に付け、二次曲げ応力が生じないようにしている。また、曲げ疲労試験片は片面のみに防撓材を取付けた形状とした。

溶接条件は下記の通りである。

溶接棒	T B -24 (神鋼)
電 流	140 A
電 壓	30 V
速 度	3.5 mm/sec
パス数	1 パス

また、実験結果と評価するため、FEMによる弾性解析を行なった。

(1) 引張疲労試験

引張疲労試験は能力40tonのローゼンハウゼン型疲労試験機を用い、繰返し速度550 cpmで片振り張荷重を加えて行なった。試験に供した試験片は全部で12本である。止端部形状はシリコンゴムを用いて型取りし、後に

止端形状が疲労強度におよぼす影響を調べるために用いた。き裂の検出には浸透探傷液を用いたが、検出時のき裂長さは表面で約2mmであった。

(2) 曲げ疲労試験

曲げ疲労試験は容量±5tonのサーボ試験機を用い、繰返し速度600cpmで応力比R=0.1の部分片振り荷重を加えた。負荷方式は4点曲げであり、荷重点のスパンは250mm、支持点のスパンは350mmとした。試験に供した試験片は全部で28本である。

(3) FEMによる弾性解析

実験結果を評価するため、FEMによる弾性解析を引張疲労試験片および曲げ疲労試験片について行なった。FEM解析に用いた要素は3次元アイソパラメトリック要素である。引張疲労試験片における要素分割図を図3・3・2にまた曲げ疲労試験片における要素分割図を図3・3・3に示す。

3.3.3 試験結果

(1) 静的試験によるひずみ分布の測定結果

(i) 引張疲労試験片について

引張疲労試験に供するNo15およびNo16の試験片について、静的負荷時のひずみ分布測定を行なった。そのゲージ貼付位置を図3・3・4に示す。この試験結果をスニップ端近傍について、試験片No15の第1サイクルにおける荷重P=4ton（主板における公称応力 $\sigma_n = 5.7 \text{ kg/mm}^2$ ）、8ton（ $\sigma_n = 11.4 \text{ kg/mm}^2$ ）の場合をプロットしたのが図3・3・5である。図3・3・6はNo15、No16の両試験片について、それぞれ第1サイクル除荷時における荷重範囲 $P_r = 21\text{ton}$ （公称応力範囲 $\sigma_{nr} = 30\text{kg/mm}^2$ ）あるいは $P_r = 10.5\text{ton}$ （ $\sigma_{nr} = 15\text{kg/mm}^2$ ）の場合のひずみ範囲の分布を示す。図3・3・7は試験片No15について、P=4.8tonおよびP_r=21tonにおける止端部から15mm離れた位置での板幅方向のひずみ分布を示す。

これら、図3・3・5～3・3・7にはFEMによる弾性応力解析の結果をあわせて示す。ひずみ計測結果とFEMの結果はかなりよく一致しているが、溶接止端部のようにピーク応力を生じる箇所の近傍では要素分割の不十分さから計算値は実験値よりやや小さくまたピーク値は求められていない。

これらの結果によると、溶接止端部でひずみ集中が最も高く、また防撓材が板幅中央にあるため、主板部のひずみ分布は、板幅の中央部で高くなっている。

(ii) 曲げ疲労試験片について

曲げ疲労試験に用いた試験片No15およびNo26について、静的負荷時のひずみ分布の測定を行なった。図3・3・8にそのゲージ貼付位置を示す。

図3・3・9は試験片No15について第1サイクルにおけるスニップ端近傍のひずみ分布を、主板部の公称応力 $\sigma_n = 6 \text{ kg/mm}^2$ および $\sigma_n = 33.3 \text{ kg/mm}^2$ の場合について示す。また図3・3・10は試験片No26およびNo15について、それぞれ公称応力範囲 $\sigma_{nr} = 18 \text{ kg/mm}^2$ および $\sigma_{nr} = 30 \text{ kg/mm}^2$ の場合のスニップ端近傍のひずみ分布を、図3・3・11は試験片No15について、 $\sigma_n = 6 \text{ kg/mm}^2$ 、 33.3 kg/mm^2 および $\sigma_{nr} = 30 \text{ kg/mm}^2$ の場合の板幅方向のひずみ分布を示す。

これら、図3・3・9～3・3・11にはFEMによる計算結果をあわせて示す。ただし、FEMの計算結果は表面から少し内部の位置のひずみしか得られないため、板内部の点のひずみと表面まで直線的に外そうして求めた。本結果は引張の場合と同様にピーク応力近傍の計算値と実験値を比べると前者が低くなっている、その近傍ではやや要素分割が粗かったのではないかと考えられる。

また、本試験の結果は引張試験の場合と同様、止端部におけるひずみ集中が最も大きく、主板部においては板幅中央部のひずみが高いことを示している。

(2) 疲労試験結果

(i) 引張疲労試験

引張疲労試験結果を主板部における公称応力範囲 S_r とき裂出寿命 N_c および破断寿命 N_f の関係として示したのが、図 3・3・12である。破断位置は全て止端部である。

図には、最小自乗法による回帰線 ($S_r - N_c$ 線図, $S_r - N_f$ 線図) および N_c に対する 1%, 5% 破壊確率線を示す。1% および 5% 破壊確率線の詳細については 3.3.4 考察の項で述べる。

(ii) 曲げ疲労試験

曲げ疲労試験における主板の公称応力範囲 S_r と N_c, N_f 関係を図 3・3・13に示す。

曲げ疲労試験においては、き裂が図 3・3・13中に示すように主板側止端部の他、防撓材側止端からき裂が発生したものがあった。き裂が防撓材側止端から発生し破断に至ったものは応力の高い試験片に数本見られる。また、曲げ疲労試験においては完全な破断に至らないため、主板側のき裂が優先した場合はき裂の全長が板幅の半分すなわち 50mm に達した時点を破断とみなし、防撓材側のき裂が優先した場合はリミットスイッチが作動した時点を破断とみなした。

図 3・3・13中には引張疲労試験の場合と同様最小自乗法による回帰線および N_c に対する 1%, 5% 破壊確率線を示す。1% および 5% 破壊確率線の詳細については、3.3.4 考察の項で述べる。

3.3.4 考 察

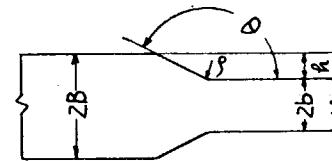
引張疲労試験に用いた各試験片の溶接止端部の計測結果を表 3・3・1 に示す。表の下には全溶接部の立上り角 θ 、止端部半径 ρ の平均および標準偏差を示すが、表中に示されるように、破断に関与した溶接部の方が ρ, θ 共に小さく溶接部形状が悪かったことを示している。そこで、溶接止端部形状による応力集中が N_c におよぼす効果を検討するため、溶接止端部の応力集中率を求め、切欠材のき裂発生寿命を算出する簡便式から求めた S-N 関係と比較してみる。

まず、溶接止端部の応力集中は止端部の形状を段付平板と仮定し、止端部の ρ と θ を用いて応力集中率 α_θ を近似的に求める。

ここで、 α_θ は次のように求められる。¹⁾

$$(i) \quad \alpha = 1 + \left[\frac{1}{2.8 \frac{B}{b} - 4.8} \cdot \frac{h}{\rho} \right]^{0.65} \quad \text{for tension} \quad (3.3.1)$$

$$\alpha = 1 + \left[\frac{1}{5.37 \frac{B}{b} - 4.8} \cdot \frac{h}{\rho} \right]^{0.85} \quad \text{for bending} \quad (3.3.2)$$



(iii) θ による補正

$$\alpha_\theta = 1 + \frac{1 - \exp \{-0.90 \sqrt{B/h} (\pi - \theta)\}}{1 - \exp \{-0.90 \sqrt{B/h} \cdot \pi / 2\}} (\alpha - 1) \quad (3.3.3)$$

θ : radian

次いで、応力集中率 K_t に対する推定 S-N 線図を次のように求める。すなわち、平滑材の S-N 関係を

$$S_a^m N_c = K \quad (3.3.4)$$

S_a : 応力振幅, m, K : 材料定数

とする。材料の応力ひずみ関係を塑性ひずみ成分についてべき表示とし、

$$\sigma = C \epsilon_p^n \quad (3.3.5)$$

ϵ_p : 塑性ひずみ幅の半分, C, n : 材料定数

とすると、

$$\epsilon = \epsilon_e + \epsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{C}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.3.6)$$

ϵ : 全ひずみ, ϵ_e : 弹性ひずみ, E : ヤング率

となる。また、応力集中率の簡便式²⁾として、

$$\frac{K_t - 1}{K_a - 1} - 1 = a \left(\frac{K_e - 1}{K_t - 1} \right) - 1 \quad (3.3.7)$$

K_t : 弹性応力集中率

K_a : σ / σ_n , σ_n : 公称応力

K_e : $E \epsilon / \sigma_n$,

a : 材料定数で約 2.4

を用いる。

(3.3.6) 式を变形すれば、

$$\sigma_n = \sqrt{(a K_t \sigma - (K_{t-1}) \sigma + a E \epsilon)^2 + 4 a K_t (K_t - 1 - a) E \sigma \epsilon + a K_t \sigma - (K_t - 1) \sigma + a E \epsilon} \quad (3.3.8)$$

が得られる。この σ_n が切欠材の疲労強度 S_a に相当する。この式を用いて計算を行なう場合、まず N_c を与え (3.3.4) 式から、

$$\sigma = S_a = (K/N_c)^{\frac{1}{m}} \quad (3.3.9)$$

を求め、この σ から (3.3.6) 式を用いて ϵ を求める。ここで得られた σ と ϵ を (3.3.8) 式に代入することにより $S_a = \sigma_n$ が求まり、応力集中率が K_t の場合の $S_a - N_c$ 関係が得られる。

以上の考え方によって、引張および曲げ疲労試験に対する推定 $S - N$ 関係を求めてみる。

まず、 α_θ の算出に当っては、表 3.3.1 に示す引張疲労試験片について得られた止端部の ρ および θ のうち、破断に関与した止端部の ρ および θ の平均値を用い平均的な α_θ ($\bar{\alpha}_\theta$) を算出する。ただし、ここで曲げ試験片の止端部の形状は引張試験片と同じであると考えられるので、 ρ と θ は引張試験片の平均値を用いる。なお、 $\bar{\alpha}_\theta$ の算出に当っては、

$$b = 5 \text{ mm}, \quad h = 10 \text{ mm}, \quad B = 15 \text{ mm}$$

とした。その結果、

$$\bar{\alpha}_\theta = \begin{cases} 3.35 & \text{for tension} \\ 3.03 & \text{for bending} \end{cases}$$

が得られた。

また、推定 $S - N$ 関係の算出にあたっては、平滑材の $S - N$ 関係として、軟鋼相当材の両振り疲労試験で得られた。²⁾

$$S_a^{1/2} N_c = 2.4 \times 10^{21}$$

を用い、また応力ひずみ関係として塑性ひずみ成分については、同材に対して得られた次の式を用いた。

$$\sigma = 70 \epsilon_p^{0.166}$$

以上の手順に従がって得られた $K_t = 2 \sim 5$ に対する推定 $S - N$ を図 3.3.14 に示す。本線図において縦軸は切欠底断面の公称応力振幅を表わしており、これと実験結果を比較するにはスチフナスニップ端の止端部の公称応力振幅 S_{ra} として主板部の公称応力範囲にスチフナによる応力集中率 k_s を乗じたものの半分が適当と考えられる。すなわち、

$$S_{ra} = \frac{1}{2} \cdot S_{rr} \quad (3.3.10)$$

$$S_{rr} = S_r \cdot k_s$$

そこで、 k_s を求めるには、引張および曲げ疲労試験におけるひずみ分布測定結果から求めた板幅中央のスチフナ近傍における応力範囲 σ_r と公称応力範囲 σ_{nr} の比 (σ_r / σ_{nr}) の分布をプロットすると図 3・3・15となる。この図で主板側からスチフナの方に向かって溶接止端近傍まで直線的に増加しているが、スチフナによる応力集中と考え、ピーク応力を生じている応力を溶接止端の応力集中と考える。そこでこの直線的な分布を止端部まで延長し、その交点を求めると k_s が求まる。その結果

$$k_s = \begin{cases} 1.5 & \text{for tension} \\ 1.75 & \text{for bending} \end{cases} \quad (3.3.11)$$

が得られた。

図 3・3・4 の切欠材の推定 $S_a - N_c$ 線図と比較するため、 $S_{ra} = 1/2 \cdot S_{rr}$ で表わした引張および曲げ疲労試験の N_c に対する 50% 回帰線を示す。図からみられるように実験結果は $K_t = 3$ と $K_t = 4$ の推定線の間にあり、近似的に求めた a_θ の値とほぼ同等になっている。

従がって、主板における公称応力にスチフナによる応力集中率 k_s を乗じて補正した止端部における公称応力 S_{rr} を用いれば、任意の防撓材構造について a_θ が本試験片とほぼ同等とすればスチフナスニップ端部の疲労強度が求まるものと考えられる。

50% 破壊確立に対する $S - N_c$ 関係は S_{rr} で表わせば、

$$\begin{aligned} \bar{N}_c &= 2.75 \times 10^{10} S_{rr}^{-3.79} && \text{for tension} \\ \bar{N}_c &= 1.26 \times 10^{10} S_{rr}^{-3.51} && \text{for bending} \end{aligned} \quad (3.3.12)$$

となる。

次いで、これを設計に利用するため、1%あるいは5%破壊確率に対する $S - N$ 関係を求める。そのため、き裂発生寿命が回帰線のまわりに対数正規分布となっているものと考え、1%き裂発生確率寿命 N_{c1} および5%き裂発生確率寿命 N_{c5} と回帰線の寿命の比を求めてみた。その結果

$$\begin{aligned} N_{c1} / \bar{N}_c &= 1/2.18 \\ N_{c5} / \bar{N}_c &= 1/1.74 \\ N_{c1} / \bar{N}_c &= 1/2.28 \\ N_{c5} / \bar{N}_c &= 1/1.79 \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \text{for tension} \\ \text{for bending} \end{array} \right\} \quad (3.3.13)$$

が得られ、引張、曲げ両疲労試験共 N_c はほぼ同等のバラツキを示すことが判った。このようにして得られた、1%あるいは5%き裂発生確率に対する $N_r - N_c$ 関係を図 3・3・12 および 3・3・13 中に示す。これを S_{rr} で表わすため (3.3.12) 式と (3.3.13) 式に代入すれば、1%あるいは5%き裂発生確率寿命に対する設計 $S_{rr} - N_c$ 関係として、

$$\begin{aligned} N_{c1} &= 1.26 \times 10^{10} S_{rr}^{-3.79} \\ N_{c5} &= 1.58 \times 10^{10} S_{rr}^{-3.79} \\ N_{c1} &= 5.53 \times 10^9 S_{rr}^{-3.51} \\ N_{c5} &= 7.03 \times 10^9 S_{rr}^{-3.51} \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \text{for tension} \\ \text{for bending} \end{array} \right\} \quad (3.3.14)$$

が得られる。

以上の考察をまとめれば、スチフナスニップ端の疲労強度の設計にあたっては、主板部における公称応力範囲 S_r にスチフナによる応力集中率 k_s を求め、(3.3.14) 式により 1%あるいは5%き裂発生確率寿命を求めればよい。なお溶接構造物の設計にあたっては通常 5%き裂発生確率寿命がとられることが多いようである。

参考文献

- 1) 西田正孝 応力集中 (昭和42年) 森北出版
 2) 公江他 材料 第27卷 第300号 (昭和53年)

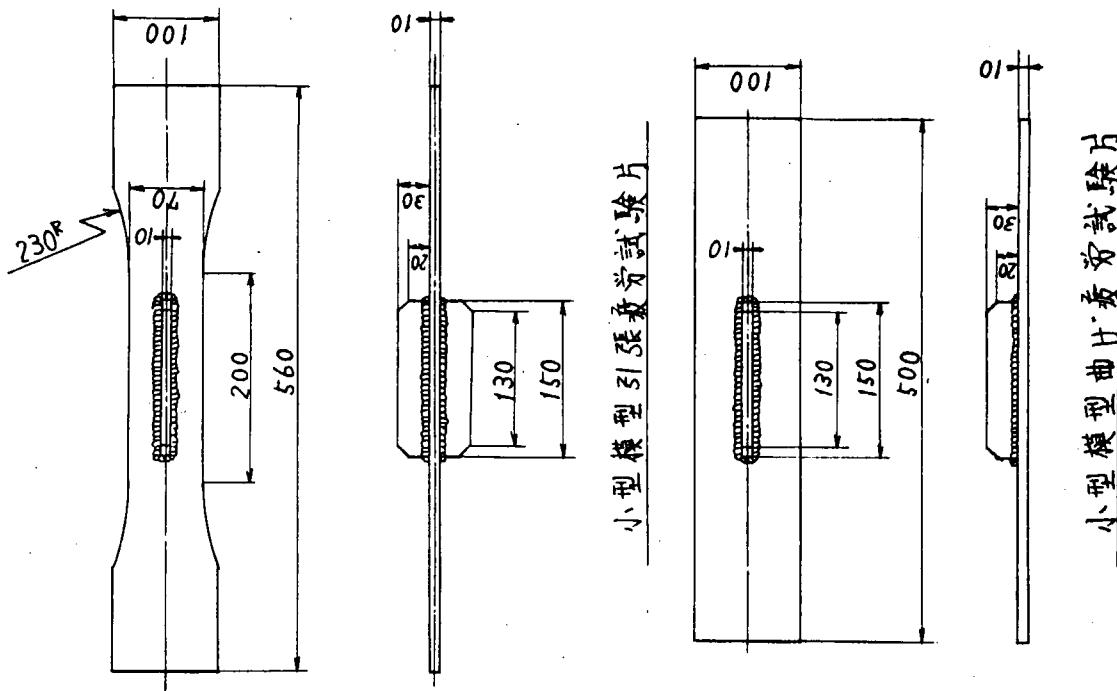


図 3.3.1 試験片形状

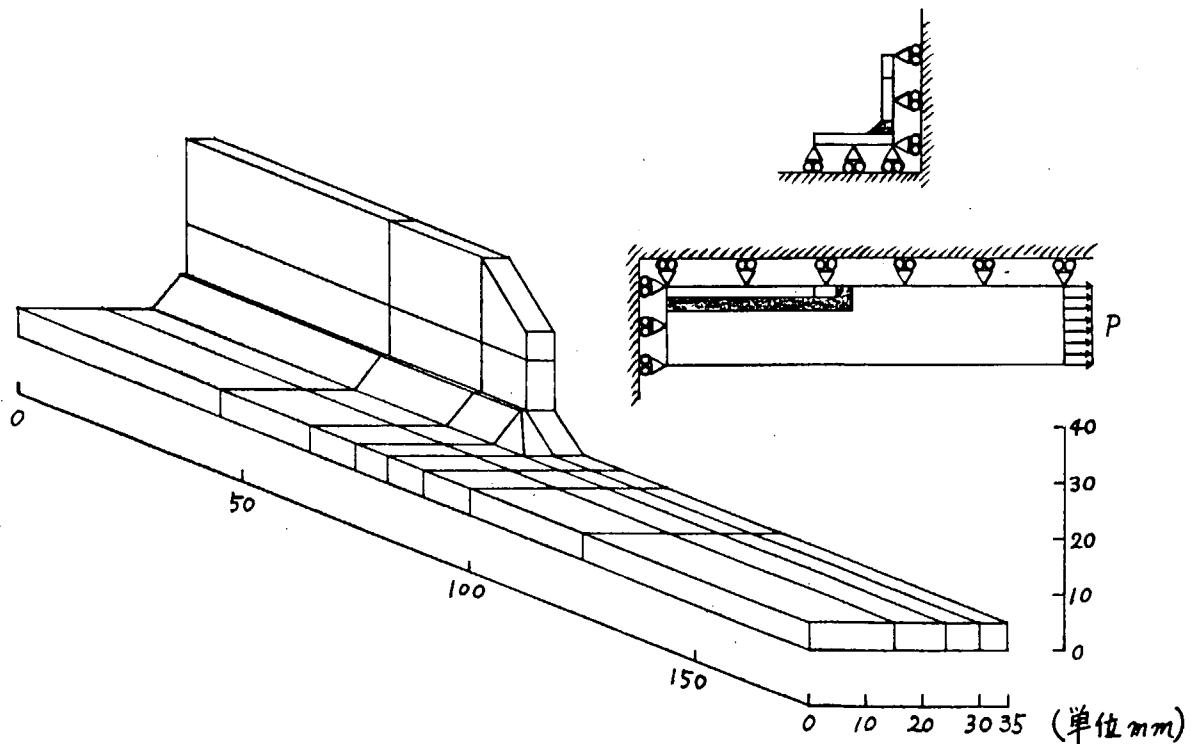


図 3.3.2 メッシュ分割図及び境界条件（引張）

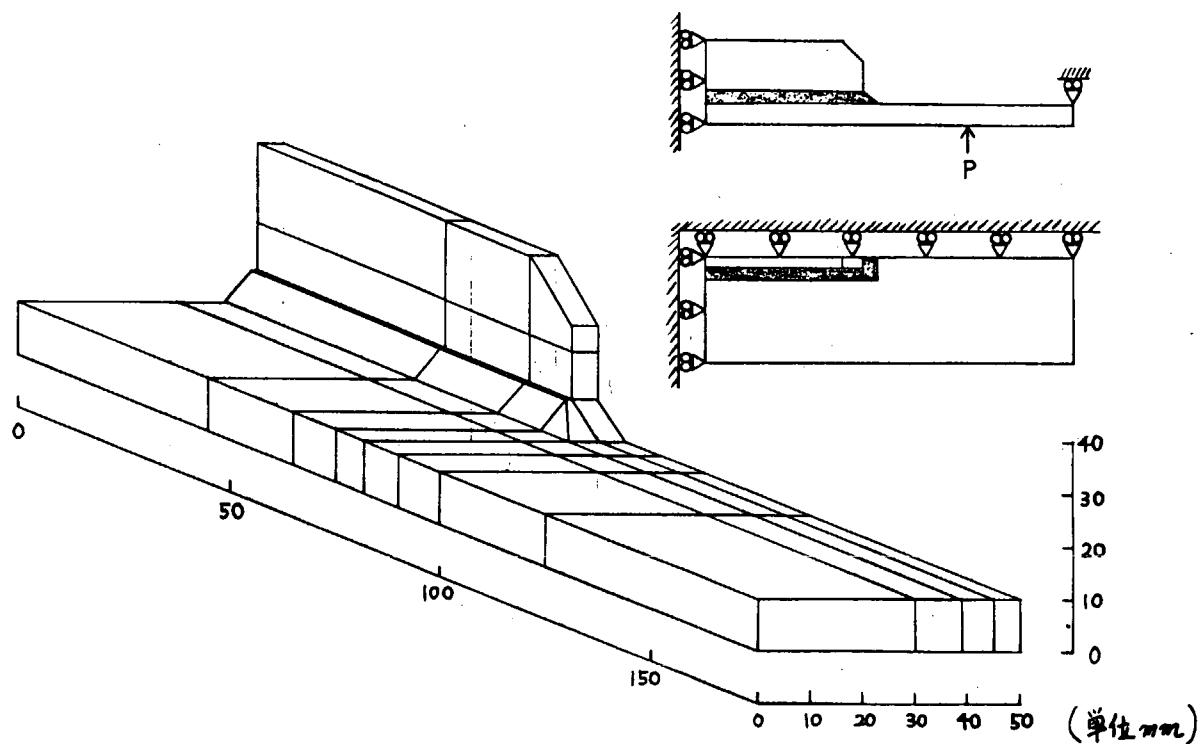


図 3.3.3 メッシュ分割図及び境界条件（曲げ）

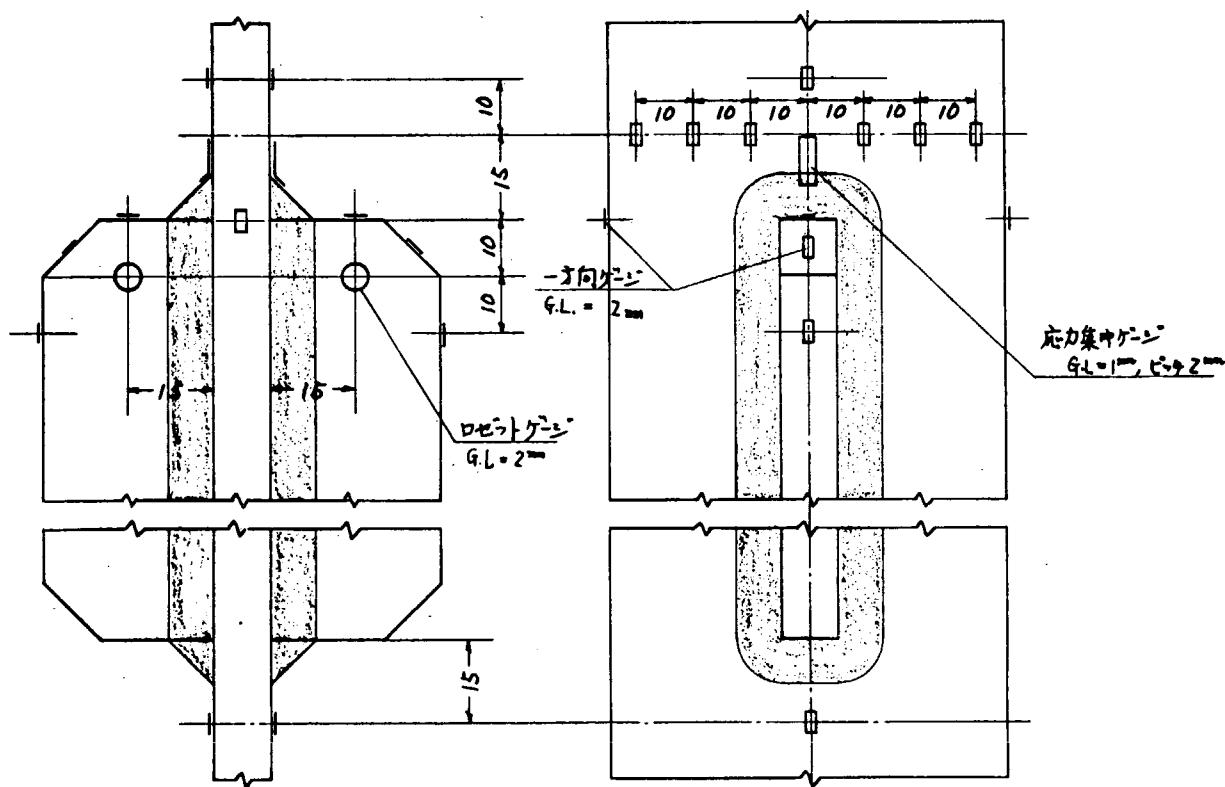


図 3.3.4 スニップエンド小型模型ゲージ貼付位置（引張）

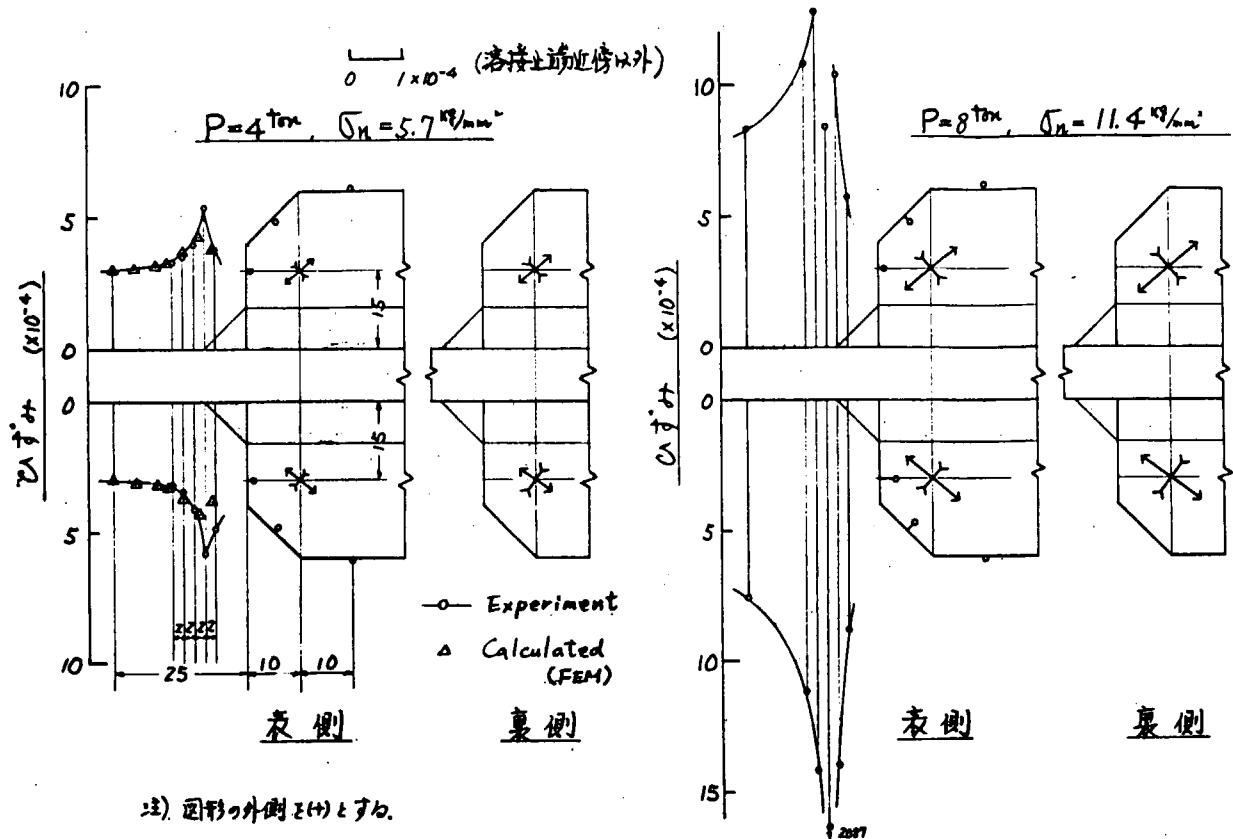


図 3.3.5 スニップエンド小型模型ひずみ分布(以張)(No.15)

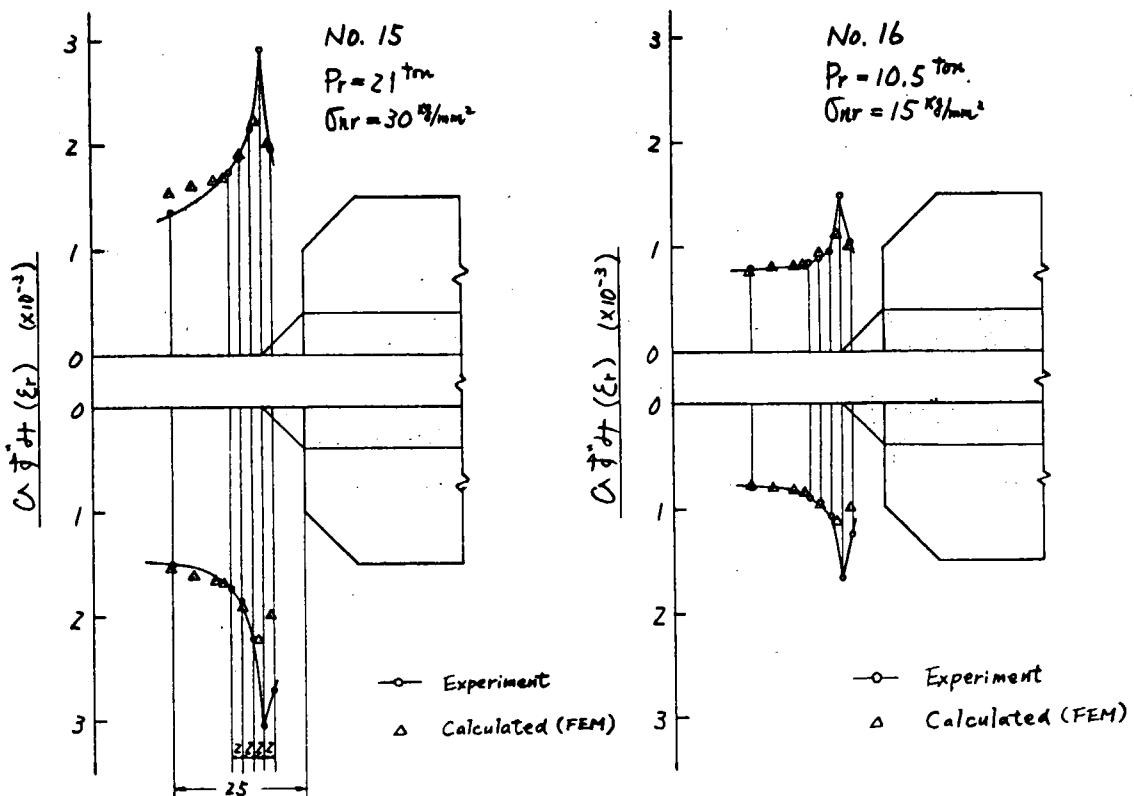


図 3.3.6 スニップエンド小型模型ひずみ分布(引張)

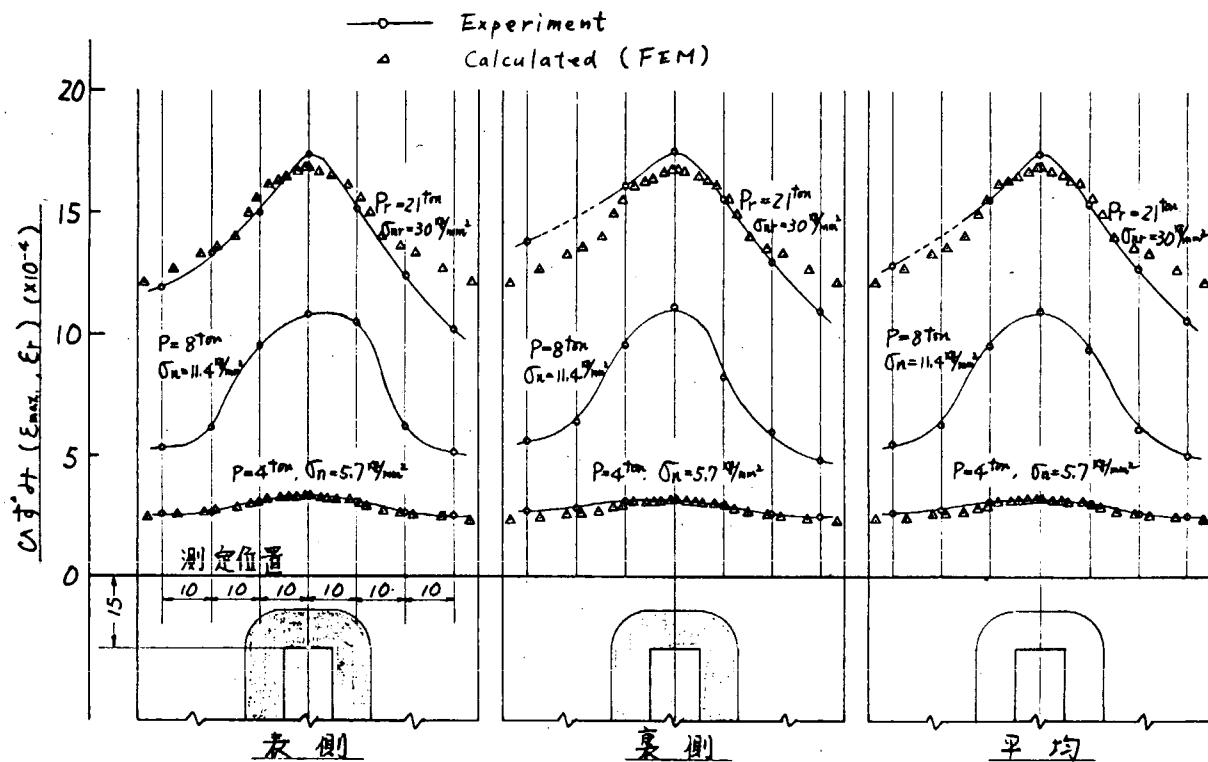


図 3.3.7 スニップエンド小型模型ひずみ分布（引張）(No15)

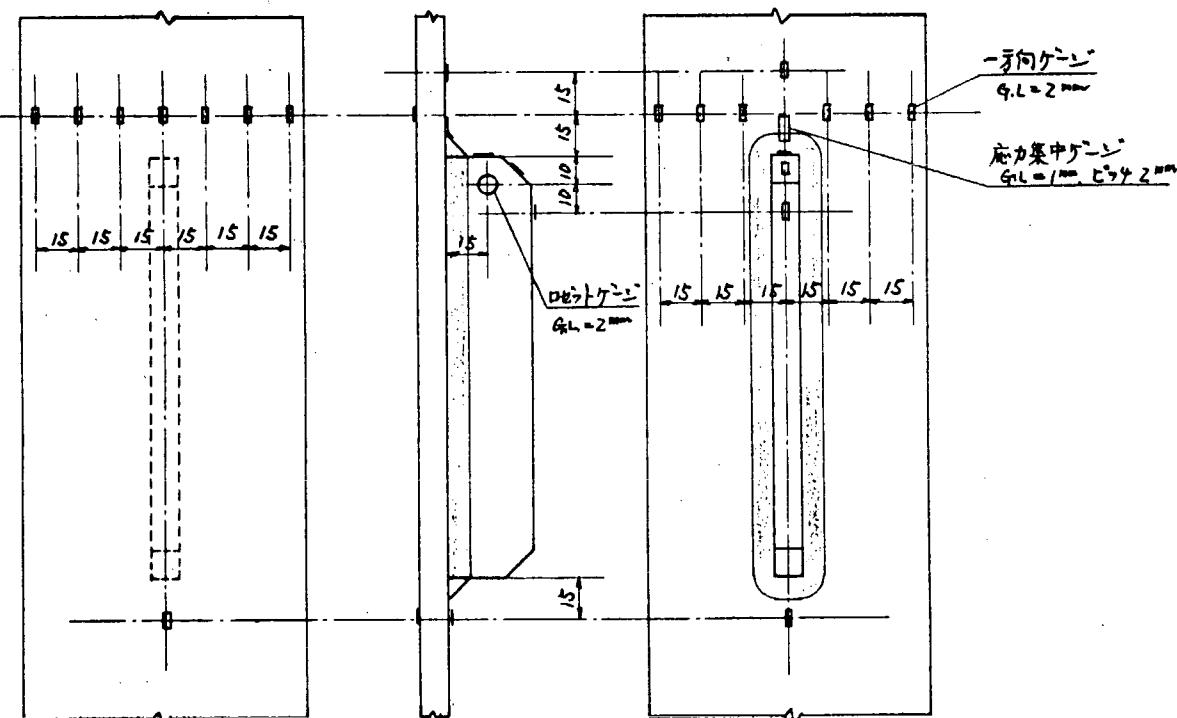


図 3.3.8 スニップエンド小型模型ゲージ貼付位置（曲げ）

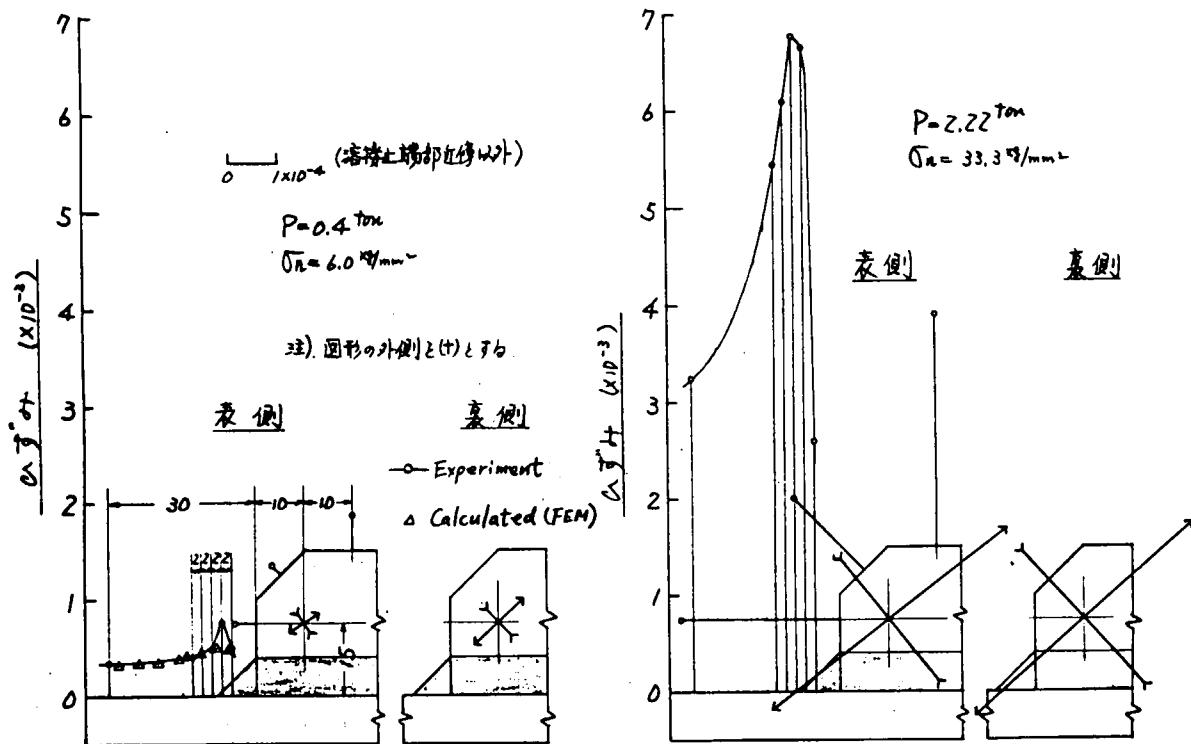


図 3.3.9 スニップエンド小型模型ひずみ分布（曲げ）(No.15)

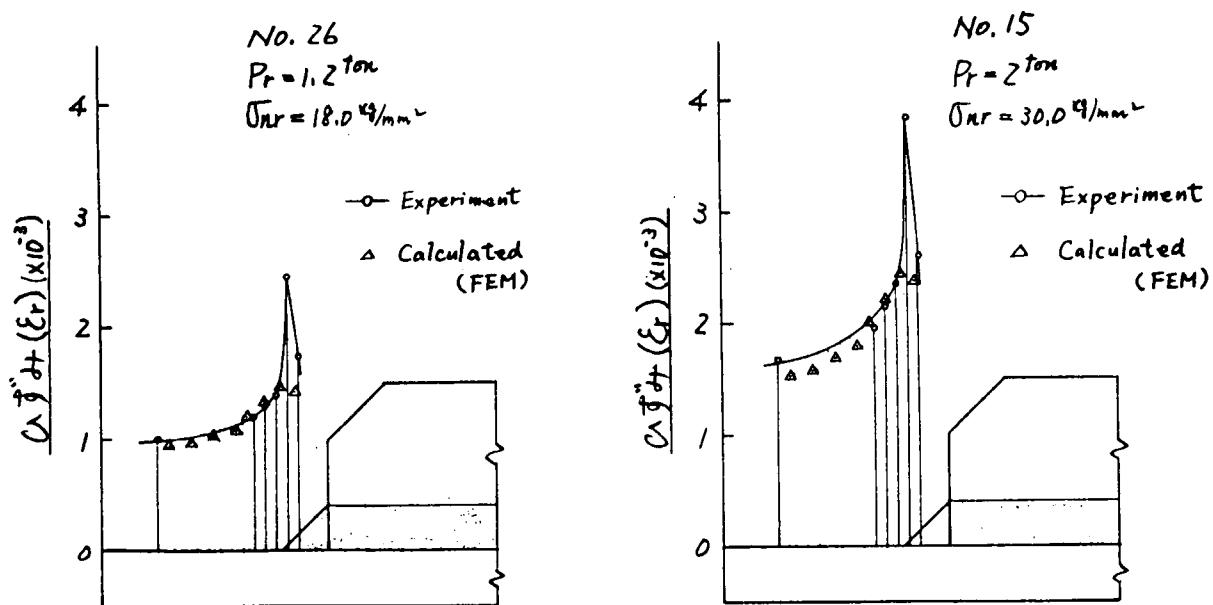


図 3.3.10 スニップエンド小型模型ひずみ分布（曲げ）

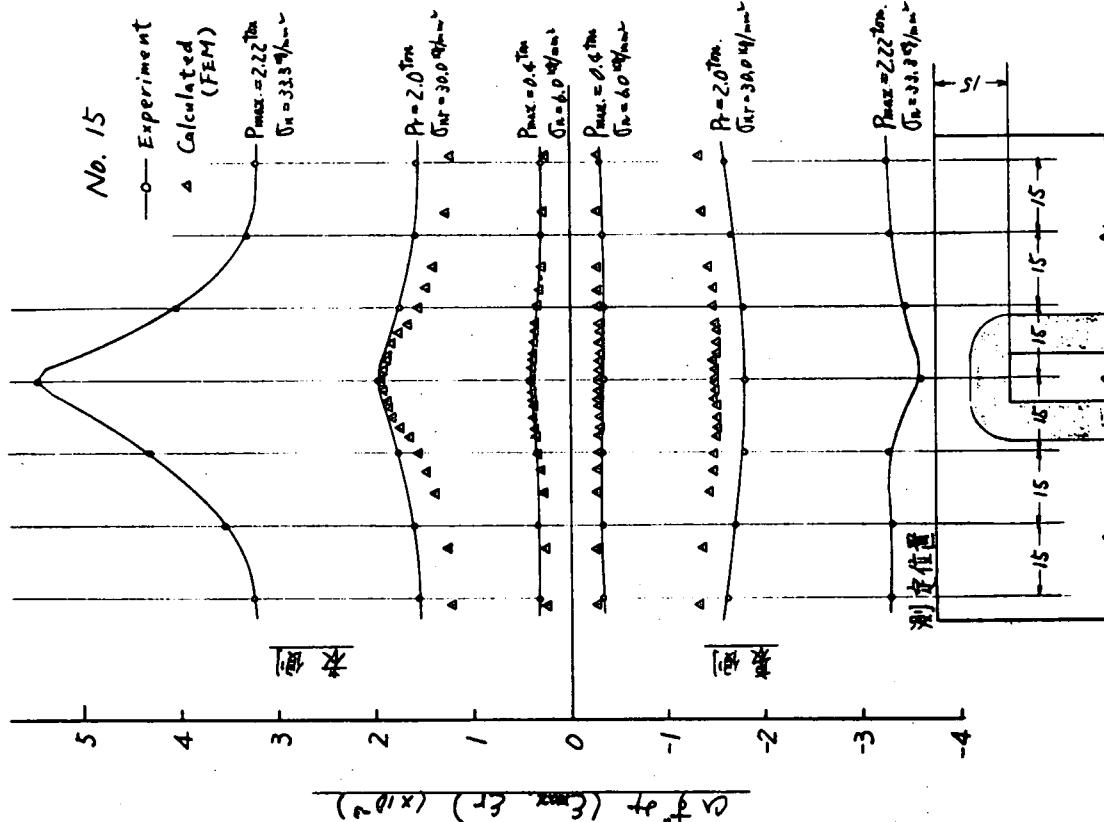


図3.3.11 スニッピングドーム型構造分布(曲げ)

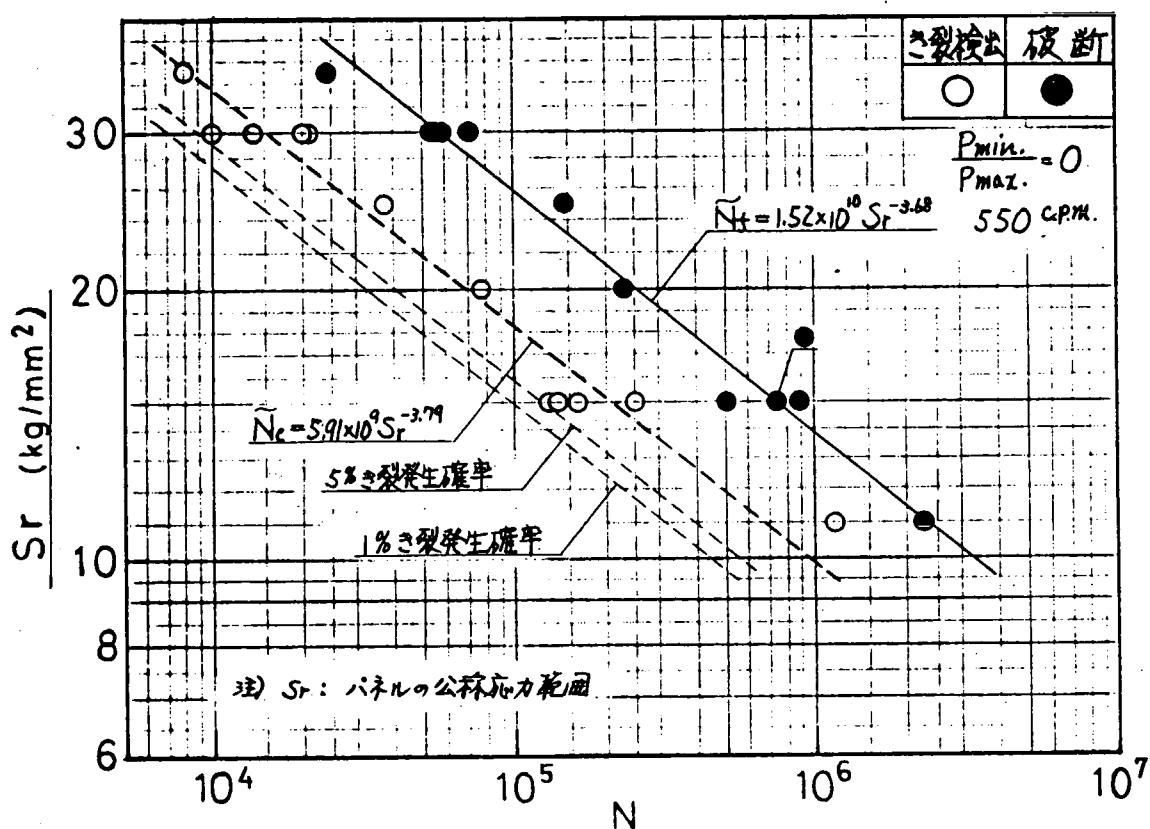


図 3.3.12 スニップエンド小型模型 S-N 線図（引張）

表 3.3.1 スニップエンド小型模型溶接部端形状（引張）

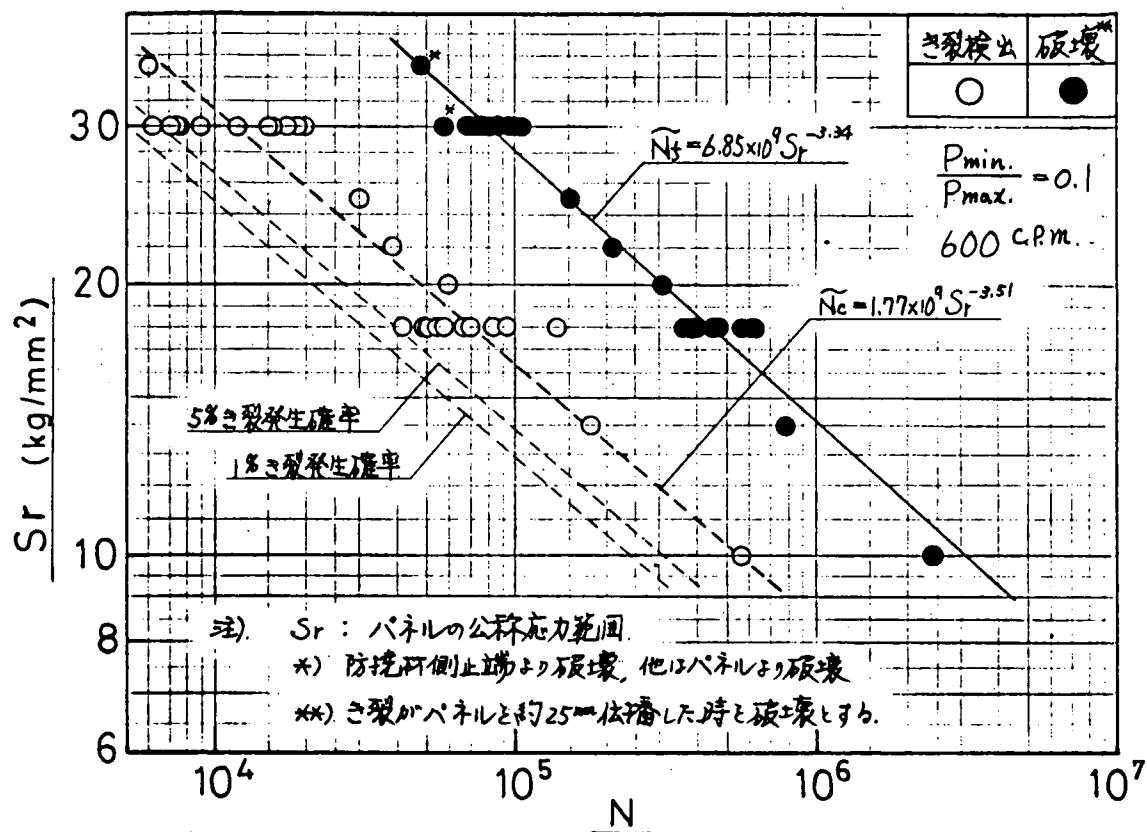
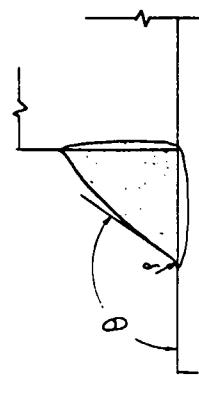


図 3.3.13 スニップエンド小型模型 S-N 線図（曲げ）

位置	A	B	C	D
試験 番号	θ deg.	φ deg.	θ deg.	φ deg.
1	118	0.3	118	0.2
2	139	0.5	141	1.1
4	140	3.0	140	0.5
5	120	0.15	145	0.6
6	138	0.2	139	0.55
7	129	0.2	136	0.8
8	124	0.3	106	0.2
11	126	0.65	134	0.2
13	130	0.2	135	0.35
14	128	0.1	126	0.1
15	144	1.3	130	0.25
16	136	0.4	112	0.2

*) 成形に因子としてき裂を発生した溶接部を示す。

溶接部	θ (deg.)		φ (mm)	
	平均	偏差	平均	偏差
全溶接部	131	11.3	0.55	0.59
成形に因子	126	11.4	0.29	0.22

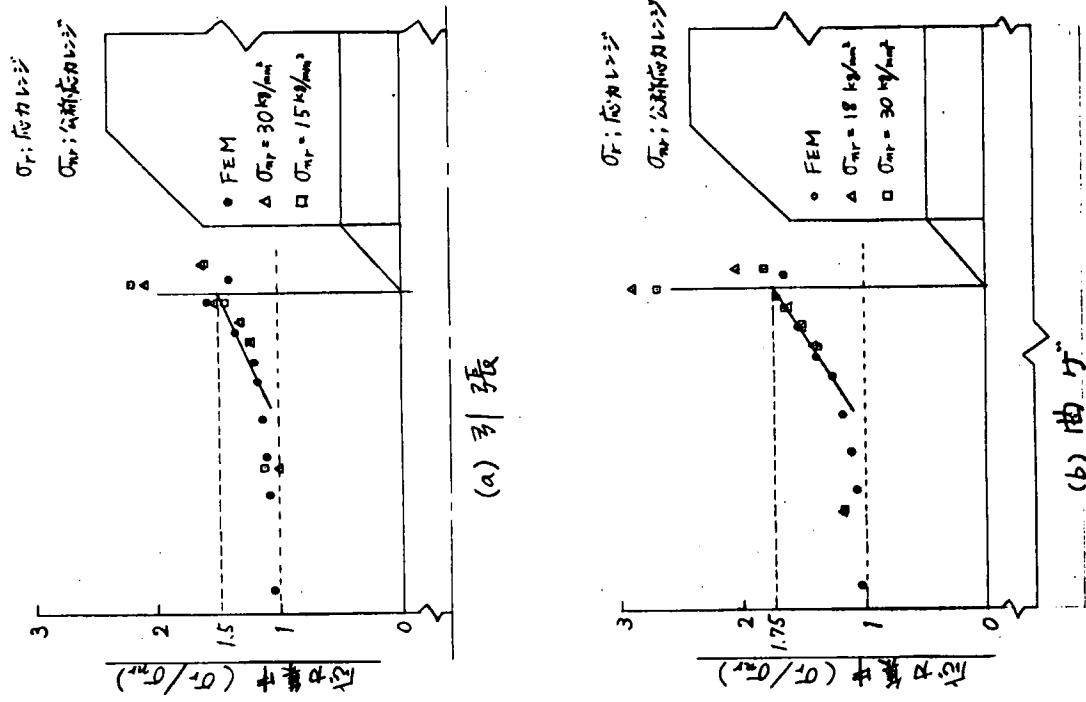


図 3.3.14 スニップエンド小型模型応力集中分布

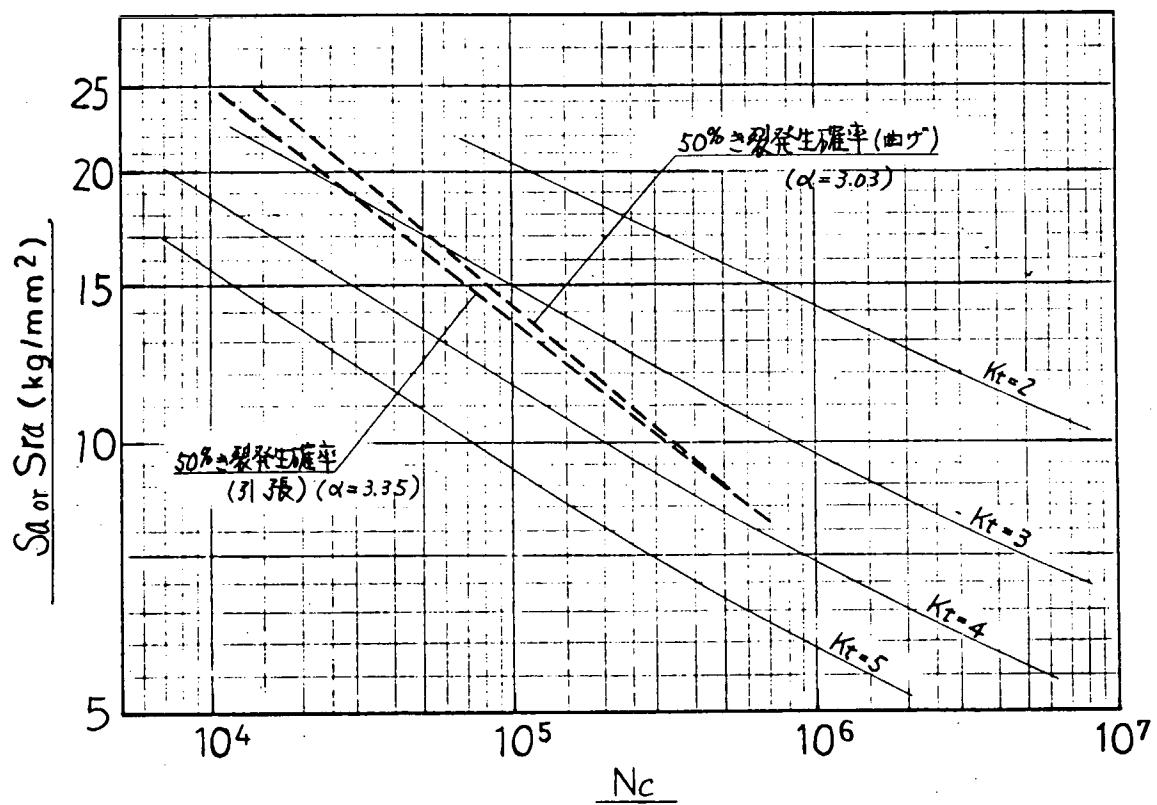


図 3.3.15 切欠材の推定 Srr-Nc 線図と防撓材模型試験片の
Srr - Nc 線図の比較

3.4 桁端部構造の強度実験

3.4.1 実験の目的

貨物船の船首船倉の特設助骨あるいは、油送船の船底トランス、中心線桁板の端部等に発生する疲労き裂の発生寿命を求めるため、模型実験と応力解析を実施し、構造型式の効果的改善方法について、検討することを目的とする。

3.4.2 試験方法

(1) 供試材

供試材は、SS-41であり、板厚10mmの鋼材である。

化学成分、機械的性質を表3.4.1に示す。

(2) 試験体

試験体は、実船の約 $\frac{1}{2}$ ～ $\frac{1}{3}$ 縮尺の1フレームスペース相当分の外板、内底板、助板を含み、外板が傾斜した船首船倉のサイドフレームをモデル化したものである。サイドフレームの構造型式は、従来船の損傷調査結果とその改善を考慮して、本研究ではフレームA～Hの8種類とした。A～Fは52年度に試験を行い、Eの追加実験およびG、Hは53年度に試験した。その形状寸法を図3.4.1、2に示す。

各型式の特徴を以下に記す。

フレームA（標準型）：内底板から面材折り曲げ部分までの高さと桁端部のウェブ巾が等しく600mmとした型式。

フレームB（緩傾斜型）：標準型と比較して、内底板から面材折り曲げまでの高さを低く450mmとした型式。

フレームC（リブ補強型）：標準型のものに、リブを配置した型式。

フレームD（増厚型）：標準型と同一形状で桁端部の板厚を増加した型式。

フレームE（R型）：標準型と比較して桁端部のウェブ形状を円孔状に広げた型式。

フレームF（バチ型）：桁のウェブ巾を一定とし、フェースプレートの巾を桁端部ですそを広げ内底板裏側にバックブラケットを設ける型式。

フレームG（パット補強型）：標準型と同一形状で桁端部に、パッド板を配置した型式。

フレームH（さし込み型）：桁のウェブ巾を一定とし、フレームを内底のウェブにさし込み、切り開けた内底板をフィラー板でふさいだ型式。

実験は、図3.4.1に示すように、それぞれ異った型式のフレーム1とフレーム2を1体に組み込み試験した。図3.4.1(a)は、52年度の実験であり、図3.4.1(b)は、53年度の実験である。各試験体のフレーム1とフレーム2の組み合せ、および型式別の供試フレーム個数を表3.4.2に示した。

供試試験体は、52年度は6体、53年度は3体である。

(3) 疲れ試験機

電気油圧サーボ式疲れ試験機：52年度……50TON Hydract，

53年度……100TON Hydract，

(4) 応力計測

桁端部の応力状態を把握する目的で、歪計測を行った。計測結果をF.E.M.応力解析結果と比較した。

(5) 疲れ試験荷重

フレーム下端の最大曲げモーメントが表3.4.2に示すようであり、また、フレームのフェイスが引張りとなるような、片振荷重を負荷した。表3.4.2のT-7～9試験体でのフレーム1と2に対する最大曲げモーメントは、試験荷重Pがウェブ平行部の応力（図3.4.5(g)～(i)A点）に比例して配分されるとして求めた。

また、最大曲げモーメントは、フレーム先端に加わる荷重に、T-1～6では、レバー2mをT-7～9では、

レバー 1 m 340 を乗算して求めた。

3.4.3 実験の結果

(1) 応力解析

フレームの各型式 A～H について F・E・M による応力解析を行い、実験値と比較した。

F・E・M・解析においては、図 3.4.3 に示すように各フレームの対称性を考慮し、桁のウェブ材のみならず外板、内底板等もすべて板要素として考えた。そのメッシュ分割例を図 3.4.4 に示す。

各フレーム A～H のフレーム下端モーメント 6 TON-M における応力状態を計測値と比較したものを、図 3.4.5(a)～(h) に示す。

スニップ端を有するフレーム A～F では、桁端部のウェブ先端において、鋭い応力の立上りが見られ、その分布傾向は、計測値、計算値とかなりよく一致している。

フレーム G・H においては、フレームの面材先端近傍の応力が高く、計測値と計算値は、かなりよく一致している。

桁端部の応力状態の計測値と計算値の比較を表 3.4.3 に示す。計測値と F・E・M・計算値とでは、計測値にバラツキはあるものの若干、計測値の方が高いのである。これは、溶接ビード形状の影響およびメッシュの分割の粗さによるものと思われる。

桁端部のウェブもしくは面材先端位置の応力（B 点）を F・E・M・計算値をもとに比較すると応力の高い順に並べて次の傾向を得た。

フレーム A（標準型）> C（リブ補強型）> B（緩傾斜型）> F（バチ型）D >（増厚型）> E（R 型）> H（さし込み型）> G（パット補強型）

ただし、フレーム D、F では④位置（内底板側）の応力が、フレーム B では、⑩位置（フェースプレートスニップエンド）の応力が、⑧位置のそれより高くなっている。

き裂長さが 30 mm に達した時点 (N_{C4}) をもとにした。（図 3.4.8 のき裂伝ば線図の内外挿により求めた。）

$M_{max}-N_c$ 線図（図 3.4.6(b) から）、疲労強度を比較すると、次の傾向を示している。

フレーム A（標準型）< B（緩傾斜型）< F（バチ型）< D（増厚型）< E（R 型）< C（リブ補強型）< H（さし込み型）< G（パット補強型）肉眼観察によるき裂発生 (N_{C1}) をもとにした強度とくらべて、C（リブ補強型）の強度順位が強度の高い方になっている。これは、リブ補強によって、き裂の伝ば速度が鈍化することを意味している。また、G（パッド補強型）の強度順位はかわらないが、他型式のフレームとの強度比は、小さくなっている。

フレーム型式の強度の優劣について、メインテナンスフリーの立場からは、肉眼観察によるき裂発生 (N_{C1}) をもとにした強度順位によるべきであろう。

疲れき裂発生位置についてみると、フレーム A（標準型）、C（リブ補強型）では、図 3.4.9 に示す①き裂が主体でフレーム B（緩傾斜型）では⑩き裂が、フレーム E（R 型）では、①、⑩き裂が混在している。また、フレーム D（増厚型）では、⑪、⑫き裂、フレーム F（バチ型）では、⑬、⑭き裂が、発生した。フレーム G（パッド補強型）では、パッド板の隅肉溶接のルートから発生し、表面に進展する⑮き裂が、フレーム H（さし込み型）では⑯き裂が発生した。

このように、各型式によって発生位置に差が見られるのは、静的応力解析における桁端部の④、⑧、⑩位置の応力比較からうなづけるところである。

(2) 疲れ強度

試験結果を表 3.4.4、図 3.4.6(a)～(b) に示す。

疲れ寿命 N_{C1} 、 N_{C2} 、 N_{C3} 、 N_{C4} は次の定義によるものである。

N_{C1} : 肉眼観察によるき裂発見寿命

N_{C2} : 疲れき裂長さ 2 mmにおける寿命

N_{C3} : 疲れき裂長さ 10 mmにおける寿命

N_{C4} : 疲れき裂長さ 30 mmにおける寿命

各フレーム A ~ H における疲れき裂発生位置を図 3.4.7(a)~(c), 写真 3.4.1(a)~(c)に示し, その伝ば状況を図 3.4.8(a)~(e)に示す。また疲れき裂の発生位置を分類すると図 3.4.9(a), (b)に示す①~⑩の 8 種類となる。

各き裂の発生位置と伝ば状況は実船の損傷と酷似しており, この実験が, 実船の損傷を再現し得たと考える。

各フレーム型式についての疲労強度データは, 実験数も少なく, また表 3.1.5 に示すように溶接施工精度も一律でなかったため, バラツキがある。肉眼観察によるき裂発生寿命 (N_{C1}) を用いた $M_{max} - N_c$ 線図 (図 3.4.6(a)) から, 疲労強度の優劣は, 次の傾向を示していることがわかる。

フレーム A (標準型) < C (リブ補強型) < B (緩傾斜型) < E (R型) < F (バチ型) < D (増厚型) < H (さしこみ型) < G (パッド補強型) この, 疲労強度の優劣は, 静的応力解析における, 桁端部のウェブもしくは, 面材の先端⑧点 (表 3.4.3 参照) の応力と良く相関している。なお, 各フレームの肉眼によるき裂発生時のき裂長さは, 10 mm以内であったが, フレーム Gにおいては 40 mm以上であった。これは, フレーム G におけるき裂発生がパッド板を内底板にとりつける隅肉のルートからであり, き裂が進展し表面に達してはじめて肉眼で観察し得たことによる。

3.4.4 考 察

(1) フレーム A ~ H の各型式の疲れ強度 (き裂発生強度) は, 次の傾向を有する。

フレーム G (パッド補強型) > フレーム H (さしこみ型) > フレーム D (増厚型) > フレーム F (バチ型) > フレーム E (R型) > フレーム B (緩傾斜型) > フレーム C (リブ補強型) > フレーム A (標準型)

(2) フレーム B (緩傾斜型) は, 傾斜角が, 強度向上にかなり効いており, フレーム A (標準型) より強い。

(3) フレーム C (リブ補強型) のリブの補強効果は, 肉眼によるき裂発生強度には効果が少なかったが, き裂伝ば速度を下げる効果があるため, き裂 30 mm に達するまでの強度は強い。

(4) フレーム D (増厚型) は桁端部のウェブ先端の 1 部を増厚したのみであったが, 疲労強度上, 優れており, 有効な改善策であることが確認された。

(5) フレーム E (R型) は, 応力集中度は低く, 桁端部に特別な補強を行なわなかったグループ (フレーム A, B, E) のうちでは一番強度が高い。

(6) フレーム F (バチ型) は, 荷重を桁端部でウェブとフェースプレートにより直接伝える型式であることから, 高応力部分にまわし溶接を避けることが出来, 強度的に優れている。

(7) フレーム G (パッド補強型) は, き裂発生が外部から観察しえない部分であるので, 他のフレームと厳密に, 比較することは出来ないが, 肉眼観察による発生強度, き裂が 30 mm 長さになる強度 (推定値) 共に, 一番強い疲れ強度を示した。

(8) フレーム H (さしこみ型) は, 荷重を内底板に構造的に連続に伝える型式であることから, 応力集中が低く, 強度的に優れているが, 工作的に製作が難かしい。

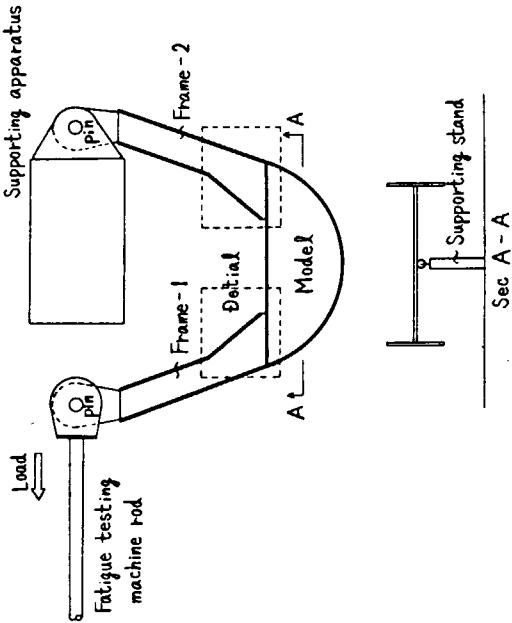


図 3.4.1 (a) 試験要領 (S - 52)

表 3.4.1 供試材の機械的性質および化学成分

Material	Chemical Compositions (%)					Mechanical Properties (kg/mm^2)		Remarks
	C	Si	Mn	P	S	Yield point	Tensile Strength	
SS41	0.17	0.21	0.78	0.026	0.011	32.8	47.0	Material for S-52
SS41	0.15	0.18	0.57	0.014	0.015	27.3	42.1	Material for S-53

表 3.4.2 試験計画

a) Combination of frames

Model No.	T-1	T-2	T-3	T-4	T-5	T-6	T-7	T-8	T-9
F-1	A	A	A	B	E	C	H	H	E
F-2	B	C	D	C	F	D	G	E	G
Last Level Int'l Frame end	6	8	10	10	8	6	H-15.42 G-18.08 E-9.41 D-12.98	E-8.01 H-11.4 G-9.41 D-12.98	

b) Type of frames

Type of frame	Explanation of type	Number of models
A	Ordinary type	3
B	Dull inclination type	2
C	Rib reinforced type	3
D	Web thickness increased type	2
E	Curved type	3
F	Straight type with flared face plate	1
G	Pad plate reinforced type	2
H	Insert type	2

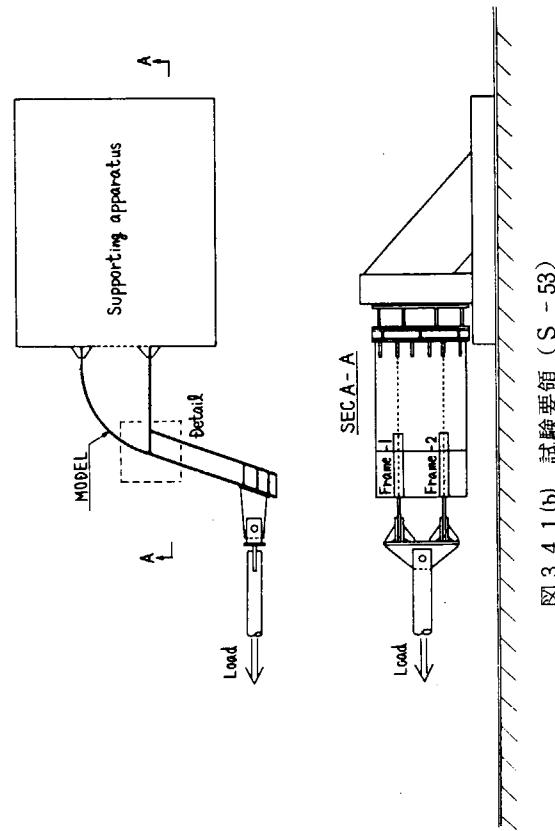
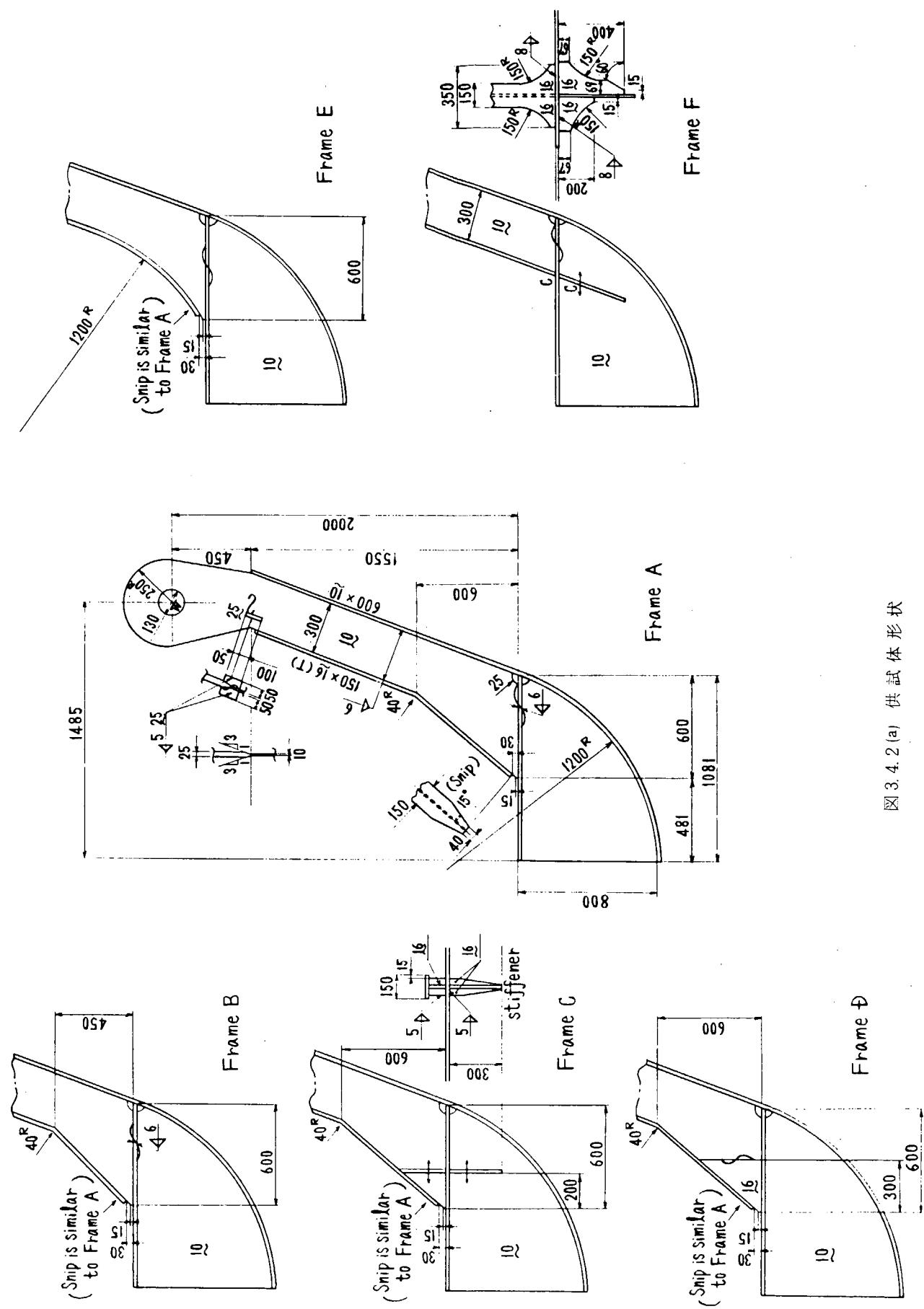


図 3.4.1 (b) 試験要領 (S - 53)

図 3.4.2 (a) 供試体形状



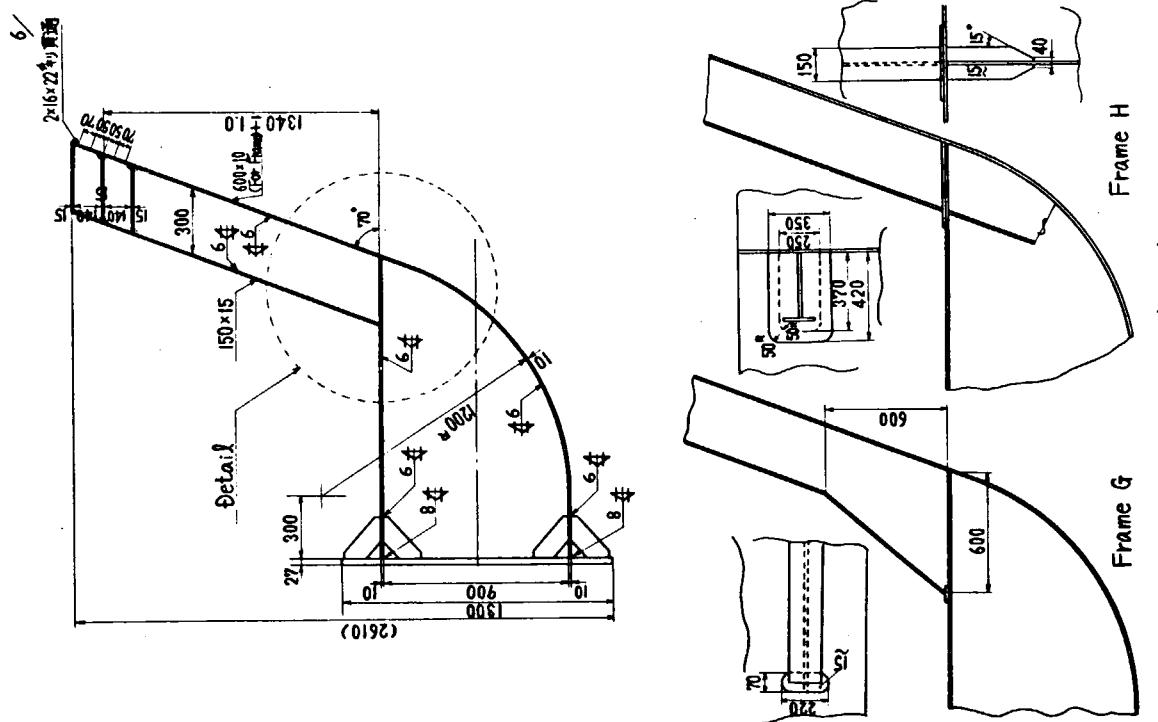


図 3.4.2(b) 供試体形状

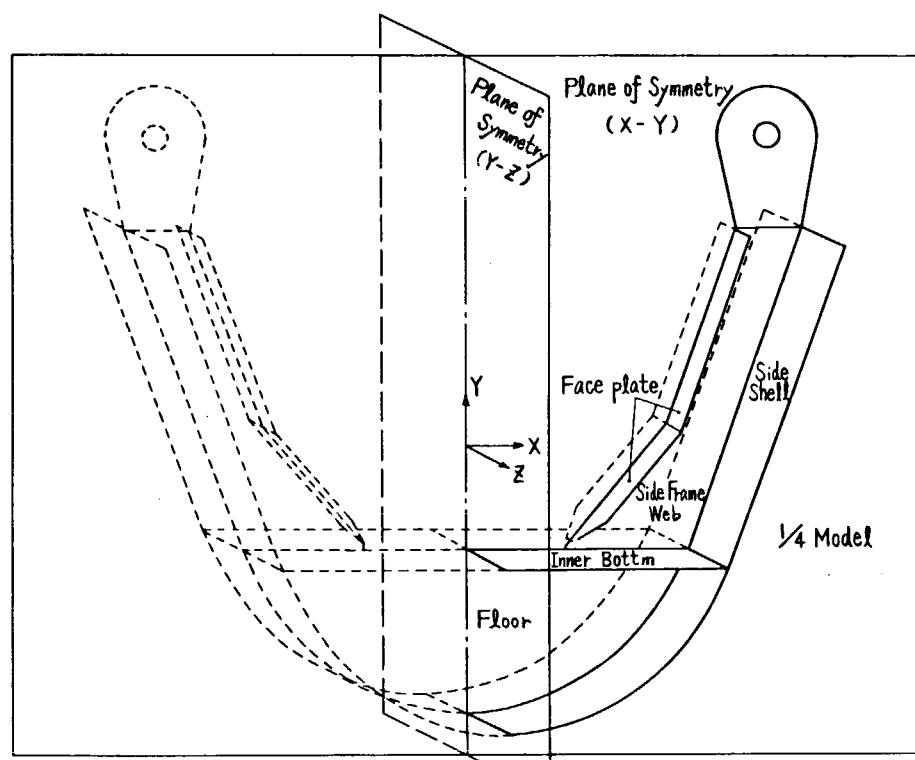


図 3.4.3 FEM モデルの境界条件

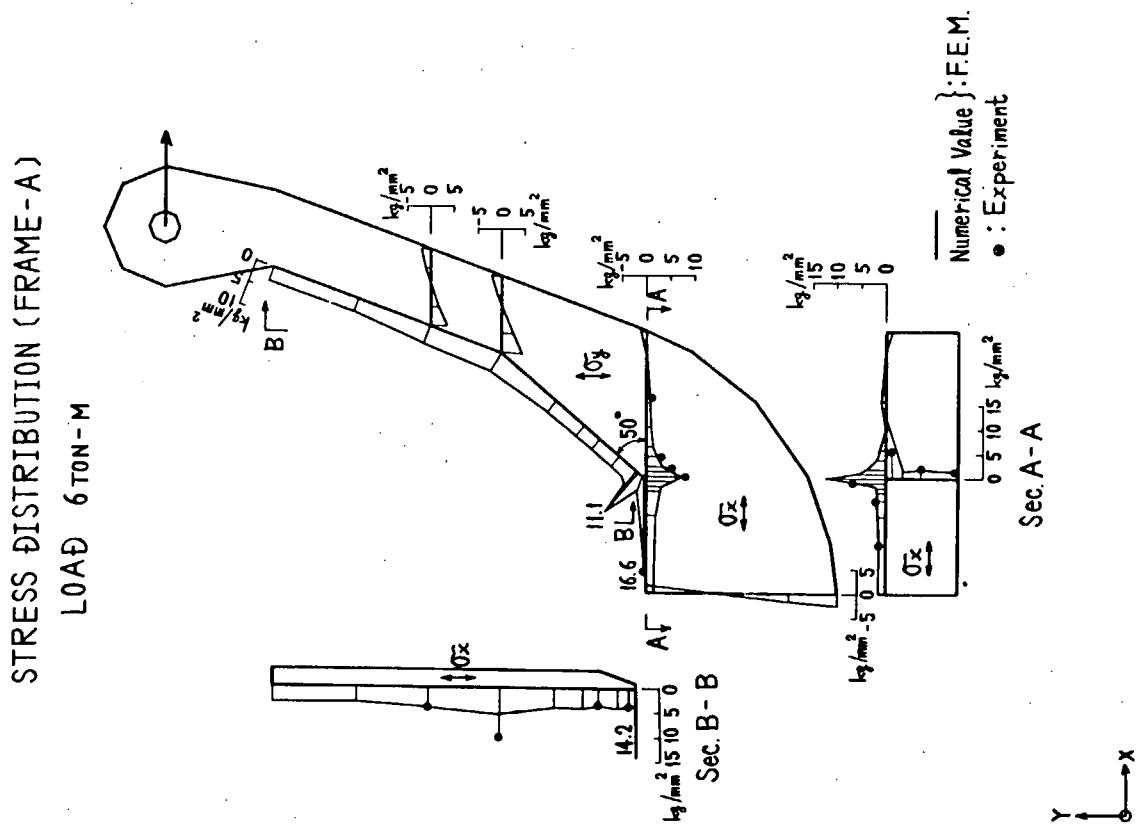


図 3.4.5 (a) 応力分布 (フレーム A)

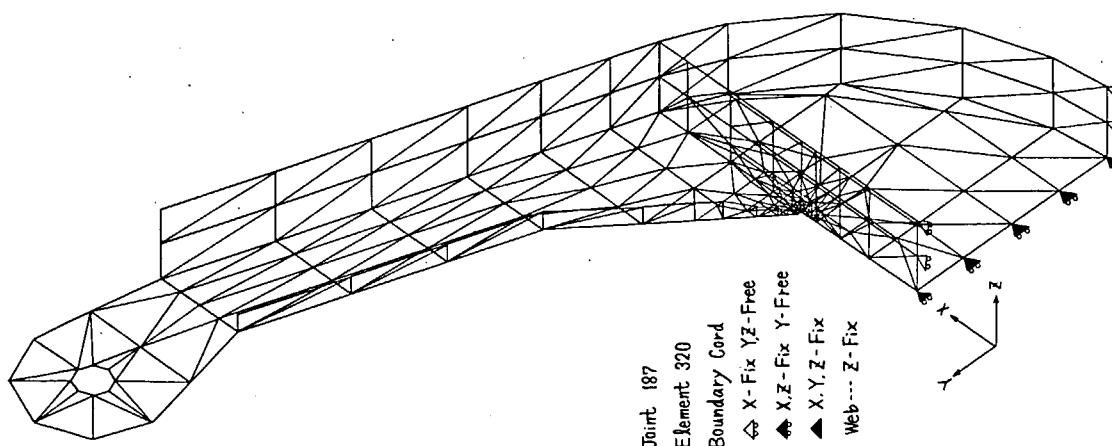


図 3.4.4 フレーム A の FEM モデル

STRESS DISTRIBUTION (FRAME - B)

LOAD 6 TON-M

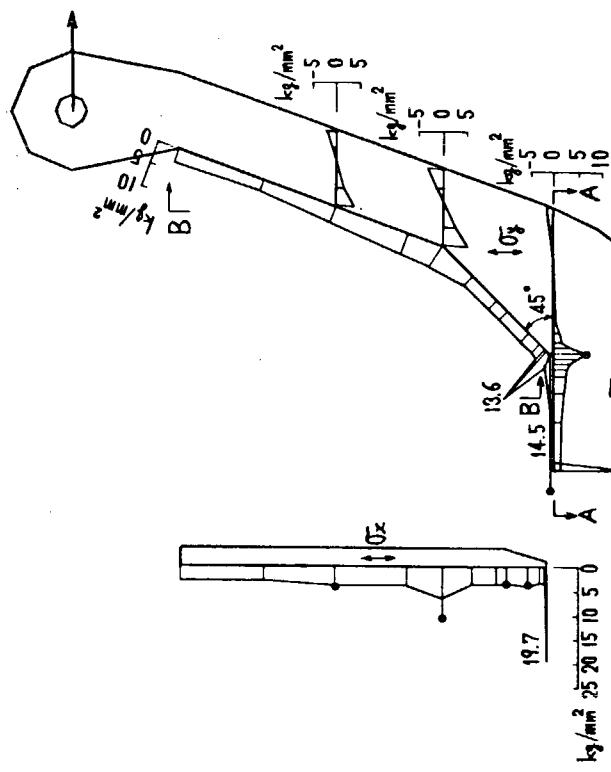


図 3.4.5 (b) 応力分布 (フレーム B)

STRESS DISTRIBUTION (FRAME - C)

LOAD 6 TON-M

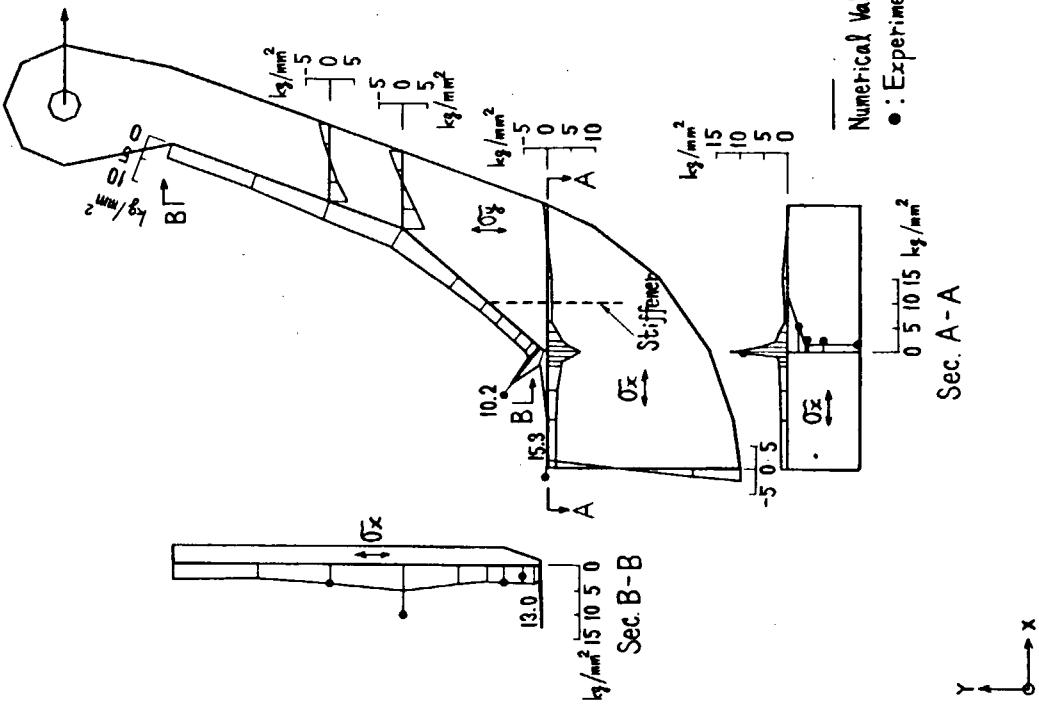


図 3.4.5 (c) 応力分布 (フレーム C)

STRESS DISTRIBUTION (FRAME-D)

LOAD 6 TON-M

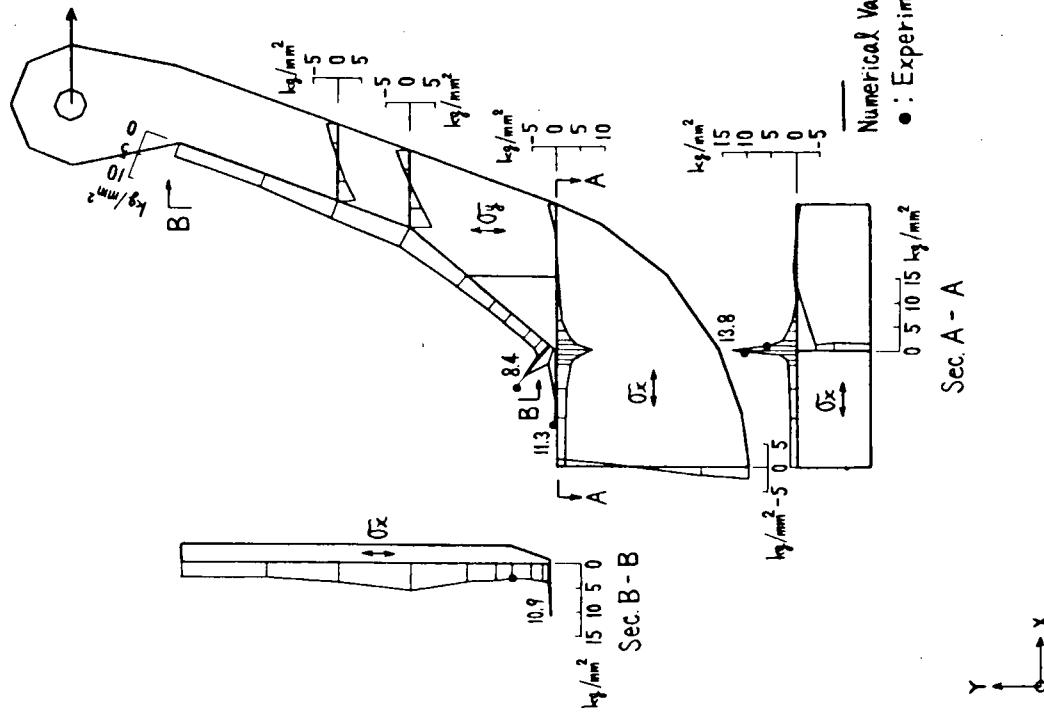


図 3.4.5 (d) 応力分布 (フレーム-D)

STRESS DISTRIBUTION (FRAME-E)

LOAD 6 TON-M

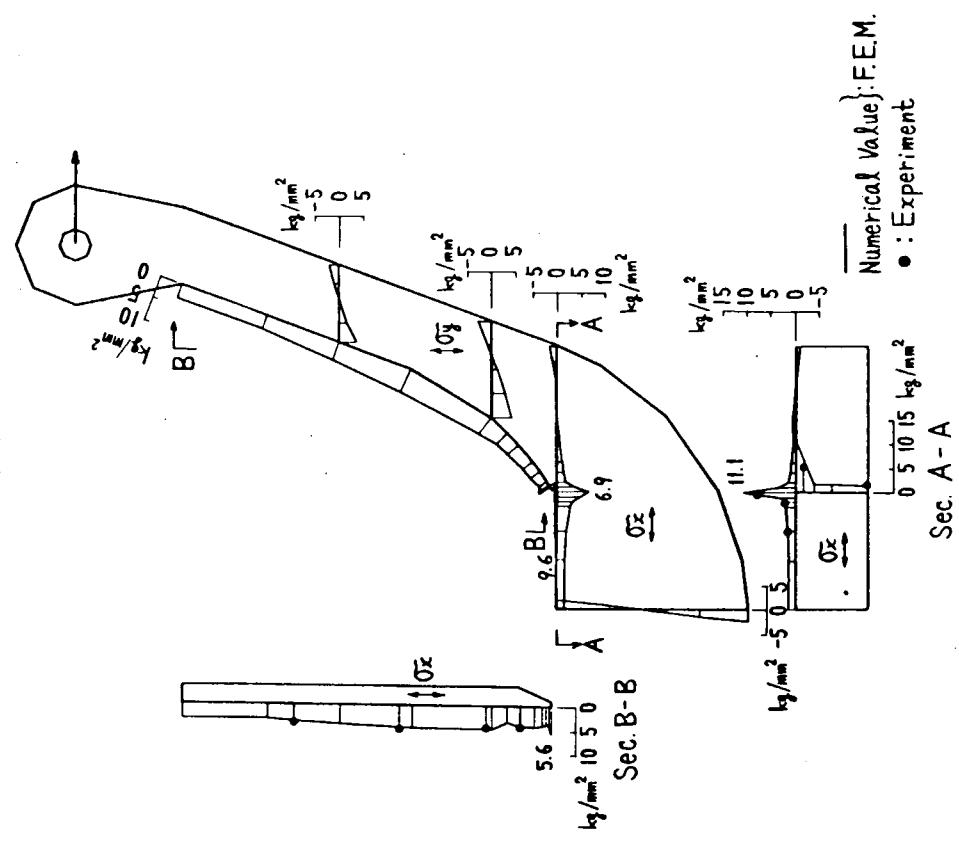


図 3.4.5 (e) 応力分布 (フレーム-E)

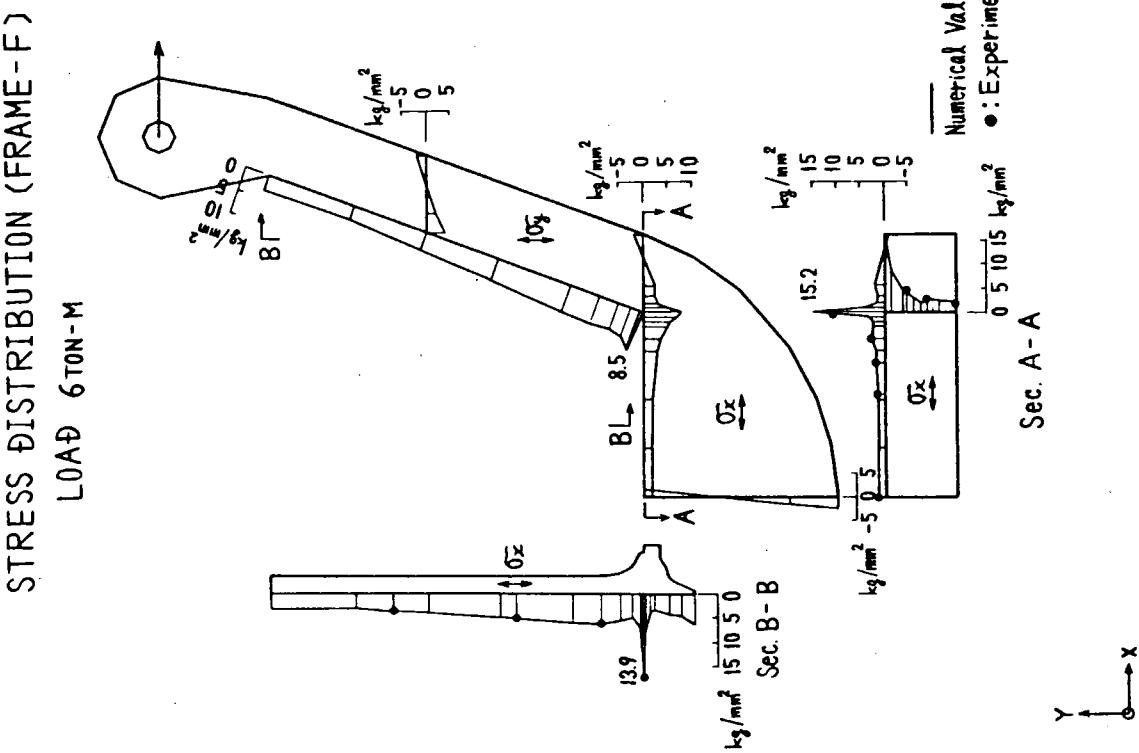


図 3.4.5(f) 応力分布(フレームF)

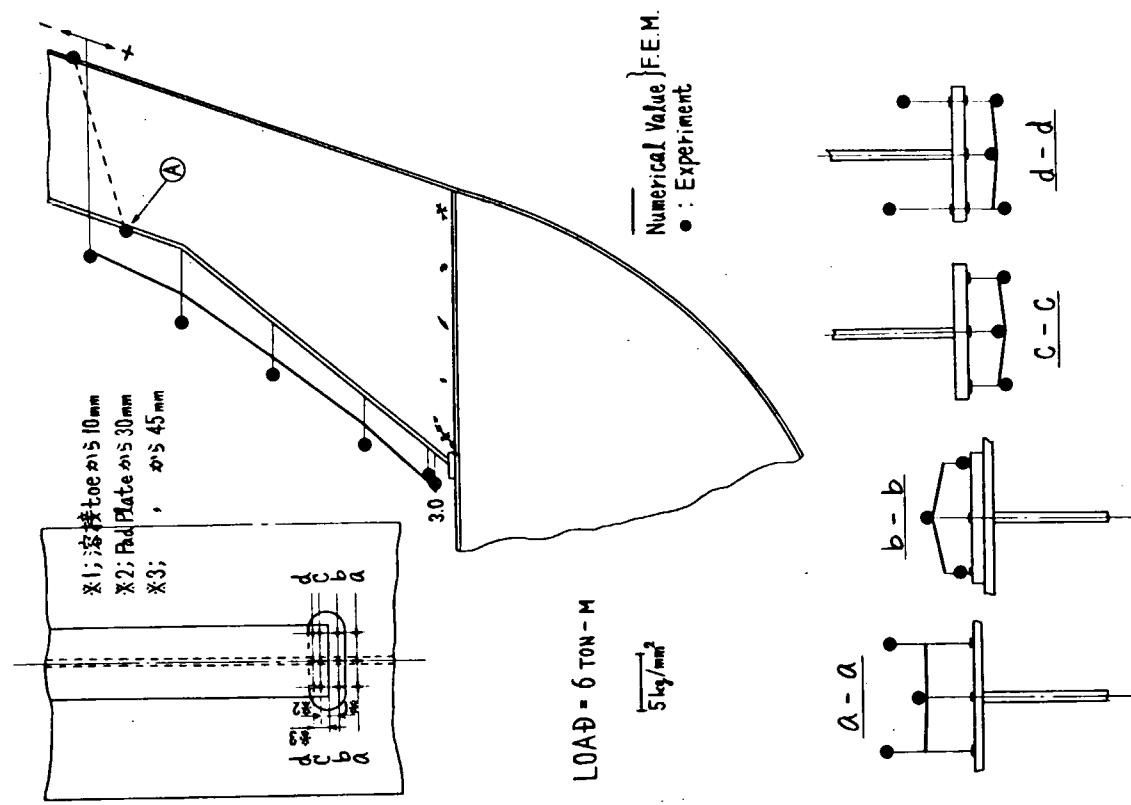
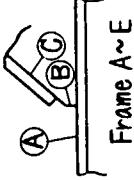
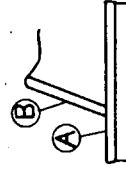
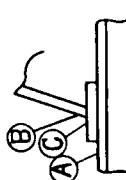
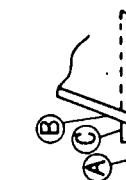
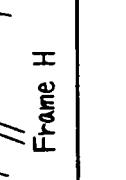


図 3.4.5(g) 応力分布(フ_レ-ム G)

表 3.4.3 フレーム下端の局部応力 (レベル M_{max} = 6 TON-M)

Frame Number	Frame Exp.	Local Stress (kg/mm^2)			Remarks
		(A)	(B)	(C)	
A	A - 6	19.3			A --- 6 Frame Fatigue Load Level (TON-M) 
	A - 8	18.6	12.7	16.6	
	A - 10	19.1			
B	B - 6	28.5	12.2	14.5	Frame A~E 
	B - 10	14.4			
C	C - 6	16.3			Frame F 
	C - 8	25.9	12.0	15.3	
	C - 10	16.7			
D	D - 6	9.9			Frame G 
	D - 10	15.2			
E	E - 8	8.7			Frame H 
	E - 9.4	7.7	11.1	9.6	
	E - 11.14	8.1			
F	F - 8	17.0	15.2	13.9	—
G	G - 12.8	2.6			
	G - 18.06	2.8			
H	H - 8.01	9.0	3.1	6.8	2.3
	H - 15.02	8.2			

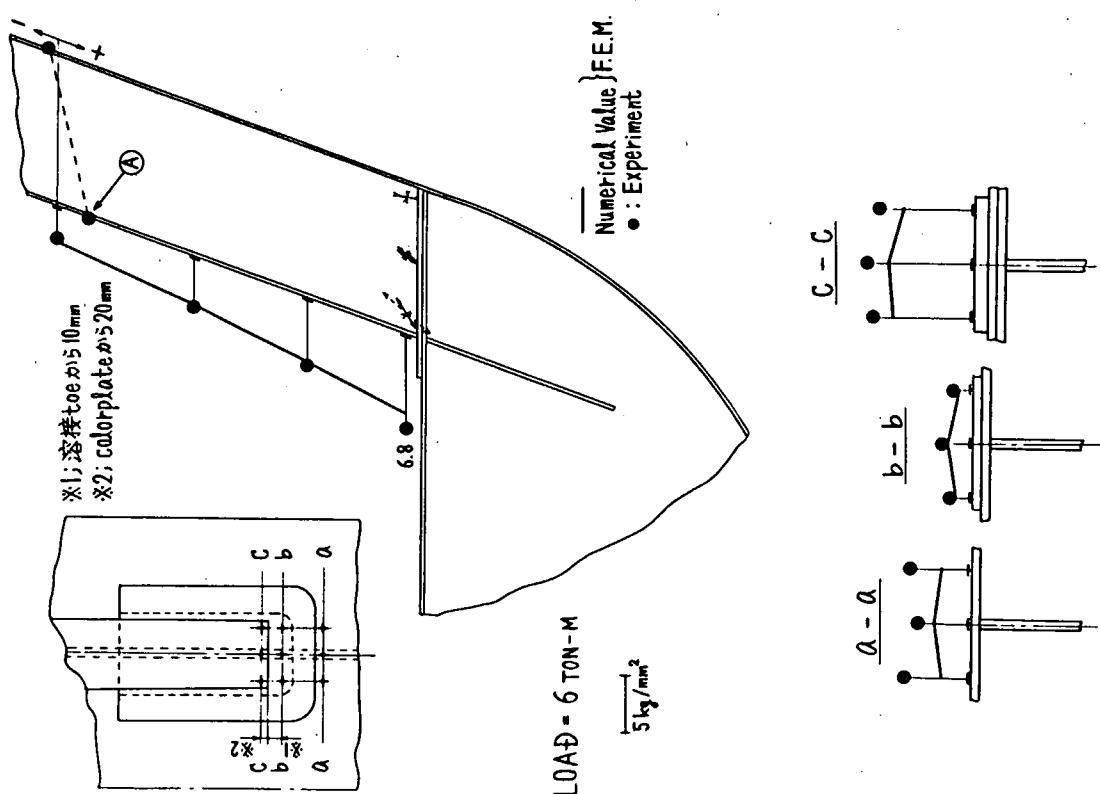


図 3.4.5(h) 応力分布 (フレーム H)

表 3.4.4 疲労試験結果

Nc1: First Visual Crack Life
 Nc2: Crack Life (2mm in Length)
 Nc3: Crack Life (10mm in Length)
 Nc4: Crack Life (30mm in Length)

Frame	Frame Number	Model	Moment At Frame End (Ton-m)	Crack Initiation Life Nc				Crack Length at First Visual (mm)	Location of Crack Initiation at First Visual (Fig. 3.4.7-9)	
				Nc1	Nc2	Nc3	Nc4			
A	A - 6	T - 1	6	1.7×10^4	7.0×10^3	7.0×10^4	5.5×10^4	①	5.5 ①	
	A - 8	T - 2	8	6.0×10^3	2.9×10^3	3.0×10^4	4.0×10^4	①	4.0 ①	
	A - 10	T - 3	10	2.9×10^4	2.4×10^4	1.0×10^5	1.0×10^5	① ⑩	3.0 ① ⑩	
B	B - 6	T - 1	6	6.0×10^4	2.9×10^4	3.9×10^4	3.0×10^4	⑩, ⑪	3.0 ⑩, ⑪	
	B - 10	T - 4	10	1.3×10^4	1.0×10^4	7.0×10^4	1.5×10^5	⑩, ⑪	5.0 ⑩, ⑪	
	C - 6	T - 6	6	2.5×10^4	4.5×10^4	5.0×10^5	1.0×10^5	①	1.0 ①	
C	C - 8	T - 2	8	1.1×10^5	6.0×10^4	3.0×10^5	3.0×10^5	①	3.0 ①	
	C - 10	T - 4	10	5.0×10^3	4.5×10^3	1.0×10^5	1.0×10^5	①	2.3 ①	
	D - 6	T - 6	6	1.9×10^5	2.0×10^5	3.0×10^5	1.0×10^5	①	1.0 ①	
D	D - 10	T - 3	10	3.7×10^4	2.6×10^4	7.0×10^4	8.0×10^4	⑩, ⑪, ⑫	8.0 ⑩, ⑪, ⑫	
	E - 8	T - 5	8	9.0×10^3	7.2×10^3	1.9×10^4	4.0×10^4	⑩, ⑪	12.0 ⑩, ⑪	
	E - 94I	T - 8	9.4I	1.9×10^4	3.2×10^4	1.3×10^5	8.8×10^4	⑩	8.8 ⑩	
E	E - 11.14	T - 9	11.14	2.39×10^4	1.2×10^5	6.9×10^4	1.8×10^5	⑩, ⑪	1.8 ⑩, ⑪	
	F	F - 8	T - 5	8	5.7×10^4	5.7×10^4	6.2×10^4	15.0×10^4	⑩, ⑪	15.0 ⑩, ⑪
	G	G - 12.88	T - 9	12.98	1.35×10^5	—	2.5×10^5	44.0×10^4	⑩	44.0 ⑩
G	G - 18.08	T - 7	18.08	4.46×10^4	—	1.0×10^5	58.0×10^4	⑩	58.0 ⑩	
	H	H - 8.0I	T - 8	8.0I	1.6×10^5	2.5×10^5	4.3×10^5	1.0×10^6	⑩	1.0 ⑩
H	H - 15.02	T - 7	15.42	1.8×10^4	4.6×10^4	7.0×10^4	1.0×10^5	⑩	1.0 ⑩	

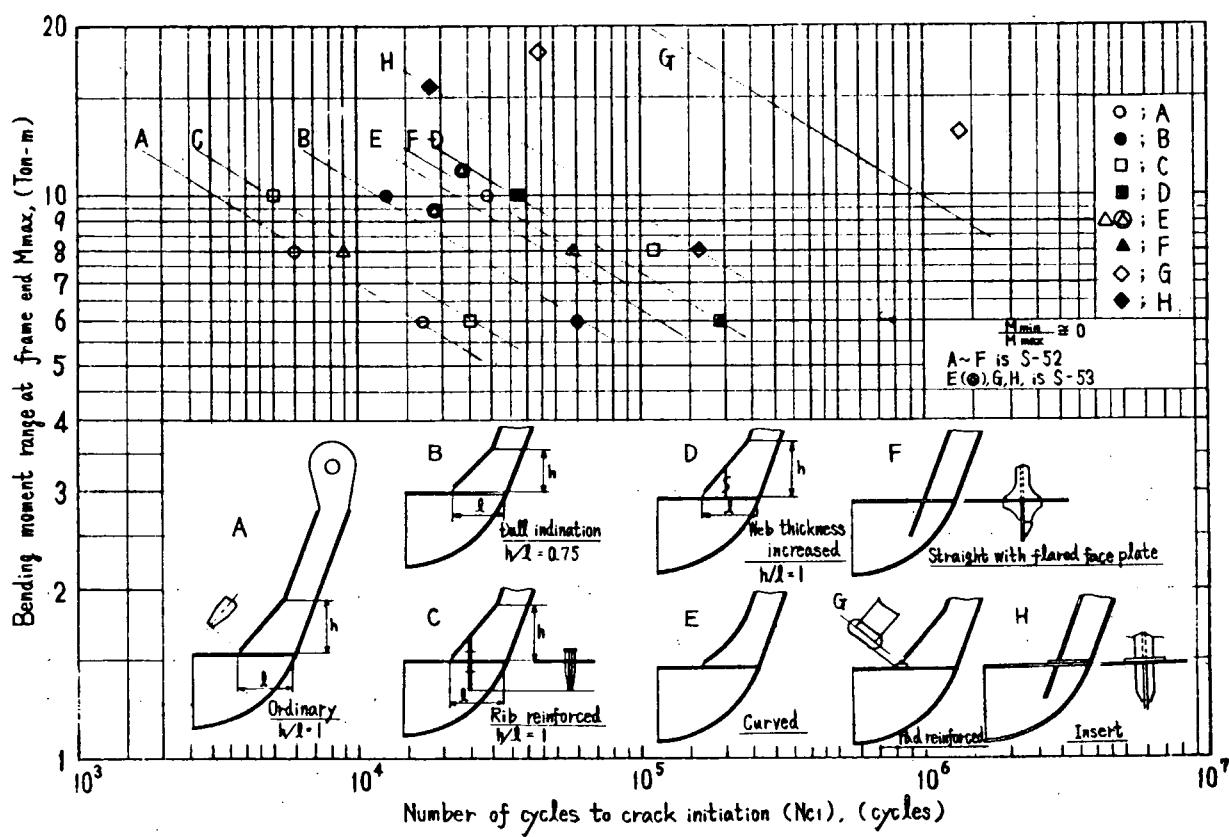


図 3.4.6(a) $M_{max} - N_{c1}$ 線図

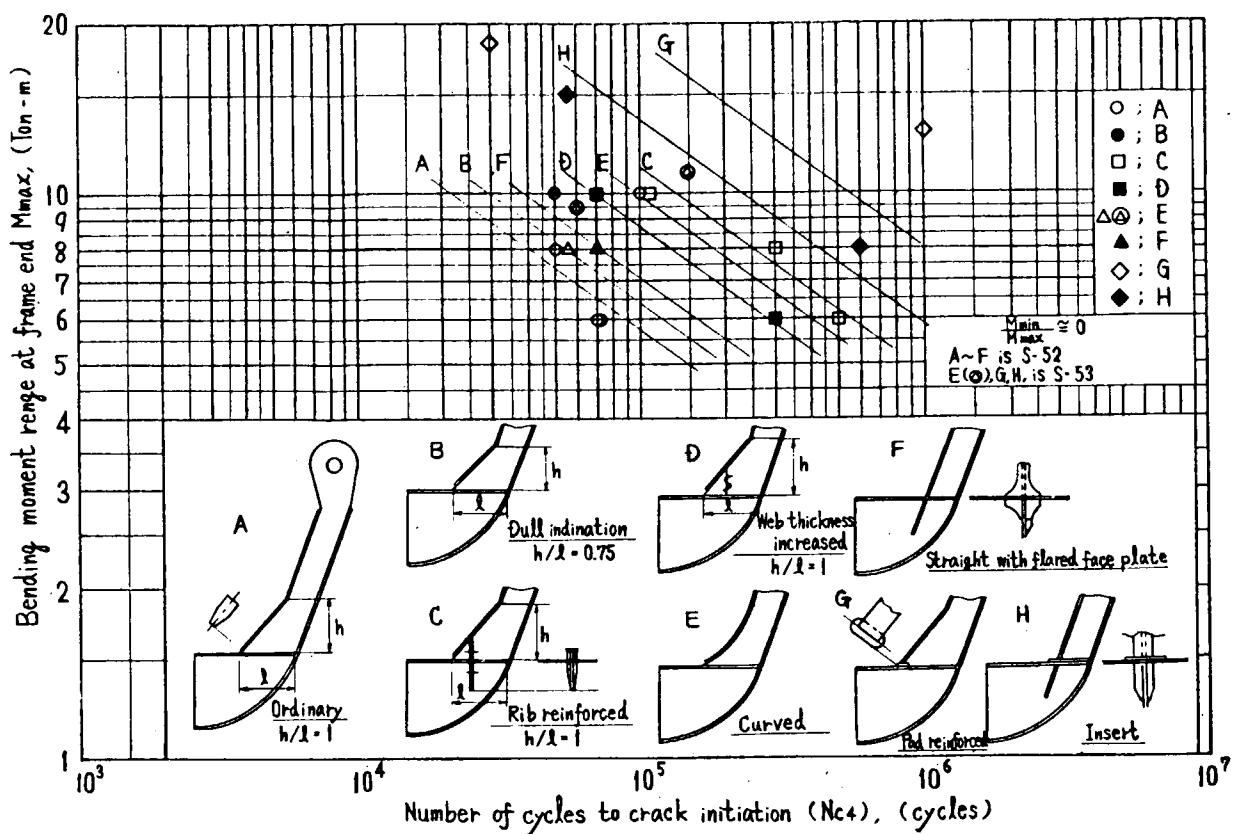


図 3.4.6(b) Mmax - Nc 4 図

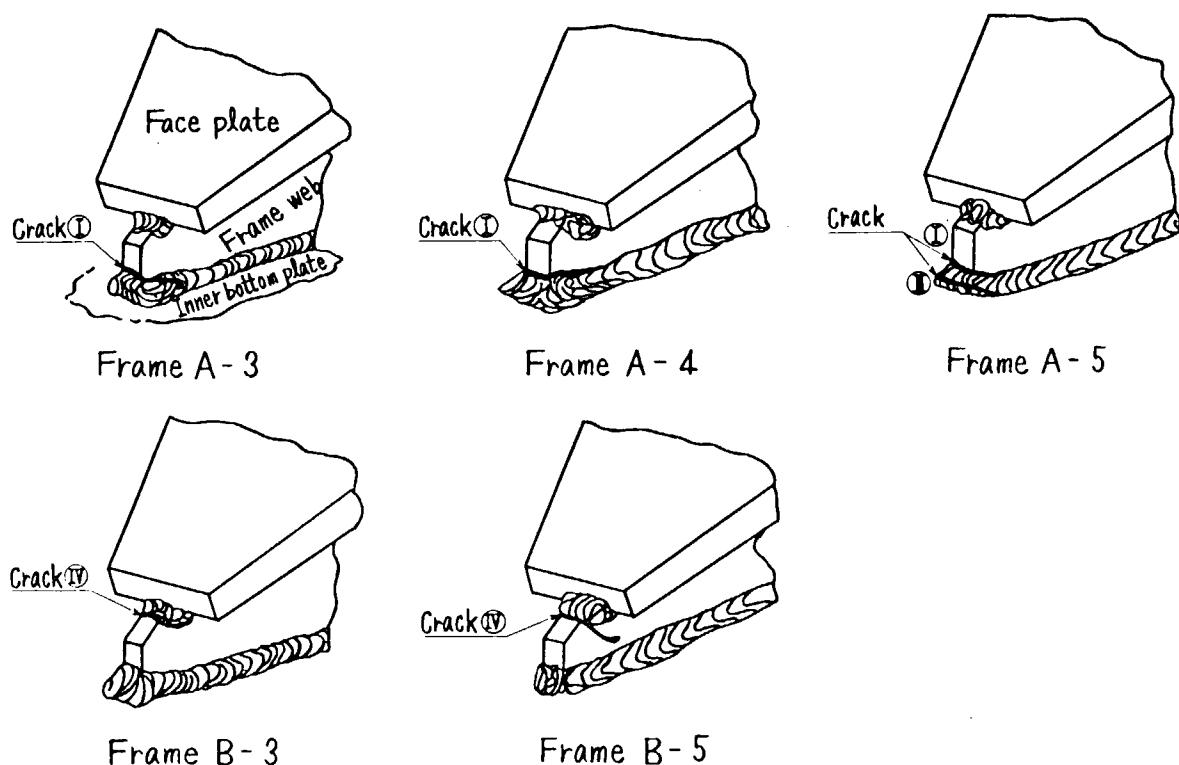


図 3.4.7 (a) 疲労亀裂位置

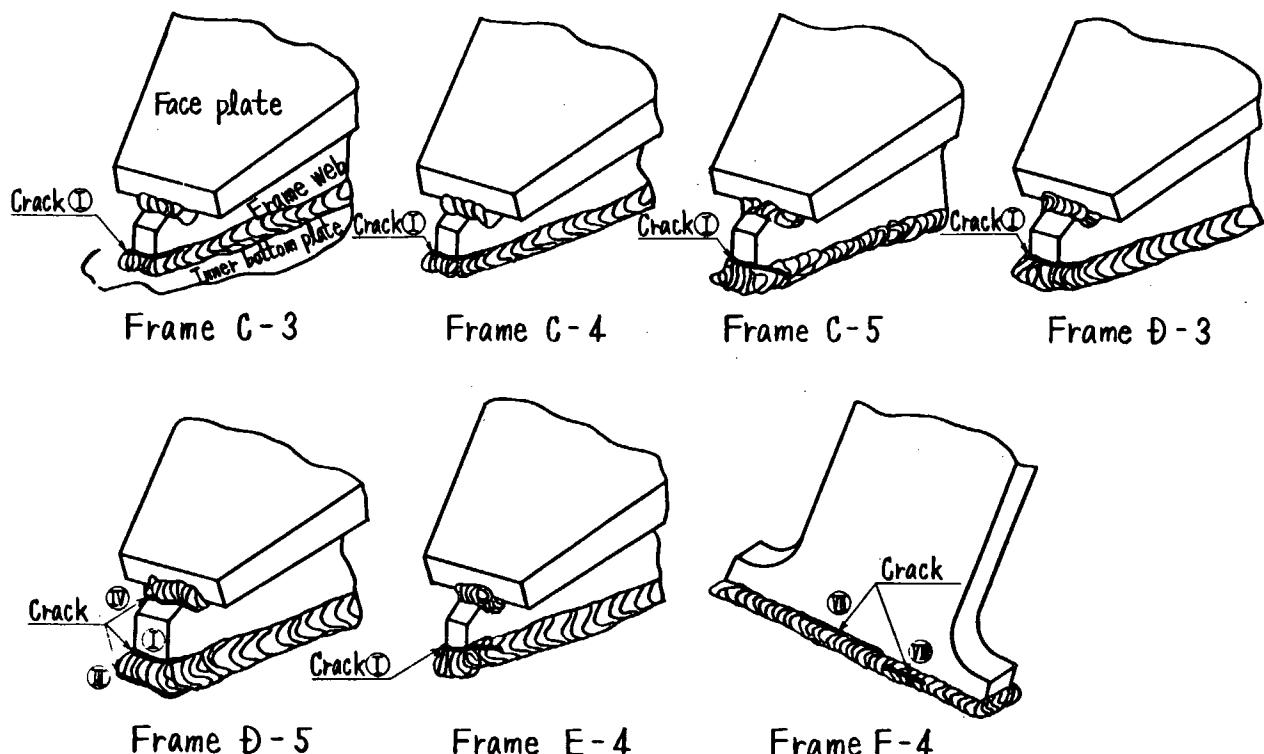


図 3.4.7(b) 疲労亀裂位置

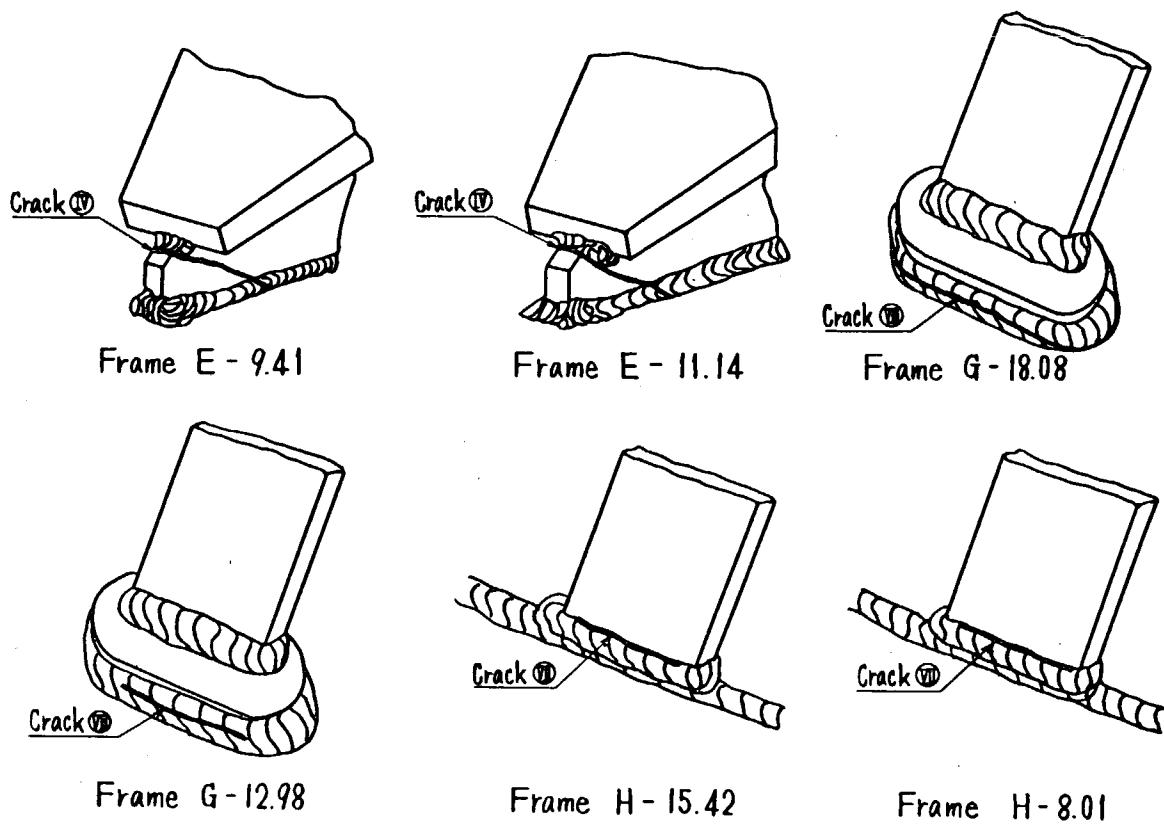
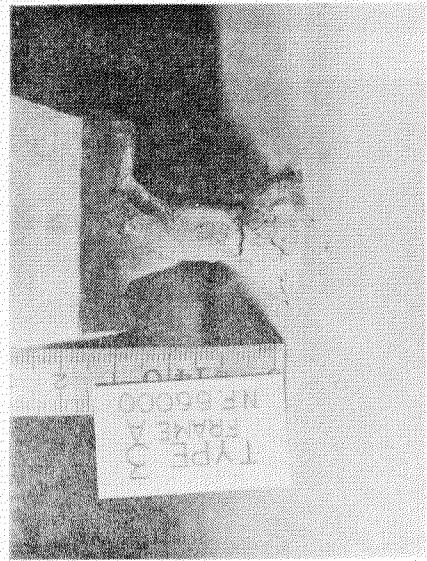
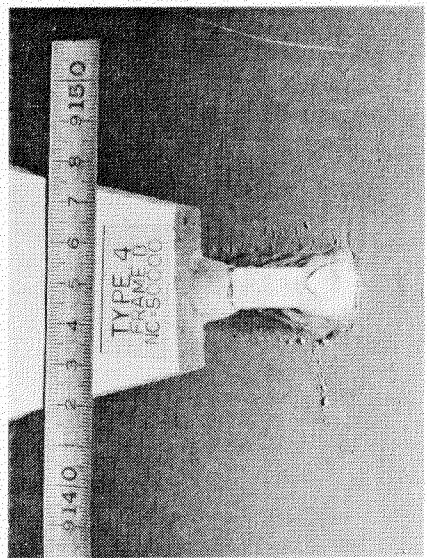


図 3.4.7(c) 疲労亀裂位置

Frame A



Frame B



Frame C

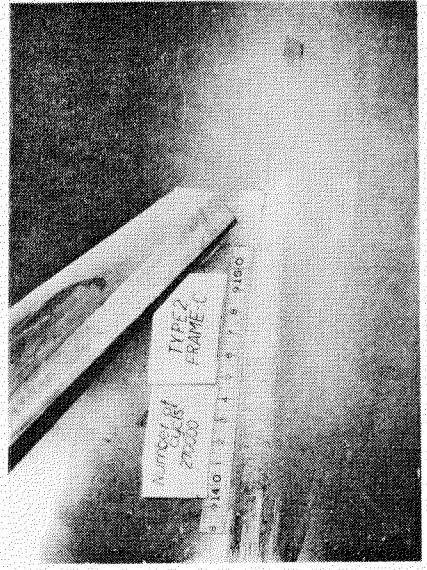
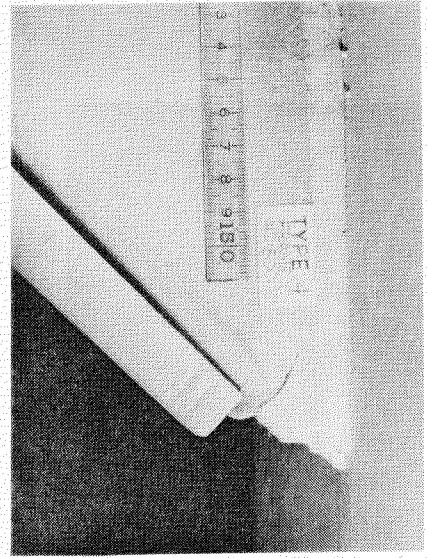
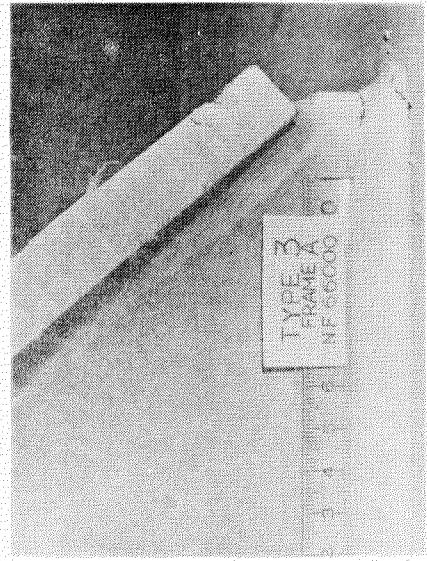
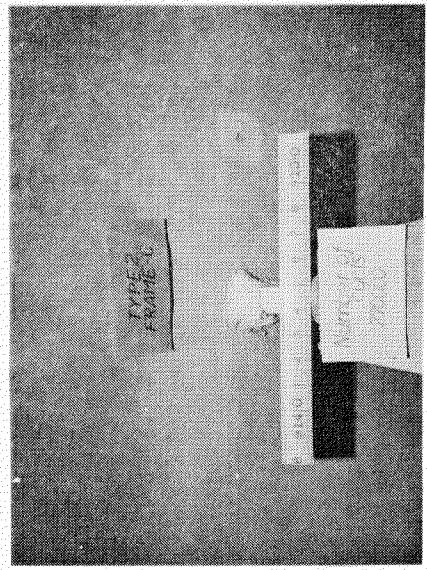
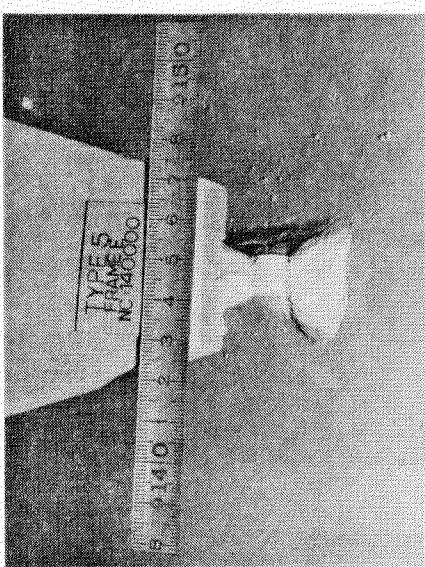


写真 3.4.1 (a) 疲労亀裂状況

Frame D



Frame E



Frame F

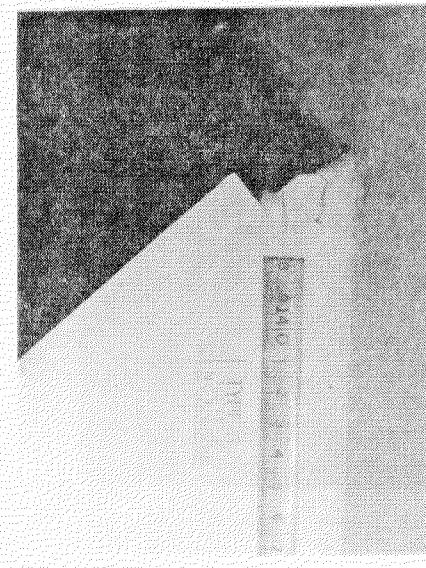
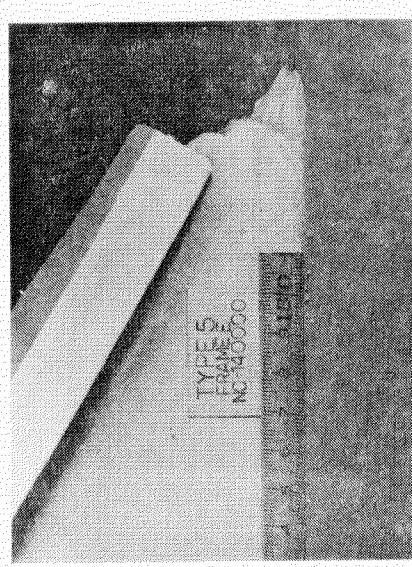
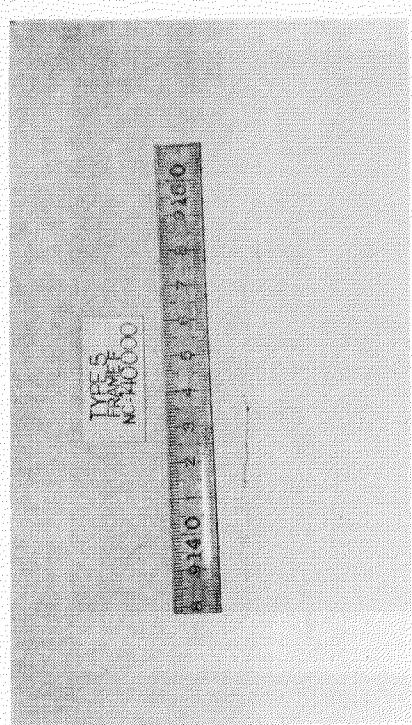
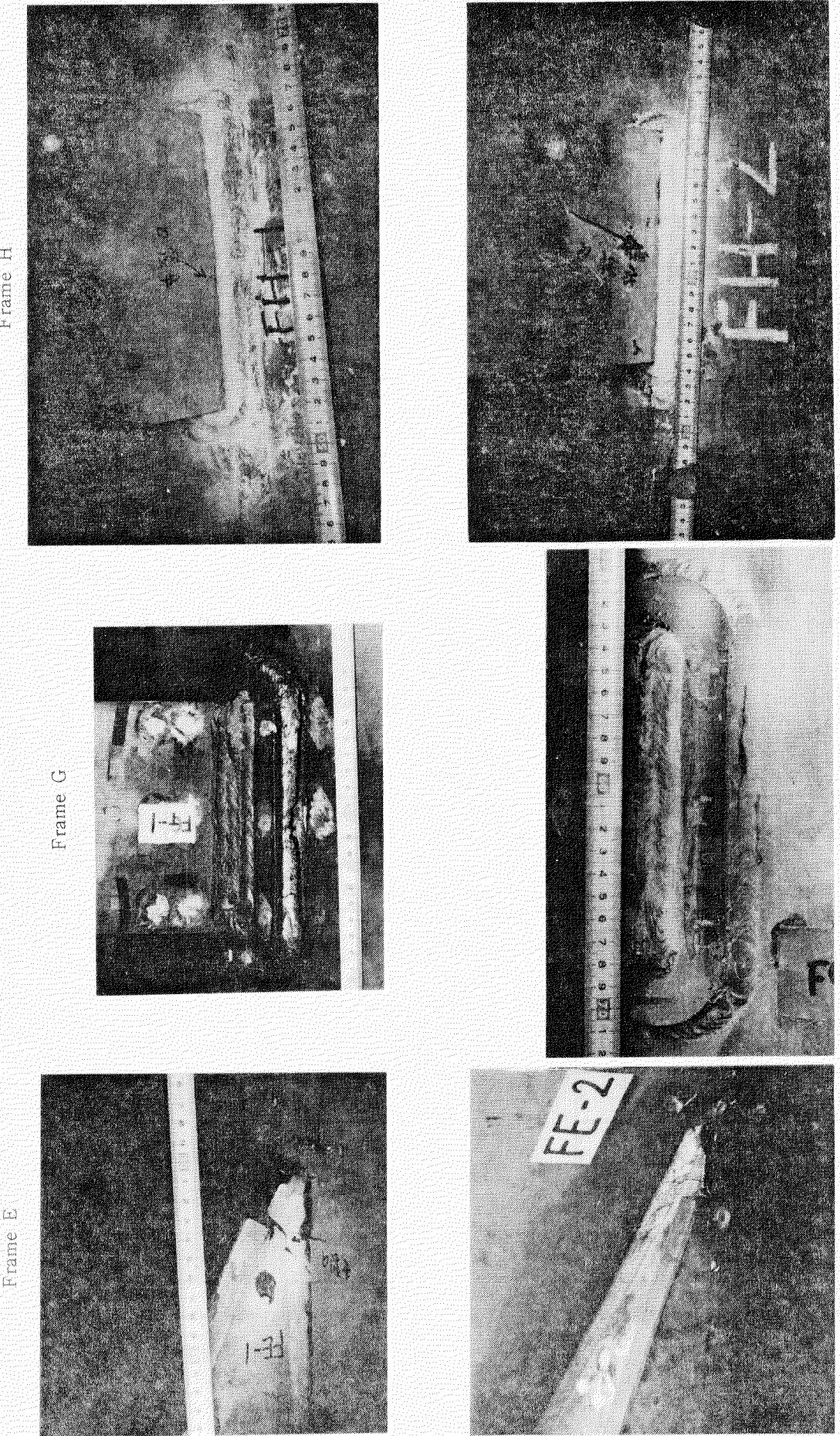


写真3.4.1(b) 疲労亀裂状況

写真 3.4.1 (c) 疲労亀裂状況



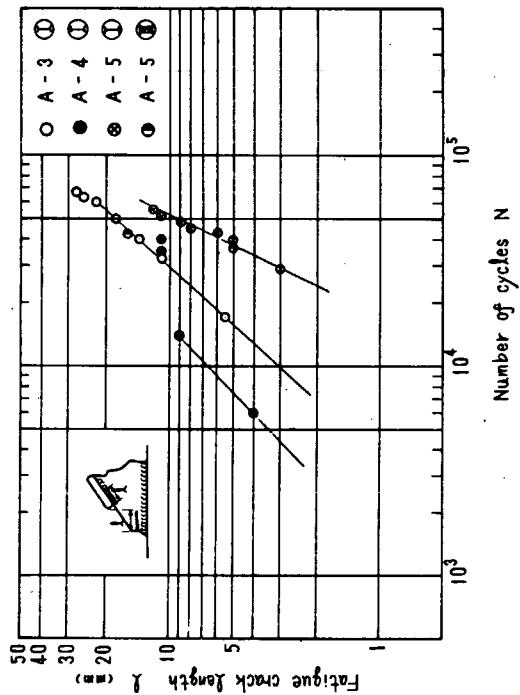


図 3.4.8 (a) 疲労亀裂長さと繰返し数の関係 (フレーム A)

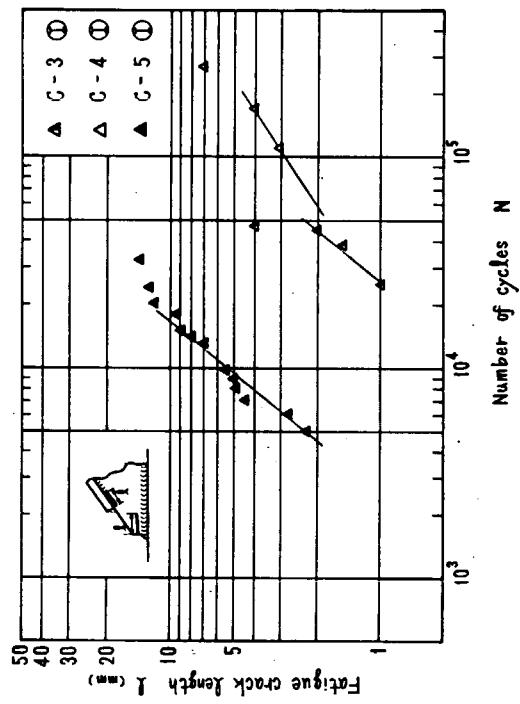


図 3.4.8 (c) 疲労亀裂長さと繰返し数の関係 (フレーム C)

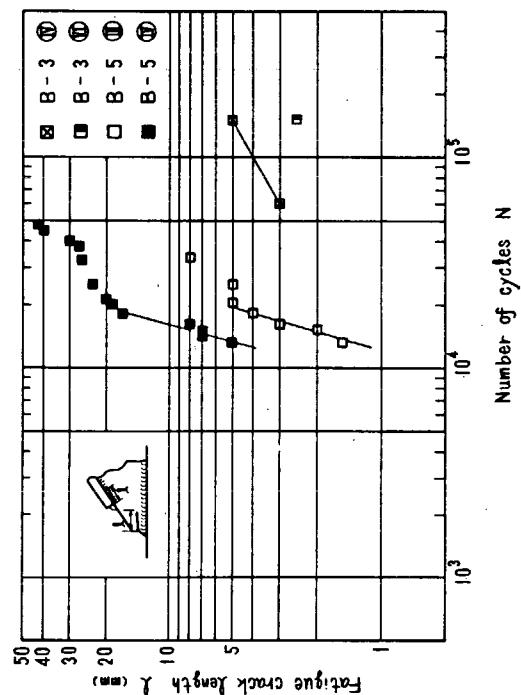


図 3.4.8 (b) 疲労亀裂長さと繰返し数の関係 (フレーム B)

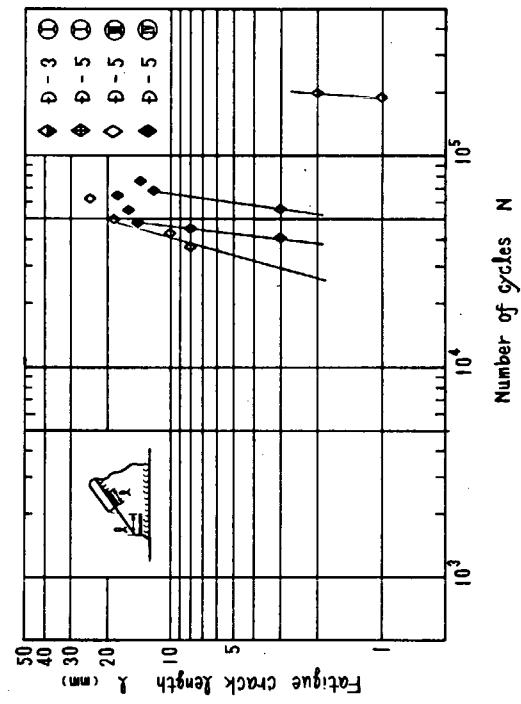


図 3.4.8 (d) 疲労亀裂長さと繰返し数の関係 (フレーム D)

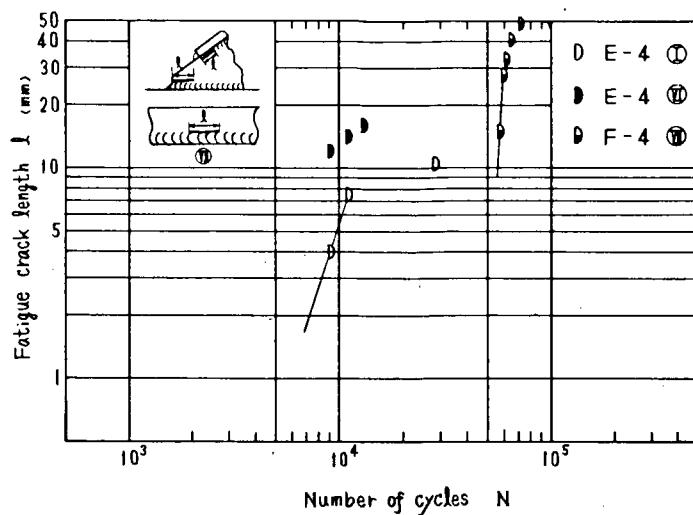


図 3.4.8(e) 疲労亀裂長さと繰返し数の関係 (フレーム E, F)

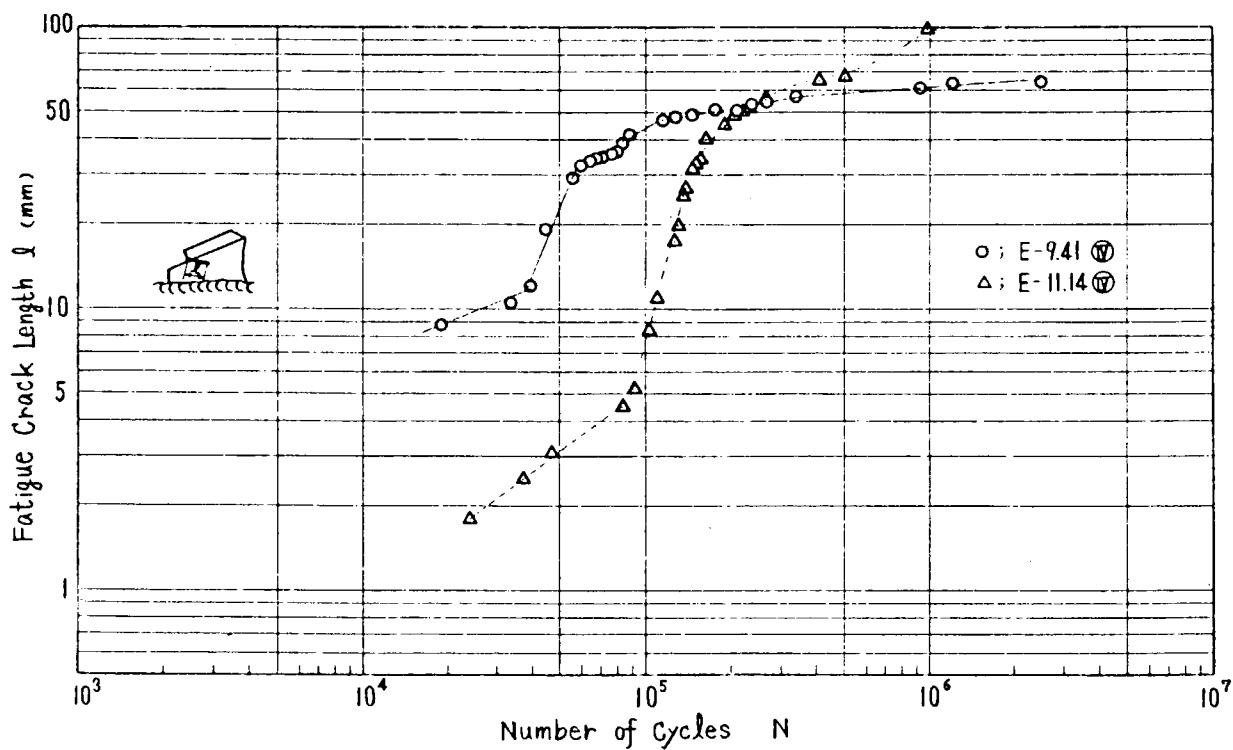


図 3.4.8(f) 疲労亀裂長さと繰返し数の関係 (フレーム E)

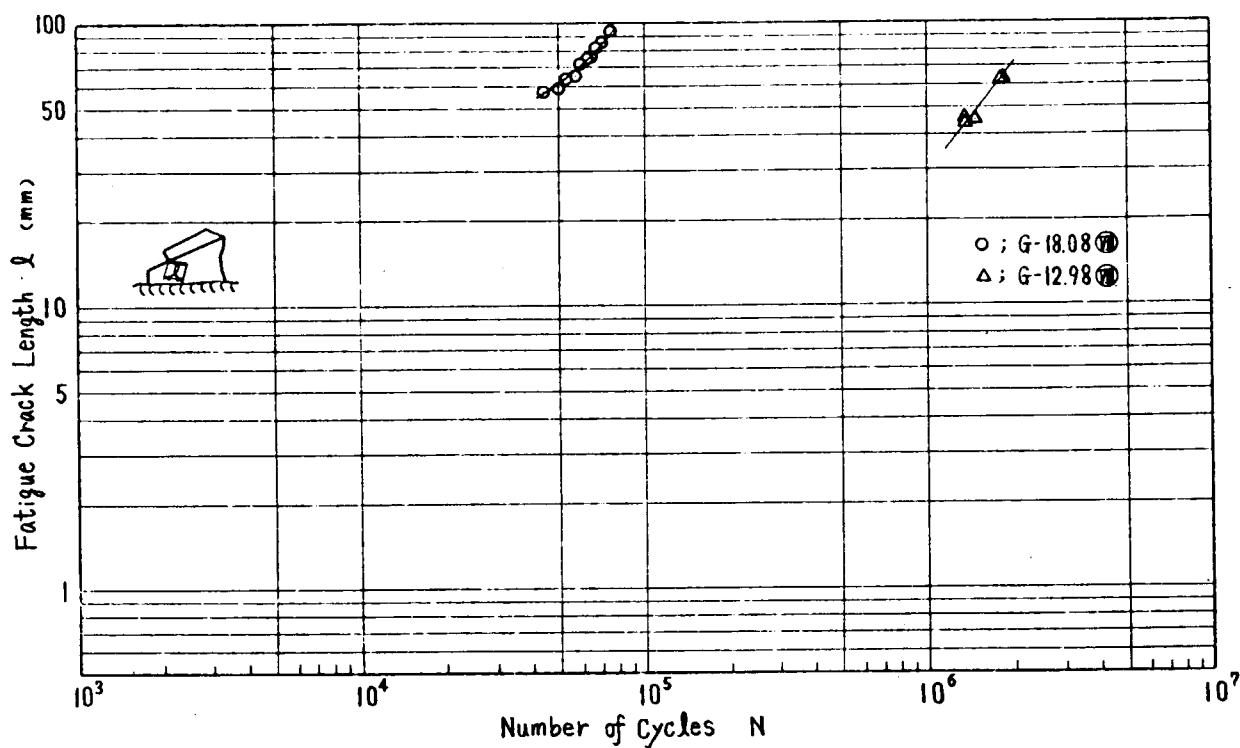


図 3.4.8 (g) 疲労亀裂長さと繰返し数の関係 (フレームG)

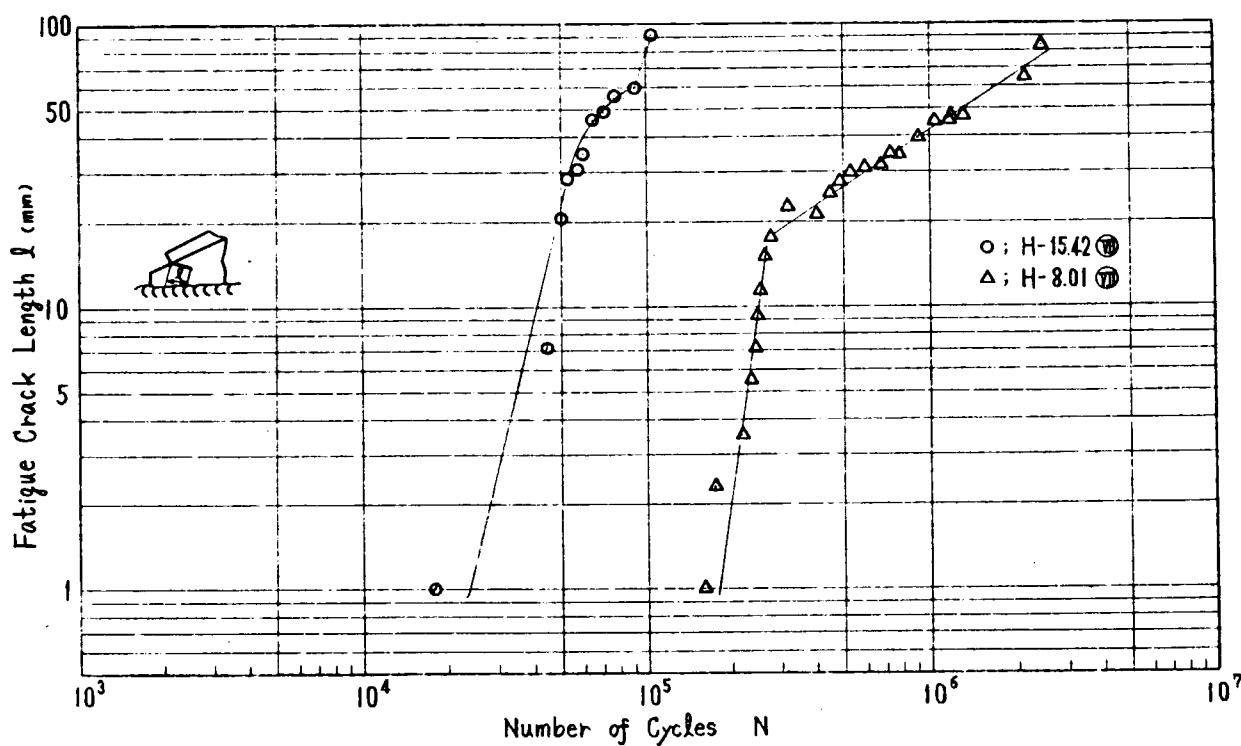


図 3.4.8 (h) 疲労亀裂長さと繰返し数の関係 (フレームH)

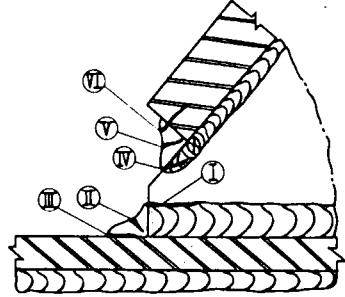


図 3.4.9 (a) フレーム A, B, C, D, E の亀裂パターン

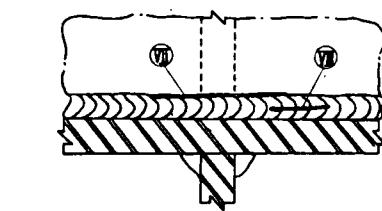
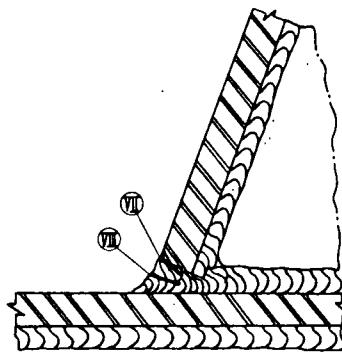
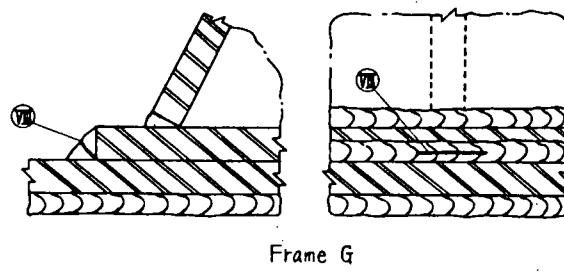
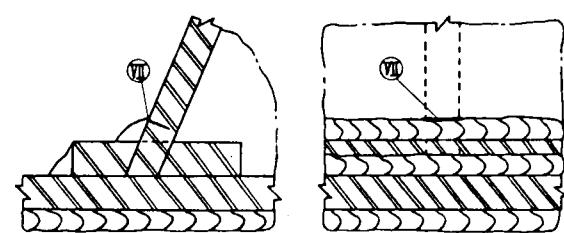


図 3.4.9 (b) フレーム F の亀裂パターン



Frame G

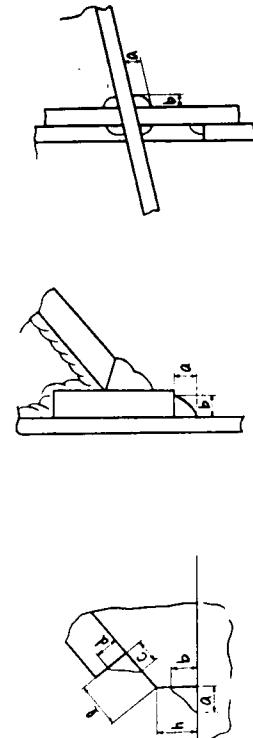


Frame H

図 3.4.9 (c) フレーム G, H の亀裂パターン

表 3.4.5 供試試験体のフレーム下端隅肉溶接の実測寸法 (mm)

	Frame A	Frame B	Frame C	Frame D	Frame E	Frame F	Frame G	Frame H
	A-8 A-10	B-6 B-10	C-6 C-8	D-6 E-8	E-8 E-10	F-8 F-10	G-8 G-10	H-8 H-10
Q	120	11.9	120	16.1	10.1	11.6	9.8	7.6
b	100	10.0	9.0	12.4	12.3	9.3	9.6	9.1
C	10.5	10.3	8.0	10.9	8.1	9.1	10.5	8.4
d	100	9.9	7.0	7.6	7.8	10.1	8.5	5.3
h	13.5	20.3	16.5	15.1	18.6	21.3	15.1	20.0
g	17.5	15.3	18.0	23.1	18.6	12.1	18.6	11.9



3.5 桁板開口部の強度実験（三井造船）

3.5.1 実験の目的

二重底を含む二重船殻内の桁板、肋板に多く用いられる軽目穴と呼ばれる開孔周辺の座屈崩壊に対する、補強の方法についての検討を昨年度、弾性座屈の面からFEM計算によって行なった。又一部では弾塑性座屈計算を行ない、実船での板厚比では弾塑性座屈となること、そして補強方法としてはスチフナあるいはダブリングが有効となる可能性を示した。本年度は、これを桁モデルによる実験及び計算によってさらに検討し、有効な補強指針を提案することを目的とした。

3.5.2 軽目穴構造の剪断座屈実験

(1) モデル

モデルは昨年度の計算に用いた実船の代表的な開孔パネル（板形状 1800×900 、長円 600×450 、板厚12）を・375倍したものとし図3.5.1に示すような桁モデルとした。開孔周辺の補強の種類を図3.5.1に示す。

各モデル名とその実験目的を次に列記する。

BM1：基本モデルであり、無補強開孔板の座屈強度を求める。

PM1：剪断荷重の方向が変わった場合に座屈荷重がどう変化するかを求める。

SM1：スチフナ補強がなされた場合の補強効果を求める。

PM1：ダブリング補強がなされた場合の補強効果を求める。

PM2：ダブリング補強の巾が大きくなった場合の補強効果の上昇を求める。

以上であるが、SM1とDM1は同一重量となっており、重量ベースでの比較ができる。

(2) 実験及び計測項目

実験は図3.5.2に示すように、桁の両端を支持し、中央に定変位荷重をかけ、ロードセルによって荷重を求めた。計測は開孔周辺の撓み及び応力を計測した。

なお使用材料定数は引張試験の結果、ヤング率 $2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ 、降伏応力 24.0 kg/mm^2 である。

3.5.3 実験結果

各モデルの実験結果を図3.5.3～3.5.12に示す。図3.5.3～3.5.7には図3.5.1に示す計測点の面内変形及び座屈撓みを示す。本図には後で述べる解析結果を同時に示してある。図3.5.8～3.5.12には荷重が約20t時における主応力を示す。なお、表裏2面について計測したものについては、裏面の主応力を計測対象パネルの外に示す。

実験から、座屈値は $\epsilon - \delta^2$ 法によって決定し、各々の座屈値をまとめて表3.5.2及び図3.5.13に示す。

実験結果によると、補強材の効果はダブリングよりスチフナがよく、ダブリングの巾を広げても座屈強度の上昇はほとんどみられない。

3.5.4 実験及び解析との比較、考察

本年度モデルに対する解析は有限変位理論に基く弾塑性大撓み解析プログラムによって解析し、座屈値を求めた。解析モデルはBM1、SM1、PM1については開孔周辺に板厚の1/10の初期撓みを与える、ダブリングモデルであるDM1、DM2については補強部分の板厚を倍とし、曲げの中心軸線のずれを考慮するために、パネル部と補強部の板の間を細い板でつないだ。求められた荷重変位曲線（図3.5.3～3.5.7）座屈荷重を推定した。これを図3.5.2及び図3.5.13にまとめて示す。

図3.5.13には文献¹⁾による同一寸法の1パネルモデルの実験及び計算結果を合わせて示す。この計算は弾塑性座屈プログラムによるものであり、ダブリングについては上記のモデル化によって計算し直したものと示している。開孔パネルのみによる剪断座屈値と、ガーダーモデルによる剪断座屈値の相違は、後者が前者に対し全体として約2～3割の強度上昇を示すが、それぞれの実験値及び計算値はよい一致を示す。

図3.5.3～3.5.7の面内変形を比較すると、ダブリングモデルについての座屈後の挙動に実験と計算ではかなり

の相違がある。実験では座屈とともにガーダーとしての強度も失われ、崩壊してしまうのに対し、計算では座屈後もガーダーとしては強度を保持している。これは計算上のモデルが板厚を2倍としているのに対し実際には補強板が剪断荷重をあまり受けもたないことが一つの原因であろうと考えられる。それは図3.5.10, 3.5.11の応力分布において、補強板側の応力が小さく、力の流入が少ないとから推定できる。さらに計算のモデルの中心軸線のずれを表わすための板が、座屈撓みに対する変形方向には面内変形となり、変位関数の性質から、座屈撓みの増大を追いかげず、崩壊荷重を大きくしていることも考えられる。

このように最終強度までを追うためには計算モデルを変える必要がある。無補強板及びスチフナでは最高荷重が少し高めとなっているが、これは残留応力や初期撓み量の差等であると考えられるが、ここでは座屈荷重を問題としたので無視した。

1パネルモデルとガーダモデルの座屈荷重の差については、すでに文献²⁾等にも指摘されている。これについて理論的に検討したものは見あたらない。基本的にはPure ShearとSimple Shearとなる応力状態の差であると考えられる。この座屈値の差について、現在までに発表されている実験結果及びFEMによる弾性座屈値の開孔比による変化を図3.5.14に示す。これによるとガーダモデルによる弾塑性座屈値が高めとなっており、1パネルモデルとの及びガーダモデルによる弾性座屈値は、FEMによる弾性座屈低下率に近い。本図から開孔による低下率は安全側としてFEMによる低下率で代表させることができる。図3.5.15に開孔周辺の最大主応力の分布を示す。

補強の効果については、SM1, DM1の補強材重量がほぼ一定であることから、スチフナによる補強が最もよく、崩壊荷重まで座屈崩壊をおさえることができる。又DM1とDM2を比較すれば、巾の広い補強を行っても座屈強度の上昇は望めない。1パネルモデルにおいてもガーダモデルにおいても補強傾向は変わらず、スチフナがよいと言える。

3.5.5 まとめ

図3.5.13にみられるように剪断座屈に対する補強の効果はスチフナによる補強が最も確実であつ有効である。前年度では解析の結果からダブリングも有効であるとしたが、実験によればあまり強度の向上がないことが明らかとなった。さらに、スチフナでは座屈荷重は、崩壊荷重を越えていることから、座屈強度を考える必要はない。ただしスチフナは弾性座屈における r_{min} 以上の剛性をもつことが必要である。さて、ガーダモデルの剪断崩壊値は有効断面にトレスカの降伏条件を適用すると、48.6 tとなる。これは図3.5.4の面内変位の急増部と対応している。それ故、設計に際しては、補強はスチフナとし、崩壊値は剪断荷重方向の残余断面積 $\times \frac{\sigma_y}{2}$ とすればよい。これで耐えられないものでは板厚増で対処すべきである。

次に補強すべきかどうかという検討には、安全側の評価方法として、弾性座屈の開孔比による低下率を取り、無孔板の座屈値を修正して座屈強度を推定すればよい。

参考文献

- 1) 西原誠一郎他：有孔板の剪断強度と補強について 造論 143号 S53. 6
- 2) 森 正 浩他：有孔短形板の剪断塑性座屈に関する実験的研究

西部造船会

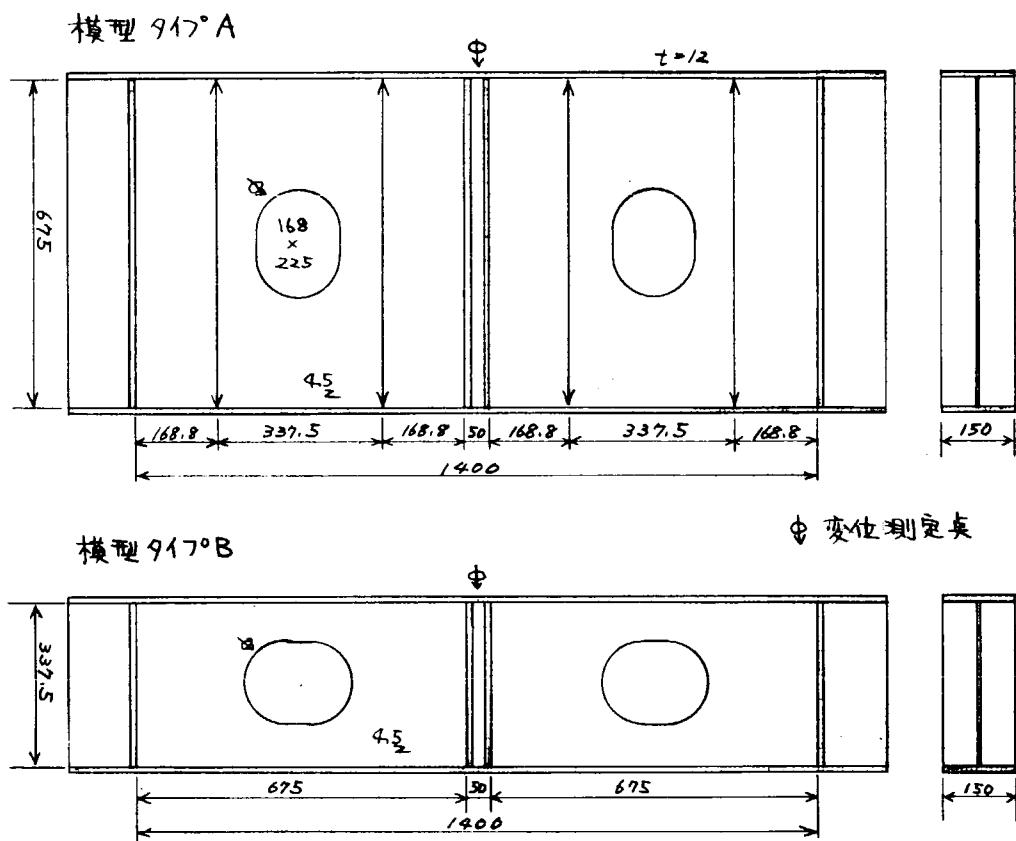


図 3.5.1 供試体寸法

表 3.5.1 供試体一覧表

開孔周辺形状	模型 No.	モデル名
	A	BMI 無補強モール
	B PMI 検重荷重の累積 無補強モール	
	SML	$h \times t = 47 \times 4.5$
	DM1	$h \times t = 37 \times 4.5$
	DM2	$h \times t = 75 \times 4.5$
	FM1	$h \times t = 37 \times 4.5$ (ref. 1)で用いた もの)

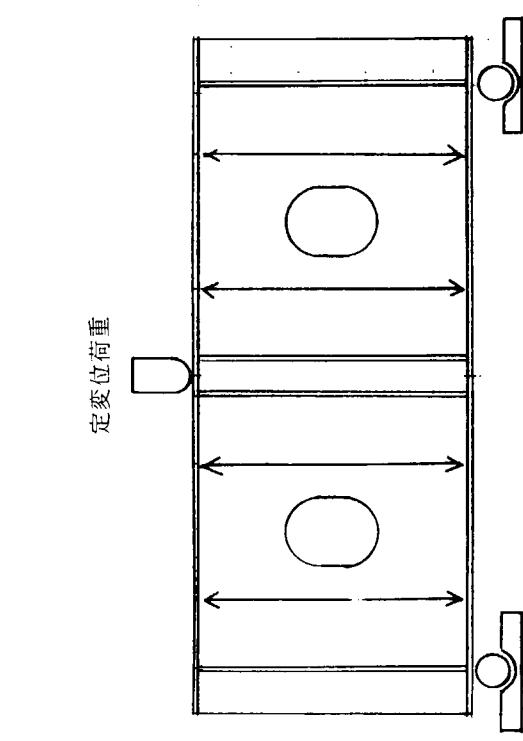


図 3.5.2 実験状態概要

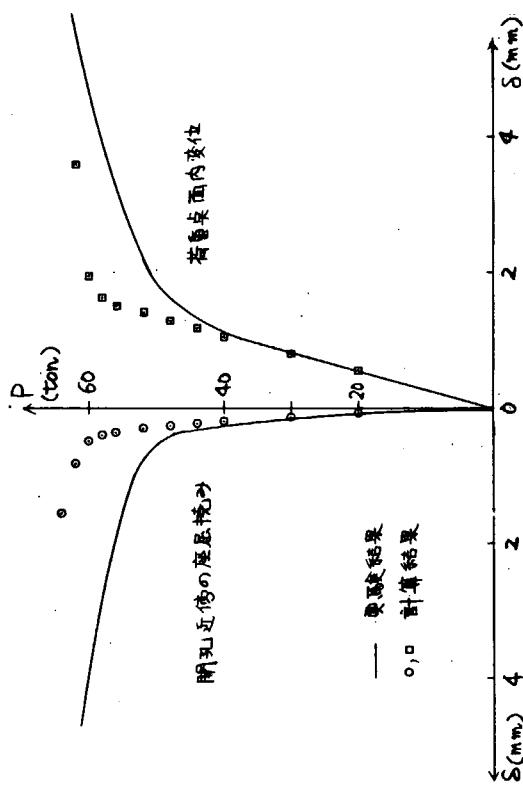


図 3.5.4 荷重-変位曲線 (モデル SM 1)

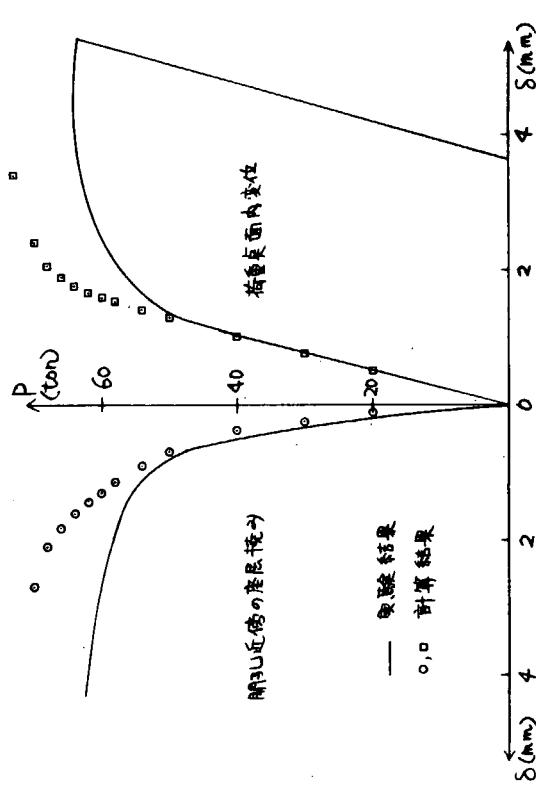


図 3.5.5 荷重-変位曲線 (モデル DM 1)

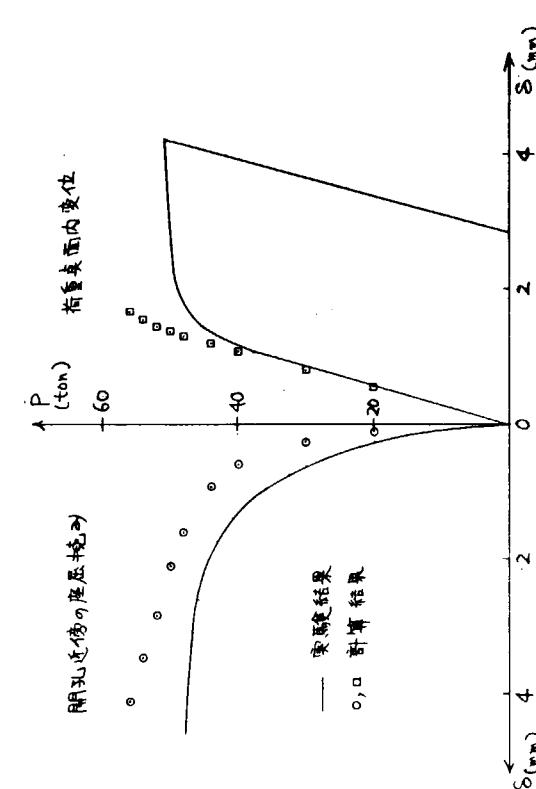


図 3.5.3 荷重-変位曲線 (モデル BM 2)

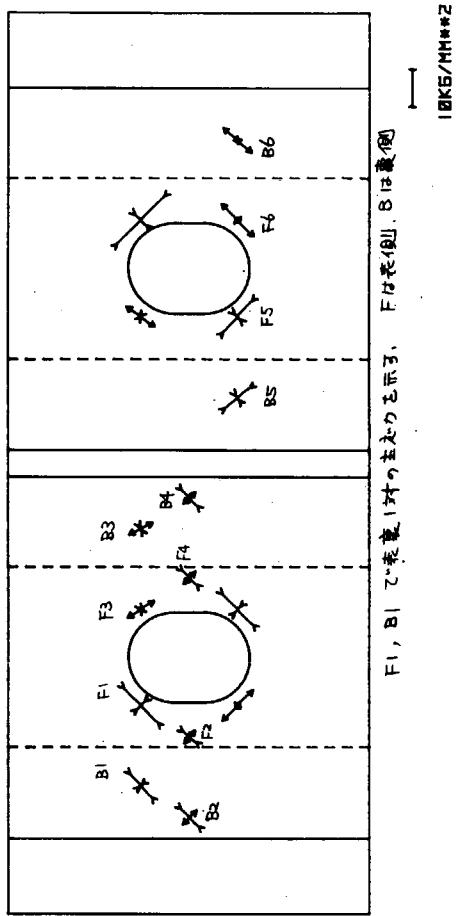


図 3.5.8 荷重20t 時の主応力分布（モデル BM 2）

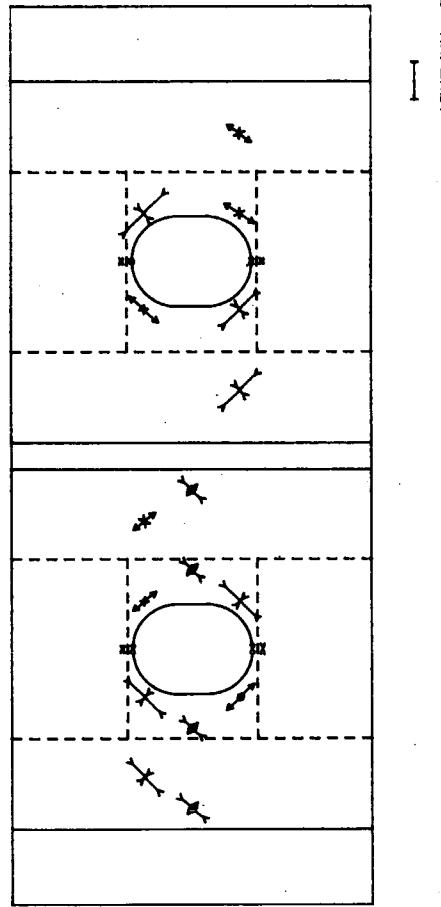


図 3.5.9 荷重20t 時の主応力分布（モデル SM 1）

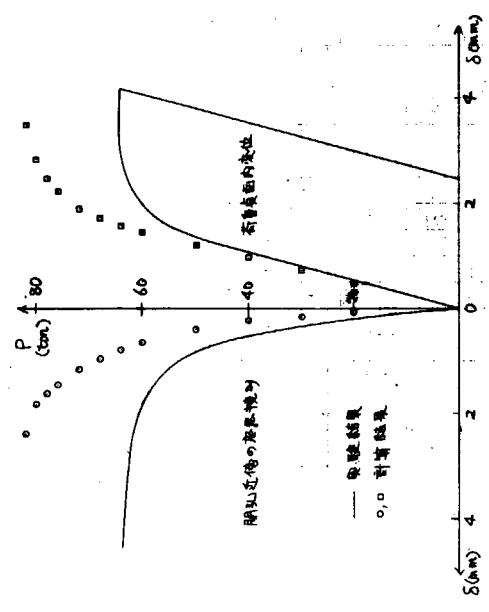


図 3.5.6 荷重-変位曲線（モデル DM 2）

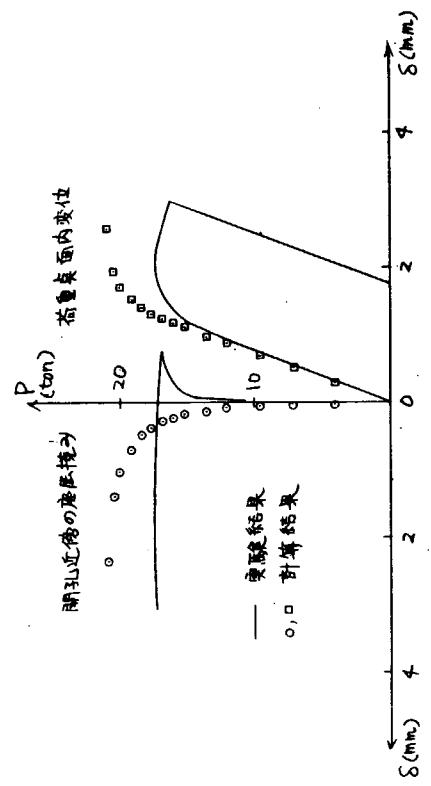


図 3.5.7 荷重-変位曲線（モデル PM 1）

表 3.5.2 実験結果

モデル	実験		計算		計
	Ton	\bar{c}_{mean}/\bar{c}_r	Ton	\bar{c}_{mean}/\bar{c}_r	
BM1	42.0	• 49.8	47.4	• 56.3	
PM1	47.5	• 56.4	41.6	19.0	45.1
SM1	17.5	• 66.5	59.0	70.0	
DM1	56.0	• 54.5	64.7	54.0	64.2
DM2	58.0	• 68.9	57.4	68.1	

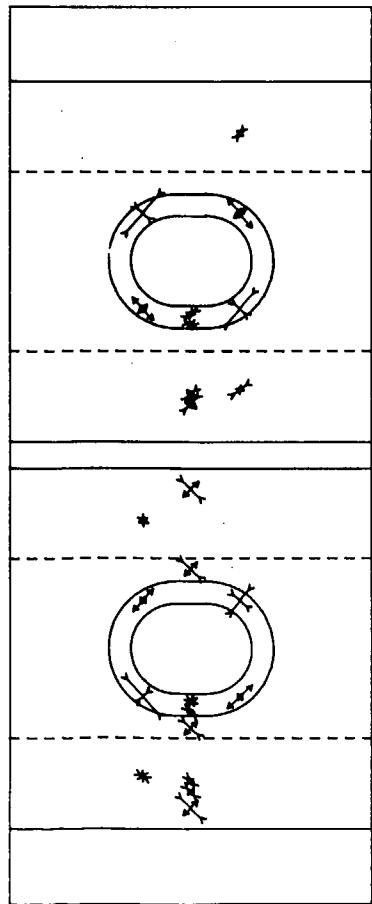


図 3.5.10 荷重20t時の主応力分布（モデル DM1） 10KPa/MN**2

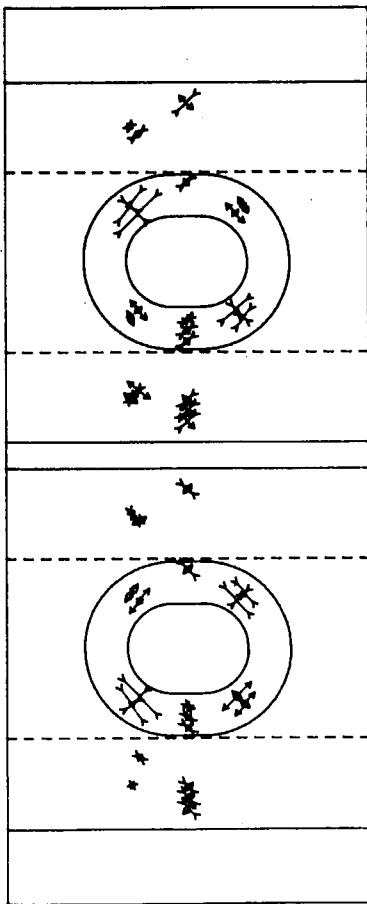


図 3.5.11 荷重20t時の主応力分布（モデル DM2） 10KPa/MN**2

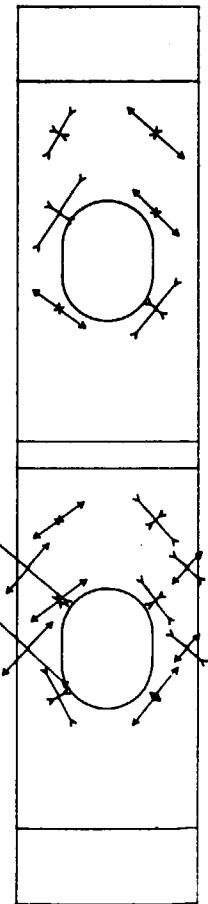


図 3.5.12 荷重9t時の主応力分布（モデル PM1） 10KPa/MN**2

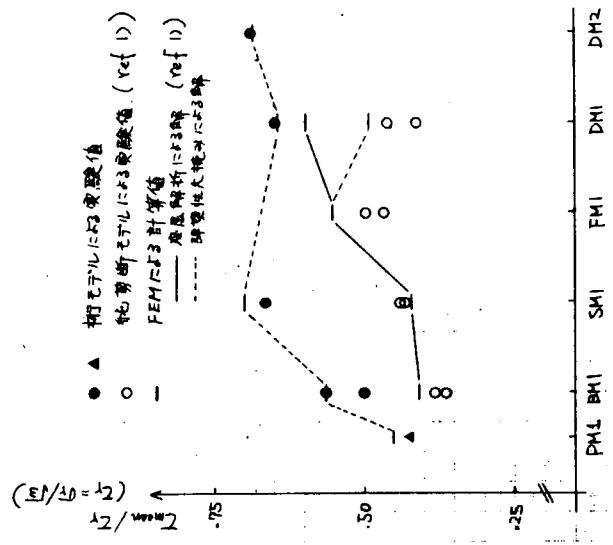


図 3.5.13 実験及び計算による座屈強度比較

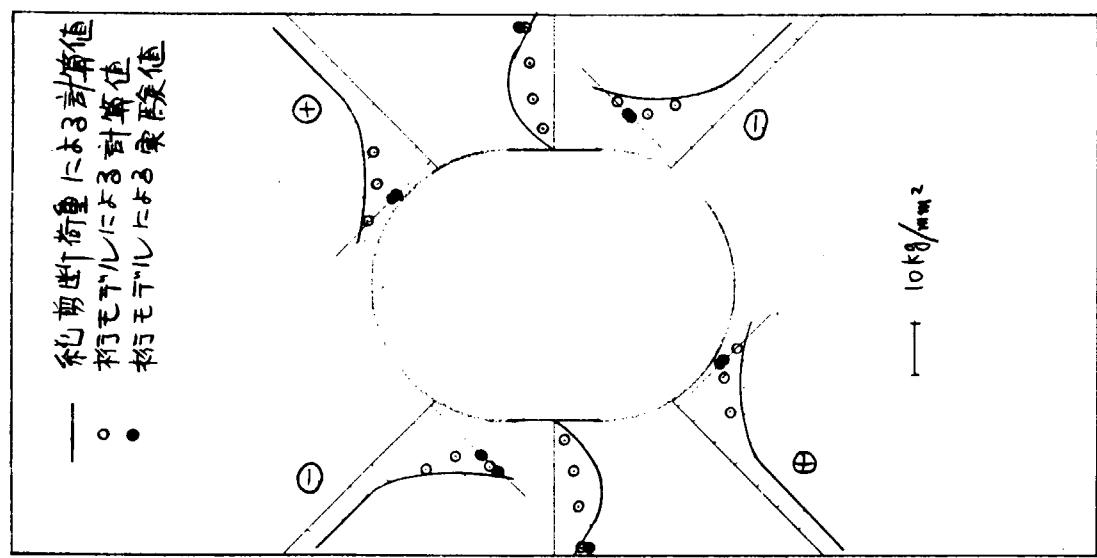


図 3.5.15 材モデルと純剪断モデルでの開孔周辺の剪断応力の相異
(剪断荷重20 t 時)

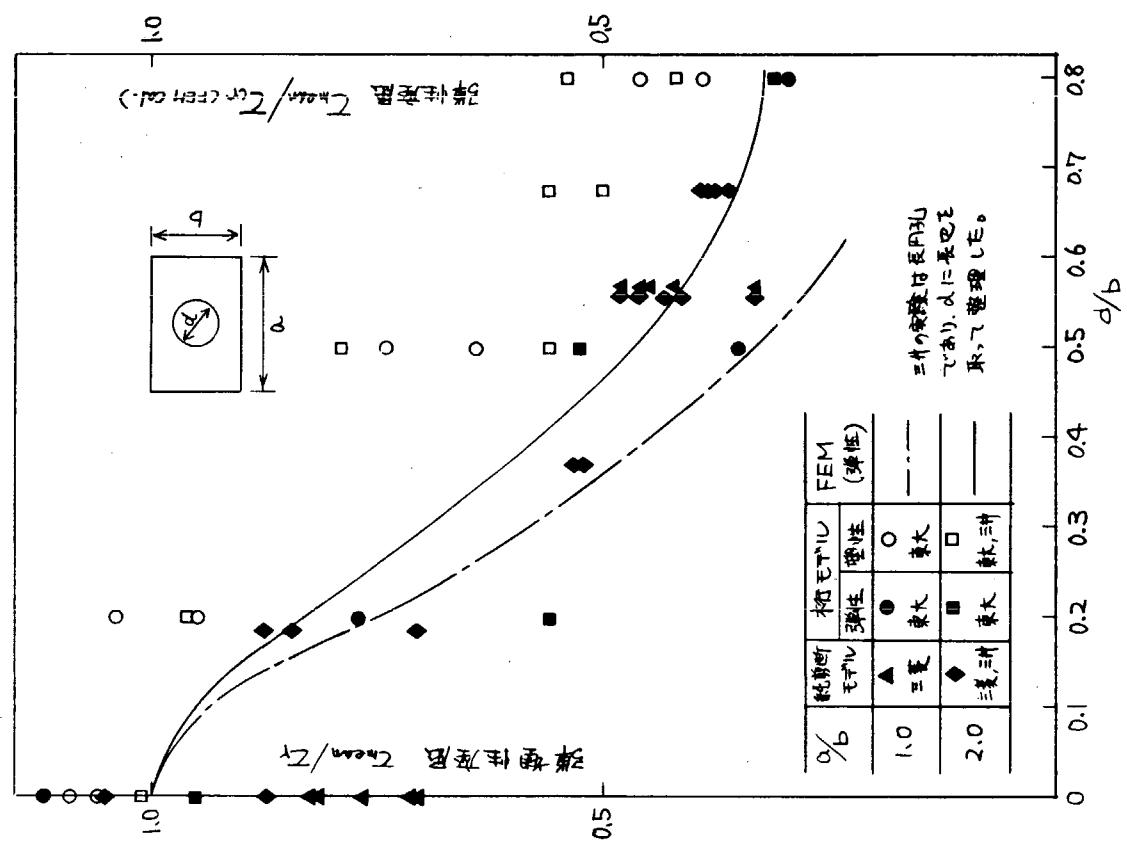


図 3.5.14 剪断座屈荷重の開孔比による低下

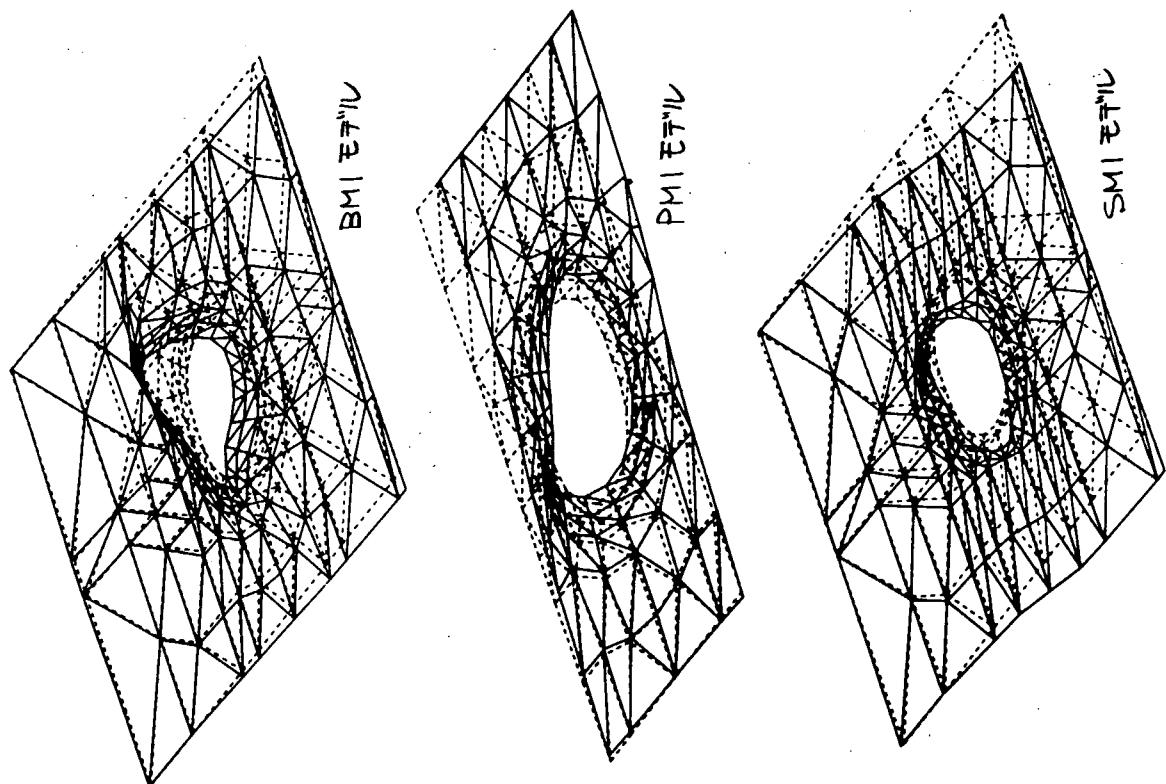


図 3.5.16 各モデルのFEM解析による座屈モード

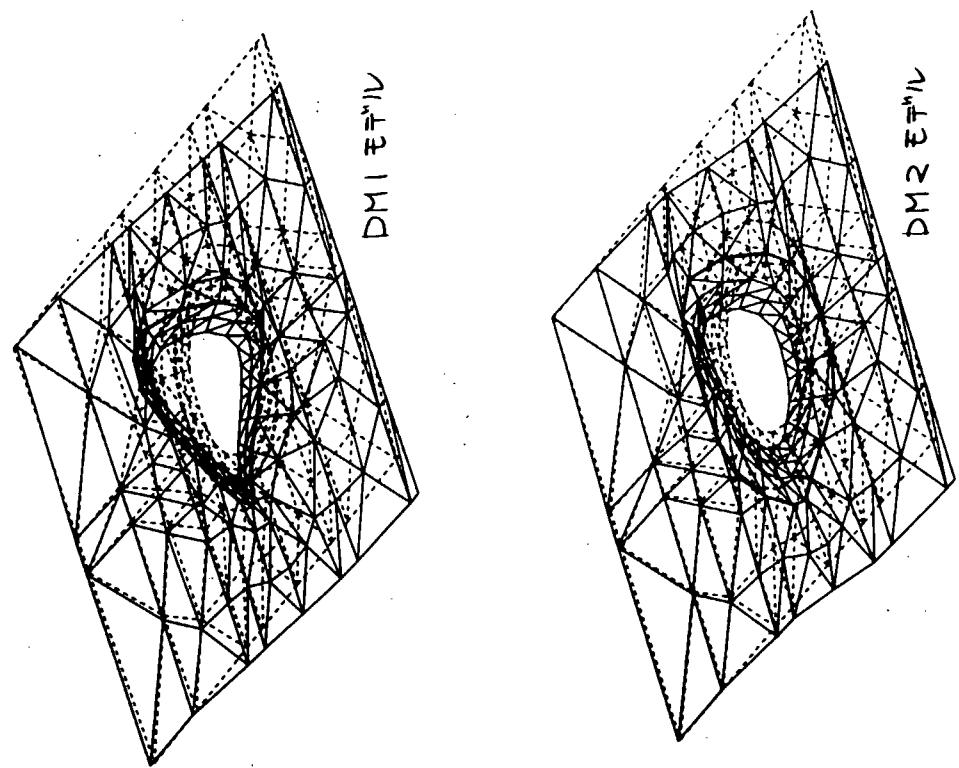


図 3.4.17 各モデルのFEM解析による座屈モード

3.6 不連続構造部の疲れ強度の基礎的研究 A：新日本製鉄 B：三井造船

3.6 A-1 研究の目的

船体不連続構造部の疲れ挙動を基礎的に研究するために、応力集中のある切欠試験片を用いて、疲れき裂発生に対して、応力勾配の効果を調べるために偏心引張曲げおよび中心引張試験を行ってきたが、一方応力勾配のある場での疲れき裂の伝播を精度良く検討するために、片側切欠をつけた広巾試験片について、中心引張荷重と偏心引張荷重を与え、疲れき裂の伝播速度を測定し、応力拡大数範囲 (ΔK) と疲れき裂の伝播速度との関係を求め、応力集中のある応力勾配を持たせた切欠試験片での結果と比較検討する。

3.6 A-2

供試鋼板は板厚30mmのSM41Bで、試験片は図3.6 A-1に示す形状とした。応力勾配を与えるためのピン穴の位置と切欠の深さ a , a' を変えたC, E-1, E-2の三つのタイプの試験片を作成した。

表3.6 A-1に試験片形状とそれぞれの応力分布を模式的に示す。先ず縦線を引いた部分は初期の応力分布を、次に矢印で示すようにき裂がPおよびQ位置まで伸びたときの応力分布をそれぞれの矢印の先端の分布図で示す。すなわちCタイプ試験片は一様応力場、E-1タイプは切欠底に高い応力勾配のあるもの、更にE-2タイプは切欠底に向って低くなるような応力分布を与えるものと初期の状態は異なるが、き裂が伸びると応力分布は類似していくことがわかる。

図3.6 A-2は応力分布およびき裂先端の応力拡大係数を計算するための有限要素法(FEM)での要素分割の例を示す。図3.6 A-3はCタイプおよびE-2タイプ試験片のき裂の伸長に伴う各ステップでの試験片巾方向の応力分布(FEM計算値)を示す。図3.6 A-4はE-1タイプ試験片の同様な応力分布を示す。また図3.6 A-5はコンプライアンス法で算出したき裂長さと応力拡大係数の関係を示す。

疲れき裂伝播速度の測定は、切欠底部の板両面に貼付したき裂伝播ゲージを使用し、荷重繰返し数とゲージ信号から、繰返し数に対応するき裂長さを読み取り、両面のき裂長さの平均値を伝播速度計算のき裂長さとした。

3.6 A-3 試験結果

図3.6 A-6, 図3.6 A-7および図3.6 A-8はそれぞれCタイプ、E-2タイプおよびE-1タイプ試験片の応力拡大係数範囲 (ΔK) と疲れき裂伝播速度の関係を示す約 $50 \leq \Delta K \leq 200 \text{ kg/mm}^2\sqrt{\text{mm}}$ の範囲では各タイプ試験片による結果は、図3.6 A-9に示すように、ほぼ同一バンド内に入ることがわかった。すなわち ΔK で整理すれば疲れき裂の伝播速度はき裂前面の応力勾配の影響を受けないことがわかる。

写真3.6 A-1, 写真3.6 A-2, および写真3.6 A-3は疲れき裂伝播試験済試験片の全体、き裂伝播部およびき裂伝播面を示す。

3.6 A-4 まとめ

この実験から ΔK と疲れき裂伝播速度との関係を応力勾配のある試験片で検討した結果、き裂前面の応力勾配の影響は殆んど見られず一つのバンド内に入ることがわかった。実構造物では ΔK の変化を正確に計算することは一般に困難であるが、疲れき裂の伝播を検討する際の重要な指針となりうる。

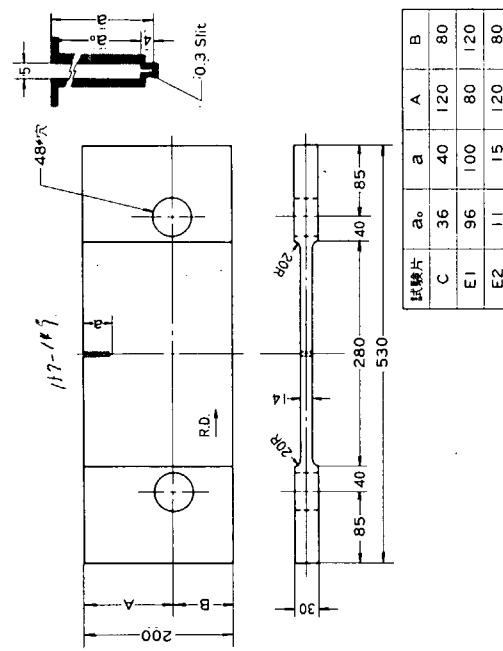


図 3.6 A. 1 疲労亀裂伝播試験片

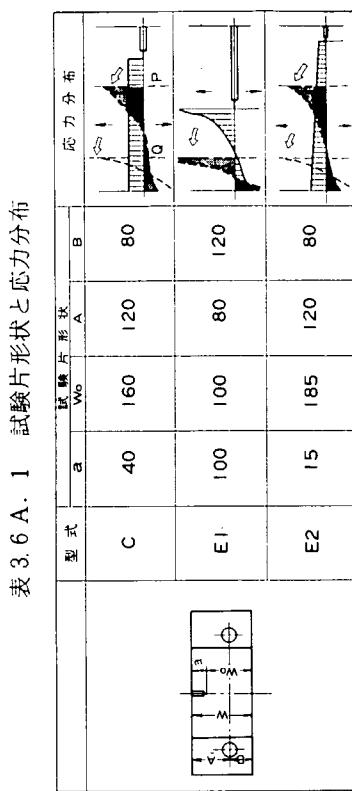


表 3.6 A. 1 試験片形状と応力分布

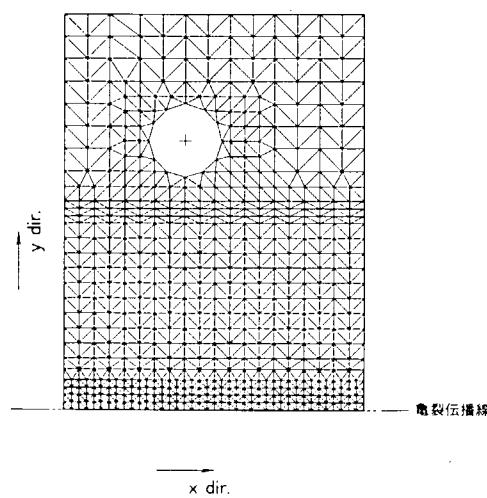


図 3.6 A. 2 有限要素法 (FEM) の要素分割 ($\frac{1}{2}$ Scale) 図 3.6 A. 3 C型およびE2型試験片の亀裂進展に伴うy方向応力分布の変化 (FEM計算)

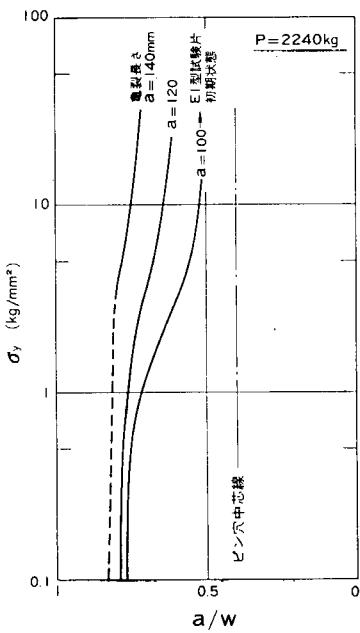


図 3.6 A. 4 E 1型試験片の亀裂進展に伴うy方向
応力分布の変化(FEM計算)

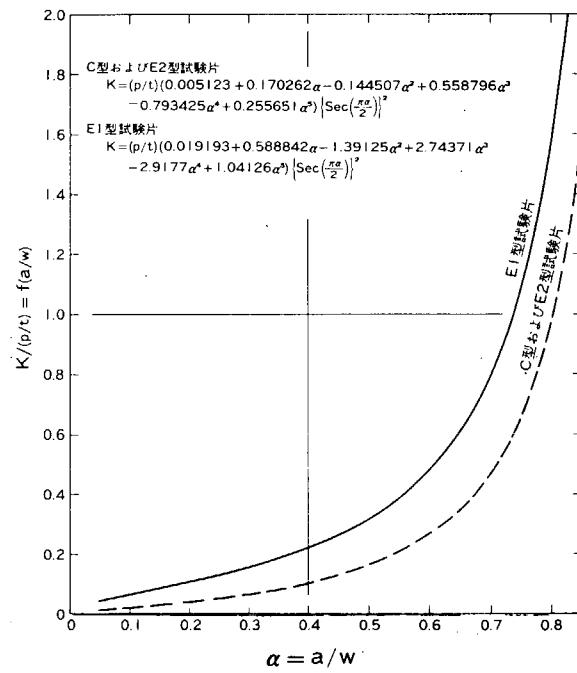


図 3.6 A. 5 コンプライアンス法による $K/(p/t)$
- a/w の関係

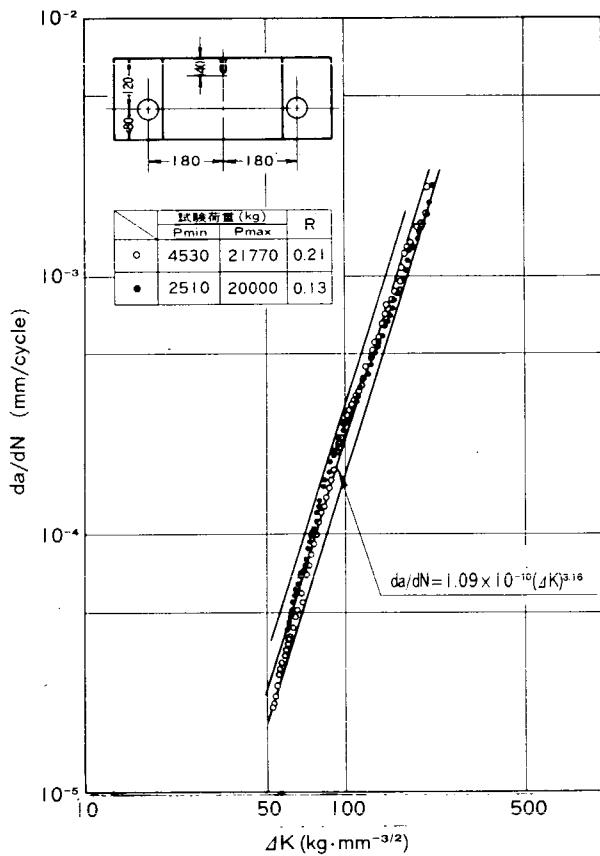


図 3.6 A. 6 C型試験片の疲労亀裂伝播特性

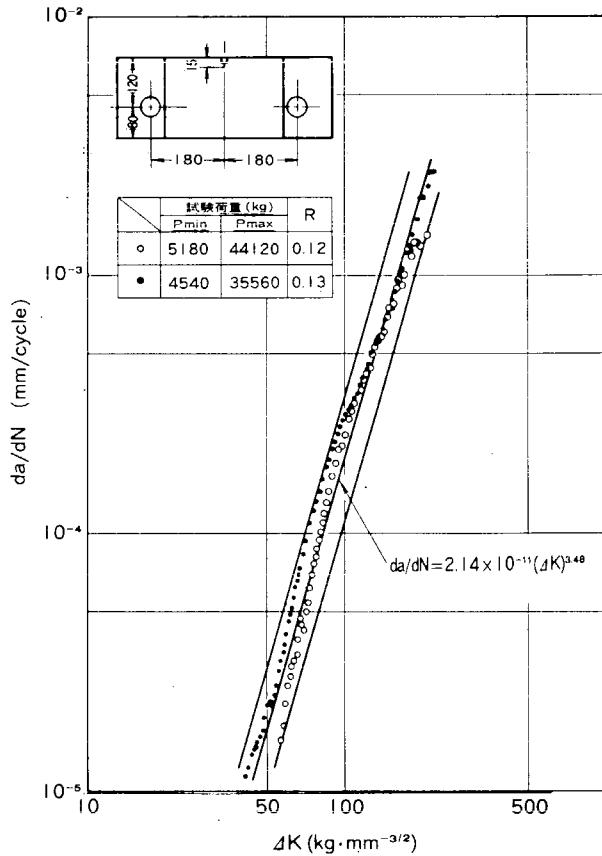


図 3.6 A. 7 E 2型試験片の疲労亀裂伝播特性

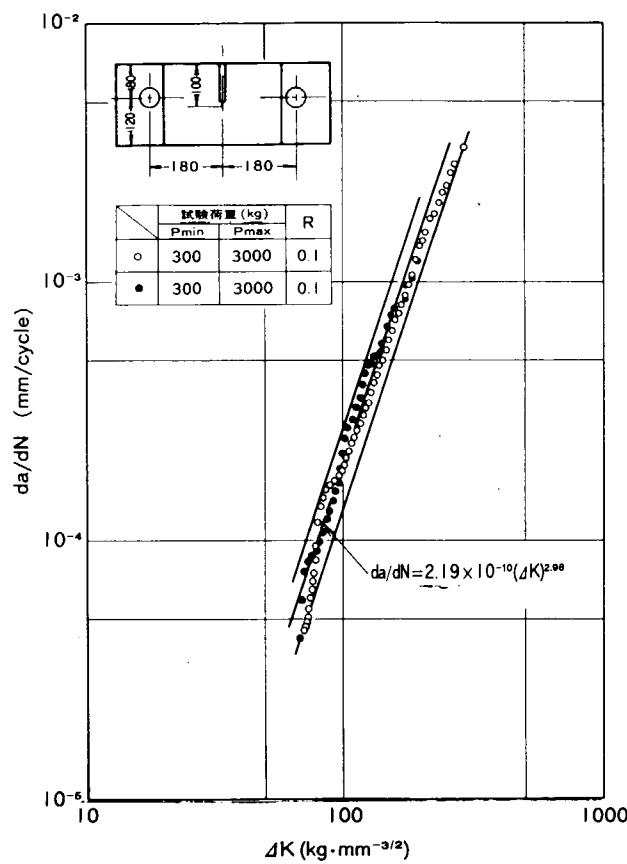


図 3.6 A. 8 E1型試験片の疲労亀裂伝播特性

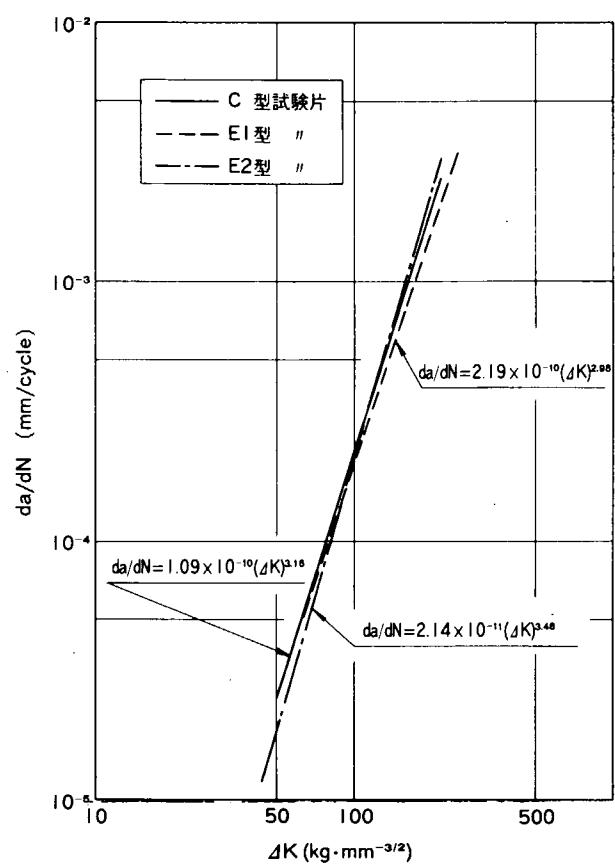
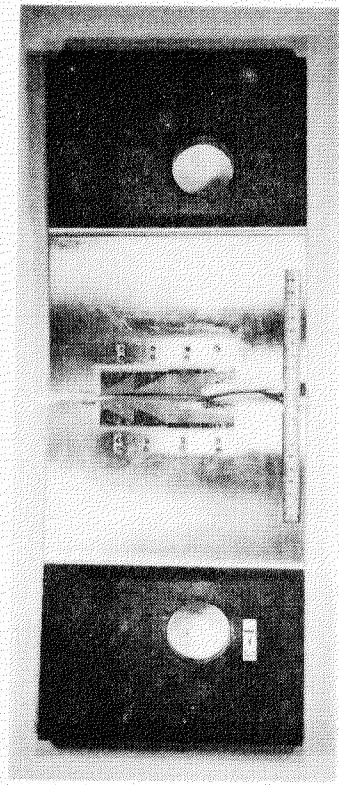


図 3.6 A. 9 各試験片の疲労亀裂伝播特性の比較

(a) C-1 試験片



(b) C-2 試験片

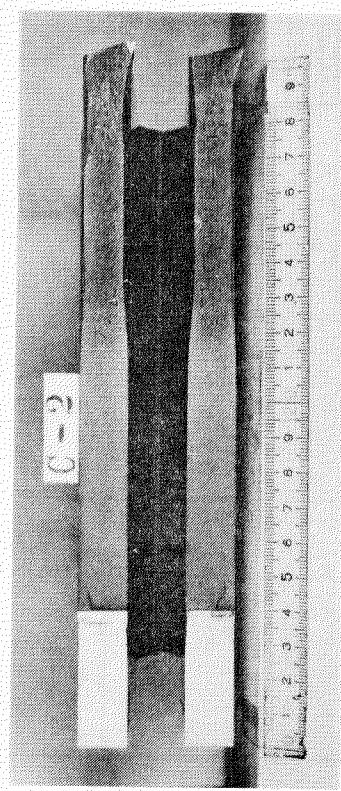
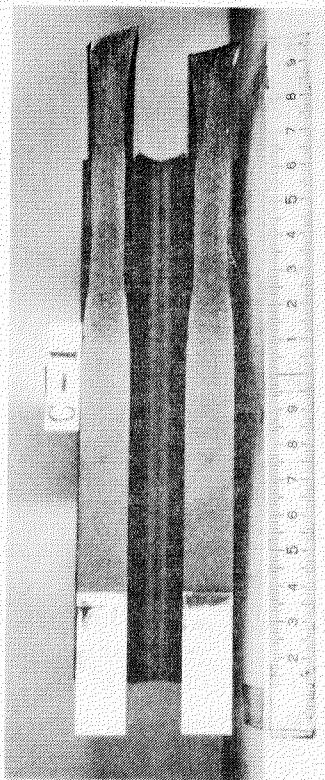
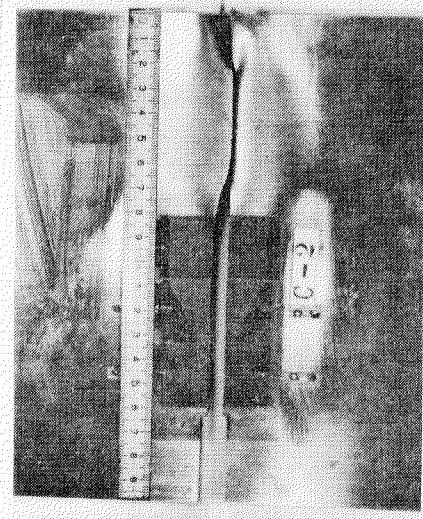
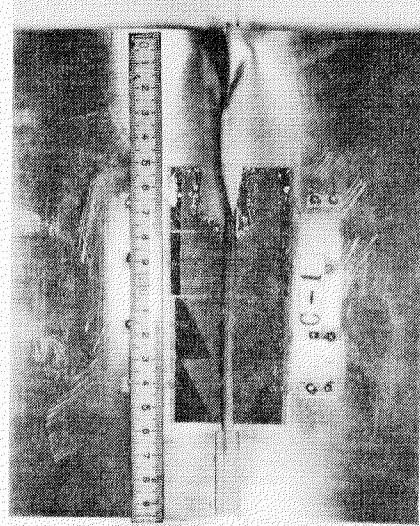
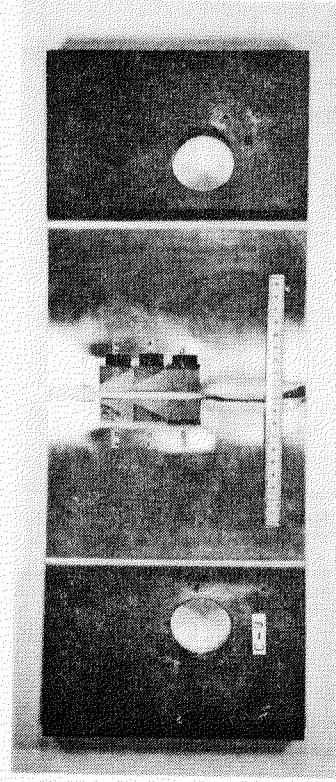
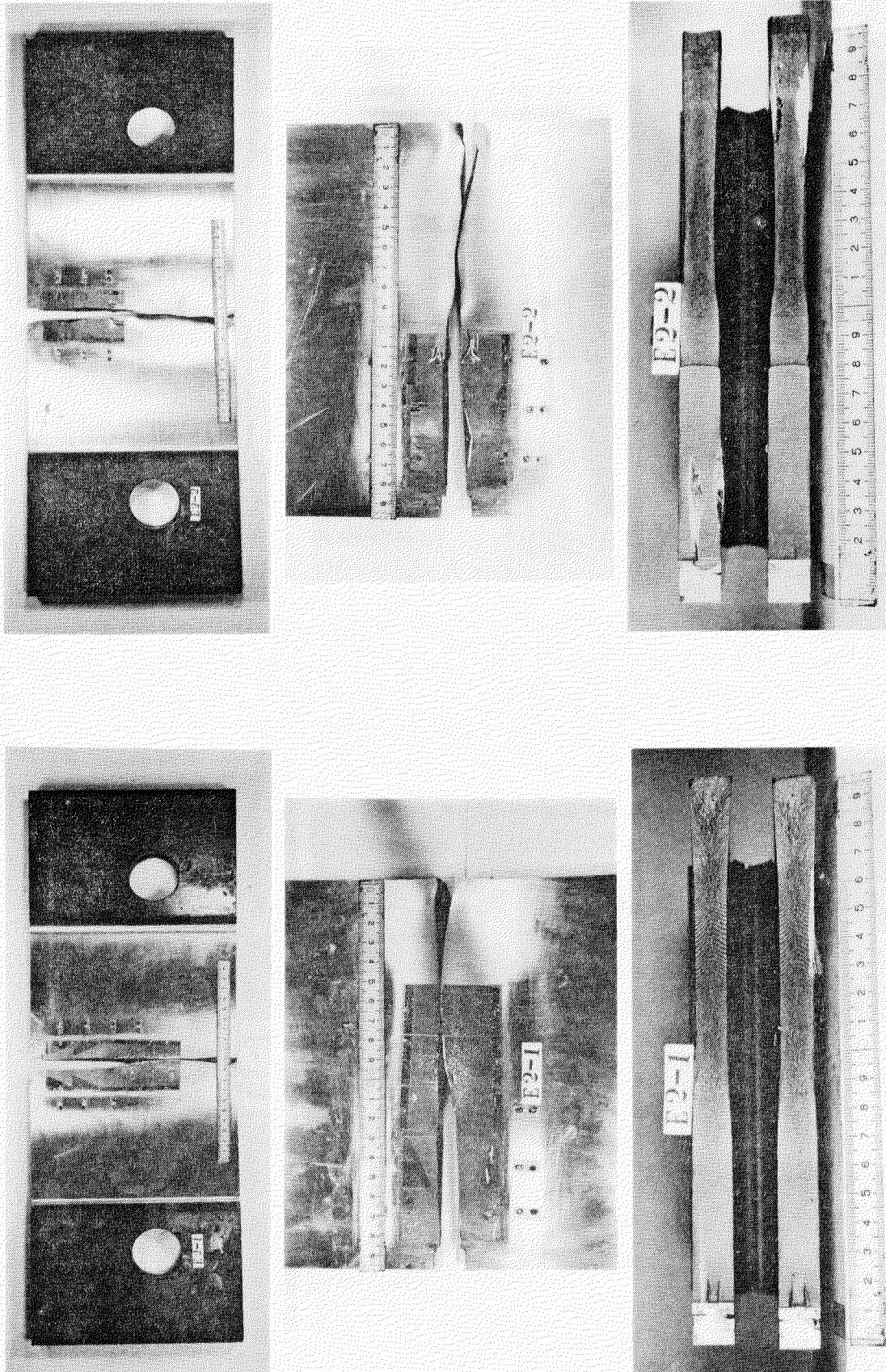


写真 3.6 A. 1 C型試験片の疲労亀裂伝播経路と破面

写真3.6 A, 2 E型試験片の疲労亀裂伝播経路と破面



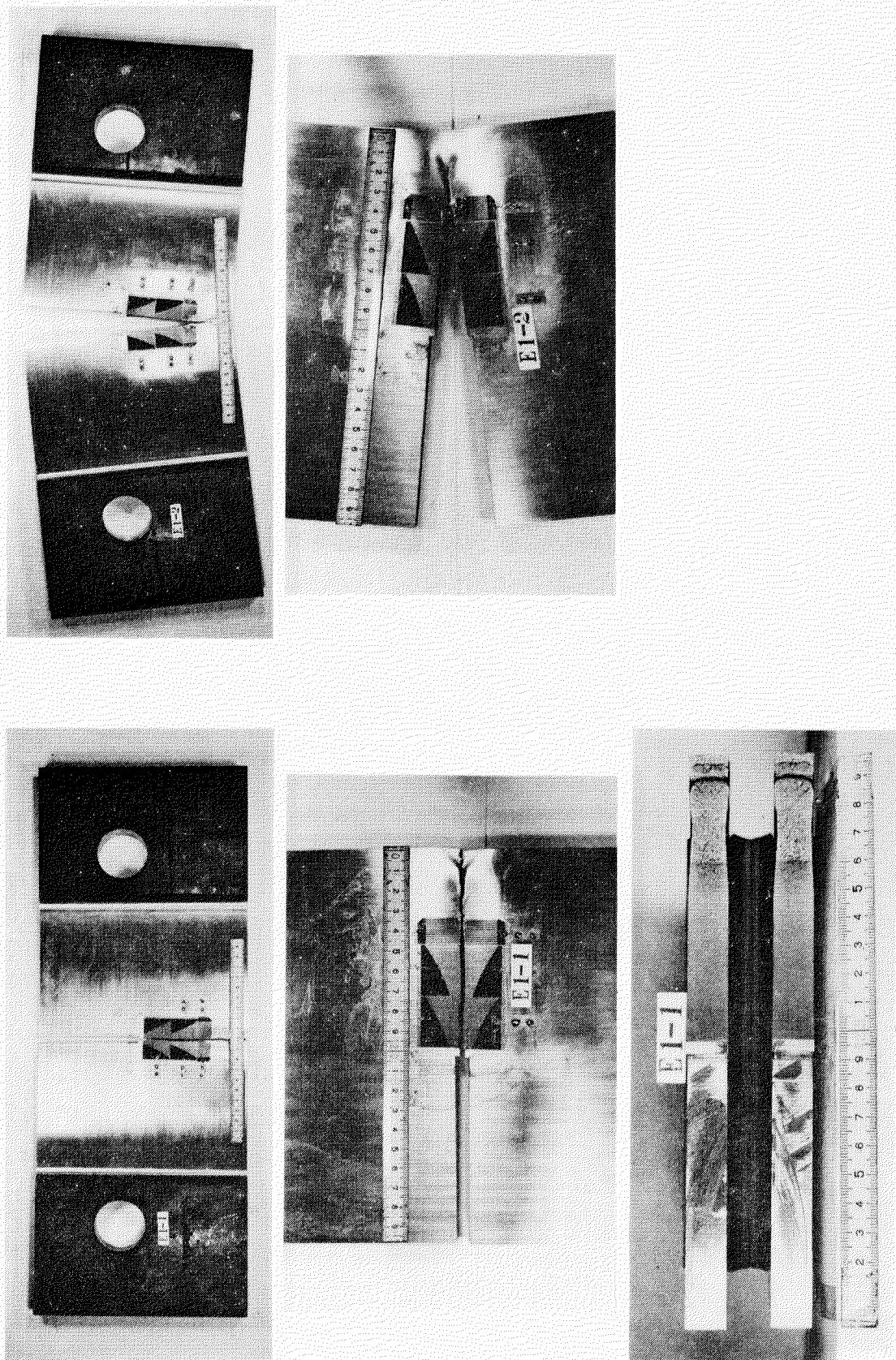


写真3.6 A. 3 E 1型試験片の疲労亀裂伝播経路と破面

3.6 B. 1 研究の目的

昭和52年度においては、構造的不連続部を有する試験片の中心引張りおよび偏心引張り曲げ荷重による疲労試験を実施し、切欠き先端における応力値をそろえれば疲労き裂発生寿命に差がないという結論を得た。本年度は、応力集中係数が同じで寸法が異なる試験片について、疲労試験を行い応力勾配の影響を調べた。さらに、構造的な不連続部が重複した試験片について疲労試験を行ない、その疲労強度について検討した。

3.6 B. 2 試験内容

(1) 試験片

素材は委員会供試の板厚30mmの軟鋼(SM41B)であり、そのミルシートによる化学成分、機械的性質は、表3.6 B. 1に示す。

試験片の形状および寸法は図3.6 B. 1に示した通りである。ただし、B-2の応力集中部の半径Rは、試験片作製後の実測では1.3mmとなった。試験片B-3は、B-2の応力集中部に半径20mmの半円切欠きが重複したものである。

(2) 試験方法

用いた試験機は電気油圧式疲労試験機(最大能力±100トン、±50mm)である。疲労試験は、荷重制御で下限荷重を2.0トンに設定した片振り引張り疲労試験($R < 0.1$)で、その繰返し速度は、180～450cpmの範囲でき裂の計測に便利なように適宜設定した。き裂の観測は、30倍のルーペを用、応力集中部に吹きつけた侵透液の動きにより行なった。

3.6 B. 3 各試験片の応力集中

疲労試験に先だち各試験片の応力解析をFEM計算により行ない、さらに静試験によりひずみ分布の計測を行なった。

試験片B-1、B-2の解析モデルを図3.6 B. 2に示す。解析結果は図3.6 B. 3、図3.6 B. 4に示したが、最大の応力値(ピーク応力)はR部の $\theta = 22.5^\circ$ (図、参照)の位置で得られ、応力集中係数 K_t はB-1で2.94、B-2で2.64となる。この値はPetersonのチャート¹⁾による値2.80、2.53にはほぼ等しい。

試験片B-3の応力解析は、図3.6 B. 5に示したように平板要素で解析した後、応力集中部を立体要素を用いてスミングを行なった。その結果を図3.6 B. 6に示す。ピーク応力は、半円切欠きのルート部でB-2と同じ $\theta = 22.5^\circ$ の点で得られ、応力集中係数 K_t は6.89となった。この値は、平面解析により求まる板厚方向の応力集中係数 $K_t = 2.94$ と、板幅方向の応力集中係数 $K_t = 2.20$ を掛け合わせた値6.47にはほぼ等しい。試験片B-3の解析は、 $R = 1.0$ として行なったが、実際は $R = 1.3$ であるので、B-2の場合と同じ割合で応力集中係数が低下すると考えて修正を行なった。その値は $6.19 = 6.89 \times 2.64 / 2.94$ となる。

次にB-1、B-2のひずみ分布の計測結果を図3.6 B. 7に示す。計算結果とよい一致が得られている。

3.6 B. 4 疲労試験結果

疲労試験の結果を図3.6 B. 2～4にまとめた。各表の下欄には破面のスケッチを示している。

(1) き裂発生状況

B-1において、疲労き裂は前節の計算の結果得られたピーク応力が発生する点($\theta = 22.5^\circ$)と同じ位置に発生した。各試験片ともR部のコーナーから数mm中央に入った点から板厚中央にいたる範囲に2,3個のき裂が発生し、それらが連なりコーナーに達したのち幅方向に伝播して破断に至った。

B-2の場合もB-1と同様にまずR部にそった浅い表面き裂が数ヶ所で発生し、やがて板厚方向に伝播し破断に至る。その様子は溶接継手の疲労試験に見られる挙動に類似している。

B-3においては、コーナーよりわずか内側に入った小さい方のRにそった3～5mmの表面き裂が発生し、その後コーナーき裂となって伝播する。ピーク応力はコーナー部の一点であることを考えると、き裂発生とピーク

応力発生点とは厳密には一致していない。

(2) 疲労試験結果

疲労試験結果を図3.6B.8, 図3.6B.9に示す。図3.6B.8は、公称応力範囲 S_R と疲労き裂発生寿命 N_c の関係を図3.6B.9は公称応力範囲 S_R と破断寿命 N_f の関係を示している。図3.6B.2~4の最右欄に示したように、破断寿命 N_f とき裂発生寿命 N_c の比は、B-1, B-2の0.5~0.7に比べて、B-3の場合は約0.1と非常に小さくき裂伝播寿命の占める割合が大きいことがわかる。その結果、B-3の破断寿命は、B-1の破断寿命とほぼ同じになっている。

図3.6B.10には、応力集中係数 K_t と公称応力範囲 S_R の積とき裂発生寿命 N_c の関係を示したが、B-3のデータは他のデータよりも高くなっている。飯田ら²⁾は、軟鋼の切欠き材に対するき裂発生寿命ベースによる疲労強度減少係数 K_f と応力集中係数 K_t の関係を図3.6B.11のように与えている。同図より各試験片のき裂発生寿命 N_c と K_f の関係を求めると図3.6B.12のようになる。この結果を用いて、疲労試験結果を K_f と S_R の積とき裂発生寿命 N_c の関係で整理すると図3.6B.13のように一本の直線で表わすことができる。またその直線の飯田らによって得られている平滑材($K_t = 1.08$)のデーターとほぼ等しい。以上の結果を用いて、各試験片のき裂発生寿命を推定すると図3.6B.8の実線のようになり、実験結果とよく一致している。

3.6 B.5 考 察

応力集中係数がほぼ等しいB-1とB-2の間には、応力勾配による疲労強度の差は少なく、ピークの応力をそろえることにより同じ疲労強度が得られる。しかし、応力集中係数が6.89と大きくなるB-3を含めて考えると、ピークの応力値では整理できなくなり、本研究で用いた材料に対しては、すでに飯田らによって得られている応力集中係数と疲労強度減少係数の関係を適用することにより、応力集中部での疲労き裂発生寿命を推定することができる。

参 考 文 献

- 1) Peterson : Stress concentration factors, John Wiley & Sons. Inc
- 2) 飯田国廣外: ヒステリシスエネルギーに基づいた疲労強度減少係数の一考察, 日本造船学会論文集, №134, 昭和48年12月

表3.6B.1 素材の機械的性質と化学成分(ミルシートによる)

機械的性質			化 学 成 分 (%)				
σ_Y (kg/mm ²)	σ_u (kg/mm ²)	伸び (%)	C ×100	Si ×100	Mn ×100	P ×1000	S ×1000
27	45	36	13	26	103	16	10

表 3.6 B. 2 B 1 の疲労試験結果

NO.	$b \times t$	S_{max}	S_{min}	S_R^{*1}	N_c	N_f	N_c/N_f
1	75.3 × 29.6	25.1	0.9	24.2	3.02 × 10 ⁴	4.16 × 10 ⁴	0.73
2	75.0 × 29.7	25.1	0.9	24.2	3.23 × 10 ⁴	5.85 × 10 ⁴	0.55
3	75.0 × 29.8	17.0	0.9	16.1	1.25 × 10 ⁵	1.80 × 10 ⁵	0.69
4	75.0 × 29.3	17.3	0.9	16.4	3.00 × 10 ⁵	4.13 × 10 ⁵	0.73

*1) 単位: Kg/mm²

疲労破面

繊維状破面

剪断破面

破面のスケッチ

*1) 単位: Kg/mm²

表 3.6 B. 4 B-3 の疲労試験結果

NO.	$b \times t$	S_{max}^{*1}	S_{min}^{*1}	S_R^{*1}	N_c	N_f	N_c/N_f
1	100.2 × 15.1	3.02 × 10 ⁴	3.02 × 10 ⁴	4.16 × 10 ⁴	1.3	13.2	5.12 × 10 ⁴
2	100.2 × 15.1	3.23 × 10 ⁴	3.23 × 10 ⁴	5.70 × 10 ⁴	1.3	17.2	3.50 × 10 ⁴
3	100.1 × 15.1	1.25 × 10 ⁵	1.25 × 10 ⁵	2.12 × 10 ⁵	21.2	1.3	1.34 × 10 ⁴
4	100.1 × 15.0	3.00 × 10 ⁵	3.00 × 10 ⁵	4.11 × 10 ⁵	18.6	1.3	17.3

*1) 単位: Kg/mm²

疲労破面

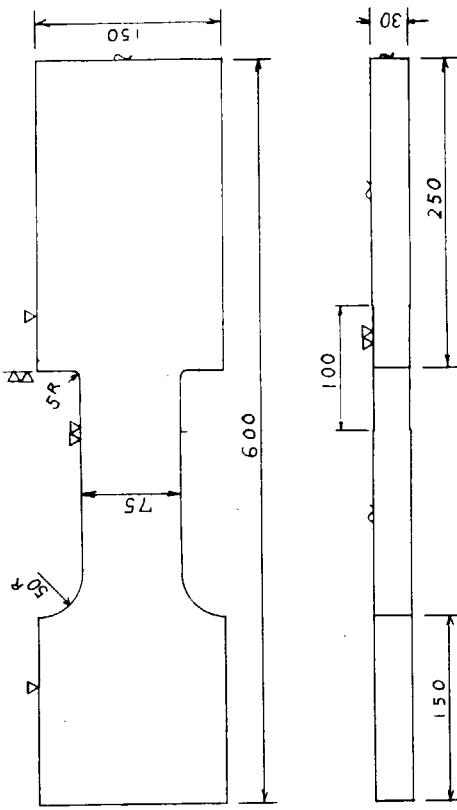
繊維状破面

剪断破面

破面スケッチ

NO.	$b \times t$	S_{max}^{*1}	S_{min}^{*1}	S_R^{*1}	N_c	N_f	N_c/N_f
1	100.0 × 15.2	25.0	1.3	23.7	5.20 × 10 ⁴	> 100 × 10 ⁵	< 0.51
2	99.9 × 15.2	25.0	1.3	23.7	5.70 × 10 ⁴	1.22 × 10 ⁵	0.47
3	99.9 × 15.2	17.1	1.3	15.8	21.29 × 10 ⁶	未破断	-
4	100.0 × 15.2	21.1	1.3	19.8	3.12 × 10 ⁵	4.11 × 10 ⁵	0.76
5	100.1 × 15.2	21.1	1.3	19.7	1.97 × 10 ⁵	2.83 × 10 ⁵	0.70

-69-

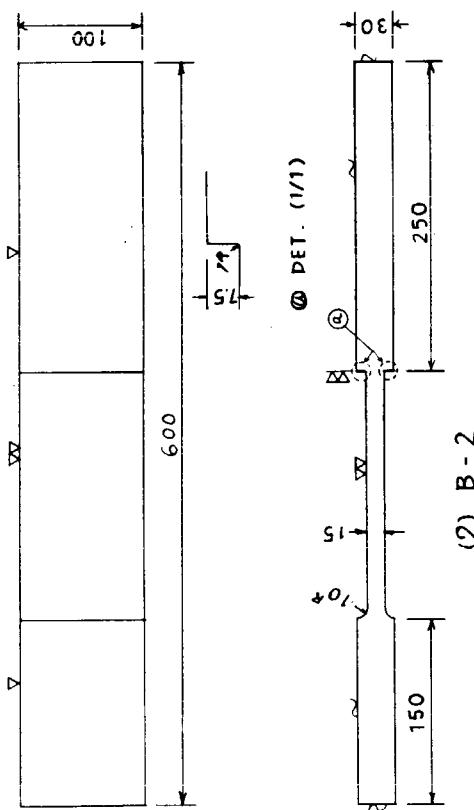


(1) B - 1

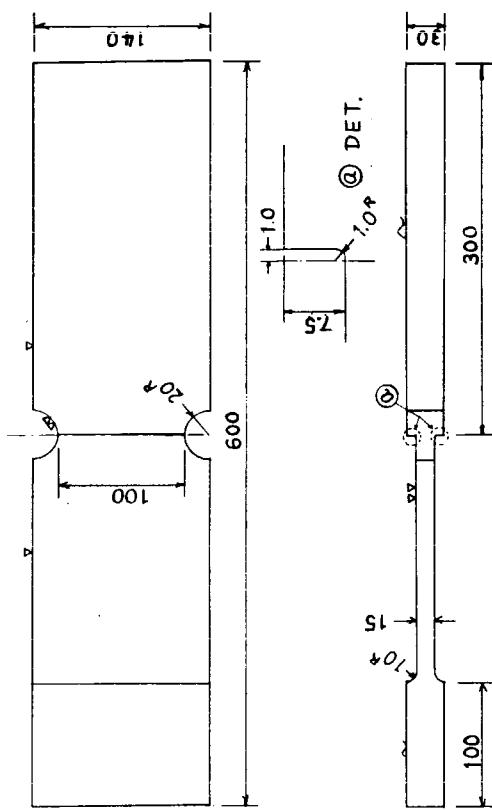
*1) 単位: Kg/mm² *2) ラバーベル破断 *3) リバーベル破断

NO.	疲労破面	繊維状破面	剪断破面	破面外のラバーベル	破面内ラバーベル
NO. 4	○	○	○	○	○

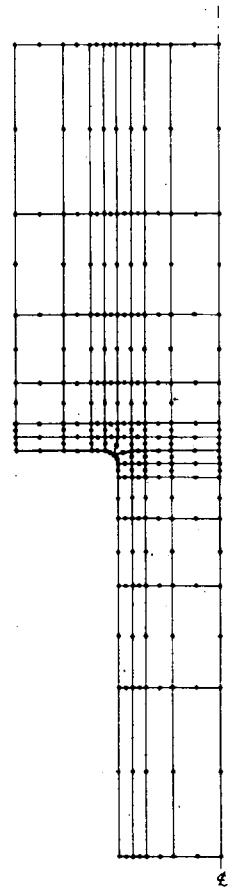
図 3.6 B. 1 試験片形状



(1) B - 1



(2) B - 2



(3) B - 3

図 3.6 B. 2 試験片 B - 1, B - 2 の FEM 解析モデル

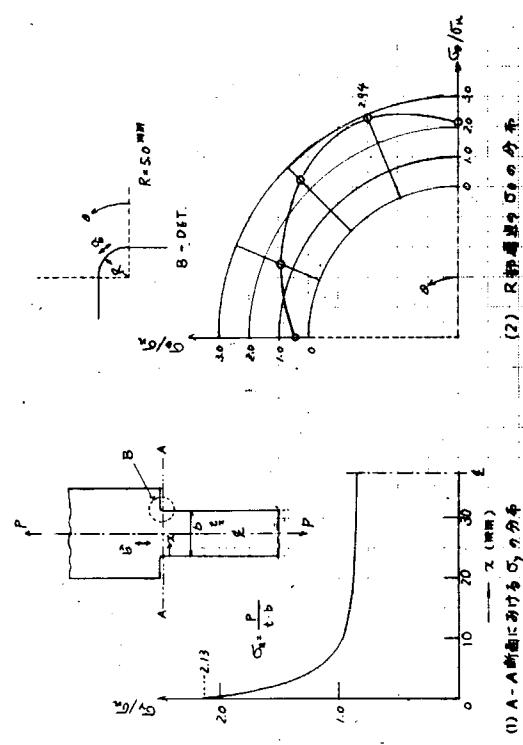


図 3.6 B. 3 試験片 B - 1 の応力分布

図 3.6 B. 1 試験片形状

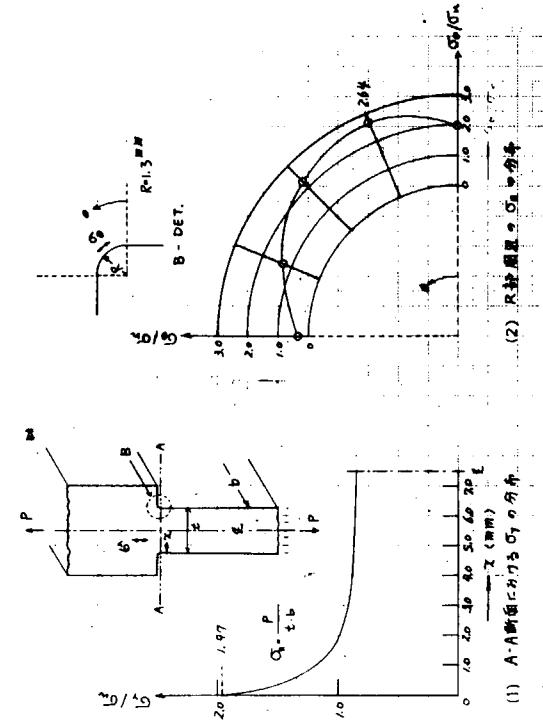


図 3.6 B. 4 試験片 B - 2 の応力分布

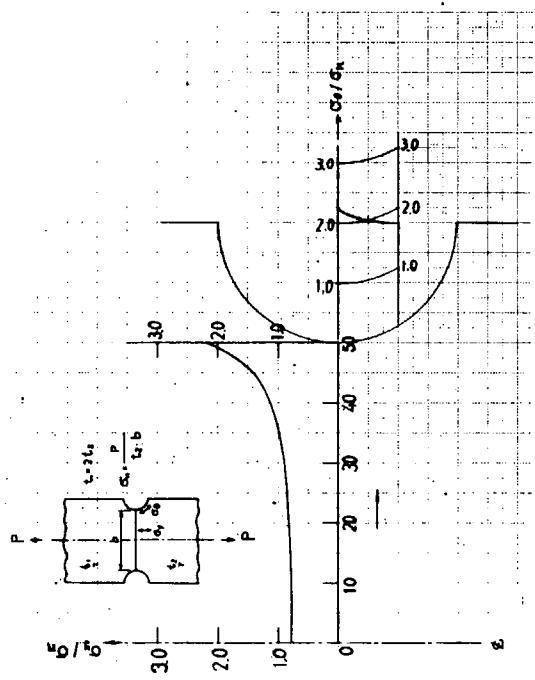


図 3.6 B. 6(1) 試験片 B - 3 の応力分布 (平板要素による)

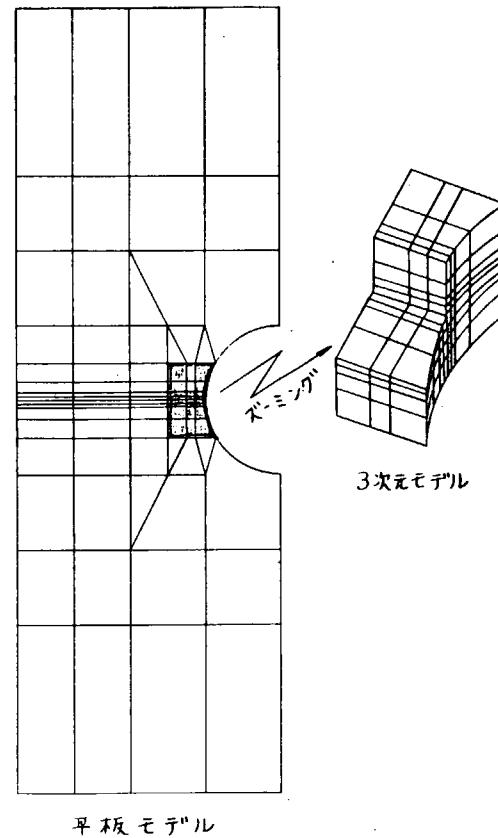
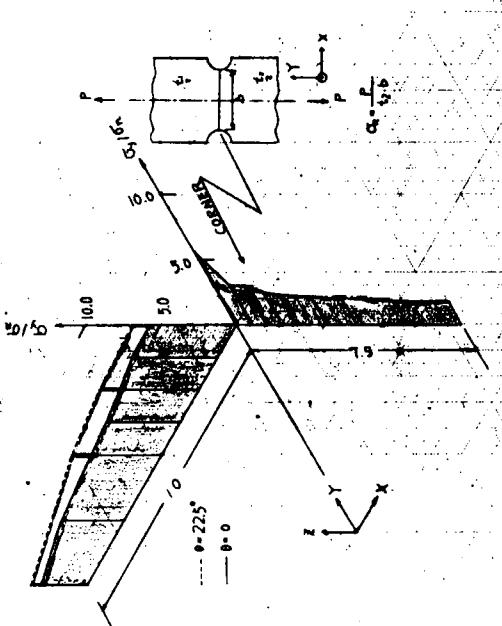
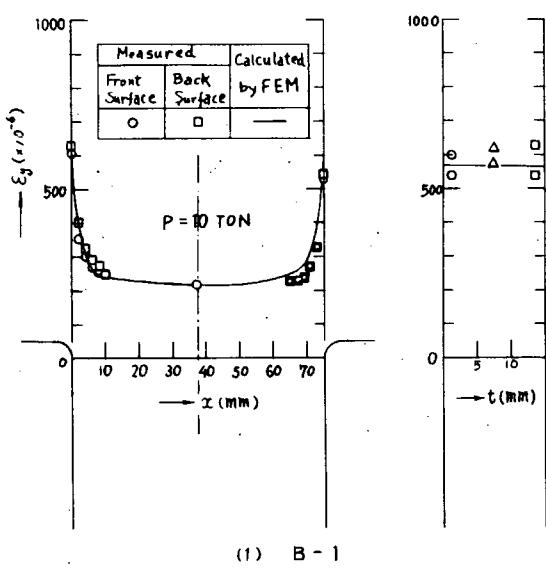


図 3.6 B. 5 試験片 B - 3 の FEM 解析モデル

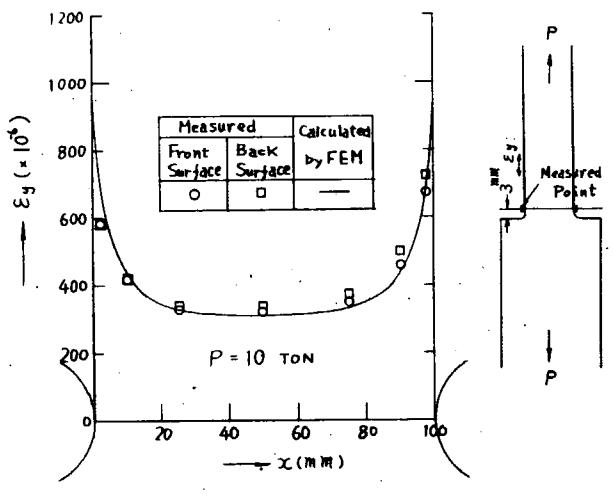
図 3.6 B. 6(2) 試験片 B - 3 の応力分布





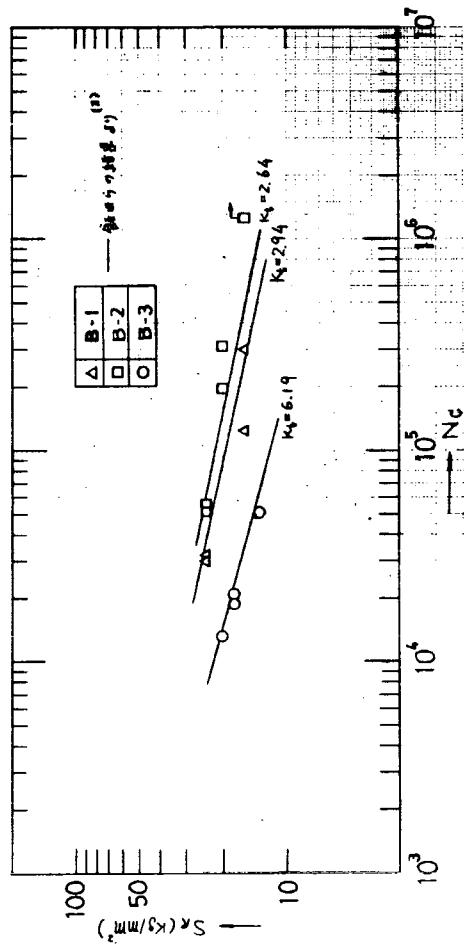
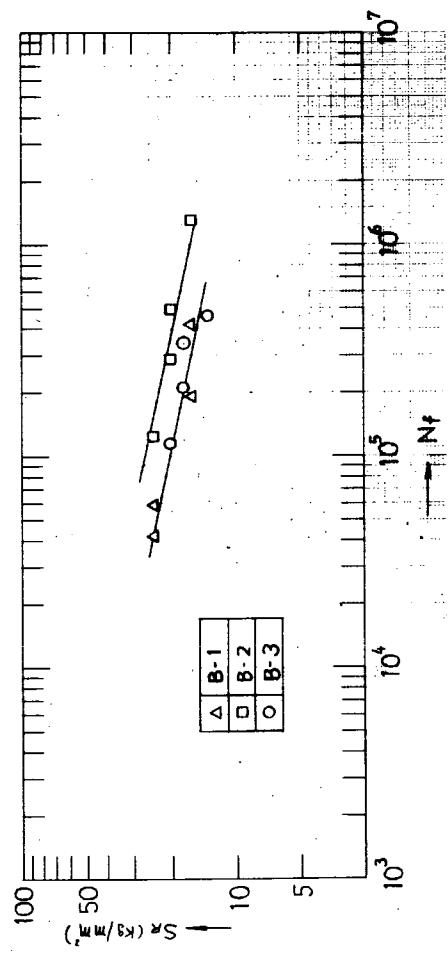
(1) B-7

図 3.6 B. 7 ひずみ分布



(2) B-7

図 3.6 B. 7 ひずみ分布

図 3.6 B. 8 疲労試験結果 ($\sigma_R \sim N_c$ 曲線)図 3.6 B. 9 疲労試験結果 ($\sigma_R \sim N_f$ 曲線)

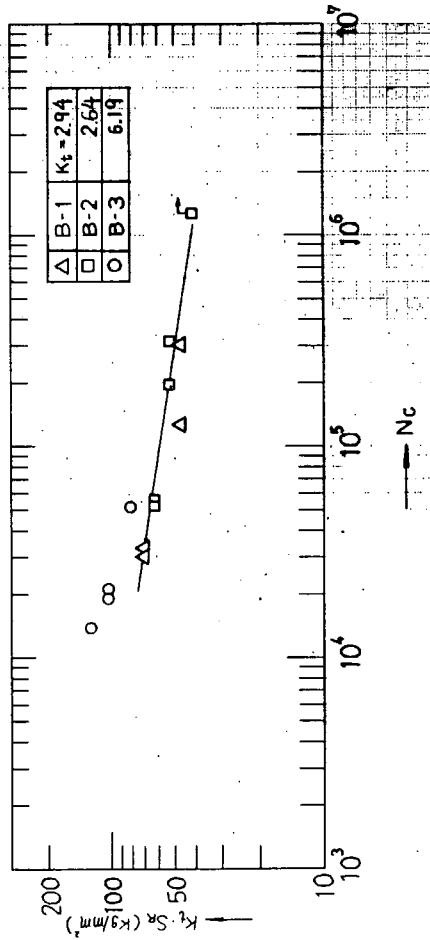


図 3.6 B. 10 (応力集中係数) × (公称応力範囲) ($= K_t \cdot S_R$)
と疲労き裂発生寿命 N_c の関係

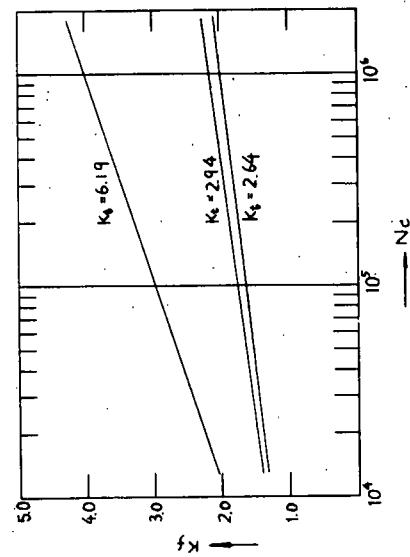


図 3.6 B. 12 疲労強度減少係数 K_f の疲労き裂発生
寿命 N_c による変化

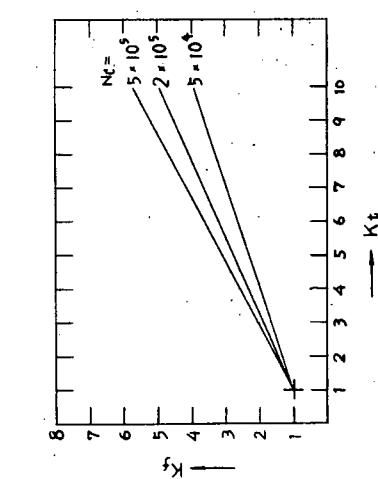


図 3.6 B. 11 飯田ら²⁾による応力集中係数 K_t の関係 (NC 基準)
と疲労き裂発生寿命 N_c の関係

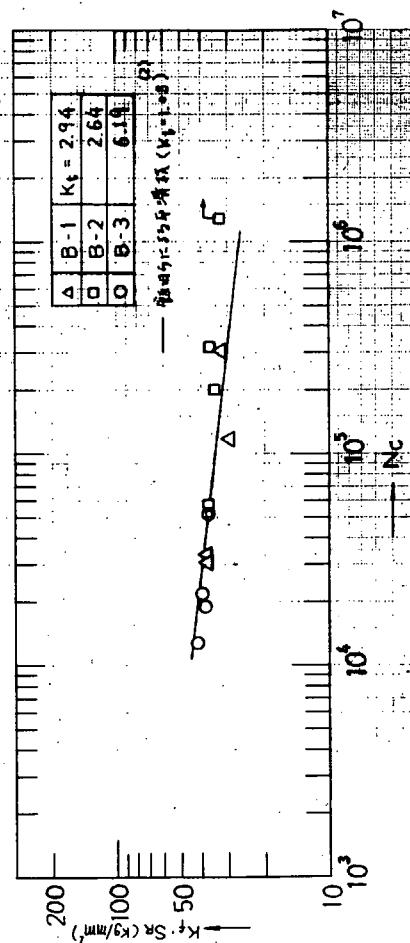


図 3.6 B. 13 疲労強度減少係数 × 公称応力範囲 ($K_f \cdot S_R$)
と疲労き裂発生寿命 N_c の関係

3.7 防撓材スニップ端の腐食疲労試験（川崎重工業）

3.7.1 試験の目的

防撓材スニップ端部の疲労強度が腐食環境下でどの程度低下するかを検討するために、付加物溶接部と母材平滑材について大気中および3%食塩水中における平面曲げ疲労強度を実験的に検討した。

3.7.2 試験方法

以下に示す3種類の試験片について、それぞれ大気中および3%食塩水中の環境下で疲労試験を行なった。

(1) 小型付加物溶接継手試験片

試験片形状を図3.7.1に示す。材質は、板厚6mmのSM41A材である。

(2) 大型平滑試験片

試験片形状を図3.7.2に示す。材質は、板厚12mmのSM41A材である。

(3) 大型付加物溶接継手試験片

試験片形状を図3.7.3に示す。材質は、板厚12mmのSM41B材である。

使用した試験機は、小型試験片については容量4kg·mのシエンク式平面曲げ試験機、大型試験片については容量50kg·mのシエンク式平面曲げ試験機を用いた。負荷は3種の試験片とも両振りで、試験速度は小型試験片においては1750rpm、大型試験片においては900rpmである。腐食疲労試験においては、試験片はアクリル製の腐食槽内に満たした3%食塩水中に浸漬し、液をポンプにより循環させる方法をとった。なお、試験片を試験機に固定する治具はSUS材を使用した。

3.7.3 試験結果

小型付加物溶接継手試験片の大気中および、3%食塩水中の実験結果を図3.7.4に示す。大気中における応力振幅 S_a と破断寿命 N_f の関係として

$$S_a = \begin{cases} (3.03 \times 10^{10}/N_f)^{\frac{1}{4.06}} & N_f \leq 4.05 \times 10^6 \\ 9 & N_f > 4.05 \times 10^6 \end{cases} \quad (3.7.1)$$

が得られた。一方、3%食塩水中においては、 N_f が 5×10^5 を超えるあたりから、疲労強度は大気中に比べ顕著に低下をはじめ、 $N_f = 10^7$ において大気中では $S_a = 9\text{ kg/mm}^2$ であるのに対し、3%食塩水中では $S_{ac} = 4\text{ kg/mm}^2$ となった。なお、図中に破線で示した線については、3.7.4考察の項で述べる。

次に大型平滑試験片の大気中および3%食塩水中の実験結果を図3.7.5に示す。 $N_a = N_f$ 関係として

$$S_a = \begin{cases} (3.289 \times 10^{15}/N_f)^{\frac{1}{6.909}} & N_f \leq 1.75 \times 10^6 \\ 22 & N_f > 1.75 \times 10^6 \end{cases} \quad (3.7.2)$$

が得られた。3%食塩水中においては、 $N_f = 10^6$ 回程度まで大気中とかわらぬ疲労強度が得られ、大気中の疲労限にあたる応力振幅22kg/mm²あたりから強度の低下が顕著に見られた。

ついで図3.7.6には大型付加物溶接試験片の $S_a - N_f$ 関係を示す。本試験においては、大気中の $S_a - N_f$ 関係として

$$S_a = (3.39 \times 10^{14}/N_f)^{\frac{1}{6.54}} \quad (3.7.3)$$

が得られた。一方、3%食塩水中においては、小型付加物溶接試験片、あるいは、大型平滑試験片の結果と全く異なる傾向が得られ、大気中とほとんど変わらない疲労強度が得られた。

3.7.4 考 察

岡崎らは、腐食疲労強度 S_{ac} は大気中の疲労強度 S_a と腐食による強度減少係数 K_F を用い、

$$S_{ac} = S_a / K_F \quad (3.7.4)$$

$$K_F = 1 + a N_f^{0.75} / f^{0.39}, \quad f : \text{くり返し速度 (rpm)} \quad (3.7.5)$$

で表わされるとし、小型平面曲げ試験片（平滑材）について3%食塩水中の環境では、

$$a = 2.16 \times 10^{-4} \quad (3.7.6)$$

を得ている。¹⁾そこで、小型付加物試験片の試験結果について本試験条件である $f = 1750$ を (3.7.5) 式に代入した

$$S_{ac} = \frac{S_a}{1 + 1.174 \times 10^{-5} N_f^{0.75}} \quad (3.7.7)$$

を、図3.7.4中に破線で示す。その結果は、図にみられるように実験結果とよく一致する。

一方、大型平滑試験片について、 K_F が (3.7.5)式と同様であるとして最も適切な a の値を求めてみた。その結果、

$$a = 3.951 \times 10^{-5} \quad (3.7.8)$$

が得られた。(3.7.4), (3.7.5)式に $a = 3.951 \times 10^{-5}$ および、本試験条件の $f = 900$ を代入して次式が得られる。

$$S_{ac} = \frac{S_a}{1 + 2.783 \times 10^{-6} N_f^{0.75}} \quad (3.7.9)$$

これを図3.7.5中に破線で示した。

この平滑材についての K_F 値を用いて、小型試験片の場合と同様に付加物溶接部の S_{ac} を推定したものが、図3.7.6に示す破線である。この結果によると小型試験片の場合と異なり、試験結果と推定値はかなり差があり後者の値が小さい。この原因として腐食によるピットの影響と大気中における溶接止端の影響がほぼ同等であったとも考えられるが、小型試験片の場合にはそのような傾向にないので肯定できない。

なお、大型平滑試験片の K_F は小型平滑試験片のそれに比べるとかなり小さくなっているが、これは腐食疲労における寸法効果²⁾と考えられる。

以上述べた結果によると腐食疲労に関して小型試験片で求められたデータを実船に適用すると腐食の効果を過大評価することになり、今後寸法効果の問題、さらに溶接部材としての影響などについて検討を要するものと考えられる。

参 考 文 献

- 1) 岡崎他：「腐食疲労強度推定に関する一実験」
日本船用機関学会誌 Vol. 12, No. 1 昭52-1, P. 61
- 2) 原 他：「大型試験片による海水腐食曲げ疲労試験」
造船協会論文集 No. 107 昭35-5, P. 341

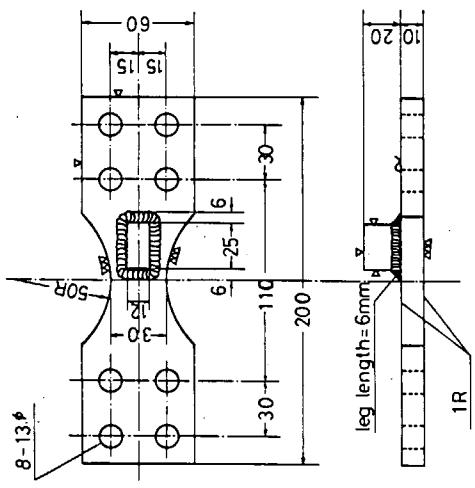


図 3.7.3 大型付加物溶接継手試験片

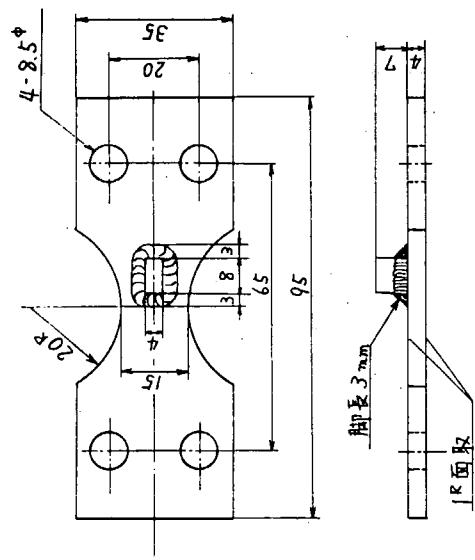


図 3.7.1 小型付加物溶接継手試験片

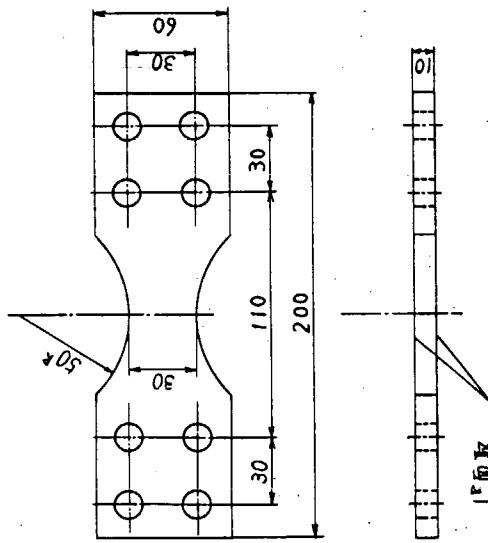


図 3.7.2 大型平滑試験片

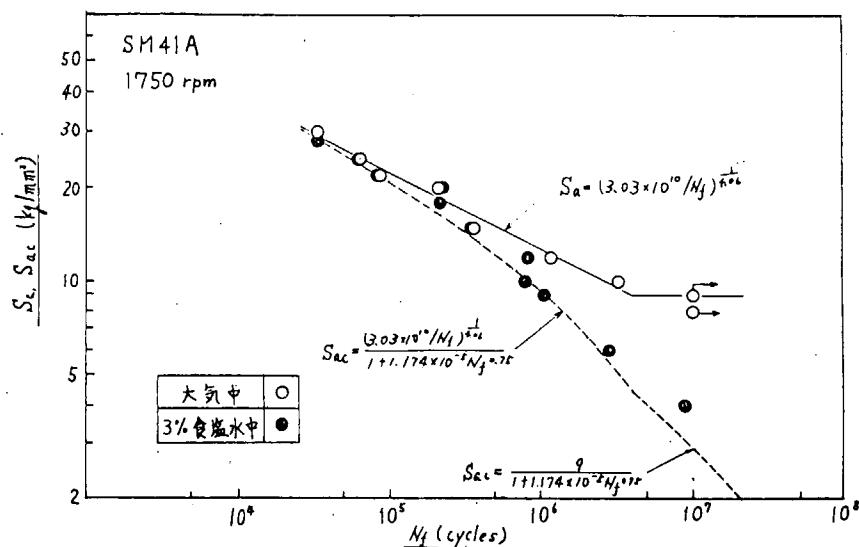


図 3.7.4 小型付加物溶接継手腐食疲労試験結果

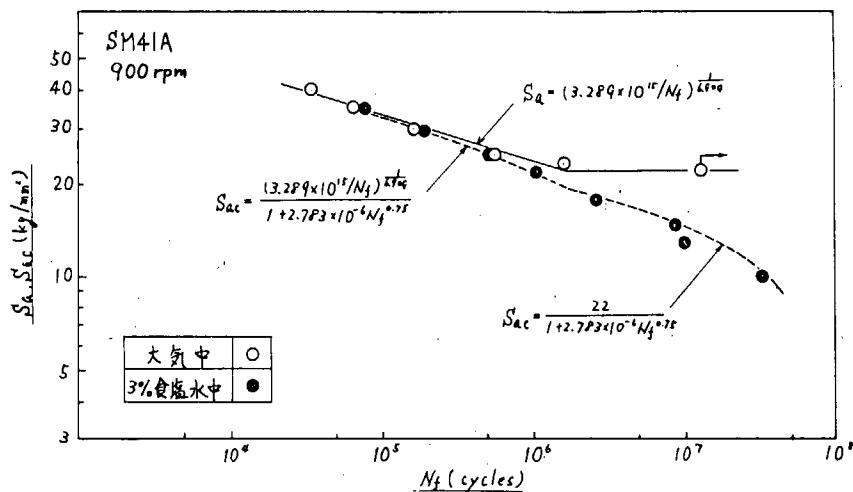


図 3.7.5 大型平滑試験片腐食疲労試験結果

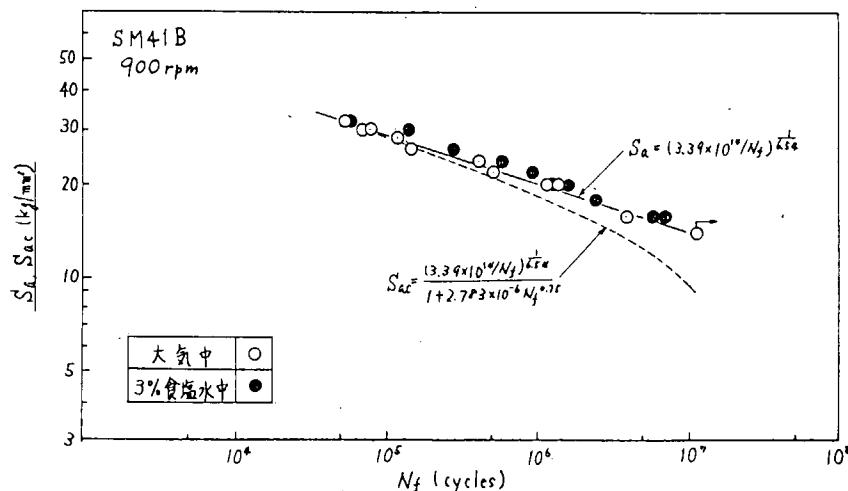


図 3.7.6 大型付加物溶接継手腐食疲労試験結果

4. 船体局部構造の信頼性解析（日本海事協会）

4.1 概要

船体構造には、桁端部や、防撲材のスニップ端のように、局部的に見ると、構造的に不連続となる個所が存在し、そのような場所は、応力集中による疲労き裂の発生に結び付き易いことが知られている。しかし、疲労き裂の発生個所は、船の種類で異り、その原因は局部構造の設計が違うためと思われるが、又、姉妹船といってよいような同一構造型式の船舶でも、片方はまったく損傷が認められないのに、一方は頻繁に損傷が見られるといったことがあり、船体局部構造強度についての信頼度の推定を一層困難にしている。

そこで、今回は、船体局部構造の信頼性を検討する場合の1例題として、本研究部会で実験及び解析が進められてきた、「船体の不連続構造部における損傷の防止に関する研究」のうちの、貨物船の船首船倉の特設肋骨の下端部に発生する疲労き裂の発生寿命についてとり上げることとした。すなわち、そこで実施された各種構造型式の特設肋骨構造模型実験結果から、それぞれの肋骨下端の構造型式を実際に採用した場合、どの程度、疲労き裂の発生寿命の増大、あるいは減少が見込まれるかを推定した。そして、実際に肋骨下端に疲労損傷の報告されている特定の船舶の損傷データを詳細に調査し、模型実験結果と比較検討して、さらに、一般の船舶にそれらの構造型式を採用する場合の疲労き裂発生寿命について考察した。

4.2 肋骨下端の疲労強度

4.2.1 模型実験結果

船首船倉の特設肋骨として、図4.2.1に示す各種のサイドフレームの構造型式を採用した場合の疲労強度について、その模型試験結果及び解析結果がすでに3.4節に記述されており、本節では、その実験結果を基礎にして肋骨下端の信頼性解析を行なう。

3.4節には、縦軸に荷重としてフレーム下端の曲げモーメント範囲Mをとり、横軸に目視き裂発生に至るまでの繰り返し数N_cをとった場合の実験結果が整理されているが（図3.4.6(a)参照）同図を肋骨下端のS-N_c基本線図とするために、縦軸には、平行部分のサイドフレームが、その直線形状のまま内底板に接続すると仮定した場合に下端に生ずる応力範囲をSと定義し、その数値を同図に追加し、又、N_cが2×10⁶回以上の領域に対しては、ハイバックハの方法に従ってS-N_c曲線の傾きをゆるめることにして得られたS-N_c曲線を図4.2.2に示す。

4.2.2 累積被害度の計算

図4.2.2において、サイドフレームの構造型式ごとにその疲労強度が異なるのは、フレーム下端の荷重分担や、応力集中率が異なるためであり、それぞれの構造型式が20年分の変動荷重を受けたと仮定した場合のき裂発生の有無を検討する。

計算方法は、20年間の変動荷重が繰り返し総数10⁸回に相当するとし、図4.2.3のような指數分布を示すと仮定して、マイナーの仮説に基づき累積被害度f_Dを計算する。ここでf_Dは次式で与えられる。（図4.2.4参照）

$$f_D = \sum \frac{n_i}{N_i}$$

今、10⁸のうちの最大荷重M_a（最大応力全振幅S_a）として10 ton-m（11.19 kg/mm²）を想定して計算された各構造ごとの累積被害度を表4.2.1に示す。又、同表には、f_D=1できき裂が発生すると仮定した場合に推定されるき裂発生年も示した。

4.2.3 各構造型式の相対強度

図4.2.2に整理された構造模型の疲労実験結果が、それぞれの構造型式のき裂発生寿命の平均曲線（50%破壊曲

線) とすれば表 4.2.1 に記載されたき裂発生年の比が、各構造型式に対する相対強度となる。すなわち、E, F 及び D タイプに対し、A 及び C タイプは約 1/10 の寿命しかなく、一方、H タイプのように型式変更すれば寿命は 4 ~ 5 倍になる。

実船において、どのタイプの構造型式を採用すべきかはフレーム下端の最大変動荷重の大きさで決定されるが、しかし、実船の設計に適用する際には、疲労強度のバラツキも考慮すべきであり、構造模型実験結果を基礎に置いて、実験と同様の構造型式のフレームを有する実船の疲労き裂損傷データとの比較検討が必要となる。

4.3 実船の疲労損傷

4.3.1 倉内肋骨下端の疲労き裂損傷例

一般貨物船の船首に近い船倉の倉内肋骨及び特設肋骨の下端肋板と、内底板との固着部には、図 4.3.1 に示すようなき裂の発生が見られることがあり、このような損傷が生じた船の主要目、ならびにき裂が発見された時点での建造後の経過年月を表 4.3.1 に示す。なお、参考のため、き裂の再発状況も同表に示した。

き裂の発生状況を見ると、ほとんどのものが No.1 C. Hold の船首に近い方に出ており、補修しても再発する例が多い。このようにき裂発生箇所が船首寄りにあるということから、これらの損傷が、船首部船側に作用する船首衝撃荷重によって発生したものと推定される。

しかし、1 例のみであるが、B 丸については No.2 C. Hold 内の肋骨下端のき裂損傷の記録があり、同 C. Hold の位置が、すでに船体のほぼ平行部分に入っていて、船首衝撃荷重の影響をほとんど受けないと考えられることから、この損傷例をとり上げることとする。

4.3.2 損傷の解析

(1) 損傷の発生状況

図 4.3.2 に、B 丸のき裂損傷の発生年とその個所を示す。同図から明らかなように、本船の場合、大部分のき裂は ORDINARY FRAME の下端（構造型式は E タイプに相当、図 4.2.1 参照）に生じており、その入り方は前述 3.4 節で実施された肋骨構造模型実験結果と酷似している。又、同図より、き裂の発生が右舷に多いこと、倉内肋骨のうち船首寄りのものが発生年が若干早目であると言えるようである。

(2) ORD. FR. 下端の疲労強度

肋骨下端のき裂損傷を解析するに当っては、No.2 C. Hold 内の ORD. FR. 下端に発生したき裂損傷記録を実船の疲労損傷基礎データとして採用することとする。

No.2 C. Hold 内の ORD. FR. は、下端において寸法及び形状が同一であり、又、船体横断面における全体的な形状についても、船長方向に対してほとんど変化せず、合同とみなせる。さらに、本 Hold は横肋骨式構造であり、船長方向に強度部材が設置されていないので、各肋骨は、もっぱら船側波浪変動水圧荷重によって繰り返し変形すると考えられる。

今、No.2 C. Hold 内の全 ORD. FR. 計 50 本を疲労実験に供された試験体と考え、その疲労強度の平均と、標準偏差を求めてみる。なお、その際、各試験体に加えられた外荷重は、それぞれ同等な荷重レベルのランダム荷重であったと仮定する。

実際の損傷記録によれば、50 体のうち、今なおき裂の発生していないものが半数以上あるが、外荷重がランダムであるので、これらについても将来必ずき裂が生ずると仮定し、その確率分布を建造後の年数に対して正規分布あるいは対数正規分布とおいて、その平均値及び標準偏差を外挿法により推定することとする。

正規確率紙にき裂の発生確率をプロットしてみると（図 4.3.3 参照）、年数に対して対数正規分布をしているようであり、平均強度は 13 年 7 月と得られた。一方、正規分布としてグラフを読み取ると、平均強度は 12 年 1 月、標準偏差は 4 年 4 ヶ月程度である。

(3) 肋骨下端の応力振幅

本船の肋骨下端の疲労強度の平均が約13年半であり、荷重の繰り返し数に換算すると約 6.8×10^7 回となることが判明した。この期間に本船が受けた波浪変動荷重の履歴がわかれば、肋骨下端の応力頻度もある程度推定がつけられるが、変動荷重履歴のようなデータは、一般には入手困難であろう。

そこで、ひとつの基準値として、船側肋骨の構造寸法を設計する際に、準拠すべき規則で設定されている外部荷重のもとで発生する肋骨応力を最大応力として用いることを考える。すなわち、波浪中の船側水圧として、鋼船規則検査要領に示されている直接計算荷重条件を与えることとし、波の山に相当する荷重（波浪荷重が加算される側）を与えたときに発生する肋骨応力を σ_u 、波の谷（波浪荷重が減じられる側）のときを σ_l として、 $S_{ACT} = \sigma_u - \sigma_l$ と定義される応力範囲 S_{ACT} を本船の肋骨下端に作用する最大応力振幅）と想定する。なお、ここで計算される肋骨下端の応力値とは、鋼船規則の規定と同様に、肋骨下端に標準長さ $\ell/8$ （ ℓ は肋骨の全長）のプラケットが付いているとして、その上端部に作用するモーメントを本船の肋骨断面係数で割った値である。本船の横強度部材を骨組にモデル化して、上述の諸条件に従って応力解析を実施した結果、最大応力振幅（全振幅） S_{ACT} は、 17.1 kg/mm^2 と得られた。

4.3.3 実船の損傷と模型実験結果との比較検討

今回とり上げた実船の疲労損傷は、き裂発生部の平均応力が圧縮で、変動応力を加えても引張応力とはならないことが前項の解析で明らかとなった。一方図4.2.1に示した各構造型式の肋骨構造模型実験では、き裂発生部は、平均応力、変動応力ともに引張側である。従って、両者を比較した場合、厳密には異った応力状態での比較となるが、応力集中の大きい場合は、疲労き裂の発生寿命に対する平均応力の影響は小さくなるとされているので、両者の応力振幅で比較してみる。

損傷船は、 $S_{ACT} = 17.1 \text{ kg/mm}^2$ に対し平均き裂発生年が13.5年と得られているのに対し、本船の構造型式であるEタイプモデルの模型実験結果は、 $\bar{S}_a = 11.2 \text{ kg/mm}^2$ に対し、き裂発生推定年が13.3年とほとんど同じ数値を示す。すなわち、規則で設定された荷重条件のもとで得られる最大変動応力 S_{ACT} と、Eモデルの最大応力全振幅 \bar{S}_a との間には、 $\bar{S}_a \approx 0.65 S_{ACT}$ なる関係が成立し、この応力換算係数を用いて、図4.2.2の各構造型式の $S-N_c$ 曲線から累積被害度を計算すれば、任意の S_{ACT} の値もとで、構造型式を変更した場合の疲労寿命の推定ができることになる。

4.4 肋骨下端のメンテナンスフリーへの考察

以上述べたように、模型実験結果と、実船損傷データとを比較することにより、肋骨下端の各構造型式を実船に採用した場合の疲労き裂の発生寿命がほぼ推定できるようになった。ところが、これらはき裂発生の平均寿命であり、図4.3.3に示すように、実際の疲労寿命はかなりバラツキが大きい。すなわち、メンテナンスフリーとして設定した2回目の定検時となる建造後8年目には、本損傷船は、すでに肋骨総数のうち12%程度のものにき裂が発生していることになる。

今、図4.3.3の実船損傷データ（対数正規分布）で決まるC.O.V.（変動係数）が、各構造型式の肋骨についても同一と仮定し、メンテナンスフリーに対する基準値として、2回目の定検時に95%の健全さを要求するとすれば、本損傷船の肋骨下端のき裂発生平均寿命は、21年5月程度である必要があったことになる。（図中、ハッチ付き実線参考）

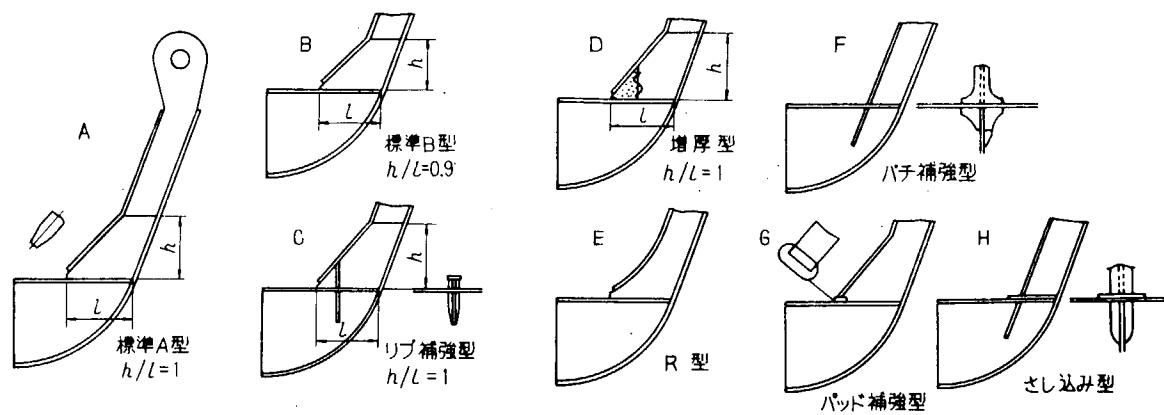


図 4.2.1 模型実験の実施された肋骨の構造型式

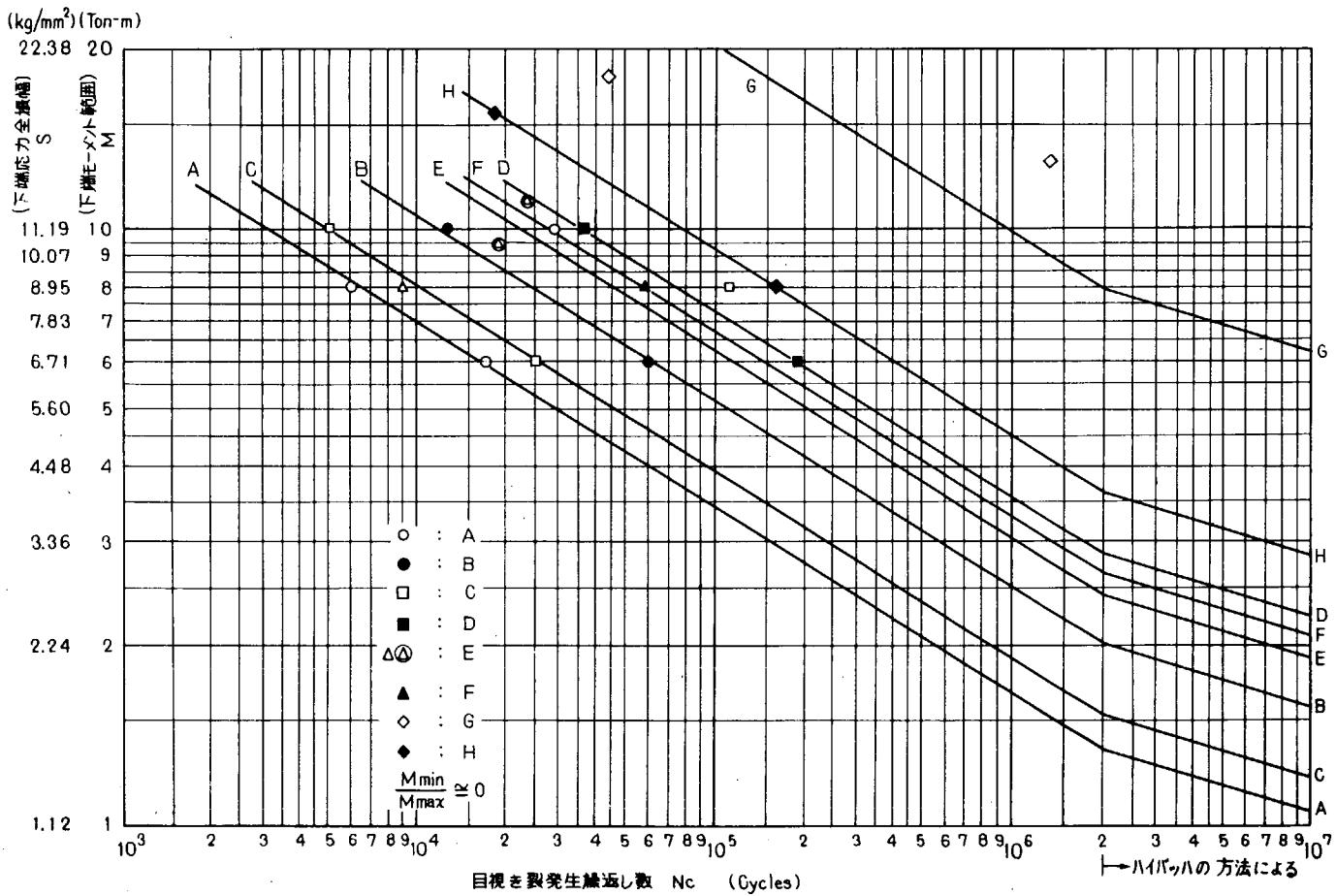


図 4.2.2 M, S - Nc 線図

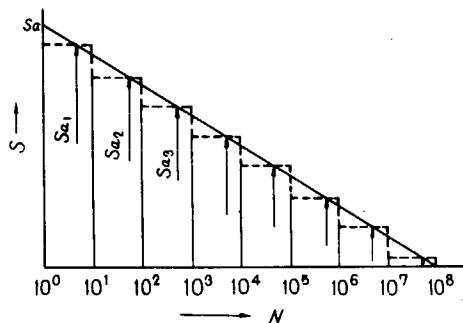


図 4.2.3 変動荷重（応力）頻度分布

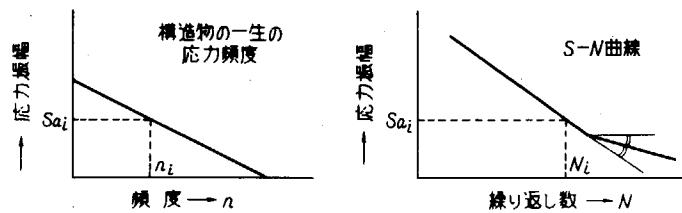


図 4.2.4 累積被害度の計算パラメタ

表 4.3.1 倉内肋骨下端のき裂損傷の発生状況例

船名	L × B × D × d	き 裂 発 生 状 況					備考
		Hold No	建造后年数	新規発生数	再発生数*	(P) (S)	
A 丸	138 × 22 × 11.8 × 8.6	1	4年	(P) 3 (S) 3		(P) 2 (S) 2	(P) 左玄 (S) 右玄
			5年1月	12	14		詳細不明
			6年1月			4	
			7年			3	
			7年9月			計12	
			8月11月			計8	
			10年3月			計16	
			11年4月				
B 丸	178.25 × 27.5 × 18.3 × 10.52	1	1年4月	8	6		北太平洋を定期的に運航
			2年8月			8	
			4年4月	13	8	5	
			4年7月		1		
			8年3月			1	
			10年6月	2	1	1	
			11年7月			2	
	2	2	4年7月	(+1)	2(+1)		ORD, FR, 下端のき裂発生数を示す。 () 内はSTRONG FR, のき裂発生数
			8年3月	3	5		
			10年6月	3	4	3	
			11年7月	1	3	2	
						1	
C 丸	138 × 22 × 11.8 × 8.67	1	1年	17	23		() 内はPAD RL, T. TOPとの取合部に発生したき裂数
			2年1月		2	20	
			4年4月			23	
					6	3	
					(5)	(3)	
			5年2月			12	
						5	
			7年2月			(4)	
						10	
						計34	
D 丸	143 × 21.4 × 12.3 × 9.07	1	3年1月	(P) 9 (S) 12		(P) 5 (S) 5	
			4年			1	
			5年1月	1			
E 丸	140 × 22.6 × 12.0 × 9.09	1	1年2月	4	4		詳細不明 ** 再発と思われる(前年不明のため不明)
			2年2月			3	
			3年	1	1	2	
			6年9月		計30	2	
			7年9月			5 **	
						5 **	
F 丸	147 × 23.4 × 12.7 × 9.36	1	2年11月	計44		計43	詳細不明
			5年				
G 丸	130 × 20 × 11.5 × 8.84	1	2年1月	11	12		詳細不明
			3年1月			4	
			4年1月		計	4	
						21 ケ	

※ 補修後にPADプレートなどにき裂発生したものも再発とした。

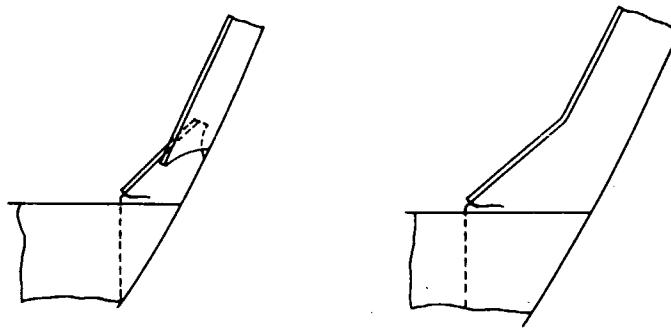


図 4.3.1 倉内肋骨下端の損傷例

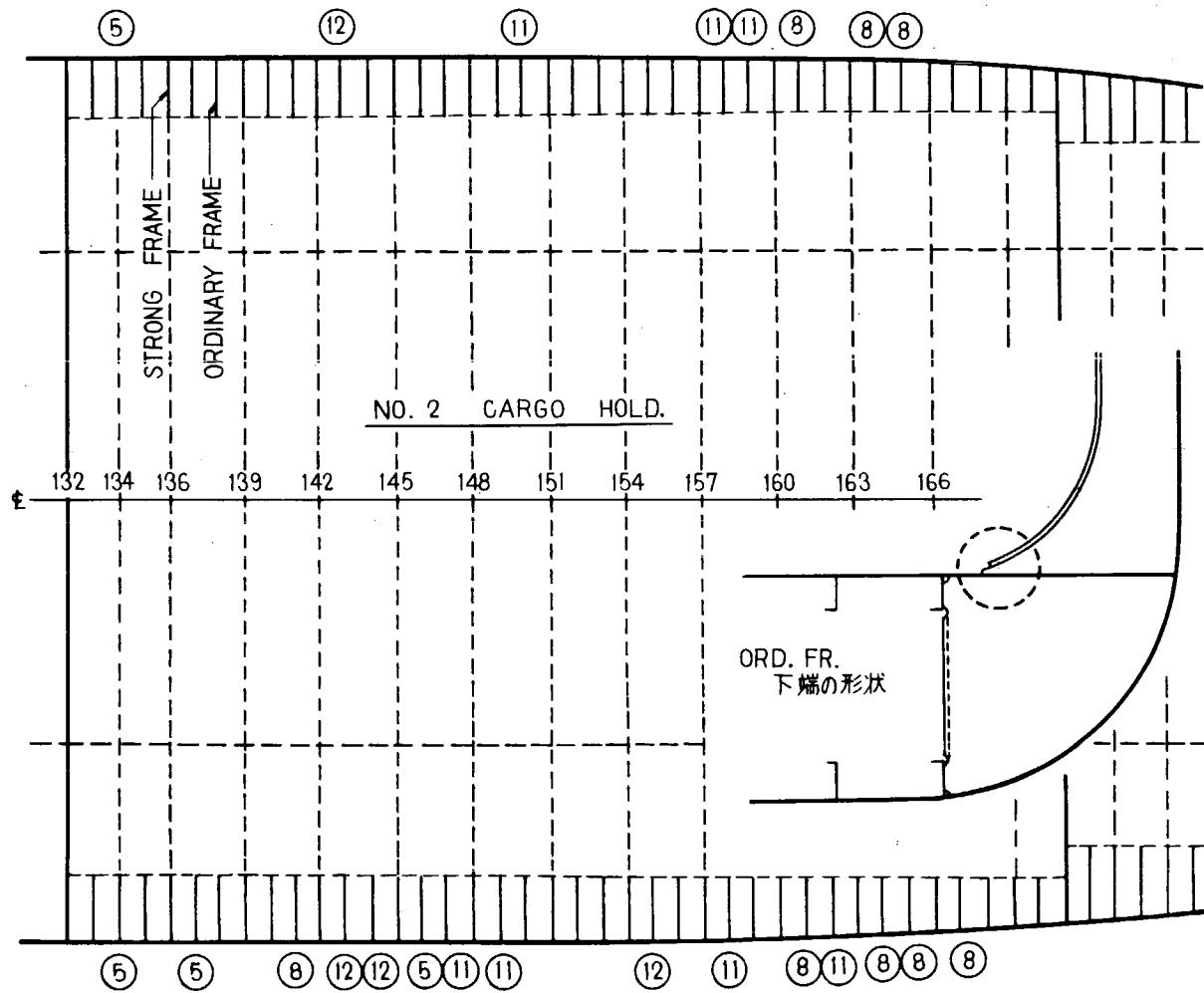


図 4.3.2 B 丸倉内肋骨き裂発生状況（建造後年数）

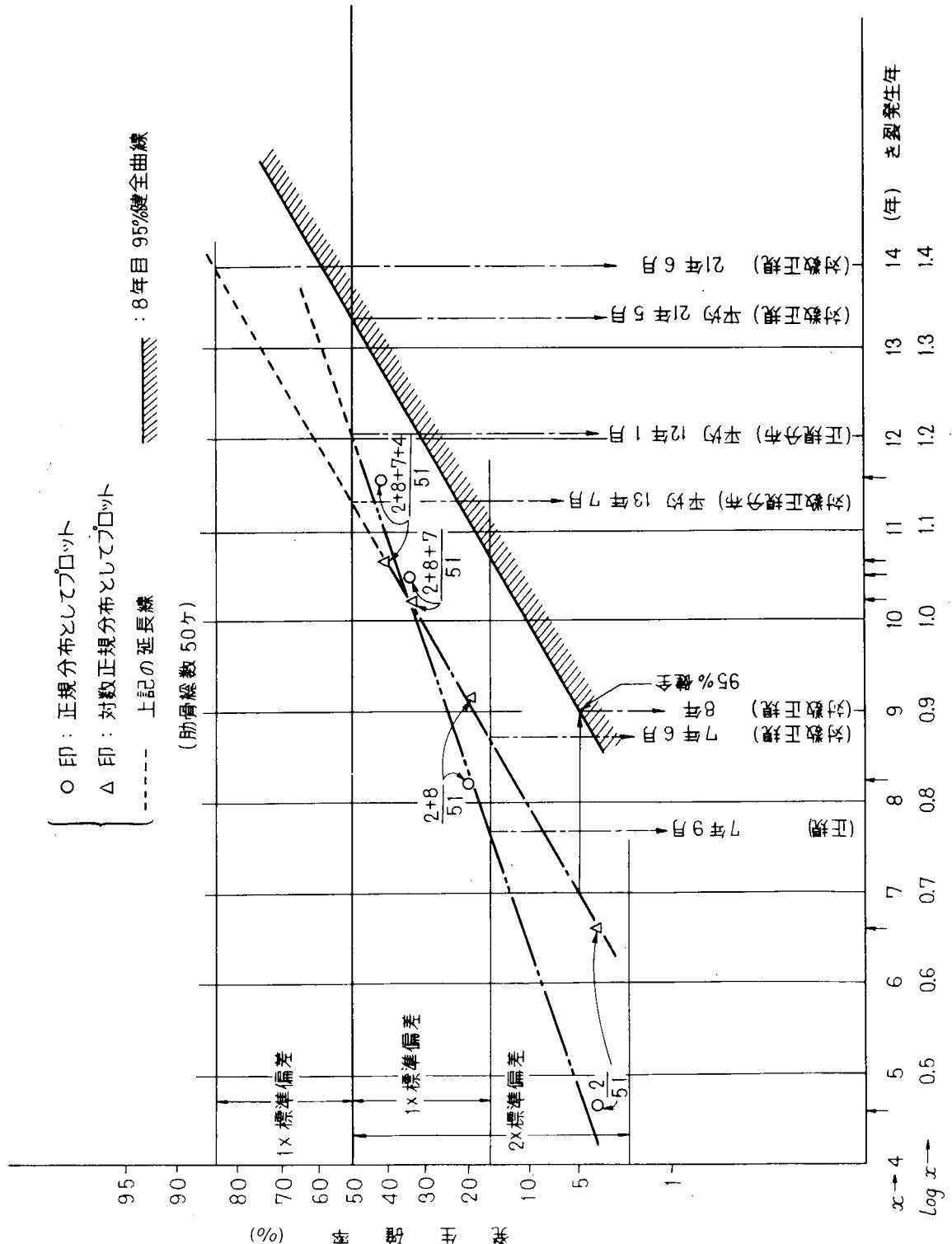


図 4.3.3 き裂発生年の確率分布

5. 防食対策に関する研究

メンテナンスフリーのための品質管理と検査方法を確立するため、大型専用船のバラストタンクの重塗装を対象とした実船調査を行ない、その結果を考慮して昭和52年度には突合せ溶接部のビード表面、フリーエッジ部の塗膜の付着状態と下地処理、塗膜厚さ、エッジ部の面取り方法など腐食に及ぼす因子の影響について実験・研究を行なってきたが、本年度の研究ではその後の経年変化の調査とあわせてすみ肉溶接部の塗膜の付着状態についても調査をした。

また、実船を対象にしてフリーエッジ部、ビード表面等の塗膜厚とその推移についても調査をして塗膜のメンテナンスフリーのための施工要領について検討をした。

又、艤装品およびその取付部については損傷、腐食とその修理について昭和52年度に調査を行なった結果、蒸排気管、バルブ駆動用油圧管、通風筒、ワインチ、ウインドラス、舷梯、ハッチカバー等に腐食や損傷が多いことが明らかとなり、その対策が検討されてきたが、これら艤装品に特殊処理や耐食性材料を使用する場合の経済性評価をも加え調査検討した。

5.1 すみ肉溶接部の塗膜厚分布についての実験調査（日立造船）

前年度に引き継いでメンテナンスフリーのための品質管理と検査方法を確立させるための一環として、すみ肉溶接部への塗装時のビード上の膜厚分布を実験的に求めた。

表5.1.1 ショットブラストおよびショップライミングの施工状態

5.1.1 試験材と実験の方法

(1) 試験片の製作方法

(a) 一次表面処理

試験材はSM41鋼板（ $1,000 \times 1,500 \times 10$ mm）を日立造船大阪工場堺の現業ショットブラストラインを使用し表5.1.1示されるようにショットブラスティングおよびショップライミングを施工したのち、水平すみ肉溶接試験片および垂直すみ肉溶接試験片に加工した。

項目		状態
シット ヨラ ツト ト	ショットボール寸法	1.0 mmØ
	除錆程度	SIS規格 S _a 2.5 ~ S _a 3.0
	表面粗度	50~70 μm Hmax
シット ヨラ ツイ トイ マ	種類	ジニクリッヂエポキシプライマ (ZE#100 関西ペイント製)
	膜厚	15~20 μm

なお溶接は手溶接とし、その時の溶接施工条件および試験片寸法は表5.1.2の通りとした。

表5.1.2 溶接条件および試験片寸法

(b) 二次表面処理および塗装

二次表面処理は日本造船研究協会の下地処理基準（SPSS）にしたがってZNP_t-3に仕上げた。

項目	溶接構	脚長	溶接姿勢	試験片寸法
水平すみ肉溶接	LTB-52 5.0 mmØ	8 mm	水平溶接	[mm] 100 10 200 200
垂直すみ肉溶接 (神鋼)		8 mm	立向溶接	

塗装は実験室的自動塗装装置を使ってタールエポキシ塗料（日本ペイント㈱製品エポタールM-HB）をエアレスプレーした。なお、膜厚は125 μm（乾燥後D.F.T.）を1としてそれぞれ1.5、2および3倍になるよう塗装パススピードを変化させて塗装した。

5.1.2 試験項目

(1) 顕微鏡観察による膜厚測定

すみ肉溶接ビード部の塗膜分布状態を観察するために顕微鏡写真用に試験片をマイクロカッターでビードに対して縦方向および横方向に切断した。

顕微鏡写真はスライド用に接写を行ない、それを25倍のスライドに拡大して写し出し、膜厚を測定した。なお試験片の切断状態を図5.1.1に示す。

5.1.3 実験結果

(1) すみ内溶接ビード部の断面写真

5.1.1の方法で作成した試験片の塗膜分布状態の断面写真を写真5.1.1～5.1.4に示す。

(2) すみ内溶接ビード部の膜厚測定結果

5.1.2で撮影した写真を用いて平面部および溶接ビード部の膜厚をそれぞれ測定した。平面部は横板および縦板をそれぞれビード端より10mm離れた位置で5点、また溶接ビード部はピークを狙つて最大値、最小値を含む10点を計測した。その結果を表5.1.3に示す。

注1 ※目標膜厚は125 μm（乾燥後）を

図5.1.1 試験片の切断状態

表5.1.3. 膜厚測定結果

1とした倍数

2 枠内斜線部は測定なし

3 平面部平均値は縦板および横板の平均膜厚を示す。

表5.1.3に示す値から平面部膜厚と溶接ビード頂部横断面の膜厚との関係を求める

と図5.1.2となる。

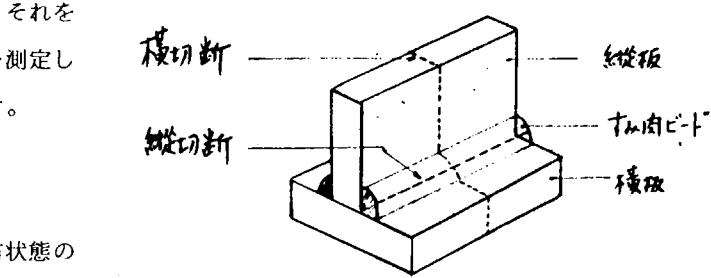
5.1.4 考察

すみ内溶接試験片に目標膜厚を設定して塗装したが塗膜は表5.1.3にも示すように目標膜厚に対して実測値は平面部においてもかなりの巾があり、当然のことながらビード頂部では大きい差異が見られる。しかしこの表ならびに図5.1.2から次のように考察できる。

(1) 水平にせよ垂直にせよすみ内溶接ビード部塗膜厚は比較的うすいケースでは平面部に比べて不十分であるが250 μm以上の厚膜ではかなりカバーが出来ている。これは塗り回数の影響があるためと思われる。

(2) 水平と垂直を比較したときは、水平の膜厚が垂直のそれより大きく低目標ではこの傾向が大きい。このことはビード形状の差が写真とともに確認されるように影響していると考えられる。

(3) これらのことから、すみ内溶接ビード部に対する十分な塗膜厚を求められる場合は増し塗りの必要性をうかがわせている。



	測定点	I	II	III	IV	V	VI
※目標膜厚倍数	1	1	1.5	1.5	2	3	
水平すみ内溶接	平面部 平均値	90	108	166	208	288	323
	最大値	180	180	312	528	560	520
	最少値	30	60	120	150	180	360
	平均値	110	132	205	340	366	434
	ビード横断 最大値		120		240		
	ビード横断 最少値		40		120		
	ビード横断 平均値		70		176		
	平面部 平均値	81	141	153	186	299	314
	平面部 最大値	190	260	288	340	520	720
	平面部 最少値	60	70	70	80	240	290
垂直すみ内溶接	平面部 平均値	99	174	160	184	358	444
	ビード横断 最大値			168	320		620
	ビード横断 最少値			40	40		140
	ビード横断 平均値			71	143		295

5.2 52年度実験の追跡調査（日立造船、関西ペイント）

前年度においては突合せ溶接ビード部およびシャープエッジ部の表面処理や膜厚が塗膜性能に及ぼす影響について調査をし腐食試験5ヶ月後の結果についてすでに報告をしたが本年度も引き継いでこれを継続して、観察を行ない12ヶ月間の実験を完了したのでその結果を報告する。

なお詳細な実験方法については
52年度報告第4章(P85)を参照
のこと。

5.2.1 腐食試験

突合せ溶接ビード部およびエッジ部について、その表面処理の程度、ならびにタールエポキシ塗料の塗膜厚を変動させて腐食試験を行なった。

試験は40°C、3%食塩水浸せき試験および腐食サイクル試験の2方法をとった。

なお腐食サイクル試験の要領を図5.2.1に示す。

5.2.2 実験結果

(1) 40°C、3%食塩水浸せき試験12ヶ月後、および腐食サイクル試験50サイクル(7日1サイクル×50=350日)後の最終結果を表5.2.1、表5.2.2に示す。

またこの試験の代表的な写真を写真5.2.1、5.2.2に示す。

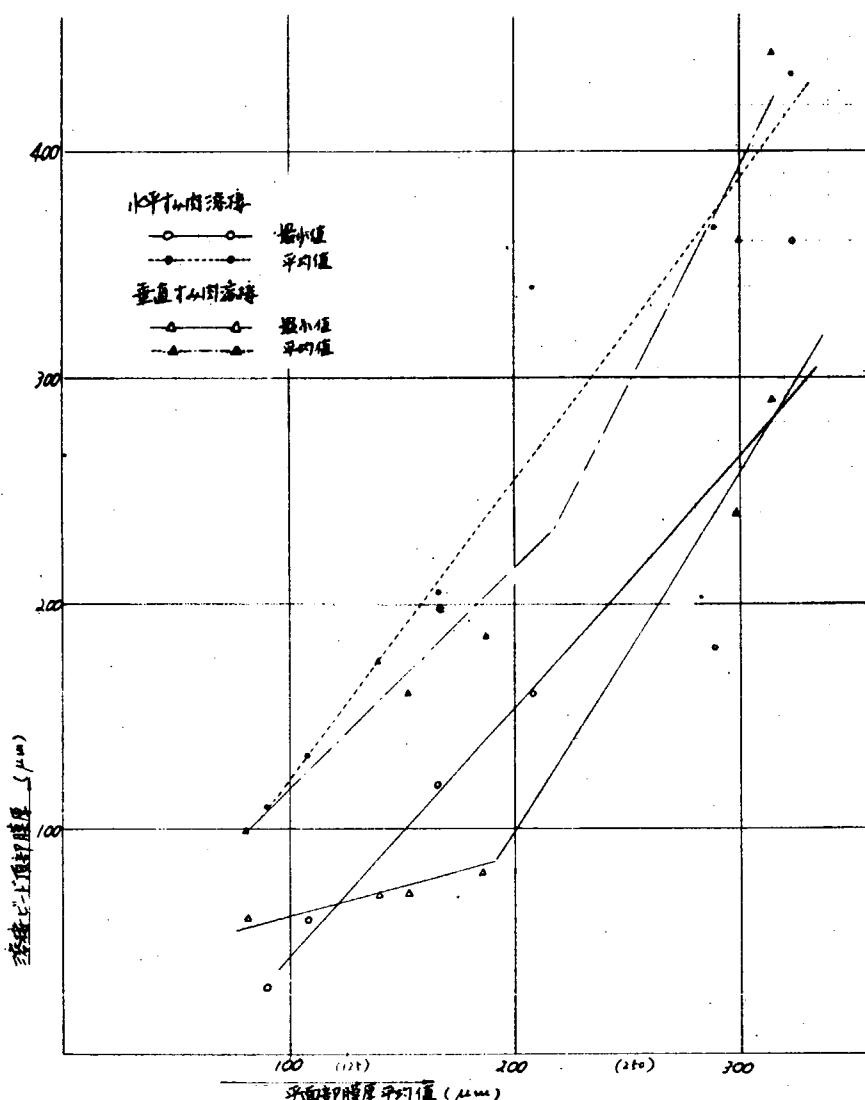


図5.1.2 平面部膜厚と溶接ビード項部(横断面)膜厚との関係図

(2) 腐食試験結果の経時変化

つき合せ溶接ビード部対象の試験では12ヶ月後および50サイクル後でかなりの欠陥が観察された。

そこで、フクレの欠陥をASTM-O-714-56、サビの欠陥をSSPCによる評価法をベースにして表5.2.3に示す評価基準に準じ、表5.2.4の方法で各実験要因ごとに数値化し腐食の程度の経時変化を観察した。

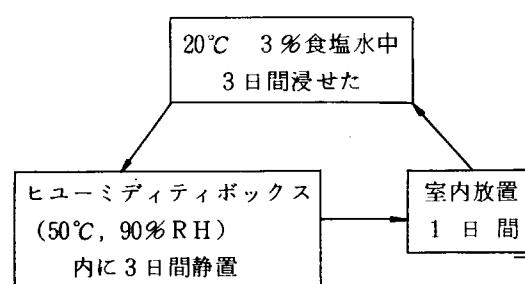


図5.2.1

表5.2.3 評価基準

欠陥の種類	ふくれ		さび
	1mmØ未満	1mmØ以上	
なし	5点	5点	5点
1~3ヶ	4	3	4
4~10ヶ	3	2	2
11ヶ以上	2	1	1

表5.2.4 データの数値化基準

試験の部位	欠陥の種類	評価点 最高	評価点 最低
ビード正常部	さび ふくれ	5点~1点	"
ビード異常部	さび ふくれ	"	"
平面部	さび ふくれ	"	"
各要因別試験片の合計 評価点			30点~6点

(注) 腐食試験12ヶ月後または50サイクル後ふくれ、さびの欠陥がどの部位をとっても全く認められないものが最良で30点とした。

この方法により評価した結果を表5.2.5に示す。

5.2.1 腐食試験結果（溶接ビード部対象）

溶接 観察箇所 膜厚	試験項目	40°C, 3%食塩水浸漬試験						腐食サイクル試験 (50サイクル)						
		ビード正常部		ビード異常部		平面部		ビード正常部		ビード異常部		平面部		
		さび	ふくれ	さび	ふくれ	さび	ふくれ	さび	ふくれ	さび	ふくれ	さび	ふくれ	
自動溶接	1.5	S _d 2	E	E	1ヶ所	E	E	E	E	E	E	E	E	
		P _t 3	E	E	1ヶ所	E	E	E	E	E	E	E	E	
	2.0	S _d 2	E	E	1ヶ所	E	E	E	E	E	2ヶ所	E	E	
		P _t 3	1ヶ所	E	1ヶ所	E	1ヶ所	E	E	E	1ヶ所	E	E	
	3.0	S _d 2	E	E	1ヶ所	E	E	E	E	E	1ヶ所	E	E	
		P _t 3	E	E	E	E	E	E	E	E	1ヶ所	E	E	
手溶接	1.0	P _t 1	E	1~3mmØ 多數	1ヶ所	E	E	1~2mmØ 多數	1ヶ所	1mmØ 多數	1ヶ所	1mmØ 多數	E	
	1.5	S _d 2	E	E	2ヶ所	E	E	1.0mmØ 1ヶ	実験組合せなし					
		P _t 3	1ヶ所	1.0mmØ 若干	1ヶ所	E	E	1.0mmØ 若干	実験組合せなし					
	2.0	S _d 2	E	E	2ヶ所	E	E	E	E	E	1ヶ所	E	E	
		P _t 3	E	E	1ヶ所	1.0mmØ 若干	E	1.0mmØ 若干	1ヶ所	1mmØ 多數	1ヶ所	1mmØ 多數	E	E
溶接	3.0	S _d 2	E	E	2ヶ所	E	E	4mmØ 1ヶ	E	E	1ヶ所	E	E	
		P _t 3	E	E	2ヶ所	E	E	E	1ヶ所	E	1ヶ所	E	E	

(注) 表中、Eは異常なしを示す。

(注) さび、ふくれ発生がわずかであったため、評価方法として、ASTM、その他の基準の表示をしなかった。

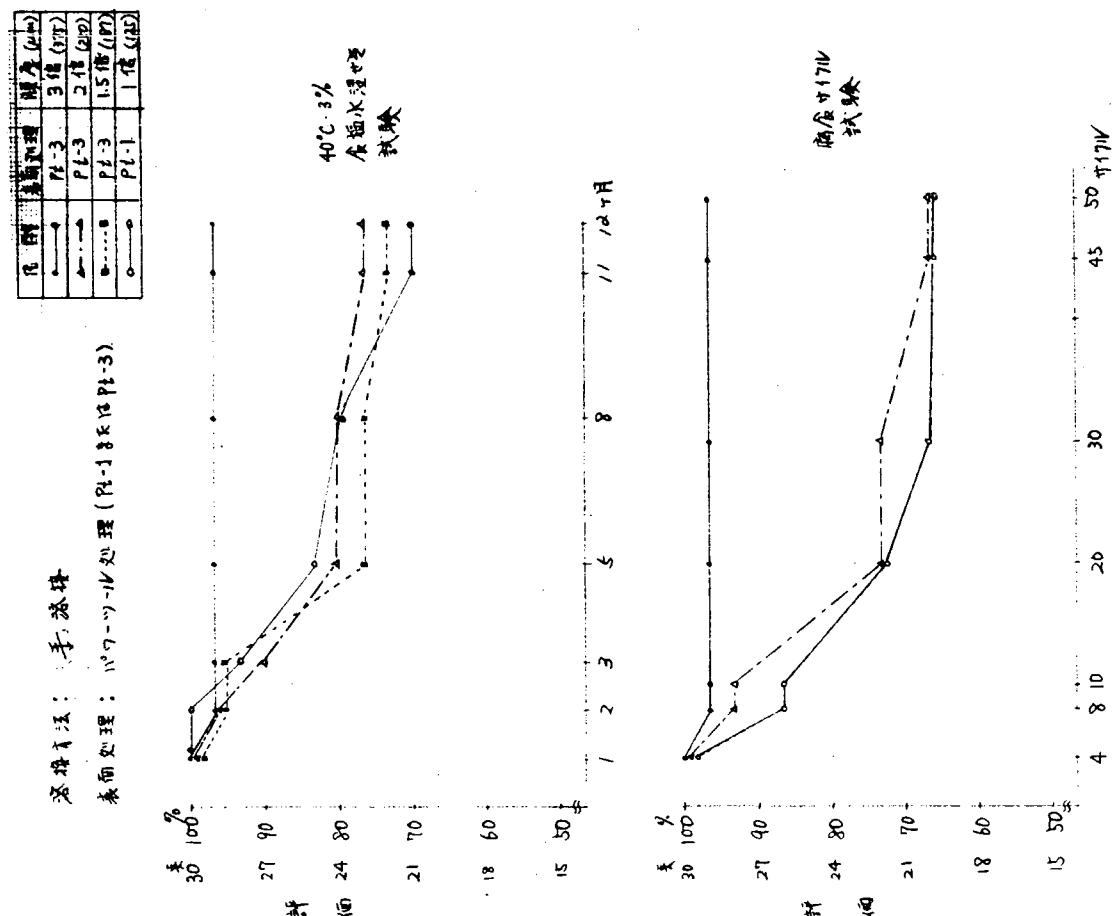
表5.2.2 腐食試験結果（エッジ部対象）

項目 エッジ処理方法	40°C, 3%食塩水浸せき (12ヶ月間)	腐食サイクル試験 (50サイクル)
処理なし	さび 2ヶ所	さび 1ヶ所
3C面取り	E	E
3R面取り	E	E

表5.2.5 腐食試験の経時変化

溶接法 膜厚(倍数)	試験方法 期間	40°C, 3%食塩水浸せき試験							腐食サイクル試験						
		1ヶ月	2"	3"	5"	8"	11"	12"	4サイクル	8"	10"	20"	30"	45"	50"
自動溶接	1.5	S _d 2	30	29	29	29	29	29							
		P _t 3	30	29	29	29	29	29							
	2.0	S _d 2	30	29	29	29	29	29	30	29	29	29	29	29	29
		P _t 3	30	30	29	29	27	27	30	29	29	29	29	29	29
	3.0	S _d 2	30	30	30	29	29	29	30	29	29	29	29	29	29
		P _t 3	30	30	30	30	30	30	30	29	29	29	29	29	29
手溶接	1.0	P _t 1	30	30	29	25	24	21	21	30	26	26	22	20	20
	1.5	S _d 2	30	29	29	29	27	27							
		P _t 3	30	29	29	23	23	22							
	2.0	S _d 2	30	29	29	29	29	29	30	29	29	29	29	29	29
		P _t 3	30	29	27	24	24	23	30	28	28	22	22	20	20
	3.0	S _d 2	30	30	30	29	29	27	27	30	29	29	29	29	29
		P _t 3	30	29	29	29	29	29	30	28	28	28	28	28	28

なお、手溶接でかつ表面処理グレードがパワートゥール処理の条件では、経時劣化がかなり認められたので、その状況を図5.2.5でグラフ化した。



5.2.3 顕微鏡観察による膜厚測定

突合せ溶接ビード部の上の塗装膜厚を計測することは出来ないので乾燥膜厚を変動させて塗装した試験片を作り、溶接ビードに対して縦および横方向にマイクロカッターで切断して、顕微鏡写真にとりスライドで拡大させて膜厚をそれぞれ観察測定した。測定は平面部を5点のほかビード部も最大値、最小値をそれぞれ5点づゝ行ない、それらの平均値も出した上平面部とビード部との間の膜厚差についての相関性を調べてみた。

これらの結果を表5.2.6および図5.2.3に示す。

鉛1 一般平面部とは溶接ビード端より10mm離れた点を膜厚計

測したもの。

2 溶接ビード部上の平均値は測定膜厚の合計 nヶ=5 の平均とした。

表5.2.5 膜厚測定結果 (μm)

一般 平面部膜厚	溶接ビード 上膜厚	最大値	最小値	平均値
140	125	50	90	
195	150	50	100	
245	175	50	105	
265	200	150	180	
310	275	150	210	
370	325	175	270	
405	350	250	300	

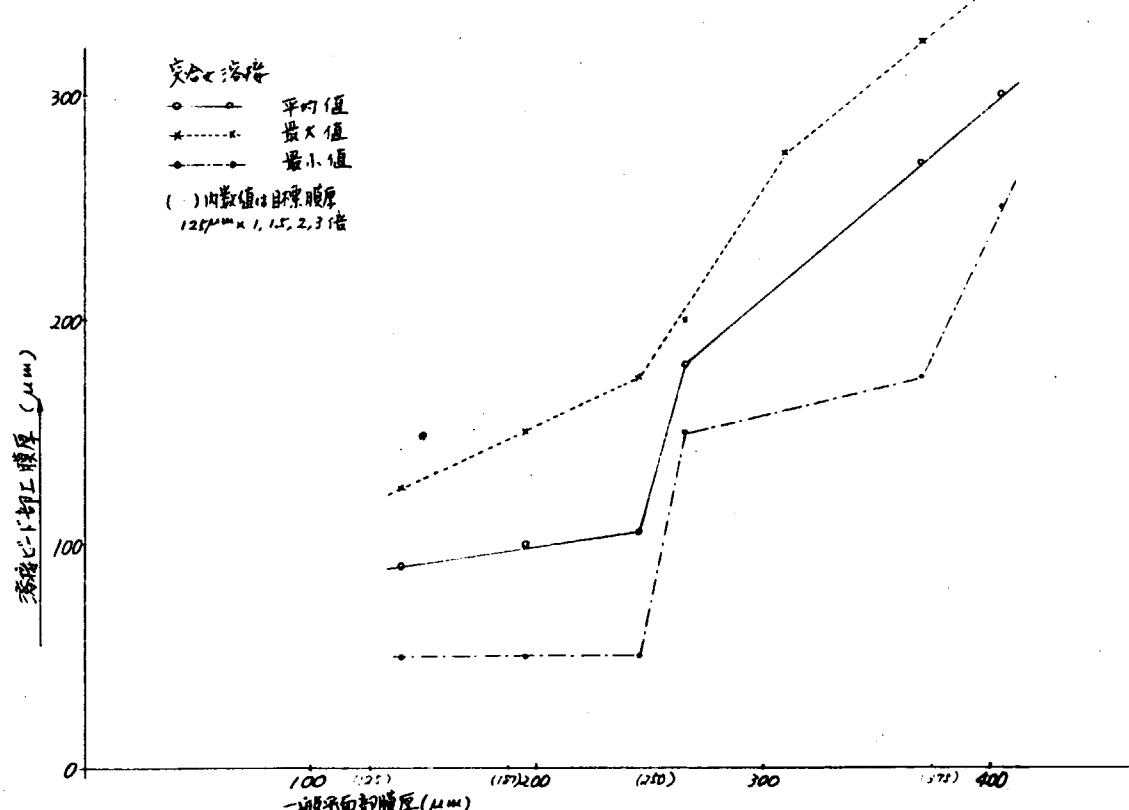


図5.2.3 一般平面部と溶接ビード上との塗膜厚相関図

5.2.4 考 察

顕微鏡による塗膜断面観察および40°C, 3%食塩水浸せき試験ならびに腐食サイクル試験を12ヶ月間を通じて実施し、これらの結果を考察すると以下のようになる。

(1) 溶接ビード部対象

これは突合せ溶接ビード部のみについて行なったのであるが、顕微鏡観察結果から分るようにビード部上は素地の凹凸の影響を大きく受けて一般平面部に比べて膜厚がかなり薄くなるが、特に平面部膜厚が250 μm以下の場合は著しい。またその凹凸が生じ易い手溶接は自動溶接に比べて、その傾向が大きくかつさびも生じやすい。

さらに、溶接ビード部上に対してパワートウール処理で塗装して、性能を維持させるためには少なくとも図5.

2.2 からも推測出来るように、目標膜厚を $375 \mu\text{m}$ 程度確保させる必要がある、このためのビード近傍の平面部膜厚は図 5.2.3 からみると $400 \mu\text{m}$ 以上は必要となってくることが判る。

(2) シャープエッジ部対象

シャープエッジ部に対してはそのままではさきの顕微鏡観察からみても所定の方法ではとうてい膜厚の確保はむずかしく、また腐食試験でも発錆が認められていることから、少なくとも 3C 以上ないしは 3R 程度の面取り加工が必要となっている。

5.3 実船調査（日立造船、関西ペイント）

前年度から引続いて溶接ビード部分あるいはシャープエッジ部と一般平面部との塗装膜厚の相関々係ならびに、それが防食性能に及ぼすえいきょう等について、若干の実験を折込んで調査を行なって、結果を得ているがこれと併行して一部の実船における状態を調べて、その結果との対比を試みた。

5.3.1 調査対象船舶

就航船の中から建造時の仕様、塗装時の状況が詳しく分っていてかつ今年度入渠時に船内の主な部位の塗膜厚の変位状況が捉まえられるものを選んで、膜厚計測を行なった。対象船舶の主要目、調査個所は表 5.3.1 のとおりである。

表 5.3.1 調査対象船

	A 丸	B 丸
船の種類	コンテナー船	コンテナー船
L × B × D(m)	$200^{38} \times 30^0 \times 16^3$	$175^0 \times 25^2 \times 15^3$
載荷重量(t)	23.778	15.400
建造年月	S 46. 11	S 43. 11
調査年月日	S 53. 11. 27	S 54. 1. 29
主たる	FPT _k , UP WING T _k	APT _k , #4 WBT _k
調査箇所	L. WING T _k , D. B. T VOID, 上甲板, ハッチコーミング	#2 FWT _k E/R 上甲板 ハッチコーミング

5.3.2 調査結果

両船の主たる部分の塗膜厚の計測結果は表 5.3.2 に示すとおりであり、またその状況の一部は写真 5.3.1 ~ 5.3.4 に示す通りである。

5.3.3 考察

調査を行なった両船共比較的古く、1隻は7年目他は11年目で、たまたまいずれも初期のコンテナー船となったが概して主要タンク内部の状況は良好であったといえる。

特にそれぞれ建造時の位様もしくはスケマでは膜厚についての明記はなかったが、造船所において自主規制を行なって目標膜厚を定め、その目標がいずれの箇所でも達成されていると考えてよい。

また本船の就航後の稼動状況ないしは使用状態など詳らかでないが外面を除けば、タンク内部などは膜厚自身の衰耗は余りないことが推察出来る。

たゞ細かく局所を観察すると、溶接ビード部、フリーエッジあるいは工事に伴なう焼損部などの手当の不十分な所はその部分の膜厚と共に矢張り腐食進行がかなり見受けられる。そして度重なる入渠修理時の局部修繕箇所も同様のことが云える。

一方上部構造物外壁、特にハッチコーミング廻りは、小儀装金物も含めて建造当時の跡は全くない上に厚さびが数mmにも達し、本船乗組員などによく途中のメインテナンスの跡が随所に見受けられた。またそれらの塗膜も何回となく増塗りされた形跡が窺える。

タンク内部等の計測膜厚値とさきに実験にて作成した膜厚関係図（5.2.3 ならびに 5.1.2）との比較を試みてみると、総括的にはビード上もしくはエッジ部の膜厚がかなりの厚さすなわち $200 \mu\text{m}$ と推定されても、その防食効果があるとの結論には結びつけていない。これは、単なる膜厚のみで効果を期待するには早計であることを意味している。すなわち、その部分に対する

- ア 二次表面処理程度もしくは加工グレード
- イ ショッププライマー又はプライマーのタッチアップ
- ウ 塗装のプロセスの詳細（刷毛塗り或いは機械塗り）
- エ 塗り重ねインターバル
- オ スプレーダストなど

などのいくつかの要因が塗膜厚さの他にからんでいると考えられる。

表 5.3.2 膜 厚 計 測 結 果

船名 計測個所	A 丸		B 丸	
	仕 様	平均膜厚 / 計測点数	仕 様	平均膜厚 / 計測点数
F . P . T _k	T/E × 2 ^c < 200 μm >	235 μm / 10	—	—
UP . WING T _k	T/E × 2 ^c < 200 μm >	178 μm / 14	—	—
Low WiNG T _k	T/E × 2 ^c < 200 μm >	261 μm / 13	—	—
W . B . T _k (D B T)	T/E × 2 ^c < 200 μm >	288 μm / 11	T/E × 2 ^c < 200 μm >	262 μm / 12
V O I D	T/E × 2 ^c	—	—	—
F _R . W . T _k	—	—	P/E × 2 ^c < — >	185 μm / 2
A . P . T _k	—	—	T/E × 2 ^c < 200 μm >	225 μm / 29
H _{ATCH} C _{OAM}	CR R/P × 2 ^c CR F/C × 2 ^c	—	OL R/P × 2 ^c OL F/C × 2 ^c	—

注1 使用ショッププライマー A丸=ジンクエポキシプライマー, B丸=ウォッシュュープライマおよびジンクエポキシプライマ混用。

2 計測点は当該個所で数点へ十数点の平均とす

3 < μm >は仕様での目標膜厚を示す。

5.4 艏装品のメインテナンスフリー対策

5.4.1 艏装品（パイプ関係を除く）のメインテナンスフリー対策と経済性評価（川崎重工業）

(1) 調査の目的

艏装品のメインテナンスフリー対策については、S52年度に実際に運航している船の修理の実態調査した結果、艏装品の腐蝕の傾向と防蝕対策が取りまとめられた。

メインテナンスフリー船実現のための対策を考える場合、特に艏装品に対しては、容易に修理又は新替工事が行ない得るものもあることから、その経済性についても考慮に入れる必要があると考えられるので、経済性評価を合わせ調査検討した。

(2) アンケート結果

一般に、艤装品は、船種・船型の開発と共にさらに多様化する傾向にあり、その構造・機能についても多種多様であって、一括論することは不可能であるが、こうした艤装品のメンテナンスフリーへの基本的な思想をアンケートにより調査した結果、その共通した部分について代表的な艤装品をとりあげて表5.4.1.1に示した。

又、アンケート結果によれば、甲板上艤装品の中では、ハッチカバー関係に比較的大きな比重が置かれていたので、同表ではハッチカバー関係を別項目として検討を加えた。

(3) 経済性の評価

経済性評価を行なうにあたり、代表的艤装品に対し、現在各造船所で採用されている一般的仕様を設定し、それとメインテナンスフリー対策仕様とを比較することにし、イニシャルコスト指數と年間消耗度指數を算出した。

ここに「イニシャルコスト指數」とは、艤装品に対する一般仕様とメインテナンスフリー対策仕様の各々について、新規製作に要する費用を見積算出した上、一般仕様による費用を「100」とした場合のメインテナンスフリー対策費用を指數表示したものである。

又、「年間消耗度指數」とは、上記のイニシャルコストを各々の仕様に於ける耐用年数（想定値）で除した値について、上記と同様に一般仕様のものを「100」とした場合のメインテナンスフリー対策を施したもの指數表示であり、次の算式で表わされる。

$$\text{年間消耗度指數} = \frac{\frac{\text{メインテナンスフリー対策のコスト}}{\text{メインテナンスフリー対策後の耐用年数}}}{\frac{\text{一般仕様のコスト}}{\text{一般仕様の耐用年数}}} \times 100$$

尚、耐用年数は、船主の保守密度及び周囲の条件によって大きくばらつく性質のものであり、一義的には決定できないが一般的に機能の著しい低下のため、新替が必要と考えられるまでの期間として設定した。

その結果を同表中の「従来を100とした経済指數」欄に示した。

(4) 考 察

艤装品は前述の如く、その構造・機能により多種多様であり、一般的評価は困難ではあるが、同表中の指數はその中でも代表的事例について試算を行なったものであり、個々についてはその指數範囲にも相当な幅が考えられるが、同表の経済性指數をもとに艤装品のメインテナンスフリー対策の経済性評価を行なってみると、次の通りとなる。

a) イニシャルコスト指數では、

一般 艤装品	105 ~ 170
ハッチカバー	105 ~ 110

と一般的には、コストアップとなるが、これらの指數は、各々の艤装品の単位物量に対する値であり、その物量の占める比重がそれぞれ異なることも考慮すると、一船に於ける平均指數は、120 ~ 130程度となろう。

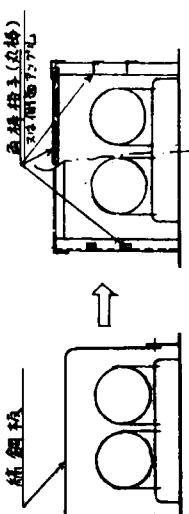
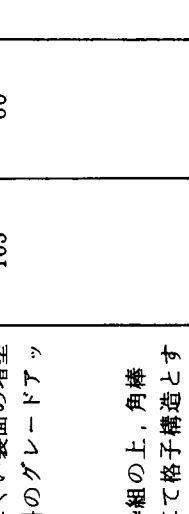
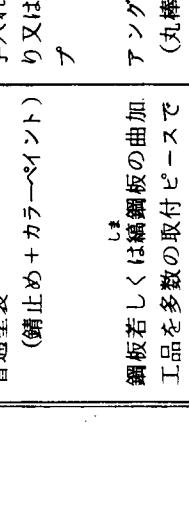
b) 年間消耗度指數では、

一般 艤装品	60 ~ 90
ハッチカバー	85 ~ 90

と減少を示しており、個々の艤装品に延命策を講じることにより、年間平均した場合の経費負担は軽減されることが推定される。

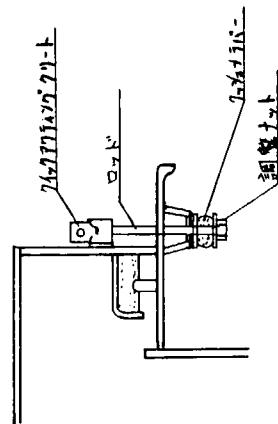
こうした観点から、艤装品に於ける延命策は、経済的にも十分メリットが窺え、メインテナンスフリー対策を推進して行くことが、長期的には望ましいといえる。

表5.4.1.1 装品(パイプ関係を除く)のメインテナナンスフリー対策と経済性評価

項目	従来の対策	M/F 対策	従来を100とした経済指標 イニシャルコスト 年間消耗	略図・備考
一般機器関係 1) 機台及び 同下甲板	普通塗装 3~4回 発錆時、若しくは定期的に外周面のみ鏽落し塗装	重塗装 (タールエボキシノバビルド) 手入れしやすい構造とする シートハイド手入れスペースを考慮 シート枠組の分割(オープン型)	128 85	 <p>従来の構造では、セミエンクローズされた台内部での溜水により、腐食の進度が大である。 通常8~12年で補機台の一部或いは全部の新替を行なっているが、この場合補機並びに附属配管の取外しが大きな費用負担となる。 上図の様なオープン型か若しくは完全エンクローズ型かは補機の種類により選択することが望ましい。</p>
	セミエンクローズ型	或いは エンクローズ型に密封し、 外部から海水の浸入を防ぐ構造とする	60	 <p>パイプの状態が観察でき、且つ必要に応じて内部の手入れができる構造とする。</p>
2) パイプカバー	普通塗装 (錆止め+カラーペイント)	手入れしにくい裏面の増塗 り又は塗料のグレードアップ	105	 <p>パイプの状態が観察でき、且つ必要に応じて内部の手入れができる構造とする。</p>
3) ワイヤーロープ類	鋼板若しくは織鋼板の曲加工品を多数の取付ピースで船殻部材に固定	アンクル枠組の上、角棒(丸棒)にて格子構造とする	320	 <p>パイプの状態が観察でき、且つ必要に応じて内部の手入れができる構造とする。</p>
4) ハンドレール・スタンション	メッキワイヤー+グリス塗布 亜鉛メッキ+カラーペイント	材質をステンレスに変更 増塗り又は塗料のグレードアップ	170 85	 <p>パイプの状態が観察でき、且つ必要に応じて内部の手入れができる構造とする。</p>

項 目	従 来 の 対 策	M/F 対 策	略 図			備 考
			従来を 100 とした経済指数 イニシャルコスト	年間消耗		
5) 通風筒 (a) 本体内部 (b) ダンパー及び軸 (c) 金網及び金網枠	鋸止め塗装 SM41材+鋸止め塗装 ゴーズワイヤー(SUSメッシュ) + SM41枠(タッピング止め)	重塗装 ステンレス材 SUSメッシュ+ステンレスFB枠(溶接止め)	163	82		
6) 空気抜管及び 側深管基部及び内面	内面: 鋸止め塗装 外面: 鋸止め塗装+カラーペイント	内面: 重塗装 外面: 基部については重塗装	115	86	空気抜管及び側深管基部	
7) 甲板補機カバー及び コントロールスパン ドボックス	鋸止め塗装+カラーペイント セミエンクローズド構造	パイプを含めて内面は重塗装 水密構造とする で非水密	130	90	内部の点検、手入れが容易なように水密蓋(バタフライナット締め付け)構造とする。 できれば小金物(蓋ヒンチ、把手等)の材質向上が望ましい。	
8) 甲板補機操作台 (プラットフォーム)	アンダル枠+鋼板張付け 鋸止め塗装+カラーペイント	アンダル枠+角棒(丸棒) の格子構造とする 増塗り又は塗料のブレードアップ	105	60	甲板との取合いスタンションはサイズアップの上重塗装する 立型をできるだけ避け、附近の構造を利用してサポートすることも配慮したい。	
9) ハッチカバー関係 (クロス部、ハウンドリーパー共通)	SM41のTOPにステンレスの丸棒を継足す	ハッチカバー関係 SM41 普通塗装 3~4回	105 ~ 110	85 ~ 90	ハッチカバー関係 SM41 普通塗装 3~4回	

10) ウォーターホース及 び接水部	普通塗装	3 ~ 4 回	タールエポキシ (ハイビル ド型) 200 μ 塗装
11) 締め付けクリート	クリックアクティングクリート	材質のグレードアップ	ロッド SUS 329
	同ロッド	SUS 304	調整ナット
	調整ナット	SUS 304	ヘッド SUS+電メッキ
	ヘッド	SUS 304	ワッシャー他 SM41+ドブ
	ワッシャー他	SM41	浸けメッキ
	クッションラバー	ラバーの締め過ぎ防止用	調整リング取付け
12) クリートホールダー	9 mm 厚	SM41	SM41+ドブ浸けメッキ
13) ベッキンクリティナー 内面	普通塗装	1 ~ 2 回	サンドブラスト+タールエ ポキシ (200 μ)
14) ホリゾンタルスティフ ナーナー (レストバー)	普通塗装	板厚の増厚	SM41+SUSライナー 重塗装
	板厚はハッチカバーのホイ ールロードにより決定	ホイール走行面のみ	ステンレスライナー取付け
	ライナー SM41	ライナーをステンレスに材 質変更	ウェッジ SNC-L
	ウェッジ S25C		サドル
15) ウェッジ部			



ホリゾンタルスティフナー上面は、ローラーの走行による
溝状摩耗が発生しやすく、溜水及び異物による腐蝕が二次
的問題となっている。
ウェッジの差し込みによる摩耗と塗膜のダメージによる腐
蝕の進度大。
6 ~ 8 年でのライナー取替時の溶接による裏面の焼損は通
常施工されにくいものである。

5.4.2 パイプ関係のメインテナンスフリー対策（三菱重工業）

(1) 検討の目的

昭和52年度に調査した艤装品及び取付部の損傷調査の船主アンケート調査の結果、パイプ関係では甲板蒸気管の腐蝕による修理実績のひん度が非常に多く報告されていた。

又、メインテナンスフリー対策案としてアルマ加工が出されて居り、これの採用による新造時の配慮すべきかを経済的な面を加へて調査検討した。

(2) 現状の調査

国内船主で実船に採用され運航中の、アルマ加工された甲板蒸気管の耐久力について調査した結果、いまだ採用後の期間も短かく腐蝕による修理実績は得られなかった。又造船所の修理実績についても同様な結果となつた。

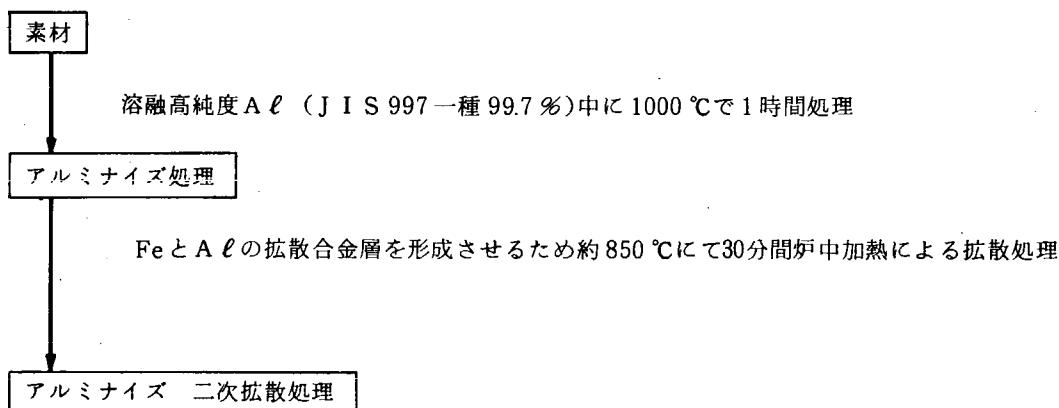
(3) アルミナライズ処理の耐食性について

過去に行なわれたアルミナライズ処理の耐食性の実験結果（目的が違うため船の条件と多少違っている）においても、その耐久力については良好な成績が得られている。（1974年3月 三菱横船にて行なった結果）

(a) 素材（低炭素鋼 ss41）表面にAℓ原子をコーティングする表面処理を施し耐食性を、400 ℃, 600 ℃ の炉内温度で、それぞれ炉内ガス雰囲気を変化させて調査を行なった。

(b) 実験条件

表面処理条件



腐食条件

温度	400 ℃	600 ℃
試験状態	• Air のみ流通	
(炉内ガス雰囲気)	• Air + 1 % HCl + 1 % SO ₂ • Air + 1 % HCl + 1 % SO ₂ + H ₂ O	

試験時間 100 時間の連続腐食試験

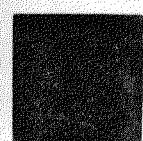
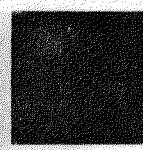
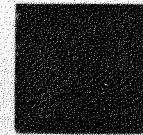
(c) 実験結果

外観状況

次頁に示す

400 °C

素材



アルミナイズ後
二次拡散処理材



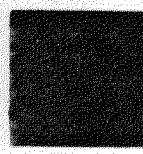
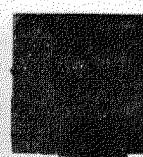
Air

炉内ガス雰囲気

1% HCl + 1% SO₂
+ H₂O + Air

600 °C

素材



アルミナイズ処理材



アルミナイズ後
二次拡散処理材



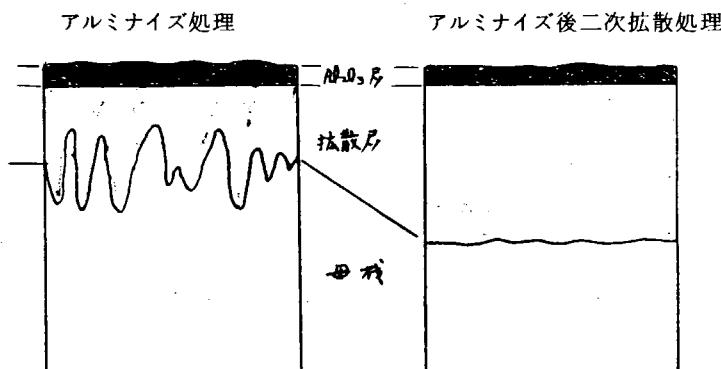
Air

炉内ガス雰囲気

1% HCl + 1% SO₂
+ Air
+ H₂O + Air

1% HCl + 1% SO₂
+ H₂O + Air

アルミニウムによる表面処理法の模式図的（吸収電子線像）な差は下図のようになる。



処理剤	99.7% Al	99.7% Al
Al ₂ O ₃ 層厚さ	= 100 μ	100 ~ 150 μ
拠散層厚さ	30 ~ 60 μ	= 300 μ

以上の結果次の結果が得られた。

- (i) 軟鋼表面を Al でコーティングする処理法は母材に対して HCl, SO₂ などの腐食性ガスを含む高温長時間使用に良好なる耐食性を与える。
- (ii) アルミニズ処理でも、さらに二次拠散処理を施し Fe-Al 拠散合金層を均一にして厚く成長させるべく処理をすると、さらに良好なる耐食性を素材に与えることとなる。

(4) アルマ加工の経済性について

新造船の甲板蒸排気管に使用される鋼管にアルマ加工を施した場合にコストアップはどの位になるか 2 つの例によって計算して見た。

船種 (G T)	钢管使用時の管重量 (K G)	銅管使用時のコスト アップ金額(千円)	アルマ加工時のコストアップ金額 (千円)
油槽船 (69,000)	20,000 (13,000)	- 5,200	2,600 -
LPG運搬船	18,000	-	2,340

注 1) 銅管使用時のコストアップ分は材料費のみで加工費分は含んでいません。

2) アルマ加工時のアップ分もアルマ加工費のみでの、いずれも平均的概算金額です。(二次拠散処理は含まず)

(5) 考察

以上の結果から甲板蒸気管にアルマ加工の管を使う事は、メインテナンスフリーを考へる上で有効な手段と考へられる。しかし、アルマ加工が採用され始めていまだ日浅く問題点もこれから出て来る可能性もあるし、修繕時の短工期で施行するには時間的に問題もある。処理素材の純度、二次拠散処理等技術的な面も更に検討を加えれば蒸気管等だけでなく、従来の亜鉛メッキに変りうる性能も持っている様に思われる所以、次の機会に更に検討をして見たい。

6 結 言

船体構造のメインテナンスフリー対策上問題となる船体構造の不連続部に発生する損傷を有効に防止するため、損傷が比較的多発する、防撓材スニップ端、開口部周辺及び桁端部について研究調査を実施し、これらの部分に亀裂を発生させないための手法に対する基礎資料が得られた。

また、艤装品も含めて、船体構造部材のメインテナンスにとって重要な防食に関して、塗膜面の劣化に大きな影響を持つ因子を抽出して研究調査した結果、塗装の施工要領及び品質管理に関する有用な基礎資料が得られた。

(1) 防撓材スニップ端近傍の応力解析

有限要素法による三次元応力解析を行なった結果、次の基本的性質が明らかになった。

- (i) スニップ端防撓材方向に沿ってのモーメント分布が明らかにされ、この分布とスニップ端との幾何学的相対位置が応力集中を決定する。
- (ii) 壁板の曲げ剛性を大きくすると、スニップ端（図3.1.4のA又はB点）よりパネル裏側の隅内溶接趾端部（図3.1.4のC点）の応力が大きくなる。
- (iii) スニップ端間隔を小さく、スティフナー端を壁板側に寄せるとスニップ端のパネル側隅肉趾端の応力集中が軽減される。
- (iv) パネルの板厚を増すことは、応力集中の軽減に有効である。
- (v) 防撓材スニップ端の高さを小さくすることは、曲げ剛性の不連続性を緩和し、応力集中の軽減に極めて有効である。

(2) 防撓材スニップ端応力の簡易計算法の確立

防撓材スニップ端に疲労亀裂の多発することはよく知られているが、どの位置に高応力が発生するのか（図3.1.4のA B及C点）は、この近傍の幾何学的寸法により、微妙に変化する。この近傍の応力分布についてFEMにより三次元的に解析した結果を参考にして梁理論により、高応力部についてStressfactorを定義して設計に使えるよう簡易計算法を導出し、その精度の良いことを検証している。従って、この方法によりスニップ端隅肉趾端部の応力が推定できる。また、本法により後述の小型模型試験及び実船例をも解析し、実船においては Stress factor $S_B \leq 6$ 程度に收めるべきことを結論づけている。

(3) スニップ端隅肉趾端部に適用するS-N線図の設定

防撓材スニップ端の疲労亀裂発生に関連して、小型模型による疲労試験を実施し、これらのFEM解析結果と從来得られていた結果を用いて、スニップ端隅肉趾端部に対して1%及び5%亀裂発生確率設計線図（S-N）を設定した。この線図中にはKtがパラメーターとして用いられ、このKtの求め方も与えられている。従って、このS-N線図を用いて、スニップ端の疲労強度が、容易に推定出来る。また、腐食環境下での小型隅肉疲労試験として3%食塩水中的平面曲げ試験を実施し、軟鋼母材のそれに対する岡崎の式でよく表現出来ることが明らかとなり、腐食環境には十分の配慮が必要であることが指摘された。

(4) 大型模型実験による桁端部構造の比較検討

貨物船の船首部船倉内の特設助骨下端に発生する亀裂に対して各種大型モデルによる疲労試験を実施して、実船の損傷を再現することが出来た。また各種構造様式を比較検討した結果、実際の設計に極めて有用な資料が得られた。

(5) 桁板開口部の補強法

二重底を含む二重船殻内の桁板、助板等にあけられている軽目孔等の開口周辺には、凹損が比較的多いが、その有効な補強方法について弾塑性計算及び小型実験を併用して、解明した結果、スティフナーによる開口周辺の補強

が面内座屈強度からみて最も有効であることが示され、開口を有するウェブの設計法が示された。

(6) 疲労強度に及ぼす応力勾配の影響

疲労強度は亀裂発生部で $K_t \delta$ のを一定とすれば、また、亀裂伝播は亀裂先端の ΔK が同じであれば、応力勾配により殆ど影響されないことが実験的に明らかにされた。

(7) 特設助骨下端構造の信頼性解析

上述(4)項で行なった大型模型実験の結果と実船損傷データとを比較することにより、実船の助骨下端に種々の構造様式を採用したときの疲労亀裂の発生寿命を推定する手法が示された。

計算に採用された実船損傷データの C O V (変動係数) が実船に採用されたときの各種構造様式の助骨について同一であると仮定すると建造後二回目の定期検査の時まで 95% の助骨が健全であるためには、平均疲労強度は 21.4 年程度必要であることが示された。

(8) 防食法及び塗装の品質管理法の設定

(i) 大型専用船のバラストタンクはもっとも腐食がいちぢるしいが、最近実施されている特殊塗装が有効である。

しかし、突合せ継手のビード表面、フリーエッジ部は塗膜の劣化がいちぢるしい。ビード表面及びフリーエッジ部に対し特殊塗装を行った場合の膜厚の状況と腐食試験の結果とから、ビード部の膜厚を平坦部と同程度とするためにはビード周辺を平坦部より多少厚めに塗装する必要があること及びエッジ部は面取り又はグラインダ R 取りすることによって切断のままで塗装するより充分な膜厚を確保出来ることが明らかになった。特に棒継ぎ部や不連続部のビード表面は充分下地処理を行なってから塗装することが望ましい。

(ii) 船体構造にとりつけられる各種艤装品の腐食や損傷について調査の結果、バルブ駆動用油圧管、通風筒、ウィンチ、ウィンドラス、舷梯、ハッチカバー、甲板蒸気排気管等に腐食や損傷が多いことが明らかになった。これらの調査結果にもとづいて艤装品の品質管理、防食対策及びそれらの経済性の評価法が示された。

以上、メインテナンスフリーに対する構造設計上の配慮と防食上の注意点が、明らかにされた。例えば(2)(3)項によりスニップ端の隅肉趾端部の疲労亀裂の防止法が示され、(5)項では、開口周辺の補強法がまた(4)、(7)項によって特設助骨下の信頼性解析の手法が例示され、(8)項では防食塗装上極めて実際的で有用な知見が得られるなど、メインテナンスフリーマニュアルに盛られるべき多量の基礎資料が得られ初期の目的は達せられたと考える。

勿論、本報告書（昭和50年度～53年度まで）に取り上げられた項目は、時間的制約のため、重点的に選択されたもののみであり、更に他の項目について調査研究の行なわれることが望ましい。また、当然のことであるが、学術の進歩に伴なって上述の結論の内容も順次改訂されるべきことは言うまでもない。